

复杂旋转盘轴腔两相流动与传热数值模拟

罗 蕾¹, 吉洪湖^{1,2}, 施小娟¹

(1. 南京航空航天大学 能源与动力学院

江苏省航空动力系统重点实验室, 南京 210016;

2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 研究了航空发动机空气系统和润滑系统中复杂的旋转盘腔和旋转轴腔内油气两相流动与传热的数值计算方法, 分析了其流动传热特性. 以典型小型涡扇发动机的风扇轮盘前腔、风扇轮盘后腔、轴流轮盘前腔、前轴承腔、相关连接气路等组成的多进口、多出口的旋转盘轴腔为对象, 研究了用 Mixture 模型和 Eulerian 模型计算该系统的速度场、压力场、温度场的方法. 结果表明: 在相同的计算条件下, 两种模型计算的速度场基本一致; 两者计算的压力场只在轴流轮盘前腔略有差别, Eulerian 模型计算的该腔压力约为 Mixture 模型计算值的 93%; Mixture 模型得到温度场较高, 由 Eulerian 模型计算的前、后轴承温度分别约为 Mixture 模型计算值的 93% 和 94%; Mixture 模型计算经济性较好, 其迭代一步所需时间约为 Eulerian 模型的 63%.

关 键 词: 流动与传热; 旋转盘轴腔; 油气两相流; Mixture 模型; Eulerian 模型

中图分类号: V233.5

文献标志码: A

Numerical simulation of two-phase flow and heat transfer in complex rotating multi-cavity system

LUO Lei¹, JI Hong-hu^{1,2}, SHI Xiao-juan¹

(1. Jiangsu Province Key Laboratory of Aerospace Power System,

College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: The numerical simulation of oil-gas two-phase flow and heat transfer of complex rotating multi-cavity system in aeroengine air system and lubrication oil system were studied, and the flow and heat transfer characteristics were analyzed. Mixture model and Eulerian model were used to calculate the velocity, pressure and temperature of a multi-inlet and multi-outlet rotating multi-cavity system of the typical small turbofan engine, which consists of cavities behind and in front of the fan disc, the front bearing chamber, and the cavity in front of the axial-flow disc. Result shows that under same calculation condition, the velocities of two models are similar; the pressures are slightly different only in cavity in front of the axial-flow disc, where the pressure of Eulerian model is 93% of the Mixture model; the temperature of Mixture model is higher, and the front and back bearing temperature of Eulerian model is 93% and 94% of Mixture model, respectively; Mixture model costs 63% of the time of Eulerian model in one iteration.

Key words: flow and heat transfer; rotating multi-cavity system; oil-gas two-phase flow; Mixture model; Eulerian model

航空发动机的空气系统和润滑系统中有很多腔体,常见的有转盘与静盘形成的转静盘腔,转轴与静子形成的旋转轴腔,以及转轴与转盘之间的共转盘腔.合理的腔体流动与传热设计能有效提高发动机效率,因此有必要深入地研究如何预测这些腔体内的流动与传热特性,数值模拟是目前常用的预测方法之一.

国内外对旋转盘腔内的空气流动已做了很多研究,如 Cheah 等^[1]测量了一定雷诺数范围内宽高比为 0.127 的矩形截面转静盘腔的速度和压力分布,以探究旋转对腔内流场的影响;曾军等^[2]采用计算流体力学(CFD)软件对带预旋进气的发动机涡轮转静盘腔的流动与传热进行了三维模拟,分析了旋转雷诺数、预旋比等对流场的影响.

滑油系统中的轴承腔为典型的旋转轴腔,腔内一般为油气两相流动. Glahn 等^[3]采用相多普勒粒子分析仪观测了航空发动机轴承腔内的油气流动现象,通过可行性分析认为,由于光学测量受空间限制且流场试验研究耗时长等原因,数值模拟是除实验之外研究这类问题的必要手段.这一手段目前也已广泛应用于轴承腔两相流研究中^[4-12].目前处理两相流的数值方法主要有两种:欧拉-拉格朗日法和欧拉-欧拉法.第1种方法用欧拉法处理连续相,用拉格朗日法求解离散相的运动速度及轨迹.在 Fluent 软件中,根据这种算法发展了离散相模型(DPM),用于离散相的运动轨迹追踪,该模型适用于计算离散相体积分数(单位体积内离散相所占份额)不大于 10%的情况.第2种方法用欧拉法同时处理连续相以及离散相. Fluent 基于这种方法发展了流体体积(VOF)模型、Mixture 模型和 Eulerian 模型.这3种模型都可用于求解离散相体积分数大于 10%的情况,

其中 VOF 模型适合求解分层或自由表面流,而 Mixture 模型和 Eulerian 模型可以模拟流场中有相混合或分离的情况.这些方法已被广泛应用到航空发动机轴承腔的研究中,如李斌^[10]先建立了轴承腔的简化试验台,获得了若干工况下轴承腔通风口出气比例等参数随转速的变化规律,然后采用 Mixture 模型和 Eulerian 模型分别配合不同的湍流模型计算了试验工况下腔内的油气两相流场,获得了转速、供油量等对出油比例和出油温升的影响规律;王娟娟^[11]利用 DPM 和 VOF 模型计算了不同的转速和滑油进口流量对航空发动机轴承腔内油膜分布、两相流场和温度场的影响.

以上研究都针对单个腔体,但本文需要计算多个腔体,若将腔体分开计算,很难确定腔和腔之间的边界条件.故本文采用了与文献[12]相同的方法处理,即多腔耦合计算,只需设置与外界接触的腔体的边界条件,从而大大降低了边界参数测量的难度.

本文将典型的小型涡扇发动机的风扇轮盘前腔、风扇轮盘后腔、轴流轮盘前腔、前轴承腔、相关连接气路等组成的多进口、多出口的旋转盘轴腔系统为对象,将复杂的三维模型简化成二维轴对称模型,并根据腔内的两相流动特点,选取 Fluent 软件中的 Mixture 模型和 Eulerian 模型,在相同的物理结构、计算网格、计算边界条件下,用同一台计算机对整个系统的两相流动与传热进行了数值模拟,分析并对比了两种模型下该系统的压力场、速度场与温度场和计算经济性.

1 物理模型

根据面积等效原则,本文将实际三维模型简化为如图 1 所示二维轴对称模型.图中阴影部分

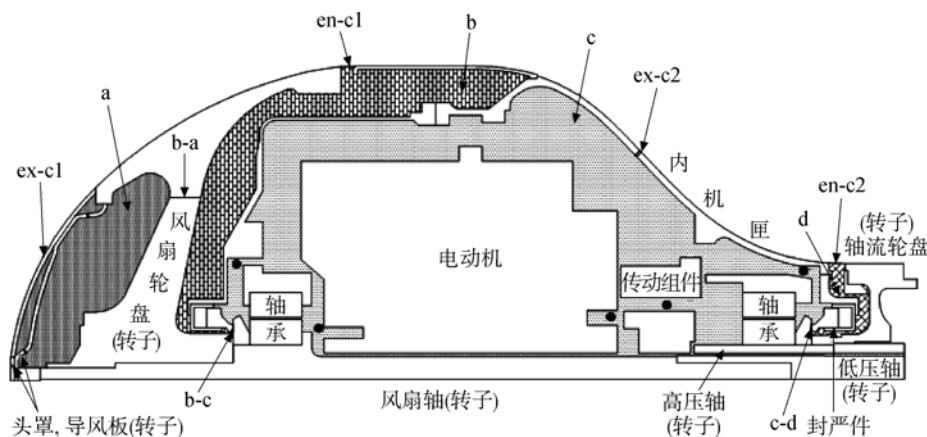


图1 盘轴腔结构示意图

Fig. 1 Configuration of multi-cavity system

为流体域,包括1个共转盘腔(风扇轮盘前腔a),2个转静盘腔(风扇轮盘后腔b和轴流轮盘前腔d)和1个旋转轴腔(前轴承腔c),空白部分为固体域,由转子(风扇轮盘等)和静子(电动机等)构成,4个流体腔并未封闭,其中b腔分别通过风扇轮盘中部的缝隙b-a和前端面封严缝隙b-c与a,c两腔相连,d腔通过后端面封严缝隙d-c与c腔相连。

a腔和d腔各有一个空气进口,分别是位于风扇轮盘尾缘的en-c1和轴流轮盘前缘的en-c2;d腔在头罩中部有一个空气出口ex-c1;c腔中前、后轴承和传动组件旁的黑点附近区域表示滑油喷嘴位置,从这些喷嘴进入c腔的滑油只在c腔流动,并从内机匣中部的油气混合物出口ex-c2流出,故c腔内为油气两相混合流动,而其余3个腔内为空气单相流动。

2 两相流动与传热控制方程

本文研究的前轴承腔内为连续的空气流中弥散着油滴粒子的两相流,计算时视空气为连续相,滑油为离散相,前轴承腔内离散相体积率经估算超过10%。通过单独建立滑油喷嘴的三维模型,用DPM估算出油滴粒径量级在 10^{-4} m左右,考虑到模型尺寸及前轴承腔内平均速度较小的情况,估算得斯托克斯数 $St \leq 1.0$ ($St \equiv \tau_d / \tau_s$,即粒子响应时间 τ_d 与系统响应时间 τ_s 之比),Mixture模型和Eulerian模型对 $St \leq 1.0$ 的流动有较精确的解。综上,选取Mixture模型和Eulerian模型进行两相流场数值模拟。两者之中,Mixture模型较简单,它的计算量较单相流并没有增加多少,但对很多实际多相流问题,它仍能给出足够精确的解,因而得到了广泛的应用^[13-14]。

2.1 旋转腔体内两相流动与传热计算的

Mixture多相流模型

Mixture模型是简化的多相流模型,它利用各相的体积分数加权求和,得到混合物质(混合相)的特性参数,然后求解混合相的质量、动量、能量守恒方程和离散相的体积分数方程。

1) 质量守恒方程

两相混合流动的质量守恒方程为

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \frac{\partial \rho_m u_{m,j}}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

其中下标m,a,l分别代表混合相、空气相和滑油相的参数,不求和;下标j表示x,y,z方向,满足

求和约定,下文同; ρ_m 为混合相的密度,按 $\rho_m = \varphi_a \rho_a + \varphi_l \rho_l$ 计算, φ_a, φ_l 分别表示空气相和滑油相的体积分数,且 $\varphi_a + \varphi_l = 1$;混合相平均速度 $u_{m,j} = (\varphi_a \rho_a u_{a,j} + \varphi_l \rho_l u_{l,j}) / \rho_m$ 。

滑油相体积分数 φ_l 的控制方程为

$$\frac{\partial \varphi_l \rho_l}{\partial t} + \frac{\partial \varphi_l \rho_l u_{m,j}}{\partial x_j} = - \frac{\partial \varphi_l \rho_l (u_{a,j} - u_{m,j})}{\partial x_j} + \dot{m}_{la} - \dot{m}_{la} \quad (2)$$

其中右边第1项表示相间相互作用引起的单位体积的质量改变;右边第2、第3项表示单位体积内相间的质量传输,无相变时这项应为零。

2) 动量守恒方程

$$\frac{\partial \rho_m u_{m,i}}{\partial t} + \frac{\partial \rho_m u_{m,i} u_{m,j}}{\partial x_j} = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \tau_{d,ij} + \rho_m g_i + M_i + F_i \quad (3)$$

其中右边第2项中 τ_{ij} 为黏性应力,按 $\tau_{ij} = \mu_{em}$

$\left[\frac{\partial u_{m,i}}{\partial x_j} + \frac{\partial u_{m,j}}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \cdot \frac{u_{m,k}}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] - \frac{2}{3} \rho_m k_m \delta_{ij}$ 计算,其中有效黏度 $\mu_{em} = \sum_{n=a,l} \varphi_n (\mu_n + \mu_{t,n})$,为各相分子

黏度 μ 与湍流黏度 μ_t 之和, k_m 为湍流动能密度;第3项中的 $\tau_{d,ij} = - \sum_{n=a,l} \varphi_n \rho_n (u_{n,i} - u_{m,i})(u_{n,j} - u_{m,j})$,表示相间速度差引起的扩散应力;第5项

为表面张力 $M_i = \sigma \kappa \frac{\rho_m}{0.5(\rho_a + \rho_l)} \cdot \frac{\partial \varphi_l}{\partial x_i}$,其中 σ 为表面张力系数, κ 为表面曲率,一般情况下可忽略表面张力^[13],故本文未计算该项;最后一项为离心力 $F_i = - \rho_m (\Omega_k \Omega_i X_k - \Omega_j \Omega_j X_i)$, Ω_k 为转轴在k

方向的分量, X_i 为质点到旋转参考系原点的距离矢量在i方向上的分量。

若两相流动速度不一致,还需求解两相的相对速度方程。在湍流中,Mixture模型采用以下代数关系来求解相间相对速度:

$$u_{l,i} - u_{a,i} = \frac{(\rho_l - \rho_m) d_l^2}{18 \mu_m f} a_i - \frac{\eta}{0.75} \left[\frac{\partial \varphi_l}{\partial x_i} / \varphi_l - \frac{\partial \varphi_a}{\partial x_i} / \varphi_a \right] \quad (4)$$

其中右边第1项中 d_l 为滑油相的粒径, a_i 为加速度,按 $a_i = [g_i - (u_{m,i} \cdot \nabla) u_{m,i} - \partial u_{m,i} / \partial t]$ 计算,

拖拽力 $f = \begin{cases} 1 + 0.15 Re^{0.687} & Re \leq 1000 \\ 0.183 Re & Re > 1000 \end{cases}$;第2项

为滑油相造成的扩散项,其中湍流扩散率 $\eta =$

$C_\mu \cdot \frac{k^2}{\epsilon} \left[\frac{\gamma}{1+\gamma} \right] (1+C_\beta |u_{n,i}-u_{a,i}|/\sqrt{2/3k})$, 而
 $C_\beta = 1.8 - 1.35 \left[\frac{(u_{n,i}-u_{a,i})u_{n,i}}{|u_{n,i}-u_{a,i}| |u_{n,i}|} \right]^2$, γ 为湍流涡
 的时间尺度与粒子弛豫时间的比值。

3) 能量守恒方程

混合相的能量守恒方程如下:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} \sum_{n=a,1} \varphi_n \rho_n \left[h_n + \frac{u_n^2}{2} \right] + \\ & \frac{\partial}{\partial x_j} \sum_{n=a,1} \varphi_n \rho_n u_{n,j} \left[h_n + \frac{u_n^2}{2} \right] = \\ & \frac{\partial}{\partial x_j} \left[k_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] + \frac{\partial}{\partial t} p + S_e \end{aligned} \quad (5)$$

其中右边第1项表示热传导引起的能量变化,其中 $k_{\text{eff}} = \sum_{n=a,1} \varphi_n (k_n + k_t)$, k_t 和 k 分别为 n 相的导热系数和湍流导热系数;第2项是压力能;第3项表示内热源。

Mixture 模型只建立主相的湍流方程,次相的湍流效应则通过体积分数来体现^[13]。本文湍流计算采用标准 $k-\epsilon$ 方程,代数方程的数值一求解采用经典的 semi-implicit method for pressure-linked equations (SIMPLE) 算法,流体与固体之间传热进行耦合求解。

2.2 旋转腔体内两相流动与传热计算的

Eulerian 多相流模型

Eulerian 模型需要求解每一相的守恒方程。在相间没有相互转化,无质量源,并忽略相间虚拟质量力,升力等,其求解的守恒方程如下文中所述:

1) 质量守恒方程

对于 n 相(可以是空气相或滑油相)的连续方程

$$\frac{\partial \varphi_n \rho_n}{\partial t} + \frac{\partial \varphi_n \rho_n u_{n,j}}{\partial x_j} = 0 \quad n = a, 1 \quad (6)$$

2) 动量守恒方程

n 相的动量守恒方程为

$$\begin{aligned} & \frac{\partial \varphi_n \rho_n u_{n,i}}{\partial t} + \frac{\partial \varphi_n \rho_n u_{n,i} u_{n,j}}{\partial x_j} = - \varphi_n \frac{\partial p}{\partial x_i} + \\ & \frac{\partial}{\partial x_j} \tau_{n,ij} + \sum_{n=a,1} K(u_{b,i} - u_{n,i}) + \varphi_n \rho_n g_i + F_i \\ & n = a, 1 \quad b = \begin{cases} a & n = 1 \\ 1 & n = a \end{cases} \end{aligned} \quad (7)$$

其中右边第2项中黏度应力 $\tau_{n,ij} = \varphi_n \mu_n \cdot \left[\frac{\partial u_{n,i}}{\partial x_j} + \frac{\partial u_{n,j}}{\partial x_i} \right] + \varphi_n \left[\lambda_n - \frac{2}{3} \mu_n \right] \frac{\partial u_{n,k}}{\partial x_k} \delta_{ij}$; 第3项为

两相速度差引起的力,其中相间交换系数 $K = \frac{18 \mu_a \varphi_a \varphi_1 f}{d_1^2}$, 拖拽力 $f = \frac{C_d Re}{24}$; 第5项离心力 $F_i = - \varphi_n \rho_n (\Omega_k \Omega_i X_k - \Omega_j \Omega_j X_i)$ 。

3) 能量守恒方程

n 相的能量守恒方程分别为

$$\begin{aligned} & \frac{\partial \varphi_n \rho_n h_n}{\partial t} + \frac{\partial \varphi_n \rho_n h_n u_{n,j}}{\partial x_j} = \varphi_n \frac{\partial p}{\partial x_i} + \\ & \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{n,ij} u_{n,i}) + Q_{bn} - \frac{\partial}{\partial x_i} q_{n,i} + S_n \\ & n = a, 1 \quad b = \begin{cases} a & n = 1 \\ 1 & n = a \end{cases} \end{aligned} \quad (8)$$

其中右边第2项为应力引起的能量变化;第3项为两相间的热交换密度,按 $Q_{ba} = -Q_{ab} = \frac{6 k_a \varphi_1 \varphi_a N u_1}{d_1^2} (T_1 - T_a)$ 计算, k_a 为空气相的导热系数;第4项是 n 相与外界传热密度。

本文在处理 Eulerian 多相流模型中的湍流问题时,将两相各参数加权平均后得到混合参数,然后用标准 $k-\epsilon$ 方程来计算湍流。

对于内部为单相流的腔体,计算仍然采用以上数学模型,只是设定滑油相体积分数为零。

3 边界条件与网格划分

3.1 边界条件设置

设置头罩、导风板、风扇轮盘、风扇轴和低压轴等以 Ω_1 旋转,轴流轮盘和高压轴以 Ω_a 旋转,流固交界面为无滑移边界条件。所有腔体内空气视为理想气体,前轴承腔内滑油近似为不可压缩流体。定义 en-c1 和 en-c2 及所有滑油进口为流量进口,ex-c1 和 ex-c2 为压力出口。

模型与外涵道接触固体的径向外侧壁面温度、入口气流和滑油的温度都根据实验测得温度赋予。中心传动组件和轴承等由于摩擦产生热量,故将其定义为恒定内热源,其单位体积生热量根据实验数据算得。

3.2 网格划分与网格独立性验证

由于结构繁杂,选用结构化与非结构化网格相结合的方法对固体域及流体域进行整体网格划分。图2给出了风扇轮盘中部流体通道 b-a 附近网格划分情况,如图所示,划分网格时还对壁面附近及狭窄流体通道处的网格进行了加密处理,以保证计算精度。

依据上述划分方法,本文建立了网格数量分别为 60 万和 75 万的网格模型(由于网格较密,整

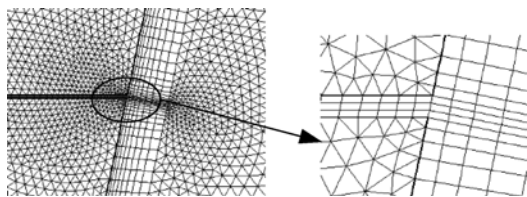


图2 通道 b-a 附近网格划分示意图

Fig. 2 Grid near the passage b-a

体网格图不清楚,本文未给出整体网格示意图),并选用 Mixture 模型,在完全相同的计算条件下对这两个模型进行两相流动数值模拟.图3是由两个模型计算的无量纲温度 Θ 分布云图,图中两个计算结果基本一致,故可认为在这两个网格密度下,计算结果与网格数量无关.考虑到计算量的问题,本文选择网格数量为 60 万的模型对系统进行数值模拟.

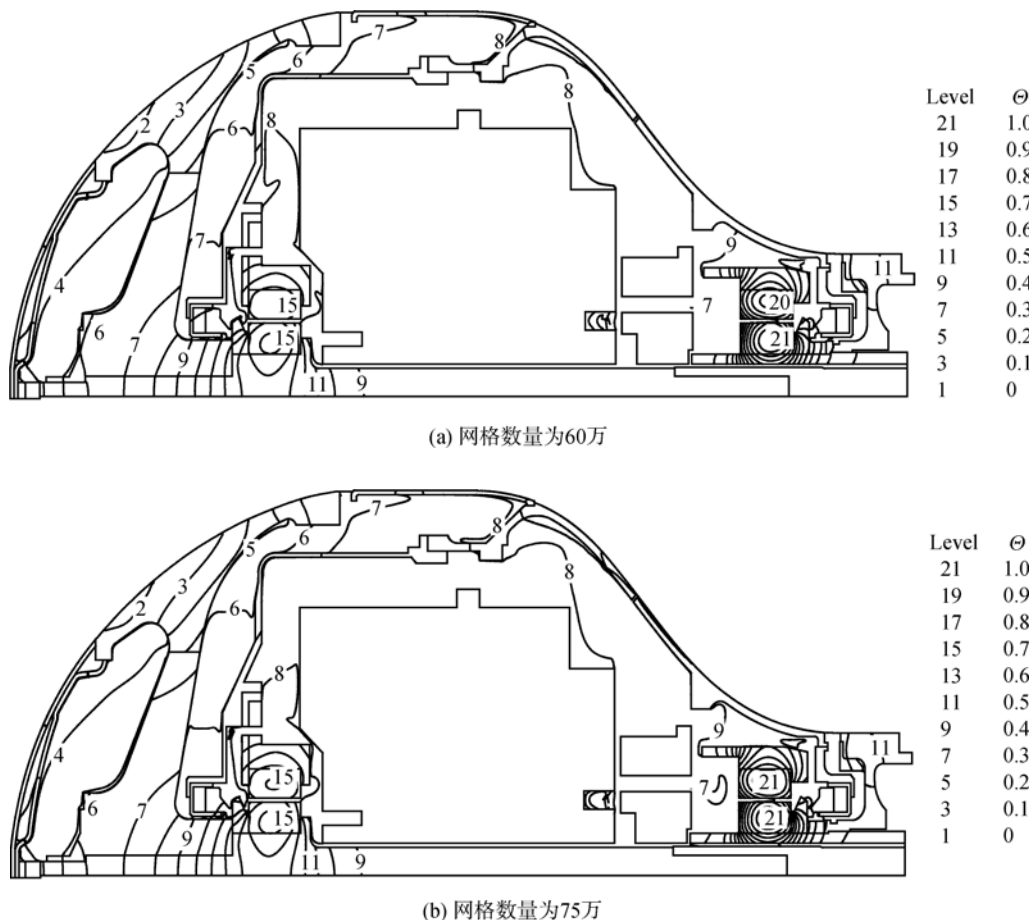


图3 Mixture 模型下不同网格数量计算的无量纲温度分布

Fig. 3 Non-dimensional temperature distribution with different grid numbers using Mixture model

4 结果与分析

本文对两种模型计算得到的速度 u_i 、压力 p 和温度 T ,均采用 Mixture 模型计算得到的相应最大值进行无量纲化,相关无量纲参数如下:

$$U_i = \frac{u_i}{|u|_{\max}} \quad (9)$$

$$\bar{p} = \frac{p - p_{\infty}}{|p_{\max} - p_{\infty}|} \quad (10)$$

$$\Theta = \frac{T - T_{\infty}}{|T_{\max} - T_{\infty}|} \quad (11)$$

式中下标 ∞ 表示环境参数,下标 $\max$ 表示 Mixture 模型计算结果的最大值.

4.1 速度场分析

图4和图5是两种模型计算的压气机盘腔内速度分布示意图.该盘腔结构比较复杂,加上旋转造成的泵吸效应等原因,腔内流场复杂,有很多旋涡,速度变化大.

图4给出了 Mixture 模型计算的混合相在对称平面上的速度流向,该图中的矢量箭头,包括进出口和腔体连接通道处的实心箭头,仅表示流体方向,不表示大小.从图4可看出,当空气从进口

en-c1 进入 b 腔后,沿着静止壁面径向向内流动,在端面封严缝隙 b-c 处,少量空气从这里进入 c 腔,其余气体在转盘高速转动的泵吸效应下沿着旋转壁面向外流动,并在风扇轮盘中部又分为两股,一股通过通道 b-a 进入 a 腔,而另一股则继续向外流至风扇轮盘尾缘,与进口气流汇合. d 腔结构与 b 腔类似,其内流动也与 b 腔内的流动大致一样. a 腔顶部气体由于所受离心力较大,有沿径向向外流动的趋势;腔体中下部的气体沿径向向内流动,进入头罩与导风板之间的过渡腔,并从导风板上出口 ex-c1 流出腔体. c 腔结构复杂,再加上腔内安置了 11 个滑油喷嘴,腔内流动十分复杂;从 b 腔和 d 腔流入 c 腔的空气与腔内的滑油混合流动,形成多个旋涡,最终从内机匣上出口 ex-c2 流出.

图 5(a)和图 5(b)分别给出了在 Mixture 模型和 Eulerian 模型下,各腔体中空气相在对称平

面上若干截面的速度矢量分布,以及周向速度 U_z (即垂直于对称面)的等值线分布(由于滑油只在前轴承腔内流动且速度很小,而空气分布在所有腔内,故本文仅选用空气相的速度来对比两种模型计算的速度分布),速度大小可参考各图右侧矢量标尺和等值线标尺,等值线表示周向速度大小,矢量箭头表示对称平面上速度大小和方向. 对比两图可看出,两种模型各腔内空气的速度基本一致. a 腔气体的轴向和径向速度最小,周向速度较大且其等值线呈平行分布,这是因为 a 腔所有壁面都在高速旋转,造成腔内气体主要沿周向流动; b 腔和 d 腔由于转盘的泵吸效应以及进口气流量大等原因,腔内气体的轴向和径向速度最大; c 腔为静止腔,且由于端面封严的密封作用,该腔内 3 个方向的速度都较小,但由于压差作用,在局部区域,如后轴承与传动组件中间,在轴向和径向仍具有一定速度.

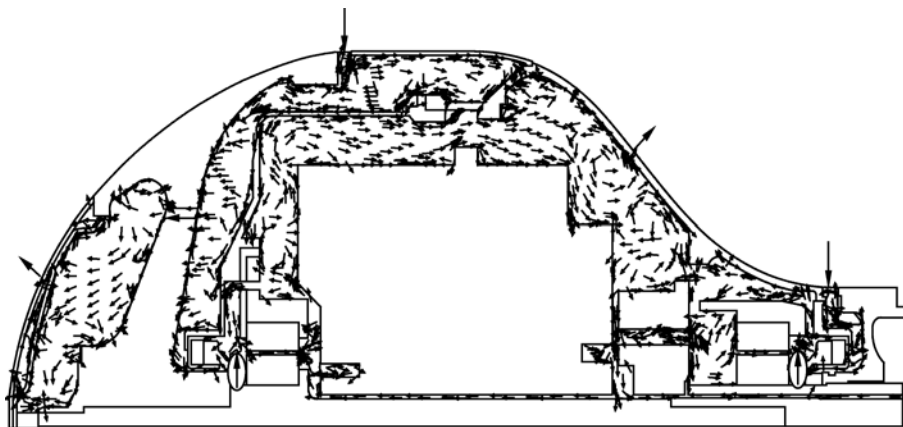
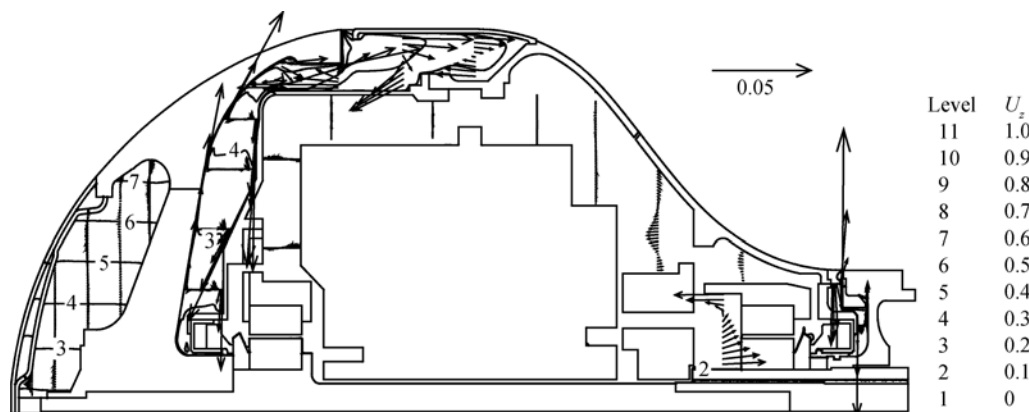
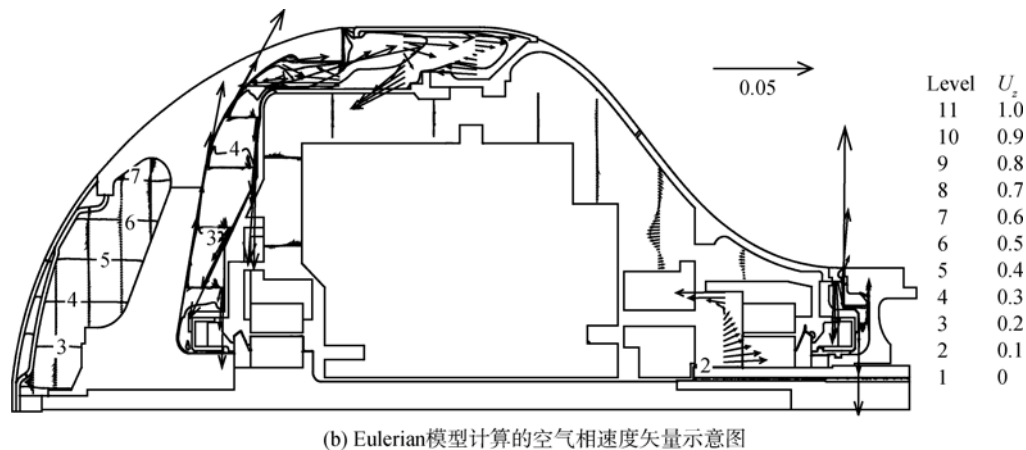


图 4 Mixture 模型计算的混合相速度方向示意图

Fig. 4 Velocity direction of the mixture phase using Mixture model



(a) Mixture 模型计算的空气相速度矢量示意图



(b) Eulerian模型计算的空气相速度矢量示意图

图5 盘轴腔内速度矢量分布

Fig. 5 Velocity vector distribution of multi-cavity system

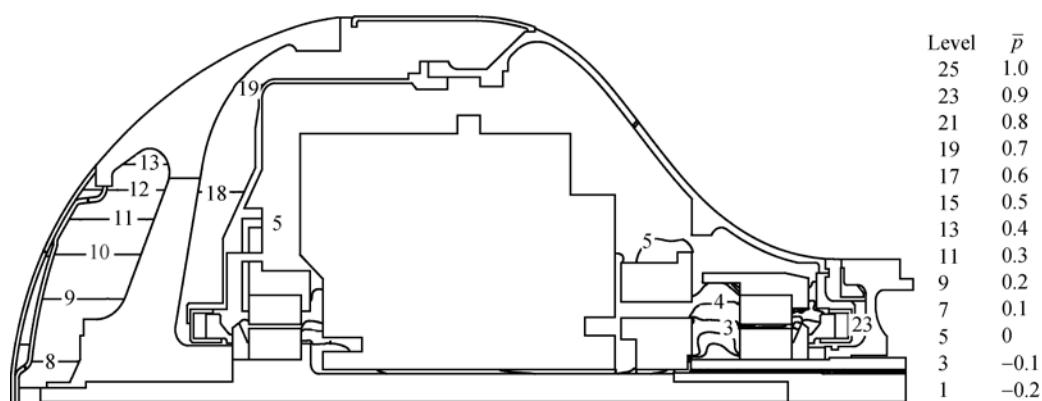
4.2 压力场分析

图6(a)和图6(b)分别是 Mixture 模型和 Eulerian 模型计算的盘轴腔压力场。由图可见,两种方法计算的的压力分布趋势一致:由于旋转壁面对气体做的机械功沿径向增加,a腔、b腔、d腔的压力均沿径向升高,且a腔压力等值线分布与周

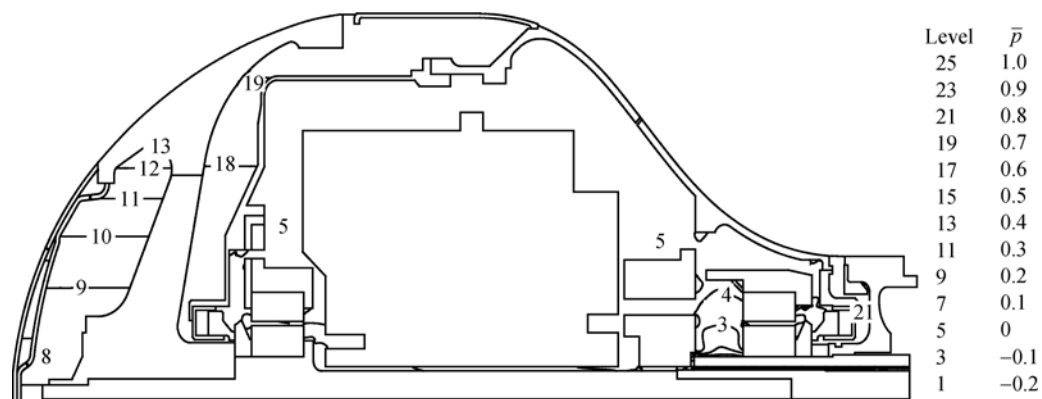
向速度分布类似,呈平行分布;c腔受端面封严件的密封作用影响,压力最低。两者只在d腔差别稍大:Eulerian 模型计算的d腔压力约为 Mixture 模型计算值的93%。

4.3 温度场分析

图7(a)是 Mixture 模型计算的固体与混合



(a) Mixture模型计算的的压力场



(b) Eulerian模型计算的的压力场

图6 盘轴腔内压力分布

Fig. 6 Pressure distribution of multi-cavity system

相的温度分布,图 7(b)是 Eulerian 模型计算的固体与空气相温度分布(由于考虑相间的传热,两相温度基本一致,这里不再单独列出 Eulerian 模型计算的滑油相温度分布).由两图可知,两种模型计算所得温度分布趋势一致.从导风板外侧壁面

至轴流轮径向外侧壁面设置为第 1 类边界条件,所以两种方法计算出盘腔系统的径向外侧温度分布一致;c 腔内轴承生热量较大,对附近区域加热,所以盘腔内部区域的温度都以前、后轴承为中心逐渐向四周降低;全场最高温都出现在后轴承处.

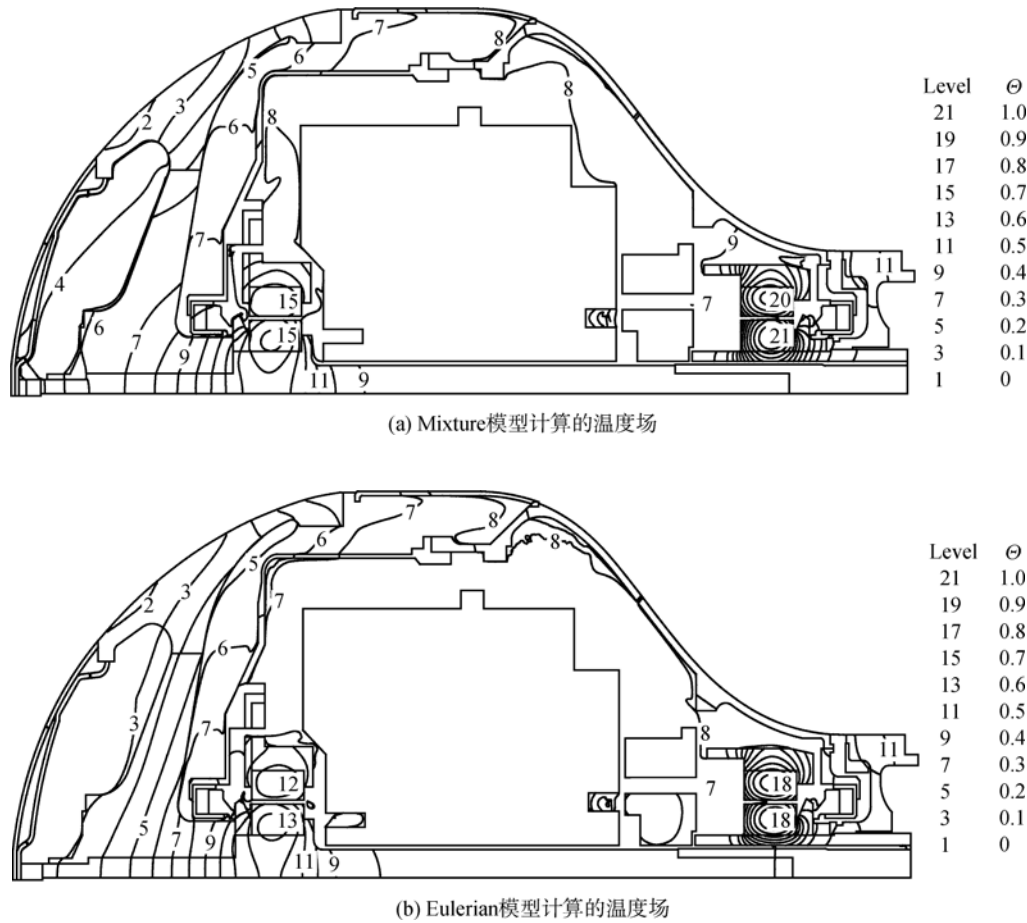


图 7 盘轴腔内温度分布

Fig. 7 Temperature distribution of multi-cavity system

不过对比两图可发现,由 Eulerian 模型计算的前、后轴承平均温度分别约为 Mixture 模型计算值的 93%和 94%.由于轴承为加热源,这造成前者计算的模型内部区域温度比后者计算的温度稍高.从工程经验看,Mixture 模型计算的温度更加合理;从工程设计上看,以较高的温度作为参考,可以给出更宽的安全裕度.文献[15]也采用了 Mixture 模型和 Eulerian 模型计算航空发动机轴承腔内两相流场,同样发现 Mixture 模型计算的温度稍高,但更合理.

4.4 计算的经济性

两种模型的计算是基于同一个物理模型和网格模型,设置了相同的边界条件,并在同一台计算机上进行的.计算过程中发现两种模型计算占用

的内存基本一致,但是 Mixture 模型的计算速度大于 Eulerian 模型;在相同的迭代条件下,前者平均迭代 1 步所需时间约为后者的 63%.

5 结 论

本文将小型涡扇发动机的典型三维复杂盘轴腔系统简化为二维轴对称模型,采用两种多相流模型(Mixture 模型和 Eulerian 模型),计算了腔内的两相流场及温度场(含固体的温度场),分析对比了两种模型的计算结果和计算经济性,得到如下结论:

1) 两种模型计算的速度场基本一致;压力场只在轴流轮盘前腔内略有差别,在该腔内, Eulerian 模型计算的压力约为 Mixture 模型计算值的

模型 93%; 由 Mixture 模型得到的温度场比 Eulerian 模型得到的温度场高, 后者计算的前、后轴承平均温度分别约为前者的 93% 和 94%。

2) 相同的计算边界条件和迭代条件下, 两种模型占用资源基本一致, 但 Mixture 迭代 1 步所需时间仅为 Eulerian 模型的 63%, 故 Mixture 模型计算速度更快。

参考文献:

- [1] Cheah S C, Iacovides H, Jackson D C, et al. Experimental investigation of enclosed rotor-stator disc flows[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1994, 9(4): 445-455.
- [2] 曾军, 张剑, 黄康才. 预旋进气转-静盘腔中的流动和传热数值研究[J]. *航空动力学报*, 2008, 23(7): 1168-1173.
ZENG Jun, ZHANG Jian, HUANG Kangcai. Flow and heat transfer investigation in pre-swirl inflow rotor-stator cavity[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2008, 23(7): 1168-1173. (in Chinese)
- [3] Glahn A, Willmann M, Witting S. Feasible study on oil droplet flow investigations inside aero engine bearing chambers-PDPA techniques in combination with numerical approaches[J]. *Gas Turbines Power*, 1996, 118(4): 749-755.
- [4] 陈国定, 陈薄, 刘亚军, 等. 航空发动机轴承腔含油滴油气两相介质的流动模拟[J]. *西北工业大学学报*, 2011, 29(1): 62-67.
CHEN Guoding, CHEN Bo, LIU Yajun, et al. Exploring thorough numerical simulation lubrication flow inside an aero-engine bearing chamber with film/droplet/air interactions taken into consideration[J]. *Journal of Northwestern Polytechnical University*, 2011, 29(1): 62-67. (in Chinese)
- [5] 王军, 陈国定, 刘亚军. 航空发动机轴承腔中油滴运动与沉积的特性分析[J]. *摩擦学学报*, 2010, 30(4): 361-366.
WANG Jun, CHEN Guoding, LIU Yajun. Analysis of the oil droplet motion and deposition characteristics in an aero-engine bearing chamber[J]. *Tribology*, 2010, 30(4): 361-366. (in Chinese)
- [6] 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.
- [7] 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 aeroengine bearing chamber[J]. *Tribology*, 2007, 27(1): 78-82. (in Chinese)
- [8] Weinstock V D, Heister S D. Modeling oil flows in engine sumps; drop dynamics and wall impact simulation[R]. AIAA-2002-3939, 2002.
- [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] 李斌. 轴承腔内油气两相流动与换热特性研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2010.
LI Bin. Investigation on the characteristics of gas-oil flow and heat transfer in a bearing chamber[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2010. (in Chinese)
- [11] 王娟娟. 航空发动机轴承腔内两相流动研究[D]. 沈阳: 沈阳航空航天大学, 2011.
WANG Juanjuan. Investigation on two-phase flow in bearing chamber of aeroengine[D]. Shenyang: Shenyang Aerospace University, 2011. (in Chinese)
- [12] 李娜, 吉洪湖. 涡扇发动机涡轮空气系统流动和传热性能的 CFD 分析[J]. *航空动力学报*, 2008, 23(11): 2075-2081.
LI Na, JI Honghu. Numerical simulation of flow and heat transfer in cooling system of a turbofan engine[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2008, 23(11): 2075-2081. (in Chinese)
- [13] Manninen M, Taivassalo V, Kallio S. On the Mixture model for multiphase flow[M]. Finland: Valtion Teknillinen Tutkimuskeskus Publications, 1996.
- [14] Wang C Y, Cheng P. A multiphase Mixture model for multiphase, multicomponent transport in capillary porous media: I model development[J]. *Heat Mass Transfer*, 1996, 39(17): 3607-3618.
- [15] 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*, 2014, 29(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*, 2014, 29(3): 629-635. (in Chinese)

(编辑: 王碧琚)