多级高负荷轴流压气机设计工况气动性能分析

王啸宸¹, 任晓栋¹, 李雪松^{1*}, 吴宏², 顾春伟^{1,2}

1. 清华大学能源与动力工程系燃气轮机研究所, 北京 100084;

2. 中国联合重型燃气轮机技术有限公司, 北京 102209

* E-mail: xs-li@mail.tsinghua.edu.cn

收稿日期: 2020-03-11; 接受日期: 2020-08-18; 网络版发表日期: 2020-09-23

国家科技重大专项(编号: 2017-II-0007-0021)资助

摘要 跨音压气机是实现先进燃气轮机压气机高负荷要求的重要手段, 在显著提高平均级压比的同时, 引入了激波等复杂流动结构. 本文针对某三级跨音轴流压气机开展数值研究, 获得并分析其在设计转速和设计点条件下的气动性能和流场细节. 结合试验数据对计算流体力学(CFD)计算结果的可靠性进行验证, 并探讨网格参数等因素对计算结果的影响, 进而获得在有限计算资源条件下准确度足够高的数值方案. 其中, 设计转速特性曲线与设计点径向分布定性、定量吻合良好, 流量偏差小于1%, 效率偏差小于1个百分点. 本文详细总结各级动、静叶扩压能力、损失水平的变工况与径向分布规律, 确定第三级动、静叶在设计点和变工况条件下均存在不同程度的流动问题, 且与堵塞和失速现象的发生存在强相关性. 结合具体流场结构分析, 设计点处第三级动叶中间叶高出现波前马赫数峰值, 进而出现激波诱导的边界层分离泡; 第三级静叶具有较差的变工况性能, 其叶根角区失速是定常雷诺平均纳维-斯托克斯方程(RANS)计算条件下该压气机的失速形式.

关键词 三级跨音轴流压气机, 激波, 边界层分离, 叶根角区失速

1 引言

现代先进轴流压气机呈现出高压比、高效率的发展趋势, 跨音压气机成为显著提高压气机增压能力的重要手段. 近年来, 以典型跨音转子和叶栅为对象的跨音压气机研究涵盖了激波影响、非定常特征、跨音叶片设计优化等诸多问题, 并在结合实验与数值研究方面积累了丰富的成果^[1~3]. 拓展至多级环境中, 激波增压与级间匹配问题相互作用, 对气动性能和细节流场产生显著影响. 多级高负荷轴流压气机中同时

存在与多级亚音压气机相似的动静叶干涉、尾迹掺混等问题以及与跨音转子相似的激波、边界层相互作用等复杂流动结构. 这不仅导致其性能与流场的分析评估难度显著增大, 而且为数值方法的可靠性和计算结果的准确度带来许多挑战. 随着计算流体力学(CFD)技术的发展和成熟, 学者们使用数值方法开展多级压气机流动研究, 在改善数值计算结果和探讨流动规律、问题等方面积累了丰富的结果.

针对多级压气机数值计算可靠性和准确度的影响因素, 学者从数值方法、几何模型与参数等角度展开

引用格式: 王啸宸, 任晓栋, 李雪松, 等. 多级高负荷轴流压气机设计工况气动性能分析. 中国科学: 技术科学, 2020, 50: 1347–1358
Wang X C, Ren X D, Li X S, et al. Aerodynamic analysis of a high-loaded multistage axial compressor at design conditions (in Chinese). Sci Sin Tech, 2020, 50: 1347–1358, doi: 10.1360/SST-2020-0091

研究. 在数值方法方面, 湍流模型选取对数值计算结果具有显著影响, 时间离散方法对总体性能和局部流场的影响也不可忽视. 研究表明, 非线性涡黏性模式相比线性涡黏性模式计算获得更高的端区湍动能, 进而能够改善总体流量预测和以压比-流量特性为代表的各级匹配性能预测^[4]. S-A模式与k- ϵ 模式等线性涡黏性模式之间同样存在流量、效率等性能参数的差异: 轴向速度计算偏差导致流量差异, 轴向速度偏差对攻角计算的影响进一步导致效率差异^[5]. 在非定常计算中, 除非定常雷诺平均纳维-斯托克斯方程(URANS)与RANS计算结果的差异外, 物理时间步与内迭代步数选取对叶顶泄漏流的时均和脉动流场计算均产生显著影响, 但其对总体性能计算结果的影响十分有限. 具体而言, 随时间离散加密, 流量、效率和压比呈小幅增大趋势^[6].

在几何模型与参数方面, 合理考虑动叶叶顶间隙和带冠静叶泄漏等几何结构对改善性能预测、评估流动结构影响等具有重要意义. 由于动叶叶顶的设计间隙在运行过程中、几何模化后等情况下产生明显变化, 数值计算中的处理方式不仅需要满足实验验证需要, 同时应为实际间隙设计与性能预测提供支撑. 研究表明, 增大动叶叶顶间隙通过增强叶顶泄漏与堵塞引起流场在径向的重新分配, 进而促进静叶根部角区等区域发生分离^[7], 对流量、压比、效率、失速裕度等性能参数均产生不利影响^[7-9]. 考虑带冠静叶泄漏通道结构能够有效改善压比-流量特性预测效果, 且该效果在各级匹配特性方面以及部分转速的变工况条件下尤为显著^[4].

在多级压气机的气动性能与流场分析方面, 学者从总体性能、各级匹配、径向分布、局部流动等方面开展试验与数值研究, 针对不同研究对象获得了设计转速和部分转速的变工况性能. 以此为基础形成的成果涵盖了数值方法对实验或设计数据的验证能力分析、各级性能差异及级间的匹配影响、变工况条件下的各级流动变化规律、以叶顶泄漏流和失速现象为代表的机理研究等方面^[10-13].

上述研究为研究多级压气机中的典型流动提供了方法与参考, 有助于支撑其设计优化及机理分析. 然而, 不同研究对象之间流动问题差异显著, 多级压气机研究与跨音压气机研究之间相对独立, 且多级环境下的跨音流动及其性能分析尚不充分. 目前研究对于

部分高负荷压气机进口级所具有的多级连续跨音流动特征及其影响分析不足, 其中的流动问题也需要系统性的总结. 本文为了充实多级跨音压气机的气动性能研究并指导后续设计优化与试验验证, 对某多级高负荷轴流压气机中的流场特征与流动问题进行深入的分析, 对以设计工况为主的流场变化规律和主要流动问题展开探讨. 该压气机具有F级重型燃气轮机压气机进口级的流动特征, 各级动叶均表现出明显的跨音流动特征.

本文首先通过分析部分影响数值计算结果的因素, 获得足够可靠且准确的数值方法. 在此基础上, 对设计转速和设计点总体性能与流动结构进行分析, 总结其中的流动特性、规律与主要的流动问题, 并针对其中的典型问题进行优化设计的探索, 为后续开展叶片设计优化研究奠定基础.

2 数值方法及其验证

2.1 数值方法

本文针对某三级跨音轴流压气机进行CFD计算, 计算工具包括AutoGrid结构化网格生成器与FINE/Turbo求解器. 网格使用O4H型拓扑的结构化网格, 在叶顶间隙内为蝶形拓扑结构. 计算求解单通道定常RANS控制方程, 使用二阶迎风对称总变差递减(TVD)型的空间离散格式和当地时间步的时间推进方法, 并采用多重网格技术加速收敛. 湍流模型选用S-A模型, 计算结果 y^+ 值小于5, 满足湍流模型适用要求; 静转交界面使用完全非匹配混合面方法. 以总压1 atm, 总温15°C为进口边界条件, 通过调整出口平均静压获得由近堵塞点至近失速点的压气机特性线. 使用单排叶片节点数平均约150万, 总节点数约1400万的网格进行数值计算与流场分析, 其子午流面壁面网格分布如图1所示.

2.2 试验验证

本文计算获得该压气机在设计转速与设计点处的气动性能, 并与实验结果进行对比. 图2(a)和(b)分别展示了压比-流量和效率-压比特性曲线的对比情况, 其中流量使用堵塞流量无量纲化处理, 且当前实验数据未逼近喘振边界. 结果表明, 堵塞流量计算较实验值偏低0.12%; 相同压比条件下, 流量计算偏差小于1%,

图 1 某三级高负荷压气机子午流面网格示意图(经变形处理)

Figure 1 Meridional view of the 3-stage high-loaded compressor mesh (after deformation).

图 2 (网络版彩图)某多级高负荷压气机设计转速特性曲线. (a) 压比-流量曲线; (b) 效率-压比曲线

Figure 2 (Color online) Performance curves of the multistage compressor at design speed. (a) Pressure ratio vs. mass flow rate; (b) efficiency vs. pressure ratio.

图 3 (网络版彩图)某多级高负荷压气机设计点性能参数分布. (a) 压比径向分布; (b) 温比径向分布

Figure 3 (Color online) Spanwise distributions of parameters at design point of the multistage compressor. (a) Pressure ratio; (b) temperature ratio.

效率计算偏差约为1个百分点。图3(a)和(b)分别展示了设计点第三级静叶前缘处的总压比和总温比的径向分布的计算结果。分析表明,总压比和总温比平均偏差均

小于1%,最大偏差则小于2%。压比径向分布的最大偏差主要集中于叶根区域,主要表现为端区影响范围和损失计算不够准确。综上所述,当前CFD方法对总体

性能和流场具备较为准确的预测能力, 能够满足该压气机流动分析和性能评估要求.

2.3 影响因素分析

2.3.1 网格参数

通过对比网格密度及第一层网格尺度不同的多组网格, 分析网格参数对计算结果与试验验证效果的影响情况. 表1为用于验证计算的三套网格节点分布等参数的对比情况, 图4则为不同网格在近堵塞点、设计点与某高压比点的计算结果对比情况. 其中Medium网格对应参数对计算结果影响足够小, 同时能够实现相同压比条件下效率计算偏差在1%以内.

具体而言, 在 y^+ 取值均满足S-A模型使用要求的条件下, 网格加密对压比计算结果几乎没有影响. 当网格由560万加密至1400万时, 流量特性与效率特性均发生较为显著的变化: 随压比升高, 相同压比下的流量增量逐渐增大至堵塞流量的0.2%以上, 相同压比下的效率增量逐渐增大至0.4个百分点以上. 而随着网格进一步加密至2400万时, 虽然流量仍能在高压比条件下实现0.1%堵塞流量的提升, 但该压比条件下的效

率增量仅不足0.1个百分点. 综合考虑计算资源的限制与性能评估中对流量与效率约束的差异, Medium网格在气动性能与流场结构分析方面的能力是充分且可靠的.

2.3.2 静转交界面

本文使用完全非匹配混合面方法进行静转交界面的处理, 该方法通过对用于通量传递的主要变量进行周向平均, 是一种针对静、转子通道数不匹配的单通道计算的简化处理方法, 具有一定程度的可靠性. 尽管如此, 混合面作为一种简化处理方法, 在流动中引入非物理过程, 对经过混合面的损失分析产生明显影响. 图5展示了设计点处第三级动静叶间总压比径向分布的变化情况, 其中图5(b)为放大叶顶5%叶高区域的分布情况. R3、RTS_1、RTS_2、RTS_3、RTS_4、R3_MIX为动叶出口至静叶入口等距分布的计算站, 各计算站分布如图6所示, 其中RTS_3紧邻混合面位于下游. 结果表明, 动叶出口间隙内80%以上的总压损失发生在混合面附近, 混合面上游各叶高区域总压损失均沿流向小幅增加. 因此, 由叶顶损失变化趋势判断

表 1 不同网格的节点数分布等参数对比(节点数单位: 万)

Table 1 Comparisons of meshes with different parameters (number of nodes: $\times 10^4$)

No.	Total	IGV+OGV	STAGE1	STAGE2	STAGE3	y^+
Coarse	560	150	160	160	100	2.5
Medium	1400	240	380	400	370	1.0
Fine	2400	420	610	690	640	1.0

图 4 (网络版彩图)不同网格参数对计算结果的影响. (a) 压比-流量曲线; (b) 效率-流量曲线

Figure 4 (Color online) Effects of different meshes on numerical results. (a) Pressure ratio vs. mass flow rate; (b) efficiency vs. pressure ratio.

图 5 (网络版彩图)第三级动静叶间混合面对总压损失流向发展计算结果的影响. (a) 全叶高区域; (b) 95%叶高以上区域

Figure 5 (Color online) Effects of the mixing plane in the 3rd stage on streamwise development of total pressure loss. (a) For all span; (b) for region above 95% span.

图 6 (网络版彩图)第三级动静叶间计算站分布图

Figure 6 (Color online) Computation stations near the mixing plane in the 3rd stage.

可知,混合面上游的掺混以周向掺混为主.经过混合面后,40%叶高以下区域出现非物理的掺混过程,由于混合面前后端区流动的非均匀性先减小后增大,使得端区的周向平均总压在混合面前后也先减小后增大,并使总压分布趋势与上游保持一致.而叶顶区域损失变化趋势与混合面上游相比存在明显差异,叶顶机匣附近及内侧叶高压比减小,98%叶高附近压比增大,可知该区域的掺混过程由径向掺混主导.

综上所述,混合面方法能够保留上下游径向分布的趋势信息,其本身引入的总压损失是动叶间隙损失

的主要组成部分;然而,由于其取代了部分实际掺混过程,在气动性能评估过程中直接舍弃其对应损失是不合理的.前人研究同样表明,混合面方法对总体性能与损失的评估是相对准确的.因此,在以下分析中,引入混合面的影响均计入动叶及其出口掺混过程中.

尽管如此,混合面对流动计算的影响不仅体现在通量传递的偏差上,而且表现为对物理边界条件的破坏:它一方面引入部分非物理的掺混过程,另一方面在一定程度上将周向掺混与径向掺混分割开来,降低了端区等复杂流动计算的可靠性.

3 设计工况气动性能分析

3.1 设计转速性能分析

本文针对各级与各排叶片的特性曲线进行分析,用于进一步探讨叶片间的性能差异及对总体性能的影响.图7为各级特性曲线的对比结果,其中压比与效率的参考值分别为数值计算获得的设计点平均级压比与效率.分析发现,各级增压能力向下游递减,且随流量减小,压比的变化趋势也表现出一定差异.在堵塞点至设计点区间内,第三级压比随流量减小迅速增大,可知堵塞现象发生于第三级中;这一现象同样表现在流量-效率特性中.在流量-效率特性中,第一级与第二级效率相近,而第三级效率显著低于前两级.第三级效率随流量减小也表现出较前两级较大的下降趋势,由此推断失速现象可能发生于第三级中.

图8进一步分析各排叶片的气动性能, 从动叶与静叶两个角度探讨其中的流动特性. 图8(a)对比了动叶的效率-流量特性曲线, 其在定性与定量层面上与图7(b)中的各级效率呈现一定程度的差异. 各排动叶较对应级效率整体提升2~4个百分点, 且特性曲线趋势基本一致. 第三级动叶效率仍显著低于前两级, 但偏差缩小至2~4个百分点: 第三级动叶效率随流量的变化幅度为对应级效率变化幅度的一半左右. 图8(b)展示了各排静叶总压损失系数随流量变化的情况, 结果表明, 在设计点至近失速点区间内, 各级静叶总压损失随流量减小逐渐增加; 在堵塞点至设计点区间内, 前两级静叶总压损失变化幅度较小, 而第三级静叶在堵塞点附近损失严重. 静叶损失向下游逐渐增大, 但第三级静叶损失增加尤为突出. 第三级静叶总压损失不仅较

前两级整体增加0.05~0.10(远离堵塞工况条件下), 而且随流量减小损失增加更为显著. 结合上文的动叶性能分析, 堵塞点与近失速点处第三级静叶的损失情况验证了堵塞与失速现象发生于第三级这一论述, 且动叶、静叶对上述现象的发生均产生显著影响.

在上文分析中, 基于进口导叶(IGV)进口动压定义的总压损失系数能够反映级、排之间的性能差异, 为进一步从设计层面讨论各排叶片的扩压能力与损失水平, 使用基于当地进口相对动压定义的扩压因子与总压损失系数对各排叶片的优化潜力展开分析. 图9对比了设计转速下各排动静叶相对总压损失系数随流量变化的曲线. 结合图8(a)分析可知, 各级静叶中, S3呈现出最高的损失水平, 但S1与S2损失在涵盖设计点的大范围工况内基本一致. 各级动叶损失系数差异较大, 且

图7 (网络版彩图)设计转速各级特性曲线. (a) 压比-流量曲线; (b) 效率-流量曲线

Figure 7 (Color online) Performances of stages at design speed. (a) Pressure ratio vs. mass flow rate; (b) efficiency vs. mass flow rate.

图8 (网络版彩图)设计转速各排动静叶性能对比. (a) 各级动叶效率-流量曲线(参考第一级效率); (b) 各排静叶总压损失-流量曲线

Figure 8 (Color online) Performances of blade rows at design speed. (a) Efficiency curves of rotors and Stage 1; (b) total pressure loss coefficient curves of stators.

图 9 (网络版彩图)设计转速各排动静叶相对总压损失-流量曲线

Figure 9 (Color online) Total pressure loss coefficient of blade rows at design speed.

逐级递增。其中, R2损失水平与静叶最高损失基本相当, 而R3损失系数则远高于其他各排叶片。由此虽然可以认为R3具有很大的优化空间, 但其损失对总体性能的影响并非和动、静叶间损失分布的差异呈线性关系。以第二级与第三级的对比为例, 综合分析图7(b)与图8(a)中的效率特性发现, R3损失系数较R2高出90%, 导致对应动叶效率较R2偏低2.05%; S3损失系数较第二级高约15%, 使得级效率偏差在动叶效率基础上进一步扩大0.72%。该结果表明, 尽管R3对总体性能具有显著影响, S3损失仍表现出对总体性能更强的敏感性。

图10进一步对比了各级动静叶扩压能力随气流平均折转角的变化情况, 其中设计点处各排叶片相对静压升系数曲线对应DP, 各排叶片相对静压升系数最大

值均接近0.55。动叶结果表明, 实现相同静压升系数时R3所需折转角最大, 这与激波增压比例逐级下降趋势一致。静叶结果表明, 静压升系数随气流折转角变化呈近似线性规律。其中, S1与S2变化规律基本一致, 但工况对应气流折转角范围不同; S3扩压能力整体低于S1和S2。在设计点处, 动静叶扩压能力逐级递减: R3、S3静压升系数较前两级偏低10%以上。

3.2 设计点性能分析

本文进一步分析设计点性能参数, 获得各排叶片压比、效率和损失的径向分布。图11给出了各级与各动叶压比径向分布的对比情况。结果表明, 各级动叶压比与对应级压比径向分布趋势一致。第一级及其动叶压比与其余级相比存在较大差异, 呈现明显的C形分布, 叶顶附近的高压比区域对应于其最强的激波增压能力。图12(a)对比了各动叶效率的径向分布, 其中R3效率显著低于前两级动叶。R1与R3在40%叶高附近出现效率的极小值, 这与跨音动叶叶顶激波强度高、损失大的一般性结论不符。图12(b)则对比了各静叶总压损失的径向分布。结果表明, S3在全叶高范围内较前两级静叶损失显著, 且未出现端区流动的明显恶化的情况。

结合3.1小节的变工况性能分析可知, 第三级动、静叶与堵塞和失速现象的发生存在强相关性, 且具有较差的设计点和变工况性能, 是后续设计优化研究的重点之一。为探讨并确定其中的流动问题, 本文进一步对部分细节流场结构展开分析。

图 10 (网络版彩图)设计转速各排动静叶相对静压升系数随气流平均折转角变化曲线。(a) 各级动叶; (b) 各级静叶

Figure 10 (Color online) Static pressure rise coefficient of blade rows at design speed. (a) Curves of rotors; (b) curves of stators.

图 11 (网络版彩图)设计点各级、各动叶总压比径向分布对比

Figure 11 (Color online) Spanwise distribution of total pressure ratio in stages and rotors at design point.

4 设计工况流场结构分析

4.1 设计点流场分析

本文对设计点处各级叶片吸力面极限流线进行分析, 如图13所示. 结果表明, 各级静叶在极限流线方面未表现出显著差异, 这与图12(b)中基本一致的总压损失径向分布规律相符; 各级动叶吸力面极限流线差异显著, 对应于不同的激波结构与激波、边界层相互作用情况.

R1在70%叶高以上区域出现分离, 分离现象发生于70%轴向弦长位置附近, 分离线对应于激波与吸力面边界层的相互作用位置; 对于内侧叶高, 激波与边

界层相互作用后未出现分离, 但激波对流动的滞止效果导致显著的边界层径向迁移现象, 并随着激波增强向叶顶方向逐渐加剧. 同时, 激波对边界层的滞止效果导致边界层在尾缘附近发生分离, 其与叶根端区分离流的径向迁移的共同作用导致70%叶高以内区域均出现较小幅度的尾缘分离.

在R2的极限流线图中, 同样可以观察到激波与边界层相互作用导致的边界层径向迁移, 以及叶根端区分离流导致的尾缘分离. 然而, 一方面激波强度不足以诱导边界层出现分离; 另一方面边界层流向滞止和径向迁移也未能与叶根端区分离流产生相互作用, 尾缘分离区域十分有限. 这与图8与12中对R1、R2效率对比分析基本一致.

R3的极限流线与前两级具有显著差异, 主要体现在其30%~50%叶高区域弦长中部附近的分离泡. 在其他流动特征方面, R3与R2基本一致, 即具有相似的激波后边界层径向迁移与叶根分离流. 然而, 分离泡的出现表明R3在该叶高范围内激波与边界层相互作用更强, 而分离泡的迅速再附说明经过激波后主流仍具有较好的流动状态. 这一现象在一定程度上解释了R3效率相比前两级较低的原因, 但分离泡形成的具体原因需要进一步研究.

结合吸力面附近相对马赫数云图, 进一步验证分析动叶中的激波结构和激波、边界层相互作用. 各级动叶吸力面附近边界层内外相对马赫数分布如图14所示. 结果表明, 各级动叶的极限流线与马赫数云图在表

图 12 (网络版彩图)设计点各排动静叶性能参数径向分布. (a) 各级动叶效率; (b) 各排静叶总压损失系数

Figure 12 (Color online) Efficiency of rotors and loss of stators at design point. (a) Efficiency curves of rotors; (b) total pressure loss coefficient curves of stators.

图 13 设计点各级动静叶吸力面极限流线图. (a) Stage 1; (b) Stage 2; (c) Stage 3

Figure 13 Limiting streamlines on suction surfaces of blade rows at design point. (a) Stage 1; (b) Stage 2; (c) Stage 3.

图 14 (网络版彩图)设计点各级动叶吸力面附近不同位置处相对马赫数云图. (a) Stage 1; (b) Stage 2; (c) Stage 3

Figure 14 (Color online) Relative Mach number contours near suction surfaces of rotors at design point. (a) Stage 1; (b) Stage 2; (c) Stage 3.

征激波、边界层相互作用与尾缘分离等流动结构方面基本一致。R1在70%叶高以上区域激波下游出现明显的低能边界层流体，其尾缘附近边界层低速区域远大于其余两级：上述现象与激波后的边界层分离以及大范围的尾缘分离相对应。R3来流马赫数较高区域并非靠近叶顶而是位于中间叶高附近，边界层内对应的高速区域则进一步向内侧叶高移动至30%叶高附近。该高速区域形成原因据推测一方面源于上游静叶端区低能流体的影响，另一方面可能与流体经弓形激波后在叶片通道内进一步加速有关。边界层中的高能流体部分经过激波后速度显著下降，低能流体区域范围和形

状与图13中的分离泡符合良好。该现象表明，R3中间叶高附近出现分离泡的可能因为局部出现的波前马赫数峰值导致激波、边界层相互作用增强，而其未发展成为类似R1中激波后的完全分离则可能与激波后边界层径向迁移强度较小以及主流流动状态更好有关。

4.2 第三级动叶设计点流场优化

本文根据4.1小节中分析，明确了R3中间叶高分离泡对第三级设计点性能存在显著影响，而对应叶高弦长中部存在的马赫数峰值是导致激波诱导边界层分离

的主要原因. 在强度与振动设计的约束下, 本文使各叶高叶型的最大厚度与重心保持不变, 对叶片的厚度分布进行优化, 获得了叶片后部负荷增加的改型设计.

图15对比了优化前后分离区域的叶片表面相对马赫数分布, 图16则给出了优化前后R3吸力面极限流线的对比情况. 结果表明, 该设计显著降低了中间叶高的波前马赫数, 充分抑制了吸力面分离泡的形成. 就总体性能而言, R3优化使三级整体效率提高了0.2个百分点以上.

4.3 失速形式分析

在典型跨音转子或多级亚音压气机失速研究中, 失速现象多数与动叶叶顶泄漏流的不稳定性有关. 叶顶泄漏流的前缘溢出和尾缘回流是数值研究中失速发生的重要判据. 然而, 对于本文研究的多级高负荷压气机而言, 计算极限点各级动叶叶顶泄漏流与来流交线较设计点并未向上游显著推进, 且距动叶前缘仍有较大距离. 综合设计点、近失速点和计算极限点流场分析表明, 失速现象发生于S3中, 表现为角区失速.

图17对比了设计点与近失速点S3叶根端壁的极限流线图. 结果表明, 近失速点较设计点端区攻角明显增大, 吸力面表面分离泡覆盖近50%弦长区域, 流动恶化明显. 进一步分析计算极限点各级静叶吸力面与S3叶根端壁的极限流线, 如图18所示. 结果表明, 由近失速点到计算极限点, S3端区前缘分离泡演变成为开式分离, 最终发展为尾缘回流引起通道内大面积堵塞; 吸力面上的角区影响范围显著增大, 远大于受叶顶泄

图15 (网络版彩图)R3优化前后40%叶高表面等熵相对马赫数分布

Figure 15 (Color online) Isentropic relative Mach number distributions at 40% Span of R3 before and after design.

图16 R3吸力面极限流线(左: 优化前, 右: 优化后)

Figure 16 Limiting streamlines on suction surfaces of R3 before (left) and after (right) design.

图17 设计点(a)与近失速点(b)S3叶根端壁极限流线对比

Figure 17 Limiting streamlines on hub endwalls of R3 at design point (a) and near stall point (b).

图 18 计算极限点各级静叶吸力面与S3叶根端壁极限流线图. (a) S1吸力面; (b) S2吸力面; (c) S3吸力面; (d) 叶根端壁

Figure 18 Limiting streamlines on suction surfaces of stators and the hub endwall of S3 at the computation limitation point. (a) Suction surface of S1; (b) suction surface of S2; (c) suction surface of S3; (d) hub endwall surface of S3.

漏流影响的叶顶端区. 上述现象均能够支撑S3角区失速的分析与验证.

5 结论

本文针对某三级跨音轴流压气机进行数值计算, 并结合试验数据对所使用的数值方法进行验证. 分析网格参数和静转交界面处理方法等因素对数值计算的影响, 对数值计算的可靠性和准确度进行评估. 当前计算能够实现特性曲线流量计算偏差小于1%, 效率计算偏差小于1个百分点; 设计点压比和温比径向分布定性吻合良好, 平均偏差小于1%.

基于上述数值方法, 从设计转速和设计点性能两方面对各排叶片间的性能差异进行分析, 并对其损失

水平和扩压能力进行评估. 通过分析压比、效率、损失等参数的分布与变化规律, 确定第三级动、静叶设计点和变工况性能较差, 且与堵塞和失速现象的发生关系密切. 因此, 第三级是后续叶片设计优化研究的重点之一.

结合气动性能分析, 本文通过分析激波结构、边界层分离与端区流动等流场结构, 将设计点各级动叶性能分布差异与局部流场差异关联起来, 并确定S3角区失速为当前数值计算的失速形式. R3中间叶高出现波前马赫数峰值导致边界层分离泡的产生, 其与R1叶中分离结构是效率径向分布出现极小值的原因. 通过将R3分离区叶型的加载后移, 其叶中激波诱导的边界层分离泡得到充分抑制, 整体效率显著提高. 上述发现有利于进一步开展设计点与变工况的设计优化研究.

参考文献

- Oyama A, Liou M, Obayashi S. High-fidelity swept and leaned rotor blade design optimization using evolutionary algorithm. AIAA Paper, No. AIAA2003-4091, 2003
- Denton J D. Lessons from rotor 37. *J Therm Sci*, 1997, 6: 1-13
- Hergt A, Klinner J, Wellner J, et al. The present challenge of transonic compressor blade design. *J Turbomach*, 2019, 141: 091004
- Wang F, Carnevale M, di Mare L, et al. Simulation of multistage compressor at off-design conditions. *J Turbomach*, 2017, 140: 21011
- Li D, Zhou J, Zhu L, et al. Effect of turbulence model on the numerical simulation of multistage axial compressor (in Chinese). In: Discovery, Innovation and Communication—Proceedings of 6th CSAA Science and Technique Youth Forum. Beijing: Chinese Society of Aeronautics and Astronautics, 2014. 185-190 [李杜, 周进, 朱玲, 等. 湍流模型对多级轴流压气机数值模拟的影响. 见: 探索 创新 交流——第六届中国航空学会青年科技论坛文集(下册). 北京: 中国航空学会, 2014. 185-190]
- Schreiber J, Ottavy X, Ngo Boum G, et al. Numerical simulation of the flow field in a high speed multistage compressor: Study of the time discretization sensitivity. ASME Paper, No. GT2015-42114, 2015
- Berdanier R A, Key N L. The effects of tip leakage flow on the performance of multistage compressors used in small core engine applications. *J*

- [Eng Gas Turb Power](#), 2015, 138: 52605
- 8 Wang X, Wang S, Han W. Numerical simulation study on multistage compressor performance with changing tip clearance (in Chinese). *Sci Technol Eng*, 2009, 9: 3483–3486 [王祥锋, 王松涛, 韩万金. 叶顶间隙变化对多级压气机性能影响的数值研究. *科学技术与工程*, 2009, 9: 3483–3486]
  - 9 Teng X, Chu W, Zhang H, et al. The influence of geometry deformation on a multistage compressor. ASME Paper, No. GT2018-75935, 2018
  - 10 Ning T, Gu C, Xiao Y, et al. Aerodynamic analysis of a high loaded 5-stage axial compressor (in Chinese). *J Eng Thermophys*, 2016, 37: 46–50 [宁涛, 顾春伟, 肖耀兵, 等. 某五级高负荷轴流压气机气动性能分析. *工程热物理学报*, 2016, 37: 46–50]
  - 11 Jin D, Gui X. Numerical simulation of high loaded multi-stage fan/compressor of a turbofan engine (in Chinese). *J Aerospace Power*, 2011, 26: 1059–1065 [金东海, 桂幸民. 某涡扇发动机多级高负荷风扇/压气机气动性能数值模拟. *航空动力学报*, 2011, 26: 1059–1065]
  - 12 Schreiber J, Ottavy X, Ngo Boum G, et al. Influence of rotor tip flow field mis-prediction on rotating disturbance near surge in a high speed multistage compressor. ASME Paper, No. GT2016-57372, 2016
  - 13 Courtiade N, Ottavy X. Experimental study of surge precursors in a high-speed multistage compressor. *J Turbomach*, 2013, 135: 61018

Aerodynamic analysis of a high-loaded multistage axial compressor at design conditions

WANG XiaoChen¹, REN XiaoDong¹, LI XueSong¹, WU Hong² & GU ChunWei^{1,2}

¹ *Institute of Gas Turbine, Department of Energy and Power Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China;*

² *China United Gas Turbine Technology Co. Ltd., Beijing 102209, China*

Transonic compressors are an important approach for meeting the requirement of high-loaded compressors in state-of-the-art gas turbines. Such compressors increase the average pressure ratio per stage but cause complicated flow structures introduced by shock waves. This study numerically investigates a three-stage transonic axial compressor and evaluates aerodynamic performances and detailed flow structures at the design speed and design point. The numerical results are validated using experimental data, and the effects of some factors, e.g., grid parameters, are discussed. A numerical scheme with high accuracy and limited computation cost is selected for further study; this scheme shows a deviation of less than 1 percent point (1 pp) in efficiency. The contributions of diffusion and loss in each rotor and stator are analyzed and compared in detail, and the performances of the third stage of the compressor are found to be poorer than those of other stages. The third stage shows strong correlations with the appearance of choke and stall at the design speed. A separation bubble induced by shock is found at mid span in the third rotor; this bubble is caused by the appearance of the peak relative Mach number prior to the local shock. The third stator cannot maintain its high performance under variations in mass flow rate at the design speed, and its hub corner stall could explain the instability of the compressor under RANS computations in the steady state.

3-stage transonic axial compressor, shock wave, boundary layer separation, hub corner stall

doi: [10.1360/SST-2020-0091](https://doi.org/10.1360/SST-2020-0091)