

П.І. Огородніковд-р техн. наук
МНТУ**В.М. Світлицький**д-р техн. наук
ПАТ «Укргазвидобування»**В.І. Гоголь**

МНТУ

Зносостійкість деяких елементів бурильної колони у процесі буріння

УДК 622.24.053

У статті розглянуто питання, пов'язані зі зносом елементів бурильної колони, зокрема абразивним зносом шарошкових доліт із фрезерованим і твердосплавним озброєнням. Наведено основні залежності для визначення ймовірних характеристик зносу і пошкоджень бурильного інструменту, що визначають його зносостійкість у процесі буріння.

В статье рассмотрены вопросы, связанные с износом элементов буровой колонны, включая абразивный износ шарошечных долот с фрезерованным и твердосплавным вооружением. Приведены основные зависимости для определения вероятных характеристик износа и повреждений бурового инструмента, определяющие его износостойкость в процессе бурения.

The article is concerned with questions of the wearing capacity of some elements of the drill string, including the abrasive drilling of hard-alloy insert rolling cutter drilling bits. The given basic dependencies on probably wear property and damage determining characteristics of drilling tools are determined its wearing capacity during boring.

Розгляд стійкості колони бурильних труб показує, що під час роторного буріння навіть у вертикальній свердловині за мінімальних обертів ротора бурильні труби втрачають свою прямолінійну форму і з певною силою контактують зі стінкою свердловини. Таким чином, у процесі буріння на ділянках дотиків виникають дотичні сили, на подолання яких витрачається значна робота, й елементи бурильної колони зношуються.

Під час буріння в нижній частині колони бурильні труби згинаються не тільки від дії відцентрових сил, але й від втрати стійкості, що призводить до збільшення поперечної сили, притискання півхвиль бурильної колони та її центрвальних і розширювальних елементів до стінок свердловини [1].

Сили тертя виникають також під час взаємодії озброєння долота з породою вибою. Надалі будемо розглядати визначення зносостійкості кінематичних пар шарошкового долота та передусім його озброєння.

Абразивний знос руйнуючого елемента – долота (зуба) виникає під час його тертя по породі, яка є природним абразивом, унаслідок дряпання або мікроріжучої дії зерен абразиву під час проковзування по них зубців, а також у результаті прямого потрапляння зерен абразиву в поверхню контакту в момент удару зуба по вибою [2]. Він можливий тоді, коли абразивні частинки породи є більш твердими, ніж матеріал зубців. Подібний механізм зносу можна застосувати для центрвальних та різних розширювальних елементів конструкції бурильної колони.

Спроби підрахувати знос шарошкових доліт здійснювалися із урахуванням відомостей про проковзування шарошок [3], але при цьому проковзування обчислювали для гладкого вибою. Але таке явище пов'язано з неоднорідністю породи вибою, пульсацією промивальної рідини, випадковим характером динамічних навантажень. Отже, знос зубців носить ймовірний характер.

У роботі [4] запропоновано знос сталі розглядати залежно від питомої потужності тертя. Оцінка абразивних властивостей гірських порід по зносу металу необхідна, оскільки знос металу визначає стійкість шарошкових доліт.

Більшість гірських порід може зношувати метал, але швидкість зносу буде різною. Інтенсивність абразивного зносу інструмента залежить передусім від співвідношення механічних характеристик порід і твердості його поверхні. Абразивна здатність породи пропорційна до мікротвердості мінералів, що входять до її складу.

Знос елементів бурильної колони залежить від багатьох факторів, у тому числі й динамічного стану. Усі вони носять ймовірний характер.

Озброєння шарошкових доліт в умовах буріння свердловини може зазнавати руйнування таких видів:

фізичний знос під дією дотичних напружень зрізу, які виникають під час обертання шарошок під впливом осьового навантаження;

абразивний знос робочих поверхонь під дією абразивних частинок породи і абразивності промивальної рідини; викришування робочих поверхонь під дією високих контактних напружень за наявності промивальної рідини, що являє собою локалізоване втомне руйнування поверхні; викришування з розтріскуванням (обумовлене відколюванням і зносом армованого шару);

поломка зуба від перевантаження;

поломка зуба внаслідок втоми матеріалу з виникненням тріщин на протилежній стороні руху шарошки.

На рис. 1 представлено знос шарошкового долота з комбінованим озброєнням, на якому видно абразивний знос фрезерованих зубків і втомне руйнування твердосплавних вставних штирів. Втомне руйнування і руйнування доліт

зі штировим твердосплавним озброєнням за значних динамічних навантажень представлено на рис. 2.

Граничні розміри зносу озброєння шарошкових доліт потрібно визначати економічними та технічними критеріями наслідків. Так, граничний знос озброєння можемо визначити за критерієм економічних наслідків – різким зниженням показників буріння, передусім механічної швидкості, під час буріння у конкретних геолого-технічних умовах. Технічними наслідками є граничний знос озброєння, який може призвести до заклинювання опор кочення шарошок, руйнування тіла шарошки, а в деяких випадках – до прихоплення інструмента.

Поділ критеріїв граничного зносу на технічний і економічний є умовним, оскільки зміна технічних показників має, як правило, економічні наслідки.

У ряді випадків працездатність бурильної колони залежить від величини зносу не тільки однієї деталі, а й комплексу спряження. Характерним прикладом може бути опора кочення шарошки (цапфа – підшипник ковзання, цапфа – кульковий підшипник, шарошка і стан її озброєння). Стан долота під час буріння визначають, використовуючи дані попередніх довбань в аналогічних геолого-технічних умовах буріння. Отже, для визначення стану зносу долота за роторного способу буріння можна використати нерівність, отриману на основі аналізу даних роботи [5]:

$$U_{\text{гр.макс}}(M_{\text{р.макс}}) \leq U_{\text{гр.г}}(P_0, M_{\text{р}}); U_{\text{гр.т}}; U_{\text{гр.е}}, \quad (1)$$

де $U_{\text{гр.макс}}(M_{\text{р.макс}})$ – граничне відхилення за критерієм безпеки (заклинення опори, критичний знос озброєння); $U_{\text{гр.г}}(P_0, M_{\text{р}})$ – граничне відхилення, обумовлене геолого-технічними принципами (здатність поглиблення свердловини зі зміною геологічних умов буріння); P_0 – осьове навантаження на долото; $M_{\text{р}}$ – крутний момент на роторі; $U_{\text{гр.т}}$ – граничне відхилення, зумовлене технічними принципами (здатність задовільно виконувати робочі функції, критерій міцності, вібрації тощо); $U_{\text{гр.е}}$ – граничне відхилення за критерієм економічності.

Необхідно зазначити, що величини в правій частині рівняння (1) є сумою граничних відхилень, пов'язаних між собою імовірними залежностями, які змінюються залежно від конкретних умов буріння.

Методи визначення граничних зносів не знайшли належного застосування під час розрахунків бурильної колони для заглиблення свердловини, що пов'язано з різноманітністю геолого-технічних умов буріння і недостатністю матеріалів із аналізу відробки доліт та інших елементів бурильної колони в процесі проводки свердловин у різних регіонах.

У ряді випадків для орієнтовних розрахунків на довговічність щодо зносу можна використати дані граничного зносу в деталях у подібних механічних системах. Наприклад, величину допустимого розміру зносу розширювальних і центрувальних елементів можна визначити як

$$D_{\text{гр}} = k_{\text{т}} D, \quad (2)$$

де $k_{\text{т}}$ – коефіцієнт, який залежить від породи, з яким контактує елемент, його граничного розміру, конструкції свердловини та режимів буріння; D – початковий діаметр.

Граничний знос за критерієм економічного фактора може бути визначено, виходячи з умови мінімуму питомих приведених витрат:

$$N_{\text{с.о.п.}}(t) \approx \frac{[C(t) + YR]}{Z(t)} \rightarrow \min, \quad (3)$$

де $N_{\text{с.о.п.}}(t)$ – приведена собівартість одного метра буріння; $C(t)$ – експлуатаційні витрати; Y – нормативний коефіцієнт ефективності; R – балансова вартість бурильної колони; $Z(t)$ – експлуатаційна продуктивність інструмента за заданих режимів буріння та геологічних умов.

Наведений підхід визначення граничного зносу деталі буде дійсним тільки тоді, коли має місце значний вплив фактора продуктивності на закономірність функції $N_{\text{с.о.п.}}(t)$.

Опора кочення шарошки являє собою комплекс спряження, яке включає декілька кінематичних пар (підшипників). При цьому граничне збільшення зазору буде дорівнювати сумі зносу робочих поверхонь, які утворюють це спряження. Враховуючи, що знос поверхонь носить ймовірний характер, можна вважати, що граничний знос однієї деталі за регламентованого зазору змінюється у певних межах залежно від зносу іншої деталі. Нижче приведено спрощену модель процесу зношування деталі до граничного стану (рис. 3), отриману в роботі [5], яку може бути використано для подальшого аналізу. На наведених графіках показано окремі криві зносу однотипних деталей. Передбачається, що після досягнення зносу, що дорівнює гранично допустимому, ресурс деталі вичерпується (стан відмови). Через відмінність кривих відбувається розсіювання ресурсу R . Випадкова величина ресурсу R має густину розподілення $f_R(t)$.

Таку модель може бути використано для приблизного опису всіх видів зносу, за винятком викришування і скріплювання. Отже, залежність зносу деталі $Z(t)$ як випадкової функції напрацювання відповідно до [5] можна записати:

$$Z(t) = \alpha_3 t^\beta + b_3, \quad (4)$$

де α_3 – випадкова величина, яка залежить від властивостей поверхонь деталей, що взаємодіють, а для озброєння долота – від властивостей розбурюваних порід, армованої поверхні зубків та їх матеріалу; β – коефіцієнт, прийнятий постійним (знос підшипників кочення $\beta=0,8$; абразивний знос підшипників ковзання $\beta=0,5-0,7$; знос фрезерованих зубків $\beta=1,8-2$). У разі наявності коефіцієнта варіації $V_{\alpha_3} > 0,4$ можна вважати, що величина b_3 підпорядковується розподіленню Вейбулла і характеризує знос деталі за час приробки. Вважаючи, що його величина мала, ним можна знехтувати. Тоді рівняння (4) запишемо:

$$Z(t) = \alpha_3 t^\beta. \quad (5)$$

Виходячи із рис. 3 і формули (5), залежність для визначення ресурсу озброєння шарошкових доліт можна записати так:

$$R = \left(\frac{3_{\text{гр}}}{\alpha_3} \right)^{\frac{1}{\beta}}, \quad (6)$$

де $3_{\text{гр}}$ – граничний знос озброєння долота під час буріння (механічна швидкість прямує до нуля).

При цьому ймовірним аргументом є α_3 , $R=\varphi(\alpha_3)$. Для визначення ресурсу R може бути використано різні методи прогнозування.

Параметри, що характеризують цикли роботи різних елементів бурильної колони та їх спряження, змінюються в широкому діапазоні. Особливе значення має число циклів, яке припадає на одиницю напрацювання бурильної колони з урахуванням періодичності роботи спряження. При цьому за цикл можна вважати ступінчасту подачу інструмента, оберт долота і його шарошок, динамічний стан колони та її елементів за довбання і та ін.

Одним із основних завдань вирішення проблеми тертя, змащення і зношування є розробка критеріїв для визначення провідного процесу в зоні тертя. Результати проведених досліджень свідчать про те, що одним із таких критеріїв є аналіз спектра коливань сил тертя [6], що буде розглянуто в подальшому.

Імовірність неруйнування опори кочення шарошкового долота з озброєнням шарошок із твердосплавними зубцями можна представити як $P(A)$, оскільки в процесі буріння не один із z штирів не зруйнується. Імовірність $P(A)$ неруйнування опор кочення завжди більша від імовірності P_3 неруйнування деякого умовно вибраного твердосплавного штиря, який ударно контактує з породою вибою (максимально навантаженого) і в той же час знаходиться на найменш навантаженому вінчику шарошки: $P(A) \geq P_3$. Ця умова буде рівністю тоді, коли ударна міцність усіх штирів однакова і залежить від їх виготовлення. Достовірність неруйнування P_3 можна розглядати як імовірність умови, що напруження σ_{B0} у корені запресованого штиря буде меншим від напруження σ_{r0} найменш міцного зуба:

$$P_3 = P[(\sigma_{r0} - \sigma_{B0}) > 0]. \quad (7)$$

У теорії надійності [7] величина P є ймовірністю безвідмовної роботи елемента або системи. Імовірність руйнування (відмовлення) P_p механічних систем пов'язана з надійністю співвідношенням:

$$P = 1 - P_p. \quad (8)$$

За міру надійності деталей штирового долота можна прийняти умову міцності, що визначається як імовірність перевищення несучої здатності $R(t)$ під дією осьового навантаження на шарошкове долото $Q(t)$:

$$P = I_{\text{мов}} [R(t) > Q(t)]. \quad (9)$$

Ці величини в процесі заглиблення свердловини будуть змінюватися упродовж тривалого часу.

Якщо відомо закони розподілення R і Q , то формальне порівняння двох випадкових величин у теорії ймовірності [7] призводить до такої залежності:

$$P = \int_{-\infty}^{\infty} f_R(x) F_Q(x) dx, \quad (10)$$

де $f_Q(x)$ і $f_R(x)$ – густини розподілення осьового навантаження Q і несучої здатності R ; $F_Q(x)$ і $F_R(x)$ – функції розподілення величин Q і R (рис. 4).



Рис. 1. Долото 295 ТЗ: абразивний знос фрезерованих зубців і втомне руйнування вставних штирів



Рис. 2. Долото 295 ТЗ: втомне руйнування твердосплавних вставних зубів

Використовуючи (10) та (8), визначимо:

$$P(A) \geq P_3 = 1 - \int_0^{\infty} f_{B0}(\sigma) F_{r0}(\sigma) d\sigma, \quad (11)$$

де $f_{B0}(\sigma)$ – густина розподілення напруження σ_{B0} ; $F_{r0}(\sigma)$ – інтегральна функція розподілення напруження σ_{r0} .

Якщо напруження σ_{B0} та σ_{r0} розподілені за нормальним законом, то імовірність P_3 можна знайти за таблицями нормального розподілення залежно від квантілі u_p :

$$u_p = \frac{n_0 - 1}{\sqrt{v_{r0}^2 n_0^2 + v_{B0}^2}}, \quad (12)$$

де v_{r0} і v_{B0} – коефіцієнти варіації напружень σ_{r0} і σ_{B0} ; n_0 – умовний коефіцієнт запасу міцності:

$$n_0 = \frac{\bar{\sigma}_{r0}}{\bar{\sigma}_{B0}},$$

де $\bar{\sigma}_{r0}$ та $\bar{\sigma}_{B0}$ – середні значення напружень σ_{r0} та σ_{B0} .

Під час розрахунку на втомлену міцність (штирових зубків із твердосплавних матеріалів) під руйнуючим на-

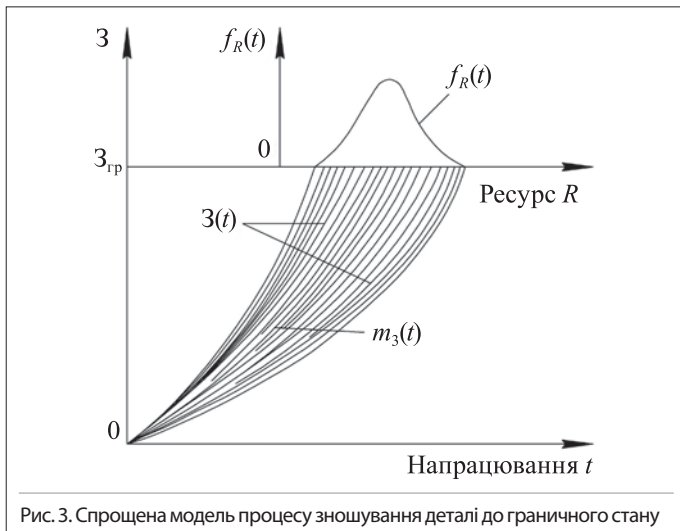


Рис. 3. Спрощена модель процесу зношування деталі до граничного стану

пруженням розуміють границю витривалості з нормальним розподіленням.

Параметри розподілення напруження σ_{r0} як мінімального члена вибірки з нормальної сукупності рекомендується визначати [8] за формулами:

$$\bar{\sigma}_{r0} = \bar{\sigma}_r - \mu S_r, \quad (13)$$

$$v_{r0} = v_r \frac{\varepsilon}{1 - \mu v_r}, \quad (14)$$

де S_r – середнє квадратичне відхилення напруження σ_r ; μ і ε – статистичні коефіцієнти (вибрані на основі експериментальних даних залежно від об'єму вибірки, рівного числу зубців периферійних вінців шарошок); v_r – коефіцієнт варіації руйнуючого напруження σ_r .

Аналіз розрахунків показує, що одним із ефективних способів підвищення надійності без збільшення середньої границі витривалості є зменшення коефіцієнтів варіації v_{r0} і v_r . Зменшення v_r пов'язано з використанням матеріалів із більш однорідною структурою і підвищенням стабільності армування озброєння, форми зубків, термообробки тощо.

Взаємодія озброєння шарошкового долота з вибоєм свердловини пов'язана з передачею напружень як на його елементи, так і на породу вибою. Така взаємодія має імпульсний характер. Величина передачі енергії імпульсами на вибій пов'язана з коливними процесами, які виникають у бурильній колоні, а також із геолого-технічними умовами буріння.

Численними дослідженнями [9] доведено існування впливу динамічного стану бурильної колоні на показники буріння, а значить, і на надійність роботи долота в цілому та його елементів.

Аналіз записів вібрацій на долоті і квадратній штанзі [9] свідчить про те, що пікові навантаження нерівномірно розподіляються по всіх зубах озброєння. А це передусім пов'язано з неоднорідністю поверхні вибою (тріщини, анізотропія породи, яка розбурується, тощо). Також час дії динамічного навантаження значно менший від часу, за якого шарошка робить один оберт. У зв'язку з цим розподіл навантажень відрізняється від розподілу динамічних

навантажень на бурильну колоні.

Через пропорційність між напруженням і віброшвидкістю було проведено записи вібрацій долота і верху бурильної колоні і побудовано спектрограми (рис. 5).

Із рис. 5 видно, що пікові значення віброшвидкості долота і верху бурильної колоні (під час синхронного запису) не збігаються за частотою.

Виникає необхідність застосувати методи статистичної динаміки і теорії ймовірних процесів для оцінки навантаженості деталей долота, включаючи озброєння в різних, подібних між собою геолого-технічних умовах, із різним компонованням низу бурильної колоні (КНБК) і за різних режимів буріння.

Для встановлення характеристики ймовірного процесу, який визначає режим навантаження деталей долота, включаючи озброєння, необхідно отримати амплітудно-частотну характеристику бурильної колоні, до якої входить цей тип долота. Для цього необхідно розробити розрахункову схему, яка б характеризувала параметри приводу і враховувала спосіб буріння, а також піддатливість елементів і коефіцієнтів демпфування.

Вимушені коливання шарошкового долота в процесі буріння є результатом силового впливу, викликаного взаємодією озброєння з породою вибою, нерівномірністю обертання бурильної колоні, двигуна і змінним опором його переміщення, а також кінетичним збуренням у контакті озброєння долота з породою, обумовленого похибками виготовлення доліт.

Руйнування озброєння доліт із твердосплавними зубками виникає в основному внаслідок тривалих циклічних змін напружень. За випадкових стаціонарних вібрацій бурильного інструмента певного порядку проходження великих і малих напружень немає, при цьому руйнуючий ефект та ефект зміцнення за малих напружень взаємно компенсуються. Гіпотезу накопичення втомних пошкоджень було запропоновано деякими дослідниками, зокрема Пальмгреном [10]. Ця гіпотеза отримала назву лінійного закону. Вона так визначає показник ушкодження:

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i}, \quad (15)$$

де n_i – число циклів напружень із амплітудою σ_i ; N_i – число циклів до втомного руйнування за постійної амплітуди напруження σ_i .

Показник ушкодження може змінюватися від нуля до одиниці, причому руйнування виникає, коли D досягає одиниці. Під час розрахунків є необхідність введення коефіцієнтів, які б враховували фізико-механічні властивості породи вибою, частоту взаємодії зубка з породою, пов'язану з режимами буріння і КНБК.

Для подальшого пояснення руйнування твердосплавного штирового озброєння і визначення його надійності можна використати гіпотезу Шенлі [11], оскільки вона краще за всіх підходить для прямих фізичних тлумачень, а також для розрахунку надійності штирового озброєння.

У цій теорії передбачено, що руйнування під час втоми виникає внаслідок тріщини, яка розповсюджується у матеріалі за законом:

$$h = A e^{Bn}, \quad (16)$$

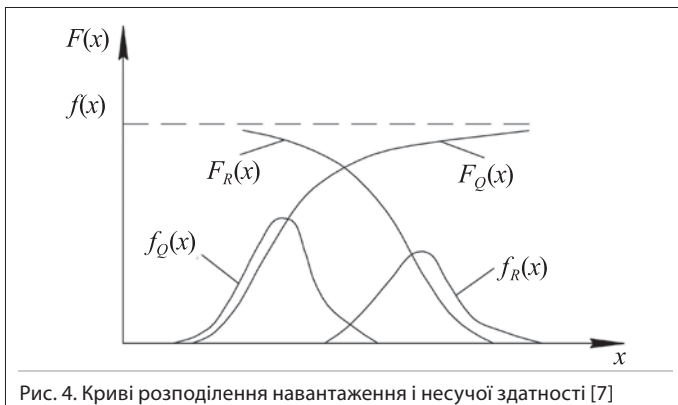
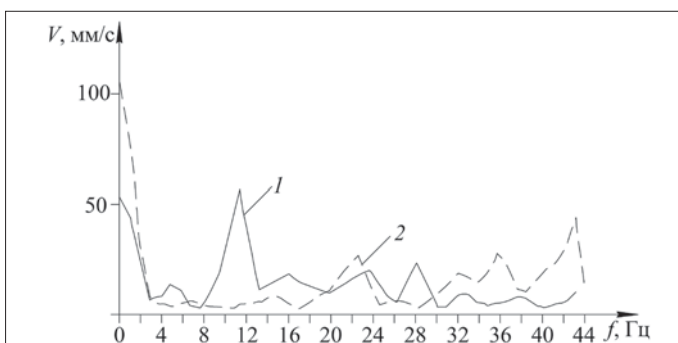


Рис. 4. Криві розподілення навантаження і несучої здатності [7]

Рис. 5. Спектрограми коливань штирового шарошкового долота (1) і верху бурової колони (2) за одночасного запису в даних точках $H = 800$ м; $P_{ос} = 200$ кН; $n = 70$ об/хв; стрийська світа, долото СЗЄ-295

де h – глибина тріщини; A – постійна; β – коефіцієнт, який залежить від амплітуди напружень; n – число циклів зміни напружень.

Вираз (16) можна використати для визначення часу життя зубка у вигляді штиря у ході лабораторних досліджень за таких умов.

1. Нехай $h = h_0$ – глибина тріщини, при якій виникає руйнування.

2. Нехай $n = N$ – число циклів до моменту руйнування.

3. Нехай параметр β , який характеризує швидкість зростання тріщини, має вигляд:

$$\beta = C\sigma^\alpha, \quad (17)$$

де C – постійна; σ – номінальне напруження; α – показник, який визначається за експериментальними даними.

Підставляючи (17) у (16), отримаємо:

$$h_0 = Ae^{C\sigma^\alpha N}. \quad (18)$$

Отже, у першому наближенні можна експериментально визначити надійність окремого твердосплавного зубка шарошкового долота, використовуючи приведені залежності і віброзаписи коливань бурового інструмента для обчислення кількості циклів навантаження.

Список літератури

1. **Сароян А.Е.** Бурові колонні в глибокому бурінні / А.Е. Сароян. – М.: Недра, 1979. – 229 с.

2. **Симонов В.В.** Работа шарошечных долот и их совершенствование / В.В. Симонов, В.Г. Вискребцов. – М.: Недра, 1975. – 238 с.
3. **Симонянц Л.Е.** Разрушение горных пород и рациональная характеристика двигателей для бурения / Л.Е. Симонянц. – М.: Недра, 1966. – 266 с.
4. **Виноградов В.Н.** Абразивное изнашивание бурового инструмента / В.Н. Виноградов, Г.М. Сорокин, В.А. Доценко. – М.: Недра, 1980. – 209 с.
5. **Волков Д.П.** Надежность строительных машин и оборудования / Д.П. Волков, С.Н. Николаев. – М.: Высшая школа, 1979. – 400 с.
6. **Костецкий Б.И.** Качество поверхности и трение в машинах / Б.И. Костецкий, Н.Ф. Колесниченко. – К.: Техніка, 1969. – 216 с.
7. **Капур К.** Надежность и проектирование систем / К. Капур, Л. Ламберсон. – М.: Мир, 1980. – 604 с.
8. **Костецкий Б.И.** Надежность и долговечность машин / Б.И. Костецкий, И.Г. Носовский, Л.И. Бершадский, А.К. Караулов. – К.: Техніка, 1975. – 406 с.
9. **Огородников П.И.** Управление углублением забоя скважины на базе изучения динамических процессов в буровой колонне: дис. ... докт. техн. наук / П.И. Огородников. – М., 1991. – 421 с.
10. **Коллинз Дж.** Повреждение материалов в конструкциях / Дж. Коллинз. – М.: Мир, 1984. – 624 с.
11. **Shanley F.R.** A Theory of Fatigue Based on Unbonding during Reserved Slip / F.R. Shanley // The Rand Corporation Report. – 1952. – P. 350.

Автори статті



Огородніков Петро Іванович

Закінчив Львівський політехнічний інститут, механічний факультет, доктор технічних наук, професор, академік УНГА, член-кореспондент Гірничої академії України. Працює деканом факультету нафтогазової інженерії і комп'ютерних наук Міжнародного науково-технічного університету (м. Київ).

Світлицький Віктор Михайлович

Доктор технічних наук, професор. Начальник науково-технічного відділу ПАТ «Укргазвидобування». Закінчив ІФІНГ за спеціальністю геологія та розвідка нафтових і газових родовищ. Основні напрями наукових досліджень – вивчення процесів, які відбуваються у покладах високов'язких та парафіністих нафт зі зміною термодинамічних умов; моделювання глибинних процесів під час фільтрації пластових флюїдів; дослідження дисперсних систем порошкоподібних реагентів для інтенсифікації видобутку нафти і газу та магнітокерованих дисперсних систем для обмеження та ізоляції припливів пластових вод.



Гоголь Віталій Іванович

Асистент кафедри транспортування та зберігання нафти і газу Міжнародного науково-технічного університету (м. Київ). Закінчив ІФНТУНГ за спеціальністю газонафтопроводи та газонафтоосховища. Основний напрям наукових досліджень – динаміка і міцність бурової колони.