

泛结构条件下轴承腔油气两相流动的模化方法

孙恒超, 陈国定, 陈 薄
(西北工业大学 机电学院, 西安 710072)

摘 要: 首先根据热力学、流体力学的基本定理对航空发动机轴承腔油气两相流动的相似性进行了数学推导, 获得了弗劳德数、欧拉数、雷诺数、普朗特数和埃克特数等相似准则数, 遵循系统几何相似和动力相似等相似准则建立了航空发动机泛结构及工况条件下轴承腔油气两相流动的模化模型; 并对实际轴承腔及模化轴承腔的油气两相流场进行了数值求解, 模化轴承腔与实际轴承腔无量纲速度、温度和压力分布一致性较好, 支持了提出的轴承腔油气两相流动相似准则和模化方法的可靠性. 泛结构条件下轴承腔油气两相流动模化方法对于指导轴承腔油气两相流动试验设计及推进理论分析向航空发动机工程设计转化都有一定的参考价值.

关 键 词: 模化; 航空发动机; 轴承腔; 两相流; 相似准则; 方程分析法; 流场

中图分类号: V233.4

文献标志码: A

Modeling method of bearing chamber oil/air two-phase flow under multi-geometrical conditions

SUN Heng-chao, CHEN Guo-ding, CHEN Bo

(School of Mechanical Engineering,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: The similarity of oil/air two-phase flow in aero-engine bearing chambers was derived according to the basic theorems of thermodynamic and fluid dynamic firstly, the similarity criterion numbers such as Froude number, Euler number, Reynolds number, Prandtl number and Eckert number were obtained, then the model of aero-engine bearing chamber oil/air two-phase flow was built under multi-geometrical and operating conditions following the principle of system similarity. The oil/air two-phase flow fields of prototype and modeling bearing chambers were solved by numerical simulation, and the better consistency of flow fields dimensionless physical characteristic parameters, such as dimensionless tangential velocity, temperature and pressure between prototype and modeling bearing chambers, illustrates that the similarity criterion numbers and modeling method of aero-engine bearing chamber oil/air two-phase flow proposed are reliable. The proposal modeling method has certain reference value for guiding experiment design of bearing chamber oil/air two-phase flow as well as promoting the shift of theory investigation to engineering application of aero-engine lubrication system design.

收稿日期: 2013-05-07

基金项目: 国家自然科学基金(50975233, 51275411); 西北工业大学研究生创业种子基金(Z2012051)

作者简介: 孙恒超(1987-), 男, 河北衡水人, 博士生, 主要从事航空发动机润滑系统设计研究.

Key words: modeling; aero-engine; bearing chamber; two-phase flow;
similarity criterion; equation-based analysis method; flow fields

航空发动机轴承腔(下文简称轴承腔)是航空发动机转子支承系统中的重要部件,其工作性能优劣影响到航空发动机的可靠性和寿命.用于润滑冷却功用的润滑油与防止润滑油泄漏的密封空气在轴承腔中形成油气两相流动,因而轴承腔润滑与换热设计依赖于对腔内油气两相流动的正确理解和分析.

自 Wittig 等^[1]研制了轴承腔油气两相流动及换热分析的试验台,测量了轴承腔壁面油膜厚度和腔内温度,并计算了轴承腔壁面/润滑介质的局部表面传热系数开始,已有不少学者开展了轴承腔油气两相流动的相关研究.之后的研究工作主要是以 Wittig 试验台确定的简化轴承腔结构为基础展开的,包括腔内油膜厚度和速度的计算^[2-3]、壁面/润滑介质传热系数的工况影响分析^[4-5]及腔内油气两相流动的数值模拟等^[6-9].

迄今的轴承腔油气两相流动分析大多基于简化结构和工况参数而开展,虽说简化结构轴承腔使得理论分析较为简单,但毕竟忽略了轴承腔的工程特点,其研究只能反映个别结构及工况条件下概念或标准型的轴承腔的两相流动特性,难以应对指导轴承腔工程设计的需求.当然,遍及不同航空发动机型号的每一个轴承腔都进行理论和试验研究,存在着受制于计算和试验成本、测试空间、测试精度及测试安全性等因素的限制;若简单将个别轴承腔的研究移植或映射到其他轴承腔分析设计中,又因轴承腔的多样性和复杂性难以保证分析设计的可靠性.因此,解决轴承腔理论与试

验研究中普适性与可行性之间的矛盾,建立轴承腔工程结构与分析模型之间的映射关系与方法,是很有益和必要的工作.

本文以反映轴承腔油气两相流动物理本质的控制方程为基础,采用方程分析法建立轴承腔油气两相流动相似准则,基于实际结构及工况条件下轴承腔与模化轴承腔油气两相流动几何和力学相似,提出描述实际结构及工况条件下轴承腔油气两相流动的模化模型,实现不同结构及工况条件下轴承腔油气两相流动的“共性”分析.基于模化轴承腔与实际轴承腔的油气两相流动数值分析对比支持了本文提出的分析方法和结果.

1 轴承腔的结构和工况

轴承腔按布置位置不同分为压气机轴承腔和涡轮轴承腔.压气机轴承腔受压气机叶片安装筒鼓结构的影响,某些腔壁有倾角,腔体几何尺寸也要大些.由于远离航空发动机热区,压气机轴承腔的进油、进气及环境温度都较低.涡轮轴承腔结构较规则且腔体几何尺寸较小,但因多处于航空发动机热区,其进油、进气及环境温度较高,另外其轴承腔的密封与轴承的相对方位也有所不同.为了能够在较宽泛的结构条件下进行轴承腔油气两相流动的模化处理,本文列举了 4 种较具有代表性的轴承腔结构作为模化处理的研究对象,其结构如图 1 所示,结构及工况参数如表 1 所示.图 1 及表 1 都清楚地表现出轴承腔结构及工况参数的多样性和复杂性.

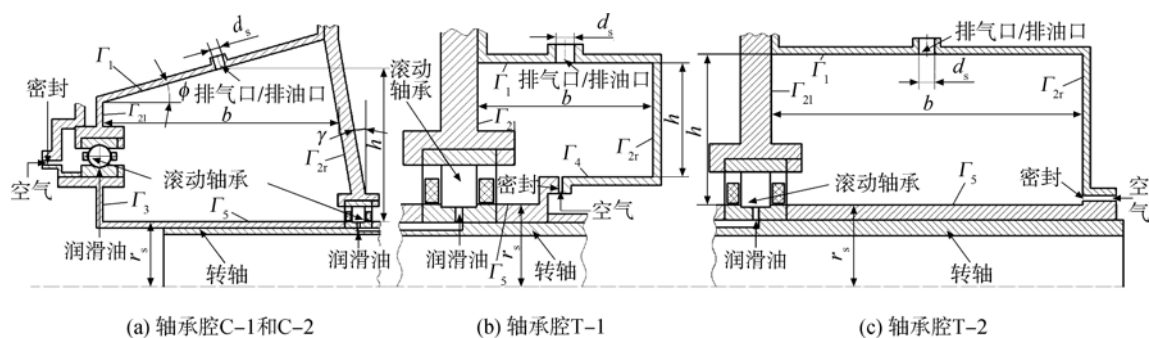


图 1 轴承腔结构示意图

Fig. 1 Overview of bearing chambers structure

表1 实际轴承腔结构及工况参数

Table 1 Geometrical and operating parameters of prototype bearing chambers

编号	宽度	高度	转子半	倾角	倾角	出口	转速	进油	进油	进气	进气	壁面温度 T_w'/K					
	b'/mm	h'/mm	径 r'_s/mm	$\phi'/(^{\circ})$	$\gamma'/(^{\circ})$	直径 d'_s/mm	$n'_s/(r/min)$	量 $q'_l/(g/s)$	温度 $T'_{in,l}/K$	量 $q'_g/(g/s)$	温度 $T'_{in,g}/K$	Γ_1	Γ_{2l}	Γ_{2r}	Γ_3	Γ_4	Γ_5
C-1	770	265	110.0	17	-15	25	4012	378.7	323.0	7.5	323.0	343	328	338	328		333
C-2	272	144	70.0	22	15	15	5380	66.5	328.0	10.0	328.0	348	333	343	333		338
T-1	109	80	100.0	0	0	7	10450	147.0	375.7	6.9	343.0	453	413	413		413	393
T-2	150	75	47.7	0	0	7	5380	32.4	368.0	13.8	338.0	448	413	403			388

2 轴承腔油气两相流动相似准则

2.1 轴承腔油气两相流动流型

轴承腔工作时可能出现均相流动、分层流动和油膜/空气(含油滴颗粒相)流动3种流型^[10-11],大多数情况下轴承腔油膜、油滴和空气是共存的.参考文献[12]的研究结果,轴承腔内空气中所含油滴颗粒的质量占排出润滑油总质量的比例约为25%,按照轴承腔滑油供给量和密封进气量计算空气(含油滴颗粒相)中油滴的体积分数 φ_l

$$\varphi_l = \frac{25\% \times q_l}{25\% \times q_l + q_g \times \rho_l / \rho_g} \quad (1)$$

式中 q_l 为轴承腔进油量; q_g 为进气量; ρ_l, ρ_g 分别是润滑油和空气的密度.在满足润滑功能的条件下,轴承腔内空气中油滴的体积分数是很低的,例如表1中4种轴承腔 φ_l 分别为1.45%,0.19%,0.62%和0.07%.因此空气中存在的油滴对于油气两相流动的影响是有限的,文献[11]的计算结果亦表明油膜/空气分层流动和油膜/空气(含油滴颗粒相)流动两种流型条件下轴承腔内流动特征参数差异较小.故本文未考虑油滴的影响后,将轴承腔内的油气两相流动处理为气液分层流动.

2.2 轴承腔油气两相流动的数学描述

物理模型的相似必须以物理本质相同为原则.轴承腔油气两相流动的控制方程反映了轴承腔中油气两相流动的物理本质,故而轴承腔油气两相流动的几何和力学相似应立足于相同的控制方程.忽略腔内空气和润滑油的相变并且满足热动平衡假设,轴承腔内油气两相分层流动状态的连续性方程、动量方程和能量守恒方程表示为

$$\nabla \cdot (\varphi_a \rho_a \mathbf{U}_a) = 0 \quad (2)$$

$$\rho_a \mathbf{U}_a \cdot \nabla (\varphi_a \mathbf{U}_a) = \varphi_a \rho_a \mathbf{f}_a - \varphi_a \nabla p_a +$$

$$2 \nabla \cdot (\mu_a \varphi_a \mathbf{E}_a) - \frac{2}{3} \nabla (\mu_a \varphi_a \nabla \cdot \mathbf{U}_a) + \mathbf{M}_a \quad (3)$$

$$\mathbf{U}_a \cdot \nabla (\varphi_a \rho_a c_{v,a} T_a) + \frac{1}{2} \mathbf{U}_a \cdot \nabla (\varphi_a \rho_a \mathbf{U}_a^2) =$$

$$\nabla \cdot (\varphi_a \lambda_a \nabla T_a) - \nabla \cdot (\varphi_a p_a \mathbf{I} \cdot \mathbf{U}_a) + \varphi_a \rho_a \mathbf{f}_a \cdot \mathbf{U}_a + \nabla \cdot \left[\varphi_a \mu_a \left(2 \mathbf{E}_a - \frac{2}{3} \nabla \cdot \mathbf{U}_a \mathbf{I} \right) \cdot \mathbf{U}_a \right] + Q_a \quad (4)$$

上式中 ρ, μ, λ 和 c_v 分别是流体的密度、动力黏度、导热系数和比定容热容;参数下标 a 为 l 和 g 时分别代表润滑油和空气; φ 是体积分数,且 $\varphi_l + \varphi_g = 1$; $\mathbf{E}$ 为流体应变率张量; $\mathbf{U}$ 为流体速度矢量, $\mathbf{U} = [u \ v \ w]^T$; T 为流体温度; p 为流体压力; $\nabla = i\partial/\partial x + j\partial/\partial y + k\partial/\partial z$ 是梯度算子.若重力沿 y 轴负方向,则体积力 $\mathbf{f} = [0 \ -g \ 0]^T$, g 为重力加速度. $\mathbf{M}_a$ 为单位体积内润滑油与空气之间的拖曳力, Q_a 为油气两相之间的热交换量.

2.3 轴承腔油气两相流动相似准则

轴承腔油气两相流动相似分析的一个原则是进油量、进气量和转速等工况参数组成的相似准则数应相等^[13],欲以模化轴承腔映射实际轴承腔以分析油气两相流动问题,需要使两者之间的相似准则数相等.采用方程分析法从式(3)和式(4)中提炼出相似准则数,使模化轴承腔和实际轴承腔中油气两相流动相似准则数相等而形成两者相似的准则.

实际轴承腔与模化轴承腔油气两相流动几何及物理量之间的对应关系用相似变换式表示为

$$\begin{cases} \frac{x''}{x'} = \frac{y''}{y'} = \frac{z''}{z'} = \frac{l''}{l'} = C_l; & \frac{\rho''}{\rho'} = C_\rho; & \frac{g''}{g'} = C_g \\ \frac{u''}{u'} = \frac{v''}{v'} = \frac{w''}{w'} = \frac{U''}{U'} = C_U; & \frac{\mu''}{\mu'} = C_\mu; & \frac{p''}{p'} = C_p \\ \frac{c_v''}{c_v'} = C_{c_v}; & \frac{\lambda''}{\lambda'} = C_\lambda; & \frac{T''}{T'} = C_T; & \frac{\varphi''}{\varphi'} = C_\varphi \end{cases} \quad (5)$$

式中 x, y 和 z 为流场直角坐标系空间坐标, u, v 和 w 分别为直角坐标系下 x, y 和 z 方向上流体速度分量, C 为相似倍数, 不同几何及物理量的相似倍数以下标区分; 文中实际轴承腔与模化轴承腔之区别以上标“'”与“''”表示, 没有上标的则两者皆适用。

利用式(5)对实际轴承腔油气两相流动控制方程进行相似变换, 通过方程中的几何量及物理量的对应转化, 形成模化轴承腔的油气两相流动控制方程, 以在满足几何与力学相似条件下基于模化轴承腔进行油气两相流动问题分析。

模化轴承腔的油气两相流动控制方程为

$$\begin{aligned} \frac{C_{\rho_a} C_{U_a}^2 C_{\varphi_a}}{C_l} \rho'_a \mathbf{U}'_a \cdot \nabla (\varphi'_a \mathbf{U}'_a) &= C_{\varphi_a} C_{\rho_a} C_{g_a} \varphi'_a \rho'_a \mathbf{f}'_a - \frac{C_{\varphi_a} C_{p_a}}{C_l} \varphi'_a \nabla p'_a + \\ &\frac{C_{\mu_a} C_{\varphi_a} C_{U_a}}{C_l^2} \left[2 \nabla \cdot (\mu'_a \varphi'_a \mathbf{E}'_a) - \frac{2}{3} \nabla (\mu'_a \varphi'_a \nabla \cdot \mathbf{U}'_a) \right] + C_{M_a} \mathbf{M}'_a \quad (6) \\ \frac{C_{U_a} C_{\varphi_a} C_{\rho_a} C_{c_{Va}} C_{T_a}}{C_l} \mathbf{U}'_a \cdot \nabla (\varphi'_a \rho'_a c_{Va} T'_a) &+ \frac{C_{U_a}^3 C_{\varphi_a} C_{\rho_a}}{C_l} \frac{1}{2} \mathbf{U}'_a \cdot \nabla (\varphi'_a \rho'_a \mathbf{U}'_a{}^2) = \\ &\frac{C_{\varphi_a} C_{\mu_a} C_{U_a}}{C_l^2} \nabla \cdot \left[\varphi'_a \mu'_a \left(2 \mathbf{E}'_a - \frac{2}{3} \nabla \cdot \mathbf{U}'_a \mathbf{I} \right) \cdot \mathbf{U}'_a \right] + \\ &\frac{C_{\varphi_a} C_{\lambda_a} C_{T_a}}{C_l^2} \nabla \cdot (\varphi'_a \lambda'_a \nabla T'_a) - \frac{C_{\varphi_a} C_{p_a} C_{U_a}}{C_l} \nabla \cdot (\varphi'_a p'_a \mathbf{I} \cdot \mathbf{U}'_a) + C_{\varphi_a} C_{\rho_a} C_{g_a} C_{U_a} \varphi'_a \rho'_a \mathbf{f}'_a \cdot \mathbf{U}'_a + C_{Q_a} Q'_a \quad (7) \end{aligned}$$

根据量纲理论, 式(6)和式(7)中的相似倍数组合应相等, 即有

$$\frac{C_{\rho_a} C_{U_a}^2 C_{\varphi_a}}{C_l} = C_{\varphi_a} C_{\rho_a} C_{g_a} = \frac{C_{\varphi_a} C_{p_a}}{C_l} = \frac{C_{\mu_a} C_{\varphi_a} C_{U_a}}{C_l^2} \quad (8)$$

$$\frac{C_{U_a} C_{\varphi_a} C_{\rho_a} C_{c_{Va}} C_{T_a}}{C_l} = \frac{C_{U_a}^3 C_{\varphi_a} C_{\rho_a}}{C_l} = \frac{C_{\varphi_a} C_{\lambda_a} C_{T_a}}{C_l^2} \quad (9)$$

由式(8)中前两项相等可得

$$\frac{C_{\rho_a} C_l}{C_{U_a}^2} = 1 \quad (10)$$

代入相关相似倍数得到

$$\frac{g' l'}{U'^2} = \frac{g'' l''}{U''^2} \quad (11)$$

形成轴承腔油气两相流动的弗劳德相似准则为

$$\frac{g l}{U_c} = Fr \quad (12)$$

采用相同的处理方法可以得到轴承腔油气两相流动的欧拉相似准则、雷诺相似准则、普朗特相似准则和埃克特相似准则, 它们分别表示为

$$\frac{p}{\rho U_c} = Eu \quad (13)$$

$$\frac{U_c l}{\nu} = Re \quad (14)$$

$$\frac{\nu}{a} = Pr \quad (15)$$

$$\frac{U_c}{c_v T} = Ec \quad (16)$$

式(12)~式(16)给出的各相似准则中, 依据应用的物理场合, 特征速度 U_c 分别用进油特征

速度 u_i 、进气特征速度 u_g 和转子表面线速度 u_s 表征^[5], T 为进油或进气温度。根据轴承腔内的润滑介质流动类似于 Couette-Taylor 流动^[6], 定型尺寸 l 由轴承腔水力直径 D_h 定义

$$D_h = 4A/U_h \quad (17)$$

式中 A 为轴承腔截面面积; U_h 为轴承腔截面湿周, A 和 U_h 根据轴承腔具体结构计算确定。

进油特征速度 u_i 和进气特征速度 u_g 定义为

$$u_a = \frac{4q_a}{\rho_a D_h^2} \quad \alpha \in 1, g \quad (18)$$

式中 q 为润滑油或空气的流量; 下角标 l 和 g 分别表示润滑油和空气。

利用式(12)得到描述供油状态的弗劳德数 Fr_l 、供气状态的弗劳德数 Fr_g 和转子转动状态的弗劳德数 Fr_s 分别为

$$Fr_a = \frac{g \rho_a^2 D_h^5}{16 q_a^2}; \quad \alpha \in 1, g \quad (19)$$

$$Fr_s = \frac{900 g D_h}{\pi^2 n_s^2 r_s^2} \quad (20)$$

利用式(14)得到描述供油状态的雷诺数 Re_l 、供气状态的雷诺数 Re_g 和转子转动状态的雷诺数 Re_s 分别为

$$Re_a = \frac{4 q_a}{\mu_a D_h}; \quad \alpha \in 1, g \quad (21)$$

$$Re_s = \frac{\pi n_s r_s D_h}{30 \mu} \quad (22)$$

利用式(16)得到供油状态的埃克特数 Ec_l 和供气状态的埃克特数 Ec_g 分别为

$$Ec_a = \frac{16 q_a^2}{\rho_a^2 D_h^4 c_{Va} T_a}; \quad \alpha \in 1, g \quad (23)$$

普朗特数 Pr 仅与流体运动黏度 ν 及热扩散率有关,不涉及轴承腔工况条件. Eu 包含待求量 p ,因此式(13)是一个待定准则.

3 模化轴承腔的油气两相流动

3.1 模化轴承腔油气两相流动的结构处理

进行模化轴承腔油气两相流动分析需要确定模化轴承腔的结构和工况条件.采用模化轴承腔处理轴承腔油气两相流动问题,应保证模化模型与实际轴承腔的几何相似.可以依据研究需要给定模化轴承腔与实际轴承腔结构的比例因子,这样模化轴承腔的结构是实际轴承腔经过“扩大”或“缩小”处理后获得的,因此可以保证模化轴承腔与实际轴承腔严格的几何相似.

3.2 模化轴承腔油气两相流动的工况处理

根据模化轴承腔与实际轴承腔的 8 个相似准则数应相等的原理,按照式(19)~式(23)可以计算出模化轴承腔模型的进油量、进油温度、进气量、进气温度和轴转速等 5 个工况参数.

根据模化轴承腔进油温度 $T'_{in,l}$ 和进气温度 $T'_{in,g}$,以及实际轴承腔进油温度 $T''_{in,l}$ 和进气温度 $T''_{in,g}$,计算温度相似倍数 C_T

$$C_T = 0.5 \left(\frac{T'_{in,l}}{T''_{in,l}} + \frac{T'_{in,g}}{T''_{in,g}} \right) \quad (24)$$

模化轴承腔的壁面温度可通过 C_T 与实际轴承腔壁面温度的乘积确定.

4 轴承腔油气两相流动的数值分析

4.1 轴承腔油气两相流动的数值计算

在 Gambit 软件平台上分别构造实际轴承腔和模化轴承腔的流场控制域 ($\theta=0^\circ\sim 360^\circ$) 并使用六面体网格离散流场控制域.例如,图 2 是模化

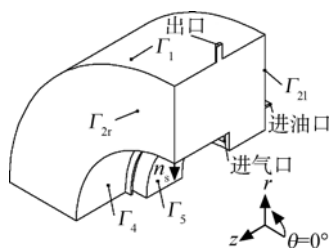


图 2 模化轴承腔 T-1 流场控制域 ($\theta=90^\circ\sim 180^\circ$)

边界编号及坐标示意图

Fig. 2 Boundary number and coordinate system of flow field control domain in modeling bearing chamber T-1 ($\theta=90^\circ\sim 180^\circ$)

轴承腔 T-1 流场控制域中 $\theta=90^\circ\sim 180^\circ$ 范围内的结构示意图,流场边界编号及分析时的圆柱坐标系的位置亦如图所示,其他 3 种轴承腔的处理方式类似.

分析的压力边界条件为排油口和排气口的相对压力为零;分析的质量边界条件为在进油口和进气口均施加质量入口条件;分析的速度边界条件为运动表面施加运动壁面条件,静止表面施加静止壁面条件,轴承腔壁采用无滑移壁面边界条件.

油气介质与腔壁为对流换热边界条件,其表面传热系数根据油气介质与腔壁相对运动类型不同而按不同公式计算:腔壁 Γ_1 处的“管内”流动、腔壁 Γ_2 和腔壁 Γ_3 处的“绕盘”流动、轴承腔壁面 Γ_4 和 Γ_5 的“绕轴”流动,表面传热系数的具体计算公式如表 2 所示,其中 $\bar{v}_{tan,g}$ 为空气的平均切向速度.

表 2 轴承腔壁面表面传热系数计算式^[5,14]

Table 2 Surface heat transfer coefficients of bearing chamber housing walls^[5,14]

壁面	表面传热系数 h	Re
Γ_1	$h=0.35\lambda_g D_h^{0.46} Re_g^{0.48} Re_d^{0.32} Re_s^{0.35}$	式(21)、式(22)
	$h=\frac{0.585\lambda_g r^{-1} Re_r^{0.5}}{0.6/Pr_g+0.95/Pr_g^{1/3}},$	
Γ_2	$Re_r \leq 2.4 \times 10^5;$ $h=0.021\lambda_g r^{-1} Re_r^{0.8} Pr_g^{1/3},$ $Re_r > 2.4 \times 10^5, Pr_g > 0.5$	$Re_r = \bar{v}_{tan,g} r / \nu_k$
Γ_3	同 Γ_2	$Re_r = \Omega r^2 / \nu_k$
Γ_4	$h=0.133\lambda_g D^{-1} Re_d^{2/3} Pr_g^{1/3},$ $Re_d < 4.3 \times 10^5, 0.7 < Pr_g < 670$	$Re_d = \bar{v}_{tan,g} D / \nu_k$
	$h=0.664\lambda_g l^{-1} Re_l^{0.5} Pr_g^{1/3},$	
Γ_5	$Re_l \leq 5 \times 10^5, 0.6 \leq Pr_g \leq 50$ $h=\lambda_g l^{-1} (0.037 Re_l^{4/5} - 871) Pr_g^{1/3},$ $Re_l \leq 10^7, 0.6 \leq Pr_g \leq 60$	$Re_l = \bar{v}_{tan,g} l / \nu_k,$ $l = \pi D$

在 ANSYS CFX 软件平台上设置最大迭代步数为 100,收敛标准为 10^{-4} ,守恒收敛标准为 0.03,采用 SIMPLE (semi-implicit method for pressure linked equations) 方法求解连续性方程、动量方程、能量守恒方程以及湍流方程.数值计算时选用的润滑油的牌号为 4109,其物理性质参数与温度的关系见文献[15];空气物理性质参数与温度的关系见文献[14].

4.2 轴承腔油气两相流动数值计算方法的验证

在数值模拟计算前,开展了网格独立性分析,采用了 3 种密度对实际轴承腔 T-2 进行了六面体

网格划分, r , θ 和 z 3 个方向上网格均以 0.75 和 1.33 比例系数作了加密和稀疏处理, 3 种网格密度下网格总数分别为 199462, 492904 和 1071646. 图 3 是不同网格密度下实际轴承腔内 $\theta' = 0^\circ$, $z' = 75$ mm 不同 r' 处油气介质的温度分布, 可以看出网格数量对计算结果的影响不显著. 综合考虑计算精度和计算时间两个因素, 本文采用了中等密度的网格进行数值模拟.

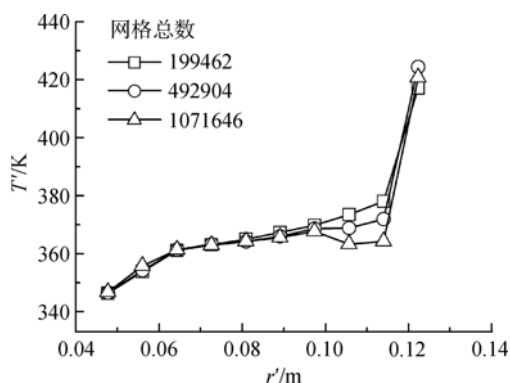


图3 网格独立性分析结果

Fig. 3 Results from grid-independence analysis

为了验证本文所采用的轴承腔油气两相流动的数值模拟方法, 对文献[16]给出的轴承腔结构及工况条件, 进行了油气两相流动的理论计算, 并与文献[16]提供的试验结果进行了比较. 分析的工况条件是, 转子转速 $\Omega = 9\,000$ r/min, 进油量 $q_l = 24.93$ g/s, 进气量 $q_g = 10$ g/s. 图 4 是壁面油膜厚度 h_f 周向分布的计算结果与试验结果的比较. 可以看出, 在轴承腔周向大部分区域, 计算出的壁面油膜厚度与试验测量的油膜厚度一致性较好, 表明本文所采用的轴承腔油气两相流动的数值模拟方法的正确性.

4.3 数值计算中模型轴承腔的结构及工况参数

为了同时考虑到结构“扩大”和“缩小”的情

况, 并且腔高受轴承及转子的制约而对流场影响更为明显, 因此根据表 1 中 4 种轴承腔的平均腔高为模化轴承腔结构的腔高, 计算得出 4 种模化轴承腔模化结构与实际结构的相似倍数分别为 0.53, 0.97, 1.76 和 1.88. 图 1 和表 1 所示的实际轴承腔按照上文所述模化方法进行模化模型设计后所对应的模化轴承腔的结构及工况参数如表 3 和表 4 所示.

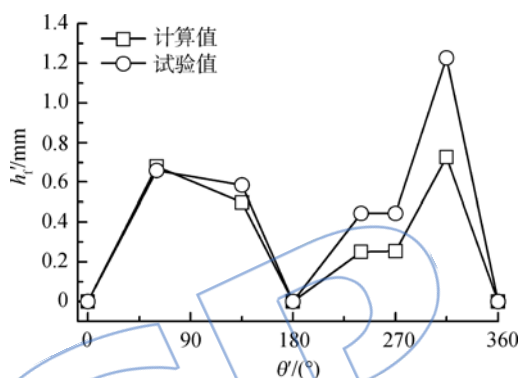


图4 壁面油膜厚度周向分布的计算值与试验值的比较

Fig. 4 Comparison of circumference distribution of flim thickness of the wall between calculation and experiment results

表3 模化轴承腔的结构参数

Table 3 Geometrical parameters of modeling bearing chambers

编号	宽度 b'' / mm	高度 h'' / mm	转子 半径 r_s'' /mm	倾角 $\phi''/(^\circ)$	倾角 $\gamma''/(^\circ)$	出口 直径 d_s'' /mm
C-1	408.1	140.5	58.3	17	-15	13.25
C-2	263.8	139.7	67.9	22	15	14.55
T-1	191.8	140.8	176.0	0	0	12.32
T-2	282.0	140.2	89.7	0	0	13.16

表4 模化轴承腔的工况参数

Table 4 Operating parameters of modeling bearing chambers

编号	转速 n_s'' / (r/min)	进油量 q_l'' / (g/s)	进油温度 $T_{in,l}''/K$	进气量 q_g'' /(g/s)	进气温度 $T_{in,g}''/K$	重力加 速度 g'' / (m/s ²)	壁面温度 T_w''/K					
							Γ_1	Γ_{2l}	Γ_{2r}	Γ_3	Γ_4	Γ_5
C-1	14283	200.7	451.0	3.9	451.0	65.8	522.0	468.0	504.0	468.8		486.0
C-2	5718	64.5	331.5	9.7	331.5	10.7	352.7	336.7	347.4	336.7		342.0
T-1	3373	258.7	306.2	12.0	295.6	1.8	331.1	318.2	318.2		318.2	311.7
T-2	1522	61.0	299.8	25.9	291.4	1.5	322.5	312.6	309.8			305.5

4.4 模化轴承腔与实际轴承腔油气两相流场对比

在轴承腔内轴向 $z=0.25b, 0.75b$ 和周向 $\theta=45^\circ, 135^\circ, 225^\circ, 315^\circ$ 共 8 处位置的不同径向坐标处提取了油气两相流动的无量纲切向速度, 并计算 8 处位置的无量纲切向速度的平均值. 图 5 是模化轴承腔与实际轴承腔油气无量纲切向速度 (v_{tan}^*) 沿径向位置分布的对比, 径向位置以腔高做了无量纲处理并以 r^* 表示. 在 $z=0.25b, r^*=0.5$ 和 $z=0.75b, r^*=0.5$ 两处位置亦提取了不同周向坐标处油气两相流动的无量纲切向速度, 并计算了两处位置的平均值. 图 6 则是轴承腔内油气无量纲切向速度沿周向位置分布的对比, 图 5 和图 6 均表明模化轴承腔与实际轴承腔油气的无量纲切向速度分布基本吻合.

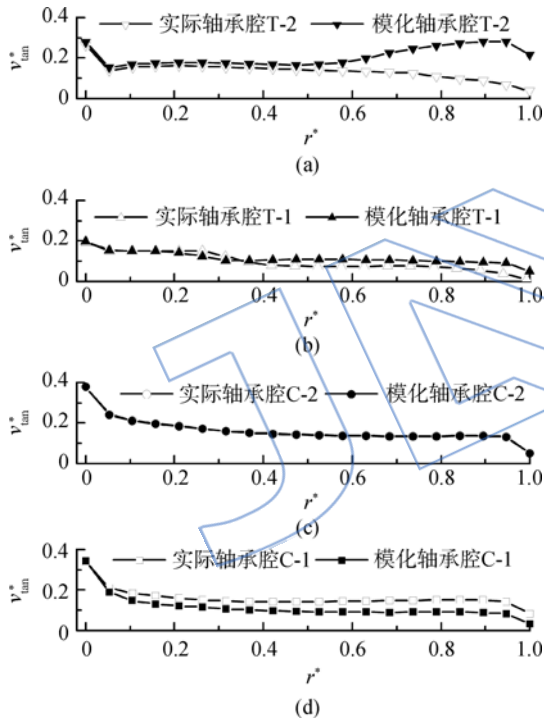


图 5 轴承腔油气无量纲切向速度沿径向位置的分布
Fig. 5 Dimensionless tangential velocity of oil/air along radial position in bearing chambers

与油气无量纲切向速度的提取位置及处理方式相同, 图 7 是模化轴承腔与实际轴承腔油气无量纲温度沿径向位置分布的对比, 图 8 则是轴承腔油气无量纲温度沿周向位置分布的对比. 图 7 和图 8 进一步表明模化轴承腔与实际轴承腔的油气无量纲温度分布吻合性较好.

与油气无量纲切向速度及无量纲温度的提取位置及处理方式相同, 图 9 是模化轴承腔与实际

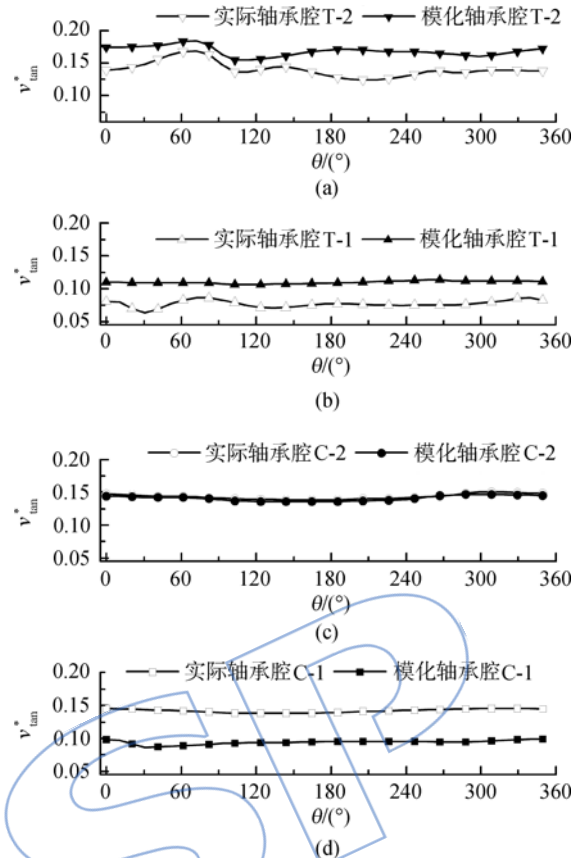


图 6 轴承腔油气无量纲切向速度沿周向位置的分布
Fig. 6 Dimensionless tangential velocity of oil/air along circumferential position in bearing chambers

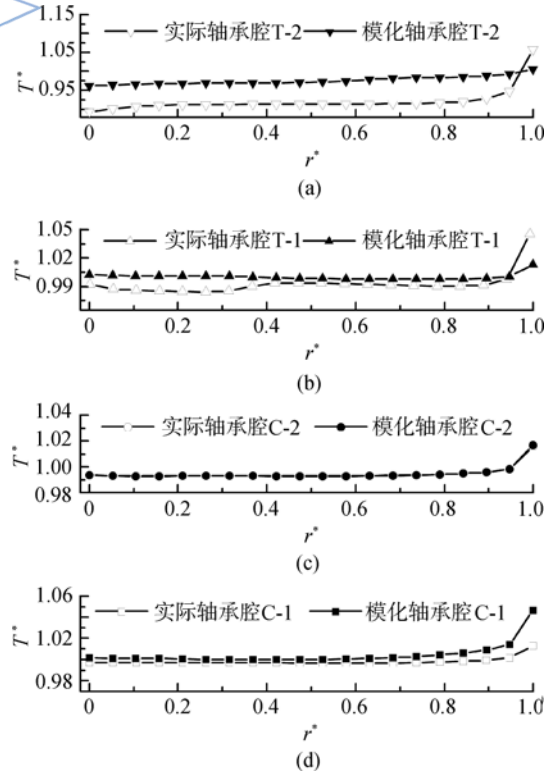


图 7 轴承腔油气无量纲温度沿径向位置的分布
Fig. 7 Dimensionless temperature of oil/air along radial position in bearing chambers

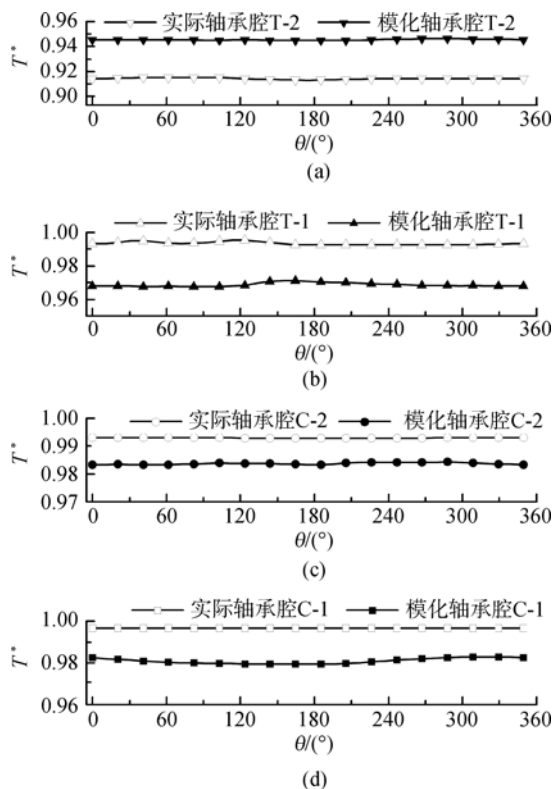


图8 轴承腔油气无量纲温度沿周向位置的分布

Fig. 8 Dimensionless temperature of oil/air along circumferential position in bearing chambers

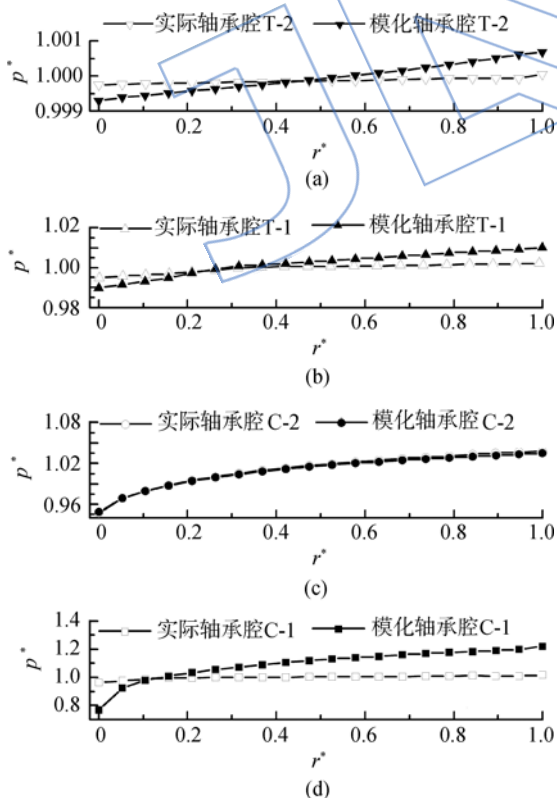


图9 轴承腔油气无量纲压力沿径向位置的分布

Fig. 9 Dimensionless pressure of oil/air along radial position in bearing chambers

轴承腔油气无量纲压力沿径向位置分布的对比, 图10是轴承腔油气无量纲压力沿周向位置分布的对比. 图9和图10也表明模化轴承腔与实际轴承腔的油气无量纲压力分布吻合性较好.

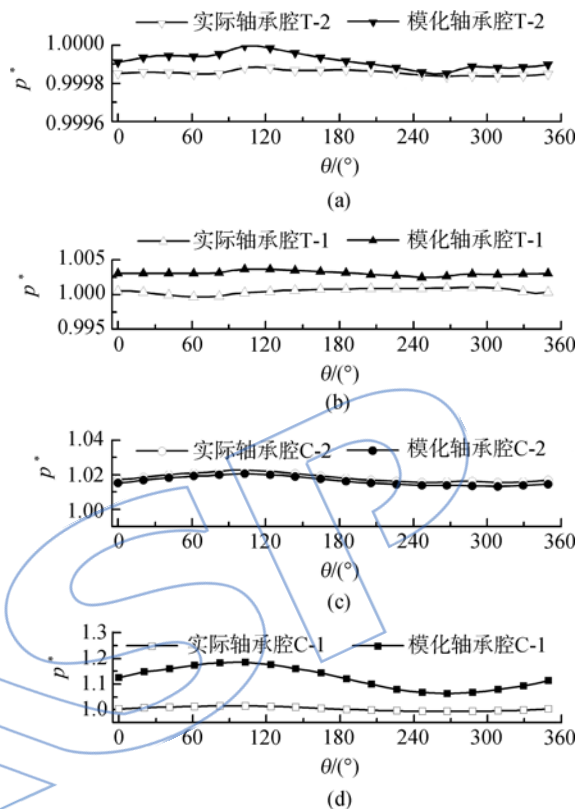


图10 轴承腔油气无量纲压力沿周向位置的分布

Fig. 10 Dimensionless pressure of oil/air along circumferential position in bearing chambers

5 结论

1) 轴承腔油气两相流动的相似性可以用弗劳德相似准则 Fr 、欧拉相似准则 Eu 、雷诺相似准则 Re 、普朗特相似准则 Pr 、埃克特相似准则 Ec 等5个相似特征数描述.

2) 实际轴承腔与模化轴承腔油气两相流场分布数值计算结果的比较可以得出, 基于上述相似准则数等值及几何相似条件建立的轴承腔油气两相流动模化模型能够在较宽结构和工况参数范围内反映航空发动机实际轴承腔油气两相流场分布.

参考文献:

- [1] Wittig S, Glahn A, Himmelsbach J. Influence of high rotational speeds on heat transfer and oil film thickness in aero-engine

- bearing chambers[J]. ASME Transactions Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1994, 116(2): 395-401.
- [2] Glahn A, Wittig S. Two-phase air/oil flow in aero engine bearing chambers; characterization of oil film flows[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1996, 118(3): 578-583.
- [3] Farrall M, Simmons K, Hibberd S, et al. A numerical model for oil film flow in an aeroengine bearing chamber and comparison to experimental data[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2006, 128(1): 111-117.
- [4] Glahn A, Busam S, Wittig S. Local and mean heat transfer coefficients along the internal housing walls of aero engine bearing chambers[R]. ASME Paper 1997-GT-261, 1997.
- [5] Busam S, Glahn A, Wittig S. Internal bearing chamber wall heat transfer as a function of operating conditions and chamber geometry[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2000, 122(2): 314-320.
- [6] Lee C W, Palma P C, Simmons K, et al. Comparison of computational fluid dynamics and particle image velocimetry data for the airflow in an aeroengine bearing chamber [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2005, 127(4): 697-703.
- [7] XU Rangshu, WANG Juanjuan, CHEN Xiaowen, et al. Numerical simulation of two-phase air/oil flow characteristic in bearing chamber[C]// International Conference on Electric Information and Control Engineering. Wuhan: IEEE, 2011: 2412-2415.
- [8] 汪友勇, 王锁芳, 艾俊峰, 等. 轴承腔油气两相流数值模拟的试验验证[J]. 航空动力学报, 2013, 28(3): 629-635.
- WANG Youyong, WANG Suofang, AI Junfeng, et al. Experimental verification of numerical simulation of oil-air two-phase flow in bearing chamber[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(3): 629-635. (in Chinese)
- [9] 孙恒超, 陈国定, 陈薄. 航空发动机涡轮前支承轴承腔油气两相物理场分析[J]. 西北工业大学学报, 2013, 31(1): 71-76.
- SUN Hengchao, CHEN Guoding, CHEN Bo. Physical fields of oil/air two-phase in aeroengine bearing chamber in front of turbine[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2013, 31(1): 71-76. (in Chinese)
- [10] 吴昊天, 陈国定. 航空发动机轴承腔润滑的气液两相均匀流研究[J]. 摩擦学学报, 2007, 27(1): 78-82.
- WU Haotian, CHEN Guoding. Homogeneous flow of two-phase gas/liquid flow in aero-engine bearing chamber[J]. Tribology, 2007, 27(1): 78-82. (in Chinese)
- [11] 陈国定, 刘曼利, 刘亚军, 等. 不同流型下轴承腔中油气介质的流动特征参数[J]. 航空学报, 2010, 31(12): 2400-2406.
- CHEN Guoding, LIU Manli, LIU Yajun, et al. Characteristic flow parameters of oil/air lubricants in bearing chamber under different flow patterns[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2010, 31(12): 2400-2406. (in Chinese)
- [12] Farrall M, Hibberd S, Simmons K, et al. Prediction of air/oil exit flows in a commercial aero-engine bearing chamber [J]. Journal of Aerospace Engineering, 2006, 220(3): 197-202.
- [13] Josef K. Similarity and modeling in science and engineering [M]. London: Cambridge International Science Publishing Ltd., 2012.
- [14] 陶文铨. 传热学[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2006.
- [15] 林基恕. 航空发动机设计手册: 第12册 传动与润滑系统 [M]. 北京: 航空工业出版社, 2002.
- [16] Gorse P, Busam S, Dullenkopf K. Influence of operating condition and geometry on the oil film thickness in aero-engine bearing chambers[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2006, 128(1): 103-110.