

**Івано-Франківський національний технічний університет нафти і  
газу**

**Інститут інженерної механіки та робототехніки**

**Кафедра нафтогазових машин та обладнання**

*Іваськів Петро Ярославович*

(прізвище, ім'я, по батькові)

УДК 622

**БАКАЛАВРСЬКА РОБОТА**

*Дослідження та вдосконалення інструментів для монтажу різьбових  
з'єднань нафтогазових машин та обладнання*

(назва роботи)

*Інжиніринг і сервісне обслуговування нафтогазових машин та обладнання*

(назва освітньої програми)

*133 – «Галузеве машинобудування»*

(шифр і назва спеціальності)

Робота містить результати власних досліджень, використання ідей, результатів і текстів інших авторів  
мають посилання на відповідне джерело

Здобувач освітнього ступеня

(підпис, ініціали та прізвище здобувача)

Науковий керівник \_\_\_\_\_ Михайлюк В. В., канд. техн. наук,  
доцент

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

Допущено до захисту  
Завідувач кафедри

доцент \_\_\_\_\_ Я.Т. Федорович  
(посада) (підпис) (дата) (ініціали та прізвище)

# ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ

Інститут ІІМ Кафедра нафтогазових машин та обладнання  
Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування  
ОПП «Інжиніринг і сервісне обслуговування нафтогазових машин та обладнання»

## ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри НГО  
\_\_\_\_\_ Я.Т. Федорович  
" \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 202\_ р.

## ЗАВДАННЯ НА БАКАЛАВРСЬКУ РОБОТУ

Студенту \_\_\_\_\_ Іваськів Петро Ярославович \_\_\_\_\_  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1 Тема роботи Дослідження та вдосконалення інструментів для монтажу різьбових з'єднань нафтогазових машин та обладнання

Затверджена наказом № 176/7 від 18.02.2025 р.

2 Термін здачі студентом закінченої роботи 19.06.2025 р.

3 Вихідні дані до роботи: технічна документація, літературні джерела,

4 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань)

Вступ 1 Ключі для згвинчування-розгвинчування різьбових з'єднань нафтогазових машин та обладнання. 1.1 Класифікація інструменту, пристроїв та приспособлення для розбирання різьбових з'єднань. 1.2 Гайкові ключі: види, особливості конструкції та застосування . 1.3 Трубні ключі. 1.4 Штангові ключі. 1.5 Трубні і штангові механічні ключі. 2 Аналіз інформації щодо дослідження напружено-деформованого стану ключів. 2.1 Проектування та дослідження методом гайкового ключа методом скінченних елементів . 2.2 Проектування та дослідження методом скінченних елементів твердотільного ключа. 2.3 Головки Super Lock. 3 Огляд програми для дослідження напружено-деформованого стану ключа методом скінченних елементів. 4 Дослідження ключа для згвинчування-розгвинчування насосних штанг. 5 Вдосконалення та дослідження ключа для згвинчування-розгвинчування насосних штанг. Висновки. Перелік посилань на джерела

5 Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням креслень)

5.1 Складальні та робочі креслення ключів – 1 арк. Формату А1

5.2 Складальне креслення ключа АПР-2ГП – 1 арк. Формату А1

5.3 Креслення ключа для згвинчування насосних штанг – 1 арк. Формату А1

5.4 Ілюстрації, графічні залежності тощо – 3 арк. Формату А1

6 Консультанти по роботі (за необхідністю).

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

6 Дата видачі завдання \_\_\_\_\_

### ***КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН***

Номер і назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
Вступ 1 Ключі для згвинчування-розгвинчування різьбових з'єднань нафтогазових машин та обладнання. 1.1 Класифікація інструменту, пристроїв та приспособлення для розбирання різьбових з'єднань. 1.2 Гайкові ключі: види, особливості конструкції та застосування . 1.3 Трубні ключі. 1.4 Штангові ключі. 1.5 Трубні і штангові механічні ключі.	10.0.2025 р	
2 Аналіз інформації щодо дослідження напружено-деформованого стану ключів. 2.1 Проектування та дослідження методом гайкового ключа методом скінченних елементів. 2.2 Проектування та дослідження методом скінченних елементів твердотілого ключа. 2.3 Головки Super Lock. 3 Огляд програми для дослідження напружено-деформованого стану ключа методом скінченних елементів.	12.03.2025 р	
4 Дослідження ключа для згвинчування-розгвинчування насосних штанг.	16.04.2025 р	
5 Вдосконалення та дослідження ключа для згвинчування-розгвинчування насосних штанг. Висновки. Перелік посилань на джерела	28.05.2025 р	
<i>Графічна частина проекту</i>	18.06.2025 р	

Студент \_\_\_\_\_ / \_\_\_\_\_ /

Особистий підпис

Розшифровка підпису

Керівник роботи \_\_\_\_\_ / \_\_\_\_\_ /

Особистий підпис Розшифровка підпису

## РЕФЕРАТ

Бакалаврська робота Іваськіва П. Я. на тему «Дослідження та вдосконалення інструментів для монтажу різьбових з'єднань нафтогазових машин та обладнання» складається з пояснювальної записки, викладеної на 56 аркушах формату А4, яка вміщує 5 розділів, 7 таблиць, 58 рисунків, 15 найменувань використаних джерел, і графічного матеріалу загальним обсягом 6 аркушів формату А1.

Об'єкт досліджень. Напружено-деформований стан ключа для згвинчування-розгвинчування насосних штанг.

Метою роботи є дослідження та вдосконалення штангового ключа для згвинчування-розгвинчування насосних штанг.

У роботі представлено огляд ключів, які використовуються для згвинчування та розгвинчування різьбових з'єднань нафтогазових машин і обладнання. Також наведено класифікацію інструментів, пристроїв та пристосувань для розбирання різьбових з'єднань. Проведено аналіз досліджень напружено-деформованого стану ключів. Окремо розглянуто програми для моделювання напружено-деформованого стану ключа з використанням методу скінченних елементів. Виконано дослідження ключа для згвинчування та розгвинчування насосних штанг за допомогою цього методу. На основі отриманих результатів запропоновано вдосконалення конструкції ключа шляхом виконання на його контактних поверхнях спеціальних виступів. Це дозволяє перерозподілити навантаження не по краях квадрата насосної штанги, а ближче до її осі, що сприяє подовженню терміну служби як квадрата штанги, так і самого ключа. Також проведено порівняння результатів імітаційного моделювання стандартного ключа та його вдосконаленої конструкції. Встановлено, що хоча деякі показники вдосконаленого ключа є дещо вищими, він забезпечує більш рівномірний розподіл навантаження на квадрат насосної штанги, що знижує її знос і підвищує надійність експлуатації.

Ключові слова: гайковий ключ, ключ для насосних штанг, насосна штанга, імітаційне моделювання, контактний тиск, напруження

## ABSTRACT

The bachelor's thesis of P. Ivaskiv on “Research and improvement of tools for the installation of threaded connections of oil and gas machines and equipment” consists of an explanatory note, set out on 56 sheets of A4, which contains 5 sections, 7 tables, 58 figures, 15 names of used sources, and graphic material with a total volume of 6 sheets of A1 format.

Object of research. The stress-strain state of a wrench for screwing and unscrewing pump rods.

The aim of the work is to study and improve the rod wrench for screwing and unscrewing pump rods.

The paper presents an overview of wrenches used for screwing and unscrewing threaded connections of oil and gas machinery and equipment. A classification of tools, devices, and devices for disassembling threaded connections is also given. An analysis of studies of the stress-strain state of wrenches is carried out. Programs for modeling the stress-strain state of a wrench using the finite element method are considered separately. A study of a wrench for screwing and unscrewing pump rods using this method was performed. Based on the results obtained, it is proposed to improve the design of the wrench by making special protrusions on its contact surfaces. This makes it possible to redistribute the load not along the edges of the pump rod square, but closer to its axis, which helps to extend the service life of both the rod square and the wrench itself. The results of simulation modeling of the standard wrench and its improved design were also compared. It was found that although some indicators of the improved wrench are somewhat higher, it provides a more uniform distribution of the load on the square of the pump rod, which reduces its wear and increases the reliability of operation.

Keywords: wrench, wrench for pump rods, pump rod, simulation modeling, contact pressure, stress

## З М І С Т

Вступ.....	9
1 Ключі для згвинчування-розгвинчування різьбових з'єднань нафтогазових машин та обладнання.....	11
1.1 Класифікація інструменту, пристроїв та приспособлення для розбирання різьбових з'єднань.....	11
1.2 Гайкові ключі: види, особливості конструкції та застосування.....	12
1.3 Трубні ключі.....	16
1.4 Штангові ключі.....	20
1.5 Трубні і штангові механічні ключі.....	21
2 Аналіз інформації щодо дослідження напружено-деформованого стану ключів.....	26
2.1 Проектування та дослідження методом гайкового ключа методом скінченних елементів.....	26
2.2 Проектування та дослідження методом скінченних елементів твердотілого ключа.....	32
2.3 Головки Super Lock.....	36
3 Огляд програми для дослідження напружено-деформованого стану ключа методом скінченних елементів.....	38
3.1. Історія появи методу кінцевих елементів.....	38
3.2. Суть методу кінцевих елементів.....	39
3.3 Огляд сучасних програм кінцево-елементного аналізу.....	43
4 Дослідження ключа для згвинчування-розгвинчування насосних штанг.....	48
5 Вдосконалення та дослідження ключа для згвинчування-розгвинчування насосних штанг.....	54
Висновки.....	59
Перелік посилань на джерела.....	60

## Вступ

Гайковий ключ – це механічний інструмент, який часто використовується для закріплення кріплень, таких як кріплення, шляхом застосування крутного моменту. Слово «ключ» походить від протогерманського слова «wrankiz», що означає повертати або скручувати. Слово «ключ» виникло в 1630-х роках і спочатку стосувалося інструменту, що використовувався для вогнепальної зброї. Існують різні типи гайкових ключів: ріжкові, кільцеві з відкритим зівом, розвідний та інші.

Згідно історичних даних використання ключів для труб почалося у 15 столітті.

У 1950-х роках в США люди почали подавати патенти на різні типи гайкових ключів. На даний час розміри ключів є стандартизованими. Найпоширенішим стандартом є метричні комбіновані ключі, які починаються з 6, 7, 8, 9 до 32, тоді як у США зазвичай використовується розміри ключів у дюймах, які починаються з 3/8, 7/16, 1/2 і т.д.

У нафтогазовій галузі окрім гайкових ключів застосовують спеціалізовані, які призначені для згвинчування-розгвинчування різьбових з'єднань бурильних труб, обсадних та насосно-компресорних труб. Також є спеціалізовані ключі для насосних штанг. Ці ключі мають також типорозміри.

### **Актуальність роботи.**

Сучасна нафтогазова галузь постійно розвивається, зростають вимоги до ефективності, безпеки та екологічності робіт, які проводяться на свердловинах. Ключі для згвинчування різьбових з'єднань насосних штанг і труб є одним із найважливіших інструментів, що забезпечують надійність монтажу та демонтажу обладнання на свердловинах. Вдосконалення цих ключів сприяє підвищенню продуктивності робіт, зменшенню часу простою, зниженню фізичного навантаження на персонал і зменшенню ризику пошкодження різьбових з'єднань.

Вдосконалені ключі дозволяють мінімізувати ризики аварій, знизити кількість відмов обладнання і забезпечити стабільність технологічних процесів.

Таким чином, розвиток і впровадження нових конструктивних рішень, матеріалів і технологій у виробництві ключів для згвинчування різьбових з'єднань

є актуальним завданням для підвищення ефективності, безпеки та екологічності бурових робіт у нафтогазовій промисловості.

**Мета і завдання дослідження.** Метою роботи є дослідження та вдосконалення штангового ключа для згвинчування-розгвинчування насосних штанг.

Для досягнення поставленої мети необхідно:

- проаналізувати конструкції гайкових, трубних ключів та ключів для згвинчування насосних штанг.

- дослідити напружено-деформований стан штангового ключа;

- на основі результатів дослідження штангового ключа провести його вдосконалення.

**Об'єкт досліджень.** Напружено-деформований стан ключа для згвинчування-розгвинчування насосних штанг

**Предмет дослідження.** Розподіл контактної тиску та його значення на поверхнях контакту квадрату насосної штанги та штангового ключа.

**Методи дослідження.** Аналітичний методи для збору і обробки інформації, метод імітаційного моделювання.

## **1 Ключі для згвинчування-розгвинчування різьбових з'єднань нафтогазових машин та обладнання**

### **1.1 Класифікація інструменту, пристроїв та приспособлення для розбирання різьбових з'єднань**

Під час складання машин та їх агрегатів, особливо тих, складальні одиниці яких працюють під великим внутрішнім тиском або піддаються змінним навантаженням, необхідно зтягувати деталі що кріпляться рівномірно, із певним зусиллям. Якщо ж не дотримуватися цього, може виникнути деформація спряжених деталей, з'явиться підтікання мастила і води по площинах роз'єму, швидко ослабнуть з'єднання. А тому зтягувати гайки та гвинти найкраще, по-перше, у певній послідовності і, по-друге, із необхідним зусиллям і рівномірно. В результаті довготривалого перебування різьбових з'єднань в зтягнутому стані відбуваються процеси (окислення та ін.), які в значній мірі утруднюють відкручування гайок і гвинтів. Зусилля зтягування змінюється прямопропорційно моменту на ключі, але ця залежність може значно відрізнятись для різних різьбових пар за рахунок цілого ряду факторів (захисне покриття, що нанесене на різьбу, її мастило, твердість поверхонь, що труться і тд.). Наприклад, якщо при постійному моменті на ключі зтягнути різьбове з'єднання без покриття і мастила і прийняти зусилля зтягування за 1, то при змащуванні різьби веретенним маслом відносне значення зусилля зтягування виявиться 1,08, а касторовим – 1,22. Усі інструменти, пристрої та приспособлення для розбирання різьбових з'єднань можна розділити на гайкові ключі, викрутки і гайкові головки. Всі їх види описуються нижче в даному розділі. Схема класифікації інструментів, пристроїв та приспособлення для розбирання різьбових з'єднань зображена на рисунку 1.

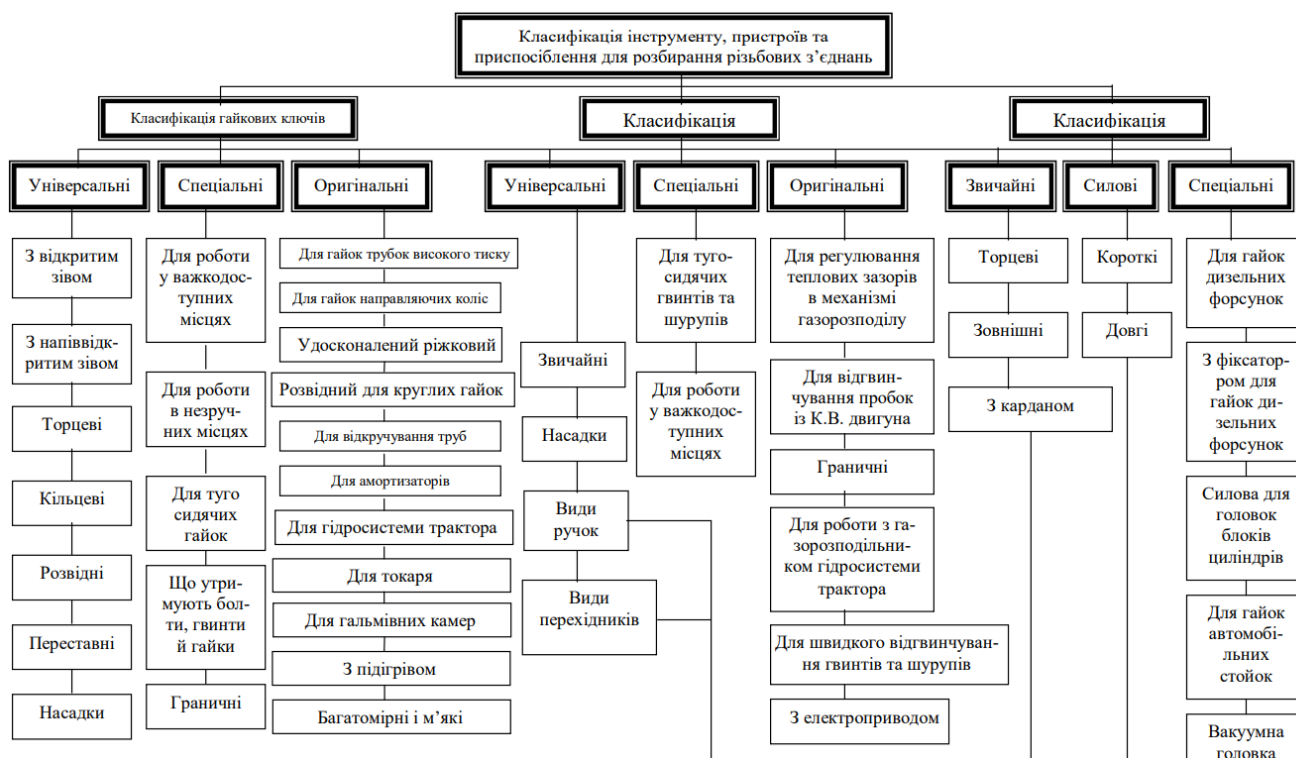


Рисунок 1 – Схема класифікації інструментів, пристроїв та приспособлення для розбирання різьбових з'єднань

## 1.2 Гайкові ключі: види, особливості конструкції та застосування

Для роботи з шестигранными болтами та гайками використовують гайкові ключі. Їхні форма, розміри та принцип роботи є зазвичай різними. Від того наскільки вірно вибраний ключ залежить наскільки буде зручно його застосовувати у роботі, продуктивність і безпека в конкретній ситуації. Розглянемо, які бувають види гайкових ключів [1].

Існує сім основних видів гайкових ключів.

**Ріжковий ключ** [1] (рис. 2) має відкритий зів з двома рогами, що утворюють паралельні грані для упору в відповідні грані на болтах і гайках. Розмір між рогами відповідає зовнішньому розміру гайки. Найчастіше такий інструмент випускається двостороннім, наприклад: 17x19 мм, 22x24 мм, 10x12 мм тощо. Така конструкція досить міцна, оскільки в ній відсутні рухомі частини. При цьому ціна інструменту одна з найдоступніших через його простоту. Для правильного використання достатньо підібрати ключ потрібного розміру, прописаного відразу під ріжковою

частиною. Ключ зручний бічним доступом до кріплення, що допомагає у важкодоступних місцях. Мінус такої форми - вона поступово розтягується від регулярних навантажень.



Рисунок 2 – Ріжковий ключ

**Розвідний ключ** [1] (рис. 3) має одну нерухому губу і одну регульовану обертовим шнеком, що обертається. Завдяки цьому можна обходитися одним ключем, працюючи з гайками і болтами різних розмірів. Між собою розвідні версії відрізняються габаритами - у кожної свій робочий діапазон: 0-12, 0-14, 0-20, 0-30, 0-36 мм тощо. Усі моделі односторонні. На другому торці передбачено отвір для підвішування на цвях. Виставляти робочий розмір можна безпосередньо на кріпленні, що забезпечує підвищену точність і надійну фіксацію. Недолік розвідного ключа - низька міцність рухомої губки. За надмірного зусилля вона може відламатися. Тому працювати ним потрібно так, щоб основне навантаження прикладалося на монолітну частину корпусу.



Рисунок 3 – Розвідний ключ

**Газовий ключ** [1] (рис. 4) універсальний ключ із регульованою відстанню між губками. По-іншому називається трубним, оскільки дає змогу затискати не тільки шестигранні болти, а й труби з круглим перетином. Між собою версії діляться за номерами на №1, №2, №3, що визначає максимальний розмір зіву. Поверхня губок забезпечена зубцями, що забезпечують більш надійну фіксацію. Але ці ж елементи пошкоджують хромоване покриття. Тому для обхвату кріплення із захисним напиленням підкладають ганчір'я під робочі частини.



Рисунок 3 – Газовий ключ

**Накидний ключ** [1] (рис. 5) має кільцеву робочу частину з внутрішніми виступами. Їх може бути 6 або 12, від чого залежить ступінь навантаження, продуктивність і ціна. На відміну від ріжкових версій він не розтягується завдяки замкнутій конструкції. Але збоку надіти його на гайку або болт не вийде - потрібен тільки доступ зверху.



Рисунок 5 – Накидний ключ

**Комбінований ключ** [1] (рис. 6) має на одному торці ріжкову конструкцію, а на другому - закриту накидну. Розмір скрізь однаковий. Дозволяє комбінувати способи доступу до кріплення.



Рисунок 6 – Комбінований ключ

**Торцевий ключ** [1] (рис. 7) виконується Т-подібної або Г-подібної форми. На інших торцях можуть бути теж ключі, але інших розмірів. Накидається зверху на гайку, забезпечуючи щільну фіксацію одразу по всіх шести гранях. Удосконалений варіант - торцеві головки, управління якими здійснюється ручкою з тріскачкою або викруткою. Це дає змогу прокручувати болти, не знімаючи інструмент із головки.



Рисунок 7 – Торцевий ключ

**Шестигранний ключ** [1] (рис. 7) має шестигранну форму для аналогічних внутрішніх шліців у голівці болта. Виконується Г-подібної форми.



Рисунок 7 – Шестигранний ключ

Перед використанням ключів потрібно переконатися, що інструмент справний. Він повинен вільно насаджуватися на головку болта, але при цьому не мати люфт. В іншому разі можливе зісковзання через зтирання граней або пошкодження. Якщо ріжковий інструмент має люфт, його можна спробувати усунути зведенням рогів ударами молотка. У всіх інших випадках потрібно замінити ключ на справний.

Під час закручування або відкручування кріплення необхідного здійснювати тягнучі, а не штовхаючі дії. Це означає, що ручку потрібно тягнути на себе, а не від себе. Такий захід убереже від травм, якщо оснащення зіскочить. При цьому впливати на ручку потрібно долонею, а не пальцями.

Коли зусилля не вистачає, щоб розкрутити старе заіржавіле з'єднання, деякі збільшують важіль, надягаючи на вільний кінець ключа трубу. Хоч це і допомагає, такий метод розтягує зів, може призвести до зриву різьби або зрізання головки. Краще використовуйте проникаюче мастило (нанесіть його повторно і зачекайте довше), або нагрійте болт газовим пальником, паяльною лампою (теплове розширення зруйнує закислі зв'язки).

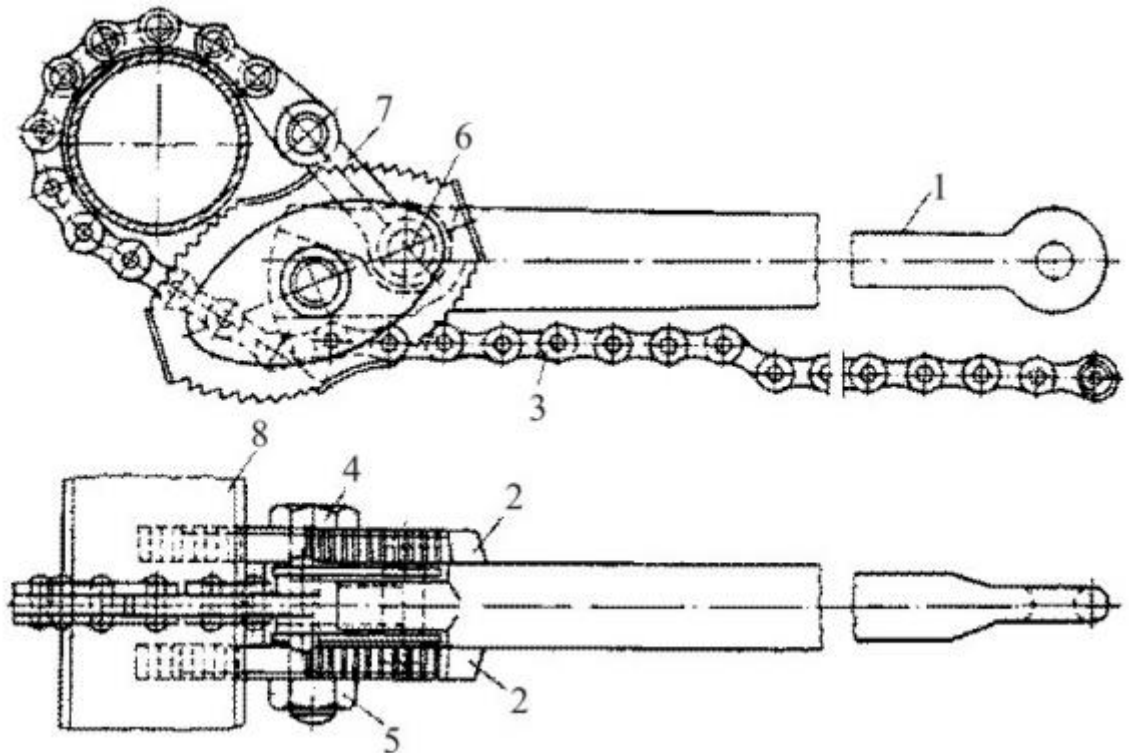
### **1.3 Трубні ключі**

Трубні ключі призначені для згвинчування і розгвинчування НКТ і бурильних труб при підземному ремонті свердловин [2].

Умови виконання операцій з трубними ключами аналогічні умовам роботи з елеваторами і спайдерами, тому вимоги до них аналогічні вимогам до елеваторів чи спайдерів.

Основною вимогою до ключів – надійний захват (без проковзування як при мінімальних так і при максимальних обертових моментах, повне виключення пошкодження труби або муфти, висока надійність в любых умовах використання). На промислах застосовуються ключі як ручні так механічні, включаючи автомати для згвинчування і розгвинчування. Частина ключів є ручними, частина використовується в механічних ключах і автоматах.

Для ручного згвинчування-розгвинчування застосовуються ланцюгові ключі (рис. 8) [2].



1 – рукоятка; 2 – щоки; 3 – ланцюг; 4 – болт; 5 – гайка;  
6 – палець; 7 – початкова ланка; 8 – труба

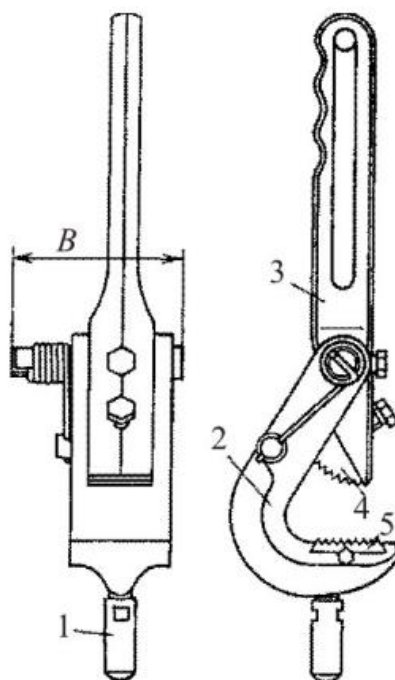
Рисунок 8 – Ключ трубний ланцюговий

Ланцюговий ключ надійний в роботі, встановлений на вертикальну трубу, він не падає. До недоліків ланцюгового ключа відноситься велика маса, незручність зарядки ключа на трубі і складність звільнення труби при заклинюванні її в щоках ключа, а також зношування та змінання труби.

Виготовляють ланцюгові ключі двох типів; КЛН – ключ ланцюговий нормальний, КЛО – облегшений. При роботі з трубами застосовують шарнірні ключі [2].

Шарнірні ключі мають ряд переваг перед ланцюговими: вони легші, легко і зручно надіваються і знімаються з труби, не пошкоджуючи її. Найбільш поширені ключі двошарнірні КТН, КТНД, КТД, КТДУ. Ручний ключ КТН (рис. 9) має щелепу з сухарем і рукоятку, яка з'єднана зі щелепою віссю. Рукоятка також має сухар. При

натисканні на рукоятку сухарі затискають трубу і передають їй обертовий момент [2].



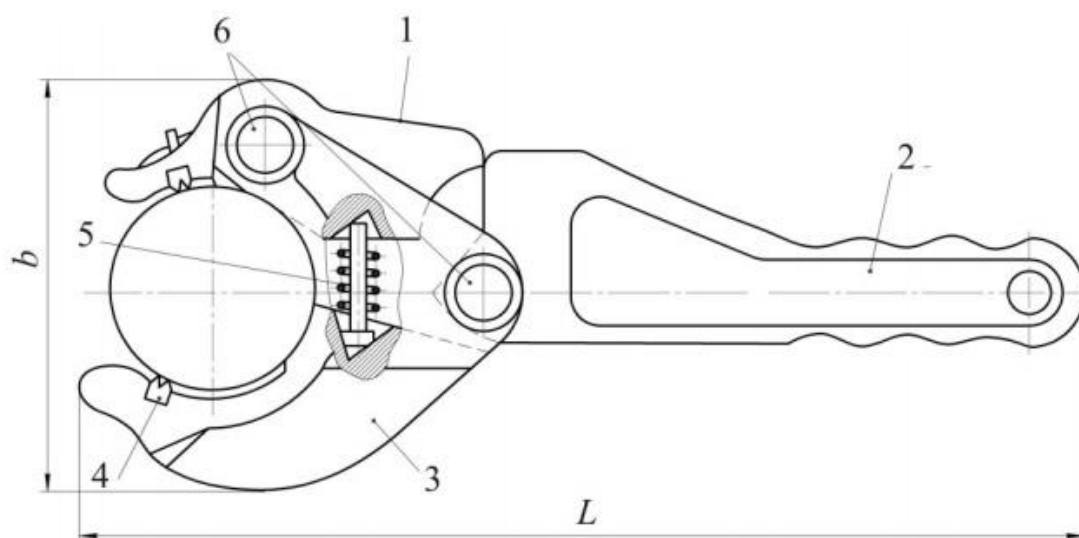
1 – ручка; 2 – щелепа; 3 – рукоятка; 4 – сухар; 5 – плашка

Рисунок 9 – Ключ трубний КТН

У ключі КТНД на відміну від ключа КТН замість сегментного сухаря на осі рукоятки встановлена кругла плашка із зубами на зовнішній поверхні. Для запобігання плашки від провертання служить фіксатор, який кріпиться до рукоятки болтом [2].

Для роботи з автоматами для згвинчування і розгвинчування НКТ застосовуються високомоментні ключі КТГУ, КСМ, КСИ.

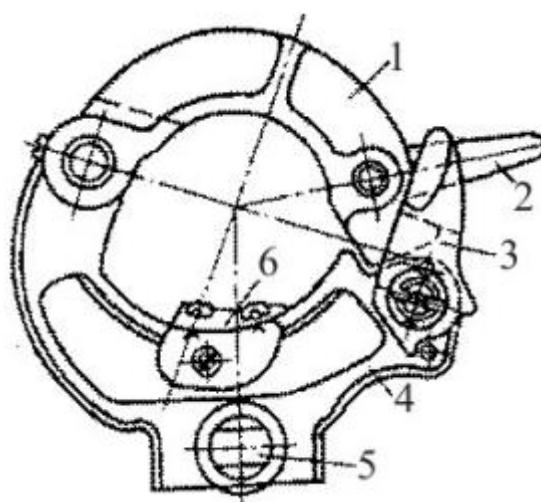
Ключ КТГУ (рис. 10) використовується при механізованому згвинчуванні і розгвинчуванні труб за допомогою автоматів АПР-2ВБ, АПР-2ГП і механічних ключів КМУ та КМУ-ГП [2].



1 – створка; 2 – рукоятка; 3 – щелепа; 4 – сухар; 5 – пружина; 6 – палець

Рисунок 10 – Ключ трубний КТГУ

Ключ складається із рукоятки 2 і створи 1, шарнірно з'єднаних зі щелепою 3 за допомогою пальця 6. При надіванні ключа на трубу створка 1 повертається навколо пальця 6 і під дією пружини 5 щільно притискається до труби. На відміну від КТГ ключ КТГУ має два сухарі. Для стопоріння колони НКТ від провертання при механічному згвинчуванні-розгвинчуванні різьбових з'єднань з допомогою АПР застосовують ключі КСИ (рис. 11) і КСМ. Як правило, вони необхідні на початку опускання і в кінці піднімання колони труб [2].



1,4 – щелепи; 2,3 – защіпки; 5 – упор; 6 – сухар

Рисунок 11 – Ключ стопорний КСИ

В таких випадках вага колони труб недостатня для забезпечення необхідного коефіцієнта зчеплення в клинах і під дією обертового моменту можливе провертання в спайдері.

#### 1.4 Штангові ключі

Для згвинчування і розгвинчування насосних штанг використовують ключі трьох типів КШ, КШШ і КШК. Ключ штанговий КШ (рис. 12) призначений для ручної роботи. Для кожного типорозміру штанг є свій ключ. Ключ КШШ 16-25 складається із рукоятки 1 і шарнірної головки 2, яка притискається пружиною до головки рукоятки. Максимальний крутний момент ключа – 980 кН [2].

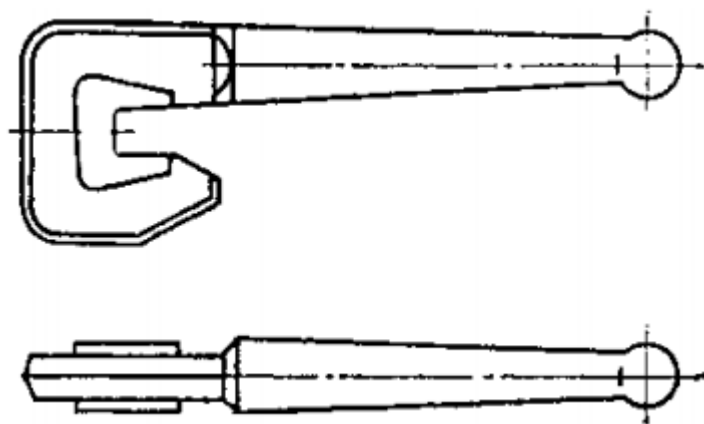


Рисунок 12 – Ключ штанговий КШ

Ключ КШШ 16-25 (рис. 13) розроблений замість ключа КШ. Він заміняє три типорозміри ключів КШ [2].

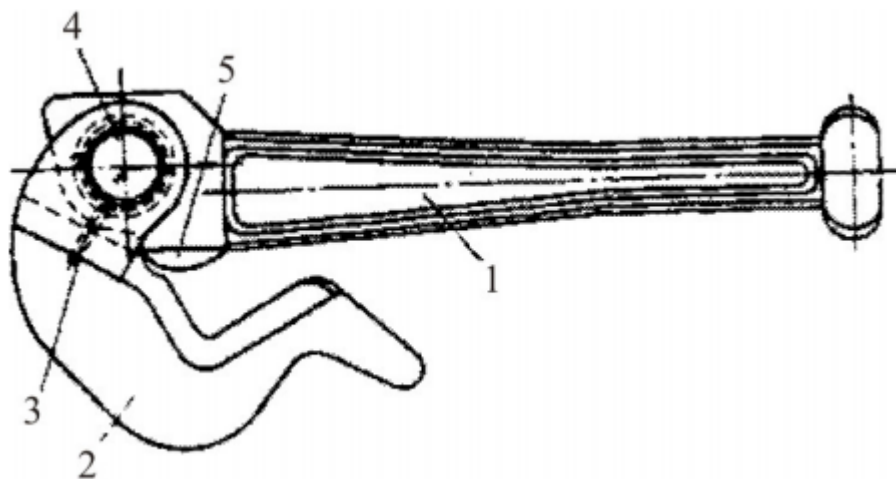
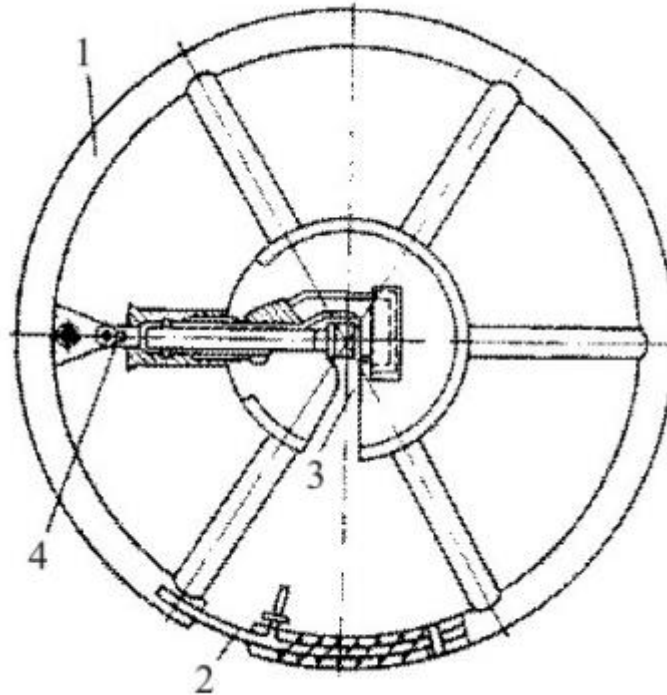


Рисунок 13 – Ключ штанговий КШШ 16-25

Круговий штанговий ключ КШК (рис. 14) із регулювальними затискними плашками 3 використовують для відгвинчування насосних штанг при прихопленні плунжера свердловинного насоса, а також для обертання штанг в ускладнених умовах [2].



1 – штурвал; 2 – заціпка; 3 – маточина; 4 – вузол замка

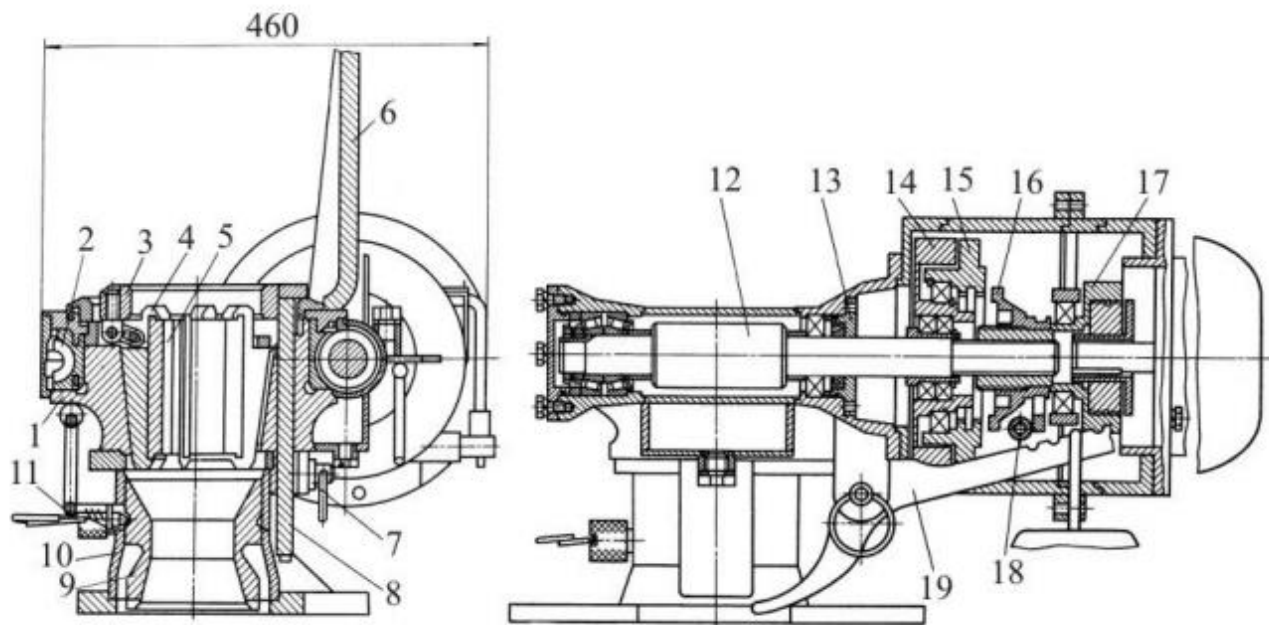
Рисунок 14 – Круговий ключ для насосних штанг

### 1.5 Трубні і штангові механічні ключі

В комплексі основних робіт, пов'язаних з підземним ремонтом свердловин, найбільш важкі і трудомісткі – це операції по спуску і підйому НКТ і штанг. Вони в залежності від характеру ремонту і числа труб і штанг, як відзначалося раніше, становлять від 50 до 80 % від загального балансу часу, який витрачається на ремонт. Застосування автоматів для роботи з трубами і штангами дозволяє в 2-3 рази збільшити темп спуско-підйому і підвищити якість кріплення різьб [2].

Для механізації і часткової автоматизації найбільш трудомістких ручних операцій при спуско-підйомі НКТ, широке застосування отримали автомат АПР-2ВБ з електроприводом (рис. 15) і АПР-ГП з гідравлічним приводом. При ремонті

свердловин із заглибними електронасосами знаходять застосування механічні ключі КМУ, КАРС в/п 50 т [2].



- 1 – корпус ключа; 2 – черв'ячне колесо; 3 – підвіска; 4 – корпус клина;  
 5 – плашка; 6 – водило; 7 – вісь балансира; 8 – основа підвіски; 9 – вкладиші центратора; 10 – п'ядестал центратора; 11 – фіксатор; 12 – черв'як;  
 13 – направляючий фланець; 14,15 – маховик; 16 – повзун; 17 – втулка;  
 18 – вилка; 19 – балансир

Рисунок 15 – Автомат АПР-2ВБ для підземного ремонту свердловин

Автомат типу АПР використовують для механізованого згвинчування (розгвинчування) труб за допомогою обертача. Він автоматизує захоплення і утримування спайдера, а також центрує колону труб центратором. Автомат розрахований на використання його разом з елеватором типу ЕТА, підкладними вилками, трубними КТГУ і стопорними ключами КСМ, КСИ. АПР-2ВБ із вибухобезпечним електроприводом складається із блока автомата, клинної підвіски, центратора, балансира з вантажем, електричного інерційного вибухобезпечного приводу з реверсивним вибухобезпечним перемикачем (табл.1) [2].

Таблиця 1 – Технічні характеристики АПР

Параметри	АПР-2ВБ	АПР-ГП
Максимальна в/п, кН	800	800
Максимальний крутний момент, Н·м	4410	4410
Частота обертання водила, хв <sup>-1</sup>	48	5-80
Умовний діаметр труб, мм	48, 60, 73, 89, 114	

Все більш широке застосування знаходять підвісні трубні ключі для НКТ, наприклад, КТГ-89 (рис. 16).



Рисунок 16 – Ключ трубний гідравлічний КТГ

Ключ трубний гідравлічний КТГ призначений для механізації процесу згвинчування-розгвинчування НКТ при освоєнні і ремонті нафтових і газових свердловин. Ключ КТГ-89 може використовуватись в складі агрегатів А-50 при освоєнні і капітальному ремонті свердловин, приєднуючись до гідравлічної силової установки агрегату [2].

Технічні характеристики

Умовний діаметр згвинчуваних труб, мм 60, 73, 89

Привод гідравлічний

Крутний момент при тиску 16 МПа, Н·м

на підвищеній передачі 2018,9

на пониженій передачі 7478,5

Частота обертання трубократисного пристрою, хв-1

на підвищеній передачі 76,8

на пониженій передачі 21,2

Максимальний тиск в гідросистемі, МПа 17,5

Кількість передач коробки швидкостей 2

Передавальне число

– підвищеної передачі 3,55

– пониженої передачі 12,88

Габаритні розміри, мм

– довжина 1130

– ширина 770

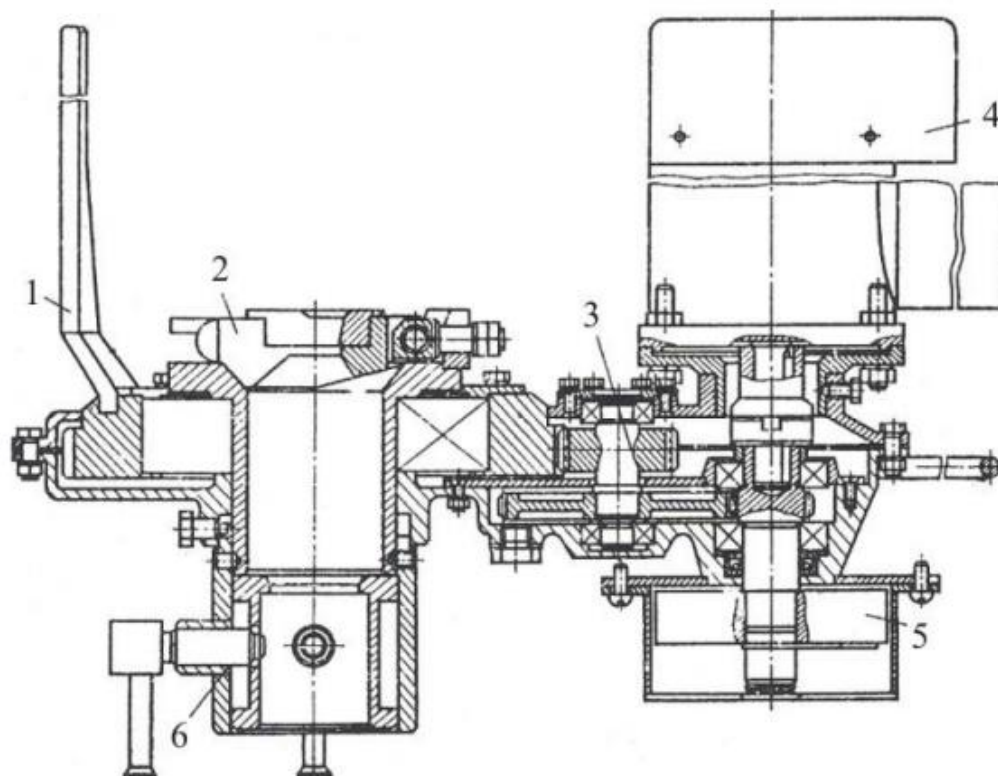
– висота 1375

Добре зарекомендували себе на промислах трубні гідравлічні ключі фірми Oil Country (США) завдяки надійності та простоті в обслуговуванні [2].

Ключ штанговий механічний

Ключ КМШЕ (рис. 17) призначений для згвинчування (розгвинчування) різьбових з'єднань насосних штанг. Він складається із блоку обертача, блоку управління і спеціального штангового елеватора (табл. 2).

Залежно від розміру штанг з якими проводиться робота, в корпус штангового елеватора встановлюють відповідні вкладиші і запірне кільце, а в відкидній вилці вкладають відповідну вставку. Перед пуском ключа знімають кожух, встановлюють маховик відповідного діаметра, який забезпечує необхідний крутний момент для даного з'єднання штанг [2].



1 – води́ло; 2 – відкидна вилка; 3 – редуктор; 4 – електродвигун;  
5 – маховик; 6 – гвинти кріплення

Рисунок 17 – Штанговий ключ механічний КМШЕ

Таблиця 2 – Технічні характеристики КМШЕ

Параметри	КМШЕ
Діаметр штанг, мм	16, 19, 22, 25
Максимальний крутний момент, Н·м	980
Частота обертання, хв <sup>-1</sup>	100

## 2 Аналіз інформації щодо дослідження напружено-деформованого стану ключів

### 2.1 Проектування та дослідження методом гайкового ключа методом скінченних елементів

Гайковий ключ – це механічний інструмент, який використовується у світі для закріплення кріпильних елементів. Метричний комбінований ключ М16 розроблений відповідно до специфікації DIN 3113. Вищезазначене твердження гарантує, що ключ відповідає геометричним вимогам та вимогам по міцності [3].

Тривимірна модель ключа для дослідження виконана у програмі SOLIDWORKS. Далі готова модель перетворюється на потрібний формат igs або step з метою подальшого експорту в програму для симуляції.

Перевірка моделі виконується в SIMULIA ABAQUS, пакеті програмного забезпечення для автоматизованого інженерного аналізу методом скінченних елементів (FEA). У цьому продукті імпортується 3D-модель гайкового ключа та призначається матеріал. Після цього виконується побудова сітки. Сітка створюється таким чином, що складна модель розділяється на дрібні елементи, а потім розв'язуються дрібні елементи, що призводить до отримання кінцевого значення. Сітка впливає на швидкість моделювання, точність та збіжність. На рисунку 1 показано весь процес, що виконується під час моделювання гайкового ключа [3].

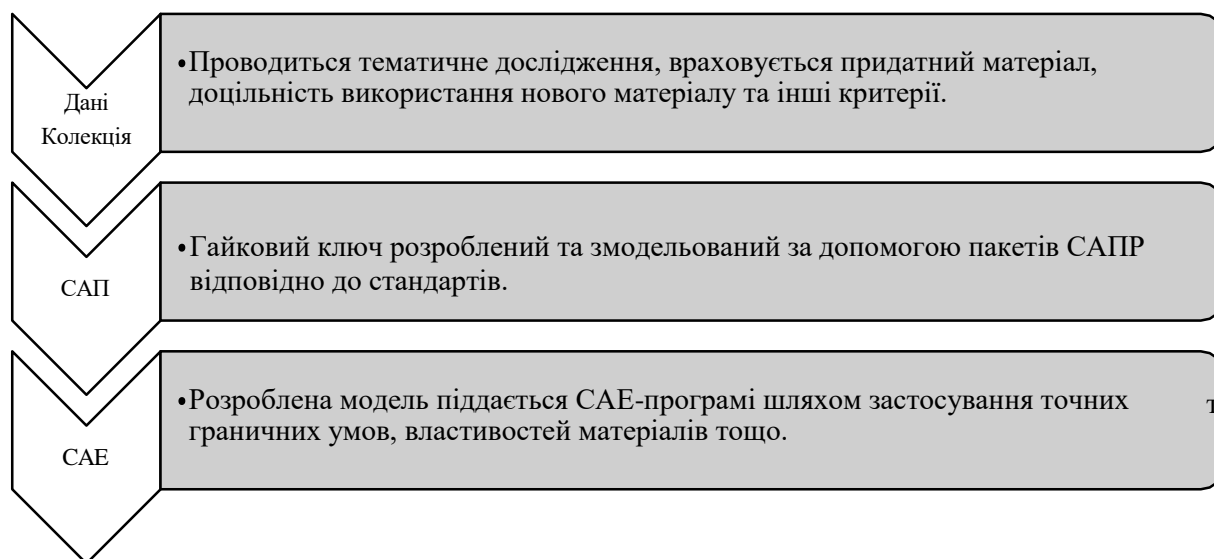


Рисунок 2.1 – Алгоритм процесу аналізу

Після завершення побудови сітки, сітчастій моделі призначаються граничні умови. Крім того, задача розв'язується для отримання результатів щодо розподілу напружень, деформації та деформації [3].

Твердотільну модель гайкового ключа можна розробити за допомогою будь-яких пакетів CAD. У цій статті твердотільне моделювання було виконано за допомогою програмного забезпечення SOLIDWORKS, що належить французькій компанії Dassault Systems. Модель створюється за допомогою простих команд SOLIDWORKS, таких як ескіз, видавлювання, вирізання. Потім модель перетворюється у відповідний формат. Матеріалом, запропонованим для виготовлення гайкового ключа, є кобальт-хром або кобальт-хром (CoCr). Кобальт-хром має дуже високу міцність. На рисунках 2.2 та 2.3 показано гайковий ключ, змодельований у програмі SolidWorks [3].

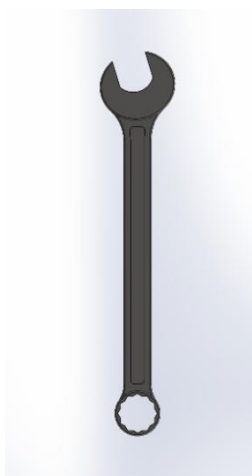


Рисунок 2.2 – Вид зверху  
гайкового ключа



Рисунок 2.3 – Ізометричний вигляд  
гайкового ключа

Матеріалом для виготовлення гайкових ключів є хром-ванадієвий сплав. Конструкційна сталь легкодоступна, вогнестійка та пластична. У той час як кобальт-хромовий сплав має добру стійкість до корозії та подряпин. У таблиці 2.1 наведено механічні властивості матеріалу.

Таблиця 2.1 – Механічні властивості конструкційної сталі та сплаву CoCr.

Матеріал	Конструкційна сталь	Сплав CoCr
Щільність	7850 кг/мм <sup>3</sup>	10000 кг/мм <sup>3</sup>
Модуль Юнга	200 ГПа	220 ГПа
Коефіцієнт Пуассона	0,26	0,29

Модель імпортується до програмного забезпечення Abaqus. Потім модель деталі позначається як Деформована 3D-модель. На рисунку 2.4 показано режим, імпортований до програмного забезпечення abaqus. Потім матеріал призначається моделі. У цьому аналізі використовуються два різні матеріали. На рисунку 5 показано сітчасту модель гайкового ключа [3].

Варіант 1 – Використаний матеріал - конструкційна сталь.

Потім прикладається навантаження та обмеження, такі як нерухома опора, що забезпечується на відкритому кінці гайкового ключа. Навантаження прикладається кінці гайкового ключа. Для моделі виконується сітка. Тут використовується тетраедричний елемент сітки розміром 1 мм. Елемент має форму C3D10 – 10-вузлового квадратичного тетраедра, і він може містити 269880 елементів [3].

Далі завдання надісилаються на аналіз, після якого виконано постобробку.

Варіант 2 – Використаний матеріал - кобальто-хромовий сплав.

Такий самий аналіз проводиться для цього матеріалу. Потім розраховується розподіл напружень, деформації та пластичної деформації і проводиться порівняння отриманих результатів для двох варіантів дослідження [3].



Рисунок 2.4 – Імпортована модель у програмному забезпеченні abaqus

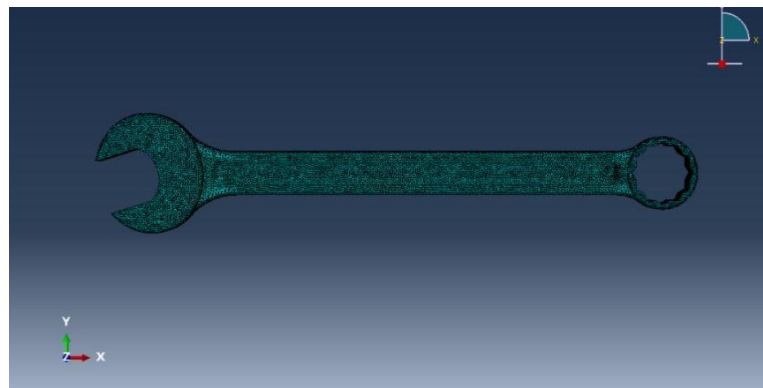


Рисунок 2.5 – Сітчаста модель з 269880 елементами

У таблиці 2 показано порівняння отриманих результатів імітаційного моделювання.

На рисунках 6 та 7 показано розподіл напружень на гайковому ключі виготовленого із конструкційної сталі та сплаву CoCr внаслідок прикладання навантаження до торцевої частини ключа. При цьому видно, що напруження, які виникають в обох матеріалах, однакові [3].

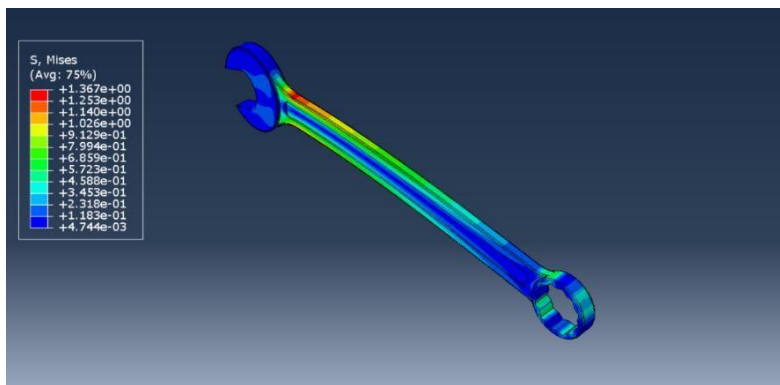


Рисунок 2.6 – Розподіл напружень у ключі виготовленому із конструкційної сталі

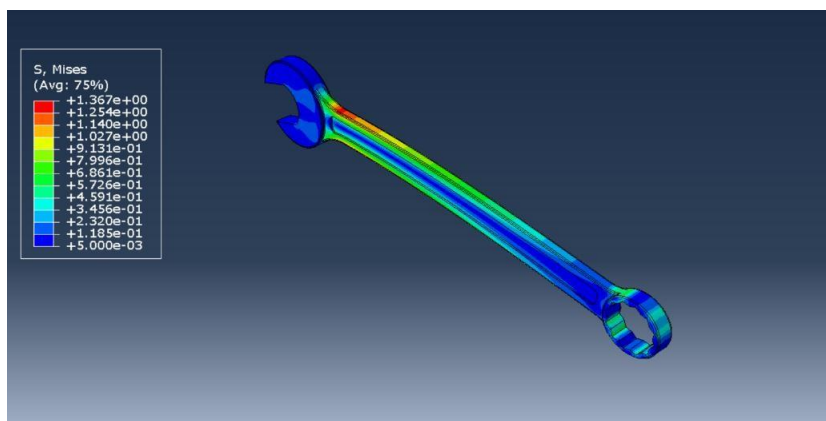


Рисунок 2.7 – Розподіл напружень у ключі виготовленому із сплаву CoCr

На рисунках 8 та 9 показано загальну деформацію, отриману після імітаційного моделювання для ключа виготовленого із конструкційної сталі та сплаву CoCr. Очевидно, що деформація, яка виникає в ключі виготовленому зі сплаву CoCr, порівняно менша, ніж у ключі, який виготовлено із конструкційної сталі [3].

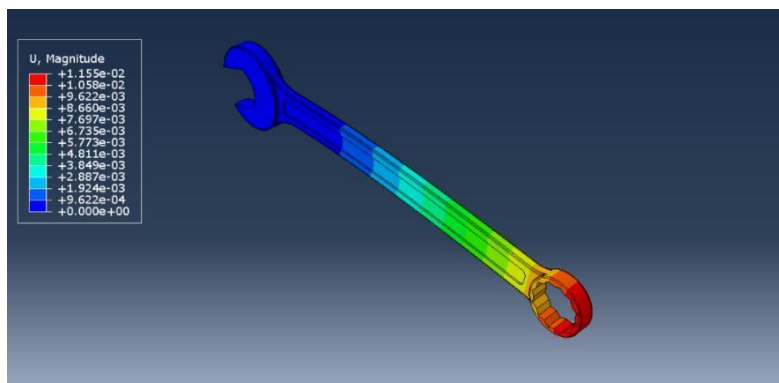


Рисунок 2.8 – Загальна деформація у ключі виготовленому із конструкційної сталі

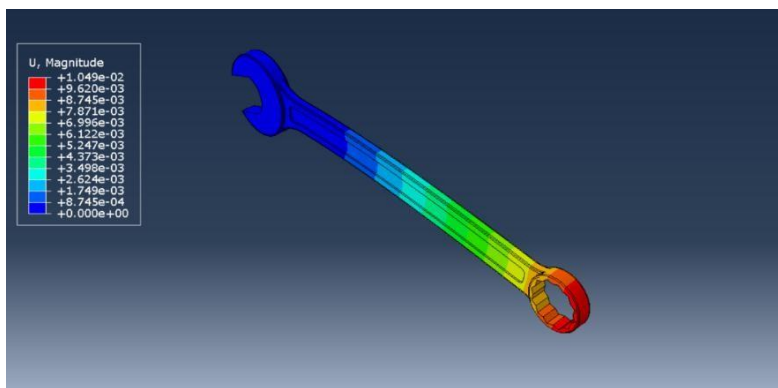


Рисунок 2.9 – Загальна деформація у ключі виготовленому із сплаву CoCr

На рисунках 2.10 та 2.11 показано максимальну головну деформацію, отриману для ключа виготовленого із конструкційної сталі та сплаву CoCr. Тут максимальна головна деформація для сплаву CoCr порівняно менша, ніж для конструкційної сталі.

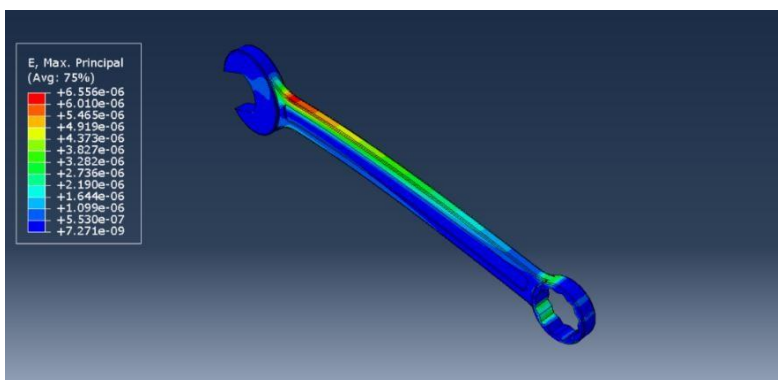


Рисунок 2.10 – Максимальна головна деформація у ключі виготовленому із конструкційної сталі

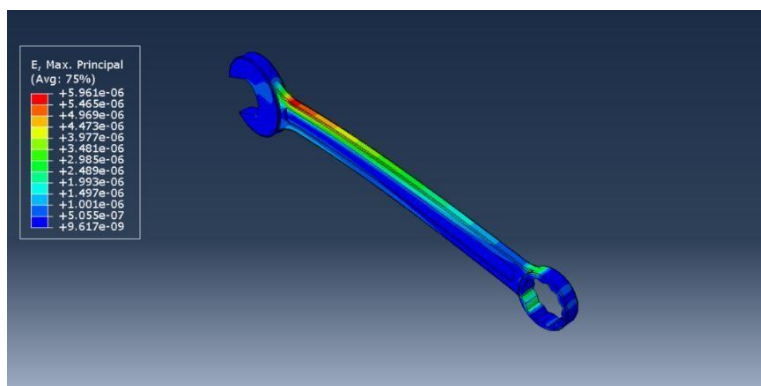


Рисунок 2.11 – Максимальна головна деформація у ключі виготовленому із сплаву CoCr

Таблиця 2.2 – Порівняння конструкційної сталі та сплаву CoCr

Матеріал	Конструкційна сталь	Сплав CoCr
Напруження за Мізесом	1,367 МПа	1,367 МПа
Загальна деформація	1.155E-02 мм	1.0149E-02 мм
Максимальна головна деформація	6.556E-06	5.961E-06

З вищезазначеного дослідження видно, що кобальт-хромовий матеріал може мати меншу деформацію порівняно з конструкційною сталлю. Розподіл напружень за Мізесом майже однаковий в обох випадках. Максимальна головна деформація у кобальт-хромовому матеріалі нижча ніж у конструкційній сталі. Таким чином, кобальт-хромовий матеріал може бути використаний у гайкових ключах завдяки його низькій деформації, стійкості до подряпин та високій стійкості до ерозії [3].

## 2.2 Проектування та дослідження методом скінченних елементів твердотільного ключа [4]

Гайковий ключ і болт є невід'ємною частиною потреб інженерів-механіків для роботи з машинами. Важливо використовувати правильний гайковий ключ. Надмірний люфт може призвести до зісковзування ключа та травмування під час роботи або може статися пошкодження гайки чи болта. Існує кілька типів гайкових ключів, таких як рожковий ключ, кільцевий ключ, комбінований ключ. Рожковий ключ (рис. 2.12) - це цільний гайковий ключі U-подібної форми, який захоплює болти або гайки. Зазвичай такі ключі є двосторонні. Кільцевий ключ має закритий отвір, який захоплює поверхні болта або гайки, що робить їх менш схильними до зісковзування, але вони мають обмеження щодо доступу до гайок і болтів. Вони також двосторонні, з отвором різного розміру на кожному кінці та часто зі зміщеними ручками для покращення доступу до гайки або болта. Комбінований ключ зазвичай має рожковий ключ на одному кінці та кільцевий ключ такого ж розміру на іншому [4].



Рисунок 2.12 – Ріжковий ключ

Матеріалом, що використовується для аналізу, є конструкційна сталь. Загальні властивості матеріалу наведено в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Властивості матеріалу

Густина	7,85e-06 кг/мм <sup>3</sup>
Модуль Юнга	2e+0,5 МПа
Теплопровідність	0,0605 Вт/мм·°С
Питома теплоємність	4,34e+0,5 мДж/кг·°С
Границя плинності на розрив	250 МПа
Границя міцності на розтяг	460 МПа

Збірку болта з гайковим ключем було змодельовано в програмному забезпеченні CATIA. Структурний розрахунок виконано в програмному забезпеченні ANSYS. Загальну деформацію та еквівалентні напруження було перевірено за допомогою структурного аналізу в Ansys. Спочатку окремо створено ключ та болт у програмі CATIA, далі створено їх збірку та збережемо її у форматі IGES. Потім імпортовано цей файл в Ansys для подальших операцій [4].

В аналізі методом скінченних елементів створення сітки є ключовою частиною. Після імпорту файлу IGES в Ansys першим кроком є вибір матеріалу, яким є конструкційна сталь. Для початку створення сітки потрібно змінити глобальні налаштування [4].



Рисунок 2.13 – Сітка скінченних елементів

Було виконано два типи сітки:

Гекс-домінантний метод (рис. 2.14)

Метод тетраедра або метод підтвердження за допомогою патч-модулів (рис. 2.15)

Як спостерігалось після створення сітки, вузли та елементи змінюються після обох типів створення сітки.

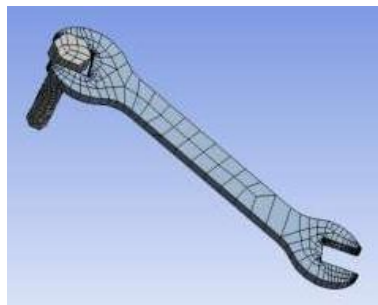


Рисунок 2.14 – Метод шістнадцяткового домінування

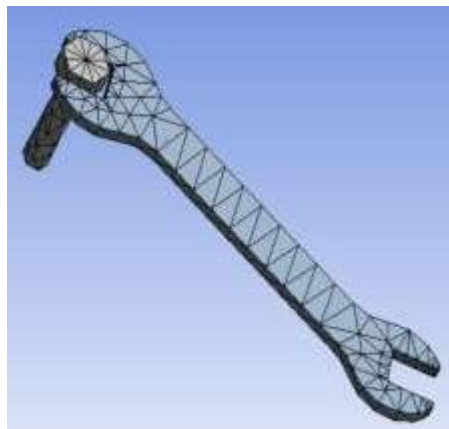


Рисунок 2.15 – Метод тетраедра

Після побудови сітки основною частиною є структурний аналіз збірки болта з гайковим ключем. Потім застосовуються початкові граничні умови, такі як переміщення, нерухома опора та сила, що діє. Після введення граничних умов розв'язується структурний аналіз. У розв'язку перевіряються еквівалентні напруження (рис. 2.16) та загальна деформація (рис. 2.17) [4].

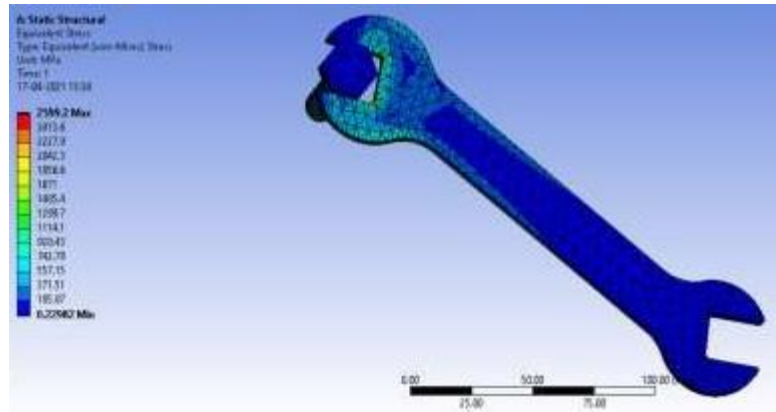


Рисунок 2.16 – Еквівалентне напруження

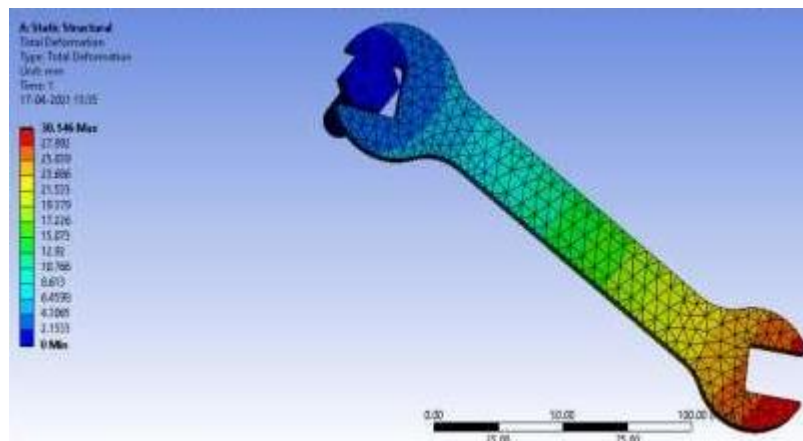


Рисунок 2.17 – Повна деформація

Структурний аналіз вузла болта з гайковим ключем розраховує еквівалентне напруження та загальну деформацію. Наведений нижче результат забезпечує порівняння між еквівалентним напруженням та загальною деформацією (табл. 2.3)

Таблиця 2.3 – Еквівалентне напруження

	Еквівалентне напруження	Загальна деформація
Мінімум	0,22982 МПа	0 мм
Максимум	2599,2 МПа	30,146 мм
Середній	322,39 МПа	10,098 мм
Мінімум настає на	Гайковий ключ	Болт
Максимум настає на	Гайковий ключ	Гайковий ключ

Вузол гайкового ключа та болта було змодельовано в програмному забезпеченні CATIA, а структурний аналіз було виконано в програмному забезпеченні ANSYS. Що стосується практичного застосування гайкового ключа та болта, то в промисловому секторі існує безліч застосувань. Гайковий ключа є основним обладнанням, необхідним для машин. Це дослідження структурного аналізу вузла гайкового ключа та болта надало порівняльні дані між еквівалентним напруженням та загальною деформацією [4].

### 2.3 Головки Super Lock

Технологія торцевих головок Super Lock має різну назву у виробників: NON SLIP, SURFACE DRIV, BOLT GRIP, SL-головки, головки зі зворотними спіральними канавками.

Зовнішній вигляд головок представлений на рисунк 2.18.



Рисунок 2.18 – Зовнішній вигляд головок Super Lock

Торцеві головки із профілем Super Lock принципово відрізняються від шестигранних головок за місцем захоплення кріплення. Якщо шестигранний

профіль головки максимальне зусилля докладає до кутів, то головки Super Lock навантажують грані кріплення (рис. 2.19).



Рисунок 2.19 – Порівняння розподілу навантажень для різних типів головок

Торцеві головки із захопленням Super Lock порівняно із стандартними мають такі переваги:

- за рахунок зниження тиску в зоні контакту "головка-гайка" при відвертанні гайки міцність головки зростає на 60-75%;
- в результаті зміщення контакту, в момент навантаження з граней гайки на її площину, зусилля на відвертання, що додається, збільшується на 20–30%, а також дозволяє уникнути деформації гайки;
- радіусні грані головки утворюють «кишені», які дозволяють безперешкодно надягати ключ на гайку або болт із зірваними гранями та успішно її відвертати, переносючи зусилля з граней на площину.

Професіоналами помічено, що торцеві головки Super Lock дозволяють застосовувати до кріплення максимальне зусилля та зводять до мінімуму ризик деформації чи поломки. А з кріпленням, у якого кути граней раніше вже були зірвані, інструмент справляється краще за головки з іншим профілем.

### **3 Огляд програми для дослідження напружено-деформованого стану ключа методом скінченних елементів**

#### **3.1. Історія появи методу кінцевих елементів**

На думку відомого американського фахівця у галузі проектування конструкцій Річарда Галлагера, історія методу кінцевих елементів (МКЕ) починається в період 1850-1875 рр. У цей час було вироблено основні концепції теорії аналізу стрижневих конструкцій. Ці концепції було покладено основою матричних методів будівельної механіки, які остаточно сформувалися лише 80 років, і, своєю чергою, стали передумовами до створення МКЕ.

Розвиток теорії та дисциплін, що належать до методу кінцевих елементів, у той час було дуже слабким через великі труднощі вирішення рівнянь алгебри з великим числом невідомих.

Поява обчислювальних машин у 50-х роках ХХ століття дало поштовх розвитку методу кінцевих елементів.

Розвиток МКЕ спочатку відбувався у двох незалежних один від одного напрямках: інженерному та математичному. На ранньому етапі становлення формулювання методу відштовхувалися лише від принципів будівельної механіки, що суттєво обмежувало сферу його використання. І лише після формулювання основ МКЕ стало можливим його застосування та у вирішенні інших завдань. Розвитку МКЕ сприяло активний розвиток комп'ютерної техніки, а також можливість його використання в більшості областей науки і практики.

У розвитку методу кінцевих елементів свої ролі зіграли як варіаційні основи механіки, так і математичні методи, які були засновані на варіаційних принципах.

Сучасну концепцію методу було визначено групою американських учених (Тернером, Клаффом, Мартіном і Топпом) у 1956 році. Вони, розв'язуючи задачу теорії пружності на площині, примінили новий елемент трикутної форми і сформулювали йому як матрицю жорсткості, а й вектор вузлових сил.

Назва методу кінцевих елементів, під яким ми його знаємо і в даний час, ввів у дію вчений Клафф у 1960 році.

1. Великий внесок у розвиток методу було зроблено Джоном (Іоаннісом) Аргірісом, який застосував матричну форму для розрахунку стрижневих систем. Саме він визначив матрицю податливості та зворотну їй матрицю жорсткості. Праці Аргіріса та його колег стали відправною точкою для матричного відображення відомих на той час чисельних методів і дозволили застосовувати їх за допомогою електронно-обчислювальних машин для розрахунків конструкцій (опубліковано з 1954 – 1960-ті роки).

2. У наступне п'ятиріччя після цього було опубліковано безліч робіт з знаходження кінцевих елементів для двовимірних та тривимірних конструкцій, серед авторів слід зазначити таких вчених, як Р. Мак-Лей, Р. Мелощ, Дж. Бесселін, Ф. де Веубеке, М. Джонс, Т. Піан. У 1967 році побачила світ і перша монографія, присвячена МКЕ, авторами якої були І. Чанг та О. Зенкевич.

3. Математична теорія методу з'явилася лише у 70-х роках, її зародження простежується у працях таких учених, як І.І. Бабушкін, Р. Галлагер, Ж. Дек-лу, Дж. Оден, Р. Стренг, Дж. Фікс. Вагомий внесок було внесено і російськими вченими. Так, В.Г. Корнеєв зіставив математичні сутності методу кінцевих елементів та варіаційно-різностного методу і вказав на їх збіг. Над тією ж темою працював Л.А. Рогозін, а А.С. Сахаровим було розроблено моментна схема КЕ.

4. Останнім часом характеризується активним розвитком та застосуванням методу кінцевих елементів для розрахунку динаміки конструкцій, оптимізації проектування та обліку нелінійної поведінки.

### **3.2. Суть методу кінцевих елементів**

Метод кінцевих елементів є найбільш поширеним наближеним методом в механіці твердого тіла.

Основа МКЕ - це розбиття математичної моделі конструкції на деяку кількість підобластей простої геометрії з кінцевим розміром, що не перетинаються. Ці підобласті називаються кінцевими елементами або просто елементами, а розбиття дискретизацією. Форма кінцевих елементів залежатиме від типу конструкції, що розраховується, і характеру її деформацій. Наприклад, кінцевими елементами в

розрахунку стрижневих конструкцій (балок, колон, рам, ферм) будуть ділянки стрижнів, при розрахунках двовимірних континуальних систем (пластин, плит або оболонок) - прямокутні або трикутні підобласті, а при розрахунку тривимірних конструкцій (масивів або товстих плит) - підобласті. Безліч елементів, на які розбита конструкція, називається кінцево-елементною сіткою. Але на відміну від цієї конструкції в дискретній моделі зв'язування кінцевих елементів відбувається лише у певних точках (вузлах) деякою відомою кількістю вузлових параметрів [9, 10].

Функціоналом енергії всієї конструкції при дискретизації буде сума алгебри окремих функціоналів кінцевих елементів, і для кожної підобласті повинен бути заданий незалежний від інших закон розподілу необхідних для вирішення функцій. За допомогою цих законів можливе вираження переміщень (неперервних шуканих величин) в межах заданого кінцевого елемента через значення величин в кінцевих точках.

Механічне поведінка кожного елемента виражається за допомогою кінцевого числа ступенів свободи або значень функцій, що шукаються в безлічі вузлових точок. Число вузлів і кількість їх можливих переміщень (ступеня свободи) для кінцевого елемента можуть змінюватись. Їх кількість повинна бути не меншою за мінімальну кількість, необхідну для розгляду станів кінцевих елементів під дією напруги або деформації в даній прийнятій моделі. Ступені свободи кінцевих елементів визначаються кількістю незалежних переміщень у всіх вузлах. Ступінь свободи всієї конструкції, що розраховується і, як наслідок, алгебраїчний порядок рівнянь системи визначатиметься підсумовуванням числа переміщень всіх відомих її вузлів.

Поведінка математичної моделі у такий спосіб апроксимується поведінкою дискретної моделі, отриманої шляхом збирання всіх елементів. Спосіб дискретизації області, кількість кінцевих елементів, число їх ступенів свободи, а також форма використовуваних наближених функцій безпосередньо впливають на точність розрахунку всієї конструкції.

На відміну від методу кінцевих різниць, кінцеві елементи не накладаються один на одного в просторі.

#### 4.3. Властивості кінцевих елементів

Кінцеві елементи можуть описуватися однією, двома чи трьома просторовими координатами залежно від розмірності завдання, на вирішення якої вони призначені. Відповідне число внутрішніх чи локальних координат називається власною розмірністю елемента.

Кожен елемент описується безліччю характерних точок, званих вузловими точками чи вузлами для стислості. Вузли призначені для опису геометрії елемента і завдання фізичних ступенів свободи (числа невідомих функцій). Вузли зазвичай знаходяться в кутових або крайніх точках елемента, але можуть бути розташовані між кутовими вузлами і всередині елемента. Ця різниця пов'язана з порядком апроксимації, який забезпечує даний кінцевий елемент. Елементи, що мають лише кутові вузли, називаються лінійними та забезпечують лінійну інтерполяцію геометрії та функцій. Елементи, що мають додаткові вузли на своїх кордонах між кутовими точками, можуть забезпечувати квадратичну або кубічну інтерполяцію (рис. 4.1). У першому випадку такі елементи називають квадратичними. Зазначимо також, що є елементи, що мають внутрішні вузли. Теоретично такі елементи забезпечують більш точний опис геометрії тіла та функцій, що шукаються, проте широкого поширення даний тип не отримав. За наявності сучасних автоматичних генераторів кінцево-елементних сіток часто буває простіше і зручніше розбити конструкцію на велику кількість лінійних елементів простої форми, ніж використовувати елементи високого порядку, що вимагають побудови сітки значної роботи вручну.

Завдяки загальним ступеням свободи у сусідніх елементах здійснюється складання моделі та формування глобальної системи кінцево-елементних рівнянь. Як ступені свободи можуть фігурувати як вузлові значення невідомої функції, і її похідні за просторовими координатами у вузлах. Наприклад, у найпростішому завданні про розтяг стрижня невідомою функцією є поздовжнє переміщення стрижня. Відповідно як ступені свободи виступають вузлові значення цієї функції.

Навпаки, в задачі про згинання стрижня невідомою функцією є поперечне переміщення центральної осі стрижня, а як ступінь свободи використовуються як вузлові значення самої функції, так і її похідною за позовжньою координатою. Фізичний зміст цієї похідної – кут повороту поперечного перерізу стрижня.

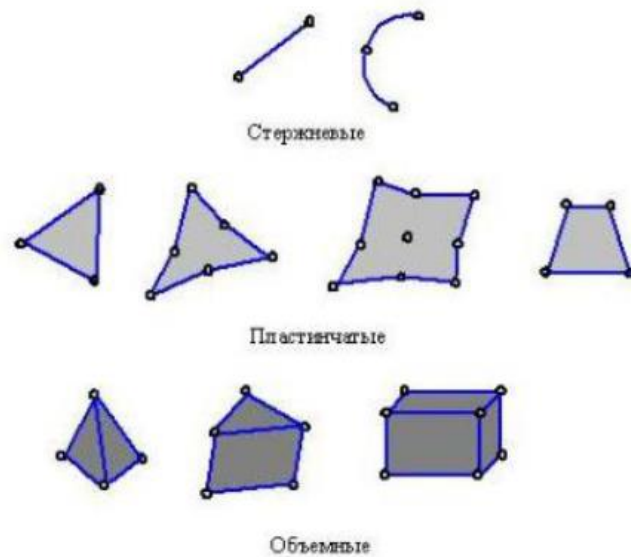


Рисунок 3.1. – Типи кінцевих елементів

Система вузлових сил повністю відповідає ступеням свободи елемента та виражається за допомогою глобального вектора вузлових сил.

Для кінцевих елементів, що використовуються в механічних розрахунках, визначальне співвідношення задає поведінку матеріалу, з якого виготовлена конструкція. Наприклад, як таке співвідношення у багатьох випадках використовується узагальнений закон Гука, що пов'язує деформації та напруги в точці. Для лінійного пружного стрижневого елемента достатньо встановити один модуль Юнга  $\lambda$  та один коефіцієнт температурного розширення.  $\alpha = \alpha / E$ .

До властивостей перерізу відносяться площі та моменти інерції одномірних і двовимірних кінцевих елементів, таких як балки, стрижні, пластини. У цю групу також входить товщина пластин і оболонок.

### 3.3 Огляд сучасних програм кінцево-елементного аналізу [5]

На сучасному етапі розвитку науки і техніки вже важко уявити проектування виробів та конструкцій без САПР. Найбільш відповідальну роль серед різноманіття CAD/CAM/CAE-програм відіграють пакети кінцево-елементного аналізу. Коло вирішуваних ними завдань охоплює майже всі сфери інженерних розрахунків: міцність, коливання, стійкість, динаміка, акустика, гідродинаміка, аеродинаміка і т.д. Уявити повний перелік спеціалізацій кінцево-елементних програм, як і повний перелік всіх пакетів програм кінцево-елементного аналізу (FEA-пакетів), практично неможливо. Однак провести стислий огляд найбільш поширених кінцево-елементних програм не тільки можливо, але і необхідно. У користувачів (або потенційних користувачів) FEA-пакетів часто складається думка про перевагу одного пакета над іншим, сформована переважно відсутністю інформації про конкуруючі програмні продукти. Велику роль у цьому відіграє та обставина, що у більшості технічних вузів, які офіційно використовують лише один із пакетів, навіть і не розглядаються можливості інших. Виникають необґрунтовані міфи про переваги та сфери застосування цих систем [5].

Безперечно, лідером на ринку FEA-програм виявляється пакет ANSYS. Про це говорить і кількість легальних користувачів (більше мільйона), і заявлені великі можливості, і компанії, що використовують цей пакет, а також чимала ціна (зазвичай асоційована з високою якістю) та й найвищі вимоги до обладнання (для версії 5.5.1 рекомендується комп'ютер з 256 Мбайт оперативної та 96 Мбайт). Більш детальний опис пакету ANSYS можна знайти на офіційному сайті компанії ANSYS – <http://www.ansys.com>. Реальною перевагою цієї системи є найбільш повна документація та система допомоги, що дозволяє, маючи хороші базові (наприклад, механіки) знання, використовувати програму без звернення до служби підтримки користувачів. Велика кількість кінцевих елементів (більше 100) вражає, але викликає сумнів у їхній необхідності. Так, наприклад, автору статті легко і швидко вдалося довести активним учасникам списку розсилки xANSYS марність кінцевих елементів «Сендвіч» (ANSYS — Shell91), які використовуються більшістю

кваліфікованих користувачів неправильно [5].

У більшості випадків на звернення за адресами [support@ansys.com](mailto:support@ansys.com) та [info@ansys.com](mailto:info@ansys.com) за допомогою слідуєть необґрунтовані чи непотрібні відповіді, наприклад: «купіть нову версію», або «пройдіть наші фірмові курси», або «у вашій версії не передбачена ця можливість...». Інтерфейс програми вражає (але лише користувачів, які працювали раніше з кінцево-елементними програмами), загалом значно поступаючись (у простоті, зручності, логічності використання) універсальному інтерфейсу під більш ніж 60 різних програм - FEMAP (розробник Enterprise Software Products) [5].

Порівнятися з ANSYS (включаючи всі його модифікації в інших пакетах) за кількістю установок чи легальних користувачів може лише група кінцево-елементних програм із торговою маркою NASTRAN (офіційно марка належить NASA (Cosmic)). Цю марку мають такі найпоширеніші пакети: MSC/NASTRAN (компанія MacNeal-Schwendler Corporation) та UAI/NASTRAN (компанія Universal Analytics). Менш поширені NE/NASTRAN (компанія Noran Engineering) та ME/NASTRAN (компанія MacroIndustries). У Росії офіційним поширенням та підтримкою пакету UAI/NASTRAN займається фірма TESIS, а підтримкою пакету MSC/NASTRAN – російське представництво компанії MacNeal-Schwendler Corporation. Незважаючи на значно нижчу ціну, реальні можливості пакетів фірм UAI, MSC, NE ні в чому не поступаються пакету ANSYS, а іноді й перевищують розвиток і можливості. Наприклад, протягом понад 5 років у пакетах цих фірм доступний «передумовлений метод сполучених градієнтів Холеського» (ANSYS не представлений до 1999 року) як найбільш точний і швидкий для вирішення матриць високого рангу. поступаються системі ANSYS пакети NASTRAN, мабуть, лише обмеженою кількістю підтримуваних комп'ютерних платформ та операційних систем. Однак і цей недолік обертається перевагою, якщо врахувати, що FEMAP-оболонки, які використовуються цими пакетами, дуже вдало інтегровані в Windows 95/98/NT (що для російського користувача найбільш актуально), а самі пакети майже не вимогливі до системних ресурсів. Наприклад, для однієї з останніх версій MSC/NASTRAN v70.5 мінімально необхідний процесор 486DX, 16 Мбайт

оперативної пам'яті та операційна система Windows 95. Погодьтеся, що привчені до запитів просунутого текстового редактора від фірми Microsoft - Microsoft Word російські користувачі мимоволі сумніваються в можливостях [5].

Розглянемо два інших пакети, які мають своїх користувачів в Росії ще з часів «поштових скриньок». UAI/NASTRAN, а Algor - пакетом DesignSpace (полегшений варіант пакету ANSYS). 13-ї версії пакета Algor, незважаючи на новий інтерфейс SuperDrawIII, дуже відчувається старенька восьмирозрядна DOS. пояснює, як точно Algor розраховує завдання пластики, динаміки і т.д., показаний красивий Crach-тест скла на удар. Є на що (або кого) подивитися . правило, близько 2-3 повідомлень на тиждень, на запитання, що задаються дуже рідко можна отримати відповіді [5].

Реальні незалежні тести всіх розглянутих програм можна знайти на сервері <http://www.nafems.com> , проте особливої різниці як у швидкості, так і точності розрахунків ви не виявите. Один із винятків — дуже повільний генератор сіток Algor. За іншими параметрами різниця всіх програм коливається у діапазоні 10%. Раніше (до версії 5.5.x) ANSYS відставав у швидкості розрахунку великих систем (понад 100 000 рівнянь) від інших FEA-програм на 15% і більше. Відсутність значної різниці у швидкодії та точності FEA-програм пояснюється використанням стандартних та широко відомих алгоритмів вирішення задач методом кінцевих елементів. Математичний апарат, який використовується у цих пакетах, також однаковий і широко відомий. Чекати на принциповий прорив того чи іншого пакета не доводиться [5].

DANFE – програма для аналізу зусиль, деформацій, напружень та зміщень у конструкціях методом кінцевих елементів. Програма надається як відкомпільована (готова до роботи на персональному комп'ютері), так і у вигляді текстів, які готові до компіляції на будь-якій комп'ютерній системі, що має Fortran-компілятор.

Системні вимоги:

- 1,5 Мбайт дискового простору для вихідного тексту та коду програми;
- 2-50 Мбайт дискового простору для даних;

- від 5 Мбайт оперативної пам'яті для 2D-завдань та до 80 Мбайт оперативної пам'яті для великих тривимірних нелінійних завдань;

- операційна система: DOS, Windows, OS/2, HP-UX, Solaris, Cray, Fujitsu VPX, IBM RS/6000s.

Можливості:

- 18 різних типів елемента (у тому числі 4D з 32 вершинами та геометрією, що змінюється в часі);

- шість різних «точних» вирішальних пристроїв, включаючи розкладання по Гаусу та метод Холеського, «непрямі (ітераційні)» вирішальні пристрої, у тому числі передумовлений метод сполучених градієнтів, оптимізований для скалярних та векторних процесорів;

- всі матеріали можуть бути нелінійні (за фоном Мізесу, Треске, Мору-Кулону), в'язкопластичні, як з залишковими деформаціями, так і без них.

Програма існує і розвивається більше 30 років, розробляється в університеті Манчестера, Великобританія (University of Manchester UK), групою дослідників, очолюваної професором І.М.Смітом (IMSmith) Є графічні пост/ препроцесори . DJKidger). Програму можна завантажити безкоштовно з ftp [5].

За багатьма параметрами ця програма перевершує комерційні. Повторимо «родзинки»: доступний вихідний текст, підтримка багатопроцесорності (ставимо під Linux на двопроцесорній mainboard і розраховуємо конструкції швидше, ніж ANSYS на Sun-системах), наявність елементів з геометрією, що змінюється в часі (ефекти самонапруги, плинності, релаксації без зовнішніх впливів, SYS), авторитетний для світу виробник [5].

Інша програма – Mefisto, розробник – лабораторія чисельного аналізу університету П'єра та Марії Кюрі (Париж, Франція), адреса Web-сервера – <http://www.ann.jussieu.fr> . Існують версії платформ: DEC, IBM, SUN, PC. Працює під UNIX-системами за наявності бібліотеки X11 (для Linux і FreeBSD — бібліотека, що стандартно поставляється). Вимоги: 16 Мбайт оперативної пам'яті, 40 Мбайт дискової пам'яті для файлів, що виконуються, 128 Мбайт віртуальної (дискової) пам'яті для тимчасових файлів. Поширюється у двох варіантах:

- для конкретної системи та платформи як відкомпільований модуль;
- у вихідному тексті на Fortran77.

Цікавий факт, що текст програми (в останній редакції від липня 1999 року) містить 267 319 рядків (більше кілометра роздруківки на рулонному папері із щільністю 12 рядків на дюйм), з яких 117 132 рядки – коментарі! Є: «Посібник користувача з пост/препроцесора», «Посібник користувача «Механіка», «Посібник користувача «Теплодинаміка» і т.д. Дуже великі можливості програми простіше проілюструвати у прикладах пост/препроцесорів [5].

Приємною особливістю безкоштовних програм є допомога розробників при проблемах використання, неприємною — відсутність реакції на прості питання, описані в документації. У комерційних продуктах, навпаки, служба підтримки із задоволенням процитує вам посібник користувача, але промовчить у відповідь на складне питання. Інший важливий момент: купуючи комерційну кінцево-елементну програму, ви купуєте чорну скриньку, що там невідомо, ви можете сподіватися тільки на сумління розробника. У безкоштовних програмах, навпаки, ви можете не лише перевірити весь текст програми, а й змінити деякі ділянки [5].

#### 4 Дослідження ключа для згвинчування-розгвинчування насосних штанг

Виходячи з умов роботи ключа для згвинчування-розгвинчування насосних штанг можна зробити висновок, що при його контакті із квадратом насосної штанги відбувається їх знос та нерівномірне навантаження на квадрат. В процесі експлуатації як насосних штанг та ключів для їх згвинчування відбувається як корозійне руйнування штанги так і знос та деформація ключа. Це у свою чергу збільшує навантаження на грані квадрата штанги при контакті їх із ключем. У результаті цього може відбутися зрив ключа, що є недопустимим з точки зору техніки безпеки.

Тому пропонується провести дослідження роботи ключа за допомогою методу скінченних елементів попередньо побудувавши його модель та модель фрагменту насосної штанги.

На рисунку 4.1 показано фото ключа для згвинчування-розгвинчування насосних штанг з якого за допомогою штангенциркуля та рулетки знято розміри, побудовано ескіз та створено тривимірну модель. Щодо моделі фрагменту насосної штанги, то її розміри взято з відповідного стандарту.





Рисунок 4.1 – Фотографії ключа для згвинчування-розгвинчування насосних шатнГ

На рисунку 4.2 показано тривимірну модель ключа побудовано у CAD системі.



Рисунок 4.2 – Тривимірна модель ключа

У процесі дослідження тривимірну модель ключа експортовано у спеціалізовану програму в якій безпосередньо проведено імітаційне моделювання

за допомогою методу скінченних елементів. На рисунку 4.3 показано досліджувану модель.

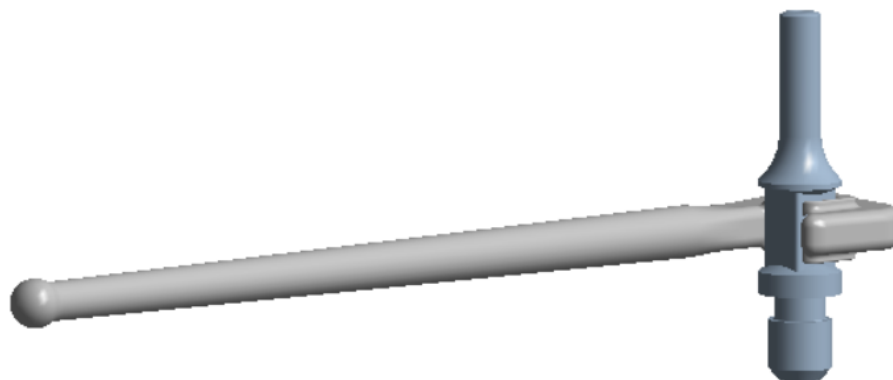


Рисунок 4.3 – Досліджувана модель

Розрахункова схема застосована під час імітаційного моделювання ключа наведена на рисунку 4.4.

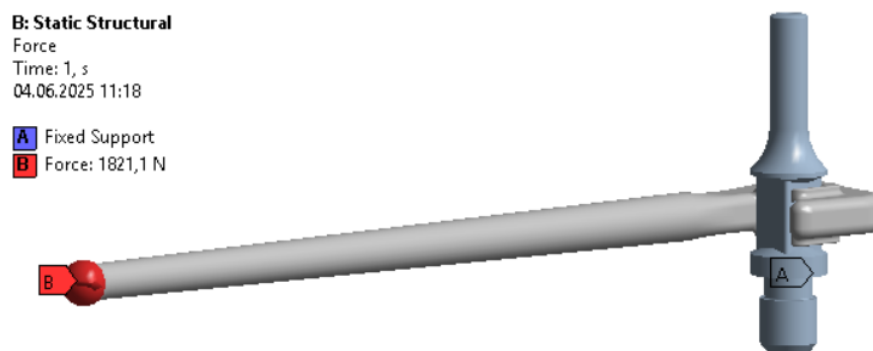


Рисунок 4.4 – Розрахункова схема ключа

Згідно розрахункової схеми кріплення фрагменту насосної штанги виконано за опорний торець. Застосоване кріплення забороняє переміщення опорного торця у будь-якому напрямку.

Щодо прикладеного навантаження до кінця ключа, то його величина вибрана 1821 Н виходячи з величини максимального моменту згвичнування 947 Н·м для з'єднання насосних штанг для яких може бути застосований даний ключ.

На рисунках, які подані нижче показано результати, які отримані у результаті імітаційного моделювання.

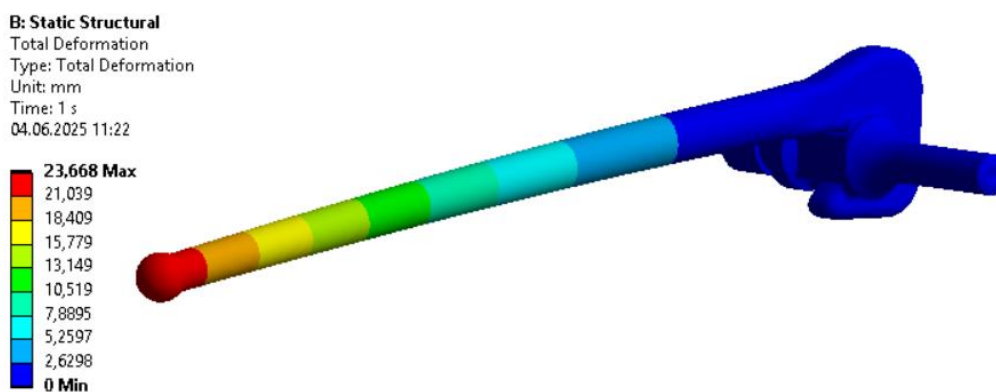


Рисунок 4.5 – Переміщення

Максимальна величина переміщення 23 мм спостерігається на кінці рукоятки ключа.

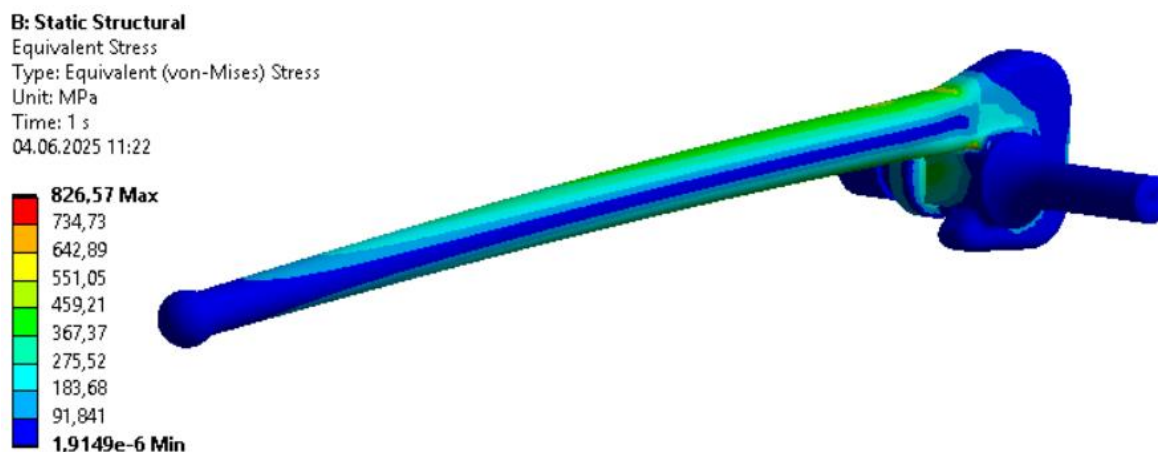


Рисунок 4.6 – Розподіл еквівалентних напружень

На рисунках 4.7 та 4.8 показано розподіл еквівалентних напружень окремо у насосній штанзі та ключі.

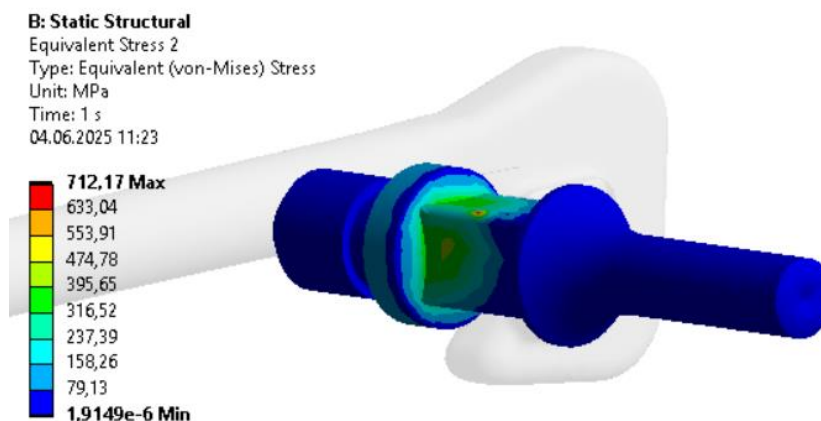


Рисунок 4.7 – Розподіл еквівалентних напружень у насосній штанзі

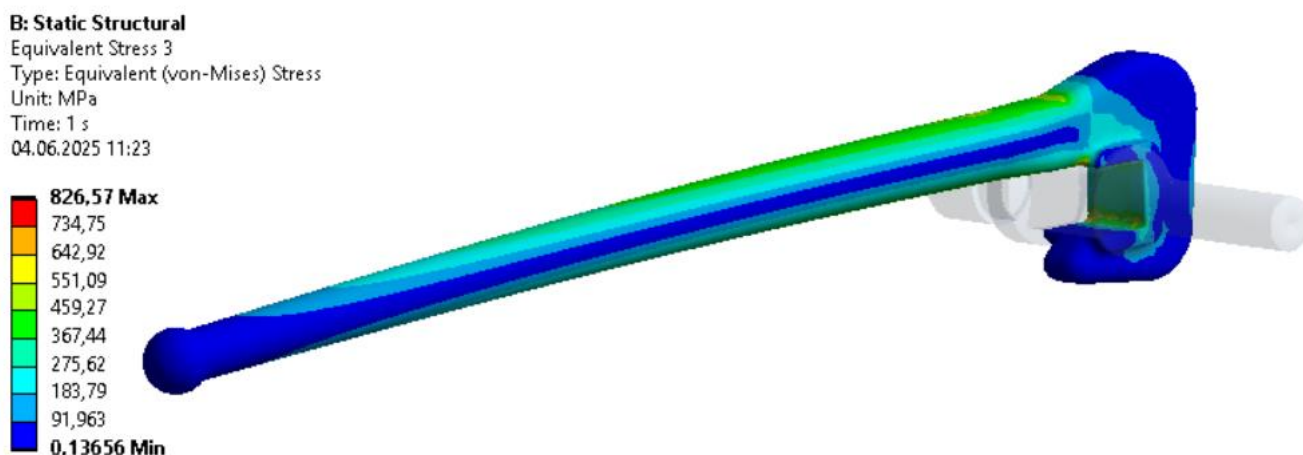


Рисунок 4.8 – Розподіл еквівалентних напружень у ключі

Отже, максимальна величина напружень спостерігається на поверхні насосної штанги та складає 712 МПа (рис. 4.9).

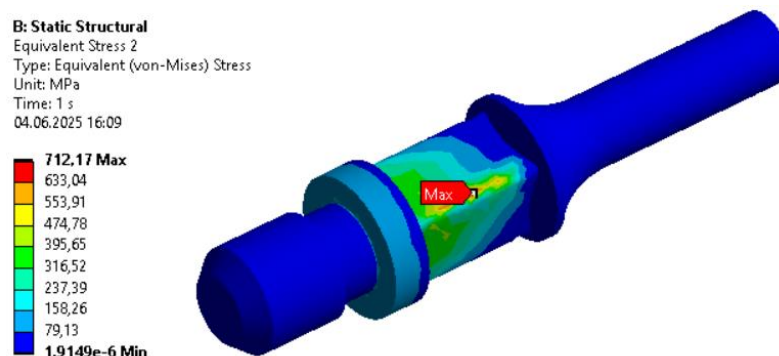


Рисунок 4.9 – Максимальне еквівалентне напруження

Оскільки максимальні напруження концентруються на поверхні насосної штанги, то доцільно розглянути результати, які стосуються контакту насосної штанги та ключа: контактний тиск, статус контакту та дистанція проковзування.

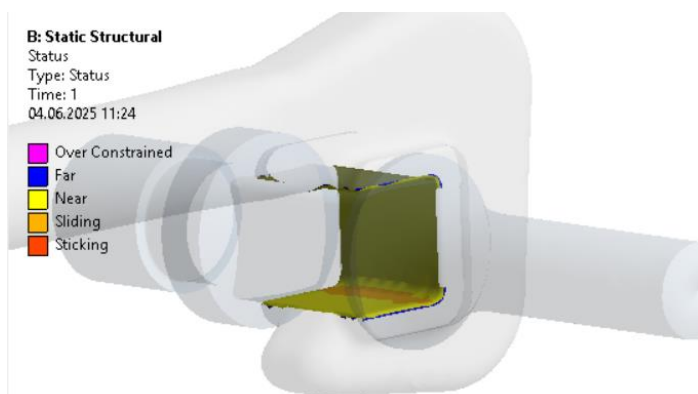


Рисунок 4.10 – Статус контакту

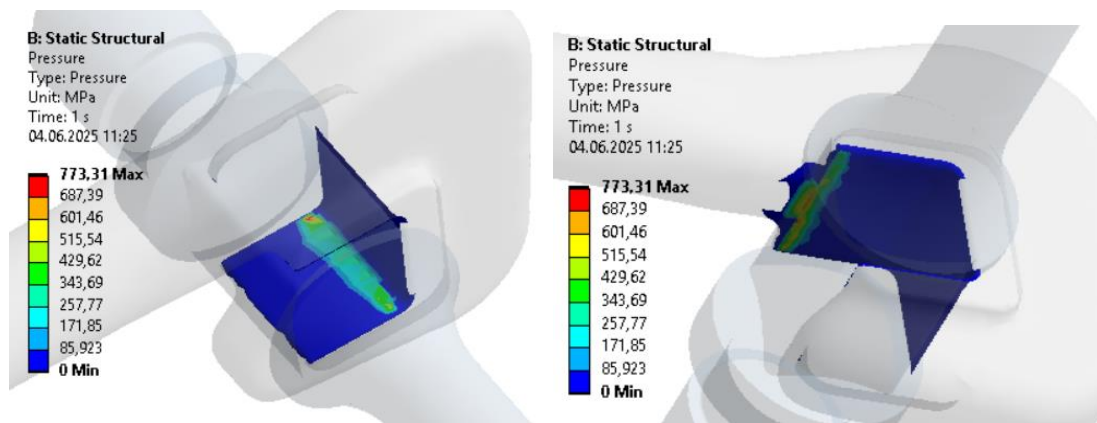


Рисунок 4.11 – Контактний тиск

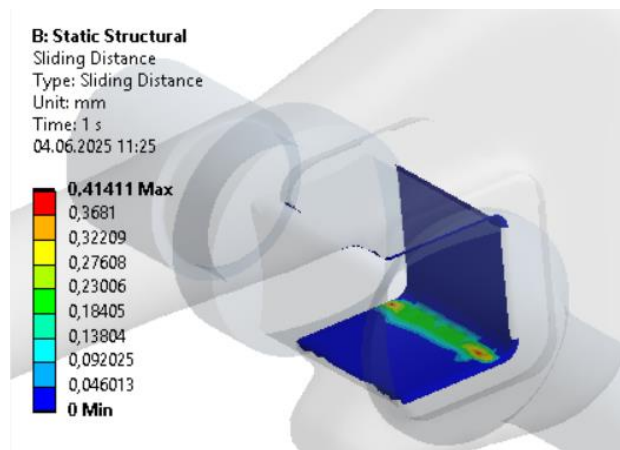


Рисунок 4.12 – Дистанція проковзування

Отже, максимальна величина контактного тиску складає 773 МПа, дистанції проковзування – 0,4 мм.

За допомогою параметру «контактний тиск» зручно аналізувати місце контакту насосної штанги та ключа. Виходячи з результатів моделювання, контакт ключа з насосною штангою відбувається по невеликій площині, яка зосереджена на краю «квадрату» насосної штанги. Виходячи з цього можна зробити твердження, що саме така поведінка насосної штанги та ключа є в реальних виробничих умовах. Як згадувалось, в процесі експлуатації при дії навантажень та робочого середовища розміри квадрату насосної штанги можуть зменшуватись, а ключа в місця контакту з насосною штангою – збільшуватись. У результаті це призведе до перерозподілу напружень у зоні їх контакту, і як наслідок може призвести до зриву ключа та деформації (пошкодження) квадрату насосної штанги.

## 5 Вдосконалення та дослідження ключа для згвинчування-розгвинчування насосних штанг

З метою підвищення рівня безпеки та довговічності як насосної штанги так і ключа пропонується виконати окремі його елементи так, як працюють головки Super Lock.

На рисунку 5.1 показано вдосконалений ключ. Вдосконалення полягає у тому, що поверхні, які контактують з насосною штангою виконано опуклими. Варто зауважити, що випуклості на кожній поверхні ключа виконано по дві штуки. Це пов'язано насамперед із тим, що ключем можна виконувати монтажні роботи встановлювати його будь якою стороною.

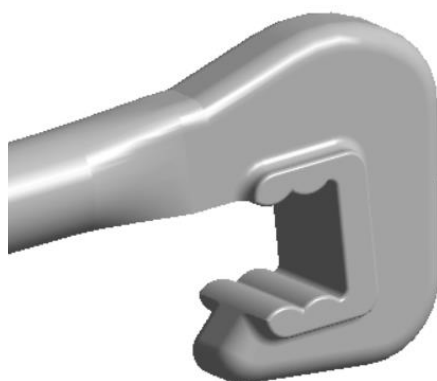


Рисунок 5.1 – Вдосконалення ключа для насосних штанг

На наступних рисунках наведено результати, отримані методом скінченних елементів. Що стосується розрахункової схеми, то вона залишається такою, як у попередньому дослідженні ключа.

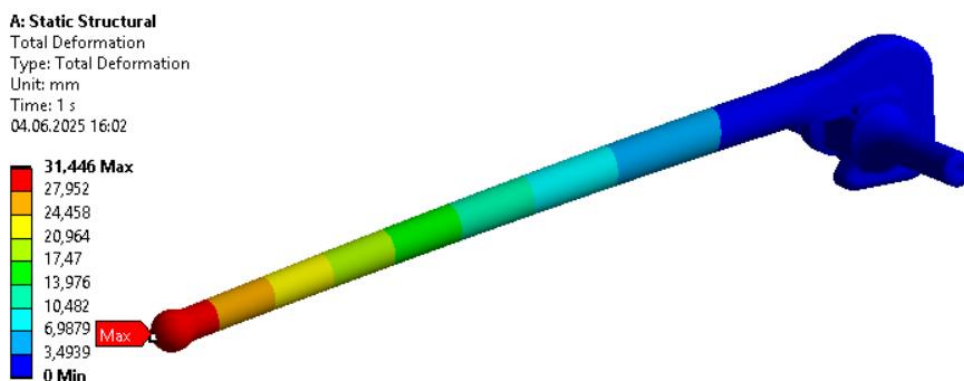


Рисунок 5.2 – Переміщення

Отже, згідно результатів імітаційного моделювання максимальна величина переміщення в ключі складає 31 мм.

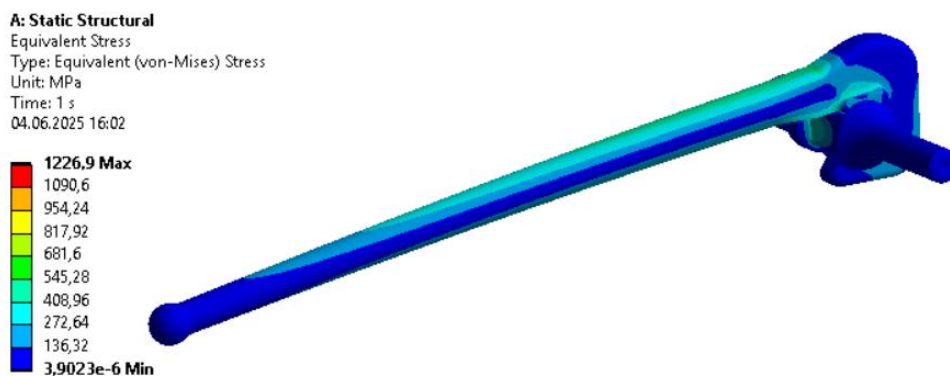


Рисунок 5.3 – Розподіл еквівалентних напружень

Максимальна величина еквівалентних напружень, що виникають в ключі складає 890 МПа. Згідно рисунку 5.3, а саме епюри, максимальна величина напружень складає 1226 МПа, проте, після детального аналізу сітки скінченних елементів та результатів дослідження встановлено, що така величина напружень обумовлена неправильною формою тетраедра та нею можна знехтувати.

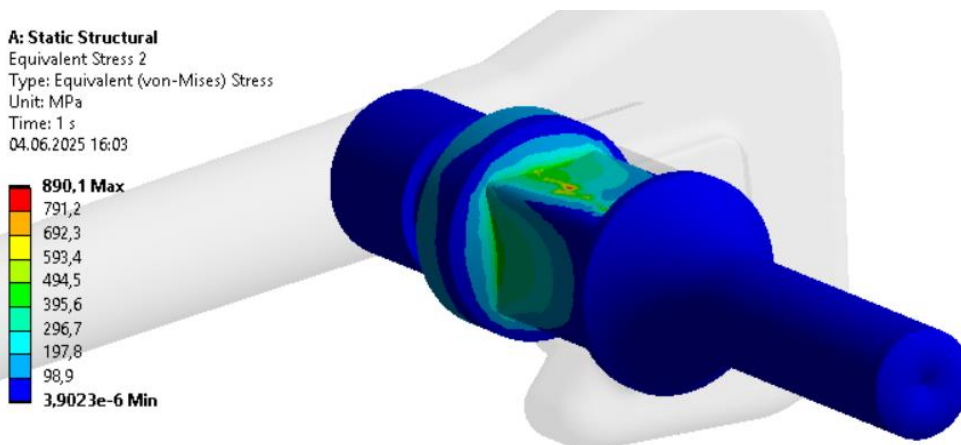


Рисунок 5.4 – Розподіл еквівалентних напружень у фрагменті насосної штанги

Згідно результатів показаних на рисунках 5.4 та 5.5 максимальна величина напружень складає 890 МПа та концентрується в зоні контакту ключа з насосною штангою.

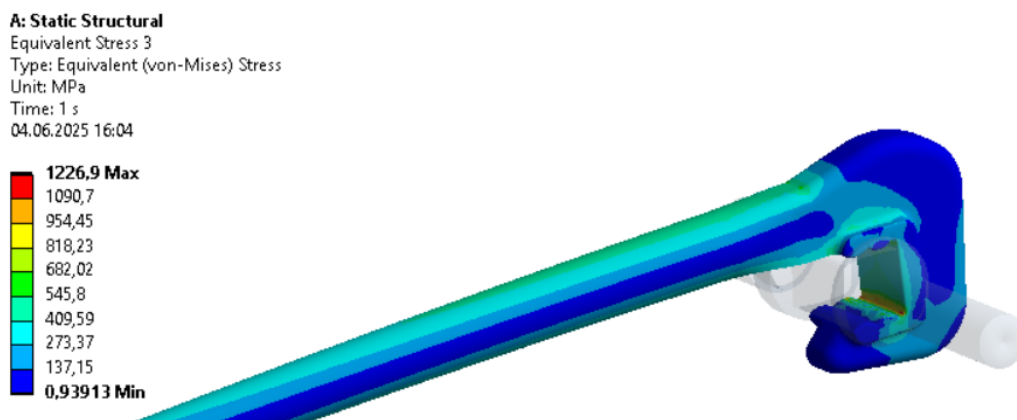


Рисунок 5.5 – Розподіл еквівалентних напружень у ключі

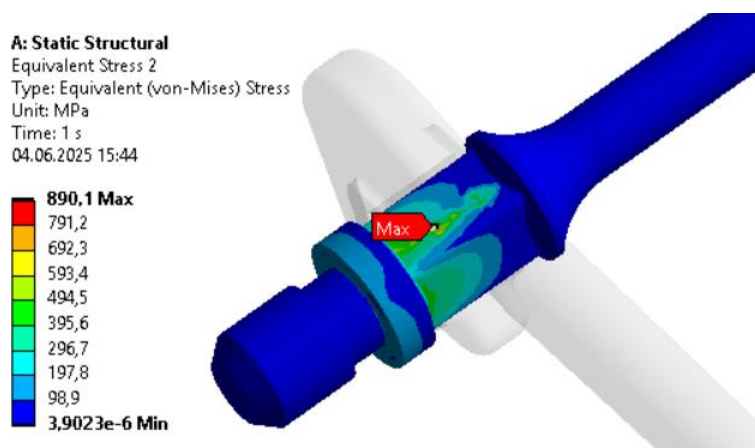


Рисунок 5.6 – Розподіл еквівалентних напружень у насосній штанзі

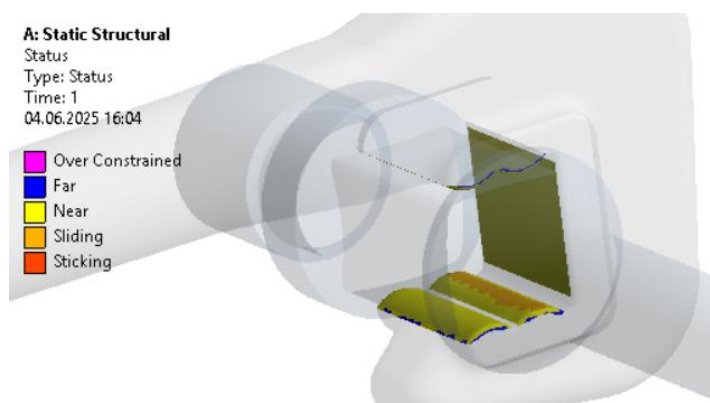


Рисунок 5.7 – Статус контакту

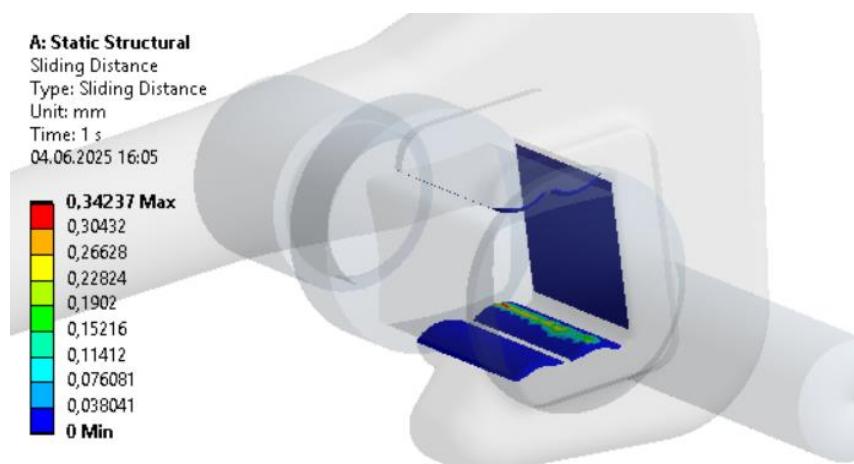


Рисунок 5.8 – Дистанція проковзування

Максимальна величина дистанції проковзування складає 0,3 мм.

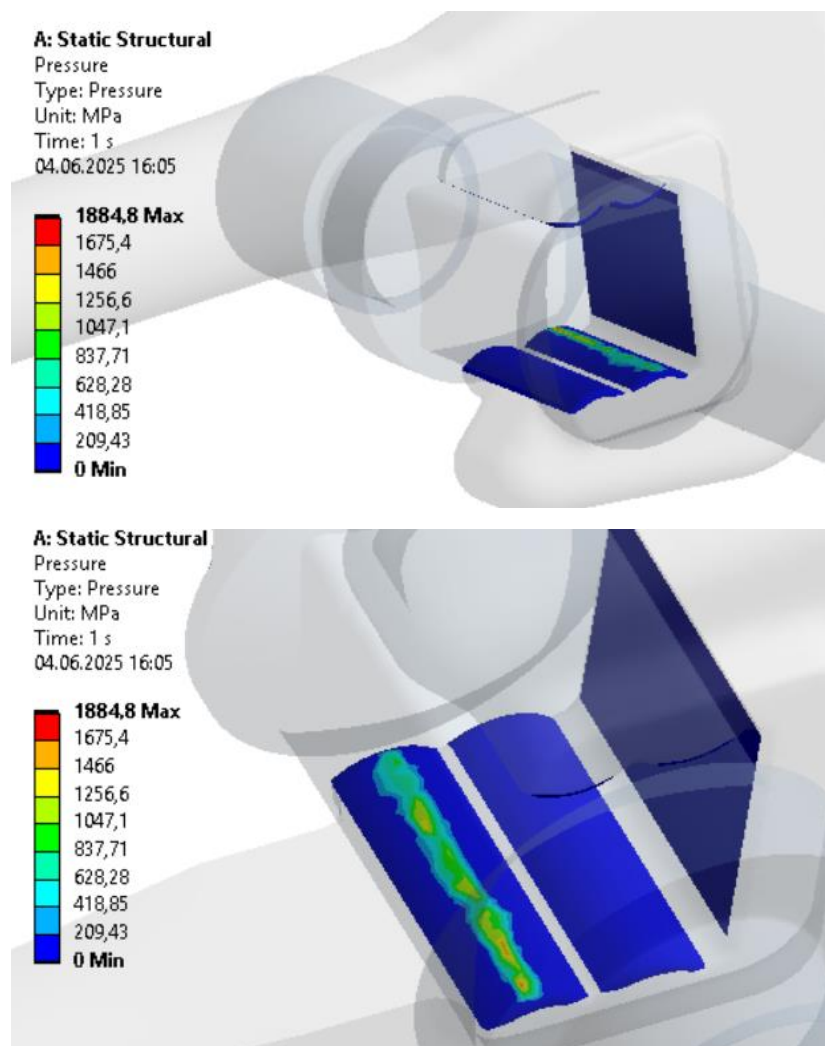


Рисунок 5.9 – Контактний тиск

Середня величина контактної тиску з зоні контакту ключа та насосної штанги складає 820 МПа.

Проте, для зручності порівняння результатів імітаційного моделювання ключа для згвинчування насосних штанг та вдосконаленої його конструкції складено порівняльну таблицю 5.1.

Таблиця 5.1 – Порівняльна таблиця

№ з/п	Параметр, максимальне значення	Ключ для згвинчування насосних штанг	Вдосконалена конструкція ключа
1	Переміщення, мм	23	31
2	Еквівалентне напруження, МПа	826	890
3	Дистанція проковзування, мм	0,41	0,34
4	Контактний тиск, МПа	773	820

Отже, виходячи з порівняння результатів імітаційного моделювання ключів можна зробити наступні висновки та рекомендації. У вдосконаленій конструкції ключа спостерігаються більші переміщення рукоятки ніж у не вдосконаленій конструкції, незначно більші величини еквівалентних напружень, менша дистанція проковзування та більший контактний тиск.

Незважаючи на незначно вищі окремі показники для вдосконаленого ключа при його роботі він таки чинитиме більш розподілене навантаження на квадрат насосної штанги, що у результатів зменшуватиме його знос. Також слід зазначити, що для зменшення окремих параметрів (напружень, контактної тиску) можна рекомендувати провести оптимізаційне дослідження для визначення оптимального радіусу запропонованої у вдосконаленому ключі опорної поверхні.

## Висновки

У роботі наведено огляд ключів, які застосовуються для згвинчування-розгвинчування різьбових з'єднань нафтогазових машин та обладнання. Також наведено класифікацію інструменту, пристроїв та приспособлень для розбирання різьбових з'єднань. Проведено аналіз інформації щодо дослідження напружено-деформованого стану ключів.

Наведено огляд програм для дослідження напружено-деформованого стану ключа методом скінченних елементів.

Проведено дослідження ключа для згвинчування-розгвинчування насосних штанг за допомогою методу скінченних елементів.

На основі отриманих результатів проведено вдосконалення ключа за рахунок виконання на його поверхнях контакту з насосною штангою спеціальних виступів, що дозволяє розподілити прикладене навантаження не до краю квадрату насосної штанги, а ближче до її осі, що у свою чергу дозволяє подовжити термін експлуатації квадрату штанги та безпосередньо і ключа.

Проведено порівняння отриманих результатів імітаційного моделювання ключа для насосних штанг та вдосконаленої його конструкції та встановлено, що хоча окремі показники вдосконаленого ключа дещо вищі, під час роботи він забезпечує більш рівномірний розподіл навантаження на квадрат насосної штанги, що в результаті знижує її знос.

### Перелік посилань на джерела

1. <https://ogun-grup.com.ua/ua/a493268-gaechnye-klyuchi-vidy.html>
2. Федорович Я. Т. Нафтогазопромислові машини і комплекси: навчальний посібник. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2021. – 218 с.
3. Azhagarsamy, Vignesh. (2020). Design and Finite element investigation of Solid Wrench.
4. <https://www.ijariit.com/manuscripts/v7i2/V7I2-1417.pdf>
5. <https://sapr.ua/article/6797>
6. ДСТУ 3008:2015. Інформація та документація. Звіти у сфері науки і техніки. Структура та правила оформлювання [Чинний з 2017-07-01]. – Київ, 2016. – 26 с.
7. Копей Б.В., Лях М.М. Нафтогазове обладнання: у 11 т. / За загальною ред. Б.В. Копея. Т. 2 Розрахунок, конструювання, монтаж та експлуатація машин та обладнання для спорудження свердловин: підручник. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2021. – 286 с.
8. Михайлюк В. В. Основи моделювання: методичні вказівки для вивчення дисципліни. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2017. – 29 с.
9. Світлицький В.М., Кривуля С.В., Матвієнко А.М. Машини та обладнання для видобування нафти і газу: довідковий посібник.– Харків: КП «Міська друкарня», 2014.–352 с.
10. Каталог інструментів для розбирання різьбових з'єднань фірми FORCE. 2003 / 2004. – 296 с.: іл.
11. Практикум з ремонту машин. / За ред. О. І. Сідашенка, О. А. Науменка – К.: Урожай, 1995. – 224 с.
12. Чухрай В. Є., Кулинич І. Я. Механізація складання різьбових з'єднань/ Вісник Львів. держ. агр. ун-ту: Агроінженерні дослідження (№4). – Львів, 2000. – 207 с.
13. Чухрай В. Є. Обґрунтування технологічних параметрів обладнання для операцій розбирання-складання машин в умовах ремонтної бази їх власників. Механізація та електрифікація сільського господарства. Випуск 83. Наукове видання. Глеваха, 2000 – с. 234-238.

14. <https://www.britannica.com/technology/wrench>
15. <https://www.diydoctor.org.uk/projects/spannersandwrenches.htm>