

盖板式预旋系统的压比和熵增特性*

吴 衡, 刘高文, 冯 青, 武志鹏

(西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710072)

摘 要: 对预旋系统内的压力变化相关研究较少。基于理论分析、实验测量以及数值计算, 对某盖板式预旋系统的压比及熵增特性进行研究。通过理论推导, 对预旋系统内压比与无量纲温降的关系进行分析。在最高转速可达10000r/min的高转速实验台上, 测量了转盘上的气流静压以及相对总温, 进而获得压比及熵增特性。进行三维数值计算, 将数值计算结果与实验结果进行了对比, 并根据数值计算结果对预旋系统内的熵产分布以及各元件的熵增情况进行分析。结果表明: 系统温降以及旋转马赫数大小决定了预旋系统的理想最大压比, 而实际压比与理想压比的比值取决于系统内的熵增大小。采用数值计算以及实验测量所得结果对理论关系式进行了验证, 最大偏差2.7%。旋转马赫数一定的条件下, 随系统无量纲温降增大, 系统压比逐渐减小。由于熵增影响, 实测压比与理想压比最大相差约36%。预旋系统内的熵增主要发生在预旋腔静止壁面、接受孔前后、供给孔进口等气流旋转比发生剧烈变化的区域。预旋系统内主要元件的熵增随流量增大都呈逐渐增大的趋势, 但接受孔处熵增最小值出现在喷嘴出口旋转比等于1左右时, 流量过小或过大都会导致接受孔处熵增变大。

关键词: 预旋系统; 压比; 熵增; 数值计算; 实验测量

中图分类号: V231 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4055 (2019) 10-2252-10

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.190037

Pressure Ratio and Entropy Increment in a Cover-Plate Pre-Swirl System

WU Heng, LIU Gao-wen, FENG Qing, WU Zhi-peng

(School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: There are few studies on the variation of pressure in pre-swirl system. This paper describes a combined theoretical, experimental, and computational study of the pressure ratio and entropy increment in a cover-plate pre-swirl system. The relation between the pressure ratio and non-dimensional temperature drop was deduced theoretically. In a test rig with rotational speed up to 10000r/min, the static pressure and relative total temperature were both measured on the rotor to get the pressure ratio and entropy increment of a pre-swirl system. 3D numerical simulations were conducted and the numerical results were compared with the experimental results. According to the numerical results, the entropy increment of each component and the distribution of entropy generation in a pre-swirl system were both studied. The results show that the ideal pressure ratio depends on non-dimensional temperature drop and rotating Mach number, and the ratio of the actual pressure ratio to the ideal pressure ratio depends on the entropy increment. The theoretical correlation was verified with numerical and experi-

* 收稿日期: 2019-01-12; 修订日期: 2019-04-22。

基金项目: 国家自然科学基金 (51476133)。

作者简介: 吴 衡, 博士生, 研究领域为旋转盘腔内的流动传热。E-mail: wuheng19911201@live.cn

通讯作者: 刘高文, 博士, 教授, 研究领域为旋流传热与发动机空气系统。E-mail: gwliu@nwpu.edu.cn

引用格式: 吴 衡, 刘高文, 冯 青, 等. 盖板式预旋系统的压比和熵增特性[J]. 推进技术, 2019, 40(10): 2252-2261.
(WU Heng, LIU Gao-wen, FENG Qing, et al. Pressure Ratio and Entropy Increment in a Cover-Plate Pre-Swirl System [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2019, 40(10): 2252-2261.)

mental results. The difference is not greater than 2.7%. With a given rotating Mach number, the actual pressure ratio decreases with the increasing of non-dimensional temperature drop, and the maximum difference between the actual pressure ratio and the ideal pressure ratio is about 36%. Entropy generated mostly at this domain where the velocity changes acutely, including the downstream of pre-swirl nozzle, the receiver hole inlet, the downstream of receiver hole, and the inlet of feed hole. For most of the components in the pre-swirl system, entropy increment increases with the increasing of mass flow rate. However, for the receiver hole, entropy increment would be smaller when the nozzle outlet swirl ratio close to 1. Excesses or insufficient mass flow rate would make the entropy increment increase.

Key words: Pre-swirl system; Pressure ratio; Entropy increment; Numerical simulation; Experimental measurement

符号表:

A	面积/ m^2
c	声速 ($=\sqrt{\gamma R_g T_0^*}$)/(m/s)
c_p	定压比热/(kJ/(kg·K))
m	质量流量/(kg/s)
m_{cr}	临界质量流量/(kg/s)
Ma_ϕ	旋转马赫数 ($=\Omega r_2/c$)
p, p^*	静压、总压/Pa
r	半径/m
R_g	气体常数/(kJ/(kg·K))
$s_{\bar{d}}, s'_d$	时均速度和脉动速度引起的单位体积直接耗散熵产率/(W/($m^3 \cdot K$))
T, T^*	静温、总温/K
T_{rel}^*	相对总温 ($= T + \frac{V_{ax}^2}{2c_p} + \frac{V_r^2}{2c_p} + \frac{(V_\phi - \Omega r)^2}{2c_p}$)/K
V	速度/(m/s)
β	旋转比 ($= V_\phi / (\Omega r)$)
γ	等熵系数
η_s	压比系数
ε	湍流耗散率/(m^2/s^3)
Δs	系统出口相对进口熵增/(kJ/(kg·K))
ΔT	温降 ($= T_0^* - T_{rel,2}^*$)/K
Θ	无量纲温降 ($= 2c_p \Delta T / (\Omega r_2)^2$)
π	系统压比 ($= p_2/p_0^*$)
ρ	密度/(kg/ m^3)
μ	动力粘度/(N·s/ m^2)
Ω	转盘转速/(rad/s)

下标

0	预旋系统进口
1	预旋喷嘴出口
2	预旋系统出口
id	理想值
ref	相对坐标系值
ϕ, r, ax	周向、径向、轴向
x, y, z	直角坐标系坐标

1 引言

对于现代航空发动机,为提高其工作效率,燃烧室出口温度往往超过涡轮转子叶片材料的耐热极限。为使涡轮转子叶片正常工作并具有足够长的工作寿命,一般需对涡轮叶片进行供气冷却。预旋供气系统负责将由压气机级引来的高压低温冷却气供给至涡轮转子,其设计好坏直接影响下游涡轮转子叶片的冷却效果。

图1为某典型盖板式预旋系统的结构简图。冷却气首先在静止的预旋喷嘴处沿转子转动方向膨胀加速,加速后流入一转静盘腔预旋腔,接着通过转动盘盖板盘上的接受孔流入转转盘腔盖板腔,在盖板腔内气流径向外流,最后通过涡轮盘上预留的供气孔流入涡轮转子。在供气孔内部,气流的周向速度与转盘一致。

通过让冷却气在静止的预旋喷嘴处沿转子转动方向膨胀加速,气流相对转动壁面的相对总温会显著降低。定义系统进口绝对总温与系统出口相对总温之差为系统温降。系统温降的大小对于下游叶片的冷却效果影响显著,前人对预旋系统的温降也进行了大量研究。Meierhofer等^[1]首次在预旋系统的出口处测量了冷却气的温度,发现预旋可降低转子感受到的冷气温度,并定义喷嘴出口实际速度与等熵

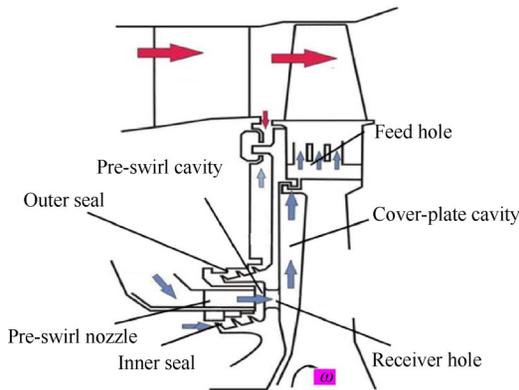


Fig. 1 Cross section of a cover-plate pre-swirl system

速度之比为预旋效率。Geis等^[2]在不同流量、旋转雷诺数以及旋转比条件下在相对坐标下测量了直接式预旋系统的温降,发现喷嘴内的流动损失以及预旋腔内的掺混损失都会显著降低冷却效率。Bricaud等^[3]就喷嘴和接收孔的面积及外形、预旋腔形状及大小等几何结构变化对预旋系统流动和换热的影响进行了深入研究,并基于实验结果得出一系列预测温降和流量系数的经验公式。Karabay等^[4]对盖板式预旋系统内的温降进行了理论分析,得出理想情况小系统温降随喷嘴出口旋转比的变化关系式如下

$$\Theta_{id} = 2\beta_1 \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 - 1 \quad (1)$$

Chew等^[5]测量了某一带有传统孔氏预旋喷嘴的盖板式预旋系统的温降。结果表明,预旋喷嘴处的流动损失是导致该系统实际温降偏离理想温降的主要原因。Lock等^[6]研究了预旋系统盘腔内的换热情况。结果表明,预旋喷嘴同半径位置以及转动孔附近转盘换热更充分。

除温降外,预旋系统最终输出的压力对下游转子叶片的冷却通道设计以及最终的冷却效果也具有较大影响。Yan等^[7]研究了喷嘴个数、旋转比等参数对下游转静盘腔预旋腔内的总压损失的影响。结果表明,更多的喷嘴个数或更小的气流旋转比都会减小预旋腔内的总压损失。对于盖板式预旋系统,盖板腔内若有叶轮,叶轮也会对预旋系统转子部分的增压结果产生影响。采用数值计算方法,前人对叶轮的具体效果进行了研究^[8-10]。结果表明,叶轮可显著增大供气孔进口旋转比进而减小压力损失。对于预旋系统整体的压力特性,相关的研究较少。朱晓华等^[11]通过数值计算研究了盖板式预旋系统内旋转雷诺数、无量纲流量和旋转比对压力损失特性的影响,并分析了压力损失机理。结果表明,旋转比是影

响压力损失的主要影响因素。何振威等^[12]通过低转速的模拟实验对涡轮盘腔的带盖板预旋系统的流动特性进行了研究。实验结果表明,预旋腔以及盖板腔内的离心升压效应明显。孙占东等^[13-14]对结构尺寸较小的带盖板预旋进气系统进行了高转速实验研究,得到了静盘表面的静压分布,但未对转动盘上的压力进行测量,无法获得预旋系统整体的增压情况。

前人对预旋系统的温降特性进行了大量研究,理论比较完善。然而,对于预旋系统另一关键的性能指标,预旋系统的整体增压比,相关的理论缺失并且未见高转速实验研究结果发表。本文将通过理论分析,得出预旋系统内理想增压比与温降的关系,并给出影响实际增压比与理想增压比差别的主要因素。本文也将给出高转速试验所得预旋系统的压力特性,实验台转速最高达10000r/min。基于实验以及数值计算结果,本文将首次通过分析预旋系统内的熵增变化研究预旋系统内的压力损失机理。

2 方法

2.1 实验系统及测量方法

为研究盖板式预旋系统内的熵增和增压特性,在一转动实验台上进行了实验模拟。文献[15]对该实验台进行了详细介绍。

该实验台上,转盘采用悬臂安装,固定在轴一侧。这一方面方便预旋喷嘴、盖板盘等实验件更换,另一方面也方便进气端的密封进而保证了流量测量的精度。转盘轮缘处设有篦齿,并通过压力平衡腔平衡篦齿前后压差进而减小轮缘处泄漏。预旋喷嘴为叶孔式环形喷嘴,采用铝合金加工,盖板盘及涡轮盘采用碳纤维加工。碳纤维具有高强度,低密度及低导热系数等特点,即保证实验台可实现较高的转速,也减小了气流与转盘间换热对实验结果的影响。

在实验台静止部件以及转动部件上都进行了参数测量。下文仅做简要介绍,详细内容参见文献[15]。

在静止部件上进行了流量、压力以及温度的测量。采用孔板流量计组在实验器前进行流量测量,所用流量计均在陕西省计量院进行了标定,测量误差不大于1%。在进气腔、喷嘴出口、轴向力平衡腔以及压力平衡环腔等位置布有压力测点,通过引压管引出后,采用16通道的压力扫描阀进行测量,测量误差不大于0.075%。于试验器进排气腔分别对进口以及出口绝对总温进行了测量。温度测量采用K型热电偶,测量误差不大于±1K。在系统进气腔,由于气

流速度不超过 10m/s, 动温很小, 直接采用恢复系数较低的裸露热电偶对进口总温进行测量。

为获得转动坐标系下系统出口气流的相对总温以及出口静压等对预旋系统十分关键的性能参数, 在转盘上同样布有温度以及压力测点。

为测量系统出口相对总温, 通过强力固体胶将两个 K 型热电偶固定于转盘两个不同周向位置的供气孔出口截面处。同样, 为在转盘上测量静压, 于转盘两不同周向位置的供气孔的出口截面处布有静压测点, 通过引压管后, 由两个能承受较高离心载荷的 Kulite™ 微型传感器进行压力测量。

为采集转盘上所测数据, 如图 2 所示, 自行设计一数据记录仪, 该数据记录仪通过空心轴与转盘上的压力以及温度测点相连。记录仪自带电池以减小电磁干扰所带来的影响。转动实验过程中, 数据记录仪在与轴同步转动的同时, 将压力传感器以及热电偶产生的压力以及温度信号转换为数字信号并进行储存。实验结束后, 转盘停止转动, 通过预留的数据接口将采集的数据导出。

为减小压力传感器在高转速试验中所受离心载荷, 压力传感器布置于低半径位置, 通过一引压管对高半径位置处的测点压力进行测量。高转速条件下, 由于离心力影响, 压力传感器所感受压力小于测点处实际压力。并且, 较高离心载荷可能导致传感器特性发生一定变化。因此, 如图 3 所示, 实验测试前对转子上的压力测量进行了标定。保证流经试验器内流量较小, 可以认为排气腔这一转静腔同半径位置处的静压相等。据此, 在不同的转速条件下, 在排气机匣上通过压力扫描阀, 在转盘上通过压力传感器, 分别对排气腔内同一半径处的静压进行了测量。根据压力扫描阀所测压力, 对不同转速条件下传感器所测压力信号分别进行了修正。

本实验研究不同转速及流量条件下, 预旋系统的增压和熵增特性。参考文献[15]的处理方法, 转速无量纲化为旋转马赫数 Ma_ϕ , 流量无量纲化为临界

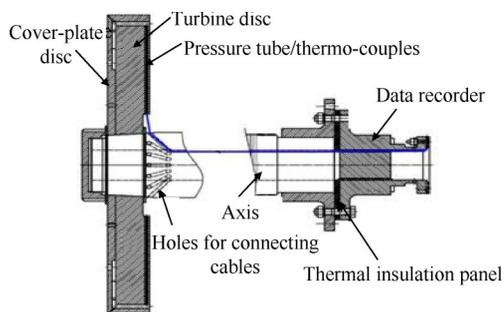


Fig. 2 Measurement of rotor parameters

流量比 m/m_{cr} 。旋转马赫数 Ma_ϕ 和临界流量 m_{cr} 定义如下

$$Ma_\phi = \frac{\Omega r_2}{\sqrt{\gamma R_g T_0^*}} \quad (2)$$

$$m_{cr} = \frac{p_0^* A_1}{\sqrt{T_0^*}} \sqrt{\frac{\gamma}{R_g} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma - 1}}} \quad (3)$$

式中 A_1 为喷嘴喉部面积。易知, 临界流量 m_{cr} 即为一定进口总压、进口总温条件下系统所能实现的最大流量。对于本次实验, 供气孔所在半径 r_2 为 236mm, 喷嘴喉部面积 A_1 为 700mm², 转速最大约为 10000r/min, 进口总温为常温, 进口总压最大约为 0.43MPa, 供气流量最大约为 0.62kg/s。最终无量纲参数范围如下:

$$0.50 \leq Ma_\phi \leq 0.68 ; 0.56 \leq m/m_{cr} \leq 0.89$$

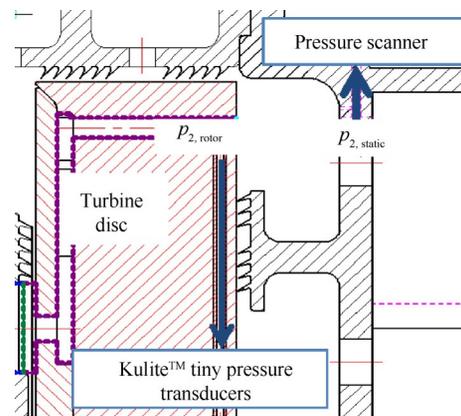


Fig. 3 Calibration of pressure measurement in rotor

2.2 数值计算方法

为获得详细的流场结构并与实验结果进行对比, 基于实验段几何结构进行一定简化, 计算模型及网格如图 4 所示。计算模型的主要关键尺寸与实验模型保持一致。结构复杂的预旋腔简化为一环腔, 忽略内外封严。为减小计算量, 采用旋转周期边界条件, 最终的计算域为实际环形域的 1/64。

采用商业软件 Fluent 进行三维稳态湍流流动和能量方程求解, 方程离散采用二阶迎风格式, 速度与压力耦合采用 SIMPLE 算法。运用固定转子相位法进行转动域的计算。参考文献[10]的处理方法, 湍流模型选用标准 $k-\epsilon$ 模型, 壁面处理方法选择标准壁面函数。工质设置为导热系数及粘性系数可变的理想气体。壁面绝热无滑移, 对转动壁面设置转速。系统进口为压力进口, 总温设置为常温 300K, 总压设置为 0.15MPa。出口为压力出口, 设置目标流量, 流量大小与实验工况相对应。

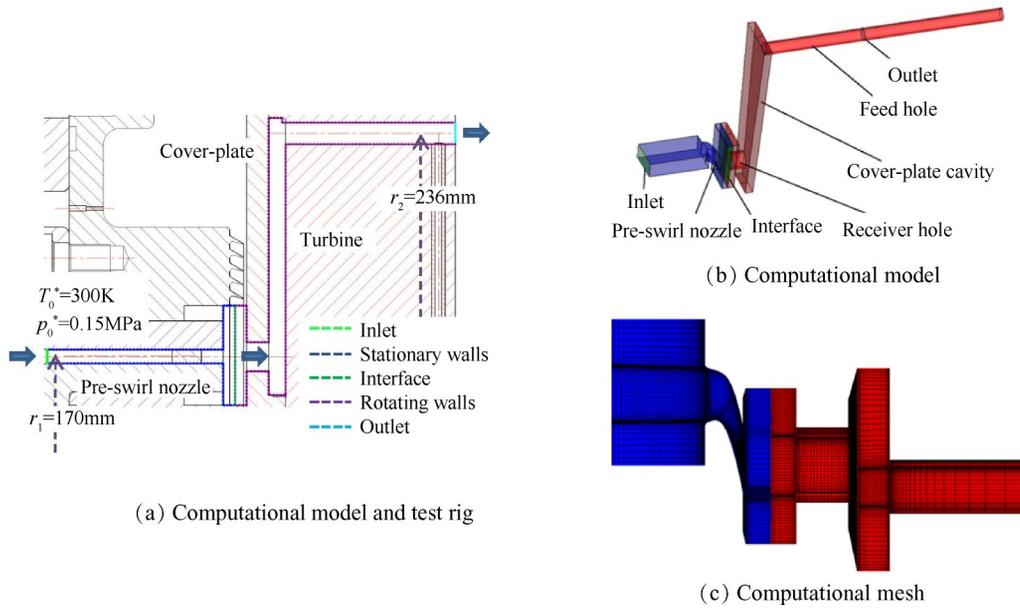


Fig. 4 Computational model and mesh

计算网格采用ICEM制作。将计算域分为静止计算域和转动计算域,并分别绘制结构化六面体网格,最后通过一轴向的Interface面将两网格合并。文献[10]在相同工况下比较了 $y^+=1$ 和 $y^+=100$ 两不同网格的计算结果,压力损失相差在1%以内。由于计算资源的限制,决定将 y^+ 也相应控制在100量级,最大不超过200。对预旋喷嘴处网格进行进一步加密,由于所采用壁面处理方法为标准壁面函数,计算软件Fluent的帮助文件中建议 y^+ 至少应大于15,最终将预旋喷嘴处 y^+ 值控制在30~50之间。对网格无关性进行了验证。如表1所示,分别选用模型相同网格总数不同的四个网格进行数值计算,并对比了其温降、增压比以及熵增结果。不同网格总数条件下各结果都差别很小。最终,选取网格总数约为110万的网格用于进一步研究。

Table 1 Mesh dependency study

Number of cells	θ	π	$\Delta s/R_g$
707167	-0.0063	0.835	0.153
878508	-0.0088	0.835	0.151
908879	-0.0070	0.836	0.153
1111806	-0.0059	0.836	0.151

2.3 熵产率计算方法

为分析预旋系统内熵增发生的具体区域进而分析其产生机理,需获得系统内的熵产分布情况。文献[16]采用Fabian等^[17]提出的计算公式,研究了某一特定工况下,盖板式预旋系统内的熵产分布情况。将熵产分为直接耗散项和湍流耗散项,具体的计算

公式依次如下

$$s_d = \frac{\mu}{T} \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial V_x}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_y}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_z}{\partial z} \right)^2 \right] + \right. \quad (4)$$

$$\left. \left(\frac{\partial V_x}{\partial y} + \frac{\partial V_y}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_x}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_y}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial y} \right)^2 \right\}$$

$$s_d' = \frac{\rho \varepsilon}{T} \quad (5)$$

式中 s_d 和 s_d' 分别为时均速度引起的单位体积直接耗散熵产率和脉动速度引起的单位体积间接或湍流耗散熵产率, T 为温度, V_x, V_y, V_z 分别为 x, y, z 方向上气流的速度, ρ 为气流密度, μ 为气流动力粘度, ε 为湍流耗散率(直接从数值计算结果中读取)。

文献[16]的研究结果表明时均速度引起的耗散熵产与脉动速度所导致的耗散相差2个数量级,下文的研究所给出的熵产分布为采用式(5)计算所得。

3 结果与讨论

3.1 理论分析

文献[16]给出了预旋系统温降与压比的关系

$$\Delta T = T_0^* - \frac{V_{2,ax}^2}{2C_p} - T_0 \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{R_g}{c_p}} \cdot e^{\frac{\Delta s}{c_p}} \quad (6)$$

在预旋系统进口,由于气流速度很低,可用进口总参数近似替代式(6)中进口静参数。在预旋系统出口,气流轴向速度相对较小,将其忽略。定义系统出口静压 p_2 与进口总压 p_0^* 之比为系统压比 π ,则

$$\pi = \frac{p_2}{p_0^*} \approx \left(1 - \frac{\Delta T}{T_0^*} \right)^{\frac{c_p}{\gamma-1}} e^{-\frac{\Delta s}{R_g}} \quad (7)$$

而根据预旋系统无量纲温降 Θ 的定义式,可得

$$\Delta T = \frac{(\Omega r_2)^2}{2c_p} \Theta \quad (8)$$

式中 Ω 为系统转速, r_2 为系统出口所在半径位置。将式(8)代入式(7)可得

$$\pi = \left(1 - \frac{\gamma - 1}{2} Ma_\phi^2 \Theta\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} e^{-\frac{\Delta s}{R_s}} \quad (9)$$

式中 Ma_ϕ 为旋转马赫数, 主要受系统转速的影响。

忽略壁面传热的影响, 则预旋系统的熵增仅来源于内部气流的熵产, 而熵产不可能为负, 则熵增 $\Delta s \geq 0$ 恒成立。定义熵增为 0 时的增压比为理想增压比, 即

$$\pi_{id} = \left(1 - \frac{\gamma - 1}{2} Ma_\phi^2 \Theta\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (10)$$

由式(10)可知, 预旋系统理想最大增压比 π_{id} 取决于旋转马赫数 Ma_ϕ 和系统无量纲温降 Θ 这两无量纲量。文献[4]的结果表明, 一定的预旋半径和转速条件下, Θ 大小取决于喷嘴出口气流旋转比 β_1 。图5给出了不同 Ma_ϕ 条件下, π_{id} 随 Θ 的变化情况。如图5所示, 当 Θ 小于 0, π_{id} 恒大于 1 且随 Ma_ϕ 增大而增大; 当 Θ 大于 0, π_{id} 恒小于 1 且随 Ma_ϕ 增大而减小。当 Ma_ϕ 不变, 随着 Θ 逐渐增大, π_{id} 逐渐减小。由于增大温降意味着理想增压比减小, 预旋系统设计不可无限制的增大温降, 应综合考虑涡轮转子叶片对供气压力和供气温度的需求, 选择合适的参数。

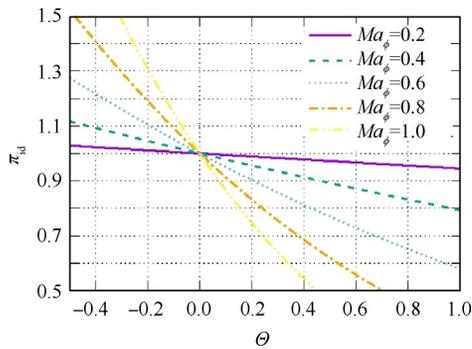


Fig. 5 Variation of ideal pressure ratio with non-dimensional temperature drop

定义实际压比与理想压比的比例为压比系数 η_s , 由式(9)和式(10)可得

$$\eta_s = \pi / \pi_{id} = e^{-\frac{\Delta s}{R_s}} \quad (11)$$

由式(11)可知, 系统实际增压比与该工况下的理想增压比的偏离取决于系统的熵增大小。对于某一结构已定的预旋系统, 不同的参数选择, 除会导致

增压和温降此消彼长, 由于对应的系统熵增不同, 也会导致实际增压相对理想值的偏离并不相同。

3.2 压力特性

图6给出了实验以及数值计算所得到的, 随无量纲流量变化预旋系统实际压比(出口静压与进口总压之比)的变化情况。可以看到, 尽管数值计算所得压比相对实验所得结果整体偏小, 但数值计算结果与实验结果整体趋势基本一致。数值计算对模型的简化可能是导致压比出现偏差的原因。随流量增大系统增压比逐渐减小; 随转速提高, 系统压比略有增大。文献[11]通过数值计算对盖板式预旋系统内的压力变化进行了研究, 压力随转速和流量的变化趋势与本文一致。

文献[4]中的结果表明, 预旋系统无量纲温降 Θ 取决于预旋喷嘴出口气流旋转比 β_1 , 随 β_1 增大而增大。而根据本文的理论推导, 如式(10)所示, 预旋系统理想最大增压比 π_{id} 取决于旋转马赫数 Ma_ϕ 和系统无量纲温降 Θ 这两无量纲量。

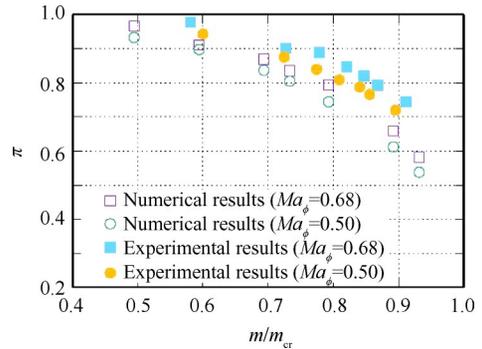


Fig. 6 Variation of π with mass flow rate

图7给出了实验以及数值计算所得到的, 随无量纲温降变化预旋系统实际增压比的变化情况, 并与式(10)所给出的理想结果进行了对比。图中部分小流量高转速工况, 喷嘴出口旋转比较小, 所得系统出口相对总温大于进口绝对总温, 温降值为负。

图7(a)为 $Ma_\phi=0.50$ 条件下所得结果。实验结果与理论结果吻合较好, 变化趋势基本重合。然而, 与理想线相比, 实际所得压比相对理想值偏小。实验所得 $\Theta=-0.21$ 工况点与理想最大值相差最小, 相差约 9%; 计算所得 $\Theta=0.96$ 工况点与理想最大值相差最大, 相差约 36%。图7(b)为 $Ma_\phi=0.68$ 条件下所得结果。与 $Ma_\phi=0.50$ 条件下所得结果类似, 实验结果与理想结果吻合较好, 但都相对理想值偏小。实验所得 $\Theta=-0.07$ 工况点与理想最大值相差最小, 相差约 13%; 计算所得 $\Theta=0.44$ 工况点与理想最大值相差最

大,相差约33%。由前文的理想推导可知,实际值与理想值的偏差应是由于熵增影响。

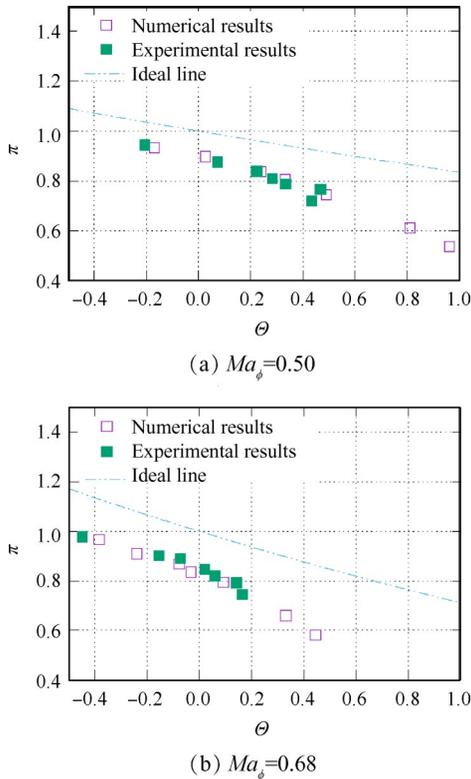


Fig. 7 Variation of π with θ

由系统出口相对进口的静压变化以及静温变化,根据定比热条件下的熵增计算公式,可获得系统出口相对进口的熵增,如下式所示

$$\Delta s = C_p \ln \frac{T_2}{T_0} - R_g \ln \frac{p_2}{p_0} \quad (12)$$

由所得熵增,根据式(11)进而可获得 η_s 。图8给出了 η_s 随无量纲温降 θ 的变化情况。可以看到,数值计算结果与实验结果吻合良好。相同的转速条件下,随 θ 增大, η_s 逐渐减小。相同的温降条件下,转速较低的工况 η_s 相对更大。

根据式(11),由实际压比 π 以及熵增所决定的 η_s 可获得理想增压比 π_{id} ,

$$\pi_{id} = \pi / \eta_s \quad (13)$$

另外,由 π_{id} 的定义式(10)可知

$$\pi_{id}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 1 - \frac{\gamma-1}{2} Ma_\phi^2 \theta \quad (14)$$

根据图7和图8所给出实验以及数值计算结果,采用式(13)由 π 和 η_s 计算 π_{id} ,获得了一系列数据点。将所得数据点与式(14)所描述理论线进行了对比,结果如图9所示。数据点与理论线吻合较好,最大偏差约2.7%。可知,尽管理论推导过程中采用一系列

假设,取决于熵增大小的系数 η_s 依然可较好表示实际压比与理想压比的偏差。另外,可以看到,横坐标数值较大时偏差相对较大。应是由于此时流量相对较大,系统出口气流的轴向速度较大,而前文的理论推导忽略了出口轴向速度。

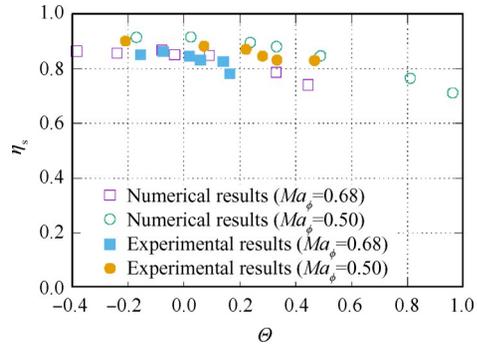


Fig. 8 Variation of η_s with θ

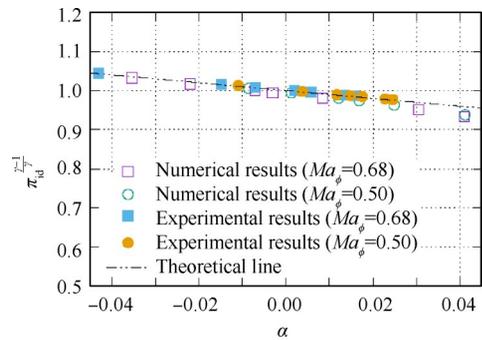


Fig. 9 Variation of ideal pressure ratio with temperature

$$\text{drop} \left(\alpha = \frac{\gamma-1}{2} Ma_\phi^2 \theta \right)$$

3.3 熵增特性

实际增压比随无量纲温降的变化趋势与理论一致。但实际增压比与理想增压比之间相差较大,并且相差幅度随温降变化并不一致。由前文的介绍可知,为准确获得预旋系统增压比与温降之间的关系,仍需考虑预旋系统内的熵增情况。

由式(5),可计算预旋系统内的熵产分布。图10给出一定工况下预旋系统内的熵产分布情况。可以看到,发生熵产的区域沿流动方向依次有:预旋喷嘴吸力面、预旋腔静止壁面、接受孔内部、接受孔出口下游盖板腔内、供气孔进口。这些区域气流速度方向或大小发生较大变化,因而导致流动耗散。尤其供气孔进口,气流周向速度发生显著变化,孔壁结构强制气流旋转比迅速达到1.0左右,导致该处熵产较大。

图11分别给出了不同转速条件下实验以及数值计算所得系统整体熵增随流量的变化情况。图11

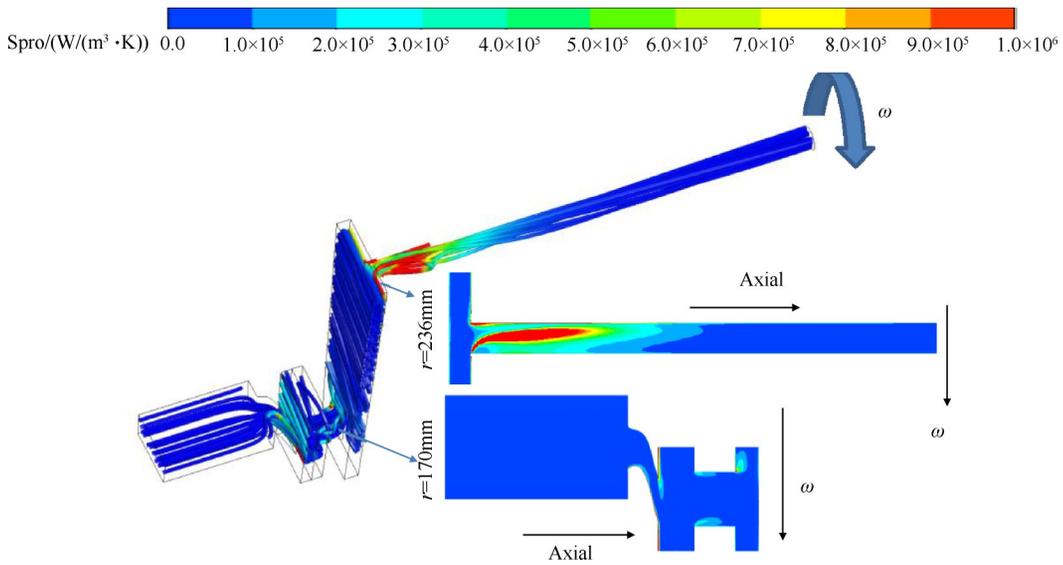


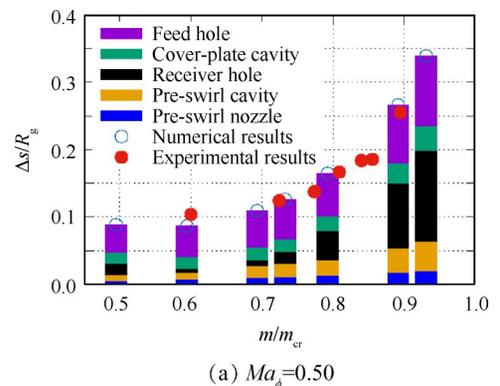
Fig. 10 Streamline and distribution of entropy production in the computational model($m/m_{cr}=0.73, Ma_\phi=0.68$)

(a)为 $Ma_\phi=0.50$ 条件下所得结果。数值计算结果:随无量纲流量由约 0.49 增大至约 0.93, $\Delta s/R_g$ 由约 0.09 增大至约 0.34;实验结果:随无量纲流量由约 0.60 增大至约 0.89, $\Delta s/R_g$ 由约 0.10 增大至约 0.25。图 11(b) 为 $Ma_\phi=0.68$ 条件下所得结果。数值计算结果:随无量纲流量由约 0.49 增大至约 0.93, $\Delta s/R_g$ 由约 0.15 增大至约 0.30;实验结果:随无量纲流量由约 0.58 增大至约 0.91, $\Delta s/R_g$ 由约 0.18 增大至约 0.25。不同转速条件下,数值计算结果与实验结果都吻合良好。

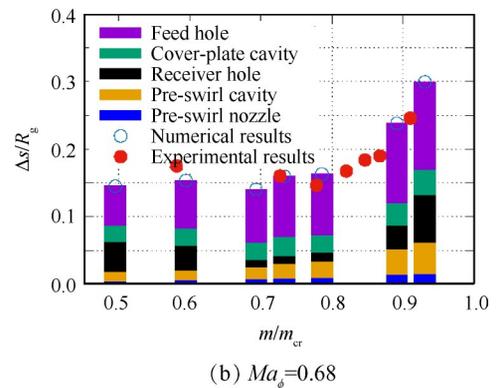
基于数值计算的结果,根据式(12),也可计算预旋系统各主要元件出口相对其进口的熵增大小。图 11 也给出了预旋系统各主要元件各自的熵增随流量以及转速的变化情况。不同颜色区块对应不同的预旋系统元件。与图 10 中的结果一致,绝大多数工况下,供气孔处熵增相对其余区域更大。另外,随流量增大,预旋系统内整体熵增以及主要元件的熵增都呈逐渐增大的趋势。应是由于随流量增大,气流速度逐渐增大,导致流动耗散增强。

然而,接受孔内熵增随流量的变化趋势与其他区域并不一致。随流量增大,接受孔内的熵增却先减小后增大,不同转速工况最小熵增出现的流量也并不相同,转速越高最小熵增对应的流量越大。如图 11(a)所示,低转速大流量工况下,接受孔内熵增甚至比供气孔内的熵增更大。

基于数值计算结果,图 12 给出了不同转速条件下,接受孔内的熵增值以及喷嘴出口旋转比 β_1 随流量的变化情况。图中实线为熵增结果,对应左侧纵坐标;虚线为旋转比结果,对应右侧纵坐标。观察相同



(a) $Ma_\phi=0.50$



(b) $Ma_\phi=0.68$

Fig. 11 Variation of entropy increment with mass flow rate

转速条件下的旋转比和熵增变化曲线,可以发现,最小熵增所对应的流量工况下, β_1 都在 1 附近。 β_1 越偏离 1,接受孔进口气流与转子壁面的周向速度差越大,较大的周向速度差会导致熵增增大。随流量增大, β_1 由小于 1 逐渐增大至大于 1,并且,转速越大 $\beta_1=1$ 所对应流量越大。这应是导致随流量增大接受孔处熵增先减小后增大,转速越高最小熵增对应的流量越大的原因。

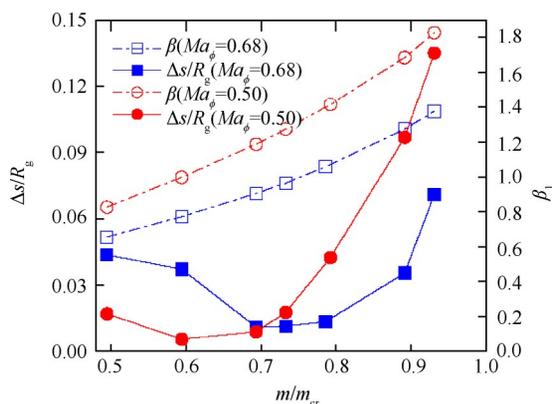


Fig. 12 Variation of entropy increment in receiver hole and nozzle outlet swirl ratio with mass flow rate

4 结论

通过理论分析、实验测量以及数值计算,研究了高转速条件下盖板式预旋系统的压力及熵增特性,结论如下:

(1)通过理论分析确定了影响预旋系统压比的主要因素。预旋系统存在一最大理想压比,该理想压比取决于旋转马赫数和系统无量纲温降。若旋转马赫数不变,理想压比随无量纲温降增大而减小。预旋系统实际压比与理想压比的偏差取决于熵增大小。

(2)通过实验测量和数值计算研究了预旋系统的压力特性。给出了不同转速下预旋系统压比随流量和转速的变化情况。预旋系统压比随供气流量增大而减小,随转速增大略有增大。另外,也给出了不同转速条件下,预旋系统压比随系统无量纲温降的变化情况。随系统无量纲温降增大,系统压比逐渐减小,实测压比与理想压比最大相差约36%。将数值计算以及实验测量所得结果与本文所推导理论关系式进行了对比,最大偏差约2.7%。

(3)通过实验测量和数值计算研究了预旋系统的熵增特性。预旋系统内熵产较大的区域沿流动方向依次有:预旋喷嘴吸力面、预旋腔静止壁面、接受孔内部、接受孔出口下游盖板腔内、供气孔进口。这些区域气流速度方向或大小发生较大变化,因而导致流动耗散。给出了不同转速下预旋系统整体熵增及各单元熵增随流量的变化情况。预旋系统内整体熵增以及主要元件的熵增随流量增大都呈逐渐增大的趋势,但接受孔处熵增于流量使喷嘴出口旋转比接近1时最小,流量过小或过大都会导致接受孔处熵增较大。

致谢:感谢国家自然科学基金的资助。

参考文献:

- [1] Meierhofer B, Franklin C J. An Investigation of a Pre-swirled Cooling Airflow to a Turbine Disc by Measuring the Air Temperature in the Rotating Channels[R]. ASME 81-GT-132.
- [2] Geis T, Dittmann M, Dullenkopf K. Cooling Air Temperature Reduction in a Direct Transfer Pre-swirl System [C]. Atlanta: Power for Land Sea and Air, 2003.
- [3] Bricaud C, Geis T, Dullenkopf K, et al. Measurement and Analysis of Aerodynamic and Thermodynamic Losses in Pre-Swirl System Arrangements[C]. Montreal: Power for Land Sea and Air, 2007.
- [4] Karabay H, Chen J X, Pilbrow R, et al. Flow in a "Cover Plate" Pre-Swirl Rotor-Stator System [J]. Journal of Turbo-Machinery, 1999, 121(1): 160-166.
- [5] Chew J W, Hills N J, Khalatov S, et al. Measurement and Analysis of Flow in Pre-Swirled Cooling Air Delivery System [C]. Atlanta: Power for Land Sea and Air, 2003.
- [6] Lock, Gary D, Wilson, et al. Influence of Fluid-Dynamics on Heat Transfer in a Pre-Swirl Rotating-Disc System [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2005, 127(4): 791-797.
- [7] Yan Y, Gord M F, Lock G D, et al. Fluid Dynamics of a Pre-Swirl Rotor-Stator System [C]. Amsterdam: Power for Land Sea and Air, 2002.
- [8] Gupta A K, Ramerth D, Ramachandran D. Numerical Simulation of TOBI Flow-Analysis of the Cavity Between a Seal-Plate and HPT Disk with Pumping Vanes [C]. Berlin: Power for Land Sea and Air, 2008.
- [9] Wu C, Vaisman B, McCusker K. CFD Analyses of HPT Blade Air Delivery System with and Without Impellers [C]. Vancouver: Turbine Technical Conference and Exposition, 2011.
- [10] Tian S Q, Zhang Q, Liu H. CFD Investigation of Vane Nozzle and Impeller Design for HPT Blade Cooling Air Delivery System [C]. San Antonio: Turbine Technical Conference and Exposition, 2013.
- [11] 朱晓华, 刘高文, 刘松龄, 等. 带盖板的预旋系统温降和压力损失数值研究[J]. 航空动力学报, 2010, 25(11): 2498-2506.
- [12] 何振威, 冯青, 刘松龄, 等. 带盖板预旋系统的流动实验[J]. 推进技术, 2011, 32(5): 654-658. (HE Zhen-wei, FENG Qing, LIU Song-ling, et al. Experiment of the Flow in a Cover-Plate Pre-Swirl System [J].

- Journal of Propulsion Technology*, 2011, 32(5): 654-658.)
- [13] 孙占东, 罗翔, 黄由之, 等. 预旋结构影响带盖盘预旋系统流动的实验[J]. 推进技术, 2017, 38(8): 1826-1832. (SUN Zhan-dong, LUO Xiang, HUANG You-zhi, et al. Experiment of Flow of a Cover-Plate Pre-Swirl System Influenced by Pre-Swirl Structure[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2017, 38(8): 1826-1832.)
- [14] 孙占东, 罗翔, 黄由之, 等. 带盖盘45°预旋系统流动特性的实验[J]. 航空动力学报, 2017, 32(9): 2125-2131.
- [15] Wu H, Liu G W, Wu Z P, et al. Measurement of Pressures and Temperature in a Cover-Plate Pre-Swirl System [C]. *Oslo: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, 2018.
- [16] 吴衡, 冯青, 刘高文, 等. 熵分析法在盖板式预旋系统分析中的应用[J]. 推进技术, 2016, 37(11): 2048-2054. (WU Heng, FENG Qing, LIU Gao-wen, et al. Entropy Analysis of a Cover-Plate Pre-Swirl System [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2016, 37(11): 2048-2054.)
- [17] Fabian K, Heinz H. Entropy Generation Calculation for Turbulent Shear Flows and Their Implementation in CFD Codes[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2005, 26(4): 672-680.

(编辑:梅 瑛)