

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ВОДОВІДДІЛЬНОЇ КОЛОНИ ПРИ НЕРЕГУЛЯРНОМУ ХВИЛЮВАННІ МОРЯ

О. О. Слабий

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

В роботі описано математичну модель поперечних коливань водовіддільної колони при нерегулярному хвилюванні моря з урахуванням непостійної величини натягу верхнього кінця водовіддільної колони натяжною системою. На основі отриманої математичної моделі створено імітаційну модель в мові мультифізичного моделювання Modelica. За результатами імітаційних експериментів проведено аналіз напружено-деформованого стану водовіддільної колони при різних величинах значущої висоти хвилювання моря.

Ключові слова: водовіддільна колона, поперечні коливання, імітаційна модель, Modelica, нерегулярне хвилювання моря.

Вступ

На сьогоднішній день більшість досліджень динаміки роботи водовіддільної колони проводять шляхом вивчення її теоретичних моделей, що зумовлено значною вартістю натурних експериментів і обмеженням властивим дослідженням на масштабованих моделях. При побудові математичних моделей водовіддільну колону зазвичай представляють секційним пустотілим натягнутим стрижнем круглого перерізу, який описують згідно теорії балок Ейлера-Бернуллі [1-4]. Складність розв'язку отриманих моделей полягає у потребі врахування гідродинамічних сил, викликаних омиванням водовіддільної колони потоком морської води, які мають виражені нелінійні властивості. Більшість дослідників вдавались до дослідження динаміки роботи водовіддільної колони з постійним у часі зусиллям натягу колони при регулярному хвилюванні моря з подальшою лінеаризацією нелінійних членів у математичній моделі. Такий підхід дозволяє в першому приближенні визначити критичні перерізи водовіддільної колони, однак не дає можливості вивчати динаміку роботи водовіддільної колони в реальних умовах роботи, а також оцінити вплив на динаміку роботи колони натяжною системи.

Враховуючи вищесказане дослідження динаміки роботи водовіддільної колони при нерегулярному хвилюванні моря з урахуванням

особливостей її кріплення до плавучої бурової установки дозволить краще зрозуміти процеси, що проходять в ній.

Механічна модель досліджуваного об'єкту

За об'єкт дослідження обрано водовіддільну колону, що використовується при бурінні свердловини в умовах моря глибиною d , розрахункова схема якої подана на рис. 1а. Вона представляє собою нарощений із секцій пустотілий стрижень круглого січення з постійними параметрами по довжині, по якому протікає промивальна рідина густини ρ_f , із сталою швидкістю v_f . Нижній кінець водовіддільної колони шарнірно закріплено над гирлом свердловини в точці A , а верхній E утримується плавучою буровою установкою за допомогою натяжної системи водовіддільної колони, яку представляємо у вигляді приведенного пружного і фрикційного елемента, що з'єднані з верхнім кінцем водовіддільної колони E через сферичний шарнір, які покликані охарактеризувати основні процеси, що протікають в натяжній системі – політропне стискування газу і наявне тертя в гідроциліндрах і гідропневматичних акумуляторах. Водовіддільну колону характеризуємо довжиною L , 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 .

В процесі роботи під дією зовнішніх гідродинамічних сил плавуча бурова установка зміщується із точки D , яка є проекцією гирла свердловини на поверхню спокійного моря, в деяку точку F , відстань між якими задаємо у вигляді хитавиць плавучої бурової установки: позовжньої – $\xi_x(t)$ і вертикальної – $\xi_z(t)$. В процесі роботи з боку моря на водовіддільну колону діє змінне гідродинамічне навантаження, що спричинює її поперечну деформацію, величину якої описуємо функцією $w(z_1, t)$. Морське середовище представляємо, як сумарну дію стаціонарної морської течії, що задається у вигляді кусково-лінійного градієнту швидкості потоку рідини $V_c(z_2)$ і нерегулярного вітрового хвилювання моря, яке моделюємо розкладаючи енергетичний спектр хвилювання моря JONSWAP і описуємо функцією $V_w(z_2, t)$.

Для зручності побудови математичної моделі задаємося двома системами координат:

- $x_1 z_1$ – пов'язаної із гирлом свердловини A , відносно якої проводимо побудову математичної моделі водовіддільної колони;
- $x_2 z_2$ – пов'язаної із точкою D , що є проекцією гирла свердловини на поверхню спокійного моря. В даній системі описується хвилювання моря і визначається швидкість і пришвидшення точок потоку рідини, що омиває водовіддільну колону.

Перехід між системами координат наступний:

$$\begin{bmatrix} x_2 \\ z_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_1 \\ z_1 + d \end{bmatrix}. \tag{1}$$

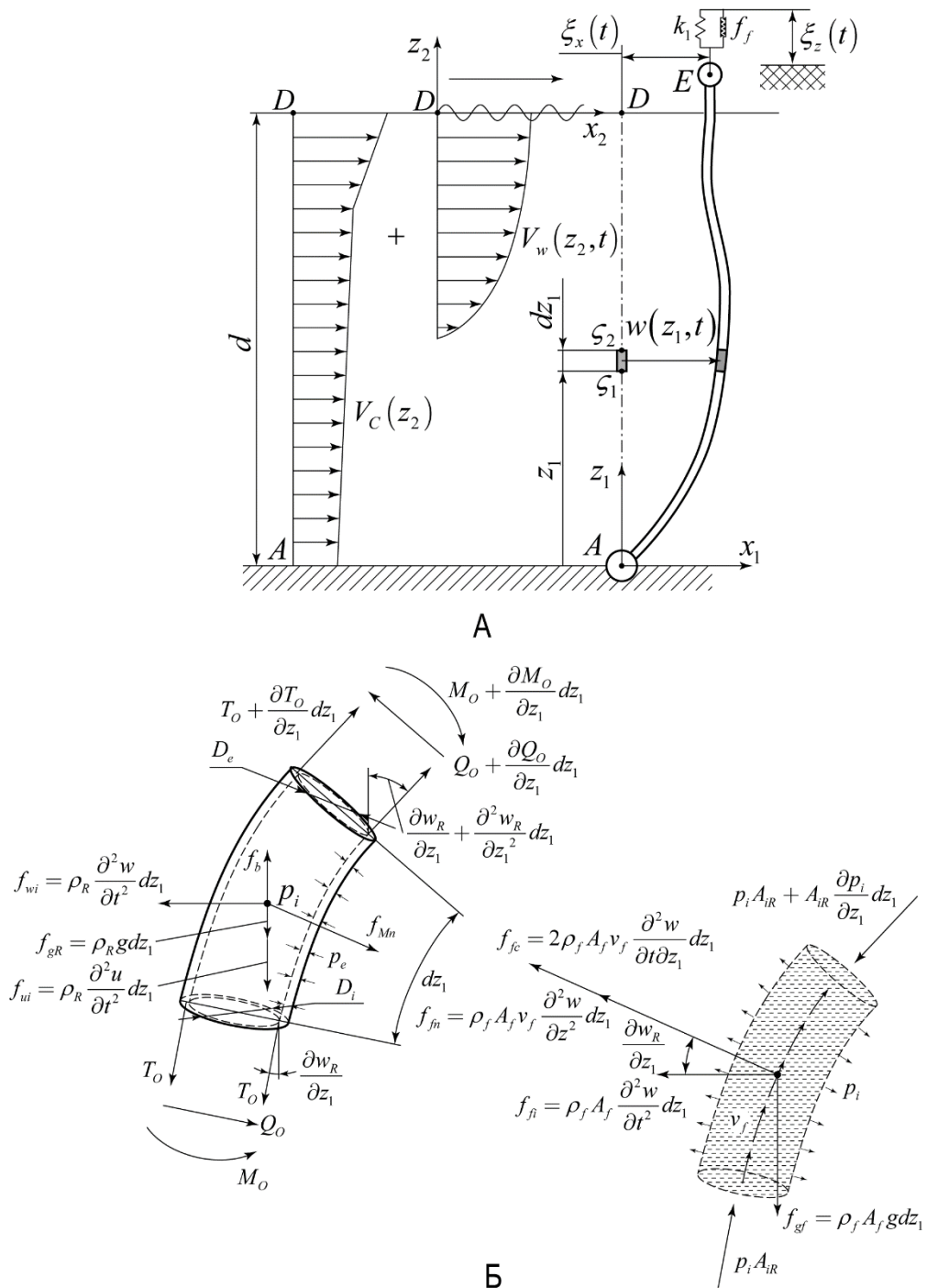


Рис. 1. Розрахункова схема досліджуваного об'єкту

Математична модель поперечних коливань водовіддільної колони

Для отримання математичної моделі водовіддільної колони виділимо елемент довжини dz_1 приклавши до нього наступні внутрішні сили: осьове зусилля натягу T_o , поперечне згинаюче зусилля Q_o і згинаючий момент M_o , а також активні та інерційні сили, що діють на нього в процесі роботи: силу ваги елементу колони f_{gR} , гідродинамічне зусилля з боку моря f_M , інерційне зусилля від поперечного переміщення елементу водовіддільної колони f_{iR} і інерційні сили від переносного f_{if} , доцентрового f_{in} і Кориолісового f_{ic} пришвидшення промивальної рідини, що протікає в елементі водовіддільної колони. Застосувавши принцип Д'аламбера, теорію ефективного натягу [5], приймаючи, що $\sin \frac{\partial w}{\partial z_1} \cong \frac{\partial w}{\partial z_1}$ і $\cos \frac{\partial w}{\partial z_1} \cong 1$, і здійснивши перехід $dz_1 \rightarrow 0$ отримаємо наступне рівняння поперечних коливань водовіддільної колони:

$$-E_R I_R \frac{\partial^4 w}{\partial z_1^4} - \rho_R \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + \frac{\partial T_o}{\partial z_1} \frac{\partial w}{\partial z_1} + T_o \frac{\partial^2 w}{\partial z_1^2} - \rho_f A_i \left(\frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + v_f \frac{\partial^2 w}{\partial z_1^2} + 2v_f \frac{\partial^2 w}{\partial z_1 \partial t} \right) + f_M = 0, \quad (2)$$

де f_M – гідродинамічна сила, що характеризує омивання колони і визначається згідно рівняння Морісона:

$$f_M = C_M \frac{\rho_w \pi D_{ei}^2}{4} \frac{\partial w_w}{\partial t} - C_A \frac{\rho_w g \pi D_e^2}{4} \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + C_D \frac{\rho_w D_{ed}}{2} (w_w) |w_w|, \quad (3)$$

де D_{ei} , D_{ed} – приведений діаметр інерції і опору водовіддільної колони; C_M – коефіцієнт інерції; C_D – коефіцієнт опору; C_A – коефіцієнт приєднаної маси води; w_w – горизонтальна складова швидкості потоку рідини що омиває водовіддільну колону, яка визначається шляхом розкладання енергетичного спектру хвилювання моря:

$$S_n(\omega) = \frac{a g^2}{\omega^5} \exp\left(-\beta \left(\frac{\omega_p}{\omega}\right)\right) \gamma^a;$$

$$\mu(t) = \sum_{n=1}^{400} \zeta_n \sin(\omega_n t + \varepsilon_n), \quad \varepsilon_n \in \{0 \dots 2\pi\}, \quad \Delta\omega = \frac{5\omega_p}{400};$$

$$\omega_n \in \{\Delta\omega(n-1) \dots \Delta\omega \cdot n\}, \quad k_n = \frac{\omega_n^2}{g}, \quad \zeta_n = \sqrt{2 \cdot S_{\zeta\zeta}(\omega_n) \Delta\omega}; \quad (4)$$

$$w_w(z_2, t) = v_c(z_2) + \sum_{n=1}^{400} \zeta_n \omega_n \exp(k_n z_2) \cos(\omega_n t + \varepsilon_n);$$

$$\frac{\partial w_w(z_2, t)}{\partial t} = \sum_{n=1}^{400} \zeta_n \omega_n^2 \exp(k_n z_2) \sin(\omega_n t + \varepsilon_n),$$

де $S_n(\omega)$ – енергетичний спектр; ω_p – пікова частота спектру; γ – коефіцієнт підсилення піку; $\mu(t)$ – стан поверхні моря; k – хвильове число; $w_w(z_2, t)$ – горизонтальна складова швидкості потоку рідини; $v_C(z_2)$ – градієнт швидкості морської течії.

Величина сили натягу колони визначаємо з умови спрощеної моделі поздовжніх коливань водовіддільної колони з урахуванням теорії ефективного натягу [5]:

$$E_R A_R \frac{\partial^2 u}{\partial z_1^2} - \rho_R \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \eta_i \frac{\partial u}{\partial t} - \rho_R k_A g + \frac{\partial}{\partial z_1} \left(p_e \frac{\pi D_e^2}{4} - p_i \frac{\pi D_i^2}{4} \right) = 0; \quad (5)$$

$$T_O(z_1) = E_R A_R \frac{\partial u}{\partial z_1},$$

де k_A – коефіцієнт компенсування ваги колони поплавками; η_i – коефіцієнт в'язкого тертя; p_e і p_i – зовнішній і внутрішній тиск, що діє на колону з боку моря і промивальної рідини, що обчислюється за наступними формулами:

$$p_e = \rho_w (d - z_1) g;$$

$$p_i = \rho_f (d - z_1) g.$$

Для розв'язку системи накладемо на неї наступні граничні умови: - секції водовіддільної колони поєднуються між собою згідно наступних правил:

$$u_i \Big|_{z_1=l_i} = u_{i+1} \Big|_{z_1=l_i}, \quad w_i \Big|_{z_1=l_i} = w_{i+1} \Big|_{z_1=l_i}, \quad \frac{\partial w_i}{\partial z_1} \Big|_{z_1=l_i} = \frac{\partial w_{i+1}}{\partial z_1} \Big|_{z_1=l_i};$$

$$E_R I_R \frac{\partial^2 w_i}{\partial z_1^2} \Big|_{z_1=l_i} + E_R I_R \frac{\partial^2 w_{i+1}}{\partial z_1^2} \Big|_{z_1=l_i} = 0; \quad (7)$$

$$E_R I_R \frac{\partial^3 w_i}{\partial z_1^3} \Big|_{z_1=l_i} + E_R I_R \frac{\partial^3 w_{i+1}}{\partial z_1^3} \Big|_{z_1=l_i} = 0;$$

$$E_R A_R \frac{\partial u_i}{\partial z_1} \Big|_{z_1=l_i} + E_R A_R \frac{\partial u_{i+1}}{\partial z_1} \Big|_{z_1=l_i} = 0,$$

- нижній кінець водовіддільної колони закріплений за допомогою ідеального шарніру:

$$u \Big|_{z_1=0} = 0, \quad w \Big|_{z_1=0} = 0, \quad \frac{\partial^2 w}{\partial z_1^2} \Big|_{z_1=0} = 0; \quad (8)$$

- закріплення верхнього кінця водовіддільної колони моделюємо сферичним шарніром із пружно-фрикційним елементом:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 w}{\partial z_1^2} \Big|_{z_1=L} &= 0, \quad w \Big|_{z_1=L} = \xi_x(t), \quad k_1 = \frac{p_0 \gamma \tilde{A}^2}{v_0}; \\ E_R A_R \frac{\partial u}{\partial z_1} \Big|_{z_1=L} &+ k_1 \delta(t) - F_{col} \operatorname{sgn} \left(\frac{d\delta(t)}{dt} \right); \\ \delta(t) &= \xi_z(t) + d + l_{st} - u \Big|_{z_1=L}; \end{aligned} \quad (9)$$

де p_0 – початковий тиск в пневмосистемі натяжного пристрою; v_0 – об’єм пневмосистеми натяжного пристрою; γ – коефіцієнт політропи, \tilde{A} – приведена загальна робоча площа гідроциліндрів натяжного пристрою; F_{col} – сила тертя Амона-Кулона; l_{st} – різниця висот між палубою бурової установки і рівнем спокійного моря; $\xi_j(t)$ – хитавиця бурової установки в j -ому степені вільності:

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

де $H_j(\omega_n)$ – оператор амплітудної характеристики хитавиці для j -того степеня вільності бурової установки, який визначається виходячи із геометрії корпусу, величини курсового кута і швидкості руху плавзасобу.

Вхідні дані і результати обчислень

На основі запропонованої математичної моделі динаміки роботи водовіддільної колони створена імітаційна модель досліджуваної системи в мові багатодоменного моделювання фізичних систем Modelica, що дозволяє знаходити рішення в часовій області у вигляді часових рядів.

Дослідження проводилось для водовіддільної колони діаметром 22 дюйма, що складається із наступних секції в порядку від ПБУ: 16 секцій із поплавками для глибини до 3000 футів довжиною 365,8 м і 10 секцій без поплавків довжиною 228,6 м. Основні параметри секцій водовіддільної колони зведено в табл. 1

Таблиця 1. Характеристики 558.8мм секції водовіддільної колони з товщиною стінки 28,6 мм [6]

Властивості	З поплавками	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

В математичну модель системи включено натяжну систему водовіддільної колони канатного типу. Вона складається із 8 натяжних пристроїв з діаметром гідроциліндра $d_c=470$ мм із чотирьохкратним поліспастом і сховищем газу об'ємом $v_o=60$ м³.

Початковий натяг водовіддільної колони визначаємо виходячи із розрахованого мінімально допустимого [7]:

$$T_{\min} = \frac{[W \cdot f_w - B \cdot f_b + A_i (\rho_m h_m - \rho_w h_w)] \cdot N}{R_f (N - n)}, \quad (11)$$

де W – вага водовіддільної колони в зануреному стані (3583 кН); B – чисте виштовхувальне зусилля з боку поплавків (2160 кН); 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 м²); 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 в наслідок старіння і розгерметизації поплавків (0,96); R_f – поправковий коефіцієнт на похибку в натяжній системі, внаслідок відхилення тросів від вертикалі і втрат у механічній і гідравлічній підсистемах (0,9); h_w і h_m – довжина зануреної частини водовіддільної колони і висота стовпа промивальної рідини у водовіддільній колоні, приймаємо $h_w \approx h_m$ (594,4 м). В результаті отримаємо:

$$T_{\min} = \frac{[3,583 \cdot 10^6 \cdot 1,05 - 2,16 \cdot 10^6 + 0,258(1200 - 1025) \cdot 594,4] \cdot 8}{0,9(8 - 1)} = 2,18 \cdot 10^6 [H]. \quad (12)$$

Приймаємо $T_o=2,2$ МН. Виходячи із цього, знаходимо зусилля, яке розвиває гідроциліндр натяжного пристрою, затребуваний тиск в пневмосистемі натяжної системи, приведений коефіцієнт жорсткості і сили тертя спрощеної моделі натяжної системи:

$$F_o = 4 \frac{T_o}{N} = 4 \frac{2,2 \cdot 10^6}{8} = 1,1 \cdot 10^6 [H];$$

$$P_o = \frac{4F_o}{\pi d_c^2} = \frac{4 \cdot 1,1 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 0,47^2} = 6,34 \cdot 10^6 [Па]; \quad (13)$$

$$k_1 = \frac{P_o \gamma A^2}{v_o} = \frac{6,34 \cdot 10^6 \cdot 1,42 \cdot (0,25 \cdot 3,14 \cdot 0,47^2 \cdot 8)^2}{60} = 289053 \left[\frac{H}{м} \right];$$

$$F_{col} = 0,03 \cdot N \cdot P_o = 0,03 \cdot 8 \cdot 6,34 \cdot 10^6 = 264 \cdot 10^3 [H],$$

де F_o – зусилля натягу, яке забезпечує гідроциліндр натяжного пристрою.

Дослідження проводилось при нерегулярному хвилюванні моря із значущою висотою хвилі 2,0 м, 3,0 м, 4,0 м. Параметри енергетичного спектру вибирались із [6], а значення RAO для бурового судна WestNavigator взято із [8]. Морська течія задавалась лінійним градієнтом із швидкістю 0,5 м/с на дні моря і 1,2 м/с на поверхні моря. Розрахунок проводився на проміжку часу 1-200 с з кроком 0,1 с.

Отримані результати (рис. 2) моделювання свідчать, що при збільшенні значущої висоти хвилювання моря в перерізах водовіддільної колони починають спостерігатись менша кількість локальних екстремумів згинаючих сил і згинаючих моментів, одночасно із збільшенням їхньої величини, яка може сягати 54% від максимального значення. Найбільші величини згинаючого моменту в водовіддільній колоні спостерігаються в перерізі 48,87 м.

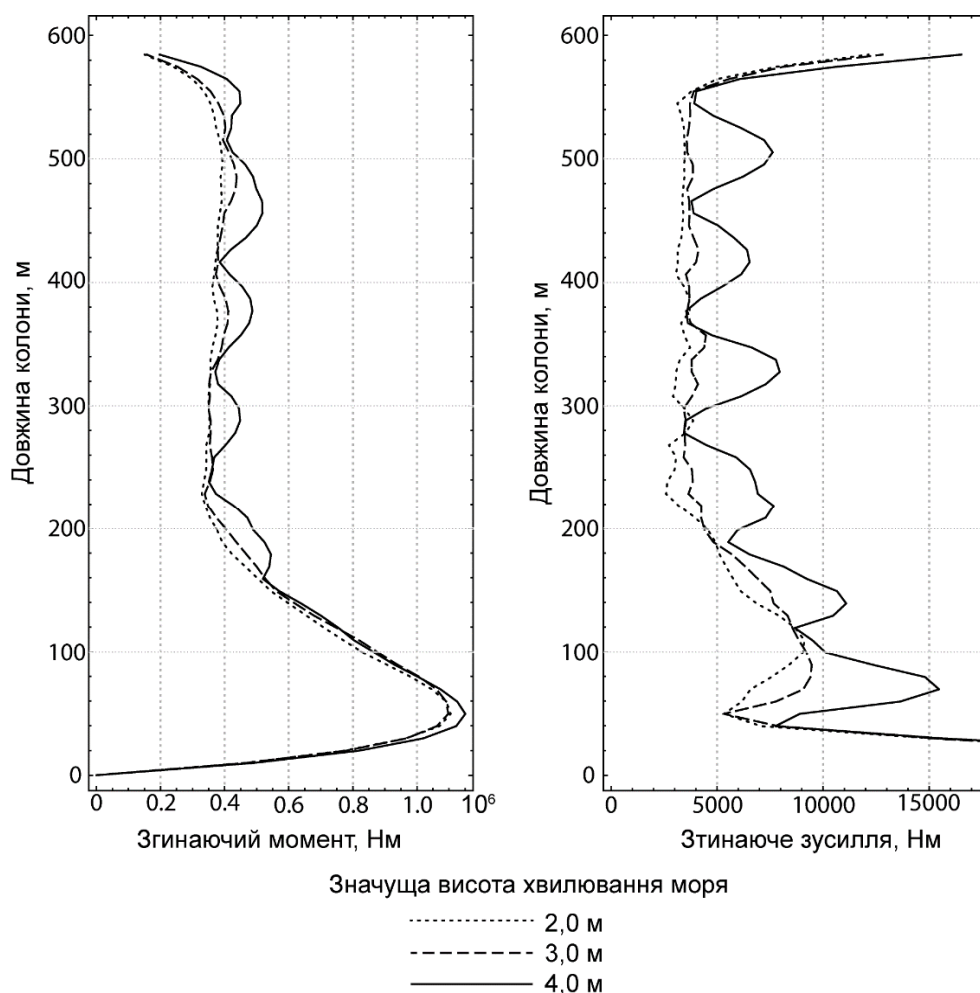


Рис. 2. Зміна згинаючого моменту і згинаючого зусилля по довжині колони при різних значеннях значущої висоти хвилювання моря

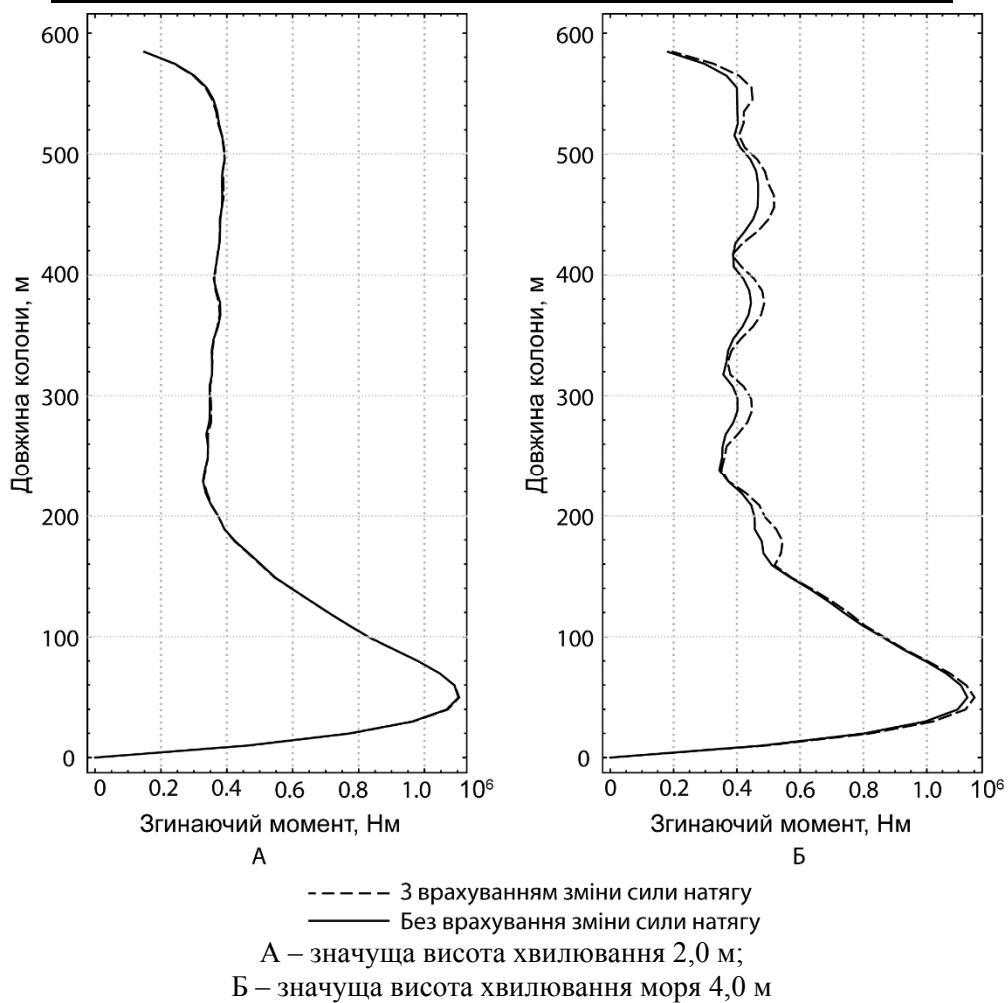


Рис. 3. Результати обчислення величини згинаючих моментів в перерізах водовіддільної колони з сталюю у часі і змінною силою натягу колони

Для дослідження характеру і величини впливу врахування змінного зусилля натягу при дослідженні поперечних коливань водовіддільної колони було проведено імітаційне моделювання для аналогічної компоновки водовіддільної колони за умови відсутності поздовжніх збурень. На рис. 3 наведено порівняння отриманих результатів обчислення згинаючого моменту для колони із врахуванням зміни зусилля натягу і без нього. Із отриманих результатів можна зробити висновок, що при невеликій значущій висоті хвилювання моря отримані результати в основному збігаються, і основний вплив на деформацію водовіддільної колони чинить морська течія, однак при збільшенні значущої висоти хвилювання моря спостерігається значне розходження графіків згинаючих моментів. Так при значущій висоті хвилювання моря 4,0 м величина знайденого згинаючого моменту в імітаційній моделі, яка враховує

зміну зусилля натягу в часі, є на 15% більша в локальному екстремумі 178,51 м і 3,1% більшою в глобальному екстремумі в січенні 48,87 м.

Висновки

1. Створено бібліотеку моделювання і на її основі імітаційну модель для дослідження динаміки роботи водовіддільної колони з урахуванням зміни зусилля натягу водовіддільної колони.

2. Отримані результати свідчать, що зі збільшенням значущої висоти хвилювання моря по довжині колони більш виражені локальні екстремуми згинаючих моментів і згинаючих зусиль стають чітко вираженими.

3. Проводити дослідження динаміки роботи водовіддільної колони з урахуванням зміни зусилля натягу варто при значних величинах хвилювання моря, тоді обчислені значення згинаючих моментів і згинаючих сил в локальних екстремумах на 10-15% більші за значення обчислені без урахування зміни зусилля натягу.

Література

1. Brouwers J.J. H. Analytical methods for predicting the response of marinerisers / J.J.H. Brouwers. – 1982.
2. Dareing, D.W. Natural Frequencies of Marine Drilling Riser / D.W. Dareing, T. Huang // Journal of Petroleum Technology. – 1976. – P.813-818.
3. Wu M.C. Effectsof rigidity and internal flow on marine riser dynamics / M.C. Wu, J.Y.K. Lou // Applied Ocean Research. – 1991. – Vol. 13, №5. – P.235-244.
4. Otteren A.A Mathematical model for dynamic analisys of a flexibe marine riser connected to a floating vessel / A. Otteren // Modelling, indetification and control. – 1982. – Vol. 3, №4. – P.187-209.
5. Sparks, C.P. Fundamentalsof marine riser mechanics / C.P. Sparks. – Tulsa, Okla., USA: Penn Well, 2007. – 320 p.
6. Chakrabarti, S.K. Handbookof Offshore Engineering / S.K. Chakrabarti, Subrata. – London: Elsevier, 2005.
7. American Petroleum Institute. API-16QDesign, Selection, Operation and Maintenance of Marine Drilling Riser Systems.
8. Anundsen, T. Operability comparison of three ultra-deepwater and harsh environment drilling vessels / Anundsen Thorgeir; University of Stavanger. – Stavanger, Norway, 2008. – 106 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії 20.12.2016 р.

*Рекомендовано до друку д.т.н., професором **Мойсишиним В.М.**
д.ф.-м.н., професором **Векериком В.І.***

**RESEARCH STRESS STRAIN STATE OF DRILLING RISER
AT IRREGULAR SEA WAVES****O. O. Slaby**

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

In this paper describes a mathematical model of transverse vibrations drilling riser with irregular waves of the sea, taking into account the value of non-permanent tension riser upper end of the riser tension system. Based on the mathematical model are created a simulation model in multiphysics modeling language Modelica. According to the results of experiments analyzed the stress-strain state drilling riser for different values wave height.

Key words: *drilling riser, transverse vibrations, simulation model, Modelica, irregular sea waves.*