

складова реакції залежить нелінійно від кута повороту і кутової швидкості барабана.

Слід відзначити той факт, що в умові зриву контакту при взаємодії пар тертя гальма фігурує і дотична складова нормальної реакції.

При цьому в даному випадку ступінь рухомості вузлів системи рівний трьом (рух робочої поверхні шківів гальмівного барабана відносно внутрішньої робочої поверхні фрикційної накладки; поворот важеля керування гальмом, який забезпечує розтяг гальмівної стрічки; коливання у парі тертя четвертої накладки).

**Результати досліджень.** Теоретичні та експериментальні дослідження різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм засвідчили таке:

– йти шляхом збільшення кута охоплення однією накладкою шківів можливо у тому випадку, коли будуть використовуватися легкі фрикційні матеріали для накладок, що спричинить зменшення стрибків питомих навантажень між набігаючими та збігаючими ділянками поверхонь окремих накладок, так і між ними;

– вирівнювання питомих навантажень в серійних парах тертя можна досягти тільки збільшенням кількості накладок на набігаючій гілці стрічки з одночасним зменшенням їхньої кількості на збігаючій гілці стрічки, тобто розташуванням накладок зі змінним кроком по периметру гальмівної стрічки;

– у нетрадиційних фрикційних вузлах, накладки є рухомими, оскільки розташовані на

робочій поверхні шківів і можуть мати кут охоплення однією накладкою шківів від  $20^\circ$  до  $75^\circ$ . Проблема стрибків питомих навантажень не виникає, бо вони не з'єднані між собою гальмівною стрічкою, а взаємодіють з її робочою поверхнею кожна окремо;

– у нетрадиційних фрикційних вузлах з рухомими накладками проблемним є нагрівання їхнього внутрішнього шару, що може призвести до швидкого вигорання сполучних компонентів в матеріалі накладок.

**Висновки.** Таким чином, розглянуті теоретичні засади взаємодії серійних та нетрадиційних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок та накреслені шляхи покращання їхніх експлуатаційних параметрів.

### Література

1. Иткис М.Я. Расчет и конструирование бурового оборудования с применением ЭЦВМ. – М.: Машиностроение, 1978. – 262 с.
2. Холодный Ю.Ф. Метод розрахунку автомобільних барабанних гальмівних механізмів, заснований на законі розподілу питомих навантажень, що визначається характером переміщення гальмівних колодок: Дис. канд. техн. наук: 05.22.02. – Київ, 1998. – 128 с.
3. Крижанівський Є.І., Вольченко М.О., Вольченко Д.О. та ін. Стрічково-колодкові гальма: Монографія (наукове видання): У 2-х томах. Том 1. – Івано-Франківськ: Факел, 2004. – 230 с.

В процесі буріння свердловин найбільші УДК 622.242

## ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ В ПРИВОДІ БУРОВОЇ УСТАНОВКИ

Б.Д.Малько

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42342

e-mail: [public@nung.edu.ua](mailto:public@nung.edu.ua)

*Выполнено аналитическое исследование динамических нагрузок в приводе буровой установки в периоды включения ШПМ и разгона двигателя. Получены формулы для расчета максимальных крутящих моментов в приводе для каждого периода.*

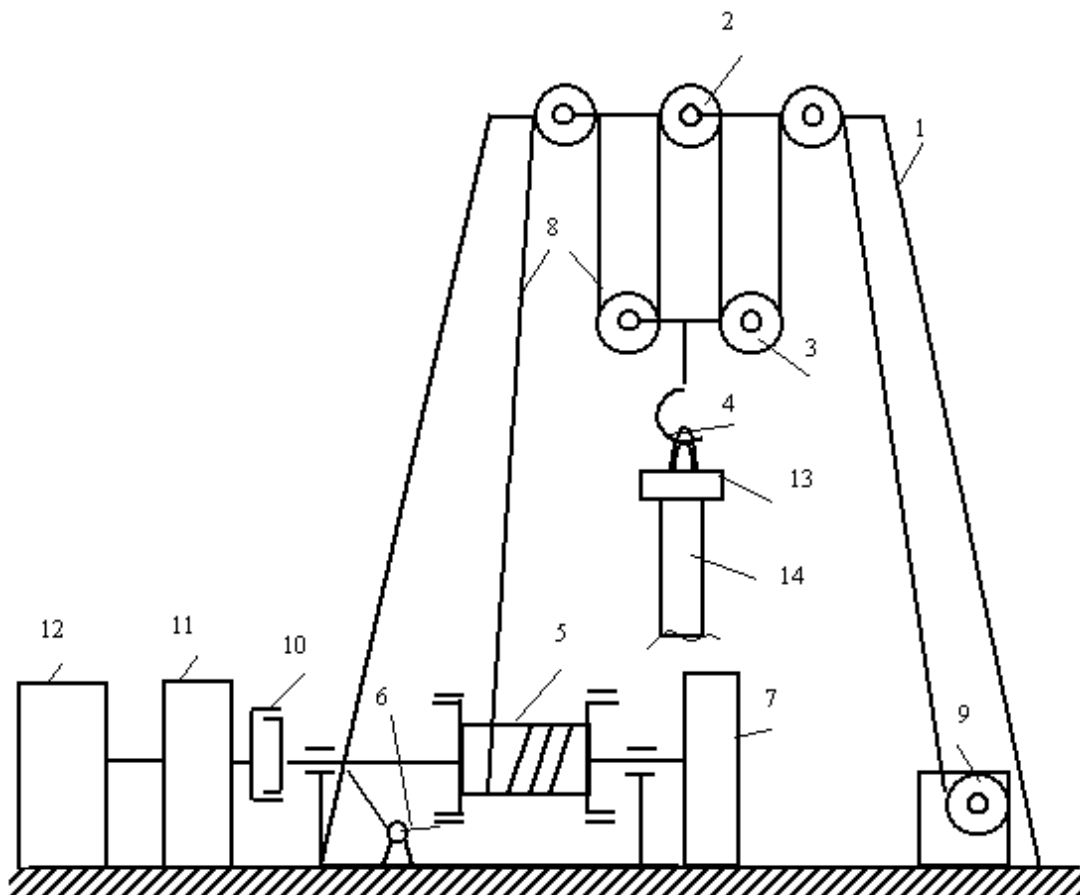
*Analytical research of dynamic loadings in a drive of chisel installation is executed during inclusion ШПМ and dispersal of the engine. Formulas for calculation maximal the twisting moments in a drive for each period are received.*

навантаження на механізми і споруди бурових установок діють при виконанні спуско-підіймальних операцій. В цей час вузли і деталі механічних передач підіймального комплексу сприймають змінні навантаження, особливо в періоди розгону при підйманні талевого блока з колоною труб. Спрощена схема підіймального комплексу зображена на рис. 1.

В процесі розгону або гальмування відбувається деформація валів, ланцюгів, пасів, і як результат збуджуються коливання системи, що

призводить до появи додаткових прискорень і динамічних навантажень. З метою визначення повних навантажень, що діють на елементи привода, розглянемо динамічна модель привода підіймального комплексу (рис. 2).

Тут показано:  $I_1$  – зведений до вала барабана лебідки момент інерції вала двигуна і зв'язаних з ним рухомих деталей привода;  $I_2$  – зведений момент інерції ведучої півмуфти шинно-пневматичної муфти (ШПМ) і зв'язаних з нею рухомих деталей;  $I_3$  – зведений момент інерції вала лебідки з барабаном і гальмівними



1 – бурова вежа; 2 – кронблок; 3 – талевий блок; 4 – гак; 5 – лебідка; 6 – головне гальмо; 7 – допоміжне гальмо; 8 – талевий канат; 9 – кріплення нерухомого кінця каната; 10 – шинно-пневматична муфта; 11 – трансмісія; 12 – силовий привод; 13 – елеватор; 14 – колона труб

Рисунок 1 — Схема підйимального комплексу бурової установки

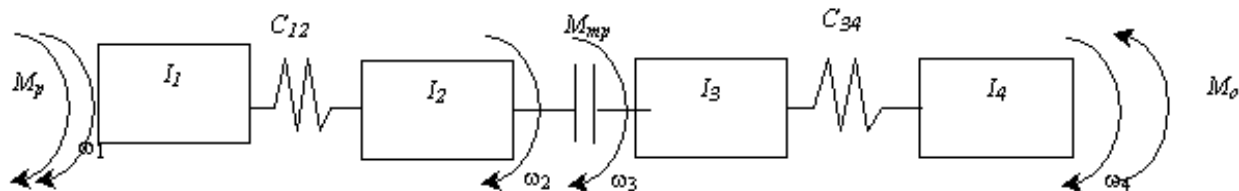


Рисунок 2 — Динамічна модель підйимального комплексу

шківками;  $I_4$  – зведений момент інерції рухомих частин талевої системи і колони труб;  $C_{12}$  – зведена жорсткість елементів привода;  $C_{34}$  – зведена жорсткість талевих канатів і колони труб;  $M_p$  – зведений момент приводних двигунів;  $M_{тр}$  – момент в шинно-пневматичній муфті;  $M_o$  – момент від сил ваги талевої системи і колони труб.

Зведений момент двигунів  $M_p$  залежить від швидкості обертання  $\omega_1$  [1]

$$M_p = \alpha - b\omega \quad (1)$$

В дизельних двигунах характеристика (1) використовується на етапі вмикання ШПМ. З початку повного зчеплення обох півмуфт, коли  $\omega_1 = \omega_3 = \omega_m$ , починається інтенсивна подача палива, і наростає момент  $M_p$

$$M_p = M_{p1} + \lambda t \quad (2)$$

де:  $\lambda = \frac{M_{pn} - M_{p1}}{t_n}$ ,  $M_{p1} = a - b\omega_m$ ,

$M_{pn}$  – номінальний зведений момент двигуна;

$t_n$  – час наростання моменту.

Момент тертя в шинно-пневматичній муфті збільшується за законом

$$M_{тр} = q_m t \quad (3)$$

де:  $q_m = \frac{M_{трmax}}{t_m}$ ,

$M_{трmax}$  – максимальний момент, котрий може передати муфта;  $t_m$  – час вмикання муфти.

Момент  $M_0$  сил ваги талевої системи і колони труб

$$M_0 = \frac{G_{mc} + G_{km}}{U_{mc}} \cdot \frac{D_6}{2},$$

де:  $G_{tc}$  – вага талевої системи;  $G_{km}$  – вага колони труб;  $D_6$  – діаметр навивки каната на барабан лебідки,  $U_{mc}$  – кратність талевої системи.

Рівняння руху привода в процесі вмикання ШПМ мають вигляд

$$\left. \begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 &= M_p - c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 &= c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) - M_{mp} \end{aligned} \right\}.$$

З врахуванням (1), (3) запишемо

$$\left. \begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 &= a - b\dot{\varphi}_1 - c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 &= c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) - q_M t \end{aligned} \right\}. \quad (4)$$

Вал барабана лебідки починає рухатись за умови, що момент  $M_{mp}$  в муфті досягає значення моменту тертя в опорах. Враховуючи, що останній має мале значення, можна вважати, що рух вала барабана починається одночасно з вмиканням ШПМ. Рівняння руху вала до початку руху колони труб

$$I_3 \ddot{\varphi}_3 = q_M t - c_{34} \varphi_3. \quad (5)$$

Рух талевого блока і колони труб починається за умови, що  $M_{mp} > M_0$  і  $M_p > M_0$ . Якщо не виконується перша умова, то муфта пробуксовує. При невиконанні другої – не здійснюється підймання талевого блока.

Рух системи мас  $I_1 - I_4$  за умови  $M_p > M_0$  описується системою рівнянь

$$\left. \begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 &= a - b\dot{\varphi}_1 - c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) \\ (I_2 + I_3) \ddot{\varphi}_2 &= c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) - c_{34}(\varphi_2 - \varphi_4) \\ I_4 \ddot{\varphi}_4 &= c_{34}(\varphi_2 - \varphi_4) - M_0 \\ \varphi_2 &= \varphi_3 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Рівняння (4, 5, 6) описують рух на різних етапах.

Розв'язок системи рівнянь (4) має дуже громіздкий вигляд і складно виконати аналіз одержаних результатів. Зробимо деякі спрощення. Прийемо умову, що момент рушійних сил  $M_p$  в період вмикання ШПМ наростає за законом  $M_{mp}$ , тобто:

$$M_p = M_{mp} = q_m \cdot t.$$

Тоді система рівнянь (4) може бути зведена до одного рівняння

$$\ddot{\varphi}_{12} + p_{12}^2 \cdot \varphi_{12} = q_m \cdot \frac{p_{12}^2}{c_{12}} \cdot t, \quad (7)$$

тут  $p_{12}^2 = c_{12} \cdot \frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2}$ ;  $\varphi_{12} = \varphi_1 - \varphi_2$ .

Розв'язок рівняння (7) при початкових умовах  $t = 0$ ;  $\omega_{12} = 0$ ;  $\varphi_{12} = 0$  має вигляд

$$\varphi_{12} = \frac{q_M}{c_{12}} \left( t - \frac{1}{p_{12}} \sin p_{12} t \right). \quad (8)$$

Підставимо одержане значення  $\varphi_{12}$  в друге рівняння системи (4)

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 = -q_M \frac{1}{p_{12}} \sin p_{12} t.$$

Інтегруємо при початкових умовах  $t=0$ ,  $\dot{\varphi}_2 = \omega_{20}$  і одержимо

$$\omega_2 = \omega_{20} - q_M \frac{1}{I_2 p_{12}^2} (1 - \cos p_{12} t).$$

Розв'язок рівняння (5) дає кут повороту вала лебідки в період натягування каната талевої системи

$$\varphi_3 = \frac{q_M}{c_{34}} \left( t - \frac{1}{p_{34}} \sin p_{34} t \right),$$

де  $p_{34}^2 = I_{34} \frac{I_3 + I_4}{I_3 I_4}$ .

Деформація каната здійснюється до виконання умови

$$c_{34} \varphi_3 = M_0,$$

або

$$M_0 = q_M \left( t_4 - \frac{1}{p_{34}} \sin p_{34} t_4 \right).$$

З достатньою точністю для розрахунків можна прийняти, що рух маси  $I_4$  починається з часу  $t_4$

$$t_4 = \frac{M_0}{q_M}. \quad (9)$$

Швидкість маси  $I_3$  в цей час дорівнює

$$\omega_{30} = \frac{q_M}{c_{34}} (1 - \cos p_{34} t_4).$$

Загальний розв'язок системи рівнянь (6) має вигляд

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 - \varphi_2 &= A_1 \cos p_1 t + B_1 \cos p_2 t + N_1 \\ \varphi_2 - \varphi_4 &= A_2 \cos p_1 t + B_2 \cos p_2 t + N_2 \end{aligned} \right\}, \quad (10)$$

де:  $p_{1,2} = \sqrt{m + n \pm \sqrt{(m + n)^2 - K}}$ ,

$$m = \frac{(I_1 + I_2 + I_3) c_{12}}{2 I_1 (I_2 + I_3)},$$

$$n = \frac{(I_2 + I_3 + I_4) c_{34}}{2 I_4 (I_2 + I_3)},$$

$$K = \frac{(I_1 + I_2 + I_3 + I_4) c_{12} \cdot c_{34}}{I_1 I_4 (I_2 + I_3)}.$$

Відомо [2], що жорсткість  $c_{12}$  привода значно більша від жорсткості  $c_{34}$  талевих систем канатів і колони труб, то частота власних коливань привода буде значно більшою від частоти власних коливань талевої системи труб. З теорії коливань відомо, що амплітуда коливань на меншій частоті завжди значно більша від амплітуди на більшій частоті.

Враховуючи це, спростимо розрахункову схему. Вважаємо, що після повного зчеплення ШПМ маси  $I_1, I_2, I_3$  рухаються як одне ціле. Тоді система рівнянь (6) зведеться до вигляду

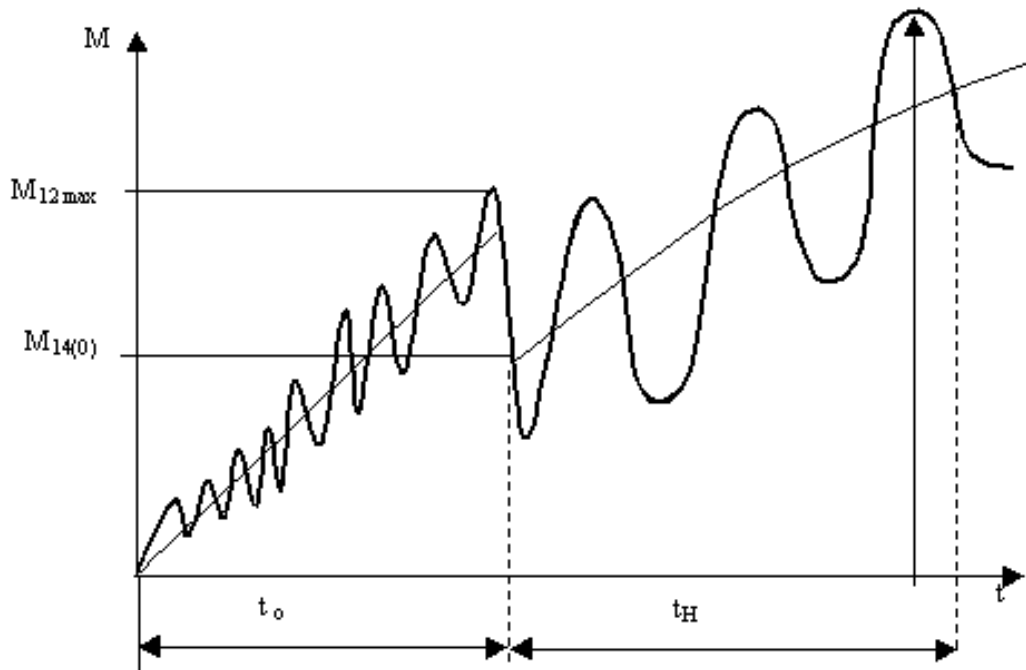


Рисунок 3 — Характер зміни моменту в приводі

$$\left. \begin{aligned} I_{13}\ddot{\varphi}_1 &= M_p - c_{14}(\varphi_1 - \varphi_4) \\ I_4\ddot{\varphi}_4 &= c_{14}(\varphi_1 - \varphi_4) - M_0 \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Тут

$$I_{13} = I_1 + I_2 + I_3;$$

$$c_{14} = \frac{c_{12}c_{34}}{c_{12} + c_{34}}.$$

Зведемо систему (11) до одного рівняння і з врахуванням (2) запишемо

$$\ddot{\varphi}_{14} + p^2 \varphi_{14} = \frac{I}{I_{13}}(M_{p1} + \lambda t) + \frac{M_0}{I_4},$$

$$p_{14}^2 = \frac{c_{14}(I_{13} + I_4)}{I_{13}I_4}.$$

Розв'язок цього рівняння за початкових умов

$$t=0; \quad \varphi_{14} = \frac{M_0}{c_{14}}; \quad \dot{\varphi}_{14} = \omega_{30}; \quad M_{p1} = M_0.$$

має вигляд

$$\varphi_{14} = \left( \frac{\omega_{30}}{p_{14}} - \frac{\lambda}{I_{13}p_{14}^3} \right) \sin p_{14}t + \frac{\lambda}{I_{13}p_{14}^2}t + \frac{M_0}{c_{14}}. \quad (12)$$

В період вмикання ШПМ момент в приводі визначаємо з урахуванням (8)

$$M_{12} = c_{12}\varphi_{12} = q_M \left( t - \frac{I}{p_{12}} \sin p_{12}t \right). \quad (13)$$

Максимальне значення з врахуванням (9) дорівнює

$$M_{12max} = M_0 + \frac{q_M}{p_{12}}.$$

Отже, в період вмикання ШПМ момент в приводі лінійно наростає, і на нього накладається

змінна складова з амплітудою  $\frac{q_M}{p_{12}}$  і частотою  $p_{12}$ .

Після повного вмикання ШПМ здійснюється інтенсивне наростання моменту приводних двигунів і відповідно крутного моменту в приводі. З врахуванням (12) одержимо

$$M_{14} = c_{14}\varphi_{14} = M_0 + \frac{\lambda c_{14}}{I_{13}p_{14}^2}t + \left( \frac{\omega_{30}}{p_{14}} - \frac{\lambda}{I_{13}p_{14}^3} \right) c_{14} \sin p_{14}t. \quad (14)$$

Початкове значення моменту

$$M_{14}(0) = M_0.$$

Максимальне значення

$$M_{14max} = M_0 + \frac{I_4}{I_{14}}(M_{PH} - M_0) \pm \frac{c_{14}}{p_{14}} \left( \omega_{30} - \frac{\lambda}{I_{13}p_{14}^2} \right).$$

Приймаємо

$$\text{знак (+), якщо } \omega_{30} > \frac{\lambda}{I_{13}p_{14}^2};$$

$$\text{знак (-), якщо } \omega_{30} < \frac{\lambda}{I_{13}p_{14}^2}.$$

Характер зміни моменту в приводі механізму підймання відповідно до рівнянь (13) і (14) має вигляд, зображений на рис. 3.

Отже, в період вмикання ШПМ моментів у приводі лебідки бурової установки наростає за законом, визначеним характеристикою ШПМ, і

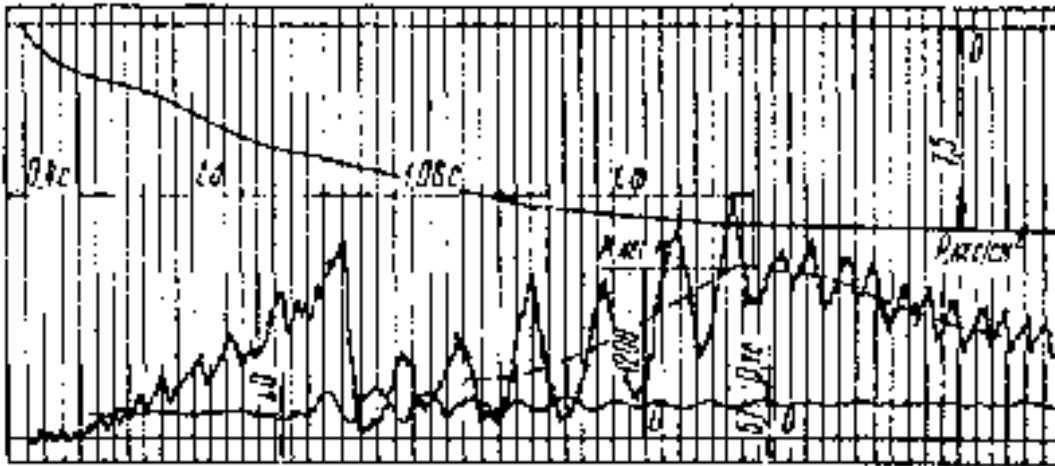


Рисунок 4 — Експериментальне дослідження моменту в приводі

на нього накладається змінна складова, викликана вільними коливаннями системи привода. Після повного з'єднання обох півмуфт ШМП наростання моменту в приводі визначається характеристикою приводного двигуна. Змінна складова моменту створена вільними коливаннями всього підйомного комплексу визначальними серед яких є коливання талевої системи з колоною труб. Одержані теоретичні результати підтверджуються експериментальними дослідженнями (рис. 4), виконаними в роботі [3].

### Література

- 1 Комаров М.С. – Динамика механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1969. – 296 с.
- 2 Мирзаджанзаде А.Х., Керимов З.Г., Копейкис М.Г. Теория колебаний в нефтепромысловом деле. – Баку: Маариф, 1976. – 363 с.
- 3 Сотников О.А., Иткинс М.Я., Камышников А.И. Экспериментальное определение нагрузок в трансмиссии буровой установки БУ-75 Бр // РНТС: Машины и нефтяное оборудование. – 1975. – № 4. – С.5-7.

УДК 622.24

## МОДЕЛЮВАННЯ ВІБРАЦІЙ ВІБРОСИТ МЕТОДОМ СКІНЧЕНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

*Б.В.Конеї, В.Б.Конеї*

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42353  
e-mail: [koneyb@nung.edu.ua](mailto:koneyb@nung.edu.ua)

*Рассматривается моделирование вибраций вибросит методом конечных элементов, которые подлежат износу и выходу из строя при очистке растворов в процессе бурения скважин. Определенные частоты и формы собственных колебаний традиционного вибросита и вибросита с гофрированной сеткой.*

*The design of vibrations of shale shakers by the method of finite elements which are subject to the wear and failures during the cleaning of solutions in the process of the drilling of oil wells is examined in this article. The frequencies and forms of proper vibrations of traditional shale shakers and shale shakers with the 3D screen are obtained.*

Очистка бурового розчину віброситами є однією з найбільш економічних [1,2]. Однак при експлуатації вібросит нерідко виникають різноманітні ускладнення серед яких потрібно виділити такі:

1. Забруднення сітки шламом.
2. Руйнування полотна сітки внаслідок змінних навантажень.
3. Низька продуктивність вібросита.

В результаті аналізу сучасних конструкцій вібросит нами встановлено, що на сьогодні ши-

рокого розповсюдження в світі набувають конструкції гофрованих тривимірних полотен (рис.1).

Такі вібросита випускає американська фірма DERRICK EQUIPMENT.

Завдяки конструкторським рішенням значно підвищується ефективність роботи вібросита (збільшується продуктивність до 70%), а отже і ступінь очищення бурового розчину від породи (залишаються частинки менше 43 мкм). Це досягається завдяки збільшенню робочої площі вібросита.