

УДК 622.248.54

ВПЛИВ ЖОРСТКОСТІ АМОРТИЗАТОРА НА СИЛУ УДАРУ ПРИ ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

К. Г. Левчук, І. В. Цідило

Івано-Франківський Національний технічний університет нафти і газу, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42153,
e-mail: public@ifdtung.if.ua, kgl.imp.nan@gmail.com

Актуальність задачі дослідження. У випадку контакту бурового долота з породою у бурильній колоні (БК) виникають вібрації, іноді непомітні на поверхні, котрі призводять до зниження механічної швидкості буріння, зношеності долота, пошкодженню обладнання тощо.

Амортизатори застосовують для гасіння вібрацій у БК, запобігання їх впливу на компонування низу бурильної колоні [1]. Використання амортизаторів дозволяє підвищувати техніко-економічні показники буріння на 20-40 % [2].

Методика визначення ударної сили. Вертикальні переміщення перерізів труб $u_j(x_j, t)$, які залежать від поточних поздовжніх координат x_j з відліком у верхніх торцях j -ої секції БК у напрямку свердловини і часу t . Закони руху цих секцій бурильних труб – розв’язок відомих з теорії пружності системи диференціальних рівнянь [5, 6]

$$\ddot{u}_j(x_j, t) + 2h_j \dot{u}_j(x_j, t) - a_j^2 u_j''(x_j, t) = g_j, \quad j = \overline{1, i+2}; \quad (1)$$

де $a_j = \sqrt{E/\rho_j}$ (E – модуль пружності Юнга, ρ_j – густина одного метра довжини труби) – швидкість поширення пружних хвиль в матеріалі бурильної труби, $g_j = g$ ($j = \overline{1, i+1}$) – прискорення вільного падіння, $g_{i+1} = g - f_0 \text{sign} \dot{u}_{i+1}(x_{i+1}, t)$, f_0 – коефіцієнт тертя бурильної труби об кірку свердловини; $h_j = \frac{\alpha_j}{2\rho_j F_j l_j}$ – зведений

коефіцієнт в’язкого опору (α_j – коефіцієнт в’язкого тертя взаємодії промивальної рідини з першою й іншими секціями БК). На проміжку часу $t \in [0, t_y]$ до моменту зустрічі бойка з ковадлом необхідно додати крайові умови на кінцях і стику секцій труб та у місці установки ударного механізму та початкові умови руху.

Ударні сили, що виникають у результаті взаємодії бойка з ковадлом, можуть бути визначені після знаходження динамічних деформацій. Теорія пружного поздовжнього удару, запропонована Дж. Е. Сірсом [3], а теорія згинаючого удару – С. П. Тимошенком [4]. Розв’язок задачі було проведено на основі синтезу хвильової теорії і теорії локальних деформацій.

Зближення кінців обох компоновок БК відбувається за рахунок контактних деформацій, яке можна визначити з рівності

$$w(t + t_y) = [\dot{u}_{i+1}(0, t_y) - \dot{u}_i(l_i, t_y)](t + t_y) - [u_i(l_i, t_y) + u_{i+1}(0, t_y)],$$

де $u_{i+1}(0, t_y)$, $u_i(l_i, t_y)$ – вертикальні переміщення верху прихопленої $i+1$ -ої та низу i -ої секції БК в момент взаємодії обох компоновок БК.

Результати досліджень. Дослідження сил удару, що виникають в процесі вивільнення прихопленої БК за допомогою механічного ясу проводились за наступними вхідними параметрами: $D_1 = 139,7$ мм, $D_2 = D_3 = D_4 = 177,8$ мм, $d_1 = 117,7$ мм, $d_2 = d_3 = d_4 = 71,4$ мм – зовнішні й внутрішні діаметри, $F_1 = 44,48$ см², $F_2 = F_3 = F_4 = 208,25$ см² – площі поперечних перерізів; $l_1 = 1400$ м, $l_2 = 130$ м, $l_3 = 1$ м, $l_4 = 20$ м – довжини секцій, $\alpha_1 = 48,4$ кг/с, $\alpha_2 = \alpha_3 = \alpha_4 = 380,4$ кг/с – коефіцієнт в'язкого тертя секцій БК; $m_0 = 9855$ кг – зведена маса талевої системи; $c_0 = 53$ МН/м – коефіцієнт жорсткості талевих канатів; $q = 1200$ кг/м³ – густина промивальної рідини; $F_0 = 40$ кН/м – інтенсивність розподіленої прихоплювальної сили; $F_p = 0,8$ МН/м – сила розчеплення замкової пари; $f_0 = 0,3$ – коефіцієнт сухого тертя БК об кірку свердловини; $E = 210$ ГПа – модуль пружності Юнга. Параметри обважненої бурильної труби (ОБТ) вибирались згідно [7]. Амортизатор було встановлено посередині секції ОБТ.

Величини ударних сил при спрацюванні механічного ясу були розраховані чисельним інтегруванням за допомогою комп'ютерної програми символічної математики [8]. На рисунку показано залежність сили удару від жорсткості амортизатора при ході ударного пристрою $s = 80$ см.

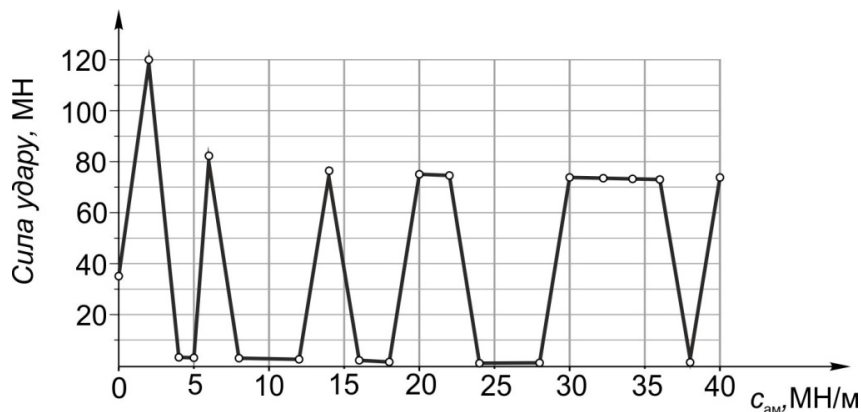


Рисунок 1 - Залежність сили удару від жорсткості амортизатора

Висновки. На основі розробленої математичної моделі проведено дослідження сили взаємодії бойка і ковадла механічного ясу за допомогою чисельного моделювання та оцінено величину цієї сили від жорсткості амортизатора. Дослідження показали, що власні частоти БК зростають при збільшенні жорсткості амортизатора, але на 10-15% нижчі для компонентів без амортизатора.

Література

- 1 Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле / Пер. с англ. – М.: Наука, 1967. – 444 с.
- 2 Пановко Я. Г. Устойчивость и колебания упругих систем: Современные концепции, парадоксы и ошибки / Я. Г. Пановко, И. И. Губанова. – М.: Комкнига, 2007. – 352 с.
- 3 Инструкция по борьбе с захватами колонны труб при бурении скважин. – М.: Недра, 1976. – 67 с.
- 4 William P. Fox. Mathematical Modeling with Maple / P. Fox. William. – 2012. – 592 p.