

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

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Слабий Орест Олегович

УДК 622.24.085.5 + 622.24.084.3

ДИСЕРТАЦІЯ

**Динаміка бурильного інструменту при поглибленні свердловин на морі
з плавучих засобів**

05.15.10 – Буріння свердловин

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

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

_____ О. О. Слабий

Науковий керівник Мойсишин Василь Михайлович, доктор технічних наук,
професор

Івано-Франківськ – 2018

АНОТАЦІЯ

Слабий О.О. Динаміка бурильного інструменту при поглибленні свердловин на морі з плавучих засобів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.15.10 – Буріння свердловин. – Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Івано-Франківськ, 2018.

Дану дисертаційну роботу присвячено вивченню впливу плавучої бурової установки і водовіддільної колони на динамічні режими роботи бурильного інструменту при бурінні свердловин в умовах глибокого моря. Дослідження проводились шляхом імітаційного моделювання роботи системи та аналізу отриманих результатів.

Основним напрямком подальшого розвитку існуючих моделей є їх уточнення шляхом урахування впливу нових факторів та розробка узагальнених моделей бурових систем. За об'єкт дослідження обрано систему, що включає плавучу бурову установку, натяжну систему водовіддільної колони канатного типу, яка складається з восьми одинарних натяжних пристроїв, водовіддільну колону, бурову вежу, талеву систему, компенсатор вертикальних переміщень підкронблочного типу з М-подібним важільним механізмом запобігання зношенню талевого канату, верхній привід, бурильну колону, наддолотний амортизатор та породоруйнівний інструмент.

Для вивчення динаміки роботи досліджуваної системи обрано підхід, який базується на побудові абстрагованої, багаторівневої, топологічної імітаційної моделі системи у вільній, патенто-незалежній, об'єктно-орієнтованій, декларативній мові моделювання верхнього рівня Modelica. Для цього розроблено бібліотеку OffshoreDrill, що є структурованим каталогом імітаційних моделей окремих підсистем і елементів плавучої бурової установки та правил поєднання їх між собою. Створено інструкцію з її використання, яка описує порядок побудови імітаційної моделі довільної бурової системи. Розроблені імітаційні моделі розв'язуються компіляторами мови Modelica чисельними методами в часовій

області, що дає змогу вивчати як усталені так і перехідні динамічні процеси, що виникають у досліджуваній системі.

Бібліотека OffshoreDrill створена на основі математичних моделей структурних елементів досліджуваної системи, отриманих у результаті її декомпозиції. Розроблено нові аналітичні моделі динаміки роботи наступних структурних елементів:

- водовіддільної колони, що враховує взаємний вплив поздовжніх і поперечних коливань, непостійність зусилля натягу її верхнього кінця, інерційні та фрикційні сили, що виникають внаслідок протікання промивальної рідини по колоні, а також уточнено розрахунок розподілу тиску промивальної рідини по довжині колони, що впливає на визначення «ефективного» зусилля натягу;

- бурильної колони, що враховує в першому наближенні вплив поперечних зміщень водовіддільної колони на поздовжні коливання колони труб та осьову силу на долоті.

Розроблено структурні схеми та нові імітаційні моделі натяжної системи водовіддільної колони канатного типу і компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони підкронблочного типу, які враховують особливості роботи механічних, гідравлічних, пневматичних та інших підсистем даних механізмів.

Проведено серію чисельних експериментів і здійснено аналіз отриманих результатів з вивчення особливостей роботи досліджуваної системи при різній висоті хвилювання моря, наявності чи відсутності морських течій, зміні окремих параметрів системи і режимів буріння.

Результати показали, що:

- динамічна складова зусилля натягу верхнього кінця водовіддільної колони може складати до 8% від статичного зусилля натягу і має чітко виражений нелінійний характер, тому відомі в літературі подання натяжної системи постійним зусиллям натягу, еквівалентним пружним елементом або передавальною функцією в частотній області приводять до отримання недостатньо точних результатів;

- обчислені максимальні і середньоквадратичні значення поперечних переміщень і згинаючих моментів, що виникають у водовіддільній колоні дають на

20-35% більші значення в критичних перерізах у порівнянні із класичною моделлю поперечних коливань водовіддільної колони при типових умовах роботи бурової установки, зі збільшенням висоти хвилювання моря і швидкості морських течій розходження результатів двох моделей зменшується;

– ефективність роботи компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони з пасивним режимом роботи нелінійно залежить від величини вертикальної хитавиці плавучої бурової установки;

– величина мертвого ходу компенсатора для досліджуваної компоновки бурильної колони змінювалась в діапазоні від 0,06 до 0,08 м при зміні швидкості обертання долота від 50 до 200 хв⁻¹, що обумовлено додатковим внеском коливань генерованих породоруйнівним інструментом у подоланні статичних сил тертя в ущільненнях гідроциліндрів;

– динамічна складова зусилля натягу верхнього кінця бурильної колони при зростанні висоти хвилювання моря від $H_{1/3} = 1,2$ м до $H_{1/3} = 6,0$ м змінювалась в діапазоні від 3,6% до 8,6% статичного зусилля натягу;

– коефіцієнт динамічності роботи долота при нерегулярному хвилюванні моря (від $H_{1/3} = 3,0$ м до $H_{1/3} = 6,0$ м) і пасивному режимі роботи компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони є на 12-35% більшим у порівнянні із роботою аналогічної системи при абсолютно спокійному морі ($H_{1/3} = 0,0$ м);

– при зменшенні жорсткості бурового амортизатора внесок складової від хвилювання моря в динамічну осьову силу на долоті зростає (так при жорсткості амортизатора $k_1 = 2,5$ МН/м енергія коливань при хвилюванні моря висотою до $H_{1/3} = 6,0$ м збільшилась в 7 раз у порівнянні з роботою при спокійному морі, а при жорсткості $k_1 = 10,0$ МН/м – тільки в 1,8 рази);

– врахування впливу деформації водовіддільної колони на роботу бурильної колони при нерегулярному хвилюванні моря (від $H_{1/3} = 3,0$ м до $H_{1/3} = 6,0$ м) і гібридному режимі роботи компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони призводить до зростання на 5-12% коефіцієнту динамічності роботи породоруйнівного інструменту.

В роботі подано можливі напрямки подальшого використання результатів проведених досліджень, описано можливості розроблених імітаційних моделей, запропоновано методику врахування впливу вертикальної хитавиці плавучої бурової установки на визначення прогнозованої механічної швидкості буріння.

Розроблено нову конструкцію бурового регулятора, описано його математичну модель і особливості проектного розрахунку. Запропонований буровий регулятор накопичує і перерозподіляє енергію поздовжніх і крутильних коливань, що підводиться до долота з боку бурильної колони, володіє меншими втратами енергії і кращим її накопиченням за рахунок використання хвильових пружин і планетарного роликोगвинтового механізму. Хвильова пружина дає змогу зменшити втрати на внутрішнє тертя у порівнянні із тарілчастими пружинами і забезпечити менші габарити вузла у порівнянні із спіральною пружиною. Використання планетарного ролик-гвинтового механізму дає змогу замінити в гвинтові парі тертя ковзання тертям коченням і забезпечити кращу редукцію кінематичного з'єднання.

Створення і побудова різних імітаційних моделей в середовищі мови Modelica з використанням бібліотеки OffshoreDrill дозволить оцінювати динамічні характеристики бурових механічних систем, вибирати більш ефективні параметри бурового регулятора та інших елементів компоновки, змінювати роботу долота для забезпечення зменшення собівартості бурових робіт.

Ключові слова: плавуча бурова установка, імітаційна модель, буровий регулятор, компенсатор переміщень бурильної колони, водовіддільна колона, бурильна колона.

SUMMARY

Slabyi O. O. Dynamics of a drill tool with deep wells on the sea from floating means - Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

Thesis of the Candidate of Technical Sciences (Doctor of Philosophy) scientific degree gaining according to the major 05.15.10 – Well drilling – Ivano-Frankivsk

National Technical University of Oil and Gas of the Ministry of education and science of Ukraine, Ivano-Frankivsk, 2018.

This thesis is devoted to the study of the influence of the drilling rig and the riser on the dynamic modes of the drill bit during drilling wells under deep-sea conditions. The research conducted by simulating the work of the system and analyzing the simulation results.

The main direction of further development of existing models is their refinement, taking into account the influence of new factors and the development of generalized models of drilling systems. For a simulation object has been selected a system that includes a floating drilling rig, a wire riser tension system consisting of eight single wire tensioner, riser, derrick, block-and-tackle system, crownblock have compensator, top drive, drill rig, drill shock absorber and drill bit.

To study the dynamics of the system is chosen an approach based on the construction of an abstract, multidomain, topological simulation model of the system in a free, patent-independent, object-oriented, declarative modeling language Modelica. To this end, the OffshoreDrill library has developed. It is a structured catalog of simulation models for individual subsystems and elements of a drilling rig and rules for joining.

A manual for OffshoreDrill library developed, which describes the procedure for developed an imitation model for an arbitrary drilling system. Modelica language compilers are solved the developed simulation models by numerical methods in the time domain, which makes it possible to study both established and transitional dynamic processes arising in the research system.

The OffshoreDrill library based on mathematical models structural elements of the research system obtained because of its decomposition. New analytical model of dynamics following structural elements was developed:

- drilling riser, taking into account coupled longitudinal and transverse vibrations volatility tension force its upper end, inertia and friction forces arising from the flow of riser and an updated calculation of the pressure distribution of drilling fluid along the length of the column, which affects the definition "effective" tension efforts;

- drillstring, which takes into account in the first approximation the influence of transverse displacements of the drilling riser on the longitudinal vibrations of the drill string and WOB.

The structural schemes and new simulation models of the riser wire tension system and drillstring crownblock heave compensator, which take into account the peculiarities of the work of the mechanical, hydraulic, pneumatic and other subsystems of the given mechanisms were developed.

A series of simulation experiments carried out and an analysis of the obtained results carried out to study the research system at different significant wave height, presence or absence of sea currents, changes parameters of the system and drilling practice.

The results showed that:

- the dynamic component tension force of the upper end drilling riser can be up to 8% of the static tension effort and has a clearly pronounced nonlinear character; therefore, the known tension representation in the literature of the constant tensile force equivalent to an elastic element or transfer function in the frequency domain leads to obtaining not accurate precision results;

- the calculated maximum and rms values of transverse displacements and bending moments occurring in the drilling riser give 20-35% higher values in critical sections compared to the classical model of transverse oscillations of the drilling riser under typical conditions of the drilling rig;

- the difference results of the two models decreases when increasing significant wave height and the speed of sea currents;

- the efficiency of the passive drillstring heave compensator is nonlinearly dependent on the value of the vertical displacement of the floating drilling rig;

- the difference results of the two models decreases between increasing significant wave height and the speed of sea currents;

- the backlash of the have compensator varied in the range from 0.06 to 0.08 m when the rotated speed of the bit was from 50 to 200 min⁻¹, due to the additional contribution of oscillations generated by the tricone bit in overcoming the static friction forces in the seals hydraulic cylinders;

- the dynamic component of the tensile force of the upper end of the drill column with increasing significant wave height from $H_{1/3} = 1,2$ m to $H_{1/3} = 6,0$ m varied in the range from 3,6% to 8,6% of the static tension effort;

- the dynamic factor of drill bit at irregular sea (from $H_{1/3} = 3.0$ m to $H_{1/3} = 6.0$ m) and passive heave compensator is 12-35% higher compared with the work of a similar system in a completely calm sea ($H_{1/3} = 0.0$ m);

- when the rigidity of the drill shock absorber is reduced, the contribution of the component from the sea's excitement to the dynamic axial force on the bit increases (so when the rigidity of the shock absorber $k_1 = 2.5$ MN/m, the oscillation energy in the excitement of the sea up to $H_{1/3} = 6.0$ m has increased by 7 times compared with the work at calm sea, and at hardness $k_1 = 10.0$ MN / m - only 1.8 times);

- taking into account the influence of the deformation of the drilling riser on the operation of the drill column with irregular sea excitement (from $H_{1/3} = 3.0$ m to $H_{1/3} = 6.0$ m) and active heave compensation results in an increase of 5-12% of the drill bit dynamic factor.

The paper presents possible directions for further use of the results of the conducted researches, describes the possibilities of the developed simulation models and describes the method of taking into account the influence of the vertical displacement of the floating drilling rig on the determination of the predicted mechanical speed of drilling.

A new structure of the drill shock absorber is developed. Its mathematical model and features of the design described. The proposed drill shock absorber accumulates and redistributes the energy of longitudinal and torsional vibrations, which brought to the bit by the drill string, has less energy loss and better accumulation due to the use of wave springs and a planetary roller screw mechanism. The wave spring reduces internal friction losses compared to Belleville spring and provides smaller sizes compared to a spiral spring.

Creating and constructing various simulation models in the Modelica language environment using the OffshoreDrill library will allow you to evaluate the dynamic characteristics of drilling mechanical systems, choose the more effective parameters of

the drill shock absorber and other layout elements, and change the bit's work to reduce the cost of drilling operations.

Keywords: drilling rig, simulation model, drill shock absorber, drillstring heave compensator, drilling riser, drillstring.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Список публікацій, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Мойсишин, В. М., Слабий, О. О. (2018). Створення віброзахисного пристрою для регулювання динаміки колони сталених бурильних труб і долота. *Металофізика і новітні технології*, 40(4) 541–550. doi: 10.15407/mfint.40.04.0541 (Фахове видання включене до міжнародної наукометричної бази Scopus).

2. Слабий, О. О. (2014). Дослідження динамічної складової натягу водовіддільної колони за нерегулярної хитавиці бурового судна. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. (1(50)), 119–131.

3. Слабий, О. О. (2014). Дослідження амплітудо-частотних характеристик динамічного зусилля натягу верхнього кінця водовіддільної колони та впливу на нього параметрів бурової системи. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. (2(51)), 88–94.

4. Слабий, О. О. (2014). Побудова математичної моделі компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони підкронблочного типу. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. (3(52)), 88–100.

5. Слабий, О. О. (2015). Дослідження роботи компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони із активною підсистемою замкненого циклу. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*, (4(57)), 27–35.

6. Слабий, О. О. (2015). Дослідження динаміки роботи бурильної колони при бурінні свердловини із плавучої установки. *Нафтогазова енергетика*. (2(24)), 7–15.

7. Слабий, О. О. (2016). Дослідження впливу жорсткості наддолотного амортизатора на динаміку роботи долота при поглибленні свердловини з плавучих засобів за нерегулярного хвилювання моря. *Прикарпатський вісник Наукового товариства ім. Шевченка. Число. (1(33))*, 236–247.

8. Слабий, О. О. (2017). Дослідження напружено-деформованого стану водовіддільної колони при нерегулярному хвилюванні моря. *Прикарпатський вісник Наукового товариства ім. Шевченка. Число. (1(37))*, 206–216.

Список публікацій, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

9. Слабий, О. О. (2012). Розробка бібліотеки на мові Modelica для дослідження блочних механізмів бурових систем. *Тези доповідей міжнародної науково-практичної конференції молодих учених і студентів «Техніка і прогресивні технології у нафтогазовій інженерії - 2012»* (с. 246–250). Івано-Франківськ: ІФНТУНГ.

10. Слабий, О. О. (2013). Побудова математичної моделі механізмів з'єднання водовіддільної колони з плавучою буровою установкою. *11-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові. Тези доповідей* (с. 85–86). Львів: КІНПАТРИ ЛТД.

11. Слабий, О. О. (2015). Дослідження поздовжніх коливань бурильної колони при поглибленні вертикальної свердловини із бурового судна в умовах глибокого моря. *Матеріали 4-тої Міжнародної науково-технічної конференції «Нафтогазова енергетика - 2015»* (с. 59–62). Івано-Франківськ: ІФНТУНГ.

12. Слабий, О. О. (2015). Изучение влияния качки бурового судна на осевое усилие на долоте при углублении вертикальных скважин в условиях глубокого моря. *Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика: Сборник трудов по материалам международной заочной научно-практической конференции* (с. 483). Воронеж: ФГБОУ ВО «ВГЛУ».

13. Никифорчин Ю. М., Слабий О. О. (2016) Розробка імітаційної моделі поздовжніх коливань водовіддільної колони. *Матеріали міжнародної науково-*

технічної конференції «Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу» (с. 145-148). Івано-Франківськ: ІФНТУНГ.

14. Мойсишин, В. М., Слабий, О. О. (2016). Побудова математичної моделі поперечних коливань водовіддільної колони. *Друга всеукраїнська наукова конференція «Прикладні задачі математики», присвячена 55-річчю кафедри вищої математики Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. Тези доповідей.* (с. 60–63). Івано-Франківськ: ІФНТУНГ.

Список матеріалів, які додатково відображають наукові результати дисертації:

15. Слабий, О. О. (2013). Дослідження динаміки бурової системи під час буріння свердловин на морі (огляд). *Прикарпатський вісник Наукового товариства ім. Шевченка. Число.* (1(21)), 256–320.

16. Мойсишин, В. М., Слабий, О. О. (2016). *Інструкція з використання бібліотеки моделювання «OffshoreDrill» для створення імітаційних моделей роботи бурової системи при поглибленні свердловин на морі.* Івано-Франківськ: ІФНТУНГ.

17. Слабий, О. О., Мойсишин, В. М., Векерик, В. І. (2016). *Патент на корисну модель № 114949.* Київ, Україна: Державна служба інтелектуальної власності.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	5
ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1	
СУЧАСНИЙ СТАН ДОСЛІДЖЕНЬ ДИНАМІЧНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ БУРОВОЇ СИСТЕМИ ПРИ БУРІННІ СВЕРДЛОВИН НА МОРІ	11
1.1 Особливості конструкції бурових установок для буріння свердловин в умовах глибокого моря.....	12
1.2 Дослідження динаміки роботи водовіддільної колони	22
1.3 Сучасний стан досліджень динамічних процесів в бурильній колоні і їх впливу на ефективність роботи породоруйнівного інструменту.....	31
Висновки по першому розділу.....	42
РОЗДІЛ 2	
РОЗРОБКА ІНСТРУМЕНТАРІЮ ДЛЯ СТВОРЕННЯ ІМІТАЦІЙНИХ МОДЕЛЕЙ ПЛАВУЧОЇ БУРОВОЇ УСТАНОВКИ ПРИ ПОГЛИБЛЕННІ СВЕРДЛОВИНИ В УМОВАХ ГЛИБОКОГО МОРЯ	43
2.1 Вибір підходів до створення і розв’язку моделі	44
2.2 Опис і структурний аналіз досліджуваного об’єкту	45
2.3 Моделювання хвилювання моря і хитавиці судна	50
2.4 Аналітична модель натяжної системи водовіддільної колон	53
2.5 Аналітична модель поперечних коливань водовіддільної колони	63
2.6 Побудова аналітичної моделі КВПБК підкронблочного типу	67
2.6.1 Створення моделі активної підсистеми КВПБК.....	75
2.7 Побудова математичної моделі поздовжніх коливань бурильної колони	80
2.8 Врахування впливу деформації водовіддільної колони на поздовжні коливання бурильної колони	82
Висновки по другому розділу.....	83
РОЗДІЛ 3	
ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ РОБОТИ ВОДОВІДДІЛЬНОЇ КОЛОНИ ПРИ БУРІННІ СВЕРДЛОВИНИ ІЗ ПЛАВУЧИХ ЗАСОБІВ.....	84

3.1	Побудова імітаційної моделі, методика і вхідні дані до чисельних експериментів	84
3.1.1	Побудова імітаційної моделі досліджуваної системи	84
3.1.2	Вибір вхідної інформації	87
3.2	Дослідження особливостей роботи натяжної системи водовіддільної колони і її впливу на водовіддільну колону	94
3.3	Вивчення динаміки роботи ВК при поглибленні свердловини в умовах глибокого моря	106
	Висновки по третьому розділу	122

РОЗДІЛ 4

	ДОСЛІДЖЕННЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ ДИНАМІКИ РОБОТИ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ПРИ ПОГЛИБДЕННІ ВЕРТИКАЛЬНОЇ СВЕРДЛОВИНИ В УМОВАХ ГЛИБОКОГО МОРЯ	124
4.1	Побудова імітаційної моделі і вибір вихідної інформації для моделювання	125
4.1.1	Побудова імітаційної моделі	125
4.1.2	Вибір вхідної інформації	127
4.2	Дослідження особливості роботи КВПБК з пасивним і гібридним режимом роботи при поглибленні свердловини	131
4.3	Вивчення особливості роботи бурильної колони при поглибленні вертикальної свердловини в умовах глибокого моря при пасивному і гібридному режимі роботи компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони	139
4.4	Вивчення впливу на зміну осьового зусилля на долоті жорсткості наддолотного амортизатора при поглибленні вертикальної свердловини із плавучої бурової установки з пасивним режимом роботи компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони	152
4.5	Вивчення впливу деформації водовіддільної колони на роботу бурильної колони	156
	Висновки по четвертому розділу	161

РОЗДІЛ 5

МЕТОДИ ТА ЗАСОБИ РЕГУЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ РОБОТИ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ	163
5.1 Створення бібліотеки моделювання для побудови імітаційних моделей...	164
5.2 Створення віброзахисного інструменту для регулювання динаміки роботи бурильної колони і породоруйнівного інструменту	166
5.3 Побудова математичної моделі бурового регулятора	171
5.4 Особливості проектного розрахунку планетарного роликोगвинтового механізму бурового регулятора	173
5.5 Подальша можливість використання результатів дослідження для оцінки динаміки роботи бурового інструменту при поглибленні свердловини на морі	178
Висновки по п'ятому розділу	182
ВИСНОВКИ	184
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	187
ДОДАТКИ	206

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

АЧХ – амплітудно-частотна характеристика

БК – бурильна колона

БС – бурове судно

БТ – бурильні труби

ВЗІ – віброзахисний інструмент

ВК – водовіддільна колона

КВПБК – компенсатор вертикальних переміщень бурильної колони

КНБК – компоновка низу бурильної колони

НСВК – натяжна система водовіддільної колони

НПВК – натяжний пристрій водовіддільної колони

НКВК – натяжне кільце водовіддільної колони

ПБУ – плавуча бурова установка

ПРГМ – планетарний роликотвинтовий механізм

ОБТ – обважені бурильні труби

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження. Україна задовольняє свої паливно-енергетичні потреби за рахунок власних ресурсів менше, ніж на половину. Тому існує потреба у розробці нових родовищ вуглеводнів.

Найбільш перспективним у цьому напрямку залишається введення в експлуатацію економічної зони України в Чорному морі, де за оцінками експертів 2/3 прогнозованих запасів умовного палива знаходяться в умовах глибокого моря. На сьогоднішній день ведеться розробка родовищ, що залягають в умовах неглибокого моря, однак перспективи розробки глибоководної акваторії в умовах гострого дефіциту енергоресурсів є великими.

Процес буріння свердловин на морі вирізняється декількома ключовими факторами, зокрема неможливістю забезпечення стаціонарного положення бурової установки в процесі поглиблення свердловини, що призводить до потреби використання спеціальних технічних засобів для нівелювання негативного впливу хитавиці плавучої бурової установки на роботу водовіддільної і бурильної колон. Однак на практиці повністю нівелювати вплив хитавиці ПБУ на роботу бурової системи не вдається. Тому актуальною науково-практичною задачею є визначення закономірностей впливу параметрів хвилювання моря і хитавиці плавучої бурової установки на величини динамічних зусиль в перерізах водовіддільної і бурильної колон, а також на величину динамічного зусилля на долоті.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Результати дисертаційної роботи використані при виконанні комплексної цільової програми Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу «Науково-організаційні засади нарощення видобутку вітчизняних нафти і газу та диверсифікація постачання енергетичних ресурсів для підвищення енергетичної безпеки України» спрямованої на реалізацію «Програми енергоощадливості», складової Стратегії сталого розвитку «Україна – 2020».

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є побудова імітаційних моделей елементів бурової механічної системи для удосконалення технологічних процесів при бурінні свердловин на морі з плавучих засобів.

Для досягнення поставленої мети сформульовані наступні задачі: вивчення сучасного стану досліджень процесу буріння свердловин на морі з плавучих засобів; створення ієрархічної моделі динаміки роботи механічної системи плавучої бурової установки; вивчення впливу хитавиці плавучої бурової установки на деформований стан водовіддільної колони; дослідження роботи бурильного інструменту при бурінні свердловин на морі.

Об'єкт дослідження – динаміка плавучої бурової установки та її вплив на процес буріння свердловини.

Предмет дослідження – математична модель роботи механічної системи «плавуча бурова установка – водовіддільна колона – бурильний інструмент» при поглибленні свердловин на морі із плавучих засобів.

Методи дослідження. Методичною основою досліджень є комплексний підхід до отримання моделей елементів і взаємозв'язків між ними. Побудову аналітичних моделей водовіддільної і бурильної колон здійснено шляхом складання диференціальних рівнянь з частинними похідними, крайових та початкових умов. Математичні моделі систем утримання водовіддільної і бурильної колон описані сукупністю алгебраїчно-диференціальних рівнянь роботи їхніх окремих елементів та зв'язків між ними. Побудова імітаційної моделі бурових систем велась у об'єктно-орієнтованому середовищі моделювання фізичних систем на основі мови моделювання Modelica. Розв'язок отриманих моделей здійснено компілятором мови Modelica на основі системи розв'язку диференціально-алгебраїчних рівнянь CVODES. Аналіз отриманих часових рядів і визначення основних закономірностей впливу параметрів хвилювання моря і хитавиці плавучої бурової установки на динамічні характеристики бурильного інструменту проводились в середовищах комп'ютерної алгебри.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в подальшому розвитку підходів по дослідженню динаміки роботи бурових систем при бурінні свердловин на морі. При цьому:

1. Створено нову ієрархічну модель бурової системи для буріння свердловин на морі.
2. Створено нову модель динаміки системи «бурове судно – водовіддільна колона», яка враховує конструктивні та технологічні особливості роботи натяжної системи водовіддільної колони.
3. Уточнено оцінку впливу зміни зусилля натягу верхнього кінця водовіддільної колони на її напружено-деформований стан.
4. Створено нову нелінійну імітаційну модель динаміки механічної системи «бурове судно – компенсатор вертикальних коливань – бурильна колона», яка враховує одночасний вплив на динаміку системи хитавиці бурового судна, деформації водовіддільної колони та збурення породоруйнівного інструменту.

Практичні значення одержаних результатів.

1. Розроблено бібліотеку OffshoreDrill у мові моделювання Modelica, використання якої дозволяє створювати експрес-методом імітаційні моделі роботи довільних бурових систем.
2. Розроблено «Інструкція по використанню бібліотеки моделювання «OffshoreDrill» для створення імітаційних моделей роботи бурової системи при поглибленні свердловини на морі», впроваджену в навчальному процесі Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу (ІФНТУНГ) при виконанні магістерських робіт за спеціальностями 184 «Гірництво» і 185 «Нафтогазова інженерія та технології» та передану для впровадження в ДАТ «Чорноморнафтогаз».
3. Розроблено конструкцію бурового регулятора для накопичення і перерозподілу енергії поздовжньо-крутильних коливань бурильного інструменту. Одержано патент України на корисну модель № 114949.

Особистий внесок здобувача. Автором самостійно виконано огляд літературних джерел [30], виокремлено об'єкт досліджень, обрано методи

дослідження, проведено декомпозицію досліджуваного об'єкта та його структурних елементів, підібрано математичні моделі, що описують їх роботу, розроблено уточнену модель поздовжньо-поперечних коливань водовіддільної колони [40] та наближену математичну модель для врахування впливу деформації водовіддільної колони на поздовжні коливання бурильної колони. Розроблено бібліотеку імітаційних моделей окремих структурних елементів в мові Modelica [29] та в співавторстві з науковим керівником Мойсишиним В. М. розроблено інструкцію з її застосування [19] (описано імітаційні моделі, наведені в бібліотеці OffshoreDrill, особистий внесок 50%). Із застосуванням бібліотеки автором самостійно створено імітаційні моделі роботи компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони із пасивним [34] і гібридним [37] режимом роботи, натяжної системи водовіддільної колони [31–33], систем «Бурове судно – натяжна система водовіддільної колони – водовіддільна колона» [20, 23, 40], «Бурове судно – компенсатор вертикальних переміщень бурильної колони – бурильна колона – долото» [35, 36, 38, 39] та проведено імітаційне моделювання їх роботи. Виконано аналіз отриманих результатів та досліджено вплив зміни жорсткості наддолотного амортизатора на осьову силу на долоті [39] та величину впливу деформації водовіддільної колони на поздовжні коливання бурильної колони за різної висоти нерегулярного хвилювання моря.

У співавторстві з Мойсишиним В. М. і Векериком В. І. розроблено конструкцію бурового регулятора (запропоновано використовувати планетарний роликівинтовий механізм і хвильові пружини, зроблено креслення виробу на основі схеми його роботи, особистий внесок 33%) [41]. Побудовано математичну модель роботи бурового регулятора та розглянуто окремі питання щодо проектування його планетарного роликівинтового вузла [21] (виведено кінематичну умову роботоздатності планетарного роликівинтового вузла, особистий внесок 50%).

Апробація роботи. Основні положення роботи обговорювались та доповідались на: Міжнародній науково-практичній конференції молодих учених і студентів "Техніка і прогресивні технології у нафтогазовій інженерії - 2012" (Івано-

Франківськ, 2012); 11-тому Міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові (Львів, 2013); Молодіжному форумі «Технічні і математичні науки: актуальні напрямки наукових досліджень ХХІ століття» (Воронеж, 2015); 4-тій Міжнародній науково-технічній конференції "Нафтогазова енергетика – 2015" (Івано-Франківськ, 2015); Міжнародній науково-технічній конференції «Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу» (м. Івано-Франківськ, 2016); Другій всеукраїнській науковій конференції «Прикладні задачі математики», присвяченій 55-річчю кафедри вищої математики Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу (Івано-Франківськ, 2016); спільних наукових семінарах кафедр прикладної механіки і вищої математики ІФНТУНГ (м. Івано-Франківськ, 2015-2018 р.р.); наукових семінарах та засіданнях кафедри буріння нафтових і газових свердловин ІФНТУНГ (м. Івано-Франківськ, 2012-2018 р.р.).

Публікації. За темою дисертації опубліковано 17 наукових праць, з яких 1 стаття у виданні включеному до міжнародних науково-метричних баз, 7 статей у фахових виданнях України, 6 тез наукових конференцій і симпозиумів, 1 патент на корисну модель. При цьому 8 статей і 4 тези доповідей опубліковані одноосібно.

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається із анотації, вступу, п'яти розділів, основних висновків, списку використаних джерел, що містить 186 найменування та 6 додатків. Роботу викладено на 186 сторінках машинописного тексту, вона містить 73 рисунки і 12 таблиць.

Автор дисертації висловлює щирю вдячність науковому керівнику доктору технічних наук, професору Мойсину Василю Михайловичу за постійну допомогу та увагу при виконанні роботи, а також доктору технічних наук, професору Векеріку Василю Івановичу за сприяння, слушні поради і методичну допомогу під час виконання досліджень.

РОЗДІЛ 1

СУЧАСНИЙ СТАН ДОСЛІДЖЕНЬ ДИНАМІЧНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ
БУРОВОЇ СИСТЕМИ ПРИ БУРІННІ СВЕРДЛОВИН НА МОРІ

Буріння свердловин із плавучої бурової установки (ПБУ) потребує додаткового вирішення низки завдань, що зумовлено особливістю ведення бурових робіт в умовах глибокого моря. Для цього в бурильній системі застосовують додаткові механізми, які ускладнюють конструкцію і мають значний вплив на характер її роботи. Зважаючи на високу вартість оренди ПБУ на даний час значним є зацікавлення у пошуку рішень, які б дозволили збільшити швидкість проходки свердловини і розширити можливості застосування ПБУ. Для цього важливо розуміти процеси, що проходять в буровій системі під час поглиблення свердловини.

На думку багатьох фахівців провідним методом дослідження бурових систем для буріння свердловин на морі залишатиметься вивчення їх аналітичних моделей, із наступним проведенням на їхній основі чисельних експериментів, що пов'язано із високою вартістю об'єкту досліджень для проведення натуральних експериментів, технічною складністю реєстрації процесів, що проходять в певних перетинах водовіддільних і бурильних колони і наявними обмеженнями при проведенні дослідів на масштабованих моделях.

На даний час вітчизняними і зарубіжними дослідниками розроблено велику кількість аналітичних моделей для дослідження роботи елементів бурової системи при бурінні свердловин в умовах глибокого моря, які дають змогу якісно оцінити особливості їхньої роботи і характер впливу основних чинників. Однак прогнозування динаміки роботи бурової системи на даний час є доволі складним через відсутність її узагальненої моделі, яка б могла оцінювати взаємний вплив окремих механізмів та їхніх параметрів на характер роботи системи в цілому і враховувати з достатньою точністю основні фактори, що діють на неї в процесі буріння. Це зумовлено складністю конструкції системи, наявністю в ній яскраво виражених нелінійних факторів і потребує врахування в описі динаміки роботи

складних механізмів. Це стримує розробку нових методів прогнозування показників процесу буріння, розробки підходів до управління ними із наступним їхнім застосуванням при проведенні бурових робіт.

1.1 Особливості конструкції бурових установок для буріння свердловин в умовах глибокого моря

Буріння свердловин в умовах глибокого моря проводять за допомогою напівзанурених плавучих бурових платформ і бурових суден із динамічною системою позиціонування, які забезпечують необхідну точність позиціонування ПБУ над гирлом свердловини. На жовтень 2012 року в світі існувало 83 бурових судна із яких 68 були здатні бурити при глибині моря до 7000 футів (2.13 км), а також 220 напівзанурених плавучих бурових платформ із яких 51 здатна проводити буріння при глибинах моря до 7000 футів. До 2015 року планувалось ввести в експлуатацію 47 бурових суден, всі із них здатні проводити буріння свердловин при глибинах моря до 5000 футів (1.524 км), а також 20 напівзанурених плавучих бурових платформ, 13 із яких призначені для буріння на глибині моря до 7000 футів [171]. Таким чином кількість бурових суден на кінець 2015 року мала зрости в 1.5 рази, а кількість напівзанурених бурових платформ для буріння свердловин в умовах надглибокого моря – у 1.25 рази при загальному рості будівництва установок для буріння на морі в 1.1 рази [171]. Наявне збільшення будівництва установок для буріння свердловин в умовах надглибокого моря, відображає, стійку тенденцію до збільшення обсягів розробки даних родовищ.

Складність буріння свердловин в умовах глибокого моря насамперед пов'язана з потребою подолання потужної товщі води, що володіє значною рухливістю, викликаною течіями і хвилюванням моря. Це спричиняє виникненню негативних зусиль, що діють на систему, викликає дрейф і качку ПБУ і деформацію водовіддільної колони (ВК). Для запобігання негативним впливам зовнішніх силових факторів на роботу породо-руйнівного інструменту, а також забезпечення безаварійної роботи бурової установки при бурінні на морі використовують динамічну систему позиціонування, що покликана утримувати бурове судно над

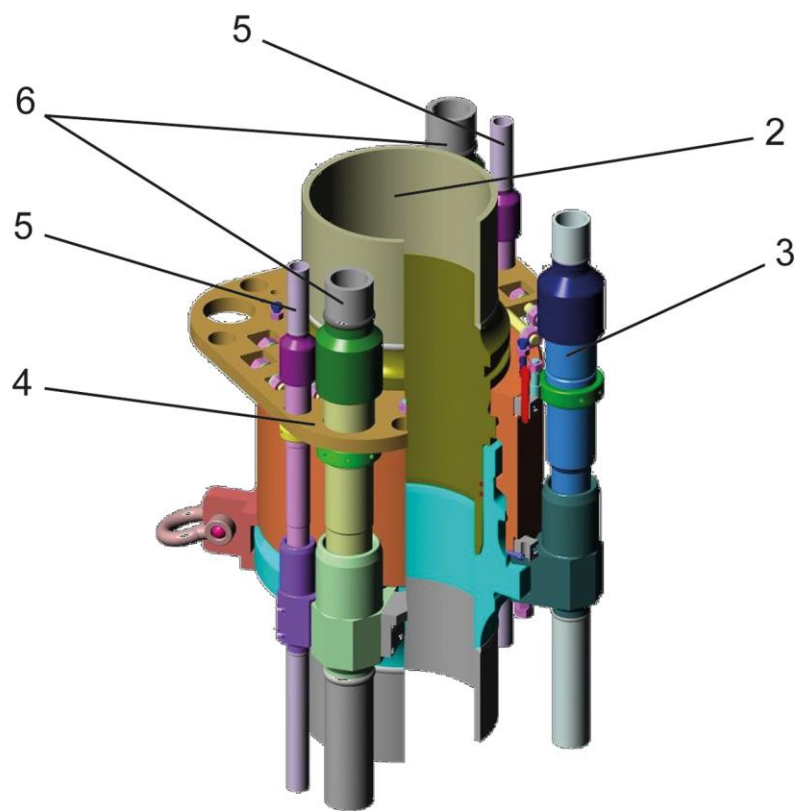
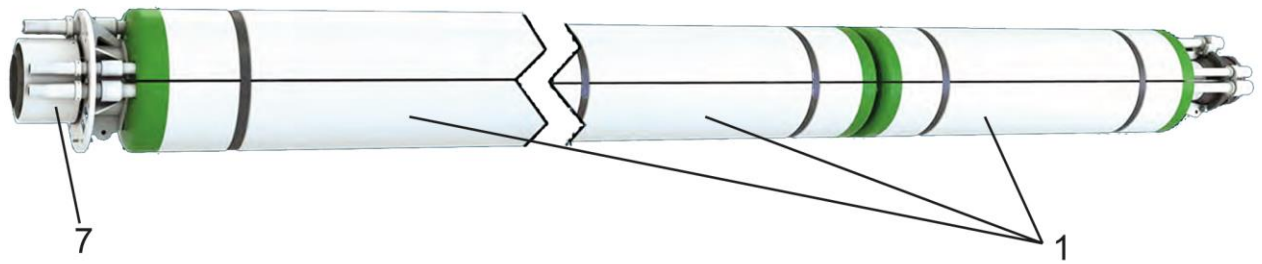
гирлом свердловини, натягну систему водовіддільної колони (НСВК), яка забезпечує постійний вертикальний натяг верхнього кінця ВК незалежно від просторового положення ПБУ і компенсатор вертикальних переміщень бурильної колони (КВПБК), для нівелювання вплив вертикальної хитавиці ПБУ на верхній кінець бурильної колони (БК).

Для захисту БК від дії зовнішніх силових факторів, а також забезпечення спрямування бурового інструменту в гирло свердловини, захисту навколишнього середовища від забруднення продуктами буріння і забезпечення замкненої циркуляції промивальної рідини використовують ВК, що являє собою стояк, який нарощується із секцій і з'єднує палубу ПБУ із гирлом свердловини.

Типову секцію ВК зображено на рис. 1.1. Вона складається із труби головного діаметру, по якій відбувається циркуляція промивної рідини і направлення бурильної колони в свердловину, і прикріплених за допомогою хомутів до неї труб меншого діаметру: штуцерного трубопроводу, трубопроводу глушіння свердловини, трубопроводу нагнітання промивальної рідини, трубопроводів керування гирловим обладнанням, а також за потреби інших трубопроводів. Для уникнення критичних розривних зусиль, до ВК великої довжини кріплять поплавки, які компенсують 96-99% ваги ВК у морській воді.

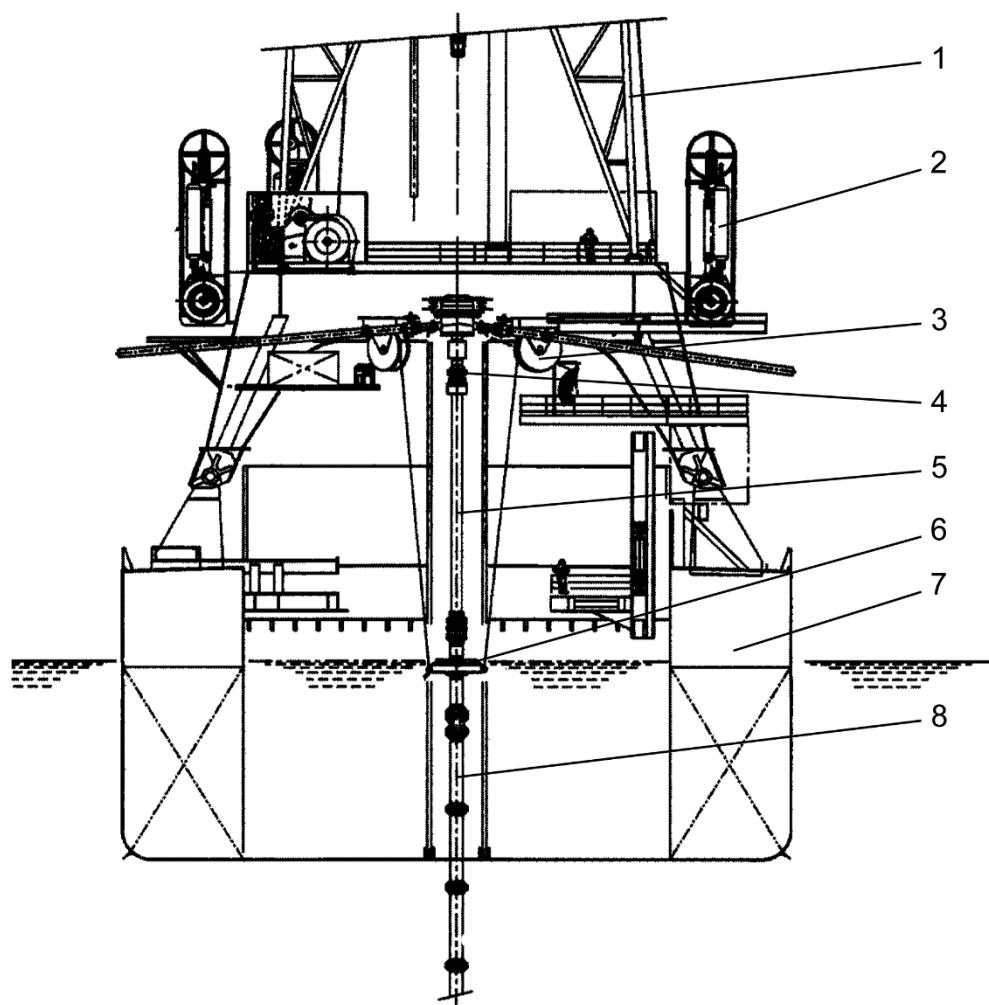
Для запобігання виникненню критичних згинаючих моментів між ВК і гирловим обладнанням внаслідок руху ВК кріпиться до гирлового обладнання через нижній сферичний шарнір. Типове кріплення ВК до ПБУ зображено на рис. 1.2. Воно складається верхнього сферичного шарніра покликаною нівелювати вплив бортової і кільової хитавиці ПБУ, телескопічної секції, що нівелює вплив вертикальної хитавиці і рискання ПБУ, а також НКВК за допомогою якого НСВК забезпечує постійний натяг верхнього кінця ВК.

Забезпечення постійного вертикального натягу НСВК відбувається за допомогою гідравлічних циліндрів, що через гідропневматичні акумулятори поршневого типу пов'язані із газовим резервуаром, об'єм якого підбирають так, щоб коефіцієнт стискуваності газу внаслідок переміщення штоків гідроциліндрів був низьким і забезпечував малу жорсткість системи.



1 – секції поплавків; 2 – труба головного діаметру; 3 – труба нагнітання бурового розчину; 4 – хомут, для кріплення допоміжних труб; 5 – гідравлічні трубопроводи управління гирловим обладнанням; 6 – штуцерна лінія і лінія глушіння свердловини; 7 – муфтове кріплення секції ВК.

Рисунок 1.1 – Типова секція водовіддільної колони [52].

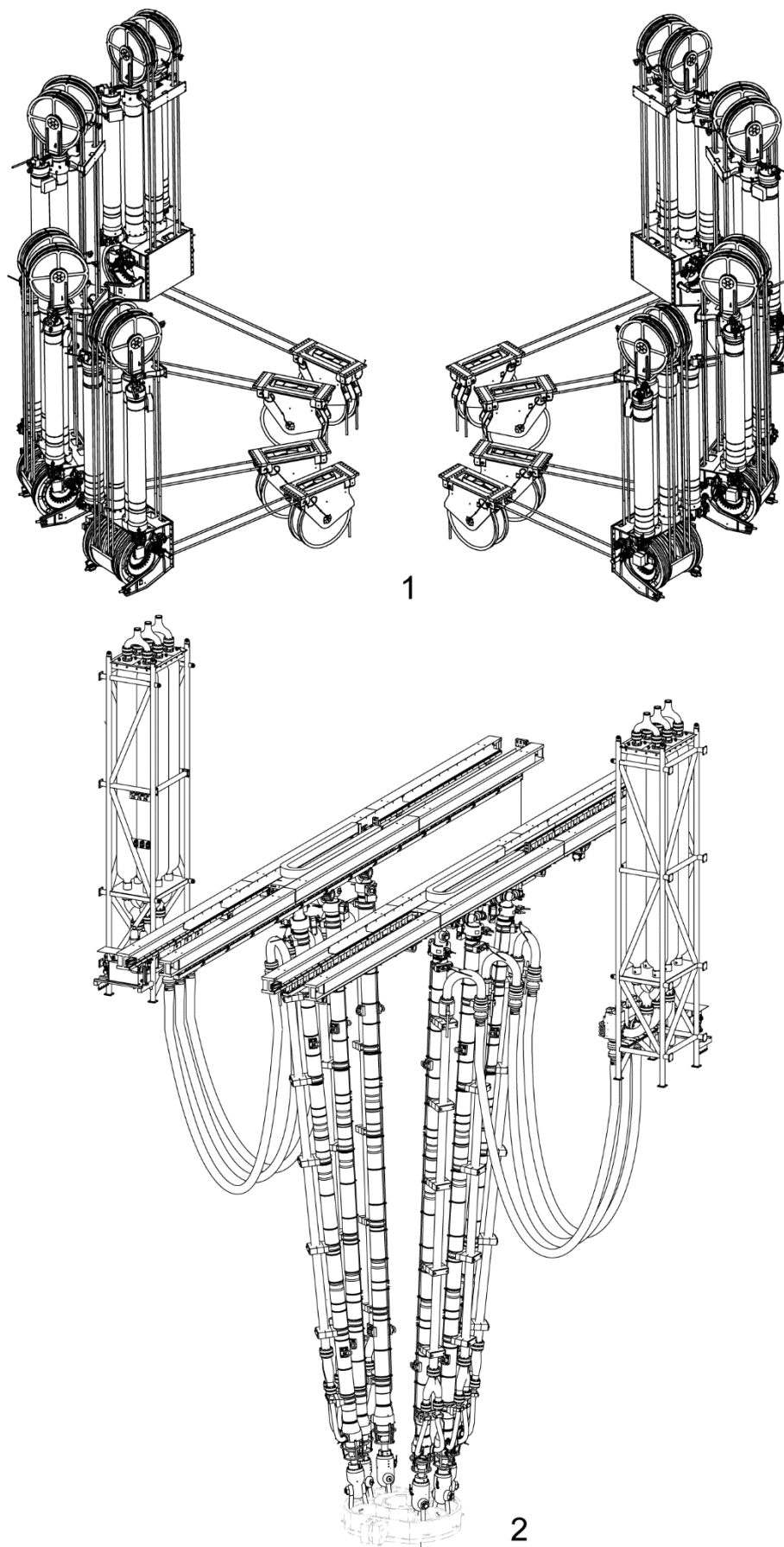


1 – бурова вежа; 2 – НПВК; 3 – відхиляючий шків; 4 – верхній сферичний шарнір; 5 – телескопічна секція; 6 – натяжне кільце водовіддільної колони (НКВК); 7 – бурове судно; 8 – ВК

Рисунок 1.2 – Кріплення водовіддільної колони до палуби бурового судна [69].

На даний час існують два типи конструктивного виконання НСВК, що відрізняються розташуванням гідроциліндрів, які показано на рис. 1.3.

В НСВК безпосередньої дії гідроциліндри шарнірно кріпляться між палубою ПБУ і НКВК. Така схема виконання є найпростішою, однак накладає додаткові вимоги до масо-габаритних показників гідроциліндрів і ускладнює обслуговування системи в процесі роботи, тому вона набула меншого поширення. У переважній більшості ПБУ на даний час застосовується НСВК натягу через троси, яка позбавлена таких недоліків. В ній гідравлічні циліндри, що здійснюють натяг



1 – НСВК натягу через троси; 2 – НСВК безпосередньої дії

Рисунок 1.3 – Типові конструкції натяжних систем водовіддільної колони [129]

винесені на палубу, а сам натяг здійснюється тросами, які поєднують натяжне кільце із гідроциліндрами через систему шківів і поліспаств.

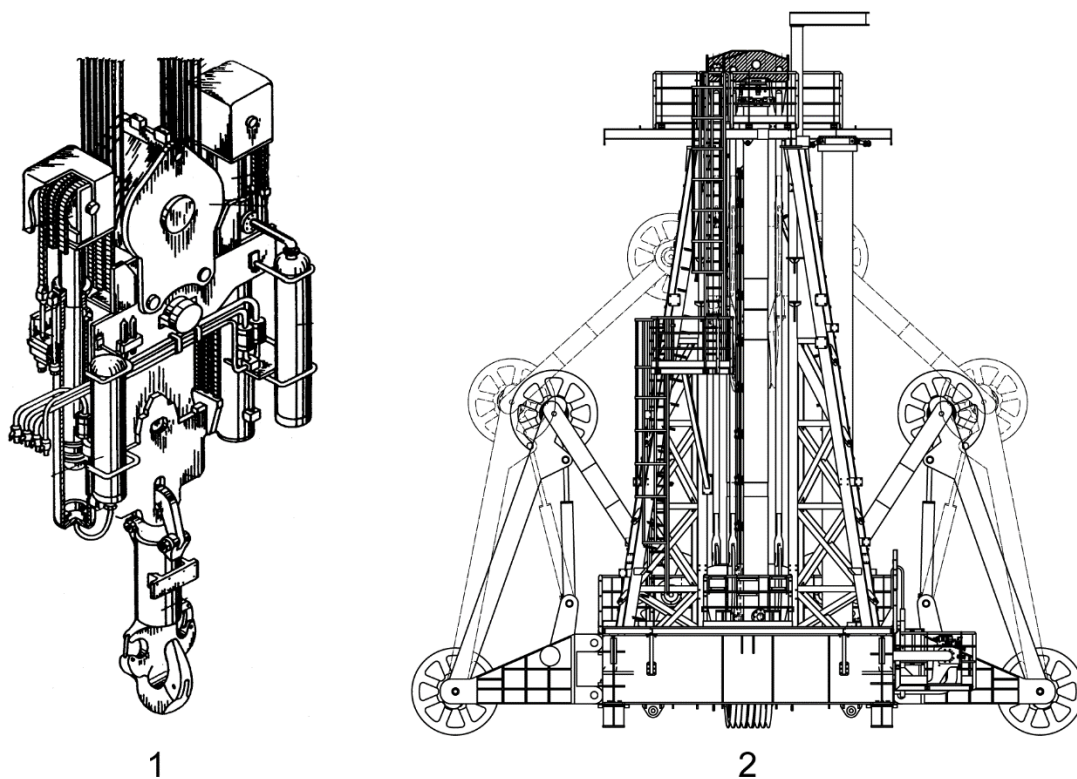
Для нівелювання впливу хитавиці ПБУ на роботу БК застосовують КВПБК, який працює за принципом забезпечення сталого зусилля утримання верхнього кінця БК. Запровадження КВПБК дозволило проводити буріння в умовах відкритого моря, а використання КВПБК в сукупності із динамічною системою позиціонування дає змогу проводити бурові роботи при шестибальному штормі, що значно розширило область можливого застосування ПБУ і зменшило втрати спричинені перебуванням ПБУ в штормових відстійниках[184].

Існуючі конструкції КВПБК за конструктивними особливостями можна розділити на наступні групи (рис 1.4):

- КВПБК, які діють за принципом зміни довжини талевого канату, зазвичай це лебідки, керування якими здійснюється за допомогою гідродвигунів або крокових двигунів;
- КВПБК, які встановлюються між талевим блоком і верхнім приводом (КВП лінійного типу), що діють за принципом зміни довжини між точками закріплення від зміни сили натягу, яка діє через них;
- КВПБК підкронблочного типу, принцип роботи яких 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 для утримання ваги БК і призводить до швидкого зношення талевого троса. Її як правило використовують для проведення каротажу і інших робіт. Інші схеми широко використовуються. Це зумовлено тим, що кожна із них має як свої недоліки так і переваги, тому їхній вибір залежить від умов роботи. КВПБК лінійного типу не потребує додаткових вимог до конструкції ПБУ. Він простий в конструкції і легкий в обслуговуванні, однак його розташування ставить жорсткі вимоги до його масо-габаритних показників, а отже обмежує максимально допустиме навантаження на гаку КВПБК. Тому на даний час КВПБК такої схеми застосовують для буріння розвідувальних, наукових і неглибоких

свердловин, а для буріння промислових свердловин використовують КВПБК підкронблочного типу, який позбавлений даних недоліків, однак потребують посилення бурової вежі і додаткового прорахунку конструкції ПБУ.



1 – КВПБК лінійного типу; 2 – КВПБК підкронблочного типу

Рисунок 1.4 – Компенсатори вертикальних переміщень бурової колони [87, 128]

КВПБК також поділяються за принципом роботи на системи: з пасивним, активним і гібридним режимом роботи. КВПБК з пасивним режимом роботи працюють за принципом накопичення із наступним розсіюванням і віддачею енергії хитавищі судна за рахунок стискування газу. Зазвичай КВПБК даного типу складається із двох гідроциліндрів, штоки яких поєднані коромислом. Вони через гідропневматичний акумулятор поршневого типу з'єднані із газовим резервуаром. Такий компенсатор не потребує зовнішніх енерговитрат і зручний в обслуговуванні. Однак невисока точність його роботи 80-90% обмежує сферу застосування даних компенсаторів [55, 184].

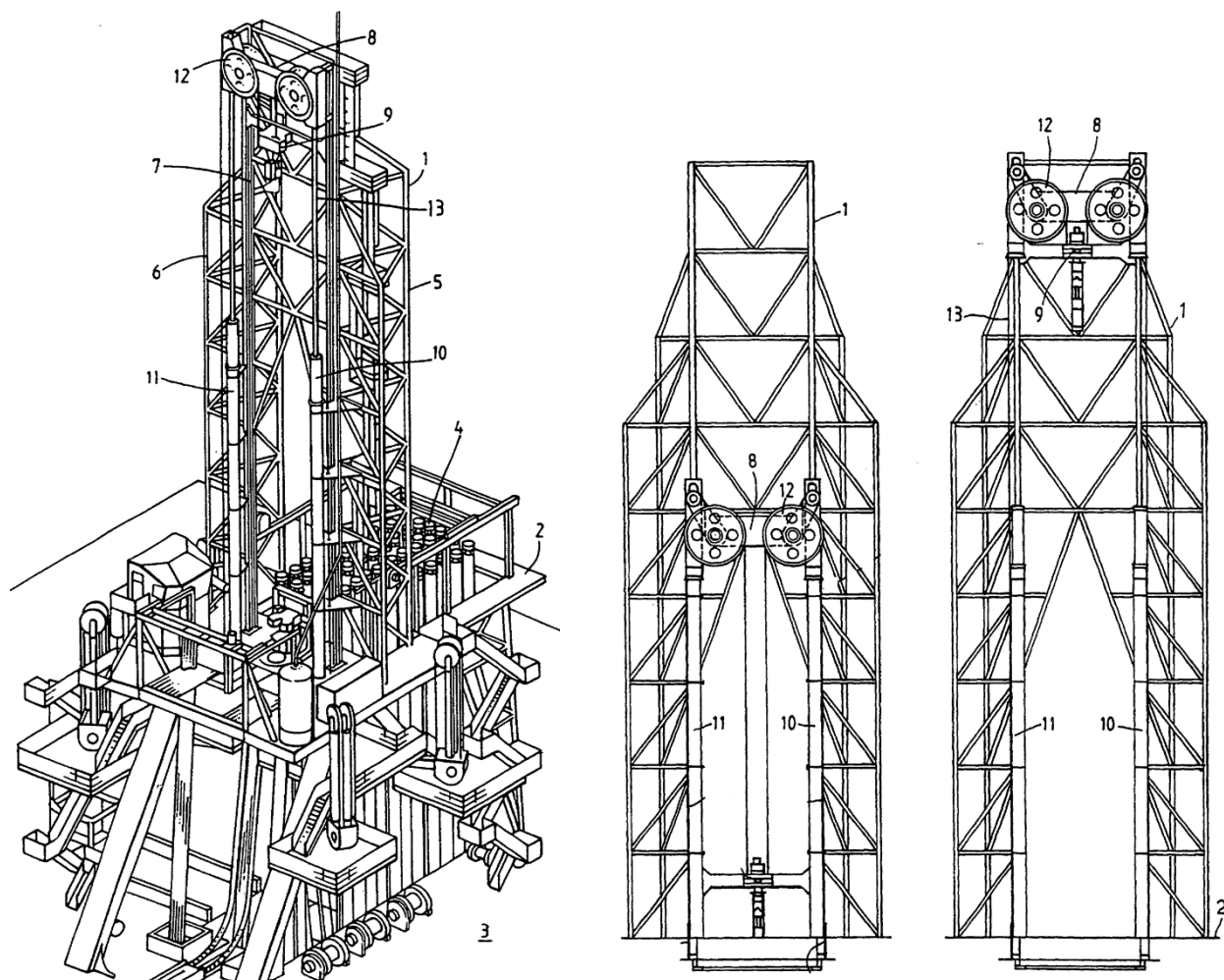
На початку 90-их років для підвищення продуктивності роботи і збільшення погодного вікна застосування ПБУ почали застосовувати КВПБК з гібридною схемою роботи, конструктивною особливістю яких є прикладання додаткового

зусилля від керованого гідроциліндра (активна підсистема). Його силовий вплив покликаний мінімізувати похибку роботи пасивної системи.

Величину переміщення штока керованого гідроциліндра визначає система управління. Вона на основі інформації від датчиків про величину вертикальної хитавиці, відхилення на кріюку та інших даних, а також математичної моделі закладеної в неї подає сигнал керування. Використання такого підходу дозволило при помірних енергетичних затратах забезпечити достатню точність роботи КВПБК, що значно розширило можливості застосування ПБУ. Окрім цього пропонувались моделі утримання БК завдяки використанню виключно активної системи, однак через значні енергозатрати вони не набули поширення.

Наявність хитавиці ПБУ вносить додаткові вимоги до конструкції бурової вежі, що зумовлено додатковими інерційними, гравітаційними і вітровими навантаженнями, які діють як на неї, так і на КВПБК. При бурінні на морі найбільшого поширення набули бурові вежі баштового типу, а виходячи з потреби в пришвидшенні підготовчих процесів при бурінні свердловин на сьогоднішній день більшість ПБУ для буріння в умовах надглибокого моря виконуються із спареними буровими вежами, використання яких дозволяє зменшити час на буріння свердловини за рахунок паралельного виконання операцій на 20-40% [61, 89, 124]. Окрім традиційної схеми із застосуванням вежі і лебідки на сьогодні розроблено бурові установки, що використовують інші підходи, зокрема це системи National Oilwell Varco Cylinder Hoisting Rig і Aker MH RamRig. Дані системи побудовані за принципом утримання ваги бурильної колони за допомогою системи гідроциліндрів. Вони утримують рухому траверсу, яка рухається по вертикальних напрямних (рис. 1.5). Використання гідроциліндрів, для утримання ваги бурильної колони дозволяє одночасно використовувати їх в якості компенсатора вертикальних переміщень, так зменшити висоту і вагу фермової надбудови.

На даний час буріння на морі проводять системами верхнього приводу. Підходи до конструювання БК для буріння свердловин на морі не відрізняються від компоновки колони для буріння свердловин на суші. Однак виходячи із того, що в



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

Рисунок 1.5 – Конструкція установки Aker RamRig [173]

процесі поглиблення свердловини потрібно додатково долати товщу води, а також поширеність похило-скерованого і горизонтального буріння, до БК ставляться додаткові вимоги. Зокрема, це можливість нарощування довгих БК, додаткові вимоги до жорсткості БК і замкових з'єднань, оскільки в бурильних трубах (БТ) виникають згинаючі зусилля викликані прогином ВК внаслідок дії на неї хвилювання моря, а також в результаті викривлення свердловини. З іншої сторони використання БТ великого діаметру веде до збільшення водотоннажності ПБУ, зокрема збільшення тоннажності сховища бурильних і обсадних труб і об'єму сховищ інгредієнтів промивної рідини, а також значної зміни центра ваги ПБУ із нарощеною бурильною колоною.

На сьогоднішні переважна більшість БТ для буріння свердловин на морі виконується згідно нормалей API. Найбільшого поширення набули БТ діаметрів 5½, 5⅞, 6⅝ дюйма [104, 158].

Традиційним матеріалом для бурильних труб є сталь – S-135 по специфікації API-5d. Компаніями виробниками пропонуються бурильні труби виготовлені із сталей з кращими характеристиками – V150, UD-165, а також алюмінію, титану і композиту. Основні характеристики бурильних труб із різних матеріалів подано в таблиці 1.1

Таблиця 1.1 – Загальні характеристики матеріалів для бурильних труб [127]

Параметри	S-135	V-150	UD-165	Алюміній	Титан
Зовнішній діаметр (дюйм)	5⅞	5⅞	5⅞	5⅞	5⅞
Внутрішній діаметр (мм)	130,89	130,89	130,89	121	130,89
Товщина стінки(мм)	9,2	9,2	9,2	14,12	9,2
Границя текучості(МПа)	930,8	1034,2	1137,6	482,6	827,4
Границя міцності на розрив, Н	3755294	4172546	4589802	2890609	3338037
Вага однієї труби на повітрі, кг	3719	3719	3719	2396	2469
Вага однієї труби в промивній рідині густиною 950 кг/м ³	3180	3180	3180	1673	1931
Ціна відносно S-135	1	1.1	1.15	1.5-2.5	7-10

БТ виготовлені із алюмінію, композиту і титану мають наступні переваги в порівнянні із сталевими: краще відношення міцності до густини, менша густина матеріалу, володіють більшою гнучкістю, мають кращу втомну довговічність, характеризуються кращим корозійним і ерозійним спротивом, менше зношують обсадну колону і мають більшу стійкість при бурінні горизонтальних свердловин [103, 158, 187]. Це дає можливість використовувати їх при бурінні свердловин із значним відхиленням вибою від вертикалі, там де використання сталевих бурильних труб є проблемним. Так при бурінні двох свердловини в Південно-китайському морі із застосуванням алюмінієвих бурильних труб діаметром 5⅞ 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 зроблено наголос на кращому втомному опорі, кращій термостійкості, меншому зношенню обсадних колон і зменшенні енергетичних витрати при бурінні [187].

Аналіз рішень, які застосовуються при бурінні свердловин в умовах глибокого моря, показує, що на даний час існує декілька усталених підходів по вибору конструкції ПБУ і окремих її механізмів, які успішно виконують поставлені на них завдання. Зважаючи на складні умови роботи і високу вартість установки постійно ведуться роботи з оптимізації і розвитку конструкцій ПБУ для покращення показників роботи і розширення можливостей їхнього застосування. Зважаючи на високу вартість обслуговування основним напрямком розвитку є збільшення швидкості проходки свердловини і зменшення часу на допоміжні технологічні операції. Цього досягають завдяки автоматизації бурових робіт, використанню високовартісних прогресивних методів буріння і прагненню до паралельного виконання більшості підготовчих і допоміжних операцій.

Одним із основних чинників, що сприятимуть подальшому розвитку рішень, які використовують при бурінні свердловин на морі є математичне моделювання роботи розглянутих систем та аналітичне вивчення процесів, що проходять в них під час буріння свердловини.

1.2 Дослідження динаміки роботи водовіддільної колони

Основним методом дослідження роботи ВК залишається вивчення їхніх теоретичних моделей. Це дозволяє ще до побудови ВК на основі результатів чисельних експериментів задавати основні тактико-технічні вимоги до ВК, обґрунтовувати вибір її конструкції і регламентувати умови роботи. На думку зарубіжних фахівців дослідження теоретичних моделей залишатиметься основним методом вивчення динаміки роботи ВК, що спричинено їхньою помірною вартістю у порівнянні із дослідженнями на натуральних зразках і неможливістю

моделювання важливих факторів, що діють на ВК при дослідженні масштабованих моделей [44].

Внаслідок дії зовнішніх і внутрішніх силових факторів в процесі роботи ВК здійснює складний просторовий рух, математичний опис якого є трудомістким. Тому більшість дослідників вивчають окремі складові цього руху, вплив яких є вирішальним для певних прикладних задач. Так при перевірці ВК на міцність розглядають поперечні коливання ВК в площині дії векторів швидкостей потоку рідини, що омиває ВК. Тут виникають максимальні зміщення ВК з положення статичної рівноваги, а отже і максимальні згинаючі зусилля. Інтенсивне омивання ВК призводить до виникнення високочастотних поперечних вібрацій внаслідок зриву вихорів у площині перпендикулярній до вектору швидкостей потоку. Дані вібрації мають ключовий вплив на втомну міцність матеріалу стінки ВК і довговічність її роботи. Вивчення поздовжніх коливань не має прикладного значення і зазвичай ведеться для уточнення існуючих моделей.

Як правило у дослідженнях ВК представляють у вигляді довгого пустотілого натягнутого стрижня круглого січення з розподіленими параметрами по довжині [44, 70]. Існують моделі, де ВК розглядається як абсолютно гнучке тіло (нитка) круглого січення, або у комбінованому вигляді: на кінцях, як стрижень, а основне тіло, як нитка [17, 26]. Такий підхід використовується для спрощення математичних розрахунків, однак фізична адекватність такої моделі, на наш погляд є сумнівною.

В роботах [75, 80, 83, 112, 122, 136, 144, 172, 178, 186] приймалося, що діаметр ВК незмінний по довжині. Це давало можливість описувати динаміку ВК одним диференціальним рівнянням. Однак існують роботи де враховуються секції із поплавками, а також непостійність поперечного січення колони, в результаті чого модель ВК представляється, як стрижень із кусково-сталими параметрами [13, 67, 117].

Вважаючи, що довжина ВК і величина хвилі її вигину є значно більшими, за розміри її поперечного перерізу, ВК як правило моделюють за допомогою технічної теорії стрижнів (балка Бернуллі-Ейлера). Тому для дослідження

поперечних коливань ВК використовують систему диференціальних рівнянь з частинними похідними, складених на основі принципу Д'аламбера. Загальний вигляд рівняння поперечних коливань ВК є наступним:

$$EI \frac{\partial^4 u(z_1, t)}{\partial z_1^4} - \frac{\partial}{\partial z_1} \left(T(z_1, t) \frac{\partial u(z_1, t)}{\partial z_1} \right) + \rho_R(z_1) \frac{\partial^2 u(z_1, t)}{\partial t^2} = f(z_1, t), \quad (1.1)$$

де EI – жорсткість на згин; $T(z_1, t)$ – натяг водовіддільної колони; $\rho_R(z_1)$ – маса одиниці довжини ВК; $f(z_1, t)$ – зовнішні зусилля, що діють на елемент одиничної довжини; $u(z_1, t)$ – функція поперечного переміщення водовіддільної колони; z_1 – координата довжини ВК; t – час.

Впливом динамічної зміни сили натягу на поперечні коливання ВК в більшості робіт [13, 66, 67, 72, 75, 80, 108, 112, 114, 122, 131, 136, 144, 146, 147, 163, 167, 172, 186] нехтують, вважаючи її сталою. Однак для уточнення моделей в деяких роботах спочатку визначають зусилля натягу досліджуючи поздовжні коливання ВК, а потім враховуючи їх вплив проводять вивчення поперечних коливань, або розглядають поздовжньо-поперечні коливання ВК в одній площині [63, 71, 105–107] чи проводять дослідження просторового руху ВК [64]. При вивченні поздовжньо-поперечних коливань ВК, зазвичай їх описують наступною системою диференціальних рівнянь з частинними похідними:

$$\begin{aligned} EI \frac{\partial^4 u(z_1, t)}{\partial z_1^4} - \frac{\partial}{\partial z_1} \left(\varepsilon(z_1, t) \frac{\partial u(z_1, t)}{\partial z_1} \right) + m(z_1) \frac{\partial^2 u(z_1, t)}{\partial t^2} = f_u(z_1, t); \\ -EA \frac{\partial \varepsilon(z_1, t)}{\partial z_1} + m(z_1) \frac{\partial^2 w(z_1, t)}{\partial t^2} = f_w(z_1, t), \quad \varepsilon(z_1, t) = \frac{\partial u(z_1, t)}{\partial z_1} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w(z_1, t)}{\partial z_1} \right)^2, \end{aligned} \quad (1.2)$$

де $\varepsilon(z_1, t)$ – деформація, $f_i(z_1, t)$ – зовнішні зусилля що діють по осі i .

Враховуючи нелінійність системи (1.2) дослідження поздовжньо-поперечних коливань не набули поширення. У переважній більшості існуючих робіт нехтують нелінійним членом деформації, замінюючи його лінійним. Підходи до вирішення нелінійної постановки задачі можна знайти в роботах по дослідженню механіки прискорених стрижнів [90, 107] які ґрунтуються на застосуванні методу Галеркіна і τ -методу.

Окрім описаних підходів широкого поширення набули рівняння руху динаміки ВК записані на основі варіаційних принципів таких як метод можливих переміщень і варіаційний принцип Лагранжа, які зазвичай використовують при дослідженні ВК методом кінцевих елементів [44, 59, 60, 76].

Розмаїття поставлених задач веде до того, що автори при описі моделей по-різному розставляють акценти, щодо врахування впливу окремих силових факторів на динаміку ВК. Для наочності наведемо опис підходів, щодо подання впливу окремих силових факторів, об'єднуючи їх в групи згідно їхньої фізичної природи.

Вага ВК в морській воді, зазвичай описується доданком, що враховує в силу ваги і силу Архімеда від секцій поплавків, що діють на одиницю довжини ВК і подається наступним чином:

$$F_G = g\rho_R k_b, \quad (1.3)$$

де g – прискорення вільного падіння; ρ_R – маса одиниці довжини ВК; k_b – коефіцієнт плавучості.

Переважно зміною ваги колони внаслідок хвилюванням моря (змінюється довжини зануреної частини) нехтують, однак для колон довжиною до 100 м її варто враховувати [44].

Зусилля натягу ВК є важливим чинником, що впливає на динаміку її роботи. Оскільки ВК герметично поєднує гирло свердловини із ПБУ, застосування для неї закону Архімеда, для врахування силового впливу від дії тисків промивальної рідини і морської води на стінки ВК є неможливим. Однак натурні дослідження підводних трубопроводів показували, що в них внаслідок такої дії виникає додаткове зусилля натягу трубопроводів [138], яке в зарубіжній літературі отримало назву «ефективного». В перше пояснив природу і розробив теорію опису таких сил Ч. Спаркс в роботі [162], після чого їх широко почали застосовувати при дослідженні підводних трубопроводів і ВК [44, 56, 62, 70, 133, 135, 148, 164, 174, 175]. Для ВК, що приймається стрижнем круглого січення зусилля натягу представляється наступним чином [164]:

$$T_E(z_1) = T(z_1) + \frac{\pi}{4} (p_e(z_1) D_e^2 - p_i(z_1) D_i^2), \quad (1.4)$$

де $T(z_1)$ – істинний натяг ВК в перерізі z_1 ; D_e і D_i – зовнішній і внутрішній діаметр ВК; $p_e(z_1)$ і $p_i(z_1)$ – зовнішній і внутрішній тиск, що чиниться з боку морської і промивальної рідини на стінки ВК в перерізі z_1 .

В більшості досліджень враховують лиш гідростатичний тиск. Виходячи із цього значення тиску визначають за наступними формулами:

$$p_e = \rho_w g(d - z_1); p_i = \rho_f g(d - z_1), \quad (1.5)$$

де ρ_w і ρ_f – густина морської води і промивальної рідини; d – глибина моря в точці буріння.

Однак в стандарті DNV OS-OF201 [133] пропонується розраховувати ефективне зусилля натягу ВК за формулою, яка враховує також різницю тисків для забезпечення заданої швидкості протікання промивальної рідини:

$$T_E(z_1) = T(z_1) + p_e A_e - p_i A_i - \rho_f A_i v_f^2, \quad (1.6)$$

де A_e і A_i – площа зовнішнього і внутрішнього січення ВК; v_f – швидкість протікання промивальної рідини по ВК.

Квіпер Дж. і інші в роботі [114] де вивчалась динаміка колон, які застосовують для видобутку корисних копалин із дна моря, запропонували визначати величину тиску рідини в колоні за формулою, яка враховує гідростатичний тиск, перепад тиску для забезпечення заданої швидкості циркуляції рідини і втрату тиску внаслідок опору рухові рідини:

$$p_i(z_1) = \rho_f g(d - z_1) + \frac{\rho_f v_f^2}{2} + \rho_f \frac{f}{D_i} \frac{v_f^2}{2} z_1, \quad (1.7)$$

де f – коефіцієнт втрати тиску.

Вирішальним силовим фактором, що діє на ВК, є нормальна гідродинамічна сила, яка виникає внаслідок омивання ВК потоком рідини. На сьогоднішній день загальноприйнятим є визначення її величини за допомогою аналітично-емпіричної формули Морісона:

$$\begin{aligned}
 f(x,t) = & C_M \frac{\rho_w \pi D_e^2}{4} \frac{\partial u_w(x,t)}{\partial t} - C_A \frac{\rho_w g p D_e^2}{4} \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} + \\
 & + C_D \frac{\rho_w D_e}{2} \left(u_w(x,t) - \frac{\partial w(x,t)}{\partial t} \right) \left| u_w(x,t) - \frac{\partial w(x,t)}{\partial t} \right|,
 \end{aligned}
 \tag{1.8}$$

де C_M – коефіцієнт інерційної складової; ρ_w – густина морської води; D_e – зовнішній діаметр ВК; $u_w(x,t)$ – швидкість точки рідини потоку що омиває ВК, яка визначається аналітично; C_D – коефіцієнт опору.

Питання вибору значень коефіцієнтів опору і інерції на сьогоднішній день є недостатньо вивченим і усталених рекомендацій, щодо їхнього підбору не існує. З результатів стендових досліджень відомо, що величина коефіцієнтів залежить від числа Рейнольда, числа Кьюлеган-Карпентера, форми тіла, яке омивається, шорсткості його поверхні, напрямку дії потоку на тіло і багатьох інших факторів [44, 45, 149–152]. В більшості розглянутих робіт дані коефіцієнти беруться сталими, а впливом їхньої зміни на значення гідростатичної сили нехтують заради спрощення математичних викладок. Так, коефіцієнт опору зазвичай вибирають в межах $C_D = 0,6 - 1$, а коефіцієнти інерції – $C_M = 1,5 - 2,0$.

Однак в роботах [44, 131, 186] наголошується на тому, що дані коефіцієнти є функціями і для точності отриманих результатів це потрібно враховувати. Зокрема, для тонкого довгого тіла (яким є ВК), рекомендується спочатку уточнювати значення коефіцієнта опору, оскільки він дає найбільший вклад при розрахунку нормальної гідродинамічної сили.

Величина коефіцієнта C_M приєднаної маси морської води, враховуючи те що ВК зазвичай вважається стрижнем круглого перерізу визначається наступним чином:

$$C_M \equiv C_A + 1. \tag{1.9}$$

Під час традиційної схеми буріння по ВК протікає промивальна рідина, що спричинює виникнення навантажень на ВК у вигляді сил тертя і інерції. Достатньо точно дане питання розглядається у роботах з вивчення динаміки роботи шлангів і труб [27, 137], де дані силові фактори мають вирішальне значення. Так в роботі

[137] при виведенні закону руху трубопроводу, що постачає рідину, інерційна складова, яка діє на ділянку трубопроводу з боку рідини, що протікає в трубі подається наступним чином:

$$f_f = \rho_f A_i \left(\frac{\partial^2 w(z_1, t)}{\partial t^2} + 2v_f \frac{\partial^2 w(z_1, t)}{\partial z_1 \partial t} + v_f^2 \frac{\partial^2 w(z_1, t)}{\partial z_1^2} + \frac{dv_f}{dt} \frac{\partial w(z_1, t)}{\partial z_1} \right), \quad (1.10)$$

де $w(z_1, t)$ – поперечне переміщення трубопроводу в січенні z_1 в момент часу t ; v_f – швидкість протікання рідини в трубопроводі; ρ_f – маса рідини в одиниці довжини трубопроводу; A_i – площа поперечного січення отвору трубопроводу.

Швидкість протікання промивальної рідини у ВК можна вважати сталою, тому останнім доданком зазвичай нехтують. В результаті інерційні зусилля записують наступним чином:

$$f_f = \rho_f A_i \left(v_f^2 \frac{\partial^2 w(z_1, t)}{\partial z_1^2} - 2v_f \frac{\partial^2 w(z_1, t)}{\partial z_1 \partial t} + \frac{\partial^2 w(z_1, t)}{\partial t^2} \right). \quad (1.11)$$

Такий математичний опис силового впливу від промивної рідини при дослідженні динаміки ВК зустрічається лиш в роботах [10, 112]. У інших роботах доданком, що описує силу інерції від пришвидшення Коріоліса нехтують. У деяких роботах нехтують усіма інерційними доданками, що виникають внаслідок протікання рідини. В результаті масу промивальної рідини в одиниці довжини ВК об'єднують із масою ВК і представляють її як єдину зведену масу одиниці довжини колони.

Окрім інерційних зусиль внаслідок протікання промивальної рідини по ВК також виникають сили тертя рідини об стінки ВК. Ними, зважаючи на обмеженість дослідження поздовжніх коливань ВК, зазвичай нехтують. При вивченні поздовжньо-поперечних коливань ВК через обчислювальну складність математичної моделі колони, її зазвичай представляють у вигляді системи «стрижень в потоці рідини», нехтуючи наявністю промивальної рідини у ВК. В роботі [10], описано математичну модель поздовжньо-поперечних коливань труби, враховуючи рідину, що протікає в ній, однак силами тертя промивальної рідини до водовіддільної колони також знехтувано. В огляді [44] силовий фактор, який

описує дію сили тертя промивної рідини по стінках водовіддільної колони, описують за допомогою наступної функції:

$$f_{f\tau} = \frac{\pi}{2} C_f \rho_f D_i \left(v_f - \frac{\partial u(z_1, t)}{\partial t} \right) \bigg|_{v_f - \frac{\partial u(z_1, t)}{\partial t}}, \quad (1.12)$$

де C_f – коефіцієнт сил тертя промивної рідини об стінки ВК; ρ_f – густина промивної рідини; D_i – внутрішній діаметр ВК; v_f – швидкість промивальної рідини в ВК, $u(z_1, t)$ – осьове (поздовжнє) переміщення перерізу z_1 ВК в момент часу t .

При дослідженнях динаміки БК для спрощення розрахунків даний член часто замінюють його лінійним еквівалентом:

$$f_{f\tau} = k_f \left(v_f - \frac{\partial u(z_1, t)}{\partial t} \right), \quad (1.13)$$

де k_f – зведений коефіцієнт тертя.

Для розв'язання задачі до рівнянь (1.1) і (1.2) потрібно додати початкові і граничні умови. Як правило початковою умовою служить рівняння статичної рівноваги ВК, а граничні умови накладаються в залежності від режиму роботи ВК (буріння свердловини, штормовий відстій, нарощування). Так, при бурінні свердловини нижньою граничною умовою для ВК є зазвичай ідеальний шарнір:

$$\begin{aligned} w(z_1, t) \big|_{z_1=0} &= 0; \\ \frac{\partial^2 w(z_1, t)}{\partial z_1^2} \bigg|_{z_1=0} &= 0. \end{aligned} \quad (1.14)$$

У роботах [10, 66, 169] нижню граничну умову моделюють шарніром з моментом опору руху:

$$\begin{aligned} w(z_1, t) \big|_{z_1=0} &= 0; \\ E_R I_R \frac{\partial^2 w(z_1, t)}{\partial z_1^2} \bigg|_{z_1=0} &= C_b \frac{\partial w(z_1, t)}{\partial z_1} \bigg|_{z_1=0}, \end{aligned} \quad (1.15)$$

де C_b – жорсткість на кручення нижньої шарнірної секції.

Верхньою граничну умову для ВК описують шарніром з відомими переміщеннями:

$$\begin{aligned} w(z_1, t) \Big|_{z_1=L} &= f(t); \\ \frac{\partial^3 w(z_1, t)}{\partial z_1^3} \Big|_{z_1=L} &= 0. \end{aligned} \quad (1.16)$$

Визначення величини функції $f(t)$ різні автори подають на власний розсуд. Найпоширенішим є її задання за допомогою гармонічної або полігармонічної функцій величини амплітуд і частот яких вибирались виходячи із теоретичних міркувань або отримувались шляхом розкладання енергетичного спектру хитавиці ПБУ.

Сароян А. Е. [26] пропонував записувати верхню граничну умову відомим кутом нахилу

$$\frac{\partial u(z_1, t)}{\partial z_1} \Big|_{z_1=L} = \theta(t), \quad (1.17)$$

тобто кільвоюю хитавицею ПБУ. Однак фізична адекватність такої умови для сучасних колон є сумнівною через особливість конструкції кріплення ВК, в якій наявний верхній сферичний шарнір.

У зв'язку з обмеженим вивченням повздовжніх коливань ВК, впливом роботи НСВК на динаміку ВК зазвичай нехтують, а ВК подається у вигляді жорстко защемленого стрижня [107], або стрижня, один кінець якого защемлений, а до іншого прикладено постійне зусилля натягу [60, 106]. Більш детально питання моделювання роботи НСВК висвітлено в роботах [110, 156]. В роботі [156] розглядають модель побудовану в середовищі гібридного моделювання SimulationX, що описує роботу НСВК натягу через троси із врахуванням особливостей роботи її талевої, гідравлічної і механічної систем. Дана модель є однією із найточніших, однак через спрощене представлення ВК за допомогою зосередженої маси і двох пружно-демпферних елементів вона не дозволяє вивчати поведінку системи НСВК-ВК.

1.3 Сучасний стан досліджень динамічних процесів в бурильній колоні і їх впливу на ефективність роботи породоруйнівного інструменту.

Одною із найважливіших прикладних задач при бурінні свердловин є забезпечення максимальної механічної швидкості буріння і збільшення проходки на долото, при достатньому рівні надійності і довговічності роботи елементів БК. Особливо гостро дана задача стоїть при бурінні на морі зважаючи на високу вартість оренди ПБУ і її обслуговування.

Для оцінки продуктивності вибраних режимів буріння на сьогоднішній день використовують аналітично-емпіричні залежності або експертні системи створені на основі нечіткої логіки, нейронних мереж тощо. Це зумовлено складністю і багатофакторністю задачі, відсутністю повноти інформації про умови роботи досліджуваного об'єкту, що ускладнює прогнозування процесу буріння і вибір оптимальних режимів роботи.

В дисертаційній роботі Векерика В. І. [7], де вивчався вплив динамічного навантаження на роботу породоруйнівного інструменту, запропоновано наступні залежності для оцінки зміни механічної швидкості буріння і тривалості роботи породоруйнівного інструменту:

$$\begin{aligned} V_{mech} &= Ak_d^\alpha P^\beta \omega_b^\gamma e^{\varphi t}; \\ T_d &= Bk_d^{-\alpha_1} P^{-\beta_1} \omega_b^{-\gamma_1}, \end{aligned} \quad (1.18)$$

де $A, B, \alpha, \alpha_1, \beta, \beta_1, \gamma, \gamma_1, \varphi$ – постійні емпіричні коефіцієнти, що враховують параметри компоновки і умови її роботи, які розраховуються на основі експериментальних даних роботи бурового інструменту в польових умовах, P, ω_b – осьове навантаження на долоті його швидкість обертання; k_d – коефіцієнт динамічності роботи; t – час роботи долота.

Уоррен Т. М. в роботах [180, 182] запропонував модель для визначення механічної швидкості буріння свердловини шарошковими долотами, яка була розвинута Харлендом Г. [88], Рамперсадом П. та іншими [141] і записується наступним чином:

$$\begin{aligned}
V_{mech} &= W_f \left[f_C(P_e) \left(\frac{a\sigma_p^2 D_b^3}{\omega_p \cdot P^2} + \frac{b}{\omega_b D_b} \right) + \frac{c\rho\mu D_b}{I_m} \right]^{-1}; \\
f_C(P_e) &= c_C + a_C (P_e - 120)^{b_C}; \\
W_f &= 1 - \frac{W_C \sum_{i=1}^n P_i \cdot \omega_{bi} A_{abri} \cdot \sigma_{pi}}{8}; \\
\sigma_p &= \sigma_0 (1 + a_S P_e^{b_S}),
\end{aligned} \tag{1.19}$$

де, W_f – функція зношення озброєння долота; W_C – коефіцієнт зношення озброєння долота; A_{abr} – відносна абразивність породи на вибої (значення змінюється від одиниці для твердих порід до нуля для м'яких); σ_0 – межа міцності породи при одноосьовому стиску (в лабораторних умовах); σ_p – межа міцності породи при об'ємному стиску (на вибої); P – осьове навантаження на долото; ω – кутова швидкість обертання долота; D_b – діаметр долота; a, b, c – емпіричні коефіцієнти, що характеризують конструкцію долота; a_C, b_C, c_C – емпіричні коефіцієнти, що описують властивості шламу; a_S, b_S – емпіричні коефіцієнти, що характеризують літологічну міцність породи на вибої; ρ – густина промивальної рідини; μ – пластична в'язкість промивальної рідини; I_m – модифікатор ударного навантаження від струменя промивальної рідини.

Мостофі М. та іншими [123] проведено апробацію моделі Уорена Т. для оптимізації режимів буріння в промислових умовах при буріння свердловин в Ірані. Величина похибки моделі від реальних даних складала 25% при прогнозуванні з базовими коефіцієнтами і була зменшена до 21% при корегуванні емпіричних коефіцієнтів моделі по результатах промислових даних.

Харлендом Г., Рашіді Б і іншими [94, 95, 143] на основі аналізу руйнування процесу руйнування породи на вибої шарошковими долотами запропоновано наступну формулу для визначення прогнозованої механічної швидкості буріння:

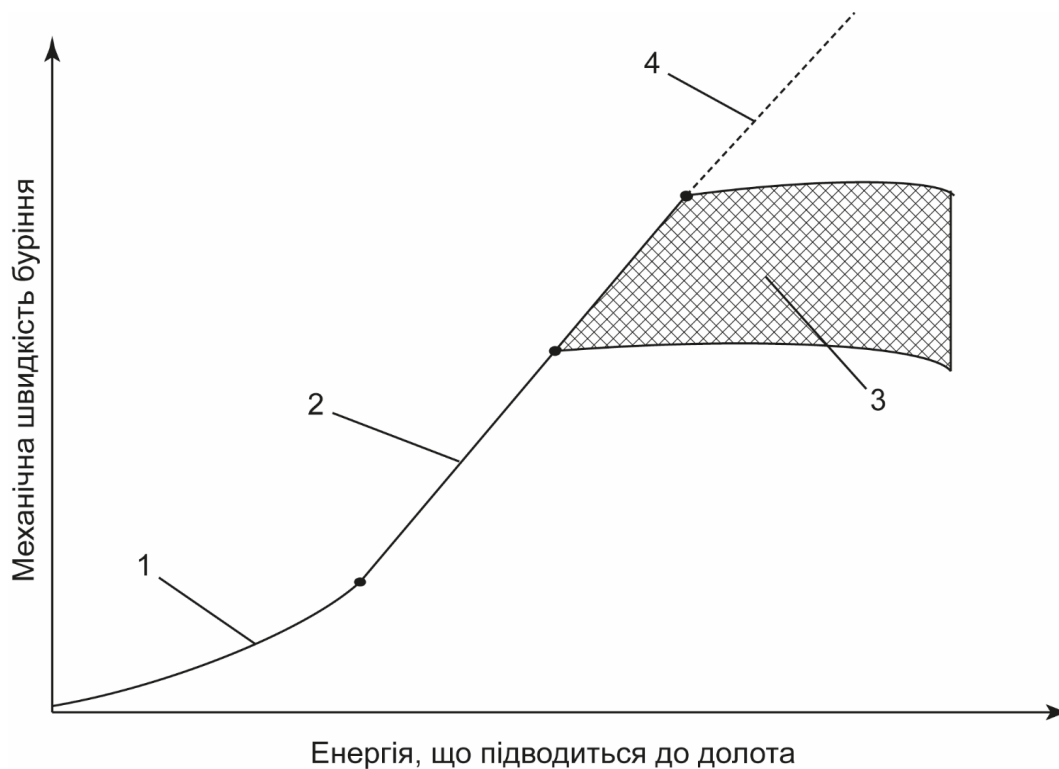
$$\begin{aligned}
 V_{mech} &= k \frac{80 \cdot n_t \cdot m \cdot \omega^a}{D_b^2 \tan^2 \psi} \left(\frac{1}{C_2} \left(\frac{P}{100 \cdot n_t \cdot l \cdot \sigma_p} - C_1 W \right) \right)^b \left(1 - d \left(\frac{DG}{8} \right)^c \right); \\
 C_1 &= \frac{1 - \sin \varphi}{2 \sin \varphi} \left[\frac{1 + \sin \varphi}{1 - \sin \varphi} \exp(\pi \tan \varphi) - 1 \right]; \\
 C_2 &= \frac{1 - \sin \varphi}{\sin \varphi} \left[(\tan \varphi + \tan \beta)(1 - \sin \varphi) \exp(2 \Xi \tan \varphi) - \tan \beta \right]; \\
 \Xi &= \beta + \frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2},
 \end{aligned} \tag{1.20}$$

де w, l, h, φ – ширина, довжина, глибина і кут при вершині виїмки, що створює зубок шарошки при вдавлюванні в породу; m_t – число заглиблень, що здійснюють зуби шарошок за один оберт долота; n – число зубків, що одночасно контактують із породою на вибої; ψ – кут залягання породи на вибої; β – половина кута загострення зуба шарошки; a, b, c, d – емпіричні коефіцієнти, що обчислюються на основі промислових даних. В даних роботах зроблено наголос на тому, що дана модель показала високу точність прогнозування на промислових даних.

В багаточисельних дослідженнях встановлено, що інтенсивність руйнування породи на вибої залежать від величини енергії, яка підводиться з боку БК до породоруйнівного інструменту, у вигляді осьового навантаження, кутової швидкості і витрати промивальної рідини, а також на наявність певного оптимального взаємозв'язку між цими параметрами. В загальному випадку співвідношення між швидкістю проходки і величиною енергії, що підводиться до долота наведена на рис. 1.6. Із графіка видно, що на певному етапі (рис. 1.6 зона 3) відбуватись зупинка росту механічної швидкості буріння при збільшенні затрачуваної енергії. Дослідники це пояснюють різними причинами, одним із яких зазначається виникнення несприятливих коливних явищ в системі «БК – долото – вибій свердловини».

За статистичними даними до 25% непродуктивного часу буріння протягом року пов'язано із виникненням критичних вібраційних процесів в БК [84]. Зважаючи на це більшість робіт по вивченню динаміки роботи БК зупиняється на вивченні причин виникнення і характеру протікання негативних динамічних явищ в БК,

серед яких можна виділити дев'ять домінуючих (табл. 1.2) і розробці рекомендацій по запобіганню їх виникнення шляхом зміни компоновки БК і режимів буріння.



1 – Область низької механічної швидкості буріння, викликана недостатньою кількістю підведеної енергії для ефективного руйнування породи; 2 – область ефективного буріння; 3 – область значних динамічних процесів в БК, що обмежують ріст механічної швидкості; 4 – область, що описує потенційний ріст механічної швидкості

Рисунок 1.6 – Залежність механічної швидкості буріння від величини енергії, що підводиться до долота [84, 126]

Одним із найпоширеніших способів керування динамічними режимами роботи БК поряд із зміною режимів буріння є встановлення в КНБК віброзахисного пристрою. Ще у 1969 Бойко В. Г., Копілов В. Е. [6] при проведенні промислових досліджень встановили, що при використанні в бурильній колоні амортизаторів падіння механічної швидкості буріння є значно меншою, ніж без них. Це збільшує тривалість роботи долота, проходки і механічної швидкості буріння на 15-20%.

Владиславєв В. С. [9] теоретично і експериментально вивчав особливості процесів руйнування породи озброєнням бурових робіт з врахуванням жорсткості

наддолотного ВЗІ. Отримані результати показали неоднозначний вплив жорсткості ВЗІ на механічну швидкість буріння і проходку на долото.

Таблиця 1.2 – Негативні динамічні процеси, що можуть виникати при бурінні свердловин і їхні основні параметри [84]

№	Форма негативних динамічних явищ	Тип коливань, які характеризують явище			Частота, Гц	Амплітуда, г
		Поздовжні	Поперечні	Крутильні		
1	Переривчате проковзування	-	-	+	0,1-5	0-10
2	Відрив долота від вибою	+	-	-	1-10	0-100
3	Кружляння долота	-	+	+	10-50	0-200
4	Кружляння КНБК	-	+	+	5-20	0-100
5	Поперечні удари	-	+	-	1-5	0-14
6	Крутильний резонанс	-	-	+	20-350	-
7	Параметричний резонанс	+	+	-	0,1-10	-
8	Вібрація бурового долота	-	+	+	20-250	-
9	Накладання різнофакторних вібрацій	+	+	+	0,1-350	-

Ейгелес Р. М., Стрекалова Р.В. [49] отримали залежності для оцінки впливу жорсткості віброзахисного інструменту в компоновці БК. Ними встановлено, що з ростом жорсткості вище 7 МН/м пружний амортизатор не впливає на механічну швидкість буріння, причому долото працює як і при жорсткій компоновці БК.

Крейл Л., Ванс Дж. [111] вивчали вплив встановлення ВЗІ різної жорсткості на динаміку породоруйнівного інструменту при різній частоті обертання БК. Отримані результати свідчать, що встановлення ВЗІ дозволяє ефективно запобігати виникненню поздовжніх вібрацій в БК при частоті обертання колони вище 100

об/хв. Похожі результати отримані Скагеном Е. і Килінгстатом А. [157] при лабораторних і польових дослідженнях впливу включення ВЗІ із стальними і гумовими пружними елементами із вираженими нелінійними властивостями в компоновку БК. Результати показують значне зниження максимальних значень пікових амплітуд зміни осьової сили на долоті і пришвидшення коливань низу БК на частотах вище 4 Гц, що відповідає частоті обертання БК більшої за 80 об/хв.

Уорен Т., Остер Дж. і інші [183] при польових дослідженнях шляхом заміру записаних вібрацій БК над вибоєм і над гирлом свердловини проводили аналіз динаміки роботи трьох компоновок БК, однієї без ВЗІ і двох із встановленням ВЗІ над долотом і на певній відстані від нього. Отримані результати свідчать, що встановлення ВЗІ над долотом, хоча відчутно не зменшує вібрації які генеруються ним, однак через малу незбалансовану масу БК величина динамічного зусилля на долоті є меншою. Також зазначено, що при встановленні ВЗІ над долотом спостерігається ріст поперечних коливань БК і можливість виникнення негативних явищ пов'язаних з цим.

Для кращого розуміння процесів, що проходять в БК, а також підходів до вибору режимів різання і характеристик ВЗІ варто проводити аналіз динаміки роботи БК на її моделях. Одними із перших загальноновизнаними роботами в даному напрямку є праці Дерінга Дж. та інших [12, 46, 79, 81], де розглянуто математичні моделі поздовжніх, поперечних і крутильних коливань БК, вплив на вібраційні процеси в БК, встановлення ВЗІ, довжини секції ОБТ і в'язкого тертя бурильних труб об промивальну рідину, вивчались особливості коливних процесів при поглибленні свердловин шарошковими долотами і долотами ріжучого типу.

Аналіз існуючих робіт показав, що на даний час немає усталених підходів, до побудови моделі БК і опису способу її кріплення. В окремих роботах БК представляють у вигляді набору зосередженими мас, з'єднаних пружними чи пружно-в'язкими елементами [11, 99, 100, 102, 130] у вигляді складеного вагового стрижня з розподіленими параметрами по довжині при нехтуванні впливом геометрії бурових замків [8, 12, 18, 46, 92, 116, 154, 168] або з її урахуванням [28]. Окрім цього по довжині БК можуть вводитися додаткові пружні, демпферні,

фрикційні та інші елементи, які моделюють окремі деталі компоновки – центратори, калібратори, розширювачі, амортизатори, вибійні двигуни тощо [7, 12, 18]. При дослідженні поздовжніх коливань, для моделювання динаміки роботи секції БК, що має однакові параметри зазвичай використовують наступне диференціальне рівняння [7, 8, 12, 16, 17, 22, 26]:

$$A_d E_d \frac{\partial u(x,t)^2}{\partial x^2} = \rho_d \frac{\partial u(x,t)^2}{\partial t^2} + \gamma \frac{\partial u(x,t)}{\partial t} + \kappa \rho_d g, \quad (1.21)$$

де A_d – площа поперечного січення; E_d – модуль пружності матеріалу БК; ρ_d – маса одиниці довжини колони; γ – коефіцієнт в'язкого тертя; $u(x,t)$ – довжина в поздовжньому напрямку січення x в момент часу t ; κ – коефіцієнт плавучості.

На думку деяких авторів модель (1.21) недостатньо враховує ряд суттєвих факторів, що впливають на динаміку БК, тому запропоновано ряд удосконалень. Так, Мойсичин В. М. [18] при побудові моделі БК для вивчення повздовжніх коливань враховував ефект гістерезисного внутрішнього тертя матеріалу бурильних труб за гіпотезою Є. С. Сорокіна, що на думку автора дає 10-20 кН додаткового навантаження на нижню опору, використав при дослідженнях наступне рівняння:

$$A_d E_d (1 + i\zeta) \frac{\partial u(x,t)}{\partial x^2} = \rho_d \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} + \gamma \frac{\partial u(x,t)}{\partial t} + \rho_d \kappa g, \quad (1.22)$$

де ζ – коефіцієнт внутрішнього гістерезисного демпфування.

Г. Рашед та інші [142] досліджували модель БК, що враховувала також тертя об стінки свердловини, внутрішнє гістерезисне тертя матеріалу труб і теплові витрати в навколишнє середовище. Для врахування даних факторів розглядалось наступне диференціальне рівняння:

$$E_d A_d \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} = \left\{ \rho_d A_d + \left[2\pi (d_e + d_i) \left(\frac{\rho_f \mu}{2\omega} \right) \right] \right\} \frac{\partial u(x,t)}{\partial t^2} + \left\{ \left[2\pi (d_e + d_i) \left(\frac{\rho_f \mu \omega}{2} \right) \right] + c_r + c_o \right\} \frac{\partial u(x,t)}{\partial t}, \quad (1.23)$$

де d_e, d_i – зовнішній і внутрішній діаметри бурильної труби відповідно; ρ_f – вага промивальної рідини в одиниці довжини БК; ω – частота обертання в рад; c_r, c_o – коефіцієнти, які враховують теплові втрати в навколишнє середовище, згасання за рахунок внутрішніх гістерезисного тертя матеріалу труб і тертя об стінки свердловини.

Для замикання рівнянь (1.21) – (1.23) на них слід накласти граничні і початкові умови. Нижньою граничною слугує процес взаємодії долота із вибоєм. Зважаючи на складність опису даного процесу, який по суті являється окремою прикладною задачею, при дослідженнях автори використовують спрощені моделі. Так в існуючих роботах характеристиками породи на вибої свердловини нехтують [73], або моделюють їх за допомогою тіла Гука [100] чи тіла Кельвіна-Фойгта [7, 18]. Динаміку трьохшарошкового долота в найпростішому випадку описують гармонічною функцією, яка враховує перекочування шарошок по нерівномірному вибої свердловини, так звані «грунтові» коливання долота [12, 50, 51, 79]:

$$u(x, t)_m \Big|_{x=0} = u(x, t)_{m+1} \Big|_{x=0} + a \sin(\omega t), \quad \omega = 2\pi \frac{3n}{60}, \quad (1.24)$$

де a – амплітуда збурених коливань; ω – циклічна частота коливань; n – частота обертання долота.

Векерик В. І., Мойсишин В. М. [7, 18] окрім «грунтових», виділяють в створеній моделі, ще й «зубкові» коливання, які виникають внаслідок перекочування зубків периферійних вінців шарошок по вибою. Граничну умову для трьохшарошкового долота вони записують наступним чином:

$$u(x, t)_m \Big|_{x=L} = u(x, t)_{m+1} \Big|_{x=L} + \sum_{i=0}^3 a_i \sin(\omega_i t + \varphi_i);$$

$$\omega_0 = 2\pi \frac{3n}{60}, \quad \omega_j = k \left(\frac{d_j}{2} - h \right) \left(1 - \cos \left(\frac{\pi}{z_j} \right) \right) \sin \beta; \quad (1.25)$$

$$h = \frac{v_{mech}}{60n}, \quad a_j = 2\pi \frac{z_j D n}{60 d_j}, \quad j = 1 \dots 3;$$

де d_j, z_j – діаметр периферійного вінця і кількість зубів j -тої шарошки; D – діаметр долота; β – кут, що враховує конусність вінця; k – коефіцієнт

пропорційності, що залежить від конструкції долота; h – середнє значення заглиблення зубця в породу; v_{mech} – механічна швидкість буріння; n – частота обертання долота.

Лі 3. [116] запропонував описувати роботу долота за допомогою змінного осьового зусилля:

$$E_d A_d \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x} \Big|_{x=L} = 1000 \sin\left(\frac{\pi N_B n t}{30}\right), \quad (1.26)$$

де N_B – кількість шарошок долота. Однак на нашу думку фізична адекватність такої моделі є сумнівна.

Більш детально питання кінематики і динаміки роботи долота, а також його взаємодії із вибоєм розглядалися Молдавцевим С. А. [22], Спаносом П. Д. [161], Наганаво Ш. [125, 134], Уореном Т. [181] і іншими дослідниками. Ними отримані складніші моделі роботи долота, які описують процес руйнування породи на вибої, вплив спрацювання озброєння долота на АЧХ його роботи тощо.

Особливістю буріння свердловин на морі, є наявність складних динамічних процесів, що діють на верхню частину БК. Верхньою граничною умовою при бурінні свердловини на морі слугує опис роботи КВПБК. Зважаючи на обмежену кількість досліджень з вивчення роботи БК при бурінні свердловини на морі, а також складність і різноманітність існуючих конструкцій КВПБК дослідники пропонують різноманітні підходи, щодо опису верхньої граничної умови, які різняться ступенем спрощення, кількістю врахованих основних факторів, що впливають на роботу КВПБК, а також підходами щодо опису окремих процесів. Так, в найпростішому випадку [132] КВПБК подано у вигляді еквівалентного нелінійного пружно-в'язкого тіла (рис. 1.7 а) і записується, як відоме переміщення верхнього кінця БК:

$$u(x,t) \Big|_{x=0} = 0.5 H(\omega) \xi(\omega, \psi) Q(\omega);$$

$$Q(\omega) = \frac{k_h - j\omega C_{eq}}{k_h - \omega^2 m_h - j\omega C_{eq} - EAkZ}; \quad (1.27)$$

$$k_h = \frac{A_c^2 p_o a}{V_0},$$

де $\xi(\omega, \psi)$ – оператор амплітудної характеристики (РАО) вертикальної хитавиці ПБУ; ψ – курсовий кут судна; $Q(\omega)$ – амплітудний оператор КВПБК; $H(\omega)$ – хвильовий спектр; ω – циклічна частота хвилювання; m_h – маса КВПБК; C_{eq} – еквівалентне лінеаризація нелінійного коефіцієнта демпфування $C_{eq} = B \frac{\partial u(x=0, t)^{a-1}}{\partial t}$; B – константа, що визначається експериментально; E – модуль Юнга матеріалу верхнього кінця БК; A – площа поперечного січення верхнього кінця БК; A_c – площа робочої поверхні гідроциліндра КВПБК; p_o – початковий тиск в газовому резервуарі; V_0 – початковий об'єм, що займає робочий газ в КВПБК; a – коефіцієнт питомої теплоємності; Z – координата верхнього кінця БК.

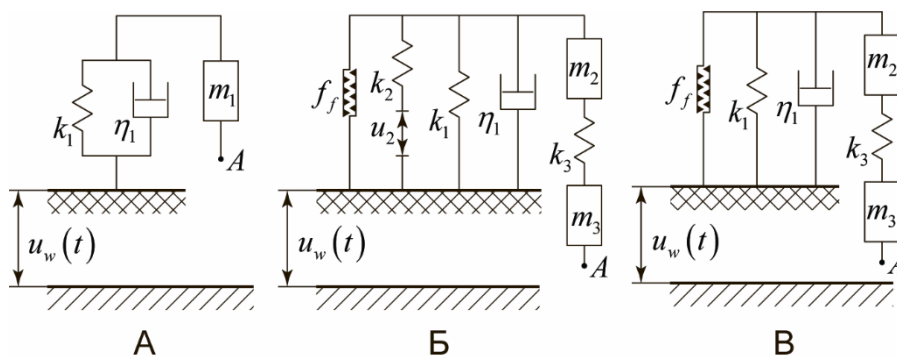


Рисунок 1.7 – Графічне подання принципів схем кріплення верхнього кінця БК при бурінні із плавучих засобів

Дж. Хатлеског [97–100] розвинув модель «ПБУ – КВПБК – БК» для КВПБК із пасивним і гібридним режимом роботи. Графічне подання моделей КВПБК, що використовував автор, подано на рис. 1.7 б, в. В них процес стискування робочого газу в газовому резервуарі описувався за допомогою еквівалентного пружного елемента. Його коефіцієнт жорсткості знаходиться за формулою:

$$k_1 = \frac{A^2 p_0 \gamma}{V_0} \quad (1.28)$$

де A – площа робочої поверхні гідроциліндрів КВПБК; p_o – початковий тиск в газовому резервуарі; V_0 – початковий об'єм, що займає робочий газ в КВПБК; γ –

коефіцієнт політропи (вибирається в залежності від газу, що використовується в системі і його тиску).

Тертя, що виникає в наслідок руху поршнів гідроциліндрів і гідропневматичних акумуляторів описують за допомогою фрикційного і демпферного елементів, які описують наявність сухого тертя Кулона, в'язкого тертя і ефекту Стрібека:

$$F_{frS} = f_v v + \left[F_{Coulomb} + F_{Stribeck} \cdot e^{-f_{exp} |v|} \right] \text{sgn}(v), \quad (1.29)$$

де f_v – коефіцієнт в'язкого тертя; v – швидкість переміщення одного тіла відносно іншого; $F_{Coulomb}$ – сила тертя Кулона; $F_{Stribeck}$ – сила тертя Стрібека; f_{exp} – коефіцієнт згасання тертя Стрібека. Талева система описана еквівалентним пружним тілом з коефіцієнтом жорсткості k_3 , а вагу рухомих частин КВПБК, кронблока, талевого блока і верхнього привода – зосередженими масами m_2 і m_3 . В разі наявності активної підсистеми вона моделюється послідовним поєднанням переміщення штоку активного гідроциліндра $u_2(t)$ і пружного елемента k_2 , що моделює пружні властивості робочої рідини в порожнинах гідроциліндра активної підсистеми.

Подальше уточнення моделі КВПБК призводить до того, що спроби отримати аналітичний розв'язок моделі є трудомістким і має обмежене практичне значення. Іншим підходом для дослідження КВПБК є дослідження його імітаційної моделі в середовищах ієрархічного гібридного мультифізичного моделювання, які дають змогу створювати і розраховувати моделі складних механізмів, що складаються із механічних, гідравлічних, електричних, електронних, пневматичних і інших компонентів. Таким шляхом досліджували динаміку КВПБК Бютліх Л., До К., Хао В і інші [65, 82, 91].

Питання динаміки взаємодії ВК і БК, що знаходиться в ній, присвячена обмежена кількість робіт, а задача врахування впливу з боку ВК на динаміку БК і відповідно ефективність роботи породоруйнівного інструменту на вибої для свердловин в умовах глибокого моря не ставилась дослідниками взагалі [24].

Аль-Батані Х. [54] здійснив спробу проаналізувати динаміку системи «ВК-БК» за допомогою розв'язку моделі методом кінцевих елементів в середовищі ANSYS. Отримані ним результати вказують, про значний вплив вібрацій від зриву вихорів

і поздовжніх переміщень ВК на динаміку БК і їх можливе підсилення на певних частотах обертання БК. Однак надто спрощена модель і відсутність інших джерел збурень БК не дозволяє оцінити загальний вклад збурень викликаних роботою ВК на динамічні процеси в БК.

Тихонов В. С. і Сафронов А. І. [166] аналізували напружено-деформований стан системи «ВК-БК», що застосовуються для розвідувального буріння виходячи із припущення збігу осьових ліній БК і ВК. Ними отримані обмеження, щодо зміщення ПБУ від гирла свердловини в залежності від заданого запасу міцності БТ, однак задачі впливу ВК на процес буріння свердловини авторами не розглядався.

В інших роботах впливом деформації ВК на динаміку БК нехтують і описують вплив ВК аналогічно стінкам свердловини.

Висновки по першому розділу

1. Процес буріння свердловин в умовах глибокого моря відрізняється від аналогічного на суші складністю бурового обладнання і динамічними навантаженнями, що виникають в системі внаслідок потреби подолання значної товщі води.

2. Основним методом дослідження динаміки роботи бурової системи при поглибленні свердловин в умовах глибокого моря залишається аналіз створених математичних і імітаційних моделей їхньої роботи в зв'язку із високою вартістю досліджуваної системи і обмеженнями для проведення натурних і лабораторних експериментів.

3. На сьогоднішній день, ще не достатньо вивчені особливості впливу хитавиці ПБУ на ефективність роботи долота і динаміку БК, а також впливу на дані процеси встановлення ВЗІ в КНБК і його характеристики.

4. Питання вивчення впливу динаміки роботи ВК на коливні процеси в БК для довгих ВК погано вивчені і на даний час відсутні роботи, в яких розглядається така постановка задачі.

Виходячи із цього було сформульовано мета і основні задачі досліджень.

РОЗДІЛ 2

РОЗРОБКА ІНСТРУМЕНТАРІЮ ДЛЯ СТВОРЕННЯ ІМІТАЦІЙНИХ МОДЕЛЕЙ ПЛАВУЧОЇ БУРОВОЇ УСТАНОВКИ ПРИ ПОГЛИБЛЕННІ СВЕРДЛОВИНИ В УМОВАХ ГЛИБОКОГО МОРЯ

Зважаючи на складність задачі дослідження динаміки роботи БК при поглибленні свердловини в умовах глибокого моря на даний час переважна більшість досліджень зосереджена на вивченні роботи окремих елементів бурової системи на їхніх спрощених моделях. Такими задачами займались Векерик В. І., Вольфрам Дж., Ву М., Гатлеског Дж., Гей Т. А., Дерінг Д. В., До К., Капустин А. Г., Кебер М., Керимов З. Г., Кірк К. Л., Корде У. А., Кроліковський Л. П., Лі Л., Люстіна А. М., Нідзвецкі Дж. М., Сароян А. Е., Сарпкая Т. А., Секстом Р. М., Тихонов В. С. і інші. Ними було розроблено низка аналітичних моделей підсистем бурової установки, що дозволило краще зрозуміти процеси, які протікають в ній і здійснити її якісний аналіз. Однак математична складність даної задачі призвела до того, що при побудові математичних моделей використовувались різноманітні спрощення, припущення і обмеження, що не дало змогу описати в достатній точності конструктивні особливості досліджуваних систем. Тому подальше удосконалення існуючих моделей можливе у двох напрямках: уточнення існуючих моделей окремих елементів бурової системи за рахунок уточнення існуючих і врахуванням нових факторів, що діють на них, а також розробка узагальнених моделей, що враховуватимуть взаємодію декількох основних елементів бурової системи між собою.

Даний розділ присвячений розробці математичних і імітаційних моделей ПБУ для вивчення динамічних процесів, що проходять в бурильній і водовіддільній колоні при поглибленні свердловини в умовах глибокого моря з врахуванням особливостей роботи засобів нівелювання негативного впливу хитавиці ПБУ.

2.1 Вибір підходів до створення і розв'язку моделі

Зважаючи на те, що досліджуваний об'єкт – ПБУ, є складною багатодоменною динамічною системою із наявними односторонніми в'язями і вираженими нелінійними властивостями [30], побудова її загальної математичної моделі і пошук її аналітичного розв'язку є нетривіальною задачею, яка не матиме практичного значення. Для дослідження складних міждисциплінарних систем на сьогодні розроблено низку підходів, які дають змогу створювати абстраговані імітаційні моделі роботи досліджуваних об'єктів, що в подальшому розв'язуються чисельними методами в часовій області. Виходячи із обраних підходів до створення імітаційних моделей їх можна згрупувати в два основних напрямки (рис. 2.1) [101]:

- енергетично обґрунтоване моделювання на основі скалярних енергетичних функцій (формалізм Лагранжа, рівняння Гамільтона тощо);
- мережеве блочне моделювання із заданими правилами поєднання (мережа Кірхгофа, бонд-графи, тощо).

Провівши аналіз недоліків і переваг існуючих підходів до моделювання роботи багатодоменних складних систем, для дослідження динаміки роботи ПБУ обрано підхід для побудови моделі досліджуваної системи, який полягає на створенні її абстрагованої, мультидоменної ієрархічної імітаційної моделі на основі принципу «мереж Кірхгофа» і об'єктно-орієнтованого моделювання, що умотивовано наступними перевагами:

- неказуальний підхід до моделювання, що знімає ряд обмежень при створенні моделі;
- інтуїтивно зрозумілий процес побудови імітаційної моделі, що полегшує побудову і сприйняття моделі;
- «модульність» імітаційних моделей, що значно спрощує балансування, тестування і оцінки адекватності отриманої імітаційної моделі;
- підтримка наслідування, дає змогу уникати значного дублювання інформації при побудові моделі, яка містить низку однакових структурних елементів;

– підтримка інкапсуляції, що спрощує створення імітаційних моделей складних систем.

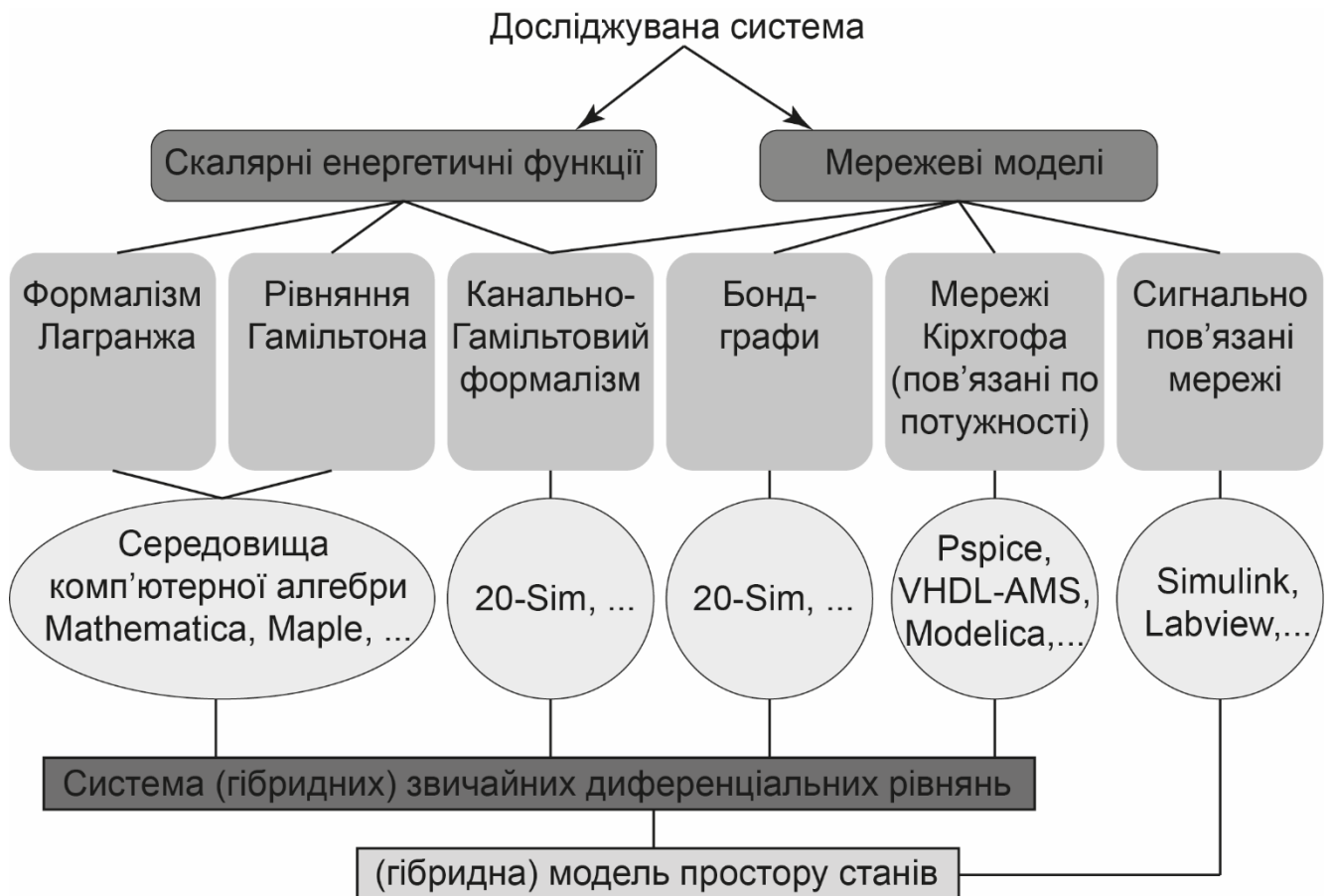


Рисунок 2.1 – Принципи побудови і комерційні обчислювальні засоби для створення моделей багатопредметних динамічних систем [101]

Зважаючи на обраний підхід потрібно провести структурний аналіз досліджуваного об'єкту, його декомпозицію на підсистеми і окремі структурні елементи і створити їхні абстраговані математичні моделі, формалізувавши зв'язки між окремими елементами системи.

2.2 Опис і структурний аналіз досліджуваного об'єкту

Зважаючи на складність описуваної системи при побудові моделі зроблено наступні припущення:

– поширення хвиль проходить в одному напрямку і всі гребні хвилі паралельні один одному;

– силовим впливом ВК і БК на динаміку БС, а також зміну положення центру мас БС внаслідок переміщення бурильних труб в процесі буріння, через їхні порівняно невеликі значення нехтуємо;

– приймаємо, що система динамічного позиціонування компенсує вплив морських течій і не впливає на хитавицю БС;

– зважаючи, що КВПБК можна зобразити у вигляді пружного тіла з малим коефіцієнтом жорсткості та виходячи із конструкцій бурових веж бурових суден, впливом деформації бурової вежі нехтуємо і вважаємо її абсолютно твердим тілом.

В результаті отримуємо розрахункову схему досліджуваного об'єкту, що наведена на рис. 2.2. Вона включає бурове судно 3, що проводить буріння вертикальної свердловини 11 глибиною h в умовах моря глибиною d . В процесі роботи на БС 3 діє морська течія 1, що описується градієнтом швидкості $w_C(z_3)$ і хвилювання моря 2, яке описуємо горизонтальною $w_w(z_3, t)$ і вертикальною $u_w(z_3, t)$ складовою швидкості точок рідини. Хвилювання моря 2 і морську течію 1 задаємо в площині M_{III} , яка знаходиться під кутом ψ до площини симетрії БС при спокійному морі M_{IV} . Морські течії 1 і хвилювання моря 2 спричиняють хитавицю БС, під дією якої БС 3 зміщується із точки D , яка є проекцією гирла свердловини C на поверхню спокійного моря в точку O . Для зручності хитавицю БС описуємо трьома векторами ξ_x , ξ_y , ξ_z і двома кутами ξ_θ , ξ_φ , які описують поздовжню, поперечну, вертикальну, бортову і кільову хитавицю БС відповідно. Для спрощення обрахунків вважаємо, що рискання БС відсутнє. На палубі БС M_{II} змонтована НСВК канатного типу 4, що складається із восьми НПВК T_1, \dots, T_8 , які за допомогою тросів через відхиляючі шківни забезпечують натяг верхнього кінця ВК 9. Нижній кінець ВК 9 кріпиться до гирлового обладнання, що змонтовано над гирлом свердловини на дні моря M_V за допомогою сферичного шарніру 10. В процесі роботи під дією морських течій 1 і хвилювання моря 2 ВК 9 і БК, що знаходиться в ній здійснює складний просторовий рух, який в площині M_{III} можна описати за допомогою двох функцій, що характеризують поперечні $w_R(z_2, t)$ і

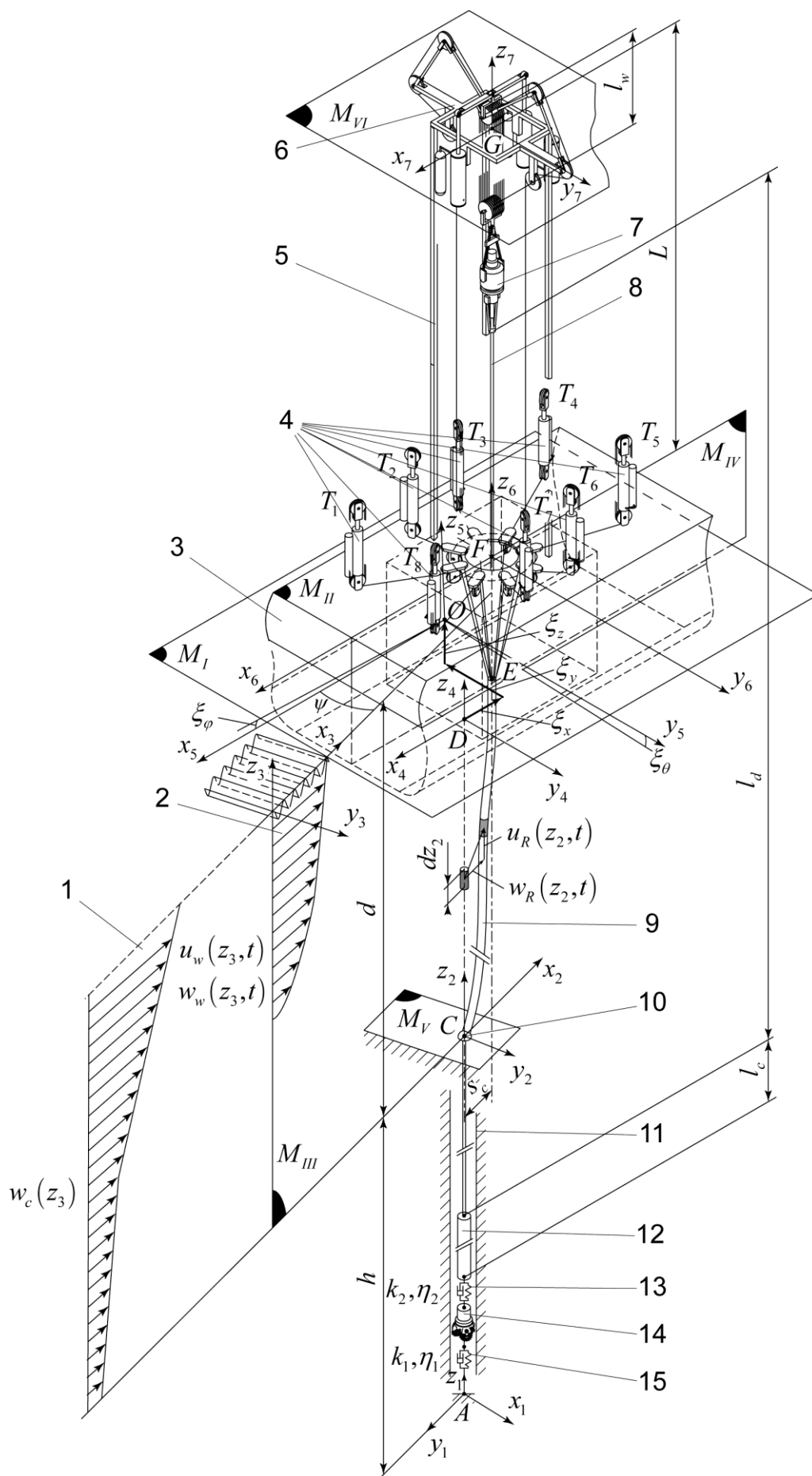


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема досліджуваного об'єкту

поздовжні $u_R(z_2, t)$ коливання ВК.

До палуби БС змонтована бурова вежа баштового типу 5 висотою L , на вершині якої кріпиться КВПБК підкронблочного типу 6, що за допомогою талевої системи довжиною l_w утримує верхній привід 7 і БК, яка складається із секції БТ 8 довжиною l_d , секції ОБТ 12 довжиною l_c , ВЗІ 13, що описується пружно-в'язким тілом з коефіцієнтом жорсткості k_2 та демпфування η_2 і трьохшарошкового долота 14. Характеристики породи на вибої описуємо тілом Фойхта із коефіцієнтом жорсткості k_1 і демпфування η_1 .

Для зручності введемо в розрахункову схему наступні системи координат:

- $x_1 y_1 z_1$, що пов'язана із вибоєм свердловини, вісь z_1 якої направлено по осі БК, а вісь $y_1 \in M_{III}$, в якій вивчається динаміка БК;
- $x_2 y_2 z_2$ – пов'язану і гирлом свердловини, осі якої паралельні $x_1 y_1 z_1$ в якій вивчатимуться коливання ВК;
- $x_3 y_3 z_3$ – пов'язану із поверхнею спокійного моря, осі якої паралельні $x_1 y_1 z_1$, відносно якої задається дія морських течій і хвилювання моря;
- $x_4 y_4 z_4$ – пов'язаної з проекцією гирла свердловини на поверхню спокійного моря, осі якої співпадають з геометрією БС при спокійному морі;
- $x_5 y_5 z_5$ – жорстко пов'язану із геометрією БС;
- $x_6 y_6 z_6$ і $x_7 y_7 z_7$ – локальними системами координат, які пов'язані із геометрією НСВК і КВПБК відповідно.

Аналіз і проведена декомпозиція фізичної моделі досліджуваного об'єкту показує, що її можна представити у вигляді багаторівневої мультидоменної системи структурна схема верхнього рівня ієрархії якої показана на рис. 2.3. На ній вказані основні підсистеми досліджуваного об'єкту а також основні взаємозв'язки між ними, які визначають динаміку системи в цілому. Можна схарактеризувати два основних джерела збурень, які впливають на динаміку ПБУ: хвилювання моря і робота долота.

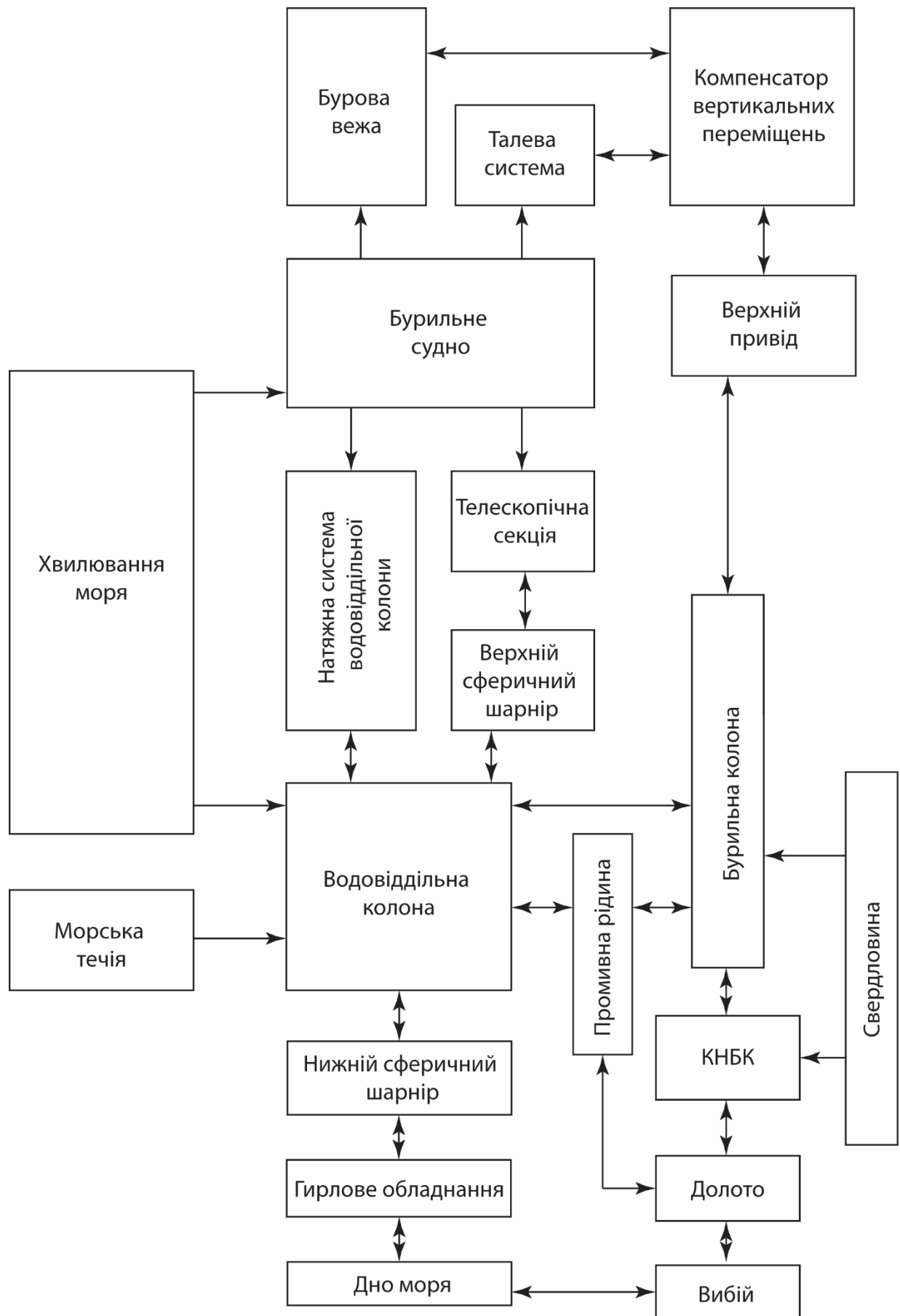


Рисунок 2.3 – Верхній рівень структури досліджуваного об'єкту

Розіб'ємо досліджувану систему на окремі підсистеми і проведемо побудову їх математичних моделей роботи.

2.3 Моделювання хвилювання моря і хитавиці судна

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. На сьогоднішній день розроблено низку теорій хвилювання моря, які покликані спростити математичну модель хвилювання для її використання у прикладних задачах. Існуючі моделі хвилювання можна поділити на три підходи: статистичний, спектральний і гідромеханічний. Гідромеханічний підхід є найбільш розвиненим і дозволяє аналітично визначати швидкості і пришвидшення будь-якої точки рідини в процесі хвилювання, що є необхідним для визначення гідродинамічного зусилля. Однак опис поверхні моря згідно даного підходу не в повні мірі відповідає реальним умовам роботи ПБУ і в основному використовується при розрахунках на міцність при критичних режимах роботи. Найбільш наближену до реальної поверхню моря можна одержати шляхом моделювання нерегулярного хвилювання, яке отримується розкладанням енергетичних спектрів, отриманих в результаті аналізу експериментальних досліджень.

На даний час найбільшого поширення для прикладних досліджень набули енергетичні спектри хвилювання моря Пірсона-Московіца і JONSWAP. В даній роботі для моделювання поверхні моря використовувався енергетичний спектр JONSWAP [96], математична викладка якого наступна:

$$S_{\eta}(\omega) = \frac{ag^2}{\omega^5} \exp\left(-\beta\left(\frac{\omega_p}{\omega}\right)^4\right) \gamma^{\alpha};$$

$$\alpha = \exp\left(-\frac{(\omega - \omega_p)^2}{2\omega_p^2\sigma^2}\right), \beta = \frac{5}{4}, \sigma = \begin{cases} 0,07 & \text{при } \omega \leq \omega_p \\ 0,09 & \text{при } \omega > \omega_p \end{cases},$$
(2.1)

де α – константа залежності швидкості вітру від довжини вибірки, для Північного моря α рівне 0,0081 – 0,01; ω – частота хвилі; ω_p – пікова частота хвилі; γ – коефіцієнт підсилення піку.

Моделювання стану поверхні моря проводиться розкладання енергетичного спектру (2.1) згідно наступного підходу:

$$\eta(t) = \sum_{n=1}^N \zeta_n \sin(\omega_n t + \varepsilon_n);$$

$$\varepsilon_n \in \{0..2\pi\}, \omega_n \in \{\Delta\omega(n-1).. \Delta\omega \cdot n\};$$

$$\Delta\omega = \frac{5\omega_p}{N}, \zeta_n = \sqrt{2 \cdot S_\eta(\omega_n) \Delta\omega},$$
(2.2)

де $\eta(t)$ – значення кривої хвилювання моря; N – кількість базових функцій, що використовують при моделюванні; ζ_n – амплітуда хвилювання n функції; ω_n – частота n функції; ε_n – фаза зсуву; ω_p – пікова частота; $\Delta\omega$ – діапазон частот базової функції.

Хвилювання моря спричинює хитавицю БС, яка є чинником збурень бурильної системи і впливає на роботу КВПБК і НПБК. Це спричиняє виникнення додаткових динамічних навантажень в системі. У загальному вигляді хитавиця судна є складним процесом, викликаним дією на судно хвильового і вітрового навантаження. На її величину впливає робота гасителів хитавиці, системи динамічного позиціонування, положення судна відносно напрямку хвилювання моря і його швидкості, геометричних параметрів судна тощо. Це можна подати, як сукупність коливань тіла з шістьма степенями вільності.

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 (залежно від характеристик потоку, що омиває судно) і рівняння нерозривності зі складними граничними і початковими умовами, що мають нестационарні члени [43]. 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 поширення в прикладних задачах не набула.

Найбільш поширеним методом визначення хитавиці ПБУ для прикладних задач за умови нерегулярного хвилювання моря є використання операторів амплітудної характеристики (Response Amplitude Operator, RAO), які призначені для перетворення енергетичного спектру хвилювання моря у енергетичний спектр хитавиці судна [69, 74, 85, 139, 165]. Наочний приклад використання RAO зображено на рис. 2.4

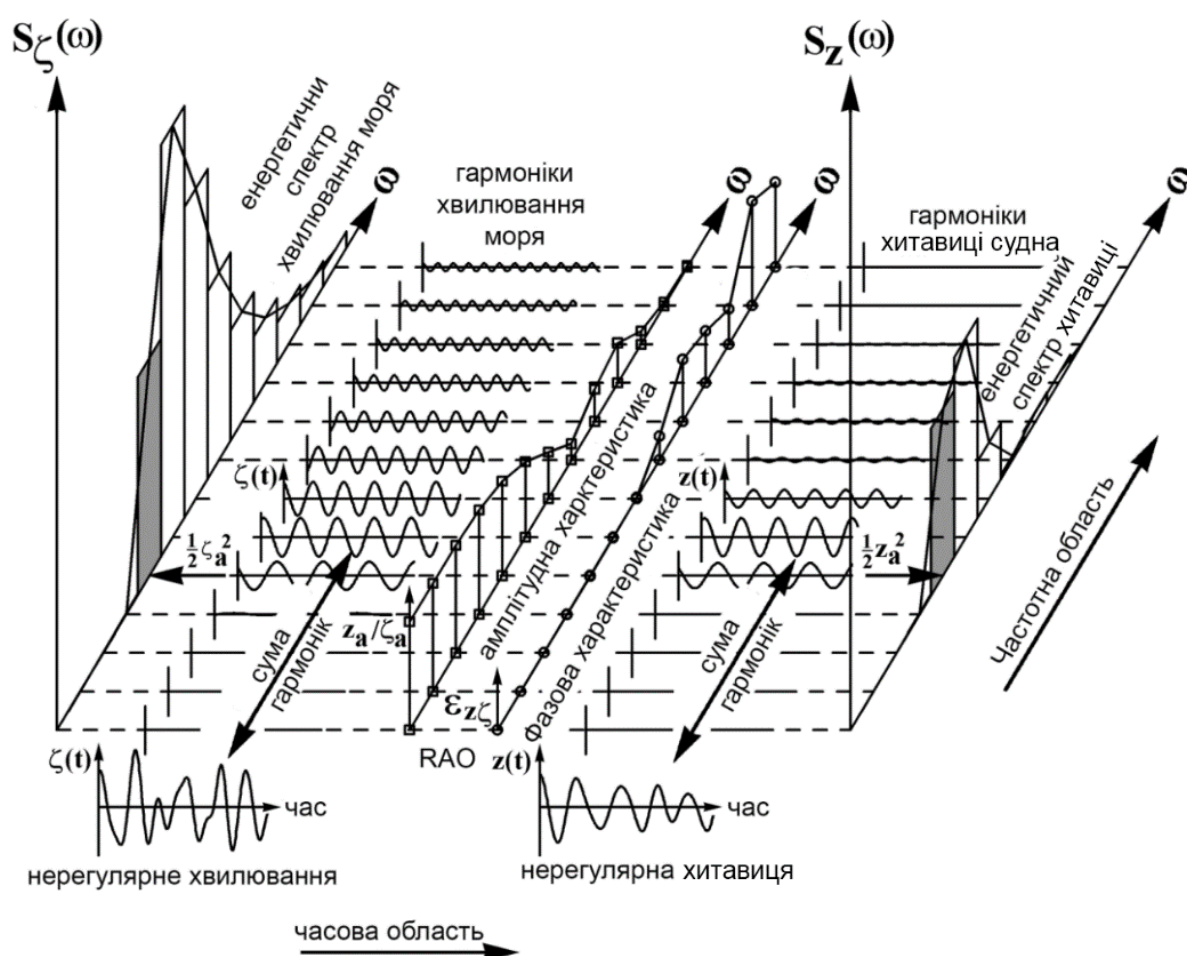


Рисунок 2.4 – Визначення хитавиці судна при нерегулярному хвилюванні [47]

В такому випадку визначення хитавиці ПБУ відбувається наступним чином:

$$\xi_j(t) = \sum_{n=1}^N \zeta_n H_j(\omega_n) \sin(\omega_n t + \varepsilon_n), \quad (2.3)$$

де $\xi_j(t)$ – хитавиця ПБУ в j степені свободи; $H_j(\omega_n)$ – оператор амплітудної характеристики для j степені свободи ПБУ; $\eta(t)$, N , ζ_i , ω_i , ε_i параметри визначені згідно (2.2).

За своєю природою характер РАО залежить від форми судна, його розмірів і навантаження, швидкості руху тощо. Тому на практиці значення РАО подають у вигляді співвідношень між частотою хвилювання моря і хитавицею для певних строго визначених умов роботи БС, які визначають на масштабованих моделях або шляхом чисельних експериментів.

2.4 Аналітична модель натяжної системи водовіддільної колон

Для побудови математичної моделі НСВК розглянемо її розрахункову схему, яка зображена на рис. 2.5. До верхнього кінця ВК в точці E кріпиться НКВК, на ньому рівномірно по колу радіусом r_1 розміщено гнізда для кріплення натяжних тросів $p_1 \dots p_8$. Можливість повертання НКВК навколо осі ВК, для запобігання виникнення негативного крутного моменту у точці з'єднання характеризується кутом φ . Після натяжного кільця розташована телескопічна секція змінної довжини, що описується ланкою EH . В точці H знаходиться верхній сферичний шарнір, який покликаний нівелювати вплив бортової і кільової хитавиці БС на ВК. Шарнір H жорстко кріпиться за допомогою секції ВК до палуби, що описується ланкою фіксованої довжини FH . Також до палуби рівномірно по колу радіусом r_2 навколо точки F кріпиться відхиляючі шківів $S_1 \dots S_8$, які подають натяжні троси до НПВК $T_1 \dots T_8$. НПВК і кріпляться в точках $\chi_1 \dots \chi_8$, а саме НПВК T_1, T_4, T_5, T_8 по колу радіусом r_4 , а T_2, T_3, T_6, T_7 по колу радіусом r_3 навколо точки F .

Вивчення роботи НСВК проводимо з припущенням, що кут нахилу осі верхнього кінця ВК від вертикалі є настільки малим, що його впливом на положення в просторі гнізд $p_1 \dots p_8$ і напрямком дії осьової сили T_R , що прикладена до верхнього кінця ВК в першому приближенні можна нехтувати. Виходячи із цього вважаємо, що площина $x_7 y_7$ паралельна поверхні моря M_1 .

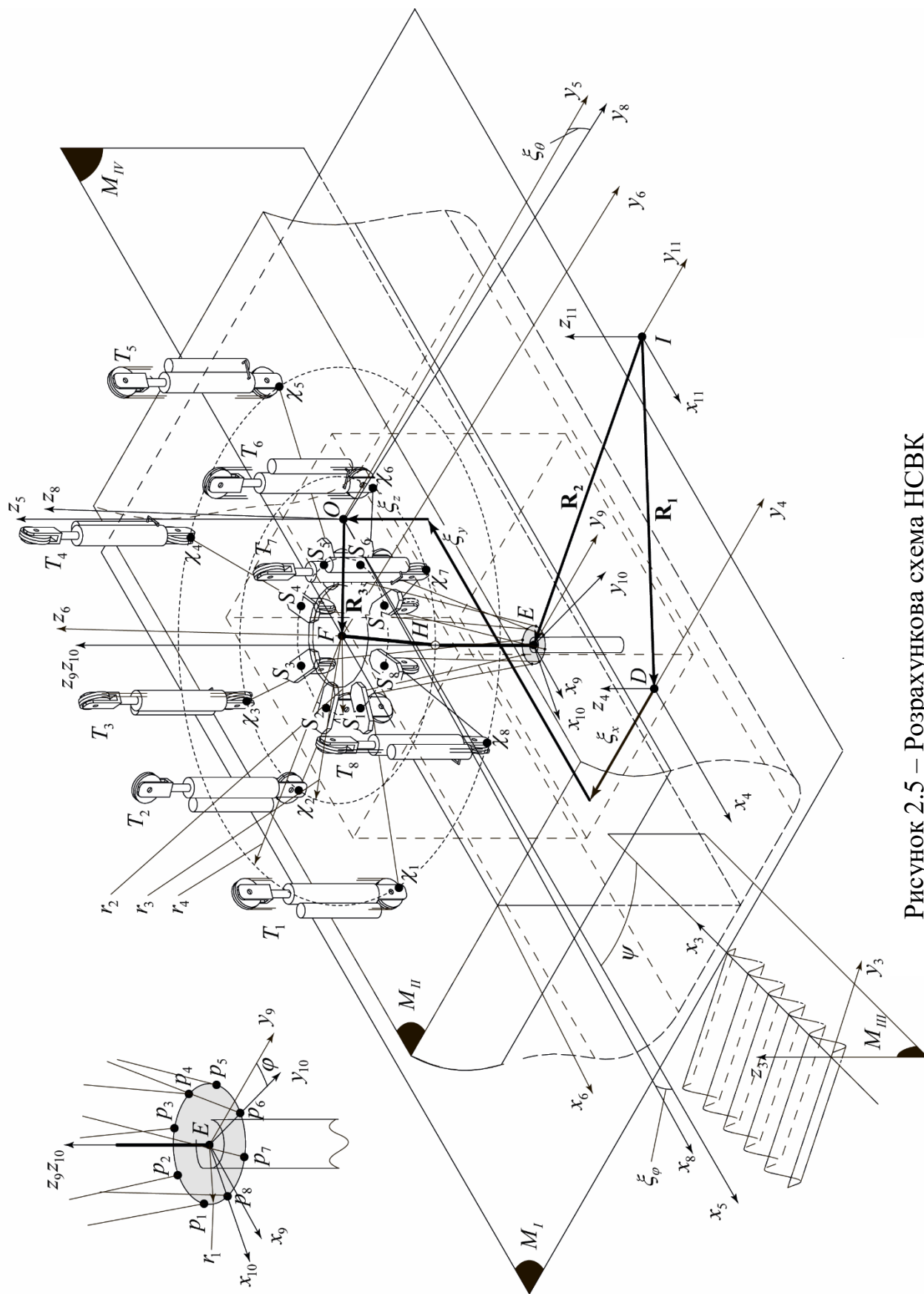


Рисунок 2.5 – Розрахункова схема НСВК

Натяг верхнього кінця ВК забезпечується зусиллям натягу тросів, величину якого можна визначити за формулою:

$$T_R = \sum_{i=1}^8 \text{proj}_{z_8} (T_{wi}), \quad (2.4)$$

де T_{wi} – натяг i -того тросу натяжної системи. Окрім цього з боку НСВК на верхній кінець ВК діє також поперечна сила, величину якої можна визначити за наступною формулою:

$$Q_R = \sum_{i=1}^8 \text{proj}_{x_2} (T_{wi}). \quad (2.5)$$

Аналіз конструкції НПВК показує, що натяг тросу залежить від положення і швидкості переміщення поршня гідроциліндра, які в свою чергу залежать від зміни довжини ділянки тросу між гніздом у НКВК і відхиляючим шківом [33]. Тому враховуючи вищесказане і (2.4) для визначення миттєвої сили натягу верхнього кінця ВК потрібно визначити довжину відрізків S_1p_1, \dots, S_8p_8 і їхній кут нахилу до осі z_5 . Для цього вводимо в розрахункову схему введемо додаткові системи координат:

- нерухому систему координат $x_{11}y_{11}z_{11}$, що пов'язана із точкою I , відносно якої здійснюватиметься розв'язок задачі;
- рухомою системою координат $x_8y_8z_8$, що пов'язана із центром інерції БС O , осі якої паралельні системі координат $x_4y_4z_4$. Дана система є перехідною і відносно неї задаються бортова і кільова хитавиці;
- рухомою системою координат $x_9y_9z_9$, що пов'язана із верхнім кінцем ВК E , осі якої направлені аналогічно $x_{11}y_{11}z_{11}$;
- рухомою системою координат $x_{10}y_{10}z_{10}$, що пов'язана із верхнім кінцем ВК E , осі якої жорстко пов'язані із геометрією НКВК. В даній системі задаються координати точок p_1, \dots, p_8 .

Для визначення довжини відрізків S_1p_1, \dots, S_8p_8 в певний момент часу переводимо в систему координат $x_{11}y_{11}z_{11}$ координати точок S_1, \dots, S_8 і p_1, \dots, p_8 , що

задаються в системах координат жорстко пов'язаних із геометрією БС і НКВК за наступною схемою:

$$\begin{array}{cccccccc}
 x_6 & & x_8 & & x_5 & \xi_x & x_4 & x_{11} \\
 y_6 \rightarrow \mathbf{R}_3 \rightarrow y_8 \rightarrow \xi_\varphi \rightarrow \xi_\theta \rightarrow y_5 \rightarrow \xi_y \rightarrow y_4 \rightarrow \mathbf{R}_1 \rightarrow y_{11}; \\
 z_6 & & z_8 & & z_5 & \xi_z & z_4 & z_{11} \\
 & & & & x_{10} & & x_9 & x_{11} \\
 & & & & y_{10} \rightarrow \varphi \rightarrow y_9 \rightarrow \mathbf{R}_2 \rightarrow y_{11} \cdot \\
 & & & & z_{10} & & z_9 & z_{11}
 \end{array} \quad (2.6)$$

де \mathbf{R}_1 – радіус-вектор, що описує відстань між точками I і D – приймається постійним у часі; \mathbf{R}_2 – радіус-вектор, що описує відстань між точками I і E , приймається постійним у часі; \mathbf{R}_3 – радіус-вектор, що описує відстань між центром інерції судна O і проекцією осі бурової вежі на палубу C , приймається постійним у часі; φ – кут на який проковзує натяжне кільце навколо осі ВК є змінним у часі; $\xi_x, \xi_y, \xi_z, \xi_\varphi, \xi_\theta$ – повздовжня, поперечна, вертикальна, кільова і бортова хитавиця БС, які є змінними у часі. Значення кута φ визначається з умови рівноваги моментів сил навколо осі z_6 , що виникають від зусиль натягу тросів:

$$\sum_{i=1}^8 M_{z_6}(T_{wi}) = 0. \quad (2.7)$$

Залежність між довжиною ділянки тросу між палубою і НКВК та зусиллям його натягу визначаємо проводячи побудову аналітичної моделі НПК. Його принципова схема подана на рис. 2.6. Він складається із гідроциліндра 4 штокова камера якого заповнена інертним газом, що подається з балону 5, а робоча – рідиною і є поєднаною з гідропневматичним акумулятором поршневого типу 6 за допомогою трубопроводу круглого січення. Гідропневматичні акумулятори 6 восьми НПК з'єднуються з газовим резервуаром 7 об'єм газу в якому покликаний нівелювати вплив переміщення поршнів на тиск робочої рідини. Гідроциліндр 4 здійснює натяг тросу за допомогою поліспасти, що складається із нерухомої 9 і рухомої 8 об'єм в яких установлені по два шків. Натяжний трос один кінець якого

мертво закріплений до палуби 10 огинає шків поліспасту і через відхиляючий шків 2 подається до НКВК 1 де закріплюється в гнізді p_j .

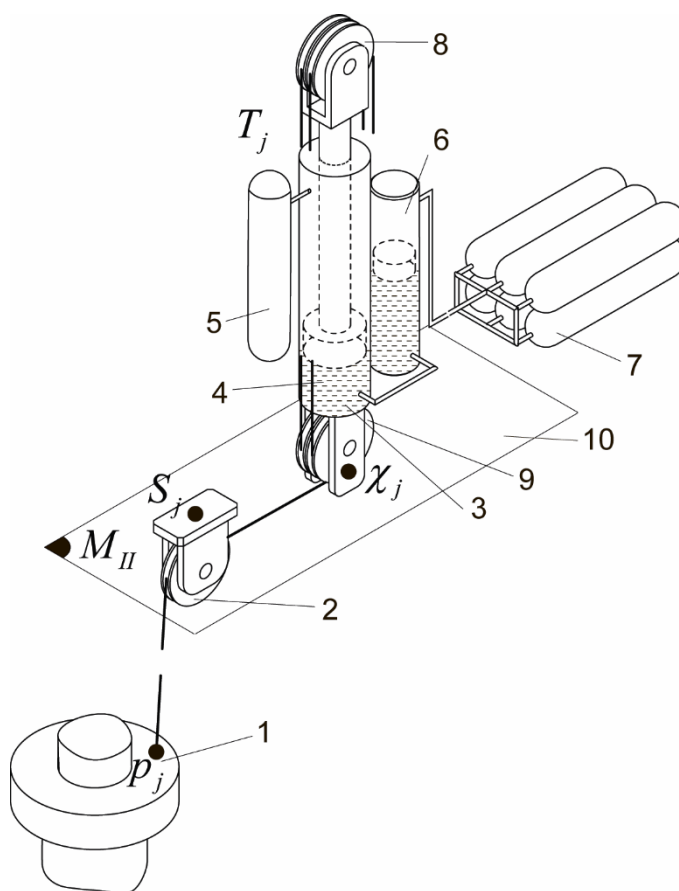


Рисунок 2.6 – Принципова схема конструкції НПКВ

Зважаючи на це можна провести декомпозицію НПКВ на дві підсистеми: механічну, що включає в себе поліспаст, відхиляючий шків і трос, і гідропневматичну, в яку входить гідроциліндр, гідропневматичний акумулятор, газові резервуари і допоміжна арматура.

Механічна підсистема, розрахункова схема якої подана на рис. 2.7б являє собою набір рухомих і нерухомих шківів, що знаходяться в одній площині, які огинає трос. Провівши декомпозицію її можна зобразити у вигляді лінійної моделі де шківви поєднані між собою струнами тросу. Створимо математичні моделі даних елементів [29]. Струною троса моделюють проміжок між двома шківвами, або шківвом і жорстким защемленням, на який на заданому проміжку не діють зовнішні зусилля. Вона характеризується кінцями A і B , і відомою довжиною $L(t)$ (рис. 2.7а).

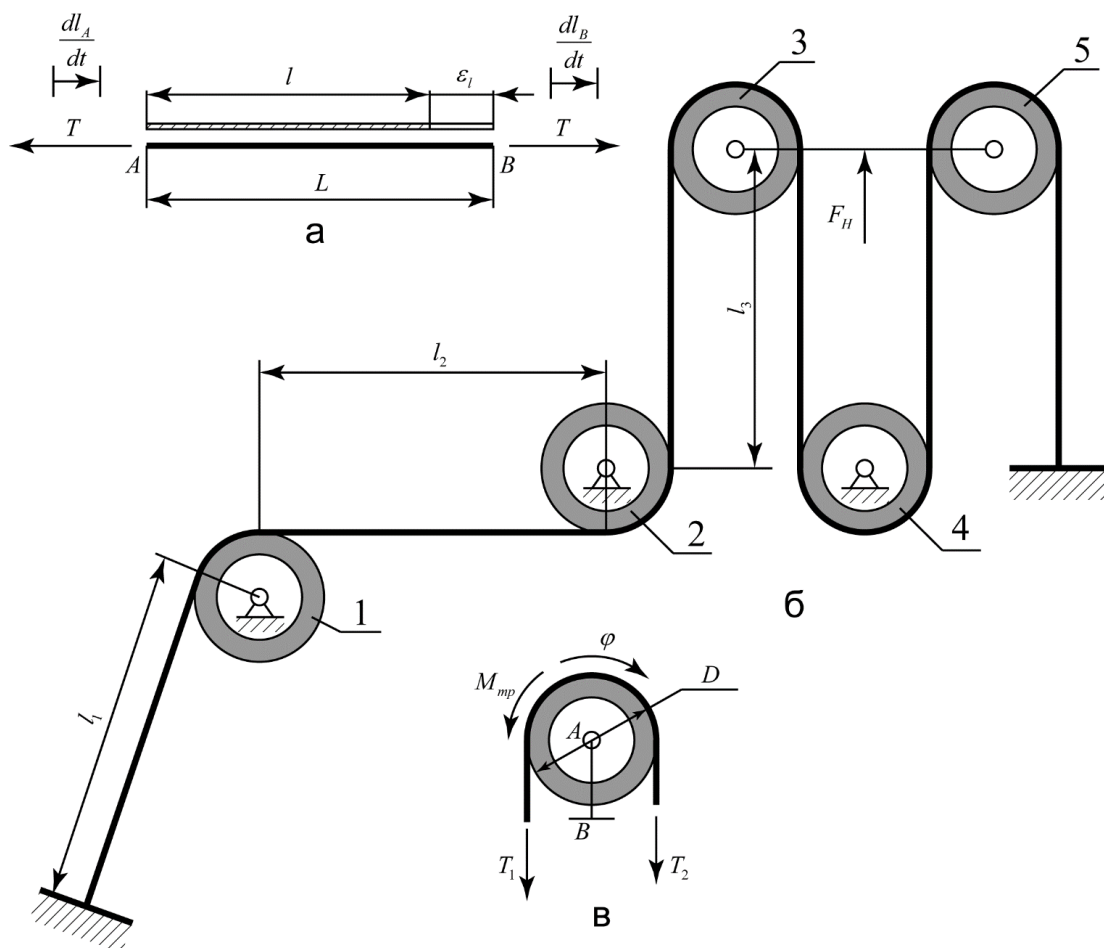


Рисунок 2.7 – Розрахункова схема механічної частини НПКВ

Трос вважаємо невагомим нежорстким тілом з розподіленими параметрами по довжині. Він моделюється тілом Кельвіна-Фойхта. Виходячи із чого математична модель струни тросу є наступною:

$$\begin{aligned}
 L &= l + \varepsilon_l; \\
 \frac{dl}{dt} &= \frac{dl_A}{dt} - \frac{dl_B}{dt}; \\
 \frac{T}{A_w k_s} &= E_w \frac{\varepsilon_l}{l} + \eta \frac{d\left(\frac{\varepsilon_l}{l}\right)}{dt},
 \end{aligned} \tag{2.8}$$

де L – загальна довжина ділянки; l – довжина тросу в недеформованому стані на ділянці; ε_l – деформація тросу; T – зусилля натягу тросу; A_w – площа поперечного перерізу тросу; k_s – коефіцієнт заповнення поперечного перерізу тросу матеріалом;

E_w – модуль Юнга матеріалу тросу; η – коефіцієнт внутрішнього тертя; $\frac{dl_i}{dt}$ –

довжина тросу в недеформованому стані, що поступає через точку i за одиницю часу.

Шків моделюється з частиною тросу, що контактує з ним і приймається абсолютно твердим тілом, яке характеризується масою, моментом інерції та моментом тертя, що виникає внаслідок обертання шківів навколо власної осі (рис. 2.7в). Застосовуючи принцип Д'аламбера отримуємо його математичну модель:

$$J_s \frac{d\omega}{dt} = T_2 r - T_1 r - M_{mp} \operatorname{sgn}\left(\frac{dl_1}{dt}\right);$$

$$\omega = \frac{\frac{dl_1}{dt} \left(1 + \frac{T_1}{E_w A_w k_s}\right)}{r}; \quad (2.9)$$

$$T_1 + T_2 + m_s g + m_s \frac{d^2 s}{dt^2} - R = 0,$$

де J_s – момент інерції шківів; m – маса шківів; M_{mp} – момент тертя шківів; ω – кутова швидкість шківів; s – поступальне переміщення осі шківів; R_s – зусилля, що діє на вісь шківів; T_i – сила натягу тросу.

Для отримання загальної системи накладемо наступні умови поєднання елементів між собою. Для струни тросу і шківів вони наступні:

$$\frac{dl_n}{dt} + \frac{dl_{n+1}}{dt} = 0; \quad (2.10)$$

$$T_n + T_{n+1} = 0,$$

де n – точка з'єднання.

Умова жорсткого закріплення кінця тросу до палуби БС чи НКВК:

$$\frac{dl_n}{dt} = 0; \quad (2.11)$$

$$T_n + T_{n+1} = 0.$$

Граничні умови кріплення для осей шківів 1, 2, 4 наступні:

$$s_1 = s_2 = s_4 = 0, \quad (2.12)$$

де s_i – координата z_6 положення осі i -го шківів.

Граничні умови для кріплення осей шківів 3, 5 записуються наступним чином:

$$s_3 = s_5 = x_h + l_{hp} + l_{hs};$$

$$f_3 + f_5 + F_H = 0,$$
(2.13)

де f_i зусилля, що діє з боку осі i -го шківця; F_H – зусилля, що діє з боку штоку гідроциліндра; x_h, l_{hp}, l_{hs} – розмірні величини, що розглядатимуться при моделюванні гідроциліндра.

Розрахункову схему гідропневматичної підсистеми зображено на рис. 2.8. Вона включає газовий резервуар низького тиску 1, гідравлічний циліндр 2, гідропневматичний акумулятор поршневого типу 3 і газовий резервуар високого тиску 4, які з'єднані між собою трубопроводами круглого сечення.

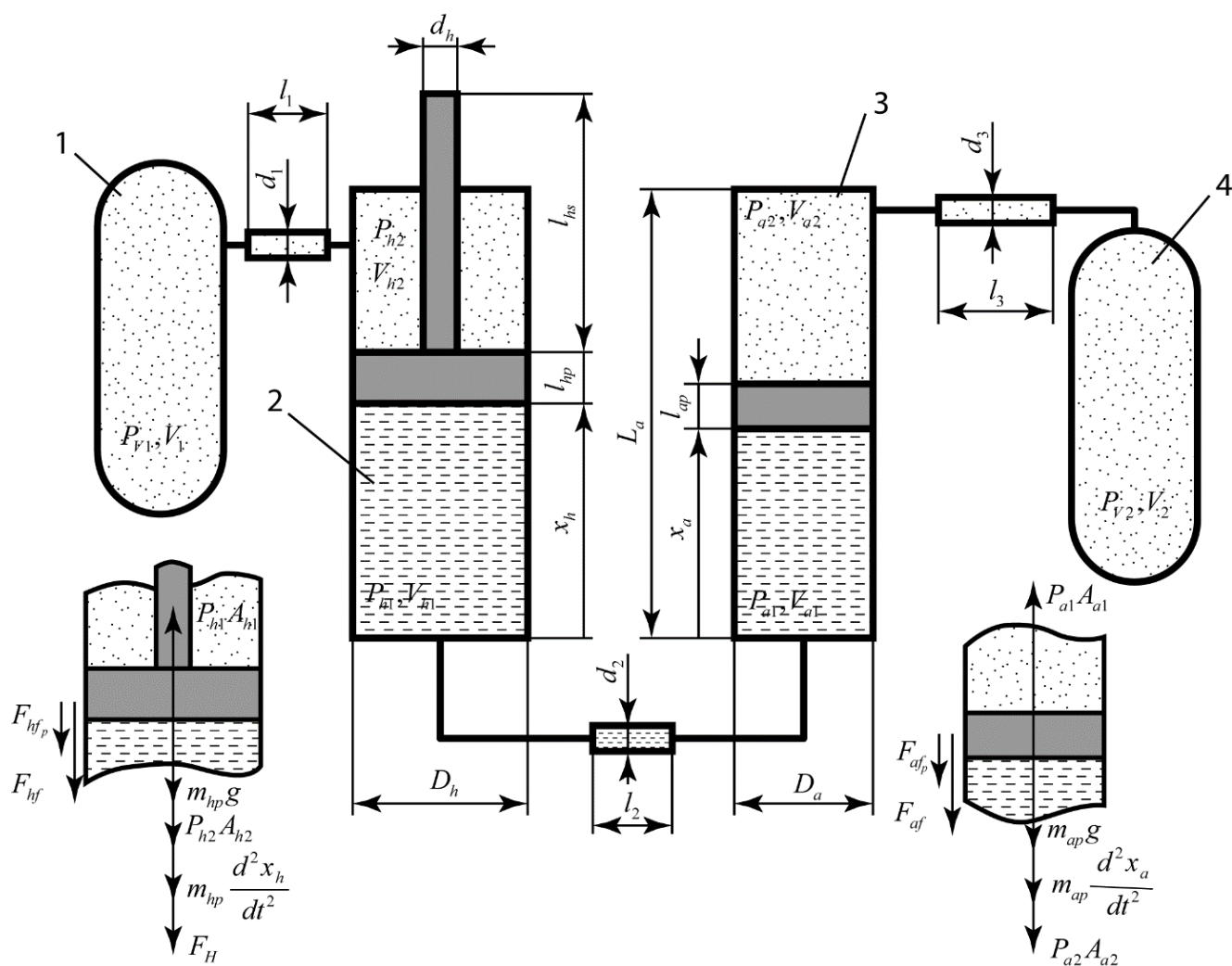


Рисунок 2.8 – Розрахункова схема гідро-пневматичної системи НПК

Дана система характеризується наступними параметрами: об'ємом резервуару низького тиску V_1 , діаметром гідроциліндра D_h , діаметром штоку гідроциліндра

d_h , довжиною гідроциліндра L_h , довжиною штока гідроциліндра l_{hs} , товщиною поршня гідроциліндра l_{hp} , масою поршня і штока гідроциліндра m_{hp} , робочим діаметром акумулятора D_a , довжиною акумулятора L_a , товщиною поршня акумулятора l_{ap} , масою поршня акумулятора m_{ap} , об'ємом резервуару високого тиску V_2 . Трубопроводи, що з'єднують елементи характеризуються діаметрами d_1, d_2, d_3 і довжиною l_1, l_2, l_3 відповідно. В певний момент часу положення поршня в гідроциліндрі характеризується координатою x_h , а акумулятора – x_a .

Математичні моделі гідравлічного циліндра і акумулятора отримуються застосуванням принципу Д'аламбера відносно поршня із врахуванням сил ваги, інерції, тертя і зусиль, що діють на поршень з боку камер і штоку. Гідравлічна камера моделюється з припущення, що рідина є стискувана і характеризується модулем об'ємної пружності β , а пневматична з припущення, що робочий газ є ідеальним [1, 55, 121]. Виходячи із цього математична модель гідравлічного циліндра є наступною:

$$\begin{aligned}
 P_{h1}A_{h1} - P_{h2}A_{h2} - m_{hp}g - m_{hp}\frac{d^2x_h}{dt^2} - F_H - F_{hf_p} - F_{hf} &= 0; \\
 \frac{dP_{h1}}{dt} &= \frac{\beta_{eff}}{V_{h1}} \left(\frac{dm_{h1}}{dt} \frac{1}{\rho_o} - \frac{dx_h}{dt} A_{h1} \right), \quad P_{h2}V_{h2} = m_{h2}R_gT_{h2}; \\
 m_{h2}\frac{dT_{h2}}{dt} + T_{h2}\frac{dm_{h2}}{dt} &= \gamma_g T_{gas} \frac{dm_{h2}}{dt} - \frac{d(L_h - x_h)}{dt} \frac{A_{h2}}{c_{vg}} - \frac{\alpha_g A_{T_{h2}} (T_{h2} - T_{out})}{c_{vg}}; \\
 A_{h1} &= \frac{\pi D_h^2}{4}, \quad A_{h2} = \frac{\pi (D_h - d_h)^2}{4},
 \end{aligned} \tag{2.14}$$

де P_{h1}, P_{h2} – тиск в гідравлічній і пневматичній камері відповідно; A_{h1}, A_{h2} – площа робочої поверхні поршня гідравлічної і пневматичної камери відповідно; F_H – сила, що діє на шток гідроциліндра збоку поліспасти; V_{h1}, V_{h2} – ефективний об'єм гідравлічної і пневматичної камери; m_{h1}, m_{h2} – маса робочої речовини в гідравлічній і пневматичній камері; β_{eff} – ефективний модуль об'ємної пружності робочої рідини; ρ_o – густина робочої рідини; R_g – газова стала; T_{h2} – температура робочого

газу в камері; T_{gas} – температура вхідного/вихідного потоку газу; c_{v_g} – питома теплоємність робочого газу при сталому об'ємі; a_g – коефіцієнт теплопровідності; $A_{T_{h2}}$ – площа передачі тепла; T_{out} – температура навколишнього середовища; F_{hf_p} – сила тертя, викликана різницею тиску в камерах гідроциліндра, що визначається за формулою:

$$F_{hf_p} = k_p (P_{h1} - P_{h2}) \operatorname{sgn} \left(\frac{dx_h}{dt} \right), \quad (2.15)$$

де k_p – коефіцієнт тертя; F_{hf} – сила тертя Стрібека, що визначається за формулою:

$$F_{hf} = \left(F_{col} + F_{st} e^{-f_{st} \left| \frac{dx_h}{dt} \right|} \right) \operatorname{sgn} \left(\frac{dx_h}{dt} \right) + d_f \frac{dx_h}{dt}, \quad (2.16)$$

де F_{col} – сила тертя Кулона; F_{st} – сила тертя Стрібека; f_{st} – коефіцієнт згасання ефекту Стрібека; d_f – коефіцієнт в'язкого тертя. Математична модель акумулятора є ідентичною, з врахуванням відсутності зусилля, що діє з боку штоку. Виходячи із того, що циклічний процес в газових резервуарах протікає довгий проміжок часу, для його моделювання використовуємо ізотермічний процес для ідеального газу:

$$p_{Vi} V_i = \frac{m_{Vi}}{M} RT, \quad (2.17)$$

де p_{Vi} – тиск в i -тому резервуарі; V_i – об'єм i -го резервуару; m_{Vi} – маса робочого газу в i -тому резервуарі.

Зважаючи на незначну довжину гідравлічних трубопроводів, гідродинамічними ефектами, що виникають в рідині, яка протікає по них нехтуємо, і представляємо у вигляді гідравлічного опору [121]:

$$\frac{dm_i}{dt} + \frac{dm_j}{dt} = 0, \quad f = \frac{2(p_i - p_j)D}{u^2 \rho_f L};$$

$$f = \begin{cases} \frac{64}{\operatorname{Re}} & \text{при } \operatorname{Re} < 1404; \\ 0.0456 & \text{при } 1404 \leq \operatorname{Re} \leq 2320; \\ \frac{0.3164}{\operatorname{Re}^{0.2}} & \text{при } \operatorname{Re} > 2320; \end{cases} \quad (2.18)$$

де f – фактор тертя; Re – число Рейнольда; u – середня швидкість протікання рідини по трубопроводу; ρ_f – густина рідини; D – діаметр трубопроводу; L – довжина трубопроводу; p_i, p_j – тиск рідини на кінцях трубопроводу.

Математична модель пневматичного трубопроводу [55]:

$$\frac{dm_i}{dt} = A_o C_d p_o \psi \sqrt{\frac{2}{RT_o}} \operatorname{sgn}(p_i - p_j);$$

$$\psi = \begin{cases} \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_j}{p_i}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_j}{p_i}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}, & \text{при } \frac{p_j}{p_i} > b; \\ \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma+1}}, & \text{при } \frac{p_j}{p_i} \leq b; \end{cases} \quad (2.19)$$

$$b = 0.528;$$

$$\frac{dm_i}{dt} + \frac{dm_j}{dt} = 0,$$

де A_o – площа поперечного січення; C_d – коефіцієнт опору; p_i, p_j – тиск газу на кінцях трубопроводу; b – коефіцієнт визначення звукового потоку; γ – стала адіабати; R – газова стала; T_o – температура навколишнього середовища.

Поєднання гідравлічних і пневматичних елементів відбувається за наступних умов:

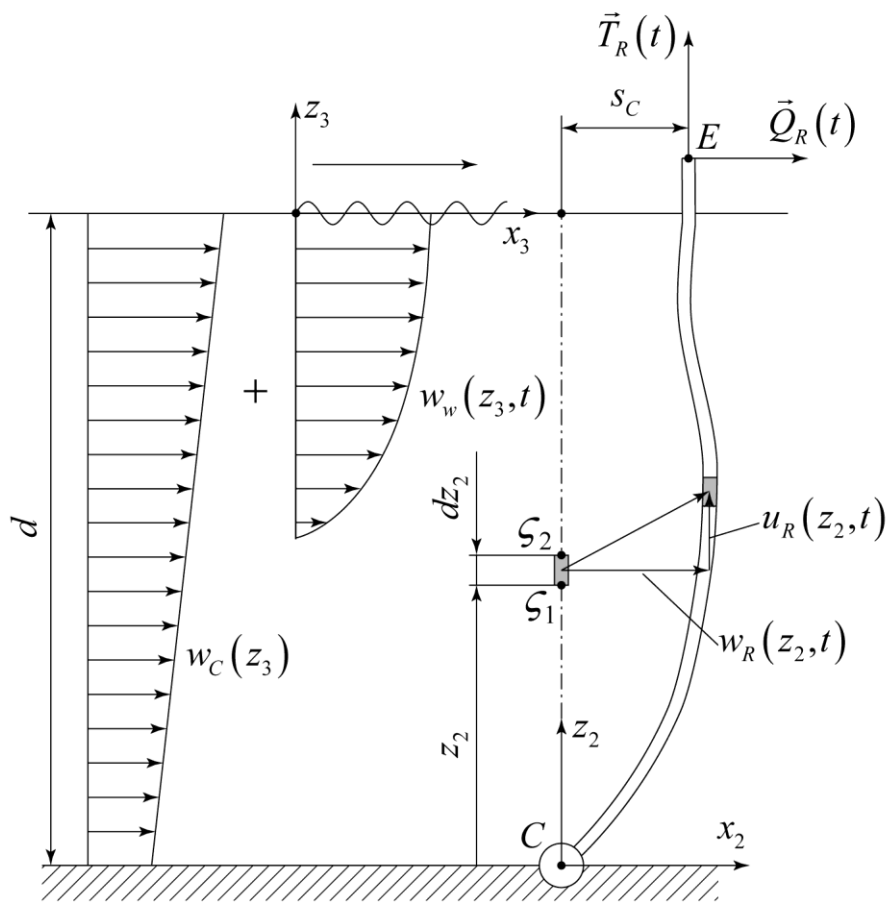
$$\frac{dm_1}{dt} + \frac{dm_2}{dt} + \dots + \frac{dm_n}{dt} = 0; \quad (2.20)$$

$$p_1 = p_2 = \dots = p_n,$$

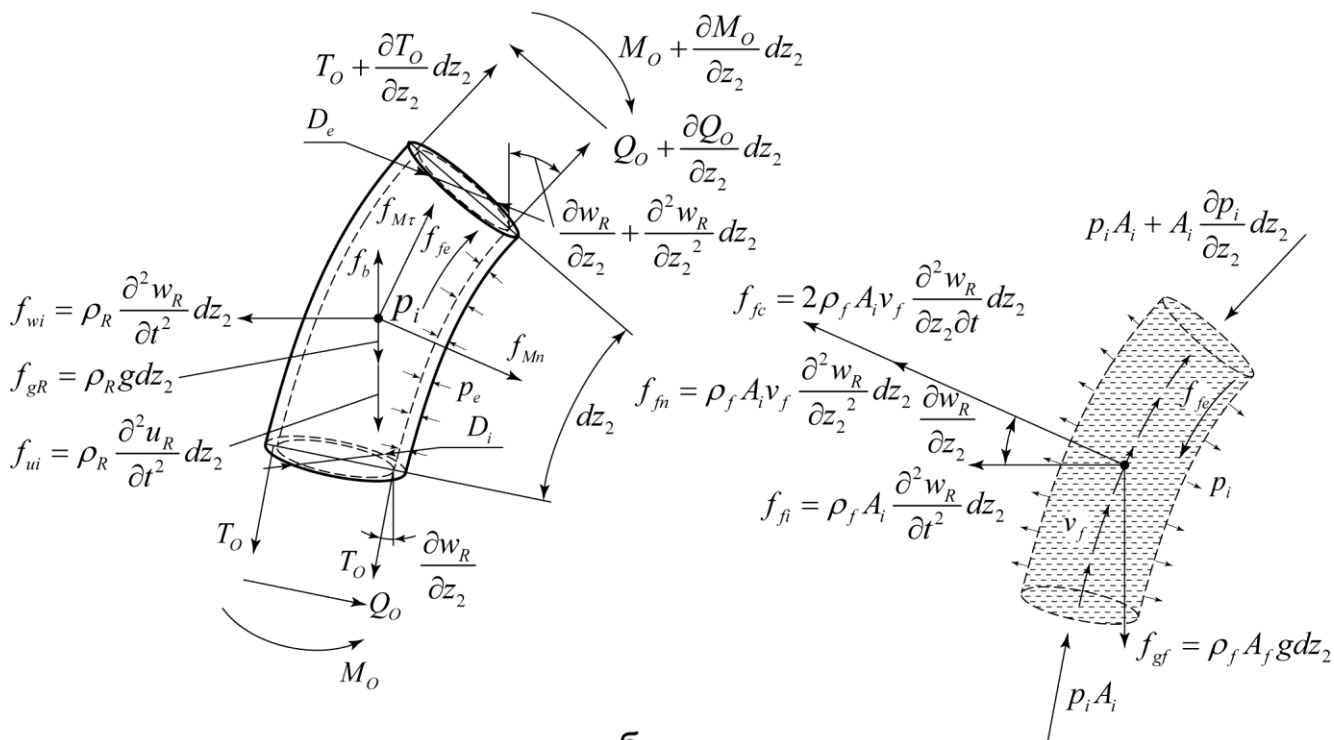
де $\frac{dm_i}{dt}$ – масова витрата через з'єднання з боку i -го елемента; p_i – тиск рідини/газу.

2.5 Аналітична модель поперечних коливань водовіддільної колони

Розглянемо розрахункову схему ВК, що зображена на рис. 2.9а. Вона являє собою секційний пустотілий стрижень круглого січення з постійними параметрами



a



b

Рисунок 2.9 – Розрахункова схема для побудови моделі роботи ВК

по довжині, по якому протікає промивальна рідина густиною ρ_f із сталою швидкістю v_f . ВК характеризуємо зовнішнім D_e і внутрішнім D_i діаметрами, площею A_R поперечного січення, масою ρ_R одиниці довжини колони, модулем Юнга E_R і моментом інерції її перерізу I_R .

Для виведення математичної моделі поздовжньо-поперечних коливань водовіддільної колони виділимо із неї елемент довжиною dz_2 разом із промивальною рідиною, що знаходиться в ньому, приклавши до його країв внутрішні силові фактори – осьову силу T_o , згинаючий момент M_o і згинаюче зусилля Q_o (рис. 2.9б) [20]. Прикладемо до елемента зовнішні і інерційні сили, що діють на нього в процесі роботи, а саме силу ваги f_{gR} , інерційні сили від поздовжнього f_{iu} і поперечного f_{iw} переміщення елемента колони, виштовхувальну силу f_b від секцій поплавків, які прикріплені до водовіддільної колони, силу тертя f_{fe} між стінкою колони і промивальною рідиною, що протікає в ній, інерційні сили викликаних відносним f_{fi} , доцентровим f_{fn} і коріолісовим f_{fc} пришвидшеннями промивальної рідини внаслідок протікання по деформованій частині водовіддільної колони, гідродинамічні зусилля з боку потоку рідини, що омиває колону f_{Mn} і $f_{M\tau}$. Приймаємо, що $\sin \frac{\partial w}{\partial t} = \frac{\partial w}{\partial t}$, $\cos \frac{\partial w}{\partial t} = 1$, величину напруження

згідно теорії Ейлера-Бернуллі рівною $\varepsilon = \frac{\partial u}{\partial z_1} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w}{\partial z_1} \right)^2$. Звідси, осьова сила рівна

$T_o = E_R A_R \varepsilon$, а величина згинаючого моменту – $M_o = E_R I_R \frac{\partial^2 w}{\partial z_1^2}$. Застосувавши

принцип Д'аламбера, теорію «ефективного» натягу [164] і здійснивши перехід $dz_2 \rightarrow 0$ отримуємо наступну систему рівнянь, що описують поздовжньо-поперечні коливання секції водовіддільної колони:

$$\begin{aligned}
& -\rho_R \frac{\partial^2 u_R}{\partial t^2} - \rho_R k_A g + E_R A_R \frac{\partial}{\partial z_2} \left(\frac{\partial u_R}{\partial z_2} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w_R}{\partial z_2} \right)^2 \right) - \lambda_R \frac{\partial u_R}{\partial t} \\
& + \frac{\partial}{\partial z_2} (p_e A_e - p_i A_i) + \rho_f \frac{f v_f^2}{D_i} A_i + f_{M\tau} = 0; \\
& -E_R I_R \frac{\partial^4 w_R}{\partial z_2^4} - \rho_R \frac{\partial^2 w_R}{\partial t^2} + E_R A_R \frac{\partial}{\partial z_2} \left(\frac{\partial u_R}{\partial z_2} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w_R}{\partial z_2} \right)^2 \right) \frac{\partial w_R}{\partial z_2} + \\
& + E_R A_R \left(\frac{\partial u_R}{\partial z_2} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w_R}{\partial z_2} \right)^2 \right) \frac{\partial^2 w_R}{\partial z_2^2} - \rho_f A_i \left(\frac{\partial^2 w_R}{\partial t^2} + v_f^2 \frac{\partial^2 w_R}{\partial z_2^2} + 2v_f \frac{\partial^2 w_R}{\partial z_2 \partial t} \right) + f_{Mn} = 0,
\end{aligned} \tag{2.21}$$

де k_A – коефіцієнт компенсування ваги колони поплавками; S_i – периметр отвору водовіддільної колони; λ_R – зведений коефіцієнт структурного демпфування; A_i – площа поперечного січення отвору водовіддільної колони; p_e і p_i – зовнішній і внутрішній тиск, що діє на колону. Він обчислюється за наступними формулами:

$$\begin{aligned}
p_e &= \rho_w (d - z_2) g; \\
p_i &= \rho_f (d - z_2) g + \rho_f \frac{v_f^2}{2} + \rho_f \frac{f v_f^2}{D_i} (d - z_2),
\end{aligned} \tag{2.22}$$

f_{Mn} і $f_{M\tau}$ – гідродинамічні сили, що виникають внаслідок омивання водовіддільної колони потоком рідини, які обчислюємо за допомогою рівнянь Морісона:

$$\begin{aligned}
f_{M\tau} &= C_{M\tau} \frac{\rho_w \pi D_{ei}^2}{4} \frac{\partial u_w}{\partial t} + C_{D\tau} \frac{\rho_w D_{ed}}{2} \left(u_w - \frac{\partial u_R}{\partial t} \right) \left| u_w - \frac{\partial u_R}{\partial t} \right|; \\
f_{Mn} &= C_{Mn} \frac{\rho_w \pi D_{ei}^2}{4} \frac{\partial w_w}{\partial t} - C_A \frac{\rho_w g \pi D_e^2}{4} \frac{\partial^2 w_R}{\partial t^2} + C_{Dn} \frac{\rho_w D_{ed}}{2} \left(w_w - \frac{\partial w_R}{\partial t} \right) \left| w_w - \frac{\partial w_R}{\partial t} \right|,
\end{aligned} \tag{2.23}$$

де D_{ei} , D_{ed} – зведений діаметр інерції і опору водовіддільної колони; C_{Mn} і $C_{M\tau}$ – нормальний і тангенціальний коефіцієнт інерції; C_{Dn} і $C_{D\tau}$ – нормальний і тангенціальний коефіцієнт опору; C_A – коефіцієнт приєднаної маси води.

Секції водовіддільної колони поєднуються між собою за допомогою наступних граничних умов:

$$\begin{aligned}
u_i|_{z_2=l_i} &= u_{i+1}|_{z_2=l_i}, w_i|_{z_2=l_i} = w_{i+1}|_{z_2=l_i}, \frac{\partial w_i}{\partial z_2}\bigg|_{z_2=l_i} = \frac{\partial w_{i+1}}{\partial z_2}\bigg|_{z_2=l_i}; \\
E_R I_R \frac{\partial^2 w_i}{\partial z_2^2}\bigg|_{z_2=l_i} + E_R I_R \frac{\partial^2 w_{i+1}}{\partial z_2^2}\bigg|_{z_2=l_i} &= 0, E_R I_R \frac{\partial^3 w_i}{\partial z_2^3}\bigg|_{z_2=l_i} + E_R I_R \frac{\partial^3 w_{i+1}}{\partial z_2^3}\bigg|_{z_2=l_i} = 0; \quad (2.24) \\
E_R A_R \left(\frac{\partial u_i}{\partial z_2} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w_i}{\partial z_2} \right)^2 \right)\bigg|_{z_2=l_i} &+ E_R A_R \left(\frac{\partial u_{i+1}}{\partial z_2} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w_{i+1}}{\partial z_2} \right)^2 \right)\bigg|_{z_2=l_i} = 0,
\end{aligned}$$

де l_i – координата з'єднання i -тої і $i+1$ -тої секції водовіддільної колони.

Гранична умова кріплення низу водовіддільної колони, подається у вигляді ідеального шарніру і має наступний вигляд:

$$u_R|_{z_2=0} = 0, w_R|_{z_2=0} = 0, \frac{\partial^2 w_R}{\partial z_2^2}\bigg|_{z_2=0} = 0; \quad (2.25)$$

Гранична умова кріплення верхнього кінця водовіддільної колони:

$$\frac{\partial^2 w_R}{\partial z_2^2}\bigg|_{z_2=L} = 0, E_R I_R \frac{\partial^3 w_R}{\partial z_2^3}\bigg|_{z_2=L} = Q_R(t), E_R A_R \left(\frac{\partial u_R}{\partial z_2} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w_R}{\partial z_2} \right)^2 \right)\bigg|_{z_2=L} = T_R(t). \quad (2.26)$$

2.6 Побудова аналітичної моделі КВПБК підкронблочного типу

КВПБК є складним механізмом, який покликаний нівелювати вплив вертикальної хитавиці БС на динаміку БК. На даний час існує велике різноманіття конструкцій КВПБК, які відрізняються як схемами кріплення так і принципом роботи. Нижче наведено аналітичну модель КВПБК підкронблочного типу із пасивним режимом роботи, розрахункова схема якого наведена на рис. 2.10.

КВПБК монтується на вершині бурової вежі і працює за принципом забезпечення сталого зусилля на крон-блоці шляхом утримання його гідравлічними циліндрами на вертикальних напрямних. Корпус КВПБК б приймається абсолютно твердим тілом. До нього прикріплені два гідроциліндри 4, які через коромисло 2 утримують кронблок 3. Для забезпечення сталого зусилля, що розвивають гідроциліндри використовується гідропневматична система, яка складається із двох гідропневматичних акумуляторів поршневого типу 5 і газового резервуару

високого тиску 9. Для уникнення пригорання ущільнення поршнів гідроциліндрів в процесі роботи їхня неробоча камера заповнюється інертним газом, який зберігається в газових резервуарах низького тиску 8. Кронблок 3, в обоймі якого розміщені сім шківів за допомогою талевого канату утримує талевий блок 7. Для зменшення спрацювання тросу використовується чотирьохважільний М-подібний механізм компенсації зміни довжини талевого канату (далі компенсатор зношення канату) 1.

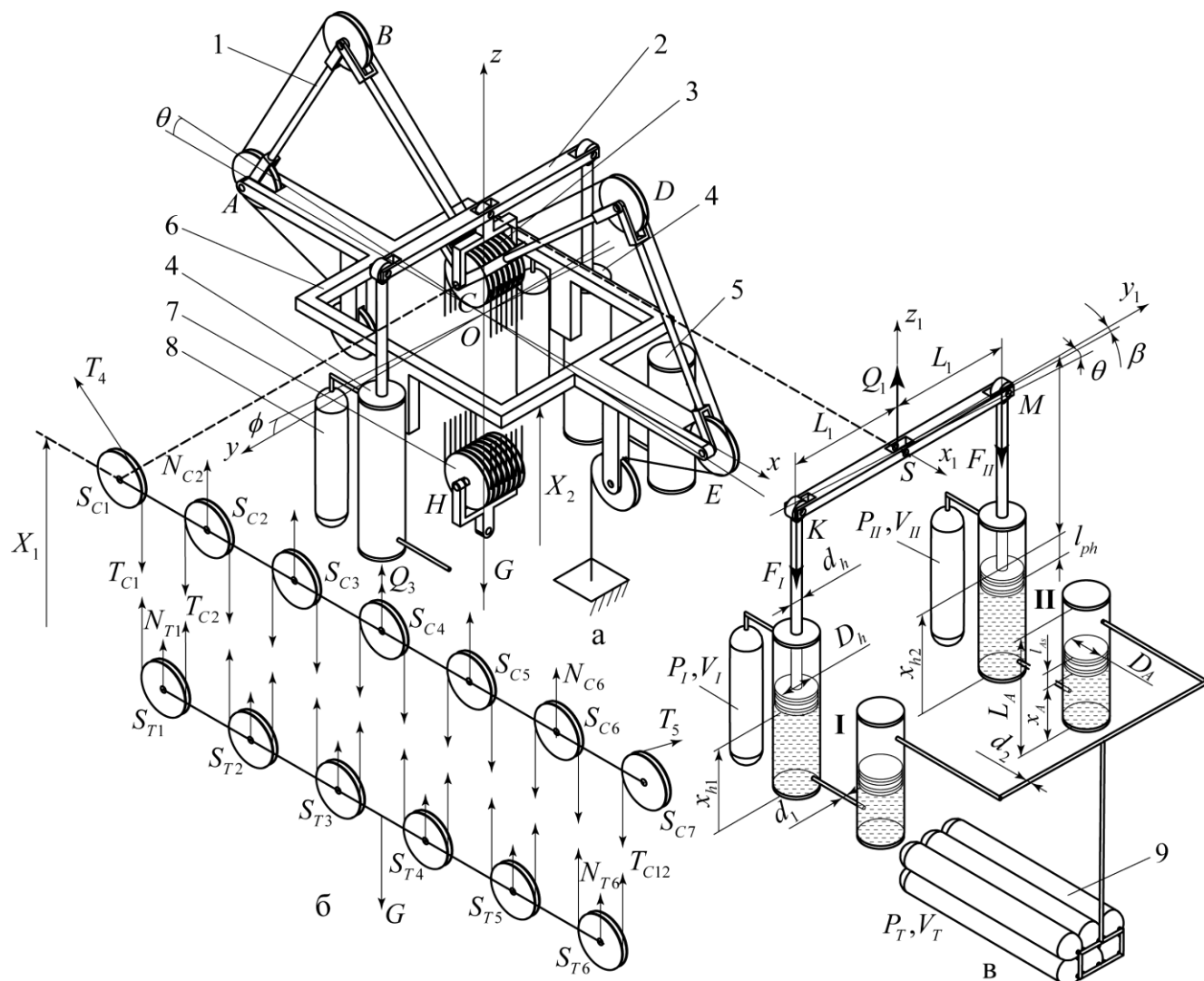


Рисунок 2.10 – Розрахункова схема КВПБК підкронблочного типу із М-подібним механізмом компенсування зміни довжини талевого канату [34]

Математичну модель КВПБК будуємо застосовувши принцип Д'аламбера відносно осі крон-блоку в результаті отримуємо наступне рівняння [34]:

$$\vec{Q}_1 + \vec{Q}_2 + \vec{Q}_3 + m_{cb} \vec{g} + m_{cb} \frac{d^2 \vec{s}_s}{dt^2} = 0, \quad (2.27)$$

де \vec{Q}_1 – сила що діє з боку коромисла 2; \vec{Q}_2 – сила, що діє з боку компенсатора зношення канату; \vec{Q}_3 – зусилля, що діє на вісь з боку обойми шківів кронблоку; m_{cb} – маса корпусу кронблоку; \vec{g} – пришвидшення вільного падіння; s_s – переміщення осі кронблоку. Виходячи із рівняння (2.27) для визначення зусиль, що діють на вісь кронблоку, проводимо декомпозицію КВПБК на три частини – систему утримання кронблоку (рис. 2.10в), компенсатор зношення канату (рис. 2.11) і систему кронблок-талевий блок (рис. 2.10б).

Система утримання кронблоку (рис. 2.10в) складається із двох гідроприводів **I** і **II**, коромисла та газового резервуару високого тиску. Гідравлічний привід складається з гідроциліндра, що характеризується робочим діаметром штоку D_h , масою поршня з врахуванням маси штоку m_{ph} і товщиною поршня l_{ph} газового резервуару низького тиску об'ємом V_1 , гідропневматичного акумулятора, що характеризується робочим діаметром D_A , масою поршня m_{pA} і товщиною поршня l_{pA} . Гідропневматичні акумулятори приєднані до газового резервуару високого тиску об'ємом V_T . Положення поршнів гідравлічних циліндрів в певний момент часу визначається координатами x_{hI} і x_{hII} , а акумулятора – x_{AI} і x_{AII} .

Коромисло, що поєднує штоки гідроциліндрів і крон-блок приймається абсолютно твердим важким тілом довжиною L_1 . В процесі роботи на коромисло діють зусилля F_I і F_{II} , що розвивають гідроциліндри і зусилля з боку кронблоку Q_1 . Положення коромисла в певний момент часу описується координатою точки S і двома кутами φ і β , де φ – це кильова хитавиця ПБУ, β – кут, що виникає внаслідок несинхронної роботи гідроциліндрів і визначається за формулою:

$$\beta = \arcsin\left(\frac{x_{h2} - x_{h1}}{2L_1}\right). \quad (2.28)$$

У зв'язку із особливостями роботи на коромисло накладено обмеження на величину зміни кута $\beta \pm 3^\circ$. Використовуючи метод кінетостатики будемо

рівняння рівноваги коромисла, із яких визначають залежності між силами F_I , F_{II} і Q :

$$\begin{aligned}
 & -0.5F_I L_1 \cos \beta - J\varepsilon + 0.5F_{II} L_1 \cos \beta - M = 0; \\
 & 0.5F_C L_1 \cos(\beta + \varphi) - 0.5m \left(g + \frac{d^2 S_s}{dt^2} \right) L_1 - J\varepsilon + F_{II} L_1 \cos \beta - M = 0; \\
 & \begin{cases} \varepsilon = 0, & |\beta| \geq 3^\circ; \\ M = 0, & |\beta| < 3^\circ; \end{cases} \quad (2.29) \\
 & \varepsilon = \frac{d^2 \beta}{dt^2}, \quad J = \frac{ml^2}{12}, \quad S_s = \frac{S_K + S_M}{2},
 \end{aligned}$$

де S_i – переміщення i -го шарніру; L_1 – довжина коромисла; g – пришвидшення вільного падіння; J – момент інерції коромисла; ε – кутове пришвидшення коромисла.

Величину зусиль F_I і F_{II} визначаємо проводячи побудову математичної моделі гідропневматичної системи, що включає гідроциліндр, гідропневматичний акумулятор і газові резервуари, що поєднуються між собою трубопроводами круглого січення. Математичні моделі даних елементів, а також граничні умови для їх поєднання наведені в розділі 2.1.2 при побудові моделі НСВК, а структурна схема підсистеми зображена на рис. 2.9б.

Система кронблок-талевий блок, розрахункова схема якої подана на рис. 2.9б, складається із кронблока в обіймі якого розміщені 7 шківів $S_{C1..7}$, талевого блоку, що складається із 6 шківів $S_{T1..6}$ і талевого тросу який огинає шківів, натяг кожної струни якого рівний T_{Ci} , де i порядковий номер струни. Шківів S_{C1} і S_{C7} розглядаються при моделюванні компенсатора зношення канату, тому при побудові моделі ними нехтуємо.

З боку системи на вісь кронблока діє зусилля Q_3 , величину якого можна визначити за формулою:

$$Q_3 = \sum_{i=2}^6 N_{Ci}, \quad (2.30)$$

де N_{Ci} – реакція на вісь S_{Ci} -го шків. Аналогічно знаходиться величина зусилля G , що діє на крюку талевого блоку.

Саму ж систему кронблок-талевий блок можна розглядати як лінійну модель, що є результатом поєднання ділянок тросів із шківками, які входять в обійму кронблоку і талевого блоку, математичні моделі яких і граничні умови для їх поєднання між собою розглянуті в розділі 2.1.1.

Для визначення величини зусилля Q_2 , розглянемо розрахункову схему компенсатора зношення канату, що зображена на рис. 2.10. Він призначений для запобігання передчасного спрацювання талевого канату внаслідок зміни відстані між кронблоком і палубою під час роботи КВПБК. Конструкція компенсатора зношення канату являє собою чотирьохланковий шарнірно-важільний механізм, на кінцях важелів якого кріпляться шківки, які огинає талевий трос. Під час роботи відбувається переміщення важелів механізму, однак відстань між шківками стала, внаслідок чого довжина талевого тросу між палубою і кронблоком незмінна. З боку компенсатора на кронблок діє змінне зусилля Q_2 для визначення якого будемо розрахункову схему подану на рис. 2.11. Важелі механізму компенсації моделюються абсолютно твердими важкими стрижнями, що характеризуються масами m_{11} і m_{12} , і довжинами L_1^* і L_2^* відповідно.

В певний момент часу положення механізму компенсації в просторі можна охарактеризується наступними величинами: θ – бортовою хитавицею, z_2 – переміщенням корпусу КВПБК, z_3 – переміщенням кронблоку. Для зручності обчислень положення важелів механізму компенсації в певний момент часу опишемо кутами α , γ , δ , що визначають за наступними формулами:

$$\begin{aligned} \sqrt{L_2^{*2} - (L_1^* \sin \alpha - S_C)^2} + L_1^* \cos \alpha &= \frac{L_3^*}{2}; \\ \gamma &= \frac{\pi}{2} - \alpha + \arccos\left(\frac{L_1^* \sin \alpha - S_C}{L_2^*}\right); \\ \delta &= \arcsin\left(\frac{L_1^* \sin \alpha - S_C}{L_2^*}\right); \\ S_C &= z_2 - z_3. \end{aligned} \tag{2.31}$$

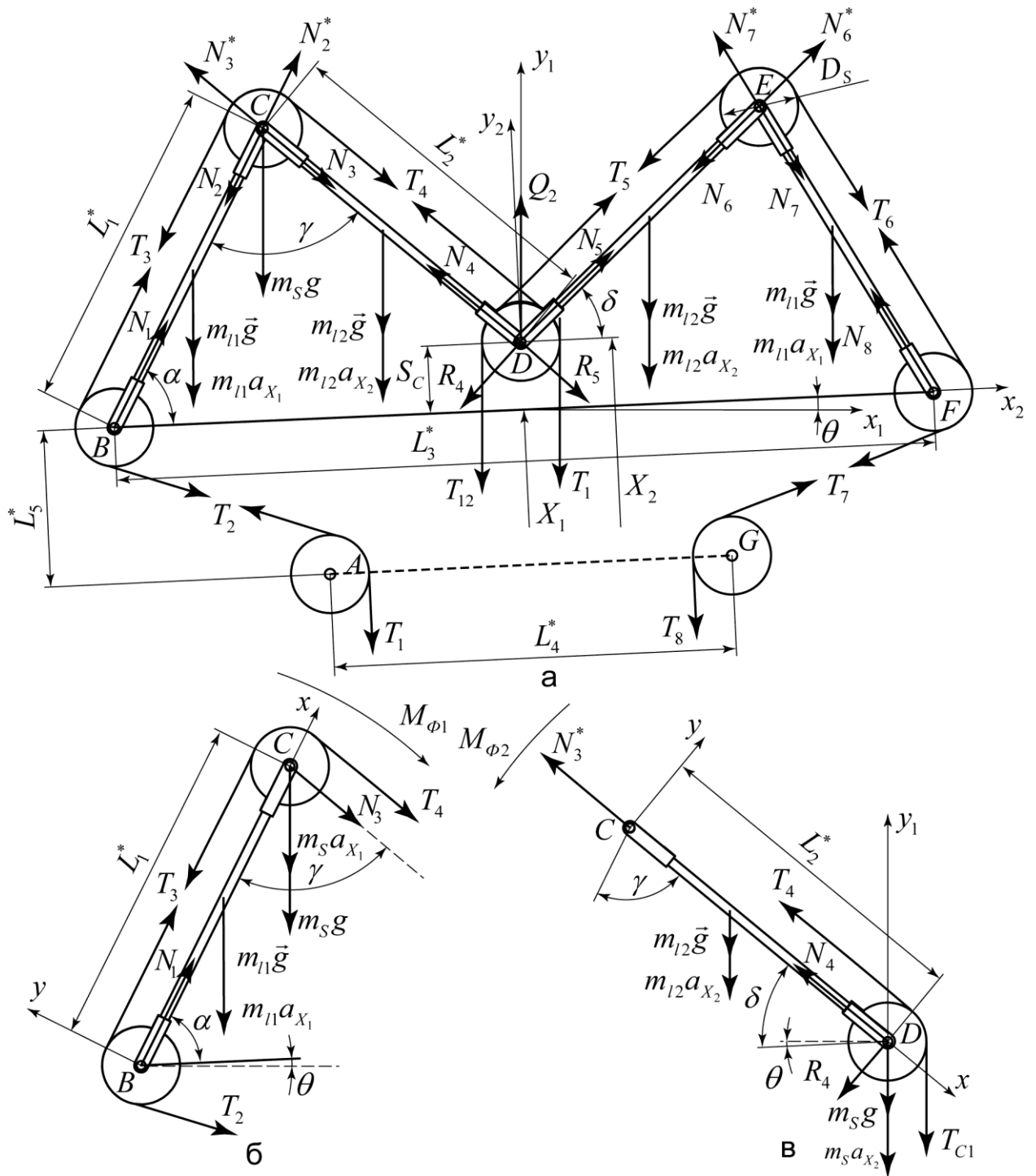


Рисунок 2.11 – Розрахункова схема компенсатора зношення канату

Для визначення зусилля Q_2 проведено декомпозицію важільного механізму (рис. 2.11 б, в), виходячи із чого:

$$Q_2 = \text{proj}_{y_1} (\vec{N}_4 + \vec{R}_4 + \vec{N}_5 + \vec{R}_5), \quad (2.32)$$

де N_4, N_5, R_4, R_5 – реакції в'язей.

Визначення величини реакцій N_4, R_4 проводиться шляхом застосування методу кінетостатики до важільного механізму. В результаті отримується наступна система рівнянь:

$$\begin{aligned} -\left(m_{l1}g + m_{l1}a_{x_1}\right)\frac{L_1^*}{2}\cos(\alpha + \theta) - \left(m_s g + m_s a_{x_1}\right)L_1^* \cos(\alpha + \theta) - (N_3 + T_4)L_1^* \sin \gamma - M_{\phi_1} &= 0; \\ -\left(m_{l2}g + m_{l2}a_{x_2}\right)\frac{L_2^*}{2}\cos(\delta - \theta) - \left(m_s g + m_s a_{x_2} + T_{C1}\right)L_2^* \cos(\delta - \theta) - R_4 L_2^* - M_{\phi_2} &= 0; \\ -N_3 - N_4 - T_4 + \left(m_{l2}g + m_{l2}a_{x_2}\right)\sin(\delta - \theta) + \left(m_s g + m_s a_{x_2} + T_{C1}\right)\sin(\delta - \theta) &= 0, \end{aligned}$$

де T_{C1} – натяг першої струни між кронблоком і талевим блоком; a_{x_1}, a_{x_2} – пришвидшення основи КВПБК і кронблоку відповідно; θ – бортова хитавиця; M_{ϕ_1}, M_{ϕ_2} – моменти інерції першого важеля та другого важеля відповідно. Сили натягу тросів визначаються із побудови моделей шківів і струн тросу згідно моделей поданих у пункті 2.1.2.

Зусилля N_5, R_5 визначаються аналогічно. В результаті отримуємо:

$$N_4 \sin(\delta) + N_5 \sin(\delta) - R_4 \cos(\delta) - R_5 \cos(\delta) = Q_2. \quad (2.33)$$

Початкові умови системи розраховуються із умови, що є відомим статичне навантаження на крюку талевого блоку G . Виходячи із чого початковий натяг тросу визначається за наступною формулою:

$$T^i = \frac{n_T m_s g + m_T g + G}{n_w}, \quad (2.34)$$

де n_T – кількість шківів в обоймі талевого блоку; m_T – маса корпусу талевого блоку; n_w – кількість струн талевого тросу між кронблоком і талевим блоком.

Початковий тиск робочої рідини в гідросистемі визначається за наступною формулою:

$$P_h^i = \frac{(n_T + (n_C - 2))m_s g + (m_T + m_C)g + Q_2^i + 2m_{hp}g + m_l g + 2P_{hg}^i A_{h2} + G}{2A_h}, \quad (2.35)$$

де n_C – кількість шківів в обоймі кронблоку; m_C – маса корпусу кронблоку; Q_2^i – початкове зусилля, що діє з боку компенсатора зношення канату, яке визначається

на основі емпіричної рівності в залежності від початкового натягу тросів і значень z_2 і z_3 ; P_{hg}^i – початковий тиск в камері заповненій азотом; m_l – маса коромисла.

Початковий тиск в пневматичній системі високого тиску:

$$P_T^i = \frac{P_h^i A_a - m_{ah} g}{A_a}, \quad (2.36)$$

де A_a – площа робочої поверхні поршня гідропневматичного акумулятора; m_{ah} – маса поршня акумулятора.

Враховуючи розмірні залежності КВПБК, які показані на рис. 2.12 визначаємо початкове положення поршнів гідроциліндра і акумулятора та початкове положення компенсатора зношення канату. Приймаємо, що нам є відомі координати z_2 і z_3 , і в початковий момент часу $\beta = 0^\circ$. Положення поршня гідроциліндра визначається за наступною формулою:

$$l_{csh} = z_3 - z_2 + l_2 - l_{cr} - l_{cp}, \quad (2.37)$$

де l_2 – величина зміщення основи гідроциліндра відносно основи КВПБК; l_{cr} – довжина штоку гідроциліндра; l_{cp} – товщина поршня гідроциліндра.

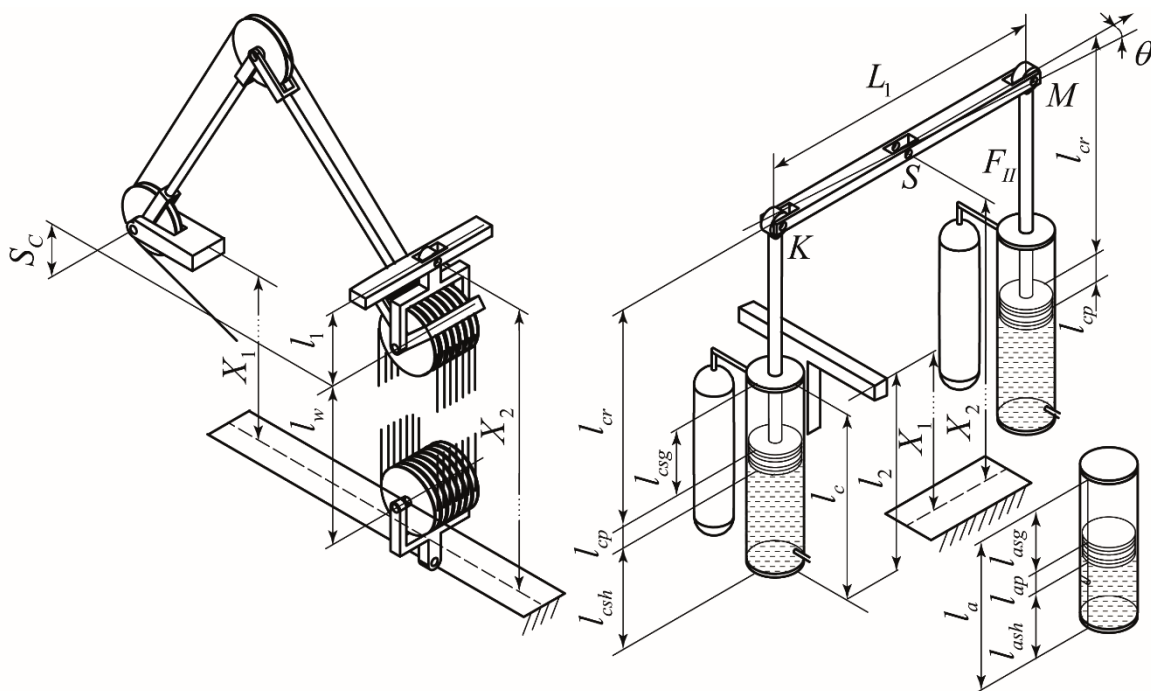


Рисунок 2.12 – Розмірні ланцюги КВПБК

Положення поршня акумулятора визначається за наступною формулою:

$$l_{ash} = (0.5l_c - l_{csh}) \frac{A_{ch}}{A_a} + 0.5l_a, \quad (2.38)$$

де A_{ch} – робоча площа поршня гідроциліндра; A_a – робоча площа поршня акумулятора; l_c – довжина гідроциліндра; l_a – довжина акумулятора.

Довжина нездеформованої струни талевого тросу на ділянці між кронблоком і талевим блоком визначається за наступною формулою:

$$l_w^{nt} = \frac{l_w}{\frac{T^i}{A_w E_w k_s} + 1}. \quad (2.39)$$

Описана в даному розділі конструкція КВПБК з пасивним режимом роботи дозволяє виконувати бурові роботи лиш за сприятливих погодних умов, тому на даний час для розширення погодного вікна застосування ПБУ використовують зазвичай КВПБК із гібридним режимом роботи, де паралельно пасивній системі розташовується «активна» яка покликана нівелювати похибку пасивної. Побудова її математичної моделі для КВПБК, що розглядається, описана в наступному розділі.

2.6.1 Створення моделі активної підсистеми КВПБК

За об'єкт дослідження вибрано «активна» підсистема закритого типу, схема монтування якої подана на рис. 2.13. Гідроциліндр двосторонньої дії 1 монтується до корпусу КВПБК і здійснює кероване навантаження на кронблок 13, що в свою чергу утримується пасивною підсистемою, яка складається із газового резервуару високого тиску 11, двох поршневих гідропневматичних акумуляторів 12 і двох гідроциліндрів 3, які за допомогою коромисла утримують кронблок 13. Керування рухом штоку гідроциліндра здійснюється гідравлічним модулем 7, який через свої значні масо-габаритні показники розташовується на палубі ПБУ 10.

Для подальшого розгляду виокремимо активну підсистема КВПБК (рис. 2.14). Її основними елементами є з гідравлічний циліндр двосторонньої дії 1, перемикач 2, який здійснює вмикання системи, аксіально-поршневий насос з регульованим кутом нахилу диску і можливістю реверсної роботи 3, кроковий двигун 4, що

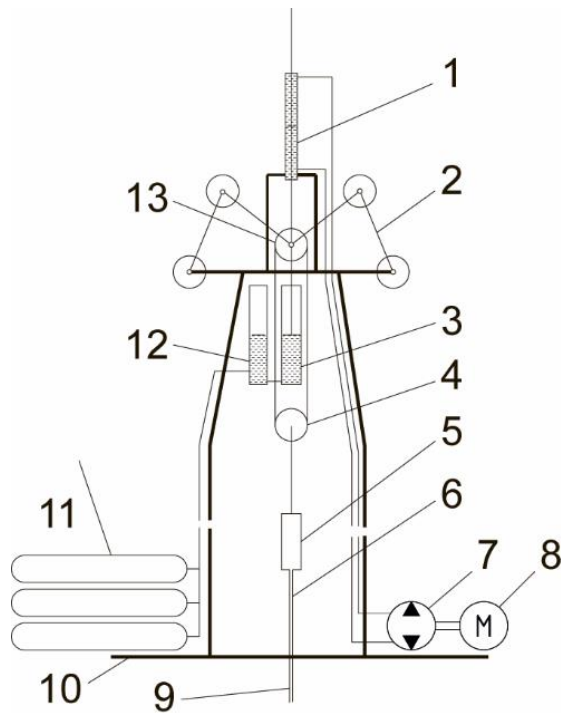


Рисунок 2.13 – Схема розміщення основних елементів системи

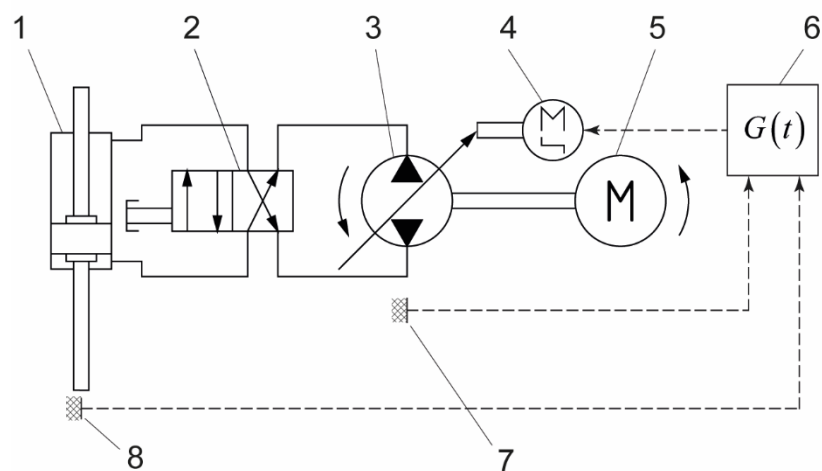


Рисунок 2.14 – Принципова схема роботи активної системи КВПБК

здійснює регулювання положення диску, головний привід насосу 5, система управління 6 і датчі інформації 7, 8 про стан роботи насосу, вертикальної хитавиці і переміщення кронблоку. Основним чинником, який впливає на точність роботи активної системи є алгоритм роботи системи управління $G(t)$, який повинен враховувати вплив основних чинників, що спричинюють неточність пасивної системи та характер роботи активної системи, зокрема управління насосом і затримку в подачі рідини, що виникає між насосом і гідравлічним циліндром.

Розробка алгоритму керування насосом $G(t)$ проводиться виходячи із спрощеної схеми роботи КВПБК з гібридним режимом роботи, яка зображена на рис. 2.15. В ній система «кронблок-долото» описана зосередженою масою m_1 , вага якої враховуючи силу Архімеда промивальної рідини і осьове навантаження на долото рівна $m_1'g$.

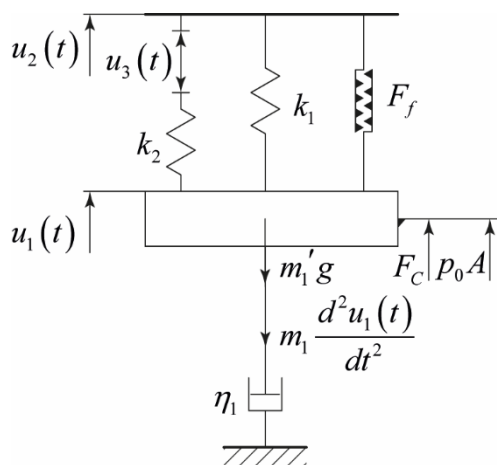


Рисунок 2.15 – Структурна схема системи для розробки алгоритму контролера

До зосередженої маси m_1 прикладене статичне зусилля гідроциліндрів пасивної системи компенсації p_0A і зусилля що діє збоку важільної системи запобігання зношення канату F_C . В певний момент часу стан системи характеризується трьома координатами: u_1 , що описує переміщення кронблоку, u_2 , що описує вертикальну хитавицю і u_3 що описує переміщення поршня активного гідроциліндра. Взаємозв'язок між палубою ПБУ і бурильною колоною описується пружним елементом k_1 , який моделює політропне стискування робочого газу в газовому резервуарі пасивної системи, пружним елементом k_2 , що моделює пружні властивості рідини в порожнині активного гідроциліндра, і фрикційним елемент F_f , який описує узагальнене тертя в гідроциліндрах і акумуляторах КВПБК. Опір переміщенню бурильної колони в промивальній рідині описується за допомогою демпферного елемент η_1 .

Застосовуючи метод кінетостатики до даної системи її рівняння рівноваги матимуть наступний вигляд:

$$-m_1 \frac{d^2 u_1}{dt^2} - m_1' g + F_C - F_f - \eta_1 \frac{du_1}{dt} + k_1 (u_2 - u_1) + k_2 (u_2 - u_1 - u_3) + p_o A = 0; \quad (2.40)$$

$$F_f = F_{col} \operatorname{sgn} \left(\frac{d(u_2 - u_1)}{dt} \right) + d_f \frac{d(u_2 - u_1)}{dt}, \quad k_1 = \frac{p_0 \gamma A^2}{v_0},$$

де F_{col} – узагальнена сила тертя Кулона; d_f – коефіцієнт в'язкого тертя; A – загальна площа робочих поверхонь гідроциліндрів пасивної системи компенсації; p_0 – початковий тиск газу в пневмосистемі; v_0 – початковий об'єм газу в пневмосистемі КВПБК; γ – зведений показник адіабати для робочого газу при тиску p_0 .

Виходячи із статичної умови рівноваги $m_1' g = p_0 A$, а також умови роботи КВПБК $u_1 = 0$, визначаємо алгоритм руху штоку гідроциліндра активної системи компенсування:

$$u_3(t) = \frac{F_C(u_2(t)) - F_{col} \operatorname{sgn} \left(\frac{du_2(t)}{dt} \right) - d_f \frac{du_2(t)}{dt} + \frac{p_0 \gamma A^2}{v_0} u_2(t) + k_2 u_2(t)}{k_2}. \quad (2.41)$$

Знаючи затребуване переміщення гідроциліндра знаходимо затребувану об'ємну витрату рідину на його вході:

$$q_C(t) = u_3(t) A_{Ca}, \quad (2.42)$$

де $q_C(t)$ – об'ємна витрата на вході гідроциліндра; A_{Ca} – площа робочої поверхні гідроциліндра активної системи. Підставляючи (2.42), (2.41) в (2.46) знаходимо сигнал управління:

$$G(t) = \frac{2\pi}{D\omega k_2} A_{Ca} \left(F_C - F_{col} \operatorname{sgn} \left(\frac{du_2}{dt} \right) + d_f \frac{du_2}{dt} + \frac{p_0 \gamma A^2}{v_0} u_2 + k_2 u_2 \right). \quad (2.43)$$

Математичну модель гідравлічного циліндра двосторонньої дії отримуємо склавши диференціальні рівняння рівноваги згідно методу кінетостатики відносно поршня гідроциліндра, що враховують сили тиску, тертя, інерції, ваги, зовнішніх навантажень які діють на шток і поршень гідроциліндра із врахуванням стискуваності рідини і податливості стінок гідроциліндра. Математична модель записується наступним чином:

$$\begin{aligned}
P_{h1}A_{h1} - P_{h2}A_{h2} - m_{hp}g - m_{hp}\frac{d^2x_h}{dt^2} - F_H - F_{hf_p} - F_{hf} &= 0; \\
A_h &= \frac{\pi(D_h - d_h)^2}{4}, \quad F_{hf_p} = k_p(P_{h1} - P_{h2})\operatorname{sgn}\left(\frac{dx_h}{dt}\right); \\
F_{hv} &= \left(F_{col} + F_{st}e^{-f_{st}\left|\frac{dx_h}{dt}\right|} \right) \operatorname{sgn}\left(\frac{dx_h}{dt}\right) + d_f \frac{dx_h}{dt}; \\
\frac{dP_{hi}}{dt} &= \frac{\beta_{eff}}{V_{hi}} \left(\frac{dm_{hi}}{dt} \frac{1}{\rho_o} \pm \frac{dx_h}{dt} A_h \right),
\end{aligned} \tag{2.44}$$

де P_{hi} – тиски в i гідравлічній камері; A_{hi} – площі робочої поверхні поршня; m_{hp} – маса поршня; x_h – координата положення поршня в момент часу t ; F_H – зовнішнє зусилля, що діє на шток гідроциліндра; V_{hi} – ефективний об'єм i -ої гідравлічної камери; m_{hi} – маса робочої речовини в i -ій гідравлічній камері; β_{eff} – ефективний модуль об'ємної пружності робочої рідини; ρ_o – густина робочої рідини; F_{hf_p} – сила тертя викликана різницею тиску в камерах гідроциліндра, що визначається за формулою; k_p – коефіцієнт тертя; F_{col} – сила тертя Кулона; F_{st} – сила тертя Стрібека; f_{st} – коефіцієнт згасання ефекту Стрібека; d_f – коефіцієнт в'язкого тертя.

Зважаючи на значну довжину гідравлічних трубопроводів, що поєднують гідроциліндр і насос при їхньому моделюванні, слід враховувати процеси стисливості, індуктивності і опору рідини, що протікає по них. Виходячи із цього їх математична модель є наступною:

$$\begin{aligned}
\frac{A}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t} + \rho \frac{\partial q}{\partial x} &= 0; \\
\frac{1}{A} \frac{\partial q}{\partial t} + g \sin \alpha + h_p + \rho \frac{\partial p}{\partial x} &= 0,
\end{aligned} \tag{2.45}$$

де A – площа поперечного січення трубопроводу; c – швидкість звуку в робочій рідині; ρ – густина робочої рідини, q – об'ємна витрата робочої рідини в момент часу t в перерізі x ; g – пришвидшення вільного падіння; α – кут підйому

трубопроводу; h_p – статичний і динамічний опір проходженню рідини через трубопровід.

Зважаючи на те, що в гідросистемі «активної» підсистеми присутній значний опір, а існуючі дослідження динаміки роботи аксіально-поршневих насосів показують, що динамічна зміна тиску на виході з нього має частоти в діапазоні 400-2000 Гц [115, 140], величина амплітуди яких є відносно низькою, для спрощення моделі аксіально-поршневий насос вважаємо ідеально-регульованим. В результаті його математична модель записується наступним чином:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dm_1}{dt} = \frac{D\omega s}{2\pi}, \quad \frac{dm_1}{dt} + \frac{dm_2}{dt} = 0; \quad (2.46)$$

$$M = -\frac{Ds\Delta p}{2\pi\eta}$$

де $\frac{dm_i}{dt}$ – масова витрата; D – об'єм рідини, що перекачується за один оберт валу насосу; ω – кутова швидкість обертання привідного валу насосу; s – вхідний сигнал відносного обсягу прокачування рідини ($-1 \leq s \leq 1$); M – крутний момент на привідному валу; Δp – різниця тисків між вхідного і вихідного потоку; η – ККД насосу.

Поєднання гідравлічних елементів між собою проводимо згідно умов (2.20) описаних в пункті 2.1.2.

2.7 Побудова математичної моделі поздовжніх коливань бурильної колони

Бурильна колона приймається, як складний пустотілий стрижень круглого перерізу із розподіленими параметрами по довжині. Математична модель поздовжніх коливань окремої секції якої отримується застосуванням принципу Д'аламбера до одиничного елементу dz_1 секції бурильної колони із врахуванням сил ваги, сили Архімеда, інерційних зусиль і сили в'язкого тертя з наступним граничним переходом $dz_1 \rightarrow 0$. В результаті отримуємо рівняння в часткових похідних:

$$E_d A_d \frac{\partial^2 u_d(z_1, t)}{\partial z_1^2} = \rho_d \frac{\partial^2 u_d(z_1, t)}{\partial t^2} + \eta_d \frac{\partial u_d(z_1, t)}{\partial t} + k_a \rho_d g, \quad (2.47)$$

де $u_d(z_1, t)$ – переміщення перерізу z_1 i -тої секції бурильної колони в момент часу t ; A_d – площа поперечного перерізу d секції бурильної колони; ρ_i – маса одиниці довжини i секції бурильної колони; k_a – коефіцієнт плавучості; η_i – коефіцієнт в'язкого тертя; E_i – модуль Юнга матеріалу i секції бурильної колони.

Для вирішення рівняння (2.47) сформуємо його граничні умови:

на вибої свердловини при врахуванні пружно-в'язких характеристик породи:

$$z_1 = 0; \quad E_C A_C \frac{\partial u(z_1, t)_{\zeta_1}}{\partial z_1} = k_1 u_d(z_1, t)_{\zeta_{1-1}} + \eta_1 \frac{\partial u(z_1, t)_{\zeta_{1-1}}}{\partial t}, \quad (2.48)$$

при описі роботи шарошкового долота:

$$z_2 = 0, \quad u_D(z_1, t)_{\zeta_2} = u_D(z_1, t)_{\zeta_{2-1}} + z_b(t);$$

$$z_b(t) = \sum_{i=0}^3 a_i \sin(\omega_i t + \varphi_i); \quad (2.49)$$

$$E_C A_C \frac{\partial u_d(z_1, t)_{\zeta_2}}{\partial z_1} + E_C A_C \frac{\partial u_d(z_1, t)_{\zeta_{2-1}}}{\partial z_1} z_1 - m_b g - m_b \frac{\partial^2 u_d(z_1, t)_{\zeta_2}}{\partial t^2} = 0,$$

де a_i – амплітуда коливань; ω_i – циклічна частота коливань; φ_i – фазовий кут зміщення коливань шарошкового долота, які вибираються згідно рекомендацій поданих у [18].

При описі роботи наддолотного амортизатора:

$$z_1 = 0, \quad E_d A_d \frac{\partial u_d(z_1, t)_{\zeta_3}}{\partial z_1} + E_d A_d \frac{\partial u_d(z_1, t)_{\zeta_{3-1}}}{\partial z_1} = 0;$$

$$E_d A_d \frac{\partial u_d(z_1, t)_{\zeta_3}}{\partial z_1} + k_2 \left(u_d(z_1, t)_{\zeta_3} - u_d(z_1, t)_{\zeta_{3-1}} \right) +$$

$$+ \eta_2 \frac{\partial}{\partial t} \left(u_d(z_1, t)_{\zeta_3} - u_d(z_1, t)_{\zeta_{3-1}} \right) = 0. \quad (2.50)$$

При поєднанні секцій без проміжних елементів:

$$z_1 = L_1, u(z_1, t)_{\zeta_4} = u(z_1, t)_{\zeta_{4-1}};$$

$$E_d A_d \frac{\partial u(z_1, t)_{\zeta_4}}{\partial z_1} + E_d A_d \frac{\partial u(z_1, t)_{\zeta_{4-1}}}{\partial z_1} = 0. \quad (2.51)$$

При закріпленні верхнього кінця бурильної колони, до верхнього приводу:

$$z_1 = L_1 + L_2; u(z_1, t)_{\zeta_5} = u(z_1, t)_{\zeta_{5-1}}$$

$$E_d A_d \frac{\partial u_d(z_1, t)_{\zeta_5}}{\partial z_1} + E_d A_d \frac{\partial u_d(z_1, t)_{\zeta_{5-1}}}{\partial z_1} - m_b g - m_b \frac{\partial^2 u_d(z_1, t)_{\zeta_5}}{\partial t^2} = 0. \quad (2.52)$$

Початковою умовою системи служить умова статичної рівноваги бурильної колони. Вважаючи, що динамічна деформація бурової вежі в порівнянні із вертикальною хитавицею бурового судна є настільки малою, що нею можна знехтувати знаходимо вектор переходу між координатними системами x_3, y_3, z_3 і x_2, y_2, z_2 в початковий момент часу:

$$z_b(t) \Big|_{t=0} + \xi_z(t) \Big|_{t=0} + L_4 + L_5 = L_1 + L_2 + L_3 + u(z_1, t) \Big|_{z_1=L_1+L_2+L_3, t=0}, \quad (2.53)$$

де L_5 – початкове зміщення кронблоку відносно корпусу КВПБК.

В результаті отримується модель бурової установки для буріння свердловин в умовах глибокого моря для дослідження поздовжніх коливань БК, що розглядається відносно єдиної системи координат x_3, y_3, z_3 .

2.8 Врахування впливу деформації водовіддільної колони на поздовжні коливання бурильної колони

Для вивчення впливу деформації ВК на динаміку БК будемо модель коливань БК у ВК виходячи із наступних припущень:

– осі деформації ВК і БК в першому приближенні приймаємо співвісними оскільки величина поперечних коливань ВК є значно більшою за різницю радіусів протекторів встановлених на БК і внутрішнього отвору ВК;

– силовим впливом БК на динаміку роботу ВК нехтуємо вважаючи, що його величина значно менша за гідродинамічні навантаження, які сприймає ВК, а жорсткість ВК більша за жорсткість БК.

Зважаючи на це, математичну модель поздовжніх коливань секції БТ з врахуванням їх деформації у ВК можна описати диференціальним рівнянням з частинними похідними, що отримано внаслідок застосування принципу Д'аламбера до одиничного елемента dz_1 із врахуванням сил ваги, сили Архімеда, інерційних зусиль і в'язкого тертя з наступним граничним переходом $dz_1 \rightarrow 0$:

$$E_d A_d \frac{\partial}{\partial z_1} \left(\frac{\partial u_d(z_1, t)}{\partial z_1} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w_R(z_1, t)}{\partial z_1} \right)^2 \right) - \rho_d \frac{\partial^2 u_d(z_1, t)}{\partial t^2} - \eta_d \frac{\partial u_d(z_1, t)}{\partial t} + k_a \rho_d g, \quad (2.54)$$

де $w_R(z_1, t)$ – поперечне переміщення перерізу z_1 ВК в момент часу t , що обчислюється із рівняння (2.21) із наступним переведенням в систему координат $x_1 y_1 z_1$.

Висновки по другому розділу

1. Розроблено структурні схеми та нові ієрархічні моделі натяжної системи водовіддільної колони канатного типу і компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони підкронблочного типу, які враховують особливості роботи механічних, гідравлічних, пневматичних та інших підсистем даних механізмів.;

2. Розроблено уточнену модель динаміки водовіддільної колони, що враховує взаємний вплив поздовжніх і поперечних коливань, непостійність зусилля натягу її верхнього кінця, інерційні та фрикційні сили, що виникають внаслідок протікання промивальної рідини по колоні;

3. Складено нову систему рівнянь, яка описує поздовжні коливання системи «ПБУ – КВПБК – БК – трьохшарошкове долото» при поглибленні вертикальної свердловини в умовах глибокого моря. Дана система рівнянь дає змогу визначати миттєві значення осьової сили на долоті, вертикальні коливання і осьове зусилля в довільному перерізі БК, а також враховувати в першому наближенні вплив поперечних зміщень водовіддільної колони на поздовжні коливання БК.

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ РОБОТИ ВОДОВІДДІЛЬНОЇ КОЛОНИ ПРИ
БУРІННІ СВЕРДЛОВИНИ ІЗ ПЛАВУЧИХ ЗАСОБІВ

Запропоновані в попередньому розділі підходи до побудови багатофакторної імітаційної моделі в мові моделювання Modelica для дослідження динаміки роботи ПБУ при поглибленні вертикальної свердловини в умовах глибокого моря, а також розроблені аналітичні моделі роботи окремих елементів бурової системи дають змогу визначати характер впливу на процес поглиблення свердловини різних факторів і параметрів бурової системи при бурінні свердловин в умовах глибокого моря. Зважаючи на те, що узагальнена модель досліджуваного об'єкту є складною і потребує значних обчислювальних ресурсів для розв'язку, взявши до уваги запропоновану структурну схему досліджуваного об'єкту (рис. 2.3) і прийняте припущення, що впливом БК на динаміку ВК можна знехтувати, дослідження динаміки роботи ПБУ проводилось в два етапи. На першому етапі проводиться дослідження роботи системи «ПБУ – НСВК – ВК». Результати її чисельного моделювання слугують вихідними даними для дослідження роботи системи «ПБУ – КВПБК – БК», яка вивчається на наступному етапі.

Даний розділ присвячений дослідженню напружено-деформованого стану ВК при бурінні свердловин в умовах глибокого моря при нерегулярному хвилюванні моря і дії морських течій, яка є одним із найбільш навантажених елементів ПБУ, що сприймає значні гідродинамічні навантаження від хвилювання моря і дії морських течій, а також вивченню впливу на її динаміку НСВК.

3.1 Побудова імітаційної моделі, методика і вхідні дані до чисельних експериментів

3.1.1 Побудова імітаційної моделі досліджуваної системи

Для дослідження динаміки роботи системи «ПБУ – НСВК – ВК» і вивчення напружено-деформованого стану ВК на основі розробленої в попередньому розділі

структурної схеми досліджуваного об'єкту (рис. 2.3) та створеної бібліотеки моделювання OffshoreDrill [19] з використанням окремих імітаційних моделей бібліотеки моделювання Modelica Standard Library v. 3.2.2 [120] створено імітаційну модель Riser_and_Wire_Tensioner в мові моделювання Modelica графічне зображення якої наведено на рис. 3.1.

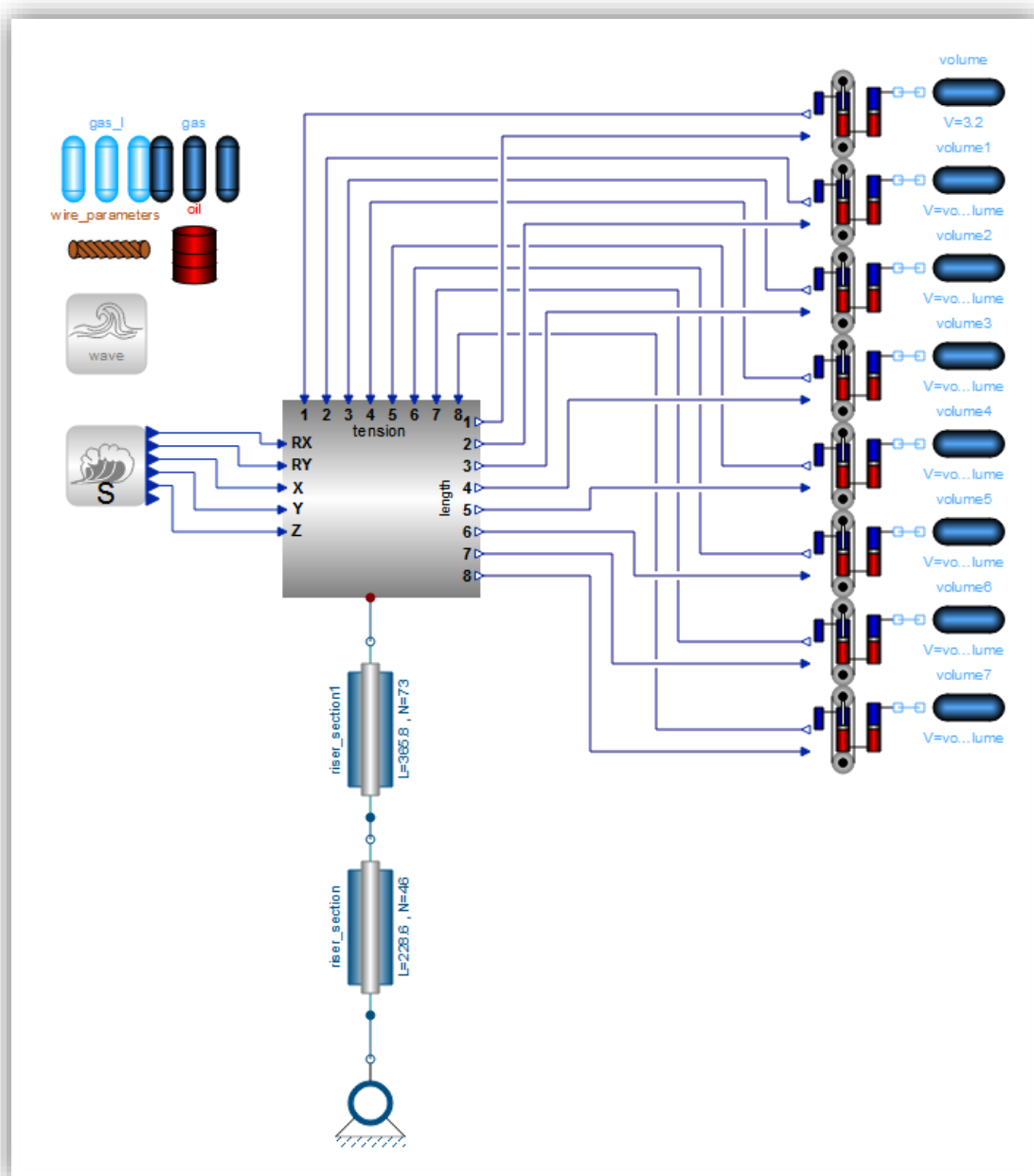
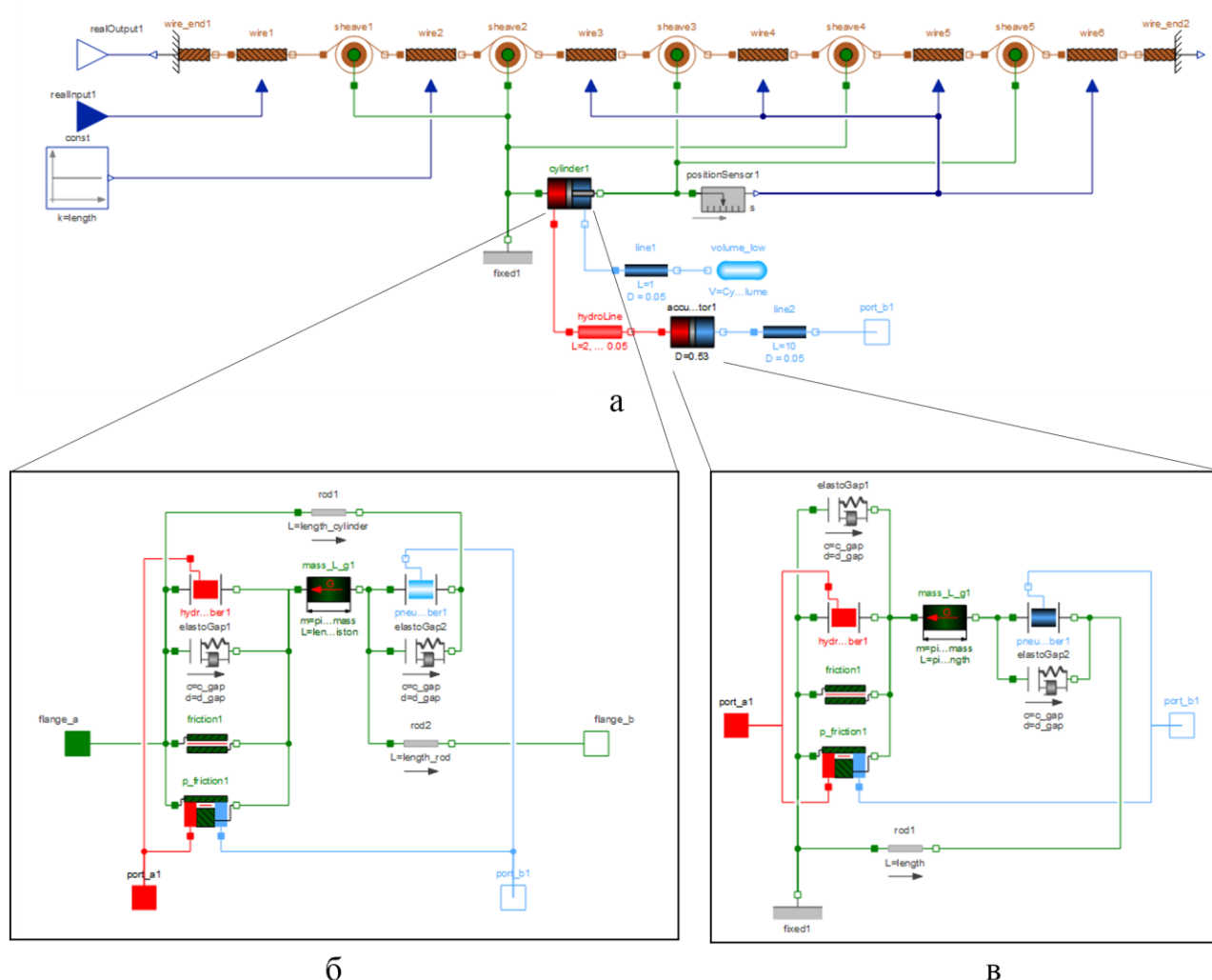


Рисунок 3.1 – Графічне зображення імітаційної моделі системи «ЛБУ – НСВК – ВК»

Вона складається із восьми моделей Wire_tensioner_dempf (рис. 3.2), що описують роботу НПКВ канатного типу, восьми моделей Volume, що описують процеси в газовому резервуарі високого тиску НПКВ, двох моделей Riser_section, які описують поздовжньо-поперечні коливання секції ВК з сталими параметрами по довжині, моделі Wire_length, яка визначає довжину тросів між палубою ПБУ і НКВК, моделі Wave_position, що описує хитавицю БС і п'яти моделей, які задають узагальнені параметри і характеристики для всієї системи: Oil – робочої рідини; Gas – робочого газу в пневмосистемах високого тиску; Gas_low_pressue – робочого газу в пневмосистемах низького тиску; Wire_parameters – тросів блочних механізмів і Wave – хвилювання моря і морських течій.



а – Модель НПКВ, б – Модель гідроциліндра; в – Модель гідропневматичного акумулятора

Рисунок 3.2 – Графічне зображення імітаційної моделі НПКВ

Зважаючи на наявні обмеження в мові Modelica [93] щодо запису математичних моделей в диференціальних рівняннях з частинними похідними створення імітаційних моделей поздовжньо-поперечних коливань ВК на основі аналітичних моделей (2.21)-(2.26), що описані в розділі 2 проводилось за допомогою чисельного методу ліній (Numeric Method of Lines, NUMOL, MOL) [119, 170], який полягає у перетворенні диференціальних рівнянь з частинними похідними у систему звичайних диференціальних рівнянь шляхом їх дискретизації по окремих координатах. При побудові імітаційної моделі поздовжньо-поперечних коливань секції ВК здійснювалась дискретизація рівнянь (2.21)–(2.26) по координаті z_2 із застосуванням центральної кінцево-різницевої схеми другого порядку (Додаток А). Кількість вузлів на які проводиться дискретизація секції ВК обчислюється за наступною формулою:

$$N = \left\lceil \frac{L}{l_{\Delta}} \right\rceil, \quad (3.1)$$

де l_{Δ} – бажана відстань між вузлами, приймається рівною 5 м.

Розроблена імітаційна модель складається із 5012 рівнянь, 3655 із яких є нетривіальними. Розв’язок проводився на проміжку часу 0-500 с з кроком ітерації 0,01 с застосовуючи вирішувач CVODES.

3.1.2 Вибір вхідної інформації

Вихідні дані до створеної імітаційної моделі досліджуваної системи згрупуємо в наступні блоки:

- параметри навколишнього середовища, при якому проводяться бурові роботи;
- параметри ПБУ, які характеризують її хитавицю і геометричні розміри ПБУ потрібні для моделювання роботи НСВК;
- параметри НСВК, а також робочого газу і рідини, що використовуються в ній;
- параметри ВК.

Вивчення роботи системи «ПБУ – НСВК – ВК» проводилось при дії на неї нерегулярного хвилювання моря і морських течій. Значення швидкостей переміщень точок рідини в часі і по глибині для нерегулярного хвилювання моря отримувалось шляхом розкладання енергетичного спектру JONSWAP параметри якого підбиралися виходячи із очікуваної значущої висоти хвилювання моря $H_{1/3}$. Залежність між значущою висотою хвилювання моря і балами шкали Дугласа за версією Всесвітньої метеорологічної асоціації подано в табл. 3.1

Таблиця 3.1 – Градація стану моря за шкалою Дугласа за версією Всесвітньої метеорологічної асоціації [179]

Шкала Дугласа, бали	Значуща висота хвилювання моря $H_{1/3}$, м	Опис стану моря
0	0	Абсолютно спокійне моря
1	0 – 0,1	Спокійне море
2	0,1 – 0,5	Слабке хвилювання
3	0,5 – 1,25	Легке хвилювання
4	1,25 – 2,5	Помірне хвилювання
5	2,5 – 4,0	Неспокійне море
6	4,0 – 6,0	Велике хвилювання
7	6,0 – 9,0	Сильне хвилювання
8	9,0 – 14	Жорстке хвилювання
9	>14	Виключне хвилювання

При проведенні чисельних експериментів робота досліджуваної системи вивчалась при одному із шести варіантів нерегулярного хвилювання моря, параметри енергетичного спектру JONSWAP і значущої висоти хвилювання яких наведені в табл. 3.2. Отриманий енергетичний спектр хвилювання моря, для подальшого визначення значень горизонтальної і вертикальної складової швидкості рідини розбивався на 400 гармонічних функцій в діапазоні частот $0 - 5 \omega_p$.

Таблиця 3.2 – Параметри спектру JONSWAP в залежності від значущої висоти хвилювання моря [69]

№	Значуща висота хвилювання моря $H_{1/3}$, м	Пікова частота ω_p , рад/с	Коефіцієнт посилення піку γ
1	1,2	1,26	3,3
2	2,0	0,9	1,0
3	3,0	0,79	3,3
4	4,0	0,7	3,3
5	5,0	0,63	3,3
6	6,0	0,57	3,3

Виходячи із того, що напрямок дії і швидкість морських течій в залежності від глибини моря змінюються сезонно, а також залежить від погодних умов і інших чинників, задача їх точного опису для заданої точки буріння є складною і потребує значного обсягу тривалих океанографічних досліджень. Зважаючи на це при дослідженні роботи морських споруд дослідники звертаються до спрощеного опису морських течій, дію яких розглядають лише в одній площині, а градієнт зміни швидкості з глибиною описують ламаною, що характеризує типову морську течію для даного регіону буріння. На рис. 3.3 зображено градієнти швидкості морських течій для основних регіонів морського буріння. В даній роботі при проведенні чисельних експериментів досліджувалась робота системи в двох варіантах: при відсутності дії морської течії і при дії морської течії, що характеризується лінійним градієнтом із швидкістю потоку 0,4 м/с біля дна моря і 1,0 м/с на поверхні моря.

Зміщення ПБУ відносно точки, що є проекцією гирла свердловини на поверхню спокійного моря, описуємо виходячи із припущення, що вплив на ПБУ з боку морських течій повністю компенсується динамічною системою позиціонування. Функції RAO за допомогою, яких проводиться обчислення хитавиці ПБУ згідно лінійною теорією при нерегулярному хвилюванні моря залежать від форми судна, його відносної швидкості і курсового кута судна ψ . При проведенні чисельних експериментів в роботі використовували RAO розраховані Анундсеном Т. [57] для

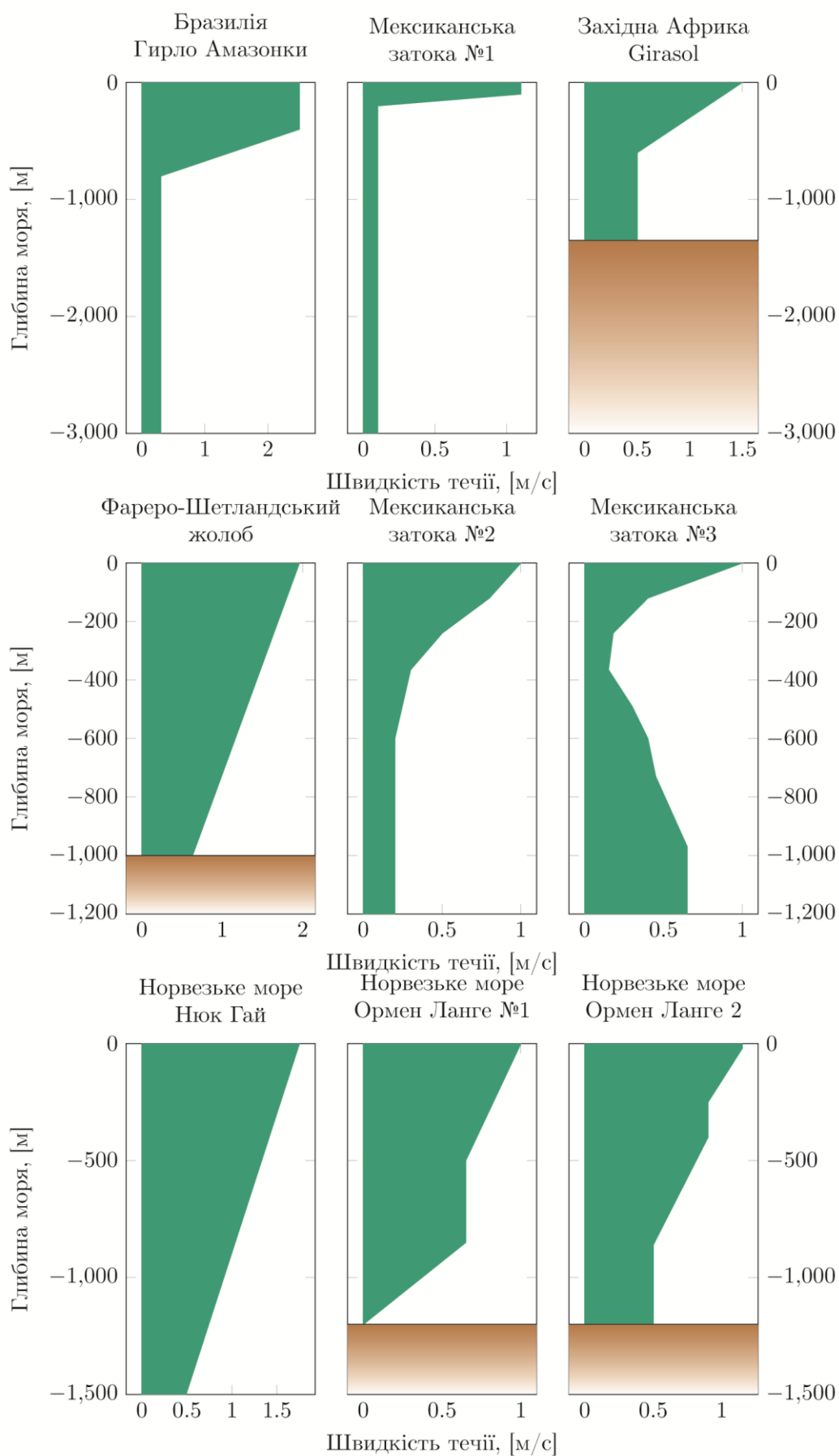


Рисунок 3.3 – Зміна швидкості морських течій з глибиною моря [69, 145]

бурового судна West Navigator, що не здійснює відносного переміщення для курсового кута $\psi = 15^\circ$, графічне представлення яких подано на рис. 3.4.

Вважаємо, що центр інерції судна і вісь бурової вежі знаходяться в площині симетрії судна, виходячи із чого геометричні розміри БС необхідні для моделювання роботи НСВК наступні:

$$\begin{aligned} \text{proj}_{x_5}(\mathbf{R}_3) &= 4.82[\text{м}]; \\ \text{proj}_{z_5}(\mathbf{R}_3) &= 27.95[\text{м}]; \\ \text{proj}_{z_2}(\mathbf{R}_1 + \mathbf{R}_3 - \mathbf{R}_2) &= 18.12[\text{м}]. \end{aligned} \quad (3.2)$$

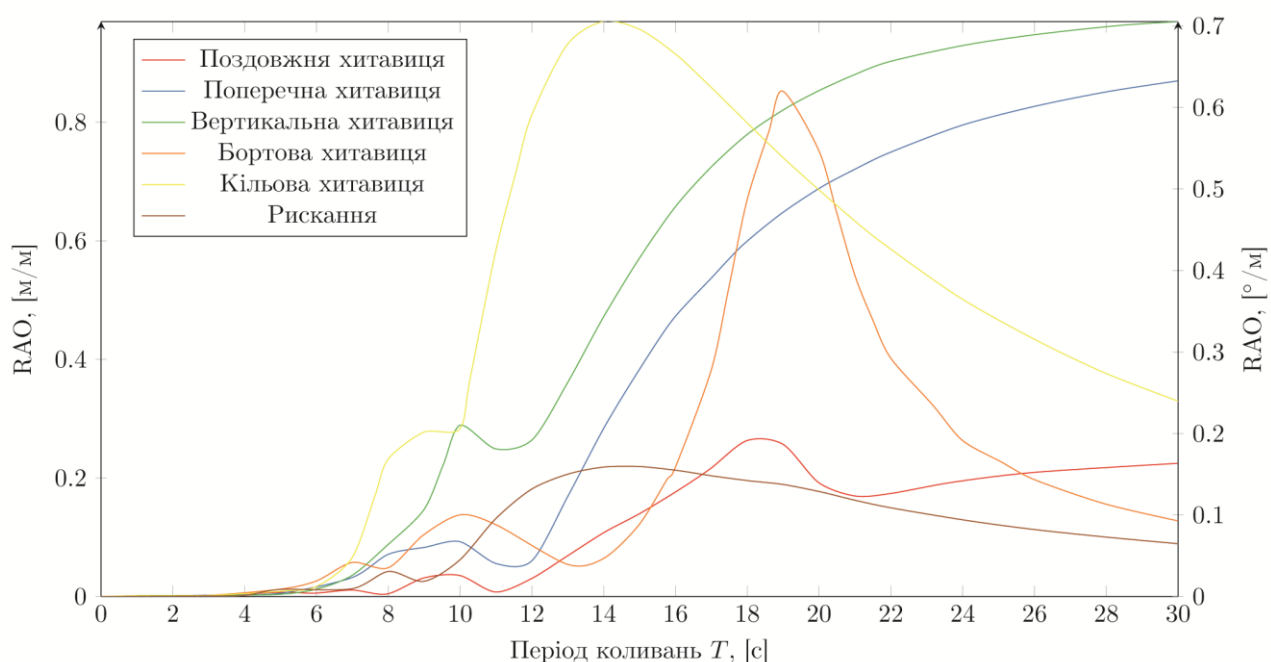


Рисунок 3.4 – Значення передавальної функції RAO для бурового судна West Navigator при куті $\psi = 15^\circ$ і відсутній відносній швидкості судна. [57]

Основні параметри НСВК канатного типу, що складається із восьми одиночних НПВК, яка використовувалась при моделюванні подані в табл. 3.3, а інші наведені в додатку В. При проведенні чисельних експериментів вивчався вплив на динаміку бурової системи зміни наступних параметрів НСВК: об'єму газового резервуару високого тиску, тиск робочого газу в пневмосистемі високого тиску і сили тертя між поршнями і стінками гідроциліндра і акумулятора.

Таблиця 3.3 – Основні параметри НСВК

№	Параметр	Величина
1	Діаметр гідроциліндра, мм	470
2	Діаметр штоку гідроциліндра, мм	400
3	Хід гідроциліндра, мм	4450
4	Маса поршня і штоку гідроциліндра, кг	2450
5	Діаметр акумулятора, мм	530
6	Довжина акумулятора, мм	4000
7	Маса поршня акумулятора, кг	200
8	Об'єм газового резервуару низького тиску, м ³	0,5
9	Об'єм газового резервуару високого тиску	3,2
10	Діаметр трубопроводів, мм	50
11	Діаметр шківів поліпасти, мм	1200
12	Момент інерції шківів поліпасти, кг м ²	318.6
13	Діаметр тросу поліпасти, мм	44,5
14	Коефіцієнт заповнення матеріалом перерізу тросу, 1	0,8
15	Робоча рідина	Eriffon 818
16	Робочий газ	азот

Для зручності сили тертя в гідроциліндрах і акумуляторах описуються в процентах відносно усередненої сили \bar{F}_H , що розвивається на штоку гідроциліндра і визначаються наступним чином:

$$F_{fc} = \frac{k\bar{F}_H}{100\%}, F_{fa} = \frac{1}{2}F_{fc}, F_{col}^{cyl} = \frac{2}{3}F_{fc}, F_{str}^{cyl} = \frac{1}{3}F_{fc}, F_{col}^{acm} = \frac{2}{3}F_{fc}, F_{str}^{acm} = \frac{1}{3}F_{fc}, \quad (3.3)$$

де k – коефіцієнт, що характеризує величину сили тертя відносно усередненого зусилля, що розвивається на штоку гідроциліндра \bar{F}_H , $F_{col, str}^{cyl, acm}$ – сила тертя Кулона і Стрібека в гідроциліндрі і акумуляторі відповідно.

При імітаційному моделюванні досліджувалась робота ВК діаметром 21 дюйм наступної компоновки:

- нижній сферичний шарнір;
- 12 секцій ВК без поплавків загальною довжиною 274,3 м;
- 16 секцій ВК з поплавками загальною довжиною 365,8 м;
- Натяжне кільце і верхній сферичний шарнір.

Параметри секцій ВК наведені в табл. 3.4 і додатку В.

Таблиця 3.4 – Основні геометричні і механічні параметри секцій ВК

Властивості	21 дюймова секція	
	З поплавками 3000 фт.	Без поплавків
Вага секції без поплавків, Н	158552	158552
Довжина секції, м	22,86	22,86
Вага поплавків для секції, Н	98216	0
Вага зануреної секції із поплавками, Н	2869,1	137783
Компенсування ваги поплавками	97,92%	0,00%
Діаметр опору, мм	1410	1049
Коефіцієнт опору	1,00	1,00
Діаметр інерції, мм	1410	952,5
Коефіцієнт інерції	2,00	2,00

Зусилля натягу верхнього кінця ВК, а отже і тиск в газових резервуарах НСВК обирається із допустимого діапазону натягу ВК. Мінімальне зусилля натягу ВК розраховується згідно рекомендацій стандарту API-16Q [56], з умови недопущення виникнення зусилля стиску в будь якому перерізі ВК і обчислюється за наступною формулою:

$$T_{\min} = \frac{[W \cdot f_w - B \cdot f_b + A_i (\rho_m h_m - \rho_w h_w)] \cdot N}{R_f (N - n)} \quad (3.4)$$

де W – вага водовіддільної колони в зануреному стані (3858 кН); B – чисте виштовхувальне зусилля з боку поплавків (2160кН); ρ_m – густина промивальної рідини (1200 кг/м³); ρ_w – густина морської води (1025 кг/м³); A_i – площа

поперечного січення каналу водовіддільної колони (0.258 м^2); n – допустиме число аварійно відключених натяжних пристроїв (1); N – число натяжних пристроїв (8); f_w – поправочний коефіцієнт на похибку маси секцій водовіддільної колони (1.05); f_b – коефіцієнт на похибку виштовхувальної сили внаслідок старіння і розгерметизації поплавків (0.96); R_f – поправочний коефіцієнт на похибку в натяжній системі, внаслідок відхилення тросів від вертикалі і втрат в механічній і гідравлічній підсистемах (0.9); h_w і h_m – довжина зануреної частини водовіддільної колони і висота стовпа промивальної рідни в водовіддільній колоні, приймаємо $h_w \approx h_m$ (640,12 м).

В нашому випадку отримуємо:

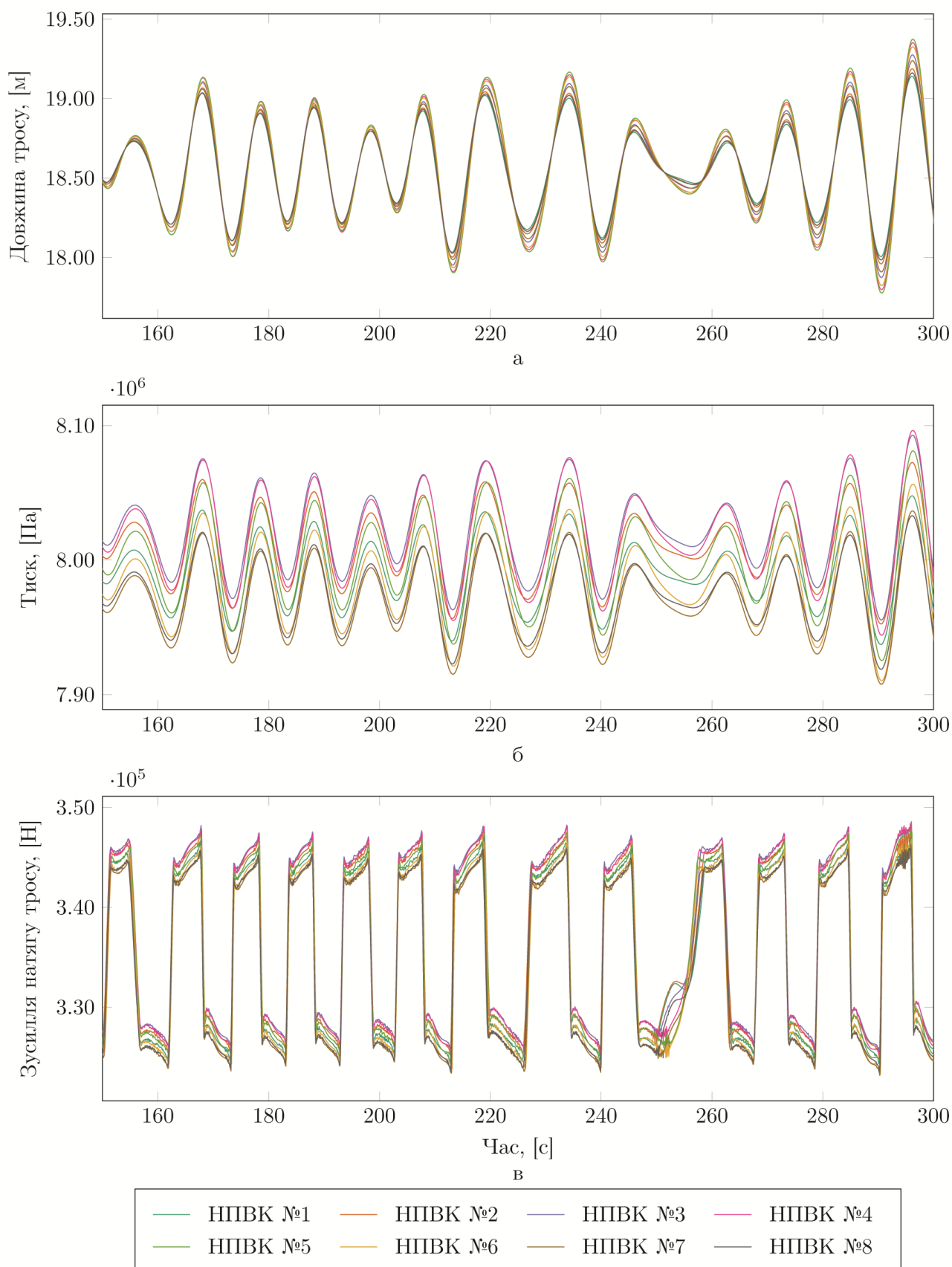
$$T_{\min} = \frac{[3.858 \cdot 10^6 \cdot 1.05 - 2.16 \cdot 10^6 \cdot 0.96 + 0.258(1200 - 1025) \cdot 640.12] \cdot 8}{0.9(8-1)} = \quad (3.5)$$

$$= 2.55 \cdot 10^6 [H],$$

виходячи із цього для чисельних експериментів прийнято, що $T_R = 2,6 \text{ МН}$, якщо не вказано інше.

3.2 Дослідження особливостей роботи натяжної системи водовіддільної колони і її впливу на водовіддільну колону

НСВК відграє роль пружної ланки із низьким коефіцієнтом жорсткості, що встановлюється між ПБУ і ВК і покликана запобігти впливу негативних силових факторів спричинених хитавицею з боку ПБУ на ВК. Однак через особливість конструкції не вдається досягнути постійного зусилля натягу ВК в часі. На верхній кінець ВК діє динамічна осьова сила, яка є нелінійно залежною від вертикальної хитавиці ПБУ. На рис. 3.5 наведено результати чисельного експерименту, які показують зміну в часі окремих параметрів роботи НПВК НСВК. Отримані результати свідчать, що зусилля натягу, яке розвивається НПВК має виражену нелінійну залежність відносно довжини тросу, що з'єднує палубу ПБУ з НКВК, а отже відносно вертикальної хитавиці ПБУ. Результати імітаційного моделювання



а – зміна довжини тросу між палубою і НКВК; б – зміна тиску в резервуарах високого тиску НПВК; в – зміна зусилля натягу, що розвивають НПВК
Рисунок 3.5 – Результати імітаційного моделювання роботи НСВК в часі

при різній значущій висоті $H_{1/3}$ хвилювання моря (рис. 3.6) показують, що величина динамічного зусилля натягу є непропорційна зміні висоти хвилювання моря і вертикальної хитавиці ПБУ. Так динамічна складова зусилля натягу верхнього кінця ВК складає 0,8 % від статичного зусилля тертя, що розвиває НСВК, при хвилюванні моря $H_{1/3} = 1,2$ м, 5,8 % при хвилюванні моря $H_{1/3} = 3,0$ м, 6,6 % при хвилюванні моря $H_{1/3} = 5,0$ м і 7,6 % при хвилюванні моря $H_{1/3} = 6,0$ м.

Аналіз середніх арифметичних значень хвилювання моря η , вертикальної хитавиці ξ_z і динамічного зусилля натягу ВК ΔT_R , отриманих в результаті імітаційного моделювання (табл. 3.5) показує, що величина динамічної складової зусилля натягу ΔT_R має значний ріст при невисокому хвилюванні моря висотою до $H_{1/3} = 3,0$ м з подальшим мінімальним ростом, що зумовлено домінуючим впливом сил тертя між поршнями і стінками гідроциліндрів та гідропневматичних акумуляторів НПВК на величину динамічного зусилля натягу ВК при невисокому хвилюванні моря.

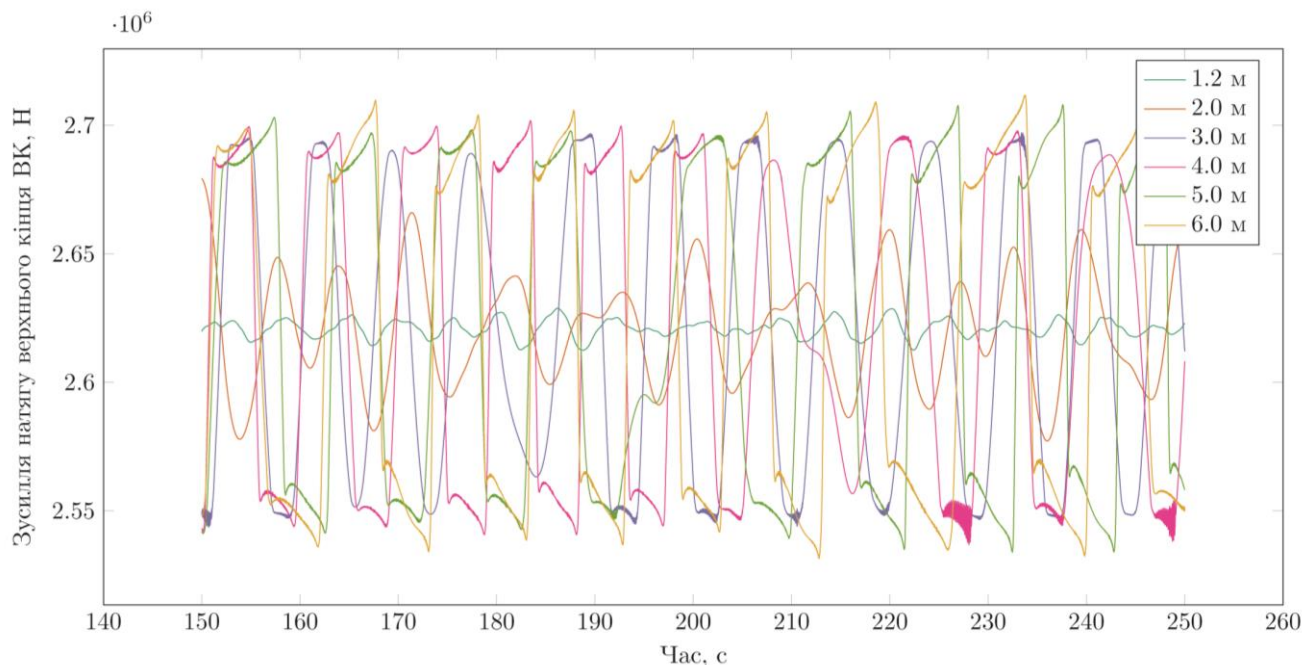


Рисунок 3.6 – Зміна зусилля натягу верхнього кінця ВК в часі при різній значущій висоті хвилювання моря $H_{1/3}$

Таблиця 3.5 – Порівняння середніх арифметичних значень хвилювання моря, вертикальної хитавиці і динамічної складової зусилля натягу

№	$H_{1/3}$	$ \bar{\eta} $, м	$ \bar{\xi}_z $, м	$ \overline{\Delta T} $, Н
1	1,2	0,2405	0,0017	2893
2	2,0	0,3963	0,0198	23617
3	3,0	0,6078	0,0545	48424
4	4,0	0,8402	0,1246	59241
5	5,0	0,9640	0,1939	61176
6	6,0	1,1915	0,3030	63237

Отримані дані свідчать, що подання роботи НСВК у вигляді сталої зосередженої сили або еквівалентного пружного елемента, що зустрічається в більшості робіт по вивченню динаміки роботи ВК [66, 70, 77, 113, 131, 186], не дає змогу у повній мірі врахувати особливості роботи НСВК і її впливу на поздовжні коливання ВК. Величина цього впливу може сягати до 8% статичної сили натягу водовіддільної колони при 1-6 бальному хвилюванні моря.

Аналіз динамічної складової натягу верхнього кінця ВК ΔT_R в частотній області проводився шляхом порівняння спектральних щільностей хвилювання моря S_η (рис. 3.7а), вертикальної хитавиці ПБУ S_{ξ_z} (рис. 3.7б) і динамічної складової зусилля натягу верхнього кінця ВК $S_{\Delta T}$ (рис. 3.7в). Із отриманих даних видно, що графік $S_{\Delta T}$ не корелюється із графіками S_{ξ_z} і S_η . На ньому спостерігаються додаткові локальні екстремуми в околі частот $3\omega_p$ і $5\omega_p$, а величина екстремуму на піковій частоті хвилювання моря ω_p показує різнонаправлену зміну при збільшенні висоти хвилюванні моря і відповідно зменшенні величини пікової частоти ω_p . Величина розбіжності передавальних функцій між графіками $S_{\Delta T}$ і S_{ξ_z} при різних величинах хвилювання моря і однакових параметрах НСВК складає від 0,14 до 52 раз в діапазоні значущих частот хвилювання моря. Це вказує на значну похибку в розрахунках при моделюванні роботи НСВК за допомогою передавальної функції

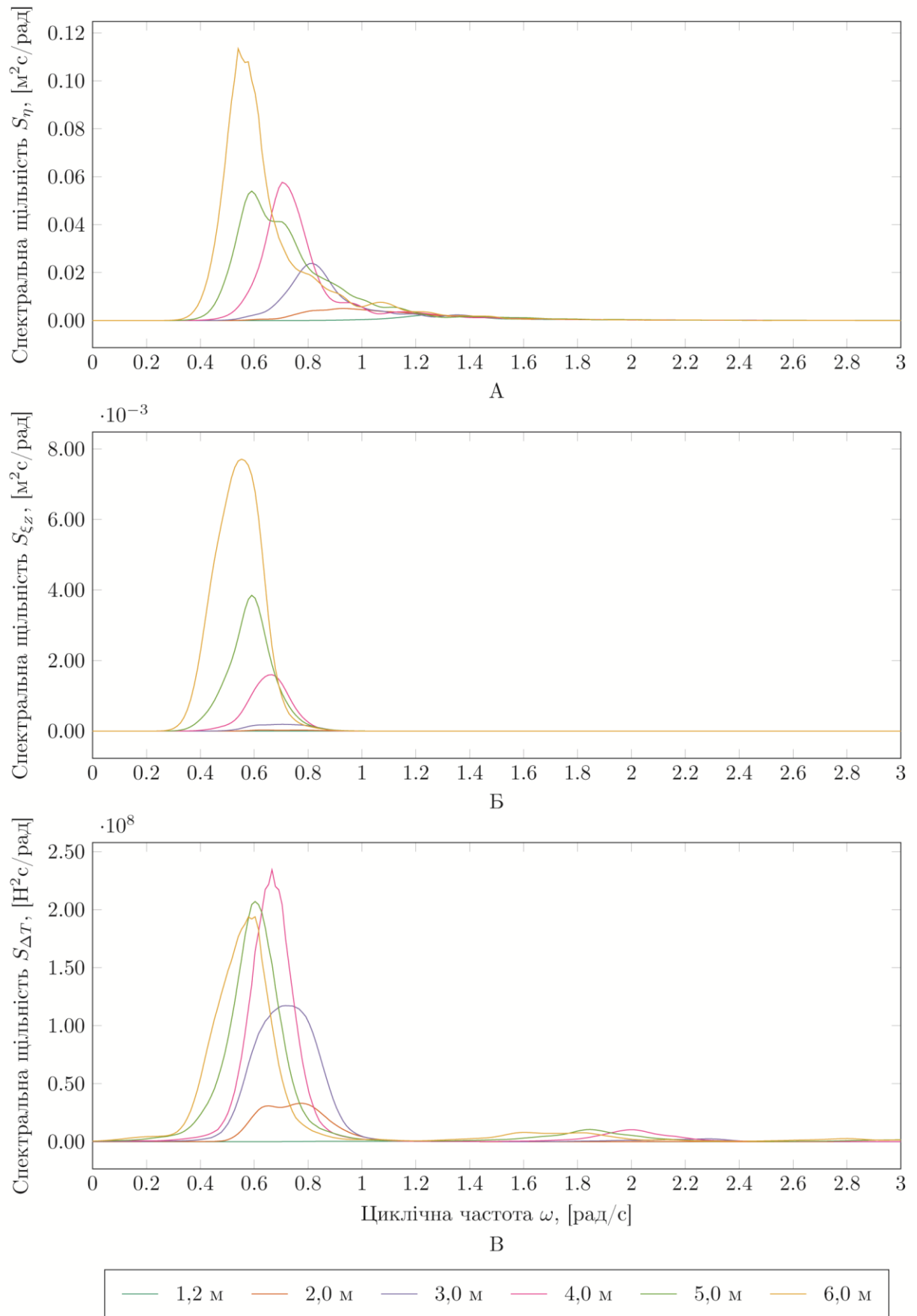


Рисунок 3.7 – Графіки спектральної щільності при різних значущих висотах хвилювання моря $H_{1/3}$

відносно хвилювання моря в частотній області.

Для оцінки впливу на роботу НСВК її основних параметрів проведено серію чисельних експериментів. На рис. 3.8 наведено окремі результати імітаційного моделювання роботи НСВК за різної величини зусилля тертя в гідроциліндрах НПВК при хвилюванні моря висотою $H_{1/3} = 3,0$ м і $5,0$ м. Отримані результати підтверджують тезу про домінуючий вплив сил тертя в НПВК на виникнення ΔT_R . Так при зменшенні сили тертя з 4% до 1% динамічна складова зусилля натягу ΔT_R зменшується з 6,6% до 3% при значущій висоті хвилювання моря $H_{1/3} = 5,0$ м і з 6,4% до 1,9% при $H_{1/3} = 3,0$ м. Аналіз графіків $S_{\Delta T}$ при зміні величини тертя показує, що значення екстремумів на частотах ω_p , $3\omega_p$ і $5\omega_p$ спадають при зміні величини сил тертя, при чому при збільшенні значущої висоти хвилювання моря $H_{1/3}$ зменшення екстремуму на частоті ω_p сповільнюється (табл. 3.6). Це підтверджує попередні результати отримані в автором [32].

Таблиця 3.6 – Характер зміни величини екстремумів $S_{\Delta T}$ від зміни сили тертя

F_f	$H_{1/3} = 3,0$ м			$H_{1/3} = 5,0$ м		
	Зменшення величини екстремумів на частотах					
	ω_p	$3\omega_p$	$5\omega_p$	ω_p	$3\omega_p$	$5\omega_p$
3%	1,70	1,67	1,7	1,68	1,72	1,71
2%	3,47	3,33	3,49	3,21	3,67	3,56
1%	10,69	9,4	10,64	8,34	12,6	11,5

Для вивчення характеру впливу зміни тиску в газових резервуарах на динамічну складову зусилля натягу верхнього кінця ВК ΔT_R було проведено серію чисельних експериментів із змінним об'ємом газового резервуару високого тиску НПВК. Отримані результати свідчать, що хоча зміна об'єму газового резервуару високого тиску НПВК з $2,0$ м³ до $4,2$ м³ сприяє зменшенню динамічної складової тиску ΔP в них (рис. 3.10 б) з 0,43% до 0,21%, однак це практично не впливає на зміну ΔT_R . Результати показують, що екстремуми спектральної щільності динамічної складової тиску ΔP (рис. 3.10 е) спостерігається лиш в околі частот вертикальної

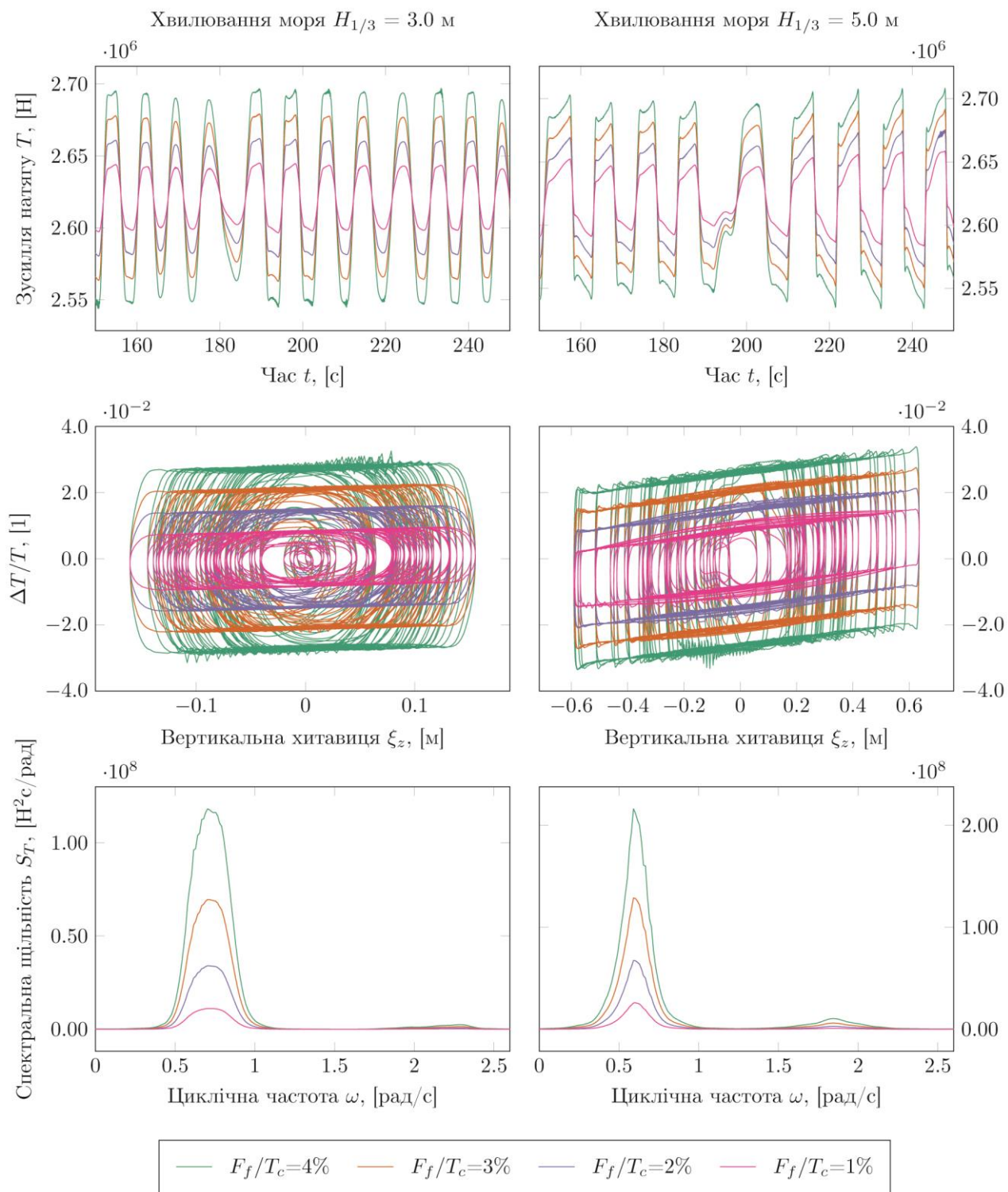


Рисунок 3.8 – Аналіз зміни динаміки роботи НСВК при зміні величини зусилля тертя в гідроциліндрі і гідроаккумуляторі

хитавиці ПБУ. Однак при збільшенні висоти хвилювання моря вплив зміни тиску в газовому резервуарі на ΔT_R зростає. Так проведенні серії чисельних експериментів [32, 33] при більшому хвилюванні моря показали, що величина зміни екстремуму функції $S_{\Delta T}$ в околі частот ω_p при зміні об'єму газового резервуару високого тиску НПВК має нелінійний характер (рис. 3.9) і апроксимується функцією виду:

$$f(V) = \frac{b}{V^{\gamma_g}} + a, \quad (3.6)$$

де V – об'єм газового резервуару високого тиску; γ_g – показник адіабати робочого газу для заданого тиску; a і b – коефіцієнти апроксимації, які лінійно залежні між собою, при чому при збільшенні висоти хвилювання моря коефіцієнт a спадає, а коефіцієнт b зростає.

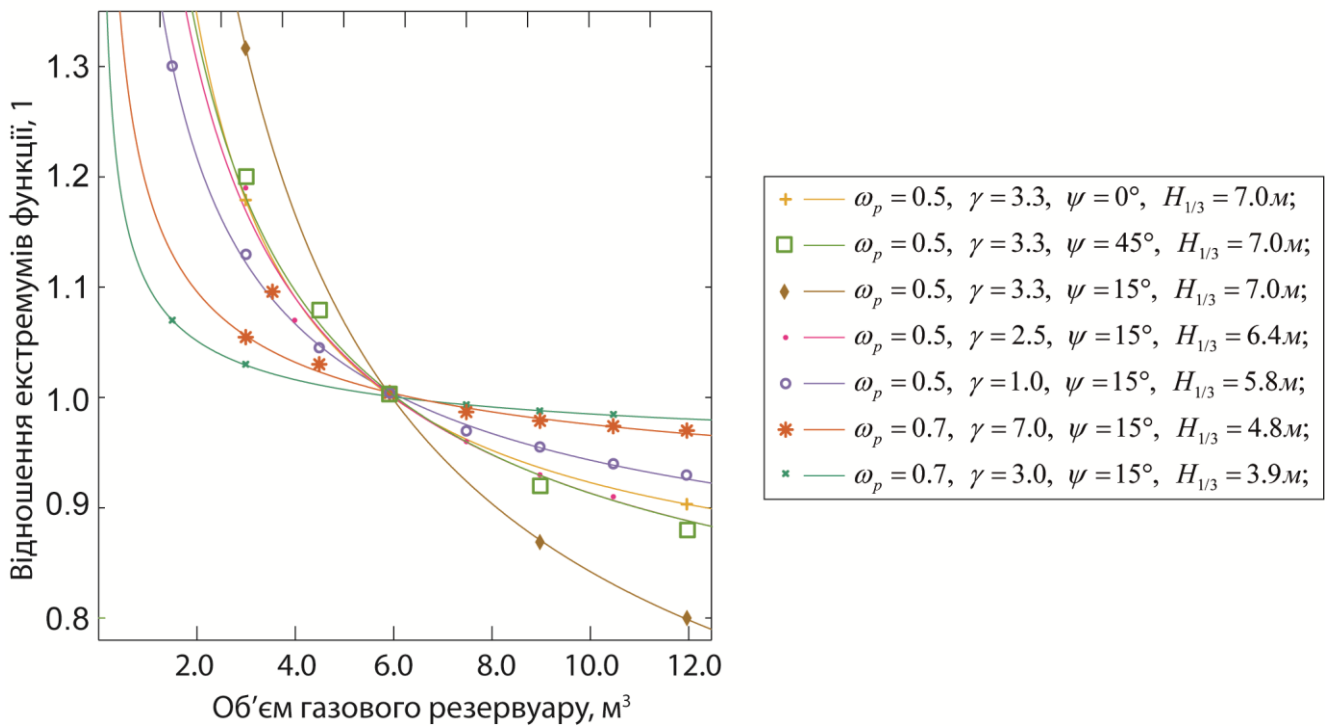
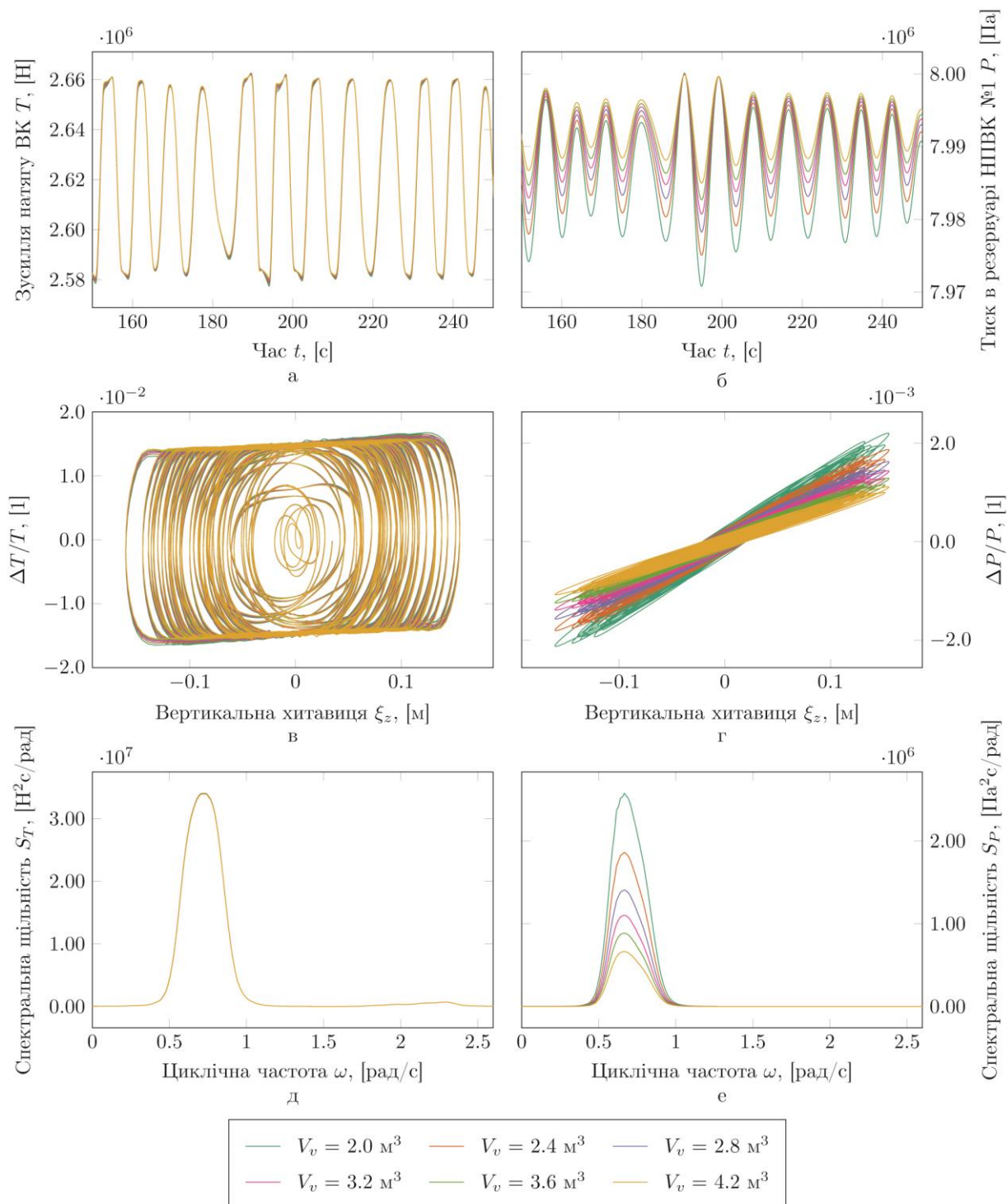


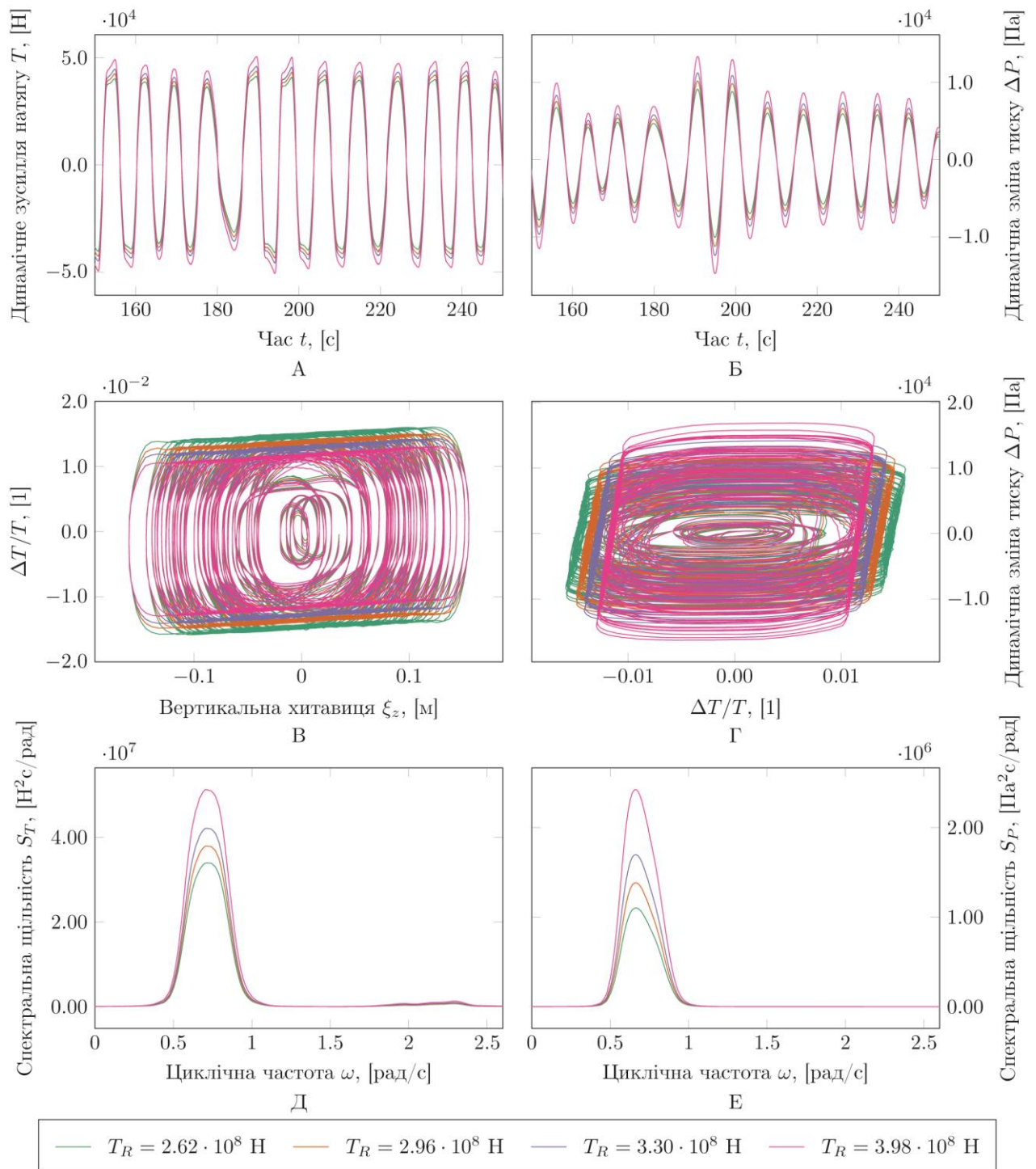
Рисунок 3.9 – Зміна величини екстремуму графіку $S_{\Delta T}$ при зміні об'єму газового резервуару високого тиску НПВК за різних умов роботи НСВК [32]

На рис. 3.11 і 3.12 наведені характеристики динаміки роботи НСВК при зміні величини зусилля натягу верхнього кінця ВК T_R . Отримані результати показують, що хоча величина динамічної складової зусилля натягу ΔT_R при збільшенні



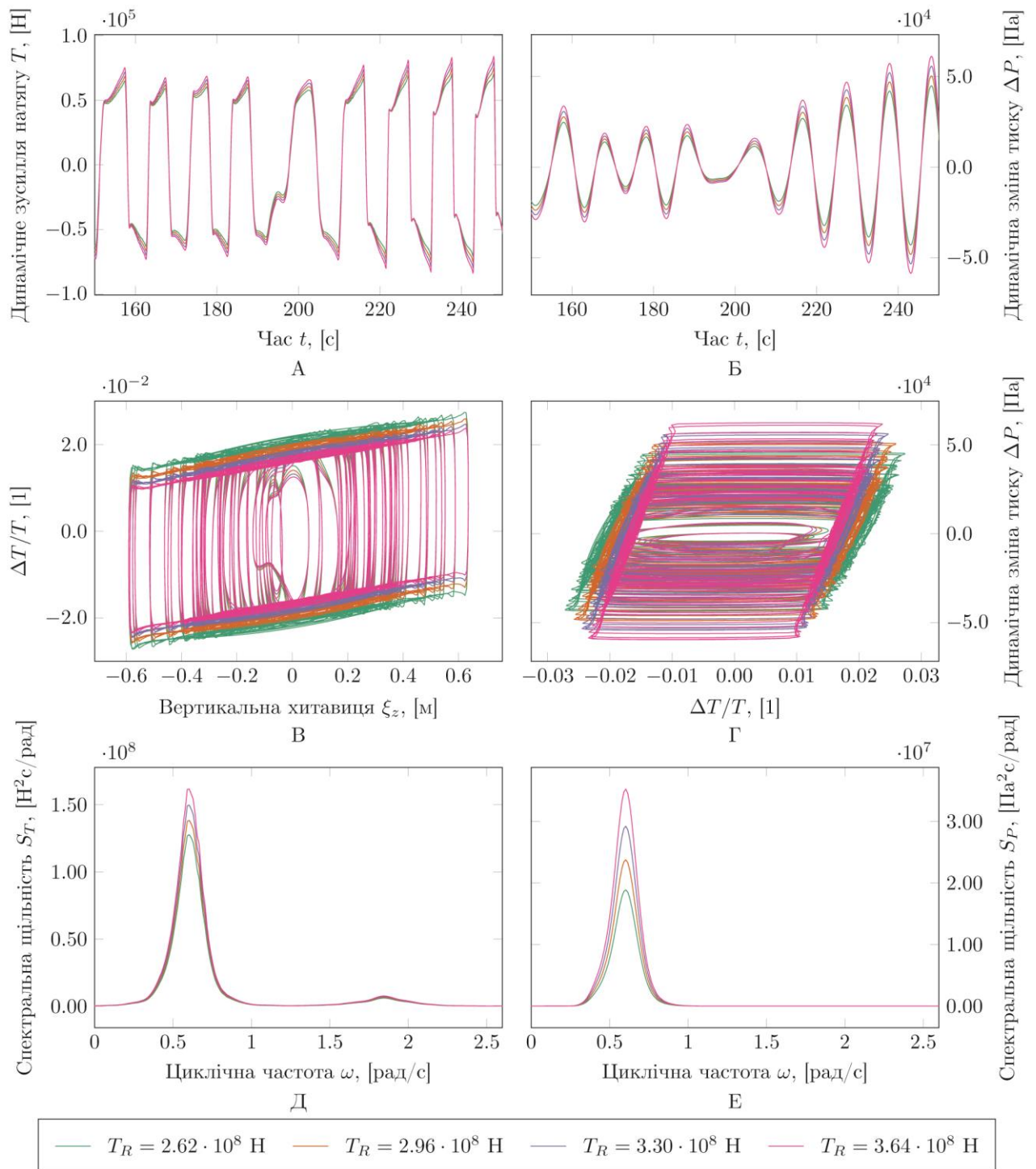
а – зміна ΔT_R в часі; б – зміна ΔP НПВК №1 в часі; в – зміна відносного значення ΔT_R відносно вертикальної хитавиці ПБУ; г – відношення відносного значення ΔT_R до ΔP для НПВК №1; д – графік спектральної щільності ΔT_R ; е – графік спектральної щільності ΔP НПВК №1

Рисунок 3.10 – Аналіз зміни динаміки роботи НСВК при різній величині газового резервуару високого тиску ($H_{1/3} = 3,0$ м, $F_f = 2\%$)



а – зміна ΔT_R в часі; б – зміна ΔP НПВК №1 в часі; в – зміна відносного значення ΔT_R відносно вертикальної хитавиці ПБУ; г – відношення відносного значення ΔT_R до ΔP для НПВК №1; д – графік спектральної щільності ΔT_R ; е – графік спектральної щільності ΔP НПВК №1

Рисунок 3.11 – Аналіз зміни динаміки роботи НСВК при зміні величини зусилля натягу, що розвивається нею ($H_{1/3} = 3,0$ м, $F_f = 2\%$)



а – зміна ΔT_R в часі; б – зміна ΔP НПВК №1 в часі; в – зміна відносного значення ΔT_R відносно вертикальної хитавиці ПБУ; г – відношення відносного значення ΔT_R до ΔP для НПВК №1; д – графік спектральної щільності ΔT_R ; е – графік спектральної щільності ΔP НПВК №1

Рисунок 3.12 – Аналіз зміни динаміки роботи НСВК при зміні величини зусилля натягу, що розвивається нею ($H_{1/3} = 5,0$ м, $F_f = 3\%$)

статичної складової зусилля натягу T_R в абсолютній величині зростає, однак в відносній величині зменшується. Так при збільшенні зусилля натягу ВК з 2,62 МН до 3,98 МН динамічна складова зусилля натягу ΔT_R зросла з 83,57 кН до 130,6 кН при хвилювання моря $H_{1/3} = 3,0$ м і з 142,98 кН до 171,7 кН при хвилюванні моря $H_{1/3} = 5,0$ м. Однак в відносному значенні динамічна складова спадає з 3,19% до 2,85% при $H_{1/3} = 3,0$ м і з 5,45% до 4,72% при $H_{1/3} = 5,0$ м відповідно.

Для вивчення впливу деформації ВК на динаміку НСВК, розглянемо рис. 3.13

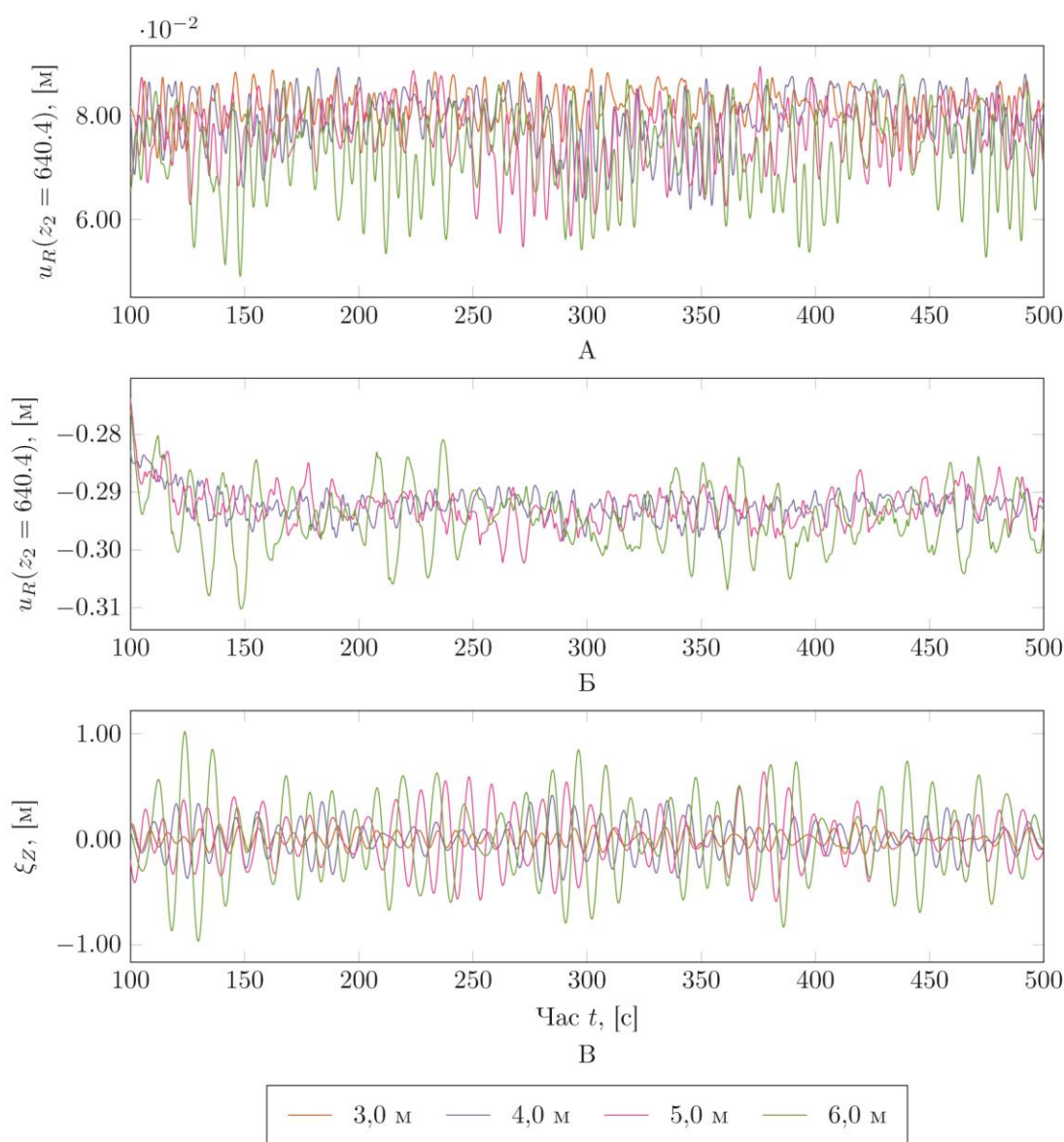


Рисунок 3.13 – Значення вертикального переміщення верхнього кінця ВК при відсутності морських течій

На рисунку наведені поздовжні переміщення верхнього кінця ВК отримані в результаті імітаційного моделювання при різній значущій висоті хвилювання моря при відсутності морських течій (рис. 3.13а) чи їх наявності (рис. 3.13б), а також величина вертикальної хитавиці ПБУ (рис. 3.13в). Отримані результати показують, що відношення величини динамічної деформації в поздовжньому напрямку верхнього кінця ВК до вертикальної хитавиці ПБУ складає від 5,7% до 1,95% при зміні значущої висоти хвилювання моря з $H_{1/3} = 3,0$ м до $H_{1/3} = 6,0$ м і відсутності дії морських течій і від 1,9% до 1,7% при зміні значущої висоти хвилювання моря з $H_{1/3} = 4,0$ м до $H_{1/3} = 6,0$ м. Окрім в цього статичний прогин ВК під дією морських течій викликає зміщення верхнього кінця ВК на 0,37 м, що складає від 22% до 43% амплітуди коливань вертикальної хитавиці ПБУ.

3.3 Вивчення динаміки роботи ВК при поглибленні свердловини в умовах глибокого моря

Дослідження динаміки роботи ВК проводимо шляхом аналізу часових рядів зміни окремих параметрів ВК отриманих в результаті розв'язку імітаційних моделей роботи досліджуваної системи і їх порівняння з результатами розв'язку стандартної моделі для дослідження поперечних коливань ВК, що описується рівнянням типу (1.1). Роботу НСВК описуємо сталою у часі силою. На рис. 3.14 представлено результати імітаційного моделювання зміни окремих параметрів в перерізі 620,05 м ВК при дії на неї хвилювання моря і відсутності морських течій. Отримані результати показують значну зміну динаміки роботи ВК внаслідок зміни висоти хвилювання моря. Для оцінки динамічних характеристик роботи ВК розглянемо рис. 3.15 де наведено розподіл максимальних і мінімальних значень основних динамічних характеристик ВК по її довжині при різній величині хвилювання моря і відсутності дії морських течій. Отримані результати показують, що величина амплітуди поздовжніх коливань (рис. 3.15б) поступово зростає від гирла свердловини до поверхні моря. Хоча по довжині колони і спостерігаються локальні екстремуми, однак їх вплив є незначним. Це на нашу думку спричинено

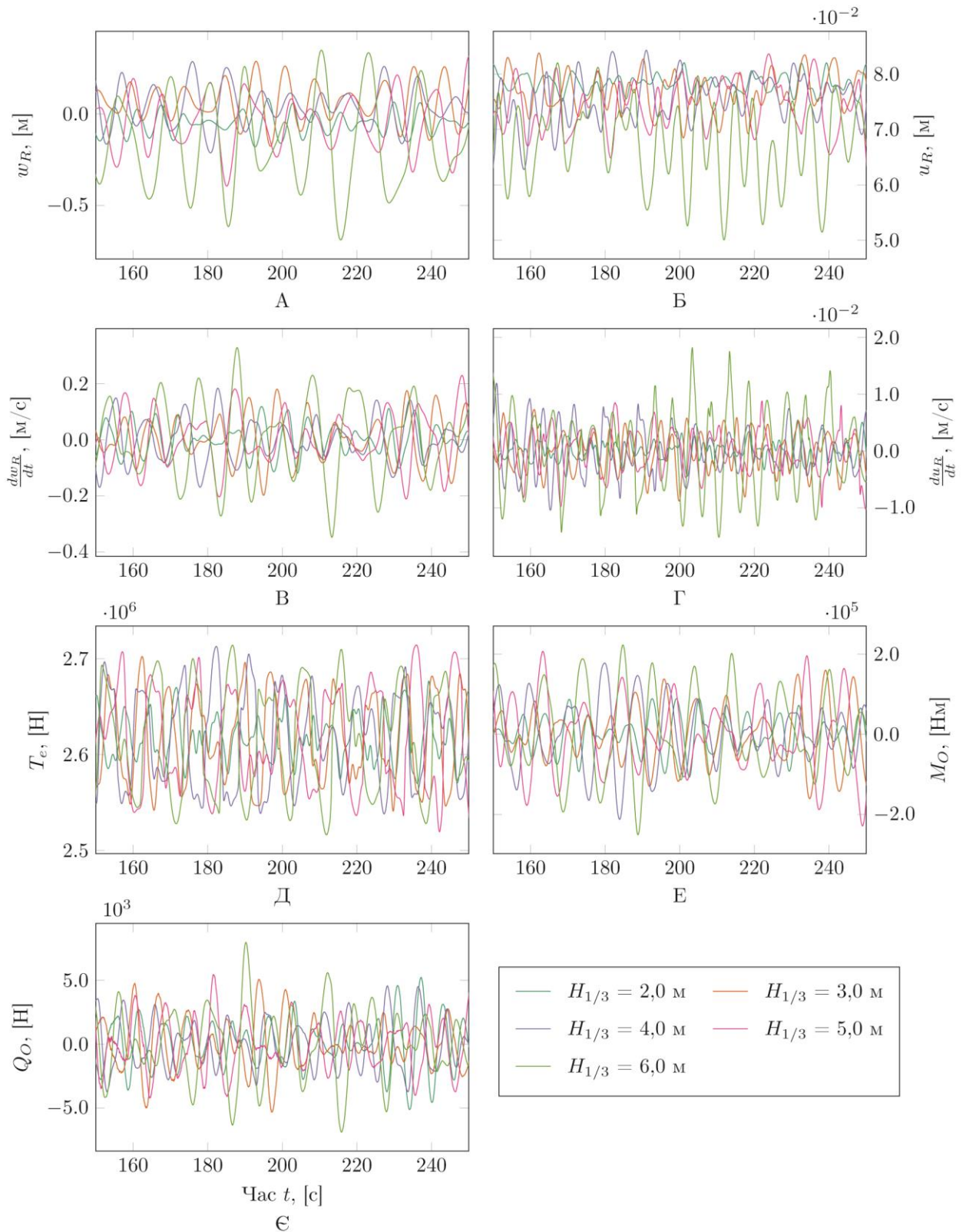
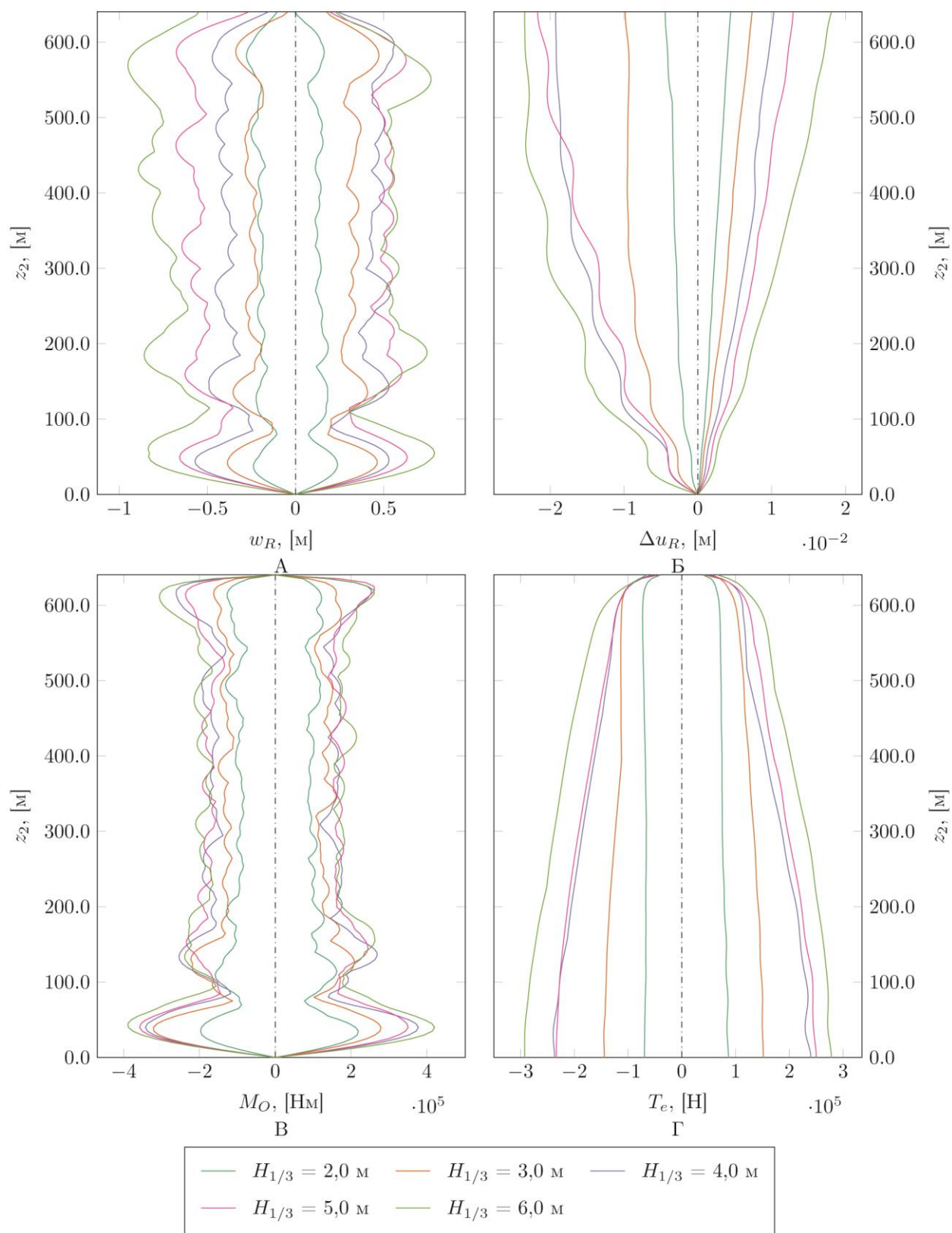


Рисунок 3.14 – Результати імітаційного моделювання для перерізу 620,05 м ВК при різних значущих висотах хвилювання моря і відсутності морських течій



А – поперечного переміщення; Б – динамічної складової поздовжнього переміщення; В – згинаючого моменту; Г – ефективного зусилля натягу
 Рисунок 3.15 – Діапазон зміни основних параметрів роботи в січеннях ВК по її довжині

домінуючим впливом на поздовжні коливання ВК непостійності зусилля натягу її верхнього кінця внаслідок особливостей роботи НСВК, що призводить до виникнення поздовжніх коливань ВК, які подальшому гасяться за рахунок внутрішнього демпфування колони і наявному опору її відносного переміщенню щодо морської води. Вплив поперечних коливань, який проявляється у виникненні локальних екстремумів на графіку мінімальних значень при цьому є відносно незначний. Розподіл максимальних і мінімальних значень поперечних коливань ВК (рис. 3.15б) показує значно складнішу картину динаміки її роботи. На отриманих графіках спостерігається низка екстремумів велична і розташування яких змінюється при зміні висоти хвилювання моря. Так локальні екстремуми при значущій висоті хвилювання моря $H_{1/3} = 3,0$ м спостерігаються в перерізах 44,89 м, 134,66 м, 324,41 м, 484,76 і 584,98 м де значення максимальної амплітуди поперечних коливань ВК становлять 0,848 м, 0,763 м, 0,584 м, 0,658 м і 0,811 м відповідно. При значущій висоті хвилювання моря $H_{1/3} = 6,0$ м екстремуми спостерігаються у наступних січеннях ВК: 54,86 м, 184,53 м, 429,64 м і 569,95 м значення максимальної амплітуди поперечних коливань у даних перерізах відповідно становить: 1,625 м, 1,604 м, 1,438 м і 1,719 м. Природу появи даних екстремумів можна визначити дослідивши розподіл АЧХ поперечних коливань ВК по її довжині для різних величин хвилювання моря, що наведені на рис. 3.16 – 3.18.

Із отриманих графіків видно, що розподіл основних величин амплітуд поперечних коливань ВК відбувається в зоні значущих частот енергетичного спектру хвилювання моря. Окрім цього на графіках спостерігається виникнення локальних екстремумів амплітуд поперечних коливань ВК на власних частотах коливань ВК, які лежать у діапазоні значущих частот хвилювання моря і на піковій частоті енергетичного спектру хвилювання моря ω_p , які спостерігаються в перерізах, що відповідають екстремуму відповідних півхвиль прогинів ВК для даних частот, починаючи від нижнього сферичного шарніру ВК. Так при значущій висоті хвилювання моря $H_{1/3} = 4,0$ м ($\omega_p = 0,7$ рад/с) локальні екстремуми спостерігаються на частотах 0,615 рад/с, 0,703 рад/с і 0,753 рад/с, а для $H_{1/3} = 6,0$ м

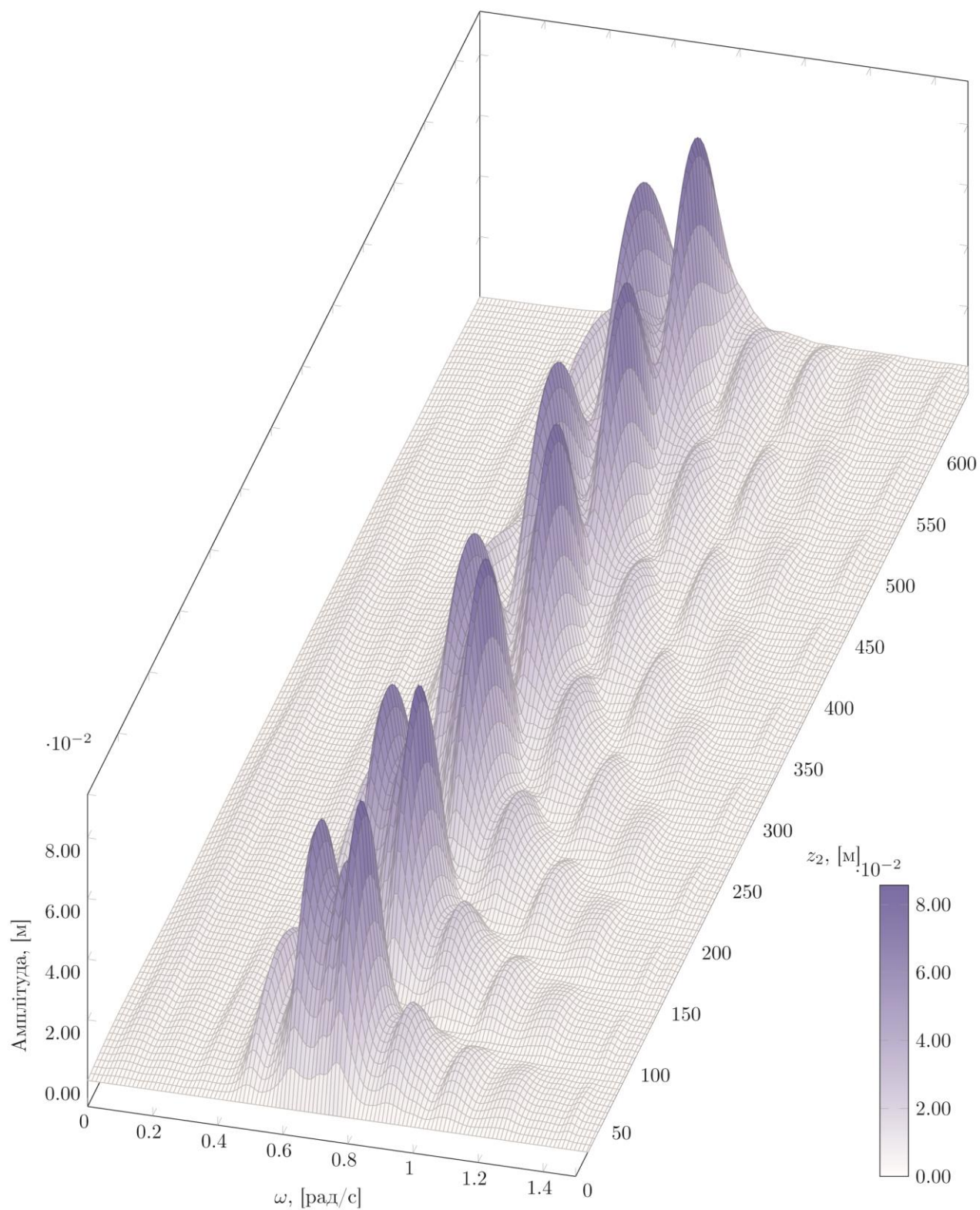


Рисунок 3.16 – Розподіл амплітудно-частотних характеристик поперечних переміщень ВК по довжині при значущій висоті хвилювання моря $H_{1/3} = 4,0$ м і відсутності дії морських течій

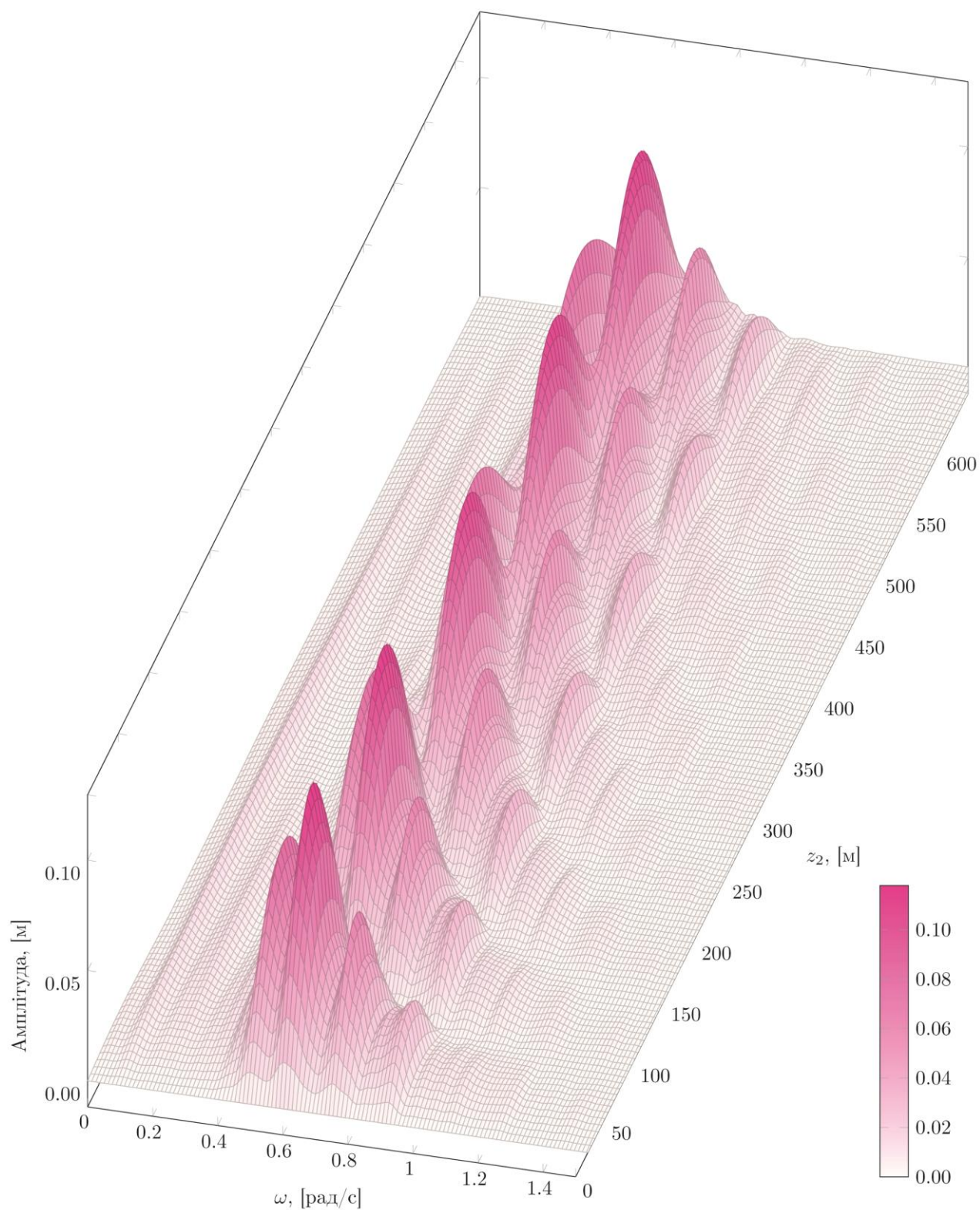


Рисунок 3.17 – Розподіл амплітудно-частотних характеристик поперечних переміщень ВК по довжині при значущій висоті хвилювання моря $H_{1/3} = 5,0$ м і відсутності дії морських течій

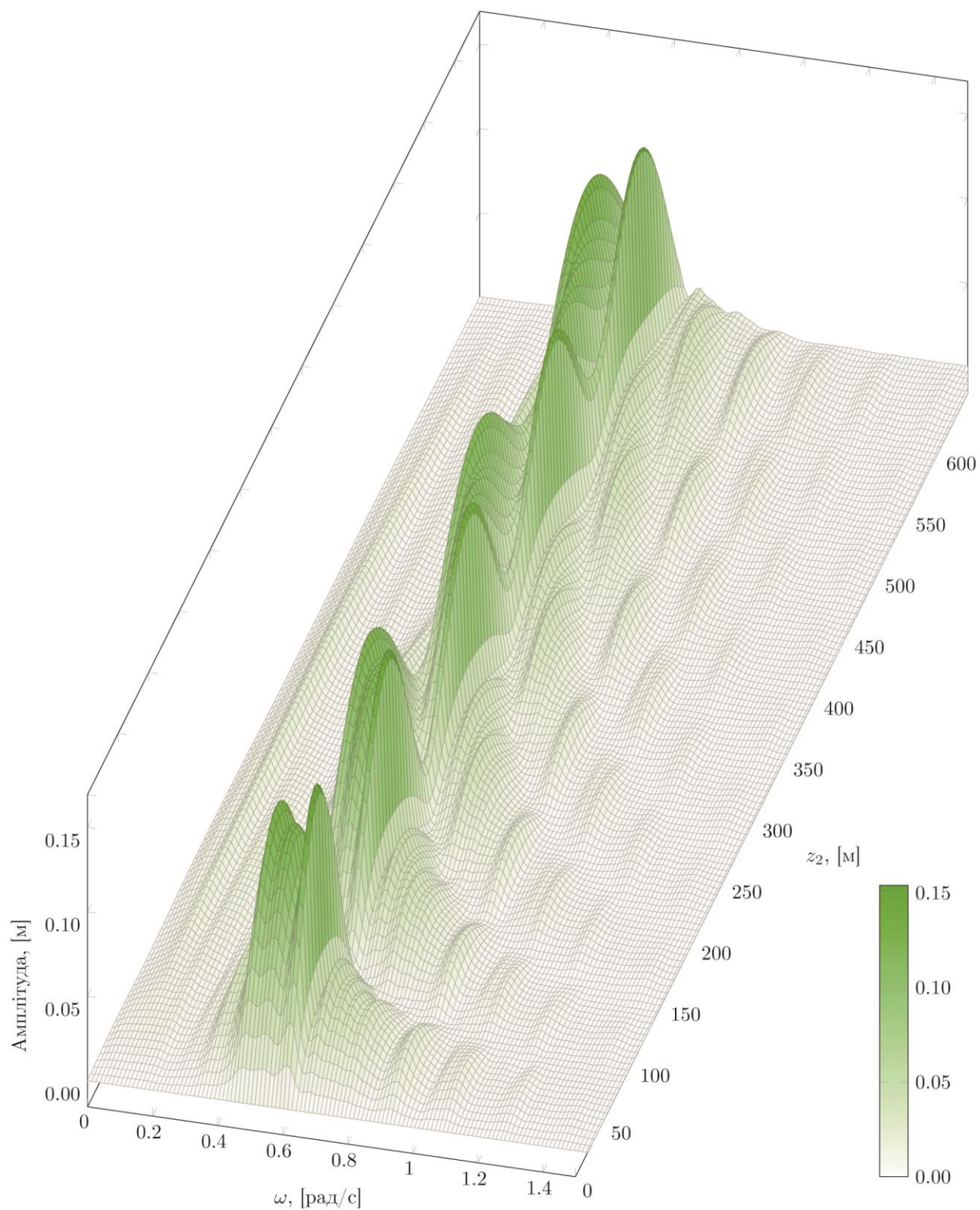


Рисунок 3.18 – Розподіл амплітудно-частотних характеристик поперечних переміщень ВК по її довжині при значущій висоті хвилювання моря $H_{1/3} = 6,0$ м і відсутності дії морських течій

($\omega_p = 0,57$ рад/с) екстремуми спостерігаються на частотах 0,477 рад/с, 0,553 рад/с і 0,603 рад/с. Окрім цього величина амплітудних екстремумів на півхвилях прогину ВК змінюється по довжині колони і максимальні значення яких спостерігаються на ближніх до кінців ВК півхвилях прогину.

На рис. 3.19 наведено розподіл по довжині ВК максимальних, мінімальних і середніх значень поперечних коливань ВК при різній висоті хвилювання моря і дії морських течій обчислених по стандартній і запропонованій моделях. Із отриманих результатів видно, що домінуючий вплив на деформацію ВК чинить морська течія під дією якої відбувається прогин ВК, максимальне значення якого спостерігається в перерізі 324,41 м і становить: 9,029 м при значущій висоті хвилювання моря $H_{1/3} = 3,0$ м; 9,025 м при $H_{1/3} = 4,0$ м; 8,97 м при $H_{1/3} = 5,0$ м і 8,93 м при $H_{1/3} = 6,0$ м. В порівнянні із стандартною моделлю отримані дані є на 2,5-3% більшими, а також відбулося зміщення критичного перерізу з січення 329,43 м в січення 324,4 м.

Для детальнішої оцінки впливу на поперечні коливання додаткових чинників, які враховані у запропонованій моделі поздовжньо-поперечних коливань ВК розглянемо рисунок 3.20 де наведено розподіл середньоквадратичного відхилення σ_{w_R} , максимального Δw_R^{\max} і мінімального Δw_R^{\min} динамічного значень поперечних коливань ВК обчислених для запропонованої і стандартної моделі при різних величинах хвилювання моря і дії або відсутності дії морських течій. Аналіз отриманих даних показує про значну недооцінку величини поперечних коливань ВК у стандартній моделі при всіх значеннях хвилювання моря і відсутності дії морських течій. Так величина середньоквадратичного відхилення σ_{w_R} (рис. 3.20а) для критичного січення 55,86 м при хвилюванні моря $H_{1/3} = 6,0$ м обчисленого за запропонованою в даній роботі моделлю є на 22 % більшою в порівнянні із стандартною, а для критичного січення 39,89 м при $H_{1/3} = 3,0$ м є більшою відповідно на 30,3%. Похожі результати зберігаються і для інших критичних січень ВК. Порівняння графіків σ_{w_R} , Δw_R^{\max} і Δw_R^{\min} показує, що стандартна модель дає значно більший відносний розмах значень між мінімальними і максимальними

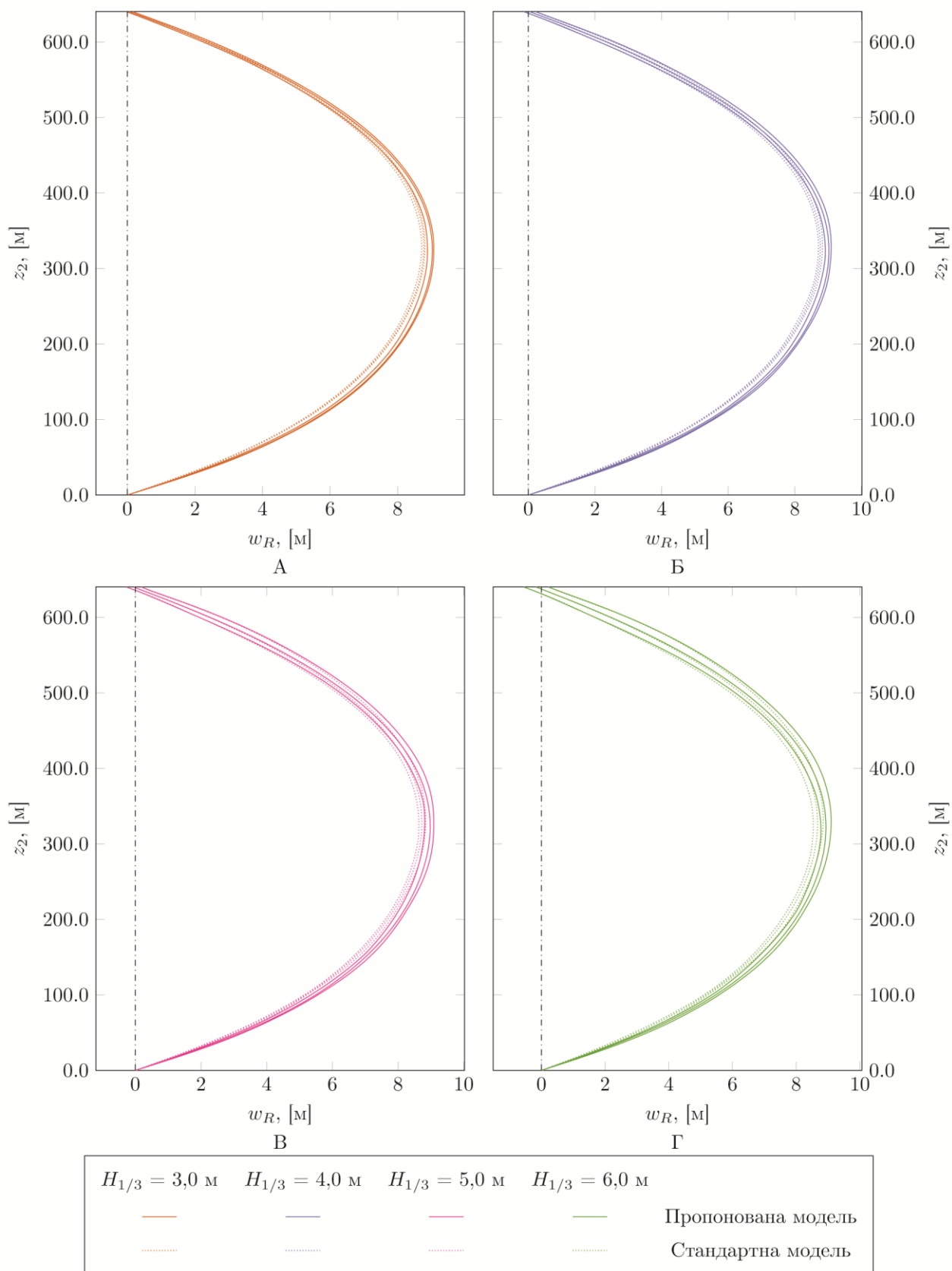


Рисунок 3.19 – Розподіл мінімальних, максимальних і середніх значень поперечного переміщення січень ВК для стандартної і запропонованої моделі при різній висоті хвилювання моря і дії морських течій

значеннями σ_{w_R} по довжині ВК, а на графіках Δw_R^{\max} і Δw_R^{\min} спостерігається поява нових локальних екстремумів і значно більша оцінка розмаху коливань в некритичних перерізах ВК. Отримані результати показують, що при збільшенні висоти хвилювання моря відбувається зменшення розходження між результатами стандартної і запропонованої моделі динаміки роботи ВК.

Аналіз динамічних характеристик поперечних коливань ВК при різній висоті хвилювання моря і наявності морських течій (рис. 3.20 г, д, е) показує значно менше розходження між результатами обчисленими для стандартної і запропонованої моделі. Так недооцінка максимального середньоквадратичного відхилення σ_{w_R} , що виникає по довжині ВК для хвилювання моря $H_{1/3} = 3,0$ м складає 19,1%, для $H_{1/3} = 4,0$ м складає 10,8% і для $H_{1/3} = 6,0$ м складає 0,9%. Окрім цього спостерігається зміщення критичних перерізів ВК, так для $H_{1/3} = 6,0$ м критичний переріз переміщується із 590 м в 584,9 м, а для $H_{1/3} = 3,0$ м зміщується із 605,02 м до 595 м. В загальному недооцінка середньоквадратичного відхилення поперечних коливань σ_{w_R} по довжині ВК в стандартній моделі в порівнянні із запропованою при значущій висоті хвилювання моря $H_{1/3} = 3,0$ м становить 37%, а для $H_{1/3} = 6,0$ м складає 4.8%.

Отримані результати аналогічно, як і при моделювання роботи ВК без врахування впливу морських течій, показують зменшення розбіжності між результатами стандартної і запропонованої моделі при збільшенні значущої висоти хвилювання моря і швидкості морських течій.

Іншою важливою задачею при дослідженні роботи ВК є визначення розподілу величини згинаючих моментів, що виникають в перерізах ВК в процесі її роботи. На рис. 3.15 в наведено розподіл максимальних і мінімальних значень згинаючих моментів, що виникають в перерізах ВК по її довжині при дії на неї хвилювання моря різної висоти і дії морської течії. Отримані результати показують складну картину навантаження ВК із виникненням знакозмінних згинаючих моментів в перерізах ВК із вираженими локальними екстремумами по довжині колони. Найбільші екстремуми спостерігаються в перерізах 37-42 м і 610-615 м ВК.

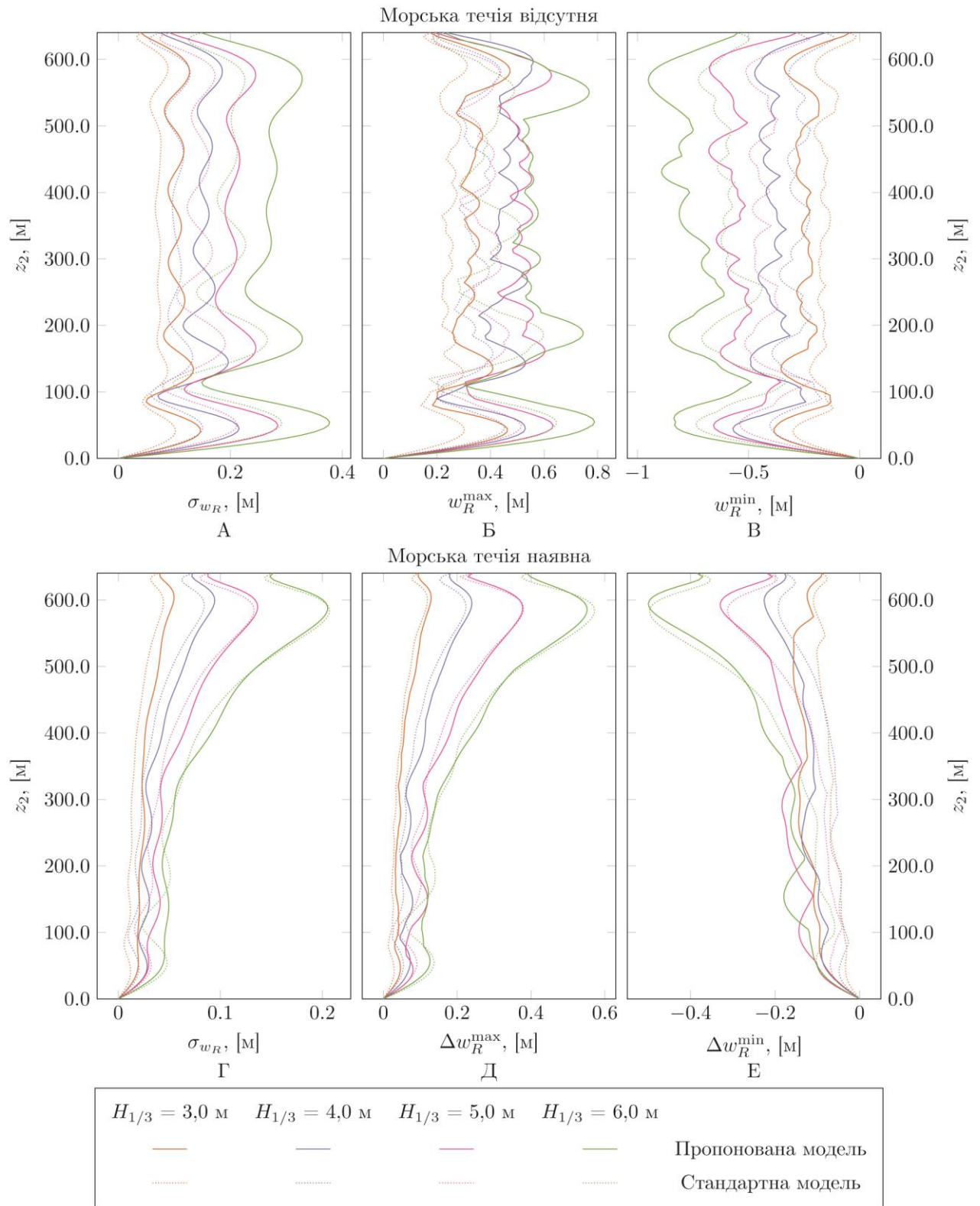


Рисунок 3.20 – Розподіл динамічних характеристик (середньоквадратичного відхилення, максимального і мінімального значень) поперечних переміщень січень ВК по її довжині при наявності/відсутності морської течії і різній висоті хвилювання моря для стандартної і запропонованої моделі динаміки роботи ВК

Порівняння отриманих результатів за стандартною і пропонованою моделлю, показує, що отримані часові ряди зміни згинаючих моментів обчислені за пропонованою моделлю мають більший розмах в критичних перерізах в порівнянні із результатами отриманими за стандартною моделлю. Так в критичному перерізі 39,9 м при значущій висоті хвилювання моря $H_{1/3} = 3,0$ м розмах згинаючого моменту R_{M_o} складає 0,6 МНм, що є на 22,7% більшим за значення отримане за стандартною моделлю, при $H_{1/3} = 4,0$ м $R_{M_o} = 0,72$ МНм, що є на 25,7% більшим, при $H_{1/3} = 5,0$ м $R_{M_o} = 0,71$ МНм, що є на 18,2% більшим і $H_{1/3} = 6,0$ м $R_{M_o} = 0,81$ МНм, що є на 11,2% більшим. В верхньому критичному перерізі спостерігається менш виражене розходження величини розмаху згинаючого моменту обчисленого за двома моделями. Так при $H_{1/3} = 3,0$ м значення R_{M_o} обчислене за пропонованою моделлю є на 0,9% більшим, при $H_{1/3} = 4,0$ м є на 9,1% більшим, при $H_{1/3} = 6,0$ м – на 6,2 %. В загальному величина розмаху значень згинаючого моменту при відсутності дії на ВК морських течій в нижньому критичному січенні є на 30-35% більшим за значення в верхньому критичному січенні. Однак при наявності морської течії картина НДС ВК сильно змінюється. На рис. 3.21 наведено розподіл мінімальних, максимальних і середніх значень згинаючих моментів, що виникають в перерізах ВК по її довжині при дії на неї морської течії і хвилювання моря різної висоти. На отриманих графіках спостерігаються виражені екстремуми в двох січеннях ВК 44,9 м і 620,1 м. Для кращого аналізу зведемо максимальні величини згинаючого моменту, а також розмах зміни його значень, які виникають в критичних перерізах ВК при різних величинах хвилювання моря і дії морських течій в табл. 3.7.

Отримані результати показують значну недооцінку максимальних згинаючих моментів і їх розмаху в нижньому критичному січенні при стандартній моделі, яка складає 7-14%, а також спостерігається недооцінка розмаху коливань згинаючого моменту в перерізах 300-550 м ВК. Окрім цього при збільшенні висоти хвилювання моря спостерігається значне зростання розмаху і максимальних значень згинаючого моменту у верхньому критичному перерізі, які при зростанні висоти

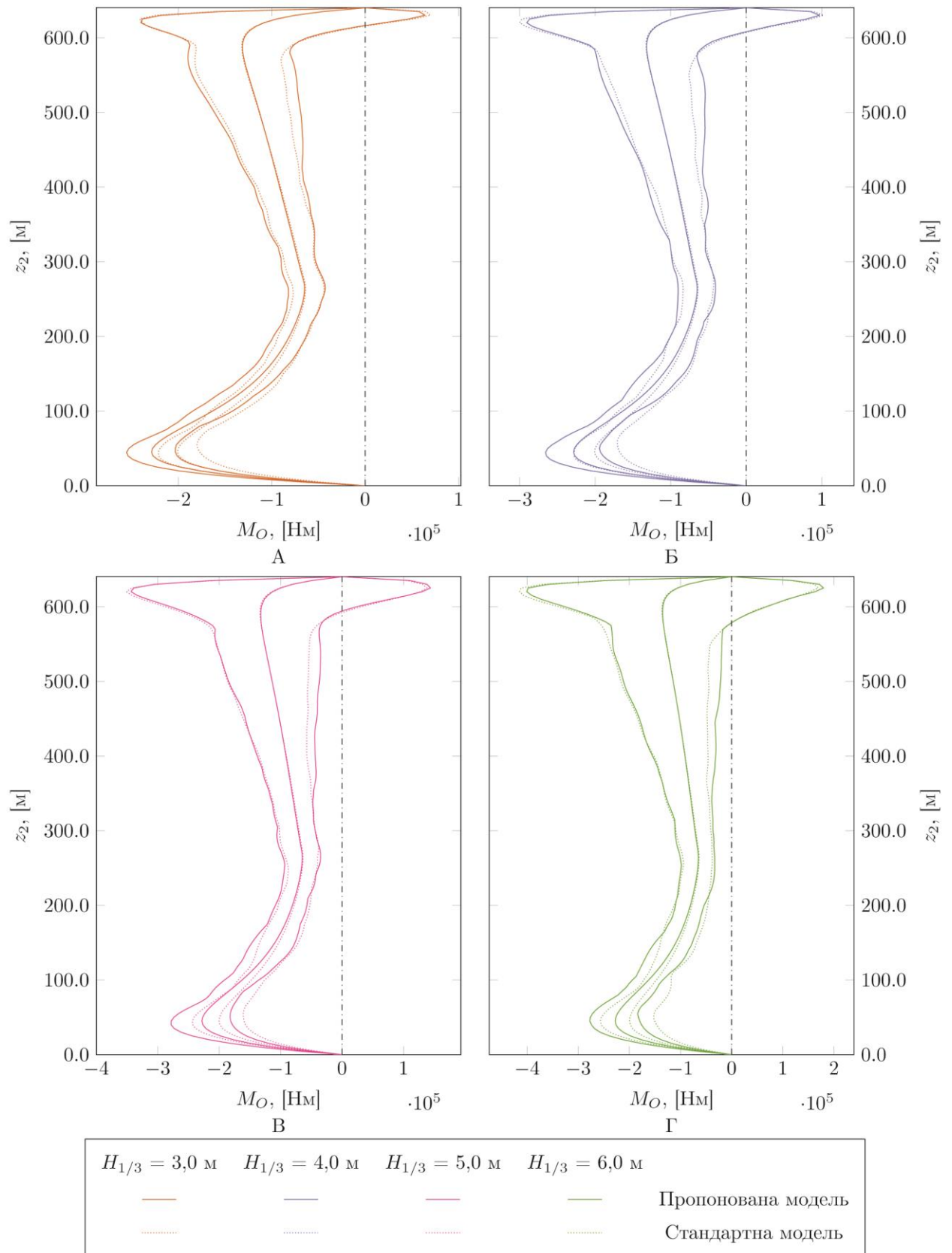


Рисунок 3.21 – Розподіл мінімальних, максимальних і середніх значень згинаючого моменту по довжині ВК при різних величинах значущої висоти хвилювання і дії морських течій для пропонованої і стандартної моделі

Таблиця 3.7 – Максимальні значення і розмах згинаючого моменту, що виникає в критичних перерізах ВК при дії на неї хвилювання моря і морської течії

$H_{1/3}$, м	Нижнє критичне січення ВК, $z_2 = 44,9$ м				Верхнє критичне січення ВК, $z_2 = 620,1$ м			
	$ M_o _{\max}$, Нм	δ , %	R_{M_o} , Нм	δ , %	$ M_o _{\max}$, Нм	δ , %	R_{M_o} , Нм	δ , %
3,0	255282	13,2	52743	5,1	240020	-0,6	285116	-3,1
4,0	265648	14,1	75124	12,2	290500	-3,1	366670	-4,3
5,0	278189	12,3	99726	13,8	343379	-2,0	482916	0,5
6,0	277139	7,3	97931	-9,4	400560	-3,3	577732	-0,5

хвилювання з $H_{1/3} = 3,0$ м до $H_{1/3} = 6,0$ м зростають у 1,6 і 2 рази відповідно.

Розглянемо рис. 3.22 де наведено розподіл мінімальних, максимальних і середньоквадратичних значень динамічної складової згинаючого моменту в перерізах ВК по її довжині при різних висотах хвилювання моря та відсутності чи наявності морських течій. Аналіз отриманих результатів показує, що хоча при появі впливу морської течії картина динаміки роботи ВК кардинально змінюється, однак отримані дані у січеннях ВК 600-640 м обчислені за стандартною і запропонованою моделями практично не розходяться, однак в січеннях 0-600 м спостерігається значна недооцінка динамічної складової згинаючого моменту обчисленої за стандартною моделлю. Вона зростає зі зменшенням висоти хвилювання моря і впливу морських течій, що обумовлено додатковим впливом динамічної складової натягу ВК на її поперечні коливання.

В процесі роботи ВК відбувається прогин в нижньому сферичному шарнірі величина якого є лімітуючим фактором для проведення бурових робіт. На рис. 3.23 наведено зміну величини кута відхилення нижнього сферичного шарніру обчислених для різних висот хвилювання моря при відсутності дії морських течій. Отримані результати показують, що зміна кута відхилення в шарнірі коливається в межах $\pm 0,55^\circ$ при $H_{1/3} = 1,2$ м, $\pm 1,1^\circ$ при $H_{1/3} = 4,0$ м і $\pm 1,55^\circ$ при $H_{1/3} = 6,0$ м.

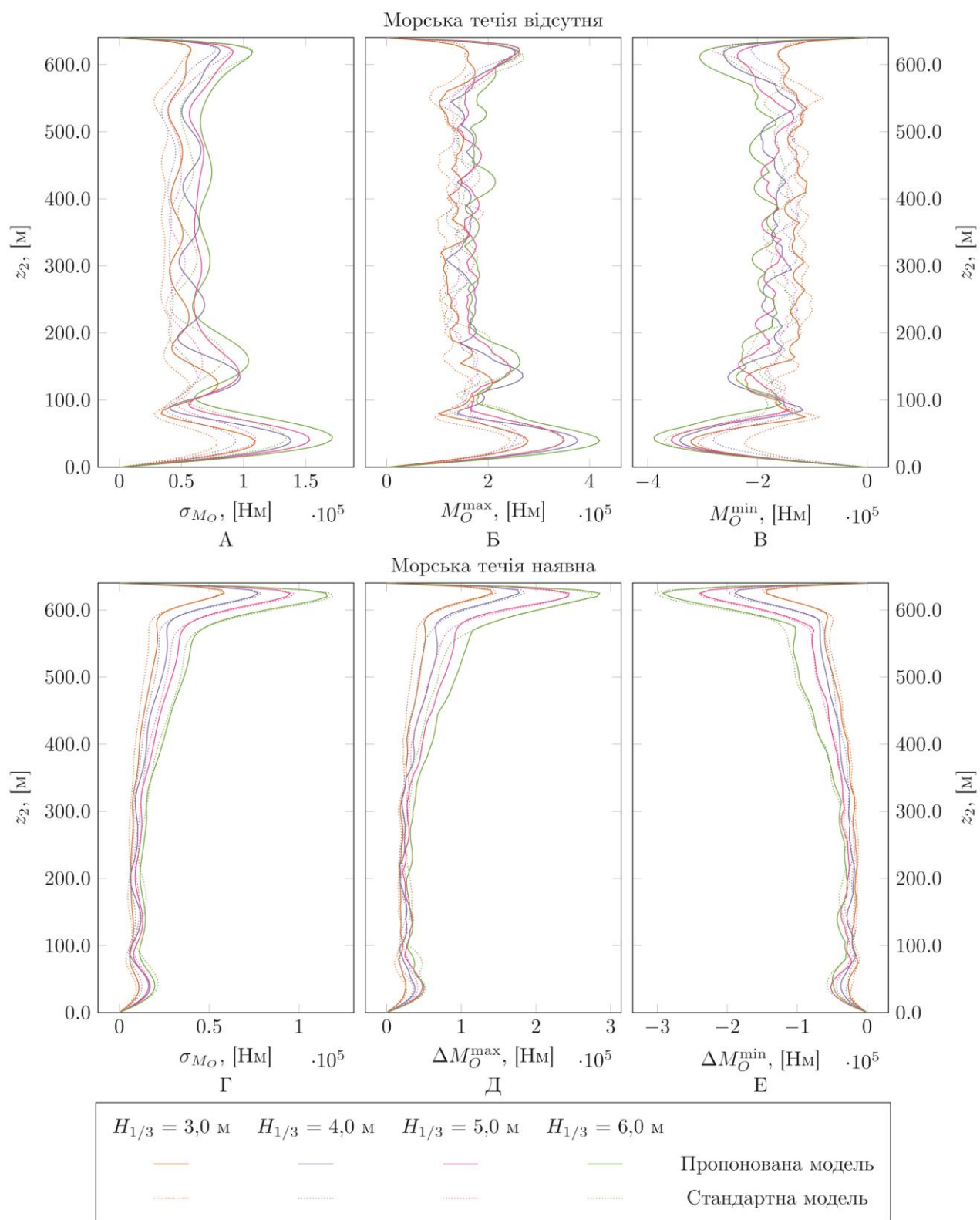
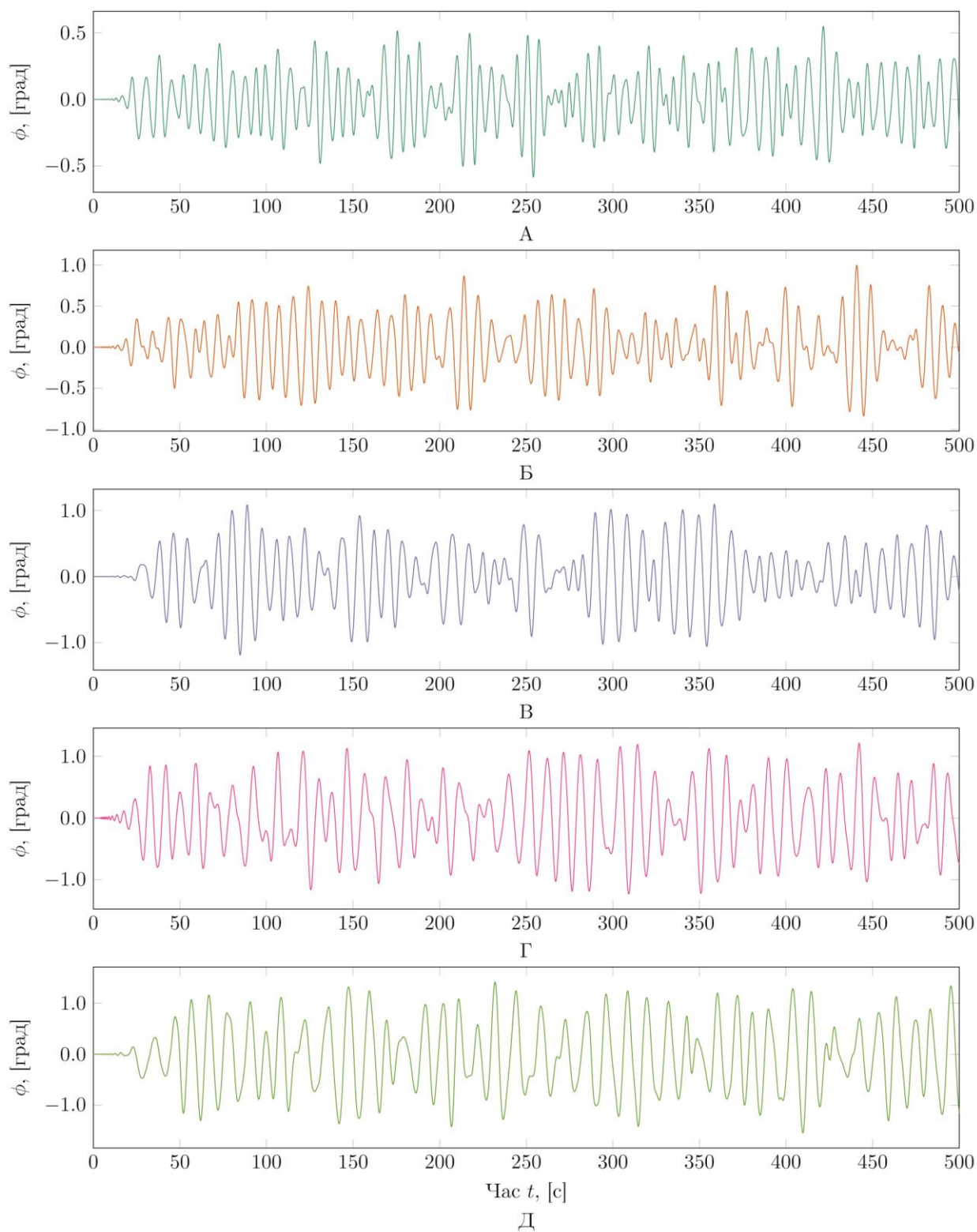


Рисунок 3.22 – Розподіл динамічних характеристик (середньоквадратичного відхилення, максимального і мінімального значень) згинаючого моменту в січеннях ВК по її довжині при наявності/відсутності морської течії і різній висоті хвилювання моря для стандартної і запропонованої моделі динаміки роботи ВК



А – $H_{1/3} = 2,0$ м; Б – $H_{1/3} = 3,0$ м; В – $H_{1/3} = 4,0$ м; Г – $H_{1/3} = 5,0$; Д – $H_{1/3} = 6,0$ м

Рисунок 3.23 – Зміна величини нахилу нижнього сферичного шарніру ВК за результатами імітаційного моделювання при відсутності дії морських течій та різній висоті хвилювання моря

Ці значення не виходять за межу допустимих, а отже дозволяють проводити бурові роботи.

Висновки по третьому розділу

1. Динамічна складова зусилля натягу верхнього кінця ВК має виражену нелінійну залежність відносно вертикальної хитавиці ПБУ і хвилювання моря. Домінуючий вплив на її виникнення чинить наявність тертя між поршнем і стінками гідроциліндра та гідропневматичного акумулятора НПВК. Величина динамічної складової зусилля натягу може сягати 8% від його статичного значення, тому нехтувати цим впливом при вивченні динаміки роботи ВК є недоцільно.

2. Розроблена модель поздовжньо-поперечних коливань ВК дає більші розрахункові значення середньоквадратичного відхилення поздовжніх коливань в перерізах колони. Так в критичному перерізі 39,89 м при хвилюванні моря $H_{1/3} = 3,0$ м і відсутності морських течій амплітуда поперечних коливань є на 30 % більшою, а для $H_{1/3} = 6,0$ м на 22% із подальшою збіжністю результатів двох моделей при рості висоти хвилювання моря.

3. Розподіл основних величин амплітуд поперечних коливань ВК відбувається в зоні значущих частот енергетичного спектру хвилювання моря на власних частотах коливань ВК і на піковій частоті енергетичного спектру хвилювання моря ω_p .

4. Обчислені значення згинаючих моментів за пропонованою моделлю при $H_{1/3} = 3,0$ м є більшими на 27,7%, а при $H_{1/3} = 6,0$ м на 21% в порівнянні із результатами класичної моделі поперечних коливань ВК. При цьому значення згинаючих моментів у верхньому критичному січенні ВК 620,6 м обчислені по двох моделях практично не відрізняються.

5. Аналіз розподілу максимальних згинаючих моментів у ВК при дії на неї морських течій показав, що у нижньому критичному січенні запропонована модель дає на 11.46% більші розрахункові значення згинаючих моментів при $H_{1/3} = 3,0$ м і 16.8 % більші при $H_{1/3} = 6,0$ м.

б. При рості значущої висоти хвилювання моря до $H_{1/3} = 6,0$ м величина відхилення нижнього сферичного шарніру знаходиться в допустимих нормах, що дає змогу проводити бурові роботи. Так при $H_{1/3} = 2,0$ м зміна кута відхилення складає 1° , при $H_{1/3} = 4,0$ м – 2.3° , а при $H_{1/3} = 6,0$ м – 2.82° .

РОЗДІЛ 4

ДОСЛІДЖЕННЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ ДИНАМІКИ РОБОТИ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ПРИ ПОГЛИБДЕННІ ВЕРТИКАЛЬНОЇ СВЕРДЛОВИНИ В УМОВАХ ГЛИБОКОГО МОРЯ

Особливістю буріння свердловини в умовах глибокого моря є неможливість забезпечення точного позиціонування верхнього кінця БК відносно вибою свердловини, що зумовлено хитавицею ПБУ. Ця проблема виникає в шести степенях вільності, однак має критичне значення у вертикальному напрямку. Починаючи із 70-их років для вирішення даної задачі почали застосовувати КВПБК [68, 184]. Вони виконують роль гнучкої ланки між ПБУ і БК. На сьогодні розроблено і застосовується значна кількість КВПБК різних конструкцій, які поділяють за принципом роботи на пасивні і гібридні. Особливістю КВПБК з пасивним режимом роботи є значна розбіжність ефективності його роботи від висоти хвилювання моря. Так ефективність роботи КВПБК з пасивним режимом роботи при висоті хвиль моря більш 4 м сягає 85% і зменшується до приблизно 40% при висоті хвиль моря менше 2 м [176]. КВПБК з гібридним режимом роботи дають змогу забезпечувати ефективність роботи на рівні 95 % при всіх умовах роботи, однак потребують додаткового налаштування системи керування виходячи із умов роботи і значних енергетичних витрат. Також в процесі поглиблення свердловини БК отримує переносне поперечне переміщення внаслідок деформації ВК, що спричинює виникнення додаткових осьових навантажень в БК. Це призводить до того, що в процесі поглиблення свердловини на морі в БК є додаткові чинники динамічних збурень які впливають на режими її роботи, а отже і на процес поглиблення свердловини.

Даний розділ присвячений дослідженню поздовжніх коливань БК і зміні величини осьової сили на долоті при поглибленні свердловини в умовах моря, які мають найважливіший вплив на ефективність руйнування породи долотом [18]. Для цього розглянемо особливості роботи КВПБК підкронблочного типу із пасивним і гібридним режимом роботи і дослідимо характер його впливу на роботу

БК і породоруйнівного інструменту, а також оцінимо в першому наближенні вплив динамічної деформації ВК на осьові коливання БК.

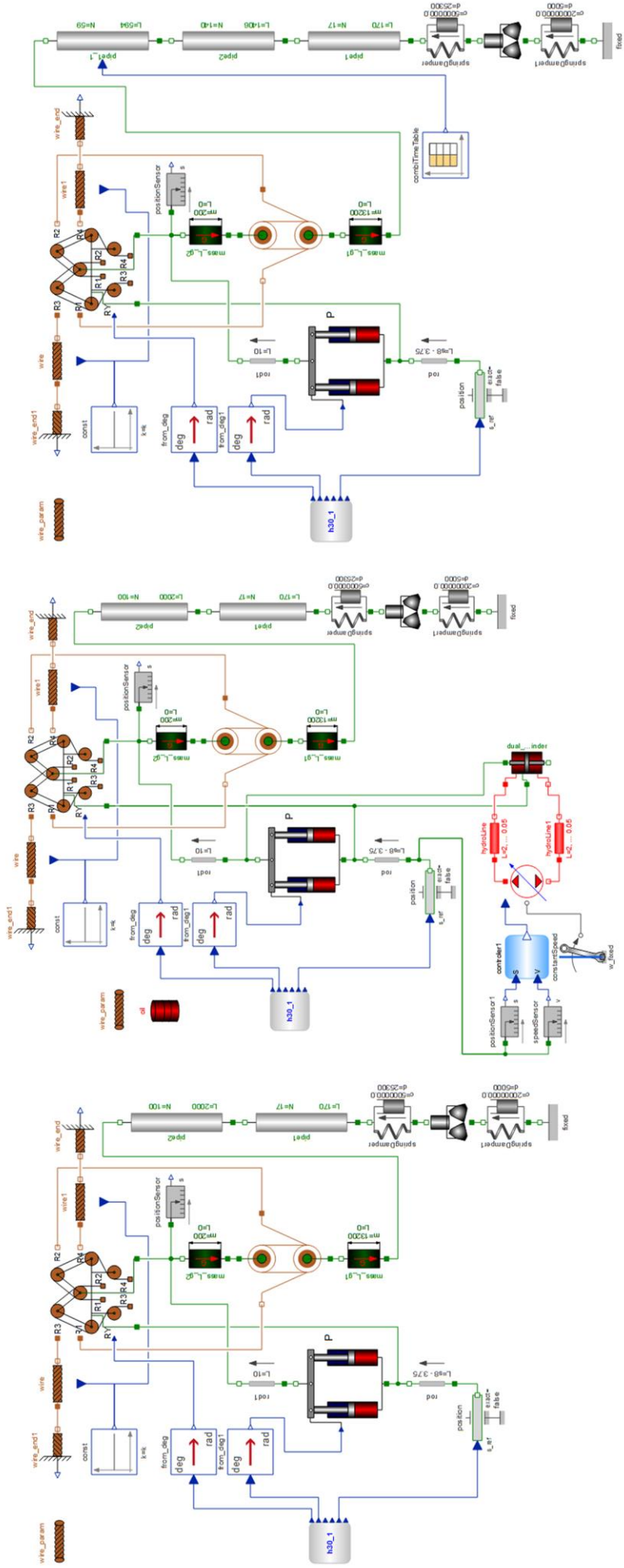
4.1 Побудова імітаційної моделі і вибір вихідної інформації для моделювання

4.1.1 Побудова імітаційної моделі

Вивчення особливостей динамічних процесів, що проходять в БК при поглибленні свердловини в умовах глибокого моря проводимо шляхом аналізу отриманих результатів імітаційного моделювання. На рис. 4.1 наведено графічне зображення створених імітаційних моделей *Passive_system* (рис. 4.1а), *Semiactive_system* (рис. 4.1б) і *Passive_plus_riser_system* (рис. 4.1в) досліджуваної системи «ПБУ – КВПБК – БК – ВЗІ – долото», які використовувались в дослідженнях. Дані моделі створені в мові моделювання *Modelica* на основі підходів, методики і структурної схеми, що описані в розділі 2 із використанням окремих моделей розробленої бібліотеки *OffshoreDrill* і сторонньої бібліотеки *Modelica Standard Library*. Графічні позначення даних елементів, опис їх параметрів і математичних моделей, що закладені в них та правил їх використання і поєднання між собою описані в відповідних інструктивних документах даних бібліотек [19, 120]. Створені імітаційні моделі дають змогу вивчати роботу БК при пасивному і гібридному режимі роботи КВПБК з врахуванням або нехтуванням впливом деформації ВК на БК.

Імітація роботи БК проводилась на проміжку часу 0-500 с з кроком запису 0,001 с і довільним кроком ітерації з використанням програмного вирішувача *CVODES*. Точність рішень 10^{-6} для лінійних і 10^{-12} для нелінійних рівнянь. Час виконання одного експерименту 8-15 год, об'єм отриманих результатів, що отримуються у вигляді дискретних часових рядів зміни величин параметрів досліджуваної системи у вигляді файлів формату *.mat складає 8-12 Гб.

CVODES є програмним засобом, створений в Ліверморській національній лабораторії ім. Е. Лоуренса, який покликаний розв'язувати системи жорстких і нежорстких звичайних диференціальних рівнянь. Для цього використовуються



в

б

а

а – імітаційна модель для дослідження роботи системи з пасивним режимом роботи КВПБ; б – імітаційна модель для дослідження роботи системи з гібридним режимом роботи КВПБ; в – імітаційна модель для дослідження роботи системи з пасивним режимом роботи КВПБ і врахуванням впливу прогину ВК

Рисунок 4.1 – Графічне представлення імітаційних моделей бурової системи

різноспрямовані багатоетапні методи змінного порядку. Для нежорстких рівнянь ним використовуються метод Адамса-Мултона з порядком, що коливається від 1 до 12, а для жорстких рівнянь використовується метод BDF (backward differentiation formula) з порядком від 1 до 5. Для розв'язку нелінійних рівнянь застосовується модифікований метод Ньютона і метод Крилова [155]. Оскільки на даний час мова Modelica [58, 86, 170] не підтримує можливість опису моделей за допомогою диференціальних рівнянь з частинними похідними при створенні імітаційних моделей поздовжніх коливань БТ було застосовано чисельний метод ліній (Numeric Method of Lines, NMOL) [119, 153] згідно якого за допомогою центральної кінцево-різницевої схеми другого порядку диференціальні рівняння (2.47) і (2.54) перетворені в системи звичайних диференціальних рівнянь. Математичні викладки дискретизації диференціальних рівнянь із частинними похідними по змінній z_1 наведені в додатку Б.

Кількість вузлів на які проводиться дискретизація секції БК обчислюється за наступною формулою:

$$N = \left\lceil \frac{L}{l_{\Delta}} \right\rceil, \quad (4.1)$$

де l_{Δ} – бажана відстань між вузлами, приймається рівною 10 м. Секції БТ на які відбувається вплив з боку ВК розбиваються на ділянки з кроком аналогічним використаним для секцій ВК, для зручності застосування результатів імітаційного моделювання роботи ВК у якості вхідних даних для моделювання роботи ВК.

4.1.2 Вибір вхідної інформації

Вихідну інформацію для проведення чисельного експерименту згрупуємо в наступні блоки:

- параметри навколишнього середовища і ПБУ;
- характеристики бурового устаткування КВПБК, верхнього приводу і БК;
- параметри бурового інструменту (ВЗІ, долота) і породи на вибої;
- режимні параметри буріння.

В першому блоці параметри навколишнього середовища і ПБУ, що використовувались при проведенні імітаційного моделювання обирались ідентично тим, які використовувались при дослідженні роботи ВК і описані в пункті 3.1.2.

До другого блоку належать характеристики бурового обладнання. На сьогоднішній день для проведення промислового буріння на морі зазвичай використовується КВПБК підкронблочного типу. Хоча наразі створено значну кількість їхніх конструкцій, однак їх всіх можна подати у вигляді поєднання чотирьох підсистем: гідропневматичної пасивної системи, механізму запобігання зношення талевого канату, системи кронблок-талевий блок і активної підсистеми, які мають декілька типових конструктивних виконань і можуть моделюватись шляхом поєднання окремих типових елементів між собою. Для описуваних чисельних експериментів було обрано КВПБК типу Control Flow Crown Block Compensator 1000k [78] основні параметри якого наведені в табл. 4.1, а інші в додатку Б. Характеристики робочої рідини і робочого газу КВПБК задавались виходячи із розрахункових початкових значень їхнього тиску та температури і вважались незмінними в процесі роботи. Параметри зміни характеристик робочої рідини Etrifon 818 від температури і тиску отримані в компанії виробника і наведені в додатку Б, а параметри робочого газу вибирались з роботи Роланда Спена і інших [160], де на основі аналізу масиву експериментальних даних різних дослідників створена одна із найточніших моделей зміни характеристик азоту від температури і тиску.

Верхній привід в проведених експериментах моделювався зосередженою масою 13,2 т, а БК прийнята наступної компоновки:

- секція БТ діаметром $5\frac{7}{8}$ і довжиною 3000 м, з наступними характеристиками $A_d = 0.006457 \text{ м}^2$, $\rho_d = 66.9525 \text{ кг/м}$, $\eta_d = 45 \text{ Нс}$;
- секції ОБТ діаметром $6\frac{5}{8}$ і довжиною 170 м, із характеристиками $A_c = 0.02842 \text{ м}^2$, $\rho_c = 222.87 \text{ кг/м}$, $\eta_c = 250 \text{ Нс}$;
- наддолотний амортизатор;
- трьохшарошкове долото діаметром 243 м, масою 40 кг.

Таблиця 4.1 – Основні характеристики КВПБК

№	Назва показника	Величина і розмірність
1	Діаметр гідроциліндра пасивної системи	0,53 м
2	Діаметр гідроциліндра активної системи	0,22 м
3	Діаметр штоку гідроциліндра пасивної системи	0,25 м
4	Діаметр штоку гідроциліндра активної системи	0,1 м
5	Діаметр гідропневматичного акумулятора	0,44 м
6	Довжина гідроциліндрів	8 м
7	Довжина штоку гідроциліндра	9,6 м
8	Довжина поршня гідроциліндра	0,29 м
9	Довжина акумулятора	10 м
10	Довжина поршня акумулятора	0,25 м
11	Довжина коромисла	3,6 м
12	Об'єм газового резервуару низького тиску	0,3 м ³
13	Об'єм газового резервуару високого тиску	13,5 м ³
14	Об'єм, що перекачується насосом за один оберт	0,005 м ³
15	Діаметр талевого тросу	0,0508 м
16	Діаметр шківів талевої системи	1,63 м
17	Діаметри трубопроводів	0,05 м
18	Робоча рідина	Errifon 818
19	Робочий газ	азот
20	Маса поршня і штока гідроциліндра	3697 кг
21	Маса поршня гідропневматичного акумулятора	225 кг
22	Маса шківа талевої системи	884 кг
23	Маса коромисла	300 кг
24	Коефіцієнт заповнення січення талевого тросу	0,8
25	Відстань між талевим блоком і кронблоком	10 м
26	Частота обертання приводу гідронасосу	1500 хв ⁻¹

Робота трьохшарошкового долота описувалась полігармонічною функцією (2.49), параметри якої розраховані згідно підходів описаних Векериком В. І. [7] і Мойсишином В. М. [18] отриманих на основі узагальнення результатів досліджень інших авторів. Нижче наведено їх скорочений опис.

Амплітуда низькочастотних «грунтових» коливань генерованих долотом вибирається в залежності від типу розбурюваних порід і типу долота, а їх частота є кратною кількості шарошок долота. Для нашого випадку обчислюється за формулою:

$$\omega_0 = \frac{2\pi \cdot 3n}{60} = \frac{\pi n}{10}, \quad (4.2)$$

де n – частота обертання долота.

Амплітуди і частоти високочастотних «зубкових» коливань обчислюються виходячи із характеристик периферійних вінців шарошок долота і режимів та показників буріння за наступними формулами:

$$a_i = k \left(\frac{d_i}{2} - h_i \right) \left(1 - \cos \left(\frac{\pi}{z_i} \right) \right) \sin \beta; \quad (4.3)$$

$$\omega_i = 2\pi \frac{z_i d_b n}{60 d_i}, \quad i = 1, 2, 3,$$

де d_b і d_i – діаметр долота і i -тої шарошки відповідно; z_i – кількість на периферійному вінці i -тої шарошки; β – кут, що враховує конус вінця шарошки; k – коефіцієнт пропорційності, що залежить від параметра долота (приймаємо 0,33), h_i – середнє значення заглиблення зубця в породу, що обчислюється за наступною формулою:

$$h_i = \frac{V_{mech}}{60n}, \quad (4.4)$$

де V_{mech} – механічна швидкість буріння.

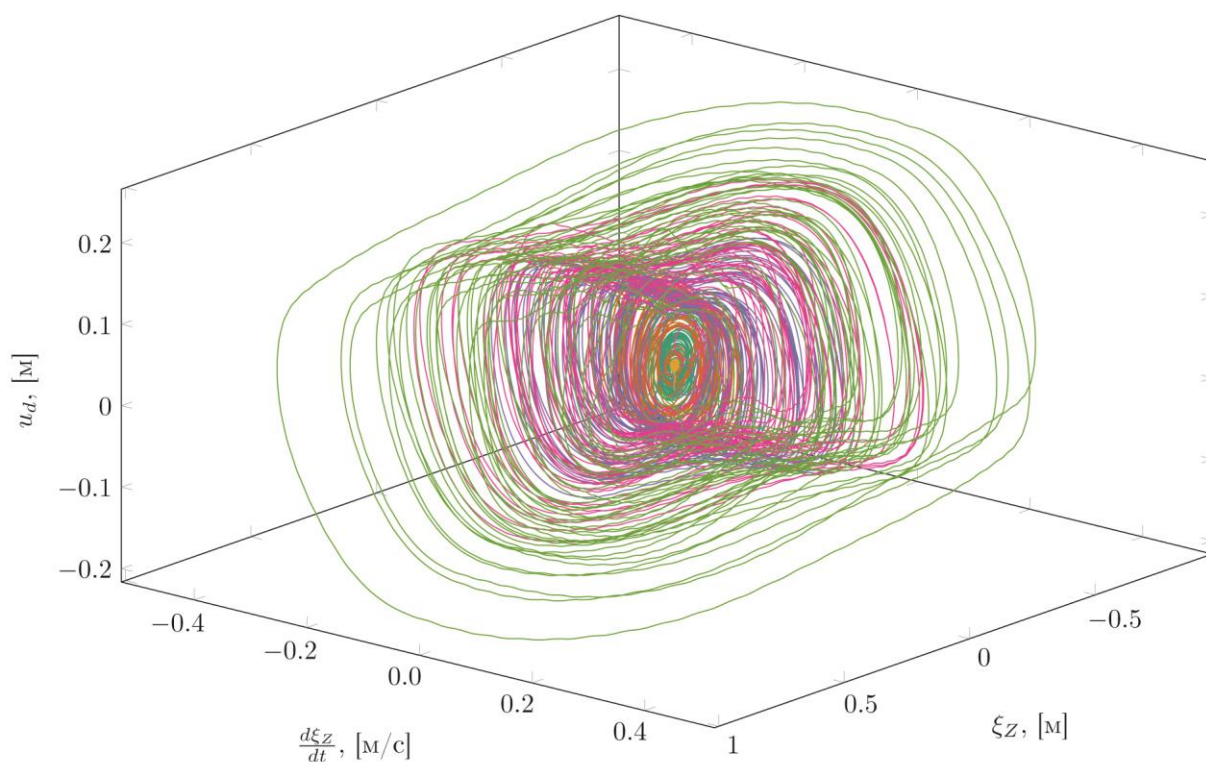
Серед інших параметрів які належать до третьої групи можна виділити характеристики ВЗІ і розбурюваної породи. Пружно-пластичні властивості розбурюваної породи вибираються на основі накопичення експериментальних даних для порід даного регіону буріння, а величина жорсткості демпфування ВЗІ

вибирається із паспортних даних ВЗІ, або встановлюється на основі розроблених методик для інструменту, який дає змогу змінювати власні характеристики. При моделюванні роботи досліджуваної системи результати яких наведені в даному розділі обрані наступні характеристики породи $k_1 = 2 \cdot 10^7$ і $\eta_1 = 5 \cdot 10^3$ Нс/м, а параметри ВЗІ за замовчуванням становлять $k_2 = 5.6 \cdot 10^7$ Н/м, і $\eta_2 = 2.53 \cdot 10^5$ Нс/м, якщо не вказується інше.

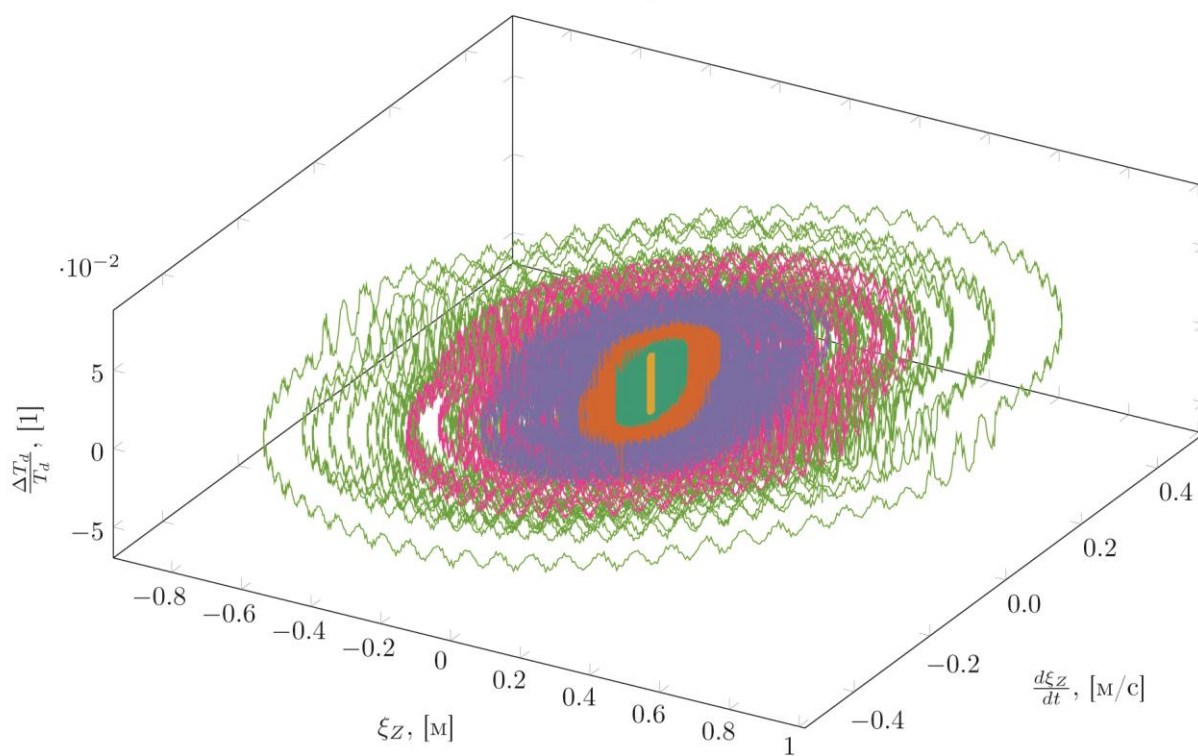
Робота досліджуваної системи вивчалась при таких режимах роботи: розрахункове осьове статичне зусилля на долоті 120 кН, частота обертання колони $n = 120$ хв⁻¹, густина промивальної рідини $\rho_f = 1200$ кг/м³

4.2 Дослідження особливості роботи КВПБК з пасивним і гібридним режимом роботи при поглибленні свердловини

Основною характеристикою роботи КВПБК є відносна величина динамічної складової зусилля натягу $\frac{\Delta T_d}{T_d}$ на крюку талевого блоку і величина його зміщення u_d відносно нерухомої системи координат. На рис. 4.2 наведено залежність основних характеристик роботи КВПБК з пасивним режимом роботи від вертикальної хитавиці і вертикальної швидкості ПБУ отримані за результатами імітаційного моделювання при різній висоті хвилювання моря. Отримані результати показують, що переміщення гаку талевого блоку u_d має виражену нелінійну залежність від параметрів вертикального переміщення ПБУ. Так одержані дані показують, що при вертикальному переміщенні судна до 0,07 м КВПБК перебуває у мертвому положенні, тобто величини динамічної складової осьової сили, що виникає на осі кронблоку не достатньо для подолання статичних сил тертя між ущільненнями поршня і стінками гідроциліндрів та гідропневматичних акумуляторів КВПБК, а отже переміщення кронблоку аналогічне переміщенням ПБУ. Варто зазначити, що оскільки КВПБК є пристроєм який працює за принципом балансу сил, то величина мертвого ходу КВПБК також залежить від зведеної жорсткості БК і додаткового вкладу в динамічне зусилля



А



Б

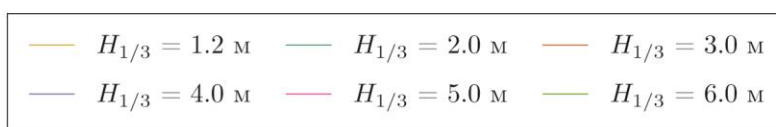


Рисунок 4.2 – Характеристики работы КВПБК з пасивним режимом роботи

натягу на гаку талевого блоку інших чинників, зокрема збурень внаслідок роботи породоруйнівного інструменту. Так проведена серія чисельних експериментів при хвилюванні моря $H_{1/3} = 4,0$ м при зміні частоти обертання долота від 75 об/хв до 200 об/хв з кроком 25 об/хв показала, що в результаті зміни частоти «ґрунтових» коливань генерованих долотом, які мають найбільшу енергію в перерізах БК відбувалось зміщення екстремумів півхвиль коливань БК і при наближенні екстремуму до кінця БК величина мертвого ходу КВБК зменшилась до 0,04 м. Однак дані процеси є небажаними при проведенні бурових робіт. Подальше збільшення ходу гаку талевого блоку після подолання мертвого ходу спричинюється додатковим силовим вкладом, який виникає в результаті зміни тиску в газовому резервуарі. В силовому вираженні динамічна складова зусилля на гаку сягає $\pm 1,8\%$ від статичної за умови мертвого ходу КВБК при хвилювання моря $H_{1/3} = 1,2$ і $2,0$ м і до $\pm 4,3\%$ при $H_{1/3} = 6,0$ м. Абсолютні значення динамічної складової осьової сили при пасивному режимі КВБК складають 72 кН при $H_{1/3} = 2,0$ м, 97 кН при $H_{1/3} = 4,0$ м і 155 кН при $H_{1/3} = 6,0$ м при статичному осьовому зусиллі на крюку талевого блоку 1,61 МН.

Серед основних чинників, які вносять домінуючий вклад у виникнення динамічної складової осьової сили можна виділити сили тертя між ущільненням поршня і стінками гідравлічного циліндра, змінну силу з боку системи запобігання зношення талевого канату, динамічні сили, що виникають внаслідок зміни тиску в газовому резервуарі високого тиску КВБК та інші чинники, зокрема спричинені динамікою роботи породоруйнівного інструменту. Аналіз даних похибок показує, що їхній вклад в загальну похибку є різним. Величини впливу деяких складових на роботу КВБК при різних значеннях вертикальної хитавиці БС подано в табл. 4.2. Отримані дані показують, що величину похибки від сили тертя можна вважати незмінною, а похибки від компенсатора зношення канату і зміни тиску в газовому резервуарі залежать від вертикальної хитавиці ПБУ. Аналіз отриманих результатів показує, що динамічна складова осьової сили на крюку талевого блоку є результатом зрівноваження сил тертя і зусилля від зміни тиску в газовому

резервуарі величина яких є більшою за результуючу силу. Так при малій амплітуді коливань домінуючий вклад вносить сила тертя. Її вклад при вертикальній хитавиці 0,2-0,5 м складає 60-70 % з подальшим зменшенням до 25-40% при збільшенні висоти вертикальної хитавиці. Вклад складової від зміни тиску в газовому резервуарі рівномірно зростає від 40% при висоті хитавиці 0,2-0,3 м до 70-75%, при вертикальній хитавиці висотою 0,9-1,0 м. Загальний вклад від системи запобігання зношенню талевого канату складає 15-25% і не залежить від величини вертикальної хитавиці ПБУ.

Таблиця 4.2 – Відносна величина внеску домінуючих чинників у динамічну складову зусилля на гаку талевого блоку

Величина амплітуди вертикальної хитавиці	Відносний внесок складових в динамічну складову зусилля на крюку талевого блоку, 1		
	Складова тертя	Складова від зміни тиску в газовому резервуарі	Складова від компенсатора зношення канату
0,308	-0,67	0,408	0,218
0,483	-0,678	0,564	0,234
0,521	-0,664	0,614	0,256
0,626	-0,237	0,863	0,159
0,845	-0,345	0,954	0,235
0,976	-0,402	0,694	0,193
1,02	-0,376	0,734	0,174

Для дослідження характеру впливу на роботу КВПБК основних чинників, які зменшують ефективність його роботи було проведено серію чисельних експериментів по вивченню роботи КВПБК при різній величині сил тертя в гідроциліндрах та об'ємі газового резервуару при нерегулярному хвилюванні моря висотою $H_{1/3} = 4,0$ м. Отримані результати характеристик роботи КВПБК наведені на рис. 4.3 і 4.4. Вони показують, що зміна величини сили тертя впливає на

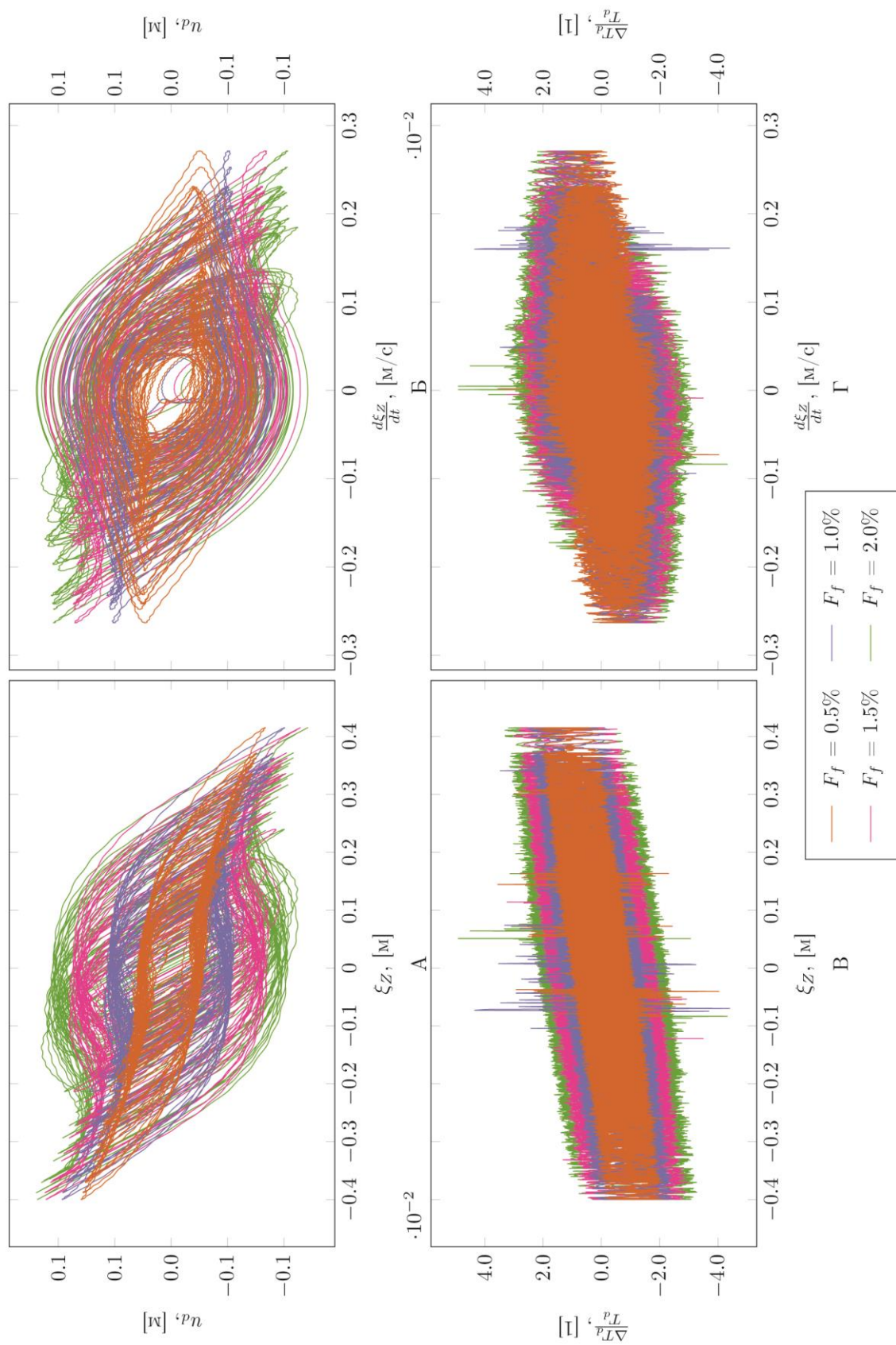


Рисунок 4.3 – Зміна характеристик роботи КВПБК з пасивним режимом роботи при зміні величини сили тертя в гідроциліндрі ($H_{1/3} = 4,0 \text{ м}$)

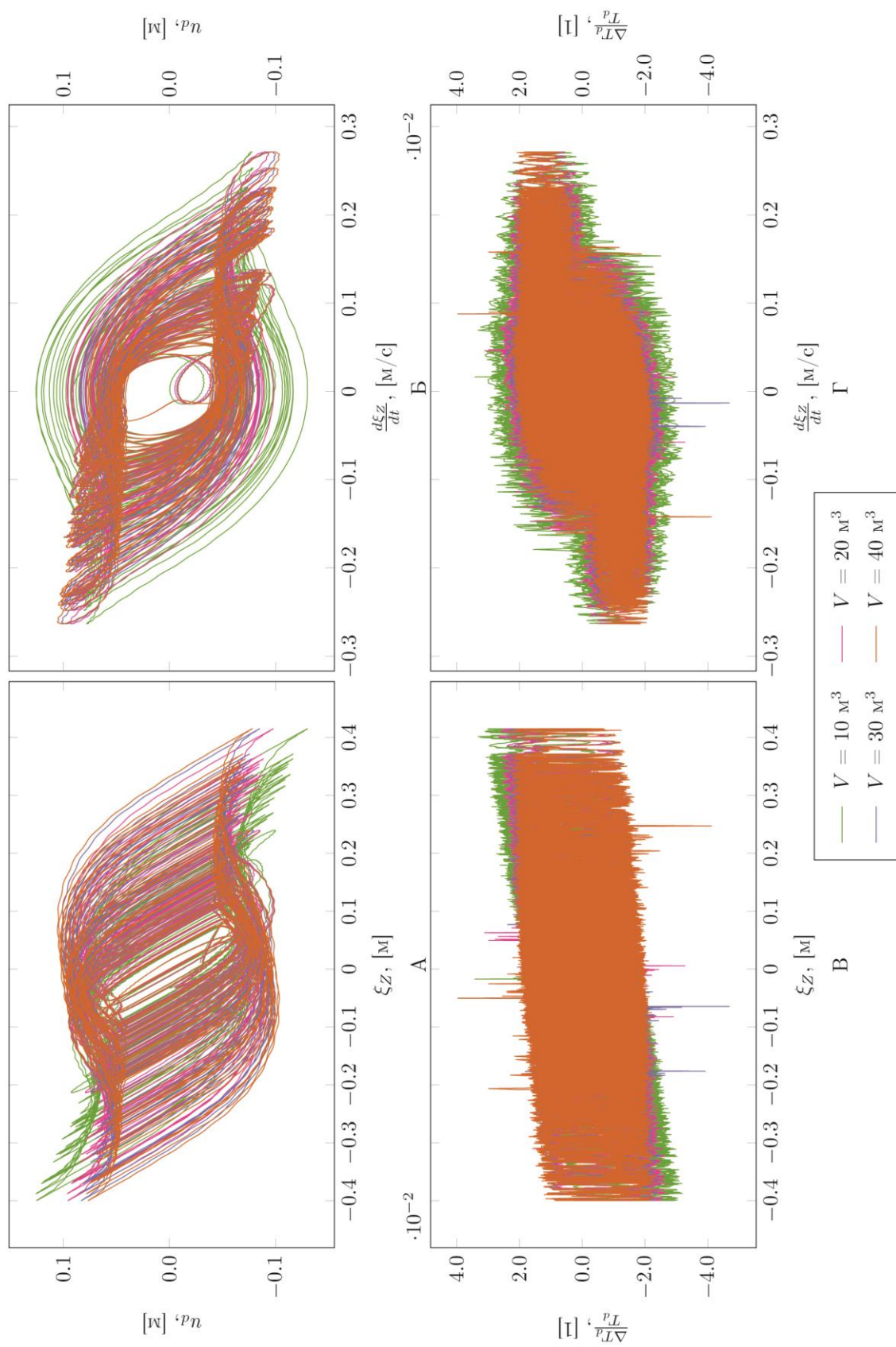


Рисунок 4.4 – Зміна характеристик роботи КВПБК з пасивним режимом роботи при зміні об'єму газового резервуару високого тиску ($H_{1/3} = 4,0 \text{ м}$)

ефективність роботи КВПБК на всьому діапазоні вертикальної хитавиці і вертикальної швидкості ПБУ за рахунок зменшення гістерезисного відхилення величина якого змінюється з 2% відносно статичної сили на крюку талевого блоку при $F_f = 0,5\%$ до 4,4% при $F_f = 2,0\%$, що в абсолютних величинах складає 36 кН і 71 кН відповідно. Зміна величини об'єму газового резервуару призводить, до збільшення ефективності роботи КВПБК лише при значній величині вертикальної хитавиці ПБУ. Так збільшення об'єму газового резервуару високого тиску з 10 м³ до 40 м³ призвело до зменшення переміщення крюка талевого блоку з 0,127 м до 0,076 м при значенні вертикальної хитавиці 0,4 м, що в силовому вираженні становить зменшення величини динамічної складової осьової сили на 12 кН.

Наведені результати показують, що хоча КВПБК з пасивним режимом роботи є простим в обслуговуванні і не потребує додаткових енергетичних затрат для своєї роботи, ефективність його роботи в абсолютних величинах є недостатньою, особливо при значній висоті хвилювання моря.

Одним із напрямків збільшення ефективності роботи КВПБК є використання КВПБК з гібридним режимом роботи в яких встановлюється активна підсистема з керованим гідроциліндром двосторонньої дії покликана підвищити ефективність роботи КВПБК. На рис. 4.5 наведено залежність характеристик роботи КВПБК з гібридним режимом роботи від вертикальної хитавиці і вертикальної швидкості ПБУ. Одержані результати показують, що величина переміщення крюка талевого блоку при гібридному режимі роботи КВПБК не перевищує 0,01 м при всіх значеннях величини вертикальної хитавиці, а величина динамічної складової не перевищує 60 кН. Однак така величина динамічної складової зусилля на крюку талевого блоку обумовлюється впливом наявних збурень на «грунтовій» частоті роботи долота і наявних перепадів при подоланні активною підсистемою КВПБК статичних сил тертя, носить короткотерміновий характер і швидко згасає по довжині БК. Отримані результати є в 10-20 раз кращими за аналогічні для пасивної системи КВПБК і їхнє подальше покращення обмежується інерційністю роботи активної підсистеми КВПБК, обмеженою потужністю насоса і відсутністю технологічної потреби.

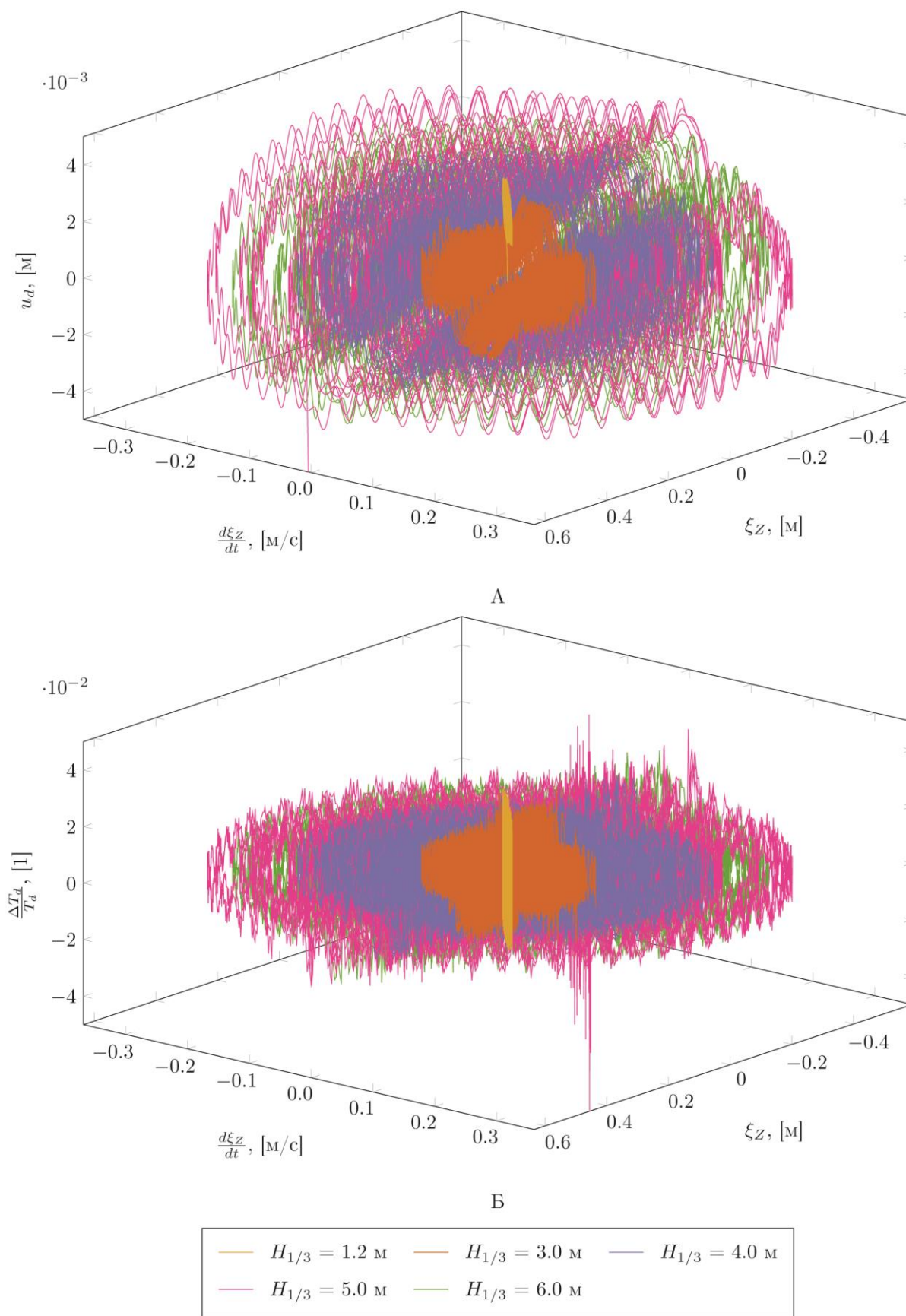


Рисунок 4.5 – Характеристики роботи КВПБК з гібридним режимом роботи

4.3 Вивчення особливості роботи бурильної колони при поглибленні вертикальної свердловини в умовах глибокого моря при пасивному і гібридному режимі роботи компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони

БК є невід'ємним елементом бурової системи і служить каналом підводу енергії до породоруйнівного інструменту. Вивчення динаміки роботи БК є важливим для розуміння негативних процесів, що виникають в процесі буріння, дослідження ефективності роботи породоруйнівного інструменту, розрахунку ресурсу роботи елементів бурової системи тощо. З метою вивчення динамічних режимів роботи БК і виявлення нових закономірностей роботи БК при поглибленні свердловини в умовах глибокого моря було проведено значна кількість чисельних експериментів при яких вивчалась робота БК при різних режимах буріння, пасивному і гібридному режимі роботи КВПБК і змінній висоті хвилювання моря. Результатом чисельних експериментів є отримання дискретних часових рядів поздовжніх переміщень і зміни осьової сили в перерізах БК. На рис. 4.6 наведено графічне зображення результатів імітаційного моделювання для чотирьох перерізів БК.

Аналіз зміни максимальних і середньоквадратичних значень поздовжніх переміщень і динамічною складовою осьової сили по довжині БК при пасивному режимі роботи КВПБК (рис. 4.7) показує, що величина поздовжніх переміщень квазілінійно зменшується від верхнього кінця БК до її низу, однак швидкість згасання залежить від величини переміщення крюка талевого блоку КВПБК. Згідно із результатів обрахунків при хвилюванні моря $H_{1/3} = 1.2$ м величина максимального переміщення перерізу БК над віброзахисним пристроєм в 5,75 рази менша за переміщення її верхнього кінця, а максимальні зміщення долота є в 5,79 разів менші за переміщення верхнього кінця БК, при хвилюванні моря $H_{1/3} = 4.0$ м, ці відношення складають 8,42 і 20,42 разів відповідно, а при хвилюванні моря $H_{1/3} = 6.0$ м – 10,25 і 28,77 рази. Однак розподіл максимальних і середньоквадратичних значень динамічної складової осьової сили в перерізах БК показує, що по довжині колони спостерігаються виражені екстремуми даних коливань, які спричинені роботою породоруйнівного інструменту, а вплив з боку

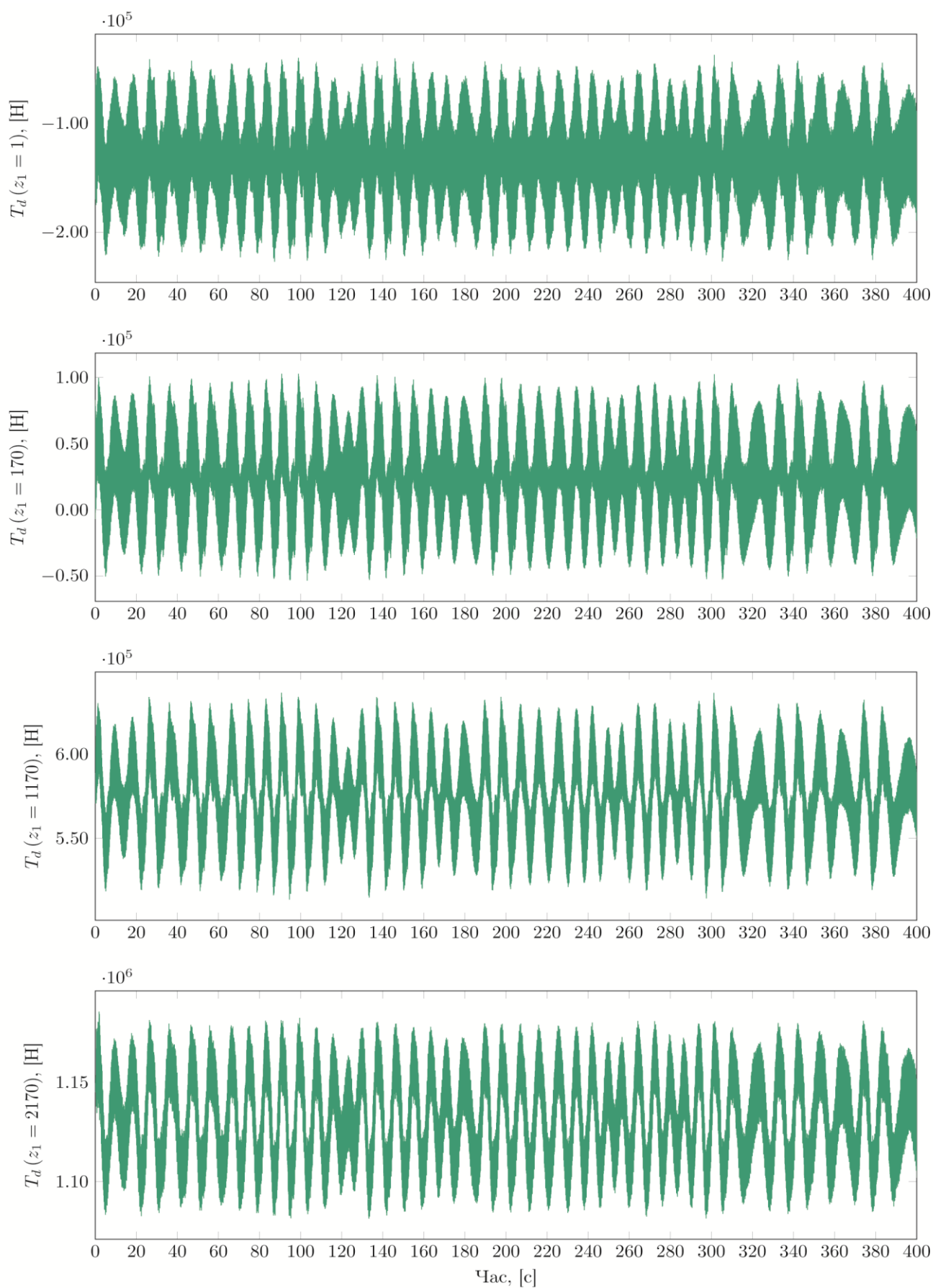


Рисунок 4.6 – Зміна осьової сили в окремих перерізах БК при пасивному режимі роботи КВПБК і нерегулярному хвилюванні моря $H_{1/3} = 3,0$ м.

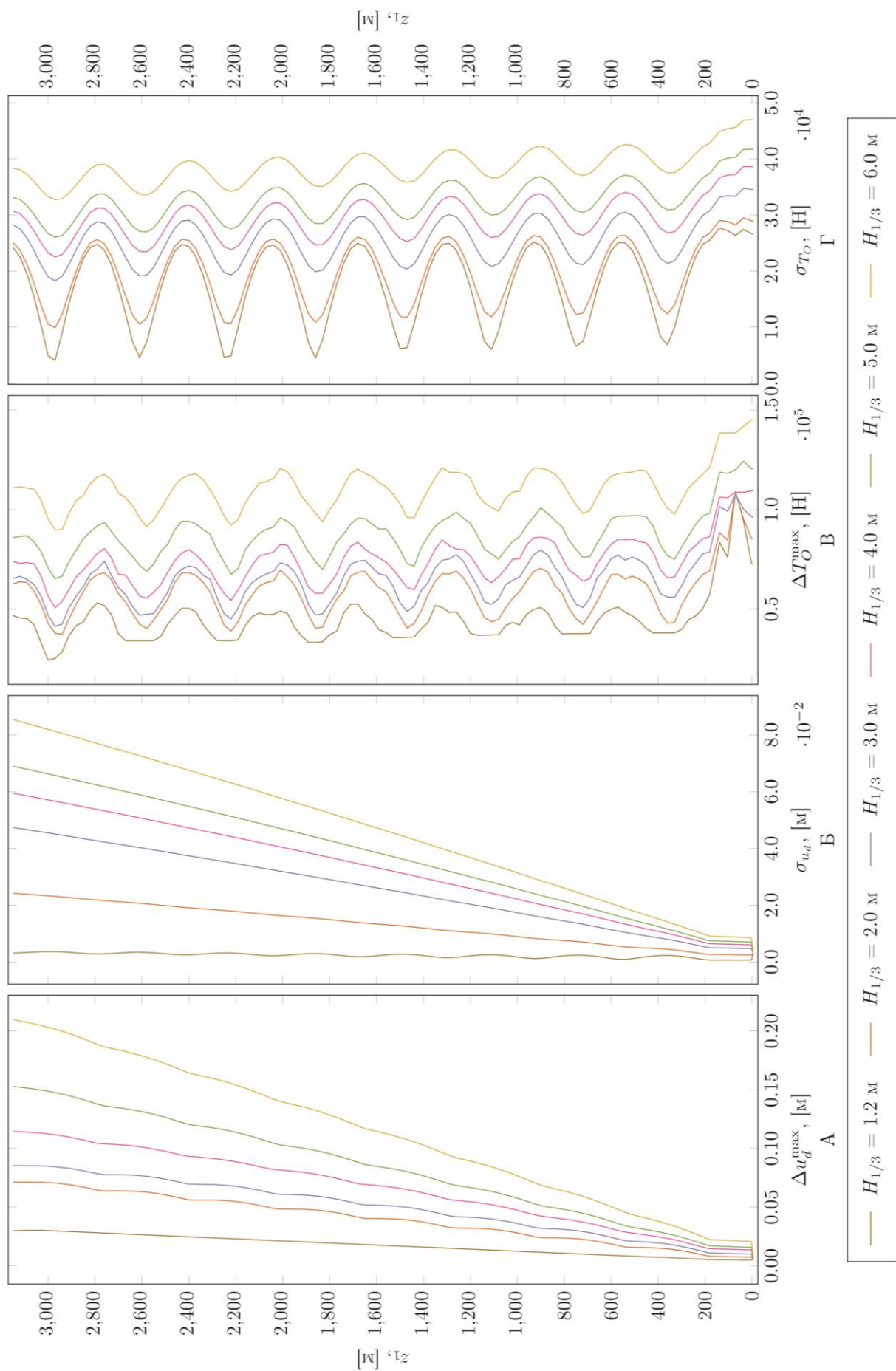


Рисунок 4.7 – Розподіл максимального і середньоквадратичного значення поздовжніх коливань і динамічної складової осьової сили по довжині БК при пасивному режимі роботи КВПБК

хвилювання моря спостерігається у рівномірному збільшенні значень ΔT_o^{\max} і σ_{T_o} в перерізах БК по всій її довжині і зменшення різниці між максимальними і мінімальними значеннями σ_{T_o} в перерізах БК.

Наведені результати показують, що хоча коливні процеси викликані переміщенням верхнього кінця БК значною мірою гасяться внаслідок в'язкого тертя стінок БК об промивальну рідину, однак включення ВЗІ в компоновку БК дозволяє значно зменшити їхній вплив на долото, а отже проводити бурові роботи з пасивним режимом роботи КВПБК при більш складних погодних умовах.

Для кращого розуміння природи динамічних процесів в БК розглянемо зміну АЧХ поздовжніх коливань і осьової сили по довжині БК. Розглядатимемо п'ять діапазонів частот спектру, які відповідають основним чинникам виникнення коливань в БК. Амплітуди коливань в першому діапазоні частот – $0-7\omega_p$, де ω_p – пікова частота хвилювання моря, описують вплив на динамічні процеси в БК хвилювання моря і хитавиці судна. Амплітуди в другому діапазоні частот, що знаходиться в околі частоти $\frac{\pi n}{10}$, де n – частота обертання долота, характеризують вплив, який чинять «грунтові» коливання долота на динаміку БК. Три інші діапазони лежать в околах високочастотних «зубкових» коливань долота і характеризують їхній вплив на процеси в БК.

На рис. 4.8–4.15 наведено розподіли АЧХ поздовжніх коливань і динамічної складової осьової сили по довжині БК при пасивному і гібридному режимі роботи КВПБК і різній висоті хвилювання моря в досліджуваних діапазонах частот.

Отримані результати показують, що при пасивному режимі роботи КВПБК основний вплив на поздовжні коливання в перерізах БК чинить робота КВПБК. Амплітуда коливань, що генерується КВПБК має максимальні значення в верхньому кінці БК і плавно, без виражених локальних екстремумів спадає по довжині БК. При чому із збільшенням частоти коливань швидкість їхнього згасання по довжині БК спадає. Окрім цього результати моделювання показали, що зміна частоти обертання долота впливає не тільки на АЧХ в діапазоні частот роботи

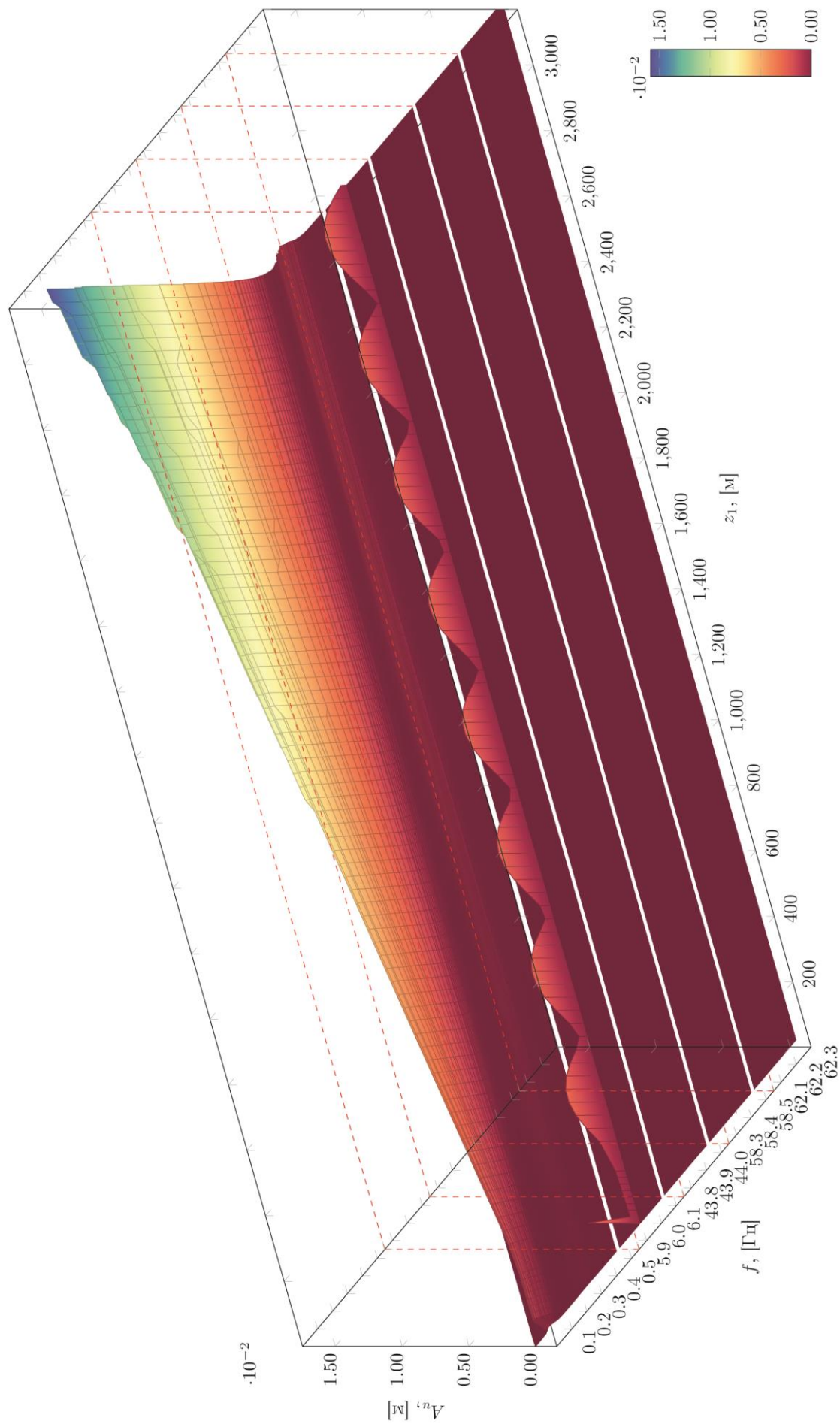


Рисунок 4.8 – Розподіл АЧХ поздовжніх коливань БК по її довжині при нерегулярному хвилюванні моря $H_{1/3} = 3,0$ м і пасивному режимі роботи КВПБК

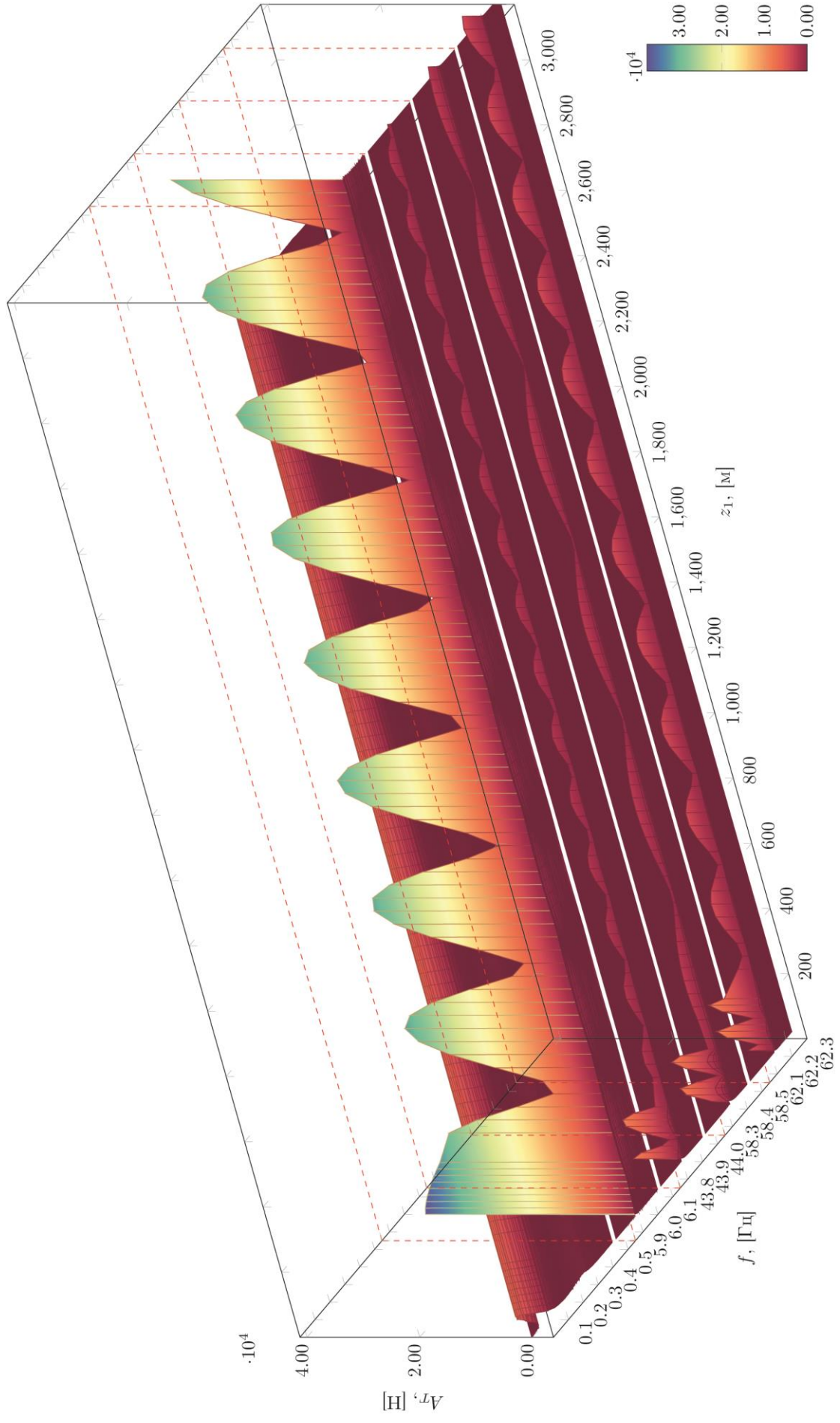


Рисунок 4.9 – Розподіл АЧХ динамічної складової осьової сили в перерізах БК по її довжині при нерегулярному хвилюванні моря $H_{1/3} = 3,0$ м і пасивному режимі роботи КВПБК

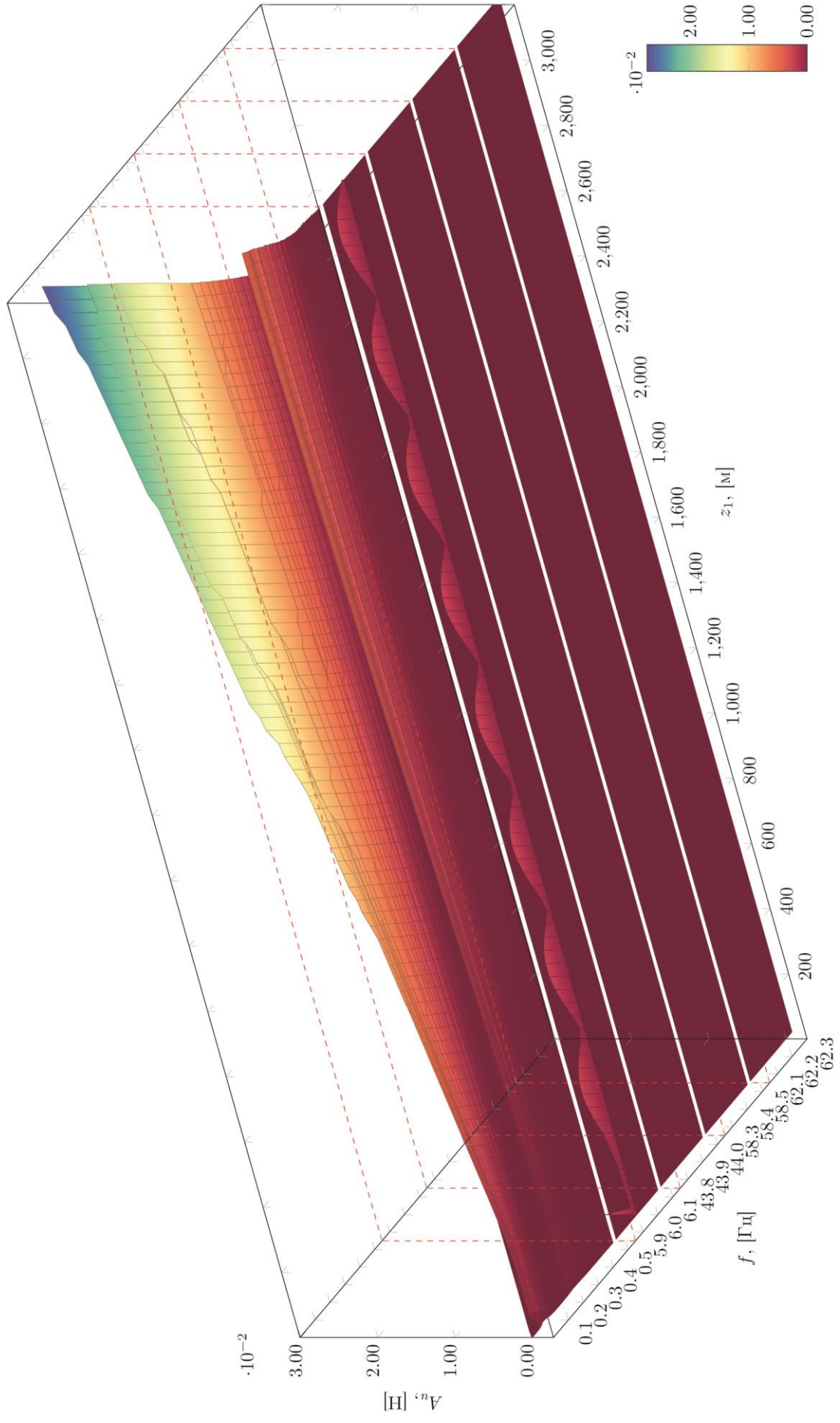


Рисунок 4.10 – Розподіл АЧХ поздовжніх коливань БК по її довжині при нерегулярному хвилюванні моря $H_{1/3} = 5,0$ м і пасивному режимі роботи КВПБК

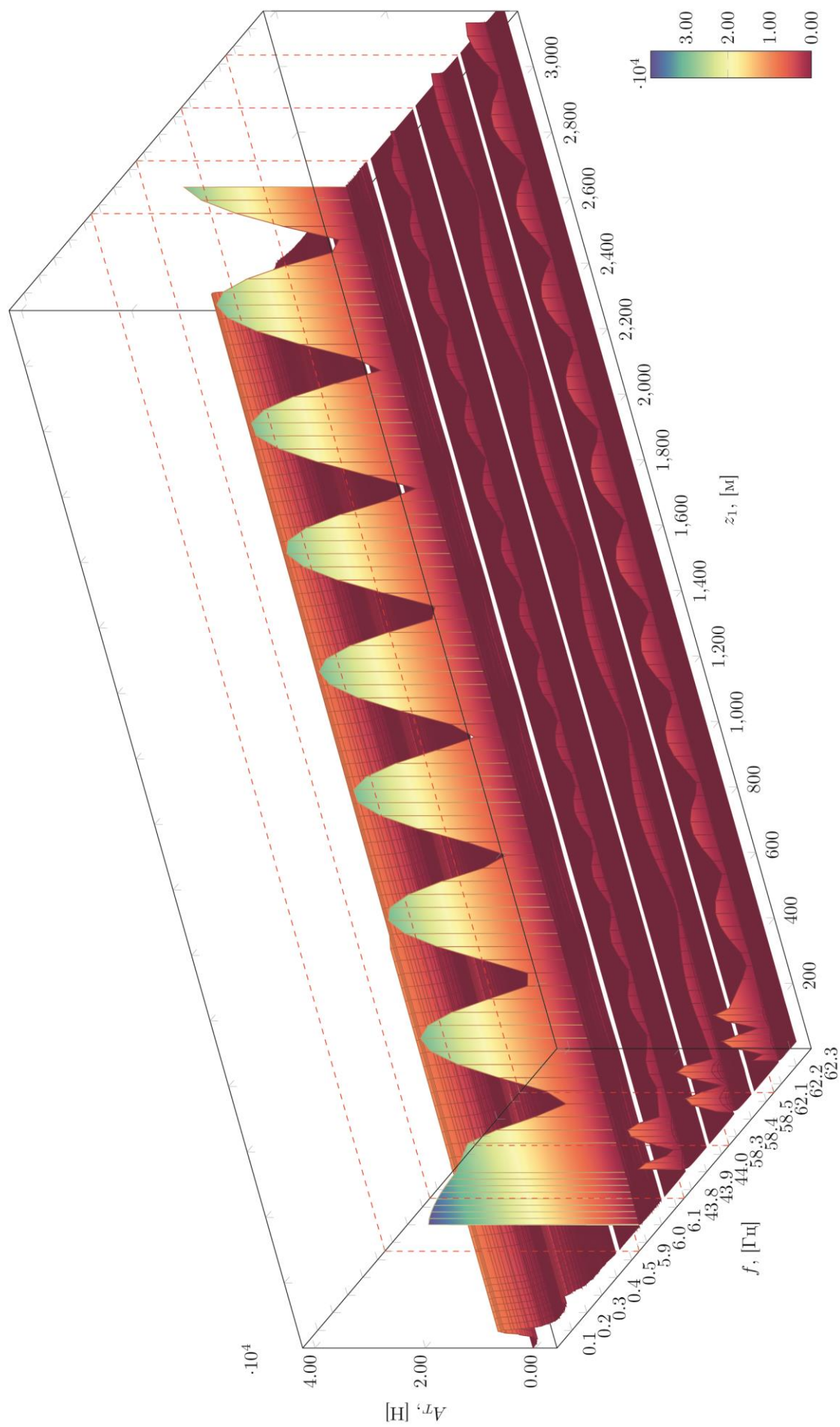


Рисунок 4.11 – Розподіл АЧХ динамічної складової осьової сили в перерізах БК по її довжині при нерегулярному хвилюванні моря $H_{1/3} = 5,0$ м і пасивному режимі роботи КВПБК

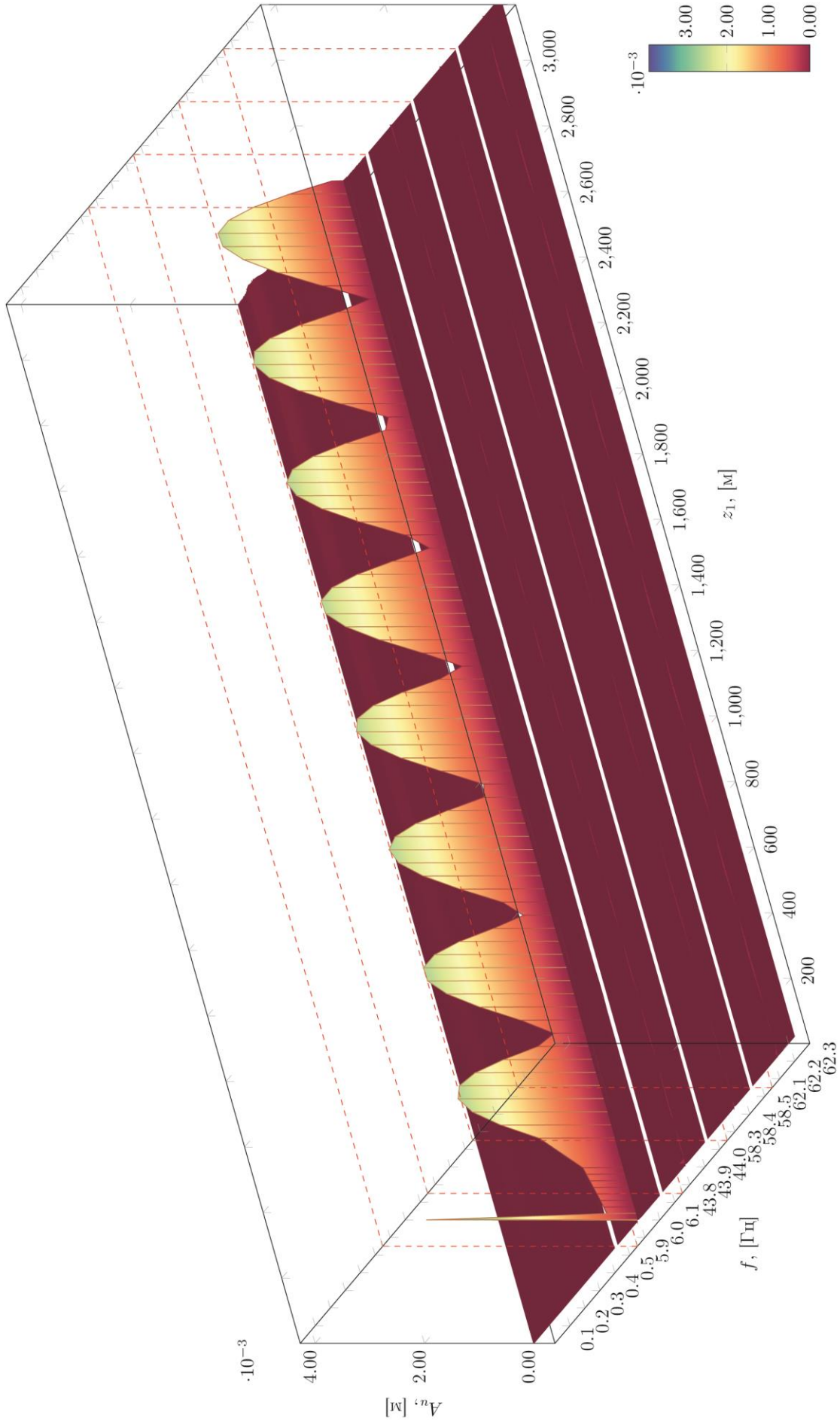


Рисунок 4.12 – Розподіл АЧХ поздовжніх коливань БК по її довжині при нерегулярному хвилюванні моря $H_{1/3} = 3,0$ м і гібридному режимі роботи КВПБК

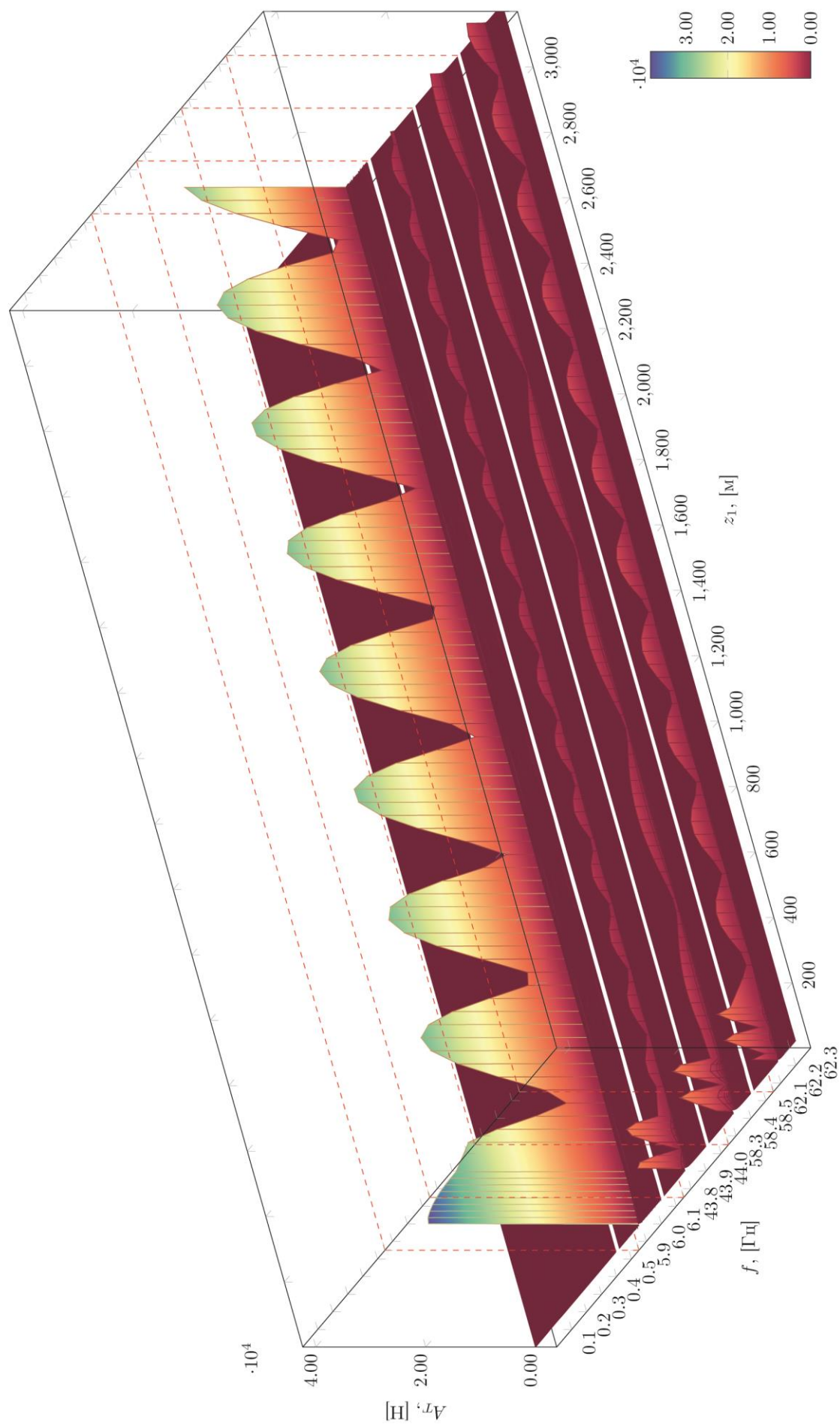


Рисунок 4.13 – Розподіл АЧХ динамічної складової осьової сили в перерізах БК по її довжині при нерегулярному хвилюванні моря $H_{1/3} = 3,0$ м і гібридному режимі роботи КВПБК

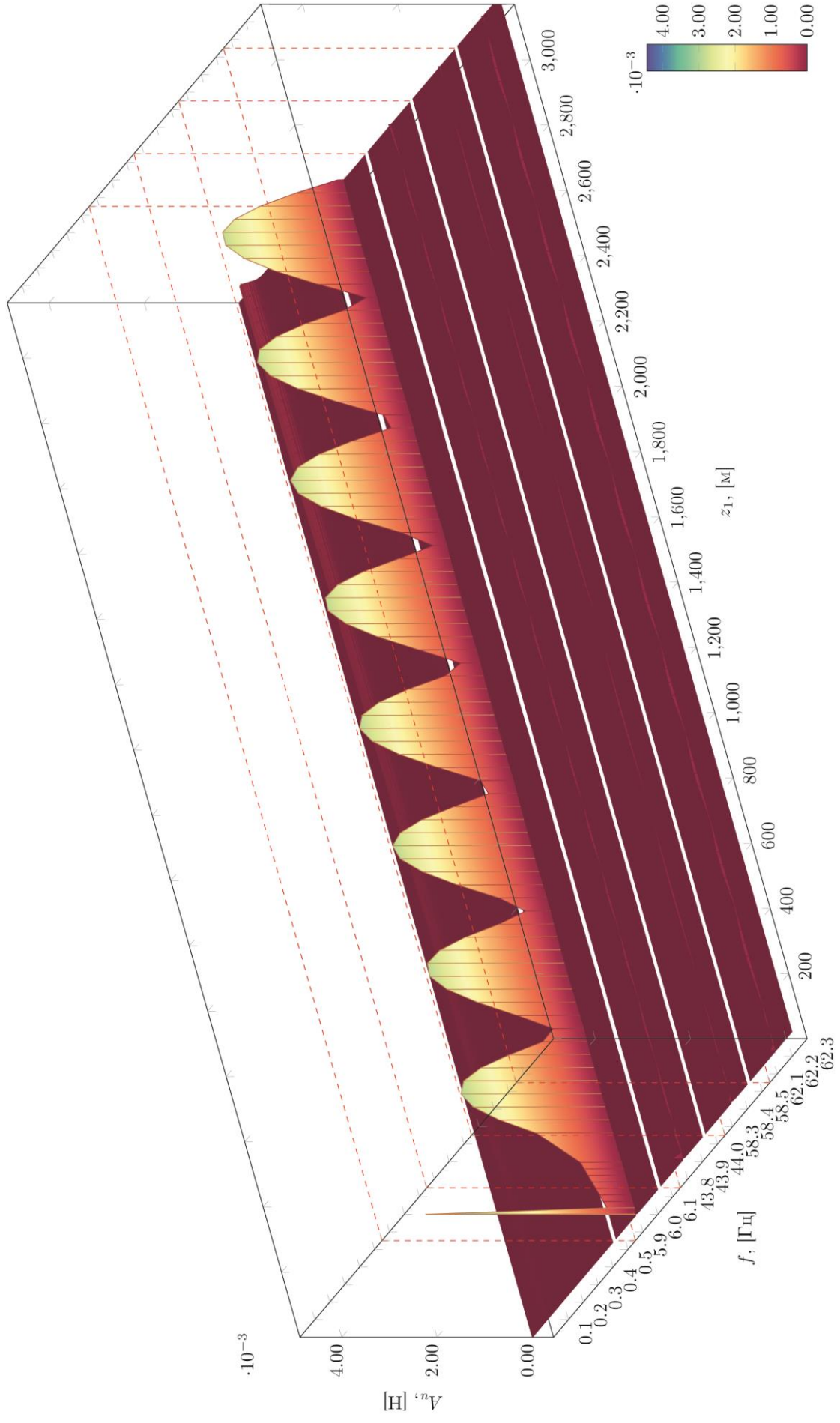


Рисунок 4.14 – Розподіл АЧХ поздовжніх коливань БК по її довжині при нерегулярному хвилюванні моря $H_{1/3} = 6,0$ м і гібридному режимі роботи КВПБК

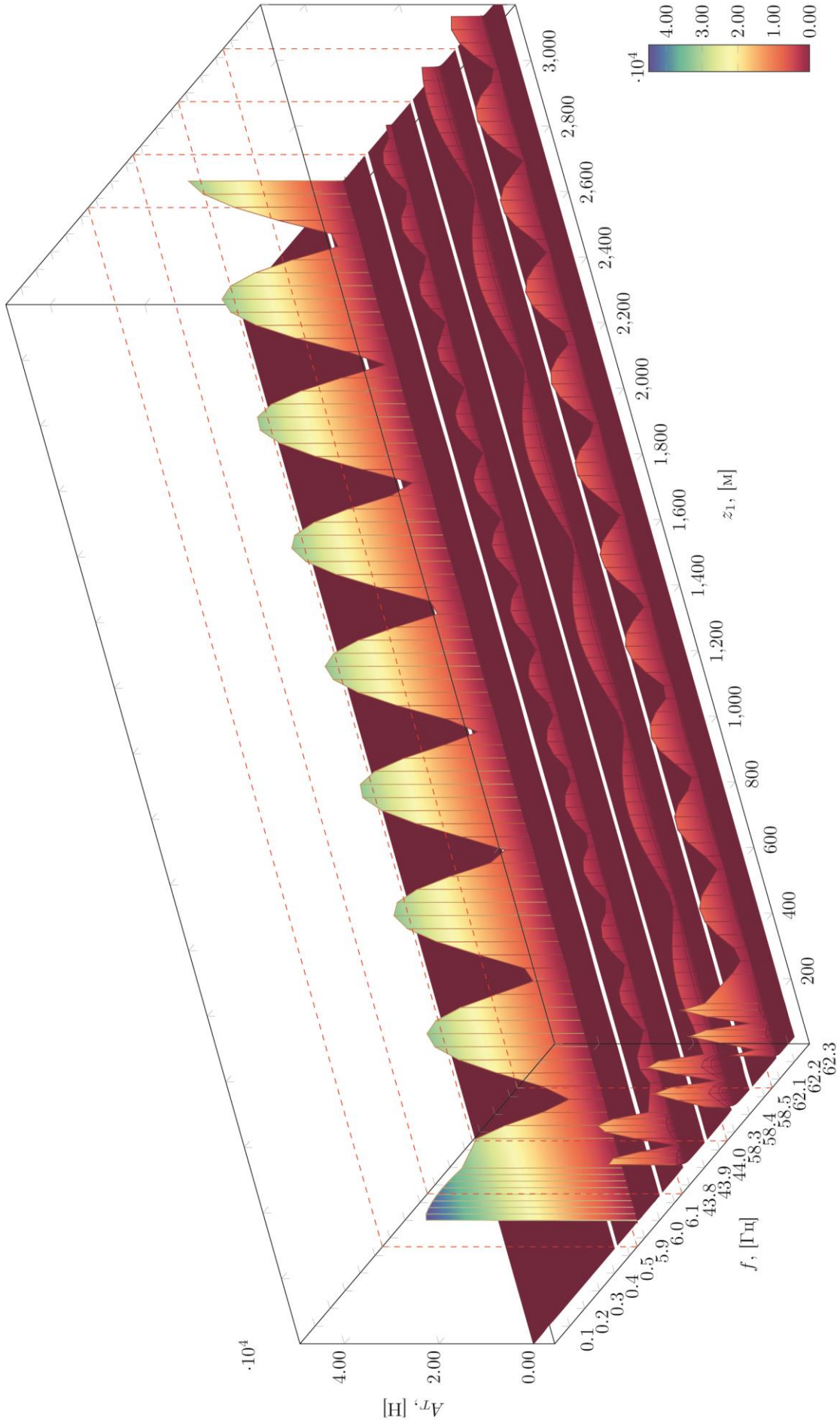


Рисунок 4.15 – Розподіл АЧХ динамічної складової осьової сили в перерізах БК по її довжині при нерегулярному хвилюванні моря $H_{1/3} = 6,0$ м і гібридному режимі роботи КВПБК

долота, а також на величину амплітуди коливань в діапазоні частот хвилювання моря. Так по результатах дослідження величина амплітуд в локальних екстремумах на частотах $3\omega_p$ і $5\omega_p$ природа появи яких спричинена нелінійними силами тертя в ущільненнях гідроциліндрів КВПБК [36] при збільшенні частоти обертання долота з 75 до 200 хв^{-1} зросла на 10-15%, що, на нашу думку, спричинено додатковим вкладом складової на «грунтовій» частоті на подолання статичного тертя в ущільненнях гідроциліндрів КВПБК. Іншим домінуючим чинником, який впливає на поздовжні коливання БК при пасивному режимі роботи КВПБК є «грунтові» коливання долота. Величина амплітуди поздовжніх коливань на «грунтовій» частоті має виражені локальні екстремуми, що спостерігаються з кроком 375 м при частоті обертання 120 хв^{-1} і змінюється при зміні частоти обертання і відповідно «грунтової» частоти коливань долота. При гібридному режимі роботи КВПБК домінуючий вплив на поздовжні коливання БК вносить породоруйнівний інструмент на «грунтовій» частоті коливань, а амплітуда коливань генерованих КВПБК є значно слабшою і спостерігається лише в верхній частині БК. «Зубкові» коливання генеровані породоруйнівним інструментом в основному гасять ВЗІ і значного впливу на поздовжні коливання БК при пасивному і гібридному режимах роботи КВПБК при всіх висотах хвилювання моря не вносять.

АЧХ динамічної складової осьової сили, що виникає в перерізах БК, показує, що домінуючий вклад в ΔT_o по довжині БК вносять коливання на «грунтовій» частоті внаслідок роботи породоруйнівного інструменту, а величина вкладу з боку КВПБК з пасивним режимом роботи є співставною вкладу «зубкових» коливань долота. При гібридному режимі роботи КВПБК вплив хитавиці судна на динамічну складову осьової сили в перерізах БК практично відсутній.

Аналіз впливу з боку КВПБК з пасивним режимом роботи на динамічну складову осьової сили на долоті показує, що, завдяки наявності ВЗІ, величина амплітуди коливань спричинених хитавицею судна не перевищує тих, що генеруються долотом і складає 14,3% від амплітуди «грунтових» коливань долота при хвилюванні моря $H_{1/3} = 1,2$ м і 36% при хвилюванні моря $H_{1/3} = 4,0$ м.

4.4 Вивчення впливу на зміну осьового зусилля на долоті жорсткості наддолотного амортизатора при поглибленні вертикальної свердловини з пасивним режимом роботи компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони

Одним із напрямків підвищення техніко-економічних показників буріння є зміна динамічних характеристик БК, зокрема шляхом включення в її компоновку ВЗІ. Застосування ВЗІ дозволяє шляхом зменшення жорсткості породоруйнівного інструменту забезпечувати його оптимальну роботу в широкому інтервалі режимів буріння, однак для цього потрібно обґрунтовано підбирати параметри і місце розташування ВЗІ. В даному розділі проведемо оцінку зміни жорсткості наддолотного амортизатора на характер динамічної складової осьової сили на долоті шляхом аналізу результатів імітаційного моделювання роботи БК. Одержані результати імітаційного моделювання, що зображені на рис. 4.16 показують, що хитавиця ПБУ і жорсткість наддолотного амортизатора мають домінуючий вплив на величину динамічного навантаження на долото.

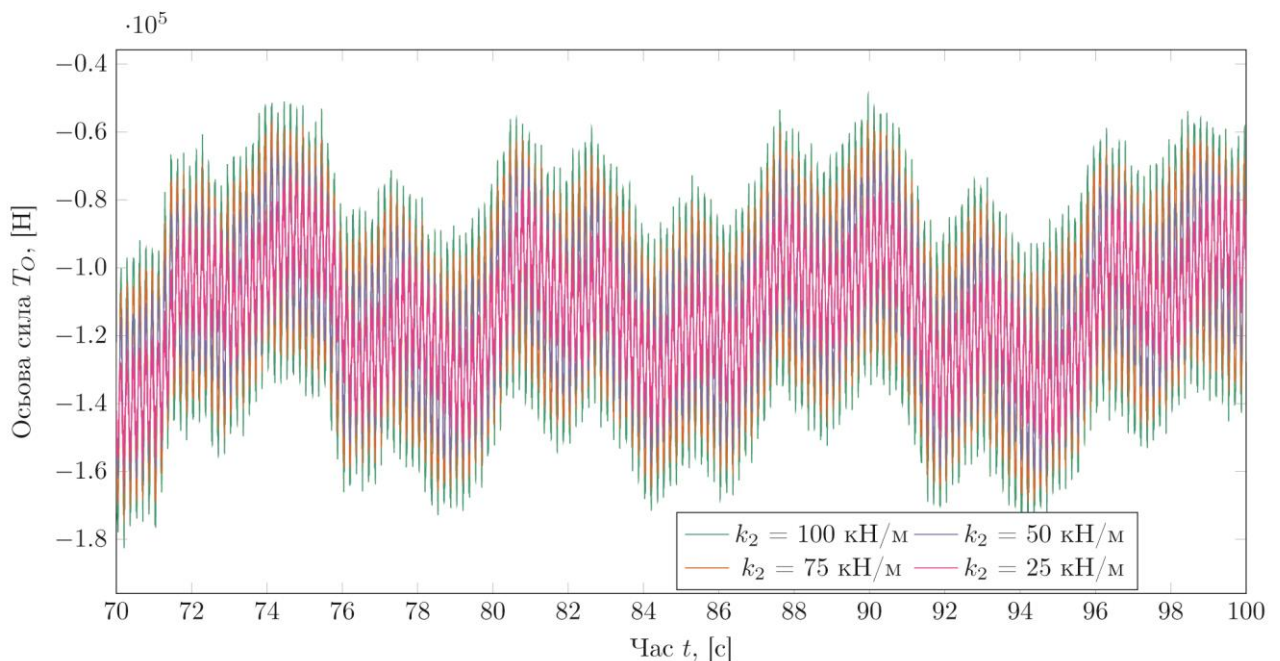


Рисунок 4.16 – Зміна осьової сили на долоті в часі, при різній жорсткості наддолотного амортизатора і значущій висоті хвилювання моря $H_{1/3} = 4,0$ м.

Для оцінки цього впливу введемо поняття коефіцієнту динамічності роботи долота, що розраховується за наступною формулою:

$$k_d = \frac{T_b^{\max}}{\bar{T}_b}, \quad (4.5)$$

де T_b^{\max} – максимальне значення осьового зусилля отриманого під час чисельного експерименту; \bar{T}_b – середнє значення осьового навантаження на долото.

На рис. 4.17 подано отримані графічні залежності зміни коефіцієнту динамічності роботи долота від величини жорсткості наддолотного амортизатора при різній висоті хвилювання моря для пасивного режиму роботи КВПБК.

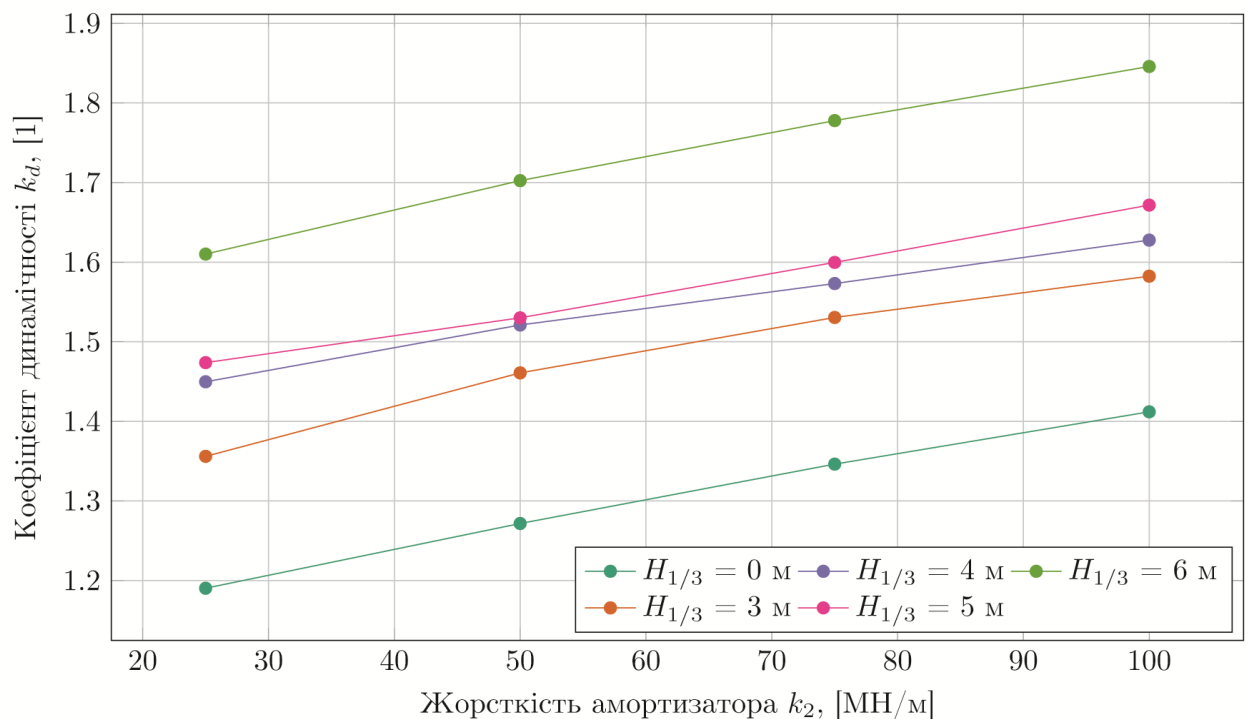


Рисунок 4.17 – Залежність коефіцієнту динамічності осьової сили на долоті від величини жорсткості наддолотного амортизатора при різній значущій висоті хвилювання моря

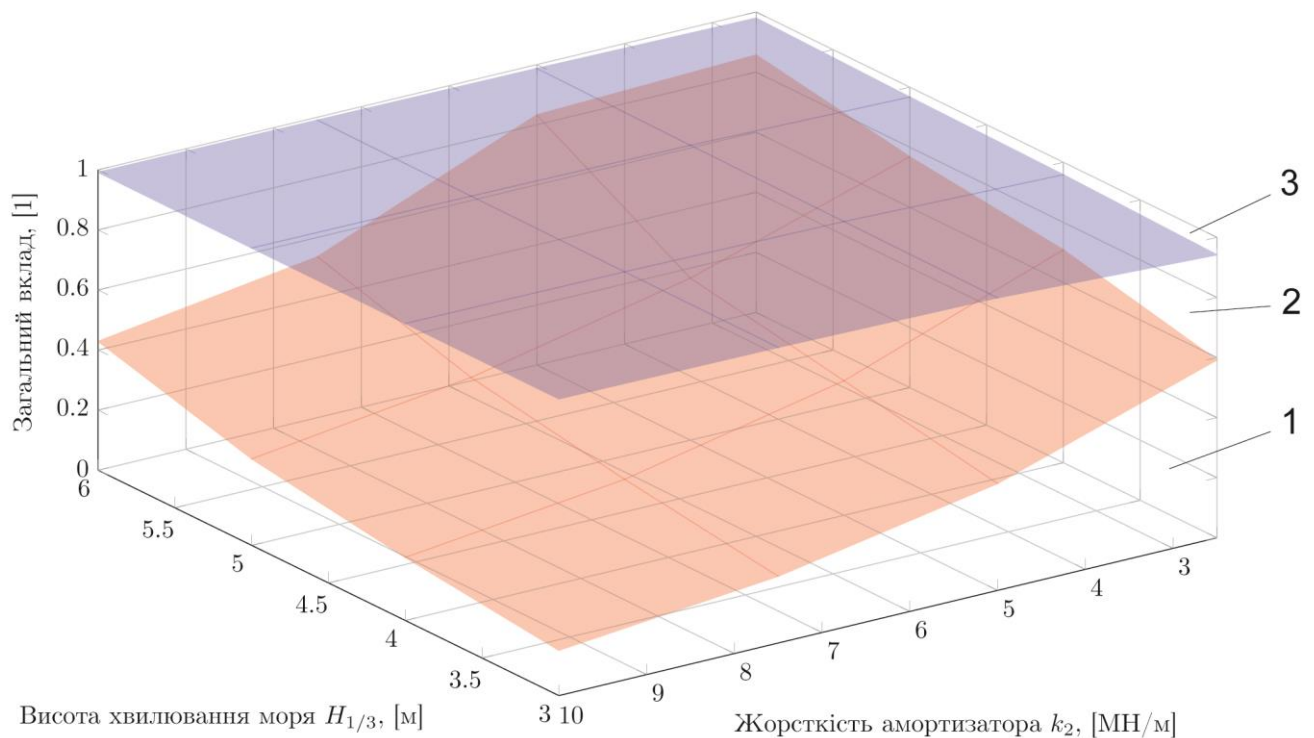
Отримані результати достатньо добре корелюються між собою. Це показує, що зміна жорсткості наддолотного амортизатора дає однаковий вплив на систему незалежно від величини хвилювання моря. Вплив вертикальної хитавиці ПБУ на БК призводить до того, що коефіцієнт динамічності роботи долота є на 0,12–0,35

одиниць більшим в порівнянні із роботою аналогічної бурової системи при спокійному морі. При збільшенні жорсткості наддолотного амортизатора з 2,5 до 10 МН/м відбувається лінійне зменшення впливу хитавиці ПБУ на коефіцієнт динамічності долота на 5-7%. Хоча на зміну величини осьової сили на долоті мають вплив різні чинники з них можна виділити три домінуючі, які можна розділити за частотною ознакою – це коливання викликані хитавицею ПБУ, низькочастотні коливання генеровані долотом внаслідок його перекочування по нерівномірному вибою свердловини («грунтова» частота долота) і високочастотні коливання генеровані долотом спричинені перекочуванням шарошок із зуба на зуб («зубкова» частота долота). Розподіл відносного енергетичного внеску домінуючих чинників у зміну осьової сили на долоті при різній жорсткості наддолотного амортизатора і значущій висоті хвилювання моря шляхом аналізу графіків спектральної густини наведено в табл. 4.4.

Таблиця 4.4 – Вклад різних чинників в зміну осьової сили на долоті

Значуща висота хвиль, м	Енергетичний вклад, 1	Жорсткість амортизатора 10^6 Н/м			
		2,5	5,0	7,5	10,0
3	хвилювання моря	0.591998	0.355827	0.222402	0.150787
	«грунтової» частоти	0.349556	0.617855	0.761413	0.836767
	«зубкової» частоти	0.058126	0.0260318	0.0159524	0.0122498
4	хвилювання моря	0.70869	0.447769	0.294693	0.209965
	«грунтової» частоти	0.249583	0.52946	0.690376	0.778198
	«зубкової» частоти	0.041464	0.0222492	0.0144193	0.0113545
5	хвилювання моря	0.768398	0.539234	0.383748	0.287944
	«грунтової» частоти	0.198355	0.441692	0.603148	0.701383
	«зубкової» частоти	0.03292	0.0185363	0.0125803	0.0102198
6	хвилювання моря	0.85698	0.683277	0.53551	0.429095
	«грунтової» частоти	0.122296	0.303376	0.454416	0.562191
	«зубкової» частоти	0.020308	0.0127348	0.0094782	0.0081913

Отримані результати свідчать, що зі зменшенням жорсткості наддолотного амортизатора зменшується величина динамічної складової осьової сили на долоті. Це відбувається за рахунок зменшення впливу енергії «грунтової» частоти долота, в результаті чого значно зростає вплив вертикальної хитавиці, яка змінює свій внесок з 15% (при значущій висоті хвиль 3,0 м і жорсткості амортизатора 10 МН/м) до 85% (при значущій висоті хвиль 6,0 м і жорсткості амортизатора 2,5 МН/м), що відображено на рис. 4.18.



1 – відносний енергетичний вклад хитавиці ПБУ; 2 – відносний енергетичний вклад «грунтової» частоти долота; 3 – відносний енергетичний вклад «зубкової» частоти долота

Рисунок 4.18 – Порівняння зміни енергетичного вкладу в зміну осьової сили на долоті трьох основних чинників збурень в залежності від значущої висоти хвилювання моря і жорсткості наддолотного амортизатора.

Вплив зміни жорсткості наддолотного амортизатора на величину гасіння коливань спричинених вертикальною хитавицею ПБУ є різнонаправленим. Він залежить від величини хитавиці ПБУ. Так при збільшенні жорсткості амортизатора

з 2,5 до 10 МН/м вплив хитавиці ПБУ в абсолютній величині лінійно зменшується на 8,4% при значущій висоті хвиль моря $H_{1/3} = 3,0$ м при хвилюванні моря і збільшується на 0,4 % при значущій висоті хвиль 6,0 м.

4.5 Вивчення впливу деформації водовіддільної колони на роботу бурильної колони

Вивчення впливу деформації ВК на поздовжні коливання БК і зміну осьової сили на долоті проводимо шляхом порівняння результатів імітаційного моделювання системи «ПБУ – КВПБК – БК – долото» при різній висоті хвилювання моря, відсутності дії морських течій, гібридному та пасивному режимі роботи КВПБК з врахуванням або нехтуванням впливу деформації ВК на поздовжні коливання БК. Слід зазначити, що запропонована наближена модель дає завищені результати впливу деформації ВК на роботу БК оскільки в реальності через різницю діаметрів внутрішнього отвору водовіддільної колони і зовнішніх діаметрів замків бурових труб і протекторів, що встановлюються на БК, кривизна вигину осьової лінії БК є меншою в порівнянні із кривизною вигину ВК.

На рис. 4.19-4.20 наведено результати імітаційного моделювання зміни поздовжніх коливань БК і осьової сили в її перерізах при різній висоті нерегулярного моря і гібридному режимі роботи КВПБК для деяких характерних перерізів БК: верхнього кінця БК, січення, що знаходиться на рівні гирла свердловини, січення над і під буровим амортизатором. Отримані результати показують, що деформація ВК має значний вплив на амплітуду поздовжніх коливань БК. Для кращого розуміння характеру даного впливу розглянемо рис. 4.21 і 4.22 де наведено розподіл максимальних і середньоквадратичних значень поздовжніх переміщень і динамічної складової осьової сили по довжині БК при різній висоті нерегулярного хвилювання моря і гібридному режимі роботи КВПБК. Отримані результати показують, що внаслідок роботи алгоритму активної підсистеми КВПБК, який запрограмований на компенсування вертикальної хитавиці ПБУ шляхом відслідковування положення гаку, вплив деформації ВК на

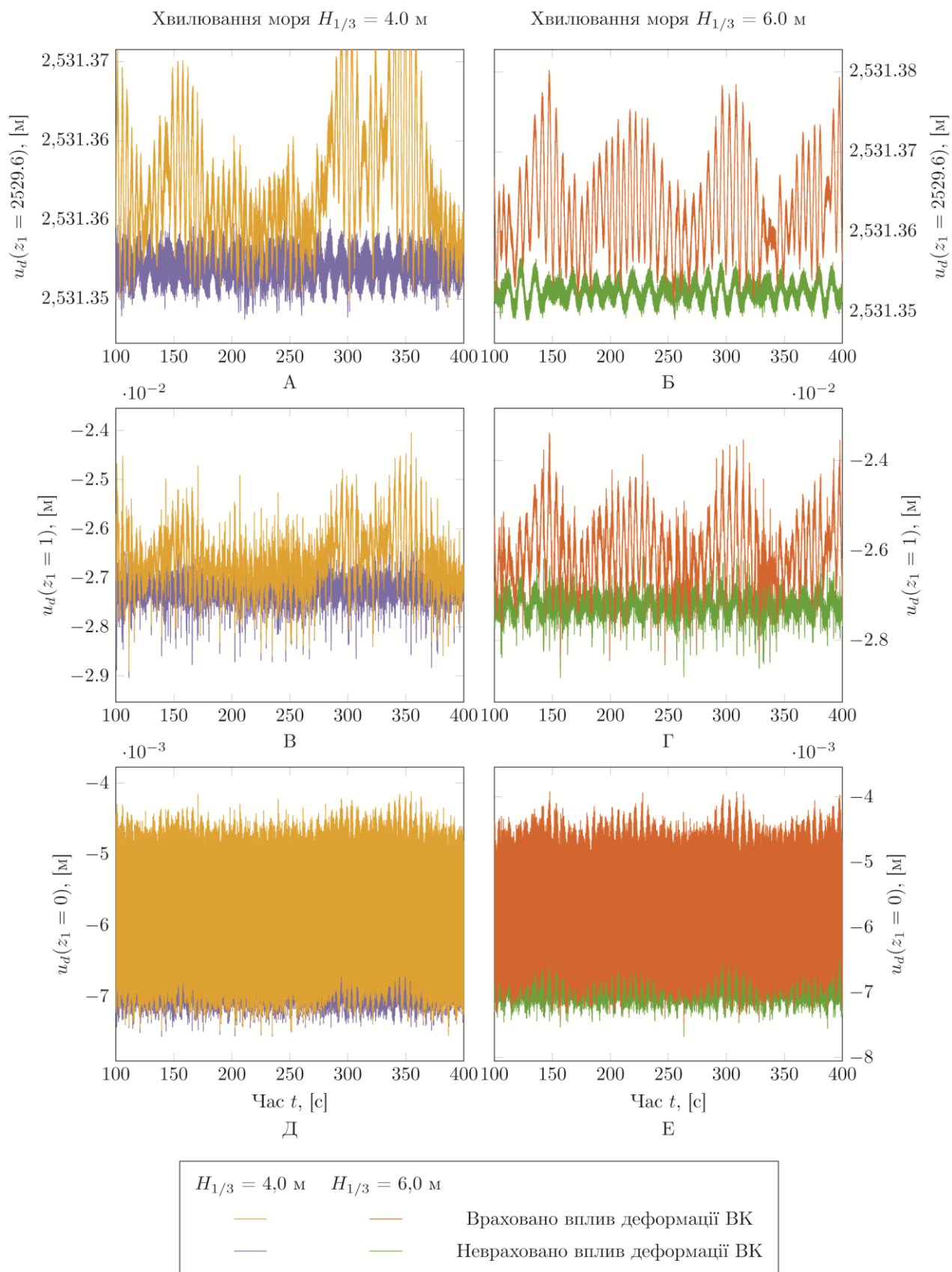


Рисунок 4.19 – Результати імітаційного моделювання поздовжніх коливань бурильної колони для деяких характерних її перерізів

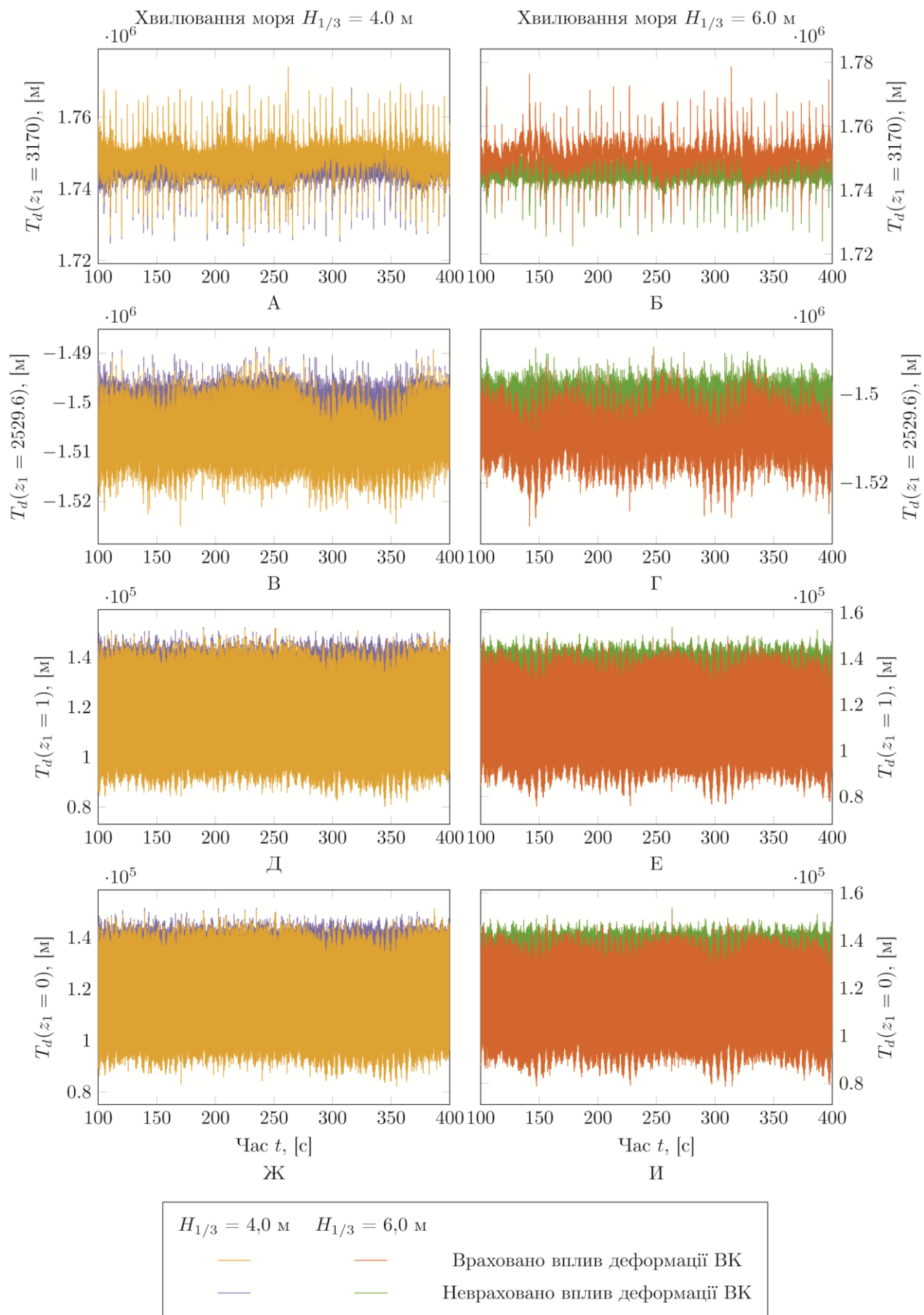


Рисунок 4.20 – Результати імітаційного моделювання зміни зусилля натягу БК

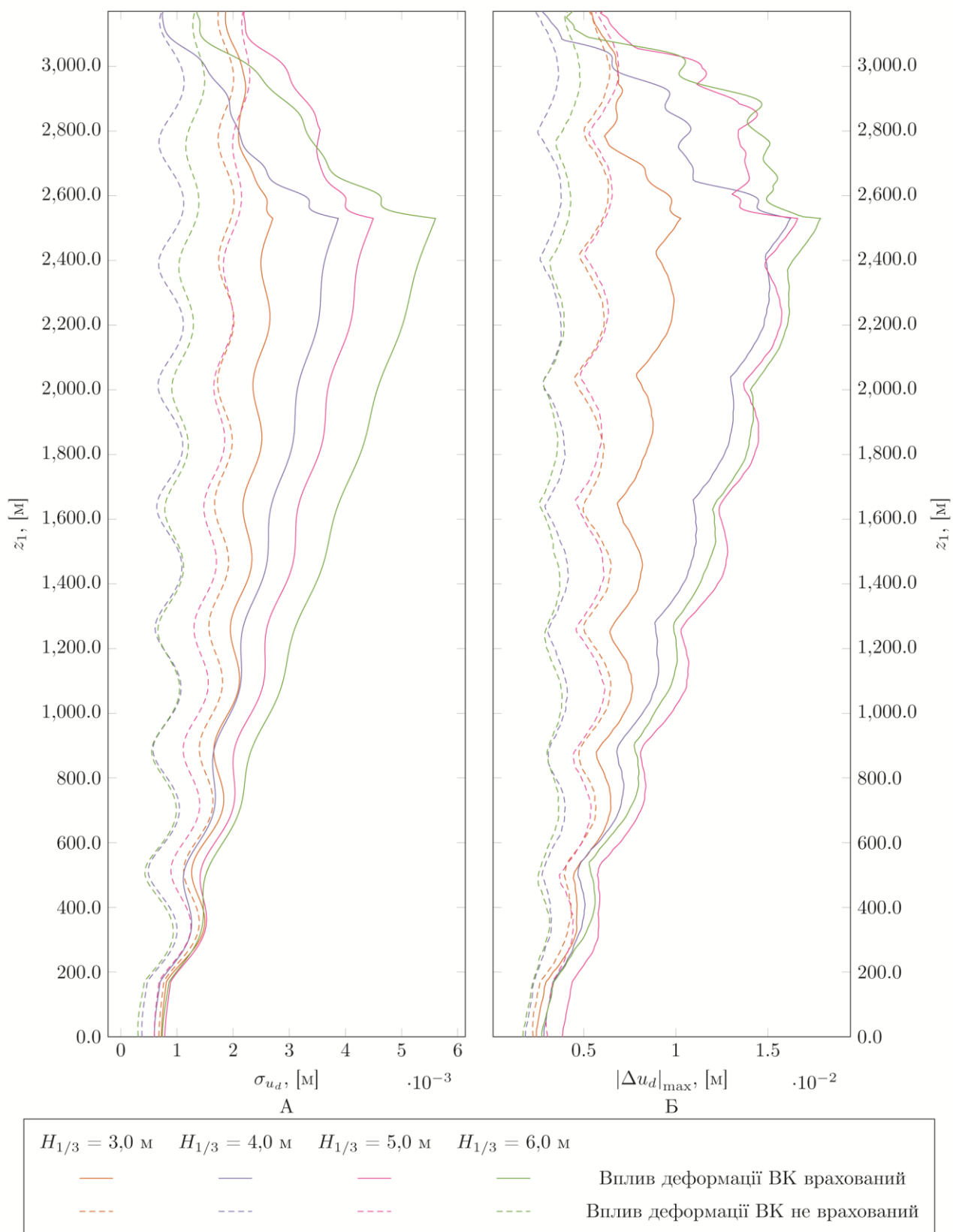


Рисунок 4.21 – Розподіл середньоквадратичної і максимальної величини відхилень амплітуд поздовжніх коливань БК по її довжині при різній висоті хвилювання моря і гібридному режимі роботи КВПБК з врахуванням або нехтуванням впливу деформації ВК

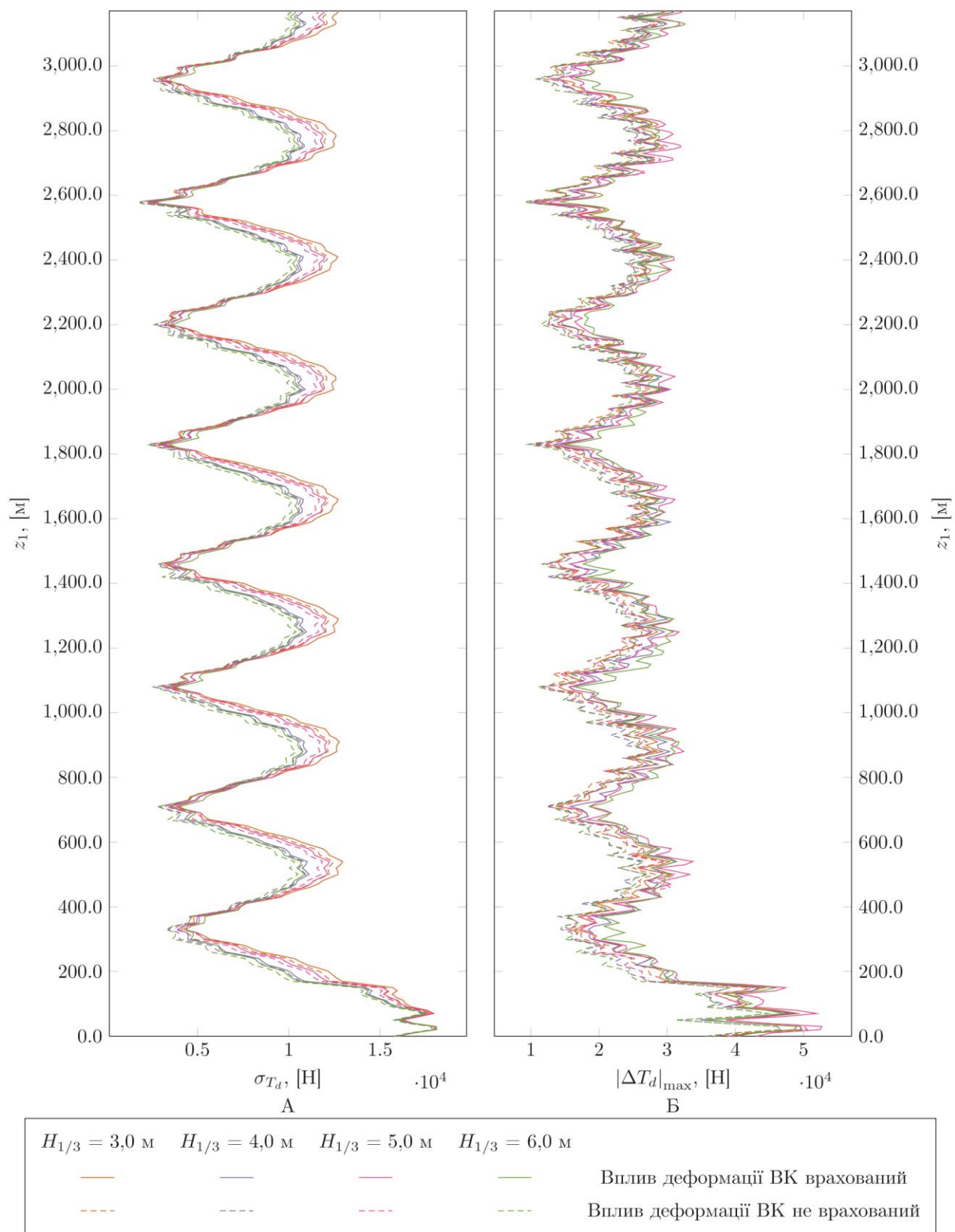


Рисунок 4.22 – Розподіл середньоквадратичної і максимальної величини динамічної складової зусилля натягу в перерізах БК по її довжині при різних висоті хвилювання моря і гібридному режимі роботи КВПБК з врахуванням або нехтуванням впливу деформації ВК

зміщення гака талевого блоку КВПБК практично відсутній, однак спостерігається зростання амплітуди поздовжніх коливань БК в перерізах секцій, які знаходяться у ВК, максимальні значення яких спостерігаються в перерізі БК над гирлом свердловини, розмах поздовжніх коливань в якому є до чотирьох разів більший в порівнянні із результатами моделювання без врахування впливу деформації ВК. В подальшому амплітуда коливань під дією сил в'язкого тертя між стінками БТ і промивальною рідиною зменшується, але повністю не зникає і чинить вплив на роботу долота. Так коефіцієнт динамічності роботи долота з врахуванням впливу деформації водовіддільної колони для досліджуваної компоновки зростає при висоті хвилювання моря $H_{1/3} = 3,0$ м з 1,3 до 1,35, при $H_{1/3} = 4,0$ м з 1,26 до 1,32, при $H_{1/3} = 6,0$ м з 1,28 до 1,37. Аналіз роботи системи при пасивному режимі роботи КВПБК показує, що врахування впливу деформації ВК на поздовжні коливання БК не вносить значний вклад у збільшення амплітуди поздовжніх коливань БК і величини динамічної складової осьової сили в її перерізах, через домінуючий вплив на величину даних факторів похибки роботи КВПБК.

Висновки по четвертому розділу

1. Створено багаторівневу топологічну імітаційну модель в мові моделювання Modelica системи «плавуча бурова установка – компенсатор вертикальних переміщень бурильної колони – верхній привід – бурильна колона – наддолотний амортизатор – породоруйнівний інструмент», що дозволяє досліджувати усталені і перехідні динамічні процеси, які проходять в дані системі при нерегулярному хвилюванні моря.

2. Аналіз розподілу АЧХ поздовжніх коливань і динамічної складової зусилля натягу БК по довжині показує, що збурення викликані роботою КВПБК квазілінійно згасає по довжині бурильної колони із збільшенням інтенсивності зі зростанням частоти коливань.

3. Додатковий вплив з боку КВПБК при пасивному режимі роботи на роботу породоруйнівного інструменту виражається у збільшенні на 12-35% коефіцієнту

динамічності роботи долота. Зменшення жорсткості бурового амортизатора призводить до збільшення вкладу в динамічну складову осьової сили на долоті процесів викликаних хвилюванням моря. Так при жорсткості наддолотного амортизатора 2,5 МН/м енергія коливань при хвилюванні моря висотою $H_{1/3} = 6,0$ м зросла в 7 раз в порівнянні із роботою при спокійному морі, а при жорсткості амортизатора 10 МН/м лиш в 1.8 рази.

4. Врахування впливу деформації водовіддільної колони на роботу бурильної колони при нерегулярному хвилювання моря (від $H_{1/3} = 3,0$ м до $H_{1/3} = 6,0$ м) і гібридному режимі роботи компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони призводить до зростання на 5-12% коефіцієнту динамічності роботи породоруйнівного інструменту.

РОЗДІЛ 5

МЕТОДИ ТА ЗАСОБИ РЕГУЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ РОБОТИ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

Одним із шляхів покращення ефективності буріння свердловини є вибір оптимальних режимів буріння і компоновки БК і ВК, які забезпечуватимуть максимальну швидкість проходки без виникнення негативних вібраційних явищ і значного зменшення надійності і довговічності роботи бурового інструменту. Особливо це актуально при бурінні свердловин на морі, що спричинено високою вартістю оренди ПБУ. Зважаючи на це, важливо розуміти динамічні процеси, що проходять в БК і шляхи їх регулювання і контролю.

Протягом останніх 70 років багато зарубіжних і вітчизняних дослідників приклали значні зусилля для вивчення особливостей динаміки роботи бурильних і водовіддільних колон, що дало змогу поглибити знання про виникнення вібраційних процесів, розробити методики їх моделювання і оцінки, а також створити підходи для їхнього контролю і регулювання. Однак згідно статистичних даних на сьогодні частка непродуктивного часу в процесі буріння викликана виникненням негативних вібраційних явищ в процесі буріння складає 25% від загального непродуктивного часу на протязі року, що залишає дане питання і надалі актуальним [84]. Це спричинено тим, що досліджуваний об'єкт є складною багатофакторною системою із вираженими нелінійними властивостями. Це значно ускладнює прогнозування його роботи. Зважаючи на це, існує значне зацікавлення в розробці нових і удосконаленні існуючих підходів для вивчення динаміки роботи бурильної і водовіддільних колон.

В даному розділі подано опис розроблених засобів для дослідження і регулювання вібраційних процесів, що проходять в водовіддільних і бурильних колонах при бурінні свердловин в умовах глибокого моря: бібліотеку моделювання для створення імітаційних моделей роботи БК і ВК, конструкцію бурового регулятора з описом основних підходів до його проектування та подальші шляхи використання результатів дослідження.

5.1 Створення бібліотеки моделювання для побудови імітаційних моделей

Для синтезування ієрархічних топологічних моделей підсистем ПБУ на основі запропонованих в розділі 2 підходів і математичних моделей окремих структурних елементів ПБУ створено бібліотеку моделювання OffshoreDrill.mo у вільній, мультидоменній, компоненто-орієнтованій мові моделювання верхнього рівня Modelica, яка являє собою структурований каталог імітаційних моделей окремих підсистем і елементів ПБУ, а також правил поєднання їх між собою. Верхній рівень каталогу бібліотеки зображено на рис. 5.1. Вона містить 197 моделей.

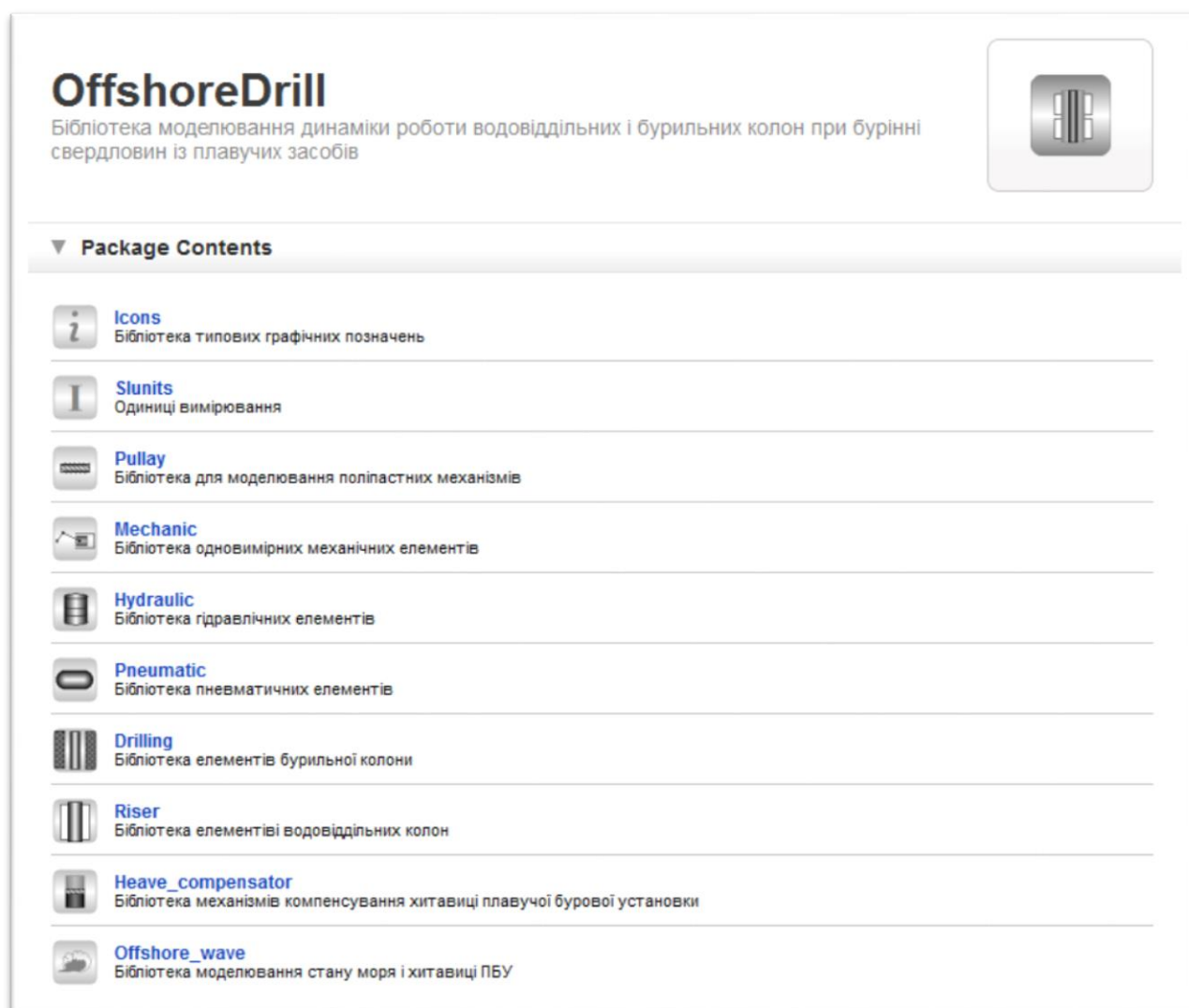


Рисунок 5.1 – Верхня ієрархічний рівень бібліотеки моделювання OffshoreDrill

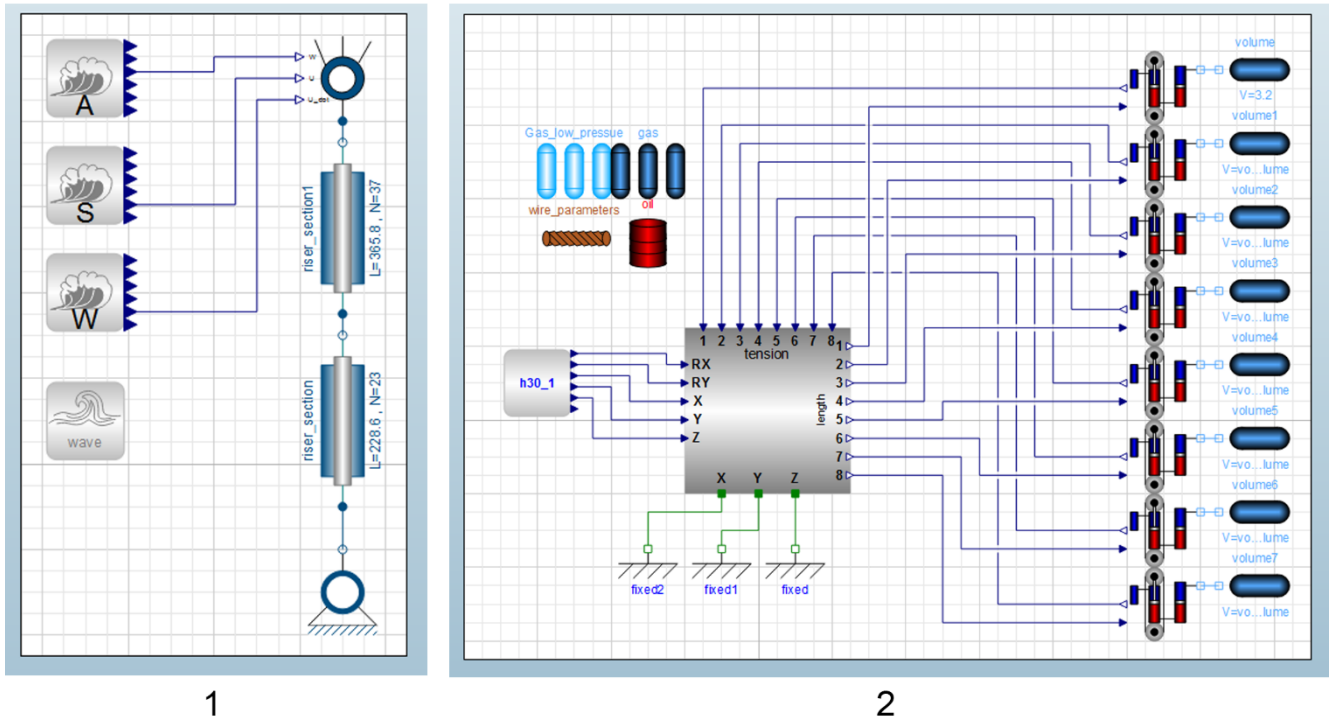
Вибір даної програмної реалізації для розробки імітаційних моделей елементів ПБУ спричинено низкою притаманних йому переваг:

- вільна патенто-незалежна мова моделювання, яка підтримується основними гравцями галузі, як стандарт «де-факто»;
- високорівнева мова із неказуальним підходом до опису імітаційних моделей, яка побудована на принципах об'єктно-орієнтованого програмування, що значно спрощує розуміння, розробку, тестування і відладку імітаційних моделей;
- теоретично відсутні обмеження, щодо масштабованості створених моделей;
- інтуїтивно зрозумілий процес побудови і представлення графічної структури моделі з використанням технології drag & drop;
- отримання розв'язку в часовій області, що дає змогу вивчати як усталені так і перехідні динамічні процеси;
- вбудований облік і відстеження фізичних величин;
- підтримка безперервно-дискретних імітаційних моделей;
- відкритість створених бібліотек і моделей для подальшого розвитку і налаштування згідно індивідуальних потреб дослідників.

Особливістю створення імітаційних моделей в мові Modelica є їх паралельна розробка в графічному і текстовому препроцесорах, що надає змогу зручно зобразити модель у вигляді графічної структурної схеми і точно описувати її особливості за допомогою математичних виразів в текстовому процесорі. Типовий процес створення імітаційної моделі в середовищі мови Modelica можна поділити на наступні етапи:

- структурний аналіз і декомпозиція досліджуваного об'єкту, отримання його структурної схеми;
- вибір, перевірка адекватності і налаштування імітаційних моделей окремих елементів структурної схеми;
- агрегація імітаційної моделі;
- задання параметрів і початкових умов, проведення тестування і відладки імітаційної моделі;
- проведення чисельного експерименту;
- аналіз отриманих результатів.

На рис. 5.2 наведено приклад графічного представлення імітаційних моделей окремих підсистем ПБУ створених з використанням бібліотеки OffshoreDrill.



1 – Імітаційна модель ВК, 2 – Імітаційна модель НСВК

Рисунок 5.2 – Графічне представлення імітаційних моделей створених із використанням бібліотеки OffshoreDrill

Для кращого розуміння і зручності використання бібліотеки створено інструкцію із її використання, яка включає опис порядку створення імітаційних моделей підсистем ПБУ, опис математичних моделей елементів, наведених в бібліотеці і подано приклади застосування бібліотеки для побудови імітаційних моделей для вивчення поздовжніх коливань БК і поздовжньо-поперечних коливань ВК [19].

5.2 Створення віброзахисного інструменту для регулювання динаміки роботи бурильної колони і породоруйнівного інструменту

Особливістю буріння свердловин в умовах глибокого моря є наявність в БК додаткового низькочастотного чинника збурень спричиненого коливаннями ВК і неточністю нівелювання хитавиці ПБУ КВПБК. Це призводить до того, що

протягом значних проміжків часу породоруйнівний інструмент є «недовантаженим», що впливає на його ефективність роботи. Хоча на сьогодні значного поширення набуло встановлення в КВПБК активної системи компенсації, яка покликана значно підвищити якість компенсування впливу хитавиці на БК, їхнє використання потребує значних енергозатрат. Тому існує зацікавлення у зменшенні енерговитрат за рахунок встановлення пасивних систем.

Одним із можливих підходів є встановлення в компоновку БК бурового інструменту, який б одночасно давав змогу регулювати динаміку БК і здійснював накопичення і перерозподіл енергії, що підводиться до породоруйнівного інструменту у вигляді осьового навантаження і кутової швидкості обертання БК. Виходячи із вищесказаного було розроблено конструкцію бурового регулятора [41], який має наступні переваги:

- широкий діапазон налаштувань для впливу на поздовжньо-крутильні коливання за рахунок встановлення двох пружних елементів;
- мінімізовано втрати енергії на тертя і демпфування;
- забезпечено можливість перерозподілу енергії, що підводиться з боку БК до породоруйнівного інструменту.

Конструкцію бурового регулятора показано на рисунках 5.3 і 5.4. Він складається із корпусу 2, що являє собою товстостінну трубу із різьбовими з'єднаннями на кінцях, яка через ніпель 1 з'єднується із БК. До корпусу 2 кріпиться планетарний роликотвинтовий механізм (ПРГМ) із короткими двоступінчастими роликами, величина кута підйому різьби елементів якого підібрана так, щоб забезпечувалась можливість зворотного ходу кінематичної пари «гвинт-гайка». Застосування ПРГМ дає змогу зменшити втрати енергії на тертя через заміну тертя ковзання на тертя кочення в гвинтовій парі, а також забезпечити високу редукцію гвинтової передачі. ПРГМ складається із гайки 3, двоступінчастих різьбових роликів 12, двох сепараторів 11 і пустотілого гвинта 10. Для запобігання потрапляння промивальної рідини в порожнину ПРГМ на кінці гвинта 10 змонтований наконечник 9, на якому встановлено манжету 8, що забезпечує герметичність між наконечником і корпусом 2. Для забезпечення заднього зусилля

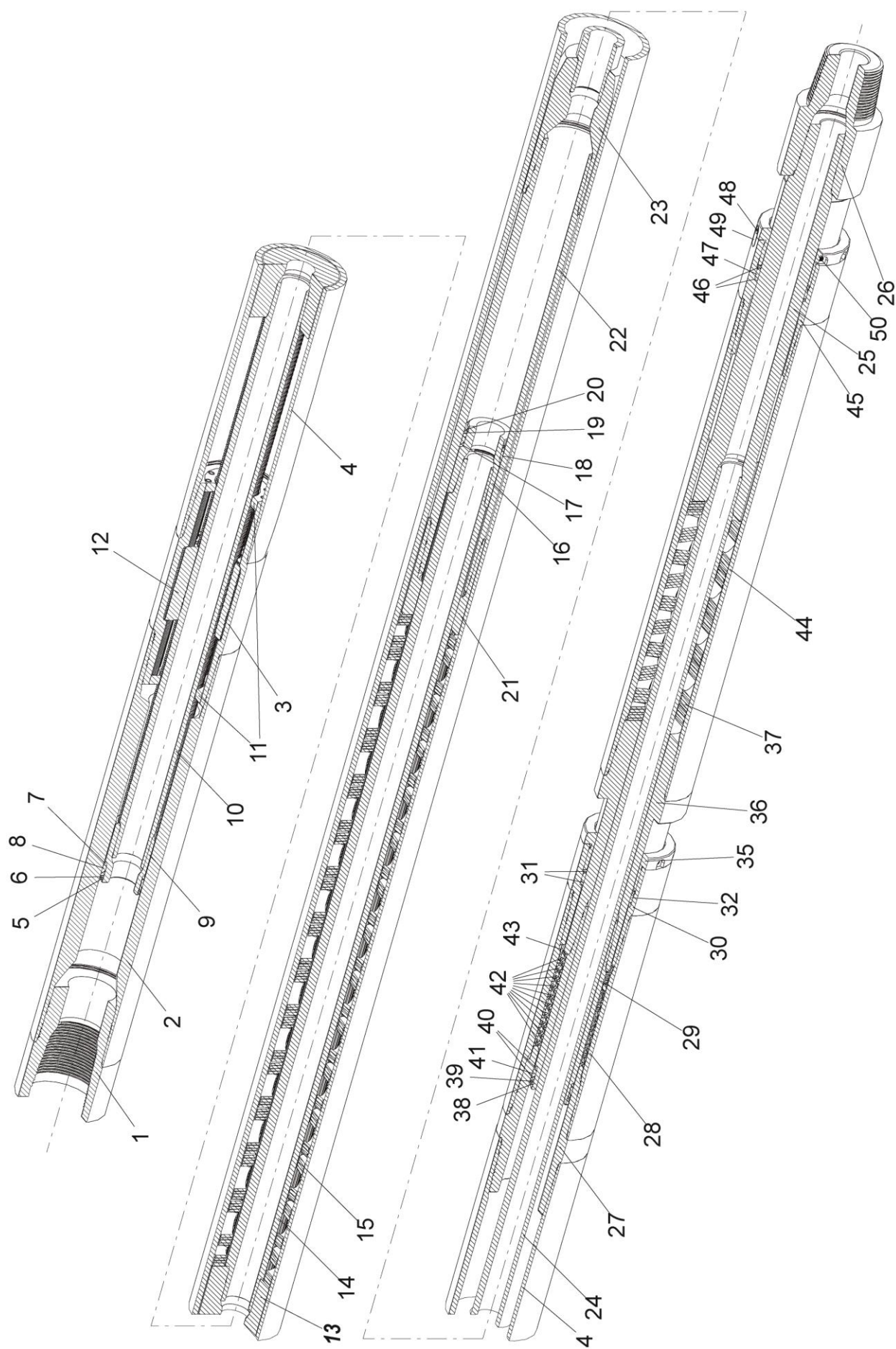


Рисунок 5.3 – Буровой регулятор в разрезе

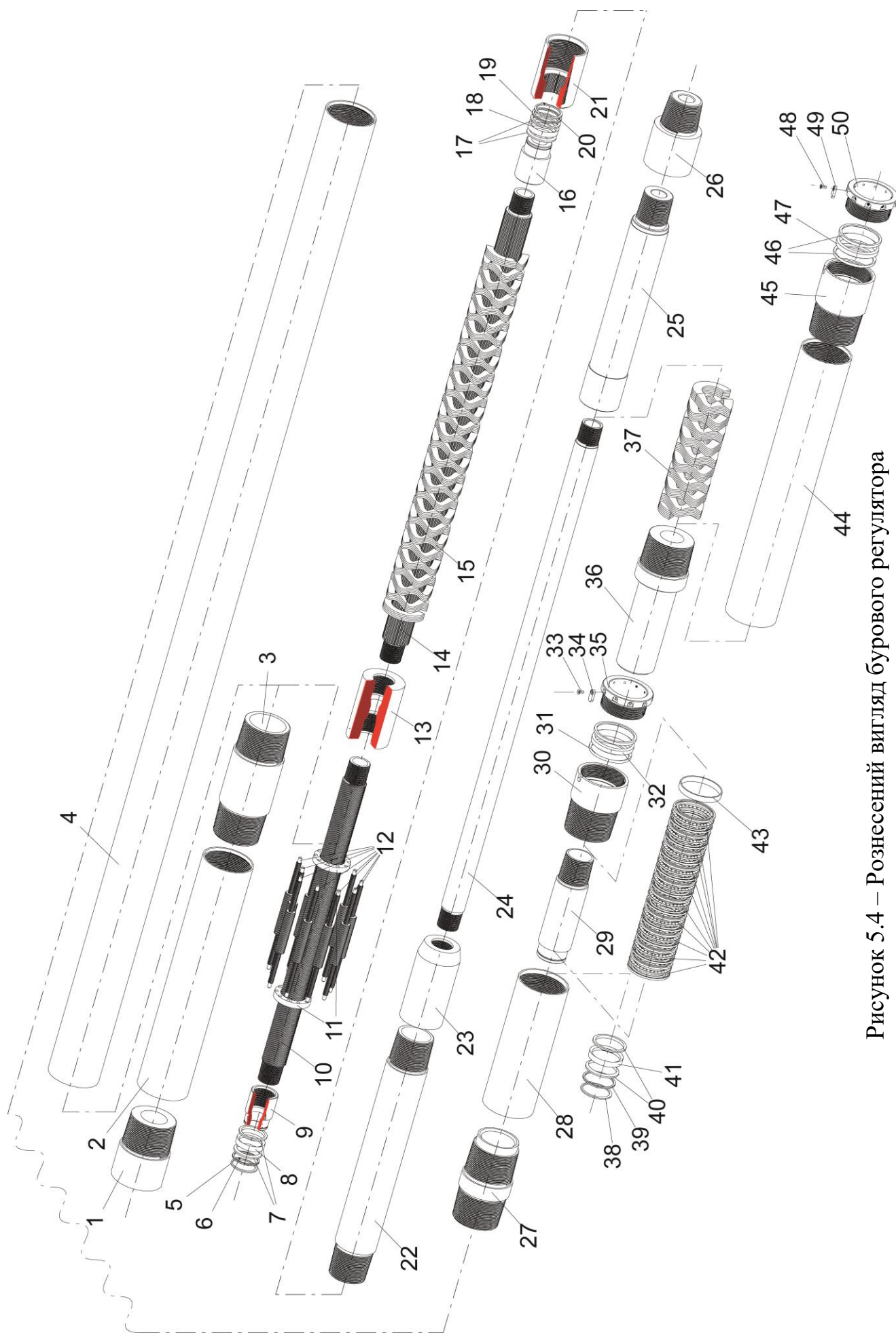


Рисунок 5.4 – Рознесений вигляд бурового регулятора

прилягання манжети 8 до корпусу 2 використовують конструкцію, що складається із двох розпірних кілець 7, регульовочної втулки 6 і стопорного кільця 5. До гвинта 10 через муфту 13 кріпиться пустотілий шліцьовий вал 14, який входить в зачеплення із шліцьовою втулкою 21. На шліцьовому валі 14 між муфтою 13 і шліцьовою втулкою 21 встановлюється багатозахідна хвильова пружина 15. Застосування хвильових пружин дає змогу значно зменшити втрати на внутрішнє тертя, що притаманні тарілчастим пружинам і зменшити габарити вузла в порівнянні з спіральними пружинами. Шліцьова втулка 21 змонтована на гільзі 22, в якій ходить наконечник 16 шліцьового валу 14. Він покликаний забезпечити герметичність шліцьового з'єднання за допомогою ущільнення, яке монтується на ньому і складається із манжети 18, двох розпірних кілець 17, регульовочної втулки 19 і стопорного кільця 20. Гільза 22 через перехідну втулку 23 кріпиться до пустотілого валу 24 і далі через колону 25 і перехідник 26 до БК. Окрім цього до гайки 3 кріпиться корпус 4, що являє собою тонкостінну трубу до протилежного кінця якої кріпиться опорний вузол. Опорний вузол складається із багаторядної кулькової вальниці 42, валу опорного вузла 29, корпусу опорного вузла 44, регульовочної втулки 43 і ніпельної гайки 30. Для забезпечення герметичності опорного вузла на валу 29 встановлюється ущільнення, що складається із манжети 41, двох розпірних кілець 40, регульовочної втулки 39 і стопорного кільця 38. Для забезпечення герметичності з'єднання в порожнину ніпельної гайки 30 встановлюється манжета 32, зусилля прилягання якої до штанги 36 регулюється за допомогою двох розпірних кілець 31 і натяжної гайки 35. Її положення відносно ніпельної гайки 30 фіксується за допомогою сухаря 34 і гвинта 33. На пустотілому валу 24 між штангою 36 і колоною 25 встановлюється багатозахідна хвильова пружина 37. Для забезпечення захисту пружини від навколишнього середовища до штанги 36 монтується корпус 44. На його кінці якого встановлена ніпельна гайка в якій змонтовано ущільнення покликане забезпечити герметичність з'єднання корпусу 44 і колони 25. Вона складається із манжети 47, двох розпірних кілець 46 і натяжної гайки 50 положення якої відносно ніпельної гайки 45 фіксується за допомогою сухаря 49 і гвинта 48.

Буровий регулятор працює наступним чином. Під дією крутного моменту, що передається від БК до породоруйнівного інструменту на гвинті 10 виникає осьова сила і крутний момент, величина яких прямопропорційно співвідноситься між собою. Це спричинює осьове і кутове зміщення гвинта 10, а разом із ним муфти 13 і шліцьового валу 14 відносно гайки 3, допоки осьова сила, яка виникає на гвинті не буде зрівноважена силою пружності пружини 15, що прикладена до муфти 13. Оскільки шліцьова втулка 21 входить в зачеплення із шліцьовим валом 14, кутове зміщення гвинта передається на шліцьову втулку 21, а даліше через гільзу 22, перехідну втулку 23 і пустотілий вал 24 на колону 25 і перехідник 26. Окрім цього дія осрової сили, що передається БК, спричинює осьове зміщення колони 25, а разом із нею перехідника 26, пустотілого валу 24, перехідної втулки 23, гільзи 22 і шліцьової втулки 21 відносно корпусу 2. Це спричинює деформацію пружин 37 і 15, які поєднані паралельно. Отже пружина 37 в процесі роботи забезпечує накопичення і віддачу енергії осрових коливань БК, а пружина 15 – накопичення, перерозподіл і віддачу енергії осрових і крутильних коливань БК. Це дає змогу за рахунок зміни жорсткості пружин 15 і 37 підбирати оптимальні показники залежності «осьова сила – крутний момент» за рахунок варіації кутової швидкості породоруйнівного інструменту. Промивальна рідина подається через буровий регулятор наступним чином. Спочатку промивальна рідина подається в порожнину ніпеля 1 даліше через корпус 2 потрапляє в порожнини гвинта 10, муфти 13 і шліцьового валу 14. Звідти промивальна рідина через гільзу 22 і перехідну втулку 23 потрапляє в порожнину валу 24 і через отвір в колоні 25 подається на вихід через перехідник 26.

5.3 Побудова математичної моделі бурового регулятора

Для побудови математичної моделі бурового регулятора розглянемо його принципову схему роботи, знехтувавши при її побудові масами рухомих елементів пристрою і силами тертя в його кінематичних парах, через їх незначний вплив на динаміку системи в цілому. В результаті буровий регулятор можна зобразити у вигляді структурної схеми, що зображена на рис. 5.4, яка включає два пружних

елементи із коефіцієнтам жорсткості k_1 і k_2 відповідно, поступальну пару, опорний вузол і гвинтову пару, що характеризується передавальним відношенням u і коефіцієнтом δ . Коефіцієнт δ описує відношення крутного моменту до осьової сили, яка виникає на гвинті в процесі роботи, залежить від геометричних параметрів ПРГП і обчислюється наступним чином:

$$\delta = \frac{M}{T}. \quad (5.1)$$

де M – крутний момент на гвинті; T – осьова сила на гвинті.

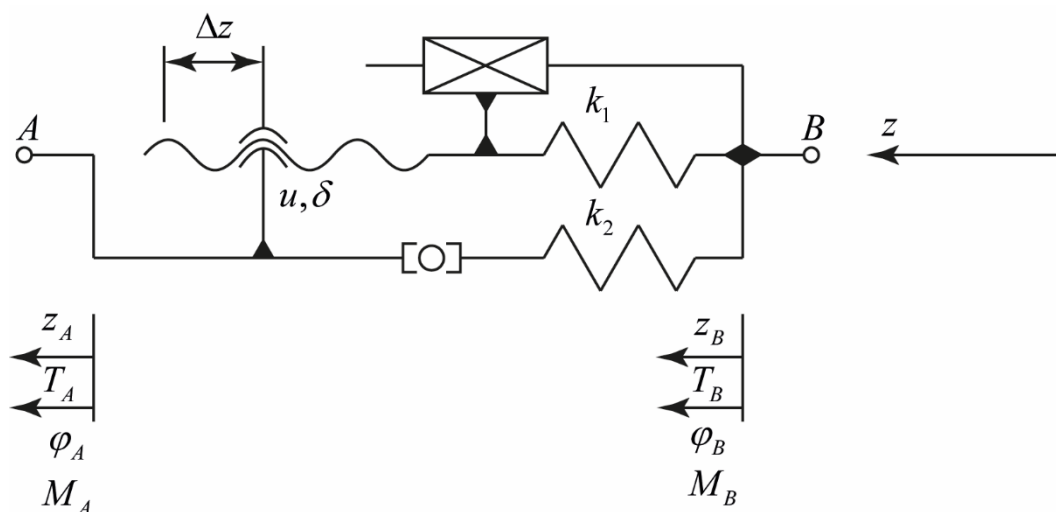


Рисунок 5.4 – Розрахункова схема бурового регулятора

Задаймо систему координат, що пов'язана із вибоєм свердловини вісь z якої направлена по осі свердловини в напрямку гирла. Відповідно, координати положення кінців A і B бурового регулятора позначимо, як z_A і z_B , а їх кутове зміщення навколо осі z – φ_A і φ_B . Прикладемо до кінців A і B внутрішні силові фактори: осьові сили T_A і T_B та моменти сил M_A і M_B . Для зручності обчислень величину осьового зміщення гвинта позначимо Δz , а значення відносного кутового зміщення кінців бурового регулятора – $\Delta\varphi$, величина якого обчислюється за наступною формулою:

$$\Delta\varphi = \varphi_B - \varphi_A. \quad (5.2)$$

Напишемо рівняння рівноваги:

$$\begin{aligned} T_A + T_B &= 0; \\ M_A + M_B &= 0. \end{aligned} \quad (5.3)$$

Величину осьової сили визначаємо виходячи із величини деформації пружин:

$$T_A = k_1(z_A - z_B - \Delta z) + k_2(z_A - z_B). \quad (5.4)$$

Значення осьового зміщення гвинта обчислюємо за наступною формулою:

$$\Delta z = u \Delta \varphi \quad (5.5)$$

Значення крутного моменту обчислюємо виходячи із умови зрівноваження осьової сили на гвинті пружним елементом:

$$M_A = \delta k_1(z_A - z_B - \Delta z). \quad (5.6)$$

В результаті отримуємо математичну модель бурового регулятора, що складається із 10 невідомих, 4 граничних умов і 6 рівнянь.

5.4 Особливості проектного розрахунку планетарного роликотвинтового механізму бурового регулятора

ПРГМ є наукоємним механізмом для забезпечення роботоздатності яких конструкція ПРГМ повинна відповідати низці вимог [2, 5, 14, 15, 42, 48, 118]. Окрім цього до конструкції ПРГМ в буровому регуляторі накладаються додаткові вимоги викликані його роботою:

- забезпечення високої редуції передачі;
- обмежені габаритні розміри ПРГМ;
- потреба забезпечення зворотного ходу «гвинт – гайка».

Провівши аналіз недоліків і переваг існуючих конструкцій ПРГМ [3, 4, 14, 15, 25] при проектуванні бурового регулятора було зупинено вибір на ПРГМ з короткими двоступінчастими роликами, що зумовлено можливістю забезпечити більшу редуцію передачі і менші її габаритні діаметральні розміри у порівнянні із ПРГМ з короткими одноступінчастими роликами та меншу конструктивну і технологічну складність виготовлення передачі в порівнянні із ПРГМ з довгими роликами.

Вивчимо особливості проектування ПРГМ бурового регулятора взявши за основу роботи [2, 42], для чого розглянемо розрахункову схему поперечного січення ПРГМ, що зображена на рис. 5.5. Із конструкції ПРГМ можна отримати наступні геометричні залежності:

$$\begin{aligned} R_C &= R_S + R_{R2}; \\ R_N &= R_S + R_{R1} + R_{R2}, \end{aligned} \quad (5.7)$$

де R_C – радіус ділильного кола сепаратора; R_S – середній радіус різьби гвинта; R_N – середній радіус різьби гайки; R_{R1} і R_{R2} – середні радіуси різьби меншої і більшої ступені роликів відповідно.

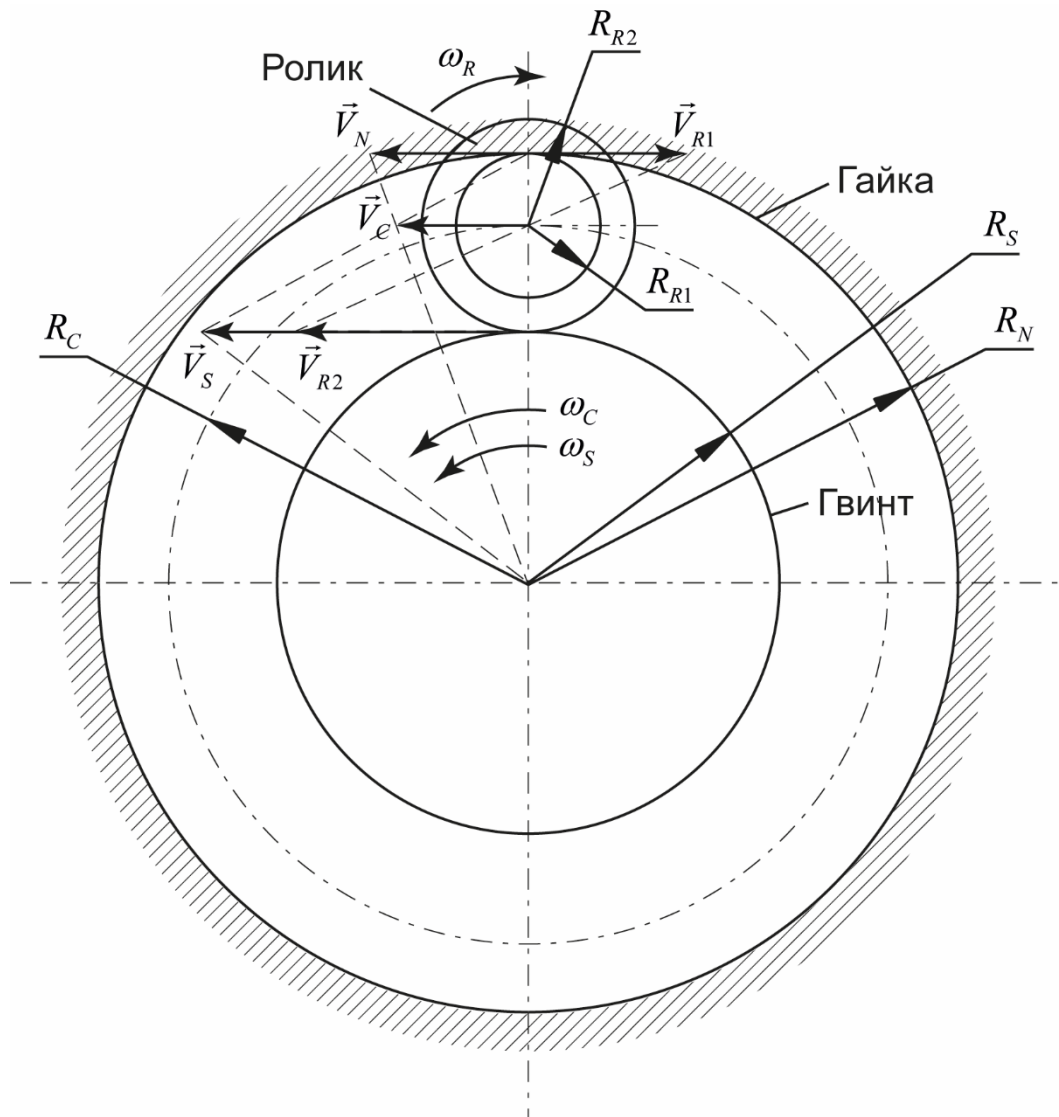


Рисунок 5.5 – Розрахункова схема для дослідження кінематики роботи ПРГМ

Зважаючи на те, що в ПРГМ використовують спеціальні різьби із значним кутом при вершині ($\alpha = 90^\circ$), умова не заклинювання ролика набуває наступного вигляду:

$$R_{R2} > R_{R1} + 0.5p_N, \quad (5.8)$$

де p_N – крок різі на гайці.

Розглянемо кінематику роботи ПРГМ, для чого приймемо систему координат пов'язану із геометрією гайки. Кутову швидкість гвинта відносно гайки позначимо ω_S . Побудуємо план швидкостей планетарного механізму. Зважаючи на те, що для роботоздатності механізму різьбовий ролик в процесі роботи повинен обкочуватись по гайці так, щоб він не зміщувався відносно гайки в осьовому напрямку, його абсолютна швидкість в точці контакту з гайкою дорівнює нулю, а отже:

$$V_N = V_{R1}, \quad (5.9)$$

де V_N – переносна окружна швидкість ролика, V_{R1} – відносна окружна швидкість ролика. Виходячи із цього знаходимо значення кутових швидкостей сепаратора ω_C і ролика ω_R , як функції від ω_S :

$$\omega_C = \frac{V_C}{(R_S + R_{R2})} = \frac{\frac{V_S R_{R1}}{(R_{R1} + R_{R2})}}{(R_S + R_{R2})} = \frac{\omega_S R_S R_{R1}}{(R_{R1} + R_{R2})(R_S + R_{R2})}; \quad (5.10)$$

$$\omega_C R_N = \omega_R R_{R1} \Rightarrow \omega_R = \frac{\omega_C R_N}{R_{R1}} = \frac{\omega_S R_S R_N}{(R_{R1} + R_{R2})(R_S + R_{R2})}.$$

Визначаємо зміщення гвинта відносно гайки, за один повний оберт гвинта. В процесі роботи ПРГМ осьове переміщення гвинта можна розділити на три незалежні переміщення [2, 42]:

– зміщення гвинта відносно гайки за один оберт гвинта при нерухомих роликах:

$$H_1 = p_S z_S, \quad (5.11)$$

де z_S – кількість заходів різі на гвинті; p_S – крок різі на гвинті;

– зміщення гвинта внаслідок обертання роликів навколо своєї осі при нерухомому сепараторі:

$$H_2 = N_R z_{R2} p_S = \frac{\varphi_R}{2\pi} z_{R2} p_S = \frac{2\pi\omega_R}{\omega_S} \frac{1}{2\pi} z_{R2} p_S = \frac{R_S R_N z_{R2} p_S}{(R_{R1} + R_{R2})(R_S + R_{R2})}, \quad (5.12)$$

де N_R – число обертів, що здійснить ролик за один оберт гвинта; z_{R2} – число заходів різьби на більшій ступені ролика; φ_R – кут на який повернеться ролик навколо осі за один повний оберт гвинта;

– зміщення гвинта внаслідок обертання роликів спричинених зміщенням сепаратора:

$$H_3 = \frac{\varphi_C}{2\pi} z_S p_S = \frac{2\pi\omega_C}{2\pi\omega_S} z_S p_S = \frac{R_S R_N z_S p_S}{(R_{R1} + R_{R2})(R_S + R_{R2})}, \quad (5.13)$$

де φ_C – кут на який повернеться сепаратор за один повний оберт гвинта.

Відповідно величина осьового зміщення гвинта за один повний оберт гвинта (передавальне відношення гвинтової пари):

$$u = H_1 - H_2 + H_3 = p_S z_S - \frac{R_S R_N z_{R2} p_S}{(R_{R1} + R_{R2})(R_S + R_{R2})} + \frac{R_S R_N z_S p_S}{(R_{R1} + R_{R2})(R_S + R_{R2})} \quad (5.14)$$

Розглянемо складові осьового зміщення ролика відносно гайки:

– осьове зміщення ролика внаслідок його прокручування навколо нерухомої осі рівне:

$$H_4 = N_R z_{R1} p_N = \frac{\varphi_R}{2\pi} z_{R1} p_N = \frac{2\pi}{\omega_S} \omega_R \frac{1}{2\pi} z_{R1} p_N = \frac{R_S R_N z_{R1} p_N}{(R_{R1} + R_{R2})(R_S + R_{R2})}, \quad (5.15)$$

де z_{R1} – число заходів різьби на меншому ролику;

– осьове зміщення нерухомих роликів внаслідок повертання сепаратора визначається з рівняння:

$$H_5 = \frac{\varphi_C}{2\pi} z_N p_N = \frac{2\pi\omega_C}{2\pi\omega_S} z_N p_N = \frac{R_S R_{R1} z_N p_N}{(R_{R1} + R_{R2})(R_S + R_{R2})}, \quad (5.16)$$

де z_N – число заходів різьби гайки.

Зважаючи на те, що з умови роботоздатності механізму абсолютне осьове зміщення роликів відносно гайки дорівнює нулю, отже:

$$H_4 = H_5;$$

$$\frac{R_S R_N z_{R1} p_N}{(R_{R1} + R_{R2})(R_S + R_{R2})} = \frac{R_S R_{R1} z_N p_N}{(R_{R1} + R_{R2})(R_S + R_{R2})}; \quad (5.17)$$

$$\frac{z_{R1}}{z_N} = \frac{R_{R1}}{R_N}.$$

Рівняння (5.17) є конструктивною умовою, що забезпечує роботоздатність механізму виходячи із кінематики його роботи.

Крок різі і число її заходів для деталей ПРГМ слід вибирати виходячи із затребуваного коефіцієнту δ гвинтової передачі, величини статичного і динамічного зусилля, що передається через цю передачу і потреби запобігання виникненню силової взаємодії між торцем ролика і гайки. Розглянемо вплив вищеповисаних вимог на геометрію ПРГМ, для чого розглянемо розрахункову схему різьбового ролика, що зображена на рис. 5.6.

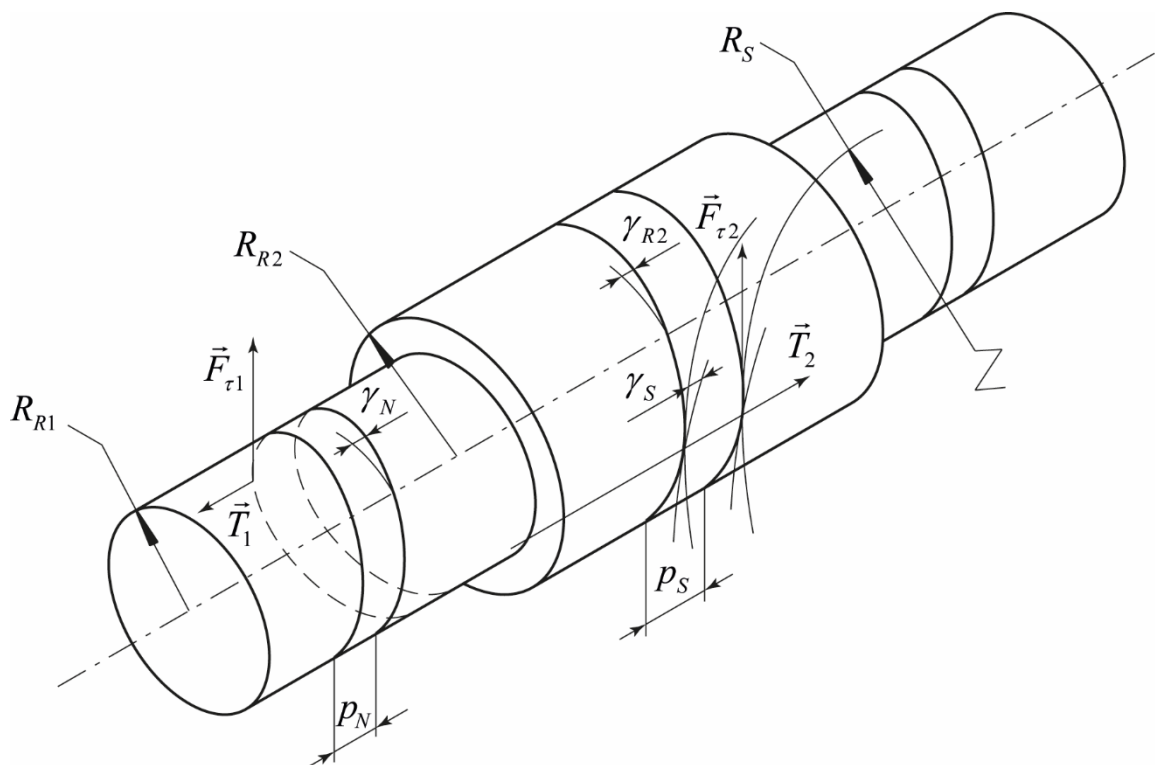


Рисунок 5.6 – Розрахункова схема короткого двоступінчастого ролика

Замінімо вплив гайки і гвинта на ролик відповідними реакціями. Розкладемо реакції на осьові і тангенціальні складові і запишемо рівняння рівноваги:

$$\begin{aligned} T_1 - T_2 &= 0; \\ F_{\tau 1} R_{R1} - F_{\tau 2} R_{R2} &= 0. \end{aligned} \quad (5.18)$$

Співвідношення між осьюовою і тангенціальною складовою реакції можна виразити через кут підйому різьби:

$$\tan \gamma_S = \frac{T_2}{F_{\tau 2}}, \quad \tan \gamma_N = \frac{T_1}{F_{\tau 1}}, \quad (5.19)$$

де γ_S і γ_N – кут нахилу різі гвинта і гайки відповідно, що обчислюються за формулами:

$$\begin{aligned} \tan \gamma_S &= \frac{z_S P_S}{2\pi R_S} = \frac{z_{R2} P_S}{2\pi R_{R2}}; \\ \tan \gamma_N &= \frac{z_N P_N}{2\pi R_N} = \frac{z_{R1} P_N}{2\pi R_{R1}}. \end{aligned} \quad (5.20)$$

Підставивши (5.20) і (5.19) в (5.18) отримаємо:

$$\begin{aligned} \frac{R_{R1}}{R_{R2}} &= \sqrt{\frac{z_{R1} P_N}{z_{R2} P_S}}; \\ \frac{R_{R1} R_N}{R_{R2} R_S} &= \frac{z_N P_N}{z_S P_S}. \end{aligned} \quad (5.21)$$

Коефіцієнт δ ПРГМ можна обчислити за наступною формулою:

$$\delta = \frac{F_{\tau 2} R_S}{T_2} = \frac{R_S}{\tan \gamma_S}. \quad (5.22)$$

5.5 Подальша можливість використання результатів дослідження для оцінки динаміки роботи бурового інструменту при поглибленні свердловини на морі

На сучасних ПБУ встановлюють контрольно-вимірні обчислювально-програмні комплекси, які дозволяють проводити поточний контроль параметрів технологічного процесу поглиблення вибою свердловини, що дає змогу оперативно реагувати на зміни в процесі буріння. Однак можливість ефективного регулювання процесу буріння свердловини часто обмежується обраними компоновками БК і ВК. Тому для забезпечення оптимальних умов буріння варто, ще на етапі проектування

ВК і БК проводити дослідження по ефективності їх використання в заданих умовах роботи.

Проведені в даній роботі аналітичні дослідження та створена узагальнююча модель бурової механічної системи дозволяє отримати нові розрахункові залежності взаємодії різних підсистем бурової установки для визначення їхнього впливу на процес буріння. Розроблені підходи дають змогу експрес методом створювати імітаційні моделі реальних бурових систем, що в свою чергу дозволяє отримати наближені прогнозовані результати роботи конкретної бурової установки при заданих умовах і режимах буріння. Це є важливо для вирішення окремих практичних задач на етапі проектування компоновок ВК і БК.

Створені моделі динаміки роботи бурової системи дозволяють визначати:

- поперечні і поздовжні переміщення перерізів ВК при регулярному і нерегулярному хвилюванні моря з врахуванням або нехтуванням впливу морських течій;

- миттєві значення зусиль і моментів сил, що виникають в перерізах ВК;
- поздовжні переміщення перерізів БК і миттєві значення зусиль натягу в них;
- зміну тиску, миттєві значення зусиль і переміщення робочих органів механічних, гідравлічних, пневматичних і електричних підсистем КВПБК і НСВК.

Окрім цього розроблені імітаційні моделі бурової системи дають змогу проводити оптимізаційні розрахунки за рахунок надбудов мови Modelica, а також бути основою для розробки алгоритмів керування обладнанням [53].

Шляхом аналізу отриманих результатів імітаційного моделювання досліджуваних систем можна визначати:

- спектральні характеристики динамічних складових сил і моментів сил, що виникають в перерізах БК і ВК;

- коефіцієнт віброзахисту перерізів ВК і БК;

- коефіцієнт віброзахисту ВЗІ;

- коефіцієнт динамічності роботи породоруйнівного інструменту;

- критичні січення в ВК і БК, а також напруження, що виникають в них;

Також отримані результати імітаційного моделювання можна використовувати як вхідну інформацію для розрахунку довговічності роботи окремих елементів бурової системи і прогнозування ефективності роботи породоруйнівного інструменту.

Питання прогнозування ефективності бурових робіт, зокрема механічної швидкості буріння V_{mech} є складною багатофакторною нелінійною недостатньо вивченою задачею, яка характеризується неповнотою інформації і недостатнім вивченням взаємних впливів груп факторів на досліджуваний процес [88, 94, 95, 109, 123, 126, 159, 177, 180, 182, 185]. На даний час існує низка аналітичних, аналітико-емпіричних, емпіричних моделей, а також систем побудованих на нейронних мережах, які дають змогу отримувати оціночні прогнозовані значення V_{mech} . Особливістю даних моделей є неврахування або врахування у спрощеному вигляді впливу динаміки роботи породоруйнівного інструменту на процес руйнування породи на вибої, що обумовлено складністю опису сукупності процесів взаємодії породоруйнівних елементів долота з породою. Зважаючи на те, що розробка нових моделей для прогнозування механічної швидкості буріння свердловини із плавучих засобів виходить за рамки даної роботи, а також враховуючи те, що отримані результати імітаційного моделювання роботи породоруйнівного інструменту при поглибленні свердловини на морі, описані в розділі 4, показують значно складнішу динаміку його роботи, особливо при пасивному режимі роботи КВПБК нами пропонується обчислювати V_{mech} за існуючими формулами, однак із заміною в даних формулах статичної осьової сили на долоті \bar{T}_o її зведеним значенням T_o^e . Даний підхід ґрунтується на наступних припущеннях:

– приймається, що період коливань спричинених вертикальною хитавицею ПБУ і хвилюванням моря в порівнянні із іншими динамічними процесами, що проходять на долоті є настільки великим, що динамічним вкладом з боку нього в руйнування породи на вибої можна знехтувати і представляємо його вплив виключно у вигляді зміни статичної осьової сили на долоті в часі;

– вважаємо, що розмах зміни осьової сили на долоті внаслідок впливу вертикальної хитавиці ПБУ і хвилювання моря є значним, і нехтувати спричиненою ним зміною продуктивності роботи долота, а також подавати її у вигляді лінійної залежності не можна.

Виходячи із вищесказаного розроблено методику, визначення еквівалентної статичної осьової сили T_o^e з використанням результатів імітаційного моделювання досліджуваної системи, яка складається із 6 етапів. Їх графічне представлення подано на рис. 5.7 для подальшого використання в обчисленні прогнозованої механічної швидкості буріння.

Нижче наведено порядок поетапного обчислення T_o^e :

- Етап 1. Провести побудову імітаційної моделі досліджуваної системи, здійснити її розв'язок і отримати часовий ряд зміни осьової сили T_o на долоті.
- Етап 2. Застосовуючи фільтр нижніх частот виділити із отриманого часового ряду складову, спричинену вертикальною хитавицею ПБУ і хвилюванням моря, здійснивши відсікання «грунтової» і «зубкових» частот роботи долота.
- Етап 3. Обчислюємо функцію густини ймовірності розподілу осьової сили на долоті $P_{T_o}(T_o)$ спричинені вертикальною хитавицею ПБУ і хвилюванням моря.
- Етап 4. За результатами експериментальних і промислових досліджень будуємо графік коефіцієнту $\mu(T_o)$ для заданого породоруйнівного інструменту і розбурюваної породи, фізичний зміст якого полягає у відносній величині зміни часу необхідного для розбурювання одиниці довжини свердловини при зміні статичної осьової сили на долоті.
- Етап 5. Обчислюємо функцію розподілу ефективності руйнування породи на вибої від статичної осьової сили на долоті за наступною формулою:

$$E_{T_o}(T_o) = P_{T_o}(T_o) \cdot \mu(T_o). \quad (5.23)$$

- Етап 6. Знаходимо медіану розподілу функції $E_{T_o}(T_o)$ величина якої і є зведеною еквівалентною статичною осьовою силою T_o^e , яку в подальшому підставляємо для обчислення в існуючі моделі для визначення V_{mech} .

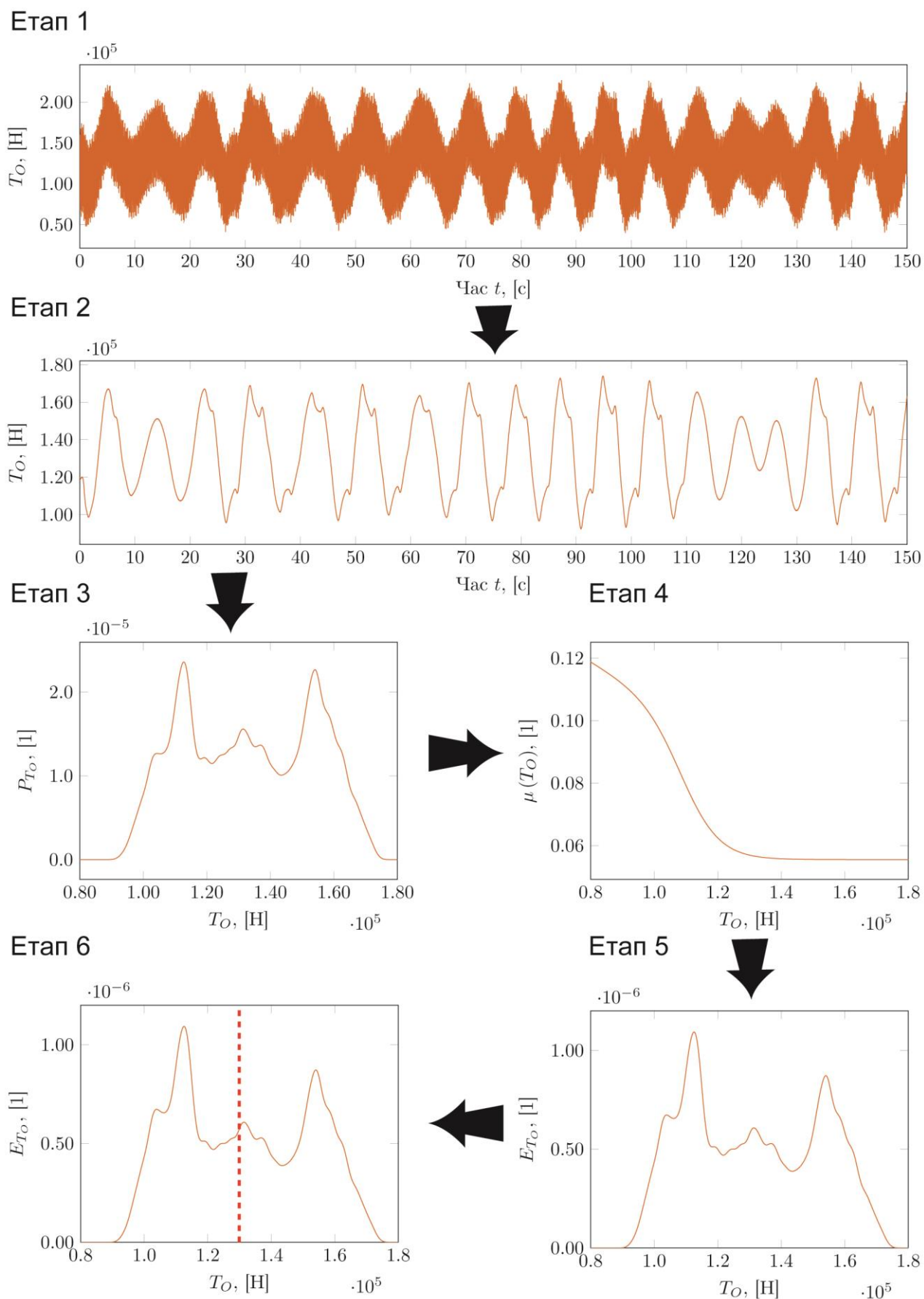


Рисунок 5.7 – Порядок визначення зведеної осової сили для розрахунку механічної швидкості буріння свердловин на морі

Висновки по п'ятому розділу

1. На основі запропонованих в розділі 2 підходів створено бібліотеку моделювання OffshoreDrill в вільній мультидоменній компоненто-орієнтованій мові моделювання Modelica, яка є каталогом моделей структурних елементів для створення імітаційних ієрархічних топологічних моделей роботи бурильних і водовіддільних колон при бурінні свердловин із плавучих засобів.

2. Створено інструкцію з використання бібліотеки моделювання OffshoreDrill в якій описано порядок створення імітаційної моделі, математичних моделей окремих структурних елементів, що знаходяться в бібліотеці і наведено приклади використання бібліотеки для створення імітаційних моделей роботи бурильної і водовіддільної колон.

3. Розроблено нову конструкцію бурового регулятора, який дозволяє регулювати поздовжньо-крутильні коливання БК в ширшому діапазоні значень з меншими втратами енергії в кінематичних парах. Побудовано його математичну модель і охарактеризовано основні вимоги до його конструкції.

ВИСНОВКИ

Дисертація є закінченою науково-дослідною роботою в якій на підставі результатів теоретичних узагальнених досліджень динаміки роботи складної бурової системи створено нові імітаційні моделі для дослідження динамічних процесів, що протікають в ній. Одержані такі основні результати:

1. На основі аналізу літературних джерел встановлено, що основними методами досліджень динаміки роботи бурової системи при поглибленні свердловин в умовах глибокого моря є математичне та імітаційне моделювання через високу вартість і суттєві обмеження для проведення лабораторних і натурних експериментів. Питання оцінки впливу динаміки роботи водовіддільної колони та компенсатора вертикальних переміщень на коливання бурильної колони є мало вивченими.

2. Отримано уточнену аналітичну модель поздовжньо-поперечних коливань водовіддільної колони, що враховує: взаємний вплив поздовжніх і поперечних коливань; непостійність зусилля натягу верхнього кінця водовіддільної колони; гідродинамічні зусилля внаслідок омивання колони морською водою; сили ваги; інерційні сили спричинені переміщення водовіддільної колони; інерційні і фрикційні сили, що виникають внаслідок протікання промивальної рідини деформованою частиною колони. Запропонована аналітична модель поздовжньо-поперечних коливань водовіддільної колони дозволяє визначати характер її деформацій та величину сил і моментів, що виникають в поперечних перерізах за різних значеннях хвилювання моря і хитавиці плавучої бурової установки.

Отримано математичну модель поздовжніх коливань бурильної колони, що враховує в першому наближенні вплив поперечних зміщень водовіддільної колони на динаміку бурильної колони і роботу породоруйнівного інструменту.

Розроблено нову узагальнену імітаційну модель для дослідження динаміки бурової системи при поглибленні вертикальної свердловини в умовах глибокого моря, яка включає хитавицю бурового судна, натяжну систему водовіддільної колони, що складається з восьми одинарних натяжних пристроїв, багатосекційну

водовіддільну колону, компенсатор вертикальних коливань бурильної колони підкронблочного типу з пасивним і гібридним режимами роботи, багатосекційну бурильну колону, віброзахисний та породоруйнівний інструменти. Отримана модель дає змогу досліджувати динаміку роботи за одночасної дії на систему нерегулярного хвилювання моря, морських течій та збурень, викликаних взаємодією долота з вибоєм.

3. Отримані результати імітаційного моделювання показали, що:

- обчислені максимальні і середньоквадратичні значення поперечних переміщень і згинаючих моментів, які виникають у водовіддільній дають на 20-35% більші значення в критичних перерізах у порівнянні із класичною моделлю поперечних коливань водовіддільної колони при типових умовах роботи бурової установки, зі збільшенням висоти хвилювання моря і швидкості морських течій розходження результатів двох моделей зменшується;

- ефективність роботи компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони з пасивним режимом роботи нелінійно залежить від величини вертикальної хитавиці. Динамічна складова зусилля на гаку сягає $\pm 1,8\%$ від статичної за умови мертвого ходу КВПБК при хвилювання моря $H_{1/3} = 1,2$ і $2,0$ м до $\pm 4,3\%$ при $H_{1/3} = 6,0$ м. Величина мертвого ходу компенсатора може змінюватись на 10-15% при зміні швидкості обертання долота, що обумовлено додатковим вкладом з боку «грунтових» коливань долота в подолання статичних сил тертя в ущільненнях гідроциліндрів;

- ефективність роботи компенсатора вертикальних переміщень з гібридним режимом роботи є в 10-20 раз кращою в порівнянні із пасивним режимом. Величина переміщення крюка талевого блоку при гібридному режимі роботи не перевищує 0,01 м при всіх значеннях величини вертикальної хитавиці, а величина динамічної складової не перевищує 60 кН.

4. За результатами досліджень роботи бурильного інструменту при бурінні свердловин на морі встановлено, що:

– ефективність роботи компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони з пасивним режимом роботи нелінійно залежить від величини вертикальної хитавиці плавучої бурової установки.;

– величина мертвого ходу компенсатора для досліджуваної компоновки бурильної колони змінюється в діапазоні від 0,06 до 0,08 м при зміні швидкості обертання долота від 50 до 200 хв-1, що обумовлено додатковим внеском коливань генерованих породоруйнівним інструментом у подолання статичних сил тертя в ущільненнях гідроциліндрів;

– динамічна складова зусилля натягу верхнього кінця бурильної колони при зростанні висоти хвилювання моря від $H_{1/3} = 1,2$ м до $H_{1/3} = 6,0$ м змінюється в діапазоні від 3,6% до 8,6% статичного зусилля натягу;

– коефіцієнт динамічності роботи долота при нерегулярному хвилюванні моря (від $H_{1/3} = 3,0$ м до $H_{1/3} = 6,0$ м) і пасивному режимі роботи компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони є на 12-35% більшим у порівнянні із роботою аналогічної системи при абсолютно спокійному морі ($H_{1/3} = 0,0$ м);

– врахування впливу деформації водовіддільної колони на роботу бурильної колони при нерегулярному хвилюванні моря (від $H_{1/3} = 3,0$ м до $H_{1/3} = 6,0$ м) і гібридному режимі роботи компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони призводить до зростання на 5-12% коефіцієнту динамічності роботи породоруйнівного інструменту.

5. Запропоновано конструкцію бурового регулятора, який накопичує і перерозподіляє енергію поздовжніх і крутильних коливань, що підводиться до долота з боку бурильної колони.

6. Створено бібліотеку імітаційних моделей окремих структурних елементів плавучої бурової установки OffshoreDrill в мові Modelica і розроблено інструкцію з її використання для створення експрес методом імітаційних моделей бурових систем для буріння свердловин довільної компоновки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бажин, И. И. (1988). *Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода*. Москва: Машиностроение.
2. Блинов, Д. С. (2006). *Планетарные роликовинтовые механизмы: Конструкция, методы расчетов*. Москва: МГТУ им. Н. Э. Баумана.
3. Блинов, Д. С., Алешин, В. Ф., Верещака, В. А., Лаптев, И. А., Очкасов, Е. Е. (2011). Новая конструкция планетарных роликовинтовых механизмов с гибкой гайкой. *Наука и образование*. (02), 1–14.
4. Блинов, Д. С., Алешин, В. Ф., Лаптев, И. А., Фролов, А. В., Кулиш, А. В. (2010). Безгаечные роликовинтовые механизмы. *Наука и образование*. (10), 1–13.
5. Блинов, Д. С., Морозов, М. И., Анисимов, П. Д. (2015). О критериях работоспособности роликовинтовых механизмов. *Наука и образование МГТУ им. Н. Э. Баумана*, 15(8), 32–50. doi: 10.7463/0815.0789519
6. Бойко, В. Г., Копылов В. Е. (1969). Бурение с амортизатором в Тюменской области. *НТС: Бурение*. (3), 3–6.
7. Векерик, В. И. (1991). *Совершенствование технологии углубления скважин изменением динамики работы бурильного инструмента* (диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук: 05.15.10 Бурение скважин). Ивано-Франковський інститут нафти і газу, Івано-Франківськ.
8. Векерик, В. И., Мойсишин, В. М. (1986). Определение динамической составляющей осевой нагрузки на долото по данным колебаний верхней части бурильной колонны. *Известия высших учебных заведений. Нефть и газ*. (4), 22–26.
9. Владиславев Р. М. (1956). *Разрушение горных пород при бурении скважин*. Москва: Гостоптехиздат.
10. Григулецкий, В. Г., Лукьянов, В. Т. (1990). *Проектирование компоновок нижней части бурильной колонны*. Москва: Недра.
11. Гриджук, Я. С. (2011). Моделювання повздовжніх коливань бурильної колонни в середовищі Maplesim. *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*, (45), 31–37.

12. Дэринг, Ливсей. (1968). Продольные и угловые колебания колонны бурильных труб при наличии демфирования. *Конструирование и технология машиностроения. Труды американского общества инженеров механиков*, 90(4), 163–173.
13. Керимов, З. Г. (1998). Динамика водоотделяющей колонны полопогружной буровой установки. *Труды ИММ АН Азербайджана*, IX (XVII), 241–246.
14. Козырев, В. В. (2004). *Конструкции роликвинтовых передач и методика их проектирования: Учебное пособие*. Владимир: Издательство Владимирского государственного университета.
15. Козырев, В. В. (2011). *Конструкции, теория и методика проектирования и исследования планетарных передач винт–гайка с резьбовыми роликами и мехатронных модулей на их базе: монография*. Владимир: Издательство Владимирского государственного университета.
16. Кучер, Т. В. (2011). Моделирование динамических процессов в бурильной колонне. In *The Twelfth East Asia-Pacific Conference on Structural Engineering and Construction* (Vol. 2, pp. 192–197). Procedia Engineering. Elsevier.
17. Мирзаджанзаде, А. Х. (2005). *Теория колебаний в нефтепромышленном деле*. Москва-Ижевск: Институт компьютерных исследований.
18. Мойсишин, В. М. (1996). Основи механіки бурильної колони при поглибленні свердловин роторним способом (дисертація на здобуття степеня доктора технічних наук: 05.15.10 Буріння свердловин). Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Івано-Франківськ.
19. Мойсишин, В. М., Слабий, О. О. (2016). *Інструкція з використання бібліотеки моделювання «OffshoreDrill» для створення імітаційних моделей роботи бурової системи при поглибленні свердловин на морі*. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ.
20. Мойсишин, В. М., Слабий, О. О. (2016). Побудова математичної моделі поперечних коливань водовіддільної колони. *Друга всеукраїнська наукова конференція «Прикладні задачі математики», присвячена 55-річчю кафедри вищої*

математики Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. Тези доповідей. (с. 60–63). Івано-Франківськ: ІФНТУНГ.

21. Мойсишин, В. М., Слабий, О. О. (2018). Створення віброзахисного пристрою для регулювання динаміки колони сталевих бурильних труб і долота. *Металофізика і новітні технології*, 40(4). 541–550.

22. Молдавцев, С. А., Векерик, В. І. (2006). *Динаміка шарошкового долота і бурильного інструменту в процесі буріння: Монографія*. Івано-Франківськ: Факел.

23. Никифорчин, Ю. М., Слабий О. О. (2016). Розробка імітаційної моделі поздовжніх коливань водовіддільної колони. *Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу» ІІМ – 2016* (с. 145–148). Івано-Франківськ.

24. Папуша, А. Н. (2010). Проектные решения для морских нефтегазовых технологий освоения углеводородных месторождений в Арктике. *Вестник МГТУ*, 13(4/1), 764–779.

25. Ряховский, О. А., Воробьев, А. Н., Марохин, А. С. (2013). Планетарный ролик-винтовой механизм преобразования вращательного движения в поступательное, выполненный по «перевернутой» схеме. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*. (9), 44–48. <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2013-9-44-48>

26. Сароян, А. Е. (1990). *Теория и практика работы бурильной колонии*. Москва: Недра.

27. Светлицкий, В. А. (1982). *Механика трубопроводов и шлангов*. Москва: Машиностроение.

28. Сесюнин, Н. А. (1997). *Некоторые задачи стесненного пространственного изгиба упругих стержней*. (Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук), Московский государственный открытый университет. Москва.

29. Слабий, О. О. (2012). Розробка бібліотеки на мові Modelica для дослідження блочних механізмів бурових систем. *Тези доповідей міжнародної*

науково-практичної конференції молодих учених і студентів «Техніка і прогресивні технології у нафтогазовій інженерії - 2012» (с. 246–250). Івано-Франківськ: ІФНТУНГ.

30. Слабий, О. О. (2013). Дослідження динаміки бурової системи під час буріння свердловин на морі (огляд). *Прикарпатський вісник Наукового товариства ім. Шевченка. Число. (1(21))*, 256–320.

31. Слабий, О. О. (2013). Побудова математичної моделі механізмів з'єднання водовіддільної колони з плавучою буровою установкою. *11-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові. Тези доповідей* (с. 85–86). Львів: КІНПАТРИ ЛТД.

32. Слабий, О. О. (2014). Дослідження амплітудо-частотних характеристик динамічного зусилля натягу верхнього кінця водовіддільної колони та впливу на нього параметрів бурової системи. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. (2(51))*, 88–94.

33. Слабий, О. О. (2014). Дослідження динамічної складової натягу водовіддільної колони за нерегулярної хитавиці бурового судна. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. (1(50))*, 119–131.

34. Слабий, О. О. (2014). Побудова математичної моделі компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони підкронблочного типу. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. (3(52))*, 88–100.

35. Слабий, О. О. (2015). Дослідження динаміки роботи бурильної колони при бурінні свердловини із плавучої установки. *Нафтогазова енергетика. (2(24))*, 7–15.

36. Слабий, О. О. (2015). Дослідження поздовжніх коливань бурильної колони при поглибленні вертикальної свердловини із бурового судна в умовах глибокого моря. *Матеріали 4-тої Міжнародної науково-технічної конференції «Нафтогазова енергетика - 2015»* (с. 59–62). Івано-Франківськ: ІФНТУНГ.

37. Слабий, О. О. (2015). Дослідження роботи компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони із активною підсистемою замкненого циклу. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ, (4(57))*, 27–35.

38. Слабий, О. О. (2015). Изучение влияния качки бурового судна на осевое усилие на долоте при углублении вертикальных скважин в условиях глубокого моря. *Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика: Сборник трудов по материалам международной заочной научно-практической конференции* (с. 483). Воронеж: ФГБОУ ВО «ВГЛТУ».
39. Слабий, О. О. (2016). Дослідження впливу жорсткості наддолотного амортизатора на динаміку роботи долота при поглибленні свердловини з плавучих засобів за нерегулярного хвилювання моря. *Прикарпатський вісник Наукового товариства ім. Шевченка. Число. (1(33))*, 236–247.
40. Слабий, О. О. (2017). Дослідження напружено-деформованого стану водовіддільної колони при нерегулярному хвилюванні моря. *Прикарпатський вісник Наукового товариства ім. Шевченка. Число. (1(37))*, 206–216.
41. Слабий, О. О., Мойсишин, В. М., Векерик, В. І. (2016). *Патент на корисну модель № 114949*. Київ, Україна: Державна служба інтелектуальної власності.
42. Соколов, П. А., Ряховский, О. А., Блинов, Д. С., Лаптев, И. А. (2005). Кинематика планетарных роliko-винтовых механизмов. *Вестник Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана. Серия «Машиностроение»*. (1), 3–14.
43. *Справочник по теории корабля* (1985). Ленинград: Судостроение.
44. Тихонов, В. С. (1988). *Прикладная механика глубоководных колон труб: опыт моделирования* (Обзорная информация серии бурения скважин на континентальном шельфе). Москва: ВНИИЭГазпром.
45. Халфин, И. Ш. (1990). *Воздействие волн на морские нефтегазо-промышленные сооружения*. Москва: Недра.
46. Хуань, Дэринг (1968). Продольный изгиб и поперечные колебания бурильных труб. *ASME по нефтяному машиностроению, сосудам давления и трубопроводам* (с. 99–106). Мир.
47. Чижоумов, С. Д. (2010). *Основы динамики судов на волнение*. Комсомольск на Амуре.

48. Шинаков, И. В., Жданов, А. В., Кузнецова, С. В. (2012). Роликовинтовые механизмы с дополнительным зубчатым замыканием звеньев. *Фундаментальные исследования*. (3), 145–148.
49. Эйгелес, Р. М., Стрекалова, Р. В. (1977). *Разрушение горных пород при бурении скважин*. Москва: Недра.
50. Aarrestad, T. V., & Kyllingstad, A. (1988). An Experimental and Theoretical Study of a Coupling Mechanism Between Longitudinal and Torsional Drillstring Vibrations at the Bit. *SPE Drilling Engineering*, 3(1), 12–18. doi: 10.2118/15563-pa
51. Aarrestad, T. V., Tonnesen, H. A., & Kyllingstad, A. (1986). Drillstring Vibrations: Comparison Between Theory and Experiments on a Full-Scale Research Drilling Rig. In *SPE Annual Technical Conference and Exhibition*. Society of Petroleum Engineers. doi: 10.2118/14760-ms
52. Aker Solutions. (2010). *Deep water CLIP Riser™ for marine drilling operations*: Aker Solutions, p. 16.
53. Åkesson, J., Årzén, K.-E., Gäfvert, M., Bergdahl, T., & Tummescheit, H. (2010). Modeling and optimization with Optimica and JModelica.org—Languages and tools for solving large-scale dynamic optimization problems. *Computers & Chemical Engineering*, 34(11), 1737–1749. doi: 10.1016/j.compchemeng.2009.11.011
54. Al-Batati, N., Hashim, F. M., & Pao, K. S. (2014). Simulation of Drill String Vibration inside Well Bore due to Riser's Oscillation. *Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*, 7(1), 174–182. doi: 10.19026/rjaset.7.237
55. Albers, P. (2010). *Motion Control in Offshore and Dredging*. New York: Springer.
56. American Petroleum Institute (2015). *Design, Selection, Operation and Maintenance of Marine Drilling Riser Systems*. (API, RP 16Q). Washington, DC, USA: American Petroleum Institute.
57. Anundsen, T. (2008). *Operability comparison of three ultra-deepwater and harsh environment drilling vessels* (Master Offshore systems, Marine and Subsea technology). University of Stavanger, Stavanger, Norway.

58. Association Modelica. (2014). *Modelica - A Unified Object-Oriented Language for Systems Modeling, Version 3.3 Revision 1*. Retrieved from <https://modelica.org/documents/ModelicaSpec33Revision1.pdf>
59. Athisakul, C., Huang, T., & Chucheepsakul, S. (2002). Large strain static analysis of marine risers via a variational approach. In *The Twelfth (2002) International Offshore and Polar Engineering Conference* (pp. 164–170). The International Society of Offshore and Polar Engineers.
60. Athisakul, C., Monprapussorn, T., & Chucheepsakul, S. (2011). A variational formulation for three-dimensional analysis of extensible marine riser transporting fluid. *Ocean Engineering*, 38(4), 609–620. doi: 10.1016/j.oceaneng.2010.12.012
61. Avignon, B., & Simondin, A. (2002). Deep Water Drilling Performance. In *SPE Annual Technical Conference and Exhibition*. doi: 10.2118/77356-MS
62. Bai, Y., & Bai, Q. (2005). *Subsea pipelines and risers*. Amsterdam, London: Elsevier.
63. Bennett, B. E., & Metcalf, M. F. (1977). Nonlinear Dynamic Analysis of Coupled Axial and Lateral Motions of Marine Risers. In *Proceedings 1977 Offshore Technology Conference. Offshore Technology Conference*. doi: 10.4043/2776-ms
64. Bernitsas, M. M., Kokarakis, J. E., & Imron, A. (1985). Large deformation three-dimensional static analysis of deep water marine risers. *Applied Ocean Research*, 7(4), 178–187. doi: 10.1016/0141-1187(85)90024-0
65. Beutlich, T., & Lien, R. (2009). Multidisciplinary simulation of active heave compensators for offshore module handling systems. In *Multibody dynamics 2009, ECCOMAS Thematic Conference* (pp. 1–6).
66. Brouwers, J. J. H. (1982). Analytical methods for predicting the response of marine risers. In *Series B: Physical Sciences, Proceedings of the Koninklijke Nederlandse Akademie van Wetenschappen*.
67. Burke, B. G. (1974). An Analysis of Marine Risers for Deep Water. *Journal of Petroleum Technology*, 455–465.
68. Butler, B. V. (1973). Heave Compensation. In *Proceedings Second Annual European Meeting of the Society of Petroleum Engineers of AIME*. doi:10.2118/4330-MS

69. Chakrabarti, S. K. (2005). *Handbook of Offshore Engineering*. London: Elsevier.
70. Chakrabarti, S. K., & Frampton, R. E. (1982). Review of riser analysis techniques. *Applied Ocean Research*, 4(2), 73–90. doi:10.1016/S0141-1187(82)80002-3
71. Chatjigeorgiou, I. K. (2008). A finite differences formulation for the linear and nonlinear dynamics of 2D catenary risers. *Ocean Engineering*, 35(7), 616–636. doi: 10.1016/j.oceaneng.2008.01.006
72. Cheng, Y., Vandiver, J. K., & Moe, G. (2002). The linear vibration analysis of marine risers using the wkb-based dynamic stiffness method. *Journal of Sound and Vibration*, 251(4), 750–760. doi: 10.1006/jsvi.2001.3843
73. Chi, A., Zhang, J., Ge, W., & Guo, B. (2006). Prediction of Drillstring Fatigue Life Under Axial-Torsional-Combined Vibration. In *SPE Gas Technology Symposium*. Society of Petroleum Engineers. doi: 10.2118/99356-ms
74. Chin, C. (2012). Dynamic positioning simulation, thrust optimization design and control of a drill ship under disturbances and faulty thruster. *SIMULATION*, 88(11), 1338–1349. doi: 10.1177/0037549712450345
75. Chucheeesakul, S. (1987). The Effect of Internal Flow on Marine Risers. Retrieved from https://digital.lib.kmutt.ac.th/journal/loadfile.php?A_ID=683
76. Chucheeesakul, S., Srinil, N., & Petchpeart, P. (2003). A variational approach for three-dimensional model of extensible marine cables with specified top tension. *Applied Mathematical Modelling*, 27(10), 781–803. doi: 10.1016/s0307-904x(03)00089
77. Coelho, F. M., Shiguemoto, D. A., & Morooka, C. K. (2005). Description of a vertical riser behavior in frequency and time domain. In *Proceedings of COBEM 2005*. ABCM.
78. Control Flow. *Motion Compensation Systems: Petroleum Products Catalog*. Retrieved from <http://www.controlflow.com/products/mocomp-catalogs/6-drill-string-compensators-catalog/file>
79. Dareing, D. W. (1984). Guidelines for Controlling Drill String Vibrations. *Journal of Energy Resources Technology*, 106(2), 272–277. doi: 10.1115/1.3231051

80. Dareing, D. W., & Huang, T. (1976). Natural Frequencies of Marine Drilling Riser. *Journal of Petroleum Technology*, 813–818.
81. Dareing, D., Tlusty, J., & Zamudio, C. (1990). Self-Excited Vibrations Induced by Drag Bits. *Journal of Energy Resources Technology*, 112(1), 54. doi: 10.1115/1.2905713
82. Do, K. D. (2008). High Performance Control of an Active Heave Compensation System. *The International Federation of Automatic Control* (pp. 5059–5064). doi: 10.3182/20080706-5-kr-1001.0279
83. Do, K. D., & Pan, J. (2008). Boundary control of transverse motion of marine risers with actuator dynamics. *Journal of Sound and Vibration*, 318(4–5), 768–791. doi: 10.1016/j.jsv.2008.05.009
84. Dong, G., & Chen, P. (2016). A Review of the Evaluation, Control, and Application Technologies for Drill String Vibrations and Shocks in Oil and Gas Well. *Shock and Vibration*, 2016(1), 1–34. doi: 10.1155/2016/7418635
85. Ferrier, B. de, & Bihan, O. le (1996). The Use of Simulation Tools in the Calculation of Aircraft-Ship Interface Operational Limits. In *ICAS 1996 proceedings* (pp. 1818–1828). Retrieved from http://www.icas.org/ICAS_ARCHIVE/ICAS1996/ICAS-96-3.8.2.pdf
86. Fritzson, P. (2014). *Principles of Object Oriented Modeling and Simulation with Modelica 3.3*. Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, Inc.
87. Gary L. Egbert, & Philip L. Ziegler III. (1991), *U.S. Patent No.* US5066059. Washington, DC, USA: U.S. Patent and Trademark Office
88. Geir Hareland. (1991). *Use of drilling parameters to predict in-situ rock stress bounds* (Thesis for the degree of doctor of philosophy). Oklachoma State University, Tulsa, Oklahoma, USA. Retrieved from <https://shareok.org/bitstream/handle/11244/20646/Thesis-1991D-H275u.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
89. Geyelin, J.-L., Clergier, A., Bouget, R., & Manchon, X. (2003, October). Completion of Aconcagua Field With a Dual Derrick Drilling Unit. In *SPE Annual Technical Conference and Exhibition*. doi: 10.2118/84345-MS

90. Ghayesh, M. H. (2012). Coupled longitudinal–transverse dynamics of an axially accelerating beam. *Journal of Sound and Vibration*, *331*(23), 5107–5124. doi: 10.1016/j.jsv.2012.06.018
91. Haaø, J., Vangen, S., Tyapin, I., Choux, M., Hovland, G., & Hansen, M. R. (2012). The Effect of Friction in Passive and Active Heave Compensation of Crown Block Mounted Compensators. In *2012 IFAC Workshop on Automatic Control in Offshore Oil and Gas Production* (pp. 316–320). International Federation of Automatic Control.
92. Halsey, G. W., Kyllingstad, A., Aarrestad, T. V., & Lysne, D. (1986). Drillstring Torsional Vibrations: Comparison Between Theory and Experiment on a Full-Scale Research Drilling Rig. In *SPE Annual Technical Conference and Exhibition. Society of Petroleum Engineers*. doi: 10.2118/15564-ms
93. Hans Olsson, Hilding Elmqvist, & Martin Otter. (2012). *Modelica - A Unified Object-Oriented Language for Systems Modeling Version 3.3*. Linköping, Sweden: Modelica Association.
94. Hareland, G., Wu, A., & Rashidi, B. (2010, Juny). A Drilling Rate Model for Roller Cone Bits and Its Application. In *International Oil and Gas Conference and Exhibition in China*. doi: 10.2118/129592-MS
95. Hareland, G., Wu, A., Rashidi, B., & James, J. A. (2010). A New Drilling Rate Model For Tricone Bits And Its Application to Predict Rock Compressive Strength. In *Proceedings 44th US Rock Mechanics Symposium*.
96. Hasselmann, K., Barnett, T. P., Bouws, E., Carlson, H., Cartwright, D. E., Enke, K., . . . Meerburg, A. (1973). *Measurement of Wind-Wave Growth and Swell Decay during the Joint North Sea Wave Project (JONSWAP)*. Hamburg: Deutsche hydrographisches institut.
97. Hatleskog, J. T., & Dunnigan, M. W. (2006). Heave Compensation Simulation for Non-Contact Operations in Deep Water. In *SPE Gas Technology Symposium* (pp. 1–6). Society of Petroleum Engineers. doi: 10.1109/OCEANS.2006.307096

98. Hatleskog, J. T., & Dunnigan, M. W. (2007). Active Heave Crown Compensation Sub-System. In *2007 Rocky Mountain Oil & Gas Technology Symposium* (pp. 1–6). Society of Petroleum Engineers. doi: 10.1109/OCEANSE.2007.4302215
99. Hatleskog, J. T., & Dunnigan, M. W. (2007). Passive compensator load variation for deep-water drilling., *IEEE Journal of Oceanic Engineering*, 32(3), 593–602.
100. Hatleskog, J. T., & Dunnigan, M. W. (2012). An impedance approach to reduce the contact-instability whilst drilling with active heave compensation. *Ocean Engineering*, 49(10), 25–32. doi: 10.1016/j.oceaneng.2012.04.001
101. Janschek, K., & Richmond, K. (2012). *Mechatronic systems design: Methods, models, concepts*. Heidelberg: Springer.
102. Jansen, J. D., Leon van den Steen, & Zachariassen, E. (1995). Active Damping of Torsional Drillstring Vibrations With a Hydraulic Top Drive. *SPE Drilling & Completion*, 10(4), 250–254. doi: 10.2118/28911-pa
103. Jellison, M. J., Chandler, R. B., Payne, M. L., & Shepard, J. S. (2007). Ultradeep Drilling Pushes Drillingstring Technology Innovations. In *2007 Rocky Mountain Oil & Gas Technology Symposium*. Society of Petroleum Engineers. doi: 10.2118/104827-ms
104. Jellison, M. J., Payne, M. L., Shepard, J. S., & Chandler, R. B. (2003). Next Generation Drill Pipe for Extended Reach, Deepwater and Ultra-deep Drilling. In *Proceedings 2003 Offshore Technology Conference*. Offshore Technology Conference. doi: 10.4043/15327-ms
105. Jirapol Leklong, Somchai Chucheepsakul, & Sakdirat Kaewunruen (2008). Dynamic Responses of Marine Risers/Pipes Transporting Fluid Subject to Top End Excitations. In *The proceedings of the eleventh (2001) international offshore and polar engineering conference* (pp. 105–112). Cupertino: ISOPE.
106. Kaewunruen, S., Chiravatchradej, J., & Chucheepsakul, S. (2005). Nonlinear free vibrations of marine risers/pipes transporting fluid. *Ocean Engineering*, 32(3–4), 417–440. doi: 10.1016/j.oceaneng.2004.07.007
107. Keber, M., & Wiercigroch, M. (2008). Dynamics of a vertical riser with weak structural nonlinearity excited by wakes. *Journal of Sound and Vibration*, 315(3), 685–699. doi: 10.1016/j.jsv.2008.03.023

108. Kirk, C. L., Etok, E. U., & Cooper, M. T. (1979). Dynamic and static analysis of a marine riser. *Applied Ocean Research*, 1(3), 125–135. doi: 10.1016/0141-1187(79)90012-9
109. Kowakwi., I., Chen, H., Hareland, G., & Rashidi, B. (2012). The Two-Term Rollercone Rate of Penetration (ROP) Model with Integrated Hydraulics Function. In *Proceedings of 46th U.S. Rock Mechanics/Geomechanics Symposium*.
110. Kozik, T. J., & Noerager, J. (1978). Riser Tensioner Force Variations. In *Eighth Annual Offshore Technical Conference* (pp. 399–408). Society of Petroleum Engineers of AIME.
111. Kreisle, L. F., & Vance, J. M. (1970). Mathematical Analysis of the Effect of a Shock Sub on the Longitudinal Vibrations of an Oilwell Drill String. *Society of Petroleum Engineers Journal*, 10(04), 349–356. doi: 10.2118/2778-PA
112. Kuiper, G. L., & Metrikine, A. V. (2005). Dynamic stability of a submerged, free-hanging riser conveying fluid. *Journal of Sound and Vibration*, 280(3–5), 1051–1065. doi: 10.1016/j.jsv.2004.09.024
113. Kuiper, G. L., Brugmans, J., & Metrikine, A. V. (2008). Destabilization of deep-water risers by a heaving platform. *Journal of Sound and Vibration*, 310(3), 541–557. doi: 10.1016/j.jsv.2007.05.020
114. Kuiper, G. L., Metrikine, A. V., & Battjes, J. A. (2007). A new time-domain drag description and its influence on the dynamic behaviour of a cantilever pipe conveying fluid. *Journal of Fluids and Structures*, 23(3), 429–445. doi: 10.1016/j.jfluidstructs.2006.09.007
115. Li, Z. (2005) *Condition Monitoring of Axial Piston Pump*. Saskatchewan, University of Saskatoon, Canada.
116. Li, Z., & Guo, B. (2007). Analysis of Longitudinal Vibration of Drillstring in Air and Gas Drilling. In *2007 Rocky Mountain Oil & Gas Technology Symposium*. Society of Petroleum Engineers. doi: 10.2118/107697-ms
117. Ljustina, A. M. (2004). Static and dynamic analysis of marine riser. *FSB Zagreb*.

118. Ma, S., Zhang, T., Liu, G., Tong, R., & Fu, X. (2015). Kinematics of Planetary Roller Screw Mechanism considering Helical Directions of Screw and Roller Threads. *Mathematical Problems in Engineering*, 2015, 1–11. doi: 10.1155/2015/459462
119. Meyer, G. H. (2015). *The time-discrete method of lines for options and bonds: A PDE approach*. New Jersey: World Scientific Pub.
120. Modelica Association. (2016). *Modelica Standard Library*. Retrieved from <https://github.com/modelica/Modelica>
121. Modelon. (2008). *Modeling of Hydraulic Systems. Tutorial for HyLib®. Library of Hydraulic Components*: Modelon AB.
122. Morooka, C. K., Coelho, F. M., Shiguemoto, D. A., Franciss, R., & Matt, C. G. C. (2006). Dynamic behavior of a top tensioned riser in frequency and time domain. In *SPE Gas Technology Symposium* (pp. 31–36). Society of Petroleum Engineers.
123. Mostofi, M., Shahbazi, K., Rahimzadeh, H., & Rastegar, M. (2010, Juny). Drilling Optimization Based on the ROP Model in One of the Iranian Oil Fields. In *International Oil and Gas Conference and Exhibition in China*. doi: 10.2118/131349-MS
124. Munch-Søgaard, L., & Nergaard, A. (2001, Februar). Offshore Drilling Experience with Dual Derrick Operations. In *SPE/IADC Drilling Conference*. doi: 10.2118/67706-MS
125. Naganawa, S. (2012). Feasibility study on roller-cone bit wear detection from axial bit vibration. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 82–83, 140–150. doi: 10.1016/j.petrol.2012.01.014
126. Nascimento, A., Tamas Kutas, D., Elmgerbi, A., Thonhauser, G., & Hugo Mathias, M. (2015). Mathematical Modeling Applied to Drilling Engineering: An Application of Bourgoyne and Young ROP Model to a Presalt Case Study. *Mathematical Problems in Engineering*, 2015(1), 1–9. doi:10.1155/2015/631290
127. National Oilwell Varco. (2010). *UltraDeep™ UD-165™*.
128. National Oilwell Varco. (2017). *Technical Marketing Sheet. Crown Mounted Compensation*. Retrieved from https://www.nov.com/Segments/Rig_Systems/Offshore/Motion_Compensation/Motion_Compensation_Resources.aspx

129. National Oilwell Varco. *Technical Marketing Sheet. Motion Compensation*. Retrieved from https://www.nov.com/Segments/Rig_Systems/Offshore/Motion_Compensation/Motion_Compensation_Resources.aspx
130. Navarro-López, E. M., & Cortés, D. (2007). Avoiding harmful oscillations in a drillstring through dynamical analysis. *Journal of Sound and Vibration*, *307*(1–2), 152–171. doi: 10.1016/j.jsv.2007.06.037
131. Niedzwecki, J. M., & Liagre, P. Y. F. (2003). System identification of distributed-parameter marine riser models. *Ocean Engineering*, *30*(11), 1387–1415. doi: 10.1016/s0029-8018(02)00110-5
132. Niedzwecki, J. M., & Thampi, S. K. (1988). Heave compensated response of long multi-segment drill strings. *Applied Ocean Research*, *10*(4), 181–190. doi: 10.1016/s0141-1187(88)80002-6
133. Offshore Standard. (2010). *Dynamic Risers*. (DNV, DNV-OS-F201): DET NORSKE VERITAS.
134. Ohno, T., Karasawa, H., Kosugi, M., & Rowley, J. C. (2004). Proposed Practical Methods to Estimate Rock Strength and Tooth Wear While Drilling With Roller-Cone Bits. *Journal of Energy Resources Technology*, *126*(4), 302–310. doi: 10.1115/1.1794696
135. Olav Fyrileiv, & Collberg, L. (2005). Influence of Pressure in Pipeline Design: Effective Axial Force. In *24th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering* (Vol. 3, pp. 629–636). ASME. doi: 10.1115/OMAE2005-67502
136. Otterén, A. (1982). A mathematical model for dynamic analysis of a flexible marine riser connected to a floating vessel. *Modelling, identification and control*, *3*(4), 187–209. doi: 10.4173/mic.1982.4.1
137. Paidoussis, M. P. (1998). *Slender Structures and Axial Flow. Fluid-Structure Interactions*: Academic Press.
138. Palmer, A. C., & Baldry, J.A.S. (1974). Lateral Buckling of Axially Constrained Pipelines. *Journal of Petroleum Technology*, *26*(11), 1283–1284. doi: 10.2118/4815-PA
139. Perez, T., & Blanke, M. (2002). *Simulation of ship motion in seaway* (No. EE02037). Newcastle, Australia.

140. Petrović, R. (2009). Mathematical Modeling and Experimental Research of Characteristic Parameters Hydrodynamic Processes of a Piston Axial Pump. *Journal of Mechanical Engineering*, 55(4), 224–229.
141. Rampersad, P. R., Hareland, G., & Boonyapaluk, P. (1994, April). Drilling Optimization Using Drilling Data and Available Technology. In *SPE Latin America/Caribbean Petroleum Engineering Conference*. doi: 10.2118/27034-MS
142. Rashed, G., Ghajar, R., & Hashemi, S. J. (2007). An analytical model for drillstring axial vibration. In *14th international Congress of Sound and Vibration*.
143. Rashidi, B., Hareland, G., & Wu, Z. (2015). Performance, simulation and field application modeling of rollercone bits. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 133, 507–517. doi: 10.1016/j.petrol.2015.06.003
144. Rizwan, Khan Arshdeep, Kaur, Singh, S. P., & Suhail, A. (2011). Nonlinear Dynamics Analysis of Marine Risers under Random Loads for Deepwater Fields in Indian Offshore. In *The Twelfth East Asia-Pacific Conference on Structural Engineering and Construction* (pp. 1334–1342). Procedia Engineering. Elsevier. doi: 10.1016/j.proeng.2011.07.168
145. Rustad, A. M. (2007). *Modeling and control of top tensioned risers* (Thesis for the degree of doctor philosophie). Norwegian University of Science and Technology.
146. Rustad, A. M., Larsen, C. M., & Sørensen, A. J. (2008). FEM modelling and automatic control for collision prevention of top tensioned risers. *Marine Structures*, 21(1), 80–112. doi: 10.1016/j.marstruc.2007.04.003
147. Safai, V. H. (1983). Nonlinear dynamic analysis of deep water risers. *Applied Ocean Research*, 5(4), 215–225. doi:10.1016/0141-1187(83)90036-6
148. Samuel, R., & Kumar, A. (2012, January). Effective Force and True Force: What are They? In *SPE: Society of Petroleum Engineers*. doi: 10.2118/151407-MS
149. Sarpkaya, T. (1986). Force on a circular cylinder in viscous oscillatory flow at low Keulegan-Carpenter numbers. *Journal of Fluid Mechanics*, 165, 61–71.
150. Sarpkaya, T. (2001). Hydrodynamic damping and quasi-coherent structures at large stokes numbers. *Journal of Fluids and Structures*, 15(7), 909–928. doi: 10.1006/jfls.2001.0384

151. Sarpkaya, T. (2004). A critical review of the intrinsic nature of vortex-induced vibrations. *Journal of Fluids and Structures*, 19(4), 389–447. doi: 10.1016/j.jfluidstructs.2004.02.005
152. Sarpkaya, T. (2010). *Wave forces on offshore structures*. Cambridge: Cambridge University Press.
153. Schiesser, W. E., & Griffiths, G. W. (2009). *A compendium of partial differential equation models: Method of lines analysis with Matlab*. Cambridge, New York: Cambridge University Press.
154. Schmalhorst, B., Brommundt, E., Baumgart, A., & Richter, U. (2000). Drilling Dynamics in the Presence of Mud Flow. In *2000 IADC/SPE Drilling Conference*. IADC/SPE Drilling Conference. doi: 10.2118/59236-ms
155. Serban, R., & Hindmarsh, A. C. (2005). CVODES: The Sensitivity-Enabled ODE Solver in SUNDIALS. In *Volume 6: 5th International Conference on Multibody Systems, Nonlinear Dynamics, and Control, Parts A, B, and C* (pp. 257–269). ASME. doi: 10.1115/DETC2005-85597
156. Servet, H., & Dyngvold, O. (2011). *Development of simulation model for virtual testing and design of a riser tensioner system*: University of Arder, p. 103.
157. Skaugen, E., & Kyllingstad, A. (1986, October). Performance Testing of Shock Absorbers. In *SPE Annual Technical Conference and Exhibition*. doi: 10.2118/15561-MS
158. Smith, J. E., Chandler, R. B., & Boster, P. L. (2001). Titanium Drill Pipe for Ultra-Deep and Deep Directional Drilling. In *2001 SPE/IADC Drilling Conference*. 2001,. *SPE/IADC Drilling Conference*. doi: 10.2118/67722-ms
159. Sonny Irawan, Adib Mahfuz Abd Rahman, & Saleem Qadir Tunio. (2012). Optimization of Weight on Bit During Drilling Operation Based on Rate of Penetration Model. *Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*. (4(12)), 1690–1695.
160. Span, R., Lemmon, E. W., Jacobsen, R. T., Wagner, W., & Yokozeki, A. (2000). A Reference Equation of State for the Thermodynamic Properties of Nitrogen for Temperatures from 63.151 to 1000 K and Pressures to 2200 MPa. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, 29(6), 1361–1433.

161. Spanos, P. D., Sengupta, A. K., Cunningham, R. A., & Paslay, P. R. (1995). Modeling of Roller Cone Bit Lift-Off Dynamics in Rotary Drilling. *Journal of Energy Resources Technology*, 117(3), 197. doi: 10.1115/1.2835341
162. Sparks, C. P. (1984). The Influence of Tension, Pressure and Weight on Pipe and Riser Deformations and Stresses. *J. Energy Resour. Technol*, 106, 46–54. doi: 10.1115/1.3231023
163. Sparks, C. P. (2002). Transverse Modal Vibrations of Vertical Tensioned Risers. a Simplified Analytical Approach. *Oil & Gas Science and Technology*, 57(1), 71–86. doi: 10.2516/ogst:2002005
164. Sparks, C. P. (2007). *Fundamentals of marine riser mechanics: Basic principles and simplified analyses*. Tulsa, Okla., USA: Penn Well.
165. Tannuri, E. A., Sparano, J. V., Simos, A. N., & Da Cruz, J. J. (2003). Estimating directional wave spectrum based on stationary ship motion measurements. *Applied Ocean Research*, 25(5), 243–261. doi: 10.1016/j.apor.2004.01.003
166. Tikhonov, V. S., & Safronov, A. I. (1998). Stress-strain state of a drill string and marine riser under their interaction in the open SEA. *Strength of Materials*, 30(1), 101–106. doi: 10.1007/BF02764427
167. Tikhonov, V. S., & Safronov, A. I. (2002). Effect of fluid column dynamics on longitudinal vibrations of an ultra deepwater riser covered by an orifice plug. *Ocean Engineering*, 29(1), 99–112. doi: 10.1016/s0029-8018(01)00004-x
168. Tikhonov, V. S., Safronov, A. I., & Gelfgat, M. Y. (2002). Investigation of Drillstring Transverse Vibrations at Rotary Drilling of Inclined Wells. *ASME Conference Proceedings*, 2002(3591X), 305–315. doi: 10.1115/ETCE2002/DRILL-29031
169. Tikhonov, V. S., Safronov, A. I., Gelfgat, M. Y., Grebtsov, N. N., & Podrazhansky, A. M. (1998). Selection of parameters and bending vibrations of deepwater drilling aluminium riser in random waves. In *OMAE 1998: Proceedings of the 17th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*. New York, NY: American Society of Mechanical Engineers.

170. Tiller, M. (2001). *Introduction to physical modeling with Modelica*. Kluwer international series in engineering and computer science: SECS 615. Boston, Mass., London: Kluwer Academic.
171. Tim Colton. (2012). World Fleet of Drill Ships. Retrieved from <http://shipbuildinghistory.com/today/highvalueships/offshoredrillships.htm>
172. Torres, L., Verde, C., Besancon, G., & Áviles, J. D. (2014). Modeling and Identification of the Restoring Force of a Marine Riser. In *Proceedings of the 19th IFAC World Congress* (pp. 73–78). doi: 10.3182/20140824-6-ZA-1003.01794
173. Vante, P. (2000 August 01) *U.S. Patent No. US006095501A*. Washington, DC, USA: U.S. Patent and Trademark Office.
174. Vedeld, K., Osnes, H., & Fyrileiv, O. (2012). Analytical expressions for stress distributions in lined pipes: Axial stress and contact pressure interaction. *Marine Structures*, 26(1), 1–26. doi: /10.1016/j.marstruc.2011.12.003
175. Vedeld, K., Sollund, H. A., Hellesland, J., & Fyrileiv, O. (2014). Effective axial forces in offshore lined and clad pipes. *Engineering Structures*, 66, 66–80. doi: 10.1016/j.engstruct.2014.01.051
176. Walid, A. A., Gu, P., Iskandarani, Y., & Karimi, H. R. (2005). Modeling and Simulation of an Active Heave Compensated Draw-works. *Recent Advances in Manufacturing Engineering*.
177. Walker, B. H., Black, A. D., Klauber, W. P., Little, T., & Khodaverdian, M. (1986). Roller-Bit Penetration Rate Response as a Function of Rock Properties and Well Depth. In *SPE Annual Technical Conference and Exhibition*. Society of Petroleum Engineers. doi: 10.2118/15620-MS
178. Wang, Y., Gao, D., & Fang, J. (2015). Coupled dynamic analysis of deepwater drilling riser under combined forcing and parametric excitation. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*. Advance online publication. doi: 10.1016/j.jngse.2015.10.038
179. Ward, K. D., Watts, S., & Tough, R. J. A. (2006). Sea clutter: Scattering, the K-distribution and radar performance. *IET Radar, Sonar, navigation and avionics series 20*. London: Institution of Engineering and Technology.

180. Warren, T. M. (1981). Drilling Model for Soft-Formation Bits. *Journal of Petroleum Technology*, 33(06), 963–970. doi: 10.2118/8438-PA
181. Warren, T. M. (1984). Factors Affecting Torque for a Roller Cone Bit. *Journal of Petroleum Technology*, 36(09), 1500–1508. doi: 10.2118/11994-PA
182. Warren, T. M. (1987). Penetration Rate Performance of Roller Cone Bits. *SPE Drilling Engineering*, 02(1), 9–18. doi: 10.2118/13259-PA
183. Warren, T. W., Oster, J. H., Sinor, L. A., & Chen, D.C.K. (1998, March). Shock Sub Performance Tests. In *IADC/SPE Drilling Conference*. doi: 10.2118/39323-MS
184. Woodall-Mason, N., & Tilbe, J. R. (1976). Value of Heave Compensators to Floating Drilling. *Journal of Petroleum Technology*, 28(08), 938–946. doi:10.2118/5267-PA
185. Wu, A., Hareland, G., & Rashidi, B. (2010). The Effect of Different Rock Types and Roller Cone Insert Types and Wear on ROP (Rate of Penetration). In *Proceedings 44th US Rock Mechanics Symposium*.
186. Wu, M. C., & Lou, J. Y. K. (1991). Effects of rigidity and internal flow on marine riser dynamics. *Applied Ocean Research*, 13(5), 235–244. doi: 10.1016/s0141-1187(05)80047-1

ДОДАТКИ

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Список публікацій, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Мойсишин, В. М., Слабий, О. О. (2018). Створення віброзахисного пристрою для регулювання динаміки колони сталених бурильних труб і долота. *Металофізика і новітні технології*, 40(4) 541–550. doi: 10.15407/mfint.40.04.0541 (Фахове видання включене до міжнародної наукометричної бази Scopus).

2. Слабий, О. О. (2014). Дослідження динамічної складової натягу водовіддільної колони за нерегулярної хитавиці бурового судна. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. (1(50)), 119–131.

3. Слабий, О. О. (2014). Дослідження амплітудо-частотних характеристик динамічного зусилля натягу верхнього кінця водовіддільної колони та впливу на нього параметрів бурової системи. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. (2(51)), 88–94.

4. Слабий, О. О. (2014). Побудова математичної моделі компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони підкронблочного типу. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. (3(52)), 88–100.

5. Слабий, О. О. (2015). Дослідження роботи компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони із активною підсистемою замкненого циклу. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*, (4(57)), 27–35.

6. Слабий, О. О. (2015). Дослідження динаміки роботи бурильної колони при бурінні свердловини із плавучої установки. *Нафтогазова енергетика*. (2(24)), 7–15.

7. Слабий, О. О. (2016). Дослідження впливу жорсткості наддолотного амортизатора на динаміку роботи долота при поглибленні свердловини з плавучих засобів за нерегулярного хвилювання моря. *Прикарпатський вісник Наукового товариства ім. Шевченка. Число*. (1(33)), 236–247.

8. Слабий, О. О. (2017). Дослідження напружено-деформованого стану водовіддільної колони при нерегулярному хвилюванні моря. *Прикарпатський вісник Наукового товариства ім. Шевченка*. Число. (1(37)), 206–216.

Список публікацій, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

9. Слабий, О. О. (2012). Розробка бібліотеки на мові Modelica для дослідження блочних механізмів бурових систем. *Тези доповідей міжнародної науково-практичної конференції молодих учених і студентів «Техніка і прогресивні технології у нафтогазовій інженерії - 2012»* (с. 246–250). Івано-Франківськ: ІФНТУНГ.

10. Слабий, О. О. (2013). Побудова математичної моделі механізмів з'єднання водовіддільної колони з плавучою буровою установкою. *11-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові. Тези доповідей* (с. 85–86). Львів: КІНПАТРИ ЛТД.

11. Слабий, О. О. (2015). Дослідження поздовжніх коливань бурильної колони при поглибленні вертикальної свердловини із бурового судна в умовах глибокого моря. *Матеріали 4-тої Міжнародної науково-технічної конференції «Нафтогазова енергетика - 2015»* (с. 59–62). Івано-Франківськ: ІФНТУНГ.

12. Слабий, О. О. (2015). Изучение влияния качки бурового судна на осевое усилие на долоте при углублении вертикальных скважин в условиях глубокого моря. *Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика: Сборник трудов по материалам международной заочной научно-практической конференции* (с. 483). Воронеж: ФГБОУ ВО «ВГЛТУ».

13. Никифорчин Ю. М., Слабий О. О. (2016) Розробка імітаційної моделі поздовжніх коливань водовіддільної колони. *Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу»* (с. 145-148). Івано-Франківськ: ІФНТУНГ.

14. Мойсишин, В. М., Слабий, О. О. (2016). Побудова математичної моделі поперечних коливань водовіддільної колони. *Друга всеукраїнська наукова конференція «Прикладні задачі математики», присвячена 55-річчю кафедри вищої математики Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. Тези доповідей.* (с. 60–63). Івано-Франківськ: ІФНТУНГ.

Список матеріалів, які додатково відображають наукові результати дисертації:

15. Слабий, О. О. (2013). Дослідження динаміки бурової системи під час буріння свердловин на морі (огляд). *Прикарпатський вісник Наукового товариства ім. Шевченка.* Число. (1(21)), 256–320.

16. Мойсишин, В. М., Слабий, О. О. (2016). *Інструкція з використання бібліотеки моделювання «OffshoreDrill» для створення імітаційних моделей роботи бурової системи при поглибленні свердловин на морі.* Івано-Франківськ: ІФНТУНГ.

17. Слабий, О. О., Мойсишин, В. М., Векерик, В. І. (2016). *Патент на корисну модель № 114949.* Київ, Україна: Державна служба інтелектуальної власності.

ДИСКРЕТИЗАЦІЯ ДИФЕРЕНЦІАЛЬНИХ РІВНЯНЬ З ЧАСТИННИМИ ПОХІДНИМИ ДЛЯ ЗАПISУ В МОВІ MODELICA

Зважаючи на неможливість опису моделей в диференціальних рівняннях з частинними похідними в мові Modelica, їхнє вирішення проводимо в два етапи, згідно чисельного методу ліній (Numeric Method of Lines, NMOL) [119, 153]. Для цього на першому етапі проводимо дискретизацію рівнянь згідно центральної кінцево-різничевої схеми в систему звичайних диференціальних рівнянь. За їх допомогою описуємо математичну модель досліджуваного об'єкту в мові моделювання Modelica.

Б.1 Приклад дискретизації рівняння поздовжньо-поперечних коливань ВК.

Вивчення поздовжньо-поперечних рівнянь водовіддільної колони в роботі пропонується проводити розв'язуючи наступну систему диференціальних рівнянь в частинних похідних:

$$\begin{aligned}
 & -\rho_R \frac{\partial^2 u_R}{\partial t^2} - \rho_R k_{Ag} + E_R A_R \frac{\partial}{\partial z_1} \left(\frac{\partial u_R}{\partial z_1} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w_R}{\partial z_1} \right)^2 \right) + \frac{\partial}{\partial z_1} (p_e A_{Re} - p_i A_{Ri}) + \\
 & \quad + \rho_f \frac{f v_f^2}{D_i} A_i + f_{M\tau} = 0; \\
 & -E_R I_R \frac{\partial^4 w}{\partial z_1^4} + E_R A_R \frac{\partial}{\partial z_1} \left(\frac{\partial u_R}{\partial z_1} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w_R}{\partial z_1} \right)^2 \right) \frac{\partial w}{\partial z_1} + E_R A_R \left(\frac{\partial u_R}{\partial z_1} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w_R}{\partial z_1} \right)^2 \right) \frac{\partial^2 w_R}{\partial z_1^2} - \\
 & \quad - \rho_R \frac{\partial^2 w_R}{\partial t^2} - \rho_f A_{Ri} \left(\frac{\partial^2 w_R}{\partial t^2} + \frac{\partial^2 w_R}{\partial z_1^2} + 2 \frac{\partial^2 w_R}{\partial z_1 \partial t} \right) + f_{Mn} = 0,
 \end{aligned} \tag{Б.1}$$

Для можливості запису рівнянь (Б.1) засобами мови Modelica проведемо їх дискретизацію центральною кінцево-різничевою схемою другого порядку, для чого секцію АВ ВК довжиною L розділимо на N рівномірних відрізків, в результаті ВК складається із $N + 1$ вузлів з рівномірним кроком Δz_1 один від одного (рис. Б.1), де:

$$\Delta_{z_1} = \frac{L}{N}, \quad (\text{Б.2})$$

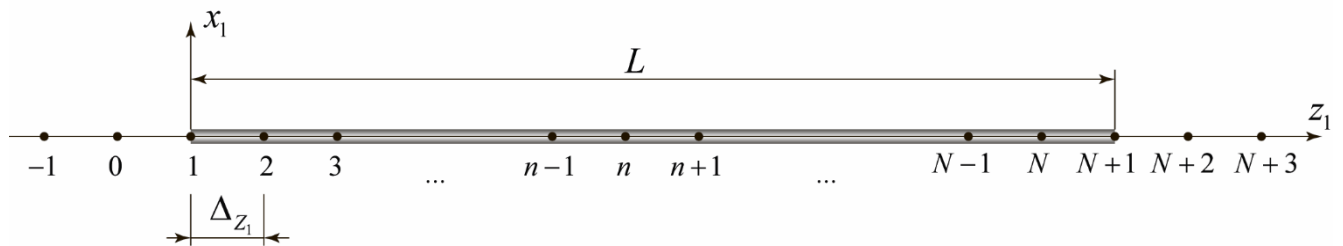


Рисунок Б.1 – Схема апроксимації секції ВК

Зважаючи на наявність в рівнянні (Б.1) доданків з похідною четвертого порядку до країв колони додано два додаткових вузла. Подальший розв'язок ведемо шляхом пошуку поздовжнього $u[i](t)$ і поперечного $w[i](t)$ переміщення вузла i де $i \in \{0, \dots, N+1\}$, провівши заміну частинних похідних по z_1 , що входять в рівняння (Б.1) наступними різницевиими співвідношеннями:

$$\frac{\partial u(z_1, t)}{\partial z_1} = \frac{-0.5u[n-1] + 0.5u[n+1]}{\Delta_{z_1}}, \quad n \in \{0 \dots N+1\}; \quad (\text{Б.3})$$

$$\frac{\partial^2 u(z_1, t)}{\partial z_1^2} = \frac{u[n-1] - 2u[n] + u[n+1]}{\Delta_{z_1}^2}, \quad n \in \{0 \dots N+1\}; \quad (\text{Б.4})$$

$$\frac{\partial w(z_1, t)}{\partial z_1} = \frac{-0.5w[n-1] + 0.5w[n+1]}{\Delta_{z_1}}, \quad n \in \{0 \dots N+1\}; \quad (\text{Б.5})$$

$$\frac{\partial^2 w(z_1, t)}{\partial z_1^2} = \frac{w[n-1] - 2w[n] + w[n+1]}{\Delta_{z_1}^2}, \quad n \in \{0 \dots N+1\}; \quad (\text{Б.6})$$

$$\frac{\partial^3 u(z_1, t)}{\partial z_1^3} = \frac{-0.5w[n-2] + w[n-1] - w[n+1] + 0.5w[n+2]}{\Delta_{z_1}^3}, \quad n \in \{0 \dots N+1\}; \quad (\text{Б.7})$$

$$\frac{\partial^4 u(z_1, t)}{\partial z_1^4} = \frac{\begin{pmatrix} w[n-2] - 4w[n-1] + 6w[n] - \\ -4w[n+1] + w[n+2] \end{pmatrix}}{\Delta_{z_1}^4}, \quad n \in \{0 \dots N+1\}; \quad (\text{Б.8})$$

$$\frac{\partial^2 w(z_1, t)}{\partial z_1 \partial t} = \frac{-0.5\dot{w}[n-1] + 0.5\dot{w}[n+1]}{\Delta_{z_1}}, \quad n \in \{0 \dots N\}; \quad (\text{Б.9})$$

де $u[n]$ – поздовжнє переміщення вузла n ; $w[n]$ – поперечне переміщення вузла n ; $\dot{w}[n]$ – поперечна швидкість руху вузла n .

Підставивши вирази (Б.3)- (Б.9) в рівняння (Б.1) і врахувавши, що:

$$\frac{\partial}{\partial z_1} \left(\frac{\partial u}{\partial z_1} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w}{\partial z_1} \right)^2 \right) = \frac{\partial^2 u}{\partial z_1^2} + \frac{\partial w}{\partial z_1} \frac{\partial^2 w}{\partial z_1^2}. \quad (\text{Б.10})$$

отримаємо:

$$\begin{aligned} & -\rho_R \ddot{u}[n] - \rho_R k_A g + E_R A_R \left(\frac{u[n-1] - 2u[n] + u[n+1]}{\Delta_{z_1}^2} + \frac{-0.5w[n-1] + 0.5w[n+1]}{\Delta_{z_1}} \right) \times \\ & \left(\frac{w[n-1] - 2w[n] + w[n+1]}{\Delta_{z_1}^2} \right) + \frac{-0.5p_e[n-1] + 0.5p_e[n+1]}{\Delta_{z_1}} A_e - \frac{-0.5p_i[n-1] + 0.5p_i[n+1]}{\Delta_{z_1}} A_i + \\ & + \rho_f \frac{f}{D_i} \frac{v_f^2}{2} A_i + C_{M\tau} \frac{\rho_w \pi D_{ei}^2}{4} \frac{\partial u_w}{\partial t} + C_{D\tau} \frac{\rho_w D_{ed}}{2} (u_w - \dot{u}[n]) |u_w - \dot{u}[n]| = 0; \\ & -\rho_R \ddot{w}[n] + E_R A_R \left(\frac{u[n-1] - 2u[n] + u[n+1]}{\Delta_{z_1}^2} + \frac{-0.5w[n-1] + 0.5w[n+1]}{\Delta_{z_1}} \right) \times \\ & \left(\frac{w[n-1] - 2w[n] + w[n+1]}{\Delta_{z_1}^2} \right) \times \\ & \times \frac{-0.5w[n-1] + 0.5w[n+1]}{\Delta_{z_1}} - E_R I_R \frac{\left(\frac{w[n-2] - 4w[n-1] + 6w[n] - 4w[n+1] + w[n+2]}{\Delta_{z_1}^4} \right)}{\Delta_{z_1}^4} + \\ & + E_R A_R \left(\frac{-0.5u[n-1] + 0.5u[n+1]}{\Delta_{z_1}} + \frac{1}{2} \left(\frac{-0.5w[n-1] + 0.5w[n+1]}{\Delta_{z_1}} \right)^2 \right) \times \\ & \times \frac{w[n-1] - 2w[n] + w[n+1]}{\Delta_{z_1}^2} - \\ & -\rho_f A_i \left(\ddot{w}[n] + \frac{w[n-1] - 2w[n] + w[n+1]}{\Delta_{z_1}^2} + \frac{-\dot{w}[n-1] + \dot{w}[n+1]}{\Delta_{z_1}} \right) + C_{Mn} \frac{\rho_w \pi D_{ei}^2}{4} \frac{\partial w_w}{\partial t} - \\ & - C_A \frac{\rho_w g p D_e^2}{4} \ddot{w}[n] + C_{Dn} \frac{\rho_w D_{ed}}{2} (w_w - \dot{w}[n]) |w_w - \dot{w}[n]| = 0; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{u}[n] &= \frac{d}{dt} \dot{u}[n]; \\
\dot{u}[n] &= \frac{d}{dt} u[n]; \\
\ddot{w}[n] &= \frac{d}{dt} \dot{w}[n]; \\
\dot{w}[n] &= \frac{d}{dt} w[n]; \\
n &\in \{-1 \dots N + 3\}.
\end{aligned} \tag{Б.11}$$

Отримана система складається з $6N + 6$ рівнянь і має $N + 24$ невідомих. Для замикання системи рівнянь проведемо різницеву апроксимацію граничних умов:

$$\begin{aligned}
S_{Ax} &= w[0], S_{Az} = u[0] + S_{Ast}; \\
F_{Ax} &= E_R J_R \frac{-0.5w[-2] + w[-1] - w[1] + 0.5w[2]}{\Delta_{Z_1}^3}; \\
F_{Az} &= E_R A_R \frac{-0.5u[-1] + 0.5u[1]}{\Delta_{Z_1}}, \varphi_A = \frac{-0.5w[-1] + 0.5w[1]}{\Delta_{Z_1}}; \\
M_A &= E_R J_R \frac{w[-1] - 2w[0] + w[1]}{\Delta_{Z_1}^2}; \\
S_{Bx} &= w[N], S_{Bz} = u[N] + S_{Ast} + L; \\
F_{Ax} &= -E_R J_R \frac{-0.5w[N-2] + w[N-1] - w[N+1] + 0.5w[N+2]}{\Delta_{Z_1}^3}; \\
F_{Bz} &= -E_R A_R \frac{-0.5u[N-1] + 0.5u[N+1]}{\Delta_{Z_1}}; \\
\varphi_B &= \frac{-0.5w[N-1] + 0.5w[N+1]}{\Delta_{Z_1}}; \\
M_B &= E_R J_R \frac{w[N-1] - 2w[0] + w[N+1]}{\Delta_{Z_1}^2},
\end{aligned} \tag{Б.12}$$

де S_{ix} і S_{iz} – поздовжнє і поперечне переміщення i -го кінця ВК; S_{Ast} – початкова координата кінця A в загальній системі координат моделі; F_{ix} і F_{iz} – поперечне і поздовжнє зусилля в i -тому кінці колони; φ_i – кут повороту i -го кінця колони; M_i – згинаючий момент в i -тому кінці колони.

Виходячи із цього умови поєднання двох елементів між собою будуть наступними:

$$\begin{aligned}
 S_{1x} &= S_{2x} = \dots = S_{Mx}; \\
 S_{1z} &= S_{2z} = \dots = S_{Mz}; \\
 F_{1x} + F_{2x} + \dots + F_{Mx} &= 0; \\
 M_1 + M_2 + \dots + M_M &= 0; \\
 \varphi_1 &= \varphi_2 = \dots = \varphi_M,
 \end{aligned}
 \tag{Б.13}$$

де $1 \dots M$ – індекс вузла, що входить в з'єднання.

Початковими умова, яка прийнята у вигляді статичної рівноваги ВК, без її поперечного зміщення обчислюється наступним чином:

$$\begin{aligned}
 u[n] \Big|_{t=0} &= \frac{\rho_R k_a g (\Delta_{z_1} (n-1))^2}{2E_R A_R} + \frac{T_{st} \Delta_{z_1} (n-1)}{E_R A_R}, \quad n \in \{0 \dots N\}, \\
 w[n] \Big|_{t=0} &= 0, \quad n \in \{0 \dots N\}.
 \end{aligned}
 \tag{Б.14}$$

де T_{st} – натяг кінця водовіддільної колони.

Б.2 Приклад дискретизації рівняння поздовжніх коливань бурильної колони

Поздовжні коливання БК досліджуються шляхом розв'язку наступного рівняння в частинних похідних:

$$E_i A_i \frac{\partial^2 u_D}{\partial z_2^2} = \rho_i \frac{\partial^2 u_D}{\partial t^2} + \eta_i \frac{\partial u_D}{\partial t} + k_a \rho_i g.
 \tag{Б.15}$$

Проведемо дискретизацію даного рівняння по координаті z_3 в систему звичайних диференціальних рівнянь, для чого розіб'ємо секцію бурильної колони на M вузлів з кроком Δ_{z_3} . Зважаючи на те, що в рівнянні (Б.15) найбільшою є похідна другого порядку, додаємо до країв секції БК по одному віртуальному вузлу. Подальший пошук ведемо, шляхом пошуку поздовжніх переміщень $u[j](t)$ j -го вузла колони, де $j \in \{0 \dots M+1\}$ провівши заміну часткових похідних по z_3 їх центральними кінцево-різницеви аналогіями:

$$\begin{aligned}\frac{\partial u(z_3, t)}{\partial z_3} &= \frac{-0.5u[n-1] + 0.5u[n+1]}{\Delta_{z_3}}, \quad n \in \{0 \dots M+1\}; \\ \frac{\partial^2 u(z_3, t)}{\partial z_3^2} &= \frac{u[n-1] - 2u[n] + u[n+1]}{\Delta_{z_3}^2}, \quad n \in \{0 \dots M+1\}.\end{aligned}\tag{Б.16}$$

Підставивши їх в рівняння отримаємо:

$$\begin{aligned}E_d A_d \frac{u[n-1] - 2u[n] + u[n+1]}{\Delta_{z_3}^2} &= \rho_d \ddot{u}_D[n] + \eta \dot{u}_D[n] + k_a \rho_d g; \\ \ddot{u}_D[n] &= \frac{d}{dt} \dot{u}[n]; \\ \dot{u}_D[n] &= \frac{d}{dt} u[n]; \\ n &\in \{0, \dots, M+1\}.\end{aligned}\tag{Б.17}$$

Для замикання системи проведемо апроксимацію граничних умов.

$$\begin{aligned}S_A &= u[0] + S_{Ast}; \\ S_B &= u[M] + S_{Ast} + L; \\ -F_A &= E_d A_d \frac{-0.5u[-1] + 0.5u[1]}{\Delta_{z_3}}; \\ F_B &= E_d A_d \frac{-0.5u[M-1] + 0.5u[M+1]}{\Delta_{z_3}};\end{aligned}\tag{Б.18}$$

Для успішного рішення системі задаємо початкові умови. Для даного рівняння це є умова статичної рівноваги БК:

$$u[n] \Big|_{t=0} = \frac{\rho_d k_a g (\Delta_{z_3} (n-1))^2}{2E_d A_d} - \frac{F_{st} \Delta_{z_3} (n-1)}{E_d A_d}, \quad n \in \{0 \dots M\}.\tag{Б.19}$$

ПАРАМЕТРИ ДОСЛІДЖУВАНОВОГО ОБ'ЄКТУ

Таблиця В.1 – Параметри системи «ПБУ – НСВК – ВК»

Назва параметру	Розмірність	Значення	Пояснення
T	N	2616594.41542	Натяг верхнього кінця водовіддільної колони
Параметри першої секції ВК (без поплавків)			
C a		1.0	Коефіцієнт приєднаної маси води
C d n		1.0	Коефіцієнт опору в поперечному напрямку
C d t		0.03	Коефіцієнт опору в поздовжньому напрямку
C m n		1.9	Коефіцієнт інерції в поперечному напрямку
C m t		1.9	Коефіцієнт інерції в поздовжньому напрямку
de	m	0.61595	Зовнішній діаметр водовіддільної колони
ded	m	1.41	Зведений зовнішній діаметр опору водовіддільної колони
dei	m	1.41	Зведений зовнішній діаметр інерції водовіддільної колони
di	m	0.5588	Внутрішній діаметр водовіддільної колони
E_R	Pa	207e9	Модуль Юнга матеріалу стінок водовіддільної колони
f		0.1	Коефіцієнт опору
I_R	m ⁴	0.00263	Момент інерції січення водовіддільної колони
k_a		0.0208	Коефіцієнт плавучості секції
L	m	365.8	Довжина секції водовіддільної колони
N		73	Кількість ділянок на які розбивається водовіддільна колона
rho_mud	kg/m ³	1200	Густина промивальної рідини
rho_riser	kg/m ³	707	Маса одиниці довжини водовіддільної колони
rho_water	kg/m ³	1025	Густина морської води
v_mud	m/s	1.1	Швидкість протікання промивальної рідини по колоні
Параметри другої секції ВК (з поплавками)			
C a		0.9	Коефіцієнт приєднаної маси води
C d n		1.0	Коефіцієнт опору в поперечному напрямку
C d t		0.03	Коефіцієнт опору в поздовжньому напрямку
C m n		1.9	Коефіцієнт інерції в поперечному напрямку
C m t		1.9	Коефіцієнт інерції в поздовжньому напрямку
de	m	0.61595	Зовнішній діаметр водовіддільної колони
ded	m	1.049	Зведений зовнішній діаметр опору водовіддільної колони
dei	m	0.9525	Зведений зовнішній діаметр інерції водовіддільної колони
di	m	0.5588	Внутрішній діаметр водовіддільної колони
E_R	Pa	207e9	Модуль Юнга матеріалу стінок водовіддільної колони
f		0.1	Коефіцієнт опору
I_R	m ⁴	0.00263	Момент інерції січення водовіддільної колони
k_a		1.0	Коефіцієнт плавучості секції
L	m	274.3	Довжина секції водовіддільної колони
N		55	Кількість ділянок на які розбивається водовіддільна колона
rho_mud	kg/m ³	1200	Густина промивальної рідини
rho_riser	kg/m ³	707	Маса одиниці довжини водовіддільної колони
rho_water	kg/m ³	1025	Густина морської води
v_mud	m/s	1.1	Швидкість протікання промивальної рідини по колоні
Z_start	m	0	Початкове положення нижнього кінця водовіддільної колони
Параметри робочого газу пневмосистеми низького тиску			
c p	J/(kg.K)	29.17 * M	Ізобарна теплоємність
c v	J/(kg.K)	20.83 * M	Ізохорна теплоємність
M	kg/mol	28.01348	Молярна маса
p_start	Pa	100000	Початковий тиск в пневмосистемі
R	J/(kg.K)	8.31451 * M	Газова стала
rho	kg/m ³	0.04098 * M	Густина газу в початковому положенні
temp	K	293.15	Температура газу
Параметри робочого газу пневмосистеми високого тиску			
c p	J/(kg.K)	30.03 * M	Ізобарна теплоємність
c v	J/(kg.K)	20.95 * M	Ізохорна теплоємність
M	kg/mol	28.01348	Молярна маса

p_start	Pa	8000000.0	Початковий тиск в пневмосистемі
R	J/(kg.K)	8.31451 * M	Газова стала
rho	kg/m3	0.80402 * M	Густина газу в початковому положенні
temp	K	293.15	Температура газу
d	m	0.0445	Діаметр тросу
E	Pa	211000000000.0	Модуль Юнга матеріалу тросу
k_s		0.8	Коефіцієнт заповнення перерізу тросу
start_tension	N	335832.722	Початковий натяг тросу
Параметри робочої рідини			
beta	Pa	3660000000.0	Модуль об'ємної пружності рідини
nju	m2/s	3.5e-005	Кінетична в'язкість рідини
rho	kg/m3	1085	Густина рідини
Параметри ПБУ			
Diametr_sheave	m	10	Діаметр кола по якому розташовуються на палубі відхиляючі шківів
Diametr_tension_rig	m	2	Діаметр кола по якому кріпляться кінці тросів на натяжному кільці
gama	rad	0.26179938	Курсовий кут ПБУ
R1_x	m	4.8124	Значення проекції на вісь x радіус вектору R1
R1_z	m	27.94788	Значення проекції на вісь z радіус вектору R1
R3_z	m	18.1136	Значення радіус вектору R3
Загальні параметри НПК			
Cylinder_gas_tank_volume	m3	1	Об'єм газового резервуару гідроциліндра
d_acum	N.s/m	2000	коефіцієнт демпфування тертя поршня
d_cyl	N.s/m	2000	коефіцієнт демпфування тертя поршня
f_coulon_acum	N	1650	Сила тертя Кулона в поршні
f_coulon_cyl	N	1650	Сила тертя Кулона в поршні
f_s_acum	s/m	50	Коефіцієнт згасання ефекту Стрібека
f_s_cyl	s/m	50	Коефіцієнт згасання ефекту Стрібека
f_stribek_acum	N	850	Сила тертя Стрібека в поршні
f_stribek_cyl	N	850	Сила тертя Стрібека в поршні
length	m	5	Довжина ділянки тросу між відхиляючим шківом і натяжним пристроєм
moment_of_inertia	kg.m2	1.20015	Момент інерції шківів поліспасти
pressure	Pa	100000.0	Тиск інертного газу в неробочій камері гідроциліндра
sheave_diameter	m	1.20015	Діаметр шківів і поліспастного механізму
start_length	m	18.6544699	
volume	m3	3.2	Об'єм газового сховища високого тиску
D	m	1.2	Діаметр робочої поверхні шківа
J	kg.m2	318.6	Момент інерції шківа
m	kg	885	Маса шківа
m_fric	N.m	100	Момент тертя в осі
Додаткові параметри гідроциліндра НПК			
c_gap	N/m	50000000000.0	Коефіцієнт пружності гальма поршня
d_gap	N.s/m	50000000000.0	Коефіцієнт демпфування гальма поршня
dead_volume_hydro_chamber	m3	0.005	Мертвий об'єм гідравлічної камери
dead_volume_pneumo_chamber	m3	0.005	Мертвий об'єм пневматичної камери
delta_p_start	Pa	8000000	Початкова різниця тисків
diameter_inner	m	0.47	Зовнішній діаметр гідроциліндра
diameter_outer	m	0.57	Внутрішній діаметр гідроциліндра
diameter_rod	m	0.4	Діаметр штоку
E	Pa	200000000000.0	Модуль Юнга
k_p_fr	N/Па	0.001	Коефіцієнт залежності тертя від тиску в камерах
length_cylinder	m	4.75	Довжина гідроциліндра
length_gap	m	0.1	Довжина ділянки гальмування поршня
length_piston	m	0.3	Довжина поршня
length_rod	m	5.4	Довжина штоку
piston mass	kg	2450	Маса поршня
Додаткові параметри гідропневматичного акумулятора НПК			
c_gap	N/m	50000000000.0	Коефіцієнт пружини гальма поршня
d_gap	N.s/m	50000000000.0	Коефіцієнт демпфування гальма поршня
dead_volume_hydro_chamber	m3	0.005	Мертвий об'єм гідравлічної камери
dead_volume_pneumo_chamber	m3	0.005	Мертвий об'єм пневматичної камери
diameter	m	0.53	Внутрішній діаметр акумулятора
diameter_outer	m	0.63	Зовнішній діаметр акумулятора
E	Pa	200000000000.0	Модуль Юнга
gap_length	m	0.2	Довжина ділянки гальмування поршня
k_fr_p	N/Па	0.001	Коефіцієнт тертя, що залежить від тисків в камерах
length	m	4	Довжина акумулятора

piston length	m	0.3	Висота поршня
piston mass	kg	200	Маса поршня
Додаткові характеристики арматури НПК			
diameter	m	0.05	Діаметр перерізу пневматичного трубопроводу
length	m	1	Довжина трубопроводу
D	m	0.05	Діаметр гідравлічного трубопроводу
length	m	2	Довжина трубопроводу

Таблиця В.2 – Параметри системи «ПБУ–КВПБК–БК–долото»

Назва параметру	Розмірність	Значення	Пояснення
c	N/m	40000000.0	Коефіцієнт жорсткості
d	N.s/m	1000.0	Коефіцієнт демпфування
a 0	m	0.005	Амплітуда "ямкових" коливань
beta	rad	0.945	Кут, що враховує конусність вінця
d1	m	0.164	Діаметр периферії першої шарошки
d2	m	0.158	Діаметр периферії другої шарошки
d3	m	0.166	Діаметр периферії третьої шарошки
db	m	0.243	Діаметр долота
k		0.33	Коефіцієнт пропорційності
n	rad/s	120	Швидкість обертання долота
p1	rad	0	Кут зсуву фаз першої зубкової гармоніки
p2	rad	0	Кут зсуву фаз другої зубкової гармоніки
p3	rad	0	Кут зсуву фаз третьої зубкової гармоніки
v mech	m/s	0.00025	Середня механічна швидкість буріння
z1		21	Число зубців на периферії першої шарошки
z2		19	Число зубців на периферії другої шарошки
z3		15	Число зубців на периферії третьої шарошки
length	m	0	Довжина елемента
m	kg	40	Маса елемента
c	N/m	5600000.0	Коефіцієнт жорсткості
d	N.s/m	253000.0	Коефіцієнт демпфування
A	m ²	0.0284212335	площа поперечного січення
E	Pa	210000000000.0	модуль Юнга матеріалу труби
k		0.845	Коефіцієнт плавучості
L	m	85	Довжина колони
N		85	Кількість вузлів апроксимації
nju	s-1	250	коефіцієнт в'язкого тертя
rho	kg/m ³	222.870409	вага одиниці довжини
A	m ²	0.00645676128	площа поперечного січення
E	Pa	210000000000.0	модуль Юнга матеріалу труби
k		0.845	Коефіцієнт плавучості
L	m	3000	Довжина колони
N		600	Кількість вузлів апроксимації
nju	s-1	45	коефіцієнт в'язкого тертя
rho	kg/m ³	66.9524958	вага одиниці довжини
length	m	0	Довжина елемента
m	kg	13200	Маса елемента
D	m	1.2	Діаметр робочої поверхні шківа
J	kg.m ²	318.6	Момент інерції шківа
L	m	10	Відстань між осями блоків
m	kg	885	Маса шківа
m fric	N.m	10	Момент тертя в осі
a d f	s-1	500	Коефіцієнт сили в'язкого тертя в акумуляторі
a f col	N	2000 / 2	Сила тертя кулона в акумуляторі
a f st	N	1000 / 2	Сила тертя Стрібека в акумуляторі
accumulator length	m	8.3	Довжина гідроциліндра
beam length	m	3.6	Довжина коромисла
c d f	s-1	500	Коефіцієнт сили в'язкого тертя в гідроциліндрі
c f col	N	18731 / 2	Сила тертя кулона в гідроциліндрі
c f st	N	9365 / 2	Сила тертя Стрібека в циліндрі
cylinder length	m	8	Довжина гідроциліндра
d iner cylinder	m	0.53	Внутрішній діаметр гідроциліндра
d inner accumulator	m	0.44	Зовнішній діаметр гідроциліндра

d_outer_accumulator	m	0.56	Зовнішній діаметр гідроциліндра
d_outer_cylinder	m	0.635	Зовнішній діаметр гідроциліндра
d_stroke	m	0.25	Діаметр штоку гідроциліндра
k_f_st		40	Коефіцієнт згасання ефекту Стрібека
k_p		0	Коефіцієнт сили тертя від різниці тиску в камерах
Low_pressue_gas_tank_volume	m3	0.3	об'єм газового резервуару низького тиску
p_start_gas_low	Pa	100000.0	початковий тиск у пневмосистемі низького тиску
piston_accumulator_mass	kg	225	маса поршня акумулятора
piston_acumulator_length	m	0.25	Довжина поршня акумулятора
piston_cylinder_length	m	0.29	Довжина поршня гідроциліндра
piston_cylinder_mass	kg	3697	маса поршня циліндра
pressue_gas_tank_volume	m3	13.5	об'єм газового резервуару високого тиску
start_RX	rad	0	Початкове значення бортової хитавиці
stroke_length	m	9.6	Довжина штоку гідроциліндра
c_gap	N/m	150	Коефіцієнт пружини гальма поршня
d_gap	N.s/m	150	Коефіцієнт демпфування гальма поршня
dead_volume_hydro_chamber	m3	0.005	Мертвий об'єм гідравлічної камери
dead_volume_pneumo_chamber	m3	0.005	Мертвий об'єм пневматичної камери
E	Pa	200000000000.0	Модуль Юнга
gap_length	m	0.2	Довжина ділянки гальмування поршня
c_gap	N/m	5e+061	Коефіцієнт пружності гальма поршня
d_gap	N.s/m	5e+061	Коефіцієнт демпфування гальма поршня
dead_volume_hydro_chamber	m3	0.005	Мертвий об'єм гідравлічної камери
dead_volume_pneumo_chamber	m3	0.005	Мертвий об'єм пневматичної камери
E	Pa	200000000000.0	Модуль Юнга
length_gap	m	0.2	Довжина ділянки гальмування поршня
volume	m3	13.5	Об'єм газового сховища
beta_max	rad	0.0523598776	Максимальне значення кута нахилу коромисла
l	m	3.6	Довжина коромисла
mass	kg	300	Маса важеля
omega_small	rad/s	0.001	Малий кут кутового пришвидшення
diameter	m	0.1	Діаметр перерізу трубопроводу
length	m	7	Довжина трубопроводу
diameter	m	0.1	Діаметр трубопроводу
length	m	1	Довжина трубопроводу
diameter	m	0.1	Діаметр перерізу трубопроводу
length	m	20	Довжина трубопроводу
D	m	1.2	Діаметр шківів
J	kg.m2	300	Момент інерції шківів
l1	m	5.7	довжина ланки 1
l3	m	16.375	Відстань між крайніми шківів
l4	m	3.785	Відстань між нижніми шківів
l5	m	7.55	Відстань між платформою і нижнім шківом
m_fric	N.m	1	Момент тертя в осі шківів
m_l1	kg	615	маса першого важеля
m_l2	kg	615	маса другого важеля
m_s	kg	884	маса шківів
diametr_cylinder_inner	m	0.22	Внутрішній діаметр циліндра
diametr_cylinder_outer	m	0.3	Зовнішній діаметр циліндра
diametr_pipe	m	0.04	Діаметр трубопроводу
diametr_rod	m	0.18	Діаметр поршня
length_cylinder	m	8	Довжина циліндра
length_pipe	m	60	Довжина трубопроводу
length_piston	m	0.29	Довжина поршня
length_rod	m	9.6	Довжина штока

roughness	m	4.5e-005	Шорсткість стінок трубопроводу
w	rad/s	157.0796325	Швидкість обертання приводу
c_gap	N/m	5e+061	Коефіцієнт пружності гальма поршня
d	N.s/m	6000	коефіцієнт демпфування тертя поршня
d_gap	N.s/m	5e+061	Коефіцієнт демпфування гальма поршня
dead_volume_hydro_chamber	m ³	0.005	Мертвий об'єм гідравлічної камери
E	Pa	200000000000.0	Модуль Юнга
f_coulon	N	20000	Сила тертя Кулона в поршні
f_s	s/m	20	Коефіцієнт згасання ефекту Стрібека
f_stribek	N	10000	Сила тертя Стрібека в поршні
k_p_fr	N/Pa	0.001	Коефіцієнт залежності тертя від тиску в камерах
length_gap	m	0.2	Довжина ділянки гальмування поршня
piston mass	kg	800	Маса поршня

Характеристики робочої рідини Erifon 818

Таблиця В.3 – Залежність величини густини рідини Erifon 818 від температури

Температура, °C	Густина, кг/м ³
1	1098
7	1095
21	1085
45	1070
50	1067

Таблиця В.4 – Залежність величини в'язкості рідини Erifon 818 від температури

Температура, °C	В'язкість, сСт
0	98
10	59
20	35
30	23
40	18
50	11
60	8

Таблиця В.5 – Рекомендовані величини амплітуд коливань шарошkových доліт [7, 18]

Категорія порід по пружності	Категорія порід по твердості	Твердість	Тип доліт	Відносне значення амплітуди
М'які	II	10-15	М	0,05
Середні	III	25-50	М, МС	0,15
	IV	50-100	С, СТ, МСЗ	0,5
Тверді	V	100-150	СТ, Т, МСЗ	0,7
	VI	150-200	Т, ТК, СЗ, ТЗ	1,0
Міцні	VII	200-300	ТК, ТЗ	0,7
	VIII	300-400	ТКЗ	0,5
Дуже міцні	IX	400-500	К, ТКЗ	0,15
	X	500-600	К, ОК	0,05
	XI	600-700	ОК	0
	XII	700	–	0

Для порід IV категорії твердості амплітуду ґрунтових коливань долота діаметром 295 мм прийняти рівною 6 мм. Для доліт меншого діаметру амплітуду рекомендується зменшити, а для доліт більшого діаметру збільшити пропорційно зміні діаметру.

«Затверджую»
 Проректор з наукової роботи
 ІФНТУНГ, д. т. н., професор
 Карпаш О.М.
 «29» _____ 2016 р.



**ІНСТРУКЦІЯ З ВИКОРИСТАННЯ БІБЛІОТЕКИ МОДЕЛЮВАННЯ
 «OFFSHOREDRIILL» ДЛЯ СТВОРЕННЯ ІМІТАЦІЙНИХ МОДЕЛЕЙ РОБОТИ
 БУРОВОЇ СИСТЕМИ ПРИ ПОГЛИБЛЕННІ СВЕРДЛОВИН НА МОРІ**

«Погоджено»
 Директор інституту нафтогазової
 інженерії ІФНТУНГ, к.т.н., проф.
 _____ Витязь О.Ю.
 «30» листопада 2016 р.

Розробники:
 Завідувач кафедри вищої математики
 ІФНТУНГ, д.т.н., проф.
 _____ Мойсишин В. М.
 «24» листопада 2016 р.

«Погоджено»
 Завідувач кафедри буріння нафтових
 та газових свердловин ІФНТУНГ,
 д.т.н., проф.
 _____ Чудик І.І.
 «30» листопада 2016 р.

Асистент кафедри прикладної
 механіки, ІФНТУНГ
 _____ Слабий О. О.
 «24» листопада 2016 р.

ЧОРНОМОРНАФТОГАЗ

ДЕРЖАВНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО

**CHORNOMORNAFTOGAZ**

NATIONAL JOIN STOCK COMPANY

вул. Шолуденка 1, м. Київ, Україна, 04116
 Код ЄДРПОУ 00153117
 тел.: (044) 537-05-56
 chornomornaftogas@ukr.net

1 Sholudenska Str., Kyiv, Ukraine, 04116
 Tel: (044) 537-05-56
 chornomornaftogas@ukr.net

№ _____

**Івано-Франківський національний
 технічний університет нафти і газу
 Проректору з наукової роботи
 доктору технічних наук, професору
 Чудики І.І.**

76019 м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15

Шановний Ігоре Івановичу!

Повідомляємо Вас про отримання для подальшого використання в Державному акціонерному товаристві «Чорноморнафтогаз» розробленої в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу «Інструкцію з використання бібліотеки моделювання «OffshoreDrill» для створення імітаційних моделей роботи бурової системи при поглибленні свердловин на морі» та доданої до неї на компакт-диску бібліотеку «OffshoreDrill» (Автори: доктор технічних наук, професор *Мойсшин Василь Михайлович* і асистент *Слабий Орест Олегович*).

Дякуємо за надані матеріали та сподіваємось на подальшу плідну співпрацю.

З повагою

Заступник Генерального директора



П. В. Горобець

Вик. Сопилук І.І.
 044 537 05 56

Державне акціонерне товариство
 м2 "Чорноморнафтогаз"
 №531/18 від 02.05.2018

арк. 1





Затверджую

Проректор з наукової роботи

Чудик І. І.

2018 р.

АКТ

впровадження у навчальний процес
результатів дисертаційної роботи на тему
«Динаміка роботи бурильного інструменту при поглибленні свердловин на морі з
плавучих засобів» Слабого О. О.

В результаті виконання асистентом кафедри прикладної механіки Слабим Орестом Олеговичем дисертаційної роботи одержані наукові і прикладні результати, які використовуються на кафедрі буріння нафтових і газових свердловин для виконання магістерських робіт студентами напрямку підготовки 184 «Гірництво».

Директор інституту
нафтогазової інженерії

Витязь О. Ю.

Завідувач кафедри
буріння нафтових і газових свердловин

Фем'як Я. М.



ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи

Чудик І. І.

_____ 2018 р.

АКТ

впровадження у навчальний процес
результатів дисертаційної роботи на тему
«Динаміка роботи бурильного інструменту при поглибленні свердловин на
морі з плавучих засобів» Слабого О. О.

В результаті виконання асистентом кафедри прикладної механіки Слабим Орестом Олеговичем дисертаційної роботи одержані наукові і прикладні результати, які використовуються на кафедрі нафтогазового обладнання при читанні лекцій з дисципліни «Обладнання для розробки морських нафтових і газових родовищ» та для виконання магістерських робіт студентами напрямку підготовки 185 «Нафтогазова інженерія та технології»

Директор інституту інженерної механіки

к.т.н, професор

Романишин Л. І.

Завідувач кафедри нафтогазового обладнання,

д.т.н., професор

Копей Б. В.