

压气机模化中叶顶间隙对气动性能影响的数值研究

李玲玉¹, 宫武旗¹, 刘立军¹, 王仪田², 王冬²

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 西安陕鼓动力股份有限公司, 710611, 西安)

摘要: 为了研究压气机相似模化过程中叶顶间隙对性能的影响规律,以某燃机压气机前1.5级为对象,采用数值模拟方法,研究了不同缩尺比例压气机的性能变化规律及机理。结果表明:缩尺模化时若保持叶顶间隙尺寸不变,则压气机模型机性能会下降,导致换算的原型机峰值多变效率下降约1.4%~3.38%,压比下降约0.88%~3.17%;叶顶间隙对流场相似性影响主要集中在叶片顶部流道区域,造成该区域流动不满足相似条件。分析流场发现,随着缩尺模化比例增加,叶顶间隙相对泄漏流量增加,叶顶流道内低速区范围扩大,泄漏涡在径向的影响范围和强度也增加,这是导致缩尺模化后流动堵塞程度加重、性能下降的主要原因,增加缩尺模化比例还会加剧叶顶泄漏流对激波的削弱。

关键词: 轴流压气机; 缩尺模化; 叶顶间隙; 泄漏涡; 激波

中图分类号: TH453 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202108003 **文章编号:** 0253-987X(2021)08-0018-07



OSID 码

Numerical Investigation for Effect of Tip Clearance on Aerodynamic Performance in Compressor Modeling Process

LI Lingyu¹, GONG Wuqi¹, LIU Lijun¹, WANG Yitian², WANG Dong²

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Xi'an Shaangu Power Co. Ltd., Xi'an 710611, China)

Abstract: To reveal the effect of tip clearance on compressor performance during the scaled modeling process, the performance variation with different scaled model is numerically investigated by taking the first 1.5 stages compressor as the object. It is found that the performance of the scaled model is weakened if the tip clearance size is kept constant during the scaling process, resulting in a decrease of about 1.4%—3.38% for the peak variable efficiency and a decrease of 0.88%—3.17% for the pressure ratio of converted prototype. The influence of tip clearance on the flow field similarity is mainly concentrated in the flow passage area at the blade tip, resulting in a flow out of the similar conditions there. The flow field analysis indicates that with the increasing model shrinkage, the relative leakage flow rate of the tip clearance increases, the range of low-speed zone in the tip passage expands, and the radial influence range and intensity of leakage vortex also increase. This is the main reason for the aggravation of flow clogging and performance degradation after the scale modeling. The increasing model shrinkage ratio also facilitates weakening shock wave for the tip leakage flow.

Keywords: axial compressor; model shrinkage; blade tip clearance; leakage vortex; shock wave

压气机内的气流通过叶顶间隙由动叶片压力侧进入吸力侧,在吸力侧流道内形成泄漏射流及泄漏涡,会导致压气机的级性能恶化。研究表明,泄漏流是压气机发生堵塞和流动损失的重要原因之一,造成的流动损失约占总气动损失的 20%~40%^[1-3]。

有关叶顶间隙对压气机性能影响的研究是压气机研究的热点和难点之一,目前有大量文献围绕改变间隙、形状进行研究^[4]。楚武利等通过试验研究了叶顶间隙对叶轮效率及压升的影响,并测量了叶轮内部流场^[5]。陆华伟等测试了叶顶间隙尺寸变化对叶栅气动特性的影响规律,发现在马赫数和冲角固定时,存在最佳间隙尺寸,使流动损失最小^[6]。贺晓希等发现级性能下降程度与间隙增加量基本呈线性变化关系^[7]。马文生等发现轴流压气机效率随着顶部间隙的增加呈现下降趋势^[8]。段静瑶等研究压气机失速与间隙泄漏流之间的关系,分析了涡系结构,并阐述了失速机理^[9]。Maesschalck 等发现微小叶顶间隙的涡轮叶顶产生逆流现象,对深入理解泄漏流动原理有参考意义^[10]。Inoue 等采用试验和数值计算相结合方法,发现较小叶顶间隙无法形成泄漏涡,随着叶顶间隙增大,泄漏涡的周向运动势能增加,泄漏强度增大^[11]。

压气机研发过程中,为节约成本、缩短研发周期,通常采用相似模化技术开展研究^[12-14]。由于压气机全尺寸机叶顶间隙通常已经很小,在缩尺模化时无法按比例缩小,这样就不满足几何相似,导致由模型机到全尺寸机的性能换算产生偏差。

目前,关于叶顶间隙不满足相似条件所造成的影响尚不清楚,因此开展这方面的研究工作十分必要。随着计算流体动力学技术的迅速发展,全黏性三维流场计算已在压气机开发中被广泛应用^[15-16]。本文采用计算流体动力学方法,研究压气机缩尺模化中不同叶顶间隙下的性能及流场结构变化,重点关注叶顶间隙附近流场的差异性及其形成原因。本研究为理解轴流压气机模化中叶顶间隙造成的性能

偏差提供依据,并揭示了模化时泄漏涡的影响规律。

1 物理模型

本文研究某燃机压气机前 1.5 级原型机及其缩小 2.0、2.5 和 3.0 倍的相似模型机。原型压气机的额定转速为 7 500 r/min,额定流量为 126 kg/s,额定总压比为 1.36。压气机流道模型见图 1。

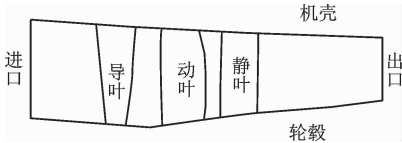


图 1 压气机流道模型简图

Fig. 1 Schematic diagram of compressor flow path

相似模化是压气机气动设计的常用方法之一。相似理论指出要满足流动相似性条件需保证几何相似、运动相似和动力相似。实际运用时,若实物压气机与模型压气机所用工质相同,满足几何相似,进气条件相似,及马赫数相等,即符合相似性条件。此时,原型机与模型机之间有下面参数关系。

流量系数

$$\phi = \phi_M \tag{1}$$

转速

$$n_M/n = m_L \sqrt{T_{1M}/T_1} \tag{2}$$

能量头系数

$$\psi = \psi_M \tag{3}$$

压比

$$\epsilon_M = \epsilon \tag{4}$$

多变效率

$$\eta_M = \eta \tag{5}$$

功率

$$\frac{N_M}{N} = \frac{1}{m_L^2} \frac{p_{1M}}{p_1} \sqrt{\frac{T_{1M}}{T_1}} \tag{6}$$

式中: m_L 为缩尺比例; T_1 为进口总温; p_1 为进口总压;下标 M 表示模型机。经过相似模化后,各压气机模型参数及进口条件参数见表 1。

表 1 原型机和模型机参数

Table 1 Parameters of prototype and model compressor

压气机缩尺比例 m_L	叶轮转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)	叶轮外径/ mm	质量流量/ ($kg \cdot s^{-1}$)	进口总压/ Pa	进口总温/ K	叶顶间隙 h / mm
1.0(原型机)	7 500	970.60	126.00	101 325	288.15	0.4,0.8,1.2,1.6
2.0	15 000	485.30	31.50	101 325	288.15	0.4,0.8,1.2,1.6
2.5	18 750	388.24	20.16	101 325	288.15	0.4,0.8,1.2,1.6
3.0	22 500	325.53	14.00	101 325	288.15	0.4,0.8,1.2,1.6

2 数值方法

使用 ANSYS CFX 软件进行数值计算,该软件求解器基于有限体积法对三维雷诺时均 N-S 方程进行双精度求解。选用标准 $k-\epsilon$ 湍流模型,和 Scalable 壁面函数法。

压气机工质选用理想气体,进口采用轴向进气,给定总温和总压,出口设置为流量出口。设定叶轮转速为额定转速,静叶和导叶静止不动。轮毂、叶片、机壳等形成的流道内壁设置为绝热无滑移边界条件。为了提高计算效率,采用单流道模型进行模拟,导叶、动叶和静叶等周向边界采用周期性边界条件。

网格生成采用 ANSYS TURBOGRID 模块。用分块结构化网格对叶栅通道进行离散,整体采用 H/J/C/L 型结构化网格,叶片近壁面附近采用 O 型网格环绕控制,叶顶间隙附近网格加密处理。检查网格质量发现网格的最小正交角、最大纵横比和膨胀比均满足 CFX 求解器的要求。图 2 展示了叶栅通道网格。

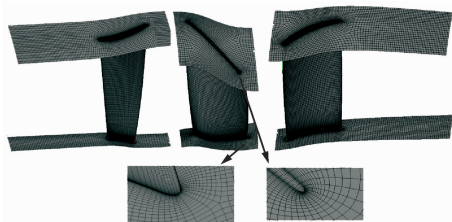


图 2 叶栅通道网格

Fig. 2 Cascade channel grid

为保证模拟结果的准确性,减小网格因素对数值模拟结果的影响,对每一个压气机模型都进行了网格无关性验证。当网格数量增加到一定程度时,性能计算结果基本不再变化,此时为合适的网格数量。本文通过观察压气机多变效率随网格数量变化来进行无关性验证,以 0.4 mm 叶顶间隙为例,如图 3 所示,当原型机的网格数量超过 223 万时,计算结果与网格数量几乎无关,故原型机选取 223 万数量的网格进行计算。同理,模化比例为 2.0、2.5 和 3.0 倍的模型机,选取 220 万以上数量的网格进行计算是合适的。

为了验证模拟计算的准确性,选取有公开实验数据的 NASA Stage35 压气级进行网格和数值方法验证。从图 4 中可以明显看出使用目前的计算方法和网格得到模拟的等熵效率和总压比结果与实验吻合,且实验测试点误差均不超过 3%,表明本文使用的计算方法可行,可以用于进一步研究。

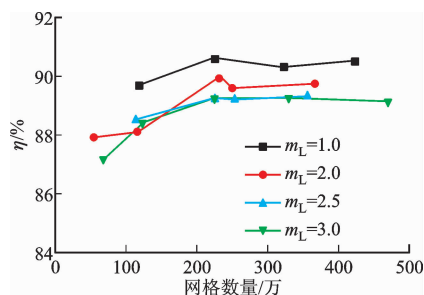


图 3 压气机多变效率随网格数量的变化

Fig. 3 Variation of the compressor polytropic efficiency with the number of grids

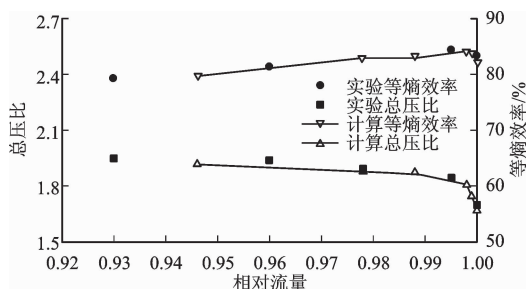


图 4 总压比及等熵效率的数值计算与实验结果对比

Fig. 4 Comparison between numerical calculation and experimental results of total pressure ratio and isentropic efficiency

3 结果分析

3.1 模化过程中叶顶间隙对压气机性能影响

流量系数 ϕ 、多变效率 η 和压比 ϵ 的定义分别为

$$\phi = V_1 / \left(\frac{\pi}{4} D^2 u \right) \quad (7)$$

$$\eta = y_p / (h_2 - h_1) = y_p / \Delta h \quad (8)$$

$$\epsilon = p_2 / p_1 \quad (9)$$

其中多变比压缩功

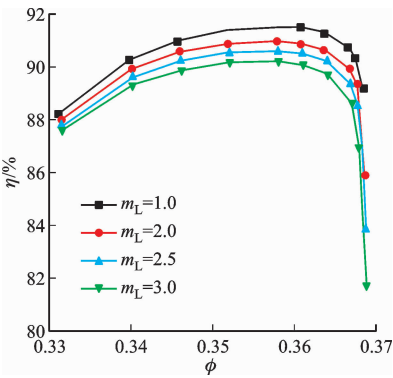
$$y_p = p_1 v_1 \frac{n}{n-1} \left[(p_2 / p_1)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (10)$$

多变指数

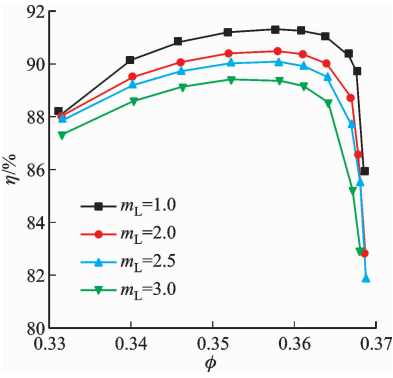
$$n = \ln \frac{p_2}{p_1} / \ln \frac{v_1}{v_2} = \ln \frac{p_2}{p_1} / \left(\ln \frac{p_2}{p_1} - \ln \frac{Z_2 T_2}{Z_1 T_1} \right) \quad (11)$$

式中: Δh 为焓差; V_1 为滞止进口状态下的进口容积流量; D 为第一级叶轮外径; u 为叶顶速度; Z 为气体压缩性系数; p 为绝对压力; v 为比容; T 为气体温度; 下标 1 表示导叶进口; 下标 2 表示静叶出口。

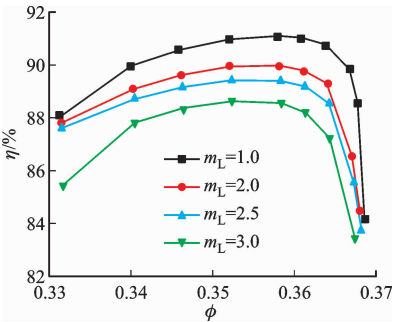
图 5 和图 6 表示不同缩尺比例下压气机多变效率和压比随流量系数变化曲线。首先,同一叶顶间隙下,多变效率和压比随缩尺比例增加而下降,缩尺



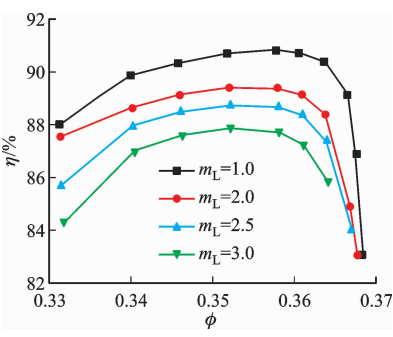
(a) $h=0.4\text{ mm}$



(b) $h=0.8\text{ mm}$

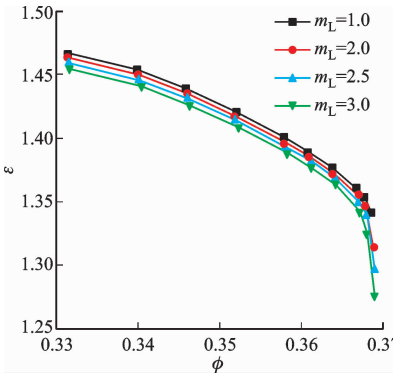


(c) $h=1.2\text{ mm}$

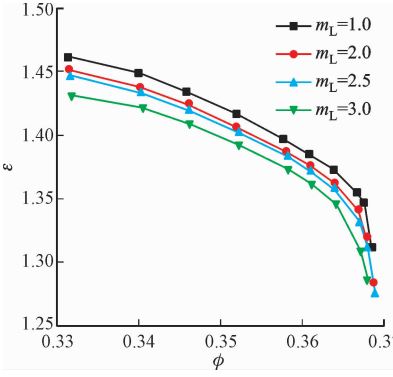


(d) $h=1.6\text{ mm}$

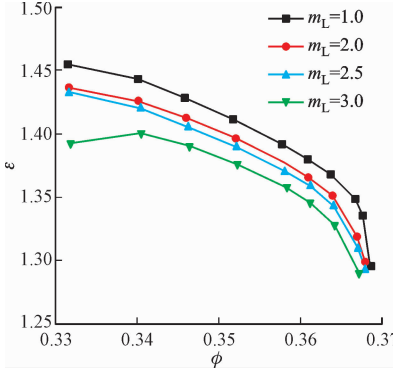
图 5 不同缩尺比下压气机多变效率随流量系数的变化
Fig. 5 Variation of compressor variable efficiency with flow coefficient at different shrinkage ratios



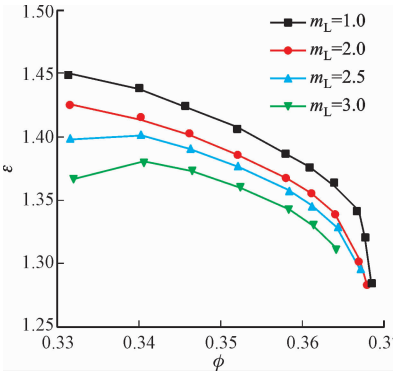
(a) $h=0.4\text{ mm}$



(b) $h=0.8\text{ mm}$



(c) $h=1.2\text{ mm}$



(d) $h=1.6\text{ mm}$

图 6 不同缩尺比下压气机压比随流量系数的变化
Fig. 6 Variation of compressor pressure ratio with flow coefficient at different shrinkage ratios

比例越大,压气机的性能下降越大,模化相似性被破坏越严重。原型机在流量系数为 0.357 附近多变效率达到峰值。在峰值效率工况下,当叶顶间隙为 0.4 mm 时,缩尺比例由 1.0 增大到 3.0,性能变化较小,多变效率下降 1.4%,压比下降 0.88%。当叶顶间隙为 1.6 mm 时,缩尺比例由 1.0 增大到 3.0,性能变化较大,多变效率下降 3.38%,压比下降 3.17%。

其次,缩尺模化导致压气机稳定工况范围变化。缩尺比例增加,近堵塞工况点向小流量工况移动;叶顶间隙为 1.2 和 1.6 mm 时,缩尺比例为 3.0 的模型机在小流量时压比下降,表示压气机可能已经失速。

另外,叶顶间隙越大,缩尺模化时稳定工况范围的多变效率曲线下下降越多,叶顶间隙为 1.6 mm 时,压气机多变效率下降最多。

3.2 叶顶间隙对压气机流动特性的影响

3.2.1 缩尺模化过程中叶顶泄漏流对 S1 流面激波的影响 压气机叶顶间隙相对泄漏流量(叶顶泄漏的流量与流道内总流量的比值)随叶片弦长的变化趋势如图 7 所示,明显看出,缩尺比例越大,叶顶间隙相对泄漏流量也越大。

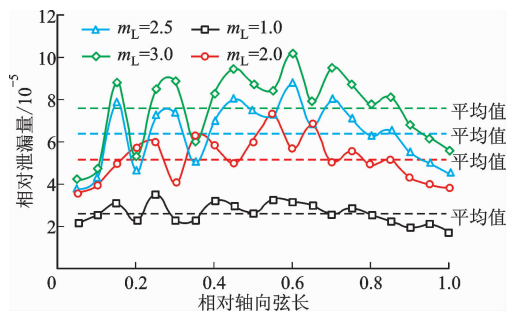


图 7 峰值效率点叶顶间隙相对泄漏量随叶片弦长变化趋势

Fig. 7 Trend of relative tip clearance leakage at peak efficiency point along with blade chord length

由图 5 和图 6 可知,叶顶间隙不同时,经过缩尺模化的压气机性能变化规律大致相同。显然叶顶间隙越大,叶顶泄漏造成的模化性能差异越明显。为了研究方便,后文选取叶顶间隙为 1.6 mm 的压气机为代表,研究性能变化原因。

在不同动叶高度下,叶顶间隙泄漏对性能的影响程度不同,定义总压系数 ϵ' 来比较不同缩尺比例压气机的叶轮增压能力差异,如下所示

$$\epsilon' = p_4 / p_3 \quad (12)$$

式中: p_3 为动叶进口总压; p_4 为动叶出口总压。

图 8 展示了叶轮下游的总压系数随叶片高度的变化趋势,纵坐标 0 代表轮毂处,1.0 代表机壳处。

可以看出,在原型机和各模型机叶片顶部附近,叶顶间隙和端壁效应导致叶轮总压系数随叶片高度的增加而降低。当缩尺比例增加时,总压系数逐渐降低,越靠近机壳处总压系数下降越多,说明叶顶间隙对流动相似性的影响主要集中在叶顶附近位置。

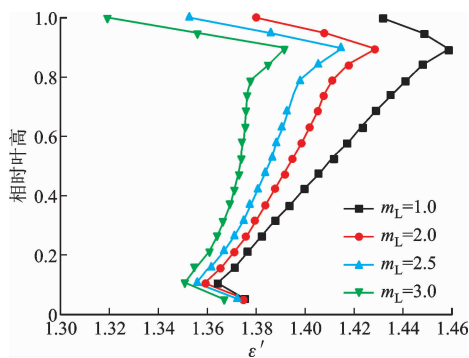
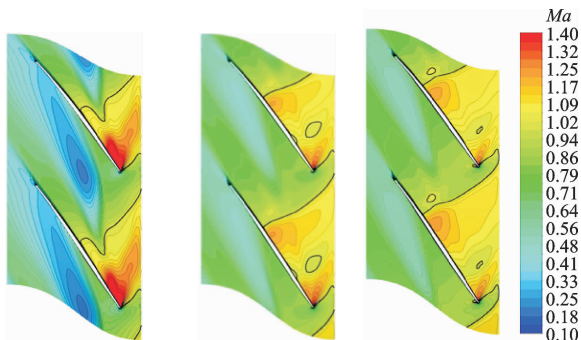


图 8 叶轮下游总压系数随动叶高度变化

Fig. 8 Total pressure coefficient at the downstream of impeller varies with the height of rotor blade

跨声速压气机叶轮流道内存在激波。为研究缩尺模化时叶顶间隙对流动相似性的影响,选取叶顶间隙为 1.6 mm、原型机和缩尺模化比例 3.0 的模型机 0.97 叶高处 S1 流面为代表,观察相对马赫数分布特征,见图 9 和图 10。从图 9b 和图 10b 可看出峰值效率工况点时,缩尺比例增加,一方面,叶顶泄漏流对激波的削弱作用加剧,导致激波无法由上一叶片前缘发展到下一叶片吸力面;另一方面,泄漏涡引起的低速区范围增加,流动堵塞程度增加是导致模化后性能下降的主要原因。



(a) 近失速点 (b) 峰值效率点 (c) 近堵塞点

图 9 $m_L = 1.0$ 时压气机 S1 流面相对马赫数分布 (黑色实线: $Ma = 1.0$)

Fig. 9 Relative Mach number distribution of compressor S1 flow surface with scale modeling ratio of 1.0 (thick black line: $Ma = 1.0$)

当压气机流量增加到近堵塞工况点时,由于动叶出口背压降低,激波向后移动,更加靠近叶片前缘,

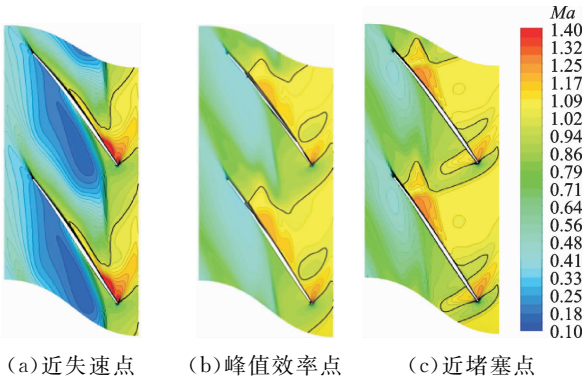


图 10 $m_L=3.0$ 时压气机 S1 流面相对马赫数分布
(黑色实线: $Ma=1.0$)

Fig. 10 Relative Mach number distribution of compressor S1 flow surface with scale modeling ratio of 3.0 (thick black line: $Ma=1.0$)

如图 9c 和图 10c 所示。缩尺比例增加,泄漏流对激波的影响及泄漏涡对流体流动的影响规律与峰值效率工况点类似。不同的是,模化后的压气机由于叶顶间隙相对泄漏流量较大,流道堵塞更严重,导致其

更早进入堵塞工况,这是在缩尺模化过程中,近堵塞工况点向小流量工况移动的原因。

当压气机流量减小到近失速工况点时,由于动叶出口背压升高,激波向前推移。泄漏涡引起的流动堵塞进一步加强,见图 9a 和图 10a。缩尺比例增加到 3.0 时,流道几乎全部堵塞,导致压气机叶顶已进入失速状态,故出现图 6d 中小流量工况下缩尺比例 3.0 的压气机压比下降的现象。

3.2.2 缩尺模化过程中泄漏涡在 S3 流面的分布特征 图 11 展示了在 0.25、0.5、0.75 倍动叶弦长 L 位置的 S3 流面静熵分布,静熵值越大代表该区域的涡强度越大。从中可以看出,泄漏涡沿叶片吸力面向相邻叶片压力面方向发展,且在径向的影响范围不断增加。缩尺比例增加,泄漏涡在径向的影响范围和强度都增加。现有的 3 个截面中,0.5L 处泄漏涡强度较大,0.75L 处泄漏涡影响范围较大,原型机的影响范围达 6.58%,缩尺比例为 3.0 的模型机的影响范围则为 10.63%。

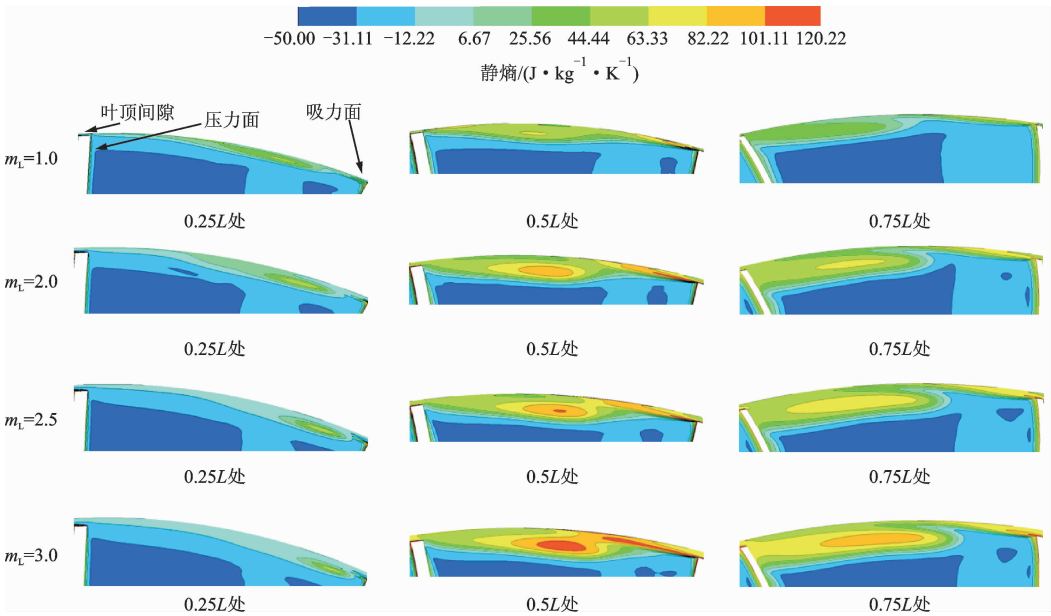


图 11 压气机叶顶附近 S3 流面静熵分布

Fig. 11 Static entropy distribution of flow surface S3 near compressor blade tip

4 总 结

(1)在相同的叶顶间隙下,缩尺模化比例增加压气机多变效率和压比下降,压气机的近堵塞工况点向小流量工况移动。叶顶间隙越大,压气机缩尺模化导致的性能偏差越大,换算的原型机峰值多变效率下降范围为 1.4%~3.38%,压比下降范围为 0.88%~3.17%。

(2)叶顶间隙对流场相似性影响主要集中在叶片顶部流道区域,使得该区域不满足相似条件。

(3)在相同的叶顶间隙尺寸下,缩尺模化比例增加叶顶间隙相对泄漏流量增加,一方面造成叶顶泄漏流对激波的削弱加剧,激波无法由上一叶片前部发展到下一叶片吸力面。另一方面泄漏涡在径向的影响范围和强度都增加,其中 0.5L 处的泄漏涡强度较大,0.75L 处的泄漏涡影响范围较大。泄漏涡

影响增强而造成的流动堵塞,是导致缩尺模化后性能下降的主要原因。

参考文献:

- [1] BAGHDADI S. Modeling tip clearance effects in multistage axial compressors [J]. *Journal of Turbomachinery*, 1996, 118(4): 697-705.
- [2] DEMON J D. Loss mechanisms in turbomachines [J]. *Journal of Turbomachinery*, 1993, 115(4): 621-656.
- [3] ZHENG Yun, GAO Qingzhe, YANG Hui, et al. Aeroelastic vibration analysis of a 1.5 stage compressor [J]. *Propulsion and Power Research*, 2019, 9(1): 26-36.
- [4] 叶学民, 李鹏敏, 李春曦. 叶顶间隙对轴流式叶轮机械性能及噪声的影响研究进展 [J]. *流体机械*, 2014, 42(3): 32-39.
YE Xuemin, LI Pengmin, LI Chunxi. Reviews on effects of tip clearance on the aerodynamic performance and acoustic noise of axial flow turbomachineries [J]. *Fluid Machinery*, 2014, 42(3): 32-39.
- [5] 楚武利, 刘志伟. 半开式离心叶轮间隙流动的实验研究 [J]. *流体机械*, 1998, 26(10): 3-6.
CHU Wuli, LIU Zhiwei. Experimental study on clearance flow of semi-open centrifugal impeller [J]. *Fluid Machinery*, 1998, 26(10): 3-6.
- [6] 陆华伟, 杨益, 刘俊, 等. 叶顶间隙影响高负荷扩压叶栅气动性能实验研究 [J]. *工程热物理学报*, 2017, 38(3): 509-514.
LU Huawei, YANG Yi, LIU Jun, et al. An experimental investigation on the aerodynamic performance of highly-loaded compressor cascade with different tip clearance [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2017, 38(3): 509-514.
- [7] 贺晓希, 宫武旗, 邓俊杰, 等. 叶轮叶顶间隙对离心制冷压缩机性能的影响 [J]. *西安交通大学学报*, 2019, 53(7): 30-37.
HE Xiaoxi, GONG Wuqi, DENG Junjie, et al. Influence of impeller tip clearance on the performance of centrifugal refrigeration compressor [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2019, 53(7): 30-37.
- [8] 马文生, 顾春伟. 叶顶间隙对压气机性能的影响 [J]. *动力工程*, 2007, 27(6): 863-867.
MA Wensheng, GU Chunwei. Effect of tip clearance on compressor performance [J]. *Journal of Power Engineering*, 2007, 27(6): 863-867.
- [9] 段静瑶, 肖俊峰, 高松, 等. 叶尖间隙对轴流压气机近失速叶尖流动的影响 [J]. *流体机械*, 2019, 47(2): 38-44.
DUAN Jingyao, XIAO Junfeng, GAO Song, et al. Influence of tip clearance height on near stall tip flow fields in an axial compressor stage [J]. *Fluid Machinery*, 2019, 47(2): 38-44.
- [10] DE MAESSCHALCK C, LAVAGNOLI S, PANIAGUA G, et al. Aerothermodynamics of tight rotor tip clearance flows in high-speed unshrouded turbine [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2014, 65(1/2): 343-351.
- [11] INOUE M, KUROMARU M. Structure of tip clearance flow in an isolated axial compressor rotor [J]. *Journal of Turbomachinery*, 1989, 111(3): 250-256.
- [12] 黄元东, 许娟, 冯增国. 相似模化对流体试验结果的影响 [J]. *东方汽轮机*, 2015(4): 17-19.
HUANG Yuandong, XU Juan, FENG Zengguo. Influence of analog modeling in fluid dynamic test [J]. *Dangfang Turbine*, 2015(4): 17-19.
- [13] 朱荣凯. 氢气轴流压气机相似模化研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2008: 19-22.
- [14] 李俊超, 余文龙. 轴流压缩机原理与气动设计 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1987: 2-12.
- [15] STEVEN R W, ROBERT A D. Redesign of a 12-stage axial-flow compressor using multistage CFD [C] // *ASME Turbo Expo 2001: Power for Land, Sea, & Air*. New York, USA: ASME, 2001: 1-8.
- [16] MANSOUR M, HINGORAN S, DONG Y. A new multistage axial compressor designed with the APNASA multistage CFD code: part 1 application to a new compressor design [EB/OL]. [2021-01-12]. <https://asmedigitalcollection.asme.org/GT/proceedings/GT2001/78507/V001T03A045/249385>.

(编辑 杜秀杰 荆树蓉)