

УДК 629.7.036.3

- Дуаиссия Омар Хадж Аисса** аспирант каф. аэрокосмической теплотехники, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: douaissia.omar@hotmail.fr;
- Михайленко Т. П.** к.т.н., доцент, доцент каф. аэрокосмической теплотехники, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: t.mykhailenko@khai.edu;
- Лисица А. Ю.** к.т.н., доцент каф. аэрокосмической теплотехники, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: lis.o@ukr.net;
- Петухов И. И.** к.т.н., доцент, доцент каф. аэрокосмической теплотехники, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ» Харьков, Украина, e-mail: ilya2950@gmail.com

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В КАМЕРЕ ПОДШИПНИКА ГТД

При работе двигателя в масляной полости опоры присутствует не однофазная среда – масло, а его смесь с воздухом, что в значительной степени влияет на протекание теплогидравлических процессов в камере подшипника. Обеспечение надлежащего теплового состояния масла и опоры ротора газотурбинного двигателя требует четкого понимания и прогнозирования теплогидравлических процессов, происходящих в камере подшипника при изменении режимов работы двигателя. В работе представлены результаты численного исследования потокораспределения и теплообмена в камере подшипника авиационного двигателя с использованием разработанной авторами методологии. Методология, базируясь на законах сохранения и методах CFD моделирования, позволяет численно исследовать протекание теплогидравлических процессов в камерах подшипников газотурбинных двигателей на этапе их проектирования.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, система смазки, опора ротора, камера подшипника, потокораспределение, теплообмен, CFD-моделирование.

Введение

Ключевым элементом системы смазки авиационного двигателя является опора ротора. Опоры газотурбинных двигателей (ГТД) служат для передачи усилия от вращающихся роторов к корпусам, воспринимают значительные статические и динамические нагрузки от валов двигателя. Они должны обеспечивать достаточную жесткость силовой схемы двигателя и необходимое центрирование валов во всем диапазоне реализуемых нагрузок. Конструкции опор ГТД весьма разнообразны [1], учитывают индивидуальные особенности конкретного двигателя и практически не повторяются в различных разработках. В своей основе они могут иметь роликовый или шариковый радиально-упорный подшипники. Однако в конструкции опор можно выделить группы элементов, имеющих единое функциональное назначение, такие как статорная и роторная части, подшипник.

Деталью и узлом двигателя вокруг каждой опоры создается замкнутое пространство – масляная полость (камера подшипника), в котором организована подача масла на подшипник и его откачка. Для исключения утечки масла из

масляной полости опоры через уплотнения, в предмасляной полости создается большее давление за счет наддува воздухом, чаще всего отбираемым от компрессора ГТД. В результате этого при работе двигателя в масляной полости опоры присутствует не однофазная среда – масло, а его смесь с воздухом, что в значительной степени влияет на протекание теплогидравлических процессов в камере подшипника.

Обеспечение надлежащего теплового состояния масла и компактных камер подшипников ротора ГТД требует четкого понимания и прогнозирования теплогидравлических процессов, происходящих в камере при изменении режимов работы двигателя.

Цель работы

Целью данной работы является разработка методологии и проведение численного исследования потокораспределения и теплообмена в камере подшипника авиационного двигателя с привлечением методов CFD моделирования. Разработанная методология позволит численно исследовать протекание теплогидравлических процессов в камерах подшипников газотурбинных двигателей при их проектировании.

1. Физическая модель процессов в камере подшипника

Коэффициент теплоотдачи в масляной полости опоры зависит от структуры потока, частоты вращения вала, расхода впрыскиваемого масла и воздуха, прошедшего через уплотнения, геометрических размеров полости и т.д. На рис. 1 показана возможная структура потока в масляной полости опоры [2, 3]. Масло, попадая через форсунку на поверхность подшипника, растекается по его поверхности, образуя масляную пленку. Под действием центробежных сил и взаимодействуя с воздушным потоком капли масла отделяются от масляной пленки подшипника и уносятся к внутренней поверхности камеры. В процессе этого движения капли обмениваются импульсом и энергией с потоком воздуха. Попадая на стенку камеры, капли масла формируют пленку, движущуюся под действием аэродинамических сил на межфазной поверхности, сил тяжести и вязкости. На образованную пленку оказывают влияние как капли, попадающие на нее от подшипника, так и воздушный поток, который может срывать и уносить капли с поверхности пленки. В результате такого сложного взаимодействия масляная пленка имеет переменную толщину по окружности камеры подшипника, что оказывает влияние на процесс теплообмена между стенками камеры и масляно-воздушной смесью.

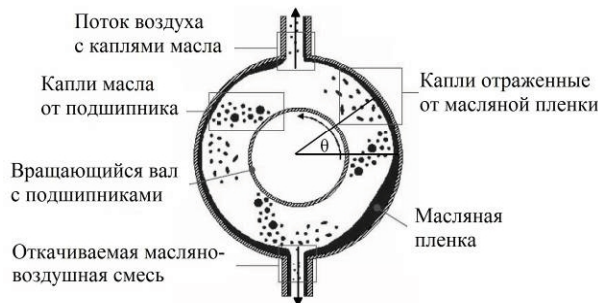


Рис. 1. Структура потока в масляной полости опоры

2. Объект исследований

В качестве объекта исследований была выбрана масляная полость опоры, (рис. 2) представленная в работах [4, 5]. Данный выбор был обусловлен необходимостью дальнейшей верификации, созданной авторами CFD модели теплогидравлических процессов в камере подшипника.

Роликовый подшипник делит рабочее пространство на две камеры (I и II), с отношением ширины к высоте камеры 1,0 (камера I) и 0,5 (камера II). Дальнейшие исследования будут относиться к камере II, что связано с наличием экспериментальных данных, представленных в работах [4, 5].

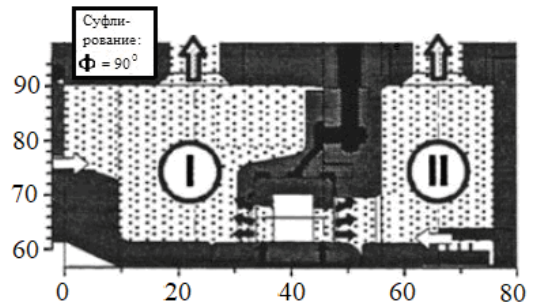


Рис. 2. Экспериментальная камера подшипника [4, 5]

Камера II образована вращающимся валом и неподвижным корпусом. Радиус вала равен 62 мм, высота камеры (h) составляет 28 мм, а ширина (b) – 20 мм. Разогретое масло подается под внутренне кольцо роликового подшипника. Для предотвращения утечки масла из камеры используется лабиринтное уплотнение, через которое проникает воздух, нагретый до той же температуры, что и смазочное масло. Воздушно-масляная смесь удаляется из камеры через трубопровод суфлирования, расположенный в верхней части камеры, и откачивающий трубопровод – в нижней части (на рис.2 не показан). Трубопроводы имеют внутренний диаметр 10 мм. Для обеспечения визуального наблюдения за поведением потока правая боковая стенка камеры II выполнена из высокотемпературного термопластичного прозрачного материала (МАКРОЛОН).

3. Методология исследования

Математическое моделирование сложных процессов основывается на рассмотрении системы уравнений, содержащей фундаментальные уравнения математической физики, начальные и граничные условия. В рассматриваемом случае всё сводится к моделированию течения многофазного потока в кольцевом канале камеры подшипника, в котором жидкая и газообразная фазы обмениваются массой, теплотой и количеством движения.

Основные уравнения для фазы i в трехмерном многофазном потоке могут быть записаны следующим образом.

Уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial \rho_i}{\partial \tau} + \nabla \cdot (\rho_i U_i) = \sum_{j=1}^N J_{ji} + S_{mi} \quad (1)$$

Уравнение импульса:

$$\frac{\partial \rho_i U_i}{\partial \tau} + \nabla^k (\rho_i U_i U_i^k) = \alpha_i (F_{Ar} - \nabla P_i) + F_a + \sum_{j=1}^N C_{ij}^d (U_j - U_i) + \nabla \cdot (\alpha_i \mu_i^0 (\nabla U_i + (\nabla U_i)^T)) + \sum_{j=1}^N (J_{ji} U_j - J_{ij} U_i) + S_{di} \quad (2)$$

Уравнение энергии:

$$\frac{\partial \rho_i H_i}{\partial t} + \nabla (\rho_i U_i H_i) = \sum_{j=1}^N C_{ij}^h (T_j - T_i) +$$

$$+ \nabla (\alpha_i \lambda_i^0 \nabla T_i) + \sum_{j=1}^N (J_{ji} H_j - J_{ij} H_i) + S_{Ei}. \quad (3)$$

Объемная плотность фазы i , входящая в соотношения (1) – (3) ($i = 1..N$), определяется как

$$\rho_i = \alpha_i \rho_i^0. \quad (4)$$

В уравнениях (1) – (4) используются следующие обозначения:

$H_i, \rho_i^0, \mu_i^0, \lambda_i^0$ – полная энтальпия, плотность, динамическая вязкость и теплопроводность фазы i , соответственно;

U_i – вектор скорости фазы i ; J_{ji} – поток массы из фазы j в фазу i в единице объема; $F_{\Delta r}$ – подъемная сила; F_a – сила присоединенных масс;

S_{mi}, S_{di}, S_{Ei} – источниковые члены массы, импульса и энергии фазы i , соответственно;

$C_{ij}^d (U_j - U_i)$ и $C_{ij}^h (T_j - T_i)$ – характеризуют межфазный обмен импульсом и тепловое взаимодействие между фазами i и j , соответственно;

α_i – объемная доля фазы, определяемая соотношением (5):

$$\sum_{j=1}^N \alpha_j = 1. \quad (5)$$

Рассмотренные уравнения позволяют описать движение и теплообмен в воздушно-капельном потоке в камере подшипника и в масляной пленке на ее стенках. В качестве граничных условий рассматриваются параметры в магистралях суфлирования и откачки, при входе воздуха из камеры наддува и масла из подшипника, поле температур на внешней поверхности статора и вала.

Применение методов вычислительной гидродинамики (CFD) позволяет расширить возможности исследования потокораспределения и теплообмена в камере подшипника. Пакет прикладных программ включает различные модели взаимодействия, реализованные с применением численных методов. Однако применимость тех или иных моделей в конкретном случае требует их тщательного анализа и верификации путем сравнения с экспериментальными данными. На результаты расчета также сильное влияние оказывает выбор расчетной сетки и адекватное задание граничных условий.

Схематично исследуемая камера подшипника представлена на рис. 3. Симметрично, относительно оси вращения вала, расположен канал откачки, имеющий такие же геометри-

ческие размеры, как и канал суфлирования (на рис. 3 не показан).

При создании CFD-модели потокораспределения и теплообмена, что потоки масла и воздуха имеют одинаковую температуру, соответствующую температуре стенок вала 5 и подшипника 3.

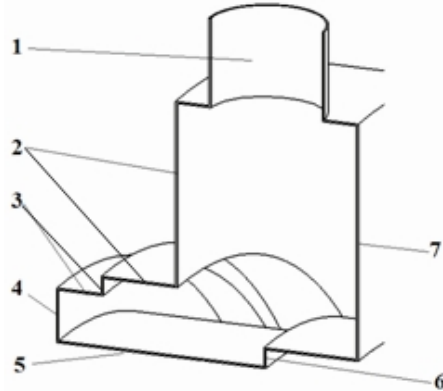


Рис. 3. Схема камеры подшипника:

1 – канал суфлирования; 2 – внутренняя стенка камеры; 3 – стенка подшипника; 4 – вход масла; 5 – стенка вала; 6 – вход воздуха; 7 – прозрачная стенка

При создании CFD-модели потокораспределения и теплообмена в камере подшипника считалось, что потоки масла и воздуха имеют одинаковую температуру, соответствующую температуре стенок вала 5 и подшипника 3. Рассматривалась стационарная задача со следующими условиями:

1. В качестве рабочих сред используются воздух и масло ИПМ-10. Термодинамические свойства воздуха определяются моделью идеального газа с постоянной теплоемкостью.

2. Среднее давление в камере составляет 2,5 атм.

3. Поток воздуха через уплотнения имеет расход 15 г/с и температуру 423 К.

4. Поток масла от подшипника, имеет расход 50 л/час и температуру 423 К.

5. Вал вращается с частотой 9 000 об/мин и имеет температуру 423 К.

6. Стенка подшипника имеет температуру 423 К.

7. Через прозрачную стенку камеры 7 (рис. 3) выходит теплый поток, плотность которого составляет 1333 Вт/м².

8. Тепловой поток через внутреннюю стенку камеры 2 (рис. 3) отсутствует.

Внешняя цилиндрическая стенка камеры имеет температуру 369 К.

Численное моделирование многофазного течения в камере подшипника осуществлялось с применением подхода «Euler - Euler», для которого свойственно моделирование многофазного течения как единого потока с границей раздела фаз. Использовалась расчетная схема Second Order Backward Euler. С целью уменьшения затрат машинного времени при одновременном

увеличении точности расчета была создана структурированная вычислительная сетка, показанная на рисунке 4, имеющая разный размер ячеек в расчетной области.

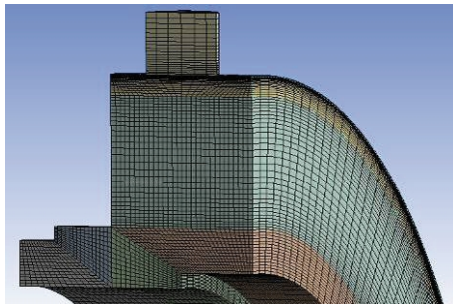


Рис. 4. Вычислительная сетка

4. Результаты численного исследования

Результаты моделирования распределения потоков масла и воздуха внутри камеры представлены на рисунке 5. Сечение, проходящее через суфлирующую и откачивающую магистрали, что соответствует угловой координате 0° и 180° , делит камеру на две части (рис. 5, а), в которых теплогидравлические процессы, в отличие от работы [6], рассматриваются как не симметричные (рис.5, б).

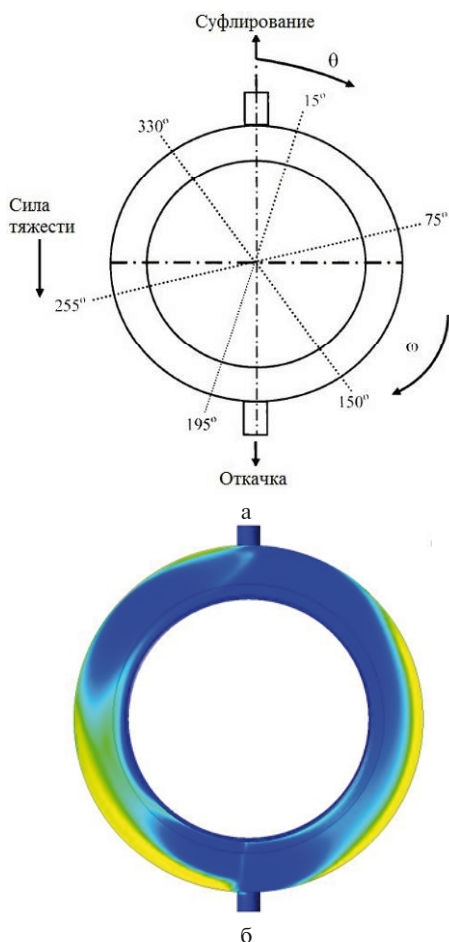


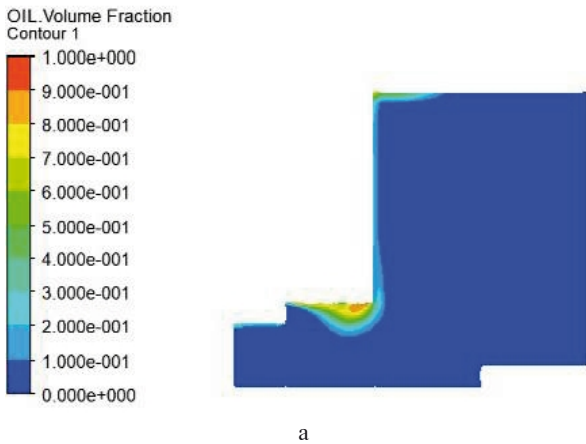
Рис. 5. Распределение масляной пленки:
а – схема угловых сечений камеры;
б – результаты CFD моделирования

Под действием потока воздуха и центробежных сил капли масла перемещаются к стенке камеры, что приводит к формированию масляной пленки на ее поверхности. Как показывают результаты моделирования (рис. 5, б), наблюдается изменение толщины масляной пленки по окружности камеры. Силы тяжести и касательного напряжения на межфазной границе (пленка/воздух) оказывают влияние на движение пленки. Под действием сил тяжести пленка стремится в нижнюю часть камеры, где расположен канал для откачки масловоздушной смеси. В свою очередь вращающийся вал вовлекает поток воздуха, прошедший через уплотнения, в круговое движение вдоль стенок камеры. В области, где направление движения воздушного потока совпадает с направлением течения пленки (правая часть камеры рис. 5), ее скорость увеличивается, а толщина соответственно уменьшается. Однако в левой части камеры направления движения пленки масла и воздуха не совпадает, что приводит к торможению потока масляной пленки на поверхности камеры и, как следствие, к увеличению ее толщины. Также в левой части камеры наблюдается формирование пленки в зоне расположения канала суфлирования, что способствует попаданию масла в суфлирующий канал. Этот факт подтверждается экспериментальными исследованиями [7]. Таким образом, конфигурация мест отбора масловоздушной смеси (входы в откачивающий и суфлирующий каналы) влияет на распределение масляной пленки по окружности камеры, а также на эффективность откачки масла из масляной полости. Так, выдающийся в масляную полость патрубок магистрали суфлирования препятствует прямому попаданию масляной пленки в эту магистраль, тем самым уменьшая долю масла в суфлирующем потоке и увеличивая эффективность откачки.

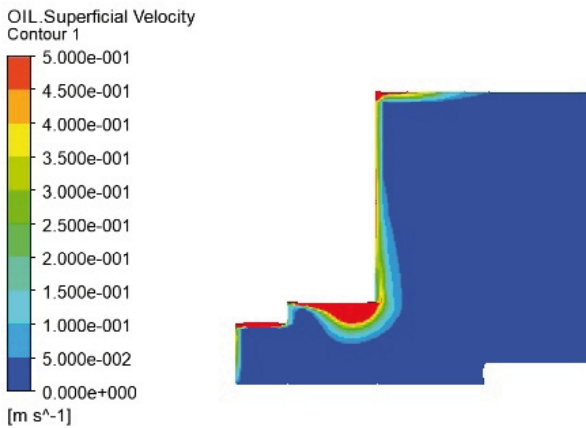
В результате указанной неравномерности толщины масляной пленки по окружности камеры в различных зонах камеры будут наблюдаться разные значения термического сопротивления пограничного слоя и, следовательно, коэффициента теплоотдачи, что подтверждается результатами численного моделирования.

Результаты моделирования распределения потоков масла и воздуха внутри камеры для сечения, соответствующего угловой координате 15° (рис. 5, а), представлены на рис. 6. Воздушный поток, проходящий через уплотнения, отесняет поток масла, выходящий из подшипника в направлении к правой стенке камеры, и вовлекает его в движение вдоль внутренней (левой) стенки в направлении к цилиндрической части камеры, что приводит к образованию пленки на ее поверхности. Кроме этого,

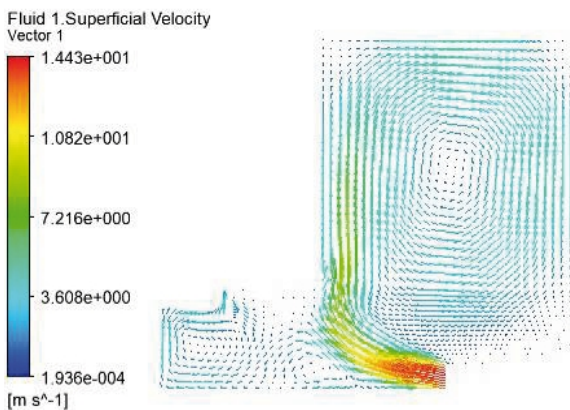
на распределение масла в пленке оказывают также влияние центробежный эффект и наличие застойных зон, где практически отсутствует движение воздушного потока.



а



б



в

Рис. 6. Результаты моделирования распределения потоков масла и воздуха внутри камеры ($\theta = 15^\circ$):
а – объемная доля масла;
б – скорость движения масла;
в – поле скоростей воздушного потока.

Неоднородное распределение масла и воздуха влияет на поле температур внутри камеры, (рис. 7), и на коэффициент теплоотдачи (рис. 8).

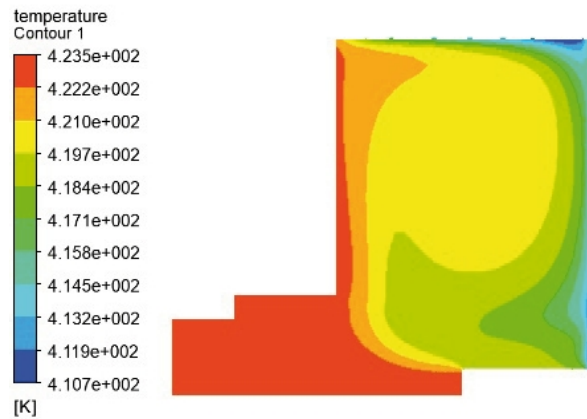


Рис. 7. Распределение температур внутри камеры ($\theta = 15^\circ$)

На рис. 8. показано сравнение результатов расчета коэффициента теплоотдачи с использованием представленной методологии и экспериментальных данных по определению коэффициента теплоотдачи [4, 5] вдоль цилиндрической части камеры для угловой координаты $\theta = 15^\circ$.

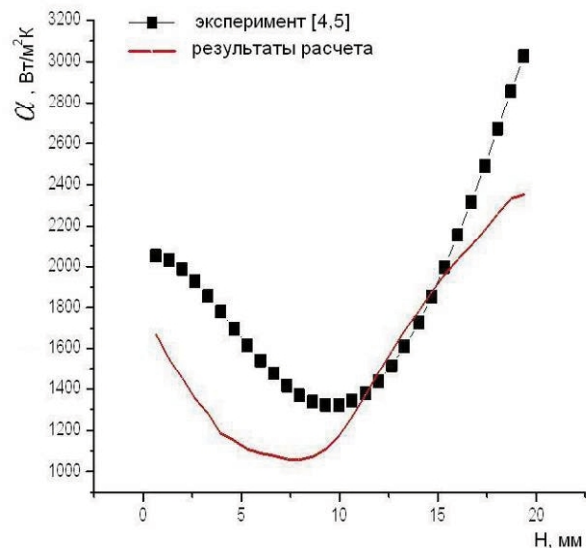


Рис. 8. Распределение коэффициента теплоотдачи по ширине камеры ($\theta = 15^\circ$)

Результаты сравнительного анализа показывают качественно аналогичную картину изменения коэффициента теплоотдачи, что свидетельствует о правильном выборе методологии при моделировании потокораспределения и теплообмена в камере подшипника.

Заключение

Разработанная методология позволяет численно исследовать протекание теплогидравлических процессов в камерах подшипников газотурбинных двигателей на этапе проектирования.

Неравномерность потокораспределения в камере подшипника приводит к переменному значению термического сопротивления пограничного слоя и, следовательно, коэффициента теплоотдачи, что оказывает значительное влияние на тепловой поток в масляную полость опоры ротора, тепловое состояние масла и элементов опоры.

Количество подаваемого масла и воздуха, а также частота вращения вала оказывают существенное влияние на картину течения в камере подшипника, что будет проанализировано в дальнейших работах.

Литература

1. Иноземцев А.А. Автоматика и регулирование авиационных двигателей и энергетических установок. Системы [Текст]: Т. 5, Сер. Газотурбинные двигатели / А.А. Иноземцев, М.А. Нихамкин, В.Л. Сандрацкий. – М.: Машиностроение, 2008. – 200 с.
2. Thin Film Modelling For Aero-Engine Bearing Chambers [Text] / C. Wang, H.P. Morvan, S. Hibberd and et // ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition. – 2011. – Vol. 1, P. 1–10.
3. Подходы к моделированию теплогидравлических процессов в элементах маслосистемы

ГТД [Текст] / Т. П. Михайленко, Д. А. Немченко, Дуаиссия Омар Хадж Аисса и др. // Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування: сб. наук. пр. – 2017. – Вып. 10 (1232). – С. 79-84.

4. Glahn A. Local and Mean Heat Transfer Coefficients Along the Internal Housing Walls of Aero-Engines Bearing Chambers [Text] / A. Glahn, S. Busam, S. Wittig // International Gas Turbine and Aero-Engine Congress & Exposition, June, Colorado, Florida. – 1997. – P. 1–9.

5. Busam S., Internal Bearing Chamber Wall Heat Transfer as a Function of Operating Conditions and Chamber Geometry [Text], S. Busam, A. Glahn, S. Wittig, Eng. Gas Turbines Power. – 2000. – Vol. 122 (2). – P. 314-320.

6. Моделирование потокораспределения в масляной полости опоры ротора ГТД [Текст] / Дуаиссия Омар Хадж Аисса, Т. П. Михайленко, Д. А. Немченко и др. // Вестник двигателестроения. – 2017. – №2. – С. 59-65.

7. Wolfram K. Influences on the Oil Split Between the Offtakes of an Aero-Engine Bearing Chamber [Text] / K. Wolfram K. Dullenkopf, H. J. Bauer // ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition. – 2012. – Vol.4. – P.1-9.

Поступила в редакцию 01.06.2018

Дуаіссія Омар Хадж Аісса, Т.П. Михайленко, О.Ю. Лисиця, І.І. Петухов. Чисельне дослідження теплогідравлічних процесів в камері підшипника ГТД

При роботі двигуна в масляній порожнині опори присутнє не однофазне середовище – масло, а його суміш з повітрям, що в значній мірі впливає на перебіг теплогідравлічних процесів в камері підшипника. Забезпечення належного теплового стану масла і опори ротора газотурбінного двигуна потребує чіткого розуміння та прогнозування теплогідравлічних процесів, що проходять в камері підшипника при зміні режимів роботи двигуна. В даній роботі представлені результати чисельного дослідження потокорозподілу і теплообміну в камері підшипника авіаційного двигуна з використанням розробленої авторами методології. Методологія, що базується на законах збереження і методах CFD-моделювання, дозволяє чисельно досліджувати протікання теплогідравлічних процесів в камері підшипника газотурбінних двигунів на етапі проектування.

Ключові слова: газотурбінний двигун, система змащування, опора ротора, камера підшипника, потокорозподіл, теплообмін, CFD-моделювання.

Douaïssia Omar Hadj Aïssa, T.P. Mykhailenko, O.Y. Lysytsia, I.I. Petukhov. Numerical investigation of thermal and hydraulic processes in the gte bearing chamber

A rotor support is a key element of an aircraft engine's lubrication system. Supports of gas turbine engine (GTE) serve to transfer forces from rotating rotors to engine's case, they take significant static and dynamic loads from the engine's shafts. Supports should provide sufficient rigidity of the power circuit of the engine and the necessary centering of the shafts in the entire range of realized loads. Details and engine nodes around each support creates a closed space – oil cavity (bearing chamber), in which the supply of oil to the bearing and it's scavenge are realised. To prevent oil leakage from the support's oil cavity through the seals, a higher pressure in the cavity around the bearing chamber by the pressurised air, most often taken from the GTE compressor, is created. As a result, when an engine is running, an air/oil mixture is present in the oil cavity of the support. This fact has great influences on the thermal and hydraulic processes that take place in the bearing chamber. Ensuring the proper thermal state of the oil and the

rotor support of the gas turbine engine require a clear understanding and prediction of flows distribution and heat transfer in the bearing chamber when the engine's operating conditions changes. Complex nature and poor knowledge of thermal and hydraulic processes that take place in the bearing chamber make the result to be obtained with a combination of experimental methods and Computational Fluid Dynamics (CFD).

The paper presents the results of the numerical investigation of fluid flow and heat transfer in the simplified bearing chamber of aircraft engine using the methodology developed by the authors. It is shown that the nonuniformity of the flow distribution in the bearing chamber leads to a variable value of the boundary layer's thermal resistance and, hence, the heat transfer coefficient, which has a significant effect on the heat transfer rate in the bearing chamber and, consequently, on the thermal state of the oil and parts of the rotor support. The developed methodology, based on conservation laws and methods of CFD simulation, makes it possible to provide the numerical investigation of thermal and hydraulic processes that take place in the bearing chambers of gas turbine engines.

Key words: gas turbine engine, lubrication system, rotor support, bearing chamber, fluid flow, heat transfer, CFD-simulation.

References

1. Inozemtsev A.A., Nikhamkin M.A., Sandratskii V.L. Avtomatika i regulirovanie aviatsionnykh dvigatelei i energeticheskikh ustanovok. Sistemy [Automation and regulation of aircraft engines and power. Systems]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2008. 200 p.
2. Wang C., Morvan H.P., Hibberd S. and et. Thin Film Modelling For Aero-Engine Bearing Chambers. ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition, 2011, vol.1, pp.1–10.
3. Mikhailenko T. P., Nemchenko D. A., Doaissia Omar Hadj Aissa, Petukhov I.I. Podkhody k modeli-rovaniyu teplogidravlicheskih protsessov v elementakh maslosistemy GTD [Approaches to the modeling of thermal-hydraulic processes in elements of the GTE oil-system]. Visnik NTU «KhPI». “Energetichni ta teplotekhnichni protsesi i ustakuvannya” [Bulletin of NTU “KhPI” ‘Power and heat engineering processes and equipment’]. 2017, vol. 10 (1232), pp. 79-84.
4. Glahn A., Busam S., Wittig S. Local and Mean Heat Transfer Coefficients Along the Internal Housing Walls of Aero-Engines Bearing Chambers. International Gas Turbine and Aero-Engine Congress & Exposition, June, Colorado, Florida, 1997, pp.1–9.
5. Busam S., Glahn A., Wittig S. Internal Bearing Chamber Wall Heat Transfer as a Function of Operating Conditions and Chamber Geometry. Gas Turbines Power, 2000, vol. 122 (2), pp. 314-320.
6. Doaissia Omar Hadj Aissa, Mikhailenko T. P., Nemchenko D. A., Petukhov I.I. Modelirovanie potokoraspredeleniya v maslyanoi polosti opory rotora GTD [Modeling of the flow distribution in the oil cavity of the GTD rotor support]. Vestnik dvigatelestroeniya Publ., 2017, no. 2, pp. 59-65.
7. Wolfram K., Dullenkopf K., Bauer H. J. Influences on the oil split between the offtakes of an aeroengine bearing chamber. ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition, 2012, vol. 4, pp.1-9.