

文章编号: 1000-8055(2002) 05-0572-05

同向旋转盘间换热特性的实验研究

何亚军, 徐国强, 陶 智, 耿汀, 蔡伟华
(北京航空航天大学 动力系, 北京 100083)

摘要: 本文将实际发动机高、低压涡轮盘简化成几何形状相对简单的中心轴向进气、径向出气、两盘以不同速度同向旋转的旋转盘系统。用实验方法研究了冷气流量、转速以及两盘间隙对旋转盘间换热的影响规律, 并对结果进行了相应的分析。

关键词: 同向旋转; 旋转盘; 换热

中图分类号: V 231. 1

文献标识码: A

Experimental Investigation of Heat Transfer between Co-Rotating Disks

HE Ya-jun, XU Guo-qiang, TAO Zhi, DING Shui-ting, CAI Wei-hua
(Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: Two real turbine disks are simplified to become a co-rotating plan disk system. The effects of the coolant flow rate, rotational speed and the interval between the two discs on the performance of fluid flow and the heat transfer were investigated experimentally. Conclusions are drawn as follows: (1) the inlet Reynolds number could always have significant effects on average Nusselt number. (2) the rotational Reynolds number has little effect on averaged Nusselt number of the two disks. (3) the interval of two disks also has effect on averaged Nusselt number of the two disks.

Key words: co-rotating; rotating disks; heat transfer

1 前 言

现代航空发动机涡轮一般分为高压和低压 2 个涡轮转子, 2 个涡轮盘是以不同的转速同向旋转。用于冷却涡轮盘及防止外界高温燃气入侵到盘间的冷气在两盘间流动。这样就构成复杂的换热和流动系统。由于实际结构比较复杂, 研究中常将其简化成如图 1 所示的简单模型。对于同向旋转的旋转盘间的流动和换热, 过去主要集中在两盘转速相等的情况。Owen J M 和 Pincombe J R 用实验的方法研究了同速同向旋转盘腔内的流场结构^[1]。Sim Y S 和 Wen-Jei Yang, Chew J W 分

别用数值计算的方法研究了盘的几何尺寸, 冷气流量和盘的旋转速度对盘腔内的流场和盘面努塞尔特数的影响^[2, 3]。Owen J M 对此课题进行了进一步的总结和研究。本文在此基础上, 对两盘以不同速度旋转的情况做了研究^[4]。

2 实验装置

实验是在北京航空航天大学航空发动机气动热力国家重点实验室的多功能旋转换热实验台上进行的。实际涡轮盘是双面冷却, 为简化实验, 实验取其一半来研究, 在 2 个转盘的背面装有玻璃棉和石棉板等绝热材料, 然后用盖板将其压紧。盘

的外缘用电加热来模拟涡轮叶片以热传导的方式对涡轮盘的加热。

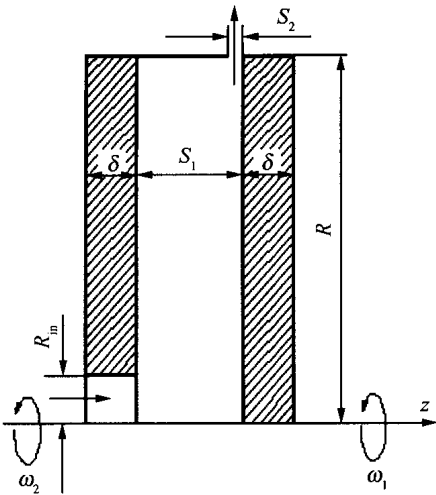


图 1 实验模型
Fig. 1 Experimental arrangement

如图 1 所示, 左边的盘是上游盘, 转速为 ω_1 , 右边的盘是下游盘, 转速为 ω_2 。 S_1 为两盘间距与出气间隙之差。 S_2 为出气间隙。 两盘的材料均为低碳钢, 厚度 δ 为 30 mm, 半径 R 为 200 mm, 上游盘中心开有半径 R_m 为 25 mm 的进气孔, 下游盘为实心。 在上游盘面的不同半径上布置了 20 对 NiCr-NiSi 热电偶, 其与盘心距离分别为 30, 45, 50, 60, 75, 80, 90, 105, 120, 135, 140, 150, 160, 165, 170, 175, 180, 185, 181 和 195 mm; 下游盘面的不同半径处布置了 17 对热电偶, 其与盘心距离分别为 0, 17.5, 24, 46, 62, 75, 90, 112, 121, 137, 150, 160, 178, 180, 187, 189 和 197 mm; 上游盘的进气孔壁上布置了 3 对热电偶, 分别距迎风面 4, 16.5 和 26.5 mm。 热电偶的信号首先经过 SmartLink 智能超小型分散数据采集器进行采集并放大, 再通过滑环引电器转移到静止测试系统上。 两盘均可以在 0 到 2500 r/min 的转速内双向旋转。 转速通过光电式数字转速表来测量。

由压缩机提供的冷却空气经稳压箱后进入实验段上游的空心旋转轴, 再经上游盘进气孔进入盘腔对两盘进行冷却。 流量由涡街流量测试系统来测量。 所有测试信号都被送入计算机, 进行监视, 保存和处理。

分别对两盘冷却边和上游盘进气孔壁温度进行多项式拟和, 作为第一类边界条件; 两盘加热边按等热流边界条件处理; 转盘背面按绝热边界条件处理。 用数值计算的方法求解导热微分方程获

得盘内的温度分布及转盘冷却边的热流密度分布。 根据牛顿冷却公式可得到转盘表面的平均对流换热系数。 平均对流换热系数 α_v 的定义式为:

$$\alpha_v = \frac{Q_{conv}}{A(t_w - t_0)}$$

其中: Q_{conv} 为从转盘冷却表面散出的总热量, A 为盘面面积, t_0 为冷气入口温度, t_w 为壁面平均温度, 其平均方法为按面积加权平均。

3 实验结果及分析

3.1 盘面温度分布

实验结果表明, 冷气流量的变化对两盘温度的影响十分显著。 随着冷气流量的增加, 上游盘和下游盘的温度都明显的降低, 见图 2 和图 3。

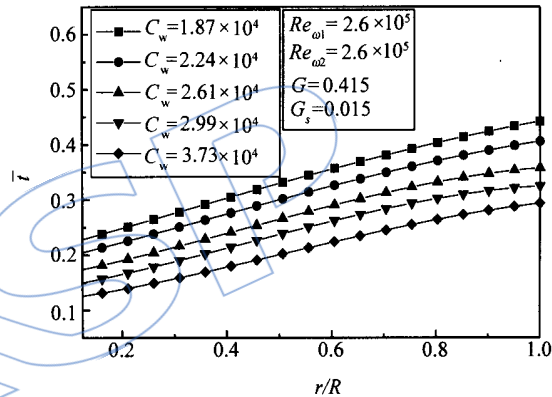


图 2 上游盘面温度随冷气流量的变化
Fig. 2 Variation of upstream disk temperature with coolant flow rate

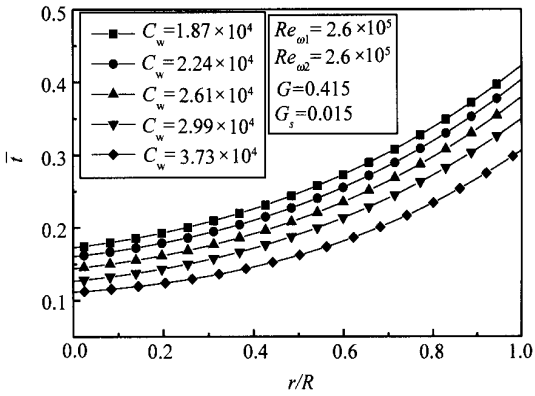


图 3 下游盘面温度随冷气流量的变化
Fig. 3 Variation of downstream disk temperature with coolant flow rate

图中各参数的意义如下: 横坐标为无因次半径 r/R , 其中 R 为两盘半径。 纵坐标为无因次温度

$\bar{t} = \frac{t-t_0}{qR/\lambda}$, 其中, t 为盘面温度, q 为盘缘等热流加热的热流密度, λ 为盘的导热系数。流量系数 $C_w = \frac{\dot{m}}{\mu R}$, 其中 $\dot{m}$ 为冷气流量。旋转雷诺数 $Re_{\omega} = \frac{\rho \omega R^2}{\mu}$, 其中下标 $i=1$ 代表下游盘, $i=2$ 代表上游盘。两盘间隙比 $G = \frac{S_1 + S_2}{R}$, 为两盘间距和盘半径之比。出气间隙比 $G_s = \frac{S_2}{R}$, 为出气间隙和盘半径之比。

当改变两盘中的一个盘的转速, 而另外一个盘的转速不变时, 转速不变的转盘的盘面温度基本不受影响, 如图 4 所示; 而转速变化的转盘的盘面温度随转速的增大整体降低, 且随半径的增大, 其温度受转速变化的影响越来越大, 如图 5 所示。

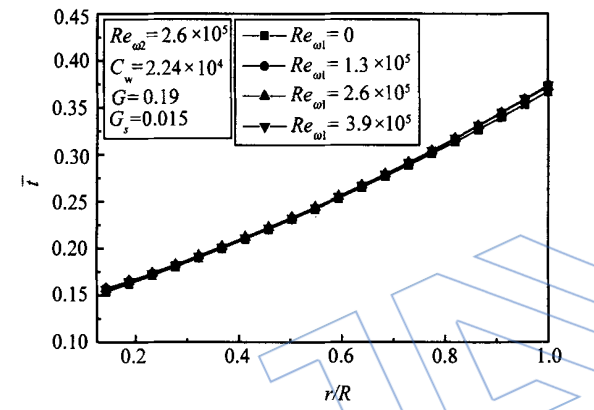


图 4 上游盘面温度随下游盘转速的变化
Fig. 4 Variation of upstream disk temperature with downstream disk rotational speeds

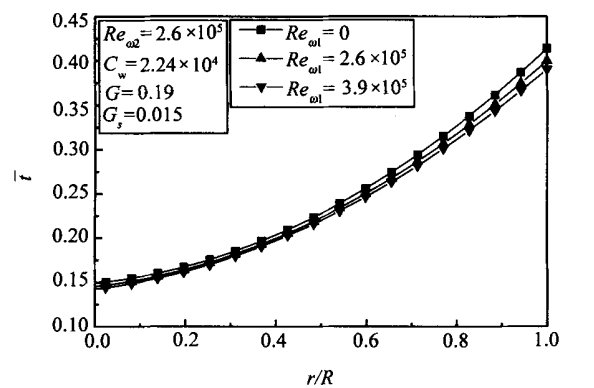


图 5 下游盘面温度随下游盘转速的变化
Fig. 5 Variation of downstream disk temperature with downstream disk rotational speeds

在本实验范围内, 两盘的间距的变化对盘面的温度影响较小。随着两盘的间距的减小, 两盘盘

面过剩温度(盘面温度与进气温度之差)略有降低。图 6 为其他条件不变时下游盘盘面因次过

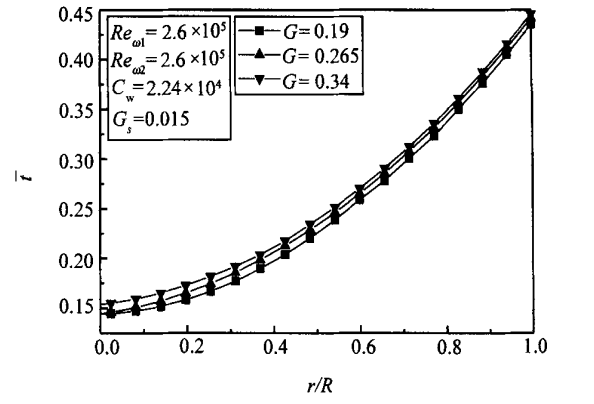


图 6 下游盘面过剩温度随两盘间隙比的变化
Fig. 6 Variation of downstream disk temperature with the interval of two disks

余温度随两盘的间隙比的变化实验结果。

3.2 盘面平均努塞尔特数

图 7 和图 8 给出了一定转速, 不同间隙比情况下, 上游盘和下游盘盘面平均努塞尔特数 Nu_{av} $\left[Nu_{av} = \frac{\alpha_w R}{\lambda} \right]$ 随进气雷诺数 $Re_{in} = \frac{\rho V R}{\mu} = \frac{\dot{m} R^2}{\mu R A_{in}} = C_w \frac{R^2}{A_{in}}$ 的变化结果。随着进气雷诺数的增加, 不管是上游盘还是下游盘的平均努塞尔特数都有明显的增大。随着进气雷诺数的增加, 盘腔内气体径向出流的平均速度增加, 单位面积的过流量增大, 速度和温度边界层变薄, 使得转盘表面的对流换热增强。另外, 对于下游盘中心部分, 进气流量的增加提高了冷气的进气流速, 加强了对该部分的冲击冷却。

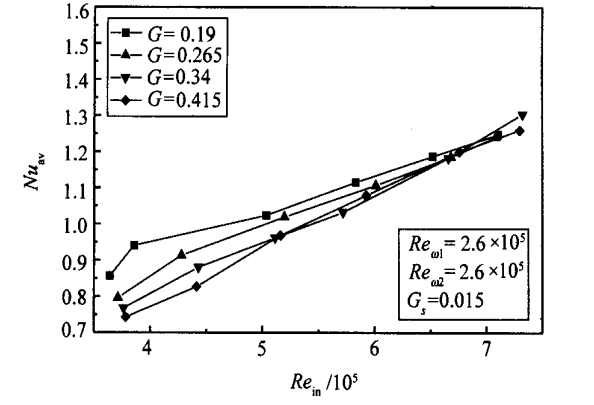


图 7 上游盘平均努塞尔特数随进气雷诺数的变化
Fig. 7 Variation of upstream disk average Nusselt number with inlet Reynolds

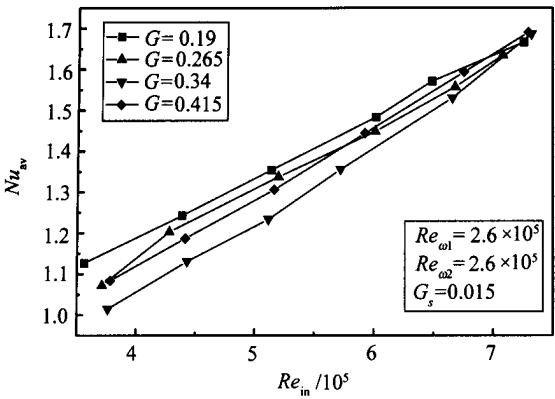


图 8 下游盘平均努塞尔特数随进气雷诺数的变化
Fig. 8 Variation of downstream disk average Nusselt number with inlet Reynolds

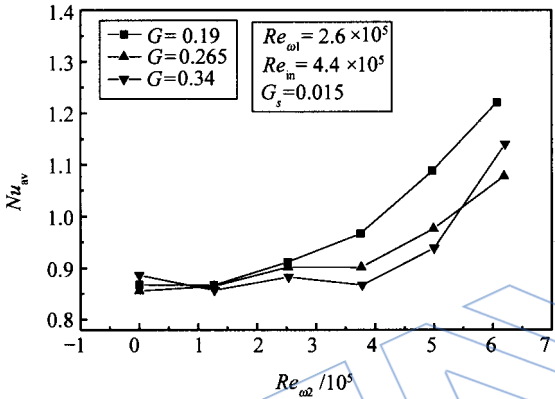


图 9 上游盘平均努塞尔特数随上游盘旋转雷诺数 $Re_{\omega 2}$ 的变化
Fig. 9 Variation of upstream disk average Nusselt number with upstream disk rational Reynolds

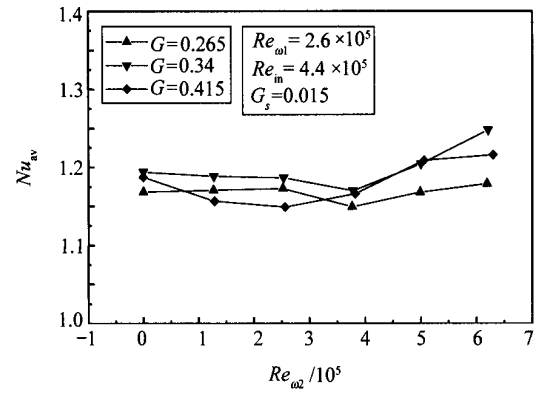


图 10 下游盘平均努塞尔特数随上游盘旋转雷诺数 $Re_{\omega 2}$ 的变化

Fig. 10 Variation of downstream disk average Nusselt number with upstream disk rational Reynolds

与进气雷诺数比较, 旋转雷诺数对盘面换热的影响相对较小, 如图 9~图 12 所示。在本实验

范围内, 随上游盘旋转雷诺数 $Re_{\omega 2}$ 的增大, 上游盘的平均努塞尔特数有明显的增大(图 9), 而下游盘的平均努塞尔特数基本没有变化(图 10); 随下游盘旋转雷诺数 $Re_{\omega 1}$ 的增大, 下游盘的平均努塞尔特数明显的增大(图 11), 而上游盘的平均努塞尔特数基本没有变化(图 12)。说明某一转盘旋转

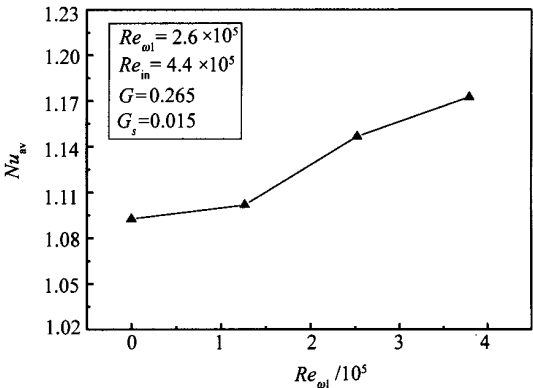


图 11 下游盘平均努塞尔特数随下游盘旋转雷诺数 $Re_{\omega 1}$ 的变化

Fig. 11 Variation of downstream disk average Nusselt number with downstream disk rational Reynolds

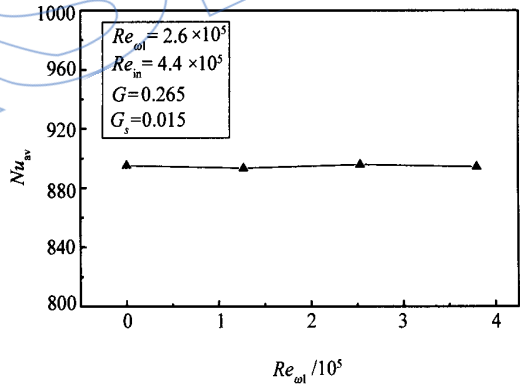


图 12 上游盘平均努塞尔特数随下游盘旋转雷诺数 $Re_{\omega 1}$ 的变化

Fig. 12 Variation of upstream disk average Nusselt number with downstream disk rational Reynolds

雷诺数的变化仅对本身的换热有一定的影响, 而对另外一个转盘的换热影响较小。根据粘性流体的无滑移条件, 转盘表面的流体必然随转盘一起旋转, 而转盘附近的流体也必然以某一寄生旋转角速度跟着转盘旋转, 其寄生旋转速度将落后转盘的转速, 离盘面越远差别越大, 这就造成了在主流上附加的一个旋转运动。转速越大, 寄生旋转角速度与盘面的角速度差加大, 使盘面的边界层减薄, 导致盘面平均换热系数增大。另一方面, 由于流体在腔内存在流体转速, 流体的旋转也将使其

受到离心力的作用,转速增加使得盘面附近流体径向出流速度增加,加剧了腔体内流体的回流流动,也使转盘表面的对流换热得以加强。

图 13 和图 14 分别给出了进气雷诺数 Re_{in} 为 5.8×10^5 , 5.1×10^5 , 4.4×10^5 , 3.7×10^5 , 旋转雷诺数 Re_{ω} 和 Re_{ω} 均为 2.6×10^5 时,上游盘和下游盘盘面平均努赛尔特数与两盘间隙比 G 的变化关系。实验结果表明,随着两盘间隙比的减小,下

游盘和上游盘的盘面平均努赛尔特数都有一定程度的增加,但两盘增大的幅度不一样,上游盘增大的比较明显,如图 13 所示;而下游盘只有略微的增大,如图 14 所示。两盘换热随间隙比减小而增强主要是因为两盘的间距的减小使得冷气的流通截面减小,在冷气流量不变的情况下,相同半径处的过流量增加,导致两旋转盘盘面的换热都有所增强。

4 结 论

- (1) 冷气流量对上、下游两盘换热的影响非常显著。在各种不同的工况下,随着进气雷诺数的提高,上、下游两盘盘面平均努赛尔特数都明显增大。
- (2) 某一盘转速的变化只对本身的换热有一定影响,随着转速的增大,盘面换热增强;而对另外一个转速不变的盘的换热基本没有影响。
- (3) 在本实验的范围内,两盘间隙比对上、下游两盘换热也有一定的影响,随着间隙比的增大,两盘换热均增强。

参考文献:

- [1] Owen J M, Pincombe J R. Velocity Measurements Inside a Rotating Cylindrical Cavity with a Radial Outflow of Fluid [J]. J. Fluid. Mech, 1980, 99 Part1: 111- 127.
- [2] Sim Y S, Wen-Jei Yang. Numerical Study on Heat Transfer in Laminar Flow Through Co-rotating Parallel Disks[J]. Int. J. Heat and Mass Transfer 1984, 27(11): 1963- 1970.
- [3] Chew J W. Computation of Forced Laminar Convection in Rotating Cavities[J]. Journal of Heat Transfer, 1985, 107: 277 - 282.
- [4] Owen J M. Air-Cooled Gas-Turbine Discs: A Review of Recent Research[J]. Int. J. Heat and Fluid Flow 1988, 9(4): 354- 365.

(责任编辑 吴一黄)

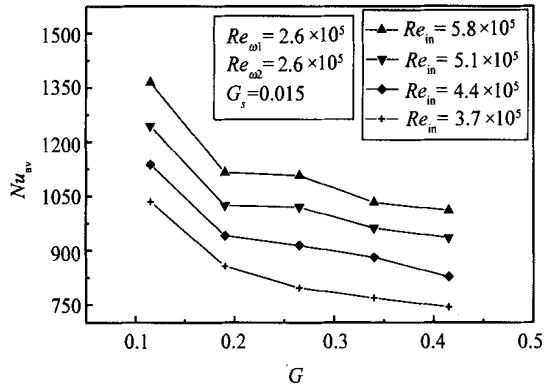


图 13 上游盘平均努赛尔特数随两盘间隙比的变化
Fig. 13 Variation of upstream disk average Nusselt number with the interval ratio

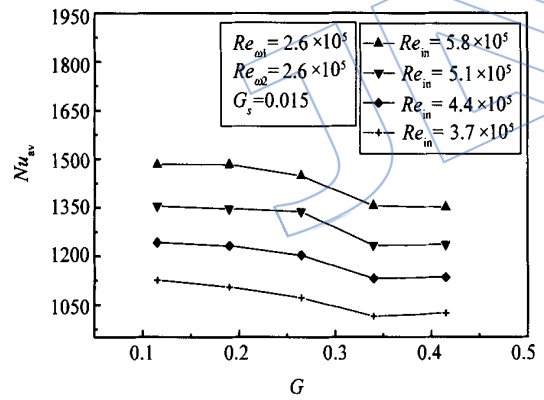


图 14 下游盘平均努赛尔特数随两盘间隙比的变化
Fig. 14 Variation of downstream disk average Nusselt number with the interval ratio