

ПОБУДОВА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ КОМПЕНСАТОРА ВЕРТИКАЛЬНИХ ПЕРЕМІЩЕНЬ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ПІДКРОНБЛОЧНОГО ТИПУ

О.О. Слабий

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 727131,
e-mail: burewisnyk@gmail.com

Буріння свердловин в умовах надглибокого моря має низку особливостей в порівнянні із аналогічним процесом на суші, основною із яких є неможливість забезпечення стаціонарного положення бурової установки над свердловиною внаслідок її хитавиці. Для нівелювання цього фактору на сучасних бурових установках використовують компенсатор вертикального переміщення бурильної колони, що працює за принципом забезпечення сталого зусилля на крюку. Вивчення режимів роботи компенсатора і його впливу на динаміку роботи бурильної колони є важливим для розуміння процесів, що проходять в системі при поглибленні свердловини в умовах надглибокого моря.

В даній роботі описано створену чисельну модель компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони підкронблочного типу в середовищі мультифізичного моделювання, що враховує особливості роботи гідропневматичної системи, механізму компенсації довжини талевого канату і талевої системи. На основі проведеного чисельного експерименту зроблено висновки щодо точності компенсації вертикального переміщення бурильної колони і характеру роботи компенсатора.

Ключові слова: компенсатор вертикальних переміщень бурильної колони підкронблочного типу, динаміка, математична модель, Modelica, числовий експеримент.

Бурение скважин в условиях сверхглубокого моря имеет ряд особенностей по сравнению с аналогичным процессом на суше, основной из которых является невозможность обеспечения стационарного положения буровой установки над скважиной вследствие ее качки. Для нивелирования этого фактора на современных буровых установках используют компенсатор вертикального перемещения бурильной колонны, работающей по принципу обеспечения постоянного усилия на крюке. Изучение режимов работы которого, а также его влияние на динамику бурильной колонны является важным для понимания процессов проходящих в системе при углублении скважины.

В данной работе описано созданную численную модель компенсатора вертикальных перемещений бурильной колонны подкронблочного типа в среде мультифизического моделирования, учитывающий особенности работы гидропневматической системы, механизма компенсации длины талевого каната и талевого системы. На основе проведенного численного эксперимента сделаны выводы по точности компенсации компенсатора вертикального перемещения бурильной колонны и характер его работы в частотные области.

Ключевые слова: компенсатор вертикальных перемещений бурильной колонны подкронблочного типа, динамика, математическая модель, Modelica, численный эксперимент.

Drilling in extremely deep-sea environment has a number of peculiarities compared to the same on-shore process. The main peculiarity of these is the impossibility to provide stationary position of a rig above a well due to its heaving. To level this factor, the drill string heave compensator that works by the principle of providing stable hook load, is used on modern drilling rigs. Study of the compensator operating modes and its influence on the drill string dynamics is important for understanding of the processes that take place in the system when deepening the well in the ultra-deep sea conditions.

The developed numerical model of the drill string crown mounted heave compensator in multiphysics modeling environment, which takes into account the peculiarities of the hydropneumatic system, compensation actuator of length of the drill line and traveling system, is described in the article. Conclusions concerning accuracy of the drill string heave compensation and nature of the compensator operation were made on the basis of the conducted numerical experiment.

Keywords: drill string crown mounted heave compensator, dynamics, mathematical model, Modelica, numerical experiment.

Вступ

На сьогодні у зв'язку із виснаженням родовищ на суші та їхньої віддаленості від споживачів триває інтенсифікація видобутку вуглеводнів із дна морів і океанів. З кожним роком у світі збільшується кількість бурових суден, здатних бурити в умовах надглибокого моря і, як наслідок, зростає число розроблюваних глибоководних родовищ. Процес буріння свердловин в умовах надглибокого моря відрізняється від буріння на суші низкою факторів, одним із яких є неможливість забезпечення стаціонарно-

го положення бурової установки над гирлом свердловини внаслідок її хитавиці. Для нівелювання негативного впливу даного фактору на бурильну колону при поглибленні свердловини використовують компенсатор вертикальних переміщень бурильної колони (КВПБК) або нетрадиційні конструкції бурових веж, що працюють за принципом забезпечення сталого зусилля на гаку. На сьогоднішній день в бурінні використовують два типи КВПБК – КВПБК лінійного типу і КВПБК підкронблочного типу (КВПБКПКТ). КВПБК лінійного типу розташовується між талевим блоком і бурильною коло-

ною, що накладає додаткові вимоги до його масо-габаритних показників і відповідно створює обмеження в максимальній можливому зусиллі на гаку. Тому його, зазвичай, використовують для буріння розвідувальних і невеликих свердловин, а буріння промислових свердловин в умовах надглибокого моря ведуть в основному за допомогою КВПБКПКТ.

Принцип роботи КВПБКПКТ полягає в забезпеченні сталого зусилля на осі кронблоку, для чого, зазвичай, використовують систему із двох гідроциліндрів, з'єднаних між собою коромислом. Стале зусилля на штоку гідроциліндра забезпечується використанням гідропневматичного акумулятора, приєднаного до газового резервуару. Однак, через обмежений об'єм резервуару і наявність в системі сил тертя на практиці неможливо забезпечити постійне зусилля, тому в процесі роботи з боку КВПБКПКТ на бурильну колону діє змінне зусилля, що впливає на динаміку її роботи. Вивчення характеру роботи КВПБК дасть змогу краще розуміти його вплив на процеси, що проходять в бурильній колоні при поглибленні свердловини.

Існуючі підходи щодо представлення КВПБК в моделях бурових систем значно різняться за своєю точністю і кількістю факторів, які враховуються. Так, в найпростіших моделях КВПБК представляється у вигляді пневматичного циліндра, що приєднаний до газового резервуару і моделюється за допомогою еквівалентного пружно-демпферного тіла із зрівноваженою масою [8, 9, 11] або пневматичною пружиною, стиснення газу в якій описується політропним процесом [10]. Такий підхід дає змогу отримати нескладні математичні викладки, що легко піддаються аналізу. Складніші аналітичні моделі, окрім цього, враховують втрату тиску в пневмопроводах [12], динаміку роботи талевої системи і сили тертя в пневматичному циліндрі, які описують моделлю тертя Кулона [5, 6] або комплексною моделлю з урахуванням тертя Кулона, в'язкого тертя і ефекту Срібека [4]. Подальше уточнення аналітичних моделей КВПБК призводить до ускладнення математичних викладок, тому для таких досліджень, зазвичай, використовують чисельні моделі КВПБК, побудовані в системах гібридного моделювання, де із наявних в бібліотеках моделювання математичних моделей гідралічних, пневматичних, механічних і електронних елементів будується модель КВПБК. За таким підходом проводиться моделювання роботи КВПБК в роботах [2, 3, 7]. Хоча в даних моделях враховується особливість роботи гідропневматичної системи КВПБК, наявність в системі сил тертя і робота «активної» системи компенсації, однак нехтування механічною складовою КВПБК і наявність різноманітних конструкцій КВПБК призводить до того, що на даний час питання дослідження роботи КВПБК є ще недостатньо вивченим. Тому розробка нових і уточнення існуючих моделей КВПБК дасть змогу краще зрозуміти їхній вплив на процеси, що проходять в бурильній колоні під час поглиблення свердловини.

Досліджувана система

За досліджуваний об'єкт вибрано КВПБКПКТ із М-подібним важільним механізмом компенсації довжини талевого канату розрахункову схему якого подано на рисунку 1. КВПБКПКТ розташовується на вершині бурової вежі і працює за принципом забезпечення сталого зусилля на крон-блоці шляхом утримання його гідравлічними циліндрами на вертикальних напрямних. Корпус КВПБКПКТ 6, що кріпиться на вершині бурової вежі, приймається абсолютно твердим тілом. До нього закріплено два гідроциліндри 4, які через коромисло 2 утримують кронблок 3. Для забезпечення сталого зусилля використовується гідропневматична система, що 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 об'ємі якого розміщено сім шківів, за допомогою талевого канату утримує талевий блок 7. Для зменшення спрацювання тросу використовується важільно-коливаний М-подібний механізм компенсації зміни довжини талевого канату (далі компенсатор зношення канату) 1.

Математична модель КВПБК будується на основі принципу д'Аламбера відносно осі кронблоку і записується наступним чином:

$$\bar{Q}_1 + \bar{Q}_2 + \bar{Q}_3 + m_{cb} \bar{g} + m_{cb} \frac{d^2 \bar{s}_s}{dt^2} = 0, \quad (1)$$

де \bar{Q}_1 – сила, що діє з боку коромисла 2;

\bar{Q}_2 – сила, що діє з боку компенсатора зношення канату;

\bar{Q}_3 – зусилля, що діє на вісь з боку обоїми шківів кронблоку;

m_{cb} – маса корпусу кронблоку;

\bar{g} – пришвидшення вільного падіння;

s_s – переміщення осі кронблоку.

Виходячи із рівняння (1) для визначення зусиль, що діють на вісь кронблоку, проводимо декомпозицію КВПБКПКТ на три частини – систему утримання кронблоку (рис. 1в), компенсатор зношення канату (рис. 2) і систему кронблок-талевий блок (рис. 1б).

Математична модель системи утримання кронблоку

Система утримання кронблоку (рис. 1в) складається із двох гідропроводів I і II, коромисла і газового резервуару високого тиску. Гідравлічний привід складається із гідроциліндра, що характеризується робочим діаметром штоку D_h , масою поршня із врахуванням маси штоку m_{ph} і товщиною поршня l_{ph} , газового резервуару низького тиску об'ємом V_1 і гідро-

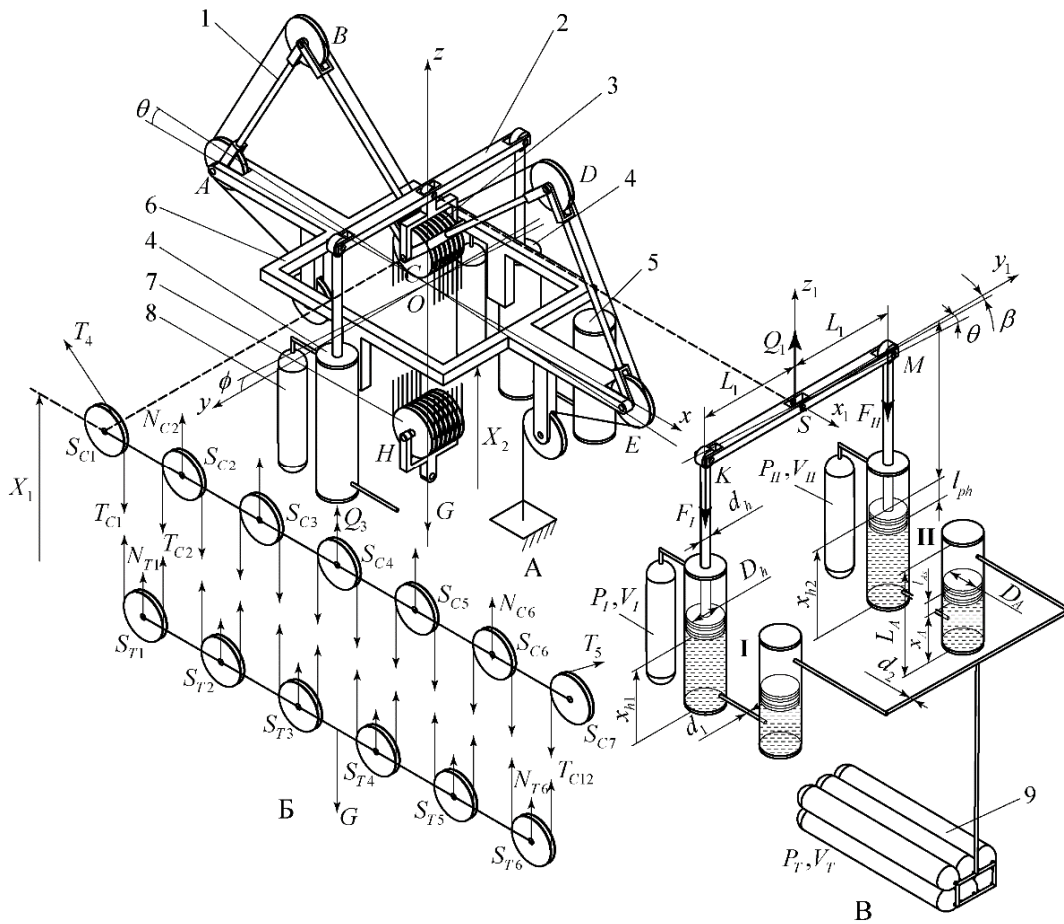


Рисунок 1 – Розрахункова схема КВПБКПТ

пневматичного 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 гідрравлічних 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 вагомим тілом довжини 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:

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

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} , Q :

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

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

Для визначення величини зусилля, що діє з боку штоку гідроциліндра, будемо його математичну модель, яка подаємо системою диференціальних рівнянь, що враховують сили тиску, тертя, ваги, інерції і зовнішні навантаження, які діють на поршень із врахуванням стискуваності робочої рідини і політропного процесу, що проходить в камері, заповненій газом. Дана система записується наступним чином:

$$\begin{aligned}
 & P_{h1} A_{h1} - P_{h2} A_{h2} - m_{hp} g - m_{hp} \frac{d^2 x_h}{dt^2} - \\
 & - F_H - F_{hf_p} - F_{hf} = 0; \\
 & \frac{dP_{h1}}{dt} = \frac{\beta_{eff}}{V_{h1}} \left(\frac{dm_{h1}}{dt} \frac{1}{\rho_o} - \frac{dx_h}{dt} A_{h1} \right); \\
 & P_{h2} V_{h2} = m_{h2} R_g T_{h2}; \\
 & m_{h2} \frac{dT_{h2}}{dt} + T_{h2} \frac{dm_{h2}}{dt} = \gamma_g T_{gas} \frac{dm_{h2}}{dt} - \\
 & \frac{d(L_h - x_h)}{dt} \frac{A_{h2}}{c_{vg}} - \frac{\alpha_g A_{Th2} (T_{h2} - T_{out})}{c_{vg}}; \\
 & A_{h1} = \frac{\pi D_h^2}{4}, \quad A_{h2} = \frac{\pi (D_h - d_h)^2}{4},
 \end{aligned} \tag{4}$$

де P_{h1}, P_{h2} – тиски в гідравлічній і пневматичній камері, відповідно;

A_{h1}, A_{h2} – площі робочої поверхні поршня гідравлічної і пневматичної камер, відповідно;

m_{hp} – маса поршня;

x_h – координата положення поршня в момент часу t ;

F_H – зовнішнє зусилля, що діє на шток гідроциліндра (не враховується в моделі акумулятора);

V_{h1}, V_{h2} – ефективний об'єм гідравлічної і пневматичної камер;

m_{h1}, m_{h2} – маса робочої речовини в гідравлічній і пневматичній камерах;

γ_g – показник політропи;

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_{vg} – питома теплоємність робочого газу при сталому об'ємі;

a_g – коефіцієнт теплопровідності;

A_{Th2} – площа передачі тепла;

T_{out} – температура навколишнього середовища;

F_{hf_p} – сила тертя, викликана різницею тиску в камерах гідроциліндра, що визначається за формулою:

$$F_{hf_p} = k_p (P_{h1} - P_{h2}) \operatorname{sgn} \left(\frac{dx_h}{dt} \right), \tag{5}$$

де k_p – коефіцієнт тертя;

F_{hf} – сила тертя, що визначається за формулою:

$$F_{hf} = \left(F_{col} + F_{st} e^{-f_{st} \left| \frac{dx_h}{dt} \right|} \right) \operatorname{sgn} \left(\frac{dx_h}{dt} \right) + d_f \frac{dx_h}{dt}, \tag{6}$$

де F_{col} – сила тертя Кулона;

F_{st} – сила тертя Стрібека;

f_{st} – коефіцієнт згасання ефекту Стрібека;

d_f – коефіцієнт в'язкого тертя.

Модель гідропневматичного акумулятора аналогічна моделі гідроциліндра з урахуванням того, що $F_H = 0$. Втрати тиску в гідравлічних трубопроводах описуються залежно від характеру потоку законами Пуазейля або Блазіуса, а втрати тиску в пневматичних трубопроводах згідно ISO 6358. Процес, що проходить в газовой резервуарі, описується рівнянням Клапейрона-Менделєєва.

Математична модель талевої системи

Система кронблок-талевий блок, розрахована схема якої подана на рисунку 1б, складається із кронблока в об'ємі якого розміщено 7 шківів $S_{C1..7}$, талевого блоку, що складається із 6 шківів $S_{T1..6}$ і талевого тросу, який огинає шків, 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:

$$Q_3 = \sum_{i=2}^6 N_{Ci}, \tag{7}$$

де N_{Ci} – реакція на вісь S_{Ci} -го шківа. Аналогічно знаходиться величина зусилля G , що діє на крюку талевого блоку. Для визначення величини реакції на вісь проводимо побудову математичної моделі шківа, що характеризується діаметром D_s , масою m_s , моментом інерції J_s і моментом тертя в підшипниках M_f^s . В процесі роботи шків здійснює плоскопаралельний рух. Застосовуючи метод кінетостатики, отримуємо наступну систему рівнянь:

для поступального руху:

$$\vec{T}_1 + \vec{T}_2 + \vec{N} + m_s \vec{g} + m_s \vec{a}_s = 0; \tag{8}$$

для обертового руху:

$$T_2 \frac{D_s}{2} - T_1 \frac{D_s}{2} - M_f^s \operatorname{sgn}(\omega) - J_s \varepsilon_s = 0;$$

$$\varepsilon_s = \frac{d}{dt} \left(\frac{2 \frac{dl}{dt}}{D_s} \right), \tag{9}$$

де T_1 і T_2 – натяги струн талевого тросу, що огинає шків;

N – реакція з боку шківа на вісь;

a_s – пришвидшення руху центру ваги шківа;
 ε_s – кутове пришвидшення обертання шківа;
 ω – кутова швидкість обертання шківа;
 $\frac{dl}{dt}$ – довжина тросу, що переміщується

через точку за одиницю часу.

Струна тросу приймається невагомим стрижнем із розподіленими параметрами по довжині, довжина якого є відомою. Її математична модель є наступною:

$$\begin{aligned} L &= l + \varepsilon_i; \\ \frac{dl}{dt} &= \frac{dl_1}{dt} - \frac{dl_2}{dt}; \\ \frac{T}{A \cdot k_s} &= E \frac{\varepsilon_l}{l} + \eta \frac{d\left(\frac{\varepsilon_l}{l}\right)}{dt}, \end{aligned} \quad (10)$$

де L – загальна довжина ділянки;
 l – довжина тросу в недеформованому стані на ділянці;

ε_l – деформація тросу;
 T – зусилля натягу тросу;
 A – площа поперечного перерізу тросу;
 k_s – коефіцієнт заповнення поперечного перерізу тросу матеріалом;

E – модуль Юнга матеріалу тросу;
 η – коефіцієнт в'язкості;
 $\frac{dl_i}{dt}$ – довжина тросу в недеформованому стані, що проходить через точку i за одиницю часу.

Математична модель компенсатора зношення канату

Компенсатор зношення канату призначений для запобігання передчасному спрацюванню талевого канату внаслідок зміни відстані між кронблоком і палубою під час роботи КВПБК. Конструкція компенсатора зношення канату являє собою чотириланковий шарнірно-важільний механізм, на кінцях важелів якого кріпляться шківів, які огинає талевий трос. Під час роботи відбувається переміщення важелів механізму, однак відстань між шківів зберігається сталою, внаслідок чого довжина талевого тросу між палубою і кронблоком є незмінною. З боку компенсатора на кронблок діє змінне зусилля Q_2 для визначення якого будемо розрахункову схему подану, на рисунку 2. Важелі механізму компенсації моделюються абсолютно твердими важкими тілами, що характеризуються масами m_{l1} і m_{l2} , і довжинами L_1^* і L_2^* відповідно.

В певний момент часу положення механізму компенсації в просторі можна охарактеризувати наступними величинами: θ – бортовою хитавицею, X_1 – переміщенням корпусу КВПБКПКТ, X_2 – переміщенням кронблоку. Для зручності обрахунків положення важелів

механізму компенсації в певний момент часу описуємо кутами α, γ, δ , що визначають за наступними формулами:

$$\begin{aligned} \sqrt{L_2^{*2} - (L_1^* \sin \alpha - S_C)^2} + L_1^* \cos \alpha &= \frac{L_3^*}{2}; \\ \gamma &= \frac{\pi}{2} - \alpha + \arccos\left(\frac{L_1^* \sin \alpha - S_C}{L_2^*}\right); \\ \delta &= \arcsin\left(\frac{L_1^* \sin \alpha - S_C}{L_2^*}\right); \\ S_C &= X_2 - X_1. \end{aligned} \quad (11)$$

Для визначення зусилля Q_2 проведено декомпозицію важільного механізму (Рис 2б,в), виходячи із чого зусилля Q_2 рівне:

$$Q_2 = \text{proj}_{y_1} (\bar{N}_4 + \bar{R}_4 + \bar{N}_5 + \bar{R}_5), \quad (12)$$

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

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

$$\begin{aligned} -(m_{l1}g + m_{l1}a_{x_1}) \frac{L_1^*}{2} \cos(\alpha + \theta) - \\ -(m_s g + m_s a_{x_1}) L_1^* \cos(\alpha + \theta) - \\ -(N_3 + T_4) L_1^* \sin \gamma - M_{\phi_1} = 0; \\ -(m_{l2}g + m_{l2}a_{x_2}) \frac{L_2^*}{2} \cos(\delta - \theta) - \\ -(m_s g + m_s a_{x_2} + T_{C1}) L_2^* \cos(\delta - \theta) - \\ -R_4 L_2^* - M_{\phi_2} = 0; \\ -N_3 - N_4 - T_4 + (m_{l2}g + m_{l2}a_{x_2}) \sin(\delta - \theta) + \\ + (m_s g + m_s a_{x_2} + T_{C1}) \sin(\delta - \theta) = 0, \end{aligned} \quad (13)$$

де T_{C1} – натяг першої струни між кронблоком і талевим блоком;

a_{x_1}, a_{x_2} – пришвидшення основи КВПБКПКТ і кронблоку відповідно;

θ – бортова хитавиця;
 M_{ϕ_1}, M_{ϕ_2} – моменти інерції першого важеля і шківом і другого важеля відповідно. Сили натягу тросів визначаються із побудови моделей шківів і струн тросу згідно з (9) і (10).

Зусилля N_5, R_5 визначаються аналогічно. В результаті сила Q_2 є рівна:

$$\begin{aligned} N_4 \sin(\delta - \theta) + N_5 \sin(\delta + \theta) - \\ -R_4 \cos(\delta + \theta) - R_5 \cos(\delta - \theta) = Q_2. \end{aligned} \quad (14)$$

Граничні і початкові умови

Для опису з'єднання окремих елементів системи між собою використовують наступні граничні умови:

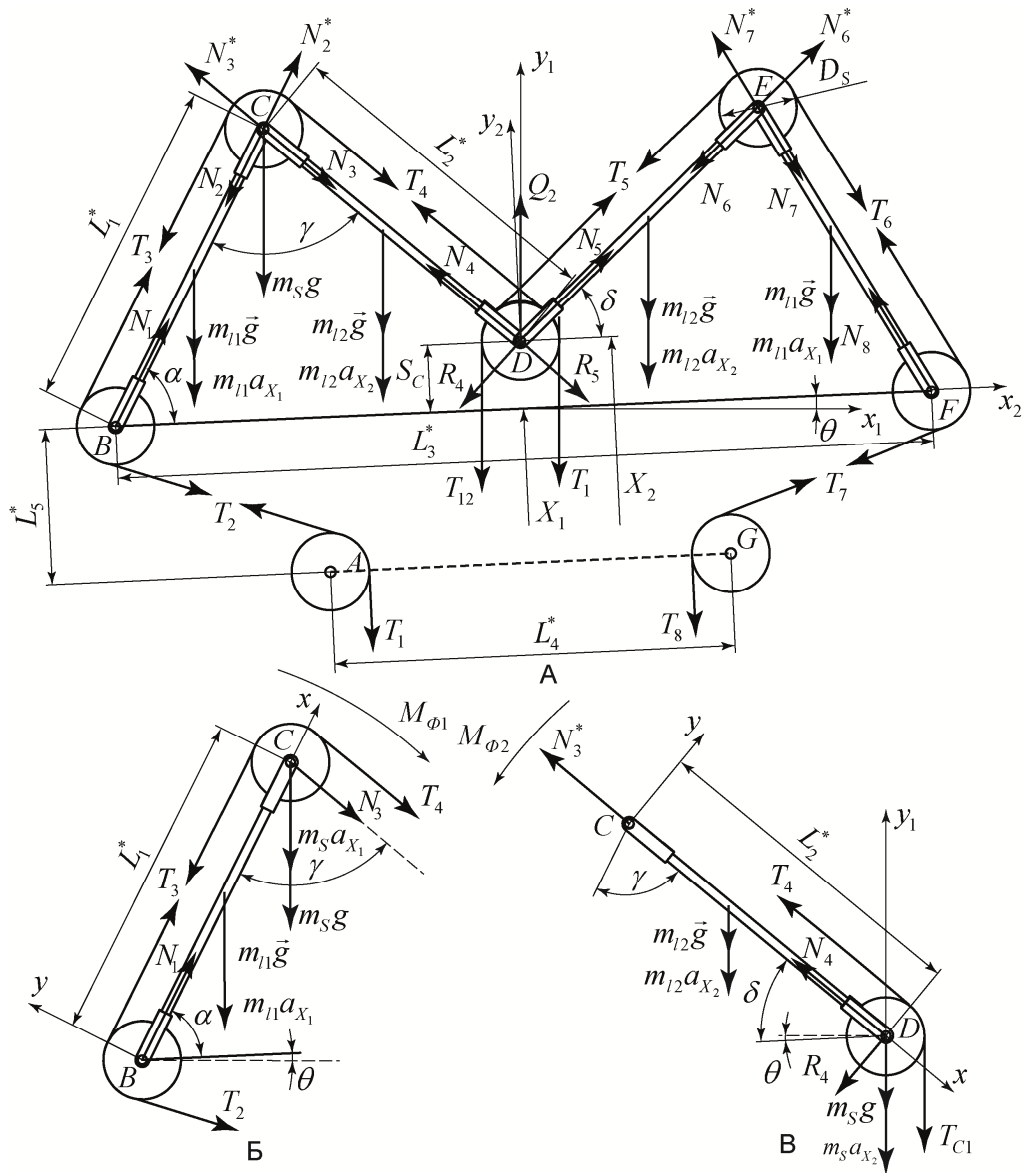


Рисунок 2 – Розрахункова схема компенсатора зношення канату

при поєднанні елементів одновимірної механіки:

$$s_1 = s_2 = \dots = s_n; \quad (15)$$

$$F_1 + F_2 + \dots + F_n = 0,$$

де s_i – координата i -го елемента в точці з'єднання F_i – зусилля, що діє з боку i -го елемента в з'єднанні;

n – кількість елементів в з'єднанні;
при поєднанні елементів талевої системи:

$$\frac{dl_A}{dt} = \frac{dl_B}{dt}; \quad (16)$$

$$T_A + T_B = 0,$$

де $\frac{dl}{dt}$ – довжина нездеформованого талевого тросу, що проходить через точку з'єднання з одиницею часу;

T – натяг талевого тросу в точці з'єднання.

при поєднанні гідравлічних (пневматичних) елементів між собою

$$\frac{dm_1}{dt} + \frac{dm_2}{dt} + \dots + \frac{dm_n}{dt} = 0; \quad (17)$$

$$P_1 = P_2 = \dots = P_n,$$

де $\frac{dm}{dt}$ – масова витрата речовини через елемент з'єднання;

P – тиск в точці з'єднання.

Початкові умови системи розраховуються із умови, що є відоме статичне навантаження на крюку талевого блоку G . Виходячи із цього, початковий натяг канату є рівним:

$$T^i = \frac{n_r m_s g + m_T g + G}{n_w}, \quad (18)$$

де n_r – кількість шківів в обоймі талевого блоку (приймаємо 6);

m_T – маса корпусу талевого блоку;

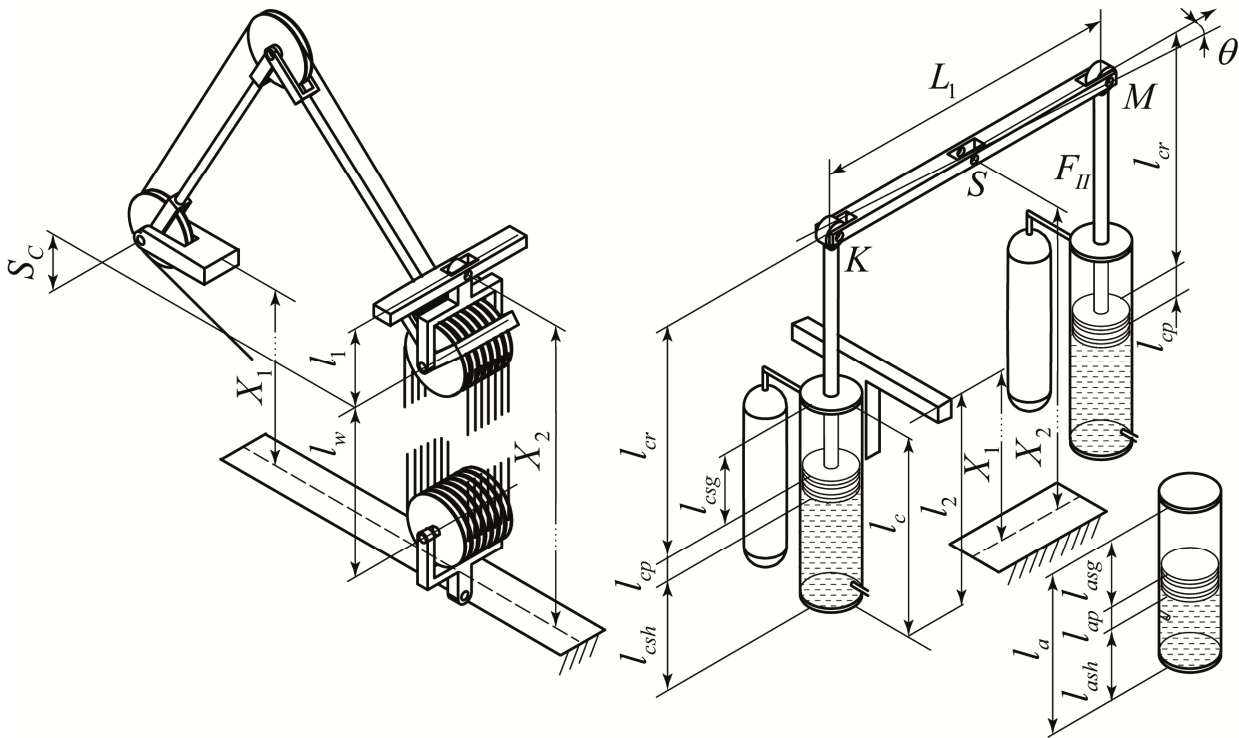


Рисунок 3 – Розмірні ланцюги КВПБКПКТ

n_w – кількість струн талевого тросу між кронблоком і талевим блоком (приймаємо 12).

Початковий тиск робочої рідини в гідросистемі визначається за наступною формулою:

$$P_h^i = \frac{1}{2A_h} \{ (n_T + (n_c - 2))m_s g + (m_T + m_c)g + Q_2^i + 2m_{np}g + m_l g + 2P_{hg}^i A_{h2} + G \}, \quad (19)$$

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;

P_{hg}^i – початковий тиск в камері, заповненій азотом;

m_l – маса коромисла.

Початковий тиск в пневматичній системі високого тиску:

$$P_T^i = \frac{P_h^i A_a - m_{ah} g}{A_a}, \quad (20)$$

де A_a – площа робочої поверхні поршня гідропневматичного акумулятора;

m_{ah} – маса поршня акумулятора.

Враховуючи розмірні залежності КВПБКПКТ, які показано на рис. 3, визначаємо початкове положення поршнів гідроциліндра і акумулятора, і початкове положення компенсатора зношення канату. Приймаємо, координати X_1 і X_2 відомі, і в початковий момент часу $\beta = 0^\circ$ положення поршня гідроциліндра визначається за формулою:

$$l_{csh} = X_2 - X_1 + l_2 - l_{cr} - l_{cp}, \quad (21)$$

де l_2 – величина зміщення дна гідроциліндра відносно основи КВПБКПКТ;

l_{cr} – довжина штоку гідроциліндра;

l_{cp} – товщина поршня гідроциліндра.

Положення поршня акумулятора визначається за наступною формулою:

$$l_{ash} = (0.5l_c - l_{csh}) \frac{A_{ch}}{A_a} + 0.5l_a, \quad (22)$$

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 становить:

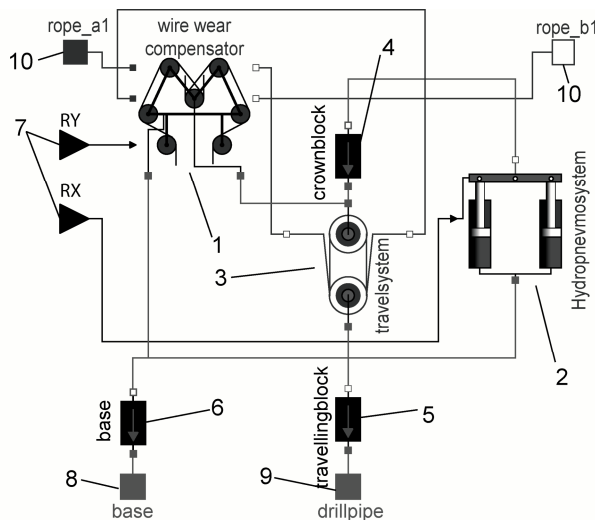
$$l_w^m = \frac{l_w}{\frac{T^i}{AEk_s} + 1}. \quad (23)$$

Побудова чисельної моделі. Параметри системи

Побудова чисельної моделі бурової системи проводилась на платформі математичного моделювання System Modeler, що включає в себе інтерактивне графічне середовище побудови моделей, середовище програмування і компілятор вільної об'єктно-орієнтованої мови опису фізичних систем Modelica. Основним підходом моделювання в даному середовищі є декомпозиція описуваної системи на окремі елементи із наступною побудовою їхніх мате-

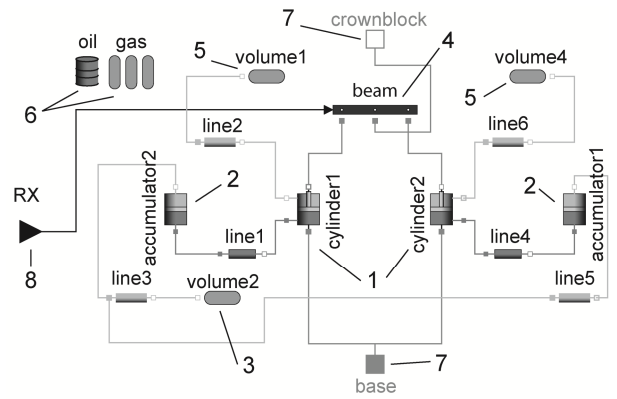
матичних моделей і взаємозв'язків між ними. Тому основним елементом в мові є модель (model), яка може складатися із набору рівнянь, інших моделей поєднаних між собою, функцій і роз'ємів (connector). За допомогою рівнянь і функцій відбувається опис взаємозв'язків між параметрами всередині моделі, а роз'єми служать для побудови взаємозв'язків між моделями і виконують роль граничних умов.

При запуску компілятора, остаточна модель системи опрацьовується програмою, на основі записаних рівнянь, математичних моделей елементів, роз'ємів і поєднання елементів між собою, створюється система алгебродиференціальних рівнянь, яка розв'язується чисельним методом. На основі описаних в роботі математичних моделях елементів КВПБКПКТ створено бібліотеку моделювання в мові Modelica. Із отриманих моделей проведено побудову чисельної моделі КВПБКПКТ графічне представлення якої подано на рис 4. Вона складається із моделі компенсатора зношення канату 1, системи утримання кронблока 2, графічне зображення якого подано на рис 5, системи кронблок-талевий блок 3, графічне зображення якого подано на рис 6, та трьох мас, що моделюють вагу корпусу КВПБК 6, корпусу кронблока 4 і корпусу талевого блоку 5. Модель має наступні роз'єми – для бортової і кільової хитавиці 7, кріплення корпусу КВПБК 8, вантажу до гаку на талевому блоці 9 і талевого тросу 10.



- 1 – модель компенсатора зношення канату;
- 2 – модель системи утримання кронблоку;
- 3 – модель системи кронблок-талевий блок;
- 4 – маса що моделює корпус кронблоку і направляючу каретку;
- 5 – маса, що моделює корпус талевого блоку;
- 6 – маса, що моделює корпус КВПБКПКТ;
- 7 – роз'єми інформації про хитавицю;
- 8 – роз'єм кріплення корпусу кронблоку;
- 9 – роз'єм, що моделює гак талевого блоку;
- 10 – роз'єм, що моделює подачу талевого канату до КВПБКПКТ

Рисунок 4 – Чисельна модель КВПБКПКТ



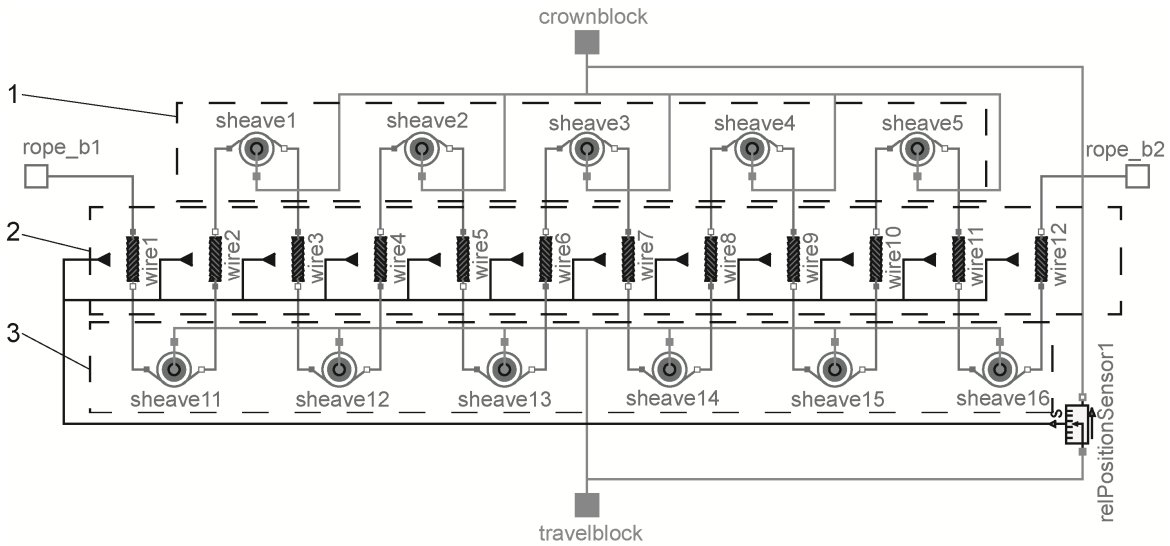
- 1 – модель гідравлічного циліндра;
- 2 – модель гідропневматичного акумулятора;
- 3 – модель газового резервуару високого тиску;
- 4 – модель коромисла;
- 5 – модель газового резервуару низького тиску;
- 6 – характеристики робочих речовин;
- 7 – механічний роз'єм;
- 8 – роз'єм інформації про хитавицю

Рисунок 5 – Чисельна модель системи утримання кронблоку

Чисельний експеримент. Вхідні дані

На основі розробленої моделі проведено серію чисельних експериментів для вивчення характеру роботи КВПБКПКТ за різних параметрів хитавиці плавучої бурової установки (ПБУ). Хитавиця ПБУ моделювалась шляхом використання оператора амплітудної характеристики для бурового судна West Navigator при його курсовому куті 15° [1]. Модель нерегулярного хвилювання моря отримано розкладанням енергетичного спектру JONSWAP із змінними вхідними параметрами ω_p і γ . КВПБКПКТ вибрано типу Control Flow Crown Block Compensator 1000k, основні параметри якого наступні: діаметр шківів $D_S=1,63$ м, маса шківів $m_S=884$ кг, довжина гідроциліндра $L_h=8$ м, довжина штоку гідроциліндра $L_{hs}=9,6$ м, робочий діаметр гідроциліндра D_h 0,53 м, діаметр штоку гідроциліндра $d_{hs}=0,25$ м, довжина акумулятора $L_A=10$ м, робочий діаметр акумулятора $D_A=0,44$ м, об'єм газового резервуару низького тиску $V_l=V_{ll}=0,5$ м³, Об'єм газового резервуару високого тиску $V_T=13,5$ м³, діаметр тросу $d_w=0,0508$ м. Робочою рідиною вибрано Eriphon 818, робочим газом – азот. Для сучасних гідроциліндрів, що використовуються в офшорній техніці, втрати на тертя приймають на рівні 1-3% [12, 16, 17]. Виходячи із даних рекомендацій, приймаємо, що сила тертя Кулона складає 1%, а тертя Стрібека (ефект «прилипання») – 0,5% від статичного зусилля, що розвиває гідроциліндр.

До крюка КВПБКПКТ кріпиться бурильна колона, яка моделюється зосередженими маса-



1 – обойма кронблоку, 2 – струни талевого тросу, 3 – обойма талевого блоку

Рисунок 6 – Чисельна модель системи кронблок-талевий блок

ми 5 і пружно-демпферними тілами, що описують наступне компонування: ОБТ – 6⁷/₈ довжиною 170м, БТ – 5⁷/₈ довжиною 3000 м, осьове статичне зусилля на долоті 120 кН, густина бурового розчину – $\rho_n = 1200 \frac{кг}{м^3}$.

Тиск азоту в пневмосистемі низького тиску приймаємо 0,1МПа, а розрахований тиск в системі високого тиску 2,554 МПа. Параметри робочого газу вибираємо з [13].

В результаті компіляції чисельна модель КВПБКПКТ описується системою 1001 рівнянь, серед яких 493 рівняння є простим. Розв'язок системи проводився за допомогою модуля DASSL в проміжку 0-1000 с з кроком 0,01 с і допустимою похибкою 0,000001.

Аналіз отриманих результатів

Розв'язок чисельної моделі отримується у вигляді впорядкованих даних зміни параметрів системи відносно часу із заданою дискретизацією. Порівняння результатів роботи компенсатора в часовій області для двох експериментів із різними характеристиками хвилювання моря подані на рис. 7, а в частотній області на рис 8. Із отриманих результатів видно, що точність роботи компенсатора є неоднорідною і залежить від параметрів вертикальної хитавиці ПБУ. Для подальшого аналізу точності роботи розрахуємо величину похибки роботи КВПБКПКТ за наступною формулою:

$$\delta(\omega) = \sqrt{\frac{S_c(\omega)}{S_z(\omega)}}, \quad (24)$$

де $S_c(\omega)$ – згладжена спектральна щільність переміщення кроку талевого блоку;

$S_z(\omega)$ – згладжена спектральна щільність вертикальної хитавиці ПБУ;

$\delta(\omega)$ – величина похибки.

Отримані результати функцій похибки роботи КВПБКПКТ при різних параметрах хитавиці подано на рис. 9.

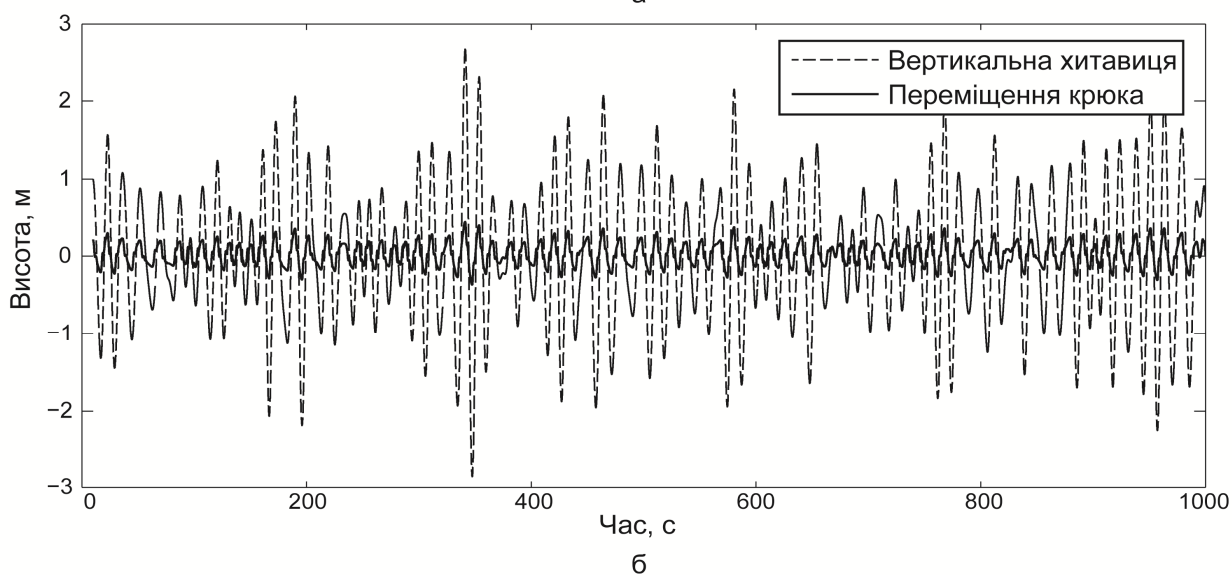
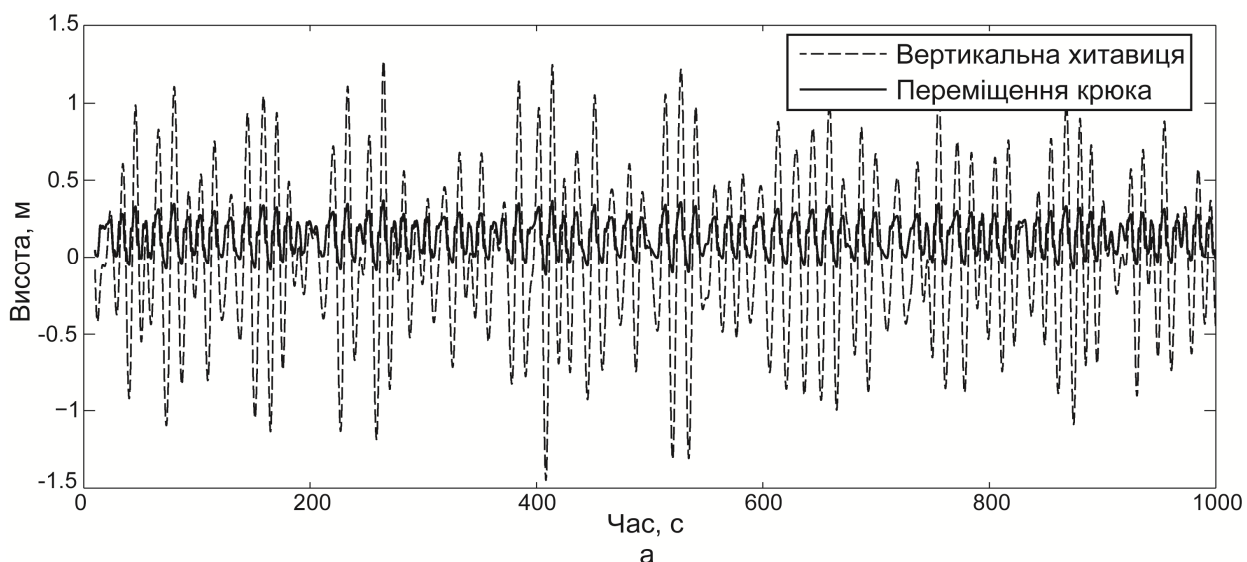
Отримані графіки свідчать, що найменша похибка роботи КВПБК спостерігається на низьких несучих частотах вертикальної хитавиці і складає 13-18%. Дана похибка залежить від величини спектру вертикальної хитавиці і зростає при зменшенні амплітуди пікової несучої частоти. Похибка збільшується при зростанні частоти і є на 5-9% більшою за значення мінімуму. Значенням величини похибок на діапазонах 0-0,3, 0,8-∞ нехтуємо, через малі значення амплітуд на цих діапазонах частот і, відповідно, великого впливу похибок дослідження.

Основними чинниками, що впливають на похибки роботи КВПБКПКТ є сили тертя, що виникають в гідравлічному циліндрі і акумуляторі, змінне зусилля, що діє з боку компенсатора зношення канату і динамічне зусилля, що виникає внаслідок непостійного тиску газового резервуару (рис. 10). Аналіз даних похибок свідчить, що їхній вклад в загальну похибку є різним і залежить від величини амплітуди коливання. Величини впливу деяких складових на точність роботи КВПБК при різних значеннях амплітуди коливання подано в таблиці 1.

Отримані дані свідчать про те, що величину похибки від сили тертя можна вважати незмінною, а похибки від компенсатора зношення канту і зміни тиску в газовому резервуарі залежать від амплітуди коливання.

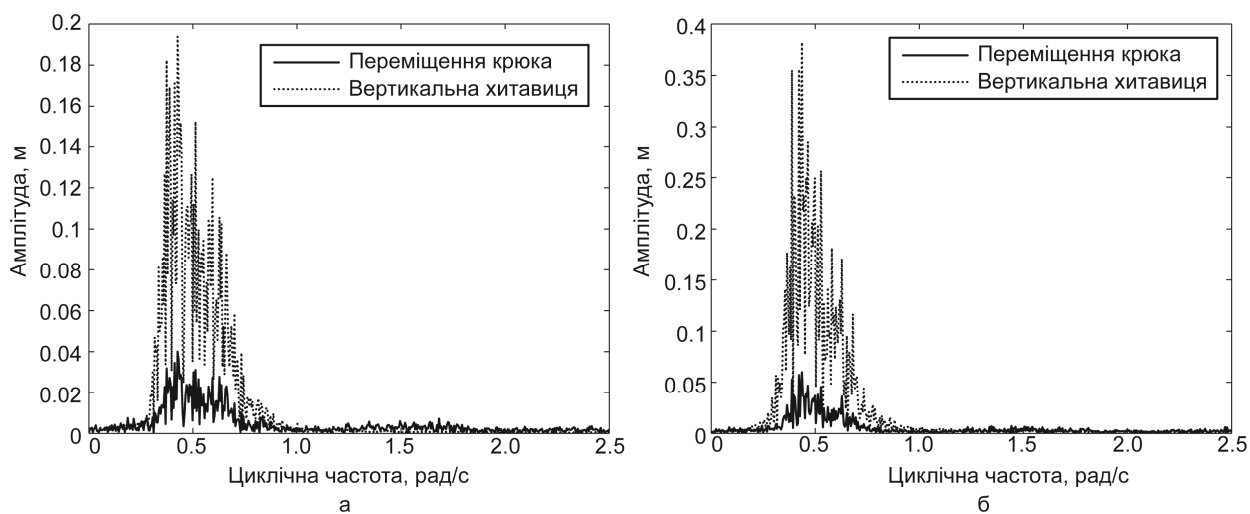
Висновки

1. Розроблено математичні моделі окремих елементів і на їх основі отримано нову чисельну модель КВПБКПКТ, розроблену в системі мультифізичного моделювання, яка враховує особливості роботи гідропневматичної системи, компенсатора зношення талевого канату і системи кронблок-талевий блок.



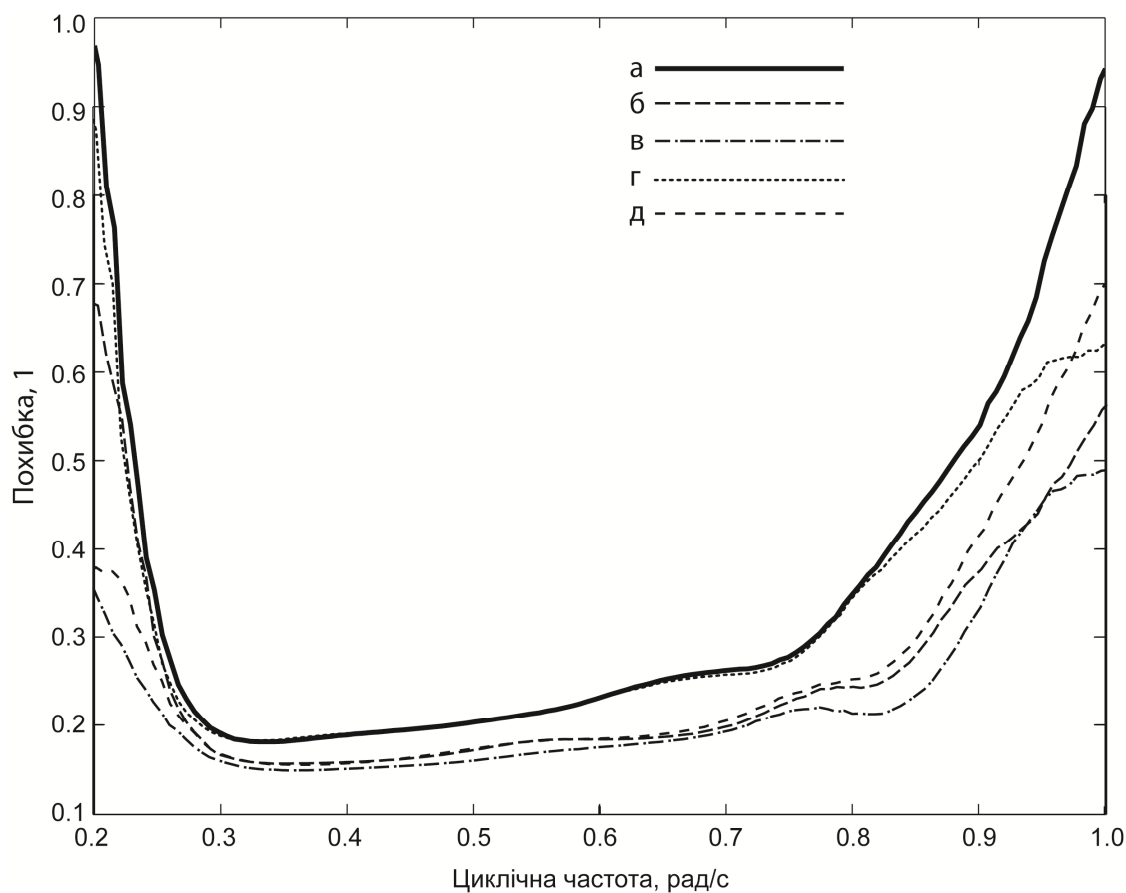
а – $\omega_p = 0.7, \gamma = 3.0$; **б** – $\omega_p = 0.5, \gamma = 3.3$

Рисунок 7 – Точність роботи КВПБК в часовій області при різних параметрах хвилювання моря



а – $\omega_p = 0.5, \gamma = 1.0$ **б** – $\omega_p = 0.5, \gamma = 3.3$

Рисунок 8 – Точність роботи КВПБКПКТ в частотній області при різних параметрах хвилювання моря



а – $\omega_p = 0.5, \gamma = 1.0$; б – $\omega_p = 0.5, \gamma = 2.5$; в – $\omega_p = 0.5, \gamma = 3.3$; г – $\omega_p = 0.7, \gamma = 3.0$;
 д – $\omega_p = 0.7, \gamma = 7.0$

Рисунок 9 – Зміни похибки КВПБКПКТ в частотній області при різних параметрах хвилювання моря

Таблиця 1 – Зміна відсоткового внеску основних похибок в загальну похибку від амплітуди вертикальної хитавиці бурової установки

Величина амплітуди вертикальної хитавиці	Відсотковий внесок похибок в загальну похибку			
	Складова тертя	Складова від зміни тиску в камері	Складова від компенсатора зношення канату	Загальний внесок основних складових
0,53	30,65	35,67	17,26	83,58
0,981	10,44	70,36	14,92	95,72
2,25	9,55	65,78	11,17	86,5

2. На основі проведеного чисельного експерименту отримано дані щодо точності роботи КВПБКПКТ в пасивному режимі в частотній області. Найменша похибка спостерігається в діапазоні низьких несучих частот 0,3-0,4 рад/с вертикальної хитавиці ПБУ і складає 13-18%. При збільшенні частоти похибка є на 5-9% більшою в діапазоні високих несучих частот.

3. Аналіз отриманих результатів свідчить, що основним чинником, який впливає на похибку роботи КВПБКПКТ при малих амплітудах коливань, є сила тертя в гідроциліндрах і акумуляторі. Її внесок складає 30-40% при амплітуді хитавиці 0,3-0,6м. Зі збільшенням амплітуди коливань основну роль починає відігравати похибка, викликана зміною тиску в газовому

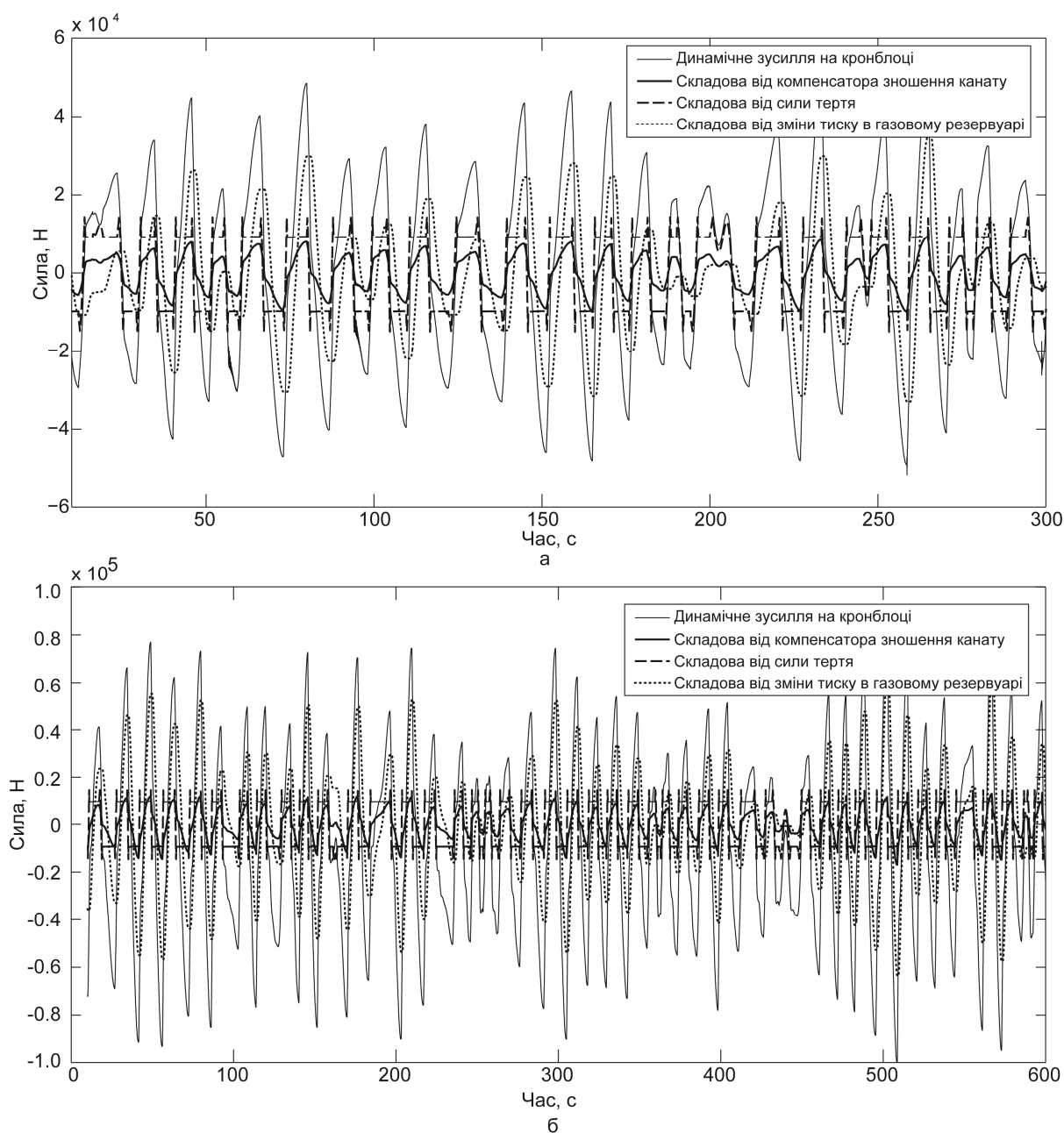
резервуарі, яка складає 65-75% при амплітуді коливань 1-2,5 м.

4. Вплив компенсатора зношення канату на точність роботи КВПБКПКТ залежить від амплітуди хитавиці судна і складає 9-18%.

Література

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

2 Beutlich T., Lien R. Multidisciplinary simulation of active heave compensators for offshore module handling systems // Multibody dynamics 2009, ECCOMAS Thematic Conference. – Warsaw, Poland, 2009. – С. 1-6.



а – $\omega_p = 0.7, \gamma = 3.0$; **б** – $\omega_p = 0.5, \gamma = 3.3$

Рисунок 10 – Величина динамічного зусилля на осі кронблоку і його основні складові

3 Hao J., Vangen S., Tyapin I., Choux M., Hovland G., Hansen M. R. The Effect of Friction in Passive and Active Heave Compensation of Crown Block Mounted Compensators // 2012 IFAC Workshop on Automatic Control in Offshore Oil and Gas Production. – Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway: International Federation of Automatic Control, 2012. – С. 316-320.

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

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

6 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.

7 Jiang H., Liu Y., Zhang Y., Liu Z., Wu G. Research on new drill string heave compensation system for floating drilling platform // Fluid Power and Mechatronics (FPM), 2011 International Conference on – 2011. – С. 791-795.

8 Korde U. A. Active heave compensation on drill-ships in irregular waves // Ocean Engineering. – 1998. – Т. 25, № 7. – С. 21.

9 Li L. Modeling and Simulation of Active Controlled Heave Compensation System based on Dynamic Vibration Absorber for Deep-sea Mining System. – 2007. – С. 5.

10 Li L., Liu S. Study On Active Heave Compensation System of Deep-sea Mining Based On Dynamic Vibration Absorber And Its Feedback Control The International Society of Offshore and Polar Engineers, 2011.

11 Liujun L., Shaojun L. Modeling and simulation of active-controlled heave compensation system of deep-sea mining based on dynamic vibration absorber // Mechatronics and Automation, 2009. ICMA 2009. International Conference on -, 2009. – С. 1337-1341.

12 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.

13 Span R., Lemmon E. W., Jacobsen R. T., Wagner W., Yokozeki A. 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. – 2000. – Т. 29, № 6. – С. 1361-1433.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
22.07.14*

*Рекомендована до друку
професором **Векериком В.І.**
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
професором **Никифорчиним О.Р.**
(Прикарпатський національний університет
ім. В. Стефаника, м. Івано-Франківськ)*