

封严流对预旋供气系统温降特性影响的数值研究^{*}

王欣欣, 刘高文, 龚文彬, 冯 青, 梁 靓

(西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710072)

摘 要: 为获得封严流对预旋供气系统温降特性的影响, 基于三维稳态数值模拟方法, 针对内封严出气流量、内封严进气流量、内封严进气温度和内封严进气旋转比四个因素进行了研究。结果表明: 在保持供气流量和供气压力一定的条件下, 封严流流出预旋腔对预旋供气系统温降特性影响微小; 而封严流流入预旋腔的影响显著。内封严进气流量从0增大到喷嘴流量的20%时, 温降效率降低31.3%; 内封严进气温度升高37K时, 温降效率降低29.2%; 内封严进气旋转比从0提高到0.8时, 温降效率提高15.6%。

关键词: 预旋供气系统; 封严流; 温降效率; 熵增; 掺混模型

中图分类号: V231.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4055 (2020) 12-2748-09

DOI: 10.13675/j.cnki. tjjs. 190670

Numerical Simulations for Effects of Seal Flow on Temperature Drop Characteristics of Pre-Swirl Air Supply System

WANG Xin-xin, LIU Gao-wen, GONG Wen-bin, FENG Qing, LIANG Liang

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

Abstract: To find out the effects of the seal flow on temperature drop characteristics of pre-swirl air supply system, the study for the following factors on the inner seal outlet flow rate, the inner seal inlet flow rate, the inner seal inlet temperature and the inner seal inlet swirl ratio was carried out based on three-dimensional steady-state numerical simulations. The results show that under the condition that the supplied mass flow rate and pressure are constant, the seal flow out of the pre-swirl cavity has little influence on the supplied temperature, while the influence of the seal flow into the pre-swirl cavity is significant. When the inner seal inlet flow rate increases from 0 to 20% of the nozzle flow rate, the temperature drop effectiveness decreases by 31.3%. When the inner seal inlet temperature rises by 37K, the temperature drop effectiveness decreases by 29.2%. When the inner seal inlet swirl ratio increases from 0 to 0.8, the temperature drop effectiveness increases by 15.6%.

Key words: Pre-swirl air supply system; Seal flow; Temperature drop effectiveness; Entropy increment; Mixed model

^{*} 收稿日期: 2019-09-27; 修订日期: 2019-12-12。

基金项目: 国家科技重大专项 (2017-III-0011-0037)。

作者简介: 王欣欣, 硕士生, 研究领域为发动机空气系统和旋转盘腔中的流动传热。E-mail: 2280936450@qq.com

通讯作者: 刘高文, 博士, 教授, 研究领域为发动机空气系统和旋转盘腔中的流动传热。E-mail: gwliu@nwpu.edu.cn

引用格式: 王欣欣, 刘高文, 龚文彬, 等. 封严流对预旋供气系统温降特性影响的数值研究[J]. 推进技术, 2020, 41(12): 2748-2756. (WANG Xin-xin, LIU Gao-wen, GONG Wen-bin, et al. Numerical Simulations for Effects of Seal Flow on Temperature Drop Characteristics of Pre-Swirl Air Supply System[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2020, 41(12): 2748-2756.)

1 引言

预旋供气系统作为燃气涡轮发动机空气系统中的重要组成部分,其主要作用是为涡轮转子提供充足的冷气,并通过降低气流相对总温来提高冷气的品质,进而提高冷气的冷却效果。

国内外已有颇多关于预旋供气系统的研究成果。Gupta等^[1]采用多重参考系法对带有增压叶轮的预旋系统进行了数值研究。El-Oun等^[2]运用雷诺相似原理对静盘上带预旋喷嘴的直接式盘腔系统的有效温降进行了理论研究。Geis等^[3]有关预旋温降的试验研究,给出了相对总温定义,发现预旋腔内的掺混损失会显著降低冷却效率。Yan等^[4]研究发现高低速气流掺混使喷嘴出口和旋转腔内的流体旋转核心之间有很大的压力损失。Snowsill等^[5]研究发现带有将内封严流旁通结构的预旋模型温降效果更好。张峰等^[6]研究了封严空气进口的径向位置和结构对静子盘腔的封严特性的影响。刘育心等^[7]提出了一种可以调整叶高的新型喷嘴——叶型孔式喷嘴。刘高文等^[8]导出了在定熵条件下预旋系统理想温降和功耗的计算公式。吴衡等^[9]研究了低位预旋系统中的内部损失原因,分析了系统内的熵增和熵产情况。陈帆等^[10]通过数值模拟研究发现接受孔角度的增加使系统无量纲流量增加。王鸣等^[11]用CO₂体积分数法研究了凸起数对盘腔内各参数的影响。王锁芳等^[12]通过实验和数值计算,研究发现高位预旋进气对转盘外缘的冷却效果较好。

从目前国内外研究现状来看,关于封严流对预旋系统流动温降特性影响的研究非常鲜有,而引走流入预旋腔的封严流将显著提高系统温降效率和部件工作寿命,这对于预旋系统的设计是非常具有应用价值的,因此本文在实验条件有限的情况下进行了数值模拟研究。在保持引气压力、供气压力和供气流量一定的情况下,研究了封严流流入和流出预旋腔对预旋供气系统流动温降特性的影响,并改进

了预旋腔掺混模型。由于封严流流入预旋腔,与喷嘴出口的高速气流形成掺混,所以当封严流流入预旋腔时,本文从进气流量、进气温度和进气旋转比的影响三个方面展开了研究。

2 数值计算方法及参数定义

2.1 计算模型

本文的计算模型如图1所示,为某高位预旋供气系统的简化模型。选取整环的1/48为本文的计算模型,即计算域的周期为7.5°。计算模型由进气腔、喷嘴、篦齿、预旋腔、接受孔、盖板腔、供气孔和供气孔延长段组成,外封严采用环缝处理,单个周期内的预旋喷嘴、接受孔和供气孔数目都为1。图中蓝色部分为静止部件,红色部分为转动部件,蓝色和红色的交界面为转静交接面。详细几何参数见表1。

网格绘制在ICEM16.0中进行,所有的部件均采用结构化网格处理。转动件和静止件采用Interface面进行连接,对壁面和孔进出口附近的网格进行了加密处理,喷嘴、接受孔和供气孔壁面处的 $Y^+=24\sim 35$,满足所选的标准壁面函数的要求。为排除网格数量对计算结果的影响,本文选取了6种不同网格数量的计算网格进行网格无关性验证,图2给出了不同网格数量下,各截面相对总温的变化趋势,可以看到网格数量<130万时,计算结果差异较大;网格数量

Table 1 Main geometric parameters of calculation model

Parameter	Value
Radius of pre-swirl nozzle centre-line/mm	227.25
Nozzle angle/(°)	15
Total throat area of nozzle/mm ²	900
Area receiver hole/mm ²	3211.88
Area supply hole/mm ²	2972.74
Supply hole extension section/mm	75
Width of pre-swirl cavity/mm	7.5
Width of cover-plate cavity/mm	8.25
Labyrinth tip clearance/mm	0.8

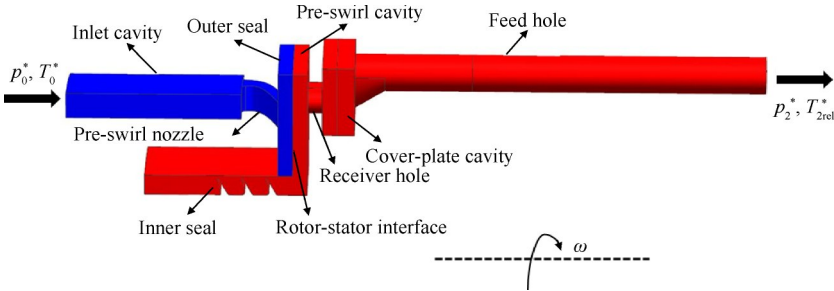


Fig. 1 Simplified computational model

>130万时,计算结果差异较小,各截面相对总温的最大偏差为0.23%,综合考虑,将网格总数控制在164万左右。

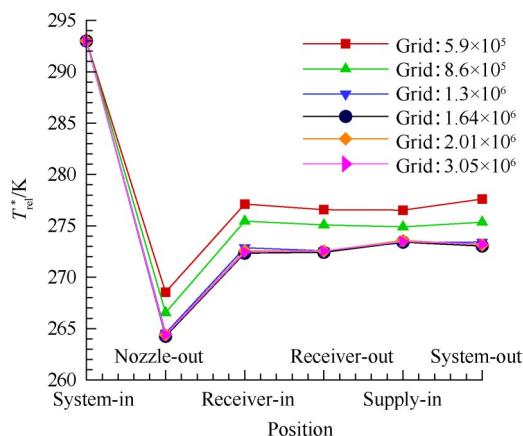


Fig.2 Grid independence verification

2.2 计算方法及验证

本文采用商业软件 FLUENT 进行三维稳态数值计算。文献[13]表明采用标准 $k-\varepsilon$ 模型计算得到的温降效果与实验数据更接近,故本文湍流模型采用标准 $k-\varepsilon$ 模型,近壁处理方法采用标准壁面函数,控制方程采用三维稳态湍流流动和能量方程,方程离散采用二阶迎风格式,速度与压力耦合采用 SIMPLE 算法,空气密度按理想气体计算,粘性系数采用 Sutherland 公式计算,比热考虑随温度变化。为忽略壁面传热的影响,壁面均设置为无滑移绝热条件,根据预旋系统实际工作条件,将壁面分别设置为静止或转动,转动域和转动壁面给定转速。动静交界面采用 Interface 面进行处理。当连续性方程的残差收敛到 10^{-5} 的量级时认为计算收敛。

将数值计算结果与实验数据^[14]进行了对比,如图3所示。结果显示数值计算所得的系统流量随转速的变化趋势与实验结果符合良好,最大偏差为2.7%。

2.3 参数定义

2.3.1 流量百分比

如图4所示,本文以 m_1, m_2, m_3, m_4 分别表示喷嘴流量、供气流量、内封严流量和外封严流量。四路流量之间满足关系式(1)。以 m_4/m_1 表示外封严流量占喷嘴流量百分比,以 m_3/m_1 表示内封严流量占喷嘴流量百分比。

$$m_1 + m_3 = m_2 + m_4 \quad (1)$$

2.3.2 掺混气流相对总温

首先给出气流旋转比的定义

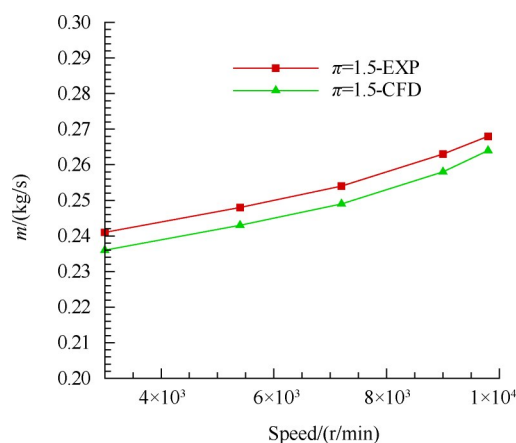


Fig.3 Comparison between calculated and experimental data

$$\beta = \frac{V_\phi}{U} \quad (2)$$

式中 V_ϕ 为气流周向速度, $U = \omega r$ 为转盘线速度。

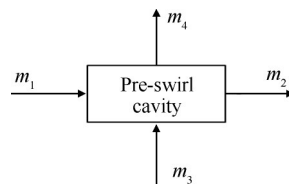


Fig.4 Four-way flow in pre-swirl cavity

本文考虑到封严流的影响,预旋腔的内封严流带有较高的温度和较低的旋转比,气流进入预旋腔与喷嘴出口处的气流掺混。若忽略转子和静子壁面摩擦阻对于掺混过程的影响,气流周向的动量保持不变,即

$$(m_1 - m_4)V_{1\phi} + m_3V_{3\phi} = (m_1 + m_3 - m_4)V_{5\phi} \quad (3)$$

将式(2)代入式(3)可改写为

$$(m_1 - m_4)\beta_1 + m_3\frac{r_3}{r_1}\beta_3 = (m_1 + m_3 - m_4)\beta_{5\phi} \quad (4)$$

式(4)即为掺混气流旋转比 $\beta_{5\phi}$ 的计算表达式。

若忽略预旋腔中传热和转子做功的影响,根据能量守恒可得掺混气流总温 T_5^* 的计算式为

$$(m_1 - m_4)T_0^* + m_3T_3^* = (m_1 + m_3 - m_4)T_5^* \quad (5)$$

则掺混气流的相对总温为

$$T_{5rel}^* = T_5^* - \frac{U^2}{2c_p}(2\beta_5 - 1) \quad (6)$$

式(3)~(6)中, V_ϕ 代表各截面处气流的周向速度, β 代表各截面处气流的旋转比, r 代表各截面中心径向位置的半径大小, T^* 代表各截面处气流的绝对总温, T_{rel}^* 代表各截面处气流的相对总温。下标 0, 1,

2,3,4,5 分别表示系统进口,喷嘴出口,供气孔出口,内封严出口,外封严出口和接受孔进口。 c_p 为定压比热容(在本文研究的温度范围内, c_p 近似为常数)。

2.3.3 系统理想温降

$$\Delta T_{id} = T_0^* \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \quad (7)$$

式中 p_0^* 为系统进口总压, p_2 为系统出口静压, γ 为绝热指数。公式具体推导过程参见文献[8]。

2.3.4 系统实际温降

$$\Delta T = T_0^* - T_{2rel}^* \quad (8)$$

式中 T_{2rel}^* 为供气孔出口气流的相对总温。

2.3.5 温降效率

$$\eta_{\Delta T} = \frac{\Delta T}{\Delta T_{id}} \quad (9)$$

温降效率反映了预旋系统的温降大小。

2.3.6 系统熵增和预旋腔熵增

$$\Delta s_{sys} = \frac{m_2 \Delta s_2 + m_4 \Delta s_4 - m_1 \Delta s_1 - m_3 \Delta s_3}{m_1 + m_3} \quad (10)$$

$$\Delta s_{psc} = \frac{m_5 \Delta s_5 + m_4 \Delta s_4 - m_1 \Delta s_1 - m_3 \Delta s_3}{m_1 + m_3} \quad (11)$$

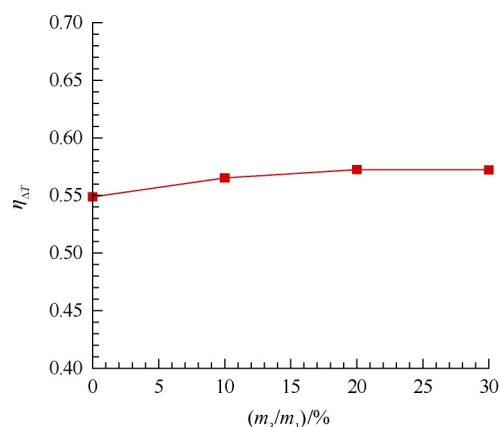
式中 Δs_{sys} 为系统熵增, Δs_{psc} 为预旋腔熵增。计算 Δs_{sys} 以预旋系统为研究对象, 计算 Δs_{psc} 以预旋腔为研究对象, 两者均涉及到多个进出口, 出口熵与进口熵的差值为研究对象的熵增。式中 Δs 代表其余各截面处熵增, 下标代表含义与上文相同, 此处不再赘述。

3 计算结果与讨论

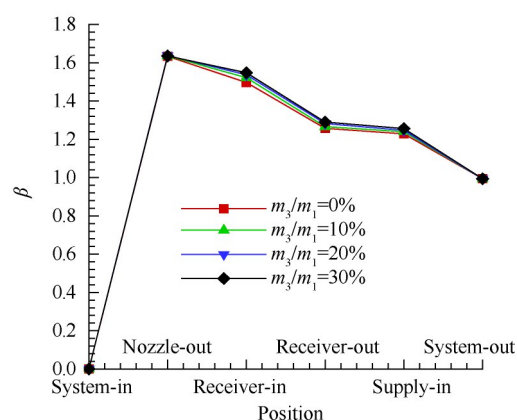
3.1 封严流流出预旋腔

本文通过改变内封严出气流量研究了封严流流出预旋腔对预旋系统性能的影响。计算时系统进口压力、供气压力和供气流量不变。通过改变叶高进而改变喷嘴面积, 从而调整嘴流量, 以实现不同的内封严出气流量占比。计算压比为 1.9, 系统进口总压为 182.06kPa, 进口总温为 293K, 供气压力(出口静压)为 95.82kPa, 供气流量为 0.342kg/s, 封严进出口给定流量边界条件, 转速为 6751r/min。

图 5(a), (b) 分别是内封严出气流量对系统温降效率和各特征截面气流旋转比的影响。可以看出, 随着内封严出气流量的增加, 系统温降效率几乎不发生变化, 各特征截面的气流旋转比有微小差异。在给定的计算条件下, 计算得到的系统温降效率维持在 0.56 左右, 最大偏差为 2.81%, 各特征截面旋转比最大偏差为 1.34%。这是因为当封严气体流出预



(a) Temperature drop effectiveness



(b) Swirl ratio of flow on each characteristic section

Fig. 5 Influence of inner seal outlet flow rate

旋腔时, 不会形成预旋腔掺混, 而且对喷嘴之后各截面气流旋转比影响微小, 即不会对转子部件造成较大影响, 因此可以认为在供气流量一定, 内封严出气流量占比 < 30% 的情况下, 改变内封严出气流量对预旋系统主流道的流场影响 < 3%。

3.2 封严流入预旋腔

本文从内封严进气流量、进气温度和进气旋转比三个方面研究了封严流流入预旋腔对预旋系统温降效率、各特征截面气流旋转比、系统熵增及预旋腔熵增的影响, 进而反映对预旋系统流动与温降特性的影响。并采用浓度法更清晰地看到了预旋腔内的掺混情况。计算边界条件设置与 3.1 中相同。

3.2.1 内封严气流的走向

采用浓度法示踪了内封严进气流的走向。计算时采用混合气体, 喷嘴进口给定一股空气, 内封严进口给定另外一股空气, 人为地将从喷嘴进口和内封严进口进入的气体定义为两种气体, 但从气体特性方面而言, 两种气体本质上仍是同一种气体, 即保证从预旋喷嘴进入的气体和内封严进口进入的气体性质相同。

图6给出了不同的内封严进气流量下,预旋腔内周向截面的内封严气流浓度分布以及流动迹线图。可以看出,内封严气流无法穿越喷嘴出口的高速气流进入预旋腔的高半径处,且随着内封严进气流量的增加,预旋腔内的掺混区域增大,更多的内封严气流进入到接受孔,并在预旋腔低半径处形成漩涡,这必然会造成预旋供气系统性能的下降。

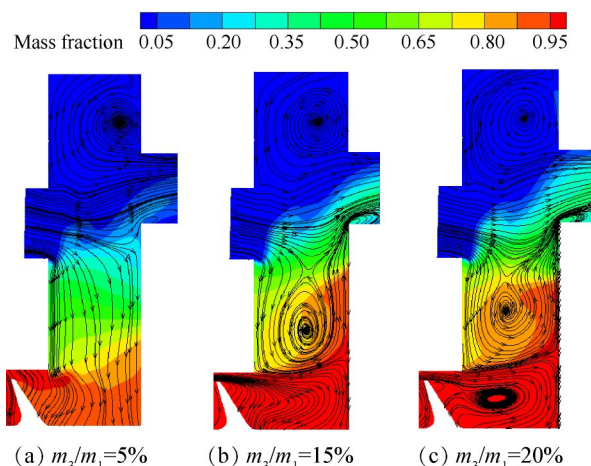


Fig. 6 Concentration distribution of inner seal flow and flow trace under different inner seal inlet flow rates

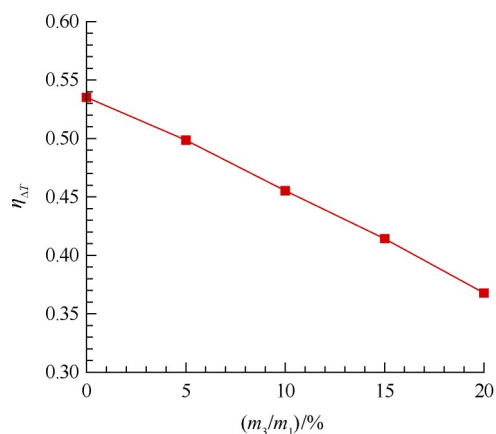
3.2.2 内封严进气流量的影响

图7(a),(b),(c)分别是内封严进气流量百分比(m_3/m_1)对系统温降效率、各特征截面气流旋转比和系统熵增及预旋腔熵增的影响。

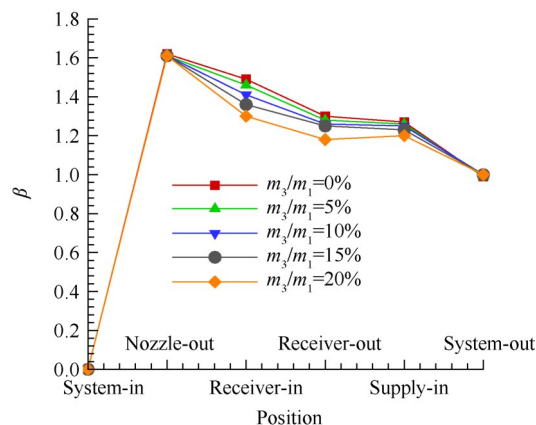
从图7(a)中可以看出,随着内封严进气流量的增加,系统温降效率呈线性下降趋势。内封严进气流量从0%增加到20%,温降效率降低了31.3%。这是因为内封严气流与喷嘴出口气流相比,具有较高的温度,两股气流在预旋腔内掺混后,导致预旋腔内相对总温升高;结合图7(b)还可以看出,两股气流掺混后各特征截面处气流旋转比均降低,进而各特征截面处相对总温升高,两方面因素均导致系统出口相对总温升高,且内封严气流占比越高,系统温降效果越差。

图7(c)是内封严进气流量百分比(m_3/m_1)对系统熵增及预旋腔熵增的影响。从图中可以看出,随着内封严进气流量的增大,预旋腔熵增增大,而系统熵增小幅减小,当内封严进气流量从0%增加到20%时,预旋腔的熵增增加了20%,预旋系统的熵增降低了5.1%。这是因为内封严进气流量的增加使得内封严流和喷嘴出口气流的掺混损失增大,造成预旋腔熵增增大;结合图7(b)可以看出,由于内封严流与喷

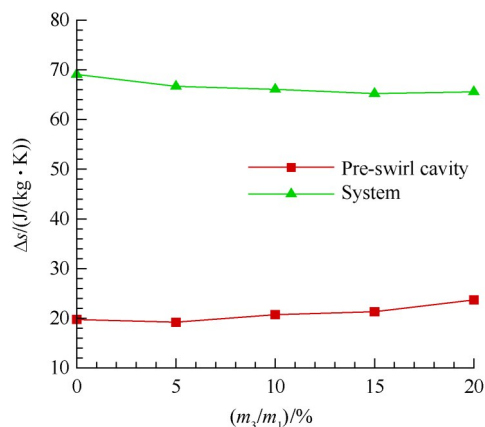
嘴出口气流相比,具有较低的旋转比,导致掺混气流旋转比降低,在转子部件内,气流旋转比更接近于1,



(a) Temperature drop effectiveness



(b) Swirl ratio of flow on each characteristic section



(c) Comparison of entropy increment

Fig. 7 Influence of inner seal inlet flow rate

($T_{\text{seal_in}}=293\text{K}$, $\beta_{\text{seal_in}}=0$)

所以转子部件的熵增有所降低,两者综合影响之下,系统熵增减小。所以在不同的内封严进气流量的条件下,预旋系统的熵增变化是由两股气流掺混造成的预旋腔熵增增加和由于掺混气流旋转比降低造成

的转子部件熵增降低两方面因素决定的。

3.2.3 内封严进气温度的影响

图8给出了不同的内封严进气温度的下,预旋腔内周向截面的相对总温分布云图及流动迹线图。可以看出,随着内封严进气温度的升高,预旋腔内的相对总温升高,接受孔进口处相对总温的高温区范围增大,但气流的流动方向基本一致。

图9(a)~(c)分别是内封严进气温比(内封严进气温度 $T_{\text{seal_in}}^*$ 与系统进口温度 T_0^* 的比值)对系统温降效率、各特征截面气流旋转比和系统熵增及预旋腔熵增的影响。

从图9(a)中可以看出,随着内封严进气温度的增加,系统温降效率呈线性下降趋势。进气温度从293K上升到330K,温降效率降低了29.2%。这是因为内封严进气温度的升高使得预旋腔内相对总温升高(见图8),进而导致系统出口相对总温升高,系统温降效果减弱,且内封严进气温度越高,系统温降效果越差。

从图9(c)中可以看出,随着内封严进气温度的增加,预旋腔和预旋系统的熵增变化幅度较小,预旋腔熵增基本维持在21.04 J/(kg·K)左右,最大偏差为2.49%,系统熵增基本维持在65.34 J/(kg·K)左右,最大偏差为1.33%。这是因为内封严进气总温与系统进口总温相差不大,且内封严气流占比较小,所以由于温度差异带来的掺混损失较少。同时从图中也可看到系统熵增曲线和预旋腔熵增曲线接近平行,结合图9(b)可以看到,在不同内封严进气温度条件下

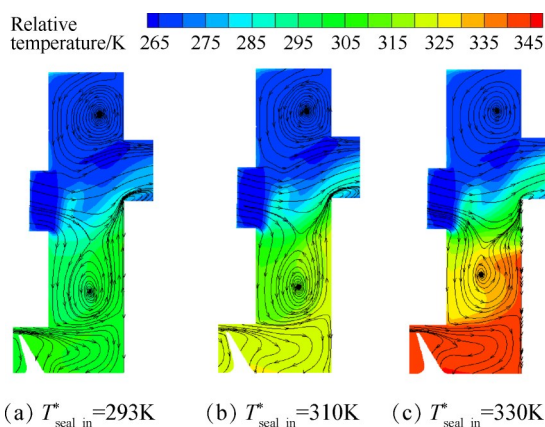
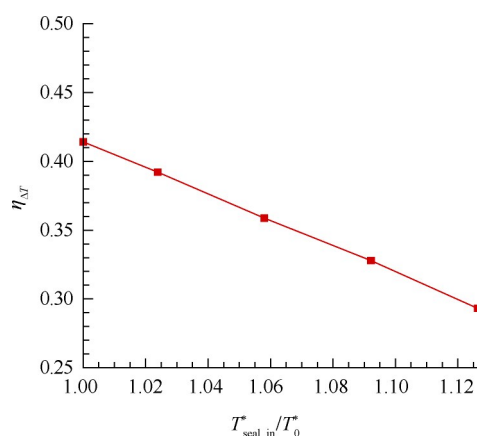
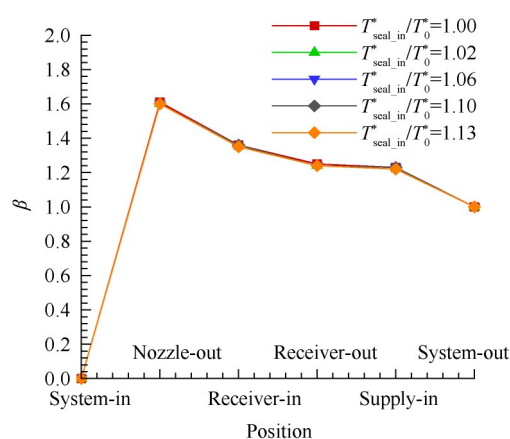


Fig. 8 Contours of relative total temperature and flow trace under different inner seal inlet temperatures

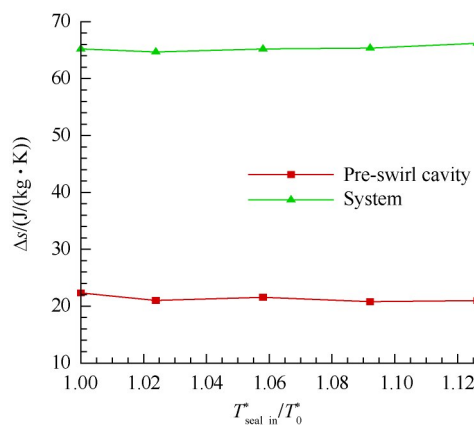
各特征截面的旋转比基本不变,这是因为在内封严进气流量和进气旋转比固定的条件下,内封严进气的周向速度不变,在与喷嘴出口气流进行掺混时,忽



(a) Temperature drop effectiveness



(b) Swirl ratio of flow on each characteristic section



(c) Comparison of entropy increment

Fig. 9 Influence of inner seal inlet temperature ($m_3/m_1=15\%$, $\beta_{\text{seal_in}}=0$)

略作用于气流上的周向力对掺混过程的影响,掺混气流的旋转比变化与进气温度无关,进而各转子部件的熵增维持不变,所以在不同的内封严温度条件下,系统熵增的变化主要来自于预旋腔熵增的变化。

3.2.4 内封严进气旋转比的影响

通过调整内封严气流的进气方向来实现不同的进气旋转比。图10给出了不同的内封严进气旋转比

下,预旋腔内周向截面的相对总温分布云图及流动迹线图。可以看出,随着内封严进气旋转比的增加,预旋腔内相对总温明显下降,同时接受孔入口处的相对总温也逐渐下降。

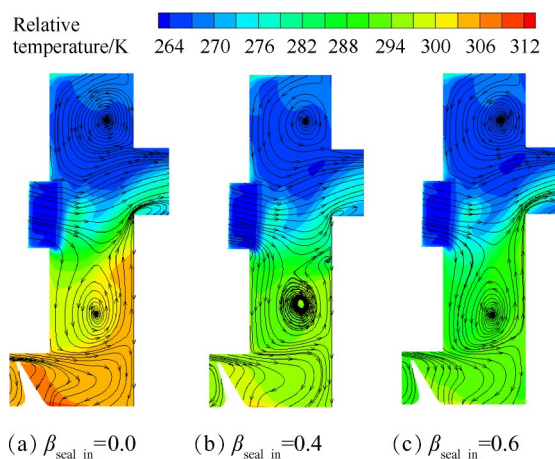


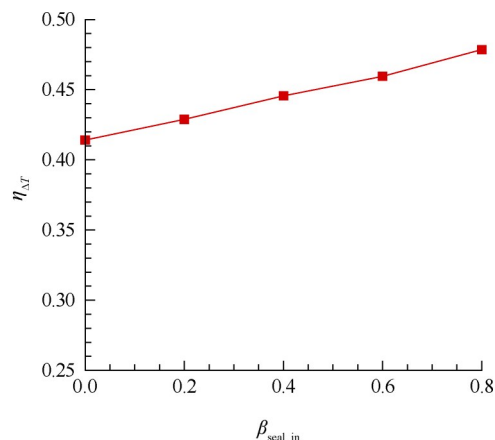
Fig. 10 Contours of relative total temperature and flow trace under different inner seal inlet swirl ratios

图 11(a)~(c)分别是内封严进气流旋转比对系统温降效率、各特征截面气流旋转比和系统熵增及预旋腔熵增的影响。

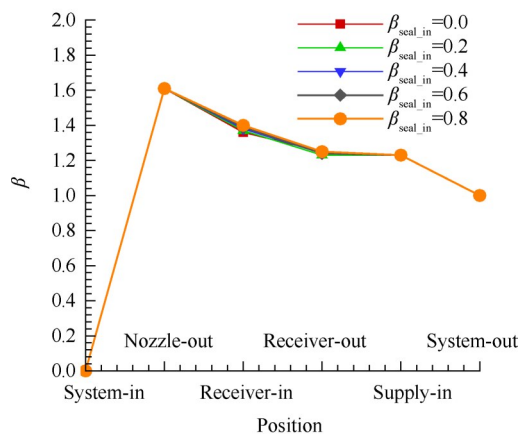
从图 11(a)中可以看出,随着内封严进气旋转比的增加,温降效率呈线性上升趋势。进气旋转比从 0 增加到 0.8,温降效率提升了 15.6%。这是因为内封严进气旋转比的升高使气流经过篦齿后相对总温升高的幅度减小,进而使预旋腔内相对总温升高的幅度下降,见图 10。由式(4)可知,在流量和半径位置确定的条件下,内封严气流进入预旋腔的旋转比越高,掺混气流的旋转比也越大,但从图 11(b)中可以看出,随着内封严进气旋转比的增加,仅在接收孔入口处气流旋转比有微弱提升,这主要是因为虽然内封严进气旋转比从 0 增加到 0.8,但气流经过篦齿后,旋转比仅从 0.55 增加到了 0.77,变化幅度较小,且内封严流量占比较小,所以对掺混气流旋转比的影响微弱。

从图 11(c)中可以看出,随着内封严进气旋转比的增加,预旋腔和预旋系统的熵增均减小。当进气旋转比从 0 增加到 0.8 时,预旋腔熵增减小了 16.9%,系统熵增减小了 9.7%。这是因为随着内封严进气旋转比的增加,气流经过篦齿后相对总温与喷嘴出口气流的相对总温差异减小,所以由温度差异带来的掺混损失减小。从图中很明显可以看出,系统熵增曲线与预旋腔熵增曲线几乎平行,这是因为各特征截面处气流旋转比变化微弱(见图 11(b)),进而各转

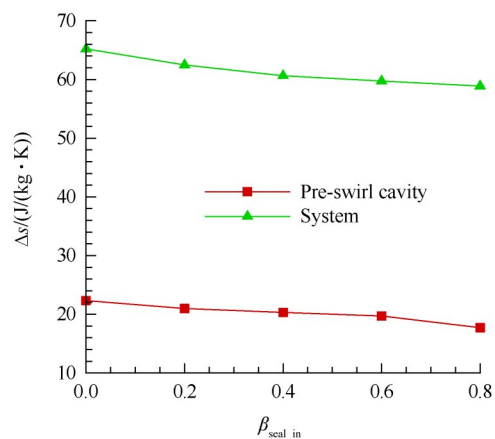
子部件的熵增基本维持不变,所以在不同的内封严进气旋转比条件下,预旋系统熵增的变化主要来自于预旋腔熵增的变化。



(a) Temperature drop effectiveness



(b) Swirl ratio of flow on each characteristic section



(c) Comparison of entropy increment

Fig. 11 Influence of inner seal inlet swirl ratio ($m_3/m_1=15\%$, $T_{seal_in}^*=293\text{K}$)

3.3 预旋腔掺混模型的验证

图 12 给出了不同内封严进气条件下,由三种方法得到的预旋腔温降大小的对比。图中红色实线表

示CFD计算获得的预旋腔温降,绿色虚线表示由文献[15]中提出的传统掺混模型计算获得的预旋腔温降,蓝色虚线表示本文提出的改进预旋腔掺混模型计算获得的预旋腔温降,具体方法为由公式(6)预估获得掺混气流的相对总温,再与气流绝对总温 T_0^* 取差值即为预旋腔温降。可以看出,三种方法获得的预旋腔温降整体变化趋势相同,由模型预估获得的结果整体偏高是因为两种模型均未考虑预旋腔内静子力矩做功和传热的影响。与传统掺混模型相比,

改进掺混模型获得的预旋腔温降更接近CFD计算获得的预旋腔温降,前者最大偏差为4.88K,后者最大偏差为2.90K,这是因为改进掺混模型中扣除了外封严气流 m_4 的影响,即认为这股气流未参与预旋腔内的掺混过程,这一点可以由3.1节获得的结论得到验证。

4 结 论

本文通过对封严流流入和流出预旋腔的情况进行数值模拟后,得到了以下三点结论:

(1)在引气压力、供气压力和供气流量一定,且内封严出气流量占比小于30%的条件下,改变内封严流量对预旋系统主流道的流场影响范围小于3%。

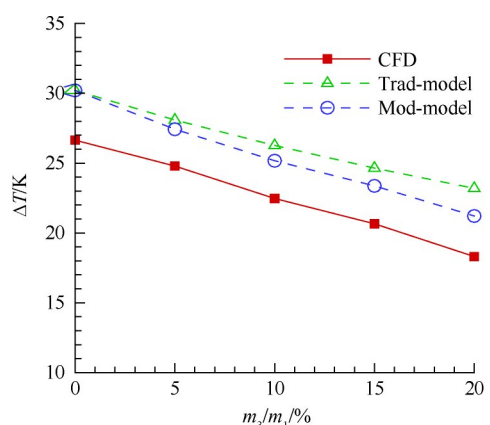
(2)在引气压力、供气压力和供气流量一定的条件下,封严流流入预旋腔,对预旋系统温降效果有显著影响。系统温降效率的变化与内封严进气流量、进气温度和进气旋转比分别呈线性变化关系。内封严进气流量占比从0%增加到20%,温降效率降低了31.3%;进气温度从293K增加到330K,温降效率降低了29.2%;进气旋转比从0增加到0.8,温降效率提升了15.6%。

(3)预旋供气系统的熵增变化是由两股气流掺混造成的预旋腔熵增变化和由于气流旋转比变化造成的转子部件熵增变化两方面因素决定的。且预旋腔的熵增越大,腔内不可逆损失越大,温降效果越差。

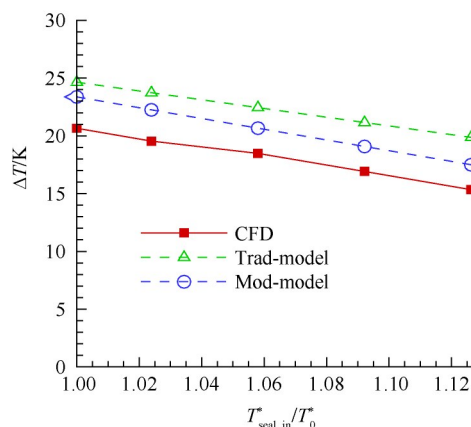
致 谢:感谢吴衡博士提供的实验数据支持和国家科技重大专项的资助。

参考文献

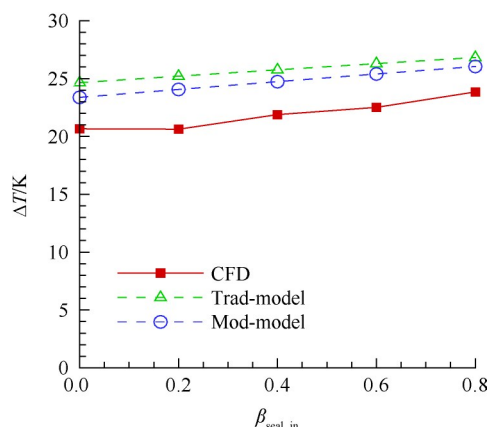
- [1] Gupta A K, Ramerth D, Ramachandran D. Numerical Simulation of TOBI Flow-Analysis of the Cavity Between a Seal-Plate and HPT Disk with Pumping Vanes [R]. ASME GT 2008-50739.
- [2] El-Oun Z B, Owen J M. Pre-Swirl Blade-Cooling Effectiveness in an Adiabatic Rotor-Stator System [R]. ASME 88-GT-276.
- [3] 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.
- [4] Yan Y, Gord M F, Lock G D, et al. Fluid Dynamics of a Pre-Swirl Rotor-Stator System [C]. Amsterdam: ASME 47th International Gas Turbine and Aerospace Congress, 2002.
- [5] Snowsill G D, Young C. Application of CFD to Assess the Performance of a Novel Pre-Swirl Configuration [R]. ASME GT 2008-50684.



(a) Inner seal inlet flow rate



(b) Inner seal inlet temperature



(c) Inner seal inlet swirl ratio

Fig. 12 Comparison of temperature drop of pre-swirl cavity

- [6] Zhang Feng, Wang Xinjun, Li Jun, et al. Numerical Investigation on the Effect of Radial Location of Sealing Air Inlet and Its Geometry on the Sealing Performance of a Stator-Well Cavity[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, 115: 820-832.
- [7] 刘育心, 刘高文, 吴 衡, 等. 叶型孔式预旋喷嘴流动特性数值研究[J]. 推进技术, 2016, 37(2): 332-338. (LIU Yu-xin, LIU Gao-wen, WU Heng, et al. Numerical Investigation on Flow Characteristics of a Vane Shaped Hole Preswirl Nozzle[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2016, 37(2): 332-338.)
- [8] LIU Gaowen, WU Heng, FENG Qing, et al. Theoretical and Numerical Analysis on the Temperature Drop and Power Consumption of a Pre-Swirl System[R]. *ASME GT* 2016- 56742.
- [9] 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.)
- [10] 陈 帆, 王锁芳, 张光宇, 等. 接受孔角度对预旋系统流动特性影响的数值研究[J]. 推进技术, 2018, 39(7): 1549-1555. (CHEN Fan, WANG Suo-fang, ZHANG Guang-yu, et al. Numerical Study on Effects of Receiver Holes Angles on Flow Characteristics of Pre-Swirl System [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2018, 39(7): 1549-1555.)
- [11] 王 鸣, 邬泽宇, 罗 翔, 等. 凸起数对各封严结构封严效率影响的实验[J]. 航空动力学报, 2018, 33(5): 1165-1172.
- [12] 王锁芳, 朱强华, 张 羽, 等. 高位预旋进气转静盘腔换热实验[J]. 航空动力学报, 2007, 22(8): 1216-1221.
- [13] 王锁芳, 朱强华, 张 羽, 等. 预旋进气位置对转静盘腔换热影响的数值研究[J]. 航空动力学报, 2007, 22(8): 1227-1232.
- [14] WU Heng, LIU Gao-wen, WU Zhi-peng, et al. Measurement of Pressures and Temperatures in a Cover-Plate Pre-Swirl System[R]. *ASME GT* 2018-75671.
- [15] 刘松龄, 陶 智. 燃气涡轮发动机的传热和空气系统[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2018.

(编辑: 梅 瑛)