

文章编号: 1000-6893(2005)01-0000-07

# 关于轴流压气机的非定常两代流型

周 盛, 侯安平, 弓志强, 陆亚钧, 葛劲东

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100083)

Two Generations of Unsteady Flow Type for Axial Compressor

ZHOU Sheng, HOU Anping, GONG Zhiqiang, LU Yajun, GE Jingdong

(Department of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 10083, China)

**摘 要:** 针对作者提出的轴流压气机非定常两代流型(非定常自然流型(UNFT)和非定常耦合流型(UCFT))概念, 本文进行了数值模拟和试验两个方面的验证。从数值模拟结果来看, 实现非定常耦合流型后, 对应非定常流场的时空结构将由无序状态向有序状态转化, 流场的时均性能也能得到较大提高。环形叶栅声激励和 PIV 测量的实验结果亦证实了这一结论。

**关键词:** 流型; 非定常分离流; 非定常自然流型; 非定常耦合流型; 轴流压气机

**中图分类号:** V211.1<sup>+</sup>5, V231.3 **文献标识码:** A

**Abstract:** In order to validate the concept of two generations unsteady flow type- unsteady natural flow type(UNFT) and unsteady cooperative flow type(UCFT)- in axial flow compressor proposed by authors, numerical simulation and experiments are done. It can be seen from the results of numerical simulation that the space-time structure of unsteady flow would translate from chaotic state to orderly state and the time-average performance of flow field can be improved greatly when UCFT is realized. These conclusions also have been validated by our experiments of acoustic excitation and PIV measurement.

**Key words:** flow type; unsteady separate flow; unsteady natural flow type(UNFT); unsteady cooperative flow type(UCFT); axial flow compressor

回顾百年来飞机的发展历程, 从空气动力学角度来看, 两代定常航空流型发挥了重大的作用。直到上世纪 60 年代, 全部飞机机翼都可归之为第 1 代定常附体流型类别。当代战斗机的气动性能又有很大进展, 这在相当程度上是由于第 2 代定常脱体涡流型投入实用的结果。

与流型在飞机发展中所起的重大作用对照, 在轴流压气机气动方面则很少涉及到“流型”(Flow Type)这一术语<sup>[1]</sup>。这就导致如下疑问: 从轴流压气机出现到现在, 轴流压气机应当属于何种流型? 既然飞机的流型不断发展, 轴流压气机是否也存在出现新一代流型的前景?

轴流压气机气动设计与分析体系在上世纪取得长足进展, 但迄今仍在定常流动基本假设框架之内。其根本原因是周向平均所造成的。因为周向平均略去了叶轮机固有非定常流动最具有本质性的特征。然而, 当考虑轴流压气机中的真实流动时, 不难发现, 即使在设计工况也只能是一类非

定常流动<sup>[2]</sup>, 因而其流型不可能是定常流型。笔者曾经从定常流动角度进行过探索, 回首来看, 遭到挫折是可以解释的<sup>[3]</sup>。

在文献[4]中提出了同一流场中存在多个物体时, 常有相对运动的不同物体分离流绕流相互作用非定常两代流型的概念, 即非定常自然流型(UNFT, Unsteady Natural Flow Type)和非定常耦合流型(UCFT, Unsteady Cooperative Flow Type)。当按照此种非定常两代流型的思路来审视轴流压气机时, 由于轴流压气机的基本任务是通过气流加功而提高压力, 所以物面上的逆压力梯度远比机翼强烈, 非定常分离流普遍存在。现有的压气机在气动设计时普遍不考虑大尺度分离流的时空结构, 自然无法实现 UCFT, 因此, 全部现有轴流压气机都只能属于 UNFT。

为了实现轴流压气机从现有 UNFT 向下一代 UCFT 的转化, 在气动设计和分析体系中必须补充以下两个功能: 1° 对于上游静子和下游转子(或反之亦然)二者都能获得其非定常分离流绕流的时空结构; 2° 能够计入上游静子尾流对于下游转子非定常分离流时空结构的影响。以往为了便

收稿日期: 200321225; 修订日期: 200403201

基金项目: 国家自然科学基金(10072008), 高等学校博士学科点专项  
自然科学基金(2000000615)资助项目

于计算而采用诸如修改静子与转子叶片数目等措施,是难以满足上述必要条件的。

近年来国内外同行学者一直在研讨轴流压气机气动设计与分析体系如何由三维定常体系转变成四维非定常体系,并为此而投入较多人力物力,其目的在于四维非定常体系具有使性能明显提高的前景。这意味着新的流动机理:流型从 UNFT 转化为 UCFT。由于在流动机理上涉及到一系列新机制和可能使性能明显提高的前景,实现四维非定常气动设计与分析体系将成为所追求的一个主要目标。

以实现 UNFT 向 UCFT 转化为主要目标之一,并最终建立起一类多级轴流压气机四维气动设计与分析体系将是一项艰巨工作。而两代非定常流型之间的转化,是其中一个重要组成部分。本文对此进行了一些初步的探索。

## 1 数值方法介绍

### 1.1 二维数值模拟方法介绍

控制方程采用无量纲的雷诺平均 N2S 方程组。采用 3 点 5 阶广义紧致格式进行空间离散。

采用 3 步 3 阶具有 TVD 保持性质的 Runge-Kutta 方法对方程组进行时间离散。

采用 Baldwin-Lomax 代数湍流模式计算湍流黏性系数  $L_T$ 。

二维扩压叶栅的计算域从前缘向前延长 2 倍弦长,从后缘向后延长 4 倍弦长,共 220×41 个网格点。

### 1.2 三维数值模拟方法介绍

采用固结在动叶轮上的三维直角坐标系,控制方程采用无量纲的雷诺平均 N2S 方程组。

鉴于求解三维黏性非定常 N2S 方程对计算机的容量和速度要求很高,而并行计算可以大幅提高数值计算的规模和速度,所以采用并行计算是一种合理及必然的选择。为了便于编制并行计

算程序,空间导数的逼近采用显式差分格式。

对于无黏项,首先采用 Steger-Warming 的矢通量分裂方法,将矢通量分裂成非负通量和非正通量之和。分裂后,采用五阶精度的迎风格式来逼近它的空间导数。

对于黏性项,采用六阶精度的中心差分格式来逼近空间导数。

时间方向的积分采用 3 步 3 阶具有 TVD 保持性质的 Runge-Kutta 方法。

本文采用 Baldwin-Lomax 代数湍流模式计算湍流黏性系数  $L_T$ 。

生成网格时,对叶片前缘、后缘,叶片表面进行了加密处理,保持了各处网格的正交性。网格大小为:180(流向)×50(周向)×40(径向)。

二维和三维数值模拟方法的详细介绍参见文献[5]。

## 2 非定常两代流型转化带来的流场变化

### 2.1 非定常分离流时空结构的变化

对于轴流压气机中的一个叶排而言,当流型从 UNFT 转化为 UCFT 之后,非定常分离流场时空结构将发生明显变化。现通过一个平面扩压叶栅数值模拟结果来进行说明。此叶栅取自一台涡扇发动机高压压气机第 1 级转子之近叶根基元。图 1~图 5 示出的计算结果对应的来流 Mach 数  $Ma_{in} = 0.15$ ,以弦长为基的 Re 数为  $0.183 \times 10^6$ 。在图 1 中给出了不同攻角时的非定常分离流场瞬时等熵线分布图。此图展现了尾流中非对称涡脱落随攻角改变情况。

随着来自上游叶排尾流撞击激励的变化,分离流的频谱特征有明显的改变。图 2 与图 3 表示对应于两个空间位置的滞止压力频谱特性随着上游叶排尾流撞击激励参数的变化情况。图 2 与图 3 所对应的空间固定点分别位于主流中与尾流中。其中  $f_0$  为前排尾流扫过频率与叶栅尾缘旋涡脱落频率之比, A 为上游尾迹相对主流区的亏

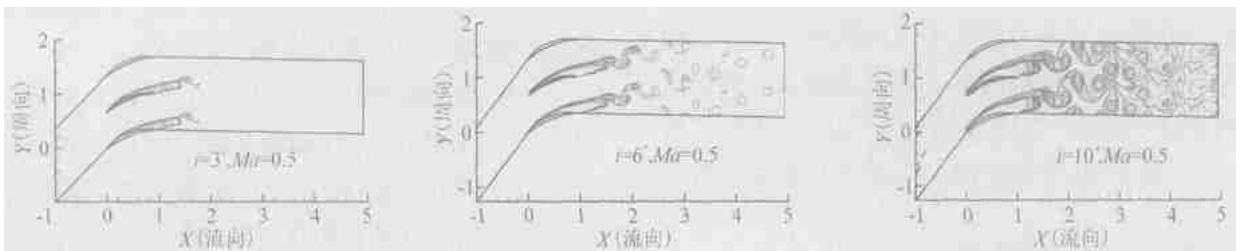


图 1 平面扩压叶栅分离流瞬时等熵线分布

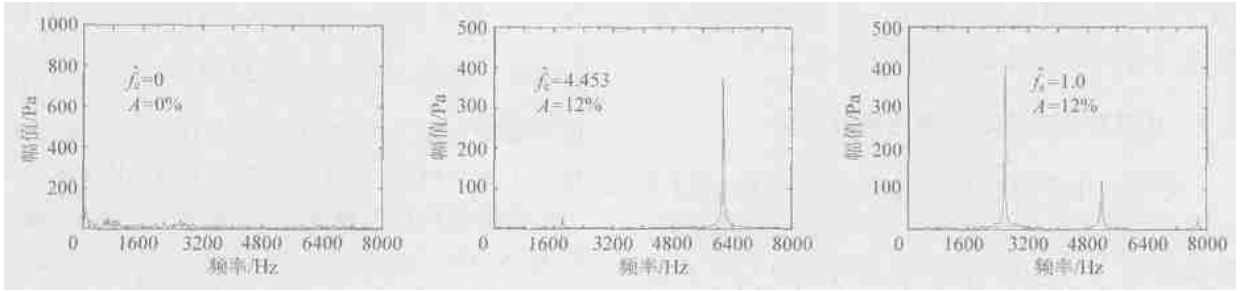


图 2 平面叶栅主流区内一点处的频谱

Fig 2 Frequency spectrum of total pressure at certain point of planar cascade main flow

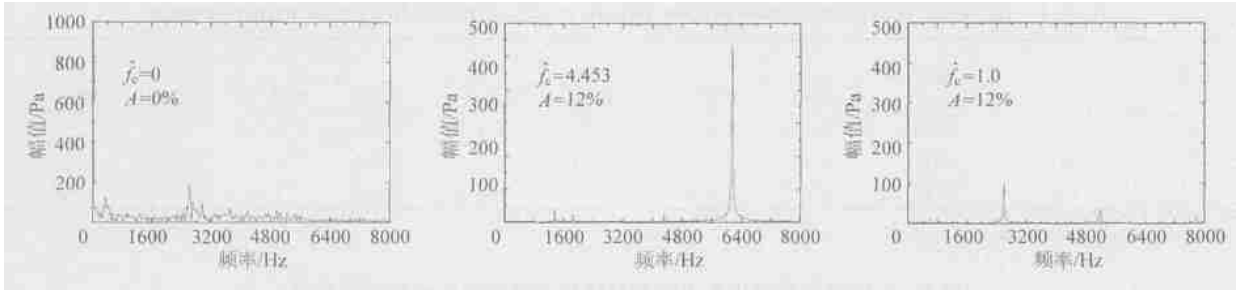


图 3 平面叶栅尾迹区内一点处的频谱

Fig 3 Frequency spectrum of total pressure at certain point of planar cascade wake flow

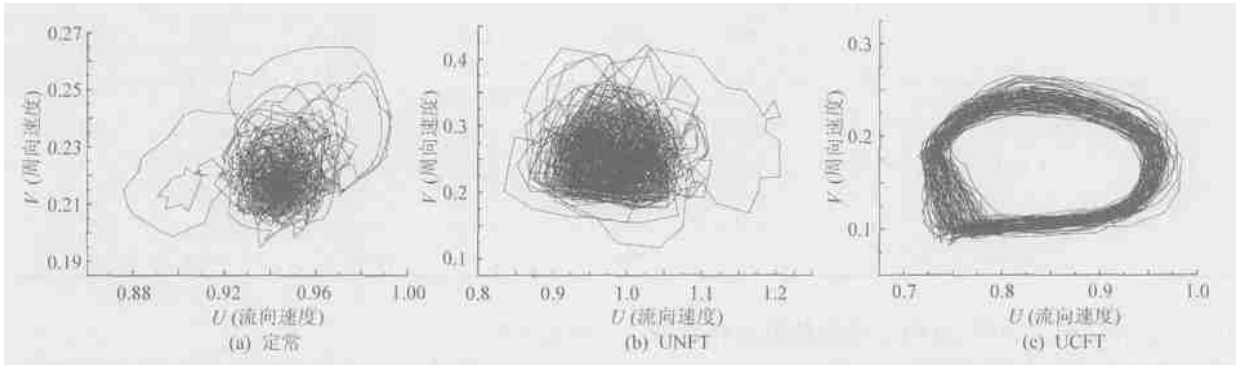


图 4 平面叶栅主流区内- m. 点处瞬时速度轨迹图随非正常进口边界条件的改变

Fig 4 Phase diagram of instantaneous velocity vectors at - m. point of planar cascade main flow

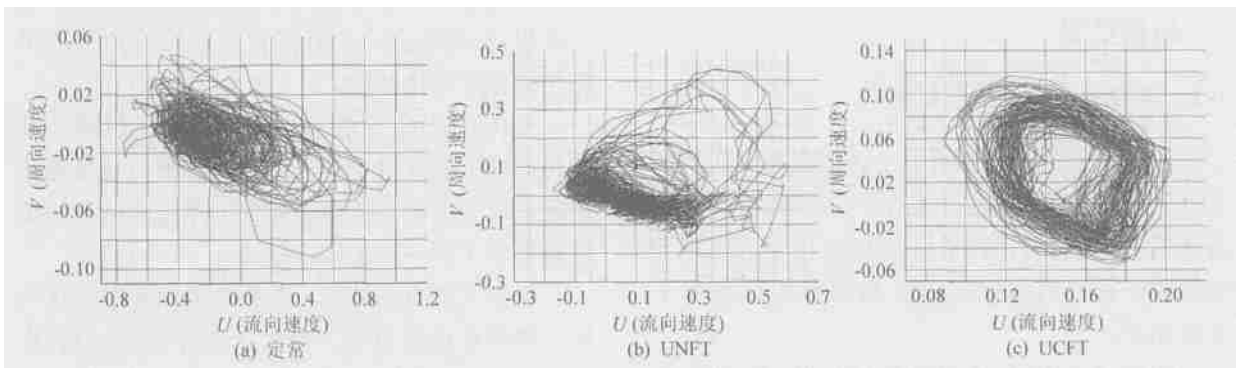


图 5 平面叶栅尾迹区内- n. 点处瞬时速度轨迹图随非正常进口边界条件的改变

Fig 5 Phase diagram of instantaneous velocity vectors at - n. point of planar cascade wake flow

损幅度。

图 4 及图 5 与图 2 及图 3 取相同的空间固定位置。此 2 图表示主流区与尾流区内固定空间位置处在速度平面上瞬时速度向量随时间而瞬变的

轨迹图。由图可见,当流型实现从 UNFT 转变为 UCFT 之后,分离流场的时空结构发生了很大的变化。<sup>1</sup> UNFT 所对应的尾流区中存在瞬时反流,从而使流场恶化。在同一点处,当转变为

UCFT之后则瞬时反流消失。<sup>o</sup> 当流型发生转变后,发生了从混沌朝向有序的转化。

## 2.1.2 非定常分离流场时均性能的变化

对于上述平面扩压叶栅进行的捕捉 UCFT 数值模拟结果整理为表 1 与表 2。由两个表所列数据可见,与 UNFT 相比,流型转化为 UCFT 之后可导致时均性能明显提高: 负荷系数 L 增加

1912%; 损失系数 X 减少 3014%; 负荷损失比  $k = \frac{\dot{L}}{X}$  增加 7113%; 近失速攻角增加 4214%。这些时均性能变化幅度将随叶栅的几何气动参数而变化。由表 2 可见,滞止压力振荡幅值 A 存在着一个影响流型转化的阈值,对于所研究之流动,阈值约为 610%。激励频率  $f_e$  存在着一个捕捉 UCFT 的锁定范围,对于所研究的流动,大体在

表 1 平面扩压叶栅流型转化对于性能的影响

Table 1 Influence of transformation of flow type in planar diffusing cascade on its performance

方案	$f_e^{\wedge}$	流型	L		X		k		$i_{\text{stall}}$	
			数值	增量/%	数值	增量/%	数值	增量/%	数值	增量/%
A	01 000	稳态	01 650	21 0	01 227	01 0	21 863	21 1	91 081	- 91 2
B	41 453	UFFT	01 637	01 0	01 227	01 0	21 804	01 0	101 000	01 0
C	11 000	UCFT	01 759	191 2	01 158	- 301 4	41 804	711 3	141 241	421 4

注:  $Re = 01832382 @ 10^6$ , 基于叶弦。

表 2 进口边界处滞止压力脉动幅值对叶栅时均气动脉动的影响

Table 2 Influence of the total pressure fluctuation amplitude at inlet boundary on performance

流型	$f_e^{\wedge}$	A/%	L		X		k	
			数值	增量/%	数值	增量/%	数值	增量/%
UFFT	41 453	12	01637	01 0	01 227	01 0	21 804	01 0
		0	01650	21 0	01 227	01 0	21 863	21 1
		6	01697	91 4	01 211	- 71 0	31 301	171 7
UCFT	11 000	71 5	01733	151 1	01 191	- 151 9	31 844	371 1
		8	01746	171 1	01 178	- 211 6	41 199	491 8
		9	01771	211 0	01 158	- 301 4	41 884	741 2
		12	01759	191 2	01 158	- 301 4	41 804	711 3

014~ 1120之间。当然,这两个具体数值同样也将随叶栅几何形状与气动参数而改变。

## 3 低速轴流压气机转子捕捉 UCFT 数值模拟结果

### 3.1.1 单级低速轴流压气机简况

为了在轴流压气机转子上面捕捉新一代流型 UCFT, 本组专门设计和制造了一个单级低速轴流压气机试验台, 目前试验仍在进行中。现将针对该转子进行的捕捉 UCFT 数值模拟结果简单分析如下。

此转子为等内径与等外径设计, 轮毂比为 01 747, 转子外径为 01 225m。设计转速为 3000 r/min。设计工况转子总压比 11015; 等熵效率为 85%; 空气质量流量为 21 88kg/s。

### 3.1.2 针对转子捕捉 UCFT 的数值模拟结果及分析

使用三维非定常黏性 N2S 程序进行了数值

模拟研究。

首先针对此单转子在均匀来流条件下进行三维非定常分离流数值模拟。也就是获取上游不存在非定常激励条件下的转子非定常分离流场的时空结构, 从而建立一个有关转子非定常两代流型转化效益的对比基准。

其次, 在转子的进口边界上计入上游静子叶排尾流撞击效应对于转子流型的影响。这就意味着通过改变上游尾流撞击效应的频谱和激励幅值来捕捉转子新一代 UCFT 流型。

根据实验台的结构, 在绝对坐标系中可认为转子来流是轴向进气。但由于静叶尾流亏损, 在相对坐标系内转子感受到的是一种非定常脉动形式的轴向来流, 其亏损幅值记为 A, 频率记为  $f_e$ 。在表 3 中给出了 6 组数值模拟结果 1 第 1 组表示均匀进气条件下单转子的计算结果, 以此作为对比之基准。第 2 组和第 3 组则表示激励频率相同时, 轴向速度非定常脉动幅值变化对于转子时均性能参数的影响。第 4 组、第 5 组和第 6 组表示

轴向速度非定常脉动幅值跟第 3 组相同,只有激励频率不同时转子时均性能参数的变化情况。

表 3 定常均匀的边界条件和模拟真实来流情况边界条件下非定常计算结果时均值的比较

Table 3 The influence of frequency of stator passing on time averaged performance

A/ %	$f_e$	流量 /( $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ )	压比	负荷 系数	损失 系数	功损比
0	0	21.81	11.0123	01.0324	01.1192	01.272
20.3	11.0	21.79	11.0136	01.0335	01.0920	01.3641
34	11.0	21.79	11.0145	01.0338	01.0588	01.5748
34	1133	21.71	11.0195	01.0336	- 01.089	- 01.377
34	0140	21.82	11.0126	01.0326	01.1036	01.3147
34	4167	21.83	11.0127	01.0329	01.1061	01.3101

表 3 中出现了某些激励情况下,损失系数为负值的情况。这是否说明计算出现了错误呢?由于程序经过了校核,同时因为性能参数并不是随着激励频率的增加而单调变化,而是达到一个峰值后又回到起点,说明并不是由于程序的误差造成的。经过分析认为,损失系数之所以在某些激励频率下出现与传统定义相矛盾的地方,并不是违背了能量守恒的原则,主要是传统的参数定义与数据处理方法不够完善,缺乏区分流场中有效能量的能力,并且忽略了流动中潜在能量的转化现象。

从图 6 可以看出,在均匀边界条件下,单转子流场内最显著的旋涡脱落频率是 3033Hz。对流动施加了多种不同频率、不同幅值的尾流激励,表 3 列出了流场在各种尾流激励作用下的时均性能值,可以看到,在  $f_e=1133$  的激励频率下,流场性能的改善是最大的。当改变进口边界条件模拟来流尾迹的真实流动情况后,总压频谱图有很大的变化,图 7~ 图 8 是来流尾迹扫过频率为  $f_e=1133$ ,速度亏损为 34% 时计算得到的相对总压频谱图。图 8 的取点位置与图 6 是一致的。

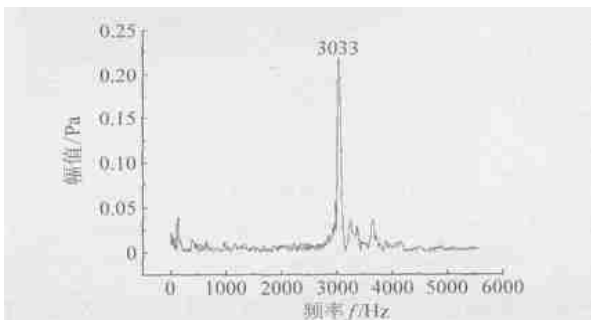


图 6 均匀进气条件下叶片出口近尾缘处总压的频谱图  
Fig 6 Frequency spectrum of total pressure at certain point in2 side wake

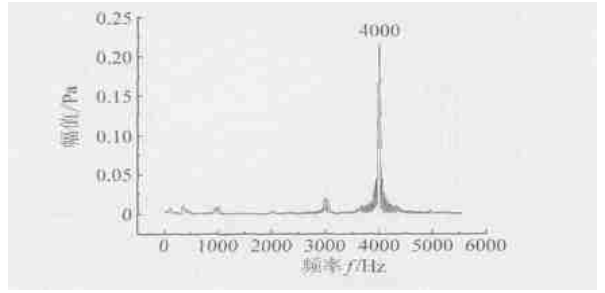


图 7  $f_e=1133$  时叶片进口边界上总压的频谱图

Fig 7 Frequency spectrum of total pressure at inlet when  $f_e=1133$

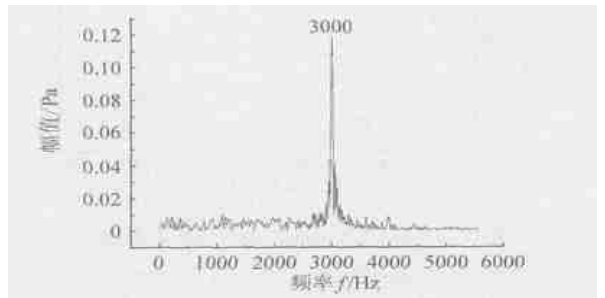


图 8  $f_e=1133$  时叶片出口近尾缘处总压的频谱图

Fig 8 Frequency spectrum of total pressure at certain point in2 side wake when  $f_e=1133$

从图 7 的频谱图中可以看到,进口边界 4000Hz 的频率非常突出,这表明加入的 4000Hz 频率已经正确地引入到了流场中。在槽道内以及栅后可以看到,加入的 4000Hz 频率已经不太明显了,而 3000Hz 的频率显得非常突出。这可能是加入的扰动频率与流动中固有的旋涡脱落频率产生了耦合作用,导致了流动频率锁定在了流动的特征频率上。从施加尾流激励后,流场频率值变得较单一,同时对应的幅值变小的规律分析,可以认为流场在合理施加尾流激励后变得更有秩序,对应的流场性能也得到了很大的改善。

图 9 是均匀来流条件下叶片表面扭矩的频谱图,图 10 是尾流激励频率为  $f_e=1133$  条件下的叶片表面扭矩的频谱图。从图 9 和图 10 可以看到,加激励后影响叶片表面扭矩的特征频率以 3990Hz 为最突出值,这也符合在转静干涉中,对叶片振动影响最大的是通过频率的一般结论。

#### 4 实验研究

本文认为,非定常耦合流型的实现正是认识到了-谁控制谁的重要性,明确提出了需要控制的流动:叶片表面的大尺度开式分离流,以及施加控制的流动:交替扫过的前排尾迹。在这个认识的基础上,由于只是进行模型层次的实验验证,所

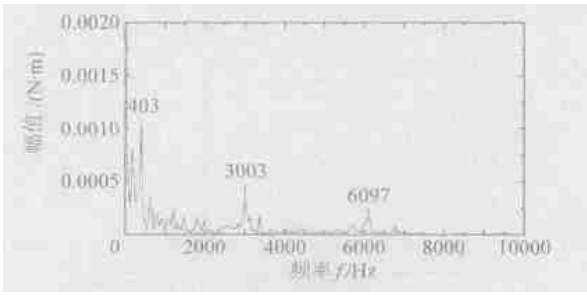


图9 均匀来流条件下叶片表面扭矩的频谱图

Fig 9 Frequency spectrum of blade s torque

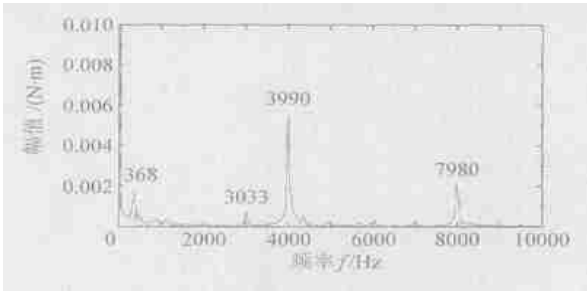


图10  $f_c = 11.33$  时叶片表面扭矩的频谱图

Fig10 Frequency spectrum of blade s torque when  $f_c = 11.33$

以在试验中采用非定常的声激励代替了交替扫过的前排尾迹。本文采用声激励的手段,并不是期望在发动机的内部加装一个发声装置,只是因为声激励能从机理层次上满足实现非定常耦合流型对频率和幅值的要求。

在文献[6]中详细介绍了在环形叶栅实验台上通过施加一定频率的非定常激励来控制扩压叶栅流动的实验结果。在图11中可以看到,在一定的攻角下,最佳激励情况下总压损失下降了近30%,这充分显示非定常控制促使轴流压气机中流型转换而产生的巨大潜力。

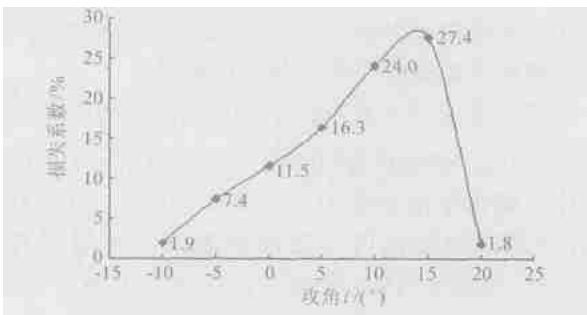


图11 施加激励后损失减少与攻角的关系曲线

Fig 11 Relative reduction of loss coefficient vs1 incidence

在环形叶栅实验台上,针对上述声激励的实验,还对流场结构进行了PIV测量。

不施加激励时,可以明显地看到尾迹涡的存在(见图12)。对比不施加激励时不同迎角的涡量图,可以明显看出随攻角从5b增大到16b,流线

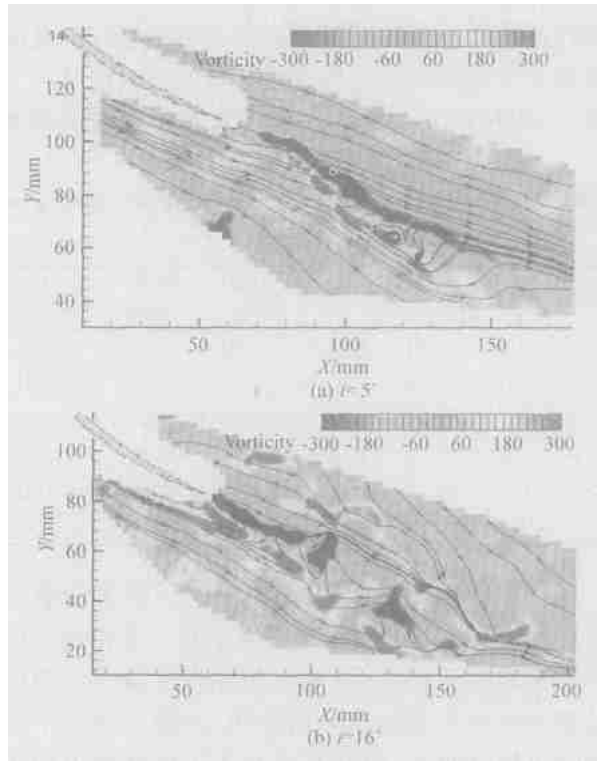


图12 无激励情况下流场涡量图

Fig12 Instantaneous vorticity field and streamline by PIV without acoustic excitation

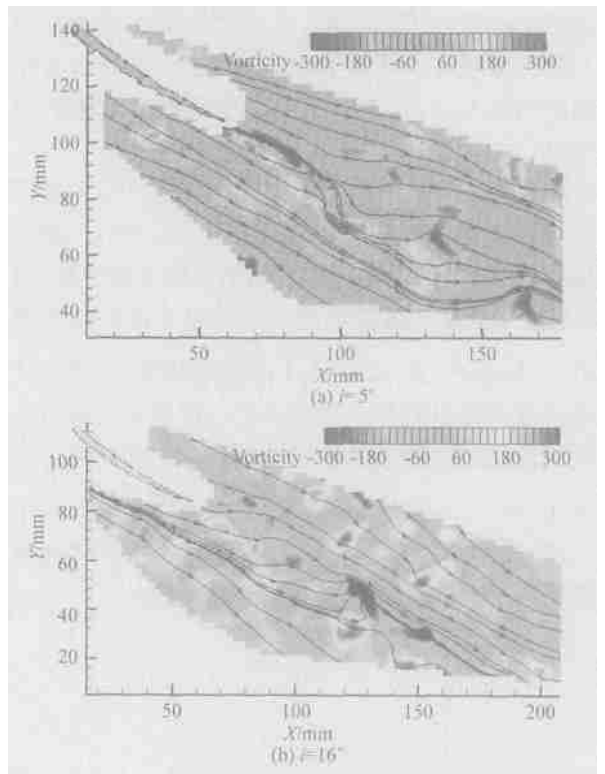


图13 施加适当激励流场涡量图

Fig13 Instantaneous vorticity field and streamline by PIV with acoustic excitation

变得越来越曲折,分布越来越混乱,分离区域逐渐增大,同时尾迹涡的强度和分布范围也逐渐增加,

特别是攻角增大到  $16^\circ$  以后,尾迹涡的强度分布变得更不规则。

与不施加激励时的涡量图对比可以看出:施加适当激励后,尾迹涡的强度有所下降,涡强减弱,流线变得更平滑和匀称(见图 13)。

PIV 实验测得的流场说明施加激励后流场的分离状况有所改善。同时也说明,在施加适当的非定常激励时,叶栅总压损失大幅度减小与流场结构的变化是一致的。

在环形叶栅实验台上所作的实验只是对流型概念实验验证的开端,在旋转台真实的多排叶片环境中实现非定常耦合流型的实验目前正在本课题组展开,并取得了一定的进展。

## 5 小 结

对于叶轮机气动热力学分支存在多年的一个疑题)))目前的轴流压气机应当属于何种流型?是否存在出现新一代流型的前景?本文指出,对于使用定常气动设计与分析体系所研制出的轴流压气机说来,即使在设计工况,其流动也并非定常的,因而不可能归入任何一类定常流型。以此为基础,提出了轴流压气机非定常两代流型(既 UNFT 与 UCFT)的概念。由于当代轴流压气机在设计时并未计入产生新一代 UCFT 的机制,所以它们不可能属于新一代 UCFT,只能属于 UNFT。

对于轴流压气机气动设计与分析系统说来,如若能够捕捉到新一代 UCFT,其必要条件应为:能够反映出每个转子或静子叶排非定常分离流绕流的时空结构;能够判断上游叶排尾流撞击与下游叶排非定常分离流绕流之间是否存在耦合效应。

» 能否实现 UCFT 与轴流压气机非定常分离流控制密切相关。在流动控制中,非定常分离流控制还是一类新概念,对于轴流压气机更是如此。例如,新一代 UCFT 与诸如文献[7]所描述的旨在改进轴流压气机气动稳定性的主动控制概念在内涵上还颇有不同。

¼ 给出了针对一个平面叶栅和一台单级低速轴流压气机转子进行的捕捉 UCFT 的数值试验结果,以及在环形叶栅实验台上进行的捕捉

UCFT 的实验结果。结果表明,在平面叶栅、环形叶栅以及转子中都能模拟出由 UNFT 向 UCFT 的转化,并导致时均性能的明显提高。

½ 为了捕捉轴流压气机新一代流型 UCFT,本课题组开展了理论模型)实验验证)CFD 数值模拟三方面相互配合的工作。尽管实验和数值模拟结果都表明时均性能可获明显改善,为了最终实现工程实用化,还有大量工作必须进行。

## 参 考 文 献

- [1] Johnson I, Bullock R. Aerodynamic design of axial flow compressors[R]. NASA SP236, 1965.
- [2] 任汝根,周盛.叶轮机械中的非定常流动[J].燃气涡轮试验与研究,1991,4(4):1-24.  
Ren Y G, Zhou S. The unsteady flow in turbomachinery[J]. Gas Turbine s Test and Research, 1991, 4(4): 1- 24. (in Chinese)
- [3] 刘景梅,周盛.叶轮机械新流型探索议[J].航空动力学报,1995,10(3):205-209.  
Liu J M, Zhou S. Preliminary search for new flow types in turbomachinery[J]. Journal of Aerospace Power, 1995, 10(3): 205- 209. (in Chinese)
- [4] 周盛.涡轮风扇发动机气动热力学三项新概念探讨[A].第176次空天安全的重大基础问题学术讨论会文集[C].2001.  
Zhou S. The exploration to three aerodynamic new ideas in fan turbine engine[A]. Proceeding of 176<sup>th</sup> Xiangshan Conference[C]. 2001. (in Chinese)
- [5] 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 A P. Exploration on theory of two generations unsteady flow types in axial flow compressor[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2003. (in Chinese)
- [6] Qiu Y X, Ge J D, Lu Y J, et al. Investigation on the effects of unsteady excitation on enhancing performance of annular cascade[R]. ASME GT22003238022, 2003.
- [7] Cao R J, Zhou S. A 3D rotating stall stability model for axial flow compressor[R]. ASME 972GT2200, 1997.

作者简介:



周 盛(1937- ) 男,北京人,北京航空航天大学能源与动力工程学院教授,主要从事叶轮机气动力学、气动弹性力学与气动声学以及吸气式推进气动热力学等方面的研究。



侯安平(1975- ) 男,湖南常德人,北京航空航天大学能源与动力工程学院博士后,主要从事压气机气动力学、气动设计等方面的研究。

(责任编辑:刘振国)