燃气轮机带冠叶片气热技术研究进展

高杰*, 郑群

哈尔滨工程大学动力与能源工程学院, 哈尔滨 150001

* E-mail: gaojie_d@hrbeu.edu.cn

收稿日期: 2015-05-06; 接受日期: 2015-08-30

国家自然科学基金(批准号: 51406039)和中央高校基本科研业务费专项资金(编号: HEUCF150302)资助项目

摘要 带冠叶片由于其具有良好的气动和振动特性而在燃气轮机领域得到了广泛应用. 尽管如此, 叶片带冠形成了叶冠容腔内及进出口特有的泄漏流现象, 使得容腔结构和泄漏流仍对涡轮性能有很大影响, 并且, 带冠增大了叶片应力, 直接影响动叶片的蠕变性能、气动力学响应乃至寿命. 为此, 开展叶冠容腔流动及其结构改进的研究是近年来国内外燃气轮机领域研究的热点和难点问题之一. 本文主要从叶冠容腔泄漏流动特性及其与主流相互作用机理、叶冠容腔结构改进优化以及叶冠结构在气冷涡轮上的应用等方面对燃气轮机带冠叶片气热技术的研究进展进行综述. 文中还对叶冠容腔泄漏流动常用的研究方法进行了简要总结. 最后展望了带冠叶片气热技术的未来研究重点和发展趋势.

关键词

涡轮
带冠叶片
叶冠泄漏流
流动干涉
气热损失

1 引言

涡轮叶顶间隙泄漏流动可以堵塞通道主流, 引起下游流场的不稳定性, 增大叶片换热的复杂性, 并且增加气动损失, 涡轮中三分之一以上的损失由叶顶间隙泄漏流引起^[1]. 在条件许可的情况下, 现代燃气涡轮一般将转子叶片设计成顶部带冠结构(图 1), 并在冠上安装篦齿密封, 以减少叶顶间隙泄漏并减轻叶片振动, 正由于带冠叶片这种良好的气动和振动特性使其在燃气轮机领域得到了广泛应用.

虽然叶冠以及篦齿密封结构可以有效减少泄漏流及泄漏损失, 但是转子叶片端部质量的提高增大了叶片应力, 这直接对叶片的蠕变性能、气动力学响应乃至寿命产生不利影响(叶冠断裂脱落等), 尤其在某些带冠气冷涡轮中, 热燃气导致了叶冠端部翘曲变形以及叶冠间匹配问题, 并且很难对叶冠前后伸

出段进行冷却. 在长期运行过程中, 涡轮叶冠前后伸出段经常出现应力风险导致伸出段掉块等现象时有发生, 直接威胁燃气涡轮发动机的安全运行^[2].

此外, 叶冠结构的引入形成了叶冠容腔内及进

图 1 (网络版彩图)某涡轮动叶叶冠结构^[2]

引用格式: 高杰, 郑群. 燃气轮机带冠叶片气热技术研究进展. 中国科学: 技术科学, 2015, 45: 1130–1148

Gao J, Zheng Q. Advances in shrouded blade aerodynamics and heat transfer for gas turbines (in Chinese). Sci Sin Tech, 2015, 45: 1130–1148, doi: 10.1360/N092014-00336

出口特有的泄漏流动现象,使得端区流动变得尤为复杂. Rosic 和 Denton^[3]针对 1.5 级带冠涡轮通道内气动损失的研究表明,在叶冠容腔泄漏流所引起的效率损失中,叶冠进出口空腔流损失为 0.5%,泄漏流与主流的掺混及其对下游的气流攻角所引起的损失为 0.4%,叶冠泄漏流做功损失为 1.7%,效率损失总和为 2.6%,可见,叶冠容腔结构和泄漏流仍对涡轮气动性能有很大影响. 对于叶冠泄漏流的控制,可以采用先进的密封结构,不过,现代密封结构对带冠涡轮气动效率已没有太大提升空间,进一步的性能改善则需通过组织和控制泄漏流本身来实现.

综上所述,对于叶冠容腔流动及其结构改进的研究有着十分重要的实际意义,也是近年来国内外燃气轮机领域研究的热点和难点问题之一. 为此,本文将从以下 4 个方面对燃气轮机带冠叶片气热技术的研究进展进行综述:叶冠容腔泄漏流及其与主流相互作用研究、叶冠容腔结构改进优化研究、叶冠结构在气冷涡轮上的应用研究以及开展叶冠容腔泄漏流研究的常用研究方法.

2 叶冠容腔泄漏流及其与主流相互作用研究

叶冠容腔流问题虽然早在 1976 年就被研究人员^[4]提出,但由于研究手段的限制,进展比较迟缓,早期主要通过理论分析去研究评估叶顶泄漏损失的经验公式,如 Denton 损失模型^[5];而近些年来随着研究手段的快速发展以及对现代燃气涡轮的更高要求,世界各国研究人员才逐步开展这一方面的研究工作. 目前,对该领域有较多研究的机构主要有剑桥大学和瑞士联邦理工学院,其他的一些大学和公司也做过少量研究,主要有斯图加特大学、波鸿鲁尔大学、GE 公司、西门子公司等.

2.1 叶冠端区流场结构及损失机理

2.1.1 叶冠端区流场结构

叶冠容腔泄漏流与不带冠间隙泄漏流动有很大不同,其泄漏流动不再是跨叶顶压力边、吸力边的横向流动,而是在叶片顶部间隙内沿流向运动. 如图 2 所示,在动叶片上游,气流进入叶冠容腔,其中有一部分流体在叶冠进口区域发生强烈的卷起和耗散,

图 2 涡轮叶冠端区泄漏流动情况示意图^[5]

其他流体经过篦齿后,受到强烈的阻塞作用,泄漏量明显减少. 在叶冠出口区域,叶冠泄漏流在壁面剪切力作用下产生涡流、耗散,然后流出叶冠容腔,并与主流发生掺混. 叶冠泄漏流与通道主流在动叶下游掺混后,除了使得动叶出口端区损失增加之外,还对下游静叶流场产生明显影响^[6].

目前,研究人员针对叶冠容腔流问题已进行了相关研究,尤其对定常情况下叶冠端区的细微流动情况已有深入了解. Anker 和 Mayer^[7]和 Giboni 等人^[8]分别利用数值计算和试验研究的手段研究了 1.5 级低速带冠涡轮端区流场情况,研究发现叶冠泄漏流在周向上是不均匀的,不仅引入了掺混气动损失,并且对端区二次流及损失也会产生重要影响,另外作者还给出了叶冠泄漏流与通道主流的掺混情况,如图 3 所示. 贾惟和刘火星^[9]以小展弦比涡轮叶栅为研究对象,利用三维定常计算方法研究了篦齿数、篦齿排列形式、上下游压力以及径向间隙对叶冠间隙泄漏量的影响,并分析了泄漏流与主流的相互作用. 研究发现,考虑了主流影响之后,叶冠出口流动呈现出高度的三维性和周向不均匀性. Cherry 等人^[10]还对多级中等负荷动力涡轮流场情况进行了数值研究,并且考虑了叶冠、级间封严结构以及密封等二次结构的

图 3 (网络版彩图)动叶出口泄漏流与主流的掺混情况^[7]

影响。

刘艳等人^[11]利用低速风洞试验研究了涡轮叶栅叶冠泄漏流动和气动性能, 研究发现冲角变化影响叶栅中的三维涡系结构及强度, 对叶片吸力面静压分布影响较为明显, 并且适当的正攻角能够改善流动状况, 进而提高大折转角叶栅的气动性能。不过, 由于他们的试验件直接抹平了叶冠进、出口容腔结构, 因此忽略了实际涡轮中空腔结构所带来的影响。然而, Pau 等人^[12]研究发现忽略叶片端区小尺度结构会明显影响数值计算出的速度和损失分布; 作者还指出受主通道内三维压力场影响, 叶冠进出口空腔内流动是周向非均匀的, 并且叶冠进口非均匀空腔流动对机匣边界层有一定的抽吸作用, 导致边界层变薄, 从而削弱了通道涡强度。

对于在叶冠正对机匣内侧镶嵌蜂窝密封的影响, 高杰等人^[13]和 Gao 等人^[14]研究发现蜂窝的特殊六边形结构极大地降低了密封腔中流体的周向速度, 减小了泄漏流重新进入主流时与主流的速度差异, 从而减小了掺混损失(图 4); 并且蜂窝结构能改变篦齿腔内流体的流动形态, 采用蜂窝面的篦齿密封能有效降低泄漏。

另外还有一些研究人员探讨了叶冠容腔几何形状的影响, 比如 Bohn 等人^[15]研究了两种叶冠-机匣间轴向间隙尺度对叶冠端区流场的影响(图 5), 研究发现大叶冠-机匣轴向间隙会导致机匣端壁边界层增厚, 进而增大机匣通道涡, 并且还使得通道涡远离叶片顶部区域; Wang 等人^[16]研究了真实叶冠的冠间间隙影响(图 6), 研究发现该冠间间隙会导致叶片顶部区域流动分离, 使得涡轮效率下降了 0.4%。他们的研究皆表明, 叶冠容腔几何形状的微小变化可以对主流流动产生很明显的影

响。叶冠间隙泄漏流不仅影响叶片端区流场结构,

图 4 (网络版彩图)蜂窝面篦齿密封间隙中间面位置流线分布^[13]

(a) 机匣无蜂窝; (b) 机匣有蜂窝

图 5 (网络版彩图)两种叶冠-机匣轴向间隙尺度示意图^[15]

图 6 (网络版彩图)叶冠冠间间隙示意图^[16]

还会对下游静叶通道内二次流的发展产生重要影响。Peters 等人^[17]、Anker 等人^[18]和高杰等人^[13]研究发现叶顶篦齿的存在显著减小了叶冠间隙泄漏量, 并随着篦齿数的增加而明显减小。随着叶顶间隙的增加, 下游静叶片进口攻角也随之增加, 从而改变了静叶通道内的压力场, 也增强了下游静叶内的通道涡, 并随着叶顶间隙的增加, 通道涡向中间叶展方向迁移, 如图 7 所示。

2.1.2 叶冠容腔流相关损失解析

叶冠间隙泄漏流是带冠涡轮级气动损失的主要来源; 不过, 仍有其他因素对叶冠间隙端区损失产生影响^[19]。Denton^[5]首先对带冠叶片顶部间隙泄漏流动的机理、损失评价和理论计算进行了论述, 这成为以后损失研究的重要理论基础。作者认为主要的损失发生在泄漏流重新进入主流时与主流的掺混过程中。由于涡轮叶冠上安装有篦齿密封, 泄漏流以射流形式通过篦齿密封, 在密封下游, 泄漏流急剧膨胀导致泄漏流轴向速度大幅下降; 然而由于上游静叶的折转作用, 泄漏流具有很大的周向速度分量, 当其

图 7 下游静叶出口熵增分布^[13]
(a) 1.1%h; (b) 2.3%h; (c) 4.6%h

通过叶冠密封腔时, 由于仅受到固体表面黏滞力的影响, 因此周向速度变化不大. 在转子下游叶冠泄漏流重新进入通道主流时, 由于主流受到动叶片折转作用, 而间隙泄漏流维持其在静叶出口的周向速度, 进而导致泄漏流与主流之间存在周向速度差异, 从而造成了掺混以及与端壁边界层的相互作用, 并带来了很大的叶冠端区损失.

Wallis 等人^[20]尝试将叶冠泄漏流所导致的损失进行归类, 研究发现叶冠间隙泄漏损失主要是由于 4 种不同的黏性掺混过程造成的: 叶冠进口空腔内掺混、密封腔内掺混、叶冠泄漏流重新进入主流时与主

流的掺混以及下游静叶的攻角损失等. Gier 等人^[21]研究发现在叶冠泄漏流所导致的损失中, 47.5%是与主流掺混导致的, 叶冠间隙内的流动损失约占 20%, 其余是攻角损失和二次流损失. Mahle^[22]的研究也表明了泄漏流与主流掺混所引起的损失占大多数, 其数值为 44%, 这与 Gier 等人^[21]的结果比较相符. Palmer 等人^[23]进一步研究指出, 叶冠容腔泄漏损失源除了泄漏流与主流的掺混之外还有密封引起的损失(图 8), 在此基础上作者提出了一种对叶冠容腔进行源项处理的新模型, 以预估主流流量的变化.

2.2 叶冠泄漏损失理论模型

叶冠容腔流问题比较复杂, 为了对工程应用提供定量预测, 研究人员也致力于叶冠泄漏损失理论模型方面的研究. Denton^[5]首先通过研究指出叶冠泄漏损失主要发生在泄漏流与主流的混合过程中, 混合过程取决于泄漏流重新进入主流的角度和二者的速度差异. 基于这一理论及试验验证, 作者建立了带冠涡轮叶顶泄漏流动的损失模型(图 9):

图 8 (网络版彩图)叶冠端区高损失区域分布图^[23]

图 9 叶冠正对机匣上单密封泄漏流动示意图^[5]

$$\xi_s = 2 \frac{m_L}{m_M} \left[1 - \frac{w_{u,L}}{w_{u,2}} \sin^2 \beta_2 \right]$$

$$= 2C_d \frac{\tau}{h} \sqrt{\frac{1}{\cos^2 \beta_2} - \tan^2 \beta_1} \left[1 - \frac{W_{u,L}}{W_{u,2}} \sin^2 \beta_2 \right], \quad (1)$$

式中, C_d 是流量系数, β_1 和 β_2 分别为叶片进出口气流角, τ/h 为相对间隙, $W_{u,L}$ 和 $W_{u,2}$ 分别为叶片出口泄漏流和主流的周向速度分量. 值得注意的是, 在(1)式的推导过程中, 假设叶冠泄漏流在流过密封腔前后其周向速度保持不变. 可见, 该式意味着泄漏流动是简单的二维流动, 因此该泄漏流动模型仅仅适用于简单的叶栅流动.

Song B H 和 Song S J^[24]发展了可预测带篦齿密封的涡轮通道流动模型(图 10), 该模型包括轴同心和轴偏心两个子模型, 其中同心模型基于两维轴对称子午平面分析, 其可以预测叶冠泄漏流重新进入主流后对主流流量径向分布的影响; 偏心模型基于两维非轴对称径向平面分析, 其可以预测由非轴对称密封间隙尺寸变化造成的周向流动重新分布情况. 需注意的是, 该流动模型假定气流为不可压缩流动, 并且仅适用于低速涡轮.

近来, El-Dosoky 等人^[25]通过理论分析的方法建立了涡轮叶冠出口泄漏流与主流掺混的损失模型(图 9), 其可以考虑篦齿数、入射角以及负攻角带来的影响, 并且预测出随着入射角的增加总掺混损失随之增加. 该模型具有较高的精度, 可以较好地预测间隙泄漏量、泄漏掺混损失及其对涡轮级性能的影响, 不过对于叶冠容腔几何形状的微小变化所带来的影响则不能计及.

2.3 叶冠泄漏流与主流的非定常干涉机理

随着叶冠容腔流问题研究的进一步发展, 有一些研究已经指出叶冠容腔内的流动非常复杂, 并且

图 10 冠上双密封泄漏流动示意图^[24]

受动叶通道内压力场影响很大, 表现出很高的三维流动特性^[26]; 不过, 目前大多数研究只局限于叶冠出口空腔区域涡旋干涉研究.

Pfau 等人^[27]的试验结果表明, 泄漏流动是周向非均匀的, 叶冠密封内流场随着主流道内流场的变化而变化, 在出口空腔区域, 泄漏流动表现出强烈的非定常脉动特性, 如图 11 所示. Giboni 等人^[28]和 Peters 等人^[29]利用数值计算和试验研究相结合的方法研究了非定常情况下叶冠出口空腔及下游静叶通道内速度场和气流角的分布情况. 研究发现, 叶冠间隙泄漏流不仅导致了掺混损失, 而且造成动叶和二级静叶后的二次流脉动, 改变了下游静叶的入口气流攻角. Schlienger 等人^[30]的试验结果进一步揭示了动叶片出口处尾迹被卷入通道涡的流动机制, 并指出二次流的非定常脉动主要受轮毂通道涡和从上游静叶通道流出的二次流所支配, 如图 12 所示.

对于叶冠进口空腔区域的流场情况, Pfau 等人^[31]的试验结果显示, 叶冠容腔区域非定常流动主要来源于转子前缘和静子尾缘之间静压场的非定常性, 在进口空腔内环形涡流和动叶通道内压力场之间存在着强烈的非定常干涉, 两者干涉的最终结果导致气流以负攻角进入转子叶片顶部区域; 另外, 作者还

图 11 叶冠出口空腔内流动特征示意图^[27]

图 12 上游尾迹与通道涡干涉机制示意图^[30]

提出了叶冠进口内包括螺旋涡驱动力的完整流动模型, 如图 13 所示。

此外, Biester 等人^[32]还利用非定常数值计算的方法探讨了叶片列间轴向间隙对带冠涡轮端区二次流动的影响, 结果显示大轴向间隙下, 泄漏流与主流的掺混导致泄漏流更趋向于主流流动, 从而减小了下游叶片列进口气流攻角。与小轴向间隙相比, 端区低能流体的折转角增加, 叶片端区负荷及二次流也随之增强。

2.4 叶片带冠与否对泄漏流场及级性能的影响对比

正如上文所述, 在条件许可的情况下, 现代燃气涡轮一般将转子叶片设计成顶部带冠结构; 尽管如此, 不带冠涡轮由于其特有的优势在燃气轮机中仍得到有效应用。特别地, 对于燃气轮机高压涡轮转子,

图 13 (网络版彩图)叶冠进口空腔内流动模型示意图^[31]

国外各大公司却有不同叶顶结构形式, 比如 GE 公司生产的燃气轮机, 其高低压涡轮转子皆选择不带冠形式, 而罗罗公司一直为带冠叶片。因此, 为了对特定应用涡轮叶顶结构的选择做出参考, 有一些研究人员也进行了带冠与不带冠叶片间隙端区流场及级性能对比方面的研究工作。

Denton^[5]通过理论分析的方法最先给出了带冠((1)式)与不带冠涡轮叶片顶部间隙泄漏损失的经验公式:

$$\xi_u = 2C_d \frac{\tau c}{h s \cos \beta_2} \int_0^1 \left(\frac{w_s}{w_2} \right)^3 \left(1 - \frac{w_p}{w_s} \right) \sqrt{1 - \left(\frac{w_p}{w_s} \right)^2} \frac{dz}{c}. \quad (2)$$

从式(1)和(2)可以看出, 叶顶泄漏损失与相对间隙泄漏量, 抑或是叶顶间隙成正比; 并且叶顶泄漏损失随着泄漏流和主流之间速度差异的增大而增大。对于不带冠涡轮来说, 这种速度差异指的是压力侧和吸力侧之间的速度不匹配, 而对于带冠涡轮来说则是叶片列前后周向速度的差异。特别地, 对于带冠和不带冠涡轮来说, 叶顶泄漏损失均与相对间隙(δ/h)相关, 并且对于不带冠涡轮来说, 还有节弦比(c/s)因子影响叶顶间隙泄漏损失。

鉴于 Denton 间隙泄漏损失模型的局限性, 有必要具体深入研究带冠与不带冠叶片间隙端区流场及总体性能的区别。Lampart^[33]研究指出不带冠动叶顶部泄漏流动在动叶出口形成了旋涡结构, 而在带冠动叶顶部却形成了一个掺混区(图 14)。Yoon 等人^[34]试验对比研究了在两种涡轮级反动度下叶顶间隙对带冠和不带冠涡轮性能的影响。研究发现, 低反动度设计有利于减少涡轮效率损失, 叶顶间隙泄漏引起的效率损失应理解为流体耗散掉的动能, 而不是间隙泄漏量或者是间隙泄漏损失系数。此外还发现, 1% 的泄漏量增加大约会导致 1% 的效率下降和 2% 的功率下降。

Gao 等人^[35]研究指出, 存在一个临界间隙, 在此间隙下带冠与不带冠涡轮效率相同, 如果涡轮间隙取此间隙下数值, 不带冠涡轮气动性能将超过带冠涡轮, 如图 15 所示。从图中也可以看到, 涡轮带冠可以减小涡轮气动性能随间隙变化的敏感性。并且, 节弦比对带冠和不带冠涡轮叶顶间隙泄漏掺混过程产生截然相反的影响, 如图 16 所示; 与不带冠相比, 随节弦比变小带冠涡轮性能变得更差。

涡轮内部流动本质上是周期性非定常的, 叶片

图 14 (网络版彩图)带冠和不带冠动叶通道内熵函数分布^[35] 图 15 (网络版彩图)叶顶间隙对带冠和不带冠涡轮气动效率的影响^[35]

列之间的相互作用不可避免地对叶片通道内的流动产生重要影响,尤其是在涡轮端部区域。Gao 等人^[36]

图 16 (网络版彩图)带冠和不带冠涡轮叶顶间隙泄漏掺混过程示意图^[35]

对比研究了非定常级环境下带冠和不带冠涡轮叶顶端区二次流动的相互作用机理,研究发现上游静叶尾迹、间隙泄漏涡/掺混区和下游机匣通道涡之间的相互作用是影响带冠和不带冠涡轮端区二次流动的最主要原因。受非定常效应影响,带冠涡轮下游静叶中的二次流损失有所增加,然而在不带冠涡轮中,由于近机匣区域刮削涡的存在,非定常效应减小了下游静叶中的二次流损失。此外,受叶冠进出口空腔影响,带冠涡轮中流体非定常干涉相对较弱,各变量非定常脉动幅值较小,从而有效减小涡轮振动,使得涡轮平稳运行。整体上,带冠涡轮具有比不带冠涡轮更好的非定常性能。

3 叶冠容腔结构改进优化研究

鉴于叶冠容腔结构的存在会导致大量的端区气动损失,国内外研究人员在端区损失控制方面也做了一些前瞻性工作,主要有叶冠容腔结构的几何改进、基于非定常效应的叶冠容腔结构细微调整,以及部分叶冠结构及其改进等。

3.1 叶冠容腔结构的几何改进

国内外研究人员在对叶冠端区的流动情况有深入了解的基础上,围绕叶冠容腔探索了一些控制端区气动损失的方法。Rosic 等人^[37]针对一低展弦比涡轮,采用数值计算和试验相结合的方法研究了一系列不同叶冠几何形状(包括改变叶冠入口和出口宽

度、叶冠前后伸出段长度、叶冠厚度以及叶冠容腔深度)对涡轮气动性能的影响以及泄漏流与主流的相互作用, 研究发现减小叶冠进出口宽度有助于减小泄漏流进入主流和减少掺混损失, 而减小叶冠厚度虽然可以改变泄漏流进入主流的径向位置, 进而减弱泄漏流对下游的负面影响, 但对涡轮效率影响不大. 另外, Rosic 等人^[38]采用相同的研究方法针对同一低展弦比涡轮研究了不同的叶冠出口几何形状(包括叶冠出口边倒圆角与出口边气流偏转造型处理)对涡轮性能的影响. 研究发现, 通过恰当地对叶冠出口空腔结构进行设计优化, 进而控制叶冠间隙泄漏射流重新进入通道主流时的位置及方向, 可以大幅度减小端区气动损失.

Wallis 等人^[20]根据 Denton 带冠叶片间隙泄漏损失公式推测出当叶冠间隙泄漏流具有与通道主流相同的切向速度时, 能够降低气流掺混损失, 为此他们设计了一组试验装置即在叶冠上放置一排小型导流片(图 17)以改变泄漏流动方向. 测量结果表明, 导流片能够降低叶冠泄漏流和主流间的气流角度差异, 但是由于模型涡轮的结构限制以及主流倒灌进入叶冠出口空腔, 导流装置效率较低, 使得涡轮总效率反而下降. 不过, Gao 等人^[39]在叶冠正对机匣内侧安装一排导流片(图 18), 研究发现这种结构可以降低端区损失.

另外, Rosic 和 Denton^[3]提出在叶冠容腔的下游即静叶和动叶之间腔室内安装一排导流片(图 19), 以改变叶顶泄漏流流向, 研究表明这种结构降低了损失, 改善了下级进口气流角分布, 使得涡轮效率提高了 0.4%. Mahle^[22]进一步针对 3 级带端区容腔结构的涡轮开展研究, 通过在端区容腔结构内布置导流

图 17 叶冠上导流片结构示意图^[20]

图 18 (网络版彩图)机匣内侧导流片结构示意图^[39]

图 19 叶冠下游导流片结构示意图^[3]

片, 涡轮效率提高了 0.1%; 并且指出开展带端区容腔结构的涡轮全通流数值模拟更加符合真实流动情况.

另外, 在 Harvey 和 Ramsden^[40]的文献中还提到罗罗公司研发出一种比较复杂的针对高压涡轮转子叶片的叶冠结构, 如图 20 所示. 从图中可以看到, 在该叶冠上方, 除了传统叶冠上具有的篦齿密封结构之外, 还有两道弦向密封齿, 也可起到密封作用; 并且最重要的是, 两道弦向密封齿组成的收敛通道还可加速并折弯间隙泄漏流, 从而可额外输出一部分功率.

对于在叶冠正对机匣上镶嵌有蜂窝密封的情况, Mahle 和 Schmierer^[41]提出将蜂窝和篦齿密封位置颠

倒, 即在叶冠上布置蜂窝密封, 而在与叶冠正对机匣上布置篦齿密封(图 21(a)), 研究发现这种布置使得蜂窝与篦齿之间间隙的位置更趋近于泄漏流重新进入主流的位置(图 21(b)), 并且减小了泄漏流与主流之间的轴向速度差异, 使得端区气动损失减小了将近 40%。由于叶冠出口宽度的有利位置以及蜂窝的特殊六边形形状, 叶冠泄漏流动更趋近于叶冠外表面, 从而减少了叶冠泄漏流对通道主流的扰动, 使得涡轮效率最终提高了 0.14%。

另外, Curtis 等人^[42]提出采用在机匣圆周上布置一系列喷嘴, 以与轴向夹 45 度方向向叶冠容腔内引入多股射流以形成气膜来减少实际的泄漏面积, 进而控制叶冠间隙泄漏流动, 如图 22 所示。研究发现, 机

图 22 带冠叶片机匣喷气结构示意图^[42]

匣气膜射流可有效减少甚至消除叶冠间隙泄漏。

值得说明的是, 以上这些方法有个共同的出发点, 那就是基于对稳态泄漏流动的认识而采取控制措施, 而涡轮内部流动, 尤其是叶冠容腔区域, 本质上是周期性非定常的, 这些方法能否应用到工程实践还有待进一步验证。

3.2 基于非定常效应的叶冠容腔结构改进

对于非定常情况下叶冠容腔的几何形状改进所带来的影响, Schlienger 等人^[43]研究了密封泄漏路径变化对涡轮级气动性能的影响, 如图 23 所示, 原型的叶冠出口空腔为矩形结构, 改型为样条弧线结构。经过改型设计, 端部区域流动非均匀性得到改善, 下游静叶进口负攻角也有所减小, 不过涡轮效率却减小了 0.3%, 这有可能是叶片负荷、端区二次流和掺混气动损失皆变小所致; 并且作者指出, 叶冠容腔的微小调整对叶冠泄漏流进入主流的方式乃至端区气动损失的产生都有明显影响; Adami 等人^[44]的研究也证实了这一点。

Pfau 等人^[45]通过对带冠涡轮级端区干涉流动进行深入研究后提出, 在叶冠出口位于通道中间的地方减小间隙, 并在叶片尾缘处增大间隙(图 24), 这种非轴对称篦齿干涉流路可以更好控制空腔内环形涡流与主流的交互作用, 最终使得涡轮效率提高了 0.2%。最近, Barmpalias 等人^[46,47]借助五孔探针试验研究了不同的叶冠进口空腔容积对动叶片端区流场及总体性能的影响。研究指出, 当进口空腔容积减少 14%时, 涡轮效率增加了 0.3%, 然而当进口空腔容积减少 28%时, 涡轮效率却有所下降。进一步的 CFD 分析指出, 这主要是由于进口容腔内涡系结构改变

图 20 某型高压涡轮转子叶冠结构示意图^[40]

图 21 (网络版彩图)叶冠蜂窝篦齿组合密封结构及流场示意图^[40]

(a) 叶冠容腔结构; (b) 叶冠端区流场结构

图 23 (网络版彩图)叶冠出口空腔结构示意图^[43] 图 24 (网络版彩图)叶冠出口非轴对称间隙形状示意图^[45]

造成的。

考虑到涡轮通道内流动的非定常性主要来源于叶片列间的相对转动, Gao 和 Zheng^[48]针对 1.5 级带冠涡轮进行了定常、非定常数值模拟, 对比研究了上游静叶弯曲与否两种情况下, 上游尾迹、动叶顶部端区二次流和下游静叶通道涡之间的相互作用。研究发现, 涡轮级端区非定常涡旋干涉是可控的, 通过弯曲上游静叶, 端区非定常效应得到了有效利用, 从而起到了减少二次流损失、提高涡轮效率的目的。

3.3 部分叶冠结构及其改进

近些年来, 基于对涡轮带冠和不带冠的优缺点的深入理解, 国内外研究人员开始把注意力集中于部分叶冠结构及其改进方面的研究。传统的典型部分叶冠结构虽然减少了叶冠质量, 达到了减重的目的, 也一定程度上减少了叶冠带来的鼓风损失, 但是却加剧了叶冠容腔泄漏流和通道主流之间的相互作用和掺混, 进一步恶化了端区流场, 严重影响涡轮效率; 而最佳的部分叶冠结构从理论上既可以控制动叶顶部间隙泄漏流动, 又可以相对减少叶冠重量及动叶根部应力, 从而提高涡轮动叶的安全可靠性。Strasser 等人^[49]最先针对部分叶冠结构开展研究, 他们利用高精度数值计算方法详细研究了某跨音速部分带冠涡轮的端区损失特征。Nirmalan 和 Bailey^[50]针

对 3 种不同的叶冠结构: 完全叶冠、中度削减的部分叶冠和深度削减的部分叶冠进行了数值和叶栅性能试验研究。研究发现, 叶冠形式对涡轮性能产生很大影响。虽然完全叶冠结构相比其他 2 种叶冠结构具有更好的气动性能, 但随着叶冠间隙高度的增加, 这些叶冠结构并没有表现出太大作用; 不过, 他们的研究忽略了流动非定常性的影响。

Porreca 等人^[51]利用 1.5 级旋转涡轮试验台对比研究了完全带冠和部分带冠涡轮叶顶泄漏流动对下游静叶的影响。研究发现, 在部分带冠情况下叶冠泄漏流和动叶片顶部区域之间有着更为强烈的相互作用, 强烈的叶片顶部涡流从第一级动叶片尾缘附近发展并迁移通过下游静叶。在此基础上, Porreca 等人^[52]通过在动叶片尾缘顶部设置叶冠伸出段, 以期阻碍主通道二次流在流过未有叶冠覆盖区域时过度膨胀进入叶冠容腔的情况发生(图 25)。研究发现, 该经过调整的部分叶冠结构, 其叶顶泄漏流对调和二次流有一定的积极作用。Yun 等人^[53]和 Porreca 等人^[54]针对该叶冠尾缘部分经过改进的部分带冠涡轮的级间干涉试验也进一步证实了以上结论, 并作出推断, 研究人员可以从对叶冠容腔流及其与通道主流相互作用机理的深入理解上获得启示改进部分叶冠结构, 从而提高带冠涡轮端区流动性能。

近来, Rebholz 等人^[55]借助于试验和数值计算方法研究了部分叶冠结构改进对涡轮气动性能的影响, 他们对比研究了 3 种不同的叶冠削减形式: 前缘削减、尾缘削减以及前缘联合尾缘削减对涡轮气动性能的影响, 如图 26 所示。研究发现, 完全带冠涡轮气动性能最佳, 而尾缘削减的部分带冠涡轮, 其气动损失虽得到一定程度上降低, 不过涡轮气动效率劣于前缘削减的部分带冠涡轮, 整体上前缘削减的部分带冠涡轮在气动性能和应力要求方面表现出最佳的平衡。

在国内, 李伟等人^[56]对某轴流涡轮动叶片顶部

图 25 三种叶冠结构示意图: 完全叶冠、部分叶冠和增强型部分叶冠^[52]

图 26 三种不同削减形式的部分叶冠结构^[55]

完全叶冠和部分叶冠结构对泄漏流场的影响进行了数值研究. 结果表明, 涡轮叶顶表面加冠进行密封, 可以显著提高涡轮效率, 完全叶冠结构获得了比部分叶冠结构更好的气动性能, 并且篦齿数存在最佳值, 通过选择适当的齿数, 可以最大化地提高涡轮效率. 毛宁等人^[57]对比研究了完全叶冠、部分叶冠以及叶冠前缘部分经过调整的部分叶冠三种叶冠结构下涡轮间隙泄漏流场及总体性能. 数值结果表明, 相对于完全叶冠结构, 虽然部分叶冠结构降低了涡轮效率, 但叶冠前缘部分经过调整的部分叶冠结构却在一定程度上提高了涡轮气动性能.

另外, 为了更加有效地控制部分叶冠涡轮端区损失, Ghaffari 和 Willinger^[58]提出了自适应叶顶喷气概念, 作者利用 1 根 5 mm 的内部通道将叶片前缘与叶冠外表面连通, 如图 27 所示. 这样在叶片前缘与叶顶压差的作用下, 会有一部分主流流体进入通道, 进而从叶冠外表面喷出, 从而对叶冠间隙泄漏起到阻塞作用. 随后, 作者利用两维 CFD 数值计算结合理论分析对此进行了验证.

4 叶冠结构在气冷涡轮上的应用研究

带冠叶片虽然具有良好的气动和振动特性, 不过由于冷却困难等问题而在高压气冷涡轮中难以使

图 27 涡轮自带自适应喷气孔叶片剖面图^[58]

用; 也正是由于同样的原因, 带冠涡轮的传热冷却问题很少有人研究. 尽管如此, 有一些公司已经把叶冠成功地应用到高压涡轮上, 最著名的就是罗罗公司. 在早期的叶冠冷却设计中, 冷气通过带冠叶片的内部通道从叶冠顶部喷出, 冷气流动过程中的对流冷却, 以及喷出叶冠后的气膜冷却很好地保护了叶冠, 不过这使得叶冠设计得比较厚重, 严重增加了叶片的离心应力^[59]; 并且, 由于冷气带来大量的掺混损失, 这也削弱了叶片带冠带来的性能收益.

保持带冠气冷叶片的长寿命和高可靠性要求新型的冷却方法, 这首先需要对叶冠表面传热冷却机理有一个清楚的认识, 目前主要是国外著名大公司和大学在开展这一方面的研究工作. Wilkins 等人^[60]数值研究了一跨音速涡轮叶栅部分叶冠表面传热特性, 研究发现增加叶冠间隙会导致叶冠表面总传热量增加, 并且会使得通道涡朝径向向外方向移动; 叶冠前后端部削减会造成强烈的横向二次流动以及沿周向变化的对流传热系数分布. Nirmalan 等人^[61]利用平面叶栅试验和数值方法研究了部分叶冠表面的对流传热系数分布, 冷气流量在主通道流量的 0.75% 到 1.12% 之间变化. 研究发现, 高冷气量虽然对喷气孔附近起到更好的冷却作用, 但叶冠前缘和尾缘区域的传热冷却性能并没有明显变化.

为减少叶冠质量并能有效冷却叶冠表面, 欧洲 AITEB 研究计划提出了被动叶冠冷却概念^[62], 其主要思路就是从转子叶冠进口空腔前机匣上喷射冷气, 充分利用当地三维流场对冷气的输运效应来对叶冠表面进行冷却, 见图 28 所示.

图 28 (网络版彩图)被动叶冠冷却效果图^[62]

Janke 等人^[63]和 Kanjirakkad 等人^[64]对带被动叶冠冷却结构的某低速带冠涡轮的试验结果表明, 大部分冷气紧随泄漏流流动, 而不是流往需要冷气的位置, 并且冷气与端区二次流相互掺混, 带来较大损失. 整体上, 叶冠前缘区域上下表面冷却较好, 而在尾部和叶冠-叶片接合位置冷却不佳(图 29). 另外, “Rail”冷却概念(图 30(a))在叶冠内表面的冷却性能较差, 这主要是由于冷气被泄漏流和二次流卷起带走所致; 不过, “Platform”冷却概念(图 30(b))却比较有效, 对涡轮级气动性能影响也相对较小. Lehmann 等人^[65]也对被动叶冠冷却概念进行了研究, 并指出叶冠吸力侧具有较高的传热系数, 这主要是冠间间隙泄漏流(图 31)对叶冠容腔内环形涡流的干扰所致. 综上, 未来研究需要深入理解被动叶冠冷却的流动传热机理, 进而提出最佳的被动叶冠冷却结构的设计准则和方案.

为了深入理解涡轮叶冠端区流动传热机理, 进而为被动叶冠冷却结构的设计优化提供参考, Lehmann 等人^[66,67]采用 PIV 试验测试联合数值计算方法研究了高压涡轮转子叶冠进出口空腔区域细微流场结构及传热冷却性能. 研究发现, 叶冠容腔内存在的环形涡流不仅与主流之间发生相互作用, 并且改变了叶冠泄漏流的流动方式及分布, 进而影响到叶冠表面的传热冷却性能. 基于对叶冠容腔区域流动结构的认识, 作者提出了叶冠容腔内流动结构模型, 如图 32 所示. 另外, 对于叶冠表面传热冷却性能, 叶冠内外表面表现出同样量级的努赛尔数值, 并且被动叶冠冷却提供了有效并且均匀的叶冠上表面冷却性能, 不过叶冠内表面的冷气分布受动叶二次流影响较大.

图 29 采用叶冠被动冷却方法的叶冠表面温度分布图^[62]

图 30 (网络版彩图)两种被动叶冠冷却结构示意图^[64]

(a) “Rail”冷却; (b) “Platform”冷却

图 31 (网络版彩图)冠间间隙对叶冠表面传热的影响^[65]

在国内, 喻雷等人^[68,69]针对涡轮叶冠本身开展研究, 在对叶冠进行模型简化的基础上, 采用 PIV 测量了叶冠试验模型流场, 研究了叶冠内冷却气流对泄漏流的阻挡作用, 并利用热膜法和数值模拟对模型叶冠间隙流动的换热特性进行了初步研究.

图 32 (网络版彩图)叶冠容腔内流动结构模型^[66]

5 叶冠容腔泄漏流的常用研究方法

随着研究手段的快速发展,叶冠容腔泄漏流研究方法已由早期的以理论分析为主发展到目前的试验与数值研究并重的局面.对于试验方法,主要是平面叶栅试验和少量的低速动态试验,一般采用五孔探针测量稳态参数,PIV、快速响应气动探针(FRAP)等测量瞬态参数.对于数值计算方法,主要采用商业软件和自编程序开展定常和非定常计算研究,不过大多数已有研究还以定常研究为主.

5.1 试验方法

国内外针对叶冠容腔流问题的试验研究主要借助于针对叶冠本身或者带冠叶片的平面叶栅试验以及旋转涡轮试验等,不过仅国外一些著名大学才利用旋转涡轮试验台开展研究,主要有剑桥大学、瑞士联邦理工学院和波鸿鲁尔大学等.

剑桥大学 Whittle 实验室拥有 3 个不同类型的旋转涡轮试验台可供开展叶冠容腔流问题研究,首先是低速 3 级高压蒸汽涡轮试验台^[70],如图 33 所示.该试验台采用下游抽吸,设计转速是 830 r/min,进口马赫数为 0.045,静叶、动叶皆为带冠叶片,其展弦比分别为 0.836 和 0.714,叶冠进出口宽度分别为 15 和 18 mm,主要采用五孔探针进行稳态流场测量.其次是低速大尺寸单级高压涡轮试验台^[64],如图 34 所示,可进行转子叶冠传热冷却试验.该试验台设计转速为 886 r/min,进气流量为 20 kg/s,叶冠冠间间隙为 1.3 mm,并且叶冠上有三道斜齿用于密封,主要采用五孔探针联合壁面静压孔进行稳态流场测量,PIV 用

于叶冠容腔区域流场精细测量,液晶成像测温技术用于温度测量,以及氨-重氮技术和外部气体浓度的取样技术进行气膜冷却有效度测量.最后是单级中压涡轮试验台^[34],如图 35 所示,其电机功率为 200 kW,设计转速为 1100 r/min,动叶片叶尖直径为 520 mm,主要采用五孔探针、热线风速仪以及动态传感器进行级间流场瞬态测量.

瑞士联邦理工学院 LEC 实验室的低速 2 级“LISA”旋转涡轮试验台^[31]采用上游进气,设计转速

图 33 (网络版彩图)3级低速高压蒸汽涡轮试验台示意图^[70] 图 34 (网络版彩图)低速大尺寸单级高压涡轮试验台示意图^[64] 图 35 单级中压涡轮试验台示意图^[34]

为 2700 r/min, 压比为 1.32, 叶片展弦比为 1.8, 进气流量为 9.86 kg/s, 涡轮进口温度为 310 K, 如图 36 所示. 该试验台测量装置主要有五孔探针、PIV 和 FRAP, 其中五孔探针用来测量稳态流场, 而 FRAP 和 PIV 用来测量瞬态流场.

另外, 西门子公司和波鸿鲁尔大学合作在波鸿鲁尔大学的 1.5 级大尺寸低速旋转涡轮试验台“RUB-DGT”^[29]上对叶冠泄漏流与通道主流的相互作用也做过一定的试验研究, 如图 37 所示. 该试验台采用安装在涡轮下游的离心风机抽吸驱动涡轮旋转, 设计转速是 500 r/min, 叶片展弦比是 1.043, 叶顶间隙是 1.8% 叶高, 叶片列间距为 37% 弦长, 主要采用五孔探针测量时均参数, 热线风速仪测量瞬态参数.

在带冠叶片叶栅试验方面, GE 公司的平面叶栅试验台^[50]如图 38 所示, 其可以模拟接近真实的来流情况, 由 3 个叶片组成两个通道, 来流流量为 3.35 kg/s, 进口总温为 366.45 K, 压比为 1.8, 主要采用五孔探针进行压力测量, K 型热电偶进行温度测量. 值

图 36 “LISA” 2 级涡轮试验台^[31]

图 37 “RUB-DGT” 1.5 级涡轮试验台示意图^[29]

得说明的是, 该试验台并没有考虑机匣相对转动的影响. 另外还有瑞士联邦理工学院的带冠叶栅试验台^[27], 如图 39 所示, 其主要采用五孔探针联合壁面静压孔进行稳态测量.

在国内, 截至目前, 仅北京航空航天大学、西安交通大学和哈尔滨工程大学拥有旋转涡轮试验台, 不过却未开展有关叶冠容腔流问题试验研究. 虽然很多高校拥有平面叶栅试验台, 不过仅大连海事大学和南京航空航天大学开展过叶冠容腔流问题的试验研究, 并且主要采用简化的叶冠模型开展稳态试验研究.

5.2 数值计算方法

由于试验测量的局限性, 并不能将流场中的所有流动细节都观测到, 尤其在叶冠容腔近壁面区域.

图 38 GE 公司带冠叶栅试验台示意图^[50]

图 39 瑞士联邦理工学院带冠叶栅试验台示意图^[27]

因此,在进行试验研究的同时,各大高校和公司也对叶冠容腔流问题进行了数值计算研究,并与试验数据进行对比修正.早期对于涡轮的气动计算只考虑主通道,而忽略叶冠容腔结构,但是叶冠容腔泄漏损失占涡轮总损失的比例依然很高^[3],因此对于主通道和叶冠容腔的耦合计算是非常必要的.这种方法虽然增大了数值计算的难度和复杂性,但更能体现真实的流场,便于分析叶冠容腔流与通道主流之间的相互作用.不过,涡轮叶片带冠使得模型结构复杂,增大了网格划分的难度.为了方便进行数值计算研究,早期一些研究人员采用源项处理的方法考虑叶冠容腔对主流的影响^[71];而随着研究的深入,研究人员逐步采用分块网格生成方法生成整个计算网格^[36];对于简单的叶冠容腔结构,比如仅有篦齿结构,研究人员也采用一体化生成结构化网格完成叶冠容腔与通道主流的耦合计算.

所采用的数值计算程序主要有自编程序和商业软件.在计算程序开发方面,剑桥大学 Whittle 实验室 Denton 教授开发的三维雷诺平均 Navier-Stokes 求解器 TBLOCK^[12],采用有限体积法显式“SCREE”格式离散,并采用混合长度模型联合壁面函数法模拟湍流影响.佛罗伦萨大学 Adami 等人^[44]采用 HybFlow 求解器,主要用于可压缩非定常流动模拟,湍流模型采用两方程 SST 模型,转静交界面采用滑移网格交界面传递数据,采用 CENTAUR 网格生成器生成网格.斯图加特大学 Anker 和 Mayer^[7]采用 ITSM3D 求解器求解全三维、非定常、拉夫尔平均 Navier-Stokes 方程,经过修正的代数 B-L 湍流模型来模拟湍流影响;由于该求解器最初是用于跨音速流动,因此当前的低速模拟被假定为不可压缩流动,需借助于预处理方法进行计算.MTU 公司 Mahle^[22]采用 TRACE 求解器,其采用基于块结构的有限体积法离散 Navier-Stokes 方程,并联合 $k-\omega$ 湍流模型和 AGS 转捩模型进行数值计算.

在商业软件使用方面,阿特拉斯公司 Peters 等人^[29]利用 CFX-TASCflow 软件求解 1.5 级涡轮叶冠容腔流问题.瑞士联邦理工学院利用 FLUENT6.1 软件联合 S-A 湍流模型用来计算叶冠端区气动性能^[51],并利用 FLUENT6.3 软件,借助于可实现 $k-\varepsilon$ 湍流模型和增强壁面处理来计算叶冠表面温度分布^[66].GE 航空发动机公司利用 STARCD 软件,借助于 $k-\varepsilon$ 湍流模型联合壁面函数法进行多级叶冠容腔流问题计算,

交界面处理采用混合面法^[110].此外,还有一些大学和公司采用 CFX 软件开展叶冠容腔流损失机制、叶冠表面传热冷却以及带冠叶片流热固耦合分析方面的工作等^[23,59].

6 总结与展望

带冠叶片技术是燃气轮机的一项新颖技术,虽然其具有良好的气动和振动特性,但依然存在着叶冠质量较重、端区损失依然很大等问题,因此对于叶冠容腔流动及其结构改进的研究是近些年来燃气轮机领域研究的难点和热点问题之一.经过十多年的研究,研究人员对叶冠容腔内及进出口的流场结构、叶冠泄漏流与主流的掺混特性及其对下游静叶流场的影响,叶冠容腔的几何形状对端区流场的影响,叶冠容腔的几何改进和优化以及叶冠结构在气冷涡轮上的应用等方面已有了初步的认识,不过目前叶冠容腔流问题研究依然存在以下几个问题:

首先,目前绝大多数针对带部分叶冠甚至完全叶冠的叶冠容腔流问题研究,主要集中在流动机理的探索,并且研究的重点放在叶冠出口空腔流动及其与主流相互作用以及对下游静叶的影响上,针对叶冠进口空腔流动方面的研究非常薄弱,而叶冠进口空腔流,由于抽吸机匣边界层,会对动叶通道内二次流的形成、发展产生不可忽视的影响,进而影响到叶冠出口空腔涡旋干涉流动,从而对涡轮端区性能产生十分重要的影响.

其次,目前的研究也没有把对流动机理的探索与涡轮叶冠结构的设计紧密联系起来,现有的一些针对部分叶冠结构的改进仅仅基于定常研究,亦或是经验性改进,由于没有相应的设计理论和可靠的设计方法作指导,往往是一些以控制主流进入叶冠进出口空腔为目的的简单结构,无法与动叶端区复杂的三维非均匀流场匹配,也无法真正阻碍主通道流体进入叶冠进、出口空腔;而如何将叶冠容腔流与通道主流之间的相互作用机理研究与叶冠结构的设计相结合,通过改进和优化叶冠结构来组织和控制端区壁面剪切流、泄漏射流和二次涡流之间的干涉流动,进而改善涡轮端区流动状况尚未可知.

最后,在叶冠容腔流问题的研究方法上,由于叶冠容腔区域测量困难,相关的试验研究文献较少,专门针对叶冠表面传热冷却试验的研究更是少之又少,

并且大多数已有试验是针对低速涡轮开展的; 对于叶冠容腔流问题的数值计算研究, 相当一部分是采用商业 CFD 软件联合源项处理开展研究工作, 对于叶冠容腔结构和主流的耦合计算目前还依然面临着计算精度问题。

因此, 叶冠容腔流问题依然需要进一步的研究, 今后研究的主要内容应该包括:

(1) 使用更加精细的方法深入认识叶冠端区复杂多尺度流动的时空演化机制, 更加准确且细致地分析不同叶冠结构下间隙泄漏流场特性以及端区泄漏流相关损失构成、相对大小及其成因, 并且进一步考虑真实几何边界对叶冠端区流动性能以及叶冠表面传热的影响, 比如蜂窝密封的影响、叶冠间隙的影响、冠间间隙的影响、变工况影响、跨音速通道激波的影响以及虚幻冷却效应的影响等。

(2) 定义影响叶冠端区涡旋流动的关键几何参数, 将涡轮叶片完全叶冠、部分叶冠及其改进结构纳入到同一个参数化模型之中, 进一步系统研究叶冠几何参数变化对涡轮端区流动结构与气动性能的影响规律及其作用机制, 以此建立叶冠几何参数与端区非定常流动特性的关联关系; 在此基础上, 深化研究如何最大化主流区的流动改善收益, 比如叶冠进口空腔流和转子叶顶前缘、叶冠出口空腔流与下游叶片前缘之间的耦合设计, 以及转子叶冠与叶顶叶型之间的耦合设计等。若在高压气冷涡轮上应用叶冠

结构, 还需在气动、传热和强度方面开展详细的试验和数值研究, 以深入分析叶冠表面对流传热系数、气膜有效度分布以及带冠对叶片热负荷和应力的影响, 并探索新型的叶冠冷却方法等。

(3) 基于几何一体化设计思想, 探索叶冠结构的全三维设计方法, 比如可否对叶冠上下壁面进行非轴对称造型等。另外, 还需探索叶冠正对机匣端壁的处理方法, 以控制端区掺混气动损失。在以上研究基础上, 探索提出能组织和控制端区高效流动的最佳叶冠容腔结构的设计准则和方案, 为新型叶冠结构研发和端区气动损失控制提供理论依据和技术支撑, 从而促进“带冠叶片-叶冠-机匣”一体化优化设计技术的发展。

(4) 加强试验研究, 尤其是高速动态试验和叶冠传热冷却试验。对于叶冠容腔泄漏流的数值计算, 考虑到叶冠容腔区域湍流流动高度复杂性, 除了采用高精度差分格式之外, 还需选择合理的叶冠容腔区域网格处理形式和能够准确捕捉叶冠容腔流、端区二次流和其他黏性流动细节的湍流模型, 如有必要, 需借助试验数据修正湍流模型或者开发新的湍流模型, 以此提高叶冠容腔流问题耦合计算的精度。此外, 也可探索高精度计算程序在叶冠容腔流问题研究中的应用, 比如大涡模拟等。对于涡轮叶冠表面的传热冷却问题, 还需研究开发相应的高精度流热固耦合分析方法。

参考文献

- 1 Bunker R S. Axial turbine blade tips: Function, design, and durability. *AIAA J Propulsion Power*, 2006, 22: 271–285
- 2 Seleski R. Gas turbine efficiency improvements through shroud modifications. Power Systems Mfg., LLC, Jupiter, FL, www.powermfg.com. 2007
- 3 Rosic B, Denton J D. Control of shroud leakage loss by reducing circumferential mixing. *ASME J Turbomach*, 2008, 130: 021010.1–021010.7
- 4 Denton J D, Johnson C G. An experimental study of the tip leakage flow around shrouded turbine blades. CEGB Report No. R/M/N848. 1976
- 5 Denton J D. Loss mechanism in turbomachines. *ASME J Turbomach*, 1993, 115: 621–656
- 6 吕强, 李军, 李国君, 等. 动叶围带顶部泄漏流动对透平级气动性能影响的数值研究. *工程热物理学报*, 2007, 28: 85–88
- 7 Anker J E, Mayer J F. Simulation of the interaction of labyrinth seal leakage flow and main flow in an axial turbine. *ASME Paper GT2002-30348*. 2002
- 8 Giboni A, Menter J R, Peters P, et al. Interaction of labyrinth seal leakage flow and main flow in an axial turbine. *ASME Paper GT2003-38722*. 2003
- 9 贾惟, 刘火星. 涡轮叶栅叶冠泄漏流动数值研究. *推进技术*, 2013, 34: 316–325
- 10 Cherry D, Wadia A, Beacock R, et al. Analytical investigation of a low pressure turbine with and without flowpath endwall gaps, seals and clearance features. *ASME Paper GT2005-68492*. 2005

- 11 刘艳, 刘盼年, 姜沃函, 等. 带围带的涡轮叶栅间隙泄漏流动与气动性能实验. 航空动力学报, 2013, 28: 2292–2301
- 12 Pau M, Cambuli F, Mandas N. Shroud leakage modeling of the flow in a two stage axial test turbine. ASME Paper GT2008-51093. 2008
- 13 高杰, 郑群, 李义进. 动叶顶部蜂窝面迷宫密封对涡轮级气动性能的影响. 航空动力学报, 2012, 27: 160–168
- 14 Gao J, Zheng Q, Wang Z. Effect of honeycomb seals on loss characteristics in shroud cavities of an axial turbine. Chin J Mech Eng, 2013, 26: 69–77
- 15 Bohn D E, Balkowski I, Ma H W. Influence of open and closed shroud cavities on the flowfield in a 2-stage turbine with shrouded blades. ASME Paper GT2003-38436. 2003
- 16 Wang P, Du Q, Yang X J, et al. Heat transfer and aerodynamics of complex shroud leakage flows in a low-pressure turbine. J Therm Sci, 2013, 22: 447–458
- 17 Peters P, Breisig V, Giboni A, et al. The influence of the clearance of shrouded rotor blades on the development of the flowfield and losses in the subsequent stator. ASME Paper GT2000-478. 2000
- 18 Anker J E, Mayer J F, Casey M V. The impact of rotor labyrinth seal leakage flow on the loss generation in an axial turbine. P I Mech Eng A-J Pow, 2005, 219: 481–490
- 19 贾惟, 刘火星. 高负荷涡轮叶冠泄漏损失来源分析. 推进技术, 2014, 35: 33–42
- 20 Wallis A M, Denton J D, Demargne A A J. The control of shroud leakage flows to reduce aerodynamic losses in a low aspect ratio, shrouded axial flow turbine. ASME J Turbomach, 2001, 123: 334–341
- 21 Gier J, Stubert B, Brouillet B, et al. Interaction of shroud leakage flow and main flow in a three-stage LP turbine. ASME J Turbomach, 2003, 127: 649–658
- 22 Mahle I. Improving the interaction between leakage flows and main flow in a low pressure turbine. ASME Paper GT2010-22448. 2010
- 23 Palmer T R, Tan C S, Zuniga H, et al. Quantifying loss mechanisms in turbine tip shroud cavity flows. ASME Paper GT2014-25783. 2014
- 24 Song B H, Song S J. Lateral forces from single gland rotor labyrinth seals in turbines. ASME J Eng Gas Turb Power, 2004, 126: 626–634
- 25 El-Dosoky M F, Rona A, Gostelow J P. An analytical model for over-shroud leakage losses in a shrouded turbine stage. ASME Paper GT2007-27786. 2007
- 26 Wolter K, Giboni A, Peters P, et al. Experimental and numerical investigation of the unsteady leakage flow through the rotor tip labyrinth of a 1.5-stage axial turbine. ASME Paper GT2005-68156. 2005
- 27 Pfau A, Treiber M, Sell M, et al. Flow interaction from the exit cavity of an axial turbine blade row labyrinth seal. ASME J Turbomach, 2000, 123: 342–352
- 28 Giboni A, Wolter K, Menter J R, et al. Experimental and numerical investigation into the unsteady interaction of labyrinth seal leakage flow and main flow in a 1.5-stage axial turbine. ASME Paper GT2004-53024. 2004
- 29 Peters P, Menter J R, Pfost H, et al. Unsteady interaction of labyrinth seal leakage flow and downstream stator flow in a shrouded 1.5 stage axial turbine. ASME Paper GT2005-68065. 2005
- 30 Schlienger J, Kalfas A I, Abhari R S. Vortex-wake-blade interaction in a shrouded axial turbine. ASME J Turbomach, 2005, 127: 699–707
- 31 Pfau A, Schlienger J, Rusch D, et al. Unsteady flow interactions within the inlet cavity of a turbine rotor tip labyrinth seal. ASME J Turbomach, 2003, 127: 679–688
- 32 Biester M H O, Wiegmann F, Guendogdu Y, et al. Time-resolved numerical study of axial gap effects on labyrinth-seal leakage and secondary flow in a LP turbine. ASME Paper GT2013-95628. 2013
- 33 Lampart P. Tip leakage flows in turbines. Task Quart, 2006, 10: 139–175
- 34 Yoon S, Curtis E, Denton J, et al. The effect of clearance on shrouded and unshrouded turbines at two levels of reaction. ASME Paper GT2010-22541. 2010
- 35 Gao J, Zheng Q, Zhang H, et al. Comparative investigation of tip leakage flow and its effect on stage performance in shrouded and unshrouded turbines. Proc IMechE, Part G: J Aer Eng, 2012, 227: 1265–1276
- 36 Gao J, Zheng Q, Jia X Q. Performance improvement of shrouded turbines with the management of casing endwall interaction flows. Energy, 2014, 75: 430–442
- 37 Rosic B, Denton J D, Curtis E M. The influence of shroud and cavity geometry on turbine performance: An experimental and computational study-part 1: Shroud geometry. ASME J Turbomach, 2008, 130: 041001.1–041001.10
- 38 Rosic B, Denton J D, Curtis E M, et al. The influence of shroud and cavity geometry on turbine performance: An experimental and computational study-part 2: Exit cavity geometry. ASME J Turbomach, 2008, 130: 041002.1–041002.10
- 39 Gao J, Zheng Q, Yue G, et al. Control of shroud leakage flows to reduce mixing losses in a shrouded axial turbine. P I Mech Eng C-J Mec, 2011, 226: 1263–1277

- 40 Harvey N W, Ramsden K. A computational study of a novel turbine rotor partial shroud. *ASME J Turbomach*, 2001, 123: 534–543
- 41 Mahle I, Schmierer R. Inverse fin arrangement in a low pressure turbine to improve the interaction between shroud leakage flows. *ASME Paper GT2011-45250*. 2011
- 42 Curtis E M, Denton J D, Longley J P, et al. Controlling tip leakage flow over a shrouded turbine rotor using an air-curtain. *ASME Paper GT2009-59411*. 2009
- 43 Schlienger J, Pfau A, Kalfas A I, et al. Effects of labyrinth seal variation on multistage axial turbine flow. *ASME Paper GT2003-38270*. 2003
- 44 Adami P, Martelli F, Cecchi S. Analysis of the shroud leakage flow and mainflow interactions in high-pressure turbines using an unsteady computational fluid dynamics approach. *P I Mech Eng A-J Pow*, 2007, 221: 837–848
- 45 Pfau A, Kalfas A I, Abhari R S. Making use of labyrinth interaction flow. *ASME J Turbomach*, 2007, 129: 164–174
- 46 Barmpalias K G, Kalfas A I, Abhari R S, et al. Effects of design variations of rotor entry cavity geometry on shrouded steam turbine performance. *ASME Paper GT2010-22279*. 2010
- 47 Barmpalias K G, Abhari R S, Kalfas A I, et al. Design considerations for axial steam turbine rotor inlet cavity volume and length scale. *ASME J Turbomach*, 2012, 134: 051031.1–051031.9
- 48 Gao J, Zheng Q. Comparative investigation of unsteady flow interactions in endwall regions of shrouded and unshrouded turbines. *Comput Fluids*, 2014, 105: 204–217
- 49 Strasser W S, Feldman G M, Wilkins F C, et al. Transonic passage turbine blade tip clearance with scalloped shroud: Part II-Losses with and without scrubbing effects in engine configuration. *ASME Paper IMECE2004-59116*. 2004
- 50 Nirmalan N V, Bailey J C. Experimental investigation of aerodynamic losses of different shapes of a shrouded blade tip section. *ASME Paper GT2005-68903*. 2005
- 51 Porreca L, Behr T, Schlienger J, et al. Fluid dynamics and performance of partially and fully shrouded axial turbines. *ASME J Turbomach*, 2005, 127: 668–678
- 52 Porreca L, Kalfas A I, Abhari R S. Optimized shroud design for axial turbine aerodynamic performance. *ASME J Turbomach*, 2008, 130: 031016.1–031016.12
- 53 Yun Y II, Porreca L, Kalfas A I, et al. Investigation of three-dimensional unsteady flows in a two-stage shrouded axial turbine using stereoscopic PIV-Kinematics of shroud cavity flow. *ASME J Turbomach*, 2008, 130: 011021.1–011021.9
- 54 Porreca L, Kalfas A I, Abhari R S, et al. Interstage flow interactions and loss generation in a two-stage shrouded axial turbine. *ASME J Turbomach*, 2009, 131: 011002.1–011002.12
- 55 Rebholz P S, Kalfas A I, Zscherp C, et al. Experimental and numerical study of the impact of a tip shroud leading and trailing edge cutback on the efficiency of a low pressure gas turbine stage. *ISABE Paper 2013-1159*. 2013
- 56 李伟, 乔渭阳, 许开富, 等. 涡轮叶尖迷宫式密封对泄漏流场影响的数值模拟. *推进技术*, 2009, 30: 88–94
- 57 毛宁, 张冬阳, 王雷, 等. 全冠与部分冠轴流涡轮流动的数值模拟. *热能动力工程*, 2012, 27: 7–12
- 58 Ghaffari P, Willinger R. Impact of passive tip-injection on the performance of partially shrouded turbines: Basic concept and preliminary results. *ASME Paper TBTS2013-2038*. 2013
- 59 Porreca L, Kalfas A I, Abhari R S. Aerothermal analysis of a partially shrouded axial turbine. *AIAA J Propul Power*, 2009, 25: 181–190
- 60 Wilkins F C, Feldman G M, Strasser W S, et al. Transonic passage turbine blade tip clearance with scalloped shroud: Part III-Heat transfer in engine configuration. *ASME Paper IMECE2004-59114*. 2004
- 61 Nirmalan N V, Bailey J C, Braaten M E. Experimental & computational investigation of heat transfer effectiveness & pressure distribution of a shrouded blade tip section. *ASME Paper GT2004-53279*. 2004
- 62 Haselbach F, Schiffer H P. Aerothermal investigations on turbine endwalls and blades. *ASME Paper GT2004-53078*. 2004
- 63 Janke E, Haselbach F, Whitney C, et al. Passive shroud cooling concepts for HP turbines: Experimental investigations. *ASME Paper GT2006-91194*. 2006
- 64 Kanjirakkad V, Thomas R, Hodson H, et al. Passive shroud cooling concepts for HP turbines: Experimental investigations. *ASME J Turbomach*, 2008, 130: 011017.1–011017.9
- 65 Lehmann K, Thomas R, Hodson H, et al. Heat transfer and aerodynamics of over-shroud leakage flows in a high pressure turbine. *ASME Paper GT2009-59531*. 2009
- 66 Lehmann K, Kanjirakkad V, Hodson H. Aerodynamic and aerothermal investigation of the flow around an HPT rotor shroud: Heat transfer and cooling effectiveness. *ASME Paper GT2011-45979*. 2011
- 67 Lehmann K, Kanjirakkad V, Hodson H. Aerodynamic and aerothermal investigation of the flow around an HPT rotor shroud: PIV

measurements. ASME Paper GT2011-45977. 2011

68 喻雷, 常海萍, 马虎跃. 涡轮叶冠间隙流场 PIV 测量. 航空动力学报, 2012, 27: 1848–1854

69 喻雷, 常海萍, 胡正权. 涡轮叶冠换热实验与数值模拟. 航空动力学报, 2013, 28: 2717–2724

70 Rosic B, Xu L P. Blade lean and shroud leakage flows in low aspect ratio turbines. ASME J Turbomach, 2011, 134: 031003.1–031003.12

71 Gier J, Engel K, Stubert B, Wittmaack R. Modeling and analysis of main flow—shroud leakage flow interaction in LP turbines. ASME Paper GT2006-90773. 2006

Advances in shrouded blade aerodynamics and heat transfer for gas turbines

GAO Jie & ZHENG Qun

College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin 150001, China

Shrouded blade has been widely applied to gas turbine industry, due to its good aerodynamic and vibration characteristics. However, the introduction of blade shroud induces complex flow phenomena in the shroud cavity, which still has great impact on turbine aerodynamics, and increases the shroud weight at the highest radius leading to increased stress which rapidly approach the structural limits of blades. Therefore, the research about the shroud leakage flow and the shroud cavity structure improvements is one of the hot and difficult issues in the gas turbine industry all over the world. The development of the research about shrouded blade aerodynamics and heat transfer is reviewed in three aspects: the shroud leakage flow and its interaction with main flow, blade shroud cavity design optimization and the application of shrouded blade on air-cooled turbines. Besides, the research methods of shroud leakage flows are briefly reviewed. Finally, the research development of shrouded blade aerodynamics and heat transfer is briefly presented.

turbines, shrouded blade, shroud leakage flow, flow interaction, aerodynamic loss

doi: 10.1360/N092014-00336