

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)

_____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня бакалавр

зі спеціальності 131 Прикладна механіка, освітньо-професійної програми «Комп'ютерний інжиніринг в механіці», на тему: Дослідження впливу ущільнень з плаваючими кільцями на статичні та динамічні характеристики ротора насоса.

Здобувача групи КМ-01/1 ЦЕЛУЙКІНА Дмитра Вадимовича.

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

_____ Дмитро ЦЕЛУЙКІН

(підпис)

Керівник: асистент, доктор філософії Олександр ПОЗОВНИЙ _____

(підпис)

Суми – 2024

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота бакалавра: 52 с., 31 рис., 8 дж.

Метою кваліфікаційної роботи є проведення статичних числових розрахунків ущільнення з урахуванням їх контакту між собою та впливу на згинальну жорсткість ротора.

Об'єктом дослідження являється ущільнення з плаваючим кільцем та його вплив на згинальну жорсткість ротора.

Предметом дослідження є статичні характеристики ущільнення та вплив конфузорності/дифузорності каналів.

Метод дослідження – включає аналітичні розрахунки, диференціальне розв'язування та числовий аналіз методом кінцевих об'ємів та методом кінцевих елементів.

Ущільнення з плаваючим кільцем використовується для утримання рідини або газу між обертовим та нерухомими елементами в умовах великого тиску та високої кутової швидкості руху. Аналіз статичних та динамічних характеристик ущільнення включає герметичність, радіальні гідростатичні сили, демпфіруючі та циркуляційні сили. Для цього використовуються різні методи, такі як аналітичні та числові розрахунки, а також програми типу "Ansys". Аналіз цих характеристик є важливим етапом в проектуванні та забезпеченні безперебійної роботи.

РОТОР, ПЛАВАЮЧІ КІЛЬЦЯ, ШПАРИННІ УЩІЛЬНЕННЯ,
ГІДРОСТАТИЧНІ СИЛИ, ЗВ'ЯЗНА ЗАДАЧА, FSI

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ	3
ВСТУП	6
1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ	8
1.1 Гідродинаміка. Механіка флюїдної середи.	8
1.2 Метод скінечних елементів.....	11
1.3 Програмний комплекс для розрахунку МСЕ	12
1.4 Розрахункова сітка	13
1.4 Симплекс, комплекс та мультиплекс елементи.....	14
1.6 Якість сітки.....	17
Висновки до першого розділу	18
2 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЕКСЦЕНТРИСИТЕТУ НА ГІДРОСТАТИЧНІ ТА ГІДРОДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ.....	19
2.1 Створення моделі системи	19
2.2 Створення розрахункової моделі середовища	21
2.3 Генерація розрахункової сітки моделі методом Sweep	23
2.4 Турбулентність. Моделі турбулентності. Модель K-epsilon.....	25
2.5 Задання граничних умов задачі	26
2.5 Розрахунок моделі суцільного середовища.....	28
2.6 Висновок до другого розділу	32
3 МОДЕЛЮВАННЯ СИСТЕМ ЗВ'ЯЗНОЇ ЗАДАЧІ	33
3.1 Аналіз задачі.....	33
3.2 Герметичність торцевого стику кільця з статором	33
3.3 Розрахунок суцільного середовища в шпарині з камерою	35
3.4 Модель перенесення напружень зсуву турбулентності	36
3.5 Результати розрахунку середовища	37
3.6 Розв'язання задачі Static Structural.....	39
3.3 Граничні умови задачі на міцність.....	42
Результати розрахунку. Деформації та напруження.	43
3.5 Зв'язна задача. Налаштування зв'язків.....	45

3.7 Результати розрахунку. Деформації та напруження.	48
3.8 Висновки до третього розділу	49
ВИСНОВКИ.....	51
ЛІТЕРАТУРА.....	52

ВСТУП

Насоси в історії людства використовувалися з давніх-давен. Вони були примітивних конструкцій та зазвичай використовувалися для вирішення повсякденних проблем людства. Головною метою для людей у використанні цих енергетичних машин було зрошення ґрунту. Але в наш час ці машини перейшли від примітивних до складних і відповідальних конструкцій, а їхня вузька сфера використання стала широкою від якої відтепер є залежною промисловість усіх інженерно-технічних напрямів.

Конструктивна різноманітність насосів за весь час їх розвитку значно розширилася, тому класифікувати їх за призначенням вже не коректно. Найбільш правильним на сьогодні є визначення насоса як машини для перетворення механічної енергії двигуна в енергію перекачуваної рідини. Як і всі інші складні системи, насос має відповідальні вузли – саме по їх витривалості визначають загальну роботоспроможність машини та її цикли ремонту. Одним із таких важливих вузлів у гідравлічних машинах є ущільнення.

Головними критеріями вибору ущільнення для насосів є забезпечення як герметичності, так і вільного руху робочих частин. Також ущільнення виконує роль захисника деталей машин від абразивного бруду, який може стати критичним для робочих вузлів.

Якщо торцеві ущільнення підшипників кочення ротора можуть бути ущільнені сальниками або манжетами, то відповідальні вузли статора та ротора, а також робочого колеса не мають змоги бути ущільнені контактними методами.

Згідно з законом Бернуллі та ефектом Вентурі, при різкому зменшенні отвору, через яке тече суцільна флюїдна середа, швидкість збільшується, а тиск зменшується, і навпаки. Цей принцип лежить в основі всіх щілинних ущільнень. У реальних установках його часто комбінують з різними видами

ущільнень для покращення характеристик та усунення головних недоліків такого виду ущільнень.

Головними критеріями покращення щілинних ущільнень є геометрія та розмір зазорів між ротором і статором, а також довжина щілини, через яку протікає флюїд. Але треба відзначити перспективність цього рішення й труднощі професорів, які розвивають цей напрям. Актуальність даної теми пов'язана з розвитком таких ущільнень у напрямках зменшення зазорів та збільшення довжин щілини для досягнення потрібних робочих тисків. З покращенням цих характеристик ускладнюється виробництво, збільшуються ризики механічних взаємодій валів і робочих коліс із статорною частиною. З ростом робочих обертів важливу роль відіграють вібрації, які можуть призводити до швидкого зносу та непередбачених ситуацій.

Ціллю роботи було обрано щілинне ущільнення з використанням плаваючих плоских кілець. Такий вид ущільнення здатний боротися з недоліками статичного щілинного ущільнення, адже кільця мають ступені свободи, які дозволяють самоцентруватися по валу за рахунок гідродинамічних сил. Фіксація кільця від прокручування за рахунок торцевих штифтів, які компенсують крутний момент на кільці, значно знижує потужність тертя та спрощує охолодження елемента. Також кільце поєднує в собі щілинне та торцеве ущільнення, що дає змогу створювати нові конструктивні рішення.

1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ

1.1 Гідродинаміка. Механіка флюїдної середи.

Вивчення руху рідини та газів є основним предметом вивчення в гідродинаміці. Рідина представляє з себе макро-об'єкт і розглядається як суцільна середа. Суцільна середа представляє із себе об'єм рідини який приймається настільки великим, що складається із достатньо великої кількості молекул. Відповідно до цього, коли розмова йде про нескінченно малі об'єми, то завжди розуміється саме фізичне значення нескінченно малих об'ємів рідини, які достатньо малі в порівнянні з всією середою.

Математичним описанням стану рідини що рухається задається як функція, яка відповідає розподілу швидкості течії та термодинамічних характеристик рідини:

$$V = v(x, y, z, t)$$

$$\rho = \rho(x, y, z, t)$$

$$p = p(x, y, z, t)$$

Для отримання основних законів гідродинаміки відштовхнемося від рівняння збереження речовини. Розглянемо об'єм V_0 , кількість речовини цього середовища відповідає до $\int \rho dV_0$

Через елемент df поверхності об'єму за одиницю часу втікає $\rho V df$ рідини. Вектор df по абсолютній величині дорівнює площадці елементу поверхності і спрямован по нормалі до неї. Тоді $\rho V df$ є скалярною величиною, якщо рідина виходить із об'єму і від'ємна, якщо рідина входить в цей об'єм.

Зменшення кількості рідини в цьому об'ємі можна виразити як

$$-\frac{d}{dt} \int \rho dV$$

Прирівняємо ці вирази

$$-\frac{d}{dt} \int \rho dV = \int \rho v df$$

З лівої частини маємо інтеграл по поверхності, тому можемо перетворити на інтеграл об'єму

$$\int \nabla \rho v dV = \int \rho v df$$

Отже

$$\int \left(\frac{d\rho}{dt} + \nabla \rho v \right) dV = 0$$

Або

$$\frac{d\rho}{dt} + \nabla \rho v = 0$$

Це рівняння називається рівнянням неперервності. Воно стверджує, що маса рідини у будь-якому замкнутому об'ємі залишається постійною, якщо немає додавання або видалення маси через межі цього об'єму. Для рідини це рівняння виражає принцип, що потік рідини, що входить у даний обсяг, дорівнює потоку, що виходить із нього.

Потоки рідини бувають ламінарними, турбулентними та перехідного режиму. Головною характеристикою потоків є число Рейнольдса. Число Рейнольдса (Re) характеризує відношення інерційних сил к силам в'язкості в рідині. Воно відіграє роль показника турбулентності.

$$Re = \frac{\rho v L}{\mu} = \frac{v L}{\nu}$$

Де

L – лінійний розмір проходного каналу

ν – кінематична в'язкість

μ – динамічна в'язкість

Re прямопропорційний швидкості, що дає нам розуміння, чим вище швидкість потоку, тим більше перемішування рідини.

Для ламінарного потоку, ($Re < 1000$) сили в'язкості значно дільші за інерційні, потік рідини є упорядкованим.

Для перехідного потоку ($1000 < Re < 3000$) є середнім значенням, нормальне перемішування слоїв рідини.

Для турбулентного потоку ($Re > 3000$) перемішування інтенсивне, а сили в'язкості програють інерційним. Такі потоки хаотичні, виникають вихрі які ускладнюють дослідження потоку.

Інерційні сили розраховуються як $F_{in} = \rho v^2 L^2$

Сили в'язкості як $F_v = \mu v L$ [9]

Для дослідження витрат в шпариному ущільненні, на основі отриманих рівнянь, можемо перейти до формули Дарсі-Вейсбаха. Вона використовується для розрахунку витрат в каналах трубопроводах. Формула виражається як :

$$\Delta P = f \frac{L}{d} \frac{\rho v^2}{2}$$

Як ми наблюдаємо, втрати тиску лінійно залежать від коефіцієнту тертя f . В залежності від режиму течії, коефіцієнт тертя рідини дорівнює

Для ламінарного :

$$f = \frac{64}{Re}$$

Маємо обернено-пропорційну залежність від числа Рейнольдса.

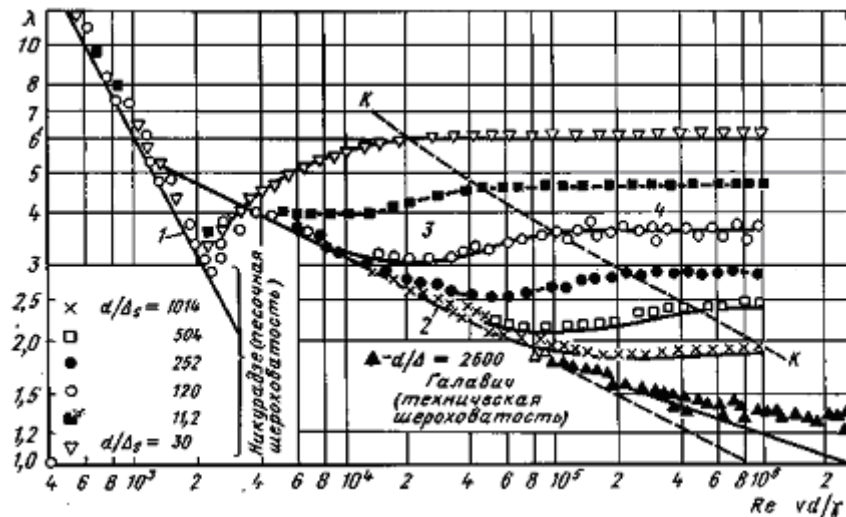


Рисунок 1.1 – Графік Нікурадзе для визначення коефіцієнту λ

Для турбулентного та перехідного, коефіцієнт визначають за діаграмами Нікурадзе, вибравши відповідний графік за числом Рейнольдса (Рис. 1.1).

Також, число Рейнольдса розраховується як векторна сума осьової та радіальної компоненти

$$Re = \sqrt{Re_z^2 + Re_r^2}$$

Звідки

$$Re_z = \frac{QC_r\rho}{A\mu}$$

$$Re_r = \frac{R\omega C_r\rho}{2\mu}$$

Де $A = 2\pi RC_r + \pi C_r^2 [10]$

1.2 Метод скінечних елементів

У системі шпариного ущільнення з використанням плаваючих ущільнюючих кілець на високооборотному роторі головною розрахунковою моделю є середовище. Для цього розрахунку були використані чисельні методи диференціальних рівнянь системи, а саме метод скінчених елементів (МСЕ).

Для наглядного виду та автоматизації даного процесу було використано комплекс пакетів математичного аналізу Ansys.

1.3 Програмний комплекс для розрахунку МСЕ

Цей комплекс призначений для повного введення 3Д моделі побудованої в КАД системах, створення розрахункової сітки PolyMesh, та ведення розрахунку моделей методом скінчених елементів лінійних та нелінійних, стаціонарних й нестаціонарних просторових задач механіки.

Головними плюсами програми є універсальність для різного роду розрахунків, моделювання динамічних систем, розрахунків параметрів флюїдних середовищ та візуальне відображення процесів розрахункових ітерацій.

Головною ідеєю метода скінчених елементів є саме дискретизація поверхонь моделі на плоскі орієнтовані плоскості, які в сумі описують геометричну характеристику того або іншого елемента. З точки зору ідеальної дискретизованої моделі, є саме розбиття поверхні на безкінечно малі поверхні. Цей принцип було закладено в дифференційному та інтегральному численні І. Ньютона, який опублікував свою працю ще в 1704 році.

1.4 Розрахункова сітка

В випадку метода скінчених елементів, сама назва говорить про те, що ми використовуємо скінчену кількість елементів. Цю кількість напряду визначають від вичислювальної здатності ЕВМ та необхідної точності розрахунків. Також, суму всіх плоских елементів, та їх орієнтації називають мешом (Mesh) або PolyMesh. Поняття сітки ще давним давно прийшло з розділу математики – топології. Варіацій сіток дуже багато, але в розрахунковій топології розрізняють принципово дві різні категорії – структурована та неструктурована сітки. Коли безліч сіткових вузлів є упорядкованим, така розрахункова сітка називається структурованою.

Використання структурованих сіток (порівняно з неструктурованими) дозволяє, як правило, зменшити тривалість розрахунку та необхідний обсяг оперативної пам'яті ЕОМ. У той самий час, процедура побудови криволінійної регулярної сітки, зазвичай, вимагає великих витрат праці та ресурсів ЕОМ, проти процедурою побудови нерегулярної сітки.[1]

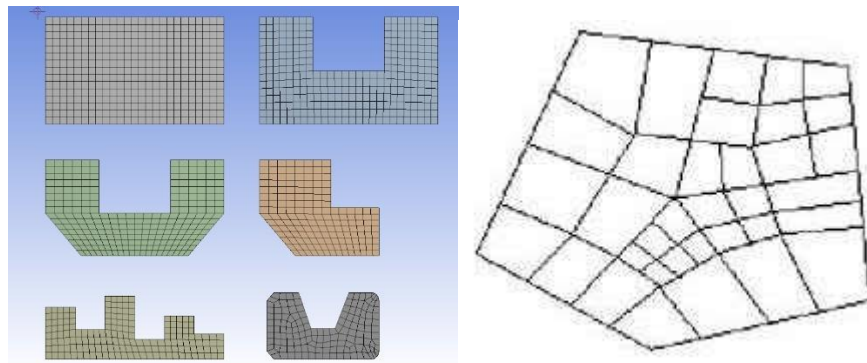


Рисунок 1.2 а) - Структурована сітка; б) – неструктурована сітка

Розрахунковий принцип методу скінчених елементів оснований на ідеї апроксимації неперервних функцій дискретної моделі. Ці функції визнані множиною частинно-неперервних функцій, які визначені на скінченій поверхності та, зачасти, є поліномами. Порядок полінома залежить від числа

використовуваних у кожному узлі даних о неперервної функції. Кінечні елементи класифікують за їх порядком поліноміальної функції, визначають такі три групи: симплекс комплекс та мультиплекс-елементи [2].

Число коефіцієнтів в такому поліномі на одиницю більше розмірності координатного простору. Поліном представляє з себе симплекс-функцію для двумірному елемента у тривимірному просторі.

$$\varphi = \alpha_1 + \alpha_2 x + \alpha_3 y \quad (1.1)$$

Комплекс-елементами називають функцію, включаючи константу, лінійний член, а також члени другого, третього та вищих порядків, за потреби. Ідеальним прикладом двумірному комплекс-елементу є прямокутник.

$$\varphi = \alpha_1 + \alpha_2 x + \alpha_3 y + \alpha_4 x^2 + \alpha_5 xy + \alpha_6 y^2 \quad (1.2)$$

1.4 Симплекс, комплекс та мультиплекс елементи

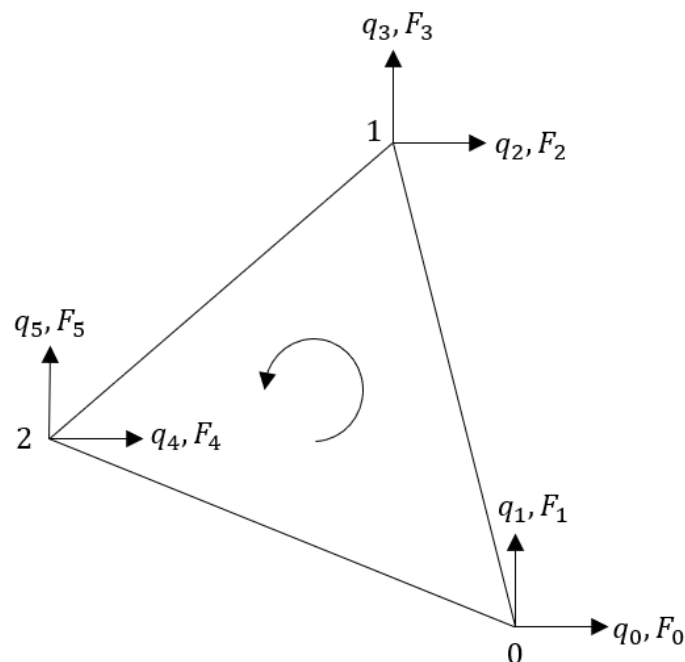


Рисунок 1.3 Двумірний розрахунковий кінечний симплекс-елемент

На прикладі двумірному симплекс-елементу, виділимо його основні елементи розрахунку. Сам елемент не є цілком розрахунковим, його визначають саме вузли, які представлені на рис 1.2 та пронумеровані згідно обходу проти часової стрілки від 0 до 2. Такий підхід до нумерації є логічним і принципово потрібний для розрахунку та використання ітераційного методу обходу моделі. Узлові значення скалярної величини позначаються на як Φ_i , Φ_j та Φ_k а координати вузлів через (X_i, Y_i) , (X_j, Y_j) , (X_k, Y_k) (рис 1.3)[3].

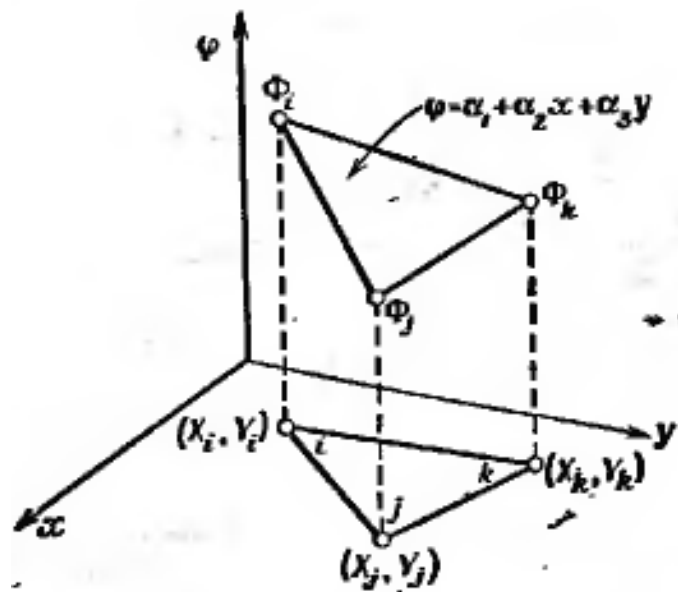


Рисунок 1.4 Розрахунковий елемент заданий поліномом у просторі декартової системи координат

У вузлах симплекс-елементу виконуються наступні умови :

$$\text{При } x=X_i, y=Y_i \text{ то } \varphi = \Phi_i$$

$$\text{При } x=X_j, y=Y_j \text{ то } \varphi = \Phi_j \quad (1.1)$$

$$\text{При } x=X_k, y=Y_k \text{ то } \varphi = \Phi_k$$

Підставивши ці значення згідно формули маємо систему рівнянь виду :

$$\begin{aligned}
 \Phi_1 &= \alpha_1 + \alpha_2 X_i + \alpha_3 Y_i \\
 \Phi_2 &= \alpha_1 + \alpha_2 X_j + \alpha_3 Y_j \\
 \Phi_3 &= \alpha_1 + \alpha_2 X_k + \alpha_3 Y_k
 \end{aligned}
 \tag{1.2}$$

Отримуємо систему лінійних рівнянь, яку можна вирішити матричним способом. Визначник системи напряму зв'язан с фактичною площею трикутника :

$$\begin{vmatrix} 1 & X_i & Y_i \\ 1 & X_j & Y_j \\ 1 & X_k & Y_k \end{vmatrix} = 2A
 \tag{1.3}$$

Поліном виду $\varphi = \alpha_1 + \alpha_2 x + \alpha_3 y$ дає замість значень α_k підставити скалярну величину, яку потрібно дослідити на цьому елементі в індексованому узлі k , а φ – є загальним значенням для всього елемента. Скалярна величина φ визначається всередині елемента функціями форми, лінійними по x на y . Це значить що градієнти цієї величини в напрямках x та y , є константами.

$$\frac{d\varphi}{dx} = \frac{dN_i}{dx} \Phi_i + \frac{dN_j}{dx} \Phi_j + \frac{dN_k}{dx} \Phi_k
 \tag{1.4}$$

Де $\frac{dN_i}{dx}$, $\frac{dN_j}{dx}$, $\frac{dN_k}{dx}$ – часткові похідні функцій форми елемента.

При цьому

$$\frac{dN_i}{dx} = b_i
 \tag{1.5}$$

Отже

$$\frac{d\varphi}{dx} = b_i\Phi_i + b_j\Phi_j + b_k\Phi_k \quad (1.6)$$

Значення b_i , b_j та b_k фіксуються коли визначаються вузлові координати, а Φ_i , Φ_j , Φ_k не залежать від них, отже часткова похідна $\frac{d\varphi}{dx}$ є константою.

Саме виходячи з цього положення, для апроксимації швидко змінної скалярної величини, треба ущільнювати сітку для забезпечення якості та точності розрахунку. Також не треба забувати й про її топологію.

1.6 Якість сітки

Оцінювання якості сітки проводиться за критеріями, які описані в роботах багато різних науковців. Готовними критеріями вони визнавали:


















Metric	Best			Worst
Element Quality	1			0
Aspect Ratio - Triangle	 1		20 	
Aspect Ratio - Quadrilaterals	1		20 	
Jacobian Ratio	1	10		
Warping Factor - Shell	0 		5 	
Warping Factor - Brick	0 		0.4 	
Parallel Deviation	1		170 	
Maximum Corner Angle - Triangular	60° 		165 	
Maximum Corner Angle - Quadrilateral	90° 		180° 	
Skewness - Triangular	0 		 1	
Skewness - Quadrilateral	0 		 1	
Orthogonal Quality	1			0

Рисунок 1.5 Метрики оцінки елементів сітки

1.1. Розмір елементів сітки та їх форма;

Елементи повинні бути достатньо малими, а їх форма повинна відповідати або наближатись до критерія ортогональності.

1.2. Співвідношення сторін елементу один до одного (Aspect ratio);

Елементи сітки повинні наближатись до співвідношення 1:1, також при розбитті комплекс-елементів на симплекс подібні, важливим моментом є ділення по меншій діагоналі, це робиться для розподілення загальної оцінки елементів при розбитті.

1.3. Гладкість та непереривність мещу;

Плавні переходи та непереривність гарно відображаються на розрахунку та алгоритмах інтерполяції. [4]

1.4. Критерії адаптації;

При створенні сітки, для економії ресурсів та часу, часто приходять к рішення робити акценти на конкретні інтересуючі області при розрахунку. К таким областям зачасту ущільнюють сітку, що забезпечує ефективний розрахунок за відносний час.

У програмному комплексі Ansys є вбудовані автоматичні методи оцінки за цими критеріями. Ці критерії також називають метриками, і вони представлені на рис. 1.5 Саме на цих метриках побудовані алгоритми оцінки сітки в Ansys.

Висновки до першого розділу

Метод скінченних елементів (МСЕ) є універсальним, ітераційним та передовим інструментом для отримання розрахунків скалярних величин систем будь-якої складності взаємодій. Для реалізації всіх підходів обчислення МСЕ використовується програмний комплекс Ansys, який має безліч програмних рішень для повного процесу моделювання системи та її розрахунку.

2 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЕКСЦЕНТРИСИТЕТУ НА ГІДРОСТАТИЧНІ ТА ГІДРОДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

2.1 Створення моделі системи

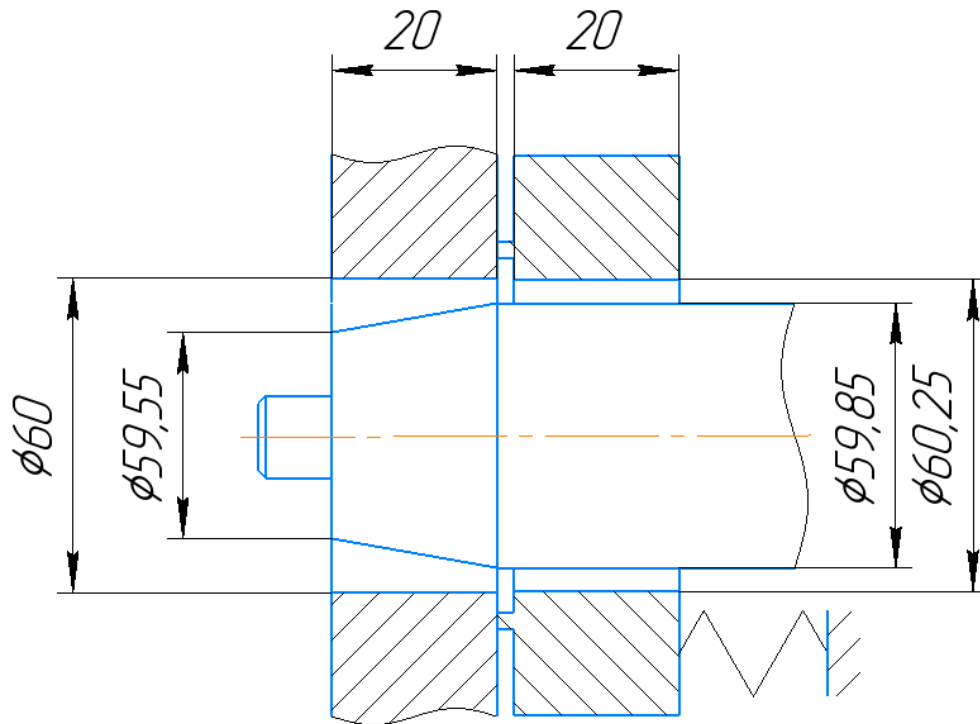


Рисунок 2.1 Ескіз моделюємої системи ротор-статор-кільце.

Даний вузол складається з трьох складових і є простим прикладом застосування щілинних ущільнень для зменшення витоків з камери високого тиску в камеру низького. Наша схема відображає ідеалізоване симетричне представлення системи, але в динаміці фізичної машини вал має ексцентриситет відносно статора. Цей ексцентриситет ε напряду залежить від якості виготовлення деталей машин, збірки та гідродинамічних характеристик і сил, прикладених до системи.

Для дослідження впливу ексцентриситету на розподіл тиску по щілині було вирішено задати відносний ексцентриситет для трьох розрахункових задач з $\varepsilon = 0,2, 0,4, 0,6$ відповідно.

Відносний ексцентриситет розраховується наступним методом:

$$\varepsilon = \frac{e}{c} \quad (2.1)$$

Де e – абсолютний ексцентриситет, c – радіальний зазор між ротором та кільцем.

Отже

$$e = c \varepsilon \quad (2.2)$$

Розрахуємо для ексцентриситету $\varepsilon = 0,2$, при $R = 60,25 \text{ mm}$, $r = 59,85 \text{ mm}$ згідно ескізу задачі:

$$\frac{(60,25-59,85)}{2} * 0,2 = 0,04 \text{ мм}$$

$$\frac{(60,25-59,85)}{2} * 0,4 = 0,08 \text{ мм}$$

$$\frac{(60,25-59,85)}{2} * 0,6 = 0,12 \text{ м}$$

Згідно отриманих даних, моделюємо систему. Важливо відзначити, що ми розглядаємо рідину як нерозривну середу, характеристики якої повинні виконувати умови нерозривності та суцільності.

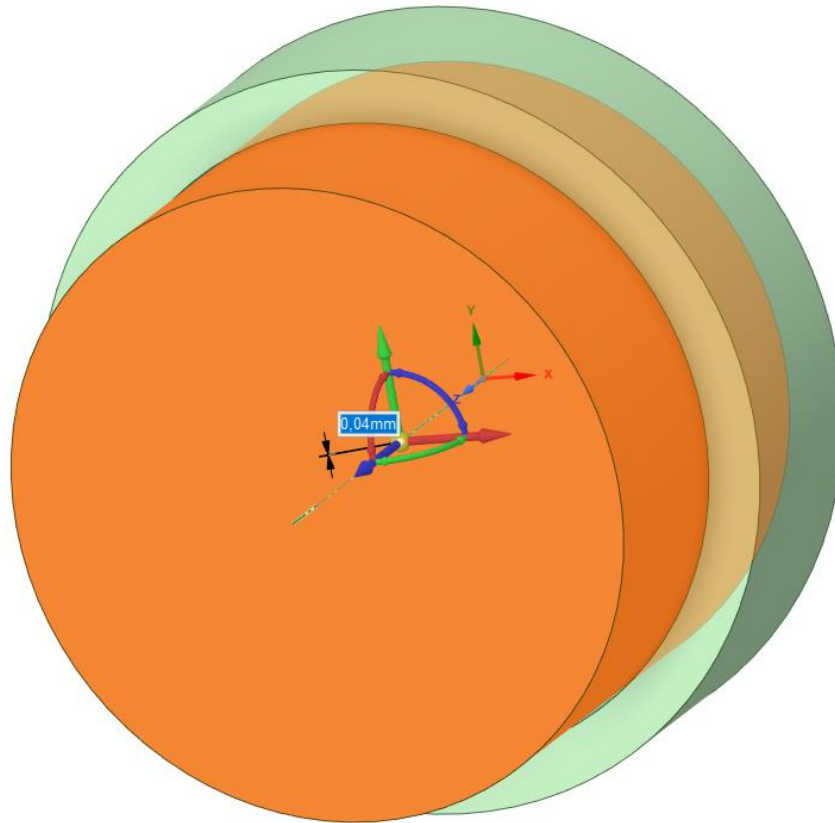


Рисунок 2.2 – Макет системи вал – кільце з ексцентриситетом між ними.

2.2 Створення розрахункової моделі середовища

Задаємо ексцентриситет для нашого валу. Ми моделюємо саме ущільнення, тому на даному етапі нам важливо лише зазор та довжина шпарини. Щоб отримати розрахункову геометрію для подальшого будування сітки, ми використаємо boolean операції та відрахуємо з основного об'єму непотрібні. Також добавимо вхідні та вихідні камери для правильного розвитку сходимості задачі. Отримаємо наступну геометрію (рис. 2.3)

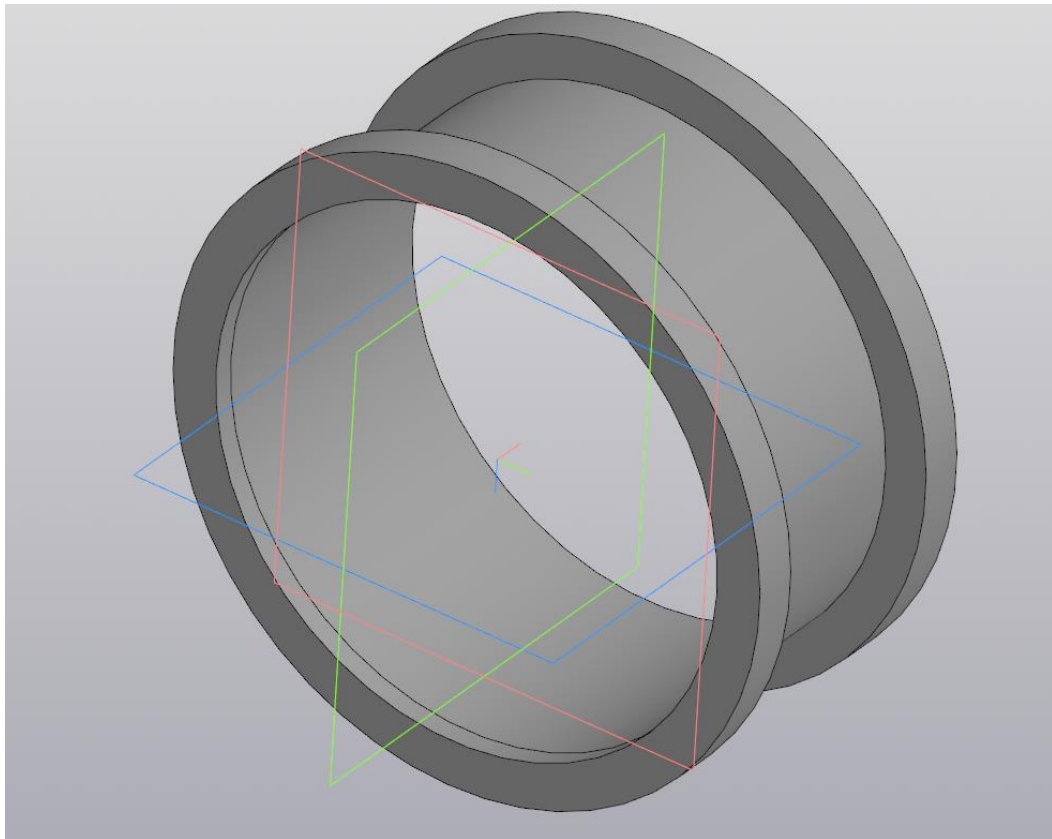


Рисунок 2.3 – Модель суцільного середовища рідини

Наступним шагом є імпорт моделі до програмного комплексу Ansys та створення розрахункової ноди в Ansys Workbench. Розрахунок було вибрано CFX, тому що він pressure-based і оптимізований для рішення саме тиску в рідині.

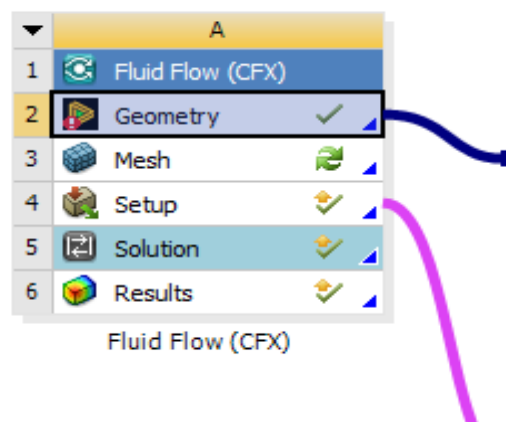


Рисунок 2.4 – Компонент програмного комплексу Ansys fluid flow CFX

2.3 Генерація розрахункової сітки моделі методом Sweep

Після передачі моделі, наступним кроком є створення сітки. Головні критерії були описані в попередньому розділі. Притримуючись критеріїв якості елементів, будуємо сітку з використанням методу Sweep.

Цей метод потребує попереднього розбиття моделі на частини з різкою зміною геометричних параметрів, наприклад, кутів або прямих торцевих стиків. Кожен стик має отримати вхідні параметри, які включають щільність, принцип ущільнення до перехідного стику та інші. Завдяки цим параметрам метод створення сітки Sweep розуміє зв'язки між швами та з'єднує вузли для отримання структурованої сітки. Цей метод є переважним для циліндричних елементів, наприклад, валів.

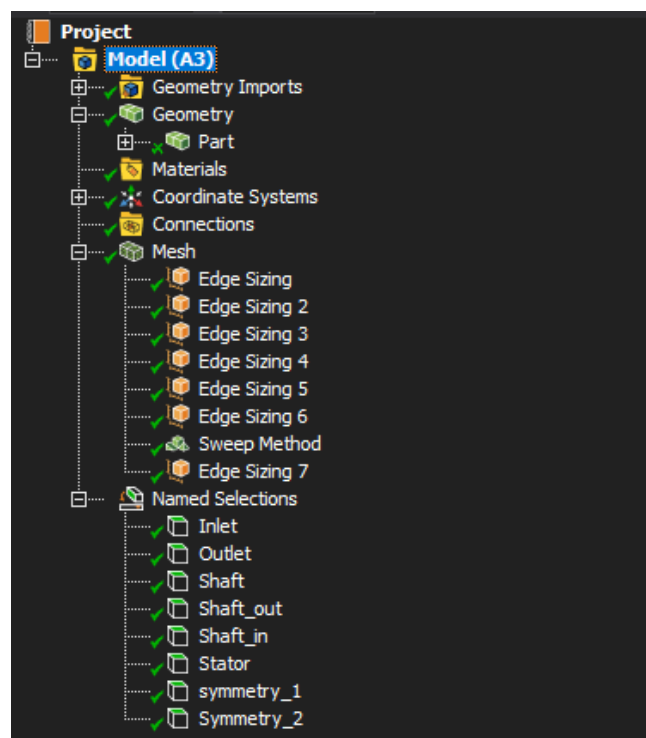
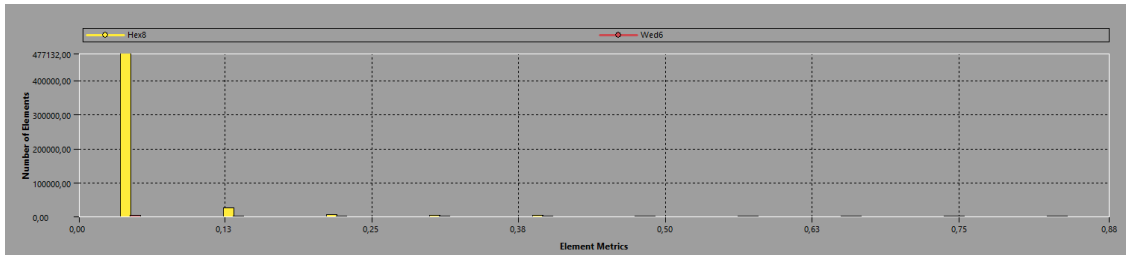


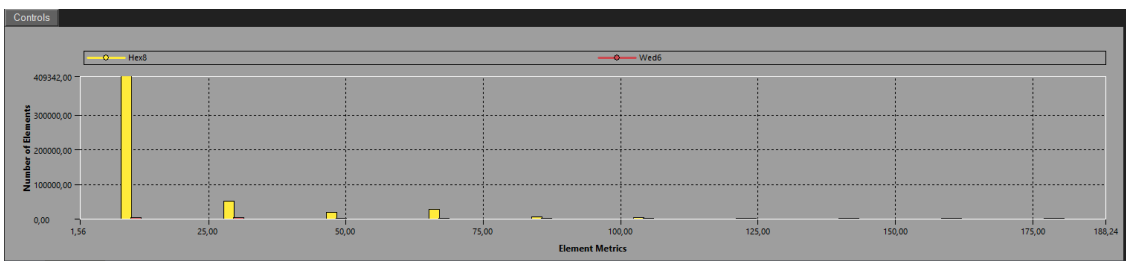
Рисунок 2.5 – Дерево проекту для побудови розрахункової сітки

Після генерації сітки важливо перевірити якість елементів сітки за допомогою автоматичних методів Ansys за метриками. Це подається у

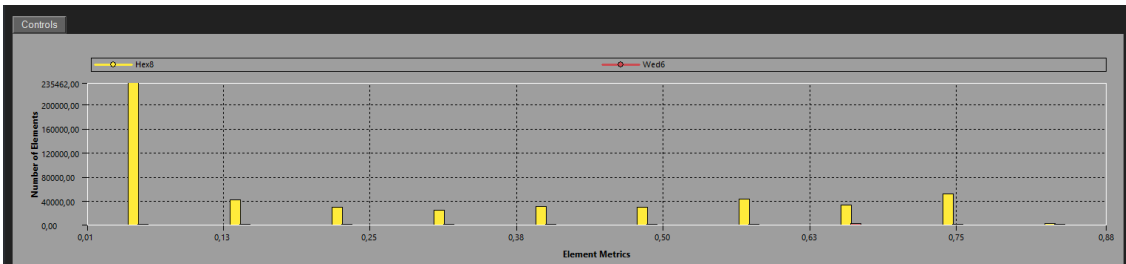
вигляді графіків, де кожен стовпчик відповідає кількості елементів з однаковою оцінкою якості.



а)



б)



в)

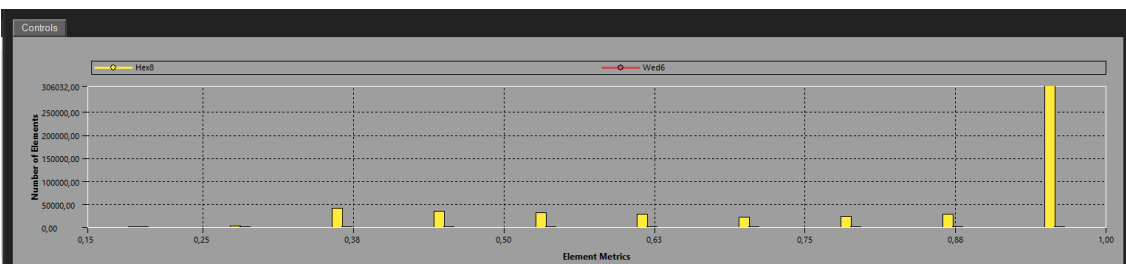


Рисунок 2.6 – Розподіл елементів за метриками: а) – загальна оцінка; б) співвідношення між сторонами Aspect ratio; в) – Скошеність Curvature; г – Ортогональність Orthogonal quality.

Після генерації та перевірки сітки на якість можна приступати до розрахунку MSE суцільного середовища. У схематиці проекту в вкладці Setup

проводиться попереднє налаштування граничних умов, задається вхідний та вихідний тиск, налаштовуються характеристики суцільного середовища та призначаються інтерфейси, згідно з якими буде відстежуватися процес перетікання флюїду по каналу щілини.

2.4 Турбулентність. Моделі турбулентності. Модель K-epsilon

Представлена течія в задачі є турбулентною. Турбулентністю називають діапазон інтенсивності змішування рідини між собою. Також це можна інтерпретувати як ступінь хаотичності потоку. Звичайні потоки досліджують за розв'язанням рівнянь Нав'є-Стокса, але для розв'язку турбулентних течій інтегрування не є можливим. Це пов'язано з високим ступенем хаотичності рідини, що вимагає введення великої кількості додаткових залежностей.

Більшість турбулентних потоків можуть бути описані моделями турбулентної течії. Ці моделі описують основні принципи і є достатньо точними, наскільки це можливо на даний момент. Основна частина моделей базується на імплементаціях рівнянь Рейнольдса. Ці рівняння одержані з умови, що швидкість u поділяється на дві частини, середня швидкість потоку U та швидкість флуктуації u' [Помилка! Джерело посилання не знайдено.].

$$u = U + u' \quad (2.3)$$

$$\text{Де } U = \frac{1}{\Delta t} \int^{\Delta t} u dt$$

Тому потрібно вибрати модель турбулентної течії. Для розрахунку звичайною практикою є використання саме моделі K-epsilon, яка призначена для середніх характеристик турбулентного потоку і визначається як двох рівнянь моделі, що за допомогою рівнянь переносу дають опис турбулентності потоку. Загалом, K-epsilon базується на кінетичній енергії потоку. [5]:

$$\frac{\partial(Pk)}{\partial t} + \frac{\partial(Pku_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - \rho e \quad (2.4)$$

Де u_i – компонент швидкості у напрямку течії

μ_t - турбулентна в'язкість

E_{ij} - компонент швидкості деформації

Програмний комплекс Ansys вже має реалізовані алгоритми K-epsilon для розрахунку моделі турбулентності, тому використовуємо його (рис. 2.1.7) і ініціалізуємо цей головний домен у розрахунку. Також потрібно задати закручення потоку, яке встановлюється в інтерфейсі відносно головної осі X.

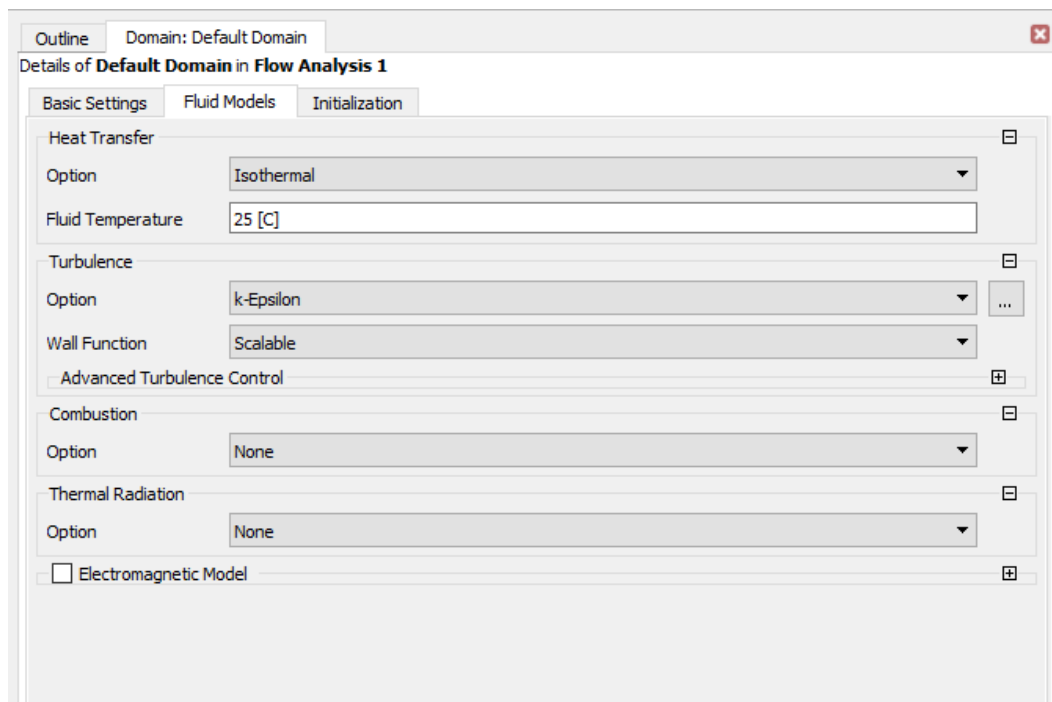


Рисунок 2.7 – налаштування моделі флюїду

2.5 Задання граничних умов задачі

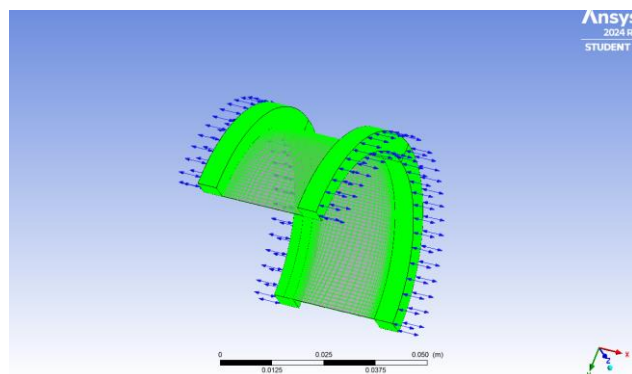
Тепер потрібно задати наступні граничні умови. В зв'язку з цим в моделі були задані наступні елементи розрахункової моделі:

Inlet/Outlet – вхід потоку та вихід відповідно. Налаштований такий домен як відкритий для задання умов входу та виходу рідини з цієї секції. Також за умовою задачі, було обов'язковою умовою встановити різницю тисків для цих входів, а саме 1.6 МПа та 0 МПа відповідно.

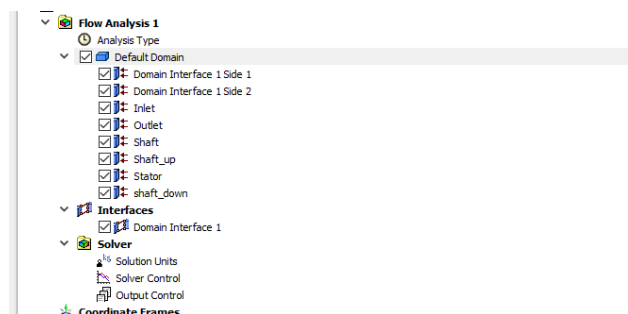
Shaft – незмінна довжина щілини, циліндрична поверхня, що складається з кількох додаткових доменів: Shaft_Up та Shaft_Down. Вони налаштовуються як стінка (Wall), оскільки є стінками вхідного та вихідного доменів з метою врахування втрат на різке звуження/розширення потоку.

Stator – статична частина моделі, також налаштовується як стінка (Wall).

Domain Interface – генеруються при створенні інтерфейсу домену, який потрібен для налаштування рідини в середовищі. Для кожного домену потрібно призначити в налаштуваннях інтерфейс, а його локацією буде переріз представленої моделі.



а)



б)

Рисунок 2.8 – а) – view моделі розрахунку б) – дерево налаштувань доменів та інтерфейсів.

Після налаштування моделі у вікні перегляду відображаються наступні позначення на моделі (рис. 2.8). Необхідно звернути увагу на налаштування інтерфейсу рідини, яка працює в середовищі. Це набір параметрів, згідно з якими проводиться подальший розрахунок. Вони є статичними для задачі і залишаються незмінними у процесі моделювання.

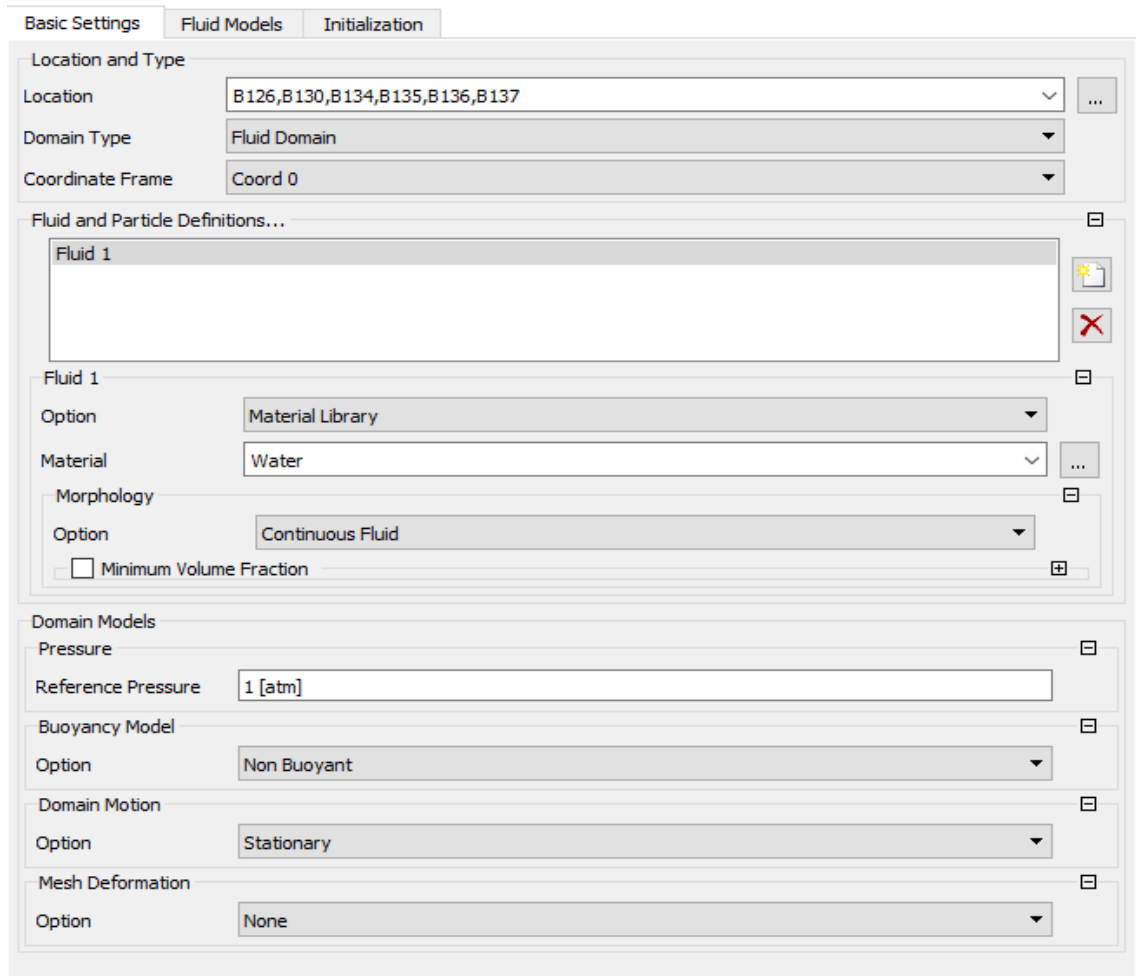
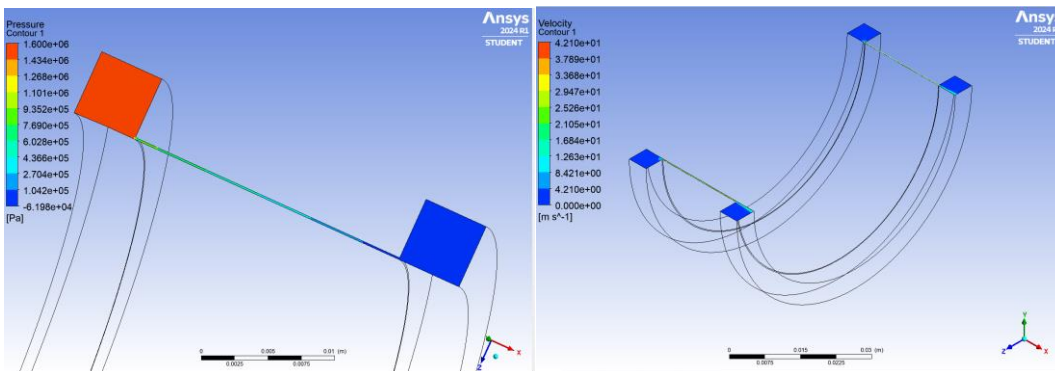


Рисунок 2.9 – Налаштування основних моделей розрахунку

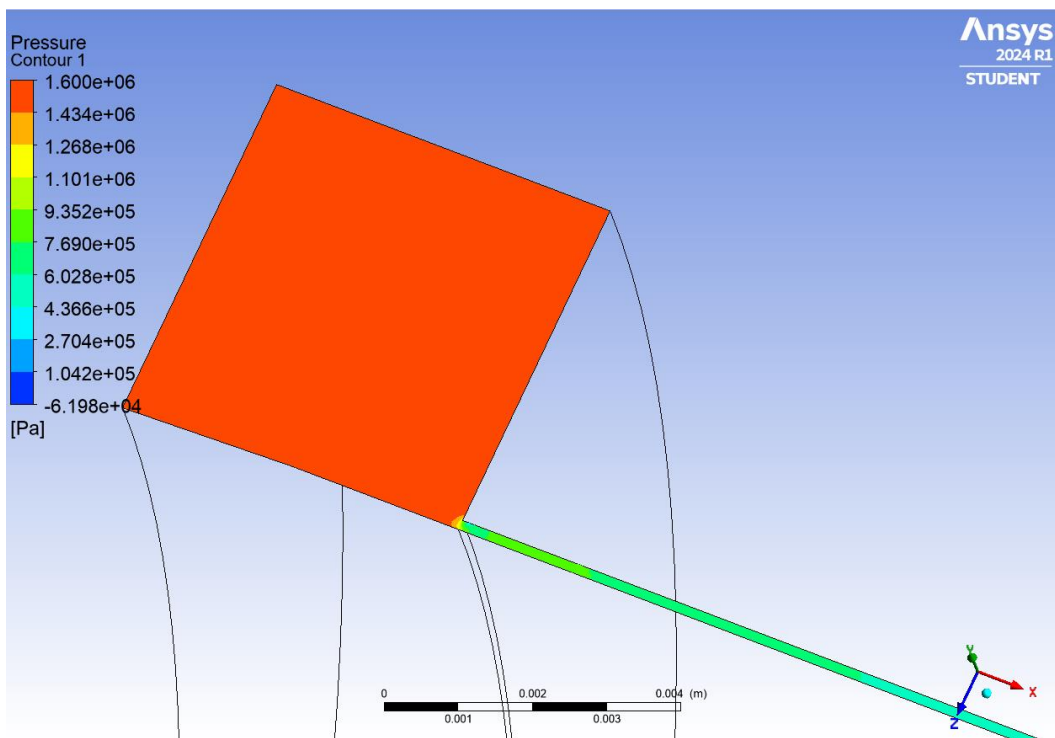
2.5 Розрахунок моделі суцільного середовища

В подальшому були представлені результати до розрахунку. Метод скінчених елементів, як було зазначено раніше, є ітераційним чисельним методом, який використовує пов'язані вузли для розрахунку окремого

симплексу або комплексу елементів і отримання спільного рішення. Після розрахунку ми повинні слідкувати за збіжністю задачі; якщо вона досягнута, то все вірно. Результати були виведені на наступних зображеннях (рис. 2.10).



а)



б)

Рисунок 2.10 – а) вид вирішеної задачі, б) – розподілення тиску по каналу шпарини, в) – вихід рідини з каналу та різьке падіння тиску.

Також було проаналізовано тиску для розрахунку при шпарині ширше, в представленій симетричній задачі. (рис 2.11)

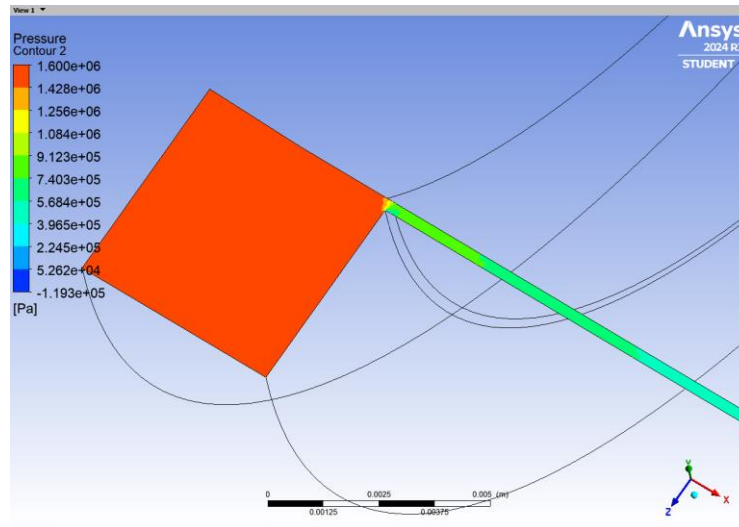


Рисунок 2.11 – Вхідні втрати для більшого зазора

Для трьох різних задач з різним ексцентриситетом графічно було представлено розрахункові дані розподілу тиску по шпарині у широкому каналі. На графіку вісь ординат відображає тиск у каналі, тоді як вісь абсцис відповідає за його довжину.

Розглядаючи графіки на рисунку 2.12 для трьох розрахункових задач з різними ексцентриситетами, стає очевидним зв'язок між зміщенням осі вала та кільця, а також розподілом та інтенсивністю падіння тиску на вході. Зі збільшенням ексцентриситету, різке падіння тиску на 0.022 мм також зростає. Також можна відслідкувати відновлення на виході каналу. Завдяки саме цьому ефекту ми маємо самоцентрування валу, а також отримуємо демпфуючий ефект, який покращує характеристики машини.

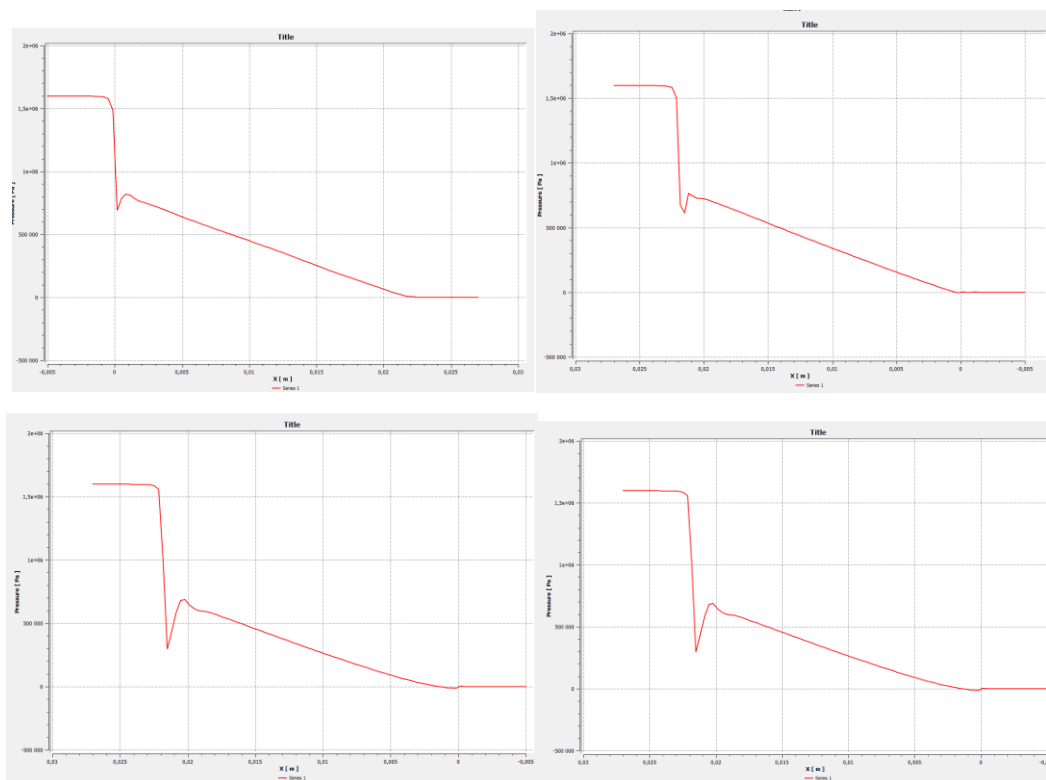


Рисунок 2.12 - Графіки залежності тиску від довжини шпарини для задач с заданим ексцентриситетом 0.2, 0.4, 0.6 відповідно.

Цей явище відоме як ефект втрат на вході та на виході, він грає значну роль у стабілізації положення високооберткових валів у шпаринних ущільненнях за рахунок виникнення гідродинамічних сил через падіння тиску у вузьких ділянках зазору. Цей механізм сприяє самоцентруванню ротора, зменшує зношування та ризик механічних контактів.

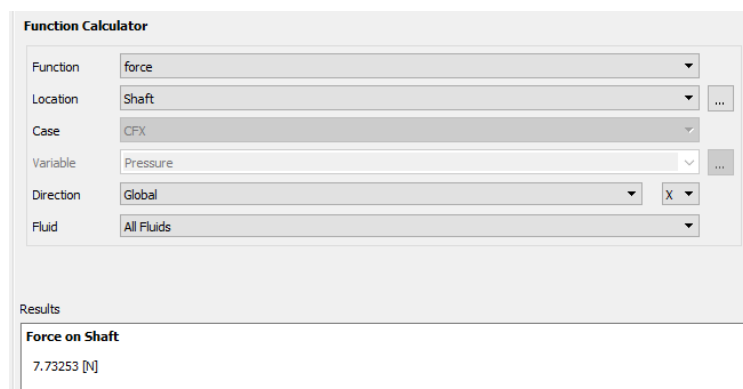


Рисунок 2.13 – Визначення радіальних сил на стінці вала

Під час розрахунку тиску вздовж шпарини, також проводився розрахунок гідростатичних сил у каналі шпарини. Для обчислень обрано локацію Shaft по вісі У. Також враховувався множник 2, оскільки розглядалася симетрична задача.

Після проведених розрахунків отримано такі значення:

- Для ексцентриситета 0.2: $7.73 \text{ Н} * 2 = 15.46 \text{ Н}$
- Для ексцентриситета 0.4: $8.3104 \text{ Н} * 2 = 16.62 \text{ Н}$
- Для ексцентриситета 0.6: $15.6041 \text{ Н} * 2 = 31.21 \text{ Н}$

2.6 Висновок до другого розділу

Як видно з отриманих значень, зі збільшенням ексцентриситету зростають гідростатичні сили, що впливають на ротор. Різке падіння підтверджує зменшення втрат на вході, тоді як нормалізація на виході вказує на відновлення та лінійний розподіл тиску. Ефект втрати на вході відображається у величині гідростатичних сил у каналі шпаринного ущільнення, що спричиняє самоцентрування ротора.

3 МОДЕЛЮВАННЯ СИСТЕМ ЗВ'ЯЗНОЇ ЗАДАЧІ

3.1 Аналіз задачі

Після попереднього аналізу, коли проводилися розрахунки для трьох різних ексцентриситетів, припускалося, що кільце є статичним елементом.

Наступним кроком у дослідженні є аналіз поведінки кільця за заданих навантажень. Для цього використовується метод FSI (Fluid-Structure Interaction), який передбачає взаємодію між різними розрахунковими задачами. Цей метод описує вплив сил, що виникають від потоку рідини, на тверде тіло. У цьому випадку досліджується взаємодія рідини в шпарині з кільцем.

Кільце має торцеву фрикційну взаємодію зі статором, для чого створюється спеціальна ніша, а кільце працює в визначеному діапазоні геометричних характеристик.

3.2 Герметичність торцевого стику кільця з статором

Розглядаючи проблеми герметичності в ущільненнях, слід зазначити, що різноманітні конструкції підтискуючих кілець використовуються для забезпечення надійності і ефективності роботи ущільнення. Проте, потреба у підтримці герметичності часто призводить до виникнення проблем з надмірним тертям торцевого з'єднання, що може викликати знос поверхонь та недоліки в роботі системи.

Умови експлуатації ущільнень часто сприяють виникненню примусових коливань, які, незважаючи на перший погляд, можуть мати позитивний вплив на змащення торцевих поверхонь. Це може бути особливо важливо для систем, де висока герметичність та мінімальне тертя є ключовими факторами. У таких випадках розрахунок часто зводиться до пошуку оптимальних коефіцієнтів тертя, які зазвичай встановлюються на межі герметичності.

Ці процеси не лише визначають ефективність та тривалість роботи ущільнень, але й впливають на загальну надійність системи та витрати на обслуговування. Тому, розробники та інженери постійно шукають нові методи та технології для оптимізації цих процесів і підвищення герметичності ущільнень.

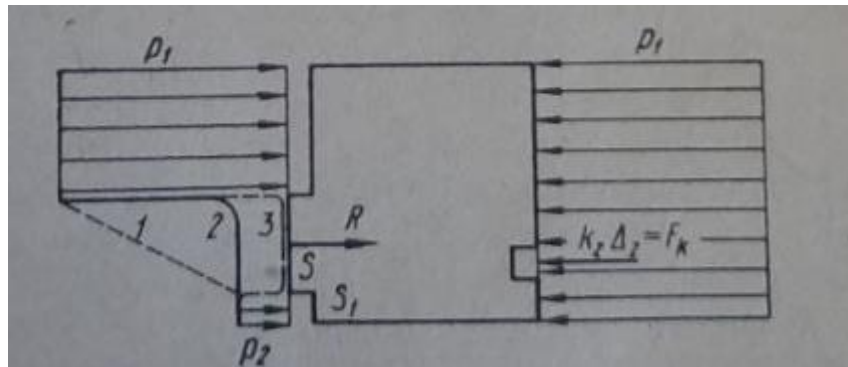


Рисунок 3.1 – схема розподілення тиску на кільце

Три види тертя торцевих пар плаваючого кільця розглядаються з точки зору їх впливу на роботу ущільнення:

Сухе тертя ($f > 5$): Цей режим характеризується тертям контактних поверхонь без змащування, коли гідравлічний тиск відсутній. У такому режимі зазвичай виникає значна механічна втрата енергії та зношування поверхонь ущільнення.

Напіврідке тертя ($5 > f > 1$): Цей режим відбувається тоді, коли тиск в шпарині відповідає тиску після плаваючого кільця. В такому режимі зберігається необхідна герметичність ущільнення, а контактні поверхні змащуються, що робить цей режим оптимальним для роботи шпаринного ущільнення.

Рідке тертя ($f < 1$): У цьому режимі тертя відбувається при розкритті торцевого стику контактних поверхонь, що може призвести до зменшення герметичності ущільнення та збільшення тертя.

3.3 Розрахунок суцільного середовища в шпарині з камерою

Головною моделлю першої задачі для розрахунку зв'язності буде рідинне середовище, яке протікає через шпарину між кільцем та статором. Для цього була створена нова модель системи, що складається з трьох тіл: валу, статора та кільця. Метою цієї задачі є отримання даних про взаємодію рідини та виникаючих тисків на кільце, а також вивчення фрикційної взаємодії кільця зі статором.

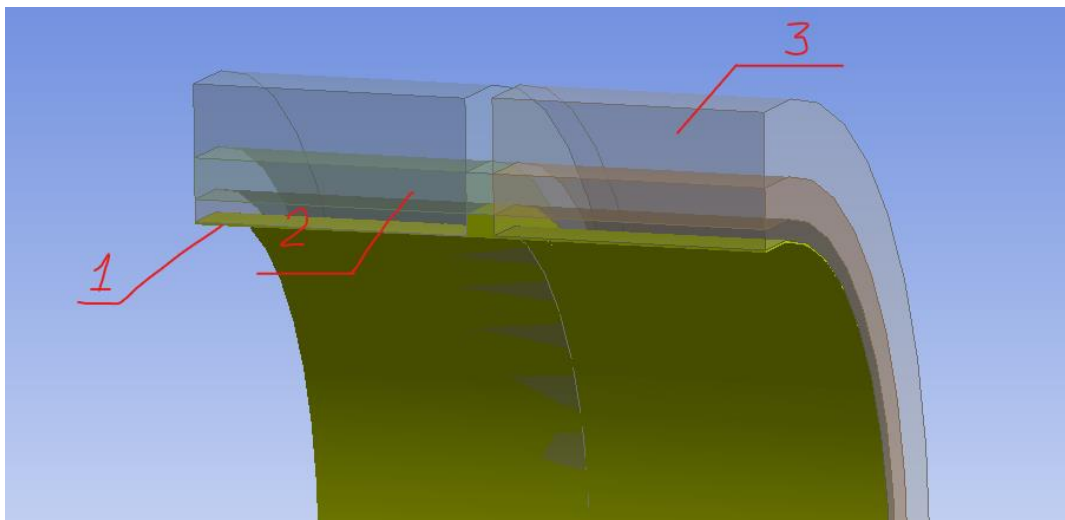


Рисунок 3.2 – Розрахункова модель: 1 – модель флюїдного середовища; 2 – статорна частина; 3 – плаваюче кільце.

Для представленої задачі було створено меш з використанням методу Sweep, аналогічно до попередніх трьох рішень. Також було налаштовано розраховувач, змінивши матеріал середовища на Oil, який відповідає потрібним характеристикам. Крім того, було здійснено налаштування закручення потоку та використана модель турбулентності – Shear Stress Transport або модель перенесення напружень зсуву.

3.4 Модель перенесення напружень зсуву турбулентності

Досліджувана модель турбулентного потоку представляє собою більш сучасний та передовий підхід порівняно з k-epsilon, оскільки вона була розроблена на основі аналізу недоліків моделей k-epsilon та k-omega. Основна концепція цього методу залишається аналогічною до його попередників, оскільки він використовує їх базові принципи. Зокрема, основний потік моделюється відповідно до моделі k-epsilon, а наближено до стінок каналу переходить до розв'язання моделі k-omega. Цей підхід дозволяє використовувати переваги обох підходів і представляє собою систему з двох рівнянь.[7]

$$\frac{\partial(\rho u_i \omega)}{\partial x_i} = p_k - \rho \beta_1 \omega k + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i \omega)}{\partial x_i} = \alpha_3 \frac{\omega}{k} p_k - \beta_2 \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right) + 2(1 - F_1) \rho \frac{1}{\sigma \omega} \frac{\partial}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}$$

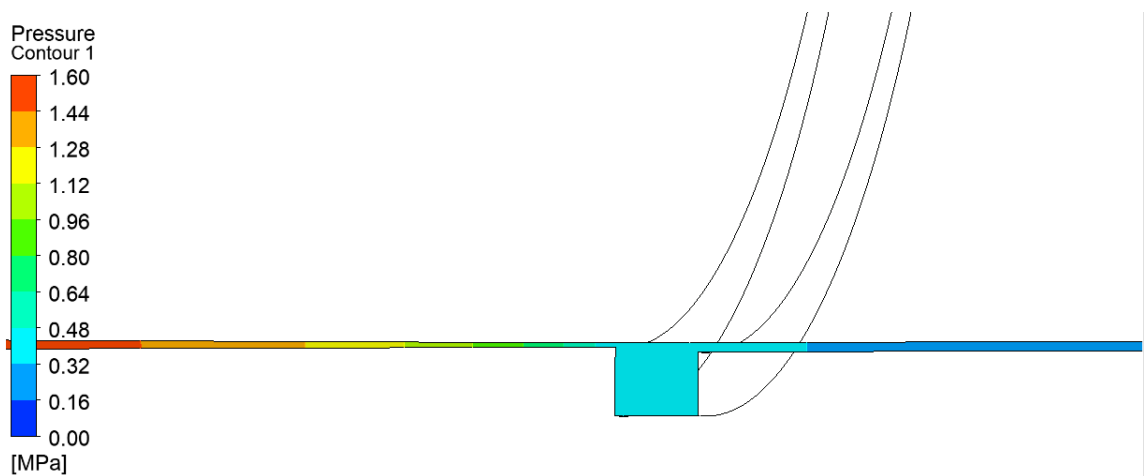
Де p_k – турбулентна кінетична енергія потоку, ω – питома швидкість турбулентного руйнування. [6]

Ця модель залишається такою ж універсальною як і k-epsilon, але, зазвичай, використовується для абсолютно-турбулентних течій.

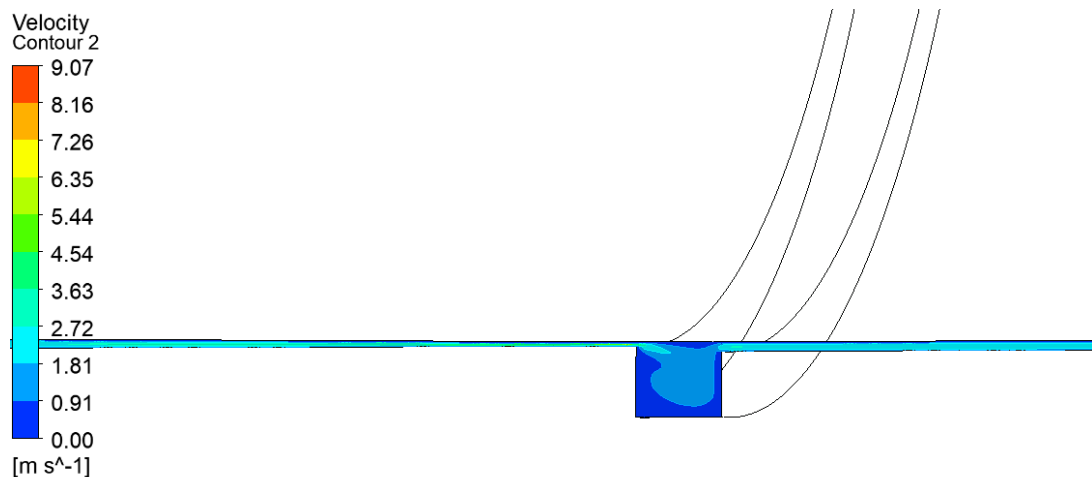
Аналізуючи результати розрахунку середовища, звернемо увагу на використання моделі турбулентності Shear Stress Transport (SST), яка свідчить про турбулентність течії в системі. Ця сучасна модель поєднує переваги k-epsilon та k-omega і використовує параметри турбулентності, такі як турбулентна кінетична енергія потоку (k) та питома швидкість турбулентного руйнування (ω). SST зазвичай використовується для абсолютно-турбулентних

течій, що означає, що турбулентність переважає в усьому обсязі течії. Результати розрахунку можуть містити розподіл тиску, швидкості та інші параметри, які важливі для аналізу фізичних процесів у системі. Головна мета аналізу полягає у зрозумінні впливу турбулентності на параметри потоку та взаємодію середовища зі структурами в системі. Додаткові дані та висновки можуть бути зроблені на основі конкретних цілей та вимог проекту.

3.5 Результати розрахунку середовища



а)



б)

Рисунок 3.3 – а) – Розподілення тиску по шпарині з переходом в камеру

б) – розподілення швидкостей потоку

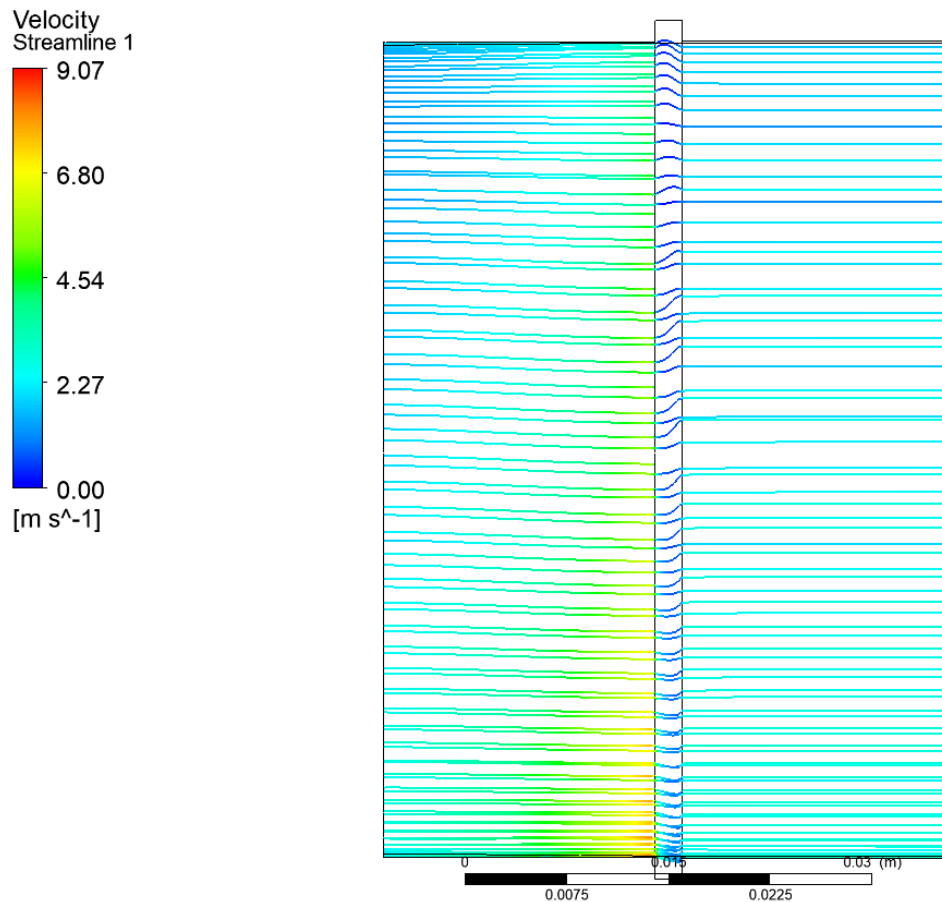


Рисунок 3.4 – Лінії швидкостей течії по циліндричній поверхності ущільнення в статичній постановці.

На рисунку 3.4 відображено збільшення швидкості руху рідини у нижньому каналі шпарини порівняно з верхнім. Це пояснюється фактом, що поперечний переріз нижнього каналу шпарини виявився більшим, ніж верхнього. Відповідно до закону Бернуллі, при зменшенні тиску рідини збільшується її швидкість руху, що підтверджується нашироко відомими фізичними принципами.

Крім того, були побудовані графіки розподілу тиску в каналах шпарин та вони були імпортовані у програму Excel для подальшого аналізу.

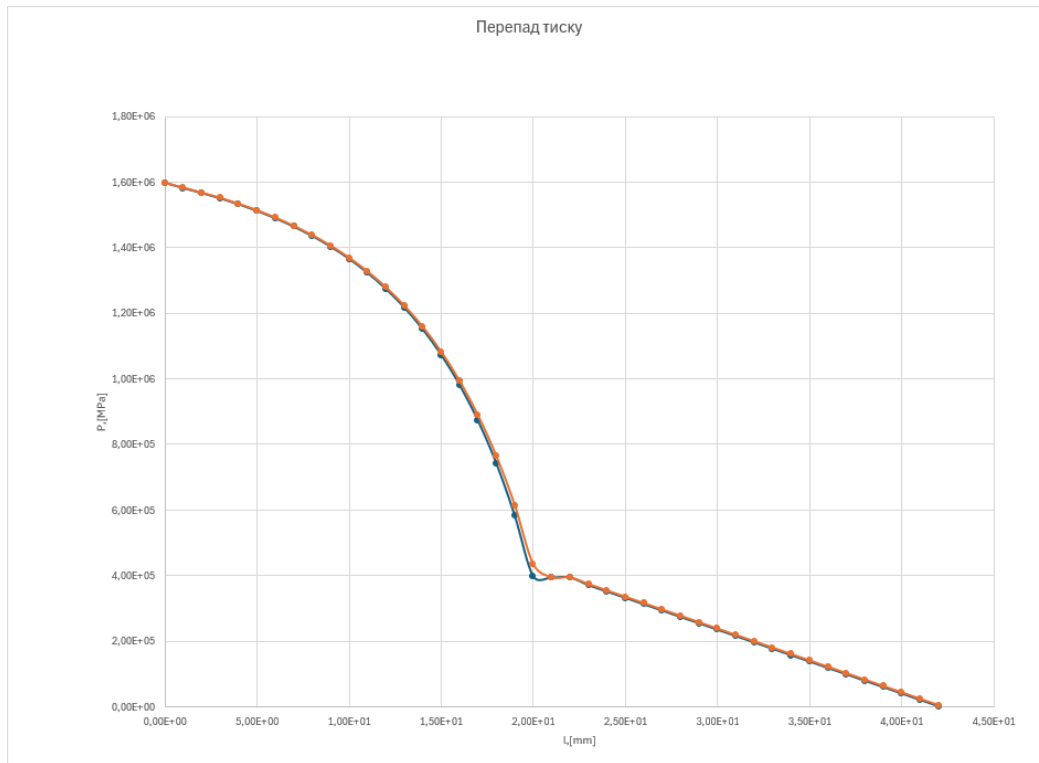


Рисунок 3.5 – Графіки тиску по довжині шпарин

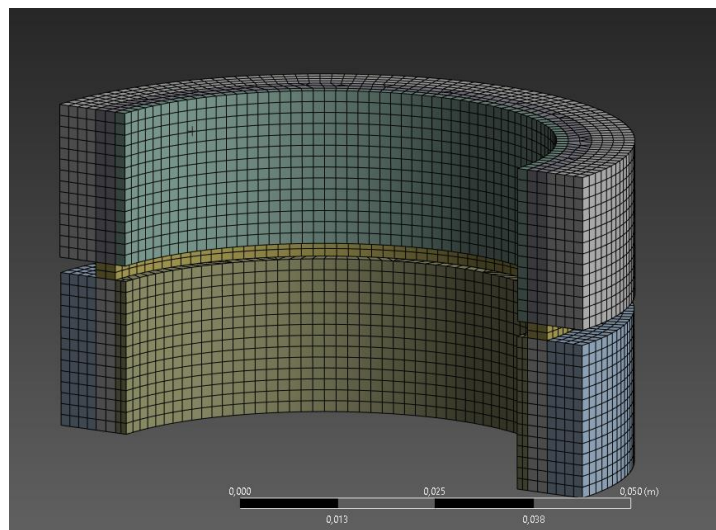
Зауважається незначне відхилення значень тиску в зоні переходу рідини до порожнини після кільця. Таке відхилення значень тиску в зоні переходу рідини до порожнини після кільця може бути пов'язане з ексцентриситетом та вхідними втратами. Ексцентриситет впливає на розподіл тиску та рівновагу сил у системі, що може викликати нерівномірність тиску в різних частинах каналу. Крім того, вхідні втрати можуть спричиняти зміни в потоку рідини, які можуть впливати на розподіл тиску вздовж каналу.

3.6 Розв'язання задачі Static Structural

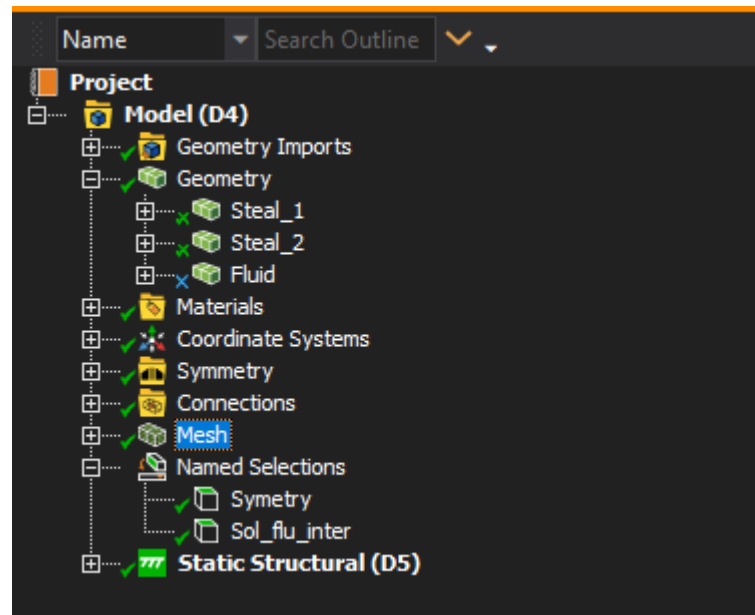
Згідно з отриманими даними після розрахунків, ці результати будуть використані у зв'язній задачі як навантаження для кільця. Це дозволить отримати візуальний та точний розрахунок для складної системи взаємодії середовищ між собою. Під час подальшого розрахунку проектується тиск на

поверхні елементів системи, щоб зрозуміти вплив розрахованої моделі на циліндричну поверхню кільця та статора(рис. 3.6).

Наступною задачею є моделювання процесу статичного впливу на структуру кільця. Для цього використовується вирішувач на міцність структури Static Structural, на який передається раніше створена геометрія. Таким чином, буде отримано наступну модель для розрахунків.



а)



б)

Рисунок 3.6 - а) Розрахункова сітка; б) – Дерево проекту.

На рисунку 3.6 (б), можна помітити три важливі зміни в переданій геометрії. По-перше, лише тверді деталі були залишені, а середовище буде використовуватися з попереднього розрахунку. Також важливо створити селекції поверхонь, які впливають на геометрію під час розрахунків. Цікавою є інтерфейс Sol_flu_interface, завдяки якому буде зв'язуватися загальна задача. У налаштуваннях Static Structural можна побудувати проєкцію поля розподілу тиску на поверхню для вивчення навантаження на досліджувану систему.

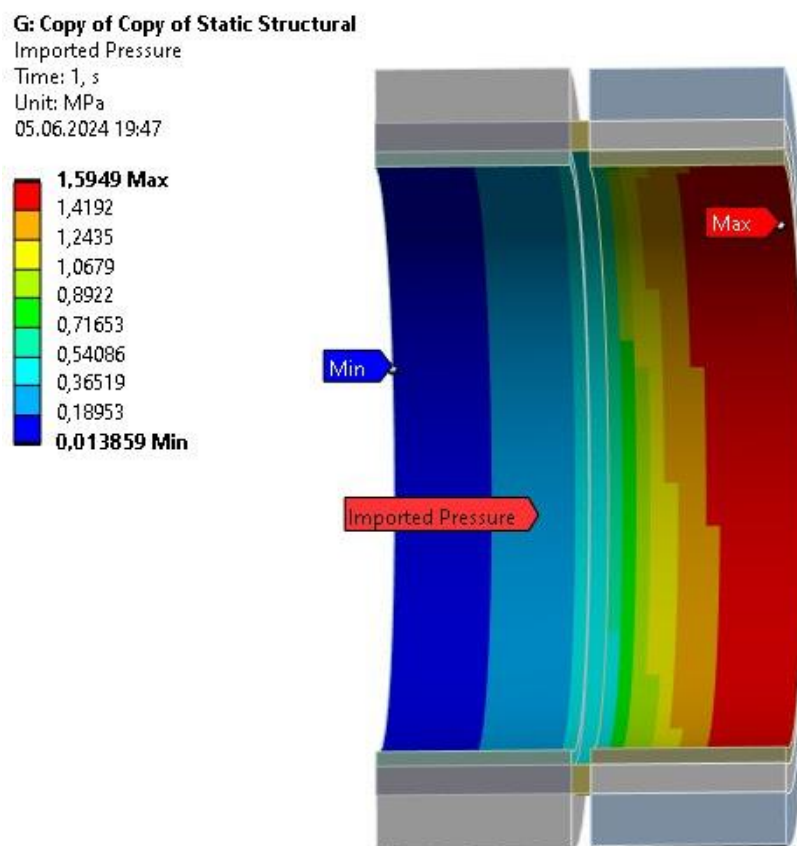


Рисунок 3.7 – Проєкція поля розподілу тиску на стінку моделі задачі

З рисунку 3.7 видно, що розподіл тиску має найбільший вплив на вхід до кільця. Крім того, радіальний розподіл на вході нахилиється більше до верхнього каналу, що відповідає результатам попередніх досліджень у попередній задачі, було використано розрахунок ексцентричного валу у

рідинному середовищі за допомогою Ansys CFX. Слід зазначити, що тиск впливає не лише на внутрішню поверхню; рідина також проникає через радіальний канал і впливає на верхню, торцеву та бічну поверхні кільця, а також на бокову поверхню контактної площадки. Під час налаштування граничних умов задачі важливо враховувати цей аспект.

3.3 Граничні умови задачі на міцність

Як було зазначено раніше, для належної роботи досліджуваної системи необхідно налаштувати граничні умови для кожного елемента задачі. Під час роботи з однією моделлю середовища, було встановлено зони високого та низького тиску, за якими вирішувач розумів принцип перетікання рідини по каналу. У поточному випадку для розглядуваної ситуації потрібно використовувати наступні граничні умови задачі.

Для статора застосовуємо граничну умову заземлення, оскільки ця статична частина виступає в ролі опори для кільця, є абсолютно твердим тілом і має фрикційний зв'язок з ним.

Для кільця, як вже згадувалося, ми маємо взаємодію по всій його поверхні. Тому ми встановлюємо налаштування статичного тиску на зовнішній поверхні кільця з максимальним вхідним тиском в 1,6 МПа.

Для внутрішнього каналу, який обрано за допомогою селектора Sol_flu_interface, ми просто передаємо відповідний тип налаштування - Fluid Solid Interface. Графічне відображення цих умов можна побачити на рисунку 3.8.

Крім того, необхідно налаштувати сам аналізатор. Для нього ми встановлюємо одну ітерацію розрахунку з диференціальним значенням по часу в 1 секунду. Всі інші параметри вже налаштовані в розрахунковому програмному забезпеченні.

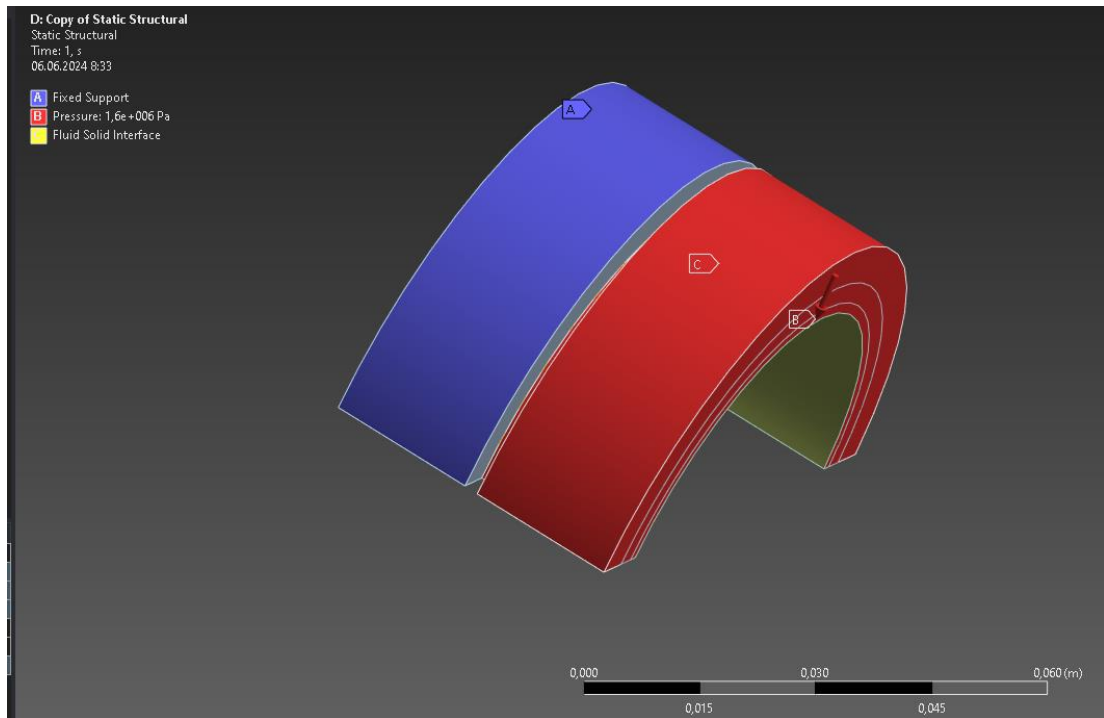


Рисунок 3.8 – Вигляд редактора вирішувача. А) – зацімлення статора, В) – тиск розподілений по зовнішній площині кільця, С) – інтерфейс рідинного середовища на стінку каналу.

Результати розрахунку. Деформації та напруження.

Після старту аналізу, ми маємо можливість дослідження нашого результату. Для цієї задачі нам важливі деформації та напруження кільця після взаємодії з нашим інтерфейсом середовища. Отриманий результат можна побачити на рис. 3.9.

На рисунку 3.49 відзначається явище, відоме як розкриття кільця. Це зображення має гіперболізований характер для кращого розуміння впливу деформації. Аналізуючи зображення, можна помітити, що найбільші деформації спостерігаються в області вхідного каналу, що призводить до вигину кільця назовні. Основним об'єктом дослідження є контакт торцевих поверхонь між кільцем та статором. Під час деформації, з'єднання розходиться в області високого тиску, що може призвести до затікання рідини в щілини між

ними. У випадку надмірної деформації, герметичність з'єднання може бути порушена, що призведе до падіння тиску і втрат на виході.

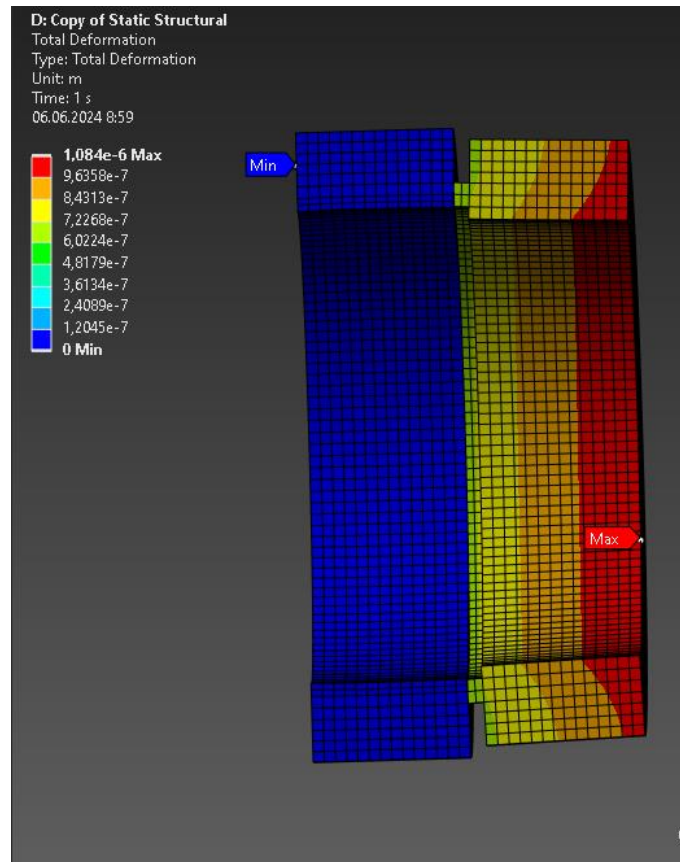


Рис. 3.9 – Деформації кільця від впливу тиску (масштаб збільшено в 230 разів)

Бачимо так зване розкриття кільця. Це гіперболізоване зображення для наглядності впливу деформації. На полі рисунку 3.4.1 видно, що більших деформацій зазнає область вхідного каналу, що вигинає кільце назовні. Головним об'єктом дослідження тут є саме контакті торцеві поверхні між кільцем та статором. При деформації, стик розкривається з області високого тиску, що спричиняє к затіканню рідини в щілини між ними. При надлишкових деформаціях, герметичність стику може порушуватись, це буде призводити до падіння тиску і втратам на виході.

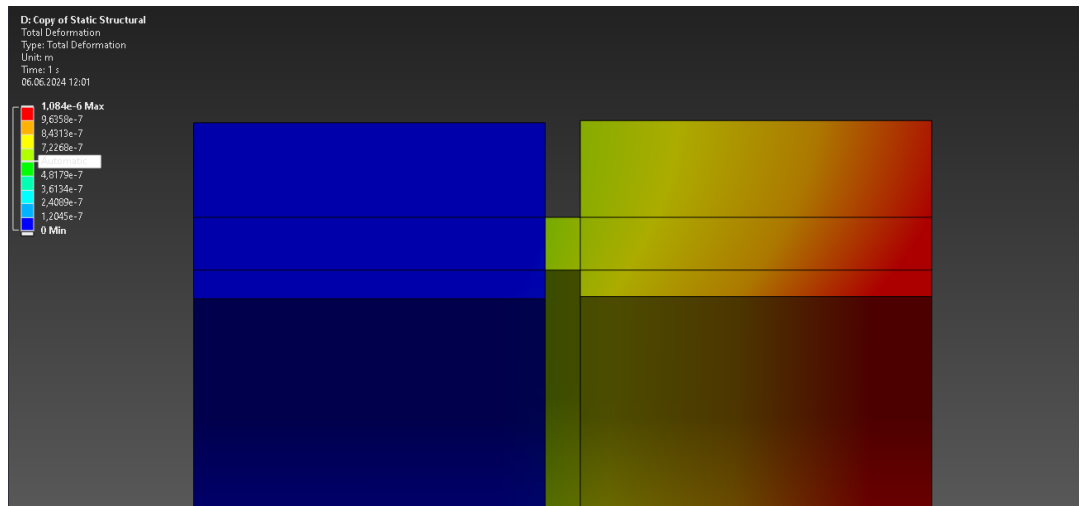


Рисунок 3.10 – Деформації контактних поверхонь (масштаб 1:1)

Для дослідження контактної пари були відображені деформації в реальних розмірах. Була створена контурна сітка, яка відображає недеформоване тіло. Як бачимо, стик залишається герметичним і не має розкриття. Максимальне значення деформації залишається на правій торцевій поверхні і дорівнює $1.084e-6$ м, що відповідає 1 мікрометру.

3.5 Зв'язна задача. Налаштування зв'язків.

Розрахунки задач не лише відображають сухі дані, а й готові для інтеграції з іншими. Це було помітно під час виконання розрахунків на міцність, де було використано тиск на циліндричну поверхню шпарини.

На цьому етапі були отримані всі необхідні розрахунки для використання їх у основній задачі. Для передачі цих залежностей було використано програмне рішення System Coupling, яке приймає тільки рішення зв'язуючих задач. Після додавання зв'язної ноди і передачі розрахунків, були утворені зв'язки (див. рис. 3.11).

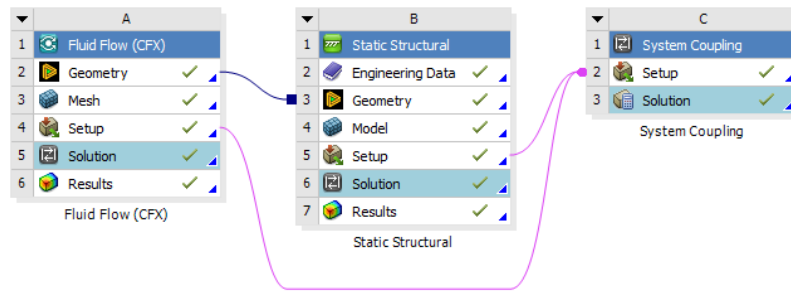


Рис. 3.11 – Комплексна зв’язна задача в Ansys

Один з головних плюсів такого рішення полягає в його компонентній моделі взаємозв’язку. Це дозволяє повністю перерахувати умови для одного розрахунку під нові вхідні дані, не створюючи новий розрахунок, а лише модифікуючи існуючий.

Суть цієї зв’язаної задачі полягає у використанні отриманих даних з одного розрахунку у наступних, наприклад, як навантаження. У нашому випадку середовище, що було розраховане, створює тиск на внутрішню стінку шпарини. Цей тиск розподіляється згідно з певними умовами, які в представленій задачі не було розглянуто під час розрахунку, і тому це представляє практичний інтерес у дослідженні впливу на деформації кільця та його внутрішні напруження.

Для налаштування передачі взаємодій між нашими задачами в System Coupling існує спеціальна опція - data transfer. У розділі Source параметри приймають у себе розрахунок взаємодії з посиланням на задачу, інтерфейс, який буде реалізований, і його селектор у геометрії, а у розділі Target приймається розрахунок, який буде переданий, і область, яка буде приймати взаємодію з розділу Source.

Механізм зв’язаної задачі має такий алгоритм реалізації:

Вирішення CFX задачі.

Передача розрахунку до System Coupling.

Передача розрахунку до Static Structural.

Повернення нового розрахунку до System Coupling.

Розрахунок сходимості та подальша передача до CFX задачі.

На Рисунку 3.12 показано налаштування передавача взаємодії в інтерфейсі задачі.

	A	B
1	Property	Value
2	[-] Source	
3	Participant	Fluid Flow (CFX)
4	Region	Flu_sol_inter
5	Variable	Force
6	[-] Target	
7	Participant	Static Structural
8	Region	Fluid Solid Inte...
9	Variable	Force
10	[-] Data Transfer Control	
11	Transfer At	Start Of Iteration
12	Under Relaxation Factor	1
13	RMS Convergence Target	0,01
14	Ramping	None

Рис. 3.12 – налаштування передавача взаємодії в інтерфейс задачі

Цей підхід є ітераційним і не вимагає попереднього розрахунку. Дві задачі виконуються паралельно та обмінюються даними одна з одною. При розрахунку задачі CFX, коли були отримані тиски, вони були достатньо схожими, що не відповідало задачам, розрахованим у другому розділі. Це пов'язано з тим, що під час розрахунку геометрія задачі переймала взаємодію, і відстежувався ефект самоцентрування. Отже, можна зробити висновок, що досліджувана система сприяє стабілізації ротора завдяки вхідним втратам в шпарині.

3.7 Результати розрахунку. Деформації та напруження.

Після аналізу, є можливість проаналізувати результати дослідження. Для цієї задачі є важливими деформації та напруження кільця після взаємодії з інтерфейсом середовища. Отриманий результат можна побачити на рисунку 3.12.

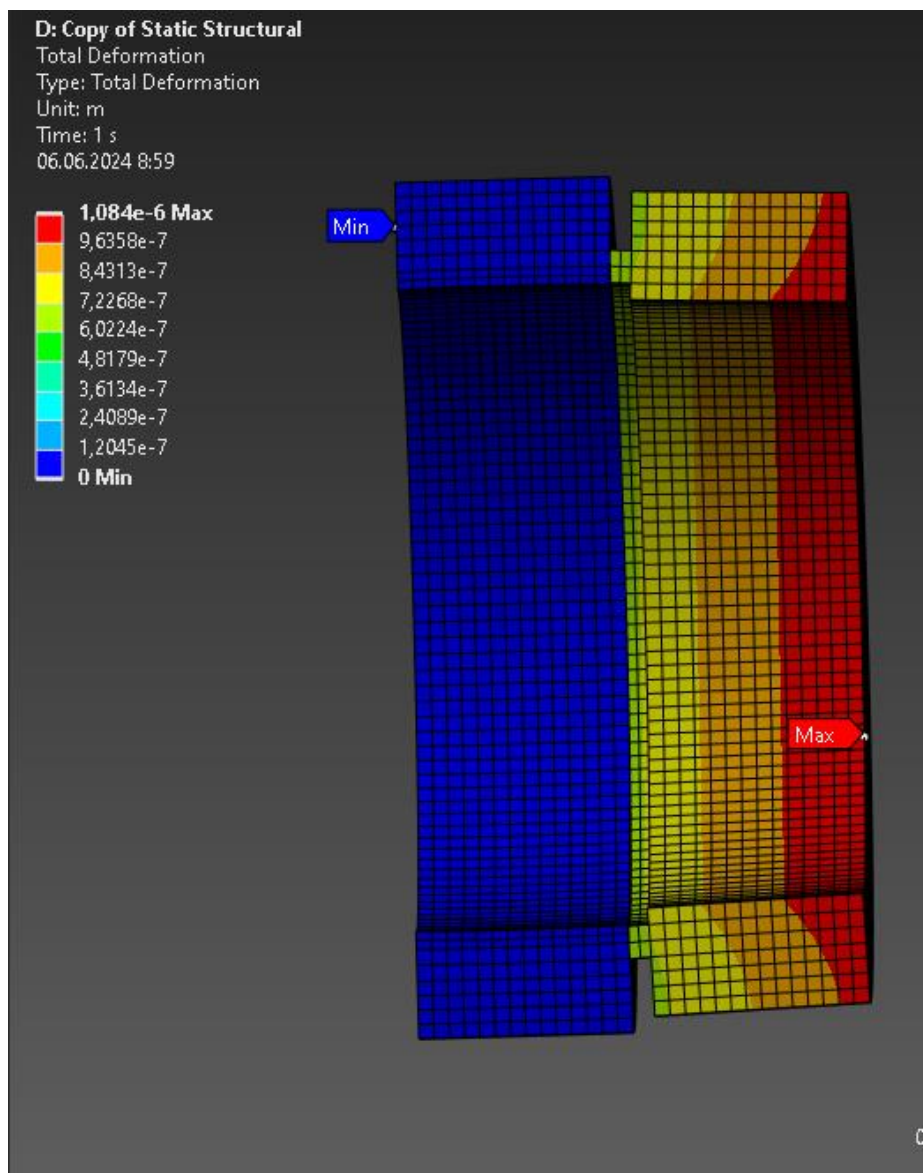


Рисунок 3.12 – Деформації кільця від впливу тиску (масштаб в 230 разів).

В результатах відображене так зване розкриття кільця. Це гіперболізоване зображення для наглядності впливу деформації. На полі рисунку 3.12 видно, що більших деформацій зазнає область вхідного каналу, що вигинає кільце назовні. Головним об'єктом дослідження тут є саме контакт торцевих поверхонь між кільцем та статором. При деформації, стик розкривається у зоні високого тиску, що призводить до затікання рідини в щілини між ними. При надмірних деформаціях, герметичність стику може порушитись, що призведе до падіння тиску та втрат на виході.

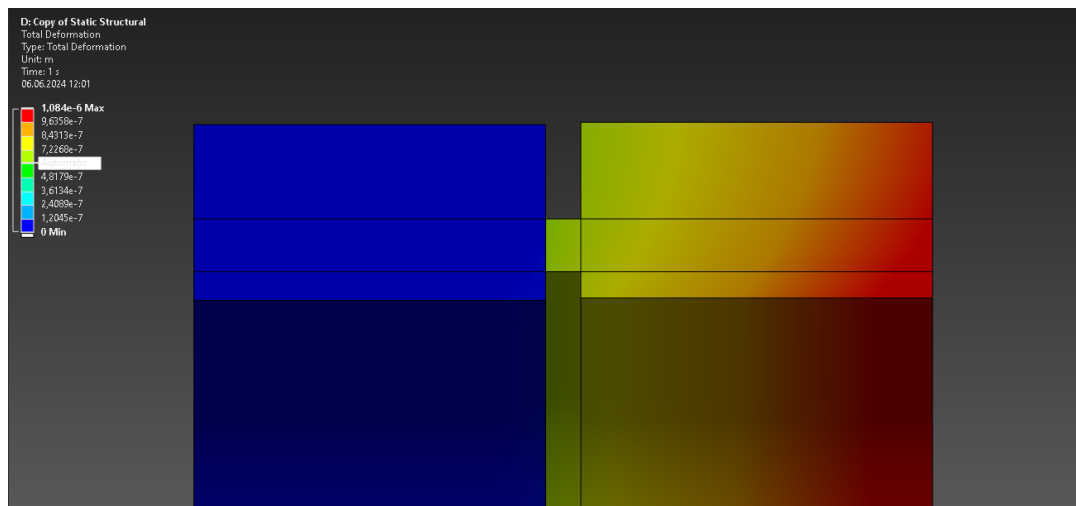


Рисунок 3.13 – Деформації контактних поверхонь (масштаб 1:1)

Для дослідження контактної пари, було відображено деформації в реальних розмірах. Була створена контурна сітка, яка відображає недеформоване тіло. Як бачим, стик залишається герметичним та не має розкриття. Максимальне значення деформації залишається на правій торцевій і дорівнює $1.084e-6 \text{ м} \equiv 1 \text{ мкм}$.

3.8 Висновки до третього розділу

Аналіз задачі за допомогою зв'язної задачі є універсальним інструментом для постановки задач будь-якої складності та їх розрахунку.

Завдяки дослідженню напружень у кільці, ми можемо аналізувати його відповідальні області, коригувати геометрію або конструкцію. Також цінним є проєктування розрахункових задач та двостороннє зв'язування для моделювання задач спільної взаємодії один на одного.

ВИСНОВКИ

У рамках цієї роботи було проведено комплексний аналіз системи, що включав чисельне моделювання, розрахунки на міцність та використання зв'язних задач. Один із ключових аспектів, на який було звернуто увагу, - це ущільнення з плаваючим кільцем в контактній зоні системи.

Ущільнення з плаваючим кільцем є важливою складовою для забезпечення герметичності контактної пари між рухомими та нерухомими елементами машин та механізмів. Використання такого ущільнення дозволяє запобігти витоку рідини або газу з робочої зони та забезпечити ефективну роботу системи.

Головними перевагами ущільнення з плаваючим кільцем є його здатність компенсувати можливі відхилення та деформації у контактній зоні, забезпечуючи постійний тиск і герметичність. Це особливо важливо для систем, які працюють при високих температурах або під великими тисками.

Крім того, ущільнення з плаваючим кільцем може бути налаштоване для різних умов експлуатації та вимог конкретної системи. Це дозволяє забезпечити оптимальну роботу та тривалість служби обладнання.

Урахування ущільнення з плаваючим кільцем в аналізі та розрахунках дозволяє покращити якість та надійність роботи технічних систем, зменшити ризики витоку рідини або газу, а також забезпечити ефективну експлуатацію обладнання на протязі тривалого періоду часу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Smith R.E. Transfinite Interpolation (TFI) Generation Systems, Chapter3, 1999. In Handbook of grid generation. Ed. J. Tompson, B. Soni, N. Weatherill. CRC Press, Washington, D.C.,1999, 1096p
2. Segerlind L. J. Applied finite element analysis. New York : Wiley, 1976. 422 p.
3. Unstructured mesh generation and adaptivity / ed. by Institute for Computer Applications in Science and Engineering. Hampton, VA : Institute for Computer Applications in Science and Engineering, NASA Langley Research Center, 1995.
4. P Bradshaw (1987), «Turbulent Secondary Flows», Annual Review of Fluid Mechanics, 19: 53–74
5. Sparrow E, Gorman J, Abraham J, Minkowycz W. Validation of turbulence models for numerical simulation of fluid flow and convective heat transfer. Advances in Heat Transfer. 2017;49: 397-421
6. Advances in Heat Transfer. 2017;49: 397-421. 19. Menter, F. R. (August 1994). "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications". [7]
7. San Andrés L. Annular pressure seals and hydrostatic bearings. Paper 11, von Karman Institute – RTO Lecture Series, in Design and Analysis of High Speed Pumps. 2006. P. 11-1 – 11-36. ISBNs 92-837-0063-5/978-92-837-0063-0.
8. Bullock J. The Effects of Imposed Pre-swirl on the Static and Rotordynamic Performance for Smooth Annular liquid Seals. M.S. Thesis in Mechanical Engineering: Texas, A&M University in College Station, TX. 2019. P. 162