

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

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

магістра

**на тему: «Розрахунковий аналіз характеристик турбіни
радіального потоку в залежності від величини зазору та
типу ущільнення між кромкою лопатки і стінками ротора та
статора»**

Спеціальність: 131 Прикладна механіка

Освітня програма: Комп'ютерна механіка

Виконав: студент групи КМ.м-91

Лапітан Д.А.

Керівник: доц. Загорулько А.В.

Рецензент: Яценко А.С.

Суми 2020

SUMMARY

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота магістра: 82 стр., 90 рис., 5 табл., 54 джерел посилань.

Об'єкт дослідження – турбіни радіального потоку.

Мета роботи – Розробка методики розрахункового аналізу характеристик турбіни радіального потоку в залежності від величини зазору та типу ущільнення між кромкою лопатки і стінками ротора та статора.

Тривимірне моделювання триступеневої турбіни із зазорами лопаток було виконано за допомогою ANSYS CFX вирішувача методами обчислювальної гідродинаміки.

ЛОПАТКИ, МОДЕЛЮВАННЯ ANSYS CFX, ТУРБІНИ, ЛАБІРИНТНІ УЩІЛЬНЕННЯ, ТРИ СТУПЕНЯ ЛОПАТОК СТАТОРА ТА РОТОРА ТУРБІНИ

Зміст

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	5
ВСТУП	6
1.1 Динаміка рідини радіальної вихідної турбіни ОЦР	7
1.1.1 Вступ.....	7
1.1.2 Огляд радіальної вихідної турбіни ОЦР	8
1.1.2.1 Механічний аналіз	10
1.1.2.2 Гідродинамічний аналіз	11
1.1.3 Дослідження динаміки рідини	12
1.1.3.1. Опис кейсу	12
1.1.3.2. Моделювання CFD	14
1.1.3.3. Результати CFD	16
1.1.4. Висновки	20
1.2 Вплив зазору наконечника на потік. Картина радіального імпульсу. Турбіна для перетворення хвильової енергії.....	20
1.2.1 Вступ.....	22
1.2.2 Чисельна модель.....	25
1.2.3 Довідкові поверхні	27
1.2.4 Результати та обговорення	29
1.2.4.1 Кути потоку.....	32
1.2.4.2 Вплив розміру зазору наконечника.....	35
1.2.4.3 Загальні контури тиску.....	38
1.2.5 Висновки	43
2 Лабіринтні ущільнення	44
2.1 Принцип дії	44
2.2 Переваги і недоліки.....	45
2.3 Використання.....	46
2.4 Основні розміри лабіринтних ущільнювачів.....	47
2.5 Форми лабіринтних ущільнень	48
2.6 Дискові лабіринтні ущільнення	49
3 Розрахунковий аналіз характеристик турбіни радіального потоку	51
3.1 Чисельне моделювання	53
3.2 Результати розрахунку	54
3.3 Висновки	59
Висновок	78
Перелік посилань.....	79

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

A_r = контрольна область

b = ширина турбіни

$C_A = \Delta P / \frac{1}{2} \rho (v_R^2 + U_R^2)$ = вхідний коефіцієнт

$C_T = T / \frac{1}{2} \rho (v_R^2 + U_R^2) A_R r_R$ = коефіцієнт крутного моменту

ΔP = перепад тиску між камерою та атмосферою

Q = швидкість потоку

r = радіальна координата

r_R = середній радіус

t = зазор наконечника

T = крутний момент

u_r = тангенціальна швидкість при r_R

v_r = радіальна швидкість при r_R

η = стаціонарний ККД

$\varphi = v_r / u_r$ = коефіцієнт витрати

ω = швидкість обертання

ОЦР - органічний цикл Ренкіна

OWC – хиткі водяні стовпи

ВСТУП

Сучасні парові турбіни є основним двигуном теплових та атомних електростанцій, важливі з точки зору потреб в електроенергії, які постійно збільшуються. Енергетичні турбіни виготовляють потужністю до 1200 МВт. Парові турбіни працюють в складних умовах під дією різних сил, в тому числі динамічних. Робочим тілом в парових турбінах є пара високого тиску та температури. Основні деталі парових турбін можуть надійно працювати тільки в розрахових умовах. Це стосується, в першу чергу, клапанів, корпусів, фланцевих з'єднань, роторів тощо. Зазори між нерухомими деталями та деталями, що обертаються, дуже малі і складають іноді доли міліметра, тому вимоги до виготовлення, монтажу та експлуатації турбін дуже високі. Загальну конструкцію турбіни умовно можливо розділити на два комплекси вузлів та деталей. До одного з них відносять статор (нерухомі деталі, як корпус турбіни, обойми, діафрагми з сопловими лопатками та органи паророзподілу). До другого комплексу умовно відносять елементи турбіни, що обертаються (валопровід, який включає ротор турбіни з диском та робочими лопатками, ущільнення турбіни, підшипники, з'єднувальні муфти та валоповоротні пристрої).

1.1 Динаміка рідини радіальної вихідної турбіни ОЦР

Органічний цикл Ренкіна (ОЦР) - це технологія утилізації тепла для виробництва електроенергії по замкнутому паровому циклу Ренкіна. Замість водяної пари застосовується органічна речовина. ОЦР технологія може бути використана з когенераційними установками *engul*, на геотермічних свердловинах, при спалюванні біомаси і всюди, де проводиться відпрацьоване тепло, яке більше не має іншого застосування.

1.1.1 Вступ

Добре задокументовано, що осьові турбіни та турбіни з радіальним припливом зазвичай були обраними рішеннями для ОЦР, обидві з консольною конфігурацією. В останні роки була розроблена, спроектована, вироблена та випробувана компанією Exergy інша технологія турбін для ОЦР: турбіна з радіальним виходом.

Для того щоб краще зрозуміти його потенціал та межі, метою даного дослідження є проведення гідродинамічного дослідження турбіни ОЦР з радіальним виходом. Для досягнення цієї мети тут, по-перше, подано короткий опис турбіни радіального витoku та її особливостей за допомогою механічних та термодинамічних основ.

По-друге, переходячи від гіпотези прямої взаємодії з генератором, обираються граничні умови для корпусу потужністю 2 МВт і вивчається турбіна з радіальним виходом, зосереджуючись на динамічній конструкції рідини: після попереднього дослідження середньої лінії проводиться симуляція CFD машини.

Описаний аналіз включає також порівняння з осьовою турбіною ОЦР з консольною конфігурацією, спрямованою в поєднанні з генератором: такий підхід може дозволити оцінити динамічні втрати рідини в обох технологіях і може пояснити причину, чому турбіна радіального відтоку показує вищий ККД, ніж осьовий виступ у багатьох програмах ОЦР.

У наші дні ринок ОЦР розширюється, і, фактично, в науковому співтоваристві спостерігається зростаючий інтерес до нього. З точки зору продуктивності системи, турбіна є найбільш важливим і критичним компонентом систем ОЦР (Машші, 2013), і з цієї причини вона є предметом багатьох досліджень.

Цікавим нововведенням у цій панорамі є турбіна ОЦР з радіальним відтоком, розроблена Exergy, яка має кілька унікальних характеристик, що визначають цю нетрадиційну конфігурацію як вигідну для багатьох застосувань ОЦР, оскільки вона ідеально відповідає умовам процесу, типовим для такого роду застосувань. Фактично було продемонстровано, що ця машина є конкурентоспроможною як з осьовими, так і з радіальними турбінами припливу, рішення, які зазвичай приймаються в додатках ОЦР з консольною конфігурацією, оскільки це дозволяє мати компактні машини та зменшити проблеми з ущільненням.

1.1.2 Огляд радіальної вихідної турбіни ОЦР

Щоб краще зрозуміти особливості турбіни з радіальним відтоком (див. Рисунок 1) необхідно враховувати деякі міркування щодо гідродинаміки турбомашин та термодинаміки. Добре відоме загальне рівняння Ейлера для турбомашини, ігноруючи незначні втрати, дає формулювання конкретної роботи для одного етапу наступним чином:

$$l = u_1 c_{t1} - u_2 c_{t2} \quad (1)$$

де:

- u - периферійна швидкість,
- c_t - тангенціальна складова абсолютної швидкості,
- 1 - вхідна секція турбіни,
- 2 - вихідна секція турбіни.

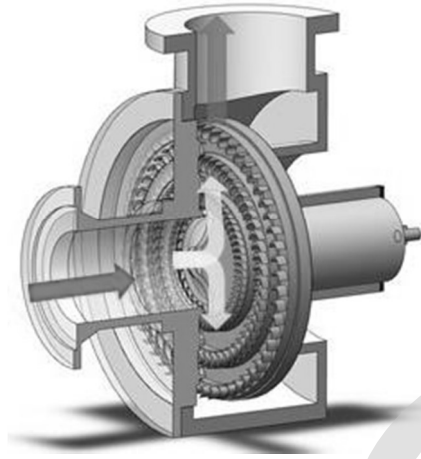


Рисунок 1 - Радіальна турбіна виток

В результаті рівняння (1), щоб максимізувати питому роботу одного етапу, перший доданок повинен бути значно вищим, ніж другий: припускаючи, що в турбіні C_{t1} має бути набагато більшим, ніж C_{t2} , найвища питома робота одноступінчата, таким чином досягається конфігурація радіального припливу, яка за своєю суттю має більш високу окружну швидкість на вході і нижчу на виході.

Натомість конфігурація радіального виток має низьку питому роботу на ступінь за рахунок збільшення окружної швидкості при розширенні пари ($U_1 < U_2$). Крім того, з термодинаміки відомо, що розширення рідин з низькою молекулярною масою, таких як вода, в робочих умовах, типових для виробництва електроенергії, характеризується високими перепадами ентальпії, великими об'ємними потоками і високими об'ємними відносинами.

Таким чином, вибір турбіни з радіальним відтоком водяної пари стикається з серйозним обмеженням: необхідна значна кількість ступенів для перетворення падіння ентальпії рідини в механічну енергію. З цієї причини Люнгстрем розробив конфігурацію турбіни з радіальним виходом зустрічного обертання, щоб зменшити кількість ступенів турбіни за рахунок збільшення їх питомої роботи.

Більш того, завдяки значній об'ємній витраті та її співвідношенню між вхідній та вихідній секціями (значними для пару), матимуть велику висоту

навіть для турбін з невеликою вихідною потужністю. Таким чином, для диска дуже великого діаметру, необхідного для розміщення всіх необхідних ступенів, і для занадто довгих лопаток, конфігурація турбіни з радіальним виходом мала серйозні обмеження під час обробки пару і тому вважалася непридатною.

Ці проблеми не привели до суттєвої розробці такого типу турбіни, який був поступово виведений з експлуатації для використання в парі осьовими турбінами.

В робочих умовах, типових для ОЦР, рідини з високою молекулярною масою призводять до значно нижчих перепадів ентальпії, об'ємних витрат та об'ємних коефіцієнтів, ніж пара: це дало можливість Exergy переглянути конфігурацію турбіни з радіальним відтоком для застосування на бінарних електростанціях, оскільки внутрішні обмеження цього типу технології більше не актуальні.

Якщо порівнювати з традиційними турбінами з органічною рідиною, тобто консольними осьовими турбінами, консольна турбіна з радіальним відтоком Exergy демонструє кілька механічних та гідродинамічних відмінностей, які підсумовуються.

1.1.2.1 Механічний аналіз

Осьові турбіни характеризуються тим, що на кожному окремому диску встановлена лише одна ступінь (однорискова / одноступінчата конфігурація). Таке розташування в консольних осьових турбінах обмежує кількість ступенів, з міркувань роторної динаміки, до 3 ступенів. Турбіна з радіальним відтоком дозволяє замість цього мати кілька ступенів, розташованих на одному диску (див. Рисунок 1).

Таким чином, однорискова / багатоступенева конфігурація має перевагу мінімізації вібрацій, статичних та динамічних навантажень на підшипники завдяки зменшенню відстані між підшипниками та центром тяжіння турбіни. Це дозволяє скоротити обсяг технічного обслуговування і продовжити термін служби прилеглих компонентів (див. Рисунок 2).

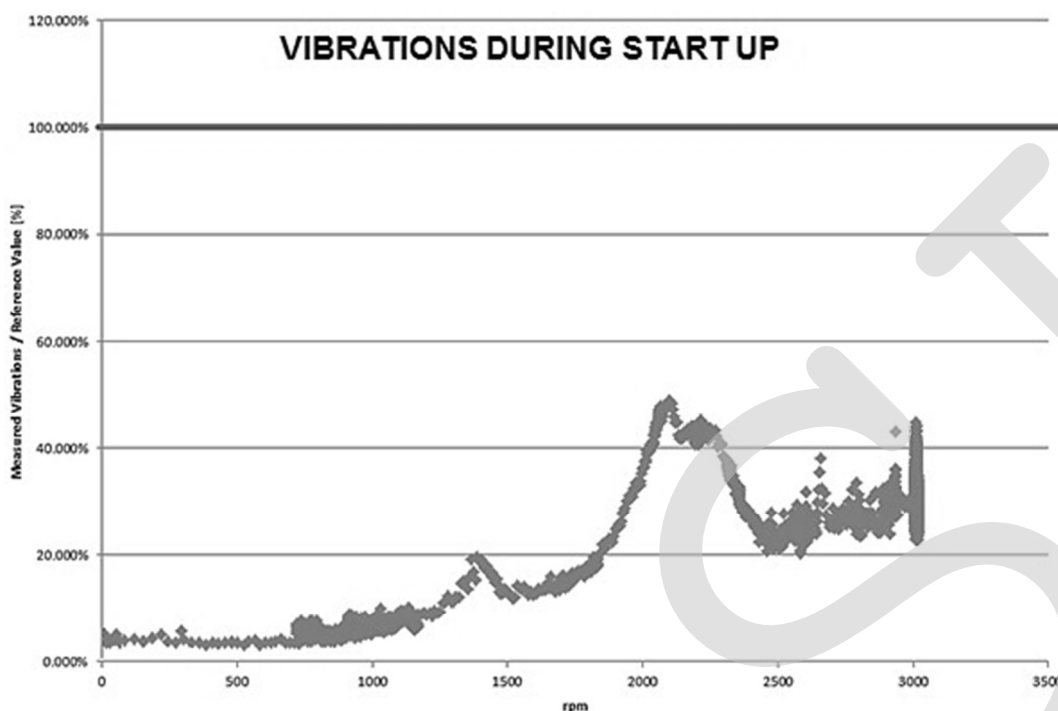


Рисунок 2 - Вібрації під час запуску. Довідкове значення з ISO 10816-3

Нарешті, оскільки окружна швидкість постійна за розмахом лопаті, трикутники швидкості на ступиці та вершині не змінюються, і леза призматичні, а не скручені.

1.1.2.2 Гідродинамічний аналіз

Маючи поперечний переріз, що збільшується пропорційною радіусу, під час розширення турбіна з радіальним виходом краще відповідає характеристикам об'ємного потоку, ніж осьові турбіни, які зазвичай вимагають великих кутів розвальцьовування. Це означає, що можна мати більш низькі лопаті на останній стадії, що призводить до очевидних механічних переваг, і більш високі лопатки на перших стадіях, таким чином зменшуючи торцеву стінку і втрати витoku. З цих причин, оскільки початкові стадії мають кращі співвідношення сторін, вони не потребують частковий допуск, що дозволяє уникнути додаткових втрат, пов'язаних з цим аспектом. Як наслідок, можливість керувати більш високим об'ємним співвідношенням потоку дозволяє мати більш високий тиск на вході в турбіну, зберігаючи при цьому однаковий конденсаційний тиск, що дає можливість підвищити ККД термодинамічного циклу.

Нарешті, оскільки падіння ентальпії рідини поділяється на кілька ступенів для однодискової/багатоступінчастої конфігурації, турбіна з радіальним відтоком характеризується найкращим коефіцієнтом відновлення та коефіцієнтами роботи нижчих ступенів. Це призводить до дозвукових або, щонайбільше, навколздукових розширень (незважаючи на низьку швидкість звуку органічних рідин), замість надзвукового розширення, типового для іншої конфігурації і до більш високого динамічного ККД рідини як в номінальних, так і в нестандартних умовах.

1.1.3 Дослідження динаміки рідини

В останні роки спостерігається зростаючий інтерес до турбіни з радіальним відтоком і були запропоновані деякі дослідження її гідродинаміки.

До 2015 року вивчалася тільки ця конфігурація. Ми зосередимо нашу увагу на порівнянні радіального відтоку і осьової конфігурації, що розглядається як еталонна технологія.

1.1.3.1. Опис кейсу

Для проведення вищезазначеного порівняння для обох конфігурацій було використано загальний приклад. Граничні умови наведені в таблиці 1.

Таблиця 1: Граничні умови для загального вивчення конкретного випадку

Рідина	[-]	Пентан
Тиск на вході в турбіну	[bar]	10.3
Температура на вході в турбіну	[°C]	130
Тиск на виході з турбіни	[bar]	1
Масова витрата турбіни	[kg s ⁻¹]	25

Для спрощення механічної конфігурації системи та зменшення витрат на інвестиції, експлуатацію та обслуговування завдяки наявності редуктора вибирається пряме з'єднання з генератором: тому обидві турбіни повинні обертатися з 3000 об / хв.

Для проектування двох машин був використаний власний одновимірний код: код імітує розширення робочої рідини в турбіні і використовує модель втрат АМДККО (Ейнлі і Метісон, 1951 - Данхем і Кемер, 1970 - Какер і Окапуу, 1981); термодинамічні властивості обчислюються за допомогою Refprop 9.1 (NIST, 2013).

На виході турбіна з радіальним відтоком має 5 ступенів і виробляє розрахункову потужність 1924 кВт з ізоентропічним ККД 85,50%; осьова турбіна з 3 ступенями має натомість потужність 1852 кВт та ККД 82,30%.

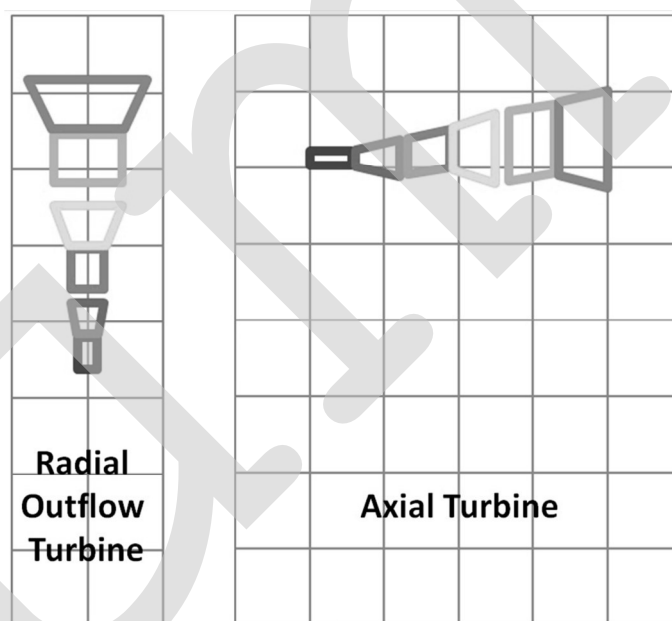


Рисунок 3 - Приклад змодельованої геометрії турбіни з радіальним виходом (ліворуч) та осьової турбіни (праворуч)

У таблиці 2 основні результати одновимірного аналізу наведені відповідно для радіальної виток та осьової турбіни.

Таблиця 2: Основні результати одновимірного аналізу середньої лінії

		Турбіна з радіальним виходом	Осьова турбіна
Профіль і технічні втрати	[%]	3.572%	5.353%
Втрати на стінці	[%]	6.635%	6.925%
Втрати витоку	[%]	2.974%	4.110%
Тертя диска	[%]	1.332%	1.332%

У таблиці 2 перераховані чотири категорії гідродинамічних втрат: втрати в профілі і на задній кромці, а також на торцевих стінках визначені, як у моделі АМДККО (Ейнлі і Метісон, 1951 - Данхем і Камі, 1970 - Какер і Окапуу, 1981). Втрати витоку розраховуються, як вказує Еглі (Egli, 1935), а тертя диска - як Дейли і Нис (Daily and Nese, 1960): для обчислення цих втрат передбачається, що зазори повинні бути однаковими для обох конфігурацій.

Важливі висновки можна зробити, проаналізувавши результати в табл. 2. Фактично, втрати профілю в осьовій конфігурації вищі, ніж при радіальному відтоці, оскільки перші результати мають свої етапи більш навантаженими, ніж інші з сильною надзвуковою течією; з іншого боку, розширення в турбіні радіального витоку є, щонайбільше, трансзвуковим. Осьова турбіна також має більші втрати в торцевій стінці, як наслідок більш низьких співвідношень h / c та h / d (Traupel, 1966 - Horlock, 1966 - Dixon, 1998 - Lakshminarayana, 1986 або Moustapha et al., 2003). Нарешті, оскільки осьові лопатки менші радіальних, і через нижчий коефіцієнт h / d , втрати на витік в турбіні з радіальним відтоком незначні. Як наслідок цих міркувань, для цього прикладу дослідження радіальної турбіни має вищий ККД, ніж осьова.

1.1.3.2. Моделювання CFD

Після вищезазначених висновків порівняння необхідно продовжити; з цієї причини виконується в'язкий 3D CFD-аналіз обох турбін. На цьому етапі

використовується код ANSYS CFX. В обох доменах використовуються періодичні граничні умови, а для взаємодії між двома каскадами використовується етапний метод для моделювання зміни кадру (ANSYS, 2013).

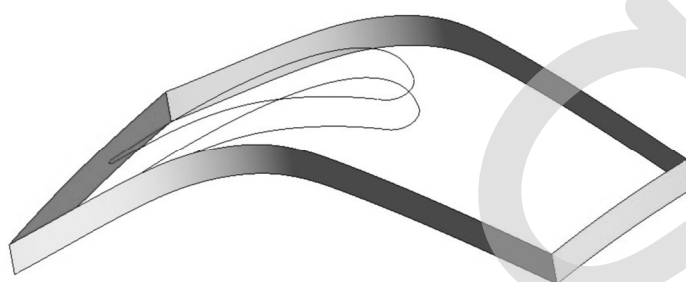


Рисунок 4 - Інтерфейси для кожного досліджуваного каскаду
(періодичні граничні умови на жовтих поверхнях)

Для створення лопаток обох турбін була використана власна база даних. Довідкові таблиці термодинамічних властивостей (Pini et al., 2015) складені з даними з Refprop 9.1 (NIST, 2013). Використана модель турбулентності – це k-omega SST із схемою адвекції високої роздільної здатності (ANSYS, 2013).

На першому етапі для обох турбін була використана обчислювальна сітка близько 2 мільйонів вузлів і 7,5 мільйонів тетра- і гексаелементів. Потім сітка була вдосконалена приблизно до 8,5 млн вузлів і 30 млн елементів з різницею в розрахункових результатах нижче 1%. Асиметрія завжди була нижче 0,9, а максимальні результати співвідношення сторін - 62.

1.1.3.3. Результати CFD

Щойно описані гіпотези приводять до таких результатів: турбіна з радіальним виходом і масовою втратою 25 кг/с виробляє 1938 кВт, тоді як осьова - 1857 кВт; розраховани ізоентропічний ККД відповідно становить 86,10% для першої та 82,5% для другої.

Інформацію про розширення в обох турбінах можна отримати з рисунків 5 і 6, які підтверджують, що ступені в турбіні радіального витоку є, щонайбільше, трансзвуковими, тоді як у осьовій турбіні вони надзвичайно надзвукові.

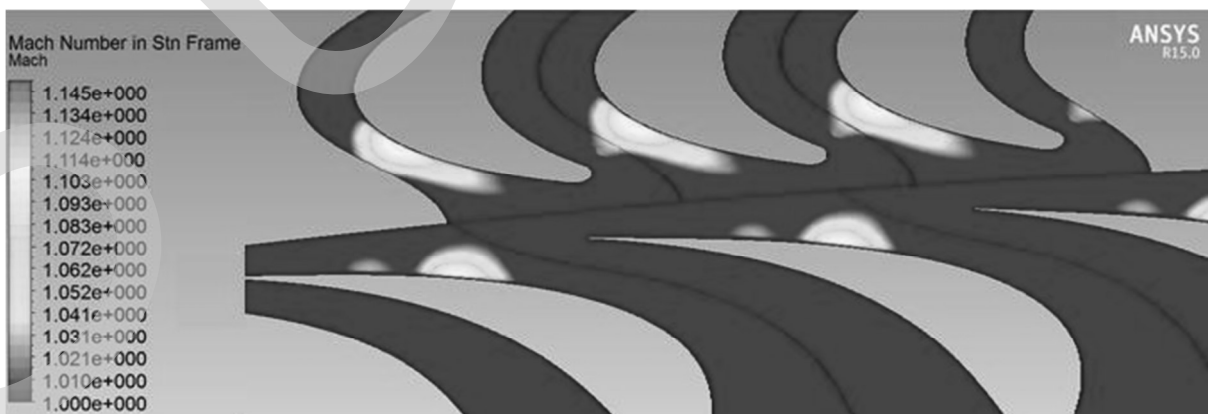


Рисунок 5 - Максимальне абсолютне число Маха на виході з лопаток статора в радіальній турбіні

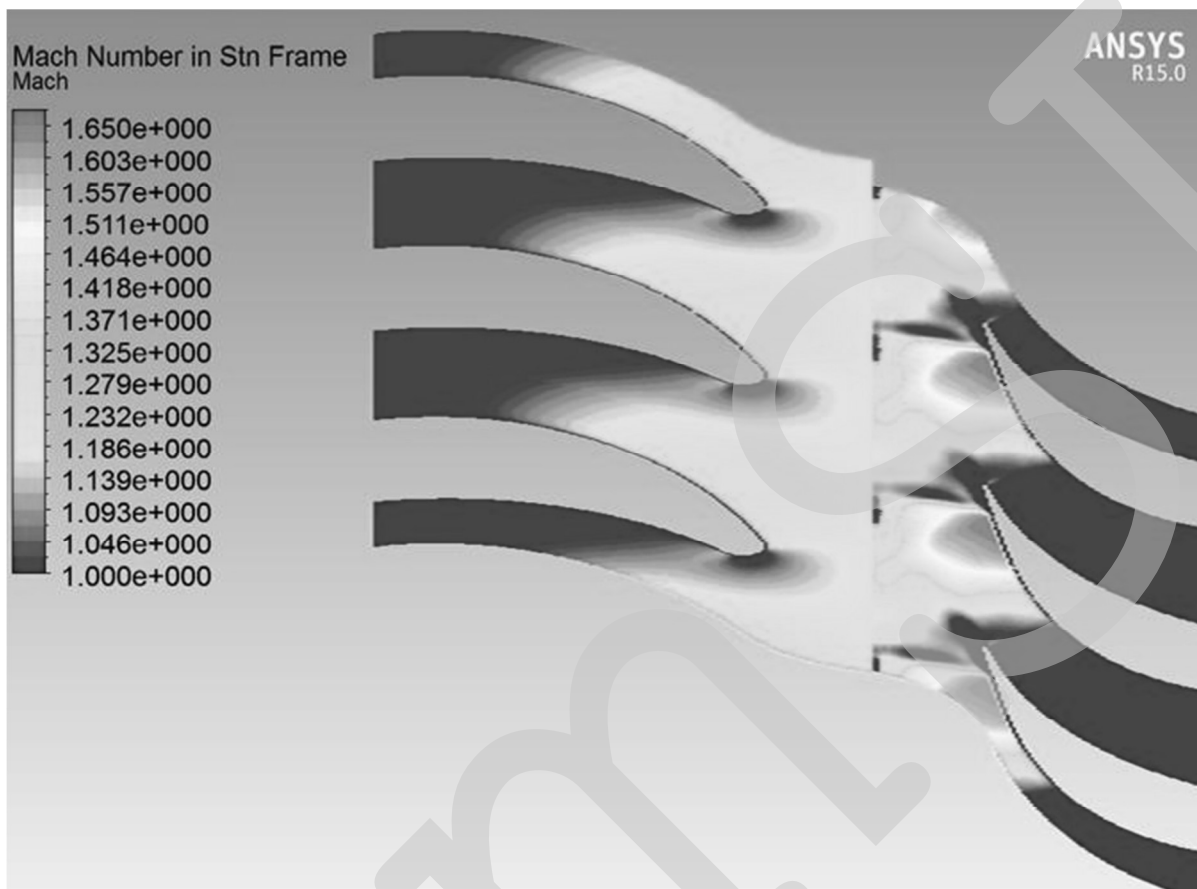


Рисунок 6 - Максимальне абсолютне число Маха на виході з лопаток статора в осьовій турбіні

Для повної інформації, наведеної на рисунках 5 та 6, у радіальній турбіні коефіцієнт максимального розширення становить близько 1,6, тоді як у осьовій турбіні середнє значення становить близько 2,8.

Для аналізу дисипації та втрат у процесі розширення в обох турбінах обираються два параметри: ентропія (Рисунок 7, 8) та турбулентна кінетична енергія (Рисунок 9 та Рисунок 10).

Власне з термодинаміки відомо, що ентропія, що генерується в процесі, є мірою внутрішньої незворотності (наприклад, Моран і Шапіро 2004, або Гіфтопулус і Беретта, 1991). У турбомашинобудуванні джерела ентропії, як

правило, мають в'язкий ефект через пограничний шар, процеси змішування та ударні хвилі (Дентон, 1993): всі ці явища призводять до втрат, про які вже йшлося в параграфі 3.1.

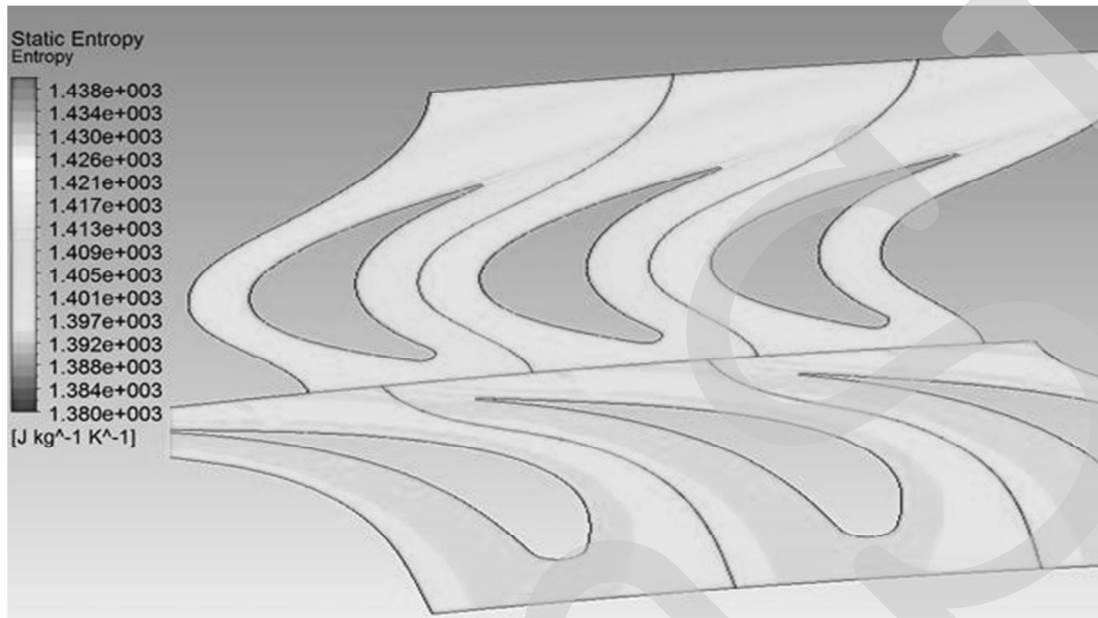


Рисунок 7 - Створена ентропія на останньому етапі радіальної турбіни

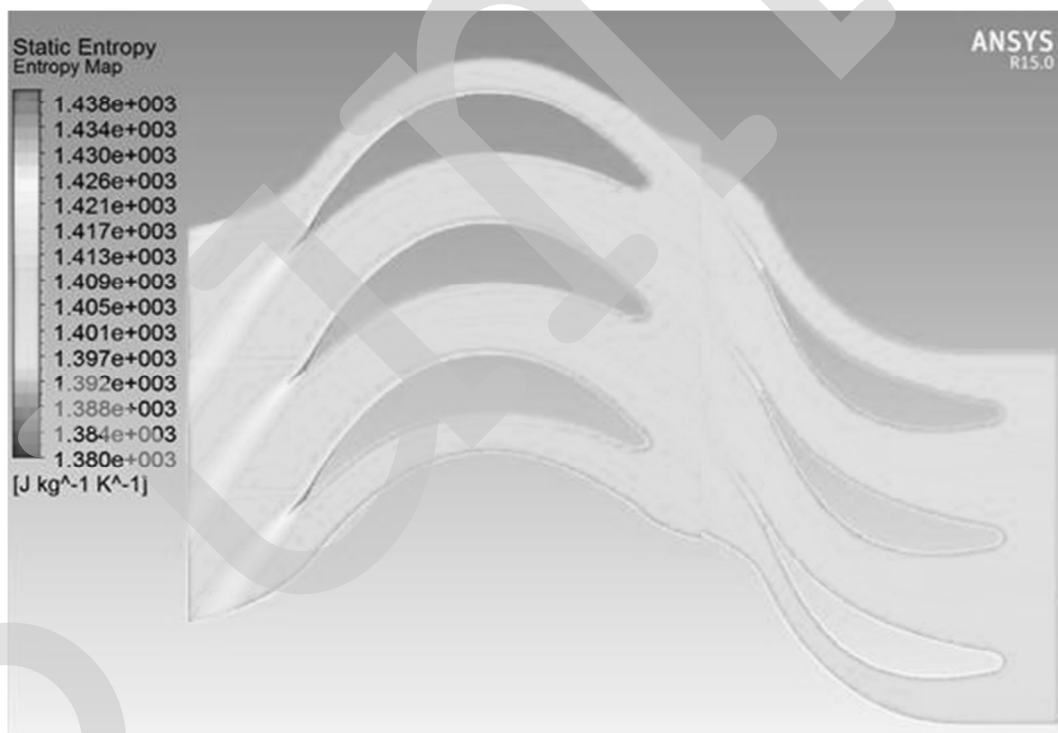


Рисунок 8 - Створена ентропія на останньому етапі осьової турбіни

Крім того, ще одну важливу інформацію про втрати та дисипацію можна отримати з розподілу турбулентної кінетичної енергії. Фактично

турбулентна кінетична енергія (Хінз, 1975) вважається показником в'язкого впливу на загальні втрати тиску (Грегор-Сміт, 1988 - Моорі, 1987).

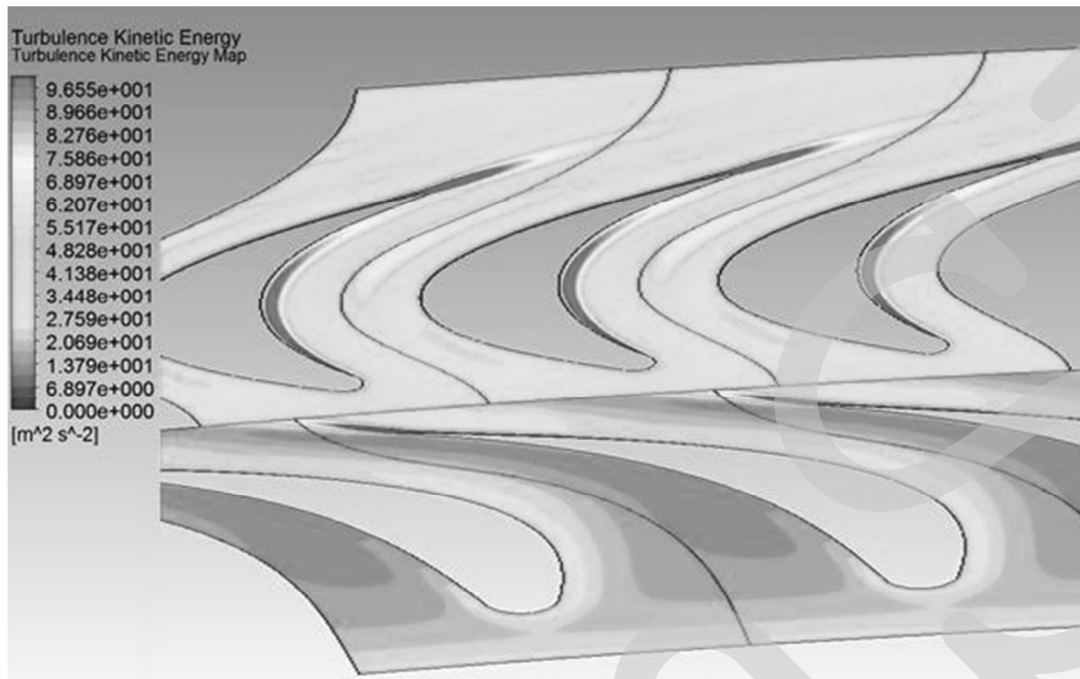


Рисунок 9 - Турбулентна кінетична енергія на останньому етапі радіальної турбіни

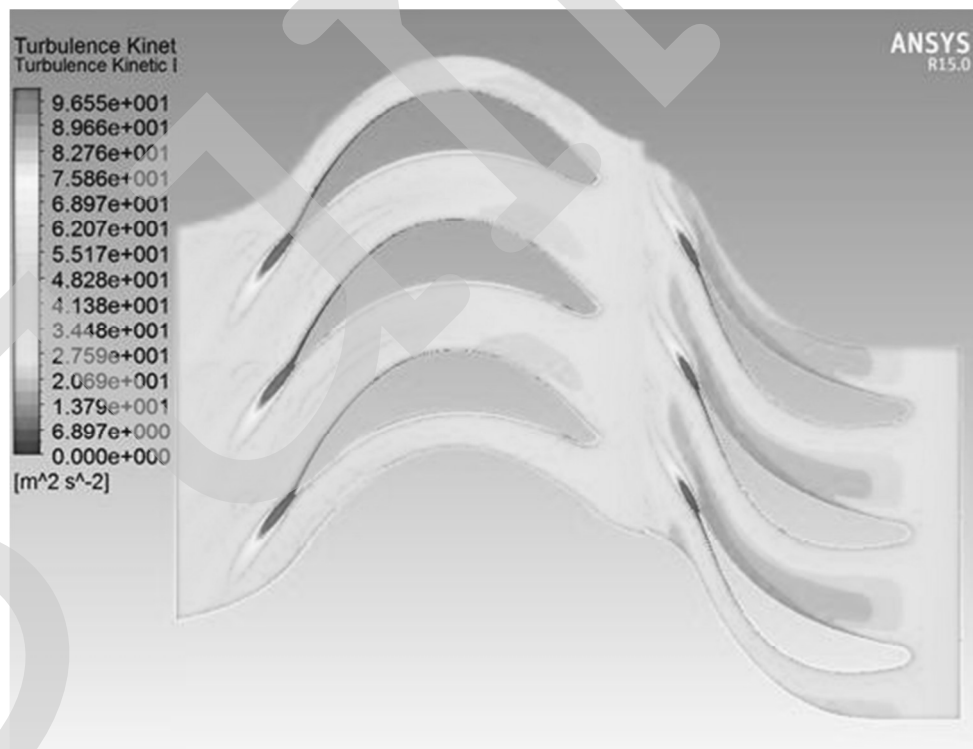


Рисунок 10 - Турбулентна кінетична енергія на останньому етапі осьової турбіни

1.1.4. Висновки

Було підкреслено, що турбіна з радіальним виходом - це рішення, яке добре відповідає типовим характеристикам процесу ОЦР, тобто високій молекулярній масі, низькій швидкості звуку та обмеженому коефіцієнту об'ємного розширення. Крім того, для випадку потужністю 2 МВт зі швидкістю обертання 3000 об / хв було проведено дослідження гідродинаміки цієї конфігурації, спочатку одновимірними методами середньої лінії, а потім із моделюванням CFD 3D. В результаті цього аналізу, через наявність більшої кількості ступенів на одному диску, розширення рідини характеризується меншими втратами та дисипацією порівняно з осовою турбіною. Отже, турбіна радіального відтоку в деяких додатках ОЦР може бути більш ефективною, ніж осова.

Подальший розвиток цієї роботи повинен зосередитись на дослідженні поведінки турбіни радіального витoku ОЦР у нестандартних умовах, краще, якщо проводити порівняння з осовою консольною турбіною.

1.2 Вплив зазору наконечника на потік. Картина радіального імпульсу. Турбіна для перетворення хвильової енергії

Турбіни для перетворення хвильової енергії мають особливість, яку слід враховувати при вивченні потоку витoku лопатки: Ці турбіни є самовиправляючимися, які працюють всередині циклічно двонаправленого потоку, альтернативно як вхідна / витікаюча турбіна. У цих двох ситуаціях явища на кінчику леза будуть різними. Більше того, необхідно враховувати зазор наконечника направляючих лопаток, оскільки це має значний вплив на продуктивність ротора. Для цього дослідження була використана раніше розроблена чисельна модель. Геометрія, запропонована Сетогучі та співавт. (2002, "Дослідження ККД радіальної імпульсної турбіни для перетворення хвильової енергії", журнал Power and Energy). Три різних розміри зазору наконечника були змодельовані для порівняння впливу розміру зазору

наконечника на продуктивність. Результати показують, що зміна розміру зазору наконечника від 0% до 4% прольоту лопаток зменшує максимальний ККД турбіни до 8%. Однак зниження ККД є більш вираженим, коли турбіна працює як припливна турбіна, оскільки ефект зазору наконечника є більш важливим у внутрішній частині ротора, оскільки швидкості потоку вищі, а відносний рух корпусу менший. Це дослідження досягає своєї головної мети, а саме вдосконалення знань про явища, пов'язані із зазором наконечника, та його вплив на продуктивність радіально-імпульсних турбін. [DOI: 10.1115 / 1.4002409]

Ключові слова: радіальна імпульсна турбіна, потік витoku наконечника, самовиправлення, OWC.

1.2.1 Вступ

Коливальний стовп води (OWC) є однією з найбільш перспективних і найпоширеніших систем для використання хвильової енергії.

Пристрій OWC перетворює хвильовий рух у пневматичну енергію за допомогою зануреної камери. Падаючі хвилі викликають вертикальний коливальний рух вільної поверхні всередині камери, що генерує змінний двонаправлений потік через канал, де встановлена турбіна. Самовиправні турбіни є найкращим варіантом, оскільки вони можуть обертатися в одному напрямку, незалежно від напрямку потоку. Як наслідок особливих умов потоку (змінної швидкості навантаження та двох напрямків потоку), конструкція турбіни для перетворення енергії хвилі вимагає від нас врахування широкого діапазону витрат, а не лише проектної точки.

В даний час у всьому світі використовуються два різні типи самовиправних турбін: турбіни свердловини та імпульсні турбіни. Турбіна Уеллса була першою самовиправляючою турбіною, яка застосовувалася в пристроях OWC. Він був представлений в 1976 році доктором А. А. Уеллсом і складається з декількох симетричних лопатей аеродинамічного профілю, розміщених навколо втулки, лінії хорди яких розташовані нормально до осі обертання. Ця конфігурація є простою і недорогою у виробництві, але, згідно з багатьма дослідженнями, вона має ряд проблем: вузький діапазон потоку для роботи з високим ККД, висока швидкість роботи, погані пускові характеристики, високий рівень шуму та значна коливальна осьова тяга. Було запропоновано кілька модифікацій турбіни Уеллса для підвищення її продуктивності, але ці проблеми не повністю вирішені. Для подолання цих обмежень було запропоновано імпульсну турбіну та турбіну Денніса – Олда. Існує два типи імпульсних турбін: радіальна та осьова. Осьову імпульсну турбіну (Рисунок 1 (а)) запровадив Кім у 1988 р., А радіальну - МакКормік.

Багато досліджень було розроблено щодо турбіни Уеллса та осьових імпульсних турбін. Тому їх показники відносно добре відомі. Незважаючи на те, що осьову імпульсну турбіну можна вважати перспективною альтернативою, існують проблеми, які досі не вирішені, такі як двонаправлена осьова тяга. Більше того, його виготовлення є дорогим завдяки його 3D геометрії леза.

Іншим цікавим варіантом є радіально-імпульсна турбіна (Рисунок 1 (б)). Це має ряд переваг у порівнянні з свердловинами та осьовими імпульсними турбінами: двонаправленої осьової тяги не існує, а радіальні турбіни, як правило, простіші у виробництві, особливо тому, що лопатка ротора має 2D-екструдований профіль, а напрямні лопаті - це зігнуті пластини. З іншого боку, згідно з літературою, ця турбіна має проблеми через низький ККД та, ймовірно, високий рівень шуму. Хоча було проведено декілька досліджень на турбіні, більшість з них є експериментальними дослідженнями, які не надають інформації про характер потоку всередині машини.

Схема потоку всередині самовиправляючої турбіни, як і у всіх турбомашин, залежить від багатьох факторів. Одним з найважливіших є витік потоку наконечника. Багато досліджень щодо ролі зазору наконечника було проведено на осьових самовиправляючих турбінах: турбінах свердловин та осьових імпульсних турбінах. Як очікувалося, у цих дослідженнях показано значну взаємодію між потоком витіку наконечника та основним потоком. Ці роботи повідомляли, що зменшення зазору наконечника нижче 1% прольоту леза не має переваг з точки зору ККД.

Наша робота зосереджена на впливі зазору наконечника на схему потоку радіально-імпульсної турбіни. У бібліографії є статті про вплив зазору наконечника на припливні радіальні турбіни (турбіни IFR). Ці дослідження показують, що потік наконечника в радіальних турбінах можна розділити на три області. Перша область (зовнішня частина ротора в турбінах IFR) знаходиться на вході в ротор, де потік наконечника в основному визначається

відносним рухом між корпусом і наконечником лопаті. Цей ефект послаблюється у другій області, навколо середньої хорди. В останній області (внутрішня частина турбін IFR) потік наконечника визначається різницею тиску між всмоктуванням і стороною тиску.

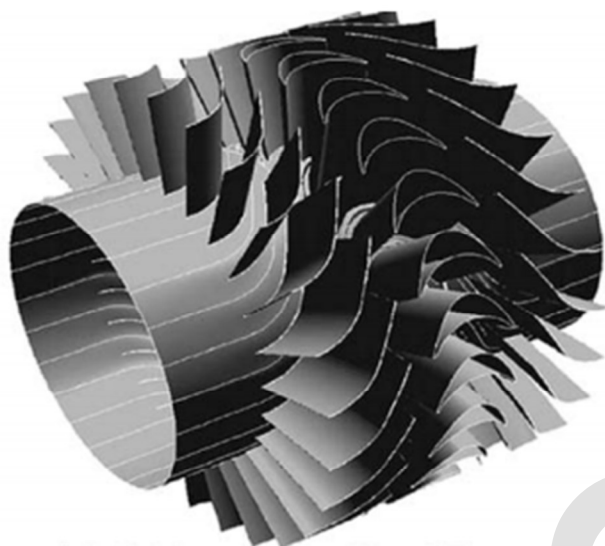


Рисунок 1а

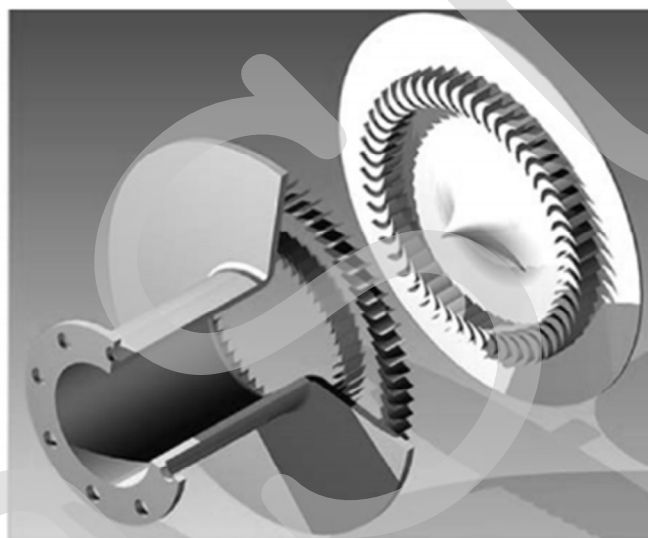


Рисунок 1б

Осьова та радіальна імпульсні турбіни

Однак радіальні турбіни для OWC працюють альтернативно як вхідні / випускні турбіни. Отже, необхідно розуміти вплив зазору наконечника в обох напрямках потоку. Очікується, що під час виконання відтоку потік наконечника не буде зумовлений тими ж явищами. У цьому випадку відносний рух кожуха вище в останній частині зовнішньої частини ротора, протилежній турбінам IFR. Тому вдосконалення наших знань про витік потоку наконечника для радіальної турбіни на виході (OFR) є однією з головних цілей цієї роботи.

Важливо підкреслити, що у роторі, а також у направляючих лопатях (GV) є зазор наконечника. Зазор наконечника GV має значний вплив на продуктивність ротора, оскільки він спричинює зростання втрат на падіння на передній кромці ротора.

Кінцевою метою цієї роботи є оцінка впливу розміру зазору наконечника як лопаток, так і лопатей на продуктивність турбіни. Автори беруть участь у

проекті з розробки та виготовлення радіально-імпульсної турбіни для випробування на електростанції. Розуміння ефекту зазору наконечника важливо для визначення максимально допустимого розміру зазору наконечника в процесі проектування. Аналіз структури потоку всередині машини, зосереджений на витоку потоку наконечника, був проведений з використанням числової моделі, попередньо підтвердженої в посиланні. Модель базується на геометрії, запропонованій Setoguchi у 2002 році, щоб мати експериментальні дані для перевірки моделі.

1.2.2 Чисельна модель

Геометрія турбіни була витягнута з "Setoguchi, T., Santhakumar, S., Такао, М., and Канеко, К., 2002," Дослідження ККД радіальної турбіни для перетворення хвильової енергії ". Ця турбіна оснащена двома рядами напрямних лопаток, внутрішньою направляючою лопаткою (IGV) і зовнішньою направляючою лопаткою (OGV), а також ротором, і вони розташовані, як показано на Рисунок 16. Основні розміри та характеристики можна знайти на Рисунок 2 та в таблиці 1.

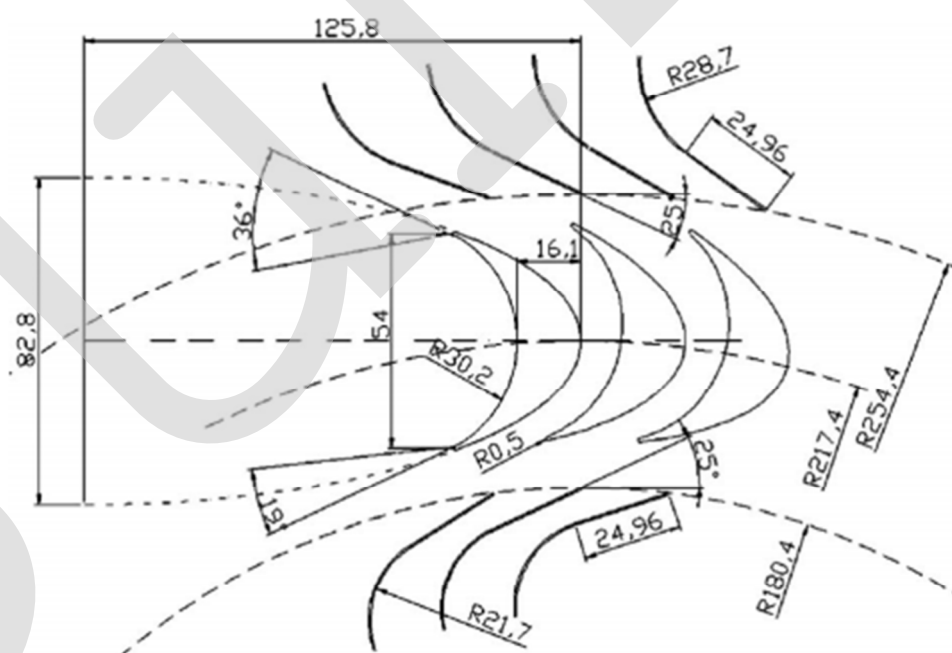


Рисунок 2 - Профілі лопатей та лопатей геометрії M8

Таблиця 1 Характеристики турбіни

	Номер клинка	Довжина хорди (мм)	Твердість	Кут (градуси)	Ширина турбіни (мм)
IGV	52	50	2.29	25	44
ROTOR	51	54	2.02	18.8/35.8	44
OGV	73	50	2.28	25	44

Одна і та ж геометрія турбіни з трьома різними розмірами зазору наконечника була змодельована для вивчення зміни експлуатаційних характеристик. Розміри, вибрані для зазору t наконечника, складають 0 мм, 1 мм і 2 мм, що становить 0%, 2,2% та 4,4% ширини турбіни b . Ці геометрії називаються $t / b = 0\%$, $t / b = 2,2\%$ та $t / b = 4,4\%$ відповідно. Значення 2,2% відповідає геометрії, обраній для проведення цього дослідження. Значення 0% та 4,4% знаходяться в діапазоні, про який повідомляли інші дослідження щодо радіальних турбін. Звернемо увагу, що зазор наконечника однаковий для лопатей і направляючих лопаток.

Чисельна модель була представлена в попередній роботі 2 і постійно вдосконалювалася. Для того, щоб зменшити необхідну потужність обчислення, моделювання проводили в періодичній області, яка складає 1/17 всієї машини. Сітка була побудована за допомогою GAMBIT® 2.3. Моделювання зазору місцевості потоку є одним з головних моментів. Отже, сітка моделі має високу щільність в області зазору наконечника, щоб отримати більшу роздільну здатність Рисунок 3. Остаточна модель складається з 1 700 000 неправильних гексадричних клітин. Збільшення кількості клітин у 10^6 елементах змінило результати нижче 2%. Модель підтверджена даними, доступними в бібліографії для вивченої геометрії. Валідацію проводили з точки зору безрозмірних коефіцієнтів: коефіцієнта витрати, коефіцієнта крутного моменту C_T , вхідного коефіцієнта C_A та ККД.

Реальна робота турбіни нестабільна, оскільки величина і напрямок потоку змінюються з часом. Проте тимчасовий масштаб хвиль набагато більший, ніж

час перебування в турбіні, тому можна припустити квазістійку поведінку турбіни. Тому граничні умови залишатимуться незмінними в кожному моделюванні, хоча модель нестабільна, оскільки взаємне розташування між ротором і напрямними лопатями змінюється з часом. Ротор обертається зі швидкістю 24,52 рад / с, і для імітації його руху була застосована техніка SMM ковзної рухомої сітки. Є два інтерфейси, розташовані між IGV-ротором і OGV-ротором. Крок часу, обраний для кількісного визначення відносного руху сітки, становив 10⁻⁴ с. Отже, одна лопатка ротора за 1 оберт охоплює 2560 різних ступенів.

Згідно з бібліографією, відносний рух між кожухом і лопатями відіграє фундаментальну роль у ефекті очищення наконечника. Тому замість використання іншого інтерфейсу ми встановлюємо нульову абсолютну швидкість обшивки.

Комерційний код FLUENT® використовувався для вирішення рівнянь збереження нестисливої рідини за допомогою відокремленого розв'язувача. Обрана модель турбулентності була реалізовувана за допомогою розширеної настінної моделі. Значення y^+ знаходяться в правильному діапазоні. Залежний від часу член апроксимується неявною схемою другого порядку. Монотонні схеми вищого порядку, орієнтовані вгору за течією, для законів збереження. Схема (MUSCL) була використана для дискретизації конвективних термінів та наближень класичних центральних відмінностей для дифузійних термінів. Зв'язок тиск-швидкість здійснюється за допомогою алгоритму SIMPLE. Залишки були зменшені на чотири порядки, як це звичайно для турбомашин. Звернемо увагу, що середні значення аналізованих змінних були отримані за допомогою середньозваженої маси.

1.2.3 Довідкові поверхні

Структуру потоку вивчали з використанням кутів потоку в окружних поверхнях C і D, показаних на Рисунок 4. На цих поверхнях абсолютний (α) та

відносний (β) кути потоку порівнювали з кутом геометрії лопатки (α^*) та лопаті (β^*) для аналізу невідповідності між ними (Рисунок 5).

Поверхні С і D були розділені на п'ять секцій для аналізу впливу зазорів наконечника на напрямок потоку. 6 показані поділи поверхні С. С-1 близький до зазору кінчика направляючих лопаток, а С-5 до зазору кінчика лопаток. Розміри секцій С-1, С-2, С-4 та С-5 рівні, а розмір секції С-3 удвічі більший за інші. Поверхня D поділяється аналогічним чином.

Для заповнення інформації про кути потоку також вивчали контури загального тиску на трьох площинах XY, перпендикулярних осі обертання (Рисунок 7). Ці площини використовуються, щоб показати вплив зазору наконечника на схему потоку та взаємодію між лопатками та направляючими лопатками. Площини 1 і 5 розташовані на відстані 1 мм від наконечника лопаті та наконечника лопатки відповідно, а площина 3 знаходиться посередині, де вплив зазорів наконечника незначний.

Циліндричні поверхні використовуються для отримання більш глибоких знань про схему потоку в роторі. Ці поверхні, розміщені з різними радіусами, як показано на Рисунок 8, використовуються для відображення загальних контурів тиску на поперечному перерізі ротора.

1.2.4 Результати та обговорення

Безрозмірні коефіцієнти ϕ , C_T , C_A , і η використовувались для оцінки роботи турбіни.

Зазор наконечника має важливий вплив на продуктивність, що показано на Рисунок 9 і 10, де коефіцієнти C_A , C_T і η представлені для різних розмірів зазору наконечника. Коли кліренс наконечника зростає, C_T зменшується, а C_A збільшується через втрати, спричинені потоком наконечника. Отже, значення η зменшується, коли t/b збільшується, рисунок 10. Цей факт зрозуміліший під час припливу, ніж витікання, оскільки вплив зазору наконечника вище під час припливу.

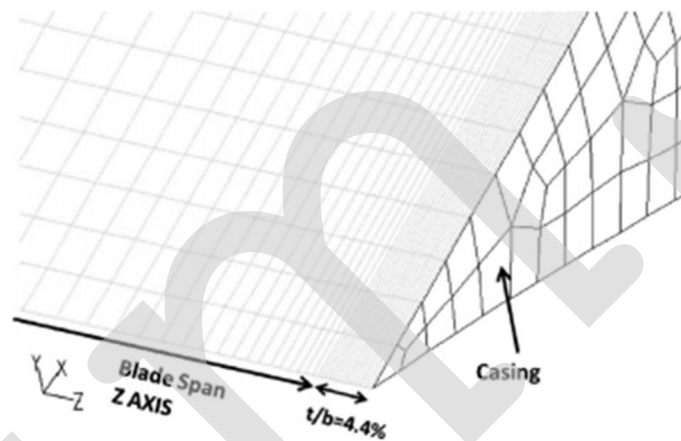


Рисунок 3 - Випадок $t/b = 4,4\%$. Роздільна здатність сітки в зазорі наконечника: 10 комірка / мм у напрямку осі Z

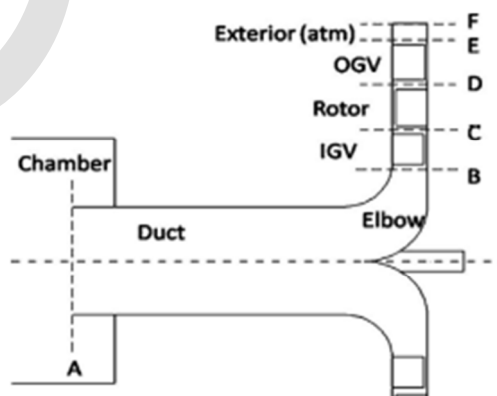


Рисунок 4 - Ескіз турбіни з опорними поверхнями по колу

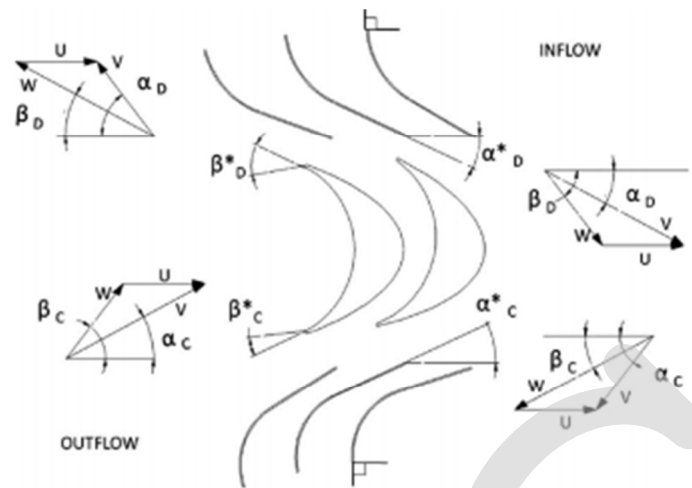


Рисунок 5 - Трикутники швидкості

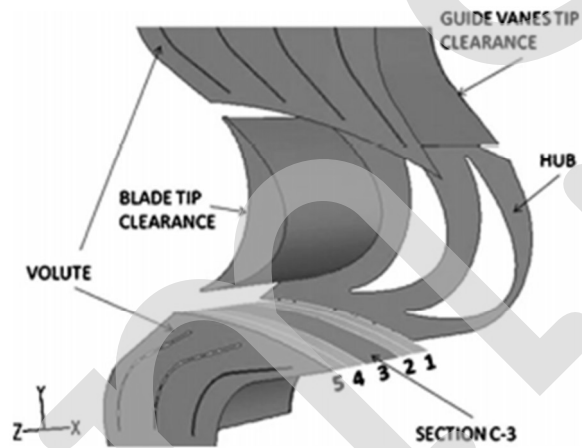


Рисунок 6 - Довідкові розділи

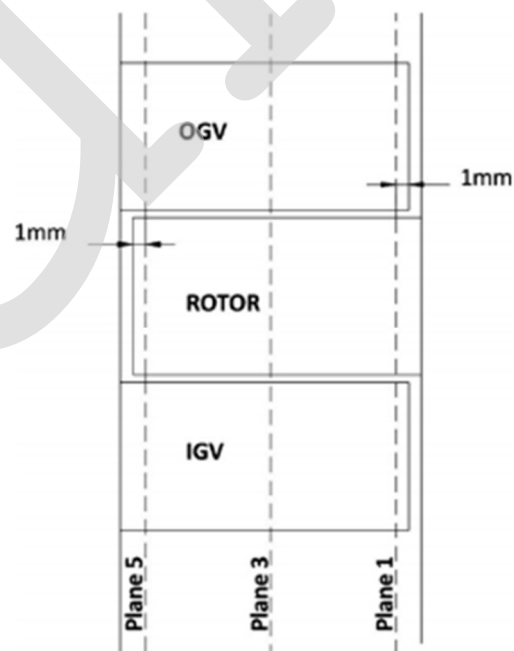


Рисунок 7 - Площини, перпендикулярні осі обертання

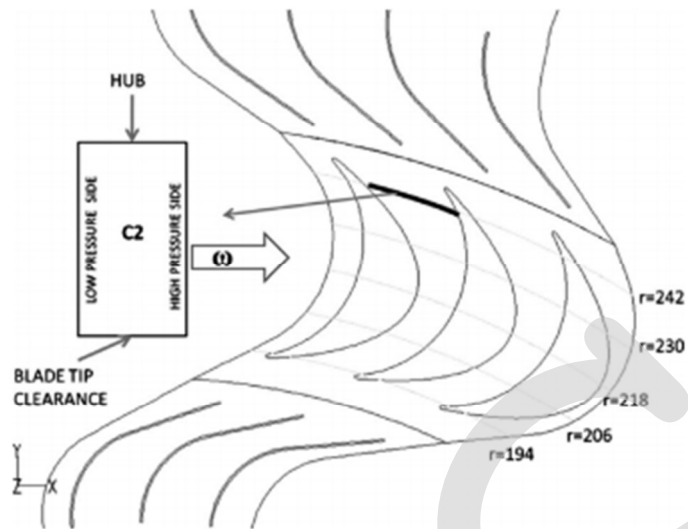


Рисунок 8 - Опорні поперечні поверхні всередині ротора

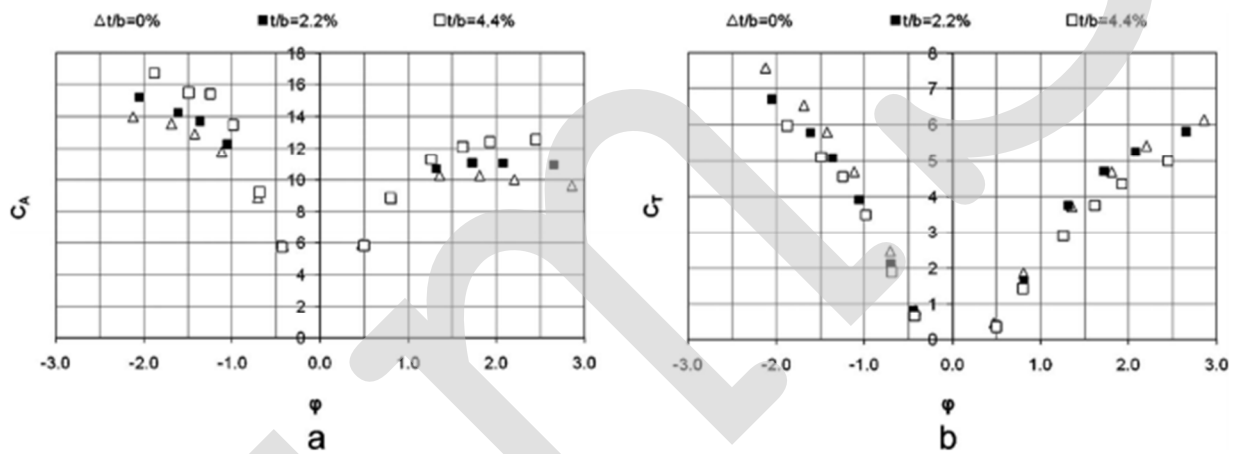


Рисунок 9 - ККД турбіни у функції t_c : (а) C_A та (б) C_T

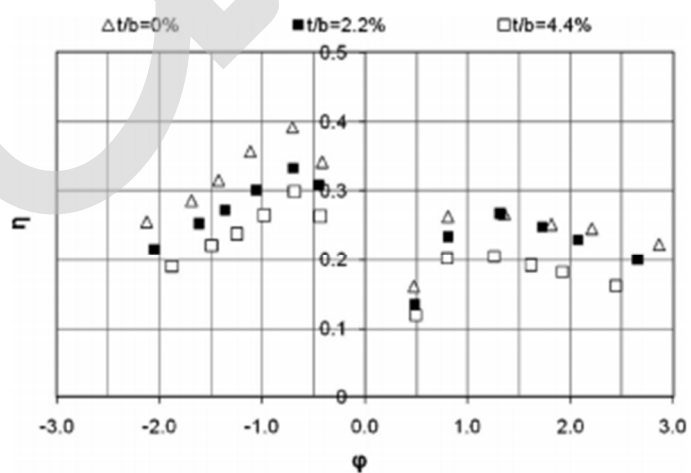


Рисунок 10 - Стационарний ККД, η

1.2.4.1 Кути потоку. Вплив зазору наконечника на направлення потоку можна побачити за допомогою аналізу кутів потоку на поверхнях С і D (Рисунок 6). У цій частині буде проаналізовано випадок $t/b = 2,2\%$.

На рисунку 11 показані кути потоку на поверхні С, як на вході, так і на виході. Під час припливу потік надходить від ротора до IGV (Рисунок 11 (а) та 11 (б)). Ці цифри показують вплив на напрямок потоку кінчика лопаті. На фіг. 11 (б) показаний відносний кут потоку: видно, що потік виходить з ротора, добре керований лопатями в секціях С-1 - С-4 ($\beta \sim \beta^*$). Однак у С-5 керівництво, яке здійснюють лопаті, є поганим через наявність зазору наконечника. Отже, потік через С-5 недостатньо суміщений з лопатками на вході в IGV Рисунок (11 (а)), тому буде сильний відтік потоку по широкій зоні передньої кромки IGV близько до кожух. Для решти діапазону лопаті, від С-1 до С-4, потік надходить у IGV, добре вирівняний з кутом встановлення, тому співвідношення між β^* потоку (Рисунок 11 (d)). Отже, під час витікання будуть великі втрати на падіння, таким чином IGV погано розташовані відповідно до кута ротора ($\beta^* \text{ C}$) з точки зору витікання. Більше того, через збурення, викликане зазором С та $\alpha^* \text{ C}$ є правильним при роботі припливу.

Під час витікання (Рисунок 11 (в) та 11 (г)), на поверхні С, можна проаналізувати вплив зазору наконечника направляючої лопатки, оскільки потік йде від IGV до ротора. Керівництво IGV показано на Рисунок 11 (с). Він хороший на більшій частині прольоту лопаті, від С-2 до С-5 ($\alpha \sim \alpha^*$). Але в С1, який знаходиться близько до кінчика лопатки, чим вище швидкість потоку, тим гіршим стає керівництво. Існує велика різниця між β і β^* у всьому діапазоні наконечника, падіння потоку поблизу наконечника (С-1) гірше, ніж у решті прольоту.

Результати на поверхні D представлені на Рисунок 12. Під час припливу (Рисунок 12 (а) та 12 (б)) потік йде від OGV до ротора; тому на цих двох знімках можна вивчити ефект зазору наконечника OGV. На рисунку (12а) показано абсолютний кут потоку щодо кута геометрії лопаті. Видно, що різниця

між секціями C-1 і C-5 майже незначна. Відповідно до цього, збурення, спричинене зазором наконечника OGV, набагато менше, ніж у IGV. Це пояснюється тим, що в OGV швидкість потоку та різниця тисків між двома гранями лопаток нижчі, ніж у IGV. Однак на вході в ротор відбуватиметься важливий відрив потоку через різницю між β і β^* (Рисунок 12 (b)), особливо при низьких витратах.

На Рисунок 12 (c) та 12 (d) представлені результати, що відповідають витoku в поверхню D. На Рисунок 12 (d) показано, що наведення, здійснюване лезами, розташованими близько до наконечника (D-5), є таким же хорошим, як і на решті прольоту леза. Тому витік потоку наконечника повинен бути слабшим. Це може бути спричинене відносним рухом між корпусом та лопатями. Дамбах та ін. повідомляли, що витік потоку наконечника в першій частині ротора (зовнішня частина в турбінах IFR) в основному зумовлюється відносним рухом кожуха. Кінчик сторони всмоктування зішкреблює пограничний шар потоку, що створюється відносним рухом кожуха. Частина цього потоку бракування проходить через зазор від сторони всмоктування до сторони тиску, звужуючи канал зазору наконечника (Рисунок 13).

Під час продувного потоку вища відносна швидкість корпусу знаходиться у зовнішній частині ротора. Отже, потік вишкребання буде відігравати значну роль, зменшуючи потік витoku наконечника в останній частині ротора (зовнішня частина під час витoku). Це є причиною того, що керівництво, яке здійснюється при витіканні лопатями, є подібним у всьому діапазоні лопатей (Рисунок 12 (d)).

Звернемо увагу, що результати в розділі D-1 мають іншу тенденцію: це, ймовірно, створюється ефектом перетягування, який робить концентратор. Більше того, існує високий рівень втрат захворюваності на передньому краї OGV (Рисунок 12 (c)).

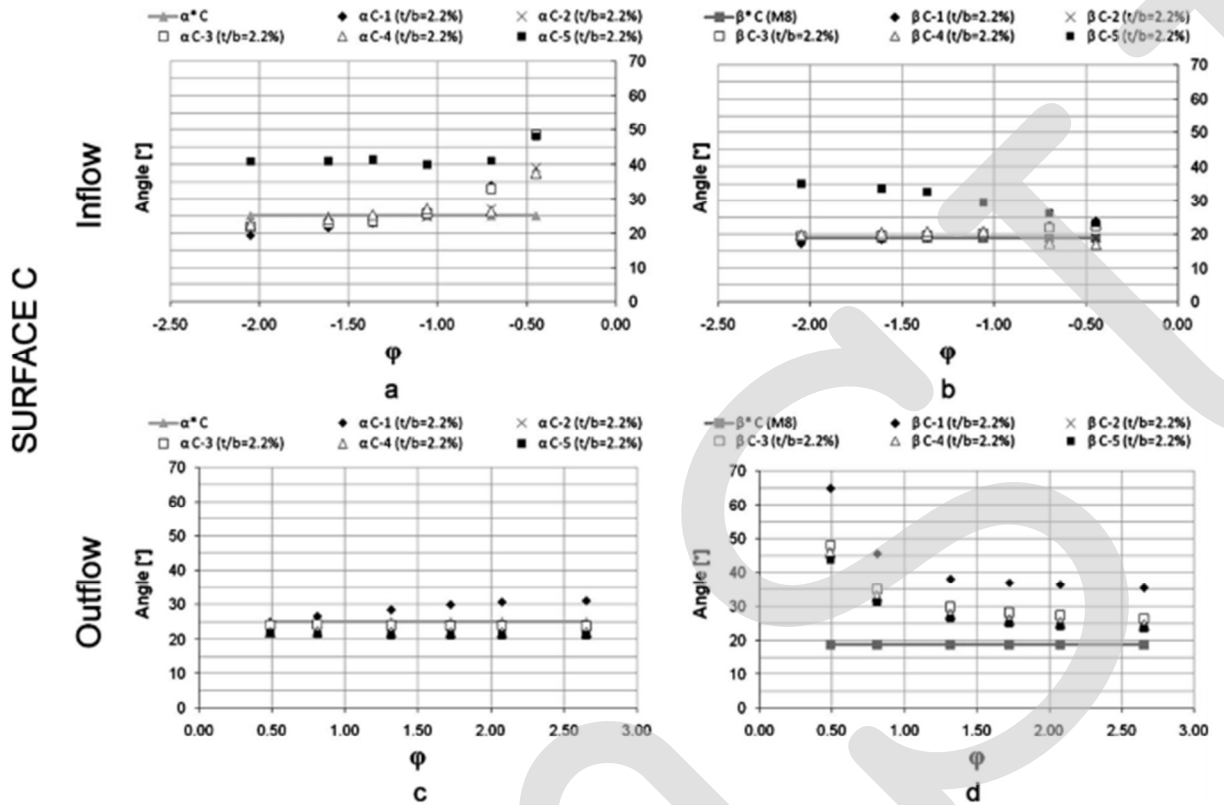


Рисунок 11 - Кути потоку в поверхні C

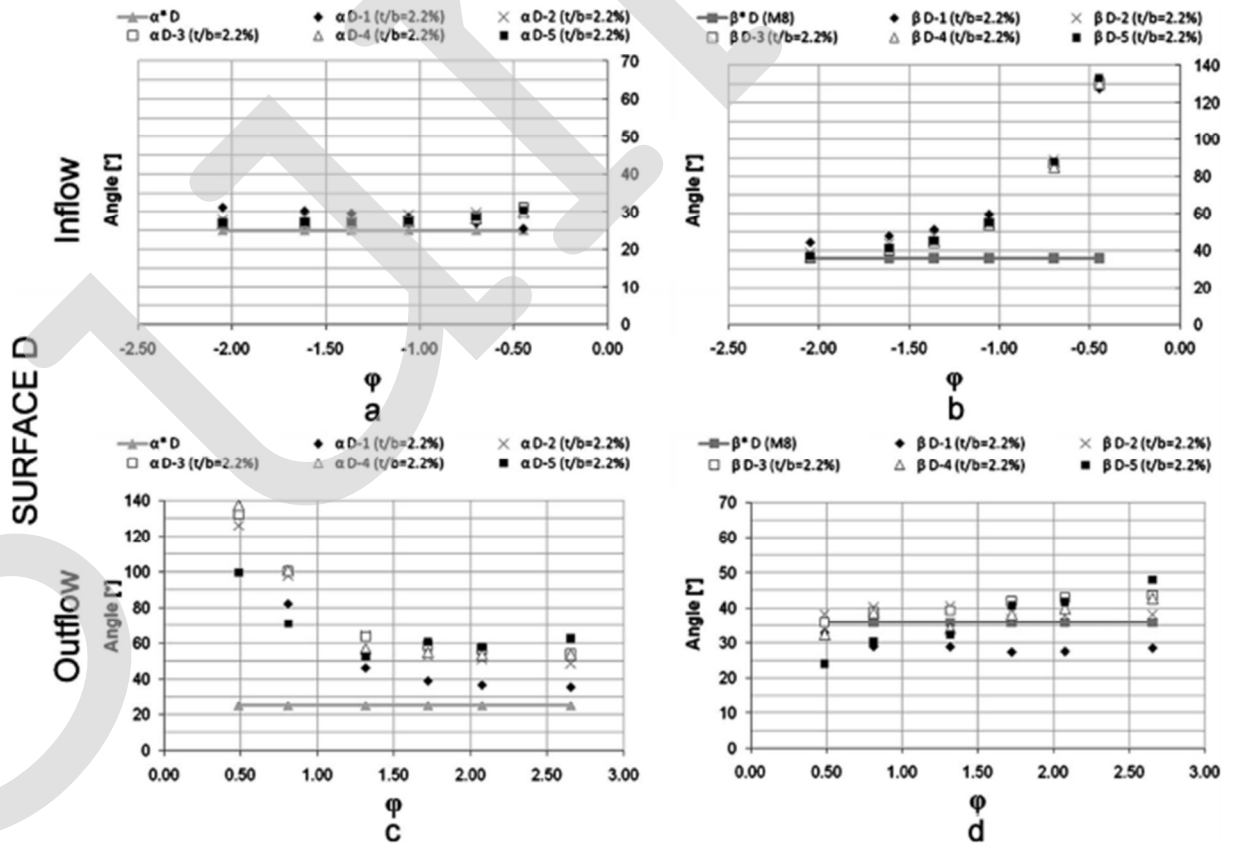


Рисунок 12 - Кути потоку в поверхні D

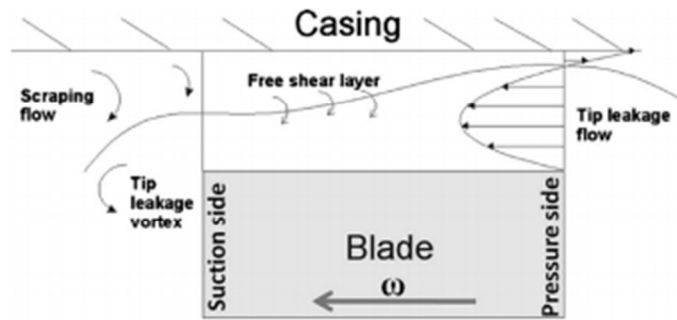


Рисунок 13 - Ескіз потоку витoku наконечника в радіальних турбінах

1.2.4.2 Вплив розміру зазору наконечника. Зазор наконечника визначає інтенсивність потоку витoku наконечника. Для аналізу впливу його розміру кути потоку вивчали в найбільш критичних ділянках, Рисунок 14 і 15.

На рисунку 14 (a) показано абсолютний кут потоку (α) у секції С-5, близько до кінчика лопаті, для різних зазорів наконечника під час подачі. У випадку $t / b = 0\%$, потік надходить у добре вирівняний IGV, за винятком низького ϕ , через нульовий ефект зазору кінчика леза. Направлення, здійснюване лопатями, погіршується, коли t / b збільшується внаслідок потоку наконечника, отже, відрив потоку на передній кромці IGV поблизу статора (С-5) збільшується, як показано на Рисунок 14 (a).

На рисунку 14 (b) показані результати β під час відтоку в секції С-1 для різних значень t / b . У випадку $t / b = 0\%$, що є еталоном, різниця між β і β^* невелика через відсутність ефекту зазору наконечника в керівництві, зробленому IGV. У випадках $t / b > 0$ потік через С-1 гірше керується IGV; таким чином падіння потоку вище на передній кромці лопаті близько до маточини, і в цій зоні з'явиться відтік потоку. Ця проблема продовжує зростати, поки зростає t / b .

На рисунку 15 (a) показано вплив розміру зазору наконечника на наведення, яке здійснює OGV під час припливу. Відносний кут потоку (β) через D-1 показує, що при збільшенні t / b втрати на падіння також зростають, оскільки керівництво, яке здійснює OGV поблизу кінця лопаті, гірше. Значення

t / b особливо важливо при високих коефіцієнтах витрати, коли вплив потоку наконечника вище.

На рисунку 15 (b) показано падіння потоку на передній кромці OGV в секції D-5. Втрати захворюваності зростають із збільшенням t / b . Ця тенденція дуже чітко проявляється при високих коефіцієнтах потоку. Однак при низьких коефіцієнтах витрати результати $t / b = 0\%$ заплутані. Ймовірно, це спричинено опором, який створюється відносним рухом кожуха.

Можна помітити, що всі цифри показують, що стрибок з $t / b = 0\%$ до $t / b = 2,2\%$ є меншим, ніж $t / b = 2,2\%$ до $t / b = 4,4\%$, як за показниками припливу, так і відтоку. Це узгоджується з результатами, отриманими у дослідженнях, проведених на турбінах IFR, які вказують на наявність критичного розміру наконечника.

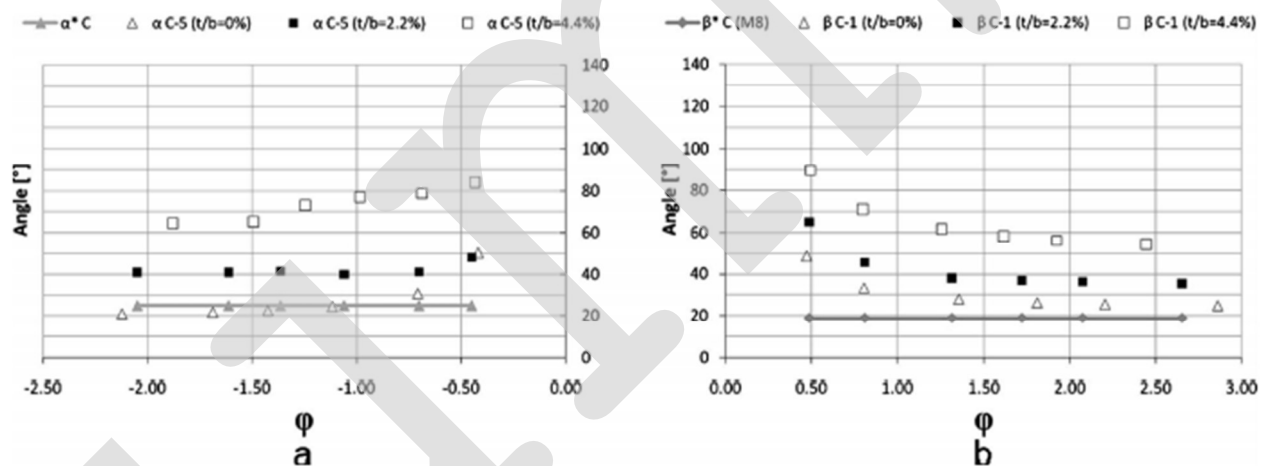


Рисунок 14 - Вплив розміру зазору наконечника в поверхню С : (а) припливу і (б) відтоку

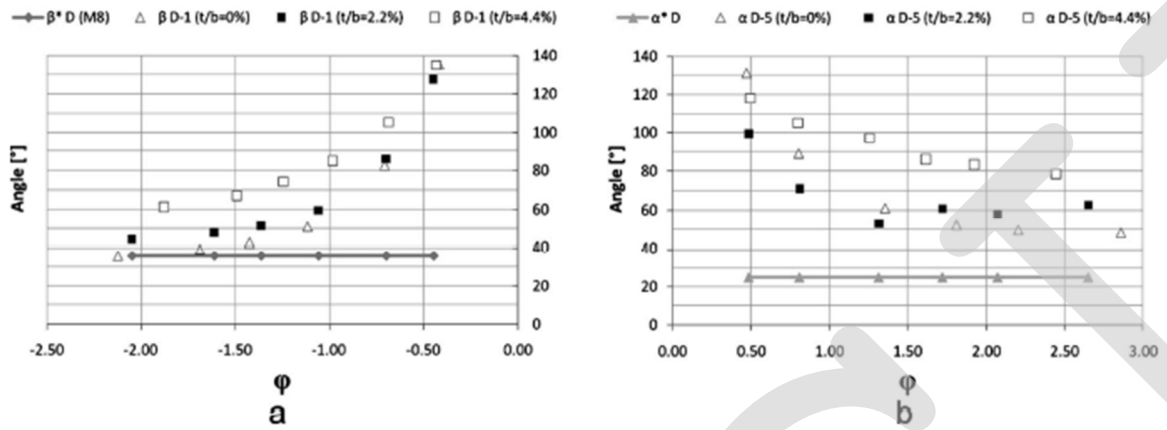


Рисунок 15 - Вплив розміру зазору наконечника в поверхні D

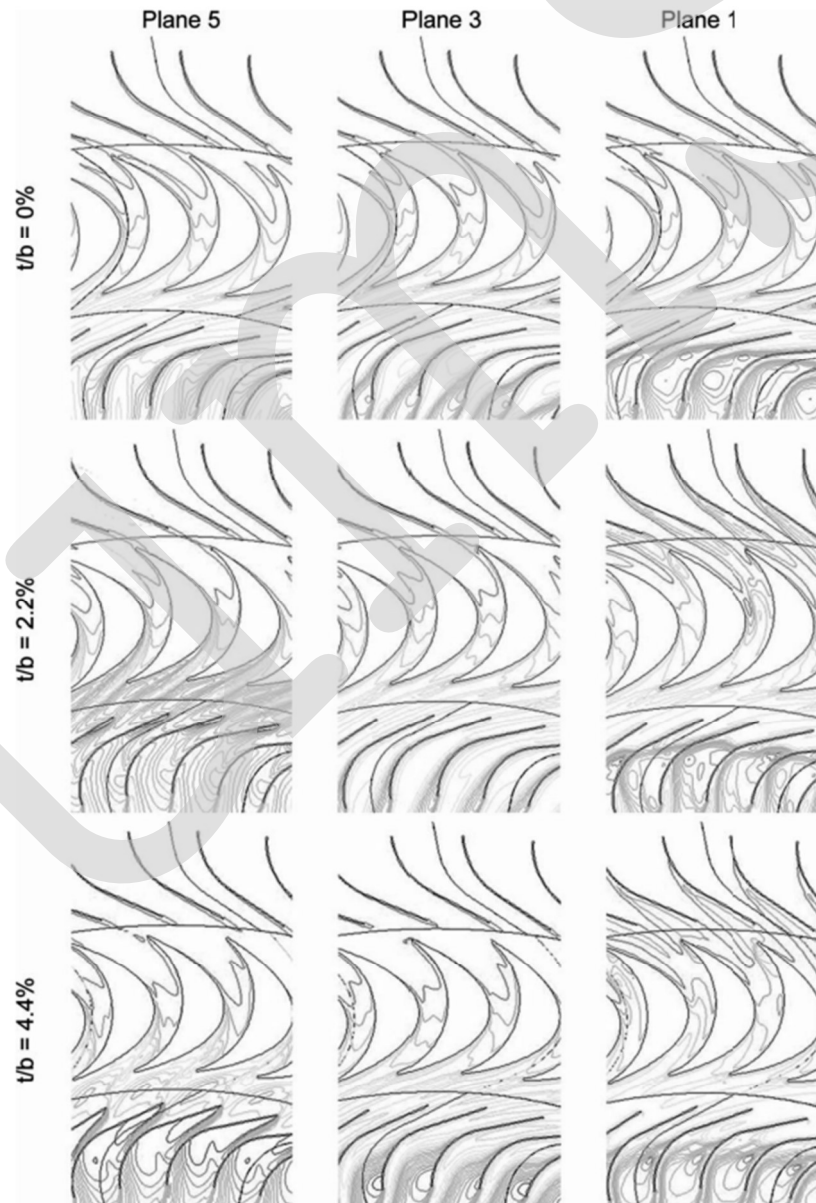


Рисунок 16 - Контури загального тиску в площинах XY для припливу: $\phi = 2,1$, діапазон $\cdot -1480 / 20$ Па та масштаб = 75 Па / ізолінія

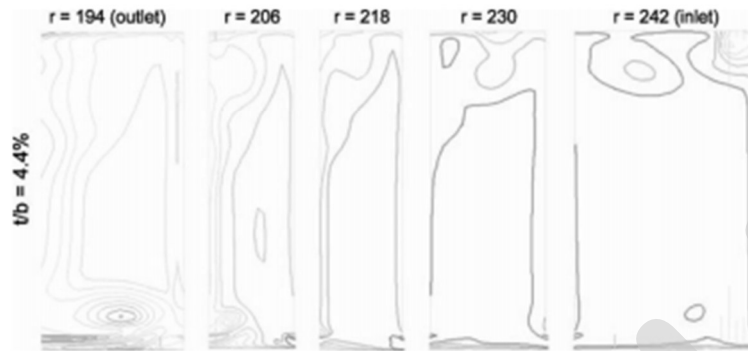


Рисунок 17 - Контури загального тиску в радіальних поперечних поверхнях всередині ротора для припливу: $\varphi = 2,1$, діапазон = $-1480 / 20$ Па та масштаб = 75 Па / ізолінія

1.2.4.3 Загальні контури тиску.

Контури сумарного тиску для однакої геометрії з трьома різними значеннями t/b представлені на Рисунок 16–19 для завершення дослідження ефекту очищення наконечника. Ці контури зображені на площинах, показаних на Рисунок 7. На цих рисунках видно збурення, індуковане потоком наконечника для трьох різних розмірів зазору наконечника. Для кращої візуалізації шкали, зазначені в заголовках до рисунків, відрізняються між рисунками. Значення коефіцієнта потоку φ високі, щоб чітко бачити ефект зазору наконечника.

Результати, що відповідають припливу (потік перетинає спочатку OGV), показані на Рисунок 16 та 17. Результати, показані на Рисунок 16, відповідають $\varphi \sim -2.1$. Випадково $t/b = 0\%$ є еталоном, оскільки відсутність ефекту зазору наконечника. Збурення в площині 1 на задній кромці лопатки видно при збільшенні t/b , тому вхід потоку в ротор не є рівномірним по всьому діапазону лопаток у будь-якому випадку $t/b > 0$. Це збурення впливає на керівництво, що здійснюється лопатками поблизу їхніх кінчиків, але, як видно з Рисунок 12 (а), вплив цього збурення майже незначний для всього діапазону швидкості потоку.

Ефект зазору кінчика леза проявляється в площині 5 (Рисунок 16). Порівнюючи випадок $t / b = 0\%$ з $t / b > 0$, можна побачити, що потік відривається від поверхні лопатки низького тиску, а інтенсивний викид з'являється близько до кінчика ротора. Цей відтік потоку з'являється безпосередньо перед середньою хордою і спричинений сильною кривизною поверхні леза. Однак він чітко підсилюється потоком кінчика лопаті, який з'являється у внутрішній частині ротора. Погана настанова, зроблена лопатями в цій області, близько до кінчика леза, призводить до великих втрат падіння на передній кромці IGV, як показано на Рисунок 11 (а).

На Рисунок 17, де поперечна поверхня між лопатями при різних радіусах (Рисунок 8) представлена для випадку $t / b = 4,4\%$, видно збурення, індуковане потоком кінчика лопаті. Це збурення виникає при $r \sim 218$ мм після того, як потік перетне середній радіус лопаті. Це якраз після того, як виробляється відтік потоку, зображений на Рисунок 16. Інтенсивність збурення зростає за течією і при $r \sim 194$ мм досягає сторони тиску попередньої лопаті. Це узгоджується з посиланням де сказано, що для турбін IFR інтенсивність потоку наконечника через осьовий зазор наконечника зростає за течією.

Спостерігаючи IGV (Рисунок 16), можна побачити сильний відтік потоку всередині IGV-каналу в площинах 3 і 5, але не в площині 1, через затягування, зроблене кожухом. Це обумовлено геометрією каналу і посилюється ефектом перетягування, який робить маточина.

Схема потоку повністю змінюється, коли турбіна працює як турбіна OFR (Рисунок 18). Наведені результати відповідають $\phi \sim 2.6$. Тепер потік перетинає IGV першим. Незважаючи на те, що на виході IGV з'являється невеликий відрив потоку, лопатки роблять правильне керівництво потоком. Однак потік наконечника лопаті посилює відрив потоку, погіршуючи направлення лопаті, як це видно на площині 1 (а також на Рисунок 11 (в)). Це призводить до втрат у самому IGV. Тим не менше, основний недолік розташований нижче за течією: великі втрати падіння в роторі поблизу маточини (це також видно на Рисунок

11 (d)). На передній кромці лопаті, розташованій поруч із маточиною (площина 1), створюється сильний відтік потоку.

Слід врахувати ще один факт всередині ротора: канал ротора розбіжний у напрямку витікання, і в роторі є градієнт несприятливого тиску. Отже, виробляється відрив потоку від поверхні низького тиску, добре видно у випадку $t / b = 0\%$ (Рисунок 18). Цей факт, що спричиняє зниження ККД ротора, посилюється потоком наконечника лопаті (випадки $t / b > 0\%$, площина 5). На Рисунок 19 показано збурення, спричинене потоком кінчика леза. Він з'являється навколо середньої хорди і прогресує за течією. Однак його інтенсивність не збільшується нижче за течією, як це зростає під час продуктивності припливу. Це виробляється зростаючим значенням потоку зішкрябування у зовнішній частині ротора. Тим не менше, розширення вихрового потоку вулка збільшується за течією. Це означає, що збурення, викликані витоком кінчика лопаті під час витікання, впливають на більшу область, ніж під час припливу.

Зауважте, що сильний відтік потоку на передній кромці ротора, розташованій поруч із маточиною, відному на Рисунок 18, площині 5, також з'являється на Рисунок 19 у верхній частині зображень. Він генерується відтоком потоку на вході і рухається вниз за течією.

Після перевищення ротора потік надходить у OGV. Відрив потоку з'являється на передній кромці OGV (Рисунок 18, також видно на Рисунок 12 (с)): Таким чином, будуть великі втрати падіння. Це особливо сильно в районі, близькому до кінчика лопаті, завдяки ефекту зазору наконечника, що створює погане керівництво лопатей та посилює відтік потоку.

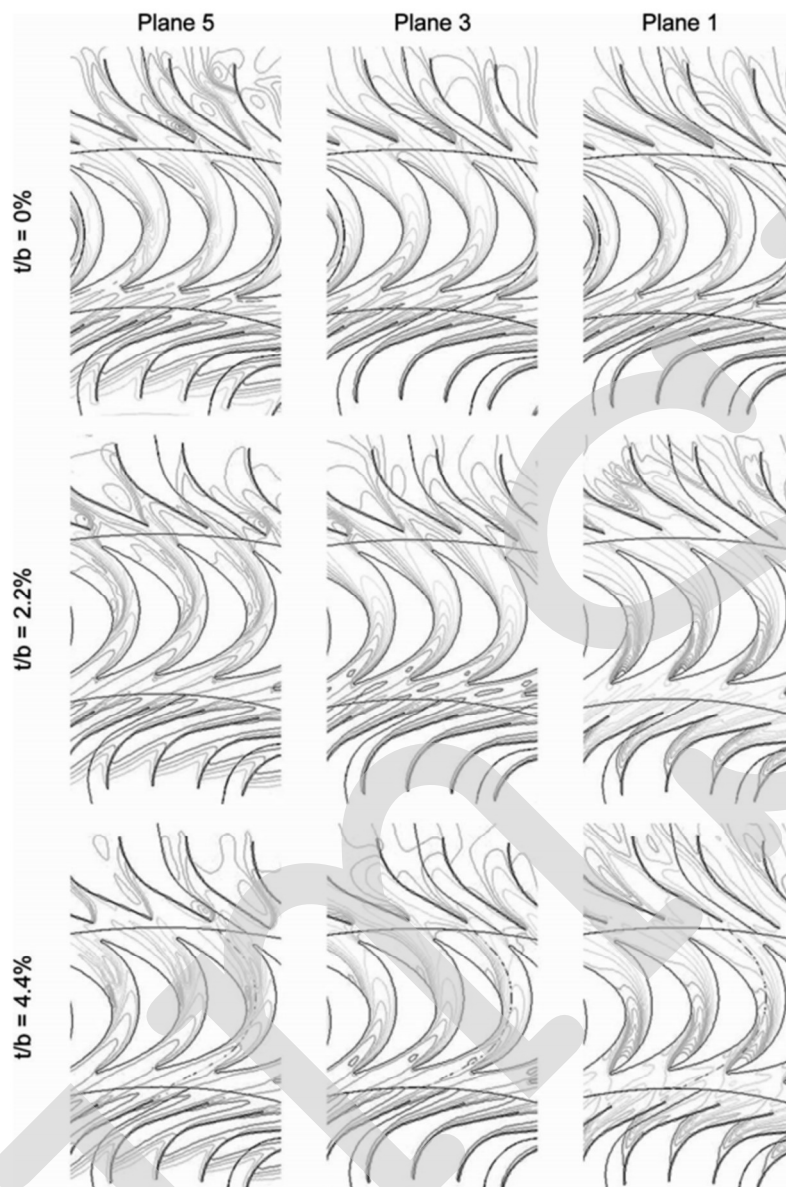


Рисунок 18 - Контури загального тиску в площинах ХУ для відтоку: $\varphi \sim 2,6$, діапазон = -900 / 1500 Па та масштаб = 120 Па / ізолінія

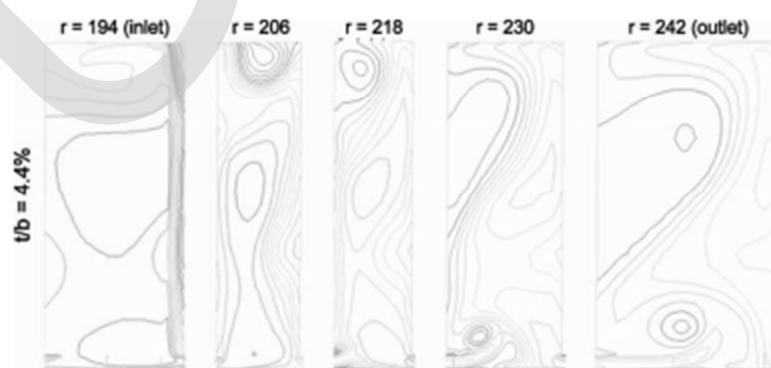


Рисунок 19 - Контури загального тиску в радіальних поперечних поверхнях всередині ротора для випуску: $\varphi \sim 2,6$, шкала = -900 / 1500 Па та 120 Па / ізолінія

SUMS

1.2.5 Висновки

У цій роботі була використана раніше затверджена чисельна модель для проведення аналізу структури потоку всередині радіально-імпульсної турбіни. Аналіз є глибшим за інші, доступні в бібліографії, і зосереджений на впливі розміру зазору кінчика.

Показано, що потік лопатки шкідливий для всіх елементів турбіни. Це посилює відтік потоку, спричинений сильною кривизною лопаті та лопаток, створюючи гідравлічні втрати в області, близькій до кінчиків. Це особливо пошкоджує ротор, оскільки зменшує обмін енергією.

Більше того, цей відтік потоку впливає на наведення лопаток і лопатей біля їх кінчиків, і вони не можуть правильно керувати потоком в області, близькій до їх кінчиків. Це спричиняє зростання втрат падіння на вході елемента, розміщеного нижче за течією.

Тим не менш, необхідно розрізнити генерацію потоку наконечника в двох режимах роботи: робота в якості вхідної або вихідної турбіни. Було показано, що інтенсивність потоку наконечника зростає власним потоком, коли турбіна працює як вхідна турбіна. Це узгоджується з результатами, про які повідомляють інші дослідники. Однак у цій роботі показано, що, працюючи як турбіна на виході, інтенсивність потоку наконечника не зростає, як і під час продуктивності припливу. Це створюється за рахунок ефекту зішкрябування, що робить зазор наконечника вужчим.

Важливо зазначити, що ефекти, спричинені наявністю зазору наконечника, не мають прямолінійного зростання зі своїм розміром. Це важливий аспект з точки зору визначення допустимого розміру зазору наконечника. У подальшій роботі буде змодельовано більше розмірів зазору наконечника, щоб шукати це.

2 Лабіринтні ущільнення

Лабіринтні ущільнення - це ущільнення вала, що представляє собою безконтактне ущільнення у вигляді малого зазору складної звивистій форми. Ущільнююча дія ґрунтується на подовженні шляху ущільнення завдяки поперемінному розташуванню кілець на валу і нерухомому корпусі.

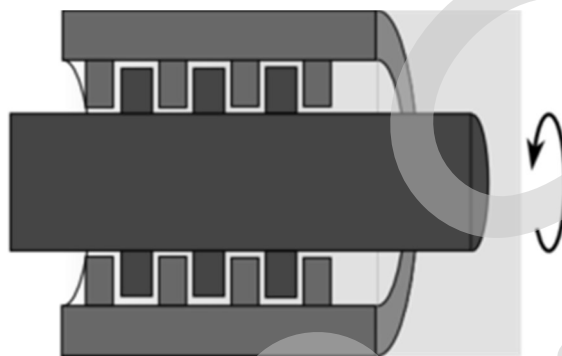


Рисунок 1 - Лабіринтні ущільнення простої форми

2.1 Принцип дії

Лабіринтові ущільнення застосовують при "високих швидкостях і температурах, коли виключена можливість установки контактних ущільнень. Лабіринтові ущільнення можуть працювати практично при будь-яких швидкостях і високих температурах. Схема дії лабіринтового ущільнення показана на рисунку 2. Лабіринтне ущільнення відокремлює порожнину А з підвищеним тиском P_A від порожнини Б з пониженим тиском P_B . При перетіканні газу через першу кільцеву щілину виникає велика швидкість, яка в кільцевій камері падає майже до нуля. У камері встановлюється тиск, знижений в порівнянні з тиском в порожнині А в результаті втрат на вихреутворенні в зазорі. Так як питома об'єм газу в камері більший питомого об'єму в порожнині А, а кількість перетікання газу за одиницю часу в силу нерозривності потоку таке ж, то швидкість в другій кільцевій щілині повинна бути вище, ніж у першій, а в кожній наступній щілині вище, ніж у попередній. Внаслідок цього перепад тиску між суміжними камерами зростає від ступеня до ступеня. При

високих перепадах тиску і великому числі ступенів в одній з щілин може встановитися критичний перепад тиску; швидкість газу досягає швидкості звуку. Усі наступні ступені в такому ущільненні зайві, оскільки вони не зменшують критичної величини закінчення, що дорівнює добутку швидкості звуку на площу перетину щілини. Число ступенів лабіринтового ущільнення визначається термодинамічним розрахунком. Лабіринтне ущільнення не може повністю виключити витікання газу. Навпаки, безперервний рух газу вздовж лабіринту лежить в основі принципу дії лабіринту і є неодмінною умовою його функціонування. Лабіринт може тільки послабити потік газу через ущільнення. Виняток представляє випадок, коли тиск в ущільнюваній порожнині циклічно коливається від максимуму до нуля. У даному випадку хвиля газу, спрямовується в ущільнення, має обмеженим запасом енергії, який може бути повністю розсіяний в ущільненні. У цих умовах лабіринтові ущільнення можуть забезпечити практично повну герметичність.

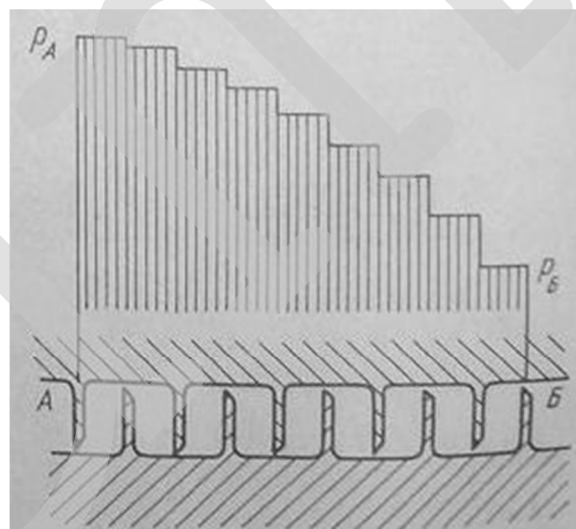


Рисунок 2 – Схема дії лабіринтового ущільнення

2.2 Переваги і недоліки

Переваги:

- Мале внутрішнє тертя змазки.
- Прості в експлуатації

- Необмеженість швидкості валу (але при великих швидкостях може бути викидання масла з зазорів).
- Простота конструкції та технології виготовлення.
- Доступність і висока варіативність у виборі матеріалу.
- Висока надійність.
- Застосування лабіринтних ущільнень забезпечує низьку витрату енергії на обертання валу.
- Обмежений вплив ущільнень на динаміку ротору.

Недоліки:

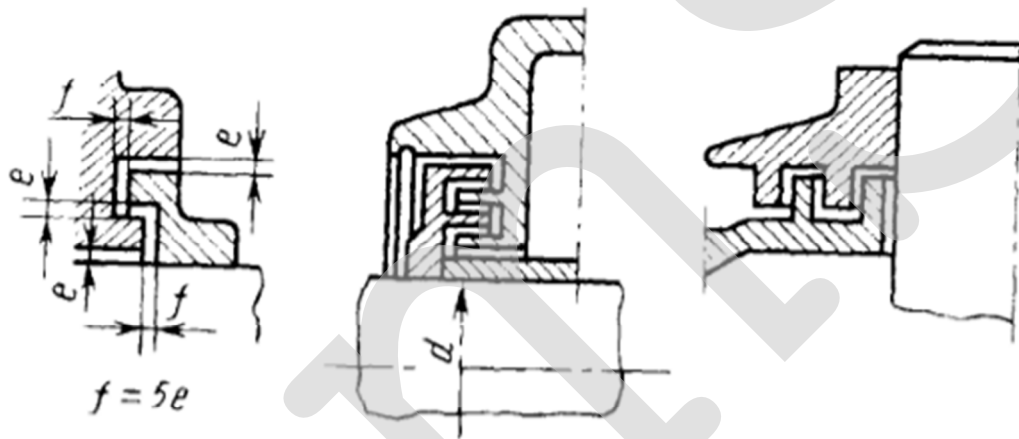
- Витоки газу.
- Зниження ефективності машини.
- Можливість забруднення, що часто є причиною пошкоджень інших критичних вузлів, наприклад підшипників.
- Складність конструкції.
- необхідність ретельного монтажу з метою збереження заданих зазорів.

2.3 Використання

Лабіринтні ущільнення застосовуються для захисту від витікання змаски і попадіння в неї вологи і бруду із зовнішнього середовища, найчастіше в комбінації з ущільненнями інших типів. Більше двох канавок роблять при дуже високих вимогах захисту і важких умовах експлуатації. Використання даного типу ущільнення обмежується екстремальними виробничими умовами, як наприклад, велика кількість обертів і високий тиск, температура, так як інакше якщо тільки мають місце високий тиск і температура, то істотно більш відповідним типом ущільнення для цих випадків є графітове ущільнення. Лабіринтові ущільнення з технічної точки зору дуже складні у виготовленні і монтажі, через це вони є досить дорогими. В якості ущільнення вала вони знайшли своє застосування у виробництві газових турбін, наприклад, в реактивних двигунах і для підвищення коефіцієнта корисної дії парових турбін

на електростанціях мають найчастіше досить складну форму. Особливим випадком застосування є використання лабіринтових ущільнень у так званих шпindelних двигунах, що досягають, залежно від конструкції, кількох сотень тисяч обертів на хвилину. У таких двигунів лабіринтове ущільнення служить одночасно рідким підшипником або відповідно гідростатичним підшипником ковзання або гідродинамічним підшипником. Вирішальною перевагою тут є екстремально низьке тертя, що робить можливим таке велике число обертів.

2.4 Основні розміри лабіринтних ущільнювачів



d	e	d	e	d	e	d	e
10; 15; 20;		45; 50; 55;		85; 90; 95;		120; 130;	
25; 30; 35;	0,2	60; 65; 70;	0,3	100; 105;	0,4	140; 150;	0,5
40		75; 80		110		160; 170	

Рисунок 3 – Основні розміри лабіринтних ущільнювачів

2.5 Форми лабіринтних ущільнень

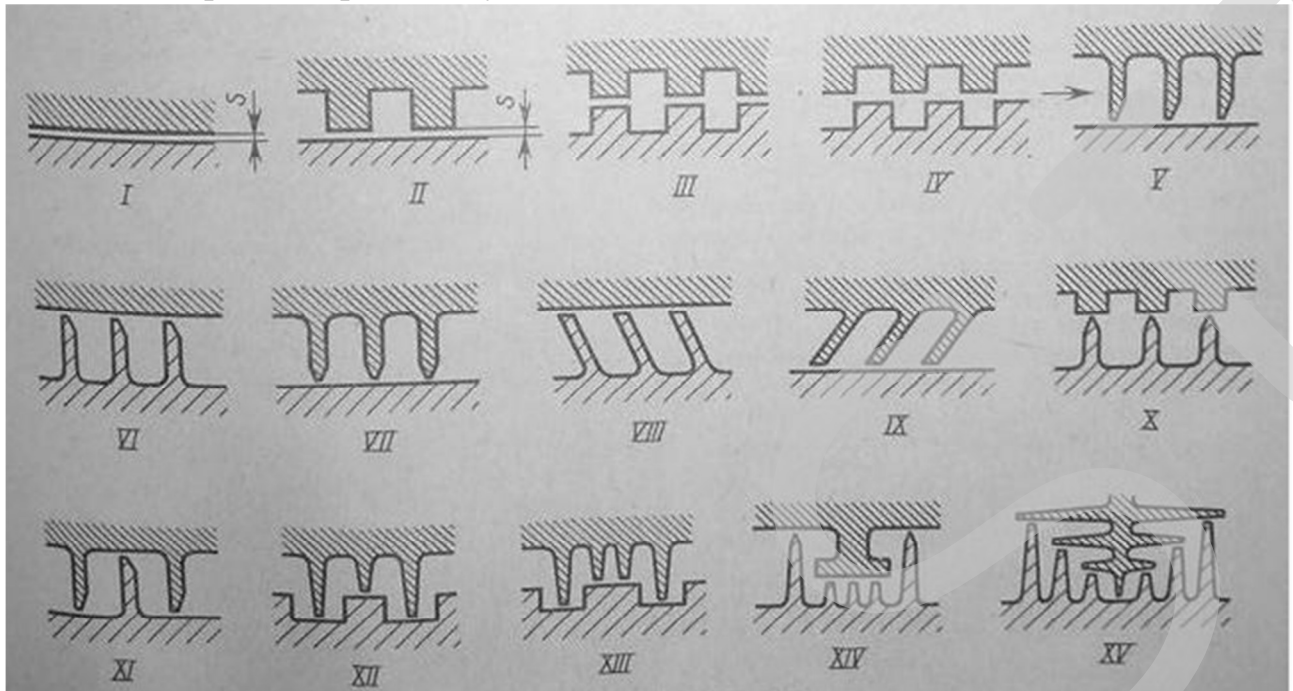


Рисунок 4 – Форми лабіринтних ущільнень

На рисунку 4 зображені (у порядку зростаючої ККД) форми лабіринтових ущільнень. На рисунку 4, I-показано проста гладку щілину; введення виступів (рисунку 4, II-IV) значно (в 2 – 3 рази) знижує витрату газу при тій же довжині ущільнення і при тому ж мінімальному зазорі s . В лабіринтах на рисунку 4, II – IV не вигідно використовуються осеві габарити. Бажано застосовувати замість виступів тонкі і високі гребінці, що дозволяють розмістити на одиницю довжини ущільнення більше число камер потрібного обсягу. Крім того, тонкі перегородки з гострими кромками, викликаючи збільшення втрат при завихренні газу, сприяють підвищенню ККД ущільнення. На рисунку 4, зображені гребінці, виконані в корпусі, на рисунку 4, VI – на валу. Кромки гребінців загострюють фаскою, спрямованої назустріч потоку газу; на рисунку 4, VII-показані гребінці з подвійною фаскою, які використовуються для двостороннього ущільнення. Подальшого підвищення ККД досягають нахилом гребінців назустріч потоку газу (рисунку 4, VIII, IX). Конструкція з похилими гребінцями в корпусі (рисунку 4, IX) володіє цінною властивістю: при випадковому доторканні об вал гребінці, нагріваючись, розкриваються, відходячи від поверхні валу і тим самим попереджаючи подальше порушення нормальної роботи. На рисунку 4, X показана конструкція, в якій поєднуються гребінці і виступи. Ця конструкція застосовна при осової і радіальної збірках. Радіальна збірка значно розширює конструктивні можливості лабіринтових ущільнень. На рисунку 4, XI показаний лабіринт, у якого гребінці вала заходять в гребінці корпусу; тут потік газу багаторазово змінює напрямок, від чого ККД ущільнення збільшується. На рисунку 4, XII – XV показані складні лабіринти з радіальним збиранням.

2.6 Дисківі лабіринтні ущільнення

При жорстких вимогах до осьових габаритах лабіринти розвивають в радіальному напрямку, виконуючи їх з двох дисків, один з яких обертається, другий нерухомий; диски постачають торцевими гребінцями, які перекривають один одного (рисунок 5). У конструкціях на рисунку, I, II, III, IV, гребінці мають властивість саморозкриватися при нагріванні. Ущільнення на рисунку, V розвинене в радіальному і осьовому напрямках. Косі лабіринти на рисунку, VI-IX складаються з двох конічних дисків з гребінцями або сходинками. У конструкціях рисунку, VII- IX гребінці – саморозкриваючі.

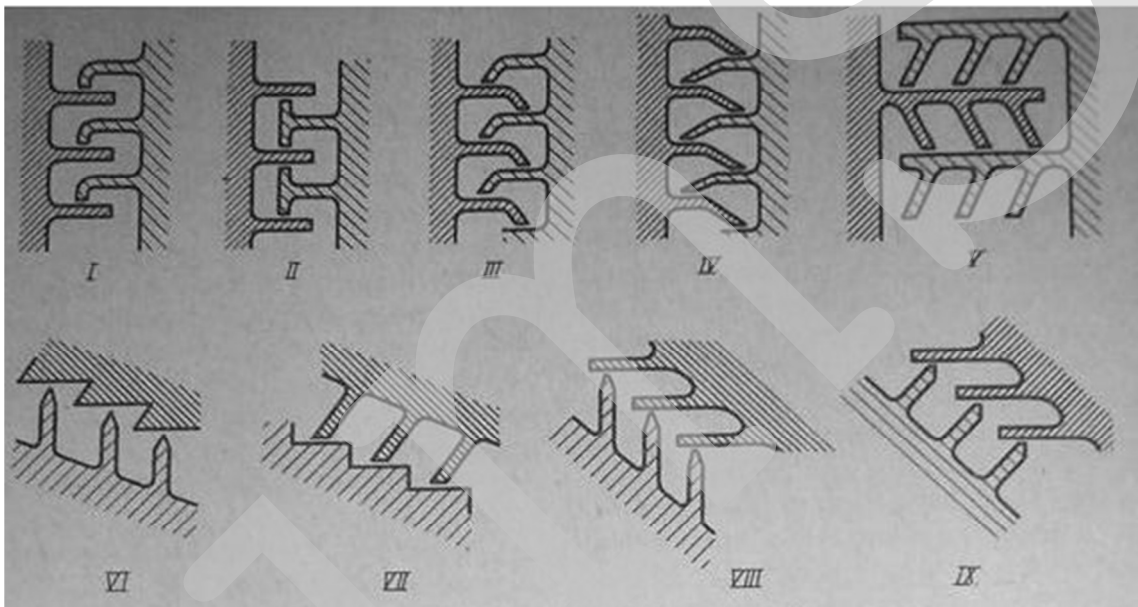


Рисунок 5 - Дисківі лабіринтні ущільнення

2.7 Розрізняють такі основні типи турбін:

- у залежності від числа ступенів – одноступеневі (одна або декілька ступенів швидкості) й багатоступеневі;
- у залежності від числа корпусів – однокорпусні, двокорпусні (ЦВТ і ЦНТ) і багатокорпусні (ЦСВТ, ЦВТ, ЦСТ, ЦНТ), одновальні та багатовальні;
- у залежності від напрямку потоку пари – осьові, або аксіальні, турбіни, в яких пара рухається вздовж осі турбіни, і радіальні турбіни, де пара рухається перпендикулярно осі турбіни;

- за принципом дії пари – активні турбіни (в яких потенціальна енергія пари перетворюється в кінетичну тільки в нерухомих направляючих решітках, а в робочих решітках кінетична енергія пари перетворюється в механічну роботу) і реактивні турбіни (в яких розширення пари відбувається і в направляючих, і в робочих решітках кожного ступеня приблизно в однаковій степені);
- у залежності від характеру теплового процесу – конденсаційні парові турбіни, в яких вся витрата свіжої пари, за винятком відборів на регенерацію, протікаючи через проточну частину і розширюючись в ній до тиску, меншого атмосферного, надходить в конденсатор, де теплота відпрацьованої пари віддається охолоджуючій воді і корисно не використовується, і турбіни з протитиском, в яких відпрацьована пара направляється до теплових споживачів, що використовують теплоту для опалювальних або виробничих цілей; конденсаційні турбіни з регульованим відбором пари, в яких частина пари відбирається із проміжного ступеня і відводиться до теплового споживача при автоматично підтримуваному постійному тиску, а решта кількості пари продовжує працювати в наступних ступенях і направляється в конденсатор, і, нарешті, турбіни з регульованим відбором пари і протитиском, в яких частина пари відбирається при постійному тиску із проміжного ступеня, а інша частина проходить через наступні ступені й відводиться до теплового споживача при більш низькому тиску;
- за параметрами свіжої пари – турбіни середнього тиску (3,43 МПа, 435°C), турбіни підвищеного тиску (8,8 МПа, 535°C), турбіни високого тиску (12,75 МПа, 565°C) і турбіни надкритичних параметрів (23,55 МПа, 560°C);
- за використанням у промисловості – турбіни стаціонарного типу з постійним числом обертів ротора (для роботи на електричних станціях) і змінним числом обертів ротора (для приводу насосів, компресорів), а також турбіни нестаціонарного типу із змінним числом обертів ротора (судові й транспортні).

3 Розрахунковий аналіз характеристик турбіни радіального потоку

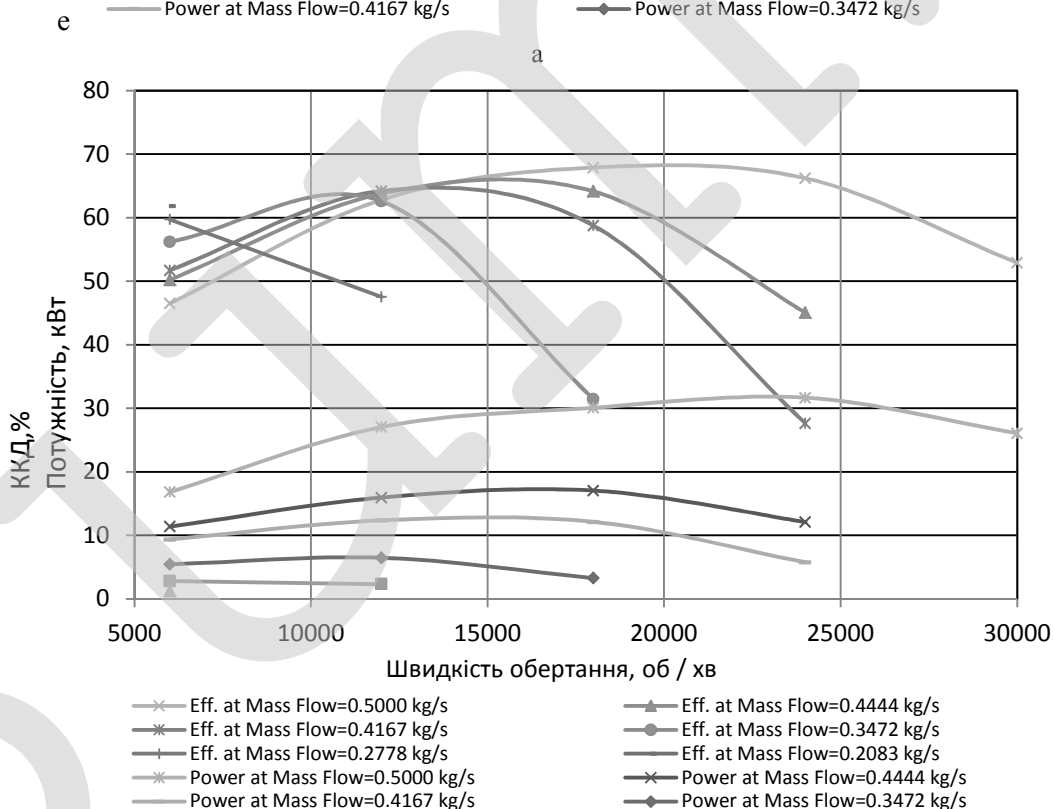
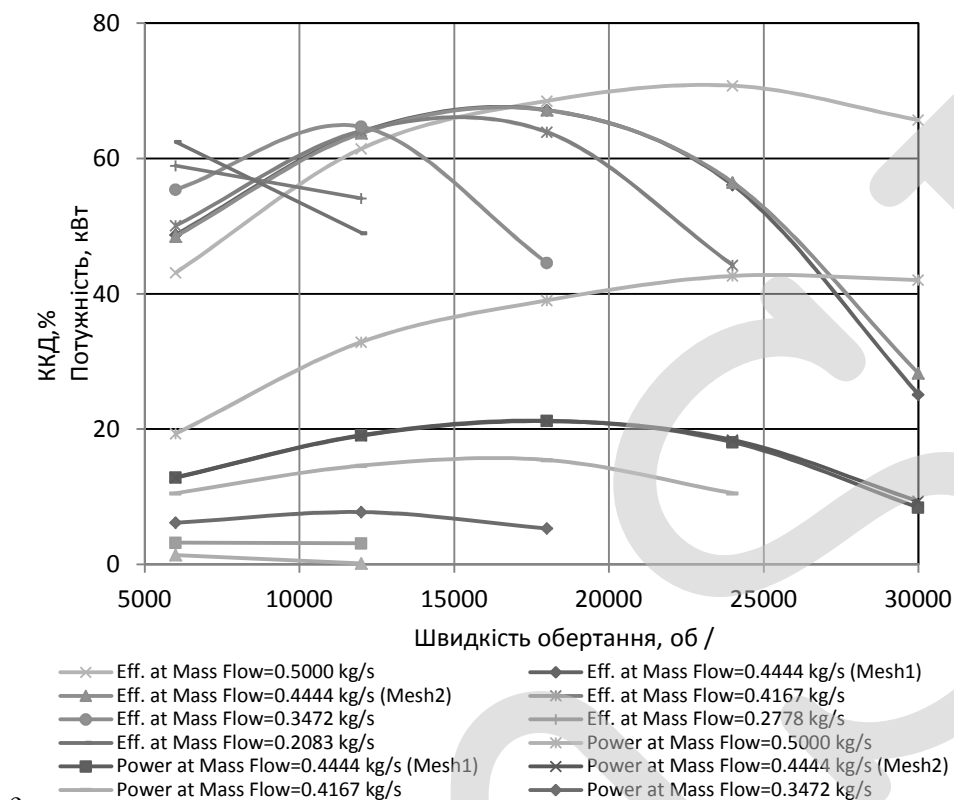


Рисунок 1 - Загальний ізентропічний ККД триступеневої турбіни та вихідна потужність в залежності від швидкості обертання при різних масових витратах:

Модель з рідиною: а - вода, ідеальний газ, b – сухий пар

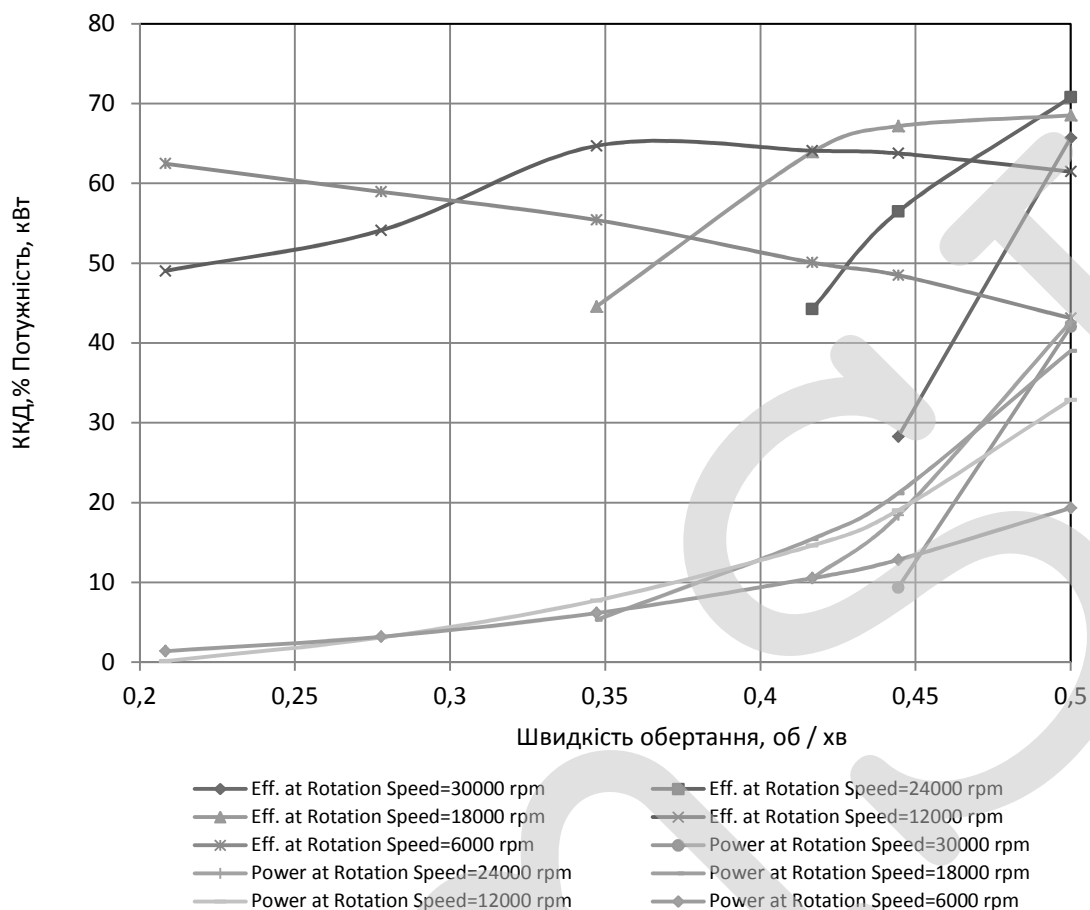


Рисунок 2 - Загальний ізентропичний ККД триступеневої турбіни та вихідна потужність в залежності від масової витрати при різних швидкостях обертання.

Модель рідини: ідеальний газ, вода

Таблиця 1 - Обчислювальні розміри осередків триступеневої турбіни з гладким зазором на вершині

	Сітка 1	Сітка 2
Статор 1	642392	961252
Ротор 1	433912	644585
Статор 2	560788	855822
Ротор 2	476076	677293
Статор 3	600892	932253
Ротор 3	588220	859996

Таблиця 2. Розрахункові розміри осередків триступеневої турбіни зі стільниковим зазором на кінці

	Сітка	Кут проходу, ступінь
Ущільнення 1	832400	1.052
Ущільнення 2	818800	0.766
Ущільнення 3	842700	0.602
Статор 1	961252	12.414
Ротор 1	630508	6.792
Статор 2	855822	7.500
Ротор 2	645807	5.070
Статор 3	932253	6.546
Ротор 3	859996	6.546
Всього	7379538	

3.1 Чисельне моделювання

Тривимірне моделювання триступеневої турбіни із зазорами лопаток було виконано за допомогою ANSYS CFX вирішувача методами обчислювальної гідродинаміки. Методом скінченних об'ємів з високороздільною центральною різницевою схемою другого порядку для дискретизації потоку розв'язувалися стаціонарні тривимірні рівняння в'язкої течії Нав'є-Стокса осередненні за Рейнольдсом, які замикалися стандартною k- ϵ моделлю турбулентності з масштабованою функцією стінки. Була визначена модель повної теплопередачі енергії з адіабатичними стінками без ковзання. Тривимірна модель геометрії трьох ступенів лопаток статора та ротора турбіни була створена програмним забезпеченням AxStream та передавалась до інструменту Blade Modeler програмного забезпечення Ansys Workbench для створення криволінійних профілів лопаток, основного та покривного дисків. Обчислювальні структуровані гекса сітки проходів лопаток турбіни були створені за допомогою сіткового генератора Ansys TurboGrid. Була використана оптимізована топологія банкоматів. Незалежність сітки перевіряється за допомогою двох різних сіток. Розрахункові розміри вічок представлені в таблиці 1. Значення зазору між кромкою лопатки і стінкою ротора та статора

становило 0,1 мм. Середній параметр y^+ пограничного шару коливався від 10 до 120 для всіх сіток. Для створення турбулентного потоку розвитку на вході першого статора і виході третього ротора каскадів турбіни були додані частини потоку, рівні половині меридіональної довжини відповідних проходів. Загальний тиск, що дорівнює 7 бар, і загальна температура, яка дорівнює 433,13 К, були задані як граничні умови на вході, масова витрата в діапазоні від 0,208 до 0,5 кг / с - як гранична умова на виході. Кожен прохід ротора турбіни та статора мав періодичний обертання та інтерфейси УІМ (узагальнений інтерфейс мережі), «заморожені» ротор / статор. Критерій збіжності дорівнював 10^{-4} для всіх залишків (середньоквадратичних значень) з фізичною шкалою часу $1 / (\text{частота обертання})$ або коефіцієнтом шкали часу 1. У процесі обчислення конвергенція за основними інтегральними характеристиками (ізоентропійний ККД, вихідна потужність та маса витрат) турбіни також регулювали швидкість потоку. У дослідженні в якості робочих рідин використовується ідеальний газ для повітря і реальна рідина для сухої пари (бібліотека Ansys CFX IAPWS EOS IF97 для термодинамічних властивостей пари).

3.2 Результати розрахунку

В роботі виконано серію обчислювальних експериментів для визначення повного ізотропного ККД розширення і потужності турбіни при різних масових витратах та зі збільшенням швидкості обертання від 6000 до 30000 об / хв. Це дозволило отримати робочу зону характеристик турбіни (Рисунок 1). Розрахунки показали, що зі зменшенням масового потоку і швидкості обертання зменшилась 0,2083 кг/с і 6000 об/хв відповідно, ізоентропійний ККД зменшується, потужність падає до нуля, а з їх збільшенням швидкість потоку зростає, а число Маха критичні значення з масовою швидкістю потоку більше 0,5 кг/с. Зі зменшенням масового витрати робоча точка характеристики ККД (точка максимального ККД) зміщується в бік меншої швидкості обертання. На Рисунках 1а, б показані ізоентропійний ККД та вихідна потужність для двох робочих рідин: ідеального газу для води та реальної рідини для сухої пари.

Характеристики з сухою парою дещо нижчі, ніж ідеальним газом. Це свідчить про те, що при практичних розрахунках необхідно враховувати модель реальної рідини. Також чисельні розрахунки та порівняння характеристик турбіни з трьома та двома ступенями (Рисунок 1) показали, що вихори утворюються на стороні тиску лопаток ротора третього ступеня, які не працюють ефективно, що суттєво знижує ККД та значення потужності всієї турбіни. Різниця між результатами, отриманими за двома різними сітками, незначна (рисунок 1 а, б). З рисунка 3 видно, що при високих швидкостях 18000, 24000, 30000 об / хв при збільшенні масової витрати різко змінюється (збільшується) ККД та потужність, але при менших швидкостях 6000, 12000 об / хв ці параметри змінюються більш плавно або навіть падають (ККД) із збільшенням масової витрати при 6000 і 12000 об / хв.

Також були проведені експерименти з трьома стільниковими ущільненнями однакової довжини та розміру комірки, які встановлювалися на частинах статора корпусу турбіни замість трьох зазорів лопаток ротора. Розташування першого стільникового ущільнення показано на рисунку 4. Розрахункові структуровані розміри шестигранної сітки та кути проходу триступеневої турбіни зі стільниковими ущільненнями представлені в таблиці 2. Для створення структурованих шестигранних сіток інструмент Ansys Meshing був використаний у програмі Ansys Workbench. Інструкція підготовлена спеціальною топологією простих блоків прямокутного перетину. Розмір комірки дорівнює 0,788 мм, глибина комірки дорівнює 0,9 мм. Розрахунки показали, що витоки в зазорі зменшуються за допомогою стільникових ущільнень. Але через значну взаємодію стільникової структури з потоком в каналі лопатки виникають додаткові втрати через тертя та утворення вихорів, що призводить до значного зменшення ККД та ефективності всієї турбіни (Рисунок 5).

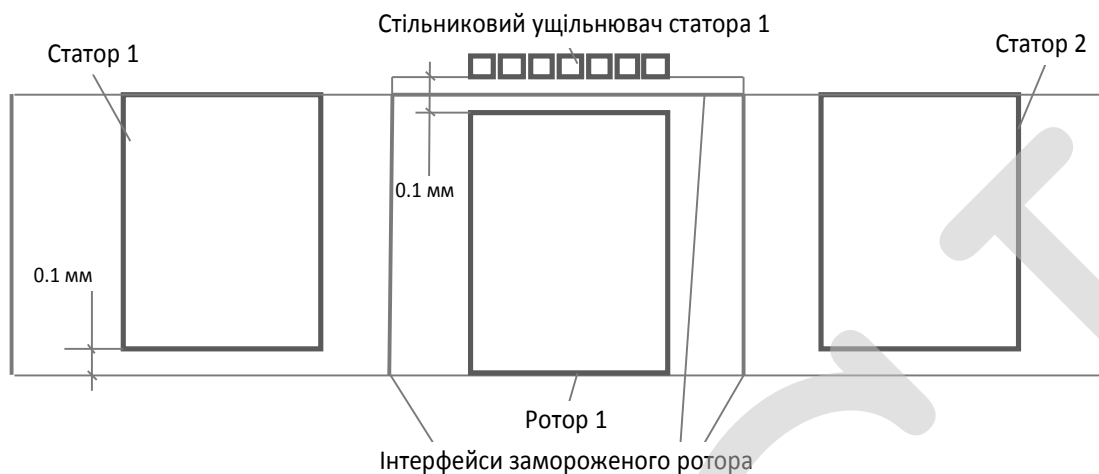


Рисунок 3 – Ескіз положення першого стільникового ущільнення

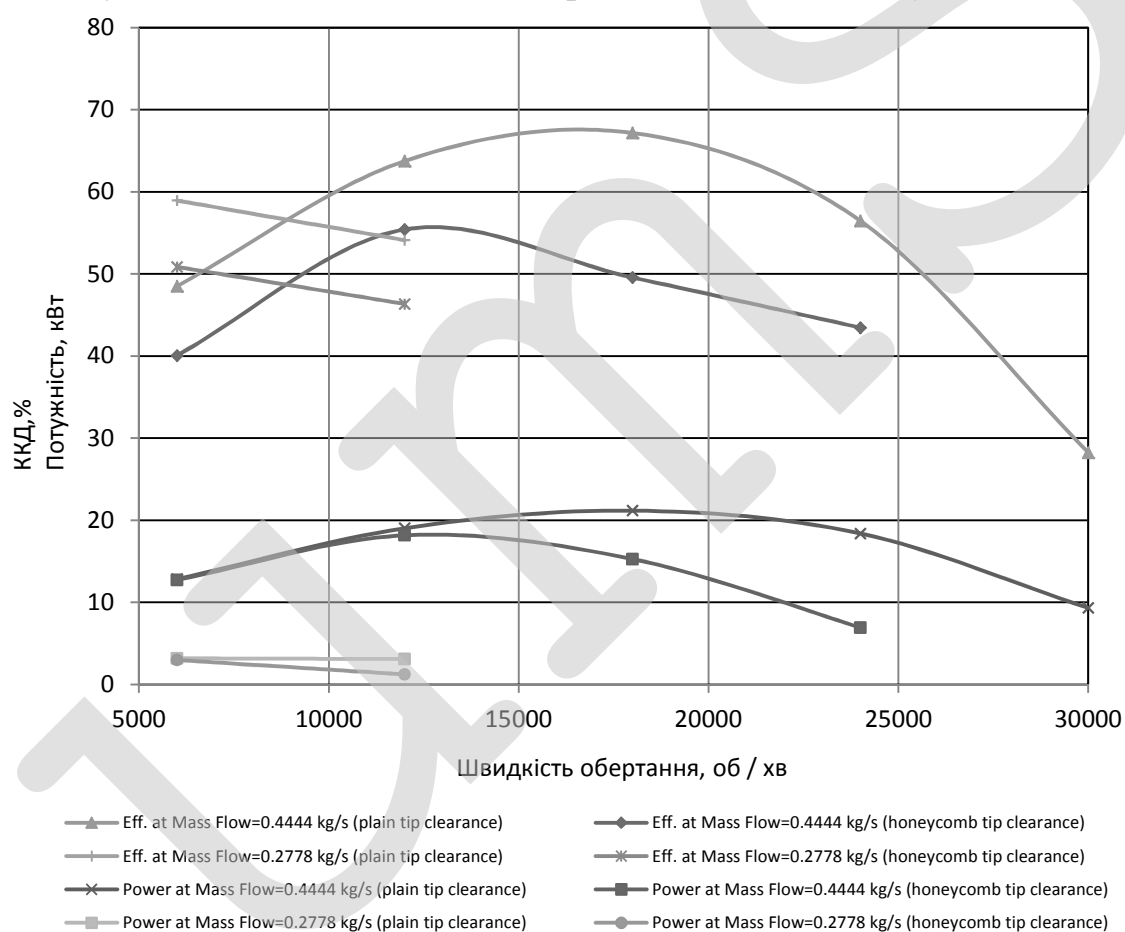
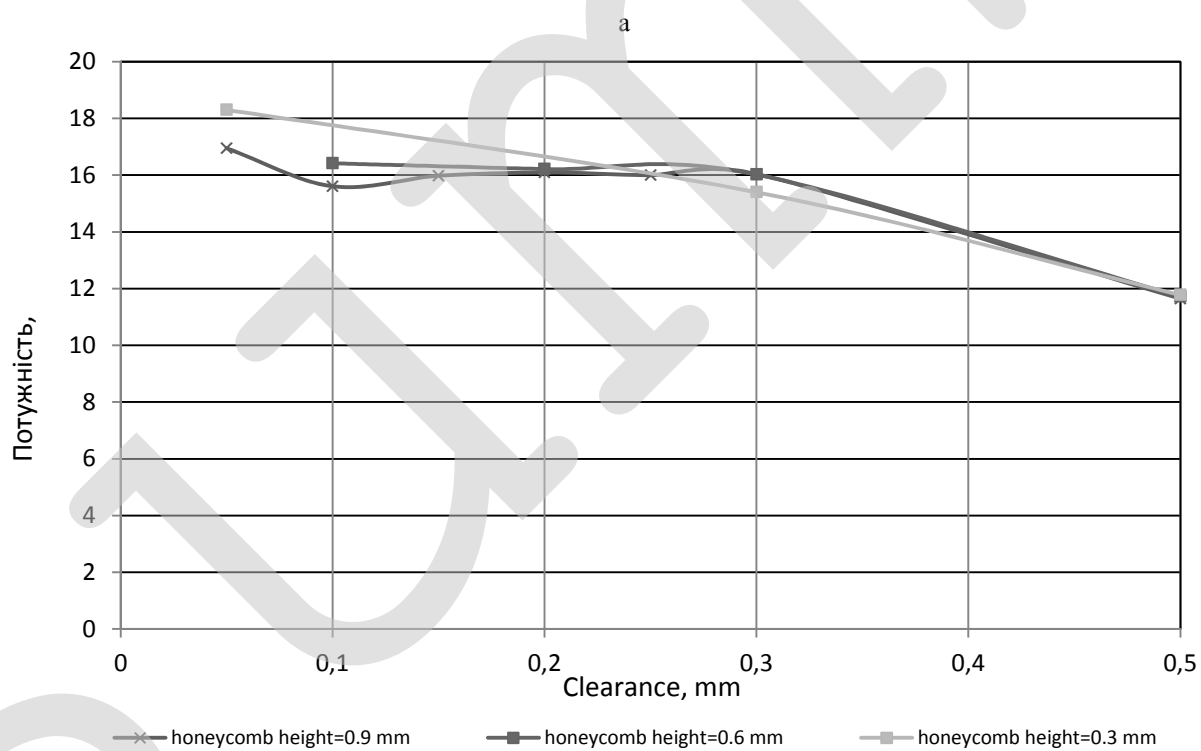
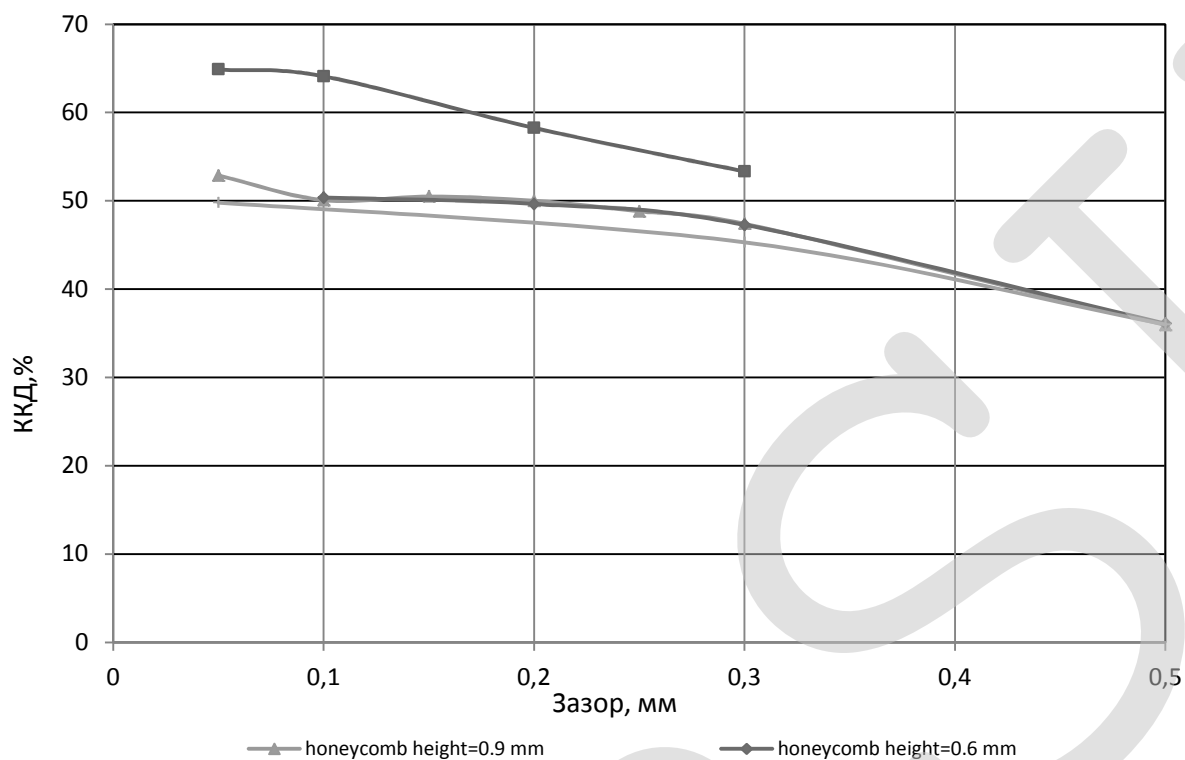


Рисунок 4 - Порівняння ізоентропічного ККД та вихідної потужності для гладких і стільникових зазорів.



б

Рисунок 5 - Ізентропічний ККД (а) та вихідна потужність (б) в залежності від зазору між лопатками при різній висоті стільника

(Масова швидкість потоку = 0,4444 кг / с, швидкість обертання = 18000 об / хв)

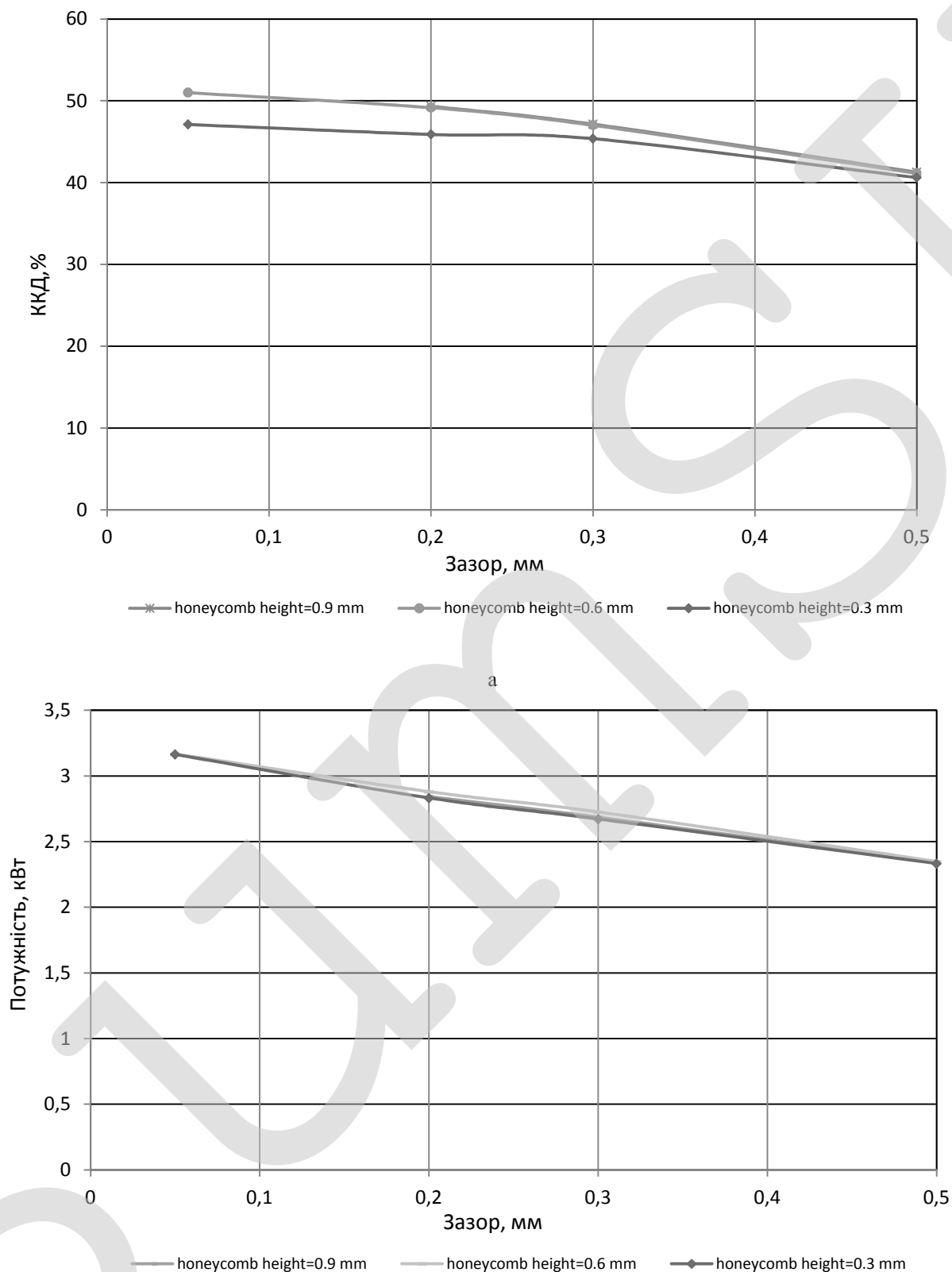


Рисунок 6 - Ізентропічний ККД (а) та вихідна потужність (б) в залежності від зазору між лопатками при різній висоті стільника (Масова швидкість потоку = 0,2778 кг / с, швидкість обертання = 6000 об / хв)

3.3 Висновки

1. Чисельне моделювання дозволило спрогнозувати ККД триступеневої радіальної турбіни із зазорами між лопаток. Робоча зона характеристик турбіни визначалася ізоентропічним ККД та вихідною потужністю. Показана неефективність ротора третього ступеня, це суттєво знижує ізоентропічний ККД та вихідну потужність усієї турбіни.
2. Використання стільникових ущільнень на корпусі статора призводить до зменшення витоків у зазорах між лопаток ротора, але через великий опір потоку потужність та ККД всієї турбіни значно знижуються.
3. Загальні рекомендації полягають в оптимізації геометрії проходу ротора третього ступеня турбіни, знижуючи втрати через утворення вихорів. А також використання стільникових ущільнень, розташованих на поверхнях кінців лопатей. Це зменшить вихрові втрати та витік у зазорі лопатці.

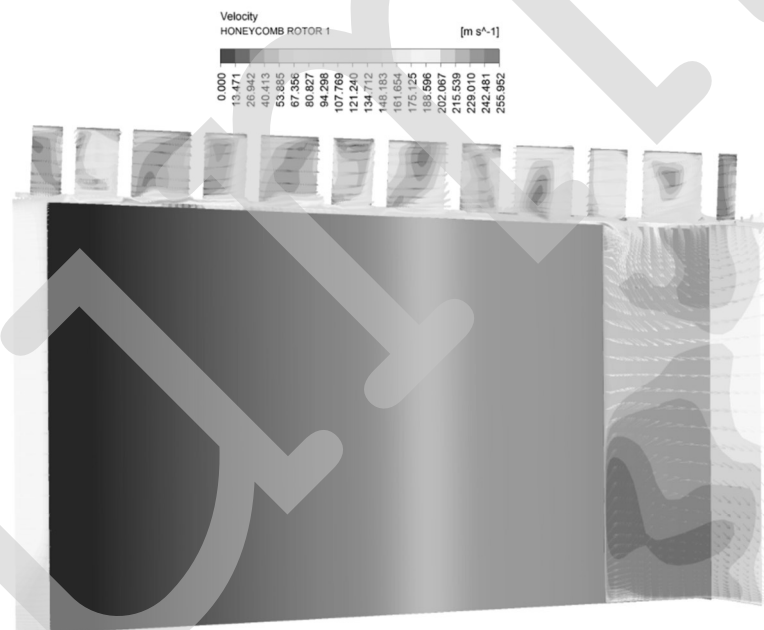


Рисунок 6.1 – Поле швидкостей для першого статора



Рисунок 6.2 – Поле швидкостей для другого статора



Рисунок 6.3 – Поле швидкостей для третьего статора

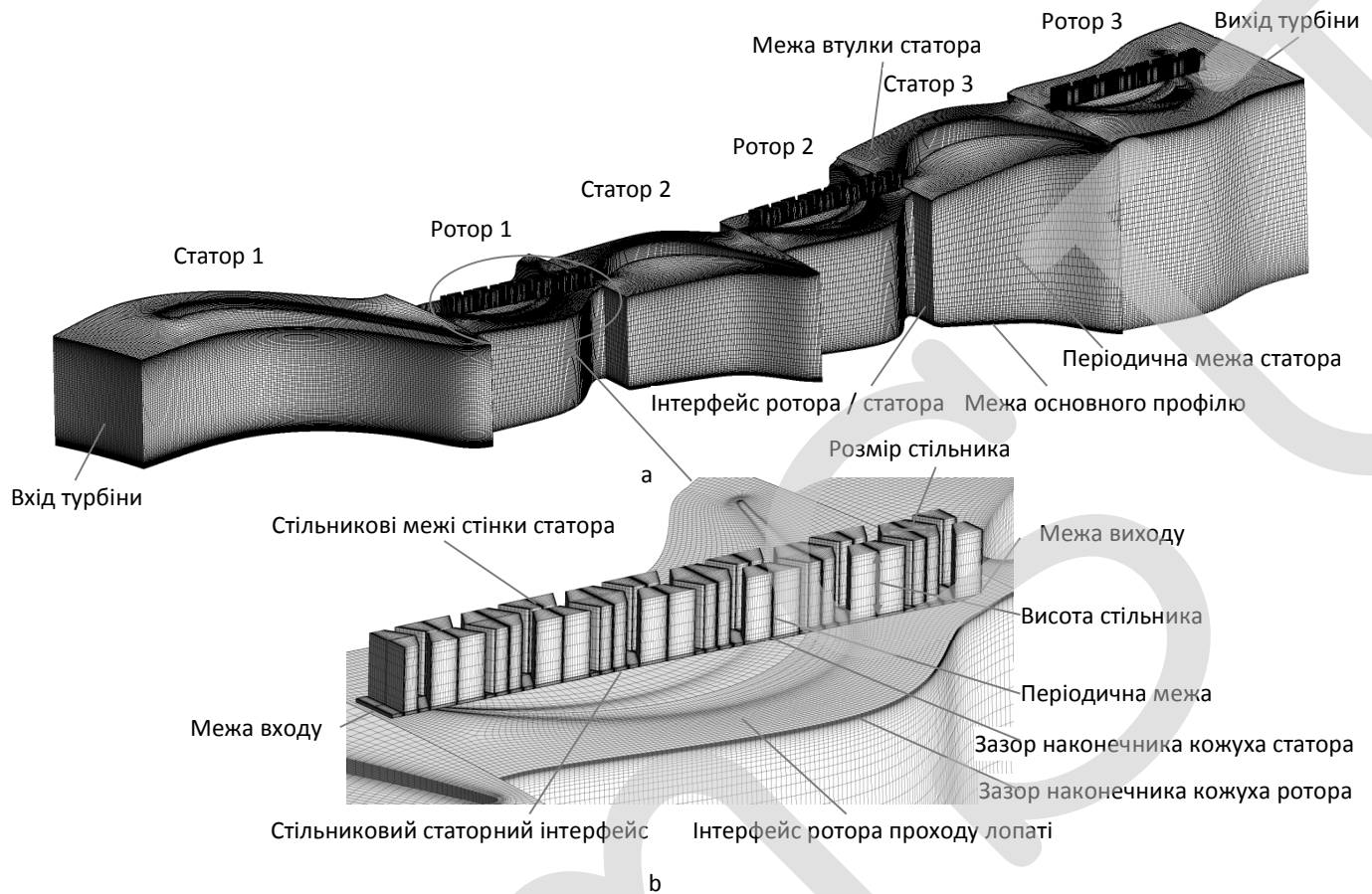


Рисунок 7 - Визначення багатоблочної шестигранної сітки та граничних умов

Рисунок 7 представляє багатоблокові шестигранні сітки та визначення граничних умов триступеневої турбіни із стільниковими конструкціями на корпусі статора замість трьох зазорів лопатки ротора. Деталі розрахункової сітки стільникового ущільнення а показані на рисунку 8 б. Періодичні граничні умови застосовувались по колу до кожного проходу лопаті та конструкції стільника. Для зменшення обчислювальної потужності завдання було розглянуто лише один сектор сітки з кутом проходу, наведений у таблиці 2. Стільникова структура представляє собою геометричний сектор з однією повноцінною стільниковою коміркою по окружній та одинадцятьма повними рядками комірок в осьовому напрямку. Розмір стільника дорівнює 0,788 мм був обраний на основі специфікації стільникової серцевини одного з виробників (Barnett Industries Inc.). Початкова висота стільника становила 0,9 мм, що відповідає рекомендаціям щодо стільникових ущільнених, які зазвичай використовують у промисловості. У напрямку потоку на вхідних та вихідних поверхнях турбіни були розміщені вхідні та вихідні межі. Кожна статорна та

роторна частина лопатей турбінних та стільникових конструкцій були з'єднані застиглими інтерфейсами ротор / статор. Загалом обчислювальна модель мала вісім інтерфейсів ротор / статор. Були включені вхідні та вихідні межі стільникових ущільнень до відповідних інтерфейсів статор1 / ротор1 / статор2 / ротор2 / статор3 / ротор3. Кромка лопаток кожного проходу леза мала зазор. Як правило, зазор лопатки ротора включає дві частини: зазори лопатки ротора та зазори на лопатках стільника статора.

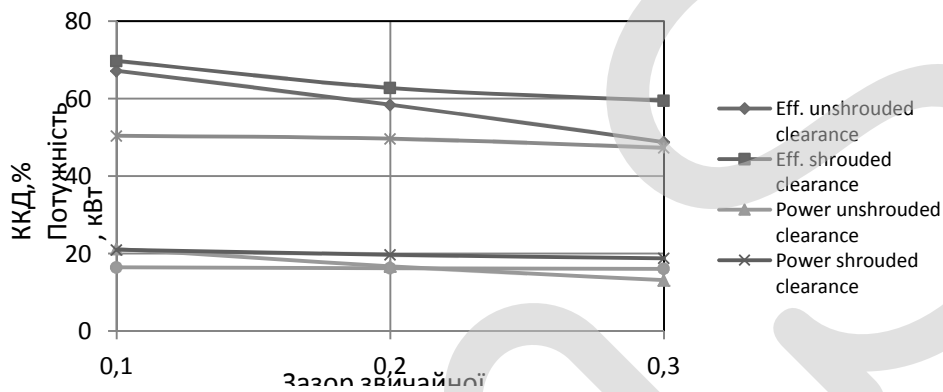


Рисунок 8 - Залежність ККД від висоти зазору

Поля розрахунків ANSYS SFX з зазором між кромкою лопатки і стінками ротора 0,1мм



Рисунок 9.1 – Поле статичної енергії в першому роторі

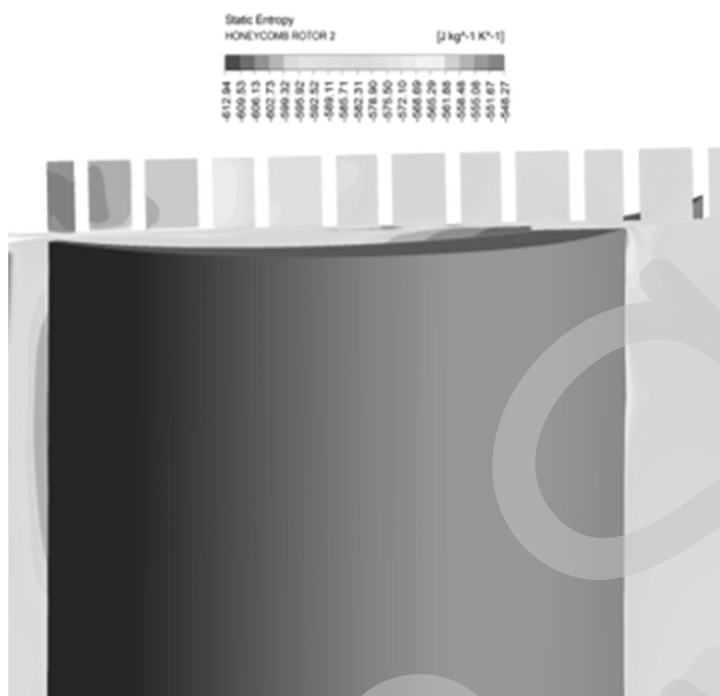


Рисунок 9.2 – Поле статичної енергії в другому роторі

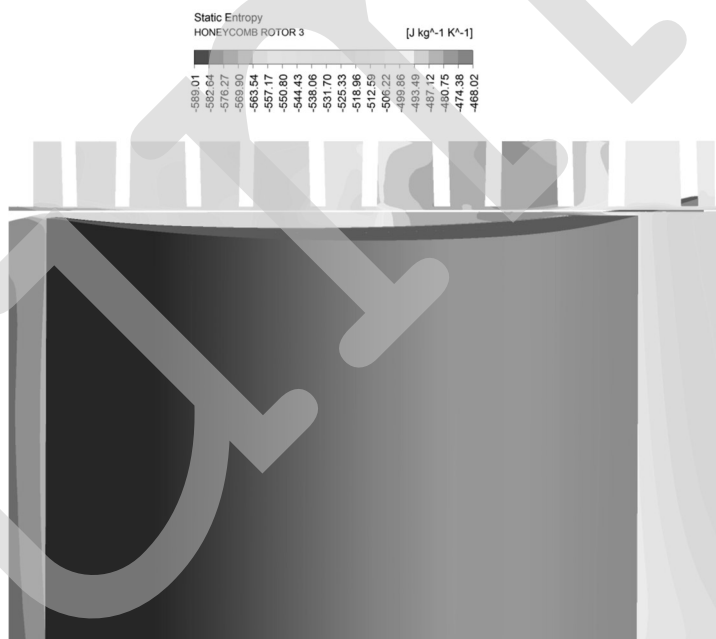


Рисунок 9.3 – Поле статичної енергії в третьому роторі

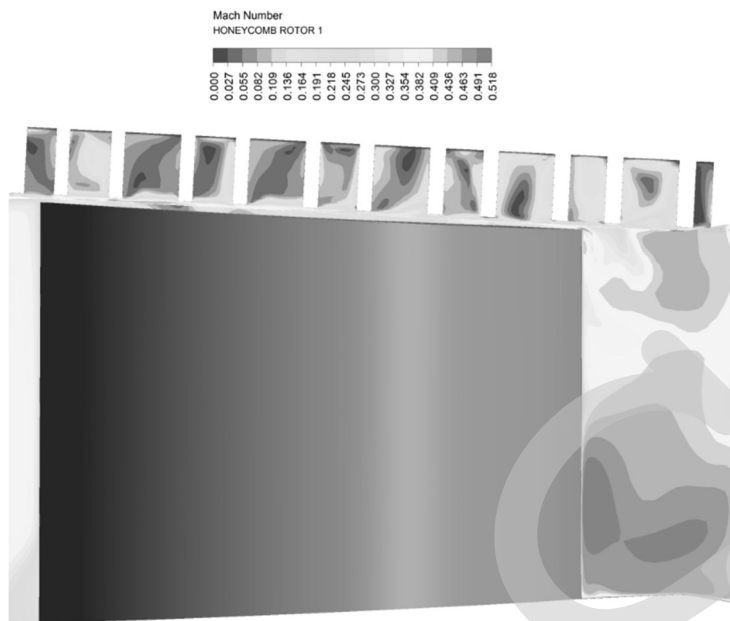


Рисунок 10.1 – Поле числа Маха для первого ротора

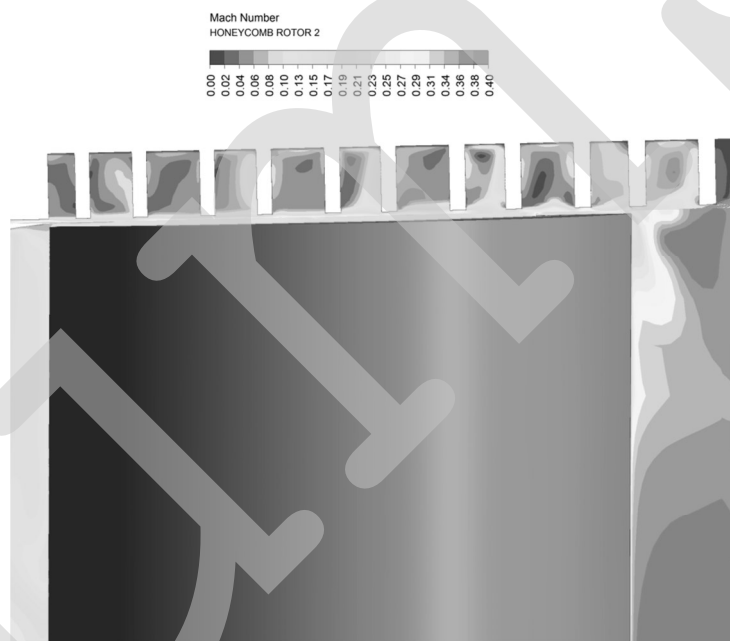


Рисунок 10.2 – Поле числа Маха для второго ротора

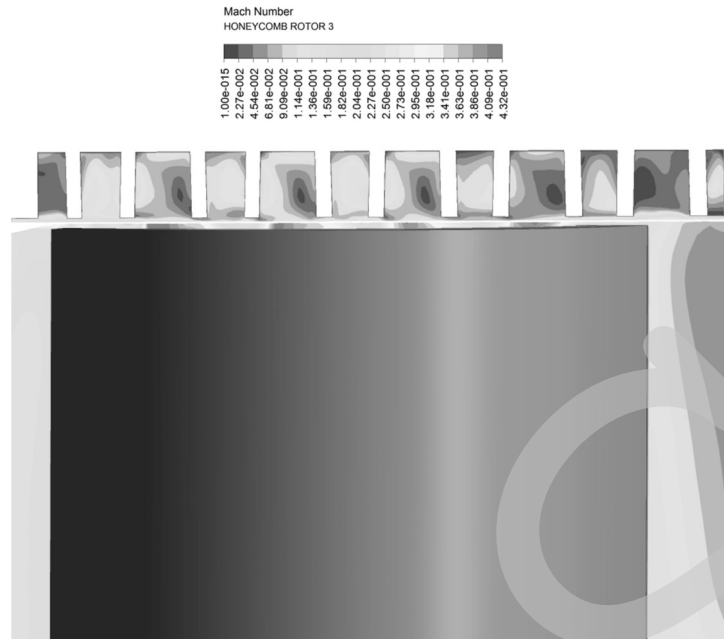


Рисунок 10.3 – Поле числа Маха для третьего ротора

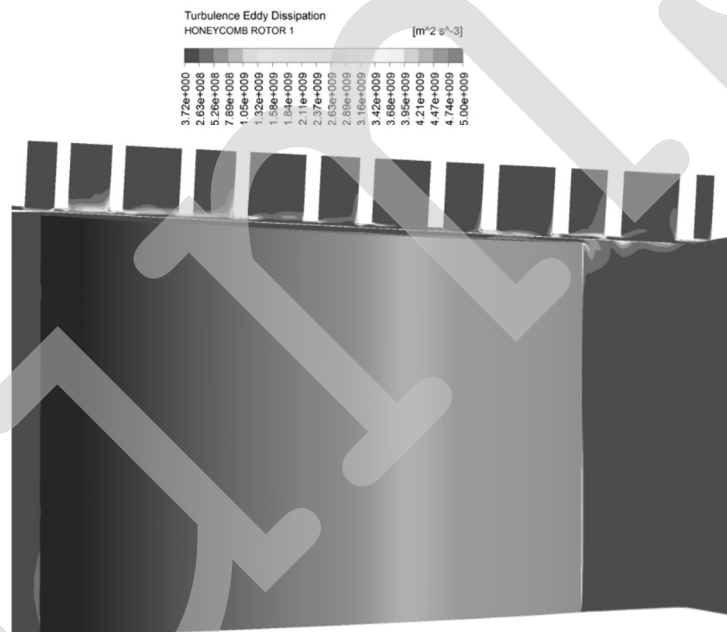


Рисунок 11.1 – Поле дисипації турбулентного вихору першого ротора

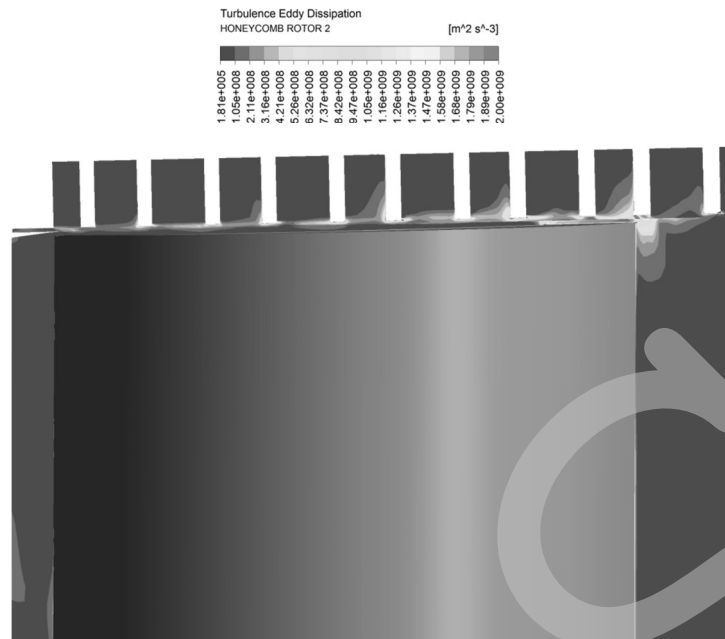


Рисунок 11.2 – Поле дисипації турбулентного вихору другого ротора

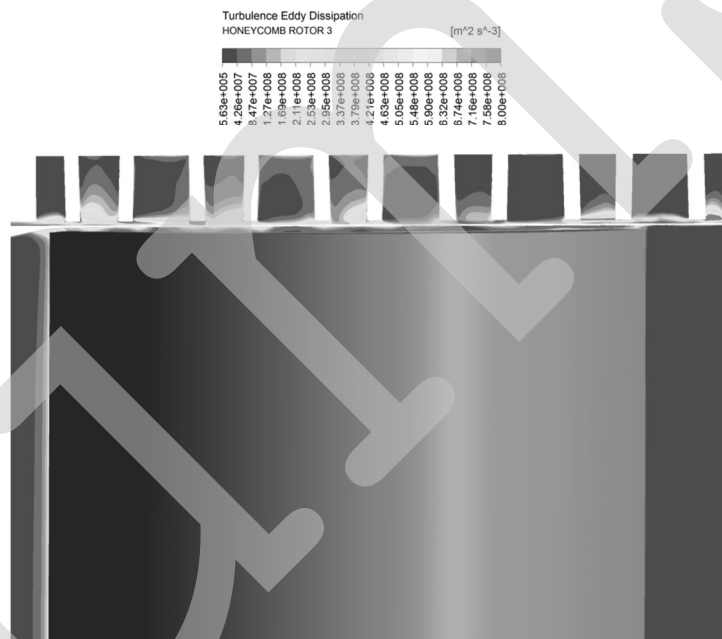


Рисунок 11.3 – Поле дисипації турбулентного вихору третього ротора

Поля расчетов ANSYS SFX с зазором между кромкой лопатки и стенками ротора 0,2мм

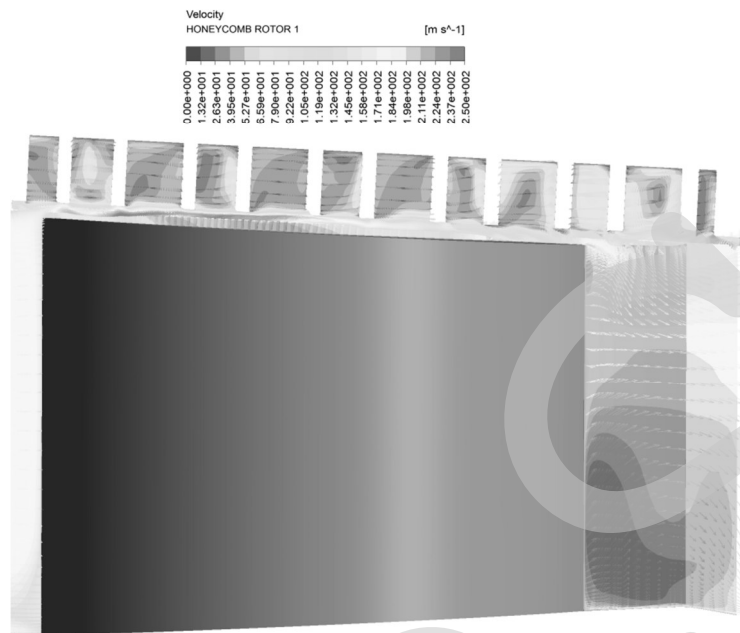


Рисунок 12.1 – Поле швидкостей для першого статора

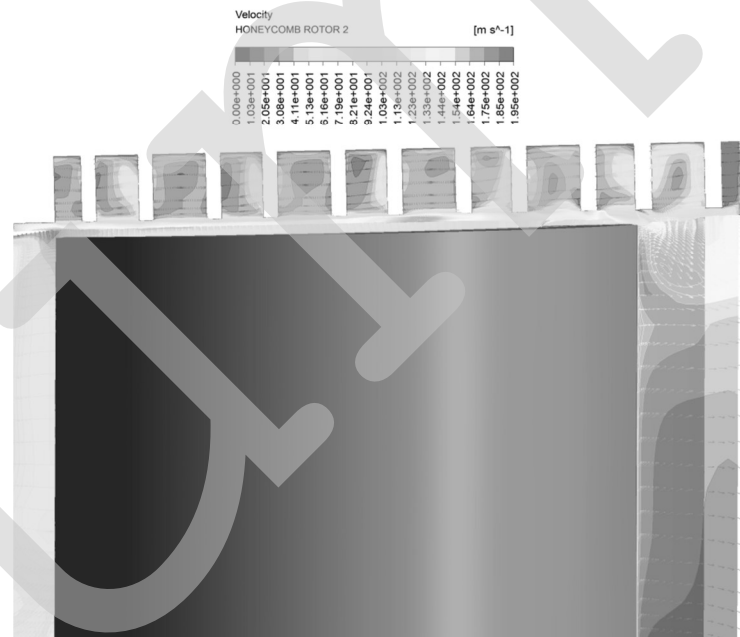
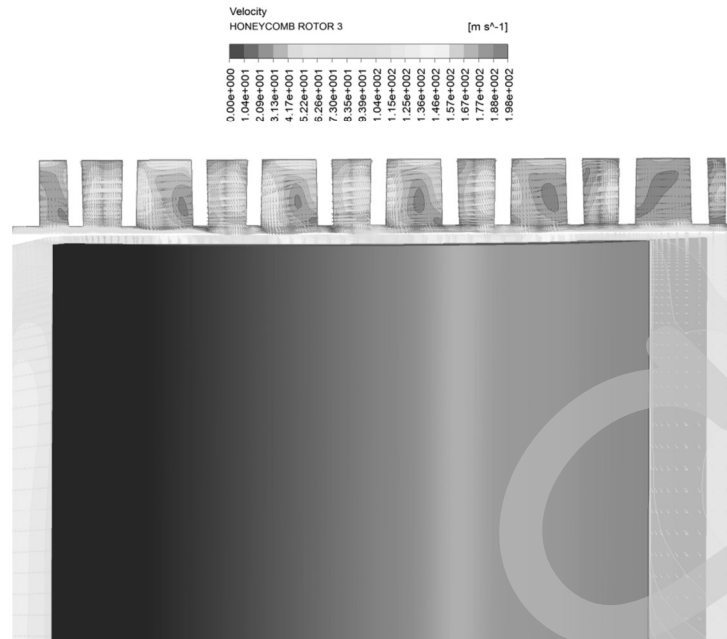


Рисунок 12.2 – Поле швидкостей для другого статора



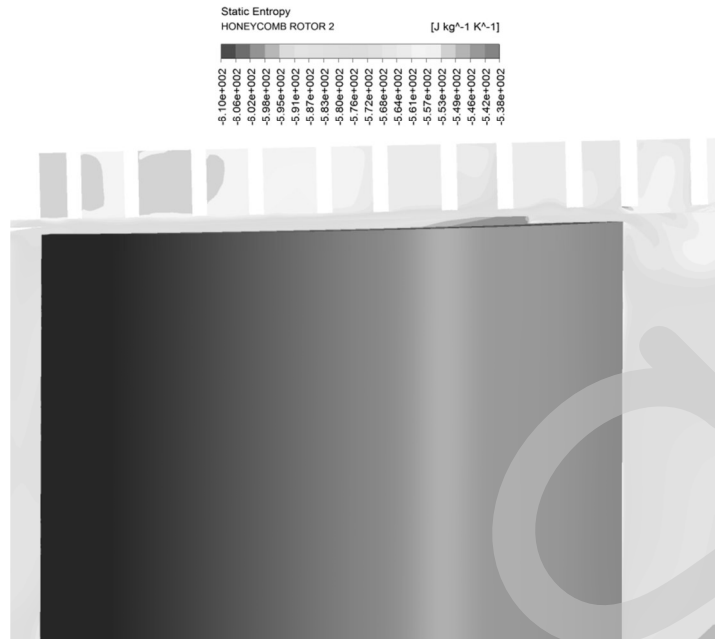


Рисунок 13.2 – Поле статичної енергії в другому роторі

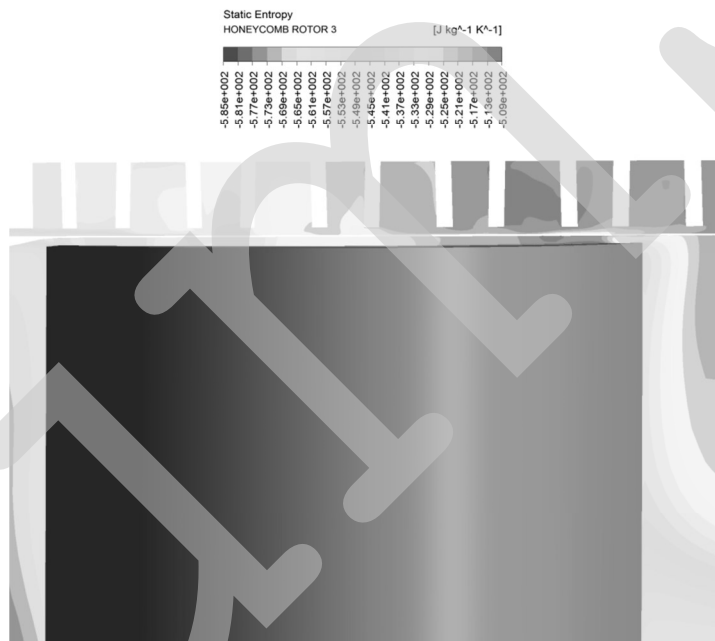


Рисунок 13.3 – Поле статичної енергії в першому роторі

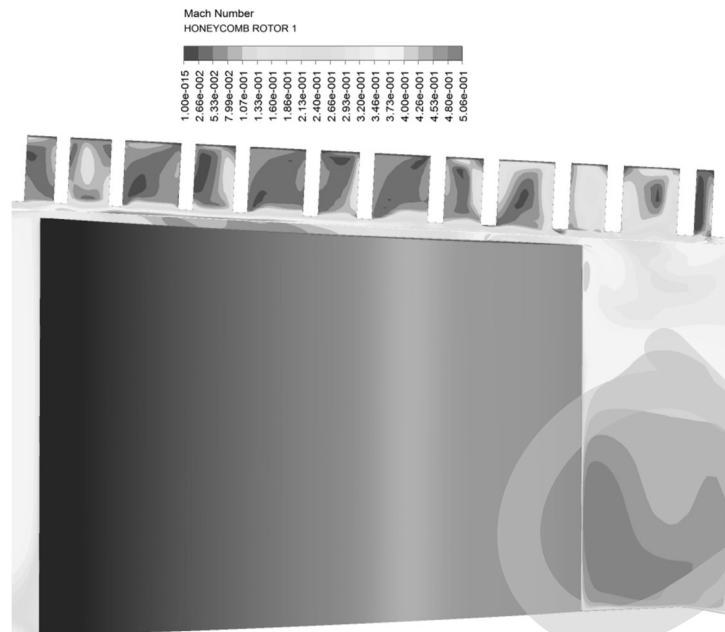


Рисунок 14.1 – Поле числа Маха для первого ротора

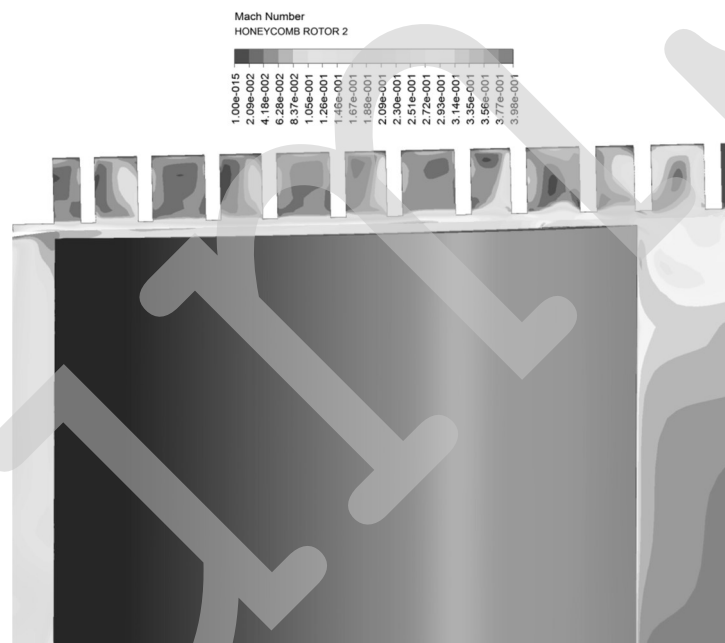


Рисунок 14.2 – Поле числа Маха для второго ротора

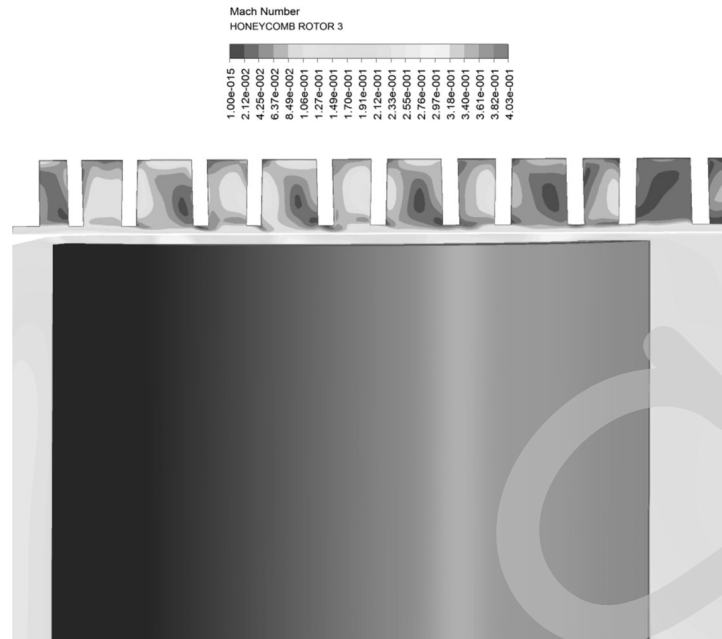


Рисунок 14.3 – Поле числа Маха для дретього ротора

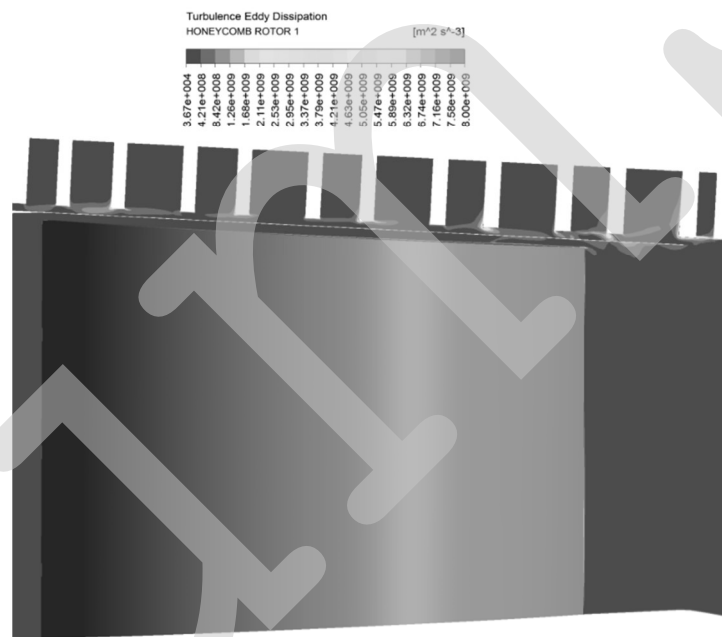


Рисунок 15.1 - Поле дисипації турбулентного вихору першого ротора

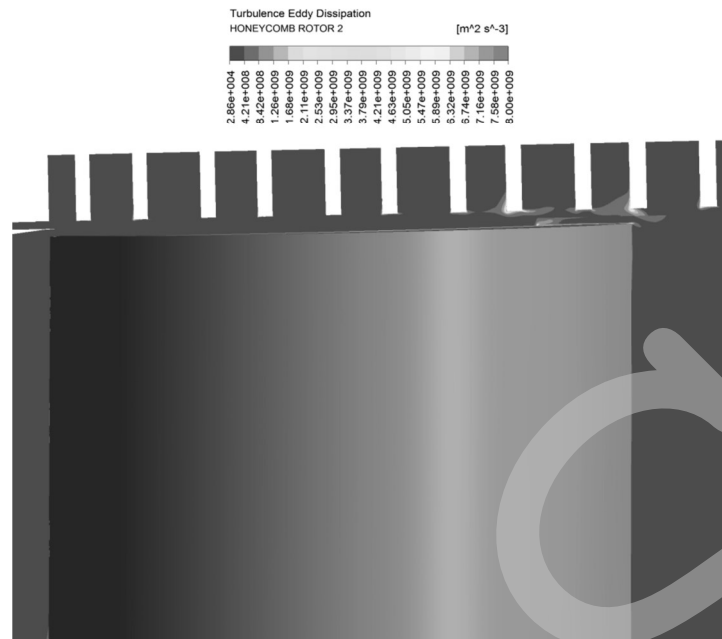


Рисунок 15.2 - Поле дисипації турбулентного вихору третього ротора

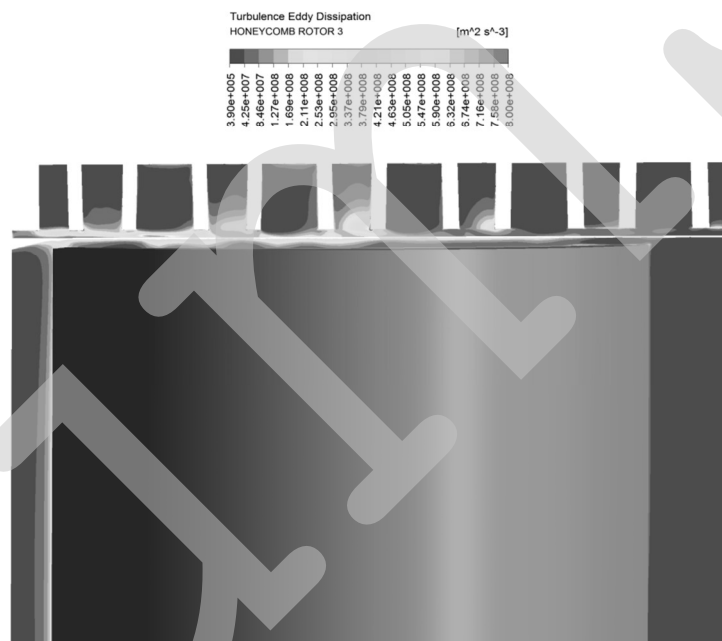
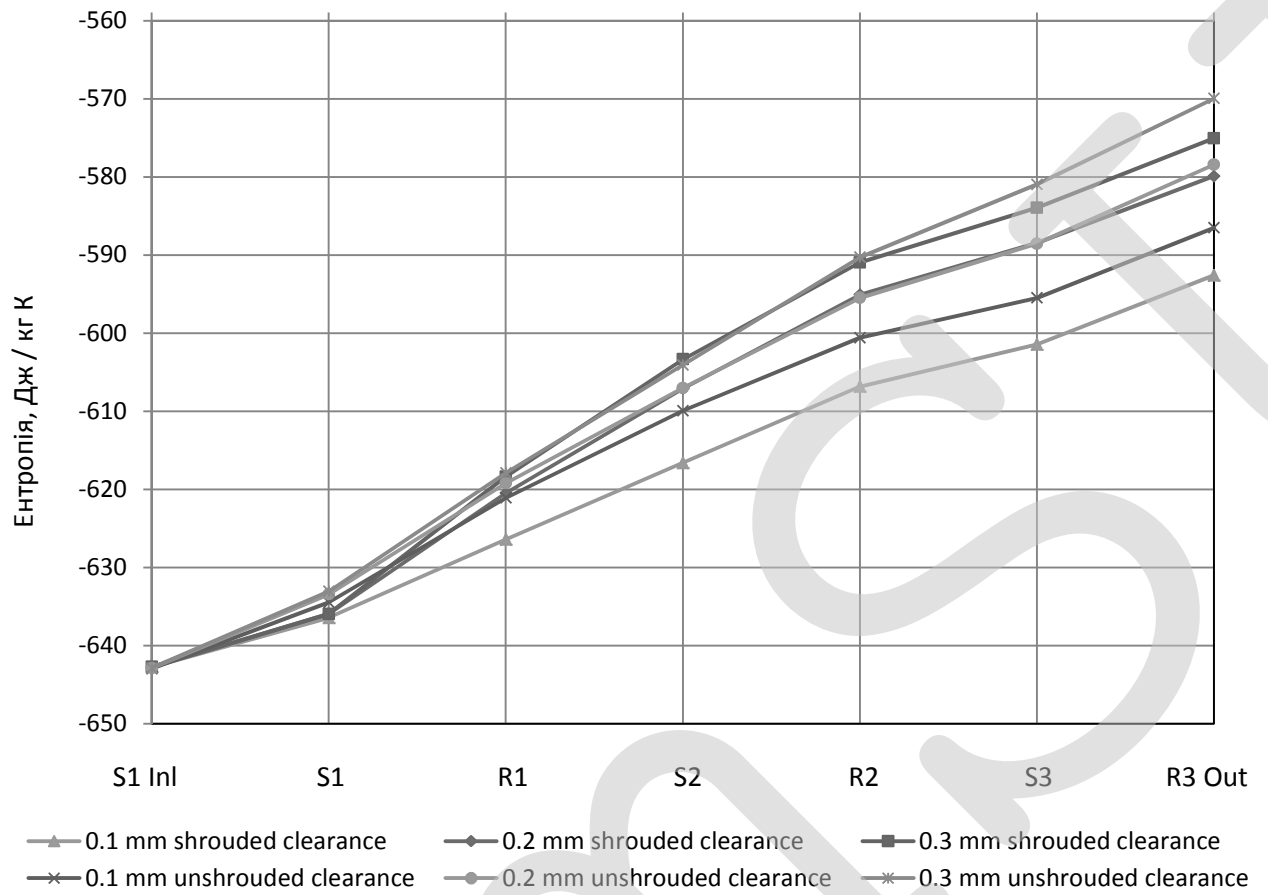
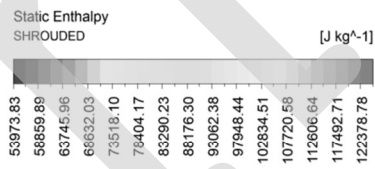
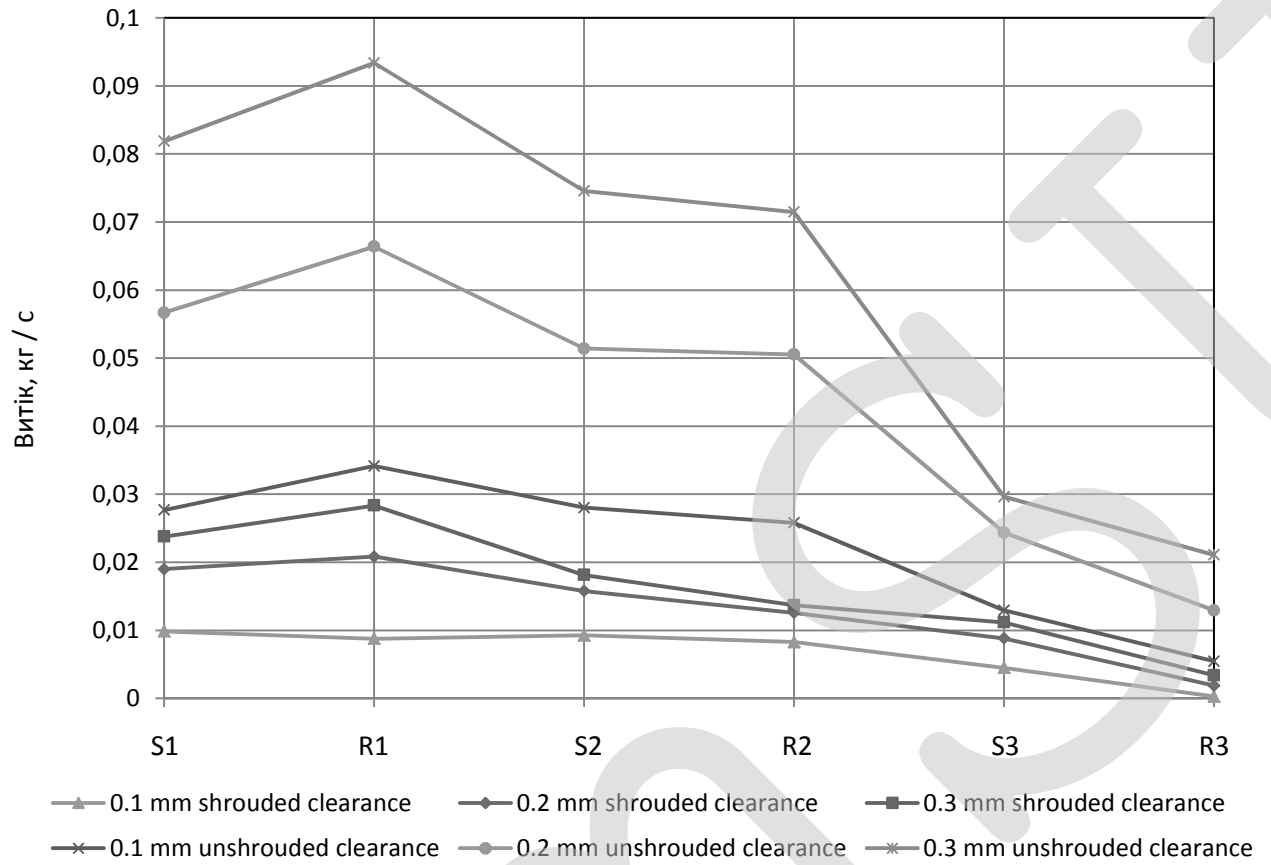
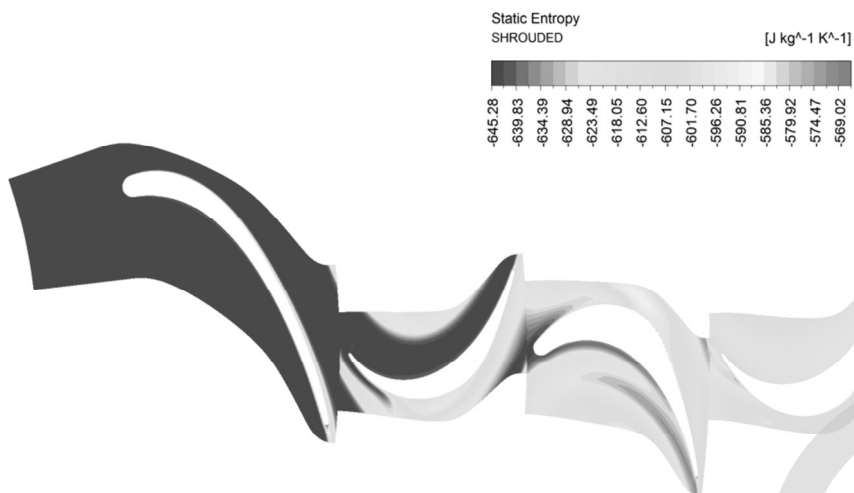


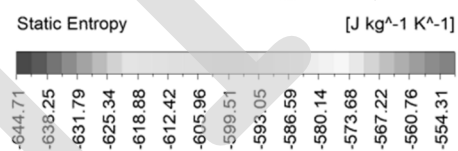
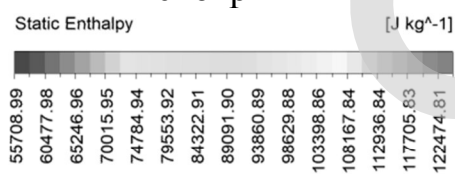
Рисунок 15.3 - Поле дисипації турбулентного вихору третього ротора

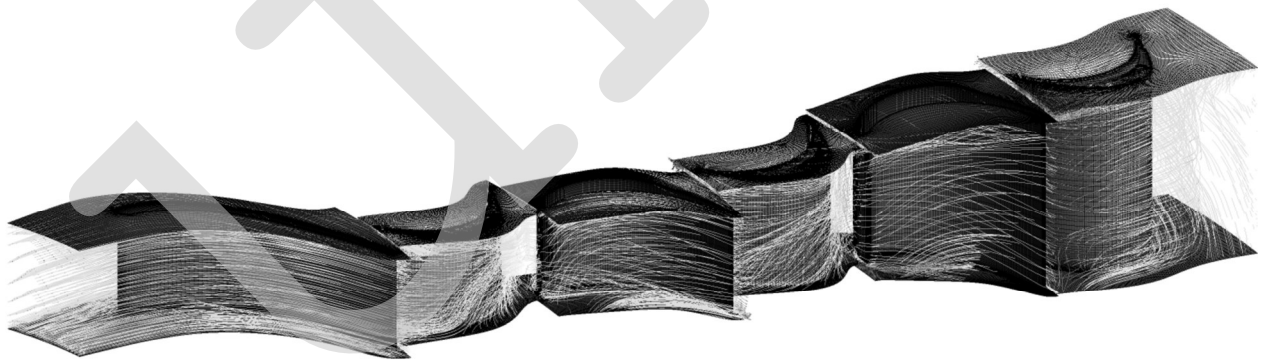
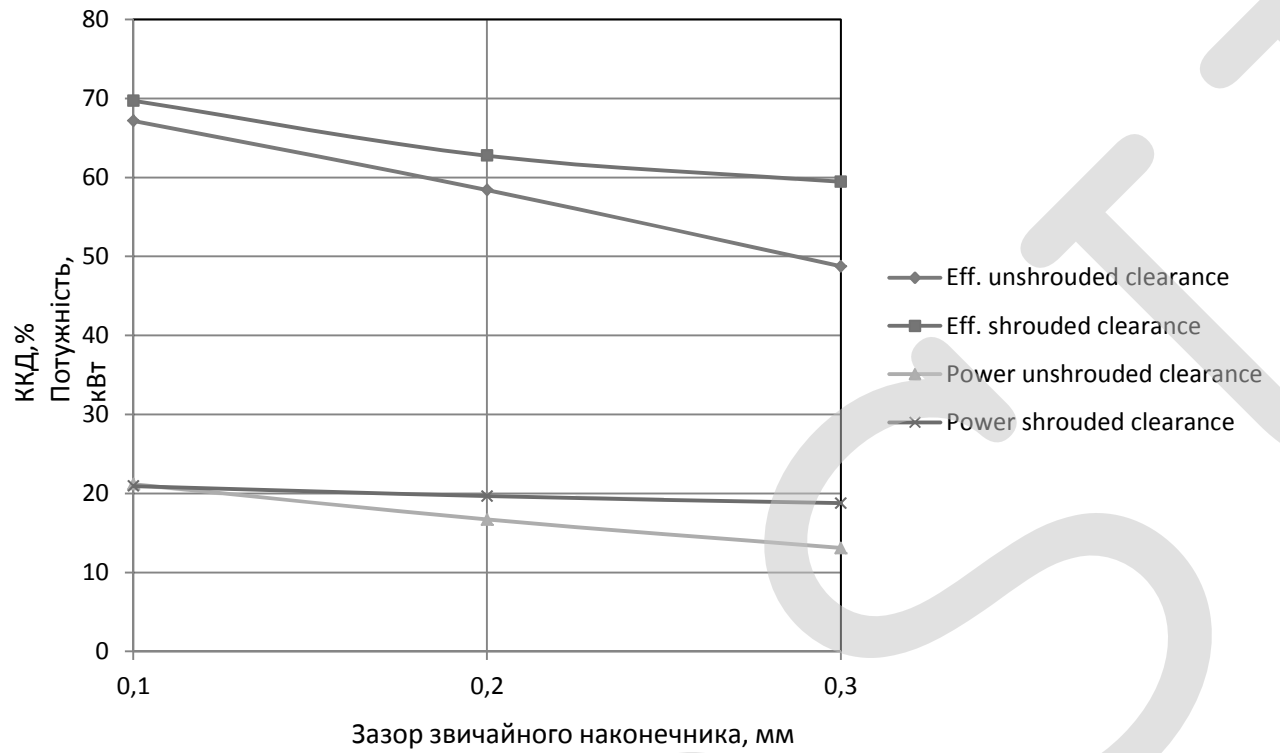






Непокрытый





Висновок

1. Розглянули лабіринтні ущільнення, принципи їх роботи, розміри та форми.
2. Потік лопатки шкідливий для всіх елементів турбіни. Це посилює відтік потоку, спричинений сильною кривизною лопаті та лопаток, створюючи гідравлічні втрати в області, близькій до кінчиків. Це особливо пошкоджує ротор, оскільки зменшує обмін енергією.
3. Загальні рекомендації полягають в оптимізації геометрії потоку ротора третього ступеня турбіни, знижуючи втрати через утворення вихорів. А також використання стільникових ущільнень, розташованих на поверхнях кінців лопатей. Це збільшить вихрові втрати та зменшить витіки у зазорі лопаткою і стінкою.
4. Розглянута CFD модель динаміки рідини.
5. Показані форми лабіринтних ущільнень.

Перелік посилань

- 1 Рагхунатан, С., 1995, “Турбіна свердловини для перетворення хвильової енергії”, с. 335–386.
- 2 el Marjani, A., Castro, F., Rodríguez, M., and Parra, M., 2008, “Чисельне моделювання в системах перетворення хвильової енергії”, *Енергія*, 33, с. 1246–1253.
- 3 Setoguchi, T., і Такао, М., 2006, “Поточний стан самовиправляючих повітряних турбін для перетворення хвильової енергії”, *Energy Convers. Управління*, 47, с. 2382–2396.
- 4 Setoguchi, T., Kaneko, K., Taniyama, H., Maeda, M., and Inoue, M., 1996, “Імпульсна турбіна з саморегульованими направляючими лопатками для перетворення хвилі: направляючі лопатки Посилання”, *Міжнар. J. Offshore Polar Eng.*, 6 (1), с. 1053–5381.
- 5 McCormick, M., Rehak, J., and Williams, B., 1992, “Експериментальне дослідження двонаправленої радіальної турбіни для перетворення енергії пневматичної хвилі”, *Матеріали OCEANS '92, Mastering the Oceans Through Technology, Vol. 2*, с. 866–870.
- 6 Кім, Т., Такао, М., Сетогучі, Т., Канеко, К., та Іноуе, М., 2001 р., “Порівняння характеристик турбін для перетворення хвильової енергії”, *Міжнар. J. Therm. Наук.*, 40, с. 681–689.
- 7 Таккер, А., і Гуріган, Ф., 2005, “Обчислювальний динамічний аналіз рідини імпульсної турбіни 0,6 м, 0,6 співвідношення концентратор-наконечник з фіксованими направляючими лопатками”, *Поновлювані джерела енергії*, 30, с. 1387–1399.
- 8 Dixon, S. L., 1998, *Механіка рідини та термодинаміка турбомашин*, Elsevier Butterworth-Heinemann, Oxford, Chap. 8.
- 9 Setoguchi, T., Santhakumar, S., Takao, M., and Kaneko, K., 2002, “Дослідження ефективності радіальної турбіни для перетворення хвильової енергії”, *Proc. Міжнародний Мех. Англ., Частина А: J. of Power and Energy*, 216, с. 15–22.
- 10 Такао, М., Фуджіока, Ю., та Сетогучі, Т., 2005, “Вплив керованих піткерованими лопатками на ефективність радіальної турбіни для перетворення хвильової енергії”, *Ocean Eng.*, 32, с. 2079–2087.
- 11 McCormick, M. E., and Cochran, B., 1993, “Дослідження продуктивності двонаправленої радіальної турбіни”, *Матеріали Європейського симпозиуму енергії хвиль*, Едімбург, с. 443–448.

- 12 Таккер, А., і Дханасекаран, Т., 2004, “Обчислювані ефекти очищення наконечника на ефективність імпульсної турбіни для перетворення хвильової енергії”, Поновлювані джерела енергії, 29, с. 529–547.
- 13 Dambach, R., Hodson, H., and Huntsman, I., 1999, “Експериментальне дослідження потоку очищення наконечників у турбіні радіального входу”, ASME J. Turbomach., 121 (4), pp. 644– 650.
- 14 Dambach, R., і Hodson, H. P., 2001. “Потік витоку наконечника в турбіні радіального впуску з різною висотою зазору”, J. Propul. Потужність, 17 (3), с. 644–650.
- 15 Перейрас, Б., Кастро, Ч., Ель Марджані, А., і Родрігес, М., 2008, “Радіальна імпульсна турбіна для перетворення хвильової енергії. Нова геометрія, »Папір ASME № OMAE200857951.
- 16 Перейрас, Б., 2008. "Дослідження радіальної імпульсної турбіни для використання енергії хвиль", доктор філософії дисертація, Університет Вальядоліда, Іспанія.
- 17 Inoue, M., Kaneko, K., Setoguchi, T., and Saruwatari, T., 1988, “Дослідження свердловинної турбіни для генерації хвилі (характеристики турбіни та конструктивний параметр для нерегулярної хвилі)”, JSME Int. J., 31, pp. 676–682.
- 18 ANSYS, 2013, «Посібник з моделювання розв’язувача ANSYS CFX».
- 19 Ейнлі Д.Г. та Mathieson G.C.R., 1951, “Метод оцінки продуктивності турбін з осьовим потоком”, R&M 2974, Рада з аеронавігаційних досліджень, Лондон.
- 20 Щоденно J.W. і Nese R.E., 1960, "Вплив розмірності камери на індукований потік та опір тертю закритого обертового диска" ASME, J. of Basic Engineering, березень, с. 217-232.
- 21 Dixon S.L., 1998, "Механіка рідини та термодинаміка машинобудування", Elsevier.
- 22 Duden A., Raab I. and Fottner L., 1999, “Контроль над вторинним мінімумом в турбінному каскаді за допомогою тривимірної конструкції повітряного крила та контурної стінки”, ASME, J., Turbomachinery, квітень, с. 191-199.
- 23 Dunham J. and Came P.M., 1970, "Удосконалення методу Ейнлі-Метъессона для прогнозування роботи турбіни", Пер. ASME, J. of Engineering for Power, липень, с. 252-256.
- 24 Еглі А., 1935, “Витік пари через залози лабіринту”, Пер. ASME, 57, с.115-122.

- 25 Frassinetti M., Rizzi D., Serafino A., Centemeri L. and Spadacini, C., 2013, "Результати експлуатації першої в світі турбіни радіального відтоку орків та її подальший розвиток", в Proc. 2-го Міжнар. Сем. на ОЦР Power Systems, жовтень, Роттердам.
- 26 Гіфтопулус Е.П. та Beretta G.P., 1991, "Термодинаміка: основи та застосування", видавнича компанія MacMillan, Нью-Йорк.
- 27 Hinze, J. O., 1975, Турбулентність, 2-е видання, McGraw-Hill, New York.
- 28 Хорлок Дж. Х., 1966, "Турбіни з осьовим потоком", Батервот, Лондон.
- 29 Kacker S.C. та Окаруи U., 1981, "Метод прогнозування середньої лінії для ефективності турбіни осьового потоку", стаття No 81-GT-58, ASME, Нью-Йорк.
- 30 Лакшмінараяна Б., 1986, "Динаміка рідини та теплообмін турбомашини", J. Wiley & Sons.
- 31 Маккі Е., 2013, «Вибір робочої рідини: найважливіший крок для успішного органічного циклу ранкіну (та ефективної турбіни)», в Proc. 2-го Міжнар. Сем. на ОЦР Power Systems, жовтень, Роттердам.
- 32 Moore, J., Shaffer, D. M., and Moore, J. G., 1987, "Рейнольдс, напруження та механізми дисипації за течією турбінного каскаду", ASME J. Turbomach., 109, pp. 258–267.
- 33 Моран М. Дж. і Шапіро Х. Н., 2004, "Основи інженерної термодинаміки", 5-е видання, Wiley.
- 34 Moustapha H., Zelesky M. F., Baines N. C. and Japiske D., 2003, "Axial and Radial Turbines", Concepts ETI.
- 35 NIST, 2013, "Довідкові термодинамічні та транспортні властивості рідини - REFPROP, версія 9.1".
- 36 Персіко Г., Піні М., Доссена В. та Гаєтані П., 2013, "Аеродинамічне проектування та аналіз відцентрового турбінного каскаду", в ASME Turbo Expo 2013, стаття No GT2013-95770.
- 37 Піні М., Персіко Г., Казаті Е. та Доссена В., 2013, "Попередній проект відцентрової турбіни для застосування в ОЦР", ASME J. Eng. Газова турба. Влада, квіт., Вип. 115.
- 38 Піні М., Спінеллі А., Персіко Г. та Ребей С., 2015, "Послідовний метод інтерполяції таблиці пошукових таблиць для моделювання потоків реального газу", Комп'ютери та рідини, січень, вип. 107, с. 178–188.
- 39 Poling B.E., Prausnitz J.M., O'Connell J.P., 2000, "Властивості газу та рідин", McGrawHill.

40 Салуччі Б., Сентемері Л., Каніато Г., 1983, "Стендове випробування органічної установки циклу ранкіну потужністю 500 кВт", Зб. З третього міжнародного семінару за результатами досліджень геотермальної енергетики ЄС, листопад, Мюнхен.

41 Сівердінг Ч.Х., 1985, "Недавній прогрес у розумінні основних аспектів вторинних потоків у проходах лопаток турбін", ASME, J. Eng. Потужність газових турбін, квітень, с. 248-257.

42 Шарма О.П. та Батлер Т.Л., 1987 р., "Прогнозування втрат кінцевої стіни та вторинних потоків в каскадах турбін осьового потоку", ASME, J., Turbomachinery, квітень, с. 229-236.

43 Spadacini C., Centemeri L., Xodo L.G., Astolfi M., Romano M.C. та Macchi E., 2011, "Нова конфігурація для органічних енергетичних систем циклу Ренкіна", у Proc. 1-го Міжнар. Семінар з питань енергетичних систем ОЦР, вересень, Делфт.

44 Спадачини К., Рицци Д., Саксилотто К., Салгаролло С., Сентемери Л., 2013, "Технологія радіального відтоку турбін: вплив на циклічну термодинаміку та механічні рідинні та ротор динамічні особливості", в Proc. 2-го Міжнар. Сем. на ОЦР Системи електропостачання, жовтень, Роттердам. Стодола А. и Левенштейн Л.К., 1927, "Парові та газові турбіни", Макгрег-Хіл, Нью-Йорк.

50. <http://ru.wikipedia.org/wiki/>

51. <http://nauka.zinet.info/6/kopey.php>

52. <http://moto.kiev.ua/issue/advice/24045110904>

53. <http://www.smalley.ru/articles/what-is-a-labyrinth-seal.html>

54. <https://www.engul.sk/ru/produkty/organicky-rankinov-cyklus>