

УДК 621.452.3.02

doi: 10.32620/aktt.2018.6.03

ДУАИССИА ОМАР ХАДЖ АИССА, Т. П. МИХАЙЛЕНКО

Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Украина

ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛООБМЕНА В КАМЕРЕ ПОДШИПНИКА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

При проектировании маслосистем авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) также как и наземных газотурбинных установок, особенно остро стоит вопрос обеспечения теплового режима опоры ротора, гарантирующего надежную работу силовой установки. Для определения потребной прокачки масла через опору ротора ГТД необходим точный расчёт теплового потока от двигателя в камеру подшипника ГТД. Сложность математического описания теплогидравлических процессов связана с наличием многофазной смеси в камере подшипника, состоящей из масла, идущего на смазку и охлаждение элементов опоры, и воздуха, используемого для наддува уплотнений. Сложившаяся практика проектирования маслосистем в значительной степени опирается на опытные данные и технологии, сложившиеся более 20 лет назад. Тенденции развития авиационных двигателей, направленные на снижение удельного расхода топлива и вредных выбросов, предполагают более высокие нагрузки и температуры в двигателе при снижении отбора мощности на функционирование основных его систем. Это ужесточает требования к маслосистемам и ведет к необходимости совершенствования их схем и элементов с использованием современных методов моделирования и проектирования, накопленных знаний о рабочих процессах. Используя разработанную трехмерную CFD-модель масляно-воздушного потока в полости опоры ротора газотурбинного двигателя, в статье рассматриваются особенности протекания процесса теплообмена между стенками камеры подшипника и многофазным масляно-воздушным потоком. На примере камеры подшипника упрощенной геометрии с использованием экспериментальных данных, выполнена верификация разработанной CFD-модели и приведены результаты численного исследования теплогидравлических процессов. Показано влияние сил тяжести и сдвига (касательного напряжения) на потокораспределение и теплообмен в камере подшипника, что выражается в неравномерном распределении масляной пленки и коэффициента теплоотдачи по окружности полости. Показано влияние размеров капель масла, движущихся в масляно-воздушном потоке, на распределение масляной пленки и коэффициент теплоотдачи в камере подшипника.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель; маслосистема; коэффициент теплоотдачи; опора ротора; камера подшипника; CFD-моделирование; сила тяжести.

Введение

Для создания экономичных двигателей новых поколений затраты мощности на прокачку масла к узлам трения, а также количество воздуха, отбираемого из воздушного тракта двигателя для наддува и тепловой защиты камер подшипников, стремятся свести к минимуму, необходимому для его надежной работы. Потребная прокачка масла напрямую связана с тепловым потоком от двигателя в камеру подшипника, который состоит из нескольких составляющих [1]. К ним относятся тепловые потоки: из тракта; через стенки опоры; через вал; от трения в уплотнениях; от трения в подшипниках, зубчатых передачах, шлицевых соединениях и т.п.; от воздуха, поступающего через уплотнения. Для расчета большинства из указанных составляющих теплового потока необходимо знать величину коэффициента теплоотдачи в камере подшипника, который в свою

очередь значительно зависит от картины течения масляно-воздушной смеси в камере.

Камера подшипника является одним из наиболее сложных элементов авиационного двигателя в части описания теплогидравлических процессов. На поведение многофазной среды кроме конструкции камеры и температуры на ее границах оказывают влияние также расходы масла и воздуха, частота и направление вращения вала, давление в камере, меняющиеся теплофизические свойства фаз и другие факторы. Экспериментальные данные, как правило, ограничиваются исследованиями для простых геометрий камер подшипников, а также некоторыми упрощениями, связанными с ограничениями в использовании экспериментальных методов. Поэтому для лучшего понимания распределения потоков и явлений теплообмена в камере подшипника использование методов CFD-моделирования является одной из актуальных задач в процессе создания ГТД.

Цель работы

Целью данной работы является верификация CFD-модели теплогидравлических процессов и проведение численного исследования влияния гравитации и размеров капель в монодисперсном масляно-воздушном потоке на потокораспределение и коэффициент теплоотдачи в характерных сечениях камеры подшипника.

1. Верификация CFD-модели теплогидравлических процессов

Для верификации CFD-модели теплогидравлических процессов [2, 3] была выбрана камера подшипника II (рис. 1), представленная в работах [4, 5]. Данный выбор обуславливался наличием экспериментальных данных, находящихся в открытом доступе.

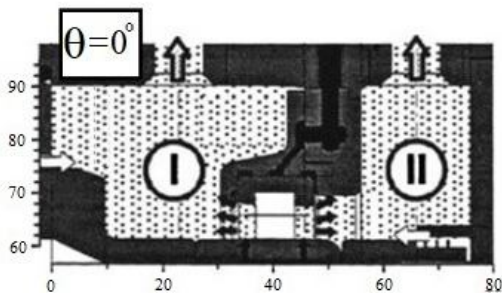


Рис. 1. Экспериментальная камера подшипника [4, 5]

Используя разработанную CFD-модель теплогидравлических процессов, исследовались поведение однофазного потока (воздуха) движущегося в кольцевом пространстве (рис. 2), ограниченном вращающимся валом и стенками камеры, и теплообмен между потоком воздуха и стенкой камеры.

На рис. 3 показано распределение скоростей воздушного потока в камере подшипника для продольного сечения, соответствующего угловой координате 15° (рис. 2). Как видно из рис. 3, в центральной части камеры наблюдается образование тороидальных вихрей Тейлора, обусловленное действием массовых сил. Это подтверждается теоретическими и экспериментальными исследованиями движения среды между двумя концентрическими цилиндрами, из которых внешний неподвижен, а внутренний вращается, проведенные Тэйлором и другими учеными [6].

При неподвижном внешнем цилиндре окружающая скорость среды в зазоре увеличивается от нуля на поверхности внешнего цилиндра до скорости

вращения поверхности внутреннего цилиндра. В этом случае массовая сила и ее производная по нормали к поверхности имеют противоположные направления, и поле массовых сил оказывает активное воздействие на поток, что приводит к возникновению вихрей Тейлора, имеющих форму торов [6].

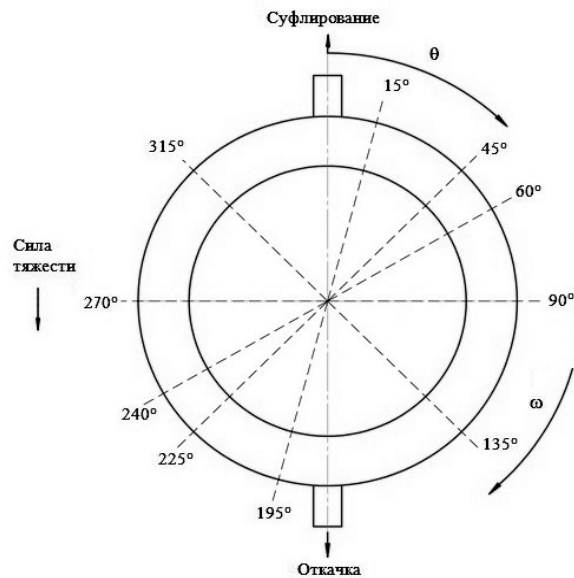


Рис. 2. Схема угловых сечений камеры подшипника

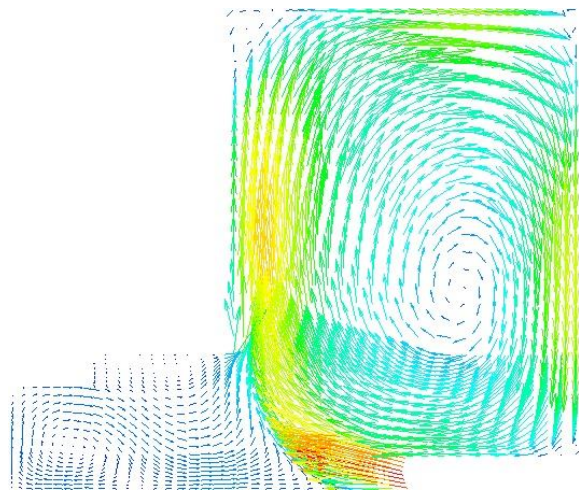


Рис. 3. Поле скоростей воздушного потока в камере подшипника ($\theta = 15^\circ$).

Скорость потока воздуха и наличие застойных зон оказывает значительное влияние на теплообмен возле стенок камеры. На рис. 4 показано изменение локального коэффициента теплоотдачи у внешней цилиндрической стенки камеры в продольном сечении, соответствующем угловой координате 15° (рис. 2), при частоте вращения вала 9 000 об/мин и расходе воздуха 15 г/с.

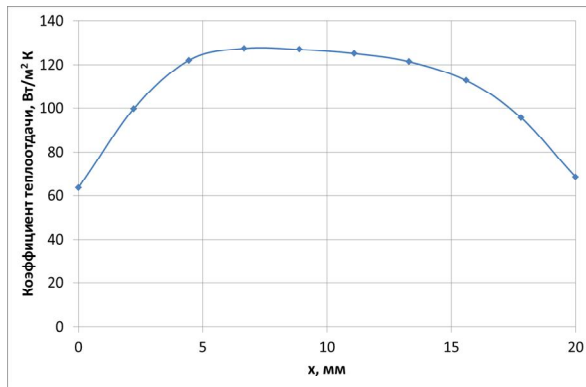


Рис. 4. Распределение коэффициента теплоотдачи по ширине цилиндрической части статора ($\theta = 15^\circ$)

Для расчета суммарного коэффициента теплоотдачи (1) между поверхностями внутреннего вращающегося и внешнего неподвижного соосных цилиндров, пространство между которыми заполнено средой, не имеющей осевого движения, в [6] представлены корреляционные соотношения, полученные путем обобщения экспериментальных данных по конвективному теплообмену

$$\alpha^* = \frac{Q}{(t_1 - t_2)F}, \quad (1)$$

где Q – тепловой поток; t_1, t_2 – температуры внутреннего и внешнего цилиндров, соответственно; F – площадь поверхности внутреннего цилиндра.

Корреляционные соотношения имеют вид зависимости числа Нуссельта от чисел Тейлора и Прандтля, в частности (2), для турбулентного течения с макровихрями

$$Nu^* = 0.092(Ta^2 \cdot Pr)^{1/3}, \quad (2)$$

$$Nu^* = \frac{2b\alpha^*}{\lambda},$$

$$Ta = \frac{\omega}{\nu} \cdot b^{3/2} \cdot r_1^{1/2},$$

$$Pr = \frac{\nu}{a},$$

где b – ширина зазора (расстояние между цилиндрическими поверхностями); r_1 – радиус внутреннего цилиндра; ω – угловая скорость вращения внутреннего цилиндра; λ, a, ν – коэффициенты теплопроводности, температуропроводности, кинематической вязкости, соответственно.

Коэффициент теплоотдачи, рассчитанный с использованием соотношения (2) при условии тепло-

обмена у внешней цилиндрической стенки камеры II (рис. 1), меньше, определенного с использованием разработанной CFD-модели, на 20 %. Это связано с тем, что при получении соотношения (2) не учитывалось осевое движение воздуха, происходящее в камере подшипника. Кроме этого погрешность экспериментального определения коэффициента теплоотдачи и обобщения данных также влияет на точность, полученных по соотношению (2), результатов.

Для верификации CFD-модели при условии движения масляно-воздушной смеси результаты расчета коэффициента теплоотдачи в камере подшипника II (рис. 1) сравнивались с экспериментальными данными, находящимися в открытом доступе и представленными в работах [4, 5].

Расчеты проводились для трех режимов работы камеры подшипника, представленных в таблице 1.

Таблица 1
Режимы работы камеры подшипника

Режим	Частота вращения вала, об/мин	Расход масла от подшипника, л/час	Расход воздуха через уплотнение, г/с
1	9 000	50	15
2	9 000	100	15
3	16 000	50	15

Сравнение результатов расчета локального коэффициента теплоотдачи с экспериментальными данными [4, 5] для продольного сечения, соответствующего угловой координате 15° (рис. 2), представлено на рис. 5 - 7.

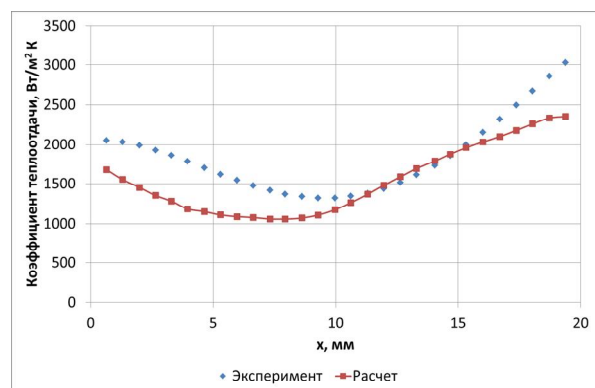


Рис. 5. Распределение коэффициента теплоотдачи по ширине цилиндрической части камеры (режим 1)

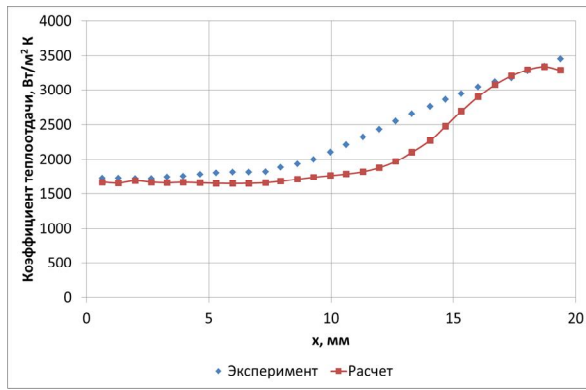


Рис. 6. Распределение коэффициента теплоотдачи по ширине цилиндрической части камеры (режим 2)

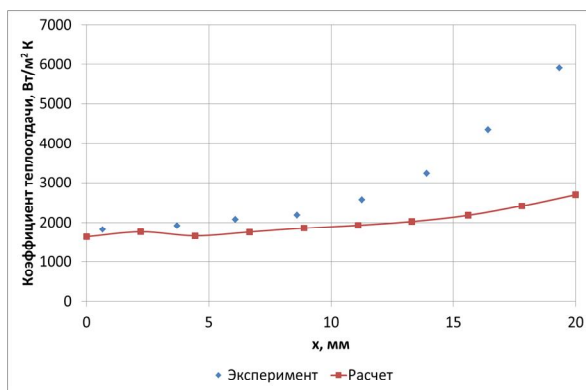


Рис. 7. Распределение коэффициента теплоотдачи по ширине цилиндрической части камеры (режим 3)

Результаты сравнительного анализа показывают качественно аналогичную картину изменения коэффициента теплоотдачи, что свидетельствует о правильном выборе методологии моделирования теплогидравлических процессов в камере подшипника и возможности применения ее для прогнозирования потокораспределения и теплообмена в масляной полости опоры ротора ГТД.

Сравнение средних коэффициентов теплоотдачи в сечении 15° для режимов, указанных в табл. 1, представлено в табл. 2.

Таблица 2
Средний коэффициент теплоотдачи в сечении 15°, Вт/м²К

Режим	Расчет	Эксперимент	Относительная погрешность, %
1	1524	1805	15,5
2	2100	2320	9,5
3	1975	2905	32

Как видно из табл. 2, при сравнении средних коэффициентов теплоотдачи относительная погрешность находится в пределах 10-32 %. Максимальная погрешность соответствует режиму 3. Это связано с резким возрастанием значения экспериментального коэффициента теплоотдачи от 2500 до 5900 Вт/м²К в интервале ширины камеры 11...20 мм (рис. 5) в отличие от рассчитанного значения, рост которого происходит плавно от значения 1930 до 2700 Вт/м²К. Данное отличие может быть связано с наличием вблизи стенок камеры потока воздуха, содержащего капли меньшего диаметра в сравнении с размером ячейки сетки конечных элементов. Об этом может также свидетельствовать тот факт, что в диапазоне ширины камеры от 0 до 11 мм характер изменения рассчитанного значения коэффициента теплоотдачи соответствует эксперименту.

2. Влияние силы тяжести

Сечение, проходящее через суфлирующую и откачивающую магистрали, что соответствует угловой координате 0° и 180°, соответственно, делит камеру подшипника на две симметричные части (рис. 2). Рассмотрим протекание теплогидравлических процессов в этих частях.

На первый взгляд может показаться, что сила тяжести по сравнению с центробежными силами и силами межфазного взаимодействия оказывает незначительное влияние на теплогидравлические процессы в камере подшипника, а ее вклад значит только при малых окружных скоростях потока. На рис. 8 показано распределение масла в камере подшипника в отсутствие силы тяжести для частоты вращения ротора 4 000 об/мин и 16 000 об/мин при прочих равных условиях.

Как видно из рис. 8, без учета влияния силы тяжести распределение масла на стенках камеры в правой и левой ее частях подчиняется правилу центральной симметрии. При этом формирование пленки масла происходит преимущественно в диапазоне углов 0...135° и 180...315° (рис. 2), а увеличение частоты вращения ротора приводит к выравниванию толщины пленки и более равномерному ее распределению. Указанное выше, влияет на величину коэффициента теплоотдачи, что показано на рис. 9

При учете силы тяжести, теплогидравлические процессы в правой и левой частях камеры протекают не симметрично. Это, прежде всего, связано с изменением направления действующих сил: сил тяжести и сопротивления (касательного напряжения) на межфазной поверхности пленка/воздух+капли. На рис. 10 показано распределение масла по окружности камеры для режима 1 (табл. 1) без учета и с учетом силы тяжести.

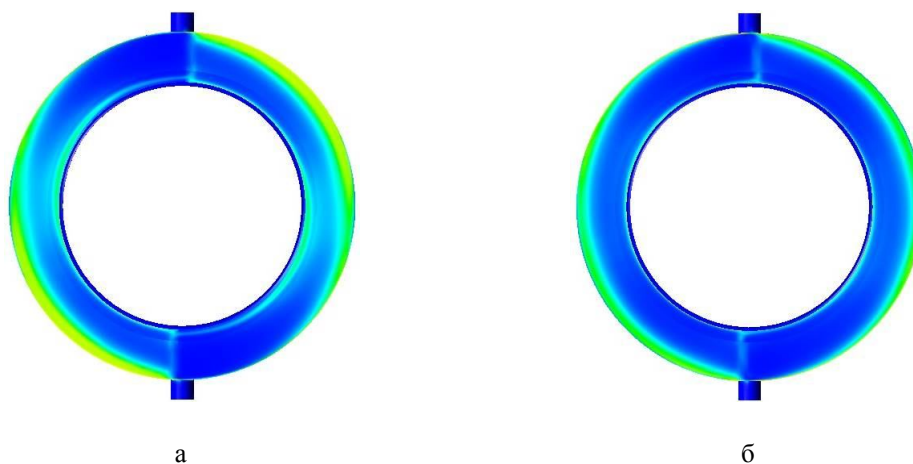


Рис. 8. Распределение масла в отсутствии силы тяжести:
 а – $n = 4\,000$ об/мин; б – $n = 16\,000$ об/мин

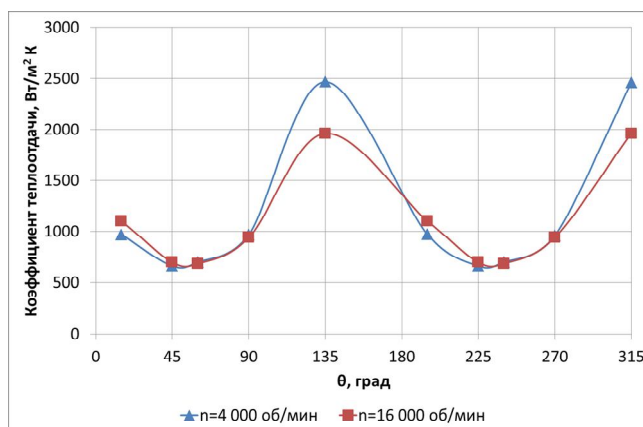


Рис. 9. Распределение коэффициента теплоотдачи по окружности камеры подшипника в отсутствии силы тяжести

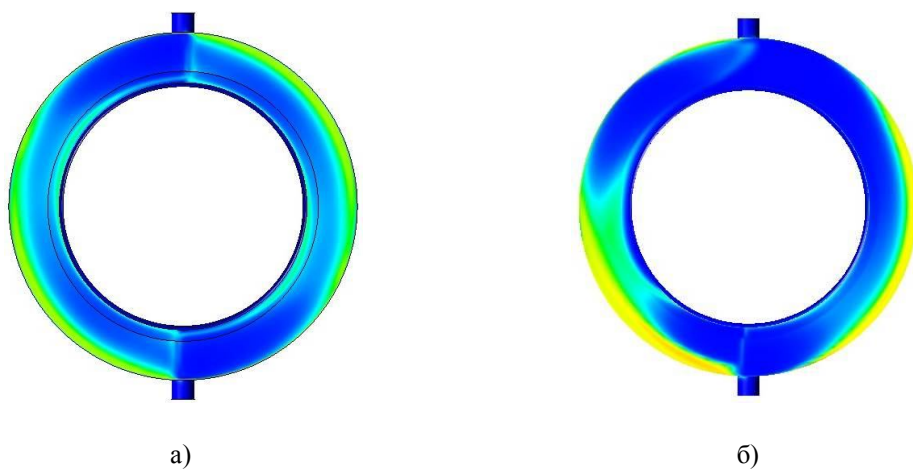


Рис. 10. Распределение масла по окружности камеры подшипника:
 а – без учета силы тяжести; б – с учетом силы тяжести

Под действием потока воздуха и центробежных сил капли масла перемещаются к стенке камеры, что приводит к формированию масляной пленки на ее поверхности. Силы тяжести и касательного напряжения на межфазной границе (пленка/воздух+капли) 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), ее скорость увеличивается, а толщина соответственно уменьшается. Однако в левой части камеры направления силы тяжести и скорости воздуха не совпадают, что приводит к торможению потока масляной пленки на поверхности камеры и, как следствие, к увеличению ее толщины.

Также в левой части камеры (рис. 10, б) наблюдается формирование пленки в зоне расположения отверстия для суфлирования, что способствует попаданию масла в суфлирующий канал. Этот факт подтверждается экспериментальными исследованиями [7]. 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, выступающий в масляную полость патрубков магистрали суфлирования может препятствовать прямому попаданию масляной пленки в эту магистраль, тем самым уменьшая долю масла в суфлирующем потоке и увеличивая эффективность откачки.

В результате асимметричного распределения пленки масла и сложного движения потока воздуха, содержащего его капли, в объеме камеры подшипника будут наблюдаться разные значения термического сопротивления пограничного слоя и, следовательно, коэффициента теплоотдачи, что подтверждается результатами численного моделирования. Для режима 1 распределение коэффициента теплоотдачи по сечениям камеры подшипника, рис. 2, с учетом силы тяжести и без учета ее влияния показано на рис. 11.

Из рис. 11 видно, что при учете силы тяжести имеет место асимметричное распределение коэффициента теплоотдачи по окружности камеры подшипника, при этом минимальные его значения наблюдаются в нижней части камеры, что соответствует угловым координатам 195-240°. Здесь происходит более интенсивное выпадение капель на стенку и формируется масляная пленка большей толщины, рис. 10, б. В результате этого термическое со-

противление пограничного слоя увеличивается и, как следствие, уменьшается коэффициент теплоотдачи. В верхней части камеры, особенно в области 270-315°, где не происходит формирование слоя пленки на стенках камеры или формируется тонкий ее слой, поток капель при взаимодействии с такой поверхностью уменьшает термическое сопротивление пограничного слоя, что приводит к росту коэффициента теплоотдачи.

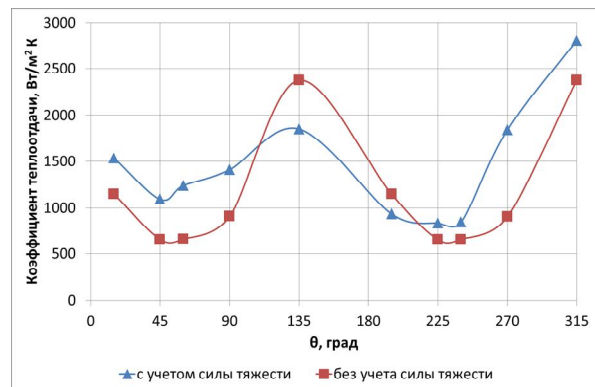


Рис. 11. Распределение коэффициента теплоотдачи по сечениям камеры подшипника (режим 1)

3. Влияние диаметра капель

Рассмотренное влияние силы тяжести на коэффициент теплоотдачи связано с изменением термического сопротивления пограничного слоя, образованного на стенках камеры [8, 9]. На процесс его формирования влияет и размер капель, совершающих сложное движение в объеме камеры подшипника. Капли большего размера, обладающие большей массой, импульсом и энергией, могут вносить большее возмущение в пристеночное течение, уменьшая термическое сопротивление пограничного слоя, тем самым приводя к росту коэффициента теплоотдачи.

Для подтверждения этой гипотезы было произведено моделирование теплогидравлических процессов в камере подшипника при частоте вращения ротора 9 000 об/мин, расходах масла и воздуха 50 л/ч и 40 г/с, соответственно, с различными монодисперсными потоками, содержащими капли диаметром 50, 75, 100 мкм. На рис. 12 показано изменение объемной доли масла по ширине камеры в сечении 15° (рис. 2).

Как видно из рис. 12, протяженность и толщина пленки масла по ширине камеры уменьшается с ростом диаметра капель, что связано с увеличением влияния силы тяжести на траекторию их движения. Крупные капли в силу своей большей массы более существенно смещаются в нижнюю часть камеры,

рис. 13. В связи с этим, их доля у стенки камеры в сечении 15° уменьшается. Несмотря на это, крупные капли, имея большую относительную скорость, интенсивно охлаждаются в объеме камеры в силу большего числа Рейнольдса и, следовательно, числа

Нуссельта, и при взаимодействии с поверхностью стенки имеют меньшую температуру, чем капли меньшего диаметра. Распределение объемной доли, температуры и скорости масла по ширине камеры на расстоянии 0,1 мм от стенки представлено в табл. 3.

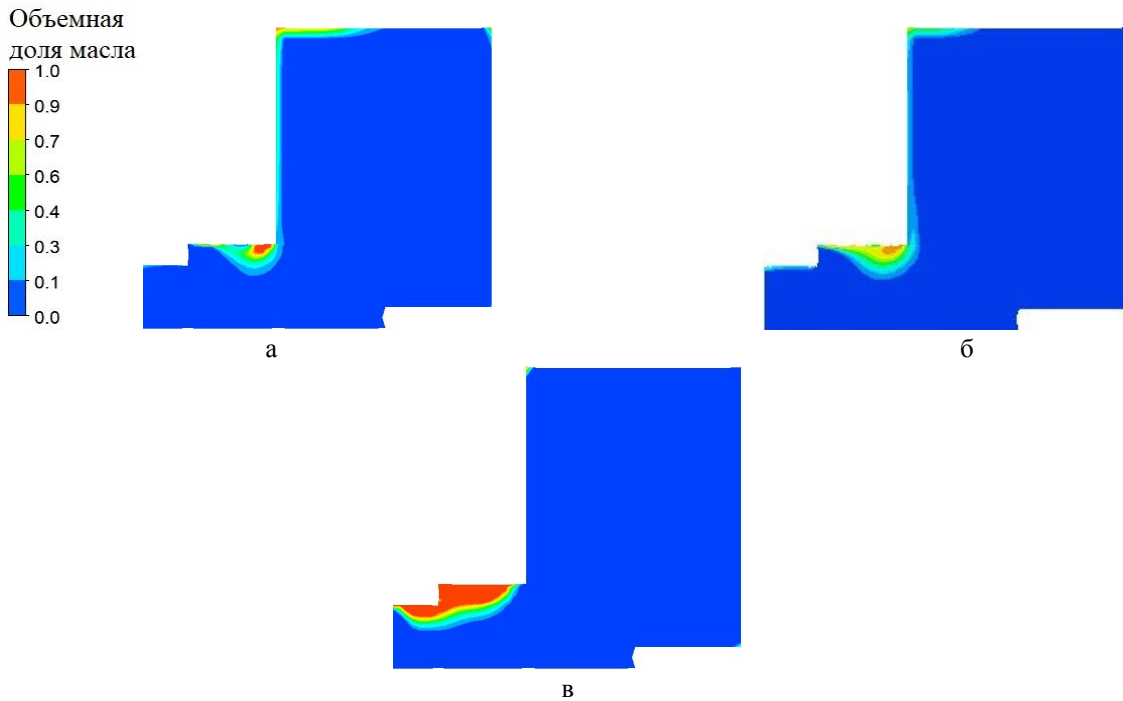


Рис. 12. Распределение масла по ширине камеры (сечение 15°):
а – 50 мкм; б – 75 мкм; в – 100 мкм

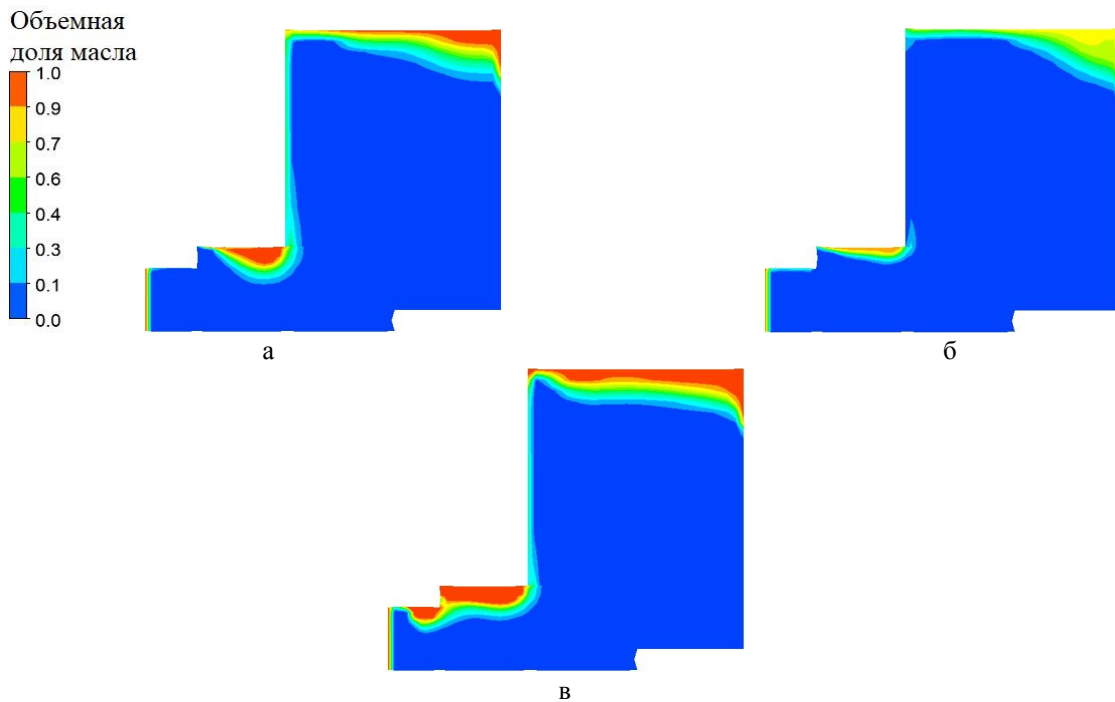


Рис. 13. Распределение масла по ширине камеры (сечение 195°):
а – 50 мкм; б – 75 мкм; в – 100 мкм

Распределение объемной доли, температуры и скорости масла по ширине камеры

Ширина, мм	Объемная доля масла			Температура масла, К			Скорость масла, м/с		
	50 мкм	75 мкм	100 мкм	50 мкм	75 мкм	100 мкм	50 мкм	75 мкм	100 мкм
0	0,851	0,646	0,699	422,49	420,06	418,95	0,99	1,22	2,42
2	0,703	0,479	0,003	422,20	419,71	418,71	0,73	0,94	3,19
4	0,681	0,354	0,002	421,86	419,42	418,43	0,60	1,02	3,83
6	0,523	0,135	0,001	421,56	419,21	418,22	0,55	1,40	4,10
8	0,215	0,037	0,001	421,33	419,04	418,03	0,70	1,93	4,47
10	0,085	0,015	0,001	421,12	418,87	417,86	1,14	2,26	4,82
12	0,046	0,007	0,001	420,90	418,67	417,69	1,63	2,47	5,13
14	0,034	0,004	0,001	420,67	418,43	417,51	1,97	2,65	5,34
16	0,029	0,002	0,001	420,42	418,16	417,34	2,12	2,80	5,44
18	0,036	0,002	0,001	420,16	417,84	417,16	2,08	2,89	5,43

Описанные выше явления влияют на значения коэффициента теплоотдачи, что для сечения 15° показано на рис. 14.

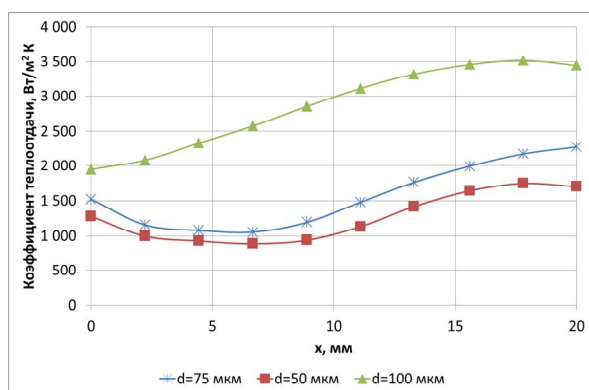


Рис. 14. Влияние диаметра капель на коэффициент теплоотдачи

Так, с увеличением диаметра капель наблюдается увеличение значения коэффициента теплоотдачи и меняется характер его распределения по ширине камеры. Наблюдается рост коэффициента теплоотдачи в области, где капли непосредственно взаимодействуют с поверхностью стенки камеры. При этом прослеживается связь между скоростью потока капель, взаимодействующих со стенкой, и коэффициентом теплоотдачи: чем больше скорость капель, тем больше значение коэффициента теплоотдачи. Таким образом, при CFD моделировании теплогидравлических процессов в камере подшип-

ника следует уделять особое внимание корректному заданию размеров капель, образующихся, главным образом, в результате процессов в подшипнике.

Заключение

Разработанная CFD-модель масляно-воздушного потока в полости опоры ротора ГТД, позволяет проводить численное исследование теплогидравлических процессов в камерах подшипников газотурбинных двигателей на этапе проектирования, что позволит сократить время и средства на доводку в ходе экспериментальных работ.

Силы тяжести и сдвига оказывают влияние на распределение масла по окружности камеры подшипника, что приводит к переменному значению термического сопротивления пограничного слоя и, следовательно, коэффициента теплоотдачи. Рост толщины масляной пленки приводит к уменьшению коэффициента теплоотдачи.

Капли масла, совершающие сложное движение в объеме камеры подшипника, при взаимодействии с поверхностью камеры интенсифицирует процесс теплообмена тем сильнее, чем больше их скорость и масса.

Литература

1. Михайленко, Т. П. К вопросу моделирования тепловых процессов в масляных полостях опор ротора ГТД [Текст] / Т. П. Михайленко, Дуаиссия Омар Хадж Аисса, И. И. Петухов // *Авиационно-*

космическая техника и технология. – 2016. – № 1 (128). – С. 53-57.

2. Численное исследование теплогидравлических процессов в камере подшипника ГТД [Текст] / Дуаиссия Омар Хадж Аисса, Т. П. Михайленко, А. Ю. Лисица, И. И. Петухов // Вестник двигателестроения. – 2018. – № 2. – С. 70-76.

3. Investigation numerique d'un ecoulement diphasique dans une cavite de palier d'un moteur aeronautique [Text] / Omar Hadj Aissa Douaissia, T. Mykhailenko, F. Saidi, B. Imine // Communication Science & Technology. – 2018. – № 21. – P. 1-10.

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. – № 122(2). – P. 314-320.

5. 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, 2-5 June 1997, Colorado, Florida. – Colorado, 1997. – P. 1-9.

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

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.

8. Исаченко, В. П. Теплопередача. Учебник для вузов, Изд. 3-е, доп. и перераб. [Текст] / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М.: Энергия, 1981. – 488 с.

9. Zhenxia, Liu. The numerical simulation and experimental study on aero-engine bearing cavity wall heat transfer [Text] / Liu Zhenxia, Zhang Fei // ISABE Conference 2017, Manchester, UK, September 3-8 2017. – Manchester, 2017. – P. 88-94.

eling in bearing chambers of gas turbine engines]. *Aerospace and technology*, 2016, no.1 (128), pp. 53-57.

2. Douaissia, Omar Hadj Aissa, Mykhailenko, T. P., Lisitsa, A. Yu., Petukhov, I. I. Chislennoe issledovanie teplogidravlicheskih protsessov v kamere podshipnika GTD [Numerical investigation of thermal and hydraulic processes in the GTE bearing chamber]. *Engine Building Bulletin*, 2018, no. 2, pp. 70-76.

3. Douaissia, Omar Hadj Aissa, Mykhailenko, T., Saidi, F., Imine, B. Investigation numerique d'un ecoulement diphasique dans une cavite de palier d'un moteur aeronautique. *Communication Science & Technology*, 2018, no. 21, pp. 1-10.

4. 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.

5. 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, 2-5 June, Colorado, Florida, 1997*, pp. 1-9.

6. Shchukin, V. K. *Teploobmen i gidrodinamika vnutrennikh potokov v polyakh massovykh sil* [Heat transfer and hydrodynamics of internal flows in the fields of mass forces]. Moscow, Engineering Publ., 1970. 332 p.

7. Wolfram, K., Dullenkopf, K., Bauer, H. J. Influences on the oil split between the oftakes of an aero-engine bearing chamber. *ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition, 2012*, vol. 4, pp. 1-9.

8. Isachenko, V. P., Osipova, V. A., Sukomel, A. S. *Teploperedacha. Uchebnik dlya vuzov, Izd. 3-e, dop. i pererab* [Heat transfer. Textbook for high schools, Ed. 3rd, add. and recycled]. Moscow, Energy Publ., 1981. 488 p.

9. Zhenxia, Liu., Fei, Zhang. The numerical simulation and experimental study on aero-engine bearing cavity wall heat transfer. *ISABE Conference 2017, Manchester, UK, September 3-8, 2017*, pp. 88-94.

References

1. Mykhailenko, T. P., Douaissia Omar hadj Aissa, Petukhov, I. I. К вопросу моделирования тепловых процессов в масляных полостях опор ротора ГТД [To the problem of thermal processes mod-

Поступила в редакцию 05.11.2018, рассмотрена на редколлегии 12.12.2018

ОСОБЛИВОСТІ ТЕПЛООБМІНУ В КАМЕРІ ПІДШИПНИКА ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

Дуаїссія Омар Хадж Аїсса, Т. П. Михайленко

При проектуванні маслосистем авіаційних ГТД також як і наземних ГТУ особливо гостро стоїть питання забезпечення теплового режиму опори ротора, що гарантує надійну роботу силової установки. Для визначення потрібної прокачування масла через опору ротора ГТД необхідний точний розрахунок теплового потоку від двигуна в камеру підшипника ГТД. Складність математичного опису теплогидравлических процесів пов'язана з наявністю багатофазної суміші в камері підшипника, що складається з масла, що йде на змазування і охолодження елементів опори, і повітря, що використовується для наддуву ущільнень. Сформована

практика проектування маслосистем в значній мірі спирається на досвідчені дані і технології, що склалися більш 20 років тому. Тенденції розвитку авіаційних двигунів, спрямовані на зниження питомої витрати палива і шкідливих викидів, передбачають більш високі навантаження і температури в двигуні при одночасному зниженні відбору потужності на надійне функціонування основних його систем. Це посилює вимоги до маслосистем і веде до необхідності вдосконалення їх схем і елементів з використанням сучасних методів моделювання та проектування, накопичених знань про робочі процеси. Використовуючи розроблену тривимірну CFD-модель олійно-повітряного потоку в порожнині опори ротора газотурбінного двигуна, в статті розглядаються особливості протікання процесу теплообміну між стінками камери підшипника і багатозафазним олійно-повітряним потоком. На прикладі камери підшипника спрощеної геометрії з використанням експериментальних даних, що знаходяться у відкритому доступі, проводиться верифікація розробленої CFD-моделі і наводяться результати чисельного дослідження теплогідролічних процесів. Показано вплив сил тяжіння і зсуву (дотичного напруження) на поточкоросподіл і теплообмін в камері підшипника, що виражається в нерівномірному розподілі масляної плівки і коефіцієнта тепловіддачі по колу порожнини. Показано вплив розмірів крапель олії, що рухаються в олійно-повітряному потоці, на розподіл масляної плівки і коефіцієнт тепловіддачі в камері підшипника.

Ключові слова: газотурбінний двигун; маслосистема; опора ротора; ущільнення; масляна порожнина; тепловий потік; сила тяжіння.

FEATURES OF HEAT TRANSFER IN THE GAS TURBINE ENGINE BEARING CHAMBER

Douaissia Omar Hadj Aissa, T. P. Mykhailenko

The issue of ensuring the thermal regime of the rotor support, which guarantees reliable operation of the power plant, is particularly important in designing oil systems of aviation gas turbine engines, as well as ground-based GTEs. The exact calculation of the heat flux from the engine to the GTE bearing chamber is necessary to determine the required oil pumping through the GTE rotor support. The complexity of the mathematical description of thermohydraulic processes is associated with the presence of a multiphase mixture in the bearing chamber, consisting of oil, which is applied to lubricate and cool the support elements, and the air applied to pressurize the seals. The current practice of designing oil systems is based on the experimental data and technology that has been established more than 20 years ago. The development trends of aircraft engines, aimed at reducing specific fuel consumption and harmful emissions, suggest higher loads and temperatures in the engine while reducing power take-off for reliable operation of its main systems. This adds demands for oil systems and leads to the need to improve their circuits and elements using modern methods of modeling and design, accumulated knowledge of work-flows. The article deals with the features of the heat exchange process between the walls of the bearing chamber and the multi-phase oil-air flow applying the developed three-dimensional CFD-model of the oil-air flow in the cavity of the rotor support of a gas turbine engine. The developed CFD model is verified and the results of a numerical study of thermal-hydraulic processes are presented by the example of a bearing chamber with simplified geometry applying experimental open access data. It is presented the effect of gravity and shear forces (shear stress) on the distribution of the flow and heat transfer in the bearing chamber, which is reflected in the nonuniform distribution of the oil film and the heat transfer coefficient around the circumference of the cavity. It is determined the influence of the size on oil droplets moving in the oil-air flow on the distribution of the oil film and the heat transfer coefficient in the bearing chamber.

Keywords: gas turbine engine; lubrication system; bearing chamber; seal; oil cavity; heat flux; gravity.

Дуаиссия Омар Хадж Аисса – аспирант каф. аэрокосмической теплотехники, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина.

Михайленко Тарас Петрович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры аэрокосмической теплотехники, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина.

Douaissia Omar Hadj Aissa - PhD student of Aerospace Thermal Engineering Dept., National Aerospace University "KhAI", Kharkov, Ukraine, e-mail: douaissia.omar@hotmail.fr.

Mykhailenko Taras Petrovich – PhD, Associate Professor, Associate Professor of Aerospace Thermal Engineering Dept., National Aerospace University "KhAI", Kharkov, Ukraine, e-mail: t.mykhailenko@khai.edu. ORCID Author ID: 0000-0003-4708-673X.