

文章编号: 1000-8055(2010)03-0582-05

非定常耦合流动对叶片动力响应的影响

闫嘉超, 侯安平, 周 盛

(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科技重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 针对“在轴流压气机中实现非定常耦合流动状态时,是否会引发下游转子产生结构振动问题”进行了研究.在已有的三维非定常 CFD(计算流体力学)计算频谱分析结果的基础上,使用有限元方法进行模态分析,通过调整上游静叶数的手段,研究实现耦合流动后产生的动力响应问题,并对调整前后压气机的气动特性进行比较.结果证明,通过适当的调整上游静子叶片数,可以在最大化发掘非定常耦合流动的潜力的同时避开转子的共振频率.

关 键 词: 轴流压气机; 非定常耦合流动; 动力响应; 静叶数

中图分类号: V211

文献标识码: A

Effect of unsteady cooperative flow on the dynamic response in the rotor of axial compressor

YAN Jia-chao, HOU An-ping, ZHOU Sheng

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

Abstract: “Whether the unsteady cooperative flow could induce the dynamic response problem of the rotors” was expatiated in this article. Based on the existing result and modal analysis for spectrum analyzer of three-dimensional unsteady CFD (computational fluid dynamics), the foregoing question was researched by adjusting the wakes of front stator vane. The result of the computation shows that the properly-adjusted number of stators can maximize the unsteady potential while avoiding the sympathetic vibration of the rotors.

Key words: axial compressor; unsteady cooperative flow; dynamic response;
number of stators

在多级轴流压气机中,存在着由结构所决定的固有非定常流动现象.通过改变其结构布局,利用固有非定常流动现象与分离流现象的相互作用,可以改善分离流流态,这已经通过一系列的实验与计算所证实.

在平面叶栅分离流与声激励相互作用的研究中,根据对流场参数的非定常计算^[1]与动态测量^[2]发现:叶栅分离流旋涡运动在时间和空间上

具有多尺度的特点,在非定常旋涡流场多频结构中,具有一个能量占主要地位的主频运动模态,通过外加激励诱导流场中不同尺度的旋涡向主频运动模态聚集,使流场整体运动由无序向有序转化,从而减弱分离流中不同尺度旋涡之间剪切耗散,减小分离流的流动损失,形成低耗散、低损失的旋涡分离流流动状态.

平面叶栅^[1]、环形叶栅^[3]的流场声激励实验

收稿日期: 2009-03-02; 修订日期: 2009-04-28

作者简介: 闫嘉超(1980-),男,河北承德人,博士生,主要从事叶轮机非定常流研究.

与计算证实了激励可以减小分离流旋涡流场的流动损失。

在文献[4]中提出非定常耦合流动状态的物理特征:由于轴流压气机上游叶排尾流对于具有周向相对运动的下游叶排流场的非定常撞击行为,在一定的条件下将与下游叶排非定常分离流和涡结构发生耦合,并明显改变下游叶栅非定常分离流和涡结构。下游叶排流型将实现从非定常自然流动状态向非定常耦合流动状态的转化。

低速轴流压气机的尾流撞击效应(wake impact effect)实验与真实多级压气机流动中的非定常特性与分离流之间相互作用更具工程实用价值。李志平等^[5]进行的实验表明,通过优化上游叶排叶片数目,合理组织叶排间非定常绕流的相互作用,通过上游尾迹来流激励下游叶排内部旋涡分离流,也能够改善叶排流动中的旋涡分离流,促使非定常自然流动状态向非定常耦合流动状态转化。通过这种方法,在低速轴流压气机实验中,总压升、效率和失速裕度相对于非耦合流动状态分别提升了4.52%、1.53%和24.9%。

这些研究表明:①由于压气机中的多排结构及其相邻叶排相对旋转运动并导致叶排流动之间相互作用,因此有可能通过这一非定常流动特性改善旋涡分离流,降低流动损失;②在轴流压气机中,可以通过上游叶排尾迹的作用,实现耦合流动状态。

动力响应是叶轮机械中存在的一种重要的气动弹性问题,它的基本特征是强迫振动。在轴流压气机中,这类问题根据激振力来源主要分为两类,即:以叶片排气失稳形成外界激振力,主要包括失速和喘振引起的结构振动问题;由于非定常进口流动或者上游叶片排承受下游非定常扰动所致的振动问题。

这样就提出了一个问题:当通过静子尾迹通过频率于转子表面涡脱落实现耦合流动状态时,是否会引起压气机的结构振动,在设计中该能否避免产生共振?本文对这个问题进行了初步探讨。

1 结构振动与耦合流动的初步分析

当实现非定常耦合流动时,压气机的静子叶片数决定于以下3个因素:

- 1) 满足定常气动设计的要求;
- 2) 满足发生非定常耦合流动的条件;
- 3) 满足结构振动要求。

对于定常气动设计而言,稠度对于保证加功量是必要的,因此级压比和流动马赫数越高,所需稠度越大。但是太大的稠度将增大堵塞,以及叶型与尾迹的损失。通常的设计中平均稠度取值一般在0.9~1.8,常规设计中,当压气机平均稠度在1.2~1.5之间时,得到的效率最好。

声激励实验^[4]、合成射流实验^[3]以及其他一些通过激励分离流流动的研究表明^[5-6],适当频率的激励信号能够诱导分离流旋涡流动流态的改变,这一类频率响应现象统称为“锁定”现象。即,以固有频率 f_a 运动的受控对象 a ,在不同频率 f_b 的激励 b 作用下,其运动频率将发生变化并锁定于所受激励的频率 f_b 或其谐频率。这一过程的必要条件是,相对频率 $\hat{f} = f_b/f_a$ 在一个有效频带 $(\hat{f}_{\min}, \hat{f}_{\max})$ 范围内^[6]。

实验证明,实现非定常耦合流动的,上游的静子的激励频率存在一个最佳的激励频率 f_{shed} ,当静子叶片数满足式(1)时,可实现非定常耦合流动。

$$N_b = \frac{60 \cdot \hat{f} \cdot f_{\text{shed}}}{n} \quad (1)$$

其中 n 为转速(单位:r/min), $\hat{f}$ 为相对频率,当 $\hat{f}$ 实现耦合流动时取值范围为0.6~1.5。

在航空发动机压气机叶片的三维气动设计过程中,也必须满足结构振动的要求。因此,在共振分析中,用有限元方法计算转子在一定转速下的动频,通过Campbell图进行分析发生共振的可能性。取 $\omega = Kn_e$,其中 n_e 为压气机的转速, K 通常取叶片的前一级和后一级的静叶数以及转速的1,2,3,4的倍频^[7]。

因此,要在某一级中实现非定常耦合流动状态,只有同时考虑到以上三方面的因素,才能兼顾气动与结构振动的要求,并且最大限度的挖掘非定常流动的潜力。

2 对某压气机转子的振动分析与改型

以下用某五级高压压气机其中第四级转子实现非定常耦合流动的设计为例,具体说明这个过程。

选取的转子展弦比为1.026,设计流量为25 kg/s,叶片高0.040 m,弦长0.039 m,材料为钛合金。

原型第三级静子叶片109片,通过三维非定

常气动计算可以得到,在额定转速下,第四级转子旋涡流动的特征频率是 13 985 Hz,如图 1. 根据式 (1) 确定第三级静子的叶片数,最佳激励效果对应的叶片数为 73 片,根据文献[5],当叶片数在 44~109 片之间时,可实现非定常耦合流动状态. 73 片时耦合效果最明显,当叶片数大于 73 时,随叶片数增加效果逐渐减弱,原型中对非定常潜能的利用较少. 避开激励倍频时有可能对强度产生的影响,取相对激励频率为 $1.2^{[8]}$,此时叶片数为 87,叶中的稠度为 1.4. 由于此压气机的负荷较大,因此原型设计的稠度较高,调整后的压气机是否能满足设计要求,在最后还需进行气动计算来验证.

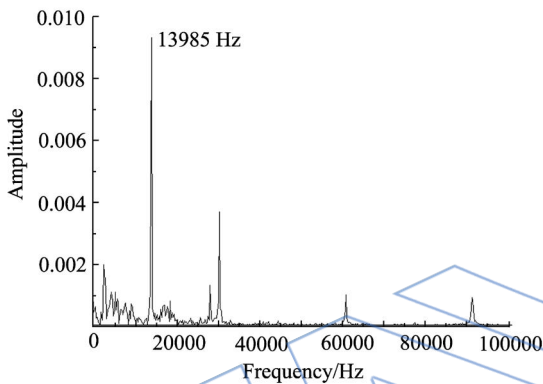


图 1 第四级转子熵的频谱图
Fig. 1 Frequency domain of the entropy in the 4th rotor

接下来,通过有限元计算确定对转子叶片的振动进行分析. 改变第三级的静子叶片数同时会对第三级和第四级转子振动特性产生影响.

有限元计算采用 8 顶点六面体网格,沿展向分为 30 个网格,弦向分为 20 个网格,厚度分为两层,共 $2 \times 20 \times 30 = 1200$ 个单元,材料为钛合金,密度为 $4.48 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$,弹性模量为 1.21×10^9 ,通过模态分析得到叶片的前 15 阶振动频率如表 1、表 2 所示.

得到第三、四级转子 Campbell 图如图 2、图 3 所示.

由图 2、图 3 可知,在慢车状态 (4 584 r/min) 时,第三级转子的第五阶振动,第四级转子的第四、五阶振动,均有可能发生共振. 需要再次调整静子叶片数. 调整的原则是: ①避开这个危险频率; ②调整后的叶片数产生的激励频率尽可能的接近最优激励频率,使非定常的效益最大化.

表 1 第三级转子模态与频率分布表(单位:Hz)
Table 1 Mode and frequency of the 3rd rotor
(unit:Hz)

模态	第 1 阶	第 2 阶	第 3 阶	第 4 阶	第 5 阶
静频	1022.7	2419.4	4107.7	5789.3	6504.0
动频	1240.2	2513.6	4340.5	5952.0	6552.0
模态	第 6 阶	第 7 阶	第 8 阶	第 9 阶	第 10 阶
静频	9264.2	10245	10841	11526	12799
动频	9519.4	10443	10909	11602	12828
模态	第 11 阶	第 12 阶	第 13 阶	第 14 阶	第 15 阶
静频	15608	16115	16556	19292	21207
动频	15903	16329	16763	19342	21236

表 2 第四级转子模态与频率分布表(单位:Hz)
Table 2 Mode and frequency of the 4th rotor
(unit:Hz)

模态	第 1 阶	第 2 阶	第 3 阶	第 4 阶	第 5 阶
静频	1298.8	2671.6	5080.4	6638.8	6932.3
动频	1460.6	2764.1	5279.5	6767.8	7022.9
模态	第 6 阶	第 7 阶	第 8 阶	第 9 阶	第 10 阶
静频	10777	12234	12657	13914	14954
动频	10952	12451	12824	13967	14982
模态	第 11 阶	第 12 阶	第 13 阶	第 14 阶	第 15 阶
静频	18676	18960	19538	19873	23234
动频	18831	19058	19856	20133	23256

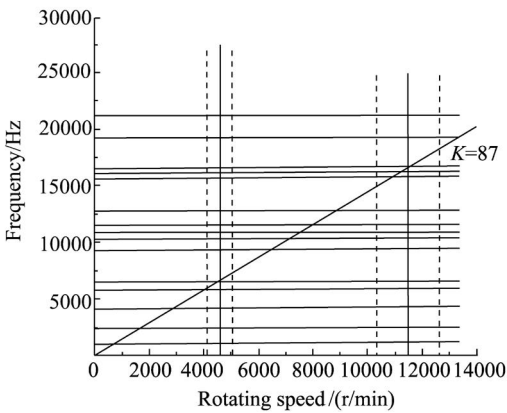


图 2 第三级转子 Campbell 图(静叶数 87)
Fig. 2 Vibration of the 3rd rotor (87 blades)

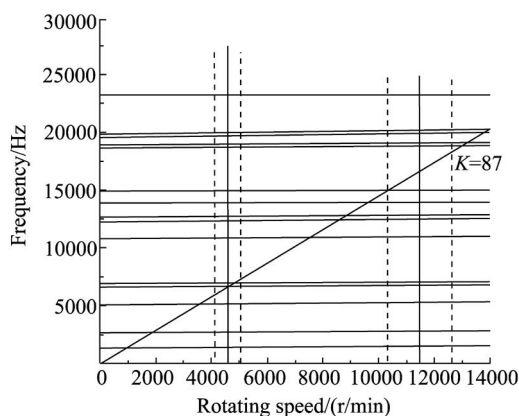


图 3 第四级转子 Campbell 图(静叶数 87)

Fig. 3 Vibration of the 4th rotor (87 blades)

综上,最终调整第三级静子叶片数为 103 片,此时相对激励频率为 1.4,满足发生非定常耦合流动的条件.由图 4、图 5 可知,调整后的叶片数满足了结构振动的要求.

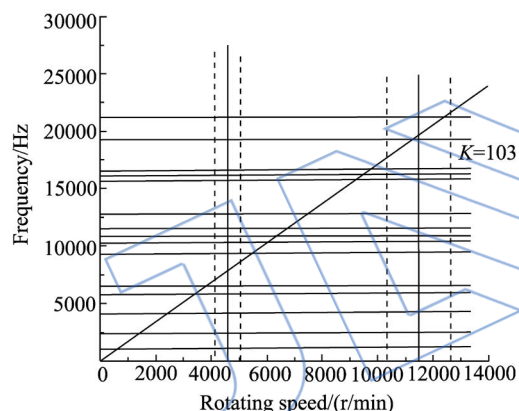


图 4 调整后第三级转子 Campbell 图(静叶数 103)

Fig. 4 Vibration of the 3rd rotor (103 blades)

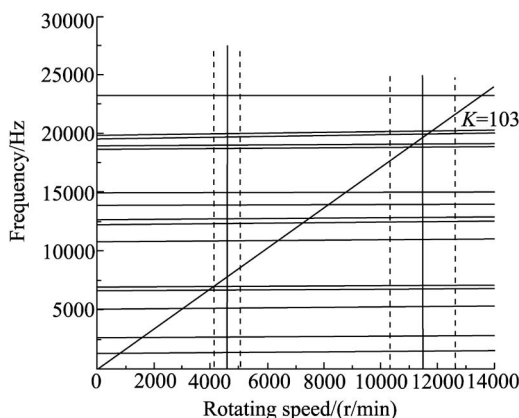


图 5 调整后第四级转子 Campbell 图(静叶数 103)

Fig. 5 Vibration of the 4th rotor (103 blades)

最后通过定常气动计算比较叶片数改变对压气机特性的影响.采用 NUMECA 商用软件,网格数为 92 万,对不同静子叶片数的 R_3 , S_3 和 R_4 的三排联算,得到其特性线比较如图 6、图 7 所示.可以看出静子叶片数的改变对其定常气动性能的影响不大.

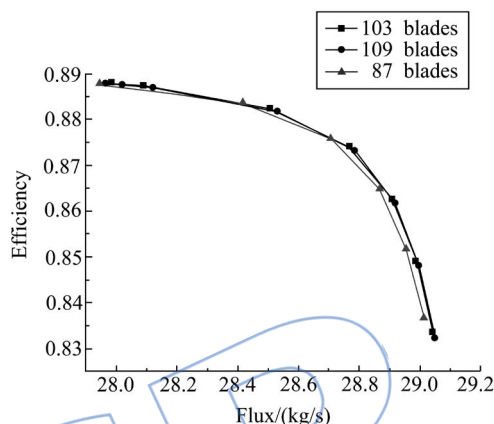


图 6 不同静子叶片数流量效率特性

Fig. 6 Flux-efficiency characteristic of different numbers of stators

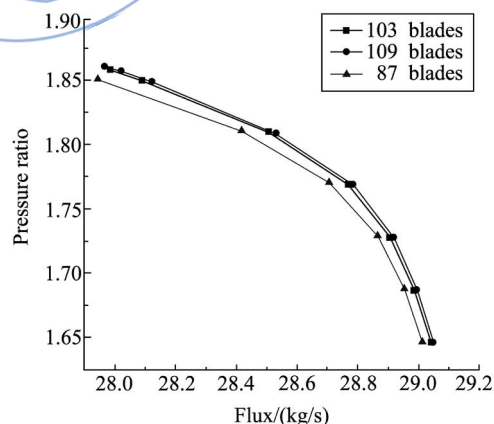


图 7 不同静子叶片数流量压比特性

Fig. 7 Flux-pressure ratio characteristic of different numbers of stators

3 结 论

通过定常与非定常气动计算频谱分析以及模态分析,可以找到一个最优的静子叶片数,使之在实现非定常耦合流动,最大化挖掘非定常潜力的同时,也能够避开转子的共振频率满足结构振动的要求.

参考文献:

- [1] ZHENG Xinqian, ZHOU Sheng, HOU Anping, et al. Unsteady cooperative flow type in axial compressor[J]. Progress in Natural Science, 2005, 15(10): 930-936.
- [2] 侯安平, 周盛. 对圆柱和二维扩压叶栅在平面叶栅风洞中旋涡脱落的试验研究[J]. 空气动力学学报, 2004, 22(3): 101-108.
HOU Anping, ZHOU Sheng. A study on vortex shedding frequency of blade profile and cylinder in cascade tunnel[J]. Acta Aerodynamica Sinica, 2004, 22(3): 101-108. (in Chinese)
- [3] QIU Yaxi, GE Jingdong, LU Yajun, et al. Research on sound-vortex resonance in enhancing performance of an annular cascade[R]. ASME GT2003-38022, 2003.
- [4] 侯安平. 轴流压气机非定常两代流型理论探索[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2003.
HOU Anping. Exploration on theory of two generations unsteady flow types in axial flow compressor[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2003. (in Chinese)
- [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 type in axial-flow compressor[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2007. (in Chinese)
- [6] LI Zhiping, GONG Zhiqiang, LIU Yan, et al. The experiment research on the performance of low speed axial compressor by external acoustic excitation[R]. ASME GT2004-53183, 2004.
- [7] 王延荣, 田爱梅. 叶/盘结构振动分析中几个问题的探讨[J]. 推进技术, 2002, 23(6): 233-236.
WANG Yanrong, TIAN Aimei. Several issues in the implementation of vibration analysis of bladed disk[J]. Journal of Propulsion Technology, 2002, 23(6): 233-236. (in Chinese)
- [8] 熊劲松. 轴流压气机周向气动布局设计问题探索[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2007.
XIONG Jinsong. Investigation on circumferential configuration in axial compressor aerodynamic design[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2007. (in Chinese)