

文章编号: 1000-8055(2001)03-0238-04

旋转盘换热研究准则系统的确定

蔡毅, 徐国强, 丁水汀, 陶智
(北京航空航天大学 402教研室, 北京 100083)

摘要: 通过引入特征温差 q_{tR}/λ_0 , 对控制转静系旋转盘腔内流动与换热的微分方程组进行了无量纲化, 得到了研究转静系旋转盘腔内换热研究的准则系统。确定了涡轮盘冷却研究的主要研究内容和影响因素: 除盘面对流换热的努赛尔特数外, 还应包括反映涡轮盘总体温度水平的无量纲过余体平均温度和反映转盘径向热应力大小的无量纲径向温差, 借助于涡轮叶片冷却效果的概念, 给出了涡轮盘冷却效果的表达式。

关键词: 旋转盘; 换热; 无量纲过余体平均温度; 无量纲径向温差

中图分类号: V 232.3

文献标识码: A

1 前言

对涡轮发动机热部件冷却的主要指标有: (1) 要求热部件的总体温度尽可能低, 以满足金属材料各项强度指标。因为现有的材料在无冷却的情况下最多只能在1000℃左右才能维持所需的持久强度指标, 而发动机燃气的最高温度远远高于这个值, 因此必须使热部件得到足够的冷却。(2) 热部件内部的温差尽可能小。温差直接和热应力相联系, 尽管在总体温度满足要求的情况下, 如果热部件内的温差过大, 势必造成部件内的热应力增大, 使热部件材料的疲劳极限降低, 满足不了发动机对寿命的要求。

在发动机热部件设计过程中, 为了对热部件的强度和热应力分布进行详细分析, 必须求解热部件的温度场。就冷却边的热边界条件而言, 直接给定边界的热流或温度是非常困难的。常用的办法是给定冷气的温度和冷气与冷却面的对流换热系数, 即第三类边界条件。因此, 确定固体壁面与流体间的对流换热系数是研究高温部件流动与换

热的主要任务之一。

发动机最现实的冷却介质是空气, 从冷却角度讲, 冷却空气用量越高其冷却效果越好。但是冷却空气的使用是以发动机总体性能降低为代价的。因此在给定冷气用量的前提条件下, 寻求最佳的冷却结构也是对热部件流动与换热研究的主要目的。

涡轮盘是涡轮发动机中受力最大和温度较高的部件, 其换热问题一直是设计中的一个关键, 它直接关系到发动机的效率、可靠性和寿命。本文将在相似理论指导下, 确定转静系涡轮盘的模型研究的准则系统及应开展的主要研究内容。

2 控制方程组

假设流体不可压, 常物性, v_r, v_θ, v_z 为惯性圆柱坐标系中 r, θ, z 方向的速度分量。在不考虑辐射和内热源, 忽略质量力、稳态和轴对称情况下, 描述转静系旋转盘腔流体流动与换热控制方程式为:

$$\frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_r}{r} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} - \frac{v_\theta^2}{r} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \nu \left(\frac{\partial^2 v_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{v_r}{r^2} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} \right) \quad (2)$$

收稿日期: 2000-09-20; 修订日期: 2001-03-10

作者简介: 蔡毅(1964-), 男, 北京航空航天大学动力系博士研究生

$$v_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_\theta}{\partial z} + \frac{v_\theta v_r}{r} = v \left[\frac{\partial v_\theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial r} - \frac{v_\theta}{r^2} + \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial z^2} \right] \quad (3)$$

$$v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + v \left[\frac{\partial v_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right] \quad (4)$$

$$\rho c_p \left(v_r \frac{\partial t}{\partial r} + v_z \frac{\partial t}{\partial z} \right) = \lambda \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial t}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right] \quad (5)$$

3 准则系统的确定

由于原型结构非常复杂, 实际研究中常将其简化成几何形状相对简单的模型, 这种简化一般应保证不影响流动与换热的主结构。如图1就是一种典型的中心进气转静系旋转盘腔模型。在研究过程中, 研究区域除腔内气体外还应将转盘也包括在内, 这样所研究的问题是一个导热和对流换热耦合的共轭传热课题, 可完全用上述能量方程来描述, 因此, 包含固体导热在内的控制方程组仍为式(1)~式(5)。

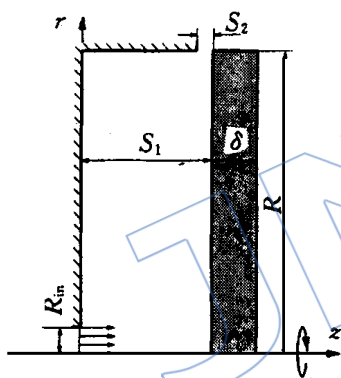


图1 中心进气模型

对微分方程组进行无量纲化, 可以导出相似

准则以确定研究方案(尤其是实验)。用特征物理量度量方程组及其定解条件中相应的物理量, 便可得无量纲形式方程组及定解条件。在对涡轮盘流动与换热研究中, 特征物理量可选取如下: 特征尺度选用转盘半径 R , 特征速度选用冷气进口流速 V_0 , 气体的特征物性参数如密度 ρ_0 , 运动粘度 ν_0 , 导热系数 λ_0 等选为冷气进口处的参数, 且为已知值。方程组中的无量纲物理量可按以下方式组成:

$$\left. \begin{aligned} \tilde{r} &= \frac{r}{R}, \quad \tilde{z} = \frac{z}{R}, \quad \tilde{V} = \frac{V}{V_0} \\ \tilde{\lambda} &= \frac{\lambda}{\lambda_0}, \quad \tilde{\rho} = \frac{\rho}{\rho_0} \\ \tilde{p} &= \frac{p - p_0}{\rho_0 V_0^2}, \quad \tilde{c}_p = \frac{c_p}{c_{p0}} \\ \tilde{t} &= \frac{t - t_0}{q_r R / \lambda_0}, \quad \tilde{\nu} = \frac{\nu}{\nu_0} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

一般来说, 所研究的转盘是在盘缘给定的第二类边界条件, 即 $q_r = \text{常数}$, 因此, 在所研究的区域里, 除进口温度外再也没有其它温度可供参考。分析可知 $q_r R / \lambda_0$ 具有温度的量纲(下标 D 为转盘), 它表征了一个特征温差, 并非盘内某两点的实际温差, 反映了加热强度的大小, 故取 $q_r R / \lambda_0$ 为参考温差。用“ $\sim$ ”表示物理量的无量纲形式, 则无量纲化后的微分方程组为:

$$\frac{\partial \tilde{v}_r}{\partial \tilde{r}} + \frac{\tilde{v}_r}{\tilde{r}} + \frac{\partial \tilde{v}_z}{\partial \tilde{z}} = 0 \quad (7)$$

$$\tilde{v}_r \frac{\partial \tilde{v}_r}{\partial \tilde{r}} + \tilde{v}_z \frac{\partial \tilde{v}_r}{\partial \tilde{z}} - \frac{\tilde{v}_\theta^2}{\tilde{r}} = - \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{r}} + \frac{1}{Re} \left[\frac{\partial^2 \tilde{v}_r}{\partial \tilde{r}^2} + \frac{1}{\tilde{r}} \frac{\partial \tilde{v}_r}{\partial \tilde{r}} - \frac{\tilde{v}_r}{\tilde{r}^2} + \frac{\partial^2 \tilde{v}_r}{\partial \tilde{z}^2} \right] \quad (8)$$

$$\tilde{v}_r \frac{\partial \tilde{v}_\theta}{\partial \tilde{r}} + \tilde{v}_z \frac{\partial \tilde{v}_\theta}{\partial \tilde{z}} + \frac{\tilde{v}_\theta \tilde{v}_r}{\tilde{r}} = \frac{1}{Re} \left[\frac{\partial^2 \tilde{v}_\theta}{\partial \tilde{r}^2} + \frac{1}{\tilde{r}} \frac{\partial \tilde{v}_\theta}{\partial \tilde{r}} - \frac{\tilde{v}_\theta}{\tilde{r}^2} + \frac{\partial^2 \tilde{v}_\theta}{\partial \tilde{z}^2} \right] \quad (9)$$

$$\tilde{v}_r \frac{\partial \tilde{v}_z}{\partial \tilde{r}} + \tilde{v}_z \frac{\partial \tilde{v}_z}{\partial \tilde{z}} = - \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{z}} + \frac{1}{Re} \left[\frac{\partial^2 \tilde{v}_z}{\partial \tilde{r}^2} + \frac{1}{\tilde{r}} \frac{\partial \tilde{v}_z}{\partial \tilde{r}} + \frac{\partial^2 \tilde{v}_z}{\partial \tilde{z}^2} \right] \quad (10)$$

$$\tilde{v}_r \frac{\partial \tilde{t}}{\partial \tilde{r}} + \tilde{v}_z \frac{\partial \tilde{t}}{\partial \tilde{z}} = \frac{1}{Pr Re} \left[\frac{1}{\tilde{r}} \frac{\partial}{\partial \tilde{r}} \left(\tilde{r} \frac{\partial \tilde{t}}{\partial \tilde{r}} \right) + \frac{\partial^2 \tilde{t}}{\partial \tilde{z}^2} \right] \quad (11)$$

方程中的准则数为: 进气雷诺数 $Re = \frac{\rho V_0 R}{\mu_0}$,

普朗特数 $Pr = \mu_0 c_{p0} / \lambda_0$ 进气雷诺数 Re 与文献中

使用流量系数 C_w 的关系为 $Re = C_w (R^2 / A)$, A 为进气流通面积。

在流动边界条件中, 动盘的速度边界条件为 (参见图1):

$$v_r = 0, \quad v_\theta = \omega r, \quad v_z = 0 \quad (12)$$

对其进行无量纲化有:

$$\tilde{v}_r = 0, \quad \tilde{v}_\theta = \frac{\omega R}{V_0} \tilde{r} = \frac{\tilde{r}}{R_o}, \quad \tilde{v}_z = 0 \quad (13)$$

在转盘流动边界条件中出现了罗斯比数 R_o ,

$$\frac{1}{R_o} = \frac{\omega R}{V_0} = \frac{\omega R^2/V}{V_0 R/V} = \frac{Re_\omega}{Re}$$

反映了进气平均速度和转盘的旋转雷诺数 $Re_\omega = \frac{\rho \omega R^2}{\mu}$ 之比。旋转雷诺数 Re_ω 和罗斯比数 R_o 三者中只有2个是独立的。其余流动边界条件不会引入新的准则数。

热边界条件为: 进口 $\tilde{t} = 0$ 。

转盘外缘: $q_r = -\lambda_0 \left. \frac{\partial \tilde{t}}{\partial \tilde{r}} \right|_{\tilde{r}=R}$

其无量纲形式为: $\left. \frac{\partial \tilde{t}}{\partial \tilde{r}} \right|_{\tilde{r}=1} = -1$

其余边界条件: $\left. \frac{\partial \tilde{t}}{\partial \tilde{n}} \right|_s = 0$

实际涡轮盘两侧冷却基本对称, 在实验研究

$$\tilde{v}_r = f_1(Re, Re_\omega, \tilde{r}, \tilde{z}, \tilde{v}, \tilde{\rho}, \text{无量纲几何参数}) \quad (16)$$

$$\tilde{v}_\theta = f_2(Re, Re_\omega, \tilde{r}, \tilde{z}, \tilde{v}, \tilde{\rho}, \text{无量纲几何参数}) \quad (17)$$

$$\tilde{v}_z = f_3(Re, Re_\omega, \tilde{r}, \tilde{z}, \tilde{v}, \tilde{\rho}, \text{无量纲几何参数}) \quad (18)$$

$$\tilde{\rho} = f_4(Re, Re_\omega, \tilde{r}, \tilde{z}, \tilde{v}, \tilde{\rho}, \text{无量纲几何参数}) \quad (19)$$

$$\begin{aligned} \tilde{t} &= f_5(Re, Pr, \tilde{u}, \tilde{v}, \tilde{w}, \tilde{r}, \tilde{z}, \tilde{v}, \tilde{\rho}, \tilde{c}_p, \text{无量纲几何参数}) \\ &= f_5'(Re, Pr, Re_\omega, \tilde{r}, \tilde{z}, \tilde{v}, \tilde{\rho}, \tilde{c}_p, \text{无量纲几何参数}) \end{aligned} \quad (20)$$

$$Nu = f_6(\tilde{t}) = f_7(Re, Pr, Re_\omega, \tilde{r}, \tilde{v}, \tilde{\rho}, \tilde{c}_p, \text{无量纲几何参数}) \quad (21)$$

以上各式中的无量纲几何参数应包含各种几何尺度与转盘半径的比, 对图1所示的模型有: 盘罩间隙比 $G = S_1/R$, 出气间隙比 $G_s = S_2/R$, 转盘厚度与半径之比 δ/R , 进气孔径与转盘半径比 R_{in}/R 等等。

可以看出, 在不可压和常物性假设的条件下, 用特征温差 $q_r R / \lambda_0$ 来度量研究区域内的过余温

$$\Theta_v = \frac{t_{av} - t_0}{q_r R / \lambda_0} = f_8(Re, Pr, Re_\omega, \tilde{v}, \tilde{\rho}, \tilde{c}_p, \text{无量纲几何参数}) \quad (22)$$

$$\text{其中: } t_{av} = \frac{1}{\pi R^2 \delta} \int \int 2\pi r t dr dz_0$$

$$\Delta \Theta = \frac{t_2 - t_1}{q_r R / \lambda_0} = f_9(Re, Pr, Re_\omega, \tilde{v}, \tilde{\rho}, \tilde{c}_p, \text{无量纲几何参数}) \quad (23)$$

其中: $t_1 = \frac{1}{\delta} \int t dz$ 在 $r=0$ 处; $t_2 = \frac{1}{\delta} \int t dz$ 在 $r=R$ 处。

借用涡轮叶片冷却效率 $\eta = \frac{T_g - T_w}{T_g - T_c}$ 的概念

中常取其一半进行研究, 故在图1所示模型中转盘右侧取绝热边界条件。

为了求出转盘表面的对流换热系数还应补充一个换热方程:

$$\alpha = -\lambda_0 \left. \frac{1}{t_w - t_0} \frac{\partial t}{\partial z} \right|_s \quad (14)$$

其无量纲形式为:

$$Nu = -\frac{1}{\tilde{t}_w} \left[\left. \frac{\partial \tilde{t}}{\partial \tilde{z}} \right]_s \right] \quad (15)$$

$Nu = \frac{qR}{\lambda_0}$ 为努赛尔特数。

当物性参数为常数时, 在气体区域无量纲导热系数、无量纲运动粘度、无量纲比热、无量纲密度等分别为 $\tilde{\lambda} = 1$, $\tilde{\nu} = 1$, $\tilde{c}_p = 1$ 和 $\tilde{\rho} = 1$, 但在固体内分别应为 $\tilde{\lambda} = \frac{\lambda}{\lambda_0}$, $\tilde{\nu} = \frac{\mu}{\mu_0}$, $\tilde{c}_p = \frac{c_p}{c_{p0}}$, $\tilde{\rho} = \frac{\rho}{\rho_0}$, 且为常数。

因此, 方程组(7)~(11)及(15)的解可以表示成如下函数形式:

度是合理的。热边界条件变得非常简单, 在待定准则 Nu 的函数关系式中不包含与加热热流有关的准则, 即盘面的努赛尔特数与加热量没有关系。

前面曾提到, 衡量涡轮盘冷却好坏有两个指标, 即盘内总体温度水平和盘内的温差。分别用转盘的无量纲过余体平均温度 Θ_v 和无量纲径向温差 $\Delta \Theta$ 度量。

(式中 T_g 为研究对象内的最高温度即燃气温度; T_w 为叶片表面或平均温度; T_c 为冷气温度, 为研究对象内的最低温度) 来定义涡轮盘的冷却效率:

$$\eta = \frac{T_{\max} - T_w}{T_{\max} - T_0} \quad (24)$$

但本研究对象中没有已知最高温度以供选取。由上面的讨论知道 $q_c R / \lambda_b$ 反映了转盘因加热所获得的“最大”可能温差, 可以选取 $t_{\max} = q_c R / \lambda_b + t_0$ 来代表研究对象中的最高温度。因此涡轮盘平均冷却效率的定义式可表示为:

$$\eta = \frac{(q_c R / \lambda_b + t_0) - t_w}{(q_c R / \lambda_b + t_0) - t_0} = \frac{q_c R / \lambda_b - (t_w - t_0)}{q_c R / \lambda_b} = 1 - \Theta_v \quad (25)$$

由上式可以看出冷却效率越高, 转盘的总体平均温度越低, 因此冷却效率可以直观地反映涡轮盘的冷却程度。

因此, 对涡轮盘换热的数值研究和实验研究应主要围绕各种因素对 Nu , $\overline{p}$, Θ_v , $\Delta\theta$ 的影响进行, 而不应仅仅限于对盘面努赛尔特数的研究上。文献[5]基于实验结果对中心进气和高位垂直进气转静系旋转盘的冷却品质进行了较为系统的比较, 结果发现: 两者盘面的平均努赛尔特数和无量纲过余体平均温度相差很小, 在两者中没有能够发现谁更具有明显的优势。实际上这是一种假象, 只要是从减小径向温差角度看, 高位垂直进气却显示出其具有明显的优势, 因为高位垂直进气的无量纲径向温差远远小于中心进气之值, 因此, 单靠盘面的平均努赛尔特数来确定两种冷却结构的优劣是不够的, 这充分证明了本文提出的涡轮盘冷却指标应包含径向温差的合理性。

4 结 论

(1) 对转静系旋转盘流动与换热的研究用特征温差 $q_c R / \lambda_b$ 来度量研究区域内的过余温度是合理的, 结果指出盘面对流换热的努赛尔特数准则关系中不包含与热流密度有关的准则关系式, 对实验研究具有很好的指导意义。

(2) 在转盘冷却的研究过程中, 其研究内容除盘面的平均努赛尔特数外, 还应包含转盘的无量纲过余体平均温度 Θ_v (或转盘的冷却效率 η) 和无量纲径向温差 $\Delta\theta$ 。

参考文献

- [1] Owen J M. A air-cooled Gas-Turbine Disk: A Review of Recent Research [J]. Int. J. Heat and Fluid Flow, 1988, 9 (4): 354- 365
- [2] 罗森诺 W M 等主编 传热学手册(上册) [M]. 李荫亭等译, 北京: 科学出版社, 1985
- [3] 徐国强, 曹玉璋, 邱绪光. 具有中心进气外缘加热旋转盘的平均换热特性研究 [J]. 航空动力学报, 1994, 9 (1): 27- 30
- [4] Wilson M, Pilbrow R, Owen J M. Flow and Heat Transfer in a Preswirl Rotor-Stator System [J]. J. of Turbomachinery, 1997, 119: 364- 373
- [5] 徐国强, 詹治国, 丁水汀等. 中心进气和高位垂直进气转静系旋转盘冷却品质比较 [J]. 推进技术, 2000, 21 (5): .

(责任编辑 杨再荣)

Determination of Similarity Criteria for Flow and Heat Transfer of Rotor-Stator Disks System

CAI Yi, XU Guo-qiang, TAO zhi, DING Shu-ting

(4th Dept., Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: Characteristic parameters, $q_c R / \lambda_b$ are introduced as the temperature difference to non-dimensionalize the governing equations, and then the similarity criteria for flow and heat transfer of rotor-stator disks system are established. It is concluded that the study of cooling effects in the turbine disks should comprise not only Nusselts number for disk surface convective heat transfer, but also the non-dimensional excessive averaged body temperature for total disk temperature level and the non-dimensional radial temperature difference for the disk radial thermal stress. With resort to the concept of turbine blade cooling efficiency, an expression is derived for calculating the cooling efficiency of a turbine disk.

Key words: rotating disk; heat transfer; non-dimensional excessive averaged body temperature; non-dimensional radial temperature difference