

文章编号: 1000-8055(2005)06-01048-06

尾流撞击效应在低速轴流压气机中 应用实验研究的初探

金 亮, 李志平, 陆亚钧

(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: 通过改变尾流撞击效应扰流耦合器的叶片数目来改变尾流撞击效应的激励频率, 从而研究其对压气机稳态性能的影响。通过12组方案的实验, 当尾流撞击频率为2 000 Hz 和4 000 Hz 时, 对压气机失速裕度的改善最为明显, 相对增量分别达到19.5% 和15.2%; 当尾流撞击频率为1 000 Hz 时压气机性能有所恶化。并得到转子的分离流特征频率约为2 000 Hz。也就是说, 激励频率为特征频率及其倍频时流场可获得最好的气动性能, 而激励频率为特征频率的1/2时流场的损失最大。此外, 初步讨论了尾流撞击效应作用机理及激励频率与性能提高的关系, 这就为轴流压气机中两种流态转化的工程应用, 特别是多级轴流压气机设计中的级间匹配问题提供了一个新的思路与途径。

关键词: 航空、航天推进系统; 轴流压气机; 非定常流动; 尾流撞击效应

中图分类号: V 231.3

文献标识码: A

Applied Study on a Low Speed Axial Compressor with Wake Effects

J N Liang, L I Zhiping, LU Ya-jun

(National Key Laboratory on Aero-Engines,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract In this thesis, the blade number of wake effect disturbance coupling was changed in order to vary the exciting frequency of wake effect. In this way, the influence of exciting frequency on compressor steady state performance was studied. Through 12 wake effect disturbance coupling experiments, the stall margin was improved significantly at the wake effect frequencies of 2 000 Hz and 4 000 Hz, and the relative increase of surge margin reached 19.5% and 15.2% respectively. However, the exciting frequency of 1 000 Hz worsens compressor performance. The characteristic frequency of flow separation in rotors wake is about 2 000 Hz. That is, the optimal performance is achieved when the exciting frequency is exactly the characteristic frequency or its multiples. The performance is the worst when the exciting frequency is half of the characteristic frequency. Furthermore, the principle of wake effect, and the relation between stimulation frequency and the improvement of compressor performance was studied in a primary stage. This offers a new idea and method to the application of the conversion of two flow types in axis-flow compressor, especially to the matching in the design of multistage axis-flow compressor.

收稿日期: 2005- 03- 08; **修订日期:** 2005- 05- 09

作者简介: 金亮(1980-), 男, 辽宁沈阳人, 北京航空航天大学能源与动力工程学院硕士生, 主要从事叶轮机气动力学研究

Key words aerospace propulsion system; axis-flow compressor; unsteady flow; wake effect

由于流动的非定常性本质, 长期以来, 各国学者均对非定常流动有着广泛深入的研究, 这包括外流(如文献[1])和内流两方面。本课题组在大量的数值模拟及实验研究的基础上, 提出了两种流态的概念, 即“非定常自然流态”(UNFT)和“非定常耦合流态”(UCFT)。轴流压气机属于同一流场中具有多个物体, 且相邻物体之间有相对运动情况。来自上游叶排的尾流撞击效应属于客观存在, 只是原来未能很好地利用其潜力。由于UCFT具有在一定参数范围之内实现锁定的特征, 在压气机特性图上可复盖一个转速范围, 所以也不是以气动扩稳为唯一目标, 相应的流动控制模型也不是一类气动稳定性模型。在压气机中, 当来自其他物体的激励频率与激励幅值的数值足以使此叶排周围非定常分离绕流的时空结构从混沌状态转化为有序状态时, 则可称此叶排的流动状态实现了从非定常自然流动状态向非定常耦合流动状态的转化。也就是说, 对于轴流压气机中的非定常分离流动, 上游叶排尾流的非定常激励对于具有相对运动的下游叶排非定常分离绕流时空结构的影响, 这种现象称之为尾流撞击效应^[2]。

本文工作是在之前大量数值及实验研究的基础上展开的, 是对尾流撞击效应研究的实际应用的初步探索。通过改变尾流撞击效应扰流耦合器(即通过叶型设计使前排叶片的尾迹对下游叶片产生一定频率的激励)的叶片数目来改变尾流撞击效应的激励频率, 从而研究其对压气机稳态性能的影响。压气机内部流场结构的变化及在不同转速下频率的锁定将在后续的工作中进行。

1 实验设备、测量手段及试验方案

1.1 尾流撞击效应实验台

本实验台的整体结构如图1所示, 设计参数如下: 设计流量系数为0.466; 设计总压升系数为0.248; 设计效率为85%; 设计转速为3 000 r/min; $\Delta\beta_{\text{设计}}/\Delta\beta_{\text{max}} = 0.95$; 转子叶片数为19; 静子叶片数为13; 静子平均半径气流转角为 29.47° ; 机匣直径为450 mm; 轮毂比为0.75。

图1中各部分设备为: 1 流量测量管, 由双组线型面形成的进口集流器, 用于流量测量; 2 流量管壁面静压孔, 用于测量 P_0 ; 3 压气机进口总压梳, 用于测量 P_1^* ; 4 尾流撞击效应扰流耦合器的叶片; 5 压气机转子; 6 压气机静子; 7 压气机出口总压梳, 用于测量 P_2^* ; 8 带有伺服机构的交流电动机, 作为压气机实验台的动力源; 9 排气管道; 10 节流堵锥, 用于控制实验压气机的出口反压和流量。

1.2 尾流撞击效应扰流耦合器的叶片设计

图2为实验测得进口边界总压在栅距方向上的分布。为了定量描述尾流撞击效应及方便与数值计算的结果做对比, 实验前尾流撞击效应扰流耦合器叶片的设计中采用了一定的简化(见式1)。同时总压的分布在栅距方向上按一定的速率移动, 如下式所示:

$$p^+(y) = \overline{p^+} + A \left| \sin\left(\frac{y}{B} 2\pi\right) \right| \quad y \in [0, B]$$

总压分布沿栅距移动时 $y = y(t)$ (1)

- 1 流量测量管
- 2 流量管壁面静压孔
- 3 压气机进口总压梳
- 4 尾流撞击效应扰流耦合器的叶片
- 5 压气机转子
- 6 压气机静子
- 7 压气机出口总压梳
- 8 带有伺服机构的交流电动机
- 9 排气管道
- 10 节流堵锥

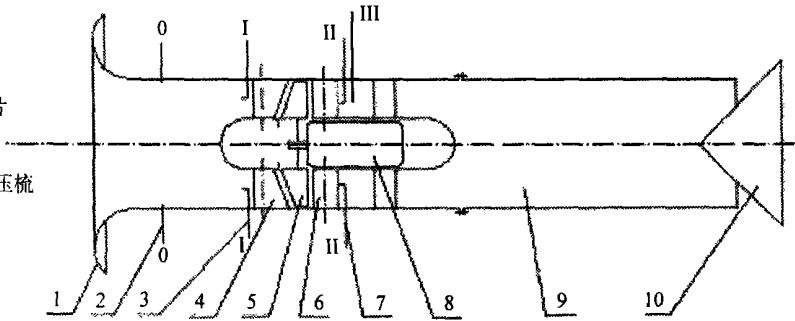


图1 实验台结构简图

Fgi 1 Sketch plot of wind-tunnel

其中 $p^+(y)$ 表示总压在栅距方向上的分布, $\overline{p^+}$ 表示一个栅距方向上总压的平均值, B 表示栅距长度, A 表示激励幅值, 其定义为:

$$A = |\Delta p^+|_{\max} / 2 \overline{p^+}$$

这样就从机理上模拟了上游叶排尾迹的亏损和两排叶片的相对运动。总压分布在单位时间内通过一个栅距的次数表示上游尾迹撞击具有周向相对运动的下游叶排的频率, 记为 f_e , 它与叶栅尾缘涡脱落特征频率 f_{shed} 的比值则为 $\overline{f_{eo}}$

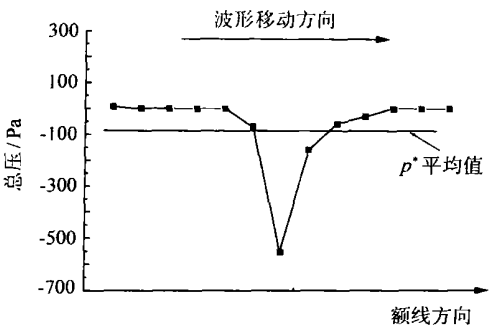


图2 进口边界处总压分布及波形移动形式

Fgi 2 Total pressure distribution and wave motion of inlet boundary



图3 尾流撞击效应扰流耦合器叶型示意图

Fgi 3 Sketch plot of wake effect disturbance coupling vanes

为了模拟真实压气机尾流效果, 根据文献 [3] 中的转子尾流亏损进行估算, 而转子后面相对马赫数的脉动幅值超过30%, 实验中采用了如图3的叶型, 其中叶片尾缘厚度为1 mm, 按照上面的方法计算撞击强度 A 约为31%。

1.3 测试仪器

1.3.1 稳态测量

测量进口壁面静压, 压气机进口、出口总压。采用测试仪器有: 大气气压计, 微压计 AM 5302 DV 型传感器, DRAL 501DN 型传感器, 163PC01D 75型传感器, 稳态传感器的误差见表1, PCL-818HD 采集板, PCLD-789D 调理板微机, 稳态数据采集和分析软件。

1.3.2 动态测量

测量转子后的流动速度脉动。采用测试仪器

有: Kulite 动态压力传感器, AC1820动态采集板, 微机, 动态数据采集和分析软件。

1.4 测试方案

根据平面叶栅^[4]和声激励^[5]实验的经验, 以及考虑到频率覆盖的广度, 实验中选取了12种叶片数的尾流撞击效应扰流耦合器: 9, 15, 20, 24, 30, 36, 40, 48, 60, 72, 80和96片, 对应激励频率 $f_e = 450, 750, 1\ 000, 1\ 200, 1\ 500, 1\ 800, 2\ 000, 2\ 400, 3\ 000, 3\ 600, 4\ 000$ 和 $4\ 800\ \text{Hz}$ 。

表1 稳态压力传感器的误差

Table 1 Error of steady pressure transducer

型 号	163PC01D 75	DRAL 501DN	AM 5302 DV
测量参数	进口总压	进口静压	出口总压
量程/Pa	200	600	200
数量	5	1	25
精度/% FS	0.25	0.25	0.25

1.4.1 稳态测量

通过稳态测试手段, 可以得到尾流撞击实验台的各种时均性能参数^[7], 在保持换算转速不变的条件, 得到总压比和效率随换算流量变化的曲线。在非定常激励的条件下, 希望对比压比

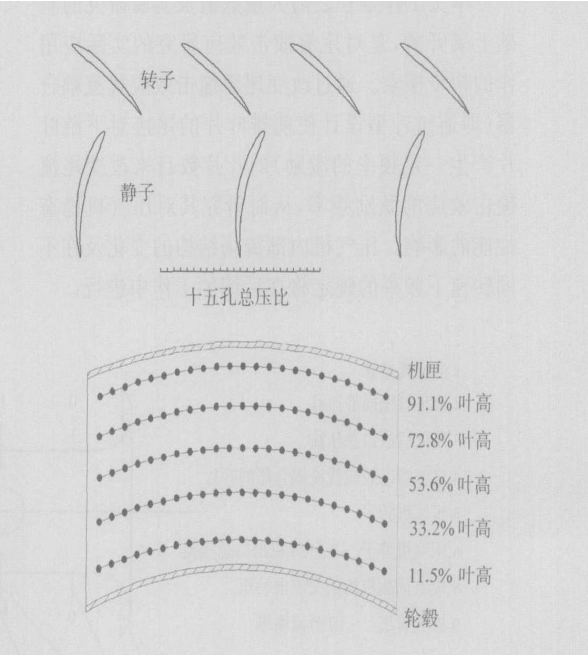


图4 稳态压力传感器测点分布

Fgi 4 Distribution of steady pressure transducer test point

曲线和效率曲线来研究不同频率下非定常激励对压气机内流场性能的影响。其中各种稳态数据测量的位置如图1所示。其中位置0是进行流量测量的外壁静压孔; 位置 I 是测量进口总压的总压梳安装座; 位置 II 是测量出口总压的总压梳安装座; 位置 III 是测量出口总压的总压耙安装座, 总压耙在位移机构的驱动下沿径向移动, 共5个位置分别是全叶高的11.5%, 33.2%, 53.6%, 72.8%和91.1%。出口总压耙周向位置及测点分布可参见图4。

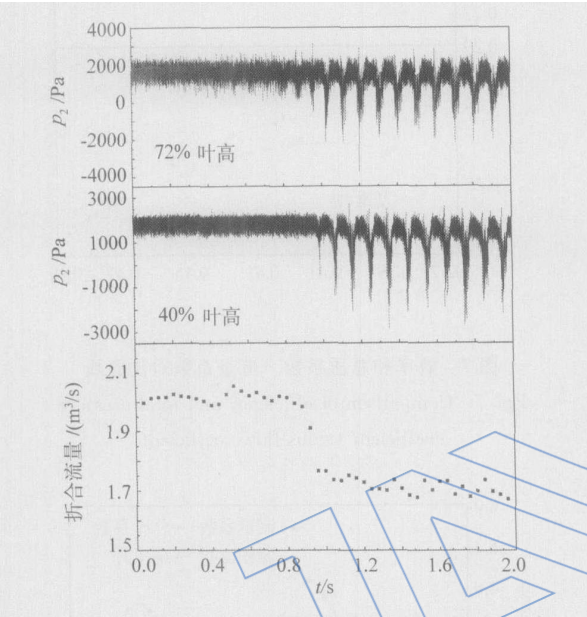


图5 转子出口总压及流量突变

Fgi 5 Transition of rotor outlet total pressure and corrctmass

1.4.2 动态测量

Kulite 动态压力传感器分别安装在转子叶片后, 径向40%和72%叶高处。根据转子后脉动突变配合连续采集流量, 准确抓住压气机失速点, 如图5所示即为转子后脉动突变和流量突变。

2 测量结果及分析

2.1 总压耙测量结果

为了真实反映和对比不同激励频率下压气机性能变化, 本文中数据处理结果均为压气机单级性能, 即扣除了尾流撞击效应扰流耦合器影响后的结果, 尾流撞击效应扰流耦合器对压气机性能影响的实验数据将不再赘述。

图6(a)~ (c) 显示了总压耙沿叶高5个截面平均总压对比图。其中体积流量分别为2.38, 2.13,

1.97 m³/s, 尾流撞击效应扰流耦合器叶片数(记做 Z_{WEI}) 分别为3, 20, 30, 40和80 (f_e = 0, 1 000, 1 500, 2 000, 4 000 Hz)。

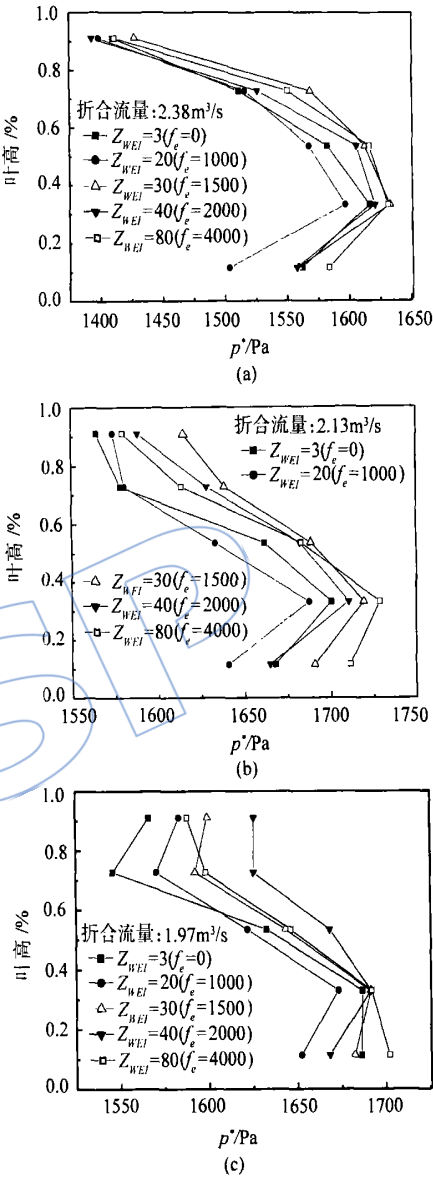


图6 总压耙平均总压对比图

Fgi 6 Comparison of average total pressure from total pressure rake

图6(a)中, 不同激励频率下5个截面总压相差较小。在 Z_{WEI} = 30, 40和80下各截面总压略高于 Z_{WEI} = 03下, 而在 Z_{WEI} = 20下叶中及近叶根截面总压明显低于 Z_{WEI} 为其他值时的情况。图6(b)中不同激励频率下各截面总压相对位置与图6(a)中基本相同, 但差值增大, 其中在 Z_{WEI} = 30下五截面平均总压最大。图6(c)中不同激励频率下近叶尖截面总压差值继续增大, 而近叶根截面差值减

小, 其中在 $Z_{WEI} = 40$ 下五截面平均总压最大。

综合看图6(a)~(c), 图中大部分截面在 $Z_{WEI} = 30, 40$ 和 80 下的平均总压均明显高于基准特性(无尾流撞击 $Z_{WEI} = 03$)下, 最大总压增值可达设计值的5%, 而在 $Z_{WEI} = 20$ 下的平均总压均明显低于 $Z_{WEI} = 03$ 下。而且(a)到(c)流量逐渐减小, 5条曲线的差别逐渐加大, 这个现象在叶尖与叶根最为明显。这是因为随着流量减小, 转子叶片迎角增大, 分离增大, 此时合适的激励频率(即叶栅尾缘涡脱落特征频率)可以使流场内产生耦合, 重新组织流场, 减小分离(即使流场从UNFT 转化为UCFT)。其中, 叶尖在流量减小时流场分离及旋涡尤为严重, 甚至在某些大反压的情况下会产生倒流, 所以在合适激励频率下叶尖流场改善较为明显。同时, 小流量情况下的叶尖堵塞造成近叶根截面实际流量增大, 使近叶根截面迎角减小, 分离减小, 所以在小流量情况近叶根截面改善相对较小。

2.2 时均性能结果

在实验的结果处理上, 对低速压气机应采用总压升、效率、失速裕度等参数进行工程描述。或采用无量纲参数, 流量系数, 总压升系数, 效率分别表示为:

$$\varphi = \frac{Q_0}{\frac{\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4} \cdot u_2} ;$$

$$\psi = P_0 / (\rho_0 \cdot u_2^2) ; \quad \eta = \eta_0$$

此时失速裕度表示为:

$$S.M. = \left[\frac{\frac{\psi}{\varphi}}{\frac{\psi_0}{\varphi_0}} - 1 \right] \times 100\%$$

图7是在激励频率为0和2 000 Hz(即 $Z_{WEI} = 3$ 和40)情况下, 效率和总压系数-流量系数对比曲线。其中, 实际测量效率比设计值略有下降, 主要原因是在试验中转子叶尖稍有损坏, 叶尖与内机匣间隙变大, 造成整体效率略有下降。但由于基准曲线与激励曲线均在相同条件下测得, 所以效率曲线的平移对尾流撞击效应试验台性能对比并无影响。

图7中效率和总压系数-流量系数曲线在小流量时有明显的改善。但是, 在大流量情况下, 激励后效率曲线反而略低于基准曲线。与前面分析的情况相同, 在小流量情况下, 转子后流动相对无序, 此时激励作用在转子后的分离流动, 使流动变

得有序, 所以在小流量下压气机性能改善比较明显。而在大流量状态下, 转子叶片攻角较小, 分离小, 所以在合适的激励频率下压气机性能也无改善。同时, 也很可能是由于进口处尾流撞击效应扰流耦合器的堵塞效应使性能反而有所下降。

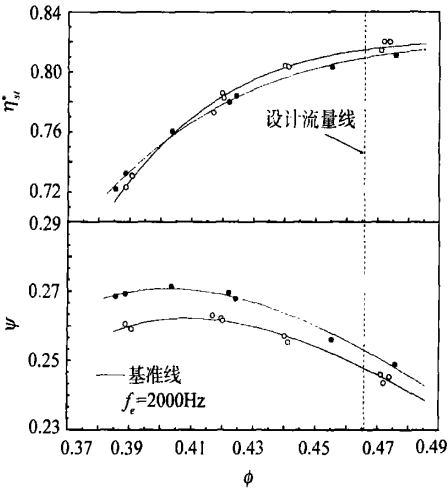


图7 效率和总压系数-流量系数对比曲线
Fig. 7 Comparison of efficiency and total pressure coefficient versus flow coefficient

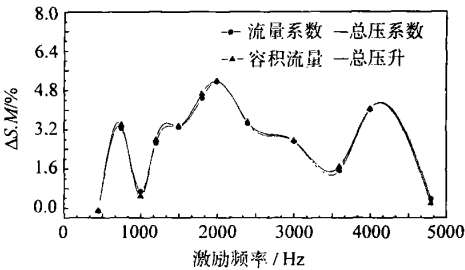


图8 不同激励频率下失速裕度峰值
Fig. 8 Peaks of the stall margin by variable exciting frequencies

图8是不同激励频率下失速裕度增值曲线。其中, 一条为容积流量相对总压升, 另外一条为无量纲化后的失速裕度值。在不同激励频率下压气机性能改善的具体数值可以参见表3。

从图中可以看出, 曲线的最大失速裕度增值均出现在 $f_e = 2\,000\text{ Hz}$ 的激励频率下。在所有激励频率下压气机的失速裕度均有所提高, 其中在 $f_e = 1\,000$ 和 $4\,800\text{ Hz}$ 处有2个极小值, 在 $f_e = 2\,000$ 和 $4\,000\text{ Hz}$ 处有2个极大值。在 $f_e = 4\,800\text{ Hz}$ 处的极小值极可能是由于流道堵塞过于严重造成的。根据数值计算的结果: 当脉动频率(上游

表2 尾流撞击效应对压气机压升及失速裕度的影响

Table 2 Influence of total pressure ratio and stall margin by wake effect

激励频率 (f_e/Hz)	时均总压升 ($\Delta p^+/\text{Pa}$)	失速裕度 ($S.M./\%$)	失速裕度增量 ($\Delta S.M./\%$)	相对增量 ($\delta S.M./\%$)
0	0	26.4	0	0
450	3	26.29	- 0.11	- 0.416 67
750	34	29.66	3.26	12.348 48
1 000	9	27.08	0.68	2.575 76
1 200	31	29.05	2.65	10.037 88
1 500	57	29.7	3.3	12.5
1 800	47	30.87	4.47	16.931 82
2 000	49	31.54	5.14	19.469 7
2 400	47	29.84	3.44	13.030 3
3 000	40	29.1	2.7	10.227 27
3 600	18	27.93	1.53	5.795 45
4 000	32	30.41	4.01	15.189 39
4 800	3	26.62	0.38	1.439 39

相邻叶排的通过频率)为叶栅尾缘涡脱落特征频率的1/2(即 $\overline{f_e}=0.5$)倍时,流场的损失系数很大;而脉动频率为叶栅尾缘涡脱落特征频率的2倍(即 $\overline{f_e}=2$)时,流场获得很好气动性能^[7]。同时参照动态分析的结果,即可得到 $f_e=2\,000\text{ Hz}$ 极有可能是叶栅尾缘涡脱落特征频率(即 $f_e=2\,000\text{ Hz}$),这就是在 $f_e=1\,000\text{ Hz}$ 有一个极小值,而在在 $f_e=2\,000$ 和 $4\,000\text{ Hz}$ 处有2个极大值的原因。叶栅尾缘涡脱落特征频率的准确结果,将在进一步的实验及数据处理中确定。

3 结 论

本实验在12组不同尾流撞击效应扰流耦合器下,通过进行尾流撞击效应试验台稳态测量和大量的重复实验,得到了明显的效果,在实验方面阐述了两种流态的应用前景。实验中得到了预计中的效果,其中压升最大时均增值为57 Pa(为设计值的5%),失速裕度最大增幅达到19.47%。通过对实验结果的整理与分析,得到尾流撞击效应实验台的叶栅尾缘涡脱落特征频率 f_{shed} 极有可能为 $2\,000\text{ Hz}$;此时激励的有效频率锁定范围为 $f_e=1\,200\sim 2\,400\text{ Hz}$ (即 $\overline{f_e}=0.6\sim 1.2$);激励频率为叶栅尾缘涡脱落特征频率及其倍频时流场可获得最好的气动性能,而激励频率为叶栅尾缘涡脱落特

征频率的1/2时流场的损失最大,在设计中应尽量避免。这就为轴流压气机中两种流态转化在工程上应用,特别是多级轴流压气机设计中的级间匹配问题提供了一个新的思路与途径。

参考文献

[1] Ahuja K K, Burrin R H. Control of Flow Separation by Sound[R]. AIAA 84- 2298, 1984

[2] Zhou Sheng, Hou An-ping, Lu Ya-jun, et al On the Two Generations of Unsteady Flow Types in Axial Flow Compressors[R]. ASME GT- 2004- 53214

[3] Zhou Sheng A Methodology of Relating Blockage Coefficient to Tested Loss Coefficient in a Transonic Axial Compressor [R]. Invited Lecture IL- 3: 18~ 23, at 2nd ISFM FE, Beijing: 2000

[4] 陈少龙, 侯安平, 周盛 扩压式叶栅非定常分离流机理研究的频谱分析[R]. In 7th Proc of Chinese National Aeroelasticity Conference, Huzhou, China: 2001

[5] 刘焱 低速压气机尾流撞击台的某些非定常激励的实验研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2004

[6] 盛森芝, 许月亭, 袁辉靖 日新月异的现代流动测量技术(修订稿)[R]. 北京大学特赛流动测量研究中心, 2000

[7] 郑新前, 周盛 轴流压气机动态失速现象研究[J]. 自然科学进展, 2005, 15(1): 89~ 93

ZHENG Xin-qian, ZHOU Sheng Unsteady Cooperative Flow Type in the Axial Compressor[J]. Progress in Natural Science, 2005, 15(1): 89~ 93