

УДК 621.438-226.2-719

Д.М. Письменний*ДП НВКГ «Зоря»-«Машпроект», Україна***ТЕПЛООБМІН І ВТРАТИ ТИСКУ В ОХОЛОДЖУЮЧОМУ
КАНАЛІ УЗДОВЖ ВХІДНОЇ КРОМКИ ЛОПАТКИ ПРИ
ЧАСТКОВОМУ ОРЕБРЕННІ СТІНОК**

У статті наведені результати CFD-дослідження теплообміну та втрат тиску в охолоджувальному каналі вздовж вхідної кромки лопатки з мікрооребреним. Розглянуто вплив різного розташування ділянок з ребрами-турбулізаторами по контуру поперечного перерізу на теплогідравлічні характеристики течії для конфігурацій оребрення з нормальними та V-подібними ребрами. Дослідження проведено при числі Рейнольдса рівному 100000. Виконано аналіз структури течії в каналі та розподілення інтенсивності тепловіддачі по контуру поперечного перерізу каналу від охолоджуючого повітря з урахуванням характерної нерівномірності тепловіддачі з боку газу.

Охолоджувальна лопатка, теплообмін, інтенсивність тепловіддачі, гідравлічний опір, CFD-розрахунок, модель турбулентності, турбулізатор

Вступ

Одним з найбільш складних завдань при розробці охолоджуваних лопаток сучасних високо-температурних газотурбінних двигунів (ГТД) є забезпечення необхідної глибини охолодження вхідної кромки. Це викликано, з одного боку, високою інтенсивністю теплообміну з боку газу в районі точки гальмування потоку, а з іншої – малою площею теплообміну з боку охолоджуючого повітря.

Одним з найчастіше вживаних способів інтенсифікації теплообміну в каналах систем охолодження РЛ сучасних ГТД є застосування ребер-турбулізаторів квадратного перерізу, які розташовуються на стінках каналів, що мають безпосередній контакт з газом. Інтенсифікація теплообміну при цьому досягається за рахунок постійного руйнування прикордонного шару і додаткової турбулізації потоку біля теплообмінної поверхні. Протягом останніх років були проведені численні дослідження теплогідравлічних характеристик таких каналів, серед яких можна відзначити [1, 2]. Проте в більшості випадків ці роботи стосуються каналів прямокутного перерізу з двома протилежними оребреними стінками. Застосування результатів цих досліджень для розрахунків інших форм каналів, зокрема для охолоджуючого каналу, уздовж вхідної кромки, не дозволяє отримати достовірні результати. Дані по застосуванню ребер-турбулізаторів у такому каналі у відкритій літературі вельми обмежені і в основному стосуються каналів трикутного перерізу. До таких робіт можна віднести [3], де досліджувався теплообмін у каналі, попереч-

ним перерізом якого є рівносторонній трикутник з двома оребреними стінками. У даній роботі представлений аналіз впливу різного розташування ребер-турбулізаторів на розподіл інтенсивності теплообміну в каналі. Проте трикутна форма поперечного перерізу не зовсім коректно відображає канал уздовж вхідної кромки лопатки і не дозволяє оцінити інтенсивність тепловіддачі на циліндричній ділянці вхідної кромки, що є важливим.

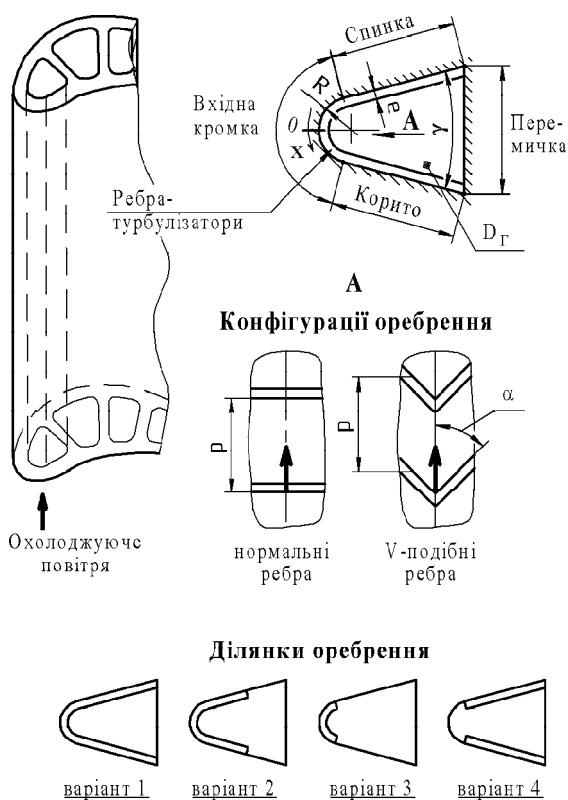
В роботі [4] досліджувався канал, форма поперечного перерізу якого ближче до тих, що мають місце в реальних охолоджуваних лопатках. Проте в цій роботі розглянута лише одна конфігурація оребрення, і результати даної роботи не дозволяють оцінити вплив різних конфігурацій на теплообмін і втрати тиску.

На відміну від каналів прямокутного перерізу, які застосовуються в центральній частині профілю, де зміна інтенсивності тепловіддачі з боку газу по ширині оребреної ділянки незначна, в каналі уздовж вхідної кромки інтенсивність тепловіддачі з боку газу істотно нерівномірна, що необхідно враховувати при проектуванні оребрення в таких каналах. Тому великого значення набуває визначення розподілу тепловіддачі з боку охолоджуючого повітря по контуру каналу.

Основною метою цієї роботи є дослідження впливу різного розташування ділянок з ребрами-турбулізаторами по контуру поперечного перерізу на інтенсивність тепловіддачі і втрати тиску в каналі з формою поперечного перерізу аналогічною охолоджуючого каналу уздовж вхідної кромки, при найбільш поширених конфігураціях оребрення.

1. Об'єкт дослідження

У даній роботі досліджувався охолоджуючий канал уздовж вхідної кромки лопатки, як показано на мал. 1. Досліджуваний канал характеризується відношенням внутрішнього радіусу вхідної кромки до гідравлічного діаметру каналу $R/D_{\Gamma} = 0,3$, і кутом загострення вхідної кромки $g = 30^{\circ}$. Такі параметри є типовими для каналів, що зустрічаються в конструкціях лопаток.



Мал. 1. Ділянка вхідної кромки лопатки і досліджувані конфігурації оребрення

На мал. 1 представлено дві досліджувані конфігурації оребрення каналу (нормальні ребра та V-подібні ребра), застосування яких найтипніше. Обидві конфігурації мають однакові параметри оребрення, які характерні для систем охолодження лопаток ГТД і мають оптимальні теплогідравлічні характеристики: ребра квадратного поперечного перерізу, відносна висота ребра $e/D_{\Gamma} = 0,1$, відносний крок оребрення $p/e = 10$, для V-подібних ребер кут нахилу ребер до напрямку течії охолоджуючого повітря $\alpha = 45^{\circ}$. Для кожної конфігурації ребер в роботі розглянуто чотири варіанти розташування оребрених ділянок (див. мал. 1):

- варіант 1 - повне оребрення стінок, що мають безпосередній контакт з газом (оребрення виконане на вхідній кромці і на бічних стінках);
- варіант 2 - неповне оребрення (оребрення виконане на вхідній кромці і частинах бічних стінок, що примикають до неї);
- варіант 3 - оребрення вхідної кромки;
- варіант 4 - оребрення бічних стінок.

Крім показаних на мал. 1 конфігурацій і варіантів оребрення, для порівняння також досліджувався гладкий канал.

Параметри теплообміну і втрати тиску в каналі досліджувалися при числі Рейнольдса (Re) рівному 100000.

2. Метод дослідження

Для дослідження інтенсивності теплообміну і втрат тиску в каналі використовувалися CFD-розрахунки (Computational Fluid Dynamics), виконані за допомогою комерційного програмного комплексу ANSYS CFX 11.0. Такі розрахунки все частіше застосовуються для визначення теплогідравлічних характеристик каналів систем охолодження і розрахунку температурного стану охолоджуваних лопаток.

Для визначення параметрів кінцево-елементної сітки (КЕС) і моделі турбулентності, що забезпечують якнайкраще узгодження результатів розрахунку з експериментальними даними, попередньо були виконані тестові CFD-розрахунки, результати яких частково наведені в [5].

Для виконання розрахунків були створені розрахункові моделі, відповідні досліджуваній конфігурації каналу. З метою скорочення кількості елементів КЕС розрахунок виконувався на довжину каналу, рівній двом крокам оребрення в періодичній постановці, що дозволяє отримати результати розрахунку, відповідні повністю розвиненому турбулентному режиму течії. Для розрахунків використовувалася k-ε модель турбулентності.

Як граничні умови задавалися:

- постійна температура стінки каналу;
- об'ємний стік тепла, що забезпечує періодичність температурного поля;
- втрати повного тиску на розрахунковій ділянці, що забезпечують необхідну витрату повітря через канал, відповідний числу Рейнольдса $Re = 100000$.

Для кожної геометрії розрахункових моделей за допомогою програмного комплексу ANSYS ICEM CFD 11.0 були створені гексаедричні структуровані КЕС, що забезпечують вимоги до величини безрозмірної відстані від першого позастінкового вузла до стінки (y^+). Для всіх варіантів розрахунку значення y^+ складало від 5 до 10, що задовольняє вимогам k-ε моделі турбулентності із застосуванням масштабованої (scalable) пристінкової функції [6].

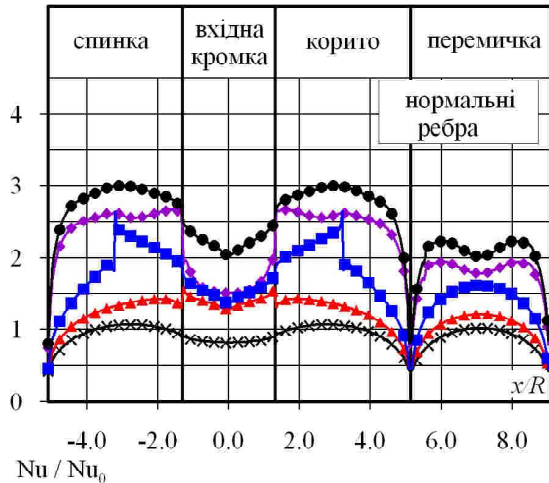
3. Результати досліджень

Отримана в результаті розрахунку інтенсивність тепловіддачі, виражена числом Нуссельта (Nu), була зведена до значення числа Нуссельта для розвиненої турбулентної течії в гладкому круглomu каналі (Nu₀), визначеного по залежності Діттуса-Бойлтера:

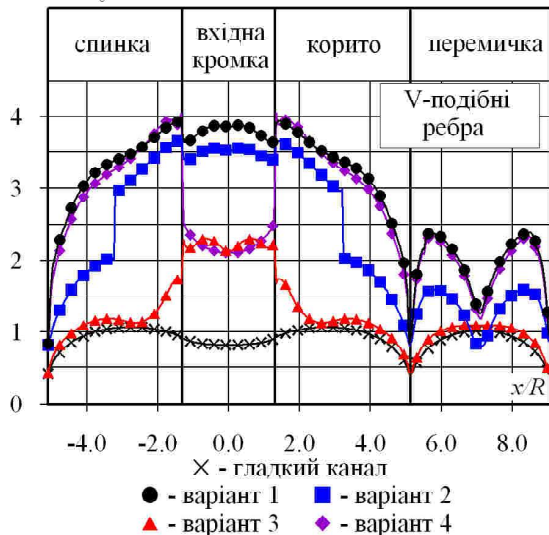
$$Nu_0 = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (1)$$

На мал. 2 представлений розподіл по контуру поперечного перерізу каналу зведеного числа Нуссельта, усередненого у напрямі течії на довжині каналу рівній кроку оребрення. При цьому теплообмін на оребрених поверхнях зводився до площі відповідної поверхні гладкого каналу, тобто включає збільшення площі теплообмінної поверхні за рахунок оребрення. Такий підхід характерний для більшості розрахунків теплообміну у разі застосування турбулізаторів даного типу. Розподіл по контуру представлений уздовж координати x (див. мал. 1), значення якої зведено до внутрішнього радіусу вхідної кромки R.

Nu / Nu₀



Nu / Nu₀



Мал. 2. Розподіл інтенсивності теплообміну по контуру поперечного перерізу досліджуваного каналу

Окрім цього, в таблиці 1 представлені середні значення зведених чисел Нуссельта (Nu/Nu₀), для чотирьох ділянок теплообміну, розташування яких зображено на мал. 1, і для каналу в цілому.

Таблиця 1

Теплогідрравлічні характеристики течії в каналі

Варіант розрахунку	Nu/Nu ₀				f/f ₀	Nu/Nu ₀ / (f/f ₀) ^{1/3}	
	вхідна кромка	спинка та корито	перемичка	середній в каналі		вхідна кромка	середній в каналі
Гладкий канал	0,84	0,95	0,86	0,91	0,97	0,85	0,91
Варіант 1							
Нормальні ребра	2,21	2,76	2,03	2,46	19,11	0,83	0,92
V-подібні ребра	3,70	3,17	1,98	2,94	18,72	1,39	1,11
Варіант 2							
Нормальні ребра	1,52	1,84	1,36	1,65	5,88	0,84	0,91
V-подібні ребра	3,41	2,49	1,33	2,34	11,68	1,51	1,03
Варіант 3							
Нормальні ребра	1,40	1,23	1,03	1,20	2,12	1,09	0,94
V-подібні ребра	2,17	1,15	0,96	1,29	2,62	1,58	0,93
Варіант 4							
Нормальні ребра	1,63	2,49	1,75	2,13	12,79	0,70	0,91
V-подібні ребра	2,22	3,16	1,86	2,62	13,77	0,93	1,10

Окрім інтенсивності тепловіддачі, у якості характеристики течії в каналі, в цій роботі розглянуті гідравлічний опір (втрати тиску) і теплогідрравлічна ефективність. Втрати тиску в каналі в цій роботі характеризуються коефіцієнтом тертя Фаннінга (f), зведеним до значення коефіцієнта тертя для розвиненої турбулентної течії в гладкому круглomu каналі (f₀), визначеного по залежності Блазіуса:

$$f_0 = 0,079 \cdot Re^{-0,25} \quad (2)$$

Значення коефіцієнта теплогідрравлічної ефективності (Nu/Nu₀)/(f/f₀)^{1/3} застосовується для порівняння ефективності досліджуваних варіантів оребрення і характеризує приріст інтенсивності тепловіддачі при однаковій витраченій потужності на прокачування охолоджувача.

Отримані в результаті розрахунків значення зведених коефіцієнтів тертя (f/f₀) і значення

коефіцієнта теплогідрравлічної ефективності, визначені з урахуванням збільшення інтенсивності тепловіддачі тільки на ділянці вхідної кромки і з урахуванням середнього значення в каналі також показані в таблиці 1.

Варіант 1. Як видно з наданих результатів, у варіанті повного оребрення конфігурація оребрення навіть при однакових параметрах оребрення (e/D_T , p/e), істотно впливає не тільки на розподіл інтенсивності теплообміну по контуру поперечного перерізу, але і на середнє значення числа Нуссельта в каналі.

Застосування V-подібних ребер забезпечує більший приріст інтенсивності тепловіддачі в районі вхідної кромки, що узгоджується з результатами досліджень, наведених в [3]. У даному варіанті середнє зведене число Нуссельта на ділянці вхідної кромки складає 3,70. У разі застосування нормальних ребер характер розподілу інтенсивності тепловіддачі аналогічний гладкому каналу, і в районі вхідної кромки збільшення тепловіддачі складає 2,21. Це викликано тим, що, застосування V-подібних ребер приводить до виникнення парного вихору, який підводить холодніше повітря з ядра потоку в область вхідної кромки, де тільки починає формуватися прирежовий шар. У разі застосування нормальних ребер істотних вторинних течій, що впливають на структуру течії в каналі в цілому, не спостерігається.

Необхідно відзначити, що стрибкоподібне зменшення числа Нуссельта при переході з плоскої оребреної стінки, що характеризує ділянки спинки і корита, на циліндричну стінку, що характеризує вхідну кромку, викликано в основному зменшенням коефіцієнта оребрення з 1,2 до 1,13 для нормальних ребер і з 1,28 до 1,21 для V-подібних ребер.

Коефіцієнти тертя для обох варіантів оребрення мають близькі значення. Видно, це пояснюється тим, що зниження втрат тиску, викликане плавнішим обтіканням похилих ребер-турбулізаторів (у конфігурації з V-подібними ребрами), компенсується збільшенням втрат тиску через виникнення парного вихору.

Значення коефіцієнтів теплогідрравлічної ефективності для обох конфігурацій оребрення вище, ніж для гладкого каналу. При цьому, з погляду забезпечення максимальної інтенсивності теплообміну на ділянці вхідної кромки, конфігурація з V-подібними ребрами має істотні переваги.

Варіант 2. Застосування неповного оребрення стінок при використанні нормальних ребер призводить до істотного зниження тепловіддачі в порівнянні з варіантом 1 по всьому контуру каналу, і на вхідній кромці це зниження досягає 31%. У разі використання V-подібних ребер зниження тепловіддачі на вхідній кромці істот-

но менше і складає 8%. Так само трохи отримано зниження тепловіддачі на бічних стінках на оребрених ділянках. При цьому, при обох конфігураціях оребрення зменшення тепловіддачі на перемичці в порівнянні з варіантом 1 склало 33%.

Коефіцієнт тертя f за рахунок зменшення оребреної частини контура поперечного перерізу також істотно зменшився, особливо для нормальних ребер. Проте, з погляду теплогідрравлічної ефективності, визначеної по ділянці вхідної кромки, варіант з V-подібними ребрами залишається переважнішим.

Варіант 3. Не зважаючи на відсутність розвиненого парного вихору, у разі оребрення лише на ділянці вхідної кромки, V-подібні ребра також забезпечують перевагу з погляду інтенсивності тепловіддачі на вхідній кромці. Це викликано тим, що поганообтічні нормальні ребра за рахунок більшого гідрравлічного опору викликають зсуви ядра потоку далі від вхідної кромки до перемички, оточеної неоребрененими бічними стінками. Це приводить до того, що для нормальних ребер значення числа Нуссельта на вхідній кромці навіть з урахуванням збільшеної поверхні теплообміну дуже близькі до значень на ділянках гладких бічних стінок, що примикають до вхідної кромки.

Зведене значення коефіцієнта тертя для нормальних і V-подібних ребер відповідно складає 2,12 і 2,62, а значення коефіцієнта теплогідрравлічної ефективності, визначеного по ділянці вхідної кромки для V-подібних ребер досягає 1,58, тобто найбільшого значення зі всіх розглянутих варіантів.

Варіант 4. Оребрення тільки бічних стінок у разі застосування нормальних ребер приводить до зменшення інтенсивності теплообміну в порівнянні з варіантом 1 на 10% на бічних оребрених стінках і на 26% на неоребреній ділянці вхідної кромки. При цьому 20% зменшення інтенсивності тепловіддачі на вхідній кромці викликано відсутністю збільшення поверхні теплообміну за рахунок ребер. Для V-подібних ребер, завдяки парному вихору інтенсивність тепловіддачі на оребрених бічних стінках практично не змінилася в порівнянні з варіантом 1. Але тепловіддача на вхідній кромці істотно знизилася до значення приведенного числа Нуссельта 2,22. Значення ж коефіцієнта теплогідрравлічної ефективності, визначеного по ділянці вхідної кромки, отримані найменшими з усіх досліджуваних варіантів, а для визначеного за середньою інтенсивністю тепловіддачі в каналі близькі до варіанту 1.

Висновки

В результаті виконаного дослідження впливу конфігурації ребер-турбулізаторів і варіантів роз-

ташування оребрених ділянок на інтенсивність тепловіддачі і втрати тиску в каналі можна відзначити наступне:

1. Конфігурація оребрення істотно впливає на розподіл інтенсивності тепловіддачі по контуру поперечного перерізу і на середню інтенсивність тепловіддачі в каналі.

2. Застосування V-подібних ребер при всіх варіантах розташування оребрених ділянок забезпечує більше підвищення тепловіддачі в районі вхідної кромки, де має місце максимум інтенсивності тепловіддачі з боку омиваючого газу.

3. Скорочення довжини оребреної ділянки зі збереженням оребрення на вхідній кромці (варіант 2 і 3) призводить до зниження інтенсивності тепловіддачі як в каналі в цілому, так і в районі вхідної кромки, особливо у разі застосування нормальних ребер. Проте коефіцієнт теплогідравлічної ефективності, визначений по тепловіддачі на ділянці вхідній кромки зростає.

4. У разі неможливості виконання оребрення на ділянці вхідної кромки, наприклад через причини технологічного характеру, на бічних стінках доцільно застосовувати V-подібні ребра, при яких зниження середньої інтенсивності тепловіддачі мінімальне.

Перелік посилань

1. Хан, Парк, Лей Интенсификация теплообмена в канале с турбулизаторами // Энергетические машины. — 1985. — Т. 107, №3. — С. 38-45.

2. Taslim M.E., Li T., Kercher D.M. Experimental heat transfer and friction in channels roughened with angled, V-shaped and discrete ribs on two opposite walls // — 1994, ASME Paper 94-GT-163.

3. Lee D.H., Rhee D.H., Cho H.H. Heat transfer measurements in a rotating equilateral triangular channel with various rib arrangements // ASME Turbo Expo 2006. ASME Paper GT2006-90973.

4. Dmaschke N., Wolfersdorf J., Semmler K. Heat transfer and pressure Drop measurements in a rib roughened leading edge cooling channel // ASME Turbo Expo 2009, ASME Paper GT2009-59399.

5. Письменный Д.Н. CFD-расчет теплоотдачи и потерь давления в канале с ребрами-турбулизаторами // Вісник двигунобудування. — 2009. — №3 (22). — С. 82–87.

6. Turbulence and near-wall modeling // ANSYS CFX-Solver Theory Guide. ANSYS CFX Release 11.0.

Поступила до редакції 31.05.2010 р.

D.M. Pysmennyi

HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP IN A LEADING EDGE PARTLY RIB-ROUGHENED COOLING CHANNEL

В статье представлены результаты CFD-исследования теплообмена и потерь давления в охлаждающем канале вдоль входной кромки лопатки с микрооребрением. Рассмотрено влияние размещения участков с ребрами-турбулизаторами по контуру поперечного сечения канала на теплогидравлические характеристики течения в канале при конфигурациях оребрения с нормальными и V-образными ребрами. Исследование проведено при числе Рейнольдса равном 100000. Выполнен анализ распределения интенсивности теплоотдачи по контуру поперечного сечения канала от охлаждающего воздуха с учетом характерной неравномерности теплоотдачи со стороны газа.

Охлаждаемая лопатка, теплообмен, интенсивность теплоотдачи, гидравлическое сопротивление, CFD-расчет, модель турбулентности, турбулизатор

This paper presents heat transfer and pressure loss CFD-investigations in the blade leading edge rib roughed cooling channel. The effect of rib roughed section arrangement on thermal and hydraulic performances for normal and V-shaped rib configurations is described. The Reynolds number is equal to 100000 for this investigation. Analysis of heat transfer distribution from cooling air along the cross section perimeter of the channel was carried out.

Cooling blade, heat transfer, hydraulic resistance, CFD-simulation, turbulence models, turbulence promoter