

文章编号: 1000-8055(2010)07-1615-07

激波/泄漏涡相互干扰对跨声压气机 流动稳定性的影响

张卓勋, 吴艳辉, 楚武利, 张皓光
(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 对单级跨声压气机 Stage 35 进行了单通道全三维定常数数值模拟, 开展了网格密度对计算结果影响的研究, 从而确定了一套最佳网格配置, 该套网格配置预测的总性能和基元性能与试验结果符合得最好. 以此为基础对 Stage 35 的内部流场进行分析, 发现其流动失稳最有可能是由动叶近叶顶靠近压力面侧的低能堵塞团引发的. 随着流量的减小, 间隙泄漏涡的强度和旋拧度随着叶片载荷的增加而增加, 激波与泄漏涡相互干扰使得近失速条件下间隙泄漏涡破碎, 涡破碎极有可能是动叶近叶顶靠近压力面侧低能流体产生的主要原因.

关 键 词: 跨声速; 数值模拟; 流动稳定性; 激波; 间隙泄漏涡

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Influence of shock/ tip leakage vortex interaction on flow stability in a single-stage transonic axial compressor

ZHANG Zhuoxun, WU Yanhui, CHU Wuli, ZHANG Haoguang
(School of Power and Energy,
Northwest Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: Three-dimensional numerical simulations were conducted to analyze the flow field in a single-stage transonic compressor Stage 35. Firstly, three kinds of gridding were modeled to investigate their prediction accuracy on overall performance and blade-element curves. The criterion for choosing the optimum gridding is that the prediction matches best the experimental data. Then, the internal flow field of the optimum gridding was analyzed to find out the most probable influential factor of the flow stability; and it is found that low-energy fluid near pressure surface at rotor tip most likely induces the flow instability. As the mass flow rate reduces, the intensity and swirl ratio of the tip leakage vortex (TLV) increase with the blade loading. The breakdown of the TLV occurs due to the interaction of shock/ TLV at the near-stall condition, thus most possibly leading to low-energy fluid accumulated near the pressure side of rotor tip passage.

Key words: transonic; numerical simulation; flow stability; shock;
tip leakage vortex (TLV)

现代航空发动机中压气机进口级设计向着跨声和高负荷的方向发展, 这对压气机稳定裕度的要求就更为苛刻. Stage 35 是 1978 年由美国航空

航天局(NASA)Lewis 研究中心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^[1], 它是现役发动机中压气机进口级

收稿日期: 2010-02-29; 修订日期: 2010-04-27

基金项目: 国家自然科学基金(50506026); 航空科技创新基金(08B53004); 西北工业大学基础研究基金(W018101)

作者简介: 张卓勋(1986-), 男, 陕西户县人, 硕士生, 主要从事叶轮机械气动热力学研究.

设计的典型代表. Reid 等^[2]报道了针对 Stage 35 的总性能和基元性能的试验测量结果. 以 Stage 35 为研究对象, 国外学者开展了跨声压气机预失速性能及叶顶喷气扩稳方法的研究. Weigl 等^[3]对该级压气机进行了叶顶喷气的稳态和主动控制喷射试验, 使得该压气机的压升和稳定裕度等稳态性能明显提高. 在此基础上, Spakovszky 等^[4]引入进口径向畸变, 在 85% 转速下对该级压气机进行了叶顶喷气的稳态和主动控制试验, 研究结果表明, 进口畸变的引入导致压气机稳定裕度下降, 稳态喷气的介入会使压气机失速先兆波从突尖波变为模态波, 失速先兆波的类型依赖于喷气孔的开闭. 接着, Suder 等^[5]改变叶顶喷气孔数目对 Rotor 35 进行了定常喷气试验和定常数值模拟, 文中认为顶部喷射降低了叶尖载荷来提高压气机稳定性, 扩稳范围和喷气孔的总周向范围有关, 和周向布置无关, 增加喷射速度可以提高叶顶喷射效率.

然而, 上述针对 Stage 35 的研究集中在对失稳前先兆波的检测方面以及喷气扩稳效果的评定上. 由于对诱发先兆波的流体动力学机理没有进行深入研究, 从而导致叶顶喷气扩稳方法的可靠性大打折扣. 因此, 必须深入探索失速起始的物理机制以便发展更好的控制方法来拓宽发动机的稳定工作范围.

近十年来, 计算流体动力学的飞速发展使得三维单通道定常数值模拟^[67]预测压气机近失速点处流场的精度不断提高. 此外, 并行计算技术的普及使得揭示先兆波的诱发机制和叶顶喷气的扩稳机理成为可能. Chen 等^[8]采用叶顶/ 削尖⁰处理方法, 对 Stage 35 进行了全通道三维非定常数值模拟, 揭示了叶顶通道中与先兆波出现相关的极有价值的流体动力学行为.

鉴于国外学者针对 Stage 35 的试验测量结果已经积累了丰富的试验校核数据库, 课题组旨在采用并行计算技术以及真实的叶顶间隙模型对 Stage 35 进行全通道时间精确数值模拟, 以揭示其预失速波的非定常诱发机制和叶顶喷气扩稳机理. 本论文所做的工作为采用单通道定常数值方法对 Stage 35 进行全三维数值模拟, 对计算结果进行试验校核, 以及对该单级压气机中最有可能影响流动稳定性的因素进行分析, 为后面预失速性能以及叶顶喷气非定常扩稳机理的研究做铺垫.

1 研究对象

本文研究对象为跨声单级压气机 Stage 35, 其转子和静子叶片数目分别为 36 和 46, 展弦比分别为 1. 19 和 1. 26, 轮毂比为 0. 7, 设计叶尖速度为 454 m/s, 设计压比和换算流量分别为 1. 82 和 20. 188 kg/s, 设计换算转速为 17 188 r/min. 具体设计参数参考文献[12]. 本文计算都是在 100% 设计转速下进行的.

2 数值模拟方法

数值计算采用 NUMECA Fine 软件包的 Euranus 求解器, 结合两方程 k²E Yang²Shih 湍流模型求解绝对坐标系下的三维雷诺时均 Navier²Stokes 方程. 空间离散采用二阶迎风通量差分分裂格式, 针对线性场和非线性场采用限定算子以限制解的振荡. 使用显式 Runge²Kutta 时间推进法以获得定常解, 为了提高计算效率, 采用多重网格法、局部时间步长和残差光顺等措施以加速收敛.

为了研究网格密度对计算结果的影响, 设计了 G1、G2 和 G3 三套网格配置. 网格总数以及转子网格配置如表 1 所示, N_i、N_j 和 N_k 分别表示周向、径向以及流向的网格节点数目. 图 1 示出了 Stage 35 的单通道计算网格 G1, 为了后续开展叶顶喷气扩稳机理研究, 在动叶前添加一周期数为 12 的静止块, 为以后在机匣上布置喷气孔做准备. 叶片通道靠近叶片表面的区域采用了 O 形贴体网格, 其他部分采用了 H 形网格. 为了获得良好的正交性, 转子顶部间隙区采用 / 蝶形网格⁰. 计算网格正交性大于 1⁵, 保证所有固壁附近的无量纲化网格高度 y⁺ 小于 2.

表 1 网格配置

Table 1 Gridding

网格配置	总数/ 万	转子 O 形网格			叶顶间隙 O 形网格		
		N _i	N _j	N _k	N _i	N _j	N _k
G1	71	13	73	109	9	17	109
G2	112	17	73	157	13	17	157
G3	215	25	73	209	17	17	209

在计算设定时, 轮毂、机匣、叶片等固壁给定绝热无滑移边界条件, 与转子叶片联结的一定区域内的轮毂区域和叶片转动, 而轮毂的其他部分



图 1 单通道计算网格 G1
Fig. 1 Computation grid G1 of single passage

以及机匣则定义为静止。进口边界条件取总压为 101325Pa、总温为 288.15K, 轴向进气, 并给定 k 和 E 出口边界条件设为平均静压, 通过逐步提高出口背压向失速点推进, 数值发散前最后一个工况点对应着近失速工况点。

3 结果与讨论

3.1 计算结果的试验校核

图 2 给出了 100% 设计转速不同网格配置下计算与试验总性能曲线对比, 图 2(a) 为绝对总压比, 图 2(b) 为等熵效率, 并给出了试验值的误差带。由于预测堵塞点流量与试验值相差 0.91%, 因此对流量进行了无量纲化处理, 图中横坐标为各工况点流量与各自堵塞点流量之比。需要指出

的是, Chima 在文献[9]中指出该级压气机在 181 2 kg/s 点处已经进入稳定旋转失速, Weigl^[3] 的试验表明该压气机的最后一个稳定点是 18.73 kg/s, 如图 2 所示。从图中可以看出, 从堵塞点到 $m/m_{choke} = 0.933$ 工况点, 三套网格 G1, G2, G3 的预测结果很接近, 预测性能点均落在试验误差带以内。从 $m/m_{choke} = 0.933$ 工况点向数值边界点推进, G3 网格的性能预测结果超出了试验误差带, 而 G1 和 G2 的预测结果依然在试验误差带以内。

为了进一步验证 G1 和 G2 网格对内部流场的模拟精度, 选取 $m/m_{choke} = 0.933$ 工况, 对级基元性能进行了分析。图 3 给出了计算和试验的总压比和总温比沿叶高的分布。从图 3(a) 可以看出总压比预测趋势均与试验值符合良好, 仅在量上存在差别, 但均满足精度要求, G1 网格对转子总压比的预测好于 G2 网格。从图 3(b) 看出两套网格对动叶总温比预测值基本一致, 且总体趋势与试验符合较好, 但在 0.9 叶展处相对误差最大, 为 1.2%, 这可能是因为试验对级间参数没有进行直接测量, 而是通过测量级间的壁面静压, 利用 S2 (流面准三元计算) 程序计算得出而造成的。

综上, G1, G2 网格对总性能的预测结果相当, 预测值均落在试验误差带内。从基元性能的角度看, G1 的预测结果与试验更接近, 因此, 下面采用 G1 网格的计算结果, 选取图 2(b) 中所示的峰值效率点(P_c)和近失速工况点(N_s), 对其内部流场进行分析以确定影响流动稳定性的因素。

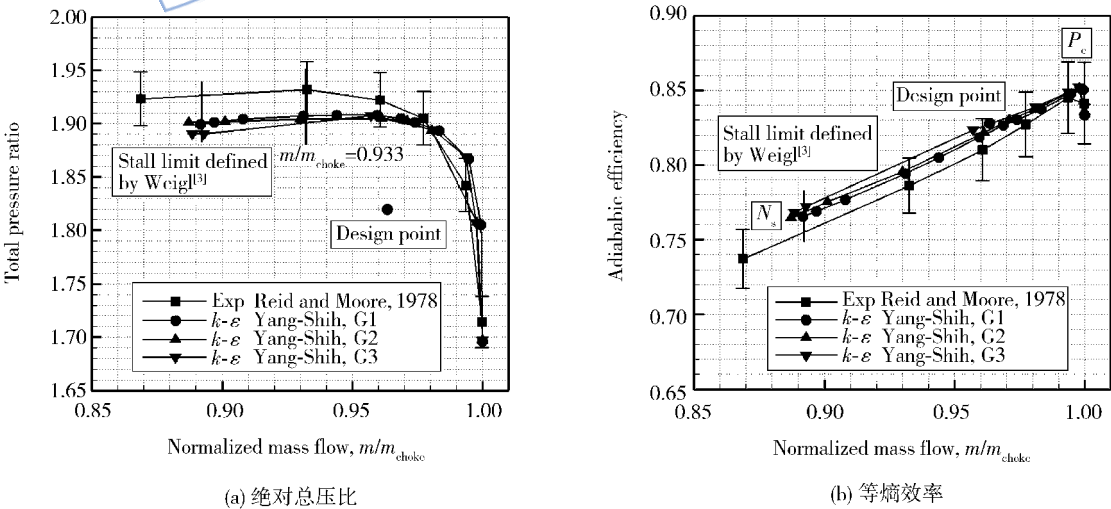


图 2 计算与试验总性能比较
Fig. 2 Comparison between calculation and experiment performance

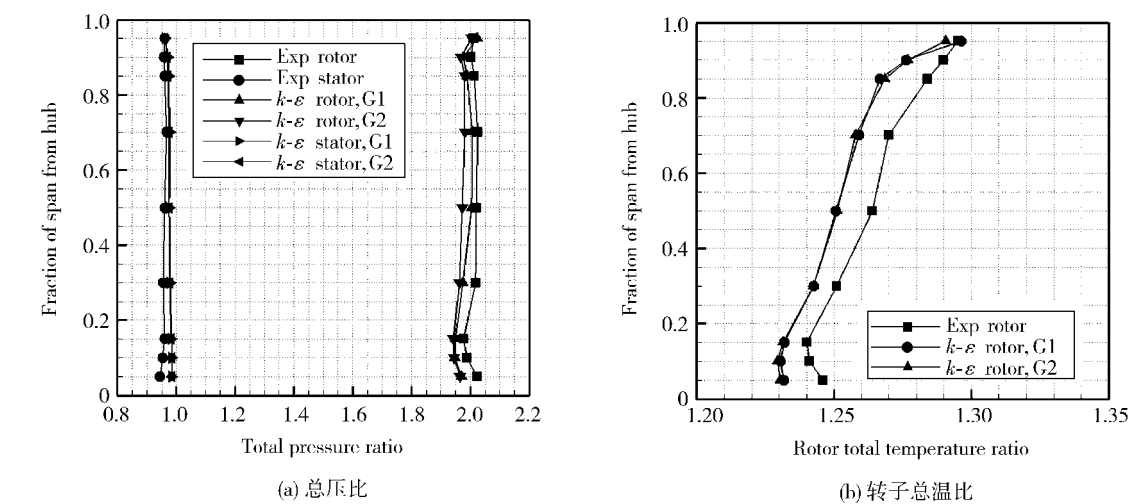


图 3 级基元性能计算值和试验值的比较

Fig. 3 Comparison between calculation and experiment of stage blade element data

3.2 内部流场分析

图 4 给出了峰值效率点和近失速点流场中相对马赫数为 0.25 的等值面。可以看出,峰值效率点叶栅通道内流动通畅,而在近失速点,动叶叶顶和静叶吸力面侧均出现了低能流团,这些低能流体不但对单级跨声压气机的特性有显著影响,而且也影响了整机的稳定性。

为了分析这些低能流团对压气机流动稳定性的影响,图 5 给出了最高效率点和近失速点在 0199 叶高处 S_1 截面的相对马赫数分布云图以及间隙泄漏涡轨迹。可以看出,从峰值效率点到近失速点,激波位置向动叶前缘推移,激波的强度增强,到近失速点时激波已脱离叶片前缘形成脱体激波。

结合图 4、图 5 可以看出,间隙泄漏涡向下游发展形成的流动阻塞使得近叶顶来流只能通过靠近压力面侧的流通区域向下游运动,而近失速工况时的低能流体区恰好堵住了这部分区域。动叶近叶顶的流动阻塞导致下游与之匹配的静叶基元级攻角增大,吸力面附面层发生分离,形成了图 4 (b)和图 5 (b)中的低速流体区域,但该低速流体区并没有完全阻塞静叶通道。另外在动叶叶顶也没有观察到激波引发的吸力面附面层分离现象,这与 Chen^[8]的全通道模拟获得的结果一致。

通过以上分析,可以认为靠近动叶叶顶压力面侧的低能堵塞团最有可能引发了 Stage 35 的流场失稳。下面深入分析该低能流团产生的深层流动机理。

由于近失速点叶顶间隙泄漏流动的复杂性,

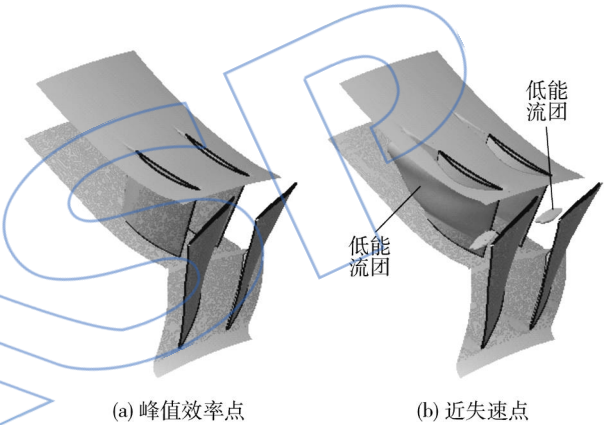


图 4 流场中的低能区

Fig. 4 Low energy zones in the flow field

图 5 (b) 中动叶叶顶的低能流团极有可能是间隙泄漏涡破碎所导致的。涡破碎是非常复杂的流动现象,目前的研究认为涡是否破裂主要取决于流向负压力梯度以及旋涡的旋拧强度。Smart 等人^[10]提出了根据来流马赫数和激波上游的旋拧度来判断涡是否破碎的极限曲线。旋拧度 S 定义为

$$S = \frac{W_{U_{max}}}{W_{ax}} \quad (1)$$

其中 $W_{U_{max}}$ 为涡核处垂直于涡轴的速度分量的最大值, W_{ax} 为涡核处平行于涡轴的速度分量。根据式 (1) 的定义,本文计算了图 2 中所示的 P_e , $m/m_{choke} = 0.933$ 以及 N_s 工况点激波上游的旋拧度,它们随叶顶来流马赫数的变化关系示于图 6,图中还给出了 Smart 等人^[10]提出的涡破碎极限曲线。可以看出,当压气机节流至 $m/m_{choke} = 0.933$

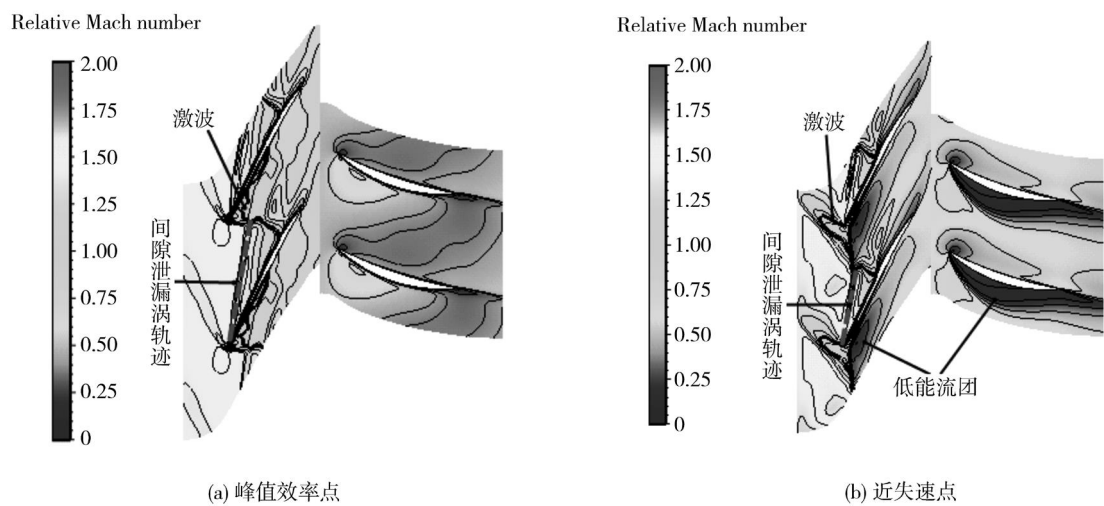


图 5 0.99 叶高处 S_1 流面相对马赫数分布云图

Fig. 5 Predicted relative Mach number distributions at 0.99 span of blade from hub

流量时, 叶顶来流马赫数和激波上游旋拧度所确定的点已非常接近涡破碎极限值. 随着压气机进一步朝近失速工况推进, 涡破碎现象越来越严重.

下面选取图 6 中峰值效率点 (peak efficiency) 和近失速点 (near stall) 仔细分析动叶通道内间隙泄漏涡和激波相互作用的深层机理.

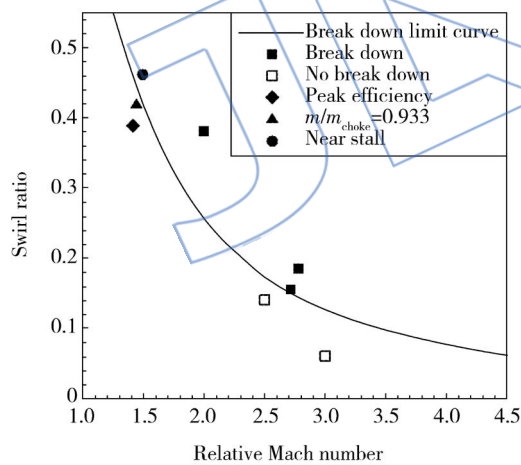


图 6 旋拧度随来流相对马赫数的变化曲线

Fig. 6 Swirl ratio versus relative Mach number

图 7 给出了动叶通道内 5 个近似垂直叶顶泄漏涡核截面的绝对涡量分布云图, 加粗曲线表示通道激波. 绝对涡量定义如下:

$$N = \frac{|N|}{2X} \tag{2}$$

式(2)中 N 代表绝对涡矢量, X 代表转子角速度的大小, 绝对涡量为一个无量纲量. 绝对涡量较高的

区域对应着间隙泄漏涡核, 并且绝对涡量越大意味着间隙泄漏涡强度越强.

图 8 给出了与图 7 中对应的 5 个切面上的标准螺旋度分布云图. 标准螺旋度定义为

$$H_n = \frac{N \cdot w}{|N| |w|} \tag{3}$$

式(3)中 w 代表相对速度矢量. 标准螺旋度为 1 的区域对应着沿流向涡的涡核, 并且即使在涡量衰减的情况下也可以用标准螺旋度定量评估涡的特性.

在峰值效率点处, 沿着泄漏涡流动方向绝对涡量逐渐减小, 但总的来说间隙泄漏涡结构变化不大, 涡核穿过各切面对应位置处绝对涡量都高度集中(图 7(a)), 这说明峰值效率点处涡核强度较大, 各切面上涡核对应位置的标准螺旋度都近似为 1(图 8(a)), 说明了绝对涡矢量方向始终和流向速度方向保持近似一致.

与峰值效率工况相比较, 近失速工况点激波上游切面 $\tilde{N}$, $\tilde{O}$ 上围绕泄漏涡核的高涡量区范围增大, 说明泄漏涡的强度增强, 此时涡核中心的标准螺旋度近似为 1. 在经过激波后, 可以明显地看到, 间隙泄漏涡结构发生了非常大的变化, 间隙泄漏涡突然膨胀, 涡核附近的流体偏离涡轴而向外运动, 并且沿径向向下扩展, 从切面 $\tilde{O}$ 可以看出, 绝对涡量变得很弱并且非常分散, 另外此处的标准螺旋度几乎变为 -1, 这就说明在涡核膨胀区, 间隙泄漏涡中心出现了滞止返流. 从切面 $\tilde{O}$ 到切面 $\tilde{O}$, 涡核对应位置处没有出现绝对涡量集中

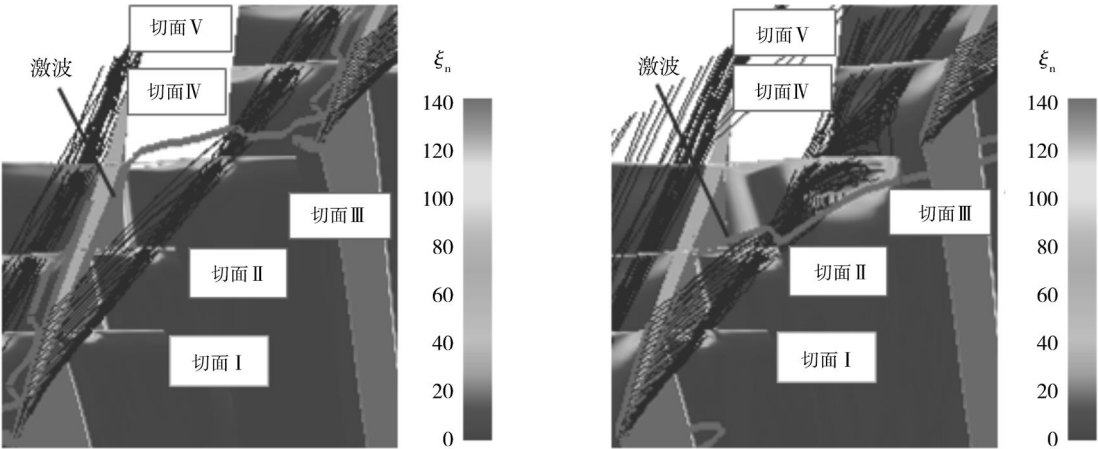


图 7 动叶通道内绝对涡量分布以及叶顶间隙泄漏涡

Fig. 7 Absolute vorticity distributions on crossflow planes and tip leakage vortex in rotor passage

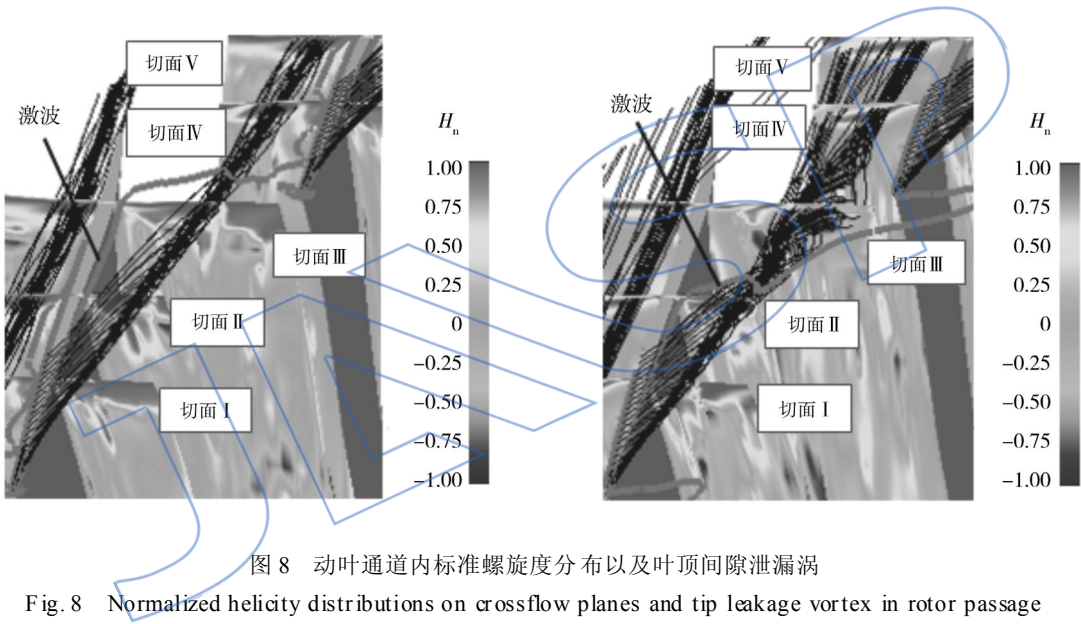


图 8 动叶通道内标准螺旋度分布以及叶顶间隙泄漏涡

Fig. 8 Normalized helicity distributions on crossflow planes and tip leakage vortex in rotor passage

区域, 标准螺旋度又接近为 1. 由以上分析得出: 涡心出现回流(滞止)区, 间隙泄漏涡突然膨胀, 涡心没有集中的绝对涡量, 以上三点都是涡破碎的典型特征^[11212]. 因此可认为近失速点处, 随着间隙泄漏涡强度以及旋拧度的增强, 激波和间隙泄漏涡相互作用使得间隙泄漏涡发生破碎, 涡破碎极有可能是图 4 和图 5 中动叶近叶顶靠近压力面侧低能流体产生的主要原因.

4 结 论

对单级跨声压气机 Stage 35 进行了单通道全三维数值模拟, 在对计算结果进行试验校核的基础上对内部流场进行了详细分析:

- 1) 进行了网格密度对计算结果影响的研究. 通过与试验测量的总性能和基元性能进行对比分析, 确定了一套最佳网格配置. 该套网格配置预测的总性能以及基元性能与试验结果符合得最好.
- 2) 以此为基础对 Stage 35 的内部流场进行分析发现, 其流动失稳最有可能是由动叶近叶顶靠近压力面侧的低能堵塞团引发的.
- 3) 随着流量的减小, 间隙泄漏涡的强度和旋拧度随着叶片载荷的增加而增加. 激波与泄漏涡相互干扰使得近失速条件下间隙泄漏涡破碎, 涡破碎极有可能是动叶近叶顶靠近压力面侧低能流体产生的主要原因.

参考文献:

- [1] Reid L, Moore R D. Design and overall performance of four highly loaded, high speed inlet stages for an advanced, high pressure ratio core compressor[R]. NASA TP21337, 1978.
- [2] Reid L, Moore R D. Performance of a single stage axial flow transonic compressor with rotor and stator aspect ratios of 1. 19 and 1. 26, respectively, and with design pressure ratio of 1. 82[R]. NASA TP21338, 1978.
- [3] Weigl H J, Paduano J D, Frechette L G, et al. Active stabilization of rotating stall and surge in a transonic single stage axial compressor[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1998, 220(4): 625-636.
- [4] Spakovszky Z S, Weigl H J, Paduano J D, et al. Rotating stall control in a high speed stage with inlet distortion: Part I - Radial distortion[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1999, 121(3): 515-516.
- [5] Suder K L, Hathaway M D, Thorp S A, et al. Compressor stability enhancement using discrete tip injection[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2001, 123(1): 14-23.
- [6] Yamada K, Funazaki K, Furukawa M. The behavior of tip clearance flow at near stall condition in a transonic axial compressor rotor[R]. ASME Paper GT2002-27725, 2002.
- [7] Chunil H, Rabe D C. Role of tip leakage vortices and passage shock in stall inception in a swept transonic compressor rotor[R]. ASME Paper GT2004-53867, 2004.
- [8] Chen J P, Hathaway M D. Pre stall behavior of a transonic axial compressor stage via time accurate numerical simulation[R]. ASME Paper GT2002-27926, 2002.
- [9] Chima R V. Swift code assessment for two similar transonic compressor[R]. AIAA2000-1058, 2000.
- [10] Smart M K, Kalkhoran I M. Flow model for predicting normal shock wave induced vortex breakdown[J]. AIAA Journal, 1997, 35(10): 1582-1596.
- [11] Leibovich S. The structure of vortex breakdown[J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 1978, 10: 221-246.
- [12] Deley J M. Aspects of vortex breakdown[J]. Progress in Aerospace Sciences, 1994, 30(1): 1259.