

рахунків бурильної колони для кожного компон. Якщо в'язкість бурового розчину незначна, то інтенсивні коливання вдається підтримувати за допомогою збурених сил з амплітудою близько 1 кН. Зазначимо, що віброударні режими – це результат систематичних ударів, кожний з яких породжує власний перехідний процес. Таким чином, віброударні системи, в яких накладаються хвильові рухи бурильних труб як результат багаторазової взаємодії перехідних процесів.

З метою зменшення тривалості ліквідації аварії доцільно використовувати амортизатор, який вмонтовують ближче до розташування віброударного пристрою. Для підвищення ефективності процесу вивільнення бурильного інструменту доцільно організувати сумісну роботу ударного механізму, вібратора і БК, налаштовуючи механічну систему на резонансний режим роботи.

Література

- [1] *Pal Skalle and Odd Erik Gundersen. Detection of Symptoms for Revealing Causes Leading to Drilling Failures // SPE Drilling Completion, 28, No. 2: 182 (2013). SPE-165931-PA. <http://dx.doi.org/10.2118/165931-PA>.*
- [2] *Мойсишин В. М., Левчук К. Г. Дослідження процесу звільнення прихоплення бурильної колони ударним пристроєм // Вібрації в техніці та технологіях. 2015. Випуск 4 (80). С. 147-150.*
- [3] *Мойсишин В. М., Левчук К. Г., Шегда Л. М., Клімковський А. Р. Математичне моделювання та параметричні дослідження роботи механічного яса під час ліквідації прихоплення бурильної колони // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2015. №1 (54). – С.49-56.*
- [4] *Jack E. Smith, Ronald W. Schutz and Edmond I. Bailey. Development of Titanium Drill Pipe for Short Radius Drilling // IADC/SPE Drilling Conference, 23-25 February, New Orleans, Louisiana (2000). SPE-59140-MS. <http://dx.doi.org/10.2118/59140-MS>.*
- [5] *Левчук К. Г. Вплив місця установки амортизатора на показники ударного імпульсу аварійного компонування бурильної колони // Інформаційні системи, механіка та керування. №12 (2015), С. 72-83. <http://dx.doi.org/10.20535/2219-380412201551404>.*

ПОБУДОВА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПОПЕРЕЧНИХ КОЛИВАНЬ ВОДОВІДІЛЬНОЇ КОЛОНИ

¹Мойсишин Василь, ²Славий ОРЕСТ

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

¹math@nung.edu.ua, ¹burewisnyk@gmail.com

Моделювання поперечних коливань водовіддільної колони (БК) є необхідним для розрахунків на міцність, безаварійність та довговічність її

роботи. Зазвичай ВК розглядають [1, 2, 3, 4] як пустотілий стрижень із розподіленими параметрами по довжині, до якого прикладені сталі в часі зусилля натягу, що не відповідає реальним умовам експлуатації бурової установки.

Метою роботи є дослідження впливу поздовжніх коливань ВК, викликаних хвилюванням моря, на її поперечні коливання та розподіл величин згинаючих зусиль і моментів по довжині колони в процесі роботи. Для цього за об'єкт дослідження вибрана механічну систему «плаваюча бурова установка – натяжна система канатного типу – ВК – гирло свердловини». Розрахункову схему подано на рис. 1.

Плаваюча бурова установка в процесі роботи піддається впливу ідеалізованого нерегулярного хвилювання моря і морських течій в площині $M_{ш}$, що моделюється розкладанням енергетичного спектру хвилювання моря JONSWAP і заданням градієнта швидкості течії у вигляді кусково-лінійної функції. Внаслідок цього виникає хитавиця величина якої обчислюється за допомогою передавальної функції RAO. Для запобігання негативного впливу хитавиці на верхній кінець ВК застосовують натяжну систему канатного типу математичну модель якої описано автором у роботі [5].

Зважаючи на складність вивчення поздовжньо-поперечних коливань стрижня в потоці рідини, дану задачу розв'язуємо в два етапи вводячи при цьому припущення, що впливом поперечних коливань колони на її поздовжні коливання можна знехтувати.

На першому етапі визначаємо поздовжні коливання ВК. Застосовуємо принцип Д'аламбера до елемента одиничної довжини колони, враховуючи сили інерції, ваги, Архімеда, гідродинамічні складові викликані омиванням колони потоком рідини і тертя промивальної рідини об стінки колони. В результаті отримуємо наступне рівняння:

$$\begin{aligned}
 -E_R A_R \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} - \rho_R A_R \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \rho_R A_R g + \frac{\pi D^2 \rho_w g (L - z)}{4} - \frac{\pi d^2 \rho_f g}{4} (L - z) - \eta_1 \nu_f = \\
 = \frac{C_M \rho_w \pi D^2}{4} \frac{\partial V_w}{\partial t} - \frac{C_A \rho_w \pi D^2}{4} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + \frac{C_D \rho_w D}{2} u_w |u_w|,
 \end{aligned}$$

де u – поздовжнє переміщення перерізу z в момент часу t ; E_R – модуль Юнга для матеріалу стінок ВК; A_R – площа поперечного січення ВК; ρ_R , ρ_w , ρ_f – густина матеріалу стінок ВК, морської води і промивальної рідини відповідно; D , d – зовнішній і внутрішній діаметри ВК; η_1 – коефіцієнт в'язкого тертя промивальної рідини об стінки колони; ν_f – швидкість протікання промивальної рідини; u_w – вертикальна проекція швидкості потоку морської води, що омиває ВК в перерізі z в момент часу t ; C_D , C_A , C_M – коефіцієнти інерції, приєднаної маси рідини і опору.

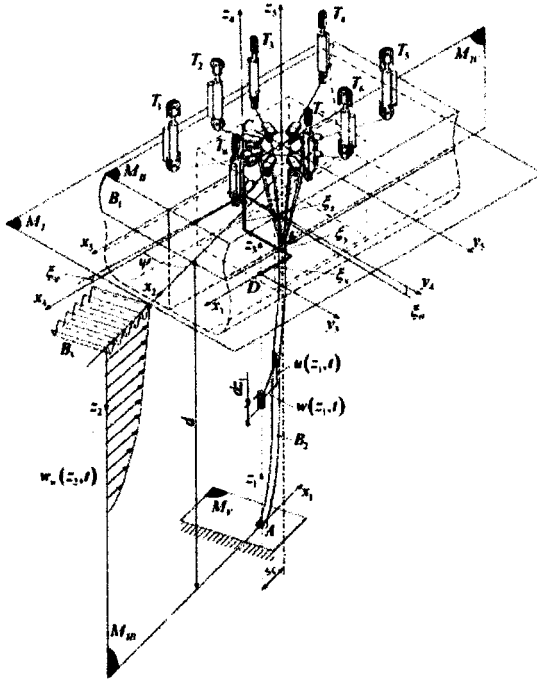


Рис. 1: Розрахункова схема досліджуваної системи

Після цього на другому етапі знаходимо величину поперечних коливань ВК з урахуванням миттєвих значень сил натягу розрахованих на першому етапі. Математична модель поперечних коливань ВК отримується застосуванням принципу Д'аламбера до елемента одиничної довжини ВК з урахуванням сил інерції, що виникають внаслідок протікання промивальної рідини по колоні, та гідродинамічних зусиль, викликаних омиванням колони потоком рідини. В результаті отримуємо:

$$E_R I_R \frac{\partial^4 w}{\partial z^4} - E_R A_R \frac{\partial}{\partial z} \left(\varepsilon \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \rho_f A_d \left(\nu_f \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} - 2\nu_f \frac{\partial^2 w}{\partial z \partial t} + \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \right) + (\rho_R + \rho_f) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} =$$

$$= \frac{C_M \rho_w \pi D^2}{4} \frac{\partial U_w}{\partial t} - \frac{C_A \rho_w \pi D^2}{4} \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + \frac{C_D \rho_w D}{2} w_w |w_w|, \quad \varepsilon = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2,$$

де w — поперечне переміщення перерізу z в момент часу t ; ε — напруження в перерізі z в момент часу t ; I_R — момент інерції сечення ВК; w_w — горизонтальна проекція швидкості потоку морської води, що омиває колону в перерізі z в момент часу t .

На основі одержаних математичних моделей створено бібліотеку ієрархічного моделювання і імітаційну модель в середовищі мультифізичного моделювання на основі вільної об'єктно-орієнтованої мови опису фізичних систем Modelica, що дозволяє вивчати поздовжні і поперечні коливання ВК довільних компоновок з урахуванням впливу натяжної системи при нерегулярному хвилюванні моря і дії морських течій.

Література

- [1] *Morooka C. K., Coelho F. M., Shiguemoto D. A., Franciss R., Matt C. G. C.* Dynamic behavior of a top tensioned riser in frequency and time domain // XVI International Offshore and Polar Engineering Conference. – San Francisco, California, USA: The International Society of Offshore and Polar Engineers, 2006. – P. 31-36.
- [2] *Niedzwecki J. M., Liagre P. Y. F.* System identification of distributed-parameter marine riser models // Ocean Engineering. – 2003. – V. 30, № 11. – P. 1387-1415.
- [3] *Sexton R. M., Agbezuge L. K.* Random Wave and Vessel Motion Effects on Drilling Riser Dynamics // Offshore Technology Conference. – Houston, Texas, 1976.
- [4] *Torres L. V., Cristina; Besancon, Gildas; Pviles, Jesus David.* Modeling and Identification of the Restoring Force of a Marine Riser // Proceedings of the 19th IFAC World Congress. – Cape Town International Convention Centre, Cape Town, South Africa, 2014. – P. 73-78.
- [5] *Слабий О. О.* Дослідження динамічної складової натягу водовіддільної колони за нерегулярної хитавиці бурового судна // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2014. – № 1(50). – С. 119-131.

ІМІТАЦІЙНЕ КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ПРОСТІШОЇ ВІБРОГРАТКИ

НІСОНСЬКИЙ ВОЛОДИМИР

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

mmi@nung.edu.ua

Імітаційне моделювання динамічного режиму роботи проводилося для таких даних параметрів віброгратки моделі 31327: дебалансні маси $m_{31} = 20$ кг; $m_{32} = 20$ кг; $C_3 = 2000000$, $C_{23} = 500000$ – жорсткість амортизаторів; де C_{31} – амортизатори, що знаходяться між фундаментом та вибивною ґраткою ($i = 3$), C_{23} – амортизатори, що стоять між вибивною ґраткою ($i = 3$) та технологічним навантаженням ($i = 2$). Початкові умови вибиралися для положення рівноваги системи. Розглянуто такі варіанти маси ТН, для яких обчислено перші власні частоти: $M_2 = 2000$ кг; $M_2 = 4000$ кг; $M_2 = 6000$ кг; $M_2 = 8000$ кг.