

Фізико-технічні проблеми видобування енергоносіїв

УДК 622.24.085.5

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ РОБОТИ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ПРИ БУРІННІ СВЕРДЛОВИНИ ІЗ ПЛАВУЧОЇ УСТАНОВКИ

О.О. Слабий

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

Розглянуто побудову математичної моделі повздожніх коливань системи «Плавуча бурова установка – компенсатор вертикальних переміщень бурильної колони – бурильна колона – долото» в процесі поглиблення вертикальної свердловини тришарошковим долотом при нерегулярному хвилюванні моря.

На основі розробленої математичної моделі створено чисельну модель в середовищі мультифізичного моделювання на основі мови опису фізичних систем Modelica і проведено серію чисельних експериментів за результатами яких, зроблено висновки щодо особливостей динаміки роботи бурильної колони при поглибленні свердловини на морі, а також характеру впливу коливань, викликаних похибкою роботи компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони на повздожні коливання перерізів бурильної колони і роботу долота.

Ключові слова: бурильна колона, повздожні коливання, компенсатор вертикальних переміщень бурильної колони, плавуча бурова установка, імітаційна модель, Modelica.

Рассматривается построение математической модели продольных колебаний системы «Плавучая буровая установка – компенсатор вертикальных перемещений бурильной колонны – бурильная колонна – долото» при углублении вертикальной скважины трехшарошечным долотом при нерегулярном волнении моря.

На основе разработанной математической модели создана численная модель в среде мультифизического моделирования на основе языка описания физических систем Modelica и проведена серия численных экспериментов, по результатам которых сделаны выводы относительно особенностей динамики работы бурильной колонны при углублении скважины на море, а также характера влияния колебаний, вызванных погрешностью работы компенсатора вертикальных перемещений бурильной колонны на продольные колебания сечений бурильной колонны и работу долота.

Ключевые слова: бурильная колонна, продольные колебания, компенсатор вертикальных перемещений бурильной колонны, плавучая буровая установка, имитационная модель, Modelica.

The article deals with the development of the mathematical model of longitudinal vibrations of the system “Floating drilling rig – heave motion compensator – drill string – drill bit” when drilling vertical wells with the help of the three-cone drill bit under the conditions of the sea irregular waves. The numerical model was developed in the environment of the multiphysics modeling and numerical experiments were conducted on the basis of the developed mathematical model and scripting language of the Modelica physical systems. Using the results of the experiments, we made the conclusions on the specifics of the drill string operation dynamics when drilling a well in the sea and nature of the influences of vibrations caused by the error of the heave motion compensator on the longitudinal vibrations of the drill string cross-sections and drill bit operation.

Keywords: drill string, longitudinal vibrations, heave motion compensator, floating drilling rig, simulation model, Modelica.

Вступ

Процес поглиблення свердловини в умовах глибокого моря потребує забезпечення сталого положення верхнього кінця бурильної колони,

для чого, зазвичай, використовують компенсатор вертикального переміщення бурильної колони (КВПБК). Однак властива йому похибка роботи, що спричинена наявністю сил тертя і обмеженням об'ємом газового резервуару висо-

кого тиску, призводить до виникнення динамічного осьового зусилля, що впливає на динаміку бурильної колони і режим роботи долота. Вивчення характеру такого впливу дасть змогу краще зрозуміти залежність між вертикальною хитацією бурової установки і динамікою роботи долота, та, відповідно, упереджувати негативні явища, що можуть виникати в процесі буріння.

Подібні задачі розглядалися в роботах [2, 3, 4, 5], математичні моделі бурової системи яких вирізняються точністю представлення окремих елементів системи, а також процесами, які вони описують. Так, в роботі [5] розглянуто питання повздовжніх коливань системи під час опускання гирлового обладнання колоною бурильних труб. При побудові моделі автор враховує нерегулярне хвилювання моря, КВПБК описується нелінійним пружно-демпферним тілом, коефіцієнти жорсткості і демпфування якого розраховуються, виходячи із спрощеного представлення конструкції КВПБК, і за допомогою математичного перетворення подаються у вигляді передавальної функції між плавучою буровою установкою і верхнім кінцем бурильної колони у частотній області. Хатлеско в роботах [2, 3, 4] розвинув модель ПБУ – КВПБК – БК, що враховує такі конструктивні особливості КВПБК, як політропний процес стискування газу в пневмосистемі, втрати тиску в пневмопроводах, наявність тертя між поршнем і корпусом гідроциліндра. Крім цього, в моделях враховується динаміка роботи талевої системи, а також зміна сили в'язкого тертя внаслідок різниці між швидкістю потоку промивальної рідини в свердловині і водовіддільній колоні. Однак спрощене представлення конструкції КВПБК, вивчення роботи системи лише при регулярному хвилюванні моря, подання бурильної колони у вигляді зосереджених мас, пов'язаних між собою в'язко-пружними елементами, неврахування динамічної складової, викликані роботою долота, призводять до того, що дані моделі недостатньо повно враховують конструктивні особливості та процеси, що проходять в буровій системі, тож потребують подальшого удосконалення.

Складність досліджень такого роду задач полягає у різноманітності конструкцій КВПБК, великої кількості факторів, що діють в системі, і складністю їхнього опису, що призводить до того, що пошук аналітичного вирішення задачі є трудомістким, а інколи і неможливим. Тому ефективніше проводити дослідження в середовищах комп'ютеризованого вирішення інженерних задач (CAE), що дають змогу за допомогою чисельних методів знаходити рішення складних об'ємних нелінійних задач.

Фізична модель системи

За досліджуваній об'єкт вибрано бурову систему, розрахункова схема якої подана на рис. 1. Вона складається із бурового судна 1, бурової вежі баштового типу 2 висотою l_3 , КВПБК підкронблочного типу із М-подібним

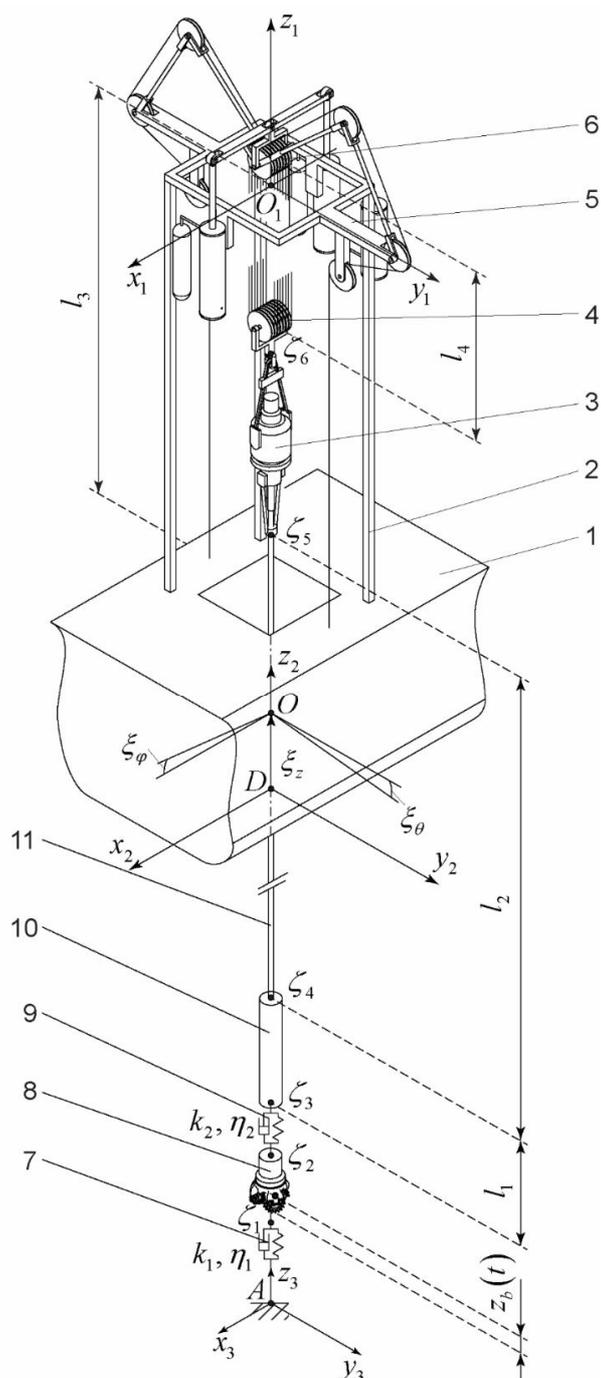


Рисунок 1 – Розрахункова схема бурової системи

важливим механізмом запобігання зношенню талевого канату 5, що включає в себе кронблок 6 і талевий блок 5, між якими натягнуто дванадцять струн талевого канату довжиною l_4 . КВПБК утримує верхній привод 3 і бурильну колону, що складається із секції бурильних труб 11 довжиною l_2 , секції обважнених бурильних труб (ОБТ) 10 довжиною l_1 і тришарошкового долота 8, над яким монтується наддолотний віброзахисний пристрій, що моделюється в'язко-пружним тілом 9. Властивості породи на вибої представляють в'язко-пружним тілом 7. Під час роботи на бурове судно діє гідродинамічне навантаження, викликане хвилюванням

моря і морськими течіями, що спричинює хита-вицю судна, вплив якої на досліджувану систе-му описуємо вектором ξ_z і двома кутами ξ_φ , ξ_θ , які представляють вертикальну, кільову і бортову хитавиці судна відповідно. Секція бу-рильних труб характеризується площею попе-речного перерізу A_d , вагою ρ_d одиниці довжи-ни труби, коефіцієнтом зовнішнього в'язкого тертя η_d і модулем пружності матеріалу стінок труб E_d , а секція ОБТ – A_c , ρ_c , η_c , E_c відповід-но. Верхній привод моделюємо зосередженою масою m_T , а тришарошкове долото – зосере-дженою масою m_b і полігармонічною функцією $z_b(t)$, що описує процес перекочування шаро-шок нерівним вибоєм свердловини. Породу на вибої характеризуємо коефіцієнтом жорсткості k_1 і коефіцієнтом демпфування η_1 , а наддолот-ний віброзахисний пристрій – k_2 і η_2 відповід-но.

Для зручності підрахунку задаємося трьо-ма системами координат:

- $x_1y_1z_1$, що пов'язана із точкою D , яка є проекцією гирла свердловини на поверхню спокійного моря. В даній системі координат проводиться моделювання хвилювання моря і визначається хитавиця бурового судна;

- $x_2y_2z_2$, осі якої жорстко пов'язані із ко-пусом КВПБК. В даній системі координат створена математична модель роботи КВПБК;

- $x_3y_3z_3$, яка пов'язана із вибоєм свердло-вини A . В даній системі координат розглядаєть-ся динаміки роботи бурильної колони і буриль-ної системи загалом.

Математична модель системи

Математичну модель досліджуваної систе-ми отримуємо, застосувавши принципи ієрар-хічного моделювання, для чого досліджувану систему розіб'ємо на окремі елементи, які по-єднуються між собою в точках $\zeta_{1...6}$ (рис. 1), згідно з такими правилами:

$$\begin{aligned} s_{i+} &= s_{i-}; \\ f_{i+} + f_{i-} &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

де s_i – координата z_3 i -того вузла;

f_i – внутрішні зусилля, що діють в i -тому вузлі;

«+» і «-» – індекси, що позначають кінці елементів, які поєднуються в даній точці.

Бурове судно моделюється як абсолютно тверде тіло, на параметри хитавиці якого не впливає динаміка роботи водовіддільної і буриль-ної колон. Значення амплітуди хитавиці бур-ового судна визначаються застосуванням опе-ратора амплітудної характеристики (RAO) до нерегулярного хвилювання моря, отриманого розкладанням енергетичного спектру JONSWAP. Математична викладка є наступ-ною:

$$\begin{aligned} \mu(t) &= \sum_{n=1}^{400} \zeta_n \sin(\omega_n t + \varepsilon_n), \quad \varepsilon_n \in \{0..2\pi\}; \\ \omega_n &\in \{\Delta\omega(n-1).. \Delta\omega \cdot n\}, \quad \Delta\omega = \frac{5\omega_p}{400}; \end{aligned} \quad (2)$$

$$\zeta_n = \sqrt{2 \cdot S_{\zeta\zeta}(\omega_n) \Delta\omega};$$

$$\xi_j(t) = \sum_{n=1}^{400} \zeta_n H_j(\omega_n) \sin(\omega_n t + \varepsilon_n),$$

де $\mu(t)$ – хвилювання моря;
 n – кількість базових функцій;
 ζ_i – амплітуда хвилювання i -тої функції;
 ω_i – частота i -тої функції;
 ε_i – зсув фази i -тої функції;
 ω_p – пікова частота хвилювання моря;
 $\Delta\omega$ – діапазон частот базової функції,
 $\xi_j(t)$ – хитавиця ПБУ в j -тій степені сво-боди;

$H_j(\omega_n)$ – оператор амплітудної характери-стики (RAO) для j -тої степені свободи ПБУ.

Приймаємо, що динамічна деформація бу-рової вежі в порівнянні із вертикальною хита-вицею бурового судна є настільки малою, що її величиною можна знехтувати. Виходячи із цьо-го, вважаємо бурову вежу абсолютно твердим тілом і моделюємо її у вигляді абсолютно твер-дого стрижня довжиною l_3 . Математична мо-дель КВПБК, що використана при побудові мо-делі досліджуваної системи, враховує стиску-ваність робочої рідини, термодинамічних про-цеси у робочому газі, втрати тиску у трубопро-водах, нелінійних фрикційних сил в ущільнен-нях і детально розглянута в [8].

Верхній привод представляємо зосередже-ною масою m_T , і описується наступною систе-мою рівнянь:

$$\begin{aligned} s_+ &= s_-; \\ f_- + f_+ - m_T g - m_T \frac{d^2 s_-}{dt^2} &= 0, \end{aligned} \quad (3)$$

де s_i – координата i -го кінця елемента;

f_i – зусилля, що діє з боку i -го кінця еле-мента;

g – пришвидшення вільного падіння.

Секції бурильних труб і ОБТ моделюються як стрижні із розподіленими параметрами по довжині, математичні моделі повздовжніх ко-ливань яких отримуються застосуванням прин-ципу Д'аламбера до елемента dz_3 бурильної колони із врахуванням сил ваги, сили Архімеда, інерційних зусиль і сили в'язкого тертя. В ре-зультаті, здійснивши перехід $dz_3 \rightarrow 0$, отримує-мо таке рівняння:

$$E_i A_i \frac{\partial^2 u(z_3, t)}{\partial z_3^2} = \rho_i \frac{\partial^2 u(z_3, t)}{\partial t^2} + \eta_i \frac{\partial u(z_3, t)}{\partial t} + k_d \rho_i g, \quad (4)$$

де $u(z_3, t)$ – переміщення перерізу z_3 буриль-ної колони в момент часу t ;

A_i – площа поперечного перерізу i секції бурильної колони;

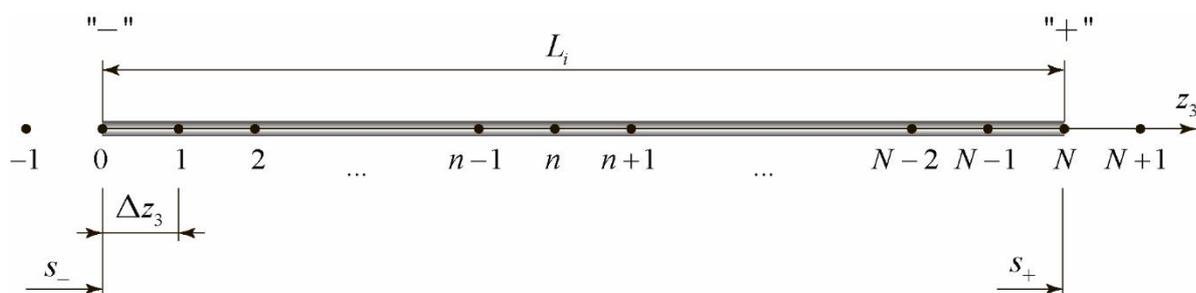


Рисунок 2 – Схема апроксимації секції бурильної колони

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.

Зважаючи на обмеження, які накладає середовище моделювання на опис математичних моделей в ньому, проводимо перетворення диференціального рівняння (4) з частковими похідними в систему звичайних диференціальних рівнянь. Для цього проведемо кінцево-різницеву апроксимацію рівняння, розбивши досліджувану секцію бурильної колони на $N-1$ частин довжиною Δz_3 . Зважаючи на те, що в рівнянні (4) найбільшою похідною є похідна другого порядку, додаємо по краях стрижня по одному віртуальному вузлу (рис 2.). Відтак знаходимо повздовжні переміщення $u[j](t)$ j -их вузлів колони, де $j \in \{0...N+1\}$, провівши заміну часткових похідних по z_3 їх центральними кінцево-різницеви аналогіями:

$$\frac{\partial u(z_3, t)}{\partial z_3} = \frac{-0.5u[n-1] + 0.5u[n+1]}{\Delta z_3}, \quad n \in \{0...N\}; \quad (5)$$

$$\frac{\partial^2 u(z_3, t)}{\partial z_3^2} = \frac{u[n-1] - 2u[n] + u[n+1]}{\Delta z_3^2}, \quad n \in \{0...N\}.$$

Підставивши (5) в рівняння (4), отримаємо:

$$E_i A_i \frac{u[n-1] - 2u[n] + u[n+1]}{\Delta z_3^2} = \rho_i \ddot{u}[n] + \eta_i \dot{u}[n] + k_a \rho_i g, \quad n \in \{0, \dots, N\}; \quad (6)$$

$$\dot{u}[n] = \frac{d}{dt} u[n], \quad \ddot{u}[n] = \frac{d}{dt} \dot{u}[n].$$

Для замикання системи проведемо апроксимацію її граничних умов:

$$\begin{aligned} s_- &= u[0] + s_{st-}; \\ s_+ &= u[N] + s_{st-} + L_i; \\ -f_- &= E_i A_i \frac{-0.5u[-1] + 0.5u[1]}{\Delta z_3}; \\ f_+ &= E_i A_i \frac{-0.5u[N-1] + 0.5u[N+1]}{\Delta z_3}, \end{aligned} \quad (7)$$

де s_{st-} – координата кінця з індексом «-» в початковий момент часу;

L_i – довжина i -тої секції бурильної колони.

Для успішного розв'язання системи задаємо початковими умовами, якими для нашого випадку є умова статичної рівноваги секції БК:

$$u[n] \Big|_{t=0} = \frac{\rho_i k_a g (\Delta z_3 (n-1))^2}{2E_i A_i} - \frac{f_{sti} \Delta z_3 (n-1)}{E_i A_i}, \quad (8)$$

$$n \in \{0...N\},$$

де f_{sti} – початкове зусилля в «-» кінці i -тої секції бурильної колони.

Віброзахисний наддолотний пристрій і порода у вибої свердловини моделюються в'язко-пружним тілом з такою викладкою математичної моделі:

$$\begin{aligned} \Delta s &= s_+ - s_-, \quad f_+ + f_- = 0; \\ f_+ &= k \cdot \Delta s + \eta \frac{d\Delta s}{dt}, \end{aligned} \quad (9)$$

де Δs – видовження елемента;
 k – коефіцієнт жорсткості;
 η – коефіцієнт демпфування.

Роботу долота описуємо з врахуванням його ваги і коливних процесів, які воно генерує внаслідок перекошування шарошок нерівним вибоєм свердловини. Отримана модель має такий вигляд:

$$\begin{aligned} f_- + f_+ - m_b g - m_b \frac{d^2 s_+}{dt^2} &= 0; \\ s_+ - s_- &= z_b(t); \\ z_b(t) &= \sum_{i=0}^3 a_i \sin(\omega_i t + \varphi_i), \end{aligned} \quad (10)$$

де a_i – амплітуда коливань;
 ω_i – циклічна частота коливань;
 φ_i – фазовий кут зміщення;
 m_b – маса долота.

Методика визначення величина амплітуд і частот коливань, генерованих долотом, описана в роботах [6, 7] і залежить від характеристики розбурюваної породи, конструкції долота і частоти його обертання.

Побудова чисельної моделі. Параметри системи

На основі розроблених математичних моделей елементів (2)-(10) досліджуваної системи і правила їх поєднання (1) створено бібліотеку

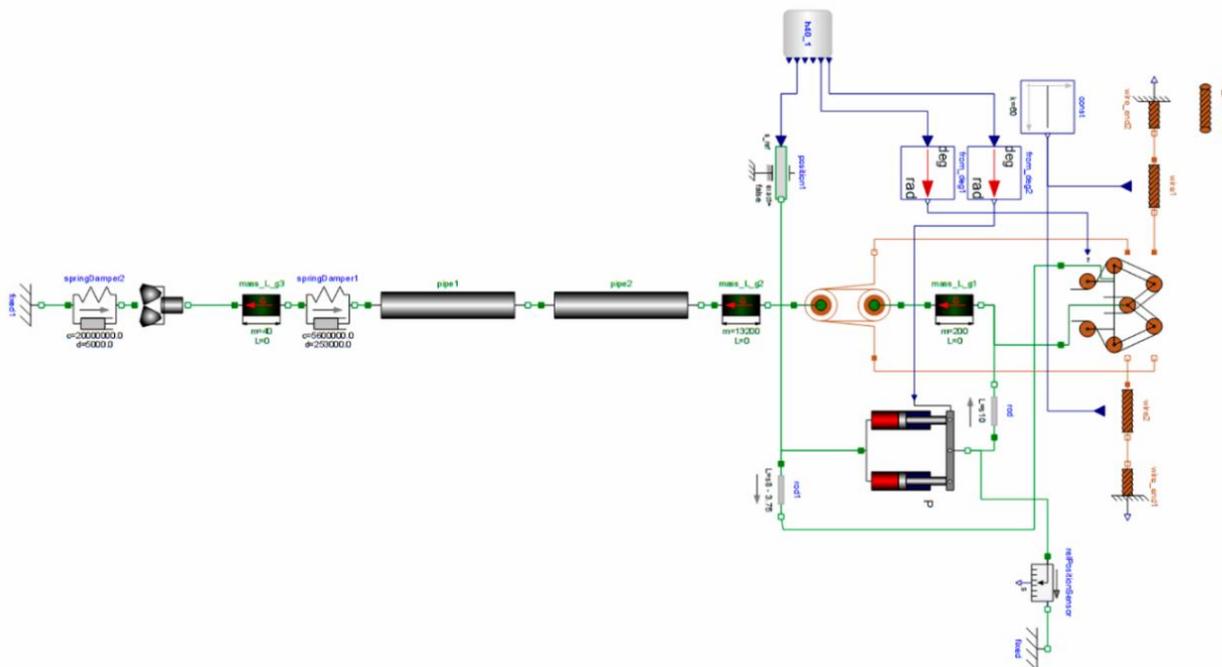


Рисунок 3 – Графічне представлення чисельної моделі в мові Modelica

моделювання в мультидоменній, декларативній, компоненто-орієнтованій, вільній мові моделювання фізичних систем Modelica, на базі якої синтезовано чисельну модель досліджуваної бурової системи графічне представлення якої подано на рис. 3.

Чисельні експерименти проводились за різних параметрів хвилювання моря, які вибирались в залежності від величини значущої висоти хвилювання, що подані в табл.1. Значення оператора амплітудної характеристики отримано шляхом оцифрування графіків [1] для судна West Navigator при курсовому куті 15°. Бурильна колона складається із секції бурильних труб діаметром 5½ і довжиною 3000 м, з такими характеристиками: $A_d=0.006457 \text{ м}^2$, $\rho_d=66.9525 \text{ кг/м}$, $\eta_d=45 \text{ Нс}$ і ОБТ діаметром 6½ і довжиною 170 м, з наступними характеристиками $A_c=0.02842 \text{ м}^2$, $\rho_c=222.87 \text{ кг/м}$, $\eta_c=250 \text{ Нс}$. Осьове статичне зусилля на долоті 120 кН, густина бурового розчину – $\rho_h=1200 \text{ кг/м}^3$. Долото вибрано діаметром 243 мм вагою 40 кг із частотою обертання за замовчуванням 120 рад/хв. Параметри розбурюваної породи: $k_1=2 \cdot 10^7$ і $\eta_1=5 \cdot 10^3 \text{ Нс/м}$, а віброзахисного пристрою – $k_2=5.6 \cdot 10^7 \text{ Н/м}$, і $\eta_2=2.53 \cdot 10^5 \text{ Нс/м}$.

Під час моделювання використовувався КВПБК типу Control Flow Crown Block Compensator 1000k, основні характеристики якого подано в роботі [8]. Секцію ОБТ було поділено на 85 вузлів, а секцію бурильних труб – на 300 вузлів. Обчислення велось на проміжку 0-500 с з кроком 0,001 с і допустимою похибкою 10^{-6} . В результаті компіляції отримано чисельну модель, що складається із 2161 рівняння, із яких 1671 є простими.

Таблиця 1 – Параметри хвилювання моря, що використовувались при дослідженні

№	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

Аналіз динаміки роботи бурильної колони у процесі буріння свердловини в умовах глибокого моря

Особливістю динаміки роботи бурильної колони в процесі поглиблення свердловин в умовах глибокого моря є наявність динамічного силового впливу на її верхній кінець, що зумовлено похибкою роботи КВПБК, яка викликана наявністю сил тертя в елементах КВПБК і обмеженим об'ємом газового резервуару системи. Так, існуючим КВПБК, які працюють у пасивному режимі роботи (тобто конструктивно виконані у вигляді гідропневматичних пружин малої жорсткості), притаманна похибка в 10-15% в силовому вираженні. Виходячи із цього, в бурильні колони при бурінні свердловини на морі можна виділити три види коливань різного походження, які можна поділити за частотною ознакою на коливання, викликані хитамицею ПБУ і похибкою роботи КВПБК, що виникають в діапазоні частот 0-5 ω_p , де ω_p – пікова частота хвилювання моря; «грунтові», викликані

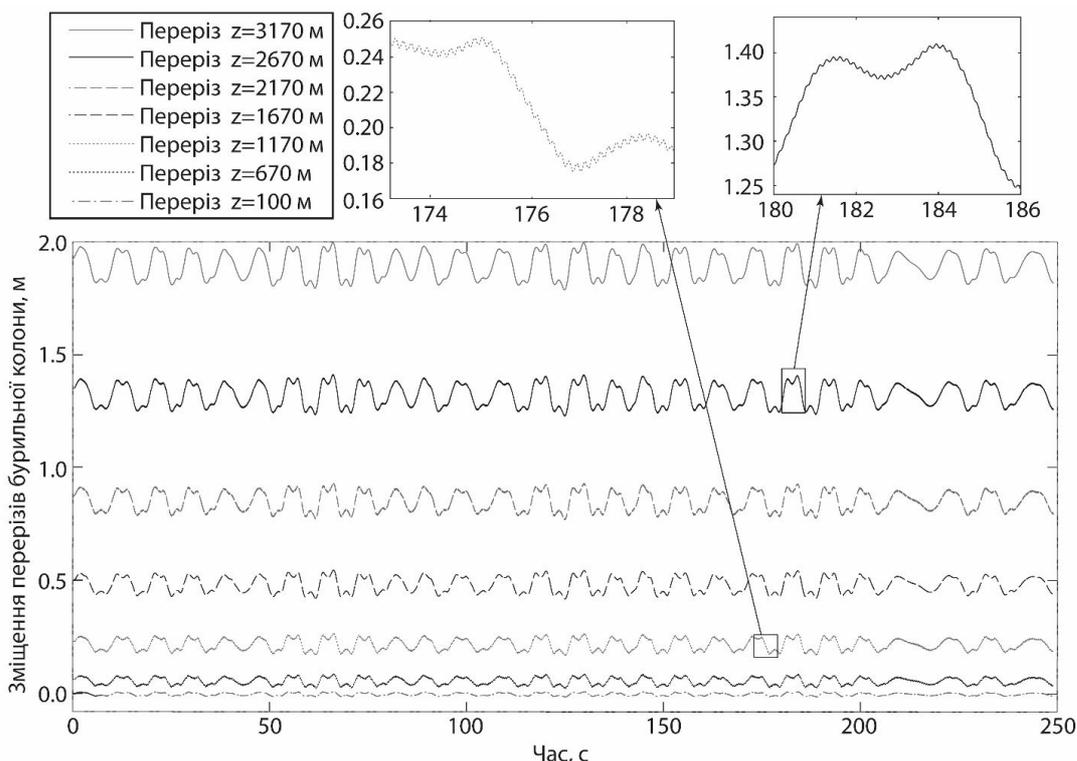


Рисунок 4 – Характер зміщення перерізів бурильної колони в часі при хвилюванні моря $H_{1/3}=4.0\text{ м}$

перекочуванням долота нерівним вибоєм свердловини, які виникають на частоті $\frac{\pi n}{10}$, де n – частоті обертання долота; «зубкові», зумовлені перекочуванням шарошок із зуба на зуб, які залежать від конструкції долота і частоти його обертання.

На рис. 4. наведено коливні процеси, що виникають в окремих перерізах бурильної колони, отримані в результаті імітації проведення бурових робіт при значущій висоті хвилюванні моря $H_{1/3} = 4,0$ м. Із нього видно, що «зубкові» коливання, в основному гасяться наддолотним віброзахисним інструментом і мають незначний вплив на повздовжні коливання нижньої частини бурильної колони, а домінуючим чинником, що впливає на коливні процеси на всій довжині колони, залишається похибка роботи КВПБК, однак амплітуда коливань, викликаних нею, зменшується від верхнього кінця по довжині колони під дією в'язкого тертя. Амплітуда «грунтових» коливань значною мірою гаситься віброзахисним інструментом, тому їхній вплив спостерігається лише у нижніх перерізах бурильної колони. На рис. 5 подано розподіл максимальних величин динамічного переміщення бурильної колони за симульований проміжок часу 0-500 с, при різній висоті хвилювання моря, що визначався за наступними формулами:

$$\Delta u_i = \max(u_i(t)) - \min(u_i(t)), \quad t \in \{0 \dots 500\}; \quad (11)$$

де i – номер перерізу бурильної колони.

Із отриманих даних видно, що величина переміщень здебільшого лінійно зменшується у напрямку нижнього кінця бурильної колони,

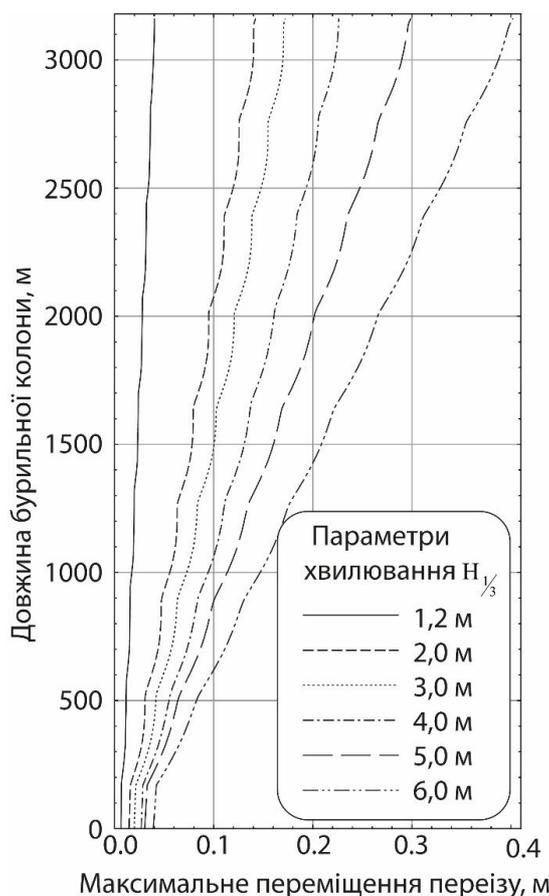
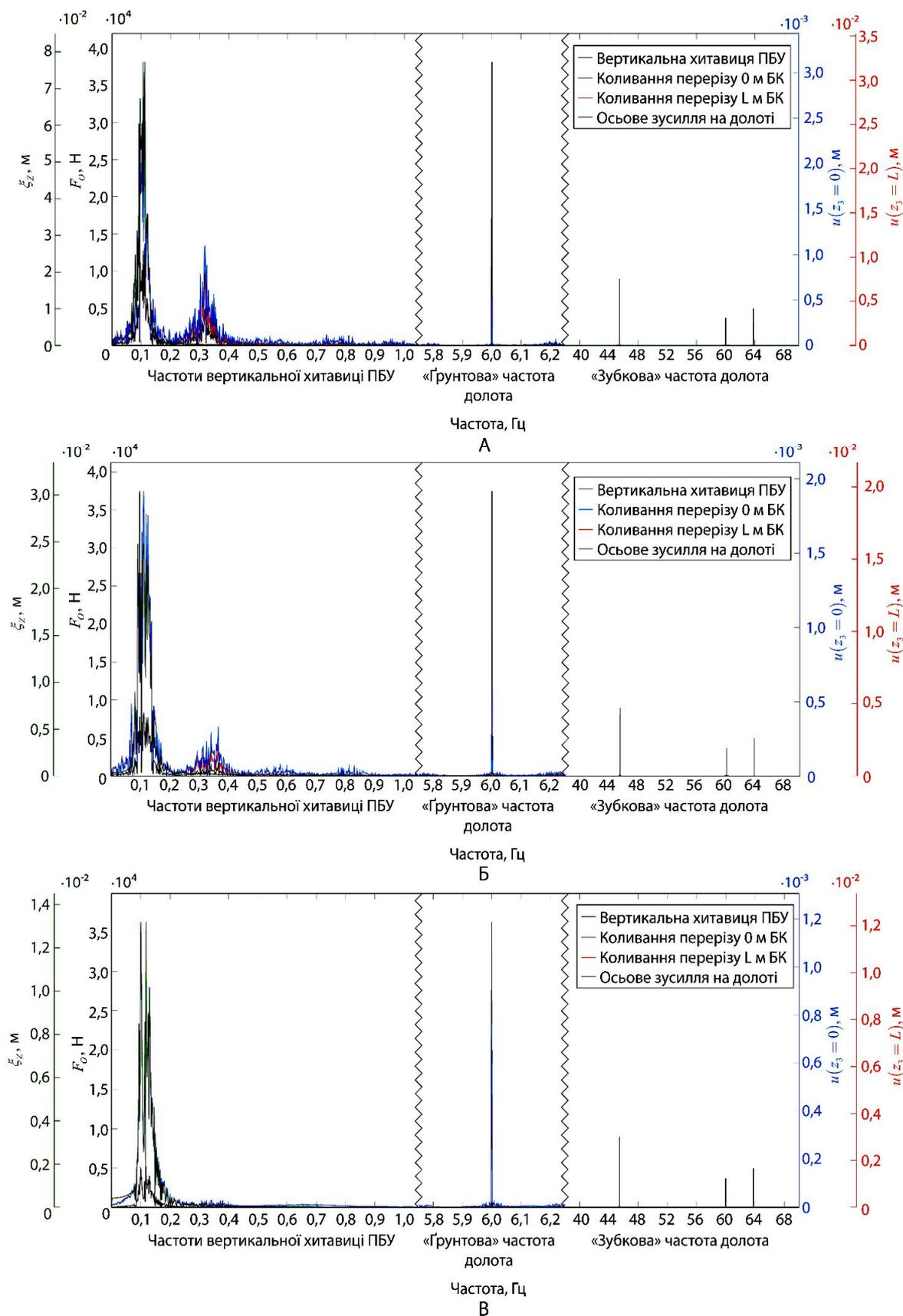


Рисунок 5 – Зміна величини динамічного зміщення перерізів бурильної колони по її довжині при різній значущій висоті хвилювання моря



а) 4,0 м б) 3,0 м в) 1,2 м

Рисунок 6 – Амплітудно-частотні характеристики вертикальної хитавиці, коливань верхнього і нижнього кінців бурильної колони і осьового зусилля на долоті при значущій висоті хвилювання моря

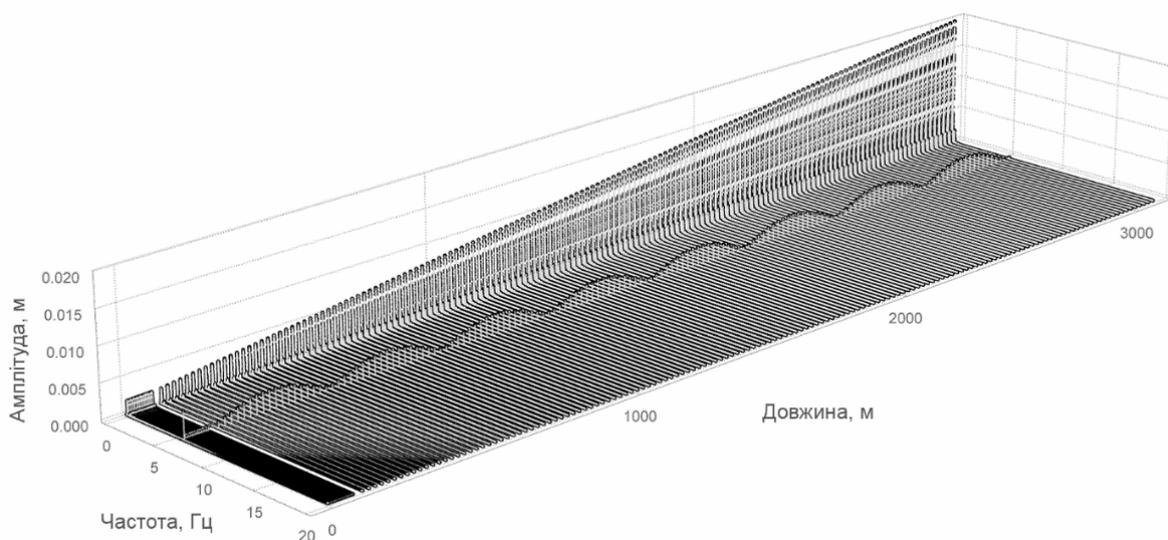


Рисунок 7 – Розподіл амплітудно-частотних характеристик повздовжніх коливань бурильної колони по довжині колони

однак швидкість згасання коливань залежить від величини початкової похибки КВПБК. За результатами обчислень при значущій висоті хвилювання моря $H_{1/3} = 1.2$ м величина максимального переміщення перерізу бурильної колони над віброзахисним пристроєм в 5,75 рази менша за переміщення її верху, а максимальні зміщення долота у 5,79 разів менші за переміщення верхнього кінця бурильної колони при значущій висоті хвилювання моря $H_{1/3} = 4.0$ м, ці відношення складають 8,42 і 20,42 разів відповідно, а при $H_{1/3} = 6.0$ м – 10,25 і 28,77 рази. Наведені результати показують, що хоча коливні процеси, викликані переміщенням верхнього кінця бурильної колони, значною мірою гасяться внаслідок в'язкого тертя по її довжині, включення віброзахисного інструменту до компоновки бурильної колони дає змогу суттєво зменшити їхній вплив на долото, а, отже, проводити бурові роботи при пасивному режимі роботи КВПБК в більш складних погодних умовах. Окрім цього, по довжині колони виникають локальні екстремуми максимальних переміщень, природу появи яких можна побачити, розглянувши рис. 7, де наведено розподіл АЧХ повздовжніх коливань перерізів бурильної колони по її довжині. Появу екстремумів спричиняє зміна амплітуди коливання в різних перерізах БК на частоті «грунтових» коливань, величина екстремумів яких і їхні координати залежать від частоти обертання долота, що показали результати симулювання роботи досліджуваної системи при частоті обертання 50, 75, 100, 125, 150 і 200 об/хв долота. Окрім цього, результати моделювання показали, що зміна частоти обертання долота впливає на величину амплітуди коливань на частотах вертикальної хитавиці. Так, за результатами дослідження величина амплітуд в локальному екстремумі на частоті $3\omega_p$, природа появи якого викликана нелінійними силами тертя в ущільненнях гід-

роциліндрів КВПБК [8] зі збільшенням частоти обертання долота з 75 до 200 об/хв, зросла на 10-15%, що, на нашу думку, спричинено внеском силової складової на «грунтовій» частоті на подолання статичного тертя в ущільненнях гідроциліндрів КВПБК.

Окрім цього, важливим є розуміння того, який внесок робить похибка роботи КВПБК, а, отже, і вертикальна хитавиця плавучої бурової установки, в динамічну складову осьової сили на долоті. Для цього розглянемо рис. 6, на якому подано амплітудно-частотні характеристик вертикальної хитавиці судна, повздовжніх переміщень верхнього і нижнього кінців бурильної колони і зміни осьового динамічного зусилля на долоті при різній значущій висоті хвилювання моря, отриманих в результаті чисельного експерименту. Як бачимо, завдяки наявності віброзахисного інструменту величина амплітуди коливань, спричинених хитавицею судна, не перевищує тих, що генеруються долотом, і складає від 14,3% амплітуди «грунтових» коливань при значущій висоті хвилювання моря $H_{1/3} = 1,2$ м до 36% при $H_{1/3} = 4,0$ м. Відсутність додаткового піку на частоті $3\omega_p$ при значущій висоті хвилювання моря $H_{1/3} = 1,2$ м вказує на те, що в процесі роботи КВПБК переважну більшість часу знаходиться у «мертвому» положенні, тобто величини хитавиці судна недостатньо для подолання сил тертя в ущільненнях КВПБК.

Висновки

1. Створено математичну модель для дослідження повздовжніх коливань бурильної колони у процесі буріння свердловини в умовах глибокого моря із плавучого засобу, що дає змогу досліджувати динаміку системи при одночасній дії на неї вертикальної хитавиці, викликаній нерегулярним хвилюванням моря, і

збурень, викликаних роботою долота. На основі створеної моделі розроблено імітаційну модель в мові Modelica, що дає змогу здійснювати чисельне розв'язання отриманої моделі в часовій області;

2. Отримані результати чисельних експериментів показують, що похибка роботи КВПБК є домінуючим чинником у повздовжніх коливаннях бурильної колони по всій її довжині, однак величина її амплітуди лінійно спадає по довжині колони під дією в'язких сил тертя. Швидкість спадання залежить від величини амплітуди коливань верхнього кінця бурильної колони.

3. Результати чисельних експериментів показали, що використання наддолотного віброзахисного пристрою дає змогу суттєво зменшувати вплив похибки роботи КВПБК на динаміку роботи долота і забезпечувати його нормальну роботу без відриву від долота, що дає можливість при включенні його в компоновку бурильної колони використовувати пасивний режим роботи КВПБК при складних погодних умовах.

Література

1 Anundsen T. Operability comparison of three ultra-deepwater and harsh environment drilling vessels. Master tesis / T. Anundsen – Universitetet i Stavanger, 2008. – 106 с.

2 Hatleskog J. T., Dunnigan M. W. Heave Compensation Simulation for Non-Contact Operations in Deep Water // OCEANS 2006 – 2006. – С. 1-6.

3 Hatleskog J. T., Dunnigan M. W. Passive compensator load variation for deep-water drilling // IEEE Journal of Oceanic Engineering – 2007. – Т. 32, № 3. – С. 593-602.

4 Hatleskog J. T., Dunnigan M. W. An impedance approach to reduce the contact-instability whilst drilling with active heave compensation // Ocean Engineering. – 2012. – Т. 49, № 0. – С. 25-32.

5 Niedzwecki J. M., Thampi S. K. Heave compensated response of long multi-segment drill strings // Applied Ocean Research. – 1988. – Т. 10, № 4. – С. 181-190.

6 Векерик В. И. Совершенствование технологии углубления скважин изменением динамики работы бурильного инструмента: Дис. докт. техн. наук: 05.15.10 / Векерик Василий Иванович, Ивано-Франковский институт нефти и газа. – Ивано-Франковск, 1991. – 749 с.

7 Мойсишин В. М. Основы механики бурильной колонии при поглублені свердловин роторним способом: Дис. докт. техн. наук: 05.15.10 / Мойсишин Василь Михайлович. – Ивано-Франківськ, 1996. – 498 с.

8 Слабий О. О. Побудова математичної моделі компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони підкронблочного типу // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2014. – № 3(52). – С. 88-100.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
08.10.15*

*Рекомендована до друку
професором Лисканичем М.В.
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
канд. техн. наук Григорашем В.В.
(НДПІ ПАТ «Укрнафта», м. Івано-Франківськ)*