

УДК 621.45.038: 621.438

СПОСОБИ ВНУТРІШНЬОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ЛОПАТОК ГАЗОВИХ ТУРБІН
СУЧАСНІ ТА ПЕРСПЕКТИВНІХалатов А.А.,¹ академік НАН України, Борисов І.І.,¹ канд. техн. наук, Кулішов С.Б.²¹ Інститут технічної теплофізики НАН України, Київ, вул. Марії Капніст, 2а, 03057, Україна² ДП НВКГ «Зоря»-Машпроект», Миколаїв, пр. Богоявленський, 42а, 54018, Україна<https://doi.org/10.31472/ttpe.4.2022.2>*Розглянуті основні тенденції розвитку, сучасні та перспективні методи внутрішнього охолодження лопаток високотемпературних газових турбін.**The main development trends, modern and perspective methods of internal cooling of high-temperature gas turbine blades are considered.*

Бібл. 9, рис. 9.

Ключові слова: лопатки газових турбін, тепловий захист, внутрішнє охолодження, тенденції розвитку.**Список позначень:** G – масова витрата; T – температура; Nu – число Нуссельта; Re – число Рейнольдса; Ro – число Росбі; ϕ – глибина охолодження лопатки.**Індекси:** c – параметри охолоджувача; ∞ – параметри газового потоку; w – параметри на стінці;

охл – охолоджувач.

Вступ

Добре відомо, що питома потужність газової турбіни залежить від температури газу на вході. В сучасних енергетичних турбінах для виробництва електричної енергії значення вхідної температури досягає 1450...1600 °С, і в приводних газових турбінах малої потужності – 1350...1400 °С. В останньому випадку більш низький рівень температури обумовлений вимогою більш високого життєвого циклу газових турбін (до 150 тис. годин) та стійкості до високотемпературної корозії. Зростання температури газу призводить до підвищення температури не тільки робочих та соплових лопаток, а й дисків, статора, опор турбіни та системи змащування підшипників. Особливо вразливими в цьому сенсі є робочі лопатки, які піддаються відцентровим навантаженням та згинальним коливанням.

Для створення можливості підвищення температури газу на вході, поряд із застосуванням нових матеріалів та теплозахисних покриттів, інтенсивно досліджуються та розробляються системи внутрішнього (конвективного) та зовнішнього (плівкового) охолодження термонапру-

жених елементів газових турбін, перш за все, соплових та робочих лопаток. Для охолодження використовується стиснуте повітря, яке відбирається від компресора.

Внутрішнє повітряне охолодження лопаток газових турбін було вперше застосовано у 1962 р. в турбовентильаторному ГТД «Сопвай» (Велика Британія). Воно дозволило підвищити температуру газу перед турбіною одразу на 200°С. Сьогодні системи охолодження є невід'ємною складовою усіх високотемпературних газових турбін. При розробці системи охолодження необхідно не тільки забезпечити температуру поверхні лопатки не вище допустимих значень (для соплових – 1350°С, для робочих – біля 1300°С), але і максимально знизити нерівномірність температурного поля лопатки, яка призводить до термічної втоми матеріалу, зниження його пластичності, і, як результат – виходу лопатки із ладу. Наявний досвід показує, що із загального числа відказів газової турбіни середнє число відказів робочих лопаток складає 40%, а соплових – 20%.

У переважній більшості сучасних ГТД і ГТУ використовуються відкриті повітряні системи охолодження з «викидом» охолоджувача у проточну частину

турбіни. Підвищення глибини охолодження лопатки забезпечується за рахунок підвищення витрати повітря, який іде на охолодження, та інтенсифікації внутрішнього теплообміну. При температурі газу на вході 1600 К для охолодження елементів ГТД витрачається значна частина (до 15%) циклового повітря. Зв'язок між сумарною витратою охолоджувача та середньою глибиною охолодження лопатки визначається приблизним співвідношенням: $G_{охл}/G_{\Sigma} = \phi_{cr}(1 + 12 \phi_{cr})$, де ϕ_{cr} – середня глибина охолодження лопатки. Передбачається, що для наступного покоління газових турбін температура газу на вході буде вищою за 2200 К, тому розробка нових систем охолодження є на сьогодні ключовим напрямом для дослідників та розробників.

Метою роботи є аналіз сучасних та перспективних способів внутрішнього охолодження лопаток високо-температурних газових турбін.

Загальні відомості

Ефективність системи охолодження визначається глибиною охолодження:

$$\phi = \frac{T_{\infty} - T_w}{T_{\infty} - T_c} \quad (1)$$

де T_{∞} – температура газового потоку, T_w та T_c – відповідно значення температури зовнішньої поверхні лопатки та охолоджувача на вході в лопатку.

Глибина охолодження лопаток залежить від температури газу, матеріалу лопатки, ресурсу роботи турбіни, нерівномірності температурного поля газу за камерою згоряння та деяких інших факторів. Сьогодні в стаціонарних та корабельних ГТД внутрішнє охолодження лопаток починає використовуватись при температурі газу більш ніж 1020...1120 К, в авіаційних – при 1220...1270 К, що пов'язано з різними умовами експлуатації.

Основні схеми внутрішнього охолодження лопаток

Основні схеми руху охолоджувача, які застосовуються для охолодження лопаток, наведені на рис. 1. Найпростішою з них є система поздовжніх радіальних каналів з випуском охолоджувача в радіальний зазор (рис. 1 а).

В сучасних лопатках широко застосовуються *наніпетльові* (рис. 1 б, в) та *петльові* (*serpentine flow path*) (рис. 1 г, д) схеми внутрішнього охолодження, вони забезпечують високий рівень теплообміну в центральній частині лопатки і мінімальну нерівномірність температури по контуру лопатки. Найчастіше канали охолоджен-

ня мають прямокутну форму. Важливою особливістю петльової схеми є U-подібний поворот потоку, який характеризується високими втратами тиску, що знижує ефективність даного технічного рішення.

Наступним значним кроком в охолодженні робочих лопаток було застосування *вставного дефлектора* (рис. 1 є). Краще охолодження вхідної кромки лопатки досягається за рахунок струминного охолодження поверхні. В лопатці зі вставним дефлектором відстань від отвору струминного охолодження до внутрішньої поверхні вхідної кромки зазвичай дорівнює 3...6 мм, а відстань між стінкою лопатки і дефлектором – 0.4...1.5 мм.

Початковий розвиток систем охолодження

В перших охолоджуваних лопатках, які з'явились на початку 60-х рр. XX ст. (авіаційні ГТД «Конвей» і «Тайн») застосовувались конструкції з поздовжніми (радіальними) гладкими каналами з випуском охолоджувача в радіальний зазор (рис. 2). Така система конвективного охолодження дозволила підвищити температуру газу на вході до 1240...1310 К.

Подальший розвиток систем охолодження здійснювався по різним напрямам. Фірма «Роллс-Ройс» (Велика Британія) пішла по шляху збільшення числа каналів, ускладнення їх геометричної форми, попередньої закрутки охолоджувача, наближення каналів охолодження до поверхонь лопатки, інтенсифікації теплообміну в охолоджуючих каналах за рахунок резонансних коливань повітряного стовпа. Застосування всіх засобів, спрямованих на удосконалення систем охолодження в ГТД серії RB 211, дозволило досягнути температури газу 1685 К при 3% загальній відносній витраті повітря. В ГТД серії RB 211 (1480...1590 К) радіальний рух охолоджувача був збережений, але було застосовано плівкове охолодження вхідної кромки та петльова схема руху охолоджувача. Відносна витрата охолоджувача складала 2.2...3.0 %.

Фірма «Пратт-Уїтні» (США) на початковому етапі застосувала поздовжні канали та попередню закрутку охолоджувача. В подальшому відбувся перехід на лопатку з дефлектором, внутрішнім струминним охолодженням вхідної кромки, поверхонь тиску та розрідження, з циліндричними перемичками вихідної кромки та струминним охолодженням штирків. В результаті цих заходів середня глибина внутрішнього охолодження лопатки ГТД F-100 при температурі газу до 1590...1672 К і витраті охолоджувача 3% склала близько 0.55.

Розвиток робочих лопаток фірми «Дженерал Електрик» (США) характеризується наближенням отворів до поверхонь лопатки та використанням поздовжніх

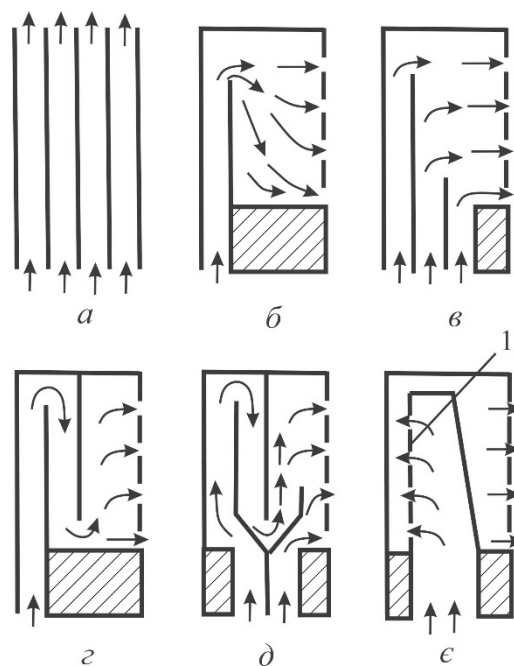


Рис. 1. Схеми руху охолоджувача всередині лопатки:

а – поздовжній рух, число каналів від 3...10 до 1...20; *б, в* – напівпетльові схеми; *г, д* – петльові схеми; *є* – схема з дефлектором (1) і струминною подачею повітря для охолодження входної кромки

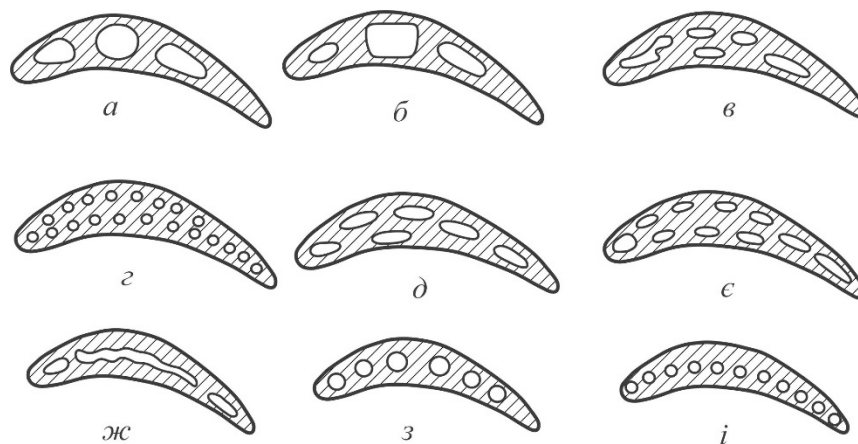


Рис. 2. Форма та розташування радіальних каналів в перетині робочих лопаток (авіаційні ГТД):

а – ГТД «Тайн», *б* – ГТД «Конвей» («Сопвай»), *в* – ГТД «Сней – 25», *г* – ГТД «Олімп-593»,
д – ГТД «RB-20», *є* – ГТД «RB-211», *ж* – ГТД «JT9D-3A», *з* – ГТД фірми «Пратт-Уітні», *і* – ГТД «JT8D»

отворів, еквідистантних до зовнішнього профілю лопатки, використанням каналів охолодження та попередньої закрутки охолоджуючого повітря.

В приводних газових турбінах НВКГ «Зоря»-«Машпроект» (Україна) другого покоління з температурою газу до 1190 К охолоджувались соплові лопатки 1-го ступеня та робочі лопатки, для чого застосовувались поздовжні канали та вихрова схема охолодження. В ГТД третього покоління з температурою на вході

1310...1390 К були застосовані робочі лопатки з петльовою, напівпетльовою та вихровою схемами руху охолоджувача.

Поздовжні охолоджувальні канали досить прості в конструкції та технології, недорогі у виготовленні. Зниження температури поверхні лопаток при відносній витраті охолоджуючого повітря 1.5...2.0 % складає 100...200 К, відповідно на цю величину може бути підвищена температура газу перед турбіною. Основ-

ними недоліками схеми поздовжніх отворів є відносно мала величина глибини охолодження вхідної та вихідної кромки лопатки та велика різниця температур (до 250 К) по профілю лопатки. Хоча з часом поздовжні охолоджувальні канали були замінені більш ефективними технологіями, вони ще можуть бути використані для охолодження лопаток більш віддалених ступенів турбіни.

Інтенсифікація теплообміну в каналах охолодження

На даний час відомі та ретельно вивчені більш ніж 20 методів інтенсифікації теплообміну. Більшість з них характеризується випереджаючим зростанням втрат тиску у порівнянні з інтенсифікацією теплообміну. Для внутрішнього охолодження лопаток газових турбін можуть використовуватися лише деякі з них, такі як поздовжні канали, струминне охолодження, прямі, похилі та розрізні мікроребра (trip-strip) висотою 0.5...1.0 мм, штирки різної форми (pin-fins), шорсткість поверхні, об'ємні (акустичні) флуктуації охолоджувача. Застосовуються також перемички з отворами різної форми, які з'єднують поверхні тиску та розрідження лопатки. Обмежений набір технологій охолодження лопаток обумовлений малим об'ємом всередині лопатки для розміщення системи охолодження, а також технологічними труднощами виробництва.

Оребрення каналів охолодження широко застосовується в охолоджуючих поздовжніх каналах (рис. 3 з; 4 з). Вони встановлюються під кутами 90, 60 або 45 градусів до напрямку потоку. Застосування розрізних ребер, V- або Δ-подібних ребер дозволяє підвищити теплогідрравлічні характеристики каналів охолодження. Прямі ребра забезпечують коефіцієнт теплогідрравлічної ефективності $(Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{0.33}$ на рівні 1.2, V-подібні ребра (60°) – 1.4, а розрізні V-подібні

ребра (60°) – 1.8. Інтенсифікація теплообміну в каналах з прямими мікроребрами складає 2.0, в той час як в каналах з розрізними мікроребрами досягає 3.0 і більше. В роботі [1] вивчені 6 варіантів мікрооребрення і підтверджено, що V-подібне мікрооребрення має найкращі теплогідрравлічні характеристики.

Основною проблемою застосування мікроребер є їх деградація в процесі експлуатації та неточність виготовлення литтям, які складно контролювати. Оскільки висота мікрооребрення складає не більше 10% від гідрравлічного діаметру каналу, в каналах з діаметром 5 - 8 мм оптимальна висота ребра складає 0.5 мм. В цьому випадку зниження висоти ребра з 0.5 до 0.4 мм в системі охолодження робочої лопатки в ГТД з температурою газу на вході 1573 К призводить до збільшення температури стінки лопатки на 30 К і більше, що є неприйнятним.

При аналізі систем охолодження лопатку умовно поділяють на три основні частини: вхідну кромку, середню частину та вихідну кромку. Цей розподіл обумовлений різною газодинамікою обтікання, тепловим навантаженням та конструктивними особливостями. Окрім цього, окремо розглядаються сторони тиску та розрідження.

Методи охолодження **вхідної кромки** лопатки наведено на рис. 3.

В області вхідної кромки лопатки мікрооребрення має особливості, які обумовлені відмінністю форми каналу від прямокутної. Хоча воно має теплогідрравлічні характеристики, близькі до інших методів інтенсифікації теплообміну, тим не менш на найбільш напружених ділянках вхідної кромки воно дозволяє отримати інтенсивність теплообміну, яка перевищує середнє значення на 70%. Дослідження, виконані в роботі [1], показали, що геометрична форма каналу охолодження

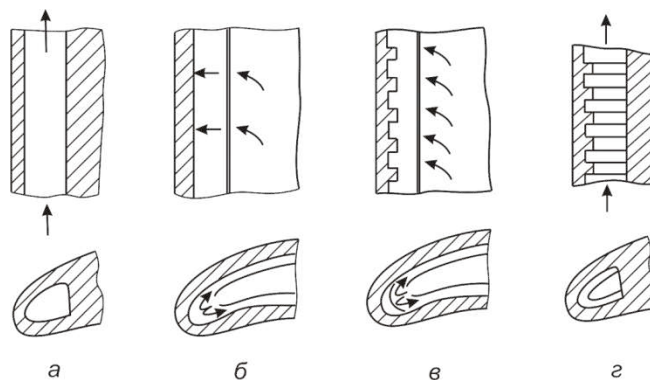


Рис. 3 Методи охолодження вхідної кромки лопатки:

а – радіальний канал; б – струминне охолодження; в – струминне охолодження з мікроребрами;

г – радіальний канал з мікроребрами

суттєво впливає на вихрову структуру потоку, локальний і середній теплообмін. Зі зростанням температури газу в конструкції радіальних каналів з'явилися напівкільцеві мікроребра для руйнування поверхневого пограничного шару (рис. 3 з).

Найкращі теплогідравлічні характеристики показали V-подібні мікроребра, причому інтенсифікація теплообміну для суцільних та переривчастих V-подібних мікроребер складає 3.4 і 4.0 відповідно. Обертання каналу охолодження з V-подібними ребрами ($Ro = 0,05 \dots 0,10$) незначним чином впливає на рівень локального і середнього теплообміну. Часткове мікрооребрення бокових стінок дозволяє при застосуванні V-подібних ребер зменшити втрати тиску до 40% при зниженні теплообміну на 4...5%.

Застосування Δ -генераторів для інтенсифікації теплообміну було розглянуто Д. Ханом (США) в 1993 р. Дослідження показали високий рівень теплообміну і втрати тиску, сумірні з V-подібним розрізним мікрооребренням (60°). Найкращі результати демонструють Δ -подібні ребра, розташовані вершиною назустріч потоку. Незважаючи на високий рівень теплообміну ($Nu/Nu_0 = 3.0 \dots 3.4$), Δ -подібні ребра поки не знайшли широкого застосування при внутрішньому охолодженні лопаток газових турбін.

Для інтенсифікації теплообміну в центральній частині лопатки використовуються гладкі та оребрені поперечні канали, канали з перемичками і штирками, внутрішнє струминне охолодження, поздовжні та поперечні канали малого діаметра поблизу поверхні лопатки (рис. 4).

Ефективність охолодження таких лопаток складає $100 \dots 140^\circ\text{C}$ на 1% охолоджуючого повітря. При витраті охолоджувача на рівні 4% в лопатці з дефлектором та струминним охолодженням стінок середня глибина охолодження склала 0.5. Недоліком дефлекторної схеми є малий ресурс, складність контролю зазору між стінкою лопатки і дефлектором, засмічення мілких отворів ($0.4 \dots 1.5$ мм) струминного охолодження мілкодисперсним пилом. Нерівномірність температури по контуру лопатки в цьому випадку складає $75 \dots 120^\circ\text{C}$.

При подальшому підвищенні температури газу отримав розвиток напівпетльовий (рис. 3 б, в) та петльовий рух повітря всередині лопатки (рис. 3 г, д). Випуск охолоджувача виконується у вихідну кромку та на поверхню тиску лопатки в області вихідної кромки. Для інтенсифікації теплообміну використовуються похилі мікроребра на стороні тиску, штирки та перемички різної форми, які з'єднують сторони тиску та розрідження лопатки, струминне охолодження штирків через отвори в перекладках, зигзагоподібні канали, вихрова матриця (рис. 5 і).

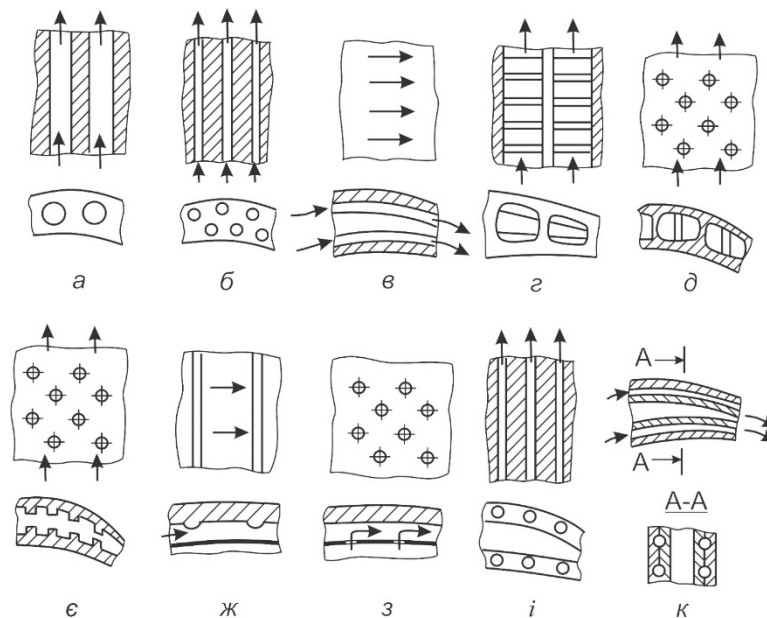


Рис. 4. Методи охолодження середньої частини лопатки:

а, б – поздовжні гладкі канали; в – поперечні гладкі канали (дефлектор); г – поздовжні канали з ребрами; д, е – те ж з перемичками та штирками; ж – поперечні канали з поздовжніми ребрами; з – внутрішнє струминне охолодження; і, к – поздовжні або поперечні канали малого діаметра поблизу поверхні

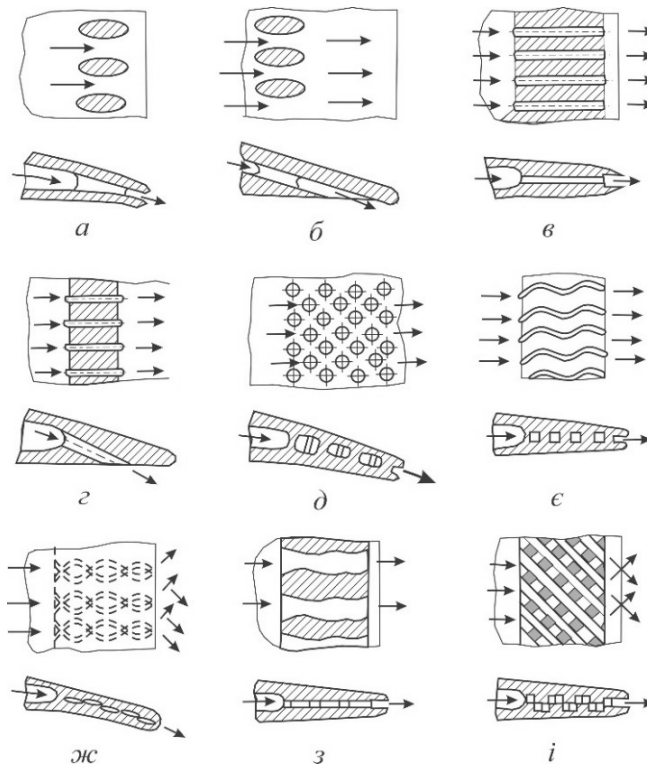


Рис. 5. Методи охолодження вихідної кромки лопатки:

а – прямокутна щілина; б – прямокутна щілина на поверхні тиску; в – канали малого діаметра; г – канали малого діаметра на поверхні тиску; д – перемички-турбулізатори; е – зигзагоподібні канали; ж – зигзагоподібні канали, що перехрещуються; з – дифузотно-конфузотні канали; і – канали, що перехрещуються (вихрова матриця)

Вихідна кромка лопатки також є достатньо теплонапруженим елементом. Як правило, випуск відпрацьованого охолоджувача у хвостову частину лопатки проводиться в схемах з внутрішнім дефлектором, напівпетльовим та петльовим рухом охолоджувача. Основні способи конвективного охолодження вихідної кромки лопатки представлені на рис. 5. Інтенсифікація теплообміну забезпечується за рахунок відриву потоку, установки прямих та похилих мікроребер і штирків різної форми, прискорення охолоджувача по довжині каналу, затиснення січення охолоджувача по довжині, затиснення січення каналу та струминного охолодження, застосування каналів складної (зигзагоподібної) форми і вихрової матриці. В останньому випадку відмічено значне підвищення довговічності лопатки. В американських конструкціях широко застосовуються двох- та трьохрядні мікроребра і штирки в комбінації зі струменевим охолодженням при затисненні січення каналу.

Перспективні схеми внутрішнього охолодження

Із зростанням температури газу перед турбіною суттєво зростає витрата повітря на охолодження. Як зазначалось вище, при $T_r^* = 1350 \dots 1400$ °C ця витрата досягає 15%, що різко знижує ефект підвищення вхідної температури в термодинамічному циклі ГТД. Тому в останні 25 років проводяться інтенсивні дослідження в області інноваційних систем охолодження лопаток зі зниженою витратою охолоджувача, високою теплогідрравлічною ефективністю та прийнятною технологією виготовлення. В роботі [2] перераховані наступні основні проблеми, з якими зіштовхуються розробники систем внутрішнього охолодження лопаток: забезпечення однорідності температурного поля поверхні лопатки; врахування несиметричності геометричної форми лопатки; складна архітектура систем охолодження (наприклад, мікроканали); необхідність зниження температурних градієнтів (і, як наслідок, термічних напружень); створення охолодження, що контролюється

(адаптивне охолодження). Подолання цих викликів потребує як дослідження та розробки нових технічних рішень, так і розвитку нових технологій виготовлення лопаток.

Циклонне охолодження ґрунтується на закрутці потоку охолоджувача і вихровій інтенсифікації теплообміну за рахунок підвищення швидкості потоку біля стінки каналу. Важливою перевагою циклонного охолодження є відсутність виступаючих в потік елементів (мікроребер), схильних до деградації і засмічення. Робочі лопатки з циклонним охолодженням поки не получили практичного застосування, проте з розвитком адитивних технологій вони можуть отримати більш широке розповсюдження у зв'язку з можливістю точного виготовлення лопаток і зниження втрат тиску за рахунок «супертонкої» обробки поверхні каналу.

На даний час вивчені різні схеми циклонного охолодження, які докладно розглянуті в роботах [2, 3]. Для охолодження вхідної кромки лопатки розглянуті дво- і тривимірні схеми циклонного охолодження (рис. 6, 7). При оптимальних умовах в області лобової точки лопатки середня тепловіддача при застосуванні циклонної схеми є вищою за тепловіддачу при струминному охолодженні, інтенсифікація теплообміну одразу за завихрювачем може сягати 6...8.

В тривимірних схемах охолоджувач подається через декілька тангенційних отворів, розподілених по довжині каналу, що дозволяє регулювати закон розподілення теплового потоку по довжині каналу. Середня тепловіддача в лопатці з циклонним охолодженням з петльовим рухом охолоджувача складає 3...5, а по теплогідрравлічній ефективності вона не поступається V-подібним розрізним ребрам (60°). Схема лопатки з тривимірною схемою циклонного охолодження,

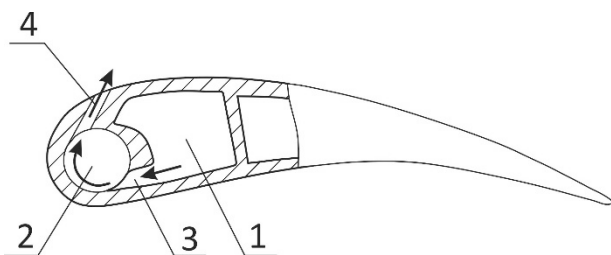


Рис. 6. Двовимірна схема циклонного охолодження вхідної кромки з виходом на плівкове охолодження поверхні розрізнення [3]:
1 – розподільчий канал; 2 – циклонна камера;
3 – підвідний тангенційний канал;
4 – канал виходу на плівкове охолодження

тангенційно – похилою закруткою потоку і викидом охолоджувача у хвостову частину лопатки представлена на рис. 7. Різні варіанти лопаток з циклонним охолодженням представлені в роботі [2].

Застосування заглиблень в каналах охолодження дозволяє інтенсифікувати теплообмін при незначних втратах тиску. В системі поверхневих заглиблень кожне з них генерує специфічну вихрову структуру типу «торнадо», які при достатньо щільному розташуванні взаємодіють одна з одною [6]. Такі вихори є тривимірними та нестационарними, і мають малу висоту над поверхнею. Дослідження показують, що у вузькому каналі ($H/D < 0.33$) при достатньо щільному розташуванні заглибин спостерігається випереджаюче зростання інтенсифікації теплообміну у порівнянні із зростанням втрат тиску. Перші дослідження лопаток газових турбін з охолоджуючими каналами, які використовують поверхневі заглибини, виконані в НВКГ «Зоря»-Машпроект (Миколаїв). Канали охолодження в донній частині мали сферичні заглибини глибиною $h/D = 0.12$, відносна висота каналу охолодження складала 0.22, а щільність заглибин 70%. Дослідження показали, що заглибини дозволяють підвищити тепловіддачу на 10%. Перелік практичних рекомендацій по використанню поверхневих заглибин в системі охолодження лопаток розглянуто в [4].

Значний практичний інтерес представляє охолодження зворотної сторони торцевої поверхні соплового апарату за рахунок струминного охолодження поверхні

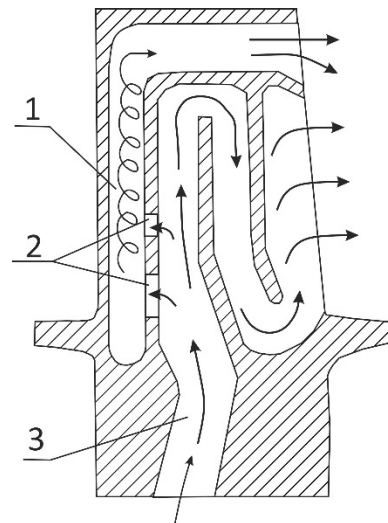


Рис. 7. Лопатка з тривимірним циклонним охолодженням вхідної кромки [3]:
1 – канал циклонного охолодження,
2 – тангенційні отвори,
3 – канал подачі охолоджувача

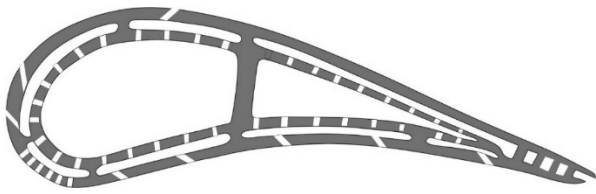


Рис. 8. Лопатка з двостінним охолодженням
«double wall cooling» [8]

із заглибинами. В цьому випадку подача струй між заглибинами дозволяє підвищити теплообмін не тільки за рахунок зростання поверхні теплообміну, але і за рахунок формування інтенсивної вихрової структури, яка руйнує пограничний шар.

Міні- і мікроканальне охолодження характеризується підвищеними втратами тиску, проте вони мають великий потенціал внутрішнього охолодження лопаток внаслідок високої тепловіддачі [2,7]. Навіть система гладких охолоджуючих міні- і мікроканалів дозволяє досягати дуже високого рівня теплообміну. Розташування каналів поблизу поверхонь лопаток (пристінне охолодження, рис. 4 і, к) або використання технології подвійної стінки (рис. 8) – основні приклади ефективного використання мініканального охолодження. Із ранніх досліджень можна відмітити технології «Lamilloy», «Трансплэй», «CastCool» і «Poroform» [5].

Такі технічні рішення розглядались досить давно, але можливість їх реалізації з'явилась нещодавно, з появою нових видів лиття, а також адитивних технологій. Основною ідеєю таких схем є максимальне наближення охолоджувача до джерела теплоти, це є кроком в сторону транспіраційного охолодження, при якому температура внутрішньої стінки є близькою до початкової температури охолоджувача, це підвищує міцність лопатки.

Основні проблеми тут наступні: засмічення мілких каналів, вплив шорсткості поверхні на втрати тиску, висока вартість і недостатня точність виготовлення міні- і мікроканалів від серії до серії. Навіть незначна різниця в діаметрі каналу може привести до локального перегріву поверхні і виходу лопатки з ладу. Мініканальне охолодження, як правило, поєднується з виходом охолоджувача на плівкове охолодження лопатки. Вважається, що двостінне охолодження може дати зменшення витрати охолоджувача на 15...20 % у порівнянні з існуючими системами. Потенціал мікроканального охолодження – 20...30 % зниження витрати охолоджувача.

В останні роки активно вивчається *skin cooling* (рис. 9), в якому охолоджувальні канали покриті спеціальним покриттям, в якому збережені мікрощілини

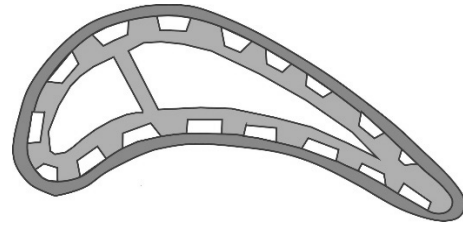


Рис. 9. Схема охолодження по технології
«skin cooling» [9]

для виходу охолоджувача подібно шкірі живих організмів. В даному випадку може бути використано рідинне охолодження з випаровуванням рідини на поверхні.

Великий інтерес представляє пристінне охолодження (*near-wall cooling*), запропоноване Р. Банкером. Використання міні каналів охолодження в безпосередній близькості від зовнішньої поверхні лопатки дозволить не тільки виключити «гарячі плями» на поверхні лопатки, але і суттєво знизити термічні напруження.

Є також ідея застосування керамічної матриці, монолітної кераміки та металевої матриці. Ці матеріали не є новими, але вони не використовувались для охолодження лопаток. Також може бути використана гібридна схема, наприклад, пористої вставки між стінками в двостінній схемі.

Висновки

Розглянуті та проаналізовані схеми внутрішнього охолодження лопаток газових турбін. Систематизовані методи охолодження вхідної кромки, середньої частини та вихідної кромки. Проаналізовані методи інтенсифікації теплообміну, які застосовуються в системах охолодження.

Виконано аналіз перспективних методів внутрішнього охолодження. Показано, що основним напрямом розвитку систем охолодження є застосування мікроканальних схем, з максимальним наближенням каналів охолодження до зовнішньої поверхні лопатки.

ЛІТЕРАТУРА

1. Доник Т.В., Письменный Д.Н. 2014. Теплообмен и гидродинамика закрученных и вихревых потоков в каналах // Киев, Наукова Думка. Под ред акад. НАНУ А.А. Халатова. 188 с.
2. Bunker R.S. Evolution of turbine cooling. (2017) ASME Paper No GT2017-63205. <https://doi.org/10.1115/GT2017-63205>

3. Халатов А.А., Романов В.В., Борисов И.И., Дашевский Ю.Я., Северин С.Д. 2010. Теплообмен и гидродинамика при циклонном охлаждении лопаток газовых турбин. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных сил. Том 9 // Киев, Изд. Института технической теплофизики НАНУ. 317 с
4. Халатов А.А. 2008 Вихревые технологии аэротермодинамики в энергетическом газотурбостроении. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных сил. Том 7 Киев, Изд. Института технической теплофизики НАНУ. 291 с
5. Bunker R. Gas turbine: moving from macro to micro cooling. 2013. ASME Turbo Expo 2013. GT2013-94277. 17 с. DOI:10.1115/GT2013-94277
6. Ligrani P.M., Mahmood G.I., Harrison J.L., Clayton C.M., Nelson D.L. Flow structure and local Nusselt number variations in a channel with dimples and protrusions on opposite walls. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2001. Vol.44, № 23. P.4413-4425. DOI:10.1016/S0017-9310(01)00101-6
7. Town J., Straub D, Black J, Thole K.A, Shih T. State-of-the-Art Cooling Technology for a Turbine Rotor Blade. Journal of Turbomachinery 140(7), (2018), 071007-1. <https://doi.org/10.1115/1.4039942>
8. Weihong Li, Xueying Li, Jing Ren Hongde Jiang (2018) A novel method for designing fan-shaped holes with short length-to-diameter ratio in producing high film cooling performance for thin-wall turbine airfoil. Journal of turbomachinery, V. 148, 091004-1-15. DOI: 10.1115/1.4041035
9. Jackson M.R., Skelly D.W., Rowe R.G, La Chapelle D.G., Wilson, P.S. (1997) Method for Making a Double Wall Airfoil. US Patent 5,640,767

MODERN AND PERSPECTIVE METHODS OF INTERNAL COOLING OF GAS TURBINE BLADES

Khalatov A.A.,¹ Borisov I.I.,¹ Kulishov S.B.²

¹ Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, 2a, Marii Kapnist str. Kyiv, 03057, Ukraine

² Industrial Machinery Manufacturing «Zorya-Mashproekt», Mykolayiv, 42a, Bogoyavlensky av, Ukraine

<https://doi.org/10.31472/tpe.4.2022.2>

Considered and analyzed schemes of internal cooling of gas turbine blades starting from their initial application to the present time. Systematized methods of cooling the leading edge, the middle part and the trailing edge. The methods of heat transfer augmentation, which are used in blade cooling systems, are analyzed. An analysis of perspective methods of internal cooling was performed. Among them, we can single out cyclone cooling and the use of dimples on the surfaces of the channels. These technologies provide the high thermohydraulic performance of cooling channels. It is shown that the main trend of the development of cooling systems is the use of microchannel schemes, with the maximum approach of the cooling channels to the outer surface of the blade. These methods become possible due to the development of new casting technologies and additive technologies.

References 15, tables 2, figures 8.

Key words: gas turbine blades, thermal protection, internal cooling, development trends.

1. Donyk T., Pysmennyi D. (2014) Heat transfer and hydrodynamics of swirling and vortex flow in channels. 2014, Kyiv, Naukova Dumka, Editor A/Khalatov. 188 p. ISBN 978-966-00-1424-4

2. Bunker R.S. Evolution of turbine cooling. (2017) ASME Paper No GT2017-63205. <https://doi.org/10.1115/GT2017-63205>.

3. Khalatov A.A., Romanov V.V., Borisov I.I., Dashevskyy Y. Y., Severin S.D. (2010) Heat transfer and hydrodynamics at cyclone cooling of gas turbine blades. Kyiv, Institute for Engineering Thermophysics. National Academy of Sciences of Ukraine.. 317 p. ISBN 978-966-02-5694-1

4. Khalatov A. (2008) Heat transfer and fluid flow in the fields of centrifugal fields. V. 7. Aerothermal vortex technologies for power engineering gas turbines, Kyiv, Institute for Engineering Thermophysics. National Academy of Sciences of Ukraine. 291 p. ISBN 978-966-02-4917-2

5. Bunker R. Gas turbine: moving from macro to micro cooling. 2013. ASME Turbo Expo 2013. GT2013-94277. 17 c. DOI:10.1115/GT2013-94277.

6. Ligrani P.M., Mahmood G.I., Harrison J.L., Clayton C.M., Nelson D.L. Flow structure and local Nusselt number variations in a channel with dimples and protrusions on opposite walls. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2001. Vol.44, № 23. P.4413-4425. DOI:10.1016/S0017-9310(01)00101-6.

7. Town J., Straub D, Black J, Thole K.A, Shih T. State-of-the-Art Cooling Technology for a Turbine Rotor Blade. Journal of Turbomachinery 140(7), (2018), 071007-1. <https://doi.org/10.1115/1.4039942>.

8. Weihong Li, Xueying Li, Jing Ren Hongde Jiang (2018) A novel method for designing fan-shaped holes with short length-to-diameter ratio in producing high film cooling performance for thin-wall turbine airfoil. Journal of turbomachinery, V. 148, 091004-1-15. DOI: 10.1115/1.4041035

9. Jackson M.R., Skelly D.W., Rowe R.G, La Chapelle D.G., Wilson, P.S. (1997) Method for Making a Double Wall Airfoil. US Patent 5,640,767

Отримано 17.08.2022

Received 17.08.2022