

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

Фізико-Технічний Інститут

Кафедра фізики енергетичних систем

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ А.А. Халатов

(підпис)

“ \_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

## Дипломна робота

освітньо-кваліфікаційного рівня «бакалавр»

з напрямку підготовки (спеціальності) 6.040204 Прикладна фізика

на тему: Термогазодинаміка закрученого потоку повітря в радіально-обертаючому круглому каналі

Виконала студентка IV курсу, групи ФФ-12

Мулярчук Марія Андріївна \_\_\_\_\_

Керівник к. ф.-м. н., доцент кафедри ФЕС Пономаренко С.М. \_\_\_\_\_

Консультант Розділ 2, 3 пр. н. с. ІТТФ НАНУ, к. т. н., с. н. с.

Кобзар Сергій Григорович \_\_\_\_\_

Рецензент пр. н. с. ІТТФ НАНУ, к. т. н., с. н. с. Борисов Ігор Іванович \_\_\_\_\_

Засвідчую, що у цьому дипломному проекті  
немає запозичень з праць інших авторів без  
відповідних посилань.

Студент \_\_\_\_\_

Київ – 2015 року

**Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут»**

Факультет (інститут) Фізико-технічний інститут

Кафедра Фізики енергетичних систем

Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавр

Напрямок підготовки 6.040204 Прикладна фізика

Спеціальність 6.040204 Прикладна фізика

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ А.А. Халатов

(підпис)

«\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

**ЗАВДАННЯ**

**на дипломну роботу студенту**

Мулярчук Марія Андріївна

1. Тема роботи Термогазодинаміка закрученого потоку повітря в радіально-обертаючому круглому каналі

керівник роботи Пономаренко Сергій Миколайович, к. фіз.-мат. н., доцент

затверджені наказом по університету від «\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р. № \_\_\_\_\_

2. Строк подання студентом роботи \_\_\_\_\_

3. Вихідні дані до роботи Втрати повітря  $G_{in} = 6,448$  г/с, граничні умови (температура повітря  $T_{in} = 97$  °С, температура стінки завихрювача  $T_{wz} = 30$  °С, температура стінки циліндричного каналу  $T_w = 20$  °С)

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік завдань, які потрібно розробити) Використовуючи комерційний програмний комплекс ANSYS CFX, потрібно виконати дослідження термогазодинаміки в радіально-обертаючому круглому каналі з похило-тангенційним завихренням потоку на вході та 90° поворотом на виході

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

---

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розділ 2. Верифікація програмного комплексу ANSYS CFX для розрахунку завихреного потоку	Кобзар С.Г., пр. н. с. ІТТФ НАНУ, к. т. н.	04.02.15	06.03.15
Розділ 3. Термогазодинаміка закрученого потоку повітря в круглому каналі, що радіально обертається	Кобзар С.Г., пр. н. с. ІТТФ НАНУ, к. т. н.	11.03.15	06.05.15

7. Дата видачі завдання \_\_\_\_\_

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вибір і обґрунтування теми, постановка проблем і задач	2.11.2014	
2.	Літературний огляд	25.12.2014	
3.	Вибір методики дослідження. Числове моделювання	06.03.2015	
4.	Отримання і обґрунтування результатів	06.05.2015	
5.	Підготовка висновків	10.05.2015	
6.	Підпис керівника ДР	09.06.2015	
7.	Попередній захист ДР	15.06.2015	
8.	Захист ДР	22.06.2015	

Студентка \_\_\_\_\_

М.А. Мулярчук

Керівник роботи \_\_\_\_\_

С.М. Пономаренко

## РЕФЕРАТ

Дипломна робота містить 79 сторінок, 14 таблиць, 48 рисунків, список джерел з 27 найменувань, 2 додатки.

Термогазодинаміка закрученого потоку повітря в радіально-обертаючому круглому каналі.

Об'єктом дослідження є термогазодинаміка завихреного потоку повітря в круглому каналі, що радіально обертається.

Предметом дослідження є вплив обертання на теплообмін та гідравлічний опір в круглій трубі.

Метою даної роботи є дослідження впливу обертання круглого каналу на термогазодинаміку закрученого потоку повітря при правосторонньому і лівосторонньому обертанні каналу. При досліджуванні використовувався метод комп'ютерного моделювання за допомогою пакету ANSYS CFX.

Завданнями роботи є:

1. Вибір об'єкту дослідження (геометричні розміри).
2. Розробка та побудова комп'ютерної моделі.
3. Пошук адекватних моделей турбулентності.
4. Виконати дослідження впливу обертання круглого каналу на термогазодинаміку закрученого потоку повітря в каналі, що радіально обертається.

За результатами роботи можна сформулювати висновки:

1. Аналіз літератури показав, що одним із перспективних способів охолодження лопаток газової турбіни являється циклонне охолодження. Цей спосіб передбачає створення закрутки потоку в каналі охолодження круглого перетину (круглій трубі) за рахунок тангенційного підведення охолоджувача.
2. Виконано верифікацію пакету ANSYS та визначені моделі турбулентності та параметри розрахункової сітки, які забезпечуються задовільну точність результатів.
3. В межах зміни параметрів  $Ro = 0,1; 0,2; 0,3$  та  $Re_d = 20000$  виконано дослідження впливу обертання круглого каналу на термогазодинаміку

закрученого потоку в каналі, який радіально обертається та отримано такі результати:

- a) Напрямок завихрення потоку має істотний вплив на термогазодинаміку потоку, що пояснюється наявністю сил Коріоліса.
  - b) Обертання каналу знижує загальний гідравлічний опір каналу.
  - c) Зі збільшенням частоти обертання місцеві гідравлічні втрати в завихрювачі і в області вихідного повороту знижуються.
  - d) Радіальне обертання каналу призводить до збільшення локальної тепловіддачі, при цьому обертання каналу в напрямку завихрення потоку дає більший ефект.
  - e) Обертання каналу в напрямку завихрення потоку позитивно впливає на середні значення числа Нуссельта по довжині каналу для передньої критичної точки. При  $\omega = 30$  рад/с середнє значення числа Нуссельта збільшується на 10,23%. Обертання каналу проти завихрення потоку призводить до зменшення середнього значення числа Нуссельта в передній критичній точці. При  $\omega = -30$  рад/с середнє значення числа Нуссельта зменшується на 12,86%.
4. При розробці системи циклонного охолодження для ГТД потрібно, щоб закрутка потоку співпадала з напрямком обертання каналу.

Ключові слова: гідродинаміка, завихрений потік, тепловіддача, похило-тангенційне завихрення, моделі турбулентності, відцентрові сили, сили Коріоліса.

## SUMMARY

The diploma work includes 79 pages, 14 tables, 48 figures, sources list of 27 items, 2 attachments.

Thermogasdynamics in a radial rotating channel with swirling internal flow.

The object of research is the thermogasdynamics of swirling air flow in a radial rotating channel.

The subject of research is the effect of rotation on heat transfer and hydraulic resistance in a round tube.

The goal of this work is investigation of effect the channel rotation on the thermogasdynamics of swirling air flow in right-hand and left-hand rotation channel.

The tasks of the diploma work:

1. Selection of the research object (geometric dimensions).
2. Development and construction of a computer model.
3. Search for adequate models of turbulence.
4. Perform research influence of canal rotation on the thermogasdynamics of swirling air flow in radial rotation canal.

Conclusions:

1. Analysis of the literature showed that one of the promising methods of cooling blades of the gas turbine is cyclone cooling. This method involves the creation of swirl flow in cooling channel with round cross section (round tube) with the help of tangential supply of coolant.
2. Verification of package ANSYS was made. Turbulence models and parameters of mesh, which provided satisfactory precision results, were identified.
3. Within the limits of parameters change  $Ro = 0.1; 0.2; 0.3$  and  $Re_d = 20,000$  research of influence of canal radial rotation on the thermogasdynamics of swirling air flow was made and obtained the following results:
  - a) The direction of swirl flow has a significant impact on the flow thermogasdynamics. This is due to the presence of the Coriolis force.
  - b) Rotation of the channel reduces the total hydraulic resistance of channel.

- c) When the rotational frequency increases, the local hydraulic losses in a swirler and in output turn reduce.
  - d) Radial rotation channel is cause of an increase of local heat. Rotation of channel gives a greater effect in the direction of swirl flow.
  - e) Rotation of channel in the direction of swirl flow has a positive impact on the average Nusselt Number (for the front critical point) along the length of the channel. When  $\omega = 30$  rad/s average value Nusselt Number is increased by 10.23%. Rotation of channel in in the opposite direction of direction of swirl flow has a negative impact on the average Nusselt Number. When  $\omega = -30$  rad/s average value Nusselt Number decreases by 12.86%.
4. In developing the cyclone cooling for GTE need to twist the flow coincides with the direction of rotation of the channel.

Keywords: hydrodynamics, turbulence flow, heat transfer, tilt-tangential swirl, turbulence model, centrifugal force, Coriolis force.

## ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ .....	10
ВСТУП.....	11
РОЗДІЛ 1. ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	12
1.1. Температура на вході в газову турбіну .....	12
1.2. Системи охолодження, які використовуються в лопатках сучасних ГТД .....	15
1.3. Циклонне охолодження.....	19
1.4. Теплообмін і гідравлічний опір: повна закрутка на вході.....	24
1.4.1. Локальний теплообмін .....	24
1.5. Теплообмін і гідродинаміка повітряного потоку з похило-тангенційною закруткою .....	28
1.5.1. Локальний теплообмін при відсутності додаткового потоку. Відкритий вихід потоку.....	28
1.5.2. Гідродинаміка повітряного потоку з похило-тангенційною закруткою. Відкритий вихід потоку.....	30
1.5.3. Профіль повного тиску .....	31
1.5.4. Кут закрутки потоку.....	32
1.5.5. Втрати повного тиску по довжині каналу.....	35
Висновки .....	36
РОЗДІЛ 2. ВЕРІФІКАЦІЯ ПРОГРАМНОГО КОМПЛЕКСУ ANSYS CFX ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ЗАВИХРЕНИХ ПОТОКІВ .....	38
2.1. Сучасні підходи до комп'ютерного моделювання .....	38
2.2. Геометрична 3D-модель і розрахункові сітки.....	40
2.3. Фізична модель і граничні умови .....	43
2.4. Результати тестування .....	45
2.4.1. Результати верифікації при використанні моделей турбулентності з автоматичними пристінковими функціями.....	46
2.4.2. Результати верифікації при використанні моделей турбулентності з масштабованими пристінковими функціями .....	50



2.5. Визначення похибки розрахунків тепловіддачі .....	54
2.6. Втрати в завихрювачі і на повороті.....	55
2.7. Дослідження впливу розміру сітки на результати розрахунку .....	57
Висновки .....	60
<b>РОЗДІЛ 3. ТЕРМОГАЗОДИНАМІКА ЗАКРУЧЕНОГО ПОТОКУ ПОВІТРЯ В КРУГЛОМУ КАНАЛІ, ЩО РАДІАЛЬНО ОБЕРТАЄТЬСЯ.....</b>	<b>61</b>
3.1. Відцентрові і Коріолісові сили інерції, їх вплив на потік в трубі, що радіально обертається.....	61
3.2. Гідродинаміка закрученого потоку в круглому каналі, що радіально обертається .....	64
3.2.1. Профілі швидкостей потоку.....	64
3.2.2. Тангенс поверхневого кута закрутки потоку .....	67
3.2.3. Коефіцієнт гідравлічного опору .....	68
3.2.4. Повний і статичний тиски .....	68
3.3. Теплообмін закрученого потоку в круглому каналі, що радіально обертається.....	71
3.3.1. Профілі температур потоку.....	71
3.3.2. Теплообмін.....	73
Висновки .....	75
<b>ВИСНОВКИ.....</b>	<b>76</b>
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....</b>	<b>77</b>
<b>ДОДАТОК А. Способи закрутки потоку .....</b>	<b>80</b>
<b>ДОДАТОК Б. Параметри закрутки потоку.....</b>	<b>86</b>

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

Латинські символи:

$d$  – діаметр циліндричного каналу, м;

$f$  – коефіцієнт опору тертя;

$P$  – тиск, Па;

$r$  – радіус обертання, мм;

$T$  – температура, К; °С;

$w$  – осьова компонента швидкості потоку, м/с.

Грецькі символи:

$\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м<sup>2</sup>К;

$\nu$  – кінематичний коефіцієнт в'язкості, м<sup>2</sup>/с;

$\rho$  – густина, кг/м<sup>3</sup>;

$\varphi$  – кут закрутки потоку, градус;

$\omega$  – швидкість обертання, рад/с.

Критерії і параметри:

$Nu_d$  – число Нуссельта, яке визначається по діаметру каналу,  $Nu_d = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$

$Re_d$  – число Рейнольдса, яке визначається по діаметру каналу,  $Re_d = \frac{\bar{w} \cdot d}{\nu}$

$Ro$  – число обертання,  $Ro = \frac{\omega \cdot d}{\bar{w}}$ .

## ВСТУП

Підвищення температури газу перед турбіною залишається головним напрямком підвищення економічності газотурбінних двигунів (ГТД), незалежно від їх призначення. Оскільки темп підвищення жаростійкості матеріалів для виготовлення газових турбін відстає від темпу росту температури газу перед турбіною, удосконалення систем охолодження являється поки основним методом збільшення коефіцієнту корисної дії (ККД) ГТД.

Теоретичні і експериментальні дослідження, виконані в провідних газотурбінних компаніях світу, показують, що конвективно-плівкове охолодження збереже свої позиції при температурах газу перед турбіною не менше 1550...1600°C. Однак зростання витрат охолоджувача для підтримання температур лопаток в необхідних межах, складність і висока вартість технологічного процесу виготовлення охолоджуючих лопаток диктує необхідність розробки нових способів охолодження з високим ступенем інтенсифікації теплообміну при значному зниженні витрат охолоджувача.

В зв'язку з цим великий інтерес представляють нові напрямки внутрішнього охолодження лопаток, до яких відноситься циклонне охолодження, що базується на використанні концепції завихрення потоку в каналі охолодження. В зв'язку із будовою робочих лопаток газових турбін можливе похило-тангенційне завихрення потоку, коли потік подається тангенційно та під деяким кутом, що менший 90°, до вісі каналу напрямку руху потоку.

В ІТТФ НАНУ проводились дослідження циклонного охолодження для стаціонарного випадку. Циклонне охолодження працює в умовах обертання турбіни. Метою даної роботи є дослідження впливу обертання каналу на термогазодинаміку закрученого потоку повітря в круглому каналі, що радіально обертається.

## РОЗДІЛ 1. ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

### 1.1. Температура на вході в газову турбіну

З ростом цін на паливо постає питання максимального підвищення паливної ефективності ГТД будь-якого призначення. Цього можна добитися підвищуючи температуру газу на вході турбіни  $T_T$ .

Необхідно відмітити, що відповідно до міжнародного стандарту ISO-2314 «Газові турбіни – приймальні випробування», (п. 3.15), температура газу на вході в турбіну визначається як «теоретична середньозважена температура перед сопловими лопатками першого ступеня...», і багато фірм визначають  $T_T$  відповідно до цього стандарту. В той же час, існує стандарт API-616 «Газові турбіни для нафтової, хімічної і газової промисловості», відповідно до якого початкова температура в циклі ГТД і температура газу на вході в турбіну визначається як «температура перед робочими лопатками першого ступеня...». Ряд провідних фірм, таких як «General Electric» притримується саме такого підходу [1].

Наприкінці 90-х років ХХ ст. були досягнуті  $T_T$  (по ISO) на рівні 1500 °С, що, як показано на рис. 1.1 [2], відповідало рівню  $T_T$  авіаційних двигунів, які були розроблені до того часу.

Освоєння ще вищих температур  $T_T$  (~ 1700°С) стало можливим за рахунок вдосконалення системи охолодження двигунів в цілому і лопаток турбін, незважаючи на те, що забезпечення необхідної глибини охолодження соплових лопаток (СЛ) і робочих лопаток (РЛ) перших ступенів являється однією з найбільших проблем.

Вдосконалення систем охолодження на протязі останніх 50 років дозволило підвищувати  $T_T$  в середньому на 11°С в рік [3]. Це приблизно втричі більше, ніж за рахунок покращення властивостей матеріалів. Звичайно, зараз продовжують розробляти нові, ще більш жаростійкі сплави, але покращення їх властивостей як і

раніше відстає від росту  $T_r$ . До того ж, підвищення жаростійкості сплавів зазвичай досягається за рахунок збільшення вмісту ренію (в сучасних сплавах до 6% і більше) або вольфраму, а також рідкоземельних елементів, що призводить до їх різкого подорожчання.

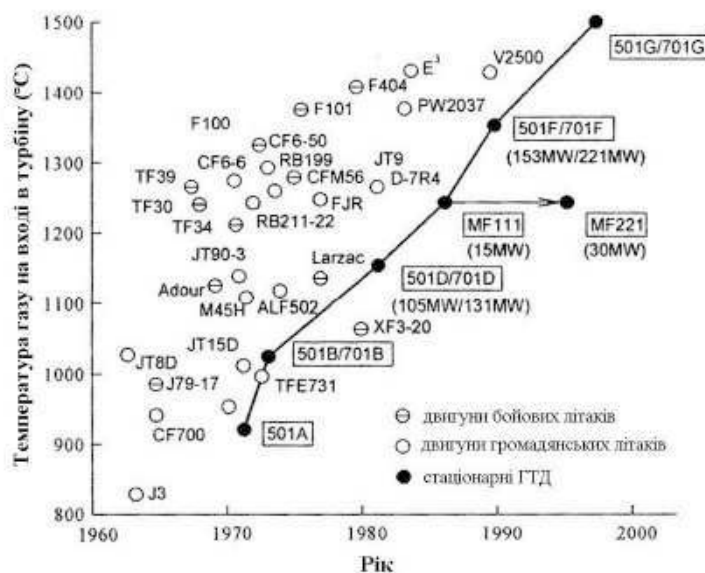


Рис. 1.1. Підвищення температури газу на вході в турбіну в деяких іноземних ГТД [2]

Підвищення жаростійких властивостей сплавів необхідно також для забезпечення ресурсів лопаток на рівні сучасних вимог, які для стаціонарних ГТД становлять, зазвичай, від 30 до 50 тисяч годин [1], що відповідає ресурсу ГТД до капітального ремонту. Дані ресурси повинні бути забезпечені в хімічно активному середовищі продуктів згорання природного газу, дизельного палива або біопалива. Це робить неможливим використання в стаціонарних ГТД багатьох жаростійких сплавів, які створені для авіаційних ГТД, і вимагає підвищення антикорозійних властивостей лопаткових матеріалів. Зазвичай цього можна досягти за рахунок підвищення вмісту хрому, але при цьому знижується жаростійкість сплаву.

Підвищення жаростійкості лопаток забезпечується також за рахунок використання сучасних ливарних технологій – лиття з направленою кристалізацією (НК), монокристалічне лиття (МК) (цей метод досить дорогий).

Ще одним важливим напрямком в освоєнні високих температур  $T_r$  являється використання теплозахисних покриттів (ТЗП). На сьогодні найбільш поширені – двошарові ТЗП. Внутрішній шар такого ТЗП – металевий, типу Метал-Cr-Al-Y, де «Метал» - нікель або кобальт, або їх суміш. Зовнішній шар – кераміка на основі двоокису цирконію, модифікованої окисом ітрія. Такі покриття використовують практично всі фірми-розробники ГТД для захисту лопаток перших ступенів [1].

По даним фірми «Mitsubishi», підвищення  $T_r$  з  $1500^{\circ}\text{C}$  до  $1700^{\circ}\text{C}$  можна досягнути за наступних пропорцій:  $50^{\circ}\text{C}$  за рахунок підвищення жаростійкості лопаткових матеріалів,  $50^{\circ}\text{C}$  за рахунок вдосконалення ТЗП, а останні  $100^{\circ}\text{C}$  – за рахунок підвищення глибини охолодження лопаток [1].

Впровадження парового охолодження в ГТД призводить до різкого ускладнення конструкції як ГТД, так і ПГУ в цілому. Крім того, використання парового охолодження в ГТД призводить до неможливості його експлуатації в простому циклі, різко подовжує процес запуску, погіршує маневрені характеристики. Разом з тим ККД двигуна SGT5-8000H в комбінованому циклі не поступається ККД ПГУ MS9001H і M501H. ККД ПГУ на базі двигунів M501H вищий, ніж ПГУ на базі двигуна M501G1 на 1,6%, і всього на 0,7%, ніж на базі двигуна M701G2 [1]. З цих даних видно, що перехід на парове охолодження лопаток не дозволяє суттєво підвищити ККД ГТД і створених на базі них ПГУ.

Необхідно відмітити, що в більшості стаціонарних ГТД середньої та малої потужності реальні значення  $T_r$  набагато нижчі, і не перевищують  $1230^{\circ}\text{C}$  на вході в ротор турбіни. Це являється основною причиною того, що ККД таких ГТД суттєво поступається ККД двигунів великої потужності. Неможливість досягнення в стаціонарних ГТД малої та середньої потужності таких високих  $T_r$ , як в двигунах великої потужності, полягає, в основному, в наступних причинах. По-перше, реалізація в ГТД малої і середньої потужності розвинутих систем охолодження з тими ж конструктивними рішеннями, що і в ГТД великої потужності, приводить до значного ускладнення і подорожчання таких двигунів. По-друге, пропорційне зменшення розмірів охолоджуючих каналів і турбулізаторів робить їх виготовлення доволі важким, і різко погіршує технологічність лопаток; зменшення діаметрів

отворів робить їх схильними до засмічення. В деяких випадках, при надмірному зменшенні каналів, в них не вдається забезпечити розвинутий турбулентний режим течії, що додатково ускладнює досягнення необхідної інтенсивності охолодження.

Таким чином, підвищення  $T_r$  в ГТД малої і середньої потужності найімовірніше буде відбуватися за рахунок освоєння нових схемних рішень і високоефективних альтернативних способів охолодження. При цьому можна очікувати, що деякі способи охолодження можуть бути запозичені з перспективних розробок авіаційних ГТД.

## 1.2. Системи охолодження, які використовуються в лопатках сучасних ГТД

Розглянемо найбільш перспективні схеми охолодження, які використовуються в лопатках сучасних ГТД.

На рис. 1.2 [4] показана конструкція СЛ першого ступеня двигуна М701G1, яка характерна для більшості сучасних високотемпературних ГТД. Внутрішня порожнина складається з трьох окремих порожнин, в кожній з яких встановлений перфорований дефлектор.



Рис. 1.2. Схема охолодження СЛ першого ступеня двигуна М701G1

Конвективне охолодження лопатки здійснюється за допомогою струмового обдуву внутрішніх поверхонь стінок через отвори в дефлекторах. Як видно з рисунку, область струмового охолодження відсутня в районі вхідної кромки, тобто в зоні найбільш високого протитиску зі сторони газу. В даній конструкції лопатки конвективне охолодження комбінується з плівковим охолодженням. Основна

перевага даного технічного рішення – відносна простота конструкції при досить високій інтенсивності конвективного теплообміну.

Аналогічні конструктивні рішення характерні для багатьох СЛ перших ступенів сучасних авіаційних ГТД, дещо спрощені рішення характерні і для стаціонарних ГТД малої і середньої потужності.

Недолік такого методу охолодження – це необхідність виконання в дефлекторах великої кількості малих отворів, які схильні до засмічення, що особливо актуально для двигунів малої і середньої потужності. До того ж, перехід на 3-D профілювання лопаткових апаратів турбін ускладнює використання дефлекторних схем охолодження лопаток.

Тому останнім часом широко використовуються петлеві схеми, умовно показані на рис. 1.3 [4], які раніше були характерні в основному для РЛ.

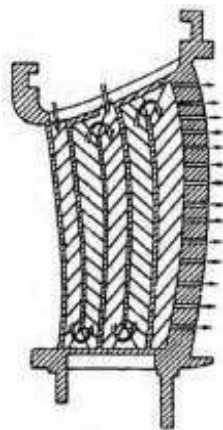


Рис. 1.3. Соплова лопатка з петлевою схемою потоку повітря

Як видно з цього рисунка, охолоджуючі канали лопатки обладнані ребрами-турбулізаторами, які дозволяють підвищити інтенсивність теплообміну у внутрішніх поверхнях профілю в декілька разів. Як відомо, можливість підвищення температури газу перед турбіною багато в чому визначається можливістю створення охолоджуючих РЛ першого ступеня турбіни з необхідною глибиною охолодження. Для РЛ перших ступенів, які розроблені в 60-70-х рр. ХХ ст., також були характерні схеми охолодження з внутрішнім дефлектором і струмовим обдувом внутрішніх



стінок пера лопатки через отвори в дефлекторі. В РЛ такої конструкції вдавалося досягати достатньо високої глибини охолодження, як правило, більшої, ніж з радіальними циліндричними каналами і в лопатках зі штирками-турбулізаторами, які також широко використовували в ті роки. Однак через цілий ряд недоліків конструктивного і технологічного характеру в даний час РЛ з такими схемами охолодження не розробляються [1].

На сьогодні в ГТД, розроблених в країнах колишнього СРСР, достатньо широкого використання знайшли, так звані, «вихрові» лопатки, внутрішні порожнини яких частково або повністю складаються з вихрових матриць («lattice cooling»). Вихрова матриця (ВМ) являє собою систему компланарних міжреберних каналів, близьких по формі до прямокутної, які перетинаються під кутом  $2\beta$ , як показано на рис. 1.4 [4]. В цих каналах потоки повітря обмінюються обертовими моментами й імпульсами. Схеми вихрових турбінних лопаток різноманітного конструктивного виконання показані на рис. 1.4.

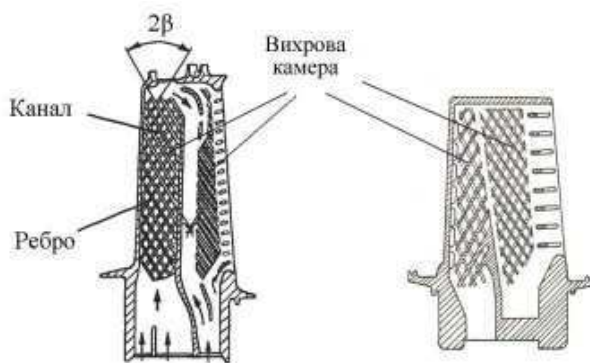


Рис. 1.4. Схеми робочих лопаток з вихровою системою охолодження

Використання ВМ в умовах, характерних для лопатки газової турбіни ( $\beta=30^\circ \dots 60^\circ$ ), дозволяє забезпечити достатньо високу глибину охолодження при прийнятних втратах тиску [5]. Слід відмітити, що необхідна глибина охолодження в таких лопатках досягається, в основному, за рахунок оребрення.

Використання ВМ в «хвостовій» частині замість штиркового охолодження збільшує довговічність лопатки в 10 раз, а при заміні ребер-турбулізаторів на

поверхні внутрішніх стінок в середній частині на ВМ – в 3,4...4,2 рази [5, 6]. Число термоциклів до появи тріщин на стороні тиску біля вихідної кромки лопатки з ВМ на два порядки більше в порівнянні зі штирковою системою охолодження. ВМ успішно використовується також в СЛ, де вони зазвичай комбінуються з дефлекторними схемами.

Подальше підвищення теплообмінних характеристик в ВМ обмежується, в основному, неможливістю збільшення коефіцієнта оребрення вище відповідного рівня. Це пов'язано з причинами технологічного характеру. Підвищення глибини охолодження в лопатках з ВМ супроводжується збільшенням різниці температур оболонки лопатки і вершин ребер матриці, що не завжди прийнятно.

В РЛ сучасних високотемпературних ГТД петлеві схеми потоку, як правило, комбінуються з плівковим охолодженням. Схема такої лопатки представлена на рис. 1.5 [4].

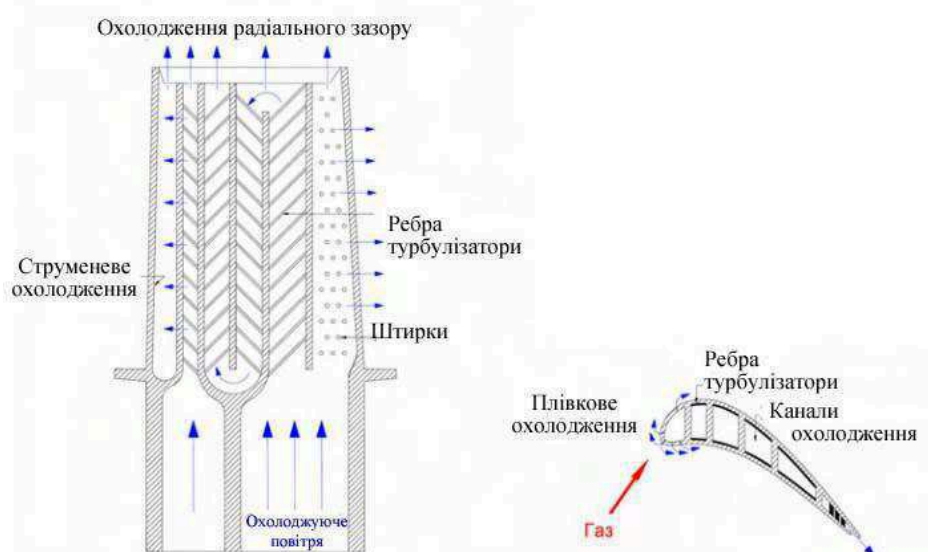


Рис. 1.5. Типова схема охолодження робочої лопатки

Такі схеми дозволяють використовувати в кожному із контурів весь наявний перепад тисків охолоджувача, що дає можливість досягнути максимальної інтенсивності теплообміну. Крім того, при охолодженні найбільш проблемних зон (найчастіше це вхідна і вихідна кромки) можуть бути здійснені окремі підводи повітря з мінімальними температурами. В плані конструктивних рішень, такі РЛ

відрізняються кількістю радіальних каналів, кількістю окремих контурів охолодження, а також конфігурацією ребер-турбулізаторів і схемами їх розташування в охолоджуючих каналах.

### 1.3. Циклонне охолодження

Ще одним перспективним способом охолодження, який можна використовувати в лопатках сучасних ГТД, є циклонне охолодження. Воно передбачає завихрення потоку в каналі охолодження круглого перетину (круглій трубі) за рахунок тангенційного підведення охолоджувача.

В циклонному охолодженні може використовуватись похило-тангенційне завихрення потоку. Конструкція лопатки з таким типом закрутки потоку була запатентована [7].

В патенті [7] пропонується лопатка газової турбіни з циклонним охолодженням вхідної кромки, одним тангенційним завихрювачем в кореневій частині пера лопатки, з оптимальним діапазоном витрат додаткового повітря, яке подається в донну частину каналу циклонного охолодження.

Дане технічне рішення представлено на рис. 1.6.

Його характерною особливістю являється похило-тангенційна подача охолоджуючого повітря в завихрювач, що на 30...40% знижує гідравлічні втрати в ньому. Завихрення потоку в каналі охолодження вхідної кромки відбувається по обертанню лопатки, згідно із рекомендаціями [8]. Вихід із каналу охолодження відбувається в горизонтальний канал в периферійній частині лопатки, потім охолоджувач випускається в протічну частину через вихідну кромку.

В патенті представлені співвідношення для вибору основних геометричних параметрів для запропонованого конструктивного рішення. Розподільчий канал на вході в завихрювач виконаний нахиленим до осі каналу на кут  $\gamma = 30...35^\circ$  (відповідно кут розвороту потоку  $\beta$  при вході в щілину становить  $55...60^\circ$ ). Кут нахилу додаткового каналу  $3$  до осі лопатки становить  $\psi = 40...50^\circ$ , відношення

діаметру додаткового каналу до еквівалентного діаметру циклонної камери становить  $0,3 \dots 0,4$ .

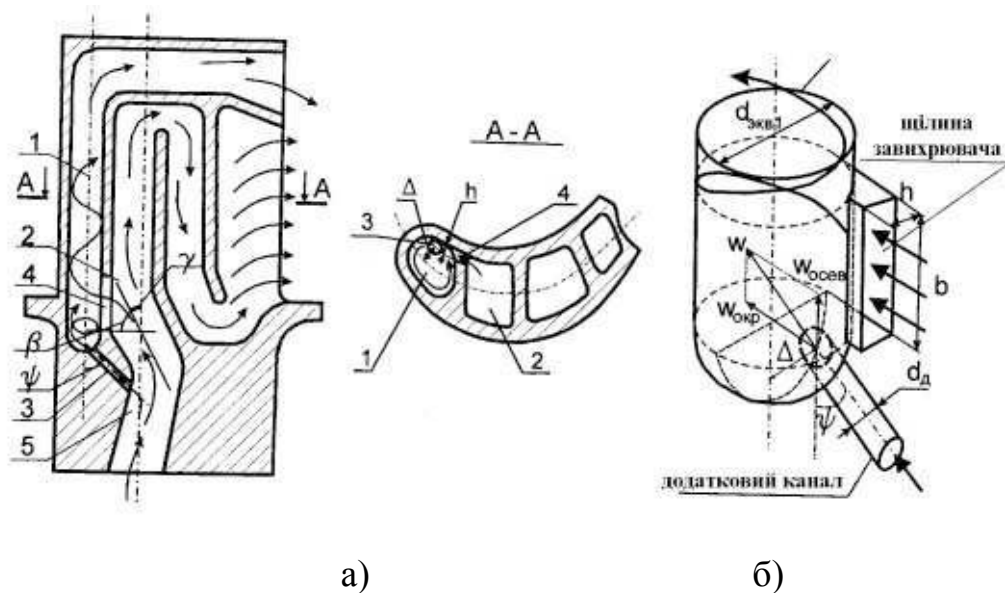


Рис. 1.6. Лопатка газової турбіни з циклонним охолодженням вхідної кромки [7]: а) поздовжній і поперечний розрізи лопаток; б) схема потоку повітря в додатковому каналі. 1 – канал циклонного охолодження вхідної кромки, 2 – канал охолодження профільної частини пера лопатки, 3 – додатковий канал, 4 – щілина тангенційного завихрювача, 5 – розподільчий канал.

Подальшим удосконаленням робочої лопатки газової турбіни з циклонним охолодженням вхідної кромки являється патент [9] (рис. 1.7).

Особливостями запропонованого технічного рішення являється збільшена (до  $40 \dots 50\%$  від загальної довжини каналу охолодження) щілина тангенційного завихрювача, а також встановлені в щілині завихрювача перегородки.

Для зниження гідравлічних втрат в завихрювачі і збільшення початкової закрутки потоку на виході із завихрювача перегородки, встановлені в щілині завихрювача  $b$ , мають трапецієподібну форму в перерізі, утворюючи в щілині три соплових тангенційних канали.

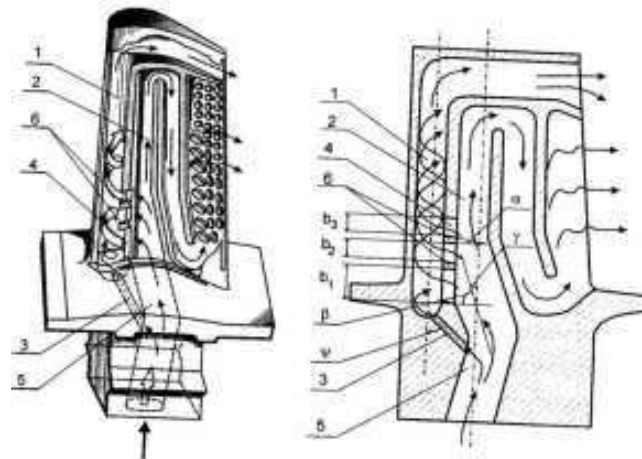


Рис. 1.7. Робоча лопатка газової турбіни з циклонним охолодженням вхідної кромки [9]: 1 – канал охолодження вхідної кромки, 2 – канал охолодження профільної частини лопатки, 3 – додатковий канал, 4 – щілини тангенційного завихрювача, 6 – перегородки, 5 – розподільчий канал

Для забезпечення плавного збільшення витрат охолоджуючого повітря перегородки розділяють на три нерівні по ширині частини, таким чином, що  $b_1 > b_2 > b_3$ . В патенті запропоновані співвідношення для вибору розмірів щілини.

Така конструкція завихрювача дозволяє, по-перше, збільшити середній кут повороту потоку в завихрювачі, а, отже, збільшити початкову закрутку потоку на виході із завихрювача при похило-тангенційному завихренні потоку (рис.1.8).

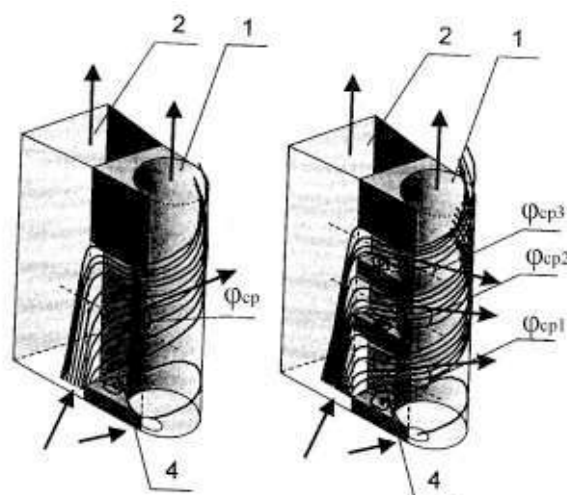


Рис. 1.8. Характер потоку повітря в суцільній щілині тангенційного завихрювача і в щілині з перегородками ( $\varphi_{cp3} > \varphi_{cp2} > \varphi_{cp1} > \varphi_{cp}$ )

По-друге, збільшена ширина щілини завихрювача з перегородками за рахунок плавного збільшення витрат охолоджуючого повітря від кореневого до середнього перерізу лопатки дозволяє забезпечити максимум інтенсивності теплообміну в середніх перерізах пера лопатки, де найбільша теплова напруженість.

На сьогодні в літературі наявна тільки одна публікація, яка присвячена випробуванню реальної лопатки [8] з циклонним охолодженням передньої кромки в умовах, близьких до реальної експлуатації, тобто при високих температурах газу і при наявності обертання. Ця робота являється продовженням роботи [10] по циклонному теплообміну в лабораторних умовах. Послідовно досліджувався теплообмін: в обертаючому циліндричному каналі при помірному значенні температурного фактору  $T_w / T_f = 1,14$ , теплообмін нерухомої лопатки з циклонним охолодженням вхідної кромки при температурному факторі  $T_w / T_f = 1,6$ , характерному для реальних умов, і теплообмін в лопатці на працюючому ГТД.

Як показали експерименти, істотний вплив на теплообмін чинить напрямок потоку в обертаючому каналі. Для варіанта, наведеного на рис. 1.9 б, відбувається зниження інтенсивності теплообміну в порівнянні з нерухомим каналом. Причиною цього є протилежні напрямки вектора моменту обертання і вектора сили Кориоліса. При протилежному обертанні (рис. 1.9 в), навпаки, відбувається збільшення теплообміну приблизно на 9%. Звідси випливає висновок про те, що завихрення потоку в обертаючому каналі повинно відбуватися в напрямку обертання каналу охолодження.

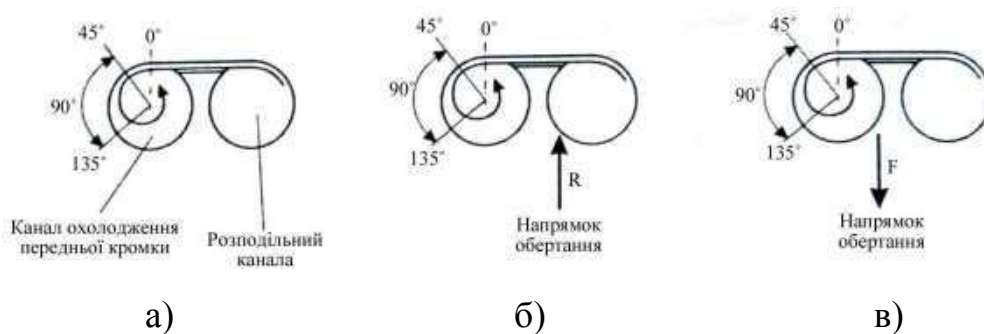


Рис. 1.9. Схема завихрення охолоджувача в експериментальній області [8]

Було також виявлено підвищення інтенсивності теплообміну в периферійній частині каналу, внаслідок збільшення витрат повітря через отвір, оскільки розподільчий канал закінчується глухим торцем, а канал вхідної кромки мав вільний вихід, і між ними зростала різниця тисків в напрямку до кінцевої частини.

Дослідження на нерухомому високотемпературному стенді проводилось зі збереженням всіх параметрів, характерних для реальних умов експлуатації – по числам  $Re$  і  $M$ , і температурному фактору  $T_w / T_f$ . Ступінь турбулентності потоку складав 12...15%. Робоча область складалася з п'яти лопаток. Середню з них було використано для дослідження. Ці результати в подальшому порівнювались з результатами випробувань лопатки в реальних умовах (при наявності обертання).

Як показало порівняння, обертання лопатки практично не впливає на ефективність її охолодження, значення якої по висоті лопатки змінювалось в межах 5%. Результати по середньому теплообміні (рис. 1.10) показали, що вони нижчі досягнутих в роботі [10], і приблизно співпадають з теплообміном при струмовому охолодженні. Це говорить про те, що при проектуванні циклонного охолодження важливо вибирати оптимальну геометрію.

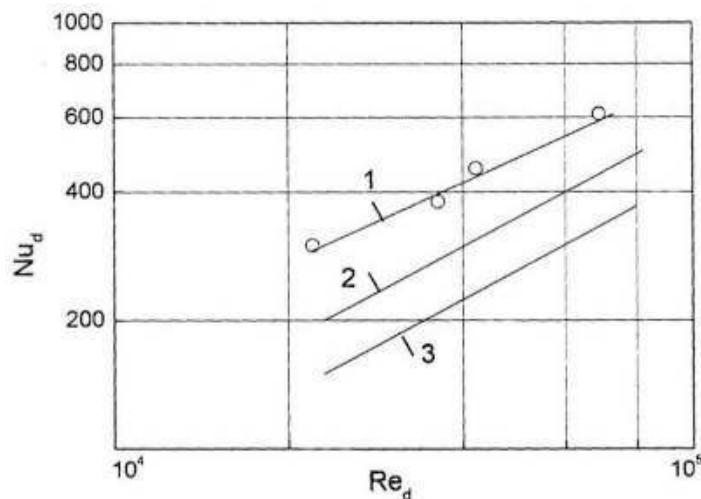


Рис. 1.10. Результати випробування лопатки в реальних умовах: 1 – дані, отримані в лабораторних умовах для оптимальної геометрії [14], 2 – натуральне випробування лопатки [8], 3 – канал з розрізними ребрами

## 1.4. Теплообмін і гідравлічний опір: повна закрутка на вході

### 1.4.1. Локальний теплообмін

В додатках А, Б розглянуті основні види способів завихрення потоку та їхні параметри. Особливості локального теплообміну в трубі з повною закруткою потоку на вході розглянуті в роботах [11, 12]. На сьогодні існує надійна база даних для різноманітних типів завихрювачів, які розглянуті нижче.

#### *Аксіально-лопатковий завихрювач*

А. Сударєвим, В Антоновським і В. Кузнєцовим вивчений локальний теплообмін в трубі довжиною  $l/d = 100$  із закруткою повітря аксіально-лопатковим завихрювачем з постійним кутом закрутки лопаток ( $n = 0$ ). Кут закрутки лопаток  $\varphi_e$  змінювався від  $50^\circ$  до  $78^\circ$ , безрозмірний діаметр центрального тіла  $\bar{d}_0$  становив  $0,65 \dots 0,83$ . В даному діапазоні зміни числа  $Re_x$  від  $10^5$  до  $10^7$  експериментальні дані узагальнені рівнянням

$$Nu_x = 0,026 \cdot K(1 + \operatorname{tg} \varphi_e)^{0,77} Re_x^{0,8} \exp\{0,42 \cdot \bar{d}_0^3\} \quad (1.1)$$

Тут:  $K = (w_m / \bar{w}_x)^{0,8}$  – параметр, який визначає зміну максимальної осьової швидкості  $w_m$  по довжині труби;  $Nu_d = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$  – число Нуссельта;  $Re_x = w_m \cdot x / \nu$  – число Рейнольдса;  $x$  – відстань від входу.

А. Халатовим і В. Летягіним виконані детальні дослідження локального теплообміну в трубі довжиною  $l/d = 150$  при закрутці повітря аксіально-лопатковим завихрювачем, сконструйованим по степеневому закону (А.2). В діапазоні зміни кута  $\varphi_e$  від  $15^\circ$  до  $60^\circ$  і показника степеня  $n$  від  $-1$  до  $+3$  ( $\bar{r}_0 = 0,47$ ) отримані наступні рівняння:

$$Nu_x = 0,0306 \cdot Re_x^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot \varepsilon_\varphi \cdot \varepsilon_T \quad (1.2)$$

де

$$\varepsilon_\varphi = 1 + 0,49 \cdot (\Phi - 0,19)^{0,61} \quad (1.3)$$



Тут  $\varepsilon_\varphi$  – фактор закрутки потоку;  $\varepsilon_T = [2(\sqrt{\psi+1})]^{1,6}$  – фактор неізотермічності;  $\psi = T_w / T_f$  – температурний фактор. Числа Нуссельта і Рейнольдса в рівнянні (1.2) ґрунтуються на аксіальній відстані  $x$  і максимальній осьовій швидкості  $w_m$ , теплопровідність і кінематична в'язкість потоку визначається по температурі газового потоку. Із рівняння (1.3) випливає, що при  $\Phi < 0,19$  теплообмін закрученого потоку практично відповідає осьовому потоку в трубі.

Для теплообміну в трубі довжиною  $l/d = 12$  при закрутці потоку такими самими завихрювачами А. Халатовим, В. Щукіним і В. Голдобєєвим для фактора закрутки (повітря) отримано наступне рівняння:

$$\varepsilon_\varphi = 1 + 0,44 \cdot \Phi^{0,78} \quad (1.4)$$

### *Шнековий завихрювач*

Локальна тепловіддача в трубі зі шнековим завихрювачем на вході при потоці повітря досліджувалась А. Халатовим і А. Боррото. Труба мала довжину  $l/d = 20$ , середній кут закрутки шнекового завихрювача  $\varphi_{av}$  змінювалася від  $30^\circ$  до  $60^\circ$ , безрозмірний діаметр втулки (рис. А.12 в) – від 0,4 до 0,6. Всі шнеки були двоххідними, завихрювач з кутом закрутки  $\varphi_{av} = 30^\circ$  мав два і чотири входи. Фактор закрутки в рівнянні (1.2) в діапазоні  $Re_d = 2 \cdot 10^4 \dots 5 \cdot 10^4$  має наступний вигляд:

$$\varepsilon_\varphi = 1 + 0,54 \cdot \Phi^{0,77} \quad (1.5)$$

де поточна інтенсивність закрутки визначається рівнянням:

$$\Phi = \Phi_0 \cdot \exp\left\{-(3 + \Phi_0^2)\bar{x}\right\} \quad (1.6)$$

А. Халатовим і Ю. Осипенко досліджено локальний теплообмін в трубі довжиною  $l/d = 15$  при закрутці повітряного потоку триступеневим шнековим завихрювачем з кутом на виході  $82^\circ$  (перші два ступені мали кут  $\varphi_{av} = 28^\circ$  і  $55^\circ$ ). Діаметр втулки дорівнював  $\bar{d}_0 = 0,5$ . В діапазоні  $Re_d = (1 \dots 6) \cdot 10^4$  експериментальні дані узагальнені рівнянням:

$$Nu_x = 0,63 \Phi_0^{0,58} \left[ 1 + 0,58 \cdot \exp\left\{-0,084 \cdot \bar{x}\right\} \right] Re_d^{0,5} \quad (1.7)$$

в якому теплофізичні параметри визначаються по середній температурі потоку. Число Нуссельта в цьому рівнянні визначається по аксіальній відстані  $x$ , а число Рейнольдса – по середній швидкості і діаметру труби. Із цього рівняння випливає, що незважаючи на сильну закрутку потоку, залежність  $Nu \approx Re^{0.5}$  вказує на ефект ламінарного потоку в області великих чисел Рейнольдса.

#### *Скручена стрічка*

В. Мігай і Л. Голубєв дослідили локальний теплообмін в трубі  $l/d = 80$  при закрутці повітряного потоку скрученою стрічкою з  $s/d = 4,7$  (рис. А.12 д). В діапазоні  $Re_d = 7,1 \cdot 10^3 \dots 4 \cdot 10^4$  експериментальні дані представлені рівнянням:

$$Nu_d / Nu_\infty = 1 + 7 \cdot \operatorname{tg} \varphi_w^0 \exp\{-0,046 \cdot \bar{x}\} \quad (1.8)$$

де  $\varphi_w^0$  – кут закрутки скрученою стрічкою на стіні труби;  $Nu_\infty$  – число Нуссельта для повністю розвинутого турбулентного потоку в трубі при тому самому числі Рейнольдса.

#### *Тангенційний завихрювач*

Тепловіддача в трубі з тангенційним завихрювачем детально досліджувалась А. Абкар'яном, А. Най і Р. Вест (США). Для низьких чисел Рейнольдса ( $Re_d \approx 10^4$ ) експериментальні дані узагальнені рівнянням (А. Най і Р. Вест):

$$Nu_d / Nu_\infty = (1 + \Phi)^{1,75} \quad (1.9)$$

яке отримано для труби довжиною  $l/d = 18$ . В області  $Re_d = (2 \dots 5) \cdot 10^5$  при  $\Phi < 2,4$  експериментальні дані для труби  $l/d = 25$  узагальнені рівнянням (А. Абкар'ян):

$$Nu_d / Nu_\infty = (1 + \Phi)^{1,7} \quad (1.10)$$

що приблизно відповідає рівнянню (1.9). В рівняннях (1.9), (1.10) значення  $Nu_\infty$  – число Нуссельта для повністю розвинутого осьового потоку в трубі.

#### *Тангенційно-щілинний завихрювач*

Локальна тепловіддача від поверхні труби до повітряного потоку при закрутці тангенційно-щілинним завихрювачем (рис. А.11 г) досліджена Е. Волчковим і В. Тереховим. Кут закрутки потоку на виході із завихрювача досягав  $74^\circ$ . Отримані експериментальні узагальнені рівнянням:

$$\text{Nu}_x = 0,0288 \text{Re}_x^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot (1 + \text{tg}^2 \varphi_*)^{0,4} \quad (1.11)$$

Тут:  $\varphi_*$  – поточне значення кута закрутки потоку біля поверхні каналу; числа Нуссельта і Рейнольдса визначаються по поточному значенню аксіальної координати  $x$  і максимальної швидкості  $w_m$ . Теплофізичні властивості відповідають температурі потоку.

В останні роки великого розвитку набули аналітичні методи розрахунку теплообміну, більшість з яких базується на рішенні диференціальних рівнянь енергії і руху при різноманітних припущеннях відносно профілю осьової і обертової швидкості. Зокрема, В. Мігаєм отримано рівняння для розрахунку локального теплообміну за завихрювачем із законом «вимушеного вихору» (скручена стрічка, шнек, обертаюча секція). Це рівняння має вигляд:

$$\text{Nu} = \text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot \left( 1 + \frac{1,75}{8 + \text{Pr}} \right) / A \quad (1.12)$$

де

$$A = \left( \frac{8}{\lambda} \left[ \frac{\sqrt{1 + \text{tg}^2 \varphi_*}}{\sqrt{\lambda/8}} - 5(1 + 6\lambda n) + 5\lambda n(1 + 5\text{Pr}) \right] + \frac{8}{\lambda} \left[ 5\text{Pr}(1,285\text{Pr}^{-0,21} - 0,265\text{Pr}^{-1,2}) \right] \right)^{1/2}$$

Тут:  $\varphi_*$  – поточний кут закрутки потоку біля поверхні труби. Порівняння цього рівняння з дослідними даними показує, що воно добре описує експериментальні результати в області  $\bar{x} < 40$ .

А. Халатовим був розвинутий загальний підхід до розрахунку теплообміну закрученого потоку в трубі, враховуючи спільний ефект збільшення швидкості потоку на поверхні і кривизни ліній потоку. Рівняння для фактору закрутки має наступний вигляд:

$$\varepsilon_\varphi = \gamma^{0,8} (1 - b/\gamma)^{-0,8} \quad (1.13)$$

яке узгоджується з експериментальними даними в області  $\text{tg} \varphi_w < 1$ . Тут:

$$\gamma = (1 + \text{tg}^2 \varphi_w)^{0,5}; \quad b = 0,22 \cdot \text{tg} \varphi_w^{0,56}.$$

Рівняння (1.13) узгоджується з експериментальними даними в області  $\text{tg} \varphi_w < 1$ .

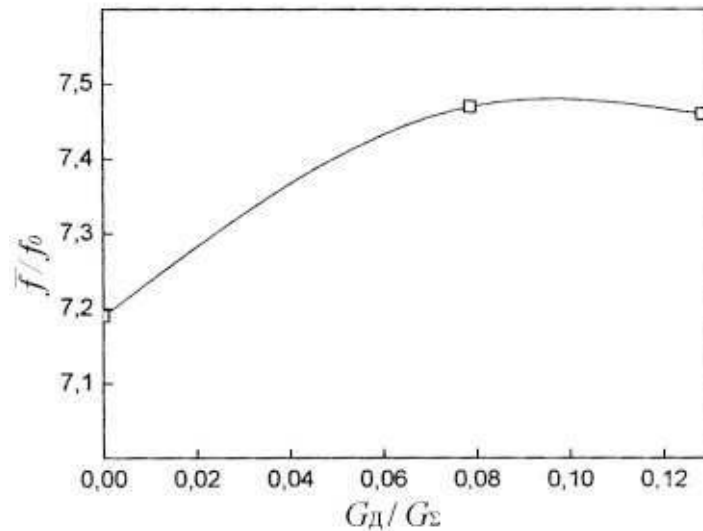


Рис. 1.17. Середній в каналі фактор підвищення тиску

З рисунка видно, що із ростом відносної частки додаткового потоку відносні втрати тиску на початку трохі зростають ( $\approx$  на 3,5%), а потім стають постійними.

## Висновки

Виконаний огляд показав, що основним напрямком підвищення економічності газотурбінних двигунів будь-якого призначення являється підвищення температури газу перед турбіною. На сьогоднішній день максимальна температура газу перед турбіною становить 1000-1200°C для газотурбінних двигунів (ГТД) малої і середньої потужності і 1500°C для ГТД великої потужності.

Оскільки сучасні матеріали, з яких виготовляються лопаті турбіни, витримують температури 1000-1200°C, то для підвищення температури на вході в турбіну потрібні різні системи охолодження. На сьогоднішній день для внутрішнього охолодження використовують такі методи: підвищення швидкості потоку, ребра, турбулізатори, вихрові матриці.

Аналіз літератури показав, що одним із перспективних способів охолодження лопаток турбіни являється циклонне охолодження. Цей спосіб передбачає створення закрутки потоку в каналі охолодження круглого перетину (круглій трубі) за рахунок

тангенційного підведення охолоджувача. В циклонному охолодженні може використовуватись похило-тангенційна закрутка потоку. Конструкція лопатки з таким типом закрутки потоку була запатентована. На сьогодні в літературі наявна тільки одна публікація, яка присвячена випробуванню реальної лопатки [8] з циклонним охолодженням передньої кромки в умовах, близьких до реальної експлуатації, тобто при високих температурах газу і при наявності обертання.

Аналіз способів закрутки потоку показав, що для охолодження газових турбін найбільш сприятливим є похило-тангенційне завихрення потоку.

Виконано детальний огляд по теплообміну та гідравлічного опору для повної закрутки потоку.

Ряд проблем, які необхідні для реалізації циклонного охолодження, залишаються нерозв'язаними. До них відносяться:

- 1) вплив обертання каналу на термогазодинаміку завихреного потоку в каналі, що радіально обертається;
- 2) керування теплообміном вздовж каналу;
- 3) складність комп'ютерного моделювання за рахунок відсутності надійних моделей турбулентності (необхідність верифікації).

У зв'язку з цим метою даної роботи є дослідження впливу обертання каналу на термогазодинаміку потоку в каналі, що радіально обертається, з похило-тангенційним завихренням потоку на вході. В якості способу дослідження теплообміну, гідродинаміки вибрано комп'ютерне моделювання.

Для досягнення цієї мети потрібно вирішити наступні задачі:

- 1) вибір об'єкту дослідження (геометричні розміри);
- 2) розробка та побудова комп'ютерної моделі;
- 3) пошук адекватних моделей турбулентності;
- 4) виконати дослідження впливу обертання каналу на термогазодинаміку потоку в каналі, що радіально обертається.

### РОЗДІЛ 3. ТЕРМОГАЗОДИНАМІКА ЗАКРУЧЕНОГО ПОТОКУ ПОВІТРЯ В КРУГЛОМУ КАНАЛІ, ЩО РАДІАЛЬНО ОБЕРТАЄТЬСЯ

#### 3.1. Відцентрові і Коріолісові сили інерції, їх вплив на потік в радіально обертаючій трубі.

В неінерціальних системах відліку закони Ньютона не виконуються. Зокрема, матеріальна точка може змінювати стан свого руху відносно неінерціальної системи відліку  $S$  без будь-якого впливу на цю точку зі сторони інших тіл. Наприклад, кулька, підвішена на нитці до стелі вагону поїзда, який рухається рівномірно і прямолінійно, відхиляється назад, коли поїзд пришвидшує рух і вперед – при його сповільненні, тобто починає рухатися відносно неінерціальної систему відліку, яка зв'язана з вагоном.

Із основного закону динаміки матеріальної точки в неінерціальних системах відліку випливає, що до сил інерції відносяться сили Коріоліса і відцентрові сили [23].

Відцентрова сила визначається так:

$$I_c = -m[\vec{\Omega}[\vec{\Omega} r]] \quad (3.1)$$

де  $\vec{\Omega}$  – кутова швидкість

Модуль відцентрової сили:

$$I_c = m \cdot \Omega^2 \cdot \rho \quad (3.2)$$

де  $\rho$  – відстань від матеріальної точки маси  $m$  до миттєвої осі обертання системи відліку  $S$ .

Вплив відцентрової сили інерції широко використовується в техніці: у відцентрових насосах, сепараторах, відцентрових регуляторах і т.д. При проектуванні деталей машин, що швидко обертаються – роторів турбін, компресорів, електричних двигунів, двигунів внутрішнього згорання, гвинтів літаків

і гелікоптерів – вживають спеціальних заходів для врівноваження відцентрових сил інерції [23].

Коріолісова сила інерції:

$$I_K = 2m \cdot [\vec{w}\vec{\Omega}] \quad (3.3)$$

Ця сила діє на матеріальну точку тоді, коли неінерціальна система відліку обертається, а матеріальна точка рухається відносно неї. Так, наприклад, на частинки води в річках Північної півкулі, які течуть в меридіональному напрямку, діють Коріолісові сили інерції, що направлені перпендикулярно швидкості руху річки і спричиняють підмивання правого по течії берега [24].

В роботі Щукіна [24] ступінь стабілізації потоку масовими силами в трубі, що обертається навколо своєї осі, може бути описаний критеріями  $K$  і  $S$ .

Приймаючи в якості визначаючого розміру радіус труби для ізотермічних умов вираз для  $K$  буде таким:

$$K = \frac{u^2}{w^2} = \frac{1}{4} \left( \frac{\omega \cdot d}{w} \right) \quad (3.4)$$

де  $d$  – внутрішній діаметр труби;  $w$  – середньовитратна швидкість рідини.

Для критерію  $S$  вираз буде таким:

$$S = \frac{1}{16} \frac{\omega^2 d^4}{v^2} \quad (3.5)$$

Цей критерій однозначно пов'язаний з критерієм Рейнольдса, що обрахований по круговій швидкості труби:

$$S = \frac{1}{4} \text{Re}_{okr}^2 \quad (3.6)$$

Тут  $\text{Re}_{okr}^2 = \frac{ud}{\nu}$ ;  $u$  – кругова швидкість внутрішньої поверхні труби.

Тому для характеристики впливу обертання на гідравлічний опір і межі режимів потоку можна використовувати критерій  $\text{Re}_{okr}^2$  або симплекс  $\frac{u \cdot d}{\nu}$ .

Для Коріолісових сил в поперечному перерізі труби:

$$\Delta j_k = 2w_{\max} \Omega \quad (3.7)$$

де  $w_{\max}$  – осьова швидкість потоку в центрі перерізу:

З урахуванням (3.7) критерій  $S$  перетворюється таким чином:

$$S_k = \frac{\chi}{4} \text{Re}^2 \frac{\omega \cdot d}{w} \quad (3.8)$$

Тут  $\chi$  – співвідношення швидкості в центральній частині перерізу труби і середньовитратної швидкості.

Для ламінарного потоку в нерухомій трубі  $\chi = 2$ , а для турбулентного  $\chi = f(\text{Re})$

Тому для ламінарного потоку і ламінарного потоку з мікровихорами:

$$S = \frac{1}{2} \text{Re}^2 \frac{\omega \cdot d}{w} \quad (3.9)$$

Відповідно, вплив масових сил на потік можна охарактеризувати критерієм  $N$ :

$$N = \text{Re} \sqrt{\frac{\omega \cdot d}{w}} \quad (3.10)$$

Для турбулентного режиму потоку вплив масових сил на характеристики потоку буде визначатися критерієм  $\text{Re}$  і безрозмірним комплексом  $\frac{\omega \cdot d}{w}$  окремо.

Для труби, у якої один кінець розташований на осі обертання, а інший – на відстані  $R$ :

$$\Delta j = \frac{u^2}{R} \quad (3.11)$$

Неоднорідність поля масових відцентрових сил по довжині труби можна також охарактеризувати критерієм  $S$ :

$$S = \frac{u^2 R^2}{v^2} = \text{Re}_u^2 \quad (3.12)$$



### 3.2. Гідродинаміка закрученого потоку в радіально обертаючому круглому каналі

Постановка задачі – в межах зміни параметрів  $Ro = 0,1; 0,2; 0,3$  та  $Re_d = 20000$ , використовуючи SST модель турбулентності, дослідити яким чином обертання круглого каналу впливає на термогазодинаміку закрученого потоку повітря.

#### 3.2.1. Профілі швидкостей потоку

При охолодженні робочих лопаток газових турбін найбільшу інтенсифікацію по теплообміну необхідно забезпечити в передній критичній точці А (рис. 3.1). Тому дослідження профілів швидкостей і температур проводились у відповідному перерізі (рис. 3.1).

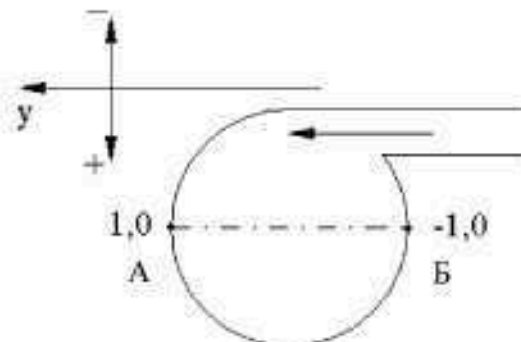


Рис. 3.1. Поперечний переріз круглого каналу на виході із завихрювача

При обертанні круглого каналу проявляються масові сили інерції: відцентрові та Кориолісові. Вони діють на завихрений потік, трансформуючи профілі швидкостей. При правосторонньому обертанні сила Кориоліса сприяє завихренню потоку (в точці А сумарний імпульс потоку буде складатися із власного імпульсу потоку й імпульсу, що надається силою Кориоліса (рис. 3.1)). При лівосторонньому обертанні каналу сила Кориоліса протидіє завихренню потоку, тому що вона в точці А направлена проти завихрення потоку.

Залежності прискорень відцентрових і Кориолісових сил від довжини каналу для  $\omega = 20$  рад/с представлені на рис. 3.2.

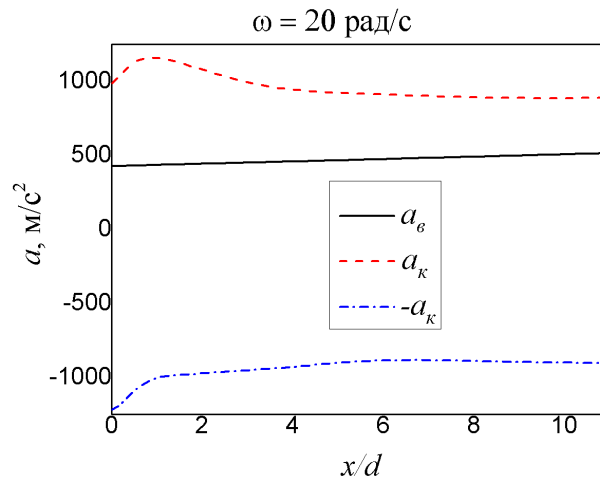
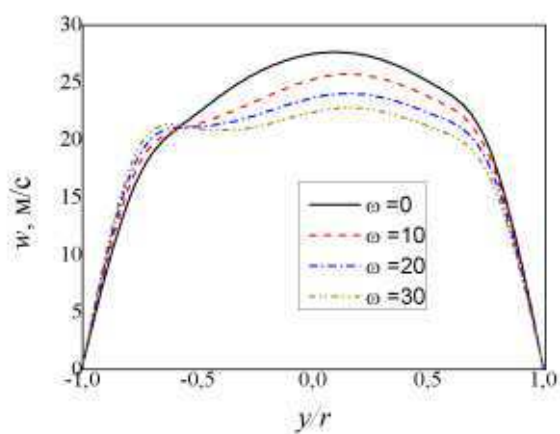


Рис. 3.2. Зміна прискорень по довжині каналу:  $a_v$  – відцентрове прискорення,  $a_k$  – коріолісове прискорення при  $\omega = 20$  рад/с,  $-a_k$  – коріолісове прискорення при  $\omega = -20$  рад/с

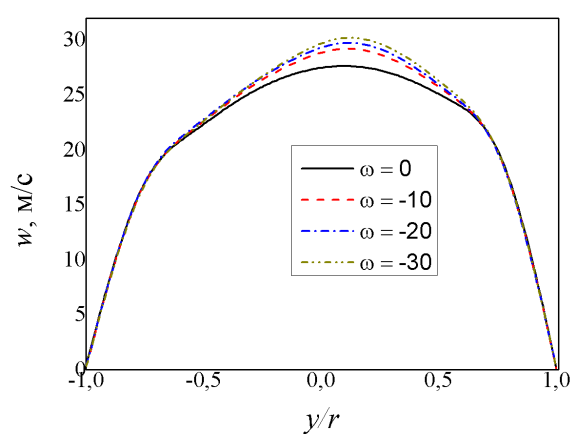
Результати досліджень наведені на рис. 3.3-3.5. У кожному поперечному перерізі профілі побудовані по лінії АБ (див. рис. 3.1).

Для поперечного перерізу  $x/d = 0$ , який розташований в кінці завихрювача (див. рис. 3.1) залежність профілю швидкості по ширині каналу від частоти обертання представлена на рис. 3.3 а (правостороннє обертання) та рис. 3.3 б (лівостороннє обертання). При правосторонньому обертанні максимальне значення осьової швидкості потоку  $w$  зменшується при збільшенні частоти обертання. За рахунок впливу сили Коріоліса на завихрений потік відбувається перебудова профілю швидкості та поява другого піку осьової швидкості. Зовсім іншу картину можна спостерігати при лівосторонньому обертанні. Сила Коріоліса протидіє завихренню потоку повітря, що призводить до збільшення максимального значення осьової швидкості зі збільшенням частоти обертання.

В перерізі  $x/d = 6,8$  вигляд профілів швидкостей свідчить про те, що обертання каналу призводить до згасання завихрення потоку й значення швидкості обертання майже не впливає на розподіл осьової швидкості  $w$  (рис. 3.4 а, рис. 3.4 б).



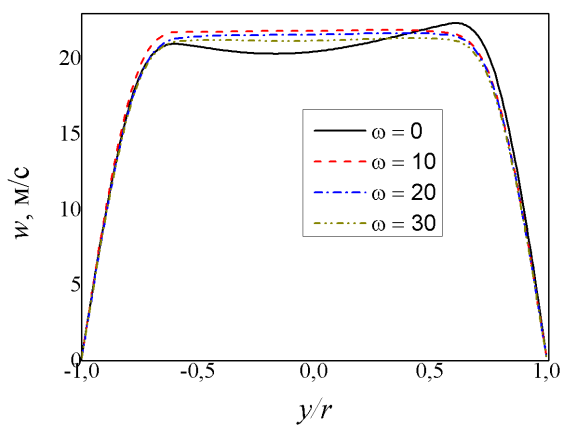
а)



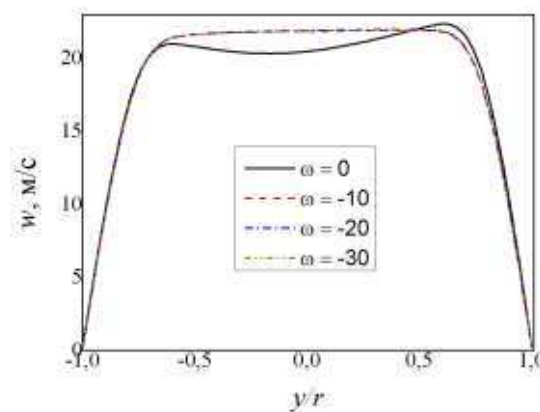
б)

Рис. 3.3. Профіль осьової швидкості при  $x/d = 0$ :

а) – правостороннє обертання; б) – лівостороннє обертання



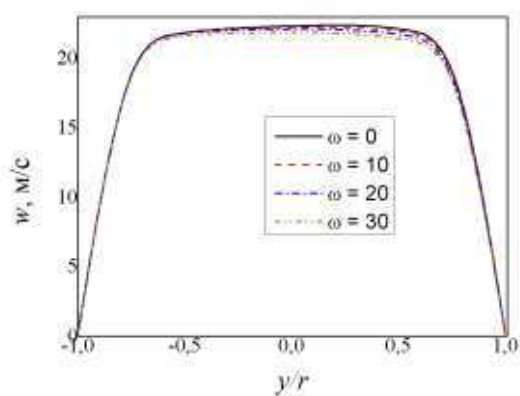
а)



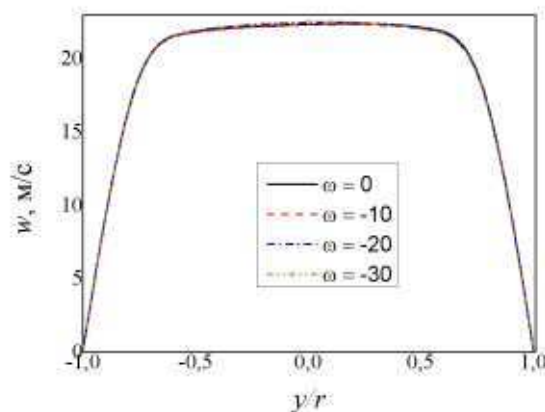
б)

Рис. 3.4. Профіль осьової швидкості при  $x/d = 6,8$ :

а) – правостороннє обертання; б) – лівостороннє обертання



а)



б)

Рис. 3.5. Профіль осьової швидкості при  $x/d = 11$ :

а) – правостороннє обертання; б) – лівостороннє обертання

Для перерізу  $x/d = 11$ , який розташований в кінці каналу, не спостерігається суттєвого впливу обертання на розподіл осьової швидкості (рис. 3.5 а, 3.5 б).

### 3.2.2. Тангенс поверхневого кута закрутки потоку

Зміна поверхневого кута закрутки потоку по довжині каналу в залежності від частоти і напрямку обертання показана на рис. 3.6 а і б. Координати  $x$  відраховані від «зрізу» тангенційної щілини завихрювача. Майже у всіх випадках поздовжній розподіл кута закрутки має гострий максимум, який розташований в області  $x/d \approx 0,5$ . Це пов'язано з тим, що в проміжку  $0,5 < x/d < 1$  формується перебудова потоку від умов подачі потоку в канал до закономірностей течії закрученого потоку в круглому каналі.

Для правостороннього обертання (рис. 3.6. а) на проміжку  $1,5 \leq x/d \leq 2,8$  кут закрутки для випадків, коли канал обертається, менший в порівнянні зі стаціонарною задачею. Далі по довжині каналу закрутка потоку збільшується при збільшенні частоти обертання.

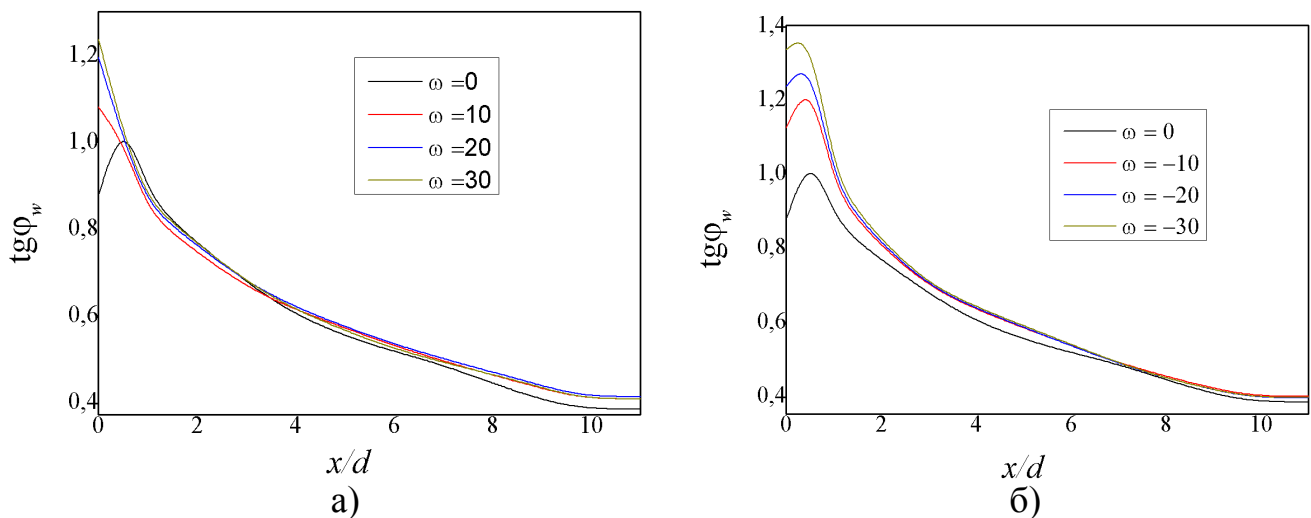


Рис. 3.6. Зміна поверхневого кута закрутки по довжині каналу:

а) – правостороннє обертання; б) – лівостороннє обертання

Зовсім інша картина спостерігається для лівостороннього обертання. По всій довжині каналу тангенс кута закрутки потоку для випадків, коли канал обертається, більший в порівнянні зі стаціонарною задачею.

### 3.2.3. Коефіцієнт гідравлічного опору

Вплив швидкості обертання на коефіцієнт гідравлічного опору спостерігається по всій довжині каналу як для правостороннього обертання, так для лівостороннього.

При правосторонньому обертанні (рис. 3.7 а) зменшення гідравлічного опору при збільшенні частоти обертання можна спостерігати, починаючи з перерізу  $x/d \approx 1,5$ .

При частоті обертання  $\omega = 30$  рад/с в перерізі  $x/d \approx 6,8$  спостерігається незначне від'ємне значення коефіцієнту гідравлічного опору. При лівосторонньому (рис. 3.7 б) обертанні від'ємне значення гідравлічного опору спостерігається для перерізу  $x/d \approx 5,8$ .

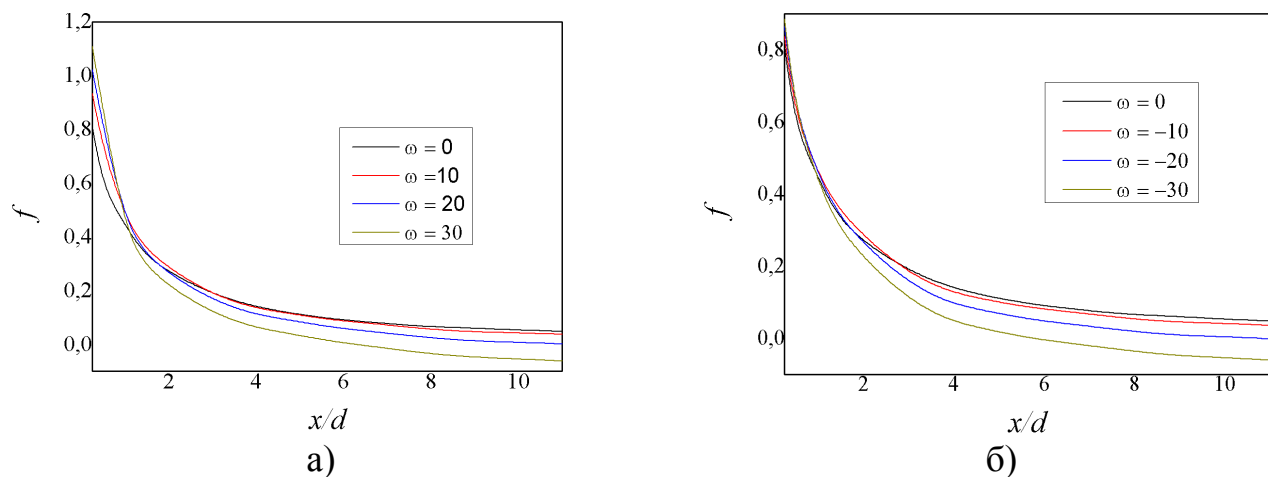


Рис. 3.7. Поздовжня зміна коефіцієнту гідравлічного опору каналу:

а) – правостороннє обертання; б) – лівостороннє обертання

В цілому, обертання каналу сприяє зменшенню гідравлічних втрат в каналі, що пояснюється «насосним» ефектом, який виникає в радіально-обертаючому каналі.

### 3.2.4. Повний і статичний тиски

Розподіл повного і статичного тисків по довжині каналу при правосторонньому обертанні каналу показані на рис. 3.8 а і б. Зміна повного тиску в характерних точках геометрії, яка досліджувалась (рис. 2.4), представлені в таблиці 3.1.

Обертання знижує витрати повного тиску на прокачування потоку в моделі. Зміна повного і статичного тиску по довжині каналу при лівосторонньому обертанні мають подібний характер. Результати визначення повного тиску в характерних точках геометрії, що досліджувалась, показали, що в стаціонарних умовах для забезпечення прокачування витрат  $G = 6,448$  г/с повітря, на вході геометрії, що досліджувалась, необхідна величина повного тиску дорівнює 102392 Па. Правостороннє обертання моделі забезпечує зниження тиску, в порівнянні зі стаціонарним випадком, що пов'язано зі сприятливим впливом сил Коріоліса на потік при виході із завихрювача.

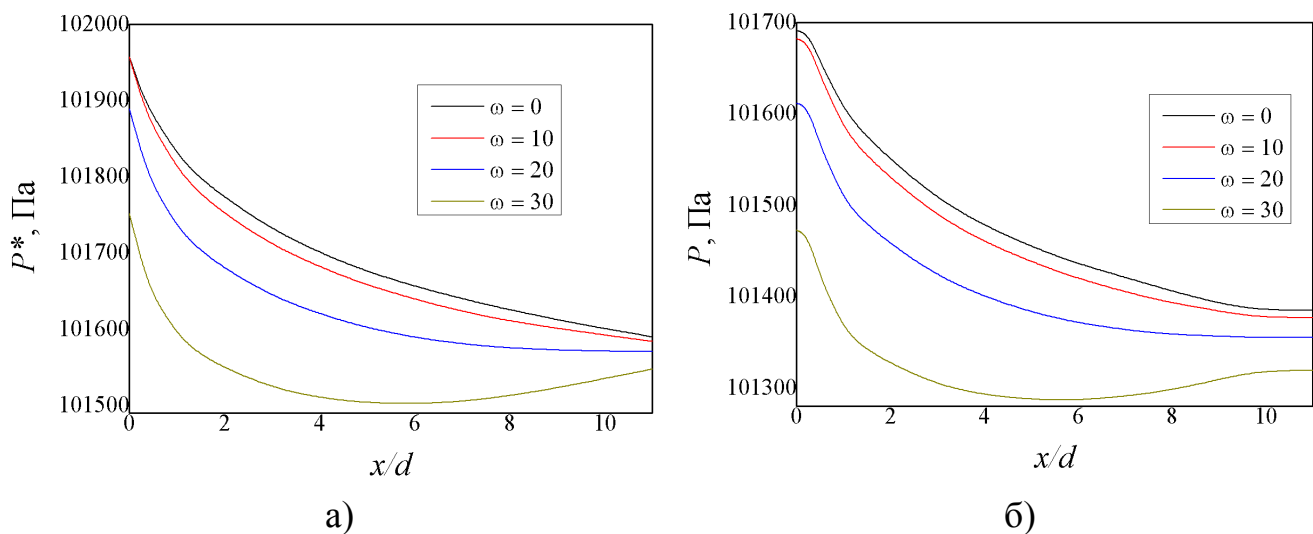


Рис. 3.8. Поздовжня зміна тисків при правосторонньому обертанні:

а) – повний тиск; б) – статичний тиск

В роботах [25, 26] наведена методика визначення перепаду повного тиску в радіально-обертаючому каналі для більш простого випадку, коли вимушена течія

відсутня. Згідно наведеної методики, перепад тисків в каналі може бути розрахований за формулою:

$$\Delta p = p_2 - p_1 = p_1 \left( \exp \left\{ \frac{\omega^2 (r_2^2 - r_1^2)}{2RT} \right\} - 1 \right) \quad (3.13)$$

Таблиця 3.1

Значення повного тиску в характерних точках каналу при його обертанні

$\omega$ , рад/с	0	10	20	30	-10	-20	-30
$P_{inlet}$ , Па	102392	102384	102379	102366	102411	102438	102451
$P^*_{in1}$ , Па	102278	102257	102201	102072	102192	102072	101911
$P^*_{in2}$ , Па	102234	102173	102073	101906	102136	101988	101808
$P^*_{x/d=0}$ , Па	101977	101932	101848	101708	101916	101811	101663
$P^*_{x/d=11,5}$ , Па	101578	101550	101542	101530	101568	101559	101547
$P^*_{out}$ , Па	101528	101519	101519	101518	101522	101521	101523
$P^*_{outlet}$ , Па	101436	101431	101430	101430	101432	101432	101433

По формулі (3.1) була виконана оцінка перепаду повного тиску в циліндричному каналі. Початок каналу знаходиться на радіусі  $r_1 = 1,064$  м, а його вихід – на радіусі  $r_2 = 1,284$  м. Температура повітря на вході в канал – 370,15 К. Результати порівняння перепаду тиску, обумовленого обертанням досліджуваного каналу і перепаду тиску в такому ж каналі, розрахованого за формулою (3.1) представлені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2

Перепад повного тиску в каналі в залежності від частоти обертання

$\omega$ , рад/с	0	10	20	30
$P^*_{x/d=0}$ , Па	101977	101932	101848	101708
$P^*_{x/d=11,5}$ , Па	101578	101550	101542	101530
$\Delta P = P_1 - P_2$ , Па	399	382	306	178
$\Delta P$ , Па розрахунок	0	17	93	221
$\Delta P$ (3.1), Па	0	24,822	99,243	223,126

Результати наведені в таблиці, показують, що при обертанні закрученого потоку в циліндричному каналі перепад повного тиску нижчий, ніж при відсутності вимушеного руху. Даний факт пов'язаний із втратами повного тиску за рахунок гідравлічних втрат при русі закрученого потоку в каналі.

Значення розрахованих місцевих втрат у завихрювачі і в повороті, в залежності від частоти обертання, представлені в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3

Втрати повного тиску в похило-тангенційному завихрювачі і в області вихідного повороту

$\omega$ , рад/с	0	10	20	30	-10	-20	-30
$\zeta_z^*$	2,379	2,141	1,927	1,734	2,188	2,013	1,852
$\zeta_{turn}^*$	0,732	0,716	0,676	0,609	0,734	0,696	0,638

Коефіцієнт гідравлічного опору завихрювача визначається співвідношенням (2.7). Коефіцієнт гідравлічного опору повороту на виході визначається по відношенню (2.8)

Результати розрахунків показали, що обертання зменшує втрати в завихрювачі та в області вихідного повороту. Правостороннє обертання має дещо більший ефект зниження в порівнянні з лівостороннім обертанням.

### 3.3. Теплообмін закрученого потоку в радіально обертаючому круглому каналі

#### 3.3.1. Профілі температур потоку

Результати досліджень наведені на рис. 3.9-3.11. У кожному поперечному перерізі профілі побудовані по лінії АБ (див. рис. 3.1).

Для поперечного перерізу  $x/d = 0$ , який розташований в кінці завихрювача (див. рис. 3.1) залежність профілю температури по ширині каналу від частоти обертання



представлена на рис. 3.9 а (правостороннє обертання) та б (лівостороннє обертання). При правосторонньому обертанні спостерігається зменшення рівня температури у профілі, що свідчить про краще охолодження основного потоку. При лівосторонньому обертанні спостерігається незначне зменшення рівня температури.

В перерізі  $x/d = 6,8$  обертання каналу призводить до інтенсифікації теплообміну як в точці А, так і в Б, що пояснюється видом профілів температури наведених на рис 3.10 а, б.

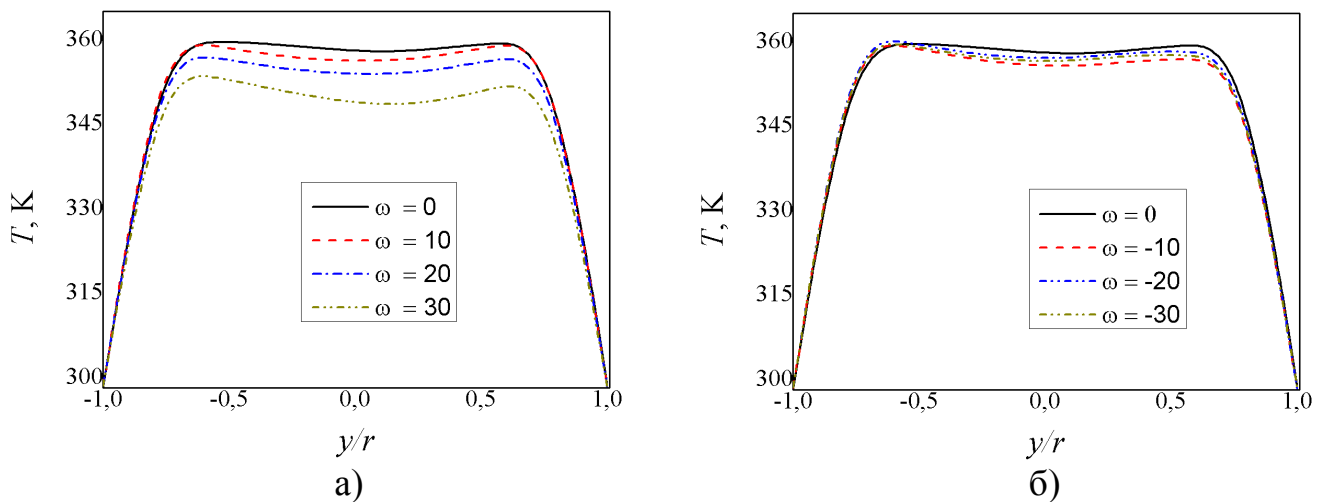


Рис. 3.9. Профіль температури при  $x/d = 0$ : а) – правостороннє обертання;  
б) – лівостороннє обертання

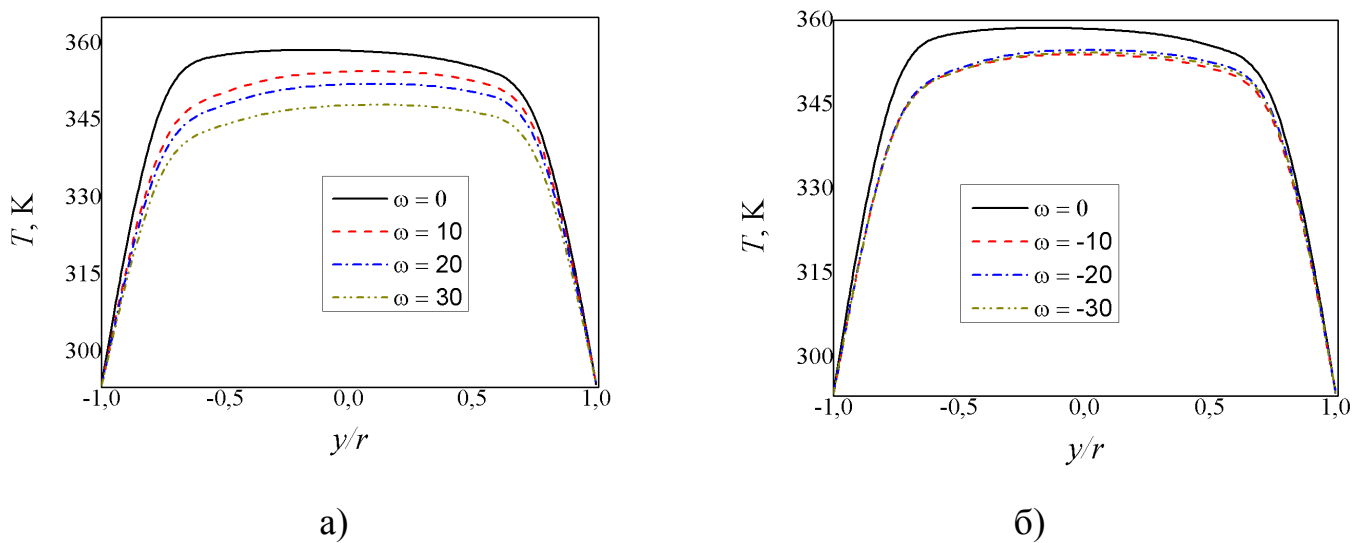


Рис. 3.10. Профіль температури при  $x/d = 6,8$ : а) – правостороннє обертання;  
б) – лівостороннє обертання

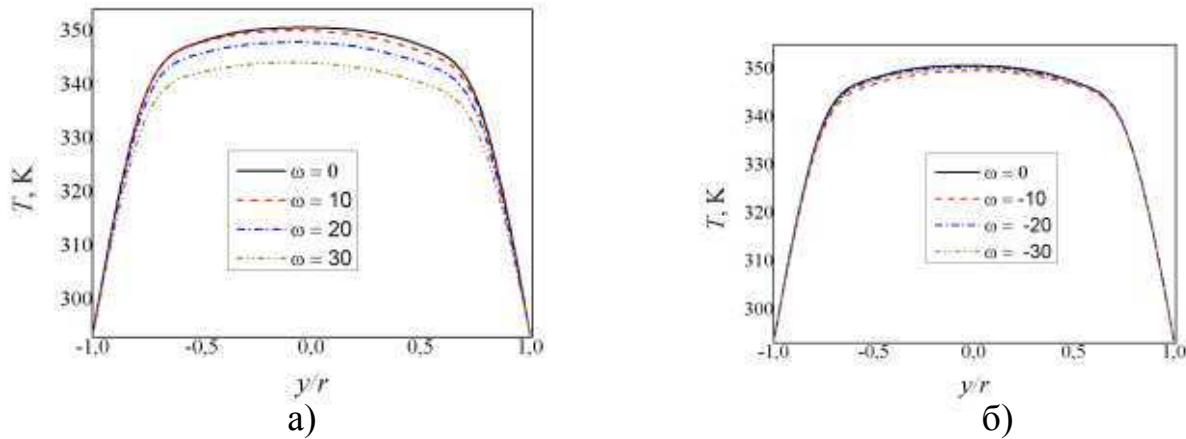


Рис. 3.11. Профіль температури при  $x/d = 11$ : а) – правостороннє обертання; б) – лівостороннє обертання

Для перерізу  $x/d = 11$ , який розташований в кінці каналу, для правостороннього обертання зміна профілів температури в залежності від частоти обертання має схожий характер як і для перерізу 6,8 (рис. 3.11 а).

Для лівостороннього обертання майже не спостерігається суттєвої інтенсифікації теплообміну в порівнянні зі стаціонарним випадком (рис. 3.11 б).

### 3.3.2. Теплообмін

Результати розрахунку локальної тепловіддачі по довжині каналу, що обертається, представлені на рис. 3.12 а і б. Розподіл числа Нуссельта має максимум в районі  $x/d \approx 0,5$ , що відповідає перерізу, де спостерігається максимум поверхневого кута закрутки потоку (рис. 3.6 а, б). Після максимуму відбувається поступове зменшення числа Нуссельта аж до кінця труби.

Дані графіки були побудовані для локальних чисел Нуссельта, осереднених в кожному перерізі значень (по колу).

Як бачимо із рис. 3.12 (а) при правосторонньому обертанні збільшення частоти обертання призводить до збільшення тепловіддачі по всій довжині каналу. Починаючи з перерізу  $x/d = 8,8$ , обертання каналу не впливає на тепловіддачу.

При лівосторонньому обертанні сили Коріоліса мають негативний вплив на потік, тому збільшення частоти обертання менше впливає на збільшення тепловіддачі в порівнянні з правостороннім обертанням. Починаючи з перерізу  $x/d = 6,8$  зміна швидкості обертання призводить до зменшення числа Нуссельта.

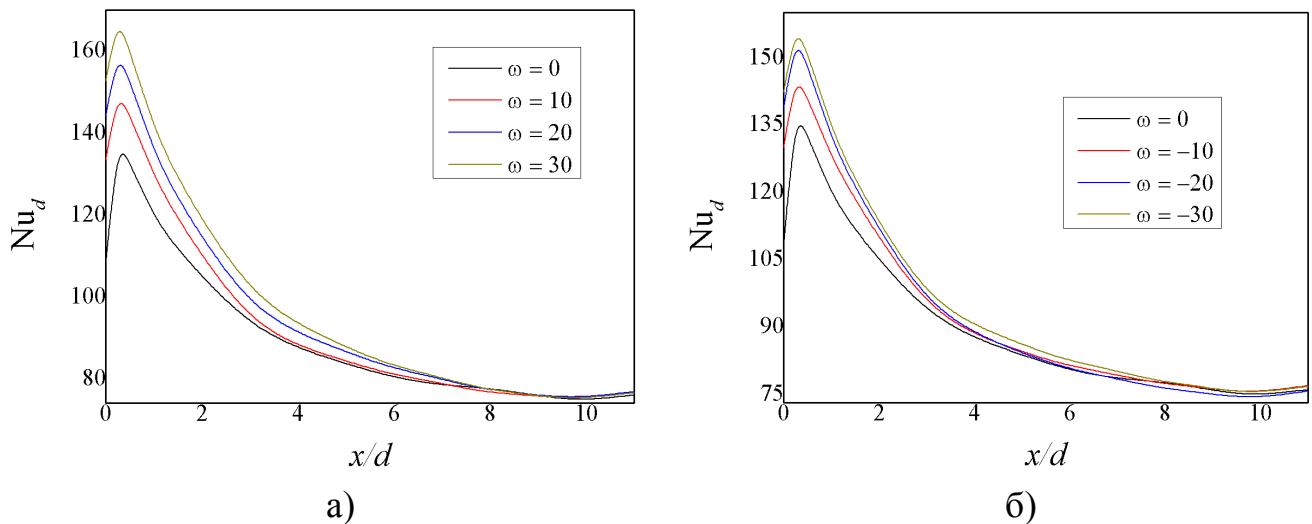


Рис. 3.12. Поздовжня зміна локального числа Нуссельта в каналі: а) – правостороннє обертання; б) – лівостороннє обертання

При охолодженні робочих лопаток газових турбін найбільшу інтенсифікацію потрібно надати передній критичній точці (рис. 3.1). Тому середні значення чисел Нуссельта були розраховані для лінії, на якій розташовані критичні точки. Результати представлені в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4

Середнє число Нуссельта в каналі

$\omega$ , рад/с	0	10	20	30	-10	-20	-30
$\overline{Nu}_d$	148,51	162,50	162,75	163,71	138,36	132,83	129,41
Ro		0,01	0,02	0,03	0,01	0,02	0,03
$\% \overline{Nu}_d$	0,00	9,42	9,59	10,23	-6,83	-10,56	-12,86

Як видно із таблиці 3.4 при правосторонньому обертанні сили Коріоліса позитивно впливають на тепловіддачу. При рості швидкості обертання каналу

тепловіддача між потоком і стінками каналу зростає. Так при  $\omega = 30$  рад/с середнє значення числа Нуссельта збільшується на 10,23 %.

При лівосторонньому обертанні тепловіддача зменшується. При  $\omega = -30$  рад/с середнє значення числа Нуссельта зменшується на 12,86 %.

Отже, з даних результатів можна зробити такий висновок: при розробці систем циклонного охолодження для ГТД потрібно враховувати, що завихрення потоку повинно співпадати з напрямком обертання каналу.

## Висновки

В області  $Ro = 0,1; 0,2; 0,3$  та  $Re_d = 20000$  виконано дослідження теплообміну і гідродинаміки у круглій трубі, що радіально обертається, з похило-тангенційним завихренням потоку на вході та  $90^\circ$  поворотом на виході. Отримані результати дозволяють зробити наступні висновки:

1. Правостороннє обертання каналу сприяє завихренню потоку повітря.
2. Обертання каналу знижує загальний гідравлічний опір каналу.
3. Зі збільшенням частоти обертання місцеві гідравлічні втрати в завихрювачі і в області вихідного повороту знижуються.
4. Радіальне обертання каналу призводить до збільшення локальної тепловіддачі, при цьому обертання каналу в напрямку завихрення потоку дає більший ефект.
5. Обертання каналу в напрямку завихрення потоку позитивно впливає на середні значення числа Нуссельта по довжині каналу для передньої критичної точки. При  $\omega = 30$  рад/с середнє значення числа Нуссельта збільшується на 10,23 %. Обертання каналу проти завихрення потоку призводить до зменшення середнього значення числа Нуссельта в передній критичній точці. При  $\omega = -30$  рад/с середнє значення числа Нуссельта зменшується на 12,86%.

## ВИСНОВКИ

1. Аналіз літератури показав, що одним із перспективних способів охолодження лопаток газової турбіни являється циклонне охолодження. Цей спосіб передбачає створення закрутки потоку в каналі охолодження круглого перетину (круглій трубі) за рахунок тангенційного підведення охолоджувача.
2. Виконано верифікацію пакету ANSYS та визначені моделі турбулентності та параметри розрахункової сітки, які забезпечуються задовільну точність результатів.
3. В межах зміни параметрів  $Ro = 0,1; 0,2; 0,3$  та  $Re_d = 20000$  виконано дослідження впливу обертання круглого каналу на термогазодинаміку закрученого потоку в каналі, який радіально обертається та отримано такі результати:
  - a) Напрямок завихрення потоку має істотний вплив на термогазодинаміку потоку, що пояснюється наявністю сил Коріоліса.
  - b) Обертання каналу знижує загальний гідравлічний опір каналу.
  - c) Зі збільшенням частоти обертання місцеві гідравлічні втрати в завихрювачі і в області вихідного повороту знижуються.
  - d) Радіальне обертання каналу призводить до збільшення локальної тепловіддачі, при цьому обертання каналу в напрямку завихрення потоку дає більший ефект.
  - e) Обертання каналу в напрямку завихрення потоку позитивно впливає на середні значення числа Нуссельта по довжині каналу для передньої критичної точки. При  $\omega = 30$  рад/с середнє значення числа Нуссельта збільшується на 10,23 %. Обертання каналу проти завихрення потоку призводить до зменшення середнього значення числа Нуссельта в передній критичній точці. При  $\omega = -30$  рад/с середнє значення числа Нуссельта зменшується на 12,86%.
4. При розробці системи циклонного охолодження для ГТД потрібно, щоб закрутка потоку співпадала з напрямком обертання каналу.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Теплообмен и гидродинамика при циклонном охлаждении лопаток газовых турбин / А.А. Халатов, В.В. Романов, И.И. Борисов [и др.] – Киев: Изд. Ин-та теплофизики НАН Украины, 2010. – 317с. – ISBN 978-966-02-5694-1
2. Development and Shop Test of a New 25-35 MW Class Gas Turbine MF-221 / K. Takeishi, H. Mori, K. Tsukagoshi, M. Takahama – ASME Paper № 96-GT-425.
3. Downs J. P. Turbine Cooling Systems Design – Past, Present, Future / J. P. Downs, K.K. Landis – ASME Paper № GT 2009-59991
4. Development of the Next Generation 1500°C Class Turbine for 50 Hz Utilities / S. Aoki, Y. Tsukada, E. Akida [et al.] – ASME Paper № 96-GT-314.
5. Нагога Г.П. Эффективные способы охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин / Г.П. Нагога – М.: Изд. Московского авиационного института. – 1996. – 100с.
6. Ануров Юрий Михайлович. Эффективные методы интенсификации в системах охлаждения лопаточных аппаратов высокотемпературных газовых турбин: дис. на соискание степени д. т. н.: 05.04.12 / Юрий Михайлович Ануров – Санкт-Петербург: Изд. СПбГПУ.– 2005. – 368 с.
7. Патент U 50807 U Україна, МПК FO1D 5/18. Робоча лопатка газової турбіни з циклонним охолодженням передньої кромки / А.А. Халатов, І.І. Борисов, С.Д. Северін, Ю.Я. Дашевський, І.В. Новохацька; заявник ІТТФ НАН України; заява 18.12.2009; опубл. 25.06.2010, Бюл. №12.
8. Heat Transfer in Rotating Radial Channel With Swirling Internal Flow / V. Glezer, H-K. Moon, J. Kerrebrock [et al.] – ASME Paper № 98-GT-214. – 1998.
9. Робоча лопатка газової турбіни циклонним охолодженням передньої кромки / Халатов А.А., Борисов І.І., Северін С.Д., Дашевський Ю.Я., Новохацька І.В. // Заявка на винахід № 2009 – 13241.
10. Glezer V. Technique for Internal Blade Cooling / V. Glezer, H-K. Moon – ASME Paper № 96-GT-181. – 1996.

11. Щукин В.К. Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах. / В.К. Щукин, А.А. Халатов – Москва: Машиностроение, 1982. – 200с.
12. Халатов А.А. Теория и практика закрученных потоков. / А.А. Халатов – Киев: Наукова Думка, 1989. – 200с.
13. Петухов Б.С. Теплообмен в ядерных энергетических установках. / Б.С. Петухов, Л.Г. Генин, С.А. Ковалев – Москва: Атомиздат, 1974. – 408с.
14. Хэй Н. Теплообмен в трубе с закрученным потоком. Теплопередача. / Н. Хэй, П.Д. Вест – 1975. - № 3. – С.100-106.
15. John P.C.W. Ling. Measurement of Heat Transfer Coefficient Distributions and Flow Field in a Model of a Turbine Blade Cooling Passage with Tangential Injection / John P.C.W. Ling, Peter T. Ireland, Neil. W. Harvey – ASME Paper № GT 2006-90352
16. Numerical study on flow and heat transfer characteristics of swirl cooling on leading edge model of gas turbine blade / Zhao LIU, Zhenping FENG, Liming Song – ASME Paper № GT 2011-46125
17. Hay N. Heat Transfer in Free Swirling Flow in a pipe / N. Hay and P. D. West – ASME Journal of Heat Transfer – 1975. – PP 411-416.
18. Lerch Andreas. Impact on adiabatic film cooling effectiveness using internal cyclone cooling / Andreas Lerch, Heinz-Peter Schiffer, Daniela Klaubert – ASME Paper GT 2011-45120
19. Cooled turbine blades for a gas-turbine engine / E. Janke, J. Taege, T. Schiessel, S. Meier, H.-P. Schiffer, N. Winter, K. Lehmann; Patent application publication US 20120076665
20. Теплообмен и гидродинамика при циклонном охлаждении лопаток газовых турбин. / Халатов А.А., Романов В.В., Борисов И.И. [и др.] – Киев: Изд. Ин-та теплофизики НАН Украины. – 2010. – 317с.
21. Отчет (промежуточный) по договору № 035/05-НТ от 14.03.2007 г. между Украинским центром инноваций и технологий и НПК «Заря Машпроект» «Научно-техническое сопровождение процесса создания и испытания системы

- внутреннего циклонного охлаждения рабочих лопаток ГТД» Этап 3: «Экспериментальное исследование гидравлических характеристик модели внутреннего циклонного охлаждения лопатки газовой турбины с одним и двумя завихрителями». – 2008.
22. Отчет (промежуточный) по договору № 035/05-НТот 14.03.2007 г. между Украинским центром инноваций и технологий и НПК «Заря Машпроект» «Научно-техническое сопровождение процесса создания и испытания системы внутреннего циклонного охлаждения рабочих лопаток ГТД». Этап 4: «Экспериментальное исследование теплообменных характеристик модели внутреннего циклонного охлаждения передней кромки лопатки газовой турбины с одним и двумя завихрителями». – 2009.
23. Детлаф А.А. Курс физики: Учеб. пособие для вузов / А.А. Детлаф, Б.М. Яворский – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Высш. шк., 1999. – 718с.
24. Щукин В.К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. / В.К. Щукин. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 240с.
25. Копелев С.З. Тепловое состояние элементов конструкции авиационных двигателей / С.З. Копелев, С.В. Гуров – М.: Машиностроение. – 1978. – 208 с.
26. Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей / В.И. Локай, М.Н. Бодунов, В.В. Жуйков, А.В. Щукин. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, - 1993. – 288 с.
27. Халатов Артем Артемович. Тепломассообмен и теплогидравлическая эффективность вихревых и закрученных потоков / А.А. Халатов, И.И. Борисов, С.В. Шевцов – Киев: Изд. Ин-та теплофизики НАН Украины. – 2005. – 500с.



## ДОДАТОК А

### Способи закрутки потоку

Потоки газу і рідини можуть бути закручені спеціальними пристроями (завихрювачами), які надають потоку обертову компоненту швидкості. Сучасні завихрювачі дозволяють створювати або тільки обертову компоненту швидкості, або різноманітні комбінації осьового і обертового руху. При цьому в перерізі каналу закрутка потоку може бути повною або частковою. Відповідно до цього всі сучасні завихрювачі поділяються на три основні групи [27].

До першої групи (рис. А.1) відносяться завихрювачі, що надають потоку тангенційний рух, який всередині каналу перетворюється в поступально-обертовий. До цієї групи належать завихрювачі тангенційного (Т), равликового (Р) і тангенційно-лопаткового типу (ТЛ), а також тангенційно-щілинні завихрювачі (ТЩ) [27].

Тангенційний завихрювач (рис. А.1 а) – найбільш простий і поширений пристрій. Форма підвідних каналів в тангенційному завихрювачі може бути прямокутною, круглою або овальною. Число підвідних каналів змінюється від одного до чотирьох, при їх збільшенні ступінь азимутальної нерівномірності швидкості за завихрювачем зменшується. Основними геометричними параметрами Т-завихрювача являється ширина  $b$  і висота  $a$  підвідного каналу, діаметр  $d$  і довжина  $l$  відвідного патрубку  $e$  [27].

Равликовий завихрювач (рис. А.1 б) характеризується розмірами підвідного каналу  $a$  і  $b$ , діаметром  $d$  і довжиною  $e$  вихідного патрубку. Переріз равликового підвідного каналу звужується по довжині, що сприяє більш рівномірному розподілу швидкостей по його перерізу [27].

В тангенційно-лопатковому завихрювачі (рис. А.1 в) потік підводиться через ряд тангенційних каналів, утворених лопатками, які розташовані паралельно осі турбіни. Такий завихрювач характеризується кутом нахилу лопаток  $\beta$ , їх довжиною  $L$ , числом лопаток  $m$ , відстанню між ними  $\epsilon$ , довжиною вихідного патрубку  $e$ .

Модифікацією ТЛ-завихрювача являється тангенційно-щілинний завихрювач (рис. А.1 г), що являє собою порожнистий циліндр, на торці якого є вузькі щілини. Зміна ступеня закрутки завихрювача досягається зміною числа пазів і кута їх нахилу [27].

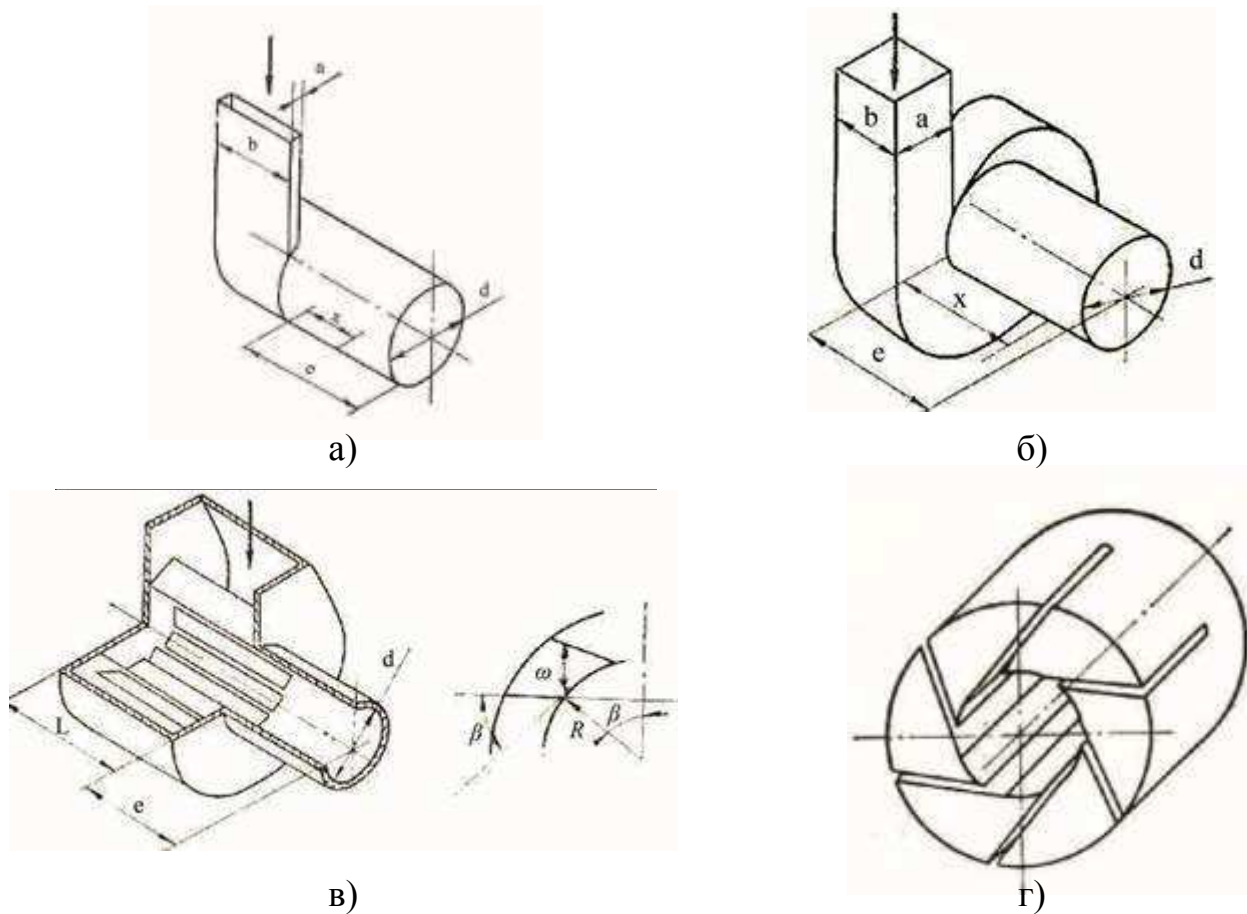


Рис. А.1. Завихрювачі першої групи:

- а) – тангенційний завихрювач, б) – равликовий завихрювач,  
 в) – тангенційно-лопатковий завихрювач,  
 г) – тангенційно-щілинний завихрювач.

До другої групи (рис. А.2) належать завихрювачі, в яких потоку надається як обертовий, так і поступальний рух. До цієї групи відносяться аксіально-лопаткові (АЛ), шнекові (Ш), аксіально-тангенційні (АТ) завихрювачі, скручені стрічки (СС) і обертові пристрої (ОП) [27].

Аксіально-лопатковий завихрювач (рис. А.2 а) являє собою осьовий направляючий апарат з лопатками, які розташовані по радіусу каналу. Лопатки кріпляться до зовнішнього кільця і центрального тіла діаметром  $d_0$  і розташовані під

певним кутом до осі каналу. Вони можуть бути плоскими («ударний» вхід) або криволінійними для забезпечення безвідривного входу в лопатковий апарат. Основними характеристиками АЛ-завихрювача являються зовнішній діаметр  $d$ , діаметр центрального тіла  $d_0$ , кут закрутки лопаток  $\varphi$  і їх число  $m$  [27].

Кут закрутки лопаток може змінюватися по радіусу або бути постійним. Зміна кута закрутки по радіусу досягається за рахунок зміни ширини лопатки. Найчастіше при проектуванні використовується степеневий закон зміни обертової швидкості по радіусу:

$$u \cdot r^n = const \quad (\text{A.1})$$

де  $u$  – обертова швидкість на виході із завихрювача. При  $n=1$  реалізується закон постійної циркуляції (вільного вихору), при  $n=0$  забезпечується сталість кута закрутки  $\varphi$  по радіусу, а при  $n=-1$  має місце закон обертання твердого тіла (вимушеного вихору) [27].

Якщо значення осьової складової швидкості по перерізу стале, то вираз (A.1) можна представити в наступному вигляді:

$$\operatorname{tg}\varphi = \operatorname{tg}\varphi_e (R/r)^n \quad (\text{A.2})$$

де  $R$  – зовнішній радіус завихрювача;  $\varphi_e$  – кут закрутки лопатки на радіусі  $R$ .

Використовуючи АЛ-завихрювач, можна отримати різноманітні закони радіальної зміни швидкості на виході і тим самим змінити інтенсивність закрутки потоку. Саме тому АЛ-завихрювач найчастіше використовується в експериментальних дослідженнях. Недоліком АЛ-завихрювача є азимутальна нерівномірність швидкості на виході, яка обумовлена в'язкими властивостями потоку і кінцевим числом каналів. Тому кут закрутки потоку відповідає геометричному куту закрутки лопаток тільки в тому випадку, коли має місце взаємне «перекривання» плоскостей лопаток [27].

Аксіально-тангенційний завихрювач (рис. А.2 б) займає проміжне місце між АЛ- і ТЛ-завихрювачами. Його основними геометричними характеристиками являються кути закрутки  $\alpha$ ,  $\beta$ , діаметр втулки  $d_0$ , діаметр на виході  $d$ , число лопаток  $m$  і довжина вихідного патрубку  $e$  [27].

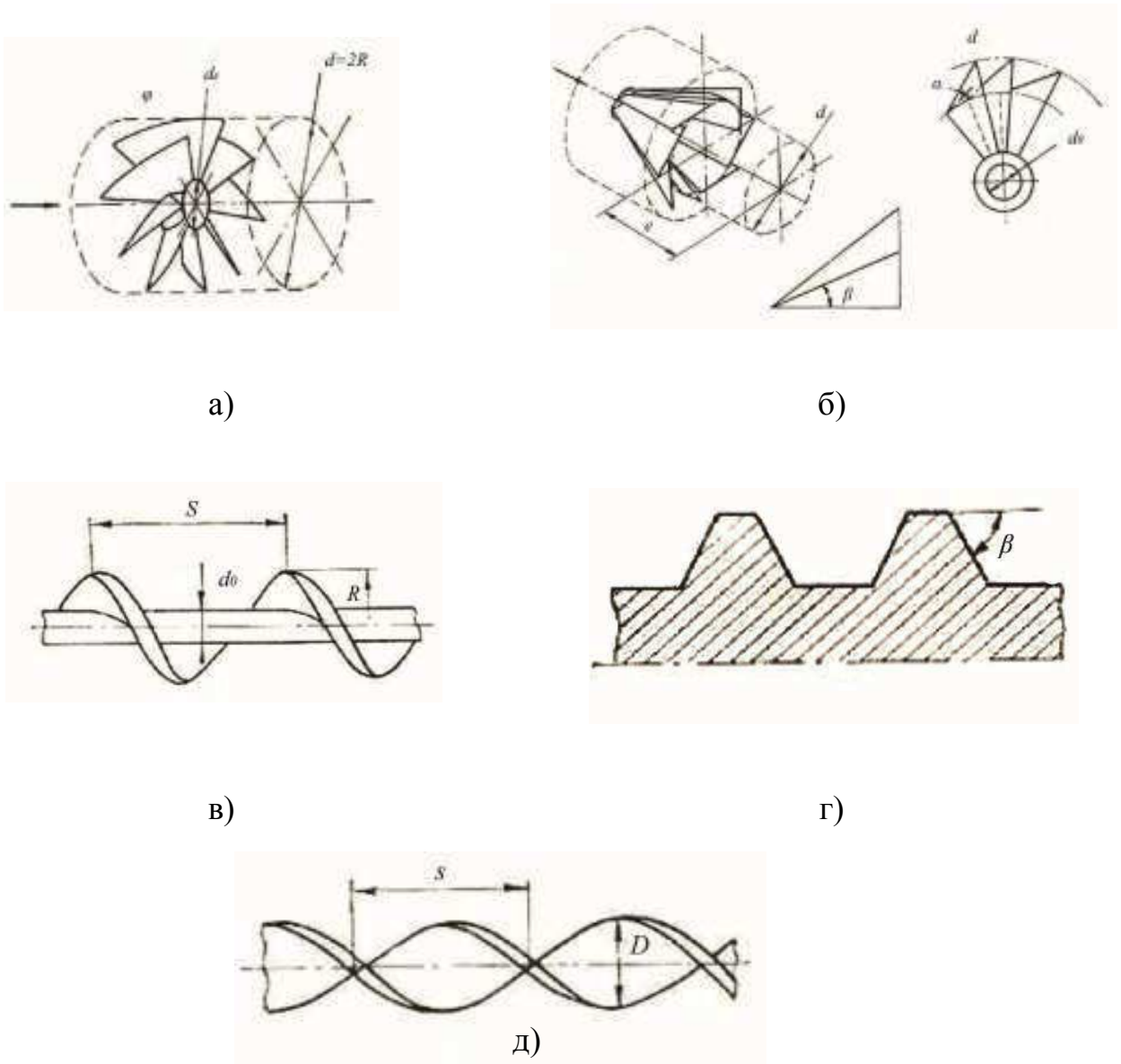


Рис. А.2. Завихрювачі другої групи:

а) – аксіально-лопатковий завихрювач, б) – аксіально-тангенційний завихрювач, в) – шнековий завихрювач з прямокутною канавкою, г) – шнековий завихрювач з трапецієвидною канавкою, д) – скручена стрічка.

Шнекові завихрювачі (рис. А.2 в, А.2 г) і скручені стрічки (рис. А.12 д) формують на виході завихрювача закон вимушеного вихору (обертання по закону «твердого тіла»). При великих кутах ( $\varphi > 45^\circ$ ) використовуються шнекові завихрювачі (прямокутні, трапецієподібні та інші канавки), а при малих ( $\varphi < 45^\circ$ ) – скручені стрічки [27].

Основними характеристиками таких завихрювачів являється локальний ( $\varphi$ ) і середній ( $\varphi_{cp}$ ) кут закрутки, кут закрутки біля поверхні ( $\varphi_w$ ), крок закрутки ( $s$ ). Для одновхідного шнека крок  $s$  відповідає повороту ребра шнека на  $360^\circ$ . В загальному випадку для багатовхідного шнека кут закрутки на зовнішньому радіусі визначається рівнянням:

$$\operatorname{tg}\varphi_w = \pi d / zS \quad (\text{A.3})$$

де  $d$  – зовнішній діаметр шнека;  $z$  – число входів в шнеці. Так як крок шнеку не залежить від радіусу, то при зменшенні радіуса кут закрутки зменшиться у відповідності з рівнянням  $\operatorname{tg}\varphi = \operatorname{tg}\varphi_w (r / R)$ . Геометричний кут закрутки на середньому радіусі  $[(d + d_0) / 2]$  визначається рівнянням:

$$\operatorname{tg}\varphi_{cp} = \pi(d + d_0) / 2zS \quad (\text{A.4})$$

Для скрученої стрічки крок  $s$  відповідає осьовому розміру при повороті стрічки на  $180^\circ$ . Такий завихрювач формує на виході закон обертання «твердого тіла». Кут закрутки на зовнішньому радіусі визначається рівнянням (A.3) при  $z = 2$ .

Шнекові і стрічкові завихрювачі виготовляються з постійним і змінним по довжині кутом закрутки. Змінний кут закрутки (від нуля на вході до заданого значення  $\varphi$ ) виконується для забезпечення безударного входу потоку в завихрювач. Такі завихрювачі використовуються як для локальної, так і для протяжної (по всій довжині каналу) закрутки потоку

Обертові пристрої використовуються для локального закручення потоку. Вони можуть бути виконані у вигляді вертушки з лопатями, вентилятора тощо. В таких завихрювачах на виході формується закон обертання «твердого тіла». Їх основними характеристиками являються зовнішній радіус завихрювача і частота обертання вертушки.

Третя група (рис. А.3) включає завихрювачі часткового завихрення потоку. В такому випадку закручена течія може створюватися біля поверхні каналу (рис. А.3 а, А.3 б) або в його центральній частині (рис. А.3 в). До завихрювачів часткової закрутки потоку відносяться також дротяні завихрювачі (рис. А.3 г), внутрішнє спіральне оребрення (рис. А.3 д) і внутрішня спіральна накатка (рис. А.3 е).

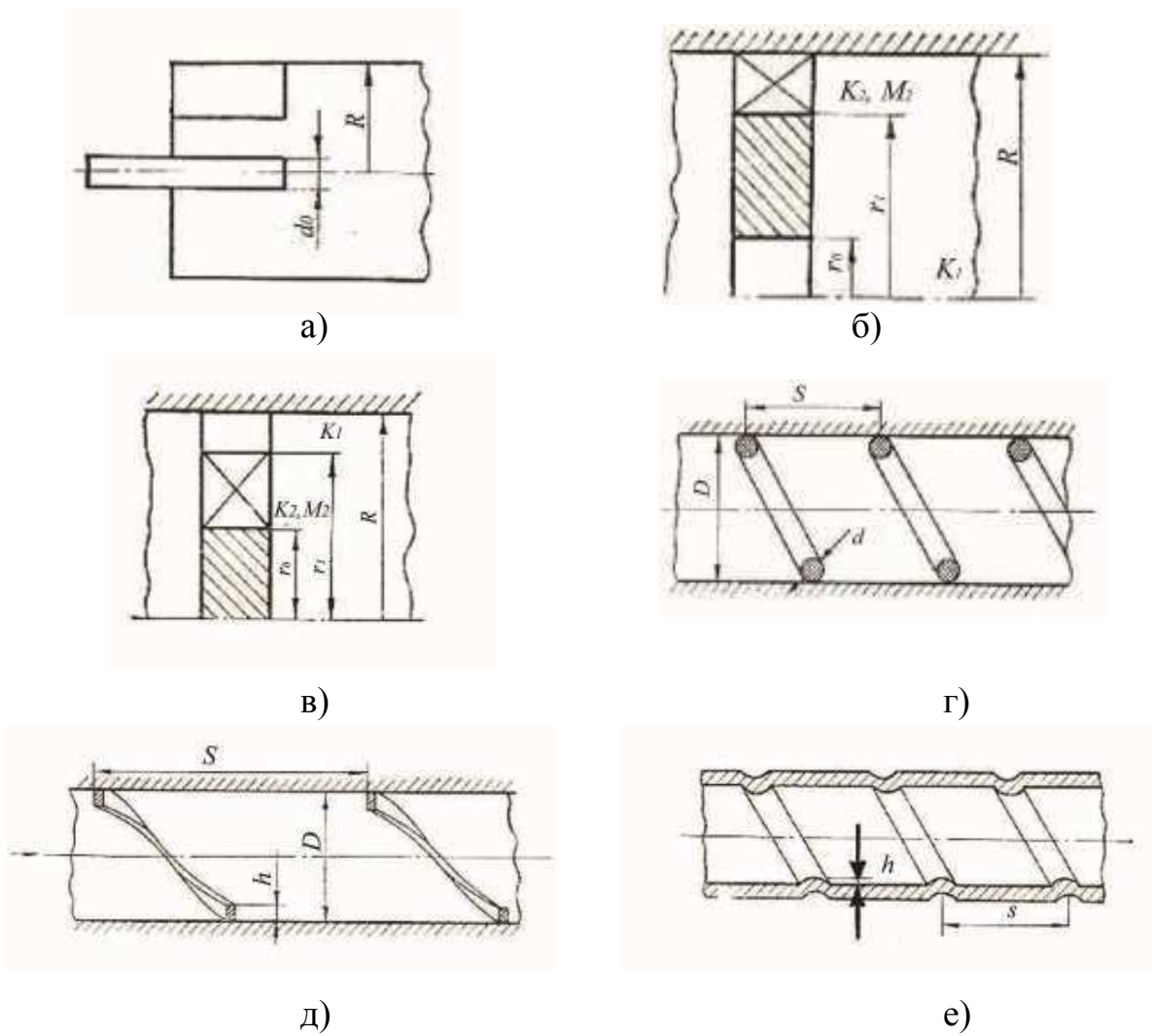


Рис. А.3. Завихрювачі третьої групи:

а) – закрутка біля поверхні (тангенційний завихрювач), б) – закрутка біля поверхні (тангенційно-лопатковий завихрювач), в) – закрутка у центральній області (аксіально-лопатковий завихрювач), г) – дротяний завихрювач, д) – внутрішнє спіральне ребрення, е) – внутрішня спіральна накатка

Часткове завихрення виникає при використанні шнекових завихрювачів і скрученої стрічки, якщо вони встановлюються в каналі з деяким зазором між стінкою і завихрювачем [27].

## ДОДАТОК Б

## Параметри закрутки потоку

## Б.1. Інтенсивність закрутки потоку

Для характеристики інтенсивності завихрення потоку використовується декілька параметрів, розглянутих в [11,12]. В роботі [11] показано, що кінематична подібність (подібність ліній потоку і пропорційність подібних швидкостей) характеризується інтегральним  $\Phi_*$  (використовується для повністю і частково закручених потоків) і локальним  $\text{tg}\varphi_w$  (використовується для пристінних закручених струменів, частково закручених по всій довжині каналу потоків (дротяний завихрювач і спіральне оребрення)) параметром закрутки.

Інтегральний параметр  $\Phi_*$  характеризує відношення моменту кількості руху  $M$  до осьової кількості руху  $K_1$  в масштабі лінійного розміру каналу  $L$ :

$$\Phi_* = \frac{M}{K_1 L} \quad (\text{Б.1})$$

Де  $M = \int_0^R \rho \cdot u \cdot w \cdot r^2 dr$ ,  $K_1 = \int_0^R \rho \cdot w^2 r dr$ ,  $\rho$  – густина потоку.

Для визначення інтенсивності закрутки потоку за завихрювачем при повній закрутці потоку використовується рівняння:

$$\Phi_{*BX}^\Gamma = \frac{M_{BX}}{K_{BX} L} \quad (\text{Б.2})$$

де  $M_{BX}$ ,  $K_{BX}$  – момент кількості руху та імпульс, обраховані по геометричним параметрам завихрювача.

Для часткової закрутки потоку для  $\Phi_{*BX}^\Gamma$  враховується кількість руху, що формується за рахунок масових витрат, які подаються окремо через тангенційний вхід ( $K_1$ ) і центральний отвір ( $K_2$ ):

$$\Phi_{*BX}^\Gamma = \frac{M_{BX}}{(K_1 + K_2) L} \quad (\text{Б.3})$$

Рівняння для повної та часткової закрутки потоку в трубі з тангенційним завихрювачем при  $d_0 = 2R$ :

$$\Phi_{*BX}^{\Gamma} = 0,25 \cdot \pi \cdot d \frac{d-a}{a \cdot b} \quad (\text{Б.4})$$

$$\Phi_{*BX}^{\Gamma} = 0,25 \cdot \pi \cdot d \frac{d-a}{a \cdot b \left(1 + \frac{G_0}{G_{\varphi}}\right)} \quad (\text{Б.5})$$

де  $G_0$  і  $G_{\varphi}$  – витрати осьового газу на вході в канал і через тангенційні отвори. Основні позначення приведені на рисунках (рис. А.1 а, А.3 а).

Два останні рівняння визначають розрахункове значення параметрів закрутки, які відрізняються від реальних значень  $\Phi_{*BX}^{\Gamma}$ . Причиною цього являється нерівномірність поля швидкості потоку в каналах завихрювача, втрати при повороті і змішуванні потоків тощо. Реальні значення параметрів закрутки  $\Phi_{*BX}^{\Gamma}$  можуть бути знайдені апроксимацією на перерізі  $x = 0$  експериментальних значень параметрів закрутки  $\Phi_*$ , які обраховані по полям осьової і обертової швидкості в різних перерізах каналу.

## Б.2. Затухання закрутки потоку за завихрювачами

Гідродинаміка закрученого потоку в трубі за завихрювачем різноманітного типу досліджена достатньо детально. Експериментальні дані для полів швидкостей і тисків в трубах різноманітної довжини при потоці води і повітря були отримані В. Щукіним та А. Ковальноговим, В. Мігаєм, Х. Нурстета Ю. Івановим, А. Сударевим, Г. Стуровим, В. Щукіним та А. Халатовим, В. Жизняковим та А. Халатовим, Р. Ляне, Г. Глебовим (колишній СРСР), А. Най і Р. West, К. Уайнік і М. Subbaiah, F. Chand і V. Dhir (США), S. Yarıcı, M. Patrick і A. Wragg (Великобританія). В якості завихрюючих пристроїв використовувались шнекові завихрювачі, скручені стрічки, обертаючі пристрої з повною і частковою закруткою потоку.



Потік в трубі із завихренням потоку на вході характеризується двома основними ділянками. На першій ділянці ( $0 < \bar{x} < \bar{x}_*$ ) профілі осьової обертової швидкостей залежать від типу завихрювача, його розмірів і розміру потоку. Довжина цієї ділянки для різноманітних завихрювачів змінюється від 0,5 до 4 діаметрів труби.

На основній ділянці труби ( $\bar{x} > \bar{x}_*$ ) безрозмірні профілі осьової і обертової швидкості вже не залежать від способу закрутки потоку і мають подібний характер. Профілі швидкості в безрозмірній формі на цій ділянці залежить тільки від інтенсивності закрутки потоку  $\Phi$ . Тут виконується універсальна умова  $\bar{r} \cdot \text{tg}\varphi = \text{const}$  а також має місце універсальний зв'язок між параметрами закрутки  $\Phi$  і  $\text{tg}\varphi_w$  (рис. Б.1).

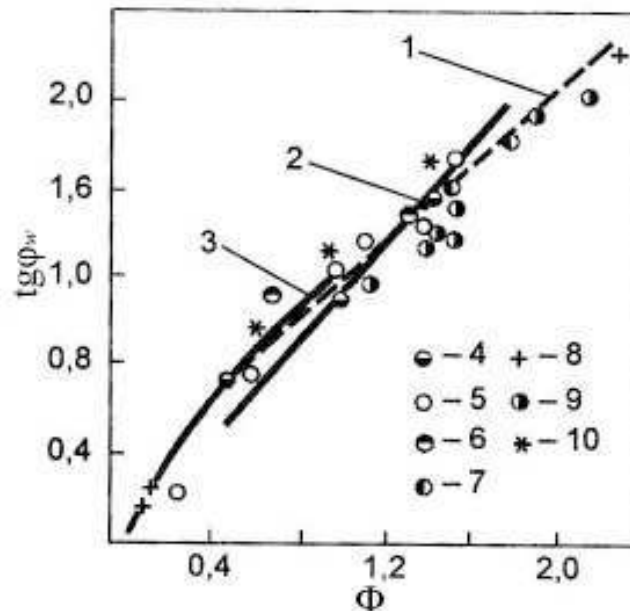


Рис. Б.1. Залежність між локальним ( $\text{tg}\varphi_w$ ) і інтегральним ( $\Phi$ ) параметрами закрутки потоку в трубі [11, 12]: 1 – рівняння  $\text{tg}\varphi_w = 1,18\Phi^{0,76}$ ,

2 і 3 – автори: [11] і [12]; 4...10 – автор [12].

Експериментальні дані: 2 – повітря,  $l/d = 150$  (аксіально-лопатковий завихрювач); 3 – вода,  $l/d = 40$  (вертушка, що обертається); 4 – повітря,  $l/d = 18$  (тангенційний завихрювач); 5 – повітря,  $l/d = 170$  (секція, що обертається); 6 – повітря,  $l/d = 58$  (тангенційний завихрювач); 7 – повітря,  $l/d = 58$  (тангенційний, аксіально-лопатковий завихрювач); 8 – повітря,  $l/d = 58$  (тангенціальний

завихрювач); 9 – повітря,  $l/d = 12$  (аксіально-лопатковий); 10 – повітря,  $l/d = 100$  (тангенційно-лопатковий завихрювач).

Внаслідок дії сил тертя на довжині  $\bar{x}_H$ , яка називається довжиною гідродинамічної стабілізації, завихрений потік переходить в осьовий потік. Для визначення цієї довжини існує декілька способів, які базуються на аналізі затухання локальних, інтегральних і турбулентних параметрів завихреного потоку.

В роботі [11] досліджені гідравлічні втрати, напруга тертя на стінці каналу і профілі осьової швидкості в трубі за аксіально-лопатковим завихрювачем при варіюванні кута  $\varphi_e$  від  $15^\circ$  до  $60^\circ$  і показника степеня від  $-1$  до  $+3$  (А.2). В діапазоні числа Рейнольдса  $Re = 5 \cdot 10^4 \dots 1,5 \cdot 10^5$  отримано наступне рівняння для розрахунку довжини стабілізації закрученого потоку:

$$\bar{x}_H = 1,35 \left[ 1 + (5,7 - 8 \cdot 10^6 Re_d) \cdot (\Phi_0 - 0,1)^a \right] Re_d^{-0,25} \quad (Б.6)$$

де  $a = 0,57 - 7 \cdot 10^{-7} Re_d$ ;  $Re_d = \bar{w} \cdot d / \nu$  – число Рейнольдса, яке базується на діаметрі труби  $d$  і середній осьовій швидкості потоку  $\bar{w}$ . Із цього рівняння випливає, що закручений потік переходить в осьовий приблизно при  $\Phi = 0,1$  ( $\text{tg}\varphi_w = 0,2$ ). Турбулентні параметри закрученого потоку стабілізуються на довжині  $(1,15 \dots 1,2)\bar{x}_H$