

**Наведено результати досліджень герметизаційної здатності самоущільнювальних манжет свердловинних випробувальних пакерів. Розроблено статистичну математичну модель визначення контактних тисків з врахуванням силових факторів, геометричних характеристик ущільнення та фізико-механічних властивостей матеріалу манжети. Експериментально встановлено закономірності розподілу контактних тисків по довжині спряженої поверхні: манжета – обсадна труба**

**Ключові слова:** свердловинний пакер, самоущільнювальна манжета, контактні тиски, противикидне обладнання, устьове обладнання, модуль зсуву

**Приведены результаты исследований герметизационной способности самоуплотнительных манжет скважинных испытательных пакеров. Разработана статистическая математическая модель определения контактных давлений с учетом силовых факторов, геометрических характеристик уплотнения и физико-механических свойств материала манжеты. Экспериментально установлены закономерности распределения контактных давлений по длине сопряженной поверхности: манжета – обсадная труба**

**Ключевые слова:** скважинный пакер, самоуплотнительная манжета, контактные давления, противовыбросовое оборудование, устьевое оборудование, модуль сдвига

УДК 622.242.6  
DOI: 10.15587/1729-4061.2016.74831

# ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГЕРМЕТИЗАЦІЙНОЇ ЗДАТНОСТІ СВЕРДЛОВИННИХ ПАКЕРІВ

**М. А. Дорохов**  
Асистент\*

E-mail: maximpu.5@gmail.com

**І. В. Костриба**

Кандидат технічних наук, доцент  
Кафедра нафтогазового обладнання  
Івано-Франківський національний технічний  
університет нафти і газу  
вул. Карпатська, 15,  
м. Івано-Франківськ, Україна, 76019

E-mail: no@nung.edu.ua

**В. С. Білецький**

Доктор технічних наук, професор,  
дійсний член Академії гірничих наук України,  
завідувач кафедри\*

E-mail: ukcdb@i.ua

\*Кафедра обладнання нафтових і газових промислів  
Полтавський національний технічний  
університет ім. Юрія Кондратюка  
пр. Першотравневий, 24,  
м. Полтава, Україна, 36011

## 1. Вступ

Для розділення окремих ділянок стовбура нафтових і газових свердловин під час здійснення ремонтних робіт або експлуатації, перевірки герметизаційної здатності противикидного та устьового обладнання використовують спеціальні пристрої – пакери, в конструкції яких основним є ущільнюючий гумовий елемент [1].

Перевагу віддають пакерам на базі самоущільнювальних манжет, які спрацьовують автоматично при появі надлишкового тиску випробувальної рідини в надпакерному просторі, відрізняються простотою експлуатації та високою герметизаційною здатністю.

Сучасний світовий ринок обладнання для спорудження чи експлуатації нафтових і газових свердловин характеризується різноманітністю конструкції пакерів на базі самоущільнювальних манжет. Серед українських найбільш вдалою є конструкція пакера типу УВЧ виробництва спеціальної аварійно-рятувальної служби ДП «ЛКВО» (м. Харків, Україна (рис. 1, а, б)) [2]. Пакер на базі гумової самоущільнювальної манжети призначений для випробування противикидного та устьо-

вого обладнання під час проведення робіт з підземного ремонту свердловин.

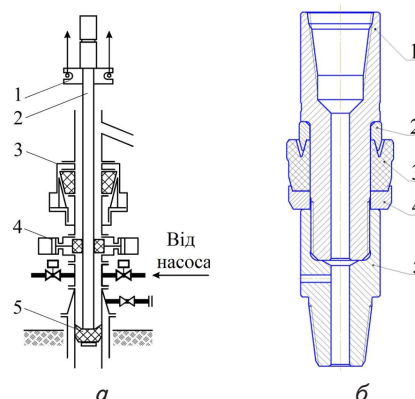


Рис. 1. Пакер устьовий типу УВЧ: а – схема випробування плашкового превентора з використанням пакера (1 – елеватор, 2 – труба, 3 – універсальний превентор, 4 – плашковий превентор, 5 – пакер); б – конструктивне оформлення пакера (1 – корпус, 2 – втулка опорна, 3 – самоущільнювальна манжета, 4 – упор, 5 – перевідник)

Зважаючи на те, що герметизаційна здатність свердловинних пакерів є комплексним показником їх технічної характеристики, саме на її дослідження спрямована увага науковців.

## 2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

Дослідження герметизаційної здатності свердловинних пакерів сьогодні здійснюється для різних їх конструкцій і в різних напрямках.

Авторами [3] проведені експериментальні дослідження з визначення раціональних умов герметизації ущільнювального елемента свердловинного пакера. Об'єктом дослідження вибрані свердловинні пакери на базі циліндричних ущільнень, механізм герметизації яких полягає у радіальній деформації ущільнення при його осьовому стисканні зовнішньою силою. Встановлена залежність між контактними тисками на спряженій поверхні: ущільнення – обсадна колона, та випробувальним тиском. Але одержані результати досліджень не можуть бути застосовані для конструювання самоущільнюваних манжет устьових випробувальних пакерів, механізм дії яких базується на автоматичному спрацюванні під дією тиску.

В роботах [4, 5] висвітлено конструктивне оформлення випробувального пакера на базі самоущільнювальної манжети з деякими практичними рекомендаціями щодо підвищення герметичності в процесі випробування устьового та противикидного обладнання. Зокрема, на основі досвіду експлуатації наведено коротку інформацію про раціональний натяг манжети [5] та надано рекомендації щодо радіального зазору між упором вузла ущільнення та стінкою обсадної колони [4]. Водночас, практичний досвід застосування конструкції самоущільнювального вузла пакера, описаного в роботі [5], свідчить про необхідність створення імпульсних навантажень (закачування випробувальної рідини з великою продуктивністю насосних агрегатів) для спрацювання манжети і досягнення герметизації в процесі випробування. Такий режим випробування викликаний замалим натягом самоущільнювальної манжети, а, отже, відсутністю достатніх початкових контактних тисків  $q_0$ . Зважаючи на незначну глибину встановлення випробувальних пакерів з самоущільнювальними манжетами, а, отже, як наслідок, на обмежений об'єм затрубного простору, куди закачується випробувальна рідина, не виключена можливість руйнування обладнання і травмування працюючих за умов імпульсних навантажень.

Зауважимо, що принцип роботи самоущільнювальних манжет, застосовуваних в галузі загального машинобудування, і самоущільнювальних манжет свердловинних випробувальних пакерів, практично однаковий. Тому доцільно виконати порівняльний огляд і аналіз цих аналогів.

У роботі [6] для гумових манжет силових гідроциліндрів експериментально знайдено нелінійні залежності між випробувальним тиском і величиною радіального зазору, а саме: між упором та стінкою гідроциліндра та безпосередньою величиною об'єму матеріалу манжети, що витискується в процесі її роботи в зазор.

Авторами [7] знайдено залежність величини початкових контактних тисків  $q_0$  самоущільнювальних ман-

жет від величини початкового натягу, яка має прямо пропорційний характер.

В роботах [8, 9] подано схему розподілу питомих контактних тисків на спряженій поверхні манжети: зовнішня губа – циліндр. Причому в роботі [9] виведено аналітичне рівняння визначення контактних тисків, що виникають в процесі роботи гідроапаратури на контактних ущільнюючих поверхнях.

Авторами роботи [10] класифіковано фактори, що визначають герметичність гідроциліндрів. Основними при цьому виділені: коефіцієнт запасу міцності ущільнення, величина шару витиснутого матеріалу в зазор та максимальний контактний тиск ущільнення по спряженій поверхні. Авторами праці [11] встановлено, що герметичність гідроциліндрів автовантажувачів в основному визначається фізико-механічними властивостями матеріалу самоущільнювальних манжет, зокрема модулем зсуву.

В цьому контексті важливими є дослідження самоущільнювальних воротникових манжет гідроциліндрів [12], які показали суттєвий вплив стану ущільнюваної поверхні на процес герметизації.

Результати теоретичних та експериментальних досліджень самоущільнювальних манжет, застосовуваних у загальному машинобудуванні [6–12], вельми цінні в якісному плані. Вони дозволяють виокремити і ранжувати фактори впливу на показники герметизації, а також встановити загальні тенденції і характер залежності герметизаційної здатності манжет від окремих чинників. Але водночас ці дані не можуть бути використані для кількісної оцінки герметизаційної здатності та конструювання манжет устьових випробувальних пакерів внаслідок зовсім іншої конфігурації останніх. Підтвердженням цьому є дослідження [13], які свідчать, що працездатність та значення напружень, які виникають під час експлуатації, суттєво залежать, в першу чергу, від розмірів, форми, матеріалу та температури експлуатації ущільнення. А ці параметри для самоущільнювальних манжет устьових випробувальних пакерів та манжет загального машинобудування суттєво різні.

Крім того, в роботах [6–12] відсутні результати досліджень з одночасного впливу конструктивних факторів самоущільнювальної манжети, величини випробувального тиску та часу його дії на величину контактних тисків в місці спряжених поверхонь.

Відсутні також дослідження впливу деформаційно-міцнісних характеристик самоущільнювальних манжет, зокрема модуля стиску чи модуля зсуву на показники герметизації. Практика показала, що м'який і податливий матеріал, з меншим модулем зсуву, швидше, легше і з меншою енергією заповнює нерівності та впадини ущільнюваної поверхні. Ущільнювана поверхня свердловини може бути представлена корозійними кавернами, брудом, глинистою кіркою різної товщини тощо. При цьому суттєво зростає процес екструзії матеріалу, що також має свої суттєві недоліки, які вже описані раніше. І навпаки, більш твердий матеріал, з більшим модулем зсуву, призводить до зменшення еластичності манжети. Недостатня еластичність манжети негативно впливає на етапі початкових випробувальних тисків, при встановленні пакера в обсадній колоні зі значною овалністю, на повноту прилягання робочої поверхні манжети до ущільнюва-

ної поверхні обсадної труби. Все це істотно впливає на герметизацію і має бути враховано.

Аналіз наукових праць [3–12] розглядуваної тематики свідчить, що сьогодні недостатньо інформації для визначення раціональних конструктивних параметрів і режимів роботи самоущільнювальних манжет устьових випробувальних пакерів в умовах комплексної дії на останні силових, геометричних параметрів та властивостей матеріалу. Це стримує їх впровадження у промисловість і обумовлює необхідність проведення досліджень у цьому напрямку. Зокрема, науковий і практичний інтерес являє дослідження розподілу питомих контактних тисків за умов різних рівнів напруженого стану ущільнювального елемента при різних значеннях випробувального тиску, радіального зазору та натягу.

### 3. Мета та задачі дослідження

Метою роботи є одержання і аналіз залежностей герметизаційної здатності самоущільнювальних манжет свердловинних випробувальних пакерів від силових факторів процесу випробування, геометричних характеристик ущільнення та фізико-механічних властивостей матеріалу манжети.

Для досягнення мети вирішувалися наступні задачі:

- одержати статистичну математичну модель впливу діаметрального натягу  $\Delta$ , мм; тиску випробування  $P$ , МПа; радіального зазору  $\delta$  між опорною втулкою та обсадною трубою, мм, та модуля зсуву матеріалу  $\sigma_{zs}$ , МПа, на величину контактних тисків, МПа;
- встановити закономірності розподілу контактних тисків по довжині спряженої поверхні.

Вирішення цих задач необхідне для подальшого вдосконалення конструкції самоущільнювальної манжети устьового випробувального пакера.

### 4. Матеріали та методи дослідження контактних тисків на спряжених поверхнях самоущільнювальної манжети

#### 4.1. Досліджувані зразки та обладнання, що використовувалися в експерименті

Для проведення експерименту з визначення контактних тисків на базі підприємства ПАТ «Укрнафта» (м. Полтава, Україна) було розроблено та виготовлено лабораторний стенд, що дозволив провести дослідження натурних зразків манжет. Принципова схема та загальний вигляд установки показані на рис. 2, а, б відповідно.

Лабораторний стенд, перед дослідженням, передбачає встановлення попередньо зібраного випробувального пакера натурних розмірів, на корпусі 1 якого розміщені опорна втулка 2, самоущільнювальна манжета 3 та упор 4, що складають разом вузол ущільнення пакера та затягаються упорною гайкою 5. Зібраний пакер з попереднім натягом вставляють у патрубок 6 (виконаний у вигляді відрізка обсадної труби), яка попередньо згвинчена з нижньою кришкою 7, остання, в свою чергу, зафіксована від можливого обертання при збиранні установки відносно упорного стакану 8 стопорними гвинтами 9.

Виконавши зазначені операції, вся компоновка герметично загвинчується верхньою кришкою 11.

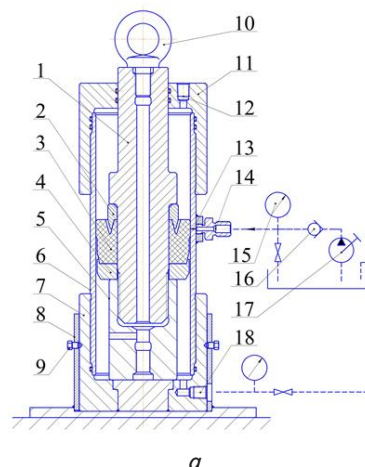


Рис. 2. Лабораторний стенд для дослідження контактних тисків: а – принципова схема лабораторного стенду: 1 – ствол пакера; 2 – опорна втулка; 3 – самоущільнювальна манжета; 4 – упор; 5 – упорна гайка; 6 – патрубок; 7 – нижня кришка; 8 – упорний стакан; 9 – стопорні гвинти; 10 – рим-болт; 11 – верхня кришка; 12 – вхідний отвір для підводу випробувальної рідини; 13 – радіальний випробувальний отвір; 14 – запобіжний штуцер; 15 – контрольний манометр; 16 – зворотний клапан; 17 – ручний гідравлічний насос; 18 – зливний отвір; б – загальний вигляд лабораторного стенду

#### 4.2. Методика визначення контактних тисків

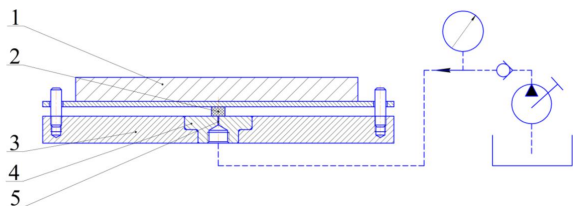
Метод дослідження контактних тисків за допомогою описаного лабораторного стенду відомий як метод Мюллера-Овандера (надалі за функціональними ознаками «метод контрольних отворів»).

За даним методом контактний тиск на спряженій поверхні визначається тиском зовнішньої вимірювальної гідравлічної системи, яка з'єднана з радіальним отвором малого діаметру 13, вихід із якого закритий зовнішньою поверхнею самоущільнювальної манжети (рис. 2). Остання під час випробування знаходиться у внутрішньому просторі лабораторного стенду під дією тиску випробування  $P$ . Коли тиск у зовнішній гідравлічній системі, до якої входять контрольний манометр 15, зворотний клапан 16, ручний гідравлічний



насос 17, стане рівним контактному тиску в місці контакту манжети з виходом радіального отвору, між зовнішньою поверхнею манжети та внутрішньою поверхнею обсадної труби з'явиться щілина, по якій рідина із вимірювальної зовнішньої гідравлічної системи пройде в порожнину зливу до зливного отвору 18. Тиск в момент відкриття щілини приймають рівним контактному тиску з деякою поправкою. Дана поправка була визначена на спеціальній тарувальній установці.

Перед дослідженнями на лабораторному стенді (рис. 2) виконано тарування контрольного манометра для фіксації контактної тиску (поз. 15 рис. 2) на установці (рис. 3, а, б). При цьому використовувався гумовий елемент, який звулканізований з тієї ж гумової суміші, що й самоущільнювальна манжета устьового випробувального пакера.



а



б

Рис. 3. Тарувальна установка: а – принципова схема установки: 1 – вантаж; 2 – гумовий зразок; 3 – опорна плита; 4 – змінна вставка; 5 – контрольний отвір; б – загальний вигляд тарувальної установки

Тарувальна установка, загальний вигляд якої показаний на рис. 3, б, представлена вантажем 1, гумовим зразком 2, опорною плитою 3, змінною вставкою 4 із контрольним отвором 5. Шорсткість контактної поверхні змінної вставки відповідала шорсткості внутрішньої поверхні обсадної труби при випробуванні на лабораторному стенді.

Сутність визначення контактних тисків на тарувальній установці аналогічна сутності визначення на лабораторному стенді для випробування устьового пакера. При проведенні експерименту передбачалося, що якщо навантажити гумовий зразок 2 (рис. 3, а) з контактною площею 1 см<sup>2</sup> силою в 10 Н, то контактний тиск на спряженій поверхні: гумовий елемент – змінна вставка, має складати 0,1 МПа. Після проведення випробувань на тарувальній установці було отримано залежність контактної тиску від тиску випробування (рис. 4), яка використовувалася при визначенні контактних тисків на лабораторному стенді.

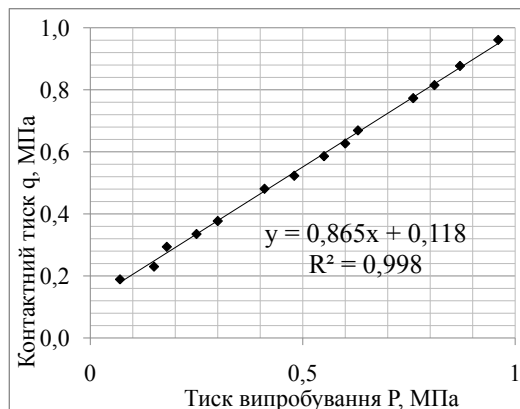


Рис. 4. Тарувальна залежність контактної тиску від тиску випробування

Для одержання статистичної математичної моделі впливу силових факторів, геометричних характеристик ущільнення та фізико-механічних властивостей матеріалу манжети на її герметизаційну здатність, яка оцінювалася за величиною контактної тиску, застосоване повне факторне планування експерименту на основі центрального композиційного ротатабельного плану другого порядку Бокса-Хантера [14]. Вибір ротатабельного плану обумовлений тим, що ці плани дають можливість передбачати значення функції відгуку з дисперсією, однаковою по всьому факторному простору.

В процесі дослідження використовувалися манжети із зовнішніми діаметрами 148,1...153,1 мм та висотою 75 мм, що вулканізовані з гумової суміші ІРП-1293.

## 5. Результати досліджень контактних тисків

### 5.1. Статистична математична модель контактної тиску самоущільнювальної манжети

При плануванні експерименту на основі апріорної інформації [7, 10, 11] за незалежні фактори приймали: діаметральний натяг  $\Delta$ , мм; тиск випробування  $P$ , МПа; радіальний зазор  $\delta$  між опорною втулкою та обсадною трубою, мм, та модуль зсуву матеріалу  $\sigma_{ac}$ , МПа. В якості цільової функції  $E$ , МПа було прийнято величину контактної тиску. Ядро плану другого порядку Бокса-Хантера було представлено напівреплікою  $2^{4-1}$  ( $1=X_1 \cdot X_2 \cdot X_3 \cdot X_4$ ). Реалізовано 28 дослідів: 16 дослідів на основних рівнях доповнені ще 8 дослідів на зіркових точках (величина зіркового плеча дорівнює 2) та чотири дослідів у центрі плану.

Основні рівні варіювання факторів та межі області дослідження вибрані за результатами попередніх експериментів і на основі апріорної інформації (табл. 1).

Область зміни незалежних факторів відповідає діапазону зміни геометричних розмірів та зміни умов випробування робочого середовища.

Функція відгуку апроксимована поліномом другого порядку виду

$$Y = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i X_i + \sum_{i=1}^k b_{ii} X_i X_i + \sum_{i=1}^k b_{ii} X_i^2, \quad (1)$$

де  $k$  – число незалежних змінних.

Таблиця 1

Основні рівні, інтервали варіювання факторів та межі області дослідження

Фактор	Позначення	Код	Одиниця виміру	Інтервал виміру	Основні рівні				
					-2	-1	0	+1	+2
Діаметральний натяг	$\Delta$	$X_1$	мм	1	1	2	3	4	5
Тиск випробування	$P$	$X_2$	МПа	5	10	15	20	25	30
Радіальний зазор	$\delta$	$X_3$	мм	1	1	2	3	4	5
Модуль зсуву матеріалу ущільнення	$\sigma_{zc}$	$X_4$	МПа	10 %	2,93	2,75	2,47	1,94	1,72

Вертикальна лінія на графіку відповідає 95 %-ій статистичній значущості коефіцієнтів.

З урахуванням значущості коефіцієнтів рівняння регресії (3) має вигляд:

$$q = 30,475 + 1,28975 \cdot X_1 + 1,99608 \cdot X_2 - 1,62917 \cdot X_3 + 1,19583 \cdot X_4 - 0,031875 \cdot X_1^2 \quad (3)$$

Як видно з Паретто-графіка, найбільш значимим є фактор  $X_2$  – тиск випробування, наступні за значимістю:  $X_1$  – діаметральний натяг,  $X_3$  – радіальний зазор та  $X_4$  – модуль зсуву матеріалу ущільнення.

Обробка результатів експерименту та аналіз регресійної моделі здійснено за допомогою модуля «Планування експерименту» статистичної програми Statgraphics 5.0 Plus (розробник Statpoint Technologies, Inc., США). Рівняння регресії (2) з урахуванням значення коефіцієнтів має вигляд:

$$q = 30,475 + 1,28975 \cdot X_1 + 1,99608 \cdot X_2 - 1,62917 \cdot X_3 + 1,19583 \cdot X_4 - 0,031875 \cdot X_1^2 + 0,10625 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0,11875 \cdot X_1 \cdot X_3 + 0,00625 \cdot X_1 \cdot X_4 - 0,045375 \cdot X_2^2 - 0,11875 \cdot X_2 \cdot X_3 - 0,00625 \cdot X_2 \cdot X_4 + 0,27875 \cdot X_3^2 + 0,00625 \cdot X_3 \cdot X_4 - 0,04625 \cdot X_4^2 \quad (2)$$

На рис. 5, б показано порівняння експериментальних (observed) та розрахованих (predicted) значень цільової функції контактних тисків.

На рис. 6, 7 показано часткові тривимірні перетини цільової функції та контурні криві цих поверхонь, які показують залежності контактних тисків від факторів впливу.

Адекватність отриманої регресійної моделі підтверджується великим значенням коефіцієнта детермінації  $R^2$ , який склав 99,55 %. Значимість коефіцієнтів моделі визначалася за допомогою Р-рівня і наведена на стандартизованому Паретто-графіку (рис. 5, а).

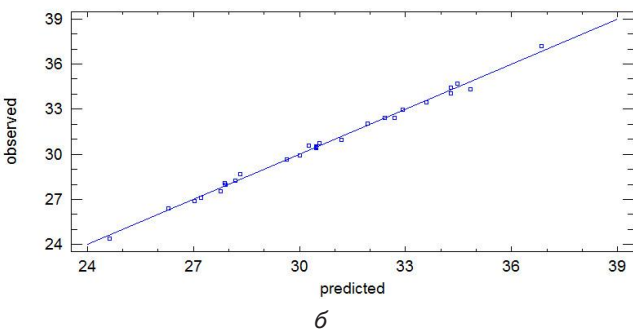
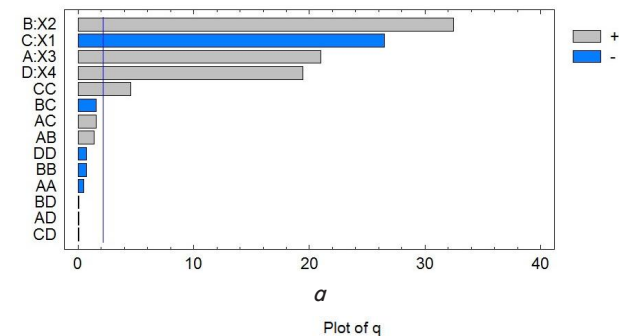


Рис. 5. Статистичні оцінки регресійної моделі: а – Паретто-графік; б – графік порівняння експериментальних (observed) та розрахованих (predicted) значень цільової функції

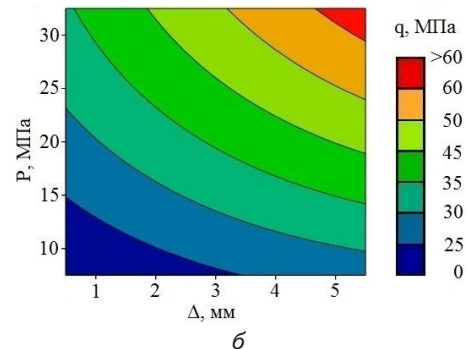
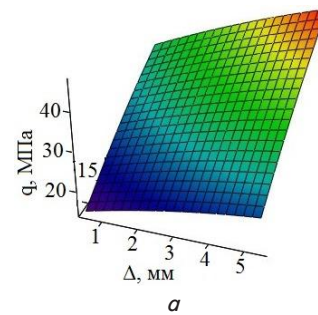


Рис. 6. Тривимірний перетин гіперповерхні цільової функції контактного тиску від тиску випробування та натягу манжети: а – тривимірна поверхня; б – контурна крива

На рис. 6 представлено тривимірний графік залежності контактного тиску від тиску випробування та натягу. Спостерігається яскраво виражена прямо пропорційна і близька до лінійної в межах факторного простору залежність.

На рис. 7 подано тривимірний графік залежності контактного тиску від тиску випробування та радіального зазору. Характер цієї гіперповерхні суттєво відрізняється від попередньої нелінійністю з тенденцією до екстремуму-мінімуму в межах факторного простору.

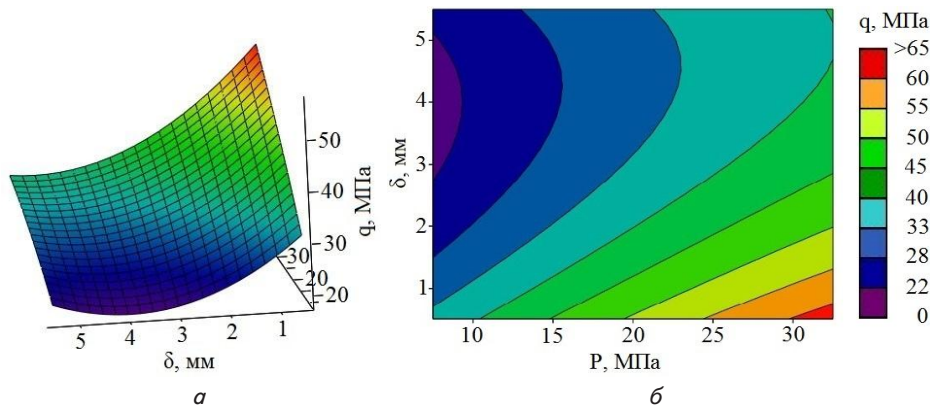


Рис. 7. Тривимірний перетин гіперповерхні цільової функції контактної тиску від тиску випробування та радіального зазору: а – тривимірна поверхня; б – контурна крива

### 5.2. Дослідження розподілу контактної тиску по довжині спряженої поверхні

Враховуючи нестабільність контактних тисків по довжині спряженої поверхні на експериментальному лабораторному стенді було отримано графічну залежність при тиску випробування 35 МПа (рис. 8).

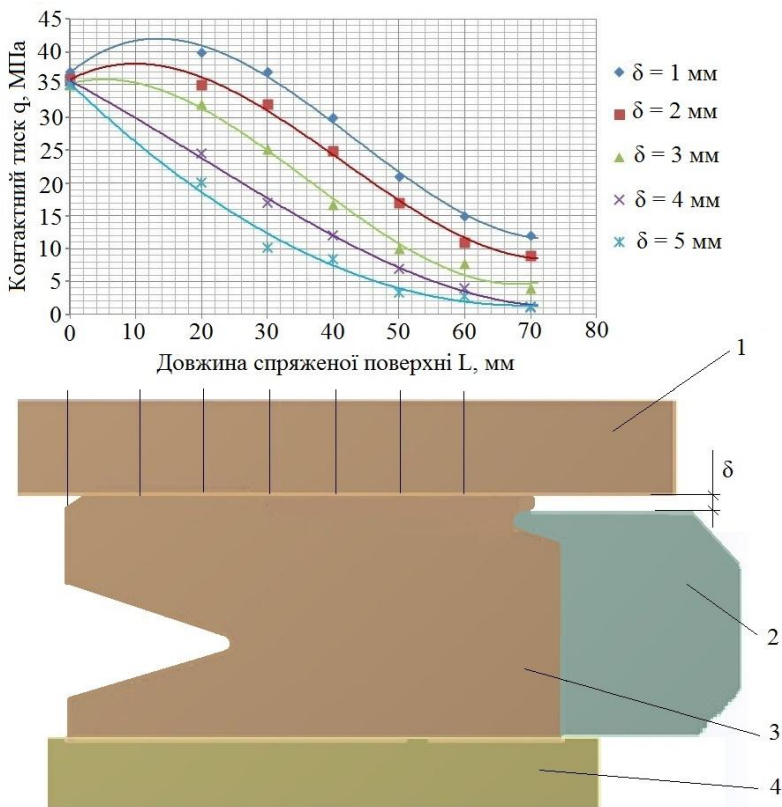


Рис. 8. Графік розподілу контактних тисків по довжині спряженої поверхні залежно від радіального зазору при тиску випробування 35 МПа: 1 – обсадна труба; 2 – упор; 3 – самоущільнювальна манжета; 4 – ствол пакера;  $\delta$  – радіальний зазор між упором манжети та обсадною трубою

Аналіз отриманої графічної залежності  $q(L)$  (рис. 8) показав на суттєву розбіжність контактних тисків по довжині спряженої поверхні: манжета – обсадна труба. Контактні тиски приймають мінімальне значення в зоні опорної частини манжети.

Цій області спостерігається утворення тріщин. Частина матеріалу, що витискується в зазор, знаходиться під дією розтягуючи сил, а в перетині, що знаходиться поблизу зазору, відбувається різке зниження контактних напружень до нульового значення.

Зазор  $\delta$  величиною  $\geq 3$  мм спричиняє витискання опорної частини манжети в просторову зону, як показано на рис. 9.

Витискання гуми (екструзія) призводить, спочатку, до значного витискання матеріалу, внаслідок дії розтягуючи сил, і перерозподілу робочих контактних тисків по спряженій поверхні, а потім і до втрати герметичності. Критичним наслідком екструзії є руйнування опорної частини манжети.



Рис. 9. Результати витискання опорної частини манжети в зазор 3 мм при вилученні пакера після дослідження із лабораторного стенду

### 6. Обговорення результатів дослідження контактних тисків

Аналіз тривимірної поверхні гіперповерхні  $q(P, \Delta)$  залежності контактної тиску від тиску випробування та натягу показує, що при збільшенні діаметрального натягу та величини випробувального тиску контактний тиск зростає. Зважаючи на результати досліджень авторів роботи [6], можна стверджувати на значну схожість результатів приросту контактних тисків від вказаних факторів в манжеті устьового випробувального пакера та манжет гідроциліндра.

Цікавим є тривимірний графік  $q(P, \delta)$  залежності контактної тиску від тиску випробування та радіального зазору. Радіальний зазор виступає в процесі роботи манжети просторовою зоною куди, внаслідок нестисливості гуми, відбувається її часткове витискання під дією робочого навантаження (випробувальних тисків  $P$ ). Крім того, як показують дослідження [7], зазор є основним концентратом напружень в тілі манжети. Саме в



З графіка  $q(P, \delta)$  (рис. 7) видно, що контактні тиски мають мінімальне значення при радіальному зазорі вже більше 3 мм. При збільшенні тиску випробування, при тих же значеннях радіального зазору, контактні тиски зростають, але виходячи з нормативних вимог до величини тиску випробування, цей фактор, хоч і на пряму впливає на герметизаційну здатність, не може коригуватися і має залишатися незмінними.

З графіку (рис. 8) розподілу контактних тисків по довжині спряженої поверхні  $q(L)$  видно, що контактні тиски знижуються від кромки робочої губи (відповідає позначці 0 мм на вісі абсцис) самоущільнюваної манжети до опорної частини (відповідає позначці 65 мм). Локальний екстремум максимум в області  $L=10-20$  мм для  $\delta=1-3$  мм пояснюється тим, що рідина під час випробування, за рахунок наявності в манжеті монтажної фаски, частково просочується між спряженими поверхнями.

Характер кривої  $q(L)$  при  $\delta > 3$  мм і при  $\delta=1-3$  мм суттєво різний. Інтенсивність спаду контактних тисків при радіальному  $\delta > 3$  мм збільшується, що викликає збільшення просторової зони для витискання матеріалу ущільнення.

Визначення контактних тисків за описаним вище методом дало змогу дослідити залежність герметизаційної здатності ущільнення випробувального пакера від ряду конструктивних та технологічних факторів в умовах, наближених до умов випробування в свердловині. Проте визначення контактних тисків на виготовленому лабораторному стенді не дає можливості врахувати стан ущільнюваної поверхні обсадної труби. На початкових етапах випробування стан ущільнюваної поверхні має важливе значення для забезпечення герметичності пакера. Перспективним напрямом у дослідженні герметизаційної здатності самоущільнюваних манжет свердловинних пакерів за «методом контрольних отворів» є додаткове моделювання (врахування наявності) обсадних труб з різним станом ущільнюваної поверхні (слабка, середня та сильна кавернозність поверхні).

## 7. Висновки

1. Із застосуванням повного факторного планування експерименту на основі центрального композиційного ротатбельного плану другого порядку Бокса-Хантера одержано статистичну математичну модель впливу діаметрального натягу  $\Delta$ , мм; тиску

випробування  $P$ , МПа; радіального зазору  $\delta$  між опорною втулкою та обсадною трубою, мм та модуля зсуву матеріалу  $\sigma_{зс}$ , МПа на величину контактного тиску, МПа, яка представлена поліномом другого порядку. При цьому, на основі Паретто-графіка встановлено, що найбільш значимим фактором є тиск випробування, наступні за значимістю: діаметральний натяг, радіальний зазор та модуль зсуву матеріалу ущільнення. Тривимірний графік залежності контактного тиску від тиску випробування та натягу показує яскраво виражену прямо пропорційну і близьку до лінійної залежність. Тривимірний графік залежності контактного тиску від тиску випробування та радіального зазору характеризується нелінійністю з тенденцією до екстремуму-мінімуму в межах факторного простору.

2. Експериментально встановлено розподіл контактних тисків по довжині спряженої поверхні, що характеризується зменшенням контактних тисків від кромки робочої губи до опорної частини манжети (координата  $L$ ). Виявлено локальний екстремум-максимум в області  $L=10-20$  мм для зазорів між опорною втулкою та обсадною трубою  $\delta=1-3$  мм, який пояснюється тим, що рідина під час випробування, за рахунок наявності в манжеті монтажної фаски, частково просочується між спряженими поверхнями. Встановлено, що характер зміни контактних тисків по довжині спряженої поверхні при абсолютних значеннях  $\delta > 3$  мм та  $\delta=1-3$  мм суттєво різний. Інтенсивність спаду конусовидних тисків при радіальному зазорі  $\delta > 3$  мм збільшується, що спричинено збільшенням просторової зони для витискання матеріалу ущільнення. Для всіх значень зазору контактні тиски приймають мінімальне значення в зоні опорної частини манжети.

Таким чином, проведені дослідження контактних тисків самоущільнюваної манжети устьового випробувального пакера виявили вплив на якісні і кількісні показники герметизаційної здатності самоущільнюваних манжет свердловинних випробувальних пакерів силових факторів, геометричних характеристик ущільнення та фізико-механічних властивостей матеріалу манжети. У подальших дослідженнях доцільно розглянути вплив на герметизаційну здатність самоущільнюваної манжети стану ущільнюваної поверхні. Інша не вирішена задача – визначення впливу висоти опорної частини манжети на розподіл контактних тисків по довжині спряженої поверхні.

## Література

1. Бойко, В. С. Тлумачно-термінологічний словник-довідник з нафти і газу (5-ти мовний – українсько-російсько-англійсько-французько-німецький): у двох томах. Т. 2 [Текст] / В. С. Бойко, Р. В. Бойко. – Львів: „Апріорі”, Міжнародна економічна фундація, 2006. – 800 с.
2. Дорохов, М. А. Дослідження механічних властивостей гумових ущільнень свердловинних пакерів [Текст] / М. А. Дорохов // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2014. – № 2 (37). – С. 27–31. – Режим доступу: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nvif\\_2014\\_2\\_14](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nvif_2014_2_14)
3. Яковлев, А. С. Исследование работы манжетных уплотнителей пакеров в режиме самоуплотнения [Текст] / А. С. Яковлев, С. С. Яковлев // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2006. – № 9. – С. 44–46.
4. Ледашов, О. А. Пакры для опрессовки устья скважин типа ПОУ [Текст] / О. А. Ледашов, В. Г. Никитченко, Е. Н. Штахов // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2008. – № 1. – С. 25–27.
5. Римчук, Д. В. Нові технічні засоби ДП «ЛІКВО» для забезпечення фонтанної та газової безпеки під час буріння та капітального ремонту свердловин [Текст] / Д. В. Римчук // Нафтогазова галузь України. – 2015. – № 6. – С. 37–40. – Режим доступу: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/ngu\\_2015\\_6\\_11](http://nbuv.gov.ua/UJRN/ngu_2015_6_11)

6. Baart, P. On the Normal Stress Effect in Grease-Lubricated Bearing Seals [Text] / P. Baart, M. Lugt, B. Prakash // Tribology Transactions. – 2014. – Vol. 57, Issue 5. – P. 939–943. doi: 10.1080/10402004.2014.935120
7. Buyalich, G. D. Modeling of Hydraulic Power Cylinder Seal Assembly Operation [Text] / G. D. Buyalich, K. G. Buyalich // Proceedings of the Taishan Academic Forum - Project on Mine Disaster Prevention and Control. 2014. doi: 10.2991/mining-14.2014.26
8. Golz, J. Experimental Study on the Sealing Mechanism of Bidirectional PTFE Lip Seals [Text] / J. Golz, F. Bauer, W. Haas // Tribology Transactions. – 2014. – Vol. 57, Issue 5. – P. 866–870. doi: 10.1080/10402004.2014.918236
9. Huang, Y. Simulation of the Effects of a Plunge Ground Rod on Hydraulic Rod Seal Behavior [Text] / Y. Huang, R. Salant // Tribology Transactions. – 2013. – Vol. 56, Issue 6. – P. 986–996. doi: 10.1080/10402004.2013.807531
10. Belforte, G. Experimental Method for Investigating Air Leakage in Rodless Cylinders [Text] / G. Belforte, A. Ivanov, A. Manuello Bertetto, L. Mazza // Experimental Techniques. – 2013. – Vol. 37, Issue 3. – P. 73–82. doi: 10.1111/ext.12039
11. Sukumar, T. Design and Optimization of Lip Seal for Air Braking System [Text] / T. Sukumar, M. Subramanian, S. K. Subramanian, N. Subramanian // SAE Technical Paper. – 2015. – P. 8. doi: 10.4271/2015-26-0215
12. Myshkin, N. Contact Mechanics and Tribology of Polymer Composites [Text] / N. Myshkin, A. Kovalev, D. Spaltman, M. Woydt // Journal of Applied Polymer Science. – 2014. – Vol. 131, Issue 3. doi: 10.1002/app.39870
13. Baart, P. Review of the lubrication, sealing, and pumping mechanisms in oil- and grease-lubricated radial lip seals [Text] / P. Baart, P. M. Lugt, B. Prakash // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. – 2009. – Vol. 223, Issue 3. – P. 347–358. doi: 10.1243/13506501jet473
14. Сергєєв, П. В. Комп'ютерне моделювання технологічних процесів переробки корисних копалин (практикум) [Текст] / П. В. Сергєєв, В. С. Білецький. – Маріуполь: Східний видавничий дім, 2016. – 119 с.