

І. І. ПЕТУХОВ, А. В. КОВАЛЬОВ, Т. П. МИХАЙЛЕНКО*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна***МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ
У ПОВІТРЯНО-КРАПЕЛЬНОМУ ПОТОКУ КАМЕРИ ПІДШИПНИКА ГТД**

Газорідинний потік у камері підшипника (КП) ГТД реалізується внаслідок взаємодії повітря наддування та оливи, що подається для змащування та охолодження вузлів тертя. Складний характер руху потоку визначається не тільки геометрією КП, а також наявністю елементів, що обертаються, способом подавання оливи й відведення потоку. Найбільш важливим для інженерної практики результатом моделювання потоку в КП є визначення коефіцієнта тепловіддачі до внутрішньої стінки. Різноманітність факторів, що впливають, викликає складності навіть на етапі формування цілісної математичної моделі процесу, яка дозволяє визначити цей коефіцієнт. У результаті використовуються підходи, що істотно різняться – від тривимірного CFD-моделювання гетерогенного потоку до використання критеріального рівняння, що формально враховує вплив на теплопередачу геометричних і режимних параметрів. При першому підході потрібні значні обчислювальні ресурси та виникають певні труднощі при визначенні початкових та граничних умов, особливо за параметрами крапель. Гомогенні моделі децю спрощують завдання, у тому числі при формулюванні граничних умов. Однак усі ефекти впливу діаметра крапель нівелюються. В обох випадках час розрахунку великий, а результати CFD-моделювання потребують вибіркової експериментальної перевірки. Тому використовувати виключно такий підхід для інженерних завдань, а також узагальнення дослідних даних у широкому діапазоні режимних параметрів проблематично. У разі використання критеріального рівняння розрахункові процедури є максимально простими. Однак безрозмірні комплекси не впливають із базових рівнянь механіки гетерогенних середовищ і не враховують ефектів міжфазової взаємодії при теплопередачі в КП. Тому можливість використання запропонованих кореляцій для інших геометрій КП, умов подачі оливи та повітря в камеру також потребують експериментального підтвердження. Це робить проблематичним використання подібних кореляцій на етапі проектування КП та оливної системи загалом. Перевагу для інженерної практики має підхід, коли термодинамічні процеси в КП описуються на базі випробуваних рівнянь механіки гетерогенних середовищ із переходом до двовимірної задачі за рахунок опосередкування параметрів фаз уздовж осі. Таке осереднення обґрунтоване тим, що основним переносником теплоти з ядра до внутрішньої стінки КП є радіальний потік крапель. Зважаючи на малу об'ємну частку крапель, для моделювання двофазного потоку в ядрі КП використовується підхід Лагранжа. Параметри крапель уздовж траєкторії розраховуються з урахуванням взаємодії з повітрям, поле швидкості якого визначається з урахуванням геометрії КП, витрати через ущільнення та частоти обертання вала. У цьому випадку можна врахувати не тільки полідисперсність крапель, але також ефекти відбиття первинних крапель, утворення та рух вторинних крапель при формуванні пристінкової оливної плівки, термічний опір якої безпосередньо впливає на величину внутрішнього коефіцієнта тепловіддачі.

Ключові слова: камера підшипника; ГТД; двофазний потік; моделювання.

Вступ

Багатофазний потік у камері підшипника ГТД є неминучим результатом способу герметизації масляної порожнини шляхом наддування повітрям відповідних ущільнень. Порівняно з однофазним він характеризується значно більшою кількістю факторів, що впливають, і можливістю реалізації суттєво різних режимів течії [1]. При цьому універсальної моделі, що дозволяє описувати всі можливі режими, немає.

Залежно від підходу моделі багатофазних середовищ поділяються на Лагранжеві та Ейлерові. У складі пакету ANSYS [2] представлено обидва підходи. Найбільш точно процеси в багатофазному по-

тоці постійної структури визначає гетерогенна модель Eulerian, що враховує нерівноважність дотичних фаз. У той самий час ця модель є найвитратнішою за обчислювальними ресурсами, оскільки рівняння нерозривності, імпульсу та енергії записуються для кожної фази.

У гомогенній моделі Ейлера VOF [2] швидкості та температури фаз вважаються однаковими. Рівняння збереження записуються для суміші загалом, а їхня кількість є значно меншою. Крім того, спрощується процедура формулювання граничних умов для рідкої фази. Однак реальні ефекти міжфазової взаємодії, пов'язані зокрема з розмірами дисперсних частинок та умовами їх осадження на стінку, модель VOF не враховує.

При розрахунку процесів у камері підшипника (КП) обидві ці моделі зазвичай комбінуються з моделлю пристінної плівки рідини EWF [2]. У такому поєднанні процес обчислень прискорюється, однак і в цьому випадку час розрахунку одного режиму є надзвичайно великим, а результати розрахунку потребують вибіркового експериментального підтвердження [3]. Тому використання виключно такого підходу для розв'язання інженерних задач, а також узагальнення дослідних даних у широкому діапазоні режимних параметрів, є проблематичним.

Найбільш важливим для інженерної практики результатом моделювання потоку КП є визначення коефіцієнта тепловіддачі до внутрішньої стінки. Для однофазного потоку в подібних випадках широко використовуються рівняння подібності з критеріями Рейнольдса та Прандтля в якості аргументів.

Такий підхід автори [4] застосували і для двофазного потоку при узагальненні експериментальних даних для КП спрощеної геометрії. Критерій Прандтля при цьому не використовувався. Число Нуссельта при визначенні осередненого коефіцієнта тепловіддачі було виражено як функцію трьох критеріїв Рейнольдса, що роздільно визначають вплив частоти обертання вала, витрат оливи та повітря.

Вигляд зазначених критеріїв не впливає з аналізу рівнянь руху та енергії, що описують фізичні процеси в оливоповітряному потоці. У цьому випадку ці критерії лише формально представляють у безрозмірній формі режимні фактори, що реально впливають на коефіцієнт тепловіддачі. Тому можливість використання кореляції [4] для іншої геометрії КП та інших умов подавання оливи потребує верифікації на досить широких експериментальних даних. Це робить проблематичним використання подібних кореляцій на етапі проектування КП та оливосистеми загалом.

Для нерівноважних газорідних потоків зі змінною структурою, що реалізуються в КП, навіть цілком коректне застосування класичних прийомів теорії подібності не може дати достовірне та універсальне критеріальне рівняння. Порівняно з однофазним потоком тут збільшується не тільки кількість рівнянь, а й число членів у них, з'являються ефекти міжфазової взаємодії, що залежать від структури двофазного потоку, що змінюється в об'ємі КП. У результаті кількість безрозмірних комплексів багаторазово зростає, а їхній функціональний зв'язок ускладнюється.

1. Постановка задачі

Переважає для інженерної практики є підхід, коли термодинамічні процеси в КП, що визначають

перенесення теплоти до внутрішньої стінки, описуються на основі випробуваних рівнянь механіки гетерогенних середовищ. При цьому питання вибору математичної моделі, числових методів та програмних засобів повинні вирішуватись із урахуванням необхідних обчислювальних ресурсів та змінення структури двофазного потоку в розрахунковій області. Обґрунтування такого вибору є основною метою даної роботи.

2. Модель течії газокраплинного потоку

Двофазний потік, що обертається, в ядрі камери підшипника формується в результаті зриву і відбиття в повітряне середовище первинних оливних включень (плівок і крапель) з обертових елементів: вала, сепаратора й внутрішньої обойми підшипника. Їхній подальший рух до осадження на стінку визначається взаємодією з потоком повітря та дією сили тяжіння. Тонкі оливні плівки при потраплянні в повітряний потік подрібнюються на краплі. Крім розмірів та швидкості краплі розрізняються також початковою температурою, яка у крапель, утворених на виході з підшипника, є вищою внаслідок тепловиділення [5]. При осадженні на стінку можливі як процеси часткового відбиття первинних крапель, так і розбрикування вже сформованої оливної плівки з утворенням вторинних крапель, які потрапляють у повітряний потік і взаємодіють з ним (рис. 1). У процесі взаємодії змінюється також і температура крапель. Причому внаслідок розвиненої міжфазової поверхні та зниження термічної нерівноважності фаз внесок повітря в змінення температури оливи в ядрі потоку є значно вищим, ніж на межі повітря-плівка.

Значення коефіцієнта тепловіддачі на цій межі можна оцінити, використовуючи результати [6] для течії в кільцевому каналі при обертанні внутрішнього циліндра з кутовою швидкістю ω . Режим течії визначається значенням числа Тейлора

$$Ta = \frac{\omega}{\nu} r_{sh}^{1/2} \delta_{ch}^{3/2}, \quad (1)$$

де δ_{ch} – величина кільцевого проміжку між корпусом КП та внутрішнім циліндром радіусом r_{sh} ;

ν – кінематична в'язкість середовища.

Результати розрахунків для умов експериментів [4] представлені в таблиці 1. При всіх частотах обертання і для повітря, і для оливи в кільцевому проміжку реалізується турбулентний режим течії ($Ta \geq 400$). Коефіцієнт тепловіддачі для повітря в усіх випадках є значно нижчим від експериментального середнього значення для КП [4] (див. рядки 4 і 8).

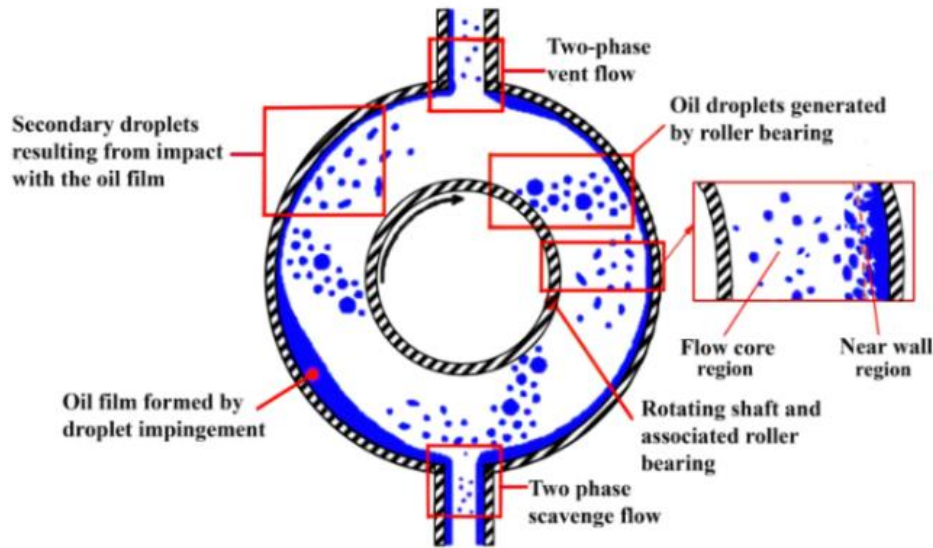


Рис. 1 Структура багатозфазного потоку в камері підшипника [3]

При цьому для чисто оливної течії коефіцієнти тепловіддачі є якісно ближчими до отриманих в [4].

Таблиця 1

Коефіцієнт тепловіддачі
в кільцевому проміжку та КП, Вт/(м²*К)

n, об/хв					
4000	8000	10000	12000	15000	20000
Повітря, Pr = 0,7					
33,5	53,1	61,7	69,6	80,8	97,9
Масло jet-2, Pr = 40.3					
2144	3403	3949	4459	5175	6269
Повітря-олива в секції 2 КП [4]. Витрата оливи 100 л/х, повітря 13 г/с.					
1464	1866	2017	2150	2325	2571

Таким чином, вирішальну роль у процесі перенесення теплоти від ядра потоку до межі оливної плівки грають краплі, а основний внесок у тепловий опір внутрішнього теплообміну дає оливна плівка. У той же час процес її формування визначається параметрами крапель, що осаджуються. Тому повітря, як суцільна фаза в центральній частині потоку, значно впливає на процес теплоперенесення за рахунок міжфазової взаємодії з краплями, перш за все, гідродинамічної.

Результат такої взаємодії суттєво залежить від розміру крапель. Тому гомогенні моделі середовища, які не враховують цей фактор, можуть давати неточні результати, що відповідають гранично малим розмірам крапель. Враховуючи це, а також значний час розрахунку при CFD-моделюванні тривимірних задач, інтерес представляє двовимірна модель газорідного потоку в камері підшипника. Додатковим аргументом на її користь є той факт, що визначальними в

КП є процеси перенесення в радіальному напрямку.

Незважаючи на близькі значення витрат фаз, об'ємна частка крапель у центральній частині потоку є дуже малою. Тому при моделюванні можна використовувати підхід Лагранжа. У його рамках можна врахувати не тільки полідисперсність крапель, але й ефекти відбиття первинних крапель, утворення, рух і параметри вторинних крапель при формуванні плівки.

Така деталізація стає можливою не тільки через незначну об'ємну частку крапель і слабкий їх вплив на поле швидкості повітря в ядрі потоку. Зменшується час обчислень унаслідок переходу до двовимірної моделі. Ще більший ефект у цьому напрямку дає спрощення опису поля швидкості повітря в камері підшипника, яке визначається з урахуванням геометрії КП, витрати через ущільнення та частоти обертання вала.

Параметри крапель уздовж траєкторії визначаються з урахуванням міжфазової взаємодії з повітрям, поле швидкості якого не залежить від руху частинок. Водночас водяні еквіваленти фаз є досить близькими одне до одного, тому враховувати зміну температури повітря вздовж траєкторії необхідно.

Вибір концепції моделювання визначає й інші припущення:

- краплі є сферичними, їх діаметр уздовж траєкторії не змінюється;
- через незначне змінення температури та тиску густина кожної фази в камері підшипника не змінюється;
- температура повітря за рахунок міжфазового теплообміну змінюється лише за радіусом КП;
- масообміном між фазами нехтуємо;
- краплі під час руху не обертаються, тому сила

Магнуса-Жуковського відсутня;

– через значно меншу густину газової фази силами Архімеда та приєднаних мас нехтуємо;

– зважаючи на малу об'ємну частку крапель, вкладом сили тертя об стінки каналу в рівнянні руху краплі нехтуємо.

З урахуванням уведених припущень рівняння руху краплі запишемо як

$$m_d \frac{d\vec{V}_d}{dt} = \vec{F}_{d\mu} + \vec{F}_{dg}, \quad (2)$$

де маса краплі

$$m_d = \frac{1}{6} \pi d_d^3 \rho_e, \quad (3)$$

сила аеродинамічного опору краплі

$$\vec{F}_{d\mu} = \frac{1}{8} C_D \pi d_d^2 \rho_g V_{12}^2 \frac{\vec{V}_{12}}{V_{12}}, \quad (4)$$

сила тяжіння, що припадає на одну краплю,

$$\vec{F}_{dg} = m_d \cdot \vec{g}, \quad (5)$$

відносна швидкість фаз

$$\vec{V}_{12} = \vec{V}_a - \vec{V}_d, \quad (6)$$

де \vec{V}_d, ρ_e – швидкість та густина рідини краплі;

d_d – її діаметр;

ρ_a – густина повітря;

C_D – коефіцієнт аеродинамічного опору краплі.

Змінення температури краплі під час руху вздовж траєкторії без урахування радіаційного теплообміну запишемо у вигляді

$$m_d c_{p\ell} \frac{dT_d}{dt} = h_{cd} A_d (T_a - T_d). \quad (7)$$

Тут $c_{p\ell}$ – теплоємність оливи;

T_a – температура повітря вдалині від краплі (поза прикордонним шаром);

T_d – середньомасова температура краплі. Площа міжфазової поверхні

$$A_d = \pi d_d^2 \quad (8)$$

визначається для сферичної краплі, міжфазовий коефіцієнт теплопередачі

$$h_{cd} = (1/h_{cda} + 1/h_{cdd})^{-1} \quad (9)$$

ураховує внутрішній термічний опір краплі ($1/h_{cdd}$) [1].

Для розрахунку коефіцієнта зовнішньої тепловіддачі сферичної краплі h_{cda} використовуються співвідношення

$$h_{cda} = \frac{k_a Nu_d}{d_d}, \quad (10)$$

де Nu_d – число Нуссельта для краплі j -го ансамблю, яке визначається прийнятою моделлю обтікання частинок [1, 2];

k_a – коефіцієнт теплопровідності повітря.

При розрахунку зміни температури повітря площа міжфазової поверхні в одиниці об'єму суміші для сферичних монодисперсних частинок j -го ансамблю визначається як

$$A_j = 6\alpha_d/d_d. \quad (11)$$

При двовірній моделі течії в ядрі потоку використання моделі плівки EWF є неможливим [3]. У сукупності з витратами обчислювальних ресурсів при CFD-моделюванні та неможливістю апроксимації тривимірної течії це робить доцільним спрощений опис двовимірного (за радіусом та кутовою координатою) поля швидкості повітря в КП шляхом суперпозиції течій. Для цього може використовуватися як метод потенціалу швидкості, так і його комбінація з математичним описом руху в'язкої рідини. Причому суворе забезпечення умови непроникності на стінці корпусу камери не є обов'язковим, тому що при описі руху оливної плівки внесок сили зсуву на межі з повітрям є малим, а при її визначенні розглядається лише колова складова швидкості [2].

Для будь-якого з підходів має бути враховано вплив на поле швидкості повітря частоти обертання вала та витрати через ущільнення. У цій роботі перший із факторів ураховує окружна швидкість повітря, яка визначається для течії в кільцевому каналі при обертанні внутрішнього циліндра (вала) [6]. Для ламінарної течії Тейлора-Куетта її профіль (крива 1 на рис. 2) знаходиться з аналітичного розв'язку рівняння Нав'є-Стокса з урахуванням граничної умови прилипання на внутрішньому та зовнішньому циліндрах.

У разі КП, коли обертається лише внутрішній циліндр (вал), цей вираз із точністю до позначень має вигляд

$$u = \frac{\omega r_{sh}^2}{r_{ch}^2 - r_{sh}^2} (r_{ch}^2/r - r). \quad (12)$$

Тут

$$u_{sh} = \omega r_{sh}, \quad \bar{r} = \frac{r - r_{sh}}{r_{ch} - r_{sh}}, \quad (13)$$

r_{ch}, r_{sh} – радіуси, відповідно, внутрішньої стінки корпусу КП і вала.

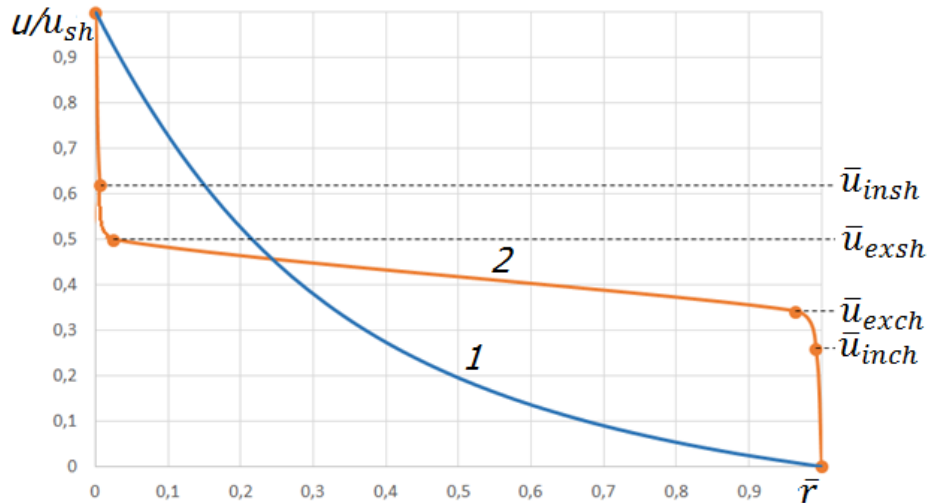


Рис. 2. Колова швидкість повітря в кільцевому проміжку з внутрішнім циліндром, що обертається: 1 – ламінарна течія Куетта; 2 – турбулентна течія

Для розвинутої турбулентної течії колова швидкість також залежить тільки від радіальної координати, але її профіль, залишаючись автотомельним, істотно відрізняється від ламінарного (крива 2 на рис. 2). У ядрі потоку розглядається потенційна вихрова течія [6], для пристінкової області використовується класична двошарова апроксимація [2, 7]: «в'язкий підшар + логарифмічний розподіл» з універсальними безрозмірними профілями:

$$\bar{u} = \bar{y} \quad (14)$$

для ламінарної та

$$\bar{u} = \frac{1}{\kappa} \ln \bar{y} + \chi \quad (15)$$

для турбулентної частин. Безрозмірні параметри визначаються на основі класичного підходу [2, 7 та ін.] з використанням динамічної швидкості на поверхні вала та внутрішній стінці корпусу КП.

Кожна з констант у правій частині (15) змінюється у відносно невеликому діапазоні. Коефіцієнт пропорційності κ для турбулентного змішування в більшості моделей є близьким до 0,4. Константа χ визначається вибором безрозмірної координати \bar{y}_{in} «зрощування» в'язкого й логарифмічного прикордонних шарів. У даному разі вона дорівнює 5,45. З урахуванням викладеного визначаються відповідні координати меж прикордонного шару та значення швидкості на них (див. \bar{u}_{insh} , \bar{u}_{exsh} , \bar{u}_{exch} , \bar{u}_{inch} на рис. 2). Отриманий профіль колової швидкості враховує геометрію кільцевого простору КП та внесок обертання вала.

Наявність радіальної складової швидкості пов'язана з відбором потоку у вентиляційну та відкачувальну магістралі. На усталеному режимі загальна витрата повітря в них дорівнює витраті через ущільнення. Тому за будь-якого способу опису локальні значення радіальної складової швидкості повітря будуть пропорційними цій витраті.

Якщо, як і в роботі [4], визначити середні значення внутрішнього коефіцієнта тепловіддачі, то можна розглядати модель, у якій повітря рівномірно відводиться по всьому периметру внутрішньої стінки корпусу КП (модель пористої стінки). У цьому випадку розрахунок радіальної складової для повітря є досить простим:

$$w_a = w_{ash} \frac{r_{sh}}{r}, \quad (16)$$

де радіальна швидкість на поверхні вала

$$w_{ash} = \frac{\dot{m}_a}{2\pi r_{sh} b \rho_a}, \quad (17)$$

b – ширина камери.

Такий підхід найбільш просто враховує внесок витрати повітря, а модуль вектора швидкості повітря змінюється лише за радіусом. Це значно спрощує розрахунок траєкторій крапель. Можуть використовуватися й складніші моделі радіального потоку, що враховують стікання повітря у вентиляційну та відкачувальну магістралі.

У межах прийнятої моделі радіального перенесення теплоти поле температур повітря можна розглядати як вісесиметричне. Змінення температури повітря за радіусом визначається результуючим тепло-

вим потоком від крапель, що знаходяться в об'ємі, обмеженому кільцевим простором шириною dr . У цьому випадку для сталого режиму

$$\alpha_a \rho_a w_a c_{pa} \frac{dT_a}{dr} = \sum_{j=1}^m Q_{daj} . \quad (18)$$

Тут радіальна швидкість повітря (16) є пропорційною до його витрати через відповідне лабіринтове ущільнення;

ρ_a, c_{pa} – густина та теплоємність повітря;

α_a – його об'ємна частка у кільцевому просторі шириною dr .

Результуючий тепловий потік у правій частині (18) складається з теплового потоку, відведеного від усіх m ансамблів крапель на ділянці dr . При цьому питомий (на одиницю об'єму суміші) міжфазовий тепловий потік для j -го ансамблю

$$Q_{daj} = \frac{1}{2\pi} \sum_{k=1}^n Q_{dajk} \Delta\theta_k \quad (19)$$

розраховується з урахуванням його змінення по колу.

Об'ємна частка крапель j -го ансамблю

$$\alpha_{dj} = \frac{1}{2\pi} \sum_{k=1}^n \alpha_{dj k} \Delta\theta_k , \quad (20)$$

а всіх крапель

$$\alpha_d = \sum_{j=1}^m \alpha_{dj} . \quad (21)$$

Об'ємна частка суцільної фази (повітря) у кільцевому просторі

$$\alpha_a = 1 - \alpha_d . \quad (22)$$

Отримані співвідношення дозволяють визначити зміну температури повітря (18) на ділянці dr . Його початкова температура (на валу) вважається рівною температурі на вході до КП.

Для контролю точності обчислення температур фаз при досягненні краплями пристінкової області можна зіставити сумарний міжфазовий тепловий потік, розрахований по зміненні температур фаз, з тим, що відповідає досягненню температурної рівноваги. Рівноважна температура визначається за питомою ентальпією суміші в КП

$$h_m = h_l Y + h_a (1 - Y) + Q_{br} / (\dot{m}_l + \dot{m}_a), \quad (23)$$

обчисленої з урахуванням тепловиділення Q_{br} у підшипнику [5]. Тут масова частка оливи

$$Y = \frac{\dot{m}_l}{\dot{m}_l + \dot{m}_a}, \quad (24)$$

де \dot{m}_l і \dot{m}_a – масові витрати, а h_l і h_a – ентальпії оливи та повітря на вході до КП.

На межі розрахункової області розглядаються два потоки первинних крапель: від підшипника та від вала. Краплі від вала формуються в результаті аеродинамічного дроблення включень оливи, що подається під ущільнення. Їхній діаметр визначається критичним значенням числа Вебера. Саме це значення для моделі має визначатися з урахуванням дослідницьких даних, а теоретично дорівнює 2π [1].

Силу аеродинамічного опору визначає швидкість повітря наддування на вході до камери підшипника й початкова швидкість крапель, пропорційна до колової швидкості вала в місці контакту з ним струменя оливи, що надходить з форсунки. Початкова температура цих крапель відповідає температурі оливи на вході до форсунки.

Початковий діаметр крапель, що надходять від підшипника, також визначається умовами аеродинамічного подрібнення. Проте значення характерної відносної швидкості тут є іншим. Унаслідок тепловиділення в підшипнику відрізняється також початкова температура крапель.

Висновки

Запропоновано двовимірну модель газорідного потоку в КП ГТД, яка в певному сенсі є компромісом між тривимірною гетерогенною моделлю Eulerian [2], що вимагає значних обчислювальних ресурсів, та критеріальними співвідношеннями [4], що формально узагальнюють конкретні експериментальні дані з теплопередачі. В якості базових рівнянь, у моделі використовуються класичні рівняння механіки гетерогенних середовищ і метод Лагранжа для повітряно-краплинного потоку в центральній частині КП. Але опис поля швидкості повітря та умов формування первинних крапель виконано за певних спрощень. Це зроблено не тільки з метою прискорення обчислень, а й через значну невизначеність окремих граничних умов, наприклад, при утворенні крапель. Зазначені спрощення не суперечать базовим законам мірностям відповідних процесів, що допускає їх коригування в процесі ідентифікації моделі.

Показано, що вплив міжфазового обміну в повітряно-крапельному потоці на коефіцієнт теплопередачі до внутрішньої стінки КП обумовлено, головним чином, гідродинамічною взаємодією, що визначає параметри крапель в області формування масляної пристінкової плівки. Термічний опір плівки, пов'язаний з режимом її течії та властивостями стінки, без-

посередньо впливає на величину внутрішнього коефіцієнта тепловіддачі.

Основним переносником теплоти з ядра до внутрішньої стінки КП є радіальний потік крапель. Внесок міжфазового теплообміну у цій частині потоку проявляється в зміні температури крапель. Їхня середньомасова температура при осадженні на плівку визначає температуру незбуреного потоку біля стінки КП, яка використовується при розрахунку щільності теплового потоку. Її значення є близьким до рівноважної температури, обчисленої за питомою ентальпією суміші в КП з урахуванням тепловиділення в підшипнику.

Незалежно від підходу при моделюванні теплоперенесення, в КП доцільно розділяти розрахунковий простір з виділенням пристінної плівки та повітряно-краплинного потоку в центральній частині. При тривимірному CFD-моделюванні гетерогенного потоку для визначення внутрішнього коефіцієнта тепловіддачі може застосовуватися ізотермічна модель. У цьому випадку для розрахунку щільності теплового потоку як температура поблизу стінки може використовуватися зазначена вище рівноважна температура суміші.

Запропонована модель дозволяє врахувати основні фактори, що впливають на теплопередачу в КП, включаючи полідисперсність та відмінність температур первинних крапель у зоні їх утворення. Зважаючи на малий час розрахунку можна детально дослідити внесок кожного з факторів і поелементно ідентифікувати модель за результатами більш детального моделювання та шляхом зіставлення розрахункових та дослідних даних.

Література

1. Нигматулин, Р.И. *Основы механики гетерогенных сред [Текст]* / Р.И. Нигматулин. - Москва: Наука, 1978. – 336 с.
2. ANSYS Fluent Theory Guide 2020R1.
3. *Study of Oil Film Heat Transfer in Gas Turbine Engine Bearing Chamber [Text]* / I. Petukhov, T. Mykhailenko, O. Lysytsia, A. Kovalov // *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2021; June 7 – 11, 2021*,

Virtual, Online; GT2021-58964. – 11 с. DOI: 10.1115/GT2021-58964.

4. Busam, S. *Internal bearing chamber wall heat transfer as a function of operating conditions and chamber geometry [Text]* / S. Busam, A. Glahn, S. Wittig // *J. Eng. Gas Turbines Power. – 2000. – Vol. 122, iss. 2. – P. 314-320. DOI: 10.1115/1.483209.*

5. Демидович, В. М. *Исследование теплового режима подшипников ГТД [Текст]* / В. М. Демидович, - М.: Машиностроение, 1978. – 171 с.

6. Щукин, В. К. *Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил [Текст]* / В.К. Щукин, - М.: Машиностроение, 1970. – 332 с.

7. Лойцянский, Л. Г. *Механика жидкости и газа [Текст]* / Л. Г. Лойцянский. – М.: Дрофа, 2003. – 840 с.

References

1. Nigmatulin, R. I. *Osnovy mehaniki geterogennyh sred* [Fundamentals of mechanics of heterogeneous environments]. Moscow, Nauka Publ., 1978. 336 p.

2. ANSYS Fluent Theory Guide 2020R1.

3. Petukhov, I., Mykhailenko, T., Lysytsia, O., Kovalov, A. *Study of Oil Film Heat Transfer in Gas Turbine Engine Bearing Chamber. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2021; June 7 – 11, 2021, Virtual, Online; GT2021-58964. 11 p DOI: 10.1115/GT2021-58964.*

4. Busam, S., Glahn, A., Wittig, S. *Internal bearing chamber wall heat transfer as a function of operating conditions and chamber geometry. J. Eng. Gas Turbines Power, 2000, vol. 122, iss. 2, pp. 314-320. DOI: 10.1115/1.483209.*

5. Demidovich, V. M. *Issledovanie teplovogo rezhima podshipnikov GTD* [Study of the thermal regime of GTE bearings]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1978. 171 p.

6. Shukin, V. K. *Teploobmen i gidrodinamika vnutrennih potokov v polyah massovyh sil* [Heat transfer and hydrodynamics of internal flows in the fields of body forces]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1970. 332 p.

7. Lojcyanskiy, L. G. *Mehanika zhidkosti i gaza* [Fluid and gas mechanics]. Moscow, Drofa Publ., 2003. 840 p.

Надійшла до редакції 12.05.2022, розглянута на редколегії 20.11.2022

MATHEMATICAL MODELLING OF HEAT TRANSFER IN AIR-DROPLET FLOW OF GTE BEARING CHAMBER

Illia Petukhov, Artem Kovalov, Taras Mykhailenko

The gas-liquid flow in the bearing chamber (BC) of the gas turbine engine is realized due to the interaction of the sealing air and oil supplied for lubrication and cooling of friction units. The complex nature of the flow movement is determined not only by the BC geometry but also by the presence of rotating elements and the manner of oil supply and flow removal. The most important result for the engineering practice of BC flow modelling is the determination of the heat transfer coefficient to the inner wall. The variety of influencing factors causes difficulties even at the stage

of an integral mathematical model of the process formation, which makes it possible to determine this coefficient. As a result, significantly different approaches are used – from three-dimensional CFD modelling of a heterogeneous flow up to the use of a criterion equation that formally considers the effect of geometric and regime parameters on a heat transfer. The first approach requires significant computational resources, and certain difficulties arise in setting the initial and boundary conditions, especially in terms of droplet parameters. Homogeneous models somewhat simplify the problem, including when formulating the boundary conditions. However, all the effects of the influence of the droplet diameter are levelled. In both cases, the computation time is long, and the results of CFD simulations require selective experimental verification. Therefore, it is problematic to use this approach solely for engineering problems, as well as when generalizing experimental data in several regime parameters. When using the criterion equation, the calculation procedures are as simple as possible. However, dimensionless complexes do not ensue from the basic equations of heterogeneous media mechanics and do not consider the effects of interfacial interaction during heat transfer in the BC. Therefore, the possibility of the application of the proposed correlations for other BC geometries and oil and air supplying conditions also needs to be experimentally confirmed. This makes it problematic to use such correlations at the design stage of the BC and the oil system as a whole. The preferred approach for engineering practice is when the thermohydraulic processes in the BC are described on the basis of the proven equations of heterogeneous media mechanics with the transition to a two-dimensional problem by averaging the phase parameters along the axis. This averaging is justified by the fact that the main heat carrier from the core to the inner wall of the BC is the radial flow of droplets. In view of the low volume fraction of droplets, the Lagrange approach is used to simulate a two-phase flow in the BC core. The droplet parameters along the trajectory are calculated considering the interfacial interaction with the air. In this regard, the air velocity field is determined by considering the geometry of the BC, the flow through the seals and the shaft speed. Here, it is possible to consider not only the droplet polydispersity but also the effects of primary droplet reflection, the formation, and movement of secondary droplets during the formation of a near-wall oil film, the thermal resistance of which directly affects the value of the internal heat transfer coefficient.

Keywords: bearing chamber; gas turbine engine; two-phase flow; modelling.

Петухов Ілля Іванович – канд. техн. наук, доц. каф. аерокосмічної теплотехніки, Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського "Харківський авіаційний інститут", Харків, Україна.

Ковальов Артем Вікторович – аспірант, Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна.

Михайленко Тарас Петрович – канд. техн. наук, доц. каф. аерокосмічної теплотехніки, Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна.

Ilya Petukhov – Candidate of Technical Science, Associate Professor, Associate Professor of Aerospace Thermal Engineering Dept., National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute", Kharkiv, Ukraine, e-mail: ilya2950@gmail.com, ORCID: 0000-0002-0645-7912, Scopus Author ID: 7004003523.

Artem Kovalov – PhD Student of Aerospace Thermal Engineering Dept., National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute", Kharkiv, Ukraine, e-mail: kovalev205khai@gmail.com, ORCID: 0000-0002-9493-9769.

Taras Mykhailenko – Candidate of Technical Science, Associate Professor, Associate Professor of Aerospace Thermal Engineering Dept., National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute", Kharkiv, Ukraine, e-mail: t.mykhailenko@khai.edu, ORCID: 0000-0003-4708-673X, Scopus Author ID: 57218103709.