

航空发动机高压旋转涡轮盘腔流动与换热

丁水汀, 张 东, 陶 智, 徐国强

(北京航空航天大学 动力系, 北京 100083)

摘 要: 在同模型实验参数范围内, 且数值解和实验解基本吻合的前提下, 对发动机原型参数进行数值模拟, 求解了旋转系下流体流动与换热微分方程组, 通过对气体域和固体域进行共轭计算, 并将动量方程与能量方程耦合求解。结果表明利用低参数下实验数据支持的数值计算程序对真实参数的模拟是合理的, 对于复杂的非线性现象, 数值外推法比传统实验外推更加准确。

关键词: 航空发动机; 涡轮盘; 传热; 混合长度流动理论; 数值仿真

中图分类号: V232.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4055 (2003) 02-0118-04

Numerical simulation for flow and heat transfer of a rotating turbine cavity with realistic engine parameters

DING Shui-ting, ZHANG Dong, TAO Zhi, XU Guo-qiang

(Dept. of Jet Propulsion, Beijing Univ. of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: Numerical simulation was extended with the proposed mixing length equation for the cavity model with realistic engine parameters and the prediction was quite reasonable. It was believed that, for highly non-linear phenomena such as coolant through rotating cavity, this extension was more accurate than direct application of correlations from model tests.

Key words: Aircraft engine; Turbine wheel; Mixing length flow theory; Heat transfer; Numerical simulation

1 引 言

自 20 世纪 50 年代以来, 高位射流冷却结构已在发动机冷却设计中采用, 其好处一是采用预旋后, 可以降低相对总温; 二是将从转盘边缘来的热量有效地加以阻隔, 以减小其向纵深发展的数量。这种冷却结构既可以降低全盘的温水平, 提高高温持久强度, 又可以使转盘的径向温差减小, 降低热应力, 对达到热部件防护的两个目标极为有利^[1]。本文结合该模型的试验, 采用低参数数值方法, 与同模型实验结果比较来选取湍流模型, 而后进行真实参数下的旋转腔内流动和换热计算数值模拟。

2 计算模型及数值方法

采用柱坐标系描述涡轮旋转盘腔的流动与换热, 旋转空腔采用与转轴一起旋转的非惯性坐标系。在

保守力场中, 温度变化引起空气密度的变化, 将产生浮升力, 从而影响空气的流动和换热过程。通常引入 Boussinesq 假设, 对于小密度差情况, 径向动量方程后几项为 $\rho[1 - \beta(T_0 - T)]\omega^2 r + 2\rho\omega v$, 其中 β 为容积膨胀系数, 完全气体的 $\beta = 1/T$, T 为热力学温度。柱坐标系中浮力的作用方向为径向, 故只考虑径向动量方程的变化。计算中为了分析和数值求解方便, 令

$$p' = p - 1/2\rho\omega^2 r^2, \text{ 径向动量方程变为}$$
$$\frac{\partial(uu)}{\partial r} + \frac{\partial(vu)}{r\partial\theta} + \frac{\partial(wu)}{\partial z} = -\frac{\partial p'}{\partial r} + \frac{2\partial}{\rho r \partial r} \left[\mu r \frac{\partial u}{\partial r} \right] + \frac{\partial}{\rho r \partial \theta} \left[\mu \left(r \frac{\partial u}{\partial \theta} + \frac{\partial v}{\partial r} - \frac{v}{r} \right) \right] + \frac{\partial}{\rho \partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial r} \right) \right] - \frac{2\mu}{r} \left(\frac{\partial v}{r \partial \theta} + \frac{u}{r} \right) + \frac{v^2}{r} - \beta(T_0 - T)\omega^2 r + 2\omega v$$

计算模型如图 1 所示。取篦齿盘、外轮壳和内轮毂的内边界为计算模型的边界, 旋转主盘取外边界为计算模型的边界, 冷气从篦齿盘的外缘进入腔体, 从外轮

• 收稿日期: 2002-02-25; 修订日期: 2002-09-28。

作者简介: 丁水汀 (1967—), 博士, 副教授, 研究领域为航空发动机传热。

壳出口流出旋转腔。实验模型的进气孔有 134 个离散孔,而外轮壳上的出口仅有 36 个离散孔^[3]。每个出口对应近 4 个进口,且直径相差不大,故可将进口折合成条缝,保留出口为孔,但孔简化成条形。

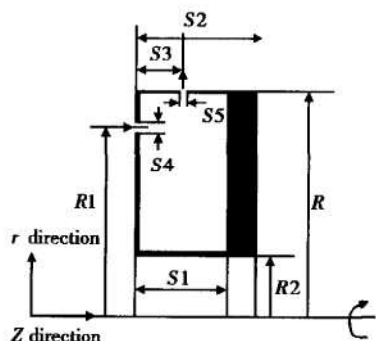


Fig.1 Calculated mode

进口折合缝宽 $S4 = nd^2/8R1 = 0.004147\text{m}$; 取一个出口折合成一个长孔,孔长 $l = 0.0125\text{m}$; 取周向角 $\theta = \pi D^2/4R1 = 0.03636\text{rad}$, 则按原进出口面积比得条宽 $S5 = 0.0026\text{m}$ 。

2.1 几何条件

转盘半径 $R = 0.27\text{m}$; 内轮毂半径 $R2 = 0.14\text{m}$; 转盘厚度 $\delta = 0.012\text{m}$; 进气孔位置 $R1 = 0.2585\text{m}$; 进气孔条缝宽 $S4 = 0.004147\text{m}$; 出气孔位置 $S3 = 0.0175\text{m}$; 空腔间隙 $S1 = 0.035\text{m}$; 出气口宽 $S5 = 0.0026\text{m}$ 。

2.2 边界条件

(1)入口条件由实验给定。包括进口处冷气温度、冷气进口速度。计算时取均匀进口速度为

$$u_{in} = \dot{m}/(\rho n \pi d^2/4)$$

$$(z = 0, (R1 - \frac{1}{2}S4) \leq r \leq (R1 + \frac{1}{2}S4))$$

(2)出口边界条件:在出口截面上流场的状态是未知的。采用充分发展条件。

$$\frac{\partial u}{\partial r} = 0, \quad \frac{\partial w}{\partial r} = 0, \quad \frac{\partial(rv)}{\partial r} = 0, \quad \frac{\partial t}{\partial r} = 0$$

$$r = R, (S3 - \frac{1}{2}S5) \leq z \leq (S3 + \frac{1}{2}S5)$$

(3)外轮壳边界条件:除出气孔位置外,根据无滑移条件给出:

$$u = 0, \quad v = 0, \quad w = 0$$

温度取第三类边界条件;流体温度取环境温度。

(4)转盘边界条件:采用流体和固体共轭计算方法,无须给出研究域内转盘与空气交界面的边界条件,

只须给出转盘背面和盘缘的流动与换热边界条件。

转盘背面

$$u = 0, \quad v = 0, \quad w = 0, \quad \frac{\partial t}{\partial z} = 0$$

$$(\text{当 } z = S2, R2 \leq r \leq R \text{ 时}).$$

转盘加热边

$$u = 0, \quad v = 0, \quad w = 0, \quad \lambda \frac{\partial t}{\partial z} = q$$

$$(\text{当 } S1 \leq z \leq S2, r = R \text{ 时}).$$

转盘内轮毂面

$$u = 0, \quad v = 0, \quad w = 0, \quad \frac{\partial t}{\partial r} = 0$$

$$(\text{当 } S1 \leq z \leq S2, r = R2 \text{ 时}).$$

(5)内轮毂边界条件根据无滑移条件给出:

$$u = 0, \quad v = 0, \quad w = 0, \quad \frac{\partial t}{\partial r} = 0$$

$$(\text{当 } 0 \leq z \leq S1, r = R2 \text{ 时}).$$

(6)篦齿盘边界条件:除进气孔外,根据无滑移条件给出:

$$u = 0, \quad v = 0, \quad w = 0$$

温度取冷气进口温度。

2.3 物性条件

空气:分子粘性系数取进口温度下的粘性系数;密度 ρ 按进口处的温度和压力由状态方程求得;导热系数 λ 按进口处的温度确定;比热 C_p 按进口处的温度确定;紊流普朗特数通过计算得出,大多数实验工况紊流普朗特数可取 0.32。

固体:分子粘性系数取一很大数 $\mu = 1.0 \times 10^{25}$; $\rho = 7840\text{kg/m}^3$; $\lambda = 15.0\text{W/(m}\cdot^\circ\text{C)}$; $C_p = 470\text{J/(kg}\cdot^\circ\text{C)}$ 。

2.4 紊流模型

紊流模型取混合长度模型^[2],根据实验数据在近壁面区对 Van Driest 阻尼公式进行修正。即

$$l_m = 0.42n \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{n(\tau_w/\rho)^{0.5}}{26v} \left(\frac{\tau}{\tau_w} \right)^e \right] \right\}$$

n 为与壁面的距离。其中引入修正项的指数 e 在本计算中取 1.2。

2.5 数值计算方法

采用控制容积法将动量方程在交错网格上进行离散,得到有限差分方程。为加快离散方程求解的迭代收敛速度,采用了交替方向上的线迭代方法。

耦合计算步骤如下:估计速度场和压力场的初始值,求解动量方程得出 u^* , v^* 和 w^* 。求解压力修正方程,得出压力修正值,再对速度进行修正,得出修正后的速度场 u , v 和 w 。将估计的压力值加上压力修正值得修正后的压力场。利用修正后的速度场和压力场求解那些通过源项、物性参数等与速度场有关的耦合物理量。利用改进后的速度场和压力场,求解能

量方程。重复以上步骤,直到获得收敛的解。

3 计算结果

3.1 低参数下与实验结果的比较

在上述条件下,将计算域划分为图 2 所示的网格,进行了计算。

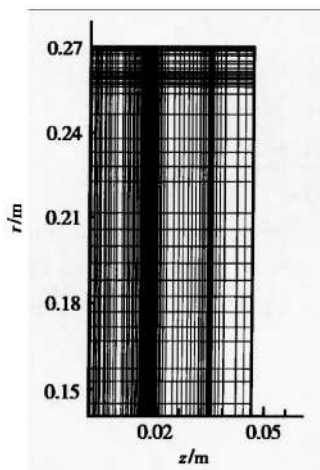


Fig. 2 Computational grid

图 3 给出了盘表面局部对流换热系数实验解和数值解的结果比较。冷气雷诺数不变,曲线 1,3 为同一旋转雷诺数,曲线 2,4 为另一旋转雷诺数,可以看出,抛开端部效应,总的分布规律大致相同,从进气口位置附近向内为自然对流区,向外为强迫对流区(冲击换热),两个区域没有明显的界限。所谓端部效应是指实验求解的局限性。实验主盘的外缘连接有外轮壳,有部分热量由外轮壳散失,造成温度实测值比计算值偏低,同时主盘外缘的加热量有部分散失于环境,也造成温度实测值比计算值偏低,也即造成了实验求解的轮盘外缘的对流换热系数比计算高且发生了趋势的不同。计算值的降低是合理的,因为出口在外轮壳中间,在轮盘外缘角点有流动“死区”形成,降低了轮缘的换热。另外,曲线 3,4 数值计算的天然对流区的附面层起始部分较为明显而实验求解的天然对流区不明显,也同样是因为实验测点的不足造成的,将温度分布的趋势抹平,掩盖了一些峰值现象。但并未影响平均效果。

图 4 为盘表面平均努赛数实验解和数值解的结果比较。从图中可以看出,计算结果和实验结果基本符合,在冷气雷诺数不变的前提下,平均努赛数随旋转雷诺数的增加先增大后减小,有一个峰值存在。原因在于小流量下,由于旋转与浮升力共同的结果,存

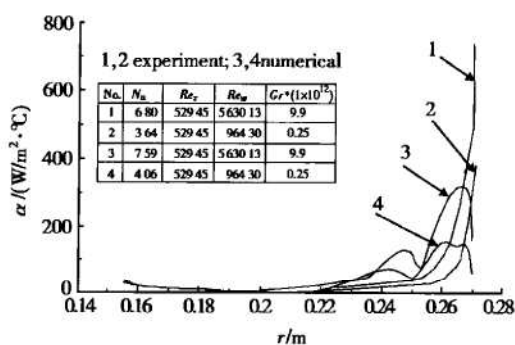


Fig. 3 Radial comparison of average convection coefficient between numerical result and experiment result

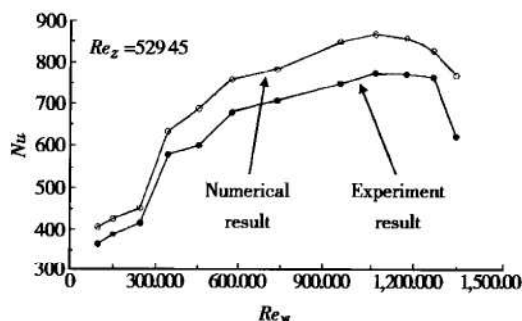


Fig. 4 Comparison of average Nusselt number between numerical result and experiment result

在一个临界点的问题。

图 5 为旋转雷诺数不变,冷气雷诺数改变,主盘面的局部对流换热系数的分布规律,实验解和数值解的比较。从中可以看出,分布规律大致相同,同样存在“端效应”及温度测点不足的问题。

3.2 某原型发动机参数进行计算的结果与分析

在计算结果与实验结果的对比分析中,运用低参数下有实验数据支持的数值计算程序,在简化几何结构的前提下,针对发动机真实参数进行数值实验,预估结果,我们认为是完全可行的。

原型冷气进口参数如下:相对速度 $v = 142\text{m/s}$; 压力 $p = 1.2\text{MPa}$; 温度 $T = 793.15\text{K}$; 轮盘转速 $n = 14410\text{r/min}$; 轮缘加热量 $q_R = 10\text{kW}$; 轮盘导热系数 $\lambda_d = 24\text{W/m}\cdot\text{K}$ 。计算结果如图 6 所示。

从图 6 中可以看出,最大温差不超过 55K ,和实际发动机基本符合。

图 7 为局部对流换热系数分布,和实验模型不同,整个盘面呈自然对流特征,这主要是旋转强烈造成的结果。这一点在下面的流场分析中更加明显。

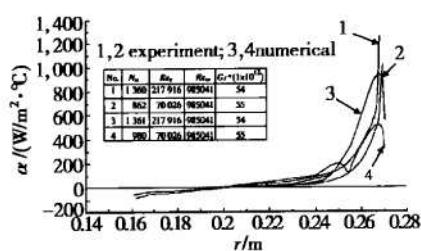


Fig.5 Comparison of local convective coefficient between numerical result and experiment result

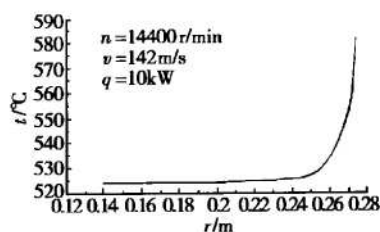


Fig.6 Numerical temperature distribution on turbo disk surface

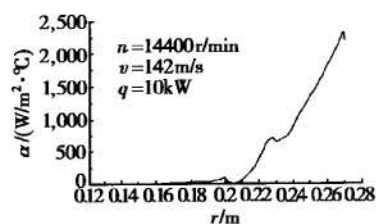


Fig.7 Numerical local convection coefficient distribution on turbo disk surface

图8为计算模型的速度矢量图和流线图,从中可以看出,冷流体大部分由外轮壳流出,主盘面主要由自然对流控制。和实验的分析是一致的。

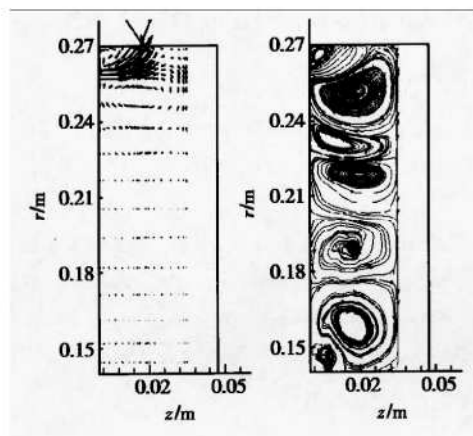


Fig.8 Streamline and velocity vector

图9为静压力等值线、温度等值线图。静压力仍然是腔内小半径处低于盘缘,泵效应是明显的,轮盘温度最高为950K。

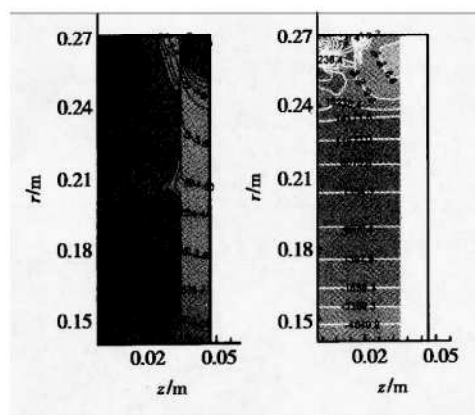


Fig.9 Pressure contour and temperature contour

4 结论

(1)在实验模型的基础上对发动机近真实参数进行数值模拟,高压涡轮盘腔内主盘面附近的流动以自然对流为主,这一点在低参数实验和数值模拟中都是很难发现的。

(2)运用混合长度模型对旋转腔内流动和换热计算是可行的,结果基本反映了真实情况,但数值解预估的某发动机原型轮盘温度略高于实际值60K左右。这与几何简化有关,特别是出流的阻力与原型比相差较大,真实发动机的出流要经过叶片回流通道,这将增加冷气出流的阻力,而增强盘面的换热^[3]。

(3)对于外缘轴向进气的旋转空腔,计算与实验表明,主盘面附近的流动和换热分强迫对流区和自然对流区,随旋转的加强,二者的界限趋于明显,腔内自然对流换热逐渐占主导地位。

(4)在较低的实验参数下进行实验研究,将结果和数值计算对比,在符合较好的前提下,对发动机近真实参数下的流动和换热情况进行数值实验,是一条可行的技术路线。要比传统的线性外推法准确得多。

参考文献:

- [1] Ko S H, Rhode D L. Thermal details in a rotor-stator cavity at engine conditions with a mainstream[J]. *J. of Turbomachinery*, 1992, 114: 446 ~ 453.
- [2] Koosinlin M L, Launder B E, Sharma B I. Prediction of momentum, heat and mass transfer in swirling turbulent boundary layers[J]. *ASME J of Heat Transfer*, 1976, 96: 204 ~ 209.
- [3] 丁水汀,徐国强,陶智,等. 外缘预旋进气的旋转空腔主盘面局部换热及流阻特性研究[J]. *推进技术*, 1998, 19 (6).

(编辑:梅 瑛)