

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ В УМОВАХ ВІБРАЦІЙНОГО НАВАНТАЖУВАННЯ

М.В. Лисканич, В.І. Артим, Я.С. Гриджук, А.П. Джус

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 44277,
e-mail: teormech@pung.edu.ua

На бурильну колону в процесі її експлуатації діють різні види навантажень, в тому числі і вібраційні. На підставі багаторічного досвіду експлуатації бурильних колон, теоретичних та експериментальних досліджень встановлено, що руйнування конструктивних елементів бурильної колони під дією вібраційного навантаження має втомний характер. В зв'язку з цим актуальною є проблема визначення довговічності елементів бурильної колони під час її вібрації.

У статті запропоновано методика розрахунку та основні аналітичні залежності для оцінки довговічності елементів бурильної колони в умовах вібраційного навантаження. У стислій формі подано алгоритм розрахунку, який включає в себе структурний аналіз бурильної колони, спектральний аналіз процесу вібрації, аналіз динаміки, міцності та довговічності елементів бурильної колони і наведено приклад застосування запропонованої методики.

Ключові слова: бурильна колона, вібрація, напруження, довговічність.

На бурильную колонну в процессе ее эксплуатации действуют разные виды нагрузок, в том числе и вибрационные. Многолетний опыт эксплуатации бурильных колонн, теоретических и экспериментальных исследований показал, что разрушение конструктивных элементов бурильной колонны под действием вибрационной нагрузки носит усталостный характер. Это обуславливает актуальность проблемы определения долговечности элементов бурильной колонны при ее вибрации.

Предложена методика расчета и основные аналитические зависимости для оценки долговечности элементов бурильной колонны в условиях вибрационной нагрузки. Представлен сокращенный алгоритм расчета, включающий структурный анализ бурильной колонны, спектральный анализ процесса вибрации, анализ динамики, прочности и долговечности элементов бурильной колонны и приведен пример применения предложенной методики.

Ключевые слова: бурильная колонна, вибрация, напряжение, долговечность.

Different kinds of loadings, including the vibration load effect a boring column in the course of its operation. Long-term operating experience of boring columns, theoretical and experimental researches have shown, that destruction of constructive elements of a boring column under the influence of vibrating loading has fatigue character. It causes an urgency of a problem of determining the durability of a borehole under vibration.

The calculating methods and the basic analytical dependence for an estimation of durability of a borehole under vibration are offered. The reduced algorithm of calculation including the structural analysis of a boring column, the spectral analysis of the vibration process the analysis of dynamics, strength and durability of a borehole are presented and the example of the offered technique application is resulted.

Keywords: boring column, vibration, stress, durability.

Вібраційні навантаження є одними із основних динамічних навантажень, що діють на елементи бурильної колони в процесі її експлуатації. Вібрації бурильної колони, як високочастотні механічні коливання, зумовлені такими головними чинниками [1, 2]: взаємодією долота з породою, дією змінних сил тертя колони до стінки свердловини, зміною величини крутного моменту і моменту опору на долоті, дією відцентрових сил на незбалансованих ділянках колони, пульсацією бурового розчину. Найбільш енергоємними є поздовжні низько- та високочастотні коливання. Перекочування шарошок долота ямкуватим вибоєм спричинює поздовжні низькочастотні коливання долота. Поздовжні високочастотні коливання є наслідком перекочування зубців шарошок долота твердим вибоєм [1, 2].

Багаторічний досвід експлуатації бурильних колон на свердловинах України та за її межами [3, 4, 5] свідчить, що переважна більшість відмов бурильних колон за весь термін експлу-

атації припадає на так звані вібраційні відмови, а руйнування конструктивних елементів бурильної колони під дією вібраційного навантаження має втомний характер.

Бурильна колона є довгомірним об'єктом, що складається з великої кількості елементів. Ідеально оцінити рівень вібрації, а, водночас і напружений стан кожного елемента бурильної колони можна шляхом встановлення автономних давачів на кожен з цих елементів. Однак, через значну кількість таких елементів та обмежене в часі перебування давачів у свердловині це зробити складно, а іноді практично неможливо.

Реєструвати вібрацію бурильної колони (вібропришвидження, чи віброшвидкість) можна одним давачем на гирлі свердловини, вимірюючи вібрацію ведучої бурильної труби в процесі буріння вибійними двигунами, або вертлого при роторному бурінні. В цьому випадку передача вібраційного сигналу від конкретного елемента бурильної колони як вузла діагносту-

вання до давача буде здійснюватися механічним каналом зв'язку – бурильній колоні.

Бурильна колона як механічний канал зв'язку володіє “фільтрувальною” здатністю (смуга пропускання каналу зв'язку є вузькою за ширину спектра коливань долота), а параметри коливань мають загалом випадковий характер. Це призводить до того, що віброшвидкість елементів верхньої частини бурильної колони відрізняється від віброшвидкості елементів компоновки “низу” колони. Залежність між віброшвидкістю елементів відповідно “верху” та “низу” бурильної колони виражається за допомогою певної передаточної характеристики – кінематичної передаточної функції W . Дослідити таку передаточну функцію виявилось можливим завдяки комп'ютерному моделюванню поздовжніх коливань бурильної колони [6].

З врахуванням зареєстрованої віброшвидкості “верху” бурильної колони $V_v(t)$, віброшвидкість елементів її “низу” визначатиметься наступною залежністю:

$$V_n(t) = V_v(t) \cdot W. \quad (1)$$

У процесі динамічного навантажування елементи компоновки низу бурильної колони зазнають дії осьової динамічної сили, що передається бурильній колоні від долота. При дослідженні динаміки бурильної колони в роботі [7] отримано залежність зміни осьового навантаження на долото P_d від швидкості вертикального переміщення корпусу долота $V(t)$:

$$P_d = \frac{EF}{a} V(t), \quad (2)$$

де E – модуль пружності матеріалу бурильної колони;

F – площа поперечного перерізу бурильної колони;

$a = \sqrt{E/\rho}$ – швидкість розповсюдження поздовжніх збурень колоною;

ρ – густина матеріалу бурильної труби.

Авторами [7] розглянуто три схеми хвильових процесів, що виникають в бурильній колоні при різних характерах сил опору руху. При цьому сили опору подано у вигляді дисипативної функції $f\left(x, U, \frac{\partial U}{\partial t}\right)$, яка залежить

від змінних $x, U, \frac{\partial U}{\partial t}$, де x – координата перерізу колони, причому вісь x спрямована від гирла свердловини до вибою; U – переміщення перерізу колони з координатою x ; $\frac{\partial U}{\partial t}$ – швидкість руху перерізу колони з координатою x .

В першому випадку дисипативна сила відсутня, тобто $f\left(x, U, \frac{\partial U}{\partial t}\right) = 0$. Динамічна складова осьового навантаження має вигляд:

$$P_{d1} = \frac{EF}{a} V. \quad (3)$$

В другому випадку сила опору пропорційна швидкості переміщення

$f\left(x, U, \frac{\partial U}{\partial t}\right) = 2\mu \frac{\partial U}{\partial t}$. Динамічна складова осьового навантаження записується таким чином:

$$P_{d2} = \frac{EF}{a} \left[\sqrt{\sqrt{\frac{1}{4} + \left(\frac{\mu}{\theta}\right)^2} + \frac{1}{2}V} + \sqrt{\sqrt{\frac{1}{4} + \left(\frac{\mu}{\theta}\right)^2} - \frac{1}{2}\sqrt{V_{\max}^2 - V^2}} \right], \quad (4)$$

де θ – кругова частота власних коливань;

μ – коефіцієнт тертя бурильної колони до стінки свердловини.

В третьому випадку сила опору підпорядковується закону Кулона-Амонтона при

$f\left(x, U, \frac{\partial U}{\partial t}\right) = f^0 \operatorname{sign}\left(\frac{\partial U}{\partial t}\right)$. Тоді

$$P_{d3} = \frac{EF}{a} \left[V + \frac{2f^0}{\pi\theta} \sqrt{1 - \left(\frac{V}{V_{\max}}\right)^2} \right], \quad (5)$$

де $f^0 = \mu g \sin \alpha$ – дисипативний член;

α – кут відхилення осі свердловини від вертикалі (зенітний кут).

Осьові напруження в елементах бурильної колони при випадкових динамічних навантаженнях виражаються відношенням осьової динамічної сили до площі поперечного перерізу бурильної колони:

$$\sigma_{oc} = \frac{P_d}{F}. \quad (6)$$

Розглядаючи бурильну колону як довгомірний стержень, що складається з великої кількості елементів, необхідно враховувати розподіл амплітуд вертикальних віброшвидкостей і відповідних їм напружень по об'єму кожного з них. З врахуванням сказаного вище, напруження в елементах бурильної колони внаслідок дії осьових вібраційних навантажень визначатимуться як [8]:

$$\sigma_{oc \max} = A^* \sqrt{\rho E} \cdot V_{\max}, \quad (7)$$

де $A^* = \sqrt{FJ/W}$ – коефіцієнт, який враховує розподіл амплітуд напружень і відносних віброшвидкостей по об'єму пружного елемента;

F, J, W – відповідно площа, момент інерції та момент опору поперечного перерізу.

Крім осьових напружень, зумовлених дією осьової вібрації, в перерізах низу бурильної колони суттєвими також є напруження згину, спричинені втратою прямолінійної форми колони внаслідок її обертання або викривленням осі свердловини [9]. При цьому максимальні напруження згину визначаються як:

$$\sigma_{z2 \max} = \sigma_{z2} + \Delta \sigma_{z2 \max}, \quad (8)$$

де $\sigma_{32} = \frac{EJ}{RW}$ – напруження згину, спричинені втратою колони прямолинійної форми внаслідок обертання колони при роторному бурінні, або внаслідок викривлення осі свердловини;

R – радіус викривлення свердловини;

$\Delta\sigma_{32\max} = \frac{\Delta M_{32\max}}{W}$ – амплітуда максимальних напружень згину, зумовлених дією максимального згинального моменту в умовах вібрації колони.

Амплітуда найбільшого змінного згинального моменту ΔM_{32}^{\max} :

$$\Delta M_{32}^{\max} = \frac{0,45 f \Delta P (2Q + \Delta P)}{\frac{4\pi^2 EJ}{l_n^2} + \frac{ql_n^2 \omega^2 \pi^2}{2g} - Q}, \quad (9)$$

де $f = (D - d)/2$ – стріла прогину бурильної колони;

d і D – відповідно зовнішній діаметр бурильного замка та внутрішній діаметр свердловини;

Q – осьове статичне навантаження на ділянці колони, що для низу бурильної колони приймається рівним осьовому навантаженню на долото;

ΔP – амплітуда поздовжньої змушувальної сили,

$$\Delta P = P_D;$$

$\omega = \pi n/30$ – кутова швидкість колони;

n – частота обертання колони;

q – вага одного метра труби;

g – пришвидшення вільного падіння;

l_n – довжина півхвилі вигнутої колони, що визначається за формулою:

$$l_n = \frac{\pi}{\omega} \sqrt{\frac{g}{2} \left(\pm z + \sqrt{z^2 + \frac{4EJ\omega^2}{qg}} \right)}, \quad (10)$$

де z – віддаль від нейтрального перерізу ($\sigma_{oc} = 0$) до перерізу колони, в якому визначають довжину півхвилі згину, знак плюс ("+") – для розтягнутої, а знак мінус ("-") – для стисненої частини колони.

У наведених виразах прогин обмежується стінками свердловини. Але при бурінні в нестійких породах, за наявності каверн та інших факторів створюються умови для збільшення стріли прогину, а, отже, і напружень. Збільшення динамічної складової навантаження на долото призводить до збільшення згинальних моментів та напружень в елементах бурильної колони, які в експлуатаційних умовах можуть перевищувати допустимі.

Враховуючи зміст виразів (7) і (8), максимальні напруження, що виникатимуть у поперечних перерізах елементів низу бурильної колони, визначатимуться як:

$$\sigma_{\max} = \sigma_{oc\max} + \sigma_{32\max}. \quad (11)$$

В такий же спосіб встановлюється і закон зміни напружень як функція часу:

$$\sigma(t) = \sigma_{oc}(t) + \sigma_{32}(t). \quad (12)$$

Для кількісної оцінки амплітуд механічних коливань використовують різні випадкові абсолютні (розмірні) характеристики [10]. Основними з таких характеристик є дисперсія та спектральна щільність процесу. Дисперсія є енергетичною оцінкою процесу, має розмірність квадрату розмірності вимірюваного параметра і чисельно дорівнює середній потужності коливального процесу:

$$\sigma_{\sigma}^2 = \lim_{T \rightarrow \infty} T^{-1} \int_0^T \sigma^2(t) dt = \int_{-\infty}^{\infty} \sigma^2 p(\sigma) d\sigma, \quad (13)$$

де T , $p(\sigma)$ – відповідно час реєстрації та густина розподілу напружень випадкового центрованого (з нульовим математичним очікуванням) процесу зміни напружень $\sigma(t)$.

Спектральна щільність коливання $S_{\sigma}(f)$ в діапазоні частот від f_{\min} до f_{\max} , та дисперсія цього коливання у вказаному діапазоні частот пов'язані між собою рівністю Парсеваля:

$$\sigma_{\sigma}^2 = \int_{f_{\min}}^{f_{\max}} S_{\sigma}(f) df. \quad (14)$$

Мінімальна частота процесу f_{\min} , подана в спектральній щільності, як правило, визначається тривалістю аналізу, тобто повним періодом низькочастотної компоненти спектра.

Максимальна частота f_{\max} як верхня границя спектру може бути оцінена на основі вибору значущої частки дисперсії, наприклад 90-99%, що міститься між двома частотними межами, шляхом інтегрування спектральної щільності:

$$\int_{f_{\min}}^{f_{\max}} S_{\sigma}(f) df = (0,9 \div 0,99) \sigma_{\sigma}^2. \quad (15)$$

При вирішенні практичних завдань є також доцільним використання середнього абсолютного та середньоквадратичного значення вимірюваного параметра.

Досвід експлуатації бурильних колон показав, що надмірний вплив випадкових динамічних навантажень призводить до втомного руйнування її елементів. Через складність розрахунки на втомну міцність елементів бурильної колони на даний час мають здебільшого феноменологічний характер. При цьому вони розроблені, головним чином, для синусоїдального або з врахуванням вузькосмугових випадкових процесів нерегулярного навантаження, для яких порівняно просто визначаються рівні амплітуд напружень та їх повторюваність (цикл).

Опускаючи тривіальний опис доведення, що опирається на теорію ймовірності і теорію випадкових функцій, наведемо формулу [11, 12], за якою визначається довговічність T різьбового з'єднання під дією двокомпонентного змінного навантаження. При цьому обидва

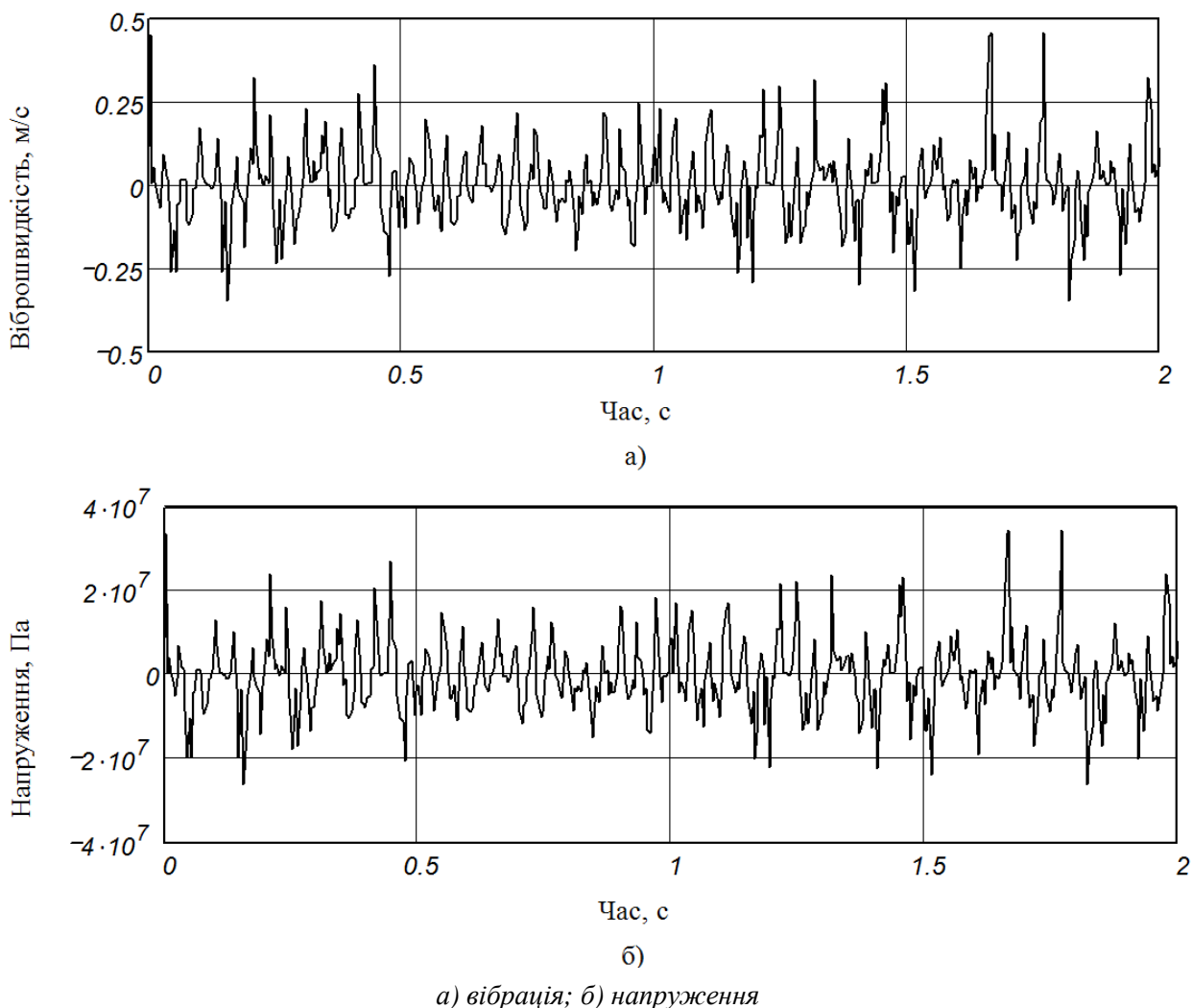


Рисунок 1 – Реалізація процесу коливань низу бурильної колони (свердловина Сагайдак-52 Стрийського ВБР)

компоненти є незалежними, розподіл амплітуд низькочастотної складової заданий в неперервній формі у вигляді густини ймовірності розподілу амплітуд $p(M_a)$, а високочастотна складова враховується значеннями спектральної густини діючих навантажень, що є стаціонарним нормальним випадковим процесом за час відпрацювання одного долота. Таким чином, довговічність можна описати виразом:

$$T = \left(a_p \cdot C \cdot \left[\int_{\beta \cdot M_{-1g}}^{M_{\max}} M_{a_i}^m p(M_a) dM_a + \frac{W}{k} \cdot 2^{\frac{m}{2}} \cdot \Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right) \left(2 \int_0^{\infty} f^{\frac{m}{2}} \cdot S(f) \cdot df \right)^{\frac{m}{2}} \right]^{-1} \right) \quad (16)$$

де a_p – коефіцієнт кореляції лінійної гіпотези сумування втомних пошкоджень, $a_p = 1$;
 C – константа кривої втоми;

$M_{a_i} = \sigma_{a_i} W$ – амплітуда змінного згинального моменту;

M_{-1g} – границя витривалості конструкції елемента колони;

β – коефіцієнт, що враховує рівень навантажень, які впливають на втомне руйнування з'єднань, $\beta = 0,5 \div 0,7$;

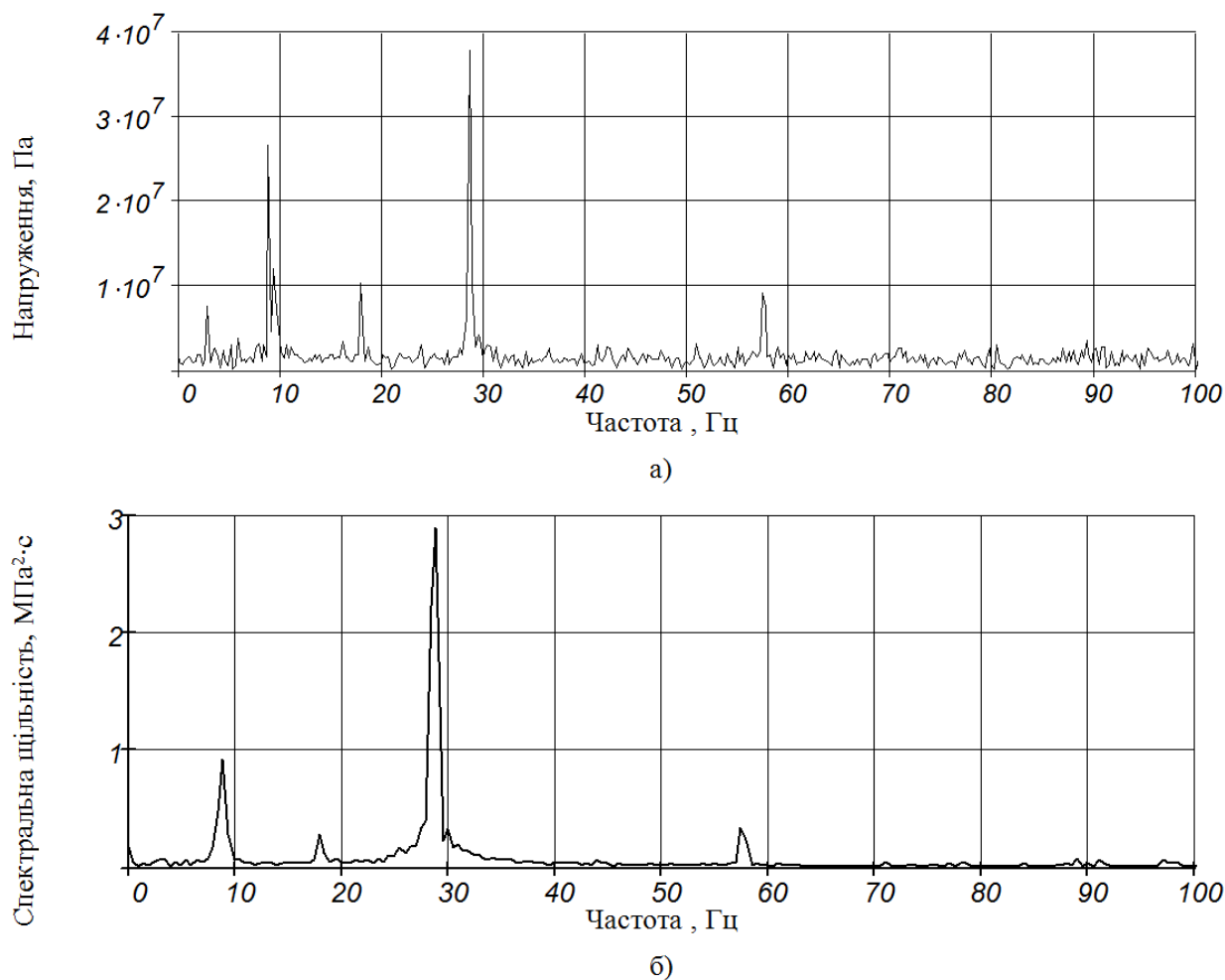
k – коефіцієнт розподілу зовнішнього навантаження між елементами з'єднання;

$\Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right)$ – гама-функція Ейлера;

m – показник нахилу кривої втоми замкових різьбових з'єднань (для ОБТ-146 $m = 5,4$; для ОБТ-178 $m = 5,7$; для ОБТ-203 $m = 5,9$);

$S(f)$ – спектральна щільність високочастотних навантажень (вібрацій).

Якщо широкосмуговий процес навантаження подати сукупністю дискретних вузькосмугових складових, то залежність (15) набуде вигляду:



а) Фур'є-спектр напружень; б) спектральна щільність напружень

Рисунок 2 – Результати спектральної обробки коливань низу бурильної колони (Свердловина Сагайдак-52 Стрийського ВБР)

$$T = (a_p \cdot C) \cdot \left[\sum_{M_{a_i} > \beta \cdot M_{-1g}}^{M_{\max}} M_{a_i}^m \cdot n_i + \frac{W}{k} \cdot 2^{\frac{m}{2}} \cdot \Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right) \left(\sum_{i=1}^n f_i^m S_{\sigma_i}^2 \right)^{\frac{m}{2}} \right]^{-1} \quad (17)$$

де n_i – число циклів повторення амплітуди M_{a_i} за весь період експлуатації елемента колони в свердловині;

S_{σ_i} – середньоквадратичне значення i -ої вузькосмугової складової з центральною частотою f_i .

Характер залежностей (16) і (17) показує, що високочастотні складові спектру напружень значно зменшують довговічність колони. Навіть порівняно невеликі частки дисперсії, що припадають на високочастотну область спектра, суттєво впливають на кількісну оцінку довговічності.

Наведемо одну із реалізацій процесу вібраційного навантаження елементів низу буриль-

ної колони (рис. 1) на свердловині Сагайдак-52 Стрийського ВБР. Компонівка бурильного інструменту наступна: бурильні труби діаметром 140 мм; обважені бурильні труби діаметром 178 мм; долото діаметром 205,9 мм; навантаження на долото – 180 кН; частота обертання долота – 60 об/хв.; глибина свердловини – 4580 м. Як видно з результатів спектральної обробки (рис. 2) при вказаних осьовому навантаженні та частоті обертання долота найбільші напруження в перерізах бурильної колони спостерігаються в околі частот 8,7 Гц та 28,5 Гц, що відповідають ґрунтовій та зубковій частоті поздовжніх коливань долота. На цих же частотах спостерігаються і більші значення спектральних щільностей напружень: 0,87 МПа²·с і 2,9 МПа²·с відповідно.

Як свідчать розрахунки за формулами (16) і (17), розрахункове значення періоду напрацювання різьбового з'єднання до втомного руйнування становитиме 785 год. Водночас, без врахування високочастотної складової навантаження період напрацювання становитиме 1042 год. Робота бурильного інструменту протягом неврахованих 257 год є передумовою виникнення аварійної ситуації. Отже, при ви-

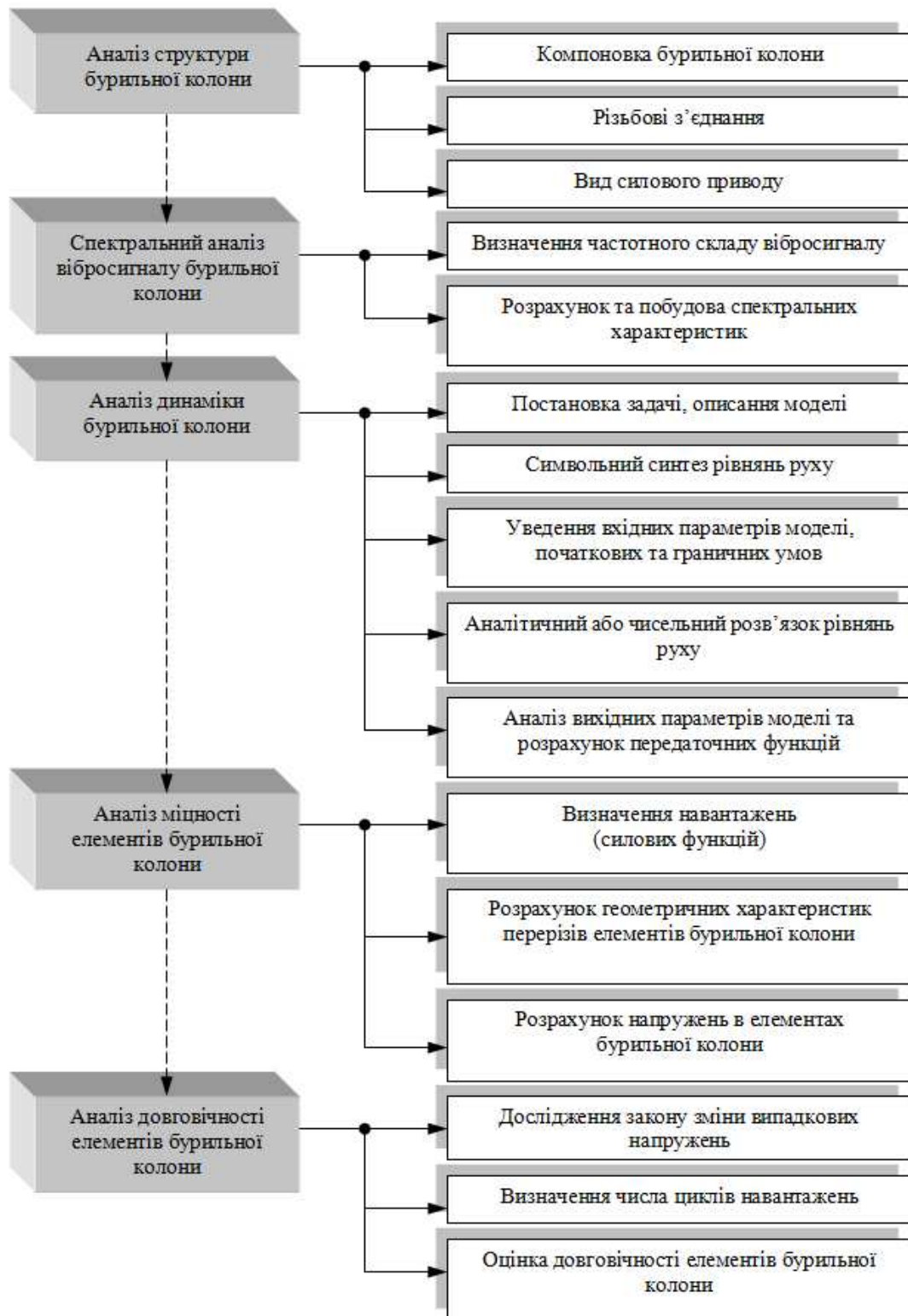


Рисунок 3 – Схема алгоритму для оцінки довговічності її елементів в умовах вібраційного навантаження

значенні довговічності елементів бурильної колони необхідно враховувати високочастотні складові процесу навантаження, що зумовлені вібраціями бурильної колони, якими за рекомендаціями, наприклад [13], в силу їх дійсно порівняно малого рівня, нехтують при практичних розрахунках.

Апробація на бурових підприємствах запропонованої методики розрахунку довговічності елементів бурильної колони в умовах вібраційного навантаження, алгоритм якої наглядно ілюструється на рисунку 3, дасть можливість впроваджувати техніко-технологічні заходи, спрямовані на зниження рівня вібрації до значень, які забезпечують достатній рівень міцності елементів колони.

Література

- 1 Огородников П.И. Вибросостояние буровой колонны в процессе углубления скважины / П.И. Огородников, Н.А. Реймерс. – Ивано-Франковск, изд-во ИФИНГ, 1986. – 11 с. – Деп. в УкрНИИТИ, 14.07.86.
- 2 Балицкий В.П. Экспериментальные исследования высокочастотных продольных колебаний буровой колонны / В.П. Балицкий // Обзор. информ. ВНИИОЭНГ, 1979. — №11. – С. 9-11. – Сер. Машины и нефтяное оборудование.
- 3 M. Veidt, A. Berezovski “Design And Application Of A Drill Pipe Fatigue Test Facility” Division of Mechanical Engineering, University of Queensland, Brisbane, QLD 4072, 2004.
- 4 João Carlos Ribeiro Plácido^{I,*}; Paulo Emílio Valadão de Miranda^{II}; Theodoro Antoun Netto^{III}; Pison Paranhos Pasqualino^{III,*}; Guilherme Farias Miscow^{II}; Bianca de Carvalho Pinheiro^{III} “Fatigue analysis of aluminum drill pipes” Received: July 19, 2004; Revised: October 20, 2005.
- 5 CFat Computes Pipe Stress Before, During, After Drilling // Upstream Technology. Excerpt from July 2007. Volume 2. Number 7.
- 6 Гриджук Я.С. Моделирование поперечных колебаний буровой колонны в середовищі MapleSim / Я.С. Гриджук // Вібрація в техніці і технологіях. – 2011. – №1. – С. 80-87.
- 7 Симонов В.В. Влияние колебательных процессов на работу бурового инструмента / В.В. Симонов, Е.К. Юнин. – М.: Недра, 1977. – 216 с.
- 8 Балюк Б.К. Вибрационная прочность двигателей внутреннего сгорания / Б.К. Балюк. – Киев: Наукова Думка, 1983. – 104 с.
- 9 Лисканич М.В. Оцінка впливу згинальних навантажень та вібрацій на напружений стан бурової колони / М.В. Лисканич, Я.С. Гриджук, І.Й. Попадюк // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2004. – Вип. 38 (Том 8). – С. 56-61.
- 10 Добрынин С.А. Методы автоматизированного исследования вибрации машин: Справочник / С.А. Добрынин, М.С. Фельдман, Г.И. Фирсов. – М.: Машиностроение, 1987. – 224 с.
- 11 Лисканич М.В. Оцінка математичних моделей розрахунку довговічності елементів бурової колони / М.В. Лисканич, Я.С. Гриджук, Б.Д. Борисевич // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2002. – № 2(3). – С. 48-52.
- 12 Лисканич М.В. Розрахунок показників надійності елементів КНБК при змінних навантаженнях / М.В. Лисканич, Я.С. Гриджук, А.П. Джус // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ: держ. міжвід. наук. – техн. зб. – Івано-Франківськ, 2001. – С. 256-260. – (Серія “Методи і засоби технічної діагностики”; вип. 38 (Том 8)).
- 13 Щербюк Н.Д. Накопление усталостных повреждений в резьбовых соединениях буровых колонн при нерегулярном нагружении / Н.Д. Щербюк, Ю.В. Дубленич, М.В. Лисканич // Обзор. информ. ВНИИОЭНГ, 1985. – Вып. 12. – С. 15-20. – Сер. Машины и нефтяное оборудование.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
27.03.12
Рекомендована до друку професором
Петриною Ю.Д.*