

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ «КИЇВСЬКИЙ
ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ ФІЗИКИ**

«До захисту допущено»

В. о. завідувача кафедри

_____ Г.Є. Монастирський

(підпис)

(ініціали, прізвище)

“ 17 ” 09 2022 р.

Дипломна робота
на здобуття ступеня бакалавра

зі спеціальності 105 Прикладна фізика та наноматеріали

на тему: Ефективність газової завіси на криволінійній поверхні при подачі
охолоджувача в профільовані трикутні поверхневі заглиблення

Виконав: студент 4 курсу, групи ФФ-83

(шифр групи)

_____ Ланьков Богдан Сергійович _____

(прізвище, ім'я, по батькові)

(підпис)

Керівник: ст. викл., к. т. н. Панченко Надія Анатоліївна

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Консультант: _____

(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище, ініціали)

(підпис)

Рецензент: _____

(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

(підпис)

Засвідчую, що у цій дипломній роботі немає
запозичень з праць інших авторів без відповідних
посилань.

Студент _____

(підпис)

Київ – 2022 року

**Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»**

Навчально-науковий інститут

Кафедра прикладної фізики

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)

Спеціальність 105 Прикладна фізика та наноматеріали

(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Г.Є. Монастирський

(підпис)

(ініціали, прізвище)

«__» _____ 2022 р.

ЗАВДАННЯ

на дипломну роботу студенту

Ланькову Богдану Сергійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Ефективність газової завіси на криволінійній поверхні при подачі охолоджувача в профільовані трикутні поверхневі заглиблення

керівник роботи Панченко Надія Анатоліївна, ст. викл., к.т.н.

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

затверджені наказом по університету від «» 2022 р. №

2. Термін подання студентом роботи _____

3. Вихідні дані до роботи Геометрія конфігурації: отвори в трикутних заглибленнях з виїмкою на передній грані. Швидкість основного потоку повітря 35 м/с. Температура основного потоку повітря 30⁰С. Температура повітря, яке вдувалося 90⁰С. Параметр вдуву 0,5...2,0.

4. Зміст роботи а) виконання літературного огляду по темі дипломної роботи, постановка мети та завдань дослідження; б) огляд теоретичних основ CFD – моделювання; в) створення геометричної моделі задачі дослідження; проведення комп'ютерного моделювання; г) аналіз отриманих результатів; г) написання висновків

5. Перелік ілюстративного матеріалу (із зазначенням плакатів, презентацій тощо)
Презентація – 22 слайда аркушів А4

6. Консультанти розділів роботи^{1*}

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання _____

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
	<i>Літературний огляд</i>	29.12.21	
	<i>Постановка мети та завдань дослідження</i>	05.02.22	
	<i>Вибір метода дослідження</i>	18.02.22	
	<i>Побудова геометричної моделі</i>	28.02.22	
	<i>Виконання комп'ютерного моделювання</i>	08.03.22	
	<i>Аналіз результатів моделювання</i>	10.04.22	
	<i>Написання висновків</i>	19.05.22	
	<i>Підготовка презентації та доповіді</i>	15.06.22	
	<i>Захист ДР</i>	23.06.22	

Студент

(підпис)

Б.С. Ланьков

(ініціали, прізвище)

Керівник роботи

(підпис)

Н.А. Панченко

(ініціали, прізвище)

1* Консультантом не може бути зазначено керівника дипломної роботи.

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка дипломної роботи за обсягом становить 58 сторінок тексту, містить 39 ілюстрацій. Для дослідження було використано 23 бібліографічних найменувань.

Метою роботи є дослідження теплофізичних закономірностей і визначення залежностей, які характеризують фізичну структуру та ефективність плівкового охолодження при подачі охолоджувача в заглиблення трикутної форми з виїмками на передній грані.

Об'єктом дослідження є процеси теплообміну та газодинаміки при плівковому охолодженні плоскої поверхні за системою отворів в трикутних заглибленнях з виїмкою на передній грані.

Предметом дослідження є фактори, що впливають на ефективність плівкового охолодження і фізичну структуру потоку при подачі охолоджувача через заглиблення трикутної форми з виїмками на передній грані.

Результати розрахунків показали, що використання такої схеми на плоскій поверхні дозволить подолати недоліки схеми з традиційними отворами без заглиблень. Враховуючи складність проведення експерименту, дослідження було виконано за допомогою комп'ютерного моделювання з використанням комерційного пакета ANSYS CFX 19.2.

Результати дослідження показали, що за середніх та високих інтенсивностях турбулентності схема плівкового охолодження з використанням трикутних заглиблень з виїмками на передній грані за прямолінійної та випуклої поверхні ефективність плівкового охолодження зменшується.

Ключові слова: *плівкове охолодження, адіабатна ефективність, трикутні заглиблення, фактор турбулентності, параметр вдуву, випукла поверхня, прямолінійна поверхня.*

SUMMARY

The explanatory note of the diploma work by volume is 58 pages of text, contains 39 illustrations. 23 bibliographic titles were used for the study.

The purpose of the work is to study the thermal-physical regularities and determine the dependencies, which characterize the physical structure and efficiency of film cooling at the supply of cooling cooler in the depth of triangular form with the edges on the front face.

The object of the research is heat exchange and gas dynamics at film cooling of a flat surface on the system of holes in triangular depths with a hole on the front face. The subject of the study is factors influencing the efficiency of film cooling and the physical structure of flow at the supply of cooling cooler due to the deepening of triangular form with edges on the front face.

The results of the calculations showed that the use of such a scheme on a flat surface will allow to overcome the shortcomings of the scheme with traditional holes without depths. Given the complexity of the experiment, the study was carried out with the help of computer modeling using the commercial package ANSYS CFX 19.2.

The results of the study showed that in the medium and high intensity of turbulence the scheme of film cooling with the use of triangular depths with edges on the front face for direct and fluted surface efficiency of film cooling is reduced.

Keywords: film cooling, adiabatic efficiency, triangular, turbulence factor, injection parameter, fuse surface, rectilinear surface.

ЗМІСТ

УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ.....	8
ВСТУП	10
РОЗДІЛ 1	11
ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД	11
1.1 Газова турбіна.....	11
1.2 Цикл Брайтона	12
1.3 Зростання температури газу на вході.....	14
1.4 Охолодження лопаток ГТУ	15
1.5 Плівкове охолодження лопаток ГТУ	16
1.5.1. Віялові отвори плівкового охолодження.....	17
1.5.2. Охолодження з видувом в траншею	18
1.5.3. Кратери на виході з отворів	19
Висновки до розділу 1	21
РОЗДІЛ 2	23
МОДЕЛЮВАННЯ ПЛІВКОВОГО ОХОЛОДЖЕННЯ.....	23
2.1 Теоретичні основи моделювання	23
2.1.1 DNS моделювання.....	23
2.1.2 Метод великих вихорів (LES).....	24
2.2 Моделі турбулентності з двома рівняннями	26
2.2.1 k-ε модель.....	26
2.2.3 k-ω модель.....	28
2.2.4. SST модель (модель Ментера).....	29
2.3 Розрахункова сітка	30

2.4 Геометрична модель	32
2.5 Граничні умови.....	34
Висновки до розділу 2	34
РОЗДІЛ 3	35
РЕЗУЛЬТАТИ ТА ЇХ АНАЛІЗ	35
3.2 Прямолінійна поверхня	35
3.2.1 Графіки для ефективності охолодження	35
3.2.2 Аналіз структури потоків	37
3.1 Випукла поверхня	40
3.1.1 Графіки ефективності охолодження	40
3.1.2 Аналіз структури потоків	42
3.3 Вплив фактору турбулентності.....	46
3.3.1 Аналіз структури потоків.....	47
3.4 Порівняльна характеристика локальної ефективності схем плівкового охолодження	52
Висновок до розділу 3.....	53
ВИСНОВКИ.....	55
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	56

УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

Латинські символи:

G – масова витрата, кг/с

L – довжина отвору вдуву газу, м

T – температура, К

Tu – інтенсивність турбулентності, %

P – статичний тиск, Па

Re – число Рейнольдса

Pr – число Прандтля

d – діаметр отвору вдуву, м

k – постійна адіабати

m – параметр вдуву

s – ширина (висота) щілини, м

t – поперечний крок розташування отворів, м

u – швидкість потоку, м/с

x – поздовжня координата, м

y – координата, перпендикулярна поверхні охолодження, м

z – поперечна координата, м

Грецькі символи:

α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²К); кут нахилу отвору до охолоджуваної поверхні, град

β – кут нахилу отвору в поперечному напрямку, град

δ – товщина примежового шару, м

η – ефективність плівкового охолодження

ρ – щільність, кг/м³

ν – кінематична в'язкість, м²/с

μ – динамічна в'язкість, Па·с

Нижні індекси:

a_w — адіабатна стінка

— при наявності плівкового охолодження

— щілина

— стінка

экв. — еквівалентний розмір щілини

2 — параметри охолоджуючого потоку

ВСТУП

Газові турбіни широко використовуються в цивільній та у воєнній енергетиці, також в якості привода компресорів на магістральних газопроводах. ГТ являються одним з найбільш ефективним типів теплових двигунів та продовжує розвиватися. Висока ефективність ГТУ пов'язана з ростом температури газу на вході в турбіну.

Прикладом є українські ГТД, температура яких підтримується на рівні 1300 °C - 1400 °C. При температурі газу вище 1400 °C витрати охолоджувача для охолодження лопаток може бути 15 %. Тому, при подальшому підвищенні температури витрати охолоджувача збільшуються.

Таким чином, в інтересах відомих компаній має місце пошук альтернативних схем плівкового охолодження, що володіють прийнятними витратами охолоджувача, високою ефективністю та нескладною технологією виготовлення.

Метою роботи є дослідження ефективності плівкового охолодження при подачі вторинного потоку в заглиблення трикутної форми з виїмками на передній грані. Для виконання мети були вирішені наступні завдання:

- Побудова комп'ютерної моделі, вибір моделі турбулентності для реальних результатів та раціональних по часу розрахунків для ефективності плівкового охолодження.
- Виконання розрахунків для ефективності охолодження при подачі охолоджувача в трикутні заглиблення з виїмками на передній грані.
- Аналіз фізичної структури потоку та визначення параметрів, що особливо впливають на ефективність плівкового охолодження.
- Дослідження впливу фактора турбулентності на ефективність плівкового охолодження для прямолінійної та випуклої поверхонь.

Через складність створення експериментальної установки було вирішено для методу дослідження вибрати комп'ютерне моделювання у ПО ANSYS CFX 19.2.

РОЗДІЛ 1

ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД

1.1 Газова турбіна

Газова турбіна, яку також називають турбіною внутрішнього згоряння, є типом двигуна безперервного згоряння. Основними елементами турбіни є: верхній обертовий газовий компресор, камера згоряння, нижня турбіна.

Компресор (на турбогвинтових і турбовентиляторних двигунах) використовується для перетворення потужності в механічну або електричну форму або для досягнення більшого відношення тяги до ваги (на двигунах з форсажем).

Основною роботою газової турбіни є цикл Брайтона з повітрям як робочим тілом: атмосферне повітря протікає через компресор, що доводить його до більш високого тиску; потім додається енергія шляхом розпилення палива в повітря і його запалювання, щоб при згорянні утворювався високотемпературний потік; цей потік під тиском підходить до турбіни; невикористана енергія виділяється у вихлопних газах, які можна використовувати для зовнішньої роботи, наприклад, для безпосереднього створення тяги в турбореактивному двигуні або обертання другої незалежної турбіни (відомої як силова турбіна).

Призначення газової турбіни визначає конструкцію таким чином, що досягається найбільш бажаний розподіл енергії між тягою та роботою вала. Четвертий етап циклу Брайтона (охолодження робочої рідини) опущено, оскільки газові турбіни є відкритими системами, які не використовують повторно те саме повітря [1].

Типи газових турбін:

1) Відкритого циклу:

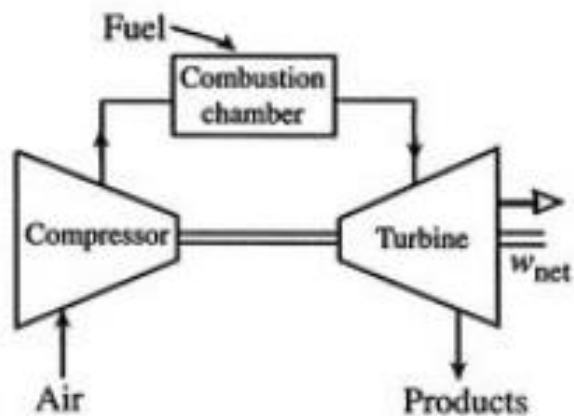


Рисунок 1.1. Схема, що працює за відкритим циклом

2) Замкнутого циклу:

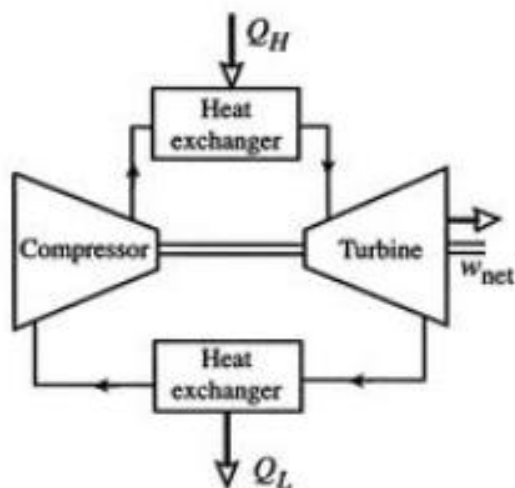


Рисунок 1.2. Схема, що працює за закритим циклом.

1.2 Цикл Брайтона

Цикл Брайтона являє собою роботу газотурбінного двигуна. Цикл складається з чотирьох процесів, як показано на рис. 1.3.:

- 1) а - б адіабатичне, квазістатичне (або оборотне) стиснення у вході та компресорі;
- 2) б - с згоряння палива з постійним тиском (ідеалізовано як додавання тепла

- з постійним тиском);
- 3) с - d адіабатичне, квазістатичне (або оборотне) розширення в турбіні та випускному соплі;
- 4) d - a охолодження повітря при постійному тиску до початкового стану.

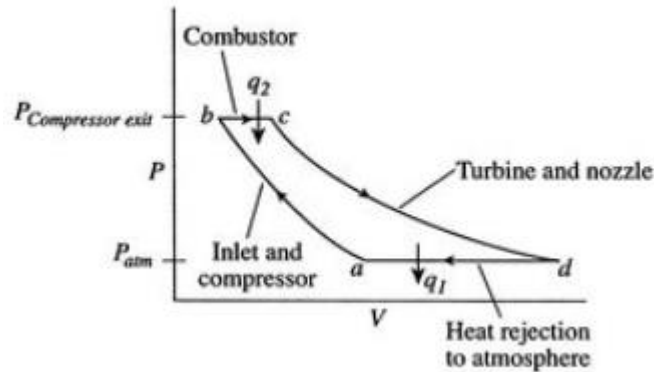


Рисунок 1.2. P-V діаграма циклу Брайтона

Тепловий ККД циклу Брайтона тепер можна виразити через температури:

$$\eta = 1 - \frac{T_a \left(\frac{T_d}{T_a} - 1 \right)}{T_b \left(\frac{T_c}{T_b} - 1 \right)}.$$

Щоб продовжити, нам потрібно вивчити взаємозв'язки між різними температурами. Ми знаємо, що точки a і d знаходяться на постійному процесі тиску, як точки b і c та $P_a = P_d$, $P_b = P_c$. Дві інші частини циклу адіабатичні й оборотні, отже:

$$\frac{P_d}{P_c} = \frac{P_a}{P_b} \rightarrow \left(\frac{T_d}{T_c} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(\frac{T_a}{T_b} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}.$$

Тоді $\frac{T_d}{T_a} = \frac{T_c}{T_b}$. Використовуючи це співвідношення у виразі для теплової ефективності, рівняння дає вираз для теплової ефективності циклу Брайтона:

$$\eta_B = 1 - \frac{T_a}{T_b}.$$

Співвідношення температур на компресорі $\frac{T_b}{T_a} = TR$. З точки зору відношення температур компресора та використання співвідношення для

адіабатичного оборотного процесу ми можемо записати ефективність з точки зору відношення тисків компресора (i циклу), який зазвичай використовується параметром:

$$\eta_B = 1 - \frac{1}{TR} = 1 - \frac{1}{(PR)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

1.3 Зростання температури газу на вході

На сьогоднішній день, у виробництві газотурбінних установок використовують найміцніші та найдорожчі матеріали для захисту лопаток від перегріву гарячим газом. Але для поліпшення характеристик ГТУ потрібно підвищувати значення робочих температур. Тому інженери почали розробляти кращі схеми охолодження робочих лопаток ГТУ. На рис. 1.4. наведено наскільки графік для температури газу швидше росте ніж графік для температури лопаток [2].

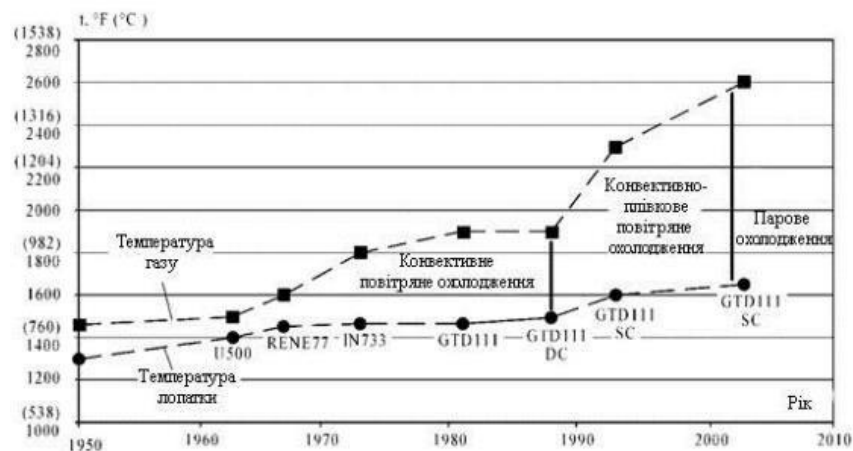


Рисунок 1.3. Збільшення температури газу і допустимої температури РЛ

Газотурбінні установки працюють у багатьох сферах, але якщо говорити про застосування таких установок в енергетиці, то ми знаємо, що на даний час робочі температури знаходяться в межах від 1400 до 1800 градусів, при цьому час роботи установки складає більше 50000 тисяч годин.

В наших умовах ГТУ в основному працюють на зменшення короточасних великих навантажень та при стабільних навантаженнях. У межі потужностей до 130 МВт в загальному до 50-70% установок працюють на зменшення нижче

вказаних короткочасних великих навантажень. У випадку вироблення енергії в стабільному режимі застосовують турбіни великої потужності (від 180 МВт).

Більше 50% газових турбін працюють на природньому газі, але є складнощі у доставці цього палива у різні країни, тому перевагу для живлення енергопромислу у світі поступово отримує вугілля. Завдяки новітнім технологіям вугілля можна ефективніше перетворювати у газ.

1.4 Охолодження лопаток ГТУ

З кожним роком способи охолодження газових турбоустановок покращуються все більше і більше, в основному завдяки використанню нових схем охолодження, відходячи від звичайних традиційних отворів до надскладних систем.

Зараз у галузі енергетики для ГТУ основною задачею є поступове підвищення початкової температури газу. Коли науковці зможуть досягти таких значень, то у свою чергу потрібно буде застосування безперервних, інтенсивних методів охолодження [3].

На рис. 1.5. можемо бачити технологічні методи, за рахунок яких системи охолодження сучасних газових турбін працюють на високих значеннях температури [4].

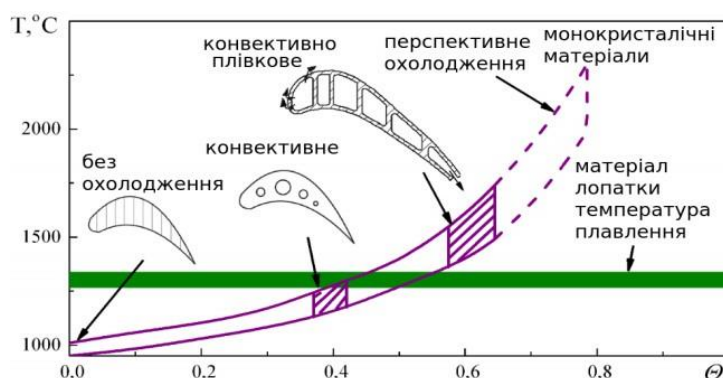


Рисунок 1.4. Модернізація плівкового охолодження

В основному, завдяки конвективному та конвективно-плівковому охолодженню ми можемо отримувати ефективніший захист лопаток від гарячих температур. Для визначення глибини охолодження використовується наступна формула:

$$\theta = \frac{T_g - T_l}{T_g - T_v},$$

де T_g - температура гарячого газу; T_l - температура металу лопатки; T_v - температура охолоджуючого повітря.

1.5 Плівкове охолодження лопаток ГТУ

На рис. 1.6. наведено принципову схему роботи плівкового охолодження. Охолоджуючий шар розповсюджується по поверхні, завдяки чому зменшується теплова дія на лопатки турбіни, що у свою чергу призводить до зменшення термічної напруги в лопатках.

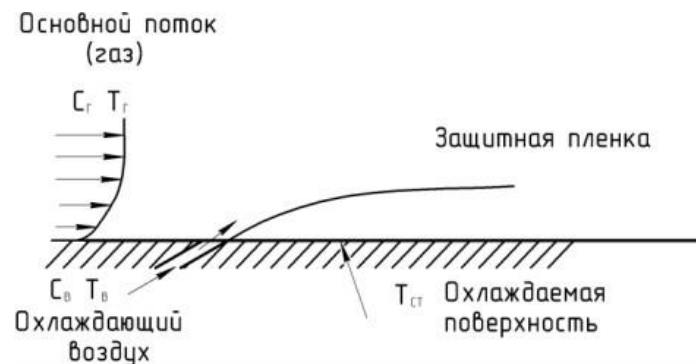


Рисунок 1.5. Схема плівкового охолодження

У ході змішування охолоджувача з газом утворюється нестабільне охолодження в напрямку ходу основного потоку (рис. 1.7.), що потребує схем охолодження з більшою кількістю отворів, заглиблень.

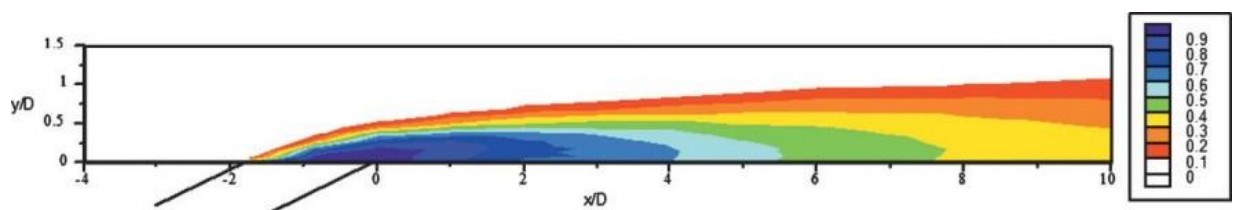


Рисунок 1.6. Розподіл температури пошарку охолоджувача

З основних показників щодо покращення властивостей охолодження застосовується визначення ефективності охолодження:

$$\eta = \frac{T_{aw} - T_{\infty}}{T_2 - T_{\infty}},$$

де T_{∞} - температура основного потоку, а T_2 - температура охолоджуючого потоку.

Також важливим параметром в газодинаміці є поняття парметра вдуву:

$$m = \frac{\rho_v \omega_v}{\rho_g \omega_g}$$

де ρ_v , ρ_g - щільності, відповідно, повітря і газу; ω_v , ω_g - швидкості, відповідно, повітря і газу.

1.5.1. Віялові отвори плівкового охолодження

На рис. 1.8. показана геометрія віялових отворів. Як видно з рис. 1.9., з

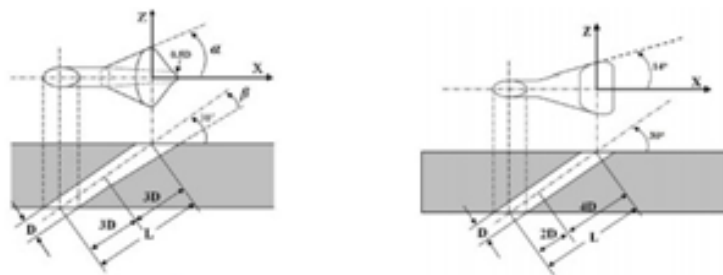


Рисунок 1.8. Конфігурація віялових отворів

ростом параметра вдуву спостерігається тенденція зростання ефективності, але якщо зрівняти зі схемою традиційних отворів без заглиблень, то віялові отвори дають кращий результат при застосуванні всіх параметрів вдуву.

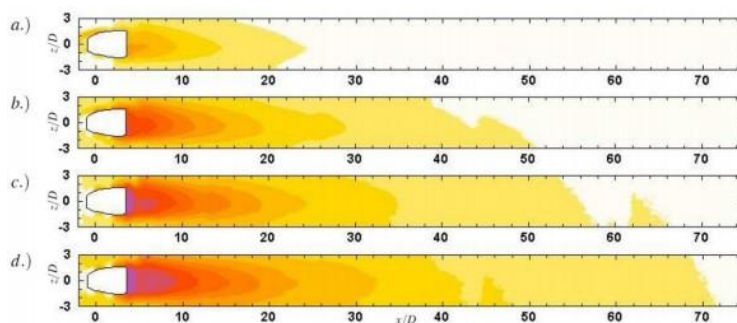


Рисунок 1.9. Ефективність плівкового охолодження при використанні віялових отворів плівкового охолодження при різних параметрах вдуву

У роботі було розглянуто застосування віялових отворів більш складних конфігурацій [5], та на рис. 1.10. наведено розподіл ефективності плівкового охолодження. При порівнянні результатів охолодження, всі переваги отримує схема з віяловими отворами.

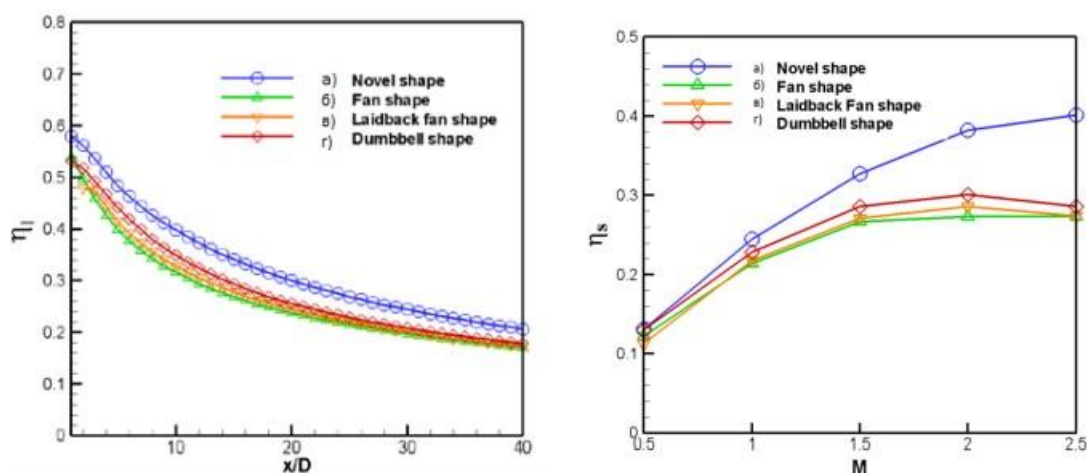


Рисунок 1.10. Графік ефективності охолодження для схеми з віяловими отворами

Найбільші значення ефективності плівкового охолодження досягнуті в варіанті а, для якого, на відміну від інших варіантів, ефективність плівкового охолодження збільшується навіть при значеннях $m > 2$.

1.5.2. Охолодження з видувом в траншею

Одним з найефективніших систем охолодження являється схема подачі охолоджувача в поперечну траншею (рис. 1.11.). Завдяки такій геометрії, ми отримуємо рівномірний розподіл охолоджувача по всій поверхні. Якщо порівнювати з традиційними отворами без заглиблень, то схема з поперечною траншеєю ефективніша на 30-40 % [6].

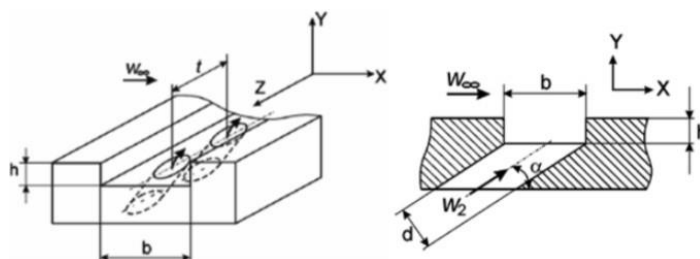


Рисунок 1.11. Схема охолодження з видувом в траншею

Також система з траншеєю має набагато кращі результати при всіх

параметрах вдуву, у той час, коли стандартна схема має максимальну ефективність при низьких параметрах вдуву.

Так само траншея з $t=8$ відповідає стандартній конфігурації з $t=4$, що говорить про перспективу зниження витрати повітря, що у свою чергу дає кращі результати для коефіцієнта корисної дії.

Як підсумок, у разі використання схеми з поперечною траншеєю, можна підвищити показники для ефективності.

1.5.3. Кратери на виході з отворів

На рис. 1.12. представлені шість варіантів інноваційних схем плівкового охолодження: традиційний, з рядом похилих циліндричних отворів (рис. 1.12a); з подачею охолоджувача в напівсферичні поглиблення (рис. 1.12b); з

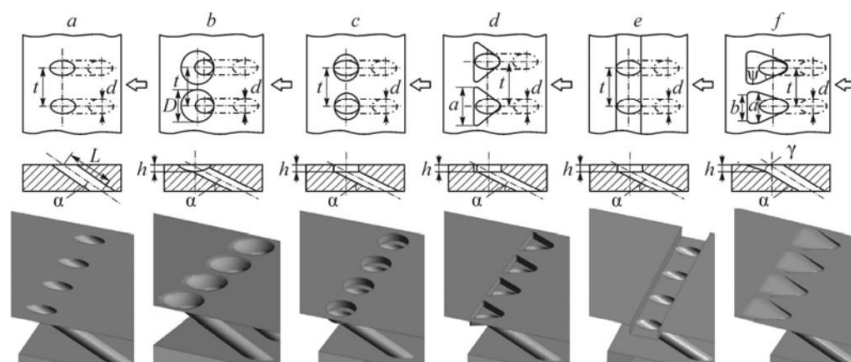


Рисунок 1.12. Варіанти досліджених схем плівкового охолодження

використанням циліндричних (рис. 1.12c) і трикутних кратерів (рис. 1.12d), з подачею охолоджувача в траншею (рис. 1.12e) і через отвори віялової форми (рис. 1.12f).

На рис. 1.13. представлені результати моделювання в поперечному напрямку ефективності плівкового охолодження для розглянутих схем при різних параметрах вдуву.

При малих значеннях ($m = 0,5$) досліджувані схеми можна порівняти за ефективністю плівкового охолодження на основній ділянці [7] (рис. 1.13a). Збільшення ефективності плівкового охолодження в порівнянні з традиційною

схемою при малих значеннях параметра вдуву спостерігається як на початковій ділянці, так і ділянці стабілізації ($x = 0 \div 20$).

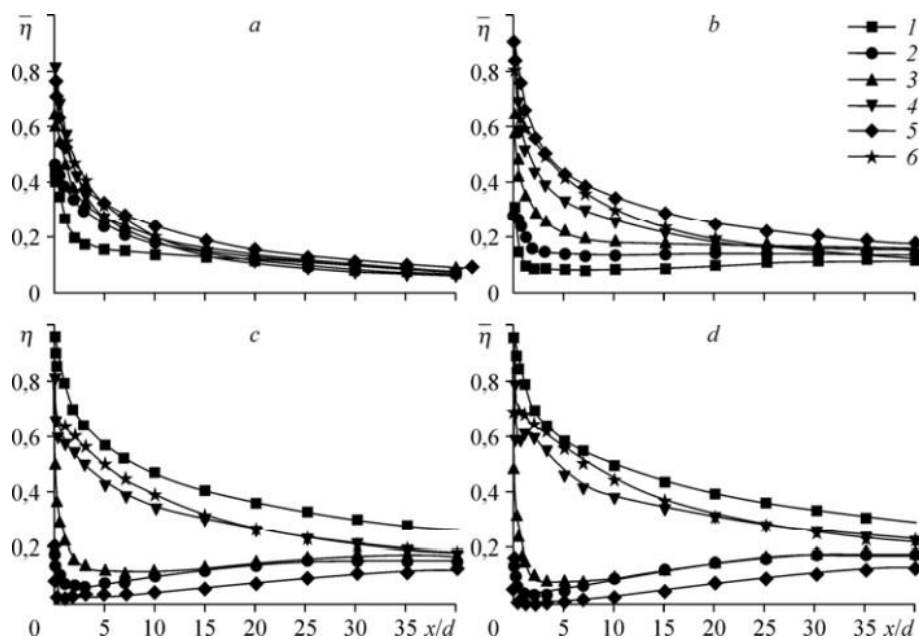


Рисунок 1.13. Ефективність плівкового охолодження для досліджуваних схем

При помірних і високих значеннях параметра вдуву ($m = 1$) відмінність в ефективності для розглянутих схем плівкового охолодження стає істотним (рис. 1.13b – 1.13d), особливо воно помітно для схем з подачею охолоджувача в трикутні кратери, в поперечну траншею і через отвори віялової форми (рис. 1.13d – 1.13f). Для цих трьох схем середня в поперечному напрямку ефективність плівкового охолодження зростає зі збільшенням параметра вдуву [8].

Трикутні кратери показали хороші результати для ефективності плівкового охолодження, але як показали дослідження структура “ниркових” вихорів зберігається. Якщо спробувати змінити форму передньої стінки трикутного заглиблення на іншу, то можна вплинути на вихорову структуру та ефективність плівкового охолодження.

Тому для дослідження в даній дипломній роботі було обрано нову інноваційну конфігурацію профільованих трикутних поверхневих заглиблень з виїмкою на передній грані [9], зображення якої, можна бачити на рис 1.14.

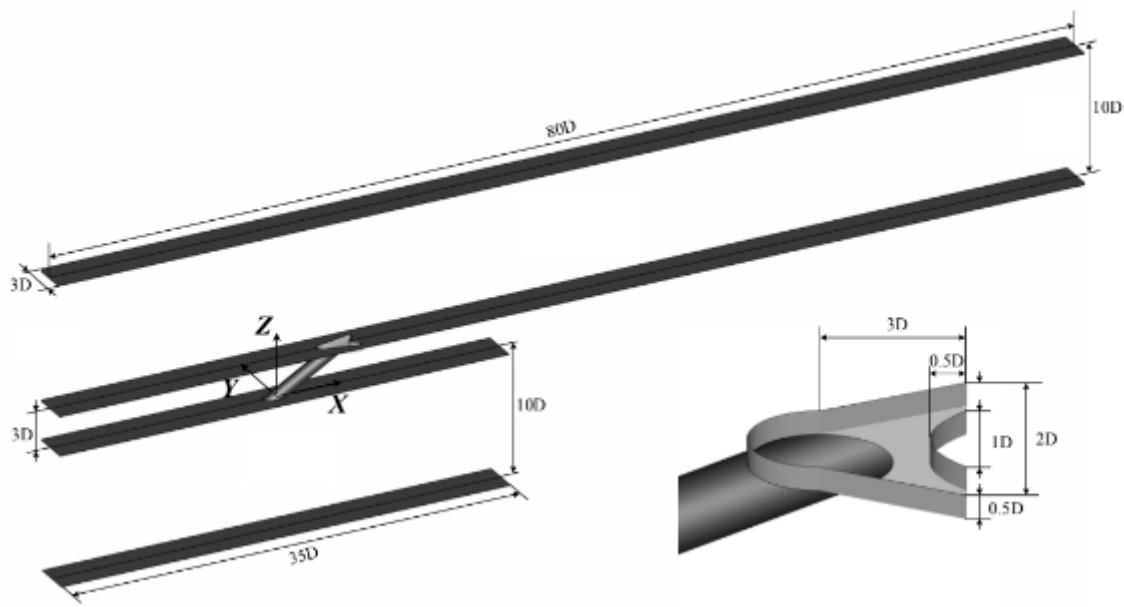


Рисунок 1.14. Схема трикутних заглиблень з виїмкою на передній грані

У такої конфігурації трикутних заглиблень очікуються високі результати по ефективності плівкового охолодження за рахунок впливу на паразитні вихрові структури.

Висновки до розділу 1

При використанні схем плівкового охолодження зі складною геометрією дає набагато кращі результати більше чим в 2,5 рази, але іноді такі рішення призводять до слабкої конструкції лопаток, що у свою чергу зменшує їх міцність.

Такі методи вимагають дорогого технологічного устаткування і пов'язане з великими фінансовими витратами. В даний час дослідження альтернативних схем плівкового охолодження виконані у вузькому діапазоні факторів.

Слабо вивчено вплив таких чинників, як прискорення потоку, зовнішня турбулентність, неізотермічність, кривизна поверхні та ін., які відіграють важливу роль в ефективності турбін.

Метою роботи є дослідження ефективності плівкового охолодження при подачі вторинного потоку в заглиблення трикутної форми з виїмками на передній грані. Для виконання мети були вирішені наступні завдання:

- Побудова комп'ютерної моделі, вибір моделі турбулентності для реальних результатів та раціональних по часу розрахунків для

ефективності плівкового охолодження.

- Виконання розрахунків для ефективності охолодження при подачі охолоджувача в трикутні заглиблення з виїмками на передній грані.
- Аналіз фізичної структури потоку та визначення параметрів, що особливо впливають на ефективність плівкового охолодження.
- Дослідження впливу фактора турбулентності на ефективність плівкового охолодження для прямолінійної та випуклої поверхонь.

Через складність створення експериментальної установки було вирішено для методу дослідження вибрати комп'ютерне моделювання у ПО ANSYS CFX 19.2.

РОЗДІЛ 2

МОДЕЛЮВАННЯ ПЛІВКОВОГО ОХОЛОДЖЕННЯ

В розділі 2 наведені теорію моделювання, також буде розглянуто різні моделі турбулентності, які здебільшого використовуються для комп'ютерного моделювання плівкового охолодження.

2.1 Теоретичні основи моделювання

Перші проблеми, які вирішував CFD, були відносно простими, двовимірними, нестисливими, стійкими задачами, які часто обмежувалися ламінарними потоками. Наскільки нам відомо, перше тривимірне моделювання CFD було завершено лише в 1967 році [10]. Приблизно в той же час були створені перші моделі для моделювання циркуляції рідин.

Невдовзі після цього прогрес став набагато швидшим, оскільки розвивалися підходи до обчислювальної потужності та моделювання. Ключовою подією стало включення моделювання турбулентності в рішення CFD. Перші моделі турбулентності враховували ефекти турбулентності через концепцію, яка називається «вихровою в'язкістю».

Розмір сітки, її звуження чи розширення визначають точність розв'язку та час необхідний для отримання цього ж розв'язку. Чим менша сітка, тим більший обсяг обчислювальної роботи потрібно проробити програмному забезпеченню.

Саме головне для вирішення задачі в гідродинаміці є ряд основних рівнянь, а саме:

- 1) рівняння Нав'є – Стокса, яке виражає закон збереження імпульсу;
- 2) рівняння неперервності, яке виражає закон збереження маси;
- 3) рівняння збереження енергії;

2.1.1 DNS моделювання

Пряме чисельне моделювання (DNS) - це моделювання в обчислювальній гідродинаміці (CFD), в якому рівняння Нав'є - Стокса чисельно розв'язуються

без будь-якої моделі турбулентності. Це означає, що розв'язується весь діапазон просторових і часових масштабів турбулентності.

Усі просторові масштаби турбулентності повинні бути розв'язані в обчислювальній сітці, від найменших диссипативних масштабів (мікромасштаби Колмогорова) до інтегрального масштабу L .

Шкала Колмогорова, η , дається за допомогою:

$$\eta = \left(\frac{\nu^3}{\varepsilon}\right)^{1/4},$$

де ν – кінематична в'язкість, ε – швидкість розсіювання кінетичної енергії.

Метод DNS передбачає використання дуже дрібних кроків в часі та просторі, зокрема [11].

Чисельність вузлів сітки у випадку плаского каналу задається наступною умовою (2.1).

$$N_{\text{рівн}} = (110Re_\tau)^{9/4},$$

де $Re_\tau = \frac{v_t H}{\nu}$, H – ширина каналу, $v_t = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$ – динамічна швидкість.

Кількість вузлів нерівномірної сітки визначається умовою (2.2).

$$N_{\text{нерів}} = (3Re_\tau)^{9/4}$$

Крок за часом визначається умовою (2.3).

$$t \approx \frac{0.003H}{\sqrt{Re_\tau \nu}}$$

Труднощами методу DNS є в недостатку комп'ютерних ресурсів. Кількість вузлів сітки і тимчасових кроків перевищує потужність сучасної обчислювальної техніки.

2.1.2 Метод великих вихорів (LES)

Симуляція великих вихорів (LES) — це математична модель турбулентності, яка використовується в обчислювальній гідродинаміці. Спочатку його запропонував у 1963 році Йосип Смагоринський для моделювання атмосферних повітряних потоків [12] і вперше дослідив Деардорф (1970) [13].

LES в даний час використовується в широкому спектрі інженерних застосувань, включаючи горіння, акустику та моделювання прикордонного шару атмосфери.

Моделювання турбулентних потоків шляхом чисельного розв'язування рівнянь Нав'є–Стокса вимагає розв'язання дуже широкого діапазону часових і довжинних масштабів, які впливають на поле потоку.

Такої роздільної здатності можна досягти за допомогою прямого чисельного моделювання (DNS), але DNS є обчислювальною дорогою, а її вартість забороняє моделювати практичні інженерні системи зі складною геометрією або конфігураціями потоків, таких як турбулентні реактивні літаки, насоси, транспортні засоби та шасі.

Основна ідея LES полягає в тому, щоб зменшити обчислювальні витрати, ігноруючи найменші масштаби довжини, які є найдорожчими для обчислення, за допомогою низькочастотної фільтрації рівнянь Нав'є–Стокса. Така фільтрація низьких частот, яку можна розглядати як усереднення за часом і простором, ефективно видаляє дрібномасштабну інформацію з чисельного рішення. Однак ця інформація не є нерелевантною, і її вплив на поле потоку необхідно моделювати, завдання, яке є активною областю дослідження проблем, у яких дрібні масштаби можуть відігравати важливу роль, наприклад, пристінкові потоки реакційні потоки, та багатофазні потоки.

Для нестисливого потоку рівняння безперервності та рівняння Нав'є–Стокса фільтруються, що дає відфільтроване рівняння безперервності, що не стискається:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0$$

та відфільтроване рівняння Нав'є – Стокса:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + 2\nu \frac{\partial}{\partial x_i} \bar{S}_{ij},$$

де $\bar{p}$ - фільтроване поле тиску і $\bar{S}_{ij}$ - тензор швидкості деформації, оцінений за допомогою відфільтрованої швидкості.

Нелінійний фільтрований член адвекції $\overline{u_i u_j}$ є основною причиною труднощів у моделюванні LES. Це вимагає знання невідфільтрованого поля швидкостей, яке невідоме, тому його необхідно моделювати.

Для основних рівнянь потоку, що стискаються, кожне рівняння, починаючи зі збереження маси, фільтрується.

Це дає:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial \overline{u_i \rho}}{\partial x_i} = 0$$

Однак бажано уникати необхідності моделювати рівняння збереження маси. З цієї причини Фавр запропонував операцію фільтрації за щільністю, яку називають фільтрацією Фавра, визначену для довільної величини ϕ :

$$\bar{\phi} = \frac{\overline{\rho \phi}}{\bar{\rho}}$$

яка в межі нестисливості стає нормальною операцією фільтрації. Це призводить до збереження рівняння маси:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial x_i} = 0$$

Потім цю концепцію можна розширити, щоб написати рівняння імпульсу, фільтрованого Фавром, для потоку, що стискається. Слідом за «Времаном»: [14]

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} - \frac{\partial \widetilde{\sigma}_{ij}}{\partial x_j} = - \frac{\partial \bar{\rho} \tau_{ij}^r}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\overline{\sigma_{ij}} - \widetilde{\sigma}_{ij})$$

2.2 Моделі турбулентності з двома рівняннями

Такі моделі є найбільшою групою диф. рівнянь. Колмогоров перший запропонував таку модель в 1942 році. До цієї моделі відноситься рівняння переносу кінетичної енергії турбулентності та питома швидкість дисипації енергії.

2.2.1 k-ε модель

Перші моделі турбулентної в'язкості «вихрової в'язкості» були розроблені

в 1960-х роках і класифікуються як алгебраїчні [15], з одним рівнянням або з двома рівняннями. Основою для двох моделей рівнянь була залежність між турбулентною в'язкістю та локальними значеннями турбулентної кінетичної енергії k та турбулентної дисипації ε .

Оскільки цей підхід незабаром став домінуючим (навіть на сьогодні), варто розглянути його детальніше. По суті, ця група моделей турбулентності нехтує маломасштабними та швидкими турбулентними рухами і використовує середнє поле потоку (середні за часом значення швидкостей і значень тиску) для оцінки ефектів турбулентності.

Першою серйозною спробою моделювання турбулентності в контексті CFD була так звана модель k - ε . Цей підхід використовує флуктуаційні компоненти турбулентної швидкості в трьох координатних напрямках для отримання турбулентної кінетичної енергії з:

$$k = \frac{1}{2} (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2})$$

Тобто k — додаткова турбулентна енергія, яка виникає внаслідок коливання часу турбулентних рухів. Турбулентну кінетичну енергію супроводжує турбулентна дисипація ε , яку можна розрахувати як

$$\varepsilon = \frac{K^{\frac{3}{2}}}{0.3D}$$

для потоків у трубах діаметром D [16].

Зв'язок кінетичної енергії турбулентності та турбулентної дисипації буде забезпечено за рівняннями руху. По суті, основними рівняннями руху є збереження маси, яка за стаціонарних умов:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0$$

збереження імпульсу, записане у вигляді:

$$\rho \left(u_i \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), j = 1, 2, 3.$$

і рівняння замикавання для турбулентності:

$$\rho \frac{\partial (u_i k)}{\partial x_i} = P_k + P_b - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right]$$

$$\rho \frac{\partial (u_i \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_1 \frac{\varepsilon}{k} (P_k + C_3 P_b) - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$$

Турбулентна в'язкість розраховується з

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

P_k – це турбулентна кінетична енергія від швидкості деформації зсуву, а P_b – турбулентна кінетична енергія за рахунок ефектів плавучості. Турбулентну кінетичну енергію отримують із усередненого за часом поля швидкостей з:

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \left(3\mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} + \rho k \right).$$

2.2.3 k- ω модель

Хоча модель k- ε досягла успіху в обчислювальному моделюванні, у деяких ситуаціях вона має недоліки. Зокрема, модель k- ε працює належним чином далеко від стін, в основному потоці. Однак у такої моделі є проблеми в зоні прикордонного шару, особливо з низькими числами Рейнольдса.

Тут числа Рейнольдса відносяться до локальних чисел Рейнольдса, які зменшуються в міру наближення до стіни і вплив умови відсутності ковзання (а не до числа Рейнольдса, заснованого на макроскопічних розмірах, таких як діаметр труби або довжина пластини).

Значний розвиток у CFD було здійснено завдяки розробці моделі k- ω , яка замінила рівняння переносу для ε на конкретну швидкість розсіювання турбулентності ω [17]. Нові рівняння такі:

$$\rho \frac{\partial(u_i k)}{\partial x_i} = \rho P_k + \rho P_b - \rho \beta \omega k + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right]$$

$$\rho \frac{\partial(u_i \omega)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + \frac{\alpha \omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2$$

Турбулентна в'язкість розраховується як:

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega}$$

2.2.4. SST модель (модель Ментера)

Визнаючи, що кожна модель k- ε та k- ω має сильні та слабкі сторони, була запропонована нова модель, яка використовує обидва ці підходи таким чином, щоб використовувати їх сильні сторони [18].

Цей новий підхід, який називається моделлю перенесення напружень зсуву (SST), плавно переходить від моделі k- ω біля стінки до моделі k- ε в основному потоці. За допомогою моделі SST основне рівняння для турбулентної дисипації переведено у форму ω . Основними рівняннями є:

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

$$\frac{\partial(\rho u_i \omega)}{\partial x_i} = \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_2 \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + 2(1 - F_1) \rho \frac{1}{\sigma_\omega} \frac{\partial}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}$$

і турбулентна в'язкість визначається так:

$$\mu_t = \frac{a \rho k}{\max(a \omega, S F_2)}$$

Як і раніше, P_k є турбулентною кінетичною енергією, а ω відображає

питому швидкість турбулентного руйнування. Як зазначалося раніше, σ -терми є турбулентними числами Прандтля, пов'язаними з їх індексом.

Функція F_1 є вищезгаданою функцією змішування, яка переносить модель $k-\omega$ біля стіни до моделі $k-\varepsilon$ від стіни. Термін S – це величина швидкості деформації зсуву.

Хоча нібито модель SST використовується для повністю турбулентних потоків, вона показала здатність фіксувати як ламінарний, так і турбулентний режими потоку [19].

2.3 Розрахункова сітка

Сітка — це представлення більшої геометричної області меншими дискретними осередками. Сітки зазвичай використовуються для обчислення розв'язків диференціальних рівнянь і візуалізації комп'ютерної графіки, а також для аналізу географічних і картографічних даних.

Сітка розбиває простір на елементи (або клітинки чи зони), над якими можна розв'язувати рівняння, що потім наближає розв'язок у більшій області. Межі елементів можуть бути обмежені так, щоб вони лежали на внутрішніх або зовнішніх кордонах моделі.

Для моделювання використовуються три типи розрахункових сіток – неструктуровані, структуровані та гібридні сітки [20].

Структуровані сітки (рис. 2.1.) ідентифікуються за допомогою регулярної зв'язності. Можливий вибір елементів: чотирикутник у 2D та шестигранник у 3D. Ця модель має високу економію простору. Деякі інші переваги структурованої сітки перед неструктурованою – краща конвергенція та вища роздільна здатність.

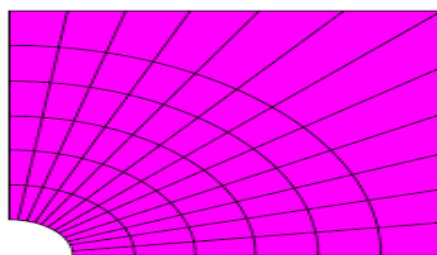


Рисунок 2.1. Структурована сітка.

Неструктурована сітка (рис. 2.2.) визначається по нерегулярній зв'язності. Його неможливо легко виразити у вигляді двовимірного чи тривимірного масиву в пам'яті комп'ютера. Це дозволяє використовувати будь-який можливий елемент, який розв'язувач може використовувати. Ці сітки зазвичай використовують трикутники в 2D і тетраедри в 3D.

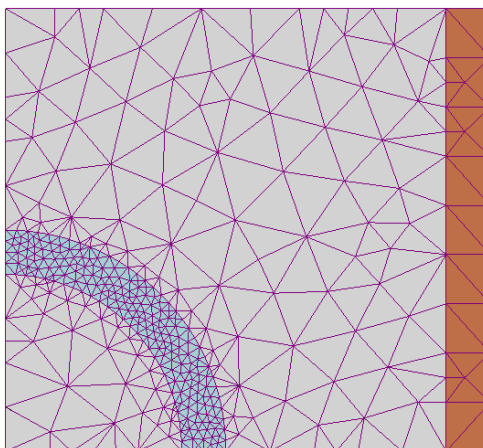


Рисунок 2.2. Вид неструктурованої сітки.

Гібридна сітка містить суміш структурованих частин і неструктурованих частин. Він ефективно інтегрує структуровані та неструктуровані сітки. Ті частини геометрії, які є регулярними, можуть мати структуровані сітки, а ті, що є складними, можуть мати неструктуровані сітки. Ці сітки можуть бути неконформними, що означає, що лінії сітки не повинні збігатися на кордонах блоку.

В даній роботі було застосовано неструктуровану розрахункову сітку з використанням функції *inflation* в програмному забезпеченні Ansys у розділі Mesh.

Сітка складається з тетраедрів (рис. 2.3.), де проходить основний потік речовини та з призматичних елементів біля твердих стінок (рис. 2.4.).

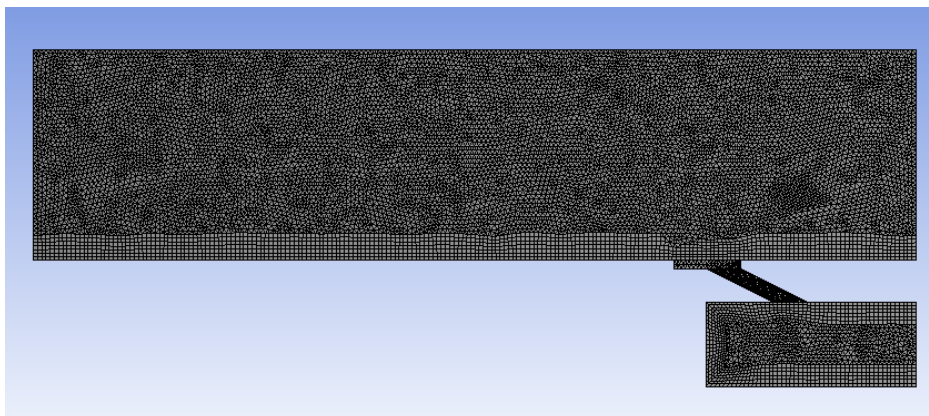


Рисунок 2.3. Вигляд сітки в поперечному напрямку.

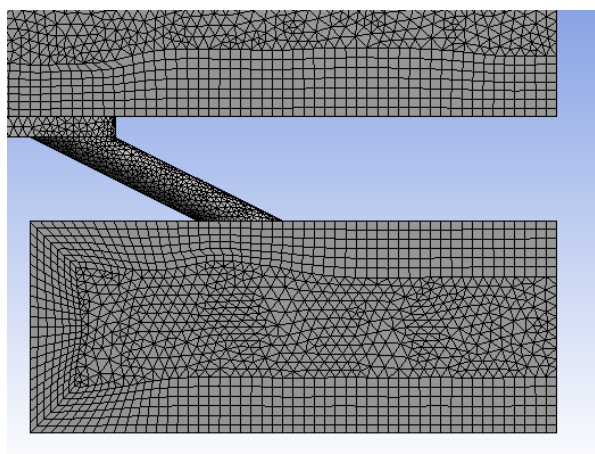
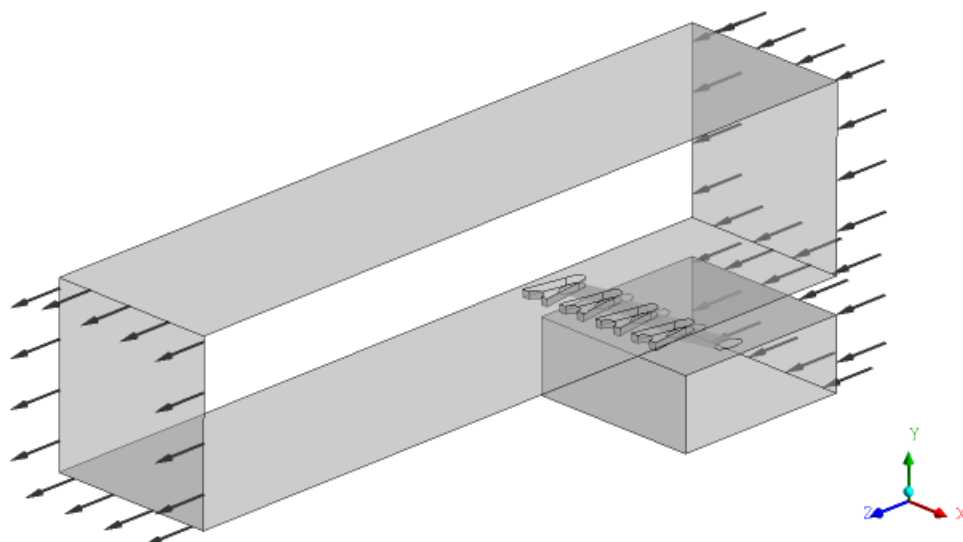


Рисунок 2.4. Застосування функції inflation в околі твердих стінок.

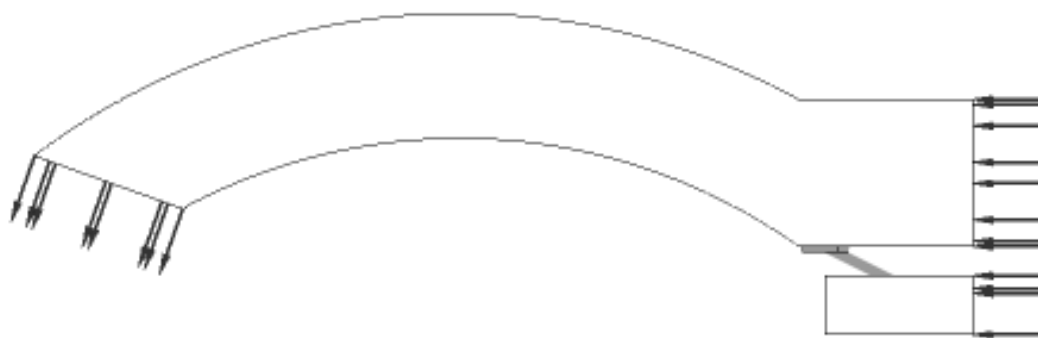
Для точності та для задовільного часу розрахунків було вибрано оптимальні значення для кількості вузлів та елементів сітки. Кількість елементів складає 2527762, а для вузлів маємо наступне значення 549286.

2.4 Геометрична модель

В даній роботі геометрія 3D-моделі для плівкового охолодження була виконана у модулі Geometry в програмному забезпеченні Ansys. Модель являє собою прямокутний переріз до якого через циліндричної форми труб подається охолоджувач через отвори вдуву трикутної форми з виїмкою на передній грані. (рис. 2.5.).



а) прямолінійна поверхня



б) випукла поверхня

Рисунок 2.5. Геометрична модель для а)прямолінійної та б)випуклої поверхонь

Розміри геометрії були вибрані з відповідністю до реальних систем плівкового охолодження. Діаметр отвору складає 0,8 мм, поперечний крок заглиблень $t=2,4$ мм, висота заглиблень $h=0,6$ мм та кут нахилу до поверхні твердої стінки $\alpha=30^\circ\text{C}$. На рис. 2.6. наведено схему заглиблень трикутної форми.

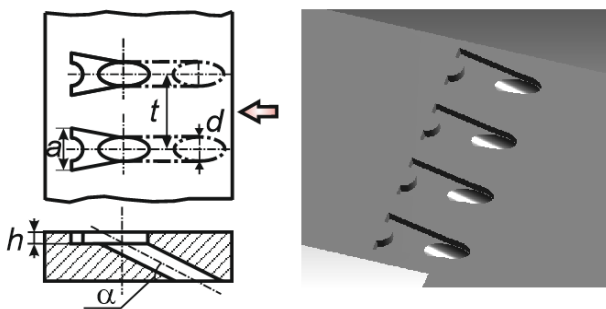


Рисунок 2.6. Вигляд трикутних заглиблень зверху

2.5 Граничні умови

Швидкість основного потоку становила 35 м/с, температура вторинного потоку – 90°C, температура основного потоку - 30°C. Інтенсивність турбулентності рівна 1%. Стінки моделі задані адіабатними. Бічні поверхні відповідають умовам симетрії.

Для розрахунків використовувалась SST-модель турбулентності. Ця модель турбулентності вже показала себе з кращого боку при вирішенні подібних задач в роботах інших авторів [21].

Висновки до розділу 2

Для побудови 3D-моделі та виконання розрахунків використовувалося програмне забезпечення ANSYS CFX.

Виконання CFD-моделювання проводилося в модулі Mesh, була використана неструктурована комбінована розрахункова сітка розміром 549286 вузлів та 2527762 елементів. Для розрахунків використана модель турбулентності SST.

РОЗДІЛ 3

РЕЗУЛЬТАТИ ТА ЇХ АНАЛІЗ

В даному розділі буде розглянуто результати роботи для схеми з подачею охолоджувача в заглиблення трикутної форми з виїмкою на передній грані для двох поверхонь: плоска та випукла.

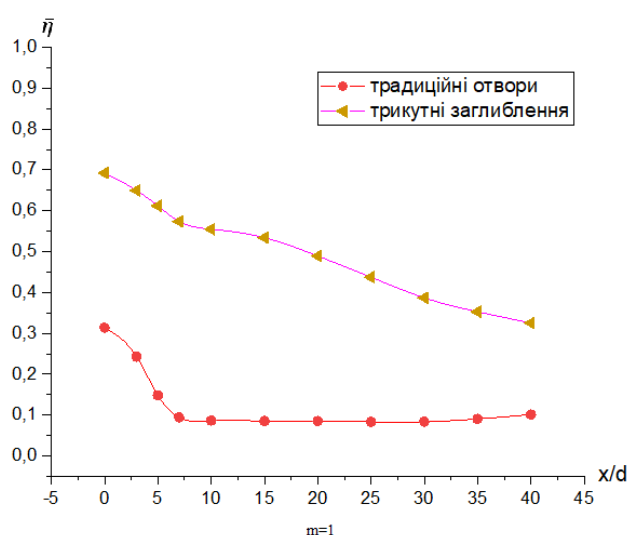
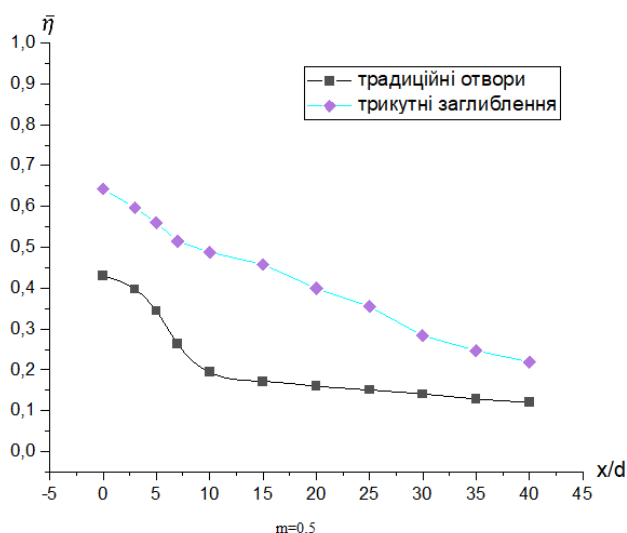
Показані графіки ефективності охолодження для різних параметрів вдуву m від 0,5 до 2 з кроком 0,5 в поперечному та повздовжньому напрямках. Також буде наведено та розібрано візуалізацію вихрових структур та ліній течії для обох поверхонь.

3.2 Прямолінійна поверхня

Основні умови, що були задані для входу та виходу робочої області були наступними: для провідного потоку швидкість дорівнювала 35 м/с, а значення температури було рівним 30 градусів; у випадку охолоджуючого потоку, для температури маємо значення 90 градусів. Турбулентність для обох потоків була задана 1%.

3.2.1 Графіки для ефективності охолодження

Для даної поверхні результати локальної ефективності охолодження наведені на рис. 3.1. З рисунка видно, що зі збільшенням параметра вдуву відслідковується збільшення ефективності плівкового охолодження.



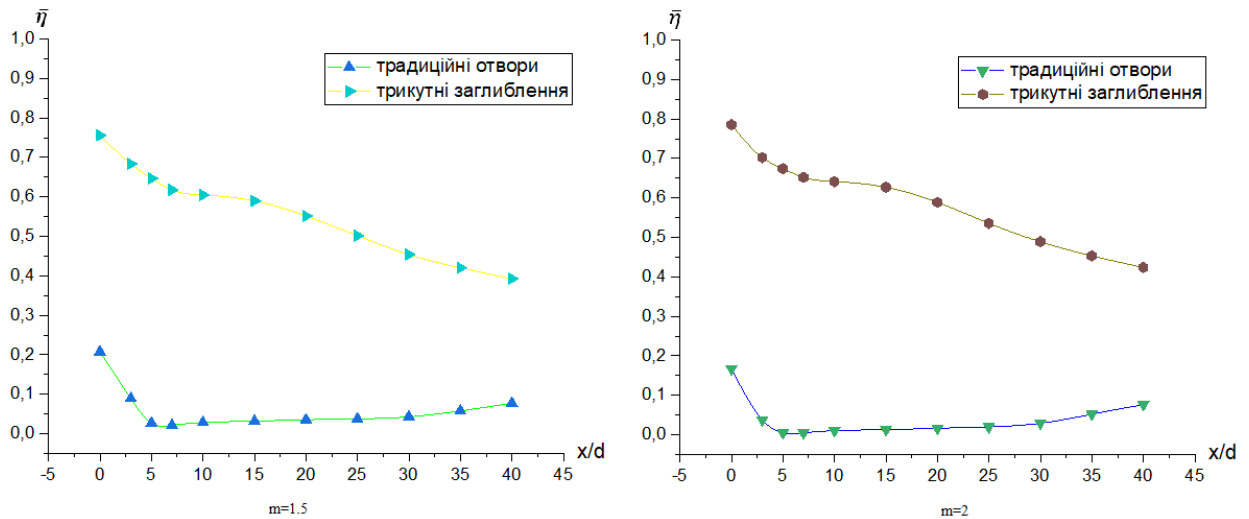


Рисунок 3.1. Локальна ефективність охолодження на плоскій поверхні у порівнянні зі схемою традиційних отворів без заглиблень

В загальному можна відмітити, що для всіх значень параметра вдуву отримуємо ріст ефективності по всій поверхні, а також при одному заданому значенні x/d при збільшенні m ефективність підвищується.

Як і для випуклої поверхні було розглянуто залежність усередненої ефективності по всій поверхні від параметра вдуву (рис. 3.2.). Як було вказано вище, зі зростанням m підвищується ефективність охолодження, що можна бачити із графіка.

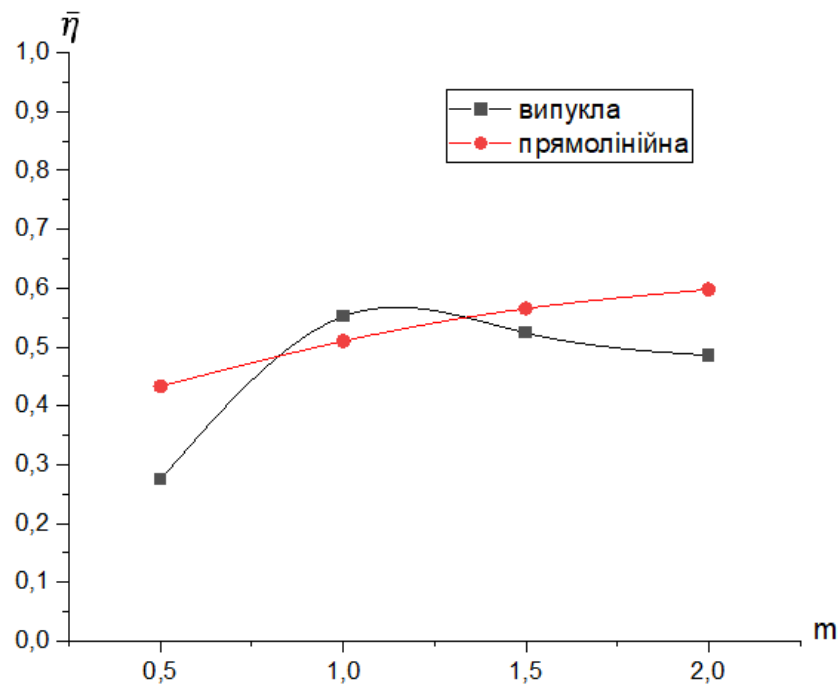


Рисунок 3.2. Усереднена ефективність по всій поверхні

3.2.2 Аналіз структури потоків

На рис. 3.3. для аналізу потоків побудовано залежності локальної ефективності охолодження від довжини охолоджуючої поверхні в поперечному напрямі. Для даної поверхні дуже помітна низька покриваність охолоджувачем пластини та виражені піки ефективності охолодження. У порівнянні з випуклою поверхнею, ця має набагато гірший розподіл температурних полів.

Такий результат говорить про те, що дана схема охолодження краще себе проявляє у порівнянні з традиційними отворами без заглиблень, але має гірший результат ніж схема з випуклою поверхнею. Також було помічено провал ефективності біля правої бокової стінки каналу.

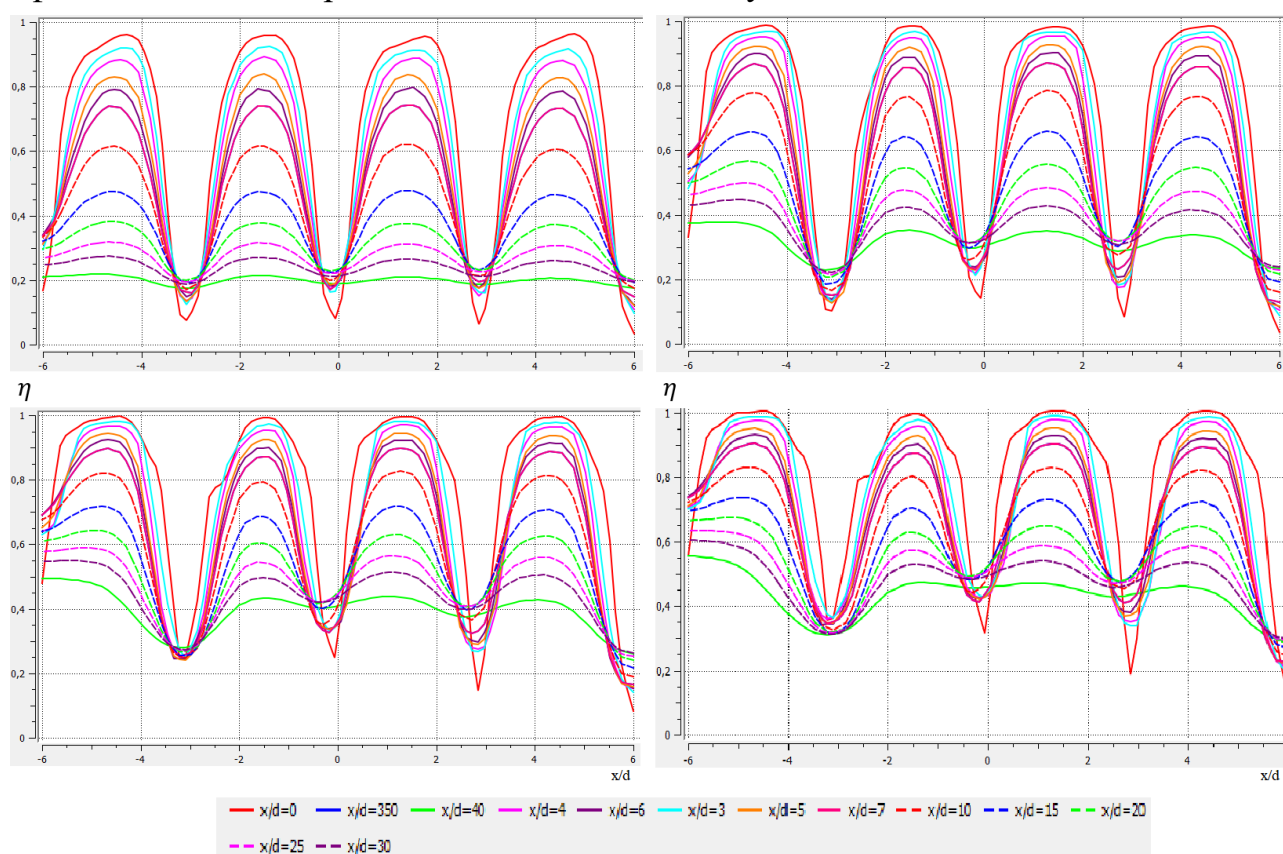


Рисунок 3.3. Локальна ефективність в поперечному напрямі для плоскої поверхні

Також розібрано вихрові структури, а саме вектори швидкості та температурні поля (рис. 3.4.), які були побудовані в перпендикулярній проекції. Площини векторів були побудовані по аналогії до випуклої поверхні на довжині x/d рівній 0, 3 та 5, при параметрі вдуву m рівним 1.

Пара “ниркових” вихорів зберігається, але тільки на початку поверхневих

заглиблень. Далі зі зростанням параметра x/d інтенсивність даного вихору зменшується. Спостерігається розширення струменів на виході із поверхневих заглиблень.

Також було розглянуто ізолінії полів ефективності охолодження при всіх параметрах вдуву на плоскій поверхні. З рис. 3.5. видно, що схема з поверхневими заглибленнями трукутної форми з виїмками на передній грані надає гірший розподіл ефективності майже при всіх параметрах вдуву у порівнянні з випуклою поверхнею.

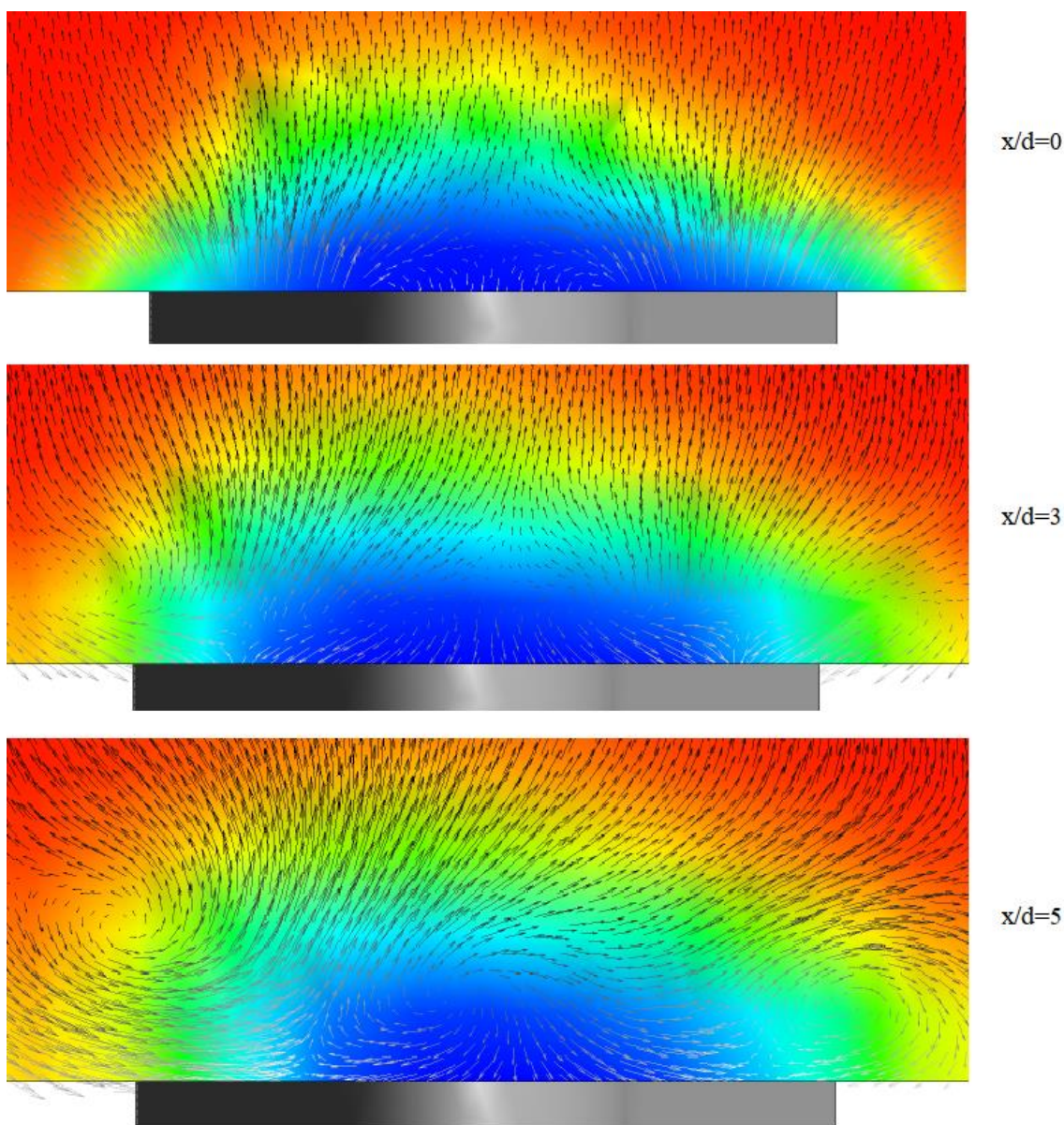


Рисунок 3.4. Проекції векторів швидкості та полів температури в поперечному напрямі на плоскій поверхні при $m=1$

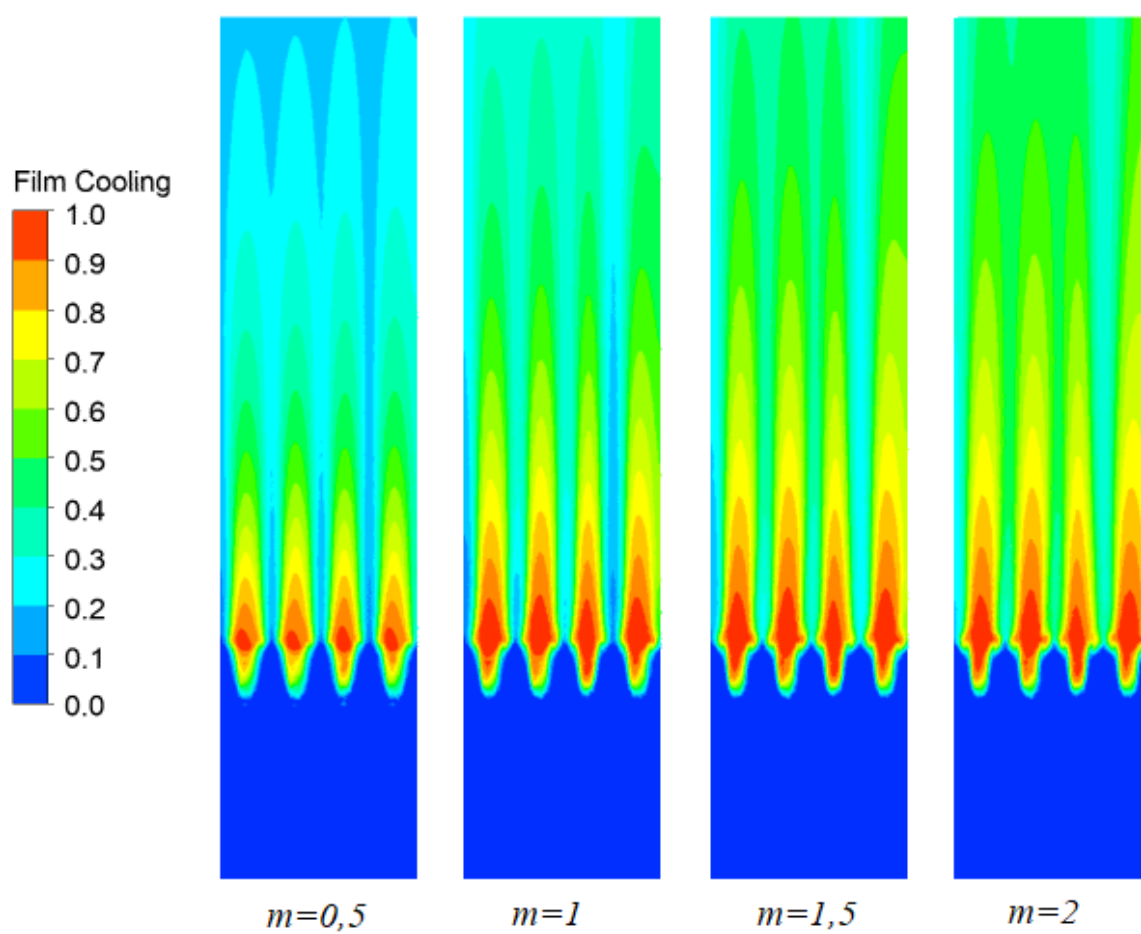


Рисунок 3.5. Ізолінії полів ефективності для прямолінійної поверхні

3.1 Випукла поверхня

Основні умови, що були задані для входу та виходу робочої області є аналогічними до прямолінійної поверхні.

3.1.1 Графіки ефективності охолодження

Головним завданням роботи є визначення ефективності газової завіси, тому для кращого аналізу було розглянуто графіки залежності ефективності від довжини поверхні в повздовжньому напрямку, які наведені на рис. 3.6.

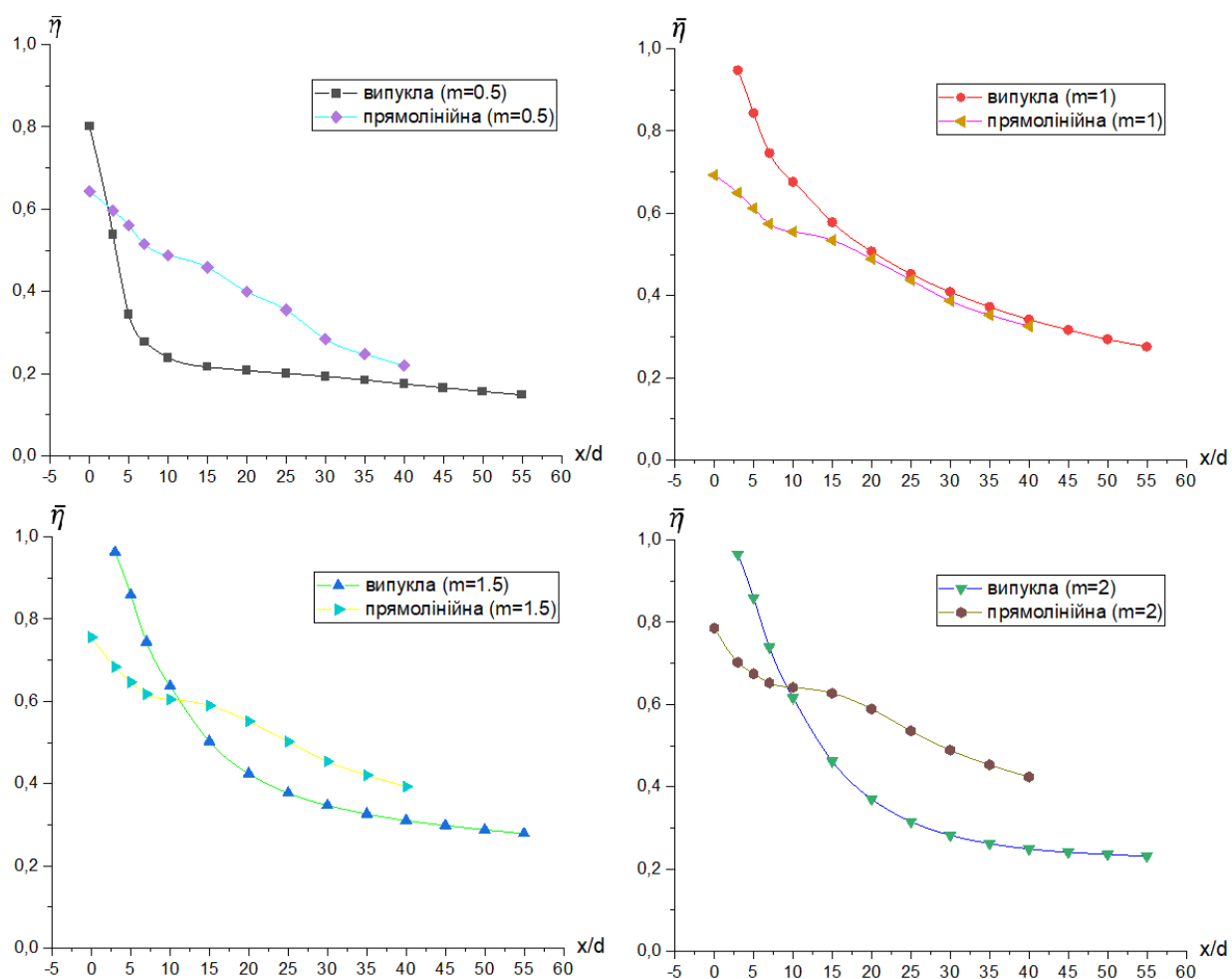


Рисунок 3.6. Ефективність охолодження для випуклої поверхні у порівнянні з прямолінійною поверхнею

При розгляді графіків видно, що зі зростанням значення параметра вдуву до $m=1$, у свою чергу зростає і ефективність плівкового охолодження, але далі відбувається падіння ефективності. При детальному огляду було помічено, що при параметрах вдуву $m=1,5; 2$ охолоджуючий потік надто високо підіймається

над поверхнею лопатки і починає перемішуватися з основним потоком газу, що негативно впливає на ефективність плівкового охолодження, тому у порівнянні з плоскою поверхнею така конфігурація видає гірші результати.

Далі розглянемо на рис. 3.7. графік залежності усередненої ефективності від значення параметра вдуву.

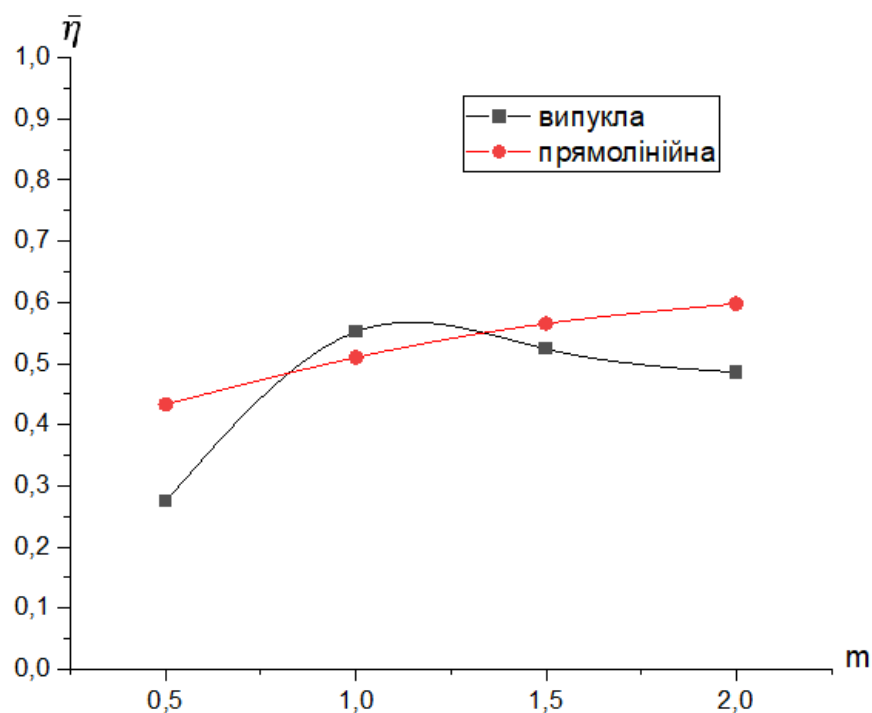


Рисунок 3.7. Залежність усередненої ефективності від параметра вдуву

З рисунка бачимо, що пік ефективності знаходиться при $m = 1$, що можна бачити на графіках ефективності від довжини поверхні обдуву, що знову підтверджує той факт, що в даній роботі випукла поверхня демонструє гірший результат ніж прямолінійна поверхня.

3.1.2 Аналіз структури потоків

Для аналізу потоків було побудовано залежності локальної ефективності охолодження від довжини охолоджуючої поверхні в поперечному напрямі, що наведені на рис. 3.8.

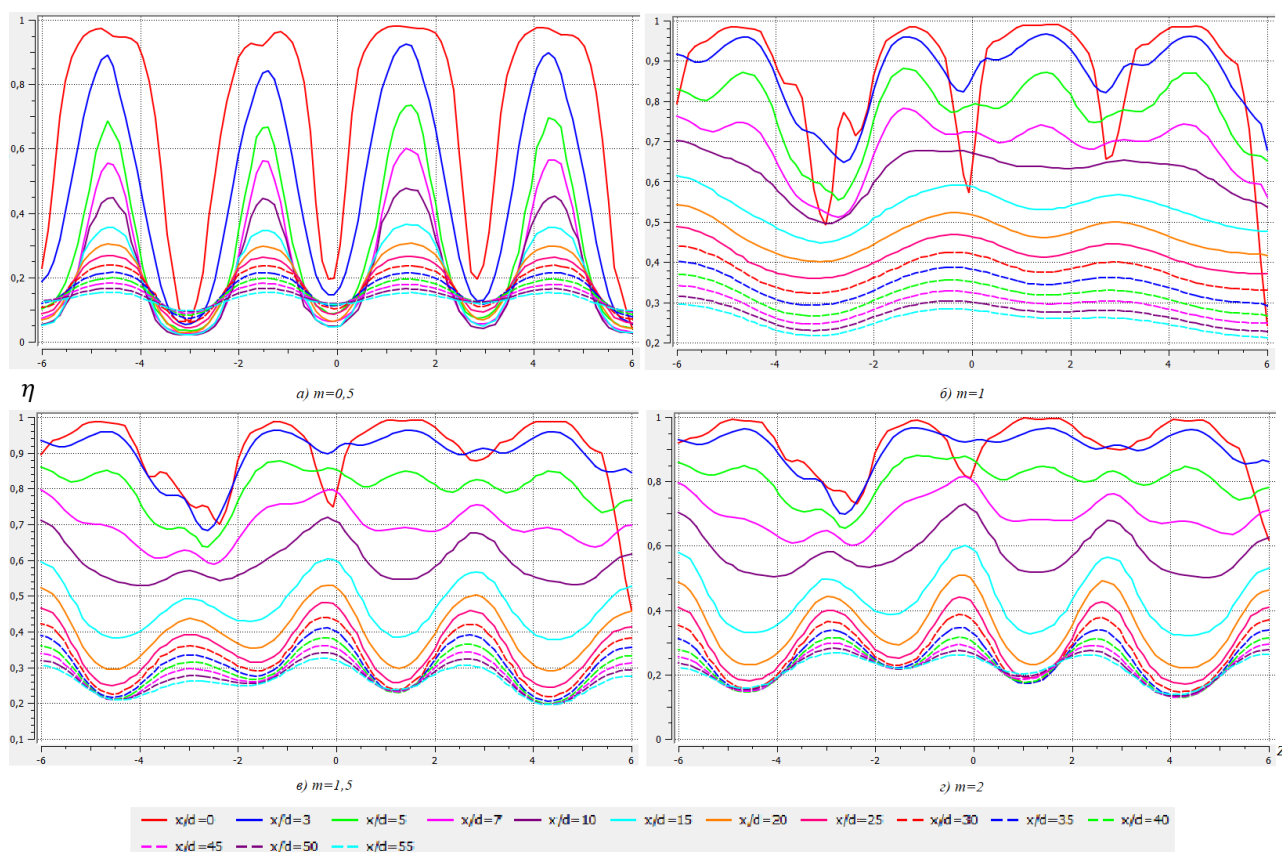


Рисунок 3.8. Локальна ефективність в поперечному напрямі для випуклої поверхні

Бачимо, що у випадку випуклої поверхні ми маємо рівномірний розподіл по поверхні, а також видно відсутність різких піків для параметра вдуву $1 \leq m \leq 2$. Такий результат говорить про те, що дана схема охолодження краще себе проявляти у порівнянні з традиційними отворами без заглиблень, адже потік краще розподіляється по поверхні та відсутній відрив потоку охолоджувача, що є недоліком схеми з традиційними отворами.

Також було розглянуто ізолінії ефективності охолодження при всіх параметрах вдуву для випуклої поверхні. З рис. 3.9. видно, що схема з трикутними заглибленнями з виїмками на передній грані надає рівномірний розподіл ефективності майже при всіх параметрах вдуву.

Хоча в даній роботі було помічено, що для випуклої поверхні при $m=0,5$ утворюються різкі піки, що у свою чергу дає нерівномірність для ефективності плівкового охолодження.

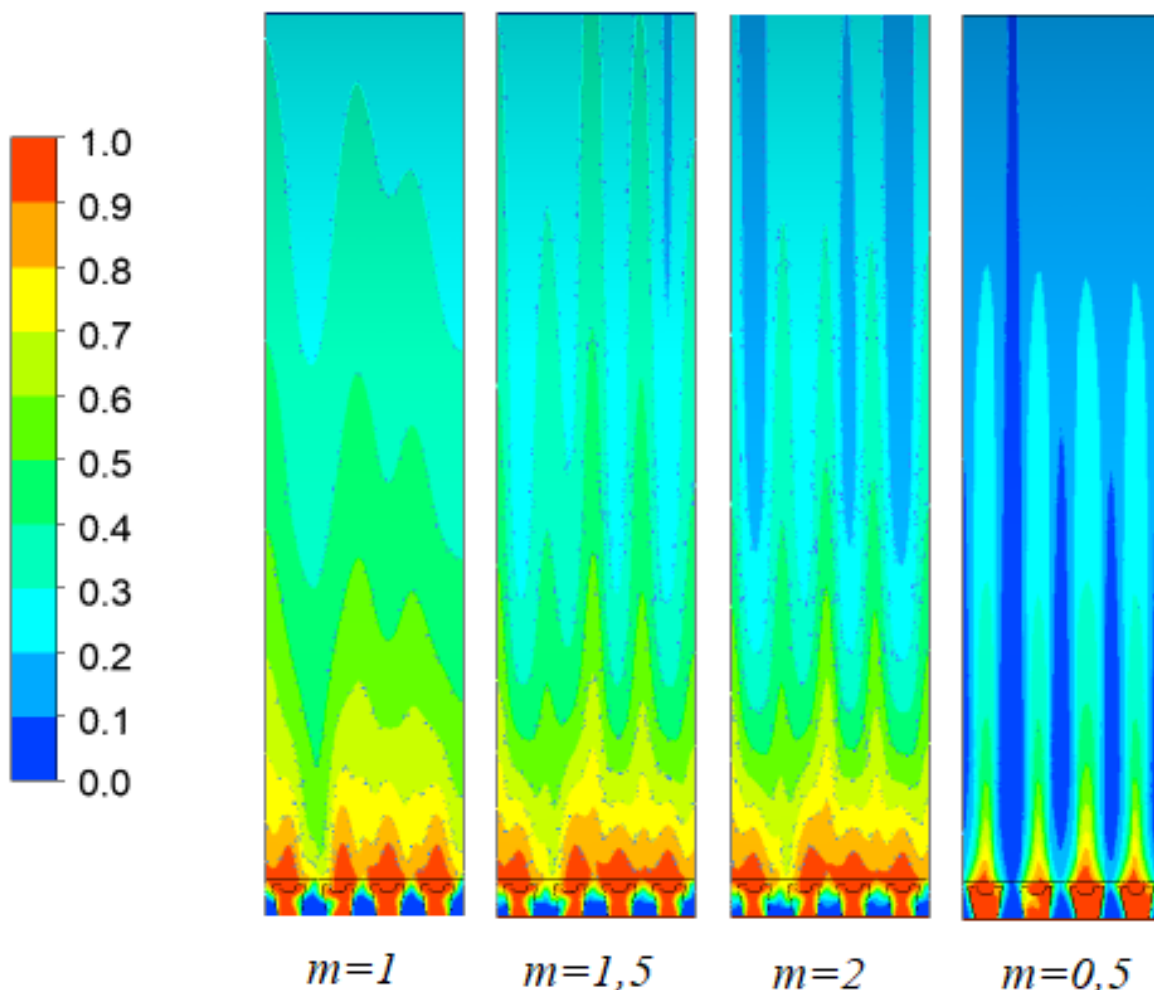


Рисунок 3.9. Ізолінії полів локальної ефективності для випуклої поверхні

Було розібрано вихрові структури, а саме вектори швидкості та температурні поля (рис. 3.10.), які були побудовані в перпендикулярній проекції. Самі вектори побудовані на довжині x/d рівній 0, 3 та 5, при цьому параметр вдуву дорівнював $m = 1$.

Пара “ниркових” вихорів зберігається, але до відстані $x/d=10$ і більше такий вихор має тенденцію до зменшення інтенсивності у порівнянні з традиційними отворами без заглиблень.

Спостерігається розширення струменів на виході із поверхневих заглиблень. Нерівномірність ефективності охолодження стає меншою у порівнянні з отворами без заглиблень.

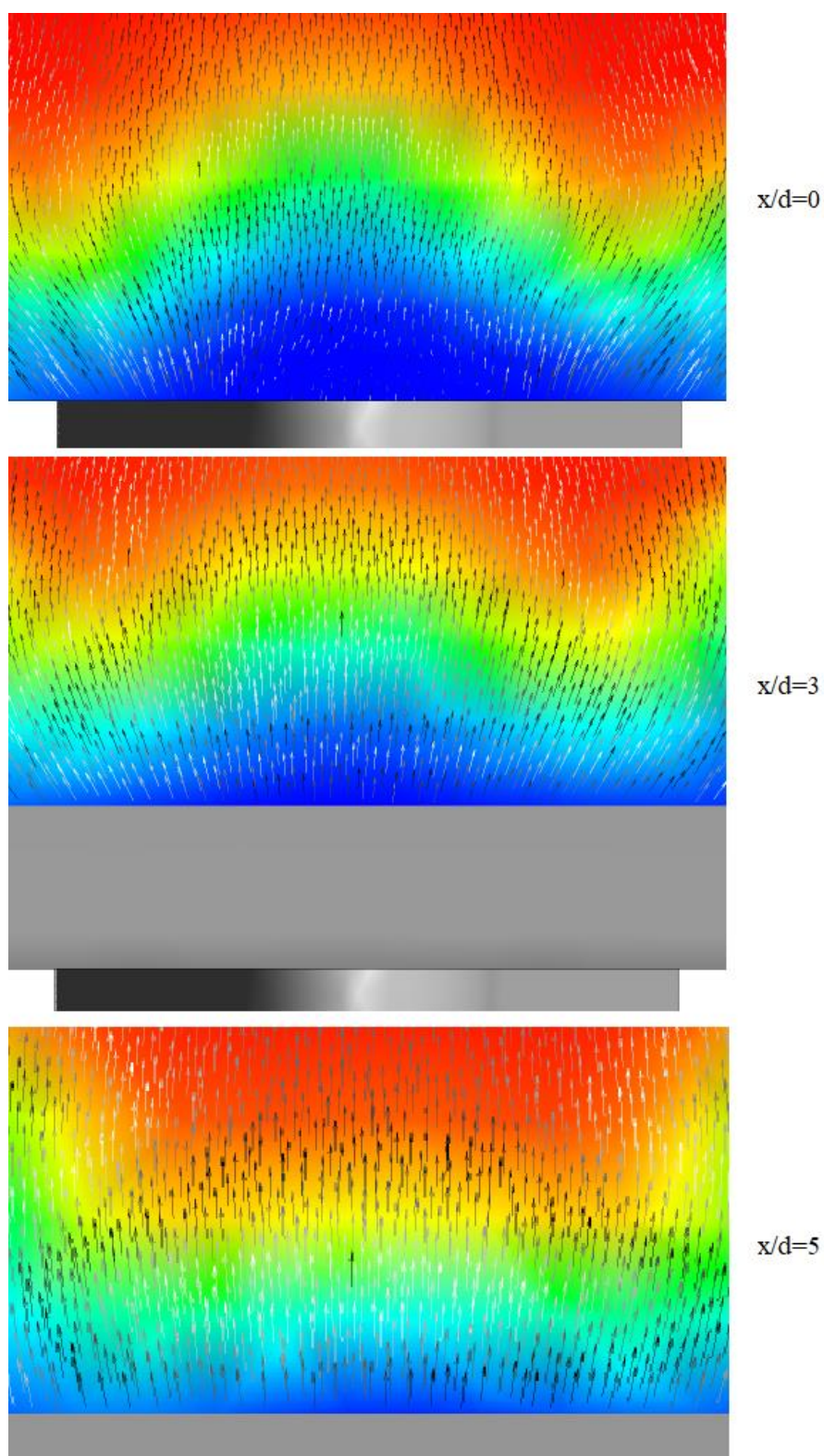


Рисунок 3.10. Проекції векторів швидкості та температурних полів в поперечному напрямі при $m=1$

Щодо ліній течії (рис. 3.11.), то у випадку випуклої поверхні охолоджувач з розширенням на виході з заглиблень розподіляється по поверхні, але для параметра вдуву $m=0.5$ бачимо зворотню картину, струмені розвиваються чітко по лінії заглиблень, що негативно впливає на ефективність плівкового охолодження.

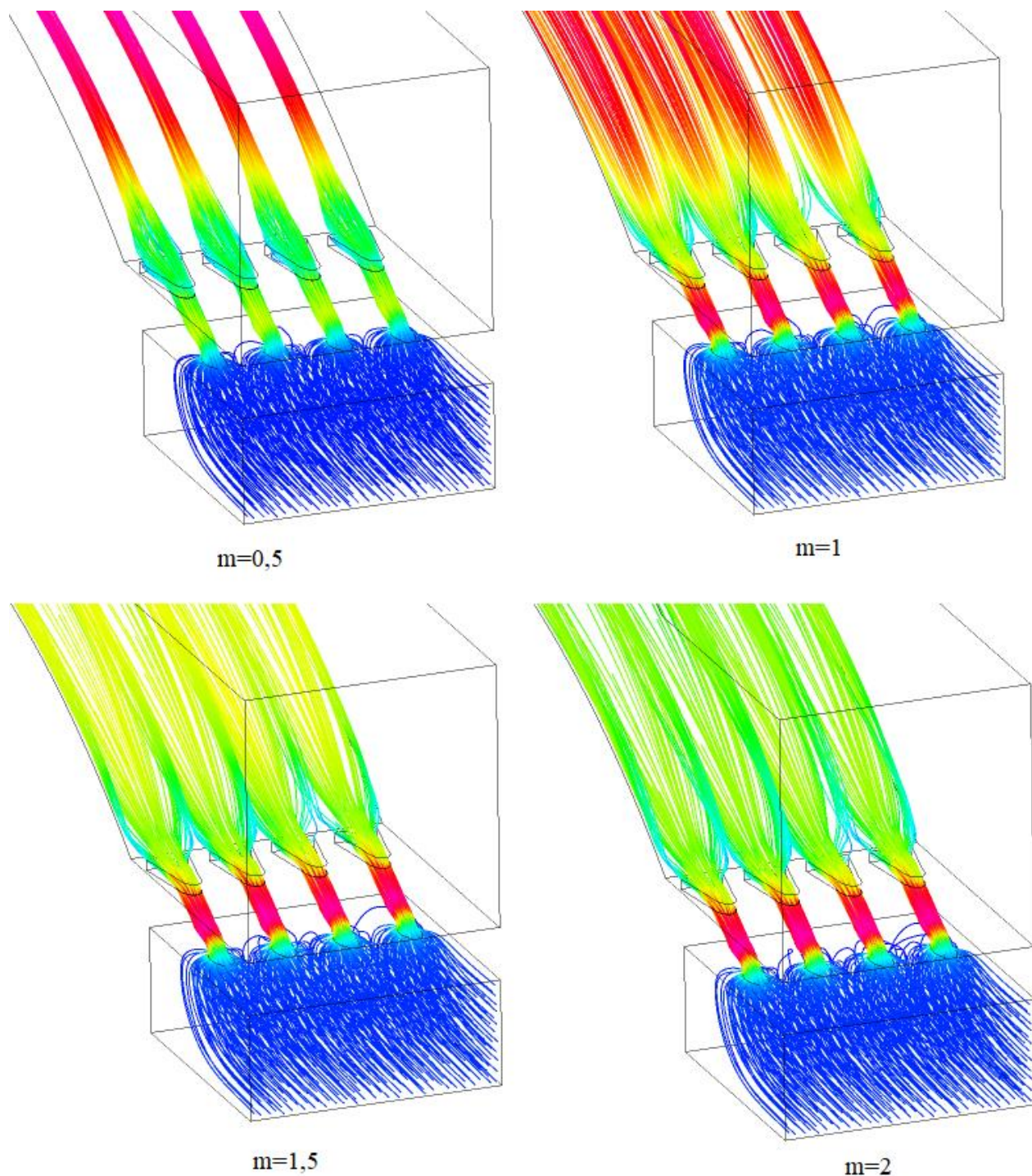


Рисунок 3.11. Лінії течії охолоджувача через заглиблення на випуклій поверхні

3.3 Вплив фактору турбулентності

Дослідження фактору турбулентності було виконане для поверхневих заглиблень трикутної форми з виїмкою на передній грані. Основні умови були наступними: температура та швидкість головного потоку становили відповідно 30 градусів та 35 м/с; для охолоджуючого потоку температура становила 90 градусів. Всі розрахунки проводилися для праметра вдуву $m=1$. Значення інтенсивності турбулентності були встановленими 5% та 10% відповідно.

На рис. 3.12. показано результати для плоскої та випуклої поверхонь, при заданих значеннях турбулентності. У порівнянні бачимо, що для обох поверхонь при інтенсивності турбулентності 5%, ефективність плівкового охолодження краща ніж за турбулентності в 10%.

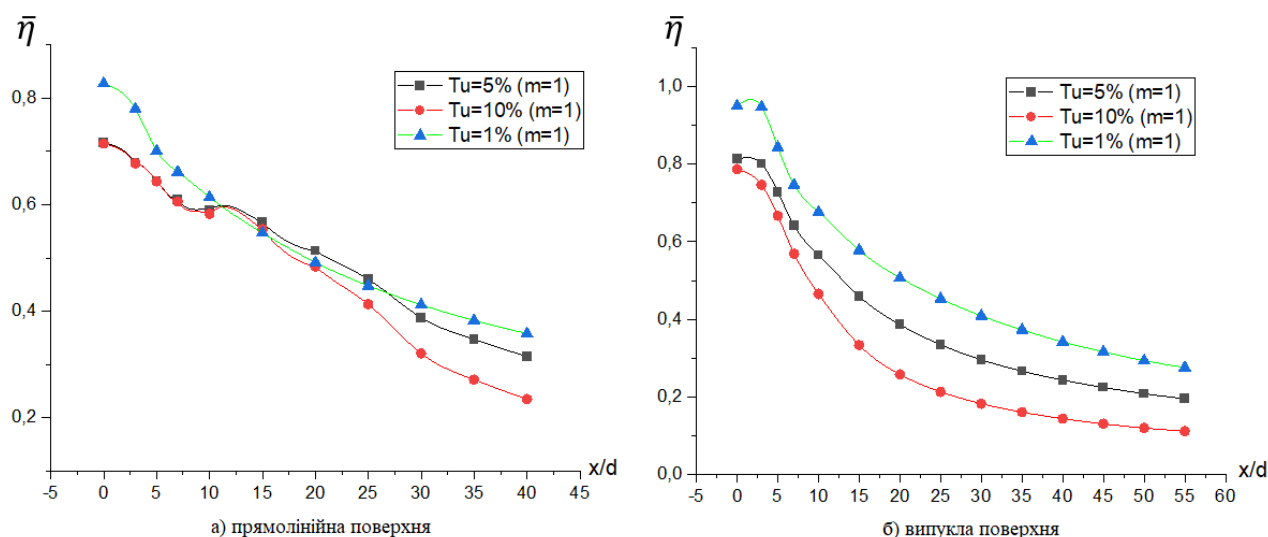


Рисунок 3.12. Локальна ефективність охолодження на: а) плоскій поверхні; б) випуклій поверхні

3.3.1 Аналіз структури потоків

На рис. 3.13. та рис. 3.14. наведено ефективність охолодження в поперечному до потоку напрямі та ізолінії полів ефективності для плоскої та випуклої поверхонь.

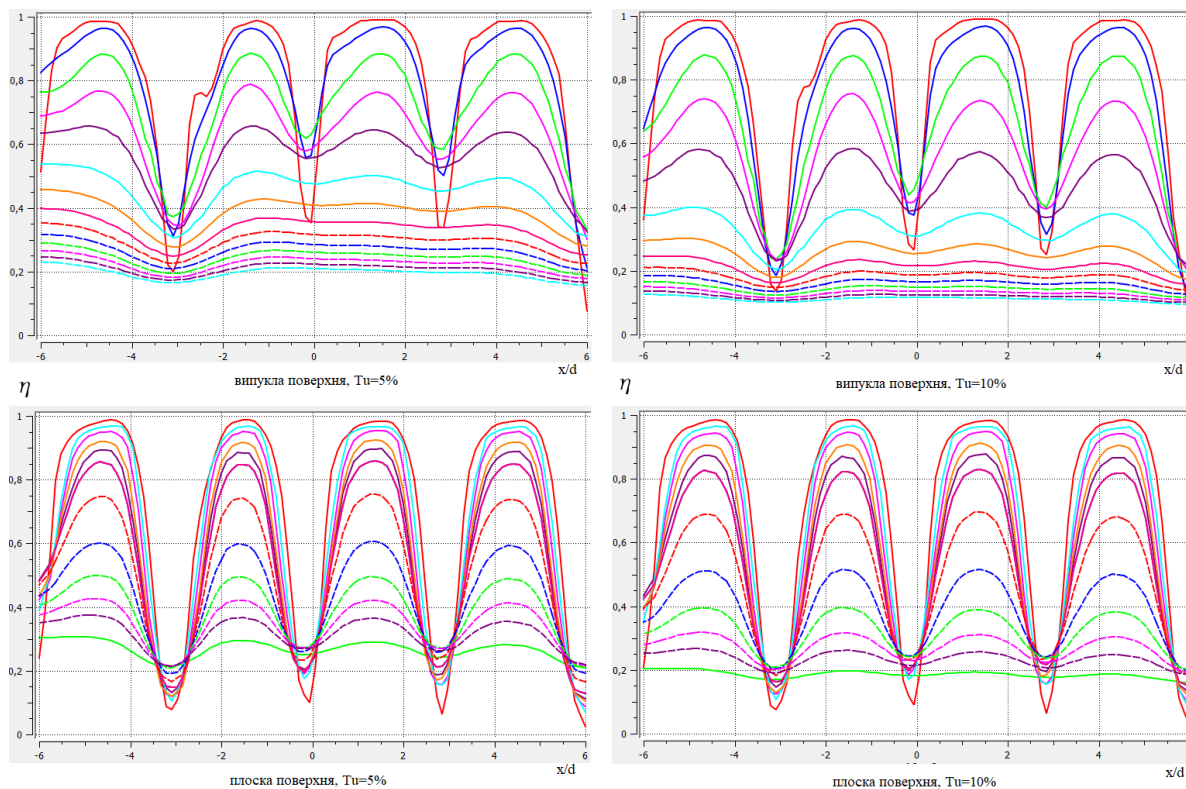
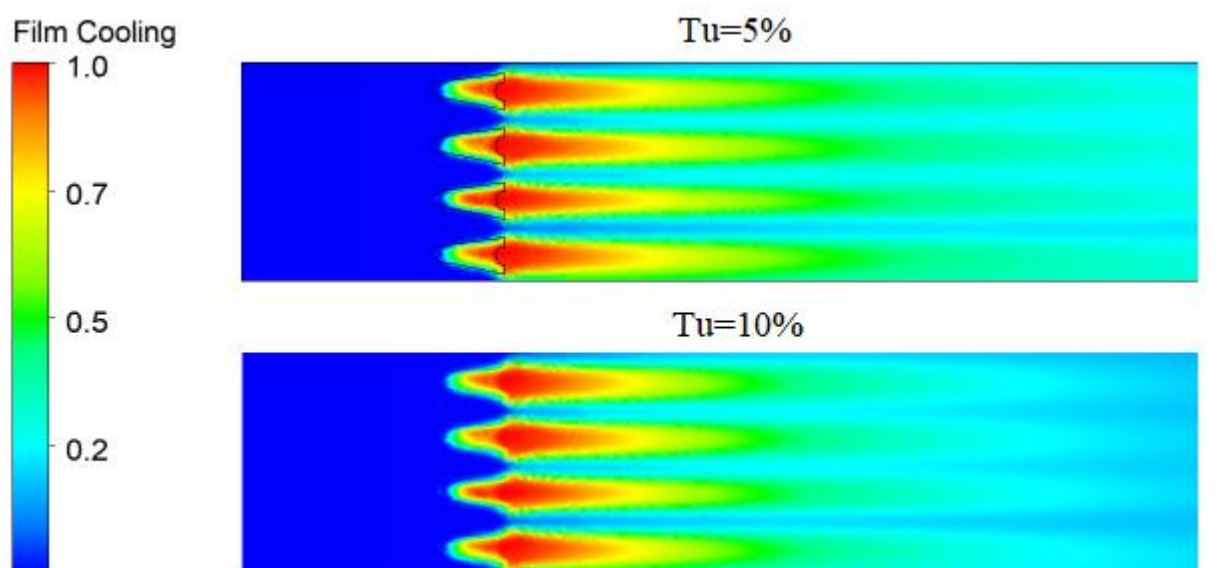
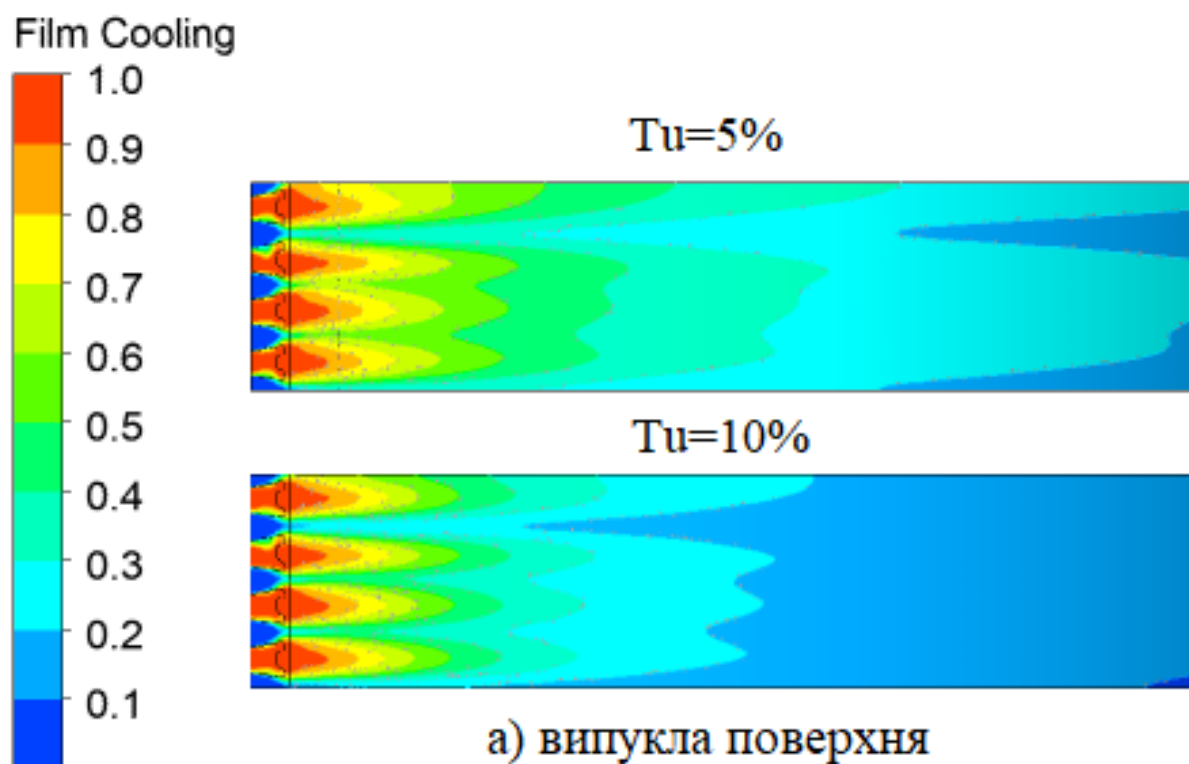


Рисунок 3.13. Ефективність охолодження в поперечному напрямі для плоскої та випуклої поверхонь



б) плоска поверхня



а) випукла поверхня

Рисунок 3.14. Ізолії полів ефективності охолодження на а) плоскій та б) випуклій поверхні

З рисунків видно, що охолоджуючий потік краще розподіляється у випадку випуклої поверхні, зокрема для інтенсивності турбулентності рівним 5%.

На плоскій поверхні розвиваються різкі піки, що говорить про нерівномірний покрив поверхні охолоджувачем, що в свою чергу дає гірший результат для плівкового охолодження лопатки.

На рис. 3.15. та рис. 3.16. зображені вихрові структури для плоскої та випуклої поверхонь для заданих інтенсивностей турбулентності, а саме вектори швидкості та температурні поля, які були побудовані в перпендикулярній проекції до напрямку руху потоків. Проекції векторів побудовані на довжині x/d рівній 0, 3, 5 та параметрі вдуву $m = 1$.

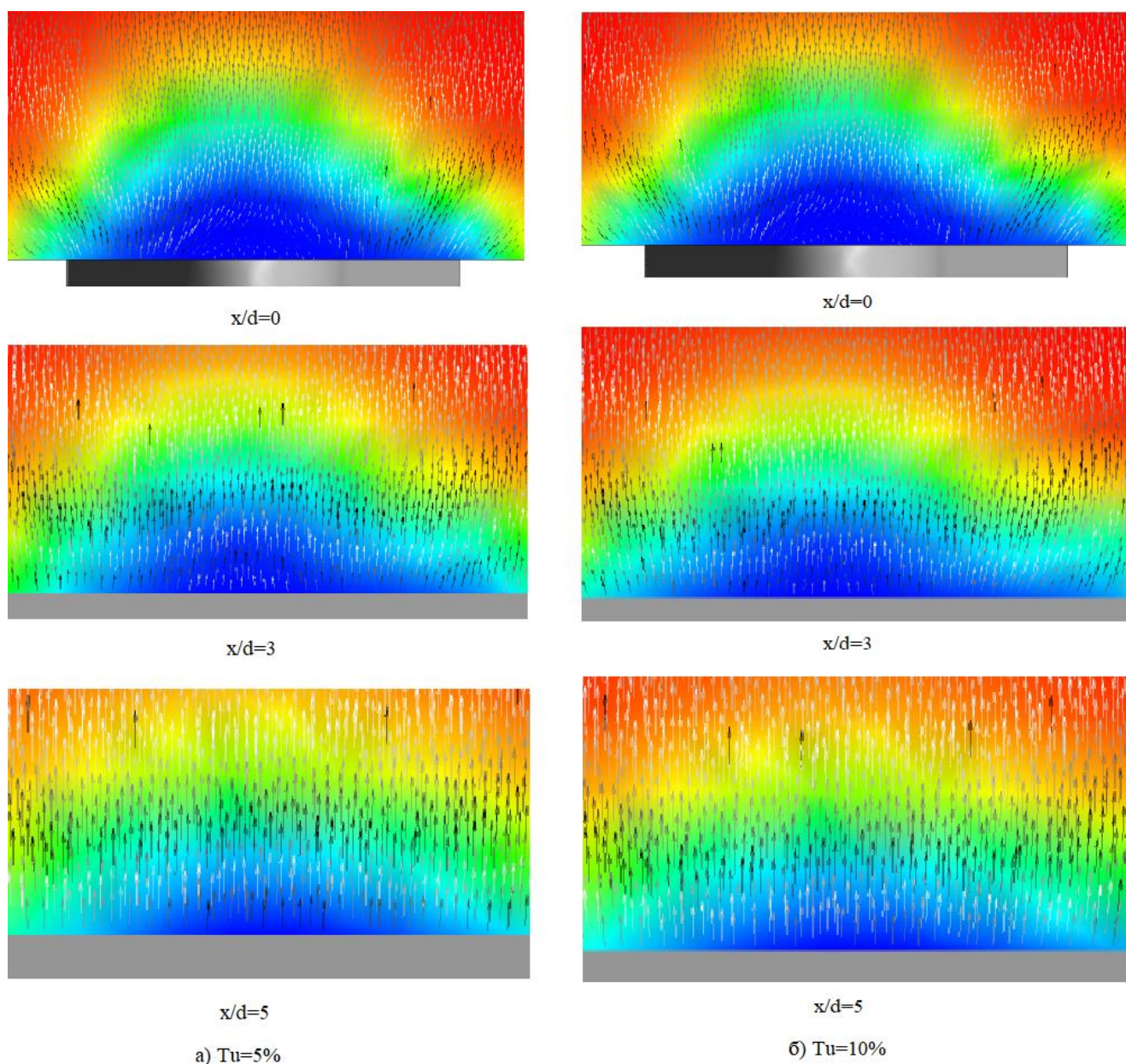


Рисунок 3.15. Проекції векторів швидкості для випуклої поверхні при $Tu = 5\%, 10\%$.

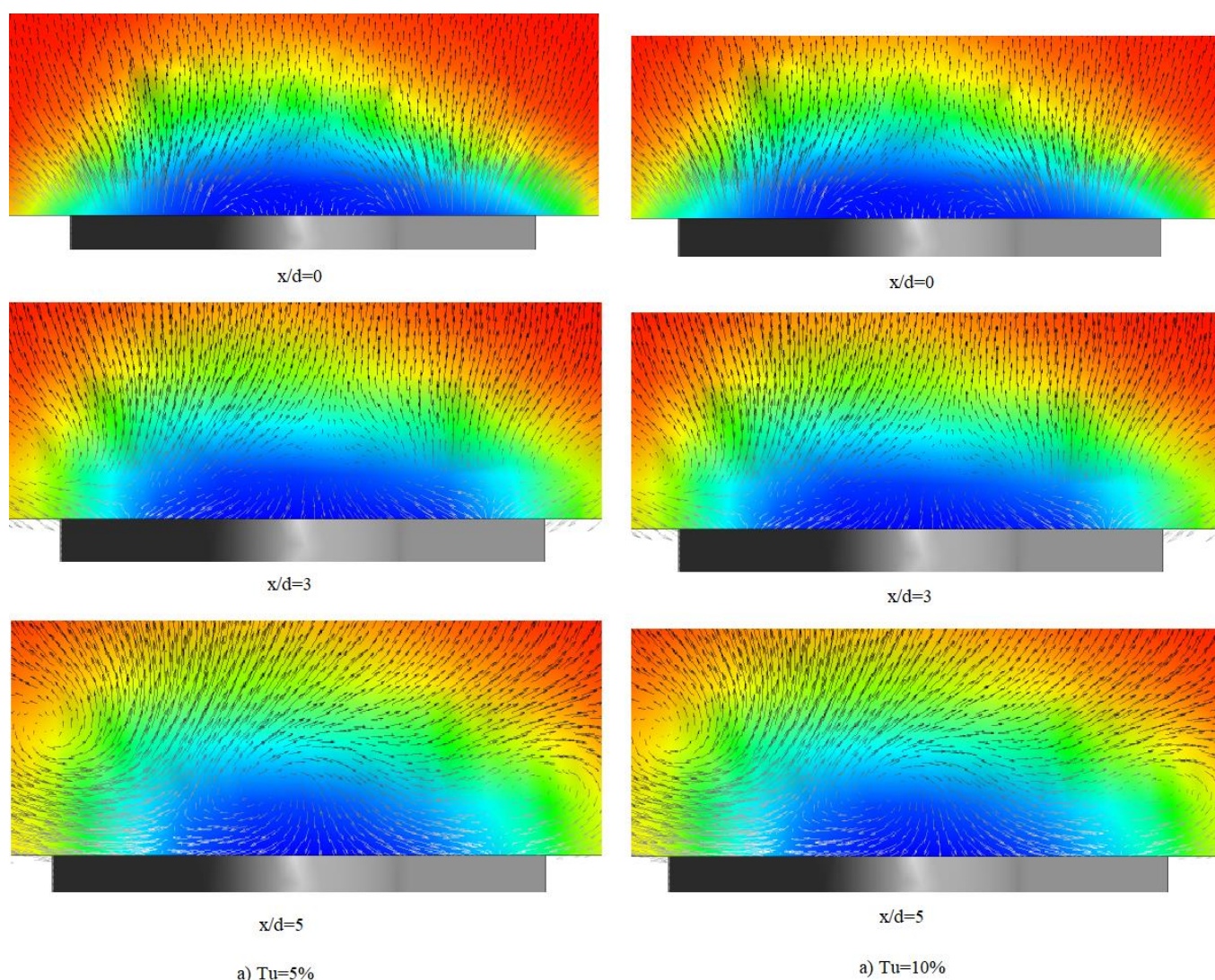


Рисунок 3.16. Проекції векторів швидкості для плоскої поверхні при $Tu=5\%$ та 10% .

Видно, що на зображенні вихрові структури типу “нирковий” присутні тільки в $x/d=0$, далі цей вихор згасає. Але на відстані $x/d=5$ розвивається завихреність, яка негативно впливає на ефективність охолодження перемішуванням основного та охолоджуючого потоків.

На рис. 3.17. та рис. 3.18. можна бачити вигляд струменю для плоскої та випуклої поверхонь. У випадку випуклої поверхні струмінь широко розвивається по всій довжині пластини до відстані $x/d=25$, далі струмінь починає звужуватися і нерівномірно покривати поверхню.

Для плоскої поверхні всі 4 струменя діють по довжині заглиблення, і чітко прослідковується межа між ними, що теж говорить про нерівномірне розподілення охолоджувача по поверхні.

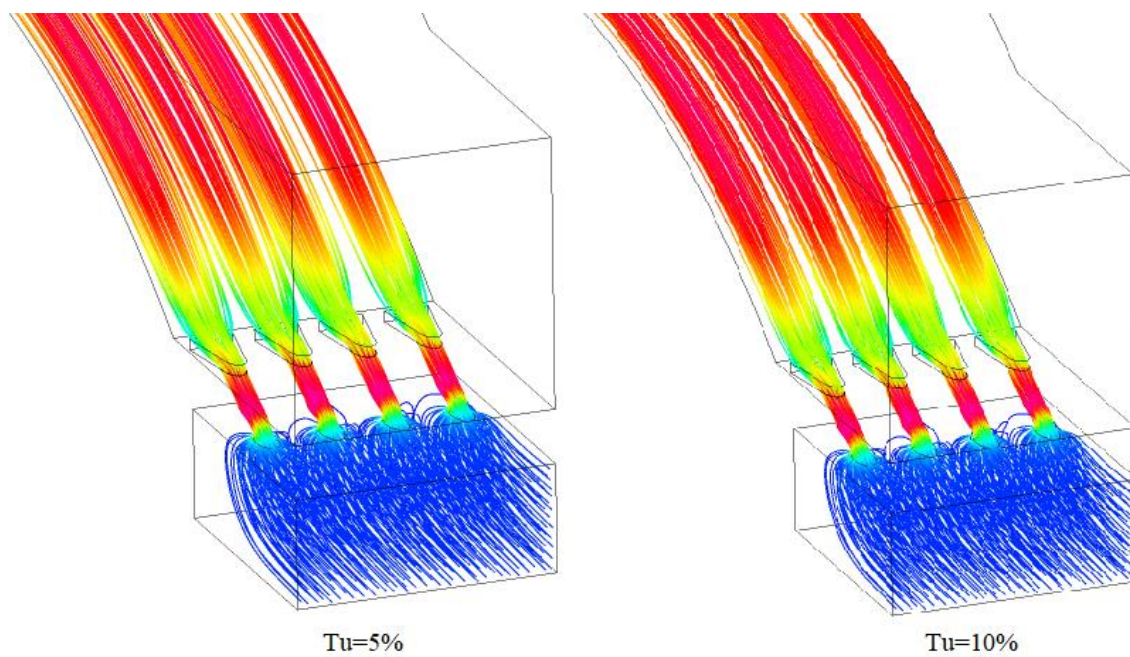


Рисунок 3.17. Лінії течії для випулої поверхні

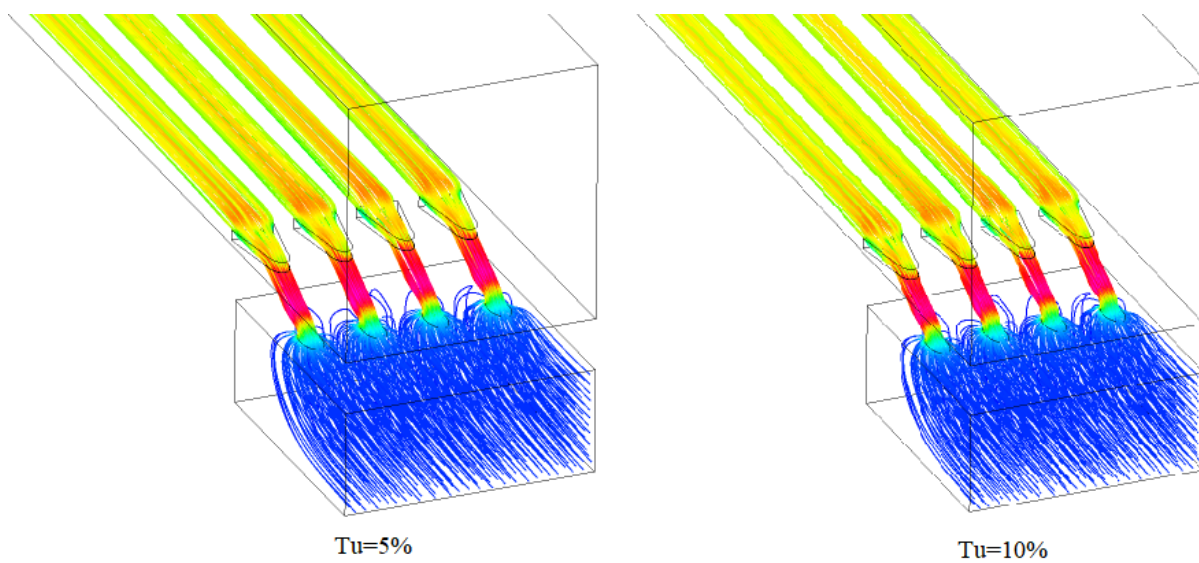


Рисунок 3.18. Лінії течії для плоскої поверхні

3.4 Порівняльна характеристика локальної ефективності схем плівкового охолодження

Для визначення переваг застосування конфігурації з профільованими трикутними поверхневими заглибленнями було проведено порівняння отриманих результатів з наступними схемами плівкового охолодження: схемою плівкового охолодження з видувом охолоджувача в трикутні кратери та схемою з видувом охолоджувача в трикутні кратери з передньою стінкою у вигляді дуги.

На рис. 3.19. представлені залежності локальної ефективності плівкового охолодження від відстані x/d до площини вдуву для дослідженої схеми видуву в профільовані трикутні поверхневі заглиблення та двох відомих схем: з видувом звичайні трикутні кратери та в кратери, де передня стінка у вигляді дуги для різних значень параметра вдуву.

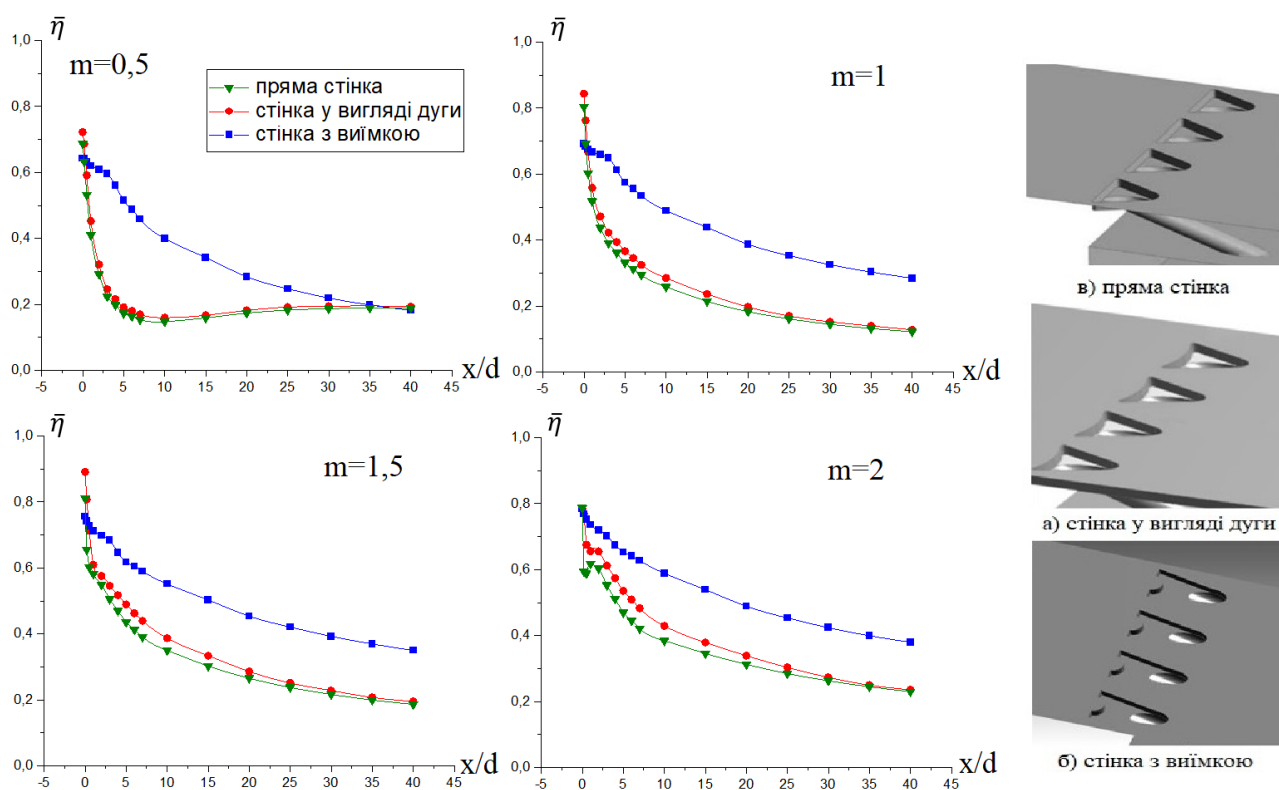


Рисунок 3.19. Локальна ефективність плівкового охолодження при різних параметрах вдуву: а) $m = 0.5$; б) $m = 1.0$; в) $m = 1.5$; г) $m = 2.0$

З аналізу графіків видно, що при всіх значеннях параметра вдуву локальна ефективність плівкового охолодження з використанням схеми профільованих трикутних поверхневих заглиблень з виїмкою на передній грані вища ніж для двох інших конфігурацій. Щодо схем звичайних трикутних кратерів та

трикутних кратерів з дугою на передній стінці, то для всіх значень параметра вдуву ефективність другої схеми демонструє кращий результат.

Також було побудовано графік залежності осередненої локальної ефективності від значень параметра вдуву, що можна бачити на рис. 3.20.

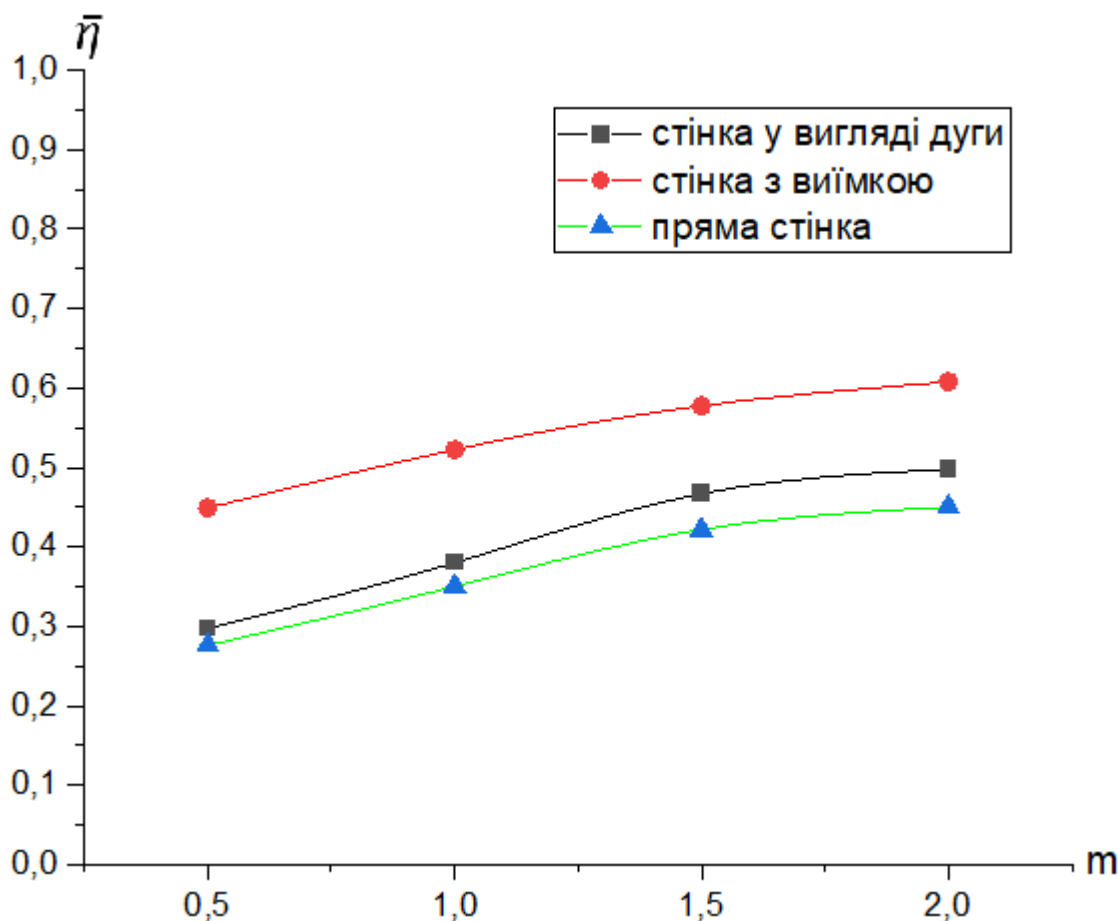


Рисунок 3.20. Усереднена локальна ефективність плівкового охолодження

Як видно з рис. 3.20 ефективність плівкового охолодження збільшується з ростом параметра вдуву. Конфігурація передньої стінки трикутного заглиблення має істотний вплив на ефективність плівкового охолодження.

При зміні прямої стінки [22] на дугоподібну [23] відбувся ріст ефективності на 3,6% в залежності від параметра вдуву. За варіантом з виїмкою ріст спостерігається до 16,6%.

Висновок до розділу 3

При дослідженні ефективності плівкового охолодження при подачі охолоджувача в поверхневі заглиблення трикутної форми з виїмкою на передній грані на плоску та випуклу поверхні було отримано різноманітні результати.

У порівнянні зі схемою традиційних отворів без заглиблень, плоска поверхня дає набагато кращий результат для середньої ефективності охолодження по всій поверхні, а саме: 43,3% та 22,7% при $m=0,5$; 50,9% та 12,8% при $m=1$; 56,5% та 5,9% при $m=1,5$; 59,8% та 3,9% при $m=2$. Тобто зі зростанням параметра вдуву схема з трикутними заглибленнями з виїмкою на передній грані дає підвищення ефективності охолодження, в той час коли схема з традиційними отворами без заглиблень зі зростанням параметра вдуву навпаки дають гірший результат.

У випадку випуклої поверхні у порівнянні з плоскою, така схема дає неоднозначний результат.

Для середньої ефективності маємо результат: 27,5% при $m=0,5$; 55,1% при $m=1$; 52,4% при $m=1,5$; 48,6% при $m=2$. Для осередненої по всій площі ефективність складає 52,6% для плоскої та 58,4% для випуклої поверхонь. Отже в результаті маємо, що схема з поверхневими заглибленнями трикутної форми з виїмкою на передній грані на плоскій поверхні видає кращий результат для ефективності плівкового охолодження чим схема на випуклій поверхні.

Також для дослідження фактора турбулентності було зроблено виміри при заданій інтенсивності турбулентності 5% та 10%. Для середньої ефективності охолодження маємо: 48,8% при $Tu=5\%$ та 36,4% при $Tu=10\%$ для плоскої поверхні; 39,5% при $Tu=5\%$ та 32,3% при $Tu=10\%$ для випуклої поверхні. Бачимо, що підвищення значення інтенсивності турбулентності погіршує ефективність плівкового охолодження для обох поверхонь.

ВИСНОВКИ

Робота присвячена теоретичному дослідженню фізичних закономірностей плівкового охолодження на плоскій та випуклій поверхнях при подачі охолоджувача в поверхневі заглиблення трикутної форми з виїмкою на передній грані. Також додатково було виконано дослідження впливу фактора турбулентності на ефективність плівкового охолодження.

Комп'ютерна модель була виконана в програмному забезпеченні ANSYS CFX. Для розв'язку задачі було обрано SST модель турбулентності, яка зарекомендувала себе в ряді робіт інших авторів.

Ефективність плівкового охолодження при використанні схеми з поверхневими заглибленнями трикутної форми з виїмкою на передній грані на плоскій поверхні дають набагато кращий результат у порівнянні зі схемою для традиційних отворів без заглиблень, що зумовлено трансформацією виховної структури.

Досліджена схема дає рівномірне покриття поверхні охолоджувачем, також відсутній відрив охолоджуючого потоку та перемішування охолоджувача з основним потоком, що є основними недоліками схеми з традиційними отворами без заглиблень.

У випадку випуклої поверхні ефективність плівкового охолодження має різкий характер спадання по довжині. У порівнянні з плоскою, дана схема дає неоднозначний результат. При досліджених параметрах вдуву випукла поверхня знижує ефективність плівкового охолодження, крім $m=1,0$, де спостерігається незначний вплив кривизни.

Дослідження впливу фактора турбулентності показали, що при заданих інтенсивностях турбулентності 5 та 10 % ефективність плівкового охолодження знижується у порівнянні з низькою інтенсивністю турбулентності в 1%. На плоскій поверхні при $Tu=5\%$ ефективність менша на 2,1% та при $Tu=10\%$ менша на 14,5%. У випадку випуклої поверхні при $Tu=5\%$ ефективність менша на 15,6%, а для $Tu=10\%$ менша на 22,8%.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Sonntag, Richard E.; Borgnakke, Claus (2006). Introduction to engineering thermodynamics (Second ed.). John Wiley.
2. Boyce M. Gas turbine engineering handbook/ Meherwan Boyce/ – 2nd ed. – Houston : Gulf Publishing, 2002. –815p.
3. И.Ф. Кравченко. Исследование вариантов воздухо – воздушного теплообменника для охлаждения турбины газотурбинного двигателя [Текст]/ И.ф. Кравченко, В.А. Шкабура, А.В. Еланский. – Авиационно - космическая техника и технология, 2013, № 4. – 101 с
4. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок [Текст]: учеб. / А.А. Иноземцев, М.А. Нехамкин, В.Л. Сандрацкий. М.: Машиностроение, 2008. Т. 2.
5. Liu J.S. Enhanced film cooling effectiveness with new shaped holes [Electronic resource] / J.S. Liu, M.F. Malak, L.A. Tapia et al // Proceedings of ASME Turbo Expo–2010. GT2010–22774. 11 p. 1 CD-ROM. Title from the screen.
6. Lu, Y. Film cooling from a row of holes embedded in transverse slots [Text] / Y. Lu, H. Nasir, S. V. Ekkad // ASME paper GT-2005-68598. – 8 p.
7. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил : Т. 7. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил / А.А. Халатов К.: Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 2008.
8. Халатов А.А., Борисов И.И., Дашевский Ю.Я., Коваленко А.С., Шевцов С.В. Пленочное охлаждение плоской поверхности однорядной системы наклонных отверстий в траншее: влияние внешней турбулентности и ускорения потока // Теплофизика и аэромеханика. 2013. Т. 20, №
9. Discharge coefficients and aerodynamic losses for cylindrical and cratered film-cooling holes with various coolant crossflow orientations / C. Zhang et al. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering.

2021. Vol. 43, no. 3.

10. Шве́ц, И.Т. К расчету граничных условий теплообмена при комбинированном охлаждении стенки/ И.Т. Шве́ц, В.М. Репухов // В кн.: Теплофизика и теплотехника. Вып. 26 — Киев, 1974. — С. 142-148.
11. Hess J, Smith A. Calculation of potential flow about arbitrary bodies. Progress in Aerospace Sciences. 1967;8: 1-138.
12. Leyek J.H. Discrete jet film cooling: a comparison of computation results with experiments [Text] / J.H. Leyek, R.D. Zerkle // Journal of Turbomachinery. — 1994. — V. 116. — P. 358–368.
13. Smagorinsky, Joseph (March 1963). "General Circulation Experiments with the Primitive Equations".
14. Deardorff, James (1970). "A numerical study of three-dimensional turbulent channel flow at large Reynolds numbers". Journal of Fluid Mechanics. 41 (2): 453–480.
15. Vreman, Bert; Geurts, Bernard; Kuerten, Hans (1995). "Subgrid-modelling in LES of compressible flow". Applied Scientific Research. 45 (3): 191–203.
16. Harrison K.L. Comparison of rans turbulence models for prediction of film cooling performance [Electronic resource] / K.L. Harrison, D.G. Bogard // Proceedings of ASME Turbo Expo 2008 June 9-13, 2008, Berlin, Germany. GT2008-51423. — 10 p. — 1 CD-ROM. — Title from the screen.
17. Gorman J, Sparrow E, Abraham J, Minkowycz W. Evaluation of the efficacy of turbulence models for swirling flows and the effect of turbulence intensity on heat transfer. Numerical Heat Transfer Part B: Fundamentals. 2016;70:485-602
18. 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.
19. Menter, F. R. (August 1994). "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications".

20. Андерсон Д., Таннехил Дж., Плетчер Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмен: В 2-х т.: Пер. с англ. — М.: Мир, 1990.
21. А.А. Халатов, Н.А. Панченко, И.И. Борисов, В.В. Северин. Компьютерное моделирование пленочного охлаждения при подаче охладителя через отверстия в траншее// Инженерно-физический журнал — 2017. — Том 90 — No3. — 670-677 с.
22. Khalatov A. A., Panchenko N. A., Petliak O. O. FILM COOLING OVER A FLAT PLATE WITH COOLANT SUPPLY IN TO TRIANGULAR INDENTATION. Industrial Heat Engineering. 2018. Vol. 40, no. 3. P. 5–11.
23. Черняєв Є. С. Газова завіса з подачею вторинного потоку в поверхневі заглиблення трикутної форми з передньою стінкою у вигляді дуги. Всеукраїнська науково-практична конференція студентів, аспірантів та молодих вчених — 2022.