

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ УДАРНОГО МЕХАНІЗМУ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИВІЛЬНЕННЯ ПРИХОПЛЕНОЇ КОЛОНИ ТРУБ

© Гутий А.В., 2011

Шляхом фізичного моделювання досліджено вплив параметрів ударного механізму (ходу бойка і сили спрацювання) на значення поздовжньої сили в колоні бурильних труб під час ліквідації прихоплення. Результати досліджень подано у вигляді графіків і таблиць. Сформульовано висновки щодо підвищення ефективності технологічних операцій вивільнення прихопленої колони труб.

Through physical modeling study the influence of parameters of shock mechanism (stroke of peen and forces of operation) the value of longitudinal forces in the drill string during liquidation sticking. The research results presented in the form of graphs and tables. The conclusions about the efficiency of process operations release sticking of column pipe.

Вступ. Нафтогазова промисловість займає вагоме місце як в нашій країні, так і в усьому світі. Важливу роль в ній відіграє надзвичайно складний та трудомісткий процес буріння свердловин, який нерідко може ускладнюватися невизначеністю інформації про гірничо-геологічні умови буріння: властивості гірських порід, склад флюїдів у них та ін. Тому навіть у випадку високої досконалості технології буріння виникають непередбачувані обставини, коли в тій чи іншій частині геологічного перерізу хімічний склад та фізико-механічні характеристики порід не відповідають прийнятним, внаслідок чого порушується нормальний режим буріння свердловин. Це призводить до аварій і ускладнень, які знижують продуктивність праці і підвищують собівартість бурових робіт. Іноді через аварії і ускладнення не виконуються поставлені промислові завдання. Найпоширенішою, складною, небезпечною та трудомісткою групою аварій у розвідувальному бурінні є прихоплення [2, 4–6, 8, 9]. Небезпека виникнення цього виду аварій зростає із збільшенням глибин буріння свердловин і, відповідно, із зростанням тисків – як гідростатичного, так і пластового. На їх ліквідацію затрачають багато часу, коштів, технічних засобів.

Постановка проблеми і аналіз останніх досліджень. Прихопленням називають аварію у свердловині, яка характеризується частковим або повним припиненням руху бурового інструмента, обсадних труб або приладів навіть під час дії на них максимально допустимих зусиль. При цьому втрачається можливість вийняти колони труб на поверхню звичайними методами. Ліквідація прихоплення зводиться до усунення утримувальної сили.

Існує багато різноманітних методів вивільнення колони бурильних труб від прихоплення [4, 8, 9]. Добір ефективного методу ліквідації прихоплення значною мірою залежить від економічних чинників і термінів ліквідації аварії. Одним з найефективніших є метод, що ґрунтується на застосуванні ударних механізмів [2, 4–6, 8, 9]. Він полягає у створенні динамічних навантажень на зону прихоплення через колону труб шляхом взаємодії згаданих механізмів з приводом бурової установки.

Ці процеси є найбільш несприятливими режимами роботи бурових установок, оскільки під час ліквідації аварій виникають інтенсивні динамічні явища, що суттєво впливають на умови роботи елементів приводу і утримувальних конструкцій бурових установок. Їх вивчення підвищує ефективність ліквідації прихоплення [1, 3, 7, 14–17].

Великий вплив на ефективність вивільнення прихопленої колони труб, як було з'ясовано в працях [10, 12, 13], мають такі чинники: хід бойка та сила спрацювання ударного механізму. Дослідження в цьому напрямку проводять, в основному, шляхом математичного моделювання.

Формулювання мети досліджень. Метою статті є експериментальне визначення впливу параметрів ударного механізму (ходу бойка і сили спрацювання) на значення поздовжньої сили в колоні труб під час ліквідації прихоплення колони методом ударної дії. Дослідження проводяться з використанням фізичної моделі механічної системи прихопленої колони труб з ударним механізмом.

Результати експериментальних досліджень динамічних процесів вивільнення прихопленої колони. Розглянемо динамічні процеси, що відбуваються у моделі прихопленої колони під час створення в ній ударних навантажень за допомогою моделі ударного механізму. Для досліджень використовуємо виготовлену експериментальну установку, конструкцію та принцип роботи якої описано в праці [11]. Установка складається із сталеві струни (моделі колони труб), верхньої натягувальної частини та нижньої упорної частини (моделі ударного механізму). Поздовжні зусилля в струні на її нижньому та верхньому кінцях визначаємо за допомогою тензодавачів та аналого-цифрового перетворювача і записуємо на персональний комп'ютер.

Параметри реальної системи та її моделі наведено в табл. 1.

Таблиця 1

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення параметра для реальної системи	Масштаб		Значення параметра для моделі
				Формула	Значення	
Модуль пружності	E	Па	$2,1 \cdot 10^{11}$	$\mu_E = \mu_m / (\mu_l^2 \cdot \mu_t)$	1	$2,1 \cdot 10^{11}$
Густина матеріалу	ρ	кг/м ³	9066	$\mu_\rho = \mu_m / \mu_l^3$	1	9066
Площа поперечного перерізу колони	A	м ²	$590 \cdot 10^{-6}$	$\mu_A = A / A_{\text{мод}} = \mu_l^2$	521,675	$1,131 \cdot 10^{-6}$
Довжина колони	l	м	114,2	$\mu_l = \sqrt{\mu_A}$	22,84	5
Маса бойка	m	кг	20	$\mu_m = \mu_\rho \cdot \mu_l^3 = \mu_l^3$	$1,192 \cdot 10^4$	$1,678 \cdot 10^{-3}$
Хід бойка	Δ	м	$114,2 \cdot 10^{-3}$	$\mu_\Delta = \mu_l$	22,84	$5 \cdot 10^{-3}$
			$228,4 \cdot 10^{-3}$			$10 \cdot 10^{-3}$

На рис. 1 наведено часові залежності внутрішньої поздовжньої сили (сили удару) при різних значеннях сили спрацювання ударного механізму, відповідно, у нижньому (рис. 1, а, в, д, є, з) та у верхньому (рис. 1, б, г, е, ж, и) поперечних перерізах моделі колони (струни): $F_{\text{спр1}} = 285,012$ Н (рис. 1, а, б); $F_{\text{спр2}} = 332,514$ Н (рис. 1, в, г); $F_{\text{спр3}} = 380,016$ Н (рис. 1, д, е); $F_{\text{спр4}} = 427,518$ Н (рис. 1, є, ж); $F_{\text{спр5}} = 475,020$ Н (рис. 1, з, и), що забезпечують відповідні абсолютні видовження струни $\Delta l_1 = 6$ мм; $\Delta l_2 = 7$ мм; $\Delta l_3 = 8$ мм; $\Delta l_4 = 9$ мм; $\Delta l_5 = 10$ мм. Хід бойка механізму дорівнює 5 мм. Довжина струни становить 5 м. Ці графіки наочно ілюструють динамічні явища, що виникають в струні. Хвиля пружних деформацій від нижнього кінця струни до верхнього проходить приблизно за 0,001 с. За такий самий проміжок часу відбита хвиля повертається до нижнього краю. Цей процес повторюється декілька разів і супроводжується поступовим загасанням коливань. Ділянки графіків від 0 с до 0,001 с (рис. 1, а, в, д, є, з) та від 0 с до 0,002 с (рис. 1, б, г, е, ж, и) відповідають сталому значенню сили спрацювання ударного механізму (попередньому натягу струни). Далі відбувається різке падіння внутрішньої сили до встановлення залишкового натягу: на (рис. 1, а, в, д, є, з) – при 0,001 с, а на (рис. 1, б, г, е, ж, и) – при 0,002 с. У цей період відбувається вивільнення бойка ударного механізму і його рух вгору.

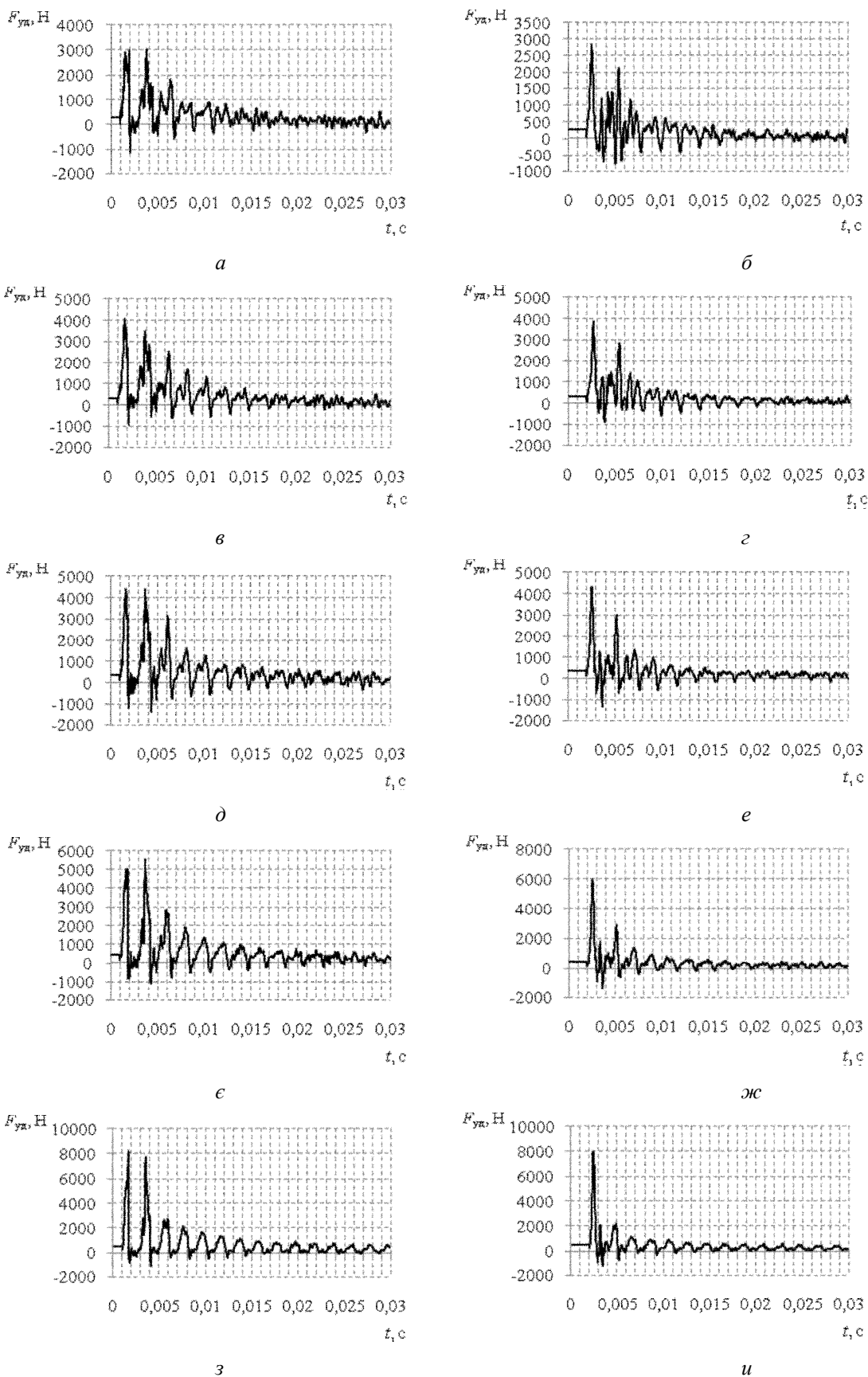


Рис. 1. Часові залежності внутрішньої сили в моделі колони за різних значень сили спрацювання ударного механізму

Зміщення в часі приблизно на 0,001 с кривої сили удару в моделі колони у верхньому її поперечному перерізі (рис. 1, а, в, д, є, з) порівняно з нижнім перерізом (рис. 1, б, г, е, ж, и) відповідає часу поширення поздовжньої хвилі пружних деформацій у струні від нижнього перерізу до верхнього. В момент часу, коли бойок ударяється в кришку корпусу упорної частини установки, спостерігається стрімкий ріст внутрішньої поздовжньої сили як в нижній її частині, так і у верхній. В перші два періоди коливань вона набуває найбільших значень. В подальшому поступово спадає. Із збільшенням сили спрацювання ударного механізму інтервал часу від нуля до початку загасання коливань поступово зменшується. Це пояснюється одночасним збільшенням величини залишкового натягу струни.

Найбільших значень, як видно з отриманих графіків (рис. 1), внутрішня поздовжня сила в моделі колони (сила удару) набуває в нижньому її поперечному перерізі. Із збільшенням сили спрацювання ударного механізму сила удару зростає.

На рис. 2 зображено графіки часових залежностей внутрішньої поздовжньої сили (сили удару) при різних значеннях ходу бойка ударного механізму: $\Delta_1 = 5$ мм (рис. 2, а, б), $\Delta_2 = 10$ мм (рис. 2, в, г). Початковий натяг струни (сила спрацювання ударного механізму) при цьому сталий і дорівнює 522,522 Н, що відповідає абсолютному її видовженню 11 мм. Поздовжня сила визначається, як і в попередньому випадку, в двох поперечних перерізах моделі колони – нижньому (рис. 2, а, в) та верхньому (рис. 2, б, г).

З наведених графічних залежностей (рис. 2) видно, що із збільшенням величини ходу бойка ударного механізму від 5 до 10 мм сила удару зростає. Набуває вона найбільшого значення у нижньому поперечному перерізі струни протягом першого або другого періоду коливань.

У табл. 2 наведено максимальні значення сили удару в моделі колони бурильних труб, визначені експериментально. За даними цієї таблиці можна оцінити сумісний вплив ходу бойка і сили спрацювання ударного механізму на розвиток динамічних зусиль в моделі колони.

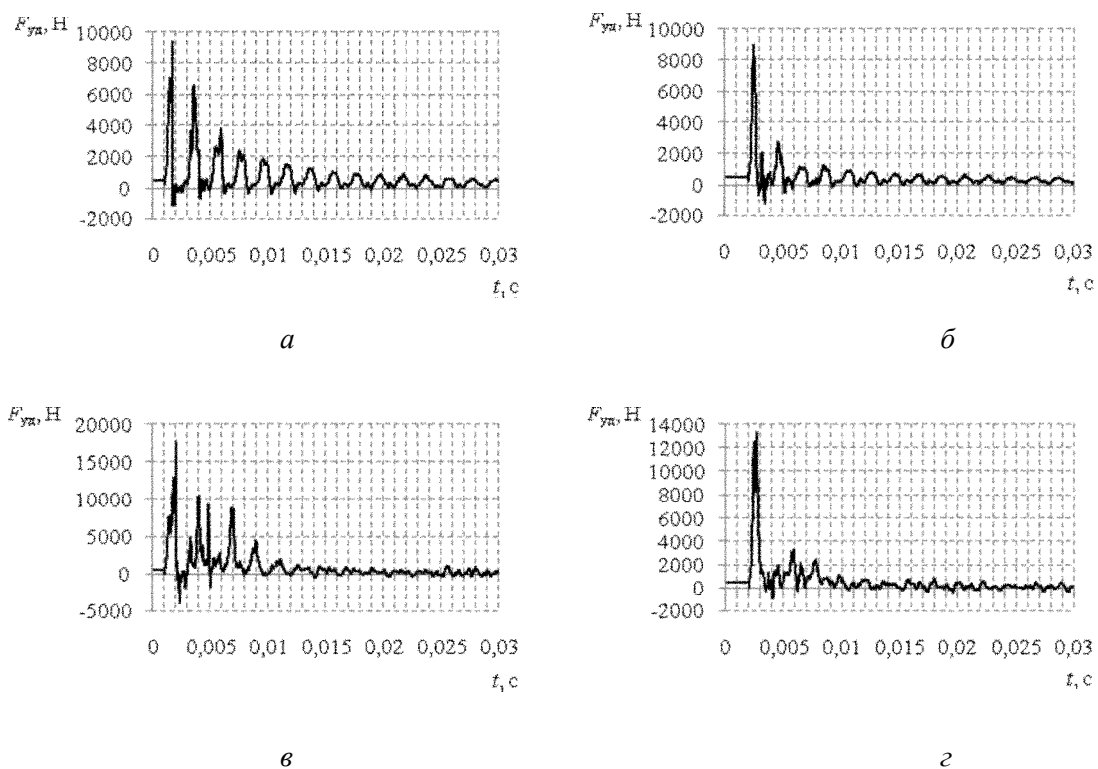
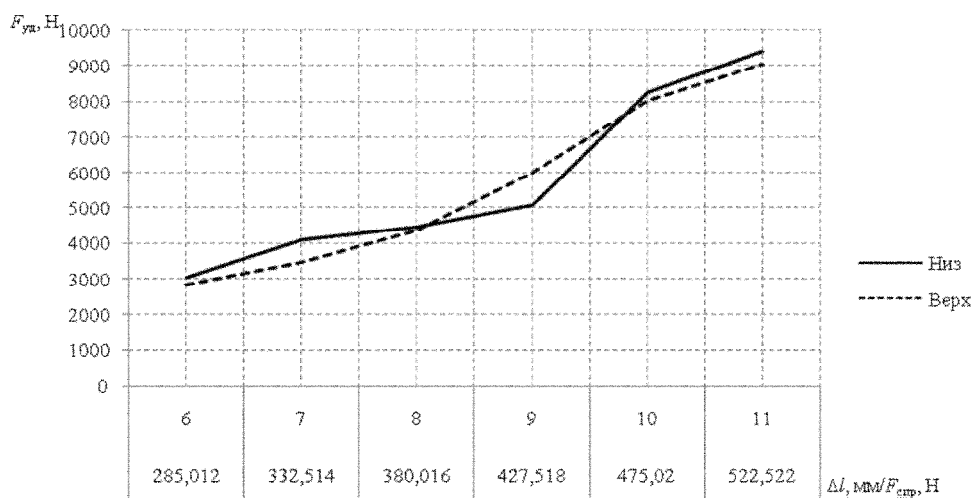
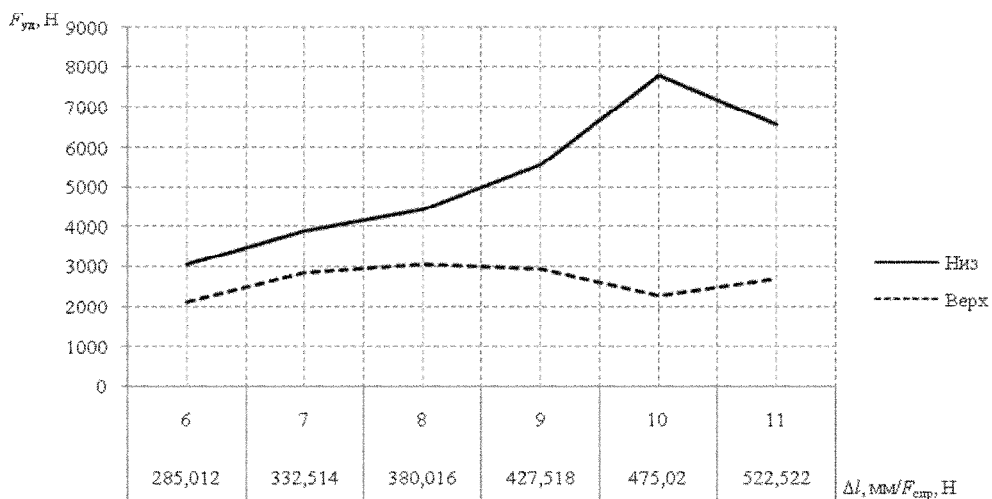


Рис. 2. Часові залежності внутрішньої сили в моделі колони за різних значень ходу бойка ударного механізму

На рис. 3 зображено графічні залежності сили удару від сили спрацювання ударного механізму (нижня шкала осі абсцис) і відповідного їй абсолютного видовження струни (верхня шкала осі абсцис) – початкового натягу протягом першого (рис. 3, а) і другого (рис. 3, б) періодів коливань. Значення внутрішньої поздовжньої сили в моделі колони в нижньому її поперечному перерізі відображені кривими “Низ”, а у верхньому – кривими “Верх”. Як видно з графіків, із збільшенням сили спрацювання ударного механізму максимальні значення сили удару, здебільшого на першому періоді коливань (рис. 3, а), інтенсивно зростають. Найбільших з них досягають переважно у нижньому поперечному перерізі струни. В другому періоді коливань (рис. 3, б), коли відбита хвиля доходить до верхнього поперечного перерізу струни, графік внутрішньої поздовжньої сили (крива “Верх”) має пологий характер. Як бачимо, невеликий ріст сили спостерігається на ділянці кривої між значеннями сили спрацювання ударного механізму 285,012 та 380,016 Н, після чого практично припиняється, тому що зростає і значення залишкового натягу моделі колони.



а



б

Рис. 3. Залежності максимального значення сили удару протягом першого (а) і другого (б) періодів коливань від сили спрацювання ударного механізму (абсолютного видовження струни)

Таблиця 2

Хід бойка, мм	Сила спрацювання ударного механізму, Н	Абсолютне видовження струни, мм	Рисунок	Максимальні значення сили удару, Н			
				протягом першого періоду коливань		протягом другого періоду коливань	
				нижній давач	верхній давач	нижній давач	верхній давач
5	285,012	6	рис 1 а, б	3022,849148	2841,189624	3062,869583	2128,980263
	332,514	7	рис 1 в, г	4070,244497	3479,616504	3882,754103	2835,620015
	380,016	8	рис 1 д, е	4432,506624	4342,300326	4420,120478	3048,001457
	427,518	9	рис 1 є, ж	5060,73245	6013,04067	5555,917049	2932,844733
	475,020	10	рис 1 з, и	8262,02286	8031,365024	7801,502846	2268,32738
	522,522	11	рис 2 а, б	9409,837437	9040,936905	6590,973753	2688,328188
10	522,522	11	рис 2 в, г	17730,35901	13276,53586	10556,65447	3304,405377

Висновки

1. Ефективність ліквідації прихоплень колони труб із застосуванням ударних механізмів істотно залежить від їхніх параметрів. Із збільшенням сили спрацювання та ходу бойка від 5 до 10 мм значення сили удару зростає.

2. Під час ліквідації прихоплень колони труб за допомогою механізмів ударної дії найбільших значень сила удару набуває протягом перших двох періодів коливань.

3. Із збільшенням статичного натягу колони при сталому значенні ходу бойка ударного механізму внутрішні зусилля зростають, а тривалість хвильових процесів зменшується. Це пояснюється тим, що енергія ударного механізму під час вивільнення прихопленої колони труб використовується не лише на формування хвилі деформацій, а й на подолання сил статичного натягу колони.

4. Продуктивність процесу вивільнення прихопленої колони труб залежить від розташування ударного механізму. Із зменшенням відстані між ним і зоною прихоплення досягають більших значень сили удару.

5. Динамічні зусилля в прихопленій бурильній колоні під час її вивільнення можуть у 10–35 разів перевищувати статичні. Це необхідно враховувати під час проведення розрахунків на міцність бурильних труб, а також їх муфтових і замкових з'єднань .

1. Динамика несущих конструкций буровых установок / С. Г. Калинин, Е. В. Харченко. – Львов: Вища школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1988. – 144 с. 2. Дудля Н. А. и др. Аварии при бурении скважин: Учебник / Н. А. Дудля, Тайнин Янь, А. Я. Третьак. – Днепропетровск: Нац. горный ун-т, 2005. – 287 с. 3. Калинин С. Г. Динамика подъемной системы буровых установок. – Львов: Вища школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1975. – 160 с. 4. Колomoец А. В. Предупреждение и ликвидация прихватов в разведочном бурении. – М.: Недра, 1985. – 220 с. 5. Кулиев Р. И., Алиев Р. Т., Алескеров В. Ф. и др. Анализ причин и условий возникновения прихватов бурильного инструмента и обсадных колонн // Известия вузов. Нефть и газ, – 1991. – № 7. – С. 15–19. 6. Мислюк М. А. та ін. Буріння свердловин: Довідник: У 5-ти т. Т. 5: Ускладнення. Аварії. Екологія / М. А. Мислюк, І. Й. Рибчич, Р. С. Яремійчук. – К.: Інтерпрес ЛТД, 2004. – 373 с. 7. Огородников П. И., Світлицький В. М., Малярчук Б. М., Мельник М. П. Теоретичні передумови вивчення коливальних процесів під час ліквідації прихоплень у бурильній колоні // Нафтова і газова промисловість, – 2005. – № 4. – С. 9–11. 8. Пустовойтенко И. П. Предупреждение и методы ликвидации аварий и осложнений в бурении. – М.: Недра, 1987. – 237 с. 9. Самотой А. К. Прихваты при бурении скважин. – М.: Недра, 1984. – 205 с. 10. Харченко Є. В., Гутий А. В. Вплив параметрів приводу бурової установки на ефективність вивільнення прихопленої колони труб // Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – 2010. – № 678. – С. 112–118. 11. Харченко Є. В., Гутий А. В., Грень Я. В. Експериментальні

дослідження динаміки вивільнення прихопленої колони труб // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2008. – № 42. – С. 128–133. 12. Харченко Є. В., Гутий А. В. Дослідження динаміки вивільнення прихопленої колони труб // Технічні вісті. – 2007. – № 1(25), 2(26). – С. 28–32. 13. Харченко Є. В., Гутий А. В. Обґрунтування раціональних параметрів процесу вивільнення прихопленої колони труб за допомогою гідравлічного ударного механізму // Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2007. – № 583. – С. 81–89. 14. Харченко Є. В., Гутий А. В. Розрахунок динамічних процесів, збурених в колоні труб імпульсними навантаженнями, методом скінченних елементів // Механіка і фізика руйнування будівельних матеріалів та конструкцій: Збірник наукових праць. Вип. 7. – Львів: Каменяр, 2007. – С. 680–692. 15. Харченко Е. В. Динамические процессы буровых установок. – Львов: Світ, 1991. – 176 с. 16. Харченко Е. В. Расчет динамических процессов при ликвидации прихватов в бурении // Известия вузов. Нефть и газ, – 1987. – № 5. – С. 19–24. 17. Юртаев В. Г. Динамика буровых установок. – М.: Недра, 1987. – 155 с.

УДК 666.940.41

Л. В. ДЗЮБИК

Національний університет “Львівська політехніка”

МІЦНІСТЬ КОРПУСІВ ОБЕРТОВИХ АГРЕГАТІВ ІЗ ВРАХУВАННЯМ ПРУЖНИХ ДЕФОРМАЦІЙ ОПОР

© Дзюбик Л.В., 2011

Досліджено міцність корпусу обертового агрегату за наявності пружних деформацій елементів опорних вузлів. Розраховано коефіцієнти запасу міцності окремих прогонів при гранично допустимих положеннях опор. Встановлено, що врахування пружних деформацій опор приводить до зменшення розрахункової величини максимальних значень згинних моментів, діючих напружень та збільшує розрахунковий коефіцієнт запасу міцності.

Investigated the strength of the body rotating unit in the presence of elastic deformations of elements of basic knots. Done calculation of safety factor of strength of individual runs with maximum allowable provisions of the towers. Established that take account of elastic deformations of supports leads to a decrease in the estimated value of maximum values moments and operating tensions and increases the calculated safety factor of strength.

Постановка проблеми. Особливість експлуатації обертових агрегатів полягає у необхідності врахування втомних знакозмінних навантажень на матеріал корпусу. При цьому величина допустимих напружень є суттєво меншою, як при статичній дії. Основними в корпусі агрегату є нормальні напруження, які виникають внаслідок дії в поперечному перерізі повздожньо і поперечно напрямлених згинальних моментів, на величину яких впливають зміщення осі обертання від прямолінійності, зношування елементів обладнання, вплив пружних деформацій опор тощо. Останні можуть досягати величин, що сумірні з допусками на відхилення від прямолінійності геометричної осі обертання. Тому важливо знати, як такі зміни вплинуть на міцність корпусу обертового агрегату загалом.