轮缘封严气流与主流干涉的损失机理研究*

杨 帆,周 莉,王占学

(西北工业大学 动力与能源学院,陕西西安 710129)

摘 要:为了研究涡轮转静盘腔中轮缘封严气流与主流干涉的损失机理,开展了在有无封严气流工 况下轮缘封严气流与主流干涉的损失机制和分解量化方法研究。结果表明,轮缘封严气流与主流干涉存 在四种损失机制:粘性剪切损失、堵塞效应损失、二次流交互作用损失以及第二级静子的附加损失。设 计工况下粘性剪切损失的比例为67.68%,而其它三种损失的比例相当。随着封严流量增大,封严出流 的流量和径向速度不断增大而周向速度不断减小,造成四种损失都不断增大。相对于设计工况,每1% 封严流量使得总损失平均增大约为104.25%。所建立的损失量化体系准确地捕捉到了转子堵塞效应损失 和二次流交互作用损失不断增大的分布,证明损失量化体系是可行和有效的。

关键词:涡轮;转静盘腔;封严气流;千涉;损失机理 中图分类号:V236 文献标识码:A 文章编号:1001-4055(2020)02-0285-09 DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.180812

Investigation on Interaction Loss Mechanism Between Rim Seal Flow and Mainstream

YANG Fan, ZHOU Li, WANG Zhan-xue

(School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China)

Abstract: In order to investigate the interaction loss mechanisms between turbine stator-rotor cavity rim seal flow and mainstream, investigations were conducted on the loss factors and isolation method for interaction between the rim seal flow and mainstream for the case with and without the rim seal flow. The results show that four loss factors are considered, namely viscous shear loss, blockage effect loss, secondary flow interaction loss and second stator additional loss. Among these four loss factors, the percent of viscous shear loss is 67.68% at design condition. In addition, the percent of other three loss factors approaches each other. With the increment of rim seal flow rate, the mass flow rate and radial velocity of egress flow increase and the circumferential velocity of egress flow reduces, which leads four losses to increase. Relative to the design condition, the total loss increases by approximately 104.25% per 1% increase in the rim seal flow rate. Furthermore, the established loss quantitative system exactly captures the increasing trend of blockage effect loss in rotor domain and secondary flow interaction loss. Therefore, the loss quantitative system is further proven to be feasible and effective.

Key words: Turbine; Stator-rotor cavity; Rim seal flow; Interaction; Loss mechanism

^{*} 收稿日期: 2018-12-26;修订日期: 2019-03-15。

基金项目:国家自然科学基金(51876176;51576163)。

通讯作者:杨 帆,博士生,研究领域为叶轮机械内复杂流动。E-mail: 1415515954@qq.com

引用格式:杨 帆,周 莉,王占学. 轮缘封严气流与主流干涉的损失机理研究[J]. 推进技术, 2020, 41(2):285-293. (YANG Fan, ZHOU Li, WANG Zhan-xue. Investigation on Interaction Loss Mechanism Between Rim Seal Flow and Mainstream[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2020, 41(2):285-293.)

1 引 言

为了阻止高温主流燃气进入盘腔而烧蚀涡轮 盘,轮缘封严气流被引入到涡轮转静盘腔,用来提高 盘腔内的压力并对盘腔进行冷却。同时,轮缘封严 气流会通过转静盘腔轮毂处的间隙进入到主流通道 中,造成涡轮的气动性能恶化^[1-2]。研究发现,封严气 流通过与主流产生干涉,使得下游转子的叶型载荷 减轻,二次流损失加剧以及涡轮效率降低^[3-5]。同时, 对于不同的气动和几何参数,如封严流量、预旋进气 和腔体出口宽度等,轮缘封严气流与主流的干涉效 果明显不同^[6-8]。

鉴于涡轮轮缘封严气流对涡轮气动性能产生了 显著影响,研究者们进一步关注了封严气流与主流 干涉造成气动性能恶化的损失机理。一般认为,封 严气流与主流干涉损失是多个因素的综合作用,其 中接近一半由两者的掺混造成,并且增大封严流量 导致损失增大^[9-11]。Zlatinov等^[12]将损失分为三个部 分,即主流与封严气流周向速度差造成的粘性剪切 损失,封严气流的堵塞作用造成涡轮级反力度的改 变和封严气流与转子涡系交互作用的损失。Schrew 等^[13]提出四个损失来源,即封严气流的堵塞作用,二 次流结构增强,封严下游流场和进气攻角的改变以 及下游叶排流动变化导致的附加损失。JIA等^[14]则 将封严气流与主流的干涉损失分成四个部分:涡轮 级反力度变化,粘性剪切损失,涡系交互作用损失和 端壁附近输出功的减少。

综上所述,目前考虑到的封严气流与主流干涉 损失主要包含粘性剪切损失、堵塞效应损失、涡系交 互作用损失和下游叶排的附加损失。上述研究虽然 已经形成了一些共性的结论,但是对于封严气流与 主流干涉的损失机理并未形成统一的认识,尤其是 大多只从定性的角度提出各部分损失,未从定量的 角度对各部分损失进行更加明确的研究。Zlatinov 等^[12]在损失量化方面进行了比较系统的研究,但其 通过近似假设对转子域堵塞效应和涡系交互作用的 损失分解方法存在一定的局限性,而且对于堵塞效 应损失的量化并不完整,尤其是整个损失分解和量 化方法比较复杂,对不同工况的适用性较差。因此, 本文在有无封严气流的工况下通过对各部分损失的 分析,建立起对于轮缘封严气流与主流干涉更加简 便和有效的损失量化体系,并在不同封严流量下进 行验证,进一步归纳封严气流与主流干涉作用的损 失机理。

2 计算模型和计算方法

2.1 研究模型

本文选取瑞士联邦理工学院的1.5级涡轮实验 台为研究对象,详细的几何和气动参数参见文献 [15]。封严腔体位于转子上游,为轴向封严结构,具 体如图1所示。



Fig. 1 Cross section of rim seal cavity

2.2 计算方法和网格划分

数值模拟采用 CFX 软件,计算方法参考文献 [2]。图2给出了涡轮主流通道和封严腔体的计算网格,静子和转子分别计算2个和3个通道,网格无关 性验证的结果参考文献[2],选择网格数量为783万 的方案,其它网格设置也参见文献[2]。



Fig. 2 Computation mesh of turbine with cavity

2.3 边界条件

计算边界条件设置参见文献[2],详细的边界条件见表1。*IR*=0.9%为设计工况^[16],同时选择无封严腔体的工况(Endwall)作为基准工况。由于非定常计算相对于定常计算对损失预测更加准确^[9],所以进行非定常数值模拟。

Tuble 1 Computation Soundary conditions					
Boundary condition	Value				
Inlet total pressure $p_{t, in}$ /kPa	140				
Inlet total temperature $T_{\rm t,in}/{ m K}$	328.15				
Rotational speed n/(kr/min)	2.7				
Inlet total temperature of rim seal flow T _{t, seal} /K	323.15				
IR/%	0.5, 0.9, 1.3, 1.7				

 Table 1
 Computation boundary conditions
 [16]

2.4 计算验证

图 3 和图 4 分别给出了 *IR*=0.9% 时转子出口非定 常时均相对总压系数云图和周向质量平均的相对气 流角沿径向的分布,来验证计算方法的可行性^[17]。 相对总压系数 *C*_µ定义为相对总压与主流进口总压的 比值,相对气流角为气流方向与轴向的夹角,转子出 口位于转子叶片下游 10.6% 的第一级静子轴向弦长 处。图 3 中右侧数字为无量纲叶高,可以看出在转子 出口存在轮毂二次流、叶尖通道涡以及叶尖泄漏涡 三个低压区,其相应的位置和形状都预测得较好。



rotor exit for *IR*=0.9%

从图4中可以看出数值模拟结果与实验测量的 分布趋势一致,除95%叶高到机匣外,其它叶高处相 对误差≤3.5%。同时,数值模拟所捕捉的轮毂二次流 造成的过偏转和欠偏转的径向位置与实验几乎一 致。结合图3和图4的结果可知,本文所采用的数值 方法可以准确模拟封严气流对主流的影响效果。

3 损失量化体系

3.1 损失量化参数

轮缘封严气流与主流干涉的熵产主要包含粘性 熵产和热熵产,由于热熵产并不是涡轮级的损失而 是热力循环的损失,因此在评估涡轮级气动性能中 不考虑^[18]。使用粘性熵产和对应的粘性损失功作为 轮缘封严气流与主流干涉损失的量化参数。

同时,存在轮缘封严气流和主流两股流动并且



Fig. 4 Relative flow angle at rotor exit for *IR*=0.9%

两股流分别膨胀做功,由于两股流的总压差别较大, 所以使用等效的一股流来代替两股流实现对粘性损 失功的处理。具体处理如图5所示,首先将两股流等 效为可以获得同样输出功的一股流,为了获得合适 的等效总压,认为主流总压*p*_{tta}膨胀到某一总压输出 的功正好将封严气流的总压*p*_{tta}。膨胀到某一总压输出 的功正好将封严气流的总压*p*_{tta}。最高到该总压,称为 功平均总压*p*^{wa},用上标 wa(work averaged)表示,功平 均总压的具体定义为^[19]

$$p_{i1}^{wa} = \left[\frac{\int T_i \mathrm{d}\dot{m}}{\int (T_i/p_i^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}) \mathrm{d}\dot{m}}\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$
(1)

对于总温使用质量平均,用上标 ma(mass averaged)表示,通过功平均总压和质量平均总温得到的 等效一股流膨胀到出口获得理想输出功为^[20]

$$W_{\text{ideal}} = m_{\text{main}} c_p T_{11}^{\text{ma}} \left[1 - \left(\frac{p_{12}^{\text{wa}}}{p_{11}^{\text{wa}}} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right]$$
(2)

而实际的输出功为[20]

$$W_{\text{actual}} = m_{\text{main}} c_p \left(T_{\text{tl}}^{\text{ma}} - T_{\text{t2}}^{\text{ma}} \right)$$
(3)

因而对应粘性熵产的涡轮级的粘性损失功为[20]

$$W_{\text{visc}} = W_{\text{ideal}} - W_{\text{actual}} = m_{\text{main}} c_p \left[T_{12}^{\text{ma}} - T_{11}^{\text{ma}} \left(\frac{p_{12}^{\text{wa}}}{p_{11}^{\text{wa}}} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right]$$
(4)

注意到封严气流在静子和转子之间进入主流通 道,因此通过静子的流量和通过转子的流量不同,所 以粘性损失功的计算对于静子使用静子出口的流量 而对于转子和第二级静子使用主流通道出口的流 量。对于非定常流动,上述参数都是非定常时均的 结果。

图6给出了无封严腔体时粘性损失功沿流向的



Fig. 5 T-s diagram of two streams expansion

分布,并使用转子域出口位置的粘性损失功进行无 量纲处理。可以发现随着输运过程的进行,粘性损 失功整体不断增大,但在每个叶片尾缘后都存在一 个先稍有增大后明显减小的过程,这是由于叶片尾 缘后气流先发生了掺混,使得损失加剧后发生明显 的膨胀,使得损失减轻。



Fig. 6 Viscous loss work for the case without a cavity

同时,对于轮缘封严气流与主流干涉造成的具体流动损失使用粘性耗散系数来展示^[12],粘性耗散 函数 *Φ* 通过转子进口动压头无量纲化获得粘性耗散 系数 *D*,具体的定义为

$$\mu \begin{bmatrix} \left[\left(\frac{\partial V_{\theta}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_{r}}{\partial \theta} \right)^{2} + \left(\frac{1}{r} \frac{\partial V_{z}}{\partial \theta} + \frac{\partial V_{\theta}}{\partial z} \right)^{2} + \left(\frac{\partial V_{r}}{\partial z} + \frac{\partial V_{z}}{\partial r} \right)^{2} \right] \\ + 2 \left[\left(\frac{\partial V_{r}}{\partial r} \right)^{2} + \left(\frac{1}{r} \frac{\partial V_{\theta}}{\partial \theta} + \frac{V_{r}}{r} \right)^{2} + \left(\frac{\partial V_{z}}{\partial z} \right)^{2} \right] - \frac{2}{3} \left(\nabla \cdot \mathbf{V} \right)^{2} \end{bmatrix} \\ D = \frac{\left(\frac{\rho V_{rel}^{3}}{2C_{ax}} \right)_{R_{in}}}{\left(\frac{\rho V_{rel}^{3}}{2C_{ax}} \right)_{R_{in}}}$$
(5)

式中 r, θ, z 分别代表径向、周向和轴向, ρ 和 V_{rel} 分

别为转子进口的密度和相对速度, C_{ax} 为转子的轴向 弦长。

3.2 各部分损失分析

本节主要分析轮缘封严气流与主流干涉造成的 各部分损失的分布和特点,为损失量化奠定基础。 轮缘封严气流与主流干涉损失主要包括:粘性剪切 损失、堵塞效应损失、二次流交互作用损失以及在下 游叶片排中的附加损失。各部分损失分析均在设计 工况 *IR*=0.9%下开展,并与无封严腔体的工况进行 对比。

由于封严气流与主流的干涉损失与封严气流的 分布特性直接相关,所以图7给出了腔体出口径向速 度云图。图中标注出了静子吸力面和压力面的位 置,同时将周向分成15份,每份约为1.333°,并在对 应位置标注上数字,后面的周向位置标注方法与此 类似,用来观察不同周向位置的分布差异。径向速 度为负代表燃气入侵,径向速度为正代表封严出流。 结果表明静子尾缘下游且靠近封严腔体的静止壁面 出现了少量的燃气入侵,如图中黑线框所示,封严出 流尤其是高径向速度的封严出流主要位于静子吸力 面下游。



Fig. 7 Time-averaged radial velocity contours at cavity exit

由于主流和封严气流存在明显的动量差,尤其 是周向,两者之间的粘性剪切作用造成了显著的损 失,为粘性剪切损失。图8给出了IR=0.9%时静子和 腔体不同切面位置的粘性耗散云图来展示粘性剪切 损失。与图7一致,将静子和腔体的周向区域分成了 15份,并在每个切面位置上标注了对应的数值。可 以发现,在腔体出口附近所有切面都出现了明显的 高粘性耗散系数区域,说明在腔体出口附近封严气 流沿整个周向都与主流发生了剧烈的掺混,造成了 明显的粘性剪切损失。同时静子尾缘下游(切面7和 8附近)主流通道中粘性耗散系数的径向位置明显低 于静子吸力面下游(切面4和5附近),这是尾缘的高 静压对封严出流的抑制作用导致的。

径向喷射的封严出流进入主流后改变了主流的 流动方向并对主流产生了局部的堵塞作用,造成当 地静压升高而速度降低,使得上游静子的落压比减 小而下游转子的落压比增大,造成了上游静子和转



Fig. 8 Viscous dissipation coefficient contours for cutting planes of rim seal cavity and stator

子的损失再分配。

为了直观展示封严气流堵塞效应对上游静子的 作用,图9给出了导叶5%叶高位置的静压系数分布。 静压系数的定义为

$$C_{ps} = \frac{p - p_{s,\text{S1ex}}}{p_{t,\text{in}} - p_{s,\text{S1ex}}} \tag{6}$$

式中*P*_{s.Slex}为静子出口周向质量平均的静压,静 子出口位于导叶尾缘下游8%的导叶轴向弦长处,*p* 为叶片表面当地静压。

可以发现,封严气流的出现对压力面几乎无影 响,但是造成吸力面的静压系数从30%轴向弦长处 到尾缘明显增大。高径向速度的封严出流从吸力面 下游进入主流通道后对于附近主流形成阻塞效应, 使得吸力面静压升高。



图 10 给出了静子出口轴向涡量云图。由图可知,在轮毂和10% 叶高之间存在负涡量,为轮毂通道涡(Hub passage vortex, HPV)。在 10%~20% 叶高存在正涡量,为轮毂尾缘脱落涡(Hub trailing shedding vortex, HTSV)。*IR*=0.9% 相对于无封严腔体 HPV 和HTSV 的涡量峰值区域都缩小,因此轮毂二次流强度减弱,相应的二次流损失减小。由图9可知堵塞效应

主要造成吸力面附近的静压升高,横向压差减小。因此,封严出流的堵塞效应使得上游静子的二次流损失减小。



Fig. 10 Axial vorticity contours at stator exit

为了展示封严气流对转子的影响,图11给出了 转子域进口到出口九个切面位置的粘性耗散系数差 值云图。差值为*IR*=0.9%与无封严腔体时粘性耗散 系数之差,反映了封严气流出现造成当地损失分布 的改变。由于封严气流不仅造成转子进口当地静压 升高,而且封严气流在转子通道内径向输运对其上 方的主流也会产生堵塞效果,造成通过转子的落压 比增大,因此叶型表面损失和叶尖损失明显增大,如 图中的区域*B*和*C*所示。区域*C*中虽然出现了局部 的负粘性耗散系数,但正粘性耗散系数的区域和大 小明显更大,因此叶尖损失增大。注意到在动叶尾 缘后粘性耗散系数差值逐渐由正变负,表明尾缘后 损失不断降低,是由气流膨胀造成的,这与图6中尾 缘后粘性损失功减小的分布相对应。

综上所述,堵塞效应造成了上游静子二次流损 失减小,而转子叶型损失和叶尖损失增大,因此需要 比较两个区域的具体损失来评估堵塞效应造成的实 际损失。

由于封严出流进入转子通道后与转子本身的二 次流发生交互作用,产生了额外的粘性耗散,造成了



Fig. 11 Viscous dissipation coefficient difference through rotor

相应的粘性损失,如图 11 中的区域A 所示。图中标 示出了封严出流的流线,如绿色流线所示,可以看出 封严气流流经的区域基本为正粘性耗散系数,尤其 是通道前半段。在通道后半段靠近轮毂和吸力面的 区域出现了负粘性耗散系数,这是由于径向速度较 高的封严出流使得轮毂二次流发生了径向迁移,使 得封严气流下方区域的粘性耗散系数反而低于无封 严腔体时。

图 12给出了第二级静子进口气流角沿径向的分 布。第二级静子进口位于其前缘 8% 的第二级静子 轴向弦长处。由于封严气流造成转子出口轮毂通道 涡的强度增加,因此加剧了第二级静子进口气流的 过偏转和欠偏转的程度。这使得第二级静子的进气 条件恶化,在第二级静子中产生了附加损失。这个 现象通过图 13可以观察出来,图 13给出了第二级静 子中 25% 轴向弦长位置的粘性耗散系数云图。可以 看出,封严气流使得区域1中粘性耗散系数明显增 大,而轮毂附近区域2的粘性耗散系数的区域有所增 大,因此封严气流在第二级静子通道中造成了明显 的附加损失。



Fig. 12 Relative flow angle at second stator inlet

3.3 损失分解及量化

通过对各部分损失的分析,可知封严气流的出 现造成了明显的气动损失,并且损失主要包含粘性 剪切损失、堵塞效应损失、二次流交互作用损失以及 第二级静子的附加损失。但是各部分损失并不是相 互孤立的,尤其是大部分损失主要来自于封严气流 与主流的速度差,这给损失分解带来了困难,也是 Zlatinov等^[12]采用一定的假设才能将部分损失进行分 解的原因。通过研究分析发现,各部分损失具有明 显的空间分布特性。具体来说,粘性剪切损失主要 发生在腔体正上方到静子域出口之间,堵塞效应损 失主要发生在腔体上游静子和腔体下游转子中,二 次流交互作用损失发生在转子中,第二级静子附加 损失发生在第二级静子中。因此,本节基于四部分 损失的空间分布特性提出对于各部分损失的分解方 法以及量化方法。



Fig. 13 Viscous dissipation coefficient at 25% axial chord of second stator passage

图 14 给出了 IR=0.9% 相对于无封严腔体粘性损 失功的差值沿顺气流方向的分布,图中用虚线标示 出了封严腔体出口所在的位置。同时给出了无封严 腔体和 IR=0.9% 的粘性损失功沿流向的分布来对比 分析,可以发现 IR=0.9% 时粘性损失功沿流向的变化 趋势基本与无封严腔体时一致,因此可以直接进行 相减处理来分析封严气流的出现相对于基准造成的 额外损失。

可以发现存在四段损失分布区域1,2,3和4,如 图中的红色箭头。首先是封严腔体上游的区域1,出 现了负粘性损失功,表明腔体上游静子的损失由于 封严气流的出现而减小,这正是封严出流对上游静 子的堵塞作用造成的。区域2位于腔体出口正上方 到转静交界面,该区域粘性损失功剧烈增大,是封严 气流与主流粘性剪切作用造成的。区域3位于转子 域进口到转子域出口,该区域粘性损失功明显增大, 但增大幅度小于区域2,是由封严出流对转子的堵塞 效应和封严出流与转子二次流交互作用导致的。区 域4覆盖第二级静子域,粘性损失功在第二级静子尾 缘后出现了一定的波动,是二次流和尾迹掺混造成 的,也是达到使气流掺混完全的设计目的所在[17]。 在约2.8轴向位置恢复到固定值,表明在该位置后封 严气流并未再造成损失的增大,因此可以用第二级 静子域出口位置的粘性损失功增值作为封严气流与 主流干涉造成的总损失。第二级静子域的损失来自 封严气流在第二级静子中造成的附加损失。



the baseline

由于区域3中同时包含两部分损失,因此要将两 部分损失分解以获得各自损失的具体数值。由图11 可知,封严气流对转子堵塞造成的损失位于封严出 流上方到机匣的区域,而封严出流与转子二次流交 互作用造成的损失包含但不限于封严出流经过的区 域。因此可以通过空间区域的分解将两部分损失分 解出来。由于封严气流在动叶通道中发生了明显的 径向迁移且封严气流与动叶二次流造成损失的区域 明显超过了封严出流本身的体积,为了准确并直观 地定义封严气流与动叶二次流交互作用损失的区 域,使用图11中粘性耗散系数差值分布的区域A作 为最终二次流交互作用损失的区域。需要注意的二 次流交互作用损失的径向区域在尾缘附近达到最 大,因此区域A的选取考虑到要完全包含二次流交互 作用的区域,使用图11中动叶域进口和动叶尾缘附 近两个位置正耗散系数的最高径向位置来定义区域 A,具体位置如图中的黑点所示,最终在动叶域中形 成的三维区域如图 15 中两个灰色截面的包围区域 所示。

由能量方程可知,粘性耗散系数对应黏性力做 功,使得流体的内能增大,这与粘性损失功相对应, 表明粘性耗散强的区域粘性损失功大,因此粘性耗 散系数的体积分可以用来表征损失分布。通过对两 个区域的粘性耗散系数进行体积分,并分别获得 *IR*= 0.9% 相对于无封严腔体两个区域体积分粘性耗散系 数的差值,两个区域的粘性耗散系数差值的比例即 作为两个损失因素在转子域中造成额外损失的比 例,也即图 14 中区域 3 的粘性损失功增量乘以各自



Fig. 15 Secondary flow interaction loss region in rotor domain at *IR*=0.9%

的比例获得各自损失的数值。

需要注意的是,四种损失的所在空间是通过分 析和经验选取的,具有一定的误差,尤其是梯形线框 区域A是基于粘性耗散系数差值的云图选取的,但是 由于损失主要集中在区域A中,区域B中的叶型损失 本身较小,所以区域A稍大或者稍小的影响较小。同 时,空间分解方法由于将整个流体域进行分解,既可 以完全包含所有主流通道中的损失,又可以不遗漏 地将损失进行分解。不仅如此,这种分解方法是与 具体的流动现象直接对应,因此更加直观地反映流 动规律,而且整体的分解方案比较简单且操作性 较强。

通过上述损失分解方法并结合图 14 的各区域损 失的分布,获得IR=0.9%时各部分损失的具体数值和 相应的比例,如表2所示。可以发现堵塞效应对转子 造成的损失明显高于静子,这是转子叶尖损失的明 显增大造成的,最终堵塞效应损失(Blockage effect loss, BEL)是静子损失与转子损失之和。而在所示四 种损失中,粘性剪切损失(Viscous shear loss, VSL)的 比例超过 50%, Reid 等^[9]和 Zlatinov 等^[12]获得了相似 的研究结论,因此减轻粘性剪切损失是改善封严气 流恶化气动性能的最有效途径。而其它三种损失的 比例相差较小,其中二次流交互作用损失(Secondary flow interaction loss, SFIL)稍高于另外两种损失。同 时,在研究中较少涉及的第二级静子的附加损失 (Second stator additional loss, SSAL)的权重与 BEL 和 SFIL相当,因此该损失是不能忽略的,需要在研究中 给予关注。

3.4 封严流量的影响

为了进一步验证本文所建立损失量化体系的可 行性,在不同封严流量下观察各部分损失的变化,表 3给出了不同封严流量下各部分损失和总损失的数

Table 2Loss quantity and percent at IR=0.9%

Parameter	Vei	BE	L	SFIL	CCAL	
	VSL	S1	R1		SSAL	
Quantity	0.084	-0.011	0.022	0.016	0.014	
Percent/%	67.68	8.74		12.67	10.91	

值。可以发现,随着封严流量增大,封严气流通过封 严腔体的速度增大且通过时间缩短,腔体壁面对封 严气流的周向加速作用减弱,封严出流的周向速度 减小,相应的封严出流和主流间周向速度差增大,粘 性剪切损失不断增大。同时,封严流量增大,堵塞效 应造成的静子损失和转子损失的绝对值都不断增 大。封严流量增大,封严出流的径向动量增大,相应 的堵塞效应不断增强。封严流量的增大使得与转子 二次流交互作用损失也不断增大, Reid 等^[9]和 Pau 等^[10]获得了相似的研究结论。所采用的分解和量化 方法有效获取了堵塞效应转子损失和与二次流交互 作用损失不断增大的变化趋势,进一步验证了本文 量化分解方法和损失量化体系的有效性。最后,封 严流量增大,转子出口的轮毂二次流增强,过偏转和 欠偏转程度加剧,第二级静子的附加损失也不断增 大。最终,总损失也不断增大,相对于设计工况,每 1%封严流量使得总损失平均增大约104.25%。

Fable 3	Loss	quantity	for	various	rim	seal	flow	rate
---------	------	----------	-----	---------	-----	------	------	------

IR/% VSL	VSI	BEL		SEII	CCAT	Total loss
	VSL	S1	R1	SFIL	SSAL	1 otar loss
0.5	0.055	-0.007	0.009	0.003	0.006	0.066
0.9	0.084	-0.011	0.022	0.016	0.014	0.125
1.3	0.113	-0.014	0.030	0.026	0.019	0.174
1.7	0.141	-0.018	0.039	0.036	0.024	0.222

4 结 论

本文对轮缘封严气流与主流干涉不同的损失机制进行了分析,提出了损失分解和量化方法,主要结论如下:

(1)轮缘封严气流与主流干涉存在四种损失机制:粘性剪切损失、堵塞效应损失、二次流交互作用损失以及第二级静子的附加损失。由于四种损失具有明显的空间分布特性,因此采用结合粘性耗散系数差值云图的分布获得了轮缘封严气流与主流干涉损失分解量化体系,从而可以从定量的角度进一步澄清封严气流与主流的交互作用机制。

(2)在设计工况下,粘性剪切损失是最主要的损 失来源,比例为67.68%,因而成为降低封严气流与主 流干涉损失的最主要途径。其它三种损失的权重相 当,所以第二级静子的附加损失不能忽略。堵塞效 应使得静子二次流的损失减小,并造成转子的叶尖 和叶型损失增大,因此堵塞效应损失需要同时考虑 静子和转子损失。

(3)随着封严流量增大,所建立的轮缘封严气流 与主流干涉损失量化体系准确地捕捉到了转子堵塞 效应损失和与二次流交互作用损失不断增大的分 布,从而进一步验证了损失量化体系的有效性。同 时,随着封严流量增大,封严出流的流量和径向速度 不断增大而周向速度不断减小,造成四种损失和总 损失都不断增大。相对于设计工况,每1%封严流量 使得总损失平均增大约104.25%。

致 谢:感谢国家自然科学基金资助。

参考文献

- [1] 张晶辉,马宏伟.轮缘封严气体对涡轮转子性能影响的非定常数值研究[J].推进技术,2014,35(4):470-478. (ZHANG Jing-hui, MA Hong-wei. Unsteady Numerical Investigation for Effects of Rim Sealing Flow on Performance of a Turbine Rotor [J]. Journal of Propulsion Technology, 2014, 35(4):470-478.)
- [2] 杨 帆,周 莉,王占学.轮缘封严气流与转子干涉 损失机理的数值研究[J].推进技术,2018,39(11): 2481-2489. (YANG Fan, ZHOU Li, WANG Zhan-xue. Numerical Investigation for Interaction and Loss Mechanisms Between Rim Seal Flow and Rotor[J]. Journal of Propulsion Technology, 2018, 39(11): 2481-2489.)
- [3]杨 帆,周 莉,王占学.轮缘封严气流与主流涡系 交互作用的非定常数值研究[J].推进技术,2019,40
 (2):315-323. (YANG Fan, ZHOU Li, WANG Zhanxue. Unsteady Numerical Investigation on Vortex Interaction Between Rim Seal Flow and Mainstream[J]. Journal of Propulsion Technology, 2019, 40(2): 315-323.)
- [4] Cui J, Tucker P. Numerical Study of Purge Flows in a Low-Pressure Turbine[R]. ASME 2016-GT-56789.
- [5] HU Jian-lin, DU Qiang, LIU Jun, et al. Flow Development Through HP & LP Turbines, Part II: Effects of the Hub Endwall Secondary Sealing Air Flow on the Turbine's Mainstream Flow [J]. Journal of Thermal Science, 2017, 26(4): 308-315.
- [6] WANG Li-xiang, MA Hong-wei, ZHANG Jing-hui. Experimental Investigation of Effects of Rim Sealing Flow on the Flow Field in a Turbine Cascade Passage with Different Rim Seal Configuration [R]. ASME 2016-GT-56848.
- [7] Schadler R, Kalfas A I, Abhari R S, et al. Modulation

and Radial Migration of Turbine Hub Cavity Modes by the Rim Seal Purge Flow[R]. *ASME* 2016-*GT*-56661.

- [8] SONG Li-ming, ZHU Pei-yuan, LI Jun, et al. Effect of Purge Flow on Endwall Flow and Heat Transfer Characteristic of a Gas Turbine Blade [J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 110(5): 504-520.
- [9] Reid K, Denton J, Pullan G, et al. The Effect of Satorrotor Hub Sealing Flow on the Mainstream Aerodynamics of a Turbine[R]. ASME 2006-GT-90838.
- [10] Pau M, Paniagua G. Investigation of the Flow Field on a Transonic Turbine Nozzle Guide Vane with Rim Seal Cavity Flow Ejection [J]. Journal of Fluid Engineering, 2010, 133(11).
- [11] Ong J, Miller R J, Uchida S. The Effect of Coolant Injection on the Endwall Flow of a High Pressure Turbine [J]. Journal of Turbomachinery, 2012, 134(5).
- [12] Zlatinov M B, Tan V S, Montgomery M, et al. Turbine Hub and Shroud Sealing Flow Loss Mechanisms [J]. Journal of Turboimachinery, 2012, 134(11): 1-12.
- [13] Schrewe S, Werschnik H, Schiffer H P. Experimental Analysis of the Interaction Between Rim Seal and Main Annulus Flow in a Low Pressure Two Stage Axial Turbine [R]. ASME 2013-GT-051003.

- [14] JIA Wei, LIU Huo-xing. Numerical Investigation of the Interaction Between Upstream Purge Flow and Mainstream in a Highly-Loaded Turbine [R]. ASME 2014-GT-25276.
- [15] Behr T. Control of Rotor Tip Leakage and Secondary Flow by Casing AIR Injection in Unshrouded Axial Turbines [D]. Dresden: Dresden University of Technology, 2007.
- [16] Schuepbach P, Abhari R S, Rose M G, et al. Sensitivity of Turbine Efficiency and Flow Structures to Varying Purge Flow[J]. Journal of Propulsion and Power, 2010, 26(1): 46-56.
- [17] Schuepbach P. Influence of Rim Seal Purge Flow on Performance of an End Wall Profiled Axial Turbine [D].
 Swiss: Swiss Federal Institute of Technology, 2009.
- [18] Young J B, Wilcock R C. Modeling the Air-Cooled Gas Turbine: Part 2-Coolant Flows and Losses [J]. Journal of Turbomachinery, 2002, 124(2): 214-221.
- [19] Cumpsty N A, Horlock J H. Modeling the Air-Cooled Averaging Nonuniform Flow for Purpose [J]. Journal of Turbomachinery, 2006, 128(1): 120-129.
- [20] Horlock J H. The Basic Thermodynamics of Turbine Cooling[J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(3): 583-592.

(编辑:梅 瑛)