

文章编号: 1000-8055(2000) 02-0164-05

高位垂直进气旋转盘流动与换热的实验研究

徐国强 陶 智 永汀 朱谷君
(北京航空航天大学 402 教研室, 北京 100083)

摘要: 本文用实验的方法对高位垂直进气转静系旋转盘附近冷气流动与换热特性进行了实验研究, 得到了静盘表面压力、转盘表面温度、局部努赛尔特数的分布及平均努赛尔特数, 并对结果进行了相应的分析。

关键词: 盘; 旋转; 流动; 换热; 实验

中图分类号: V 231. 1; V 231. 2

文献标识码: A

1 前 言

由于热量从涡轮盘的边缘导入, 实际发动机使用高位射流的好处之一是有效阻止热量向盘内的纵深传递, 这样既可以使全盘平均温度降低, 又可以使径向温差减小, 对涡轮盘的冷却非常有利。因此自 50 年代以来, 高位进气已在设计中使用。尽管如此, 已发表的文献中有关这方面的研究报导却不多。Metzger (1989)^[1]研究了射流位置、喷嘴与转盘间距和射流孔数对自由旋转盘换热的影响。Bunker, Metzger 和 Wittig (1992)^[2]用液晶显示的方法在不同进气位置时对带罩旋转盘面的局部对流换热特性进行了研究。由于受实验条件的

限制, 他们没有对转盘进行加热, 而是将空气加热, 这与实际发动机涡轮盘的换热有一定差别。Ko 和 Rhode (1992)^[3]用数值计算的方法计算了有外流存在时盘腔内的流场与温度场, 射流点在 $0.5R$ 处, 但他们没有给出盘面的换热情况分析。本文将用实验的方法对如图 1 所示的高位进气转静系旋转盘模型进行研究。

2 实验装置

实验装置如图 2 所示。供气系统的空气进入旋转盘前方的布气腔, 再经高半径处 $R_{in} = 155$ mm 的 30 个直径为 $\Phi 6$ mm 的进气孔冲击旋转盘, 与盘面对流换热, 然后由集气腔收集、排出, 其流量由节流孔板测量。为了能研究旋转盘和静子之间的间隙及出气间隙对流动与换热的影响, 在旋转盘的前方装有两个独立的滑动环罩, 分别调节环罩可以改变转盘与静盘间的间隙 S_1 和出气间隙 S_2 。

驱动装置是一台 11 kW 的交流电机, 转速由电磁调速控制器进行调节和控制。实验时, 主轴的转速可在 $0 \sim 3600$ r/min 内连续变化, 其转速由光电式数字转速表测定。

本实验用电加热来模拟实际发动机涡轮叶片传导到涡轮盘上的热量。在空心主轴的外面套有强电引电装置, 将交流电引到该装置的滑环上, 然

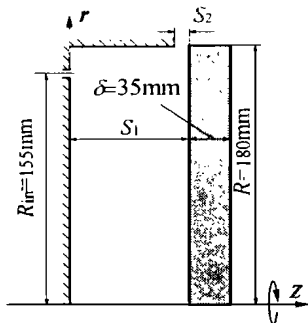


图 1 高位进气转静旋转盘模型

后再用导线将滑环和旋转盘边缘的电阻丝连接起来。

实验件是一个由低碳钢加工的厚 35 mm 直径 $\Phi 400$ mm 的圆盘。在盘缘开有内径 $\Phi 360$ mm 外径 $\Phi 390$ mm 深 29 mm 的环形沟槽, 加热用的电阻丝和测温用的热电偶就埋在这里。电阻丝外

套有瓷管以防短路, 并将其均匀密绕在环形沟槽内。为防止电阻丝脱落和进行绝热, 用耐火水泥将整个沟槽填满, 如图 3 所示。实际涡轮盘是双面冷却, 换热基本上是对称的, 为简化实验, 本实验取其一半来研究, 在转盘的背面贴有玻璃棉和石棉板等绝热材料, 然后用盖板将其压紧。由于在转盘

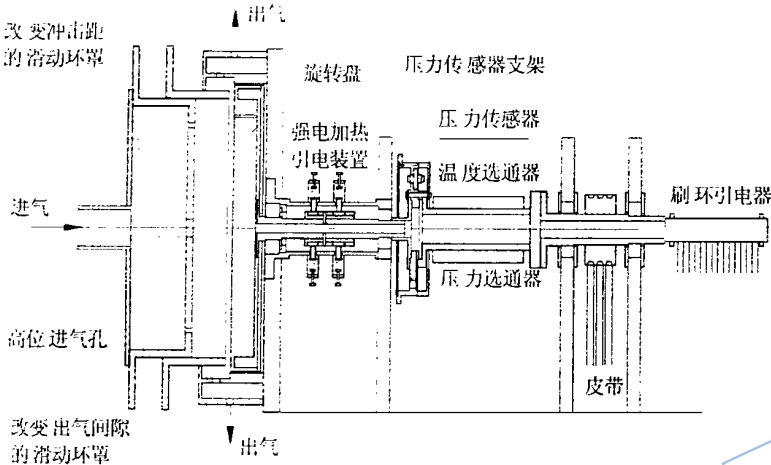


图 2 实验装置图

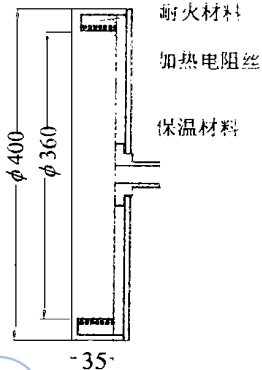


图 3 转盘组件图

的外缘开有埋设加热电阻丝的环形槽, 因此, 实验件的有效实验直径为 $\Phi 360$ mm。转盘迎风面沿径向布置了 13 对 $\Phi 0.2$ mm 的 NiCr- NiSi 热电偶。在不同半径处垂直于旋转盘表面开有阶梯形通孔, 靠近迎风面处孔的直径为 $\Phi 1$ mm, 背风面为 $\Phi 2$ mm。其与盘心距离分别为 0, 40, 80, 108. 7, 131. 8, 139. 5, 149. 5, 156. 164, 168, 172, 176. 5, 180 mm。在转盘的迎风面靠近通孔处沿周向开有深和宽各 1 mm 长 10 mm 的引线槽。测温热电偶从转盘背面经小孔引到转盘迎风表面, 将引线埋在小槽内, 热电偶测点焊接在转盘表面的金属上, 然后用环氧树脂将小槽抹平, 以免干扰流场。在盘缘加热边共布置了 5 对热电偶, 距迎风面的距离分别为 0, 6, 13. 5, 21, 28, 35 mm。所有热电偶从转盘的背面引到空心主轴后再与随主轴一起旋转的温度多路选通放大器连接, 信号经放大后再从滑环引电器过渡到静止的数据采集系统上。

3 实验结果分析

3.1 静盘压力特性

在静止盘罩上共布置了 9 个压力测点, 与盘心的距离分别为 20, 40, 51, 80, 99, 120, 139, 160, 179 mm。图 4 为定流量变转速时静止盘罩压力与大气压力之差的分布, 可以看出, 在实验范围内,

静止盘罩的压力沿径向略有下降, 但下降幅度很小; 静盘压力随着转速的提高是升高的, Owen^[4]

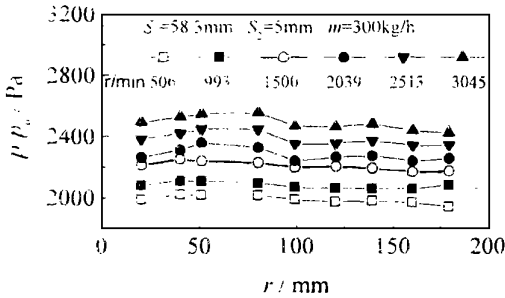


图 4 不同转速时静盘压力分布

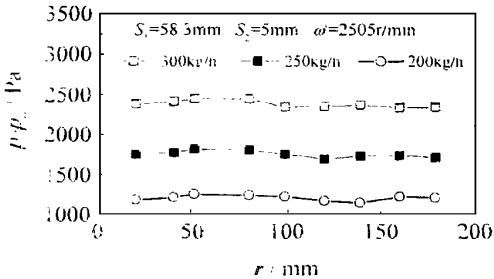


图 5 不同流量时静盘压力分布

的压力同样也是上升的, 也没有改变压力沿径向

分布规律,如图 5 所示。静压随转速增大的等称之为“压力递增”现象。流量的增加静止盘罩原因可做如下解释: 由于腔内流体存在切向寄生转速,则必然存在和切向转速所产生离心力相平衡的向心力,这个向心力则由径向压力差来提供。转速的增高,内外压差增大,使腔内压力水平总体提高。流量的增高,流体受堵加大,不提高腔内的压力不足以出流,因此流量提高腔内压力增高。

3.2 盘面温度分布

实验时测定了不同工况下转盘表面的温度分布,如图 6 和图 7 所示。在半径 $r < 0.1\text{ m}$ 范围内

响比较大。

3.3 盘面局部努赛尔特数分布

实验时利用热电偶测出转盘冷却表面和加热边的温度,作为第一类边界条件,转盘的背风面绝热,用数值计算的方法求解热传导微分方程得出转盘内的温度分布,进而得到转盘表面的局部热流密度、局部和平均对流换热系数。

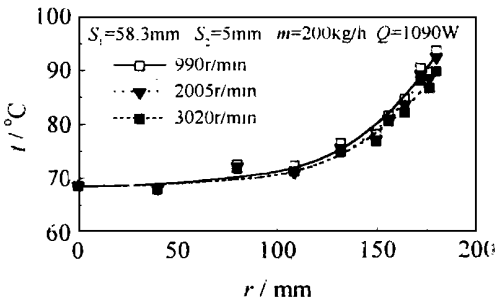


图 6 不同转速时转盘温度分布

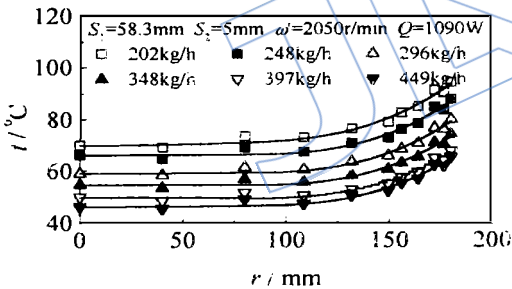


图 7 不同流量时转盘温度分布

盘面温度变化很小,径向温度梯度接近于零;但在 $r > 0.1\text{ m}$ 以后,随着转盘半径的增加,盘面温度不断提高,径向温度梯度逐渐增大。为了给转盘提供第一类边界条件,盘面温度按两条曲线拟合: 在半径较小的区域里取 $t(r/R) = a_0 + a_2(r/R)^2$ 的拟合结果; 在半径较大的区域里取 $t(r/R) = a_0 + a_1(r/R) + a_2(r/R)^2$ 的拟合结果,并保证两条曲线的交点处满足数值相等和斜率相等。这种方法能比较好地拟合实验测得的盘面温度,如各图中的实线所示。转速的提高、冷气流量的增大都会使盘面的总体温度降低,但温度分布规律无明显变化。在本实验范围内冷气流量的增加对盘面温度的影

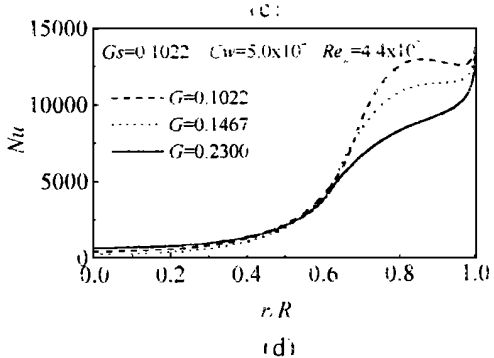
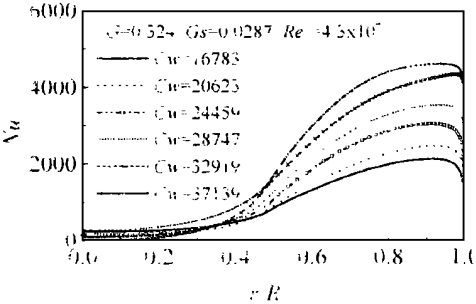
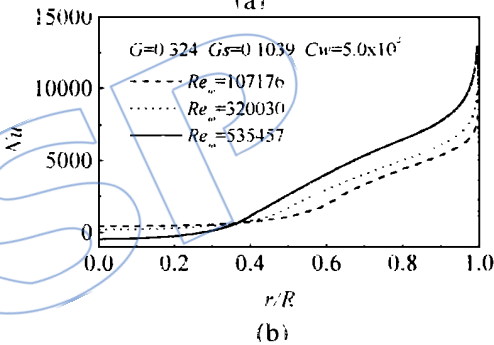
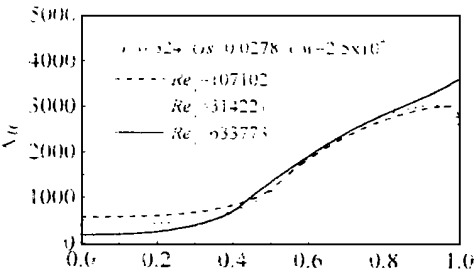


图 8 转盘表面局部努赛尔特数分布

图 8 给出了各种情况下转盘表面对流换热的局部努赛尔特数 $Nu(= \alpha R/\lambda)$ 的分布,为区分不同的实验工况,图中有些曲线加上了标记。大致可

分为两个区域: 在 $r/R < 0.4$ 以内, 局部努赛尔特数基本不变; 在 $r/R > 0.4$ 以外, 随半径的增大迅速增大。但对于不同的出气间隙, 在盘缘处的局部努赛尔特数有所差别。在如图 8(a) 所示的小出气间隙比 $G_s (= S_2/R)$ 及低旋转雷诺数 $Re_\alpha (= \rho\omega R^2/\mu)$ 时, 紧靠盘缘附近其局部努赛尔特数有所下降; 而对于如图 8(b) 所示的大出气间隙比时, 局部努赛尔特数则是一直上升的。图 8(b) 中在半径较小的地方, 有些实验工况的局部努赛尔特数出现了很小的负值, 这主要是由于盘面温度拟合没有很好地反映实际情况造成的, 并非是内在的物理机制。

转盘外缘对流换热的局部努赛尔特数高主要是由于转盘外缘的切线速度大, 另一更重要原因是由于采用的是高位进气, 进气点在转盘的外缘, 冷气对转盘进行强有力的冲击冷却, 使转盘这一区域的努赛尔特数增大。

当出气间隙比较小时, 旋转雷诺数对转盘表面的换热影响较小, 如图 8(a) 所示; 而当出气间隙比较大时, 旋转雷诺数对转盘表面的努赛尔特数则有较大的影响, 随着旋转雷诺数的提高, 在转盘的外缘的局部努赛尔特数亦随之增大, 如图 8(b) 所示。

流量系数 $C_w [= m/(3600\mu R)]$ 的增加在转盘外缘盘面的局部努赛尔特数不断上升, 但中心区域变化很小, 如图 8(c) 所示。

盘罩间隙比 $G (= S_1/R)$ 的减小在冲击区附近局部对流换热的努赛尔特数不断增大, 这主要是因为盘罩间隙比的减小使冲击距减小, 冲击作用加强, 使此区域的换热增大, 如图 8(d) 所示。

3.4 盘面平均努赛尔特数

图 9 给出了各种条件下转盘表面平均努赛尔特数 $Nu_w (= \alpha_w R/\lambda)$ 随各种因素的变化关系, 从实验结果可以看出, 旋转雷诺数的提高盘面平均努赛尔特数的变化比较复杂: (1) 在出气间隙比较低时, 旋转雷诺数对盘面的平均努赛尔特数的影响较小, 如图 9(a)。 (2) 在出气间隙比较大时, 增大旋转雷诺数才对盘面的换热产生较强的影响, 随着旋转雷诺数的增加, 转盘表面的平均努赛尔特数不断增加, 如图 9(b)。 (3) 流量系数的不同, 平均努赛尔特数随旋转雷诺数的变化规律也不尽相同, 当流量系数较小时, 旋转雷诺数对盘面平均努赛尔特数的影响要比流量系数大时小的多, 如图 9(b) 所示, 在两个不同的流量系数时, 两条曲线的斜率不同。

图 9(c) 为流量系数对转盘表面平均努赛尔特数影响的实验结果。在本实验研究范围内, 当其它条件不变时, 随着流量系数的增加, 转盘表面平均努赛尔特数是不断增大的。其原因是, 在其它条件保持不变时, 流量系数的增加, 冷气对转盘的冲击冷却作用加强, 盘面感受到的冷气流量增大, 强化了转盘的换热。

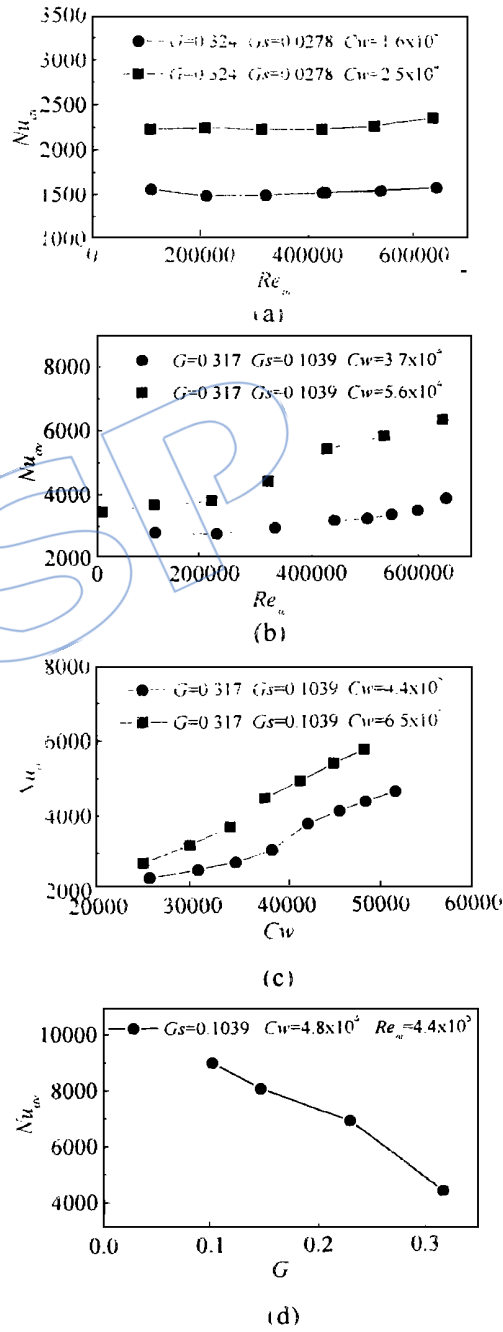


图 9 转盘表面局部努赛尔特数分布

图 9(d) 为盘罩间隙比对转盘表面平均努赛尔特数的影响。虽然实验数据比较少, 但也反映出随着盘罩间隙比的增加盘面的平均努赛尔特数是

下降的。这主要是由于盘罩间隙的减小,射流冲击距离减小,冲击冷却效果增强,有效地阻隔了热量向转盘内部传递,提高了整个盘面的对流换热系数。

4 结 论

本文主要得到以下结论:

- (1) 在实验范围内,静止盘罩的压力沿径向略有下降,但下降幅度很小。转速和流量的增加均导致静盘静压的增加。
- (2) 转盘表面温度呈外高内低分布,可用两个二次多项式逼近。
- (3) 转盘表面的局部努赛尔特数在 $r < 0.4R$ 的区域基本不变, $r > 0.4R$ 的区域里,局部努赛尔特数随半径的增加而迅速增大,但在小出气间隙比及低旋转雷诺数时,紧靠盘缘附近其局部努赛尔特数有所下降。
- (4) 在流量系数和出气间隙比比较小时,旋转雷诺数对转盘平均努赛尔特数基本上没有什么影

响;但当流量系数和出气间隙比比较大时,随着旋转雷诺数的增加,平均努赛尔特数不断上升。在其它条件不变时,流量系数的提高,平均努赛尔特数大幅度上升。

参 考 文 献

- 1 Metzger D, Partipilo V. Single and Multiple Jet Impingement Heat Transfer on Rotating Disk[R]. AIAA 89- 0174
- 2 Bunker R S, Metzger D E, Wittig S. Local Heat Transfer in Turbine Disk Cavities: Part II -Rotor Cooling With Radial Location Injection of Coolant[R]. 90-GT -26
- 3 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
- 4 Phadke U P, Owen J M. Areodynamic Aspects of the Sealing of Gas-Turbine Rotor-Stator Systems: Part I -The Behavior of Simple Shrouded Rotating-Disk Systems in a Quiescent Environment[J]. Int. J. Heat and Fluid Flow, 1988, 9(2): 98- 105

(责任编辑 杨再荣)

Experimental Investigation on Flow
and Heat Transfer in Shrouded Rotating Disk
with High-Positioned Air Inflow

Xu Guoqing, Tao Zhi, Ding Shuiding, Zhu Gujun

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

Abstract: The flow and heat transfer characteristics of the rotor-stator disk system were investigated experimentally. The distributions of the pressure on the stator surface, temperature on the rotating disc surface, local and averaged Nusselt number of the rotating disk were obtained from the tests. Conclusions are drawn as follows: the temperature gradient near disk center is insignificant. The effects of rotating Reynolds number Re_w on the Nusselt number is complex and is related to inlet mass flow coefficient C_w and the clearance gap ratio G_s . The averaged Nusselt number is dramatically increased with the increase of inlet mass flow coefficient. It was also found that the pressure on the stator increased with increasing rotation speed or mass flow rate.

Key words: rotating disk; flow; heat transfer; experiments