

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**Сумський державний університет**  
**Факультет технічних систем та енергоефективних технологій**  
**Кафедра комп'ютерної механіки імені Володимира Марцинковського**

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Андрій ЗАГОРУЛЬКО  
(підпис)

\_\_\_\_\_ 2023 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**  
**на здобуття освітнього ступеня магістр**

зі спеціальності 131 Прикладна механіка, освітньо-професійної програми «Комп'ютерна механіка», на тему: Порівняльне дослідження раціонального проектування болтових з'єднань.

Здобувача групи КМ.м-21 СПІЧАКОВА Олексія Ігоровича.

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

\_\_\_\_\_ Олексій СПІЧАКОВ  
(підпис)

Керівник: доцент, к.т.н., доцент Дмитро ЖИГИЛІЙ \_\_\_\_\_  
(підпис)

## АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота магістра: 71 с., 26 рис., 13 табл., 15 джерел, 4 додатків.

ФЛАНЦЕВЕ З'ЄДНАННЯ, БОЛТОВЕ З'ЄДНАННЯ, МАКРОСТРУКТУРНИЙ ПІДХІД, МЕТОД СКІНЧЕНИХ ЕЛЕМЕНТІВ, ЧИСЛОВИЙ ЕКСПЕРИМЕНТ, КОЕФІЦІЄНТ НАВАНТАЖЕННЯ БОЛТА, ПІДДАТЛИВІСТЬ.

Об'єкт дослідження – болтове фланцеве з'єднання.

Предмет дослідження – раціональне проектування болтових з'єднань на основі стимуляційної числової моделі.

Мета роботи – оптимізація конфігурації болтового з'єднання варіацією властивостей прокладки на основі числової симуляції роботи з'єднання з отриманням коефіцієнта навантаження болта.

Методи досліджень – метод скінчених елементів, інженерний метод розрахунків роз'ємних посудин, інженерний метод визначення основних розмірів фланців, нажимних кілець та кріпильних деталей.

В роботі досліджено сучасні підходи до аналізу напружено деформованого стану статичної та багатоциклової міцностей болтів з'єднань. На основі інженерних підходів до розрахунків роз'ємних посудин та фланців, нажимних кілець з кріпильними деталями у їх складі спроектовано фланцеве болтове з'єднання. Побудовано тривимірну скінчено елементну модель болтового фланцевого з'єднання з використанням осьової симетрії та контакту між тарілками фланців та елементами кріплення. Проведено аналіз напруженого стану циліндричної частини болта при попередньому загвинчуванні без внутрішнього тиску у фланцевому з'єднанні та з ним. Оптимізовано конфігурації болтового з'єднання на основі підбору раціональних піддатливостей для матеріалів прокладок у складі з'єднання, беручи до уваги коефіцієнт навантаження болта. Це дозволило поліпшити коефіцієнт його навантаження та підвищити надійність з'єднання.

## ЗМІСТ

|   |    |
|---|----|
| Вступ.....  | 5  |
| Розділ 1 Аналізи напружено-деформованого стану статичної та багато циклової міцностей болтів з'єднань ..... | 8  |
| 1.1 Дві форми болтових з'єднань.....  | 8  |
| 1.2 Монтажний процес.....   | 10 |
| 1.3 Режими відмов.....  | 12 |
| 1.4 Теоретична поведінка з'єднання при розтяганні.....  | 14 |
| 1.5 Максимальне та мінімальне залишкове навантаження.....   | 15 |
| 1.6 Поведінка з'єднання при розтяганні в поточних моделях .....   | 16 |
| 1.7 Вплив криючої дії на навантаження болта .....   | 17 |
| 1.8 Альтернативний розрахунок болтів з'єднання за критерієм жорсткості.....                                 | 18 |
| Висновки за першим розділом .....   | 21 |
| Розділ 2 Інженерний розрахунок болтів фланцевого з'єднання.....   | 23 |
| 2.1 Роз'ємні з'єднання посудин та апаратів.....   | 23 |
| 2.2 Розрахунок шпильок фланцевого з'єднання.....  | 23 |
| 2.3 Оцінка міцності шпильок у різних умовах .....   | 24 |
| 2.4 Розрахунок коефіцієнта навантаження .....   | 26 |
| 2.5 Зусилля у шпильках, викликані температурними перепадами.....  | 28 |
| 2.6 Розрахунок зусиль початкової затяжки шпильок.....   | 28 |
| 2.7 Розрахунок зусиль на прокладці.....   | 30 |
| 2.8 Крутний момент, діючий на шпильку, при затяжці гайок ключем .....                                       | 33 |
| 2.9 Вибір ущільнення.....   | 34 |
| 2.10 Визначення розмірів фланцевого з'єднання .....   | 37 |
| Висновки за другим розділом.....  | 38 |
| Розділ 3 Числова симуляція роботи болтів фланцевого з'єднання .....   | 39 |
| 3.1 Геометрична модель сегменту фланцевого з'єднання .....  | 39 |
| 3.2 Властивості прокладки в залежності від матеріалу.....   | 40 |
| 3.3 Цикл з'єднання точок.....   | 41 |
| 3.4 Площі фланцевих з'єднань .....  | 41 |
| 3.5 Геоетрія прокладок.....   | 42 |

|   |    |
|---|----|
| 3.6 Отвори у фланці для циліндру тіла болта .....           | 42 |
| 3.7 3D елементу SOLID187 .....                              | 43 |
| 3.8 Розбиття поверхонь моделі .....                         | 45 |
| 3.9 Внутрішній тиск фланцевого з'єднання .....              | 46 |
| Висновки за третім розділом .....                           | 47 |
| Розділ 4 Оптимізація конфігурації болтового з'єднання ..... | 48 |
| 4.1 Оптимізація болтового з'єднання .....                   | 48 |
| 4.2 Чисельний експеримент матеріалу прокладки .....         | 49 |
| 4.2.1 Чисельний експеримент прокладки з алюмінію .....      | 50 |
| 4.2.2 Чисельний експеримент прокладки з латуні .....        | 52 |
| 4.2.3 Чисельний експеримент прокладки з пароніту .....      | 54 |
| 4.2.4 Чисельний експеримент прокладки з фторопласту .....   | 56 |
| 4.3 Аналіз отриманих результатів .....                      | 58 |
| Висновки за четвертим розділом .....                        | 61 |
| Висновок .....  | 62 |
| Список джерел та посилань .....                             | 64 |
| Додаток .....   | 66 |

## ВСТУП

**Актуальність теми:** Актуальність теми визначається великою популярністю фланців у промисловості, які використовуються для забезпечення міцного та герметичного з'єднання різних діаметрів трубопровідних систем. Їх роль розповсюджується від забезпечення безпеки підведення труби до резервуара або посудини під тиском до приєднання до апаратів трубопровідної арматури та датчиків контрольно-вимірювальних приладів. Важливість фланцевих з'єднань полягає в їх здатності витримувати температурні коливання, тиск та агресивні середовища, а також в їх можливості ефективно розподіляти навантаження в місцях з'єднань.

З особливою увагою до температур, тиску та середовища, фланцеві з'єднання стають невід'ємними великодiameterових трубопроводів у важкому та енергетичному машинобудуванні. Проте, при малих діаметрах їх використання може бути неекономічним. Таким чином, використання фланцевих з'єднань визнається актуальним у важкому та енергетичному машинобудуванні.

Щодо методів дослідження, з огляду на актуальність проблеми, основною метою є оптимізація геометрії фланцевого з'єднання з приварною шийкою встик та ущільнювальною поверхнею. Це передбачає використання чисельного експерименту з використанням плану експерименту. У межах дослідження визначено завдання, такі як конструювання фланцевого з'єднання, побудова скінчено-елементної моделі фланця, виконання дослідження міцності напружено-деформованого стану та визначення раціональних співвідношень геометричних параметрів методом планування експерименту.

Особлива важливість фланцевих з'єднань виявляється в їхній здатності уникати руйнівних наслідків від теплового розширення, особливо у високотемпературних умовах, де інші методи з'єднань можуть показати недостатню міцність. У процесі дослідження передбачено конструювання

фланцевого з'єднання відповідно до інженерних методик атомного машинобудування, що забезпечить не лише оптимальну міцність, але і довговічність у різних умовах експлуатації. Скінчено-елементна модель фланця враховує вісесиметричні умови, що дозволяє більш точно відтворити реальні умови роботи фланцевого з'єднання та оцінити його міцність в різних точках. Дослідження міцності напружено-деформованого стану фланцевого з'єднання використовує IV теорію міцності, що є високоінформативним методом для аналізу складних конструкцій. Проведення чисельного експерименту за допомогою скінчено-елементної моделі дозволяє визначити оптимальні співвідношення радіальних та осьових розмірів у геометрії фланця, що максимізує його міцність. Отримані результати дослідження можуть служити основою для подальших покращень конструкції фланцевих з'єднань та їх ефективного використання в різних галузях промисловості. Враховуючи потреби високої міцності та довговічності в сучасному машинобудуванні, оптимізація геометрії фланцевих з'єднань вирішує важливі завдання забезпечення надійності та безпеки трубопровідних систем.

**Мета дослідження.** Виходячи з актуальності й ступеня наукової розробки проблеми, метою дослідження є оптимізація конфігурації болтового з'єднання варіацією властивостей прокладки на основі числової симуляції роботи з'єднання з отриманням коефіцієнта навантаження болта на основі порівняльного дослідження раціонального проектування болтових з'єднань.

Для досягнення поставленої мети були встановлені наступні **завдання дослідження.**

1. Дослідити перспективи раціонального проектування болтових з'єднань з огляду на їх міцність при різних підходах до проектування на основі нормативної документації до вітчизняних та зарубіжних методик проектування роз'ємних різьбових з'єднань.
2. Розрахувати болти фланцевого з'єднання за вітчизняною методикою.

3. Змодельовати роботу циклічно симетричного тривимірного фрагменту болтового фланцевого з'єднання методом скінчених елементів.
4. На основі аналізу напруженого стану циліндричного тіла болта при загвинчуванні та під додатковою дією внутрішнього тиску на фланцеве з'єднання оптимізувати конфігурації болтового з'єднання на основі підбору раціональних піддатливостей для матеріалів прокладок у складі з'єднання, беручи до уваги коефіцієнт навантаження болта.

**Наукова новизна.** Числовий експеримент для симуляції скінченими елементами роботи циклічно симетричного тривимірного фрагменту болтового фланцевого з'єднання дозволив покращити коефіцієнт навантаження болта у складі з'єднання.

**Практичне значення.** Запропонована робота з дослідження раціонального проектування болтових з'єднань дозволяє на основі створеної стимуляційної моделі підвищувати надійність фланцевих з'єднань.

**Особистий внесок здобувача.** Основні наукові результати дослідження, що відносяться на захист, одержані автором самостійно або за його активної участі.

**Апробація роботи.** Основні положення наукової роботи відображено в тезах Технології XXI сторіччя 29ої міжнародної науково-практичної конференції (20-22 листопада 2023 р.) Секції: «Прогресивні технології на транспорті».[17]

## РОЗДІЛ 1 Аналізи напружено-деформованого стану статичної та багато циклової міцностей болтів з'єднань

### 1.1 Дві форми болтових з'єднань

Болтові сполучення існують у двох варіантах, залежно від напрямку зовнішніх навантажень або сил, які впливають на з'єднання [1]. Якщо сила діє переважно у напрямку паралельному осі болта, то це називається навантаженням на розтяг, і таке з'єднання отримує назву з'єднання розтягування. Якщо напрям сили більш-менш перпендикулярний до осей болта, то це з'єднання отримує назву з'єднання на зсув. Обидва типи зображені на рисунку 1.1 (*а*; *б*). Деякі з'єднання витримують комбіноване навантаження на розтяг та зсув і мають назву відповідно до більш суттєвого навантаження, чи то розтягування, чи зсуву. Важливо розрізняти між з'єднаннями на розтяг та зсув, оскільки ці два типи відрізняються за тим, як вони реагують на навантаження, як вони руйнуються, як вони збираються та інше. Загалом, з'єднання, що розтягується, є більш складними з двох, відносно поведінки та невдачі і є більш поширеним типом з'єднання.

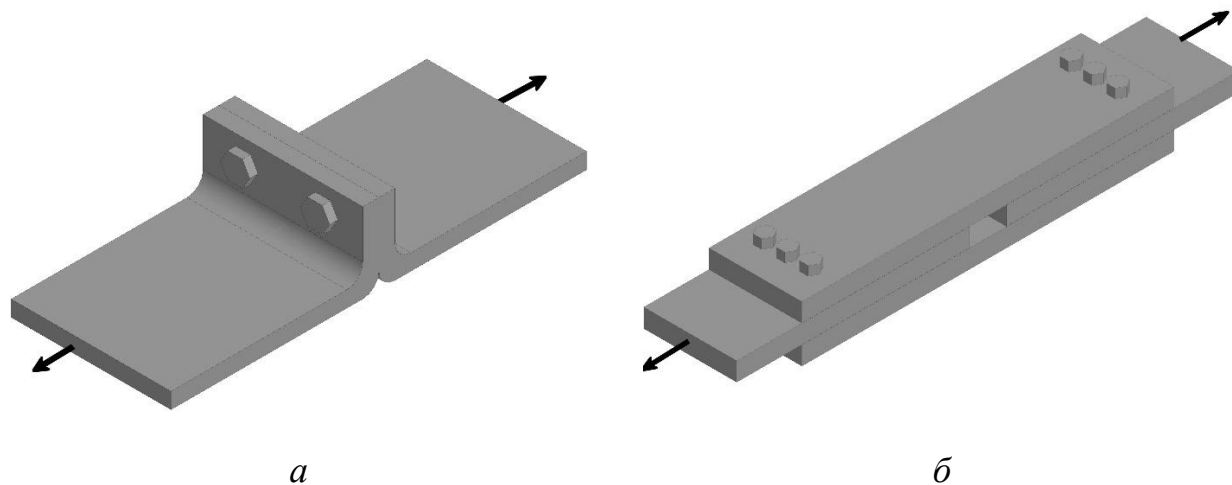


Рисунок 1.1 – Болтові з'єднання:

*а* – сила напрямлена паралельно осі болтів; *б* – сила напрямлена перпендикулярно осі болтів.



Напруженість болта має бути достатньо великою, щоб уникнути самозвільнення під впливом вібрацій, ударів та температурних змін. Значний натяг у болту також може зменшити його вразливість до втоми (хоча іноді зробить його більш схильним до тріщинуватості під впливом напруги). По-перше, болт є засобом створення та утримання сили, сили стиску між елементами з'єднання. По-друге, поведінка та термін служби з'єднання сильно залежать від величини та стабільності цієї сили стиску. Проте ключовою проблемою, яка впливає на термін служби та цілісність болта, є напруженість у ньому; отже, потрібно контролювати силу стиску між з'єднаннями та натяг болта. Сила стиску на з'єднанні формується під час збирання з'єднання та затягування гайки або головки болта. Цей акт також створює напруженість у болті; зазвичай ця напруженість називається попереднім натягом на цьому етапі. Хоча при нормальному затягуванні болта в деяких гвинтах може спостерігатися певна пластична деформація, більшість болтів та елементів з'єднання реагують пружно під час затягування болта. Елементи з'єднання дещо стискаються, а болт розтягується в більшій мірі. Як елементи з'єднання, так і болти ведуть себе як жорсткі пружини, одна з яких стискається, а інша розтягується, як показано на рисунку 1.2. Крім того, так як і пружини, вони набувають потенційної (або накопиченої) енергії. Якщо ми відпустимо їх після затягування, вони раптово повернуться до своїх початкових розмірів. І саме ця накопичена енергія дозволяє болтам утримувати важливий тиск між елементами з'єднання після того, як ми знімаємо гайковий ключ.

Розтягнуте з'єднання, на відміну від зварного або скріпного, може функціонувати ефективно лише завдяки накопиченій енергії.

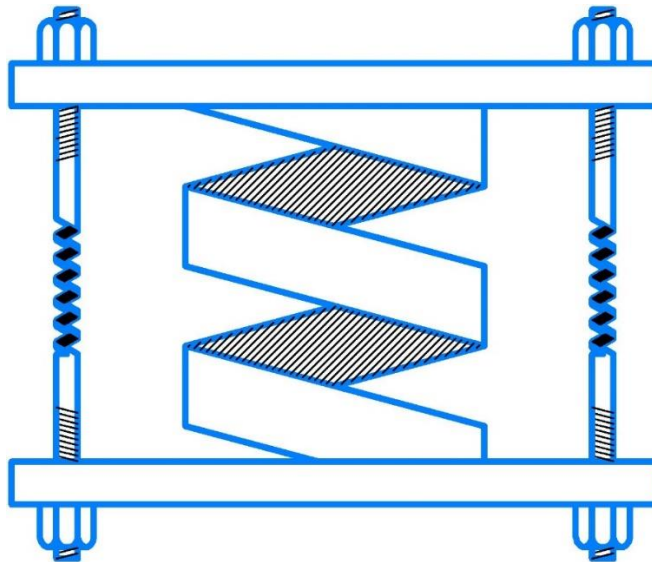


Рисунок 1.2 – Болти та деталі з'єднання що деформуються еластично

### 1.2 Монтажний процес

Болти та компоненти з'єднань у випадках навантаження на розтяг та зсув реагують на затягування болтів подібно. Хоча є певні розбіжності в точності затягування, більша частина стосується всіх видів з'єднань. Основна мета процесу зборки полягає в установленні відомого початкового затиску між компонентами з'єднання для введення початкової енергії у болт та пружини з'єднання. Нам потрібно належна затискна сила, щоб уникнути різних видів пошкоджень, але при цьому ми повинні також переконатися, що натяг болта та затискна сила не перевищують верхньої межі, визначеної межею текучості матеріалів, очікуваними навантаженнями у роботі та іншими чинниками.

Існує безліч змінних, які впливають на результати під час затягування групи болтів, тому надзвичайно важко передбачити або досягти заданого рівня затискної сили. Основною задачею є контролювання збільшення затискної сили, керуючи зростанням натягу або початкового натягу в болті. У більшості випадків цього досягають шляхом контролю крутного моменту, який застосовують до гайки або головки.

Робота, яка виконується при закручуванні, дорівнює половині прикладеного крутного моменту, помноженого на кут (вимірюваний в

радіанах), на який повертається гайка. Зазвичай близько 10% цієї вхідної роботи переходить у потенційну енергію, яка зберігається у шарнірних та болтових пружинах. Решта втрачається різними способами. Більша частина кінетичної енергії втрачається у вигляді тепла через тертя між гайкою та поверхнею з'єднання, а також між зовнішньою та внутрішньою різьбою. Певна енергія витрачається на обертання і, часто, на трохи згинання болта.

Більшість кінетичної енергії перетворюється в тепло через тертя між гайкою та поверхнею з'єднання. Деяка енергія витрачається на обертання та слабкий згин болта. Також може бути втрачена енергія під час приєднання важких або неправильно вирівняних елементів з'єднання або тягнення болта через неспівпадаючий або інтерферуючий отвір. Розширення гайки, процес, під час якого розходжується дно гайки, є ще одним способом втрати енергії.

Однією з основних труднощів для конструкторів та монтажників є практично неможливе передбачення обсягу втрат енергії через ці фактори. Кількість втрат може значно відрізнятись від одного болта до іншого, навіть у тому самому з'єднанні.

Незважаючи на невизначеності та втрати, кожен болт набуває певної потенційної енергії під час затягування, і він починає створювати деяку силу стискування в з'єднанні. Проте потім болт розслабляється — втрачає деяку енергію — з кількох причин. Процес вбудовування відбувається, коли високі точки різьби та контактних поверхонь поступово виходять з-під початкового контактного тиску, і деталі встановлюються одна в одну. Додатково, раніше затягнутий болт дещо розслабляється, коли його сусіди в з'єднанні згодом будуть затягнуті. Це називається пружною взаємодією, і вона може усунути більшість або навіть усю напругу та енергію, створені у перших болтах, затягнутих в з'єднанні.

Прогнозування обсягу розслаблення, яке відчує болт, набагато складніше, ніж визначення початкового натягу, який він отримує при першому затягуванні, що додає складності до процесу збирання.

Будь-який фактор, який зменшує накопичену енергію в болті, зменшує силу, яку він впливає на з'єднання. Недостатній крутний момент, зайве тертя, груба поверхнева обробка, обертання, згин, втручання отвору та розслаблення можуть призвести до зменшення накопиченої енергії, попереднього натягу та сили затиску.

З іншого боку, все, що збільшує накопичену енергію, підвищить силу. Під час зборки цього можуть досягнути деяких факторів: надмірний крутний момент або недостатнє тертя, можливо, завдяки мастилу, кращому, ніж очікувалося. Знову ж таки, прогнозування або контроль всіх цих факторів є складним, що робить надзвичайно важким досягнення певної величини попереднього натягу або сили затиску під час зборки. Оскільки багато факторів може призвести до меншого попереднього натягу, ніж бажано, і лише кілька можуть привести до більшого, ми часто — можливо, зазвичай — маємо менше, ніж очікувалося, під час зборки.

Болти в з'єднаннях, які піддаються зсуву, зазнають тих самих труднощів та змінних, що й болти в з'єднаннях, які піддаються натягу. Проте є розходження. У натяжних з'єднаннях ми завжди звертаємо увагу на обсяг попереднього натягу, напруги, силу стиску та потенційну енергію, яка розвивається під час зборки через те, як такі з'єднання реагують на службові навантаження. Це рівень обурення не так актуальний, коли мова йде про з'єднання, які піддаються зсуву.

### **1.3 Режими відмов**

КТА 3201.2[2] і КТА 3211.2[3] встановлюють вимоги до розрахунку болтових фланцевих з'єднань на німецьких атомних електростанціях. Характеристики прокладки, необхідні для цих розрахунків, базуються на DIN 28090-1[4] і можуть бути визначені експериментально. У Європі для розрахунку фланців застосовується код EN 1591-1[5], а характеристики прокладки визначаються відповідно до EN 13555[6]. Зважаючи на те, що ці методи розрахунків не лише забезпечують аналіз напруги, але й підтверджують герметичність, рекомендується використовувати їх також на

атомних електростанціях у Швейцарії. Додатково, для отримання затвердження від регулюючих органів також необхідно відповідати вимогам ASME BPVC.

Головна мета контролю або передбачення результатів процесу складання та поведінки з'єднання під час експлуатації полягає в уникненні відмови з'єднання. Ця ситуація може приймати різні форми. Наприклад, виходження з'єднання з ладу може статися, якщо його болти самопослабляються, розсіюються або ламаються. Процес самопослаблення є складним, де також висвітлені методи його уникнення. Загалом, це явище спричинене вібраційними або іншими циклічними навантаженнями на зсув, які змушують елементи з'єднання ковзати вперед і назад.

Однією з основних причин самопослаблення є недостатнє попереднє натягування, а отже, недостатня сила стиску. З'єднання, які піддаються розтяганню або зсуву, піддаються цьому загальному виду відмов.

Болти обох типів з'єднань також можуть ламатися через корозію, розтріскування під напругою або втому, можуть бути викликані неправильним попереднім навантаженням.

Якщо болти вийшли з ладу зазначеними причинами або надають недостатню силу на з'єднання через умови складання або експлуатації, можливе його роз'єднання. Це може вирівняти елементи з'єднання неправильно, змінити сприйняття конструкції навантаженням, що може спричинити руйнування конструкції або викликати феномени, такі як фреттинг-корозія чи втома елементів з'єднання.

Роз'єднання елементів з'єднання, які витримують навантаження на розтяг, може призвести до швидкого втомного руйнування болтів, порушити цілісність конструкції або машини та дозволити корозії атакувати болти та поверхні з'єднань. Витік рідини може виникнути, якщо початкове затискання елементів з'єднання недостатнє під час складання чи якщо сила затискання під час експлуатації занадто низька.

З'єднання з прокладкою може протікати у випадках, коли початкова сила затиску між елементами з'єднання під час складання є недостатньою або коли сила затиску під час експлуатації (що майже завжди відрізняється від затиску під час складання) є надто низькою. Протікання відбувається без необхідності роз'єднування з'єднання.

Важливо відзначити, що більшість випадків поломок з'єднань або болтів викликані недостатнім натягом болта або недостатньою силою затиску, чи то одним, чи то іншим чином. Спричинення саморозкручування, протікання, ковзання, роз'єднання чи втома вказує на те, що сила затиску є недостатньою.

Однак існують випадки, коли проблеми виникають внаслідок занадто великого натягу або сили затиску. Корозія під напругою та розтріскування болтів внаслідок водневої крихкості можуть виникнути як у з'єднаннях, що тягнуть або зрізають, так і у розтягуючих з'єднаннях, особливо якщо напруги болтів високі. Затискані елементи та прокладки також можуть пошкодитися внаслідок занадто сильного затиску. Навіть елементи можуть бути деформовані внаслідок надмірного навантаження на болти, наприклад, "обертання" піднятої поверхні фланців резервуара під тиском - типовий приклад.

Іноді витривалість може скорочуватися через високу напругу, але частіше це стається через недостатню силу затиску. Хоча існують випадки поломок, спричинених занадто великою силою затиску, вони менш поширені порівняно з поломками внаслідок недостатньої сили затиску. Умови складання та експлуатації здебільшого нахиляються до недостатньої сили затиску.

#### **1.4 Теоретична поведінка з'єднання при розтяганні**

Щоб осмислити робочу динаміку болтового з'єднання, таку як його режими руйнування, спершу нам потрібно детально розібратися у силах та відхиленнях у з'єднанні, іншими словами, у його пружній поведінці [1]. На рисунку 1.3 видно, що трапляється при затягуванні болта на фланці та інших елементах. Затягування болта породжує напругу та деформацію як у самому болті, так і в елементах фланця. Болт піддається натягу, збільшуючись у

довжину. З'єднання стискається, особливо в області болта. Це відбувається незалежно від ступеня його жорсткості, якою воно може здатися.

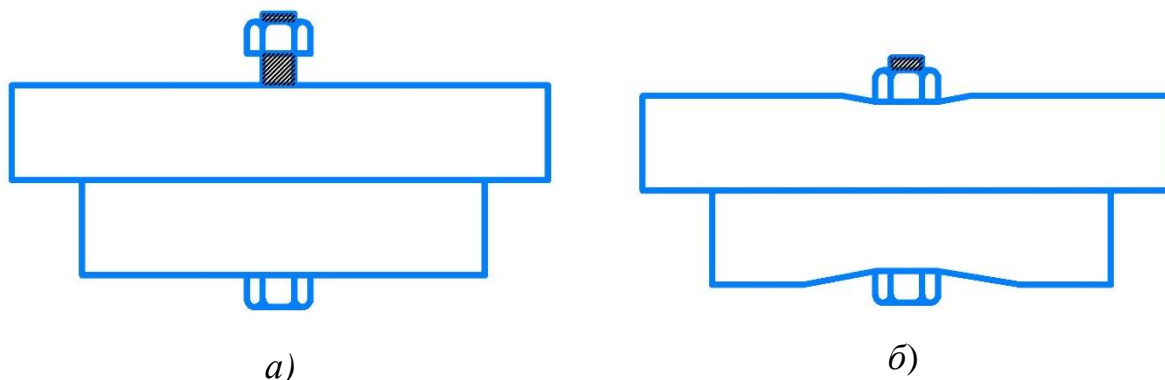


Рисунок 1.3 – Затягування болта: *а* – розтягує болт; *б* – стискає з'єднання.

### 1.5 Максимальне та мінімальне залишкове навантаження

Перш за все визначаємо максимальне залишкове попереднє навантаження в окремих болтах, оскільки це дозволить визначити максимальні навантаження, які відчувають окремі болти під час експлуатації. Також важливо визначити мінімальне середнє попереднє натягування в групі болтів, які утворюють дане з'єднання, оскільки це дозволить оцінити мінімальну силу затиску, створювану всіма працюючими разом болтами. У деяких випадках може виникнути інтерес до найгіршого мінімального залишкового попереднього натягування в окремому болті, хоча це практично завжди менш важливо, ніж мінімальне середнє значення, оскільки нас переважно цікавить загальна сила затиску, а не мінімальна, щодо кожного окремого болта. Тим не менш, ми розпочинаємо з розгляду як максимального, так і мінімального початкового попереднього натягу, що створюється в окремих болтах під час їхнього складання. Середнє, початкове попереднє натягування при складанні позначимо як  $F_{Pa}$ . Якщо розкид попереднього навантаження під час складання позначається  $+s\%$  (де  $s$  виражено десятковим дробом), то

$$F_{Pmax} = (1 + s)F_{Pa} \quad 1.1$$

$$F_{Pmin} = (1 - s)F_{Pa} \quad 1.2$$

Початкові попередні навантаження, під час складання зменшуються через релаксацію закладення та пружні взаємодії. Для врахування цих втрат, ми можемо розширити рівняння 1.1 і 1.2. Розраховуємо максимальні та мінімальні залишкові попередні навантаження в окремих болтах після врахування релаксаційних втрат. Ці значення будемо позначати як  $Max$  і  $Min$   $F_{Pr}$ .

$$Max F_{Pr} = (1 + s)F_{Pa} - \Delta F_m - \Delta F_{El} \quad 1.3$$

$$Min F_{Pr} = (1 - s)F_{Pa} - \Delta F_m - \Delta F_{El} \quad 1.4$$

При використанні цих рівнянь, приймаємо значення для втрат на закріплення та пружну взаємодію, виражаємо втрати у частках середнього попереднього навантаження, підставивши у рівняння 1.3 та 1.4:

$$\Delta F_m = e_m F_{Pa} \quad 1.5$$

$$\Delta F_{El} = e_{El} F_{Pa} \quad 1.6$$

де  $e_{El}$  – відсоток середнього початкового попереднього натягу, втраченого в результаті пружних взаємодій; виражений десятковим числом.

$e_m$  – відсоток середнього початкового попереднього натягу, втраченого в результаті релаксації закладення; виражений десятковим числом.

### **1.6 Поведінка з'єднання при розтяганні в поточних моделях**

При оцінці межі напруги для болтів враховуються різні види напруження, такі як середні напруги розтягування, напруги згину, напруги кручення та пікові напруги [1]. Якщо болти не підпадають під спрощену оцінку безпеки щодо втомного руйнування компонента, спеціальний аналіз на втому має бути проведений. У цьому аналізі втомі важливо враховувати властивості матеріалу та геометричні граничні умови різьбових елементів, особливо при визначенні циклів навантаження внаслідок коливань тиску та різниці температур. Допустимі межі напруги для болтів мають включати оцінку втомної поведінки на основі діапазону максимальної інтенсивності напруги з урахуванням пружності різьбових елементів. У цьому випадку діапазон нормальної інтенсивності напруги повинен бути помножений на



коефіцієнт зниження міцності втоми, який не перевищує 4. Коефіцієнт використання повинен накопичуватися та обмежуватися відповідно до визначеного рівняння.

Якщо діапазон інтенсивності еквівалентного напруження, отриманий з первинних напружень  $P$  і вторинних напружень  $Q$ , перевищує значення  $3 \cdot S_m$  для сталей і  $4 \cdot S_m$  для литих сталей, це буде доведено через врахування таких умов: викривлення, що виникають внаслідок храпової напруги, повинні залишатися в припустимих межах. При оцінці обмеження прогресивних викривлень за циклічного навантаження розглядаються однакові варіанти навантажень і комбінації цих варіантів, які перевіряються за допомогою аналізу втоми. Оцінка обмеження термічної напруги може бути спрощеною, використовуючи апроксимаційні формули; більш точні оцінки вимагають перевірки деформацій за допомогою пружно-пластичного аналізу або вимірювань.

### **1.7 Вплив криючої дії на навантаження болта**

В контексті простого аналізу поведінки болтових з'єднань під дією розтягуючих навантажень завжди припускається, що результуюче зовнішнє навантаження застосовується в певній точці вздовж осі болта. Це спрощення є дуже корисним, оскільки воно призводить до лінійної поведінки, що дозволяє аналізувати взаємодію шарніра та болта за допомогою простих математичних методів. Однак у реальних умовах осьові навантаження зустрічаються рідко, якщо взагалі. Зазвичай зовнішні розтягуючі навантаження прикладаються до однієї сторони болта, що відомо як "корисний вантаж". Такий тип навантаження може значно збільшити напругу розтягування та згину, що виникає в болті під впливом даної зовнішньої сили.

При лінійному розтягу болт і з'єднання, які працюють в узгодженій дії, демонструють лінійну реакцію до роз'єднання. Коли болт роз'єднується, він самостійно переходить до другого етапу, залишаючись при цьому лінійним. При нелінійному розтягу, навантаження на болт виглядає як приблизно S-подібна функція зовнішнього навантаження — не через те, що сам болт стає

нелінійною пружиною, але через те, що механізм, за допомогою якого болт навантажується в системі, є нелінійним. За допомогою важільного механізму натягу болта збільшується швидше, ніж можна було б очікувати при збільшенні зовнішнього навантаження. Крива навантаження перекидається, коли болт більше не витримує навантаження; він піддається і, нарешті, ламається. Якщо зовнішнє навантаження знімається до повного розчеплення болта, натяг болта повертається до початкового попереднього натягу вздовж початкової кривої або приблизно в цьому напрямку. Така поведінка системи може бути як повністю еластичною, так і виражено сильно нелінійною.

### **1.8 Альтернативний розрахунок болтів з'єднання за критерієм жорсткості**

Метод розрахунку, який використовується для визначення моментів зтягування, ґрунтується на європейському стандарті EN 1591-1 [5], який узгоджується з німецьким ядерним регламентом КТА 3211.2 [3] як альтернативний підхід. Цей метод розрахунку застосовується виключно до фланцевих з'єднань із плаваючим типом прокладки і не може бути використаний для метал-металевих з'єднань. EN 1591-1 [5] враховує не лише максимальне допустиме навантаження на болт, максимальний тиск на поверхню ущільнення та максимальне напруження фланця, але й вимоги до ущільнення фланцевого з'єднання. Таким чином, цей метод дозволяє провести як аналіз міцності, так і перевірку герметичності.

Болт є жорсткими пружинами. Під впливом навантаження прогинається, а при знятті навантаження розслабляються. Цей елемент зберігає потенційну енергію і може створювати відповідну силу затиску, функціонуючи як ефективно з'єднання, поки мають "достатньо" цієї енергії. Однією з ключових властивостей болта є їх жорсткість. Менш жорсткі, часто називаючи їх "м'якшими", пружини можуть бути більш ефективними у накопиченні енергії, ніж дуже жорсткі. Таким чином, важливо визначити, наскільки він жорсткий. Крім того, "коефіцієнт жорсткості з'єднання", є значущим параметром конструкції, який впливає на те, як болти та елементи з'єднання абсорбують

зовнішні навантаження, реагують на їх зміни та адаптуються до змін температури і т.д.

Якщо прикласти однакові протилежні сили до кінців стрижня неоднорідного діаметра, як зображено на малюнку 1.4. У випадку, коли напруга розтягування у стрижні менша за пропорційну межу, можна використовувати закон Гука та відношення між послідовними пружинами для обчислення зміни довжини стрижня. Сумарна зміна довжини стрижня буде дорівнювати сумі змін кожного стрижня.

$$\Delta L_C = \Delta L_1 + \Delta L_2 + \Delta L_3 \quad 1.7$$

За законом Гука, зміна в одній ділянці буде виглядати:

$$\Delta L = \frac{FL}{EA} \quad 1.8$$

Де  $\Delta L$  – зміна довжини (мм);

$A$  – площа поперечного перерізу (мм<sup>2</sup>);

$L$  – довжина секції (мм);

$E$  – модуль пружності (ГПа);

$F$  – прикладена сила розтягування (Н).

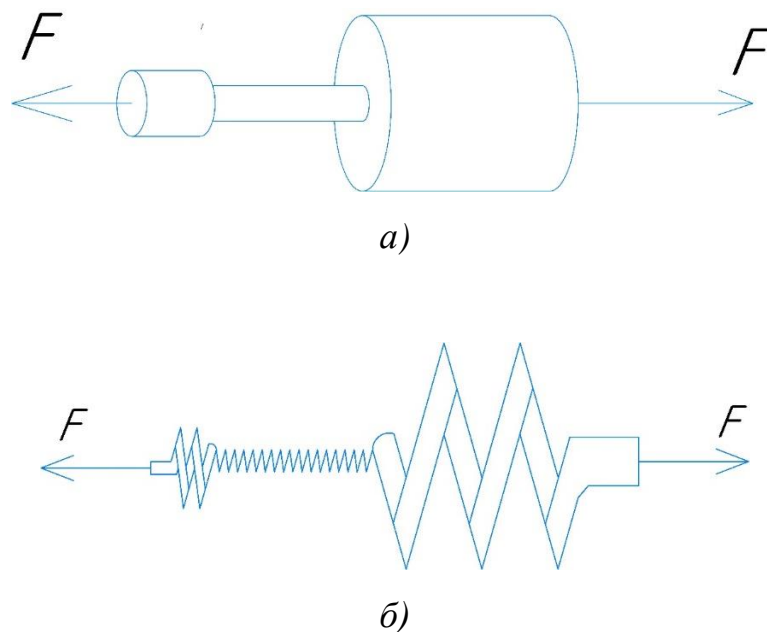


Рисунок 1.4 – Стрижень не рівномірного діаметра: *a* – Навантажений на розтяг; *б* – Еквівалентна пружинна модель.

Оскільки різні відділи з'єднані послідовно, і кожен з них діє під однаковим навантаженням, ми можемо об'єднати рівняння 1.7 і 1.8:

$$\Delta L_C = F \left( \frac{L_1}{EA_1} + \frac{L_2}{EA_2} + \frac{L_3}{EA_3} \right) \quad 1.9$$

Постійна пружність стрижня визначається:

$$K = \frac{F}{\Delta L} \quad 1.10$$

Де  $K$  – постійна жорсткість (Н/мм);

$\Delta L$  – зміна довжини (мм);

$F$  – прикладене навантаження (Н).

Постійна пружність групи тіл, які з'єднанні послідовно визначається:

$$\frac{1}{K_T} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3} \quad 1.11$$

Де  $K_T$  – комбінована постійна пружність групи тіл (Н/мм);

$K_1, K_2, \dots$  – пружність окремих тіл (Н/мм).

Рівняння для сталої пружності тіла має вигляд:

$$\Delta L = \left( \frac{F}{K} \right) \text{ або } \Delta L = \left( \frac{1}{K} \right) \quad 1.12$$

Якщо порівняти рівняння 1.12 та 1.11 з рівнянням 1.10, маємо:

$$\left( \frac{1}{K_T} \right) = \frac{L_1}{EA_1} + \frac{L_2}{EA_2} + \frac{L_3}{EA_3} \quad 1.13$$

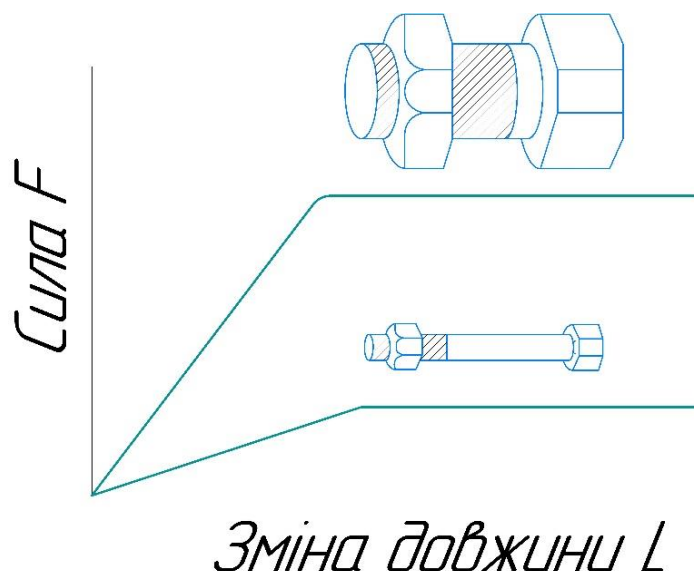


Рисунок 1.5 – еластичні криві для короткого, товстого болта та довгого, тонкого болта, зроблені з одного матеріалу

Жорсткість як простого, так і складного тіла в значній мірі залежить від відношення його довжини до площі поперечного перерізу. Іншими словами, ця властивість є функцією "форми" тіла, так само як і матеріалу, з якого воно виготовлено. Наприклад, якщо ми візьмемо шматок легованої сталі і виготовимо з нього два болти - один короткий та товстий, інший довгий та тонкий, а потім розтягнемо їх і побудуємо пружні криві, отримаємо дві криві, як показано на малюнку 1.5. Рівняння, які використовуються для стрижня з різними діаметрами, фактично є рівняннями, що використовуються для обчислення зміни довжини та жорсткості болтів. Якщо ми можемо визначити або передбачити довжину, площу поперечного перерізу та модуль матеріалу, ми зможемо обчислити прогин під навантаженням. Однак при роботі з болтами кожен з цих факторів стає певною невизначеністю.

## ВИСНОВОКИ ЗА ПЕРШИМ РОЗДІЛОМ

В розділі розглянута теоретична поведінка з'єднання при розтяганні на основі теоретичних досліджень з'єднань при розтяганні. Для таких моделей застосовуються також поточнені моделі. Болтові з'єднання моделюються для передбачення взаємодії з'єднаних елементів під впливом різних навантажень.

Основні підходи включають тензорну модель, елементну модель та чисельну модель.

Тензорна модель: ця модель розглядає болтове з'єднання як сукупність стержнів і пластин, які пов'язані між собою болтами.

Елементна модель: ця модель розглядає болтове з'єднання як сукупність елементів, які пов'язані між собою за допомогою затискних сил.

Численна модель: ця модель використовує чисельні методи для розрахунку поведінки болтового з'єднання.

Також розглянуті поточні моделі, де у першій сила напрямлена паралельно осі болтів, навантаженням на розтяг, і таке з'єднання називається з'єднання розтягування, у другій сила напрямлена перпендикулярно осі болтів – з'єднання на зсув. Деякі з'єднання витримують комбіноване навантаження на розтяг та зсув і мають назву відповідно до більш суттєвого навантаження, чи то розтягування, чи зсуву.

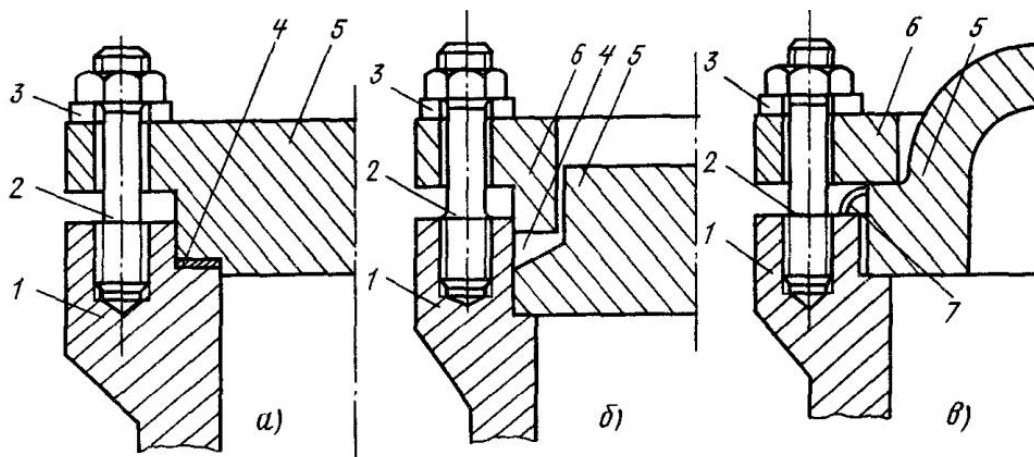
Найбільш розповсюдженим способом розрахунку є норми ASME Правила для конструювання компонентів атомних електростанцій для болтових з'єднання.

Наявний також альтернативні розрахунки болтів з'єднання за критерієм жорсткості, який є більш точнішим ніж інші методи розрахунку, оскільки він враховує жорсткість бота та елементи з'єднання.

## РОЗДІЛ 2. Інженерний розрахунок болтів фланцевого з'єднання

### 2.1 Роз'ємні з'єднання посудин та апаратів

Методика поширюється на роз'ємні з'єднання посудин та апаратів, що працюють при внутрішньому тиску при температурі нижче  $T_t$ . На рисунку 2.2 зображено типові конструкції фланцевих з'єднань.



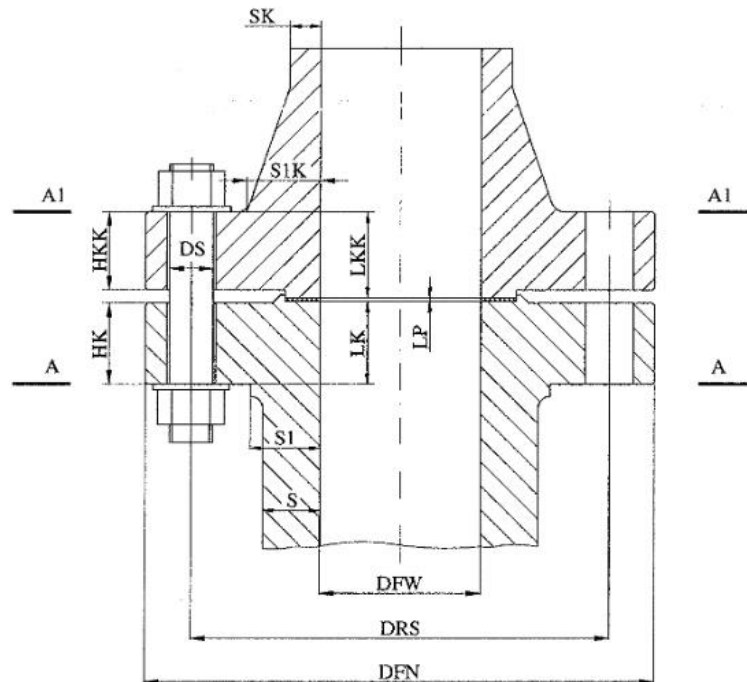
\* Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок - ПНАЭ Г-7-002-86[7]

Рисунок 2.2 – Типові конструкції фланцевих з'єднань: а – з плоскою прокладкою; б – з клиновою прокладкою; в – з гнучкою герметизуючої речовиною. 1 – фланець корпусу, 2 – шпилька, 3 – шайба, 4 – прокладка, 5 – кришка, 6 – фланець корпусу, 7 – гнучкий герметизуючий елемент.

### 2.2 Розрахунок шпильок фланцевого з'єднання

Розмір тарілки фланця та згинальні моменти були досліджені в бакалаврській роботі. Згинальний момент вихідного патрубку у фланці від зусилля обтиснення прокладки:  $M_d = 0,00847$  МНм; згинальний момент, діючому у робочому стані у фланці від зусиль:  $M_p = 0,003536$  МНм. Згинальний момент у фланці від зусиль, діючих при гідравлічних іспитах:  $M_h = 0,004842$  МНм. Визначення максимального згину моменту від зусилля діючих на фланець:  $M = \max\{M_d; M_p; M_h\} = 0,0085$ .

З таблиці Д1 за матеріалом шпильки сталь 08Х18Н10Т, обираємо число шпильок  $z = 12$ , зовнішній діаметр різьби шпильки  $D_0 = 0,02\text{м}$  та внутрішній діаметр різьби шпильки  $D_3 = 0,017294\text{м}$ . За таблицею Д2 обираємо коефіцієнт навантаження  $X = 0,012$  та зусилля початкової затяжки шпильки  $Q_0 = 0,452\text{ МН}$ . На рисунок 2.2 наведено обраний фланець з обраними розмірами.



\* Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок - ПНАЭ Г-7-002-86[7]

Рисунок 2.1 – Креслення обраного фланцевого з'єднання

### 2.3 Оцінка міцності шпильок у різних умовах

Умова міцності шпильок у робочих умовах:

$$SM1 = 160,8 \text{ МПа} < (0,5 \cdot RW) = 424,0 \text{ МПа} \quad 2.1$$

$$S1 = 182,1 \text{ МПа} < 1,3 \cdot (0,5 \cdot RW) = 551,2 \text{ МПа} \quad 2.2$$

$$S4 = 265,3 \text{ МПа} < 1,7 \cdot (0,5 \cdot RW) = 720,8 \text{ МПа} \quad 2.3$$

Умова виконується.

Де  $SM1$  – Напряга розтягування в шпильках, спричинені дією механічних навантажень, МПа.



S1 – Напряга розтягування в шпильках, спричинені дією механічних навантажень та температурних впливів, МПа.

S4 – Наведена напряга, визначена за сумами складових середніх напруг розтягування, напряга кручення, вигину та температурної напруги, МПа.

RW – Мінімальне значення межі плинності матеріалу шпильки при розрахунковій температурі, МПа.

Умова міцності шпильок при гідравлічних випробувань:

$$SMH = 160,8 \text{ МПа} < 0,7 \cdot RWH = 616,0 \text{ МПа} \quad 2.4$$

Умова виконується.

Де, SMH – Мембранна напряга в шпильках при гідравлічних випробуваннях, МПа.

RWH – Мінімальне значення межі плинності матеріалу шпильки при температурі гідравлічних випробувань, МПа.

Умова міцності різьби гайки:

$$TA = 69,75 \text{ МПа} < 0,25 \cdot SBP = 137,5 \text{ МПа} \quad 2.5$$

$$TAN = 69,8 \text{ МПа} < 0,32 \cdot SBP = 176,0 \text{ МПа} \quad 2.6$$

$$TAT = 79,0 \text{ МПа} < 0,32 \cdot SBP = 176,0 \text{ МПа} \quad 2.7$$

Умова виконується.

Де, TA – Напруги зрізу гайки від механічних навантажень у робочих умовах, МПа.

TAN – Напруги зрізу гайки від механічних навантажень при гідравлічних випробуваннях, МПа.

TAT - Напруги зрізу різьблення гайки від механічних та температурних навантажень у робочих умовах, МПа.

SBP – Мінімальне значення межі плинності матеріалу гайки при розрахунковій температурі, МПа.

Умова міцності різьби шпильки під гайкою:

$$TAWG = 93,6 \text{ МПа} < 0,25 \cdot RW = 212,0 \text{ МПа} \quad 2.8$$

$$TAWGH = 95,6 \text{ МПа} < 0,32 \cdot RW = 271,4 \text{ МПа} \quad 2.9$$

$$TAWGT = 106,0 \text{ МПа} < 0,32 \cdot RW = 271,4 \text{ МПа} \quad 2.10$$

Умова виконується.

Умова міцності різьби шпильки, що входить у корпус:

$$TAWG = 63,0 \text{ МПа} < 0,25 \cdot RW = 212,0 \text{ МПа} \quad 2.11$$

$$TAWGH = 63,1 \text{ МПа} < 0,32 \cdot RW = 271,4 \text{ МПа} \quad 2.12$$

$$TAWGT = 71,4 \text{ МПа} < 0,32 \cdot RW = 271,4 \text{ МПа} \quad 2.13$$

Умова виконується.

#### 2.4 Розрахунок коефіцієнта навантаження

Коефіцієнт навантаження враховує вплив внутрішнього тиску на прокладці попередньо затягнутого з'єднання та вплив тиску у шпильках.

Коефіцієнт навантаження визначається за формулою:

$$\chi = \frac{\lambda_{pr} + \lambda_r}{\lambda_{pr} + \lambda_r + \lambda_w + \lambda_b + \lambda_f} \quad 2.14$$

Коефіцієнт піддатливості прокладки  $\lambda_{pr}$  при встановленні прокладки між кришкою та опорним буртом корпусу, визначається за формулою:

$$\lambda_{pr} = \frac{h_{pr}}{E_{pr} A_{pr}} \quad 2.15$$

Де,  $A_{pr} = \pi D_{pr} b$  – площа поперечного перерізу прокладки.

Для з'єднання без прокладки, з гнучким герметизуючим елементом та клиновим ущільненням, приймаємо  $\lambda_{pr} = 0$ . Коефіцієнт піддатливості бурта корпусу  $\lambda_r$  з антикорозійною сорочкою (показано на рисунку 2.2), визначаємо за формулою:

$$\lambda_r = \frac{h_1}{E_r \left( 1 + \frac{h_1}{h_2} - \frac{A_2}{A_1} \right) A_1} \quad 2.15$$

Де,  $h_1, h_2$  – висота елемента сорочки;  $A_1, A_2$  – площа поперечного перерізу елемента сорочки. Якщо борт зроблений на корпусі без антикорозійної сорочки то приймаємо  $\lambda_r = 0$ .

Коефіцієнт піддатливості шпильки  $\lambda_w$ , враховуючий різьбове з'єднання шпилька-корпус та шпилька-гайка та піддатливість стержня шпильки, визначається по формулі:

$$\lambda_w = \frac{l + 0,6d_w}{zE_w A_w} \quad 2.16$$

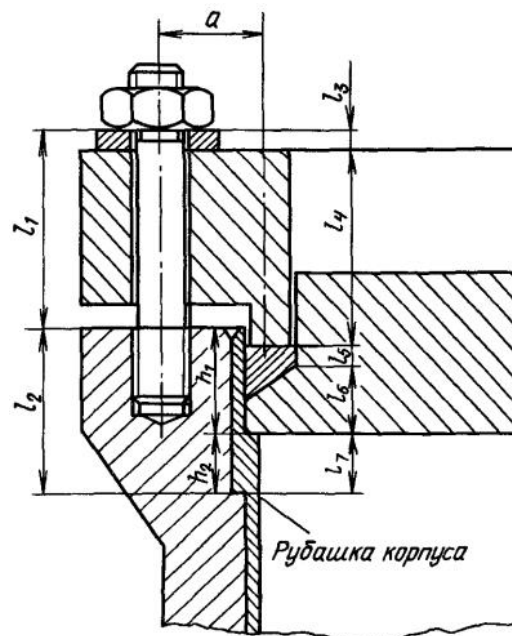
Коефіцієнт піддатливості втулки (шайби) визначається за формулою:

$$\lambda_b = \frac{h_b}{zE_b A_b} \quad 2.17$$

Коефіцієнт піддатливості нажимного фланця:

$$\lambda_f = \frac{Ra^2}{2\pi E_f J_f} \quad 2.18$$

Де,  $a$  – розмір вказаний на рисунку 2.2.



\*Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок - ПНАЭ Г-7-002-86[7]

Рисунок 2.2 – Фланцевий корпус з антикорозійною сорочкою

## 2.5 Зусиль у шпильках, викликані температурними перепадами

Зусилля у шпильках, викликані температурними перепадами у деталях з'єднання або різницею коефіцієнтів лінійного розширення матеріалів деталей з'єднання, визначають за формулою:

$$F_T = \frac{\Delta l_2 - \Delta l_1}{\lambda_{pr} + \lambda_r + \lambda_w + \lambda_b + \lambda_f} \quad 2.19$$

На рисунку 2.2 показано приклад розбивки з'єднання по ділянкам для визначення температурних розширень.

Для даного прикладу:  $\Delta l_1 = a_1 l_1 T_1 + a_2 l_2 T_2$ ;  $\Delta l_2 = a_3 l_3 T_3 + a_4 l_4 T_4 + a_5 l_5 T_5 + a_6 l_6 T_6 + a_7 l_7 T_7$ , де  $a_i, l_i, T_i$  – коефіцієнт лінійного розширення матеріалу, середня температура на ділянці та його довжина.

## 2.6 Розрахунок зусиль початкової затяжки шпильок

Початкова затяжка з'єднання призначена для усунення нещільності прилягання прокладки до контактуючих поверхонь та створення умов, що забезпечують нерозкриття стику та герметичність з'єднання під час гідравлічних випробуваннях, дії робочого тиску та температурних перепадів.

Зусилля, необхідне для обтиснення прокладки:

$$F_{0b} = \pi D_{pr} b q_0 \quad 2.20$$

Зусилля на прокладці (окрім клинової самоущільнення), забезпечуючи герметичність при робочому тиску та гідравлічних випробуваннях:

$$F_{pr.p} = \pi D_{pr} b m p \quad 2.21$$

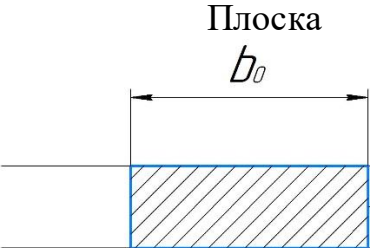
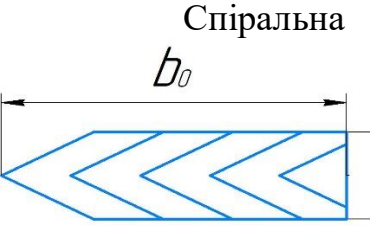
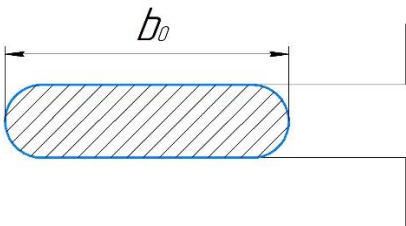
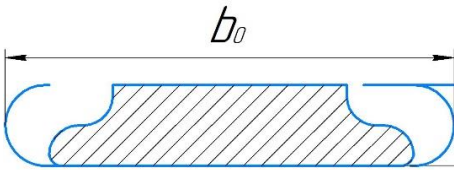
$$F_{pr.h} = \pi D_{pr} b m p \quad 2.22$$

Для клинової самоущільнювальної прокладки:

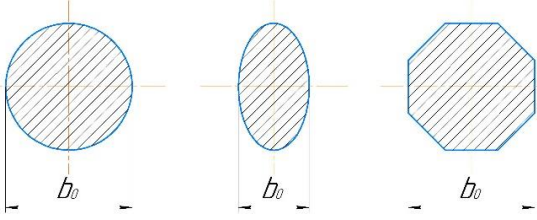
$$F_{pr.p} = F_{pr.h} = 0 \quad 2.23$$

Значення  $b, m, q_0$ , обирають по таблиці 2.1

Таблиця 2.1 – значення  $b, t, q_0$

| Тип прокладки  | Конструкція прокладки   | Матеріал                | Ефективна ширина $b$ , мм                                |
|----------------|---|-------------------------|--|
| М'яка          | <p>Плоска</p>  <p><math>b_0</math></p>                             | Тверда резина           | $b_0$  |
|                |   | Фтороплас<br>т          |  |
|                |   | Пароніт                 | $b_0$ при $b_0 \geq 10$<br>$\sqrt{10b_0}$ при $b_0 > 10$ |
| Комбінована    | <p>Спиральна</p>  <p><math>b_0</math></p>                         | Перлітна сталь          | $b_0$  |
|                | <p>Гофрована стрічка</p>  <p><math>b_0</math></p>                | Алюміній та його сплави |  |
|                |   | Мідь та її сплави       |  |
|                |   | Перлітна сталь          |  |
|                | <p>З зовнішньою металевою оболонкою</p>  <p><math>b_0</math></p> | Алюміній та його сплави |  |
|                |   | Мідь та її сплави       |  |
| Перлітна сталь |   |                         |  |

Продовження таблиці 2.1

| Тип прокладки | Конструкція прокладки   | Матеріал                                 | Ефективна ширина $b$ , мм |
|---------------|---|--|---------------------------|
| Металева      | Профільна (круг, овал, восьмикутник)<br> | Мідь та її сплави, нікель та його сплави | $b_0$                     |
|               |   | Перлітна сталь                           |                           |
|               |   | Аустенітна сталь                         |                           |

Гідростатичні зусилля від робочого тиску та від тиску гідравлічних випробуваннях:

$$F_p = 0,785 D_{pr}^2 p \quad 2.24$$

$$F_{ph} = 0,785 D_{pr}^2 p_h \quad 2.25$$

Зусилля натяжної затяжки шпильок повинно бути обрано з умов:

$$F_{0w} \geq F_{ob} \quad 2.26$$

$$F_{0w} \geq F_{pr.h} + (1 - \chi) F_{ph} \quad 2.27$$

Для збереження герметичності повинна виконуватися умова:

$$F_{0w} \geq F_{pr.p} + (1 - \chi) F_p - F_T \quad 2.28$$

Якщо ця умова не виконується тоді треба виконати конструктивні зміни з'єднання або змінити температурні режими роботи з'єднання.

## 2.7 Розрахунок зусиль на прокладці

Зусилля на прокладці при затяжці:

$$F_{pr} = F_{0w} \quad 2.29$$

Зусилля на прокладці при гідравлічних випробуваннях:

$$F_{pr} = F_{0w} + \chi F_{ph} - \text{для клинової прокладки} \quad 2.30$$

$$F_{pr} = F_{0w} - (1 - \chi) F_{ph} - \text{для інших видів прокладки} \quad 2.31$$

Зусилля на прокладці у робочих умовах:

$$F_{pr} = F_{0w} + \chi F_{ph} + F_T - \text{для клинової прокладки} \quad 2.32$$

$$F_{pr} = F_{0w} - (1 - \chi)F_p + F_T - \text{для інших видів прокладки} \quad 2.33$$

Для клинової прокладки окрім осьових зусиль розраховуються радіальні сили:

Радіальні зусилля при початковій зтяжці:

$$Q_{pr} = \frac{F_{0w}}{tg\alpha} \quad 2.34$$

Радіальні зусилля при гідравлічних випробуваннях:

$$Q_{pr} = \frac{F_{0w} + \chi F_{ph}}{tg\alpha} \quad 2.35$$

Радіальні зусилля у робочих умовах:

$$Q_{pr} = \frac{F_{0w} + \chi F_p + F_T}{tg\alpha} \quad 2.36$$

Клиноподібні та плоскі прокладки перевіряють по удільному тиску на поверхнях контакту при зтяжці, робочих умовах та гідравлічних випробуваннях.

Удільний тиск на плоскій прокладці:

$$q = \frac{F_{pr}}{\pi D_{pr} b} \quad 2.37$$

Удільний тиск на клиновій прокладці:

$$q = \frac{F_{pr}}{\pi D_{pr} (b_1 - b_1^*)} - \text{для плоскої контактної поверхні} \quad 2.38$$

$$q = \frac{F_{pr}}{\pi D_{pr} (b_2 - b_2^*) \sin\alpha} - \text{для конусної контактної поверхні} \quad 2.39$$

$$q = \frac{F_{pr}}{\pi (D_{pr} + b_2 \sin\alpha) (h_1 - h_1^*) tg\alpha} \quad 2.40$$

– для циліндричної контактної поверхні

Необхідне виконання наступних умов:

1)  $q \leq q_{min}K$ , де  $q_{min}$  – мінімально допустимий питомий тиск на прокладку з умови герметичності роз’ємного з’єднання;  $K$  – коефіцієнт, який залежить від проникаючої здатності ущільнюючого середовища (таблиця 2.2).

2)  $q \leq q_{max}$ , де  $q_{max}$  – максимально допустимий питомий тиск на прокладку з умови його працездатності, згідно таблиці 2.2.

Для коефіцієнта  $K$ :

$K = 1$  – для рідкого середовища.

$K = 1,8$  – для повітря з високою проникаючою здатністю.

Таблиця 2.2 – значення  $q_{min}$  та  $q_{max}$

| Матеріал прокладки      | $q_{min}$ , МПа | $q_{max}$ , МПа |
|-------------------------|-----------------|-----------------|
| Тверда резина           | 3,5             | 20,0            |
| Фторопласт              | 4,0             | 40,0            |
| Пароніт                 | 10,0            | 110,0           |
| Алюміній та його сплави | 50,0            | 140,0           |
| Мідь та її сплави       | 70,0            | 200,0           |
| Перлітна сталь          | 80,0            | 350,0           |
| Аустенітна сталь        | 100,0           | 600,0           |

Розрахунок зусиль у шпильках:

1) Зусилля на шпильках при затяжці:

$$F_w = F_{0w} \quad 2.41$$

2) Зусилля на шпильках при гідравлічних випробуваннях:

$$F_w = F_{0w} + \chi F_{ph} \quad 2.42$$

3) Зусилля на шпильках у робочих умовах:

$$F_w = F_{0w} + \chi F_p + F_T \quad 2.43$$



## 2.8 Крутний момент, діючий на шпильку, при затяжці гайок

ключем

$$M_k = \frac{\zeta F_{0w} d_0}{z} \quad 2.44$$

Де  $\zeta$  обираємо згідно таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Значення коефіцієнтів  $\zeta$  та  $\zeta_1$

| Наявність мастила | $\zeta$ | $\zeta_1$ |
|-------------------|---------|-----------|
| Присутня          | 0,13    | 0,26      |
| Немає             | 0,18    | 0,37      |

Момент на ключі при затяжці гайок:

$$M_{\text{кл}} = \frac{\zeta_1 F_{0w} d_0}{z} \quad 2.45$$

Напруги кручення:

$$\tau_{sw} = \frac{M_k}{W_k} \quad 2.46$$

Де  $W_k = 0,19d_1^3$ .

Напрявлені згинання:

$$\sigma_{bw} = \frac{M}{W} \quad 2.47$$

Де  $W_1 = 0,1d_1^3$ .

Напруження зрізу різьби:

$$\tau_p = \frac{F_w}{\pi d_1 h z K_1 K_m} \quad 2.48$$

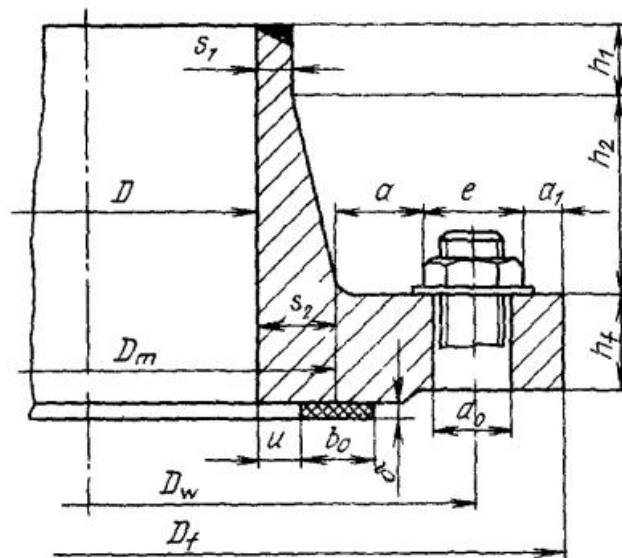
Де  $K_1$  – коефіцієнт повноти різьби;  $K_2 = 0,87$  – коефіцієнт метричної різьби (гайки);  $K_1 = 0,75$  – коефіцієнт метричної різьби (болта, шпильки);  $K_1 = 0,4$  – коефіцієнт для прямокутної різьби;  $K_1 = 0,65$  – коефіцієнт для трапеїподібної різьби;  $K_m$  – коефіцієнт, який враховує зміни деформації витків по висоті гайки, знаходиться за таблицею 2.3, де  $R_{mб}$  та  $R_{mг}$  – межі міцності болта та гайки.

Таблиця 2.3 – Значення коефіцієнта  $K_m$

| $R_{mб}/R_{mг}$ | Крок різьби                    | $K_m$      |
|-----------------|--------------------------------|------------|
| Більше 1,3      | Великий та перший<br>маленький | 0,7 – 0,75 |
|                 | Другий та дрібніший            | 0,65 – 0,7 |
| Менше 1,3       | Для всіх кроків                | 0,55 – 0,6 |

## 2.9 Вибір ущільнення

Для забезпечення більшої герметичності обладнання, ущільнення треба обирати в залежності від типу та конструкції фланцевого з'єднання. В ході розрахунків було обрано тип тарілчастого фланця на рисунку 2.3 та значення ширини прокладки для плоских ущільнювальних поверхонь у таблиці Д2.



\*Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок - ПНАЭ Г-7-002-86[7]

Рисунок 2.3 – Обраний тип тарілчастого фланця з конічним переходом  
Зовнішній діаметр прокладки треба розраховувати по формулі:

$$D_d = D + 2b_0 + 2u \quad 2.49$$

Де  $u$  – відстань від внутрішньої кромки фланця до внутрішнього діаметру прокладки, приймаємо  $u \geq 2\delta = 4$  мм для плоскої, м'якої прокладки та  $u > \delta = 2$  мм для плоскої металевої прокладки, згідно таблиці 2.5; товщину прокладки треба обирати в залежності від типу матеріалу, згідно таблиці 2.6, далі буде розглянуто аналіз міцності прокладки з матеріалів фторопласту, пароніту, алюмінію та латуні.

Таблиця 2.5 – Значення відстані  $u$  для різних типів прокладок

| Тип прокладки та матеріал | $u$ не менше, мм |
|---------------------------|------------------|
| Комбіновані та зубчасті   | $\delta$         |
| Профільні                 | $3\delta$        |
| Плоскі м'які              | $2\delta$        |
| Плоскі металеві           | $\delta$         |

Таблиця 2.6 – Рекомендовані розрахунки параметрів ущільнення

| Матеріал прокладки      | Розрахунковий тиск, МПа | Розрахункова температура |
|-------------------------|-------------------------|--------------------------|
| Тверда резина           | 10                      | Від -30 до 60            |
| Фторопласт              | 20                      | Від -75 до 250           |
| Пароніт                 | 15                      | Від 0 до 400             |
| Алюміній та його сплави | 50                      | Від -196 до 250          |
| Мідь та її сплави       | 70                      | Від -196 до 350          |
| Перлитна сталь          | 70                      | Від -30 до 450           |
| Аустенітна сталь        | 100                     | Від -253 до 600          |

Формула знаходження зусилля для обтиснення прокладки:

$$F_d = \pi D_m b q_0 \quad 2.50$$

Мінімальна умова, забезпечуючи герметичність фланців при робочому тиску та гідравлічних випробуваннях:

$$F_2 = \pi D_m b t p \chi \quad 2.51$$

$$F_{2h} = \pi D_m b t q_h \quad 2.52$$

Де  $t$  – коефіцієнт прокладки;  $\chi$  – коефіцієнт міцності прокладки у робочих умовах. Для металевих прокладок  $\chi = 1$ ; для м'яких та комбінованих прокладок  $\chi$  приймаємо за таблицею 2.7, в залежності від температури. Мінімальний питомий ущільнюючий тиск  $q_0$ , коефіцієнт прокладки  $t$  та ефективна ширина прокладки обираємо за таблицею Д3.

Таблиця 2.7 – Значення коефіцієнта  $\chi$

|                              |     |     |     |
|------------------------------|-----|-----|-----|
| Розрахункова температура, °C | 20  | 200 | 300 |
| $\chi$                       | 1,0 | 1,5 | 2,0 |

Розрахункові зусилля у шпильках від робочого тиску та гідравлічних випробуваннях:

$$F_p = 0,785 D_m^2 p \quad 2.53$$

$$F_{ph} = 0,785 D_m^2 p_h \quad 2.54$$

Розтягуючі зусилля при затяжці шпильок повинна задовольняти умову:

$$F_0 \geq \max\{F_d, F_2 + F_p, F_{2h} + F_{ph}\} \quad 2.55$$

Мінімальний діаметр стержня шпильки отримують за формулою:

$$d_s = \sqrt{1,27 \frac{F_0}{z[\sigma]_w} + d_c^2} \quad 2.56$$

Зовнішній діаметр шпильки обирають за таблицею Д4 та в залежності від мінімального діаметру.

## 2.10 Визначення розмірів фланцевого з'єднання

Діаметр кола шпильок та зовнішній діаметр фланцевого з'єднання визначається за формулами:

1) З конічним переходом:

$$D_w \geq \max\{D + 2S_2 + 2a + e; D_d + d_0 + 10\}; \quad 2.57$$

$$D_f = \{D_w + e + 2a_1\}; \quad 2.58$$

2) Для плоского фланця:

$$D_w \geq \max\{D + 2S_2 + 2a + e; D_d + d_0 + 10\}; \quad 2.59$$

3) Для плоского приварного фланця:

$$D_w \geq \max\{D + 4S_1 + 2a + e; D_d + d_0 + 10\}; \quad 2.60$$

4) Для натискного кільця  $D_w$  визначаються за формулами:

$$D_1 = D + 2S_1 + 2a; \quad 2.61$$

$$D_2 = D_2 + e + 2a_1; \quad 2.62$$

5) Для опорного бурта:

$$D_f = D_w - d_0 - (2 \div 8); \quad 2.63$$

Де геометричні розміри  $a, a_1, e$  та  $d_0$  знаходимо за таблицею Д4, в залежності від зовнішнього діаметру шпильки, також всі розміри зображені на рисунку 2.4.

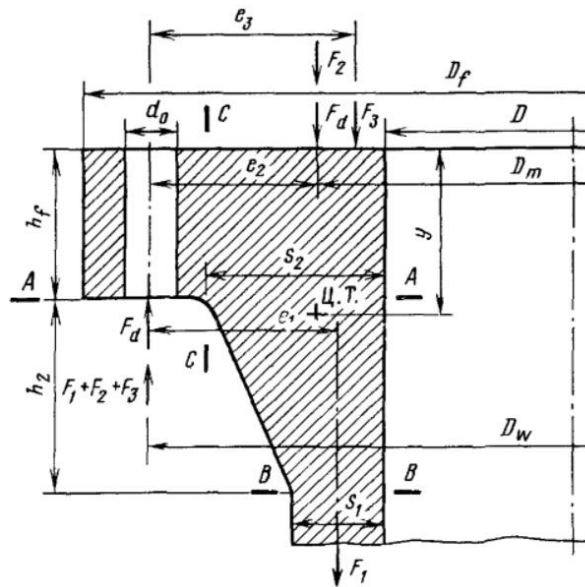
Крок шпильок визначається по формулі:

$$l_w = \frac{\pi D_2}{z}; \quad 2.64$$

Де  $z$  – кількість шпильок, обирається по співвідношенню:

$$z = \frac{\pi D_w}{[(4 \div 5)d_0]}. \quad 2.64$$

Отримане значення  $z$  рекомендовано приймати кратнім 4. В подальших розрахунках було обрано  $z = 12$ .



\* Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок - ПНАЭ Г-7-002-86[7]

Рисунок 2.4 – Розрахункова схема тарілчастого фланця

## ВИСНОВОКИ ЗА ДРУГИМ РОЗДІЛОМ

На основі порівняння різних методів розрахунку, зроблено технічний розрахунок. За розрахунковою температурою, тиском на вході матеріалів, обиралися матеріали та кількість шпильок; матеріал та конструкційні особливості гайок, матеріал шайби, матеріал прокладки. В подальшому матеріал прокладки зазнає аналізу для вибору найліпшого коефіцієнта навантаження.

Береться до уваги матеріали та геометрія відповідних фланців, розрахунок відбувся на міцність у робочих умовах також розрахунок на міцність при гідростатичних випробуваннях, міцність різьби гайки, міцність різьби під гайкою у болті та міцність різьби шпильки, що входить у корпус.

## РОЗДІЛ 3 Числова симуляція роботи болтів фланцевого з'єднання

### 3.1 Геометрична модель сегменту фланцевого з'єднання

За конструкцією було обрано тарілчастого фланець з конічним переходом. За основу взятий фланець, розрахований за інженерною методикою, поданою у ПНАЭ Г-7-002-86 [7].

Для більшої зручності спочатку всі команди записую у текстовий документ Першою командою /PREP7, звертаємося до процесу створення моделі [8]. Кількість шпильок було обрано  $z = 12$ ; За таблицею Д4 було обрано параметри для різьби шпильок та за розмірами фланця по шайбі М20:

$d1 = 0.01693$  – Внутрішній діаметр різьби шпильок;

$d0 = 0.023$  – Діаметр отвору для шпильок;

$e = 0.028$  – Діаметр гайки;

$a = 0,005$  – Відстань від гайки до середини прокладки;

$a1 = 0.006/2$  – Відстань від гайки до краю фланця;

$d2 = (0.020 + 0.17294)/2$  – середній діаметр різьби шпильки.

Задаємо геометричні властивості фланця:

$dh = 0.030$  – Зовнішній діаметр фланця;

$hh = 0.018$  – Висота фланця.

Задаємо геометричні властивості шайби М20:

$d1sh = 0.021$  – Внутрішній діаметр шайби;

$d2sh = 0.037$  – Зовнішній діаметр шайби;

$ssh = 0.003$  – Висота шайби.

### 3.2 Властивості прокладки в залежності від матеріалу

Задаємо властивості прокладки в залежності від матеріалу (коефіцієнт Пуассона та значення модулю повздовжньої пружності) за таблицею 3.1. В залежності від матеріалу прокладки сила затяжки буде різною.

Таблиця 3.1 – Властивості різних матеріалів прокладки

| Матеріал   | Модулю повздовжньої пружності, МПа | Коефіцієнт Пуассона |
|------------|------------------------------------|---------------------|
| Пароніт    | 2000                               | 0,45                |
| Алюміній   | $6,95 \cdot 10^4$                  | 0,33                |
| Латунь     | $1,16 \cdot 10^5$                  | 0,37                |
| Фторопласт | 430                                | 0,45                |

Задаємо внутрішній тиск фланцевого з'єднання:

$$p_{int} = 1.4e6$$

Задаємо кут повороту, для отримання повного фланця:

$$\alpha = 360/z$$

Стаavimo точки у площині:

$$K,1,0,0.197/2,0.002,$$

$$K,2,0,0.271/2,0.002,$$

$$K,3,0,0.271/2,0.005,$$

$$K,4,0,0.335/2,0.005,$$

$$K,5,0,0.335/2,0.030,$$

$$K,6,0,0.197/2+0.0230,0.030,$$

$$K,7,0,0.197/2+0.0095,0.071,$$

$$K,8,0,0.197/2+0.0095,0.131,$$

$$K,9,0,0.197/2,0.131,$$



### 3.3 Цикл з'єднання точок

Задаємо початок циклу з'єднання точок за допомогою команди \*DO. Використовуючи команду LSTR – визначаємо пряму по точкам. Завершуємо цикл командою \*ENDDO.

Генеруємо інше тіло фланця по точкам:

K,10,0,0.197/2,0,  
K,11,0,0.271/2,0,  
K,12,0,0.271/2,0.003,  
K,13,0,0.271/2+0.003,0.003,  
K,14,0,0.271/2+0.006,0,  
K,15,0,0.335/2,0,  
K,16,0,0.335/2,-0.021,  
K,17,0,0.197/2+0.022,-0.021,  
K,18,0,0.197/2+0.022,-0.026,  
K,19,0,0.197/2+0.022,-0.034,  
K,20,0,0.197/2+0.014,-0.034,  
K,21,0,0.197/2+0.014,-0.074,  
K,22,0,0.197/2,-0.074,

Знову задаємо цикл з'єднання точок командою \*DO. Визначаємо пряму по точкам командою LSTR та завершуємо цикл командою \*ENDDO.

Задаємо закруглення по координатам:

LARC,18,20,19,0.008,

### 3.4 Площі фланцевих з'єднань

З'єднуємо всі лінії та створюємо дві площі фланцевих з'єднань командами LSEL, отриманий результат на рисунку 3.1.

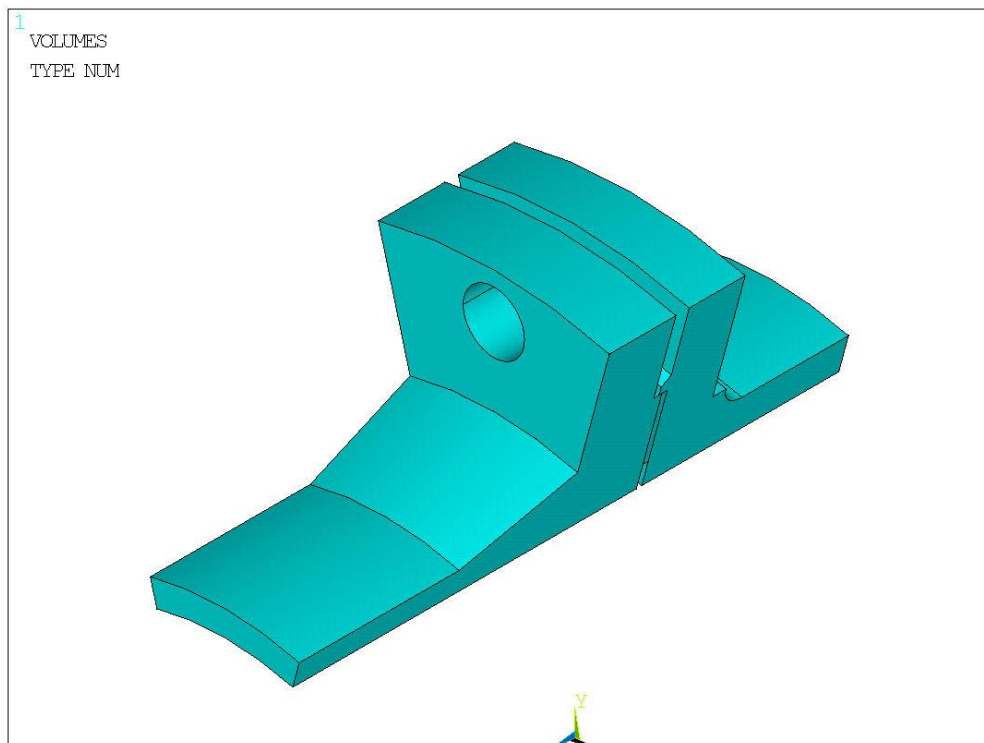


Рисунок 3.1 – Модель фланцевого з’єднання з отвором для шпильки у  
ANSYS MULTIPHYSICS

### 3.5 Геометрія прокладок

Створюємо прокладку у вигляді циліндру та надали об’єму створеним площам уздовж лінії циліндру:

```
CYLIND,0.216/2,0.271/2,0,0.002,90,90+alfa,
```

```
VDRAG, 1, , , , , 26
```

```
VDRAG, 2, , , , , 25
```

```
CSYS,1
```

```
VGEN, ,ALL, , , , -alfa/2, , , ,1
```

```
CSYS,0
```

### 3.6 Отвори у фланці для циліндру тіла болта

Вирізаємо отвори у фланці для циліндру тіла болта, циліндри прокладки та головки. Для зручності головку заміняємо циліндром, який ідентичний за масою. Командою VGLUE склеюємо всі елементи болта та залишаємо контакт між шайбою та тарілками фланця, отриманий результат показаний на рисунку 3.2.

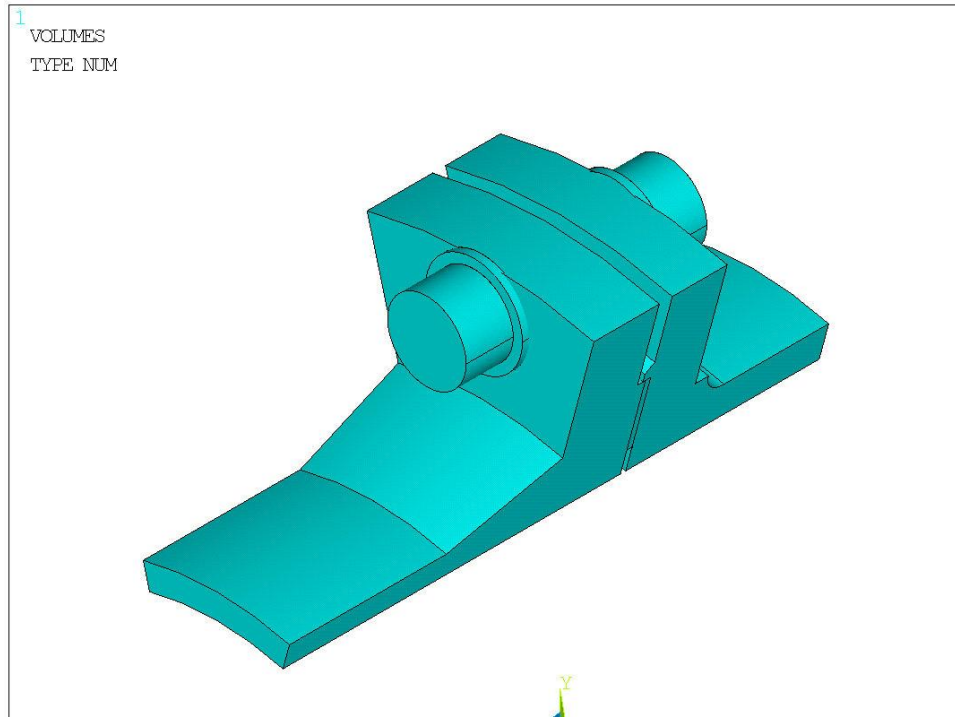


Рисунок 3.2 – Модель фланцевого з'єднання циліндрами у ANSYS  
MULTIPHYSICS

### 3.7 3D елементу SOLID187

Елемент SOLID187 – це тривимірний елемент вищого порядку з десятима вузлами. Йому характерне квадратичне зміщення також він підходить для моделювання нерегулярних сіток [9].

Елемент SOLID187 визначається десятима вузлами, що мають три ступеня свободи у кожному вузлу: переміщення у вузлових напрямках по координатам  $x$ ,  $y$ ,  $z$ . Елемент має пластичність, повзучість, гіперпружність, великий прогин, велику здатність до деформації та повзучість. Елемент має також можливість змішаної формули для моделювання деформацій майже нестисливих нестисливих пружних та пластичних матеріалів та повністю нестисливих матеріалів.

Геометрія розташування вузлів елементу SOLID187 показана на рисунку 3.3. Окрім вузлів, вхідні дані елемента містять анізотропні та ортотропні

властивості матеріалу. Анізотропні та Ортотропні матеріальні напрями відповідають напрямкам координат елемента.

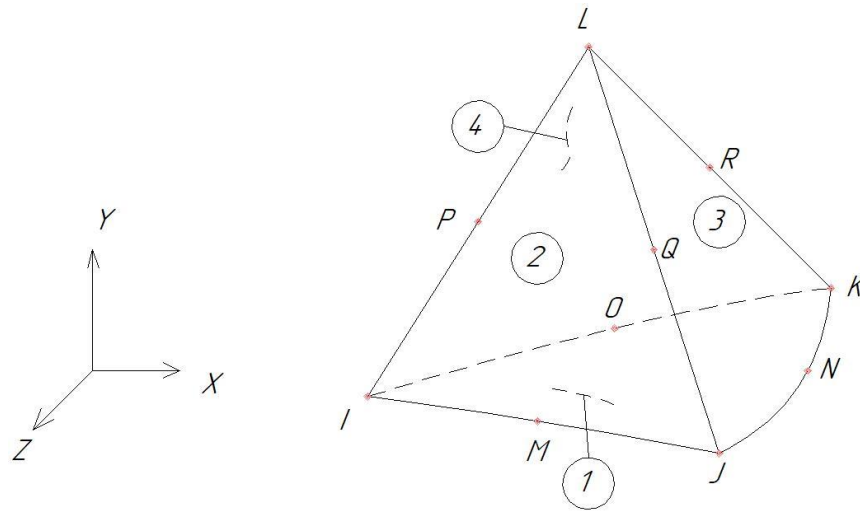


Рисунок 3.3 – Геометрія вузлів елемента SOLID187

Навантаження на елементи виражено у вузловому навантаженні. Тиск може бути виражений як поверхневе навантаження на поверхні елемента, як показано на цифрами рисунку 3.3. На елемент діє позитивний тиск. Температури можуть бути вираженими як навантаження тала елемента на вузли. Якщо вказано всі температури кутових вузлів, температура кожного середнього вузла за замовчуванням дорівнює середній температурі суміжних кутових вузлів. Для будь-якої іншої моделі невизначена температура дорівнює за замовчуванням значенню TUNIF.

Команда ESYS може бути використано для орієнтації властивостей матеріалу та виведення деформації/напруги. RSYS служить для вибору вихідних даних, що відповідають матеріальній або глобальній системі координат.

За допомогою KEYOPT(6) = 1 або 2 можна встановити елемент для використання змішаної формули, інформацію про яку можна знайти відповідному розділі.

KEYOPT(15) = 1 дозволяє використовувати елемент для ідеально підібраних шарів (PML), а KEYOPT(16) = 1 активує аналіз стаціонарного стану.

KEYOPT(17) = 4 дозволяє отримати рішення поверхні для граней з ненульовим тиском, а команда INISTATE використовується для застосування початкового напруженого стану.

Ефекти жорсткості тиску автоматично враховуються для цього елемента, і для несиметричної матриці використовується NROPT,UNSYM.

### **3.8 Розбиття поверхонь моделі**

За допомогою елемента MESH200 розбиваємо поверхні, для показу симетрії. Він має форму плоского трикутника з проміжними точками.

Задаємо властивості фланця та прокладки:

```
MPTEMP,,,,,,,,
MPTEMP,1,0
MPDATA,EX,1,,2e11
MPDATA,PRXY,1,,0.33
MPTEMP,,,,,,,,
MPTEMP,1,0
MPDATA,EX,2,,Epr
MPDATA,PRXY,2,,nupr
WPCSYS,-1,0
CSWPLA,11,1,1,1,
```

Розбиваємо модель на бічні симетричні поверхні та копіюємо їх за допомогою MESH200. Збираємо переміщення, зв'язуємо парні вузли на симетричних, скопійованих, бічних, розбитих поверхнях.

Утворюємо два контакти між шайбою та тарілками фланців зверху та знизу.

При попередньому навантаженні, було промальовано болт на DeltaZat коротшим:

CYLIND,d1sh/2,d2sh/2,-0.021+DeltaZat/2-ssh,-0.021+DeltaZat/2,0,360,

Таким чином при початку розрахунку болт попередньо навантажений затяжкою своєї тарілки. Затяжка болта зазначається у вигляді переміщення: DeltaZat=0.001.

На початку планувалося зробити фактичну силу затяжки DeltaZat. Але через суттєву не лінійність системи, методом ітерацій, система розраховує занадто довго, через це було прийнято затяжку в 1 міліметр.

Останнім кроком затискаємо нижній край: DA,29,ALL. Кінцевий результат побудованої показано на рисунку 3.4.

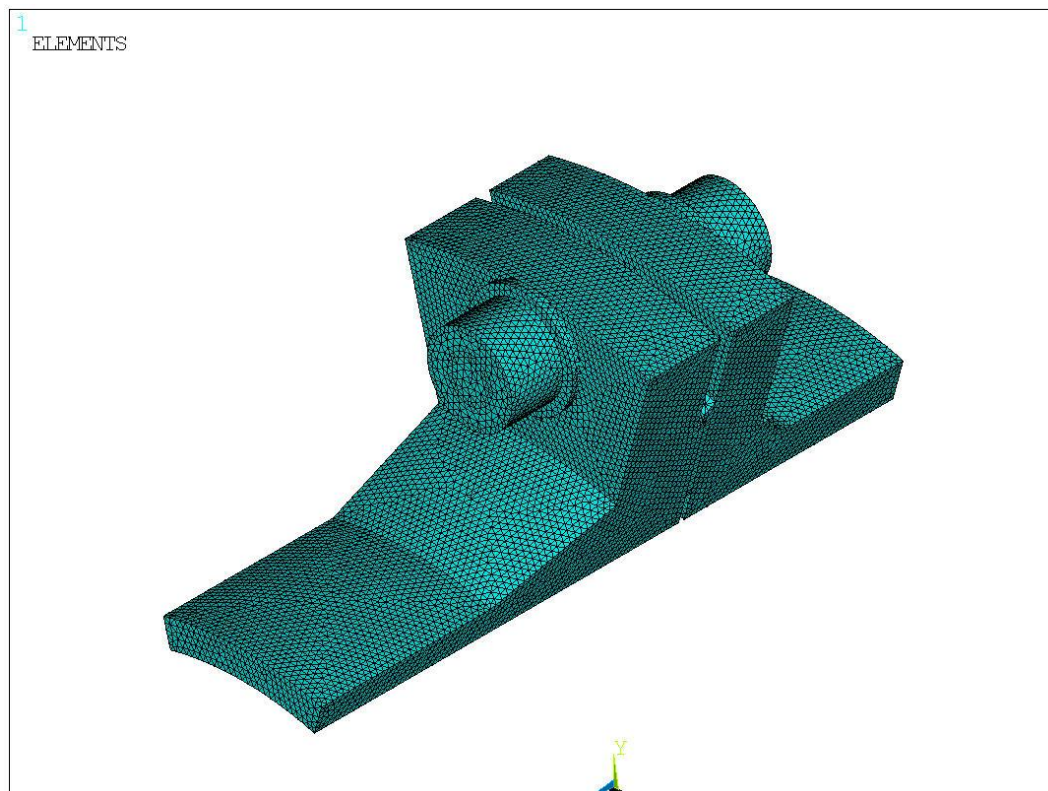


Рисунок 3.4 – Модель фланцевого з'єднання

### 3.9 Внутрішній тиск фланцевого з'єднання

З порашованої моделі було взято середнє значення повздовжнього напруження на тілі болта та додаємо його в інший такий же txt файл, але з урахуванням внутрішнього тиску фланцевого з'єднання.

Сам внутрішній тиск діє на внутрішню поверхню фланцевого з'єднання з силою  $P_{int} \cdot \frac{\pi d_{int}^2}{4}$ ; тим самим викликають напруження на зовнішньому діаметрі фланця, яка діє вздовж вісі Z:

$$\sigma_z = \frac{P_{int} \cdot \frac{\pi d_{int}^2}{4}}{\frac{\pi \cdot (P_{out}^2 - d_{int}^2)}{4}} \quad 3.1$$

По внутрішній поверхні прикладаємо внутрішню силу, по зовнішній прикладаємо зовнішню силу. У команді на внутрішню силу ставимо мінус, щоб дві сили були напрямлені в одну сторону.

### **ВИСНОВКИ ЗА ТРЕТІМ РОЗДІЛОМ**

Методом скінчених елементів в тривимірній постановці з урахуванням симетричності конструкції, була розглянута  $1/z$ , де  $z$  – кількість болтів, частина болтового фланцевого з'єднання. Було побудовано геометричну модель, розбиту на скінчені елементи, зазначені граничні умови тривимірної осесиметричної моделі з урахуванням контакту та попереднього загвинчування, попереднього розтягнутого стану тіла болта.

Проведено аналіз напруженого стану циліндричного тіла болта для поточної конструкції .

## **РОЗДІЛ 4 Оптимізація конфігурації болтового з'єднання**

### **4.1 Оптимізація болтового з'єднання**

Конфігурації болтів є критичним елементом всієї системи, оскільки динамічна поведінка збірки суттєво залежить від умов їх з'єднання, особливо при великих навантаженнях. Розробка нового регулюючого клапана викликала необхідність адаптації звичайних геометрії та ретельного аналізу поточних рекомендацій. В цьому документі розглядаються вимоги до конструкції з'єднань корпусу клапана та їх конфігурації болтів. Проводиться перевірка властивостей болтів, таких як межа текучості, міцність і допустима напруга, відповідно до норм ASME Boiler and Pressure Vessel Code [10], ASME B16.34 [11], ASME B16.5 [12] і ASME B31.3 [13]. Створений регулюючий клапан відповідає нормам ASME для трубопроводів, і дане дослідження розглядає області для можливої оптимізації. Коди ASME включають коефіцієнти безпеки конструкції, що базуються на Кодексі котлів і посудин під тиском ASME. Це дослідження досліджує необхідність таких додаткових факторів безпеки. Корпус клапана, кришка та болти кришки виконують основну функцію кріпильних елементів, що розтягуються під впливом прикладеного навантаження. Напруга болта визначається площею напруги розтягування, унікальною для кожного розміру різьби, на основі основного діаметра та кроку різьби. З відомим прикладеним навантаженням інженер може порівняти розраховане напруження болта з властивостями матеріалу обраного болта, включаючи допустиме напруження болта, межу текучості, випробувальну напругу та граничну міцність.

З'єднання кришки виконує переважно функцію утримання тиску та штока. Зв'язок корпусу клапана, який розташований на лінії трубопроводу системи, діє як фланцеве з'єднання та виконує роль утримання тиску. Тому вимоги до болтового з'єднання корпусу клапана відповідають критеріям болтового з'єднання фланців.



## 4.2 Чисельний експеримент матеріалу прокладки

Зроблена серія симуляцій чисельних випробувань, в яких застосовувані такі матеріали прокладки як пароніт, фторопласт, алюміній та латунь. Для кожного матеріалу бралися свої властивості, а саме коефіцієнт Пуассона та Модулю повздовжньої пружності.

Завдання чисельного експерименту знайти коефіцієнт навантаження, який враховує вплив внутрішнього тиску на зусилля на шпильках та на прокладці, попередньо затягнутого з'єднання:

$$\chi = \frac{\lambda_{pr} + \lambda_r}{\lambda_{pr} + \lambda_r + \lambda_w + \lambda_b + \lambda_f}. \quad 4.1$$

Чим точніше ми врахуємо коефіцієнт навантаження болта, тим краще довше та надійніше буде служити фланцеве з'єднання. Для його визначення нам потрібно взяти середнє значення навантаження болта для визначення  $\chi$  використовуємо формулу:

$$\chi = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_1}. \quad 4.2$$

Де  $Q_2$ ,  $Q_1$  – внутрішній тиск фланцевого з'єднання, відповідно до номера свого експерименту, який визначається за формулою:

$$Q_1 = \sigma_1 \frac{\pi \cdot 0,02^2}{4}. \quad 4.3$$

$$Q_2 = \sigma_2 \frac{\pi \cdot 0,02^2}{4}. \quad 4.4$$

Де  $\sigma_1$  та  $\sigma_2$  – значення середніх навантажень болта, відповідно по номеру свого експерименту.

Також необхідний розрахунок коефіцієнта піддатливості  $\lambda$  за формулою:

$$\lambda = \frac{l}{E \cdot A} \quad 4.5$$

Де,  $l = 0.002\text{м}$ ,  $E$  – модуль повздовжньої пружності,  $A$  – площа прокладки, визначається за формулою:

$$A = \frac{\pi \cdot (0,271^2 - 0,216^2)}{4} \quad 4.6$$

#### 4.2.1 Чисельний експеримент прокладки з алюмінію

Властивості алюмінію були обрані згідно ГОСТ21631 [14] при температурі 20°C. Була обрана марка АД, всі обрані властивості наведені у таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Властивості алюмінієвої прокладки

| Матеріал | Модулю повздовжньої пружності, МПа | Коефіцієнт Пуассона |
|----------|------------------------------------|---------------------|
| Алюміній | $6,95 \cdot 10^4$                  | 0,33                |

При першому чисельному експерименті було отримано діаграму на рисунку 4.1, на якій середнє навантаження болта беремо у точці 9,35 мм.

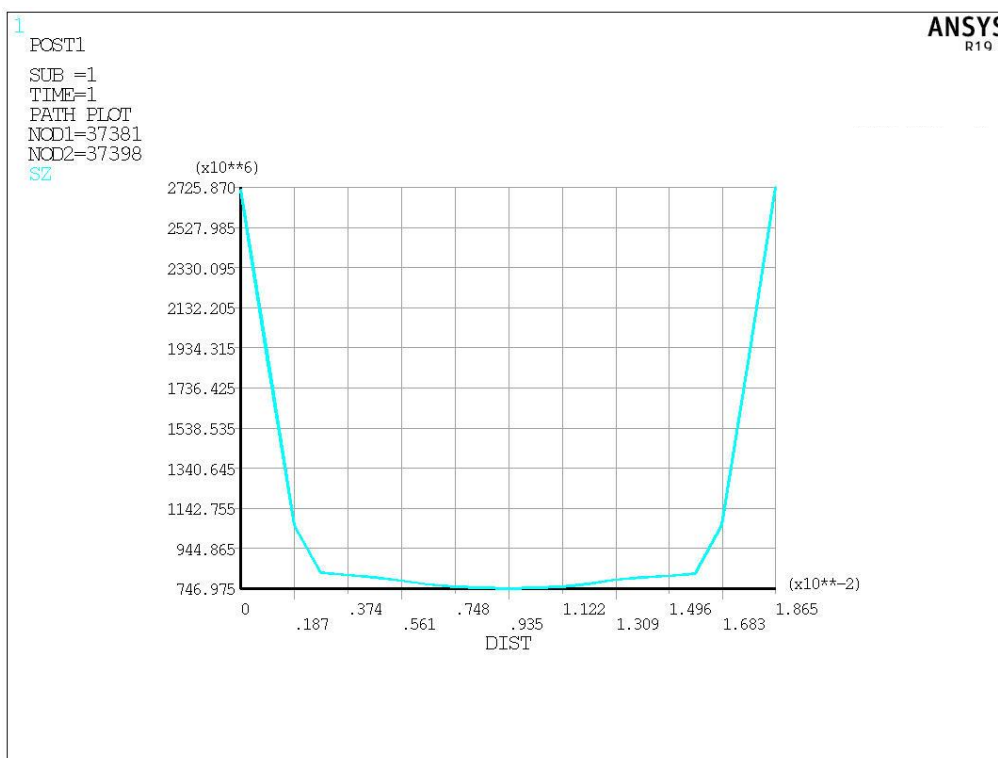


Рисунок 4.1 – Розрахункова діаграма при першому чисельному експерименті у алюмінієвій прокладці

Отримане середнє навантаження болта  $\sigma_1 = 0,74698 \cdot 10^9$  Па. Тому внутрішній тиск фланцевого з'єднання має вигляд:

$$Q_1 = \sigma_1 \frac{\pi \cdot 0,02^2}{4} = 2,347 \cdot 10^5 \quad 4.7$$

При другому чисельному експерименті було отримано діаграму на рисунку 4.2, на якій середнє навантаження болта беремо у точці 9,35 мм.

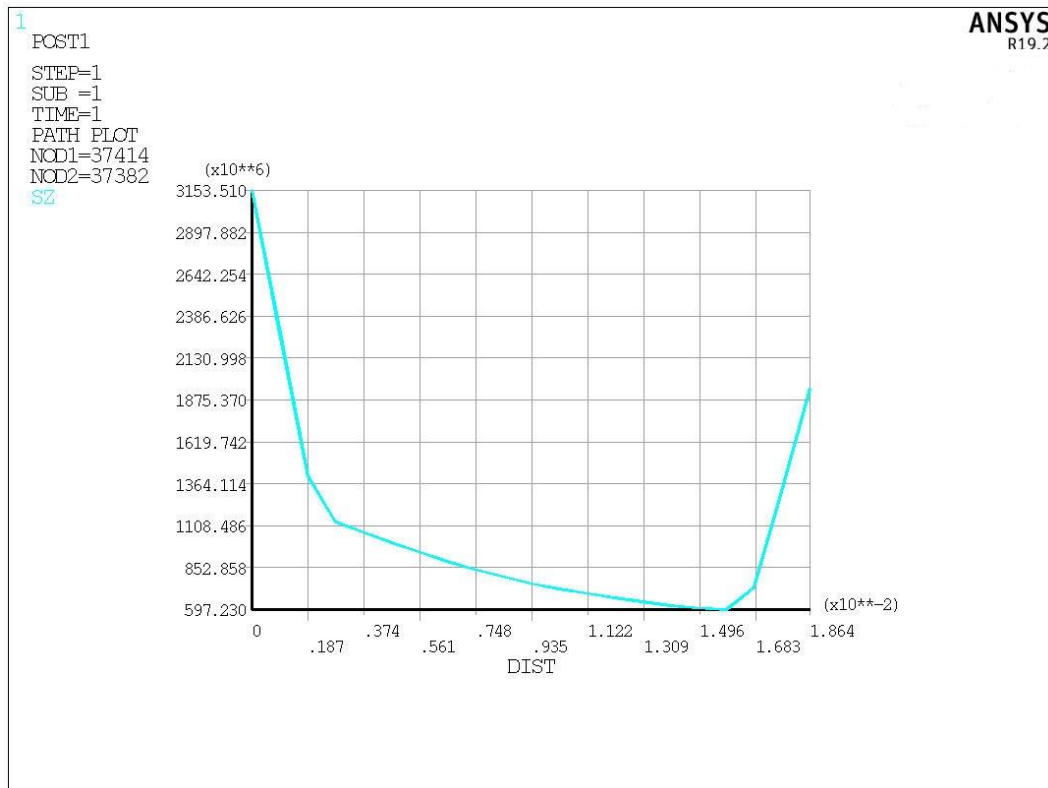


Рисунок 4.2 – Розрахункова діаграма при другому чисельному експерименті у алюмінієвій прокладці

Отримане середнє навантаження болта  $\sigma_2 = 0,75750 \cdot 10^9$  Па. Тому внутрішній тиск фланцевого з'єднання має вигляд:

$$Q_2 = \sigma_2 \frac{\pi \cdot 0,02^2}{4} = 2,38 \cdot 10^5 \quad 4.8$$

Отже коефіцієнт навантаження для алюмінієвої прокладки має вигляд:

$$\chi = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_1} = 0,014 \quad 4.9$$

Розрахунковий коефіцієнт піддатливості  $\lambda$  має вигляд:

$$\lambda = \frac{l}{E \cdot A} = 1,368 \cdot 10^{-12} \quad 4.10$$

#### 4.2.2 Чисельний експеримент прокладки з латуні

Властивості латуні були обрані згідно ГОСТ2208 [15]. Була обрана марка Л63, всі обрані властивості наведені у таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Властивості прокладки з латуні

| Матеріал | Модулю повздовжньої пружності, МПа | Коефіцієнт Пуассона |
|----------|------------------------------------|---------------------|
| Латунь   | $1,16 \cdot 10^5$                  | 0,37                |

При першому чисельному експерименті було отримано діаграму на рисунку 4.3, на якій середнє навантаження болта беремо у точці 9,35 мм.

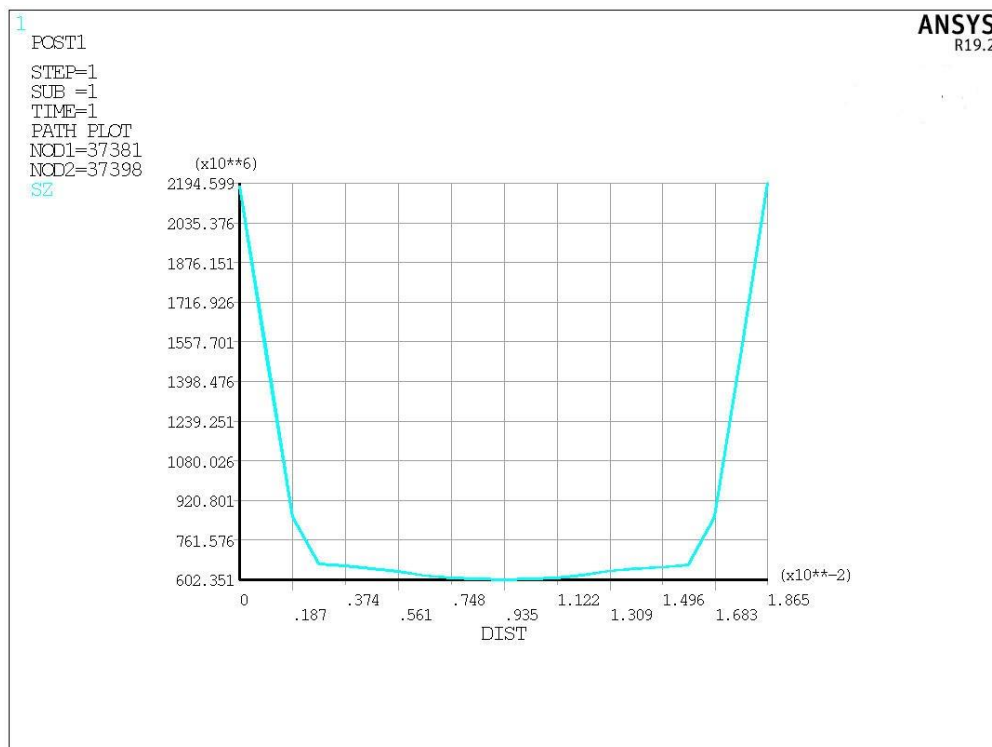


Рисунок 4.3 – Розрахункова діаграма при першому чисельному експерименті у прокладці з латуні

Отримане середнє навантаження болта  $\sigma_1 = 0,60235 \cdot 10^9$  Па. Тому внутрішній тиск фланцевого з'єднання має вигляд:

$$Q_1 = \sigma_1 \frac{\pi \cdot 0,02^2}{4} = 1,892 \cdot 10^5 \quad 4.11$$

При другому чисельному експерименті було отримано діаграму на рисунку 4.4, на якій середнє навантаження болта беремо у точці 9,35 мм.

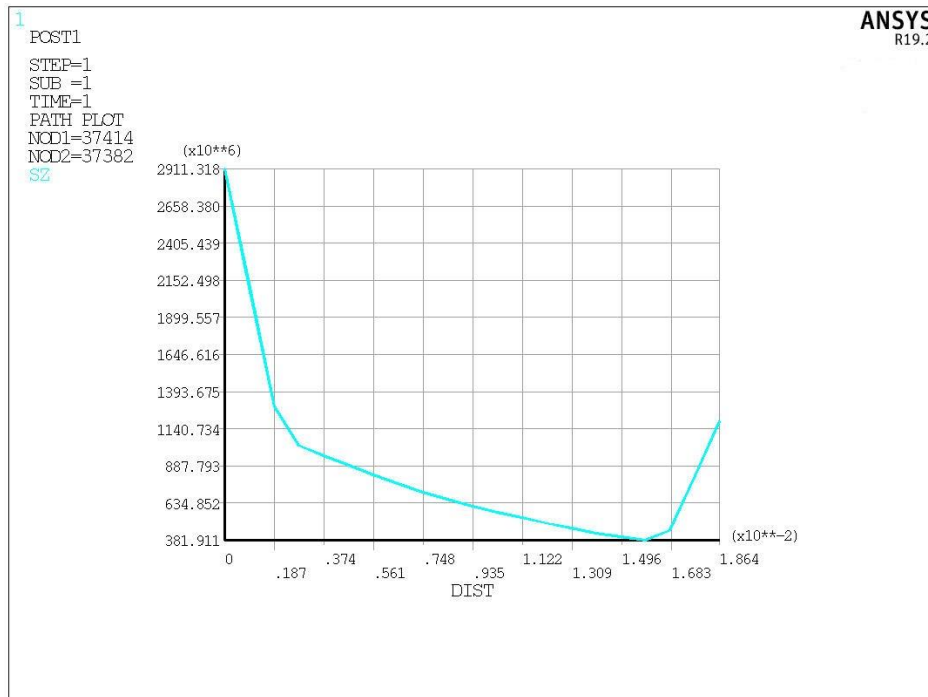


Рисунок 4.4 – Розрахункова діаграма при другому чисельному експерименті у прокладці з латуні

Отримане середнє навантаження болта  $\sigma_2 = 0,61394 \cdot 10^9$  Па. Тому внутрішній тиск фланцевого з'єднання має вигляд:

$$Q_2 = \sigma_2 \frac{\pi \cdot 0,02^2}{4} = 9,929 \cdot 10^5 \quad 4.12$$

Отже коефіцієнт навантаження для алюмінієвої прокладки має вигляд:

$$\chi = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_1} = 0,019 \quad 4.13$$

Розрахунковий коефіцієнт піддатливості  $\lambda$  має вигляд:

$$\lambda = \frac{l}{E \cdot A} = 8,196 \cdot 10^{-13} \quad 4.14$$

### 4.2.3 Чисельний експеримент прокладки з пароніту

Властивості алюмінію були обрані згідно ГОСТ481 [16] при товщині не більше 2-3 мм, всі обрані властивості наведені у таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Властивості паронітової прокладки

| Матеріал | Модулю повздовжньої пружності, МПа | Коефіцієнт Пуассона |
|----------|------------------------------------|---------------------|
| Пароніт  | 2000                               | 0,45                |

При першому чисельному експерименті було отримано діаграму на рисунку 4.5, на якій середнє навантаження болта беремо у точці 9,35 мм.

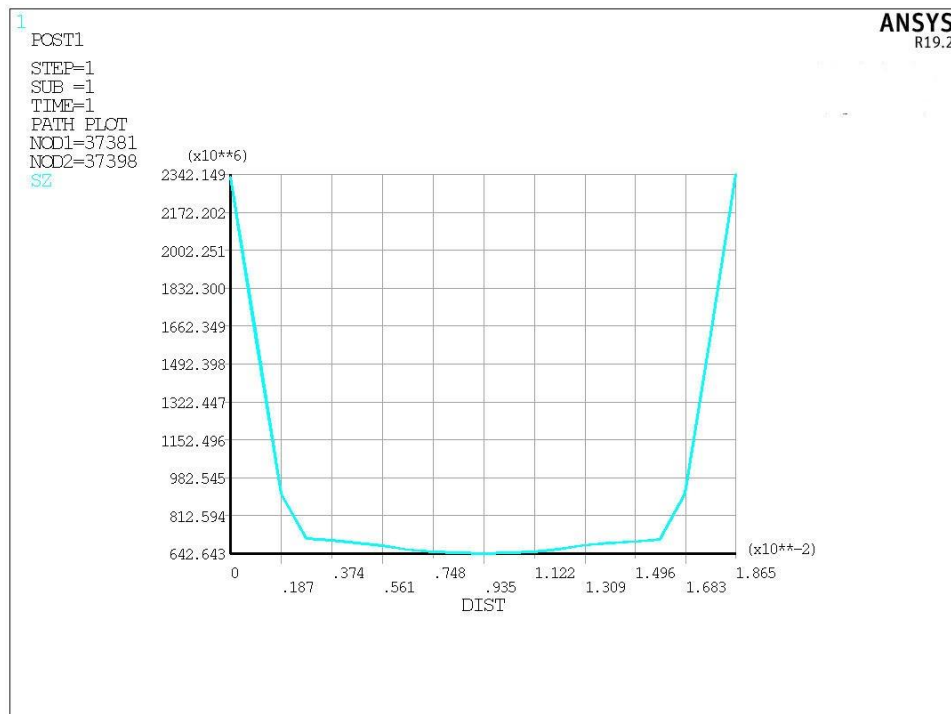


Рисунок 4.5 – Розрахункова діаграма при першому чисельному експерименті у прокладці з пароніту

Отримане середнє навантаження болта  $\sigma_1 = 0,6426 \cdot 10^9$  Па. Тому внутрішній тиск фланцевого з'єднання має вигляд:

$$Q_1 = \sigma_1 \frac{\pi \cdot 0,02^2}{4} = 2,019 \cdot 10^5 \quad 4.15$$

При другому чисельному експерименті було отримано діаграму на рисунку 4.6, на якій середнє навантаження болта беремо у точці 9,35 мм.

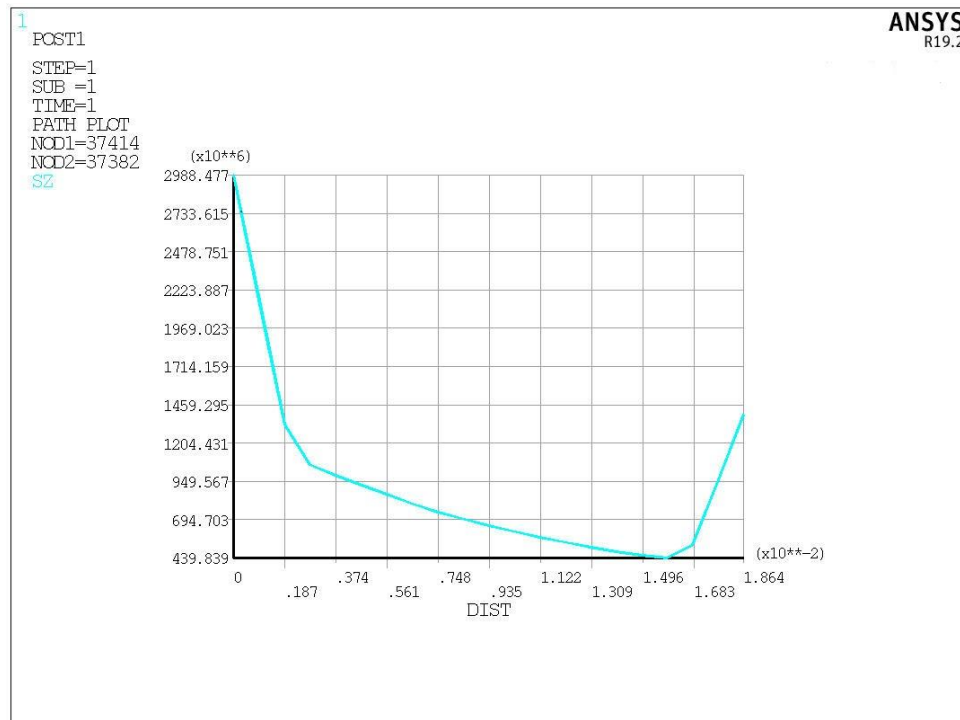


Рисунок 4.6 – Розрахункова діаграма при другому чисельному експерименті у прокладці з пароніту

Отримане середнє навантаження болта  $\sigma_2 = 0,654412 \cdot 10^9$  Па. Тому внутрішній тиск фланцевого з'єднання має вигляд:

$$Q_2 = \sigma_2 \frac{\pi \cdot 0,02^2}{4} = 2,055 \cdot 10^5 \quad 4.16$$

Отже коефіцієнт навантаження для алюмінієвої прокладки має вигляд:

$$\chi = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_1} = 0,018 \quad 4.17$$

Розрахунковий коефіцієнт піддатливості  $\lambda$  має вигляд:

$$\lambda = \frac{l}{E \cdot A} = 4,754 \cdot 10^{-11} \quad 4.18$$

#### 4.2.4 Чисельний експеримент прокладки з фторопласту

Властивості алюмінію були обрані згідно ТУ 6-05-810 при товщині 1-3 мм. Була обрана марка Ф4КС2, всі обрані властивості наведені у таблиці 4.4.

Таблиця 4.4 – Властивості прокладки з фторопласту

| Матеріал   | Модулю повздовжньої пружності, МПа | Коефіцієнт Пуассона |
|------------|------------------------------------|---------------------|
| Фторопласт | 430                                | 0,45                |

При першому чисельному експерименті було отримано діаграму на рисунку 4.7, на якій середнє навантаження болта беремо у точці 9,35 мм.

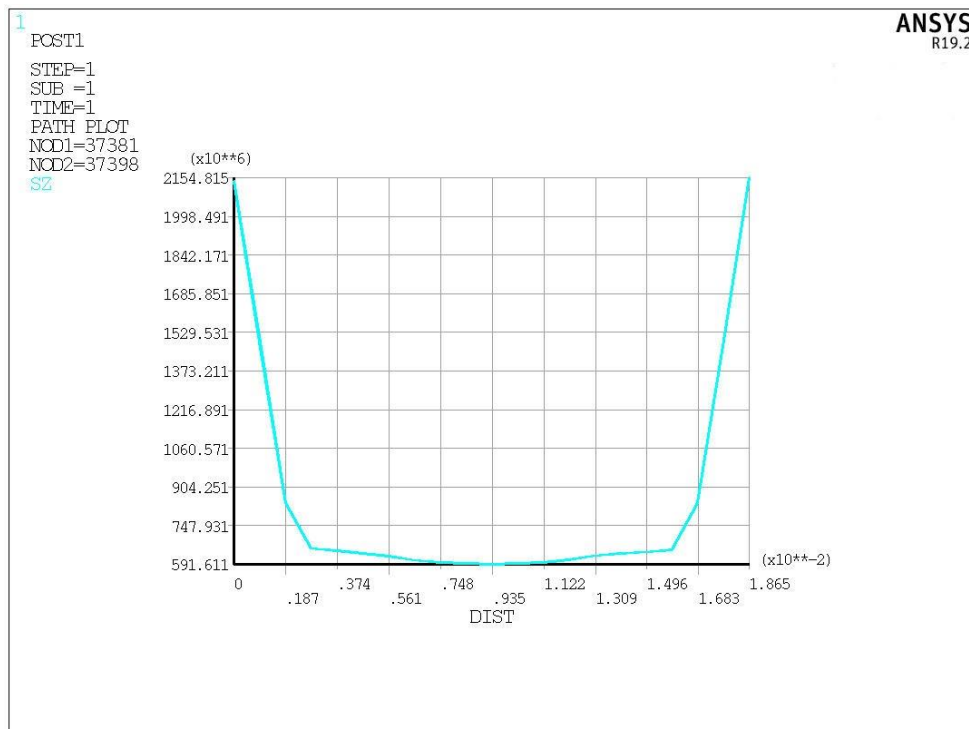


Рисунок 4.7 – Розрахункова діаграма при першому чисельному експерименті у прокладці з фторопласту

Отримане середнє навантаження болта  $\sigma_1 = 0,59161 \cdot 10^9$  Па. Тому внутрішній тиск фланцевого з'єднання має вигляд:

$$Q_1 = \sigma_1 \frac{\pi \cdot 0,02^2}{4} = 1,859 \cdot 10^5 \quad 4.19$$



При другому чисельному експерименті було отримано діаграму на рисунку 4.8, на якій середнє навантаження болта беремо у точці 9,35 мм.

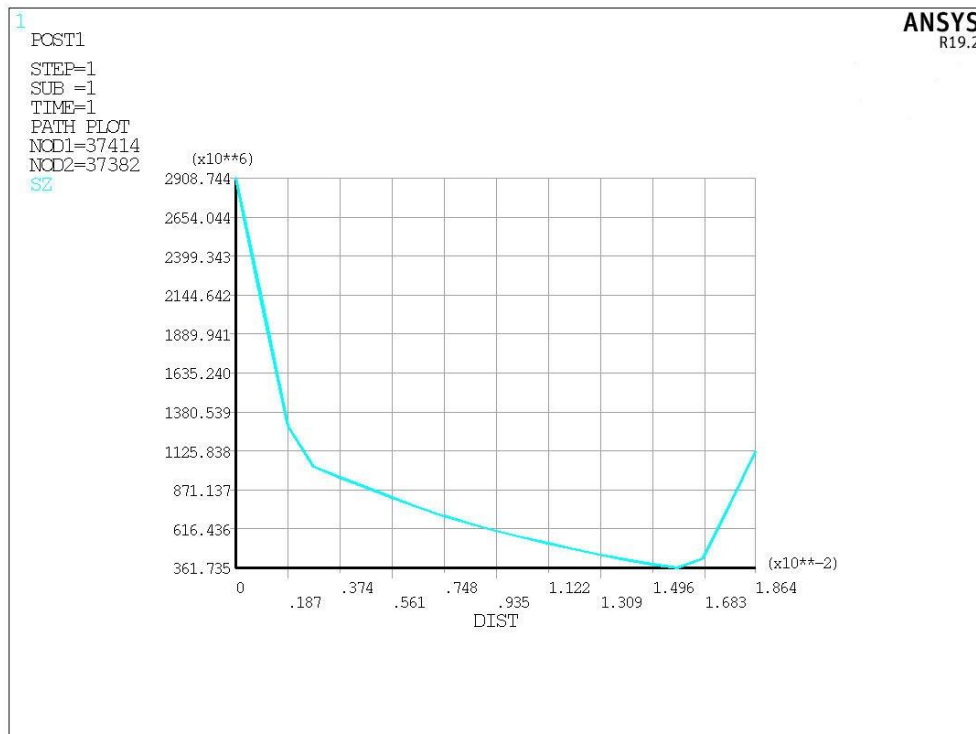


Рисунок 4.8 – Розрахункова діаграма при другому чисельному експерименті у прокладці з фторопласту

Отримане середнє навантаження болта  $\sigma_2 = 0,60336 \cdot 10^9$  Па. Тому внутрішній тиск фланцевого з'єднання має вигляд:

$$Q_2 = \sigma_2 \frac{\pi \cdot 0,02^2}{4} = 1,896 \cdot 10^5 \quad 4.20$$

Отже коефіцієнт навантаження для алюмінієвої прокладки має вигляд:

$$\chi = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_1} = 0,02 \quad 4.21$$

Розрахунковий коефіцієнт піддатливості  $\lambda$  має вигляд:

$$\lambda = \frac{l}{E \cdot A} = 2,211 \cdot 10^{-10} \quad 4.22$$

### 4.3 Аналіз отриманих результатів

Знаходячи коефіцієнти напружень, отримали таблицю 4.5, де вказано всі дані отримані від експерименту.

Таблиця 4.5 – Загальні результати отримані від чисельного експерименту

| Матеріал   | Nod1,<br>Nod2  | $\sigma_1$ ,<br>МПа      | Q1, Н                  | Nod1,<br>Nod2  | $\sigma_2$ ,<br>МПа      | Q2, Н                  | $\chi$ | $\lambda$ ,<br>м/Н         |
|------------|----------------|--------------------------|------------------------|----------------|--------------------------|------------------------|--------|----------------------------|
| Алюміній   | 37381<br>37398 | 0,74698<br>$\times 10^9$ | 2,347<br>$\times 10^5$ | 37414<br>37382 | 0,75750<br>$\times 10^9$ | 2,38<br>$\times 10^5$  | 0,014  | 1,368<br>$\times 10^{-12}$ |
| Латунь     | 37381<br>37398 | 0,60235<br>$\times 10^9$ | 1,892<br>$\times 10^5$ | 37414<br>37382 | 0,61394<br>$\times 10^9$ | 1,929<br>$\times 10^5$ | 0,019  | 8,196<br>$\times 10^{-13}$ |
| Пароніт    | 37381<br>37398 | 0,6426<br>$\times 10^9$  | 2,019<br>$\times 10^5$ | 37414<br>37382 | 0,65412<br>$\times 10^9$ | 2,055<br>$\times 10^5$ | 0,018  | 4,754<br>$\times 10^{-11}$ |
| Фторопласт | 37381<br>37398 | 0,59161<br>$\times 10^9$ | 1,859<br>$\times 10^5$ | 37414<br>37382 | 0,60336<br>$\times 10^9$ | 1,896<br>$\times 10^5$ | 0,02   | 2,211<br>$\times 10^{-10}$ |

На рисунку 4.9, зображено залежність коефіцієнта навантаження болта  $\chi$  в залежності від його піддатливості  $\lambda$  з цієї діаграми можна зробити висновок що чим жорсткіше прокладка, тим вона і краще.

Для перевірки технічного застосування обираємо точку перегину графіка, та опускаємо перпендикуляри для знаходження даних для останнього чисельного експерименту. Отримуємо коефіцієнт піддатливості  $\lambda = 0,017$  та коефіцієнт навантаження  $\chi = 2,5 \cdot 10^{-11}$ . Для фінального числового експерименту маємо розрахувати модуль повздовжньої пружності за формулою:

$$E = \frac{l}{\lambda \cdot A} = \frac{0,002}{2,5 \cdot 10^{-11} \cdot 0,021} = 3,81 \cdot 10^9 \text{ Па} \quad 4.23$$

У нашому випадку вийшло, що модуль повздовжньої пружності =  $3,81 \cdot 10^9$  та обираємо середній коефіцієнт Пуассона = 0,4.

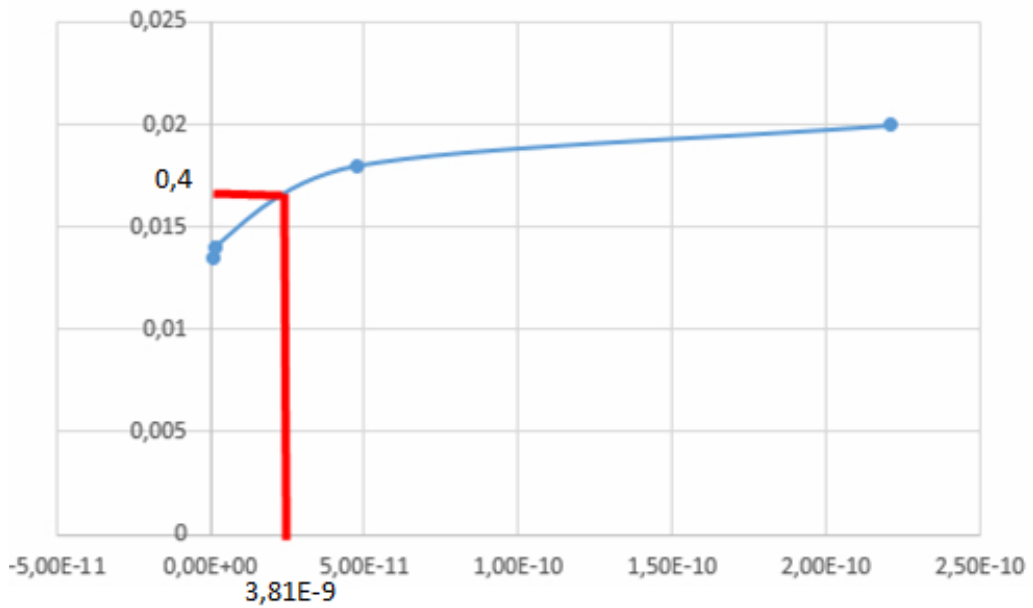


Рисунок 4.9 – Графік залежності коефіцієнта навантаження болта від піддатливості

При першому чисельному експерименті було отримано діаграму на рисунку 4.10, на якій середнє навантаження болта беремо у точці 9,35 мм.

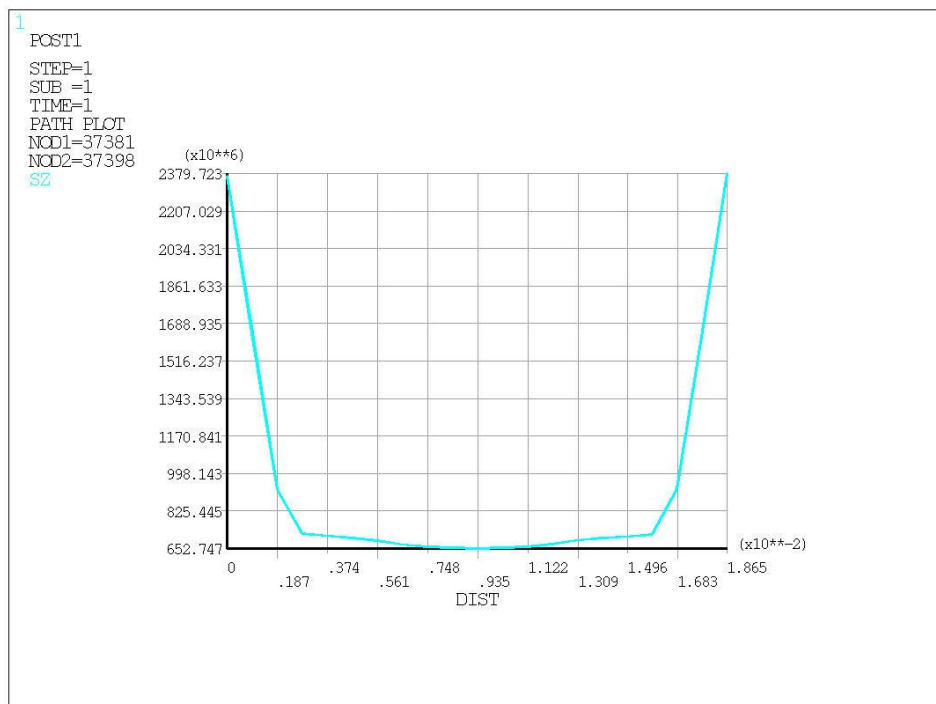


Рисунок 4.10 – Розрахункова діаграма при першому фінальному чисельному експерименті

Отримане середнє навантаження болта  $\sigma_1 = 0,65275 \cdot 10^9$  Па. Тому внутрішній тиск фланцевого з'єднання має вигляд:

$$Q_1 = \sigma_1 \frac{\pi \cdot 0,02^2}{4} = 2,051 \cdot 10^5 \quad 4.24$$

При другому чисельному експерименті було отримано діаграму на рисунку 4.11, на якій середнє навантаження болта беремо у точці 9,35 мм.

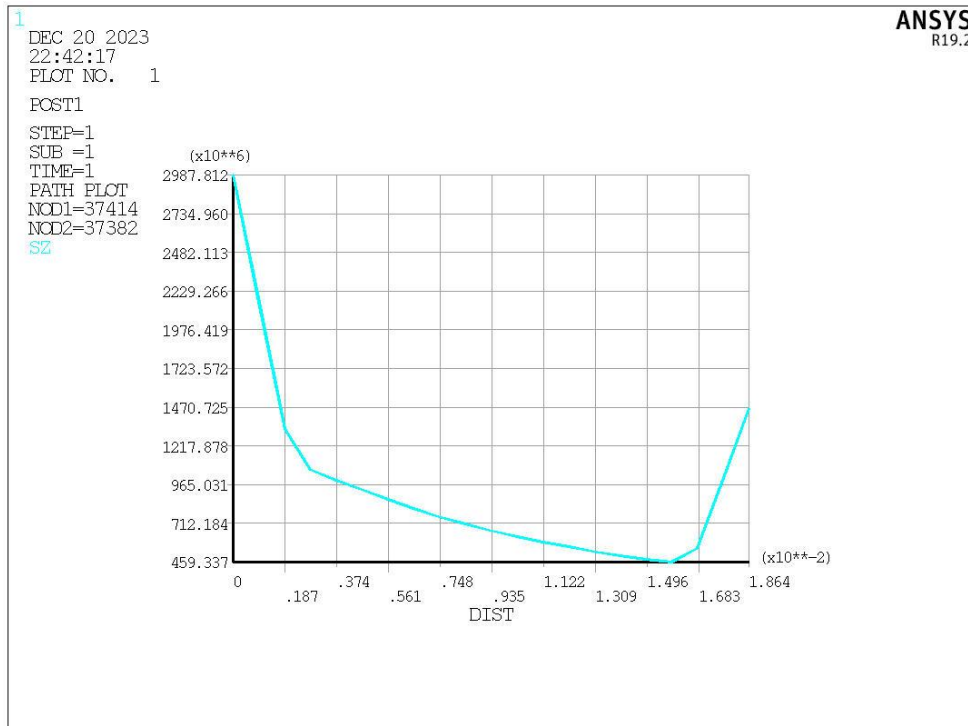


Рисунок 4.11 – Розрахункова діаграма при другому фінальному чисельному експерименті

Отримане середнє навантаження болта  $\sigma_2 = 0,66397 \cdot 10^9$  Па. Тому внутрішній тиск фланцевого з'єднання має вигляд:

$$Q_2 = \sigma_2 \frac{\pi \cdot 0,02^2}{4} = 2,086 \cdot 10^5 \quad 4.25$$

Отже коефіцієнт навантаження для алюмінієвої прокладки має вигляд:

$$\chi = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_1} = 0,017 \quad 4.26$$

Розрахунковий коефіцієнт піддатливості  $\lambda$  має вигляд:

$$\lambda = \frac{l}{E \cdot A} = 2,495 \cdot 10^{-11} \quad 4.27$$

На рисунку 4.12 зображено графік залежності коефіцієнта навантаження болта від піддатливості, з урахуванням фінального експерименту для поточного інженерного розрахунку фланцевого з'єднання. За перевірочним розрахунком маємо точку перегибу, що доводить технічне застосування теорії: Чим більша жорсткість, тим менша піддатливість прокладки.

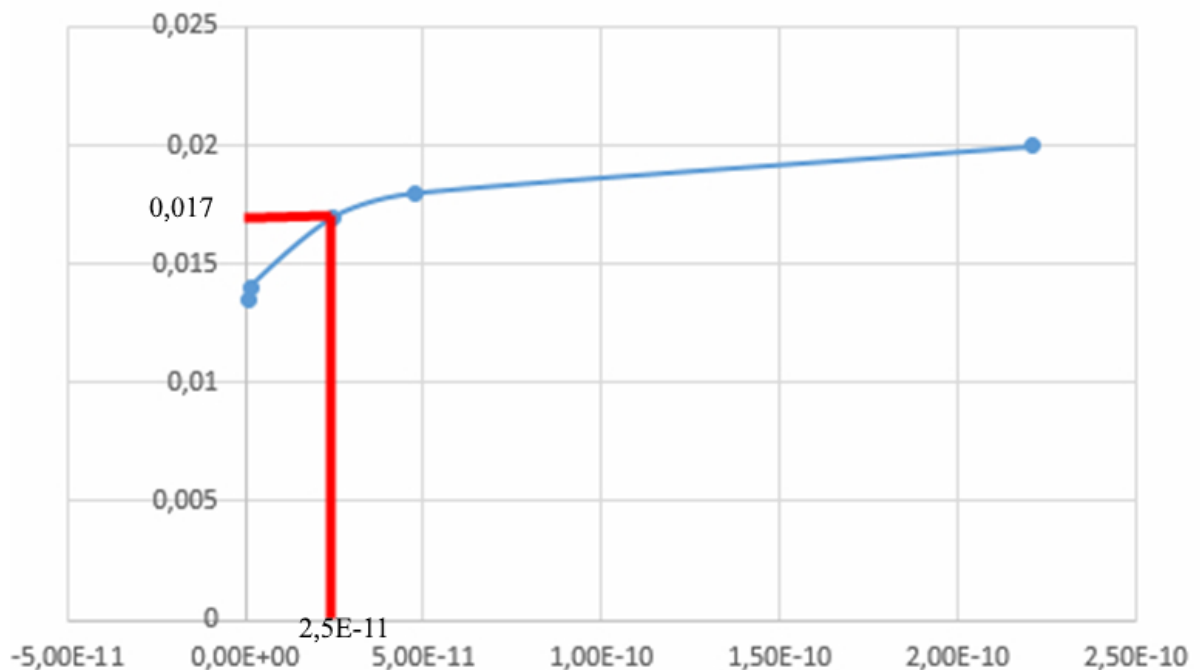


Рисунок 4.12 - Графік залежності коефіцієнта навантаження болта від піддатливості.

## ВИСНОВОКИ ЗА ЧЕТВЕРТИМ РОЗДІЛОМ

На основі симуляційної моделі було поточнено геометрію болта з урахуванням змінної  $\chi$ , в залежності від його піддатливості. Знайдено діаграму залежності коефіцієнта навантаження болта від піддатливості прокладки для поточного інженерного розрахунку фланцевого з'єднання з симуляційно визначеними коефіцієнтами навантаження

## ВИСНОВОК

В роботі досліджено перспективи раціонального проектування болтових з'єднань з огляду на їх міцність при різних підходах до проектування на основі нормативної документації до вітчизняних та зарубіжних методик проектування роз'ємних різьбових з'єднань.

У першому розділі розглядається теоретична поведінка болтових з'єднань при розтяганні, використовуючи теоретичні дослідження та поточні моделі. Основні підходи до моделювання включають тензорну, елементну та чисельну моделі. Тензорна модель розглядає з'єднання як систему стержнів і пластин, з'єднаних болтами. Елементна модель розглядає з'єднання як сукупність елементів, з'єднаних затискними силами, тоді як чисельна модель використовує чисельні методи для розрахунку поведінки. Розглянуті поточні моделі, де з'єднання може бути розтягнутим або зсувним, а також комбінованим.

Розраховано болти фланцевого з'єднання за вітчизняною методикою, з поточним коефіцієнтом навантаження болта. На основі порівняння різних методів розрахунку виконано технічний розрахунок. Враховані параметри, такі як температура, тиск, матеріали та конструкційні особливості. Проведено аналіз матеріалів прокладки для вибору оптимального коефіцієнта навантаження. Розглянуто міцність фланцевих елементів та болтів під різними умовами навантаження, включаючи гідростатичні випробування.

Скінченно-елементний аналіз виконано для тривимірної моделі з урахуванням симетричності конструкції та контакту між елементами. Проведено аналіз напруженого стану циліндричного тіла болта для поточної конструкції.

На основі аналізу напруженого стану циліндричного тіла болта при загвинчуванні та під додатковою дією внутрішнього тиску на фланцеве з'єднання оптимізовано конфігурації болтового з'єднання на основі підбору

раціональних піддатливостей для матеріалів прокладок у складі з'єднання, беручи до уваги коефіцієнт навантаження болта.

Симуляційна модель використовувалася для оновлення геометрії болта враховуючи змінну піддатливість прокладки. Знайдено діаграму залежності коефіцієнта навантаження болта від піддатливості прокладки для інженерного розрахунку фланцевого з'єднання.

## СПИСОК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1 An introduction to the design and behavior of bolted joints (Mechanical engineering). Author, John H. Bickford. Edition, 4, illustrated, revised. Publisher, CRC Press, 2007. ISBN, 0849381878, 9780849381874. / Basic concepts – 41 – 50 c. // Theoretical behavior of the joint under Tensile Loads – 219 – 247 // Behavior of the joint loaded in Tension: A Closer Look – 249 – 252.

2 KTA 3201.2, Components of the Reactor Coolant Pressure Boundary of Light Water Reactors; Part 2: Design and Analysis, 2013

3 KTA 3211.2, Pressure and Activity Retaining Components of Systems Outside the Primary Circuit; Part 2: Design and Analysis, 2013

4 DIN 28090-1: Static gaskets for flange connections - Part 1: Characteristic values and test procedures, 1995

5 EN 1591-1, Flanges and their joints - Design rules for gasketed circular flange connections - Part 1: Calculation method, 2013

6 EN 13555, Flanges and their joints - Gasket parameters and test procedures relevant to the design rules for gasketed circular flange connections, 2014

7 Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок - ПНАЭ Г-7-002-86: / УТВ. Госком СССР по использованию атомной энергии и Госком СССР по надзору за безопасным ведением работ в атомной энергетике 01.07.87.

8 ANSYS Mechanical APDL for Finite Element Analysis, Exercise 3-1 - Bottom-Up Solid Modeling of a Plate with a Central Hole Using Quarter Symmetry / Mary Kathryn Thompson, John M. Thompson. - Butterworth-Heinemann, 2017, Pages 67-75, ISBN 9780128129814, <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-812981-4.00015-0>.

9 ANSYS help ел. доступ: [https://www.mm.bme.hu/~gyebro/files/ans\\_help\\_v182/](https://www.mm.bme.hu/~gyebro/files/ans_help_v182/).



10 ASME Boiler and Pressure Vessel Code: An international code. (2010). New York: ASME.

11 Valves-flanged, threaded and welded. (2017). New York, NY: American Society of Mechanics Engineers.

12 ASME B16.5. (2009.). New York: American Society of Mechanical Engineers.

13 ASME B31.3. (2007.). New York: American Society of Mechanical Engineers.

14 ГОСТ 21631 – 76 Листы из алюминия и алюминиевых сплавов.

15 ГОСТ 2208 – 2007 Фольга, ленты, листы и плиты латунные. Технический условия.

16 ГОСТ 481 – 80 Паронит и прокладки из него. Технические условия.

17 Визначення коефіцієнта навантаження болта на основі тривімірної скінченоелементної моделі фланцевого з'єднання/ Спічаков О. І., Жигилій Д. О. // Технології ХХІ сторіччя 29ої міжнародної науково-практичної конференції (20-22 листопада 2023 р.) Секції: «Прогресивні технології на транспорті». – Суми: Сумський державний університет, 2023. – С. 14

## ДОДАТОК

Таблиця Д1 – Параметри шпильки, гайки, прокладки, шайби та фланця.

| Назва параметру   | Числове значення |
|---|------------------|
| Розрахункова температура, °С  | 95               |
| Тиск на вході, МПа  | 1,4              |
| Тиск при гідравлічних випробуваннях, МПа  | 2,026            |
| <b>Матеріал шпильки – сталь 38ХНЗМФА ГОСТ 4543-71</b>   |                  |
| Коефіцієнт лінійного розширення матеріалу шпильки при розрахунковій температурі, 1/°С                 | 0,00001186       |
| Модуль пружності матеріалу шпильки при розрахунковій температурі, МПа                                 | 210200           |
| Мінімальне значення тимчасового опору матеріалу шпильки при розрахунковій температурі                 | 946              |
| Мінімальне значення межі плинності матеріалу шпильки при розрахунковій температурі, МПа               | 848              |
| Мінімальне значення тимчасового опору матеріалу шпильки при температурі гідравлічних випробувань, МПа | 981              |
| Мінімальне значення межі плинності матеріалу шпильки при температурі гідравлічних випробувань, МПа    | 880              |
| Число шпильок   | 12               |
| Температура шпильки при плановому пуску, °С   | 78               |
| Зовнішній діаметр різьблення шпильки, м   | 0,02             |
| Внутрішній діаметр різьблення шпильки, м  | 0,017294         |
| Вільна довжина шпильки, м   | 0,026            |
| Діаметр розташування шпильок, м   | 0,295            |

## Продовження таблиці Д1

| Назва параметру  | Числове значення |
|--|------------------|
| <b>Матеріал гайки</b> – сталь 20X13 ГОСТ 5632-72   |                  |
| Мінімальне значення тимчасового опору матеріалу гайки при розрахунковій температурі, МПа | 738              |
| Мінімальне значення межі плинності матеріалу гайки при розрахунковій температурі, МПа    | 550              |
| Висота робочої частини різьблення гайки  | 0,018            |
| Наведений коефіцієнт тертя для визначення моменту, що передається на шпильку             | 0,13             |
| Наведений коефіцієнт тертя для визначення моменту на ключі                               | 0,26             |
| Коефіцієнт повноти різьблення шпильки  | 0,75             |
| Коефіцієнт повноти різьблення гайки  | 0,87             |
| Коефіцієнт, що враховує зміну деформації витків по висоті різьблення в гайці             | 0,55             |
| Коефіцієнт, що враховує зміну деформації витків по висоті різьблення у корпусі           | 0,7              |
| <b>Матеріал шайби</b> – сталь 20X13 ГОСТ 5632-72   |                  |
| Коефіцієнт лінійного розширення матеріалу шайби при розрахунковій температурі, 1/°C      | 0,00001027       |
| Модуль пружності матеріалу шайби при розрахунковій температурі, МПа                      | 215200           |
| Температура шайби при плановому пуску, °C  | 76               |
| Висота шайби, м  | 0,004            |
| Зовнішній діаметр шайби, м   | 0,037            |
| Внутрішній діаметр шайби, м  | 0,021            |

## Продовження таблиці Д1

| Назва параметру  | Числове значення |
|--|------------------|
| <b>Матеріал прокладки</b> – пароніт ПОН-Б 2,0  |                  |
| Коефіцієнт лінійного розширення матеріалу прокладки, 1/°С                            | 0,0000065        |
| Модуль пружності матеріалу прокладки при розрахунковій температурі, МПа              | 2000             |
| Кількість прокладок  | 1                |
| Температура прокладки при плановому пуску, °С  | 95               |
| Висота прокладки, м  | 0,002            |
| Зовнішній діаметр ділянки обкладинки прокладки, м                                    | 0,260            |
| Внутрішній діаметр обтискованої ділянки прокладки, м                                 | 0,197            |
| Прокладний коефіцієнт  | 1,6              |
| Питомий тиск на прокладку, МПа   | 20               |
| <b>Матеріал фланця</b> – сталь 08Х18Н10Т ГОСТ 5632-72                                |                  |
| Коефіцієнт лінійного розширення матеріалу фланця при розрахунковій температурі, 1/°С | 0,00001658       |
| Модуль пружності матеріалу фланця при розрахунковій температурі, МПа                 | 200200           |
| Температура фланця при плановому пуску, °С   | 449              |
| Висота фланця, м   | 182              |
| Зовнішній діаметр фланця, м  | 80               |
| Внутрішній діаметр фланця, м   | 0,021            |
| Товщина труби, м   | 0,335            |
| Товщина конічної шийки, м  | 0,197            |
| Температура фланця при плановому пуску, °С   | 0,014            |
| Висота фланця, м   | 0,023            |

Продовження таблиці Д1

| Назва параметру  | Числове значення |
|--|------------------|
| <b>Матеріал фланця</b> – сталь 08X18H10T ГОСТ 5632-72  |                  |
| Коефіцієнт лінійного розширення матеріалу фланця при розрахунковій температурі, $1/^\circ\text{C}$ | 0,00001658       |
| Модуль пружності матеріалу фланця при розрахунковій температурі, МПа                               | 200200           |
| Висота фланця, м   | 0,025            |
| Зовнішній діаметр фланця, м  | 0,335            |
| Внутрішній діаметр фланця, м   | 0,197            |
| Товщина труби, м   | 0,0095           |
| Товщина конічної шийки, м  | 0,022            |

Таблиця Д2 – Рекомендовані значення ширини прокладки.

| Тип прокладки         | Діаметр фланця<br>$D$ , мм | Ширина<br>прокладки $b_0$ , мм | Галузь застосування                                  |
|-----------------------|----------------------------|--------------------------------|--|
| Плоскі неметалеві     | $D \leq 1000$              | 10 – 20                        | Плоскі ущільнюючі, гладкі<br>поверхні                |
|                       | $1000 < D \leq 2000$       | 15 – 30                        |  |
|                       | $D > 2000$                 | $\geq 25$                      |  |
| Плоскі металеві       | $D \leq 1000$              | 10 – 25                        | Плоскі ущільнюючі, гладкі<br>або з кромками поверхні |
|                       | $D > 1000$                 | $\geq 15$                      |  |
| Плоскі<br>комбіновані | $D \leq 2000$              | 10 – 20                        | Плоскі ущільнюючі, гладкі<br>або з кромками поверхні |
| Зубчасті металеві     | $D > 2000$                 | $\geq 15$                      | Плоскі ущільнюючі, гладкі<br>або з кромками поверхні |

Продовження таблиці Д2

| Тип прокладки               | Діаметр фланця<br>D, мм | Ширина<br>прокладки $b_0$ , мм | Галузь застосування            |
|-----------------------------|-------------------------|--------------------------------|--------------------------------|
| Профільні,<br>$p > 6,4$ МПа | $D \leq 400$            | $\geq 5$                       | Профільні прокладки у<br>пазах |
|                             | $400 < D \leq 700$      | $\geq 6$                       |                                |
|                             | $700 < D \leq 1000$     | $\geq 8$                       |                                |
|                             | $D > 1000$              | $\geq 10$                      |                                |

Таблиця Д3 – Параметри для різних типів прокладок.

| Рідкі середовища |                              | Повітря, пар |                               | Гази з високою<br>проникністю (гідроген,<br>гелій) |                               |
|------------------|------------------------------|--------------|-------------------------------|--|-------------------------------|
| m                | $q_0$ , МПа                  | m            | $q_0$ , МПа                   | m  | $q_0$ , МПа                   |
| 1,2              | 5                            | 2,2          | 9                             | 3,0  | 13                            |
| 1,4              | 10                           | 2,5          | 18                            | 3,1  | 26                            |
| 1,6              | $\frac{80}{\sqrt{10\delta}}$ | 2,9          | $\frac{100}{\sqrt{10\delta}}$ | 4  | $\frac{130}{\sqrt{10\delta}}$ |
| 1,5              | 27                           | 2,5          | 50                            | 4  | 70                            |
| 1,75             | 20                           | 3,0          | 30                            | 4,25   | 42                            |
| 1,9              | 20                           | 3,25         | 35                            | 4,5  | 50                            |
| 2,0              | 22                           | 3,5          | 40                            | 5  | 55                            |
| 1,9              | 27                           | 3,25         | 50                            | 4,5  | 70                            |
| 2,0              | 32                           | 3,5          | 60                            | 5  | 80                            |
| 2,25             | 38                           | 3,75         | 70                            | 5,5  | 100                           |
| 2,5              | $2,4R_{p02}$                 | 4,5          | $3R_{p02}$                    | 6  | $4R_{p02}$                    |
| 3,0              |                              | 5,0          |                               | 7  |                               |
| 3,5              |                              | 6,0          |                               | 8  |                               |

Таблиця Д4 – Параметри для вибору різьби шпильок та розмір фланців.

|                |       |       |       |       |       |       |       |
|----------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Різьба шпильок | M16   | M20   | M22   | M24   | M27   | M30   | M36   |
| $d_1$          | 13,55 | 16,93 | 18,93 | 20,32 | 23,32 | 23,32 | 31,10 |
| $d_0$          | 18    | 23    | 25    | 27    | 30    | 33    | 40    |
| $e$            | 28    | 35    | 39    | 42    | 47    | 53    | 64    |
| $a$            | 9     | 10    | 10    | 11    | 12    | 12    | 14    |
| $2a_1$         | 6     | 6     | 8     | 10    | 10    | 10    | 14    |
| Різьба шпильок | M42   | M44   | M48   | M52   | M56   | M60   | M64   |
| $d_1$          | 36,15 | 36,50 | 41,87 | 45,87 | 49,25 | 53,25 | 56,64 |
| $d_0$          | 46    | 48    | 52    | 58    | 62    | 66    | 70    |
| $e$            | 75    | 75    | 87    | 93    | 98    | 104   | 110   |
| $a$            | 15    | 15    | 16    | 17    | 18    | 19    | 20    |
| $2a_1$         | 15    | 15    | 15    | 15    | 15    | 15    | 15    |