

УДК 536.24: 621.45.038

РОЗВИТОК СИСТЕМ ПЛІВКОВОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ЛОПАТОК ГАЗОВИХ ТУРБІН (ОГЛЯД)

Халатов А.А.,¹ академік НАН України, Борисов І.І.,¹ канд. техн. наук. Кулішов С.Б.²

¹ Інститут технічної теплофізики НАН України, Київ, вул. Марії Капніст, 2а, 03057, Україна

² ДП НВКГ «Зоря»-Машпроект», Миколаїв, пр. Богоявленський, 42а, 54018, Україна

<https://doi.org/10.31472/ttpe.2.2022.9>

Виконано аналіз тенденцій розвитку систем плівкового охолодження лопаток високотемпературних газових турбін. Розглянуті сучасні та перспективні схеми, зроблено їх порівняльний аналіз.

The analysis of trends in the development of film cooling systems for gas turbine blades is carried out. Modern and promising schemes are considered, their comparative analysis is made.

Бібл. 43, рис. 12.

Ключові слова: лопатки газових турбін, тепловий захист, плівкове охолодження, тенденції розвитку.

d – діаметр отвору вдуву;

m – параметр вдуву;

T – температура;

w – швидкість;

x – позовжня координата;

η – адіабатна ефективність плівкового охолодження;

ϕ – глибина охолодження;

Індекси:

∞ – параметри основного потоку;

2 – параметри потоку, що вдувається;

0 – параметри для циліндричних отворів;

w – параметри на стінці.

Вступ

Газотурбобудування є наукоємною і високотехнологічною галуззю промисловості, яка базується на останніх досягненнях науки і техніки. Україна входить до числа десяти ведучих країн світу, які мають повний цикл проектування, виробництва та експлуатації газових турбін для авіації, військово-морського флоту енергетики та газотранспортної системи.

Прогрес в області газотурбобудування нерозривно пов'язаний із ростом температури газу перед турбіною. В сучасних турбінах для військової авіації вхідна температура складає 1600...1700°C, в потужних енергетичних турбінах для виробництва електричної енергії – 1450...1600°C, і в приводних газових турбінах малої потужності – 1350...1400°C. 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 і дисків, статора, опор турбіни та системи змащування підшипників. Особливо вразливими в цьому сенсі є робочі лопатки, які піддаються відцентровим навантаженням та згинальним коливанням.

Як показує аналіз, на даний час сформульовані та інтенсивно розвиваються два напрями досягнення високих температур газу перед турбіною. Перший з них пов'язаний зі створенням жароміцних та жаростійких матеріалів, а також теплозахисних та термобар'єрних покриттів лопаток. Другий напрям пов'язаний з охолодженням найбільш нагрітих елементів газової турбіни, перш за все соплових і робочих лопаток. Для охолодження використовується стиснуте повітря, яке відбирається від компресора.

Світовий досвід показує, що приріст температури газу за рахунок удосконалення систем охолодження лопаток значно вищий за приріст внаслідок використання нових матеріалів (рис. 1).

На протязі останніх 70 років прогрес в області матеріалознавства дозволив підвищувати температуру газу перед турбіною зі середнім темпом приблизно 4° на рік, в той час як розвиток систем охолодження забезпечив зростання вхідної температури на 10...11° щороку [2].

В цілому, розробка охолоджуваних лопаток високотемпературних газових турбін базується на рішенні комплексу задач в області матеріалознавства, технології виробництва та нових проектних рішень, які забезпечу-

ють високу надійність лопаток, мінімальну витрату охолоджувача, стійкість до високотемпературного окислення, повзучості, мало- та багатоциклової втоми.

На даний час плівкове охолодження, поряд із розробкою новітніх жаростійких матеріалів, застосуванням термобар'єрних покриттів та конвективним внутрішнім охолодженням, є одним з ключових складових забезпечення робочого температурного режиму лопаток газових турбін. Це призводить до інтенсивного пошуку та дослідження нових інноваційних схем зовнішнього теплового захисту.

Загальні відомості

Загальну схему плівкового охолодження наведено на рис. 2. Охолоджувач (газ, як правило, повітря) подається через щілину чи отвори, та утворює плівку, яка захищає поверхню від впливу високотемпературного основного газового потоку.

Основи теорії плівкового охолодження були сформульовані Е. Еккертом. Для визначення теплового потоку в стінку їм запропоновано використовувати два параметри – адіабатну ефективність плівкового охолодження і коефіцієнт тепловіддачі до поверхні при плівковому охолодженні. Адіабатна ефективність визначається наступним співвідношенням:

$$\eta = \frac{T_{aw} - T_{\infty}}{T_2 - T_{\infty}} \quad (1)$$

де T_{∞} та T_2 – температури основного потоку та охолоджувача, T_{aw} – адіабатна температура поверхні (за відсутності теплообміну). В рамках цього підходу, характерною температурою для розрахунку коефіцієнту зовнішнього теплообміну є адіабатна температура поверхні.

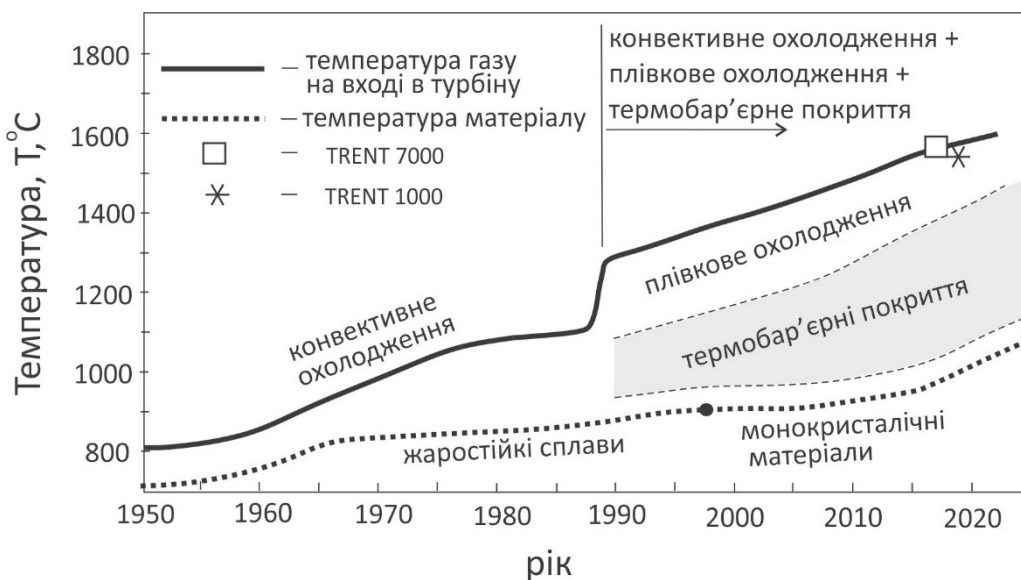


Рис. 1. Зростання температури газу на вході в турбіну та температури матеріалу лопатки по роках за даними [1]

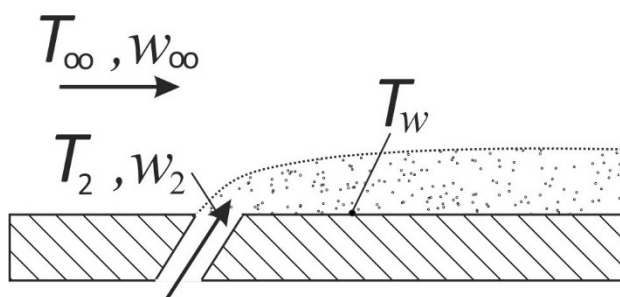


Рис. 2. Схема плівкового охолодження.

T_{∞}, w_{∞} – температура та швидкість основного потоку; T_2, w_2 – температура та швидкість охолоджувача; T_w – температура поверхні

Важливим параметром, який найбільш часто використовується дослідниками та розробниками систем плівкового охолодження, є параметр вдуву, він визначається по формулі:

$$m = \frac{\rho_2 w_2}{\rho_\infty w_\infty} \quad (2)$$

де ρ_∞ , w_∞ та ρ_2 , w_2 – значення густини та швидкості основного потоку та охолоджувача.

Історичні аспекти

Фундатором застосування газової завіси є Ернст Еккерт. Дана проблема почала вивчатись з 1953 р. в Лабораторії теплообміну Університету штату Міннесота [3]. Були розвинуті основи плівкового охолодження з подачею газового охолоджувача через одиночний отвір и ряд отворів, проаналізована картина течії при взаємодії газових струй із зовнішнім потоком. Серед основних піонерських робіт можна виділити роботи [4-6], виконані Р. Гольдштейном із співробітниками. Важливою методологічною частиною досліджень плівкового охолодження, як відмічається в роботі [7], є можливість вивчення потоків з низькими температурами, з подальшим масштабуванням на високі температури. В подальшому були проведені багаточисленні дослідження, присвячені проблемам плівкового охолодження. Як відмічається в роботі [8], всього вийшло більш ніж 5000 публікацій. Насправді, скоріше за все, значно більше, якщо урахувати роботи, які вийшли в СРСР.

Піонером в області використання плівкового охолодження в лопатках газових турбін є фірма «Роллс-Ройс» (Велика Британія). В роботі [9] систематизовані основні віхи в даному напрямі. В кінці 1960-х рр. був створений новий конкурентний двигун RB211, в якому, наряду з внутрішнім конвективним, вперше застосовано плівкове охолодження поверхні робочої лопатки. Випробування RB211 закінчились в 1970 р., а в 1972 р. він був сертифікований і переданий в експлуатацію. Цей двигун виявився вельми успішним.

Спочатку для охолодження використовувались циліндричні похилі отвори, але в подальшому з'явилися інші, більш ефективні конфігурації. В роботі [8] приведена хронологія розвитку систем плівкового охолодження у вигляді їх впливу на глибину охолодження лопаток газових турбін (рис. 3). Глибина охолодження визначається співвідношенням:

$$\phi = \frac{T_\infty - T_w}{T_\infty - T_c} \quad (3)$$

де T_w та T_c – відповідно значення температури зовнішньої поверхні лопатки та охолоджувача на вході в лопатку. Глибина охолодження лопатки залежить від внутрішнього та зовнішнього конвективного теплообміну, а також від ефективності плівкового охолодження. В роботі [10] для розрахунку глибини охолодження запропоновано безрозмірне співвідношення, отримане в рамках одновимірної моделі:



Рис. 3. Хронологія розвитку систем плівкового охолодження за даними [8]

$$\phi = \frac{1-\chi\eta}{1+Bi+\alpha_e/\alpha_i} + \chi\eta \quad (4)$$

де $\chi=(T_{\infty}-T_2)/(T_{\infty}-T_{c\text{ in}})$ – фактор підігріву охолоджувача; $T_{c\text{ in}}$ – температура охолоджувача на вході в лопатку; Bi – число Біо; α_e/α_i – відношення зовнішнього та внутрішнього коефіцієнтів теплообміну.

Сьогодні реальні значення глибини охолодження, які вдалося досягнути в практиці турбобудування, знаходяться на рівні 0,5...0,6. За оцінкою автора роботи [8], по мірі розвитку та удосконалення систем плівкового охолодження можна підвищити цей показник до 0,7. На даний час плівкове охолодження широко використовується на соплових і робочих лопатках першого, другого і навіть третього ступеня високотемпературних газових турбін

Схеми плівкового охолодження, які застосовуються в практиці охолодження лопаток

Вдув через ряд циліндричних отворів

Вдув повітря через ряди циліндричних отворів (перфорацію) був і поки остається способом, який найбільш широко використовується для організації

плівкового охолодження профільних і торцевих поверхонь лопаток газових турбін. На даний час в практиці застосовуються схеми подачі охолоджувача під простим і складним кутами (рис. 4). В останньому випадку проекція осі отвору на площину «xz» нахилена під кутом β до осі «x».

Для схем випуску повітря через отвори є характерним відрив струменя від поверхні (при параметрі вдуву $m > 0,7$), а також складна тривимірна картина течії, яка пов'язана з наявністю в струмені охолоджувача, що видувається, вихрових течій, які після утворення зберігаються і далі вниз по потоку (рис. 5).

Найбільш потужна вихрова структура, яка має назву ниркоподібним вихором («kidney-shaped vortex»), складається із двох вихорів протилежного обертання в ядрі струменя. Ця структура підводить гарячий газ до поверхні, що захищається, і виносить охолоджувач в основний потік. Це призводить до зниження ефективності плівкового охолодження. Тому на даний момент основні зусилля дослідників та розробників спрямовані на запобігання відриву та ослаблення вихорів, для цього використовуються різні методи, як активні, так і пасивні.

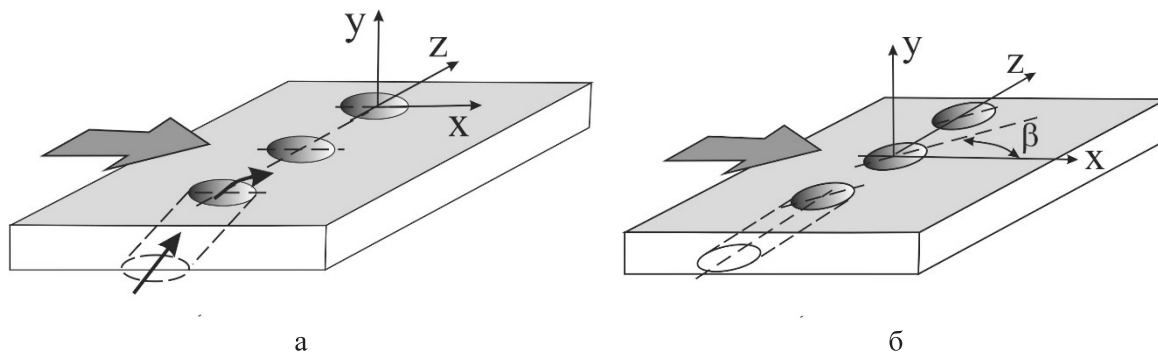


Рис. 3.2. Схеми вдуву охолоджувача через ряд циліндричних отворів під простим (а) та складним (б) кутами

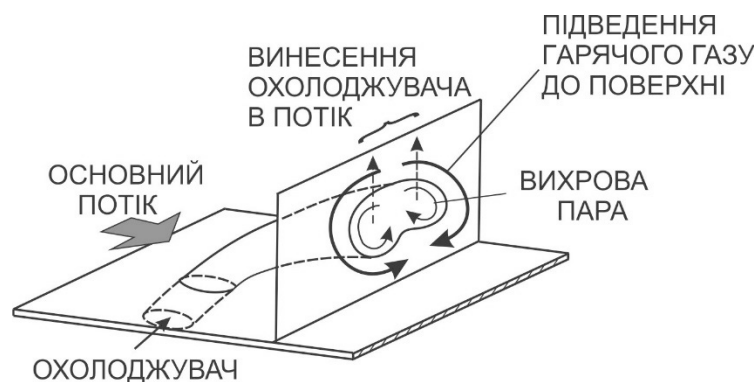


Рис. 5. Вихрова пара (kidney shaped vortex), яка утворюється при виході охолоджувача на поверхню [11]

Одним із ефективних способів підвищення ефективності плівкового охолодження і рівномірності покриття поверхні є розташування отворів під складним кутом (рис. 4 б). Воно дозволяє підвищити адіабатну ефективність у 1.5...2 рази.

Вдув через фасонні отвори

Як відмічається в огляді [12], розробка і практичне використання фасонних отворів є найбільш успішною технологією плівкового охолодження лопаток. Вона дозволяє у 2...3 рази знизити швидкість охолоджувача на виході із отвору за рахунок збільшення вихідного січення та розширення струменю у поперечному напрямі, що значно підвищує ефективність плівкового

охолодження і покращує покриття поверхні. Варіанти профільованих отворів показані на рис. 6.

Огляд [14] написаний у 2005 р., проте, незважаючи на велику кількість опублікованих робіт, які присвячені різним інноваційним методам плівкового охолодження, на даний момент фасонні отвори поки остаються єдиною практичною альтернативою циліндричним отворам.

Як відмічається в роботі [14], плівкове охолодження за допомогою фасонних отворів фундаментально відрізняється від охолодження за допомогою циліндричних отворів: для цієї системи відрив потоку не спостерігається навіть при високих значеннях параметру вдуву (до $m = 4$). В результаті багатьох експери-

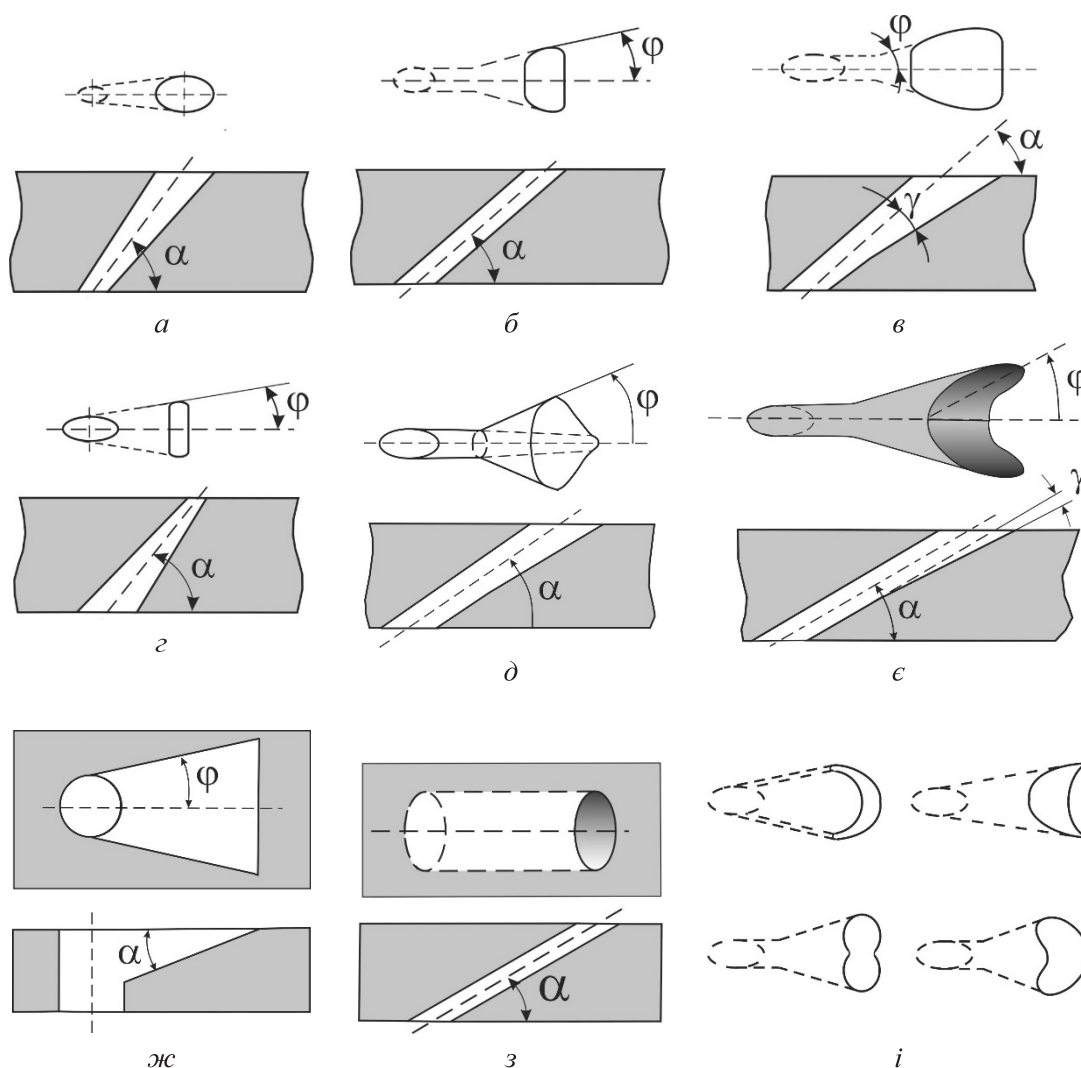


Рис. 6. Варіанти фасонних отворів: а – конічний дифузор; б – отвір віялової форми; в – віяловий отвір з розширенням у вертикальній площині; г – консольний отвір; д – отвір листоподібної форми; е – отвір НЕКОМІМІ; ж – отвір з ортогональним входом; з – овальний отвір; і – отвори у формі півмісяця, гантелі та бобу

ментальних і чисельних досліджень структури потоку і ефективності плівкового охолодження було показано, що, на відміну від циліндричних отворів, в фасонних отворах вихрова пара вже не домінує.

На думку авторів роботи [15], найкращим варіантом фасонного отвору є варіант, який названий «7-7-7», тобто віяловий отвір з вертикальним розширенням (рис. 6 в) з кутами $\varphi = \gamma = 7^\circ$.

Дослідження показали, що, на відміну від циліндричних, для фасонних отворів вплив складного кута на ефективність плівкового охолодження є незначним, і його можна не враховувати в інженерних розрахунках.

В останні два десятиліття проводяться інтенсивні експериментальні і розрахункові дослідження, спрямовані на пошук систем плівкового охолодження, які дозволяють збільшити ефективність плівкового охолодження та покращити рівномірність «покрива» поверхні охолоджувачем. В результаті запропоновано багато технічних рішень, які, у зв'язку зі складністю виготовлення, поки не знайшли практичного втілення, проте з розвитком нових технологій можуть в подальшому виявитися перспективними у найближчий час.

Для фасонних отворів основним напрямом удосконалення є покращення геометрії виходу.

В роботі [16] запропоновано використання отворів листоподібної форми (рис. 6, д). Як показали дослідження, така форма збільшує середню по поверхні ефективність плівкового охолодження у порівнянні з віяловим отвором з вертикальним розширенням на 10% при $m = 1$ та на 25% при $m = 1.5$. Вдалим технічним рішенням, дослідженим в роботі [17], виявилось застосування отворів, названих авторами «НЕКОМІМІ» (рис. 6, е), які дозволяють збільшити середню по ширині ефективність плівкового охолодження на початковій ділянці ($x/d = 5 \dots 10$) при $m = 1.5$ на 40...50% у порівнянні з віяловим отвором. Отвори з ортогональним входом охолоджувача [18], (рис. 6, ж), підвищують середню по ширині ефективність плівкового охолодження на ділянці ($x/d > 4$) при $m = 1.2$ на 80% у порівнянні з циліндричним похилим отвором. Отвори овальної форми, запропоновані в роботі [19] (рис. 6, з), збільшують середню по ширині ефективність плівкового охолодження на ділянці ($x/d > 4$) при $m = 1.2$ на 80% у порівнянні з циліндричним похилим отвором. У роботах [20-22] запропоновані екзотичні форми отворів у вигляді півмісяця, гантелі і бобу (рис. 6, і).

Вдув через отвори у заглибленнях

На даний час продовжується пошук технічних рішень, які дозволяють суттєво підвищити ефективність

систем плівкового охолодження при незначному підвищенні вартості їх виготовлення, і які призводять до зниження міцності лопаток. Деякі з таких рішень ґрунтуються на організації виходу охолоджувача в поверхневі заглиблення відносно простої геометричної форми (кратери, траншеї). Основною метою таких конструкторських рішень є максимальне подавлення «ниркоподібного» вихору за рахунок з'явлення периферійних вихрових структур, які обертаються в протилежних «ниркоподібному» вихору напрямках. Окрім цього, при вдуванні охолоджувача у заглиблення відбувається його диспергування, і в результаті – збільшення площі покриття гарячої поверхні плівкою і підвищення ефективності плівкового охолодження. Технологічно заглиблення можуть бути виконані повністю або частково в теплозахисному покритті, в цьому випадку їх наявність не вплине на міцність лопатки. Численні дослідження показали, що оптимальне відношення глибини кратера і поперечної траншеї до діаметра отвору складає величину $(0.5 \dots 0.75) d$, тобто найбільш ефективними є «мілкі» заглиблення. Варіанти отворів в заглибленнях наведені на рис. 7.

Вдування охолоджувача через отвори у циліндричних кратерах (рис. 7, а) вивчалось в роботах [23, 24]. Така схема забезпечує збільшення адіабатної ефективності на початковій ділянці на 40%...60% при значенні параметру вдуву $m = 1.0 \dots 1.5$. Запропонована в роботі [25] трикутна форма кратерів з прямою передньою стінкою (рис. 7, б) дозволяє підвищити середню по поверхні адіабатну ефективність на початковій ділянці при $m = 1.0 \dots 1.5$ в 2.2...3 рази у порівнянні з отворами без кратерів, а запропоноване у тій же роботі скривлення стінки трикутного кратера (рис. 7, в) підвищує адіабатну ефективність ще на 10%. В роботі [26] досліджувались отвори в кратерах з напівеліптичним уступом на передній стінці (рис. 7, г). Така схема вдуву дозволяє підвищити середню по поверхні адіабатну ефективність на початковій ділянці у 1.5 рази при $m = 1.0$ та у 2 рази при $m = 1.5$ у порівнянні з отворами без кратерів. Отвори в кратерах з подовженим овальним уступом на передній стінці (рис. 7, д) запропоновані в роботі [27]. Оптиміальний дизайн ($L_p/L = 0.657$) підвищує адіабатну ефективність у 2 рази при $m = 1.5$ у порівнянні з варіантом кратера з напівеліптичним уступом.

Вдалим технічним рішенням є схема вдування охолоджувача через отвори, розташовані у «мілкій» поперечній траншеї. Адіабатна ефективність для такої схеми наближається до ефективності фасонних отворів. Отвори у прямокутній траншеї (рис. 7, е)

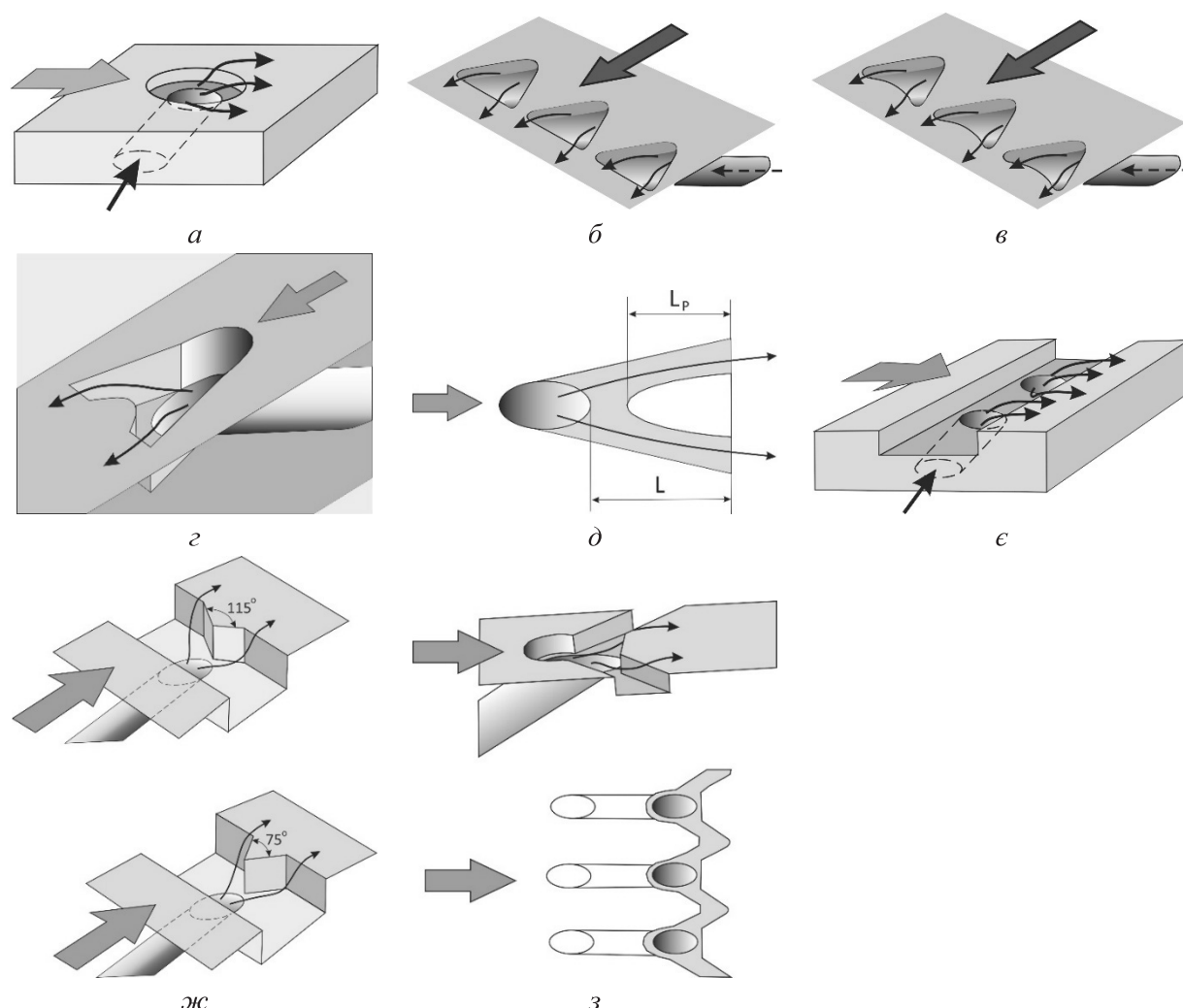


Рис. 7. Варіанти отворів у заглибленнях. а – циліндричні кратери; б – трикутні кратери; в – трикутні кратери зі скривленою передньою стінкою; г – кратери з напівеліптичним виступом на передній стінці; д – кратери з подовженим овальним уступом на передній стінці; е – прямокутна траншея; ж – прямокутна траншея з уступом трикутної форми на передній стінці; з – траншея W-подібної форми

досліджувались в роботах [24,28]. Такий варіант вдуву забезпечує підвищення середньої по ширині адиабатної ефективності на початковій ділянці при $m = 1.0 \dots 1.5$ у $2 \dots 2.5$ рази у порівнянні з отворами без траншеї.

В останні роки пропонуються модифіковані варіанти форми траншеї, які дозволяють суттєво підсилити подавлення ниркоподібного вихору і підвищити адиабатну ефективність. У роботі [29] вивчалась траншея з уступом трикутної форми на передній стінці (рис. 7, ж). Оптимальний дизайн ($\alpha = 75^\circ$) забезпечує підвищення середньої по ширині адиабатної ефективності на початковій ділянці при $m = 1.5$ у 1.7 рази у порівнянні з отворами в прямокутній траншеї. Траншея W-подібної форми (рис. 7, з), запропонована в роботі [30], підвищує

середню по ширині адиабатну ефективність на початковій ділянці при $m = 1.5$ у 1.7 рази у порівнянні з отворами в прямокутній траншеї.

Слід відмітити, що при наявності термобар'єрного покриття вплив заглиблення на глибину охолодження лопатки значно знижується [31]. Для оцінки цього впливу необхідний тепловий розрахунок лопатки з урахуванням всіх факторів. Також треба відмітити, що при аналізі глибини охолодження є необхідним індивідуальний підхід, з урахуванням теплофізичних властивостей покриття. Крім цього, нові способи плівкового охолодження забезпечують більш рівномірне покриття поверхні, що є важливим для більшої рівномірності поля температур поверхні лопатки.

Антивихрові системи отворів

Оскільки основним механізмом, який знижує ефективність плівкового охолодження при застосуванні циліндричних отворів, є парний (ніркоподібний) вихор, то проводиться пошук нових технічних рішень, спрямованих на його послаблення або подавлення за допомогою організації вихрових пар, які обертаються в протилежних напрямках. Ці рішення можна віднести до активним способам підвищення адіабатної ефективності, за рахунок впливу на ніркоподібний вихор за допомогою систем антивихрових отворів. Перевагою таких технологій є те, що вони дозволяють створювати нові схеми охолодження на наявній технологічній базі виготовлення похилих отворів. Приклади антивихрових отворів наведені на рис. 8.

Парні отвори (рис. 8, а), досліджувались в роботах [24,32]. Така схема подачі охолоджувача дозволяє збільшити адіабатну ефективність у порівнянні з традиційною дворядною системою на 40% при значенні параметру вдуву $m \leq 1$. В роботі [33] запропоновані додаткові бокові антивихрові отвори перед основним отвором (рис. 8, б). В результаті отримано збільшення середньої по ширині ефективності плівкового охолодження у 2 рази у порівнянні з традиційною схемою похилих циліндричних отворів. Розташування додаткових

антивихрових отворів на одній лінії з основним отвором (рис. 8, в), яке досліджувалося в роботі [34], дозволило збільшити середню по ширині ефективність плівкового охолодження у 2.5 рази при $m = 1.5$ у порівнянні з традиційною схемою похилих циліндричних отворів. Багатообіцяючі результати отримані в роботі [35] при застосуванні отворів-трійників (рис. 8, г). Ефективність такої схеми відповідає ефективності віялових отворів. Запропоновані в роботі [36] схеми, яку автори назвали «отвори-сестри» (рис. 8, д) дозволяють підвищити середню по ширині ефективності у 3 рази у порівнянні з похилими циліндричними отворами, що також є дуже перспективним напрямком. В роботі [37] вивчалась схема зворотного розташування отворів, але для цієї схеми підвищення ефективності плівкового охолодження не виявилось досить значним.

Слід відмітити результати недавньої експериментальної роботи [38], згідно яких при збільшенні параметра відношення щільностей $DR = \rho_c / \rho_\infty$ от 1,0 до 2.5 ефективність плівкового охолодження двоструменевої схеми підвищується у 2 рази. Також збільшується і рівномірність, тобто при реальних умовах дана схема може показати хороші результати. За даними тієї ж роботи, для фасонних отворів збільшення DR не призводить до збільшення ефективності.

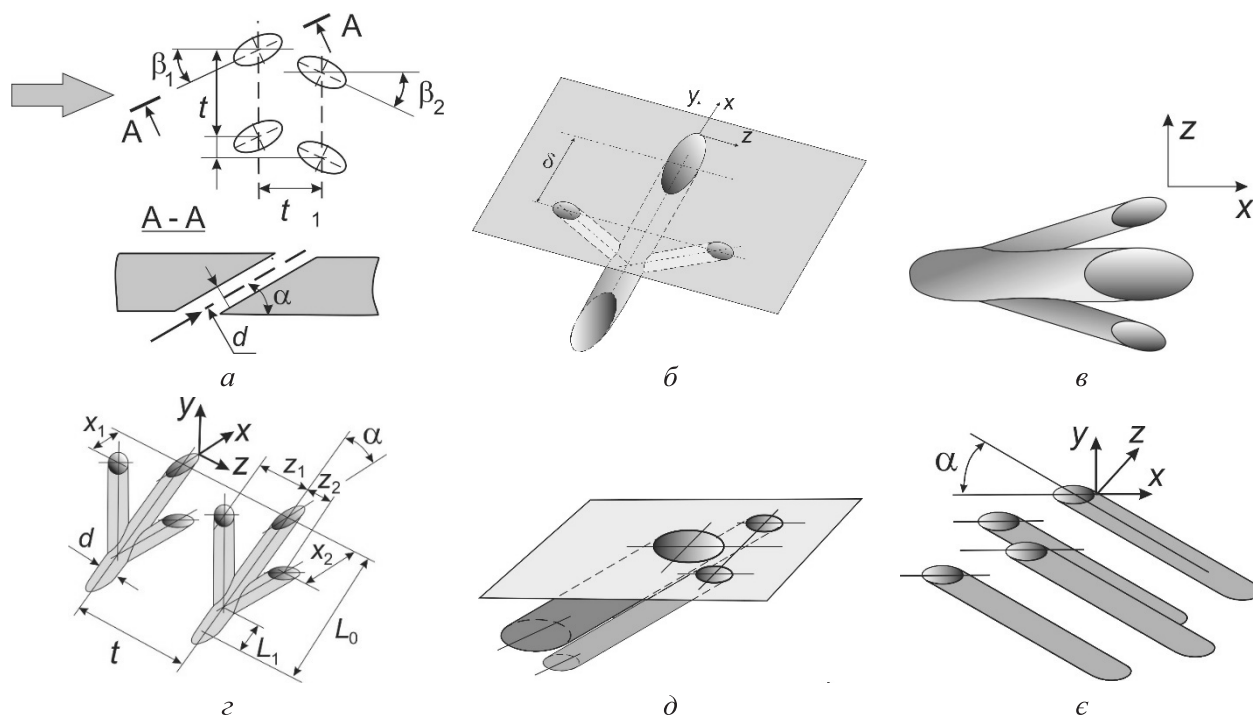


Рис. 7. Варіанти антивихрових отворів. а – парні отвори; б – додаткові бокові антивихрові отвори перед основним отвором; в – додаткові антивихрові отвори на одній лінії з основним отвором; г – отвори-трійники; д – отвори-сестри; е – зворотні отвори

Обтічний уступ перед отвором вдуву

Уступ відділяє отвір вдуву від основного потоку (рис. 8).

Перед отвором створюється зона відриву, що знижує тиск та зменшує гідравлічні втрати. При цьому покращується поперечне розподілення охолоджувача. За даними роботи [39] середня по ширині адіабатна ефективність при $x/d = 5$ підвищується у 2 рази у порівнянні з базовим варіантом циліндричного отвору. Хоча втрати в отворі знижуються, загальні втрати підвищуються внаслідок відриву потоку. Важливим фактором є кут уступу і його форма. Також впливає положення отвору по відношенню до уступу. Якщо отвір занадто далеко від уступу, він може опинитися в зоні приєднання потоку, що є небажаним.

В недавніх публікаціях досліджується варіант уступу у вигляді «бархана». В [40] показано, що в даному випадку виникають антивихрові структури (рис. 9), а ефективність плівкового охолодження на початковій ділянці ($x/d = 5$) при значенні параметра вдува $m = 1.25$ підвищується у 2.5 рази у порівнянні з базовим варіантом циліндричного отвору.

В роботі [41] запропонована комбінація уступу в формі «бархана» і додаткової пари антивихрових (отвори–«сестри») отворів (рис. 10).

Така схема збільшує середню по ширині адіабатну ефективність у порівнянні з варіантом «бархана» без отворів – «сестер» на ділянці вдуву $10 < x/d < 25$: на 80% при $m = 1$ і на 60% при $m = 1.5$.

Порівняння різних схем плівкового охолодження

На рис. 11 приведено порівняння різних схем плівкового охолодження у вигляді відношення середніх по ширині адіабатних ефективностей системи, що розглядається, і аналогічної їй по геометрії системи циліндричних похилих отворів. Порівняння приведено для двох значень параметра вдуву: $m = 1$ та $m = 1.5$.

Серед розглянутих варіантів плівкового охолодження найбільш високу ефективність мають фасонні отвори з вертикальним розширенням. Дещо поступаються їм отвори віялового типу і антивихрові отвори – група цих трьох схем розташована вище за решту. Другу групу утворюють траншейна схема, інноваційні кратерні схеми та схема з уступом перед отвором у формі «бархана». В цій групі траншейна схема має перевагу, В третю групу

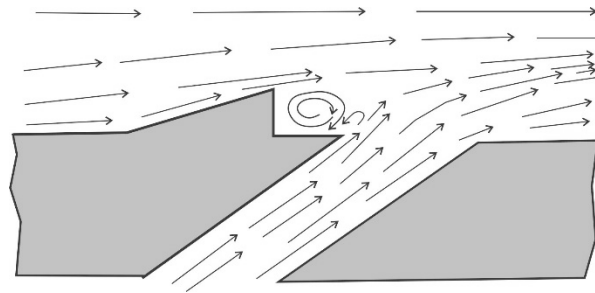


Рис. 8 Лінії току для отвору з обтічним уступом за даними роботи [39]

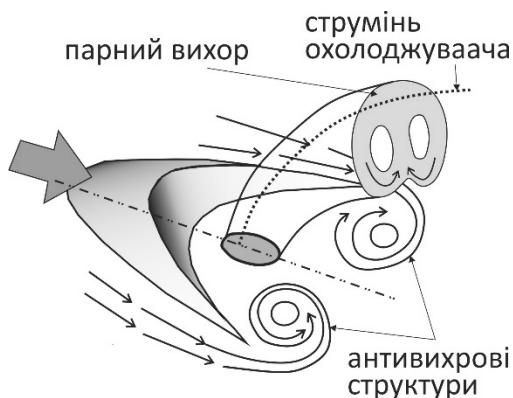


Рис. 9. Вихрові структури, які утворюються після обтікання перепони в формі «бархана» [40]

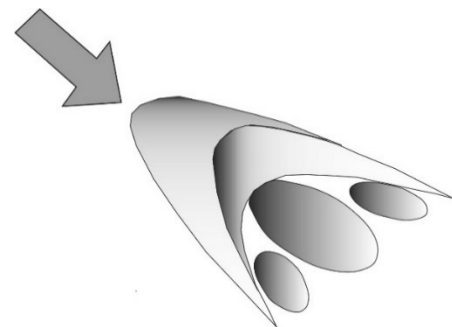


Рис. 10. Комбінація уступу в формі «бархана» і отворів – «сестер» [41]

входять варіанти із циліндричними отворами під складним кутом та циліндричними кратерами, вони дещо поступаються по ефективності іншим інноваційним схемам.

Умови подачі охолоджувача в канал плівкового охолодження

Більшість досліджень виконана з подачею охолоджувача із великого об'єму, що забезпечує приблизно рівномірний профіль швидкості повітря на вході в отвір охолодження. В реальних умовах напрям течії охолоджувача всередині лопатки може бути різним по відношенню до осі отвору і суттєво впливати на коефіцієнт витрати і ефективність плівкового охолодження через різний профіль швидкості охолоджувача

и утворенні відривних зон. Тому впливу умов входу охолоджувача в отвір вдуву в останні роки приділялася значна увага дослідників.

Так, в роботі [42] для отворів в кратерах з напівеліптичним уступом на передній стінці (рис. 7, з) виконано комп'ютерне моделювання плівкового охолодження для трьох варіантів розташування отвору по відношенню до осі внутрішнього каналу: прямої течії, перехресна течія та протитечія (рис. 12).

Діапазон параметру вдуву складав 0.5...2.0. Дослідження показали, що при всіх схемах подачі охолоджувача за похилим циліндричним отвором був чітко видний «ниркоподібний» (парний) вихор, причому для перехресної подачі цей вихор є похилим внаслідок за-

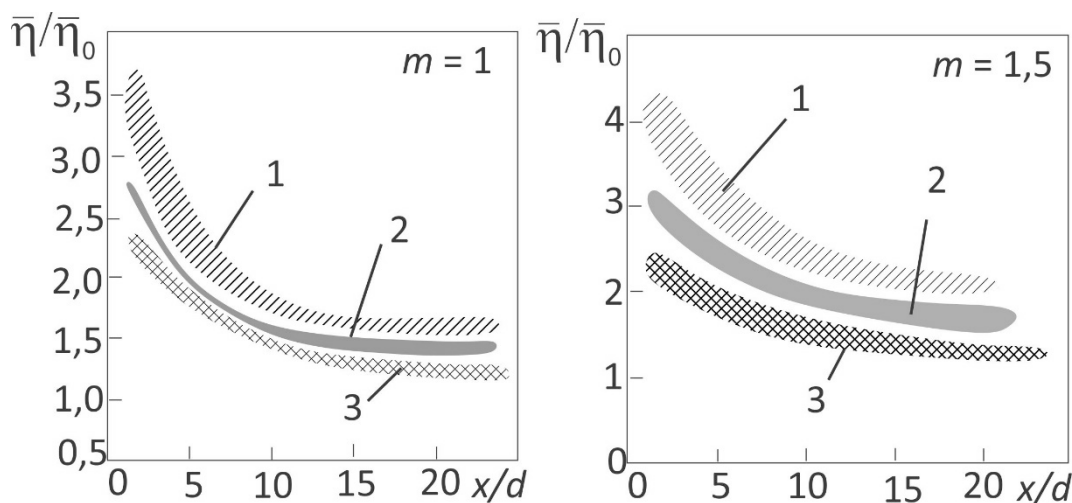


Рис. 11. Порівняння різних схем плівкового охолодження у вигляді відношення середніх по ширині адіабатних ефективностей системи, що розглядається, і аналогічної їй по геометрії системи циліндричних похилих отворів. 1 – фасонні отвори та антивихрові системи; 2 – траншейна схема, інноваційні кратерні схеми та схема з уступом перед отвором у формі «бархана». 3 – циліндричні отвори під складним кутом та циліндричні кратери

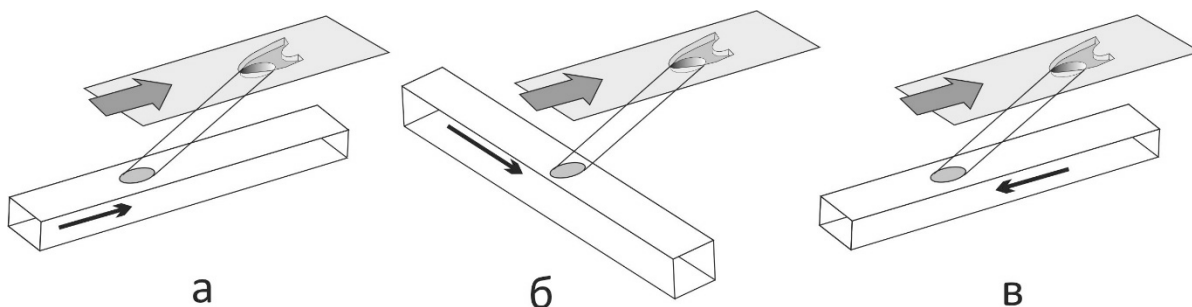


Рис. 12. Варіанти розташування отвору вдуву по відношенню до внутрішнього каналу, досліджені в [42]: а, б, в – прямої течії, перехресна течія та протитечія

крутки потоку в каналі охолодження. Подача охолоджувача в кратер з напівеліптичним уступом суттєво знижує розмір «ниркоподібного» вихору або змінює його структуру. В каналі охолодження формується закручена течія, що далі призводить до взаємодії закрученого потоку з напівеліптичним уступом, перетворенню «підковоподібного» вихору і покращенню умов плівкового охолодження. При малих ($m = 0.5$) і великих ($m = 1.5$ і 2.0) параметрах вдува подача охолоджувача в кратер з напівеліптичним уступом має значну перевагу перед іншими способами подачі охолоджувача. Це, головним чином, пов'язано з руйнацією «підковоподібного» вихора.

В роботі [43] досліджений вплив згладжування вхідного отвору і спеціального фасонного входу на ефективність плівкового охолодження при вдуві через фасонний отвір з вертикальним розширенням (форма фасонного отвору 7-7, що згадувалась раніше). Розглядалася перехресна течія у внутрішньому каналі по відношенню до отвору вдуву. Показано, що згладжування отвору, а також спеціально виконаний фасонний вхід підвищують усереднену по поверхні ефективність охолодження на 50% при значенні параметра відношення швидкостей $VR = 1.1$, причому обидва варіанти дають приблизно однакові результати.

Ефузійне охолодження

Ефузійне охолодження – наступний крок в розвитку плівкового охолодження лопаток газових турбін. В даному способі охолодження використовується багаторядна (7 і більше рядів) система отворів невеликого (0.2 мм) діаметра. На відміну від традиційного плівкового охолодження за допомогою рядів отворів, при ефузійному охолодженні струмені взаємодіють один з іншим, і внаслідок слабкого імпульсу кожного окремого струменя вони не проникають в потік, а залишаються в пограничному шарі. Вихори приєднуються до поверхні, і в результаті збільшується ефективність плівкового охолодження. Окрім цього, потік охолоджувача через отвори призводить до конвективного охолодження, потенціал якого значно краще використовується в більш щільно розташованих ефузійних системах, ніж при традиційному плівковому охолодженні.

Незважаючи на те, що ефузійне охолодження досліджується на протязі 60-ти останніх років, воно поки не знайшло комерційного застосування внаслідок ряду технологічних та інших обмежень. Тим не менш, можна стверджувати, що наукова база даного метода достатньо добре відпрацьована, і з розвитком нових технологій ефузійне охолодження може знайти практичне використання в найближчий час.

Висновки

Виконано аналіз тенденцій розвитку систем плівкового охолодження лопаток високотемпературних газових турбін. Розглянуті сучасні та перспективні схеми, зроблено їх порівняльний аналіз. Показано, що основним напрямом розвитку систем охолодження є розробка і удосконалення фасонних та антивихрових отворів, а також подача охолоджувача в заглибини різної форми.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Rao A. Advanced Brayton cycles. In: Gas Turbine Handbook. Chapter 1.3.2, p.115-121. URL: <https://netl.doe.gov/sites/default/files/gas-turbine-handbook/1-3-2.pdf>.
2. James P. Downs, Kenneth K. Landis. 2009, Turbine cooling systems design – past, presents and future. ASME Turbo Expo 2009. GT2009-59991. 10 p.
3. Eckert, E.R.G. Gas-to-gas film cooling. 1970. J. of Engineering Physics 19, 1091–1101.
4. Goldstein R.J., Eckert E.R., Ramsey J.W. Film Cooling with Injection Through a Circular Bole. Rep. HTL-TR-82, Minnesota Univ. (NASACR-546041), May 14, 1968.
5. Goldstein R.J., Eckert E.R., Eriksen V.L., Ramsey J.W. Film Cooling Following Injection Through Inclined Circular Tubes. Rep. HTL-TR-91, Minnesota Univ. (NASA CR-72612), Nov. 1969.
6. Ramsey J. W., Goldstein, R. J. Interaction of a Heated Jet -with a Deflecting Stream. Rep. HTL-TR-92, Minnesota Univ. (NASA CR-72613), Apr. 1970.
7. NASA Turbine Cooling Research Status Report TMX-2384. 1971, by John N. B. Livingood, Herman H., Ellerbrock, and Albert Kaufman, Lewis Research Center, 83 p.
8. Bunker R.S. Evolution of turbine cooling. (2017). ASME Paper No GT2017-63205.
9. Li Xu, Sun Bo, You Hongde, Wang Lei Evolution of Rolls-Royce air-cooled turbine blades and feature analysis Procedia Engineering 99. 2015. 1482 – 1491.
10. Albert, J. E., and Bogard, D. G., 2013, “Measurements of adiabatic film and overall cooling effectiveness on a turbine vane pressure side with a trench,” ASME J. Turbomach., 135(5), p. 051007.
11. Heidmann J.D. A numerical study of anti-vortex film cooling designs at high blowing ratio. Proceedings of ASME Turbo Expo–2008. – GT2008-50845. – 11 p.
12. Bunker R. Gas turbine: moving from macro to micro cooling. 2013. ASME Turbo Expo 2013. GT2013-94277. 17 p.
13. Bunker R.S. A Review of Shaped Hole Turbine Film-Cooling Technology. ASME Journal of Heat Transfer. – 2005. – Vol. 127. – pp. 441–453.

14. Colban W., Thole W., D. Bogard D. A film cooling correlation for shaped holes on a flat-plate surface. (2011) J. of Turbomachinery, V. 133, №1. 011002.
15. Town J., Straub D., Black J., Thole K.A., Shih T. State-of-the-Art Cooling Technology for a Turbine Rotor Blade. J. of Turbomachinery 140(7), (2018), 071007-1.
16. Lee K.-D., Kim S.-N., K.-Y. Kim K.-Y. (2012) Numerical analysis of film cooling performance and optimization for a novel shaped film-cooling hole. ASME Paper GT2012-68529.
17. Kusterer K., Elyas A., Sugimoto T., Tanaka R., Kazari M., Bohn D. 2011. The NEKOMIMI cooling technology: cooling holes with ears for high-efficient film cooling. ASME Paper GT2011-45524.
18. Abraham S., Navin A.R., Ekkad S.V. Film cooling study of novel orthogonal entrance and shaped exit hole (2009) ASME Paper GT2009-60003.
19. Issakhanian E.S., Elkins C.J., J.K. Eaton J.K. 2015. Film cooling effectiveness improvements using NON-diffusing oval hole. ASME Paper GT2015-42243
20. Lu Y. Effect of hole configuration on film cooling from cylindrical inclined holes for the application to gas turbine blades (2007). PhD Thesis, Louisiana State University. – 2007. – 109 p.
21. Pat. US Bell-shaped fan cooling holes for turbine airfoil. Lee C.-P. No 7 374 401, 20.05.2008, filed on 01.05.2005. – 14 p
22. Liu J.S. et al. Enhanced film cooling effectiveness with new shaped holes (2010) ASME Paper GT2010-22774.
23. Lu Y., Dhungel A., S.V. Ekkad S.V., Bunker R.S. 2009. Film cooling measurements for cratered cylindrical inclined holes. J. of Turbomachinery. 131(1), 011005.
24. Khalatov A.A., Borisov I.I., Dashevskyy Y.Y., Reznik S.B. Heat transfer and hydrodynamics in centrifugal fields. V. 10. Advanced film cooling schemes. – Kyiv: Politehnika – 2016. – 238 p. (Rus)
25. Khalatov A., Shi-Ju E., Wang D., Borisov I. 2020. Film cooling evaluation of a single array of triangular craters. Int. J. of Heat and Mass Transfer. V. 159. 120055.
26. Fu J.L., Bai L.C., Zhang C., Ju P.C. 2019. Film cooling performance for cylindrical holes embedded in contoured craters: effect of the crater depth. Journal of Applied Mechanics and Technical Physics, 60(6). 1068–1076.
27. Bai L.C., Zhang C., Tong Z.T., Ju P.F. Optimization of geometric parameters of cylindrical film cooling hole with contoured craters to enhance film-cooling effectiveness– in press.
28. Lu Y., Dhungel A., Ekkad V., Bunker R.S. 2009. Effect of trench width and depth on film cooling from cylindrical holes embedded in trenches J. of Turbomachinery. 131(1), 011003.
29. Boualem A., Grine M., Azzi A. Numerical investigation of V-shaped trench on film cooling performance – in press.
30. Wu X., Du X., Chunhua Wang C. 2021. Study on Film Cooling Performance of Round Hole Embedded in Different Shaped Craters and Trenches Aerospace. 8(147).
31. Davidson F.D., Kistenmacher D., Bogard D. Film cooling with a thermal barrier coating: round holes, craters and trenches // ASME paper GT2012-70029
32. Kusterer K., Bohn D., Sugimoto T., Tanaka R. Double-jet ejection of cooling air for improved film cooling (2006) ASME Paper GT2006-90854.
33. Heidmann J.D., Ekkad S.V. A Novel Anti-vortex turbine film cooling holes concept (2007) ASME Paper GT2007-27528.
34. Dhungel A., Lu, Y., Phillips W., Heidmann J.D., Ekkad S.V. Film cooling from a row of holes supplemented with anti-vortex holes (2007) ASME Paper GT2007-27419.
35. Chi Z., Han C., Li X., Ren J., H. Jiang H. Geometrical optimization and experimental validation of a tripod film cooling hole with asymmetric side holes (2014) ASME Paper GT2014-25211.
36. Ely M.J., Jurban B.A. A Parametric study on the effect of sister hole location on active film cooling flow control. Proceedings of ASME Turbo Expo–2010. – GT2010-22060. – 11 p.
37. Park S., Jung E. Y., Kim S.H., Sohn H.-S., Cho H.H. Enhancement of film cooling effectiveness using backward injection holes. Proceedings of ASME Turbo Expo–2015. – GT2015-43853. – 9 p.
38. Jiaxu Yao, Jin Xu, Ke Zhang, Jiang Lei, Wright L.M. Effect of density ratio on film-cooling effectiveness distribution and its uniformity for several hole geometries on a flat plate. 2019. Journal of Turbomachinery, Vol. 141. 051008-1.
39. Na S., Shih T.P. Increasing adiabatic film-cooling effectiveness by using an upstream ramp. J. Heat Transfer 2007;129(4):464–71.
40. Zhou W., Hu H. Improvements of film cooling effectiveness by using barchan dune shaped ramps. 2016. Int. J. Heat Mass Transfer, 103, 443–56
41. Grine M., Boualem Kh., Dellil A.Z., Azzi A. 2020. Improving adiabatic film-cooling effectiveness spanwise and lateral directions by combining BDSR and anti-vortex designs. Thermophysics and Aeromechanics, 27(5), 751–760.
42. Zhang C., Bai L., Tong Z., Khalatov A. 2021. Film cooling performance for the cratered film-cooling holes with various coolant crossflow orientations. Numerical Heat Transfer, Part A: Applications. DOI: 10.1080/10407782.2021.1969801.
43. Jones F.B., Fox D.W., Bogard D.V. Experimental and computational investigation of shaped film cooling holes designed to minimize inlet separation. ASME Paper GT2020-15561.

DEVELOPMENT OF TURBINE BLADE FILM COOLING SYSTEMS (the review)

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.2.2022.9>

The analysis of trends in the development of film cooling systems for gas turbine blades is carried out. The historical aspects and chronology of the development of film cooling technologies are presented. Modern and promising schemes are considered, their comparative analysis is made. It is shown that the main way of the improvement of cooling systems is the use of shaped and anti-vortex openings, as well as the supply of coolant into recesses of various shapes. The effect of the conditions of coolant entry into the blowing hole from the internal channel is analyzed.

References 43, figures. 12.

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

1. Rao A. Advanced Brayton cycles. In: Gas Turbine Handbook. Chapter 1.3.2, p.115-121. URL: <https://netl.doe.gov/sites/default/files/gas-turbine-handbook/1-3-2.pdf>.
2. James P. Downs, Kenneth K. Landis. 2009, Turbine cooling systems design – past, presents and future. ASME Turbo Expo 2009. GT2009-59991. 10 p.
3. Eckert, E.R.G. Gas-to-gas film cooling. 1970. J. of Engineering Physics 19, 1091–1101.
4. Goldstein R.J., Eckert E.R., Ramsey J.W. Film Cooling with Injection Through a Circular Bole. Rep. HTL-TR-82, Minnesota Univ. (NASACR-546041), May 14, 1968.
5. Goldstein R.J., Eckert E.R., Eriksen V.L., Ramsey J.W. Film Cooling Following Injection Through Inclined Circular Tubes. Rep. HTL-TR-91, Minnesota Univ. (NASA CR-72612), Nov. 1969.
6. Ramsey J. W., Goldstein, R. J. Interaction of a Heated Jet -with aDeflecting Stream. Rep. HTL-TR-92, Minnesota Univ. (NASA CR-72613), Apr. 1970.
7. NASA Turbine Cooling Research Status Report TMX-2384. 1971, by JohnN. B. Livingood, HermanH., Ellerbrock, and Albert Kaufman, Lewis Research Center, 83 p.
8. Bunker R.S. Evolution of turbine cooling. (2017). ASME Paper No GT2017-63205.

9. Li Xu, Sun Bo, You Hongde, Wang Lei Evolution of Rolls-Royce air-cooled turbine blades and feature analysis Procedia Engineering 99. 2015. 1482 – 1491.
10. Albert, J. E., and Bogard, D. G., 2013, “Measurements of adiabatic film and overall cooling effectiveness on a turbine vane pressure side with a trench,” ASME J. Turbomach., 135(5), p. 051007.
11. Heidmann J.D. A numerical study of anti-vortex film cooling designs at high blowing ratio. Proceedings of ASME Turbo Expo–2008. – GT2008-50845. – 11 p.
12. Bunker R. Gas turbine: moving from macro to micro cooling. 2013. ASME Turbo Expo 2013. GT2013-94277. 17 p.
13. Bunker R.S. A Review of Shaped Hole Turbine Film-Cooling Technology. ASME Journal of Heat Transfer.– 2005. – Vol. 127. – pp. 441–453.
14. Colban W. Thole W., D. Bogard D. A film cooling correlation for shaped holes on a flat-plate surface. (2011) J. of Turbomachinery, V. 133, №1. 011002.
15. Town J., Straub D, Black J, Thole K.A, Shih T. State-of-the-Art Cooling Technology for a Turbine Rotor Blade. J. of Turbomachinery 140(7), (2018), 071007-1.
16. Lee K-D., Kim S-N., K-Y. Kim K-Y.(2012) Numerical analysis of film cooling performance and optimization for a novel shaped film-cooling hole. ASME Paper GT2012-68529.
17. Kusterer K., Elyas A., Sugimoto T., Tanaka R., Kazari M., Bohn D. 2011. The NEKOMIMI cooling technology: cooling holes with ears for high-efficient film cooling. ASME Paper GT2011-45524.
18. Abraham S., Navin A.R., Ekkad S.V. Film cooling study of novel orthogonal entrance and shaped exit hole (2009) ASME Paper GT2009-60003.
19. Issakhanian E.S., Elkins C.J., J.K. Eaton J.K. 2015. Film cooling effectiveness improvements using NON-diffusing oval hole. ASME Paper GT2015-42243
20. Lu Y. Effect of hole configuration on film cooling from cylindrical inclined holes for the application to gas turbine blades (2007). PhD Thesis, Louisiana State University. – 2007.– 109 p.
21. Pat.US Bell-shaped fan cooling holes for turbine airfoil. Lee C.-P. No 7 374 401, 20.05.2008, filed on 01.05.2005. – 14 p
22. Liu J.S. et al. Enhanced film cooling effectiveness with new shaped holes (2010) ASME Paper GT2010-22774.
23. Lu Y. Dhungel A., S.V. Ekkad S.V., Bunker R.S. 2009. Film cooling measurements for cratered cylindrical inclined holes. J. of Turbomachinery. 131(1), 011005.
24. Khalatov A.A., Borisov I.I., Dashevskyy Y.Y., Reznik S.B. Heat transfer and hydrodynamics in centrifugal fields. V. 10. Advanced film cooling schemes. – Kyiv: Politehnika– 2016. – 238 p. (Rus)

25. Khalatov A., Shi-Ju E., Wang D., Borisov I. 2020. Film cooling evaluation of a single array of triangular craters. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*. V. 159. 120055.
26. Fu J.L., Bai L.C., Zhang C., Ju P.C. 2019. Film cooling performance for cylindrical holes embedded in contoured craters: effect of the crater depth. *Journal of Applied Mechanics and Technical Physics*, 60(6). 1068–1076.
27. Bai L.C., Zhang C., Tong Z.T., Ju P.F. Optimization of geometric parameters of cylindrical film cooling hole with contoured craters to enhance film-cooling effectiveness – in press.
28. Lu Y., Dhungel A., Ekkad V., Bunker R.S. 2009. Effect of trench width and depth on film cooling from cylindrical holes embedded in trenches. *J. of Turbomachinery*. 131(1), 011003.
29. Boualema A., Grine M., Azzi A. Numerical investigation of V-shaped trench on film cooling performance – in press.
30. Wu X., Du X., Chunhua Wang C. 2021. Study on Film Cooling Performance of Round Hole Embedded in Different Shaped Craters and Trenches *Aerospace*. 8(147).
31. Davidson F.D., Kistenmacher D., Bogard D. Film cooling with a thermal barrier coating: round holes, craters and trenches // ASME paper GT2012-70029
32. Kusterer K., Bohn D., Sugimoto T., Tanaka R. Double-jet ejection of cooling air for improved film cooling (2006) ASME Paper GT2006-90854.
33. Heidmann J.D., Ekkad S.V. A Novel Anti-vortex turbine film cooling holes concept (2007) ASME Paper GT2007-27528.
34. Dhungel A., Lu, Y., Phillips W., Heidmann J.D., Ekkad S.V. Film cooling from a row of holes supplemented with anti-vortex holes (2007) ASME Paper GT2007-27419.
35. Chi Z., Han C., Li X., Ren J., H. Jiang H. Geometrical optimization and experimental validation of a tripod film cooling hole with asymmetric side holes (2014) ASME Paper GT2014-25211.
36. Ely M.J., Jurban B.A. A Parametric study on the effect of sister hole location on active film cooling flow control. *Proceedings of ASME Turbo Expo–2010*. – GT2010-22060. – 11 p.
37. Park S., Jung E. Y., Kim S.H., Sohn H-S., Cho H.H. Enhancement of film cooling effectiveness using backward injection holes. *Proceedings of ASME Turbo Expo–2015*. – GT2015-43853. – 9 p.
38. Jiaxu Yao, Jin Xu, Ke Zhang, Jiang Lei, Wright L.M. Effect of density ratio on film-cooling effectiveness distribution and its uniformity for several hole geometries on a flat plate. 2019. *Journal of Turbomachinery*, Vol. 141. 051008-1.
39. Na S, Shih T.P. Increasing adiabatic film-cooling effectiveness by using an upstream ramp. *J. Heat Transfer* 2007;129(4):464–71.
40. Zhou W, Hu H. Improvements of film cooling effectiveness by using barchan dune shaped ramps. 2016. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 103, 443–56
41. Grine M., Boualema Kh., Dellil A.Z., Azzi A. 2020. Improving adiabatic film-cooling effectiveness spanwise and lateral directions by combining BDSR and anti-vortex designs. *Thermophysics and Aeromechanics*, 27(5), 751–760.
42. Zhang C., Bai L., Tong Z., Khalatov A. 2021. Film cooling performance for the cratered film-cooling holes with various coolant crossflow orientations. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*. DOI: 10.1080/10407782.2021.1969801.
43. Jones F.B., Fox D.W., Bogard D.V. Experimental and computational investigation of shaped film cooling holes designed to minimize inlet separation. ASME Paper GT2020-15561.

Отримано 22.03.2022
Received 22.03.2022