

文章编号: 1000-8055(2009)07-1633-06

实壁/ 圆弧斜槽周向不对称组合式处理机匣实验

钱煜平, 刘建勇, 李秋实, 陆亚钧

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院 航空发动机气动热力重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 对实壁/ 圆弧斜槽组合式处理机匣在跨声压气机实验台上进行了实验研究. 不同于传统处理机匣, 实验的组合式处理机匣能够在大幅度提高压气机失速裕度的同时, 使得其绝热效率增加接近 1 %, 该组合式处理机匣能够取得“扩稳增效”的主要原因是, 提高了叶尖区域的流通能力, 抑制了分离流动, 减缓了旋转失速的发生; 通过采用周向非均匀分布的组合形式, 减少了处理槽内的流动损失, 使得机匣处理的收益大于损失, 提高了压气机效率.

关 键 词: 跨声压气机; 组合式处理机匣; 旋转失速

中图分类号: V23

文献标识码: A

Experimental investigation of a solid/ arc slot asymmetrical combined casing treatment

QIAN Yu-ping, LIU Jian-yong, LI Qiu-shi, LU Ya-jun

(National Key Laboratory on Aero-Engines, School of Jet Propulsion,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: This thesis experimentally investigated the solid/ arc slot combined casing treatment on the transonic compressor test facility. Unlike traditional casing treatments, not only the stall margin of the compressor could be enlarged greatly by using the solid/ arc slot combined casing treatment, the adiabatic efficiency could also be increased nearly 1 %. The main reason for this phenomenon is that the combined casing treatment increases the flow mass of the tip region, prevents the flow separation, suspends the rotating stall; with the use of the asymmetrical combination in circumferential direction, the loss in the treatment slots is reduced, the income of the combined casing treatment is more than the loss, and the adiabatic efficiency is improved.

Key words: transonic compressor; combined casing treatment; rotating stall

高推重比和宽广的稳定工作范围成为衡量先进航空发动机的重要指标. 高推重比带来的结果是压气机级数的减少, 使得压气机单级必须能够承受更高的气动负荷. 高气动负荷使得压气机更容易发生旋转失速, 导致稳定工作范围减小. 机匣处理是一种被广泛应用的能有效抑制旋转失速、拓宽压气机稳定工作范围的手段. 不同的处理机匣形式有着不同的扩稳机理. 但普遍研究显示, 机匣处理扩稳都是以牺牲效率为代价, 扩稳能力越

强, 流动损失越大.

经过数十年的发展, 已经形成了结构形式繁多的设计体系. 下面介绍几种典型的处理机匣结构^[1-3]: ①周向槽结构处理机匣是在转子上方机匣上沿压气机的周向开数条直槽或横剖面呈泪珠状的周向槽. 其特点是不降低压气机的峰值效率, 甚至在一定工况下提高峰值效率, 但改善失速裕度的效果不十分理想. ②轴向槽结构处理机匣是在转子上方机匣上沿压气机的轴向开数条槽, 槽深

收稿日期: 2008-06-17; 修订日期: 2008-11-11

作者简介: 钱煜平(1984 -), 男, 江苏无锡人, 硕士生, 研究方向为压气机气动稳定性.

方向与压气机的径向成一定夹角,夹角可以从 - 90 至 90 变化.实验结果表明,当槽深方向对准来流方向时,无论来流是均匀流或发生进口畸变,失速裕度都有较大改善.这类处理机匣的缺点是,失速裕度的改善以损失压气机效率为代价.③叶片弦向槽处理机匣是在转子上方机匣上沿叶尖基元的弦向开数条槽,槽深方向也可以有不同的夹角,并且可以通过气室连通所有弦向槽.实验研究表明,采用短而浅的叶片弦向槽处理机匣可以获得较好的处理效果;在均匀来流情况下,失速裕度的增长仅次于轴向斜槽处理机匣,对压气机效率的影响也仅次于周向槽处理机匣.

综合考虑压气机内部分离流动周向不对称性特征和机匣处理损失与收益的关系,本课题组设计了由实壁与圆弧斜槽以周向非均匀分布形式组合而成的机匣,并在跨声速压气机实验台上进行了测试.本文将主要分析实壁/圆弧斜槽组合的机匣处理对于提高压气机性能的内在机理.

1 实验装置介绍

1.1 跨声压气机实验台介绍

本文中的全部实验都是在本课题组的跨声速轴流压气机实验台(如图 1 所示)上完成的,该实验台最大实验功率 1865 kW,每分钟最大转速 24 000 r/min.表 1、表 2 给出了单级跨声压气机的设计参数.

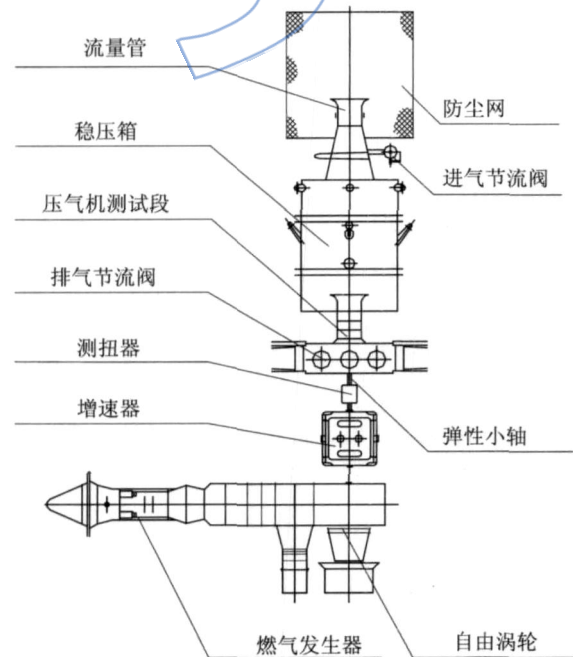


图 1 跨声速轴流压气机实验台

Fig. 1 Axial single stage transonic compressor test rig

表 1 跨声速轴流压气机转子设计参数

Table 1 Rotor design paramaters of axial single stage transonic compressor

设计参数	数值
叶片数	17
轮毂比	0.565
弦长/mm	80.54
展弦比	0.956
叶尖间隙/mm	0.9
设计转速/(r/min)	22 000
叶尖切线速度/(m/s)	409.85

表 2 跨声速轴流压气机静子设计参数

Table 2 Stator design paramaters of axial single stage transonic compressor

设计参数	数值	
	前排静子	后排静子
叶片数	29	29
弦长/mm	44.49	31.83
展弦比	1.7	2.53
安装角/(°)	33.04	11.77
弯角/(°)	27.13	37.05
总弦长/mm	75.04	
总弯角/(°)	52.02	
总安装角/(°)	34.08	
轴向距离/mm	4.9	
周向偏距(距压力面)/%	37	

1.2 组合式处理机匣结构形式

本课题组以前设计的全周圆弧斜槽处理机匣在某跨声速风扇上的实验研究显示,这种机匣处理使得风扇的失速裕度提高 20 %以上,同时保证峰值效率不下降^[4].研究表明,圆弧斜槽通过抽吸转子叶尖区的低能流团,减弱了泄漏涡的强度,消除堵塞,减少了出口泄漏涡的掺混损失.但考虑到压气机内部分离流动的周向不对称特征,为了提高压气机失速裕度的同时保证效率不下降,本课题组设计了实壁/圆弧斜槽周向非均匀组合的处理机匣,其结构形式如图 2 所示.为了保证能充分测量到级后的流场信息,实验中采用了 6 个五孔总压梳,均匀布置在测试段的静子后面,其周向分布如图 3 显示.圆弧斜槽与转子的轴向搭接量为 35 %转子叶尖弦长,槽数总共为 44.在单级跨声压气机上,对实壁机匣、全周均布的 88 槽圆弧斜

槽处理机匣(搭接量为 35 %转子叶尖弦长)、组合式处理机匣分别进行了实验研究。

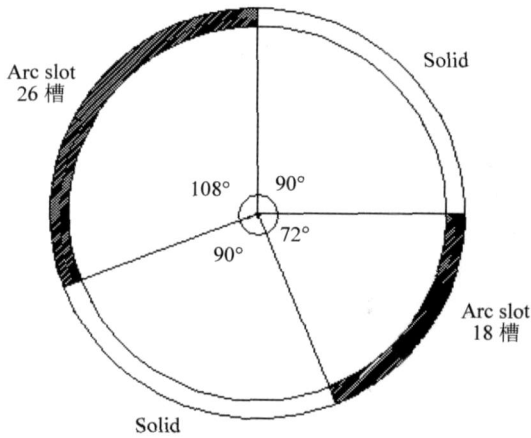


图 2 组合式处理机匣结构形式
Fig. 2 Configuration of combined casing treatment

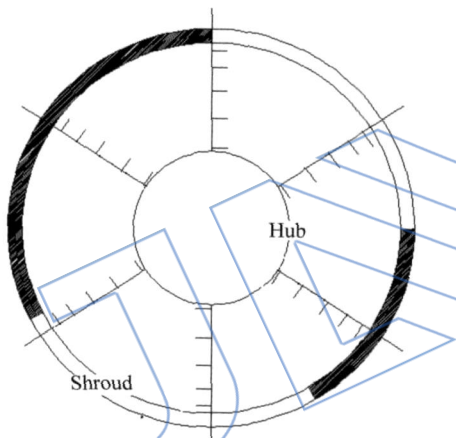


图 3 压气机出口总压测点分布
Fig. 3 Distribution of probes for total pressure in the outlet of test compressor

1. 3 性能参数的数据处理方法

1. 3. 1 测量参数平均方法

采用算术平均法. 由于在径向按等环面积规律布置了梳状感头的测孔, 故此处的算术平均与等面积加权平均是完全等效的。

1. 3. 2 流量计算方法

实测的真实流量计算公式为

$$\dot{m} = \kappa_m \cdot K \frac{p_0^* \cdot \pi r^2}{\sqrt{T_0^*}} q(\lambda_b)$$

式中 κ_m 是考虑附面层效应后的流量管流量系数; K 为气动常数 0. 040 4; p_0^* 为进气防尘网内的总压; r 为流量管半径; T_0^* 为防尘网内的总温; λ_b 为

流量管速度系数; $q(\lambda_b)$ 为流量管的流量函数, 可以通过下面的方程得到

$$q(\lambda_b) = \left(\frac{\kappa + 1}{2} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \cdot \lambda_b \cdot \left(1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda_b^2 \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}}$$

κ 为气体的绝热指数, 对于空气取为 1. 4.

在风扇/压气机实验当中, 发动机转速总是存在一定的波动, 而等转速特性线又要求在恒定的转速下测量, 因此, 根据小转速偏差范围内流量与相似转速成正比的规律, 可以将实测的真实流量 $\dot{m}$ 修正为控制换算转速下的流量 $\dot{m}_{integer}$

$$\dot{m}_{integer} = \frac{n_{integer} / \sqrt{T_0^*}}{n / \sqrt{T_0^*}} \dot{m}$$

上式中 n 为发动机实际的物理运行转速; $n_{integer}$ 为所控制的换算转速, 由相似转速相等的关系可以得到 $n_{cor, integer}$ 所控制的物理转速 $n_{integer}$

$$n_{integer} = \frac{n_{cor, integer}}{\sqrt{288.15}} \sqrt{T_0^*}$$

当所控制的物理转速与实际的物理运行转速 n 同时, 控制换算转速下的流量 $\dot{m}_{integer}$ 与实测的真实流量相等。

为了得到通用的“流量-压比”和“流量-效率”特性, 需要根据相似准则获得换算后的标准大气(海平面温度为 15 °C, 气压为 101 325 Pa) 下的折合流量 $\dot{m}_{cor, integer}$

$$\dot{m}_{cor, integer} = \frac{\dot{m}_{integer} \cdot \sqrt{T_0^*}}{p_{wen}^*} \cdot \frac{101325}{\sqrt{288.15}}$$

考虑到进气节流的影响, 上式中的 p_0^* 用稳压箱总压 p_{wen}^* 代替。

1. 3. 3 压比计算方法

实测压比计算公式

$$\pi_k^* = p_2^* / p_1^*$$

式中的进口总压 p_1^* 和出口总压 p_2^* 为面积加权平均值. 与流量修正类似, 在小转速偏差范围内压比与相似转速的平方成正比, 修正得到折合转速下的压比 $\pi_{k, integer}^*$

$$\pi_{k, integer}^* = \left(\frac{n_{integer} / \sqrt{T_0^*}}{n / \sqrt{T_0^*}} \right)^2 \pi_k^*$$

根据节流比修正实验, 对于标准大气下的折合压比 $\pi_{k, cor, integer}^*$, 本文给出一套修正公式

$$\pi_{k, integer}^* + \frac{0.06}{36} \cdot \left| \frac{(p_{wen}^* - p_0^*) \cdot \dot{m}_{cor, integer}}{(\dot{m}_{cor, integer})_{\max, n = \text{const}}} \right|$$

上式中 $(\dot{m}_{cor, integer})_{\max, n = \text{const}}$ 代表在同一折合转速

下的最大折合流量。

1. 3. 4 效率计算方法

在本实验的数据处理中,以扭矩绝热效率 $\eta_{k,torque}^*$ 为标准

$$\eta_{k,torque}^* = \frac{\dot{m} \cdot \frac{KR}{K-1} \cdot T_0^* \cdot [(\pi_k^*)^{\frac{K-1}{K}} - 1]}{(g \cdot N) \cdot \left(\frac{2\pi}{60} n \right)} = \frac{978.3 \cdot \dot{m} \cdot T_0^* \cdot [(\pi_k^*)^{\frac{K-1}{K}} - 1]}{N \cdot n}$$

式中的扭矩 N 的单位为 $\text{kg} \cdot \text{m}$;转速 n 的单位为 r/min 。根据节流比修正实验,总结出相应的标准大气下折合效率 $\eta_{k,cor,torque}^*$ 的修正公式

$$\eta_{k,cor,torque}^* = \left[\frac{(\pi_{k,cor,integer}^*)^{\frac{K-1}{K}} - 1}{(\pi_{k,integer}^*)^{\frac{K-1}{K}} - 1} \right] \cdot \left[\eta_{k,torque}^* + \frac{0.015}{36} \cdot \left| \frac{p_{wen}^* - p_0^*}{\dot{m}_{cor,integer}} \cdot \dot{m}_{cor,integer} \right|_{\max, n = \text{const}} \right]$$

1. 3. 5 失速裕度计算方法

综合考虑流量压比的影响,本文采用综合裕度来计算压气机的失速裕度。

$$S. M. = \left(\frac{\pi_{k, \text{stall}}^* / \pi_{k, \text{reference}}^*}{\dot{m}_{cor, \text{stall}} / \dot{m}_{cor, \text{reference}}} - 1 \right) \times 100 \%$$

为描述方便,下文中的标准大气下的折合流量、折合压比、折合效率分别用 $\dot{m}, \pi_k^*, \eta$ 表示。

2 实验结果与分析

2. 1 机匣处理对跨声级压气机性能的影响

图 4、图 5 显示了三种机匣的通用特性曲线。从图上可以看到,采用机匣处理结构后,不同转速的特性变化趋势均使失速边界线推向更低的流量处,失速裕度均得到显著提高。全周圆弧斜槽处理机匣与组合式处理机匣的特性线基本吻合,趋势也大致相同。在峰值效率附近,组合式处理机匣使得各转速下的压气机效率均有提高,而全周圆弧斜槽处理机匣则使压气机效率略有下降。在大流量点,应用组合式处理机匣后比实壁机匣的效率有所提高。值得注意的是 88 % 转速情况下,组合式机匣处理使得在大流量情况下压气机效率得到明显提高。同样在大流量点,88 % 和 98 % 转速下两种机匣处理后得到的压比特性线与实壁机匣重叠良好,而 65 % 和 78 % 转速时压比有所提高;尤其在 78 % 转速时,组合式处理机匣使压比明显提高。但在小流量点附近,全周圆弧斜槽机匣的压比特性线要显著高于组合式处理机匣。

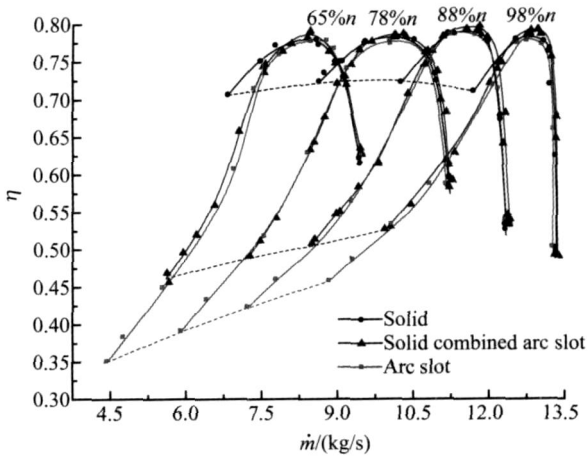


图 4 流量-效率通用特性图

Fig. 4 Efficiency-mass flow performance chart

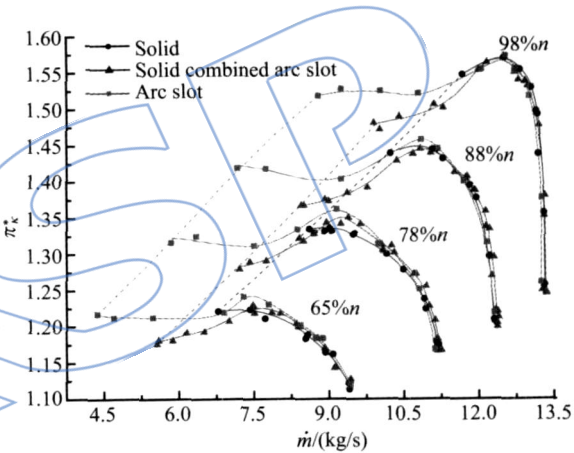


图 5 流量-压比通用特性图

Fig. 5 Total pressure ratio-mass flow performance chart

在跨声压气机中,随着流量向失速点靠近,背压逐渐升高,叶尖泄漏涡大大加强,附面层变得越来越厚,甚至出现分离、堵塞并演化成失速团,使得压气机逐渐进入旋转失速状态,破坏了对称性。在应用处理机匣后,圆弧斜槽抽取了叶尖区的部分低能团,减弱了泄漏涡的强度,并将其反馈喷射到叶片进口处,减小了叶尖进口处的攻角,从而减轻近壁面的堵塞,降低了叶尖前缘的负荷,抑制了叶尖处的分离流动,使得失速裕度得到提高。表 3 显示了两分布形式的机匣处理对于压气机性能的影响。总体上来讲,不同转速下,应用组合式机匣处理的压气机失速裕度比实壁机匣提升了大约 20 %,近似等于应用全周处理机匣后裕度提升的一半;而重要的是,组合式处理机匣提高了压气机的最高效率,起到了“既扩稳又增效”的作用,达到了预期的设计目标。余下章节将主要分析组合式处理机匣提高压气机性能的原因。

表 3 各转速下的性能参数比较				
Table 3 Comparison of performance paramaters				
转速	参数	实壁机匣	全周处理机匣	组合式处理机匣
65 %n	最高效率/ %	77. 87	77. 78	78. 56
	最大压比	1. 223	1. 242	1. 226
	失速裕度/ %	25. 30	90. 79	46. 78
78 %n	最高效率/ %	78. 20	77. 61	78. 57
	最大压比	1. 336	1. 359	1. 349
	失速裕度/ %	19. 50	71. 87	36. 58
88 %n	最高效率/ %	79. 00	78. 90	79. 63
	最大压比	1. 447	1. 457	1. 443
	失速裕度/ %	13. 85	59. 73	33. 31
98 %n	最高效率/ %	78. 36	77. 95	79. 21
	最大压比	1. 567	1. 566	1. 562
	失速裕度/ %	8. 02	41. 21	24. 75

2.2 组合式机匣处理对基元级性能的影响

本文以 98 %转速(近设计转速) 为例,分析组合式机匣处理对基元级性能的影响. 图 6 显示了该转速下,应用组合式机匣处理后,级压比沿叶高的变化情况. 在大流量处,压气机叶中以下区域的压升大于叶片中上部的压升;而在近失速点,从叶根到叶尖,压升逐渐增加. 从单个基元级流量-压比特性线看,随着流量的减小,叶根附近的压比先升高后持续减小,而叶尖附近的压升则一直保持增长的趋势. 多数情况下,压气机的旋转失速都是由于叶尖区流动恶化后发生大尺度分离引起的. 而机匣处理后,提高了叶尖区域的流通能力,抑制了流动分离,改善了叶片中上部的流动情况,提高了该区域的增压能力,并使得压气机可以工作在更小的流量点;但随着流量的进一步减小,压气机通道内流线由于叶尖流通能力增大,流线向叶尖偏斜,因而叶根处流通能力大大减小、攻角大大增加,使得叶根区域流动情况的恶化,但压气机还是在稳定工况下工作,这导致了叶根处增压能力下降. 从另一个角度看,机匣处理改变了加功量沿叶高的分布,通过卷吸作用,改善了叶片中上部的流动,充分发挥了叶中和叶尖的增压能力. 这同时也说明,机匣处理只能对叶片中上部流动起到改善作用.

2.3 组合式机匣处理对于压气机效率的影响

应用实壁/ 圆弧斜槽组合机匣处理后,压气机

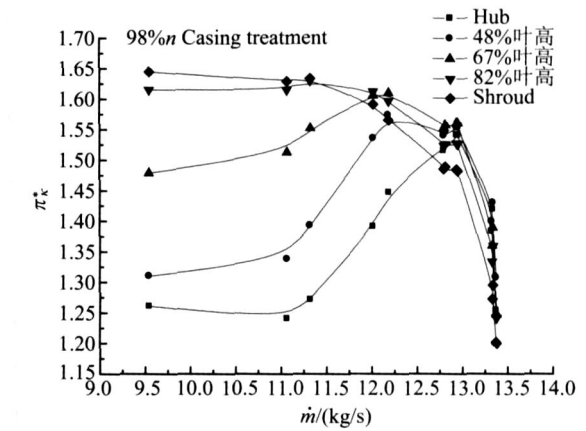


图 6 98 %转速组合式机匣处理后沿展向的压比特性
Fig. 6 Total pressure ratio distribution along blade height under 98 % nominal speed

的绝热效率在各转速下比较实壁机匣提高明显. 表 4 给出了在不同转速下,处理机匣与实壁机匣比较后得到的效率增益最大点,98 %转速下,效率提升最明显,达到 1. 28 %. 在设计点处,压气机的气动负荷最优,机匣处理对叶片通道流动的影响应该是最小. 大多数机匣处理结构的研究显示,机匣处理降低了设计点处的效率. 但是从图 7、图 8 可以看到,组合式机匣处理显著提高了压气机设计点处的效率. 机匣处理结构给叶片通道流动带来的损失主要是抽吸的那部分气流通过叶片增加的能量和处理槽内流动造成的摩擦损失;而机匣处理结构给叶片通道流动带来的收益主要是减少叶尖区流动分离造成的损失. 当机匣处理结构对流场产生的收益大于损失时,压气机的压比和效率就会得到提高. 处理槽越多,损失相应也越大,全周机匣处理的损失必然要大于组合式机匣处理,适当选择处理槽数及分布形式可以有效减小损失. 这就是在不同转速下,组合式机匣处理提高压气机效率的主要原因. 而在近失速点,由于压气机承受更高的气动负荷,处理槽内的流动损失和分离流动造成的损失加剧,此时收益小于损失,导致压气机压比和效率均下降.

表 4 组合式处理机匣对比实壁机匣的效率增益最大点
Table 4 Max increment of efficiency

转速	流量/ (kg/ s)	效率最大增益/ %
65 %n	8. 5184	1. 07
78 %n	10. 3164	0. 71
88 %n	11. 7855	0. 94
98 %n	12. 959	1. 28

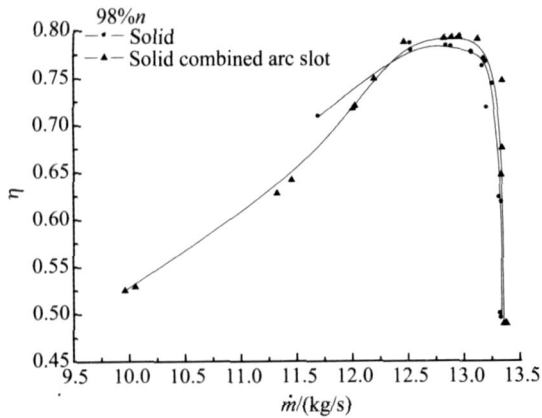


图 7 98%转速下,流量-效率通用特性图

Fig. 7 Efficiency-mass flow performance chart of 98% nominal speed

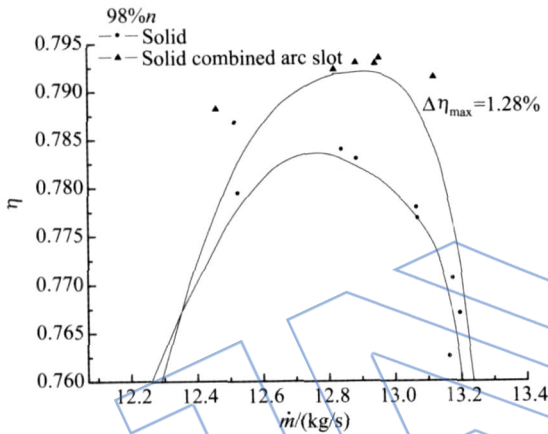


图 8 98%转速下,流量-效率通用特性局部放大图

Fig. 8 Magnifier of efficiency-mass flow performance chart of 98% nominal speed

3 结 论

1) 通过高速压气机台上的实验研究表明,实

壁/圆弧斜槽组合形式的处理机匣不仅能够大幅扩稳,还能一定程度上提高效率,改变了研究者对处理机匣以牺牲效率来扩大失速裕度的普遍看法.

2) 实壁/圆弧斜槽组合形式的处理机匣,通过抽吸叶尖区域的低能流团,减缓了流动分离,提高了叶尖处的流通能力,延缓了旋转失速的发生,改善了流场的品质,使得压气机的失速裕度比实壁机匣提高了 20 %左右;通过采用周向非均匀的分布形式,减少处理槽内流动损失,使得效率更是提高了近 1 %.

3) 组合式处理机匣只能改善叶尖、叶中区域的流动情况;随着流量进一步减小,攻角逐渐增大,机匣处理后,叶片中上部流动得到改善,流线向叶尖偏斜,这却导致了叶根区域流动的恶化.

参考文献:

[1] Greitzer E M, Nikkanen J P, Haddad D E, et al. A fundamental criterion for the application of rotor casing treatment[J]. ASME J. Fluids Eng. , 1979, 101: 237-243.

[2] Takata H, Tsukuda Y. Stall margin improvement by casing treatment-its mechanism and effectiveness[J]. Journal of Engineering for Power, 1977, 99: 121-133.

[3] Smith G D J, Cumpsty N A. Flow phenomena in compressor casing treatment[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1984, 106: 532-541.

[4] 李玲, 于清, 陆亚均. 处理机匣在单级跨声速风扇上的实验研究[J]. 推进技术, 2000, 21(3): 49-52.

LI Ling, YU Qing, LU Yajun. An experimental investigation of casing treatment on a stage of transonic fan[J]. Journal of Propulsion Technology, 2000, 21(3): 49-52. (in Chinese)