

## 微量叶尖喷气对压气机稳定性的影响

胡 骏 李 亮

(南京航空航天大学能源与动力学院, 南京, 210016)

**摘要:** 为了研究微量喷气对压气机稳定性的影响及其机理, 在双级低速轴流压气机试验器上开展了微量叶尖喷气对压气机稳定裕度影响的参数化研究, 并将其结果与无喷射时的基准值进行比较。结果表明, 微量喷气能够提高压气机的稳定裕度, 扩宽压气机的稳定工作范围, 扩稳机制是抑制了模态波向旋转失速团的发展并同时改善了转子叶尖的流场; 喷气量越大, 微量喷气扩稳效果越明显; 在相同喷气量的情况下, 沿逆压气机旋转方向偏转一定的角度喷气时叶尖微量喷气具有较好的扩稳效果。

**关键词:** 压气机; 微量喷气; 参数化研究; 稳定裕度

**中图分类号:** V231.3      **文献标识码:** A      **文章编号:** 1005-2615(2012)05-0734-07

## Study of Micro Tip Injection Effect on Compressor Stability

Hu Jun, Li Liang

(College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, Nanjing, 210016, China)

**Abstract:** To study the effect of the micro tip injection on the compressor stability and its mechanism, the article carries out the correlative research on the two-stage low speed axial compressor. The result is compared with the baseline values without injection. Comparison results indicate that micro tip injection is able to improve the compressor stable margin, and extend the stable operation range of compressors. The mechanism of the extension is to suppress modal wave and ameliorate rotor tip flow field. The more the injection flow mass, the clearer the injection effect. When injection angle deflects a certain angle in the counter rotation direction, the injection effect is clear.

**Key words:** compressor; micro injection; parametric study; stable margin

压气机工作性能和稳定性的提高受到旋转失速和喘振等非正常现象的制约。为了提高压气机的稳定性, 近年来最常用的两种提高风扇/压气机稳定裕度的方法是机匣处理和微射流。机匣处理是对机匣进行永久性处理, 因而它会在压气机任意工况下使机匣处理中流体和主流区产生相互干扰; 而空气喷射装置只在机匣壁面处布置少量的喷嘴, 不使用时这种干扰很小, 当被使用时喷嘴朝着转子前缘外机匣附近处喷射微量空气。

对端壁流场的叶尖喷射和改善稳定裕度的正研究已经开展了很多年。最早开展的稳定性控制研究者之一是 20 世纪 60 年代晚期的 Koch<sup>[1-2]</sup>, 他探

索了附面层内稳态的吹气和吸气的影响。后来, 微射流作为控制压气机叶尖流场推迟失速和改进性能的方法, 受到了很大的关注并取得了非常显著的扩稳效果<sup>[3-7]</sup>。2007 年, 苏黎世叶轮机械实验室的 Cassina 等人<sup>[3]</sup>对一台单级低速轴流压气机上转子上游叶尖喷射进行了全三维的数值模拟, 发现相对于完全的环向喷射, 分散的喷射所带来的扩稳效果更好, 并且存在一个最优的喷嘴尺寸和喷射角度; 2008 年, 印度 Roy 等人<sup>[4]</sup>在一台低速轴流风扇转子上游和转子叶弦中部处叶尖喷射进行了实验研究, 同样发现在风扇进口进行分散喷射的效果更好, 且在转子上游进行喷射的效果更好; 2009 年,

Neuhaus 等人<sup>[5]</sup>对一台低速高压轴流风扇比较了定常和非定常空气喷射对性能的影响,发现定常和非定常空气喷射都能提高风扇的气动性能和稳定性,最好的结果还是定常喷射所获得的。Suder 和 Strazisar 等人<sup>[6-7]</sup>也认为定常喷射是失速裕度提高的主要缘由以及对控制叶尖诱导的不稳定的关键因素是转子叶尖处流量平均的轴向速度。

在基础性实验取得成功的基础上,研究人员进一步对带喷气的压气机内部流场进行了数值模拟和实验测量,初步地给出了各自的喷气提高压气机稳定工作范围的机理。Weigl 等人<sup>[8]</sup>认为是喷气提高了压气机的进口总压,因此抑制了叶片通道内分离和回流;Suder 等人<sup>[6]</sup>认为叶尖喷气减小了叶片尖部区域的负荷来拓宽压气机的稳定工作范围的。而对微喷气引起的非定常响应机制,Nie 等人<sup>[9]</sup>解释为将叶尖泄漏涡向叶片下游推移,从而推迟了尖脉冲失速先兆的产生。在叶轮机械领域,对于喷气能够抑制压气机内的流动失稳的物理机制一直没有取得共识。

基于以上的启发和认识,本文对双级低速轴流压气机开展了叶尖喷射的参数化研究并对微射流扩稳机理进行了探索。

## 1 实验设备及测量系统

### 1.1 实验台与测量设备

实验在南京航空航天大学的双级低速轴流压气机实验器上进行,该压气机设计参数见表 1。

图 1 给出了两级低速轴流压气机的结构及各测量位置简图。在 A-A 截面上沿周向均匀布置了 4 个直径为 2 mm 的壁面静压孔,测量压气机远上游静压用于计算流量系数;在 B-B 截面,相对半径  $\bar{R}=0.9$  处沿周向均布了 5 个高频响应的动态总压探针,即 B1 至 B5;从 C-C 到 F-F 每个截面上各布置了一个动态静压传感器,即 C1, D1, E1, F1;在 G-G

表 1 压气机设计数据

动力源	200 kW 直流电机
压气机外径	900 mm
轮毂比	0.6
设计转速	1 500 r/min, 小于 $n_d$ 无级可调
设计总压比	1.035
设计效率	0.88
设计流量	25 kg/s

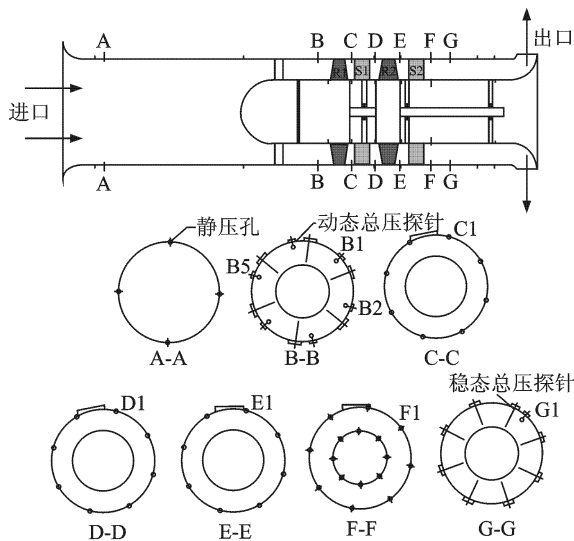


图 1 压气机结构及压力测量位置

截面,相对半径  $\bar{R}=0.9$  处布置了一个动态总压探针 G1。

为了获得转子叶尖区域的气动扰动变化的详细信息,以此分析压气机失稳机理或者微射流抑制扰动发展的扩稳机理。本文在双级低速轴流压气机的第 1 级转子机匣上沿轴向均匀布置了用于测量壁面动态压力的 8 个动态测点,如图 2 所示,测点里安装了高频响应的压力传感器,第 1 级转子前缘与机匣上测点之间的周向距离如表 2 所示。

稳态采集系统由 JC 型转矩转速测量仪、PSI DTCnet Acq 压力测量系统和计算机组成。

动态数据采集采用 LMS Scada III 动态压力测量仪。实验中采用了 Kulite 微型差压式动态压力传感器。该动态压力传感器的最大响应频率为 300 kHz。本次实验采样频率为 4 096 Hz,采集时间为 10 s。

### 1.2 喷射系统及喷嘴设计

该喷射系统主要包括空气压缩机、储气罐、压

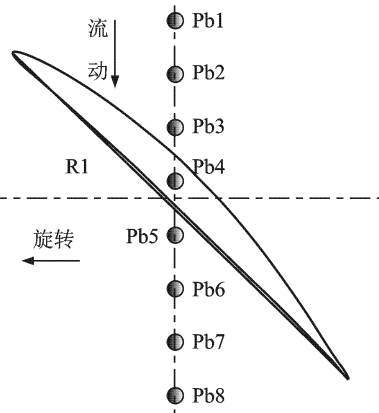


图 2 转子叶尖的静压测孔分布

表2 第1级转子前缘与机匣上测点之间的轴向距离

动态测点	X/mm	X/C
Pb1	-6.3	-0.07
Pb2	7.7	0.09
Pb3	21.7	0.25
Pb4	35.7	0.40
Pb5	49.7	0.56
Pb6	63.7	0.72
Pb7	77.70	0.88
Pb8	91.7	1.04

力计、控制阀、流量计、集气管和喷嘴。其简图如图3所示。

考虑到实际应用,喷嘴的设计如图4中所示,结构简单,安装在压气机进口上游距第1级转子叶尖约100%弦长的外机匣上,喷气出口与机匣内壁相平,不会对转子进口前流场产生干扰,周向均布8个喷嘴。

为了更好地描述流量裕度的提高量,本文定义了流量裕度提高量 $\bar{m}$ ,公式如下

$$\bar{m} = \left( 1 - \frac{m_{\text{with}}}{m_{\text{without}}} \right) \times 100\%$$

式中, $m_{\text{with}}$ 和 $m_{\text{without}}$ 分别代表有喷气和无喷气时压气机近失速点流量。

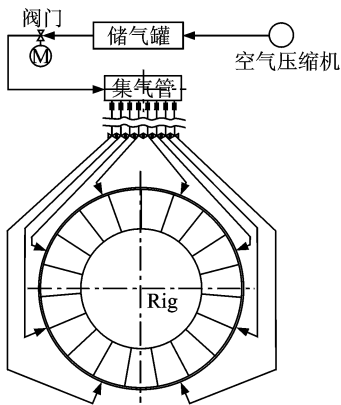


图3 喷射系统简图

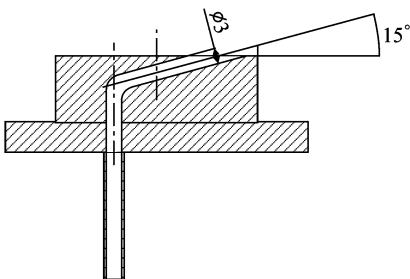


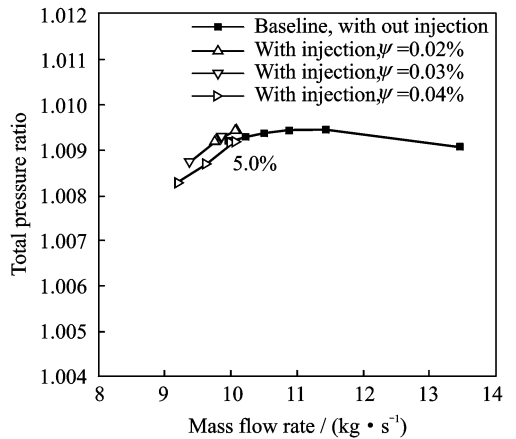
图4 喷嘴结构

## 2 不同喷射参数对压气机稳定性的影响

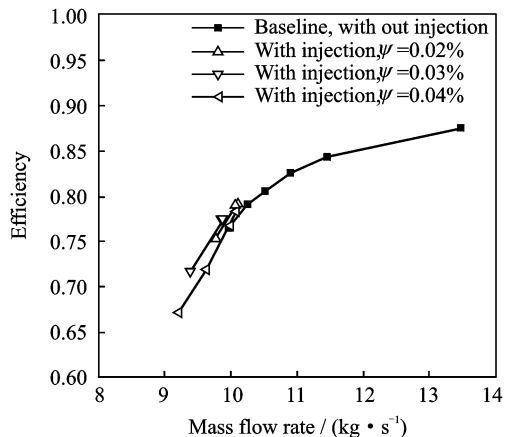
### 2.1 不同喷气流量对压气机稳定性的影响

在800 r/min换算转速下周向8个喷嘴同时喷气时 $\psi=0.02\%, 0.03\%, 0.04\%$ 这3种不同喷气流量(定义的相对喷气流量为喷气量与压气机设计流量的比值)下叶尖微量喷气对压气机稳定性的影响,如图5,6所示。图5对比了无喷气和喷气时压气机的特性,从图中可以看出,在800 r/min换算转速下,叶尖微量喷气使得压气机的失速点流量值减小了5%,叶尖微量喷射气流是能够起到较大扩稳效果的。虽然本实验中喷气由外界气源提供,但是由于喷射流量较小(只有压气机设计流量的万分之几),所以微量喷气对压气机的效率和压比的影响并不大,并没有改变效率和压比特性线的走向,压比和效率一直都在减小。

从图中还可以看出,3种不同的喷射量都不同程度地提高压气机的稳定裕度。随着喷气量的增加,其扩稳效果越明显。从图6中同样可以看出,当



(a) 压比特性



(b) 效率特性

图5 喷气流量对压气机稳定性影响的特性线

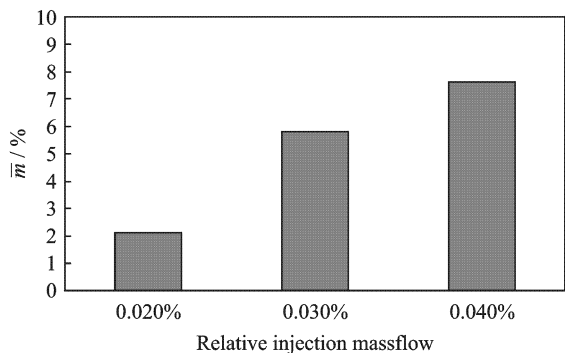


图6 不同喷射流量对压气机稳定裕度的影响

喷气量达到一定程度时, 进一步增加喷射流量对压气机的稳定裕度影响变小。

### 2.2 不同喷气角度对压气机稳定性的影响

影响叶尖喷射扩稳效果的另外一个重要参数就是喷射角度。在保证喷嘴其他结构参数不变的前提下, 加工了具有3种不同喷射角度( $\theta = -30^\circ, 0^\circ, 30^\circ$ )的喷嘴。这里喷射角度的定义以沿着压气机轴向喷气为基准, 顺转子旋转方向为负, 逆转子旋转方向为正。实验中喷气流量是压气机的设计流量的0.035%。

图7和8给出了喷气角度与压气机稳定裕度变化量的关系。从图中可以看出, 3种不同喷气角

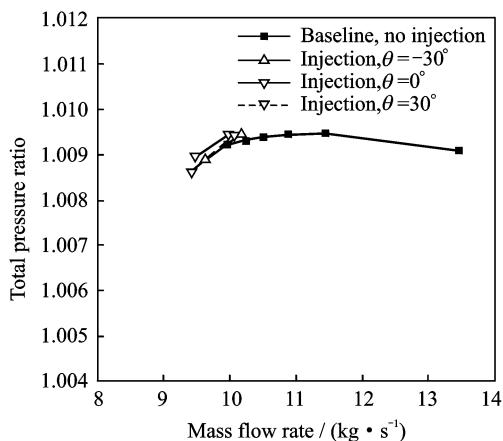


图7 喷气角度对压气机稳定性影响的特性线

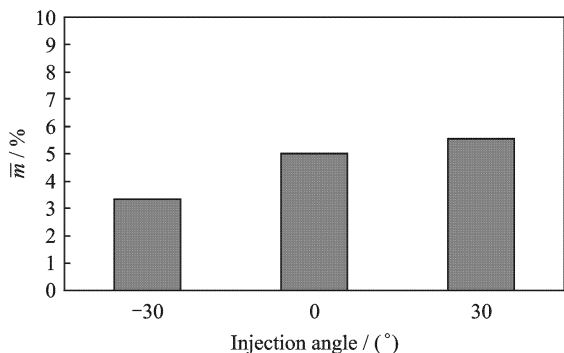


图8 不同喷气角度对压气机稳定裕度的影响

度都能有效地提高压气机的稳定裕度, 相比之下, 沿着逆压气机旋转方向偏转 $30^\circ$ 进行喷气时稳定裕度提高量最大, 沿轴向喷气时扩稳效果次之, 顺着压气机旋转方向偏转 $30^\circ$ 进行喷气时扩稳效果稍差。该结果与Nie等<sup>[9]</sup>和Beheshti等<sup>[10]</sup>的结论基本一致。

### 2.3 不同喷嘴数量对压气机稳定性的影响

为了研究喷嘴数量对压气机稳定裕度的影响, 笔者开展了3种不同喷嘴数量的实验, 实验中喷气角度轴向, 且保证每一个喷嘴的喷气量为0.005%压气机设计流量。从图9, 10中可以看出, 采用4个喷嘴进行喷气时叶尖微量喷气扩稳能力较弱, 随着喷嘴数量的增加, 叶尖微量喷气的扩稳能力增强。

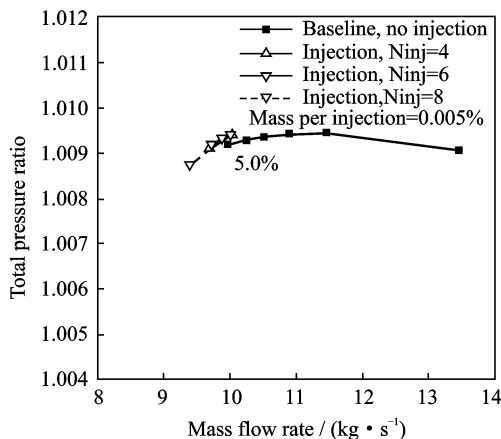


图9 喷嘴数量对压气机稳定性影响的特性线

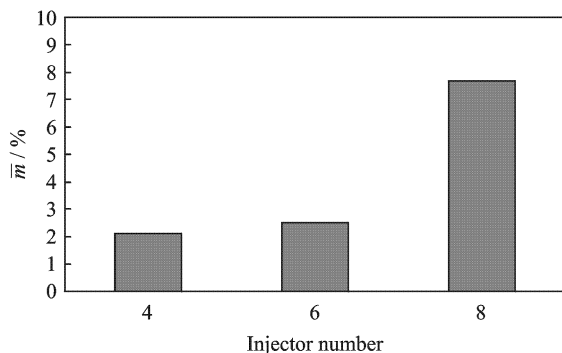


图10 不同喷嘴数量对压气机稳定裕度的影响

## 3 叶尖微量喷气提高压气机稳定裕度影响的机理探索

### 3.1 压气机进出口及级间动态信号分析

上述的实验结果表明: 叶尖微量喷气能够提高轴流压气机的稳定裕度。为了探索微量喷气对压气机稳定性提高的影响机理, 首先要获得该压气机的失速先兆类型, 然后再对均匀进气下微射流扩稳下的流场进行分析。

图11和12给出了800 r/min转速均匀进气

时压气机进口 B-B 截面周向 5 个位置经过低通滤波(截止频率为 50 Hz)后得到的动态总压信号以及 S 变换得到的时频图谱。图中纵坐标为量纲一压力  $\bar{p}^* = (p^* - \bar{p}^*)/\bar{p}^*$ ,  $p^*$  为测点处的动态总压,  $\bar{p}^*$  为  $p$  的时均值, 周向布置了 5 个动态测点。从两图中可以很明显的看出, 该压气机是模态波引起的旋转失速。

图 13 给出了无喷射时压气机进口失速前后出现模态波阶段和完全发展的失速团阶段的频谱分析结果。从图中发现, 压气机失速前出现了 5.01 Hz 的模态波扰动, 相对旋转频率为 37.8%; 压气机失速后, 失速团旋转频率是 5.57 Hz, 相对旋转频率为 42%。

图 14 和 15 分别给出了图 2 中喷射流量  $m_{inj} = 0.035\%$  时近失速工况压气机进口总压和级间所测静压脉动信号的频谱分析, 其中, 横坐标相对频率是动态信号频率与压气机旋转频率之比。图中纵坐标是量纲一压力  $\tilde{p} = (p - \bar{p})/\bar{p}$ ,  $p$  是测点处的动态

静压,  $\bar{p}$  是  $p$  的时均值。从图中可以看出, 在有喷射的情况下整个压气机通道内都存在着相对频率是 37.8% 的扰动信号, 对比图 13 中之前没有喷射时压气机内脉动流场特征频率, 可以判断该扰动信号是模态波扰动信号, 而不是旋转失速团信号。从这里可以明显的看出, 微射流能扩大压气机的稳定性很有可能是因为微射流抑制模态波向旋转失速团的发展, 而不是抑制模态波这种失速先兆的出现。

### 3.2 微射流对第 1 级转子叶尖流场的影响

微量喷气主要作用在第一级转子叶尖流场, 因而有必要观察一下第 1 级转子叶尖壁面静压云图, 如图 16 所示。

众所周知, 泄漏流产生的直接动力是叶片压力面和吸力面上的压差, 无论流量工况如何, 各个通道的泄漏流自始至终都是存在的, 但是各个通道叶片结构等不同的缘故, 各个通道的泄漏涡轨迹相对叶片的位置会略有不同。由于泄漏涡核附近区域的静压梯度比较大, 泄漏涡轨迹经过的位置略有不

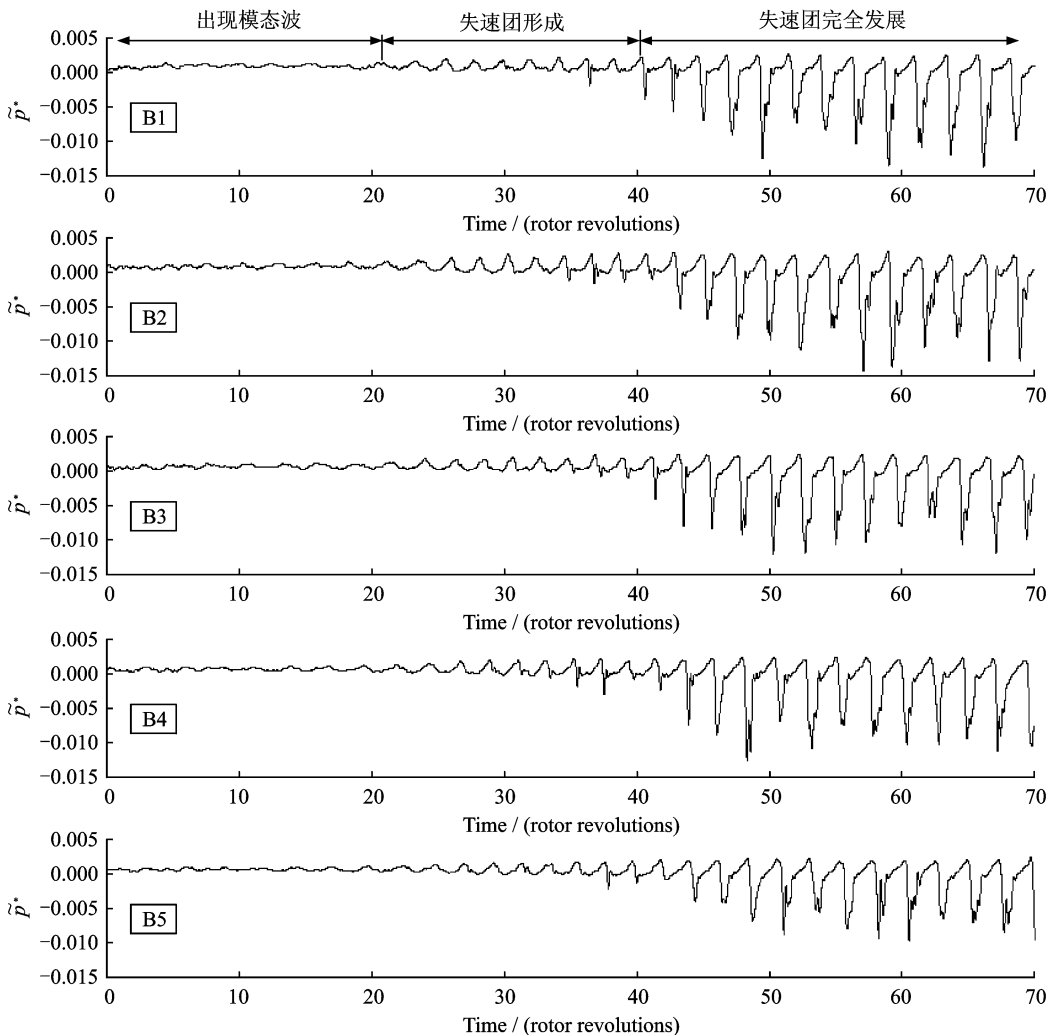


图 11 均匀进气条件下动态失速过程中压气机进口截面周向 5 个位置动态总压信号

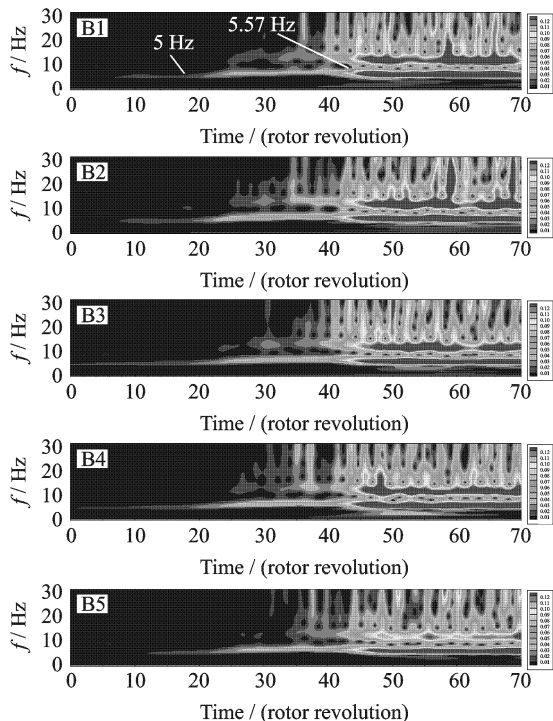


图 12 动态失速过程中压气机进口截面周向 5 个位置动态总压信号的时频分析

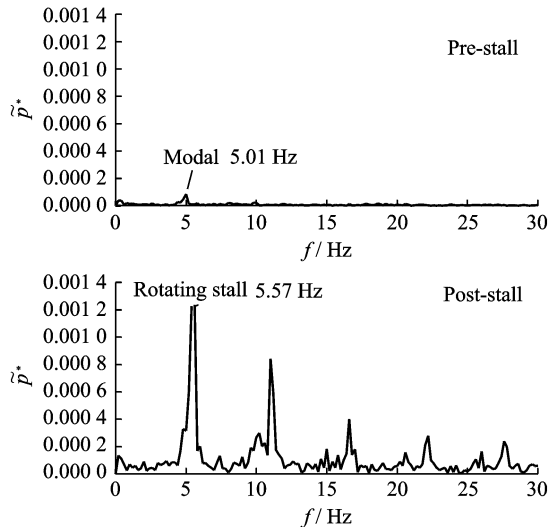


图 13 压气机进口失速前后动态信号的频谱分析

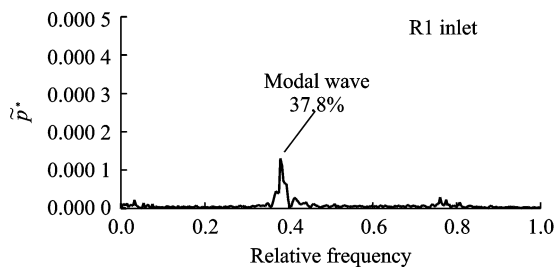


图 14 压气机进口总压脉动信号的频谱分析

同。图 16 给出了第 1 级转子一周 19 个通道壁面静压分布。

叶顶泄漏流是叶顶区域的主要流动方式之一,泄漏流的涡核静压低,涡心是泄漏流经过之处的局部低压区。根据 Inoue<sup>[11]</sup>的方法壁面静压的最小点对应着泄漏流的触发点,壁面静压斜槽对应叶尖泄漏流的轨迹。从图 16(a)中可以看出,在没有喷射的情况下,压气机进入到近失速工况,该压气机并

没有像 Spike 波起始的旋转失速时叶尖间隙流和来流之间的界面与前缘面平行,可见模态波起始的旋转失速与 Spike 波起始的旋转失速的失速机理是不相同的。而从图 16(b)中可以看出,由于叶尖流场受到喷射流的影响,叶尖泄漏流与主流的相交轨迹向转子的下游推移,转子叶尖区域的负荷

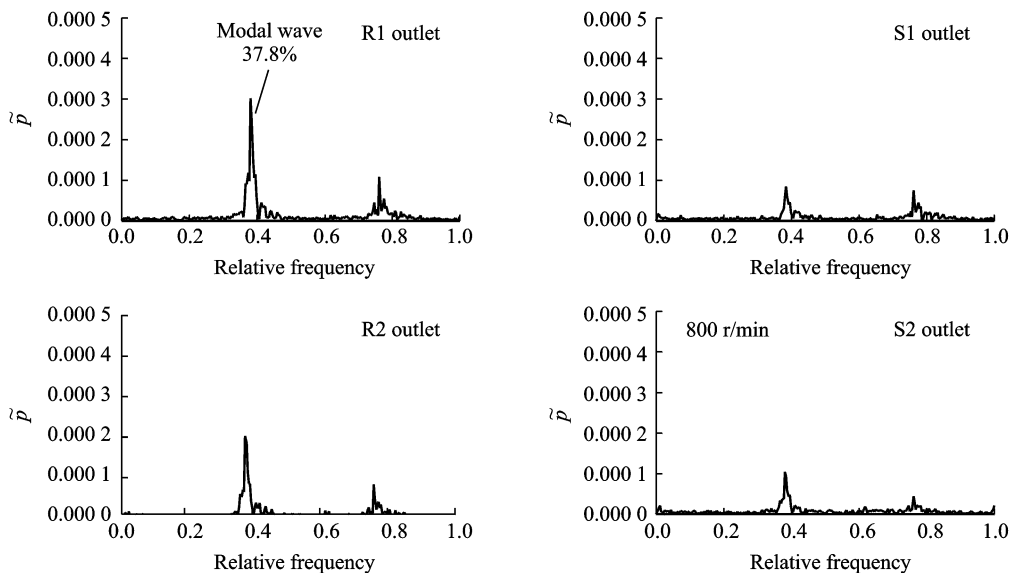


图 15 压气机级间静压脉动信号的频谱分析

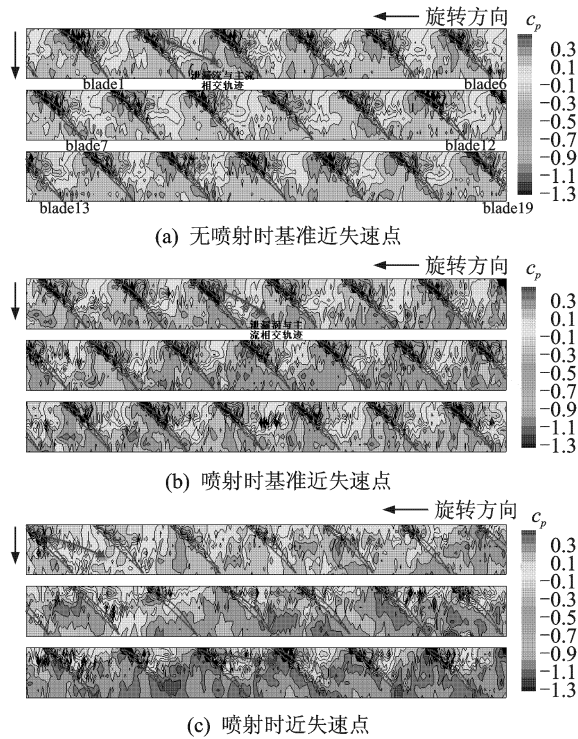


图16 有无喷射时  $R_1$  叶顶壁面静压分布

就会有所减小,而当压气机进入到近失速工况时(图16(c)),即使受到喷射流的影响,但是由于受到大幅值模态波失速先兆周向扰动的影响,造成叶尖泄漏涡与主流相交轨迹周期性摆动,当喷射流再也无法抑制模态波的发展和转子叶尖流场甚至整个通道流场的进一步恶化时,压气机就会进入旋转失速状态。

## 4 结 论

本文从喷气流量、喷气角度、喷嘴数量方面对双级低速轴流压气机开展了叶尖微量喷气的实验研究,结果表明如下:

(1)微量喷气能够提高压气机的稳定裕度,拓宽压气机的稳定工作范围,对于该模态波引起失速的压气机而言,微量喷气扩稳的原因是抑制了模态波向旋转失速团的发展,而不是抑制模态波这种失速先兆的出现;

(2)不同喷气流量和不同喷嘴数量表明,喷气流量的大小对叶尖微量喷气扩稳能力具有十分重要的影响,喷气量越大,叶尖微量喷气扩稳效果越明显;

(3)在相同喷气量的情况下,喷嘴沿逆压气机旋转方向偏转一定的角度喷气时叶尖微量喷气具有较好的扩稳效果;

(4)微射流能够使得叶尖泄漏涡与主流相交轨迹向转子的下游移动,减小叶尖区域的负荷,当

模态波出现后并不断发展,会引起叶尖泄漏涡与主流相交轨迹周期性摆动,当喷射流无法抑制它们时,压气机就会进入失速状态。

## 参考文献:

- [1] Koch C C, Smith L H. Experimental evaluation of outer casing blowing or bleeding of single stage axial flow compressor, part IV—performance of blowing insert configuration No. 1 [R]. NASA CR-54589, 1968.
- [2] Koch C C, Smith L H. Experimental evaluation of outer casing blowing or bleeding of single stage axial flow compressor, part IV—performance of bleed insert configuration No. 3 [R]. NASA CR-54590, 1968.
- [3] Cassina G, Beheshti B H, Kammerer A. Parametric study of tip injection in an axial flow compressor stage[C]//ASME Conference Proceedings. Montreal, Canada: International Gas Turbine Institute, 2007,6:137-145.
- [4] Roy B, Veraarapu S. Stability enhancement and hysteresis improvement of axial flow fan by discrete and distributed tip injection schemes [C]//ASME Conference Proceedings. Berlin, Germany: International Gas Turbine Institute, 2008,6:325-333.
- [5] Neuhaus L, Neise W. Active flow control to improve the aerodynamic performance of axial turbomachines [C]//ASME Conference Proceedings. Orlando, Florida, USA: International Gas Turbine Institute, 2009,7:305-312.
- [6] 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.
- [7] Strazisar A J, Bright M M, Thorp S, et al. Compressor stall control through endwall recirculation [R]. ASME GT2004-54295, 2004.
- [8] Weigl H J, Paduano J D, Frechene L G, et al. Active stabilization of rotating stall and surge in a transonic single stage axial compressor [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1998,120(4):625-636.
- [9] Nie C Q, Xu G, Cheng X B, et al. Micro air injection and its unsteady response in a low speed axial compressor [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2002,124(4):572-579.
- [10] Beheshti B H, Ghorbanian K, Farhanieh B, et al. A new design for tip injection in transonic axial compressor [C]//ASME Conference Proceedings. Barcelona, Spain: International Gas Turbine Institute, 2006,6:39-47.
- [11] Inoue M, Kuroumaru M. Structure of tip clearance flow in an isolated axial compressor rotor [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1989,111(2):250-256.