

文章编号: 1000-8055(2008)07-1246-07

处理机匣/压气机非定常相互作用分析

蒋华兵, 陆亚钧, 袁巍, 李秋实

(北京航空航天大学, 航空发动机气动热力重点实验室, 北京 100083)

摘 要: 实验研究了三个不同槽数圆弧斜槽处理机匣对压气机气动性能的影响, 实验结果显示, 只有当处理槽数确定的处理机匣/压气机非定常相互作用频率锁定在压气机分离绕流流场非定常特征频率附近时, 处理机匣才能展示出满意的扩稳能力. 实验利用 25 孔总压耙测量压气机静子出口 S_3 流面总压流场结构, 测量结果表明, 处理机匣/压气机非定常相互作用不但大幅度改善了压气机分离绕流流场结构, 还影响了压气机总压升径向分布.

关 键 词: 非定常相互作用; 压气机; 处理机匣; 失速裕度

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Analysis on the unsteady interaction between the casing treatment and the compressor

JIANG Hua bing, LU Ya jun, YU AN Wei, LI Qiu shi

(National Key Laboratory on Aer engines, Beijing University of Aeronautics
and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: Three arc curve slot casing treatments that differ only in the number of treatment slots were utilized to investigate the influence of unsteady interaction frequency on the performance of the compressor. The experiment results indicate that the frequency of unsteady interaction between the arc curve casing treatment and the compressor, which represents the number of casing treatment due to the relative movement between rotor blades and treatment slots, should be tuned close to the vortex shedding frequency or within the range of lock-in frequency. The influence of casing treatment on the total pressure flow fields of the compressor stator were investigated utilizing total pressure rake, the experiment results indicate that the unsteady interaction between the compressor and the casing treatment should improve the separated flow field around the compressor, and which influence the radial distribution of the total pressure rise.

Key words: unsteady interaction; compressor; casing treatment; stall margin

自上世纪 30 年代末涡轮喷气式发动机问世以来, 国内外专家为拓宽风扇/压气机稳定工作范围进行了大量研究工作. 处理机匣以其简单、容易实施以及卓越的扩稳能力而备受研究者青睐, 已成为当前最主要的扩稳技术之一. 为了获得满意的扩稳效果, 国内外学者对处理机匣进行了大量

研究: 一方面发展了多种处理机匣结构^[1], 并对其几何参数进行优化设计; 另一方面从处理机匣对压气机流场结构的影响出发, 揭示处理机匣改善压气机稳定性的流动机理^[2-4]. 到目前为止, 处理机匣研究依然停留在定常、经验甚至试凑阶段, 严重限制了机匣处理技术的发展和应.

收稿日期: 2007-07-10; 修订日期: 2008-01-25

基金项目: 国家重点基础研究发展计划(973 计划)(2005CB724100)

作者简介: 蒋华兵(1979-), 男, 四川南充人, 博士生, 主要从事进气畸变、稳定性评定和非定常扩稳等研究.

流场非定常研究结果表明, 合理组织非定常激励与压气机非定常分离绕流相互作用, 能有效改善压气机分离绕流流场结构, 大幅度提升风扇/ 压气机气动性能. 非定常激励频率是合理组织同一流场中各非定常分量相互作用的关键参数, 只有当非定常激励频率与压气机分离剪切层不稳定频率或非定常旋涡脱落频率接近, 激励强度适中时, 才能获得满意正效果.

压气机转子与处理机匣之间存在相对运动, 带处理机匣的压气机流场属于同一流场中存在多个具有相对运动物体非定常分离流绕流相互作用这一类流场^[6-7], 处理槽低能流抽吸和高速喷流对压气机分离绕流流场是一种非定常激励^[8], 势必影响压气机气动性能. 因此, 调整处理机匣几何结构参数, 有助于合理组织处理槽流动与压气机转子分离绕流之间的非定常相互作用, 改善处理机匣扩稳能力.

压气机转速一定时, 机匣处理槽数确定了处理机匣/ 压气机非定常相互作用频率 f_{slot} . 论文保持处理机匣其它参数不变, 研究处理槽数, 即非定

常相互作用频率对处理机匣扩稳能力的影响.

1 实验设备和实验方法

实验基于某低速单级轴流压气机, 其设计转速为 3 000 r/min, 设计流量为 2.4 m³/s, 设计来流马赫数约为 0.05, 转子叶尖相对马赫数约为 0.2, 实验台结构如图 1. 测试段包括 4 个支撑导叶, 19 个转子叶片和 13 个静子叶片, 此压气机和叶片的详细设计参数参见文献[9]. 实验利用插板扰流器模拟进气畸变流场, 流场畸变强度 $DC(\theta_{cr}) = 0.343$.

考虑畸变流场不均匀性, 进口总压截面 II、出口总压截面 IV 都周向均匀分布 8 支总压梳, 每支等环面积径向分布 5 个总压测点, 共 40 个总压测点测量压气机进、出口总压参数. 转子出口约 1 mm 的轴向截面 III 布置 1 支 Kulite 动态压力传感器, 实时采集转子出口近叶尖动态压力信号, 采样点为 4×10^4 , 采样率为 20 kHz, 采集时间为 2 s, 约 100 个转子旋转周期.

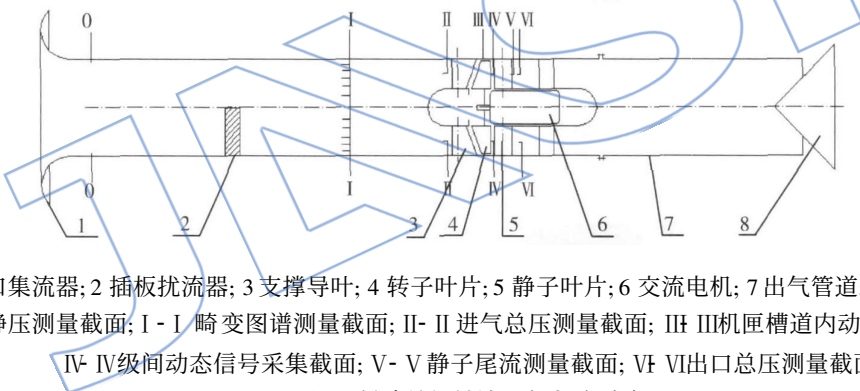


图 1 低速单级轴流压气机实验台

Fig. 1 Schematic diagram of the low speed single stage axial flow compressor

2 压气机分离绕流流场非定常特征

文献[9]详细分析了此低速轴流压气机转子出口动态压力信号及其频谱特性. 畸变来流条件下, 压气机分离绕流流场更复杂, 流场非定常信息更丰富, 但表征压气机分离绕流流场非定常性的特征频率与均匀来流条件下保持一致.

均匀来流条件下, 实验选取偏离设计点的小流量点 $Q_1 = 2.06 \text{ m}^3/\text{s}$ 为测量工况, 利用 Kulite 动态压力传感器采集并分析表征压气机分离绕流流场非定常性的特征频率.

转子叶尖出口动态压力信号的频谱特性见图 2. 由图 2(a) 可知, 转子叶片通过频率是压气机转

子出口流场的主要非定常信息, 湮没了压气机分离绕流流场非定常特征信息. 因此, 实验对动态压力信号进行了滤波和降噪, 滤除背景噪声、转子通过频率及其倍频信号, 获得如图 2(b) 所示频谱图, 降噪滤波方法见文献[7]. 图 2(b) 中存在一个严格占优频率, 此频率即是表征压气机分离绕流流场非定常性的特征频率.

3 槽数对处理机匣扩稳能力的影响

实验保持圆弧斜槽处理机匣其它参数不变, 研究处理槽数确定的处理机匣/ 压气机非定常相互作用频率对处理机匣扩稳能力的影响. 三个圆弧斜槽处理机匣分别命名为 Config. 2、Config. 3

和 Config. 4, 其非定常激励频率分别对应 $f_{Shed}/4$, $f_{Shed}/2$ 和 f_{Shed} ; Config. 1 为实壁机匣. 圆弧斜槽处理机匣见图 3. 由于条件限制(槽数越多, 处理机匣加工难度越大), 实验没有研究更多槽数对处理机匣扩稳能力的影响.

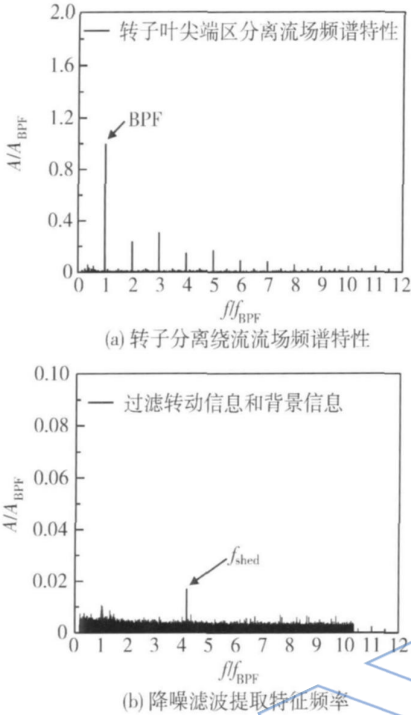


图 2 压气机转子分离绕流场特征频率
Fig. 2 Characteristic frequency of the separated flow field

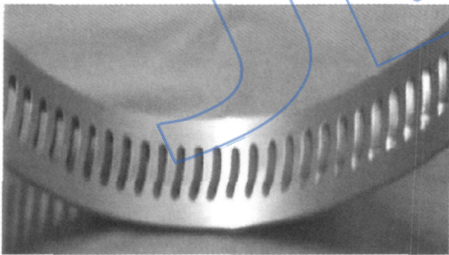


图 3 圆弧斜槽处理

Fig. 3 Arc curve skew cas

3.1 均匀来流条件下压气机性能响应

图 4 和表 1 为均匀来流条件下压气机性能曲线和参数. 由图 4 可知, 三个圆弧斜槽处理机匣都能不同程度地提高压气机总压升和稳定裕度. 然而, 只有以压气机分离绕流流场涡脱落特征频率为非定常激励频率的 Config. 4 才能在基本不降低压气机效率的情况下, 展示显著的扩稳能力: 稳定裕度绝对增加 73. 8%、总压升相对增加 11. 9%. Config. 2 和 Config. 3 不同程度地偏离了压气机分离绕流流场涡脱落的特征频率, 虽然它们也能不同程度地提高压气机的总压升和稳定裕度, 却严重降低了压气机气动效率.

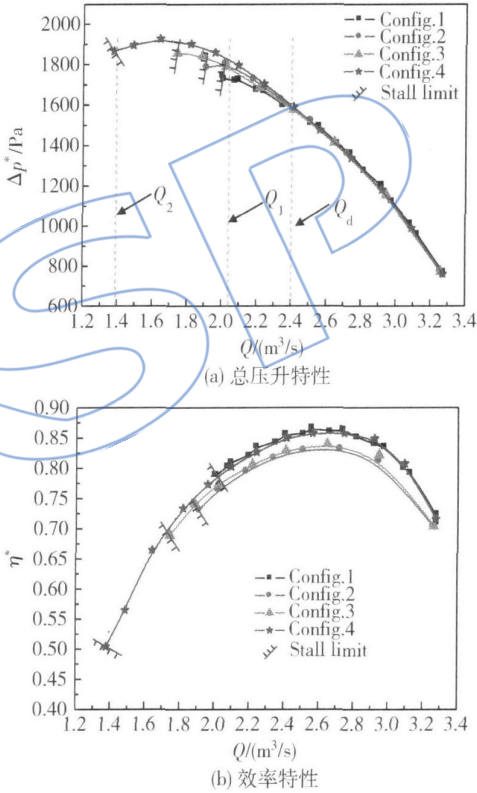


图 4 均匀来流条件下处理槽数对压气机气动性能的影响
Fig. 4 Performance curve of the compressor under uniform inlet flow condition

表 1 均匀来流条件下压气机性能参数

Table 1 Performance parameter of the compressor under uniform inlet flow condition

$\frac{f_{Stall}}{f_{Shed}}$	设计流量点		最大载荷点		失速边界点		
	$\Delta p_d^*/Pa$	$\eta_{st}^*/\%$	$\Delta p_{max}^*/Pa$	$\eta_{max}^*/\%$	$Q_s/(m^3/s)$	$\Delta p_s^*/Pa$	$\eta_s^*/\%$
0(Config. 1)	1 583. 8	85. 2	1 736. 6	86. 3	2. 003	1 736. 6	78. 9
1/4(Config. 2)	1 587. 6	82. 1	1 804. 9	83. 2	1. 909	1 784. 8	73. 1
1/2(Config. 3)	1 577. 9	82. 6	1 857. 7	84. 0	1. 742	1 857. 7	69. 0
1(Config. 4)	1 597. 0	84. 7	1 926. 1	85. 8	1. 377	1 865. 7	50. 4

图 5 揭示了槽数确定的非定常激励频率对处理机匣扩稳能力的影响, 处理机匣/ 压气机非定常相互作用频率偏离压气机分离绕流流场非定常特征频率越大, 处理机匣扩稳能力越小: 总压升和稳定裕度增量减少, 压气机效率降低越多.

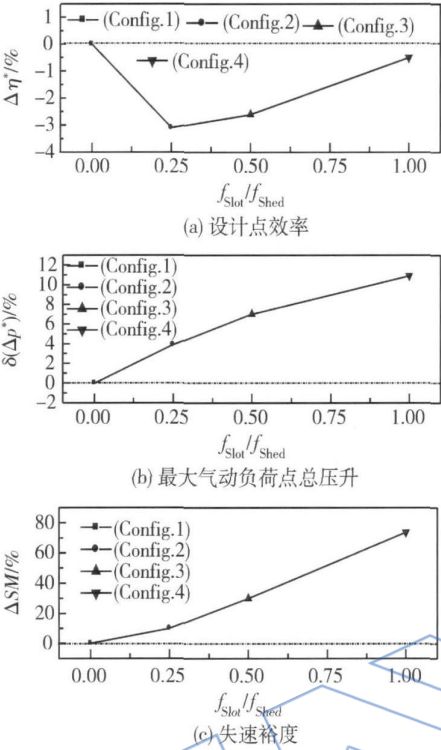


图 5 非定常相互作用频率对压气机性能的影响
Fig. 5 Influence of unsteady interaction frequency on the performance of the compressor

3.2 畸变来流条件下压气机性能响应

图 6 和表 2 为畸变来流条件下压气机性能曲线和参数. 对比图 4 和图 6 下, 槽数对压气机气动性能影响规律与均匀来流条件相似, Config. 4 在基本不畸变来流条件下, 大幅度改善压气机的.

作范围: 稳定裕度绝对增加 78. 6%, 总压升相对提高 8. 27%. Config. 2 和 Config. 3 不同程度提高压气机稳定和总压升, 恶化了压气机工作效率.

畸变来流条件下, 槽数对处理机匣扩稳能力的影响规律与均匀来流相似, 如图 7 所示, 处理机匣/ 压气机非定常相互作用频率偏离压气机分离绕流流场非定常特征频率越大, 处理机匣扩稳能力越小: 总压升和稳定裕度增量减少, 压气机效率降低越多.

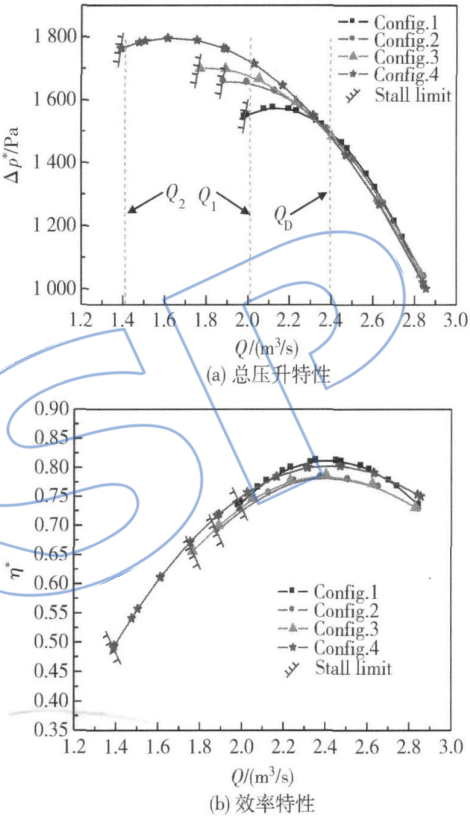


图 6 畸变来流条件下处理槽数对压气机气动性能的影响
Fig. 6 Performance curve of the compressor under distorted inlet flow condition

表 2 畸变来流条件下压气机性能参数

Table 2 Performance parameter of the compressor under distorted inlet flow condition

$\frac{f_{Slot}}{f_{Shed}}$	设计流量点		最大载荷点		失速边界点		
	$\Delta p_d^* / \text{Pa}$	$\eta_{\text{d}}^* / \%$	$\Delta p_{\text{max}}^* / \text{Pa}$	$\eta_{\text{max}}^* / \%$	$Q_s / (\text{m}^3 / \text{s})$	$\Delta p_s^* / \text{Pa}$	$\eta_s^* / \%$
0 (Config. 1)	1 494. 5	81. 0	1 573. 3	81. 0	1. 985	1 546. 5	73. 4
1/4 (Config. 2)	1 489. 5	78. 1	1 657. 7	78. 2	1. 884	1 657. 7	69. 3
1/2 (Config. 3)	1 478. 6	78. 4	1 700. 4	78. 7	1. 768	1 700. 4	65. 6
1 (Config. 4)	1 482. 0	80. 3	1 796. 1	80. 3	1. 389	1 763. 5	49. 1

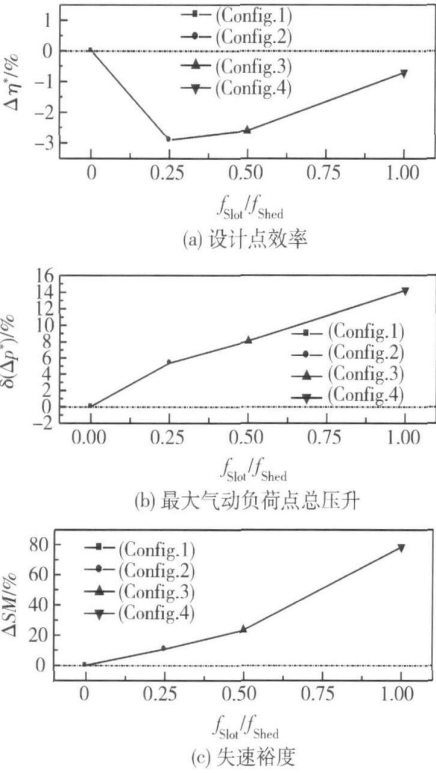


图 7 非常数相互作用频率对压气机性能的影响
Fig 7 Influence of unsteady interaction frequency on the performance of the compressor

3.3 最大气动负荷点压气机流场结构

均匀来流条件下,实验利用 25 孔总压耙测量压气机静子出口 S_3 流面总压流场结构,分析处理机匣对压气机分流绕流流场结构的影响。

最大气动负荷工况点 $Q_1 = 2.06 \text{ m}^3/\text{s}$,压气机静子出口总压流场如图 8 所示,图中横坐标为周向位置,以静子尾缘为中心;纵坐标为径向位置,以压气机转轴为中心。图 9 为压气机总压升径向分布,图中横坐标为静子出口周向平均总压,纵坐标为叶展相对位置。

由于附面层分离和叶尖间隙流的影响,压气机叶尖端区流场低压区范围最大,如图 8(a)所示,此压气机叶尖临界。圆弧斜槽处理机匣 Config. 4 有效改善压气机流场结构,如图 8 和图 9 所示:叶中、近叶尖和叶尖位置获得约 6.7% 的总压升相对增量;近叶根总压升相对增加 1.7%;叶根总压升相对降低 1.7%。

Config. 4 还影响了压气机总压升径向分布,促使压力面和吸力面附近高压区向叶尖区移动,通过调节气动负荷径向分布,如图 8 和图 9 所示:总压升从叶尖到近叶根逐渐增加,并在 33.2% 展向位置附近达到最大值;叶根总压升比叶中和近

叶根都低。这种总压升径向分布方式有可能将压气机失速临界区域从叶尖端区推向叶中或叶根附近,有利于拓宽压气机稳定工作范围。

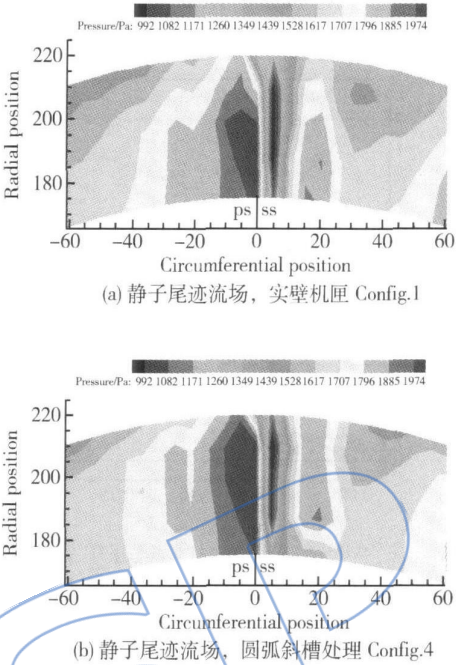


图 8 压气机静子出口 S_3 流面总压流场, $Q_1 = 2.06 \text{ m}^3/\text{s}$
Fig. 8 Total pressure distribution of stator wake

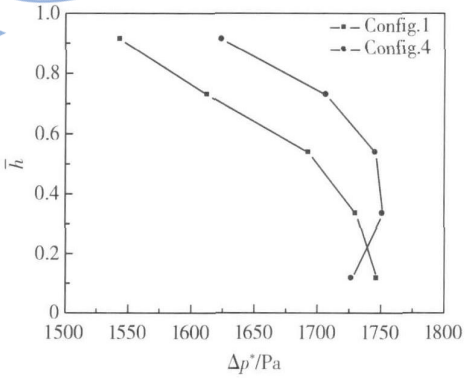


图 9 压气机总压升径向分布, $Q_1 = 2.06 \text{ m}^3/\text{s}$
Fig. 9 Radial distribution of total pressure rise

3.4 稳定边界点压气机流场结构

实验测量了压气机稳定边界点静子出口总压流场:实壁机匣 Config. 1,压气机转子稳定边界点进气攻角约为 4.9° ,远小于 Config. 4 压气机转子稳定边界点进气攻角(约 11.5°)。

实壁机匣 Config. 1,压气机稳定边界点静子出口 S_3 总压流场见图 10(a):低总压区约占 10% 流道流通面积,低总压区范围从叶尖到叶根逐渐减小,叶尖端区显然是导致压气机失稳的关键区

域.当叶尖低压区约占 13% 流道流通面积时,压气机到达稳定工作边界点,进一步节流或微小气流扰动都会导致压气机进入不稳定工作状态.

Config. 4 有效抑制了压气机叶尖端区失速扰动,促使压气机稳定工作在更大流动分离和堵塞工况:叶尖低压区范围最小,约占 23% 流道流通面积;低压区范围在 33.2% 展向位置附近达到最大,约占 38% 流道流通面积,如图 10(b),此处压气机分离尺度和强度最大,可能是导致压气机失稳的关键区域.

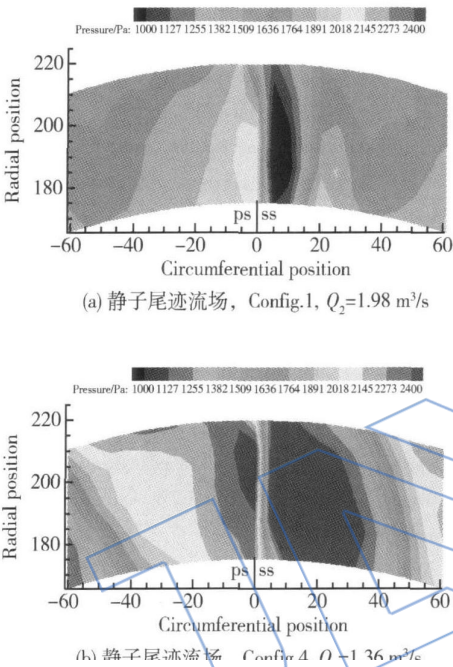


图 10 失速边界点静子出口 S_3 流面总压流场
Fig. 10 Total pressure distribution of stator wake

3.5 处理机匣扩稳流动机理分析

处理机匣和压气机转子之间存在相对运动,处理机匣/压气机非定常相互作用势必影响压气机分离绕流流场时空结构,影响压气机气动性能和稳定性.因此,处理机匣/压气机非定常相互作用是影响处理机匣扩稳能力的主要因素之一.

由以上性能实验和流场分析可知,处理机匣扩稳能力可由以下两个流动现象解释:①处理槽槽流动与压气机分离绕流非定常相互作用,即低能流抽吸和高速喷流有效改善压气机叶尖端区分离绕流流场结构,抑制失速扰动,有助于提升压气机叶尖端区增压能力和拓宽压气机稳定工作范围;②处理槽槽流动与压气机分离绕流非定常相互作用,即低能流抽吸和高速喷流影响压气机转

子整个展向分离绕流流场,从而影响压气机气动性能.

处理机匣主要从三方面影响压气机工作效率:①处理槽槽流动与压气机分离绕流非定常相互作用,即低能流抽吸和高速喷流能将带来高压损失和流动掺混损失,降低压气机气动效率;②处理槽槽流动与压气机分离绕流非定常相互作用能有效抑制端区二次流和端区分离,大幅度改善端区流场结构,有助于改善压气机气动效率;③处理槽槽流动与压气机分离绕流流场非定常相互作用,即低能流抽吸和高速喷流将影响叶片整个展向分离绕流流场,影响压气机气动效率.

处理槽数确定的非定常相互作用频率是影响处理机匣/压气机非定常相互作用的关键参数之一,只有确定的非定常激励频率接近压气机分离绕流流场旋涡脱落频率或锁定在一定范围内时,处理机匣才具有显著的扩稳能力,并对压气机气动效率影响较小.

3.6 变转速工况分析

处理机匣/压气机非定常相互作用频率由压气机转速和处理槽数确定,如式(1)所示

$$f_{\text{slot}} = \frac{m_2 \cdot n}{60} \tag{1}$$

$$St = \frac{f_{\text{shed}} \cdot L}{U_t} \Rightarrow f_{\text{shed}} = \frac{St \cdot U_t}{L} = \frac{St \cdot \pi \cdot n \cdot D}{60 \cdot L} \tag{2}$$

压气机转子分离绕流流场涡脱落满足一定的周期规律,涡脱落频率由相似参数 Strouhal 数确定,如式(2)所示.对此低速单级轴流压气机,Strouhal 数变化很小,即 $St = \text{const}$.因此,转子分离绕流流场涡脱落频率随压气机转速改变而改变,如式(2)所示.

对某一台压气机和处理机匣,处理槽数 m_2 ,机匣直径 D 和特征长度 L 都是确定的,由式(1)和式(2)可以推导出公式(3)

$$\bar{f} = \frac{f_{\text{slot}}}{f_{\text{shed}}} = \frac{m_2 \cdot L}{\pi \cdot D \cdot St} = \text{const} \tag{3}$$

由(3)可知,改变压气机转速,Config. 4 确定的非定常激励频率都将落在转子分离绕流流场非定常旋涡脱落频率锁定范围之内,Config. 4 都具有显著的扩稳能力.

畸变来流条件下、实验研究以上三种处理机匣对 100% 和 85% 设计转速工况下压气机气动性能的影响,获得如图 11 所示压气机性能,两种转速下,只有 Config. 4 才具有显著的扩稳能力.

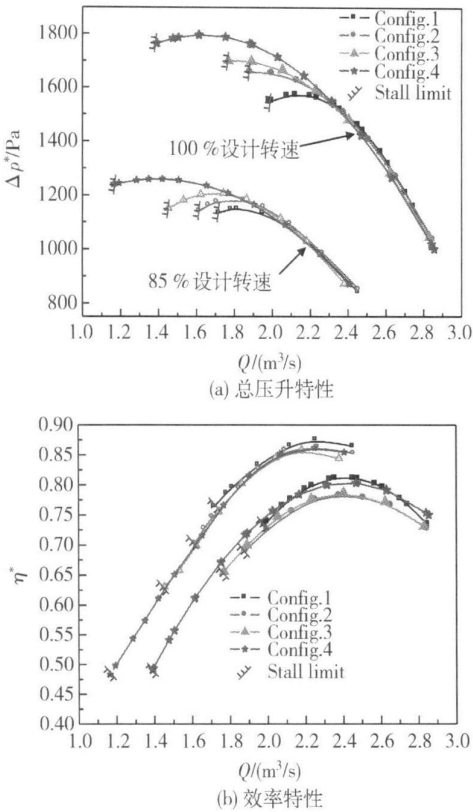


图 11 畸变来流条件下压气机性能
Fig. 11 Performance curve of the compressor

4 小结和展望

- 1) 处理机匣/压气机非定常相互作用是影响处理机匣扩稳能力的主要流动因素之一;
- 2) 只有当槽数确定的非定常激励频率接近压气机流场涡脱落频率或锁定在一定频率范围内时,处理机匣才能具有满意扩稳能力;
- 3) 处理机匣/压气机非定常相互作用能抑制非定常扰动、改善压气机分离绕流场结构,调整压气机总压升径向分布,大幅度提升压气机气动性能和稳定性.

压气机转速一定,槽数确定了处理机匣/压气机非定常相互作用频率;敞开比、前升量、搭接量、槽倾斜角等确定了非定常相互作用强度;槽前缘轴向角、后缘轴向角、径向倾斜角等几何参数等确定了非定常相互作用相位.通过优化处理机匣结构参数,调节处理机匣/压气机非定常相互作用频率、幅值和相位,有助于合理组织处理机匣/压气机非定常相互作用,有效改善压气机分离绕流场结构,改善处理机匣扩稳能力.

因此,从处理机匣/压气机非定常相互作用分析、优化及设计处理机匣,从流动非定常角度认识

处理机匣扩稳流动机理,有助于设计出扩稳能力更强、适用更广泛的处理机匣.然而,深入认识处理机匣/压气机非定常相互作用还需要大量深入的研究工作.

参考文献:

[1] 卢新根, 楚武利. 轴流压气机机匣处理研究进展及综述[J]. 力学进展, 2006, 36(2): 222-232.
LU Xingen, CHU Wuli. A review of study on casing treatment of axial flow compressor[J]. Advances in Mechanics, 2006, 36(2): 222-232. (in Chinese)

[2] Lee N K W, Greitzer E M. Effects of endwall suction and blowing on compressor stability enhancement[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1990, 112: 133-144.

[3] LU Xingen, CHU Wuli, ZHU Junqiang, et al. Mechanism of the interaction between casing treatment and tip leakage flow in subsonic axial compressor[R]. ASME Paper, GT-2006-90077, 2006.

[4] Takata H, Tsukuda Y. Stall margin improvement by casing treatment: its mechanism and effectiveness[J]. ASME Journal of Engineering for Power, 1977: 121-133.

[5] 李志平. 轴流压气机实现非定常耦合流型的实验研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2006.
LI Zhiping. Experimental investigation of realizing unsteady cooperative flow style in axial flow compressor[D]. Beijing: Beijing Univ. of Aero. & Astro., 2003. (in Chinese)

[6] Zhou S, Zheng X Q, Hou A P, et al. Interaction of unsteady separated flow over multibodies moving relatively in the same flow field[J]. Journal of Sound and Vibration, 288(2005), 981-1009.

[7] 侯安平. 轴流压气机非定常两代流型理论的机理探索[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2003.
HOU Anping. Investigation on the theory of two generation of unsteady flow types in axial flow compressor[D]. Beijing: Beijing Univ. of Aero. & Astro., 2003. (in Chinese)

[8] 袁巍. 非定常耦合理论在进气畸变处理机匣中的应用探索[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2005.
YUAN Wei. An exploration on the application of the unsteady cooperative theory on inlet distortion casing treatment[D]. Beijing: Beijing Univ. of Aero. & Astro., 2005. (in Chinese)

[9] LI Zhiping, GONG Zhiqiang, LIU Yan, et al. The experimental research on the performance of low speed axial compressor by external sound excitation[R]. ASME Paper, GT2004-53183.

[10] JIANG Huabing, YUAN Wei, LI Qiushi, et al. Effects of inlet distortion on a low speed axial compressor stability[R]. 2006-ISAJPPE 5005, 403-411.