

对转压气机外伸激波对叶顶泄漏流影响

徐强仁^{1,3}, 刘智远^{1,3}, 项效镨¹, 周小勇¹, 赵庆军^{1,2,3}

(1. 中国科学院工程热物理研究所, 北京 100190;

2. 中国科学院工程热物理研究所 中国科学院轻型动力重点实验室, 北京 100190;

3. 中国科学院大学 航空宇航学院, 北京 100049)

摘 要: 为了揭示对转压气机下游转子外伸激波对上游转子泄漏流的影响规律, 针对上游转子叶顶间隙分别为 0.2、0.5、0.8 mm 的对转压气机开展了非定常数值模拟研究。研究发现: 受下游转子外伸激波掠扫影响, 上游转子尾缘附近压力面会形成弱压缩波, 且随上游转子泄漏流增强而逐渐减弱; 而该外伸激波在上游转子尾缘附近吸力面, 会形成与型线切向相垂直的较强压缩波, 且其位置基本不受叶顶间隙大小影响; 外伸激波使上游转子尾缘附近吸、压力面压差增大, 叶顶泄漏流增强, 进而导致其损失增大; 随着叶顶间隙增大, 上游转子叶尖区弦长前半段压力波动的频率, 由通道激波转为叶顶泄漏流主导, 且呈现减小的趋势, 而弦长后半段压力波动的频率主要由外伸激波主导, 且基本不变。

关 键 词: 外伸激波; 非定常; 高负荷; 叶顶泄漏流; 对转压气机

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Impact of bow shock on tip leakage flow in counter-rotating compressor

XU Qiangren^{1,3}, LIU Zhiyuan^{1,3}, XIANG Xiaorong¹,
ZHOU Xiaoyong¹, ZHAO Qingjun^{1,2,3}

(1. Institute of Engineering Thermophysics,

Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

2. Key Laboratory of Light-duty Gas-turbine, Institute of Engineering Thermophysics,
Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

3. School of Aeronautics and Astronautics,
University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract: In order to reveal the impact of the bow shock of downstream rotor on the tip leakage flow of upstream rotor in a counter-rotating compressor, the unsteady numerical simulation of a counter-rotating compressor was conducted with tip clearance of 0.2, 0.5 and 0.8 mm of the upstream rotor, respectively. Results showed that impacted by the sweep of the downstream rotor bow shock, a weak compression wave was formed on the pressure surface near the tail edge of the upstream rotor, which could be weakened gradually with the increase of the leakage flow of the upstream rotor. On the suction surface near the trailing edge of the upstream rotor, a strong compression wave perpendicular to the tangential direc-

收稿日期: 2019-01-26

基金项目: 国家重点研发计划(2016YFB0901402); 国家自然科学基金(51806215)

作者简介: 徐强仁(1991—), 男, 博士生, 主要从事叶轮机机械气动热力学研究。E-mail: xuqiangren@iet.cn

通讯作者: 赵庆军(1977—), 男, 研究员, 博士, 主要从事叶轮机机械气动热力学研究。E-mail: zhaoqingjun@iet.cn

引用格式: 徐强仁, 刘智远, 项效镨, 等. 对转压气机外伸激波对叶顶泄漏流影响[J]. 航空动力学报, 2019, 34(9): 2027-2037. XU Qiangren, LIU Zhiyuan, XIANG Xiaorong, et al. Impact of bow shock on tip leakage flow in counter-rotating compressor [J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(9): 2027-2037.

tion of the blade profile was formed causing the downstream rotor bow shock, and its position was basically not affected by the sizes of tip clearance. Also, the pressure difference between the suction and the pressure surfaces near the tail edge of the upstream rotor increased by the bow shock, which led to the augment of the tip leakage flow, and then the flow loss. With the increase of tip clearance, the motivator of the main frequency of the pressure fluctuation, which was located among the blade tip half-chord region belonging to the leading edge of the upstream rotor, was changed from the channel shock to the tip leakage flow and the main frequency decreased gradually. While the blade tip half-chord region was located at the trailing edge, the pressure fluctuation was mainly dominated by the downstream rotor bow shock, and its main frequency was consistent with the bow shock sweeping.

Key words: bow shock; unsteady; high-load; tip leakage flow; counter-rotating compressor

高推质比和低耗油率是衡量航空发动机先进性的两个重要指标,而航空发动机压缩部件的级负荷、质量和效率是影响这两个指标的关键因素。因此,通过级载荷的提升,实现压气机减级、减质量,是提高推质比的重要技术途径之一。其中,对转压气机,由于充分利用上游转子出口气流预旋,进而可大幅地提升级载荷。此外,加之静叶排的取消,进而可大幅度地提高航空发动机的推质比。但级载荷的提升以及对转压气机结构特点,使动-动干涉的问题更加突出,由于缺少静叶排,使下游转子外伸激波直接对上游转子叶顶泄漏流产生影响,进而影响压气机的振动特性、压比、效率等。

正是由于叶顶间隙泄漏流对压气机气动性能有较大的影响,因而,备受国内外研究者长久关注。Freeman^[1]引述指出对于典型航空发动机的压缩部件而言,叶顶间隙增加1%叶高能够引起1.4%效率的降低。Denton^[2]研究指出转子叶尖区的损失,接近总损失的1/3。Cumpsty^[3]研究指出对于设计良好的压气机而言,叶顶泄漏流损失占总损失10%左右,叶顶泄漏流能够引起1%效率降低。国内外针对叶顶泄漏流研究的另一个热点是关于叶顶泄漏流压力波动机制的探索。对于单转子而言,引起叶顶泄漏流压力波动的原因,目前主要有三种观点:①Mailach^[4]、Marz等^[5]通过低速压气机实验发现,压气机在近失速工况稳定工作时,叶顶泄漏流存在振荡现象,这与“旋转不稳定性”有关。而Bergner等^[6]、Hah等^[7]分别通过跨声速压气机转子实验、数值模拟也发现了这一现象。②日本学者Furakawa等^[8-9]、Yamada等^[10]通过跨声速压气机数值模拟研究发现,叶顶泄漏涡破碎是引起叶顶泄漏流压力波动的原因。③张

宏武等^[11]通过低速压气机数值模拟研究发现,叶顶泄漏流与主流的相互作用会导致叶顶泄漏流压力的波动。杜娟等^[12]通过跨声速压气机数值模拟,也同样发现这一现象。以上关于叶顶泄漏流压力波动机理的研究,均针对的是单转子、近失速工况。对于高负荷对转压气机而言,由于下游转子外伸激波对上游转子叶顶泄漏流的影响会导致其泄漏流压力波动机制呈现出不一样的结论。

对转压气机上、下游转子的相对运动,使得压气机内部流动本身就是非定常的,考虑到实验成本及周期性,开展非定常数值研究能较好地探寻对转压气机内部非定常流动规律。但目前,国内外关于对转压气机非定常流动机理的研究不多,国外辛辛那提大学Turner课题组对麻省理工学院(MIT)对转压气机进行了数值模拟^[13-14],不过主要关于气动性能分析。国内西北工业大学的高丽敏等^[15]、王掩刚等^[16]基于低速对转压气机开展了数值模拟,分别分析了叶片非定常负荷及叶顶泄漏涡的变化,均发现下游转子的势流会对上游转子的叶片载荷产生影响。茅晓晨等^[17-18]通过数值模拟发现,上、下游转子叶顶泄漏流导致压力面的静压波动比吸力面大,且上游转子叶尖区压力波动受下游转子势流影响,叶顶间隙增大时,上、下游转子叶尖区均出现两个低频。以上这些研究均针对亚声速对转压气机开展,而高负荷对转压气机在下游转子外伸激波较强压力梯度干涉下,叶顶间隙变化对上游转子叶尖区压力波动规律的影响机制尚未探明。

为此,本文基于不同的上游转子叶顶间隙开展非定常数值模拟研究,从对转压气机上游转子叶尖区压力波动机制出发,旨在揭示上游转子叶顶间隙变化下,下游转子外伸激波对上游转子叶

顶泄漏流的影响规律。基于此非定常流动机理的认识,可为对转压气机非定常优化设计及气动减阻提供参考。

1 研究对象

为开展上游转子叶顶间隙变化后,下游转子外伸激波对上游转子叶顶泄漏流影响的研究,需进行三维非定常数值模拟,研究对象的相关设计参数,如表 1 所示。上、下游转子叶型坐标关系及上游转子叶顶间隙变化大小,其中 R 表示半径, Z 表示轴向坐标, τ 表示叶顶间隙,LE 表示前缘,TE 表示尾缘,R1 表示上游转子,R2 表示下游转子,如图 1 所示。三种叶顶间隙大小,相对上游转子叶高分别为 0.207%、0.517%、0.827%。

表 1 高负荷对转压气机参数

Table 1 Parameters of high-load counter-rotating compressor

压气机参数	上游 转子	下游 转子	两排 转子
总压比	1.90	1.59	3.02
等熵效率/%	93.43	82.57	87.17
叶尖圆周速度 $U/(m/s)$	430	350	
转速 $n/(r/min)$	-18310.8	15247.8	
叶片数	27	27	
叶顶间隙 τ/mm	0.2	0.2	
设计流量 $m/(kg/s)$	20	20	20

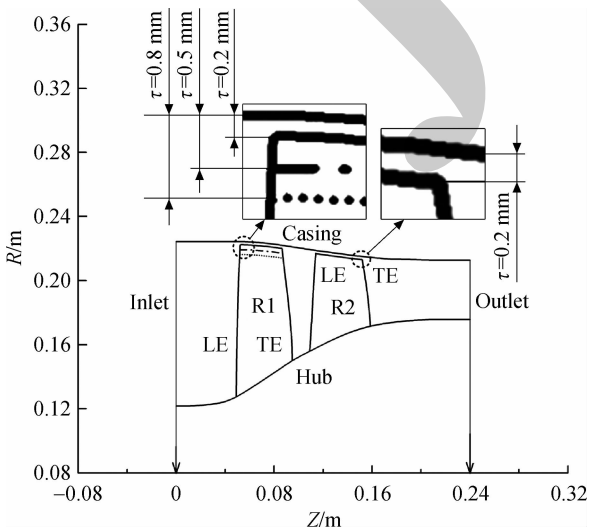


图 1 坐标关系及叶顶间隙大小示意图

Fig. 1 Diagram of relationship of coordinates and tip clearance sizes

1.1 网格生成及网格无关性验证

采用 TurboGrid 进行结构化网格生成,叶片区域网格拓扑结构为 J 型,计算域进、出口为 H 型拓扑结构,第一层网格宽度为 1×10^{-6} m,以保证 $y^+<2$ 。在计算之前,需进行网格无关性验证,其计算结果如表 2 所示。网格无关性要求为网格数变化前后,总压比、效率、质量流量变化的最大误差值小于 0.1%。在满足可靠精度的前提下,为节约计算资源,进行非定常数值模拟的网格数如下:上游转子网格节点数约 4.3×10^6 ,下游转子网格节点数约 4.7×10^6 ,总网格节点数约 9×10^6 。上游转子主流通道沿叶高布置 97 个网格节点,设计间隙下,间隙区展向网格节点为 25 个。此外,随着上游转子叶顶间隙逐渐增加,叶顶间隙内径向网格数同步适当加密,保持整体网格密度基本不变。下游转子主流通道沿叶高布置 97 个网格节点,间隙区展向网格节点为 25 个。设计间隙下,三维网格示意图,如图 2 所示。

表 2 网格无关性计算结果

Table 2 Computational results of grid independence

总网格数/ 10^6	质量流量/ (kg/s)	总压比	绝热 效率	最大 误差/%
2.19	20.0057	3.0112	0.8698	
3.52	20.0376	3.0132	0.8703	0.1592
5.6	20.0516	3.0141	0.8716	0.14915
9	20.0578	3.014	0.8717	0.03091
14.4	20.0604	3.0157	0.8714	0.05637

1.2 边界条件设置

非定常数值模拟采用了有限体积法,对流项选用中心差分格式进行离散,时间推进选取 2 阶向后欧拉格式。由于选用标准 $k-\epsilon$ 模型来捕捉由激波扫略形成的尾迹涡脱落,且和实验测量结果贴合较好^[19-31]。因此,本文也采用此湍流模型,进行非定常数值模拟。入口边界条件为总温 288.15 K、总压 101330 Pa、轴向进气,出口边界条件为平均静压,壁面条件为绝热无滑移,计算的工质为理想气体。定常计算时,动-动交界面类型为掺混平均;非定常计算时,为加快收敛,以定常收敛结果作为初场,动-动交界面类型为 Transient Rotor Stator,计算周期为下游转子相对上游转子转过一个栅距,每个周期内设置 60 个物理时间步,内迭代 10 个虚拟时间步。

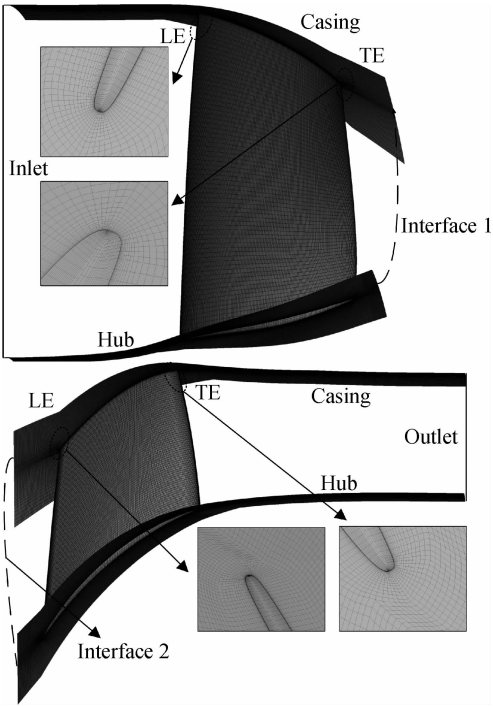


图 2 三维网格

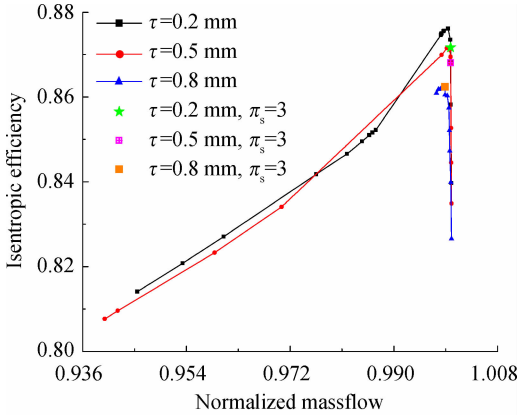
Fig. 2 Three-dimensional mesh

2 计算结果及分析

图 3 为上游转子不同叶顶间隙下,两排转子的特性线。为了更好地揭示下游转子外伸激波影响下,上游转子叶顶间隙变化后,其叶尖区的非定常流动规律,对比分析的算例均处于同一总压比 ($\pi_s=3$) 下,如图 3(a) 所示。

2.1 不同叶顶间隙下外伸激波在上游转子叶尖区的演变规律

在揭示下游转子外伸激波对上游转子叶尖区压力波动影响范围随上游转子叶顶间隙变化的规律之前,有必要先分析下游转子外伸激波在上游转子叶尖区的演变规律。图 4 为设计工况下,98% 叶高静压云图及等值线,且静压以上游转子



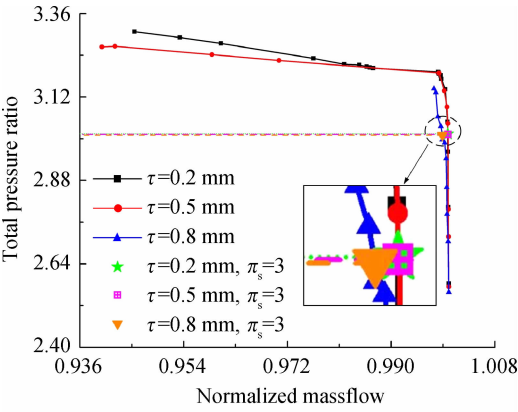
(b) 等熵效率-流量特性

图 3 不同叶顶间隙下压气机特性线及同一总压比对比工况点

Fig. 3 Compressor characteristic curves at different tip clearances and comparison of working conditions at same total pressure ratio

进口总压进行了无量纲化, T 为下游转子扫过上游转子一个栅距的时间。

从图 4 中可以看出,下游转子外伸激波通过周期性地扫掠上游转子叶尖区的流场,影响叶表两侧静压的动态分布,进而改变上游转子叶尖区间隙泄漏流的强度和作用范围。下游转子外伸激波对上游转子叶尖区的压力扰动,不会“穿越”上游转子前缘激波,进而不会直接改变上游转子的来流条件。设计工况下,上游转子叶顶泄漏流较弱,进而不能直接“越过”下游转子外伸激波面(图中黄色虚线所示)向下游传播。下游转子外伸激波逐渐扫过上游转子一个栅距过程中 ($0T/4 \rightarrow 1T/4 \rightarrow 2T/4 \rightarrow 3T/4 \rightarrow 0T/4$),下游转子外伸激波在上游转子压力面尾缘附近形成局部高压区,受此影响,上游转子尾缘附近压力面会形成弱压缩波(图中红色虚线所示)以提升压力,进而与下游转子外伸激波导致的高压区达到压力平衡。此外,随着下游转子外伸激波逐渐靠近而后远离上游转子尾缘,上游转子压力面尾缘附近局部高压区逐渐增强而后慢慢减弱,进而使得弱压缩波的强度先增强后减弱、位置先偏向前缘后偏向尾缘。而在吸力面尾缘附近,由于叶顶泄漏流导致吸力面压力较低。因此,下游转子外伸激波会改变方向,形成与吸力面型线切向相垂直的较强压缩波,以提升压力进而与下游转子外伸激波形成的局部高压区达到压力平衡。且受到叶顶泄漏流所在区域的影响,一个周期内,该压缩波在吸力面尾缘附近的位置变化不大。因此,下游转子外伸激波对上游转子压力面侧载荷变化范围及幅值的影响,



(a) 总压比-流量特性

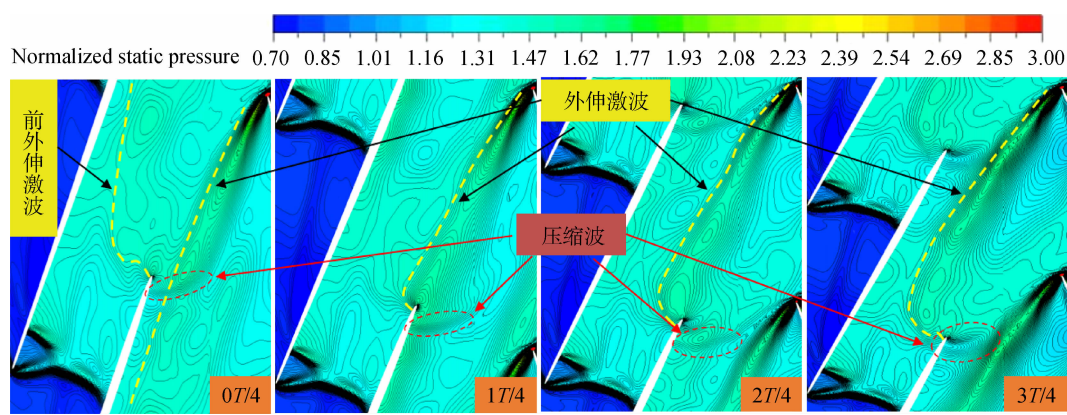


图 4 0.2 mm 间隙下 98% 叶高静压云图

Fig. 4 Contour of static pressure at 98% span under the tip clearance of 0.2 mm

远大于对吸力面侧载荷的影响。

为了更进一步分析上游转子叶顶间隙变化后,下游转子外伸激波在上游转子叶尖区通道内的演变规律,分别选取叶顶间隙为 0.5 mm、0.8 mm 时,一个周期内的 98% 叶高静压云图进行对比分析,如图 5、图 6 所示。

由图 5、图 6 可知,当叶顶间隙为 0.5 mm 时,

只有下游转子外伸激波靠近但尚未扫略上游转子尾缘时,在上游转子压力面尾缘附近形成了弱压缩波(如图 5,0T/4 时刻红色虚线标注所示),其他时刻,上游转子压力面尾缘附近均未形成弱压缩波。当叶顶间隙进一步增大为 0.8 mm 时,一个周期内,上游转子压力面均未形成压缩波(如图 6 所示)。这表明,当上游转子叶顶间隙增大时,

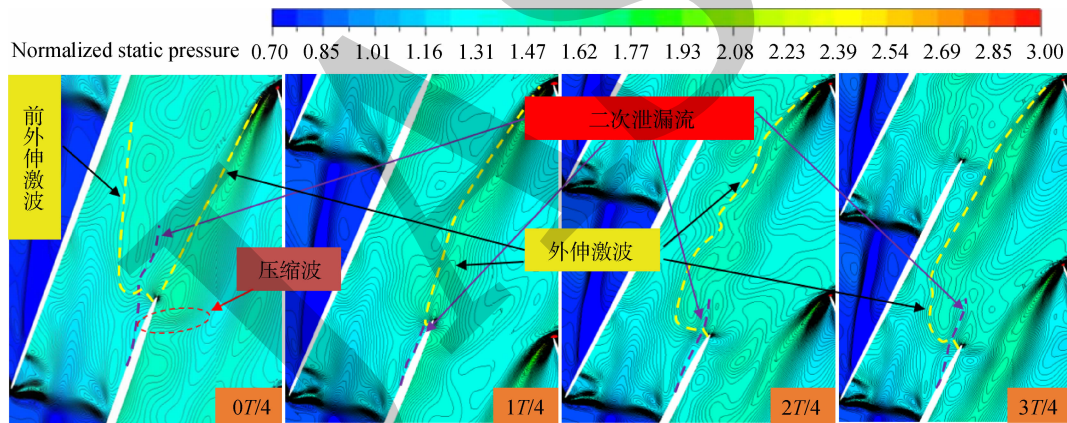


图 5 0.5 mm 间隙下 98% 叶高静压云图

Fig. 5 Contour of static pressure at 98% span under the tip clearance of 0.5 mm

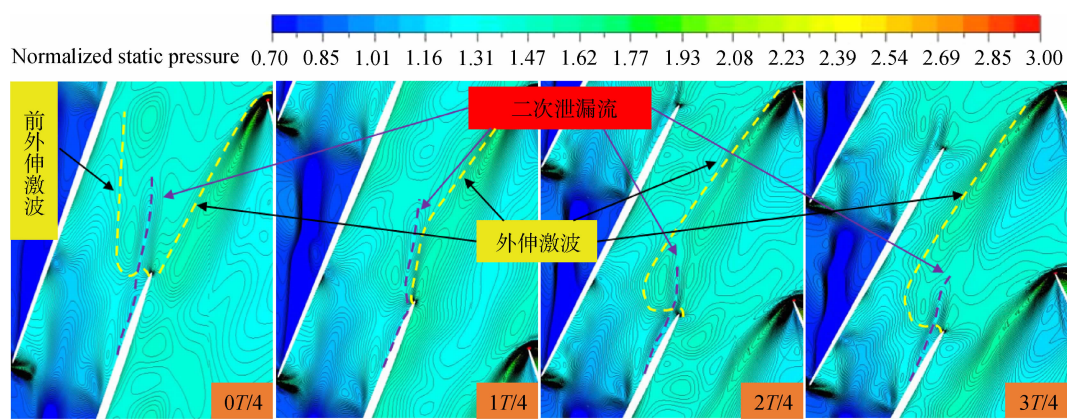


图 6 0.8 mm 间隙下 98% 叶高静压云图

Fig. 6 Contour of static pressure at 98% span under the tip clearance of 0.8 mm

叶顶泄漏流增强,进而减小了下游转子外伸激波在上游转子压力面尾缘附近形成的高压区的幅值,导致上游转子压力面尾缘附近压缩波减弱甚至消失。而在吸力面,由于叶顶泄漏流增强,二次泄漏流强度也随之增大,进而导致二次泄漏流(如图 5、图 6 中,0T/4、2T/4、3T/4 时刻)能够“穿越”下游转子外伸激波面,使得激波面形状发生变形。另外,同样受到叶顶泄漏流所在区域的影响,一个周期内,该压缩波在吸力面尾缘附近的位置变化不大。

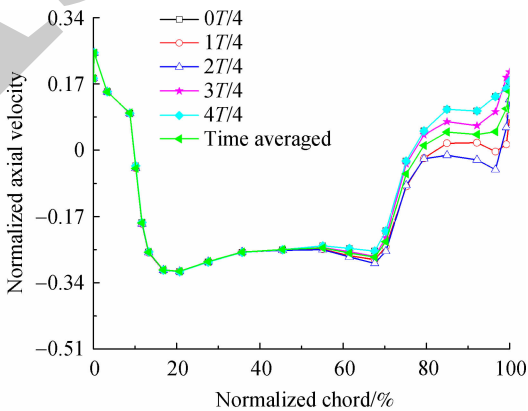
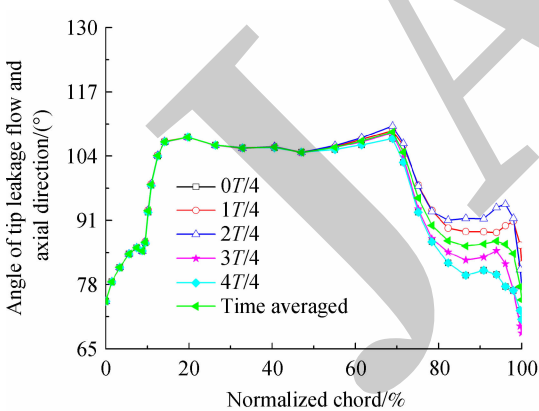
综上所述可知,上游转子叶顶间隙增大,叶顶泄漏流增强,下游转子外伸激波在上游转子叶顶区通道内的影响范围及强度,会相应地减小。只有小间隙下,才会在上游转子压力面尾缘附近,形成弱压缩波。由于叶顶泄漏流导致的低压区,使得下游转子外伸激波,在上游转子吸力面尾缘附近,形成与吸力面曲线切线方向相垂直的压缩波,且受到叶顶泄漏流所在区域的影响,一个周期内,该压缩波在吸力面尾缘附近的位置变化不大。

2.2 不同叶顶间隙下外伸激波对上游转子叶顶泄漏流沿弦长参数的影响

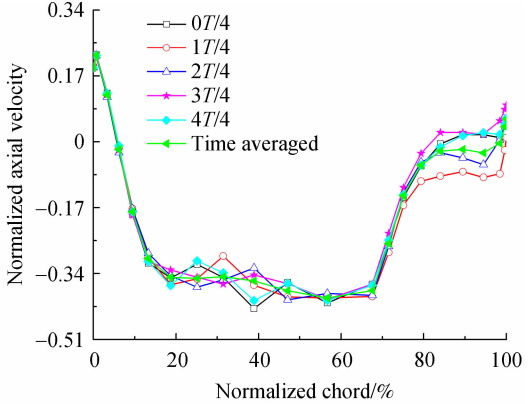
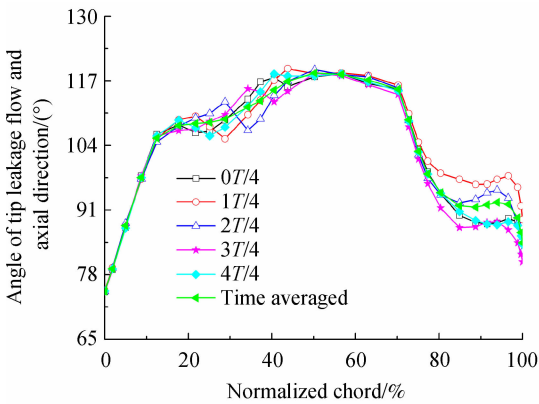
为了进一步揭示叶顶间隙变化后,下游转子

外伸激波对上游转子叶顶泄漏流沿弦向的变化规律,选取叶顶间隙“中径”,以对比分析叶顶泄漏流相关参数沿此曲线的变化。图 7 为不同叶顶间隙下,叶顶泄漏流与轴向夹角及叶顶泄漏流轴向速度沿弦长分布的曲线,其中叶顶泄漏流轴向速度以上游转子叶尖圆周速度进行了无量纲化。

由图 7 可知,外伸激波影响下,上游转子叶顶泄漏流沿弦长参数波动,很明显分为两部分。前部分参数波动为叶顶泄漏流引起的(约 50%弦长以前),后部分主要为外伸激波引起(约 70%弦长以后)。当叶顶间隙较小时(如图 7(a)所示),叶顶泄漏流较弱,此时叶顶泄漏流前部分参数并未发生波动;当叶顶间隙逐渐增大时(如图 7(b)所示),叶顶泄漏流变强会引起泄漏流参数发生波动,且从 50%弦长以前 0T/4 与 4T/4 时刻泄漏流参数不重复可看出,叶顶泄漏流波动的周期与下游转子相对上游转子转过一个栅距的周期并不一致;当叶顶间隙进一步增大时(如图 7(c)所示),叶顶泄漏流强度增大,受泄漏流波动影响,导致尾缘附近由外伸激波引起的泄漏流参数波动周期发生改变。此外,叶顶泄漏流增强,叶顶泄漏流与轴向夹角增大,对应的叶顶泄漏流轴向速度减



(a) $\tau=0.2\text{ mm}$



(b) $\tau=0.5\text{ mm}$

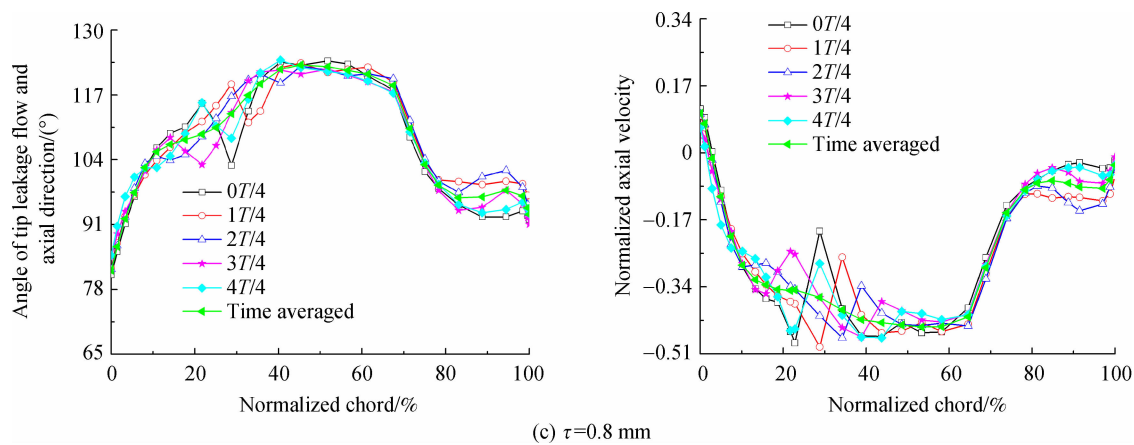


图 7 不同叶顶间隙下叶顶泄漏流与轴向夹角及叶顶泄漏流轴向速度
Fig. 7 Angle of tip leakage flow and axial direction and axial velocity of tip leakage flow at different tip clearances

小,反轴向速度增大。根据叶树波等^[32]的研究,叶顶泄漏流的速度取决于两部分:垂直于弦长的速度(由叶表两侧压差决定)、压力面附近的流向速度(由压力面附近相对总压决定)。当下游转子外伸激波在上游转子压力面形成的高压区较大时(如图 4~图 6,1T/4、2T/4 时刻所示),则叶表两侧压差增大,垂直于弦长的速度增大,进而导致上游转子约 70% 弦长下游叶顶泄漏流与轴向夹角增大(如图 7,1T/4、2T/4 时刻所示),叶顶泄漏流的损失进一步增大。

综上分析可知,在下游转子外伸激波掠过下,上游转子尾缘附近吸、压力面压差增大,泄漏流损失增大。小叶顶间隙时,叶顶泄漏流较弱,下游转子外伸激波是引起上游转子叶顶泄漏流发生波动的主要原因。当叶顶间隙增大,叶顶泄漏流增强会引起泄漏流参数的波动周期与下游转子相对上游转子转过一个栅距的周期不一致,且叶顶间隙进一步增大时,叶顶泄漏流引起的扰动往下游传播,引起尾缘附近泄漏流参数波动的周期发生改变。

2.3 不同叶顶间隙下外伸激波对上游转子叶尖区载荷波动的影响范围

为了进一步明确上游转子叶顶间隙变化后,上游转子叶顶泄漏流及下游转子外伸激波对上游转子沿弦长载荷波动的影响范围,有必要探究不同叶顶间隙下上游转子叶尖区沿弦长载荷波动频率特性的变化规律。为此沿上游转子叶顶弦长吸、压力面分别均匀布置 10 个数值监测点(沿吸力面 $S_1 \sim S_{10}$ 、沿压力面 $P_1 \sim P_{10}$),如图 8 所示。

将吸、压力面数值监测点的静压,进行傅里叶变换得到如图 9 所示的频谱图。

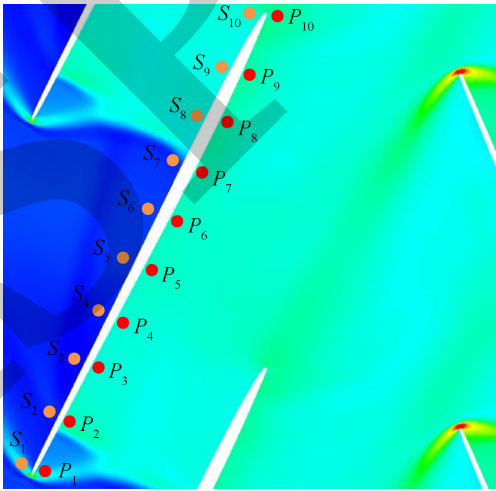
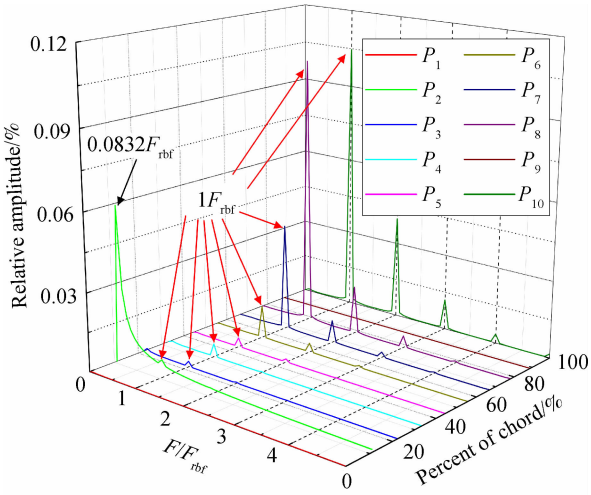


图 8 沿弦长数值监测点
Fig. 8 Numerical monitor points along chord

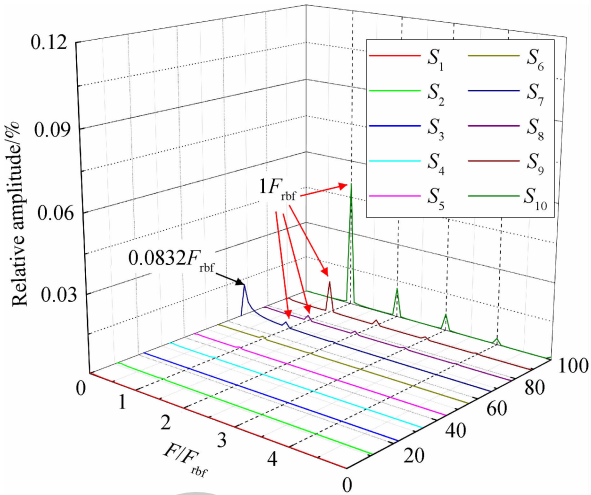
为便于分析,图 9 中的频率(F)、幅值,分别以下游转子相对上游转子的相对倍频(F_{rel})、上游转子进口总压进行了无量纲化。从图 9 中可以看出,每个间隙下,上游转子叶尖区均存在两种占优频率。为进一步明确前、弦长后半段区域占优频率随叶顶间隙变化的原因,定义如下式的静压标准差(D_{ns}),并得到如图 10 所示上游转子 98% 叶高静压标准差的云图,其中静压标准差以低压进口总压进行了无量纲化。通过该云图,能较好地反映出上游转子叶尖区压力波动较大的区域。

$$D_{ns} = \frac{1}{\bar{p}} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{60} (p_i - \bar{p})^2}{60}}$$

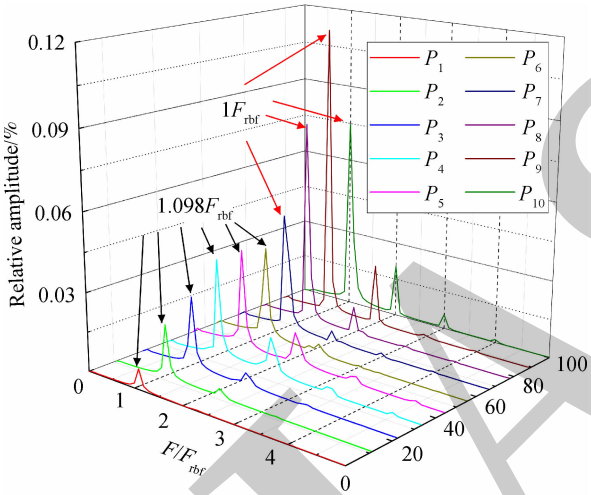
式中 p_i 为瞬时静压, $\bar{p}$ 为时均静压。



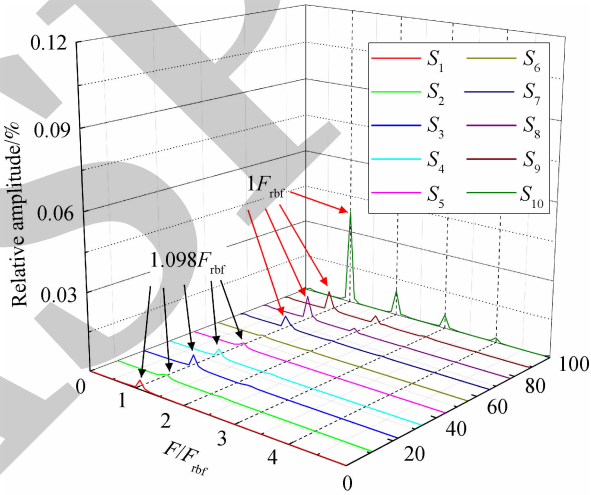
(a) 压力面频谱, $\tau=0.2\text{ mm}$



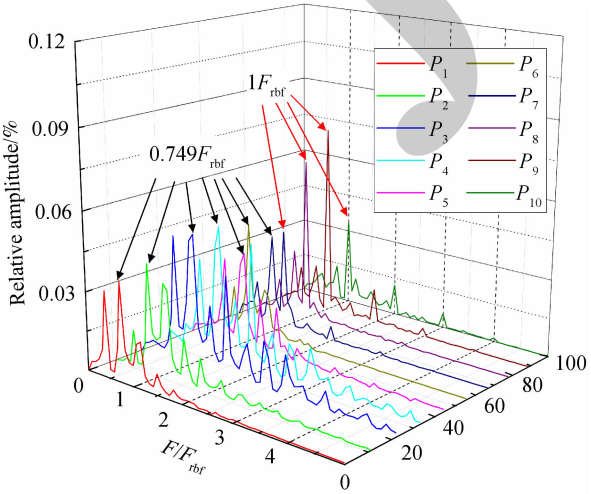
(b) 吸力面频谱, $\tau=0.2\text{ mm}$



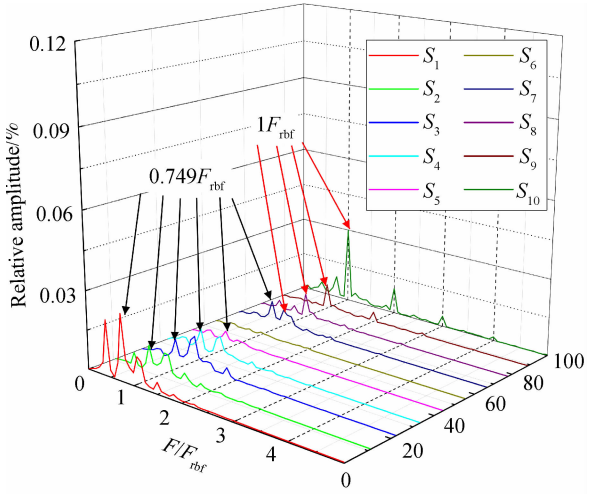
(c) 压力面频谱, $\tau=0.5\text{ mm}$



(d) 吸力面频谱, $\tau=0.5\text{ mm}$



(e) 压力面频谱, $\tau=0.8\text{ mm}$



(f) 吸力面频谱, $\tau=0.8\text{ mm}$

图 9 不同叶顶间隙下沿弦长静压频谱

Fig. 9 Frequency spectrum of static pressure along chord at different tip clearances

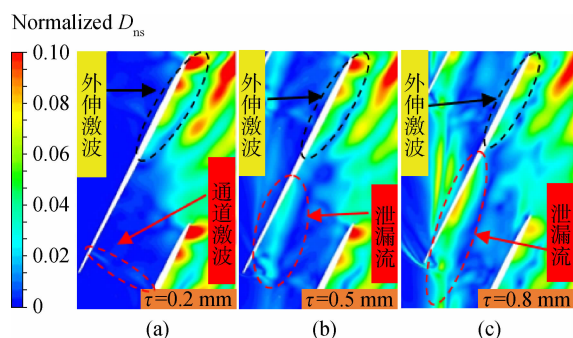


图 10 不同叶顶间隙下 98% 叶高静压标准差对比

Fig. 10 Comparison of standard deviation of static pressure at 98% span under different tip clearances

从图 9(a)、图 9(b)中可以看出,压力面 11.11% 弦长(P_2 点)、吸力面 66.67% 弦长(S_7 点)均存在 $0.0832F_{\text{tip}}$ 的占优频率。结合图 8 可知,这正是通道激波所处的位置,因此,此弦长位置的压力波动主要是由于动-动干涉下,压气机出口流量的非定常波动,引起的上游转子工况点变化,进而导致上游转子通道激波出现波动(如图 10(a)红色虚线框所示),引发对应弦长位置载荷波动。压力面 11.11% 弦长(P_2 点)之后、吸力面 66.67% 弦长(S_7 点)之后压力波动的占优频率为 1 倍相对倍频,与下游转子外伸激波掠扫频率一致,结合图 10(a)黑色虚线框可知,这正是下游转子外伸激波在上游转子叶尖区通道内的作用范围。同时可看出,下游转子外伸激波引起压力面压力波动的幅值及范围,均大于吸力面;且压力波动幅值逆气流方向,逐渐减小(如图 9(a)、图 9(b)所示)。

由图 9(c)、图 9(d)可以看出,当叶顶间隙增大至 0.5 mm 时,压力面 55.55% 弦长(P_5 点)以前、吸力面 44.44% 弦长(S_5 点)以前,压力波动的占优频率为 1.098 倍相对倍频;其他弦长,压力波动的占优频率为 1 倍相对倍频。结合图 10(b)可知,产生上述变化的原因在于,随着叶顶间隙增大,上游转子叶尖区弦长前半段叶顶泄漏流增强,由其导致的压力波动占主导作用(如图中红虚线框所示),因而通道激波引起的压力波动受到抑制。后段弦长压力波动的原因仍然来源于下游转子外伸激波的掠扫(如图中黑虚线框所示)。

由图 9(e)、图 9(f)可以看出,当叶顶间隙进一步增大至 0.8 mm 时,压力面 66.67% 弦长(P_7 点)以前、吸力面 66.67% 弦长(S_7 点)以前,压力波动的占优频率为 0.749 倍相对倍频;其他弦长压力波动的占优频率为 1 倍相对倍频。结合图

10(c)可知,较叶顶间隙为 0.5 mm 时,叶顶泄漏流引起的压力波动的幅值增大(如图中红虚线框所示),进而导致叶顶泄漏流波动的频率降低。

综上分析,上游转子叶尖区吸、压力面,静压波动幅值最大值均在上游转子尾缘附近,波动占优频率与外伸激波掠扫频率一致,且不随叶顶间隙变化而变化。结合图 4~图 6 进行分析可知,这是因为下游转子外伸激波在上游转子叶尖区通道内的发展规律所导致的。随着叶顶间隙增大,叶顶泄漏流增强,引发上游转子叶尖区弦长前半段压力波动的原因由通道激波转变为泄漏流。由叶顶泄漏流引起的压力波动的区域随叶顶间隙增加而增大,而下游转子外伸激波引起沿弦长压力波动的区域随之减小。且由叶顶泄漏流波动而导致的叶尖区载荷波动频率随叶顶间隙增大而减小,叶顶间隙增大至 0.827% 叶高时,上游转子叶尖区载荷波动频率由低频占主导,这会对压气机叶片振动带来不利影响。

3 结 论

本文采取非定常数值模拟方法,深入揭示了上游转子变叶顶间隙时,动-动干涉对上游转子叶尖区压力波动及泄漏流的影响机理。全文可得到以下结论:

1) 下游转子外伸激波抵达上游转子尾缘时的强度随着上游转子叶顶泄漏流强度增强而减小,进而导致上游转子压力面弱压缩波逐渐消失;当下游转子外伸激波形成的高压区与上游转子叶顶泄漏流在吸力面形成低压区相遇时,在上游转子尾缘附近形成与吸力面曲线切向相垂直的较强压缩波;且受到上游转子叶顶泄漏流区域的影响,较强压缩波的位置基本不受上游转子叶顶间隙大小的影响。

2) 下游转子外伸激波的掠扫引起上游转子尾缘附近吸、压力面压差增大,导致叶顶泄漏流增强,进而导致尾缘附近叶顶泄漏流损失增大。随叶顶间隙增大,叶顶泄漏流增强,引起叶尖弦长前半段泄漏流参数出现波动且波动周期与下游转子外伸激波掠扫周期不一致,随着叶顶间隙进一步增大,泄漏流进一步增强,泄漏流引起的扰动往下游传播,引起尾缘附近泄漏流参数波动周期发生改变。

3) 下游转子外伸激波引起上游转子压力面波动的幅值及区域远大于吸力面,静压波动幅值最大值均在尾缘附近,波动占优频率与外伸激波

扫略频率一致且不随叶顶间隙变化而变化。级环境下,随叶顶间隙增大,上游转子叶尖区弦长前半段压力波动的频率,由通道激波转为叶顶泄漏流主导,且呈现减小的趋势。

通过本文的研究,深入揭示了动-动干涉下,上游转子叶顶间隙变化,引起上游转子叶尖区压力波动的非定常流动机理,为今后非定常设计及气动减损提供了理论依据。

参考文献:

- [1] FREEMAN C. Tip clearance effects in axial turbomachines [R]. Belgium: Von Karman Institute Lecture Series, 1985.
- [2] DENTON J D. Loss mechanisms in turbomachines [J]. *Journal of Turbomachinery*, 1993, 115(4): 621-656.
- [3] CUMPTSY N A. Tip leakage flow in axial compressors [J]. *Journal of Turbomachinery*, 1991, 113(2): 252-259.
- [4] MAILACH R. Experimental investigation of rotating instability in a low-speed research compressor [R]. London: Third European Conference on Turbomachinery-Fluid Dynamics and Thermodynamics, 1999.
- [5] MARZ J, HAH C, NEISE W. An experimental and numerical investigation into the mechanisms of rotating instability [R]. ASME Paper GT2001-0536, 2001.
- [6] BERGNER J, KINZEL M, SCHIFFER H, et al. Short length-scale rotating inception in a transonic axial compressor-experimental investigation [R]. ASME Paper GT2006-90209, 2006.
- [7] HAH C, BERGNER J, SCHIFFER H. Short length-scale rotating stall inception in a transonic axial compressor-criteria and mechanisms [R]. ASME Paper GT2006-90045, 2006.
- [8] FURUKAWA M, INOUE M, SAIKI K, et al. The role of tip leakage vortex breakdown in compressor rotor aerodynamics [J]. *Journal of Turbomachinery*, 1999, 121(3): 469-480.
- [9] FURUKAWA M, SAIKI K, YAMADA K, et al. Unsteady flow behavior due to breakdown of tip leakage vortex in an axial compressor rotor at near-stall condition [R]. ASME Paper 2000-GT-666, 2000.
- [10] YAMADA K, FURUKAWA M, INOUE M, et al. Unsteady three-dimensional flow phenomena due to breakdown of tip leakage vortex in a transonic axial compressor rotor [R]. ASME Paper GT2004-53745, 2004.
- [11] ZHANG H W, DENG X Y, CHEN J Y, et al. Unsteady tip clearance flow in an isolated axial compressor rotor [J]. *Journal of Thermal Science*, 2005, 14(3): 211-219.
- [12] DU J, LIN F, ZHANG H W, et al. Numerical investigation on the self-induced unsteadiness in tip leakage flow for a transonic fan rotor [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2010, 132(2): 021017. 1-021017. 9.
- [13] KNAPKE R D, TURNER M G, LIST M G, et al. Time Accurate simulations of a counter-rotating aspirated compressor [R]. ASME Paper GT2008-50877, 2008.
- [14] GUIDOTTI E, TURNER M G. Analysis of the unsteady flow in an aspirated counter-rotating compressor using the nonlinear harmonic method [R]. ASME Paper GT2009-60285, 2009.
- [15] 高丽敏, 苗芳, 李瑞宇, 等. 动/动干涉效应对叶片非定常负荷的影响 [J]. *航空学报*, 2014, 35(7): 1874-1881.
GAO Limin, MIAO Fang, LI Ruiyu, et al. Effect of rotor/rotor interactions on blades unsteady loading [J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2014, 35(7): 1874-1881. (in Chinese)
- [16] 王掩刚, 陈为雄, 陈俊旭. 对转压气机叶顶间隙涡非定常数值研究 [J]. *工程热物理学报*, 2017, 38(1): 93-100.
WANG Yangang, CHEN Weixiong, CHEN Junxu. Study of transient tip leakage vortex characteristics in a contra-rotating compressor [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2017, 38(1): 93-100. (in Chinese)
- [17] MAO X C, LIU B. Numerical study of the unsteady behaviors and rotating stall inception process in a counter-rotating axial compressor [J]. *Journal of Aerospace Engineering*, 2016, 230(14): 2716-2727.
- [18] MAO X C, LIU B, ZHAO Hang. Effects of tip clearance size on the unsteady flow behaviors and performance in a counter-rotating axial flow compressor [J]. *Journal of Aerospace Engineering*, 2017, 233(3): 1059-1070.
- [19] GORRELL S E, THEODORE H, OKIISHI, et al. Stator-rotor interactions in a transonic compressor: Part 1 effect of blade-row spacing on performance [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2003, 125(2): 328-335.
- [20] TURNER M G, GORRELL S E, CAR D. Radial migration of shed vortices in a transonic rotor following a wake generator: a comparison between time accurate and average passage approaches [R]. ASME Paper GT2005-68776, 2005.
- [21] GORRELL S E, CAR D, PUTERBAUGH S L, et al. An investigation of wake-shock interactions in a transonic compressor with digital particle image velocimetry and time-accurate computational fluid dynamics [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2006, 128(4): 616-626.
- [22] ESTEVADEORDAL J, GORRELL S, GEBBIE D, et al. PIV study of blade-row interactions in a transonic compressor [R]. AIAA 2007-5017, 2007.
- [23] LIST M G, GORRELL S E, TURNER M G. Investigation of loss generation in an embedded transonic fan stage at several gaps using high fidelity, time-accurate CFD [R]. ASME Paper GT2008-51220, 2008.
- [24] REYNOLDS S B, GORRELL S E, ESTEVADEORDAL J. PIV analysis on the effect of stator loading on transonic blade-row interactions [R]. ASME Paper GT2010-22576, 2010.
- [25] CLARK K P, GORRELL S E. The effects of blade loading on trailing edge vortex formation on a highly loaded stator upstream of a transonic rotor [R]. ASME Paper GT2011-45891, 2011.

[26] CLARK K P, GORRELL S E. Analysis and prediction of shock-induced vortex circulation in transonic compressors [J]. Journal of Turbomachinery, 2015, 137(12): 121007. 1-121007. 10.

[27] ESTEVADEORDAL J, GORRELL S, PUTERBAUGH S. PIV measurements of blade-row interactions in a transonic compressor for various operating conditions [R]. AIAA 2008-4700, 2008.

[28] GORRELL S E, CAR D, PUTERBAUGH S L, et al. An investigation of wake-shock interactions in a transonic compressor with digital particle image velocimetry and time-accurate computational fluid dynamics [J]. Journal of Turbomachinery, 2005, 128(4): 616-626.

[29] GORRELL S E, COPENHAVER W W, CHRISS R M. Effects of upstream wakes on the performance of a transonic compressor stage [R]. Chattanooga, US; Presented at the thirteenth International Symposium on Air Breathing Engines, 1997.

[30] CHRISS R M, COPENHAVER W W, GORRELL S E. The effects of blade-row spacing on the flow capacity of a transonic rotor [R]. ASME Paper 99-GT-209, 1999.

[31] GORRELL S E, COPENHAVER W W, CHRISS R M. Upstream wake influences on the measured performance of a transonic compressor stage [J]. Journal of Propulsion & Power, 2001, 17(1): 43-48.

[32] YE S B, ZHAO Q J, CUI W W, et al. An improved model for tip clearance loss in transonic axial compressors [J]. Journal of Power and Energy, 2018, 232(4): 295-314.

(编辑:李岩梅、张 雪)