

Техніка і технології

УДК 622.24.051.55

ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ОПОР ТРИШАРОШКОВИХ БУРОВИХ ДОЛІТ З ОСЬОВИМИ ПІДШИПНИКАМИ КОВЗАННЯ

¹Р.С.Яким, ¹Ю.Д.Петрина, ¹Т.Б.Пасинович, ²Я.Р.Круглій

¹ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 43024,
e-mail: public@nuing.edu.ua

²ВАТ „Дрогобицький долотний завод”, 82100, Львівська обл., м. Дрогобич, вул. Туруша, 20

Встановлено закономірність динаміки інтенсивності зношування опор з осьовими підшипниками ковзання. Дослідження підтвердили визначальний вплив працездатності підшипника ковзання „п'ята – підп'ятник” на довговічність опори. Експериментально обґрунтовано доцільність виконання наплавленням стелітом Stellite 190 п'ят. Виконання п'яти наплавленням усуває небезпечний перетин і знижує ймовірність виникнення тріщин в тілі бурту малого роликівого підшипника і в околі „мала бігова доріжка – дно під посадку п'яти”. Вдосконалена конструкція підп'ятника сприяє поліпшенню охолодження опори під час руху шарошки.

Ключові слова: бурове долото, опора, довговічність, підшипник ковзання, п'ята, підп'ятник

Установлена закономерность динамики интенсивности износа опор с осевыми подшипниками скольжения. Исследования подтвердили определяющее влияние работоспособности подшипника скольжения „пята – подпятник” на долговечность опоры. Экспериментально обоснована целесообразность исполнения наплавкой стеллитом Stellite 190 пят. Исполнение пяты наплавкой устраняет опасное сечение и снижает вероятность возникновения трещин в теле бурта малого роликівого подшипника и в окрестностях „малая беговая дорожка – дно под посадку пяты”. Усовершенствованная конструкция подпятника способствует улучшению охлаждения опоры при движении шарошки.

Ключевые слова: буровое долото, опора, долговечность, подшипник скольжения, пята, подпятник

It's determined the regularity of the intensive wearing dynamic of bearings with sliding axle-bearings. Researches confirm the determinant influence of the sliding bearing „abutment – thrust button” efficiency on the bearing durability. It's experimentally grounded the expediency to do the hardmetal of satellite Stellite 190 on abutments. Such method of abutments manufacturing helps to avoid dangerous section and lowers the possibility of cracks making in the body of roller bearing flange and around „inner race – abutment button seat”. Perfected construction of thrust button favour the improvement of bearing cooling in the process of cone motion.

Keywords: rock bit, bearing, durability, sliding bearing, abutment, trust button

Працездатність шарошкових доліт, призначених для розбурювання твердих порід, як правило, визначається зносостійкістю опор. Тому підвищення стійкості опорних елементів має визначальне значення для підвищення довговічності доліт і покращення техніко-економічних показників буріння загалом.

Виконання в опорі осьових підшипників ковзання дає змогу значно підвищити стійкість доліт. Опори ковзання бурових доліт працюють в умовах впливу високих динамічних навантажень, високих температур, що в поєднанні з присутністю абразивних частинок в зоні тертя обумовлює швидку втрату працездатності. Тому існує невирішена актуальна проблема вдос-

коналення і підвищення довговічності опор тришарошкових бурових доліт з осьовими підшипниками ковзання. У вирішенні цієї проблеми досягнуто значних успіхів [1 – 11], однак різні підходи та шляхи забезпечення стійкості опор ковзання вимагають докладного вивчення та пошуку резервів підвищення довговічності останніх.

Сьогодні практично всі провідні фірми, які виготовляють підшипники ковзання в опорах доліт, використовують матеріали, що містять срібло, чи наносять спеціальне покриття [1]. Найбільш поширеними напрямками підвищення ефективності упорних підшипників ковзання є конструктивне забезпечення охолодження

опори, мащення, а також виконання наплавлення чи вкладок із застосуванням матеріалів, що дають можливість реалізувати ефект вибіркового перенесення [2]. Поширеним також є виконання „п’яти” і „підп’ятника” з твердих сплавів. Наприклад, у конструкції опори фірми „Hughes Tool Company” вони виготовлені з спеченого карбиду вольфраму. Контактуючі опорні поверхні наплаваються релітом чи іншим твердим сплавом.

Фірми – виробники доліт: „Williams Rock Bit Co”, „Warel Manufacturing Co” та інші [3] використовують вставки зі сплавів, що містять срібло. Ці вставки вплаваються в пази робочих поверхонь підшипників ковзання. Використовуються також композиційні матеріали типу „м’яка матриця”, що містить срібло та тверді зносостійкі включення. У ряді випадків використовуються покриття зі сплавів, що володіють високим коефіцієнтом теплопровідності: в конструкції опори фірми Securitі зносостійкість забезпечується шляхом введення між робочими поверхнями цапфи і шарошки стійкого шару – плівки рідкого мащення; опора конструкції фірми Rid Tool Co має тонкі плаваючі вкладки з берилієвої бронзи; фірмою Dresser Securitі розроблено технологію покриття сріблом спеціальних вкладок підшипників ковзання [4].

Фірма „Smith” для наплавлення робочих поверхонь підшипників ковзання розробила матеріал „Спінодал” – сплав міді, нікелю і олова [5]. В сучасних долотах серії FH цією фірмою підшипники ковзання виконуються наплавленням на цапфу „Спінодалу”, а на поверхні шарошки напилюванням срібла [6].

Виробники бурових доліт в Україні та СНД, як правило, виконують підшипник „п’ята – підп’ятник” у вигляді поєднань твердосплавних п’ят і підп’ятників з швидкорізальної теплостійкої сталі, а підшипник „упорний торець бурта лапи – упорний торець шарошки” – наплавленням торця бурта лапи стелітом і цементом упорним торцем шарошки. Таке конструкторсько-технологічне рішення дає можливість суттєво знизити собівартість опори і в деяких випадках досягнути конкурентноздатних напрацювань долота. Зокрема, авторами [7] запропоновано виготовляти п’яти з твердого сплаву ВН20, що містить високомодульний наповнювач (карбід вольфраму).

В результаті проведеного аналізу фізико-механічних властивостей пар тертя відпрацьованих доліт різних виробників автори [8] рекомендують поряд з оптимізацією матеріалів здійснювати пошуки шляхів вдосконалення конструкції трібопарі.

Відомо, що посадкові зазори у кінцевих підшипниках визначають значення ексцентричності прикладання осьового навантаження, а саме: у разі їх збільшення утворюється нерівномірність розподілу навантаження між тілами кочення замкового підшипника. Часткове усунення цього досягається кутовим зміщенням осі бігової доріжки цапфи роликів підшипника відносно осі бігової доріжки шарошки. Крім цього, однією з основних причин знижен-

ня довговічності опори за недостатньої точності виготовлення її елементів є роздільна, неузгоджена робота упорного підшипника ковзання і замкового підшипника [9]. В момент припрацювання і встановленого зношування основне навантаження припадає на упорний підшипник, причому його експлуатація на початковому етапі характеризується гранично допустимими режимами. Після того, як поверхні осьових підшипників зношуються, в роботу вступає замковий підшипник. Це спричинює припрацювання окремих підшипників в неоптимальних умовах, коли зношування сусідніх підшипників уже досягнув певних значень. Тому автори [9] рекомендують конструкції вузлів, які б забезпечували розвантаження замкового кулькового підшипника і кінцевого підшипника ковзання.

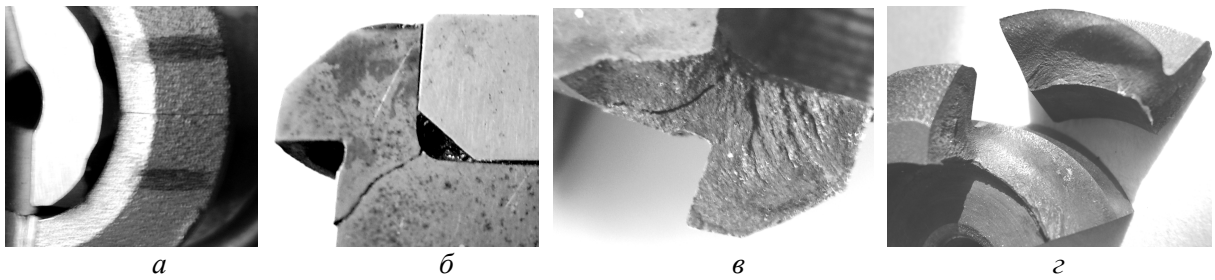
Встановлено, що найкраща працездатність опор з осьовими підшипниками ковзання забезпечується рівномірним навантаженням на елементи опори [10]. Це досягається мінімальними зазорами між п’ятою і підп’ятником в даній конструкції опори. Однак існує проблема просідання і перекосу п’яти або підп’ятника. Тому були здійснені спроби забезпечення стабілізації опори в осьовому напрямку, що дає змогу підвищити довговічність пари тертя „упорний торець бурта лапи – упорний торець шарошки” [11]. Виявлено, що виконання на підп’ятнику каналів для охолоджуючого агента і встановлення п’яти безохолоджуючих каналів відкриває нові перспективи шляхи підвищення стійкості осьового підшипника.

Аналіз виходу з ладу осьових підшипників ковзання дає змогу виявити ще одну проблему, зумовлену конструкцією вузла „п’ята – підп’ятник”, а саме, одночасно з руйнуванням п’яти і підп’ятника, описаним в [10], частим є явище утворення тріщин і руйнування внутрішнього бурта малої роликів доріжки (рис. 1). Отже, наявність небезпечних перерізів, дія значних динамічних навантажень висувають вимогу зменшувати підшипник „п’ята – підп’ятник”, що призводить до зменшення площі тертя в парі. Загалом це суттєво знизить стабілізацію опори вздовж осі цапфи лапи та стійкість вузла. Тому було поставлено задачу дослідити можливість підвищення довговічності опор тришарошкових бурових доліт шляхом вдосконалення конструкції вузла „п’ята – підп’ятник”.

Гіпотезою дослідження є твердження, що виконання п’яти у вигляді наплавлення стеліту „Stellite 190”, який володіє високою жаростійкістю з добрим опором зношуванню, у спеціальне гніздо в торці цапфи лапи відкриє нові резерви підвищення довговічності вузла „п’ята – підп’ятник”.

Відповідно до умов поставленої задачі, метою експериментальних досліджень є встановлення працездатності і ефективності експериментальної опори долота 250,8 ТКЗ-ПГВ D27В у порівнянні з серійною.

Для проведення експериментів було вибрано комплект долота 250,8 ТКЗ-ПГВ D27В у якому опора виконана за серійною технологією



*а – тріщина у тілі внутрішнього бурта малої роликів доріжки паралельна осі цапфи;
б – тріщина в небезпечному перерізі, що вийшла на поверхню малої роликів доріжки;
в, з – крихке руйнування внутрішнього бурта малої роликів доріжки і випадання п'яти*

Рисунок 1 – Руйнування внутрішнього бурта малої роликів доріжки в цапфі лапи шарошкових доліт

з підшипником „п'ята – підп'ятник”, в якому п'ята виготовлена зі сплаву ВН 20, а підп'ятник – зі сталі Р6М5. Також виготовлено експериментальний комплект долота 250,8 ТКЗ-ПГВ D27В, у якому опора має відмінності: п'ята виготовлена ацетиленокисневим наплавленням прутковим стелітом „Stellite 190”, а на підп'ятнику зі сталі Р6М5 виконано канал для забезпечення охолодження та сприятливих умов тертя.

Для обох комплектів шарошки виготовляли зі сталі 14ХНЗМА-В, лапи – зі сталі 19ХГНМА-В. Хіміко-термічна обробка шарошок і лап здійснювалася згідно з серійною типовою технологією на ВАТ „ДДЗ”. Цементацию в ендотермічному середовищі проводили в печі Ipsen – Carb-o-Prof – III, що забезпечує комп'ютеризований контроль і керування технологічним процесом.

Перед початком випробовувань опори доліт заповнювали мастилом СКА/6 (УСсА).

Випробовування комплектів секцій доліт здійснювалося на стенді випробовування доліт СВД-1 ВАТ „ДДЗ”. Відпрацювання комплектів відбувалося при осьовому навантаженні на комплекти 50-55 кН, швидкості обертання 78 об/хв. Шарошки без твердосплавного оснащення працювали на спеціально підготовленому вибої зі сталі 10 за інтенсивного охолодження опор технічною водою, яка вводилася в опори. Припрацювання комплектів здійснювалася при осьовому навантаженні на комплекти 10 кН протягом 20 хв. Потім плавно переходили до режиму, при якому осьове навантаження на комплекти становило 30 кН. Після 30 хв. відпрацювання при навантаженні 30 кН поступово збільшували осьове навантаження до 50-55 кН, за якого проводили експерименти над комплектами.

Для оцінки стану робочих поверхонь опори через кожні 10 год. проводилася зупинка комплектів доліт, вимикалось обладнання стенду та подавання води. Комплекти знімалися із захватів стенду, розбиралися і проводився їх огляд, замірювання параметрів і опис виявлених ознак зносу та інших руйнувань. Після цього комплекти збиралися і знову встановлювалися в стенд. Для забезпечення однакових умов випробовувань комплекти щоразу міняли місцями.

Критеріями припинення випробовувань були: зниження плавності обертання шарошок, що свідчить про заклинювання опори та значні контактні руйнування опорних поверхонь підшипників опори, за яких подальша експлуатація опори є недоцільною з огляду на швидку втрату працездатності.

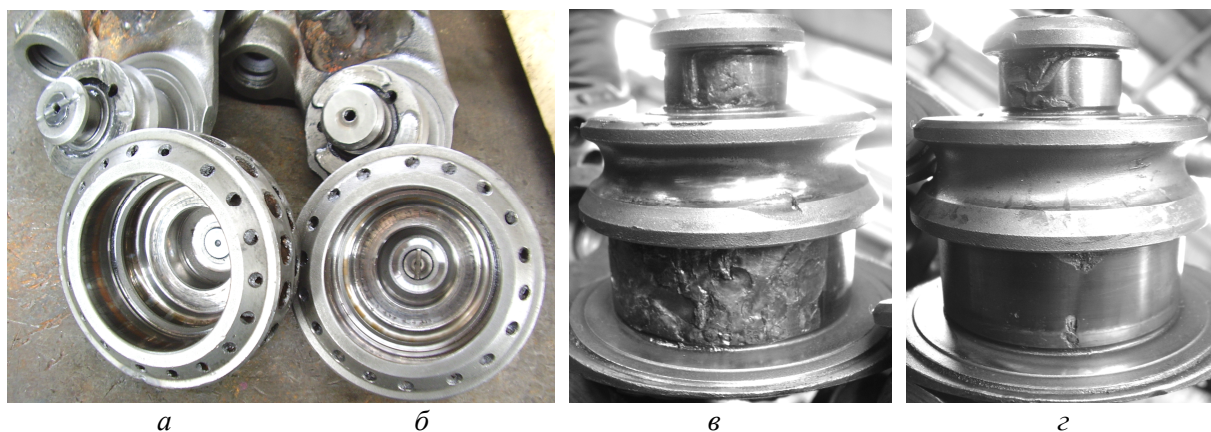
Для виявлення структури наплавленого стеліту здійснювали травлення в розчині Муракамі (суміш 20% водяних розчинів червоної кров'яної солі $K_3[Fe(CN)_6]$ і гідроксиду натрію NaOH у рівних пропорціях) при температурі 18-20°C, тривалістю 5 хв. Дослідження мікроструктури наплавлених шарів проводили згідно стандартної методики за допомогою мікроскопа ММ-2Р з використанням цифрової камери КЦ-13. Для вивчення структури підп'ятників шліфи травили в 4% розчині азотної кислоти HNO_3 в етиловому спирті при температурі 18-20°C, тривалістю 20-30 с та використовували растровий електронний мікроскоп „CamScan-4DV”.

Твердість вимірювали за стандартною методикою на темплетях з деталей комплектів за допомогою ПМТ-3.

У результаті проведених експериментів комплекти доліт відпрацювали 30 год. у стендових умовах. Експеримент було припинено з причини підклинювання серійного комплекту. Як виявилось, тут (рис. 2, в) мали місце значніші порівняно з експериментальною опором (рис. 2, з) руйнування контактуючих поверхонь в опорі, особливо на бігових доріжках лапи великого та малого роликів підшипників.

Отже, в ході експерименту встановлено, що після 10 год. відпрацювання в серійному комплекті на упорному торці лапи наявна мережа радіальних тріщин довжиною 2-4 мм, незначні місцеві задирки, на п'яті – сліди зношування. На упорному торці шарошки наявна мережа радіальних тріщин довжиною 3-7 мм, в окремих місцях відшарування цементованого шару.

В експериментальному комплекті після 10 год. відпрацювання на упорному торці лапи спостерігали мережу радіальних тріщин довжиною 3-5 мм. На п'яті було виявлено поліровану площину у вигляді сектора з кутом 110°. На упорному торці шарошки наявна мережа



а – серійний комплект; б – експериментальний комплект; в – цапфа лапи серійної конструкції; г – цапфа лапи з експериментальною парою тертя

Рисунок 2 – Загальний вигляд деталей досліджуваних комплектів секцій доліт після 30 год. відпрацювання

радіальних тріщин довжиною 2-3 мм, в окремих місцях спостерігали відшарування цементованого шару площею 1×2 мм.

У обох опорах люфти становили 0,2 мм.

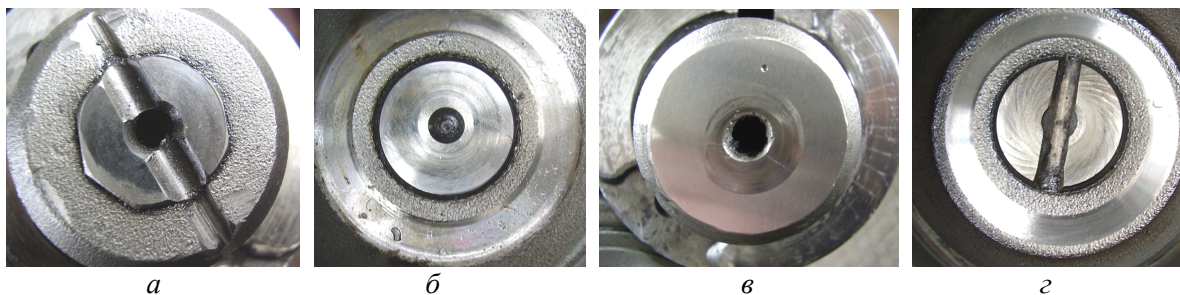
Після 20 год. відпрацювання в серійному комплекті на великій роликівій біговій доріжці цапфи лапи з навантаженої сторони з боку кулькової бігової доріжки (КБД) замкового підшипника спостерігали піттингову пляму з тріщинами і ділянками викришування цементованого шару розмірами 12×22 мм. Біля основи цапфи лапи спостерігалася вертикальна тріщина довжиною 9 мм. На КБД виявлено розбиття профілю з навантаженої сторони в бік великої роликівій бігової доріжки розміром на $1/3$ довжини доріжки. На малій роликівій біговій доріжці з навантаженої сторони були 2 піттингові плями з контактним руйнуванням, відшаруванням цементованого шару площею 5×7 мм та 10×7 мм. На упорному торці лапи виявлено мережу радіальних тріщин довжиною 4-8 мм, а також подряпини і незначні задирки від зношування. На п'яті присутні сліди зношування з навантаженої сторони, на п'яті не вступив у роботу сегмент з хордою 2,5 мм і сектором $1/3$ довжини основи п'яти. На упорному торці шарошки наявна мережа радіальних тріщин довжиною 3-7 мм, в окремих місцях відшарування цементованого шару. Робоча поверхня підп'ятника вкрита радіальними заглибинами від зношування. Люфти в опорі серійного комплекту склали 0,3 мм.

В експериментальному комплекті після 20 год. відпрацювання на цапфі лапи КБД наявне розбиття профілю з навантаженої сторони в бік великої роликівій бігової доріжки шириною 5 мм і довжиною $1/4$ довжини кулькової бігової доріжки. На малій роликівій біговій доріжці з навантаженої сторони були піттингові плями, тріщини і контактне руйнування цементованого шару площею $2,5 \times 8$ мм. На упорному торці лапи наявна мережа радіальних тріщин довжиною 2-5 мм, сліди зношування. На п'яті наявні сліди тертя у вигляді сегменту з радіу-

сом дуги 9 мм і площею $2/3$ площі робочої поверхні п'яти. На упорному торці шарошки зафіксовано мережу радіальних тріщин довжиною 2-4 мм, задирки, в окремих місцях відшарування цементованого шару. Робоча поверхня підп'ятника вкрита радіальними тонкими рисками від зношування. Люфти в опорі експериментального комплекту становили 0,25 мм.

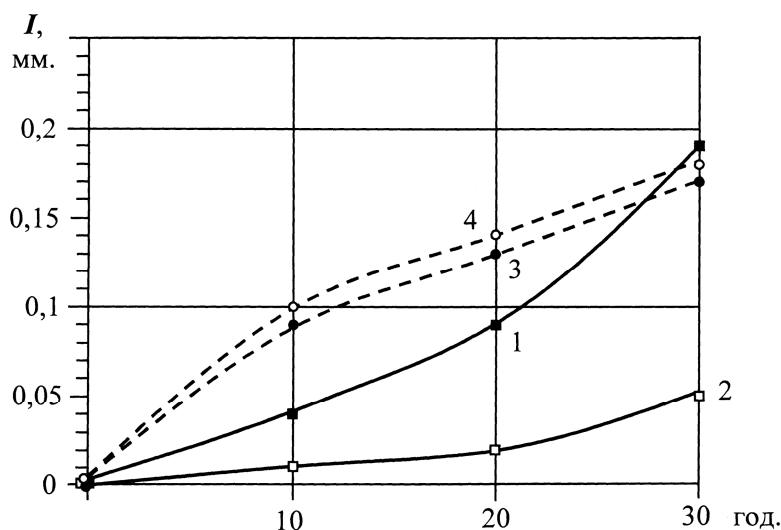
Після 30 год. відпрацювання в серійному комплекті (рис. 2, в) на великій роликівій біговій доріжці цапфи лапи з навантаженої сторони з боку КБД на всю ширину доріжки і на $2/5$ її довжини зафіксовано контактні руйнування, катастрофічне викришування цементованого шару. На КБД зафіксовано розбиття профілю з навантаженої сторони та дрібні контактні руйнування на всю ширину доріжки на $1/4$ її довжини. Бурт між КБД і ВБД сколовся перпендикулярно до осі цапфи в об'ємі $15 \times 15 \times 7$ мм. На малій роликівій біговій доріжці з навантаженої сторони є контактне руйнування на всю ширину доріжки і на $1/4$ її довжини. На упорному торці цапфи лапи мережа затертих радіальних тріщин довжиною 2-3 мм, подряпини і задирки від зношування, викришування діаметром 1 мм. На п'яті (рис. 3, а) сліди зношування з двох боків вздовж осі опори перпендикулярно до пазу охолодження, сколювання розмірами 10×3 мм та 7×3 мм. На упорному торці шарошки серійного комплекту були задирки, мережа радіальних тріщин довжиною 3-5 мм, в окремих місцях відшарування цементованого шару, наявні сліди від перенесення частинок стеліту упорного торця лапи. Робоча поверхня підп'ятника (рис. 3, б) вкрита радіальними заглибинами і подряпинами від зношування. Люфти в опорі серійного комплекту склали 0,35 мм.

Після 30 год. відпрацювання в експериментальному комплекті (рис. 2, г) по краях великої роликівій бігової доріжки цапфи лапи виявлено дві ділянки з піттингами, контактним руйнуванням і відшаруванням цементованого шару. Також тут чітко проступає коричнева смуга з дрібними піттингами шириною 17 мм на



*a – п'ята серійної конструкції; б – підп'ятник серійної конструкції;
в – п'ята експериментальної конструкції; з – підп'ятник експериментальної конструкції*

Рисунок 3 – Загальний вигляд елементів опори після 30 год. відпрацювання



*1 – підшипник ковзання „п'ята-підп'ятник” в серійній опорі;
2 – підшипник ковзання „п'ята-підп'ятник” в експериментальній опорі;
3 – підшипник ковзання „упорний торець лапи – упорний торець шарошки” в серійній опорі;
4 – підшипник ковзання „упорний торець лапи – упорний торець шарошки” в експериментальній опорі*

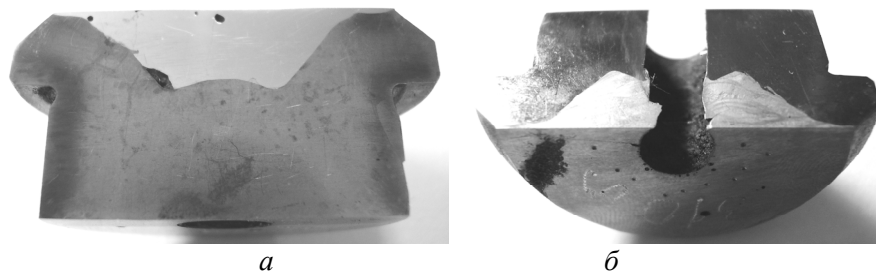
Рисунок 4 – Залежності інтенсивності лінійного зношування підшипників дослідних опор від часу їх відпрацювання на стенді

1/4 довжини доріжки, яка, очевидно, виникла під дією високих температур та контактних навантажень. На КБД з навантаженої сторони розбиття профілю в бік великої роликівної бігової доріжки шириною 5 мм і довжиною 1/4 довжини кулькової бігової доріжки. На малій роликівній біговій доріжці з навантаженої сторони піттингові плями, тріщини і катастрофічне контактне руйнування цементованого шару площею 5×10 мм і тріщина. На упорному торці цапфи лапи мережа радіальних тріщин довжиною 3-7 мм, сліди зношування, точкові викришування діаметром 1 мм. На п'яті кругові сліди тертя (рис. 3, в), три тріщини в ділянці отвору для охолоджуючого агента. На упорному торці шарошки зафіксовано мережу радіальних тріщин, незначне контактне руйнування, задирки, сліди від перенесення частинок стеліту упорного торця лапи, сколювання цементованого шару. Робоча поверхня підп'ятника (рис. 3, з) вкрита радіальними тонкими рисками від зношування. Люфти в опорі експериментального комплексу становили 0,25 мм.

Отже, якісна оцінка відпрацювання доліт свідчить про загалом кращу працездатність експериментальної конструкції опори. Очевидно, зміна характеру охолодження в парі „п'ята-підп'ятник” позитивно вплинула на температурний режим роботи опори, що підтверджується результатами досліджень, отриманими в [11]. Необхідно зауважити, що в обох випадках характер зношування в парі „упорний торець лапи – упорний торець шарошки” був однаковим.

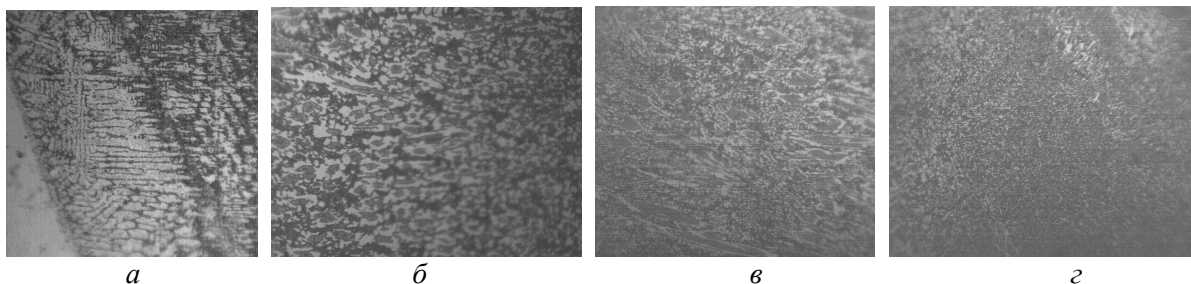
Для кількісної оцінки зношування робочих поверхонь осьових підшипників ковзання перед проведенням випробувань комплектів доліт було виміряно всі початкові розміри. В ході розбирань опор було зафіксовано зменшення розмірів контактуючих деталей підшипників ковзання. Результати замірів лінійних зношувань через кожні 10 год. зображено на рис. 4.

З отриманих даних видно, що підшипники ковзання „упорний торець лапи – упорний торець шарошки” як в серійній опорі, так і в експериментальній, мають однаковий характер зношування. Інтенсивність їх зношування є



*а – перший травлений шліф на темплеті,
б – другий травлений шліф на темплеті*

Рисунок 5 – Загальний вигляд темплетів з експериментальної лапи опори



*а – перехідна зона „сталь-стеліт”;
б – серцевина, ближча до шарів перехідної зони „сталь-стеліт”;
в – серцевина, ближча до поверхневих шарів;
г – поверхневі шари*

Рисунок 6 – Мікроструктура наплавленої п'яти з пруткового стеліту „Stellite 190” (×500)

співмірною, що свідчить про практично однакові умови роботи пари тертя (рис. 1, криві 3 і 4). Зносостійкість підшипника ковзання „п'ята – підп'ятник” різко відрізняється (рис. 1, криві 1 і 2). Тут явна перевага в зносостійкості експериментальної опори, де сумарне зношування менше в 3,8 разів порівняно з серійною опорою.

Для проведення металографічних досліджень з цапфи лапи експериментальної секції долота було виготовлено два темплети (рис. 5) і піддані травленню. Це дало можливість виявити окремі ділянки з флюсом та пори, які загалом не вплинули на стійкість п'яти. На поверхні тертя виявлено чотири пори діаметром 0,2 – 1,1 мм. У перерізах виявлено три пори діаметром 0,5 – 0,9 мм та несплавлену зону діаметром 3,3 мм. У наплавленому стеліті також присутні тріщини: одна в зоні отвору для охолодження, інша на поверхні тертя п'яти. Проведений стилоскопічний аналіз (темна пляма на наплавленому торці темплету (рис. 5, б)) засвідчив, що хімічний склад наплавленої п'яти відповідає стеліту „Stellite 190”, і якісним вимогам, що висуваються до його хімічного складу. Аналіз твердості робочої поверхні тертя наплавленої п'яти виявився твердістю HRC 49 – 54.

Аналіз мікроструктури наплавлених шарів виявив типову для сплаву на кобальтовій основі дендритну структуру (рис. 6). При цьому частка твердого розчину вольфраму і хрому в кобальті (світлі дендритні ділянки) є дещо більшою в зоні сплавлення „сталь-стеліт”, а також в серцевині. Причому в зоні сплавлення та в серцевині спостерігається найбільш чітка дендритна будова, що характеризує добре сплавлення без

перегріву і плавлення сталі-основи та нормальний процес наплавлення. Отже, на відстані 0,1 – 0,4 мм від зони сплавлення мікроструктура доєвтектоїдна (рис. 6, а) з плавним переходом в евтектичну (рис. 6, б, в), яка має найбільш однорідну структуру. Доєвтектична структура характеризується наявністю дендритів твердого розчину і карбідної евтектики. Поверхневі наплавлені шари мають типову заєвтектоїдну структуру (рис. 6, г). Проведений аналіз свідчить, що наплавлення було проведено якісно і плавна зміна структури повинна забезпечувати необхідні експлуатаційні властивості наплавленої п'яти.

Оскільки п'яти не виготовляються на ВАТ „ДДЗ”, а підп'ятники виготовляються, існує можливість шукати резерви підвищення їх працездатності. Тому було проведено дослідження якості структури.

Для підп'ятників типовою є структура відпущеного приховано голкового і дуже дрібного голкового мартенситу з дрібними неоднорідними за величиною включеннями карбідів та зернами колишнього аустеніту (рис. 7). Отже, структура підп'ятників, які були використані в комплексах опор, відповідає всім вимогам, що повинно забезпечувати необхідну працездатність останніх. Твердість підп'ятників серійного та експериментального комплексу становила відповідно HRC 63 і HRC 64.

Необхідно зауважити, що досить часто виникає знеугличення поверхневих шарів підп'ятників. Якщо глибина знеугличення складає понад 0,25 мм, тобто більша за глибину шліфування, то існує небезпека швидкого зношування

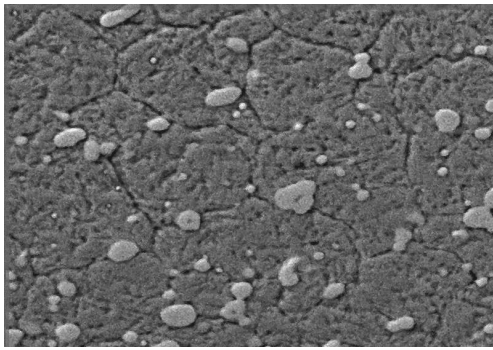


Рисунок 7 – Типова мікроструктура підп'ятників зі сталі Р6М5 (× 2000)

підп'ятника. В ході якісного контролю підп'ятників виявлено також їх схильність до утворення прихованих і ледь помітних візуально тріщин, які під дією навантажень призводять до крихкого руйнування підп'ятників. Тому під час виготовлення підп'ятників повинні висуватись жорсткі вимоги до контролю термічної обробки.

Отже, встановлено закономірність динаміки інтенсивності зношування опор з осьовими підшипниками ковзання. Дослідження підтвердили визначальний вплив працездатності підшипника ковзання „п'ята-підп'ятник” на довговічність опори долота. Проведені експериментальні дослідження вказали на доцільність виконання наплавленням стелітом „Stellite 190” п'ят. Виконання наплавленням п'яти усуває небезпечний переріз і знижує можливість утворення тріщин в тілі бурта малого роликівого підшипника і в ділянці „мала бігова доріжка – дно під посадку п'яти”.

Виконання на підп'ятнику канавки для охолоджуючого агента, який по ходу руху шарошки забезпечує охолодження по всьому об'єму порожнини опори, позитивно впливає на її охолодження. В серійній опорі течія охолоджуючого агента орієнтується в одному напрямку, що є явно недостатнім для охолодження.

Також рекомендується проводити термічну обробку підп'ятників з використанням автоматизованих печей, що дають змогу жорстко контролювати процес. Глибина знеуглеречення поверхневих шарів не повинна перевищувати 0,25мм або припуск на механічну обробку.

Надалі перспективним є дослідження можливості підвищення контактної довговічності робочих спряжених поверхонь тертя і кочення в опорі шарошкового долота.

Література

1 Буровой породоразрушающий инструмент: Международная инженерная энциклопедия. (Международный транслятор-справочник) – Т.1: Шарошечные долота. / [Под науч. ред. В.Я.Кершенбаума, А.В.Торгашова, А.Г.Мессера]. – М.: Нефть и газ, 2003. – 257 с. (Серия „Нефтегазовая техника и технология” т. 1).

2 Конструкции опор скольжения буровых долот. / Я. В. Питын, С. И. Кантор, Л. В. Буров [и др.] // Экспресс-информация: Зарубежный

опыт. – М.: Центральный институт научно-технической информации, и технико-экономических исследований по химическому и нефтяному машиностроению (ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ). – 1985. – № 8, 16 с. (Серия ХМ – 3 „Нефтепромышленное машиностроение”).

3 Средства повышения износостойкости подвижных сопряжений шарошечных долот / Н. М. Михин, М. /А. Сляднев, И. А. Сорокин [и др.] // Нефтяная и газовая промышленность: Обзорная информация. – М.: Всесоюзный научно-исследовательский институт организации, управления и экономики нефтегазовой промышленности (ВНИИОЭНГ). – 1990. – 40 с. (Серия „Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море”).

4 Drill bit showcase. // Drilling. – 1989. – Vol. 50. – № 2. – P. 26 – 31.

5 Smith Tool. Передовая технология оптимального проведения буровых работ: каталог / [сост. Smith International]. – М.: Смит Интернэшнл, ИНК, 1998. – 23 с.

6 Smith Bits: каталог продукции 2007-2008: каталог / [сост. Smith International] – U.S.A.: Smith International, Inc., 2007. – 65 с.

7 Новые пары трения для шарошечных долот / В. П. Бондаренко, Л. Е. Василенко, А.В.Галков, Р.И.Гук, Я.Р.Круглий, А.М.Барановский // Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения. Сборник научных трудов. – К.: ИСМ им. В. Н. Бакуля. – 2005. – Вып. 8. – С. 262 – 265.

8 Структура и свойства деталей пар трения опор шарошечных долот различных изготовителей / В. П. Бондаренко, А. В. Галков, И. А. Гнатенко, Р. И. Гук, Я. Р. Круглий // Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения. Сборник научных трудов. – К.: ИСМ им. В. Н. Бакуля, – 2004. – Вып. 7. – С. 225 – 232.

9 Долговечность шарошечных долот / [Жидовцев Н. А., Кершенбаум В. Я., Гинзбург Э. С. и др.]. – М.: Недра, 1992. – 272 с.

10 Петрина Ю. Д. Влияние конструкторско-технологических параметров на працездатність опор тришарошковых гірничорудних бурових долот / Ю. Д. Петрина, Р. С. Яким, Т. Б. Пасинович // Нафтогазова енергетика. – 2008. – № 1 (6). – С.72 – 77.

11 Підвищення працездатності пари тертя „упорний торець бурта лапи – упорний торець шарошки” в тришарошкових бурових долотах для високообертового буріння / Є. І. Крижанівський, Р. С. Яким, Л. Є. Шмандровський, Ю. Д. Петрина. // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2008. – № 4 (29). – С.90 – 97.

Стаття постуила в редакційну колегію
01.07.09

Рекомендована до друку професором
Петриною Ю.Д.

ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ПРОМИВНОЇ РІДИНИ ВНУТРІШНЬОЮ ПОВЕРХНЕЮ КАМЕРИ ДЕГАЗАТОРА ГІДРОЦИКЛОННОГО ТИПУ

¹В.М.Вакалюк, ¹М.М.Лях, ¹Я.В.Солоничний, ²Е.В.Юр'єв, ¹Р.П.Фурса

¹ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42353,
e-mail: public@nung.edu.ua

²НВО "Вертекс", м. Краснодар, вул. Тургенева, 131/1 тел./факс: +7 86 127 900 48,
e-mail: separators@mail.ru

Для досягнення високої ефективності роботи дегазаторів гідроциклонного типу під час дегазації промивної рідини необхідно здійснити правильний вибір їх параметрів і режимів роботи. Проведено теоретичне дослідження руху промивної рідини всередині камери дегазатора гідроциклонного типу за результатами яких можливо здійснити підбір оптимальних розмірів камери дегазатора і режимів руху газорідної суміші, що забезпечить максимальний ефект дегазації.

Ключові слова: циркуляційна система бурової установки, дегазатор, гідроциклон, промивна рідина, газорідна суміш, дегазація, газосепаратор

Для достижения высокой эффективности работы дегазаторов гидроциклонного типа при дегазации промывочной жидкости необходимо осуществлять правильный выбор его параметров и режимов работы. Проведено теоретическое исследование движения промывочной жидкости внутри камеры дегазатора гидроциклонного типа, по результатам которого возможно осуществить выбор оптимальных размеров камеры дегазатора и режимов движения газожидкостной смеси, что обеспечит максимальный эффект дегазации.

Ключевые слова: циркуляционная система буровой установки, дегазатор, гидроциклон, промывочная жидкость, газожидкостная смесь, дегазация, газосепаратор

For achievement of high efficiency of work of decontaminators of gidrotsiclone type during degassing of washing liquid it is necessary to carry out the correct choice of parameters and modes of decontaminator. Therefore theoretical research of motion of washing liquid in the middle of chamber of decontaminator of gidrotsiclone type is conducted in work, the results of which allow to pick up the optimum sizes of chamber of decontaminator and modes of motion of gaz and liquid mixture, that will provide the maximal effect of degassing.

Keywords: circulation system of the boring setting, decontaminator, gidrotsiclone, washing liquid, gaz and liquid mixture, degassing, gazoseparator

Насичення промивної рідини газом, який потрапляє із пласта в свердловину внаслідок фільтрації і дифузії, а також внаслідок захоплення повітря під час її руху циркуляційною системою, призводить до погіршення її технологічних властивостей (зменшення густини, збільшення в'язкості і статичної напруги зсуву), що за певних умов може значно ускладнювати процес буріння свердловини. Тому важливого значення набуває розроблення ефективних методів відновлення нормального стану промивного розчину шляхом його дегазації. Застосування сепараторів для дегазації розчинів (дегазаторів) дає змогу оперативно відділити газ від промивної рідини, а також забезпечити відновлення її структурних властивостей (густини, в'язкості, статичної напруги), що забезпечує нормальний режим циркуляції промивної рідини і покращує умови буріння [1].

На сьогодні особливої актуальності набуває розроблення схеми розробка і дослідження роботи дегазаторів гідроциклонного типу, які можуть стати дуже перспективними внаслідок їх високої ефективності. Одним із основних елементів цих пристроїв є циліндричної форми камера, внутрішньою поверхнею якої під дією відцентрової сили і сили тяжіння рухається струмина промивної рідини, що поступає сюди

через насадок. Дослідження руху промивної рідини через насадок [2] свідчить, що останній може ефективно виконувати функцію руйнування структури і дегазації промивної рідини.

Авторами проведено теоретичне дослідження руху промивної рідини внутрішньою циліндричною поверхнею камери дегазатора і виведені рівняння, за якими можливо здійснити підбір оптимальних розмірів і режимів руху рідини в ній.

Для отриманих рівнянь, що встановлюють зв'язок між характеристиками рідини та параметрами її руху в камері, розглядається струмина рідини, що поступає в камеру крізь насадок з отвором прямокутної форми шириною b і висотою d_1 та рухається внутрішнім боком циліндричної поверхні радіусом R , обмеженої перерізами 1-1 і 2-2 (рис. 1). При цьому вважається, що стаціонарний режим руху промивної рідини встановився.

Тоді момент кількості руху відносно центру кривизни поверхні (точка O), що вноситься у виділену струмину частинками промивної рідини за невеликий проміжок часу Δt через переріз 1-1, рівний:

$$L_1 = m_1 \cdot v_1 \cdot R = Q_{m1} \cdot \Delta t \cdot v_1 \cdot R, \quad (1)$$

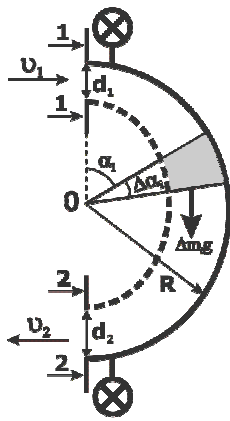


Рисунок 1 – Принципова схема камери дегазатора і руху рідини в ній

а момент кількості руху, що виноситься з струмини через переріз 2-2, рівний:

$$L_2 = m_2 \cdot v_2 \cdot R = Q_{m2} \cdot \Delta t \cdot v_2 \cdot R. \quad (2)$$

Крім того, слід врахувати, що частина газу між перерізами 1-1 і 2-2 виділяється з промивної рідини під дією відцентрової сили, тому момент кількості руху частини газу, який вноситься із струминою крізь переріз 1-1 і рівний:

$$L_1 = K_r \cdot m_g \cdot v_1 \cdot R = K_r \cdot Q_{m1} \cdot \Delta t \cdot v_1 \cdot R, \quad (3)$$

не виноситься крізь переріз 2-2. Тут K_r – частка газу, яка виділяється із рідини, що рухається між перерізами 1-1 і 2-2; Q_{m1} – масова витрата газу. Зміна моменту кількості руху струмини за час Δt згідно з основним рівнянням динаміки обертowego руху рівна:

$$\frac{\Delta L}{\Delta t} = M_{тяж} - M_{тр}, \quad (4)$$

де: $M_{тяж}$ – момент сили тяжіння, що діє на частинки струмини відносно точки O;

$M_{тр}$ – момент сили тертя. Для знаходження $M_{тяж}$ розіб'ємо струмину на елементарні об'єми з елементарними масами Δm_i . Тоді

$$M_{тяж} = \lim_{\Delta m \rightarrow 0} \sum_{i=1}^N \Delta m_i \cdot g \cdot R \cdot \sin \alpha_i = \int_0^\pi g \cdot R \cdot \sin \alpha \cdot dm = g \cdot R^2 \cdot b \cdot \rho \cdot d \cdot \int_0^\pi \sin \alpha \cdot d\alpha = 2 \cdot g \cdot R^2 \cdot b \cdot \rho \cdot d, \quad (5)$$

де: $\rho = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$, $d = \frac{d_1 + d_2}{2}$ – усереднені значення густини і товщини струмини промивної рідини відповідно; b – ширина струмини. Момент сили тертя знайдемо, виходячи із того, що під час руху промивної рідини внутрішньою поверхнею циліндричної стінки утворюється ядро струмини з незруйнованою структурою, а між ядром і стінкою утворюється тонкий градієнтний шар, напруги в якому більші, ніж в ядрі (більші ніж θ), а швидкості – менші, ніж швидкість ядра.

Для того, щоб структура була зруйнована повністю, необхідно, щоб існувала можливість виникнення значних градієнтів швидкості під

час руху рідини під дією відцентрової сили, чого у випадку малої товщини струмини рухомої рідини досягти неможливо (окрім тонкого шару поблизу стінки), оскільки, як показано в [3] для ньютонівських рідин, що рухаються під дією відцентрової сили,

$$v(r) = \frac{const}{r^n},$$

де показник степені n залежить від числа Рейнольдса і змінюється в межах від 0.3 до 0.9. Отже, градієнт швидкості dv/dr при $r \approx R$ набуває мізерних значень, які недостатні для того, щоб виникали напруги між шарами рідини більші, ніж θ , які б руйнували структуру. З врахуванням вищеприведених міркувань, для моменту сили тертя отримаємо:

$$M_{тр} = \pi \cdot R^2 \cdot b \cdot \theta, \quad (6)$$

де θ – статична напруга зсуву.

Підставивши вирази (1), (2), (4) і (5) в формулу (3), і врахувавши, що $Q_{m1} = \rho_1 \cdot b \cdot d_1 \cdot v_1$, $Q_{m2} = \rho_2 \cdot b \cdot d_2 \cdot v_2$, $Q_{m1} = \rho_g \cdot b \cdot d_1 \cdot v_1$, отримаємо рівняння:

$$\rho_2 \cdot d_2 \cdot v_2^2 - \rho_1 \cdot d_1 \cdot v_1^2 + K_r \cdot \rho_g \cdot d_1 \cdot v_1^2 = (\pi \cdot \theta - 2 \cdot g \cdot \rho \cdot d) \cdot R. \quad (7)$$

Рівняння (7) пов'язує густину промивної рідини з швидкістю її руху у входному і вихідному перерізах струмини. Це рівняння можна також використати для експериментального визначення частки газу K_r , що виділяється під час руху промивної рідини в камері дегазатора, доповнивши його ще одним рівнянням. Для цього визначимо тиск, який чинить елемент шару рухомої рідини на стінку, або на інший шар, розташований ближче до стінки. Нехай площа елемента S , а його товщина Δr . Якщо він рухається з швидкістю v по колу радіусом r , то на нього діє відцентрова сила:

$$F = \frac{\Delta m \cdot v^2}{r}, \quad (8)$$

де $\Delta m = \rho \cdot S \cdot \Delta r$ – маса елемента шару рухомої рідини. Тоді тиск, що чинить цей елемент на стінку або сусідній шар, що знаходиться ближче до стінки, рівний:

$$\Delta p = \frac{F}{S} = \frac{\rho \cdot S \cdot \Delta r \cdot v^2}{S \cdot r} = \frac{\rho \cdot v^2 \cdot \Delta r}{r}. \quad (9)$$

Формулу (9) можна використовувати під час дослідження руху струмини невеликої товщини d внутрішньою стінкою циліндричної поверхні радіусом $R \gg d$ для різних перерізів. Отже, додаткові тиски в перерізах 1-1 і 2-2 на стінку, що обумовлені рухом струмини рідини по півколу, відповідно рівні:

$$\Delta p_1 = \frac{\rho_1 \cdot v_1^2 \cdot d_1}{R}, \quad \Delta p_2 = \frac{\rho_2 \cdot v_2^2 \cdot d_2}{R}. \quad (10)$$

Підставивши формули (10) в рівняння (7) і прийнявши в першому наближенні $d \approx d_1$ і $\rho \approx \rho_1 \approx (1 - k_v) \cdot \rho_p$, отримаємо:

$$K_{\Gamma} = \frac{(\Delta p_1 - \Delta p_2 + \pi \cdot \theta - 2 \cdot g \cdot \rho_p \cdot (1 - k_v)) \cdot R}{\rho_{\Gamma} \cdot d_1 \cdot v_1^2}, \quad (11)$$

де: k_v – об'ємний вміст газу в рідині, що поступає в камеру дегазатора; ρ_{Γ} – густина газу; ρ_p – густина рідини без вмісту газу.

Формула (11) дає змогу за виміряною експериментально різницею тисків у верхній і нижній частинах камери дегазатора і початковими параметрами руху та характеристиками рідини визначити частку газу, що виділяється з рідини під час її руху в камері.

Промивна рідина, яка подається в дегазатор, насичена бульбашками газу різного діаметра. Якщо рідина нерухома, або рухається рівномірно і прямолінійно в полі сили тяжіння, то на бульбашки сферичної форми, що знаходяться всередині рідини, діє виштовхувальна сила:

$$F'_A = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot D^3 \cdot (\rho_p - \rho_{\Gamma}) \cdot g, \quad (12)$$

де: D – діаметр бульбашки; ρ_p – густина промивної рідини (глинистого розчину); ρ_{Γ} – густина газу, який насичує промивну рідину; $g=9.8 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння.

Максимальна сила, яку утримує бульбашки в глинистому розчині, визначається формулою [4]:

$$R = k \cdot \pi \cdot \theta \cdot D^2, \quad (13)$$

де: θ – статична напруга зсуву розчину; k – коефіцієнт, що враховує розподіл напруги в розчині на поверхні кулі. Прирівнюючи рівняння (12) і (13), і враховуючи те, що $\rho_r/\rho_p \ll 1$, можна отримати максимальне значення діаметра бульбашки, яку утримує даний глинистий розчин:

$$D'_{\max} = \frac{6 \cdot \theta \cdot k}{\rho_p \cdot g}. \quad (14)$$

Коли промивна рідина рухається внутрішнім боком циліндричної поверхні радіусом R з швидкістю v , то на її частинки діє відцентрова сила. Внаслідок дії цієї сили на бульбашки газу, що містяться в промивній рідині, буде діяти виштовхувальна сила:

$$F_A = \frac{1}{6} \cdot D^3 \cdot (\rho_p - \rho_{\Gamma}) \cdot \frac{v^2}{R}. \quad (15)$$

Тоді, аналогічно, із (13) і (15) впливає, що максимальне значення діаметру бульбашки, яку буде утримувати розчин, що рухається по колій траєкторії рівне:

$$D_{\max} = \frac{6 \cdot \theta \cdot k \cdot R}{\rho_p \cdot v^2}. \quad (16)$$

Можна наближено оцінити величину мінімального граничного діаметра $D_{\Gamma p}$ тих бульбашок, які встигають вийти на поверхню за час руху елемента об'єму промивної рідини по внутрішньому боці циліндричної поверхні. Коли виштовхувальна сила перевищує силу, що утримує бульбашку в рідині, то вона отримує деяке початкове прискорення, направлене перпендикулярно вгору до поверхні рідини. Його можна визначити з формули:

$$\begin{aligned} \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot D^3 \cdot \rho_p \cdot \frac{v^2}{R} - \pi \cdot k \cdot \theta \cdot D^2 = \\ = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot D^3 \cdot \rho_{\Gamma} \cdot a, \end{aligned}$$

звідки

$$a = \frac{1}{\rho_{\Gamma}} \cdot \left(\frac{\rho_p \cdot v^2}{R} - \frac{6 \cdot k \cdot \theta}{D} \right), \quad (17)$$

де: ρ_{Γ} – густина газу в бульбашках; ρ_p – густина промивної рідини без газу; v – усереднена швидкість руху елемента об'єму промивної рідини по всьому шляху руху; D – діаметр бульбашки.

Якщо припустити, що це прискорення незмінне на всьому шляху бульбашки в камері і середня товщина струмини рухомої рідини рівна d , то $a=2d/t^2$, де $t=\pi R/v$ – середній час руху частинок промивної рідини по півколу під дією відцентрової сили, тобто:

$$a = \frac{2 \cdot d \cdot v^2}{\pi^2 \cdot R^2}. \quad (18)$$

Співставляючи (17) і (18), можна отримати формулу для визначення мінімального граничного діаметра бульбашки, що зможе подолати відстань d за час її руху півколом:

$$D_{\Gamma p} = \frac{6 \cdot k \cdot \theta \cdot R}{v^2 \cdot \left(\rho_p - \frac{2 \cdot d \cdot \rho_{\Gamma}}{\pi^2 \cdot R} \right)} = \frac{D_{\max}}{1 - \frac{2 \cdot d \cdot \rho_{\Gamma}}{\pi \cdot R \cdot \rho_p}}, \quad (19)$$

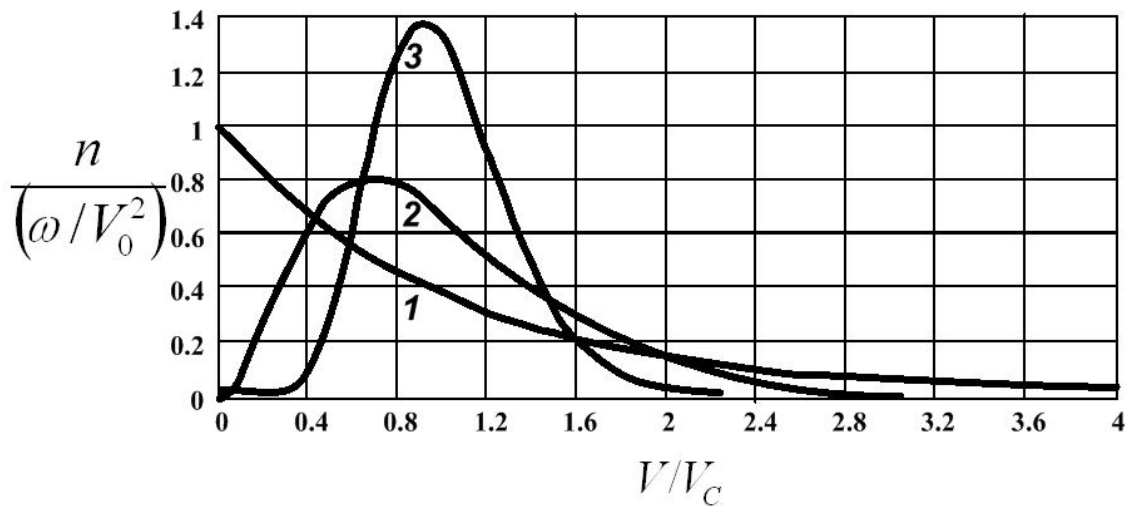
де D_{\max} – максимальний діаметр бульбашки, яку зможе утримувати рідина, що перебуває під дією відцентрової сили необмежений час.

Оскільки $\rho_r/\rho_p \ll 1$ і $d/R \ll 1$, то із (19) випливає, що $D_{\Gamma p} \approx D_{\max}$. Це означає, що майже всі бульбашки, в елементі об'єму рідини, діаметр яких $D > D_{\max}$, встигають вийти на поверхню за час його руху по внутрішній поверхні камери дегазатора під дією відцентрової сили. Цей результат цілком зрозумілий. Якісно його можна отримати з тих міркувань, що чим більша швидкість руху рідини по внутрішній стороні циліндричної поверхні, тим менший час дії на бульбашки виштовхувальної сили, але тим більша її величина, а, значить, більша величина прискорення і середньої швидкості руху бульбашки до поверхні.

Для дослідження ефективності процесу дегазації у разі проходження промивної рідини камери дегазатора під дією відцентрової сили припускається, що розподіл бульбашок газу в розчині по об'єму відноситься до класу гамма-розподілів [5] і має вигляд:

$$n(V) = \frac{\omega}{V_0^2} \cdot \frac{s+1}{s!} \cdot \left(\frac{V}{V_0} \right)^s \cdot \exp\left(-\frac{V}{V_0} \right), \quad (20)$$

де ω – об'ємний вміст газової фази в суміші; V_0 і s – параметри розподілу, пов'язані із середнім об'ємом V_c і дисперсією σ_1^2 співвідношеннями: $V_0=V_c/(s+1)$, $\sigma_1=V_c/(s+1)^{1/2}$. Розподіл (20) для різних значень s представлений на рис. 2. Оскільки час руху частинок рідини по внутрішній поверхні камери дегазатора малий,

Рисунок 2 – Розподіл бульбашок по об'ємах для різних значень s : 1–0; 2–2; 3–10

то можна вважати, що з часом вигляд розподілу не змінюється.

Для визначення середнього значення об'єму бульбашки, що входить до розподілу (20), необхідно розглянути умови перебування бульбашок в рідині. Будемо вважати, що в рухомій рідині бульбашки між собою не взаємодіють. Це припущення справедливе при не дуже великих значеннях об'ємного вмісту газової фази ω . Для кожної газової бульбашки умова динамічної рівноваги в рідині без врахування інерції має вигляд:

$$p_{\Gamma} = p + \frac{2 \cdot \sigma}{R}, \quad (21)$$

де: p_{Γ} – тиск газу в середині бульбашки; p – тиск в рідині на зовнішній поверхні бульбашки; σ – коефіцієнт поверхневого натягу рідини; R – радіус бульбашки.

Очевидно, що в переважній більшості бульбашок, що утворилися під час руху в циркуляційній системі, газ перебуває в стані, близькому до насичення. Виходячи з цих міркувань, на основі формули (21) отримаємо вираз для визначення середнього діаметра бульбашок:

$$D_c = \frac{4 \cdot \sigma}{p_{\Gamma H} - p}, \quad (22)$$

де $p_{\Gamma H}$ – тиск газу в стані насичення, який визначається температурою рідини.

Ефективність процесу дегазації характеризується коефіцієнтом ефективності, який в даному випадку буде мати вигляд:

$$\eta = 1 - \frac{1}{\omega} \cdot \int_0^{V_{cp}} V \cdot n(V) \cdot dV, \quad (23)$$

де

$$V_{cp} = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot D_{\max}^3 = 36 \cdot \pi \cdot \left(\frac{\theta \cdot k \cdot R}{\rho_p \cdot v^2} \right)^3. \quad (24)$$

Тут V_{cp} – граничний об'єм бульбашки, що буде утримуватися в розчині під час його руху в камері дегазатора.

Як випливає із формули (23), коефіцієнт ефективності дегазатора буде тим більшим, чим менша межа інтегрування, якою є граничний об'єм бульбашки, що описується формулою (24). Із вигляду формули (24) можна зробити якісний аналіз залежності коефіцієнта ефективності від статичної напруги зсуву, радіуса камери дегазатора, густини та швидкості руху рідини в ній. Чим менші статична напруга зсуву і радіус камери дегазатора і чим більша густина рідини і швидкість її руху, тим більший коефіцієнт ефективності, причому ці залежності дуже різкі, оскільки всі перелічені величини, що входять до виразу (24), мають високі степені. Після підстановки функції розподілу (20) в формулу (23) і нескладних перетворень для коефіцієнта ефективності отримаємо:

$$\eta = 1 - \frac{(s+1)^{(s+1)}}{s!} \cdot \int_0^{X_{cp}} x^{s+1} \cdot e^{-x \cdot (s+1)} dx, \quad (25)$$

$$\text{де } X_{cp} = \left(\frac{6 \cdot \theta \cdot k \cdot R}{\rho_p \cdot D_c \cdot v^2} \right)^3. \quad (26)$$

Середній діаметр бульбашок D_c можна визначити за формулою (22).

Отримані вище формули дають можливість кількісно досліджувати залежності ефективності дегазатора від параметрів рухомої промивної рідини для різних конкретних випадків. Як приклад, припустимо, що в камеру дегазатора поступає емульсійний глинистий розчин (0,5% каустичної соди +10% нафти) із такими характеристиками [6]: напруга зсуву – $\theta = 21$ Па; густина рідкої фази $\rho_p = 1280$ кг/м³; поверхневий натяг $\sigma = 0,05$ Н/м. Тоді цей розчин може бути насичений газоповітряною сумішшю (при $T \approx 300$ К і $p \approx 10^5$ Па), до складу якої входять, крім метану, етан, пропан, водяна пара, критичні температури яких перевищують 300 К. Наближені оцінки при заданих параметрах величини середнього діаметра бульбашок за формулою (22) дають $D_c \approx 10^{-4} - 10^{-5}$ м.

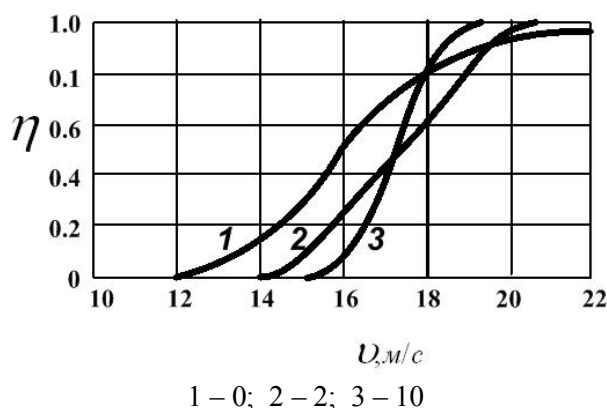


Рисунок 3 – Залежність коефіцієнта ефективності η від швидкості руху v промивної рідини при різних значеннях параметра розподілу s

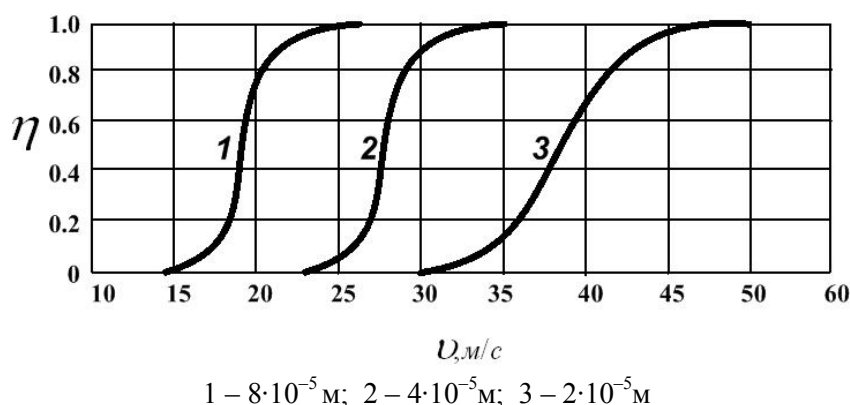


Рисунок 4 – Залежність коефіцієнта ефективності η від швидкості руху v промивної рідини за різних значень середнього діаметра бульбашок D_c

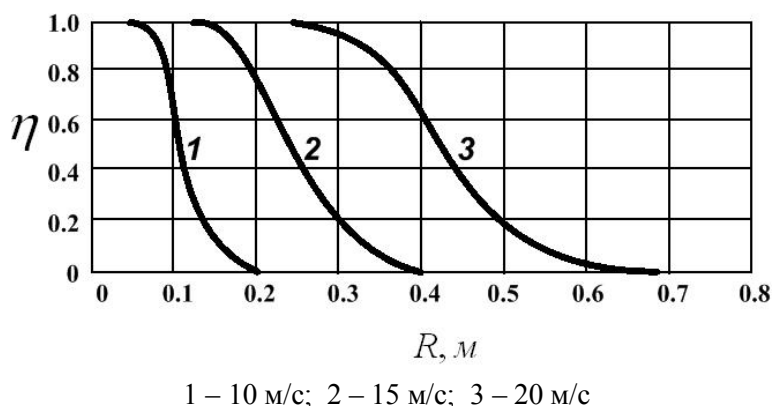


Рисунок 5 – Залежність коефіцієнта ефективності η від величини радіуса R камери дегазатора за різних значень швидкості руху промивної рідини v

На рис. 3 зображено графік залежності коефіцієнта ефективності η від швидкості руху промивної рідини в камері дегазатора v при $R=0,3 \text{ м}$, $k=1$, $D_c=10^{-4} \text{ м}$ і різних значеннях параметра розподілу s . З цього рисунка видно, що із збільшенням параметра розподілу s стає різкішою залежність коефіцієнта ефективності від швидкості руху промивної рідини в камері дегазатора. Це можна пояснити тим, що із збільшенням s зменшується дисперсія σ_1 бульбашок за об'ємами.

Мінімальне значення швидкості руху промивної рідини, за якого починається дегазація, дуже сильно залежить від величини середнього

діаметра бульбашок, яка визначається термодинамічними умовами, в яких перебуває рідина, і складом її газової фази. На рис. 4 зображено залежність коефіцієнта ефективності дегазації η від швидкості руху промивної рідини в камері дегазатора радіусом $R=0,3 \text{ м}$ при $s = 2$, $k = 1$ і різних значеннях середнього діаметра бульбашок.

Як видно із рисунка, чим менший середній діаметр бульбашок, тим при більшій швидкості починається процес дегазації і тим більший діапазон швидкостей в межах якого зростає η від 0 до 1.

Література

Цікавим є дослідження залежності коефіцієнта ефективності від величини радіуса камери дегазатора. На рис. 5 зображено залежність коефіцієнта ефективності η від радіуса камери R дегазатора при $D_c=10^{-4}$ м, $s = 2$, $k = 1$ і різних значень швидкості руху v промивної рідини.

Із аналізу рис. 5 видно, що чим менший радіус камери, тим більший коефіцієнт ефективності. Це пояснюється тим, що із зменшенням радіуса збільшується відцентрова сила, яка виштовхує бульбашки з рідини. Аналіз сімейства кривих залежності коефіцієнта ефективності η від радіуса камери R за різних значень швидкості руху промивної рідини v дає змогу підібрати оптимальний радіус камери при якому ефективність дегазації в широкому діапазоні зміни параметрів руху рідини буде максимальною.

Таким чином, розроблена вище теорія уможливило для кожного конкретного випадку промивної рідини і складу газової фази, що насичує підбір оптимальних розмірів камери дегазатора і режиму руху рідини в ній, що забезпечить максимальний ефект дегазації, а також експериментально визначати (формула 11), яка частка газу виділиться з рідини в результаті її руху в камері.

1 Мислюк М.А. Буріння свердловин: Довідник. У 5 т. [Текст] / М.А. Мислюк, І.Й. Рибчич, Р.С. Яремійчук. – К.: Інтерпрес ЛТД, 2002. – Т.2.: Промивання свердловин. Відробка доліт. – 303 с. – ISBN 966-501-034-4.

2 Вакалюк В.М. Дослідження процесу витікання промивної рідини крізь насадок сепаратора. [Текст] / В.М. Вакалюк, М.М. Лях, Я.В. Солоничний, Р.П. Фурса, Е.В. Юр'єв, О.Г. Вільчик Нафтогазова енергетика: всеукр. наук.-техн. ж-ал / Івано-Франк. держ. техн. ун-т нафти і газу. – Івано-Франківськ, 2008. – № 2(7). – С. 52 – 56.

3 Мустафаев А.М Гидроциклоны в нефтедобывающей промышленности. [Текст] / А.М. Мустафаев, Е.М. Гутман. – М.: Недра, 1981. – 260 с.

4 Дегтев Н.И Контроль и дегазация буровых промысловых жидкостей. [Текст] / Н.И. Дегтев, А.И. Зинкевич – М.: Недра, 1978. – 151 с.

5 Синайский Э.Г.: Разделение двухфазных многокомпонентных смесей в нефтегазопромысловом оборудовании [Текст] / Э.Г. Синайский – М.: Недра, 1990. – 271 с.

6 Шищенко Р.И. Гидравлика промысловых жидкостей. [Текст] / Р.И. Шищенко, Б.И. Есьман, П.И. Кондратенко – М.: Недра, 1976. – 293 с.

Стаття постуила в редакційну колегію
03.08.09

Рекомендована до друку професором
Копеев Б.В.

Дослідження та методи аналізу

УДК 548.39.:539.2

ВПЛИВ УМОВ СПІКАННЯ НА КІНЕТИКУ УСАДКИ І МЕХАНІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ПОРОДОРУЙНІВНИХ ВСТАВОК СИСТЕМИ АЛМАЗ-Fe-Cu- Ni-Sn

М.О.Бондаренко, В.А.Мечник, М.В.Супрун

Інститут надтвердих матеріалів ім. В.М. Бакуля НАН України,
04074, м. Київ, вул. Автозаводська, 2, тел. (044) 467-56-25, e-mail: b o n d @ i s m . k i e v . u a

Досліджені кінетичні особливості, структура і механічні характеристики композиційних алмазовмісних матеріалів на основі порошків заліза, міді, нікелю і олова, отриманих в різних умовах. Показано, що зміна швидкості усадки добре корелює з фазовими і структурними перетвореннями. Визначені технологічні фактори, які поліпшують структуру і підвищують механічні властивості

Ключові слова: породоруйнівні вставки, спікання, усадка, швидкість усадки, структура, властивості, механізм масопереносу, температура, тиск, фаза, мікротвердість, міцність

Исследованы кинетические особенности, структура и механические характеристики композиционных алмазосодержащих материалов на основе порошков железа, меди, никеля и олова, полученных в различных условиях. Показано, что изменения скорости усадки хорошо коррелирует с фазовыми и структурными превращениями. Определены технологические факторы, которые способствуют улучшению структуры и повышению механических свойств.

Ключевые слова: породоразрушающие вставки, спекание, усадка, скорость усадки, структура, свойства, механизм массопереноса, температура, давление, фаза, микротвердость, прочность

The kinetic features, structure and mechanical characteristics of diamond-contained composites materials on the basis of powders of iron, copper, nickel and the stannous received in various requirements are explored. It is shown, that changes of velocity of shrinkage well correlates with phase and structural transformations. Technology factors, which promote martempering of structure and raise of mechanical characteristics, are spotted.

Keywords: parenthesizing destroying muck, caking, liquid shrinkage, velocity of liquid shrinkage, pattern, properties, the mass transfer dodge, temperature, pressure, a phase, micro hardness, hardness

1 Вступ

Композиційні алмазовмісні матеріали (КАМ) є предметом теоретичних і експериментальних досліджень, що зумовлено перспективами їхнього використання у різних галузях промисловості. Особливе місце серед таких матеріалів займають КАМ, які отримують на основі сумішей алмаз-Fe-Cu-Ni-Sn методами порошкової металургії [1]. Ці суміші мають добру здатність до пресування, що дозволяє формувати КАМ різної форми і використовувати їх для виготовлення канатних пил, бурових коронок, відрізних та шліфувальних кругів.

На сьогодні стан теоретичних і експериментальних досліджень в цій області можна охарактеризувати як етап інтенсивного аналізу різних факторів, що впливають на структуру і

властивості КАМ, а також вивчення зносостійкості та взаємозв'язку між структурою і властивостями [2]. Відомо [3], що при зміні технологічних режимів одержання КАМ і хімічного складу вихідних речовин можна вибрати сприятливі умови формування особливої структури прошарку навколо частинок алмаза. Це дозволяє підвищити здатність матриці утримувати алмази проти їх випадіння в умовах буріння чи різання гірської породи і, як наслідок, – зносостійкість інструменту. В той же час практично недослідженими лишаються механізми, які поліпшують структуру і одночасно підвищують механічні властивості КАМ. Тим не менш в [4] було показано, що аналіз процесів, які впливають на структуру і властивості при спіканні чотирьохкомпонентних сплавів системи Fe-Cu-Ni-Sn, зручно проводити на основі залежностей

усадки і її швидкості. Закономірності усадки при спіканні КАМ на основі таких сумішей при варіюванні технологічними режимами нам невідомі.

Дослідимо усадку і її швидкість при гарячому пресуванні композитів алмаз-51%Fe-32%Cu-9%Ni-8%Sn (тут і далі вагових %), отриманих вільним спіканням у звичайній муфельній печі, в широкому інтервалі тиску і тривалості термічної обробки.

2 Матеріали і методи дослідження

Як вихідні речовини використовували порошки алмазу каталітичного синтезу марки АС 160Т зернистістю 400/315 (ТУ 2-37-344-85), міді ПМС-1 (ГОСТ 4960-75), олова ПО-1 (ГОСТ 9723-73), нікелю (ГОСТ 9722-79) і заліза (ГОСТ 9849-86). Порошки металів піддавали механічному обробленню в барабанному млині з використанням розмельних тіл (куль) із високощільної алюмооксидної кераміки в режимі сухого млива. Швидкість обертання млина становила 200 об/хв, що забезпечувало ударно-зсувну дію куль на порошки. Співвідношення маси куль і порошоків становило 10:1, тривалість оброблення – 10 год. Розміри готових частинок порошоків не перевищували 5 мкм. Вихідні порошки в потрібній кількості змішували у спиртовому середовищі. В отриману суміш додавали алмази, які були попередньо змочені гліцерином, із розрахунку 1,54 каратів на 1 см³ шихти (що відповідає відносній концентрації $K=35$) та перемішували її до потрібної якості. Наважки масою 5,388 г закладали в жаростійкі форми із засипним отвором діаметром 10 мм і пресували при кімнатній температурі та початковому тиску 100 МПа. Отримані брикети спікали двома методами: вільним спіканням в муфельній печі SNOL 72/100 при температурі 800°C протягом однієї години (зразок 1) і вільним спіканням (по технологічному режиму, як для зразка 1) із наступним гарячим пресуванням на гідравлічному пресі ПГР 400 10Т у змінних умовах тиску p і тривалості термічної обробки t . Зразки, які підлягали гарячому пресуванню, отримали при $p=100$ МПа, $t=180$ с (зразок 2), $p=130$ МПа, $t=180$ с (зразок 3), $p=160$ МПа, $t=180$ с (зразок 4), $p=200$ МПа, $t=180$ с (зразок 5).

Лінійну усадку l при гарячому пресуванні зразків 2-5 здійснювали за допомогою електронного індикатора DIGICO 10 з цифровим відліком при кроці дискретності 0,001 мм. За експериментальними даними лінійної усадки l розраховували за допомогою кубічних сплай-функцій швидкість усадки da/dt .

Структурні дослідження були виконані на електронному мікроскопі BS-340, оснащеного системою цифрової обробки зображення і енергетичним аналізатором рентгенівських спектрів Link-860. Мікротвердість визначали за допомогою прибору ПМТ-3 при навантаженні 4,91 Н.

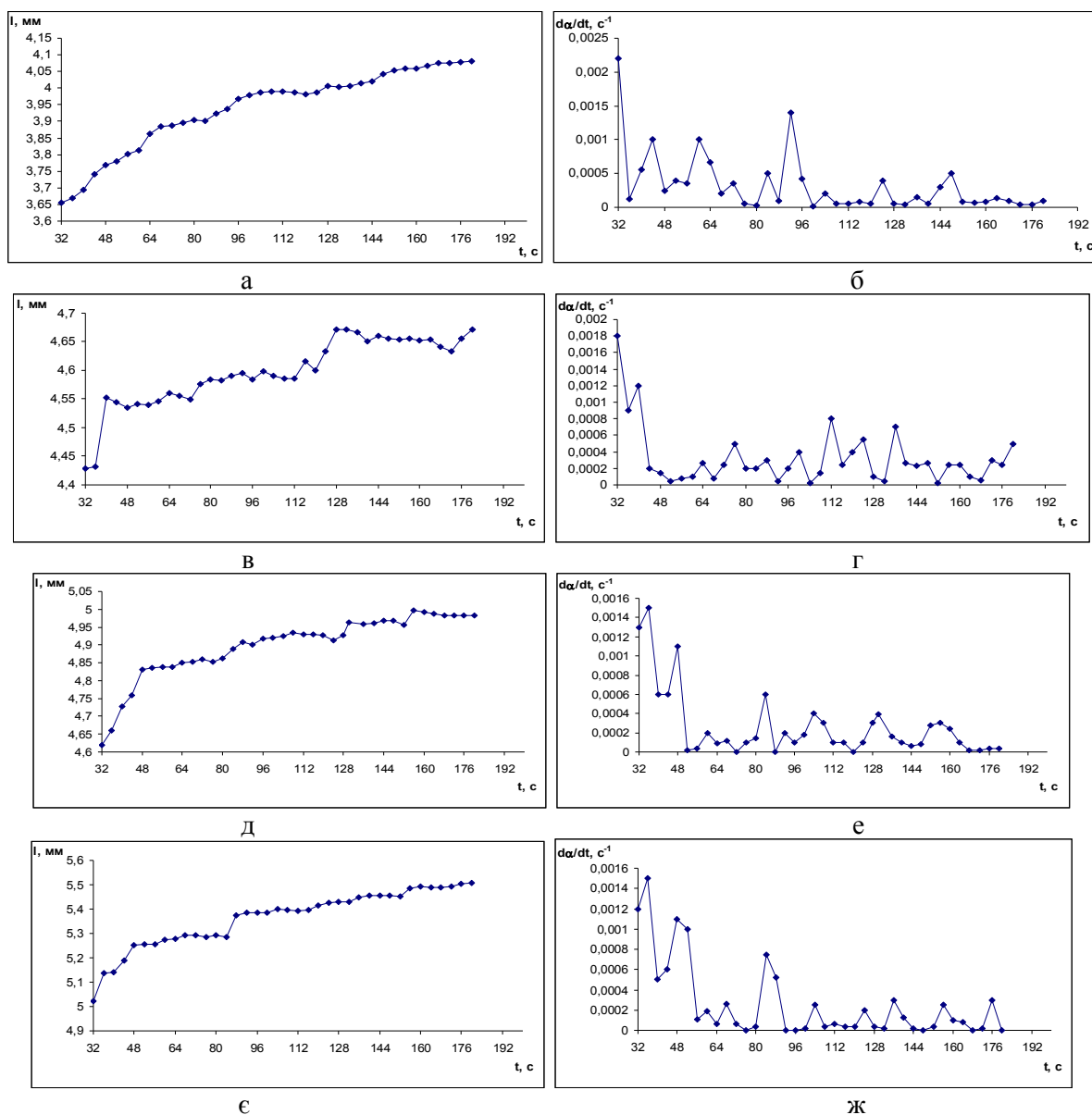
3 Результати дослідження та їх обговорення

Встановлено, що в процесі спікання зразка 1 була відсутня усадка, а в зразках 2-5 – вона проходила інтенсивно (рис. 1а, в, д, ж). Видно (рис. 1а), що залежність лінійної усадки l від тривалості термічної обробки t при гарячому пресуванні зразка 2 має складний характер. Відмінність значень усадки на різних інтервалах процесу означає, що механізм ущільнення цього зразка багатостадійний і складний. Це пов'язано зі зміною елементного складу, що було підтверджено результатами рентгеноспектрального аналізу (рис. 2б), фазовими та структурними змінами. Усе це говорить про те, що взаємодія між вихідними елементами в цих інтервалах відбувається по-різному. Слід відзначити, що ця взаємодія має як фізичну, так і суто хімічну природу і в залежності від властивостей вихідних речовин, способу та умов приготування алмазовмісної суміші, технологічних режимів спікання по-різному впливає на структуру та механічні характеристики КАМ.

Швидкість усадки da/dt (рис. 1б) на відміну від усадки $l(t)$ при гарячому пресуванні зразка 2 стрибкоподібно змінюється, що обумовлено взаємодією елементів системи, змінами агрегатного стану елементів та механізмів масопереносу, а також коливаннями атомів в кристалевій решітці. Максимуми на кривій швидкості усадки означають, що в спостережливий час в системі відбувається переміщення частинок з прискоренням, тобто вона розширюється, а мінімуми означають, що ці частинки стискаються. На кінцевих етапах процесу швидкість усадки поступово згасає внаслідок зменшення температури. Тим не менш підвищення тиску або температури може в будь-який момент часу в реакційній системі спричинити нову взаємодію і, як наслідок, змінити не тільки кінетику усадки, а й структуру та фізико-механічні властивості композита.

Проаналізуємо кінетику усадки при гарячому пресуванні зразків 3 – 5 в умовах підвищеного тиску p . Відповідні результати визначення усадки $l(t)$ і її швидкості da/dt наведені на рис. 1в – ж. В результаті підвищення тиску при гарячому пресуванні цих зразків спостерігається суттєве збільшення усадки (рис. 1в, д, е) та зменшення її швидкості (рис. 1г, е, ж). Положення максимумів та загальний характер залежностей $l(t)$, da/dt помітно відрізняється від аналогічних залежностей для зразка 2 (рис. 1а, б), отриманого при меншому тиску. Це вказує на особливості структурно-фазових перетворень, які мають місце в даних системах і, відповідно, на можливі зміни в характері взаємодії елементів.

Що стосується кінетичних особливостей при спіканні досліджуваних зразків, то слід відзначити наступне. По-перше, внаслідок тиску півка рідкої фази між твердими частинками заліза, міді і нікелю стискаються. Це підвищує їх розчинність, змінює їх форму і, як наслідок, зменшує пористість. По-друге, при підвищенні



а, б: $p = 100$ МПа (зразок 2); в, г: $p = 130$ МПа (зразок 3); д, е: $p = 160$ МПа (зразок 4); з, ж: $p = 200$ МПа (зразок 5)

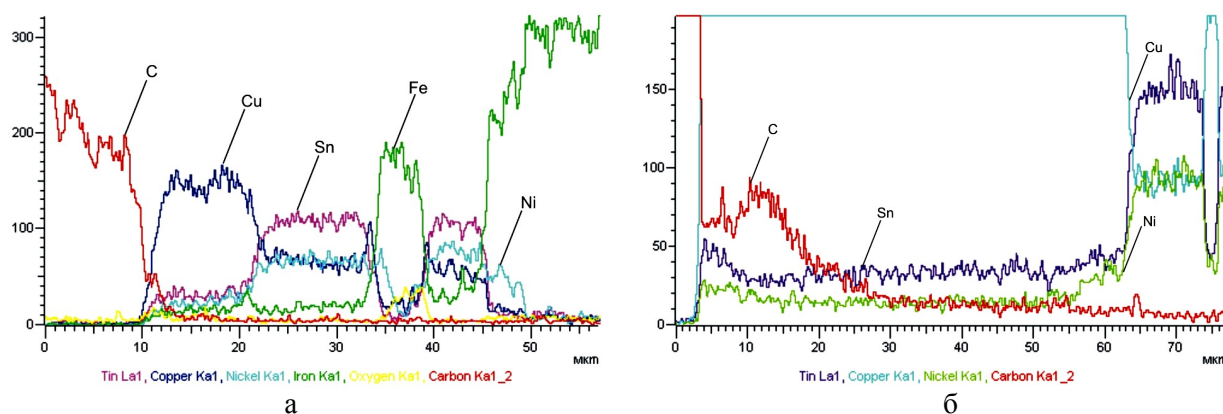
Рисунок 1 – Залежності лінійної усадки (а, в, д, з) і швидкості відносної усадки (б, г, е, ж) від тривалості термічної обробки при гарячому пресуванні зразків 2 – 5 в умовах різного тиску p

тиску зменшується об'єм і лінійні розміри елементарної комірки вихідних елементів, внаслідок чого міжцентрова відстань стає меншою. По-третє, внаслідок тиску частота коливання атомів зростає, що дає можливість атомам контактувати між собою та змінювати не тільки швидкість процесу, а й структуру та властивості композиту.

Зміни швидкості усадки, тобто відхилення від лінійності (максимуми та мінімуми), які добре видно на графіках (рис. 1б, г, е, ж), як раз і обумовленні взаємодією вихідних елементів при спіканні зразків 2 – 5. В результаті виникають дифузійні потоки і хімічні реакції спричиняють фазові перетворення, змінюють, таким чином, кінетику усадки, структуру та властивості спікаємих композитів.

Слід відзначити, що максимуми швидкості усадки при спіканні зразків 4, 5 (рис. 1е, ж) значно менші відповідних максимумів при спіканні зразків 2, 3 (рис. 1б, г). Це свідчить про те, що в системах при таких умовах відбулося досить сильне ущільнення компонентів і, як наслідок, вдосконалення структури та підвищення рівня механічних властивостей. Незначне коливання швидкості усадки на заключних етапах процесу вказує лише на те, що взаємодія елементів в системі відбувається на молекулярному рівні.

Мікрорентгеноспектральний аналіз показує на перерозподіл вихідних елементів у поверхневих шарах навколо частинок алмаза в зразках 1 і 2 (рис. 2), які отримано в різних умовах. Видно, що розподіл елементів за товщиною приповерхневих шарів характеризується хви-



*а: спікання в муфельній печі при $T=800\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t=60\text{ хв.}$ (зразок 1);
 б: гаряче пресування при $p=100\text{ МПа}$, $t=180\text{ хв.}$ (зразок 2)*

Рисунок 2 – Розподіл елементів в приповерхневому шарі навколо частинки алмаза на поверхні зразків 1(а) і 2 (б), отриманих різними методами

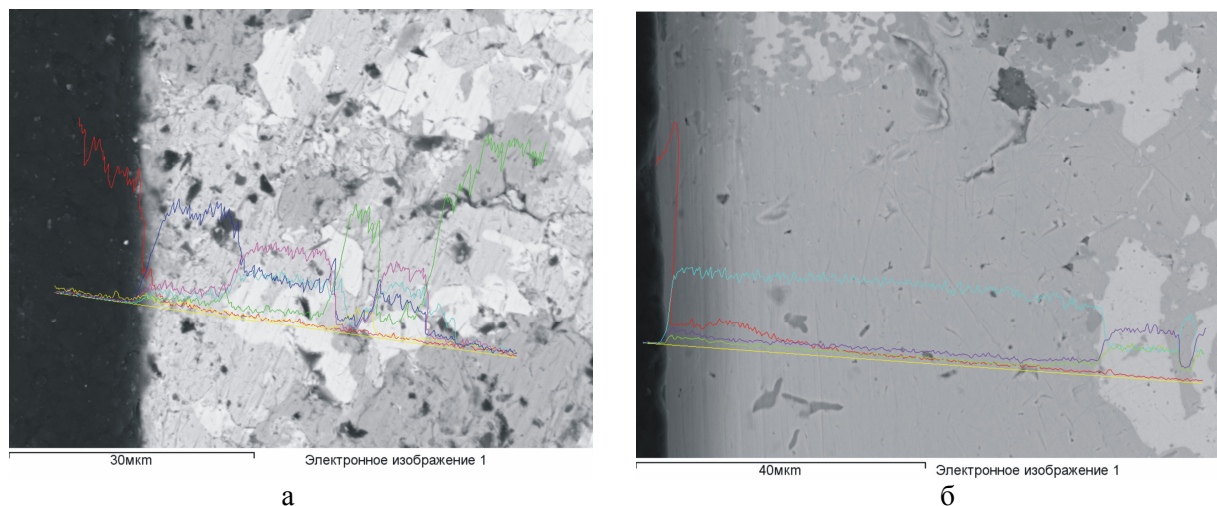


Рисунок 3 – Знімки поверхні приповерхневого шару навколо алмазу в зразках 1(а) і 2 (б)

леподібною періодичністю. Спостерігається загальна тенденція зниження концентрації заліза, нікелю та міді у приповерхневих шарах порівняно з вихідним його вмістом. Так, зокрема, в приповерхневих шарах навколо алмазу на глибині 10 мкм в зразку 1, отриманого вільним спіканням, спостерігається відсутність заліза, нікелю та міді (рис. 2а), що вказує на слабку дифузію. В зразку 2, який отримано гарячим пресуванням при тиску 100 МПа, в приповерхневих шарах навколо алмазу характер розподілу елементів більш рівномірний. В цьому разі в приповерхневих шарах навколо алмазу на глибині до 3-4 мкм спостерігаються усі елементи (рис. 2б), що вказує на сильну дифузію. Отже, роль тиску зводиться до забезпечення стабільного розподілу основних компонентів як в матриці композита, так і в перехідній зоні навколо контакту алмаз-матриця і, як наслідок, вдосконалення структури та підвищення механічних характеристик.

Знімки поверхні приповерхневих шарів навколо алмазу в зразках 1 і 2 наведено на рис. 3.

Структура зразка 1 крупнозерниста, спостерігаються пори як на міжфазних границях, так і в матриці, контакт алмаз-матриця нещільний (рис. 3а). Характерною особливістю зразка 2 є те, що контакт алмаз-матриця щільний, пори в матриці і на міжфазних границях відсутні, структура здрібнена (рис. 3б). Дані результати свідчать про високу якість та структурну досконалість зразка 2, що є результатом дифузійних та інших процесів, які більш ефективно відбуваються при гарячому пресуванні.

Результати визначення мікротвердості, міцності на стиск та згин і густини отриманих зразків наведено в таблиці 1.

Тиск поліпшує рівень мікромеханічних характеристик зразків 2 – 5. Так, мікротвердість зразків 2 – 5 складає 1,9 – 3,5 ГПа порівняно з 1,4 – 1,7 ГПа для зразка 1, при цьому спостерігається суттєве підвищення густини від 7,40 до 7,85 г/см³. Значно підвищується міцність на стиск з 400 до 800 МПа. Міцність на згин підвищується з 550 до 760 – 680 ГПа, але в зразках 3 – 5, отриманих при більшому тиску, спостері-

Таблиця – Механічні характеристики зразків

Номер зразків	Мікротвердість за Кнупом при навантаженні 4,91 Н, ГПа			Густина, г/см ³	σ_c , МПа	σ_z , МПа
	світлі фази	змішані фази	темні фази			
1	1,4 – 1,6	1,5 – 1,6	1,6 – 1,7	7,40	≤ 400	550
2	1,9 – 1,95	1,95 – 2,0	2,0 – 2,1	7,60	580	760
3	2,2 – 2,3	2,3 – 2,4	2,5 – 2,8	7,70	600	725
4	2,4 – 2,5	2,5 – 2,6	2,9 – 3,0	7,75	800	700
5	2,5 – 2,6	2,6 – 3,0	3,1 – 3,5	7,85	> 800	680

гається несуттєве зменшення цього параметра. Підвищення рівня мікромеханічних характеристик в зразках 2 – 5 порівняно із зразком 1 свідчить про те, що процеси, які відбуваються при спіканні КАМ залежать від умов їх отримання і вони суттєво впливають на кінетику усадки, структури і властивості таких композитів.

Висновки

Досліджено закономірності усадки і її швидкості при гарячому пресуванні КАМ на основі порошків заліза, міді, нікелю і олова в умовах різного тиску та різної тривалості термічної обробки.

Показано, що зміна швидкості усадки обумовлена взаємодією вихідних елементів, а її коливання відображає фазові та структурні перетворення, які мають місце при гарячому пресуванні.

Встановлено, що розподіл елементів за товщиною поверхневих шарів навколо частинок алмаза характеризується хвилеподібною періодичністю і суттєво залежить від тиску та тривалості термічної обробки.

Визначено технологічні фактори, що забезпечують формування зразків з досконалою структурою і підвищеними механічними характеристиками при гарячому пресуванні.

Література

1 Формирование структуры и свойств сверхтвердых композиционных алмазосодержащих материалов / Н.В. Новиков, В.А. Мечник, А.Н. Жуковский и др. // Доповіді НАН України. – 2003. – № 11. – С. 88 – 90.

2 Физико-математическое моделирование процессов спекания многокомпонентных алмазосодержащих композиций. 2. Физико-химические особенности формирования структуры и свойств / Н.В. Новиков, Н.А. Бондаренко, О.Г. Кулик [и др.] // Физическая мезомеханика. – 2004. – Т. 7. – №3. – С. 79 – 87.

3 Влияние диффузии и химических реакций на структуру и свойства буровых вставок. 2. Результаты аттестации структурного состава сверхтвердых материалов состава алмаз-твердый сплав ВК6 / Н.В. Новиков, Н.А. Бондаренко, А.Н. Жуковский [и др.] // Физическая мезомеханика. – 2006. – Т. 9, № 2. – С. 103 – 112.

4 Критерії для оцінки якості зв'язок для породоруйнівних елементів / М.О. Бондаренко, В.А. Мечник, М.В. Супрун // Розвідка та розробка нафтових та газових родовищ. – 2009. – № 2 (31). – С. 37-42.

*Стаття постуила в редакційну колегію
30.06.09
Рекомендована до друку професором
Крилем Я.А.*

БУРОВИЙ СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РУЙНУВАННЯ ГІРСЬКИХ ПОРІД І ДИНАМІКИ БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ

Б.Д.Борисевич, В.М.Мойсишин, Р.Б.Щербій, Б.В.Долішній

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42453,
e-mail: public@nuing.edu.ua

З метою дослідження процесу руйнування гірських порід і динаміки бурового інструменту авторами на базі бурового верстата СБА-500 був створений буровий стенд. Миттєві значення параметрів процесу буріння: осьової сили, обертового моменту, проходки на долото, дискретне значення частоти обертання долота та миттєві значення вібраційних прискорень корпусу долота і обертача стенда фіксувались у аналоговій і цифровій формах інформаційно-вимірним комплексом. Сигнали від обертових давачів аналогових сигналів передавались інформаційно-вимірному комплексу вертикальним струмознімачем спеціальної конструкції з мідно-графітовими щітками. Під час проведення досліджень зміна жорсткості і коефіцієнта демпфування бурового інструменту здійснювалась незалежно одне від одного спеціальними наддолотними пристроями.

Ключові слова: гірська порода, бурильний інструмент, буровий верстат.

Для исследований процесса разрушения горных пород и динамики бурильного инструмента авторами на базе бурового станка СБА-500 был создан буровой стенд. Мгновенные значения параметров процесса бурения: осевого усилия, вращательного момента, проходки на долото, дискретное значение частоты вращения долота, а также мгновенные значения вибрационных ускорений корпуса долота и вращателя стенда фиксировались в аналоговой и цифровой формах информационно-измерительным комплексом. Сигнал от вращательных датчиков аналоговых сигналов передавались информационно-измерительному комплексу вертикальным токосъемником специальной конструкции с медно-графитовыми щетками. При проведении исследований смена жесткости и коэффициента демпфирования осуществлялась независимо друг от друга специальными наддолотными устройствами.

Ключевые слова: горная порода, бурильный инструмент, буровой станок.

On the basis of drilling rig СБА-500 the authors of his paper with the view of studying the process of rock destruction and drilling tools dynamics have created a drilling bedstead. Instantaneous values of drilling process parameters: axial loading, angular moment, per bit meterage, discrete value of bit rotating velocity and instantaneous values of bit body vibration acceleration and those of the bedstead rotary mechanism were recorded both in analog and digital forms by means of an information and measuring complex.

The signals from analog signals rotary sensors were transmitted to the information and measuring complex by the vertical sled of a special purpose design with copper-graphite wipers. In the course of carrying out the investigation the change of rigidity and damping coefficient of the drilling tool occurred irrespective of one another under the action of special-purpose above-bit devices.

Ключевые слова: rock, drilling tools, drilling rig.

Процес руйнування шарошковым долотом поверхні вибою під час буріння свердловин визначається великою кількістю факторів, до яких відносять режим буріння, параметри компоновки низу бурильної колони, фізико-механічні характеристики породи і т.д. Під час взаємодії долота із поверхнею вибою генеруються позовжні, крутильні та поперечні коливання, що впливають на роботу бурильної колони та наземного обладнання. Ці коливання називають вібраціями. Для зменшення негативного впливу вібрацій на бурову колону і наземне обладнання використовують віброзахисні пристрої, які називають амортизаторами, демпферами, регуляторами динамічного режиму роботи і т.д. Аналітичні дослідження параметрів цих пристроїв на вібрацію бурової колони і процес руйнування гірських порід, внаслідок багатогранності взаємопов'язаних фізичних явищ і методів їх аналізу, є складними і наближеними.

Одним із методів вивчення впливу параметрів цих пристроїв – проведення досліджень вібрацій бурової колони в промислових умовах. Але на результати цих досліджень і їх аналіз

впливають такі чинники: відсутність достовірної інформації про фізико-механічні характеристики розбурених порід у відповідний момент часу; неможливість багаторазової зміни в заданому діапазоні факторів, які впливають на процес руйнування породи; відсутність вимірної апаратури для реєстрації параметрів процесу взаємодії долота з вибоєм безпосередньо на вибої [1].

Більш надійним способом отримання достовірних результатів є стендові експериментальні дослідження. Під час проведення цих досліджень режим буріння і параметри компоновки бурового інструмента мають строго фіксовані значення та можливість їх зміни в певних межах для конкретних фізико-механічних характеристик гірської породи. Актуальність проведення стендових досліджень зростає із збільшенням глибини розбурених свердловин. За результатами цих досліджень отримують якісні емпіричні залежності впливу тих чи інших параметрів на динаміку бурильної колони, які повинні пройти перевірку під час промислових досліджень.



Рисунок 1 – Загальний вигляд бурового стенда

Для досліджень процесу взаємодії натурних бурових доліт та бурових головок і поверхнею вибою, на базі бурових верстатів СБА-500, ЗІФ-1200А і бурових установок були створені спеціальні стенди і установки [2,3,4].

Під час проведення стендових досліджень впливу параметрів вітрозахисних пристроїв, жорсткості і коефіцієнта демпфування, на процес руйнування гірських порід і динаміки бурильного інструменту потрібно проводити запис проходки на долото, осьової сили і обертового моменту на долоті, повздовжніх коливань долота і стенда протягом всього процесу буріння. З цією метою, на базі верстата СБА-500, створено буровий стенд (див. рис. 1).

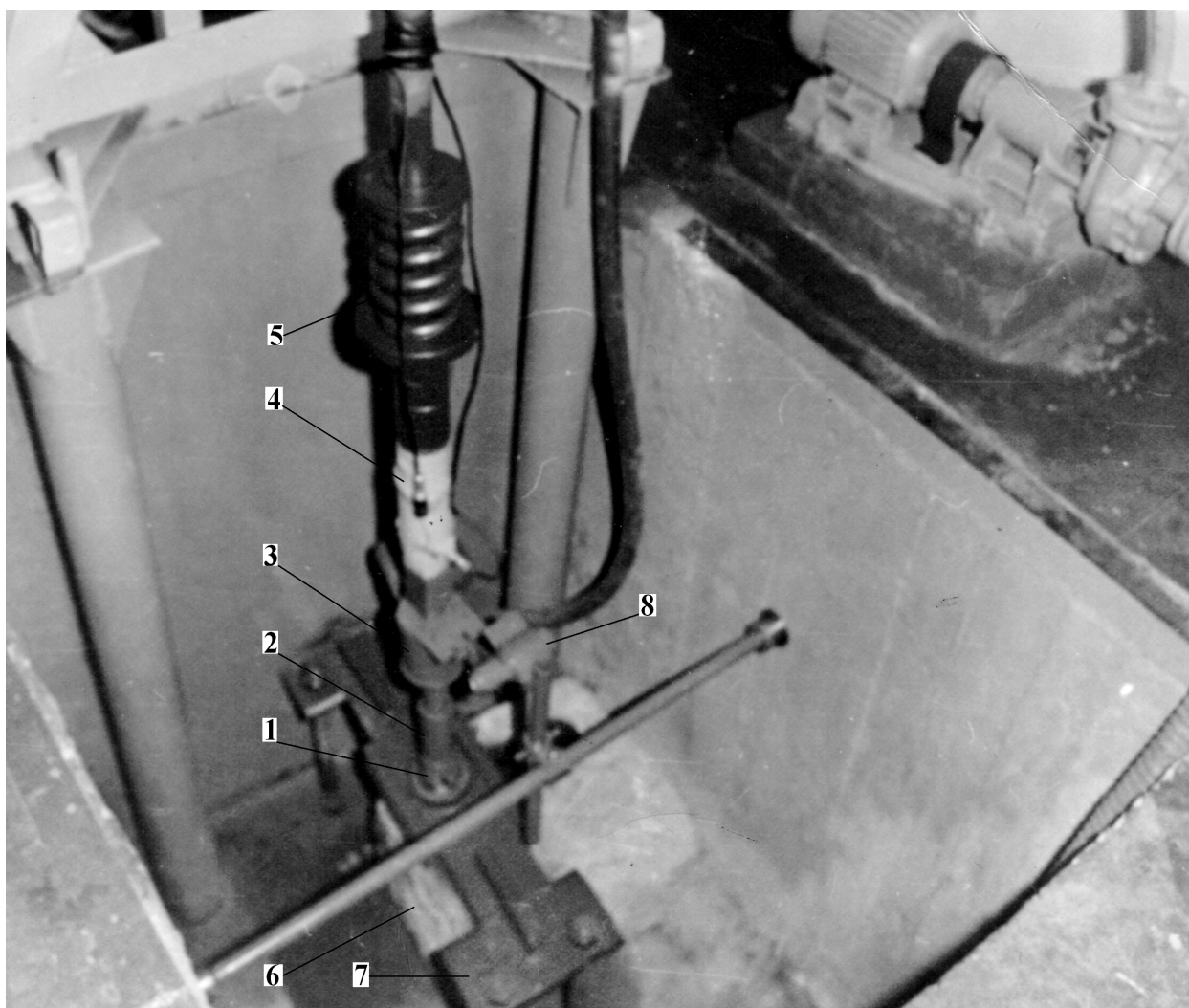
Основні технічні характеристики стенда:

1. Осьова сила на долото – 0...42кН;
2. Частота обертання долота – 82, 131, 188, 285, 470, 680хв⁻¹;

3. Витрата промивальної рідини – 0...7л/с;
4. Розміри блока породи – 1х1х0,5м.

Основною відмінністю цього стенда від уже існуючих є наявність спеціальної компоновки бурового інструмента у склад якої входить пристрої, що дають змогу змінювати жорсткість і коефіцієнт демпфування бурового інструменту незалежно одне від одного (див. рис. 2). Контейнер 4 з давачами осьової сили, обертового моменту і повздовжніх коливань долота встановлено у безпосередній близькості від долота 1, над вертлюгом 3. Блок породи під час буріння фіксується пристроєм 7, у склад якого входить металічна плита, яка притягується до основи стенда болтами. Втулка, яка є центратором долота на початку буріння, встановлюється у металічній плиті.

Сигнали від цих давачів передаються інформаційно-вимірювальному комплексу через



1 – шарошкове долото; 2 – перехідник; 3 – вертлюг; 4 – контейнер з датчиками осьової сили, обертового моменту і повздожніх коливань на долоті; 5 – віброзахисний пристрій з постійним значенням коефіцієнта демпфування і змінною жорсткістю; 6 – блок гірської породи; 7 – пристрій фіксації блока під час буріння; 8 – дискретний фотодіодний датчик проходки на долото

Рисунок 2 – Компонівка бурильного інструмента

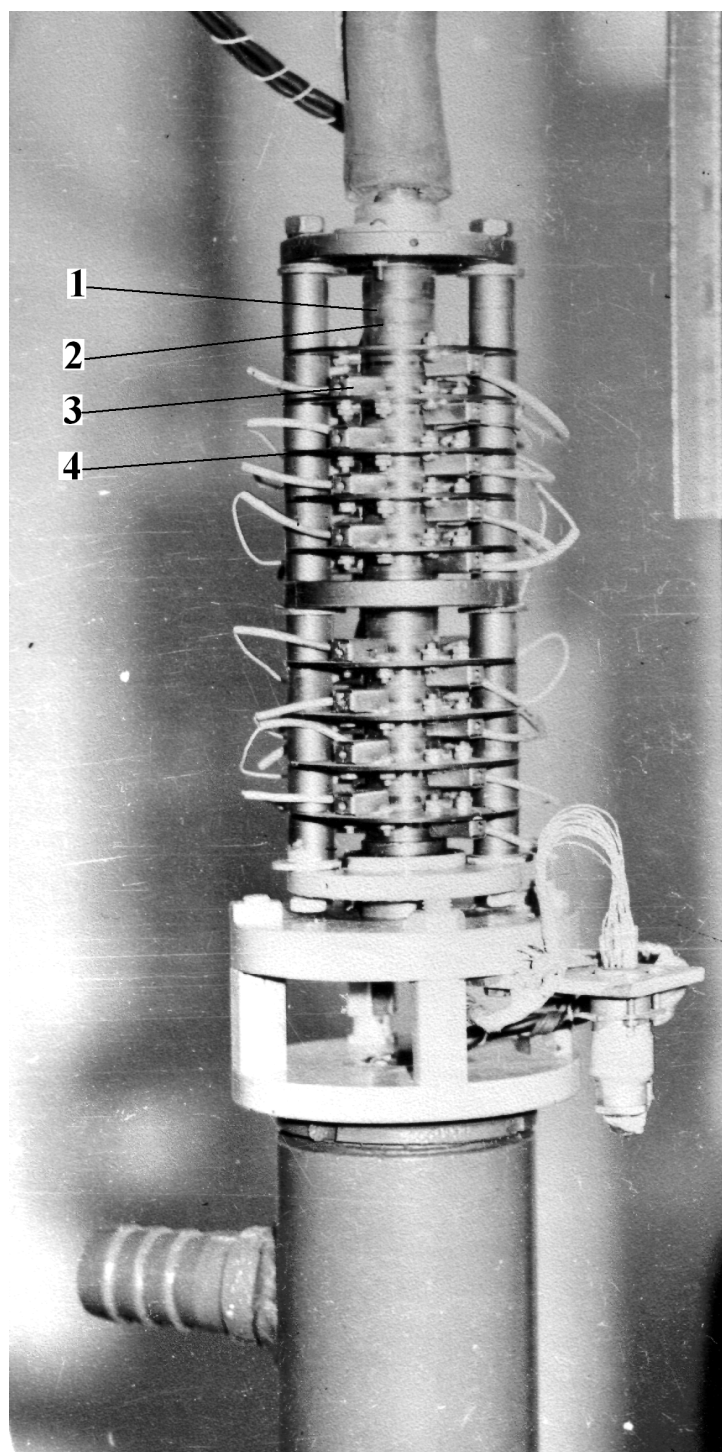
індивідуально виготовлений вертикальний струмознімач спеціальної конструкції з мідно-графітовими щітками (див. рис. 3). Струмознімач складається із мідних кілець 1, розділених між собою ізоляційними кільцями 2. Для передачі сигналу від обертових мідних кілець використовують мідно-графітні щітки, які розміщують у корпусах 3. Корпуси щіток встановлено на текстолітових ізоляційних дисках 4, по парі на кожне мідне струмопровідне кільце.

Інформаційно-вимірний комплекс складається з датчиків аналогових сигналів, струмознімача, блоку підсилювачів постійного струму, виконаних на базі інтегральних мікросхем К153УД5 (див. рис. 4), магнітографа, аналогово-цифрового перетворювача, ПЕОМ. Датчик осьової сили і обертового моменту на долоті представляють собою повні тензومترічні місти, збалансовані резистором ППЗ-43. Тарування датчика осьової сили здійснювалось за допомогою вірцевого динамометра ДОСМЗ-5. Пристрій тарування датчика обертового момента

зображений на рисунку 6. Сила, що прикладена до кінця важіля 5, створюється під час обертання ходової гайки-штурвала 4 і фіксується вірцевим динамометром ДПУ-0,2. Тарувальна діаграма фіксується у вигляді аналогового сигналу швидкодіючим самописцем і у вигляді цифрового сигналу ПЕОМ.

Як задавач вібраційного прискорення використовували низькочастотні п'єзоелектричні акселерометри двох типів АНС-014-01 і АНС-014-03. Частотний діапазон акселерометрів АНС-014-01 – 10...1000Гц, чутливість у вертикальному напрямі – 2...3мВс²/м. Діапазон цих параметрів акселерометрів АНС-014-03 – 1...125Гц, 12...13мВс²/м. Для компенсації постійної складової вихідної напруги акселерометрів на другий диференційний вхід підсилювача подається напруга, рівна по величині вихідній напрузі акселерометрів і протилежна по знаку (див. рис. 5).

Реостатний датчик проходки на долоті 1 встановлений на направляючому штоці обер-



1 – мідне струмопровідне кільце, 2 – ізоляційне кільце, 3 – корпус мідно-графітової щітки;
4 – ізоляційний текстолітовий диск

Рисунок 3 – Вертикальний струмознімач з мідно-графітовими щітками

тача (див. рис. 7). Дискретний давач частоти обертання долота складається з постійного магніта 2 і геркона 3, які кріпляться відповідно на приводній муфті шпінделя та корпуса обертача (див. рис. 7). Під час проходження магніта повз геркон контакти останнього замикаються і електричний імпульс фіксується інформаційно-вимірювальним комплексом.

Один із варіантів дослідження внутрішньої структури параметрів процесу буріння – частот-

тно-амплітудний аналіз за записами, одержаними під час використання аналогових фільтрів з інтервалами пропускання частот 0...15Гц, 25...30Гц і 35...50Гц.

Під час проведення досліджень установлена висока відтворюваність їх результатів. За рівнем надійності 0,95 відносна похибка під час вимірювання відповідних параметрів знаходилась у межах 6...9%.

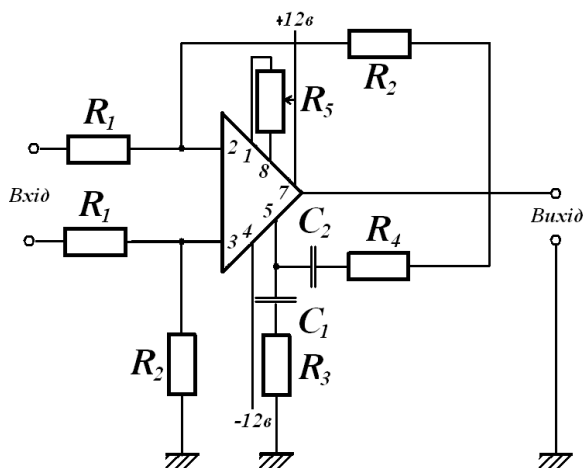


Рисунок 4 – Схема підсилювача постійного струму на базі інтегральної мікросхеми К153УД5

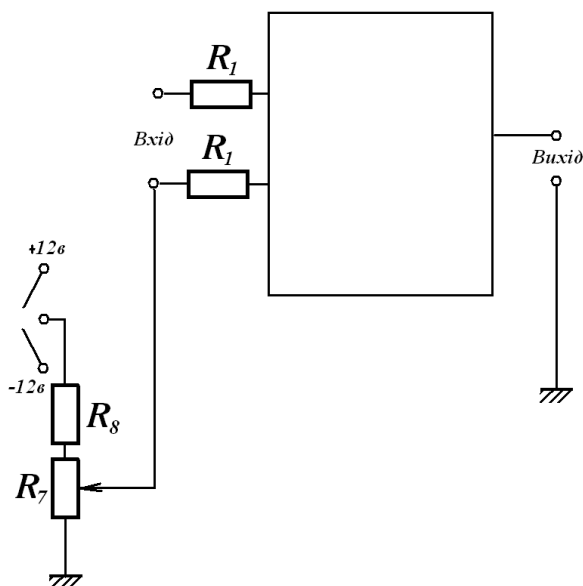
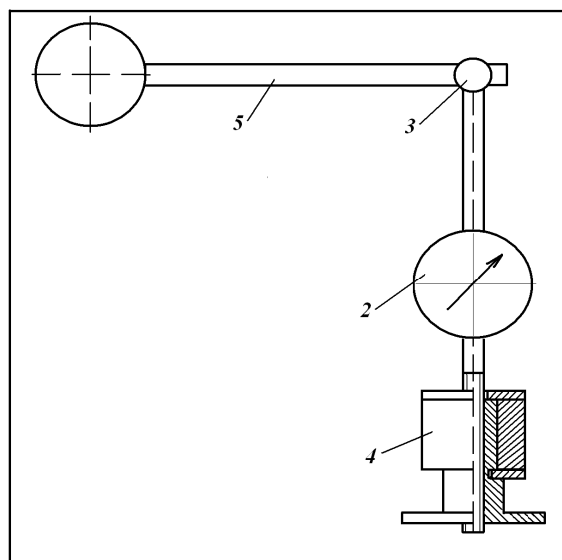
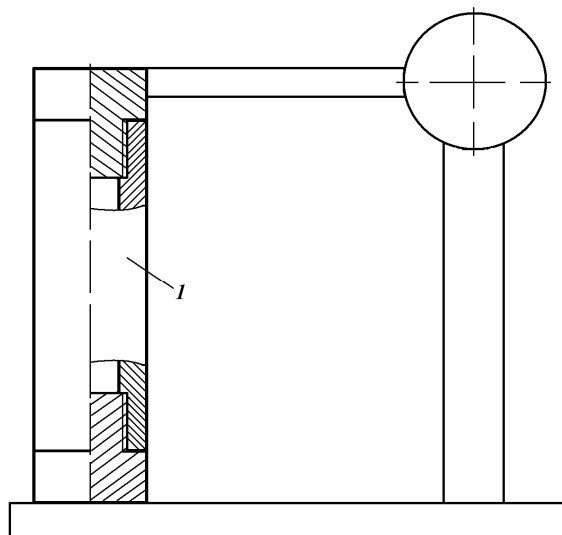


Рисунок 5 – Схема підсилювача постійного струму на базі інтегральної мікросхеми К153УД5 для виміру вібраційного прискорення



1 – тензометричний давач обертового моменту; 2 – взірцевий динамометр ДПУ-0,2; 3 – шарова опора; 4 – ходова гайка-штурвал; 5 – важіль

Рисунок 6 – Пристрій тарування давача обертового моменту

На рисунку 8 зображено запис параметрів досліджень швидкодіючим самописцем НЗ38.

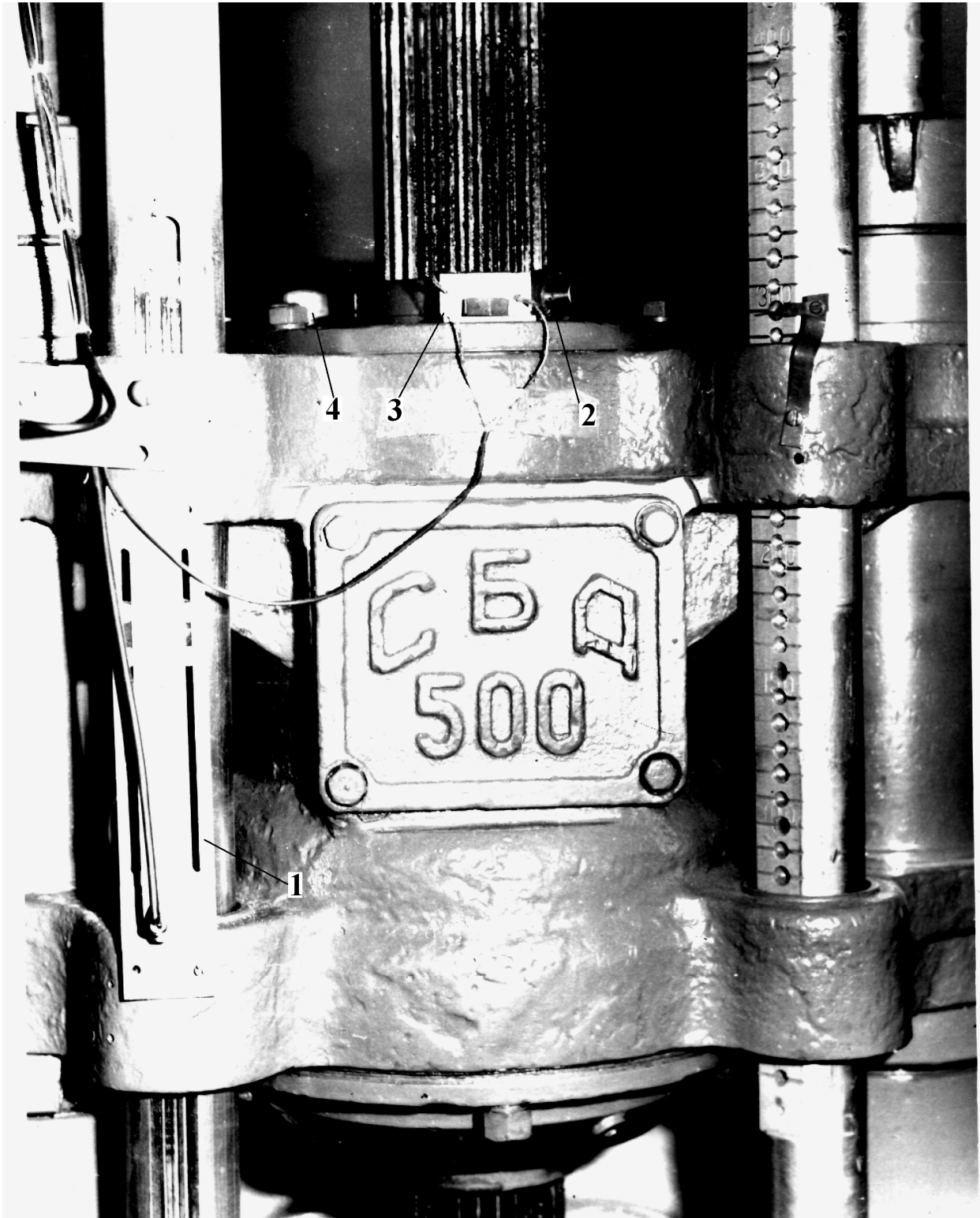
Література

1 Владиславлев В.С. Разрушение пород при бурении скважин / Владиславлев В.С. – М.: Гостоптехиздат, 1958. – 242 с.
 2 Симонянц Л.Е. Разрушение горных пород и рациональная характеристика двигателей для бурения / Симонянц Л.Е. – М.: Недра, 1966. – 168 с.
 3 Потапов Ю.Ф. Разрушение горных пород трехшарошечными долотами малого диаметра / Потапов Ю.Ф., Симонов В.В. – М.: Гостоптехиздат, 1961. – 32 с.

4 Яремийчук Р.С. Бурение стволов большого диаметра / Яремийчук Р.С., Райхерт Л.А. – М.: Недра, 1966. – 174 с.

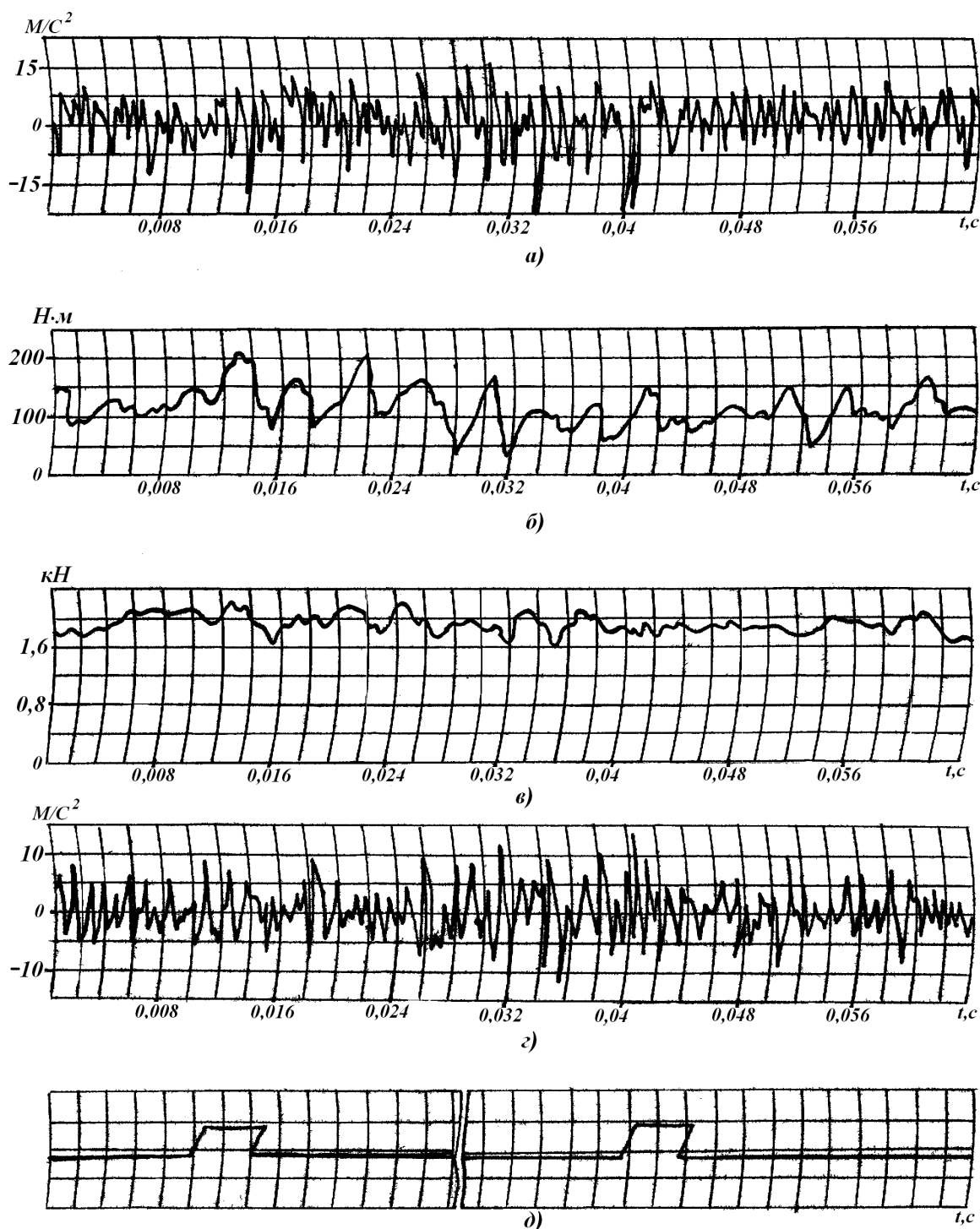
5 Абдушин М.М. Экспериментальное исследование кинематики и динамики работы вооружения серийных шарошечных долот / Абдушин М.М., Трушкин Б.Н., Спивак А.И. // Машины и нефтяное оборудование. – М.: ВНИИОЭНГ, 1980. – № 8. – С. 5-8.

6 Барабашкин И.И. Экспериментальная установка для исследования кинематики буровых породоразрушающих инструментов / Барабашкин И.И., Кунцяк Я.В., Перлов Г.Ф. // Машины и нефтяное оборудование. – М.: ВНИИОЭНГ, 1980. – № 8. – С. 5-8.



1 – аналоговий давач проходки на долото; 2 – магніт, 3 – геркон давач частоти обертання долота; 4 – давач віброприскорення корпусу обертача стенда

Рисунок 7 – Давачі проходки на долото, частоти обертання долота і віброприскорення корпусу обертача стенда



а) віброприскорення корпусу долота; б) обертовий момент; в) осьове навантаження на долото;
 з) віброприскорення корпусу обертача

Рисунок 8 – Приклад запису параметрів досліджень швидкодіючим самописцем Н338

7 Назаренко В.Е. Определение некоторых параметров долот в стендовых условиях на буровом станке ЗИФ-1200П / Назаренко В.Е., Обиднов Б.И., Зубарев А.В., Грачев Б.А. // Автоматизация и телемеханизация нефтяной промышленности. – 1974. – № 3. – С. 48-52.

8 Синев С.В. Модернизация бурового станка высокого давления СВД-1000 / Синев С.В. // Машины и нефтяное оборудование. – М.: ВНИИОЭНГ, 1977. – № 9. – С. 22-24.

9 Бевзюк Ф.И. Исследование влияния виброгасителя в компоновке низа буровой колонны на повышение эффективности работы шарошечных долот. Автореферат дисс. канд. техн. наук. – Куйбышев, 1974. – 15 с.

Стаття поступила в редакційну колегію
 25.08.09

Рекомендована до друку професором
 Векериком В.І.

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ КОМБІНОВАНОГО ЗУБКА: ТВЕРДИЙ СПЛАВ – СТАЛЬ

І.Г.Барило, Л.Д.Пітулей, Л.Я.Роп'як, І.Б.Копей, В.М.Білінський

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 43024,
e-mail: kaftnt@iung.edu.ua

Побудовано математичну модель процесу деформації комбінованого зубка: твердий сплав – сталь. Досліджено напружений стан комбінованих зубків і оцінено вплив товщини сталеві підкладки, а також модулів пружності матеріалів на залишкові технологічні напруження. Дано рекомендації з конструювання комбінованих зубків.

Ключові слова: твердий сплав, комбінований зубок, сталь, технологічні напруження

Построено математическую модель процесса деформации комбинированного зубка: твердый сплав – сталь. Исследовано напряженное состояние комбинированных зубков и оценено влияние толщины стальной подложки, а также модулей упругости материалов на остаточные технологические напряжения. Даны рекомендации по конструированию комбинированных зубков.

Ключевые слова: твердый сплав, комбинированный зубок, сталь, технологические напряжения

The mathematical model of the composite bit deformation process (blackor – steel) has been built. The stress state of composite bits has been investigated; there also has been estimated the impact of the steel pad thickness and modulus of elasticity of the materials on processing temper. The guidelines on composite bits have been provided.

Keywords: blackor, combined bits, steel, technology stress

Для більш повного забезпечення України нафтою та газом необхідно збільшувати їх видобуток. Значна роль у вирішенні цього завдання належить породоруйнівному інструменту (шарошкостим буровим долотам, калібраторам і центраторам).

Твердосплавне оснащення для армування породоруйнівного інструменту отримують спіканням з подальшим паянням, механічним кріпленням або запресуванням в корпус інструмента. У руйнуванні гірської породи приймає участь тільки виступаюча над корпусом інструмента частина зубка. Таке використання твердосплавних матеріалів не можна визнати раціональним – приблизно на дві треті висоти зубки запресовуються в тіло інструмента, а регенерація і повторне використання відпрацьованих зубків, як правило, не здійснюється.

Досліджено напружений стан з'єднання: твердосплавний монолітний зубок – сталевий корпус шарошки [1, 2], однак у літературі практично відсутні дані про напружений стан у самому комбінованому зубку (КЗ): твердий сплав – сталь, що ускладнює конструювання оснащення породоруйнівного інструмента і його оптимізацію.

При використанні комбінованого оснащення (твердий сплав – сталь), сформованого механо-термічним формуванням [3] виникає проблема сумісності матеріалів з різними фізико-механічними характеристиками. Вибір раціональних технологічних режимів механо-термічного формування КЗ повинен ґрунтуватися на даних про вплив основних технологічних параметрів на експлуатаційні характеристики КЗ: міцність з'єднання сталі з твердим сплавом, зносостійкість робочої частини і вторинну міцність.

Крім того, в процесі експлуатації складних композитів з'являються напруження, які у поєднанні із залишковими можуть призвести до деформації, перенапруження, а іноді і до руйнування. Тому визначення величини і характеру розподілу залишкових напружень, обумовлених спіканням і наплавленням, має істотне значення.

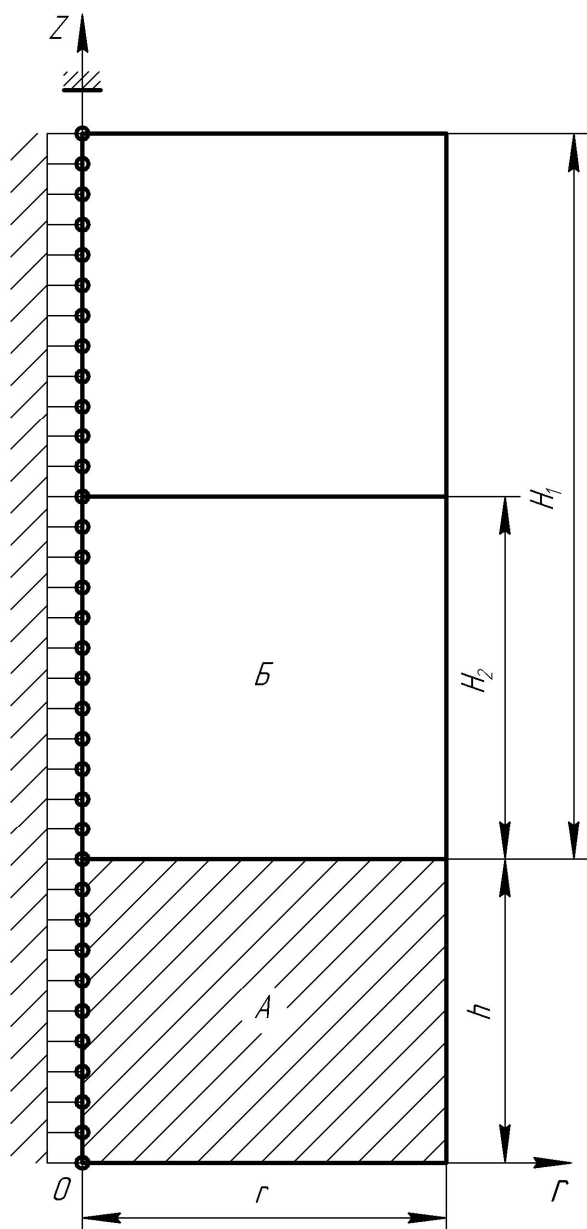
Метою даного дослідження є аналіз напруженого стану комбінованого зубка: твердий сплав – сталь і оцінка впливу товщини сталеві підкладки, а також модулів пружності матеріалів на залишкові технологічні напруження.

Для цього побудовано математичну модель процесу деформації КЗ.

Формування робочої частини КЗ із твердого сплаву відбувається за температури 1400-1450°C, коли кобальт знаходиться в стані текучості. В процесі охолодження пластичність кобальту знижується, а за температури менше 1000°C практично втрачається здатність до пластичної деформації, а також з'являються пружні деформації. Виходячи з цього розглядався процес охолодження КЗ за температури 1000°C до 20°C.

При побудові математичної моделі досліджуваного об'єкту вважали, що матеріали робочої частини КЗ (твердий сплав) і підкладки (сталь) абсолютно пружні, однорідні та ізотропні. Модулі пружності, коефіцієнти Пуассона і коефіцієнти температурного розширення матеріалів шарів приймали постійними, незалежними від температури. Задачу вирішували в пружній постановці. При формуванні умов теплового навантаження вважали, що виріб охолоджується рівномірно. Рішення задачі проводили методом скінчених елементів, реалізованому в розроблених ІНМ НАН України комплексі

програм «Термопружність» [4] на персональному комп'ютері. Геометричну схему досліджуваної моделі зображено на рис. 1.



*A – твердий сплав; B – сталь;
r = 6 мм; h = 5 мм; H₁ = 12 мм; H₂ = 6 мм*

Рисунок 1 – Геометрична схема моделі комбінованого зубка для розрахунку залишкових технологічних напружень

Конструкція, що розраховується, має такі розміри: твердий сплав – циліндр діаметром 12 мм і товщиною 5 мм, підкладка зі сталі 45 – циліндр діаметром і висотою 12 мм. Внаслідок симетрії досліджували половину конструкції, яку апроксимували трикутною сіткою з числом вузлів 528 і елементів 980.

Розв'язання задачі здійснювалося за таких кінематичних умов:

$$\begin{matrix} U = 0 \\ V = 0 \end{matrix} \Big|_{z=r=0}; \quad \begin{matrix} U = 0 \\ \end{matrix} \Big|_{\substack{r=0 \\ 0 \leq z \leq H+h}}$$

де: U і V – переміщення відповідно по осях r і z ; H – висота сталевий підкладки; h – висота твердого сплаву.

Фізико-механічні характеристики матеріалів наведено в таблиці 1.

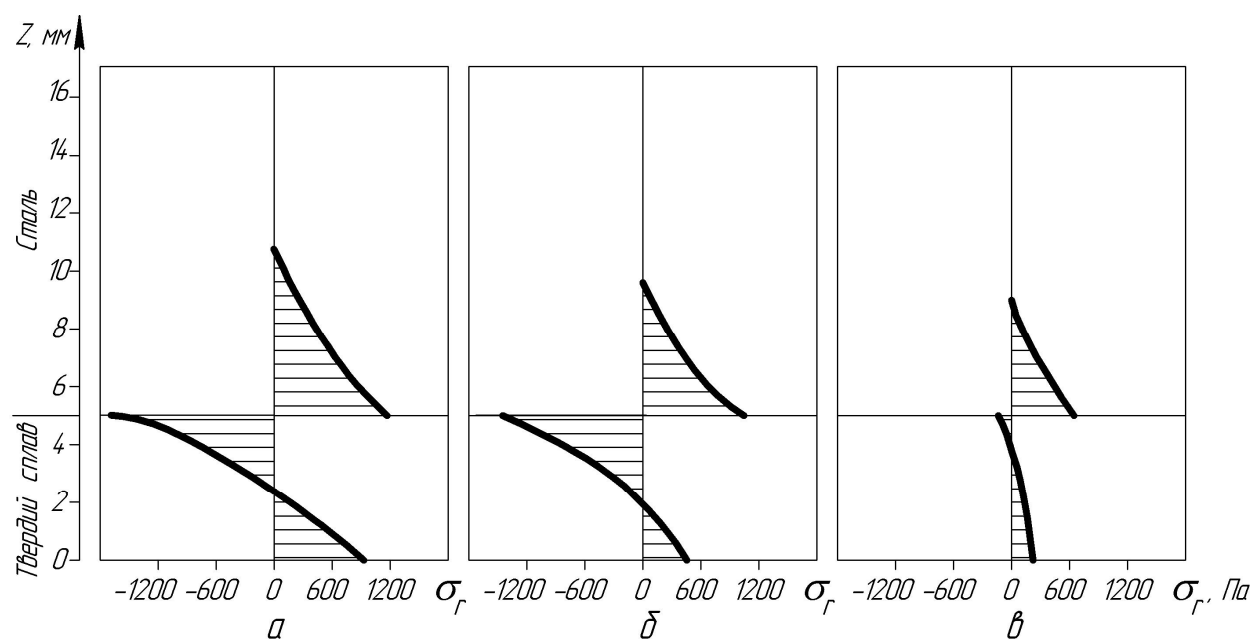
Таблиця 1 – Фізико-механічні характеристики матеріалів

Матеріал	Модуль пружності, ГПа	Коефіцієнт Пуассона	Коефіцієнт лінійного розширення $10^{-6}, K^{-1}$
Сталь 45	206	0,28	12,3
Твердий сплав BK10	574	0,22	5,2

У процесі охолодження КЗ від температури спікання до кімнатної температури відбувається пружна деформація внаслідок різниці коефіцієнтів лінійного розширення шарів та їх модулів пружності (див. табл.). Оскільки коефіцієнт лінійного розширення для сталі більший, ніж для твердого сплаву в 2,3-2,5 рази, то усадка сталевий шару буде більш значною, що за умови зв'язку між шарами призведе до згину КЗ і виникнення залишкових напружень. Рівень і нерівномірність розподілу залишкових напружень буде визначатися відношенням модулів пружності шарів, їх товщиною і різницею коефіцієнтів термічного розширення.

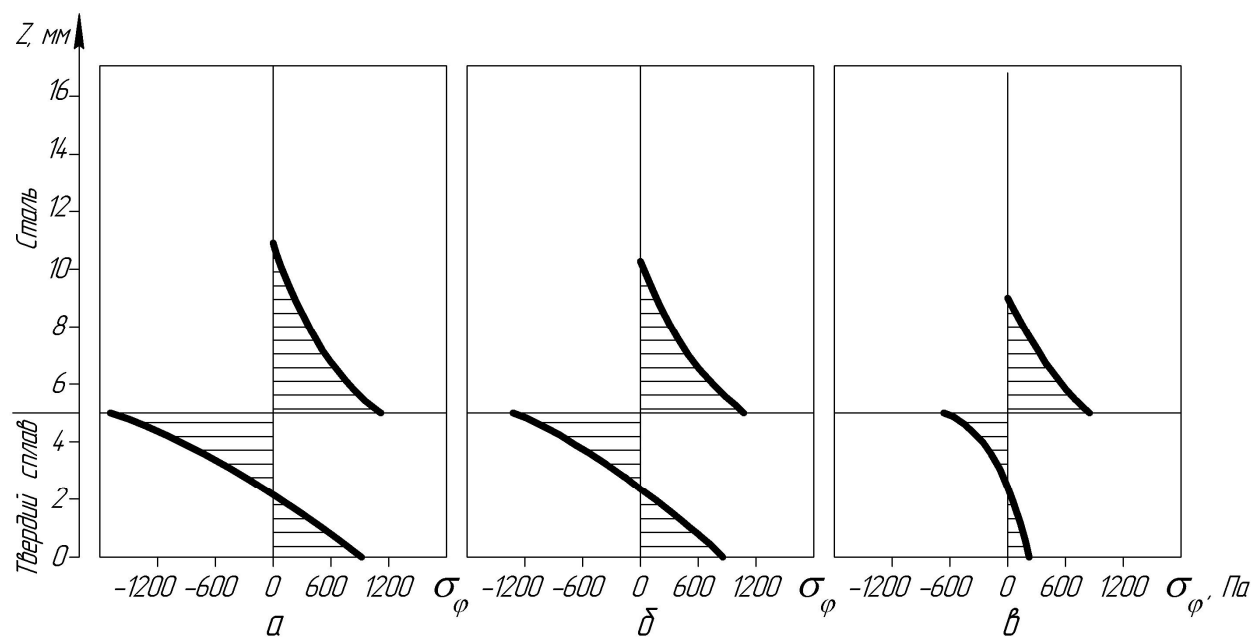
На рис. 2-5 зображено епюри розрахованих значень зміни напружень σ_r , σ_ϕ , σ_z і τ_{rz} (циліндрична система координат) по товщині КЗ в різних перетинах для моделі процесу деформування КЗ при охолодженні від температури спікання до кімнатної. В цьому випадку радіальні σ_r і тангенційні σ_ϕ є головними напруженнями і за абсолютною величиною (див. рис. 2-4) їх значення перевищують всі інші, тому під час розгляду напруженого стану КЗ зосереджували основну увагу на їх аналізі. Як видно з рис. 2 і 3, характер епюр напружень σ_r і σ_ϕ аналогічні. Розподіл напружень σ_r і σ_ϕ за товщиною КЗ свідчить, що сталевий шар перебуває в стані розтягу. Зона дії розтягуючих напружень розповсюджується для σ_r і σ_ϕ до половини товщини сталевий шару в напрямку від лінії розділу матеріалів. Максимальні розтягуючі напруження діють в центрі сталевий шару вздовж осі симетрії КЗ на межі з твердим сплавом і рівні для прийнятої розрахункової моделі $\sigma_r = 1170$ Па, $\sigma_\phi = 1180$ Па.

З віддаленням від осі симетрії КЗ розтягуючі напруження спадають і на бічній поверхні за $r = 5,9$ мм сягають: $\sigma_r = 610$ Па і $\sigma_\phi = 850$ Па (рис. 2, в; 3, в). З віддаленням від лінії з'єднання матеріалів і осі симетрії σ_r і σ_ϕ також зменшуються і за $r = 5,9$ м та $z = 9$ мм дорівнюють нулеві.



а) $r = 0,1$ мм; б) $r = 3$ мм; в) $r = 5,9$ мм; $0 \leq z \leq 17$ мм

Рисунок 2 – Розподіл напружень σ_r за товщиною КЗ при $E_{mc} = 574$ ГПа в різних перерізах



а) $r = 0,1$ мм; б) $r = 3$ мм; в) $r = 5,9$ мм; $0 \leq z \leq 17$ мм

Рисунок 3 – Розподіл напружень σ_ϕ за товщиною КЗ при $E_{mc} = 574$ ГПа в різних перерізах

На межі розділу матеріалів: твердий сплав – сталь відбувається різкий стрибок напружень і зміна знаку σ_r і σ_ϕ . Шар твердого сплаву, судячи з розподілу головних напружень, перебуває в стані кругового згину, оскільки поблизу межі розділу напруження стиску σ_r і σ_ϕ досягають максимуму 1700 Па вздовж осі симетрії при $r = 0,1$ мм, а на вільній поверхні при $z = 0$ σ_r і σ_ϕ , вже змінюють знак на протилежний, і досягають значення 900 Па.

Круговий згин пластини у поєднанні з умовою єдності переміщень вздовж межі розділу фаз матеріалів призводить до виникнення великих дотичних напружень уздовж межі розділу, абсолютне значення яких зростає при наближенні r до 6 мм (рис. 4, 5). З віддаленням від межі розділу до вільних країв (торців) КЗ напруження τ_{rz} зменшуються до нуля.

Напруження σ_z (рис. 4) на межі розділу фаз змінюють знак і досягають максимальних значень з різними знаками в шарі твердого сплаву і сталі, і з віддаленням від лінії розділу зменшуються до нуля.

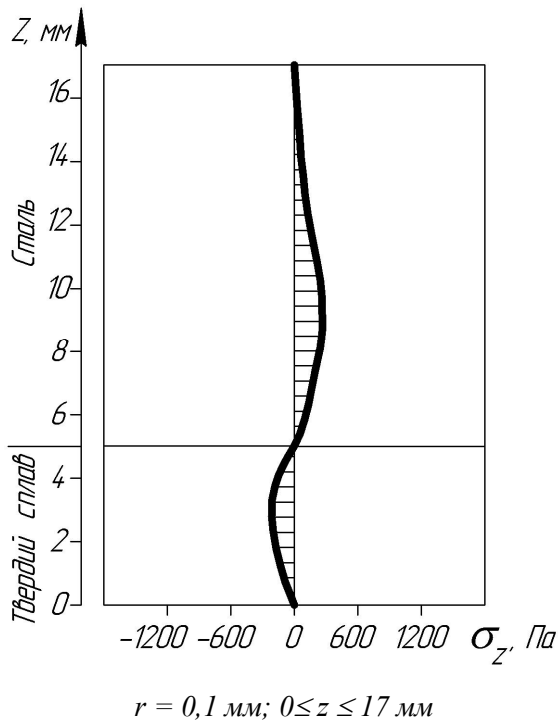


Рисунок 4 – Розподіл напружень σ_z за товщиною КЗ при $E_{mc} = 574 \text{ ГПа}$ в перерізі

Деяка частина твердого сплаву товщиною 2,5 мм поблизу межі розділу (рис. 2; 3) перебуває в стисненому стані. Водночас решта кількості об'єму твердого сплаву перебуває в менш сприятливих умовах, оскільки залишкові напруження σ_r і σ_ϕ в ньому вже розтягуючі. Розтягуючі напруження в твердосплавному шарі можна усунути шляхом зменшення його товщини або технологічними способами.

Як відомо [5], наявність залишкових напружень стиску в поверхневому шарі деталі підвищує її довговічність. З цією метою були проведені спеціальні дослідження.

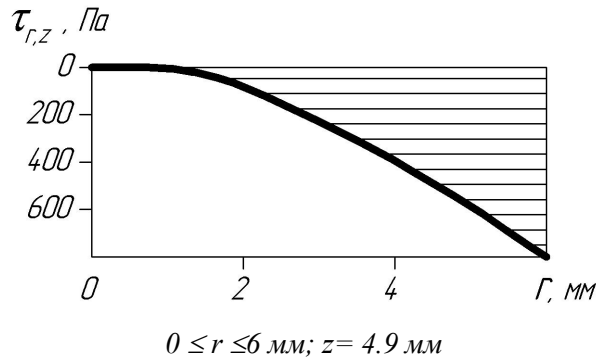


Рисунок 5 – Розподіл напружень τ_{rz} за радіусом КЗ в твердому сплаві при $E_{mc} = 574 \text{ ГПа}$

На рис. 6 зображені епюри зміни розрахункових напружень σ_r і σ_ϕ в найнебезпечнішому перетині (по осі симетрії) при товщині сталевого шару 6 мм. Як видно з рис. 6, розподіл і рівень залишкових напружень σ_r і σ_ϕ при зменшенні товщини сталевого шару до $H_2 = 6 \text{ мм}$ (при постійних решті чинників) практично не змінюються. Оскільки залишкові напруження не розповсюджуються по висоті шару сталі більш, ніж на 6 мм від лінії розділу, то решта частина сталі не приймає участі в процесі деформування конструкції. Отже, зняття шару сталі до цієї товщини практично не впливає на величину залишкових напружень та їх розподіл.

Зі зменшенням модуля пружності твердого сплаву від 574 ГПа (див. рис. 2; 3) до 370 ГПа (див. рис. 7) розтягуючі напруження σ_r і σ_ϕ на поверхні твердого сплаву знижуються пропорційно зміні модуля пружності. Збільшується об'єм твердого сплаву, що знаходиться під дією напружень стиску. Отже, за нижчого модуля пружності твердого сплаву залишкові напру-

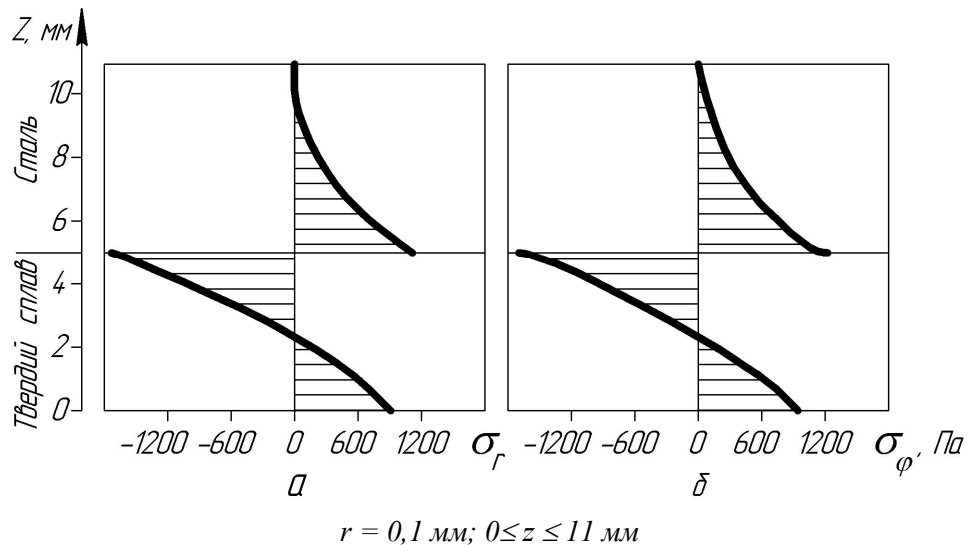


Рисунок 6 – Розподіл напружень σ_r (а) і σ_ϕ (б) при зменшенні сталевого шару до $H_2 = 6 \text{ мм}$ при $E_{mc} = 574 \text{ ГПа}$

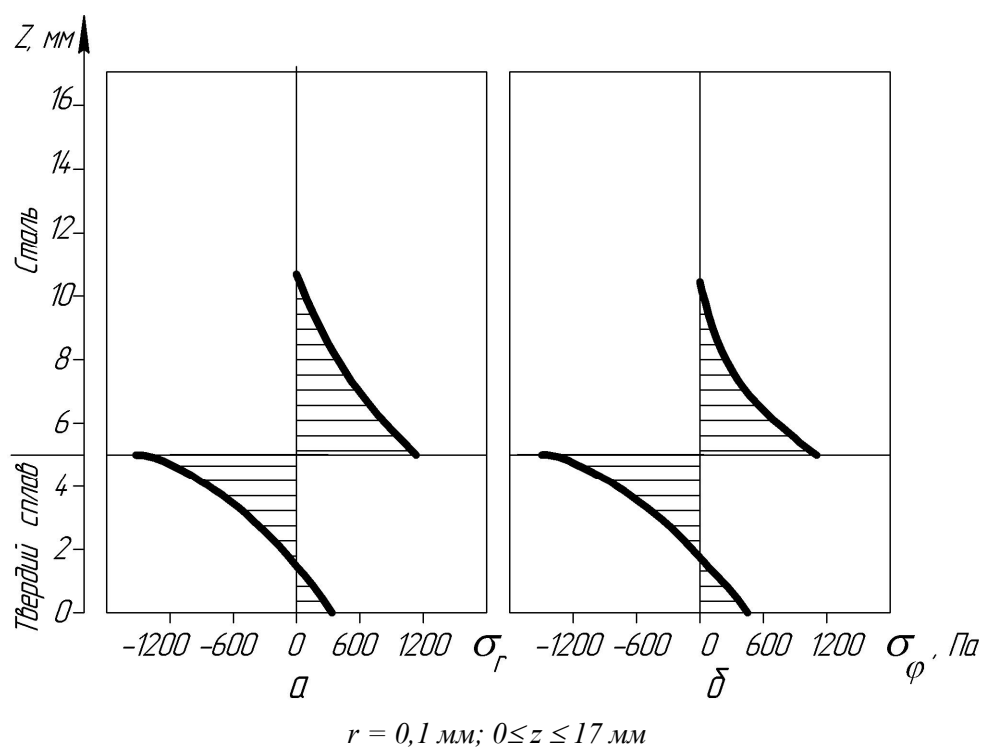


Рисунок 7 – Розподіл напружень σ_r (а) і σ_ϕ (б) при $E_{mc} = 370$ ГПа

ження будуть сприятливо впливати на конструкційну міцність КЗ.

На підставі аналізу напруженого стану КЗ можна зробити такі висновки.

1. Висота сталеві основи понад 6 мм не впливає на напружений стан КЗ.

2. Для створення КЗ краще використовувати висококобальтові тверді сплави з меншим модулем пружності і великим коефіцієнтом лінійного розширення.

4 Цыбенко А.С. Комплекс программ для исследования термонапряженного состояния элементов конструкций / А.С. Цыбенко, Н.Г. Ващенко, Н.Г. Гришук // XV научное совещание по тепловым напряжениям в элементах конструкций: Тезисы докладов (Киев, 28-30 мая 1980 г.). – К.: Наукова думка. 1980. – С. 90.

5. Лошак М.Г. Прочность и долговечность твердых сплавов / М.Г. Лошак. – К.: Наукова думка, 1977. – 147 с.

Література

1 Григоренко С.І. Теоретичні передумови підвищення міцності з'єднання зубок – шарошка / С.І. Григоренко, О.С. Кодак, Л.Д. Пітулей // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 1997. – № 34. – С. 83-85.

2 Корнута В.А. Моделирование напружено-деформованого стану з'єднання «корпус (шарошка) – твердосплавна вставка» контактом двох гладких циліндрів / В.А. Корнута, Т.М. Даляк // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 2009. – № 1(30). – С. 48-53.

3 Теоретические предпосылки создания комбинированного зубка методом механо-термического формирования. / Э.С. Гинзбург, И.Г. Барило, Л.А. Резник и др. // Повышение эффективности технологических процессов газонефтяной и газовой промышленности путем обеспечения долговечности оборудования и инструмента: Труды МИНГ, вып. 202. – М.: МИНГ им. И.М. Губкина, 1987. – С.25-37.

Стаття поступила в редакційну колегію
06.08.09

Рекомендована до друку професором
Петриною Ю.Д.

ВИЗНАЧЕННЯ ОБ'ЄМУ ТА РАДІУСА ДРЕНУВАННЯ СВЕРДЛОВИН ПСГ

П.Р.Гімер, М.П.Муж

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 40098,

e-mail: gidro@nuing.edu.ua

Розглядається методика визначення об'єму та радіуса дронування експлуатаційно-нагнітальних свердловин ПСГ на основі даних про їх конструкцію і результатів газодинамічних досліджень свердловин на ustalених режимах роботи. Наводиться приклад розрахунку цих параметрів для свердловини одного з газосховищ України.

Ключові слова: газосховище, ПСГ, свердловина, об'єм дронування, радіус дронування

Рассматривается методика определения объема и радиуса дренирования эксплуатационно-нагнетательных скважин ПХГ на основе данных об их конструкции и результатов газодинамических исследований скважин на установленных режимах работы. Приводится пример расчета этих параметров для скважины одного из газохранилищ Украины.

Ключевые слова: газохранилище, ПХГ, скважина, объем дренирования, радиус дренирования

The article is considering the method of finding drainage volume and the drainage radius of injection-withdrawal wells of UGSF on basis of well design data and steady state mode gas-dynamics well test results. Calculations of those values for well of one of Ukraine gas storage are given as an example.

Keywords: gas storage, UGSF, well, drainage volume, drainage radius

Більшість підземних сховищ газу (ПСГ) в світі, а в Україні всі, створені у виснажених нафтогазових покладах або у водоносних пластах [5]. Зрозуміло, що за таких умов свердловина є і буде залишатися основним джерелом інформації про роботу пластової частини газосховища. Регулярні газодинамічні дослідження експлуатаційно-нагнітальних свердловин ПСГ необхідні не тільки для контролю за ефективністю їхньої роботи, а і для моніторингу роботи газосховища в цілому. Основною метою таких досліджень є встановлення взаємозв'язку між дебітом газу і термобаричними умовами роботи свердловини (тиск і температура на вибої і гирлі свердловини, депресія або репресія на пласт та ін.) [6].

Специфікою роботи ПСГ є циклічна взаємодія свердловини і пласта: нагнітання газу в пласт чергується з його відбиранням. Тому, у випадку ustalеної експлуатації газосховища, для кожної свердловини в покладі формується певна область, з якою вона постійно взаємодіє, в якій фільтрація газу відбувається у напрямку до свердловини (у випадку відбирання газу) чи від неї (у випадку нагнітання газу). Метою даної роботи є розробка простої методики визначення відповідного об'єму і радіуса дронування експлуатаційно-нагнітальної свердловини ПСГ [0]. Регулярне визначення цих параметрів для всіх експлуатаційно-нагнітальних свердловин сховища дасть можливість більш точно оцінювати об'єм дронування сховища в цілому, відслідковувати динаміку його зміни, оцінювати інтерференцію свердловин, прогнозувати режим вибіркового нагнітання в поклад тощо.

Вихідні дані для розрахунку формуються на основі інформації, отриманої в ході створення і циклічної експлуатації ПСГ. Сюди відносяться:

- дані щодо конструкції свердловини:
 - номер свердловини та горизонту;
 - інтервал перфорації, кількість отворів на 1 п.м. та розкрита ефективна товщина горизонту;
 - інтервал продуктивного горизонту;
 - внутрішній діаметр і глибина спуску НКТ;
 - пористість продуктивних прошарків горизонту (за даними геофізичних дослідження свердловини після буріння);
 - аналіз складу газу, відносна густина газу, або густина за нормальних чи стандартних умов;
 - результати газодинамічних досліджень свердловин:
 - затрубний $p_{затр}$ і буферний $p_{буф}$ тиски ustalеного технологічного режиму роботи свердловини;
 - температура газу;
 - дебіт газу;
 - крива відновлення статичного тиску після зупинки свердловини, час стабілізації режиму після її пуску, коли $p_{буф} = p_{затр} = p_{стат}$, та їх тривалість в часі.

Обробка вихідних даних проводиться в наступній послідовності.

Першим етапом розрахунку є визначення фізичних властивостей газу, який рухається в свердловині.

Якщо відомий тільки компонентний склад газу, то використовуючи його визначаємо відносну густину газу Δ :

$$\Delta = \frac{\sum_{i=1}^n M_i r_i}{28,96}, \quad (1)$$

де: M_i – молярна маса i -го компонента природного газу, кг/кмоль; r_i – об'ємна доля i -го компонента природного газу у долях одиниць; 28,96 кг/кмоль – молярна маса повітря.

Таблиця 1 – Характеристика індивідуальних компонентів природного газу

Назва компоненту	Хімічна формула	Молярна маса, кг/кмоль	Критичний тиск, МПа	Критична температура, К
метан	CH ₄	16,043	4,600	190,6
етан	C ₂ H ₆	30,070	4,884	305,4
пропан	C ₃ H ₈	44,097	4,246	369,8
ізобутан	i-C ₄ H ₁₀	58,124	3,648	408,1
н-бутан	n-C ₄ H ₁₀	58,124	3,797	425,2
ізопентан	i-C ₅ H ₁₂	72,151	3,384	460,4
н-пентан	n-C ₅ H ₁₂	72,151	3,375	469,6
азот	N ₂	28,013	3,394	126,2
вуглекислий газ	CO ₂	44,010	7,376	304,2

Обчислюємо псевдокритичні параметри газу [0].

Псевдокритичний тиск природного газу визначають за залежністю:

$$P_{кр} = \sum_{i=1}^n P_{кр_i} \cdot r_i, \quad (2)$$

де $P_{кр_i}$ – критичний тиск i -го компонента природного газу, МПа.

Псевдокритичну температуру природного газу визначають за залежністю:

$$T_{кр} = \sum_{i=1}^n T_{кр_i} \cdot r_i, \quad (3)$$

де $T_{кр_i}$ – критична температура i -го компонента природного газу, К.

Значення молярної маси, критичних тисків та температур індивідуальних компонентів природного газу наведені в табл. 1 [9].

Якщо відносна густина газу відома з даних досліджень свердловини, то псевдокритичні тиск та температуру газу можна визначити за залежностями:

$$P_{кр} = 0,1773 \cdot (26,831 - \rho_{ст.у.}), \text{ МПа} \quad (4)$$

$$T_{кр} = 155,24 \cdot (0,564 + \rho_{ст.у.}), \text{ К} \quad (5)$$

де $\rho_{ст.у.}$ – густина газу за стандартних умов, кг/м³, яка визначається через відносну густину газу Δ за формулою:

$$\rho_{ст.у.} = 1,205 \cdot \Delta, \text{ кг/м}^3. \quad (6)$$

Другим етапом розрахунку об'єму дренавання є визначення величини вибійних тисків за барометричною формулою [1, 6] згідно з таким алгоритмом:

1. В першому наближенні приймаємо, що середній тиск в свердловині дорівнює затрубному тискові.

2. Визначаємо середню температуру в свердловині за формулою

$$T_{сер} = \frac{(T_{виб} - T_{гир})}{\ln \frac{T_{виб}}{T_{гир}}}, \quad (7)$$

де: $T_{виб}$ – температура газу на вибої свердловини (приймається рівною пластовій температурі);

$T_{гир}$ – гирлова температура газу при роботі вимірювача.

3. Визначаємо зведений середній тиск та зведену середню температуру:

$$P_{зв} = \frac{P_{сер}}{P_{кр}} \quad \text{та} \quad T_{зв} = \frac{T_{сер}}{T_{кр}}. \quad (8)$$

4. Визначаємо значення коефіцієнта стисливості газу за середніх термодинамічних умов [7, 8]:

для інтервалу зведених тисків 0,1-0,5 за формулою

$$z_{сер} = 2 \cdot (P_{зв} + 1)^{0,1876/T_{зв}^{3,5}} - 1, \quad (9)$$

для інтервалу зведених тисків 0,5-3 за формулою

$$z_{сер} = 2 \cdot \left(\frac{1,21}{P_{зв} + 1} \right)^{\frac{0,529}{T_{зв}^{4,4}}} - 1. \quad (10)$$

5. Визначаємо параметр S для свердловини

$$S = \frac{0,03415 \cdot \Delta \cdot L_{НКТ}}{z_{сер} \cdot T_{сер}}, \quad (11)$$

де: Δ – відносна густина газу до повітря; $L_{НКТ}$ – глибина спуску НКТ

6. Визначаємо в першому наближенні тиск на вибої свердловини

$$P_{виб} = P_{гир} \cdot e^S, \quad (12)$$

де $P_{гир}$ – гирловий тиск (приймаємо значення затрубного тиску з газодинамічних досліджень).

7. Визначаємо середній тиск в свердловині

$$P_{сер} = \frac{P_{гир} + P_{виб}}{2}. \quad (13)$$

8. Повторюємо розрахунок (п.3-п.7) визначаючи при цьому вибійний тиск в другому наближенні.

9. Порівнюємо отримані значення вибійного тиску в першому та другому наближеннях. Якщо їх різниця перевищує задану точність, наприклад 0,01 МПа, то розрахунок повторюємо з п.3 до досягнення заданої точності.

Використовуючи отримані дані, будемо залежність $P_{виб}^2 = f(Q)$ (рис. 1). Причому, якщо використовуються дані дослідження свердловин, що отримані в період відбору газу, то точки відкладаються в додатній області осі абсцис, а якщо в період нагнітання газу, то у від'ємній.

Для значення $Q = 0$ маємо величину $p_{виб}^2 = p_{пл}^2$. А для $p_{виб}^2 = p_{атм}^2$ з графіка отримаємо значення дебіту Q_0 , тис.м³/добу, який, будучи помножений на час стабілізації t (чи час відновлення статичного тиску після зупинки свердловини), дає величину порового об'єму зони дренування свердловини:

$$W_0 = Q_0 \cdot t. \quad (14)$$

Тоді загальний дренований об'єм пласта буде рівний

$$W = \frac{W_0}{m}, \quad (15)$$

де m – середня по інтервалу перфорації пористість пласта.

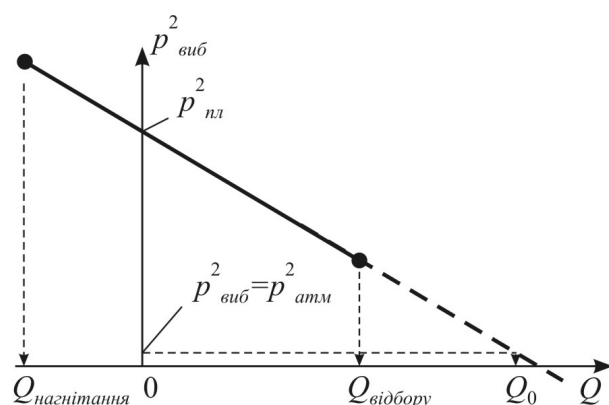


Рисунок 1 – Графік залежності $p_{виб}^2 = f(Q)$ для визначення об'єму дренування W привибійної зони свердловини

У випадку плоско-радіальної фільтрації для відомої товщини перфорованого інтервалу h радіус контуру живлення свердловини визначається як:

$$R = \sqrt{\frac{W}{\pi \cdot h}}, \quad (16)$$

Наведемо приклад розрахунку зони дренування експлуатаційної свердловини одного з газосховищ України.

Вихідні дані щодо характеристики свердловини за результатами дослідження після буріння наведено в табл. 2, а результати газодинамічних досліджень цієї свердловини в період відбирання газу наведені в табл. 3.

Визначення вибієного тиску проводилося за вище описаною методикою, а тому з табл. 3 фактично використовувалися дані щодо часу стабілізації, значення затрубного тиску і температури на вимірювачі та дебіту газу.

Відповідно до фактичних даних глибина спуску НКТ складає 1425,5 м, середня пористість на розкритому інтервалі складає 29,78%, пластова температура 314 К, Відносна густина газу за повітрям 0,584, товщина продуктивного горизонту, що розкрита перфорацією складає 9,2 м.

Результати розрахунку вибієного тиску наведено в табл. 4, а на рис. 2 побудовано відповідний графік залежності $p_{виб}^2 = f(Q)$. Згідно цього графіку для даної свердловини було отримано значення вільного дебіту $Q_0 = 1261,04$ тис.м³/добу.

Оскільки для даного ПСГ криві відновлення статичного тиску та стабілізації при дослідженні свердловин відсутні. Тому з певним наближенням можна прийняти, що час стабілізації рівний сумі часу роботи свердловини на режимах. Це дозволяє наближено оцінити об'єм зони дренування.

Визначаємо поровий об'єм зони дренування свердловини за формулою (14):

$$W_0 = 1261,04 \cdot \frac{115}{60 \cdot 24} = 100,71 \text{ тис.м}^3,$$

де час стабілізації прийнято $t = 115$ хв.

Визначаємо загальний об'єм покладу зони дренування свердловини за формулою (15):

$$W = \frac{100,71}{0,2978} = 338,14 \text{ тис.м}^3.$$

Таблиця 2 – Характеристика свердловини після буріння

Робочий горизонт	Інтервал пласта, м		Інтервал перфорації, м		Товщина продуктивного пласта розкрита перфорацією, м	mh свердловини	Ефективна товщина, м
М-7	1427,2	1436,0	1427,0	1436,0	8,2	2,74	8,2
	1438,0	1442,2	1429,0	1439,0	1,0		4,2
	1442,8	1457,2					11,4
	1493,6	1515,0					

Таблиця 3 – Результати газодинамічних досліджень свердловини

№ режиму	Час стабілізації, хв.	Абсолютний тиск, атм (МПа)			Температура на вимірювачі, К	Дебіт газу, тис.м ³ /добу
		вимірювача	вибієний	затрубний		
1	30	98,6 (9,67)	114,9 (11,27)	101,7 (9,97)	287,1	72
2	40	85,6 (8,39)	110,9 (10,88)	98,1 (9,62)	287,6	168
3	45	81,9 (8,03)	105,5 (10,35)	93,3 (9,15)	288,1	264

Таблиця 4 – Результати розрахунку вибійного тиску для свердловини

№ режиму	Абсолютний затрубний тиск, ата (МПа)	Пластова температура, К	Температура на вимірювачі, К	e^s	Тиск на вибої $p_{виб}$, ата (МПа)	$(p_{виб})^2$
1	101,7 (9,97)	314	287,1	1,1416	116,10 (11,39)	129,7
2	98,1 (9,62)	314	287,6	1,1405	111,89 (10,97)	120,3
3	93,3 (9,15)	314	288,1	1,1392	106,28 (10,42)	108,6

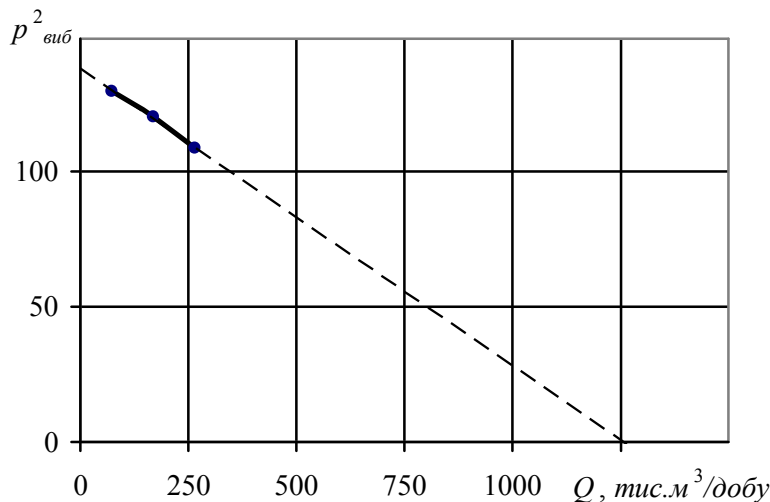


Рисунок 2 – Графік залежності $p_{виб}^2 = f(Q)$ для вибраної свердловини

Визначаємо радіус контуру живлення свердловини за залежністю (16):

$$R = \sqrt{\frac{338,14 \cdot 10^3}{3,1415 \cdot 9,2}} = 108,2 \text{ м.}$$

Наведений приклад демонструє достатню простоту використання запропонованої методики на практиці. За умови регулярного проведення газодинамічних досліджень експлуатаційних свердловин розрахунок для останніх об'єму і радіуса дренованню, з наступним визначенням загального для газосховища об'єму дренованої області, дає нам додатковий механізм моніторингу і контролю за роботою ПСГ нарівні з відомим методом годографу [0].

Таким чином, наведена методика визначення об'єму зони дренованню свердловин може бути рекомендована як складова частина поточного контролю експлуатації ПСГ.

Література

1 Басниев К.С. Подземная гидромеханика [Текст] : [Учебник для вузов] / К.С.Басниев, И.Н.Кочина, В.М.Максимов. – М.: Недра, 1993. – 416 с. – ISBN 5-247-02323-4.

2 Гімер П.Р. Визначення зони дренованню свердловин ПСГ [Електронний ресурс] / П.Р.Гімер // Матеріали МНТК «Ресурсозберігаючі технології в нафтогазовій енергетиці» «ІФНТУНГ-40» – м. Івано-Франківськ, 16-20 квітня 2007 р. – 1 електрон. опт. диск (CD-ROM) ; 12 см. – Систем. вимоги : Pentium-266 ; 32 Mb RAM ; Windows 95, 98, 2000, XP ; MS Word 97-2000. – Назва з контейнера.

3 Гімер П.Р. З історії розвитку методів аналізу циклічної експлуатації ПСГ [Текст] / П.Р.Гімер, Р.В.Кохтюк // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2004. – №2(8). – С.107-110.

4 Гімер Р.Ф. Газова динаміка [Текст] / Р.Ф.Гімер., П.Р.Гімер. – Івано-Франківськ: Факел, 2000. – 228 с. – ISBN 966-7327-35-3.

5 Гімер Р.Ф. Підземне зберігання газу. Частина 1: Створення підземних сховищ газу [Текст] / Р.Ф.Гімер, П.Р.Гімер, М.П.Деркач. – Львів: Центр Європи, 2007. – 224 с. – ISBN 978-966-7022-73-0

6 Инструкция по комплексному исследованию газовых и газоконденсатных пластов и скважин [Текст] / [Под ред. Г.А. Зотова, З.С. Алиева]. – М.: Недра, 1980. – 301 с.

7 Касперович В.К. Практичні залежності для розрахунку коефіцієнта стисливості [Текст] / В.К.Касперович // Нафтова і газова промисловість. – 1996. №4. – С. 43-44.

8 Касперович В.К. Трубопровідний транспорт газу [Текст] / В.К.Касперович. – Івано-Франківськ: Факел, 1999. – С. 16-17.

9 Рид Р. Свойства газов и жидкостей [Текст]: Справочное пособие / Р.Рид, Дж.Праусниц, Т.Шервуд. – [Пер. с англ. под ред. Б.И.Соколова]. – 3-е изд., перераб. и доп. – Л.: Химия, 1982. – 592 с.

Стаття постуила в редакційну колегію
22.07.09

Рекомендована до друку професором
Грудзом В.Я.

ДО ОЦІНКИ ПОТЕНЦІАЛЬНОЇ ЕНЕРГІЇ ПРОДУКТИВНОГО ПЛАСТА ПІД ЧАС ЙОГО РОЗКРИТТЯ В ПРОЦЕСІ БУРІННЯ

¹В.М.Мойсишин, ²Е.М.Барановський

¹ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42123,
e-mail: math@nuing.edu.ua

²ПВ УкрДГРІ, 36002, м. Полтава, вул. Фрунзе, 149; тел. (0532) 592666

Розглянуто характер впливу пластового тиску на формування потенційної енергії пласта і її складових. Встановлена можливість регулювання потенційної енергії пласта за рахунок буріння під регульованим тиском і зміни перепаду температури на стінці свердловини.

Ключові слова: гірська порода, буріння, свердловина, потенціальна енергія деформації пласта, пластовий тиск, буровий розчин.

Рассмотрен характер влияния пластового давления на формирование потенциальной энергии пласта и её составляющих. Установлена возможность регулирования потенциальной энергии пласта за счёт бурения под регулируемым давлением и изменения перепада температуры на стенке скважины.

Ключевые слова: Горная порода, бурение, скважина, потенциальная энергия деформации пласта, пластовое давление, буровой раствор.

The character of influencing of layer pressure and forming of potential energy of layer and its constituents is considered. Possibility of adjusting of potential energy of layer is set due to the boring drilling under the managed pressure and change of overfall of temperatures on the wall of mining hole.

Keywords: Mountain breed, boring drilling, mining hole, potential energy of layer, layer pressure, boring solution.

Вибір та використання раціонального способу розкриття продуктивних пластів є однією із важливих і складних проблем сучасної техніки і технології буріння та видобутку нафти і газу. Особливого значення ця проблема набуває із зростанням глибини свердловин.

Донедавна в області буріння гірські породи розглядалися з точки зору їх опірності руйнуванню як інертний матеріал, що ставало джерелом і причиною активації сил гірського тиску. Слід зазначити, що всі технології розкриття продуктивних відкладів, як у нас, так і за кордоном не враховують цього факту. Проте останні дослідження свідчать, що під час проведення гірничих виробок робота, яка йде на деформування гірських порід, накопичується у вигляді потенційної енергії деформації. Причому частина її витрачається на зміну об'єму, а частина – на зміну форми [1].

У результаті їх проведення виведено формули для визначення питомої потенційної енергії деформації та її складових [2]. Викладено умови міцності гірської породи при дії на неї питомих потенціальних енергій зміни об'єму та форми. На їх основі встановлено характер залежності енергії гірського масиву від глибини свердловини, густини бурового розчину та фізико-механічних властивостей гірських порід. Це дало підстави пояснити причину цілого ряду ускладнень і процесів, що мають місце при бурінні глибоких свердловин. Зокрема формування еліпсного близького до щілевидного стовбура свердловини, дискування ядра, комбіноване руйнування порід [3,4,5]. Пояснити зміну характеру руйнування порід із зростанням глибини свердловини.

За характером руйнування гірських порід стовбур глибокої свердловини можна поділити на три інтервали. Перший інтервал 0-4500 м, в якому проходить механічне руйнування породи. Другий інтервал 4500-6100 м, де відбувається два процеси – механічне руйнування породи та її саморуйнування, за якого ріст питомої потенційної енергії зміни об'єму не призводить до збільшення механічної швидкості буріння. Третій інтервал знаходиться в межах 6100-9000 м, де відбувається комбіноване руйнування породи – саморуйнування, викликане накопиченою енергією в гірському масиві і механічне руйнування, яке спрямоване на подрібнення породи. При цьому питома потенціальна енергія зміни об'єму досягає розмірів, що спричиняє збільшення механічної швидкості буріння.

Як свідчить аналіз буріння з відбором керна, вказані інтервали корелюються із зміною процесу руйнування керна [6]. Однак пряме перенесення в практику буріння з розкриттям продуктивних відкладів рішень, що мають місце в глибокому бурінні, неможливе. Це пов'язано з тим, що на напружений стан продуктивного пласта діє як накопичена в ньому потенціальна енергія деформації, так і енергія флюїдів, що знаходяться в ньому. Це вимагає проведення досліджень для енергетичної оцінки стану продуктивного пласта.

Для встановлення впливу флюїдів на напружений стан продуктивного пласта скористаємось методом, викладеним у роботі [7]. Тоді напруження, що враховують деформації, зумовлені тиском нафти чи газу, запишуться:

$$\sigma'_1 = \sigma_1 + A, \quad (1)$$

$$\sigma'_2 = \sigma_2 + A, \quad (2)$$

$$\sigma'_3 = \sigma_3 + A, \quad (3)$$

$$A = 2Gp \frac{1+\mu}{1-2\mu} \left(\alpha + \frac{1-2\mu}{E} \right),$$

де: p – тиск флюїду;

α – коефіцієнт теплового розширення породи.

Замінивши модуль зсуву на модуль Юнга через відомий вираз та враховуючи термічні напруження після нескладних перетворень, вираз A набуде такого вигляду:

$$A = p \left[\frac{1+\mu}{(1-2\mu)\alpha\Delta T} + \frac{1+\mu}{1-\mu} \right],$$

де ΔT – перепад температури на стінці свердловини.

Використовуючи наведені залежності для напружень, за відомими формулами визначаємо питому потенціальну енергію в пласті та її складові

$$u_p = \frac{1}{2E} \times \quad (4)$$

$$\left[\sigma_1'^2 + \sigma_2'^2 + \sigma_3'^2 - 2\mu(\sigma_1'\sigma_2' + \sigma_2'\sigma_3' + \sigma_3'\sigma_1') \right];$$

$$u_{обp} = \frac{1-2\mu}{6E} (\sigma_1' + \sigma_2' + \sigma_3')^2; \quad (5)$$

$$u_{\phi p} = \frac{1+\mu}{3E} \times \quad (6)$$

$$\times (\sigma_1'^2 + \sigma_2'^2 + \sigma_3' - \sigma_1'\sigma_2' - \sigma_2'\sigma_3' - \sigma_3'\sigma_1').$$

Визначивши головні напруження на внутрішній стінці свердловини та враховуючи їх знак, підставляємо отримані значення у вирази (4), (5) і (6)

$$u_p = \frac{1}{2E} \{ (\rho_n gH + A)^2 + (\rho_p gH + A)^2 + [(2\lambda\rho_n - \rho_p)gH + A]^2 - 2\mu\{(\rho_n gH + A)(\rho_p gH + A) + (\rho_p gH + A)[(2\lambda\rho_n - \rho_p)gH + A] + [(2\lambda\rho_n - \rho_p)gH + A] \times (\rho_n gH + A)\} \}, \quad (7)$$

$$u_{обp} = \frac{1-2\mu}{6E} \{ (\rho_n gH + A)^2 + (\rho_p gH + A)^2 + [(2\lambda\rho_n + \rho_p)gH + A]^2 + 2(\rho_n \times gH + A)(\rho_p gH + A) + 2(\rho_p gH + A) \times [(2\lambda\rho_n + \rho_p)gH + A] + [(2\lambda\rho_n + \rho_p) \times gH + A](\rho_n gH + A) \}, \quad (8)$$

$$u_{\phi p} = \frac{1+\mu}{3E} \{ (-\rho_n gH + A)^2 + (-\rho_p gH + A)^2 + [(\rho_p - 2\lambda\rho_n)gH + A]^2 - (-\rho_n \times gH + A)(-\rho_p gH + A) - (\rho_p gH + A)[(\rho_p gH - 2\lambda\rho_n gH + A) - (\rho_p \times gH - 2\lambda\rho_n gH + A)(-\rho_n gH + A)]. \quad (9)$$

Після нескладних перетворень отримаємо:

$$u_p = \frac{1}{2E} \{ g^2 H^2 [\rho_n^2 (5 - 4\mu) - 4\rho_n \times \rho_p (1 + \mu) + 2\rho_p^2 (1 + \mu)] + 6gHA \times (1 - 2\mu) + 3A^2 (1 - 2\mu) \}, \quad (10)$$

$$u_{обp} = \frac{1-2\mu}{6E} [g^2 H^2 (9\rho_n^2 + 12\rho_n \rho_p + 4\rho_p^2) + gHA(18\rho_n + 12\rho_p) + 9A^2], \quad (11)$$

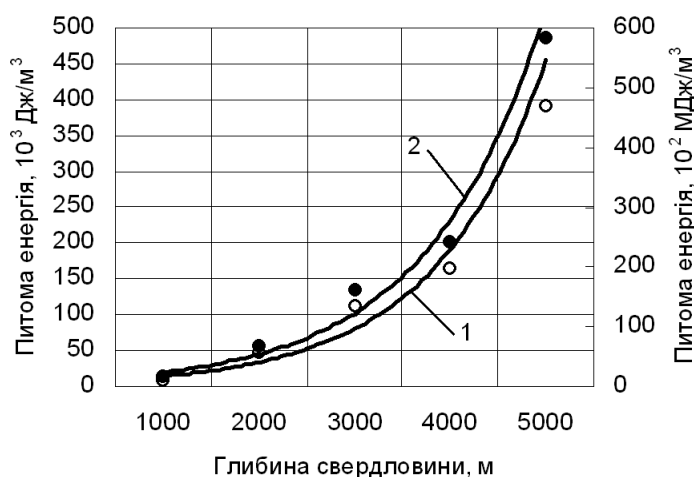
$$u_{\phi p} = \frac{1+\mu}{3E} g^2 H^2 (3\rho_n^2 - 6\rho_n \rho_p + 3\rho_p^2). \quad (12)$$

З метою встановлення закономірності зміни питомої потенціальної енергії в продуктивних відкладах проведено розрахунки для основних типів порід Кольської надглибокої свердловини (СГ-3) за умови наявності в інтервалі глибин 1000-5000 м флюїдів. Це дає можливість порівняти величини питомої потенціальної енергії за відсутності і наявності в пласті флюїдів.

Аналіз наведених формул свідчить, що пластовий тиск не впливає на формування питомої потенціальної енергії зміни форми. На підставі проведених розрахунків питомої потенціальної енергії пласта та питомої потенціальної енергії зміни об'єму встановлено, що вони рівні за величиною.

З метою оцінки зміни питомої потенціальної енергії зміни об'єму на основі проведених розрахунків побудовано графік (рис. 1). З отриманої графічної залежності видно, що характер зміни питомих потенціальних енергій в обох випадках є ідентичним. Різниця полягає тільки в абсолютних величинах.

Досвід буріння з розкриттям продуктивних відкладів свідчить, що буровий розчин не завжди виконує покладену на нього функцію. Досить часто збільшення густини бурового розчину є причиною аварійних викидів, тяжких прихоплень та катастрофічних поглинень. У зв'язку з цим нами проведені розрахунки питомої потенціальної енергії зміни об'єму в продуктивному пласті при зміні густини бурового розчину. Результати їх подано у вигляді графіка (рис. 2), з якого видно, що зміна густини бурового розчину не впливає на величину питомої потенціальної енергії зміни об'єму. Таким чином, даний метод не дає змоги звільнити продуктивний пласт від накопиченої потенціальної енергії, а призводить до її акумуляції, що і призводить до вказаних ускладнень.



1 – за відсутності в пласті флюїду; 2 – за наявності в пласті флюїду

Рисунок 1 – Залежність питомої потенціальної енергії зміни об’єму пласта від глибини свердловини

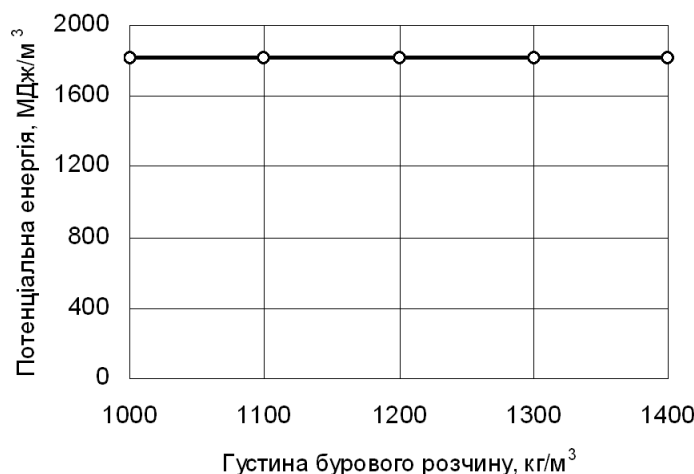


Рисунок 2 – Залежність питомої потенціальної енергії зміни об’єму пласта від густини бурового розчину

На сьогодні тактика подавлення протиставляється концепції керування пластовою енергією в процесі буріння на малообважнених і легких промивальних рідинах. На заході набув широкого використання метод буріння під регульованим тиском. Для встановлення нижньої межі використання обертового буріння під регульованим тиском рекомендовано формулу [8]

$$p_1 > \frac{gH\rho}{p_2} + C, \quad (13)$$

де: p_1 – тиск в пласті;

H – глибина свердловини до підшви пласта;

p_2 – тиск в свердловині проти пласта при його розбурюванні;

C – диференціал тиску, тобто $p_1 - p_2$, який необхідний для підйому частинок розбуреної породи і для виходу продукції пласта.

Для визначення величини розвантаження енергії нами проведено розрахунки для розрізу свердловини СГ-3 на глибині 1000 м при зміні

параметру C в межах 0–3,5 МПа. Результати їх представлено графіком (рис. 3) залежності питомої потенціальної енергії від зміни параметра C . Як видно із графіка збільшення параметра C призводить до суттєвого зменшення питомої потенціальної енергії зміни об’єму. Це вказує на ефективність даного методу керування енергією пласта.

Проведеними дослідженнями встановлено, що температуру бурового розчину слід розглядати як найважливіший параметр, що визначає режим буріння та яку частково можна регулювати. У зв’язку з цим нами розглянуто характер зміни питомої потенціальної енергії зміни об’єму від теплового порушення на стінці свердловини.

За наведеними формулами проведено розрахунки для різних значень перепаду температури на стінці свердловини СГ-3 ($H=1000$ м). Результати розрахунків представлено графіком (рис. 4). З отриманої графічної залежності видно, що зростання перепаду температури на стінці свердловини призводить до зменшення питомої потенціальної енергії зміни об’єму.

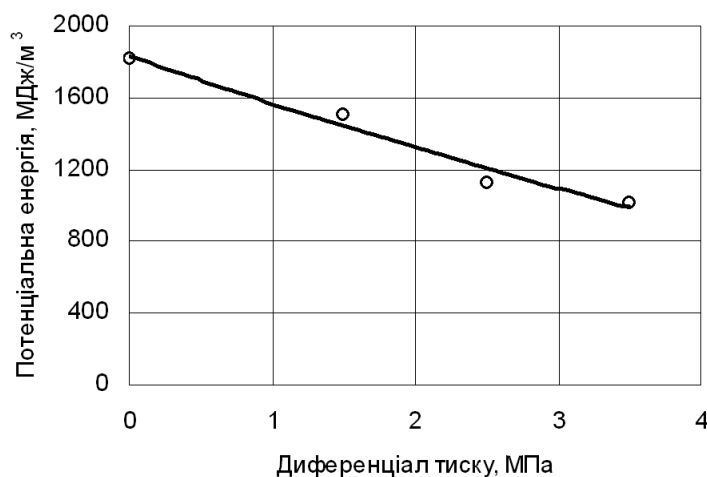


Рисунок 3 – Залежність зміни питомої потенціальної енергії пласта від величини диференціального тиску

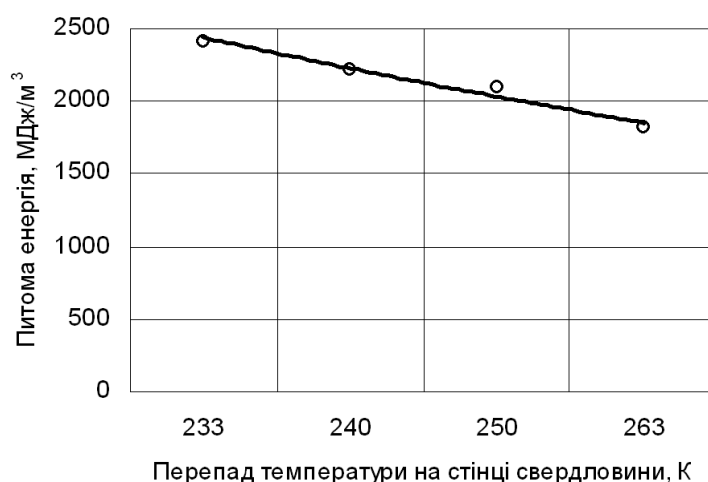


Рисунок 4 – Характер зміни питомої потенціальної енергії пласта від теплового порушення на стінці свердловини

Отримані результати досліджень дають змогу передбачити зміну питомої потенціальної енергії пласта в результаті дії цілого ряду геомеханічних процесів при бурінні з розкриттям продуктивних відкладів. Практичне значення їх полягає в попередженні ускладнень і аварій за рахунок керованого звільнення накопиченої пластом енергії.

Література

1 Зорин А.Н. Механика разрушения горного массива и использование его энергии при добыче полезных ископаемых / Зорин А.Н., Халимендик Ю.М., Колесников В.Г. – М.: Недра, 2001. – 413 с.

2 Барановський Е.М. Енергетична оцінка стану гірського масиву при глибоких свердловин / Барановський Е.М. // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2005. – № 1(14). – С.34-39.

3 Барановський Е.М. Новий підхід до вирішення проблеми стійкості стовбура свердловини / Барановський Е.М., Мойсишин В.М. // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2005. – № 1(10). – С.72-76.

4 Барановський Е.М. Вплив енергії гірського масиву на дискування ядра в глибокому бурінні / Барановський Е.М., Мойсишин В.М. // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2006. – № 3(20). – С.49-53.

5 Барановський Е.М. Комбіноване руйнування гірських порід при бурінні глибоких свердловин / Барановський Е.М., Мойсишин В.М. // Науковий вісник ІФНТУНГ. 2006. – № 1(13). – С.26-29.

6 Кольская сверхглубокая / [Исследование глубинного строения континентальной коры с помощью бурения Кольской сверхглубокой скважины]. – М.: Недра, 1984. – 490 с.

7 Зорин А.Н. Управление динамическими проявлениями горного давления / Зорин А.Н. – М.: Недра, 1978. – 175 с.

8 Степанянц А.К. Вскрытие продуктивных пластов / Степанянц А.К. – М.: Недра, 1968. – 415 с.

Стаття поступила в редакційну колегію
01.08.09

Рекомендована до друку професором
Коцюlichem Я.С.

УДК 622.276.054

ЗАСТОСУВАННЯ СИСТЕМ CAD/FEA ДЛЯ РОЗРАХУНКУ І ОПТИМІЗАЦІЇ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ НАФТОГАЗОВОГО ОБЛАДНАННЯ

В.Б. Коней

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 4-30-24,
e-mail: vkopey@rambler.ru

Розглядаються можливості об'єднання систем автоматизованого проектування CAD та скінченно-елементного аналізу FEA для проектування і оптимізації різьбових з'єднань нафтогазового обладнання. Наведено приклади розрахунків різних конструкцій муфтового різьбового з'єднання насосних штанг, замкового різьбового з'єднання бурильних труб, муфтового різьбового з'єднання гладких труб НКТ.

Ключові слова: система автоматизованого проектування, система скінченно-елементного аналізу, оптимізація, різьбове з'єднання, різьбове з'єднання насосних штанг, замкове різьбове з'єднання бурильних труб, різьбове з'єднання насосно-компресорних труб

Рассматриваются возможности объединения систем автоматизированного проектирования CAD и конечно-элементного анализа FEA для проектирования и оптимизации резьбовых соединений нефтегазового оборудования. Приведены примеры расчетов разных конструкций муфтового резьбового соединения насосных штанг, замкового резьбового соединения бурильных труб, муфтового резьбового соединения гладких труб НКТ.

Ключевые слова: система автоматизированного проектирования, система конечно-элементного анализа, оптимизация, резьбовое соединение, резьбовое соединение насосных штанг, замковое резьбовое соединение бурильных труб, резьбовое соединение насосно-компрессорных труб

Capabilities of association of computer-aided design (CAD) and finite-element analysis (FEA) are examined for design and optimization of thread connections of oil and gas equipment. The examples of calculations of different designs of thread connection of sucker rods, tool-joint thread connection of drill pipes, thread connection of tubing are considered.

Keywords: computer-aided design, finite-element analysis, optimization, thread connection, thread connection of sucker rods, tool-joint thread connection of drill pipes, thread connection of tubing

Комп'ютеризовані системи автоматизованого проектування (Computer Aided Design (CAD)) дають змогу зменшити тривалість, трудомісткість проектування, підвищити якість проектованої продукції. Сьогодні найбільш популярними є такі системи як Pro/ENGINEER®, CATIA®, Unigraphics®, SolidWorks®, Solid Edge®, AutoCAD®, Компас 3D® та безкоштовна Salome®. Поеднання CAD з комп'ютеризованою системою скінченно-елементного аналізу (Finite Element Analysis - FEA) дає широкі можливості параметричної оптимізації конструкції. FEA реалізує метод скінченних елементів (МСЕ) – ефективний чисельний метод розв'язування рівнянь математичної фізики. МСЕ на даний час широко застосовується для розв'язування різноманітних задач механіки деформівного твердого тіла, електромагнетизму, гідрогазодинаміки та термодинаміки. На практиці МСЕ може бути ефективно реалізованим програмою, в якій автоматизуються всі етапи розв'язування задачі, починаючи з формування мережі скінченних елементів, закінчуючи обчисленням напружень, деформацій та інших величин. Це, наприклад, відомі програми Ansys®, Nastran®, Abaqus®, Comsol®, модуль SolidWorks COSMOSWorks®, та велика кількість безкоштовних і умовно-безкоштовних програм (наприклад, Code_Aster®).

Можливі декілька варіантів взаємодії програми параметричного тривимірного моделю-

вання CAD з програмою скінченно-елементного аналізу FEA (рис. 1).

Перший рівень такої взаємодії - це підтримка програмами CAD/ FEA експорту та імпорту моделей в нейтральних форматах даних. Наприклад, це формати ACIS, IGES, STEP, 3D XML, VRML, AutoCAD DXF (формат двовимірних ескізів).

Другий рівень – це взаємодія програм на рівні інтерфейсів програмування. Інтерфейс прикладного програмування (API) системи CAD або FEA призначений для створення прикладних програм і автоматизації роботи. Наприклад, API SolidWorks застосовує об'єктно-орієнтований підхід, технологію COM і включає багато програмних компонентів (об'єктів) для роботи з прикладною програмою, моделлю, збиранням, ескізом, кресленням, елементами, інтерфейсом користувача та іншими частинами SolidWorks. Продемонструємо, як інтерфейс програмування FEA системи Abaqus може забезпечити доступ до API SolidWorks, використовуючи технологію програмування COM. На рисунку 2 зображено код сценарію Abaqus на мові Python, який змінює значення параметра активного документа (3D моделі) SolidWorks.

Третім рівнем взаємодії CAD/ FEA є програмні модулі FEA, повністю інтегровані з CAD програмою. Прикладом такої інтеграції є система **SolidWorks/CosmosWorks** або **Catia/Abaqus for Catia**. Часто розробники сис-

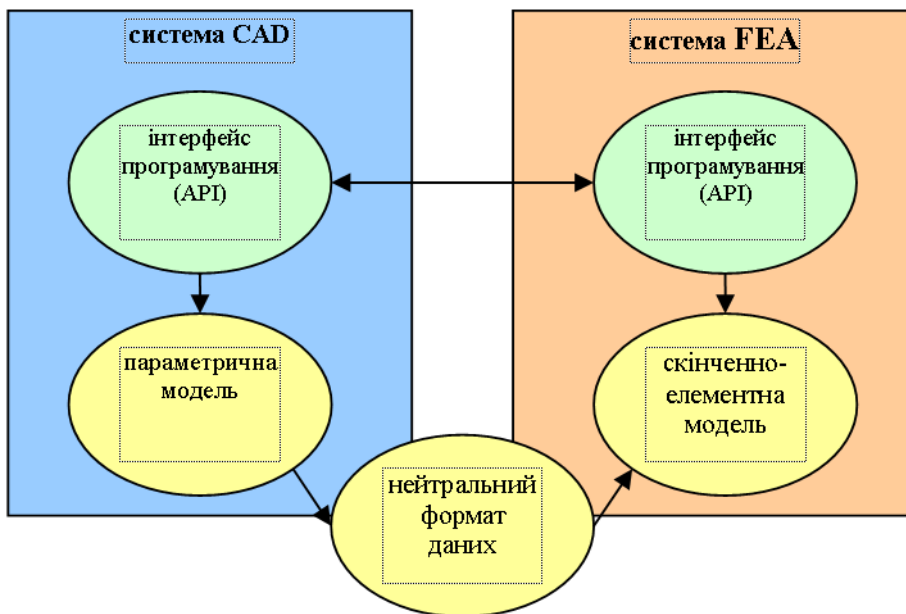


Рисунок 1 – Схема взаємодії систем CAD/ FEA

```
# -*- coding: koi8-u -*-
import win32com.client # імпортувати модуль win32com.client
swApp = win32com.client.Dispatch("SldWorks.Application") # створити
об'єкт COM SldWorks.Application
Part=swApp.ActiveDoc #активний документ SolidWorks
# змінити значення параметра "D1@Extrude1" на 10 мм
Part.Parameter("D1@Extrude1").SystemValue = 10.0/1000
Part.EditRebuild # перебудувати модель
```

Рисунок 2 – Код сценарію Abaqus на мові Python

тем FEA розробляють так звані асоціативні інтерфейси до різних CAD систем. Такий інтерфейс дає змогу автоматично перебудувати модель в системі FEA за будь-яких змін моделі в системі CAD. Це, наприклад, асоціативні інтерфейси Ansys і Abaqus для SolidWorks, Catia та Pro/ENGINEER.

Одна з головних переваг системи автоматизованого проектування CAD/FEA – можливість вибору оптимального рішення. Робота даної системи CAD/FEA може бути виконана за принципом послідовних наближень, або шляхом перебору всіх можливих варіантів вхідних даних, записування у базу даних вихідних даних і їх подальшого аналізу. Спочатку приймаються початкові значення вхідних параметрів (значення параметрів тривимірної моделі та зовнішніх навантажень, характеристики матеріалу). Ці дані поступають в блок аналізу тривимірної моделі, або блок розв'язку МСЕ. Звідти вихідні дані (інтегральні геометричні параметри моделі, значення напружень, деформацій тощо) поступають в блок обмежень, де виконується їх перевірка на задані умови і приймається рішення про перехід до наступного наближення або про завершення ітерації.

Продемонструємо взаємодію систем CAD/FEA на прикладах розрахунку і оптимізації різьбових з'єднань нафтогазового обладнання. Зокрема система CAD/FEA уможливило розв'язання таких задач:

1. Оптимізація геометричних параметрів різьбового з'єднання (оптимізація профілю різьби, довжини згвинчування, довжини і форми розвантажувальних канавок, радіусів скруглення, фасок), оптимізація нових конструкцій (зі вставним витком, гайкою розтягу-стиску, спеціальним профілем), обґрунтування допусків з'єднання.

2. Оптимізація матеріалів з'єднання, в тому числі характеристик пластичності і ортотропії матеріалу (оптимізація відношення модуля пружності болта до модуля пружності гайки, оптимізація залишкових напружень різьби болта та матеріалу покриття, оптимізація технології формування різьби, оптимізація з'єднань з композиційних матеріалів).

3. Оптимізація зусилля згвинчування.

4. Розрахунок довговічності з'єднання з втомною тріщиною та іншими дефектами.

Ці оптимізаційні обчислення можуть виконуватись за критеріями:

1) статичної і втомної міцності з'єднання, зменшення концентрації напружень в різьбі, рівномірності навантаження вздовж витків різьби, величини навантаження на перші витки, критеріями механіки руйнування, міцності до ударних навантажень.

Наприклад, коефіцієнт запасу втомної міцності в точці може бути виражений так:

Таблиця 1 – Скінченно-елементні моделі різьбових з’єднань

Характеристики	Моделі різьбових з’єднань			
	тривимірні		двовимірні	
	з гвинтовою різьбою	з квазі-різьбою	плоскі	осесиметричні
Реалістичність моделювання	дуже висока	висока	середня	низька
Можливість моделювання навантажень	будь-які	окрім тангенційних	в площині моделі	симетричні відносно осі
Відношення обчислювальна трудомісткість/точність	велике	велике	мале	найменше

$$n = \frac{\sigma_N - m \cdot \sigma_m}{\sigma_a},$$

де: σ_m – середнє нормальне напруження (МПа);
 σ_a – амплітуда напружень за критерієм Мізеса (МПа),

σ_N – границя витривалості (МПа),
 m – коефіцієнт чутливості матеріалу до несиметрії циклу.

2) зносостійкості, захисту від механічного спрацювання різьби та інших поверхонь з’єднання.

3) зусилля згвинчування, вібрацій і динамічних навантажень, які призводять до самовідгвинчування або заїдання з’єднання.

4) герметичності з’єднання.

З метою аналізу і оптимізації різьбових з’єднань системи FEA уможливають розв’язання задач: статичних, визначення власних частот, динамічних і дуже нелінійних перехідних динамічних задач. При цьому скінченно-елементні моделі різьбових з’єднань можуть бути пружними (лінійними) і пластичними (нелінійними), без моделювання контакту (лінійні) і з моделюванням контакту (нелінійні).

Залежно від мети моделювання моделі різьбових з’єднань в системі CAD/FEA можна поділити на тривимірні, плоскі і осесиметричні (таблиця 1). У тривимірній моделі МСЕ розв’язується просторова задача, а в плоскій і осесиметричній – двовимірною. Тривимірною моделю є більш реалістичною, наприклад, дає змогу моделювати асиметричні навантаження і геометрію. Деколи для спрощення тривимірної моделі замість гвинтової поверхні різьби використовується квазірізьба – поверхня обертання. Плоска і осесиметрична моделі потребують меншої кількості скінченних елементів, тому володіють меншою обчислювальною трудомісткістю і дають змогу створювати сітку з дуже дрібним кроком, що суттєво підвищує точність розрахунку.

Спосіб моделювання згвинчування різьбового з’єднання залежить від мети аналізу, виду самого з’єднання, моделі (тривимірною чи осесиметричною) і можливостей CAD/FEA системи. Моделювати згвинчування можна, наприклад:

1) моментом згвинчування в тривимірній моделі з гвинтовою різьбою. Рекомендований момент згвинчування може бути обчислений за відомою формулою

$$M \approx 0.5F_0d_2 \left(\frac{p}{\pi d_2} + f / \cos(\alpha / 2) \right),$$

де: F_0 – сила згвинчування: $F_0 = \sigma_0 \frac{\pi d_1^2}{4}$,

$\sigma_0 = 0.6\sigma_m$ – напруження в ніпелі, d_1, d_2 – внутрішній і середній діаметр різьби, p – крок, α – кут профілю, f – коефіцієнт тертя.

2) зміщенням контактних поверхонь. Для цього виконується осьове видовження опорної поверхні з’єднання, або зміщення різьбової поверхні на відстань, кратну кроку різьби:

$$\Delta l = \frac{p \cdot d_c}{\pi \cdot D_f},$$

де: d_c – колове зміщення муфти відносно штанги при згвинчуванні, D_f – діаметр кола, на якому фіксується зміщення d_c .

3) болтовим навантаженням (bolt load), яке прикладається до поперечного перетину болта (або гайки) і імітує силу затягування чи видовження болта (скорочення гайки) Δl . Існує в багатьох системах FEA.

4) температурною деформацією Δl частини з’єднання з заданим коефіцієнтом лінійного розширення в осьовому напрямку.

5) шляхом задавання поля деформації згвинченого з’єднання.

На рисунку 3 зображено результати розрахунку осесиметричних моделей стандартних муфтових різьбових з’єднань насосних штанг діаметром 19, 22, 25 мм (ГОСТ 13877-96) в Abaqus. Для полегшення зміни параметрів моделі, вона автоматично будується за допомогою розробленої програми API Abaqus на мові Python. Для розрахунку найбільш небезпечного варіанта з’єднання, розміри моделі різьби ніпеля повинні бути мінімально допустимі згідно ГОСТ, а розміри різьби муфти – максимально допустимі. Моделюються характеристики пластичності матеріалу (сталь 20Н2М нормалізована) та контакт деталей. Зусилля згвинчування моделювалось за допомогою функції bolt load – задавалось видовження опорної частини муфти на величину $\Delta l=0,1$ мм. З’єднання навантажувалось силою розтягу, яка відповідає напруженню в тілі штанги 276 МПа. Ці результати узгоджуються з даними, отриманими за допомогою інших систем FEA [1, 4, 7, 8, 9].

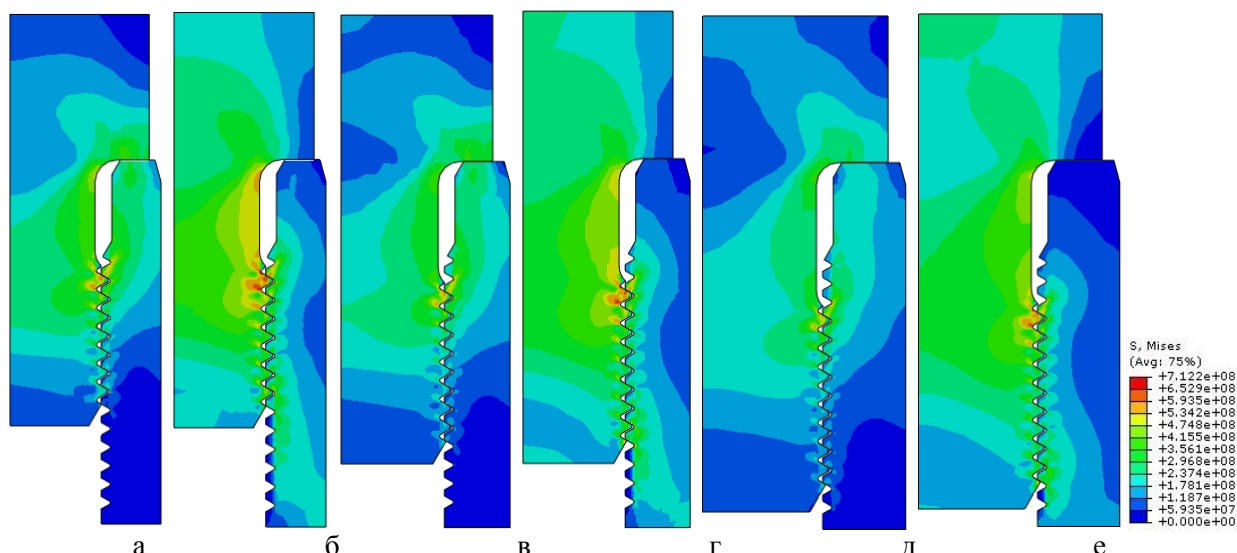
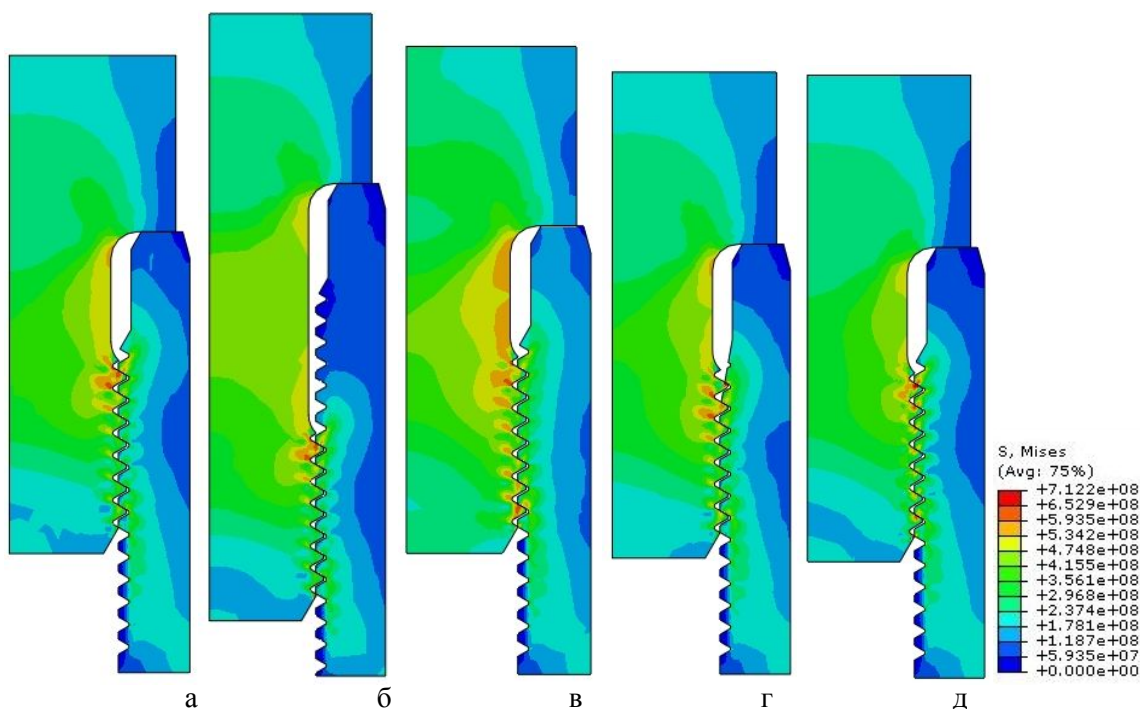


Рисунок 3 – Розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) в різьбовому з'єднанні штанг діаметром 19мм (а, б), 22мм (в, г) і 25мм (д, е) під дією зовнішнього навантаження 0 МПа (а, в, д) і 276 МПа (б, г, е) і величини згвинчування $\Delta l=0.1\text{мм}$



а – стандартне, б – зарізьбова канавка довжиною 30мм ($\Delta l=0.134\text{мм}$), в – крок різьби муфти 2,545мм, г – кут зрізу перших витків різьби муфти 10° , д – кут профілю різьби ніпеля 65°
Рисунок 4 – Розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) в різьбовому з'єднанні штанг діаметром 19 мм під дією зовнішнього навантаження 276 МПа і величини згвинчування $\Delta l=0.1\text{мм}$

Моделювались також з'єднання з подовженою удвічі зарізьбовою канавкою, збільшеним на 0,005 мм кроком різьби муфти, зі зменшеним утричі кутом зрізу перших витків різьби муфти і зі збільшеним на 5° кутом профілю різьби ніпеля (рис. 4). Помітно, що збільшення кроку різьби муфти не зменшує напруження у перших впадинах різьби ніпеля, але вирівнює його вздовж витків (рис. 4в). У з'єднанні з подовженою зарізьбовою канавкою дещо зменшуються напруження, навіть після збільшення

величини згвинчування Δl до 0,134мм (рис. 4б). Суттєве зменшення напружень у перших впадинах різьби ніпеля спостерігається при корекції перших витків різьби муфти (рис. 4г) і збільшенні кута профілю різьби ніпеля (рис. 4д).

На рис. 5 зображено тривимірну модель з'єднання насосних штанг зі спрацьованою муфтою [4, 9]. Модель створювалась в системі SolidWorks/COSMOSWorks. Тут 1 – спрацьована ділянка муфти, 2 – різьба. Зусилля згвинчування моделювалось шляхом прикладання до

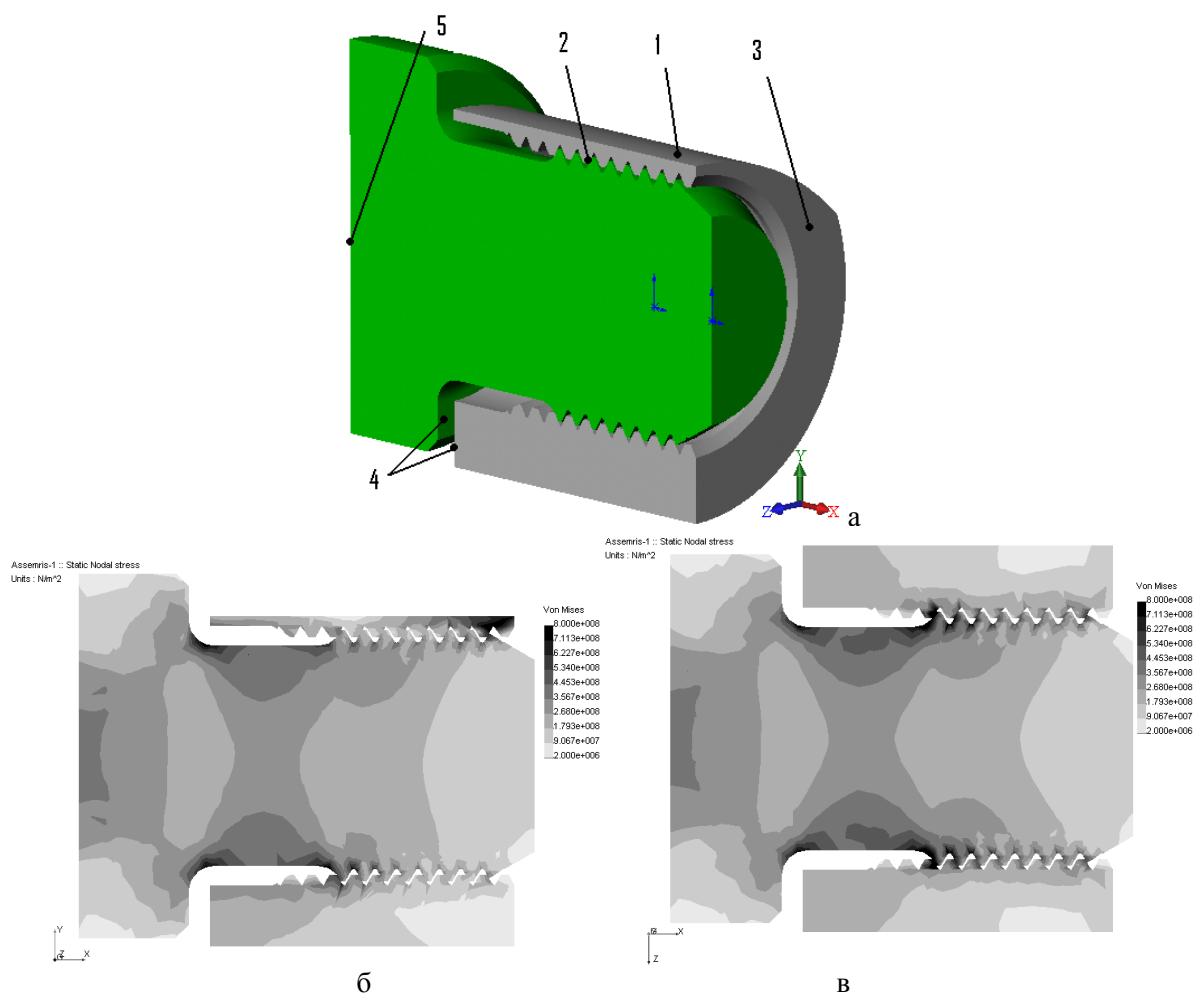


Рисунок 5 – Тривимірна параметрична модель з'єднання зі спрацьованою муфтою (а) та розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) при нерівномірному спрацюванні муфти глибиною 6 мм і зовнішньому навантаженні $p=276$ МПа: б – вигляд збоку; в – вигляд згори

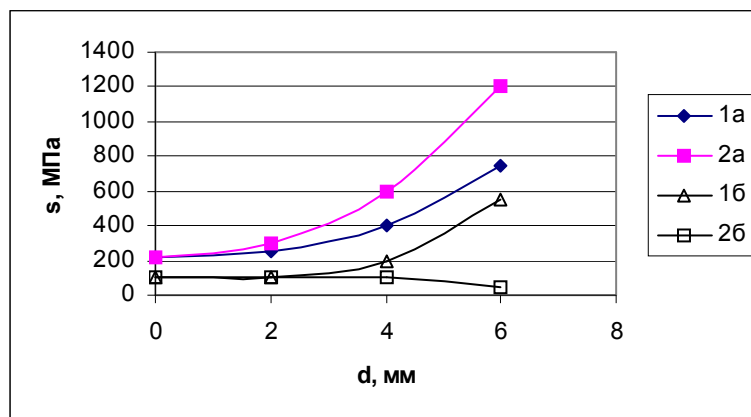
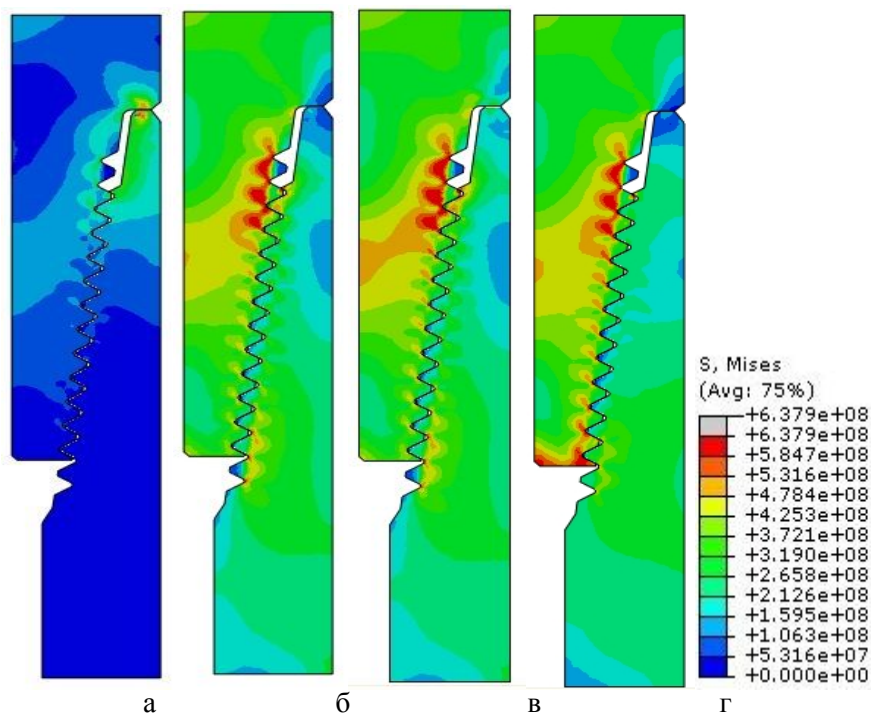


Рисунок 6 – Залежність напружень за критерієм Мізеса в останній робочій впадині різьби муфти при нерівномірному (1) і рівномірному (2) спрацюванні муфти від величини спрацювання d : а – $p=276$ МПа; б – $p=0$ МПа

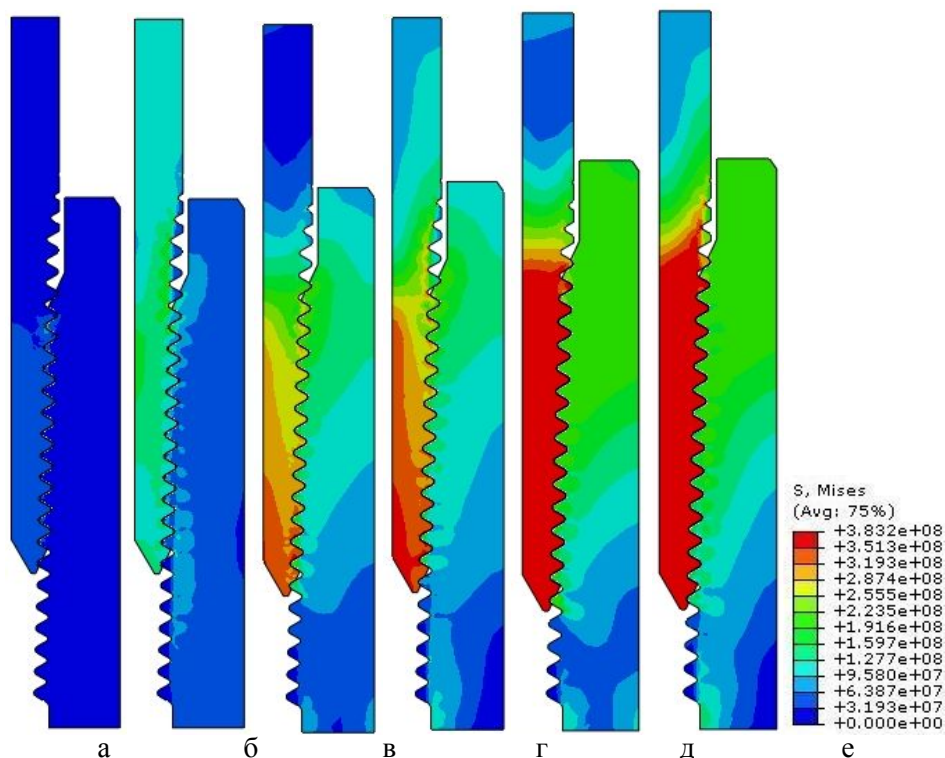
торця муфти і упорного торця ніпеля 4 навантаження, яке відповідає зусиллю на стику з'єднання F_v під дією зовнішнього навантаження p . Навантаження і граничні умови задавались на поверхнях 5, 3. Результати розрахунку пружної моделі свідчать, що глибоке нерівномірне спрацювання муфти може призвести до суттєвого перерозподілу навантажень у з'єднанні та

підвищення напружень в перших витках ніпеля. Тому, для забезпечення рівномірного спрацювання, бажаним є застосування штангообертача [4]. На рисунку 6 зображено залежність еквівалентних напружень в останній робочій впадині різьби спрацьованої муфти від величини спрацювання.



a – навантаження 0 МН, $\Delta l=0.1$ мм; *б* – навантаження 1 МН, $\Delta l=0.1$ мм; *в* – навантаження 1 МН, $\Delta l=0.2$ мм; *г* – навантаження 1 МН, $\Delta l=0.1$ мм, муфта з пластичнішого матеріалу

Рисунок 7 – Розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) в замковому різьбовому з’єднанні 3-66 замка ЗН-80



а,б – 6,5мм; *в,г* – 3,325мм; *д,е* – 0,15мм

Рисунок 8 – Розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) в муфтовому різьбовому з’єднанні НКТ з умовним діаметром 114мм без зовнішнього навантаження (*а, в, д*) і при навантаженні, яке створює напруження розтягу в тілі труби 100 МПа (*б, г, е*), при різних значеннях натягу

На рисунку 7 зображено розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) в осесиметричній моделі замкового різьбового з'єднання 3-66 бурового замка ЗН-80 з нормальним прохідним отвором (ГОСТ 5286-75), згвинченого оптимальним крутним моментом ($\Delta l=0.1$ мм), при зовнішньому навантаженні 0 Н і 1 МН. Розрахунок проводився в середовищі Abaqus з врахуванням тертя між поверхнями контакту і пластичності матеріалу (нелінійна задача). Збільшення величини згвинчування (рис. 7в) і застосування муфти з пластичнішого матеріалу (рис. 7г) дещо вирівнює напруження у впадинах різьби ніпеля, але й майже не змінює їх у перших впадинах. Подібні результати були отримані за допомогою інших систем FEA [2, 3, 9].

На рисунку 8 зображено розподіл еквівалентних напружень в осесиметричній пластичній моделі муфтового різьбового з'єднання гладких труб НКТ умовним діаметром 114 мм (ГОСТ 633-80), згвинченого з натягами 6,5 мм, 3,325 мм, 0,15 мм і при зовнішньому навантаженні, яке створює напруження в тілі труби 100 МПа. Модель розроблена в Abaqus. Зусилля згвинчування моделювалось шляхом зміщення муфти в осьовому напрямку на величину, кратну кроку різьби. Моделювання дає змогу виявити розподіл навантажень та зазорів між витками різьби, які характеризують монолітність з'єднання, і тому можуть бути критеріями руйнування, розгвинчування та втрати герметичності з'єднання [5, 6, 9].

Висновки

Для масштабного дослідження і оптимізації різноманітних різьбових з'єднань важливіми є розрахункові можливості системи FEA. Проте принципова схема такого дослідження включає ще й ітераційний процес: зміна параметричної моделі в CAD, експорт моделі в FEA, розрахунок моделі в FEA. Тому під час вибору систем CAD/FEA, слід виходити з наявності в них інтерфейсів програмування або асоціативного інтерфейсу. Враховуючи це, ефективним є використання системи SolidWorks®/Abaqus®.

Література

- 1 Копей, В.Б. Скінченно-елементний аналіз муфтового різьбового з'єднання насосних штанг [Текст] / В.Б. Копей // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2003. – №2(7). – С.54-58.
- 2 Копей, Б.В. Моделювання вібрацій замкового різьбового з'єднання методом кінцевих елементів [Текст] / Б.В.Копей, В.Б.Копей, М.В.Лисканич // Збірник праць 3-ї міжнародної науково-технічної конференції, 12-19 грудня 2004 р. – Хургада, Єгипет. – Хмельницький: ХНУ, 2005. – С.71-75.

3 Kopey, Bohdan. Tool-joint thread modeling by finite element method / Bohdan Kopey, Volodymyr Kopey, Mykhailo Lyskanych // Wiertnictwo, Nafta, Gaz. - 2005. - r.22/1. - P.201-204.

4 Копей, В.Б. Підвищення ресурсу штангової колони при видобутку парафіністих нафт [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.12: захищена 16.11.04: затв. 09.03.05 / Копей Володимир Богданович. – Івано-Франківськ, 2004. – 175 с.

5 Копей, Б.В. Використання скінченно-елементного методу для аналізу різьб насосно-компресорних труб [Текст] / Б.В.Копей, В.Б.Копей, С.Ф.Савула, В.В.Михайлюк // Сб. трудов V международ. науч.-технич. конф., 3-10 декабря 2006 г., "Повышение качества, надежности и долговечности технических систем и технологических процессов", м. Шарм эль Шейх (Египет). – Хмельницький: ХНУ, 2006. – С.105-109.

6 Kopey, Bohdan. Finite-element analysis of the tubing thread / Bohdan Kopey, Volodymyr Kopey, Stanislaw Bebnarz, Stepan Savula // Wiertnictwo, Nafta, Gaz. - 2006. - r.23/2. - P.681-685.

7 Копей, Б.В. Моделювання різьб насосних штанг методом скінченних елементів [Текст] / Б.В.Копей, В.В.Михайлюк, В.Б.Копей // Анотації міжнародної науково-практичної конференції молодих вчених "Техніка і прогресивні технології у нафтогазовій інженерії", м. Івано-Франківськ, 16-20 вересня 2008 р. – Івано-Франківськ: Факел, 2008. – С.17.

8 Копей, В.Б. Аналіз способів підвищення ресурсу муфтового різьбового з'єднання насосних штанг [Текст] / В.Б. Копей // Анотації міжнародної науково-практичної конференції молодих вчених "Техніка і прогресивні технології у нафтогазовій інженерії", м. Івано-Франківськ, 16-20 вересня 2008 р. – Івано-Франківськ: Факел, 2008. – С.55.

9 Копей, Б.В. Використання методу скінченних елементів та тривимірного комп'ютерного моделювання для конструювання та оптимізації параметрів нафтогазового обладнання [Текст]: навчальний посібник / Б. В. Копей, В. Б. Копей – Івано-Франківськ: Факел, 2008 – 117 с.

Стаття постуила в редакційну колегію
29.07.09

Рекомендована до друку професором
Петриною Ю.Д.

ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ДЕГРАДАЦІЯ МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ СТАЛЕЙ ГАЗОПРОВІДІВ І ЇЇ ДІАГНОСТУВАННЯ

О.Т. Цирульник

Фізико-механічний інститут НАН України, 79601, Львів, віл. Наукова, 5, тел. (03422) 43024
e-mail: tsyrulnyk@ipm.lviv.ua

Тривала експлуатація магістральних трубопроводів зумовлює зміни механічних властивостей сталей “в об’ємі”, найістотніше – характеристик крихкого руйнування. Параметри тріщиностійкості особливо чутливі до експлуатаційної деградації сталей, а значний спад ударної в’язкості зумовлений зниженням складової поширення тріщини.

Ключові слова: магістральний трубопровід, тріщиностійкість, експлуатаційна деградація сталей.

Длительная эксплуатация магистральных трубопроводов обуславливает изменение механических свойств сталей “в объеме”, наиболее существенно – характеристик хрупкого разрушения. Параметры трещиностойкости особенно чувствительны к эксплуатационной деградации сталей, а значительный спад ударной вязкости обусловлен понижением составляющей распространения трещины.

Ключевые слова: магистральный трубопровод, трещиностойкость, эксплуатационная деградация сталей.

Long-term service of transit pipelines causes a change of the mechanical “in-bulk” steel properties, the most essential for the characteristics of brittle fracture. The parameters of crack propagation are especially sensitive to in-service degradation of steels and the considerable decrease of impact strength is connected with a decrease of the crack growth component.

Keywords: transit pipelines, crack propagation, in-service degradation of steels.

Вступ

Діагностування стану конструкцій тривалої експлуатації за безпечністю їх експлуатації полягає, здебільшого, у виявленні та характеристикуванні різного виду дефектів. Водночас слід брати до уваги можливу деградацію фізико-механічних властивостей матеріалів, які визначають їх роботоздатність. Останнім часом цій проблемі приділяється особлива увага, оскільки значна частина конструкцій відповідального призначення у багатьох галузях промисловості та транспортуванні вже вичерпала свій плановий ресурс, який складає десятки років. До таких об’єктів відносяться і магістральні газопроводи України, термін експлуатації більшості з яких складає 30-40 років. Тож виникає проблема можливої втрати їх роботоздатності через старіння металу, локальну корозію, руйнування як з зовнішнього, так і внутрішнього боку труб [1]. Головним чинником корозії внутрішньої поверхні труб є водний конденсат, в якому акумулюються наявні в очищеному газі, навіть в незначній кількості, солі, органічні домішки, CO₂ та сполуки сульфур [2, 3]. Конденсат може стікати на дно труби [4], що робить цю її частину особливо корозійно уразливою, а з огляду на інтенсифікацію середовищем деградації властивостей металу в об’ємі стінки труби, слід брати до уваги і можливе її наводнювання як результат взаємодії системи „метал-середовище”.

Внаслідок зниження механічних властивостей тривало експлуатованого металу загострюється також проблема їх прогнозування методами неруйнівного контролю. Можна припустити, що зміна стану сталей магістральних трубопроводів у ході їх експлуатації спричи-

нить суттєві зміни електрохімічних показників взаємодії металу з спеціально підібраним електродом, що може лягти в основу неруйнівного методу контролю деградації механічних властивостей із використанням підходів електрохімії.

Матеріали і методики експериментів

Досліджували сталі 17Г1С заготовок, вирізаних із труби запасу та експлуатованих впродовж 28-40 років, а також її зарубіжний аналог X52. Дві труби із сталі X52 експлуатувались 30 років і відповідно до товщини стінки труби - 10 і 12 мм позначені умовно як X52-10 і X52-12. Позначали *низ* та *верх* експлуатованої труби, а в деяких випадках зразки вирізали ближче до внутрішньої або зовнішньої її поверхні. Схема вирізання зразків зображена на рис. 1. Циліндричні зразки (діаметр і довжина робочої частини відповідно 4 і 25 мм) випробовували розтягом за швидкості деформування $\dot{\epsilon} = 10^{-6} \text{ с}^{-1}$ з метою визначення характеристик міцності і пластичності.

Визначали ударну в’язкість KCV на стандартних зразках типу Шарпі, які вирізали як вздовж, так і впоперек твірної труби, а надріз виконували з боку внутрішньої (1*), зовнішньої (2*) поверхні чи вздовж стінки (3*) труби (див. рис. 1). У деяких випадках ударну в’язкість розглядали за двома складовими: енергії зародження і поширення тріщини [5]. Методика передбачала запис діаграми “Навантаження – прогин зразка”, а поділу сумарної енергії руйнування на складові відповідав максимум на цій діаграмі. Експерименти проводили за кімнатної (20°C) та пониженої (-20°C) температури.

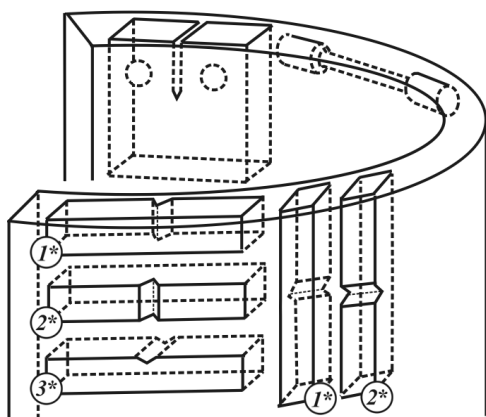


Рисунок 1 – Схема вирізання зразків з труби

Враховуючи високу пластичність досліджуваного металу, для його випробування на статичну тріщиностійкість використовували метод J -інтегралу [6], що полягав у навантаженні розтягом компактних зразків 0,5СТ товщиною 8 мм. Втомні тріщини від концентратора вирощували пульсуючим циклічним навантаженням згідно вимог [6]. Визначали параметри J_i і $J_{0,2}$, рівні J -інтегралу, що відповідають моменту виникнення і величини приросту тріщини 0,2 мм.

Результати випробувань та їх обговорення

Унаслідок тривалої експлуатації трубопроводів змінюються механічні властивості сталей. На кривих розтягу $\sigma - \epsilon$ з'явилися „полички” плинності, більш виражені для тривалішої експлуатації, а коефіцієнт деформаційного зміцнення суттєво зріс. Спостерігається різке зниження межі плинності сталі 17Г1С та для обох сталей характеристики ψ . Проте вплив експлуатації на відносне видовження δ неоднозначний: для сталей X52-10 і 17Г1С – виявлено його підвищення. Твердість експлуатованих сталей нижча порівняно з початковим станом, при цьому нижнім ділянкам труби властивий сильніший ефект.

Сталям властиве суттєве зниження ударної в'язкості внаслідок експлуатації, більш виражене для шарів металу, розміщених ближче до внутрішньої поверхні труби, а також для зразків, вирізаних уперек твірної труби. Стосовно орієнтації надрізу, то у разі його виконання вздовж стінки труби (3*, див рис. 1), KCV найнижче. Зниження температури випробування незначно (на 15...20%) зменшило KCV сталі X52 порівняно з початковим станом, причому за рахунок опору поширення тріщини (рис. 2).

В той же час низькотемпературна ударна в'язкість експлуатованої сталі втричі менша за KCV сталі у вихідному стані, а складова поширення тріщини – у чотири рази.

Експлуатація труб призвела також до зменшення тріщиностійкості металу, особливо у місцях, розташованих ближче до внутрішньої поверхні. Це вказує на негативний вплив транспортованого середовища на опір поширенню тріщини в експлуатованому матеріалі.

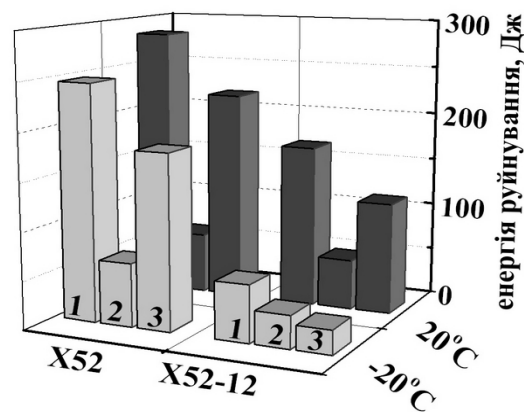


Рисунок 2 – Загальна енергія (1) та компоненти її зародження (2) і поширення (3) тріщини для сталі X52

Деградацію властивостей пов'язують з деформаційним зміцненням матеріалу. Воно проявило себе у досліджуваних сталях як „полички плинності” на кривих розтягу, підвищенні коефіцієнта деформаційного зміцнення і вичерпанні пластичності. Проте, інші дві особливості механічної поведінки експлуатованих сталей не відповідають закономірностям деформаційного зміцнення: це, по-перше, зменшення твердості за одночасного зниження опору крихкому руйнуванню (зазвичай спостерігаються протилежні тенденції, спричинені, наприклад, термічною обробкою, легуванням, деформацією і т.п.), по-друге – відмінність у характері зміни характеристик пластичності.

Наведені особливості раніше спостерігали під час випробування металу зварного шва паропроводу ТЕС після його тривалої високо-температурної експлуатації [5], а також біметалу „низьколегована сталь корпусу гідрокрекінгу нафти – нержавіюча сталь антикорозійного наплавлення після лабораторного термоцикування у газоподібному водні [6]. Беручи до уваги ці, а також наведені результати, маємо підстави стверджувати, що властиві експлуатаційній деградації властивостей одночасне зниження міцності і опору крихкому руйнуванню, а також протилежна зміна характеристик пластичності є загальними особливостями впливу тривалої експлуатації на конструкційні сталі як за звичайної, так і підвищених температур.

Виявлені аномалії у механічній поведінці тривало експлуатованих сталей можна пояснити за припущення, що деградація металу проявляється не тільки у деформаційному старінні, але і в інтенсивному розвитку пошкоджуваності (дефектності) на мікро- і субмікрорівнях. Деформаційне старіння зміцнило і, таким чином, окрихлило метал, що відбилося у підвищенні коефіцієнта деформаційного зміцнення і зниженні відносного звуження. Крім того, „полички плинності” на діаграмах розтягу є типовими для сталей з окрихленими границями зерен [7]. Проте деформаційне старіння і розвиток пошкоженості діють на міцність у протилежних напрямках. Відповідно, експлуатація металу спричинила протилежний вплив на ха-

характеристики пластичності: деформаційне зміцнення зменшило ψ і δ , тоді як дефектність металу підвищує δ , оскільки не тільки пластична деформація, але і розкриття дефектів (пор) є чинниками видовження зразка,

Суттєві відмінності у зниженні KCV для зразків, вирізаних у протилежних напрямках стосовно геометрії труби, пов'язані з локалізацією процесів деградації між волокнами вальцювання. Ці результати слід брати до уваги під час вибору геометрії зразків стосовно напрямку вальцювання при оцінюванні експлуатаційної деградації труб.

Поділ ударної в'язкості на складові зародження і поширення тріщини показав, що складова поширення тріщини як характеристика механіки руйнування є найчутливішою до зміни стану експлуатованого металу. Це вказує на те, що саме показники механіки руйнування найбільш придатні для оцінювання втрати механічних властивостей експлуатованих труб. Є підстави для припущення, що характеристики опору крихкому руйнуванню чутливі до експлуатаційної деградації сталей за рахунок суттєвого зниження саме складової поширення тріщини, яку можна вважати показником механіки руйнування.

Чутливість характеристики KCV до деградації металу більш виражена за низькотемпературних випробувань, тобто за умов окрихлення. Звідси можна рекомендувати для таких цілей випробовування за пониженої температури, а також оцінювати експлуатаційну деградацію ефективніше і за інших умов, які окричують метал (зокрема, експериментами на КР і ВО), що показано відповідними експериментами [3, 10].

Принципове питання про роль транспортного середовища у деградації труб за їх тривалої експлуатації. Можна припустити, що втрата вихідних властивостей спричинена лише дією робочих напружень. Так, вплив експлуатації на параметри ВО і твердість показав, що саме ділянки „низ труби” визначаються гіршими властивостями. Очевидно, водний конденсат всередині газопровідної труби акумулюється на її дні, і його можна розглядати як джерело наводнювання металу зсередини труби. Крім того, нижча тріщиностійкість металу ближче до внутрішньої поверхні труби теж можна розглядати як прояв водневого чинника, інтенсивність якого залежить від концентрації водню вздовж січення труби.

Оцінювання експлуатаційної деградації за зміною електрохімічних характеристик

Для оцінювання деградації металу застосовують структурно-чутливі фізичні методи дослідження: внутрішнє тертя, коерцитивну силу, питомий опір, модуль нормальної пружності тощо. Однак більшість із наведених вище методів орієнтовані на оцінювання інтегральних властивостей всього об'єму металу, тоді як структурні зміни, ріст внутрішніх напружень і розвиток мікропошкодженості протікають в

локальних його об'ємах, що, як правило, обумовлює їх низьку чутливість. Стосовно оцінювання пошкодженості, низьку методів наведено в огляді [8]. Виділимо серед них метод, який базується на визначенні параметрів розсіювання значень твердості, а також акустичної емісії і кінетичної твердості.

Що стосується електрохімічних характеристик, то вони використовуються традиційно як показники корозійної тривкості матеріалу у певному корозивному середовищі та для встановлення механізму корозійного процесу. Водночас вони чутливі до структурного та напруженого стану металу. Отже, використання електрохімічних показників може бути перспективним для технічного діагностування стану матеріалів конструкцій, що тривало експлуатуються [9], в тому числі як методів неруйнівного контролю. В останньому випадку треба враховувати те, що в польових умовах можна визначати електрохімічні показники лише поверхні елемента конструкції, тоді як деградація металу всередині стінки труби може бути суттєвішою.

До числа електрохімічних показників, які потенційно можна використовувати для цієї мети, можуть належати потенціал корозії E_{cor} , коефіцієнти Тафеля b_a і b_c , струм корозії і струм при певному анодному потенціалі $j_{кор}$ і j_a відповідно, та поляризаційний опір R_p . На прикладі досліджуваної сталі X52 встановлено, що поляризаційний опір і струм корозії є найбільш чутливими до деградації властивостей сталей (рис. 3).

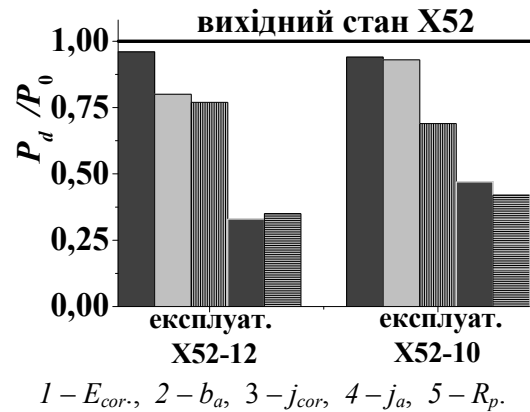


Рисунок 3 – Вплив тривалої експлуатації на електрохімічні характеристики сталі X52 відносно їх початкового значення

Під час вибору середовища для електрохімічних вимірювань необхідно враховувати ту обставину, що в результаті взаємодії поверхні з електролітом утворюється, як правило, поверхневий плівки з певними бар'єрними властивостями. Тоді виміряні електрохімічні параметри будуть відбивати також і стан поверхневої плівки, а це буде спотворювати електрохімічний відклик на зміну стану самого матеріалу в результаті його експлуатації.

Для прикладу, оцінювання гравіметричним методом корозійної тривкості газопровідної сталі у модельному розчині водного конденсату

Література

не виявили значних змін швидкості корозії для експлуатованого 30 років та неексплуатованого металу [3]. Це зумовлено захисними властивостями товстих поверхневих плівок з продуктів корозії, що сформувалися впродовж 7 і 30 діб експозиції. Водночас порівняльні оцінки поляризаційного опору і струму корозії, а також швидкості корозії у перемішуваному середовищі (тобто за умов, коли поверхневі плівки практично відсутні) засвідчили суттєві відмінності цих показників для матеріалу у вихідному стані та після тривалої експлуатації. Отже, у цьому випадку вони, як і механічні та корозійно-механічні характеристики, чітко вказують на експлуатаційну деградацію трубної сталі.

Порівняння зміни внаслідок тривалої експлуатації, з одного боку, їх механічних властивостей, а з іншого – електрохімічних параметрів, вказує на чітку кореляцію між ними (рис. 4). Якщо оцінювати ці електрохімічні параметри на практиці (а це доступно в польових умовах), то таку кореляцію можна використати для розроблення відповідного методу неруйнівного контролю стану матеріалу.

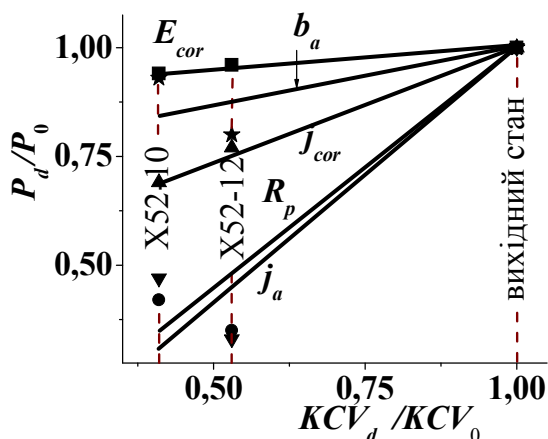


Рисунок 4 – Кореляція відносної зміни електрохімічних характеристик експлуатованої сталі X52 з відносною зміною ударної в'язкості

Висновки

Тривала експлуатація магістральних газопроводів спричиняє зміну механічних властивостей сталі в об'ємі стінки труби, найсуттєвіше характеристик опору крихкому руйнуванню. Показники опору поширенню тріщини особливо чутливі до експлуатаційної деградації сталей, а значний спад ударної в'язкості пов'язаний зі зменшенням складової опору поширення тріщини. Відносно видовження може виявитися характеристикою псевдопластичності, оскільки її підвищення не відбиватиме фізично кращої здатності до пластичного деформування, а розкриття дефектів розсіяної пошкоженості.

Показано перспективи використання електрохімічних методів для розвитку неруйнівного методу контролю експлуатаційної деградації сталей газопроводів.

1 Кузьменко Ю. Сучасні вимоги до надійності та безпеки магістральних трубопроводів /Ю.Кузьменко// Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2004. – Спец. вип. № 4, Т. 1. – С. 373-375.

2 B.S. Covino, Jr., S.J.Bullard, S.D.Cramer et al. Detecting internal corrosion of natural gas Transmission pipelines: field tests of probes and systems for real-time corrosion measurement // Proc. of the European Corrosion Congress "Eurocorr 2005". – Portugal: Lisbon, 2005. – Paper № 396.

3 Gabetta G., Nykyforchyn H.M., Lunarska E. et al. In-service degradation of gas trunk pipeline X52 steel // Physicochemical Mechanics of Materials. – 2008. – № 1. – С. 88-99.

4 Gabetta G. and Margarone M. Corrosion and flow models predictions compared using case histories / NACE Corrosion Conference Expo Paper 07522, Nashville, USA, April 2007 – 13 p.

5 Nykyforchyn H.M., Student O.Z., Markov A.D. Abnormal behavior of high-temperature degradation of the weld metal of low-alloy steel welded joints / Materials Science. – 2007. – №1. – P. 77-84.

6 Lublinska K., Tsyruhnyk O., Hredil M. et al. Stress corrosion cracking of the clad structural steels after its high temperature hydrogen degradation // Advances in Materials Science. – 2007, 7. – №. 1. – P. 27-32.

7 Берштейн М.Л. Прочность стали // Сер. "Успехи современного металловедения". – М.: Металлургия, 1974. – 200 с.

8 Лебедев А.А. Новые характеристики деградации материала на стадии развития рассеянных повреждений // Техническая диагностика и неразрушающий контроль. – 2008. – №4. – С. 35-44.

9 Цирульник О.Т. Оцінювання електрохімічними методами експлуатаційної деградації низьколегованих сталей та алюмінієвих сплавів // Машинознавство. – 2008. – №6. – С. 19-25.

10 Цирульник О.Т., Никифорчин Г.М., Петрина Д.Ю. та ін. Воднева деградація тривало експлуатованих сталей магістральних газопроводів // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2007.– №5.– С. 97–104.

Стаття поступила в редакційну колегію

12.08.09

Рекомендована до друку професором

Петриною Ю.Д.

ВПЛИВ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ЧИННИКІВ НАФТОГАЗОПРОВОДІВ НА ЦИКЛІЧНУ ТРИЩИНІСТІКІСТЬ СТАЛІ 17Г1С

Ю.Д.Петрина, Д.Ю.Петрина, С.С.Вуйцік

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 43024,
e-mail: public@nimg.edu.ua

Під час експлуатації нафтогазопроводи зазнають дії змінних навантажень різних режимів, інтенсивності, частоти та асиметрії циклу. Всі ці умови експлуатації істотно впливають на міцність і довговічність трубопроводів. Тому в даній роботі вивчено закономірності втомного руйнування сталі 17Г1С, з якої, в основному, виготовляють трубопроводи, за різних умов їх експлуатації.

Ключові слова: трубна сталь 17Г1С, змінні навантаження, частота та асиметрія циклу, втомне руйнування, втомні тріщини.

При експлуатації нафтогазопроводи поддаються воздействию переменных нагрузок различных режимов, интенсивности, частоты и асимметрии цикла. Все эти условия эксплуатации существенно влияют на прочность и долговечность трубопроводов. В данной работе рассматриваются закономерности усталостного разрушения стали 17Г1С, применяющиеся для изготовления трубопроводов в различных условиях их эксплуатации.

Ключевые слова: трубная сталь 17Г1С, переменные нагрузки, частота и асимметрия цикла, усталостное разрушение, усталостные трещины.

During exploitation oil-and-gas pipelines to give in to action variables load of different conditions, activity, frequencies and skewness of cycle. All this conditions of exploitation essentially have an influence on strength and durability of pipelines. Therefore in this work studies regularities fatigue breakdown of steel 17Г1С, from which, in general, produced pipelines, by different conditions of their exploitation.

Keywords: pipe steel 17Г1С, changeable weightings, frequencies skewness of cycle, fatigue breakdown, fatigue cracks.

Оцінювання експлуатаційної надійності нафтогазопроводів є особливо актуальним завданням для України, адже непрогнозовані руйнування таких конструкцій приводить до значних економічних втрат і тяжких екологічних наслідків. Слід враховувати, що нафтогазопроводи експлуатуються при різних видах напруженого стану, на них діють змінні навантаження різних режимів, інтенсивності, частоти й асиметрії циклу тощо. Дослідження впливу таких умов експлуатації на характеристики опору втомного руйнуванню стають необхідними й актуальними для визначення залишкового ресурсу об'єктів тривалої експлуатації.

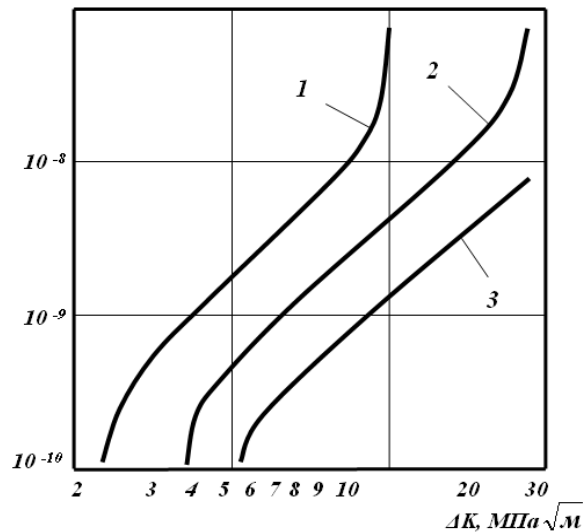
Один з головних механічних факторів, що впливає на кінетику докритичного росту втомних тріщин в сталях, є асиметрія циклу [1].

Проведені нами дослідження на зразках з сталі 17Г1С виявили складний характер впливу асиметрії циклу на закономірності поширення втомних тріщин. З кінематичних діаграм втомного руйнування (КДВР), зображених на рисунку 1, видно, що зростання додатної асиметрії циклу від 0,1 до 0,7 підвищує швидкість росту втомної тріщини на I і III ділянках КДВР. Це спостерігається зі збільшенням R, яке викликає спад як порогового розмаху ΔK_{th} , так і параметру K_{fc} , що відповідає умовам кінцевого руйнування зразка. Водночас на II ділянці КДВР кінетика стабілізується (рис. 2). Незалежно від величини асиметрії, середня ділянка діаграми свідчить про сталість коефіцієнтів

C і n рівняння Періса. Відзначимо, що зростання додатного R зменшує порогові втоми сталі.

Частота навантаження – це також один з основних показників умов експлуатації конструкцій, що працюють в режимі втомних навантажень [2].

$$d_a/d_N, \text{ м/цикл}$$



1 – R = 0,7; 2 – R = 0,37; 3 – R = 0,1

Рисунок 1 – Вплив асиметрії циклу напружень на швидкість росту втомної тріщини в сталі 17Г1С

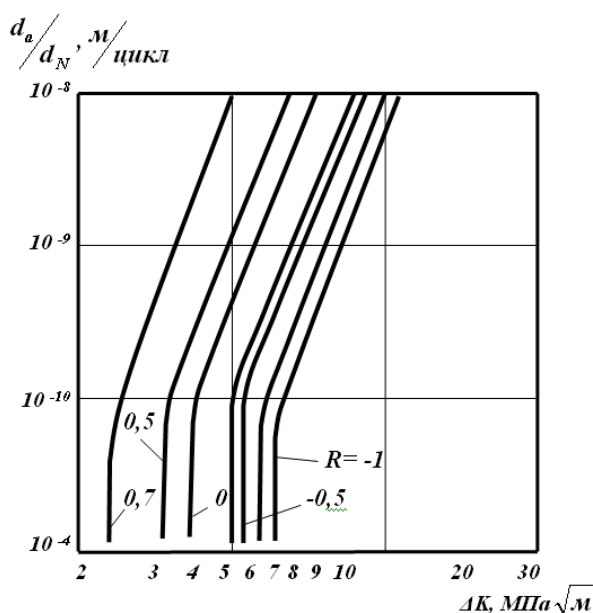
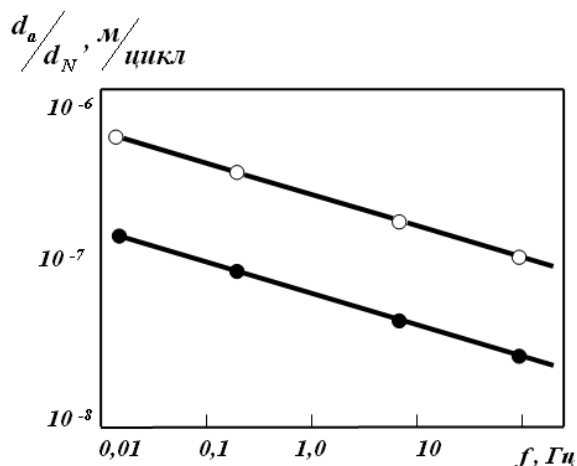


Рисунок 2 – Сукупність КДВР, що характеризують вплив асиметрії циклу на циклічну тріщиностійкість сталі 17Г1С

Результати досліджень впливу частоти навантаження на швидкість росту втомної тріщини (ШРВТ) в сталі 17Г1С зображені на рис. 3. Зниження частоти навантажень на два порядки приводить до збільшення ШРВТ в 2-3 рази.



○ – $\Delta K = 30 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$; ● – $\Delta K = 22 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$

Рисунок 3 – Вплив частоти навантаження на ШРВТ в сталі 17Г1С

На закономірності втомного руйнування сталей істотний вплив має також температура випробовувань [3-7]. Враховуючи те, що температура експлуатації нафтогазопроводів змінюється в досить вузькому діапазоні (від ~353К до ~233К), температурні випробовування провели за крайніх значень цього діапазону. Результати впливу температури випробовувань на циклічну тріщиностійкість сталі 17Г1С приведені на рис. 4. Як бачимо, у разі пониження температури за невисоких рівнів розмаху коефіцієнта інтенсивності напружень (КІН) ΔK , близьких до порогових, ШРВТ зменшується, а

за високих ΔK , навпаки, зростає. При цьому поріг втоми за низької температури зростає, а критичний КІН – падає. Тому КДВР, отримані при різних температурах, перетинаються в середньоамплітудній області.

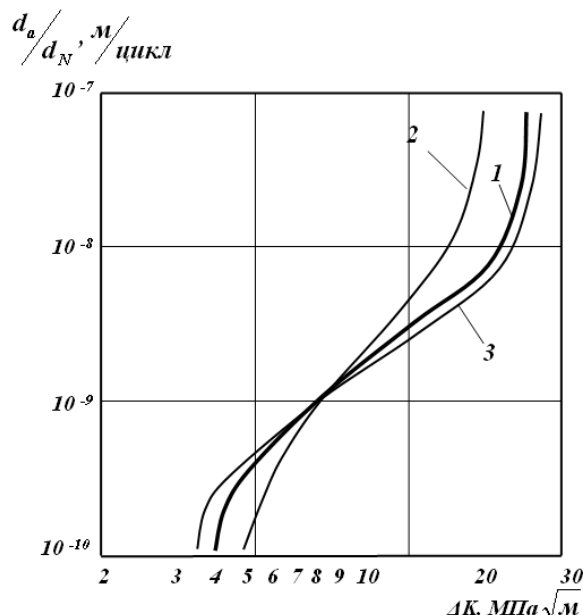


Рисунок 4 – КДВР сталі 17Г1С за температури 293К(1), 233К(2), 353К(3)

Слід звернути увагу на те, що дані про вплив температури на ШРВТ часто суперечливі. Так, роботи [4, 5] свідчать, що з пониженням температури ШРВТ зменшується, в роботі [6] – збільшується, а в роботі [7] – практично не змінюється. Подальші дослідження [3] свідчать: неоднозначність впливу температур на опір матеріалів поширенню втомної тріщини пояснюється тим, що ШРВТ залежить від амплітуди навантаження, температури випробовувань, структури та фазового складу матеріалу.

Серед геометричних чинників (тип зразка, товщина, висота) основний вплив на показники циклічної тріщиностійкості сталей має товщина зразків, оскільки вона визначає напружено-деформований стан матеріалу у вершині тріщини.

Дані про вплив товщини зразків на ріст втомних тріщин досить суперечливі. Автори [8,9] відзначають підвищення ШРВТ із збільшенням товщини зразків, [10, 11] – зменшення ШРВТ, а [12] вважають ШРВТ незалежною від товщини зразків. Такі міркування, очевидно, обумовлені широким спектром досліджуваних товщин матеріалів і рівнів їх міцності. Важливу роль тут відіграють також відмінності в умовах випробовувань зразків.

Механічні випробовування проводили за двома схемами:

- 1) чотириточковий згин зразків;
- 2) розтяг зразків з одностороннім надрізом.

На рисунку 5а зображені результати досліджень, отримані за навантаження чотириточковим згином. Зразки товщиною 2 мм мали найнижчу ШРВТ. З ростом товщини зразків ШРВТ суттєво підвищується. Однак цей ефект спосте-

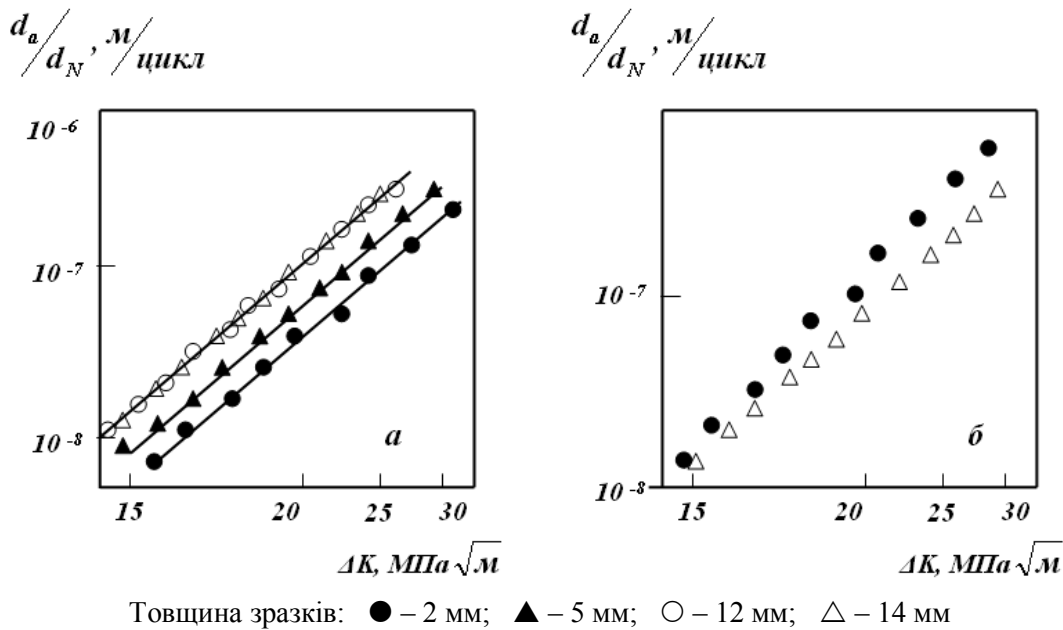


Рисунок 5 – Вплив товщини зразків на ШРВТ в сталі 17Г1С за навантаження чотириточковим згином (а) і розтягом зразків з одностороннім надрізом (б)

рігається до тих пір, поки товщина зразків не перевищуватиме 12 мм. Подальше збільшення товщини сталей майже не змінює ШРВТ.

У ході випробовування зразків за другою схемою (розтяг зразків з одностороннім надрізом) результати досліджень є протилежними: в тонких зразках (товщиною 2 мм) ШРВТ була вищою, ніж в товстих (14 мм). До того ж відзначимо, що ШРВТ в товстих зразках (14 мм), навантажених розтягом, була вищою, ніж в зразках тієї ж товщини, навантажених згином.

Макробудови зламів зразків, навантажених згином і розтягом, суттєво відрізнялися між собою. При навантаженні згином, незалежно від товщини зразків, ріст втомних тріщин відбувається з утворенням прямого зламу, а за другою схемою навантаження утворюється косий злам. Шляхом мікрофрактографічного аналізу встановлено, що в обох випадках навантаження на плоских ділянках зламів переважає борознистий мікрорельєф. Підвищення ШРВТ інтенсифікує розвиток в'язкого ямкового механізму, властивого росту втомної тріщини за статичного навантаження. Збільшення площі областей ямкового руйнування у втомному зламі відображає перехід від плоскодеформованого до плосконапруженого стану матеріалу у вершині тріщини [10]. Для зразків, навантажених згином, незалежно від їх товщини, кут нахилу експериментальних залежностей на КДВР, який визначає величину показника n в рівнянні Періса, практично постійний. З цього випливає: якщо тріщина росте з утворенням втомних боріздов, зміна напружено-деформованого стану біля її вершини при зміні товщини зразків не впливає на опір втомному руйнуванню. В процесі формування косого зламу (тобто в зразках товщиною 2 мм, які пройшли випробовування розтягом) ріст втомних тріщин відбувається за двома механізмами: зсувом і шля-

хом формування плоских ділянок ямкового руйнування. Отже, в зламі наявні ознаки плосконапруженого стану матеріалу. Це відображається в ШРВТ (див. рис. 5б).

Тож існує, як мінімум, три чинники, здатні вплинути на ШРВТ шляхом зміни геометрії зразків: напруженодеформований стан матеріалу у вершині тріщини, його мікроструктура та умови навантаження зразків.

Окрім товщини зразків досліджено вплив на ШРВТ її ширини. Збільшення ширини зразків від 60 мм до 150 мм при її товщині 10 мм практично не вплинуло на швидкість росту тріщин.

Вивчення розвитку корозійно-втомних тріщин у металах вимагає побудови залежностей їх швидкості росту da/dN від розмаху коефіцієнта інтенсивності напружень ΔK_1 та знання електрохімічних характеристик системи "метал-середовище". Це дає можливість визначити кінетику реальних тріщин, ресурс конструкції. Однак, більшість отриманих результатів емпіричні. Вони не дозволяють побудувати аналітичні залежності, в які б входили не тільки параметри напружено-деформованого стану зразка, а й системи "метал-середовище".

В роботах [13-15] на базі певних припущень зроблено спробу побудувати модель і розрахункові залежності росту корозійно-втомних тріщин у металевих конструкціях. Для визначення лінійного значення швидкості $\frac{da}{dN}$ запропонований вираз

$$\frac{da}{dN} = V_H = \frac{B_1(K_{1max} - K_{th})^2 \left[(K_{1max} - K_{th})^2 + B_2 C_H \right]}{2\pi\sigma_{of}^2 (K_{fc}^2 - K_{1max}^2 - B_3 C_H)} \quad (1)$$

Вважаючи $pH = const$ і $K_{1max} \gg K_{th}$, підставляють в (1) значення концентрації водню C_H на поверхні вершини корозійної тріщини:

$$C_H = A^* f_o^{1/4} (R_o V)^{-1/4} \times (A_1 - 0,059 pH + A_o \varepsilon_{fc} K_1^2 K_{fc}^{-2})^{1/4} \quad (2)$$

У результаті отримали вираз

$$V_H = \left\{ B_1 K_{1max}^2 \cdot \left[K_{1max}^2 + B_2 A^* f_o^{1/4} (R_o V_H)^{1/4} \times (A_1 - 0,06 pH + A_o \varepsilon_{fc} K_{1max}^2 K_{fc}^{-2})^{1/4} \right] \right\} \times \left\{ 2\pi \sigma_{of}^2 \cdot \left[K_{fc}^2 - K_{1max}^2 - B_3 A^* f_o^{1/4} (R_o V_H)^{-1/4} \times (A_1 - 0,06 pH + A_o \varepsilon_{fc} K_{1max}^2 K_{fc}^{-2})^{1/4} \right] \right\}^{-1} \quad (3)$$

Рівняння (3) відносно V_H було пов'язане методом послідовних наближень. За нульове наближення було вибрано значення V_H по формулі (1) при $C_H = 0$. Підставивши його в (3), перше наближення подане в такому вигляді

$$V_H = \left\{ B_1 K_{1max}^2 \cdot \left[B_1^{1/4} K_1^3 + B_2' (K_{fc}^2 - K_{1max}^2)^{1/4} \times (B_{21} + B_{22} K_{1max}^2)^{1/4} \right] \right\} \times \left\{ 2\pi \sigma_{of}^2 \cdot \left[B_1^{1/4} K_{1max} \cdot (K_{fc}^2 - K_{1max}^2) - B_3' (K_{fc}^2 - K_{1max}^2)^{1/4} (B_{21} + B_{22} K_{1max}^2)^{1/4} \right] \right\}^{-1};$$

$$B_2' = (2\pi)^{1/4} \sqrt{\sigma_{of}} B_2 R_o^{-1/4} f_o^{1/4} A^*;$$

$$B_3' = B_3 (2\pi)^{1/4} A^* f_o^{1/4} \sqrt{\sigma_{of}} R_o^{-1/4}; \quad (4)$$

$$B_{21} = A_1 - 0,06hH; B_{22} = A_o \varepsilon_{fc} K_{fc}^{-2},$$

де: $B_1, B_2, B_3, A_o, A_1, A^*$ – константи матеріалу; K_{1max} – коефіцієнт інтенсивності напружень для півколової тріщини; R_o – коефіцієнт асиметрії циклу; f_o – частота циклів; K_1 – коефіцієнт інтенсивності напружень, що описує поле напружень та деформацій біля вершини тріщини; K_{th} – порогове значення коефіцієнта інтенсивності напружень, нижче якого тріщина не росте; K_{fc} – критичне значення коефіцієнта інтенсивності напружень, при якому відбувається остаточне руйнування зразка; ε_{fc} – критична величина деформації при циклічному розтязі; σ_{of} – циклічна характеристика матеріалу; pH – водневий показник розчину.

Співвідношення (4) вперше було використано для вивчення втомного росту тріщини в сталі 12Х1МФ [16]. Випробування проводилось при частоті циклів 0,17Гц, $R = 0$, за температури 353К. Робочим середовищем слугував амі-

ачний водний розчин з домішками HCl до pH 4,6. Вважається, що середовище в середньо-амплітудній області навантаження впливає на ріст тріщин за механізмом водневого окрихнення.

Аналіз розрахункових і експериментальних даних вказав на придатність запропонованого підходу для побудови розрахункової моделі корозійно-втомного поширення тріщин.

Це ж підтвердили і результати наших випробувань, що проводились на зразках зі сталі 17Г1С (рис. 6).

$\frac{da}{dN}, \text{ м/цикл}$

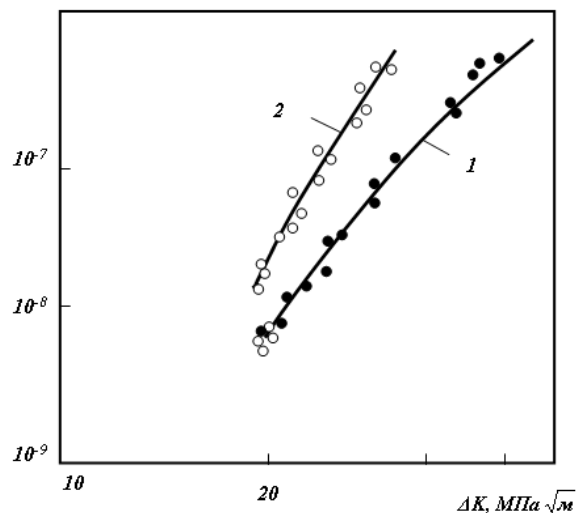


Рисунок 6 – Залежність $\frac{da}{dN}$ для сталі 17Г1С при випробуванні на повітрі (1) та в середовищі (2)

Отже, співвідношення (4) можна використовувати для вивчення росту втомних тріщин в сталі 17Г1С як на повітрі, так і в робочих середовищах для значень ΔK_1 (відповідають прямолінійній ділянці КДВР).

Відзначимо лише, що випробування проводились за частоти циклів 0,15Гц, $R = 0$ і температури 293К.

Запропонована модель відтворює тільки зниження циклічної тріщиностійкості сталей за механізмом водневого окрихнення. Під час роботи в робочих середовищах необхідно також враховувати гальмівний ефект середовища, обумовлений послабленням напружено-деформованого стану через розгалуження та підсилення закриття тріщин [17]. Тому подальший розвиток таких теоретичних досліджень є достатньо перспективним.

Отже, розвиток втомного руйнування – складний процес, що залежить від багатьох чинників, тому встановлення достовірних параметрів, які його описують в матеріалах нафтогазопроводів, повинно відбуватися в умовах, максимально наближених до експлуатаційних. Отримані в результаті цього значення характеристик циклічної тріщиностійкості дозволять найбільш точно описувати кінетику росту втомних тріщин в матеріалах нафтогазопроводів.

Література

- 1 Ясній П.В. Пластично деформовані матеріали: втомі і тріщинотривкість / П.В. Ясній. – Львів: Світ, 1998. – 292 с.
- 2 Ткач А.Н. Влияние частоты, асимметрии нагружения и структуры стали 10ГН2МФА на закрытие и рост трещин вблизи порога ΔK_{th} / А.Н. Ткач, Ю.Н. Ленец // Физ.-хим. механика материалов. – 1986. – № 4. – С.60-67.
- 3 Развитие усталостного разрушения в листової малоуглеродистой стали при комнатной и низкой температурах / С.Я. Ярема, А.Я. Красовский, О.П. Остащ, В.А. Степаненко // Проблемы прочности. – 1977. – № 3. – С.21-26.
- 4 Clark W.G. Influence of temperature and section size on fatigue crack growth behaviour in Ni-Mo-V alloy steel / W.G. Clark, H.E. Trout // Eng. Fract. Mech. – 1970. – 2, № 2. – P. 107-123.
- 5 Трощенко В.Т. Исследование закономерностей усталостного и хрупкого разрушения стали 15Г2АФДпс при низких температурах / В.Т. Трощенко, В.В. Покровский // Проблемы прочности. – 1973. – № 3. – С. 11-17.
- 6 Anctil A.A. Effect of tempering temperature on fatigue crack propagation in 4340 steel / A.A. Anctil, E.B. Kula // Effect of Environment and Complex Load History on Fatigue Life. – Philadelphia (Pa): Pergamon press, 1970. – P. 297 – 317. – (ASTM; STP 462).
- 7 Wei R.P. The influence of temperature on fatigue crack growth in a mild annealed Ti-6Al-4V alloy / R.P.Wei, D.L.Ritter // J.Mater. – 1972. – 7, № 2. – P. 240-250.
- 8 Barsom J.M. Fatigue crack propagation in high yield strength steel / J.M. Barsom, E.J. Imhof, S.T. Rolfe // Eng. Fract. Mech. – 1971. – 2. – P. 301-317.
- 9 Thielen P.N. Fatigue crack propagation in 4140 steel / P.N. Thielen, E.F. Morris // Met. Trans. – 1975. – A6, № 11. – P. 2133-2141.
- 10 Jack A.R. Effects of thickness on fatigue crack initiation and growth in notched mild steel specimens / A.R.Jack, A.T.Price // Acta met. – 1972. – 20, № 7. – P. 857-866.
- 11 Ritchie R.O. Effects of thickness on fibrous fracture from a notch and af fatigue crack propagation in low strength steel / R.O. Ritchie, R.E. Smith, H.F. Knott // Met. Sci. – 1975. – 9. – P. 485-492.
- 12 Griffith J.R. The influence of thickness on fatigue crack propagation rates in a low alloy steel weld metal above and below general yield / J.R. Griffith, C.E. Richards // Mater. Sci. and Eng. – 1973. – 11. – P.305-310.
- 13 Андрейкив А.Е. Теоретические аспекты кинетики водородного охрупчивания металлов / А.Е. Андрейкив, В.В. Панасюк, В.С. Харин // Физ.-хим. механика материалов. – 1978. – № 3. – С. 3-23.
- 14 Панасюк В.В. Расчётная модель роста трещины в металлах при воздействии водорода / В.В. Панасюк, О.Е. Андрейкив, О.И. Обухивский // Физ.-хим. механика материалов. – 1984. – № 3. – С. 3-6.
- 15 Никифорчин Г.М. Кінетичні рівняння корозійно-втомного руйнування тонких металічних пластин / Г.М. Никифорчин, З.О. Терлецька // Доповіді НАНУ. – 1994. – № 11. – С. 41-46.
- 16 Панасюк В.В. Вплив корозійних середовищ на локальне руйнування металів біля концентраторів напружень // В.В. Панасюк, І.М. Дмитрах // Львів: Ред. ж. фіз.-хім. механіки матеріалів, 1999. – 340 с.
- 17 Романив О.Н. Усталость и циклическая трещиностойкость конструкционных материалов / О.Н. Романив, С.Я. Ярема, Г.Н. Никифорчин, Н.А. Махутов, М.М. Стадник. – К.: Наукова думка, 1990. – 680 с.

Стаття постуила в редакційну колегію
22.07.09

Рекомендована до друку професором
Грудзом В.Я.

ГІДРОМЕТЕОРОЛОГІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА АЗОВСЬКОГО МОРЯ ЗА СТАТИСТИЧНИМИ ДАНИМИ ЛЬДОВИХ УМОВ

¹О.В. Хотнянська, ¹В.П. Сінцов, ²С.О. Овецький, ²М.Г. Яриновський

¹Національна академія природоохоронного і курортного будівництва,
95006, м. Сімферополь, вул. Павленка, 5, e-mail: 0000037@mail.ru

²ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42331,
e-mail: public@nuing.edu.ua

Проаналізовано статистичні дані льодового стану Азовського моря, а саме: подекадна товщина нерухомого льоду, форми льоду та його торосистість, а також інші гідрометеорологічні умови. Проведені дослідження дадуть змогу запроєктувати ефективні конструкції морських стаціонарних платформ, стійких до льодових навантажень Азовського моря.

Ключові слова: морський лід, торосистість льоду, гідрометеорологічні умови

Проанализированы статистические данные ледового состояния Азовского моря, а именно: подекадная толщина неподвижного льда, формы льда и его торосистость, а также другие гидрометеорологические условия. Проведенные исследования позволяют проектировать эффективные конструкции морских стационарных платформ, стойких к ледовым нагрузкам Азовского моря.

Ключевые слова: морской лед, торосистость льда, гидрометеорологические условия

Statistical information of ice condition of sea of Azov is analysed in the article, namely: ten-day period depth of immobile ice, geometry of ice and him ice-drifts, and also other hydrometeorological terms. The conducted investigations will allow to project the effective constructions of marine stationary gantries, proof to the ice duties of sea of Azov.

Keywords: marine ice, to ice-drifts ice, hydrometeorological terms

I. Постановка проблеми. Характерною особливістю гідрологічного режиму Азовського моря є щорічне утворення льоду на його акваторії, навіть у відносно м'які зими. В окремі зимові сезони льодові умови суттєво ускладнюють або роблять тимчасово неможливим судноплавство в деяких районах без підтримки льодокольного флоту. Суттєво може бути ускладнена або навіть припинена в окремі сезони безпечна експлуатація морських нафтогазових споруд у частинах Азовського моря (рис. 1, 2), де можливий інтенсивний дрейф льодових полів. Крім того, найскладнішим і, як правило, визначальним питанням розрахунку гідротехнічних споруд континентального шельфу є визначення навантажень, які викликані природними факторами, а саме льодових умов. Оскільки вони за своєю природою мають імовірнісний характер, для проектних та експлуатаційних розрахунків стійкості морських нафтогазових споруд, які працюють в Азовському морі, необхідно охарактеризувати гідрометеорологічні умови Азовського моря за статистичними даними льодових досліджень.

II. Аналіз останніх досліджень і публікацій. Під час аналізу основних льодових явищ на побережжі моря в районі родовищ використовується загальноприйнята практика ділення зим на типи (м'які, помірні і суворі) залежно від суми середньодобових від'ємних температур повітря над морем за льодовий сезон. Як свідчать дослідження Фоміна Т.В. (1994) цикли льодовитості моря добре корелюються з наве-

деними положеннями (табл. 1). Основні характеристики льодових явищ, характерні дати і тривалість льодових явищ для району пункту нагляду Мисове на мисі Казантип за типами зим зведені в таблицях 2-5. Як видно з таблиць, як правило, в середньому стійке льодоутворення на побережжі Кримського Приазов'я спостерігається у другій-третьій декаді січня залежно від типу зими. Найбільш раннє стійке льодоутворення спостерігалось в кінці першої декади січня.

Утворення стійкого припаю майже завжди спостерігається в суворі зими і з імовірністю 40-50% в помірні зими. В м'які зими утворення стійкого припаю малоімовірне, якщо ж це відбувається, то його товщина не перевищує 5-7 см. В помірні зими товщина припайного льоду, як правило, максимальна (20-25 см) у другій-третьій декаді лютого і першої декади березня. В суворі зими товщина припайного льоду може досягати 30-50 см досить тривалий період (з другої декади лютого до третьої декади березня).

Припай зазвичай починає остаточно руйнуватися залежно від типу зим, з третьої декади лютого по третю декаду березня. В окремі помірні зими руйнування припаю спостерігається значно раніше – в першій-другій декаді лютого. Остаточне очищення моря від льоду може затягнутися до першої декади квітня, внаслідок вітрового дрейфу льоду з північної і східної частини моря.

Тривалість льодового періоду у досліджуваному районі залежно від типу зим змінюється



Рисунок 1 – Льодостійка платформа на Східно-Казантипському родовищі та СПБУ „Таврида”



Рисунок 2 – Льодове навантаження на опори

в достатньо широкому діапазоні (від 0 до 160 діб). Максимальне число днів з льодом в льодовий період спостерігається в суворі зими (зокрема на станції Мисове 139 днів, в середньому 89). Імовірність появи льоду в м'якій зими у досліджуваному районі Азовського моря складає 57%. При утворенні льоду в такі зими середня

тривалість льодового періоду досить незначна – до 22 діб в районі Мисового.

Загалом слід зазначити, що характерні дати основних льодових явищ і імовірність їх спостережень в районі Мисового досить близькі між собою.

Таблиця 1 – Середні дати і імовірності (Р %) характерних льодових явищ в районі МГ Мисове (1926-2003) для різних типів зим

Льодові явища	Дати							
	Типи зим						Весь період	
	Сувора		Помірна		М'яка		Р(%)	Сер. дата
	Р (%)	Сер. дата	Р (%)	Сер. дата	Р (%)	Сер. дата		
Першого льодоутворення	100	31.12	100	7.01	57	29.01	82	11.01
Стійкого льодоутворення	100	12.01	67	9.01	27	28.01	57	13.01
Початку утворення стійкого припаю	79	15.01	23	27.01	3	-	26	20.01
Першого повного замерзання	86	17.01	50	22.01	13	11.02	42	22.01
Остаточного замерзання	36	9.02	7	-	0	-	11	5.02
Початку руйнування або першої рухомості припаю	36	31.03	7	-	0	-	11	19.03
Остаточного руйнування припаю	93	17.03	77	22.02	23	22.02	58	1.03
Остаточного очищення від льоду	100	9.04	100	20.03	57	9.03	82	21.03

Таблиця 2 – Елементи льодового періоду (в добах) в південній частині Азовського моря (станція Мисове) для різних типів зим

Елементи льодового періоду	Весь ряд спостережень		Тип зими					
	Сер.	Границі	Сувора		Помірна		М'яка	
			Сер.	Границі	Сер.	Границі	Сер.	Границі
Тривалість льодового періоду	57	0-160	99	61-160	73	28-134	22	0-102
Число днів з льодом льодового періоду	46	0-139	89	50-139	55	12-102	17	0-96
Число днів без льоду льодового періоду	11	0-58	10	0-25	18	0-58	5	0-57

Таблиця 3 – Ранні і пізні дати основних льодових явищ в районі станції Мисове для різних типів зим

Характеристика зим	Дата першого льодоутворення		Дата стійкого льодоутворення		Дата остаточного руйнування припаю		Дата остаточного очищення від льоду	
	Рання	Пізня	Рання	Пізня	Рання	Пізня	Рання	Пізня
Весь період	28.11	1.02	18.12	25.02	21.02	3.04	13.03	7.05
Суворі зими	28.11	7.03	10.12	25.02	16.12	6.04	23.01	7.05
Помірні зими	2.12	7.02	10.12	11.02	16.12	6.04	12.02	24.04
М'які зими	4.01	7.03	5.01	15.02	29.01	6.03	23.01	28.04

Таблиця 4 – Подекадна товщина нерухомого льоду (см) в районі станції Мисове. Період спостереження 1978-2003 рр.

Характеристика	ХІІ			І			ІІ			ІІІ		
	1 дек	2 дек	3 дек	1 дек	2 дек	3 дек	1 дек	2 дек	3 дек	1 дек	2 дек	3 дек
Середня	-	-	-	-	-	12	18	50	23	28	37	-
Мінімальна	-	-	-	-	9	8	12	11	11	13	20	14
Максимальна	-	-	-	-	15	15	25	27	45	51	56	20

Таблиця 5 – Наростання товщини нерухомого льоду (припаю) в см за 20 діб до відміченого максимального значення в районі станції Мисове

Дата	Середньодобова температура повітря (°C)	Товщина льоду (см)
23/02/1985	-9,9	40
24/02/1985	-10,7	40
25/02/1985	-12,8	42
26/02/1985	-12,6	42
27/02/1985	-12,5	43
28/02/1985	-12,4	45
01/03/1985	-11,6	45
02/02/1985	-9,3	46
03/03/1985	-11,0	47
04/03/1985	-10,0	48
05/03/1985	-7,9	48
06/03/1985	-8,8	49
07/03/1985	-10,3	51
08/03/1985	-10,6	51
09/03/1985	-10,5	51
10/03/1985	-9,0	51
11/03/1985	-6,7	52
12/03/1985	-6,6	53
13/03/1985	-5,4	53
14/03/1985	-1,8	56

III. Виділення невирішених частин загальної проблеми

На даний час залишаються невирішеними питання точних характеристик льодових умов Азовського моря, а саме:

- дослідження конкретних районів встановлення нових та модернізації існуючих морських стаціонарних платформ;
- визначення типу наявних видів льоду та їх імовірнісний розподіл за типами і місцями їх дислокації;
- розгляд особливо небезпечних для конструкції платформ і газопроводу льодових утворень у вигляді хаотичного нагромадження льоду (стамух, торосів, льодяних бугрів і бар'єрів).

IV. Постановка задачі

При будь-яких схемах взаємодії льоду і споруд основними факторами, які визначають льодове навантаження на споруди, є [1]:

- геометричні розміри, які характеризують розрахунковий вигляд льодового утворення;
- міцнісні характеристики льодового утворення;
- характер руйнування, який визначається геометричними особливостями споруди;
- швидкість переміщення льодових утворень відносно споруди;
- величина сил, які викликали дрейф льодових утворень (визначається факторами на-

вколишнього середовища: швидкістю вітру, течії і т.д.);

- розміри льодових утворень і розміри споруди;
- степінь контакту між спорудою і льодовим утворенням.

Найменше вивченими є фактори, які залежать від характеристики торосистих утворень, і фактори, що визначають максимальне значення сил, які викликають переміщення льодових полів.

V. Основний матеріал дослідження.

Інформація, яка використовується в цьому розділі, є масив авіаційних спостережень, виконаних Керченським авіавідділом в період з 1947 по 1991 рік. Як правило, авіарозвідка проводилась над акваторією Азовського моря подекадно кожний місяць. В кінці льодового сезону (березень-квітень) спостереження проводились частіше, на початку і в середині сезону - дещо рідше. Інформація льодових розвідок доповнювалась комплексом льодових спостережень на морських берегових станціях і постах. За останні п'ять льодових сезонів використовувалась інформація, одержана з штучних супутників Землі серії NOAA у видимому і інфрачервоному діапазонах спектра (рис. 3). При дешифрації знімків використовувались льодові спостереження на берегових пунктах.

Льодовий режим в досліджуваному районі здебільшого визначається приносим льодом. Для південно-західної частини Азовського моря характерним є присутність плаваючого льоду, в суворі і помірні зими. Це переважно льодяні поля різноманітного розміру і форми, принесені в результаті вітрового дрейфу із північних і східних районів моря.

Для аналізу льодових умов відкритої частини моря було виділено точки, безпосередньо розташовані в районі технологічної платформи і нитки газопроводу (рис. 4) та їх координати (табл. 6).

В м'які зими, як правило, море в досліджуваному районі вільне від льоду, рідше спостерігаються первинні форми льоду, що в цілому не може суттєво зашкодити судноходінню або ускладнити стійку експлуатацію платформ (табл. 7). В помірні і суворі зими до третьої декади січня в районі родовищ переважно спостерігаються або припай сірого (рідше білого льоду), або обширні згуртовані поля сірого і сіро-білого льоду. В лютому район зайнятий припаєм білого льоду або дрейфуючими полями білого, сіро-білого льоду різних розмірів. У другій-третьій декаді лютого припай, в основному, руйнується, і переважають малі льодяні поля білого, сіро-білого льоду.

Товщина льодових полів залежить від типу зим. В січні товщина плаваючого льоду зазвичай лежить в діапазоні 15-20 см в помірні зими і 20-30 см – в суворі зими. Найбільша товщина льодових полів спостерігається в лютому (20-30 см в помірні зими 30-45 см в суворі). Товщина снігового покриву на припаю не перевищує 25 см.

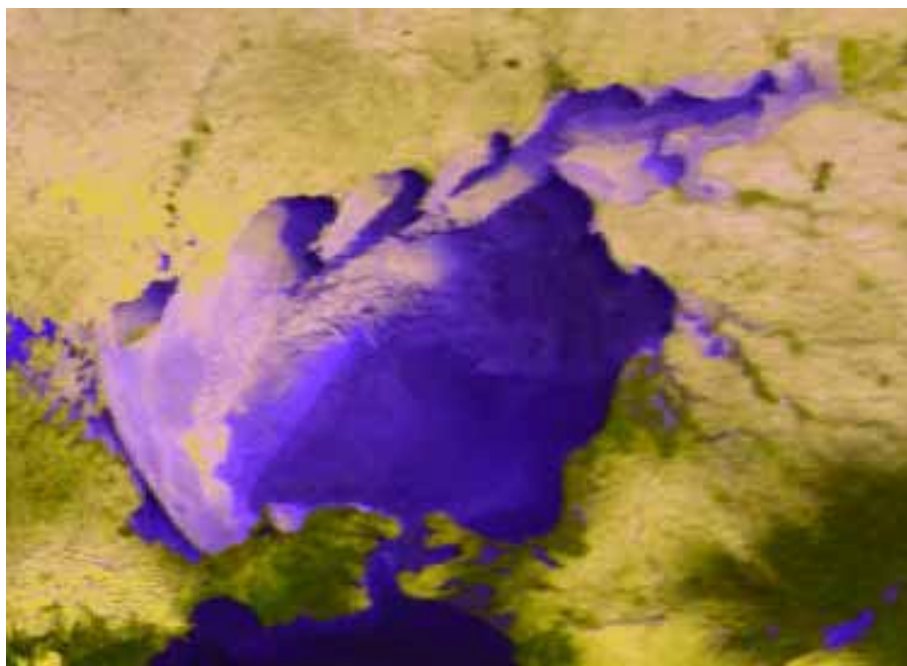


Рисунок 3 – Зображення Азовського моря 13 лютого 2003 року, прийняте із супутника NOAA (видимий діапазон спектра). Світлий тон на акваторії моря відповідає наявності льоду

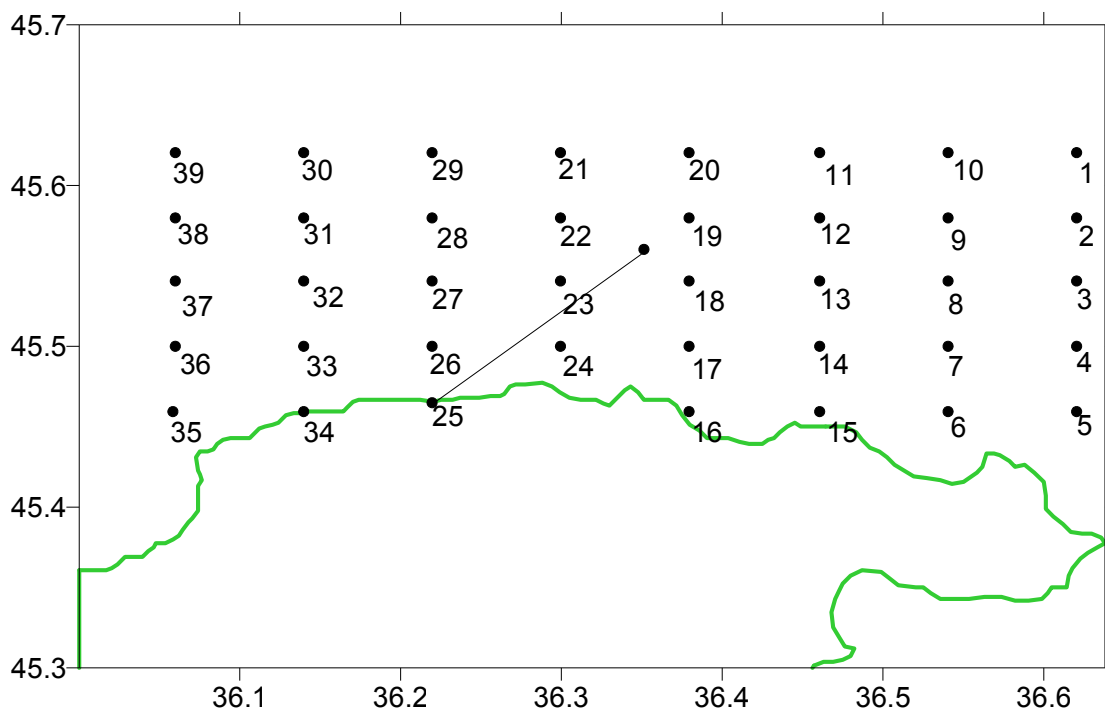


Рисунок 4 – Точки спостереження за льодовим покриттям у відкритому морі

Слід зазначити важливу особливість льодового режиму Азовського моря і його південно-західної частини в тому числі - це наявність вітрового перерозподілення льоду по акваторії моря. Напрямок дрейфу льодових полів залежить від переважаючих в зимовий сезон вітрів і, в основному, відбувається з північної і східної частини переважно або південно-західному, західному напрямку або в південному. В такому випадку спостерігається притиснення льо-

дових полів до берега, а в районі Опасного – виніс в Чорне море через Керченську протоку. Дрейф льоду у північному і північно-східному напрямку спостерігається достатньо рідко. Найбільша швидкість дрейфу 3-7 км/год.

Дрейф льодових полів, їх руйнування на мілководді, змерзання в припай, можуть суттєво ускладнити безпечну експлуатацію платформ на шельфі Азовського моря загалом.

Таблиця 6 – Координати точок спостережень за льодовим комплексом у відкритому морі

№ точки	Довгота (В.Д.)	Широта (С.Ш.)	№ точки	Довгота (В.Д.)	Широта (С.Ш.)
1	36°37'	45°37'	21	36°18'	45°37'
2	36°37'	45°35'	22	36°18'	45°35'
3	36°37'	45°32'	23	36°18'	45°32'
4	36°37'	45°30'	24	36°18'	45°30'
5	36°37'	45°28'	25	36°13'	45°28'
6	36°32'	45°28'	26	36°13'	45°30'
7	36°32'	45°30'	27	36°13'	45°32'
8	36°32'	45°32'	28	36°13'	45°35'
9	36°32'	45°35'	29	36°13'	45°37'
10	36°32'	45°37'	30	36°08'	45°37'
11	36°28'	45°37'	31	36°08'	45°35'
12	36°28'	45°35'	32	36°08'	45°32'
13	36°28'	45°32'	33	36°08'	45°30'
14	36°28'	45°30'	34	36°03'	45°28'
15	36°28'	45°28'	35	36°03'	45°28'
16	36°22'	45°28'	36	36°03'	45°30'
17	36°22'	45°30'	37	36°03'	45°32'
18	36°22'	45°32'	38	36°03'	45°35'
19	36°22'	45°35'	39	36°03'	45°37'
20	36°22'	45°37'			

Таблиця 7 – Форми льоду в південно-західній частині Азовського моря в січні-лютому (згідно з даними авіарозвідки) в суворі зими

№ точки	СІЧЕНЬ							ЛЮТИЙ													
	20/01/63	28/01/63	9/01/69	17/01/69	27/01/69	17/01/72	27/01/72	06/02/56	27/02/56	06/02/63	25/02/63	24/02/64	03/02/69	13/02/69	24/02/69	03/02/72	16/02/72	23/02/72	07/02/74	11/02/87	26/02/87
21	19	2	3	13	1	4	1	2	9	10	8	9	16	10	10	10	10	10	8	11	27
22	19	2	3	8	1	4	1	2	9	10	8	9	16	10	10	10	10	10	8	11	27
23	19	2	3	8	1	4	1	2	9	10	8	9	3	10	10	10	10	10	8	0	11
24	19	2	3	8	1	4	1	2	1	10	8	9	3	10	10	10	10	10	8	2	11
25	19	2	3	8	1	4	1	2	1	4	8	9	0	10	1	1	10	10	4	2	11
26	19	2	3	8	1	4	1	2	1	10	8	9	0	10	10	10	10	10	8	2	11
27	19	2	3	8	1	4	1	2	1	10	8	9	3	10	10	10	10	10	8	2	11
28	19	2	3	8	1	4	1	2	9	10	8	8	3	10	10	10	10	10	8	0	11
29	19	2	3	8	1	4	1	2	9	10	8	8	3	10	10	10	10	10	8	11	11
30	19	2	3	8	1	4	1	2	9	10	8	8	3	10	10	10	10	10	8	11	11
31	19	2	3	21	1	4	1	2	9	10	8	8	3	10	10	10	10	10	8	11	11
32	19	2	3	21	1	4	1	2	9	10	8	8	3	10	10	10	10	10	8	11	11
33	19	2	3	21	1	4	1	2	1	10	8	8	0	10	10	10	10	10	8	0	25
34	19	2	3	21	1	4	1	2	1	17	8	10	0	1	1	10	1	1	4	2	25
35	19	2	3	21	1	4	1	2	1	17	8	10	3	1	1	1	1	1	4	0	25
36	19	2	3	21	1	4	1	2	1	10	8	9	3	10	10	10	10	10	8	0	25
37	19	2	3	21	1	4	1	2	1	10	10	9	3	10	10	10	10	10	8	11	25
38	19	2	3	21	1	4	1	2	9	10	10	9	3	10	10	10	10	10	8	11	11
39	19	2	3	21	1	4	1	2	9	10	10	9	3	10	10	10	10	10	8	11	11

Пояснювальна легенда кодів форм льоду

Код	Найменування
0	Чиста вода
1	Припай білого льоду
2	Припай сіро-білого льоду
3	Темний нілас
4	Обширні поля сіро-білого льоду
6	Сало
7	Обломки полів сіро-білого льоду
8	Обломки полів сірого льоду
9	Обширні поля білого льоду
10	Малі льодяні поля сіро-білого льоду
11	Крупнобитий сіро-білий лід
12	Дрібнобитий сіро-білий лід
13	Крупнобитий сірий лід
16	Дрібнобитий білий лід
17	Великі поля сіро-білого льоду
19	Припай сірого льоду, світлий нілас
20	Припай темного ніласа, склянки
21	Обширні льодяні поля сірого льоду
22	Дрібнобитий сірий лід
25	Крупнобитий білий лід
27	Льодяна каша

Гідрометеорологічні умови в кінці другої – початку третьої декади в районі Мисове зведені в таблиці 8. При її перегляді є помітними достатньо низькі для грудня середньодобові температури повітря і води, а також переважний дрейф льоду в кінці другої декади в південному і південно-західному напрямку, який змінюється до середини третьої декади південно-східним і східним.

Таблиця 8 – Гідрометеорологічні умови на станції Мисове 19-26/12/2003

Дата	МГ Мисове				Напрямок
	Ta (°C)	Tw (°C)	V (м/с)		
			ср	макс	
19/12/02	-5,5	-0,4	3	6	ППС
20/12/02	-5,4	-0,3	6	11	ППЗ
21/12/02	-7,6	-0,2	5	11	ЗПЗ
22/12/02	-1,7	-0,1	5	14	ПЗ
23/12/02	-4,4	-0,1	5	10	З
24/12/02	-7,8	-0,3	6	10	З
25/12/02	-9,3	-0,4	9	14	ПЗ
26/12/02	-7,1	-0,4	7	14	ЗПЗ

Примітка:
 Та – середньодобова температура повітря;
 Tw – середньодобова температура води;
 V – швидкість вітру.

Загалом необхідно визнати, що льодові умови в районі родовищ, внаслідок значного дрейфу льоду, в суворі і помірні зими є несприятливими для безпечної експлуатації платформ.

Особливу небезпеку для конструкції платформ і газопроводу являють льодові утворення у вигляді хаотичного нагромадження льоду (табл. 9).

Таблиця 9 – Торосистість льоду (в балах) за даними спостережень на берегових пунктах у 1978-2002 рр.

Характеристика	XII		I		II		III		IV	
	припай	плавучий	припай	плавучий	припай	плавучий	припай	плавучий	припай	плавучий
Мінімальна	-	-	0	0	0	0	0	0	-	0
Максимальна	-	-	1	2	2	2	2	2	-	2

В генезисі подібного роду утворень (стамух, торосів, льодяних бугрів і бар'єрів) основну роль грає інтенсивність дрейфу і товщина льоду, батиметрія (наявність зрізаних берегів). Досліджуваний район слід віднести до області значної торосистості (табл. 10). Висота торосів досягає 2 метрів.

Таблиця 10 – Характер поверхні льодового покриття

Бал	Характеристика	Площа (та, яка спостерігалася), покрита торосами
0	рівний лід	0%
1	лід торосистий місцями	70%
2	суцільно торосистий	90%.

VI. Висновки. Проведені теоретичні дослідження дали змогу оцінити та систематизувати гідрометеорологічну інформацію стосовно Азовського моря в районі роботи морських нафтогазових споруд та проектування нових конструкцій морських стаціонарних платформ.

Подальші дослідження необхідно зосередити на математичному аналізі наведених даних за допомогою методів комплексної кліматології і моделюванні льодових навантажень на морські нафтогазові споруди.

Література

1 Возний В.Р. Морські нафтогазові споруди [Текст]: Підручник / В.Р. Возний, М.К. Ільницький, Р.С. Яремійчук. – Львів: Світ, 1996. – 343 с.

Стаття постуила в редакційну колегію 30.06.09
 Рекомендована до друку професором Дрогомирецьким Я.М.

СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ СПОРУДЖЕННЯ НАФТОГАЗОПРОВОДІВ

¹М.В. Панчук, ¹Л.С. Шлапак, ¹І.М. Сем'яник, ²Л.М. Литвиненко

¹ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 506612,
e-mail: ztk@nimg.edu.ua

²ДП ЗАО «Глобалстрой-инжиниринг», ЛК – УКРНАФТОГАЗБУД,
65041, м. Одеса, вул. Шкодова гора, ба, тел. 348554, e-mail: lungs@te.net.ua

Узагальнено вітчизняні та зарубіжні технології спорудження нафтогазопроводів з використанням труб із термопластів. Наведені характеристики склопластикових та поліетиленових армованих синтетичними нитками труб. Розглянуті технології з'єднання трубопроводів з акцентами на нові розробки.

Ключові слова: склопластикові труби, поліетиленові, армовані синтетичними нитками труби.

Обобщены отечественные и зарубежные технологии сооружения нефтегазопроводов с использованием труб из термопластов. Приведены характеристики стеклопластиковых и полиэтиленовых армированных синтетическими нитками труб. Рассмотрены технологии соединения трубопроводов с акцентом на новые разработки

Ключевые слова: стеклопластиковые трубы, полиэтиленовые, армированные синтетическими нитками трубы.

Ukrainian and foreign technologies of oil- and gas pipeline construction using the thermolayer pipes are generalised. The characteristics of glass-plastic and polyethylene pipes, reinforced with synthetic threads, are given. The technologies of pipeline connection with accent on new developments are analysed.

Keywords: glass-plastic pipes; polyethylene pipes, reinforced with synthetic threads.

Однією з найважливіших проблем експлуатації промислових трубопроводів є їх захист від корозії. Практика свідчить, що середній термін служби промислових трубопроводів складає від кількох місяців до 15 років.

До недавнього часу для перекачування сирої нафти від гирла свердловини до пунктів підготовки та за подальшого транспортування, а також у системах закачування води, в більшості випадків використовувалися труби з вуглецевих і низьколегованих сталей.

За використання сталевих труб промислові трубопроводи піддаються високому корозійному навантаженню.

Корозія завдає найбільших матеріальних збитків та відіграє вирішальну роль у скороченні терміну служби трубопроводів, впливає на збільшення експлуатаційних витрат, та викликає втрати транспортованого продукту, знижуючи його якість та забруднюючи навколишнє середовище. Швидкість корозії промислових трубопроводів за останні роки збільшилася внаслідок обводнення нафти, закачування в продуктивні горизонти вуглекислого газу та кислот, наявності мінералізованої води, піску та продуктів корозії, зараженості пластових та стічних вод сульфат-редукційними бактеріями.

Відомі методи захисту металевих труб [1] для підвищення їх довговічності та надійності мають суттєві недоліки. Так, використання інгібіторів корозії знижує рівень аварійності трубопроводів, але утворений ними захисний шар швидко руйнується твердими включеннями, наявними в потоці. Нанесення на внутрішню поверхню металевих труб різних покриттів (футерування) є складною та дорогою операцією. При цьому найбільшою проблемою є роз-

роблення надійного захисту стику під час монтажу трубопроводів. Існуючі технології не забезпечують ефективного захисту стику футерованих металевих труб в польових умовах, що згодом призводить до утворення центру корозії та інтенсивного зростання її швидкості саме в цих місцях.

Іншим недоліком сталевих труб є суттєва перевитрата матеріалу.

Сталеві нафтопромислові трубопроводи монтується, як правило, із труб діаметром від 50 мм до 250 мм. Товщина стінок сталевих труб при цьому коливається від 4 до 12 мм, що деколи призводить до надлишкового десятикратного запасу міцності, і, навіть у цьому випадку, немає гарантії їхньої цілісності під дією корозії.

Кардинальним способом вирішення даної проблеми є використання поліетиленових труб з високою корозійною стійкістю, що виключає необхідність використання антикорозійних прийомів та дає змогу збільшити термін безремонтної експлуатації до 20 і більше років.

Використання пластмасових труб є добрим способом для збільшення надійності нафтопромислових трубопроводних систем, скорочення використання сталевих труб та зниження енергозатрат при переукладанні трубопроводів.

З 50-х років минулого сторіччя велике розповсюдження отримали труби з термопластів (полівінілхлориду та поліетилену) для спорудження низьконапірних трубопроводів [2, 3]. Комплекс позитивних властивостей та висока технологічність монтажу трубопроводів, внаслідок досконалої технології зварювання труб та наявності зварювального обладнання забезпечили масове використання труб на нафтопромислах.

Для розширення областей використання трубопроводів за більш високих тисків (більше 1.2 МПа) розроблені труби з композитних матеріалів. Великий відсоток класу полімерних композитних труб складають склопластикові труби.

Склопластики являють собою композитні конструкційні матеріали, які поєднують у собі високу міцність із відносно невеликою густиною. У різних галузях промисловості вони успішно конкурують із такими традиційними матеріалами, як метали та їх сплави, бетон, скло, кераміка, дерево. У багатьох випадках конструкції, що відповідають спеціальним технічним вимогам, можуть бути виготовлені тільки зі склопластику. Вироби з цього матеріалу отримали особливо широке застосування в апаратах, призначених для роботи в екстремальних умовах: у кораблебудуванні, авіації та космічній техніці, обладнанні нафтохімічної та газодобувної галузей.

Світовим лідером у виробництві та споживанні виробів із композитних матеріалів є США, де їхнє промислове виробництво було налагоджене ще в 1944 р.

Під трубами із композитних матеріалів розуміють склопластикові, базальтопластикові, органічнопластикові або інші труби (залежно від типу арматурного наповнювача) з полімерним зв'язуючим із термореактивного матеріалу. Для композитних труб використовуються, як правило, епоксидні або поліефірні зв'язуючі.

Для виготовлення труб, залежно від призначення, місця і способу прокладання, можуть використовуватися різні матеріали:

- базальтові, скляні або вуглецеві волокна;
- синтетичні волокна з різних матеріалів;
- гуми, гумопласти та фторопласти різних марок;

– зв'язуючі матеріали на основі різних смол та клеєвих сумішей.

Склопластикові труби вперше використані в кінці 50-х років минулого сторіччя. Компанії «Амоко», «Шеврон», «Ескон», «Мобіл Ойл», «Ельф», «Тотол», «Шелл», та інші почали використовувати нафтопровідні системи з епоксидних склопластиків за тиску 1.5÷2 МПа. Сотні кілометрів таких нафтопроводів було укладено біля родовищ у різних кліматичних зонах (від тропіків до Арктики). Експлуатація трубопроводів практично без ремонту протягом більш, ніж двадцяти років довела ефективність цих матеріалів.

Апробований термін експлуатації склопластикових труб – 50 років. Хоча такі труби і дорожчі, ніж труби з вуглецевої сталі, але термін їхньої експлуатації на порядок вищий. У результаті економічний ефект є досить вагомим: з урахуванням часового фактора, використання сталевих труб обходиться в шість разів дорожче, ніж склопластикових. Загалом, завдяки нульовим витратам на експлуатацію склопластикових труб та відсутність необхідності їхньої заміни протягом усього терміну експлуатації родовищ, через п'ять років роботи досягається рівність приведених витрат на сталеві та склопластикові труби. Таким чином, великі нафтові

компанії прийшли до висновку, що, не дивлячись на більші початкові фінансові витрати, композитні труби з технічної та екологічної точки зору, а також із позиції захисту навколишнього середовища є альтернативою трубам із вуглецевої сталі.

Всі види склопластикових труб різних виробників можна розділити на три групи за такими ознаками:

- 1) тип матриці (епоксидна або поліефірна);
- 2) тип з'єднання;
- 3) конструкція стінки труби (чистий склопластик, склопластик із плівковим шаром, багатошарові конструкції).

Суттєвою відмінністю між склопластиковими трубами різних виробників є конструкція стінки.

Одношарова труба, виконана без футерування, є класичним прикладом використання склопластикових труб. Але використання такої труби в складних кліматичних і рельєфних умовах пов'язане з низкою проблем. Для зниження впливу таких факторів слід бути особливо уважним під час проведення будівельно-монтажних робіт: розробляти траншею великих розмірів, виконувати піщану подушку під трубопроводом. Вартість одношарових труб може бути нижчою від вартості труб, футерованих плівковими матеріалами, та багатошарових труб, але вартість будівельно-монтажних робіт значно вища. Крім того, трубопроводи з одношарових труб менш надійні в експлуатації. Ці обставини значно зменшують техніко-економічний ефект від використання склопластикових труб одношарової конструкції.

Труби двошарової конструкції, футеровані зсередини плівковими матеріалами, менше піддаються втраті герметичності в умовах пролягання трубопроводів у нестабільних ґрунтах (Донецька область, район Карпат). Але за час експлуатації двошарових труб у нафтопромислових трубопроводах виявлено низку серйозних недоліків, які вимагають зміни конструкції та технології виготовлення труб, зокрема:

– недостатню адгезію між футерованим і склопластиковим шаром, яка не дає змоги забезпечити монолітність стінки труби;

– порушення еластичності матеріалу футерування за низьких температур навколишнього середовища;

– відшарування футерування від склопластикової оболонки труби при транспортуванні газомістких середовищ (кесонний ефект).

Забезпечення достатньої адгезії зі склопластиком та еластичності внутрішнього шару є взаємопротилежними проблемами. Краща адгезія зі склопластиком забезпечується хімічним зшиванням двох матеріалів, і для цього в якості футерування доцільно використовувати матеріал термореактивної природи. Але такий матеріал втрачає еластичність за низьких температур, і переваги двошарової труби втрачаються. Кращу еластичність за низьких температур забезпечує термопластичний матеріал – поліетилен, але виконати процес хімічного зшивання зі склопластиковою оболонкою складно. Під час

транспортування газу трубопроводом, що має двошарову будову, може мати місце кесонний ефект, який являє собою відшарування внутрішнього плівкового шару від склопластику. При розгазуванні, або розчиненні газу з транспортованого середовища в трубі, виникають умови, коли газ проходить через внутрішній плівковий шар, накопичується між склопластиком та футеруючим шаром і створює тиск на футерування ззовні.

Під дією тиску газу між шарами плівковий шар відшаровується від склопластику, в результаті чого конструкція труби порушується. Дане явище не виникає, якщо в транспортованому середовищі відсутній газ.

Склопластикові двошарові труби призначено для експлуатації в трубопроводах, які транспортують розгазовані середовища: в трубопроводах для перекачування пластових та стічних вод, водопостачання, каналізації і т.п. Внутрішній шар може бути виготовлено з поліетилену – матеріалу, що відомий як найстійкіший до дії середовищ нафтопромислових трубопроводів.

Адгезія поліетилену зі склопластиком забезпечується використанням спеціальної марки поліетилену, яка зшивається в процесі затвердження труби, формулою епоксидного зв'язуючого матеріалу та режиму термообробки труб. У процесі термообробки забезпечується одночасне зшивання та затвердження епоксидного матеріалу. В результаті цього відшарування внутрішнього поліетиленового шару труби від склопластику без руйнування останнього практично неможливе.

Конструкція тришарових труб відрізняється від двошарових наявністю внутрішньої склопластикової оболонки, конструктивно розкріпленої з футерувальним шаром. Внутрішня оболонка не несе навантажень вздовж осі труби, і її конструкція оптимізована для забезпечення більшої міцності в кільцевому (круговому) напрямку. Внутрішня оболонка призначена для згладжування тисків у трубі, які циклічно змінюються. Транспортоване середовище проникає в область між внутрішньою оболонкою та плівковим шаром, створюючи тим самим область постійного тиску, який рівний робочому тиску в трубопроводі, біля футерування. За рахунок того, що тиск біля плівкового шару не змінюється, умови проникнення газу через нього відсутні та кесонний ефект не спостерігається. Разом з тим внутрішня оболонка додатково підвищує жорсткість труби та зменшує температурну дію на несучий склопластик, що підвищує довговічність їхнього використання.

В 1970 році Зацепіним К.С. було розроблено оригінальну конструкцію комбінованої склопластикової труби [4].

Конструкція труби являє собою композицію, внутрішній шар якої виконано із поліпропілену і є герметизуючим, на нього нанесена склосітка, а зовнішній несучий шар складається зі склотканини, проживленої епоксидною смолою (компаундом на її основі).

Разом із виробництвом труб було розроблено технологію їх з'єднання в польових умовах, яка забезпечувала герметичність з'єднання та його несучу здатність. Для отримання герметичного з'єднання до обох кінців кожної труби накладним швом приварювалися оголовки із поліпропілену спеціальної конструкції.

У польових умовах склопластикові труби з такими оголовками зварювалися між собою нагрітим інструментом встик на звичайних установках, призначених для зварювання труб із термопластів.

Для надання несучої здатності з'єднанню труб після зварювання на нього насувалася склопластикові муфта, попередньо її посадкове місце на кінцях труб після зварювання очищалося та вкривалося компаундом на основі епоксидної смоли. Після посадки муфти проводилася термообробка (затвердіння) з'єднання. З цією метою використовувалися терморухлики, які живилися від переносних (2.5÷4 кВт) електростанцій.

З часом використання таких труб у промислових комунікаціях виявило недостатню стійкість поліпропіленового покриття під час монтажу в зимових умовах, багатоопераційність під час монтажу оголовок, недостатню стійкість тонкого внутрішнього покриття за наявності в транспортованому продукті твердих частинок.

Більш вдалою є конструкція комбінованої склопластикової труби, яка складається з внутрішнього поліетиленового шару, зовнішнього склопластикового та середнього шару з полімерного клею-розплаву, який з'єднує шари в єдину конструкцію. В даному випадку поєднано корозійну та ерозійну стійкість поліетиленової герметичної оболонки та високу міцність склопластикової оболонки. Для з'єднання труб в трубопроводі спочатку зварюється встик поліетиленова оболонка, а потім за допомогою муфтового клеєного з'єднання стикуються склопластикові оболонки. Для приєднання трубопроводної арматури розроблено роз'ємні фланцеві та нероз'ємні обтискні з'єднання.

Порогом руйнування склопластикових комбінованих труб є руйнування склопластикових оболонок від граничних напружень, оскільки вони мають абсолютну герметичність. Тому такі труби можуть бути розраховані на високі робочі тиски, залежно від товщини стінки трубопроводу, враховуючи, що потенційна міцність склопластикових оболонок реалізується повністю.

Сьогодні ринок постачається трубою продукцією кількох видів: дво- та тришаровими трубами діаметром від 100 до 500 мм, розрахованими на робочий тиск від 1.6 до 20 МПа, для транспортування нафти та інших високоагресивних середовищ. У таблиці 1 наведено характеристики склопластикових труб АРМІПЛАСТ [5].

Можливість використання комбінованої склопластикової труби (ТСК) у промислових трубопроводних системах різного призначення обумовлена хімічною стійкістю внутрішньої

Таблиця 1 – Характеристики склопластикових труб АРМПЛАСТ

Внутрішній діаметр, мм	Параметри	Перекачувана рідина					
		Нафта з високим вмістом газу			Пластові стічні води		
		Робочий тиск, МПа					
		2.5	4.0	6.4	2.5	4.0	6.4
100	Товщина стінки, мм	5.5	6.0	6.0	3.0	3.5	4.0
	Вага погонного метра, кг	3.6	4.1	4.6	2.1	2.5	2.9
	Руйнівний тиск (не менше), МПа	12.5	20.0	30.0	12.5	20.0	30.0
160	Товщина стінки, мм	7.5	8.5	11.0	4.0	5.0	7.0
	Вага погонного метра, кг	8.3	9.6	11.9	4.7	6.4	7.8
	Руйнівний тиск (не менше), МПа	10.0	16.0	24.0	10.0	16.0	24.0
200	Товщина стінки, мм	8.5	10.5	12.5	4.5	6.5	8.0
	Вага погонного метра, кг	11.6	14.1	16.6	6.5	9.1	10.9
	Руйнівний тиск (не менше), МПа	10.0	16.0	24.0	10.0	16.0	24.0
250	Товщина стінки, мм	9.0	11.5	15.0	5.5	7.0	10.5
	Вага погонного метра, кг	16.2	20.7	27.0	9.9	12.6	18.9
	Руйнівний тиск (не менше), МПа	10.0	16.0	24.0	10.0	16.0	24.0
320	Товщина стінки, мм	10.0	13.0	18.3	6.5	8.0	13.5
	Вага погонного метра, кг	23.0	27.8	39.0	14.8	17.9	28.6
	Руйнівний тиск (не менше), МПа	10.0	16.0	24.0	10.0	16.0	24.0
400	Товщина стінки, мм	13.0	15.0	21.0	7.0	9.0	14.0
	Вага погонного метра, кг	34.0	39.1	54.2	18.8	23.8	37.6
	Руйнівний тиск (не менше), МПа	10.0	16.0	24.0	10.0	16.0	24.0
500	Товщина стінки, мм	17.0	19.5	25.5	8.0	10.5	17.0
	Вага погонного метра, кг	61.4	70.4	92.2	28.8	37.9	61.4
	Руйнівний тиск (не менше), МПа	10.0	16.0	24.0	10.0	16.0	24.0

Довжина труби – 1000÷11000 мм; температура перекачуваного середовища – до +90°C; короткотермінові теплові навантаження – до +120°C

Таблиця 2 – Хімічна стійкість склопластикових комбінованих труб до середовищ нафтогазопромислів

Транспортований продукт	Стійкість труб за температури		
	до 20°	40°	60°
Нафта нефракційна	С	С	У
Природний газ, що в основному складається з метану	С	С	С
Насичений водний розчин сірководню	С	С	С
Водний розчин (до 60%) сірчаної кислоти	С	С	С
Кисень	С	С	С
Парафін	С	С	С
Пластова, морська та прісна вода	С	С	С

С – стійкий, У – умовно стійкий, Н – нестійкий

оболонки (в основному поліетилен) до транспортованих продуктів за відповідних температур (таблиця 2) [6].

За кімнатної температури поліетиленова оболонка нерозчинна у більшості відомих розчинників, але набухає у вуглеводнях і їх галогенопохідних. Тому не рекомендується використовувати ТСК для транспортування скраплеваних вуглеводневих газів та продуктів, які міс-

тять 5% ароматичних або хлорованих вуглеводнів.

ТСК з поліетиленовою оболонкою допускається використовувати за температури не більше 60°C. Для трубопроводів, що транспортують продукти з температурою до 90°C використовуються ТСК з герметичною оболонкою з поліпропілену або його співполімеру.

Для контролю стану внутрішньої поверхні, оцінки залишкового ресурсу трубопроводу із ТСК рекомендується врізання в лінію або байпасом в трубопровід з'ємної вставки.

Таким чином, перевагами використання трубопроводів із склопластикових труб є:

- термін служби 25÷50 років; відсутність необхідності застосування електрохімічного захисту;
- хімічна стійкість;
- стійкість до мікробіологічної дії; мала вага (25% від ваги аналогічної сталевий труби);
- високі темпи будівельно-монтажних робіт;
- стійкість до замерзання транспортованого середовища;
- висока еластичність;
- відсутність компенсаторів;
- особливості конструкції суттєво зменшують можливість несанкціонованого врізання.

Інший важливий і принципово новий напрямок у виробництві труб – поліетиленові армовані синтетичними нитками труби (ПАСНТ).

Поліетиленові труби, армовані синтетичними нитками, призначені для будівництва трубопроводів із робочим тиском до 4.0 МПа за температури рідини, що транспортується до +80 °С. Зовнішній діаметр труб становить 63; 90; 110; 125; 140; 160 мм. Труби діаметром 63÷125 мм можуть надходити в бухтах, довжинами до 400 і до 170 м відповідно. Розрахунковий термін експлуатації таких труб на нафтопромислах – 25 років.

Поліетилен і поліефірні нитки, які використовуються для армування, мають достатню хімічну стійкість до всіх речовин, які містяться в продукції свердловин, а внутрішня поверхня залишається гладкою впродовж усього терміну експлуатації.

З'єднання ПАСНТ здійснюються зварюванням. Зварювання при цьому складається з двох операцій: зварювання нагрітим елементом встик із подальшим видаленням зовнішнього ґрату і посилення зварного шва за допомогою з'єднувальних терморезисторних муфт. Осьова міцність шва, звареного встик, є меншою за міцність труби, тому для його посилення застосовується терморезисторне муфтове зварювання.

Зварювальні роботи виконують за температури -15 ÷ +45°С. За широкого інтервалу коливання температур зварювальні роботи рекомендується виконувати в укриттях, що забезпечують дотримання заданого температурного інтервалу.

При монтажі трубопроводів із армованих труб, розрахованих на високі тиски, наприклад понад 2.0 ÷ 4.0 МПа, виникає питання про необхідність передбачення заходів із запобігання при зварюванні встик виходу кінців армування з ґратом всередину трубопроводу, тому що в такому випадку транспортоване середовище зможе проникнути по армуванню у внутрішній шар труби і зруйнувати її. Тому технологія зварювання встик нагрітим інструментом повинна виключати таку можливість.

Варто зазначити, що завдяки спрямованому армуванню, яке створює квазікоміркову структуру в стінці труби, у випадку механічного пошкодження трубопроводу в процесі експлуатації виключається поширення тріщини на всю трубу, що характерно при пошкодженні сталевих конструкцій.

За даними французької фірми «Тьюб д'Акітен» транспортування армованими поліетиленовими трубами газу та рідких середовищ за рахунок гладкості внутрішньої порожнини трубопроводу дає можливість заощаджувати 25% енергії, порівняно з транспортуванням сталевими трубопроводами.

За однакової вхідної потужності швидкість потоку в армованому поліетиленовому трубопроводі на 20% вище, ніж у сталевому. Ця обставина дає змогу досягти потрібної продуктивності поліетиленових труб меншого діаметру, порівняно зі сталевими трубопроводами.

В Україні перший нафтопровід із поліетиленових армованих труб високого тиску було побудовано СП «Каштан Петролеум Лтд» у серпні 2007 року. 700-метровий збірний трубопровід призначався для транспортування нафти і супутнього газу від нафтової свердловини №58 до ГЗУ-4 Леляківського родовища [7].

В даний час СП «Каштан Петролеум Лтд» експлуатує 5 км викидних трубопроводів Ø 90 мм на Леляківському родовищі та 2.1 км збірного колектора Ø 125 мм. На 2009 рік заплановане будівництво не менше 5 км нафтопроводів.

Порівняно з металевими трубами, ПАСНТ мають значні переваги: у процесі експлуатації не потребують обслуговування, адже вони корозійно стійкі. Викидний трубопровід, збудований від свердловини №58 експлуатується понад 1.5 року і функціонує надійно.

Сфера ефективного застосування ПАСНТ може бути поширена і на системи заводнявання нафтових пластів, технологічні водогони, від установок підготування подачі до кушової насосної станції. Робочий тиск у них – 1.6 ÷ 2.5 МПа.

Висновки

Таким чином, на даний час освоєно виробництво труб із термопластів, переважно з поліетилену, для транспортування нафтогазових середовищ під низьким (до 1.2 МПа) і високим (10,0÷20,0 МПа) тисками. Причому інший якісно новий конструктивний тип труб, призначений для транспортування середовищ під високими тисками, містить поліетиленові шари лише в якості внутрішньої герметизації, а силові напруження сприймаються спеціальними видами армувань.

Наявність унікальних науково-технічних розробок із використанням широкою гамою матеріалів із підвищеною тепловою, та хімічною стійкістю дає можливість розробляти та виготовляти труби з композитних матеріалів згідно вимог замовників. Оптимальне використання композитних матеріалів у різних галузях про-

мисловості в декілька разів збільшує довговічність, терміни безперебійної, безаварійної роботи обладнання та забезпечує значну економію засобів у процесі експлуатації.

Література

1 Мациборко В. Стеклопластиковые и стеклопластиковые комбинированные бипластмассовые трубы для систем нефте и газоснабжения / Мациборко В. // Инженерные сети из полимерных материалов. – 2005. – С. 20-23.

2 Шлапак Л.С. Еволюція поліетиленових матеріалів у процесі спорудження газопроводів / Шлапак Л.С., Панчук М.В., Сеніч О.О., Веріке П. // Науковий вісник. – 2009. – № 2. – С. 113-116.

3 Бухин В.Е. Полимерные материалы, используемые при строительстве трубопроводов / Бухин В.Е., Фаттахов М.М. // Трубопроводы и экология. – 2008. – № 2. – С. 2-7.

4 Зайцев К. Трубы из композитов / Инженерные сети из полимерных материалов. – 2003. – № 1. – С. 42-47.

5 Мазур И.И. Безопасность трубопроводных систем / Мазур И.И., Иванцов О.Н. – М.: ИЦ «Емма», 2004. – 1104 с.

6 Поспелов А. Б. Опыт применения стеклопластиковых комбинированных (бипластмассовых) труб при обустройстве нефтяных месторождений / Поспелов А.Б., Тараканов А.И., Шаклени О.В. // Трубопроводы и экология. – 2003. – № 3. – С. 24-25.

7 Білека А.О. Будівництво та експлуатація нафтогазопроводів з ПАСНТ / Білека А.О., Гаркот О.В., Будкевич В.М. // Инженерные сети из полимерных материалов. 2009. – № 1. – С. 22-24.

Стаття поступила в редакційну колегію

17.08.09

Рекомендована до друку професором

Грудзом В.Я.

Наука — виробництву

УДК 622.4.07.6:620.197.6

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІКРОБІОЛОГІЧНОЇ СТІЙКОСТІ БІТУМНО-ПОЛІМЕРНОГО ІЗОЛЯЦІЙНОГО ПОКРИТТЯ

¹Є.І.Крижанівський, ¹Я.Т.Федорович, ¹М.С.Полутренко, ²В.П.Рудко, ¹І.В.Федорович

¹ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42353
e-mail: no@nimg.edu.ua

²УМГ „Прикарпаттрансгаз”, 76000, м. Івано-Франківськ, вул. Незалежності, 48,
тел. (0342) 750931

Розглядається вплив мікроорганізмів на процес біокорозії підземних газонафтопроводів. Проведено аналіз ґрунту на трасі прокладання газопроводу «Пасична-Долина» і «Пасична-Тисмениця». Розроблено рекомендації щодо використання бітумно-полімерного покриття для протикорозійного захисту трубопроводів. Наведено результати промислових випробовувань протикорозійного біозахисту з використанням модифікованого бітумно-полімерного покриття

Ключові слова: біокорозія, бітумно-полімерне покриття, протикорозійного захисту трубопроводів.

Рассматривается влияние микроорганизмов на процесс биокоррозии подземных газонефтепроводов. Проведен анализ почв на трассе прокладки газопровода «Пасична-Долина» и «Пасична-Тисмениця». Разработаны рекомендации по использованию битумно-полимерного покрытия для противокоррозионной защиты трубопроводов. Приведены результаты промышленных испытаний противокоррозионной биозащиты с использованием модифицированного битумно-полимерного покрытия

Ключевые слова: биокоррозия, битумно-полимерное покрытие, противокоррозионная защита трубопроводов.

Influence of organism is considered on the process of biocorrosion of underground pipelines. The analysis of soils is conducted on the route of gasket of gas pipeline of Pasichna-Dolyana and Pasichna-Tysmenytsya. Recommendations are developed in relation to the use of bituminous-polymeric coverage for anticorrosive defence of pipelines. The results of industrial tests are resulted anticorrosive with the use of the modified bituminous-polymeric coverage

Keywords: biocorrosion, bituminous-polymeric coverage, anticorrosive defence of pipelines.

Проблема захисту магістральних газонафтопроводів від підземної корозії є однією з важливих проблем як в Україні, так і в світі. Так, за даними моніторингу корозійного стану магістральних газонафтопроводів з причин підземної корозії виникає близько 30% всіх аварій [1]. Одним із видів підземної корозії є мікробіологічна або біокорозія підземних трубопроводів, яка характерна для болотистих, замулених ділянок траси, та спричинена життєдіяльністю мікроорганізмів: бактерій, водоростей, мікробним слизом.

Роль мікроорганізмів у корозії підземних трубопроводів зумовлена хімічною активністю, пов'язаною з їх розвитком і розмноженням. Так, за сприятливих умов, кожних 10-60 хв. кількість бактерій подвоюється, оскільки супутні їм хімічні реакції прискорюються за експоненціальним законом, і в певний момент часу на-

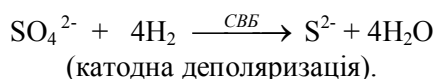
бувають катастрофічного характеру. Саме тому різке прискорення корозійного руйнування металу в результаті мікробіологічної корозії починається раптово і може призвести до наскрізного руйнування металу трубопроводу буквально за лічені місяці і, як наслідок, до значних матеріальних втрат. Так, в роботі [2] зазначено, що близько 50%, або й більше, втрат, пов'язаних з корозією сталених підземних споруд, спричинено біокорозією. Хоча біокорозія може бути викликана мікроорганізмами якогось одного виду, на практиці часто зустрічаються випадки спільної дії різних мікроорганізмів. Мікроорганізми можуть викликати корозію сталі шляхом безпосереднього впливу на кінетику електродних реакцій, продукування речовин, які спричиняють корозію, створення на поверхні металу умов для появи концентраційних електрохімічних елементів.

У зв'язку з цим, значна увага приділяється розробці протикорозійних композицій, до складу яких входили б високоефективні біоциди (антисептики), які б забезпечували тривале підтримування бактерицидної активності та були відносно дешевими.

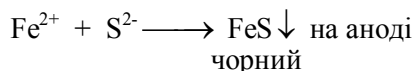
Авторами [3] зазначалося, що серед широкого спектру протикорозійних покриттів останнім часом особливе місце відводиться бітумно-полімерним ізоляційним покриттям, які за своєю доступністю, простотою виготовлення і дешевизною можуть скласти серйозну конкуренцію плівковим та полімерним покриттям для ізоляції підземних газонафтопроводів.

В ході експлуатації підземних газонафтопроводів для ізоляційного покриття серед ґрунтових бактерій найбільш корозійно-небезпечними для ізоляційного покриття є сульфатвідновлювальні бактерії (СВБ) (анаеробні мікроорганізми, яким кисень не тільки не потрібний, але й шкідливий) і тіонові бактерії (ТБ), які окислюють сірку і значно знижують рН середовища, викликаючи тим самим мікробіологічну корозію.

За сприятливих умов сульфатвідновлювальні бактерії з сульфатів утворюють велику кількість такого агресивного продукту, як сірководень:



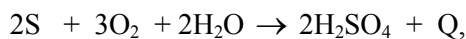
Водень у природних водах і ґрунтах постійно утворюється в результаті анаеробних процесів розкладання органічних речовин. Тому у процесі життєдіяльності СВБ на поверхні металу з'являється чорний осад ферум сульфїду (FeS):



FeS відносно заліза є ефективним катодом, що призводить до інтенсифікації його розчинення.

На думку вчених [2, 4], СВБ, видаляючи шар атомарного водню з катодної поверхні металу, зумовлюють деполяризацію на катоді, що призводить до посилення процесу корозії.

Деякі види тіонових бактерій (ТБ), які є окисниками сірки, виробляють сульфатну кислоту



в таких кількостях, що рН середовища може досягати значень 0,6. Отже, внаслідок дії агресивних мікроорганізмів може прискорюватися процес руйнування металу трубопроводу.

Оскільки практика експлуатації підземних трубопроводів свідчить про раннє руйнування металу в замулених ґрунтах, що містять сірководень, тому актуальним завданням є розроблення способу надання мікробіологічної стійкості бітумно-полімерним покриттям з метою захисту підземних газонафтопроводів від біокорозії.

Метою даної роботи було підвищення фізико-механічних, гідрофобних властивостей мастики МБП-Д Дашавського заводу компози-

ційних матеріалів та надання їй біологічної стійкості за рахунок введення до її складу інгібіторів корозії та біоцидів (антисептиків) для захисту ізоляційного покриття від мікробіологічного забруднення; визначення корозійної активності ґрунтів у зоні прокладання магістральних газопроводів „Пасічна-Долина” і „Пасічна-Гисмениця”.

На сьогодні найдієвішим способом захисту ізоляційного покриття від мікробіологічного забруднення є біоцидні добавки. Важливим також є використання бактерицидів для обробки поверхні трубопроводів перед нанесенням ізоляційного покриття, (зокрема ділянок трубопроводів у важкодоступних місцях) під час ремонту трубопроводів у трасових умовах.

На основі аналізу літературних джерел [2-6] нами проводився вибір біоцидних добавок з врахуванням таких вимог:

1. Біоцидні добавки повинні майже повністю (99%) пригнічувати життєдіяльність певного роду бактерій.
2. Не повинні погіршувати основні фізико-хімічні властивості базової мастики.
3. Добре сумішатися з бітумною основою.
4. Характеризуватися пролонгованою дією біоцидної активності.
5. Не бути токсичними.

Багатий зарубіжний досвід використання біоцидів для боротьби з мікробіологічною корозією свідчить, що універсальних біоцидів досі не існує.

Авторами [5] з найбільш доступних біоцидів для боротьби з біокорозією, зумовленою СВБ, для ізоляційних бітумних мастик була випробувана добавка, яка складалася з 0,1% фенолу, 0,5% креозотового масла або 0,5-1,0% нафтенату міді, який надавав бітумному покриттю не лише біостійкості, але й стабілізував покриття під час тривалого перебування в агресивному середовищі (дворічний термін випробування).

Для епоксидно-кам'яновугільних композицій досліджені і показали позитивні результати органічні сполуки ртуті, олова, свинцю, хромат цинку, фенол, четвертинні амонійні солі. Концентрація неорганічних сполук в ізоляційному покритті сягала 20% мас., органічних – 0,5-1,0% [6].

В таблиці 1 наводиться асортимент біоцидних добавок для боротьби з біокорозією, зумовленою СВБ [6-7].

Проаналізувавши далеко не повний асортимент біоцидних добавок, автори зупинили свій вибір на аміні та четвертинній амонійній солі загальної формули $[\text{R}_3(\text{R}^1)\text{N}]^+\text{X}^-$, де R і R^1 – вуглеводневі радикали, X – атом Галогену.

Відомо, що четвертинні амонійні солі вигідно відрізняються високою ефективністю (низькі мінімальні концентрації), стійкістю біоцидної активності, високою гідрофобною дією.

Вибрані нами біоцидні добавки відносяться до катіонних поверхнево-активних речовин, які є ефективними інгібіторами корозії.

Катіонна структура четвертинних амонійних солей і здатність їх розчинятися у фосфолі-

Таблиця 1 – Асортимент біоцидних добавок

№ з/п	Біоцидна добавка	Концентрація, %
1	Монометилловий етер етиленгліколю	0,1 – 0,15
2	Диметилдиалкіламоній хлорид	0,05
3	8-оксихінолін	0,1-0,2
4	1,2-діамінопропан	0,04
5	Етилендіамін	0,12
6	Триметиламін	0,16
7	Солі цинку синтетичних жирних кислот; змішані солі цинку і ртуті оцтової та олеїнової кислот	0,05-0,1
8	n-бутиламін	0,08
9	Нітрополіефіри	100-250 мг/л
10	Четвертинні амонійні солі (ЧАС)	0,05-0,2

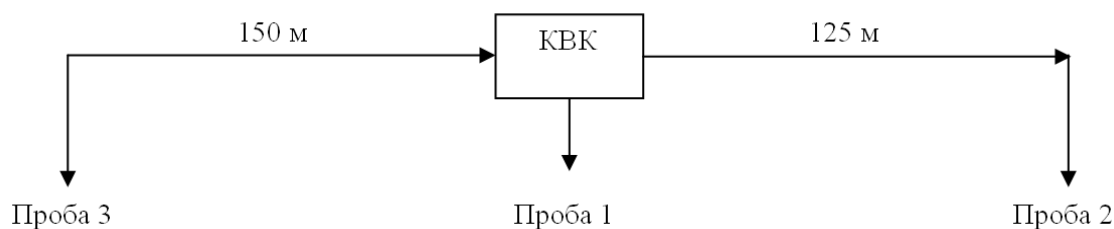


Рисунок 1 – Схема відбору проб ґрунту

підних порах клітинної оболонки бактерій, ймовірно, і призводить до їх руйнування [6].

Для оцінки корозійної активності ґрунтів по відношенню до прокладеного в них трубопроводу характерним є утворення в ньому перших ознак наскрізної корозії. Безперечно, що така оцінка є наближеною, оскільки процес корозії сталених трубопроводів залежить не тільки від ґрунтових умов, але й від сорту сталі, якості і матеріалу зварних з'єднань, товщини стінки трубопроводів, якості захисного покриття, а також від умов експлуатації трубопроводу.

На сьогодні існує більше двадцяти польових та лабораторних методів визначення корозійної активності ґрунтів. Враховуючи різноманітність причин корозії металу в ґрунті, жоден з цих методів окремо не може точно охарактеризувати корозійну активність ґрунтів.

Правильну оцінку корозійної активності ґрунтів можна зробити тільки після дослідження ґрунтів за різними методами і зіставлення результатів цих досліджень з врахуванням місцевих географічних і кліматичних умов.

Для визначення корозійної активності ґрунтів нами були відібрані проби ґрунтів на глибині залягання трубопроводу в зоні прокладання магістральних газопроводів „Пасічна-Долина” (5 проб) та „Пасічна-Тисмениця” (3 проби) (масою не менше 2 кг). В зоні „Пасічна-Долина” проби були відібрані за напрямком руху газу в такій послідовності: шурф №1 – 70 м; 2-й - за 20 метрів від шурфу №1; 3-й – за 50 метрів від шурфу №2; 4-й – за 100 метрів від шурфу №3; 5-й - за 10 метрів від шурфу №4.

На трасі прокладання магістрального газопроводу діаметром 529 мм „Пасічна-Тисмениця” були відібрані проби ґрунту за такою схемою в напрямі подавання газу (рис. 1). Точкою відліку відбору проб ґрунту було вибрано контрольну-вимірювальну колонку (КВК).

Візуальний аналіз відібраних проб ґрунтів на трасі „Пасічна-Долина” показав:

Шурф №1 – піщаний ґрунт з гравієм жовто-коричневого кольору;

Шурф №2 – глинистий ґрунт різних кольорів (від червоно-бурого до сірого) з рештками коренів рослин;

Шурф №3 – піщаний ґрунт середньозернистої структури світло-коричневого і жовтого кольорів;

Шурф №4 – глинистий ґрунт різних відтінків (жовтого, коричневого, світло-сірого);

Шурф №5 – глинистий ґрунт сірого кольору з вкрапленнями коричневого, червоного та чорного кольорів.

Проби ґрунту на трасі прокладання газопроводу „Пасічна-Тисмениця” теж відрізнялися за за кольорами:

Проба №1 – глинистий ґрунт жовто-коричневого кольору;

Проба №2 – глинистий ґрунт чорно-сірого кольору;

Проба №3 – глинистий ґрунт темно-коричневого кольору.

Одним з важливих чинників оцінки корозійної активності ґрунтів є їх кислотність.

Кислотність зумовлена наявністю йонів Гідрогену. Їх концентрація виражається вели-

Таблиця 2 – Визначення рН водних витяжок проб ґрунтів

	„Пасічна-Тисмениця”			„Пасічна-Долина”				
	№ проби			№ шурфу				
	1	2	3	1	2	3	4	5
рН (лакмус)	6-7	~7	~7	6-7	6-7	6-7	6-7	6-7
ручний рН-метр	6,78-6,80	6,83-6,84	6,68-6,69	6,59-6,60	6,36-6,37	5,62-5,63	6,27-6,28	6,66-6,67

Таблиця 3 – Вміст сульфат-йонів в ґрунтових водах відібраних проб ґрунтів

	„Пасічна-Долина”					„Пасічна-Тисмениця”		
	№ шурфу					№ проби		
	1	2	3	4	5	1	2	3
Наявність SO_4^{2-} (якісна проба)	-	+	+	±	-	-	-	-

"+" - спостерігалось помутніння; "±" - слабе помутніння; "-" - помутніння відсутне

Таблиця 4 – Питомий опір ґрунту (ρ)

	„Пасічна-Долина”					„Пасічна-Тисмениця”		
	№ шурфу					№ проби		
	1	2	3	4	5	1	2	3
Питомий опір ґрунту, ρ , Ом·м	73	72	72	65	64	44	90	44

чиною рН. Залежно від того, в якому стані знаходяться в ґрунті йони Гідрогену, розрізняють такі види кислотності: актуальну (активну) і потенційну (приховану), яка у свою чергу поділяється на обмінну і гідролітичну.

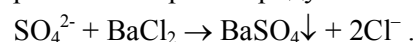
Актуальна кислотність зумовлена йонами Гідрогену, що знаходяться в ґрунтовому розчині. Про її величину судять за результатами аналізу водної витяжки з ґрунту. Актуальна кислотність характеризує кислотність ґрунту на момент її визначення.

Нами було визначено актуальну кислотність водних витяжок відібраних проб ґрунту за допомогою універсального індикатора та ручного рН-метра „Checker by Hanna”. Результати по визначенню рН приведені в табл. 2.

Одержані результати свідчать, що газопровід на трасі „Пасічна-Долина” прокладений в неоднорідному за кислотністю ґрунті. Так, траса трубопроводу, відмічена шурфами №2,3,4 довжиною 170 метрів проходить через ґрунти, які за величиною рН відносяться до слабкокислих ($\text{pH} = 5,5 - 6,5$), що вказує на корозійну активність ґрунту по відношенню до сталі, а ґрунти, відмічені шурфами №1 і 5, – до нейтральних ($\text{pH} = 6,5 - 7,0$).

До нейтральних ґрунтів відносяться також ґрунти, через які прокладений газопровід в зоні Пасічна-Тисмениця, де на вибраній ділянці траси рН ґрунту знаходиться в межах 6,7 – 6,8. Таким чином, проаналізовані нами ґрунти, для яких значення рН перебуває в межах 6,5 – 7,0 відносяться до корозійно неактивних. Проте, цікавим виявився той факт, що для ґрунту, ви-

дібраного з шурфу №3, величина рН знаходиться в межах 5,62 – 5,63. Це нас насторожило, оскільки такий ґрунт відноситься до корозійно-активних ґрунтів. Крім цього, ґрунти, відібрані з шурфів №2 і №4, також є корозійно-активними. Тому слід було перевірити наявність сульфат-йонів (SO_4^{2-}) у водних витяжках проб цих ґрунтів. Наявність сульфат-йонів у водних витяжках визначали якісною реакцією з водним розчином барій хлориду за схемою:

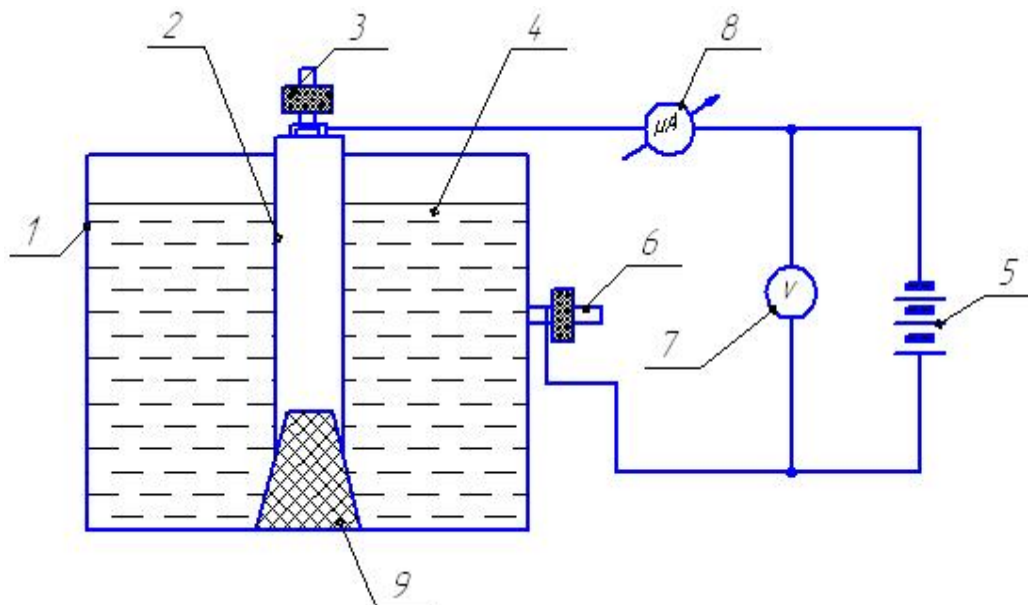


Випадання білого осаду (помутніння) свідчило про наявність йонів SO_4^{2-} у ґрунтових водах. Нами проаналізовано водні витяжки всіх відібраних проб ґрунтів. Результати аналізу наведено в табл. 3.

Із наведених в таблиці 3 даних видно, що сульфат-йони присутні в ґрунтових водах відібраних проб від шурфу №2 до шурфу №4 (можливо, це сульфати FeSO_4 , MgSO_4 , $\text{Al}_2(\text{SO}_4)_3$). У водних витяжках решти проаналізованих проб ґрунтів SO_4^{2-} не виявлено.

Таким чином, зіставляючи дані для визначення рН водних витяжок проб ґрунтів з даними якісного аналізу SO_4^{2-} можна припустити, що корозійно-активним є ґрунт на трасі „Пасічна-Долина” довжиною 170 м вздовж руху газу від шурфу №2 до шурфу №4 включно.

Оскільки в ґрунтових водах на трасі магістрального газопроводу „Пасічна-Долина”, за допомогою якісного аналізу виявлено наявність сульфат-йонів, то не виключена можливість розвитку мікробіологічної корозії сталевих труб.



1 – металева банка; 2 – стальна трубка; 3 – клемма; 4 – ґрунт, що випробовується; 5 – батарея; 6 – клемма; 7 – вольтметр; 8 – міліамперметр; 9 – гумовий корок

Рисунок 2 – Схема визначення корозійності ґрунту методом електролізу

Для оцінки мікробіологічної корозійної активності ґрунтів важливими також є дані про питомий опір ґрунту. Нами був вимірний питомий опір ґрунту на досліджуваних ділянках газопроводів „Пасічна-Долина” і „Пасічна-Тисмениця” (табл. 4).

З одержаних даних видно, що на трасі „Пасічна-Долина”, на досліджуваній ділянці газопроводу спостерігається зниження питомого опору ґрунту. В той час, як на трасі „Пасічна-Тисмениця” питомий опір ґрунту проби 2 більше ніж в 2 рази перевищує питомий опір ґрунту для проб 1 і 3. Порівнюючи отримані значення питомого опору зразків ґрунту з даними літературних джерел [2,8], можна вважати, що на всій досліджуваній ділянці прокладання трубопроводу по трасі „Пасічна-Долина” та „Пасічна-Тисмениця”, ґрунти відносяться до ґрунтів з нормальним ступенем корозійності. Слід зауважити, що питомий опір ґрунту не відображає однозначно ступінь агресивності останнього.

Для більш точної оцінки корозійної активності ґрунтів нами було проведено серію дослідів з відібраними зразками ґрунтів для визначення маси втрат металу за гравіметричним методом, який є досить простим в технічному плані та поширеним.

Гравіметричний метод оцінки корозійної активності ґрунтів базується на принципі визначення втрат маси металу в досліджуваному ґрунті, який перебуває певний час під дією постійного електричного струму.

Відібрані проби ґрунту висушували за температури 96 – 98 °С в сушильній шафі. Висушений ґрунт подрібнювали в фарфоровій ступці, після чого просіювали через металеві сита, відбираючи фракцію < 2 мм.

Корозійну активність досліджуваних проб ґрунту визначали на установці (рис. 2), яка складалася з трьох сталевих банок діаметром 80 мм і висотою 120 мм та трьох сталевих трубок діаметром 19 мм, довжиною 100 мм і вагою близько 165 г. Трубки під’єднували паралельно до позитивного полюса шестивольтової акумуляторної батареї, а банки – паралельно до від’ємного. В даній системі трубки виступали анодами, банки - катодами.

Для запобігання виникненню короткого замикання, на дно банки були встановлені гумові корки, на яких розміщувалися трубки. В встановлених банках з попередньо зваженими і встановленими трубками насипали просіяні фракції ґрунтів, змочували їх дистильованою водою до повного насичення (визначена масова частка вологи в ґрунтах знаходилася в межах 31-32%, а критичне водонасичення за літературними даними [2] складає 33%), під’єднували відповідним чином до 6В акумуляторної батареї і починали відлік часу.

Через 24 години експерименту, тобто дії постійного струму, трубки і банки відключали від батареї живлення, по черзі обережно виймали трубки, очищали від залишків ґрунту, продуктів корозії інгібованою кислотою, промивали трубки дистильованою водою до нейтральної реакції, висушували на повітрі. Висушені трубки зважували на аналітичній вазі ВЛР-200. За результатами зважувань трубок до і після дії постійного електричного струму, визначали втрату маси металу. На рис.3 наведено залежність втрати маси металу трубок в різних ґрунтах від довжини траси.

Аналіз одержаних результатів свідчить, що найбільша втрата металу спостерігалася на ділянці траси за 170 метрів від шурфу №2 до шурфу №4, що вказує на більш виражені корозійні

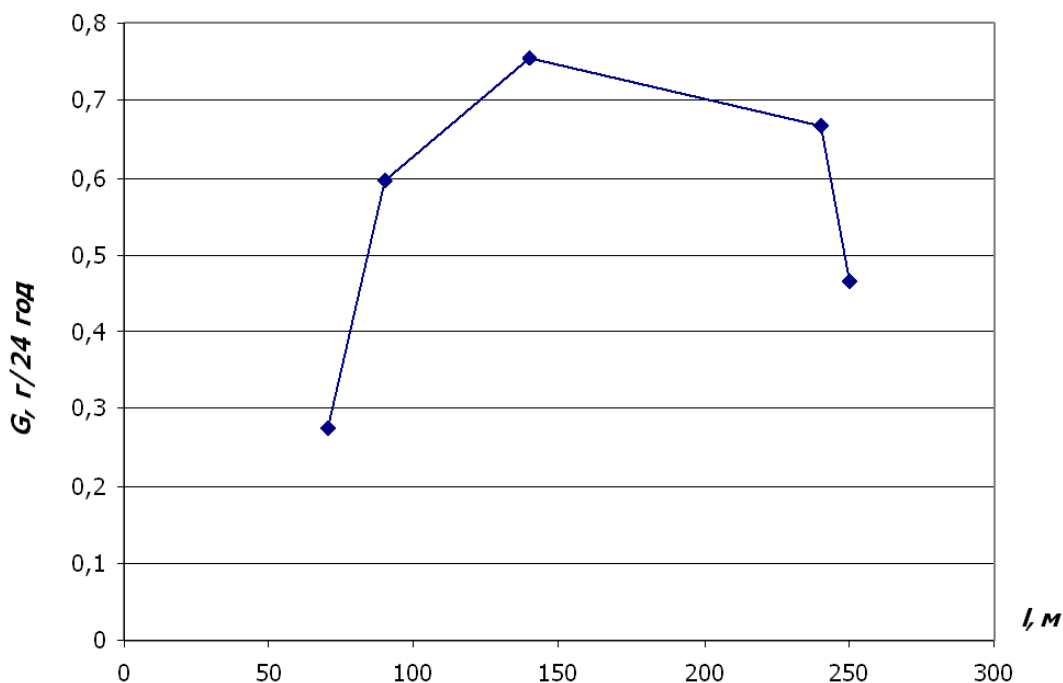


Рисунок 3 – Залежність втрати маси металу трубок від довжини траси „Пасічна-Долина”

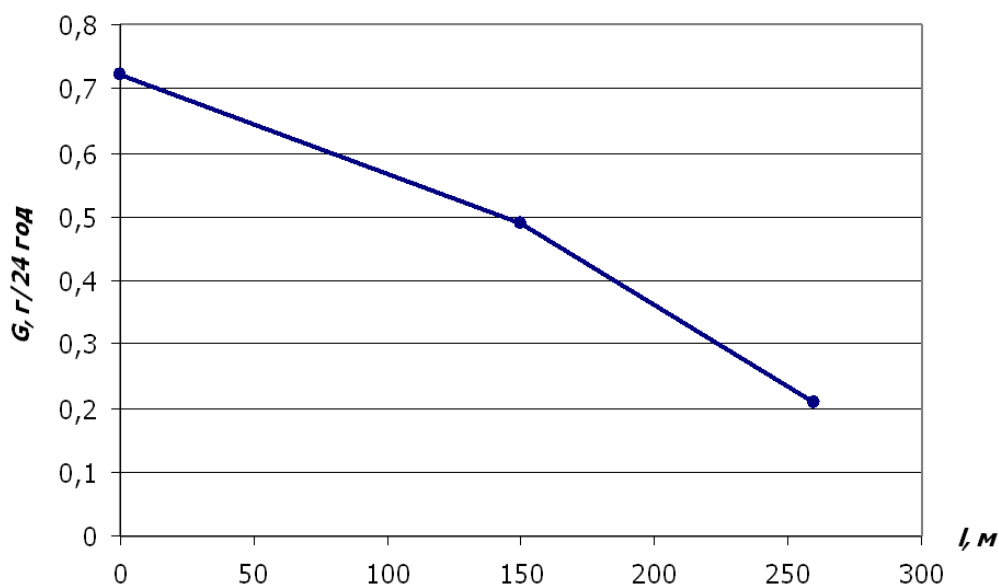


Рисунок 4 – Залежність втрати маси металу трубок (ΔG , г/24 год) від довжини траси «Пасічна –Тисмениця»

процеси, ніж для шурфів №1 і №5. Ці результати узгоджуються з попередньо одержаними даними щодо визначення SO_4^{2-} , адже саме на цій ділянці траси виявлено наявність SO_4^{2-} в ґрунтових водах, і саме на цій ділянці рН змінюється від 6,36 (шурф №2) до 5,62 (шурф №3) і до 6,27 (шурф №4).

На трасі газопроводу „Пасічна-Тисмениця” спостерігається дещо інша, ніж на рисунку 3, залежність втрати маси металу трубок під дією постійного електричного струму протягом 24 годин (рис. 4).

Аналіз одержаної залежності $\Delta G = f(l)$, наведеної на рис. 3 засвідчив, що на вибраній нами ділянці траси, найінтенсивніше корозія відбувається в ґрунті проби 3. В напрямку руху газу корозійні процеси "затухають", про що свідчать нижчі значення ΔG для проб 1 і 2, (що, можливо, пов'язано з перенасиченням ґрунту вологою, яка, в свою чергу, блокувала доступ кисню до металу, що й призвело до зниження швидкості корозії металу), прокладеного в ґрунті з нормальним ступенем корозійності.

Таблиця 5 – Характеристики модифікованих бітумно-полімерних ізоляційних покриттів

Праймер	Мастика	Адгезія стрічки до мастики, Н/мм	Адгезія мастики до заґрунтованого металу, Н/мм ²	Загальна товщина захисного покриття, мм	Міцність при ударі при 20 ⁰ С, Дж
А	А	1,5	0,50	4,3	15
Г	А+0,1%Г	1,7	0,68	4,2	15
Ж	А+0,1%Ж	1,7	0,58	4,3	15

Таблиця 6 – Результати перевірки ізоляційного покриття на основі бітумно-полімерної мастики МБП-Д-2Ж та стрічки ПВХ виробництва ЗАТ «Озом»

№ з/п	Назва показника	Вимоги згідно з ДСТУ 4219-2003	Результати випробувань	Методи випробувань
1	Зовнішній вигляд захисного покриття	Суцільний шар	Однорідний суцільний	ДСТУ 4219
2	Загальна товщина захисного покриття, мм	Не менше 4,2	4,5	ДСТУ 4219
3	Адгезія мастики до заґрунтованої сталеві поверхні, Н/мм ²	Не менше 0,25	0,6	Додаток Е ДСТУ 4219
4	Адгезія стрічки до мастики, Н/мм	Не менше 1,5	1,7	Додаток Е ДСТУ 4219
5	Суцільність захисного покриття при електричній напрузі 5 кВ н а 1мм товщини покриття	Відсутність пробою	28	ДСТУ 4219
6	Міцність на удар при t = 20 ⁰ С, Дж	Не менше 15	18	Додаток А ДСТУ 4219

На основі зіставлення результатів проведених експериментів із визначення корозійної активності ґрунтів різними методами було встановлено, що на ділянці траси магістрального газопроводу „Пасічна-Тисмениця” ґрунти відносяться до ґрунтів з нормальним та середнім ступенем корозійності, в той час, як на трасі газопроводу „Пасічна-Долина”, ґрунти від шурфу №2 до шурфу №4 довжиною 170 м відносяться до корозійно-активних. З метою запобігання корозії, в тому числі і мікробіологічної, нами запропоновано ізоляційні покриття [9] на основі бітумно-полімерної мастики МБП-Д Дашавського заводу композиційних матеріалів, які володіють підвищеними протикорозійними (в т. ч. й водостійкими) та антисептичними властивостями, за рахунок введення до складу покриття біоцидів, що сприяє посиленню біостійкості і збереженню його цілісності шляхом виключення проростання в нього коренів рослин.

Серією проведених експериментальних досліджень нами були вибрані оптимальні концентрації для таких біоцидів: аміну (інгібітор «Г») – 0,1% мас., ЧАС – інгібітор «Ж» – 0,1% мас.

З додаванням інгібіторів «Г» і «Ж» оптимальної концентрації були приготовлені праймери «Г» і «Ж», на основі яких та базової мастики з додаванням інгібіторів «Г» і «Ж» були отримані модифіковані бітумно-полімерні ізоляційні покриття з такими характеристиками (табл. 5).

Аналіз одержаних результатів засвідчив, що введення інгібіторів корозії «Г» і «Ж», які

володіють також біоцидними властивостями, дає змогу отримувати модифіковані мастики, які є міцними, пластичними, біостійкими до дії сульфатвідновлювальних бактерій, а також володіють вищими адгезійними характеристиками.

Були проведені промислові випробування розробленого нами ізоляційного покриття на основі бітумно-полімерної мастики МБП-Д-2Ж в умовах УМГ «Прикарпаттрансгаз». Ізоляційне покриття було нанесено на ділянки труби газопроводу „Пасічна-Долина” діаметром 530 мм довжиною 30 м (ПК 447+00). Результати випробувань ізоляційного покриття наведені в табл. 6.

За результатами випробувань встановлено, що ізоляційне покриття на основі бітумно-полімерної мастики МБП-Д-2Ж показало вищі характеристики за нормативні показники згідно ДСТУ 4219. Модифіковану мастику МБП-Д-2Ж було рекомендовано до серійного застосування.

Висновки

1. Виконані дослідження підтверджують, що після введення до складу мастики МБП-Д Дашавського заводу композиційних матеріалів інгібіторів корозії та біоцидів (антисептиків) підвищуються фізико-механічні та гідрофобні властивості мастики та її біологічна стійкість. Це, в свою чергу, дає змогу суттєво покращити техніко-експлуатаційні характеристики, збільшити міжремонтний період газонафтопроводів та термін їх експлуатації.

2. На основі проведених промислових випробувань властивостей модифікованих бітумно-полімерних ізоляційних покриттів та одержаних результатів було доведено, що вони є міцними, пластичними, біостійкими до дії сульфатвідновлювальних бактерій, володіє високими адгезійними показниками що дає підстави рекомендувати їх до серійного випуску.

Література:

- 1 Кузьменко Ю.О. Моніторинг корозійного стану магістральних нафтогазопроводів / Ю.О.Кузьменко // Нафтова і газова промисловість. – 1994. – №2. – С.43-44. – Бібліогр.: с.44.
- 2 Стрижевский И.В. Подземная коррозия и методы защиты. И.В. Стрижевский – М.: Металлургия, 1986. – 112 с.
- 3 Крижанівський Є.І. Дослідження ізоляційних та антикорозійних характеристик бітумно-полімерних покриттів / Є.І.Крижанівський, М.С.Полутренко, Ю.П. Гужов, В.В.Рудко, І.В.Федорович // Розвідка і розробка нафтових родовищ. – 2008. – №1. – С.57-59. Бібліогр.: с.59.
- 4 Андерсен Р.К. Бактерициды для борьбы с биокоррозией в нефтяной промышленности / Р.К.Андерсен, С.М.Эфенди-заде. – М.: ВНИИ-ОЭНГ, 1989. – 11 с.
- 5 Козловская А. Изоляционные материалы для защиты магистральных трубопроводов от коррозии / А.Козловская. – М.: Гостоптехиздат, 1962. – 153 с.
- 6 Липович Р.Н. Микробиологическая коррозия и методы ее предотвращения / Р.Н.Липович, А.А.Гоник, К.Р.Низамов. – М.: ВНИИОЭНГ, 1977. – 46 с.
- 7 Бойченко С. Забезпечення біологічної стабільності вуглеводневих палив / С.В.Бойченко, Н.М.Кучма // Вісник НАУ. – 2004. – № 4. – С.161-164. – Бібліогр.: с.164.
- 8 Жуков В.И. Битумная изоляция подземных трубопроводов / В.И.Жуков, Ф.Г.Храмыхин. – М.: Госстройиздат, 1954. – 120 с.
- 9 Пат. 82775 Україна, МПК (2006) С23F 11/00, F16L 58/02 Спосіб захисту підземних нафтогазопроводів від корозії / Крижанівський Є.І., Федорович Я.Т., Полутренко М.С.,
- 10 Гужов Ю.П., Федорович І.В. ; заявник і патентовласник Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. – № а200610107; опубл. 12.05.2008, Бюл. № 9, 2008 р.

Стаття постуила в редакційну колегію
28.07.09

Рекомендована до друку професором
Грудзом В.Я.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ ДЕТОНАЦІЙНОГО ЗГОРЯННЯ В СИЛОВИХ ЦИЛІНДРАХ ГАЗОМОТОКОМПРЕСОРІВ 10 ГКН

¹Л.М.Заміховський, ¹Б.В.Копей, ²С.О.Саприкін, ²С.І.Галій

¹ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 40534
e-mail: koreyb@nimg.edu.ua

²УкрНДІгаз, 61125, Харків, Красношкільна наб., 20, тел. (057) 7300389

Розроблено непрямий метод визначення детонаційного горіння в силових циліндрах газового двигуна ГМК. Знайдено частотний діапазон, найбільш характерний для виявлення детонаційного згоряння на кожному режимі експлуатації ГМК 10 ГКН. Побудовано графік залежності середніх квадратичних значень спектрів, розрахованих у виділеному частотному діапазоні, від ефективної потужності газового двигуна на всіх експлуатаційних режимах роботи двигуна з визначенням зон детонаційного і бездетонаційного згоряння. Створено прилад для контролю детонаційного горіння в силових циліндрах газового двигуна ГМК.

Ключові слова: детонаційне горіння, газовий двигун, газомотокомпресор, спектр, вібрації.

Разработан непрямой метод определения детонационного горения в силовых цилиндрах газового двигателя ГМК. Найден частотный диапазон, наиболее характерный для выявления детонационного сгорания на каждом режиме эксплуатации ГМК 10 ГКН. Построен график зависимости средних квадратичных значений спектров, рассчитанных в выделенном частотном диапазоне от эффективной мощности газового двигателя на всех эксплуатационных режимах работы двигателя с определением зон детонационного и бездетонационного сгорания. Создан прибор для контроля детонационного горения в силовых цилиндрах газового двигателя ГМК.

Ключевые слова: детонационное горение, газовый двигатель, газомотокомпрессор, спектр, вибрации.

The indirect method for determination of the detonation burning in the power cylinders of the gas engine of gasmotocompressor (GMC) is developed. A most characteristic frequency range for the exposure of detonation burning on every mode of the GMC 10GKN exploitation is found. The graph of dependence of mean quadratic values of the spectrums expected in the selected frequency range from effective gas engine power on all operating modes of operations of engine with determination of areas of detonation and nondetonation burning is built. A device for the control of the detonation burning in the power cylinders of the gas engine GMC is designed.

Keywords: detonation burning, gas engine, gasmotocompressor, spectra, vibration

Вступ. При роботі газових двигунів газомотокомпресорів (ГМК) 10 ГКН з детонаційним згорянням у силових циліндрах (СЦ) погіршується їхня економічність, збільшується кількість викидів забруднюючих речовин в атмосферу, а також число відмов вузлів агрегатів.

Явище детонації складається в досить швидкому завершенні процесу згоряння в результаті багатостадійного самозапалювання частини робочої суміші перед фронтом полум'я, що супроводжується виникненням ударних хвиль, які, у свою чергу, стимулюють згоряння всієї робочої суміші, що залишилася, з надзвичайною швидкістю.

Ударні хвилі при своєму багаторазовому відбитті від стінок можуть механічно порушити чи зняти масляну плівку з поверхні гільзи, що призводить до збільшення зношення циліндрів і поршневих кілець. Крім того, вібраційний характер навантаження на поршень при наявності детонації може викликати руйнування антифрикційного шару в шатунних підшипниках.

Таким чином, питання контролю детонаційного згоряння, а також його своєчасного запобігання є дуже актуальними.

Згідно з тематичним планом ДК “Укргазвидобування”, УкрНДІгаз займається розроб-

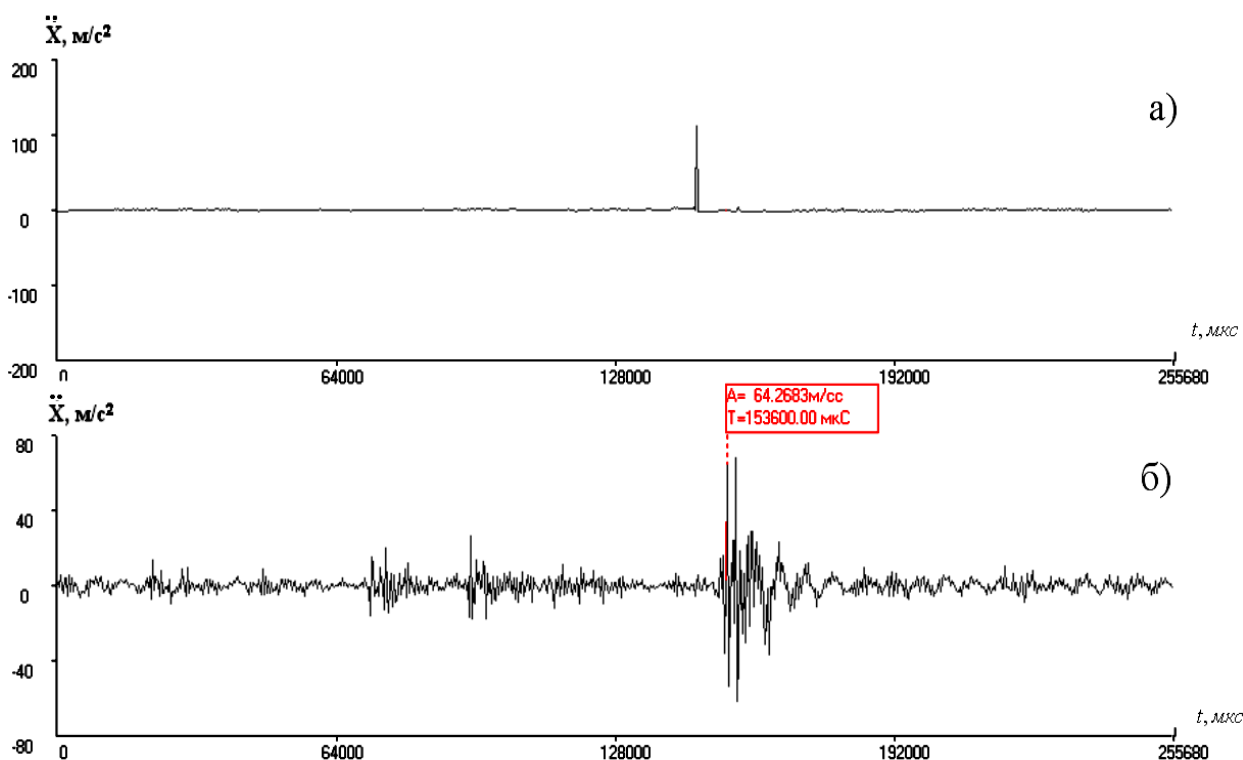
кою методів діагностування ГМК, спрямованих на збільшення ресурсу їх експлуатації, надійності та підтримання справного технічного стану.

Аналіз публікацій. Відомо, що детонаційне згоряння ГМК відбувається з наступних причин [1]:

- присутності в газі важких вуглеводнів чи конденсату;
- перевантаження ГМК чи нерівномірного розподілу навантаження між СЦ газового двигуна;
- підвищення температури продувального повітря;
- занадто великого кута випередження запалювання.

Також, детонаційне згоряння виникає у випадку, коли через підвищений знос циліндропоршневої групи в камеру згоряння попадає моторне масло.

Відзначено, що значна частина поломок колінчастих валів відбулася тоді, коли ГМК перебував в режимі тривалої роботи із детонаційним згорянням. Унаслідок тривалої детонації руйнується бабітовий шар шатунних вкладок, утворюються втомні тріщини в силових циліндрах, поршнях, кришках, передчасно зношується шатунний механізм.



а) графік відмітки ВМТ поршня досліджуваного силового циліндра;
б) вібраційний сигнал коливання стінок силового циліндра

Рисунок 1 – Вібраційний сигнал коливання стінок силового циліндра в смузі частот 10–2500 Гц з одночасною фіксацією відмітником положення верхньої мертвої точки поршня

Контроль детонаційного згоряння паливної суміші в СЦ газового двигуна ГМК 10 ГКН виконується за допомогою індикаторних діаграм робочого процесу, що індукується за допомогою механічного індикатору типу «Майгак» серії 30 або 50 [1].

Крім контролю детонаційного згоряння механічними індикаторами, відомий спосіб діагностування двигуна внутрішнього згоряння [2], коли за допомогою датчика реєструють коливання, наприклад, стінок камери згоряння, щонайменше в одному частотному діапазоні, що відповідає частоті коливань при детонації, здійснюють фільтрацію цих коливань, формують обвідну цього сигналу, а потім порівнюють її з еталонним сигналом, визначеним в тому ж частотному діапазоні, і на основі оцінки подібності форми порівнюваних кривих роблять висновки про наявність або відсутність детонації у двигуні.

Недоліком відомого способу є те, що для визначення детонації за допомогою цього способу необхідна розробка і використання спеціального пристрою для обробки вимірних сигналів, побудови обвідної цих сигналів та порівняння їх з еталонним сигналом.

У зв'язку з тим, що в умовах експлуатації часто виникають труднощі з індукуванням робочого процесу через відсутність механічних індикаторів або справних індикаторних кранів, виникає необхідність розробки непрямого методу контролю детонаційного згоряння паливної суміші.

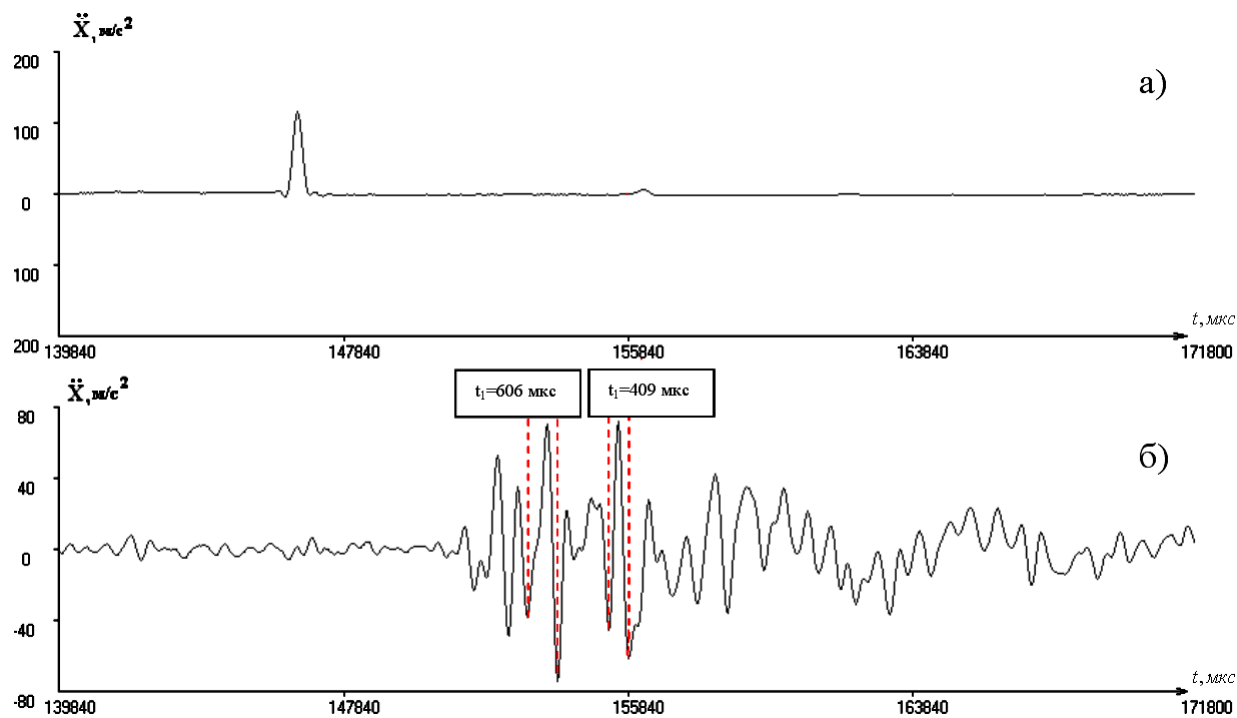
Мета досліджень. Було поставлено задачу розробки метода оперативного виявлення детонаційного горіння в двигуні внутрішнього згоряння непрямым методом за відсутності можливості прямого індукування робочого процесу в силових циліндрах і розробки спеціального пристрою для обробки вимірних сигналів, побудови обвідної цих сигналів.

Результати досліджень. Для вирішення поставленої задачі розроблено метод діагностування детонаційного згоряння газового двигуна газомотокомпресора (ГМК) 10 ГКН [3, 4].

УкрНДГазом проведено експериментальні дослідження контролю детонаційного згоряння на Червонодонській, Машівській дожимних компресорних станціях (ДКС), ДКС Хідновичі, компресорних цехах Котелевської, Тимофіївської установок сайклінг-процесу.

На працюючих агрегатах реєструвались коливання стінок силових циліндрів віброперетворювачем в смузі частот 10–2500 Гц з одночасною фіксацією відмітником положення верхньої мертвої точки (ВМТ) поршня силового циліндра (рисунок 1).

Проаналізувавши вібраційні сигнали, було знайдено частотний діапазон, найбільш характерний для детонаційного згоряння. Для цього на вібраційному сигналі було виділено відрізок, початок і закінчення якого визначені в часі як початок і закінчення процесу згоряння за допомогою прив'язки до зафіксованого положення верхньої мертвої точки поршня силового цилін-



а) графік відмітки ВМТ поршня досліджуваного силового циліндра;
 б) вібраційний сигнал коливання стінок силового циліндра

Рисунок 2 – Визначення мінімального і максимального періоду коливання сигналу з амплітудами, що відповідають детонаційному горінню

Таблиця 1 – Значення частотного діапазону коливання сигналу з найбільшими амплітудами, що можуть відповідати детонаційному горінню

№ СЦ	Pz, МПа	Сигнал 1		Сигнал 2		Сигнал ...		Сигнал 50	
		Частота min	Частота max	Частота min	Частота max	Частота min	Частота max	Частота min	Частота max
1 СЦ	3,4	1000,0	1852,0	1190,0	1923,0	1471,0	2273,0	1471,0	2083,0
3 СЦ	3,5	1000,0	1852,0	1250,0	1786,0	1471,0	2272,0	1563,0	1852,0
5 СЦ	3,5	1190,0	2500,0	1316,0	1786,0	893,0	1786,0	1316,0	2500,0
7 СЦ	4,0	926,0	1563,0	833,0	1190,0	806,0	1563,0	1136,0	1667,0
9 СЦ	3,8	1515,0	1923,0	1250,0	1923,0	1250,0	1786,0	1250,0	2273,0
2 СЦ	3,0	1190,0	2778,0	2273,0	2632,0	2083,0	2273,0	2381,0	3125,0
4 СЦ	3,0	2500,0	3000,0	2500,0	3000,0	1666,7	2272,7	2272,7	3000,0
6 СЦ	5,0	1724,1	3000,0	1612,9	3000,0	2381,0	3846,2	2500,0	3000,0
8 СЦ	5,0	2272,7	3000,0	2173,9	3000,0	2500,0	3000,0	2173,9	3000,0
10 СЦ	5,0	1923,1	3000,0	1851,9	3000,0	2000,0	3000,0	2173,9	3000,0

ндра. На відрізьку було визначено найбільші амплітуди коливання сигналу, що відповідають детонаційному горінню (рисунок 2) та їх мінімальні і максимальні частоти коливання.

Для більш точного визначення частотного діапазону, найбільш характерного для детонаційного згоряння на кожному режимі експлуатації агрегатів, проводилось не менше 50 досліджень при заздалегідь детонаційному згорянні (таблиця 1).

У знайденому частотному діапазоні 1650,0 - 2430,0 Гц визначають середнє квадратичне значення (СКЗ) амплітуди сигналу кожного силового циліндра та ефективну потужність двигуна внутрішнього згоряння (таблиця 2).

Для встановлення наявності детонаційного згоряння в діагностованому циліндрі необхідно порівнювати значення залежності СКЗ амплітуди сигналу відомого частотного діапазону від ефективної потужності двигуна з еталонним значенням, що відповідає бездетонаційному згорянню.

Для визначення еталонної моделі розраховувалось середнє квадратичне значення спектрів у виділеному частотному діапазоні (рис. 3) на завідомо детонаційному і бездетонаційному згорянні на всіх експлуатаційних режимах роботи двигуна. Еталонну модель було створено у вигляді графіку залежності середніх квадратичних значень спектрів, розрахованих у виділено-

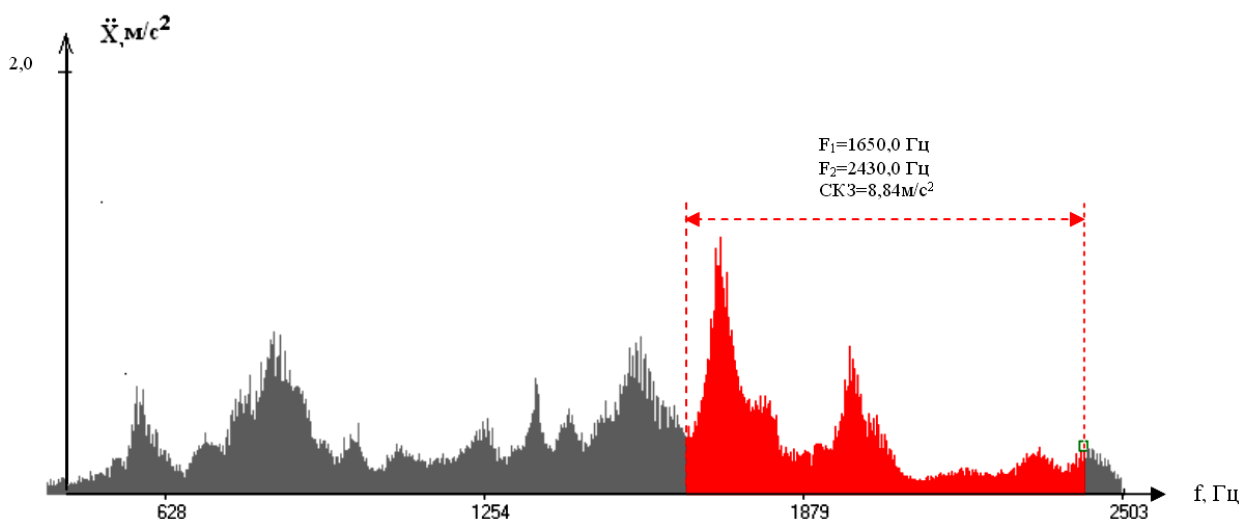
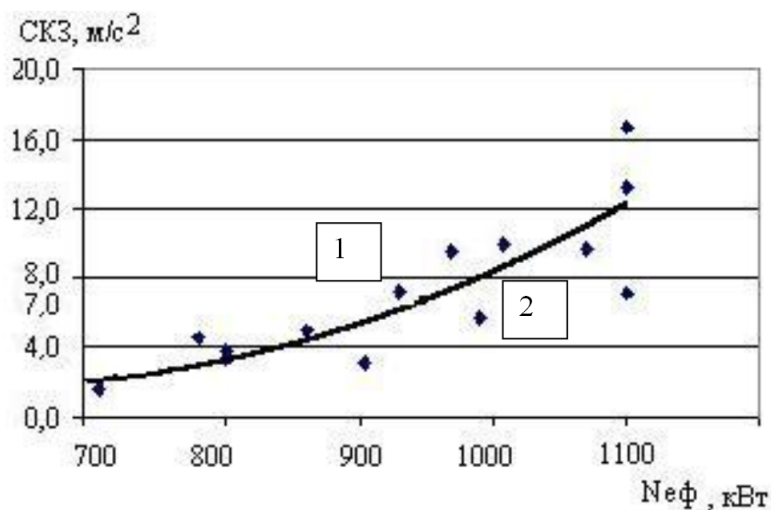


Рисунок 3 – Виділений частотний діапазон на задалегд детонаційному згорянні



1 – зона детонаційного горіння; 2 – зона бездетонаційного горіння

Рисунок 4 – Графік залежності середніх квадратичних значень спектрів, розрахованих у виділеному частотному діапазоні, від ефективної потужності газового двигуна на всіх експлуатаційних режимах роботи двигуна з визначенням зон детонаційного і бездетонаційного згорання

Таблиця 2 – СКЗ амплітуди сигналу кожного силового циліндра, визначені при роботі двигуна з детонаційним і бездетонаційним процесом згорання

№ СЦ	N_{ef} , кВт	СКЗ, m/s^2
1 СЦ	950,0	4,6
3 СЦ	950,0	3,8
5 СЦ	950,0	3,3
7 СЦ	950,0	3,1
9 СЦ	950,0	5,0
2 СЦ	950,0	1,3
4 СЦ	950,0	1,6
6 СЦ	950,0	13,2
8 СЦ	950,0	7,1
10 СЦ	950,0	16,7

му частотному діапазоні, від ефективної потужності двигуна внутрішнього згорання на всіх експлуатаційних режимах роботи двигуна з визначенням зон детонаційного і бездетонаційного згорання (рисунок 4). Графік залежності побудовано за допомогою методу найменших квадратів [5].

Граничні значення СКЗ між детонаційним і бездетонаційним згоранням встановлено шляхом усереднення серії значень СКЗ, визначених під час роботи двигуна за детонаційного і бездетонаційного процесів згорання при різних значеннях ефективної потужності.

Для контролю детонаційного горіння в силових циліндрах газового двигуна ГМК з використанням непрямого методу створено прилад [6, 7]. Структурну схему приладу наведено на рисунку 5.

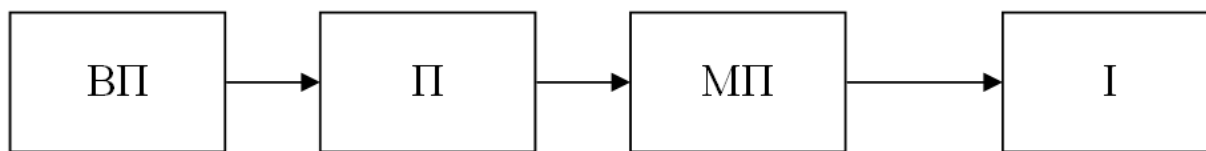


Рисунок 5 – Структурна схема приладу для контролю детонаційного горіння в силових циліндрах газового двигуна ГМК з використанням непрямого методу

До складу приладу входять: віброперетворювач ВП, підсилювач П, мікропроцесор МП та індикатор І.

Сигнал віброперетворювача ВП після підсилювача П подається на вхід мікропроцесора МП, який запрограмовано таким чином, що за допомогою кнопок керування, розташованих на передній панелі приладу, можна задавати режим вимірювання та діагностування детонаційного горіння.

Наукова новизна. Запропоновано використання непрямого методу визначення детонаційного горіння в силових циліндрах газового двигуна ГМК. Визначено частотний діапазон, найбільш характерний для виявлення детонаційного згорання на кожному режимі експлуатації ГМК 10 ГКН. Побудовано графік залежності середніх квадратичних значень спектрів, розрахованих у виділеному частотному діапазоні, від ефективної потужності газового двигуна на всіх експлуатаційних режимах роботи двигуна з визначенням зон детонаційного і бездетонаційного згорання. Створено прилад для контролю детонаційного горіння в силових циліндрах газового двигуна ГМК з використанням непрямого методу.

Висновок. Використання запропонованого методу дасть змогу суттєво підвищити оперативність визначення детонаційного горіння в силових циліндрах газового двигуна ГМК. Підвищення оперативності досягається можливістю визначення СКЗ спектра сигналу портативним віброметром чи спеціальним приладом у заданому частотному діапазоні та враховуючи значення ефективної потужності двигуна з одночасним визначенням відповідності отриманого результату у полі значень еталонної моделі до детонаційної чи бездетонаційної зони. Завдяки цьому значно підвищується універсальність методу і сфера його застосування.

Своєчасне виявлення детонаційного горіння в силових циліндрах газового двигуна ГМК і його ліквідація дасть можливість зменшити кількість руйнувань його вузлів, витрати на ремонт, кількість забрудників в атмосферу.

Література

- 1 Грошиков В.Я. Транспорт и хранение газа. Повышение уровня эксплуатационной надежности газомоторкомпрессоров типа 10 ГКН. / В.Я. Грошиков, М.Г. Степанов. – Москва, 1975. – 51 с.
- 2 Авторське свідоцтво СРСР № 1665252 А1, МПК G01M 15/00. Спосіб виявлення детонації у двигуні внутрішнього згорання. Опубл. 23.07.1991 р.
- 3 Пат. 35871 Україна, G01M15/00. Спосіб виявлення детонації у двигуні внутрішнього згорання з іскровим запалюванням / Саприкін С.О., Галій С.І. – Заявл. 21.04.2008; Опубл. 10.10.2008, Бюл. № 19.
- 4 Саприкін С.О., Галій С.І. Розробка методу вібраційного контролю детонаційного згорання в силових циліндрах газомоторкомпресорів 10 ГКН // Збірник тез доповідей 5-ої науково-технічної конференції «Сучасні прилади, матеріали і технології для неруйнівного контролю і технічної діагностики машинобудівного нафтогазопромислового обладнання», 2-5 грудня 2008 р., м. Івано-Франківськ. – 2008. – С.169-172.
- 5 Корн Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. – Москва: Наука, 1968. – 720 с.
- 6 Сапрыкин С.А. Вибродиагностирование основных узлов газомоторных компрессоров // Автомобильный транспорт : Сб. научн. трудов. – 2006. – Вып. 18. – С.89-96.
- 7 Саприкін С.О. Прилади та методи віброконтролю і вібродіагностування газоперекачувальних агрегатів та компресорних установок газотранспортної системи України // Техническая диагностика и неразрушающий контроль. – 2006. – 2. – С. 33-38.

Стаття поступила в редакційну колегію 02.07.09

Рекомендована до друку професором Семенцовим Г.Н.

МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ РАСХОДОВ НА ПРЕДУПРЕДИТЕЛЬНЫЕ РЕМОНТЫ ПАРКА ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ

¹Б.В.Копей, ¹А.Беллауар, ²А.Бенмуна

¹ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 40534
e-mail: koreyb@nimg.edu.ua

² Лаборатория надежности нефтяного оборудования и материалов,
Факультет нефти, газа и химии, Университет М'амед Буггара – Бумердес, Алжир, 35000

Для того, щоб передбачити об'єм ремонтних робіт в процесі експлуатації певної кількості машин, розроблений практичний метод, що визначає кількість ремонтів у будь-який час впродовж планованого періоду. Метою методу прогнозування ГПА є визначення оптимального числа ремонтів, щорічно здійснюваних в інтервалі часу від t_1 до t_2 , з урахуванням кількості ГПА, що вже є на кінець цього періоду і машин, що знаходяться в процесі безперервного оновлення.

Ключові слова: ГПА, надійність, діагностика, ресурс, ремонт.

Для того, чтобы предсказать объем ремонтных работ в процессе эксплуатации определенного количества машин разработан практический метод, определяющий количество ремонтов в любое время на протяжении планируемого периода. Целью метода прогнозирования ГПА является определение оптимального числа ремонтов, ежегодно осуществляемых в интервале времени от t_1 до t_2 , с учетом количества уже имеющихся на конец этого периода ГПА, и машин, находящихся в процессе непрерывного обновления.

Ключевые слова: ГПА, надежность, диагностика, ресурс, ремонт.

In order to predict the volume of repair works in the process of exploitation of certain amount of machines a practical method determining the amount of repairs at any time during the planned period is developed. Determination of optimum number of the repairs annually carried out in a time domain from t_1 to t_2 is the purpose of method of the GPA prognostication, taking into account the amount of already present on the end of this period GPA, and machines being in the process of continuous update.

Keywords: gas pumping unit, reliability, diagnostics, resource, repair.

Актуальность проблемы. В газотранспортной сети Украины, являющейся наибольшей в Европе, в настоящее время пребывает в эксплуатации 78 компрессорных станций (КС) с 780 газоперекачивающими агрегатами (ГПА) двадцати типов. Около 20% парка ГПА уже отработали установленный ресурс, что вызывает необходимость оптимизации работ по их ремонту и техническому обслуживанию. Оптимизация системы, предназначенной для обеспечения ремонта и технического обслуживания парка ГПА, начинается с определения количества установок, объема и содержания ремонтных работ всего парка машин. Надежное прогнозирование спроса на возмещение ущерба, определения числа ремонтов и различных типов обслуживания для каждого типа установок возможно при правильном выборе возможностей базы обслуживания. Переоценка возможностей ремонтной базы является причиной бесполезных расходов и недоиспользования оборудования ремонтной базы. Наоборот, недооценка возможностей базы обслуживания приводит к снижению коэффициента технического использования машин и увеличению их принудительных остановок.

Анализ литературы по данной проблеме. В отечественной и зарубежной литературе [1-4] имеются данные по параметрам надежности и

рациональному плановому обслуживанию ГПА. В зарубежной литературе [1, 2] приводят отдельные данные по отказам машин, но они не систематизированы и нет конкретных рекомендаций по выбору оптимальных сроков ремонтов.

Выделение нерешенной части проблемы. При разработке стратегий технического обслуживания ГПА и оптимальных графиков планово-предупредительных ремонтов до настоящего времени не учитывалось фактическое изменение числа машин в парке и, соответственно, количество, объем и содержание ремонтных работ по всему парку машин.

Технико-экономическое обоснование разработки и постановка задачи исследований. Для того, чтобы предсказать объем ремонтных работ в процессе эксплуатации определенного количества машин, необходимо разработать практический метод, определяющий количество ремонтов в любое время на протяжении планируемого периода. Целью метода прогнозирования ГПА является определение оптимального числа ремонтов, ежегодно осуществляемых в интервале времени от t_1 до t_2 , с учетом количества уже имеющихся на конец этого периода, и машин, находящихся в процессе непрерывного обновления.

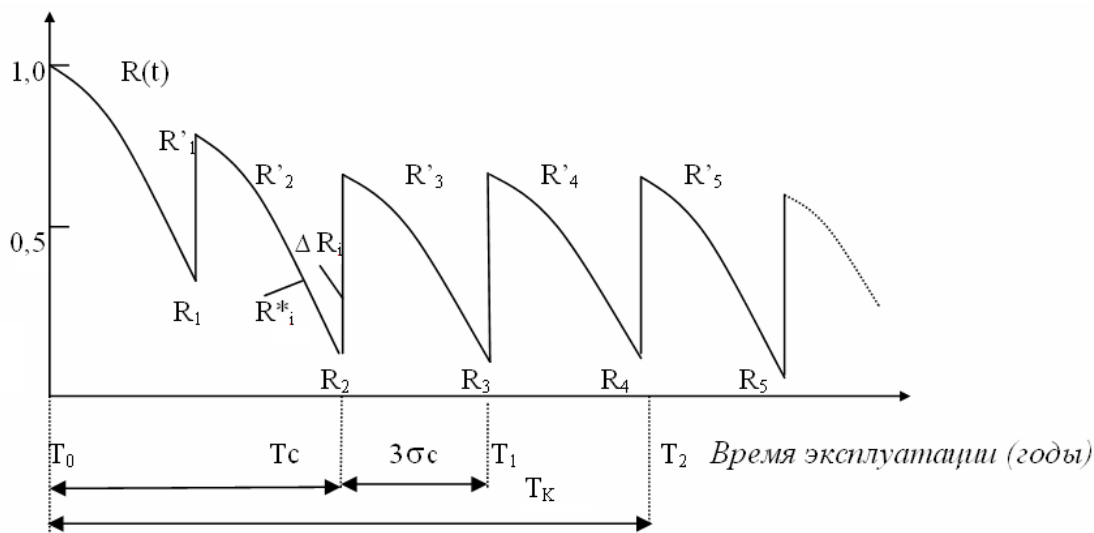


Рисунок 1 – Модель изменения технического состояния машин

Анализ известных методов определения количества ремонтов. Для определения количества ремонтов предлагались некоторые приближенные формулы, но они применимы лишь в следующих случаях:

- число машин в парке не изменяется;
- машины не заменяются после их износа;
- новые машины не покупаются;
- надежность машин поддерживается ремонтами.

На практике такие случаи никогда не были реализованы по следующим причинам:

а) в парк машин всегда поставляются новые машины, что увеличивает общее время работы до первого отказа на 40, 50 или 60% времени работы между отказами.

б) ежегодно часть используемых старых машин без ремонта заменяется новыми.

в) срок между предупредительными ремонтами и списанием машин не является фиксированной или регулируемой величиной, но средней величиной значения между продолжительностью их работы до первого ремонта; межремонтным периодом и общей продолжительности функционирования машины.

Этот фактор снижает вероятность реальной необходимости ремонта по сравнению с необходимостью ремонта, определяемой путем приближенных вычислений.

При проведении такого моделирования важно оценить следующие факторы:

1) Парк машин состоит из 2 частей: отремонтированных и неотремонтированных.

2) Необходимо делать различие между количеством недавно установленных машин и неоднократно отремонтированных (старых) машин.

3) Следует принимать во внимание:

а) факты обновления и списания машин в парке.

б) зависимость между продолжительностью работы до отказа и между отказами.

в) общую продолжительность работы и время эксплуатации парка машин, как системы,

а также средние значения параметров, цитируемых здесь.

4) Необходимо учитывать динамичную эволюцию парка машин путем введения критериев, основанных на математических методах обновления (рис. 1). Теория обновления [1,2] тесно связана с надежностью и теорией случайных процессов и устанавливает законы распределения отказов элементов в процессе их работы и методы их прогнозирования.

Целью метода прогнозирования является определение:

1) оптимального числа ремонтов, ежегодно осуществляемых в интервале времени от t_1 до t_2 .

2) количества имеющихся машин в парке к завершению этого периода, а также количества машин, пребывающих в процессе непрерывного обновления с интенсивностью $V(t)$.

Критерий оптимизации

Минимальная общая стоимость включает:

- расходы на приобретение новых машин;
- ремонтные расходы;
- эксплуатационные расходы.

Ограничения:

- надежность системы (не меньше необходимой);
- требуемый технический уровень;
- максимальный коэффициент готовности (в пределах технических ресурсов машины).

Особенности эксплуатации оборудования:

$t_{tr} = f(f(t))$ продолжительность функционирования до первого отказа;

$t_{br} = f(g(t))$ продолжительность работы между отказами;

$t_{1,t} = f(f_{1,t}(t))$ общая продолжительность работы.

В изучаемом процессе обновления распределения плотностей отказов $f(t)$ и $g(t)$ могут отличаться.

Информация, необходимая для расчета:

а) число поставляемых за год машин, которые приводятся в виде функции $V(t)$ или в табличной форме;

б) функция распределения плотности отказов во времени в предыдущем интервале продолжительности δ , а также в любой момент периода $\Delta = t_2 - t_1$.

в) вариации плотности распределения параметров $f(t)$, $g(t)$, продолжительности общей и годовой работы в течение всего периода t_k в зависимости от всего времени эксплуатации машин.

Формулы теории обновления машин, используемые в данном расчете:

$$h(t) = f(t) + \int_0^t g(t - \phi)h(\phi)d\phi$$

где

$$0 \leq \phi \leq t; \quad (1)$$

$$N(t) = n_0 Q_{l,t}(t) + \int_0^t V(t - \phi)Q_{l,t}(\phi)d\phi; \quad (2)$$

$$Q_{l,t}(t) = 1 - F_{l,t}(t); \quad (3)$$

$$N_{l,t}(t) = n_0 F_{l,t}(t) + \int_0^t V(t - \tau)F_{l,t}(\tau)d\tau; \quad (4)$$

$$H(t) = n_0 Q_{l,t}(t)h(t) + \int_0^t V(t - \tau)Q_{l,t}(\tau)h(\tau)d\tau; \quad (5)$$

$$N(t) = A_0 + \int_0^t [V(\tau) - V_{l,t}(\tau)]d\tau; \quad (6)$$

$$V_{l,t}(t) = f[N(t), t_{l,t}]. \quad (7)$$

Формулы позволяют получить:

(1) – плотность обновления или среднее число ремонтов (отказов) машин за единицу времени в момент t при $f(t) \neq g(t)$,

(2) – количество машин в системе на момент t , которое выражается функцией коэффициента готовности, где n_0 – количество машин на начало эксплуатации,

(3) – вероятность безотказной работы машины,

(4) – функция $N_{l,t}(t)$ (функция исчерпания ресурса), определяющая количество машин, полностью использовавших свои ресурсы на момент t в системе, где $F_{l,t}(t)$ – функция ресурса машины ($t_{l,t}$),

(5) – среднее число ремонтов машин на протяжении времени t (функция обновления или интенсивность ремонтов), где A_0 – число машин к началу t_0 ,

(6) – количество машин в системе с учетом числа машин к началу времени t_0 ,

(7) – $V_{l,t}(t)$ – интенсивность отказов.

Определение необходимого числа ремонтов с целью обеспечения коэффициента готовности машин реализуется как функция оптимальных величин (рис. 2):

$t_{1,t}$ – ресурса машины;

$t_{1,p}$ – продолжительности функционирования до первого профилактического ремонта;

t_{bp} – продолжительности работы между профилактическими ремонтами;

– коэффициентами вариации этих характеристик (значительно влияют на результаты расчета).

Чтобы обеспечивать эксплуатацию требуемого уровня парка, число машин должно достигнуть в момент времени t_1 величины A_1 ($A_1 > A_0$). Тогда

$$N(t_1) = A_1. \quad (8)$$

Количество запланированных в парке машин может быть достигнуто двумя различными путями:

1. Интенсивным приобретением новых машин, при этом продолжительность работы не поддерживается ремонтами;

2. Увеличением продолжительности работы, при этом сокращается число приобретаемых машин.

1-ый случай позволяет уменьшить число ремонтов и эксплуатационных расходов. При этом затраты на приобретение новых машин увеличиваются.

2-ой случай приводит к увеличению эксплуатационных расходов и затрат на обслуживание машин (из-за различия технических характеристик машин). Затраты C_s на приобретение новых машин увеличиваются прогрессивно. При этом наблюдается значительное уменьшение расходов на обслуживание в период эксплуатации, что объясняется увеличением продолжительности их ресурса.

В общем случае оптимизация периодичности ремонтов позволяет снизить к минимуму:

- расходы на приобретение новых машин;
- расходы на ремонты;
- расходы на эксплуатацию машин.

Исследуем степень влияния параметров надежности машин на частоту их ремонтов. Обозначим:

$f_f(t)$ – плотность распределения времени функционирования машины до первого отказа;

$g_f(t)$ – плотность распределения времени функционирования машины, побывавшей в ремонте хотя бы один раз;

$t_{t,f}, t_{b,f}$ – математическое ожидание этих двух параметров (среднее время до отказа и среднее время между отказами соответственно).

Функции $f_f(t)$ и $g_f(t)$ характеризуют безотказную работу до первого ремонта и между ремонтами соответственно и определяют техническую степень надежности машины. В случае отсутствия профилактического обслу-

Затраты эксплуатации

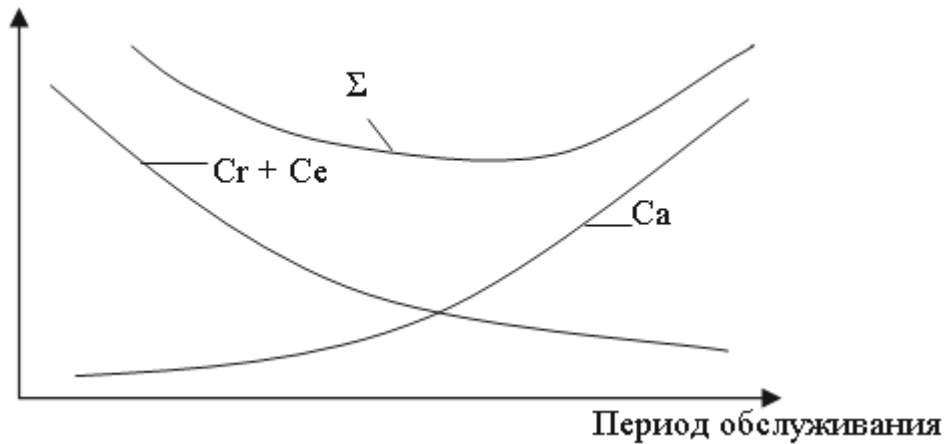


Рисунок 2 – Изменение стоимости обслуживания машин в зависимости от продолжительности их эксплуатации
 (Минимум суммарной функции Σ расходов соответствует оптимальной продолжительности эксплуатации $t_{i,t}^*$).

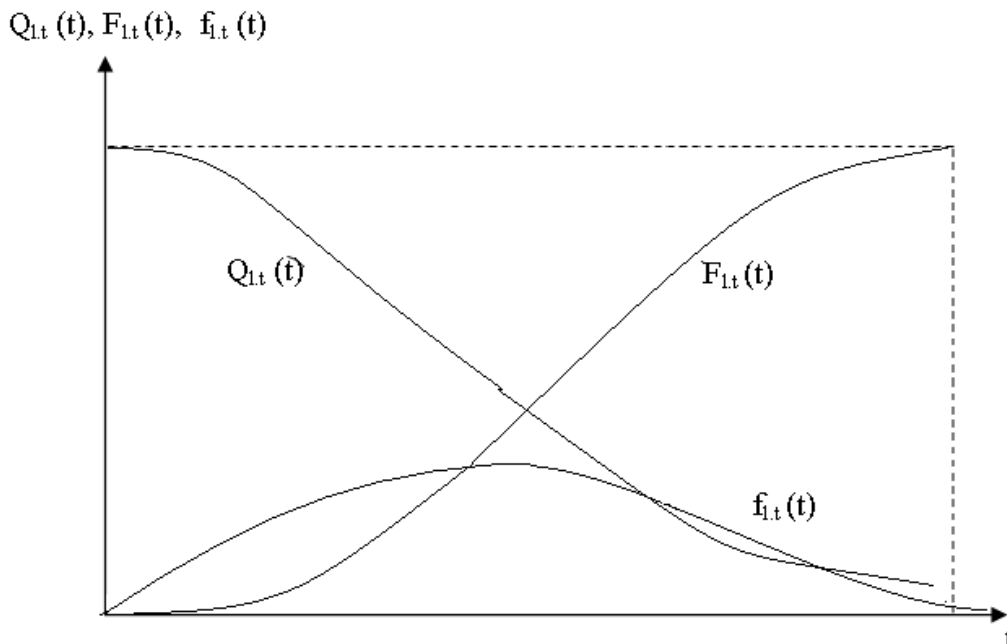


Рисунок 3 – График изменения параметров надежности машины во времени

живания это является характерным для нормального процесса изнашивания машины и интенсивность ремонта в любое время эксплуатации зависит от функций $f_f(t)$ и $g_f(t)$.

В случае применения определенной стратегии технического обслуживания, обозначим:

$f_p(t)$ – плотность распределения времени функционирования до первого профилактического ремонта;

$g_p(t)$ – плотность распределения времени функционирования между профилактическими ремонтами;

$t_{t,p}, t_{b,p}$ – математические ожидания обоих параметров.

Форма распределения величин $f_p(t)$ и $g_p(t)$ не изменяется при изменении нормализованных величин $t_{t,p}$ и $t_{b,p}$.

Периоды функционирования машин $t_{t,f}$ и $t_{t,p}$, для внеплановых ремонтов (так же, как $t_{b,f}$ и $t_{b,p}$ для плановых ремонтов), связаны с двумя парами распределений $[f_f(t); f_p(t)]$ и $[g_f(t); g_p(t)]$ (рис. 3). Тогда, для каждой пары распределения в любой момент времени t , можно определить плотность вероятности ремонта машин, которые имеют три возможных варианта:

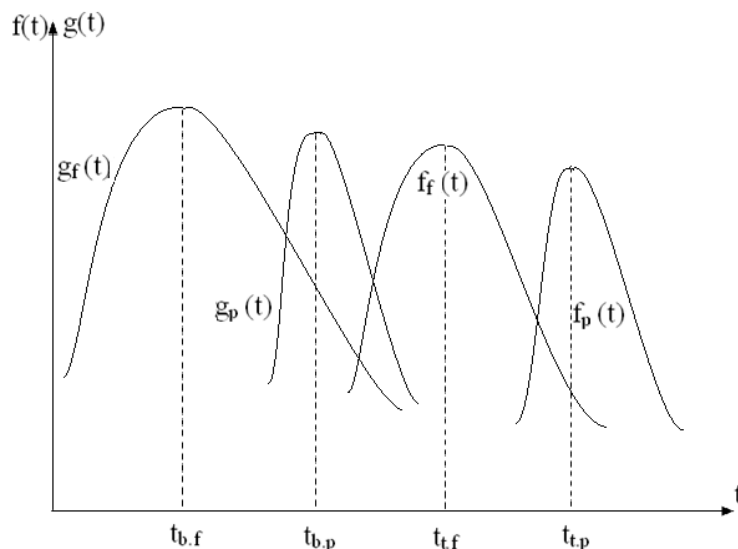


Рисунок 4 – Функции плотности отказов и времени выполнения профилактического ремонта

1-ый вариант: машина отказала, но время профилактического ремонта еще не наступило;

2-ой вариант: время профилактического ремонта наступило до отказа машины;

3-ий вариант: время ремонта совпадает с отказом.

Зависимость между интенсивностью ремонтов $H(t)$ и неизвестными величинами особенностей эксплуатации машины $t_{t.p}$ и $t_{b.p}$ для известных распределений времени функционирования без отказа (рис. 4) имеет вид

$$H(t) = (t, t_{t.f}; t_{b.p}; t_{t.p}; V(t)). \quad (9)$$

Для определения функции интенсивности ремонтов $H(t)$, необходимо сначала определить по формулам (2) и (5) плотность распределения времени функционирования машины до ремонта $f(t)$ и между ремонтами $g(t)$, основанную на:

1) функции распределения времени функционирования для незапланированных ремонтов $F_f(t)$ и $G_f(t)$; и планированных ремонтов $F_p(t)$ и $G_p(t)$;

2) данные величин этих коэффициентов изменения периодов $V_{t.p}$ (до ремонта) и $V_{b.p}$ (между ремонтами);

3) неизвестные величины математических ожиданий $t_{t.p}$ и $t_{b.p}$,

где

$$V_{t.p} = V_{b.p} = \frac{\sigma_{t.p}}{t_{t.p}} = \frac{\sigma_{b.p}}{t_{b.p}}, \quad (10)$$

здесь σ – среднеквадратическое отклонение.

Чтобы записать выражения $f(t)$ и $g(t)$, необходимо:

Задаться дискретными величинами математических ожиданий времени функционирования машины до первых профилактических ремонтов $t_{t.p_1}, t_{t.p_2}, \dots, t_{t.p_i}, \dots, t_{t.p_k}$. Каждая

величина $t_{t.p_k}$ соответствует величине $t_{b.p_i}$.

Предполагаем, что надежность эксплуатации в предремонтный период зависит от надежности машины между ремонтами.

Если распределения $f_f(t)$ и $g_f(t)$ изменяются по нормальному закону распределения с теми же величинами вариации коэффициентов между $t_{t.p}$ и $t_{b.p}$, можно записать их в более простой форме и охарактеризовать коэффициентом выполнения ремонта. Из (10) получаем:

$$\frac{t_{b.p_i}}{t_{t.p_i}} = \frac{t_{b.f}}{t_{t.f}} = q, \quad (11)$$

где q – коэффициент выполнения ремонта, $q = 0 \div 0,95$.

Например, для $t_{b.p} = 7200$ часов и $t_{t.p} = 1200$ часов $q = 0,6$.

По известным закону распределения $f_f(t)$ и $g_f(t)$ и коэффициенту изменения V можно определить пару функций распределения времени профилактического ремонта $F_{p_i}(t)$, $G_{p_i}(t)$ для каждой величины i ($i = 1, 2, 3, \dots, k$).

По известным функциям $G_f(t)$ и $F_{p_i}(t)$, $G_{p_i}(t)$ можно определить функции распределения продолжительности функционирования машины до первого ремонта $F(t)$ и между ремонтами $g(t)$ следующим образом:

$$F(t) = \underbrace{[1 - F_f(t)]F_p(t)}_{F_1(t)} + \underbrace{[1 - F_p(t)]F_f(t)}_{F_2(t)} + \underbrace{F_f(t)F_p(t)}_{F_3(t)} \quad (12)$$

где $F_1(t)$ – вероятность того, что на протяжении t не произойдет ни одного отказа и машина не будет нуждаться в профилактическом ремонте;

$F_2(t)$ – вероятность, что в течение времени t отказ будет иметь место, но машина не будет нуждаться в профилактическом ремонте;

$F_3(t)$ – вероятность, что в течение времени t произойдет отказ и будет выполнен профилактический ремонт машины.

При этом распределение плотности $F(t)$ можно записать в виде:

$$f(t) = [1 - F_f(t)]f_p(t) + [1 - F_p(t)]f_f(t). \quad (13)$$

Мы можем определить таким же образом $G(t)$ и $g(t)$.

$$g(t) = [1 - G_f(t)]g_p(t) + [1 - G_p(t)]g_f(t). \quad (14)$$

Для расчета интенсивности ремонтов $H(t)$ необходимо включить формулы (13) и (14) в (5) для каждой величины i $t_{t.p_i}$ и $t_{b.p_i}$ или $t_{t.p_i}$ и q_i .

Интенсивность $H(t)$ зависит как от величин $t_{l,t}$ продолжительности работы и функции приобретения $V(t)$ (см. формулу 9). Эти величины рассматривают как важные факторы, влияющие на стоимость эксплуатации машин, именно поэтому величины тесно связаны с расходами на каждый тип ремонта.

Экономические показатели

1) Функция затрат

$$D = \Phi(C_r, C_e, C_a), \quad (15)$$

где:

C_r – расходы на ремонт машин;

C_e – текущие расходы на эксплуатацию;

C_a – стоимость приобретения новых машин.

2) Стоимость капитального ремонта (К.Р) машины в функции качества ремонта может быть записана:

$$Sr_j = Sr(q_j), \quad j = 1, 2, \dots, m. \quad (16)$$

3) Общая стоимость ремонтов машин, введенных в эксплуатацию в течение планового периода Δ :

$$Cr_{i,j}(V, t_{l,t}) = \int_{t_0}^{t_1} H_{i,j}(t) \cdot Sr_j \cdot e^{-\delta \cdot t} dt, \quad (17)$$

где: функция j – неизвестные варианты величин $t_{t.p}$ и q . Каждый из вариантов можно рассмотреть как математическую функцию ожидания $t_{l,t}$ и функцию приобретения (возобновления) $V(t)$.

Предложенный метод для определения числа и стоимости ремонтов состоит в оптимизации возобновления каждой группы элементов, имеющих то же самое распределение безотказной работы до первого отказа.

Текущие расходы эксплуатации и их интенсивность зависят от продолжительности эксплуатации и характера обслуживания.

4) Интенсивность текущих расходов $S_e(t)$ эксплуатации:

$$S_e(t) = f[N(t), V(t), t_{l,t}, t_{t.p}, t_{b.p}, q]. \quad (18)$$

5) Расходы эксплуатации:

$$C'_{e_j}(t, t_{l,t}, V) = \int_0^t S_{e_i,j}(\tau) V(\tau) e^{-\delta \cdot \tau} d\tau, \quad (19)$$

здесь:

$$S_{t_i,j}(t) = c(\alpha_1 + 2\alpha_2 t + 3\alpha_3 t^2). \quad (20)$$

6) Общее количество уменьшенных эксплуатационных расходов машин на протяжении всего планового периода может быть записано: (парк машин был возобновлен с момента времени t_0),

$$C_{e_{i,j}} = \int_{t_0}^{t_1} C'_{e_j}(t, t_{l,t}, V) dt. \quad (21)$$

7) Расходы возобновления (приобретения) машин:

$$C_a = C_n - C_0; \quad (22)$$

$$C_n = \int_{t_0}^{t_1} V(t) S_n(t) dt; \quad (23)$$

$$C_0 = \int_{t_0}^{t_1} V_c [N(t), t_{l,t}] S_0 [t_{l,t}, S_n(t)] dt, \quad (24)$$

где: C_n – стоимость приобретения машин, предназначенных для обновления парк в течение Δ ;

C_0 – остаточная стоимость всех машин.

Для точного расчета расходов обновления парка ГПА необходимо определить:
 $V(t)$ – интенсивность обновления машин;
 $S_n(t)$ – стоимость новой машины;
 $S_0(t)$ – остаточная стоимость;
 $V_{l,t}(t)$ – интенсивность списания машин.

8) Функция обновления:

$$V(t) = a + bt; \quad (25)$$

9) Изменение стоимости новой машины:

$$S_n(t) = S_{n_0} \cdot e^{-\gamma \cdot t}, \quad (26)$$

где: S_{n_0} – стоимость машины в настоящее время t_0 , γ – коэффициент нормального изнашивания.

Таблица 1 – Данные для расчета оптимизации обслуживания и ремонта ГПА

Обозначение	Величины	Исходные данные
A_1	250	Число машин на конец планового периода
$t_{1,t}$	20	Средняя продолжительность работы ГПА (лет)
V_0	0.2	Коэффициент изменения продолжительности работы $t_{1,t}$
V	0.2	Коэффициент изменения продолжительности срока службы (запланированной)
S_{no}	560000	Стоимость новой машины (USD)
C	28800	Начальная величина эксплуатации машины (USD)
λ	0.05	Коэффициент остаточной стоимости машины
γ	0.32	Коэффициент морального изнашивания
δ	0.11	Коэффициент затрат
d_1 d_2	0.73 0.07	Коэффициент остаточной стоимости машины
S_r	82000	
t_{tp}	2.5 годы	Математическое ожидание времени работы до предупредительного ремонта
σ_{tp}	0.5	Среднеквадратичное отклонение для t_{tp}
$t_{t,f}$	2.0	Математическое ожидание времени работы до первого отказа (лет)
$\sigma_{t,f}$	0.4	Среднеквадратичное отклонение для $t_{t,f}$
q	0.6	Коэффициенты качества ремонта
$t_{b,f}$	1.5	Математическое ожидание времени работы между отказами (лет)
σ_{bf}	0.3	Среднеквадратичное отклонение для $t_{b,f}$
t_{bp}	1.5	Математическое ожидание времени работы между ремонтами (лет)
σ_{bp}	0.3	Среднеквадратичное отклонение для t_{bp}

Таблица 2 – Результаты расчета

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
T_c , лет	18	20	22	18	20	22	18	20	22
T_m , лет	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5
$\Sigma 10^6$, ед	95.02	83.7	74.7	63.0	59.4	56.9	116.4	110.5	106.4
$C_a 10^6$, ед	5.82	4.78	3.96	3.97	3.74	3.58	7.33	6.96	6.71
$C_r 10^6$, ед	38.7	37.5	36.4	25.6	24.16	23.1	47.3	44.9	43.25
$C_e 10^6$, ед	50.5	41.5	34.3	33.43	31.5	30.22	61.77	58.64	56.44
N , шт	376	337	307	569	449	365	763	560	423
$N_{1,t}$, шт	124	86	55	335	216	133	547	347	211
$H, 10^3$	1.16	1.09	1.03	3.09	2.87	2.71	5.02	4.65	4.38

10) Остаточная стоимость S_0 :

$$S_0(t) = (d_1 e^{-\lambda t_{1,t}} + d_2) S_n(t), \quad (27)$$

где: λ, d_1, d_2 – параметры исчисления; в зависимости от каждого специфического случая.

11) Интенсивность списания машин $V_{1,t}$:

$$V_{1,t}(t) = n_0 f_{1,t}(t) + \int_0^t V(t - \Phi) f_{1,t}(\Phi) d\Phi. \quad (28)$$

По известным функциям $V_{1,t}(t)$ и $S_0(t)$ можно определить общую остаточную стоимость всех машин, снятых эксплуатации на протяжении планового периода. После этого определим стоимость возобновления C_a .

12) Минимизированная суммарная функция расходов:

$$\Phi = C_a(V, t_{1,t}) + C_{r_{i,j}}(V, t_{1,t}) + C_e(V, t_{1,t}) \rightarrow \text{минимум}. \quad (29)$$

Литература

Для каждой комбинации характеристик $(t_{l,t}, q)$ минимум этой функции может быть найден для соответствующего выбора интенсивности $V = a + bt$ обновления и средней продолжительности работы $t_{l,t}$ при соблюдении условия $N(t_1) = A_1$.

Используя это условие, как и формулы, связывающие надежность функционирования $N(t)$ с фактом приобретения новых машин и интенсивности обновления, можно выразить интенсивность обновления через начальные условия A_0 и A_1 и продолжительность работы $t_{l,t}$.

$$V = V(A_0, A_1, T_{l,t}, t), \quad (30)$$

Заключение

Предложенный метод позволяет определить необходимый объем работ ремонтов во время эксплуатации оборудования парка машины, а также планировать закупку машин и оборудования, необходимого для поддержания этих машин (запасные части, ремонтные инструменты и т.д.).

Этот метод также позволяет:

- следить за развитием состояния парка машин;
- вмешаться в нужное время, чтобы сохранить надежность и пригодность производственного оборудования;
- минимизировать затраты на обслуживание.

Метод был испытан на парке ГПА с газотурбинным приводом.

1 Faure R. *Precis de recherche operationnelle*. Dunod, Paris 1975. – 446 pp.

2 Байхельт Ф. Надежность и техническое обслуживание. Математический подход: Пер. с нем. / Ф.Байхельт, П.Франкен – М.: Радио и связь, 1988. – 392 с.: ил.

3 Надежность и эффективность в технике. Справочник в 10 т. / Под ред. Гнеденко В.В. – М.: Машиностроение, 1986-1989.

4 Проников А.С. Надежность машин / А.С. Проников – М.: Машиностроение, 1978. – 590 с.

Стаття поступила в редакційну колегію

06.07.09

Рекомендована до друку професором

Грудзом В.Я.

Виробничий досвід

УДК 662.758.2

УТИЛІЗАЦІЯ СИВУШНИХ МАСЕЛ У ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

В.М.Мельник, Ф.В.Козак, Л.І.Гаєва

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська 15, тел. (03422) 42351,
e-mail: v a s j a m e l @ m a i l . r u*

Досліджено техніко-експлуатаційні властивості паливних сумішей товарних палив і сивушних масел – відходів спиртової промисловості – та одержано їх оптимальні склади для різних типів двигунів внутрішнього згорання.

Як засвідчили дослідження, додавання сивушних масел до товарних бензинів дає змогу скоротити на 10-12% потребу у останніх та одночасно вирішити проблему безпечної утилізації сивушних масел без додаткових затрат енергоресурсів.

Як видно з результатів дослідження, додавання сивушних масел до дизельних палив призводить до підвищення температури помутніння та застигання. Це означає, що паливні суміші з вмістом сивушних масел 12% об'ємних можна використовувати за температури не нижче -16°C . Отже, метод утилізації сивушних масел шляхом їх додавання до дизельних палив та подальшим спалюванням у дизельному двигуні є достатньо перспективним.

Ключові слова: утилізація, паливо, економія, використання.

Проведены исследования технико-эксплуатационных свойств топливных смесей товарных топлив и сивушных масел – отходов спиртной промышленности – и получены их оптимальные составы для разных типов двигателей внутреннего сгорания.

Как показали исследования, добавка сивушных масел к товарным бензинам позволяет сократить на 10-12% потребность в последних и одновременно решить проблему безопасной утилизации сивушных масел без дополнительных затрат энергетических ресурсов.

Как видно с результатов исследования, добавка сивушных масел к дизельным топливам приводит к повышению температуры помутнения и застывания. Это значит, что топливные смеси с содержанием сивушных масел 12% объемных можно использовать при температуре не ниже -16°C . Поэтому метод утилизации сивушных масел путем их добавления к дизельным топливам и последующим сжиганием в дизельном двигателе является достаточно перспективным.

Ключевые слова: утилизация, топливо, экономия, использование.

By authors realizable researches of operating properties of fuel mixtures of commodity fuels and fusel oils - wastes of alcoholic industry and their optimum compositions for different types of combustion engines are got.

Consequently, as researches showed, addition of fusel oils to the commodity petrols allows to shorten on a 10-12% necessity in the last and simultaneously decide the problem of safe utilization of fusel oils without the additional expenses power resources.

As visible from the results of research, brings additions over of fusel oils to the diesel fuels to the increase of temperature of dimness and hardening, and it means that fuel mixtures with maintenance of the fusel oils 12% by volume can be used for a temperature not below -16°C . And, therefore, method of utilization of fusel oils by their addition to the diesel fuels and is subsequent incineration in a diesel engine to also enough perspective.

Keywords: utilization, fuel, economy, use.

На сьогоднішній час в Україні експлуатується широка гама транспортних засобів як спеціального так і загального призначення. Зростання рівня автомобілізації в країні призводить до зростання попиту на моторні палива.

Характеристики більшості палив, що використовуються на даний час, вже не задоволь-

няють постійно зростаючих вимог з їх пожежної безпеки і вмісту шкідливих домішок у відпрацьованих газах. Зростання екологічних вимог до палив призводить до зростання витрат на нафтопереробку, і, зрештою, до зростання цін на паливо.

Оскільки Україна забезпечена власними паливно-енергетичними ресурсами лише на 53% (імпортує 75% необхідного обсягу природного газу та 85% сирової нафти і нафтопродуктів), то актуальною є проблема пошуків альтернативних палив.

Серед альтернативних варіантів розв'язання цієї задачі сьогодні активно здійснюється перехід на альтернативні види палив, наприклад, на основі водню або спирту.

Досліджуються і способи з використанням палив, що містять воду [1]. Головною потенційною перевагою такого підходу можна назвати його універсальність з такими можливостями:

- одночасно поліпшити паливно-економічні і екологічні характеристики;
- придатність до використання у всіх видах рідких палив;
- адаптації палив, що містять воду, практично, для всіх типів двигунів і енергетичних установок.

У водно-паливних емульсіях добавка води змінює склад відпрацьованих газів. Він поліпшується завдяки значному зниженню оксидів азоту, практично повному усуненню димності і зменшенню молекулярної маси відпрацьованих газів. До недоліків водно-паливних емульсій можна віднести агресивність такого палива до металічних поверхонь системи живлення.

Відомі результати наукових розробок українських вчених Гутаревича Ю.Ф., Говоруна А.Г., Корпача А.О., Мороза О.Г., які досліджували можливість використання альтернативних палив на основі етанолу в двигунах внутрішнього згорання.

У 1998-1999 роках ДержавтотрансНДІ-проектком Мінтрансу України та УкрНДІНП "МАСМА" Мінпаливенерго проведено випробування високооктанової кисневмісної добавки до бензинів (ВКД) українського виробництва - аналогу паливної етанолової добавки до бензинів, яка використовується у світі. Внаслідок цього було затверджено галузевий стандарт ГСТУ 320.00149943.015-2000 "Бензини моторні сумішеві. Технічні умови" за яким сумішеві бензини з вмістом ВКД до 6% виробляються і використовуються в Україні як автомобільне паливо [2].

Сумарне виробництво ВКД складає 28,2 тис. тонн. Але підприємства – виробники ВКД мають великі труднощі пов'язані із збутом продукту, оскільки продукція є новою і дорогою у зв'язку з тим, що її виробництво потребує додаткових затрат енергії.

Авторами здійснено дослідження техніко-експлуатаційних властивостей паливних сумішей товарних палив і сивушних масел (СМ) – відходів спиртової промисловості та одержано їх оптимальні склади для різних типів двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) [3,5].

Згідно проведених досліджень [3] добавка до бензину А-80 у кількості до 10% СМ покращує низку експлуатаційних показників:

– зростає октанове число паливної суміші, що дасть можливість використати для паливних сумішей низько октановий бензин [3];

– знижується тиск насичених парів (ТНП), що зменшує ймовірність утворення парових пробок у системі живлення ДВЗ і втрати бензину при зберіганні, транспортуванні і заправці автомобілів[3];

– збільшується густина паливної суміші від 710 до 727 кг/м³, що зменшує втрати палива через ущільнення, покращує сумішоутворення в циліндрах ДВЗ [3].

На рис. 1 зображено графічну залежність зміни температури у підкапотному просторі, при якій можливе утворення парових пробок у системі живлення двигуна, від відсоткового вмісту у бензині СМ.

Здатність бензину до утворення парових пробок можна оцінити за граничною температурою, при якій співвідношення його газової і рідкої фаз рівне 20 [4]. Саме здатність утворення парових пробок є основною причиною обмеження верхнього значення ТНП, що не повинно перевищувати 79,9 кПа [4].

Як впливає з експериментів (рис. 1), зі збільшенням вмісту СМ у бензинах зростає температура утворення парових пробок, що покращує якість палива та забезпечує надійну і безперебійну роботу системи живлення ДВЗ за високих температур у підкапотному просторі [4].

Авторами також експериментально досліджена температура перегонки бензину та сумішей бензину з СМ 2, 4, 6, 8, 10, 12 % об., відповідно.

Фракційний склад впливає на роботу двигуна на всіх експлуатаційних режимах, від нього залежать такі показники як:

- легкість пуску ДВЗ;
- швидкість прогріву ДВЗ;
- приємність ДВЗ;
- обледеніння карбюратора;
- знос циліндро-поршневої групи;
- лако- і нагароутворення на деталях двигуна;
- склад і об'єм продуктів згорання.

Фракційний склад сумішей визначили на стандартному приладі (апараті Енглера) за ГОСТ 2177.

Слід звернути увагу на незначне зростання температури початку та кінця кипіння суміші бензину А-80 та 12% об. СМ (рис. 2) порівнюючи з бензином А-80. Значне зростання цих температур може негативно вплинути на легкість пуску ДВЗ та його перехід на режим максимальних навантажень. Досліджена суміш не спричинила порушень у роботі двигуна.

Важливим експлуатаційним показником для палив є їх схильність до утворення нагару в камері згорання. Відомо, що значний вплив на утворення нагару в камері згорання має конструкція двигуна і склад палива. Встановлено, що на утворення нагару значно впливає високий вміст в паливі висококиплячих олефінових і ароматичних вуглеводнів, а тому їх вміст у паливі обмежений відповідно до 25 і 55% об. [4].

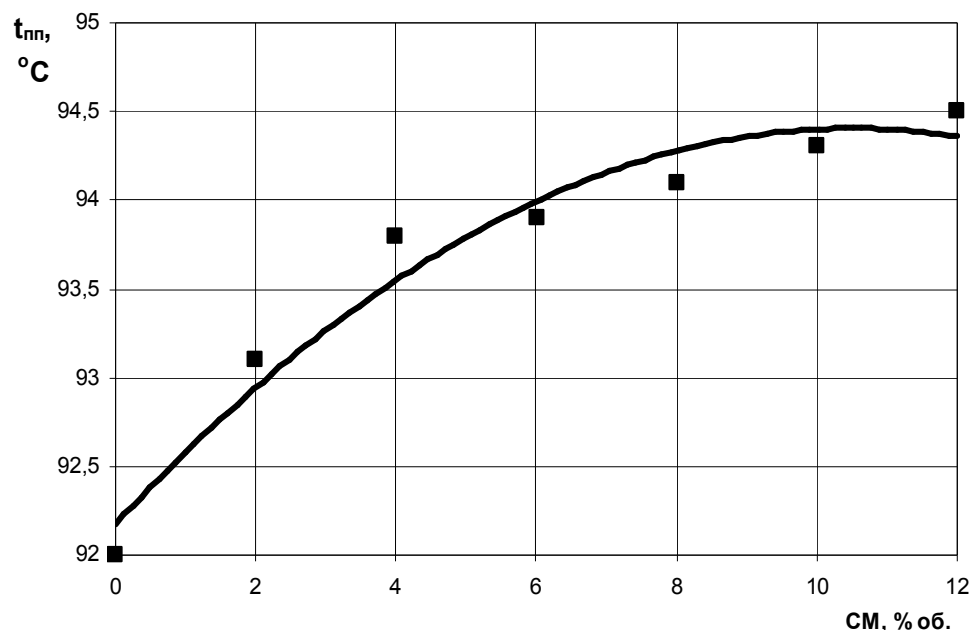
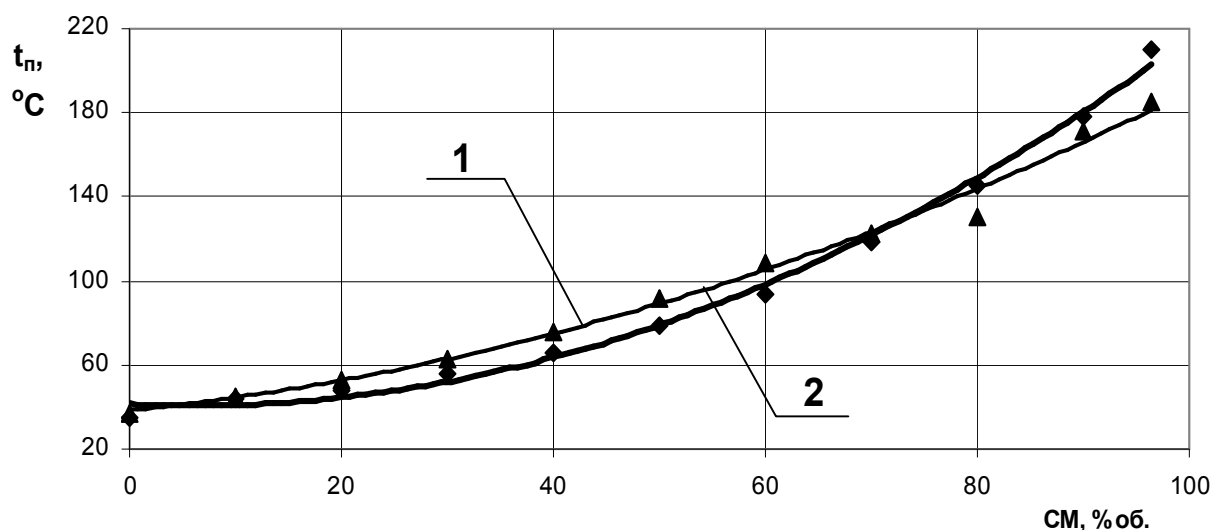


Рисунок 1 – Зміна температури утворення парових пробок $t_{пп}$ у системі живлення двигуна залежно від відсоткового вмісту у бензині СМ



1 – бензин А-80; 2 – суміш бензину А-80 та 12% об. СМ

Рисунок 2 – Вплив вмісту СМ (% об.) на температуру t_n перегонки бензину

Оскільки у СМ містяться вищі спирти, то при використанні їх у якості добавок до товарних палив можливе незначне зростання здатності утворення нагару у камері згоряння.

На рис. 3 побудовано експериментальну залежність зміни об'єму залишку у колбі разом з втратами палива та паливних сумішей при перегонці залежно від відсоткового об'ємного вмісту в ньому СМ.

Як видно із залежності рис. 3, додавання СМ у паливо призводить до незначного зростання залишку у колбі та втрат палива при перегонці, але вони не перевищують 4%, які регламентовані стандартом на бензини, а, отже, додавання СМ до бензину в кількості до 12% об'ємних є допустимим.

Отже, як засвідчили дослідження, добавка СМ до товарних бензинів дає можливість скоротити на 10-12% потребу у останніх та одночасно вирішити проблему безпечної утилізації СМ без додаткових затрат енергоресурсів.

Прийнятні експлуатаційні показники були одержані і у разі змішування СМ з дизельними паливами (ДП). Незначні добавки СМ істотно підвищують цетанове число (ЦЧ), дещо зменшують густину і в'язкість ДП [5].

Також авторами було досліджено окремі температурні показники паливних сумішей ДП та СМ в кількості 2-12% об'ємних.

Відносний об'єм залишку у колбі τ обчислено з співвідношення:

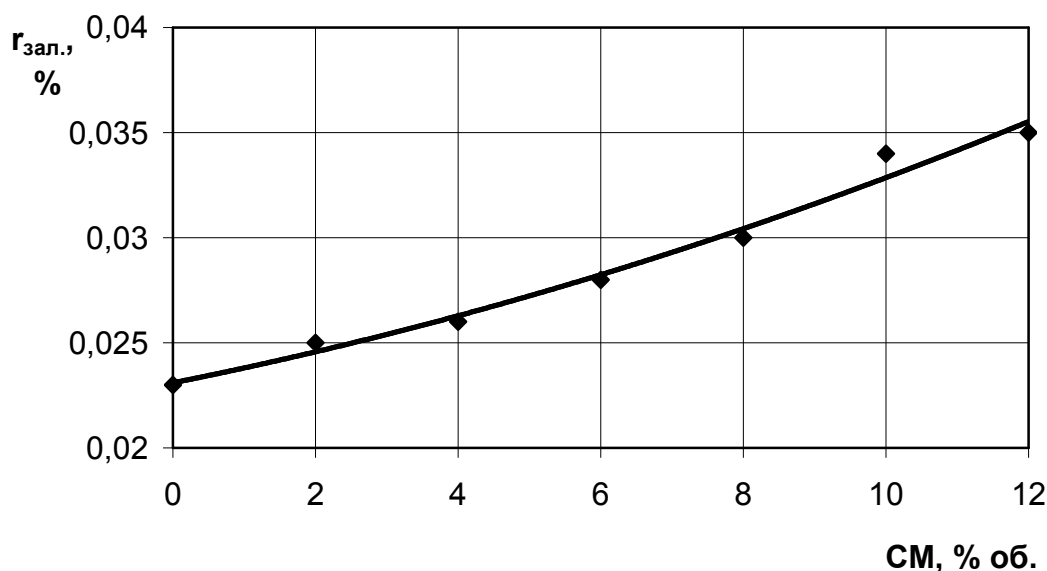
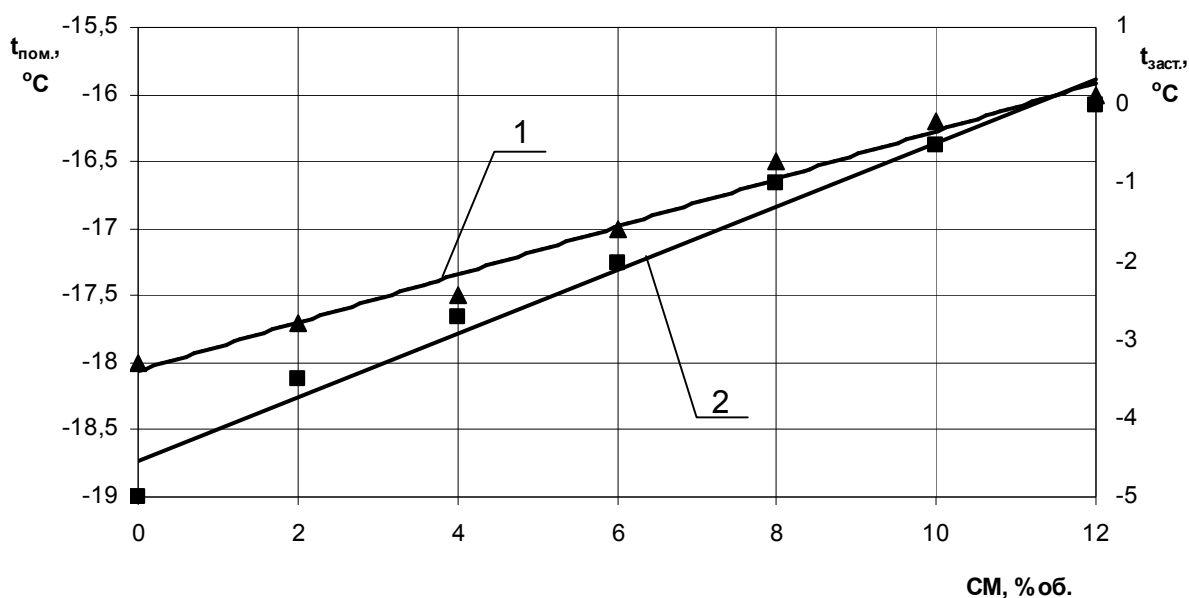


Рисунок 3 – Залежність відносного об’єму залишку r_{зал.}, % від вмісту СМ в бензині А-80



1 – температура застигання суміші ДП з СМ; 2 – температура помутніння суміші ДП з СМ

Рисунок 4 – Вплив вмісту СМ (% об.) в суміші з ДП на температуру помутніння t_{пом.} та застигання t_{заст.}

$$r_i = \frac{V_{зал.}}{V_{заг.}} \quad (1)$$

де: V_{заг.} – загальний об’єм палива взятого для перегонки, мл.;

V_{зал.} – об’єм палива, що залишився у колбі після перегонки, мл.

Дослідження свідчать, що при охолодженні дизельних палив, в першу чергу, мутніють парафінові вуглеводні нормальної будови. При цьому температура помутніння не залежить від масового вмісту в паливі парафінових вуглеводнів [4].

На рис. 4 зображено експериментальні залежності температури застигання та температури помутніння суміші ДП і СМ від вмісту в паливі СМ.

Додавання СМ до ДП призводить до підвищення температури помутніння та застигання, а це означає, що паливні суміші з вмістом СМ 12% об’ємних слід використовувати за температури не нижче –16°C.

Отже, за результатами досліджень є достатньо перспективною утилізація СМ у бензинових та дизельних ДВЗ, що не вимагає додаткових енергозатрат та скорочує потребу у товарних паливах на 5-10%.

Література

- 1 Ложкин В.Н. Автомобиль и окружающая среда: Автомобильный транспорт, как источник загрязнения окружающей природной среды. Проблемы и решения [Текст]: справочно-методическое пособие / В.Н. Ложкин, О.С. Мальяров. – 3-е изд., испр. и доп. – СПб.: Атмосфера, 2007. – 288 с.
- 2 Вплив кута випередження запалювання на показники двигуна за роботи на сумішевих паливах з різним вмістом спиртових сполук [Текст] / Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Копач [та ін.] // Автошляховик України. – 2006. – № 1. – С. 19-21. – Бібліогр.: С. 21.
- 3 Про альтернативні палива поршневих двигунів нафтогазової галузі [Текст] / В.М. Мельник, Ф.В. Козак, Л.І. Гаєва // Науковий вісник. – 2005. – № 1. – С. 137-140. – Бібліогр.: С. 140.
- 4 Гаєва Л.І. Використання експлуатаційних матеріалів і економія паливно-енергетичних ресурсів [Текст] / Л.І. Гаєва, М.В. Гордійчук. – Івано-Франківськ: Факел, 2001. – 274 с. – ISBN 966-7327-56-6.
- 5 Мельник В.М. Альтернативні палива дизельних двигунів нафтогазової галузі / Мельник В.М. // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2005. – № 4(17). – С. 92-94.
- 6 ДСТУ 3868 – 99. “Дизельне паливо. Технічні умови”. Видання офіційне. – К.: Держстандарт України, 1999. – 11 с.

Стаття поступила в редакційну колегію

22.08.09

Рекомендована до друку професором

Дрогомирецьким Я.М.