

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Дорохов Максим Анатолійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

УДК 622.245.73:621.318.2

ДИСЕРТАЦІЯ

ПІДВИЩЕННЯ ГЕРМЕТИЗАЦІЙНОЇ ЗДАТНОСТІ

САМОУЩІЛЬНЮВАЛЬНИХ СВЕРДЛОВИННИХ ПАКЕРІВ

(назва дисертації)

05.05.12 – машини нафтової та газової промисловості

(шифр і назва спеціальності)

Галузеве машинобудування

(галузь знань)

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора
філософії)

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

 М.А. Дорохов

(підпис, ініціали та прізвище здобувача)

Науковий керівник (консультант) Костриба І.В., к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

АНОТАЦІЯ

Дорохов М. А. Підвищення герметизаційної здатності самоущільнювальних свердловинних пакерів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.05.12 «Машини нафтової та газової промисловості» (133 – Галузеве машинобудування). – Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Івано-Франківськ, 2017.

У вступі обґрунтовано актуальність, сформульовано мету і основні завдання дисертаційної роботи, висвітлено наукову новизну і практичне значення отриманих результатів, особистий внесок здобувача, апробацію роботи, її структуру та обсяг.

У першому розділі проведено аналіз проблематики випробування устьового та противикидного обладнання при підземному ремонті свердловин та сучасних методів і засобів для реалізації процесу.

Результати проведеного аналізу вказують на те, що найбільш ефективним при випробуванні устьового та противикидного обладнання є застосування самоущільнювальних свердловинних випробувальних пакерів. У той же час наявні конструкції самоущільнювальних пакерів характеризуються низькою герметизаційною здатністю основного елемента – ущільнення. Це спонукає до пошуку нових рішень для підвищення ефективності процесу випробування. Одним із шляхів є розроблення вузла ущільнення, який би відзначався високою герметизаційною здатністю за різних технологічних режимів та експлуатаційних умов.

Аналіз наукових праць Римчука Д. В., Ледяшова О. А., Яковлева А. С., Буялича Г. Д., Костриби І. В., Gölz J., Huang Y., Belforte G., Sukumar T., Myshkin N., Vaart P. вказує на недостатність інформації для системного

визначення та комплексної оцінки герметизаційної здатності самоущільнювальних манжет випробувальних пакерів з урахуванням силових факторів, геометричних параметрів та фізико-механічних властивостей матеріалу манжети.

Враховуючи особливості умов експлуатації та наявні результати досліджень самоущільнювальних манжет випробувальних пакерів, можна стверджувати про необхідність виконання додаткових експериментальних та теоретичних досліджень для створення конструкції вузла ущільнення свердловинного випробувального пакера з високою герметизаційною здатністю.

За результатами проведеного аналізу сформульовано мету дисертаційної роботи та основні завдання для її досягнення.

У другому розділі проведено ранжування факторів за ступенем впливу на герметизаційну здатність самоущільнювальних манжет свердловинних пакерів у процесі випробування устьового та противикидного обладнання, а також обґрунтовано доцільність використання експериментальних і теоретичних методів на різних етапах досліджень.

У процесі випробування устьового та противикидного обладнання на герметизаційну здатність пакера впливає тиск випробувальної рідини, величина радіального зазору між опорною частиною вузла ущільнення та обсадною трубою, стан її внутрішньої поверхні та безпосередньо параметри ущільнюючого елемента. При цьому для комплексного оцінювання герметизаційної здатності самоущільнювальних манжет випробувальних пакерів найбільш вагомими є максимальний початковий контактний тиск, максимальний контактний тиск у процесі випробування, коефіцієнт герметизації та коефіцієнт запасу міцності. Щодо коефіцієнта запасу міцності необхідно зазначити, що він характеризує працездатність ущільнення загалом.

Враховуючи особливості експлуатації випробувальних пакерів та необхідність отримання результатів високої достовірності, в процесі

дослідження герметизаційної здатності, а саме з метою визначення контактних тисків у зоні герметизації, необхідним є проведення ряду експериментів. Водночас дослідження напружено-деформованого стану самоущільнювальних манжет свердловинних випробувальних пакерів, зважаючи на відсутність на сьогодні аналітичних залежностей герметизаційної здатності від експлуатаційних та конструктивних факторів впливу, необхідно здійснювати з використанням чисельних методів.

Враховуючи специфіку механічної поведінки матеріалу самоущільнювальних манжет, а також складність їх конфігурації, доцільно для чисельного дослідження застосовувати метод скінчених елементів. При цьому важливим є вибір моделі поведінки матеріалу манжети з достатньою кількістю параметрів, що характеризує його властивості. Оскільки манжети пакера для випробування устьового та противикидного обладнання зазвичай виготовляють з малостисливої гуми, для представлення поведінки такого матеріалу найбільш придатною є модель «Mooney-Rivlin».

У третьому розділі шляхом експериментальних досліджень встановлено залежності герметизаційної здатності самоущільнювальної манжети прототипного пакера типу УВЧ, виробництва спеціальної аварійно-рятувальної служби «ЛКВО» (Україна, м. Харків), від конструктивних та експлуатаційних факторів та здійснено її критеріальну оцінку.

З метою отримання достовірних результатів експериментальних досліджень визначено деформаційно-міцнісні властивості матеріалу манжети, а саме модуль зсуву. Для цього проведено ряд експериментів із дослідними зразками (гумометалевими блоками), що вулканізовані з аналогічної за складом гумової суміші ІРП–1293. За їх результатами встановлено діапазон значень модуля зсуву, що складає $1,72 \div 2,93$ МПа.

Для проведення експерименту з визначення контактних тисків на базі Полтавської воєнізованої частини з попередження та ліквідації відкритих нафтових і газових фонтанів ПАТ «Укрнафта» (Україна, м. Полтава)

розроблено та виготовлено лабораторний стенд. Використання стенду дає змогу проводити дослідження натурних зразків манжет, реалізуючи при цьому відомий метод Мюллера-Овандера («метод контрольних отворів»).

Для проведення експерименту застосоване повнофакторне планування на основі центрального композиційного ротатабельного плану другого порядку Бокса-Хантера і одержано статистичну математичну модель впливу діаметрального натягу Δ , тиску випробування P , радіального зазору δ між упором і обсадною трубою та модуля зсуву σ_{zc} матеріалу на величину контактного тиску, що представлена поліномом другого порядку. При цьому встановлено, що найбільш значущим фактором є тиск випробування. Наступні за значущістю є діаметральний натяг, радіальний зазор та модуль зсуву матеріалу манжети.

Експериментально також встановлено розподіл контактних тисків по довжині спряженої поверхні, що характеризується їх зменшенням від кромки робочої губи до опорної частини манжети. Встановлено, що характер зміни контактних тисків по довжині спряженої поверхні за абсолютних значень $\delta \geq 3$ мм та $\delta = 1 - 2$ мм суттєво різний. Інтенсивність спаду контактних тисків за радіального зазору $\delta \geq 3$ мм збільшується, що спричинено збільшенням просторової зони для витискання матеріалу ущільнення.

За отриманими результатами експериментальних досліджень здійснено критеріальну оцінку герметизаційної здатності самоущільнювальної манжети шляхом визначення коефіцієнта герметизації для різних величин діаметрального натягу та радіального зазору.

Проведені експериментальні дослідження дали змогу встановити раціональні конструктивні параметри, за яких забезпечується герметизація самоущільнювальної манжети в процесі випробування: $\Delta = 4$ мм, $\delta = 2$ мм. При цьому для забезпечення мінімально необхідних початкових контактних тисків модуль зсуву повинен становити $\sigma_{zc} = 2,47$ МПа.

Четвертий розділ присвячений чисельному дослідженню напружено-

деформованого стану самоущільнювальної манжети за умов впливу експлуатаційних та конструктивних факторів.

З метою дослідження напружено-деформованого стану манжети методом скінченних елементів з використанням моделі поведінки матеріалу «Mooney-Rivlin» попередньо встановлено її константи.

За допомогою методу скінченних елементів проведено дослідження напружено-деформованого стану самоущільнювальної манжети на початковому етапі її роботи та безпосередньо в процесі випробування.

Результати досліджень напружено-деформованого стану самоущільнювальної манжети вказують на те, що при радіальному зазорі $\delta \geq 3$ мм під дією випробувального тиску витискання матеріалу суттєво зростає. Зростання еквівалентних напружень, максимальні значення яких є характерними для опорної частини манжети в області радіального зазору, призводить до зменшення коефіцієнту запасу міцності. Так, для манжети прототипного пакера типу УВЧ він рівний 1,92, а коефіцієнт герметизації становить $\alpha = 0,73$. Це є недостатнім і вимагає розроблення вдосконаленої самоущільнювальної манжети на основі визначених раціональних конструктивних параметрів, а саме: $\Delta = 4$ мм, $\delta = 2$ мм, $\sigma_{zc} = 2,47$ МПа. Також необхідно врахувати, що прототипна самоущільнювальна манжета відзначається малою еластичністю та недостатньою контактною площею з обсадною трубою.

У п'ятому розділі обґрунтовано конструктивні особливості вдосконаленої самоущільнювальної манжети і елементів вузла ущільнення, наведено результати дослідження герметизаційної здатності манжети та апробації розробленого на її основі випробувального пакера.

Щодо особливостей вдосконаленої манжети, на основі якої створено вузол ущільнення, необхідно зазначити, що її зовнішня робоча губа виконана із звуженими за товщиною закінченнями та більшою за висотою від внутрішньої губи. Завдяки цьому підвищується еластичність манжети, що гарантовано

забезпечує герметизацію затрубного простору у зношених обсадних колонах (зі значною овальністю чи раковинами на внутрішній поверхні обсадної труби). Опорна частина самоущільнювальної манжети виконана скошеною назовні (кут $\alpha \approx 45^0$) і є більшою в 2 рази, ніж відповідна поверхня прототипного пакера.

Результати дослідження вдосконаленої манжети, вказують на те, що контактні тиски у спряженні «манжета – обсадна труба», які виникають у процесі випробування, є більшими для вдосконаленої манжети, ніж для прототипної. Відповідно коефіцієнт герметизації вдосконаленої манжети складає $\alpha = 0,93$, в той час як для прототипної манжети $\alpha = 0,73$. Також необхідно зазначити, що за робочого тиску $P = 30$ МПа максимальні еквівалентні напруження в опорній частині вдосконаленої манжети в зоні радіального зазору між упором вузла ущільнення та обсадною трубою значно менші, ніж для прототипної манжети пакера типу УВЧ.

На основі вдосконаленої самоущільнювальної манжети та вузла ущільнення розроблено й виготовлено устьовий випробувальний пакер двох типорозмірів: ПВУ–168 та ПВУ–146. Результати промислових випробувань противикидного обладнання засвідчили високу герметизаційну здатність та ефективність удосконаленого пакера.

З метою підвищення ефективності застосування устьового випробувального пакера у свердловинах із дефектами внутрішньої поверхні обсадної колони розроблено пристрій для підготовки місця його встановлення. За його використання покращується контактна взаємодія гумової самоущільнювальної манжети та внутрішньої поверхні обсадної колони в процесі випробування.

Ключові слова: випробування противикидного обладнання, свердловинний пакер, гумова самоущільнювальна манжета, контактні тиски, коефіцієнт герметизації, напружено-деформований стан манжети.

ANNOTATION

Dorokhov M.A. Increasing the sealing ability of self- compacting well packers.
– Qualifying scientific work on the rights of manuscripts.

Thesis for a candidate degree in technical sciences (doctor of philosophy) in specialty 05.05.12 «Machines of the oil and gas industry» (133 – Industrial machinery engineering). – Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankivsk, 2017.

The introduction substantiates the relevance, formulates the purpose and main tasks of the dissertation, highlights the scientific novelty and the practical significance of the results obtained, the personal contribution of the applicant, the approbation of the work, its structure and scope.

In the first chapter, the analysis of the problems of testing of wellhead and blowout equipment during underground repair of wells and modern methods for realization of the process has been carried out.

The analysis results show that the most effective in testing the wellhead and blowout equipment is the use of self-sealing well test packers. At the same time, the existing designs of self-compacting packers are characterized by low sealing ability of the main element – sealing. This leads to the search for new solutions to increase the effectiveness of the test process. One of the ways is to develop a sealing unit that would be marked by high sealing ability under different technological regimes and operating conditions.

Analysis of scientific works Rimchuk D., Ledyshova O., Yakovleva A., Buyalicha G. , Kostriby I., Gölz J., Huang Y., Belforte G., Sukumar T., Myshkin N., Baart P. points out the lack of information for systematic determination and comprehensive assessment of sealing ability of self-sealing cuffs of test packers taking into account force factors, geometric parameters and physical and mechanical properties of cuff material.

Taking into account the peculiarities of the operating conditions and the available results of the research of self-compacting cuffs of the test packers, it can be argued that additional experimental and theoretical studies should be carried out to create the design of the sealing unit for the well test packer with a high sealing capacity.

According to the results of the analysis, the purpose of the dissertation and the main tasks for its achievement are formulated.

In the second chapter, the factors are ranked according to the degree of influence on the sealing ability of self-sealing cuffs of well packers in the process of test of the wellhead and blowout equipment, and the feasibility of using experimental and theoretical methods at various stages of research is substantiated.

In the process of testing the wellhead and blowout equipment, the sealing ability of the packer is influenced by the pressure of the test fluid, the value of the radial clearance between the support part of the sealing unit and the casing, the state of its inner surface and directly the parameters of the sealing element. In this case, the maximum initial contact pressure, the maximum contact pressure in the test, the sealing coefficient and the safety factor coefficient are the most significant for the complex evaluation of the sealing ability of the self-compacting cuffs of the test packers. As for the coefficient of strength, it should be noted that it characterizes the efficiency of the seal in general.

Taking into account the peculiarities of the operation of test packers and the need to obtain results of high reliability, in the process of studying the sealing ability, namely in order to determine the contact pressures in the sealing zone, it is necessary to conduct a series of experiments. At the same time, the study of the stress-strain state of self-sealing cuffs of well test packers, due to the lack of analytical dependencies of the sealing ability on operational and constructive factors of influence, should be carried out using numerical methods.

Taking into account the specificity of the mechanical behavior of the self-compacting cuff material, as well as the complexity of their configuration, it is

expedient to use a finite element method for numerical studies. In this case, it is important to choose a model of behavior of the cuff material with a sufficient number of parameters that characterizes its properties. Since the packer's sleeves for testing the wellhead and blowout equipment are usually made of low-tensile rubber, the Mooney-Rivlin model is the most suitable for presenting the behavior of such material.

In the third chapter, by means of experimental researches, the dependence of the sealing ability of the self-compacting cuff of the prototype UVCH type packer, the production of a special emergency-rescue service «LIKVO» (Ukraine, Kharkiv), on constructive and operational factors and its critical assessment was made.

In order to obtain reliable results of experimental studies, deformation and strength properties of the cuff material, namely, the shear modulus, have been determined. For this purpose, a number of experiments with experimental samples (gum-metal blocks) that have been vulcanized with an analogous composition of the rubber mixture of IRP-1293 have been carried out. According to their results, the range of values of the displacement module is set, which is $1,72 \div 2,93$ MPa.

A laboratory stand was developed and manufactured for conducting an experiment on the determination of contact pressures on the basis of the Poltava paramilitary part for the prevention and liquidation of open oil and gas fountains of PJSC "Ukrnafta" (Ukraine, Poltava). The use of the stand allows the study of cuff patterns, realizing the well-known method of Muller-Owander («control hole method»).

For the experiment, the full-factor planing based on the central composite rotatable plan of the second order of Boxer-Hunter was used and the statistical mathematical model of the influence of the diametrical tension Δ , test pressure P , radial clearance δ between the stop and casing pipe and the shifting module σ_{sh} of the material on the contact pressure value obtained represented by a polynomial of the second order. It was found that the most significant factor is the test pressure. The following are important for the diametrical tension, radial clearance and cutaway

material shifting module.

Experimentally, the distribution of contact pressures along the length of the conjugate surface is also determined, which is characterized by their decrease from the edge of the working lip to the support part of the cuff. It has been established that the nature of the change of contact pressures along the length of the conjugate surface at absolute values $\delta \geq 3$ mm and $\delta = 1 - 2$ mm is significantly different. The intensity of the contact pressure drop over the radial clearance $\delta \geq 3$ mm is increased, which is due to the increase of the spatial zone for pressing the sealing material.

On the basis of the results of experimental studies, a criterial assessment of the sealing ability of the self-compacting cuff was made by determining the sealing coefficient for different values of the diametrical tension and radial clearance.

The conducted experimental researches made it possible to establish rational design parameters, which ensure the sealing of the self-compacting cuff during the test: $\Delta = 4$ mm, $\delta = 2$ mm. In this case, in order to provide the minimum required initial contact pressures, the shear modulus should be $\sigma_{sh} = 2.47$ MPa.

The fourth chapter is devoted to the numerical study of the stress-strain state of the self-sealing cuff under the influence of operational and constructive factors.

For the purpose of studying the stress-deformed state of the cuff by the finite element method, using the behavior model of the material «Mooney-Rivlin» its constants are pre-established.

Using the finite element method, a study of the strain-strain state of the self-sealing cuff at the initial stage of its operation and directly in the process of testing was carried out.

The results of the studies of the stress-strain state of the self-compacting cuff indicate that, at a radial gap $\delta \geq 3$ mm, under the action of the test pressure, the material is squeezed substantially. The growth of equivalent stresses, the maximum values of which are characteristic of the supporting part of the cuff in the area of the radial gap, leads to a decrease in the coefficient of strength. So, for the UVCH type prototype packer cuff it is 1.92, and the sealing coefficient is $\alpha = 0.73$. This is

insufficient and requires the development of an improved self-sealing cuff on the basis of certain rational structural parameters, namely: $\Delta = 4$ mm, $\delta = 2$ mm, $\sigma_{sh} = 2.47$ MPa. It is also necessary to take into account that the prototype self-compacting cuff is characterized by low elasticity and insufficient contact area with a casing.

In the fifth chapter the constructive features of the improved self-compacting cuff and components of the sealing unit are substantiated, the results of the study of the sealing ability of the cuff and the testing of the test packer developed on its basis are given.

As for the features of the improved cuff, on the basis of which a sealing unit was created, it should be noted that its outer working lip is executed with narrowed end thickness and greater height than the inner lip. This increases the elasticity of the cuff, which is guaranteed to seal the annular space in worn casing columns (with a significant ovality or shells on the inner surface of the casing). The support part of the self-sealing cuff is made with a sloping outer (angle $\alpha \approx 45^\circ$) and is more than two times the corresponding surface of the prototype packer.

The results of the study of the improved cuff indicate that the contact pressures in the conjugation of the «cuff – casing» that arise during the test are larger for an improved cuff than for a prototype. Accordingly, the coefficient of sealing of the improved cuff is $\alpha = 0.93$, whereas for the prototype cuff $\alpha = 0.73$. It should also be noted that, at a working pressure $P = 30$ MPa, the maximum equivalent stresses in the support part of the improved cuff in the radial clearance gap between the stopper of the sealing unit and the casing are much lower than for the prototype UVCH type packer cuff.

On the basis of the improved self-compacting cuff and sealing unit, the wellhead test packer of two standard sizes: PVU-168 and PVU-146 was developed and manufactured. The results of industrial tests of antiviral equipment showed high sealing ability and efficiency of the advanced packer.

In order to increase the efficiency of the application of the wellhead test packer

in the wells with defects in the inner surface of the casing, a device for preparing the site for its installation has been developed. By its use the contact interaction of the rubber self-compacting cuff and the inner surface of the casing in the test process is improved.

Key words: blowout equipment test, well packer, rubber self-sealing cuff, contact pressure, sealing coefficient, strain-strain cuff position.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Dorokhov M., Kostriba I, Biletskyi V. Experimental research on the sealing ability of borehole packers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2016. Т. 4, N 8(82). С. 56–62. DOI: 10.15587/1729-4061.2016.74831 (**Scopus**).

2. Дорохов М. А., Костриба І. В. Дослідження герметизаційної здатності гумових ущільнень устьових випробувальних пакерів. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2016. № 2 (59). С. 22–30.

3. Дорохов М. А. Дослідження механічних властивостей гумових ущільнень свердловинних пакерів. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2014. № 2 (37). С. 111–119.

4. Дорохов М. А., Агальцов Г. М., Новикова А. В. и другие Экспериментальные исследования реологии резин. *Геотехническая механика: межвед. сб. научн. тр.* 2015. № 121. С. 207–213.

5. Дорохов М. А., Костриба І. В., Михайлюк В. В. Аналіз герметизаційної здатності гумових ущільнень випробувальних пакерів у рамках САЕ-систем. *Зб. наук. праць. Серія: Галузеве машинобудування, будівництво*. Полтава, 2016. № 2 (47). С. 303–313. (**Index Copernicus**).

6. Гребенюк С. Н., Решевская Е. С., Васько В. М., Дорохов М. А. Исследование напряженно-деформированного состояния резиновых уплотнений пакеров для испытания устьевого и противовыбросового

оборудования. *Геотехническая механика: межвед. сб. научн. тр.* 2014. № 116. С. 174–179.

7. Дорохов М. А., Костриба І. В. Розробка свердловинного пакера для випробування устьового та противикидного обладнання. *Нафтогазова енергетика*. 2016. № 1(25). С. 12–21.

8. Костриба І.В., Дорохов М.А., Шульга А.М. Аналіз сучасного стану проектування свердловинних пакерів в Україні. *Питання розвитку газової промисловості України. УкрНДІгаз*. Вип. XL. 2012. С.156–159.

9. Дорохов М. А., Костриба І. В. Комп'ютерне моделювання напружено-деформованого стану ущільнення свердловинних пакерів. *Нафтогазова інженерія*. 2016. С. 103–109.

10. Dorokhov M. Kostriba I. A new approach to the calculation of rubber seals downhole packer. *Collection of scientific articles «Energy, energy saving and rational nature use»*. 2014. Vol. 2(3) P. 58–63.

11. Дорохов М. А., Троцький В. П., Шульга А. М. Аналіз сучасних пристроїв для установки та вилучення пакерів зі свердловин. *Питання розвитку газової промисловості України. УкрНДІгаз*. Вип. XLI. 2013. С. 155–160.

12. Dorokhov M., Kostriba I., Betsun V., Piienko I. Experimental research of the process of probationary self-sealing packer during the construction of oil and gas wells. *Collection of scientific articles «Energy, energy saving and rational nature use»*. 2015. Vol. 2(5) P. 27–31.

13. Дорохов М. А., Костриба І. В. Аналіз досліджень вузлів ущільнень свердловинних пакерів. *Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції молодих учених та студентів «Техніка і прогресивні технології у нафтогазовій інженерії – 2012» (5–7 лист. 2012, м. Івано-Франківськ)*. Івано-Франківськ, 2012. С. 76–80.

14. Дорохов М. А., Костриба І. В. Аналіз теоретичних та експериментальних досліджень вузлів ущільнень свердловинних пакерів.

Матеріали 65-ї наукової конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка (22 квітня–15 травня 2013, м. Полтава). Полтава, 2013. С. 300–301.

15. Костриба І. В., Дорохов М. А. Розроблення та дослідження пакерів для випробування противикидного обладнання. *Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Нафтогазова енергетика 2013», (7–11 жовтня 2013, м. Івано-Франківськ).* Івано-Франківськ, 2013. С. 78–82.

16. Дорохов М. А., Костриба І. В. Дослідження контактних тисків на спряжених поверхнях вузла ущільнення пакера та обсадної колони. *Матеріали 67-ї наукової конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка (2 квітня–22 травня 2015, м. Полтава).* Полтава, 2015. С. 332–334.

17. Дорохов М. А., Костриба І. В. Дослідження герметизаційної здатності самоущільнювальних пакерів. *Тези Міжнародної науково-технічної конференції «Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу ІІМ – 2016» (16–20 травня 2016, м. Івано-Франківськ).* Івано-Франківськ, 2016. С. 98–101.

18. Дорохов М. А. Дослідження деформаційно-міцнісних характеристик гумових ущільнень устьових випробувальних пакерів. *Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Нафтогазова енергетика 2015» (21–24 квітня 2015, м. Івано-Франківськ).* Івано-Франківськ, 2015. С. 283–287.

19. Дорохов М. А. Чисельний метод у дослідженні вузлів ущільнення випробувальних свердловинних пакерів. *Матеріали 68-ї наукової конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка. (19 квітня – 13 травня 2016, м. Полтава).* Полтава, 2016. С. 332–334.

20. Костриба І. В., Мосора Ю. Р., Дорохов М. А. Розроблення та дослідження пакерів для випробування противикидного обладнання. *Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Нафтогазова енергетика 2017» (15–19 травня 2017, м. Івано-Франківськ)*. Івано-Франківськ, 2017. С. 157–159.

21. Дорохов М. А. Вдосконалення пристрою для підготовки місця встановлення пакерів. *Матеріали 66-ї наукової конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка (15 квітня – 15 травня 2014, м. Полтава)*. Полтава, 2014. С. 396.

22. Пат. 110493 Україна. Пакер випробувальний гирловий / Угринчук Р. Б., Плигачов В. А., Ущенко О. В., Дорохов М. А., Костриба І. В.; заявник та патентовласник ПАТ «Укрнафта». № и 2016 04022; заявл. 13.04.2016; опубл. 10.10.2016.

23. Пат. 105583 Україна. Пристрій для підготовки місця встановлення пакера / Дорохов М. А., Троцький В. П., Шульга А. М.; заявник та патентовласник Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка. № а2013 03729; заявл. 26.03.2013; опубл. 26.05.2014.

ЗМІСТ

ВСТУП	20
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ПРОБЛЕМАТИКИ ТА ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ.....	26
1.1 Аналіз проблематики випробування устьового та противикидного обладнання.....	26
1.2. Аналіз сучасних конструкцій самоущільнювальних пакерів...	30
1.3. Умови роботи та герметизаційна здатність манжет самоущільнювальних випробувальних пакерів.....	37
1.4. Огляд теоретичних та експериментальних досліджень герметизаційної здатності манжет самоущільнювальних пакерів.....	47
Висновки до розділу 1.....	50
РОЗДІЛ 2 МЕТОДОЛОГІЯ ДОСЛІДЖЕНЬ САМОУЩІЛЬНЮВАЛЬНИХ МАНЖЕТ ВИПРОБУВАЛЬНИХ ПАКЕРІВ.....	51
2.1 Фактори впливу та критерії оцінювання герметизаційної здатності самоущільнювальних манжет.....	52
2.2 Обґрунтування вибору чисельного методу для дослідження самоущільнювальної манжети.....	54
2.3 Вибір і обґрунтування параметрів моделей для дослідження гумових ущільнень.....	60
Висновки до розділу 2.....	62
РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ САМОУЩІЛЬНЮВАЛЬНОЇ МАНЖЕТИ ПАКЕРА	64
3.1 Досліджувані зразки та їх властивості.....	64
3.2 Засоби та методика визначення контактних тисків.....	70
3.3 Статистична математична модель впливу експлуатаційних та конструктивних факторів на герметизаційну здатність	

самоущільнювальної манжети.....	74
3.4 Дослідження розподілу контактного тиску за довжиною спряженої поверхні «манжета – обсадна труба».....	81
3.5 Критеріальна оцінка герметизаційної здатності самоущільнювальної манжети.....	84
Висновки до розділу 3.....	89
РОЗДІЛ 4 ЧИСЕЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ САМОЩУЛЬНЮВАЛЬНОЇ МАНЖЕТИ СВЕРДЛОВИННОГО ВИПРОБУВАЛЬНОГО ПАКЕРА.....	91
4.1 Дослідження фізико-механічних властивостей матеріалу самоущільнювальної манжети пакера.....	91
4.2 Розроблення скінченно-елементної моделі самоущільнювальної манжети пакера.....	98
4.3 Чисельні дослідження початкових контактних тисків у спряженні «манжета – обсадна труба» та порівняння отриманих результатів з експериментальними.....	103
4.4 Дослідження напружено-деформованого стану само- ущільнювальної манжети.....	106
Висновки до розділу 4.....	112
РОЗДІЛ 5 РОЗРОБЛЕННЯ, ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ПРОМИСЛОВА АПРОБАЦІЯ ПАКЕРА НА БАЗІ ВДОСКОНАЛЕНОЇ САМОЩУЛЬНЮВАЛЬНОЇ МАНЖЕТИ.....	114
5.1 Обґрунтування конструктивних особливостей вдосконаленої самоущільнювальної манжети та елементів вузла пакера.....	114
5.2 Дослідження герметизаційної здатності вдосконаленої самоущільнювальної манжети.....	118
5.3 Розроблення устьового випробувального пакера на базі вдосконаленого вузла ущільнення.....	125

5.4 Методика та результати промислових випробувань удосконаленого свердловинного пакера.....	129
5.5 Розроблення пристрою для підготовки місця встановлення випробувального пакера.....	134
Висновки до розділу 5.....	136
ВИСНОВКИ	138
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	140
ДОДАТКИ.....	155
Додаток А	156
Додаток Б	161
Додаток В	163
Додаток Г	165
Додаток Д	170

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження. Ремонт свердловин є одним із етапів їх життєвого циклу і може тривати в часі від декількох днів до декількох місяців, залежно від складності ремонтних робіт.

Ведення ремонтних робіт на свердловинах передбачає дотримання правил і норм фонтанної безпеки. Особливо високі вимоги щодо безпеки мають місце при ремонті фонтанних нафтових і газових свердловин.

Згідно з правилами безпеки у нафтогазовидобувній промисловості України передбачено, що устя зазначених вище категорій свердловин при проведенні ремонтів мають бути оснащені противикидним обладнанням. Після його встановлення виникає потреба перевірки якості монтажу та працездатності загалом. Для цього передбачені гідравлічні випробування. Їх доводиться проводити в умовах відкритого ствола свердловини, що унеможлиблює дотримання існуючих вимог регламенту.

Сьогодні існує ряд методів і засобів для випробування устьового та противикидного обладнання. Однак найбільш виправданим як із технологічної, так і з економічної точки зору, і таким, що реалізується більшістю нафтогазовидобувних підприємств, є використання свердловинних випробувальних пакерів.

Ефективність випробування устьового та противикидного обладнання залежить від рівня герметизаційної здатності вузла ущільнення випробувального пакера. Оскільки численні спостереження за випробувальними пакерами різноманітної конструкції в процесі їх експлуатації свідчать про невідповідність окремих характеристик існуючим вимогам, актуальними є дослідження, спрямовані на підвищення їх герметизаційної здатності і самоущільнювальних свердловинних пакерів зокрема.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота має науково-прикладний характер, виконана в рамках

програми НАК «Нафтогаз України» згідно з розпорядженням Кабінету Міністрів України «Про схвалення енергетичної стратегії України на період до 2030 року» та є складовою частиною планової роботи Полтавської воєнізованої частини з попередження і ліквідації відкритих нафтових і газових фонтанів ПАТ «Укрнафта» на 2015 рік за темою «Розроблення пакера випробувального устьового».

Мета і завдання досліджень. Метою роботи є підвищення герметизаційної здатності самоущільнювальних манжет свердловинних випробувальних пакерів шляхом їх удосконалення з урахуванням закономірностей впливу експлуатаційних та конструктивних факторів.

Досягнення поставленої мети вимагає вирішення таких завдань:

1. Вивчення умов експлуатації самоущільнювальних манжет свердловинних випробувальних пакерів.

2. Розроблення методики дослідження самоущільнювальних манжет свердловинних випробувальних пакерів та оцінки їх герметизаційної здатності.

3. Встановлення закономірностей впливу силових факторів процесу випробування, геометричних характеристик та фізико-механічних властивостей матеріалу ущільнення на величину та характер розподілу контактних тисків у спряженні «манжета – обсадна труба».

4. Дослідження особливостей деформування самоущільнювальної манжети та її напружено-деформованого стану.

5. Вдосконалення самоущільнювальної манжети та розроблення пакера для випробування устьового та противикидного обладнання.

Об'єкт дослідження. Герметизаційна здатність самоущільнювальних манжет свердловинних випробувальних пакерів.

Предмет дослідження. Процес контактної взаємодії самоущільнювальної манжети свердловинного випробувального пакера зі стінкою обсадної колони за умов впливу експлуатаційних та конструктивних

факторів.

Методи дослідження. Методологічною основою роботи є сумісне використання експериментального та чисельного моделювання об'єкта досліджень. Для підтвердження можливості використання чисельного моделювання при дослідженні вдосконаленої самоущільнювальної манжети використано експериментальний метод, що реалізований на виготовленій лабораторній установці і апробований під час дослідження прототипної манжети. Зокрема:

– експериментальним методом дослідження контактних тисків (метод Мюллера-Овандера) отримано закономірності розподілу контактних тисків у зоні спряження «манжета – обсадна труба» за умов впливу силових факторів процесу випробування, геометричних характеристик та фізико-механічних властивостей матеріалу ущільнення;

– чисельним моделюванням, а саме за допомогою методу скінченних елементів, досліджено процес контактної взаємодії вдосконаленої самоущільнювальної манжети свердловинного випробувального пакера зі стінкою обсадної колони та напружено-деформований стан манжети за умов, що відповідають експлуатаційним.

Положення, що виносяться на захист:

– оцінювання герметизаційної здатності самоущільнювальних манжет свердловинних випробувальних пакерів;

– оцінювання напружено-деформованого стану самоущільнювальних манжет випробувальних пакерів за умов впливу експлуатаційних та конструктивних факторів з використанням програмних продуктів на базі методу скінченних елементів.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в наступному:

– обґрунтовано метод дослідження контактних тисків у спряженні «манжета – обсадна труба» за умов впливу експлуатаційних та конструктивних факторів;

– вперше встановлено закономірності впливу експлуатаційних та конструктивних факторів на характер розподілу контактних тисків у зоні герметизації «манжета – обсадна колона», що дало змогу обґрунтувати раціональні параметри самоущільнювальних манжет свердловинних випробувальних пакерів;

– вперше досліджено напружено-деформований стан гумових самоущільнювальних манжет свердловинних випробувальних пакерів за умов впливу силових факторів процесу випробування, геометричних характеристик та фізико-механічних властивостей матеріалу ущільнення;

– встановлено залежності коефіцієнта герметизації самоущільнювальних манжет випробувальних пакерів від конструктивних факторів впливу.

Практичне значення отриманих результатів полягає у можливості їх застосування для випробування устьового та противикидного обладнання, зокрема:

– розроблено обладнання та методику визначення контактних тисків у спряженні «манжета – обсадна труба» за умов впливу експлуатаційних та конструктивних факторів;

– за результатами експериментальних досліджень моделей визначені фізико-механічні властивості матеріалу самоущільнювальної манжети, що є основою для її чисельного дослідження;

– за результатами чисельних та експериментальних досліджень розроблено конструкцію вдосконаленої самоущільнювальної манжети та свердловинного устьового випробувального пакера, що характеризується підвищеною герметизаційною здатністю (патент № 110493);

– розроблено конструкторську документацію на свердловинний пристрій для підготовки місця пакерування випробувального пакера, метою застосування якого є зменшення впливу технологічних факторів на герметизацію в процесі випробування устьового та противикидного

обладнання (патент № 105583).

Особистий внесок здобувача. Основні положення та результати дисертаційної роботи автор отримав самостійно. У працях, опублікованих у співавторстві, особистий внесок здобувача полягає в наступному:

– проаналізовано сучасний стан проектування та дослідження свердловинних пакерів, у тому числі самоущільнювальних свердловинних пакерів для випробування устьового та противикидного обладнання [8, 13–15];

– проаналізовано умови експлуатації самоущільнювальних манжет свердловинних випробувальних пакерів [2, 16];

– розроблено експериментальну методику дослідження впливу експлуатаційних та конструктивних факторів на герметизаційну здатність самоущільнювальних манжет пакерів [1, 12, 17];

– експериментально досліджено фізико-механічні властивості матеріалу самоущільнювальної манжети випробувального пакера [3, 4, 10, 18];

– розроблено скінченно-елементні моделі для дослідження закономірностей розподілу контактних тисків у зоні герметизації «манжета – обсадна колона» та напружено-деформованого стану самоущільнювальної манжети пакера за умови комплексного впливу експлуатаційних та конструктивних факторів [5, 6, 9, 19];

– розроблено конструкцію свердловинного устьового випробувального пакера на базі вдосконаленої самоущільнювальної манжети [7, 20, 22];

– розроблено конструкторську документацію на свердловинний пристрій для підготовки місця пакерування випробувального пакера [21, 23, 11].

Апробація результатів дисертації. Основні положення роботи доповідались та обговорювались на таких конференціях: Міжнародній науково-практичній конференції молодих вчених та студентів «Техніка і прогресивні технології у нафтогазовій інженерії – 2012» (5–7 лист. 2012,

м. Івано-Франківськ); 65-ій науковій конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка (22 квітня–15 травня 2013, м. Полтава), Міжнародній науково-технічній конференції «Нафтогазова енергетика – 2013» (7–11 жовтня 2013, м. Івано-Франківськ); 66-ій науковій конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка (15 квітня – 15 травня 2014, м. Полтава); 67-ій науковій конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка (2 квітня–22 травня 2015, м. Полтава); Міжнародній науково-технічній конференції «Нафтогазова енергетика – 2015» (21–24 квітня 2015, м. Івано-Франківськ); 68-ій науковій конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка (19 квітня – 13 травня 2016, м. Полтава); Міжнародній науково-технічній конференції «Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу ІМ – 2016» (16–20 травня 2016, м. Івано-Франківськ); VI Міжнародній науково-технічній конференції «Нафтогазова енергетика 2017» (15–19 травня 2017, м. Івано-Франківськ).

Публікації. За результатами досліджень за темою дисертації опубліковано 23 друковані праці, з яких: 2 статті у журналах, що індексуються у науково-метричних базах Scopus та Index Copernicus, 7 статей у вітчизняних фахових виданнях (одна одноосібна), 1 патент України на винахід та 1 патент України на корисну модель.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаних джерел, що містить 128 найменувань, та 5 додатків. Основна частина дисертаційної роботи викладена на 139 сторінках і містить 70 рисунків та 9 таблиць. Загальний обсяг дисертації становить 171 сторінку.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ПРОБЛЕМАТИКИ ТА ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ

1.1 Аналіз проблематики випробування устьового та протівикидного обладнання

При спорудженні та підземному ремонті нафтових і газових свердловин для перевірки герметизаційної здатності устьове та протівикидне обладнання підлягає гідравлічному випробуванню [24 – 26]:

- перед встановленням на свердловині;
- після кожного монтажу на свердловині;
- після проведення ремонтних робіт (заміна плашок превентора, заміна ущільнення штока гідроциліндра плашкового превентора тощо);
- перед розкриттям продуктивного горизонту;
- періодично відповідно до вимог бурової компанії або підприємства (згідно з вимогами стандарту API R 53 з інтервалом, не більшим ніж 3 тижні) [27 – 28, 15].

У процесі ремонту нафтових та газових свердловин часто виникає необхідність у випробуванні превенторів за наявності відкритої зони перфорації продуктивного горизонту. Створення в свердловині надлишкового тиску при випробуванні може призвести до поглинання рідини свердловиною, а інколи навіть до гідравлічного розриву пласта. Як наслідок, у такому випадку неможливо дотриматись регламентованих вимог щодо процесу випробування змонтованих превенторів. Аналогічна ситуація виникає також під час випробування змонтованих превенторів у процесі спорудження нафтових і газових експлуатаційних свердловин за наявності необсадженої частини ствола свердловини [17].

Для відокремлення ствола свердловини від протівикидного та устьового обладнання під час їх випробування використовують різні ізолювальні

випробувальні пристрої [31 – 33, 35, 39 – 44]. Вони характеризуються складністю експлуатації та низькою надійністю.

Деякі закордонні компанії (Cameron, Schell, ExxonMobile) для відокремлення ствола свердловини від превенторного блока використовують випробувальні пробки [45 – 48]. Однак, їх застосування обмежене конструктивними особливостями устьового обладнання (колонних головок), що змонтоване на близько 90 % свердловин нафтогазовидобувного фонду України.

Проаналізувавши відомі методи випробування та конструкції пристроїв, які для цього використовуються, можна зробити такі висновки:

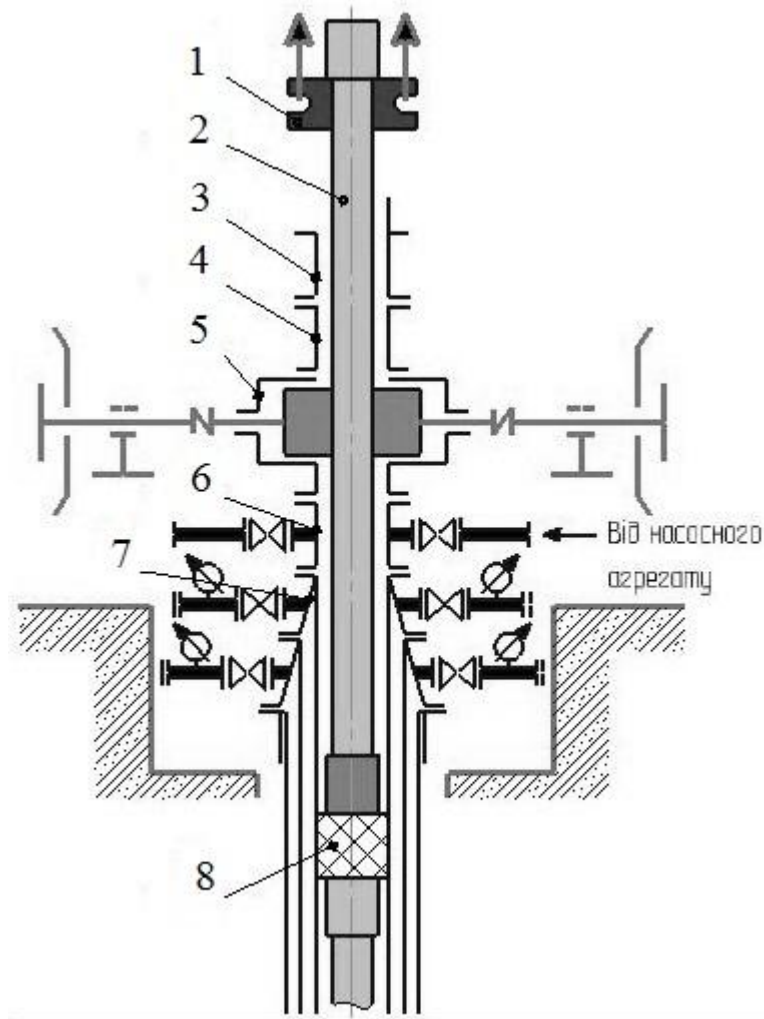
- методи, застосовувані для випробування устьового та противикидного обладнання, є малоефективними та затратними як за часом, так і за вартістю виконуваних робіт;

- застосування обмежене конструкцією устьового обладнання переважної більшості свердловин нафтогазовидобувного фонду України;

- наявні пристрої є складними у виготовленні та використанні, що вимагає додаткового навчання робітників нафтогазовидобувної бригади.

Зазначене стало приводом для залучення під час випробування устьового та противикидного обладнання свердловинних пакерів. Порядок випробування устьового та противикидного обладнання за їх допомогою наступний. Пакер спускають у свердловину на колоні НКТ до необхідної глибини та закривають превентор. Після цього створюють тиск у затрубному просторі. Випробуванням перевіряють як противикидне обладнання, так і стан обсадної колони (рис. 1.1).

Сьогодні світовий ринок нафтогазопромислового обладнання представлений широким асортиментом свердловинних пакерів для випробування устьового та противикидного обладнання. Класифікація за характерними конструктивними та експлуатаційними ознаками наведена на рисунку 1.2 [8].



- 1 – трубний елеватор; 2 – труба; 3 – трубний ключ;
 4 – надпревенторна котушка; 5 – плашковий превентор;
 6 – трубна головка фонтанної хрестовини; 7 – колонна головка;
 8 – свердловинний випробувальний пакер

Рисунок 1.1 – Схема випробування плашкового превентора з використанням свердловинного випробувального пакера

Основною ознакою більшості пакерів, за якою їх виокремлюють поміж інших, є спосіб керування ними в процесі експлуатації і конструкція ущільнень, застосовуваних для герметизації затрубного простору під час випробування.

Для випробування устьового та противикидного обладнання найбільш широко використовують пакери з механічним та гідравлічним способами

керування, оснащені циліндричним та самоущільнювальним типом ущільнення відповідно.

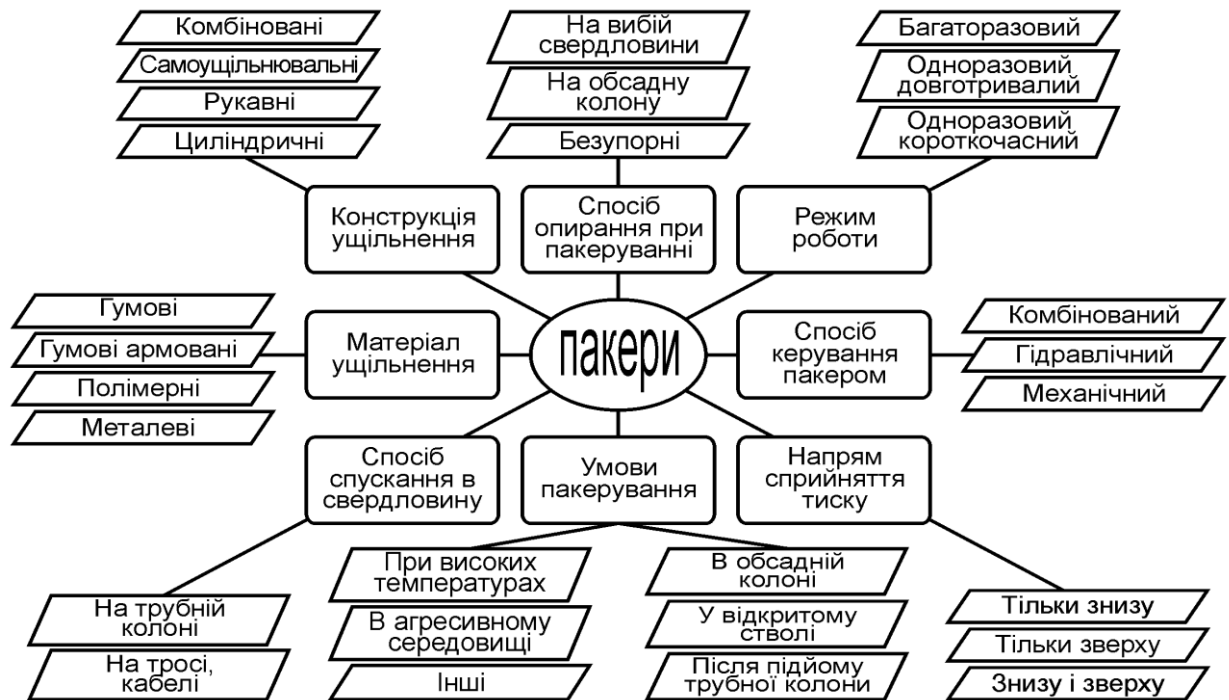


Рисунок 1.2 – Класифікація свердловинних пакерів

Серед пакерів з циліндричним гумовим ущільненням та механічним способом керування виділяють наступні [49 – 64].

Проаналізувавши конструкції пакерів та відгуки виробників, отримані на основі їх експлуатації, можна зробити такі висновки:

- пакери [49, 53, 58 – 60] характеризуються низькою надійністю роботи за тисків випробування понад 20 МПа, через екструзію нижньої частини гумової манжети в радіальний зазор між упором вузла ущільнення пакера і обсадною колоною.

- пристрої [52, 54, 55, 57, 61 – 63] характеризуються низькою герметизаційною здатністю в кородованих і зношених обсадних колонах;

- пристрої [50, 51, 56, 64] є складними в експлуатації, що вимагає залучення висококваліфікованого персоналу для керування ними.

Альтернативою для випробування устьового та противикидного

обладнання є застосування самоущільнювальних пакерів.

1.2 Аналіз сучасних конструкцій самоущільнювальних пакерів

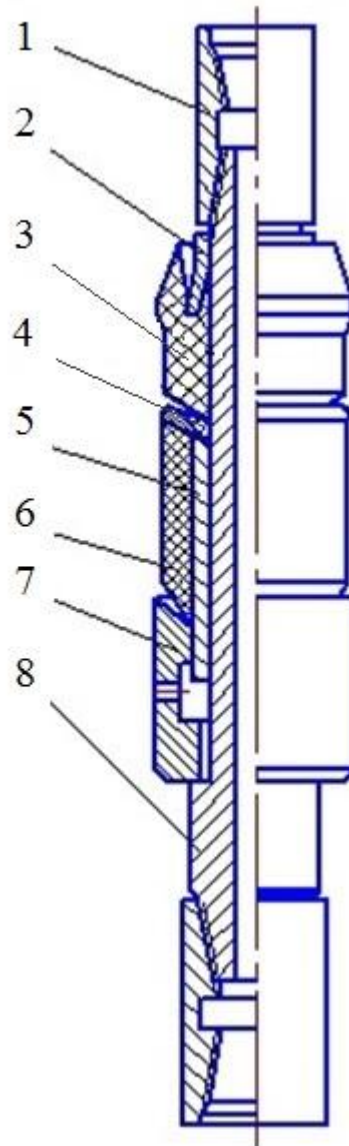
Самоущільнювальні пакери порівняно з пакерами на базі циліндричних ущільнень відрізняються високою герметизаційною здатністю та простотою експлуатації [13]. Такі відмінності забезпечені особливістю конструкції вузла ущільнення, в основі якого є самоущільнювальна манжета.

Манжета в процесі експлуатації спрацьовує автоматично з появою тиску в свердловині і не потребує, на відміну від циліндричних ущільнень, дії зовнішніх зусиль.

Огляд наукових джерел [36, 1, 65 – 89] та пропозицій на нафтогазопромисловому ринку в частині самоущільнювальних пакерів дає можливість стверджувати, що їх основною відмінністю є конструкція вузла ущільнення, а також форма та матеріал самоущільнювальної манжети, яка є основним його елементом.

Найбільш поширеними на світовому ринку є пакери, описані в джерелах [36, 65 – 66, 68 – 70, 74 – 77, 80 – 82].

На рисунку 1.3 показана одна із конструкцій самоущільнювальних пакерів типу ПУ-146/30 [90]. Пакер можна використовувати для тимчасової герметизації міжтрубного простору під час випробування на герметичність верхньої частини експлуатаційної колони та устьового обладнання в процесі ремонту експлуатаційних і нагнітальних свердловин. Вузол ущільнення пакера містить самоущільнювальну манжету 3 і ущільнення 6 циліндричної форми, розділені обмежувальним кільцем 5. Знизу вузол ущільнення опирається на упорне кільце 7. Зверху вузол ущільнення фіксується від переміщення на стволі 8 упором 4 і кільцем 2. Пакер монтується на колоні бурильних або насосно-компресорних труб.



1 – муфта НКТ; 2 – кільце; 3 – самоущільнювальна манжета; 4 – упор;
 5 – обмежувальна втулка; 6 – циліндричне ущільнення; 7 – упорне кільце;
 8 – ствол

Рисунок 1.3 – Пакер ПУ-146/30

Процес ущільнення пакером здійснюється у два етапи. На першому етапі при нагнітанні рідини в свердловину над пакером, завдяки натягу губ манжети із спряженими поверхнями колони і ствола пакера, створюється початковий тиск, що розпирає губи манжети і герметизує міжтрубний простір свердловини. Надалі, з ростом тиску манжета 3 переміщується по

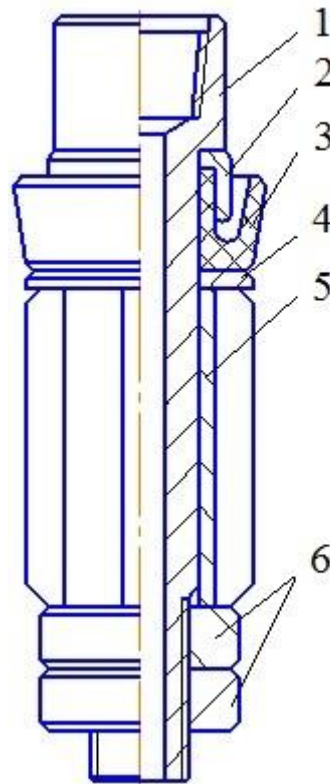
стволу 8 і штовхає обмежувальну втулку 5. Внаслідок цього деформується циліндричне ущільнення 6, додатково герметизуючи міжтрубний простір свердловини. У таблиці 1.1 зазначені основні технічні характеристики пристрою.

Таблиця 1.1 – Технічна характеристика пакера ПУ–146/30

Параметри	Значення
Умовний діаметр експлуатаційної колони, в якій використовується пакер, мм	146
Максимальний робочий тиск, МПа	30
Напрямок прийняття тиску	знизу вгору
Максимальний зовнішній діаметр манжети у вільному стані, мм	128
Довжина, мм	1000
Маса, кг	20 ÷ 25

Поширена конструкція свердловинного випробувального пакера [82], розробленого спеціальною воєнізованою газорядувальною частиною «ЛКВО» (Україна, м. Харків), наведена на рисунку 1.4. Пакер складається зі ствола 1, упора 2, гумової манжети 3 та шайби 4. Для центрування пакера в процесі експлуатації в конструкції міститься центратор, який знизу затягується гайками 6.

Незважаючи на простоту конструкції, пакер відзначається низькою герметизаційною здатністю і надійністю самоущільнювального вузла. Конструкція манжети має малу товщину робочої губи та основи манжети, що за тисків випробування, більших ніж 30 МПа, призводить до екструзії гуми в радіальний зазор між шайбою 4 та внутрішньою стінкою обсадної колони і призводить до втрати герметичності випробовуваної системи.



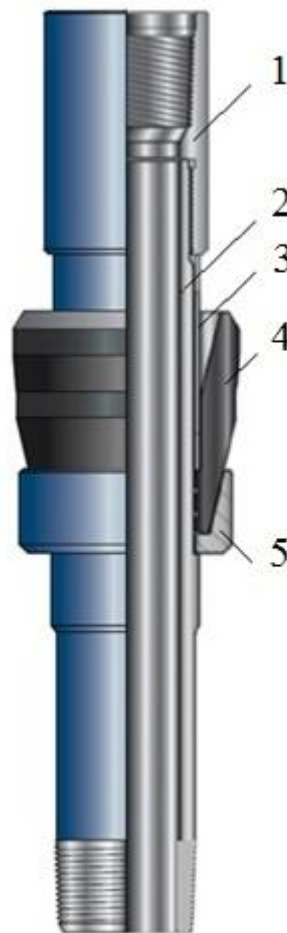
1 – ствол; 2 – упор; 3 – манжета; 4 – шайба; 5 – центратор; 6 – гайка

Рисунок 1.4 – Устьовий випробувальний пакер виробництва «ЛКВО»

Пакери виробництва Schlumberger типу TC-1 (рис. 1.5). Пакер містить верхній перевідник 1, корпус 2, на якому з натягом посаджена манжета 4. Тонкостінна втулка 3 забезпечує фіксацію манжети при складанні. Від переміщення в осьовому напрямку під дією випробувального тиску манжета обмежена упором 5. Конструкція манжети відрізняється низькою міцністю опорної частини, а саме в перехідній зоні від опори до тіла робочої губи. Такий конструктивний недолік призводить до руйнування манжети після екструзії матеріалу в діаметральний зазор між упором та внутрішньою стінкою обсадної колони [70].

Пакер типу ПОУ [74] виробництва ЗАТ НПП «РосНефтьГазИнструмент» (рис. 1.6) складається з верхнього та нижнього перехідників 1 і 8 відповідно, корпуса 3, гайки фіксації 6 та вузла ущільнення, який містить в своєму складі манжету 4 та упор 5. Для

центрування в колоні пакер оснащений центраторами 2 та 7. Конструкція пакера відрізняється низькою еластичністю робочої губи манжети. Така недосконалість конструкції не дозволяє в разі пакерування у зношених обсадних колонах (або зі значною овальністю чи раковинами на поверхні обсадної труби) досягти герметичності, оскільки під час створення початкового тиску випробування робоча рідина затікає між зовнішньою поверхнею губи манжети та внутрішньою поверхнею обсадної колони.

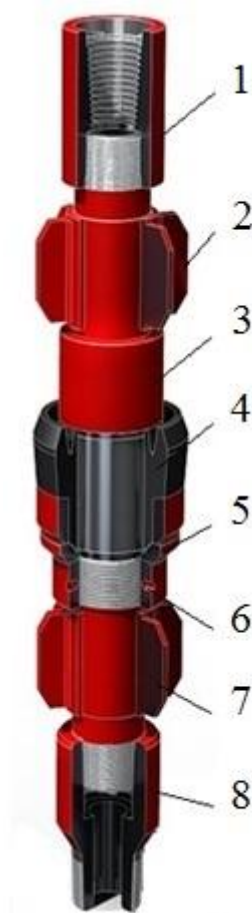


1 – верхній перехідник; 2 – корпус; 3 – тонкостінна втулка;
4 – самоущільнювальна манжета; 5 – упор

Рисунок 1.5 – Випробувальний пакер Schlumberger TC-1

Визнаним у світі виробником пакерів є компанія «Cameron Ltd». Серед

пакерів для випробування устьового та противикидного обладнання, виробництва цієї компанії найбільш вдалою є конструкція, зображена на рисунку 1.7 [76]. Пакер складається з корпусу 1, самоущільнювальної манжети 2, яка вулканізована з металевим упором, нижнього перехідника 3 та ущільнення 4.

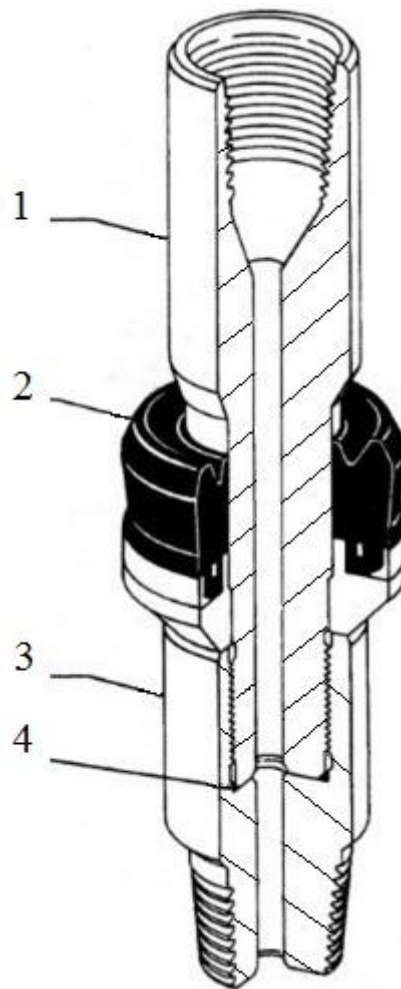


1 – верхній перехідник; 2, 7 – центратор; 3 – корпус; 4 – самоущільнювальна манжета; 5 – упор; 6 – гайка фіксації; 8 – нижній перехідник

Рисунок 1.6 – Випробувальний пакер типу ПОУ

Виробничий досвід застосування показав, що основним недоліком цього пристрою також є вузол ущільнення, що містить гумову манжету вулканізовану з металевим упором. Манжета характеризується низькою еластичністю, що обумовлено малою висотою зовнішньої губи та її значною

товщиною. Це не дозволяє досягти герметичності під час пакування у зношених обсадних колонах зі значною овальністю чи раковинами на поверхні обсадної труби. Під час створення початкового тиску випробування робоча рідина затікає між зовнішньою поверхнею робочої губи та внутрішньою поверхнею обсадної колони. Також негерметичність під час випробування є наслідком відсутності упорного елемента над манжетою, що нерідко призводить до затікання робочої рідини між внутрішньою губою манжети та корпусом пакера.



1 – корпус; 2 – самоущільнювальна манжета; 3 – нижній перехідник;
4 – ущільнення

Рисунок 1.7 – Пакер виробництва Cameron

До недоліків конструкції також можна віднести неможливість регулювання посадки манжети на корпусі пакера та низьку надійність нижньої приєднувальної різьби. Це зумовлено тим, що в процесі експлуатації нижня приєднувальна різьба сприймає сукупність осьових навантажень на пакер, а саме від ваги підвішеної знизу колони НКТ та тиску випробування.

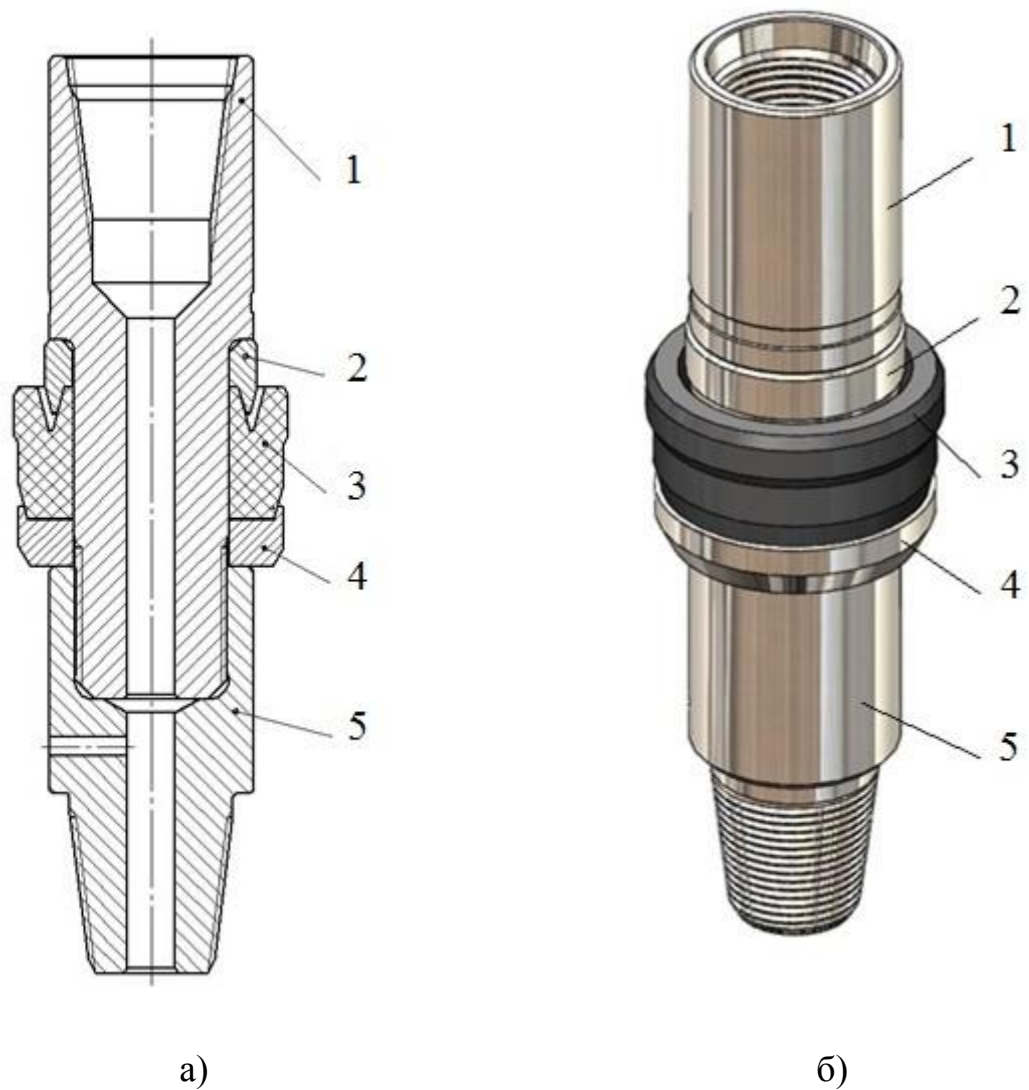
Проведений аналіз конструкцій пакерів вказує на відсутність системного підходу до конструювання вузла ущільнення, який би відзначався високою герметизаційною здатністю та забезпечував надійну герметичність за різних технологічних режимів і експлуатаційних умов під час випробування устьового та противикидного обладнання. Створення такого вузла ущільнення вимагає додаткових наукових чисельних та експериментальних досліджень.

1.3 Умови роботи та герметизаційна здатність манжет самоущільнювальних випробувальних пакерів

За результатами проведеного аналізу можна стверджувати, що через високу вартість виготовлення та обслуговування, низьку герметизаційну здатність під час випробування в умовах високих тисків, складність в експлуатації, низьку ремонтпридатність тощо, ряд самоущільнювальних свердловинних пакерів, придатних для випробування устьового та противикидного обладнання, є дуже обмеженим.

Серед конструкцій, що забезпечують успішне випробування устьового та противикидного обладнання за мінімальних фінансових та часових затрат, чи не єдиною на теренах України є конструкція пакера типу УВЧ виробництва спеціальної аварійно-рятувальної служби «ЛІКВО» ПАТ «Укргазвидобування» (рис. 1.8).

Пакер складається зі ствола 1, опорної втулки 2, самоущільнювальної манжети 3, упора 4, перехідника 5.

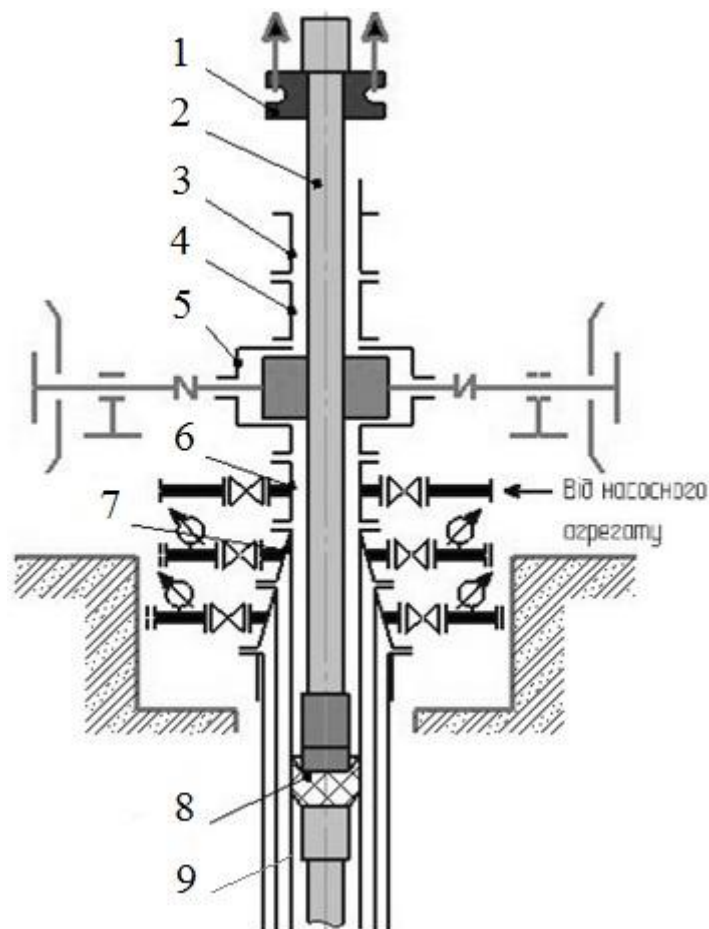


а) – ескіз пакера; б) – загальний вигляд пакера;
 1 – ствол; 2 – опорна втулка; 3 – самоущільнювальна манжета;
 4 – упор; 5 – перехідник

Рисунок 1.8 – Устьовий випробувальний пакер УВЧ 168×50

На рисунку 1.9 наведена схема випробування устьового та противикидного обладнання з використанням пакера типу УВЧ. Пакер 5 через нижню різьбу перехідника приєднують до попередньо піднятої та зафіксованої на усті свердловини, за допомогою елеватора 1, колони насосно-

компресорних труб 2. Після цього до верхньої різьби корпуса пакера приєднують 1-2 бурильних чи насосно-компресорних труби. Далі устьовий випробувальний пакер разом з колоною опускають у свердловину до попередньо визначеного місця пакерування. Спуск відбувається з натягом, внаслідок, що максимальний зовнішній діаметр самоущільнювальної манжети 3 більший, ніж внутрішній діаметр обсадної колони 9.



1 – трубний елеватор; 2 – труба; 3 – трубний ключ; 4 – надпревенторна котушка; 5 – плашковий превентор; 6 – трубна головка фонтанної хрестовини; 7 – колонна головка; 8 – самоущільнювальний випробувальний пакер; 9 – обсадна колона

Рисунок 1.9 – Схема випробування плашкового превентора з використанням свердловинного пакера типу УВЧ

Закривають плашки противикидного обладнання (залежно від порядку випробування ущільнення плашкового превентора 4 або універсального превентора 3) і в надпакерний простір насосним агрегатом з відповідним темпом нагнітання подають робочу рідину. Створюють тиск 5 ± 1 МПа та витримують 5 хвилин. Під дією тиску робочої рідини, що заповнює порожнину між опорною втулкою та зовнішньою робочою губою манжети, відбувається процес самоущільнення манжети та герметизації затрубного простору. Якщо впродовж 5 хвилин тиск не зменшується, його доводять до розрахункового та витримують протягом 30 хвилин. Якщо тиск не знизився, а також немає спітнінь у з'єднаннях, ущільненнях та вузлах обв'язки обладнання, зварних швах і корпусних його деталях, то устьове і противикидне обладнання вважають таким, що витримало випробування на внутрішній тиск. У разі зниження тиску визначають його причини, усувають їх та проводять повторне випробування.

Успішність проведення випробування устьового та противикидного обладнання за допомогою пакера залежить від герметизаційної здатності його основного конструктивного елемента – вузла ущільнення.

Вузол ущільнення устьового пакера, що при монтажі впирається в борт корпуса 1, складається з опорної втулки 2, упору 4 та гумової самоущільнювальної манжети 3. Останню можна розділити на робочу та опорну частини (рис. 1.10). Робоча частина, діаметром D_M , виконана у вигляді двох губ – зовнішньої та внутрішньої. Геометрія губ забезпечує створення після спуску пакера в свердловину початкових контактних тисків q_0 на спряженій поверхні «манжета – обсадна труба б». Цим самим дає можливість реалізувати принцип самоущільнення під час роботи манжети. Однак необхідною умовою є наявність натягу в з'єднанні, що визначається за формулою (1.1)

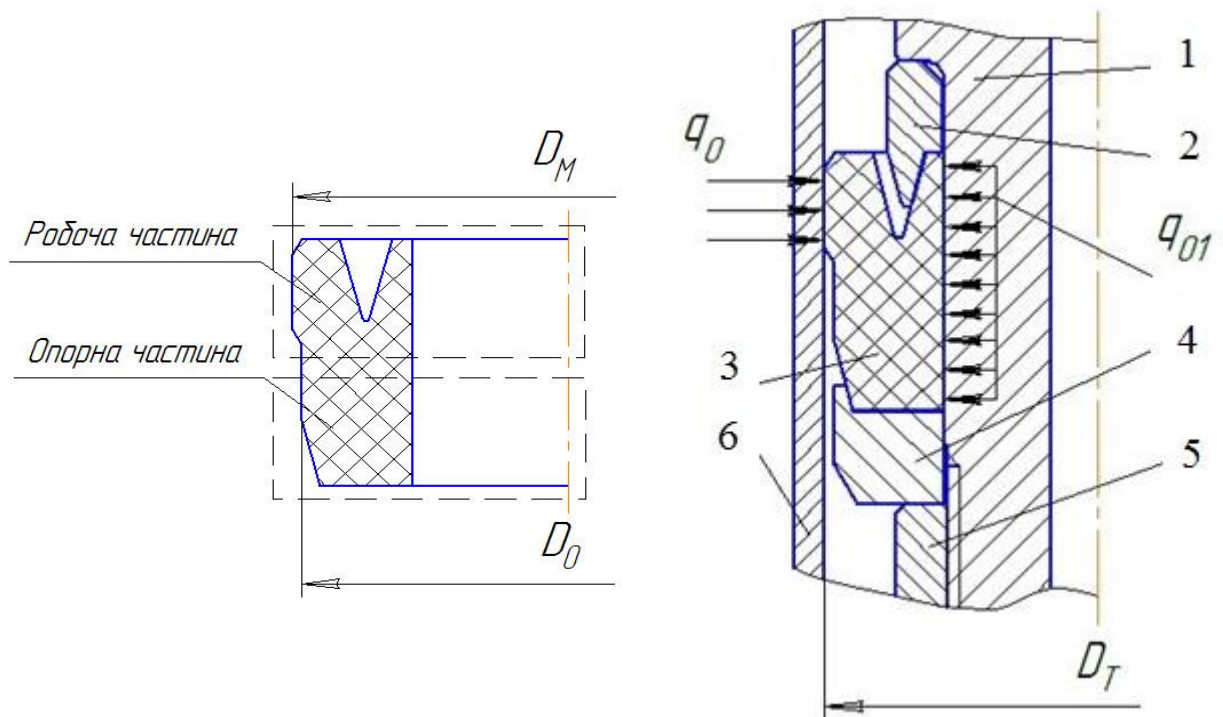
$$\Delta = D_M - D_T, \quad (1.1)$$

де D_M – зовнішній початковий діаметр робочої частини манжети;

D_T – внутрішній діаметр обсадної труби.

Опорна частина манжети, діаметром D_0 , розміщена під робочою і має в перерізі прямокутну форму.

У спряженні «манжета – ствол пакера» виникають контактні тиски q_{01} , що забезпечуються натягом манжети під час складання пакера. Однак вони мають другорядне значення щодо впливу на герметизаційну здатність порівняно з контактними тисками q_0 . Загалом герметизаційна здатність як комплексний показник властивостей ущільнення визначається характерними умовами його роботи [91].



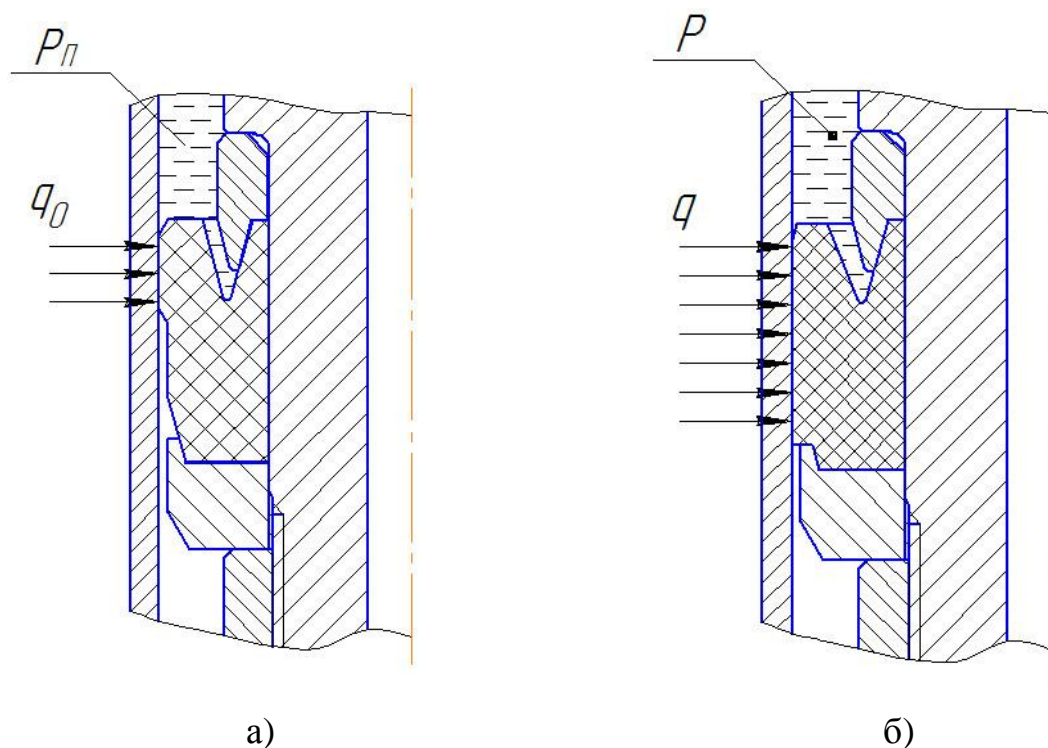
1 – ствол; 2 – опорна втулка; 3 – манжета; 4 – упор; 5 – перехідник;
6 – обсадна труба;

D_M – зовнішній діаметр робочої частини манжети; D_0 – зовнішній діаметр опорної частини манжети; D_T – внутрішній діаметр обсадної труби

Рисунок 1.10 – Ескіз самоущільнювальної манжети у вільному стані та в обсадній трубі перед початком випробування

Процес роботи самоущільнювальної манжети можна умовно розділити

на два етапи (рис. 1.11). На першому етапі за невеликих початкових випробувальних тисків P_{II} працює робоча частина манжети. При цьому герметизація забезпечується шляхом розклинювання губ і створення необхідних початкових контактних тисків q_0 (рис. 1.11, а). На другому етапі з ростом над манжетою робочого тиску P починає працювати її опорна частина. Під дією зростаючого тиску випробувальної рідини в надпакерній частині свердловини відбувається осьова та радіальна деформації опорної частини манжети. Цим досягається створення необхідних робочих контактних тисків q між зовнішньою поверхнею робочої та опорної частини манжети і обсадною трубою (рис. 1.11, б).



а) – робота манжети за початкових випробувальних тисків (I етап);

б) – робота манжети за робочих випробувальних тисках (II етап)

Рисунок 1.11 – Етапи роботи самоущільнювальної манжети в процесі випробування обладнання

Для успішної герметизації затрубного простору на обох етапах

необхідним є забезпечення умови герметизації

$$q \geq \alpha \cdot P, \quad (1.2)$$

де α – коефіцієнт герметизації.

Коефіцієнт герметизації α залежить від конструктивних (форми манжети та матеріалу), технологічних (стан обсадної колони в місці пакування) та експлуатаційних (величина тиску випробування) факторів впливу. Практично для забезпечення ущільнення коефіцієнт герметизації α не має бути менший ніж 1. Для гумових ущільнень $\alpha \geq 0,85 \div 1,2$ [91 – 93]. На першому етапі роботи манжети виконання зазначеної умови залежить від забезпечення мінімально необхідних початкових контактних тисків q_0 . Причому вони залежать не тільки від натягу Δ , але від деформаційно-міцнісних властивостей матеріалу манжети та конструктивного оформлення її робочої частини. На другому етапі герметичність залежить від стабільності робочих контактних тисків протягом всього періоду випробування та від характеру їх розподілу по довжині спряженої поверхні.

Важливість забезпечення стабільності контактних тисків між спряженими поверхнями протягом періоду випробування пов'язана з особливістю механічної поведінки матеріалу манжети за умов дії навантаження.

Характерною особливістю гуми є наявність релаксаційних процесів: релаксації напружень і релаксації деформацій (повзучості) [94, 95]. Обидва види релаксації мають місце в процесі експлуатації самоущільнювальної манжети в складі вузла ущільнення випробувального пакера. Як показує досвід експлуатації випробувальних пакерів на базі самоущільнювальних манжет, внаслідок релаксаційних процесів у гумі контактні напруження (тиски) на спряжених поверхнях з часом зменшуються. Це призводить до розгерметизації. Причому релаксація деформацій напряму пов'язана з розподілом контактних тисків на спряжених поверхнях внаслідок одночасної

дії ряду суттєвих факторів.

Забезпечення стабільності контактних тисків, а, отже, і надійної герметизації, пов'язане із збалансованістю конструктивних параметрів вузла ущільнення, фізико-механічних характеристик матеріалу манжети, стану ущільнювальної поверхні, величини тиску та часу випробування. Виходячи з нормативних вимог до величини тиску випробування та часу його дії, ці фактори, хоч і напряму впливають на герметизаційну здатність, але їх не можна коригувати і необхідно залишати незмінними. Але можуть зазнавати змін фізико-механічні характеристики манжети та конструктивні параметри самоущільнювального вузла, до яких, крім натягу, товщини робочої губи, висоти опорної поверхні тощо, відносять і радіальний зазор δ (рис. 1.12).

Радіальний зазор δ в процесі роботи манжети виступає просторовою зоною, куди, внаслідок нестисливості гуми, відбувається її часткове витискання під дією робочого навантаження (випробувальних тисків P). Як показують дослідження [2, 12], опорна частина манжети, що розташована біля радіального зазору δ , є основним концентратором максимальних напружень у тілі манжети. Частина матеріалу, що витискується в зазор, перебуває під дією сил розтягу, а в перерізі, що розміщений поблизу зазору, відбувається різке зниження контактних напружень до нульового значення.

При нераціональному радіальному зазорі між упором манжети та обсадною трубою спостерігається значне витискання матеріалу, внаслідок дії сил розтягу, і перерозподіл робочих контактних тисків по спряженій поверхні у напрямку зменшення до нуля. Надалі це призводить до розгерметизації через порушення умови герметичності (1.2). На рисунку 1.13, а показано результати екструзії матеріалу манжети. Критичним наслідком екструзії є руйнування опорної частини манжети (рис. 1.13, б).

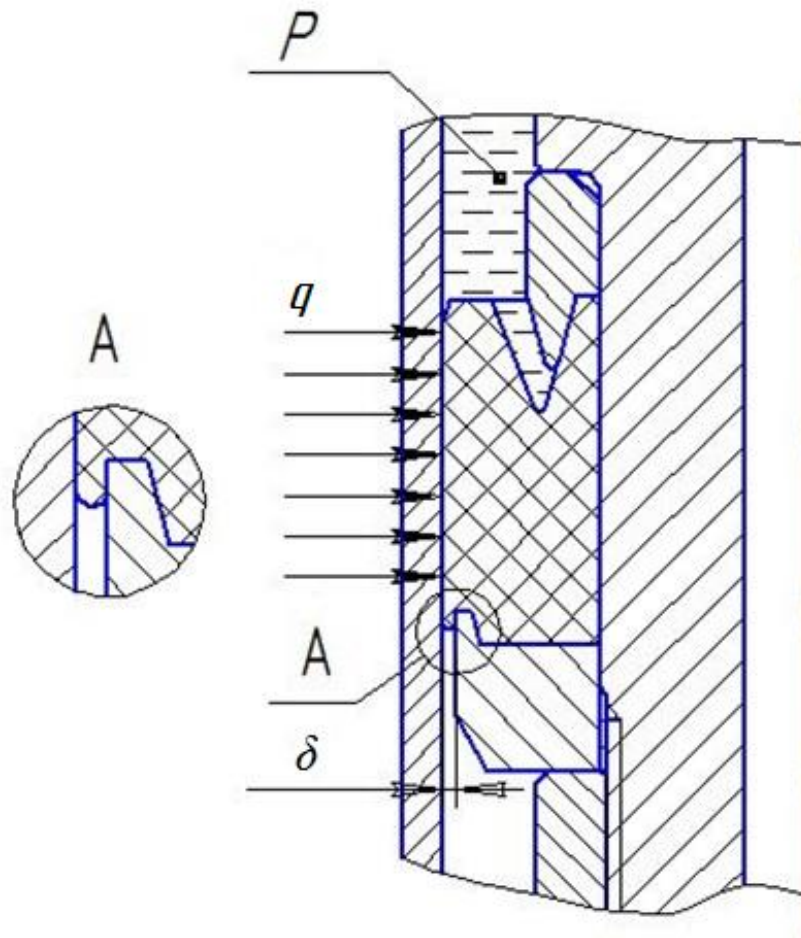


Рисунок 1.12 – Принципова схема відображення процесу екструзії матеріалу манжети в радіальний зазор δ між упором вузла ущільнення та обсадною трубою

Як показує досвід конструювання самоущільнювальних манжет устьових випробувальних пакерів, досягнення балансу між дією силових, геометричних параметрів та властивостей матеріалу є складною інженерною та науковою задачею. Наприклад, зменшення радіального зазору дає змогу мінімізувати екструзію матеріалу, але поряд з цим різко збільшується імовірність «застрягання» пакера в процесі спуску його до місця пакерування. Збільшення натягу підвищує початкові контактні тиски q_0 , але водночас призводить до посилення зношування манжети при спуску пакера.



а)



б)

а) – деформація опорної частини манжети після підняття пакера зі свердловини; б) – топографія зруйнованої опорної частини манжети пакера внаслідок екструзії гуми

Рисунок 1.13 – Результати екструзії матеріалу ущільнення

Підсумовуючи наведену вище інформацію, можна стверджувати – забезпечення герметизаційної здатності при збалансованому напружено-деформованому стані устьових випробувальних пакерів на базі сомоущільнювальних манжет є дуже важливим завданням як з практичної, так і з наукової точки зору. Вирішення цього завдання вимагає проведення ґрунтовних досліджень.

1.4 Огляд теоретичних та експериментальних досліджень герметизаційної здатності манжет самоущільнювальних пакерів

Сьогодні відома численна кількість наукових праць з дослідження герметизаційної здатності свердловинних пакерів різних за способом керування, конструкцією та матеріалом ущільнення.

Авторами роботи [96] проведені експериментальні дослідження з визначення оптимальних умов герметизації ущільнювального елемента свердловинного пакера. Для цього вибрано свердловинний пакер з циліндричним ущільненням. Механізм його герметизації реалізується завдяки радіальній деформації ущільнення при осьовому стисканні зовнішньою силою. За результатами досліджень встановлена залежність між необхідними контактними тисками на спряженій поверхні «ущільнення – обсадна колона» та випробувальним тиском. Однак отримані результати досліджень не можуть бути застосовані для конструювання самоущільнювальних манжет устьових випробувальних пакерів, механізм дії яких базується на автоматичному спрацюванні під дією тиску.

У роботах [65, 66] 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 [65] та надано рекомендації щодо радіального зазору між упором вузла ущільнення та стінкою обсадної колони [66]. Водночас практичний досвід застосування конструкції самоущільнювального пакера, описаного в роботі [65], свідчить про необхідність створення імпульсних навантажень (закачування випробувальної рідини з великою продуктивністю насосних агрегатів) для досягнення герметизації в процесі випробування. Такий режим випробування спричинений недостатнім натягом самоущільнювальної манжети, а, отже, відсутністю мінімально необхідних початкових контактних

тисків q_0 . Зважаючи на незначну глибину встановлення випробувальних пакерів з самоущільнювальними манжетами і, як наслідок, обмежений об'єм простору для закачування випробувальної рідини, не виключена можливість руйнування обладнання і травмування працівників за умов імпульсних навантажень.

Принцип роботи самоущільнювальних манжет, застосовуваних у галузі загального машинобудування, і самоущільнювальних манжет свердловинних випробувальних пакерів практично однаковий. Тому доцільно порівняльно оглянути і проаналізувати ці аналоги.

У роботі [97] для гумових манжет силових гідроциліндрів експериментально встановлено нелінійні залежності між випробувальним тиском і величиною радіального зазору (між упором та стінкою гідроциліндра) та безпосередньо об'ємом матеріалу манжети, що витискується в зазор у процесі роботи.

Авторами роботи [98] встановлено залежність величини початкових контактних тисків q_0 самоущільнювальних манжет від величини натягу, що має лінійний характер.

У роботах [99, 100] подано схему розподілу контактних тисків на спряженій поверхні манжети. Причому в роботі [100] наведено залежність для визначення контактних тисків, що виникають у процесі роботи гідроциліндрів.

Авторами роботи [101] класифіковано фактори, що визначають герметичність гідроциліндрів. При цьому зазначено, що основними є коефіцієнт запасу міцності ущільнення, величина витиснутого в зазор матеріалу та максимальний контактний тиск. Автори праці [102] встановили, що герметичність гідроциліндрів автонавантажувачів в основному визначається фізико-механічними властивостями матеріалу самоущільнювальних манжет, зокрема модулем зсуву.

У цьому контексті важливими є дослідження самоущільнювальних U -

подібних манжет гідроциліндрів [103], які показали суттєвий вплив стану ущільнювальної поверхні на процес герметизації.

Результати теоретичних та експериментальних досліджень самоущільнювальних манжет, застосовуваних у загальному машинобудуванні [97 – 103], є важливими в якісному плані. Вони дозволяють виокремити і ранжувати фактори впливу на герметизаційну здатність, а також встановити характер залежностей. Але ці дані не можуть бути використані для комплексної оцінки герметизаційної здатності та конструювання манжет устьових випробувальних пакерів через відмінності конфігурації і умов експлуатації останніх. Підтвердженням цьому є дослідження [104], які свідчать, що працездатність залежить, насамперед, від розмірів, форми, матеріалу та температури експлуатації ущільнення. А ці параметри для самоущільнювальних манжет устьових випробувальних пакерів та манжет загального машинобудування суттєво відрізняються.

У роботах [97 – 103] немає результатів досліджень з одночасного впливу конструктивних факторів самоущільнювальної манжети, випробувального тиску та часу його дії на величину контактних тисків у місці спряжених поверхонь.

Відсутні також дослідження впливу деформаційно-міцнісних властивостей самоущільнювальних манжет, зокрема модуля стиску чи модуля зсуву на показники герметизації. Практика показала, що м'який і податливий матеріал з меншим модулем зсуву швидше і з меншою енергією заповнює нерівності та впадини ущільнювальної поверхні. Слід зауважити, що ущільнювальна поверхня обсадної колони в місці пакерування може містити корозійні каверни, шари бруду, глинисту кірку різної товщини тощо. При цьому значно зростає екструзія матеріалу, що призводить до зменшення герметизаційної здатності. І навпаки, використання твердішого матеріалу, з більшим модулем зсуву, призводить до зменшення еластичності манжети. Це негативно впливає на повноту прилягання робочої поверхні манжети до ущільнювальної поверхні обсадної труби на першому етапі її роботи. Все це

істотно впливає на герметизацію і вимагає врахування при конструюванні пакерів для випробування протівикидного обладнання.

Результати огляду теоретичних та експериментальних досліджень свідчать про відсутність системного підходу до визначення раціональних конструктивних параметрів і режимів роботи самоущільнювальних манжет випробувальних пакерів в умовах комплексної дії різних факторів впливу. Це стримує їх впровадження у промисловість і зумовлює необхідність проведення додаткових досліджень у зазначеному напрямі. Науковий і практичний інтерес має визначення розподілу контактних тисків у спряженні «манжета – обсадна труба» за різних значень випробувального тиску, радіального зазору та натягу.

Висновки до розділу 1

1. Сучасна більшість свердловинних пакерів для випробування устьового та протівикидного обладнання відзначається низькою герметизаційною здатністю, що спонукає до пошуку нових рішень її підвищення для ефективності випробування устьового та протівикидного обладнання.

2. Альтернативним варіантом підвищення ефективності випробування устьового та протівикидного обладнання є розроблення самоущільнювального пакера з удосконаленою конструкцією його вузла ущільнення.

3. Проведений аналіз сучасних конструкцій та наукових джерел з дослідження герметизаційної здатності засвідчив на відсутність системного підходу до конструювання основного елемента пакера – самоущільнювальної манжети.

4. Враховуючи особливості умов експлуатації самоущільнювального випробувального пакера, можна стверджувати про необхідність додаткових експериментальних та теоретичних досліджень для створення раціональної конструкції вузла ущільнення свердловинного пакера.

РОЗДІЛ 2

МЕТОДОЛОГІЯ ДОСЛІДЖЕНЬ САМОУЩІЛЬНЮВАЛЬНИХ МАНЖЕТ ВИПРОБУВАЛЬНИХ ПАКЕРІВ

2.1 Фактори впливу та критерії оцінювання герметизаційної здатності самоущільнювальних манжет

На основі наведеного у попередньому розділі огляду теоретичних та експериментальних досліджень можна визначити основні фактори, що впливають на герметизаційну здатність самоущільнювальних манжет свердловинних пакерів у процесі випробування устьового та противикидного обладнання.

За величиною впливу на герметизаційну здатність всі фактори відповідно ранжовані від 1-го до 4-ого (рис. 2.1).

Експлуатаційний фактор не може бути керованим, оскільки величина тиску випробування устьового та противикидного обладнання регламентується відповідним планом робіт та нормативними документами АРІ, ГОСТ, СОУ.

Оперування фактором стану внутрішньої поверхні обсадної колони можливе при відповідній підготовці місця пакерування за допомогою спеціальних пристроїв [105]. Аналіз виробничої практики випробування устьового та противикидного обладнання вказав на нехтування підготовкою місця пакерування. Це нерідко призводило до неможливості випробування обладнання навіть за умов використання досконалих випробувальних пакерів.

Конструктивними факторами впливу необхідно оперувати на етапі конструювання вузлів ущільнення випробувальних пакерів.

У механіці при конструюванні потрібно опиратися на систематизовану базу, сформовану за результатами наукових експериментальних та

теоретичних досліджень.



Рисунок 2.1 – Фактори впливу на герметизаційну здатність самоущільнювальних випробувальних пакерів

На сьогодні не існує достатньої бази для якісного конструювання манжет устєвих випробувальних пакерів. Саме формуванню її складових і присвячена дисертаційна робота.

Для проведення експериментальних та теоретичних досліджень герметизаційної здатності манжет самоущільнювального типу необхідно визначитися з підходом щодо її комплексного оцінювання.

Комплексне оцінювання герметизаційної здатності гумових самоущільнювальних манжет у загальному машинобудуванні прийнято здійснювати за цілим рядом критеріїв [106].

Щодо самоущільнювальних манжет свердловинних випробувальних пакерів доцільним є використання окремих із них, зокрема:

1. Максимальний початковий контактний тиск q_0^{max} у зоні герметизації «манжета пакера – обсадна колона». Визначення початкового контактного тиску є необхідним для першого етапу роботи самоущільнювальної манжети.

2. Максимальний контактний тиск q^{max} у зоні герметизації «манжета пакера – обсадна колона» в процесі випробування.

3. Коефіцієнт герметизації:

$$\alpha = \frac{\bar{q}}{P}, \quad (2.1)$$

де \bar{q} – середній контактний тиск по спряженій поверхні, МПа;

P – тиск випробувальної рідини, МПа.

Цей критерій характеризує повноту перекриття мікронерівностей, каналів, раковин ущільнювальної поверхні. Більші значення критерію відповідають більшій вірогідності перекриття мікронерівностей.

4. Коефіцієнт запасу міцності:

$$n = \frac{[\sigma]}{\sigma_{max}}, \quad (2.2)$$

де $[\sigma]$, – допустимі напруження для матеріалу манжети, МПа;

σ_{max} – максимальні еквівалентні напруження в манжеті, МПа.

Коефіцієнт запасу міцності визначається конструктивними і експлуатаційними параметрами манжети та важливий з точки зору виявлення зон концентрації максимальних напружень. Практика експлуатації самоущільнювальних свердловинних пакерів показала, що виникнення максимальних напружень є характерним для опорної частини манжети в зоні радіального зазору між упором вузла ущільнення та обсадною трубою (рис. 1.12 та 1.13). Отже, коефіцієнт запасу міцності як критерій характеризує працездатність ущільнення загалом.

Наведені вище критерії створюють можливість комплексного порівняння самоущільнювальних манжет свердловинних випробувальних пакерів з метою вибору раціональної конструкції.

Враховуючи особливості їх експлуатації та необхідність отримання результатів високої достовірності, в процесі дослідження герметизаційної здатності з метою визначення контактних тисків на спряженій поверхні «самоущільнювальна манжета – обсадна колона» необхідним є проведення ряду експериментів.

Водночас, дослідження напружено-деформованого стану самоущільнювальних манжет свердловинних випробувальних пакерів, зважаючи на відсутність на сьогодні аналітичних залежностей герметизаційної здатності від експлуатаційних та конструктивних факторів впливу, доцільно проводити чисельним методом.

2.2 Обґрунтування вибору чисельного методу для дослідження самоущільнювальної манжети

Для проведення різних видів аналізу і, зокрема, для дослідження напружено-деформованого стану конструкцій застосовують аналітичні та чисельні методи.

Аналітичні методи досліджень ґрунтуються на точному математичному описі поведінки конструкції з урахуванням заданих граничних умов. При цьому точні розв'язки вдається отримати тільки для невеликого класу простих за своєю геометричною формою об'єктів.

Для визначення напружено-деформованого стану елементів зі складною формою вільної поверхні точні аналітичні методи не прийнятні внаслідок нездоланих сьогодні складностей у вирішенні нелінійних систем диференціальних рівнянь у часткових похідних [107, 108].

Тому для більш складних конструкцій і граничних умов застосовують чисельні методи розв'язання задач, які дозволяють наближено описати нелінійні геометричні форми і способи доповнення зовнішнього навантаження. При цьому складають систему рівнянь, вирішення яких

вимагає великих обчислювальних потужностей. Однак для сучасного рівня розвитку комп'ютерної техніки це не є суттєвою перешкодою.

Чисельні методи розв'язання задач поділяються на два види:

- ті, що апроксимують тільки границю досліджуваної області;
- ті, що апроксимують всю досліджувану область.

До першої групи належить метод граничних елементів, а до другої – метод скінченних різниць і метод скінченних елементів.

Метод граничних елементів [109] ґрунтується на розбитті на елементи тільки граничної області та підборі аналітичних розв'язків, що відповідають заданим граничним умовам для всіх елементів на контурі граничної області. При цьому кожний такий розв'язок має відповідати заданим диференціальним рівнянням для кожної точки розглянутої області.

Метод скінченних різниць ґрунтується [110] на заміні похідних різницевиими відношеннями при розв'язанні диференціальних рівнянь, що описують поведінку конструкцій. При цьому вся досліджувана область розбивається сіткою на ділянки, розмірність якої дорівнює кількості незалежних змінних, і в кожній точці цієї області відшукується значення вихідної величини залежно від заданих умов на границі.

Метод скінченних елементів (МСЕ) [111 – 114] ґрунтується на заміні досліджуваної області довільної форми скінченними елементами найпростішої конфігурації з відомими властивостями, пов'язаними між собою у вузлах. За відомими значеннями області на границях моделі (граничні умови) знаходять параметри в будь-якій внутрішній точці. При цьому точність шуканого розв'язку залежить від розмірів елемента і його властивостей.

На сьогодні цей метод є найбільш поширеним через універсальність підходу, за допомогою якого вирішують завдання у різних галузях.

Для реалізації МСЕ розроблені програмні засоби, що автоматизують процеси створення моделі, розбиття її на сітку скінченних елементів, задання

граничних умов, отримання розв'язку та його візуалізації. Програмні комплекси як ANSYS, COSMOS, NASTRAN, SolidWorks, ALGOR, МИРЕЛЛА+, Star добре зарекомендували себе в різних галузях промисловості, таких як авіаційна, космічна, автомобільна, будівельна та ін. [115 – 116].

З допомогою МСЕ розв'язують задачі визначення деформацій і напружень моделей з різними геометричними розмірами та властивостями матеріалів, контактних взаємодій різнорідних тіл залежно від прикладених навантажень і умов взаємодії з навколишніми тілами.

З урахуванням наведеного вище слід зазначити, що для дослідження напружено-деформованого стану самоущільнювальної манжети доцільно використати метод скінченних елементів.

Основні засади методу скінченних елементів є наступними. Залежно від особливостей розв'язуваної задачі і геометрії моделі можуть застосовуватися одномірні, плоскі або просторові елементи з прямолінійними або криволінійними сторонами, кожна з яких може містити два або декілька вузлів (рис. 2.2).

Елементи з прямолінійними сторонами використовують для дискретизації моделей з простими границями, а елементи з криволінійними сторонами – для моделей складної форми, а також для підвищення точності розв'язку.

У вузлах елементів задають узагальнені координати λ_i (рис. 2.2), які називаються вузловими зміщеннями і записуються для даного елемента у вигляді матриці

$$\{\lambda\} = \{\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_N\}^T, \quad (2.3)$$

де N – загальне число вузлових зміщень елемента;

T – знак транспонування матриці.

Вузловими зміщеннями можуть бути компоненти вектора переміщень і кутів повороту вузлів щодо осей координат.

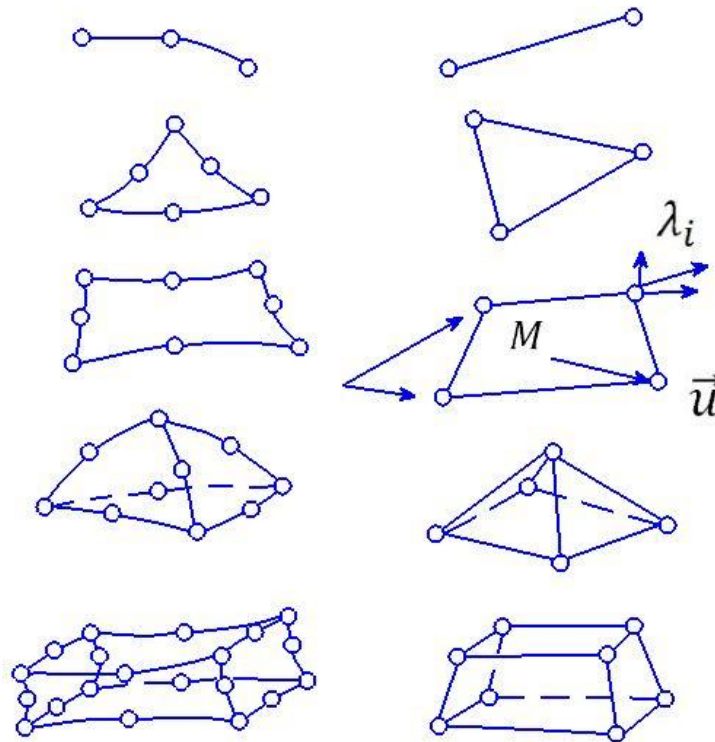


Рисунок 2.2 – Основні типи скінченних елементів

Для довільної точки M (рис. 2.2) в межах кожного елемента вектор переміщення \vec{u} апроксимується через невідомі вузлові зміщення

$$u_i(M) = \sum \Phi_{ik}(M) \cdot \lambda_k, i = 1,2,3, k = 1,2, \dots, N, \quad (2.4)$$

або в матричній формі

$$\{u\} = \{\Phi\}\{\lambda\}, \quad (2.5)$$

у векторній формі запису

$$\vec{u} = \sum \Phi_{ik} \vec{e}_i \lambda_k = \sum \vec{\Phi}_k \lambda_k = \{\Phi\}\{\lambda\}, \quad (2.6)$$

де $\Phi_{ik}(M)$ – функції форми елемента, в ролі яких зазвичай використовують поліноми, рівні нулю поза елементом;

\vec{e}_i – одиничні орти.

Скінченно-елементний розв'язок задачі базується на принципі можливих переміщень, відповідно до якого робота всіх внутрішніх сил δU на

можливих переміщеннях $\delta\vec{u}$ усіх точок тіла дорівнює роботі всіх зовнішніх сил на можливих переміщеннях тіла δW

$$\delta U = \delta W \quad (2.7)$$

У наведеному виразі

$$\delta W = \int_V \vec{q} \cdot \delta\vec{u} dV + \int_S \vec{p} \cdot \delta\vec{u} dS,$$

$$\delta U = \int_V \sigma \cdot \delta\varepsilon dV,$$

де \vec{q} – зовнішнє навантаження, розподілене по об'єму V тіла;

\vec{p} – розподілене навантаження по поверхні S тіла;

$\sigma = \sigma_{ij} \vec{e}_i \vec{e}_j$ – тензор напружень;

$\varepsilon = \varepsilon_{ij} \vec{e}_i \vec{e}_j$ – тензор деформацій;

$i, j = 1, 2, 3$.

Підставивши наведені вирази в (2.7), отримуємо

$$\int_V \sigma \cdot \delta\varepsilon dV = \int_V \vec{q} \cdot \delta\vec{u} dV + \int_S \vec{p} \cdot \delta\vec{u} dS. \quad (2.8)$$

$$\varepsilon = \nabla\vec{u}, \quad (2.9)$$

де $\nabla\vec{u}$ – тензорний оператор.

$$\nabla\vec{u} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \vec{e}_i \vec{e}_j,$$

де x_1, x_2, x_3 – координатні осі, що співпадають за напрямком з одиничними ортами $\vec{e}_1, \vec{e}_2, \vec{e}_3$;

$i, j = 1, 2, 3$.

З (2.8) і (2.9) компонент тензора деформацій виражається через вузлові зміщення

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \Phi_{ik}}{\partial x_j} + \frac{\partial \Phi_{jk}}{\partial x_i} \right) \lambda_k$$

або в матричній формі

$$\{\varepsilon\} = \{B\}\{\lambda\}, \quad (2.10)$$

де $\{B\}$ – матриця, що зв'язує деформації з вузловими зміщеннями.

$$\{B\} = \{\nabla\bar{\Phi}\} = \left\{ \frac{1}{2} \left(\frac{\partial\Phi_{ik}}{\partial x_j} + \frac{\partial\Phi_{jk}}{\partial x_i} \right) \right\}$$

Для пружних тіл компоненти тензора напружень і деформацій описують законом Гука

$$\sigma_{ij} = D_{ijkl} \varepsilon_{kl} \quad (2.11)$$

або в матричній формі

$$\{\sigma\} = \{D\}\{\varepsilon\},$$

де D_{ijkl} – пружні константи тіла; $i, j, k, l = 1, 2, 3$.

З урахуванням (2.10) залежність тензора деформацій від вузлових зміщень виражається через

$$\{\sigma\} = \{D\}\{B\}\{\lambda\}, \quad (2.12)$$

Тоді рівняння рівноваги тіла з урахуванням виразів (2.8), (2.9) і (2.11) матиме вигляд

$$\int_V \nabla\bar{u} \cdot \delta(\nabla\bar{u}) dV = \int_V \bar{q} \cdot \delta\bar{u} dV + \int_S \bar{p} \cdot \delta\bar{u} dS, \quad (2.13)$$

або для скінченного елемента з об'ємом V_e , обмеженого поверхнею S_e

$$\delta\lambda_i = \left\{ \int_{V_e} \nabla\bar{\Phi}_i \cdot D\nabla\bar{\Phi}_j \cdot \lambda_j dV - \int_{V_e} \bar{q} \cdot \bar{\Phi}_i dV - \int_{S_e} \bar{p} \cdot \bar{\Phi}_i dS \right\} = 0, \quad (2.14)$$

де $i, j = 1, 2, \dots, N$.

Нетривіальні розв'язки рівняння (2.14) отримують за умови рівності нулю виразу у фігурних дужках, з яких формується система рівнянь рівноваги скінченного елемента.

$$\int_{V_e} \nabla\bar{\Phi}_i \cdot D\nabla\bar{\Phi}_j \cdot \lambda_j dV = \int_{V_e} \bar{q} \cdot \bar{\Phi}_i dV + \int_{S_e} \bar{p} \cdot \bar{\Phi}_i dS$$

або

$$\{K\}\{\lambda\} = \{f\}, \quad (2.15)$$

де $\{K\}$ – матриця жорсткості елемента;

$\{f\}$ – матриця векторів вузлових сил елемента.

$$\{K\} = \{B\}^T \{D\} \{B\}.$$

Система рівнянь для всього тіла складатиметься з систем рівнянь

кожного скінченного елемента з урахуванням граничних умов

$$\{\bar{K}\}\{\bar{\lambda}\} = \{\bar{f}\}, \quad (2.16)$$

де $\{\bar{K}\}$ – матриця жорсткості тіла;

$\{\bar{\lambda}\}$ – вектор вузлових переміщень;

$\{\bar{f}\}$ – вектор сил.

Розв'язуючи систему рівнянь (2.16), отримують вектори вузлових зміщень, переміщення точок тіла, тензори деформацій і напружень.

Для більш точного використання методу скінченних елементів необхідно правильно вибрати тип і густину скінченних елементів, граничні умови і моделі поведінки матеріалів.

2.3 Вибір і обґрунтування параметрів моделей для дослідження гумових ущільнень

У попередньому підрозділі зазначено, що одним з досконалих методів розрахунку поведінки конструкцій під навантаженням є метод скінченних елементів. Основною умовою отримання правильних і точних результатів є коректний вибір моделі поведінки матеріалу конструкції, тобто фізичної моделі деформування і визначальних для нього фізичних параметрів.

Метод скінченних елементів є оптимальним для розрахунку на міцність різних конструкцій обладнання та інструменту нафтової та газової промисловості. На сьогодні створено багато програмних продуктів, в яких закладені різні типи скінченних елементів і моделі поведінки матеріалів, що розрізняються за призначенням і сферою застосування. З наведеного вище випливає, що першим і дуже відповідальним етапом для правильної побудови скінченно-елементної моделі є вибір моделі поведінки матеріалу. При цьому необхідно визначити ряд фізичних властивостей, що відповідають обраній моделі.

Фізичні характеристики та залежність між деформацією і напруженням матеріалів, з яких виготовляють ущільнювальні елементи свердловинних пакерів, задаються гіперпружними моделями.

Поведінка гуми під час деформації розтягування нагадує в'язку рідину. Але при цьому вона є практично нестисливим матеріалом. Діаграма розтягування має нелінійний характер і зазвичай одну або дві точки перегину (рис. 2.3).

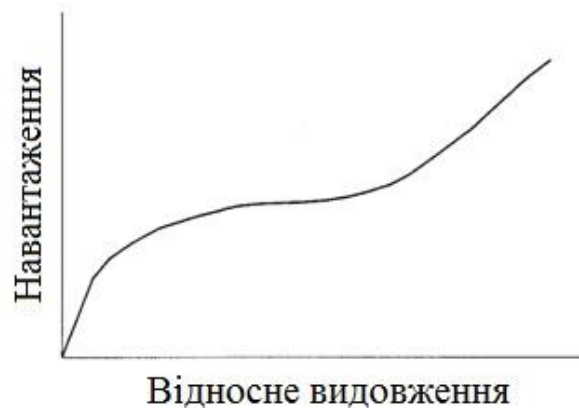


Рисунок 2.3 – Характер залежності «навантаження – відносне видовження» для гіперпружних матеріалів

Для моделювання та розрахунку методом скінченних елементів гумоподібних і деяких інших полімерних матеріалів існує кілька моделей поведінки матеріалів: Муні-Рівліна, Арруда-Бойса і Блатц-Ко.

Модель Муні-Рівліна (Mooney-Rivlin) [117, 118] використовується для опису поведінки малостислової гуми при розтягуванні-стисненні і базується на залежності для функції густини енергії деформацій, що враховує до дев'яти параметрів у вигляді комбінації інваріантів тензора деформацій. Значення цих констант зазвичай визначають при аналітичному описі експериментальних даних.

У сучасних програмних продуктах є можливим обчислення потрібних параметрів шляхом обробки експериментальних даних і отримання графічної інтерпретації вихідної інформації.

Ущільнювальний вузол пакера для випробування устьового та противикидного обладнання зазвичай, виготовлений з малостисливої гуми. Для представлення поведінки такого матеріалу найбільш придатною є саме модель Муні-Рівліна.

Моделі Муні-Рівліна існують з 2, 5 і 9 параметрами (константами). Ці параметри є константами, що характеризують властивості матеріалу і визначаються з залежностей «напруження – деформація» за різних умов.

Для визначення констант, необхідних для складання рівняння зміни енергії Mooney-Rivlin, необхідно експериментальним шляхом визначити залежність «навантаження – відносне видовження» [118-120].

Висновки до розділу 2

1. У процесі випробування устьового та противикидного обладнання на герметизаційну здатність пакера впливають ряд суттєвих факторів: тиск випробувальної рідини, параметри ущільнення, величина радіального зазору між вузлом ущільнення та обсадною колоною, стан внутрішньої поверхні обсадної колони в місці пакерування, які повинні враховуватися при проведенні необхідних досліджень.

2. Встановлено, що для комплексного оцінювання герметизаційної здатності самоущільнювальних манжет свердловинних випробувальних пакерів вагомими є критерії: максимальний початковий контактний тиск, максимальний контактний тиск у процесі випробування; коефіцієнт герметизації та коефіцієнт запасу міцності. При цьому використання зазначених критеріїв дає можливість розроблення або вибору раціональної конструкції для необхідних експлуатаційних умов.

3. У процесі дослідження герметизаційної здатності, а саме для визначення контактних тисків у зоні герметизації необхідним є проведення ряду експериментів. Водночас дослідження напружено-деформованого стану

самоущільнювальних манжет свердловинних випробувальних пакерів, необхідно здійснювати з використанням чисельних методів.

4. Зважаючи на специфіку механічної поведінки матеріалу самоущільнювальних манжет, а також складність їх конфігурації, доцільно для чисельного дослідження застосовувати метод скінченних елементів. При цьому важливим є вибір моделі поведінки матеріалу манжети з достатньою кількістю параметрів, що характеризує властивості матеріалу.

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ САМОУЩІЛЬНЮВАЛЬНОЇ МАНЖЕТИ ПАКЕРА

Проведення експериментальних досліджень передбачає встановлення та проведення аналізу залежностей герметизаційної здатності самоущільнювальної манжети від експлуатаційного фактора впливу (тиску випробування) та конструктивних факторів (геометричних характеристик та фізико-механічних властивостей матеріалу манжети). Цьому передують дослідження фізико-механічних властивостей матеріалу самоущільнювальної манжети.

Також необхідним є створення статистичної математичної моделі впливу експлуатаційних та конструктивних факторів на герметизаційну здатність манжети та встановлення закономірностей розподілу контактних тисків по спряженій поверхні «манжета – обсадна колона».

3.1 Досліджувані зразки та їх властивості

У процесі дослідження використовувалися манжети прототипного пакеру типу УВЧ (рис. 1.8) із зовнішніми діаметрами 145,1...159,1 мм та висотою 75 мм, вулканізовані з гумової суміші підвищеної маслобензостійкості ІРП–1293 (рис. 3.1).

Для отримання достовірних результатів у ході проведення експерименту, а також розроблення раціональної конструкції манжети, необхідним є визначення деформаційно-міцнісних властивостей матеріалу, з якого виготовлена манжета.

До основних деформаційно-міцнісних властивостей належать: відносна деформація; міцність при розтягуванні; умовні напруження при деформаціях розтягу, стиску та зсуву; модуль пружності; модуль зсуву;

коефіцієнт Пуассона; твердість; жорсткість; гістерезисні втрати; опір зношуванню; коефіцієнт зовнішнього тертя [95].



- 1 – вулканізована гумова заготовка під точіння манжети;
 2 – самоущільнювальна манжета; 3 – гумові елементи для тарувальної установки

Рисунок 3.1 – Зразки для проведення експерименту

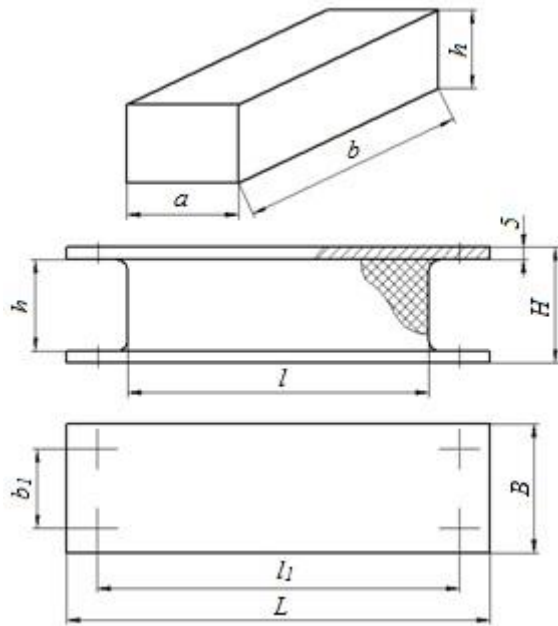
У процесі експлуатації самоущільнювальна манжета 3 устьового пакера (рис. 1.8) зазнає дії як статичних, так і циклічних навантажень. Останні пояснюються наявністю перехідних процесів герметизації та розгерметизації. Безпосередньо при випробуванні манжета зазнає дії статичних навантажень і перебуває в складному напруженому стані, зумовленому високим тиском випробувальної рідини (до 50 МПа).

Враховуючи особливості умов роботи манжети, на етапі її дослідження та розроблення необхідним є врахування деформаційно-міцнісних властивостей матеріалу, з якого вона виготовлена. Такими є жорсткість та умовно-зрівноважений модуль зсуву. Значення зазначених параметрів при проведенні дослідження манжети визначали експериментально [3].

Зважаючи на те, що визначення зазначених властивостей за існуючими експериментальними методиками для натурної самоущільнювальної манжети складної конфігурації не є можливим, проведено ряд експериментальних досліджень з дослідними зразками, що вулканізовані з однотипної за складом

із самою манжетою гумової суміші [4]. Для цього з гумової суміші ІРП–1293 згідно з параметричним рядом виготовлені елементи зсуву – гумометалеві блоки (рис. 3.2) [121].

Конструктивно гумометалевий блок є гумовим паралелепіпедом з привулканізованими до нього двома металевими пластинами, що мають отвори для кріплення [122].



а)

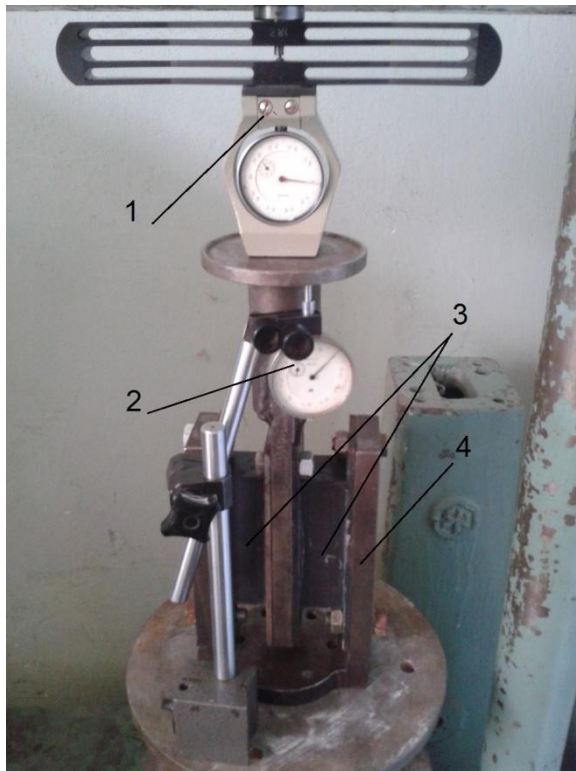
б)

а) – конструктивні особливості; б) – загальний вигляд

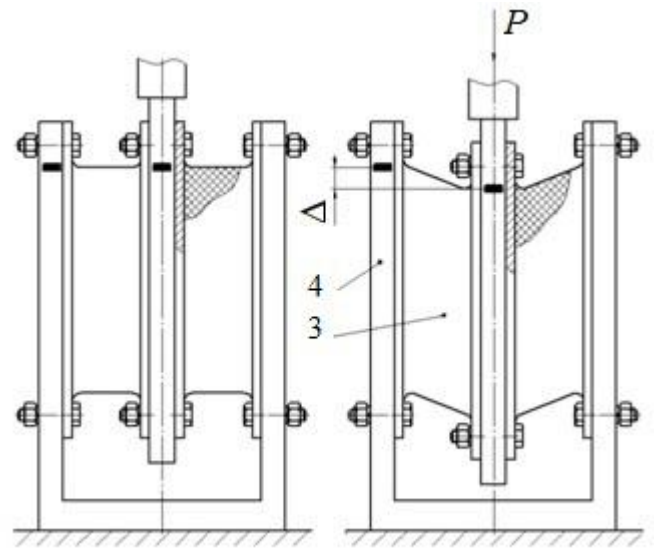
Рисунок 3.2 – Гумометалеві блоки

Визначення статичного модуля зсуву за відомими залежностями є можливим з урахуванням коефіцієнта жорсткості.

Жорсткість гумометалевих блоків визначено експериментально [4] за допомогою ручного гідравлічного преса за спеціальною методикою. Вона передбачала навантажування гумометалевих блоків 3, закріплених у спеціальній скобі 4. Задаючи за допомогою динамометра 1 навантаження P , за шкалою індикатора годинникового типу 2 фіксували переміщення Δ . Схема, що ілюструє процес випробування, наведена на рисунку 3.3.



а)



б)

а) – загальний вигляд компонування складових експериментального станду;

б) – схема навантажування дослідних зразків

1 – динамометр; 2 – індикатор годинникового типу; 3 – блоки гумометалеві;

4 – скоба

Рисунок 3.3 – Схема визначення деформаційно-міцнісних властивостей гумометалевих блоків

На основі отриманих результатів досліджень визначено коефіцієнт жорсткості

$$C = \frac{P}{2 \cdot \Delta}, \quad (3.1)$$

де P – задане навантаження, кН;

Δ – переміщення, м.

Також встановлено залежність коефіцієнта жорсткості від навантаження (рис. 3.4).

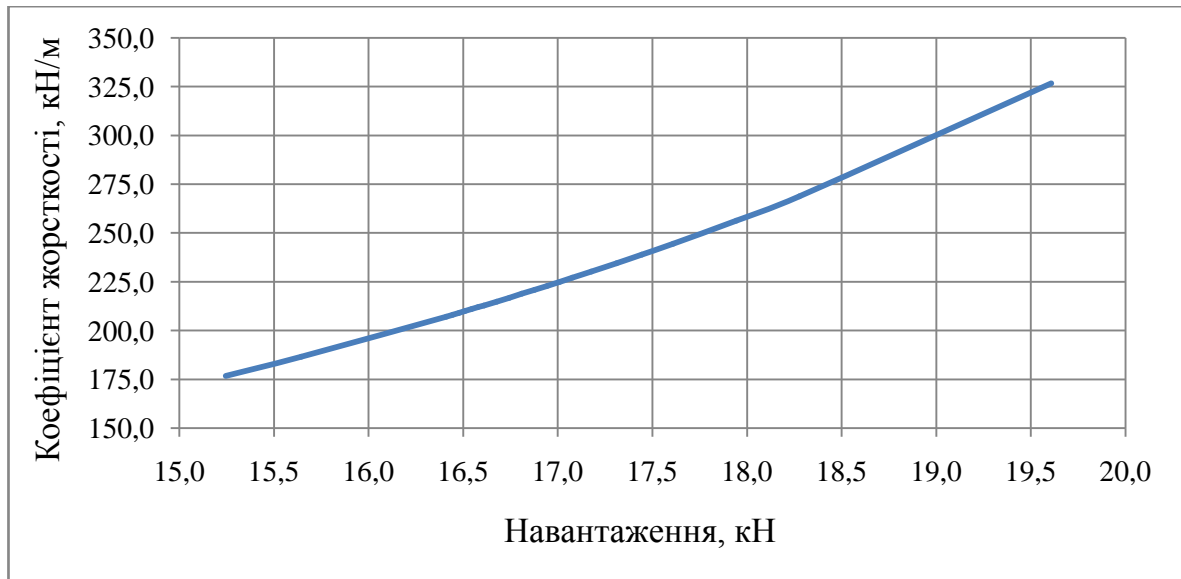


Рисунок 3.4 – Залежність коефіцієнту жорсткості від навантаження

Використовуючи наведену нижче залежність, визначили модуль зсуву [3, 4, 10]

$$G = \frac{Ch}{ab \cdot \beta}, \quad (3.2)$$

де a , b , h – параметри гумометалевих блоків, м

β – коефіцієнт підвищення жорсткості

$$\beta = 1 - 0,234 \frac{h}{a}. \quad (3.3)$$

Дослідження високоеластичної деформації гуми як зворотного ізотропного процесу за малих швидкостей навантаження зумовлює необхідність встановлення залежності напруження - деформація в так званих зрівноважених умовах. Проте перехід гуми з вихідного (недеформованого) стану в кінцевий (деформований) відбувається поступово, і в кінці спостереження в деформованому зразку зрівноваження ще не настає. Встановлення рівноваги, що визначається перегрупуванням частинок під дією теплового руху, є релаксацією.

Наявність релаксації вимагає для опису механічних властивостей гуми використовувати нерівноважні і рівноважні характеристики. Згідно з

практикою проведення експериментів не завжди досягається справжня рівновага. У зв'язку з цим введено поняття умовно-зрівноваженого стану, що відповідає моменту виходу залежності напруження - час на ділянку, близьку до лінійної [95, 121, 18]. Тому за результатами досліджень побудована крива релаксації напруження зсуву за постійної деформації (рис. 3.5).

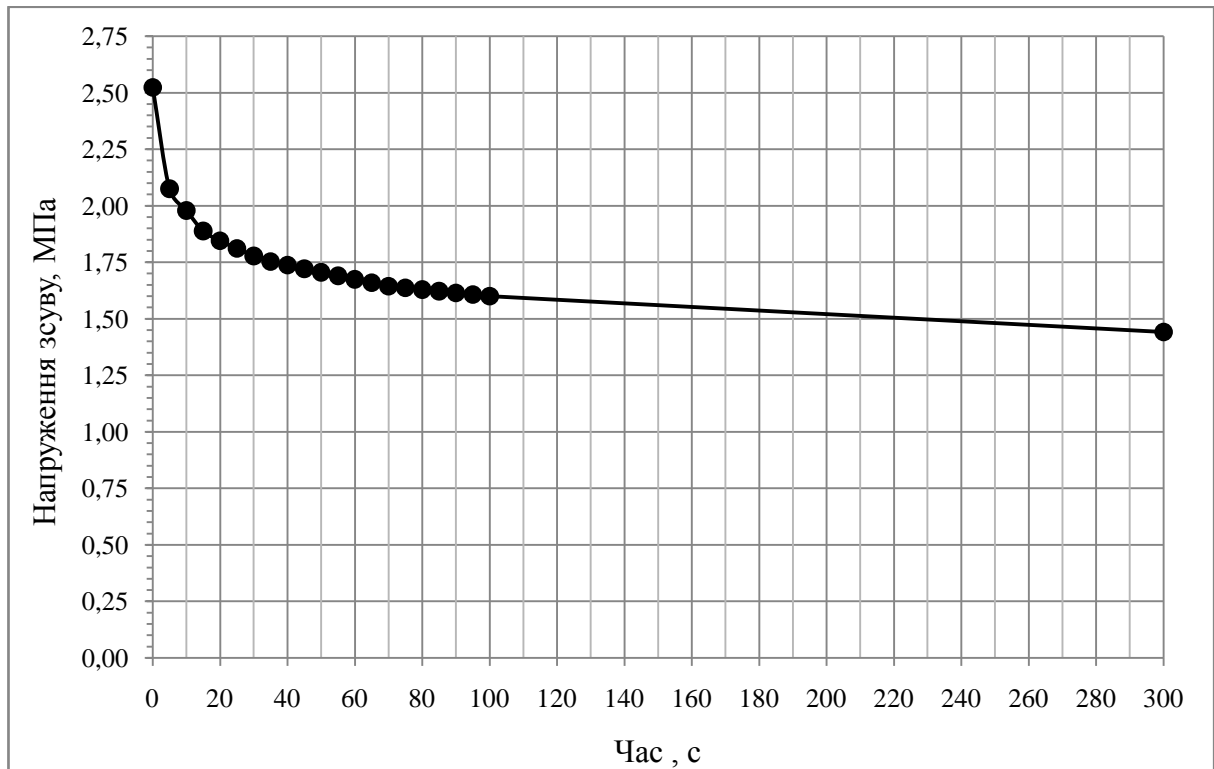


Рисунок 3.5 – Крива релаксації напруження зсуву за постійної деформації

При експлуатації устьових випробувальних пакерів також спостерігаються релаксаційні процеси, що відображається плавним зниженням напружень до певного усталеного значення. Тому в ході вибору матеріалу для конструювання самоущільнювальної манжети необхідно враховувати величину релаксації при сталих значеннях експлуатаційних факторів впливу.

З урахуванням варіювання температури вулканізації манжет від 90 до 110 °С визначено діапазон значень модуля зсуву для проведення експериментальних досліджень самоущільнювальної манжети: 1,72 ÷ 2,93 МПа.

3.2 Засоби та методика визначення контактних тисків

Для проведення експерименту з визначення контактних тисків на базі Полтавської воєнізованої частини з попередження та ліквідації відкритих нафтових і газових фонтанів ПАТ «Укрнафта» (Україна, м. Полтава) розроблено та виготовлено лабораторний стенд, що дозволив провести дослідження натурних зразків манжет. Його принципова схема та загальний вигляд наведені на рисунках 3.6 та 3.7 відповідно.

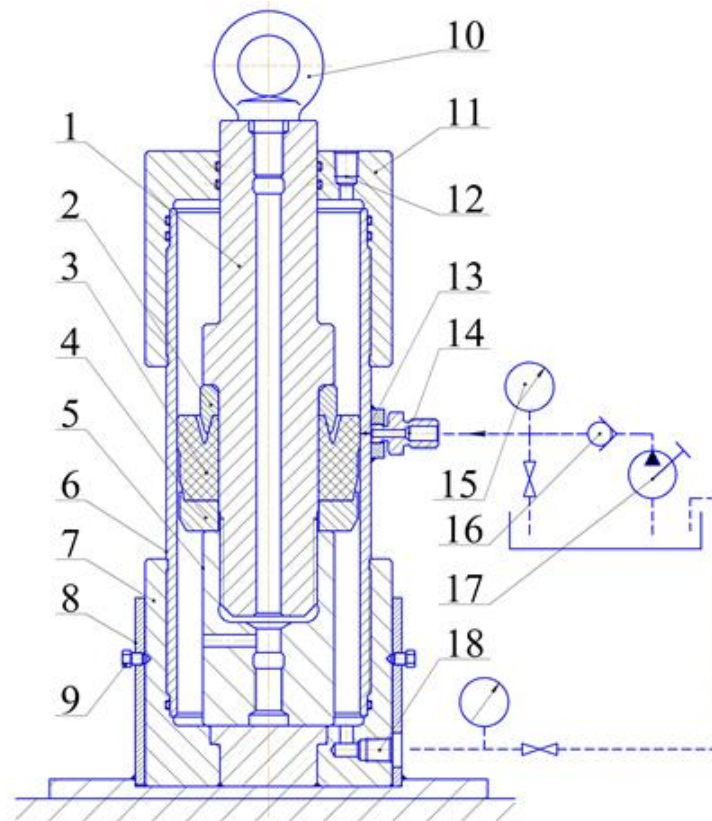
Оскільки дослідження проведено із натурними зразками манжет, їм передував процес складання випробувального пакера. Він полягав у розміщенні на корпусі 1 опорної втулки 2, самоущільнювальної манжети 3 та упора 4. Вони підтискалися опорною гайкою 5 та разом утворювали вузол ущільнення пакера.

Складений пакер монтували з попереднім натягом у патрубку 6, виготовленому вигляді відрізка обсадної труби. Його попередньо згвинчували з нижньою кришкою 7, яку, в свою чергу, фіксували відносно опорного стакану 8 стопорними гвинтами 9. Цим унеможлиблювалось його обертання при складанні. Після виконання зазначених операцій утворену компоновку герметично загвинчували верхньою кришкою 11.

Метод дослідження контактних тисків за допомогою описаного вище лабораторного стенду відомий як метод Мюллера-Овандера (надалі за функціональними ознаками «метод контрольних отворів») [93].

За цим методом контактний тиск на спряженій поверхні визначається тиском зовнішньої вимірювальної гідравлічної системи, з'єднаної з радіальним випробувальним отвором малого діаметра 13, вихід із якого закритий зовнішньою поверхнею самоущільнювальної манжети (рис. 2.2). Остання під час випробування перебуває у внутрішньому просторі лабораторного стенду (відрізка обсадної труби) під дією тиску випробування P . Якщо 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, то між зовнішньою поверхнею манжети та внутрішньою поверхнею обсадної труби з'явиться щілина, через яку рідина із вимірювальної зовнішньої гідравлічної системи пройде в порожнину зливу до зливного отвору 18. Тиск у момент відкриття щілини приймають рівним контактному тиску з деякою поправкою.



- 1 – ствол пакера; 2 – опорна втулка; 3 – самоущільнювальна манжета;
 4 – упор; 5 – опорна гайка; 6 – патрубок (відрізок обсадної труби); 7 – нижня кришка; 8 – опорний стакан; 9 – стопорні гвинти; 10 – рим-болт; 11 – верхня кришка; 12 – вхідний отвір для підводу випробувальної рідини;
 13 – радіальний випробувальний отвір; 14 – перехідник;
 15 – контрольний манометр; 16 – зворотний клапан; 17 – ручний гідравлічний насос; 18 – зливний отвір

Рисунок 3.6 – Принципова схема лабораторного стенду для дослідження контактних тисків



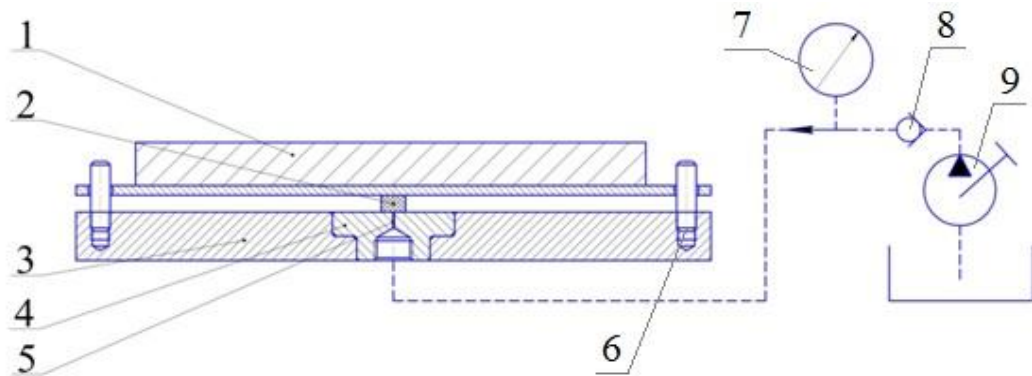
Рисунок 3.7 – Загальний вигляд лабораторного стану для дослідження контактних тисків

Щодо згаданої вище поправки необхідно зазначити, що її визначено за допомогою спеціально виготовленої тарувальної установки (рис. 3.8 а, б). При цьому використано гумовий елемент, який звулканізований з тієї ж гумової суміші, що й самоущільнювальна манжета устьового випробувального пакера.

Тарувальна установка, принципова схема якої наведена на рисунку 3,8 а, утворена 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. Загальний вигляд тарувальної установки наведений на рисунку 3,8, б.

Зміст визначення контактних тисків на тарувальній установці аналогічний змісту визначення на лабораторному стенді для випробування устьового пакера. У ході експерименту передбачалося, що якщо навантажити гумовий зразок 2 (рис. 3.8, а) з контактною площею 1 см^2 силою в 10 Н , то

контактний тиск на поверхні контакту «гумовий елемент – змінна вставка», має складати 0,1 МПа. Для точності фіксування показників контактного тиску використовували манометр 7 2-го класу точності з ціною поділки 0,01 МПа. Тиск створювався ручним гідравлічним насосом 9 через зворотний клапан 8.



а)



б)

а) – принципова схема установки:

1 – вантаж; 2 – гумовий зразок; 3 – опорна плита; 4 – змінна вставка;
5 – контрольний отвір; 6 – направляючі; 7 – контрольний манометр;
8 – зворотний клапан; 9 – ручний гідравлічний насос НРГ-700

б) – загальний вигляд тарувальної установки

Рисунок 3.8 – Тарувальна установка

За результатами проведених на тарувальній установці випробувань отримано залежність контактного тиску від тиску випробування (рис. 3.9), яку використовували при визначенні контактних тисків на лабораторному стенді (рис. 3.6).

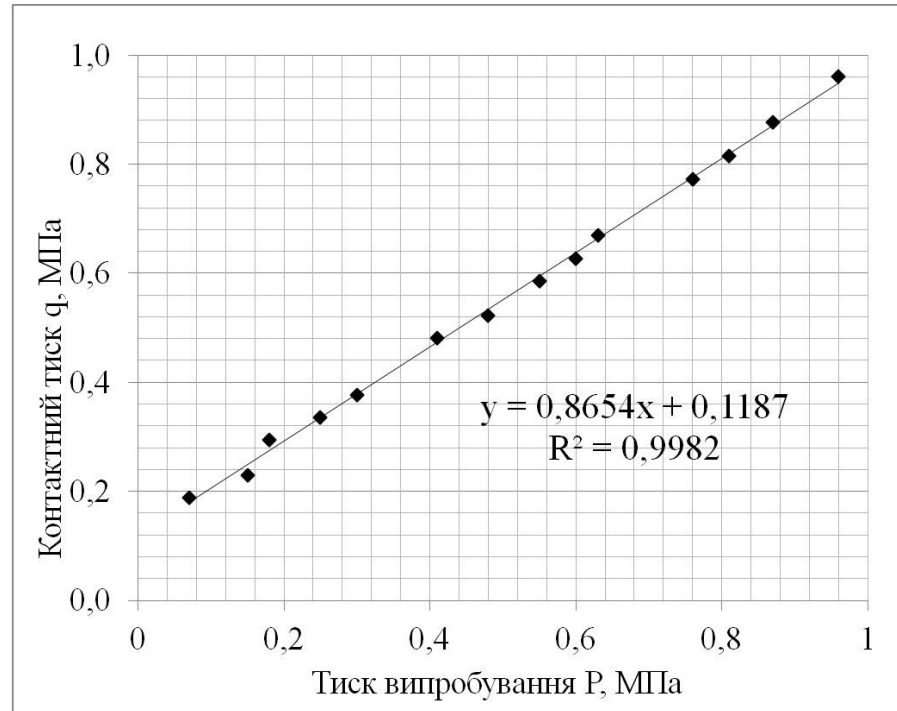


Рисунок 3.9 – Залежність контактного тиску від тиску випробування (отримана на тарувальній установці)

Аналіз залежності контактного тиску від тиску випробування, отриманої на тарувальній установці свідчить про лінійність її характеру.

3.3 Статистична математична модель впливу експлуатаційних та конструктивних факторів на герметизаційну здатність самоущільнювальної манжети

Для одержання статистичної математичної моделі впливу силових факторів, геометричних характеристик ущільнення та фізико-механічних властивостей матеріалу манжети на її герметизаційну здатність, яку оцінювали за величиною контактного тиску, застосоване повнофакторне

планування експерименту на основі центрального композиційного ротатабельного плану другого порядку Бокса-Хантера [123]. Його вибір зумовлений можливістю передбачати значення функції відгуку з дисперсією, однаковою на всьому факторному просторі.

При плануванні експерименту на основі апріорної інформації [98, 101, 102] за незалежні фактори приймали: діаметральний натяг Δ , тиск випробування P , радіальний зазор δ між упором та обсадною трубою, а також модуль зсуву матеріалу σ_{zc} . Як цільову функцію q прийнято величину максимального контактного тиску. Ядро плану другого порядку Бокса-Хантера 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-ма дослідями в зіркових точках (величина зіркового плеча дорівнює 2) та 4-ма дослідями в центрі плану.

Основні рівні варіювання факторів та границі області дослідження вибрані за результатами попередніх експериментів і на основі апріорної інформації (табл. 3.1).

Область зміни незалежних факторів відповідає діапазону зміни геометричних розмірів, фізико-механічних властивостей матеріалу манжети та умов випробування.

Функція відгуку апроксимована поліномом другого порядку виду

$$Y = b_0 + \sum_{1 \leq i \leq k} b_i X_i + \sum_{1 \leq i_1 < i_2 \leq k} b_{i_1 i_2} X_{i_1} X_{i_2} + \sum_{1 \leq i \leq k} b_{ii} X_i^2, \quad (3.4)$$

де k – кількість незалежних змінних.

Обробка результатів експерименту та аналіз регресійної моделі здійснено за допомогою модуля «Планування експерименту» статистичної програми Statgraphics 5.0 Plus (розробник Statpoint Technologies, Inc., США).

Таблиця 3.1 – Основні рівні, інтервали варіювання факторів та границі області дослідження

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

Рівняння регресії (3.5) з урахуванням значень коефіцієнтів має вигляд:

$$\begin{aligned}
 q = & 30,475 + 1,28974 \cdot X_1 + 1,99606 \cdot X_2 - 1,62919 \cdot X_3 + 1,19581 \cdot X_4 - \\
 & 0,0318771 \cdot X_1^2 + 0,106263 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0,118762 \cdot X_1 \cdot X_3 + 0,0062625 \cdot X_1 \cdot X_4 - \\
 & 0,0453771 \cdot X_2^2 - 0,118762 \cdot X_2 \cdot X_3 - 0,0062625 \cdot X_2 \cdot X_4 + 0,278748 \cdot X_3^2 + \\
 & 0,0062375 \cdot X_3 \cdot X_4 - 0,0462521 \cdot X_4^2
 \end{aligned} \quad (3.5)$$

Адекватність отриманої регресійної моделі підтверджується великим значенням коефіцієнта детермінації R^2 , який склав 95,7 %. Значимість коефіцієнтів моделі визначено за допомогою Р-рівня і наведена на стандартизованому Паретто-графіку (рис. 3.10).

З урахуванням значущості коефіцієнтів рівняння регресії (3.5) має вигляд:

$$\begin{aligned}
 q = & 30,475 + 1,28975 \cdot X_1 + 1,99608 \cdot X_2 - 1,62917 \cdot X_3 + \\
 & 1,19583 \cdot X_4 + 0,278748 \cdot X_3^2
 \end{aligned} \quad (3.6)$$

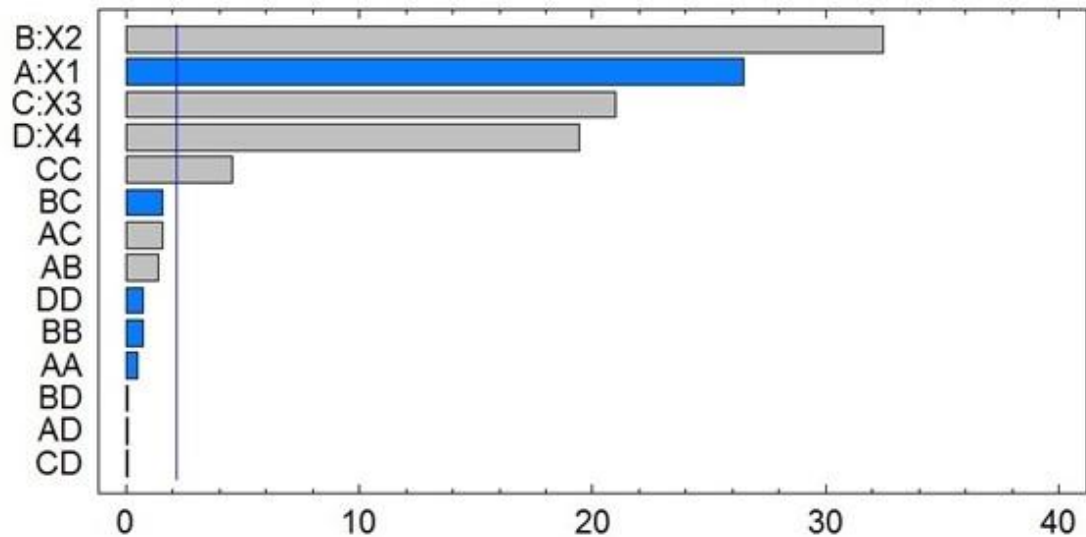


Рисунок 3.10 – Статистична оцінка регресійної моделі: Паретто-графік

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

На рисунку 3.11 наведено порівняння експериментальних (observed) та розрахункових (predicted) значень цільової функції контактних тисків.

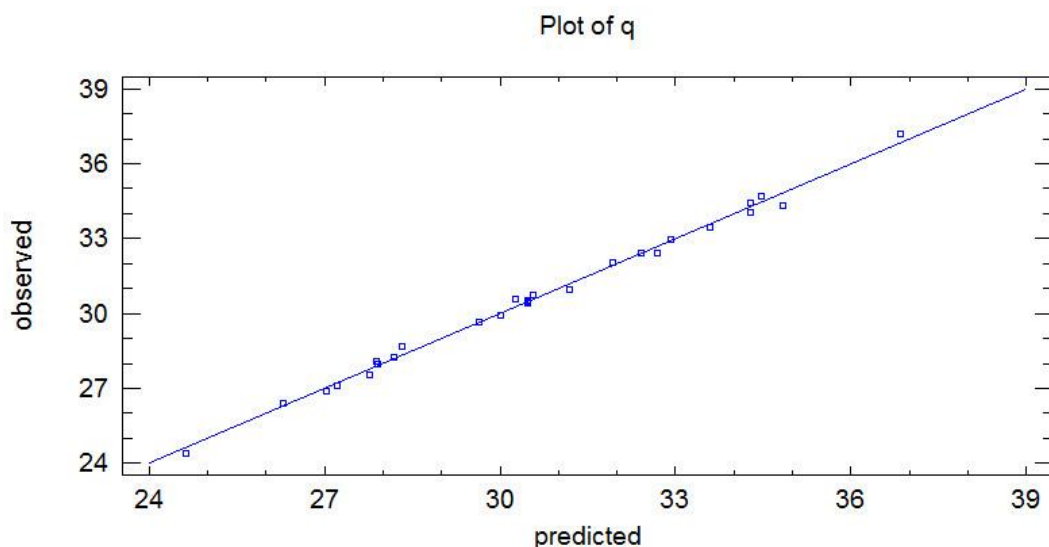


Рисунок 3.11 – Графік порівняння експериментальних (observed) та розрахункових (predicted) значень цільової функції

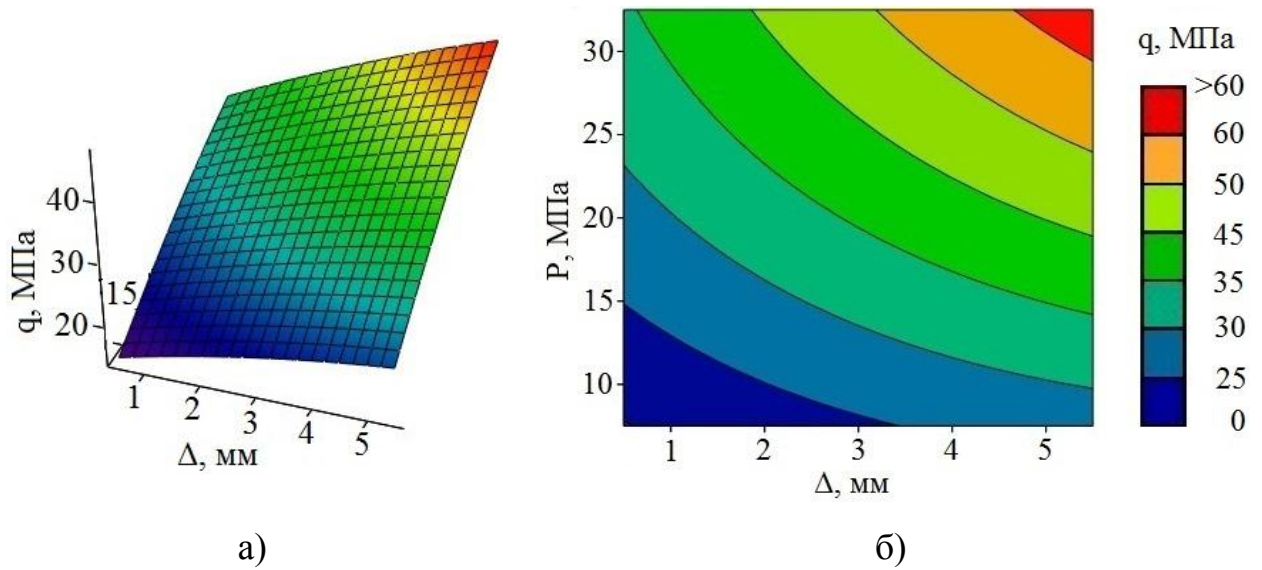
На рисунках 3.12 – 3.16 наведено тривимірні перетини цільової функції та контурні криві цих поверхонь, що демонструють залежності контактних

тисків від факторів впливу.

На рисунку 3.12 наведено тривимірний графік залежності контактного тиску від тиску випробування та натягу. Яскраво виражена прямо пропорційна в межах факторного простору залежність показує, що зі збільшенням діаметрального натягу та величини випробувального тиску контактний тиск зростає. Зважаючи на результати досліджень авторів роботи [97], можна стверджувати про схожість результатів приросту контактних тисків від вказаних факторів у манжеті устьового випробувального пакера та гідроциліндра.

На рисунку 3.13 наведено 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. 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 [98], зазор є основною причиною концентрації напружень в опорній частині манжети. Саме в цій зоні спостерігається утворення тріщин. У частині матеріалу, що витискається в зазор, переважають сили розтягу, а в перерізах, близьких до зазору, спостерігається різке зниження контактних напружень до нульового значення.

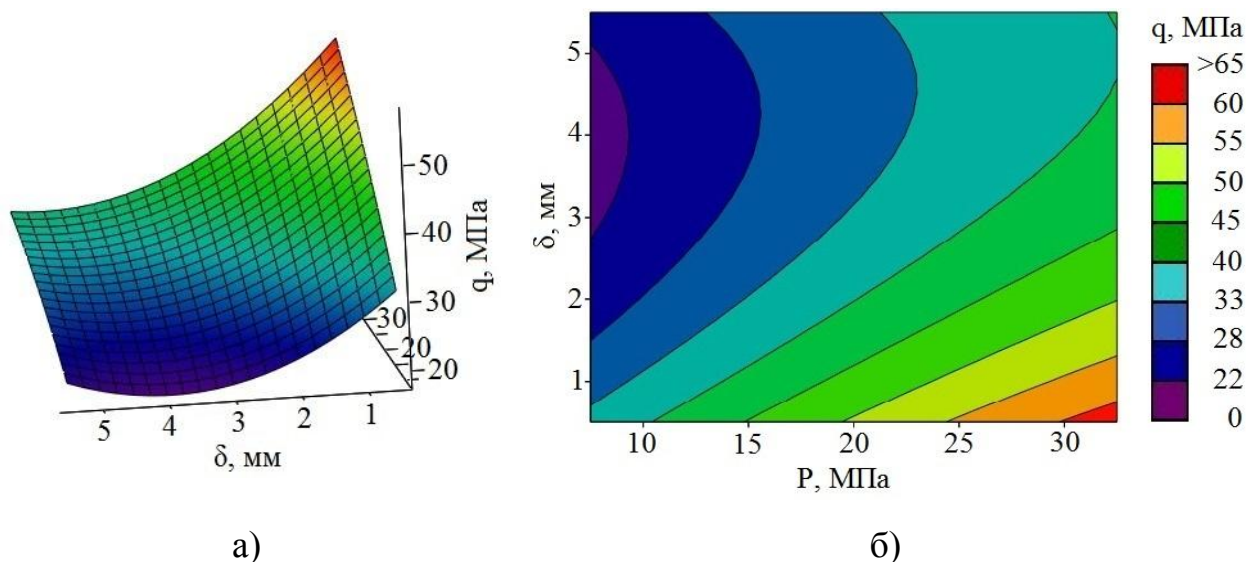
З графічної залежності, наведеної на рисунку 3.13, видно, що контактні тиски мають мінімальне значення, якщо радіальний зазор $\delta \geq 3$ мм. Зі збільшенням тиску випробування, за тих самих значень радіального зазору, контактні тиски зростають. Але виходячи з нормативних вимог до величини тиску випробування обсадної колони відповідного діаметра і товщини стінки, цей фактор, хоч і напряду впливає на герметизаційну здатність, не може коригуватися і має залишатися незмінними.



а) – гіперповерхня; б) – контурна крива

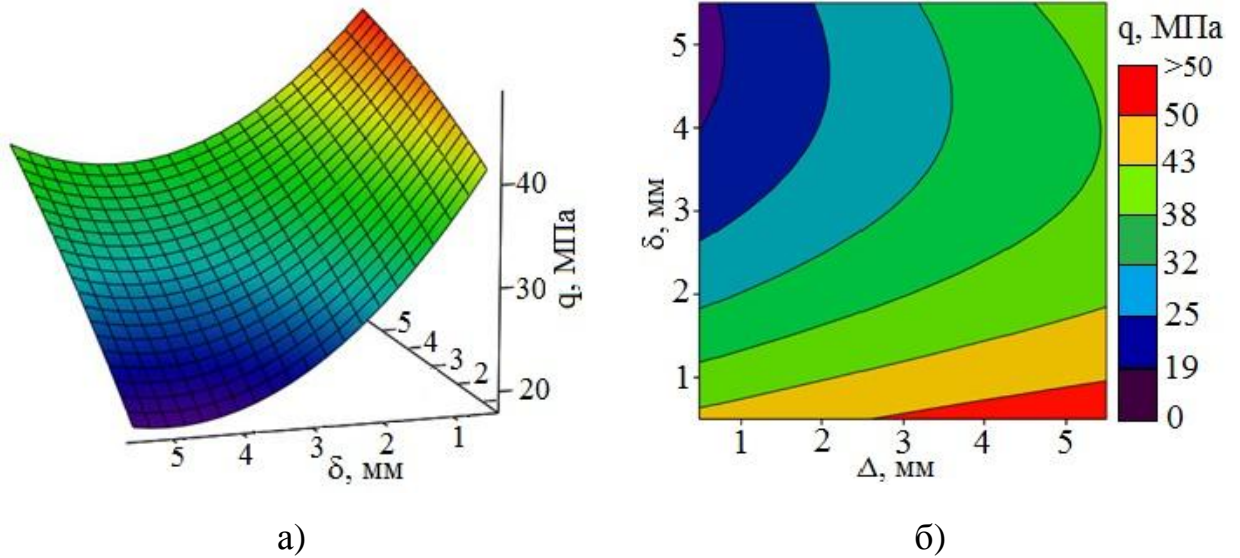
Рисунок 3.12 – Залежність цільової функції контактного тиску від тиску випробування та натягу манжети

Тривимірний графік, наведений на рисунку 3.14, свідчить про значну різницю у залежності контактного тиску від діаметрального натягу та радіального зазору. Інтенсивність зміни контактного тиску від діаметрального натягу більша, ніж від зміни радіального зазору при рівних величинах тиску випробування.



а) – гіперповерхня; б) – контурна крива

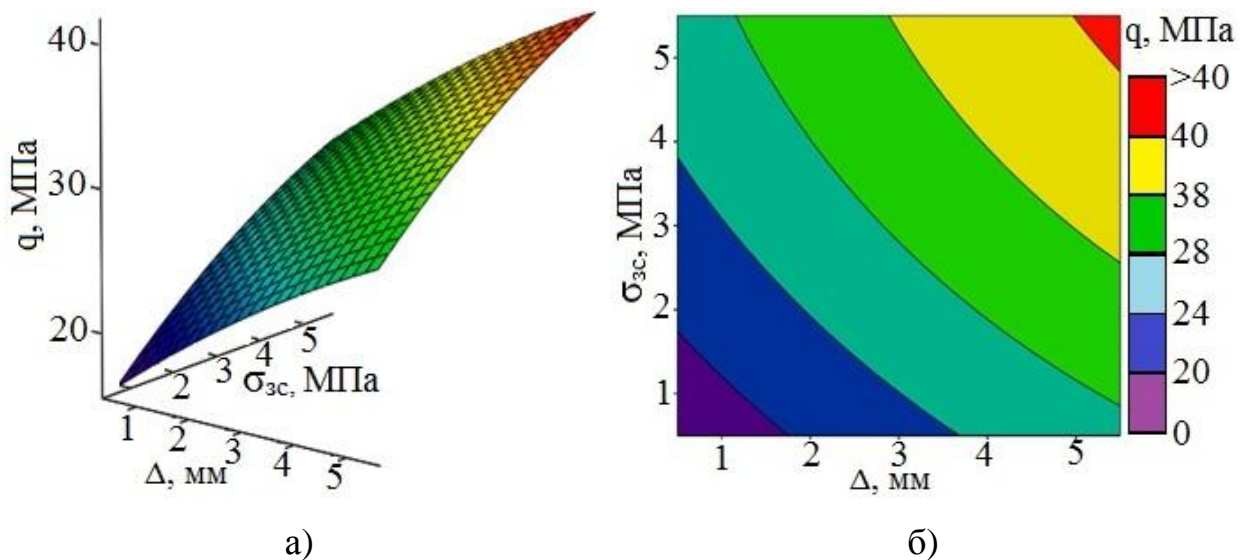
Рисунок 3.13 – Залежність цільової функції контактного тиску від тиску випробування та радіального зазору



а) – гіперповерхня; б) – контурна крива

Рисунок 3.14 – Залежність цільової функції контактного тиску від радіального зазору та натягу манжети

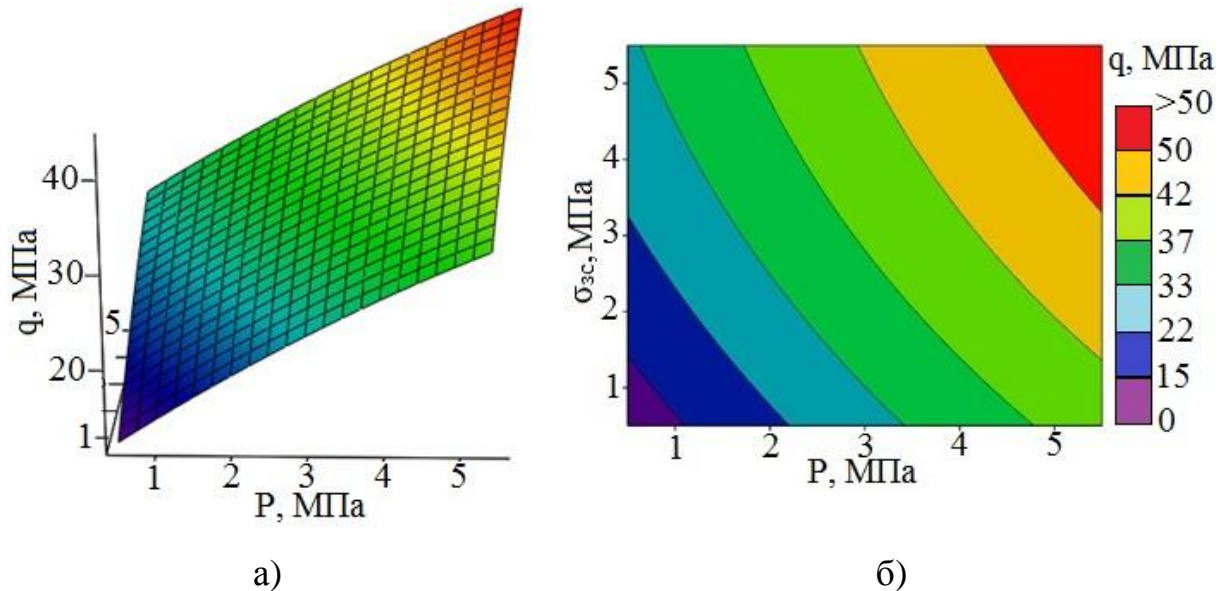
На рисунку 3.15 наведено тривимірний графік залежності контактного тиску від натягу та модуля зсуву. Спостерігається яскраво виражена прямо пропорційна в межах факторного простору залежність.



а) – гіперповерхня; б) – контурна крива

Рисунок 3.15 – Залежність цільової функції контактного тиску від натягу та модуля зсуву матеріалу манжети

На тривимірному графіку, наведеному на рисунку 3.16, спостерігається прямо пропорційна залежність контактного тиску від факторів впливу: тиску випробування та модуля зсуву.



а) – гіперповерхня; б) – контурна крива

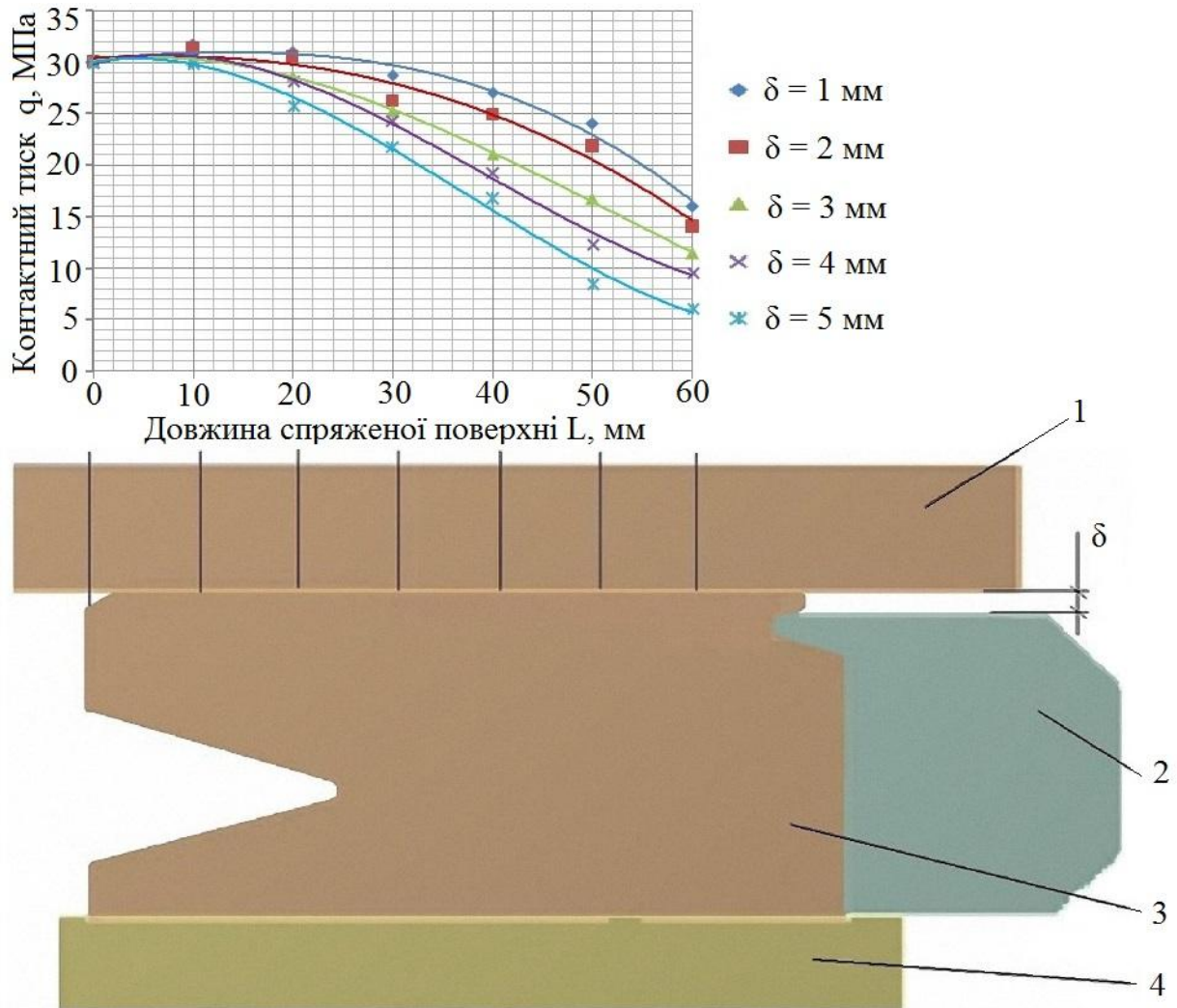
Рисунок 3.16 – Залежність цільової функції контактної тиску від тиску випробування та модуля зсуву

Тривимірна поверхня характеризує зменшення контактних тисків внаслідок збільшення опору пружній деформації матеріалу манжети (деформація викликана зміною тиску випробування).

3.4 Дослідження розподілу контактної тиску по довжині спряженої поверхні «манжета – обсадна труба»

Беручи до уваги висновки попередніх досліджень, що вказують на нерівномірність розподілу контактної тиску по довжині спряженої поверхні «манжета – обсадна труба», на розробленому лабораторному стенді провели ряд експериментів з метою встановлення відповідних залежностей. Завдяки спіральному виконанню радіальних випробувальних отворів отримано значення контактних тисків у відповідних перерізах спряженої поверхні для

різних радіальних зазорів δ між упором манжети та обсадною трубою за тиску випробування $P = 30$ МПа та діаметрального натягу $\Delta = 1$ мм (рис. 3.17).



1 – обсадна труба; 2 – упор; 3 – самоущільнювальна манжета;
4 – ствол; δ – радіальний зазор

Рисунок 3.17 – Розподіл контактних тисків по довжині спряженої поверхні «манжета – обсадна труба» в діапазоні радіальних зазорів δ від 1 до 5 мм при $\Delta = 1$ мм. $\sigma_{zc} = 2,47$ МПа, $P = 30$ МПа

Побудовані за результатами експериментальних досліджень графічні залежності $q(L)$ засвідчили суттєву розбіжність контактних тисків по довжині спряженої поверхні «манжета – обсадна труба». Зокрема, мінімальні

значення контактних тисків є характерними для зони опорної частини манжети. З розподілу контактних тисків по довжині спряженої поверхні також видно, що контактні тиски знижуються від кромки робочої губи (відповідає позначці 0 мм на осі абсцис) самоущільнюваної манжети до опорної її частини (відповідає позначці 65 мм). Локальний екстремум максимуму в області $L = 10 - 20$ мм для $\delta = 1 - 3$ мм пояснюється тим, що в цій зоні відбувається балансування товщини гуми і величини тиску випробувальної рідини, що притискає губу манжети до стінки обсадної труби.

Характер кривої $q(L)$ при $\delta \geq 3$ мм і при $\delta = 1 - 2$ мм суттєво різний. Інтенсивність спаду контактних тисків при радіальному зазорі $\delta \geq 3$ мм зростає. Це зумовлено збільшенням просторової зони для витискання матеріалу ущільнення. Підтвердженням цього є загальний вигляд опорної частини манжети після витискання в зазор $\delta = 3$ мм, що зафіксований після вилучення пакера із лабораторного стенду і наведений на рисунку 3.18.



Рисунок 3.18 – Загальний вигляд опорної частини манжети після вилучення пакера із лабораторного стенду

Витискання гуми в зазор (екструзія) призводить до перерозподілу робочих контактних тисків по спряженій поверхні, а потім і до втрати герметичності. Критичним наслідком екструзії є руйнування опорної частини манжети.

3.5 Критеріальна оцінка герметизаційної здатності самоущільнювальної манжети

Одним із критеріїв герметизаційної здатності є коефіцієнт герметизації, α , який визначають за формулою

$$\alpha = \frac{\bar{q}}{P} \quad (3.7)$$

де \bar{q} – середній контактний тиск по довжині спряженої поверхні «манжета – обсадна труба»;

P – випробувальний тиск.

Середній контактний тиск \bar{q} по спряженій поверхні визначено завдяки вже згадуваній особливості лабораторного стенда, а саме наявності радіальних отворів, виконаних по спіралі (рис. 3.19). Для його визначення прийнято максимальний випробувальний тиск $P = 30$ МПа. При визначенні коефіцієнту герметизації модуль зсуву матеріалу не змінювався і прийнятий рівним 2,47 МПа (цей фактор є найменш впливовим, див. Паретто-графік, рис. 3.10)



Рисунок 3.19 – Спіральне виконання радіальних випробувальних отворів для визначення контактних тисків на спряженій поверхні «манжета – обсадна труба»

На рисунках 3.20 – 3.21 наведені графічні залежності коефіцієнта герметизації α від діаметрального натягу Δ та радіального зазору δ .

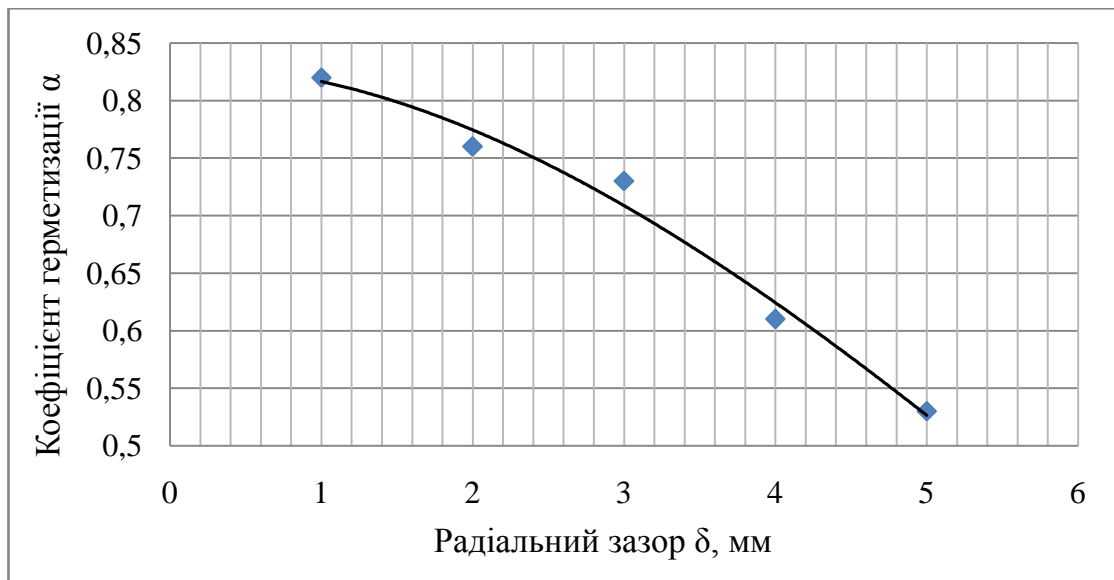


Рисунок 3.20 – Залежність коефіцієнта герметизації α від радіального зазору δ при $\Delta = 1$ мм, $\sigma_{zc} = 2,47$ МПа, $P = 30$ МПа

У таблиці 3.2 також наведені значення коефіцієнта герметизації залежно від ступеня впливу зазначених вище факторів.

Для визначення діапазону зміни коефіцієнта герметизації діаметральний натяг Δ прийнято рівним 1 мм, а радіальний зазор δ – рівним 3 мм. При цьому враховано конструктивні особливості пакера типу УВЧ, який перед проведенням експериментальних досліджень взято за прототип.

У першому випадку коефіцієнти герметизації визначено за діаметрального натягу Δ , рівного 1 мм, для радіальних зазорів δ в діапазоні від 1 до 5 мм. Обчислені значення вказують на те, що показник герметизації перебуває в прийнятних з точки зору герметичності для гуми межах (0,85 ÷ 1,2) тільки при радіальному зазорі δ рівному 1 мм. За інших зазорів коефіцієнт герметизації α є недостатнім. Проте потрібно також відмітити, що радіальний зазор δ величиною в 1 мм не є прийнятним для конструкції самоущільнювального пакера з точки зору обмеження можливості його спуску в обсадній колоні до місця пакерування (практика свідчить про

високий відсоток застрягання пакерів при значеннях радіального зазору $\delta = 1$ мм). Значення ж коефіцієнта герметизації при закладеному в конструкції радіальному зазорі $\delta = 3$ мм та натягу $\Delta = 1$ мм свідчить про низьку герметизаційну здатність впродовж періоду випробування самоущільнювальної манжети.

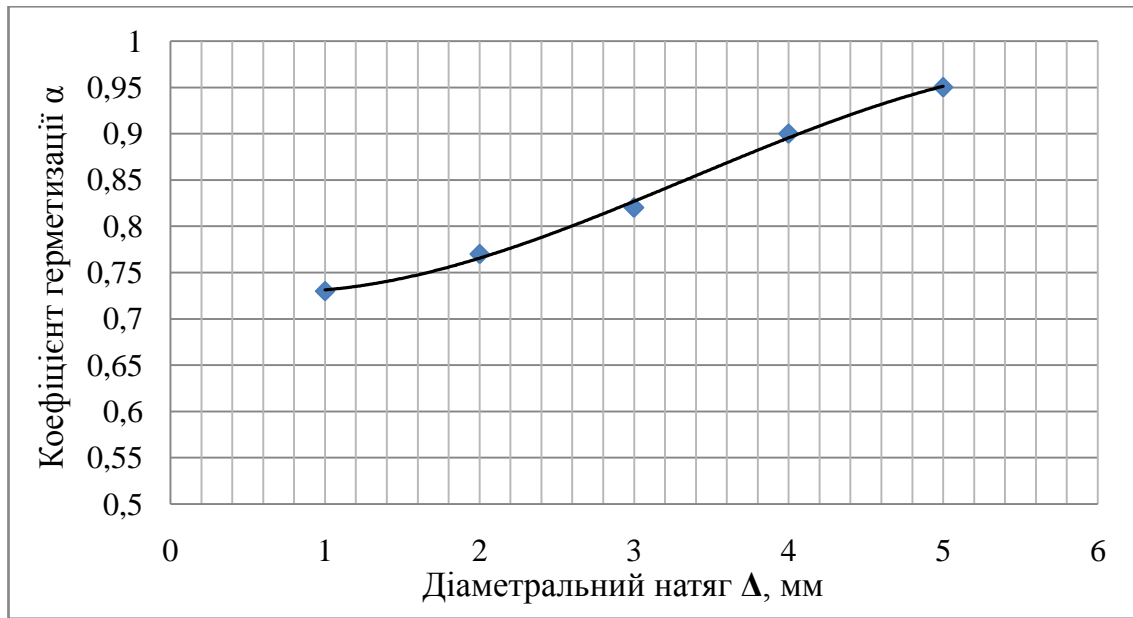


Рисунок 3.21 – Залежність коефіцієнта герметизації α від діаметрального натягу Δ при $\delta = 3$ мм. $\sigma_{zc} = 2,47$ МПа. $P = 30$ МПа

У другому випадку коефіцієнти герметизації α визначені для діаметрального натягу Δ , що змінювався в діапазоні від 1 до 5 мм. Отримані значення вказують на те, що для досягнення герметизації мінімально необхідним є діаметральний натяг $\Delta = 3$ мм. Також необхідно зазначити, що для обсадних колон характерними є значна овальність та наявність корозійних раковин. З урахуванням цих факторів діаметральний натяг має бути більший ніж 3 мм.

Наступним важливим критерієм оцінювання герметизаційної здатності є початковий контактний тиск на спряженій поверхні «манжета – обсадна труба». Він характеризує особливості роботи самоущільнювальної манжети на першому етапі її герметизації за невеликих початкових випробувальних

тисків P_{II} (п. 1.3, роз. 1).

Таблиця 2.2 – Значення коефіцієнта герметизації за різних значень геометричних факторів впливу

№ п/п	Коефіцієнт герметизації, α	Середній контактний тиск, \bar{q} , МПа	Тиск випробування P , МПа	Діаметральний натяг Δ , мм	Радіальний зазор δ , мм	Модуль зсуву матеріалу ущільнення σ_{zc} , МПа
1	0,82	24,6	30	1	1	2,47
	0,76	22,8			2	
	0,73	21,9			3	
	0,61	18,3			4	
	0,53	15,9			5	
2	0,73	21,9	30	1	3	2,47
	0,77	23,1		2		
	0,82	24,6		3		
	0,9	27		4		
	0,95	28,5		5		

Саме забезпечення мінімально необхідних значень початкових контактних тисків q_0 усуває необхідність створення імпульсних навантажень (закачування випробувальної рідини з великою продуктивністю насосних агрегатів) для спрацювання манжети і досягнення герметизації в процесі випробування. Такі умови випробування мають місце внаслідок незначної глибини встановлення випробувальних пакерів з самоущільнювальними манжетами.

За невеликих початкових випробувальних тисків ($P_{II} = 0,5 \div 5$ МПа) герметизація забезпечується шляхом розклинювання губ. Основними факторами впливу на цьому етапі є діаметральний натяг Δ та механічні властивості гуми. Серед останніх найбільш інформативним для вирішення контактних задач та оцінювання напружено-деформованого стану гумових елементів є модуль зсуву σ_{zc} . Це деформаційно-міцнісний показник, особливості визначення якого описано вище.

Інструментом досягнення на початковому етапі роботи самоущільнювальної манжети мінімально необхідних початкових контактних тисків для забезпечення герметичності є визначення раціонального діаметрального натягу Δ манжети та модуля зсуву σ_{zc} матеріалу.

Графічна залежність контактного тиску від діаметрального натягу та модуля зсуву наведена на рисунку 3.22.

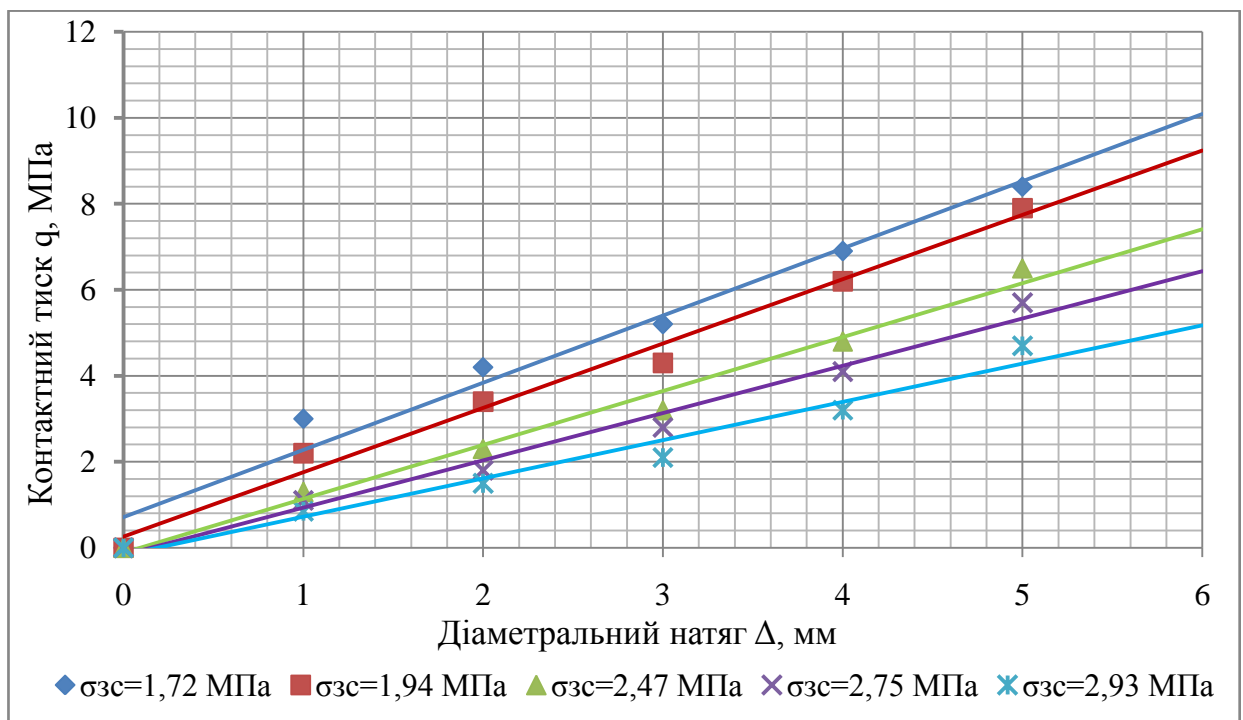


Рисунок 3.22 – Графічна залежність початкових контактних тисків від діаметрального натягу та модуля зсуву ($\delta = 3$ мм)

З графічної залежності, яка має лінійний характер, видно, що необхідні значення попередніх контактних тисків досягаються за умов, коли

діаметральний натяг більший 3 мм, а модуль зсуву рівний 2,47 МПа. Дані значення отримані в умовах наближених до ідеальних: обсадна труба підібрана з мінімальним допуском овальності, на внутрішніх стінках немає раковин та нашарувань продуктів корозії. Наявність останніх у свердловинних умовах [124] створює додаткові канали, через які випробувальна рідина просочується у підпакерний простір, і, як наслідок, викликає необхідність у створенні згадуваних раніше імпульсних навантажень. Останнє є недопустимим, а нерідко технічно недосяжним. Тому доцільним є прийняття діаметрального натягу Δ , рівного 4 мм.

Висновки до розділу 3

1. Із застосуванням повного факторного планування експерименту на основі центрального композиційного ротатабельного плану другого порядку Бокса-Хантера одержано статистичну математичну модель впливу діаметрального натягу, тиску випробування, радіального зазору між упором і обсадною трубою та модуля зсуву матеріалу на величину контактної тиску, що представлена поліномом другого порядку. При цьому встановлено, що найбільш значимим фактором є тиск випробування. Наступні за значимістю є діаметральний натяг, радіальний зазор та модуль зсуву матеріалу ущільнення. Тривимірний графік залежності контактної тиску від тиску випробування та натягу показує яскраво виражену прямо пропорційну залежність. Тривимірний графік залежності контактної 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 їх зменшенням від кромки робочої губи до опорної частини манжети (координата L). Виявлено локальний екстремум-максимум в зоні $L = 10 - 20$ мм для зазорів між

опорною втулкою та обсадною трубою $\delta = 1 - 3$ мм. Встановлено, що характер зміни контактних тисків по довжині спряженої поверхні за абсолютних значень $\delta \geq 3$ мм та $\delta = 1 - 2$ мм суттєво різний. Інтенсивність спаду контактних тисків за радіального зазору $\delta \geq 3$ мм збільшується, що спричинено збільшенням просторової зони для витискання матеріалу ущільнення. Для всіх значень зазору контактні тиски набувають мінімального значення в зоні опорної частини манжети.

3. Проведені дослідження контактних тисків самоущільнювальної манжети устьового випробувального пакера виявили закономірності впливу силових факторів, геометричних характеристик ущільнення та фізико-механічних властивостей матеріалу манжети на герметизаційну здатність самоущільнювальних манжет свердловинних випробувальних пакерів.

4. Оцінено герметизаційну здатність самоущільнювальної манжети через коефіцієнт герметизації за впливу найбільш суттєвих факторів. Це дало змогу визначити абсолютні величини факторів, за яких досягається герметичність самоущільнювальної манжети при її випробуванні: діаметральний натяг $\Delta = 4$ мм, радіальний зазор $\delta = 2$ мм, $\sigma_{zc} = 2,47$ МПа (за тиску випробувальної рідини 30 МПа).

5. Встановлено, що зазначені вище фактори ($\Delta = 4$ мм, $\delta = 2$ мм, $\sigma_{zc} = 2,47$ МПа) забезпечують мінімально необхідні попередні контактні тиски для досягнення герметизації на першому етапі роботи манжети.

РОЗДІЛ 4

ЧИСЕЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ САМОЩІЛЬНЮВАЛЬНОЇ МАНЖЕТИ СВЕРДЛОВИННОГО ВИПРОБУВАЛЬНОГО ПАКЕРА

Зважаючи на відсутність на сьогодні аналітичних залежностей для оцінювання напружено-деформованого стану самоущільнювальних манжет свердловинних випробувальних пакерів з урахуванням експлуатаційних та конструктивних факторів впливу, її доцільно здійснювати з використанням чисельних методів.

При цьому для отримання правильних і точних результатів необхідним є вибір моделі поведінки матеріалу манжети, з попереднім визначенням його фізико-механічних властивостей.

4.1 Дослідження фізико-механічних властивостей матеріалу самоущільнювальної манжети пакера

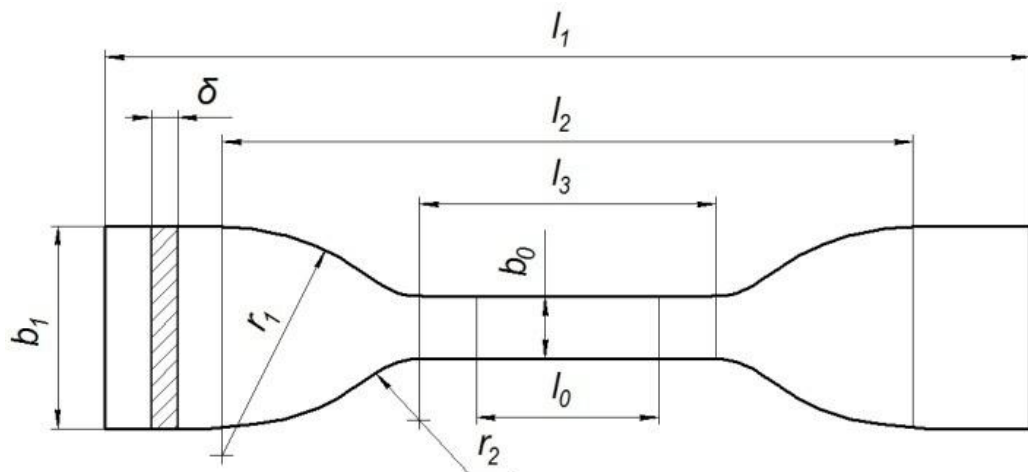
Як було зазначено в попередньому розділі, для чисельних досліджень з використанням сучасних програмних комплексів необхідною є наявність значень і залежностей ряду деформаційно-міцнісних властивостей [119].

Оскільки визначити ці властивості за існуючими експериментальними методиками для натурної самоущільнювальної манжети складної конфігурації не можливо, то проведено ряд експериментальних досліджень із простими за формою дослідними зразками. Їх виготовляли шляхом вулканізації із гумової суміші, аналогічної за складом матеріалу манжети [3].

Випробування з визначення деформаційно-міцнісних властивостей зразків з гумової суміші ІРП–1293 проведені за стандартною методикою в акредитованій лабораторії (Додаток Б) [125].

Випробуванню підлягали зразки, вирубані з вулканізованих пластин товщиною 1,93 мм у вигляді двосторонніх лопаток (рис. 4.1). Підготовлені

зразки закріплювали в затискачах машини у місцях, визначених спеціальними мітками. При цьому осі зразків співпадали з напрямком переміщення затискачів. Надалі їх піддавали розтягуванню до розриву зі швидкістю переміщення затискача 500 мм/хв за температури 22 °С. Випробуванню було піддано п'ять зразків.



а)



б)

а) – конструктивні особливості; б) – загальний вигляд;

1 – зразки до розриву; 2 – зразок після розриву

Рисунок 4.1 – Зразки для дослідження деформаційно-міцнісних властивостей матеріалу манжети

Для виконання експерименту використана розривна машина, оснащена пристроєм для реєстрування сили залежно від видовження зразка. Під час безперервного розтягу зразків фіксували значення сили, що відповідали заданому видовженню. При цьому в момент розриву зразків фіксували і відстань між мітками лопаток. Після проведення експерименту здійснено обробку результатів таким чином.

Умовну міцність σ_p зразків визначено як:

$$\sigma_p = \frac{F_p}{d \cdot b_0}, \text{ МПа}, \quad (4.1)$$

де F_p – розривне зусилля, Н;

d – середнє значення товщини зразка до випробування, мм;

b_0 – ширина зразка до випробування, мм.

Відносне видовження ε_p при розриві зразків у відсотках розраховували як:

$$\varepsilon_p = \frac{l_p - l_0}{l_0} \cdot 100\%, \quad (4.2)$$

де l_p – відстань між нанесеними на зразок мітками в момент його розриву, мм;

l_0 – відстань між нанесеними на зразок мітками до моменту його випробування, мм

Також визначено відносну залишкову деформацію після розриву. Для цього звільнені із затискачів частини розірваного зразка розташовували на рівній поверхні та через 1 хвилину після розриву вимірювали відстань між мітками двох складених у місці розриву частин зразка.

Залишкову деформацію зразків після розриву (відносне залишкове видовження) θ у відсотках визначили як:

$$\theta = \frac{l - l_0}{l_0} \cdot 100\%, \quad (4.3)$$

де l_0 – відстань між нанесеними на зразок мітками до моменту його випробування, мм;

l – відстань між нанесеними на зразок мітками після складання частин розірваного зразка, мм.

Результати, отримані як середнє значення для п'яти зразків, наведені в таблиці 4.1.

З метою максимального використання можливостей дослідження самоущільнювальної манжети методом скінченних елементів встановлено ряд залежностей механічних властивостей. Їх отримано шляхом розтягування заздалегідь підготовлених п'яти зразків (рис. 4.2).

Таблиця 4.1 – Визначення деформаційно-міцнісних властивостей гуми при розтягуванні

Найменування	Розміри зразка		Розривне зусилля F_p , Н	Умовна міцність при розриві, σ_p , МПа	Відносне видовження при розриві, ε_p , %	Відносна залишкова деформація після розриву, θ , %
	ширина, b_0 , мм	товщина, δ , мм				
Середнє значення для п'яти зразків	6	1,9	192	16,5	404	12

Для повноти і точності дослідження залежності відносного видовження при розриві від розривного зусилля швидкість переміщення затискача зменшено до 200 мм/хв. Це дозволило знімати покази через кожні 10 % видовження зразка (методика проведення дослідження передбачає швидкість 500 мм/хв). Отримані результати наведені на рисунку 4.3.

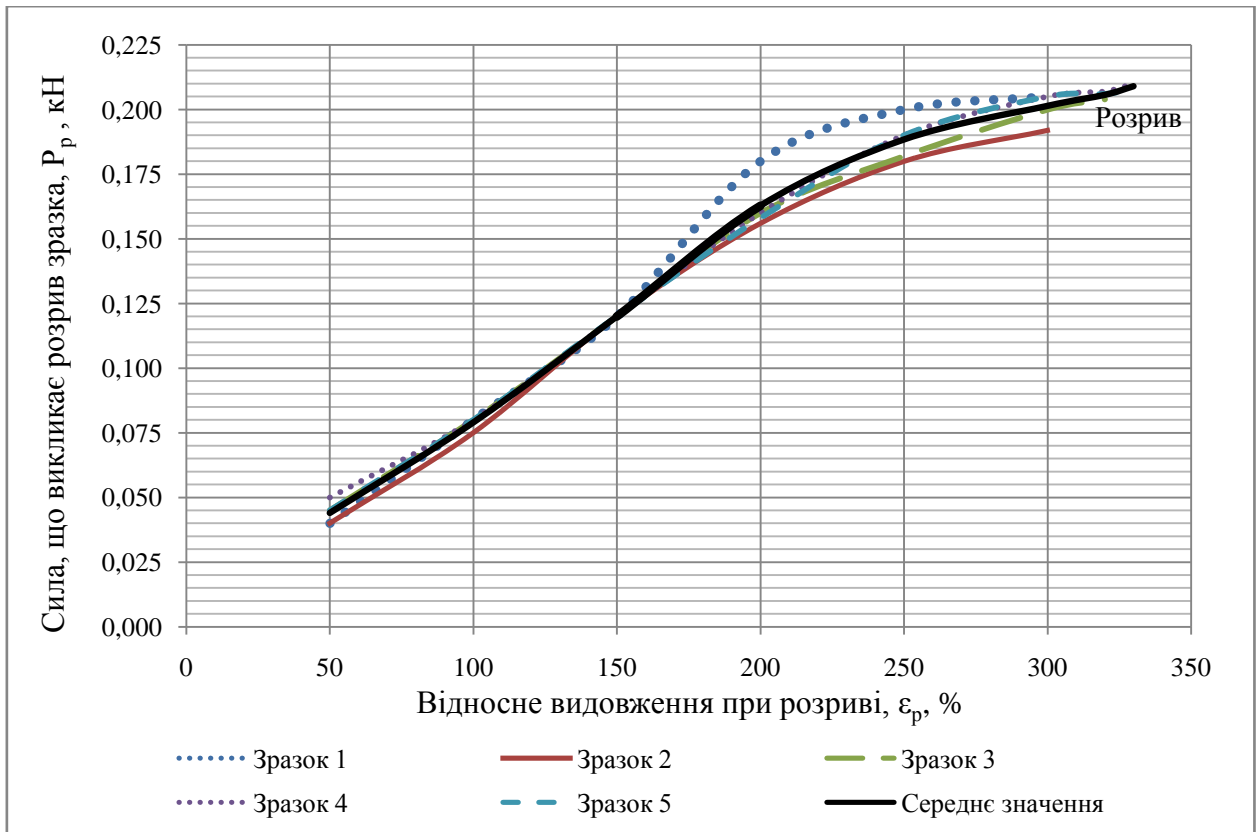


Рисунок 4.2 – Залежність відносного видовження при розриві від розривного зусилля за швидкості переміщення затискача 500 мм/хв

В експлуатаційних умовах окремі частини самоущільнювальної манжети устьового пакера внаслідок дії робочого тиску перебувають у стані об'ємного стиску впродовж визначеного інтервалу часу. Тому, щоб оцінити можливість зміни механічних властивостей матеріалу після напрацювання визначеного періоду часу, проведено додаткові експерименти. Дослідження передбачали визначення стійкості гуми до старіння при статичній деформації стиску і були виконані згідно зі стандартною методикою [3,126]. Для випробування зразки 1 та обмежувачі 2 розташовували між пластинами струбцин 3 (рис. 4.4) та піддавали їх стисканню до моменту контакту пластин з обмежувачами.

Суть методу полягає в тому, що вулканізовані у вигляді циліндрів зразки [127] піддавали статичній деформації стиску. За величиною відносної залишкової деформації визначали здатність гуми зберігати еластичні

властивості після старіння в стиснутому стані за заданих умов. Зразки піддавали початковій деформації стиску на величину 10 %, 20 % та 25 %. Старіння проводилося за температури 23 °С впродовж 24 годин. Тоді зразки вилучали зі струбцин і залишали у вільному стані на «відпочинок» впродовж 30 хв. Після цього вимірювали висоту зразків h .

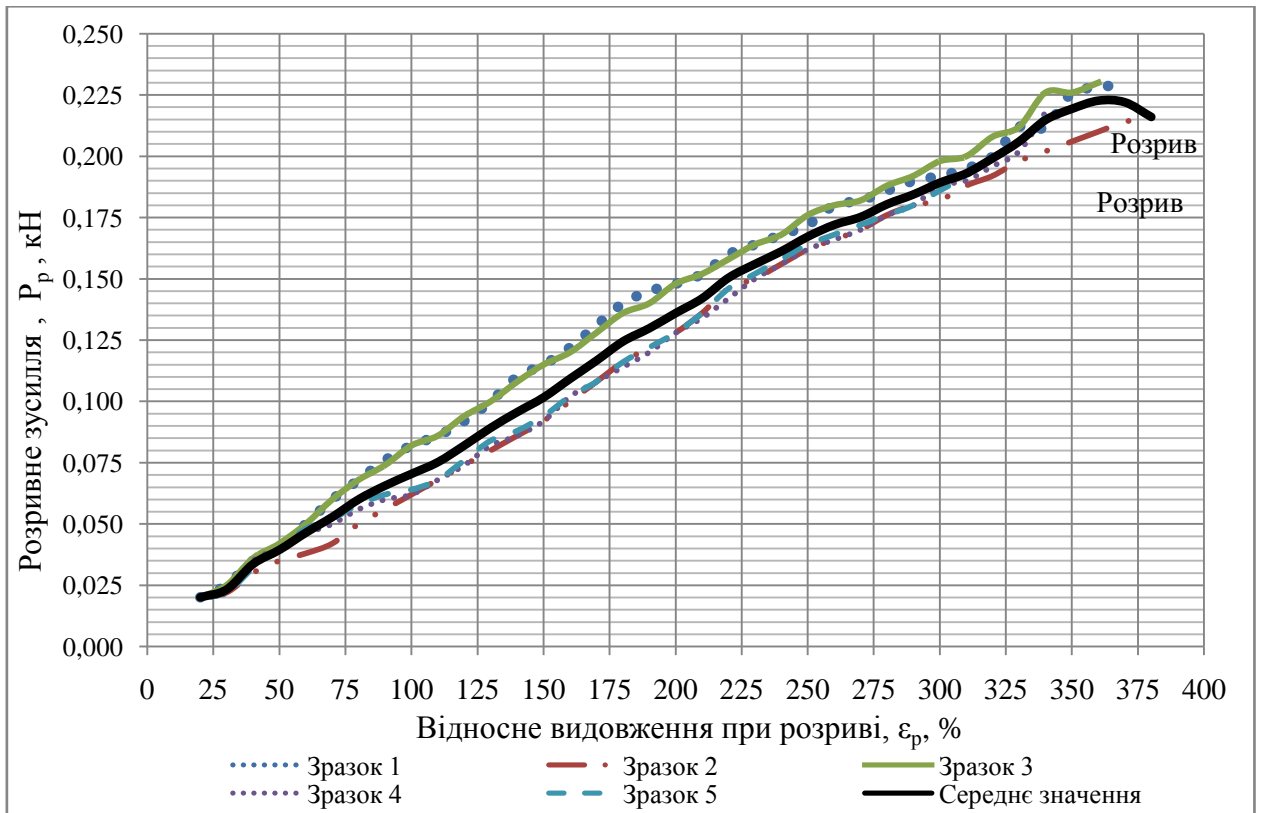
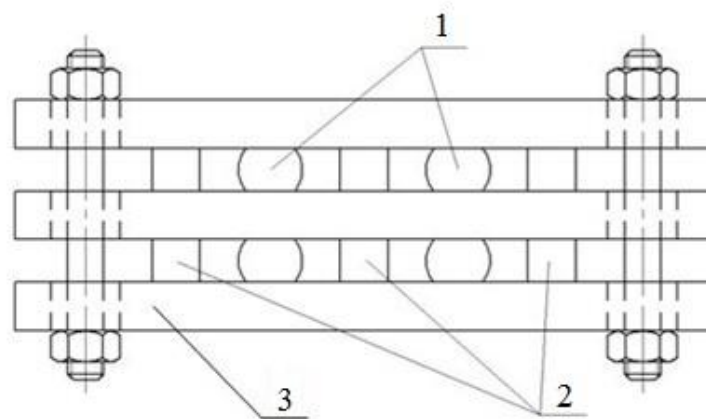


Рисунок 4.3– Залежність відносного видовження при розриві від розривного зусилля за швидкості переміщення затискача 200 мм/хв.



1 – зразки; 2 – обмежувачі; 3 – пластини

Рисунок 4.4 – Схема струбцини для стискування гумових зразків

Після проведення досліджень визначено відносну залишкову деформацію стиску C у відсотках за формулою

$$C = \frac{h_0 - h}{h_0 - h_s} \cdot 100, \quad (4.4)$$

де h_0 – висота зразка до випробувань, мм;

h – висота зразка після «відпочинку», мм;

h_s – висота обмежувача, мм.

Результати у вигляді середнього значення для трьох зразків наведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Визначення стійкості гуми до старіння за статичної деформації стиску

Початкова деформація стиску, %	Номер зразка	Висота зразка		Висота обмежувача, h_s , мм	Відносна залишкова деформація, %, C (середнє арифметичне за 3-ма зразками)
		До випробування, h_0 , мм	Після «відпочинку», h , мм		
10 %	I	10,0	9,80	9,09	23,99
	II	10,0	9,78		
	III	10,2	9,78		
20 %	I	9,83	9,50	7,86	16,72
	II	9,83	9,50		
	III	9,84	9,51		
25%	I	9,89	9,48	7,25	15,1
	II	9,91	9,54		
	III	9,89	9,50		

Використана для дослідження стандартна методика, передбачає стиск зразків до 25 %. Для повноти експерименту циліндричні зразки були стиснуті

до 50 %. За результатами дослідження побудовано графічну залежність відносної залишкової деформації стиску від початкової деформації стиску, що наведена на рисунку 4.5.

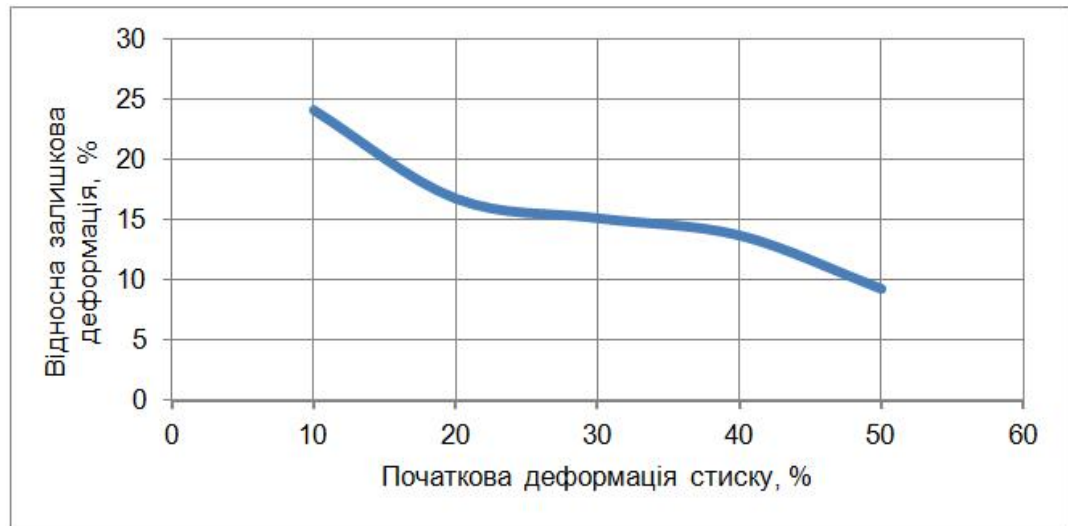


Рисунок 4.5 – Залежність відносної залишкової деформації стиску від початкової деформації стиску

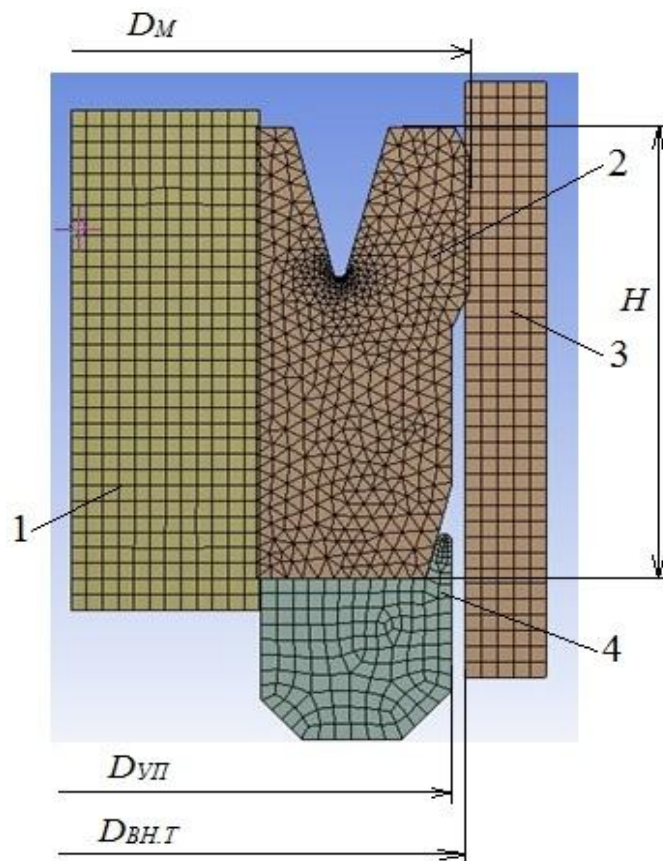
Результати проведених досліджень деформаційно-міцнісних властивостей матеріалу самоущільнювальної манжети є необхідними для проведення чисельного дослідження її напружено-деформованого стану за допомогою програмних продуктів скінченно-елементного моделювання.

На початкових етапах дослідження напружено-деформованого стану самоущільнювальної манжети використовували програмний продукт MIRELA+, проте отримані чисельні результати суттєво відрізняються від отриманих експериментальним шляхом [6]. Тому, було прийнято рішення провести дослідження за допомогою програмного продукту Ansys з використанням моделі поведінки матеріалу Mooney-Rivlin.

4.2 Розроблення скінченно-елементної моделі самоущільнювальної манжети пакера

На першому етапі побудови скінченно-елементної моделі необхідно встановити її геометричні параметри. Для цього відповідно до основних

розмірів будують контур плоскої геометричної моделі самоущільнювальної манжети. Далі створюють карту розмірів для формування сітки скінченних елементів. Для отримання достовірних результатів вона має складатись із елементів, ущільнених в осередках деформації. Тому в місцях контакту з поверхнею корпусу та обсадної колони, а також у зоні видавлювання ущільнення в зазор сітку сформовано із елементів, менших у 2-3 рази. У зоні зазору між упором та обсадною трубою картою розмірів передбачено можливість створення 3-4 елементів. Для побудови скінченно-елементної моделі використано гіперпружні двовимірні чотиривузлові осесиметричні елементи [108]. З урахуванням геометрії і карти розмірів на базі обраного елемента створено скінченно-елементну сітку моделі (рис. 4.6).



1 – ствол; 2 – самоущільнювальна манжета; 3 – обсадна труба; 4 – упор;

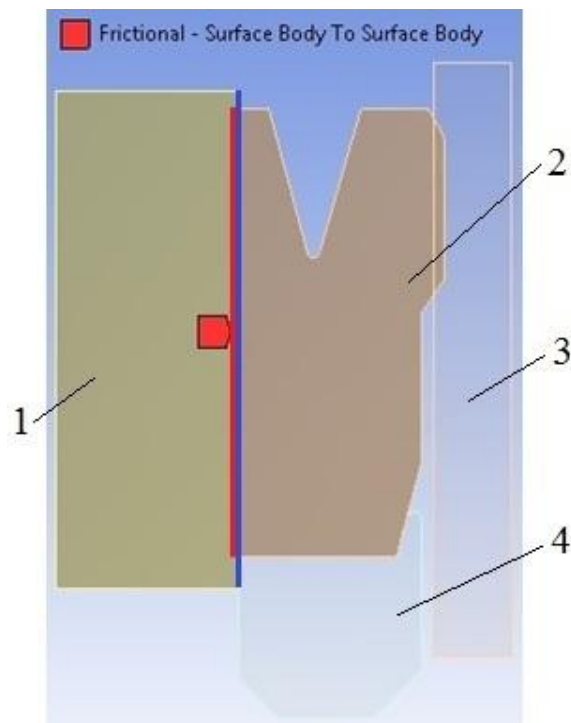
D_M – зовнішній діаметр манжети; $D_{УП}$ – зовнішній діаметр упора;

$D_{ВНТ}$ – внутрішній діаметр обсадної труби; H – висота манжети

Рисунок 4.6 – Скінченно-елементна модель самоущільнювальної манжети

Зважаючи на відсутність впливу опорної втулки (див. рис. 1.8) на поведінку скінченно-елементної моделі манжети під час моделювання – відповідно на рисунку 3.6 її не зазначено.

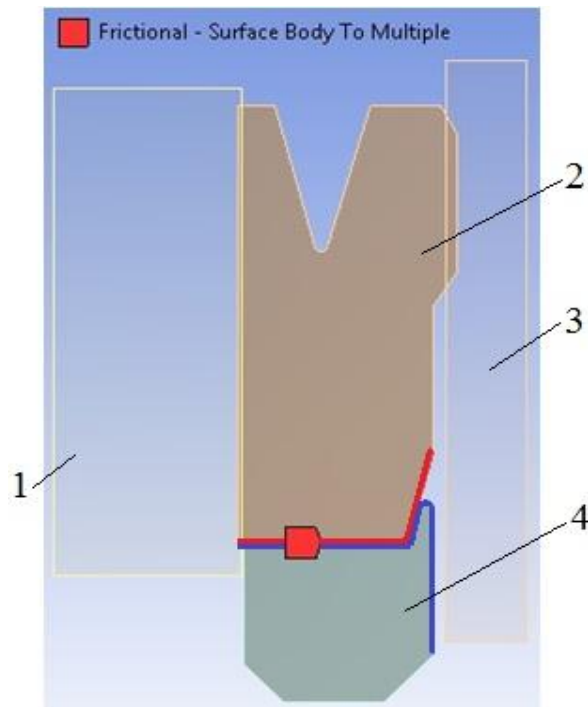
На останньому етапі створення розрахункової моделі визначено граничні умови і навантаження. З трьох сторін манжета межує із поверхнями корпусу, обсадної труби, та упора, які можна вважати абсолютно жорсткими стосовно ущільнення. Для того щоб змоделювати таку взаємодію, створено три контактні пари. Перша – це пара, утворена внутрішньою поверхнею самоущільнювальної манжети з поверхнею ствола пакера (рис. 4.7).



1 – ствол; 2 – самоущільнювальна манжета; 3 – обсадна труба; 4 – упор

Рисунок 4.7 – Схема контакту поверхні ствола пакера та внутрішньої поверхні манжети

Друга – це пара, утворена опорною частиною манжети та внутрішньою поверхнею упора (рис. 4.8). І перша, і друга є абсолютно жорсткими відповідно до поверхні манжети. Третя контактна пара – зовнішня поверхня манжети з внутрішньою поверхнею обсадної труби (рис. 4.9). Тип контакту в контактних парах – поверхня з поверхнею.



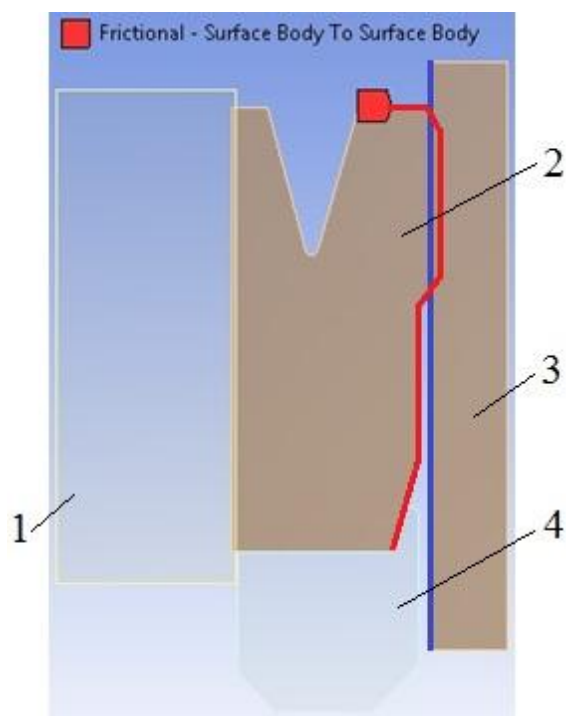
1 – ствол; 2 – самоущільнювальна манжета; 3 – обсадна труба; 4 – упор
 Рисунок 4.8 – Схема контакту опорної частини манжети з внутрішньою поверхнею упора

Нормалі контактуючих поверхонь мають бути спрямовані назустріч одна одній. В іншому випадку строго необхідно інвертувати нормалі одній з поверхонь. За дотримання цієї умови збіжність рішення зі знаходження точки дотику поверхонь збільшується в рази. Найбільш проблемним місцем розташування зони контакту є скруглення на виступі упора. Це пов'язано з непрямолінійністю в геометрії елемента у цій ділянці.

Для виконання чисельних досліджень на належному рівні необхідно правильно задати граничні умови (рис. 4.10). З опусканням пакера у свердловину манжета деформується і в ній виникають попередні напруження. Для моделювання цих умов стінка, що імітує обсадну трубу, зміщується по горизонталі в напрямі до осі пакера. Під час прикладання навантаження переміщення відбуваються назустріч одне одному. У всіх інших напрямках стінки труби і ствола не переміщуються.

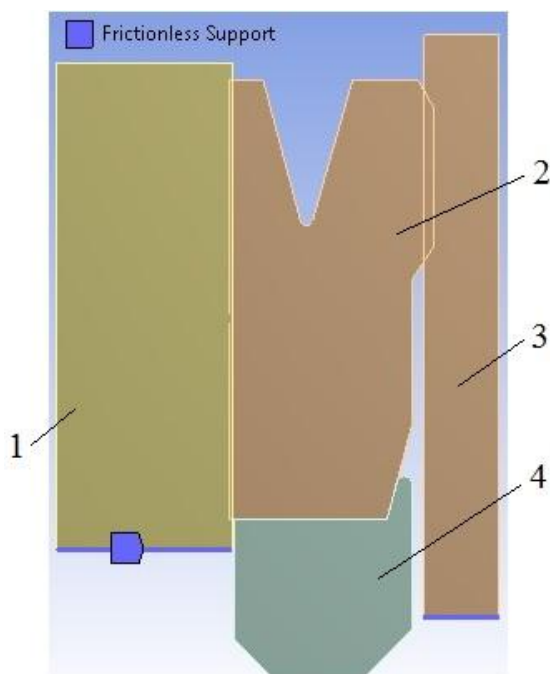
Для моделювання дії тиску випробувальної рідини до поверхні манжети зі сторони надпакерного простору прикладене розподілене

навантаження (рис. 4.11).



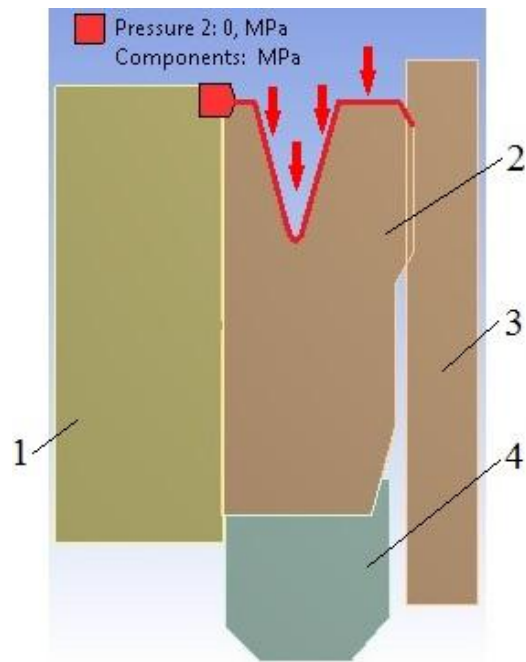
1 – ствол; 2 – самоущільнювальна манжета; 3 – обсадна труба; 4 – упор

Рисунок 4.9 – Схема контакту зовнішньої поверхні манжети та внутрішньої поверхні обсадної труби



1 – ствол; 2 – самоущільнювальна манжета; 3 – обсадна труба; 4 – упор

Рисунок 4.10 – Схема граничних умов при дослідженні напружено-деформованого стану манжети



1 – ствол; 2 – самоущільнювальна манжета; 3 – обсадна труба; 4 – упор

Рисунок 4.11 – Схема моделювання дії тиску шляхом прикладання розподіленого навантаження

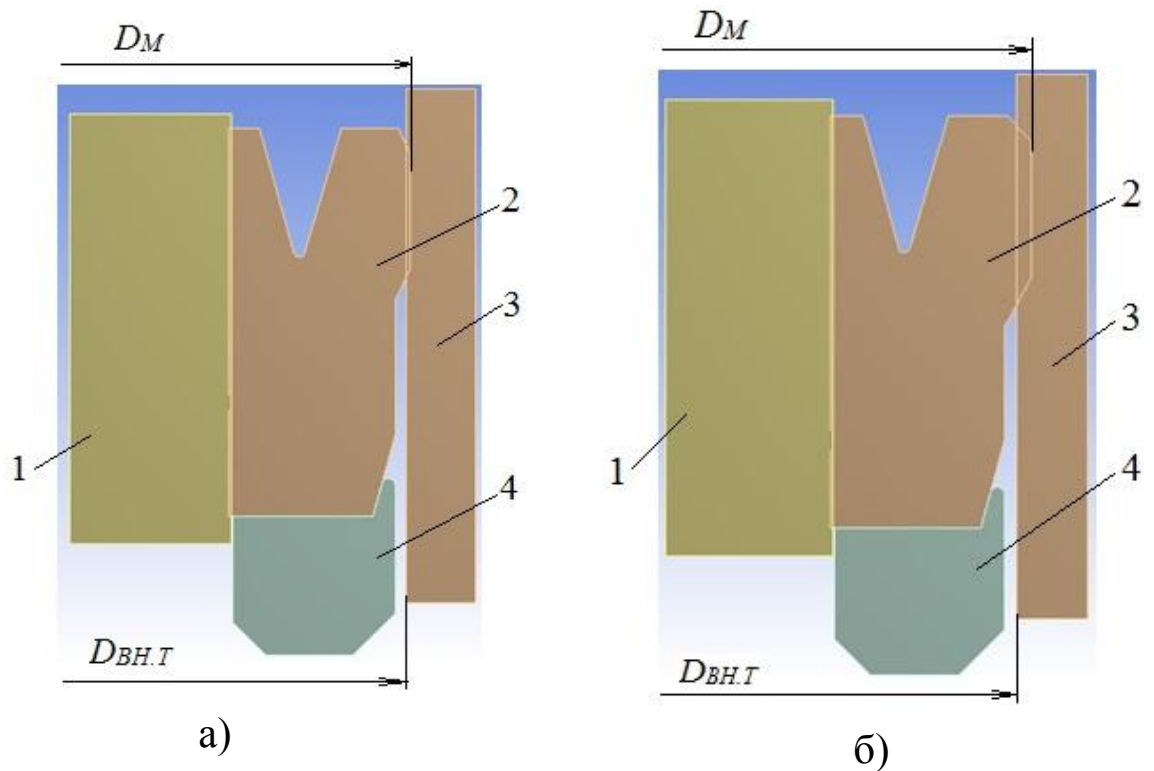
Навантаження прикладається в декілька кроків, для того щоб збільшити схожість вирішення та відслідкувати внутрішні деформації манжети і її поведінку за впливу різних факторів.

4.3 Чисельні дослідження початкових контактних тисків у спряженні «манжета – обсадна труба» та порівняння отриманих результатів з експериментальними

Процес герметизації затрубного простору за допомогою самоущільнювальної манжети складається з двох етапів (роз. 1, п. 1.3). На першому етапі, а саме при спуску пакера у свердловину, внаслідок того, що зовнішній діаметр манжети більший за внутрішній діаметр обсадної колони, манжета зазнає деформації. З урахуванням результатів аналізу, який передував експериментальним дослідженням початкових контактних тисків, необхідно зазначити, що фактор натягу та модуль зсуву матеріалу є найбільш вагомими. У кожному окремому випадку величина створюваного

попереднього натягу визначається різницею згаданих вище геометричних параметрів. Отже діаметральний натяг Δ розраховують за формулою (1.1).

З метою оцінювання можливості використання методу скінченних елементів для дослідження герметизаційної здатності гумової самоущільнювальної манжети та оцінювання її напружено-деформованого стану, а також встановлення достовірності отриманих цим методом результатів, визначено початкові контактні тиски в спряженні «манжета – обсадна труба» та зроблено порівняння з результатами, отриманими експериментальним шляхом. На рисунку 4.12 наведено схеми, що ілюструють варіанти монтажу манжети в обсадній трубі з натягом 1 та 5 мм.



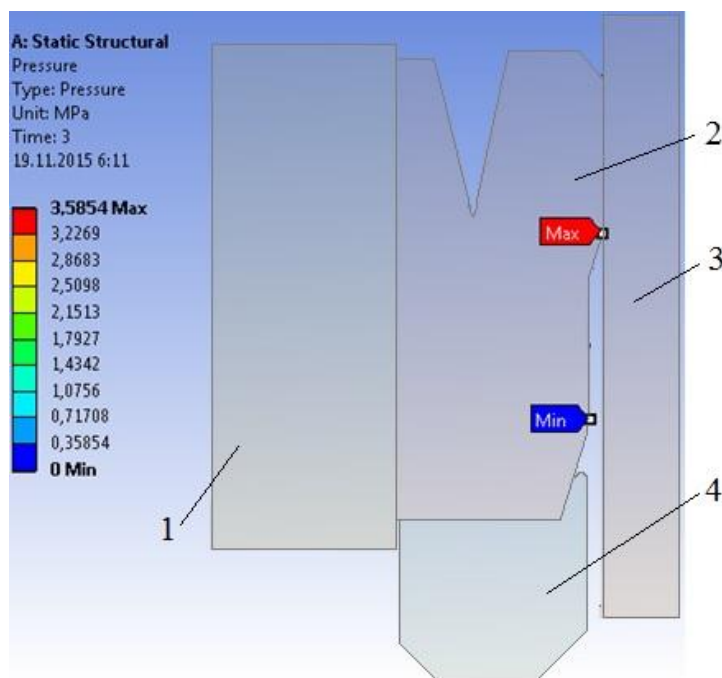
а) – $\Delta=1$ мм; б) – $\Delta=5$ мм;

1 – ствол; 2 – самоущільнювальна манжета; 3 – обсадна труба; 4 – упор

Рисунок 4.12 – Схеми монтажу манжети в обсадній трубі

Результати досліджень початкових контактних тисків q_0 за діаметрального натягу $\Delta = 3$ мм з виділенням зон їх максимальних і мінімальних значень наведені на рисунку 4.13.

Графічне порівняння результатів дослідження контактних тисків, отриманих чисельним і експериментальним методами, наведено на рисунку 4.14.



1 – ствол; 2 – самоущільнювальна манжета; 3 – обсадна труба; 4 – упор

Рисунок 4.13 – Розподіл початкових контактних тисків q_0 за діаметрального натягу $\Delta = 3$ мм і напруження зсуву $\sigma_{zc} = 2,47$ МПа

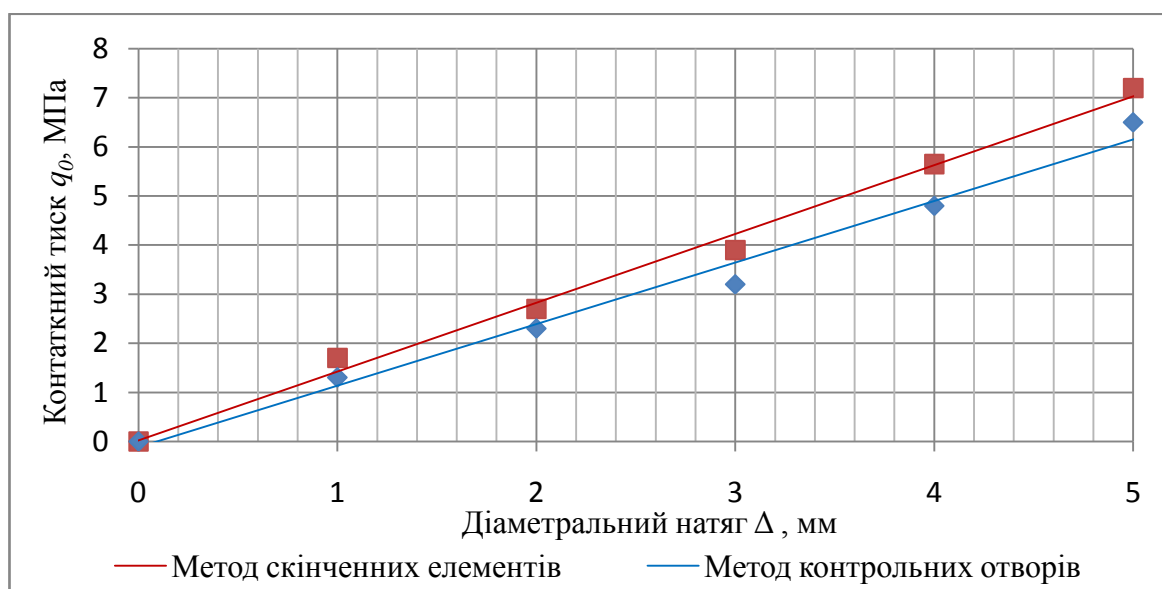


Рисунок 4.14 – Графічна залежність початкових контактних тисків q_0 від діаметрального натягу Δ , отриманих чисельним і експериментальним методами

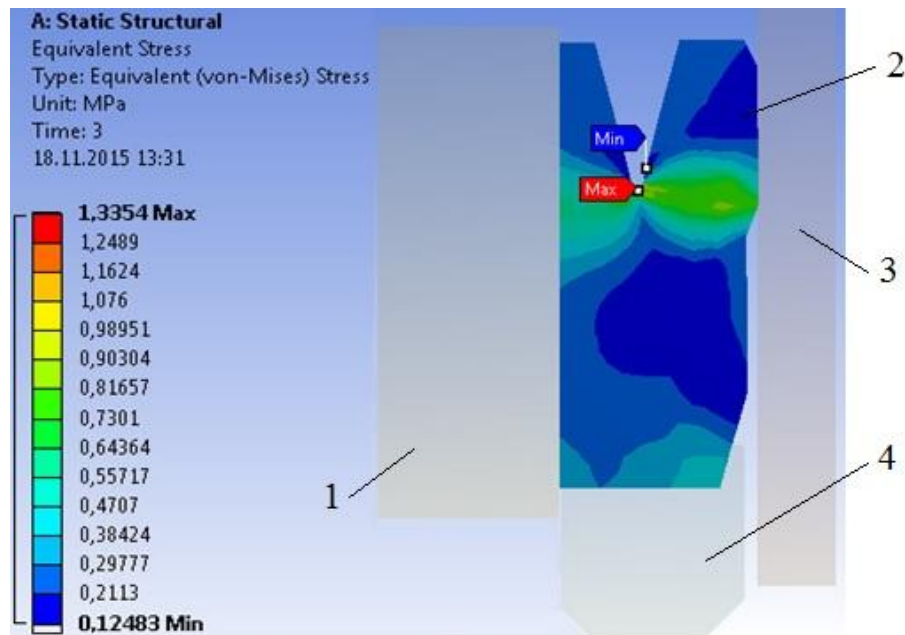
Графічна залежність вказує на розбіжність результатів, отриманих методом скінченних елементів (чисельне дослідження) та методом контрольних отворів (експериментальне дослідження) у 11 %, що є допустимим для механіки еластичних матеріалів.

Отже, наведене порівняння та світова практика свідчать про можливість застосування методу скінченних елементів для дослідження контактних задач та напружено-деформованого стану гумових самоущільнювальних манжет для комплексної оцінки їх герметизаційної здатності за різних факторів впливу.

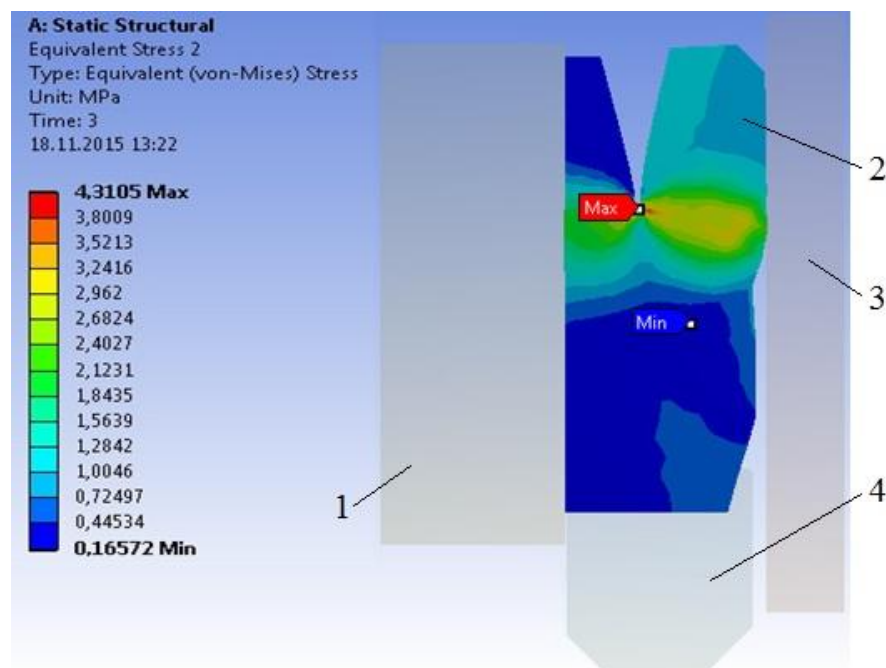
4.4 Дослідження напружено-деформованого стану самоущільнювальної манжети

З метою визначення максимальних еквівалентних напружень (за Мізесом) та отримання картини їх розподілу по тілу манжети за умов дії експлуатаційних навантажень здійснено моделювання її напружено-деформованого стану. Наявність картини розподілу еквівалентних напружень є важливою для дослідження процесу екструзії матеріалу манжети в радіальний зазор між упором манжети та внутрішньою стінкою обсадної колони [19, 128].

Як вже зазначалося, процес герметизації самоущільнювальної манжети устьового випробувального пакера складається з двох етапів (п. 1.3). Зважаючи на це, за експлуатаційних умов манжета зазнає дії різного рівня навантажень, що обумовлює відмінність картин розподілу напружень по її тілу. З урахуванням зазначених особливостей, дослідження напружено-деформованого стану виконано в два етапи: за умов відсутності тиску (напруження виникають внаслідок монтажу манжети в обсадній трубі) та під дією робочого випробувального тиску. При моделюванні першого етапу отримані епюри розподілу еквівалентних напружень, зображені на рисунках 4.15, 4.16.



1 – ствол; 2 – обсадна труба; 3 – самоущільнювальна манжета; 4 – упор
Рисунок 4.15 – Розподіл еквівалентних напружень по тілу манжети,
зумовлених попереднім натягом $\Delta = 1$ мм при $\delta = 3$ мм



1 – ствол; 2 – обсадна труба; 3 – самоущільнювальна манжета; 4 – упор
Рисунок 4.16 – Розподіл еквівалентних напружень по тілу манжети,
зумовлених попереднім натягом $\Delta = 5$ мм при $\delta = 3$ мм

Відповідно до епюр напружено-деформованого стану отримано графік

залежності максимальних еквівалентних напружень від основного фактора на початковому етапі роботи манжети – діаметрального натягу (рис. 4.17)

При дослідженні напружено-деформованого стану манжети за умов дії випробувального тиску враховані такі ж, що й при експериментальних дослідженнях, фактори впливу. Серед основних із них: діаметральний натяг Δ , радіальний зазор δ та модуль зсуву σ_{zc} .

На рисунках 4.18 – 4.19 наведені епюри розподілу еквівалентних напружень (за Мізесом) при різних комбінаціях факторів впливу.

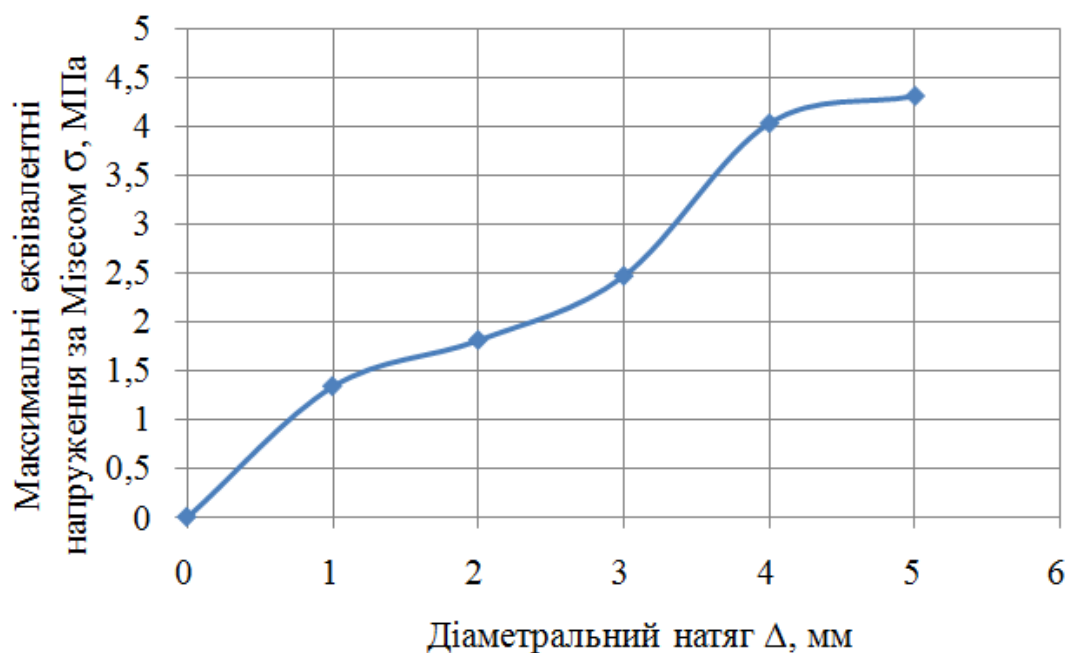


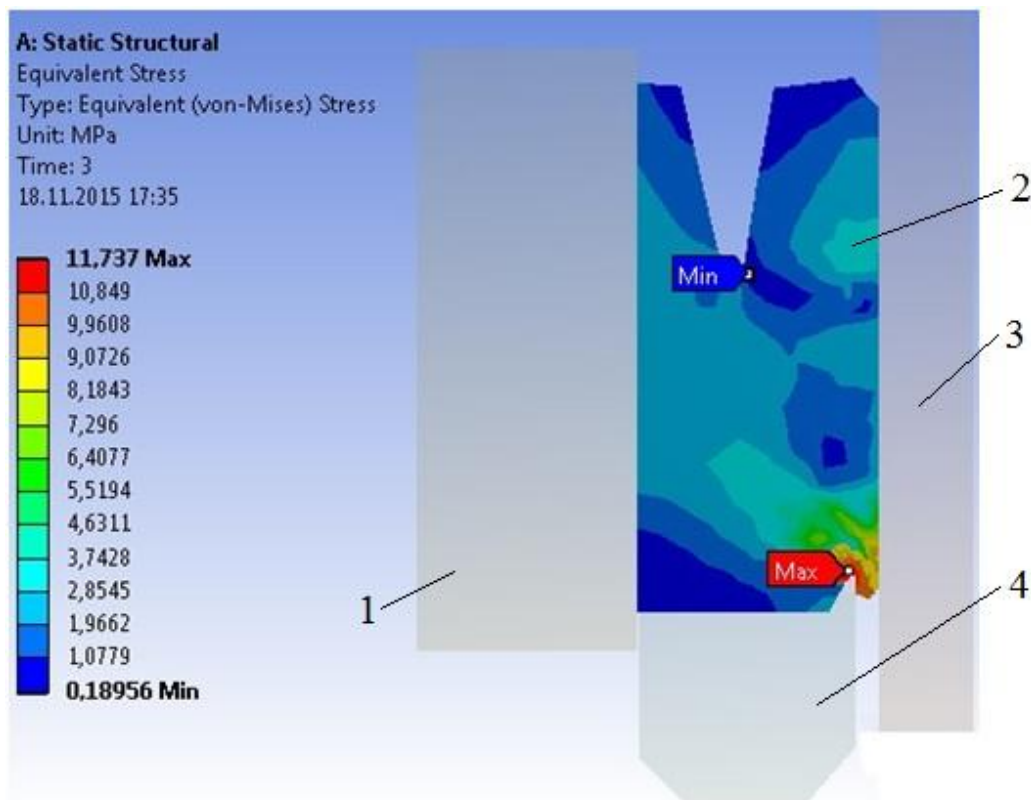
Рисунок 4.17 – Графік залежності максимальних еквівалентних напружень від діаметрального натягу

На рисунку 4.20 у збільшеному вигляді зображено зону, якій характерні максимальні еквівалентні напруження. З картини розподілу напружень видно, що максимальні напруження виникають у близькій до радіального зазору ділянці, а саме між упором вузла ущільнення та обсадною трубою. Саме тут спостерігається максимальна екструзія манжети при експлуатації пакера.

Для узагальнювальної оцінки напружено-деформованого стану самоущільнювальної манжети, скористаємося критеріальною оцінкою, за якою одним із критеріїв є коефіцієнт запасу міцності, який визначають за формулою

$$n = \frac{[\sigma]}{\sigma_{max}}, \quad (4.5)$$

де $[\sigma]$ – допустимі напруження, МПа.



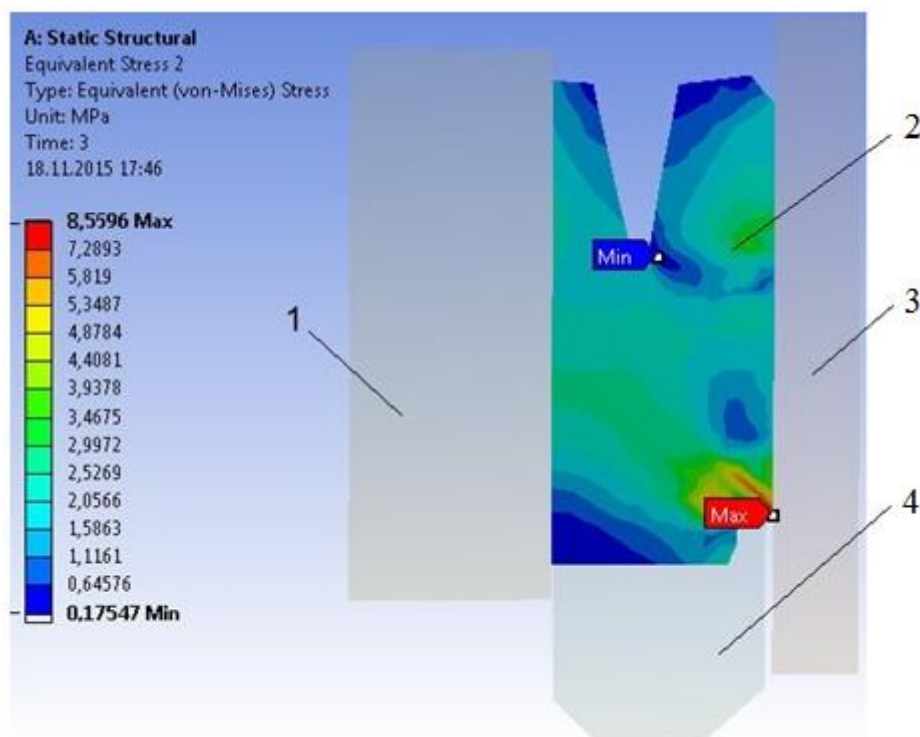
1 – ствол; 2 – обсадна труба; 3 – самоущільнювальна манжета; 4 – упор

Рисунок 4.18 – Розподіл еквівалентних напружень (за Мізесом) при

$$\Delta = 1 \text{ мм}, \delta = 5 \text{ мм}, \sigma_{zc} = 2,47 \text{ МПа}, P = 30 \text{ МПа}$$

Для гуми ІРП-1293 допустимі напруження складають $[\sigma] = 16,5$ МПа (табл. 4.1). З врахуванням цього в таблиці 4.3 наведені значення коефіцієнтів

запасу міцності, що відповідають різним факторам впливу.



1 – ствол; 2 – обсадна труба; 3 – самоущільнювальна манжета; 4 – упор
 Рисунок 4.19– Розподіл еквівалентних напружень (за Мізесом) при $\Delta = 1$ мм,
 $\delta = 3$ мм, $\sigma_{zc} = 2,47$ МПа, $P = 30$ МПа

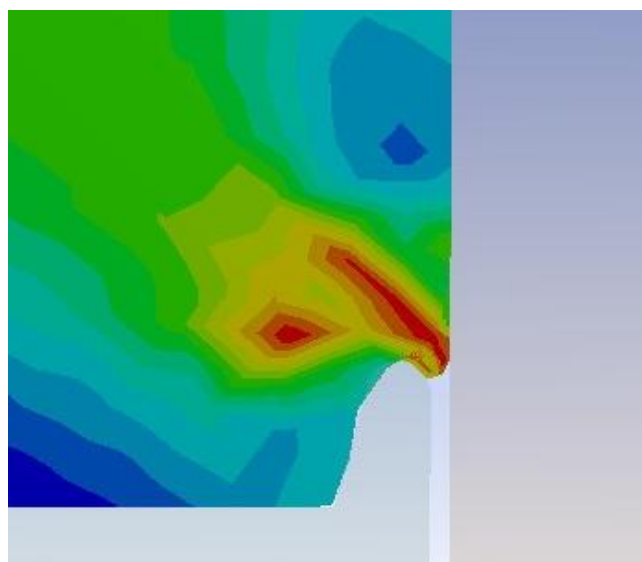


Рисунок 4.20 – Розподіл еквівалентних напружень у зоні радіального зазору 1 мм

Таблиця 4.3 – Значення коефіцієнтів запасу міцності, що відповідають різним факторам впливу

№ п/п	Максимальні еквівалентні напруження, МПа	Коефіцієнт запасу міцності, n	Тиск випробування P , МПа	Діаметральний натяг Δ , мм	Радіальний зазор δ , мм
1	6,2	2,66	30	1	1
	6,76	2,44			2
	8,6	1,92			3
	9,8	1,68			4
	11,7	1,41			5

Отримані результати відображені також на рисунку 4.21 у вигляді графічної залежності коефіцієнта запасу міцності від величини радіального зазору.

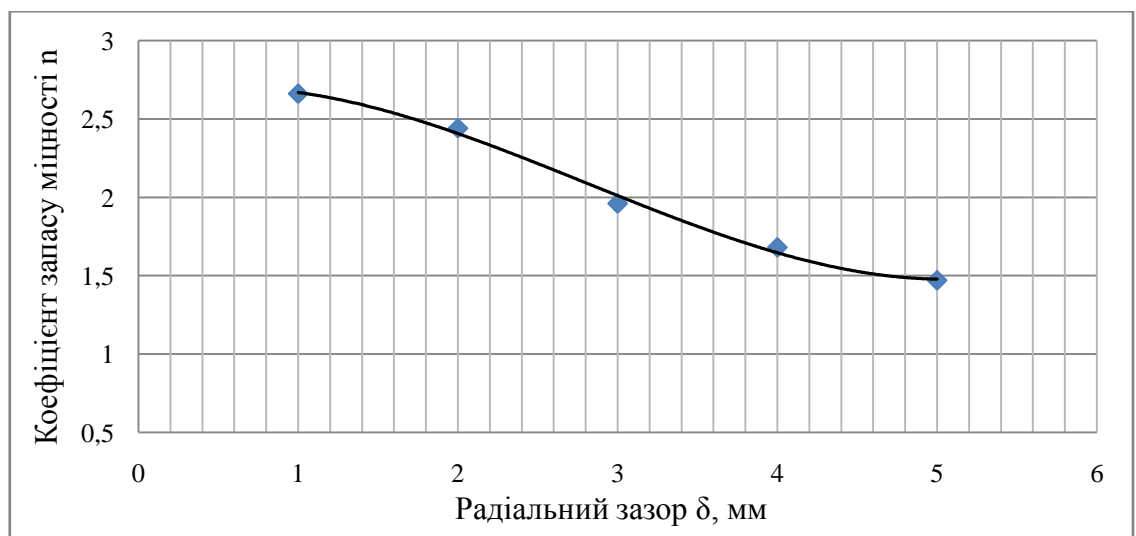


Рисунок 4.21 – Залежність коефіцієнта запасу міцності від величини радіального зазору

За результатами аналізу напружено-деформованого стану самоущільнювальної манжети встановлено, що при радіальному зазорі $\delta \geq 3$ мм витискання матеріалу суттєво зростає. Зростання еквівалентних напружень, максимальні значення яких є характерними для опорної частини манжети в зоні радіального зазору, призводить до зменшення коефіцієнта запасу міцності.

Для встановлених у попередньому розділі раціональних конструктивних параметрів манжети ($\Delta = 4$ мм, $\delta = 2$ мм, $\sigma_{zc} = 2,47$ МПа) коефіцієнт запасу міцності становить 1,92. При цьому основний критерій герметизаційної здатності, а саме коефіцієнт герметизації, складає $\alpha = 0,9$.

Водночас прототипна самоущільнювальна манжета відзначається малою еластичністю та недостатньою контактною площею з обсадною трубою. Тому основною метою подальших досліджень є розроблення вдосконаленої самоущільнювальної манжети з урахуванням зазначених раціональних конструктивних параметрів. Отримані результати попередніх досліджень також дають змогу розробити вузол ущільнення пакера з покращеними експлуатаційними властивостями.

Висновки до розділу 4

1. За результатами досліджень деформаційно-міцнісних властивостей матеріалу самоущільнювальної манжети встановлено значення параметрів, що є необхідними для повноцінного застосування методу скінченних елементів за умов реалізації моделі поведінки матеріалу Mooney-Rivlin.

2. Порівняння результатів дослідження початкових контактних тисків у спряженні «манжета – обсадна труба» для прототипної самоущільнювальної манжети, отриманих чисельним методом, з експериментальними підтвердило їх високу достовірність. Відносна розбіжність результатів експериментального та чисельного методів досліджень склала 11 %.

3. За допомогою методу скінченних елементів досліджено напружено-деформований стан самоущільнювальної манжети на початковому етапі її роботи та за умов дії випробувального тиску. Встановлено, що при радіальному зазорі $\delta \geq 3$ мм витискання матеріалу суттєво зростає. Це зумовлює зростання максимальних еквівалентних напружень в опорній частині манжети в зоні радіального зазору та призводить до зменшення коефіцієнта запасу міцності.

4. Для прототипної манжети пакера типу УВЧ коефіцієнт запасу міцності становить 1,92. При цьому основний критерій герметизаційної здатності, а саме коефіцієнт герметизації, складає $\alpha = 0,73$, що є недостатнім. Тому необхідно розробити вдосконалену самоущільнювальну манжету з урахуванням зазначених раціональних конструктивних параметрів.

РОЗДІЛ 5

РОЗРОБЛЕННЯ, ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ПРОМИСЛОВА АПРОБАЦІЯ ПАКЕРА НА БАЗІ ВДОСКОНАЛЕНОЇ САМОУЩІЛЬНЮВАЛЬНОЇ МАНЖЕТИ

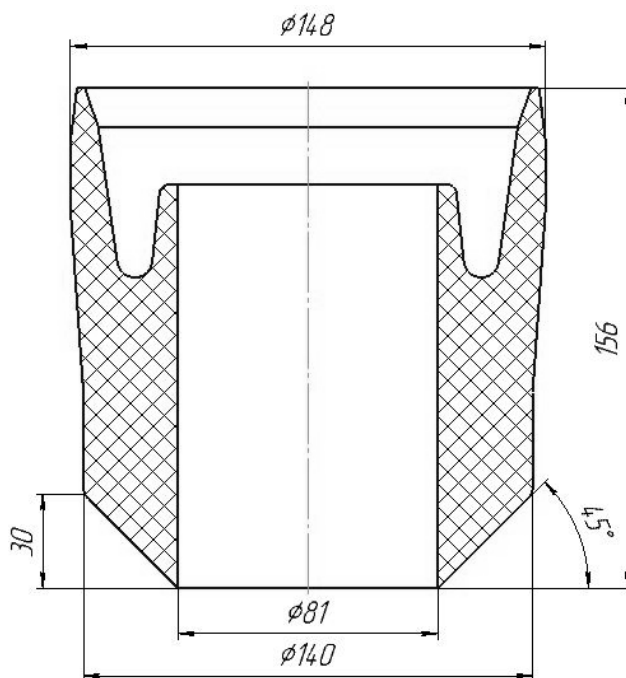
5.1 Обґрунтування конструктивних особливостей вдосконаленої самоущільнювальної манжети та елементів вузла пакера

Основою для розроблення вдосконаленого вузла ущільнення устьового випробувального пакера стали результати експериментальних і чисельних досліджень прототипної самоущільнювальної манжети.

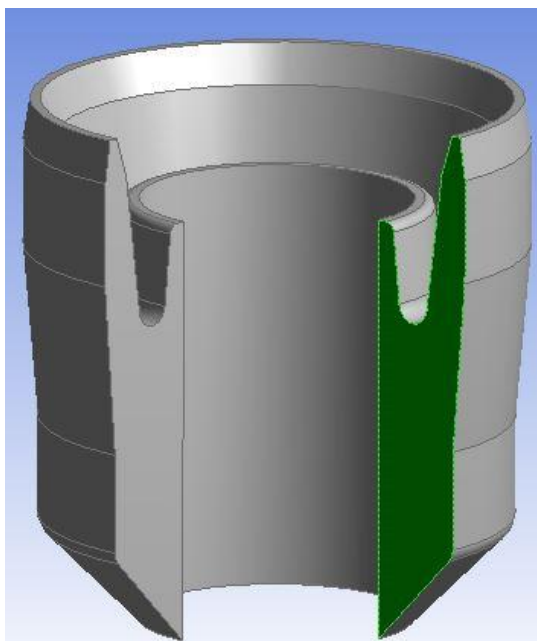
Чисельні дослідження герметизаційної здатності манжети самоущільнювального типу засвідчили її залежність від конструктивної досконалості та особливостей взаємодії з іншими елементами вузла ущільнення – опорної втулки, упору. Підтвердженням цьому є недостатня герметичність за умов експлуатації як прототипної самоущільнювальної манжети, так і ряду інших зразків-аналогів. Незважаючи на раціональні величини конструктивних факторів впливу (проаналізовані в розділі 1), в конструкціях аналогічних вузлів ущільнень відзначена відсутність додаткових елементів (наприклад опорних втулок) або недостатня ефективність їх взаємодії з самоущільнювальними манжетами. Це виражається низькою герметизаційною здатністю або працездатністю манжети.

Тому основною метою в процесі розроблення вузла ущільнення пакера на базі вдосконаленої манжети було досягнення високої герметизаційної здатності та працездатності з одночасним розширення номенклатури технологічних операцій, що реалізуються з його використанням при підземному ремонті свердловин (наприклад виконання операцій з пошуку місця негерметичності обсадної колони тощо).

Вдосконалення форми самоущільнювальної манжети (рис. 5.1) обумовили необхідність конструктивних змін інших елементів вузла ущільнення пакера [7].



а)

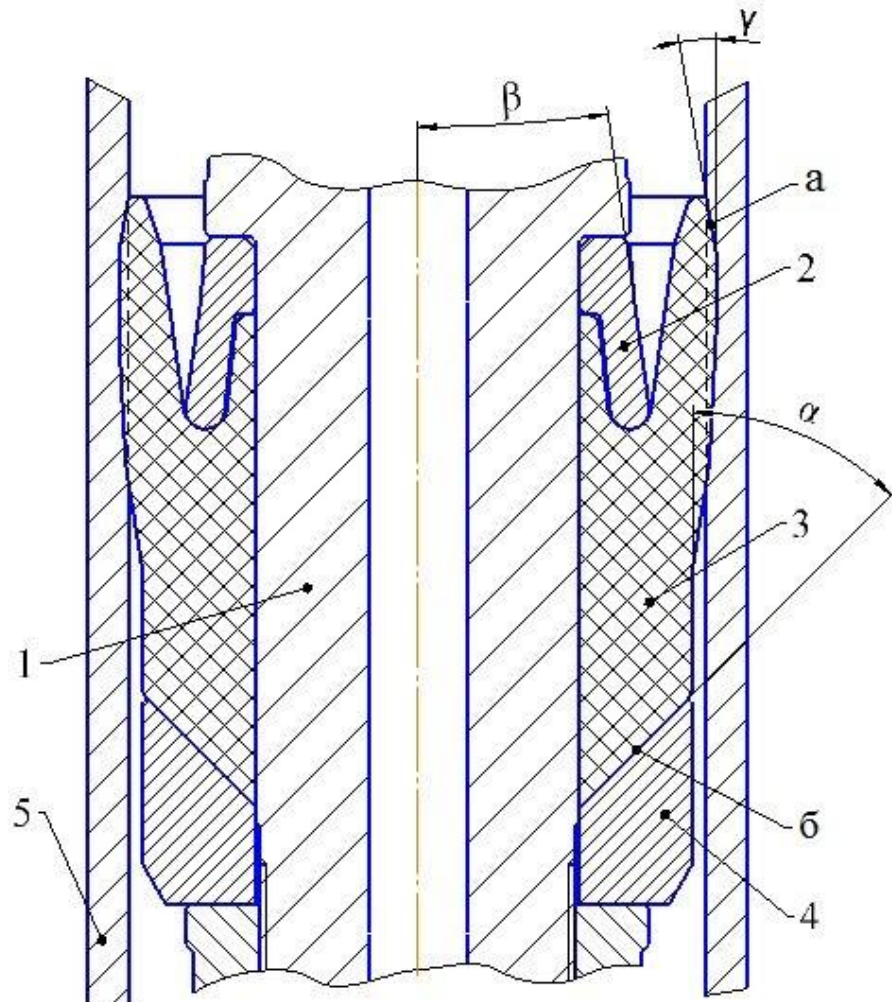


б)

а) – ескіз манжети із вказаними основними розмірами; б) – 3-D ескіз

Рисунок 5.1 – Вдосконалена самоущільнювальна манжета для випробування обсадної колони діаметром 168 мм з товщиною стінки 12,1 мм

Вдосконалений вузол ущільнення, наведений на рисунку 5.2, складається зі ствола 1, опорної втулки 2, самоущільнювальної манжети 3 та упора 4. Порівняно з вузлом ущільнення прототипного пакера типу УВЧ (рис. 1.8) він містить ряд відмінностей, що наведені нижче.



1 – ствол; 2 – опорна втулка; 3 – самоущільнювальна манжета; 4 – упор;

5 – обсадна труба;

а – монтажна фаска; б – скошена спряжена поверхня «опорна частина манжети – упор»

α – кут опорної поверхні манжети; β – внутрішній кут робочої губи манжети;
 γ – кут монтажної фаски

Рисунок 5.2 – Схема вузла ущільнення пакера на основі вдосконаленої самоущільнювальної манжети

Зовнішня робоча губа манжети виконана із звуженими за товщиною закінченнями, а також вона більша за висотою від внутрішньої губи. Цим підвищується еластичність манжети, що в разі пакування у зношених обсадних колонах (зі значною овальністю чи раковинами на внутрішній поверхні обсадної труби) гарантовано забезпечує герметизацію затрубного простору.

Щодо опорної частини самоущільнювальної манжети необхідно зазначити, що вона виконана скошеною назовні (кут $\alpha \approx 45^{\circ}$) і є більшою в 2 рази, ніж опорна частина у прототипного пакера. Відповідно упор виконано з конічною скошеною всередину поверхнею б. Такі конструктивні зміни забезпечують зменшення концентрації напружень в опорній частині манжети. Результатом цього також є зменшення пластичних деформацій у процесі експлуатації та, як наслідок, зменшення затікання гуми самоущільнювальної манжети в зазор між упором і внутрішньою стінкою обсадної труби.

Виконання зовнішніх стінок опорної втулки відігнутими назовні (кут $\beta \approx 8^{\circ} \div 9^{\circ}$) дає можливість збільшити простір між її зовнішньою поверхнею та зовнішньою робочою губою, куди надходить робоча рідина в процесі випробування. Цим забезпечується притискання зовнішньої робочої губи манжети до внутрішньої стінки обсадної труби в режимі самоущільнення і дає можливість на початковому етапі процесу випробування досягти герметизації затрубного простору при менших подачах випробувальної рідини насосним агрегатом. Крім того, взаємодія опорної втулки із заглибленням напівсферичної форми між внутрішньою і зовнішньою робочими губами манжети забезпечує надійну герметичність контактуючих поверхонь внутрішньої робочої губи манжети та опорної втулки. Таке конструктивне рішення виключає ймовірність пропусків робочої рідини між стволом пакера та внутрішньою губою манжети при випробуванні.

Для полегшення ходу манжети під час підйому пакера на поверхню

монтажна фаска a зовнішньої губи виконана під кутом γ , який дорівнює $10^{\circ} \div 11^{\circ}$.

Загалом внесені конструктивні зміни значно збільшують контактну площу в спряженні «манжета – обсадна труба» та підвищують герметизаційну здатність вузла ущільнення.

5.2 Дослідження герметизаційної здатності вдосконаленої самоущільнювальної манжети

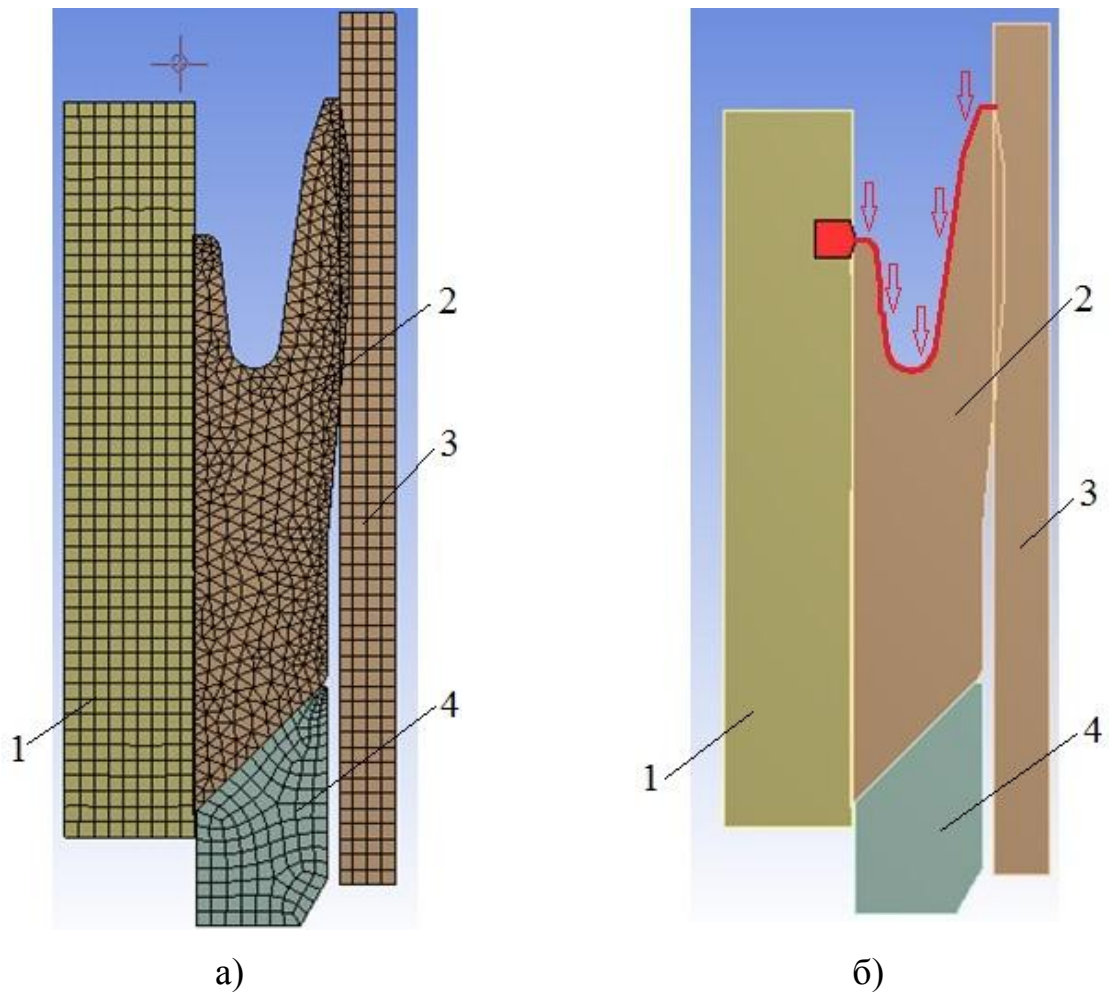
Зважаючи на високу достовірність результатів чисельного дослідження герметизаційної здатності прототипної самоущільнювальної манжети випробувального пакера типу УВЧ, прийнято рішення аналогічно дослідити і вдосконалену самоущільнювальну манжету [2, 5].

Аналогічно до дослідження прототипної манжети здійснено такі кроки:

- побудовано геометричну модель;
- створено сітку скінченних елементів (рис. 5.3, а);
- визначено поверхні прикладання навантажень (рис. 5.3, б);
- визначено граничні умови для елементів моделі.

У ході досліджень герметизаційної здатності встановлено характер розподілу початкових контактних тисків q_0 у спряженні «манжета – обсадна труба» та картину напружено-деформованого стану вдосконаленої манжети, що зумовлені наявним натягом. Результати досліджень наведені на рисунку 5.4.

Щодо початкових контактних тисків (рис. 5.4, а), що виникають на першому етапі роботи манжети та зумовлені натягом в обсадній трубі, необхідно зазначити, що вони є більшими від початкових контактних тисків для прототипної манжети пакера типу УВЧ (рис. 4.13).



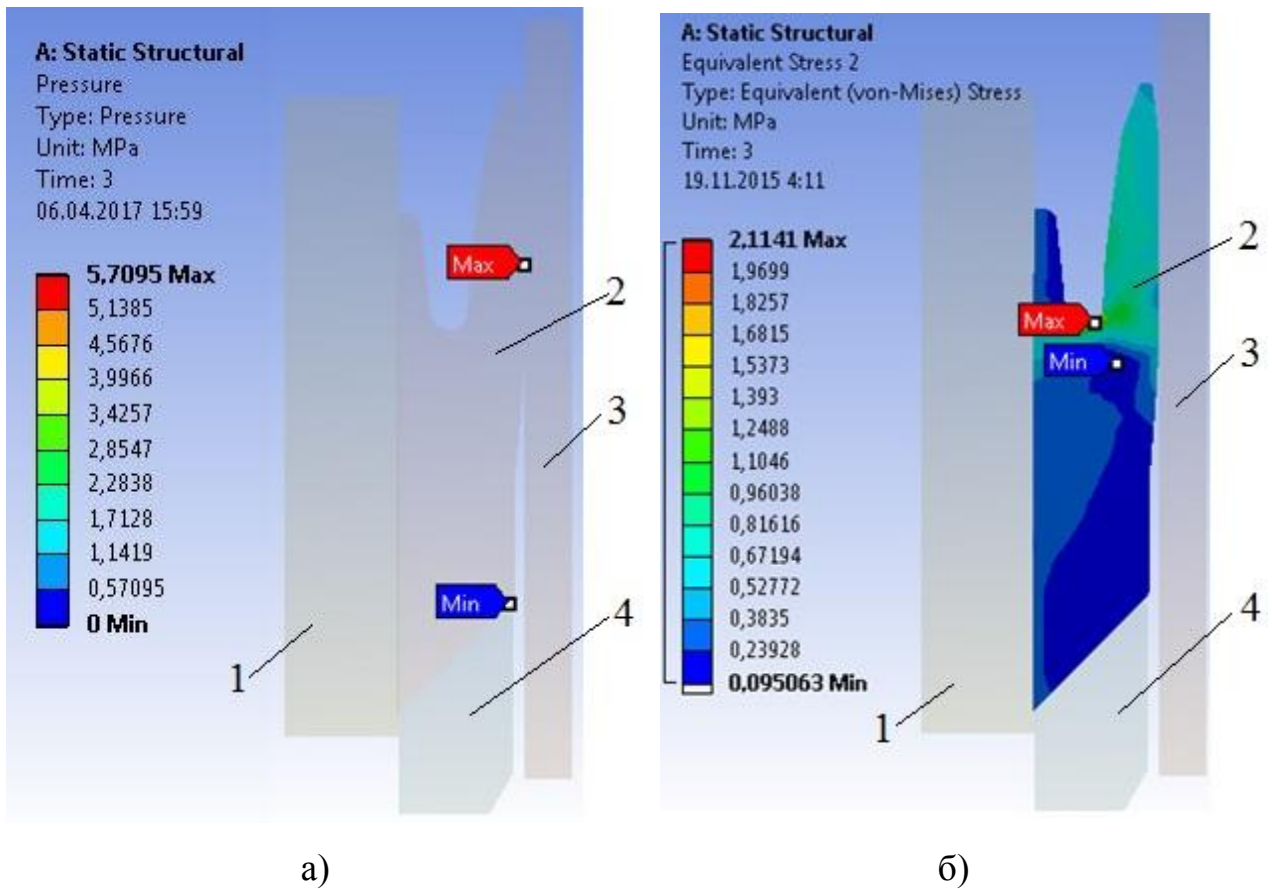
а) – сітка скінченних елементів;

б) – схема прикладення зовнішнього навантаження

1 – ствол; 2 – самоущільнювальна манжета; 3 – обсадна труба; 4 – упор
 Рисунок 5.3 – Етапи чисельного дослідження герметизаційної здатності
 вдосконаленої манжети

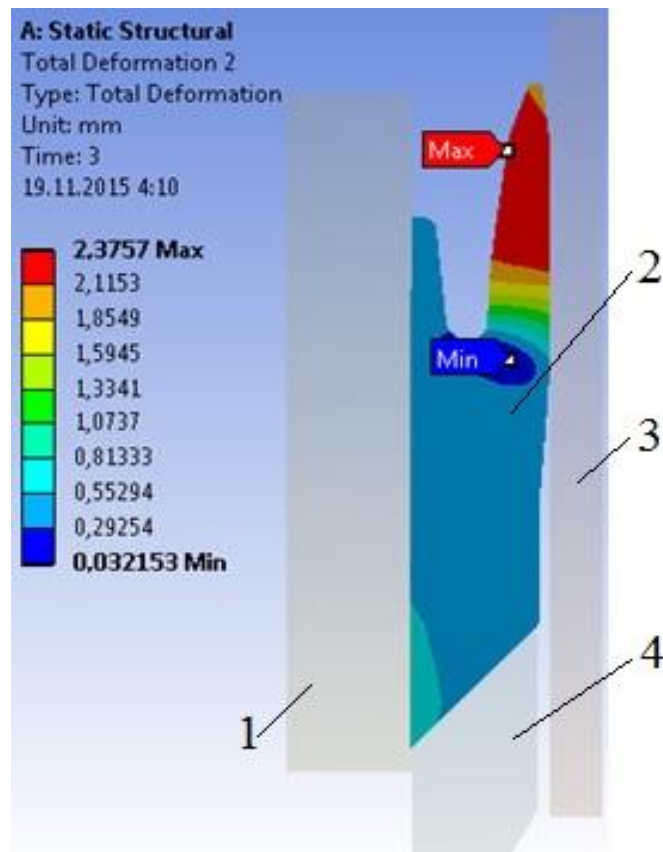
При цьому еквівалентні напруження (рис. 5.4, б) є значно меншими, ніж у прототипної манжети за натягу $\Delta = 5$ мм (рис. 4.16). Отриманого ефекту досягнуто шляхом підвищення еластичності робочої губи манжети. Про це свідчить поле максимальних переміщень на рисунку 5.5 [11].

Аналогічні дослідження, а саме дослідження контактних тисків у спряженні «манжета – обсадна труба» та напружено-деформованого стану манжети, виконано за умов, що відповідають дії на пакер робочого тиску, рівного $P = 30$ МПа (рис. 5.6 – 5.8).



а) – початкові контактні тиски q_0 ; б) – еквівалентні напруження
 1 – ствол; 2 – самоущільнювальна манжета; 3 – обсадна труба; 4 – упор
 Рисунок 5.4 – Розподіл початкових контактних тисків та еквівалентних напружень за умов: $\Delta = 4$ мм; $\delta = 2$ мм; $\sigma_{zc} = 2,47$ МПа; $P = 0$ МПа

Аналіз епюри розподілу контактних тисків у спряженні «манжета – обсадна труба» (рис. 5.6) вказує на те, що контактні тиски, які виникають у процесі випробування, є більшими для вдосконаленої манжети, ніж для прототипної. Відповідно коефіцієнт герметизації вдосконаленої манжети складає $\alpha = 0,93$ (визначений за формулою 2.1) і є більшим, ніж для прототипної манжети, що складає $\alpha = 0,73$ (табл. 2.2).



1 – ствол; 2 – самоущільнювальна манжета; 3 – обсадна труба; 4 – упор

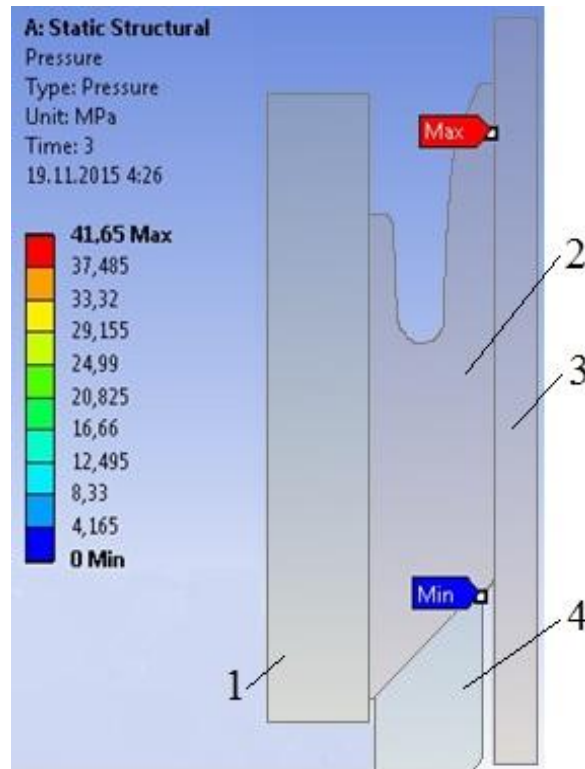
Рисунок 5.5 – Розподіл переміщень, зумовлених натягом $\Delta = 4$ мм

($\delta = 2$ мм; $\sigma_{zc} = 2,47$ МПа; $P = 0$ МПа)

З аналізу результатів досліджень, а саме картини розподілу переміщень (рис. 5.7) видно, що за робочого тиску $P = 30$ МПа максимальні переміщення характерні для зони між внутрішньою і зовнішньою робочими губами вдосконаленої манжети. Віддалення цієї зони від радіального зазору позитивно впливає на міцність і, як наслідок, працездатність манжети при випробувальних роботах.

Аналізуючи епюру, зображену на рисунку 5.8, необхідно зазначити, що за робочого тиску $P = 30$ МПа максимальні напруження в опорній частині вдосконаленої манжети в зоні радіального зазору між упором вузла ущільнення та обсадною трубою, значно менші, ніж для прототипної

манжети пакера типу УВЧ (рис. 4.19) [7].



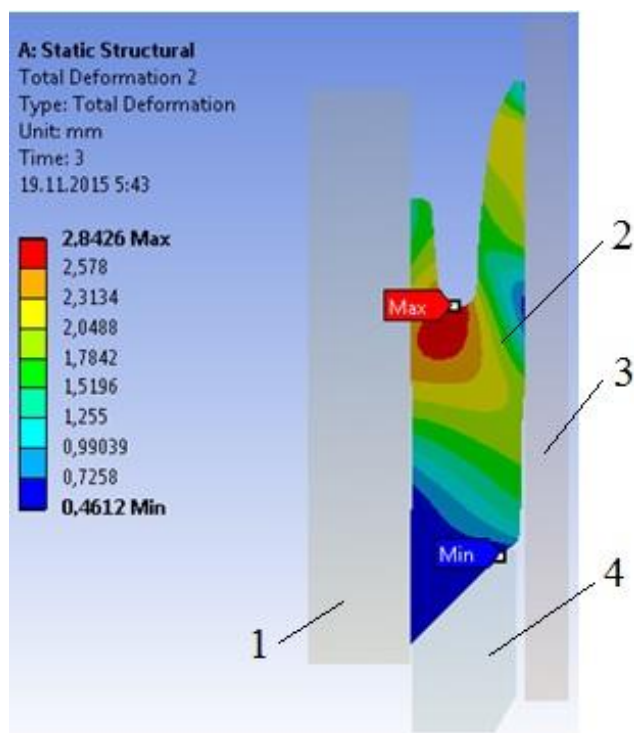
1 – ствол; 2 – самоущільнювальна манжета; 3 – обсадна труба; 4 – упор

Рисунок 5.6 – Розподілення максимального і мінімального контактних тисків

q у спряженні «манжета – обсадна труба» за тиску $P = 30$ МПа

($\Delta = 4$ мм, $\delta = 2$ мм, $\sigma_{зс} = 2,47$ МПа)

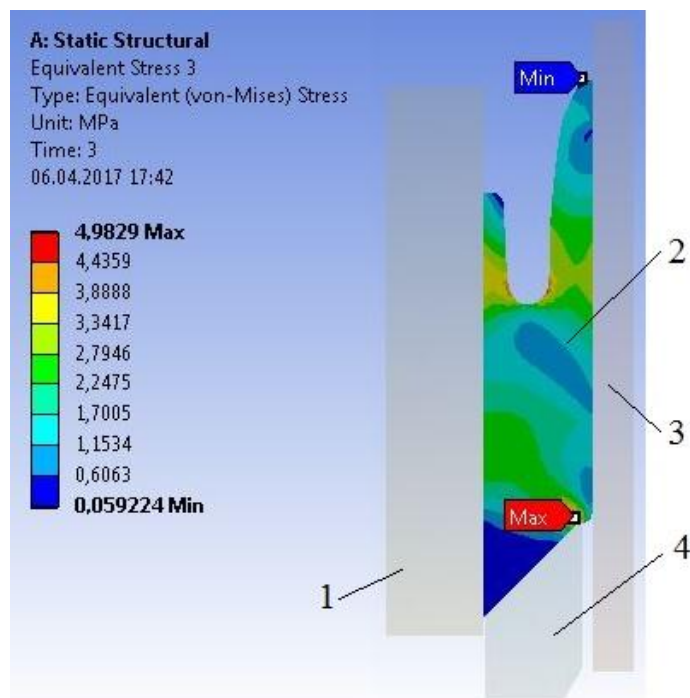
За методикою, аналогічною використаній для дослідження прототипної самоущільнювальної манжети, здійснено критеріальну оцінку герметизаційної здатності вдосконаленої манжети. За отриманими епюрами напружено-деформованого стану визначено максимальний початковий контактний тиск, максимальний контактний тиск у процесі випробування, коефіцієнт герметизації та коефіцієнт запасу міцності. Їх значення наведені в таблиці 5.1.



1 – ствол; 2 – самоущільнювальна манжета; 3 – обсадна труба; 4 – упор

Рисунок 5.7 – Розподіл переміщень за таких умов:

$$\Delta = 4 \text{ мм}, \delta = 2 \text{ мм}, \sigma_{zc} = 2,47 \text{ МПа}, P = 30 \text{ МПа}$$



1 – ствол; 2 – самоущільнювальна манжета; 3 – обсадна труба; 4 – упор

Рисунок 5.8 – Розподіл еквівалентних напружень за таких умов:

$$\Delta = 4 \text{ мм}, \delta = 2 \text{ мм}, \sigma_{zc} = 2,47 \text{ МПа}, P = 30 \text{ МПа}$$

Таблиця 5.1 – Критеріальна оцінка герметизаційної здатності вдосконаленої самоущільнювальної манжети

№ п/п	Найменування критерію	Значення
1	Максимальний початковий контактний тиск, q_0^{\max} , МПа	5,7
2	Максимальний робочий контактний тиск, q^{\max} , МПа	41,65
3	Коефіцієнт герметизації	0,93
4	Коефіцієнт запасу міцності, МПа	3,2

На рисунку 5.9 графічно відображено результати порівняння максимального робочого контактного тиску від тиску випробування для прототипної та вдосконаленої манжет

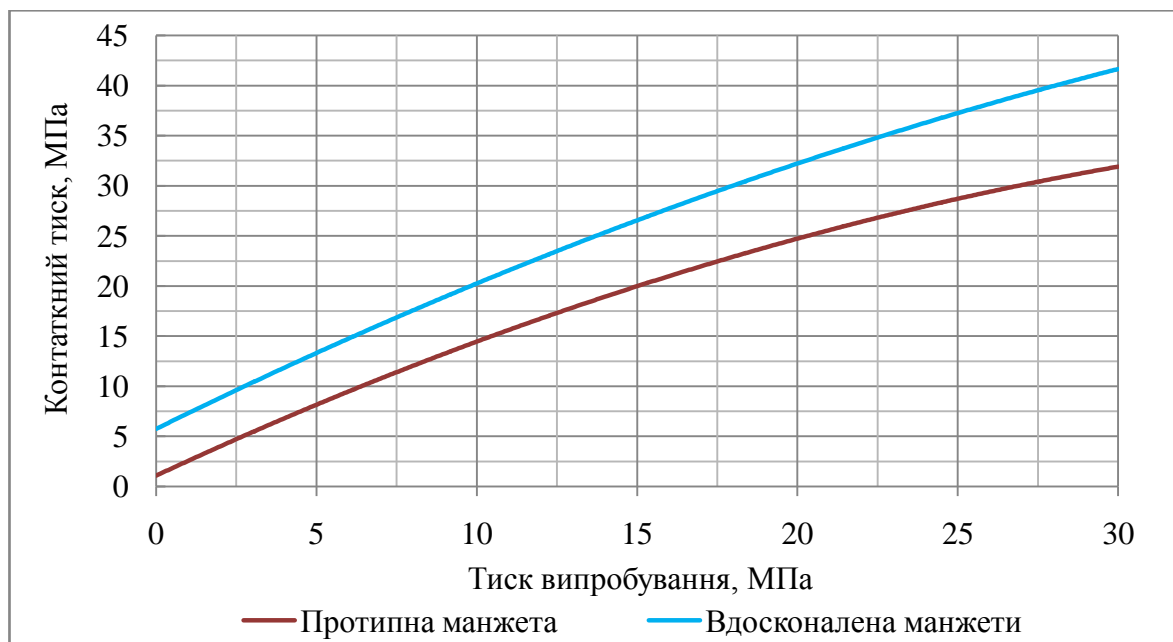


Рисунок 5.9 – Графіки залежності максимального робочого контактного тиску від тиску випробування для прототипної та вдосконаленої манжет

Графічна залежність дає можливість стверджувати, що характерний для вдосконаленої самоущільнювальної манжети максимальний робочий контактний тиск у спряженні «манжета – обсадна труба» вищий від контактного тиску в спряженні прототипної манжети за рівних для обох

манжет тисків випробування. Це свідчить про вищу герметизаційну здатність вдосконаленої манжети як на початковому етапі процесу випробування, так і за умови дії робочого тиску.

5.3 Розроблення устьового випробувального пакера на базі вдосконаленого вузла ущільнення

З урахуванням результатів досліджень удосконаленої самоущільнювальної манжети та розробленого на її базі вузла ущільнення пакера Полтавська воєнізована частина ПАТ «Укрнафта» спільно з Івано-Франківським національним технічним університетом нафти і газу розробили й виготовили устьовий випробувальний пакер двох типорозмірів: ПВУ-168 (рис. 5.10) та ПВУ-146. [7, 22].

Устьовий випробувальний пакер складається із ствола 1 з центральним осьовим каналом та буртом, опорної втулки 2, самоущільнювальної манжети 3 з внутрішньою та зовнішньою робочими губами і заглибленням між ними, в яке сідає опорна втулка, упору 4, регулювальної гайки 5 та перехідника 6.

Технічна характеристика одного з типорозмірів випробувального устьового пакера наведена у таблиці 5.2.

Ключовими особливостями конструкції устьового випробувального пакера є його самоущільнювальний вузол, переваги якого описані вище, та наявність регулювальної гайки між перехідником та упором.

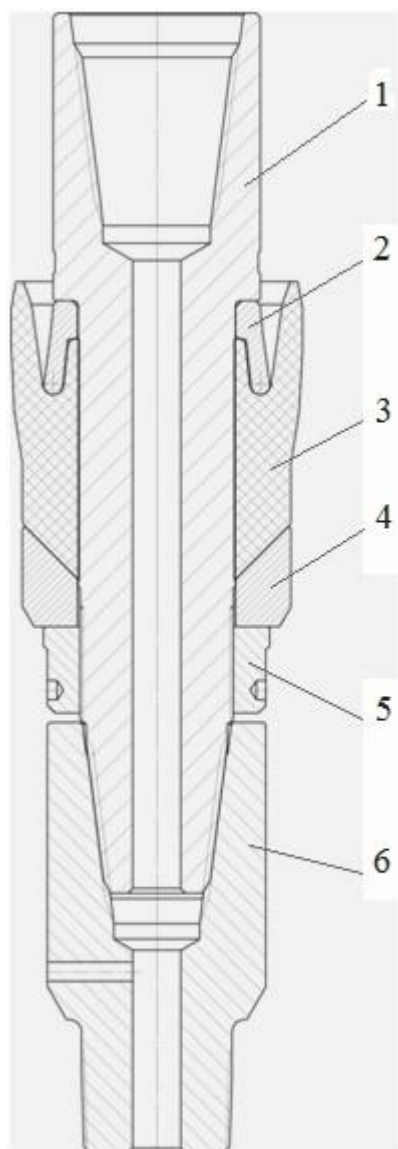
Наявність у конструкції пакера регулювальної гайки сприяє підвищенню надійності нижньої приєднувальної різьби пакера. Це досягається шляхом її розвантаження від зусиль, створюваних внаслідок дії на манжету пакера тиску випробування. Завдяки такому конструктивному рішенню нижня приєднувальна різьба пакера зазнає дії тільки навантажень від ваги, яку складають підвішені знизу до пакера бурильні або насосно-компресорні труби.

Таблиця 5.2 – Технічна характеристика випробувального пакера

Назва параметра та розміру	Одиниця виміру	Значення параметру та розміру
Робоча рідина		Технічна вода, промивна рідина, буровий розчин
Діаметр та товщина стінки обсадної колони, що підлягає перевірці на герметичність	мм	168 x 12
Оптимальна глибина спуску пакера в обсадну колону, до	м	30
Робочий тиск, не більше	МПа	35,0
Вантажопідйомність за робочого тиску, не більше	кН	600
Приєднувальна різьба		
– верхня за ГОСТ 28487-90		3-88
– нижня за ГОСТ 633-80		НКТ В 73
Маса, не більше	кг	35

Також наявність регулювальної гайки дає можливість, шляхом її підтягування, забезпечувати необхідний рівень контактних зусиль між поверхнями внутрішньої робочої губи манжети та опорної втулки, що змінюються внаслідок пластичних деформацій манжети, зумовлених дією експлуатаційних навантажень.

Перед експлуатацією устьовий випробувальний пакер складають наступним чином. На ствол 1 з центральним осьовим каналом встановлюють опорну втулку 2 до контакту її основи з буртом ствола пакера. Надалі з натягом встановлюють самоущільнювальну манжету 3 до контакту заглиблення між внутрішньою та зовнішньою робочими губами з відігнутою назвні частиною опорної втулки 2. Після посадки самоущільнювальної



а)



б)

а) – конструкція пакера; б) – загальний вигляд пакера

1 – ствол, 2 – опорна втулка, 3 – манжета,

4 – упор; 5 – регулювальна гайка; 6 – перехідник

Рисунок 5.10 – Устьвий випробувальний пакер ПВУ–168

манжети 3 на стволі 1 встановлюють упор 4. При цьому скошена всередину конічна поверхня має співпасти зі скошеною назовні конічною поверхнею манжети. Для досягнення гарантованої герметичності контактуючих поверхонь внутрішньої робочої губи манжети та опорної втулки 2

самоущільнювальну манжету 3 підтискають шляхом затягування регулювальної гайки 5. Надалі до нижньої приєднувальної різьби циліндричного корпусу устьового пакера приєднують перехідник 6. Він містить радіальний отвір, наявність якого в ряді випадків дозволяє швидко виявити відсутність герметизації надпакерного простору.

Устьовий випробувальний пакер працює таким чином. Через нижню приєднувальну різьбу перехідника 6 пакер приєднують до попередньо піднятої та зафіксованої на усті свердловини бурильної колони або колони насосно-компресорних труб. Після цього до верхньої приєднувальної різьби циліндричного корпусу 1 пакера приєднують необхідну кількість бурильних чи насосно-компресорних труб, з метою забезпечення спуску пакера до місця пакерування у свердловині. Надалі випробувальний устьовий пакер з натягом опускають у свердловину до попередньо визначеного та підготовленого місця пакерування. Натяг забезпечується завдяки тому, що максимальний зовнішній діаметр самоущільнювальної манжети 3 більший, ніж внутрішній діаметр обсадної колони. Закривають плашки противикидного обладнання і в надпакерний простір насосним агрегатом подають робочу рідину. Створюють тиск 5 ± 1 МПа та витримують впродовж 5 хвилин. Під дією тиску робочої рідини, що заповнює порожнину між опорною втулкою та зовнішньою робочою губою манжети, відбувається процес самоущільнення манжети та герметизації затрубного простору.

Якщо впродовж 5 хвилин тиск не зменшується, його доводять до розрахункового та витримують впродовж 30 хвилин. Якщо зниження тиску не відбулося, а у з'єднаннях, ущільненнях та вузлах обв'язки обладнання немає спітнінь зварних швів і корпусних його деталей, то устьове і противикидне обладнання вважають таким, що витримало випробування на внутрішній тиск.

У разі зниження тиску, визначають його причини, усувають їх та проводять повторне випробування. Після випробування пакер піднімають на

поверхню та консервують до наступного використання.

5.4 Методика та результати промислових випробувань удосконаленого свердловинного пакера

Перед промисловими випробуваннями проведено приймальні випробування на базі Полтавської воєнізованої частини ПАТ «Укрнафта» (Додаток В).

Методика промислових випробувань устьового випробувального пакера типу ПВУ, розробленого в Полтавській воєнізованій частині ПАТ «Укрнафта» спільно з Івано-Франківським національним технічним університетом нафти і газу, передбачала визначення його герметизаційної здатності в промислових умовах у процесі випробування змонтованого на усті свердловини противикидного обладнання перед проведенням підземного ремонту свердловин.

Для випробувань обрано три свердловини НГВУ «Охтирканафтогаз» ПАТ «Укрнафта»: №№ 334, 530 Бугруватівського родовища та № 173 Рибальського родовища.

Випробуванню підлягали два типорозміри пакерів: ПВУ-168 та ПВУ-146.

Умови випробувань зазначені в таблиці 5.3.

Для проведення промислових випробувань застосовували таке обладнання та інструмент: підйомні установки для ремонту свердловин типу АОРС-60, А-50; інструмент для виконання спуско-підймальних операцій, ключі для згвинчування-розгвинчування насосно-компресорних труб (НКТ); насосні установки типу ЦА-320, АНЦ-700, маніфольд, плашкові превентори типу ППШР-2ФТ-152х21, ПП 180х35.

Таблиця 5.3 – Умови випробування пакерів

Геолого-технічні дані	Свердловина		
	№ 334 Бугруватівського родовища	№530 Бугруватівського родовища	№173 Рибальського родовища
1	2	3	4
Вид продукції	Нафта	Нафта	Нафта
Спосіб експлуатації	Насосний	Насосний	Насосний
Штучний вибій свердловини, м	3817	4256	3585
Пластовий тиск, МПа	31,85	20,26	32,73
Інтервал перфорації, горизонт	3816 – 3810 м, 3806 – 3801 м, гор. В-22 блок 6	4159,2 – 4156 м, гор. В-15.	3580 – 3573 м, 3553 – 3551 м, 3547 – 3544 м, 3542 – 3537 м, В-23, Т-1
Устя обладнане за схемою (СОУ11.2-00135390- 080:2011)	№9	№9	№9
Умовний діаметр експлуатаційної колони, мм	168/146	168/146	168x146 перехід колон на глибині 10 м
Товщина стінки експлуатаційної колони, мм	12,1	12,1	10,7
Глибина спуску пакера, м	30	30	30

Продовження таблиці 5.3

Типорозмір пакера	ПВУ 168-01.М	ПВУ 168-01.М	ПВУ 146
Діаметр самоущільнювальної манжети, мм	148	148	132
Випробувальна рідина	Технічна вода	Технічна вода	Технічна вода
Тиск випробування, МПа	15,0	15,0	17,0
Час витримки під тиском, хв	30	30	30
Обладнання устя	Превентор плашковий ПП 180x35	Превентор плашковий ППШР-2 ФТ-152x21	Превентор плашковий ППШР-2 ФТ-152x21

Перед проведенням промислових випробувань пакера ПВУ-168 устя свердловин обладнують за схемою № 1 (рис. 5.11) [28]. Пакер використовують для відокремлення превентора від нижньої частини експлуатаційної колони.

Послідовність випробування противикидного обладнання з використання свердловинного пакера така:

1. До верхньої труби колони НКТ приєднати пакер через нижню приєднувальну різьбу.

2. Пакер разом з колоною НКТ опустити до місця його встановлення (30 м). При цьому необхідно запобігти можливості розміщення пакера у зоні різьбового з'єднання експлуатаційної колони.

3. Для збереження цілісності самоущільнювальної манжети, що

противиکیدного обладнання подати насосним агрегатом випробувальну рідину (технічну воду)

5. Створити тиск 5 ± 1 МПа та витримати впродовж 5 хвилин.

6. Якщо впродовж 5 хвилин тиск не зменшується, довести його до рівня, зазначеного в плані робіт на ремонт свердловини, та витримати впродовж 30 хвилин.

7. Перевірити відсутність зниження тиску та спітніння зварних швів і корпусних деталей у з'єднаннях, вузлах обв'язки устьового та противиکیدного обладнання.

8. За відсутності зниження тиску провести розпакування (зниження тиску випробування в затрубному просторі) та з мінімальною швидкістю підняти пакер на поверхню.

9. Перевірити стан вузла ущільнення пакера з наступним, за відсутності пошкоджень, упакуванням в ящик для транспортування до наступного використання.

Аналогічно випробувано пакер іншого типорозміру (табл. 5.3).

За результатами промислових випробувань встановлено, що пакер характеризується достатньою герметизаційною здатністю. Свідченням цього є успішне випробування противиکیدного обладнання з його використанням.

Після розпакування, шляхом зниження тиску в затрубному просторі, випробувальний пакер піднято на поверхню. Видимих дефектів манжети пакера, руйнувань вузла ущільнення не виявлено.

Отже, розроблені на основі вдосконаленої самоущільнювальної манжети устьові пакери доцільно використовувати для випробування устьового та противиکیدного обладнання в процесі освоєння та ремонту свердловин. Їх застосування підвищує якість і ефективність процесу випробування та рівень фонтанної безпеки під час ремонту свердловин загалом.

5.5 Розроблення пристрою для підготовки місця встановлення випробувального пакера

У кожному муфтовому або зварному з'єднанні обсадної колони є зазор між торцями, що слугує концентратором порізів, зумовлених переміщенням долота при його спусканні в обсадній колоні до проектної глибини буріння наступного інтервалу.

Долото, долаючи такий «бар'єр», врізається своїм оснащенням в обсадну трубу, стираючи його в напрямку руху. У такому випадку пошкоджуються торці обсадних труб на довжині в 10-15 мм. Однак дуже часто на різних глибинах фіксуються виклинювані порізи обсадних колон довжиною 2-3 м, які іноді поширюються на всю довжину труби. Такі пошкодження можуть бути причиною руйнування гумового ущільнення пакера при його опусканні з натягом до місця встановлення.

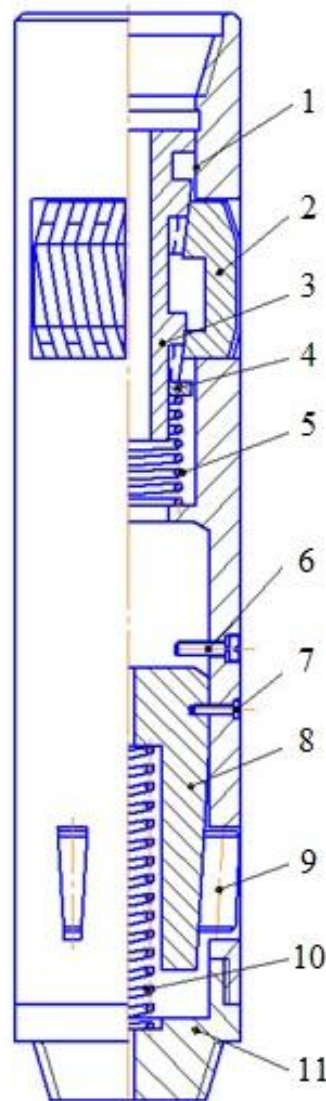
Для того щоб мінімізувати цей фактор розроблено пристрій (рис. 5.12) для підготовки місця встановлення пакера [21, 23].

Конструкція пристрою включає: корпус 1, у верхній частині якого виконано три прямокутні пази для ріжучих плашок 2, та шток 3. Шток 3 нижнім кінцем через шайбу 4 розрахункової товщини (залежно від внутрішнього діаметра оброблюваної колони) опирається на пружину 5, яка розміщена на виступі корпусу 1.

У нижній частині корпусу 1 на зрізних гвинтах 7 встановлено веретено 8, на якому розміщено конічні ролики 9. Веретено 8 підтискається до виступу корпусу 1 пружиною 10, що розміщена всередині ніпеля 11. Хід веретена 8 у верхньому положенні після зрізання гвинтів 7 обмежується двома штифтами 6, що вкручені в корпус і застопорені шайбами.

Запропонований пристрій працює таким чином. З урахуванням стану внутрішньої поверхні обсадних труб (наявності глинистої кірки, корозії, відкладень цементу, задирок тощо) вибирають інтервал очищення колони

різальними плашками. Для виключення можливості пошкодження елементів



- 1 – корпус; 2 – ріжучі плашки; 3 – шток; 4 – шайба; 5 – пружина;
 6 – штифти; 7 – зрізні гвинти; 8 – веретено; 9 – конічні ролики;
 10 – пружина; 11 – ніпель

Рисунок 5.12 – Пристрій для підготовки місця встановлення пакера

ущільнення пакера в процесі його опускання у свердловині очищенню підлягає інтервал до місця його встановлення. Безпосередньо для підготовки місця встановлення пакера пристрій опускають у свердловину на колоні труб.

Під час очищення пристрій обертається за допомогою ротора з одночасним промиванням свердловини рідиною. При цьому під дією перепаду тиску (в межах 4 – 5 МПа) шток 3 переміщується вниз, у результаті чого плашки висуваються і притискаються до внутрішньої поверхні обсадної труби.

Зусилля притискання плашок до стінки обсадної труби регулюється зміною перепаду тиску промивальної рідини. Контроль за процесом підготовки місця встановлення пакера здійснюють шляхом контролю показів манометрів гідросистеми ротора (обертальний момент) і насосного агрегата, який створює тиск промивальної рідини.

Після очищення різальними плашками інтервалу над місцем встановлення пакера, насосним агрегатом створюється підвищений тиск промивальної рідини до 9 – 12 МПа. При цьому зрізні гвинти 7 зрізаються і під дією перепаду тиску веретено 8 опускається вниз, стискаючи пружину 10 і виштовхуючи конічні ролики 9 із пазів корпусу 1 до внутрішньої поверхні обсадної труби.

Після очищення інтервалу встановлення пакера плашками 2 і загладжуванням конічними роликами 9 нагнітання рідини припиняють. При цьому під дією пружин 5, 10 шток 3 і веретено 8 переміщується вгору, повертаючи плашки та ролики в транспортне (початкове) положення.

Запропонований пристрій може бути використаний для підготовки місця встановлення пакера, щоб підвищити контактну взаємодію гумової самоущільнювальної манжети та внутрішньої поверхні обсадної колони в процесі випробування.

Висновки до розділу 5

1. З урахуванням результатів досліджень вузла ущільнення прототипної конструкції вдосконалено самоущільнювальну манжету та розроблено на її

основі вузол ущільнення пакера.

2. Чисельні дослідження вдосконаленої манжети засвідчили збільшення контактних тисків у спряженні «манжета – обсадна труба» за суттєвого зменшення значень еквівалентних напружень. Отже, запропоновані конструктивні рішення забезпечили підвищення її герметизаційної здатності. Зокрема коефіцієнт герметизації склав 0,93 порівняно з 0,73 для прототипу.

3. На основі вдосконаленого вузла ущільнення пакера розроблено конструкцію устьового випробувального пакера типу ПВУ для обсадних колон діаметрами 146 і 168 мм.

4. Результати випробування противикидного обладнання засвідчили високу герметизаційну здатність та ефективність вдосконаленого пакера. З урахуванням отриманих результатів промислових випробувань пакер рекомендовано до використання нафтогазовидобувними підприємствами для випробування устьового та противикидного обладнання при підземному ремонті свердловин.

5. Для підвищення ефективності застосування устьового випробувального пакера розроблено пристрій для підготовки місця його встановлення у свердловині з дефектами внутрішньої поверхні обсадної колони.

6. Одним із основних напрямів подальшого вдосконалення розробленого устьового випробувального пакера є підвищення зносостійкості самоущільнювальної манжети шляхом використання для її виготовлення сучасних зносостійких марок гумової суміші.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено важливу науково-практичну задачу, що полягає у підвищенні герметизаційної здатності свердловинних самоущільнювальних пакерів для випробування устьового та противикидного обладнання. Отримані автором результати теоретичних та експериментальних досліджень дають можливість зробити такі висновки:

1. Аналіз умов експлуатації самоущільнювальних манжет свердловинних випробувальних пакерів засвідчує суттєву залежність їх герметизаційної здатності від експлуатаційних та конструктивних факторів. Огляд наукових праць та аналіз практичних спостережень підтверджують необхідність проведення додаткових експериментальних і теоретичних досліджень для підвищення їх герметизаційної здатності.

2. Встановлено, що для комплексної оцінки герметизаційної здатності самоущільнювальних манжет свердловинних випробувальних пакерів вагомими є такі критерії: максимальний початковий контактний тиск, максимальний контактний тиск у процесі випробування; коефіцієнт герметизації та коефіцієнт запасу міцності. Для визначення контактних тисків необхідним є проведення ряду експериментальних досліджень на основі «методу контрольних отворів». Зважаючи на специфіку механічної поведінки матеріалу самоущільнювальних манжет, а також складність їх конфігурації, дослідження напружено-деформованого стану доцільно проводити методом скінченних елементів із використанням моделі поведінки матеріалу «Mooney-Rivlin».

3. За результатами повного факторного експерименту отримано статистичну математичну модель впливу експлуатаційних та конструктивних факторів на величину контактних тисків. Підтверджено, що найбільш значущим фактором є тиск випробування. Наступні за значущістю є діаметральний натяг, радіальний зазор та модуль зсуву матеріалу манжети. Експериментально встановлено, що розподіл контактних тисків за

довжиною спряженої поверхні характеризується їх зменшенням від кромки робочої губи до опорної частини манжети. Нерівномірність розподілу є суттєво вираженою за радіального зазору 3 мм і більше. Забезпечення герметизації надпакерного простору на початковому етапі процесу випробування та за умови дії робочих тисків є можливим при діаметральному натязі 4 мм, радіальному зазорі 2 мм та модулі зсуву 2,47 МПа, які необхідно прийняти за раціональні.

4. Результати дослідження напружено-деформованого стану самоущільнювальної манжети засвідчили суттєву нерівномірність розподілу еквівалентних напружень по тілу манжети з концентрацією максимальних значень в опорній частині близько до зони радіального зазору. Доведено, що зі збільшенням радіального зазору витискання матеріалу суттєво зростає. Для прототипної манжети пакера з діаметральним натягом 1 мм та радіальним зазором 3 мм характерними є коефіцієнт запасу міцності 1,92 та низький коефіцієнт герметизації $\alpha = 0,73$. Цим доведено необхідність розроблення вдосконаленої самоущільнювальної манжети з урахуванням встановлених раціональних конструктивних параметрів.

5. Розроблено і виготовлено вдосконалені устьові випробувальні свердловинні пакери двох типорозмірів, промислові випробування яких підтвердили високу герметизаційну здатність та ефективність випробувальних робіт. Отримані результати дали змогу впровадити пакери на нафтогазовидобувних підприємствах ПАТ «Укрнафта». Для підвищення ефективності застосування устьового випробувального пакера розроблено пристрій для підготовки місця його встановлення.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Dorokhov M., Kostriba I, Biletskyi V. Experimental research on the sealing ability of borehole packers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2016. Т. 4, N 8(82). С. 56–62. DOI: 10.15587/1729-4061.2016.74831 (**Scopus**).
2. Дорохов М. А., Костриба І. В. Дослідження герметизаційної здатності гумових ущільнень устьових випробувальних пакерів. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2016. № 2 (59). С. 22–30.
3. Дорохов М. А. Дослідження механічних властивостей гумових ущільнень свердловинних пакерів. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2014. № 2 (37). С. 111–119.
4. Дорохов М. А., Агальцов Г. М., Новикова А. В. и другие Экспериментальные исследования реологии резин. *Геотехническая механика: межвед. сб. научн. тр.* 2015. № 121. С. 207–213.
5. Дорохов М. А., Костриба І. В., Михайлюк В. В. Аналіз герметизаційної здатності гумових ущільнень випробувальних пакерів у рамках САЕ-систем. *Зб. наук. праць. Серія: Галузеве машинобудування, будівництво*. Полтава, 2016. № 2 (47). С. 303–313. (**Index Copernicus**).
6. Гребенюк С. Н., Решевская Е. С., Васько В. М., Дорохов М. А. Исследование напряженно-деформированного состояния резиновых уплотнений пакеров для испытания устьевого и противовыбросового оборудования. *Геотехническая механика: межвед. сб. научн. тр.* 2014. № 116. С. 174–179.
7. Дорохов М. А., Костриба І. В. Розробка свердловинного пакера для випробування устьового та противикидного обладнання. *Нафтогазова енергетика*. 2016. № 1(25). С. 12–21.
8. Костриба І.В., Дорохов М.А., Шульга А.М. Аналіз сучасного стану

проектування свердловинних пакерів в Україні. *Питання розвитку газової промисловості України. УкрНДІгаз*. Вип. XL. 2012. С.156–159.

9. Дорохов М. А., Костриба І. В. Комп'ютерне моделювання напружено-деформованого стану ущільнення свердловинних пакерів. *Нафтогазова інженерія*. 2016. С. 103–109.

10. Dorokhov M. Kostriba I. A new approach to the calculation of rubber seals downhole packer. *Collection of scientific articles «Energy, energy saving and rational nature use»*. 2014. Vol. 2(3) P. 58–63.

11. Дорохов М. А., Троцький В. П., Шульга А. М. Аналіз сучасних пристроїв для установки та вилучення пакерів зі свердловин. *Питання розвитку газової промисловості України. УкрНДІгаз*. Вип. XLI. 2013. С. 155–160.

12. Dorokhov M., Kostriba I., Betsun V., Piienko I. Experimental research of the process of probationary self-sealing packer during the construction of oil and gas wells. *Collection of scientific articles «Energy, energy saving and rational nature use»*. 2015. Vol. 2(5) P. 27–31.

13. Дорохов М. А., Костриба І. В. Аналіз досліджень вузлів ущільнень свердловинних пакерів. *Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції молодих учених та студентів «Техніка і прогресивні технології у нафтогазовій інженерії – 2012» (5–7 лист. 2012, м. Івано-Франківськ)*. Івано-Франківськ, 2012. С. 76–80.

14. Дорохов М. А., Костриба І. В. Аналіз теоретичних та експериментальних досліджень вузлів ущільнень свердловинних пакерів. *Матеріали 65-ї наукової конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка (22 квітня–15 травня 2013, м. Полтава)*. Полтава, 2013. С. 300–301.

15. Костриба І. В., Дорохов М. А. Розроблення та дослідження пакерів для випробування противикидного обладнання. *Матеріали Міжнародної*

науково-технічної конференції «Нафтогазова енергетика 2013», (7–11 жовтня 2013, м. Івано-Франківськ). Івано-Франківськ, 2013. С. 78–82.

16. Дорохов М. А., Костриба І. В. Дослідження контактних тисків на спряжених поверхнях вузла ущільнення пакера та обсадної колони. *Матеріали 67-ї наукової конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка (2 квітня–22 травня 2015, м. Полтава)*. Полтава, 2015. С. 332–334.

17. Дорохов М. А., Костриба І. В. Дослідження герметизаційної здатності самоущільнювальних пакерів. *Тези Міжнародної науково-технічної конференції «Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу ІМ – 2016» (16–20 травня 2016, м. Івано-Франківськ)*. Івано-Франківськ, 2016. С. 98–101.

18. Дорохов М. А. Дослідження деформаційно-міцнісних характеристик гумових ущільнень устьових випробувальних пакерів. *Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Нафтогазова енергетика 2015» (21–24 квітня 2015, м. Івано-Франківськ)*. Івано-Франківськ, 2015. С. 283–287.

19. Дорохов М. А. Чисельний метод у дослідженні вузлів ущільнення випробувальних свердловинних пакерів. *Матеріали 68-ї наукової конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка. (19 квітня – 13 травня 2016, м. Полтава)*. Полтава, 2016. С. 332–334.

20. Костриба І. В., Мосора Ю. Р., Дорохов М. А. Розроблення та дослідження пакерів для випробування противикидного обладнання. *Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Нафтогазова енергетика 2017» (15–19 травня 2017, м. Івано-Франківськ)*. Івано-

Франківськ, 2017. С. 157–159.

21. Дорохов М. А. Вдосконалення пристрою для підготовки місця встановлення пакерів. *Матеріали 66-ї наукової конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка (15 квітня – 15 травня 2014, м. Полтава)*. Полтава, 2014. С. 396.

22. Пат. 110493 Україна. Пакер випробувальний гирловий / Угринчук Р. Б., Плигачов В. А., Ущенко О. В., Дорохов М. А., Костриба І. В.; заявник та патентовласник ПАТ «Укрнафта». № у 2016 04022; заявл. 13.04.2016; опубл. 10.10.2016.

23. Пат. 105583 Україна. Пристрій для підготовки місця встановлення пакера / Дорохов М. А., Троцький В. П., Шульга А. М.; заявник та патентовласник Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка. № а2013 03729; заявл. 26.03.2013; опубл. 26.05.2014.

24. Костриба І. В., Бойкович Х. А. Підвищення рівня фонтанної безпеки в процесі ремонту газових свердловин. *Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Нафтогазова енергетика 2015» (21–24 квітня 2015 р., м. Івано-Франківськ)*. Івано-Франківськ, 2015. С. 89 – 92.

25. НПАОП 0.00-4.33-99. Положення щодо розробки планів локалізації та ліквідації аварійних ситуацій і аварій. Чинний від 30.06.1999.

26. НПАОП 11.1-.1.01.08. Правила безпеки у нафтогазовидобувній промисловості України. Чинний від 06.05.2008.

27. ГОСТ 13862-2003. Оборудование противовыбросовое. Типовые схемы, основные параметры и технические требования к конструкции. Москва, 2009. 23 с.

28. СОУ 11.2-00135390-080:2011. Облаштування нафтових і газових свердловин устьовим і противикидним обладнанням. Типові схеми, вимоги до виконання робіт. Київ, 2011. 63 с.

29. Радковский В. Р., Рымчук Д. В., Ленквевич Ю. Е. Оборудование и

инструмент для предупреждения и ликвидации фонтанов. Москва, 1996. 376 с.

30. Абубакиров В. Ф., Буримов Ю. Г., Гноевых А. Н. Буровое оборудование: справочник: в 2-х т.: Т. 2. Буровой инструмент. Москва, 2003. 494 с.

31. Панчук В. Г., Борушак Л. О., Врюкало В. В. Розробка конструкції пристрою для випробування противикидного обладнання свердловин. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2014. № 2. С. 165–171.

32. Костриба І. В., Палійчук І. С., Михайлюк В. В. Розроблення та дослідження пристрою для випробування противикидного обладнання *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2010. № 3. С. 104–107.

33. Pat. US 6668938. Cup Packer / Randolph J. Sheffield, David M. Eslinger, Mark C. Oettli, Jose F. Hurtado; assignee: Schlumberger Technology Corporation, Sugar Land, TX (US). № 098121; field: Mar. 13, 2002; publ.: Oct. 3, 2002.

34. Pat. US 12258613. Downhole apparatus with packer cup and slip / Donald Roy Greenlee Donald Jonathan Greenlee; assignee: Nine downhole technologies, Llc. № 258613; field: Oct. 27, 2008; publ.: Apr. 29, 2010.

35. Пат. 2366797 Россия. Способ опрессовки устьевой арматуры на скважине / Ибрагимов Н. Г., Валеев М. Х., Ахметшагиев Ф. К., Гильфанов Р. А., Садыков А. Н.; заявитель и патентообладатель: Открытое акционерное общество «Татнефть» им. В.Д. Шашина. № 2008142183/03; заявл. 24.10.2008; опубл. 10.09.2009.

36. Фик І. М., Римчук Д. В. Облаштування газових та нафтових фонтанних свердловин при експлуатації. Частина перша. Колонні обв'язки. Харків, 2014. 299 с.

37. Пинчук Л. С. Герметология. Минск, 1992. 216 с.

38. Standart 53 Blowout Prevention Equipment Systems for Drilling Wells. American Petroleum Institute. 4-th edition, 2012.

39. Пат. 64327 Україна. Свердловинний герметизатор / Костриба І. В.,

Бойчук І. Я., Яцура Я. В., Гарасимів Г. В., Лігоцький М. В.; заявник та патентовласник: Відкрите акціонерне товариство «Укрнафта». № 2003054288; заявл. 13.05.2003; опубл. 16.02.2004.

40. Пат. 2339811 Россия. Прибор для опрессовки и исследования скважин / Ибрагимов Н. Г., Хасимов Р. С., Харисов Р. Г., Мухамадиев Р. С., Вильданов Р. Р., Камильянов Т. С., Маннанов Ф. Н., Парфенов П. А.; заявитель и патентообладатель: Общество с ограниченной ответственностью «ТНГ-Групп». № 2006141929/03; заявл. 27.11.2006; опубл. 27.11.2008.

41. Пат. 2285111 Россия. Устройство для опрессовки колонны скважины на приток жидкости / Ибрагимов Н. Г., Закиров А. Ф. Никитин В. Н., Камильянов Т. С., Маннанов Ф. Н. Бикбулатов Р. Р.; заявитель и патентообладатель: Открытое акционерное общество «Татнефть» им. В.Д. Шашина. № 2005109573/03; заявл. 05.04.2005; опубл. 10.10.2006.

42. Технология поинтервальной опрессовки эксплуатационных колонн устройствами на кабеле. URL: <http://www.tng.ru/prj/girs/t-11/> (дата звернення: 28.01.2017)

43. Pat. US 7062960 B2. Blow out preventer testing apparatus / Patrice P. Louis C., H. P. Hopper; assignee: Cooper Cameron Corporation. № 20030000693; field: May. 09, 2002; publ.: June. 20, 2006.

44. Pat. US 6390194 B1. Method and apparatus for multi-diameter testing of blowout preventer assemblies / Joe Alfred Young, James Lee Young; assignee: Joe Alfred Young, James Lee Young. № 09/724374; field: Nov. 27, 2000; publ.: May 21, 2002.

45. Subsea wellhead systems.
URL: http://petrowiki.org/Subsea_wellhead_systems/ (дата звернення: 09.04.2017).

46. BOP Test Plugs and Reducer Brushings.
URL: <http://espctllc.com/products/esp-wellheads/tools-and-accessories/bop-test-plugs-and-reducer-brushings/> (дата звернення: 09.04.2017).

47. Casing Head Body Retrievable Wear Bushing (PRWB).

URL: <https://www.indiamart.com/proddetail/casing-tool-service-equipment-4835379233.html>/ (дата звернення: 09.04.2017).

48. Pat. US 5890541. BOP isolation test tool / Charles E. Jennings, Richard W. Slyker; assignee: Abb Vetco Gray Inc. № 812553; field: Mar. 7, 1997; publ.: Apr. 5, 1999.

49. Пакер устьевого механический ПУВ.

URL: <https://npf-paker.ru/katalog/169/8290/> (дата звернення: 28.05.2017)

50. Пакер гидравлический ПГ-ЯГ

URL: <https://npf-paker.ru/katalog/169/2445/> (дата звернення: 28.05.2017).

51. Однопакерная компоновка, извлекаемая для проведения РИР 1ПРОК-ИРИР-1. URL: <https://npf-paker.ru/katalog/364/8264/> (дата звернення: 28.05.2017).

52. Пакер механический ЗПМС.

URL: <http://www.neftegazprogress.ru/P/3pms.html> (дата звернення: 28.05.2017).

53. Пакер гидромеханический ПГМ.

URL: <http://www.sibburmash.ru/s32.html> (дата звернення: 28.05.2017).

54. WH-6 Hydraulic-Set Retrievable Packer / Catalog «Packers Catalog» / Weatherford, 2005-2010. – 128 с.

55. AD-1 and ADL-1 Tension Packers. *Catalog «Retrievable Packer Systems»*. Baker Hughes, 2012. 126 p.

56. Model PJP-2 Mechanical Packer. *Catalog «Packers and completions equipment»*. Schlumberger, 2014. 92 p.

57. C-1 Tandem Tension Packer. *Catalog «Completion Tools Catalog»*. TEAM Oil Tools, 2012. 56 p.

58. Пат. 93453 Россия. Пакер устьевого / Валеев М.Х., Бадыкшин Д. М., Ахметшагиев Ф. К., Гильфанов Р. А., Садыков А.Н.; заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество «Татнефть». № 2009 147413/22; заявл. 21.12.2009; опубл. 27.04.2010.

59. Пат. 2152506 Россия. Пакер устьевого / Вержбицкий А. С., Кузнецов В. Г., Сгибнев А. Д.; заявитель и патентообладатель Оренбургская военизированная часть по предупреждению возникновения и по ликвидации открытых газовых и нефтяных фонтанов фирмы «Газобезопасность». № 98123347/03; заявл. 21.12.1998; опубл. 10.07.2000.

60. Пат. 2153570 Россия. Опрессовочный пакер / Вержбицкий А. С., Сгибнев А. Д., Кузнецов В. Г.; заявитель и патентообладатель Оренбургская военизированная часть по предупреждению возникновения и по ликвидации открытых газовых и нефтяных фонтанов фирмы «Газобезопасность». № 98113726/03; заявл. 20.07.1998; опубл. 27.07.2000.

61. Пат. 26924 Україна. Пакер для опресування пригирлової частини обсадної колони / Новак І. О.; заявник та патентовласник Відкрите акціонерне товариство «Укрнафта». № у 2007 06180; заявл. 04.06.2007; опубл. 10.10.2007.

62. Пат. 58313 Україна. Пакер / Гордієнко Ю. М., Дмитренко В. М., Лебединець Д. В., Римчук Д. В., Цибулько С. В.; заявник та патентовласник Дочірнє підприємство «Воєнізована аварійно-рятувально (газорятувальна) служба «ЛКВО» нафтогазової промисловості». № у 2010 10971; заявл. 13.09.2010; опубл. 11.04.2011.

63. Пат. 12702 Россия. Устройство для опрессовки устья скважины / Абакумов В. Л., Типугин А. В., Ларин А. Г., Праслов В. М., Камочкина Г. А.; заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество «Саратовнефтегаз». № 99115708/20; заявл. 19.07.1999; опубл. 27.01.2000.

64. Пат. 266 Україна. Пакер / Дітковський А. В., Бондарєв В. А., Ленкевич Ю. Є., Радковський В. Р., Субаєв А. З.; заявник та патентовласник Акціонерне товариство «Укргазпром» Воєнізована газорятувальна протифонтанна частина «ЛКВО». № у 97 062706; заявл. 09.06.1997; опубл. 25.12.1998.

65. Римчук Д. В. Нові технічні засоби ДП «ЛКВО» для забезпечення

фонтанної та газової безпеки під час буріння та капітального ремонту свердловин. *Нафтогазова галузь України*. 2015. № 6. С. 37 – 40.

66. Ледашов О. А., Ледашов В. Г., Никитченко Е. Н. Пакеры для опрессовки устья скважин типа ПОУ. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море*. 2008. № 1. С. 25 – 27.

67. Gas Vent Pumping Packer

URL: <http://www.dloiltools.com/products/mechanical-set-packers/gas-vent-pumping-packer> (дата звернення: 05.06.2017).

68. «GW» Cup-Type Packer. *Product catalog «Guiberson Quality Products and Services»*. Cameron, 2017. 63 p.

69. Пакер механический устьевого ПМС-У. *Каталог продукции 2016-2017*. Югсон-Сервис, 2017. 101 с.

70. Model TC-1 Cup Packer. *Packers and Completions Equipment Catalog*. Schlumberger, 2014. 92 p.

71. Model PCP Automatic «J» Cup Packer. *Packers and Completions Equipment Catalog*. Schlumberger, 2014. 92 p.

72. Model TCB Cup Packer with By-Puss. *Packers and Completions Equipment Catalog*. Schlumberger, 2014. 92 p.

73. Cup Packer. *Completion Tools Catalog*. TEAM Oil Tools, 2012. 56 p.

74. Пакер для опрессовки устья скважин ПОУ.

URL: <http://rngi.ru/katalog-produkcii/ekspluatatsiya/pou> (дата звернення: 05.06.2017).

75. «F» Type Cup Tester.

URL: <http://titanoiltools.com/index.php/products/f-type-cup-testers/> (дата звернення: 05.06.2017).

76. Cameron Type «F» Cup Tester.

URL: http://americanoiltools.com/cameron_f_cup_tester.htm (дата звернення: 05.06.2017).

77. Cup Testers.

URL: <http://www.packardusa.com/productsandservices7.asp> (дата звернення: 05.06.2017).

78. Urethane Type «F» Test Cups.

URL: <http://patriotpiston.com/product-line/type-f-test-cups/> (дата звернення: 05.06.2017).

79. Cup Tester.

URL: <http://www.betteroiltools.com/pro.php?Page2=10> (дата звернення: 05.06.2017).

80. Пакер опрессовочный ПДО.

URL: <http://www.rowell.ru/production/pakers/paker-opressovochnyj-pdo/> (дата звернення: 05.06.2017).

81. Пакер опрессовочный ПО-8.

URL: <http://neftsrv-prokat.ru/site/catalog> (дата звернення: 05.06.2017)

82. Пакер устьевого типа ПУ.

URL: http://www.neftepromcentr.ru/paker_ustevoi_pu.htm (дата звернення: 05.06.2017)

83. Slick Type Cup Units.

URL: <http://www.globaleee.com/products/cup-packer-units/wire.html> (дата звернення: 05.06.2017)

84. Пат. 9751 Україна. Пакер гирловий / Вайсберг Г. Л., Атаманчук І. С., Ленкевич Ю. Є., Римчук Д. В.; заявник та патентовласник Дочірнє підприємство «Воєнізована аварійно-рятувальна (газорятувальна) служба «ЛІКВО» нафтогазової промисловості». № и 2005 02789; заявл. 28.03.2005 ; опубл. 17.10.2005.

85. Пат. 39036 Україна. Пакер для опрессування приустьевої частини обсадної колони / Дітковський А. В., Ленкевич Ю. Є., Подолянчук О. В., Римчук Д. В., Цибулько С. В.; заявник та патентовласник Дочірнє підприємство «Воєнізована аварійно-рятувальна (газорятувальна) служба

«ЛКВО» нефтегазовой промышленности». № и 2008 10520; заявл. 19.08.2008 ; опубл. 26.01.2009.

86. Пат. 58163 Россия. Пакер устьевой / Абдулмазитов Р. Г., Кострач В. И., Страхов Д. В., Зиятдинов Р. З.; заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество «Татнефть» им. В.Д. Шашина. № 2006 122410/22; заявл. 22.06.2006; опубл. 10.11.2006.

87. Пат. 59125 Россия. Пакер устьевой / Муртазина Т. М., Горбунова А. И., Асадуллин М. Ф., Зиятдинов Р. З., Страхов Д. В.; заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество «Татнефть» им. В.Д. Шашина. № 2006 120695/22; заявл. 13.06.2006; опубл. 10.12.2006.

88. Пат. 60971 Россия. Пакер устьевой / Маннов Ф. Н., Табашников Р. А., Габдуллин Р. Г., Зиятдинов Р. З., Страхов Д. В.; заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество «Татнефть» им. В.Д. Шашина. № 2006 126394/22; заявл. 20.07.2006; опубл. 10.02.2007.

89. Пат. 64267 Россия. Пакер устьевой / Абдулмазитов Р. Г., Рамазанов Р. Г., Губаев Р. С., Зиятдинов Р. З., Страхов Д. В.; заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество «Татнефть» им. В.Д. Шашина. № 2007 104800/22; заявл. 07.02.2007; опубл. 27.06.2007.

90. Новости нефтяной промышленности . *Нефтяное хозяйство*. 2013. № 3. С. 56.

91. Кондаков Л. А., Голубев А. И., Овандер В. Б. Уплотнения и уплотнительная техника. Москва, 1986. 464 с.

92. Аврущенко Б.Х. Резиновые уплотнители. Ленинград, 1978. 136 с.

93. Кондаков Л.А. Уплотнения гидравлических систем. Москва, 1972. 240с.

94. Булат А. Ф., Дырда В. И., Звягильский Е. Л. Прикладная механика упруго-наследственных сред. Т. 2.: Методы расчёта эластомерных деталей. Киев, 2012. 614 с.

95. Лепетов В. А., Юрцев Л. Н. Расчеты и конструирование резиновых

изделий. Ленинград, 1977. 244 с.

96. Яковлев А. С., Яковлев С. С. Исследование работы манжетных уплотнителей пакеров в режиме саомуплотнения. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море*. 2006. № 9. С. 44–46.

97. Baart P., Lugt M., Procash B. On the Normal Stress Effect in Grease–Lubricated Bearing Seals. *Tribology Transactions*. 2014. V. 57. Issue 5. pp. 939 – 943. [DOI:10.1080/10402004.2014.935120](https://doi.org/10.1080/10402004.2014.935120)

98. Buyalich G. D., Buyalich K. G. Modeling of Hydraulic Power Cylinder Seal Assembly Operation. *Presented at Mining 2014: Taishan Academic Forum – Project on Mine Disaster Prevention and Control: Chinese Coal in the Century: Mining, Green and Safety* (17–20 October 2014, Qingdao). Amsterdam, 2014. – pp. 167–170. [DOI: 10.2991/mining-14.2014.26](https://doi.org/10.2991/mining-14.2014.26)

99. Gölz J., Bauer F., Haas W. Experimental Study on the Sealing Mechanism of Bidirectional PTFE Lip Seals. *Tribology Transactions*. 2014. V. 57. Issue 5. pp. 866 – 870. [DOI: 10.1080/10402004.2014.918236](https://doi.org/10.1080/10402004.2014.918236)

100. Huang Y., Slant R. Simulation of the Effects of a Plunge Ground Rod on Hydraulic Rod Seal Behavior. *Tribology Transactions*. 2013. V. 56. Issue 6. pp. 986 – 996. [DOI: 10.1080/10402004.2013.807531](https://doi.org/10.1080/10402004.2013.807531)

101. Belforte G., Ivanov A., Manuello Bertetto A. Experimental Method for Investigating Air Leakage in Rodless Cylinders. *Experimental Techniques*. 2013. V. 37. Issue 3. pp. 73 – 82. [DOI: 10.1111/ext.12039](https://doi.org/10.1111/ext.12039)

102. Sukumar T., Subramanian M., Subramaniyan S. K. Design and Optimization of Lip Seal for Air Braking System. *SAE Technical Paper*. 2015. [DOI: 10.4271/2015-26-0215](https://doi.org/10.4271/2015-26-0215)

103. Myshkin N., Kovalev A., Spaltman D. Contact Mechanics and Tribology of Polymer Composites. *Journal of Applied Polymer Science*. 2014. V. 131. Issue 3. [DOI: 10.1002/app.39870](https://doi.org/10.1002/app.39870)

104. Baart P., Lugt P.M., Prackash B. Review of the lubrication, sealing, and pumping mechanisms in oil- and grease-lubricated radial lip seals. *Journal of*

Engineering Tribology. 2009. V. 223. Issue 3. pp. 347–358. [DOI: 10.1243/13506501JET473](https://doi.org/10.1243/13506501JET473)

105. Будников В. Ф., Макаренко П. П., Юрьев В. А. Диагностика и капитальный ремонт обсадных колонн в нефтяных и газовых скважинах. Москва, 1997. 226 с.

106. Буялич Г. Д., Буялич К. Г. Расчет манжетных уплотнений силовых гидроцилиндров. *Актуальные проблемы современного машиностроения: сборник трудов Международной научно-практической конференции (11-12 декабря 2014 г., г. Юрга)*. Томск, 2014. С. 202–205.

107. Дырда В. И., Гребенюк С. Н., Гоменюк С. И. Аналитические и численные методы расчета резиновых деталей. *Монография*. Днепропетровск-Запорожье, 2012. 370 с.

108. Данилина Н. И., Дубровская Н. С., Кваша О. П. Численные методы. Москва, 1976. 268 с.

109. Бреббия К., Уокер. С. Применение метода граничных элементов в технике: пер. с англ. Москва, 1982. 248 с.

110. Бахвалов Н.С., Жидков Н.П., Кобельков Г.М. Численные методы. Москва, 2004. 636 с.

111. Фурунжиев Р. И., Гурский Н. Н. Применение математических методов и ЭВМ: Программирование систем. Минск, 1991. 252 с.

112. Шимкович Д. Г. Расчет конструкций в MSC/NASTRAN for Windows. Москва, 2001. 448 с.

113. Каплун А. Б., Морозов Е. М., Олферьева М. А. ANSYS в руках инженера: практическое руководство. Москва, 2003. 272 с.

114. Чигарев А. В., Кравчук А. С., Смалюк А. Ф. ANSYS для инженеров: Справочное пособие. Москва, 2004. 512 с.

115. Полонский В. Л., Тюрин А. П. Особенности работы резиновых уплотнений пакеров. *Современное машиностроение*. Санкт-Петербург, 2012. №2. С. 592–597.

116. Васько В. Н., Гребенюк С. Н., Решевская Е. С., Дорохов М. А. Расчет эластомерной манжеты в условиях нелинейного деформирования. *Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр.* Днепропетровск, 2015. № 121. С. 239–245.

117. Huei-Huang Lee Finite Element Simulations with ANSYS Workbench 14. Jun 2012.

118. Буялич К. Г. Выбор параметров модели Mooney-Rivlin для расчетов уплотнений. *Сборник докладов студентов и аспирантов Кузбасского государственного технического университета. По результатам 52-й студенческой научно-практической конференции.* Кемерово, 2007. С. 104–106.

119. Буялич К. Г. Методы исследования свойств эластичных материалов. *Информационные недра Кузбасса: тр. IV Всерос. науч.-практ. конф (3-4 февр. 2005 г., Кемерово).* Кемерово, 2005. С. 191–192.

120. Савицкий В. Я., Сухорукова И. А., Сухоруков И. В. Модернизация уплотнительных устройств в рамках CAE-технологий. *Изв. высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки. Машиностроение и машиноведение.* Пенза, 2009. № 1. С. 151–162.

121. Дырда В. И., Агальцов Г. Н., Новикова А. В., Дорохов М. А. Определение физико-механических свойств наполненных резин. *Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр.* Днепропетровск, 2014. № 116. С. 158–174.

122. Булат А. Ф., Дырда В. И., Звягильский Е. Л. Прикладная механика упруго-наследственных сред. Т. 2. Методы расчёта эластомерных деталей. Киев, 2012. 614 с.

123. Сергеев П. В., Білецький В. С. Комп'ютерне моделювання технологічних процесів переробки корисних копалин (практикум). Маріуполь, 2016. 119 с.

124. Кисельман М. Л. Износ и защита обсадных колонн при глубоком

бурении. Москва, 1971. 210 с.

125. ГОСТ 270–75. Методы определения упругопрочностных свойств при растяжении. Москва, 1997. 19 с.

126. ГОСТ 269–66 Резина. Общие требования к проведению физико-механических испытаний. Москва, 2001. 11 с.

127. ГОСТ 9.029–74. Единая система защиты от коррозии и старения. Резины. Методы испытаний на стойкость к старению под действием статической деформации сжатия. Москва, 1982. 8 с.

128. Буялич К. Г. Определение напряжённо-деформированного состояния уплотнительного узла гидростойки механизированной крепи М130. *Строительство и эксплуатация угольных шахт и городских подземных сооружений : материалы IV Российско-Китайского симпозиума (21–22 сентября 2006 г., г. Кемерово)*. Кемерово, 2006. С. 145–146.

ДОДАТКИ

Додаток А

Список опублікованих праць за темою дисертації

1. Dorokhov M., Kostriba I, Biletskyi V. Experimental research on the sealing ability of borehole packers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2016. Т. 4, N 8(82). С. 56–62. DOI: 10.15587/1729-4061.2016.74831 (**Scopus**).

2. Дорохов М. А., Костриба І. В. Дослідження герметизаційної здатності гумових ущільнень устьових випробувальних пакерів. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2016. № 2 (59). С. 22–30.

3. Дорохов М. А. Дослідження механічних властивостей гумових ущільнень свердловинних пакерів. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2014. № 2 (37). С. 111–119.

4. Дорохов М. А., Агальцов Г. М., Новикова А. В. и другие Экспериментальные исследования реологии резин. *Геотехническая механика: межвед. сб. научн. тр.* 2015. № 121. С. 207–213.

5. Дорохов М. А., Костриба І. В., Михайлюк В. В. Аналіз герметизаційної здатності гумових ущільнень випробувальних пакерів у рамках САЕ-систем. *Зб. наук. праць. Серія: Галузеве машинобудування, будівництво*. Полтава, 2016. № 2 (47). С. 303–313. (**Index Copernicus**).

6. Гребенюк С. Н., Решевская Е. С., Васько В. М., Дорохов М. А. Исследование напряженно-деформированного состояния резиновых уплотнений пакеров для испытания устьевого и противовыбросового оборудования. *Геотехническая механика: межвед. сб. научн. тр.* 2014. № 116. С. 174–179.

7. Дорохов М. А., Костриба І. В. Розробка свердловинного пакера для випробування устьового та противикидного обладнання. *Нафтогазова енергетика*. 2016. № 1(25). С. 12–21.

8. Костриба І. В., Дорохов М. А., Шульга А. М. Аналіз сучасного стану проектування свердловинних пакерів в Україні. *Питання розвитку газової промисловості України. УкрНДІгаз*. Вип. XL. 2012. С.156–159.

9. Дорохов М. А., Костриба І. В. Комп'ютерне моделювання напружено-деформованого стану ущільнення свердловинних пакерів. *Нафтогазова інженерія*. 2016. С. 103–109.

10. Dorokhov M. Kostriba I. A new approach to the calculation of rubber seals downhole packer. *Collection of scientific articles «Energy, energy saving and rational nature use»*. 2014. Vol. 2(3) P. 58–63.

11. Дорохов М. А., Троцький В. П., Шульга А. М. Аналіз сучасних пристроїв для установки та вилучення пакерів зі свердловин. *Питання розвитку газової промисловості України. УкрНДІгаз*. Вип. ХЛІ. 2013. С. 155–160.

12. Dorokhov M., Kostriba I., Betsun V., Piienko I. Experimental research of the process of probationary self-sealing packer during the construction of oil and gas wells. *Collection of scientific articles «Energy, energy saving and rational nature use»*. 2015. Vol. 2(5) P. 27–31.

13. Дорохов М. А., Костриба І. В. Аналіз досліджень вузлів ущільнень свердловинних пакерів. *Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції молодих учених та студентів «Техніка і прогресивні технології у нафтогазовій інженерії – 2012» (5–7 лист. 2012, м. Івано-Франківськ)*. Івано-Франківськ, 2012. С. 76–80.

14. Дорохов М. А., Костриба І. В. Аналіз теоретичних та експериментальних досліджень вузлів ущільнень свердловинних пакерів. *Матеріали 65-ї наукової конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка (22 квітня–15 травня 2013, м. Полтава)*. Полтава, 2013. С. 300–301.

15. Костриба І. В., Дорохов М. А. Розроблення та дослідження пакерів для випробування противикидного обладнання. *Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Нафтогазова енергетика 2013», (7–11 жовтня 2013, м. Івано-Франківськ)*. Івано-Франківськ, 2013. С. 78–82.

16. Дорохов М. А., Костриба І. В. Дослідження контактних тисків на спряжених поверхнях вузла ущільнення пакера та обсадної колони. *Матеріали 67-ї наукової конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка (2 квітня–22 травня 2015, м. Полтава)*. Полтава, 2015. С. 332–334.

17. Дорохов М. А., Костриба І. В. Дослідження герметизаційної здатності самоущільнювальних пакерів. *Тези Міжнародної науково-технічної конференції «Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу ІМ – 2016» (16–20 травня 2016, м. Івано-Франківськ)*. Івано-Франківськ, 2016. С. 98–101.

18. Дорохов М. А. Дослідження деформаційно-міцнісних характеристик гумових ущільнень устьових випробувальних пакерів. *Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Нафтогазова енергетика 2015» (21–24 квітня 2015, м. Івано-Франківськ)*. Івано-Франківськ, 2015. С. 283–287.

19. Дорохов М. А. Чисельний метод у дослідженні вузлів ущільнення випробувальних свердловинних пакерів. *Матеріали 68-ї наукової конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка. (19 квітня – 13 травня 2016, м. Полтава)*. Полтава, 2016. С. 332–334.

20. Костриба І. В., Мосора Ю. Р., Дорохов М. А. Розроблення та дослідження пакерів для випробування противикидного обладнання. *Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Нафтогазова енергетика 2017» (15–19 травня 2017, м. Івано-Франківськ)*. Івано-Франківськ, 2017. С. 157–159.

21. Дорохов М. А. Вдосконалення пристрою для підготовки місця

встановлення пакерів. *Матеріали 66-ї наукової конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка (15 квітня – 15 травня 2014, м. Полтава)*. Полтава, 2014. С. 396.

22. Пат. 110493 Україна. Пакер випробувальний гирловий / Угринчук Р. Б., Плигачов В. А., Ущенко О. В., Дорохов М. А., Костриба І. В.; заявник та патентовласник ПАТ «Укрнафта». № у 2016 04022; заявл. 13.04.2016; опубл. 10.10.2016.

23. Пат. 105583 Україна. Пристрій для підготовки місця встановлення пакера / Дорохов М. А., Троцький В. П., Шульга А. М.; заявник та патентовласник Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка. № а2013 03729; заявл. 26.03.2013; опубл. 26.05.2014.

Додаток Б

**Протокол проведення фізико-механічних випробувань вулканізованих
зразків ІРП-1293**

АКРЕДИТОВАНА ВИПРОБУВАЛЬНА ЛАБОРАТОРІЯ
/ фізико-хімічних, санітарно-хімічних, фізико-механічних та стендових випробувань /
ТОВ «ІНТЕР – ГТВ»

09114, м. Біла Церква, вул. Леваневського, 85
тел. /факс.7-98-29

ЗАТВЕРДЖУЮ
Керівник випробувальної
лабораторії
ТОВ «ІНТЕР – ГТВ»
О.А.Сполович
2014 р.

ПРОТОКОЛ ВИПРОБОВУВАНЬ №2

від 10.04.2014 р.

Акредитована випробувальна лабораторія (ВЛ) ТОВ «ІНТЕР-ГТВ» (реєстраційний номер в Реєстрі Системи НААУ № 2Т004 від 19 квітня 2013р.) провела випробування зразків гумової суміші ІРП-1293, група VII-2П-Г на відповідність ТУ У 6 00152135.040-96 (методи по ГОСТ 270-75 та ГОСТ 263-75).

Роботи проводились на підставі листа-замовлення вхідний №369 від 13.03.2014 р.
Замовник: Дорохов М.А., м. Полтава, вул.. Шведська, 35.

Результати випробувань

Таблиця №1

№ п/п	Назва показників	Норма згідно НД (таблиця 3)	Фактично отримані результати
1	2	3	4
1	Умовна міцність при розтягуванні, МПа	не менше 15,7	16,9
2	Відносне подовження при розриві, %	не менше 300	404
3	Твердість по Шор А, умовні одиниці	в межах 65-80	76

Начальник бюро:

Макарун Л.В.
(прізвище та ініціали)

Відповідальні
виконавці:

Лук'яненко Т.Б.
(прізвище та ініціали)

Ф-ДСУ-27-05-2012

Часткове або повне використання протоколу випробувань без дозволу
ВЛ ТОВ «ІНТЕР – ГТВ» ЗАБОРОНЕНО

Додаток В**Протокол проведення приймальних випробувань устьового
випробувального пакера типу ПВУ**

ПАТ «Укрнафта»
Полтавська воєнізована частина по попередженню і ліквідації відкритих
нафтових і газових фонтанів

ЗАТВЕРДЖЕНО

Головний інженер Полтавської
воєнізованої частини ПАТ «Укрнафта»

В. А. Плигачов

«11» лютого 2015 р.

ПРОТОКОЛ № 150211

приймальних випробувань головного зразка продукції

Комісія в складі:

голови комісії
членів комісії:

начальника ОТВ – Стась В. В.

командира ПВЗ – Ущенка О.В.

інженера-конструктора I кат. – Карпова О. Ю.

командира взводу – Дігтя О. А.

аспіранта ІФНТУНГ - Дорохова М.А.

що працювала на підставі наказу ПВЧ ПАТ «Укрнафта» № 62-з від 09.09.2013 р.
«11» лютого 2015 р. провела приймальні випробування.

На випробування був наданий головний зразок продукції, а саме **пакер
випробувальний устьовий ПВУ 168-01.М**, що виготовлений відповідно до специфікації ПВУ
168-01.М.00.00 СК

РЕЗУЛЬТАТИ ВИПРОБУВАННЯ

№ п/ п	Назва параметру та розміру	Значення параметра		Дані випробування
		номін.	гран. відхил.	
1	Умовний діаметр колони, мм	168	-	168
2	Товщини стінок колони, мм	10,6...12,1	±0,5	10,6...12,1
3	Тиск опресування, МПа, тах	35,0	±1%	35,0
4	Вантажопідіймальність, т	40,0	±0,5	40,0
5	Приєднувальна різь муфтової частини пакера по ГОСТ 28487	3-88	-	3-88
6	Приєднувальна різь ніпельної частини пакера по ГОСТ 633	НКТ В73	-	НКТ В73
7	Габаритні розміри, мм	595xØ150	±1	595xØ150
8	Маса, кг, не більше	35,0	±0,5	34,5
9	Вимоги до матеріалів	відповідають вимогам специфікації ПВУ 168-01.М.00.00 СК		

ВИСНОВКИ КОМІСІЇ

1. Пакер випробувальний устьовий ПВУ 168-01.М витримав приймальні
випробування та придатний до використання за призначенням.

Голова комісії

начальник ОТВ

В. В. Стась

Члени комісії:

Командир ПВЗ

О.В. Ущенко

інженер-конструктор I кат

О. Ю. Карпов

командир взводу

О. А. Діготь

аспірант ІФНТУНГ

М. А. Дорохов

Додаток Г

**Акт промислових випробувань устьового випробувального пакера типу
ПВУ**

Затверджую

Головний інженер НГВУ

«Охтирканафтогаз»

ПАТ «Укрнафта»

М.М. Дилак



АКТ

промислових випробувань устьових випробувальних пакерів типу ПВУ

1. Об'єкт випробувань

Пакер випробувальний устьовий типу ПВУ, розроблений в Полтавській воєнізованій частині по попередженню і ліквідації відкритих нафтових і газових фонтанів ПАТ «Укрнафта» спільно з Івано-Франківським національним технічним університетом нафти і газу під керівництвом аспіранта кафедри нафтогазового обладнання Дорохова М.А. Пакер випробувальний типу ПВУ призначений для розділення ствола свердловини на два інтервали з метою захисту частини обсадної колони, цементного кільця і продуктивного горизонту від дії надлишкових тисків в процесі випробування противикидного обладнання.

2. Мета випробувань

Визначення герметизаційної здатності устьових випробувальних пакерів типу ПВУ в промислових умовах під час проведення ремонту свердловин.

3. Місце і умови випробувань

НГВУ «Охтирканафтогаз» ПАТ «Укрнафта», свердловини (№ 334 Бугруватівського родовища, № 530 Бугруватівського родовища: № 173 Рибальського родовища).

Таблиця 1 – Умови випробування пакерів

Геолого-технічні дані	Свердловина		
	№ 334 Бугруватівського родовища	№530 Бугруватівського родовища	№173 Рибальського родовища
1	2	3	4
Вид продукції	Нафта	Нафта	Нафта
Спосіб експлуатації	Насосний	Насосний	Насосний

1	2	3	4
Штучний вибій свердловини, м	3817	4256	3585
Пластовий тиск, МПа	31,85	20,26	32,73
Інтервал перфорації, горизонт	3816-3810 м, 3806-3801 м, гор. В-22 блок 6	4159,2 – 4156 м, гор. В-15.	3580-3573 м, 3553-3551 м, 3547-3544 м, 3542-3537 м, В-23, Т-1
Устя обладнане за схемою (СОУ11.2-00135390-080:2011)	№9	№9	№9
Умовний діаметр експлуатаційної колони, мм	168/146	168/146	168x146 перехід колон на глибині 10 м
Товщина стінки експлуатаційної колони, мм	12,1	12,1	10,7
Глибина спуску пакера, м	30	30	30
Типорозмір пакера	ПВУ 168-01.М	ПВУ 168-01.М	ПВУ 146
Випробувальна рідина	Технічна вода	Технічна вода	Технічна вода
Тиск випробування, МПа	15,0	15,0	17,0
Час витримки під тиском, хв	30	30	30
Обладнання устя	Превентор плашковий ПП.180x35	Превентор плашковий ІППШР-2 ФТ-152x21	Превентор плашковий ІППШР-2 ФТ-152x21

4. Обладнання та інструмент

Підйомні установки для ремонту свердловин типу АОРС-60, А-50; інструмент для виконання спуско-підймальних операцій, ключі для згвинчування-розгвинчування насосно-компресорних труб (НКТ); насосні установки типу ЦА-320, АНЦ-700, маніфольд, плашкові превентори типу ІППШР-2 ФТ- 152x21, ПП. 180x35.

5. Методика випробувань

Згідно існуючих регламентів перед ремонтом свердловини на усті необхідно змонтувати і випробувати противикидне обладнання.

Випробування проводилося із використанням, розробленого устьового випробувального пакера типу ПВУ, який мав забезпечити відокремлення превентора від нижньої частини експлуатаційної колони.

Випробування противикидного обладнання з використанням пакера проводили в наступній послідовності:

1. До верхньої труби колони НКТ приєднувався пакер через нижню

приєднувальну різьбу.

2. Пакер разом з колоною НКТ спускали до місця його встановлення (30 м). Місце розміщення пакера було визначено таким чином, щоб різьбове з'єднання експлуатаційної клони не знаходилося у спряженні з манжетою пакера.

3. Проводили спуск пакера на мінімальній швидкості до попередньо визначеного місця пакерування з метою збереження цілісності самоущільнювальної манжети, яка відповідно за рахунок більшого свого діаметра у порівнянні з внутрішнім діаметром експлуатаційної колони спускалася в останню з натягом.

4. Закривали плашки превентора і в надпакерний простір через маніфольд противикидного обладнання насосним агрегатом подавали випробувальну рідину (технічну воду)

5. Створювали тиск 5 ± 1 МПа та витримували впродовж 5 хвилин.

6. Далі якщо впродовж 5 хвилин тиск не зменшувався, його доводили до рівня, зазначеного в плані робіт на ремонт свердловини, та витримували протягом 30 хвилин.

7. Перевіряли відсутність зниження тиску та спітніння зварних швів і корпусних деталей у з'єднаннях, вузлах обв'язки устьового та противикидного обладнання.

8. За відсутності зниження тиску проводили розпакерування (зниження тиску випробування в затрубному просторі) та з мінімальною швидкістю піднімали пакера на поверхню.

9. Аналогічно було випробувано пакери іншого типорозміру (див. табл. 1).

6. Результати випробувань

Виходячи з того, що в процесі випробування зниження тиску жодного разу не відбулося, а також не було виявлено спітніння зварних швів і корпусних деталей устьового обладнання, було засвідчено, що противикидне обладнання витримало випробування на внутрішній тиск, а пакер, який для цього застосовувався, характеризується достатньою герметизаційною здатністю.

Після розпакерування, шляхом зниження тиску в затрубному просторі, випробувальний пакер було піднято на поверхню. Видимих дефектів манжети пакера, руйнувань вузла ущільнення не виявлено.

7. Висновки і рекомендації

Вважаємо, що розроблений устьовий випробувальний пакер типу ПВУ

характеризується високою герметизаційною здатністю. Його використання підвищує якість і ефективність випробування противикидного обладнання та рівень фонтанної безпеки при ремонті свердловин загалом.

Розроблений пакер доцільно використовувати на нафтогазових підприємствах для випробування устьового та противикидного обладнання в процесі освоєння та ремонту свердловин.

Начальник ЦК і ПРС НГВУ

«Охтирканафтогаз»

ПАТ «Укрнафта»

І.І. Поваляєв

Головний інженер Полтавської

воєнізованої частини

ПАТ «Укрнафта»



В.А. Плигачов

Командир Полтавського воєнізованого

загону Полтавської воєнізованої

частини ПАТ «Укрнафта»

О.В. Ущенко

Доцент, канд. техн. наук. кафедри

нафтогазового обладнання

ІФНТУНГ

І.В. Костриба

Аспірант кафедри нафтогазового

обладнання ІФНТУНГ

М.А. Дорохов

Додаток Д**Акт впровадження устьового випробувального пакера типу ПВУ**

ЗАТВЕРДЖЕНО

Наказ Держкомстату України

10.08.2004 №469

Форма №ІВ-6

ПАТ «Укрнафта»
Полтавська воєнізована частина
по попередженню і ліквідації
відкритих нафтових і газових фонтанів
Код ЄДРПОУ 00135415

АКТ №1

про використання об'єкта права інтелектуальної власності
« 17 » лютого 20 15 р.

Назва і номер охоронного документа: Патент України на корисну модель
№ 110493.

Назва об'єкта права інтелектуальної власності корисної моделі Пакер випробувальний устьовий.

Технічний або інший об'єкт (виріб), у якому використано корисну модель використовується в цеху капітального і підземного ремонту свердловин НГВУ «Охтирканафтогаз» для проведення гідравлічного випробування приустьової частини обсадної колони разом з устьовим та противикидним обладнанням після монтажу останніх на усті свердловини.

Пакер випробувальний устьовий був впроваджений на свердловинах №334, №530 Бугруватівського родовища та № 173 Рибальського родовища. Доведено економічний ефект від застосування.

Дата початку використання 17 лютого 2015 р.

Начальник Полтавської
воєнізованої частини
ПАТ «Укрнафта»



(підпис)

Р.Б. Угринчук

Члени комісії:

Головний інженер НГВУ
«Охтирканафтогаз»
ПАТ «Укрнафта»



(підпис)

М.М. Лилак

Начальник ЦКіПРС НГВУ
«Охтирканафтогаз»
ПАТ «Укрнафта»

(підпис)

І.І. Поваляєв

З актом ознайомлено, автори:

(підпис)

Р.Б. Угринчук

(підпис)

В.А. Плигачов

(підпис)

О.В. Ущенко

(підпис)

М.А. Дорохов

(підпис)

І.В. Костриба