

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЖОРСТКОСТІ НАДДОЛОТНОГО АМОРТИЗАТОРА НА ДИНАМІКУ РОБОТИ ДОЛОТА ПРИ ПОГЛИБЛЕНІ СВЕРДЛОВИНИ З ПЛАВУЧИХ ЗАСОБІВ ЗА НЕРЕГУЛЯРНОГО ХВИЛЮВАННЯ МОРЯ

О. О. Слабий

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

На основі розробленої в середовищі гібридного моделювання SystemModeler імітаційної ієрархічної моделі роботи бурильної колони під час поглиблення вертикальної свердловини з плавучої бурової установки в умовах нерегулярного хвилювання моря проведено серію чисельних експериментів за різної значущої висоти хвиль і величини жорсткості наддолотного віброзахисного пристрою. Досліджено вплив жорсткості наддолотного амортизатора на динаміку роботи породоруйнівного інструменту в процесі буріння свердловин на морі, на зміну коефіцієнта динамічності осьового зусилля на долоті, а також на якість гасіння ним коливань, генерованих підкронблочним компенсатором вертикальних переміщень бурильної колони з пасивним режимом роботи.

***Ключові слова:** буріння на морі, компенсатор вертикальних переміщень бурильної колони, наддолотний амортизатор, modelica, імітаційна модель.*

Вступ

У процесі буріння свердловин шарошковими долотами удари зубців долота до вибою свердловини можуть спричинювати високоамплітудні коливання долота, що впливають на характер руйнування породи і можуть призводити до руйнування або передчасного спрацювання оснащення і опор долота, а також втомного руйнування елементів бурильної колони [4]. Одним із методів запобігання виникненню даних негативних явищ є зменшення жорсткості породоруйнівного інструменту шляхом включення в компоновку бурильної колони наддолотного віброзахисного інструменту.

На сьогодні вплив параметрів бурових віброзахисних пристроїв на динаміку роботи бурильної колони при поглибленні свердловин на суші шарошковими і різальними долотами є добре дослідженим. Так, доведено, що застосування наддолотного амортизатора може покращувати показники буріння до 35% [3-7]. В даних роботах наддолотний амортизатор зазвичай подають як лінійне або нелінійне пружно-в'язке

тіло. Його встановлюють над долотом, або в певному перерізі нижньої компоновки бурильної колони так, щоб забезпечити оптимальні показники жорсткості, амортизації і нестабілізованої маси породоруйнівного інструменту.

Однак, вивченню особливостей роботи наддолотного амортизатора в процесі буріння свердловин в умовах глибоководного шельфу, особливістю якого є наявність додаткових збурень верхнього кінця бурильної колони через неможливість забезпечення стаціонарного положення плавучої бурової установки над гирлом свердловини, присвячено незначну кількість досліджень. Складність постановки такої задачі, полягає у тому, що математична модель роботи компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони має виразні нелінійні властивості. Так, Дж. Хатлеског у роботі [2] розглянув задачу вивчення повздовжніх коливань бурильної колони при поглибленні вертикальної свердловини долотом різального типу із застосуванням наддолотного амортизатора і компенсатора вертикальних переміщень з гібридною схемою роботи. Описана в роботі математична модель складалась із 14 алгебро-диференціальних рівнянь. Однак спрощене подання конструкції досліджуваної системи, а також дослідження роботи при регулярному хвилюванні моря і неврахування динаміки роботи долота призвело до неврахування впливу на роботу досліджуваної системи низки важливих факторів.

Метою даної роботи є вивчення впливу параметрів наддолотного амортизатора на динаміку роботи шарошкового долота за різних амплітудно-частотних характеристик нерегулярного хитавиця моря, а також його впливу на нівелювання збурень осьової сили на долоті, викликаних похибкою роботи КВПБК.

Досліджуваний об'єкт

Розрахункова схема об'єкта дослідження (рис. 1) складається із плавучої бурової установки (ПБУ) 1, на палубі якої змонтовано бурову вежу баштового типу 3. На вершині вежі наявний компенсатор вертикальних переміщень бурильної колони (КВПБК) з пасивною схемою роботи, що складається із двох гідропневматичних акумуляторів 4 та двох гідравлічних циліндрів 5, які поєднані між собою коромислом і утримують кронблок 7. Щоб забезпечити постійний тиск газу в гідропневматичних акумуляторах, вони під'єднанні до газового резервуару високого тиску 2 об'ємом V_T . Для запобігання передчасному спрацювання талевого канату внаслідок постійної зміни положення кронблоку 7 відносно ПБУ 1 застосовують чотириважільний М-подібний механізм запобігання зношення канату 6. Кронблок 7 за допомогою 12 струн талевого тросу довжиною l_w утримує талевий блок 8, верхній привод 9 масою m_T і бурильну колону, що складається із: секції бурильних труб

10 довжиною l_d і діаметром D_d ; секції обважнених бурильних труб (ОБТ) 11 довжиною l_c і діаметром D_c ; наддолотного амортизатора 12, який моделюється пружно-в'язким тілом з коефіцієнтом жорсткості k_2 і коефіцієнтом демпфування η_2 , а також тришарошкового долота 13. Породу на вибої моделюємо тілом Кельвіна-Фойхта 14 з коефіцієнтом жорсткості k_1 і коефіцієнтом демпфування η_1 . Внаслідок перекошування шарошок нерівномірним вибоєм свердловини, долото генерує коливання, які описуємо функцією $z_b(t)$.

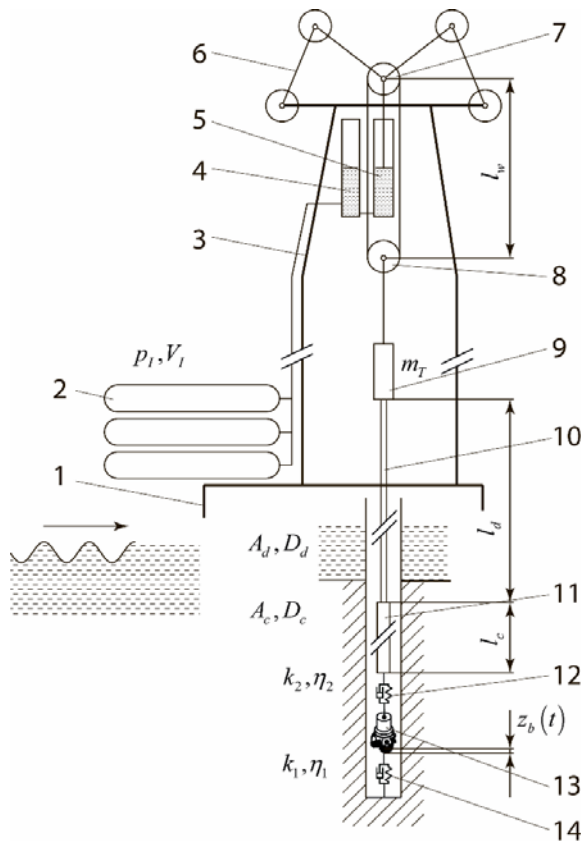


Рис. 1. Розрахункова схема досліджуваного об'єкта

Математична модель

Математичну модель будуюмо за принципами ієрархічного моделювання, для чого проводимо декомпозицію досліджуваного об'єкта на окремі елементи: ПБУ, КВПБК, бурильну колону і долото. ПБУ разом із буровою вежею моделюємо абсолютно твердими тілами, вважаючи, що величина їхньої динамічної деформації в порівнянні із вертикальною хитавицею є настільки малою, що нею можна знехтувати. Значен-

ня хитавиці ПБУ отримуємо, використовуючи передавальні функції в частотній області (РАО) відносно енергетичного спектру хвилювання моря. При цьому нехтуємо впливом на хитавицю ПБУ з боку водовіддільної і бурильних колон. В результаті отримуємо:

$$\mu(t) = \sum_{n=1}^{400} \zeta_n \sin(\omega_n t + \varepsilon_n), \quad \varepsilon_n \in \{0..2\pi\};$$

$$\omega_n \in \{\Delta\omega(n-1).. \Delta\omega \cdot n\}, \quad \Delta\omega = \frac{5\omega_p}{400};$$

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

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

де $\mu(t)$ – хвилювання моря; $S_{\zeta\zeta}(\omega)$ – енергетичний спектр хвилювання моря; n – кількість базових функцій, що використовують при моделюванні; ζ_i – амплітуда 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 свободи; $H_j(\omega_n)$ – РАО для j -того степені свободи ПБУ.

Для опису роботи КВПБК використано математичну модель [8], яка враховує стисливість робочої рідини в гідросистемі, термодинамічні процеси у робочому газі, втрати тиску у трубопроводах і нелінійні сили тертя в ущільненнях гідроциліндра.

Секції бурильних труб і ОБТ моделюються як стрижні із розподіленими по довжині параметрами, математичні моделі повздовжніх коливань яких отримуються застосуванням принципу Д'аламбера до елемента dz бурильної колони із врахуванням сил ваги, сили Архімеда, інерційних зусиль і сили в'язкого тертя. В результаті переходу $dz \rightarrow 0$ отримано рівняння

$$E_i A_i \frac{\partial^2 u(z,t)}{\partial z^2} = \rho_i \frac{\partial^2 u(z,t)}{\partial t^2} + \eta_i \frac{\partial u(z,t)}{\partial t} + k_a \rho_i g, \quad (1)$$

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

Зважаючи на обмеження, які накладаються мовою Modelica, проводимо апроксимацію рівняння (1) в систему звичайних диференціальних рівнянь за допомогою центральної кінцево-різницевої схеми.

Роботу долота описуємо з урахуванням його ваги і коливних процесів, що генеруються внаслідок перекочування шарошок нерівним вибоєм свердловини. Загадані коливні процеси описуємо полігармонічною функцією

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

де a_i – амплітуда коливань; ω_i – циклічна частота коливань; φ_i – фазовий кут зміщення; m_b – маса долота. Методика вибору значень амплітуди і частот коливань залежить від конструкції долота і показників буріння [3, 5].

Побудова імітаційної моделі і вхідні дані до експерименту

На основі запропонованої математичної моделі повздовжніх коливань бурильної колони і динаміки роботи компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони створено імітаційну модель в середовищі SystemModeler, що базується на вільній декларативній мультидоменній мові опису фізичних систем Modelica (рис. 2).

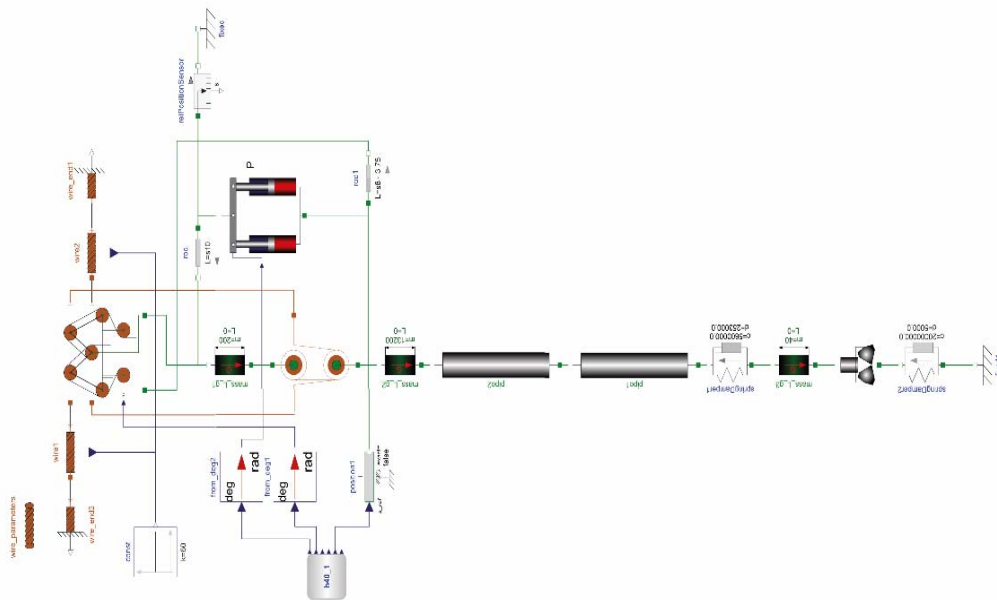


Рис. 2. Графічне представлення імітаційної моделі

Чисельні експерименти проводили для різних параметрів енергетичного спектру хвилювання моря JONSWAP, які вибирались в залежності від очікуваної значущої висоти хвилює (табл.1). Значення RAO отримане шляхом оцифрування графіків [1] для бурового судна West Navigator при курсовому куті 15° . Бурильна колона складається із секції бурильних труб діаметром $5\frac{7}{8}$ довжиною 2000 м, з такими основними характеристиками: $A_d=0,006457 \text{ м}^2$, $\rho_d=66,9525 \text{ кг/м}$, $\eta_d=45 \text{ Нс і}$

ОБТ діаметром $6\frac{5}{8}$ і довжиною 170 м, з такими 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 120 рад/хв. Характеристики породи на вибої наступні: $k_1 = 2 \cdot 10^7$ і $\eta_1 = 5 \cdot 10^3 \text{ Нс/м}$. Жорсткість наддолотного амортизатора складала $k_2=2,5; 5,0; 7,5; 10 \times 10^6 \text{ Н/м}$, коефіцієнт демпфування – $\eta_2=2,53 \times 10^4 \text{ Нс/м}$.

Для моделювання використовувався КВПБК типу Control Flow Crown Block Compensator 1000k, основні характеристики якого подано в роботі [8]. У ході розрахунків секцію ОБТ ділили на 17 вузлів, а секцію бурильних труб – на 100 вузлів. Обчислення проводили на проміжку 0-300 с. з кроком 0,001 с і допустимою похибкою 10^{-6} . У результаті компіляції отримано чисельну модель, що складається із 1357 рівнянь.

Таблиця 1. Параметри енергетичного спектру хвилювання моря JONSWAP, що використовувались при дослідженні

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

Аналіз отриманих результатів

Величина статичного і динамічного осьового навантаження на долото є важливим параметром, який впливає на швидкість поглиблення свердловини шарошковими долотами. Існуючі дослідження свідчать, що збільшення осьового навантаження на долото призводить до зменшення енергозатрат на руйнування породи на вибої. Однак, значна величина динамічного зусилля може спричинювати відрив породоруйнівного інструменту від вибою свердловини, що негативно впливає на ресурс оснащення, або зумовити виникнення критичної осьової сили на долоті, що може спричинити його передчасне руйнування. Розроблена імітаційна модель дає змогу досліджувати зміну осьового навантаження на долото в часі у залежності від заданих параметрів системи і відомої хитавиці ПБУ.

В результаті проведення серій чисельних експериментів отримано дискретні часові ряди зміни осьового зусилля на долоті в залежності від жорсткості наддолотного амортизатора для різних умов роботи ПБУ, Одержані результати (рис. 3) доводять, що хитавиця ПБУ і жорсткість наддолотного амортизатора чинять домінуючий вплив на величину динамічного навантаження на долото. Для цього порівняємо коефіцієнти

динамічності роботи долота, що мають місце при різних умовах буріння (рис. 4). Коефіцієнт динамічності розраховуємо за формулою

$$k_d = \frac{P_{\max}}{\bar{P}},$$

де P_{\max} – максимальне значення осьового зусилля отриманого під час чисельного експерименту; \bar{P} – середнє значення осьового навантаження на долото.

Отримані результати достатньо добре корелюють між собою. Отже, зміна жорсткості наддолотного амортизатора має сталий вплив на систему і не залежить від характеру хвилювання моря. Для оцінки впливу параметрів амортизатора на гасіння коливань, спричинених хитавицею ПБУ, розглянемо рис. 5, на якому подано відношення коефіцієнтів динамічності роботи долота при різній значущій висоті хвилювання моря відносно коефіцієнта динамічності в процесі буріння свердловини в аналогічних умовах на суші. Із отриманих результатів видно, що величина коефіцієнта динамічності при бурінні свердловин на морі на 12-35% більша за коефіцієнт динамічності при бурінні в аналогічних умовах на суші. Із підвищенням жорсткості наддолотного амортизатора з 2,5 до 10 МН/м відбувається лінійне зменшення впливу хитавиці ПБУ на коефіцієнт динамічності долота на 5-7%.

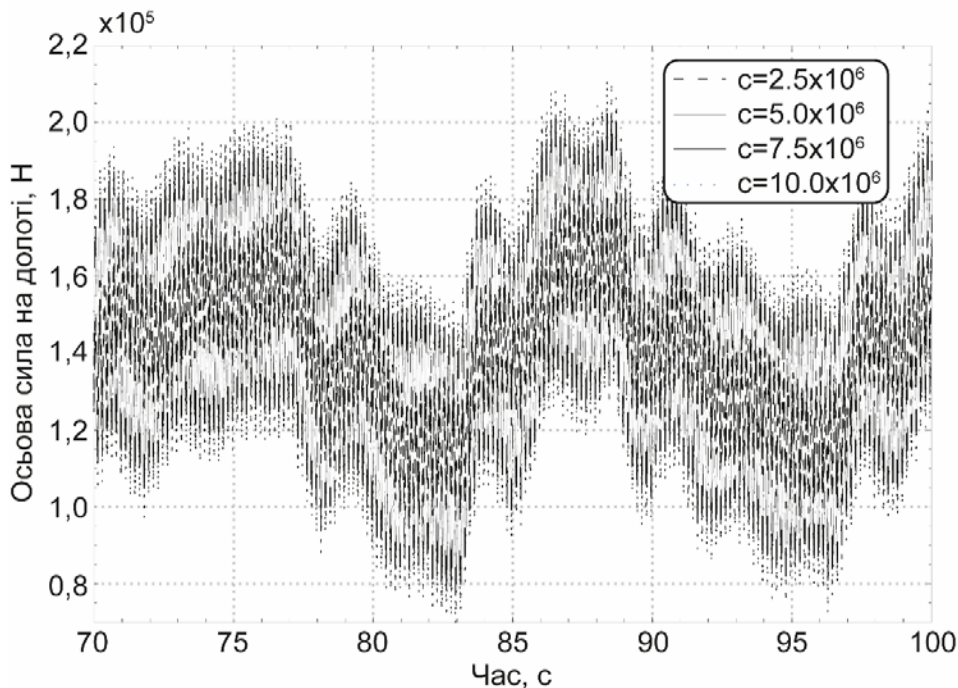


Рис. 3. Зміна осьової сили в часі, при різній жорсткості наддолотного амортизатора при значущій висоті хвиль $H_{1/3}=5,0$ м.

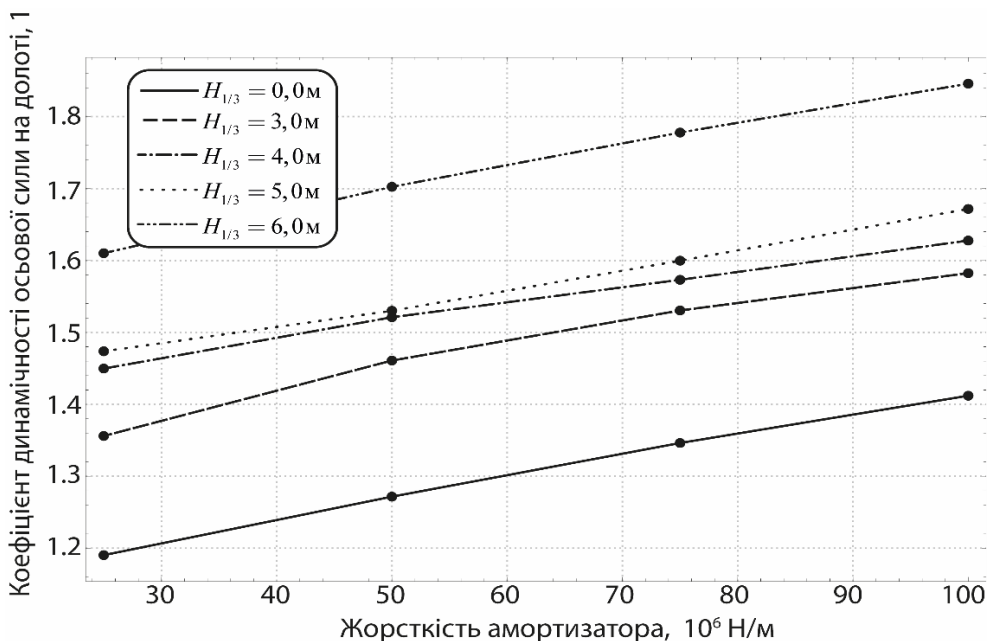


Рис.4. Залежність коефіцієнту динамічності осьової сили на долоті від величини жорсткості наддолотного амортизатора при різній значущій висоті хвиль

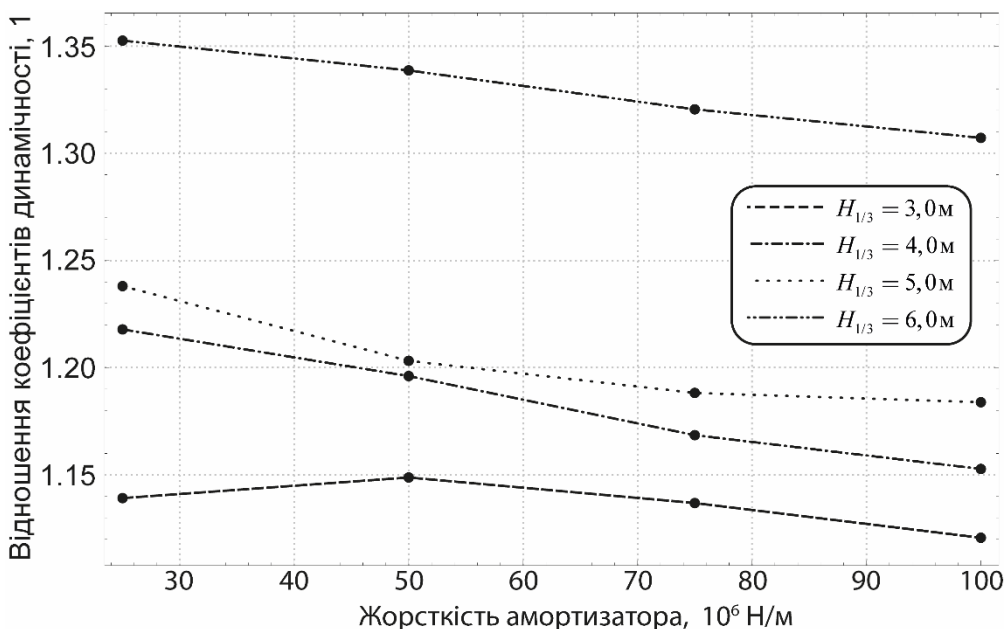


Рис.5. Відношення коефіцієнтів динамічності осьової сили на долоті при поглибленні свердловини на суші і на морі в залежності від жорсткості наддолотного амортизатора при різній значущій висоті хвиль

Щоб оцінити внесок різних факторів у величину динамічного зусилля на долоті, проведемо аналіз його спектральної щільності. Для цього виділимо три домінуючі чинники, що впливають на зміну осьової сили: коливання, спричинені вертикальною хитавицею ПБУ, в діапазоні частот 0-1 Гц, коливання, спричинені перекочуванням долота нерівномірним вибоєм свердловини («грунтова» частота долота) в діапазоні 5-7 Гц, і коливання, спричинені перекочуванням шарошок із зуба на зуб («зубкова» частота долота) в діапазоні >30 Гц. Отримані результати загального внеску енергій сигналів домінуючих чинників у зміну осьової сили на долоті при зміні жорсткості амортизатора і різній значущій висоті хвиль моря, а також зміни енергії осьової сили на долоті у порівнянні із бурінням свердловини при аналогічних умовах на суші наведені в табл. 2.

Отримані результати свідчать, що зі зменшенням жорсткості наддолотного амортизатора зменшується величина динамічної 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 100 МН/м) до 85% (при значущій висоті хвиль 6,0 м і жорсткості амортизатора 10 МН/м), що відображено на рис. 6.

Таблиця 2. Енергетичний вклад різних чинників в зміну осьової сили на долоті

Значуща висота хвиль, м	Енергетичний вклад, 1	Жорсткість наддолотного амортизатора 10^6 Н/м			
		2,5	5,0	7,5	10,0
3	А*	2.46635	1.57497	1.31513	1.21284
	Б*	0.591998	0.355827	0.222402	0.150787
	В*	0.349556	0.617855	0.761413	0.836767
	Г*	0.0581255	0.0260318	0.0159524	0.0122498
4	А*	3.45908	1.84346	1.45538	1.30882
	Б*	0.70869	0.447769	0.294693	0.209965
	В*	0.249583	0.52946	0.690376	0.778198
	Г*	0.0414636	0.0222492	0.0144193	0.0113545
5	А*	4.35786	2.21311	1.66842	1.45434
	Б*	0.768398	0.539234	0.383748	0.287944
	В*	0.198355	0.441692	0.603148	0.701383
	Г*	0.0329203	0.0185363	0.0125803	0.0102198
6	А*	7.0647	3.22156	2.21454	1.81454
	Б*	0.85698	0.683277	0.53551	0.429095
	В*	0.122296	0.303376	0.454416	0.562191
	Г*	0.0203081	0.0127348	0.0094782	0.0081913

* – А – зміна енергії сигналу в залежності від спокійного моря, Б – енергетичний вклад хвилювання моря, В – енергетичний вклад «грунтової частоти», Г – енергетичний

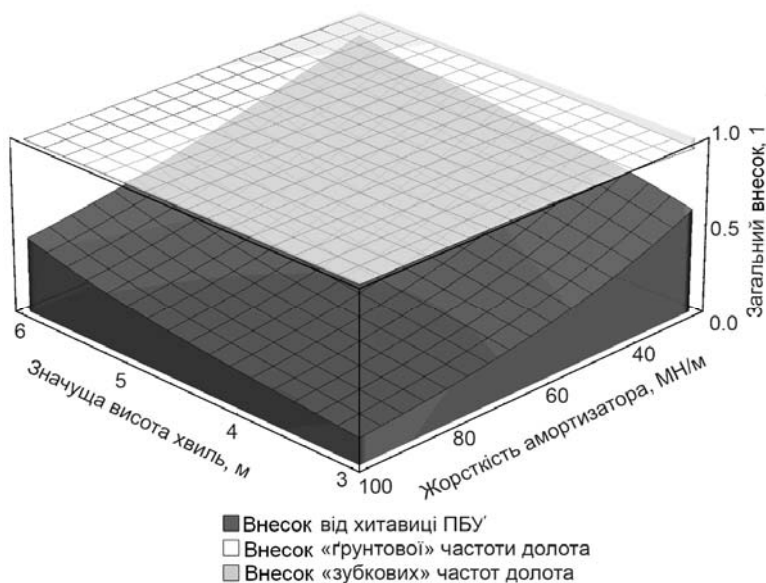


Рис. 6. Порівняння зміни енергетичного внеску в зміну осьової сили на долоті трьох основних чинників збурень в залежності від значущої висоти хвилювання моря і жорсткості наддолотного амортизатора

Вплив зміни жорсткості наддолотного амортизатора на величину гасіння коливань, спричинених вертикальною хитавицею ПБУ, є різнобічним і залежить від величини хитавиці. Так, зі збільшенням жорсткості амортизатора з 2,5 до 10 МН/м енергетичний вплив хитавиці ПБУ в абсолютній величині лінійно зменшується на 8,4% при значущій висоті хвиль моря $H_{1/3}=3,0$ м, однак при хвилюванні моря із значущою висотою хвиль $H_{1/3}=6,0$ м він збільшується на 0,4%. Це, на нашу думку, зумовлено нелінійним характером роботи КВПБК і зміною загального внеску домінуючих чинників, які спричиняють його похибку роботи при зміні величини вертикальної хитавиці ПБУ, зокрема зменшення впливу сил тертя в ущільненнях гідроциліндра.

Висновки

1. Отримані результати свідчать, що включення наддолотного амортизатора в компоновку бурильної колони при поглибленні свердловини на морі дає змогу зменшувати величину динамічної складової осьової сили на долоті в основному за рахунок зменшення енергії «ґрунтових» коливань долота.

2. Зміна жорсткості наддолотного амортизатора чинить різнобічний вплив на гасіння коливань, спричинених хитавицею ПБУ.

3. Загальний внесок вертикальної хитавиці у зміну динамічної осьової сили на долоті залежить від жорсткості амортизатора і висоти морських хвиль і складає від 15% до 85%, що підвищує коефіцієнт динамічності роботи долота на 12-35%.

Література

1. Anundsen T. Operability comparison of three ultra-deepwater and harsh environment drilling vessels / T.Anundsen // Universitetet i Stavanger. – 2008. – 106 с.
2. Hatleskog J.T. An impedance approach to reduce the contact-instability whilst drilling with active heave compensation / J.T.Hatleskog, M.W.Dunnigan // Ocean Engineering. – 2012. – Т. 49, № 0. – С. 25-32.
3. Векерик В.И. Совершенствование технологии углубления скважин изменением динамики работы бурильного инструмента / В.И.Векерик. – Ивано-Франковськ: Ивано-Франк. ин-т нафти и газа, 1991. – С. 749.
4. Наддолотные амортизаторы / И.Р.Островский, В.Ф.Сирик, В.Ф.Ганкевич, А.А.Титов, А.И.Драбан // Сборник научных трудов "Вестник НТУ "ХПИ"": Хімія, хімічна технологія та екологія. – 2012. – № 65. – С. 11-21.
5. Мойсишин В.М. Основы механіки бурильної колони при поглиблені свердловин роторним способом / В.М.Мойсишин. – Ивано-Франківськ, 1996. – С. 498.
6. Молдавцев С.А. Динаміка шарошкового долота і бурильного інструменту в процесі буріння: Монографія / С.А.Молдавцев, В.І.Векерик. – Ивано-Франківськ: Факел, 2006. – 182 с.
7. Витязь О.Ю. Динаміка долота ріжучого типу в процесі буріння / О.Ю.Витязь, О.Т.Драганчук, В.І. Векерик. – Ивано-Франківськ: Факел, 2007. – 200 с.
8. Слабий О.О. Побудова математичної моделі компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони підкронблочного типу / О.О.Слабий // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2014. – Т.3(52). – С. 88-100.

*Стаття надійшла до редакційної колегії 26.11.2015 р.
Рекомендовано до друку д.т.н., професором **Мойсишиним В.М.**,
д.т.н., професором **Векериком В.І.***

**STUDY OF RIGIDITY CUSHION SUB ON THE DYNAMICS
OF THE DRILL BIT TO DEPTH WELLS WITH AT FLOATING
DRILLING VESSEL ON IRREGULAR SEA**

O. O. Slabyj

*Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas;
76019, Ivano-Frankivsk, Carpatska str., 15;
e-mail: burewisnyk@gmail.com*

Based on designed a hierarchical model of the drill string at deepening vertical wells from floating drilling vessel in irregular sea i n hybrid simulation environment SystemModeler executes a series of numerical

experiments with different significant wave height and rigidity value of cushion sub.

From the results, can conclude regarding the rigidity cushion sub influence on the dynamics of drill bit at deepening the well in sea, change the dynamic magnification factor of axial force on the bit and the quality antihunting of vibrations generated drill string heave motion compensator with a passive mode of operation as a result of the error his work.

Key words: *offshore drilling, drill string heave motion compensator, cushion sub, modelica, simulation model.*