

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра комп'ютерної механіки імені Володимира Марцинковського

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

бакалавра

на тему

**Дослідження процесу герметизації радіального сальникового
ущільнення з деформованим корпусом**

Виконав: студент 4 курсу групи КМ – 81

Лобас Д.І.

Рівень підготовки: бакалавр

Спеціальність: 131 Прикладна механіка

ОПП: Комп'ютерний інжиніринг в механіці

Керівник: доцент Гудков С.М.

Рецензент: зав. кафедри Загорулько А.В.

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота бакалавра: с.52, рис.29, таб.1, дж.14.

Об'єкт дослідження: радіальне сальникове ущільнення з деформованим корпусом.

Мета: числове розв'язання задачі гідропружності радіального сальникового ущільнення з деформованим корпусом.

Методи дослідження: аналіз і узагальнення даних джерел науково-технічної інформації; числовий розрахунок, виконаний на основі залежностей теорії пружності та гідроаеромеханіки, що дозволило вирішити задачу гідропружності радіального сальникового ущільнення з деформованим корпусом.

Одним із способів збільшення ресурсу радіальних сальникових є використання різних конструкцій деформованого корпусу. На сьогоднішній день для розрахунку радіальних сальникових ущільнень з деформованим корпусом застосовують тільки наближені методи, які не дають можливості точно проаналізувати вплив різних конструкцій податливого корпусу на гідродинамічні характеристики. Тому необхідно застосовувати сучасні програмні комплекси, в яких закладено методи обчислювальної гідродинаміки.

В роботі за допомогою програмного комплексу Ansys Student проведено числовий розрахунок задачі гідропружності радіального сальникового ущільнення з деформованим корпусом. Виконано порівняльний аналіз отриманих результатів числового розрахунку задачі гідропружності радіального сальникового ущільнення для різних конструкцій деформованого корпусу. Визначенні гідродинамічні характеристики радіального сальникового ущільнення.

САЛЬНИКОВЕ УЩІЛЬНЕННЯ, ДЕФОРМОВАНИЙ КОРПУС, ЗАДАЧА ГІДРОПРУЖНОСТІ, КОНТАКТНИЙ ТИСК, ANSYS STUDENT

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1 Аналіз конструкцій та методів експериментальних досліджень радіальних сальникових ущільнень.....	8
1.1 Механізм роботи радіальних сальникових ущільнень.....	8
1.2 Конструкцій радіальних сальникових ущільнень з розвантаженою парою тертя.....	10
1.3 Монтаж та обслуговування сальникових ущільнень.....	15
1.4 Експериментальні дослідження механізму герметизації радіальних сальникових ущільнень.....	17
1.5 Висновки.....	21
2. Розрахунок радіального сальникового ущільнення з деформованим корпусом.....	22
3. Числовий розрахунок задачі гідропружності радіального сальникового ущільнення з деформованим корпусом.....	25
3.1 Загальні відомості.....	25
3.2 Вихідні дані і послідовність розрахунку.....	26
3.3 Результати розрахунку.....	29
3.4 Висновки.....	48
Висновки.....	49
Перелік посилань.....	51

ВСТУП

Головним недоліком радіальних сальникових ущільнень є нерівномірність розподілу контактного тиску по доважені пари тертя, що веде до перевантаження окремих ділянок та до скорочення ресурсу ущільнення. У зв'язку з цим необхідно застосовувати відповідні конструктивні заходи з розвантаження пари тертя сальникового ущільнення. Одним з можливих шляхів підвищення герметичності та довговічності радіального сальникових ущільнень є розвантаження пари тертя за рахунок податливого корпусу ущільнення.

Конструкція радіального сальникового ущільнення працює наступним чином. Корпус ущільнення складається з консольних пластинок (пелюсток). Радіальні напруження, що виникають в сальниковій набивці при її осьовому стисненні, згинають пластинки, згинальна жорсткість яких зменшується у міру віддалення від дна корпусу. Завдяки цьому кільця сальникової набивки розвантажуються. Максимальні прогинання пластинок виникають на їх вільних кінцях, тому розвантаження кільця сальникової набивки зростає у міру наближення до натискної втулки. Таким чином знімається пік напруження в зовнішніх кільцях, характерний для традиційної конструкції радіального сальникового ущільнення.

В останній час область застосування радіальних сальникових ущільнень значно розширилася, тому необхідно застосовувати відповідні конструктивні заходи щодо поліпшення якості їх роботи. Одним із способів збільшення ресурсу радіальних сальникових є використання різних конструкції деформованого корпусу.

На сьогоднішній день для розрахунку радіальних сальникових ущільнень з деформованим корпусом застосовують тільки наближені методи, які не дають можливості точно проаналізувати вплив різних конструкції податливого корпусу на гідродинамічні характеристики. Тому необхідно застосовувати

сучасні програмні комплекси, в яких закладено методи обчислювальної гідродинаміки.

Тому метою роботи є числове розв'язання задачі гідропружності радіального сальникового ущільнення з деформованим корпусом.

Для вирішення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі

1. Аналіз і узагальнення даних науково-технічної літератури за темою роботи.

2. Числовий розрахунок задачі гідропружності радіального сальникового ущільнення з деформованим корпусом.

3. Порівняльний аналіз отриманих результатів числового розрахунку задачі гідропружності радіального сальникового ущільнення для різних конструкцій деформованого корпусу.

Об'єкт дослідження – радіальне сальникове ущільнення з деформованим корпусом.

Предмет дослідження – гідродинамічні характеристики радіального сальникового ущільнення з деформованим корпусом.

Методи дослідження: аналіз і узагальнення даних джерел науково-технічної інформації; числовий розрахунок, виконаний на основі залежностей теорії пружності та гідроаеромеханіки, що дозволило вирішити задачу гідропружності радіального сальникового ущільнення з деформованим корпусом.

Дипломна робота складається з вступу двох розділів, висновків, переліку посилань. Перший розділ присвячений аналізу і узагальнення даних науково-технічної літератури за темою роботи. Другий розділ 2 присвячений числовому розрахунку задачі гідропружності радіального сальникового ущільнення з різними конструкціями податливого корпусу.

1 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ТА МЕТОДІВ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ РАДІАЛЬНИХ САЛЬНИКОВИХ УЩІЛЬНЕНЬ

1.1 Механізм роботи радіальних сальникових ущільнень

Одним з основних вузлів відцентрових насосів є ущільнення валу, що обертається, так як від роботи ущільнення в цілому залежать ресурс і надійність машини.

У більшості сучасних відцентрових насосів загального-промислового призначення в умовах порівняно низьких значень показника навантаження ($PV < 10 \text{ МПа} \cdot \text{м} / \text{с}$) істотні переваги по техніко-економічним показникам (простота, дешевизна, заміна не вимагає повного демонтажу) мають сальникові ущільнення (рис.1.1.). Тому вони залишаються найбільш часто зустрічається типом ущільнень валів відцентрових насосів загальнопромислового призначення [1].

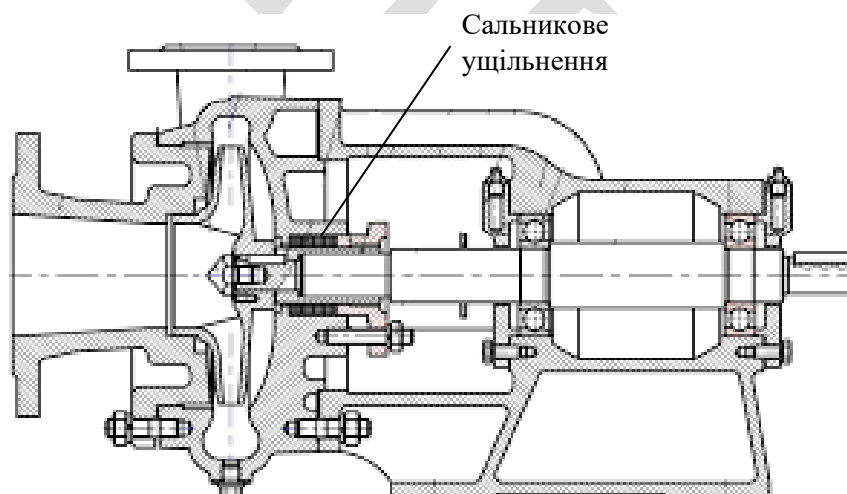


Рисунок 1.1 – Консольний насос 1К

Сальникове ущільнення (рис.1.2) являє собою кільцеву камеру в корпусі 1, обмежену поверхнею вала 2 і заповнену набивкою 3, стисненою в осьовому напрямку затискною втулкою 4. За рахунок контактної тиску усувається видимий зазор між набивкою і валом і забезпечується необхідна герметичність: протікання ущільнюваної рідини, що знаходиться під

надлишковим тиском p_1 , відбуваються лише через канали, утворені мікронерівностями контактних поверхонь [2,3].

Для досягнення необхідної герметичності потрібно, щоб контактний тиск хоча б на частині довжини пакета перевищував тиск ущільнюваної рідини. Чим більше це перевищення, тим менше протікання, але тим більше тертя набивки по валу, температура контакту, швидкість зношування набивання і поверхні вала. Таким чином, підвищення герметичності веде до неминучого зниження ресурсу ущільнення, а основним фактором, що визначає герметичність і ресурс, є зусилля стиснення набивання.

Головним недоліком радіального сальникового ущільнення є те, що через нерівномірність розподілу контактного тиску по довжині пари воно є достатньо перевантаженим. Це призводить до того, що вся довжина пари тертя радіального сальникового ущільнення розділена на дві ділянки. Ділянка контакту, яка відіграє основну роль герметизатора (найбільш перевантажена ділянка) і ділянка зазору між сальниковою набивкою і валом, на якій розподіляється гідростатичний тиск (рис.1.3).

У зв'язку з цим необхідно застосовувати відповідні конструктивні заходи з розвантаження пари тертя, забезпечуючи при цьому роботу ущільнення в режимі змішаного змащення з мінімальними коефіцієнтами тертя і мінімальними витокami.

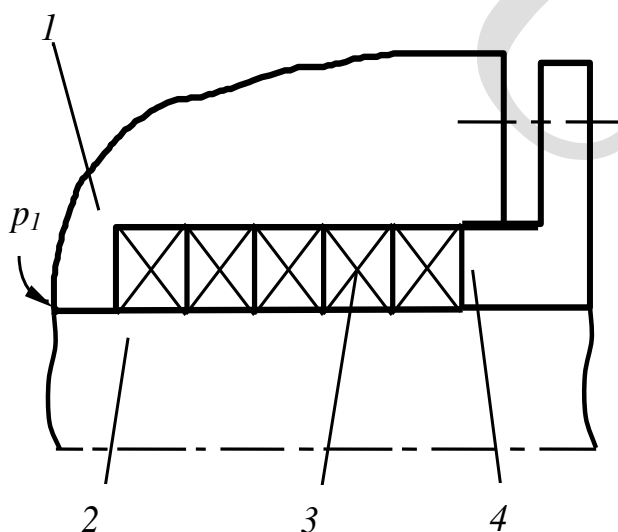


Рисунок 1.2 – Традиційна конструкція радіального сальникового ущільнення

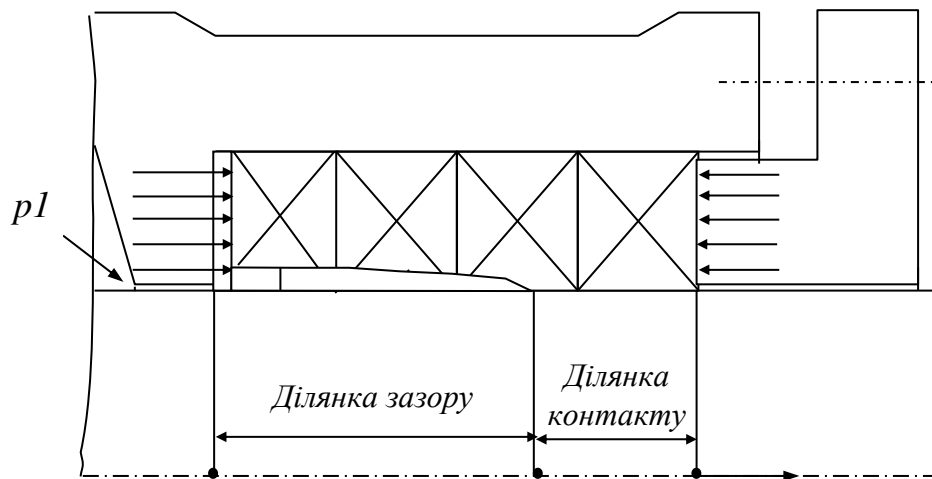


Рисунок 1.3 – Пара тертя радіального сальникового ущільнення

Ресурс сальникового ущільнення значною мірою залежить від правильного вибору сальникової набивки, яка повинна володіти рядом фізико-хімічних властивостей. До числа найважливіших відносяться: механічна міцність, ластичність, зносостійкість, антифрикційні якості, хімічна, термічна і радіаційна стійкість, низький коефіцієнт теплового розширення, високий коефіцієнт теплопровідності. Широке поширення отримали плетені сальникові набивки. Для підвищення фізико-механічних властивостей набивки до основних волокон додають деякі кольорові метали чи їх сплави у вигляді дроту, фольги, порошків. Антифрикційні властивості набивання підвищують за рахунок її просочення матеріалом, в якості якого широко використовується ПТФЕ (політетрафторетилен).

1.2 Конструкції радіальних сальникових ущільнень з розвантаженою парою тертя

На рисунку 1.4 показані конструкції радіального сальникового ущільнення з аксіально-рухомим корпусом [4]. У них за рахунок осьової рухливості сальникової коробки осьові сили тертя набивки по валу ($F_2 = 2 \pi r f_2 \sigma_r dx$) та по внутрішній поверхні коробки ($F_1 = 2 \pi R f_1 \sigma_r dx$), виникаючі при стисненні набивки, направлені в протилежні боки, а контактний тиск,

визначений силами тертя, майже постійний по довжині: $\sigma_{y0} \cong \sigma_{-l}$. При цьому втрати потужності на тертя зменшуються, а це не тільки економія енергії, але і зниження температури на поверхні контакту та відповідно збільшення ресурсу. У конструкціях сальникового ущільнення (рис.1.4 а,б) набивка здавлюється натискною втулкою або сальниковою коробкою. В інших конструкціях уручну виконується лише попереднє обтиснення, а під час роботи набивка додатково стискається силою ущільнювального тиску $p_l A_l$, діючою на торцеву поверхню A_l сальникової коробки. Величина контактного тиску визначається коефіцієнтом навантаження $\alpha = A_l/A$, де A - площа торцевої поверхні пакета набивки. У конструкції, показаній на рисунку 1.4 є, для полегшення заміни набивки передбачена можливість гідровипресування сальникової коробки разом з набивкою зовнішнім тиском p_e . Під час роботи насоса цей тиск можна використовувати для регулювання внутрішнього підтискання набивки без зупинки насоса [7]. У конструкціях, показаних на рисунку 1.4 б,г, здійснюється тільки внутрішнє підтискання набивки, тому найбільш навантаженими є внутрішні кільця, що працюють в умовах кращого змащення ущільнювальною рідиною.

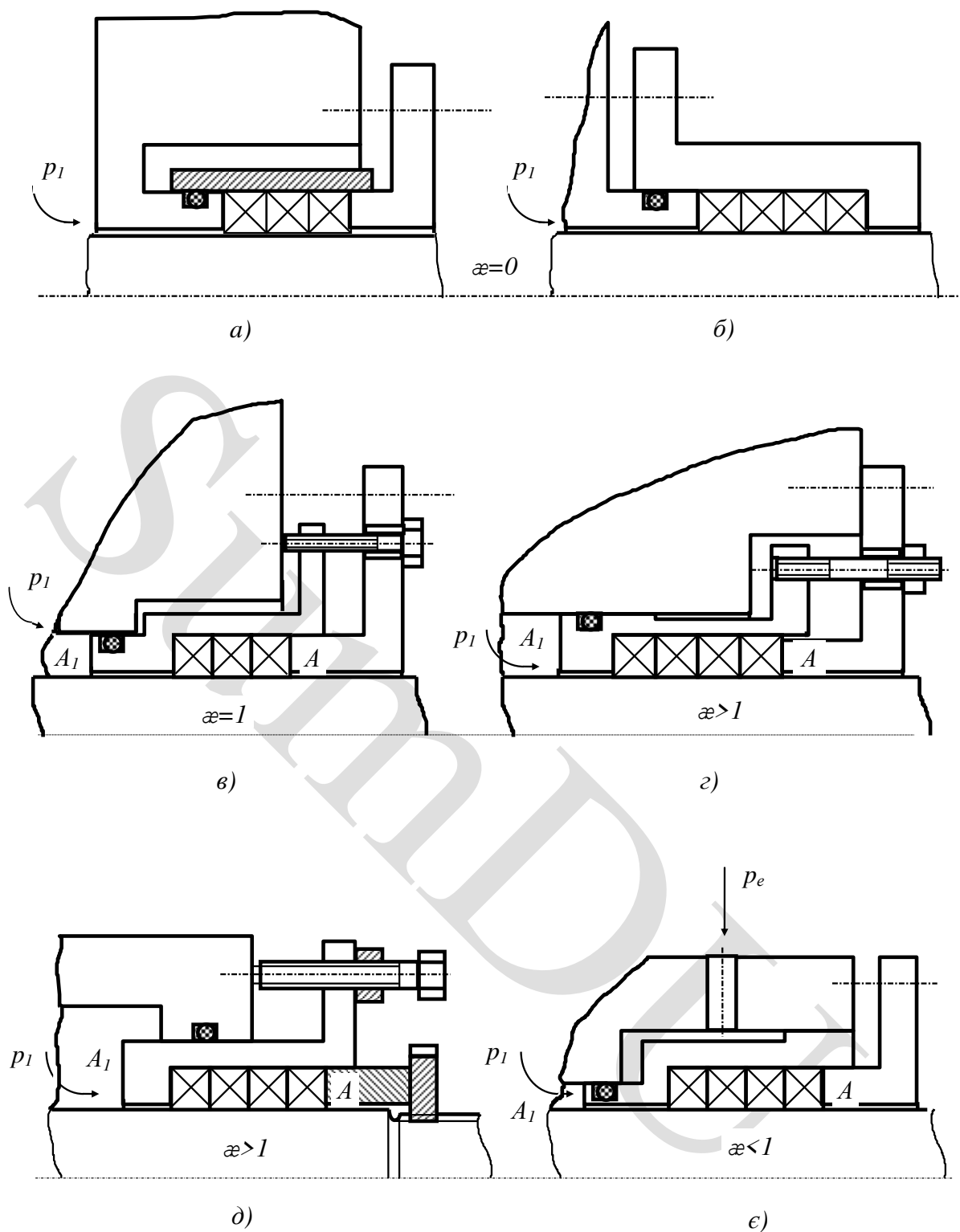


Рисунок 1.4 – Ущільнення з аксіально-рухомою сальниковою коробкою

Зміна форми сальникової коробки під пакет набивки шляхом виконання конічної розточки сальникової коробки (рис. 1.5) також призводить до вирівнювання контактної тиску набивки на вал [5]. У такому

ущільненні за рахунок радіального стиснення контактний тиск підвищується на внутрішніх кільцях і зменшується при наближенні до натискної втулки.

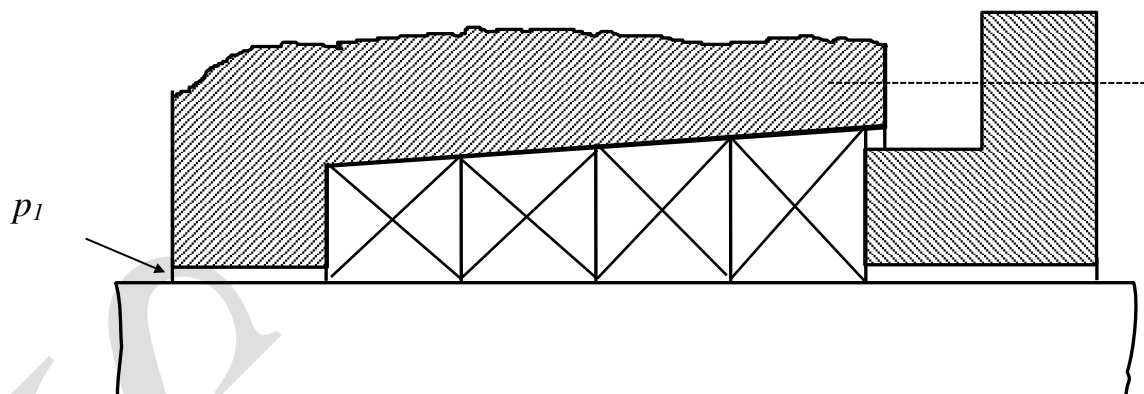
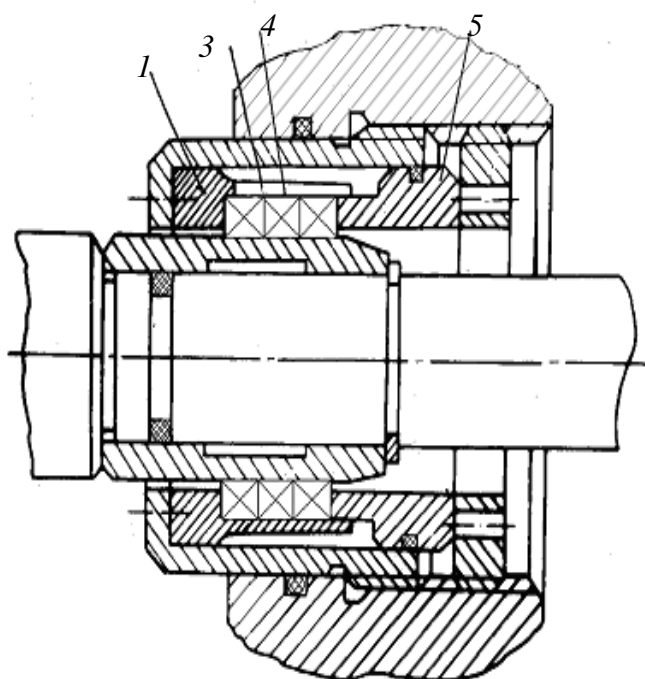
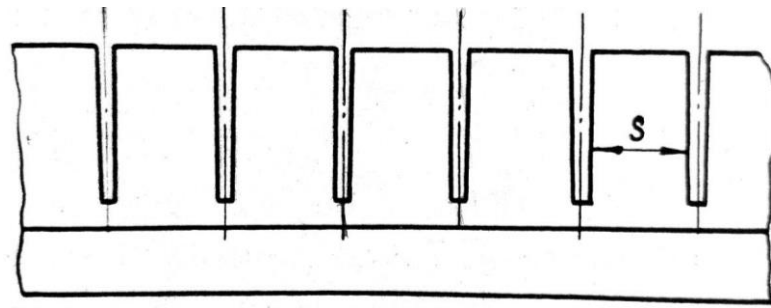


Рисунок 1.5 – Ущільнення з конусною розточкою сальникової коробки

Недоліком розглянутої конструкції залишається її чутливість до різних видів неспіввісності. Цей недолік усувається в ущільненні з деформованим корпусом (рис. 1.6), в якому тиск вирівнюється не тільки по довжині пакету, але і по колу кілець набивки, ефективно знижуючи втрати потужності на тертя [6].



a)



б)

Рисунок 1.6 – Сальникове ущільнення з деформованим корпусом

Сальникове ущільнення деформованим корпусом працює наступним чином. У корпусі сальника 1 зроблені подовжні розрізи 2, і корпус складається з консольних пластинок 3 (пелюсток) (рис.1.6а). Радіальні напруження, що виникають в набивці 4 при її осьовому стисненні, згинають пластинки 3, згинальна жорсткість яких зменшується у міру віддалення від дна корпусу. Завдяки цьому кільця набивки розвантажуються. Максимальні прогинання пластинок виникають на їх вільних кінцях, тому розвантаження кільця набивки зростає у міру наближення до натискної втулки 5. Таким чином знімається пік напруження в зовнішніх кільцях, характерний для традиційної конструкції сальника.

Розподіл тиску по довжині пакета визначається з умови спільності радіальних деформацій набивки $u(z)$ і консольних пластинок $w(z)=u(z)$. Профіль їх осьового перетину можна підібрати так, щоб контактний тиск зберігав постійне значення або змінювався за наперед заданим законом.

На сьогоднішній день для розрахунку радіальних сальникових ущільнень з податливим корпусом застосовують тільки наближені методи, які не дають можливості точно проаналізувати вплив різних конструкцій податливого корпусу на гідродинамічні характеристики. Тому необхідно застосовувати сучасні програмні комплекси, в яких закладено методи обчислювальної гідродинаміки.

1.3 Монтаж та обслуговування сальникових ущільнень

Важливими чинниками, що впливають на ресурс ущільнення, є правильний монтаж і обслуговування сальникового ущільнення. Існує ряд основних правил по монтажу та обслуговуванню сальникового ущільнення [3]:

1. Видалити старий пакет із камери сальника та ретельно вичистити всю камеру та вал, а також перевірити стан вала та втулки. Вразі надмірного зносу- регенерувати чи замінити на нову.

2. Підібрати відповідний розмір набивки. Для цього варто виміряти діаметр валу та зовнішній діаметр камери в зоні ущільнення. Половина різниці діаметрів складає необхідний розмір набивки.

3. Для встановлення в камеру необхідно використовувати відповідним чином вирізані та сформовані кільця набивки. Недопустиме спіральне намотування набивки. На практиці використовуються різні методи розрахунку довжини одинарного відрізка набивки. Найбільш поширене намотування набивки на вийнятий з камери вал насоса чи на дерев'яний циліндр, діаметр якого рівний діаметру валу насоса в зоні ущільнення. Спосіб намотування та різання набивки показаний на рисунку 1.7. Набивка під час різання повинна бути злегка напружена, але не натягнута.



Рисунок 1.7 – Спосіб вирізання сальникової набивки

4. Найбільш зручно встановлювати кільця, сформовані (опресовані) поза ущільненням. В такому випадку гніздо пресу повинно мати внутрішній діаметр на 0.05 мм більший, ніж діаметр циліндра та такої ж величини під розмір діаметру камери сальника.

5. Опресовані кільця чи відповідним чином вирізані відрізки набивки необхідно розміщати по одному в камеру, перевіряючи, правильність заповнення ущільнювального простору, так щоб в місці дотику кінців кільця не було щілин, і так, щоб кінці не заходили один на одного. Потім за допомогою подвійної втулки кільця проштовхуються таким чином, щоб вони осіли на дні камери. Наступні кільця варто розміщувати подібним чином, передвигаючи місця стику наступних кілець на 90 градусів, злегка прижимаючи їх до вкладених раніше кілець. Рекомендується, по мірі можливостей, одночасно прокручувати вал в цілях найкращого формування сальникового ущільнення.

6. Після розміщення останнього кільця в камеру, необхідно встановити натискну втулку.

7. Після подачі в насос ущільнювальної рідини провести пуск насосу. В перший час після пуску набивка повинні бути значні витіки. Результатом великих витоків в початковий період стане значне збільшення міцності ущільнення. В цей час відбувається зростання об'єму пакету в результаті теплового розширення та впитування ущільнювальної рідини. Набивка ущільнюється та краще прилягає до валу. Це попереднє самоущільнення. Якщо сальникове ущільнення в цей момент перестане протікати, варто злегка відпустити гвинти, щоб рідина витекла.

8. Приблизно через годину варто поступово та рівномірно прижимати натискну втулку. Частіше всього виконується затяжка гайок - $1/6$ обороту кожні 5 хвилин. Варто прижимати сальникове ущільнення до тих пір, поки витік не досягне 1-2 крапель в хвилину на кожний сантиметр діаметру валу. Якщо сальникове ущільнення затягнуто занадто сильно, відбувається підвищення температури, рідина перестає текти, в результаті чого

збільшується тертя та погіршується відвід тепла із зони тертя. Це призводить до швидкого вижимання пропитки, перегріву та затвердінню набивки на стиці з валом, як наслідок до втрати еластичності. Така набивка не володіє ущільнюючими властивостями, та її подальше стискання може призвести до псування валу чи втулки.

9. Під час експлуатації варто перевіряти витоки не рідше, ніж раз в добу. Якщо витоки більші, ніж очікується, встановлюємо його об'єм по правилам..

10. Загальне стискання сальникової набивки в період експлуатації не може перевищити 40% початкової висоти пакета. Після досягнення цієї величини набивку варто замінити. Не рекомендується додавати нові кільця для збільшення пакету.

1.4 Експериментальні дослідження механізму герметизації радіальних сальникових ущільнень

Для вивчення механізму герметизації радіального сальникового ущільнення використовується експериментальна установка, показана на рисунку 1.7. Базовою деталлю установки є шток А, який складається з поршня 1, шпильок 2 і 3, опорного кільця 4 і захисної втулки 5. Через отвір б в шпильці 2 підводиться ущільнювальна рідина, яка за допомогою отвору в опорному кільці потрапляє в ущільнювану порожнину.

Шляхом заміни захисної втулки 5 існує можливість дослідження пакетів набивки різних поперечних перетинів.

На шток одягнений циліндр Б, виготовлений з органічного скла. У ньому виконані отвори 11 для приєднання манометрів. Цей циліндр утворює ущільнювану порожнину і забезпечує візуалізацію процесу герметизації. Гайка 12 забезпечує вільне плавне переміщення штока усередині циліндра без обертання його навколо осі.

Послідовність виконання експериментальних досліджень:

- 1) підготувати кільця сальникової набивки;
- 2) встановити кільця сальникової набивки в установку;
- 3) за допомогою гайки 7 через пружину 8 і стакан 9 стиснути пакет набивки 10;
- 4) через отвір 6 у шпильці 2 підвести ущільнювану рідину (воду);
- 5) шляхом переміщення штока усередині циліндра з кроком 5 мм отримати розподіл гідростатичного тиску по довжині пакета набивки за допомогою манометра, приєднаного до отвору 11;
- 6) виміряти витоки через ущільнення за допомогою мірної ємкості і секундоміра;
- 7) побудувати графіки розподілу гідростатичного тиску по довжині пакета сальникової набивки і зміни витоків в часі.

В ході експерименту зусилля стиснення пакету набивки регулювали шляхом стиснення пружини 9 так, що воно було пропорційно тиску, що ущільнюється, і визначали по її деформації. Шляхом переміщення штока всередині циліндра з кроком 5 мм отримували розподіл гідростатичного тиску по довжині пакету набивки. Експеримент проводився при значеннях зусилля стиснення сальникової набивки 0,361 МПа та 0,246 МПа та при ущільнюваних тисках 0,4 МПа та 0,6 МПа. Також вимірювалася величина протікання через ущільнення.

Зусилля стиснення пакету сальникової набивки пропорційно до стиснення пружини. Коефіцієнт твердості пружини $k=113,6$ кН/м.

Завдяки прозорості корпусу установки можливо візуалізувати процес герметизації у радіальному сальниковому ущільненні. Так, з появою ущільнюваного тиску, що еквівалентно початку роботи реального насоса, спостерігаються крапельні витоки через капілярні канали в шнурах набивки. Ці витоки обумовлені їхньою плетеною структурою. Чітко видно потоки рідини, що перетікають у місцях відсутності дотику волокон набивки з захисною втулкою. У місцях зіткнення волокон з поверхнею циліндра (зовнішні кільця набивання) спостерігається різке зниження

гідростатичного тиску, тобто відсутність зазору. Коли зусилля стиснення пружини, а отже, і пакета сальникової набивки менше, ніж тиск, що ущільнюється, пакет набивки віджимається від опорного кільця і між ними з'являється дуже істотний зазор. Також у цьому випадку з'являються витоки між шнурами набивки, про що свідчить різке підвищення гідростатичного тиску при перетині дренажним отвором з манометром підключених до нього місць стику шнурів.

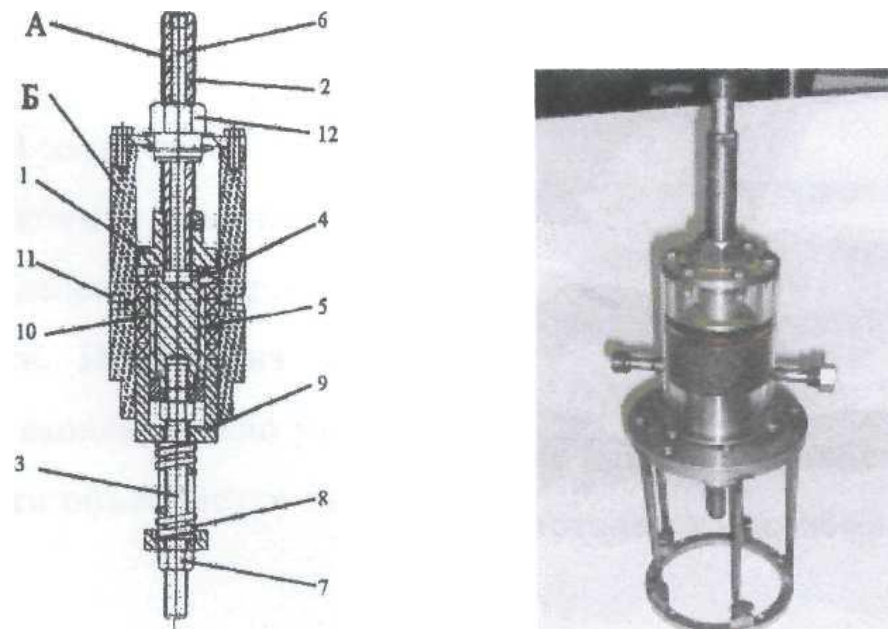


Рисунок 1.8 – Експериментальна установка для дослідження процесів герметизації радіального сальникового ущільнення

Витоки при різних зусиллях стиснення сальникової набивки і при різних тисках ущільнюючих тисках наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1

Зусилля стиснення сальникової набивки, МПа	0,361		0,246	
Ущільнюючий тиск, МПа	0,4	0,6	0,4	0,6
Витоки, л/г	1,6	3,3	2,6	4,2

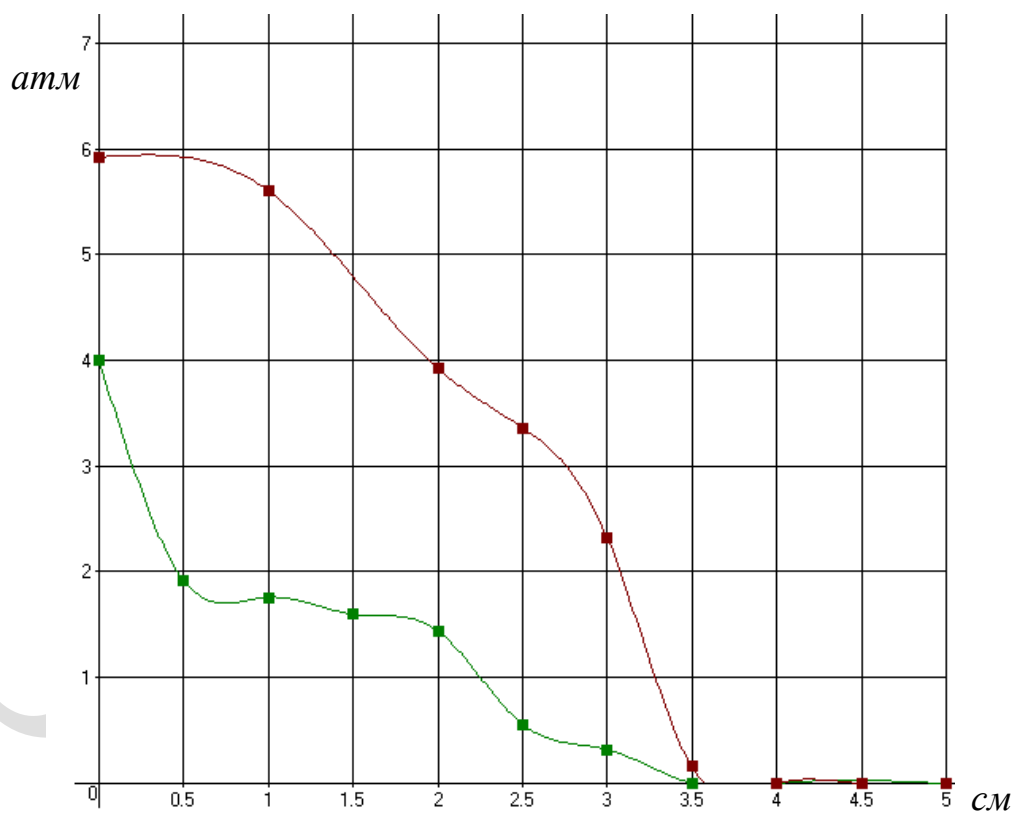


Рисунок 1.9 – Розподіл гідростатичного тиску вздовж пакета сальникової набивки (зусилля стиснення набивання 0,361 МПа)

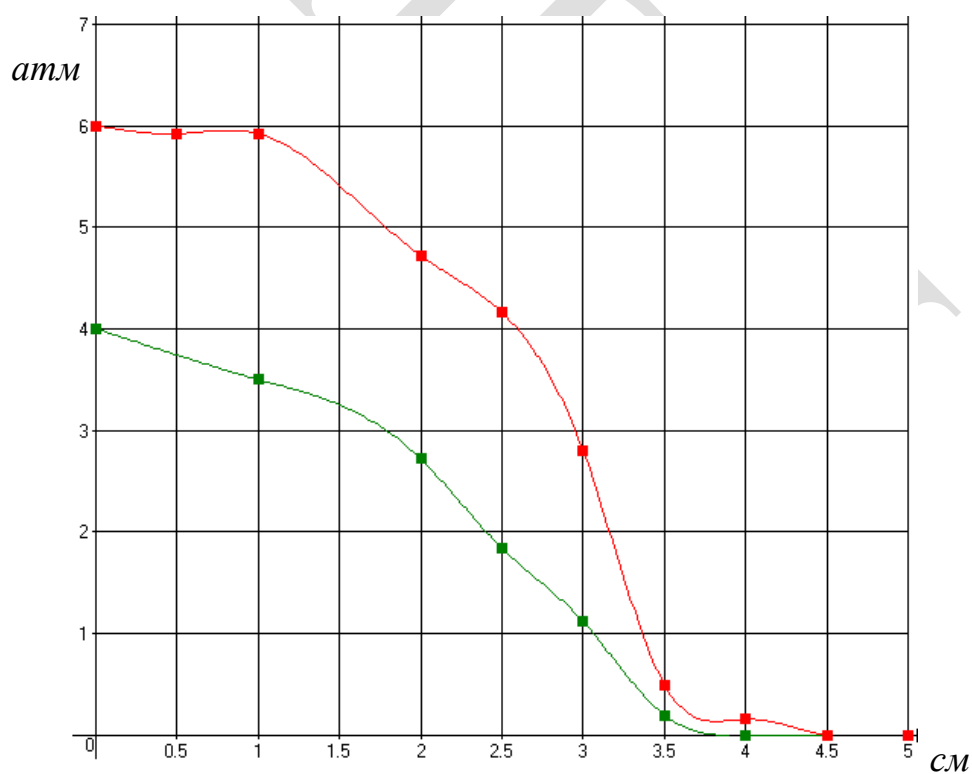


Рисунок 1.10 – Розподіл гідростатичного тиску вздовж пакета сальникової набивки (зусилля стиснення набивання 0,246 МПа)

1.5 Висновки

У даному розділі проведено аналіз існуючих конструкцій радіальних сальникових ущільнень. Перераховано їх основні переваги та недоліки. Головним недоліком радіальних сальникових ущільнень є нерівномірність розподілу контактного тиску по доважені пари тертя, що веде до перевантаження окремих ділянок та до скорочення ресурсу ущільнення.

Проведено експериментальні дослідження механізму герметизації радіального сальникового ущільнення, які підтверджують необхідність розвантаження пари тертя радіального сальникового ущільнення. Отримано розподіл гідростатичного тиску в зазорі сальникового ущільнення для різних тисків ущільнювального середовища.

У зв'язку з цим необхідно застосовувати відповідні конструктивні заходи з розвантаження пари тертя сальникового ущільнення. Одним з можливих шляхів підвищення герметичності та довговічності радіального сальникових ущільнень є розвантаження пари тертя за рахунок деформованого корпусу ущільнення.

2. РОЗРАХУНОК РАДІАЛЬНОГО САЛЬНИКОВОГО УЩІЛЬНЕННЯ З ДЕФОРМОВАНИМ КОРПУСОМ

При розрахунку сальникових ущільнень ставиться задача отримання оптимального значення кільце набивки, величину витоків через ущільнення, втрат потужності на тертя та ресурс ущільнення в цілому, що можливо тільки в результаті надійної теорії розрахунку таких ущільнень.

Розрахунок традиційної конструкції радіального сальникового ущільнення наведе в ряді робіт [2,3,8,9].

Розподіл тиску по довжині пакета сальникової набивки сальникового ущільнення з деформованим корпусом (рис. 1.6) визначається з умови спільності радіальних деформацій набивки $u(z)$ і консольних пластинок $w(z)=u(z)$. Профіль їх осьового перетину можна підібрати так, щоб контактний тиск зберігав постійне значення або змінювався за наперед заданим законом.

Розв'яжемо задачу вибору такого осьового профілю пелюсток, при якому забезпечується постійність контактного тиску набивки по довжині пакета. У такому ущільненні за рахунок радіального стиснення контактний тиск підвищується на внутрішніх кільцях та зменшується у міру наближення до натискної втулки.

Знайдемо розподіл тиску по довжині з умови рівноваги елементарного кільця. Якщо нехтувати добутком нескінченно малих, то рівняння осьової рівноваги набере вигляду

$$2R dR \sigma_y + (R^2 - r^2) d\sigma_y = 2 (Rf_1 + rf_2) k\sigma_y dz. \quad (2.1)$$

З рівняння (2.1) осьової рівноваги елементарного кільця за умови $R=R_0 + u(z)$, $dR=du(z)$, нехтуючи величинами, порядку u^2 в порівнянні з одиницею, одержимо закон зміни тиску по довжині:

$$\sigma_y = \sigma_{-1} \exp \int_{-1}^{\bar{z}} \Phi(\bar{z}) d\bar{z}, \quad (2.2)$$

де

$$\Phi(\bar{z}) = kn \left[f_1 + \frac{r}{R_0} f_2 + \frac{u}{R_0} f_1 - \frac{2}{kl} \frac{du}{d\bar{z}} \right] / \left(1 + \frac{r}{R_0} + 2u \right). \quad (2.3)$$

Тиск залишається постійним, якщо вираз (2.3) дорівнює нулю, тобто якщо $\Phi(\bar{z}) = 0$ або

$$\frac{du}{d\bar{z}} - f_1 \frac{kl}{2R_0} u = \frac{kl}{2} \left(f_1 + \frac{r}{R_0} f_2 \right).$$

Розв'язання цього рівняння при граничній умові $\bar{z} = -1: u = 0$ має вигляд

$$u(\bar{z}) = [R_0(f_1 + f_2 r/R_0)/f_1] \{ \exp[(f_1 kl/2R_0)(1 + \bar{z})] - 1 \}. \quad (2.4)$$

Розглядаючи окремих пелюсток як жорстко затиснену балочку змінної товщини, запишемо рівняння згину:

$$\frac{d^2 u}{d\bar{z}^2} = \frac{l^2}{4} \frac{M}{E_* I}, M = \frac{cl^2}{8} \sigma_{-1} (1 - \bar{z})^2, I = \frac{ch^3}{12}. \quad (2.5)$$

Підставивши в рівняння згину другу похідну від виразу (2.4), одержимо рівність, з якої знайдемо закон зміни товщини пелюстка, що забезпечує постійність контактної тиску по довжині пакета набивки:

$$h = h_0 \chi(\bar{z}), h_0 = \left[\frac{3l^2 R_0 \sigma_{-1}}{2f_1(f_1 + f_2 r/R_0) E_* k^2 e^a} \right]^{1/3}, \chi(\bar{z}) = (1 - \bar{z})^{2/3} e^{-\alpha \bar{z}^3}, \quad (2.6)$$

де $\alpha = f_1 k l / 2 R_0$; E_* - модуль пружності матеріалу сальникової коробки; h_0 - товщина пелюстка в його середній частині ($\bar{z}=0$).

Оскільки в реальних конструкціях $\alpha \leq 0,05$ зміна товщини приблизно пропорційна $(1 - \bar{z})^{2/3}$, тобто товщина повинна змінюватися по плавній параболі. У кореневому перетині ($\bar{z}=-1$) товщина пелюстка $h_{-1} = h_0 2^{2/3} e^{\alpha/3} \approx 1,6 h_0$. На практиці параболічний профіль пелюстка достатньо замінити прямолінійним, провівши пряму через точки $h_{-1}(\bar{z}=-1)$ та $h_0(\bar{z}=0)$.

На відміну від ущільнення з конічною сальниковою коробкою деформуючий корпус вирівнює тиск не тільки по довжині, але і принаймні частково, по колу, оскільки при неспіввідношенні вала та пружного корпусу останній випробовує невісесиметричні деформації, розвантажуючи області з підвищеним контактним тиском. Важливою перевагою цього ущільнення є те, що пружний корпус реагує на сумарну нерівномірність тиску, обумовлену як силами тертя, так і тиском ущільнювальної рідини.

На сьогоднішній день для розрахунку радіальних сальникових ущільнень з податливим корпусом застосовують тільки наближені методи, які не дають можливості точно проаналізувати вплив різних конструкцій податливого корпусу на гідродинамічні характеристики. Тому необхідно застосовувати сучасні програмні комплекси, в яких закладено методи обчислювальної гідродинаміки.

3. ЧИСЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ЗАДАЧІ ГІДРОПРУЖНОСТІ РАДІАЛЬНОГО САЛЬНИКОВОГО УЩІЛЬНЕННЯ З ДЕФОРМОВАНИМ КОРПУСОМ

3.1 Загальні відомості

Розрахунок сальникового ущільнення з деформованим корпусом зводиться до вирішення задачі гідропружності, що дозволяє вирішити задачу взаємного впливу рідини та контактуючих з нею кілець ущільнення та врахувати форму деформованого корпусу. Вирішення такої задачі дуже складно, оскільки зводиться до спільного розв'язання рівнянь теорії пружності та гідромеханіки [12]. Тому для вирішення задачі гідропружності сальникового ущільнення з деформованим корпусом необхідно застосовувати чисельні методи, реалізовані в сучасних програмних комплексах, які дозволяють вирішувати міждисциплінарні задачі.

Це завдання вирішувалося з допомогою універсального програмного комплексу ANSYS Student, у якому реалізована зв'язок між аналізом напружено-деформованого стану (ПДВ) і гідродинамічним розрахунком як технології, іменованої Fluid-Structure Interaction (FSI) [13].

Алгоритм задачі FSI полягає в ітеративному розв'язанні задач для деформованого тіла та області течії з використанням вирішувачів ANSYS Structural і CFX. Вирішувачі ANSYS Structural дозволяють вирішувати широкий спектр завдань механіки твердого тіла, що деформується, з урахуванням нелінійних властивостей матеріалів, пластичності та контактної взаємодії, крім того, дозволяють вирішувати задачі лінійної/нелінійної динаміки, акустики, а також виконувати пов'язаний аналіз. Решателі CFX містять розширений набір моделей турбулентності, вирішувачів, бібліотеку матеріалів (рідина/газ), дозволяють моделювати течії рідини в об'єктах з рухомими межами, а також у зв'язці з ANSYS Structural вирішувати завдання взаємодії рідини та твердого тіла (FSI). CFX призначений для моделювання ламінарних та турбулентних потоків (з урахуванням/без урахування стисливості середовища), розрахунку процесів

теплообміну (конвекцією, теплопровідністю, випромінюванням), процесів горіння; моделювання багатофазних потоків та розв'язання задач акустики. Вирішувачі ANSYS Structural і CFX можуть бути запущені як одночасно, так і один за одним під час виконання внутрішнього циклу. Зовнішній цикл (MF Time Step) описує процес розв'язання пов'язаного завдання у часі, а внутрішні цикли (Stagger Iteration) контролюють збіжність ANSYS та CFX рішень та керують процесом обміну даними. Використовується неявна процедура поєднання двох вирішувачів під час вирішення FSI-завдання. У нашому випадку FSI-залежними змінними є переміщення сальникового набивання та сила гідродинамічного тиску, що діє на елемент поверхні набивання [14].

3.2 Вихідні дані і послідовність розрахунку

Числовий розрахунок задачі гідропружності радіального сальникового ущільнення з деформованим корпусом виконувався для різних форм деформованого корпусу (рис.3.1) та товщини h_0 .

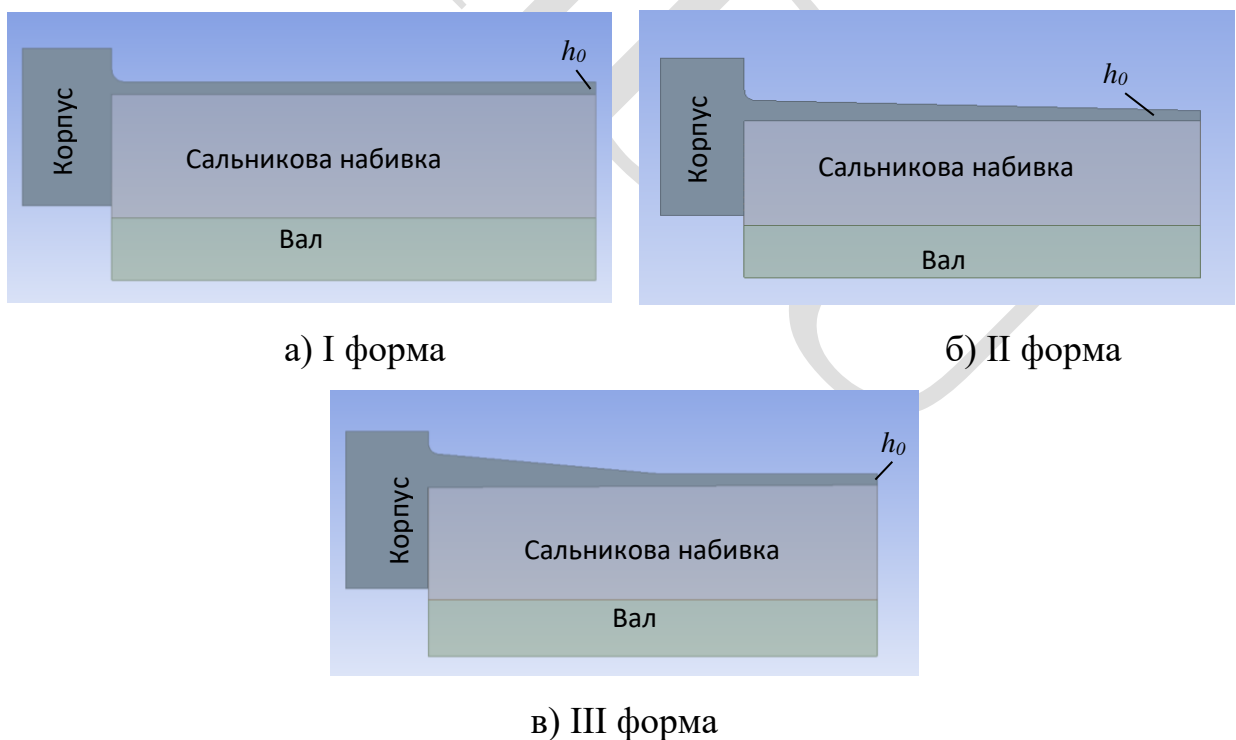


Рисунок 3.1 – Сальникове ущільнення з різною формою деформованого корпусу

Розрахункова схема сальникового ущільнення з деформованим корпусом для спрощення розрахунку представлена у вигляді сектора ущільнення з кутом 1° . На початку розрахунку зазор області течії обирався постійним. Для гідродинамічного розрахунку задавалися граничні умови періодичної симетрії, відкриті умови входу і виходу, що дозволяють в процесі виконання завдання втікати і витікати потоку із зазору торцевого гідродинамічного ущільнення зі спіральними канавками (рис. 3.2), ущільнюючий тиск p_1 та надлишковий тиск рідини на виході із ущільнення, який дорівнював 0 Па . Частота обертання валу не враховувалася. Розрахунок виконувався з урахуванням зусиль від натискної втулки

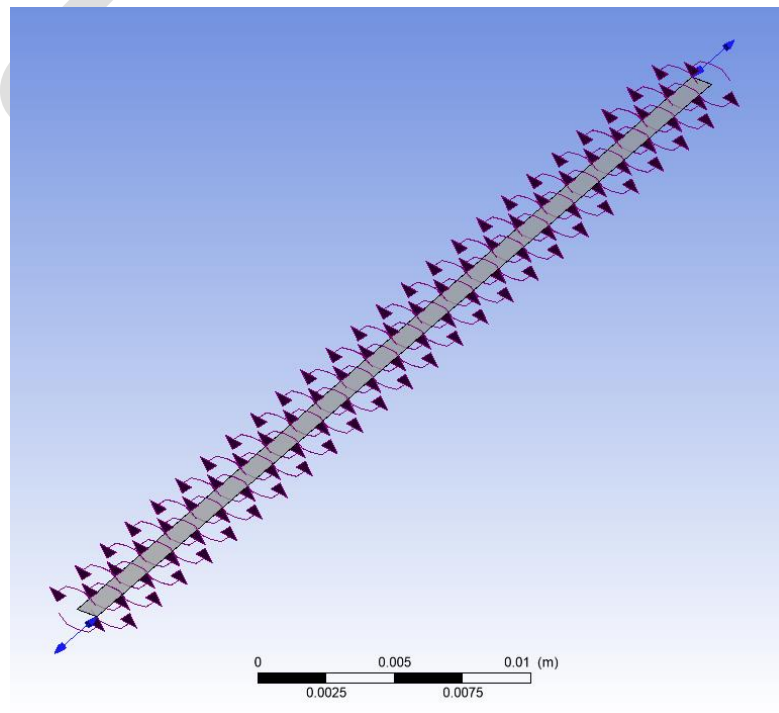


Рисунок 3.2 – Геометрія проточної частини і граничні умови в сальниковому ущільненні з деформованим корпусом (вхід, вихід і симетрія)

Розв'язання задачі пружногідродинамічного змащення полягає в послідовному ітеративному розрахунку задач для деформованого тіла та для області течії. На рисунку 4.4 показано алгоритм розрахунку у програмному комплексі ANSYS.

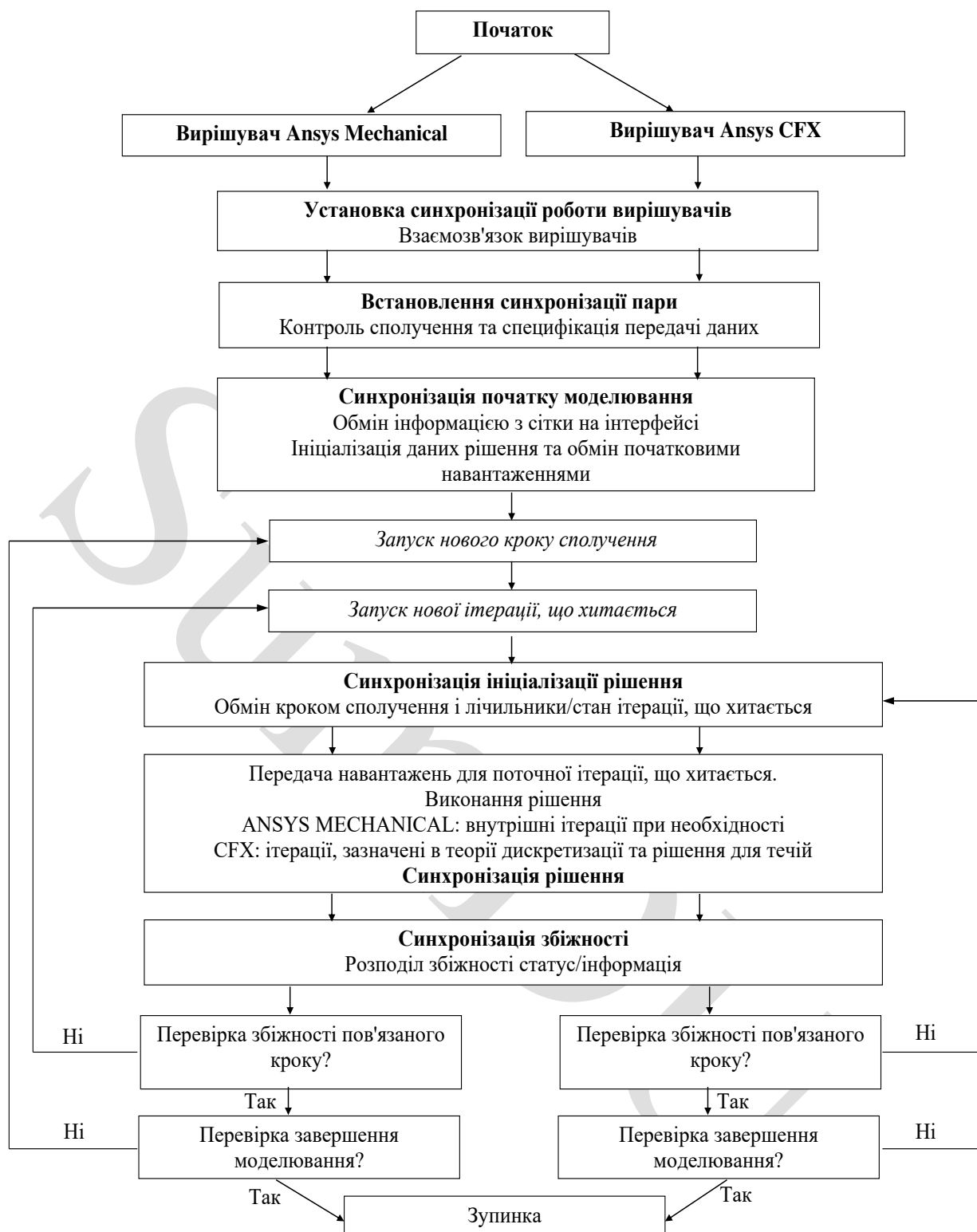


Рисунок 3.3 – Алгоритм расчета в программном комплексе ANSYS

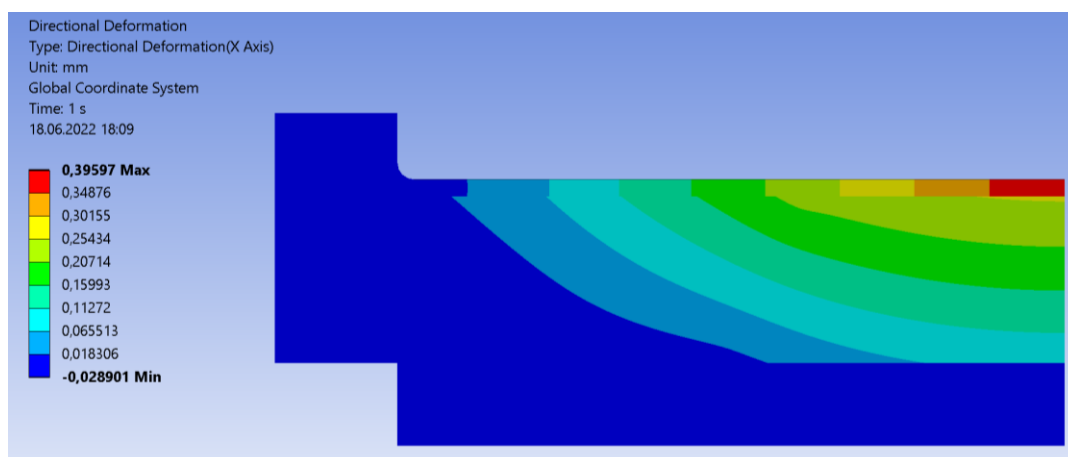
Вихідні дані для розрахунку:

- діаметр валу – 50 мм;
- кілець сальникової набивки – 4;
- розмір сальникової набивки – 10×10 мм;
- ущільнювальний тиск – 0,4 МПа; 0,8 МПа;
- коефіцієнт тертя – 0,07;
- товщина h_0 – 1 мм, 1,5 мм;
- величина ходу натискної втулки Δ – 1 мм, 2,5 мм;
- ущільнювальна рідина – вода при температурі 20 °С;
- Модуль пружності сальникової набивки – 50МПа;
- Коефіцієнт Пуассона – 0,4.

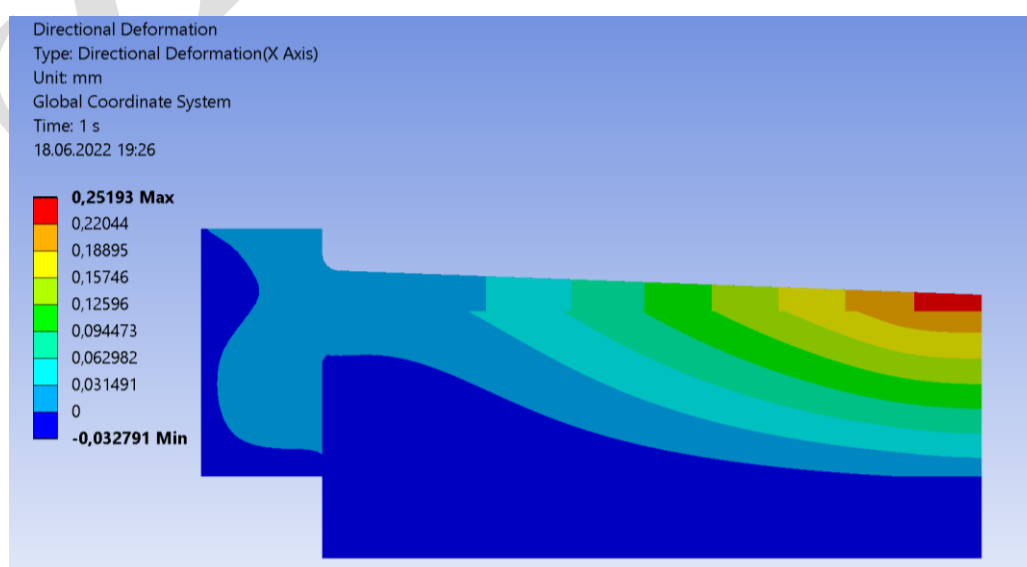
3.3 Результати розрахунку

На рисунках 3.4 – 3.14 наведені результати розрахунку радіального сальникового ущільнення с деформованим корпусом під дією навантаження від нажимної втулки. Ці результати дають можливість визначити вид форми корпусу сальникового ущільнення для вирішення задачі гідропружності.

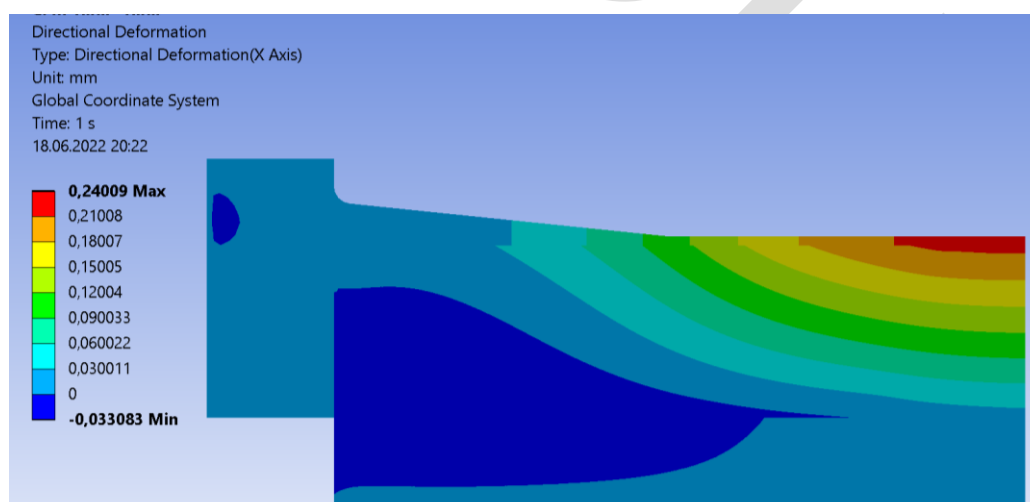
Форма I корпусу сальникового ущільнення найбільш оптимальна з точки зору розподілу контактного тиску подовжені пари тертя, проте вона не відповідає критеріям міцності. Форма II та III однаково впливають на розподіл контактного тиску при різних значеннях величини ходу нажемної втулки та товщині h_0 . Розрахунок задачі гідропружності виконувався для сальникового ущільнення з III формою корпусу.



а) I форма

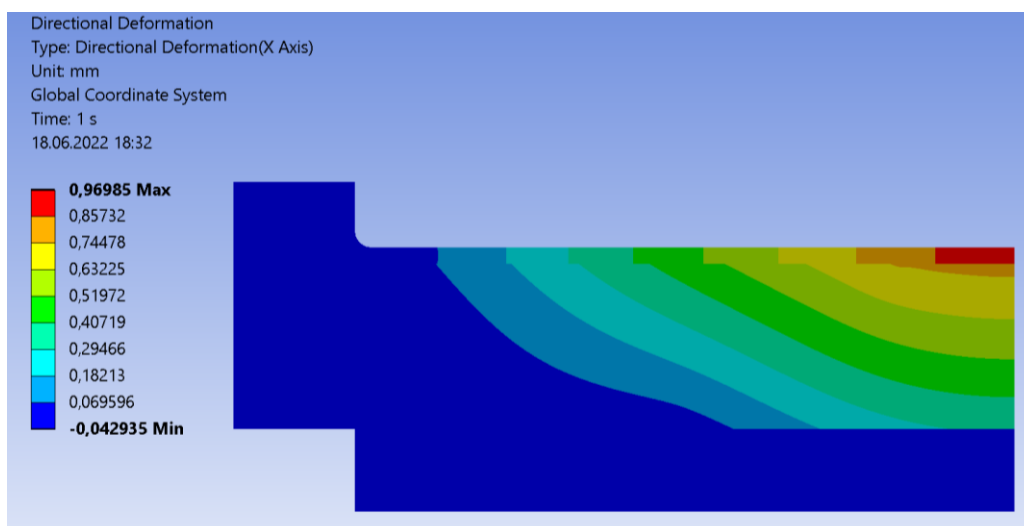


б) II форма

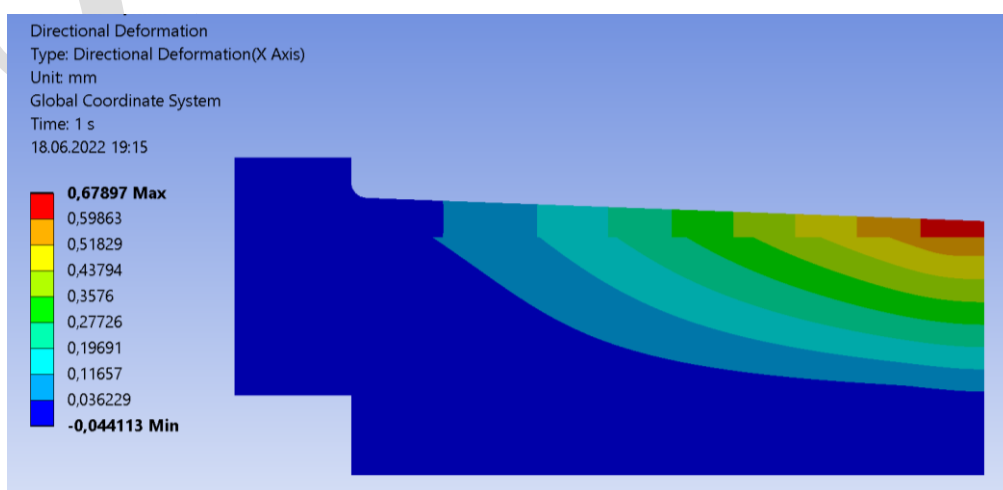


в) III форма

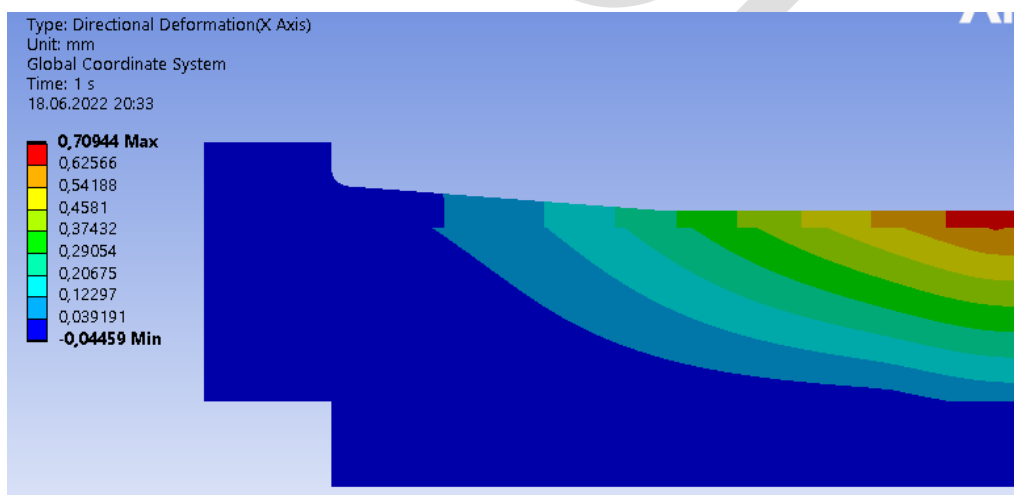
Рисунок 3.4 – Радіальна деформація ущільнення : $\Delta - 1$ мм, $h_0 - 1$ мм



а) I форма

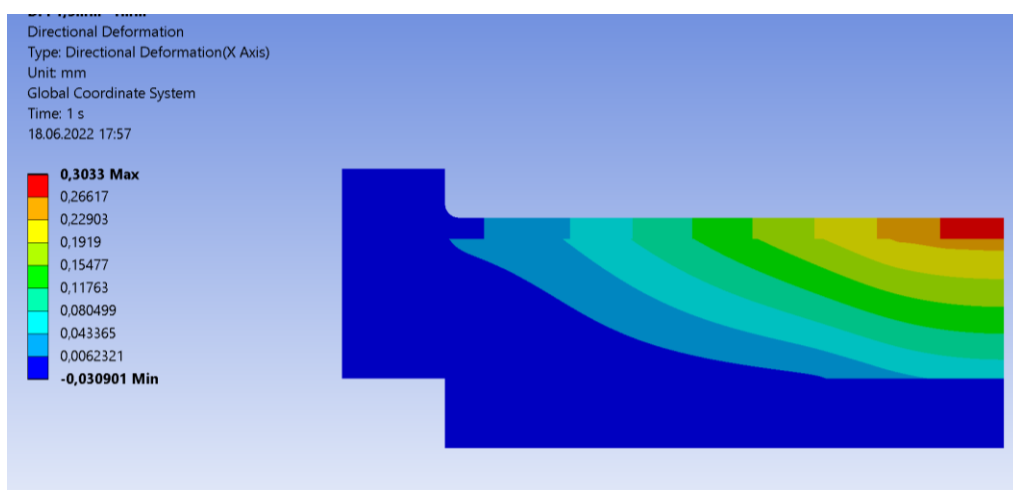


б) II форма

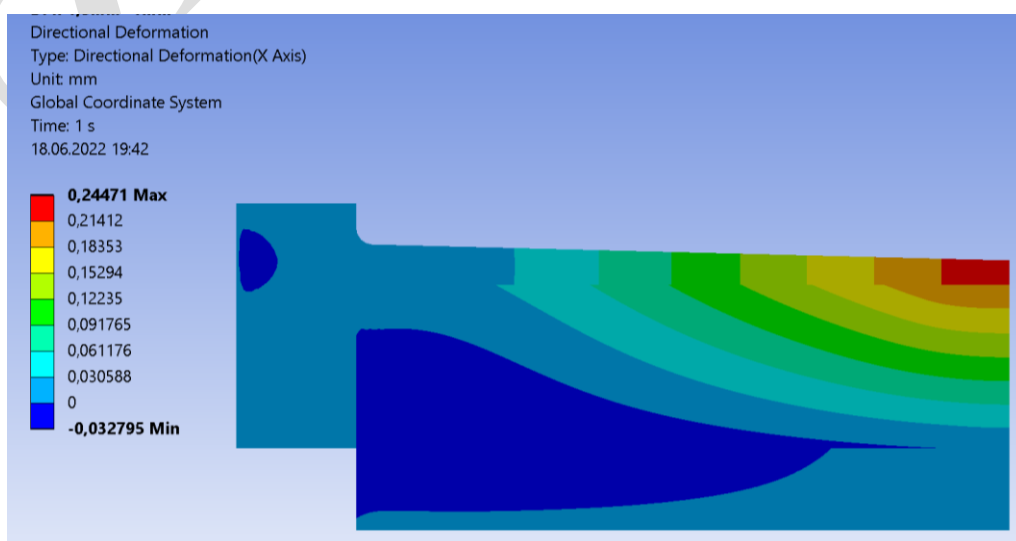


в) III форма

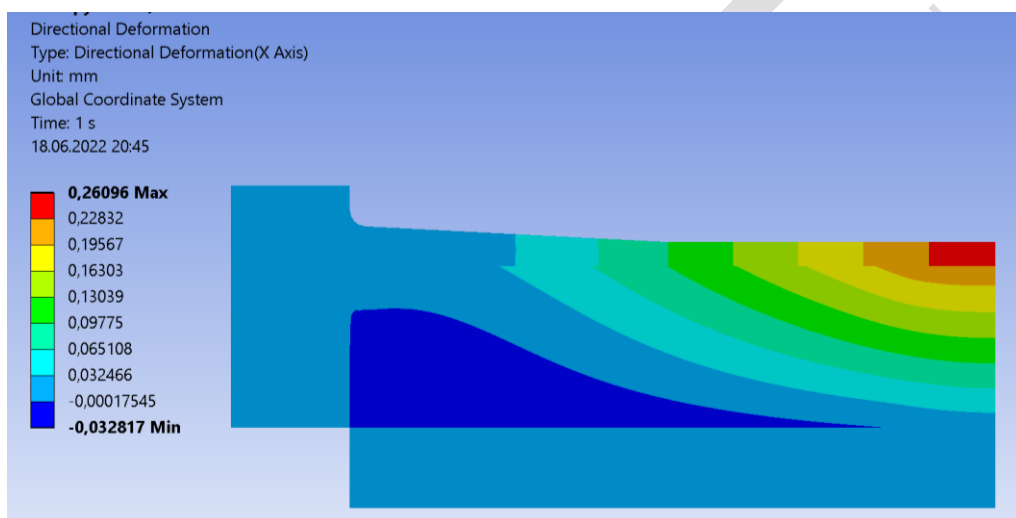
Рисунок 3.5 – Радіальна деформація ущільнення: $\Delta - 1$ мм, $h_0 - 1,5$ мм



а) I форма

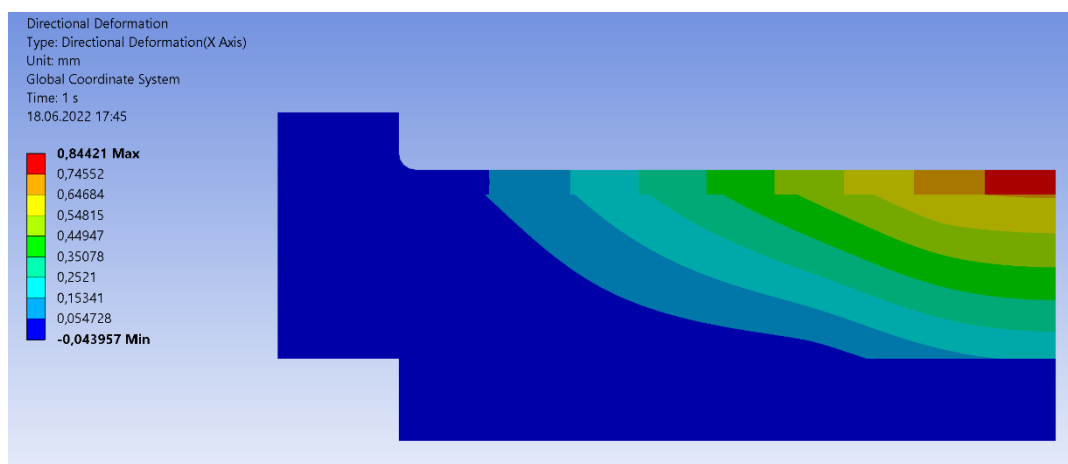


б) II форма

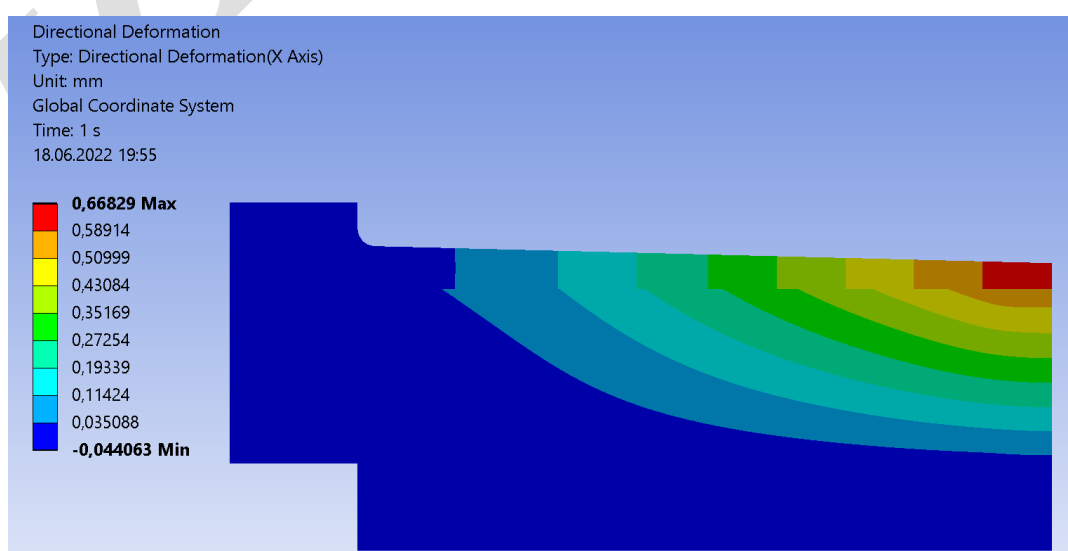


в) III форма

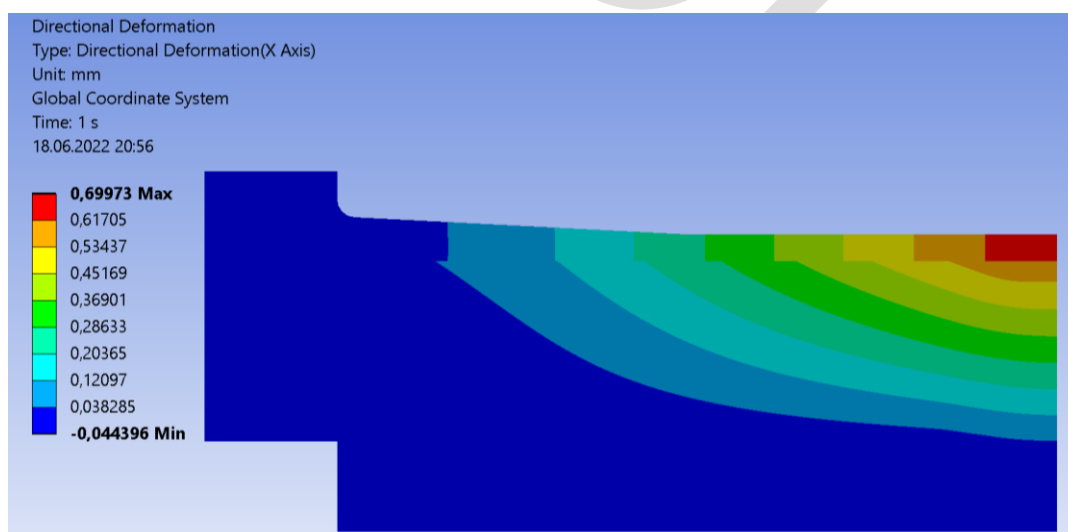
Рисунок 3.6 – Радіальна деформація ущільнення: $\Delta - 2,5$ мм, $h_0 - 1$ мм



а) I форма

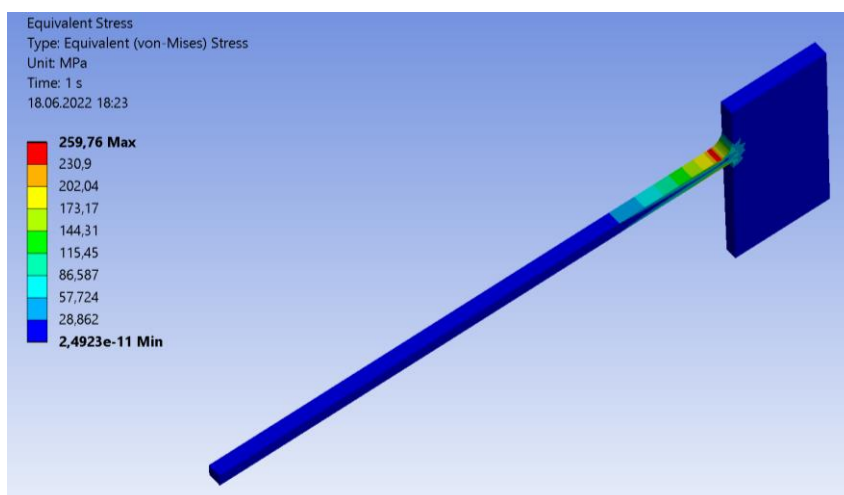


б) II форма

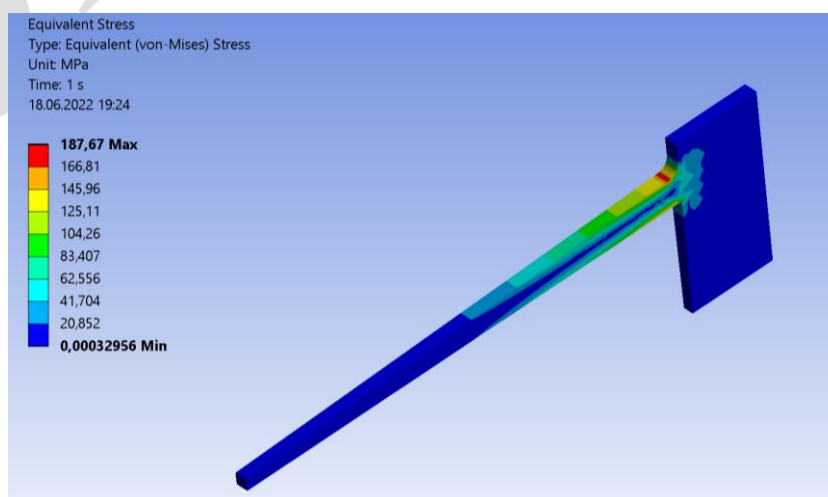


в) III форма

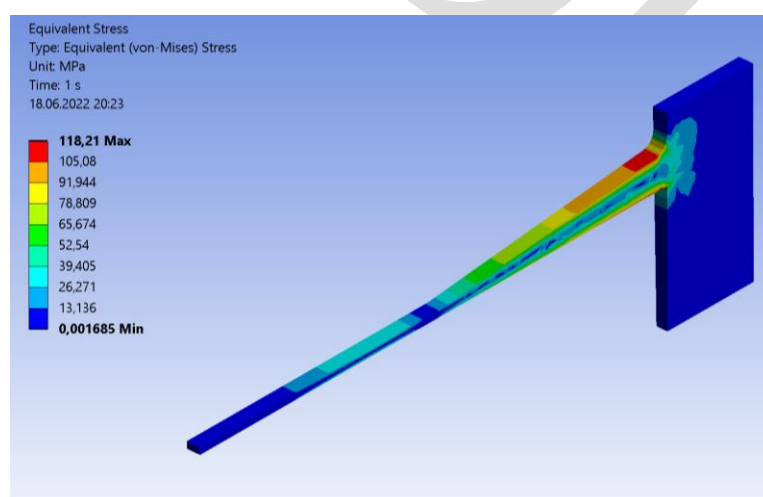
Рисунок 3.7 – Радіальна деформація ущільнення: $\Delta - 2,5$ мм, $h_0 - 1,5$ мм



а) I форма

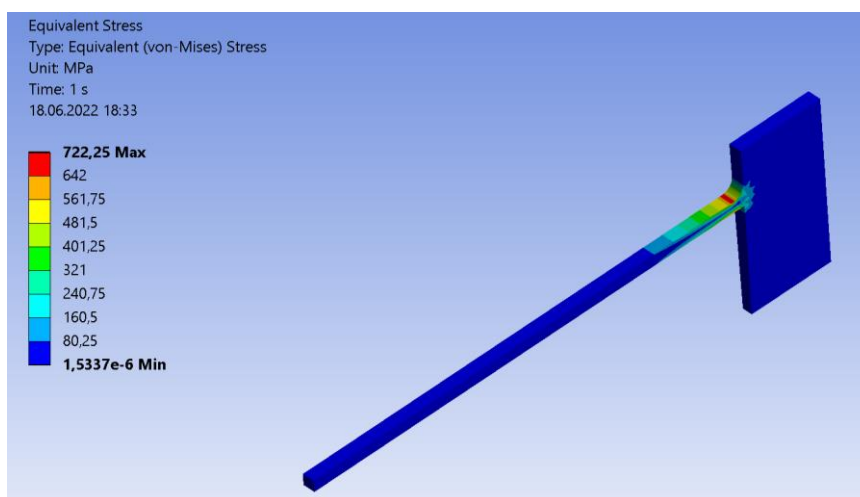


б) II форма

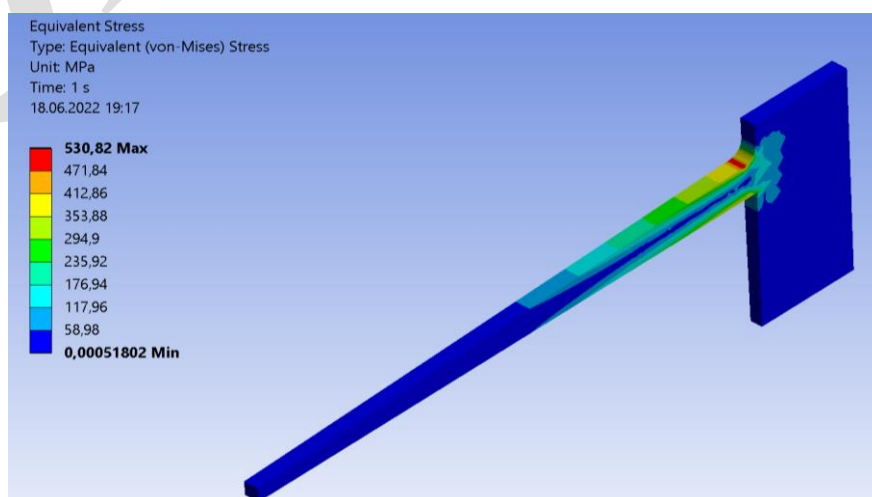


в) III форма

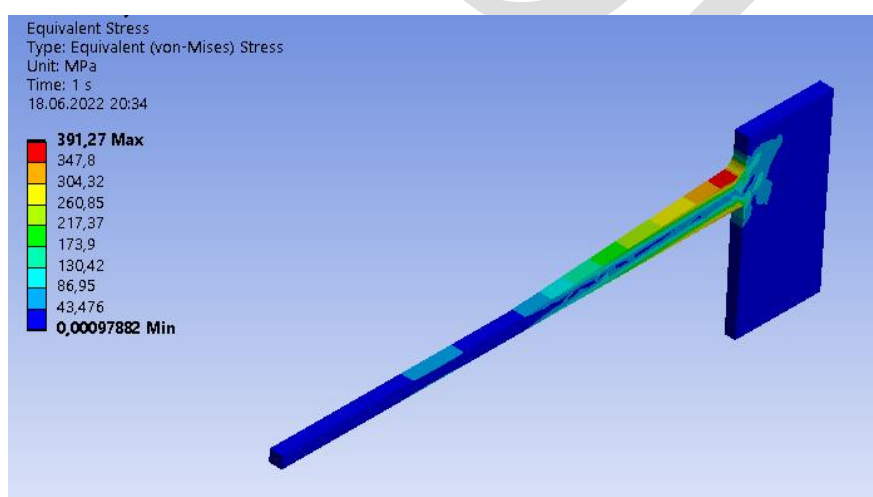
Рисунок 3.8 – Розподіл еквівалентних напружень у корпусі сальникового ущільнення: $\Delta - 1 \text{ мм}$, $h_0 - 1 \text{ мм}$



а) I форма

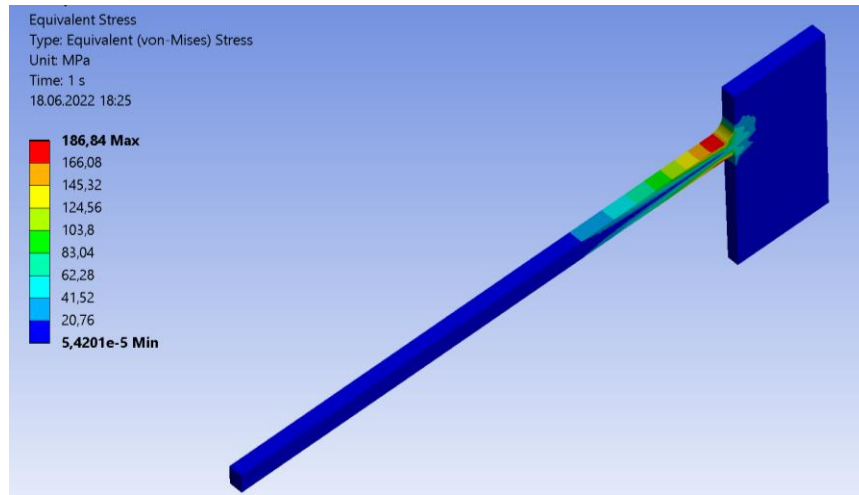


б) II форма

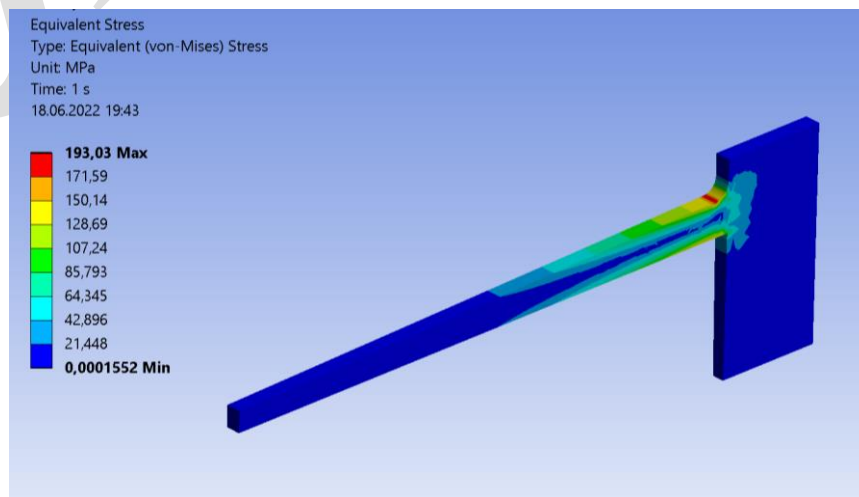


в) III форма

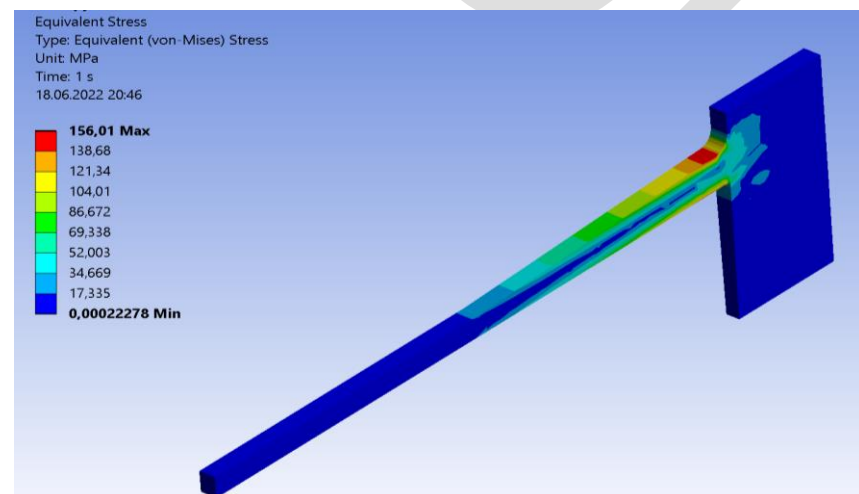
Рисунок 3.8 – Розподіл еквівалентних напружень у корпусі сальникового ущільнення: $\Delta - 1 \text{ мм}$, $h_0 - 1,5 \text{ мм}$



а) I форма

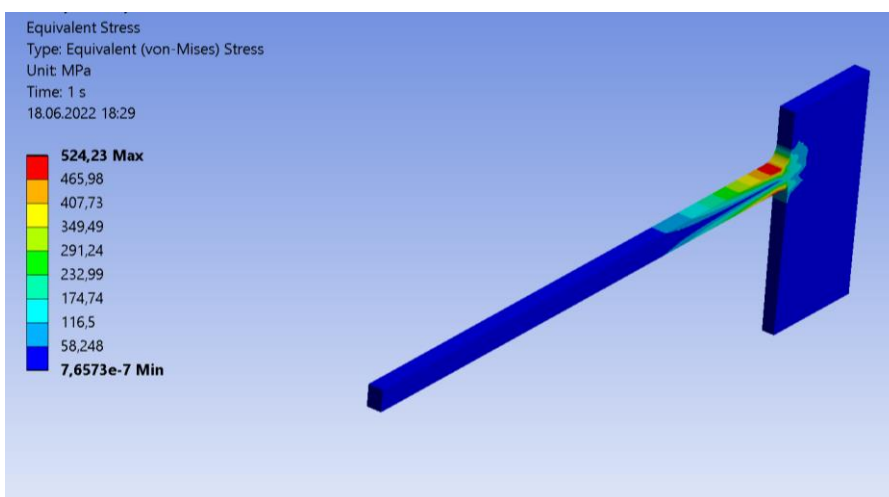


б) II форма

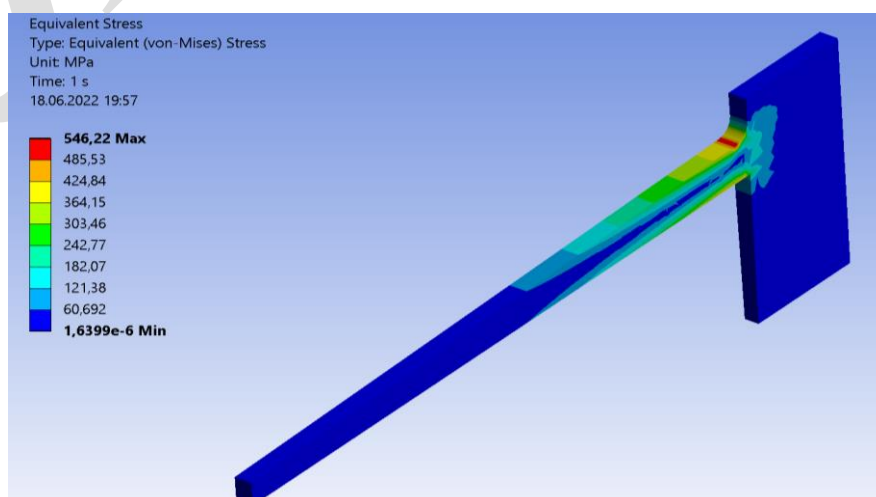


в) III форма

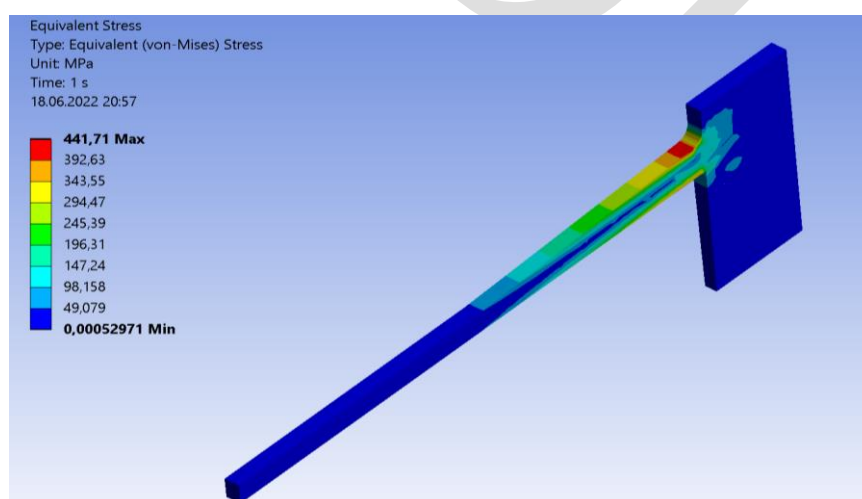
Рисунок 3.9 – Розподіл еквівалентних напружень у корпусі сальникового ущільнення: $\Delta - 2,5$ мм, $h_0 - 1$ мм



а) I форма

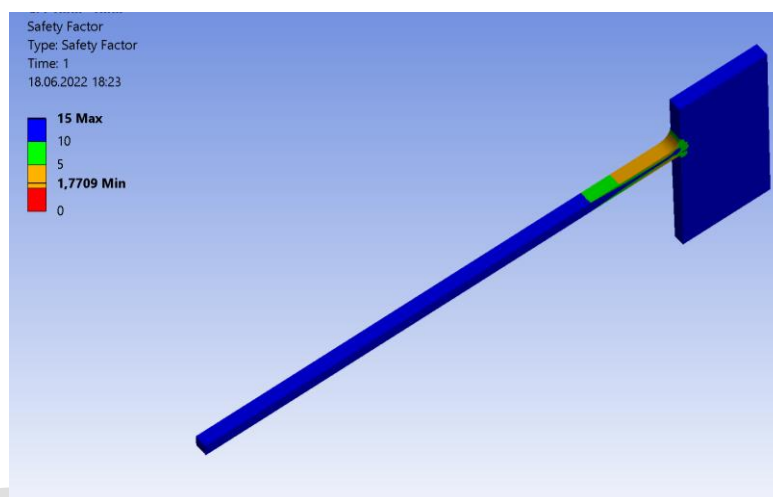


б) II форма

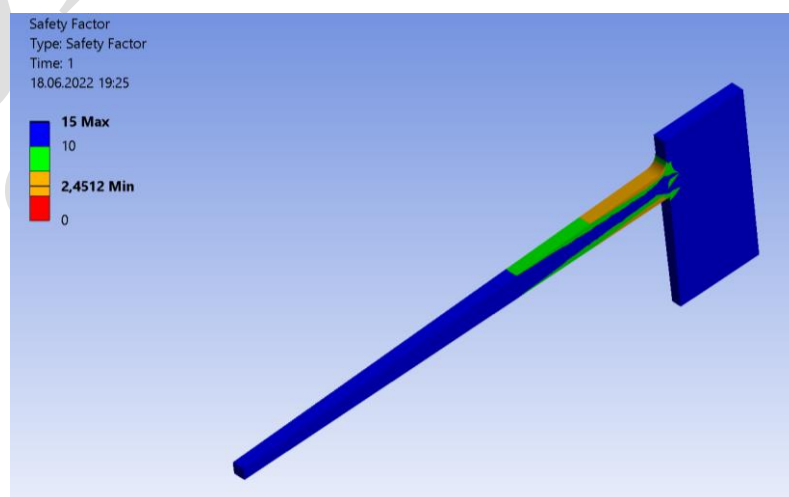


в) III форма

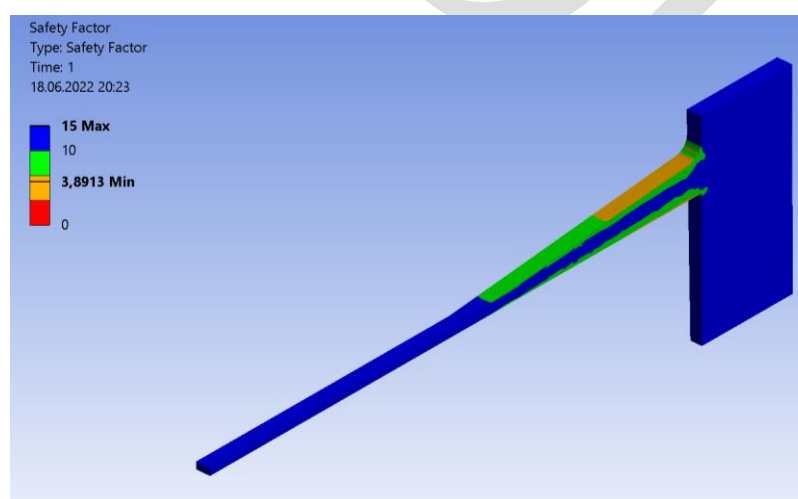
Рисунок 3.9 – Розподіл еквівалентних напружень у корпусі сальникового ущільнення: $\Delta - 2,5$ мм, $h_0 - 1,5$ мм



а) I форма



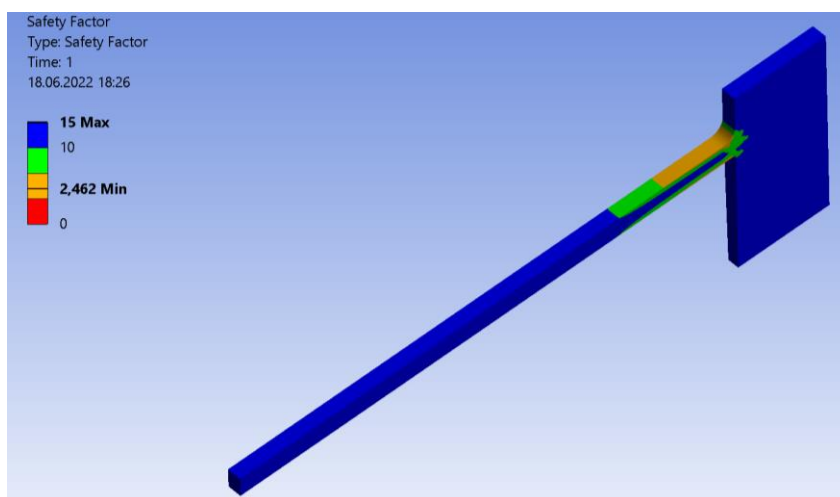
б) II форма



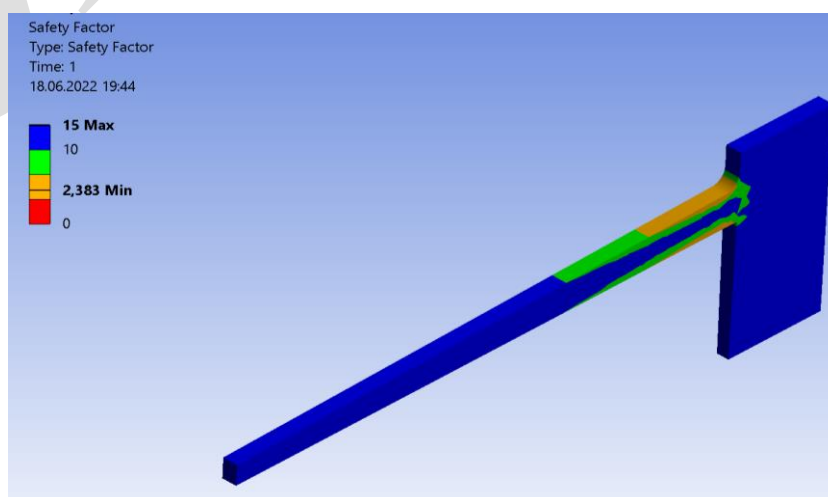
в) III форма

Рисунок 3.10 – Коефіцієнт запасу міцності корпусу сальникового ущільнення:

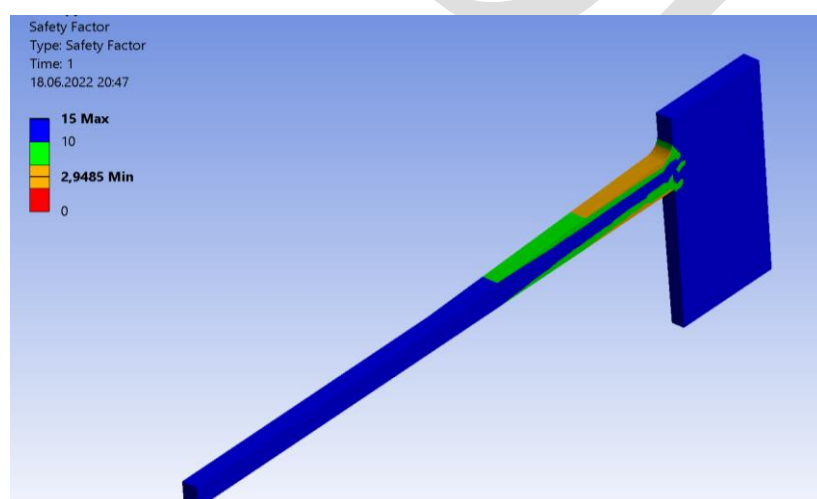
$$\Delta - 1 \text{ мм}, h_0 - 1 \text{ мм}$$



а) I форма



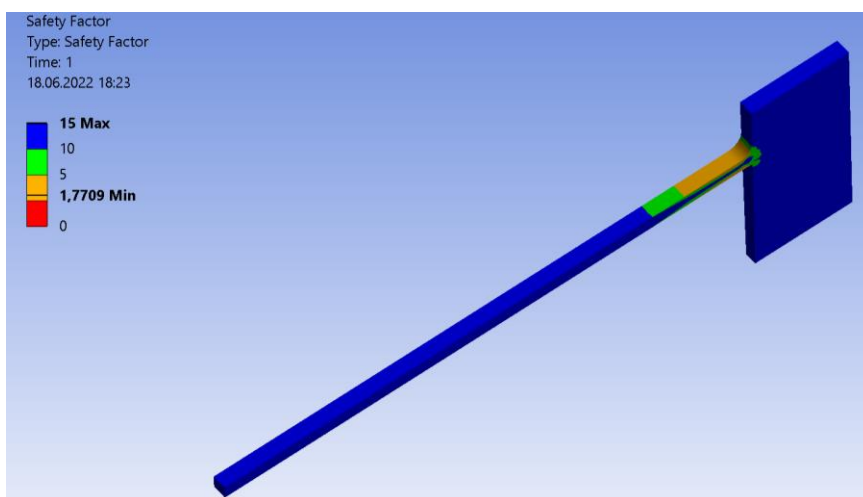
б) II форма



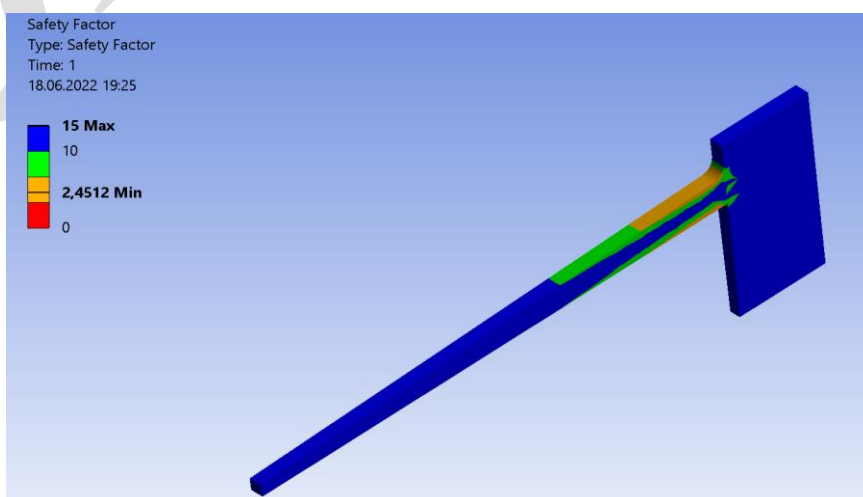
в) III форма

Рисунок 3.10 – Коефіцієнт запасу міцності корпусу сальникового ущільнення:

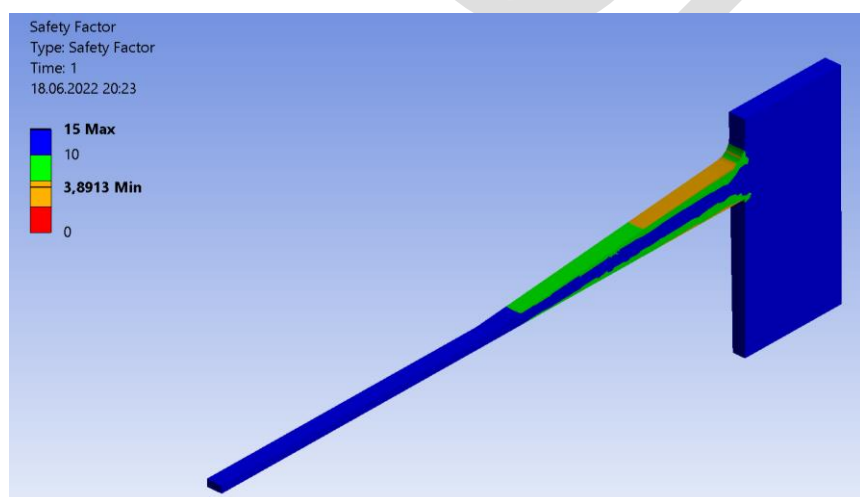
$$\Delta - 1 \text{ мм}, h_0 - 1,5 \text{ мм}$$



а) I форма



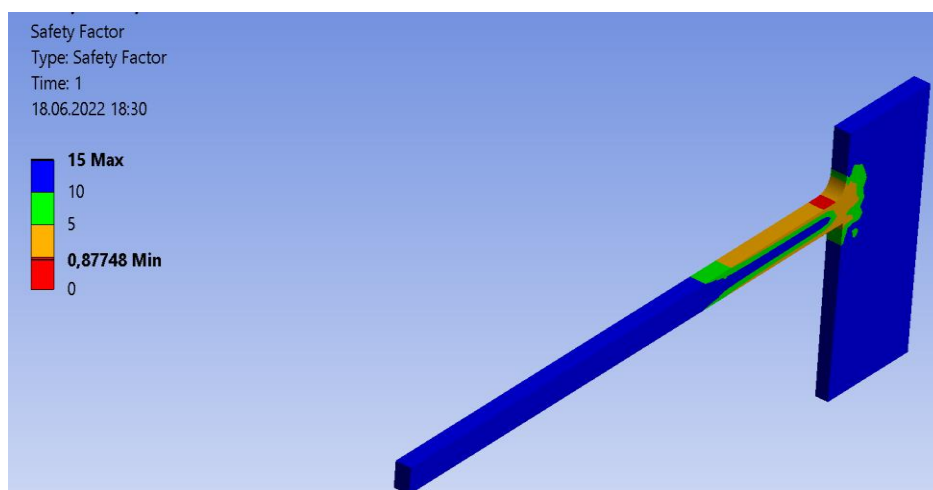
б) II форма



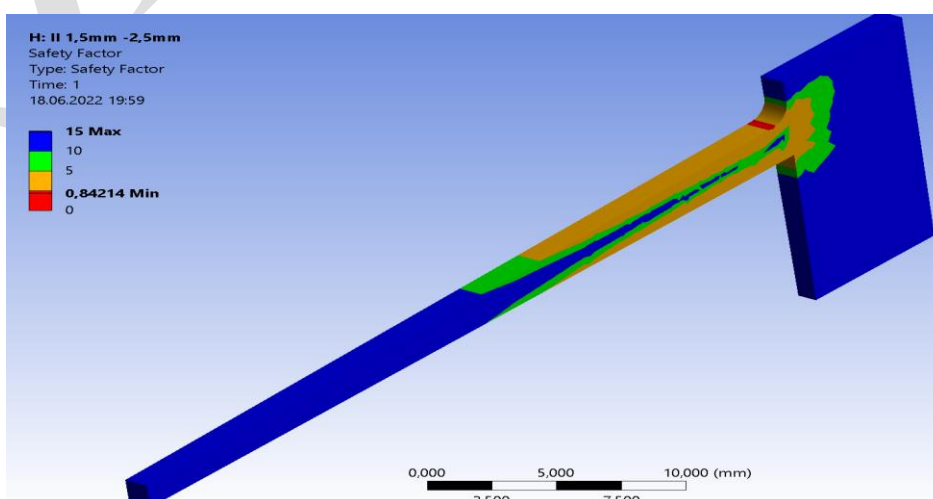
в) III форма

Рисунок 3.11 – Коефіцієнт запасу міцності корпусу сальникового ущільнення:

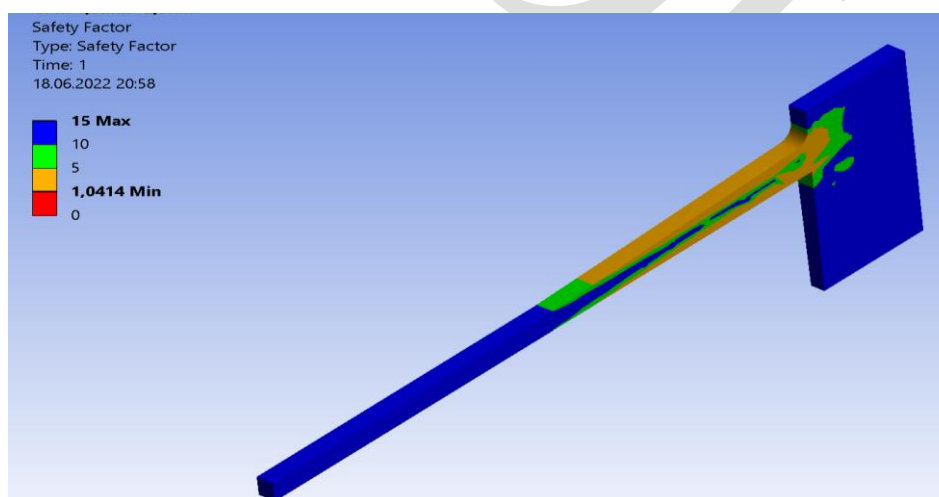
$$\Delta - 2,5 \text{ мм}, h_0 - 1 \text{ мм}$$



а) I форма



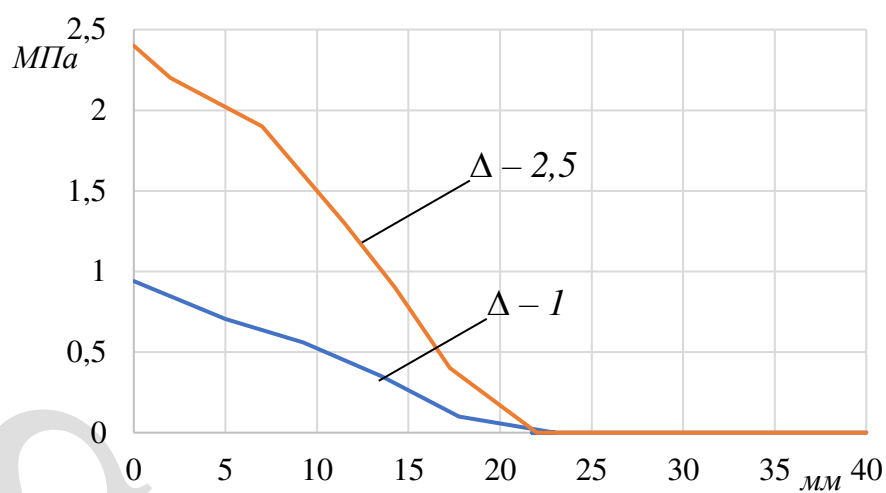
б) II форма



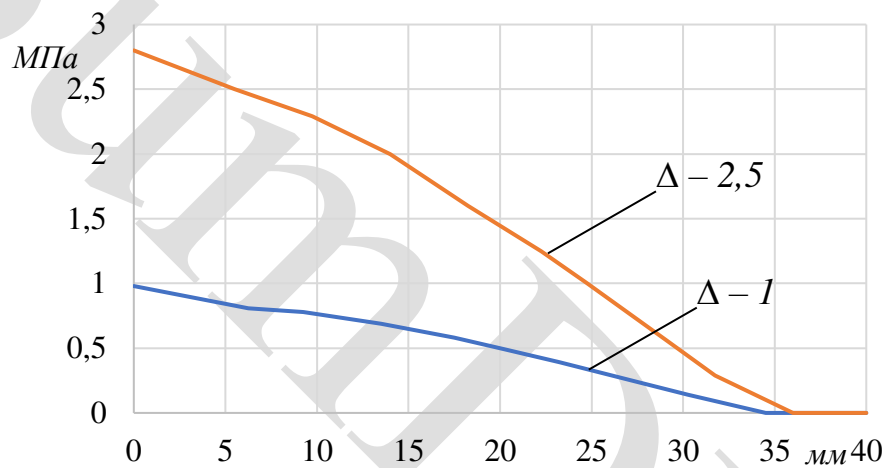
в) III форма

Рисунок 3.12 – Коефіцієнт запасу міцності корпусу сальникового ущільнення:

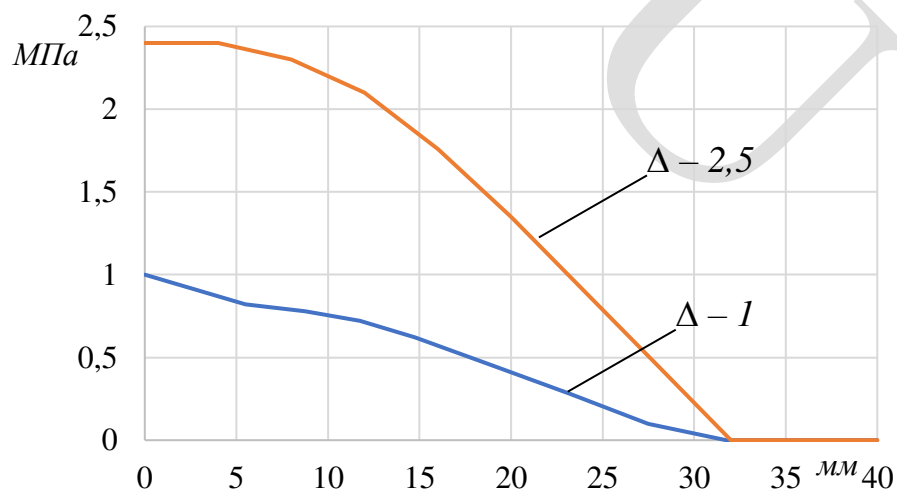
$$\Delta - 2,5 \text{ мм}, h_0 - 1,5 \text{ мм}$$



а) I-форма

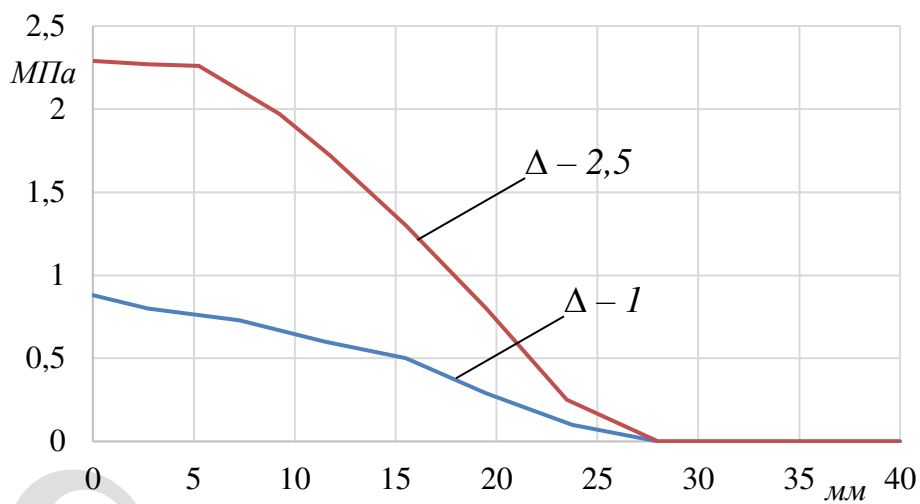


б) II-форма

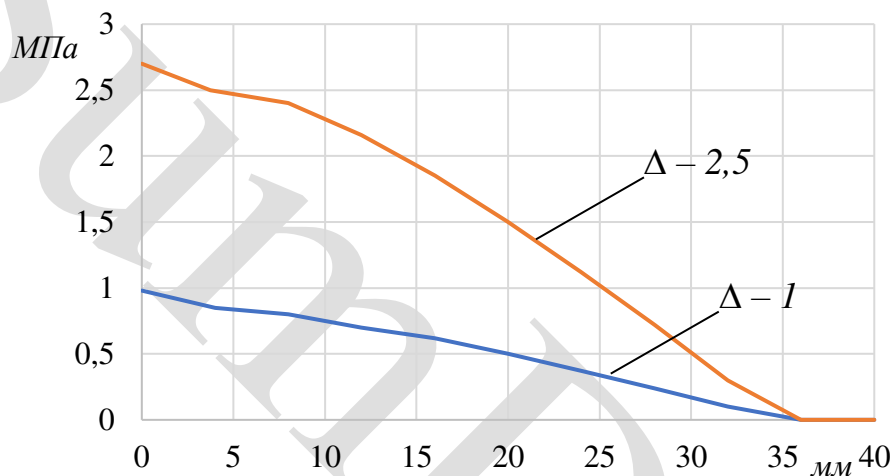


в) III-форма

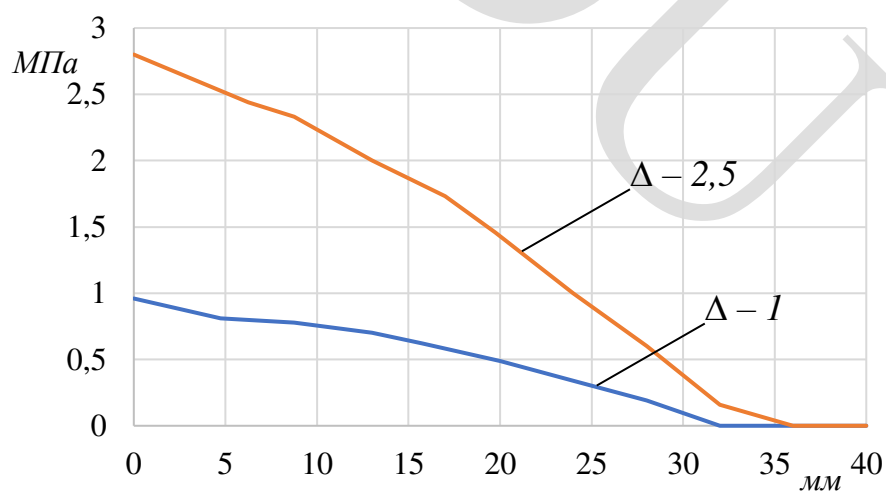
Рисунок 3.13 – Розподіл контактної тиску подовжені пари тертя: $h_0 - 1$ мм



а) I-форма



б) II-форма



в) III-форма

Рисунок 3.14 – Розподіл контактної тиску подовжені пари тертя: $h_0 - 1,5$ мм

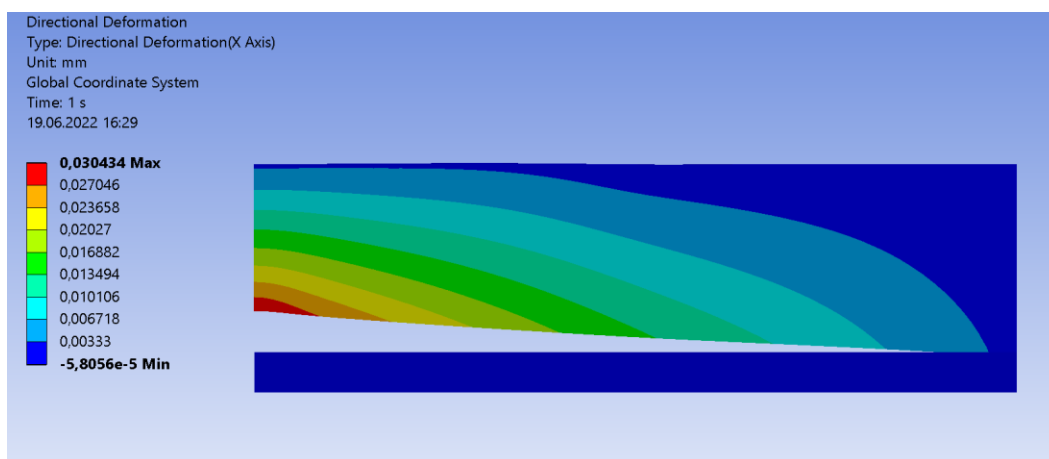
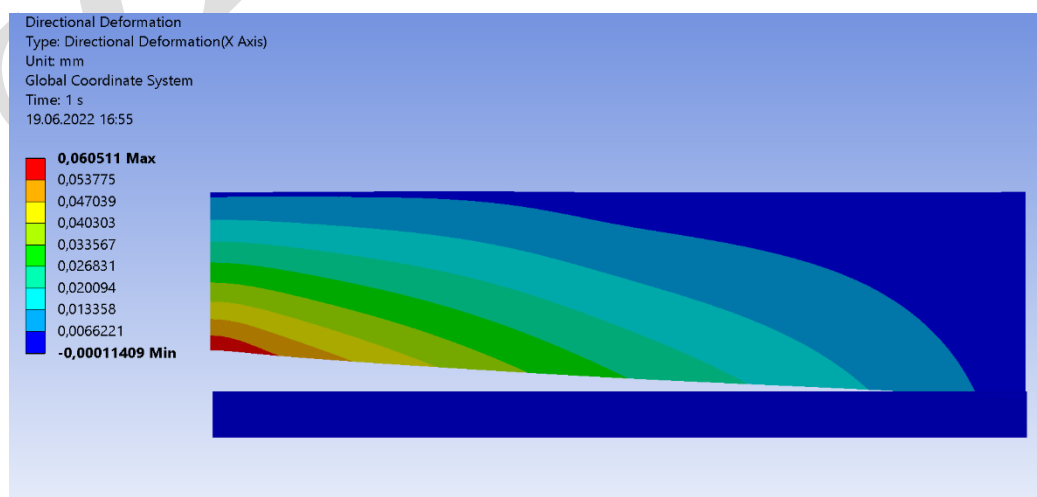
а) $p_1 = 0,4 \text{ МПа}$ б) $p_1 = 0,8 \text{ МПа}$

Рисунок 3.15 – Деформації сальникової набивки під дією гідростатичного тиску:

III форма, $\Delta = 1 \text{ мм}$, $h_0 = 1 \text{ мм}$

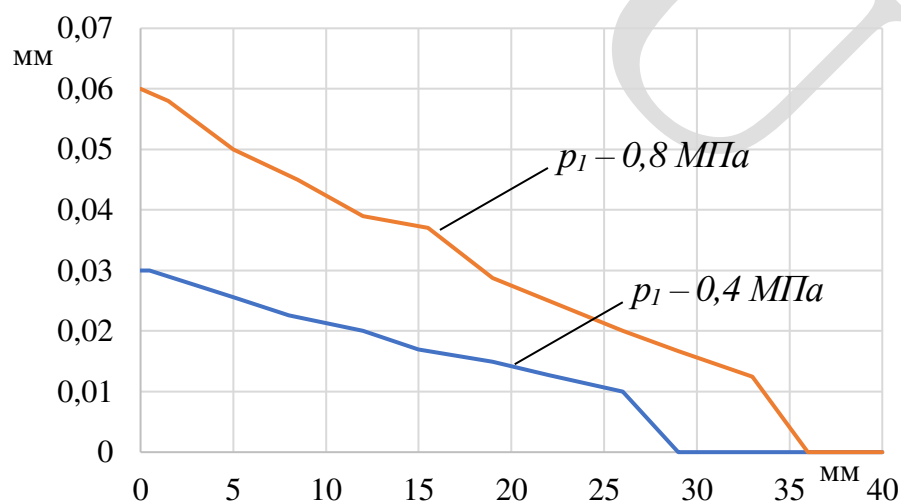


Рисунок 3.16 – Зазор в сальниковому ущільненні: *III форма, $\Delta = 1 \text{ мм}$, $h_0 = 1 \text{ мм}$*

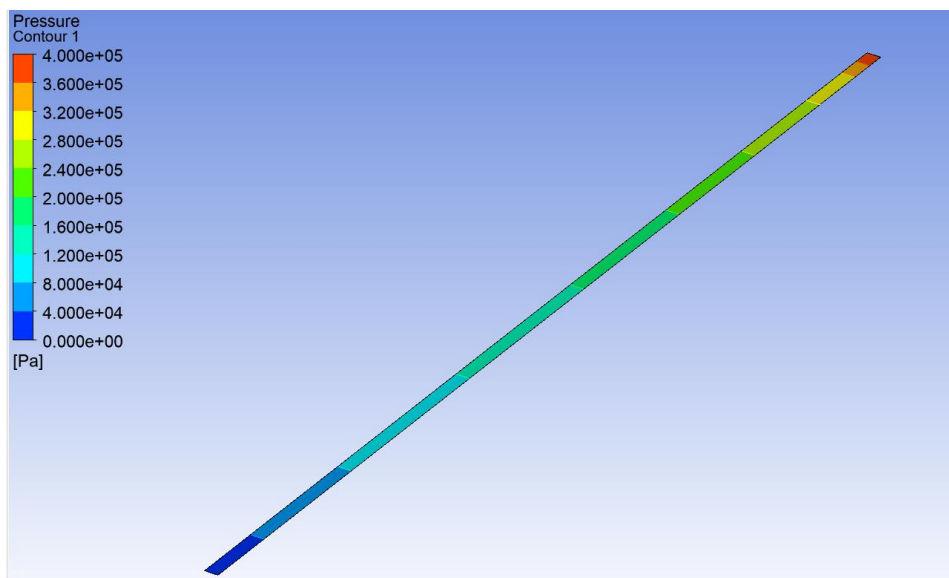
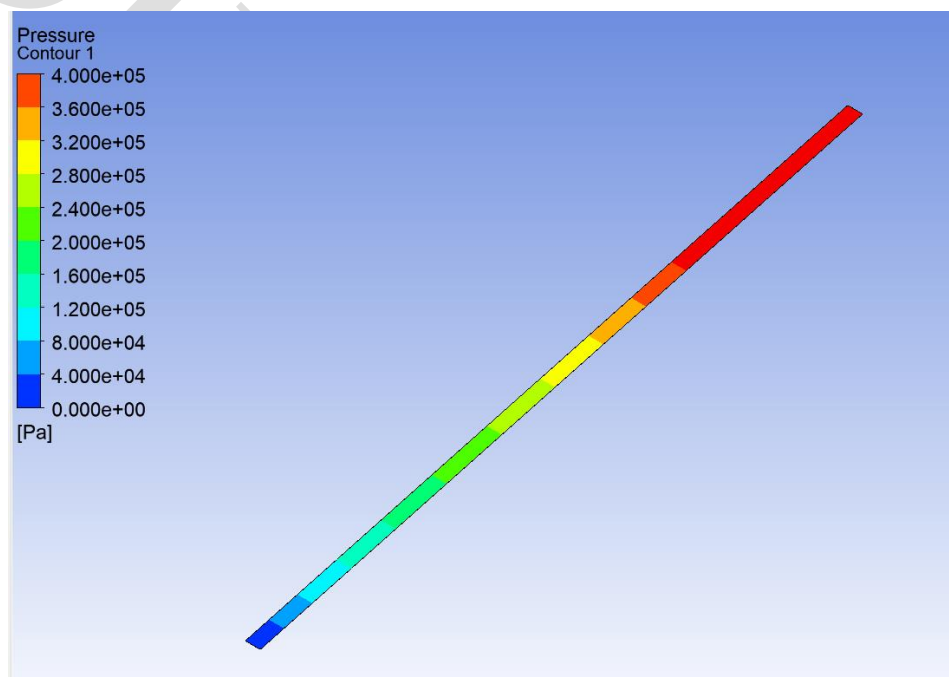
а) $p_1 - 0,4 \text{ МПа}$ б) $p_1 - 0,8 \text{ МПа}$

Рисунок 3.16 – Розподіл гідростатичного тиску в зазорі сальникового ущільнення: III форма, $\Delta - 1 \text{ мм}$, $h_0 - 1 \text{ мм}$

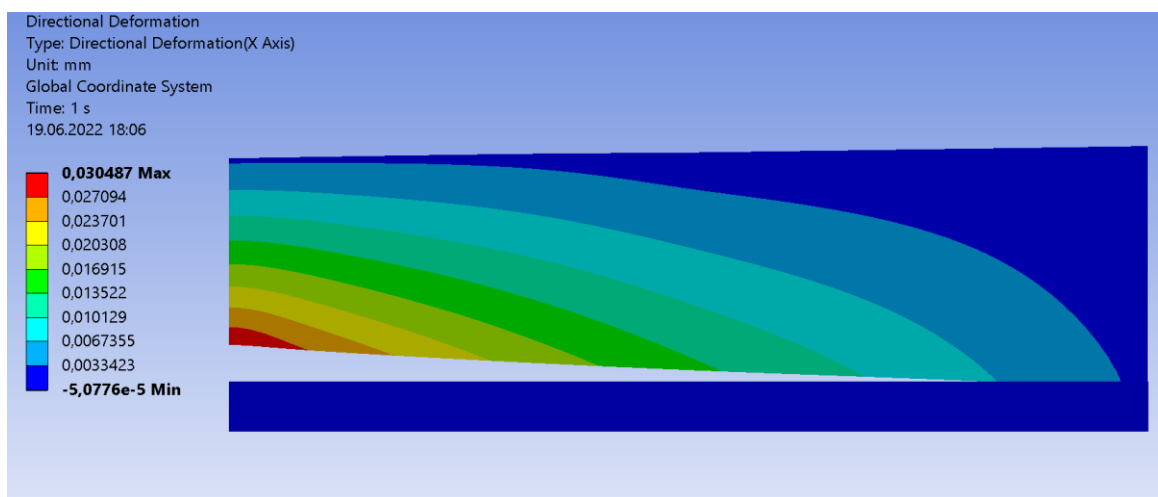
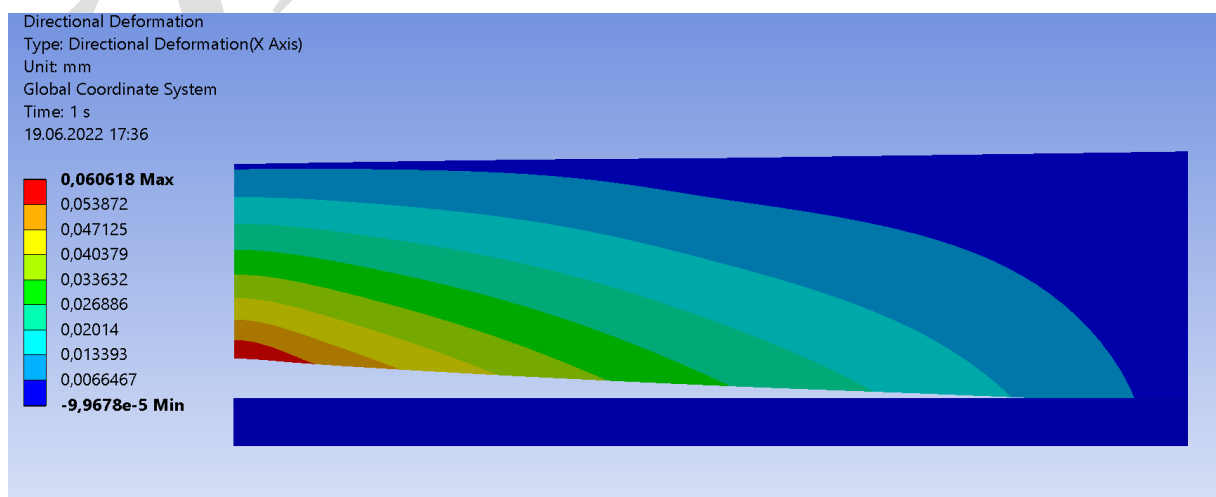
а) $p_1 - 0,4 \text{ МПа}$ б) $p_1 - 0,8 \text{ МПа}$

Рисунок 3.17 – Деформації сальникової набивки під дією гідростатичного тиску:

III форма, $\Delta - 2,5 \text{ мм}, h_0 - 1 \text{ мм}$

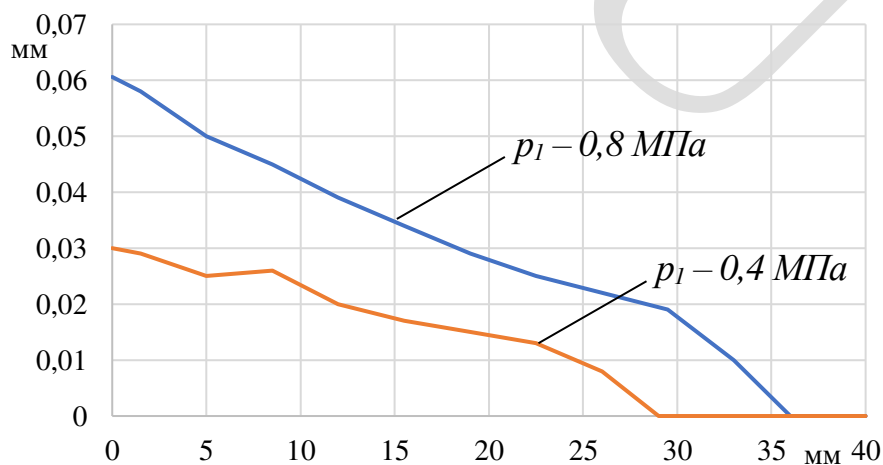
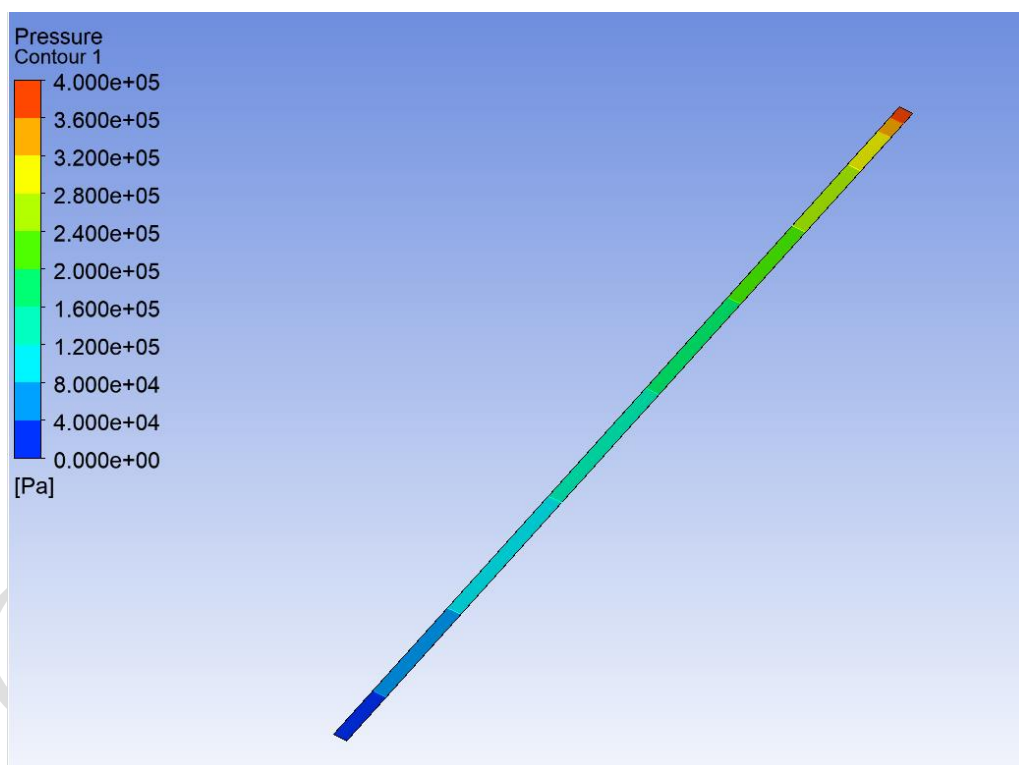
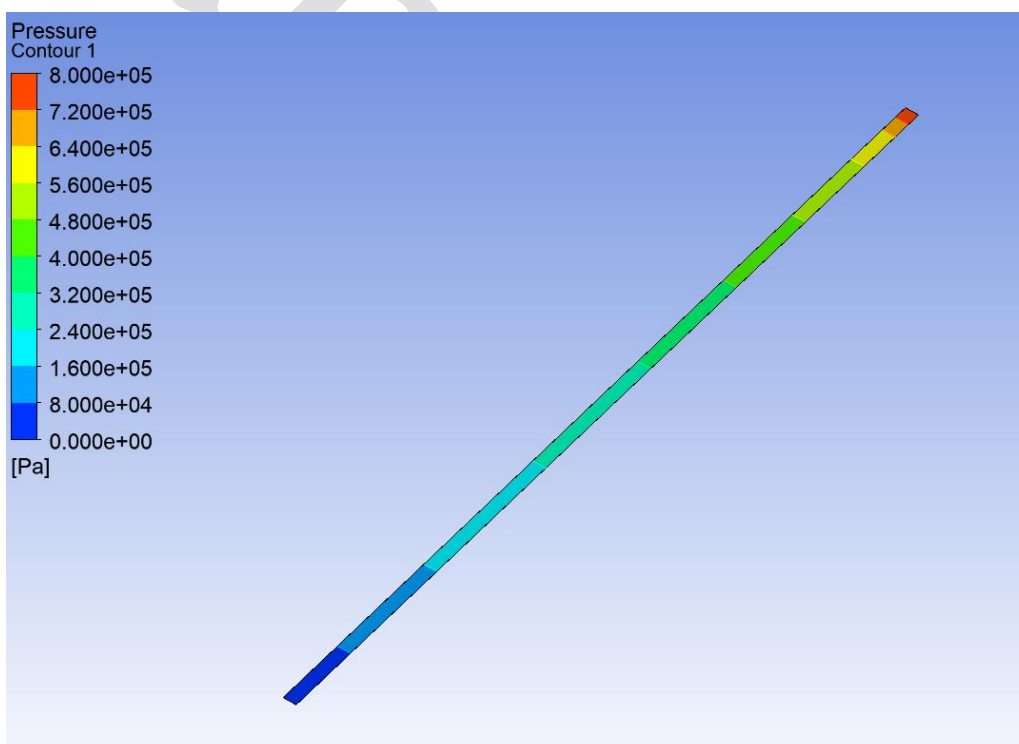


Рисунок 3.18 – Зазор в сальниковому ущільненні: *III форма, $\Delta - 2,5 \text{ мм}, h_0 - 1 \text{ мм}$*



а) $p_1 - 0,4 \text{ МПа}$



б) $p_1 - 0,8 \text{ МПа}$

Рисунок 3.19 – Розподіл гідростатичного тиску в зазорі сальникового ущільнення: III форма, $\Delta - 2,5 \text{ мм}$, $h_0 - 1 \text{ мм}$

3.4 Висновки

В даному розділі проведено числовий розрахунок задачі гідропружності радіального сальникового ущільнення з деформованим корпусом. Виконано порівняльний аналіз отриманих результатів числового розрахунку задачі гідропружності радіального сальникового ущільнення для різних конструкцій деформованого корпусу. Визначенні гідродинамічні характеристики радіального сальникового ущільнення з різними конструкціями деформованого корпусу та різних тисках ущільнювальної рідини.

Форма I корпусу сальникового ущільнення найбільш оптимальна з точки зору розподілу контактного тиску подовжені пари тертя, проте вона не відповідає критеріям міцності. Форма II та III однаково впливають на розподіл контактного тиску при різних значеннях величини ходу нажемної втулки та товщині h_0 . Розрахунок задачі гідропружності виконувався для сальникового ущільнення з III формою корпусу.

Отримано розподіл гідростатичного тиску та зазор в парі тертя сальникового ущільнення з деформованим корпусом III форми для різних значень ущільнюючого тиску та різних значень величини ходу нажемної втулки.

Аналіз результатів розрахунку показує, що запропонована конструкція сальникового ущільнення з деформованим корпусом працює як традиційна конструкція. Тому, необхідно вирішити задачу оптимізації для визначення геометричних розмірів деформованого корпусу при умові мінімального контактного тиску та витоків через ущільнення.

ВИСНОВКИ

В роботі проведено аналіз існуючих конструкцій радіальних сальникових ущільнень. Перераховано їх основні переваги та недоліки. Головним недоліком радіальних сальникових ущільнень є нерівномірність розподілу контактного тиску по доважені пари тертя, що веде до перевантаження окремих ділянок та до скорочення ресурсу ущільнення.

Проведено експериментальні дослідження механізму герметизації радіального сальникового ущільнення, які підтверджують необхідність розвантаження пари тертя радіального сальникового ущільнення. Отримано розподіл гідростатичного тиску в зазорі сальникового ущільнення для різних тисків ущільнювального середовища. Одним з можливих шляхів підвищення герметичності та довговічності радіального сальникових ущільнень є розвантаження пари тертя за рахунок деформованого корпусу ущільнення.

В роботі проведено числовий розрахунок задачі гідропружності радіального сальникового ущільнення з деформованим корпусом. Виконано порівняльний аналіз отриманих результатів числового розрахунку задачі гідропружності радіального сальникового ущільнення для різних конструкцій деформованого корпусу. Визначенні гідродинамічні характеристики радіального сальникового ущільнення з різними конструкціями деформованого корпусу та різних тисках ущільнювальної рідини.

Форма I корпусу сальникового ущільнення найбільш оптимальна з точки зору розподілу контактного тиску подовжені пари тертя, проте вона не відповідає критеріям міцності. Форма II та III однаково впливають на розподіл контактного тиску при різних значеннях величини ходу нажемної втулки та товщині h_0 . Розрахунок задачі гідропружності виконувався для сальникового ущільнення з III формою корпусу.

Отримано розподіл гідростатичного тиску та зазор в парі тертя сальникового ущільнення з деформованим корпусом III форми для різних

значень ущільнюючого тиску та різних значень величини ходу нажемної втулки.

Аналіз результатів розрахунку показує, що запропонована конструкція сальникового ущільнення з деформованим корпусом працює як традиційна конструкція. Тому, необхідно вирішити задачу оптимізації для визначення геометричних розмірів деформованого корпусу при умові мінімального контактного тиску та витоків через ущільнення.

Submitted

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Forsyth J., Hanzon M., Gawlinski M., Switalski P. Pompy-Pompownie. №11 (73), 1998, s.44-46.
2. Гафт Я. З. Разработка конструкции и исследование механизма герметизации сальниковых уплотнений крупных лопастных насосов: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.13 / Гафт Яков Зиновьевич. – М., 1995. – 161 с.
3. Марцинковський В.А. Гермомеханіка. Розділ "Теорія і конструкції сальникових ущільнень": конспект лекцій для студ. спец. 8.080303 "Динаміка і міцність" денної форми навчання /В. А. Марцинковський, А.В. Загорулько, С.М.Гудков.– Суми: СумДУ, 2009.– 92 с.
4. Müller H.K. Weichpackungsstopfbuchsen mit ausgeglichener Anpressung. – Konstruktion. - 1968.- Н.6.- N6.- S. 224-226.
5. Тимошук А.С. Влияние углов наклона ограничивающих уплотнитель поверхностей на работу сальников с мягкими коническими уплотнителями // Труды 8-й Международной научн.-техн. конференции “Насосы-96”.- Сумы.- 1996.- Т. 2 - с.90-104.
6. Марцинковский В.А., Усенко В.В., Бережной И.С. и др. Сальниковое уплотнение вала. - А.с. 991098 СССР.- 1982.
7. Марцинковский В.А., Шевченко С.С. Насосы атомных электростанций: расчет, конструирование, эксплуатация: моногр. / под общ. ред. С.С. Шевченко. Сумы: Унив. кн., 2018. 472 с.
8. Гафт Я.З., Марцинковский В.А., Загорулько А.В. Механизм герметизации и расчет радиальных сальников // 10-я Международная научно-техническая конференция «Гервикон-2002».- Сумы.- 2002.- Т. 2 - с.46-57.
9. S.S. Shevchenko, “Design Improvement of Stuffing Box Seals of Centrifugal Pump Shafts, Based on the Study of the Sealing Mechanism Physical Model,” Journal of Mechanical Engineering, vol. 23, no. 2, Jun. 2020, doi: 10.15407/pmach2020.02.041.
10. Diany, M. & Bouzid, A.-H. (2009). Analytical evaluation of stresses and displacements of stuffing-box packing based on a flexibility analysis. Tribology

International, vol. 42, iss. 6, pp. 980–986.

11. Diany, M. & Bouzid, A.-H. (2010). An experimental-numerical procedure for stuffing-box packing characterization. American Society Mechanical Engineers (ASME). Pressure Vessel and Piping Division, vol. 2, pp. 183–189.

12. Каринцев И. Б. Гидроаэроупругость : учеб. пос. / И. Б. Каринцев. – Сумы : СумГУ, 2000. – 137 с.

13. www.ansys.com

14. Загорулько А. В. Решение задачи упругогидродинамической смазки для пары трения торцового сальникового уплотнения / А. В. Загорулько, С. Н. Гудков // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2010. – №3, Т.1. – С. 75-82.