

文章编号:1000-8055(2013)01-0188-07

双级对转压气机的失速机理

李晓军, 高丽敏, 谢建, 刘波
(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 在对实验室对转压气机进行定常数值模拟的基础上, 开展了对转压气机旋转失速机理的初步研究。研究表明: ①该对转压气机在近失速工况存在突尖波型失速初始扰动; ②在近失速点转子 2 中间隙泄漏涡在三维空间上迅速发展, 导致转子 2 流道严重堵塞, 引起压气机内部失稳; ③由于转子 2 叶片排存在较大的气动负荷, 其叶顶间隙泄漏涡的发展情况很大程度上决定着对转压气机的稳定性。

关 键 词: 旋转失速机理; 间隙泄漏流; 近失速工况; 数值模拟; 对转压气机

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Rotating stall mechanism of dual-stage contra-rotating compressor

LI Xiao-jun, GAO Li-min, XIE Jian, LIU Bo

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

Abstract: Based on steady numerical simulation of contra-rotating compressor in lab, a numerical investigation of the rotating stall mechanism of a contra-rotating axial flow compressor was conducted. The study shows that: (1) the rotating stall inception which appears near the stall point is “spike” type; (2) the tip clearance vortex in rotor 2 develops rapidly near the stall point and the passage is choked, which cause the instability of the whole compressor; (3) the aerodynamic stability of compressor is determined by the development of tip clearance vortex in rotor 2 because of the high loading on the blades.

Key words: rotating stall mechanism; tip clearance leakage; near stall condition; numerical investigation; contra-rotating compressor

由于结构和气动上所具有的独特优势, 对转技术被认为是进一步提高航空发动机推质比的重要技术途径之一。初步研究发现, 对转压气机在稳定性方面表现出与常规多级轴流压气机不同的特性, 如低速对转压气机第 1 排转子在某些转速下表现出“无失速”(stall-free)特性等^[1-5]。随着对压气机失速机理的研究, 目前公认的失速模型有 2 种^[6]: 小尺度的突尖波型失速和大尺度的模态波型失速。1998 年 Camp 和 Day 通过实验研究提出了通过压气机总特性线变化趋势来确定失速类型

的方法^[7]。Vo 等基于 Hoying 的研究成果, 通过数值模拟和实验相结合的方法建立了通过定常计算流体动力学(CFD)计算来判断突尖波型失速是否发生的 2 条准则^[8-9]。2010 年 Bennington 等人采用数值和实验 2 种方法研究了间隙泄漏流对压气机失速起始的影响, 并对 Vo 的失速扰动判定准则进行了验证^[10]。邓向阳等^[11-15]开展了叶顶泄漏涡的非定常性与失速先兆之间关联性的研究。目前, 关于传统动/静叶交互排列式压气机旋转失速国内外已开展了大量的研究工作, 并取得了显

收稿日期: 2011-12-22

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20130114.1726.201301.188_026.html

基金项目: 国家自然科学基金(51076132); 新世纪优秀人才支持基金; 航空基金(2010ZB53014)

作者简介: 李晓军(1985—), 男, 甘肃金昌人, 硕士生, 主要从事叶轮机械气动热力学研究。

著的研究成果,但国内外关于对转压气机失速机制方面的研究还较少。

本文以西北工业大学双排轴流对转压气机实验平台为研究对象,对其设计转速比的全工况特性进行了数值模拟。文中借鉴常规轴流压气机有关失速先兆的研究成果,通过对转压气机两排反向旋转转子的流场分析,开展轴流对转压气机的失速机理的研究,其目的在于为对转压气机进一步气动设计优化及工程应用提供一定的参考。

1 研究对象及研究方案

1.1 研究对象

本文的研究对象为西北工业大学的对转压气机实验平台,该实验平台共 4 排叶片:第 1 排为进口导叶,叶片数为 22;第 2 排为顺时针旋转的转子 R1,其叶片数为 19;第 3 排为逆时针旋转的转子 R2,其叶片数为 20;在转子 R2 后安装了叶片数为 32 的出口导叶。该对转压气机实验平台设计流量为 6.4 kg/s ,转子 R1 设计转速为 8000 r/min ,转子 R2 设计转速为 -8000 r/min ,进出口均采用环向进出气方式。图 1 给出了对转压气机实验平台的照片,图 2 为实验平台结构示意图。

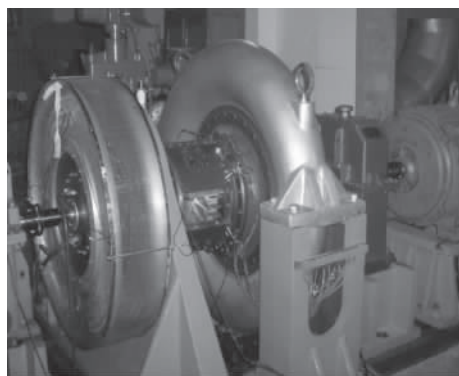


图 1 对转压气机实验平台实物图

Fig. 1 Photos of contra-rotating compressor experiment rig

1.2 数值方法

在数值模拟中,网格的生成和计算均采用 CFD 商业软件——NUMECA。网格由 AUTO-GRID4 模块生成,为了获得较高质量的计算网格,叶片通道采用了 H-O-H 型结构化网格,叶顶间隙区采用蝶形网格拓扑结构(O 型网格内嵌有 H 型网格)。通过大量网格相关性研究,并兼顾计算效率和求解精度,最终确定计算网格总数目为 265 万。其中近壁面网格高度为 10^{-6} m ,网格最小

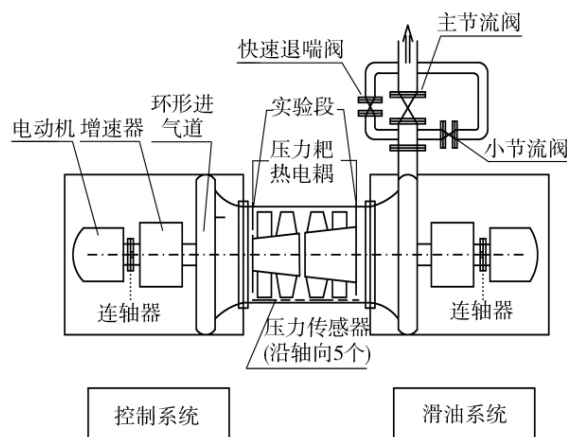


图 2 对转压气机实验平台结构示意图

Fig. 2 Structure of contra-rotating compressor experiment rig

正交性为 19.25° 。数值计算通过 FINE™/Turbo 模块,用有限体积法求解圆柱坐标系下的三维定常 N-S 方程组。时间项和空间项分别采用 4 阶 Runge-Kutta 方法和中心差分格式进行离散,CFL(Courant-Friedrich-Lewy)数取 3.0。紊流模型选择 Spalart-Allmaras 模型,级间参数传递采用混合界面法,同时采用隐式残差光顺以及多重网格技术来加速收敛过程。

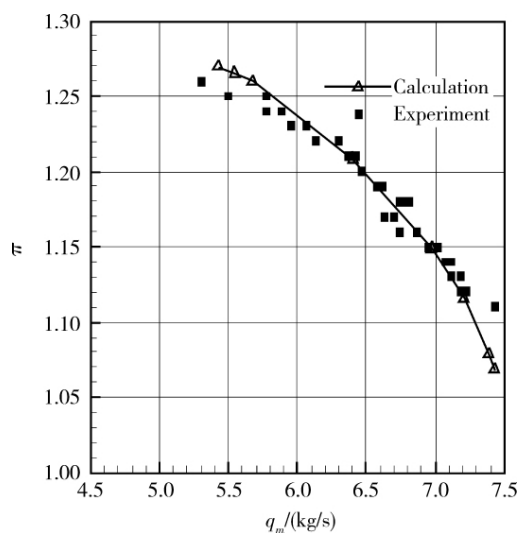
2 计算结果及分析

2.1 计算模型验证及扰动类型分析

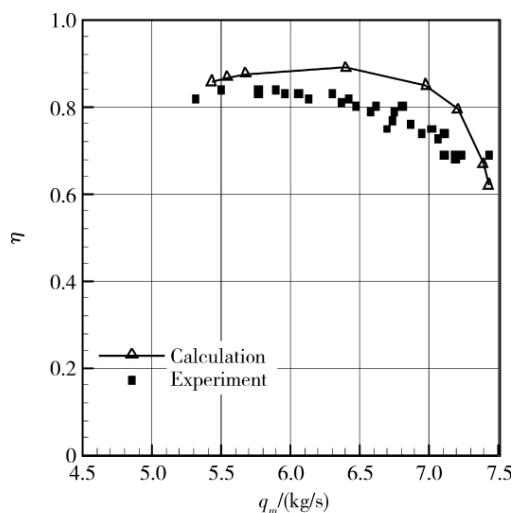
为了检验本文数值模型与计算方法的可信度,首先对设计转速比下对转压气机的气动性能进行了模拟,并与实验测量结果进行了对比(见图 3)。由于数值建模时采用了轴向进排气,再加上温度测量本身的误差,使得计算得到的效率略高于实验值,如图 3(b)所示。但是,从图 3(a)设计转速比下对转压气机压比特性图来看,在所有流量工况下计算所得压气机压比特性线与实验数据吻合非常好;而且,计算时采用了压力二分法来逐渐逼近压气机稳定工作范围的边界点,因此计算所得到的压气机稳定工作范围与实验测量结果也基本符合。

从图 3(a)压比-流量特性线可以看出,无论是数值结果还是实验测量,对转压气机的压比一直随着流量的不断减小而增大,这种现象一直持续到压气机的近失速工况,这说明在压气机总特性达到其峰值点前压气机中已出现了失稳现象。根据 Day^[6]的研究结论:若压气机的失稳发生在特性线上升即斜率为负值区域时,则该压气机中出

现突尖波型失速初始扰动. 因而, 可以判断本文所研究的对转压气机在近失速点出现的扰动类型为突尖波型失速初始扰动.



(a) 压比特性线



(b) 效率特性线

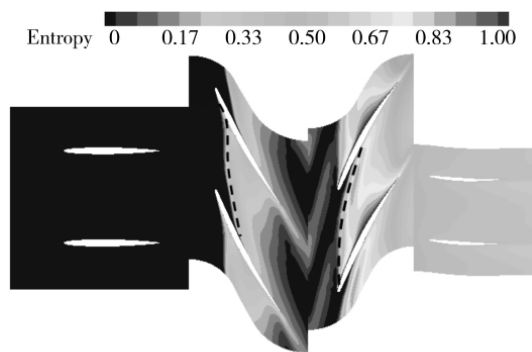
图 3 对转压气机整机特性线

Fig. 3 Characteristic lines of contra-rotating compressor

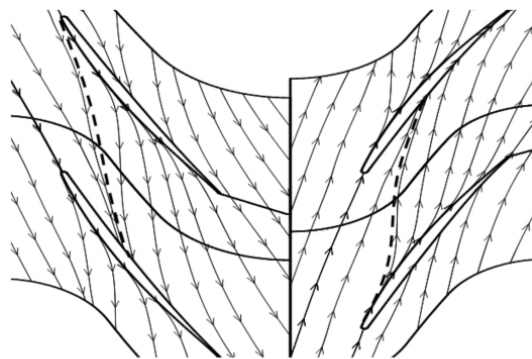
2.2 失速机理分析

为了研究对转压气机旋转失速机理, 下文对比分析了 3 种不同流量工况下压气机的流场特征: 设计流量 6.4 kg/s 工况, 流量 6.0 kg/s 工况和近失速流量 5.35 kg/s 工况.

图 4~图 6 为各流量工况下 99% 叶高 S1 面上的熵云图和转子相对速度流线图. 从熵云图中可以发现: 转子 1 和转子 2 流道中均存在明显的高熵值区和低熵值区间交界面 (图中虚线所标出位置). 根据文献[7]可以确定熵梯度变化剧烈的位置即为主流和间隙泄漏流间交界面所在位置.



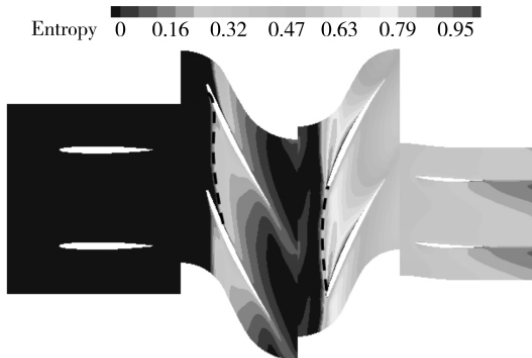
(a) 熵云图



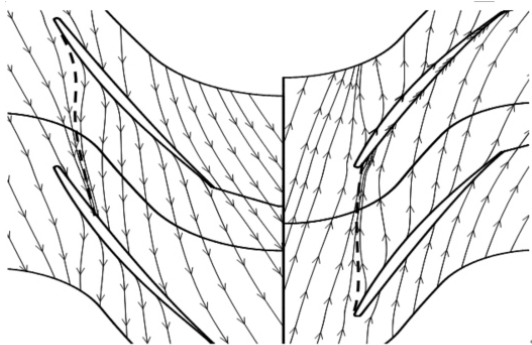
(b) 转子流线图

图 4 设计流量工况下 99% 叶高位置转子内部流场

Fig. 4 Flow field of rotors at 99% span under design mass flow



(a) 熵云图



(b) 转子流线图

图 5 6.0 kg/s 流量工况下 99% 叶高位置转子内部流场

Fig. 5 Flow field of rotors at 99% span under 6.0 kg/s mass flow

在设计流量(图4(a))和6.0 kg/s流量(图5(a))工况下各转子中主流和间隙泄漏流间的交界面均处于转子前缘下游,且与转子叶尖额线间均存在一定的夹角;由于转子2叶片相对于转子1存在较大的气动负荷,因而转子2叶顶间隙泄漏流强度较强,从而导致转子2叶顶间隙中熵增更为严重,且该交界面较转子1中更为偏向于叶尖额线方向。当进入压气机的流量逐渐减小,各转子中主流和间隙泄漏流间的交界面均向叶片前缘上游方向移动。当压气机工作在近失速工况时(图6(a)),转子叶片由于攻角的增加而导致其叶片负荷相应的增加,进而导致间隙泄漏流动量相应的增大。同时,由于主流动量随着流量的减小而减小,因而致使转子1中主流和间隙泄漏流间的交界面近似同叶片前缘所在平面平行,而转子2中该交界面明显处于叶片前缘上游。

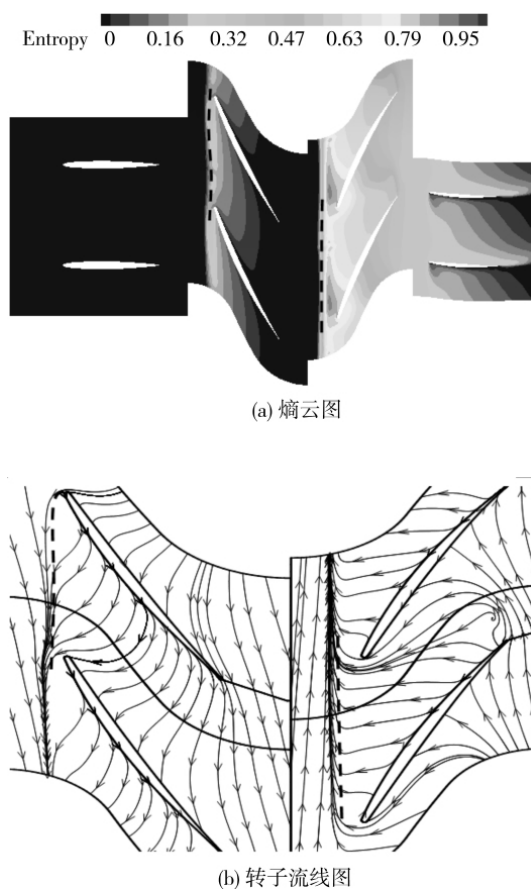


图6 近失速流量工况下99%叶高位置
转子内部流场

Fig. 6 Flow field of rotors at 99% span
under stall mass flow

对比图4~图6给出的各工况下转子相对速

度流线图可发现:在设计流量(图4(b))和6.0 kg/s流量(图5(b))工况下由于主流对间隙泄漏流的有效抑制作用使得各转子中流动稳定,叶片尾缘不存在间隙泄漏流向相邻叶片压力面的流动。而在近失速流量工况下(图6(b)),由于主流动量的降低和间隙泄漏流动量的增加,主流无法有效地抑制间隙泄漏流的发展,因而转子1和转子2尾缘处均有部分间隙泄漏流流向了相邻叶片的压力面,转子2中甚至出现了明显的回流区。

通过以上分析发现,在近失速工况转子1和转子2流场均满足文献[7]提出的突尖波型失速初始扰动存在的条件,即主流和间隙泄漏流间的交界面移动至叶片前缘以前且存在前缘溢流现象,同时部分间隙泄漏流从叶片尾缘流向相邻叶片的压力面并形成回流区。因而,在近失速工况下转子2中存在突尖波型失速初始扰动。而设计流量和6.0 kg/s流量工况下各转子流场均不满足突尖波型初始扰动存在所需条件,因而不存在突尖波型失速初始扰动。

图7~图9给出了不同工况下对转压气机转子叶顶区域绝对涡量分布及间隙泄漏流粒子示踪图。其中绝对涡量的大小定义为: $\xi_n = |\xi|/2\omega$, $|\xi|$ 和 ω 分别代表绝对涡矢量的模和转子角速度大小。绝对涡量的高值对应着间隙泄漏流涡核,且绝对涡量值越大间隙泄漏流强度就越强。

在设计流量下(图7),转子1和转子2叶片顶部均存在间隙泄漏流且卷起形成了间隙泄漏流涡。而在主流的作用下间隙泄漏流被有效地抑制并基本沿着相邻叶片的弦长方向向转子叶片通道下游发展。因而在设计流量下转子叶顶阻塞很小,各转子通道内还未出现气动过载现象。从绝对涡量分布云图中发现,随着间隙泄漏流向下游的发展,其绝对涡量值逐渐减小,表明在主流的抑制作用下间隙泄漏流在向下游传播的过程中其能量逐渐被耗散。在6.0 kg/s流量工况下(图8),转子1和转子2中间隙泄漏流在转子叶片前缘下游处产生且同样形成了间隙泄漏流。相比之下转子2中间隙泄漏流的传播方向较转子1中更加偏向于叶尖额线方向,且其间隙泄漏流强度明显高于转子1。虽然在6.0 kg/s流量工况下转子1和转子2中间隙泄漏流强度整体上高于设计流量工况,但由于主流仍然保持较高的动量,从而抑制了间隙泄漏流向周向的发展,因而转子通道中仍未出现气动过载现象。在近失速流量工况下(图9),在转子1叶片前缘间隙泄漏流卷起形成了间隙泄漏流。

该间隙泄漏涡发展方向几乎同叶片前缘所在平面方向平行且泄漏涡涡量强度明显高于以上各工况. 而转子 2 中由于其叶片排承受较大负荷, 其间隙泄漏流强度较强. 分析粒子示踪图发现, 转子 2

叶顶区域间隙泄漏涡在叶片前缘上游就已形成且在向下游传播过程中迅速向相邻叶片压力面方向发展, 以至使得叶片通道严重堵塞, 进而导致在叶片尾缘附近出现了失速气流团.

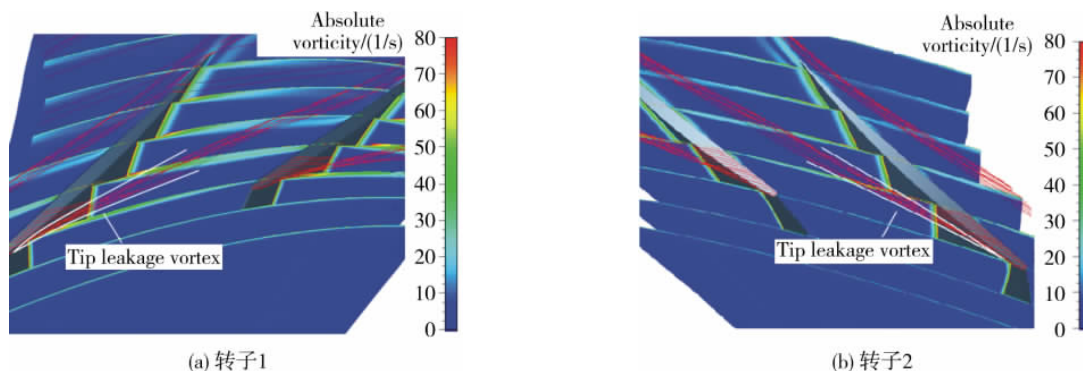


图 7 设计流量下各转子叶顶区域流场结构

Fig. 7 Flow structure of each rotor blade tip under design mass flow

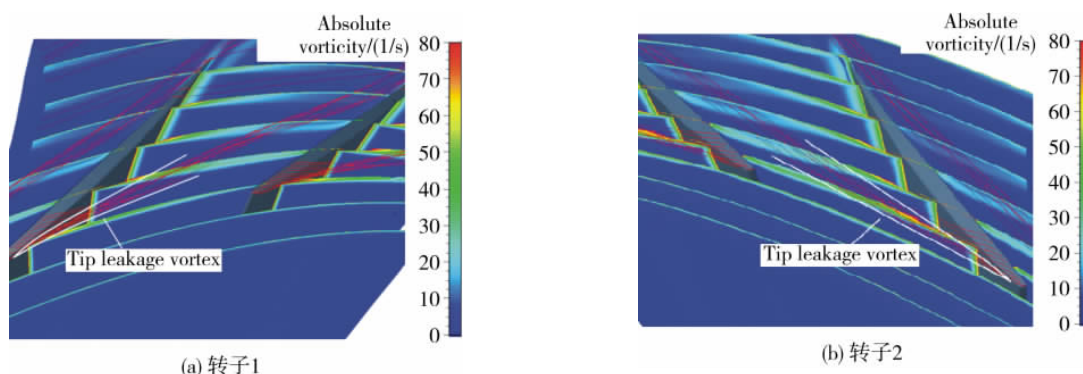


图 8 6.0 kg/s 流量下各转子叶顶区域流场结构

Fig. 8 Flow structure of each rotor blade tip under 6.0 kg/s mass flow

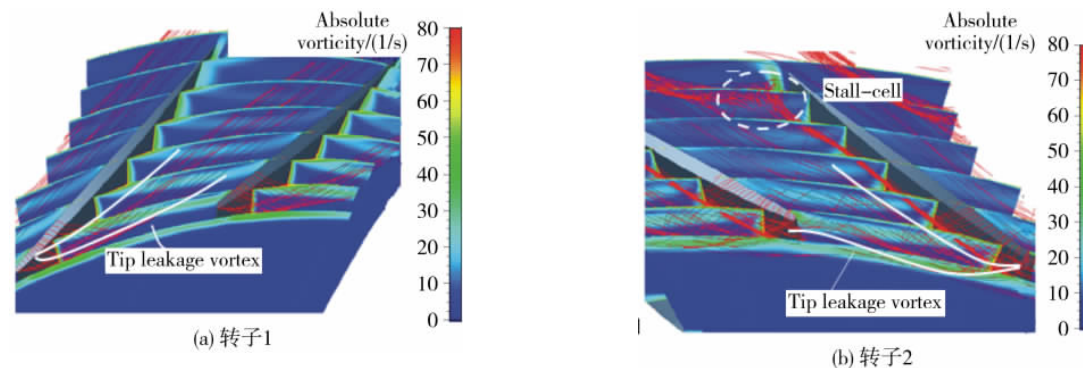


图 9 近失速流量下各转子叶顶区域流场结构

Fig. 9 Flow structure of each rotor blade tip under stall mass flow

为了更为清楚地认识间隙泄漏涡在三维空间内的发展, 图 10 给出了各工况下转子周向平均的绝对涡量分布(图中虚线表示主流和间隙泄漏流间的交界面). 在设计流量(图 10(a))下, 主流和

间隙泄漏流的交界面位于叶片前缘下游位置, 且由于主流的抑制作用间隙泄漏涡仅仅在径向小区域内得到了发展. 相比之下由于转子 2 叶片排在较强的气动负荷, 因而其叶顶间隙泄漏涡沿径

向发展区域大于转子1。随着压气机向失速工况逼近,主流对间隙泄漏涡的抑制作用随着来流流量的减小而逐渐减弱。在 6.0 kg/s 流量工况下(图10(b))主流和间隙泄漏流间的交界面向叶片前缘方向推进,且间隙泄漏涡沿径向发展区域较设计流量下明显增大。在近失速流量(图10(c))工况,主流和间隙泄漏流间的交界面完全处于叶片前缘以前,且间隙泄漏涡在径向方向发展区域明显增大,在转子2中间隙泄漏流发展区域约占整个叶高的 $1/3$ 。

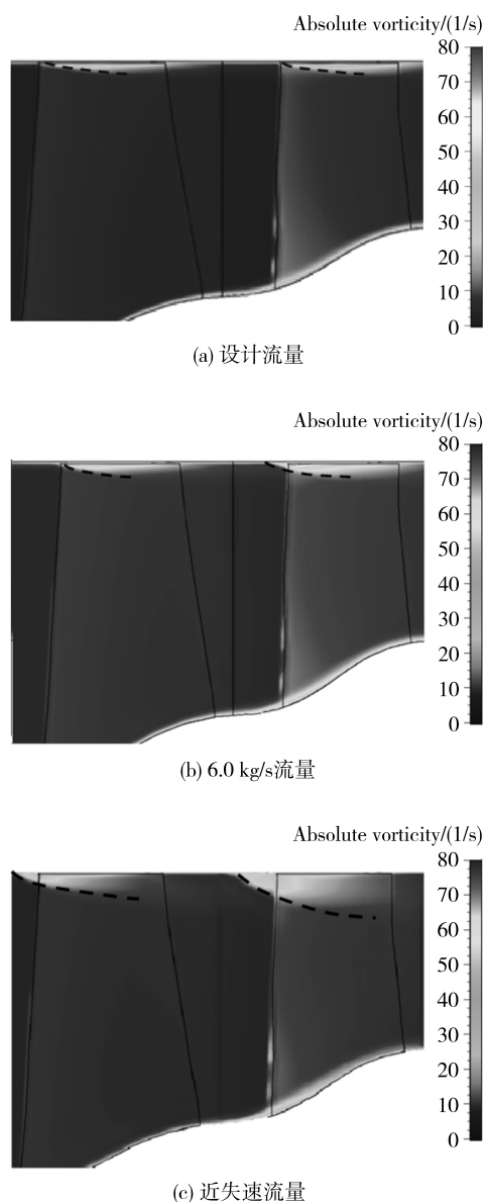


图10 转子叶顶周向平均绝对涡量分布

Fig. 10 Contours of pith-averaged absolute vorticity at the rotor blade tip

总之,随着压气机向失速工况推进,来流速度的降低导致转子叶片气流攻角增大,进而引起叶

片气动负荷相应的增加。对转压气机中由于两转子叶排间去除了静子叶排,流经转子1的气流得不到静子叶排的梳理,转子1中的气流的流场畸变将导致转子2进口流场的不均匀性进一步增强。另外,由于对转压气机独特的结构使得转子2不仅起到增压作用,还需要将转子1所做功转化为压力势的增加,因而转子2叶片排存在较大的气动负荷。叶片负荷的增大将导致作用于间隙泄漏涡的负压力梯度也相应地增强,使得间隙泄漏流动强度增加。不仅如此,叶片负荷的增加使得转子出口压力升高,迫使间隙泄漏流向相邻叶片压力面发展,进而导致叶片顶部堵塞情况的进一步增加。同时,来流攻角的增加使得来流的轴向动量减小,导致主流无法抑制间隙泄漏流的增长。因此,在近失速工况时,转子1中间隙泄漏流仅在相对较小的区域内发展为间隙泄漏涡。而转子2中间隙泄漏流则发展为三维空间区域内较大的间隙泄漏涡,导致了阻塞气流在相邻叶片压力面附近堆积,对通道主流形成较大的阻塞作用。而这种不断增长的阻塞区使得相邻叶片压力面前缘附近开始出现了间隙泄漏流溢流。随着时间的推移,顶部间隙泄漏流导致的阻塞将使得整个叶片通道完全被阻塞,最终导致了压气机内部流动失稳。因而,在对转压气机中,转子2中间隙泄漏流的发展情况很大程度上决定着压气机整机的气动稳定性。

3 结 论

本文在对数值计算模型验证的基础上,对实验室对转压气机设计转速比下不同流量工况进行了数值模拟,并通过分析不同工况下对转压气机流场细节开展了对转压气机失速机理的初步研究。研究结果如下:

- 1) 通过分析实验测量结果和数值模拟结果初步显示该对转压气机在设计转速比下失速初始扰动类型为突尖波型。
- 2) 在近失速工况,转子2中间隙泄漏流发展迅速,首先在叶片尾缘附近出现失速初始扰动,进而导致对转压气机整机出现失稳。
- 3) 对转压气机中转子2叶片存在较大的气动负荷,其稳定性决定了对转压气机整机的稳定工作范围。
- 4) 由于压气机近失速工况气流流动存在较大的非定常性,在后期的研究过程中还需要开展对转压气机的实验和非定常数值模拟研究,进一步研究对转压气机的旋转失速机理。

参考文献:

- [1] Sharma P B, Jain Y P, Jha N K, et al. Stall behavior of a contra-rotating axial compressor stage [R]. ISABE 85-7087, 1985.
- [2] Sharma P B, Pundir D S. A study of flow structure in a contra-rotating axial compressor stage [R]. ISABE 89-7023, 1989.
- [3] Pundhirr D S, Sharma P B. A study of aerodynamic performance of a contra-rotating axial compressor stage [J]. Defence Science Journal, 1992, 42(11): 191-199.
- [4] Sharma P B, Jain Y P, Pundir D S. A study of some factors affecting the performance of a contra-rotating axial compressor stage [J]. Journal of Power and Energy, 1988, 202(1): 15-21.
- [5] Pundir D S, Sharma P B, Chaudhary K K. Effect of casting treatment on aerodynamic performance of a contra-rotating axial compressor stage [J]. Journal of Power and Energy, 1990, 204(1): 47-55.
- [6] Day I J. Stall inception in axial flow compressor [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1993, 113(1): 1-9.
- [7] Camp T R, Day I J. A study of spike and modal stall phenomena in a low-speed axial compressor [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1998, 120(3): 393-401.
- [8] Hoying D A, Tan C S, Vo H D, et al. Role of blade passage flow structures in axial compressor rotating stall inception [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1999, 121(4): 735-742.
- [9] Vo H D, Tan C S, Greitzer E M. Criteria for spike initiated rotating stall [J]. Journal of Turbomachinery, 2008, 130(1): 1-9.
- [10] Bennington M A, Ross M H, Juan D, et al. An experimental and computational investigation of tip clearance flow and its impact on stall inception [J]. Journal of Turbomachinery, 2010, 132(7): 1-12.
- [11] 邓向阳. 压气机间隙泄漏流的数值模拟研究 [D]. 北京: 中国科学院, 2006.
- DENG Xiangyang. Investigation on tip clearance flow in a compressor by numerical simulations [D]. Beijing: Chinese Academy of Science, 2006. (in Chinese)
- [12] 邓向阳, 张宏武, 朱俊强, 等. 压气机非定常叶顶间隙流的数值模拟研究 [J]. 工程热物理学报, 2006, 27(2): 229-231.
- DENG Xiangyang, ZHANG Hongwu, ZHU Junqiang, et al. Investigations on unsteady tip clearance flow in a compressor by numerical simulations [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2006, 27(2): 229-231. (in Chinese)
- [13] 吴艳辉, 楚武利, 张浩光. 轴流压气机失速初始扰动的研究进展 [J]. 力学进展, 2008, 38(5): 571-584.
- WU Yanhui, CHU Wuli, ZHANG Haoguang, et al. A review of studies on stall precursors in axial-flow compressor [J]. Advances in Mechanics, 2008, 38(5): 571-584. (in Chinese)
- [14] 任晓栋, 李想, 顾春伟. 多级轴流压气机稳定性数值研究 [J]. 工程热物理学报, 2010, 31(4): 585-588.
- REN Xiaodong, LI Xiang, GU Chunwei. Numerical investigation of the stability in multi-stage axial compressor [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2010, 31(4): 585-588. (in Chinese)
- [15] 卢新根. 轴流压气机内部流动失稳及其被动控制策略研究 [D]. 西安: 西北工业大学, 2007.
- LU Xingen. Study of flow instability and its passive control strategies in axial-flow compressor [D]. Xi'an: Northwestern Polytechnique University, 2007. (in Chinese)