

文章编号:1000-8055(2012)12-2792-07

轮毂旋转对环形叶栅角区流场的影响

余春华¹, 蒋洪德¹, 袁 巍², 李绍斌²

(1. 清华大学 热能工程系, 北京 100084;

2. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院

航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 通过数值模拟来研究和分析某环形叶栅轮毂壁面旋转对静子叶根角区流动结构的影响. 研究表明: 轮毂正向转动可以减小叶栅端壁区的流动堵塞, 轮毂端壁角区的流动结构由三维分离流动结构转变为泄漏涡占主导的端壁分离结构. 轮毂壁面旋转带来的叶栅角区流动结构的变化根本原因在于端壁转动引起的叶栅根部间隙泄漏增强, 阻碍了轮毂端壁附面层二次流向叶片吸力面角区的堆积.

关 键 词: 压气机静子; 轮毂旋转; 角区分离; 泄漏流; 端壁二次流

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Effect of hub rotation on conner flow field of an annular cascade

YU Chun-hua¹, JIANG Hong-de¹, YUAN Wei², LI Shao-bin²

(1. Department of Thermal Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China;

2. National Key Laboratory of Science and Technology on

Aero-Engine Aero-thermodynamics, School of Energy and Power Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: The effect of rotating speed on corner flow separation and its mechanism has been investigated by numerical simulation on an experimental annular cascades. The results show that the positive rotation of hub wall would reduce blockage in cascades. The mass flow rate of cascades is improved when the rotation speed increase. The 3-D hub corner separation can be removed by the rotation speed increasing. The detail analysis results show that the increasing of the leakage mass flow rate is the key reason for the corner separation removed.

Key words: compressor stator; hub rotation; corner separation; leakage flow; secondary flow

悬臂式静子是航空发动机和重型燃气轮机轴流压气机中常见的结构形式之一, 其形式较为简单而利于结构设计. 轮毂转动对轴流压气机悬臂静子端壁区流动具有重要的影响, 因此, 研究轮毂旋转对压气机静子角区流场影响, 对理解轴流压气机悬臂式静子端区的流动及其对压气机性能有重要的意义^[1-3]. 通过叶栅实验来研究叶栅泄漏流

动以及转子叶尖泄漏流动具有重要的参考价值, 相关文献^[4-9]在静子叶栅上的实验研究结果显示, 端壁面与叶片之间的相对运动对叶尖间隙流影响显著; 而平面叶栅上的数值模拟研究表明^[10-11], 机匣壁面的相对旋转对端壁流场的影响很小. 在某一环形叶栅上实验测量结果表明^[12-13], 实壁轮毂旋转使得叶栅的总流量增加,

收稿日期: 2011-09-20

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20121218.0859.201212.2792_023.html

作者简介: 余春华(1979—), 男, 云南石屏人, 博士后, 主要从事叶轮机气动热力学研究.

即叶栅的流动堵塞系数减小了. 由于实验条件所限, 不能对环形叶栅的内部流场进行详细测量, 因此, 本文借助商用数值模拟工具 NUMECA 分析实壁轮毂旋转下环形叶栅轮毂角区流场结构, 研究轮毂旋转对叶栅端壁区流动影响的机理.

1 数值模拟方法

1.1 研究对象

数值模拟研究分析对象为某一环形叶栅实验台. 实验叶栅的详细介绍参考文献[12-13]. 所模拟的叶栅包括进口导叶和扩压叶栅 2 排叶片, 本文研究针对扩压叶栅叶排. 进口导叶和扩压叶栅的相关叶片几何参数如表 1 所示.

表 1 进口导叶和扩压叶栅几何参数
Table 1 Cascade blade geometry parameters

几何参数	进口导叶	扩压叶栅
弦长/mm	100.0	125.0
叶型进口角/(°)	90.00	38.88
叶型出口角/(°)	38.88	70.00
叶型弯角/(°)	52.14	38.65
安装角/(°)	63.93	58.21
展弦比	0.56	0.44
根截面稠度	1.79	2.24

注: 进气角、出气角、安装角都表示气流方向与额线夹角.

1.2 数值模拟程序

数值模拟程序使用了商用软件 FINE/ TURBO, 其为 NUMECA 公司专门面向叶轮机械流动分析和设计的计算流体力学软件. 本文研究采用了求解器 FINE™ 进行三维定常雷诺平均 N-S 方程黏性求解.

1.3 湍流模型

NUMECA Fine 中提供多种湍流模型适用于附面层高、低雷诺数的求解. 本文所研究环形叶栅端壁区流动速度较低, 最大的流动速度不超过 70 m/s, 叶片弦长雷诺数约为 2.3×10^5 . 由于轮毂间隙相对较大, 所以泄漏流比较强, 流动黏性剪切较为严重, 存在较大尺度的流动分离. 泄漏流动的数值模拟相关研究结果[14]表明 Yang-Shih 低雷诺数 $k-\epsilon$ 模型较 Baldwin-Lomax 和 Spalart-Allmaras 模型捕捉大尺度分离流动细节. 依据所研究叶栅的特点, 本文进行了低雷诺数 $k-\epsilon$ 和 Spalart-

Allmaras 湍流模型的数值模拟与实验的结果的对比, 如图 1 所示为叶栅出口总压恢复系数沿径向分布的对比. 可以看出, 低雷诺数 $k-\epsilon$ 模型结果在叶栅端壁区泄漏流动区域与实验测量结果较接近. 参考相关的研究对比结果也显示 Yang-Shih 低雷诺数 $k-\epsilon$ 模型较 Baldwin-Lomax 和 Spalart-Allmaras 模型捕捉大尺度分离流动细节[14]. 因此, 本文的数值模拟分析最终选用了 $k-\epsilon$ 低雷诺数湍流模型.

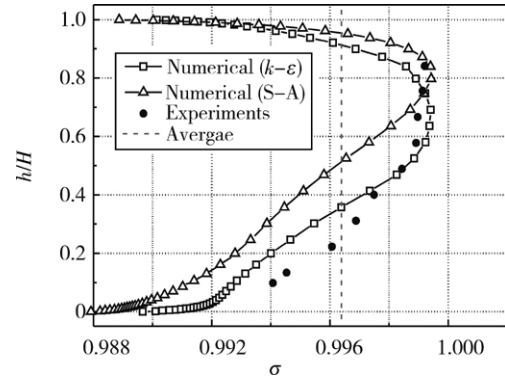
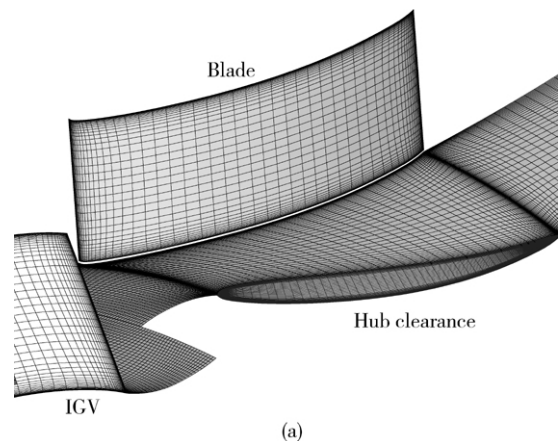


图 1 出口测量截面总压恢复系数

Fig. 1 Total pressure recovery coefficient distribution along the relative height

1.4 计算网格划分

计算域包括导叶、扩压叶栅和轮毂间隙三部分. 网格采用分区多块结构, 网格分为导叶, 扩压叶栅和间隙 3 个块. 按照低雷诺数 $k-\epsilon$ 湍流模型壁面网格厚度 y^+ 一般要求在 1~10, 考虑到计算时间和计算结果与网格数无关的多组网格结果分析比较, 最终确定壁面和间隙区域网格的 y^+ 约为 5, 扩压叶栅轮毂间隙网格块的径向网格节点数为 13 个. 计算三维网格如图 2 所示. 其中 LE 表示叶



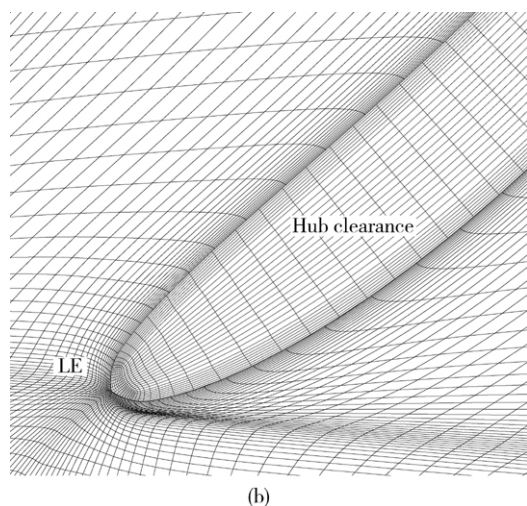


图 2 计算网格

Fig. 2 Computation grids

片前缘, IGV 表示进口导叶, 总网格数目为 781 416 节点.

1.5 定解条件

进口给定总温为 101 325 Pa, 总压为 288. 15 K, 轴向进气. 不同转速的计算工况保持出口给定反压均保持不变, 出口压力满足径向压力平衡方程. 进口导叶 (IGV) 与所研究叶栅之间的交界面为内部联接边界, 通过网格节点的数值插值直接传递数据. 固壁边界采用无滑移边界条件, 并依据实验设置实壁轮毂段给定相应旋转边界条件.

2 计算结果和分析

2.1 轮毂静止时计算与实验结果的对比

数值模拟的出口测量截面上总压恢复系数分布与研究组的实验测量结果^[12]对比如图 1 和图 3 所示. 由图 1 可以看出, 不同湍流模型的结果与实验测量进行比较, $k-\epsilon$ 模型的计算得到的总压恢复系数较 Spalart-Allmaras 模型结果分布更接近于实验测量值. $k-\epsilon$ 模型结果与实验测量结果比较, 在叶栅出口的叶中区域, 数值模拟结果与实验结果非常相近, 而在近轮毂的端壁区, 数值模拟结果与实验之间的偏差稍微略大. 从图 3 总压恢复系数的分布来看, 实验测量结果和数值模拟结果两者定性较为一致. 总的来说, 本文的数值模拟与实验测量在流场定性分布以及出口总压恢复系数的分布定量数值取得了较为一致的结果, 为后续的流动分析提供了较好的基础.

2.2 轮毂静止时静子端壁区的流动结构

图 4 为数值模拟得到的轮毂端区和叶片表面

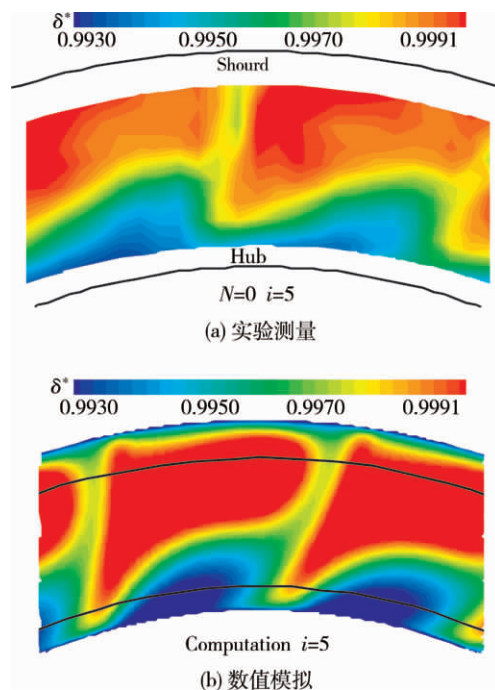


图 3 实壁轮毂出口截面总压恢复系数分布

Fig. 3 Total pressure recovery coefficient distribution on outlet section

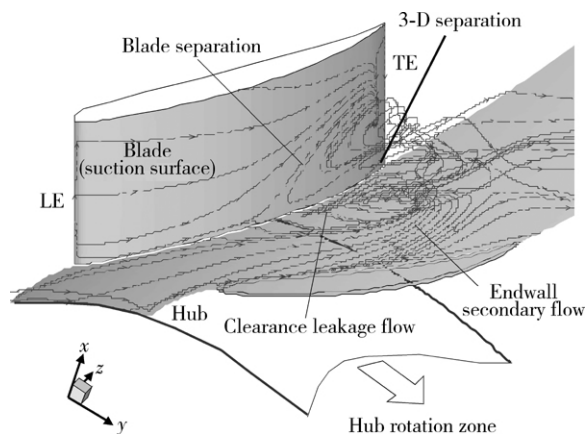


图 4 叶栅轮毂端壁的三维分离流动结构

Fig. 4 Hub corner 3-D separation configuration

极限流线分布图. 图中 LE 表示叶片前缘, TE 表示叶片尾缘. 由图可以看出, 轮毂端壁区域存在典型的角区三维分离结构, 即静子吸力面与端壁交界的角区会形成角区分离, 分离造成了端壁区域的流动的堵塞. 传统对角区三维分离的解释是逆流向的压力梯度以及叶片通道内周向压力梯度的作用, 即流向逆压力梯度削弱了吸力面附面层的和端壁附面层内流体的动能, 使附面层厚度增加, 同时周向压力梯度驱使端壁附面层流体向吸力面移动形成的二次流. 两者共同作用导致了角区三维分离.

Gbadebo 等^[15]在静子叶栅上的数值模拟结果表明,所研究的叶栅在相对叶尖间隙(径向间隙与叶型弦长之比)大于 0.58% 以后,角区不会形成三维分离结构。本文研究的叶栅轮毂相对间隙为 1.0% 倍弦长,较文献^[15]的叶栅相比相对间隙已经较大,但是计算结果显示还依然存在角区三维分离流动结构。通过数值模拟结果分析其原因,影响角区分离的主要因素是叶片附面层、端壁附面层上的二次流动以及泄漏流三者因素,不能简单用相对叶尖间隙的大小判断角区是否形成三维分离流动结构。包括流动速度、压力面与吸力面之间的压力差、端壁的旋转因素以及叶尖间隙相对于叶片弦长和叶尖间隙相对于叶型厚度等都会影响端壁区三维分离流动的形成。

由上述分析可知,在本文研究的叶栅端壁角区的依然存在着典型的角区三维分离,造成了端壁区域流动的严重堵塞。以下分析轮毂旋转对叶栅端壁区流动结构和叶栅总性能的影响以及流动机制。

2.3 轮毂旋转对端壁区流动影响

2.3.1 轮毂转速对叶栅性能的影响

以下分析轮毂旋转对端壁区流动影响。轮毂旋转的正方向定义如图 4 中所示,定义为叶栅叶片表面压力面指向吸力面的方向,该正方向与真实叶轮机械中当轮毂与转子同向旋转时相对静子的转动方向相同。图 5 为数值模拟和实验测量得到的叶栅总流量随轮毂转速的变化曲线。其中,纵坐标 Δm_a 为叶栅总流量较轮毂静止状态下的相对变化量的百分比,下标 a 表示主流总流量,横坐标为轮毂转速(单位为 r/min)。由图 5 可以看出,数值模拟结果虽然定量上与实验测量结果存在一定的差距,但是数值模拟和实验在曲线变化趋势上获得了较为一致的结果,主要表现在:

1) 叶栅总流量随着轮毂端壁正方向旋转速度的增大而增加,数值模拟结果显示轮毂端壁转速为 3000 r/min 相比于端壁静止时增加了 14.33%。

2) 叶栅总流量随着轮毂端壁反方向旋转速度的增大而减少,数值模拟结果显示轮毂端壁反方向旋转速度为 500 r/min,相比于端壁静止时减少了 1.61%。

3) 当轮毂增大超过一定的数值时,叶栅流量随着转速增加的提升幅度减缓。在实验中当转速大于 1000 r/min 以后,叶栅总流量随转速的增加

的关系曲线基本呈线性。数值模拟结果在约 2000 r/min 以后曲线的斜率逐步减小。

总的来说,实验和计算在叶栅总流量随轮毂转速的变化曲线获得了一致的结果。叶栅流量随轮毂转速的增加也表明,随着轮毂转速的增加,叶栅的堵塞减小了,叶栅的性能获得了提升。

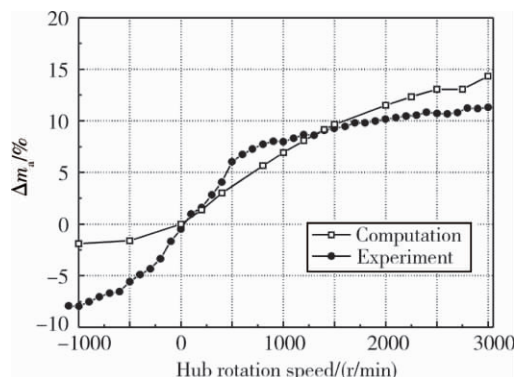


图5 轮毂转速和叶栅总流量关系曲线

Fig. 5 Total mass flow varied with hub rotation speed

为分析叶栅总流量与泄漏流之间的关系,计算了通过叶栅间隙的流量。图 6 为泄漏流流量的变化量 Δm_t (下标 t 表示泄漏流,0 表示轮毂静止时的流量)和叶栅总流量增量 Δm_a 之间的关系,由图可以看出,随着轮毂转速的增加,叶栅流量的相对增量百分比与泄漏流流量相对增量百分比的变化曲线基本重合。由此可以推断得出,间隙泄漏流流量的增加是造成叶栅流量随轮毂转速增大而增加的主要因素。

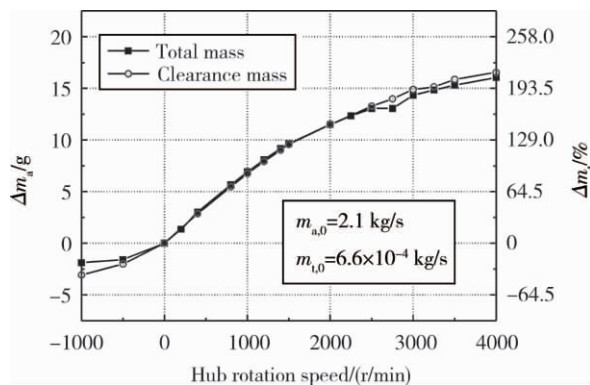


图6 泄漏流变化量与叶栅总流量增量的关系

Fig. 6 Total mass flow varied with hub leakage flow

2.3.2 轮毂转速对叶栅端壁区三维流动结构影响

以下通过壁面上的极限流线分布结构来分析

轮毂转速对叶栅端壁区三维流动的影响. 图 7 (a)~图 7 (f) 为不同实壁轮毂转速下, 扩压叶栅吸力面和端壁近壁面上的极限流线分布, 图中 PS 表示叶片压力面, SS 表示叶片吸力面. 由图可以看出, 不同轮毂转速下, 扩压叶栅吸力面和端壁近壁面上的极限流线分布呈现出不同的结构. 总的说来, 拓扑结构可以分为两类. 第一类, 当轮毂转速小于 1000 r/min 下时, 端壁区流动结构为典型的角区三维分离结构. 其主要特征是: 与无间隙下的角区三维分离流动结构相似, 叶片和轮毂壁面上都有集聚的分离流线存在, 分离点从叶片与端壁区交界线上的某一弦长处起始, 然后分离区沿着叶高

方向逐步向后移动, 到叶高约 50% , 形成了三角锥型低速分离区域. 第二类, 随着轮毂转速的增加, 叶片根部的分离位置向后移动, 叶片上的分离区域在减小, 当轮毂转速大于 1000 r/min 以后, 叶片上的三维分离区完全消失, 而仅在靠近尾缘的附近出现二维分离流线, 轮毂端壁的分离向通道内压力面移动, 端壁上出现分离线.

结合图 4 的端壁区分离流场结构三维流线分布来分析上述轮毂端壁区流动结构随轮毂转速变化的原因: 当泄漏流流量比较小的时候, 气流从间隙的压力面向吸力面喷射到主流中, 与通道内由压力面向吸力面的端壁二次流相互作用, 在轮毂

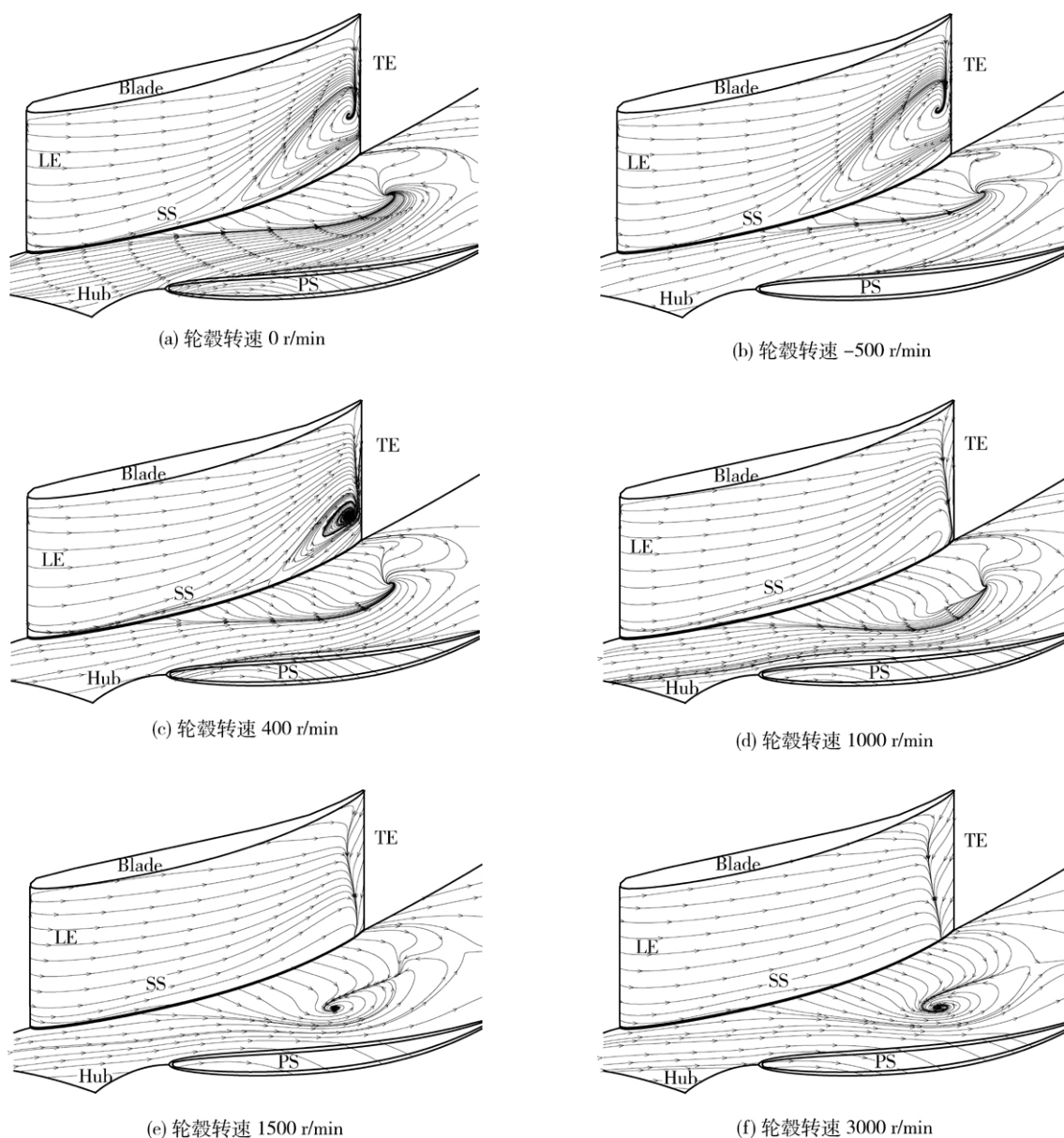


图 7 不同轮毂转速下轮毂和叶片表面极限流线分布

Fig. 7 Wall stream lines for different hub rotation speeds

端壁交界上分离形成分离面, 然后卷起形成泄漏涡。如果泄漏流的强度比较小的时候, 由于受到通道内靠近轮毂端壁从压力面到吸力面的压力梯度作用, 将泄漏流卷起并推向吸力面并与叶片吸力面上的分离相互作用, 形成了角区的三维分离。随着轮毂转速的增加, 泄漏流量增加, 泄漏流增强, 叶片上的分离区减小, 分离区向尾缘移动; 当轮毂转速达到 1000 r/min 时, 端壁区的流动结构发生了根本性的改变, 此时, 大强度的泄漏流卷起形成很大的泄漏涡, 阻隔了端壁二次流向吸力面角区的移动, 基本已经将叶片上的分离完全移走。随着轮毂转速的继续增加, 端壁区的流动结构就不再发生根本性的改变, 此时, 主要是轮毂端壁上的分离线的移动, 向通道压力面靠近, 端壁二次流不再与吸力面作用, 流动主要为端壁二次流与泄漏流之间的相互作用, 叶片角区的三维分离消失。泄漏流的增强阻隔了端壁二次流与叶片端壁附近吸力面附面层之间的相互作用。如果将上述的流动结构的改变与图 5 的叶栅总流量随转速变化曲线对应, 可以看出, 叶栅总流量增加最快的区域对应着叶栅内部流动结构发生本质改变的轮毂转速变化范围区间, 即轮毂转速大于 -500 r/min 到小于 1000 r/min 内。因此, 轮毂壁面旋转对叶栅角区分离和泄漏流的影响程度取决于端壁区的分离流场结构, 当角区存在典型三维分离结构时, 轮毂端壁的旋转对端壁区流动结构影响很大, 而如果端壁区已经形成了泄漏涡带来的流动堵塞为主导的情况下, 轮毂壁面的旋转对端壁区流动的影响效应较小。

3 结 论

本章借助商用数值模拟工具 NUMECA 分析了实壁轮毂端壁旋转对叶栅端壁区流动结构的影响。数值模拟结果的分析并与实验测量对比结果表明:

1) 轮毂正向转动可以减小叶栅端壁区由三维角区引起的流动堵塞, 在保持进出口边界条件不变的情况下, 叶栅总流量随着轮毂转速的增加而增加, 环形叶栅通道内的流动堵塞减小。

2) 轮毂端壁旋转使得叶栅总流量的增加来源于叶栅内部流动结构发生的变化。在本文所研究的扩压叶栅中, 轮毂端壁旋转使得叶栅轮毂端壁角区的流动结构由三维分离流动结构向泄漏涡占主导的端壁分离结构的转变。当流动结构实现了上述转化之后, 实壁轮毂转速增加对端壁区流

动结构影响的程度降低。

3) 轮毂旋转带来的叶栅角区流动结构的变化根本原因在于轮毂端壁旋转使得叶栅根部间隙泄漏流量的增加, 泄漏流增强阻碍了轮毂端壁附面层二次流向叶片吸力面角区堆积。当泄漏流流量增加到某一值时, 泄漏流完全阻隔了二次流对叶片吸力面附面层的影响, 叶栅内部流动结构也发生了本质的改变, 角区三维分离结构消失。

参考文献:

- [1] Dong Y, Gallimore S J, Hodson H P. Three-dimensional flows and loss reduction in axial compressors[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1987, 109(3): 354-361.
- [2] Schultz H D, Gallus H E, Lakshminarayana B. Three-dimensional separated flow field in the endwall region of an annular compressor cascade in the presence of rotor-stator interaction; Part 1 quasi-steady flow field and comparison with steady state data[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1990, 112(4): 669-678.
- [3] Friedrichs J, Baumgarten S, Kosyna G, et al. Effect of stator design on stator boundary layer flow in a highly loaded single-stage axial flow low-speed compressor[R]. ASME Paper 2000-GT-616, 2000.
- [4] Peter L J. Influence of a moving end wall on the tip clearance vortex in an axial compressor cascade[R]. AFIT/GAE/ENY/95D-19, 1995.
- [5] Doukelis A, Mathioudakis K, Papailios K. The effect of tip clearance gap size and end wall rotation on the performance of a high-speed annular compressor cascade[R]. ASME Paper 98-GT-38, 1998.
- [6] Wang Y. Tip leakage flow downstream of a compressor cascade with moving end wall[D]. Virginia US: Virginia Polytechnic Institute and State University, 2000.
- [7] 贾希诚, 王正明, 王嘉炜. 叶轮机械中的泄漏流与泄漏涡[J]. 工程热物理学报, 2003, 24(5): 753-756.
JIA Xicheng, WANG Zhengming, WANG Jiawei. Leakage flow and leakage vortex in turbomachinery[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2003, 24(5): 753-756. (in Chinese)
- [8] 周正贵. 模拟叶尖间隙流的转动平面叶栅实验方案[J]. 南京航空航天大学学报, 2002, 34(2): 182-185.
ZHOU Zhenggui. Development of rotating linear cascade facility for simulating blade tip clearance flow[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2002, 34(2): 182-185. (in Chinese)
- [9] 吴艳辉, 楚武利, 刘志伟. 移动壁对压气机叶栅间隙流动的影响[J]. 航空动力学报, 2006, 21(1): 112-118.
WU Yanhui, CHU Wuli, LIU Zhiwei. Influence of moving end-wall on tip clearance flow in an axial-flow compressor cascade[J]. Journal of Aerospace and Power, 2006, 21(1): 112-118. (in Chinese)

- [10] Yaras M I, Sjolander S A. Effects of simulated rotation on tip leakage in a planar cascade of turbine blades: Part I tip gap flow[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1992, 114(3): 652-659.
- [11] Khalid S A. The effects of tip clearance on axial compressor pressure rise[D]. Massachusetts: Massachusetts Institute of Technology, 1995.
- [12] 余春华. 轴流压气机端壁区非定常流场时空结构改善途径探索[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2008.
YU Chunhua. Investigation on methods for improving end-wall unsteady space-time flow field in axial flow compressors[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2008. (in Chinese)
- [13] 余春华, 陆亚钧, 李秋实, 等. 处理轮毂转速的实验研究[J]. 实验流体力学, 2009, 23(2): 20-25.
YU Chunhua, LU Yajun, LI Qiushi, et al. Experimental investigation on hub treatment rotation speed[J]. Journal of Experiments in Fluid Mechanics, 2009, 23(2): 20-25. (in Chinese)
- [14] 张华良. 采用叶片弯/掠及附面层抽吸控制扩压叶栅内涡结构的研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2007.
ZHANG Hualiang. Investigation on application of dihedral/swept blade and boundary layer suction to control vortex configurations in compressor cascades[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2007. (in Chinese)
- [15] Gbadebo S A, Cumpsty N A, Hynes T P. Interaction of tip clearance flow and three-dimensional separation in axial compressor[R]. ASME Paper 2006-GT-90071, 2006.