

О. І. ТАРАСОВ, О. О. ЛИТВИНЕНКО, І. О. МИХАЙЛОВА, В. О. ІСМАЙЛОВ, С. П. НАУМЕНКО

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ ГАЗОВИХ ТУРБІН

Системи охолодження газових турбін мають розгалужені мережи різноманітних каналів, гідравлічні та теплообмінні можливості яких визначають необхідну витрату повітря для охолодження деталей турбін і, таким чином, безпосередньо впливають на економічність ГТУ. Елементами систем охолодження, зокрема, є дроселі, діафрагми, ущільнення, отвори, які є регулюючими органами, або елементами, які підтримують тиск в системі. У каналах такого типу, як правило, має місце значне падіння тиску і тому при розрахунках потрібно дуже прискіпливо враховувати зміну щільності повітря уздовж каналу. Тому тут наведено розроблений авторами метод визначення гідравлічного опору в отворах, який дуже добре збігається з експериментальними даними. Показано, як слід враховувати стисливість повітря на коефіцієнт гідравлічного опору каналів охолодження, що дозволяє застосовувати численні експериментальні залежності для коефіцієнтів гідравлічного опору нестисливих рідин. Запропоновано метод розрахунку гідравлічних опорів отворів шляхом дефрагментації їхнього загального гідравлічного опору на окремі компоненти. Створено узагальнену залежність для гідравлічного опору розвантажувальних отворів у дисках, у монтажних зазорах між хвостовиками лопаток та дисками з урахуванням поперечних потоків повітря.

Ключові слова: розвантажувальні отвори дисків турбін, система охолодження, газова турбіна, гідравлічний опір, коефіцієнт витрати, рідина, що не стискається і стискається.

A. TARASOV, O. LYTVYNNENKO, I. MYKHAILOVA, V. ISMAILOV, S. NAUMENKO PECULIARITIES OF THE CALCULATIONS OF THE GAS TURBINE COOLING SYSTEMS

Gas turbine cooling systems have the branched networks of various channels whose hydraulic and heat exchange capabilities define the air flow required for the cooling of turbine parts and, thus, directly influence the efficiency of gas turbines. Cooling system elements are, in particular, the throttles, diaphragms, seals, openings that act as regulating parts or elements to maintain pressure in the system. As a rule, the channels of this type have a significant pressure drop, and therefore during the calculations it is necessary to very carefully consider a change in air density along the channel. Therefore, we present in this paper the method developed by the authors for determining the hydraulic resistance in the openings, and the data obtained by it perfectly agree with the experimental data. It is shown how to take into account the effect of the air compressibility on the coefficient of hydraulic resistance in the cooling channels that allows for the use of the numerous experimental dependencies for the coefficients of hydraulic resistance of incompressible liquids. A method of calculating hydraulic resistances of the openings by defragmenting their total hydraulic resistance into separate components has been proposed. A generalized dependence was established for the hydraulic resistance of the discharge openings in the discs and in the mounting gaps between the shanks of the blades and the discs, taking into account the transverse air flows.

Key words: discharge openings of turbine disks, cooling system, gas turbine, hydraulic resistance, flow coefficient, incompressible and compressible liquids.

Вступ

Системи охолодження газових турбін мають розгалужені мережи різноманітних каналів, гідравлічні та теплообмінні можливості яких визначають необхідну витрату повітря для охолодження деталей турбін і, таким чином, безпосередньо впливають на економічність газотурбінної установки (ГТУ).

Елементами систем охолодження, зокрема, є дроселі, діафрагми, ущільнення, отвори, які є регулюючими органами, або елементами, які підтримують тиск в системі. У каналах такого типу, як правило, має місце значне падіння тиску і тому при розрахунках потрібно дуже прискіпливо враховувати зміну щільності повітря уздовж каналу.

Взагалі визначенню гідравлічних втрат в отворах присвячено велику кількість досліджень, наприклад [1] – [7]. У всіх перерахованих роботах наводяться залежності визначення гідравлічного опору отворів або точніше методи розрахунку їх з урахуванням різних конструктивних і режимних особливостей течії. Крім цих досліджень є також велика кількість *CFD* досліджень, в яких описується характер течії повітря та причини зміни коефіцієнта витрати та гідравлічного опору отворів.

Для розрахунку систем охолодження, що включає велику кількість каналів, а їх може бути більше 1000, необхідно мати комп'ютерну програму, наприклад, *ТНА (Thermal & Hydraulic Analysis)* [8]. Ця програма спирається на велику кількість експериментальних залежностей, як для гідравлічного опору, так і для тепловіддачі в каналах, а також враховує взаємодію процесів у суміжних каналах.

Слід мати на увазі, що формальне використання подібних програм неприпустимо, тому що складні тривимірні процеси перебігу та теплообміну по суті моделюються за допомогою простих одновимірних моделей. Тому необхідно глибоке розуміння того, як перейти від складних *3D* моделей до *1D* без значної втрати точності рішення.

Мета роботи

1 Вказати на ключові положення розрахунку мереж охолодження в основі якого лежить використання законів Кірхгофа.

2 Показати, як враховується стисливість повітря на коефіцієнт гідравлічного опору каналів охолодження.

3 Описати метод розрахунку гідравлічних опорів отворів шляхом дефрагментації їхнього загального гідравлічного опору на окремі компоненти [3].

4 Створити узагальнену залежність для гідравлічного опору розвантажувальних отворів у дисках, у монтажних зазорах між хвостовиками лопаток та дисками з урахуванням поперечних потоків повітря.

Загальні положення розрахунку

Методи, що використовуються для розрахунку течії повітря в системах охолодження газових турбін засновані на тому, що будь-яка складна система охолодження може бути представлена у вигляді з'єднаних відповідним чином типових елементів (елементарних еквівалентних гідравлічних опорів).

При складанні еквівалентної розрахункової схеми виконуються такі правила:

1 Система повітряного охолодження поділяється на окремі ділянки (типові елементи) таким чином, щоб вибором коефіцієнта витрати, опору або напору можна було б досить точно визначити зміну тиску повітря на кожному з елементів і можливо більш повного врахування їхнього взаємного впливу.

2 Місця з'єднання типових елементів замінюються вузловими точками, течія, злиття та поділ повітря в яких передбачається таким, що відбувається без зміни тиску.

3 Типові елементи з'єднуються між собою та з вузловими точками в тій же послідовності та порядку, як і відповідні ділянки системи повітряного охолодження.

При дотриманні перелічених умов та рівності для вихідної та еквівалентної гідравлічної мережі граничних умов (тисків, температур на вході в мережу та тиску на виході з мережі) у їх подібних точках забезпечується рівність витрат, тисків та швидкостей охолоджуючого повітря.

Зазвичай типовим елементом називається ділянка охолоджуючого тракту, що є конструктивно єдиним цілим, для якого закономірності течії повітря описуються єдиною залежністю для опору і тепловіддачі. При виділенні типових елементів прагнуть до того, щоб коефіцієнт опору чи витрати однозначно визначався лише геометричними характеристиками і режимним параметром (критерієм Рейнольдса тощо). У випадках, коли це неможливо, типовий елемент замінюють ланцюжком елементарних опорів (входу, виходу, тертя).

Перевірочний розрахунок потоків повітря у складній системі каналів охолодження газової турбіни ґрунтується на відомому із прикладної газової динаміки принципі незалежності впливу збурень. Суть цього принципу полягає в тому, що

при течії повітря з дозвуковими швидкостями в розгалужених мережах з поділами і злиттям потоків сумарні втрати енергії можна знаходити простим складуванням втрат в окремих типових елементах.

Якщо втрати енергії виражати в одиницях повного тиску p^* , то сумарні втрати за будь-яким трактом мережі охолодження рівні

$$\Delta p_{\Sigma}^* = \sum_i^n \Delta p_i^*, \quad (1)$$

де Δp_i^* – втрати повного тиску у кожному елементарному опорі (каналі).

Для математичного опису розподілу витрат повітря каналами системи охолодження (гілкам графа) використовуються співвідношення з першого і другого законів Кірхгофа, а також додаткове замикаюче співвідношення. Відповідно до першого закону Кірхгофа, у кожному вузлу графа має дотримуватися умова матеріального балансу, тобто, алгебраїчна сума витрат повинна дорівнювати нулю:

$$\sum_{i=1}^n G_i = 0.$$

Згідно з другим законом Кірхгофа, у кожному замкнутому контурі алгебраїчна сума падіння тисків у гілках повинна дорівнювати нулю:

$$\sum_{j=1}^m \Delta p_j^* = 0.$$

Втрати повного тиску в каналі для рідини, що не стискається, знаходяться по залежності:

$$\Delta p^* = \zeta \rho \frac{w^2}{2} = \zeta \frac{G^2}{2\rho A^2}, \quad (2)$$

де ζ – коефіцієнт гідравлічного опору, значення якого може бути знайдено у відповідних довідниках, наприклад, [2];

ρ – щільність;

w – швидкість;

G – масова витрата;

A – площа поперечного перетину.

Вплив стисливості на коефіцієнт гідравлічного опору

Практично всі експериментальні дані з гідравлічного опору отримані для рідин, що не стискаються, тобто для малих чисел Маха. У той же час дроселі, діафрагми та лабіринтові ущільнення як елементи систем охолодження газових турбін працюють при великих перепадах тиску, при яких велике значення набуває стисливість середовища. Тому в [1] введена поправка на стисливість до коефіцієнта гідравлічного опору рідини, що не стискається. Ця поправка введена на тій підставі, що практично всі дослідження щодо вивчення гідравлічних

втрата проводилися пневмометричним методом [2]. Тоді коефіцієнт гідравлічного опору визначався по відношенню до входу та виходу з каналу, як

$$\zeta_1 = \frac{p_1^* - p_2^*}{p_1^* - p_1}; \zeta_2 = \frac{p_1^* - p_2^*}{p_2^* - p_2}. \quad (3)$$

Тут індекси 1 і 2 відносяться відповідно до вхідного та вихідного перерізів каналу.

Враховуючи те, що повний тиск може бути представлений приблизно як

$$p^* \cong p + \frac{\rho w^2}{2} \left(1 + \frac{1}{4} M^2\right), \quad (4)$$

маємо відповідно до [1]

$$\begin{aligned} \Delta p^* &= p_1^* - p_2^* = \zeta_1 \frac{\rho_1 w_1^2}{2} \left(1 + \frac{1}{4} M_1^2\right) = \\ &= \zeta_1 \frac{G^2}{2\rho_1 A_1^2} \left(1 + \frac{1}{4} M_1^2\right), \end{aligned} \quad (5)$$

$$\zeta_{1_compressible} = \zeta_1 \left(1 + \frac{1}{4} M_1^2\right). \quad (6)$$

Очевидно, що нормування падіння повного тиску параметрами на виході з каналу призводить до виразів

$$\begin{aligned} \Delta p^* &= p_1^* - p_2^* = \zeta_2 \frac{\rho_2 w_2^2}{2} \left(1 + \frac{1}{4} M_2^2\right) = \\ &= \zeta_2 \frac{G^2}{2\rho_2 A_2^2} \left(1 + \frac{1}{4} M_2^2\right), \end{aligned} \quad (7)$$

$$\zeta_{2_compressible} = \zeta_2 \left(1 + \frac{1}{4} M_2^2\right). \quad (8)$$

Такий підхід дозволяє використовувати великий експериментальний матеріал, наприклад [2], для розрахунку систем охолодження газових турбін, в яких густина повітря, що охолоджує, змінюється вздовж тракту його руху не тільки за рахунок гідравлічного опору, але і внаслідок теплообміну з гарячими деталями.

Підігрів повітря в каналах охолодження призводить до зниження густини та розгону потоку, що фактично призводить до збільшення гідравлічного опору

$$\begin{aligned} \Delta p^* &= p_1^* - p_4^* = (p_1^* - p_2^*) + (p_2^* - p_3^*) + (p_3^* - p_4^*) = \\ &= \zeta_{1-2} \frac{G^2}{2\rho_1 A^2} \left(1 + \frac{M_1^2}{4}\right) + \zeta_{2-3} \frac{G^2}{2\left(\frac{\rho_2 + \rho_3}{2}\right) A^2} \left(1 + \frac{\left(\frac{M_2 + M_3}{2}\right)^2}{4}\right) + \zeta_{3-4} \frac{G^2}{2\rho_3 A^2} \left(1 + \frac{M_3^2}{4}\right). \end{aligned} \quad (11)$$

Кожен із опорів розглядається окремо та розрахунок падіння повного тиску на ньому визначається з урахуванням конкретного значення густини та числа Маха. Причому значення густини тут визначається за статичними параметрами повітря,

$$\zeta_{temp} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \left(1 - \frac{M_2^2}{4}\right) - \left(1 - \frac{M_1^2}{4}\right). \quad (9)$$

Зростання температури повітря в каналі зазвичай виконується у припущенні сталості за довжиною температури його поверхні T_w та використанням середнього значення коефіцієнта тепловіддачі $\bar{\alpha}$ за залежністю

$$\Delta T^* = T_1^* - T_2^* = (T_1 - T_w) \exp\left(-\frac{\bar{\alpha} \Pi L}{GC_p}\right). \quad (10)$$

де Π – периметр каналу;
 L – довжина каналу;
 G – масова витрата.

Елементарний канал

Гідравлічна схема системи охолодження сучасних газотурбінних двигунів та установок може налічувати кілька тисяч гідравлічних опорів. Очевидно, що розглядати кожен гідравлічний опір окремо неможливо, тим більше що експериментальні дані приводяться до деяких структур типу отвір, ущільнення тощо. Тому в [1] запропоновано використовувати як елементарну структуру – канал, який включає в загальному випадку три гідравлічні опори: опір входу, виходу та тертя по довжині каналу. Відповідно цим опорам має місце падіння повного тиску (рис. 1).

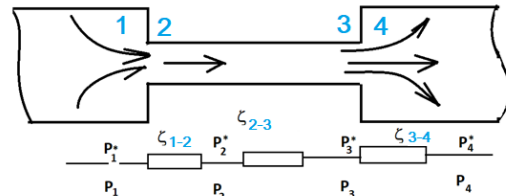


Рис. 1 – Модель елементарного каналу:
1, 2, 3, 4 – ділянки

На рис. 1 ділянка 1–2 характеризує опір входу в канал, ділянка 2–3 – тертя в каналі, 3–4 – опір виходу з каналу.

які визначаються з використанням газодинамічних функцій.

Передбачається, що витрата повітря не може перевищувати її критичне значення у контрольних перетинах каналу, яке визначається рівнянням

$$G = \frac{p_i^* A}{\sqrt{T_i^*}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \left(\frac{k}{R} \right)^{0,5}; i = 2, 3, 4, \quad (12)$$

де k – коефіцієнт ізоентропі;
 p^* – повний тиск;
 T^* – повна температура;
 R – газова постійна.

Якщо таке відбувається в ітераційному процесі пошуку рішення, то вводиться додатковий уявний гідравлічний опір, який обмежує витрату критичною величиною.

Отвори як елемент системи охолодження

Серед каналів системи охолодження газової турбіни особливе місце займають отвори, які використовуються як у стаціонарних компонентах, так і в компонентах, що обертаються. Прикладами такого роду каналів можуть бути отвори перфорації в оболонці лопатки газової турбіни при плівковому охолодженні, монтажні зазори в хвостовому з'єднанні лопатки з диском, отвори розвантажувальні в дисках турбін та інші (рис. 2).

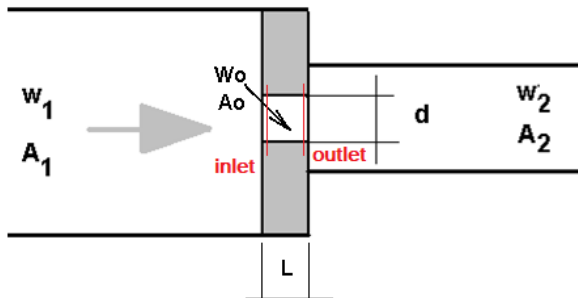


Рис. 2 – Гідравлічна модель потовщеної діафрагми: *inlet* – вхід; *outlet* – вихід

$$\Delta p^* = \frac{G^2}{A_0^2} \left\langle 0,5 \left(1 - \frac{A_0}{A_1} \right) \frac{1 + 0,25 M_{inlet}^2}{\rho_{inlet}} + \left[\sqrt{1 - \frac{A_0}{A_1}} \left(1 - \frac{A_0}{A_2} \right) \tau + \lambda \frac{L}{D} \right] \frac{1 + 0,25 \frac{(M_{inlet} + M_{outlet})^2}{2}}{\frac{\rho_{inlet} + \rho_{outlet}}{2}} + \left(1 - \frac{A_0}{A_2} \right)^2 \frac{1 + 0,25 M_{outlet}^2}{\rho_{outlet}} \right\rangle. \quad (14)$$

Залежність (14) була застосована у програмі розрахунку систем охолодження газових турбін *ТНА* і показала досить добрий збіг з експериментальними даними та тестовими *CFD* розрахунками течії у подовжених отворах та отворах з гострими кромками. Зокрема, були використані експерименти М. Gritsch [5], що відображено в статті [3].

Запропонований прийом (11) виявився досить продуктивним для розрахунку витрати газу для таких отворів [3]. Як приклад покажемо, як було перетворено залежність коефіцієнта гідравлічного опору потовщеної діафрагми, яка спочатку справедлива була для рідини, що не стискала, у вигляді [1]

$$\zeta = 0,5 \left(1 - \frac{A_0}{A_1} \right) + \sqrt{1 - \frac{A_0}{A_1}} \left(1 - \frac{A_0}{A_2} \right) \tau + \lambda \frac{L}{d} + \left(1 - \frac{A_0}{A_2} \right)^2; \text{Re} > 10^5, \quad (13)$$

де A – позначає площу прохідного перерізу 0, 1, 2;

λ – коефіцієнт гідравлічного опору (тертя);
 L – товщина діафрагми;
 d – діаметр діафрагми;
 τ – коефіцієнт, представлений у вигляді графіка [2] та добре апроксимується залежностями:
 – при $L/d < 0,8$

$$\tau = -0,0914 \left(\frac{L}{d} \right)^4 - 1,2857 \left(\frac{L}{d} \right)^2 + 1,3311;$$

– при $0,8 < L/d < 2,0$

$$\tau = 0,2775 \left(\frac{L}{d} \right)^4 - 1,9695 \left(\frac{L}{d} \right)^3 +$$

$$+ 5,2265 \left(\frac{L}{d} \right)^2 - 6,2825 \left(\frac{L}{d} \right) + 2,9941;$$

– при $L/d > 2,0$

$$\tau = 0.$$

Для стислої рідини залежність (13) була приведена до виду (14) у припущенні того, що перший член залежності відображає падіння тиску на вході в канал, останній – на виході з каналу, а два члени враховують падіння тиску по довжині L потовщеної діафрагми

Вплив обертання каналу та поперечних потоків на гідравлічні опори каналів

У системах охолодження газових турбін часто зустрічаються отвори, вхід повітря в які і вихід із них відбувається за наявності поперечних потоків. Прикладами таких отворів є розвантажувальні отвори в дисках, монтажні зазори хвостових з'єднань лопаток турбін з дисками, отвори виходу повітря для організації плівкового охолодження.

Через важливість цієї проблеми для розрахунку систем охолодження роторів газових турбін багато років тому в Інституті технічної теплофізики (ІТТФ НАН України, м. Київ) та інших організаціях були проведені дослідження щодо вивчення впливу обертання на гідравлічний опір при течії повітря в монтажних зазорах хвостовиків лопаток з дисками турбін та розвантажувальних отворах у дисках. Ці дослідження проводилися як на експериментальних стендах, так і натурних газових турбінах. Тому, незважаючи на «старість» цих дослідів, вони не втратили своєї актуальності. На жаль, автори не могли виміряти на той час закрутку потоку повітря в дискових порожнинах, що призвело до неоднозначного розуміння результатів.

У книзі [1] результати представлені у вигляді залежностей для відношення гідравлічного опору каналу, що обертається ζ до гідравлічного опору стаціонарного каналу ζ_0 у функції відношення лінійної швидкості обертання диска на радіусі розташування каналу ωr до швидкості повітря в каналі u_a , тобто

$$\frac{\zeta}{\zeta_0} = f(K); K = \frac{\omega r}{u_a}.$$

Досліди, на які посилаються автори [1], проводилися:

1) На спеціальній обертовій моделі в ІТТФ НАН України визначався гідравлічний опір каналу при вході в нього потоку камери в статорі й виході в таку ж камеру (залежність (15) тут і V-59 у [1]);

2) на модельному роторі ТВТ ГТ-50-800 ХТГЗ і натурному роторі ТВТ ГТ-6-750 ТМЗ; принципово можливих у натурних ГТУ випадках:

– при вході повітря з камери в корпусі й виході в порожнину обертового ротора (для каналів діаметром 17,2 мм і довжиною $L/d = 3,5$, а також каналів довжиною близько $70L/d$) (залежність (16) тут і V-60 у [1]);

– при вході повітря з камери в роторі й виході в таку ж обертову камеру (для отворів діаметром 8 мм і довжиною $L/d = 1,4$, а також для каналів близько $70L/d$) (залежність (17) тут і V-61 у [1]);

– при вході повітря з порожнини в обертовому роторі й виході в нерухому камеру в статорі для отворів і каналів зазначених вище розмірів (залежність (18) тут і V-62 у [1]).

Вхідна та вихідна кромки у всіх каналах та отворах були гострими.

Експериментальні данні [1] були нами оцифровані та показані на рис. 3. Тут номер серії відповідає номеру залежності, які наведені нижче.

Автори [1] усі наведені данні узагальнили залежностями:

$$\frac{\zeta}{\zeta_0} = 1 + 0,6K + 0,082K^2 - 0,0024K^3, \quad (15)$$

$$\frac{\zeta}{\zeta_0} = 1 + 0,13K^2, \quad (16)$$

$$\frac{\zeta}{\zeta_0} = 1 - 0,075K + 0,085K^2, \quad (17)$$

$$\frac{\zeta}{\zeta_0} = 1 + 0,3K + 0,16K^2. \quad (18)$$

Проведемо аналіз цих експериментів.

Залежності (15) – (18) дають значний розкид коефіцієнтів впливу обертання на гідравлічний опір каналів, що обертаються, вісь обертання яких збігається з віссю каналів. Вочевидь, не всі чинники було враховано під час обробки дослідів.

Залежність (15) отримана для розвантажувальних отворів діаметром 20 – 30 мм в дисках товщиною 18 – 45 мм. Залежності (17), (18) отримані як для монтажних зазорів хвостових з'єднань, так і для коротких отворів. Проте експериментальні дані досить добре описуються єдиною залежністю

$\frac{\zeta}{\zeta_0} = f(K)$. Це свідчить про те, що гідравлічний опір тертя враховано при обробці експерименту вірно.

Залежність (15) отримана в досліді на експериментальній установці ІТТФ при подачі повітря в порожнину диска зі статора, тобто повітря тут було незакрученим. Таким чином, швидкість поперечного потоку по відношенню до входу в розвантажувальний отвір була рівна швидкості обертання диска і тому закрутка потоку $\beta = \frac{u_\phi}{\omega r}$ була

рівна одиниці. На виході з отвору лінійна швидкість обертання повітря дорівнювала швидкості обертання диска у цьому досліді, а також і всіх інших досліді. Але ж закрутка потоку у вихідній камері як правило менше ніж одиниця. Можна припустити, що у всіх досліді закрутка потоку була приблизна рівна 0,5 – 1,0.

Аналізуючи рис. 3 можна припустити, що розкид значень відносного гідравлічного опору між різними наборами даних, ймовірно, викликаний різними значеннями відносною до диску швидкістю повітря, яке обертається у камерах. Причому втрати повного тиску на вході у отвір зі збільшенням швидкості поперечного потоку повітря, можна припустити, привалюють над втратами тиску на виході з отвору. Тоді як аргумент у наведених залежностях повинна бути не швидкість обертання диска, а відносна до диску швидкість обертання повітря, тобто

$$K' = \frac{\bar{u}_\phi}{u_a} = \frac{(1-\beta)\omega r}{u_a},$$

де \bar{u}_ϕ – окружна швидкість повітря у першій камері.

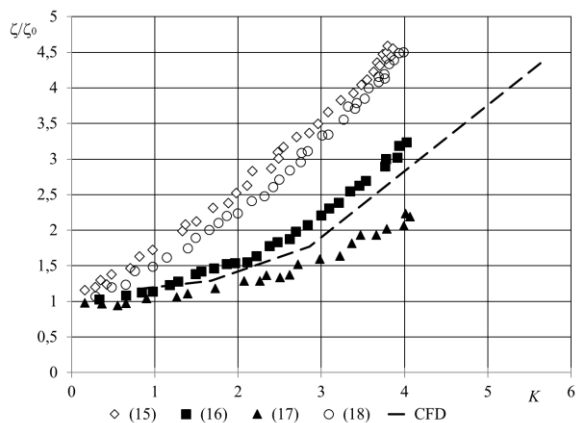


Рис. 3 – Збільшення гідравлічного опору каналу, що обертається

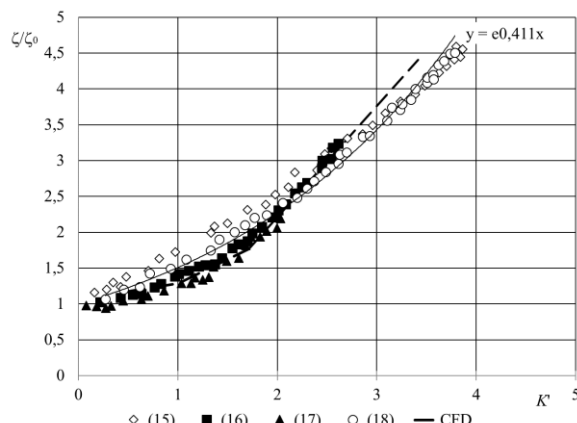


Рис. 4 – Узагальнення даних про збільшення гідравлічного опору каналів, що обертаються

Таблиця 1 – Значення коефіцієнта K' і значення закрутки потоку повітря у першій камері

Серія дослідів за номером залежності	Множник c для перетворення абсциси за залежністю $K' = cK = \frac{\bar{u}_\phi}{u_a}$	Передбачувана закрутка потоку β у першій камері
(15)	1	1
(16)	0,65	0,35
(17)	0,5	0,5
(18)	0,95	0,05

Залишаючи криву (15) без змін, для якої відносна швидкість у першій камері дорівнювалась швидкості обертання диску, були підібрані множники для значень K у інших дослідів таким чином, щоб усі експериментальні значення для стискалися в єдину криву лінію (рис. 4).

Значення коефіцієнта K' і значення закрутки потоку повітря у першій камері наведено у табл. 1.

У результаті цієї операції була отримана узагальнююча залежність

$$\frac{\zeta}{\zeta_0} = \exp\left(0,411 \frac{\bar{u}_\phi}{u_a}\right). \quad (19)$$

CFD модель 1

Для того, щоб бути впевненим у зроблених припущеннях, було виконано 3D CFD аналіз течії повітря в розвантажувальному отворі на досить простій моделі. Модель включала дві камери і циліндричний канал, що з'єднує їх, діаметром 3 мм і довжиною 30 мм. Нижня стінка камери 1 (подавальної камери) була використана для завдання вхідних умов: повних тиску і температури, нижня стінка приймаючої камери 2 була використана для вихідних умов, тобто для завдання статичного тиску. Циліндричний канал і стінки, що примикають до нього, переміщалися з деякою швидкістю, яку можна було інтерпретувати як лінійну швидкість обертання диска. Торцеві стінки «s» залишалися нерухомими, а на стінках моделі «a» були задані

умови періодичності. Була застосовано $k-\epsilon$ модель турбулентності, щільність розрахункової сітки біля стінок Y^+ мала необхідні значення.

Швидкість переміщення рухомих стін змінювалась у межах $u_\phi = \omega r = 80 - 400$ м/с, швидкість повітря в отворі становила 70 – 120 м/с. Число Рейнольдса в отворі було у всіх розрахунках більше ніж 10^5 . Закрутка потоку в подавальній камері 1, а також у камері 2 виявилася рівною $\beta = 0,5$, як це зазвичай має місце в порожнинах між диском, що обертається, і статором.

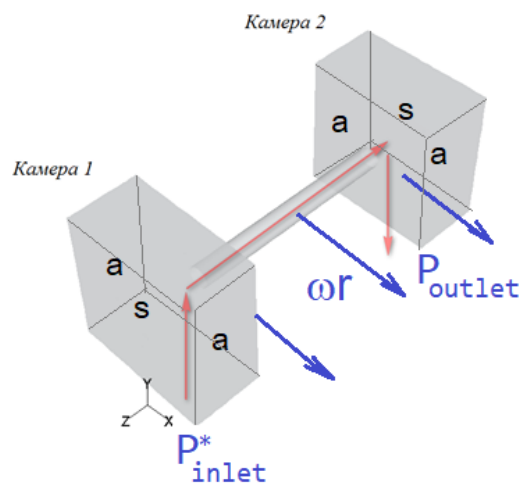


Рис. 5 – Розрахункова CFD модель для аналізу течії повітря через отвір у диску (модель 1)

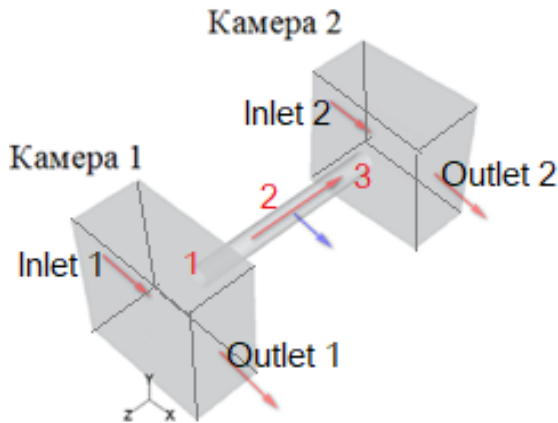


Рис. 6 – Розрахункова CFD модель для аналізу течії повітря через отвір у диску (модель 2):
1, 2, 3 – перетини каналу

Коефіцієнт гідравлічних втрат при течії між камерами $\frac{p_{inlet}^* - p_{outlet}^*}{0,5\rho u_a^2}$ нормований коефіцієнтом гідравлічних втрат при $\omega r = 0$ в залежності від параметра $K' = \frac{(1-\beta)\omega r}{u_a}$ дуже добре узагальнює експериментальні данні (рис. 4). Це підтверджує припущення, що у наведених опитах [1] закрутка повітря у камерах була різною і що правильний вибір параметра K' дозволяє усі експериментальні данні можуть бути зведені до єдиної залежності (19).

Вочевидь, що застосування (19) допустимо до значення $K' = 4 - 5$. При великих значеннях цього параметра гідравлічний опір різко збільшується, що може призвести до замикання каналу. Така ситуація можлива також при мінімальних значеннях швидкості повітря в каналі, тобто при співвідношенні повного тиску на вході в канал до статичного тиску на його виході трохи більше одиниці. Це також узгоджується з дослідями М. Gritsch [5], в яких коефіцієнт витрати отвору в цій області відносного тиску наближався до нуля при великих значеннях числа Маха поперечного потоку.

Результати досліджень течії стисливого середовища через отвори зазвичай представляють у вигляді коефіцієнта витрати. Причому отвір розташовується в стінці, як правило, під кутом менше ніж 90° . Докладне вивчення витратних характеристик отвору нахиленого до поверхні під кутом 30° було проведено М. Gritsch [5].

CFD модель 2

Залежність (19) відображає додаткові втрати повного тиску за рахунок поперечних потоків повітря на вході та виході з отвору. Для того щоб виявити вплив на втрати тиску окремо поперечного потоку на вході та окремо виході з отвору CFD модель (рис. 6) була перетворена. Кожна з камер мала власну подачу повітря через грані 1 і 2 моделі, на яких був заданим повний тиск та повна температура. На виходах із камер були задані значення статичного тиску. Тиск повітря в камері 1 був більшим, що забезпечувало перетікання повітря з камери 1 в камеру 2. Зміною тиску на виході з камер домагалися змін швидкостей в камерах. У результаті розрахунків були отримані усі необхідні параметри повітря для визначення коефіцієнта гідравлічного опору по довжині каналу, що з'єднує камери.

Падіння повного тиску на вході в канал та його виході визначалося як

$$\left. \begin{aligned} \Delta p_{inlet}^* &= p_1^* - (p_2^* + \Delta p_{1-2}^*); \\ \Delta p_{outlet}^* &= (p_2^* - \Delta p_{2-3}^*) - p_3^*, \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

де Δp_{1-2}^* , Δp_{2-3}^* – втрати повного тиску за рахунок тертя на першій і другій половині каналу;

p_1^* , p_3^* – повні тиски в камерах 1 та 2.

Коефіцієнти гідравлічних опорів знаходилися відповідно як

$$\zeta_{inlet} = \frac{\Delta p_{inlet}^*}{\frac{\rho_{1-2} u_{1-2}^2}{2}}; \quad \zeta_{outlet} = \frac{\Delta p_{outlet}^*}{\frac{\rho_{2-3} u_{2-3}^2}{2}}. \quad (21)$$

де індекси 1-2 і 2-3 показують що використовувалась середня величина на цих ділянках.

В результаті обробки результатів розрахунків були отримані графіки (рис. 7) зміни відносних коефіцієнтів гідравлічних опорів ζ/ζ_0 в функції відносної швидкості

$$K' = w/u,$$

де w – швидкість повітря в камерах;

u – швидкість в каналі.

Коефіцієнти гідравлічного опору входу та виходу з каналу за наявності поперечного потоку нормувався коефіцієнтом гідравлічного опору при його відсутності.

Швидкості повітря уздовж стінок варіювалися окремо у кожній камері у межах 1 – 150 м/с. Це дозволило отримати коефіцієнти гідравлічних втрат на вході і окремо на виході з каналу. Результати цих розрахунків показані на рис. 7. Видно, що гідравлічні втрати на вході зростають зі збільшенням швидкості w , а гідравлічні втрати на виході з каналу зменшуються.

Обидва коефіцієнти гідравлічних опорів змінюються за параболічним законом:

$$\frac{\zeta_{inlet}}{\zeta_{0,inlet}} = 1,5152 \left(\frac{w}{u}\right)^2 + 0,2569 \left(\frac{w}{u}\right) + 1,0988; \quad \frac{\zeta_{outlet}}{\zeta_{0,outlet}} = -0,4836 \left(\frac{w}{u}\right)^2 + 0,0893 \left(\frac{w}{u}\right) + 0,7711. \quad (22)$$

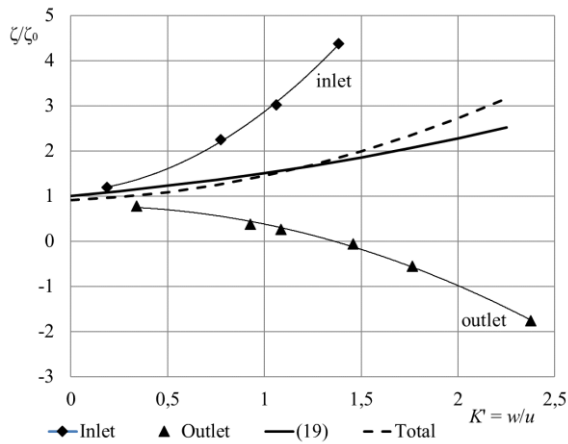


Рис. 7 – Залежність відносного коефіцієнту гідравлічного опору від K'

Однак збільшення швидкості поперечного потоку повітря на вході в канал збільшує втрати повного тиску внаслідок інтенсифікації відривних явищ. Навпаки, зростання швидкості поперечного потоку повітря на виході зменшує гідравлічний опір. Складається оманливе враження, що поперечний потік на виході позитивно впливає на пропускну здатність отвору. Однак, це не так. Справа в тому, що зростання швидкості поперечного потоку збільшує динамічну компоненту повного тиску на виході з камери 2 і падіння повного тиску на цій ділянці може стати негативним. Негативний вплив поперечного потоку на виході з каналу стає очевидним, якщо розрахувати коефіцієнт витрати для випадку, коли на вході супутній потік відсутній (рис. 8). Видно, що зі зростанням числа Маха поперечного потоку коефіцієнт витрати знижується.

$$C_d = \frac{G}{A \sqrt{\frac{2k}{k-1} \rho_1^* P_1^* \left(\frac{2}{\varepsilon^k} - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}} \right)}}$$

На рис. 7 також наведено зіставлення залежності (19) зі загальним відносним коефіцієнтом гідравлічних втрат (*Total*), отриманим CFD розрахунках моделі 2. Видно дуже добрий збіг цих кривих, що свідчить про допустимість застосування (19) у розрахунках систем охолодження газових турбін.

Резюмуючи можна сказати, що аналіз течії на моделі 2 дозволив якісно оцінити вплив супутніх потоків на втрати повного тиску на вході каналу і втрати на виході з каналу. Однак ці результати потребують додаткового обґрунтування з використанням теорії аеродинамічної подоби. Проте було

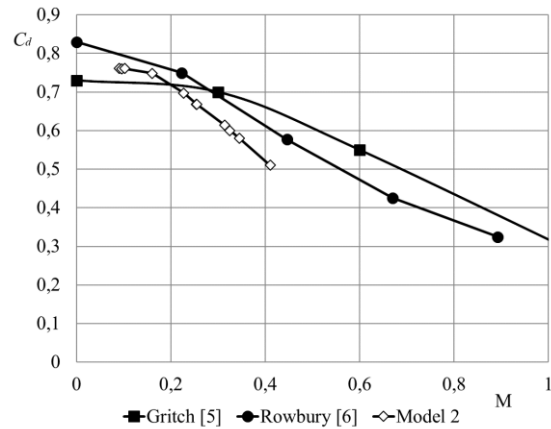


Рис. 8 – Зменшення коефіцієнту втрати зі зростом числа Маха супутнього потоку на виході з отвору

зроблено спробу зіставити результати цього дослідження з результатами інших авторів.

Висновки

1 Розрахунок систем охолодження газових турбін ґрунтується на аналізі гідравлічних мереж для нестислих рідин. Це робить необхідним визначати параметри повітря під час проходження каналів систем охолодження та його теплової взаємодії з деталями турбін.

2 Експериментальні дані щодо гідравлічних опорів у різних формах каналів, були отримані при низьких значеннях числа Маха. Тому їх використання у реальних умовах газових турбін вводить поправку на коефіцієнт гідравлічного опору.

3 Функціонування систем охолодження визначається значною мірою гідравлічними опорами у різних отворах, ущільненнях, каналах малого прохідного перерізу.

4 Поперечний потік повітря на виході з отвору і при вході в нього значно змінює гідравлічний опір отворів розвантажувальних в турбінах, монтажних зазорах між хвостовиками лопаток і дисками. Для врахування впливу поперечного потоку у цих ситуаціях рекомендується використовувати узагальнюючу залежність (19).

Список литературы

1. Швец, И. Т. Воздушное охлаждение деталей ГТ / И. Т. Швец, Е. П. Дыбан. – Киев : Наукова думка, 1974. – 487 с.
2. Идельчик, И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик. – Машиностроение, 1992. – 672 с.
3. Тарасов, А. И. Расходные характеристики отверстий, применяемых в системах охлаждения газовых турбин //

- А. И. Тарасов, О. А. Литвиненко, И. А. Михайлова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2017. – № 10(1232). – С. 53–59. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line). – DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2017.10.07>.
- Sultanian, Bijay K. Gas turbines: internal flow systems modeling / Bijay K. Sultanian. – New York : Cambridge University Press, 2018. – ISBN 978-1-107-17009-4 (Hardback).
 - Gritsch M., Schulz A., Wittig S. Effect of Cross Flows on the Discharge Coefficient of Film Cooling Holes With Varying Angles of Inclination and Orientation / M. Gritsch, A. Schulz, S. Wittig // Journal of Turbomachinery. – 2001. – Vol. 123, Is. 4. – P. 781–787. – DOI: <https://doi.org/10.1115/1.1397306>.
 - Rowbury D. A. A Method for Correlating the Influence of External Crossflow on the Discharge Coefficients of Film Cooling Holes / D. A. Rowbury, M. L. G. Oldfield, G. D. Lock // Journal of Turbomachinery. – 2001. – Vol. 123, Is. 2. – P. 258–265. – DOI: <https://doi.org/10.1115/1.1354137>.
 - Макгрихан. Расходные характеристики утолщенных диафрагм со скругленной входной кромкой при закрутке потока / Макгрихан // Современное машиностроение. – 1989. – Серия А, № 4. – С. 141–146.
 - Тарасов, А. И. Расчет гидравлических сетей с учетом сжимаемости теплоносителя / А. И. Тарасов, Чан Конг Шанг // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2010. – № 3. – С. 92–101. – ISSN 2078-774X.
 - Idelchik, I. E. (1992), *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivlenijam* [Reference book on hydraulic resistance, Mechanical engineering].
 - Tarasov, A. I., Lytvynenko, O. A. and Myhaylova, I. A. (2017), “Metering Characteristics of the Openings Used for the Cooling Systems of Gas Turbines”, *Bulletin of NTU “KhPI”. Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1232), pp. 52–58, ISSN 2078-774X, <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2017.10.07>.
 - Sultanian, Bijay K. (2018), *Gas turbines: internal flow systems modeling*, Cambridge University Press, New York, ISBN 978-1-107-17009-4 (Hardback).
 - Gritsch M., Schulz A., Wittig S. (2001), “Effect of Cross Flows on the Discharge Coefficient of Film Cooling Holes With Varying Angles of Inclination and Orientation”, *Journal of Turbomachinery*, vol. 123, is. 4, pp. 781–787, <https://doi.org/10.1115/1.1397306>.
 - Rowbury D. A., Oldfield M. L. G., Lock G. D. (2001), “A Method for Correlating the Influence of External Crossflow on the Discharge Coefficients of Film Cooling Holes”, *Journal of Turbomachinery*, vol. 123, is. 2, pp. 258–265, <https://doi.org/10.1115/1.1354137>.
 - McGreehan, W. F. (1989), “Rashodnye harakteristiki utolshhennykh diafragm so skruglennoy vhodnoy kromkoj pri zakrutke potoka [Flow Characteristics of Long Orifices With Rotation and Corner Radiusing]”, *Modern machine building*, Series A, No. 4, pp. 141–146.
 - Tarasov A. I. and Tran Cong Sang (2010), “Hydraulic Networks Modeling With Compressibility Heat Carrier”, *Bulletin of NTU “KhPI”. Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 3, pp. 92–101, ISSN 2078-774X.

References (transliterated)

- Shvec, Y. T. and Dyban, E. P. (1974), *Vozdushnoe ohlazhdenie detalej GT* [Air cooling of gas turbine parts, Scientific thought], Kiev, Ukraine.

Надійшла (received) 18.05.2023

Відомості про авторів / About the Authors

Тарасов Олександр Іванович (Tarasov Aleksandr) – доктор технічних наук, професор, професор кафедри турбінобудування, Харків, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна; alx.tarasov@gmail.com.

Литвиненко Оксана Олексіївна (Lytvynenko Oksana) – кандидат технічних наук, доцент; професор кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0182-2255>.

Михайлова Ірина Олександрівна (Myhaylova Irina) – кандидат технічних наук, доцент; доцент кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна; e-mail: myhaylovai@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1857-0787>.

Ісмаїлов Владислав Олександрович (Ismailov Vladyslav) – аспірант кафедри турбінобудування; Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: ismailov935@gmail.com.

Науменко Світлана Петрівна (Naumenko Svetlana) – старший викладач кафедри турбінобудування; Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: svitlana.naumenko@khi.edu.ua; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2825-8199>.