

**І. І. ПЕТУХОВ, А. В. КОВАЛЬОВ***Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського  
«Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна***МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРИСТІННОЇ ОЛИВНОЇ ПЛІВКИ  
В КАМЕРІ ПІДШИПНИКА ГТД**

Найбільш затребуваним результатом моделювання потоку в КП є визначення коефіцієнта тепловіддачі до внутрішньої стінки. Складність вирішення цієї задачі обумовлена як складною геометрією КП, так і наявністю двофазного потоку, структура якого змінюється від повітряно-крапельної у ядрі до практично рідинної у пристінній оливній плівці. Наявні результати досліджень свідчать, що навіть тривимірне CFD-моделювання такого потоку повністю задачу не вирішує. При цьому час розрахунку великий, а результати потребують, як мінімум, вибіркової експериментальної перевірки. Водночас можна вважати доведеним, що основний механізм перенесення теплоти з ядра в пристінну область КП пов'язаний з радіальним потоком крапель, а термічний опір пристінної оливної плівки визначальним чином впливає на величину внутрішнього коефіцієнта тепловіддачі. Моделювати ці течії доцільно на основі двовимірної задачі з опосередкуванням параметрів фаз уздовж осі. Зважаючи на малу об'ємну частку крапель, для моделювання двофазного потоку в ядрі КП може використовуватись підхід Лагранжа. Це дозволяє врахувати не тільки полідисперсність крапель, але також утворення та рух вторинних крапель при формуванні пристінкової оливної плівки. Однією з основних проблем при моделюванні пристінної плівки є визначення режиму її течії та відповідних критеріальних рівнянь для розрахунку коефіцієнтів тертя та тепловіддачі. Більшість рівнянь використовують в якості геометричного параметра поздовжню координату пластини і не можуть бути застосовані для камери підшипника. В даній роботі обґрунтовано можливість переведення течії плівки в розряд такої, що відбувається в плоскій трубі. Це дозволяє не тільки врахувати геометричні особливості КП, але і використовувати відповідні числа Рейнольдса та рівняння подібності для еквівалентної течії. У сукупності з використанням двошарової моделі для прикордонної області та концепції аналогії процесів переносу це дозволило сформулювати математичну модель плівки, яка враховує всі складові, що визначають формування, рух та теплообмін пристінкової оливної плівки. Крім того, модель не містить обмежень на вигляд поперечного профілю параметрів, які є, наприклад, для моделі EWF оливної плівки у складі ANSYS FLUENT. Одержані результати у поєднанні з розробленою раніше моделлю повітряно-крапельного потоку у ядрі дають цілісну двовимірну модель газорідинного потоку в камері підшипника ГТД, яка дозволяє врахувати основні геометричні та всі режимні параметри при визначенні коефіцієнта тепловіддачі до внутрішньої стінки камери. Зважаючи на малий час розрахунку запропонована модель дозволяє детально дослідити внесок кожного з факторів і поелементно ідентифікувати модель за результатами більш детального моделювання та шляхом зіставлення розрахункових та експериментальних даних.

**Ключові слова:** камера підшипника; ГТД; двофазний потік; оливна плівка, моделювання.

**Вступ**

Підвищення параметрів термодинамічного циклу авіаційних газотурбінних двигунів (ГТД) та зменшення габаритів конструкції веде до зростання частоти обертання роторів, теплового та динамічного навантаження на елементи, ускладнюючи умови їхнього охолодження. Одними з найбільш напружених елементів у цьому сенсі є підшипникові вузли роторів ГТД. Вони мають досить складну та, як правило, оригінальну конструкцію для двигунів різного типу та різних виробників [1]. Додаткові труднощі обумовлені наявністю двофазного потоку, структура якого змінюється від повітряно-крапельної у ядрі до практично рідинної у пристінній оливній плівці. Наявні

результати досліджень свідчать, що навіть тривимірне CFD-моделювання такого потоку повністю задачу не вирішує [2]. При цьому час розрахунку великий, а результати потребують, як мінімум, вибіркової експериментальної перевірки.

Водночас можна вважати доведеним, що основний механізм перенесення теплоти з ядра в пристінну область КП пов'язаний з радіальним потоком крапель, а термічний опір пристінної оливної плівки визначальним чином впливає на величину внутрішнього коефіцієнта тепловіддачі [3, 4]. Саме цей коефіцієнт є найбільш затребуваним результатом моделювання потоку в КП при її проектуванні та дослідженні.

З огляду на це доцільним виглядає опис процесів у КП на основі двовимірної моделі [4]. Зважаючи на малу об'ємну частку крапель, для моделювання двофазного потоку в ядрі КП використовується підхід Лагранжа. Це дозволяє врахувати не тільки полідисперсність крапель, але також ефекти відбиття первинних крапель, утворення та рух вторинних крапель при формуванні пристінкової оливної плівки. Результат залежить від багатьох факторів, серед яких не тільки параметри крапель, але також шорсткість стінок КП і товщина оливної плівки [5]. При цьому вторинні краплі, які потрапляють у повітряний потік, зрештою також осаджуються на плівку.

У переважній більшості робіт модель процесу у повітряно-крапельному ядрі комбінується з моделлю пристінної рідинної плівки. Основними задачами при її моделюванні є визначення коефіцієнтів тертя та тепловіддачі на граничних поверхнях.

Найбільш детально такі питання розглянуті для течії вздовж пластини [6, 7]. Представлені критеріальні рівняння враховують режим течії та шорсткість пластини, умови на зовнішній межі плівки. Однак для КП ці рівняння використовувати складно, тому що в якості геометричного параметра використовують поздовжню координату пластини.

Такий же геометричний параметр використовують в разі плівкової конденсації пари на охолоджуваній стінці [8]. Рідка плівка рухається під дією сил тертя, зсуву з боку пари, що примикає, і сили тяжіння. Для ламінарної плівки коефіцієнт тепловіддачі визначається через її термічну провідність. У разі турбулентної плівки розглядається двозонна модель «в'язкий підшар + логарифмічний профіль».

При моделюванні процесу в КП практично у всіх випадках використовується Ейлерова модель плівки рідини EWF [5]. В моделі припускається, що товщина плівки значно менша за радіус кривизни поверхні, на якій вона формується, а вектори швидкості в плівці змінюються по її товщині, але залишаються паралельними поверхні стінки. У рівнянні руху крім імпульсу крапель, що осаджуються, враховуються вплив поздовжнього градієнта тиску, сил тяжіння і в'язкісного тертя на поверхнях взаємодії повітря-плівка і плівка-стінка. На цих же межах розглядається і перенесення теплоти.

## 1. Постановка задачі

Основними задачами при моделюванні пристінної плівки є визначення коефіцієнтів тертя та тепловіддачі на внутрішній стінці КП. Для цього, як правило, використовують відповідні критеріальні рівняння з урахуванням режиму течії плівки та шорсткості стінки. Однак, в більшості рівнянь в якості геометричного параметра використовується поздовжня координата пластини

і вони не можуть бути застосовані для камери підшипника.

В моделі EWF [5] силу в'язкого тертя на поверхнях взаємодії повітря-плівка та плівка-стінка визначають на основі прийнятого квадратичного профілю швидкості за товщиною плівки. З використанням квадратичного профілю, але вже для температури, визначається і результуючий тепловий потік у плівку з боку стінки та поверхні поділу з газом. Такий підхід не враховує режим течії плівки та шорсткість стінки КП. Крім того, модель EWF може використовуватись тільки з тривимірною моделлю газокраплинного потоку в ядрі.

Метою роботи є удосконалення математичної моделі пристінної оливної плівки з огляду подальшого її використання у складі двовимірної моделі нерівноважного двофазного потоку, яка дозволяє врахувати основні геометричні та режимні параметри при визначенні коефіцієнта тепловіддачі до внутрішньої стінки камери підшипника ГТД.

## 2. Модель пристінної оливної плівки

Як і в моделі EWF [5] розглядається тонка рідинна плівка з еквідистантними поверхні стінки лініями току, яка рухається під дією сил тяжіння, зсуву на межі з повітрям, тертя об стінку та імпульсу потоку крапель, що осаджуються. Однак при визначенні сил зсуву та тертя, а також середніх температури та швидкості плівки не постулюється, як єдино можливий, квадратичний профіль відповідних параметрів. Крім того, враховується шорсткість стінок КП та режим течії плівки, а середні значення її швидкості та температури визначаються як середньомасові.

Для кожного ансамблю первинних крапель з питомою (на одиницю площі стінки) масовою витратою  $\dot{J}_{d1}$  (рис. 1) результатом зіткнення зі стінкою може бути осадження (індекс sd) та утворення вторинних крапель за рахунок часткового відбиття (індекс rb) або розбризкування (індекс sp), так що

$$\dot{J}_{d1} = \dot{J}_{sd1} + \dot{J}_{rb1} + \dot{J}_{sp1}. \quad (1)$$

Другий індекс 1 для вторинних крапель відзначає їх параметри у зоні утворення.

Далі вторинні краплі взаємодіють з повітряним потоком і зрештою потрапляють на іншу ділянку стінки. Їхні питомі масові витрати тут відзначені індексом 2. Передбачається, що на цій ділянці вторинні краплі обов'язково осаджуються на стінку (без відбиття та розбризкування). Тому на кожній ділянці стінки результуючий питомий потік крапель, що осаджуються в плівку

$$\dot{J}_{df} = \dot{J}_{sd1} + \dot{J}_{rb2} + \dot{J}_{sp2}. \quad (2)$$

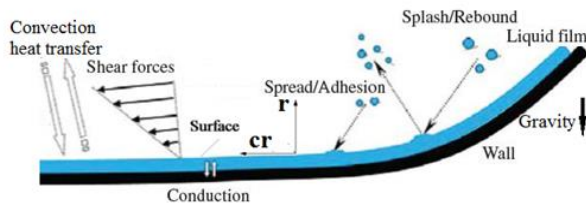


Рис. 1 Механізми взаємодії для оливної плівки

Удар крапель, що осаджуються, вважається абсолютно непружним, а наявність газу в пристінній оливній плівці нехтуємо. Процедура розрахунку початкових параметрів вторинних крапель не відрізняється від [6]. Якщо ефектами утворення вторинних крапель можна знехтувати, то

$$\dot{J}_{df} = \dot{J}_{d1}. \quad (3)$$

З урахуванням викладеного, рівняння нерозривності для пристінної плівки на стаціонарному режимі має вигляд

$$d\dot{m}_f = (\dot{J}_{df} - \dot{J}_{rb1} - \dot{J}_{sp1}) \cdot br_{wi} d\theta. \quad (4)$$

У лівій частині представлено зміну масової витрати плівки на ділянці стінки ( $r_{wi} d\theta$ );  $b$  – ширина камери підшипника.

За тих же умов рівняння руху оливної плівки запишемо у вигляді

$$d(\dot{m}_f u_f) = dF_d - dF_{fw} + dF_{fs} + dF_{fg}. \quad (5)$$

У лівій частині представлено зміну імпульсу плівки на тій самій ділянці стінки. Перший член правої частини визначає внесок крапель; другий враховує силу тертя об стінку, а третій – на межі з повітрям, останній – силу тяжіння.

Вирази для розрахунку зазначених складових мають вигляд:

$$dF_d = (\dot{J}_{d1} u_{d1} - \dot{J}_{rb1} u_{rb1} - \dot{J}_{sp1} u_{sp1} + \dot{J}_{rb2} u_{rb2} + \dot{J}_{sp2} u_{sp2}) \cdot br_{wi} d\theta \quad (6)$$

$$dF_{fw} = \tau_w \cdot br_{wi} d\theta \quad (7)$$

$$dF_{fs} = \tau_s \cdot br_{wi} d\theta \quad (8)$$

$$dF_{fg} = g_\theta \rho_\ell \delta_f \cdot br_{wi} d\theta \quad (9)$$

Тут  $u_j$ ,  $g_\theta$  – окружна складова швидкості відповідного потоку крапель та прискорення сили тяжіння;  $\delta_f$ ,  $\rho_\ell$  – товщина плівки та густина оливи.

Напруга зсуву  $\tau_s$  на поверхні повітря-плівка визначається аналогічно [4] з урахуванням режиму течії повітря та швидкості оливи на цій поверхні. Зважаючи на малу густину повітря вкладом сили тертя на

межі з повітрям для умов КП можна, як правило, знехтувати.

У той же час дотична напруга на стінці  $\tau_w$  впливає на швидкість та товщину оливної плівки суттєво. Вона може визначатися на основі відповідних критеріальних рівнянь та підходів [7] для розрахунку коефіцієнтів поверхневого тертя.

Між законом опору, що визначає дотичні напруги, та розподілом швидкості в турбулентному потоці існує внутрішній зв'язок [7]. Це дозволяє при розрахунку коефіцієнтів опору використовувати в якості характерної як середню, так і максимальну швидкість середовища. Крім того, результати для труб можна переносити на течію пристінної плівки за умови відсутності вираженого відриву потоку [7]. Причому такий підхід застосовується як для гладких, так і для шорстких стінок.

При цьому слід враховувати відмінність ступеня турбулентності у зовнішній ділянці прикордонного шару біля пластини та поблизу осі труби [7]. Як правило, для труб пульсації швидкості вище за рахунок впливу протилежної стінки. У той же час, при штучному підвищенні ступеня турбулентності зовнішньої течії розподіл швидкостей у прикордонному шарі на пластині практично не відрізняється від такого для труби. Для пристінної оливної плівки в КП джерелом такої турбулізації виступають краплі, що осаджуються.

З урахуванням викладеного опір тертя та відповідний коефіцієнт поверхневого тертя при течії тонкої оливної плівки в КП можна визначати за співвідношенням для труби прямокутного перерізу з висотою  $2\delta_f$ , рівної подвоєній товщині плівки, та шириною  $b$ , яка значно перевищує висоту. У цьому випадку гідравлічний діаметр, що використовується при визначенні числа Рейнольдса для труби, становить  $4\delta_f$ .

У якості характерної швидкості доцільно використовувати осереднену за витратою швидкість оливної плівки. У цьому випадку граничне число Рейнольдса для ламінарного режиму, розраховане за товщиною плівки, у чотири рази менше, ніж для труб. При ламінарному режимі температура та швидкість лінійно змінюються по товщині оливної плівки.

Для турбулентного режиму закон опору та профіль швидкості плівки також взаємопов'язані. Наприклад, для закону опору Блазіуса показник ступеня для безрозмірного профілю швидкості дорівнює  $1/7$  [7]. Більш точним, особливо при великих числах Рейнольдса, є логарифмічний профіль швидкості

$$\bar{u} = 2,5 \ln \bar{y} + 5,5, \quad (10)$$

розглянутий в [4]. Тут безрозмірна швидкість

$$\bar{u} = U/u_{\tau j}, \quad (11) \quad \frac{U_0 - U}{u_{\tau}} = 2,5 \ln \frac{\delta_f}{y}, \quad (19)$$

безрозмірна відстань від стінки

$$\bar{y} = y * u_{\tau} / \nu, \quad (12)$$

динамічна швидкість

$$u_{\tau j} = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}, \quad (13)$$

$\tau_w$  – дотична напруга на поверхні стінки корпусу КП;  $\rho$ ,  $\nu$  – густина та кінематична в'язкість середовища, відповідно.

У разі такого профілю швидкості вираз для розрахунку коефіцієнта опору (шляхових втрат)  $\lambda$  з точністю до позначень має вигляд

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2,0 \lg(\text{Re}_D \sqrt{\lambda}) - 0,8 \quad (14)$$

і називається універсальним законом опору Прандтля для гладких труб [7]. Тут число Рейнольдса

$$\text{Re}_D = \frac{D \cdot \bar{u}}{\nu} \quad (15)$$

розраховується для середньої по витраті швидкості потоку, гідравлічний діаметр  $D$  для випадку оливної плівки в КП становить  $4\delta_f$ .

При розрахунку дотичних напруг на стінці краще використовувати коефіцієнт поверхневого тертя

$$c_{fav} = \lambda/4. \quad (16)$$

Індекс "av" тут означає, що при розрахунку дотичної напруги

$$\tau_w = c_{fav} \cdot \frac{\rho \bar{u}^2}{2} \quad (17)$$

береться осереднена швидкість потоку. При використанні максимальної (на осі труби або на зовнішній межі пристінної плівки) швидкості  $U_0$  цей індекс відсутній:

$$c_f = c_{fav} \cdot \frac{\bar{u}^2}{U_0^2}. \quad (18)$$

Розподіл швидкості по товщині плівки описується співвідношенням

де координата  $y$  відраховується від твердої стінки, а мінімальне її значення відповідає товщині в'язкісного підшару ( $5\nu/u_{\tau}$ ) [7]. Середня та максимальна швидкості для профілю (10) пов'язані співвідношенням

$$\bar{u} = U_0 - 3,75 * u_{\tau}, \quad (20)$$

Розподіл швидкості (10) та співвідношення (20) залишаються справедливими і для шорстких каналів [7]. Однак у цьому випадку другий доданок у правій частині (10) має вигляд

$$D_S = 8,5 - 2,5 \ln \frac{\delta_S \cdot u_{\tau}}{\nu}, \quad (21)$$

де  $\delta_S$  – висота елементів шорсткості, а число 8,5 відповідає режиму повного її прояву, коли коефіцієнт опору не залежить від числа Рейнольдса. Для більш загального випадку у [7] наведено співвідношення

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,74 - 2,0 \lg \left( \frac{2\delta_S}{D} + \frac{18,7}{\text{Re}_D \sqrt{\lambda}} \right), \quad (22)$$

яке може використовуватися замість (14) при розрахунку коефіцієнта опору шорстких труб. Далі дотична напруга та інші величини розраховуються як і вище.

У рівнянні збереження енергії плівки

$$d(\dot{m}_f T_f) = \frac{1}{c_{p\ell}} (dQ_d - dQ_w) \quad (23)$$

розглядається зміна її ентальпії під час руху на ділянці стінки ( $r_{wi} d\Theta$ ). Перший член у дужках правої частини

$$dQ_d = c_{p\ell} (\dot{J}_{d1} T_{d1} - \dot{J}_{rb1} T_{d1} - \dot{J}_{sp1} T_{sp1} + \dot{J}_{rb2} T_{rb2} + \dot{J}_{sp2} T_{sp2}) \cdot br_{wi} d\Theta \quad (24)$$

характеризує результуючий потік ентальпії крапель, а другий

$$dQ_w = q_{wi} \cdot br_{wi} d\Theta \quad (25)$$

визначає тепловий потік через циліндричну стінку корпусу камери підшипника.

Щільність теплового потоку на стаціонарному режимі для внутрішньої стінки камери (рис. 2) визначається рівняння теплопередачі

$$q_{wi} = \frac{h_{cL}(T_{nw} - T_e)}{d_{wi}} \quad (26)$$

де лінійний коефіцієнт теплопередачі

$$h_{cL} = \left( \frac{1}{2h_{ci}r_{wi}} + \frac{1}{2k_w} \ln \frac{r_{we}}{r_{wi}} + \frac{1}{2h_{ce}r_{we}} \right)^{-1} \quad (27)$$

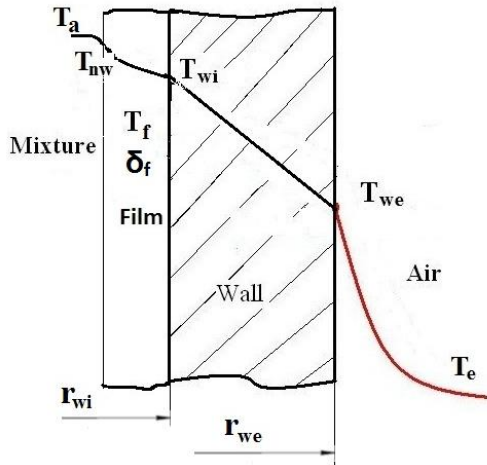


Рис. 2. Базові температури

В якості температури незбуреного потоку  $T_{nw}$  при чисельному моделюванні доцільно використовувати середньомасову температуру крапель, що осаджуються в плівку.

$$T_{nw} = \frac{j_{d1}T_{d1} + j_{rb2}T_{rb2} + j_{sp2}T_{sp2}}{j_{d1} + j_{rb2} + j_{sp2}} \quad (28)$$

Ця ж температура розглядається, як температура  $T_s$  плівки на поверхні розділу з оливо-повітряною сумішшю.

Внутрішній НТС у камері підшипника пов'язаний із щільністю теплового потоку законом Ньютона-Ріхмана

$$h_{ci} = \frac{q_{wi}}{(T_{nw} - T_{wi})} \quad (29)$$

Для його розрахунку можуть використовуватися базові положення [6], що визначають аналогію процесів перенесення імпульсу, маси та теплоти.

Класична аналогія Рейнольдса визначає зв'язок між тертям та теплопереносом у турбулентному потоці при рівних одиниці молекулярному та турбулентному числах Прандтля. Вона виражається у тому, що розподіл швидкостей та надлишкових температур за нормаллю до стінки подібні [6] і математично може бути визначена як

$$\frac{C_f}{2} = St_0 = \frac{q_{wi}}{c_p \rho U_0 (T_{nw} - T_{wi})} \quad (30)$$

У цьому виразі коефіцієнт поверхневого тертя і число Стентона, яке містить коефіцієнт тепловіддачі  $h_{ci}$ , що шукається, визначаються для швидкості та температури поза межами прикордонного шару (максимальних). Можуть використовуватись і осереднені параметри [6].

Для середовищ з молекулярним числом Прандтля більше одиниці, до яких належить і олива, аналогія процесів перенесення виражається у вигляді [6]

$$\frac{1}{St_0} = \frac{2}{C_f} + \sqrt{\frac{2}{C_f}} g(Pr) \quad (31)$$

Вид функції  $g(Pr)$  залежить від величини числа Прандтля. Для великих молекулярних чисел Прандтля асимптотичний вираз загального рішення має вигляд [6]

$$g(Pr) = 8,97Pr^{0,75} + 6,26 - \frac{22,4}{Pr^{0,25}} \quad (32)$$

При моделюванні плівки крім параметрів крапель, що осаджуються з ядра потоку [4], повинні бути визначені також умови відведення потоку через вентиляційну та відкачувальну магістралі. Об'ємна витрата на вході у відкачувальну магістраль, визначається продуктивністю відкачувального насоса та її гідравлічною характеристикою. Коефіцієнт відкачування [9] завжди значно більше одиниці, але вся олива у відкачувальну магістраль не потрапляє.

Ефективність видалення оливи залежить від конструкції зливу, але завжди знижується зі збільшенням швидкості обертання валу [9, 10]. Отримати цю залежність можна або експериментально, або шляхом детального CFD-моделювання течії в області зливу.

Така залежність дозволяє за відомої загальної витрати оливи визначити її витрату у відкачувальній та вентиляційній магістралях. Далі при відомій об'ємній продуктивності насоса визначається витрата повітря у відкачувальній магістралі та вентиляційній.

## Висновки

Сформована математична модель плівки, яка може використовуватись при вирішенні двовимірних задач опису робочого процесу у камері підшипника газотурбінного двигуна. Вона враховує всі складові, що визначають формування, рух та теплообмін пристінкової оливної плівки, включаючи можливість віддзеркалення первинних крапель та утворення вторинних крапель при розбризуванні рідини плівки. Крім того модель не містить обмежень на вигляд поперечного профілю параметрів, які є для моделі EWF [5] оливної плівки у складі ANSYS FLUENT.

Цей профіль визначається гідродинамічним режимом течії плівки, при математичному опису якого використовуються класичні положення механіки суцільних середовищ та умови початку прояву турбулентності при безвідривній течії. При цьому обґрунтовано можливість переведення течії плівки в розряд такої, яка відбувається в плоскій трубі, гідравлічний діаметр якої дорівнює чотирьом товщинам плівки.

У сукупності з використанням універсальної двошарової моделі для прикордонної області та найбільш загальних положень теорії аналогії процесів переносу це дозволяє визначити дотичну напругу та коефіцієнт тепловіддачі на внутрішній стінці КП з урахуванням шорсткості стінки, режиму течії плівки та відмінного від одиниці молекулярного числа Прандтля для оливи. В якості температури незбуреного потоку при описі процесу перенесення теплоти в плівці використовується середньомасова температуру крапель, що осаджуються в неї.

Одержані результати у поєднанні з розробленою раніше моделлю повітряно-крапельного потоку у ядрі [4] дають цілісну двовимірну модель газорідного потоку в камері підшипника ГТД, яка дозволяє врахувати основні геометричні та всі режимні параметри при визначенні коефіцієнта тепловіддачі до внутрішньої стінки. Зважаючи на малий час розрахунку, запропонована модель дозволяє детально дослідити внесок кожного з факторів і поелементно ідентифікувати модель та відповідні граничні умови за результатами більш детального моделювання та шляхом зіставлення розрахункових та експериментальних даних.

**Внесок авторів:** формулювання проблеми – **І. І. Петухов, А. В. Ковальов**; огляд та аналіз інформаційних джерел – **А. В. Ковальов**; формування математичної моделі – **А. В. Ковальов**; формування висновків – **І. І. Петухов, А. В. Ковальов**.

Усі автори прочитали та погодились з опублікованою версією рукопису.

## Література

1. *Иноземцев, А. А. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок. Т. 1. Общие сведения. Основные параметры и требования. Конструктивные и силовые схемы* : [Текст] / А. А. Иноземцев, М. А. Нихамкин, В. Л. Сандрацкий. – М. : Машиностроение, 2007. – 208 с.
2. *CFD modeling of multiphase flows in the gas turbine engines oil cavities [Text]* / D. O. H. Aissa, O. Lysytsia, T. Mykhailenko, I. Petukhov // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – 2020. – Vol. 2, iss. 5(104). – P. 12-20. DOI: 10.15587/1729-4061.2020.198328.

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 p.

4. *Петухов, І. Математичне моделювання теплопередачі у повітряно-крапельному потоку камери підшипника ГТД [Текст]* / І. Петухов, А. Ковальов, Т. Михайленко // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2022. – № 6. – P. 23-30. DOI: 10.32620/akt.2022.6.03.

5. *ANSYS Fluent Theory Guide 2020R1*.

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

7. *Шлихтинг, Г. Теория пограничного слоя. [Текст]* / Г. Шлихтинг. – М. : Наука, 1974. – 711 с.

8. *Солодов, А. Электронный курс теплообмена [Текст]* / А. Солодов. – Открытое образование, 2013. – 105 с.

9. *Evaluation of the Volume-of-Fluid Method for the Numerical Modelling of an Aero Engine Bearing Chamber [Text]* / C. Höfler, H. Bauer, W. Kurz & M. Krug // *ISABE-2015-21248*. – Available at: <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:67840072>. – 12.02.2023.

10. *Numerical study on the effect of oil removal from aero-engine bearing chamber and improvement [Text]* / L. Yaguo, Z. Jingyu, L. Zhenxia, R. Guozhe // *STLE Annual Meeting & Exhibition May 15-19, 2016*. – 4 p.

## References

1. Inozemcev, A. A., Nihamkin, V. L. & Sandrackij, V. L. *Osnovy konstruirovaniya aviacionnyh dvigatelej i energeticheskikh ustanovok. T. 1. Obshchie svedeniya. Osnovnye parametry i trebovaniya. Konstruktivnye i silovye skhemy* [Fundamentals of designing aircraft engines and power plants. Vol. 1. General information. Basic parameters and requirements. Structural and power schemes]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2007. 208 p.

2. Aissa, D. O. H., Lysytsia, O., Mykhailenko, T. & Petukhov, I. CFD modeling of multiphase flows in the gas turbine engines oil cavities. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2020, vol. 2, iss. 5(104), pp. 12-20. DOI: 10.15587/1729-4061.2020.198328.

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. Petukhov, I., Kovalov, A., Mykhailenko, T. *Matematichne modelyuvannya teploperedachi u povitryano-krapel'nomu potoku kameri pidshipnika GTD* [Mathematical modeling of heat transfer in the double-drip flow of the GTE bearing chamber]. *Aviacionno-kosmicna tehnika i tehnologia – Aerospace technic and technology*, 2022, no. 6, pp. 23-30. DOI: 10.32620/akt.2022.6.03.

5. *ANSYS Fluent Theory Guide 2020R1*.

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

7. Shlihting, G. *Teoriya pogranychogo sloya* [Boundary layer theory]. Moscow, Nauka Publ., 1974. 711 p.

8. Solodov, A. *Elektronnyj kurs teplomassoobmena* [Electronic course of heat and mass transfer]. Otkrytoe obrazovanie, 2013. 105 p.

11. Höfler, C., Bauer, H., Kurz, W., & Krug, M. *Evaluation of the volume-of-fluid method for the numerical modeling of an aero engine bearing chamber. ISABE-2015-21248*. Available at: <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:67840072>. (accessed 12.02.2023).

10. Yaguo, L., Jingyu, Z., Zhenxia, L. & Guozhe, R. Numerical study on the effect of oil removal from aero-engine bearing chamber and improvement. *STLE Annual Meeting & Exhibition* May 15-19, 2016. 4 p.

Надійшла до редакції 12.05.2023, розглянута на редколегії 08.08.2023

## MATHEMATICAL MODELING OF THE WALL OIL FILM IN THE BEARING CHAMBER OF THE GTE

*Illia Petukhov, Artem Kovalov*

The most preferable result of modeling the flow in the BC is the determination of the heat transfer coefficient to the inner wall. The complexity of solving this problem is due to both the complex geometry of the BC and the presence of a two-phase flow, the structure of which changes from air-droplet in the core to a nearly liquid in the wall oil film. Available research results show that even three-dimensional CFD modeling of such a flow does not completely solve the problem. At the same time, the calculation time is long, and the results require, at a minimum, selective experimental validation. At the same time, it can be considered proven that the main mechanism of heat transfer from the core to the wall region of the BC is related to the radial flow of droplets, and the thermal resistance of the wall oil film has a decisive effect on the value of the internal heat transfer coefficient. It is advisable to model these media on the basis of a two-dimensional problem with the averaging of phase parameters along the axis. Considering the small volume fraction of droplets, the Lagrangian approach can be used to model the two-phase flow in the core of the BC. This allows consideration of not only the polydispersity of the droplets, but also the creation and movement of secondary droplets during the formation of the wall oil film. One of the main problems in the modeling of the wall film is the definition of its flow regime and the corresponding criterion equations for calculating the coefficients of friction and heat transfer. Most of the equations use the longitudinal coordinate of the plate as a geometric parameter and cannot be applied to the bearing chamber. In this study, the possibility of converting the film flow into a flow similar to that occurring in a flat pipe is substantiated. This allows not only to consider the geometric features of the BC, but also to use the corresponding Reynolds numbers and similarity equations for the equivalent flow. Along with the use of a two-layer model for the boundary region and the concept of the analogy of transfer processes, this made it possible to form a mathematical model of the film, which considers all the components that determine the formation, movement, and heat transfer of the wall oil film. In addition, the model does not contain restrictions on the appearance of the parameters transverse profile, which are, for example, for the EWF model of the oil film in ANSYS FLUENT. The obtained results along with the previously developed air-droplet flow model in the core provide a complete two-dimensional model of the gas-liquid flow in the GTE bearing chamber, which allows the main geometric and all mode parameters to be used to determine the heat transfer coefficient to the inner wall of the chamber. Given the short calculation time, the proposed model allows for a detailed investigation of each factor's contribution and element-by-element identification of the model based on the results of more detailed modeling and by comparing calculated and experimental data.

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

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

**Ковальов Артем Вікторович** – асп. каф. аерокосмічної теплотехніки, Національний аерокосмічний університет ім. М. С. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна.

**Illia Petukhov** – Candidate of Technical Science, Associate Professor, Associate Professor of Aerospace Thermal Engineering Dept., National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute", Kharkiv, Ukraine, e-mail: [i.petukhov@khai.edu](mailto:i.petukhov@khai.edu), 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: [a.kovalov@khai.edu](mailto:a.kovalov@khai.edu), ORCID: 0000-0002-9493-9769, Scopus Author ID: 57272131500.