

文章编号: 1000-8055(2008)07-1293-06

跨声速轴流压气机近失速状态的 间隙泄漏流流动特性

张燕峰, 楚武利, 卢新根

(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 为了研究间隙泄漏流以及泄漏涡自身的非定常性对轴流压气机的旋转失速的影响, 对跨声速轴流压气机 NASA 转子 37 进行全三维定常、非定常的数值模拟, 对比了最大效率和近失速工况的实验和数值模拟结果, 定常计算所获得的总性能与试验结果符合良好. 对于非定常计算, 详细分析了 NASA 转子 37 近失速工况下流场结果, 揭示了 NASA 转子 37 在近失速工况点, 间隙泄漏流存在较明显的非定常性, 这种非定常性表现为间隙泄漏流激波干涉引起间隙泄漏涡的周期性破碎.

关 键 词: 间隙泄漏流; 螺旋型破碎; 非定常流动; 近失速工况

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Numerical simulation of the flow characteristic of tip leakage flow in a transonic axial-flow compressor at near stall condition

ZHANG Yan-feng, CHU Wu-li, LU Xin-gen

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

Abstract: Tip clearance flow and the unsteady flow phenomena of tip leakage vortex have great effect to the stall inception of axial-flow compressor. In this paper, 3-D steady, unsteady numerical simulation of the transonic axial-flow compressor-NASA rotor 37 was investigated. Compared to the numerical results and the experimental test case at peak efficiency and near stall condition, the numerical results agreed well with experimental test data for estimation of the global performance. For the unsteady computation, Detail analyses of the flow field of the NASA rotor 37 led to some preliminary conclusion: the tip leakage flow behave obviously unsteady flow phenomena. Shock-vortex induced the periodic breakdown of the tip leakage vortex.

Key words: tip leakage flow; spiral-type breakdown; unsteady flow; near stall condition

间隙泄漏流是由于叶顶间隙两侧的压差作用下, 部分流体穿过叶顶间隙形成的. 间隙泄漏流不仅严重影响压气机性能, 而且与压气机的稳定性密切相关. 针对低速轴流压气机, Hoying^[1] 研究发现, 当向失速点靠近时, 顶部间隙泄漏流与主流交接面向转子叶片通道上游运动, 形成突发型失速先兆. Vo^[2] 在 Hoying 研究基础上, 进一步研究

了叶顶泄漏涡对亚声速轴流压气机失速影响, 提出了亚声速轴流压气机突发型失速先兆的两个准则, 即间隙泄漏流、主流交接面与转子前缘对齐以及泄漏流在相邻叶片尾缘出现回流. 对于跨声速压气机, Hofmann^[3-4] 研究认为激波与间隙泄漏流干涉, 导致间隙泄漏流破裂, 形成阻塞区, 进而影响跨声速压气机流动稳定. Yamada^[5] 针对相同跨

收稿日期: 2007-06-25; 修订日期: 2008-05-05

基金项目: 航空科学基金(05C53016)

作者简介: 张燕峰(1983-), 男, 上海人, 博士生, 主要从事叶轮机械气动热力学专业研究方向.

声速压气机,在最大效率和近失速工况,进行时间精确数值模拟,研究了间隙泄漏流破裂非定常性,尤其是在近失速工况下,非定常性更加明显. Bergner^[6]和 Hah^[7]分别对某跨声速压气机转子内部流动进行实验测量和数值模拟,研究认为顶部间隙泄漏流的非定常性以及间隙泄漏流和激波的非定常干涉,是导致该跨声速压气机转子出现突发型旋转失速的主要原因.国内研究者们,对间隙泄漏流的流动特性也做了大量的研究工作.如贾希诚等^[8]对压气机静叶栅间隙泄漏流和通道二次流的相互作用进行了数值研究.聂超群等^[9]对某跨声速压气机进行了实验研究,结果表明该跨声速压气机近失速工况下动叶顶部的间隙流非定常特性与旋转失速成因有内在联系.

压气机间隙区域面积小,存在间隙泄漏流为主的各种二次流,其流动复杂,尤其对于跨声速压气机中,存在间隙泄漏流与激波、附面层非定常干涉这些复杂流动现象.叶尖间隙泄漏流与压气机转子旋转失速先兆相关联,因此研究压气机内部间隙泄漏流流动特性对于认清压气机稳定性、失速形成具有重大意义.本文针对 NASA 转子 37 跨声速压气机转子进行定常以及时间精确的数值模拟,旨在澄清该转子在近失速工况下叶片顶部间隙泄漏流特性,以便进一步认识间隙泄漏流对 NASA 转子 37 失速形成的影响.

1 研究对象

本文研究对象为跨声速压气机转子(NASA 转子 37),NASA 转子 37 是 1978 年由 NASA Lewis 研究中心设计为研究展弦比和载荷对压气机性能影响而设计的低展弦比跨声速进口级之一,该转子的主要结构参数和气动设计参数表 1 所示.

表 1 NASA 转子 37 主要结构参数和设计参数
Table 1 The primary geometry and performance parameters of NASA rotor 37

参数	数值
转子叶片数	36
顶部稠度	1.288
展弦比	1.19
轮毂比	0.7
顶部间隙/ mm	0.365
设计转速/ (r/ min)	17 188
设计总压比	2.106
设计等熵效率	0.889
设计流量/ (kg/ s)	20.19

2 数值计算方法

数值计算利用 NUMECA / FINE 的 Euranus 求解器,计算过程中采用 Jameson 的有限体积差分格式并结合 Spalart-Allmaras 湍流模型对相对坐标系下的三维雷诺平均 Navier-Stokes 方程进行求解,采用显式四阶 Runge-Kutta 法时间推进以获得定常解,为提高计算效率,采用了多重网格法、局部时间步长和残差光顺等加速收敛措施.非定常计算采用了隐式双时间方法,计算中以近失速工况条件下的定常计算结果为非定常计算初场,适当提高出口背压(本文中,背压 1 和背压 2 分别约高出近失速工况点背压 2 kPa 及 3.2 kPa).且每一个物理时间步长为 10^{-5} ,根据转子 37 叶片通过频率 10 312.8 Hz(Blade passing frequency),则每个叶片通道计算约为 9.7 步,每一物理时间步下的虚拟时间步为 20.本文所有计算均是叶片到叶片方向采用周期性边界条件的单通道数值模拟.

为了获得较好的网格正交性,转子叶片通道采用了 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)并保持顶部间隙几何形状不变,网格拓扑如图 1 所示.定常计算时,为了节省计算资源,作者结合卢新根^[10]模拟该转子的经验,发现主通道采用周向 33 个网格,轴向 249 个网格,径向 77 个网格,网格总数约 77 万的网格已经达到了网格无依赖性要求;非定常计算时,为了能更详细地捕捉流场细节,通过对计算网格进行加密,主通道网格数为周向 41 个网格,轴向 309 个网格以及展向 105 个网格,间隙区网格数为 $13 \times 161 \times 21$ (周向 $\times$ 轴向 $\times$ 展向).总共网格数约为 184 万.

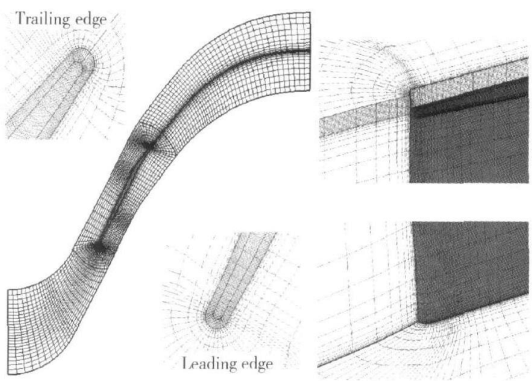


图 1 计算网格

Fig. 1 Calculative grid

3 结果及分析

如图 2 给出了 100 %设计转速下 NASA 转子 37 性能曲线. 文中计算从设计点开始,通过逐步提高背压向失速点逼近,数值失速前最后一个工况对应着近失速工况点. 与实验结果相比,数值计算预测的压比在实验误差范围内,而绝热效率相对偏低了约 2 %左右,数值计算的近失速点流量也比实验获得的偏小,这与 Hofmann^[3-4] 计算结果相似. 总体上,数值计算与实验结果吻合较好.

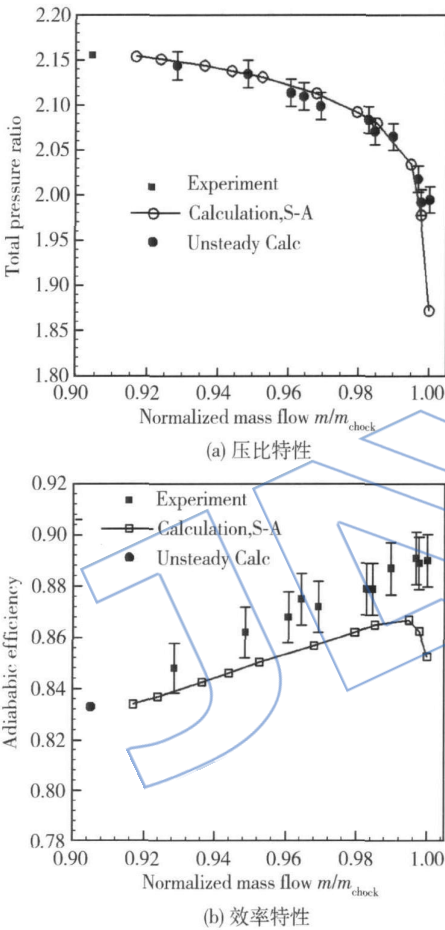


图 2 NASA 转子 37 性能曲线
Fig.2 Performance of NASA rotor 37

为了更好的认识转子 37 内部流场结构,图 3,4 分别给出了最大效率和近失速工况点,95 %叶高相对马赫数图,并与实验数据比较. 在最大效率工况下,间隙泄漏流顺利通过通道激波,基本上没有形成阻塞区,实验和数值模拟结果均体现了这一点;当转子进入近失速工况点时,间隙泄漏流与激波发生强烈干涉,在激波后形成大片低速区,造成流场阻塞,使得主流不能顺利通过,如果进一步提高背压时,压气机转子进入失速. 图中最大效率点的实验和数值模拟结果符合得较好,而近失速工

况点,实验和数值模拟有出入,这主要是由于数值模拟获得的近失速工况点流量比实验结果小.

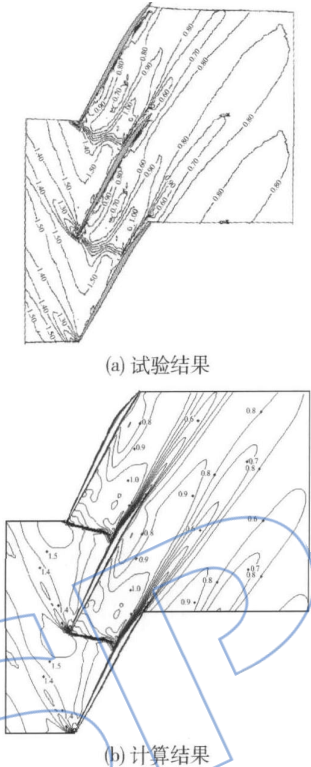


图 3 最大效率点 95 %叶高相对 Ma 等值线图
Fig.3 Iso-Mach lines at 95 % span
at near peak efficiency condition

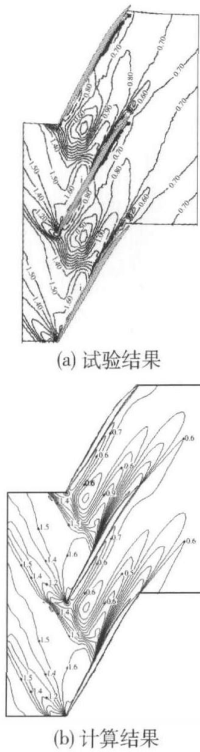


图 4 近失速点 95 %叶高相对 Ma 等值线图
Fig.4 Iso-Mach lines at 95 % span at near stall condition

为了认识近失速工况条件下, NASA 转子 37 叶顶区域流动的非定常性, 本文采用时间精确数值模拟, 时间步长选取根据转子叶片通道频率这一量级确定, 本文选取的时间步长为 10^{-5} 。如图 5 和图 6 中所示的为两个不同背压下扭矩和叶顶间隙某点静压随时间变化监测历史图谱, 从图中可以看出, 背压 1 非定常情况不明显, 而背压 2 非定常情况明显, 出现了扭矩和静压的周期性波动, 表明了非定常性已经收敛, 背压 2 的非定常周期约为 150 个迭代时间步, 非定常频率约为 60 % 叶片通过频率 (BPF), 这与 Yamada^[5] 计算结果基本一致。

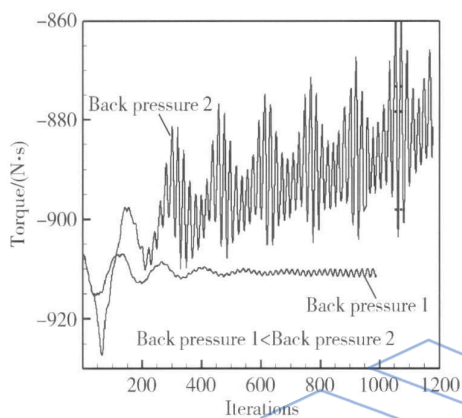


图 5 叶片扭矩监测历史图谱

Fig. 5 Monitor history of blade torque

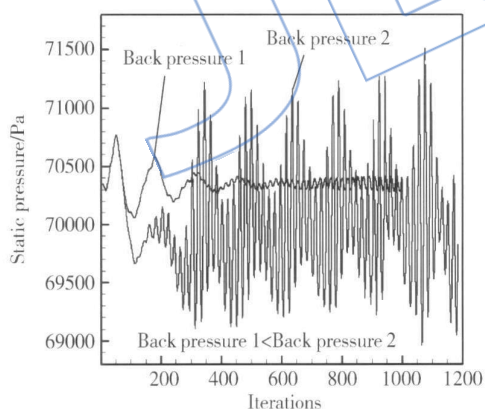


图 6 叶顶某点静压监测历史图谱

Fig. 6 Monitor history of pressure at blade tip

为了认清叶顶区域的非定常流动现象, 如图 7 所示为背压 2 近失速条件下的非定常数值模拟 (图 2 标出), 不同时刻叶顶绝对涡量非定常分布图, 图中的切面均沿着近似垂直间隙泄漏流的方向截取, 同时给出了顶部间隙泄漏流粒子示踪图, 其中绝对涡量大小定义为

$$\xi_n = \frac{|\xi|}{2\omega}$$

其中 $|\xi|$, ω 分别代表绝对涡矢量的模和转子角速度大小, 绝对涡量高对应着间隙泄漏涡核, 且绝对涡量越大, 间隙泄漏涡强度越强。由图中可以看出, 叶顶区出现两个扰动区, 同时也是两个高损失区: ①激波间隙泄漏流干涉引起的泄漏流非定常特性; ②激波导致叶片边界层分离, 并且前者的强度明显比后者强得多。

在一个非定常扰动周期内, 间隙泄漏涡随时间发生剧烈的变化, 泄漏流流线周向扭曲及猛烈地改变方向, 并与相邻叶片压力面发生碰撞, 某些时刻时, 泄漏流撞击到了相邻叶片压力面的前缘。1/8 T 时刻, 间隙泄漏涡与激波干涉没有出现间隙泄漏涡破碎现象, 间隙泄漏流流线由于泄漏流与激波干涉而扭曲, 并在压力面叶顶后半部分与压力面发生碰撞; 2/8 T 时刻间隙泄漏涡与激波干涉使得间隙泄漏涡螺旋型破碎 (Spiral-type vortex breakdown), 泄漏流流线沿周向进一步扭曲, 并且扭曲后的泄漏流流线与相邻叶片压力面的碰撞位置明显向叶片前缘移动, 一小部分破碎的泄漏涡核占据相邻叶片前缘; 3/8 T 时刻, 间隙泄漏涡螺旋型破碎加剧, 间隙泄漏流流线周向严重扭曲, 并与相邻叶片压力面的碰撞位置移动到了叶片前缘位置, 同时伴随大量破碎的间隙泄漏涡核占据相邻叶片压力面的前缘位置, 造成了通道阻塞; 4/8 T 时刻, 间隙泄漏涡与激波干涉引起泄漏涡破碎进一步加剧, 在此时刻两种间隙泄漏涡破碎, 即泄漏涡螺旋型破碎 (Spiral-type vortex breakdown) 和气泡型破碎 (Bubble-type breakdown) 均出现了。间隙泄漏流流线周向扭曲明显减弱, 与相邻叶片压力面前缘基本没有碰撞, 只有在相邻叶片后半部分发生了碰撞。且只有很小一部分破碎的泄漏涡核占据相邻叶片压力面前缘; 5/8 T 时刻, 破碎的泄漏涡核已经不能占据相邻叶片压力面前缘, 且此刻泄漏流流线最为流畅, 可以较顺利通过叶片通道, 不与相邻叶片压力面发生碰撞。在 6/8 T ~ 8/8 T 时刻, 间隙泄漏涡与激波干涉使得泄漏涡破碎情况逐渐消失, 5/8 T ~ 7/8 T 时刻还存在较弱的间隙泄漏涡螺旋型破碎, 到了 8/8 T 时刻, 基本没有出现间隙泄漏涡的螺旋型破碎。且在此时间段泄漏涡核逐渐向核心聚集, 涡核逐渐变小, 在 8/8 T 时刻泄漏涡核最小。同时泄漏流流线与相邻叶片压力面的碰撞位置从叶片中部逐渐向前推进, 在 8/8 T 时刻碰撞位置处于叶片压力面前缘处。

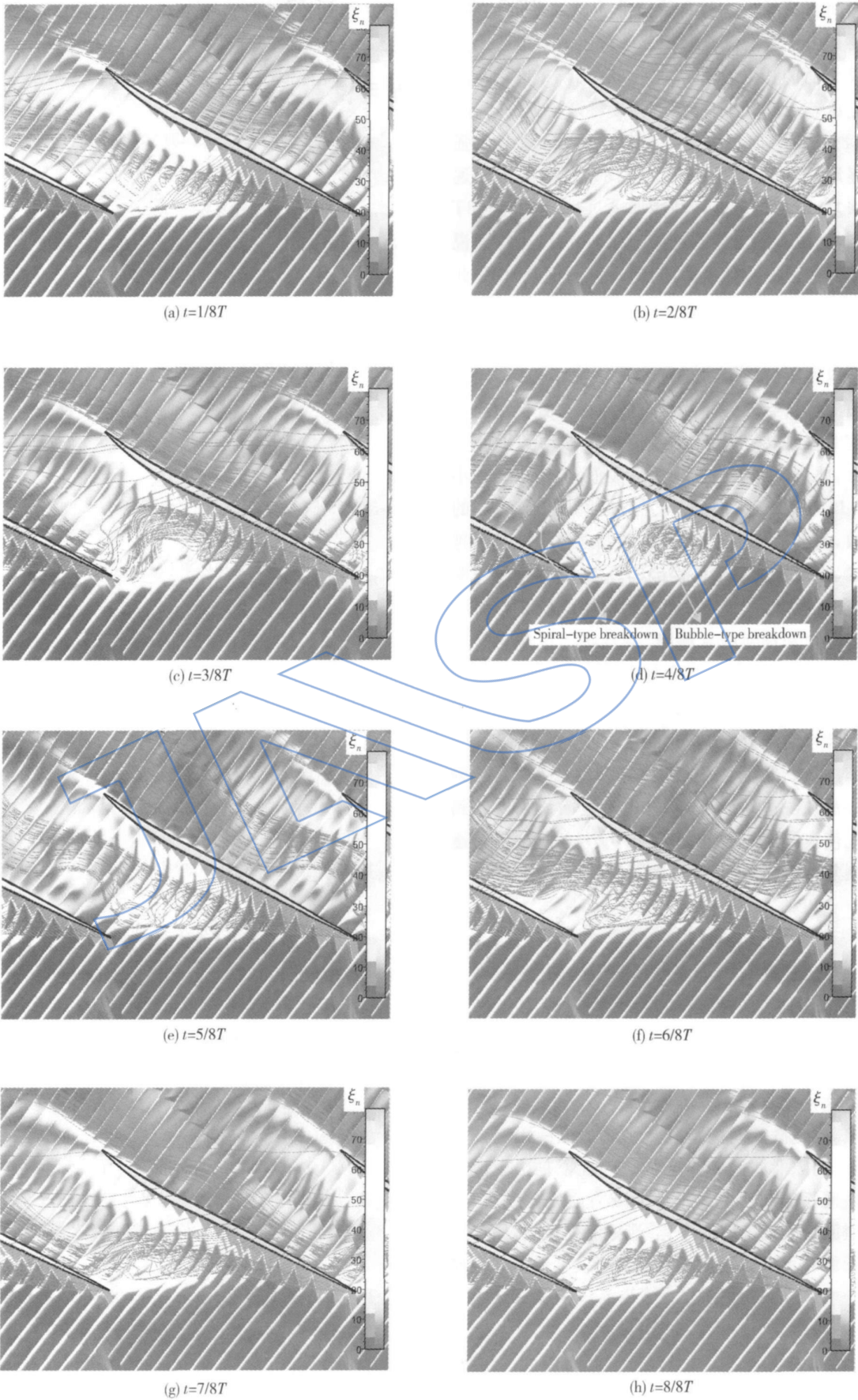


图 7 叶顶绝对涡量分布及粒子示踪图

Fig. 7 Normalized helicity contour and streamline at blade tip

间隙泄漏涡这种自维持非定常破碎的现象,主要是由于泄漏流碰撞相邻叶片压力面引起压力面吸力面的压差变化引起的。 $5/8T \sim 8/8T$ 时间段是压差逐渐减小,泄漏流强度逐渐增强的过程; $1/8T \sim 3/8T$ 时间段是压差逐渐减小,泄漏流强度逐渐减弱的过程; $4/8T \sim 5/8T$ 时间段压差逐渐恢复,泄漏流强度逐渐减弱的过程。当 $t = 5/8T$ 时刻,间隙泄漏流没有碰撞到相邻叶片,一方面说明此时的泄漏流强度最弱,另一方面也说明了,此刻叶片压力面吸力面的压差达到最大。这种压差表现为 $6/8T \sim 8/8T$ 间隙泄漏流逐渐增强,泄漏流可以逐渐更加顺利地通过激波而不破碎。同时泄漏流流线与相邻叶片压力面碰撞位置逐渐向叶片前缘移动, $8/8T$ 时刻碰撞位置移动到了叶片前缘,此刻泄漏流强度到达最大值,但是压差减小了; $1/8T \sim 3/8T$ 时间,受上一时间段压差减小的缘故,泄漏流强度逐渐减弱,顺利通过激波越来越困难,出现了间隙泄漏涡破碎现象,并伴随着泄漏流流线的周向扭曲。这种高度扭曲的泄漏流流线可以再次和相邻叶片碰撞,并且碰撞位置逐渐向叶片前缘移动,进一步减小压差,从而减弱泄漏流强度。 $3/8T$ 时刻,大量破碎的泄漏流涡核堆积在相邻叶片前缘处,压差达到最小值。在 $4/8T \sim 5/8T$ 时间段,泄漏流强度继续减弱,在 $5/8T$ 时刻泄漏流强度达到最小。同时由于泄漏流强度弱到不能使泄漏流流线与相邻叶片发生碰撞,压差逐渐恢复,从而完成了一个泄漏流扰动周期。

4 结 论

本文针对 NASA 转子 37 跨声速压气机做了定常、非定常数值模拟,定常计算结果与实验结果很好的吻合,非定常计算揭示了在叶顶区域存在非定常流动。

这种非定常现象不是激波引起的边界层分离现象,而是激波间隙泄漏流引起的泄漏涡周期性破碎。间隙泄漏涡的非定常破碎现象是由于泄漏流碰撞相邻叶片引起压力面吸力面压差变化,使得泄漏流强度随时间变化。泄漏流强度强,则与激波干涉时可以顺利通过激波而不发生泄漏涡破碎

现象;泄漏流强度弱,则不能顺利通过激波,发生泄漏涡破碎现象。

参考文献:

- [1] 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.
- [2] Vo H D, Tan C S, Greitzer E M. Criteria for spike initiated rotating stall [R]. ASME Paper, 2005-GT-68374, 2005.
- [3] Hoffman W H, Ballman J. Some aspects of tip vortex behavior in a transonic turbocompressor[R]. ISABE Paper, 2003-1223, 2003.
- [4] Hoffman W H, Ballman J. Flow mechanisms in a transonic turbocompressor at conditions near stall [R]. ISABE Paper, 2005-1139, 2005.
- [5] 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.
- [6] Bergner J, Kinzel M, Schiffer H, et al. Short length-scale rotating stall inception in a transonic axial compressor-experimental investigation [R]. ASME Paper, 2006-GT-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, 2006-GT-90045, 2006.
- [8] 贾希诚,王正明,叶轮机中间隙流与通道二次流相互作用的数值研究[J]. 航空动力学报, 2002, 17(4): 439-403. JIA Xicheng, WANG Zhengming. Numerical study of interaction between clearance flow and passage secondary flow in turbomachinery [J]. Journal of Aerospace Power 2002, 17(4): 439-403. (in Chinese)
- [9] 聂超群,桂幸民,于清,等.跨音压气机近失速状态的非定常特征,工程热物理学报[J]. 1999, 20(2): 171-175. NIE Chaoqun, GUI Xingmin, YU Qing, et al. Unsteady flow behavior of near-stall states in a transonic axial compressor [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1999, 20(2): 171-175. (in Chinese)
- [10] 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. Flow Instability and its passive control strategies in axial-flow compressor [D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2007. (in Chinese)