

文章编号: 1000-8055(2006) 01-0125-06

静止环形扩压叶栅激励下的耦合流动分析

熊劲松, 脱 伟, 侯安平, 周 盛
(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: 针对某静止环形叶栅的激励实验工作, 相应的对扩压叶栅进行了不同气流攻角和激励频率的非定常粘性计算与流场分析。计算中, 结合实验结果分析了在不同气流攻角下, 激励频率对损失系数、负荷系数、功损比等性能的影响。计算结果揭示了在激励流动下流场的时空结构的变化是流场性能得到提升的根本原因。

关键词: 航空、航天推进系统; 环形叶栅; 非定常流动; 旋涡脱落频率; 激励
中图分类号: V 231. 3; V 211. 3 **文献标识码:** A

Coupled Flow Analysis on the Excitation Effect in Annular Enlarged Cascade

XIONG Jin-song, TUO Wei, HOU An-ping, ZHOU Sheng
(National Key Laboratory on Aero-Engines,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: In regard to the excitation experiments, time-Accurate numerical stimulation was carried out to investigate the upstream disturbance frequency effect under different incidence in an annular cascade. Combined with experimental results, the disturbance frequency effect on loss coefficient, load factor, and work-loss ratio was discussed. The change of time-space flow structure is the principal cause of the performance improvement.

Key words: aerospace propulsion system; annular cascade; unsteady flow; vortex shedding frequency; excitation

非定常激励对叶栅大攻角分离流动具有一定改善作用^[1], 其效果主要取决于激励的频率与强度。在某静止环形叶栅实验台上进行了声激励实验表明, 叶栅流动的总压损失有所减小^[2], 粒子速度成像仪(PIV)测试得到的涡量强度有所减弱^[3]。该实验台为吸气式结构, 实验段包括涡轮叶栅和扩压叶栅两个静止叶排, 在机匣上安装导声筒对环形叶栅流动进行激励。然而, 实验受设备的

限制, 可以直接观察和并用于分析的信息毕竟有限。因此, 本文将通过数值模拟的方法来捕捉流场细节, 进一步探索非定常激励对分离流的控制机理。在研究过程中, 为了抓住主要矛盾, 减小计算量, 对实验模型进行了一些简化。简化之一是采用二维叶栅非定常计算程序分析叶中流场。由于为低速流动, 马赫数小于0.2, 环形扩压式叶栅没有转动速度, 叶展方向速度与加速度分量很小, 离心

收稿日期: 2004- 11- 02; 修订日期: 2005- 03- 15

基金项目: 国家自然科学基金资助(10477002)

作者简介: 熊劲松(1978-), 男, 重庆北碚人, 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博士生, 主要从事航空发动机气动设计研究。

力源项的影响几乎可以消除,因此这样的简化带来的影响较小。对比计算结果与PIV实验的图片也证实这一点。简化之二是采用二维的速度脉动来模拟三维的声扰动。由于激励源为点源形式,声波扰动呈球面波传播,在二维计算域中,即环形叶栅叶中流面内的传播过程可以用流面内的点激励源代替,因此,二维的计算虽然不能囊括试验中激励源声波扰动三维效应的影响,但是不妨碍对激励流动机理的分析。

1 数值方案

叶栅流动的控制方程可以用二维非定常粘性可压雷诺平均N-S方程组描述,采用B-L湍流模型封闭。采用三阶Runge-Kutta方法显式格式进行时间推进求解,其求解精度为三阶。空间离散时采用了五阶精度的广义紧致格式。因此在相对较少的网格点上得到了较高的时空求解精度。

在计算中,在叶栅进口和出口都给定定常边界条件。初始条件根据边界条件给定均匀初场。进口边界条件给定均匀恒定的总温、总压、进气角,出口给定恒定反压。叶片表面采用无滑移无穿透边界条件,压力采用法向动量方程求取。计算域的外边界用周期性边界条件。与常规边界条件不同的是,通过在流场内部施加内场边界点激励条件,从而实现非定常激励的数值模拟。该位置在叶片之前与实验相同位置处,形状呈4 mm长度的条带分布,宽度仅一个网格点的范围。在该内边界上,流动速度沿气流方向作正弦脉动:

$$\mathbf{V} = \mathbf{V}_m \cdot [1 + A \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f_e \cdot t)] \quad (1)$$

其中: $\mathbf{V}_m$ 为主流速度, A 为脉动幅值, f_e 为激励频率, t 为时间。

2 旋涡脱落特征频率分析

根据实验测试结果分析给定计算边界条件。环形叶栅叶中位置处基于弦长的Re数为 2.5317×10^5 ,进口马赫数为0.197,其它参数根据环形叶栅实验^[2,3]相应给定。首先计算了 $0^\circ; 5^\circ; 10^\circ; 15^\circ$

表1 不同攻角涡脱落特征频率

Table 1 Vertex shedding frequency in different incidence			
$i/(^\circ)$	f_{shed}/Hz	$i/(^\circ)$	f_{shed}/Hz
0	—	10	772
5	1 019	15	602

4个攻角下的流场。对总压的时域信号进行快速傅立叶变换并参考流场动态图画得到各个攻角(i)下的涡脱落的特征频率(f_{shed})如表1所示。

3 非定常激励下的流场分析

根据得到的尾缘脱落涡的特征频率,对流场施加相应的非定常激励。采用与文献[1]中相对频率与相对幅值的定义方法:

相对激励频率:

$$\bar{f}_e = f_e / f_{shed} \quad (2)$$

相对激励幅值:

$$A = |v|_{\max} / c_1 \quad (3)$$

式中: f_e 是激励频率, $|v|_{\max}$ 是激励的最大速度值, c_1 是远前方来流速度。

根据文献[1~3]的结论,激励在频率 $\bar{f}_e = 1$ 时会产生最佳效果,故本文对于 $5^\circ; 10^\circ; 15^\circ$ 三个攻角,施加 $\bar{f}_e = 1, A = 7.5\%$ 的非定常激励,激励位置取在叶片前距叶片前缘6%弦长处,用速度大小的脉动模拟实验扰动激励,速度的方向始终为进口气流的方向。

本文采用损失系数 $\bar{\omega}$ 、负荷系数 L 和功损比 K 来定量说明不同攻角下非定常激励对流场气动性能的影响。分别定义如下:

$$\bar{\omega} = \frac{p_1^* - p_2^*}{p_1^* - p_1} \quad (4)$$

$$L = \frac{c_{1u} - c_{2u}}{c_1} \quad (5)$$

$$K = L / \bar{\omega} \quad (6)$$

式中,下标数字表示计算所取的位置:1为计算域的进口,2为叶栅的出口, u 为周向方向。

表2给出了施加激励前后流场性能参数的变化。取偏差 Δ 表示性能参数的变化幅度:

$$\Delta = \frac{p_{ex} - p_{un}}{p_{un}} \quad (7)$$

式中:下标ex表示加激励状态,un表示无激励状态。

从表2中可以看出:在正攻角下,对流场施加一定非定常激励,除 0° 攻角的情况外,其它攻角下流场性能得到了都得到了改善,损失减小,负荷系数增大,并且攻角越大,激励的改善效果更明显。对于表2需要说明两个问题:

- (1) 性能的改善是否是由于施加激励而附加了能量造成的呢?
- (2) 各流场性能的差异是否是计算误差的结果?

表2 施加激励前后流场性能参数

Table 2 Performance with/ without excitation

攻角 $i / (^\circ)$	损失系数 $\bar{\omega}$	负荷系数 L	功损比 K	
15°	无激励	0.156	0.450	2.879
	有激励	0.114	0.590	5.183
	偏差 $\Delta / \%$	- 26.92	31.11	80.03
10°	无激励	0.108	0.381	3.535
	有激励	0.079	0.500	6.340
	偏差 $\Delta / \%$	- 26.85	31.23	79.35
5°	无激励	0.103	0.306	2.967
	有激励	0.094	0.405	4.313
	偏差 $\Delta / \%$	- 8.74	32.35	45.37
0°	无激励	0.080	0.261	3.254
	有激励	0.106	0.260	2.456
	偏差 $\Delta / \%$	32.50	- 0.38	- 24.52

对于第一个问题,可以对0 攻角的情况加以分析解释。从表2 中可以看到,在施加1 200 Hz 的非定常激励之后,如果仅仅因为流场注入了能量,那么0 攻角下的出口总压应该比无激励的情况高,损失系数应该因激励加入而减小。然而,计算结果与这样的推断相悖,激励后损失系数增大了,流场并未改善,反而恶化了。这说明:激励措施使得流场改善的原因并非源于对流场注入了能量,而是激励对原流场结构相互作用的结果。原流场结构与激励扰动之间发生何种作用,有什么样的改变,在下文第4 节通过对流场的时间演化过程作进一步阐述。

对于第二个问题,为了说明流场性能的改善也并不是计算误差造成的,对10 攻角下的流场施加了幅值稍有不同的非定常激励,将激励幅值从7. 5% 提高到8%,其他参数不变,得到的流场

表3 幅值微小变化对流场性能的影响

Table 3 Effect of tiny change in amplitude on flow performance

幅值 <i>A</i> / %	7. 5	8. 5
损失系数 $\bar{\omega}$	0. 079	0. 08
负荷系数 <i>L</i>	0. 500	0. 505
功损比 <i>K</i>	6. 340	6. 311

性能参数变化如表3 所示。

可以看到,激励幅值作微小变化,流场性能几乎不变。这就验证了激励正效果的重复性,基本排除了流场性能的改善是由计算随机性误差造成的。

4 激励改善流场的机理分析

为了探讨非定常激励对流场的作用机理,本文对施加激励前后的流场时空结构做了认真比较分析,现以10 攻角为例说明。

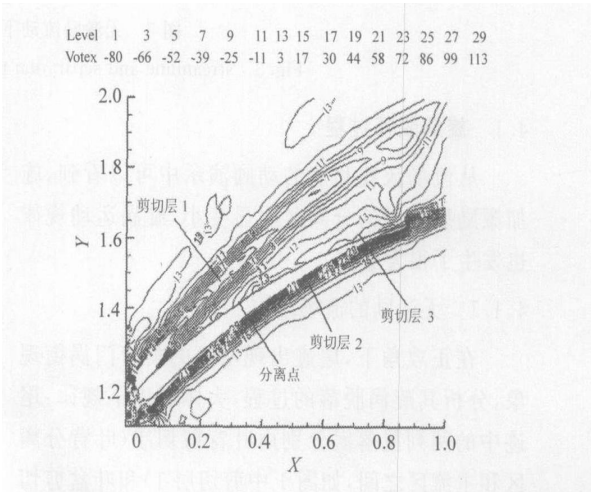


图1 剪切层与分离点

Fig. 1 Shear layer and separated point

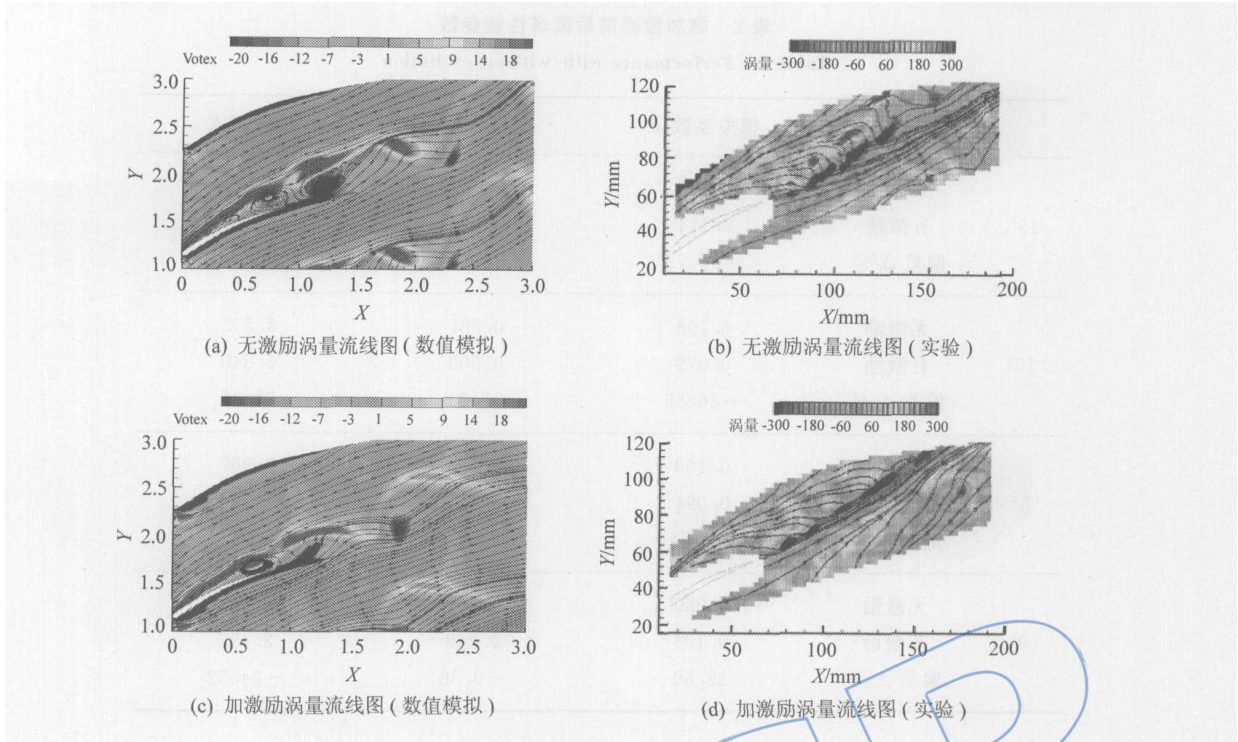


图2 激励流动下计算与实验中的涡量流线对比

Fig.2 Vortices and stream line comparison between CFD and Experiment in excited flow field

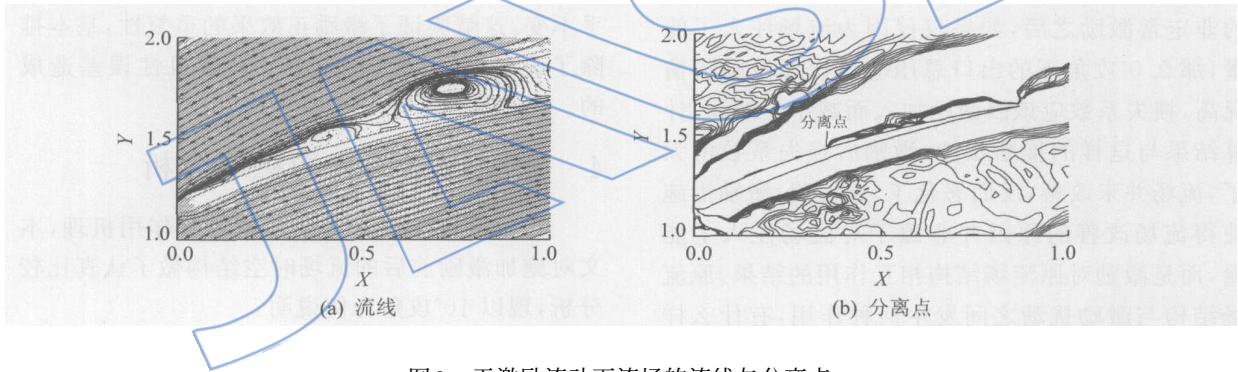


图3 无激励流动下流场的流线与分离点

Fig.3 streamline and separation point in flow field without excitation

4.1 旋涡脱落过程

从流场流线和熵的动画演示中可以看到, 施加激励后流场的分离区明显变小, 旋涡运动规律也发生了很大变化。

4.1.1 无激励的流场结构

在正攻角下, 尾迹出现明显的类卡门涡街现象, 分析其旋涡脱落的过程, 大体有以下规律: 尾迹中的两列脱落涡分别由叶背剪切层(叶背分离区和主流区之间, 如图1中剪切层1)和叶盆剪切层(叶盆表面和主流区之间, 如图1中剪切层3)产生(如图1所示)。叶背剪切层在产生正向旋涡(定义顺时针为正)的同时还产生反向旋涡, 两者相互作用向下游发展, 期间小旋涡不断进行合并, 具体

过程见文献[4]。在尾缘下边剪切层产生逆向旋涡, 同叶背上方合并得到的正向旋涡相互竞争, 交替向后脱落, 形成较为复杂的类卡门涡街。从图3观察, 图3(a)显示了不同尺度的旋涡在叶背上连续生成, 图3(b)显示了分离点稳定在叶背约50%弦长位置。

4.1.2 加激励的流场结构:

图4的(a)~(i)显示了施加激励后的流场的一个变化周期。与无激励时的图3相比, 激励对附面层有动态的吹除作用, 图4(g)与图4(i)时刻, 激励使叶背分离区减到了最小的状态。非激励频率之外的旋涡减少了, 叶背剪切层产生旋涡尺度变小, 脱落旋涡卷的更紧, 尾迹区比无激励时变

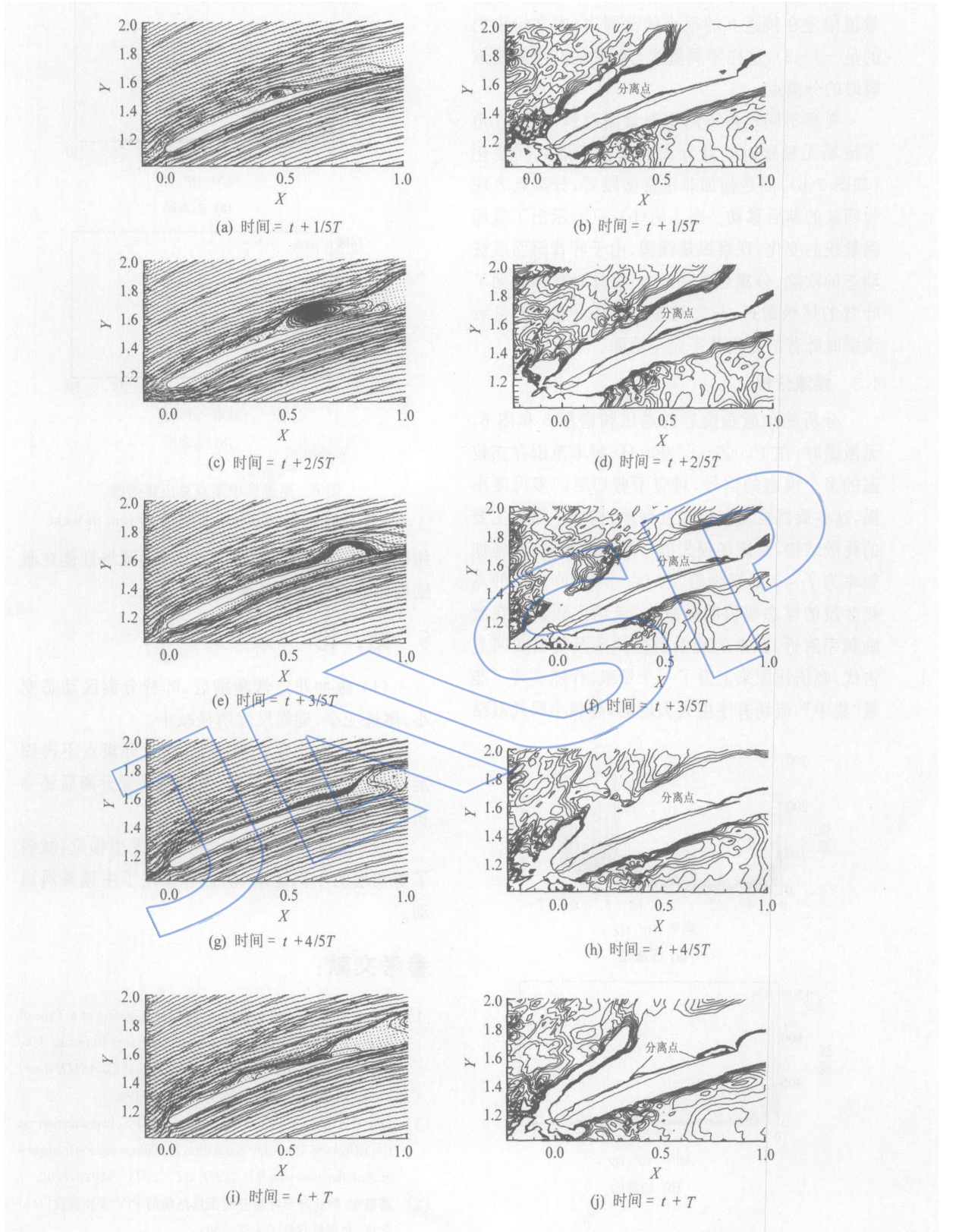


图4 激励流动下流线与分离点的变化过程

Fig. 4 Evolution of streamline and separation point in the flow field with excitation

窄,这也与PIV 实验所测流场一致^[3]。

4.2 叶背分离点的变化

对于分离点的判定,本文采用零涡量判据^[5]:

$$w = v_s = 0 \tag{9}$$

$$F = \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \Big|_s = 0 \tag{10}$$

在流场图中的具体做法为:画等涡量线,将涡量值限定在接近0的很小的范围内(本文给出的是-3~3),这样零涡量线与叶片的交点就是该瞬时的分离点。

观察不同攻角下的零涡量图看到,在正攻角下流场无激励时叶背分离点基本不随时间变化(如图3(b),但是施加非定常激励后,分离点表现为明显的前后移动。图4的(b)~(h)示出了流场涡量线的变化。观察涡量线图,由于叶背附面层被动态的吹除,分离点在图4(h)瞬时时刻移动到了叶背的尾缘附近,与之对应,图4(g)流线图显示该瞬时叶背的旋涡几乎完全消除。

4.3 频域分析

分析施加激励前后的总压频谱图5和图6:无激励时,在40 000~65 000 Hz 频率范围存在较强的多个模态的信号,对应于剪切层的多尺度小涡,这些旋涡在剪切层相互摩擦,构成了流场主要的耗散结构,是流场损失的一个主要来源。在施加频率为 $f_c=1$ 的激励后,40 000~65 000 Hz 的高频频段的模态幅值明显减小,流场主频锁定在激励频率附近,原来的旋涡脱落频率及其倍频明显占优,幅值比原来上升了一个量级。伴随实现了能量“集中”,流场有序度大大增加,高频小涡耗散结

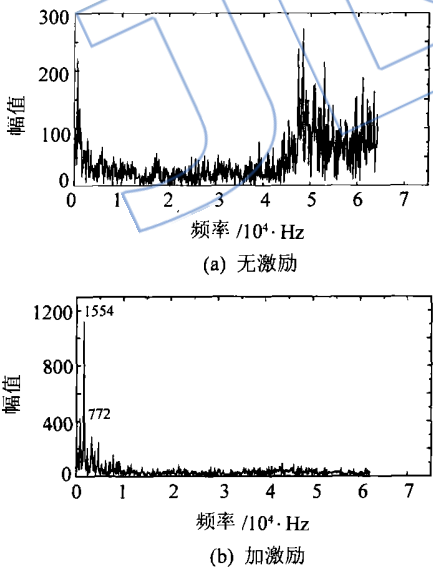


图5 叶背剪切层中某点总压频谱图
Fig. 5 Stagnation pressure FFT spectrum in shear layer

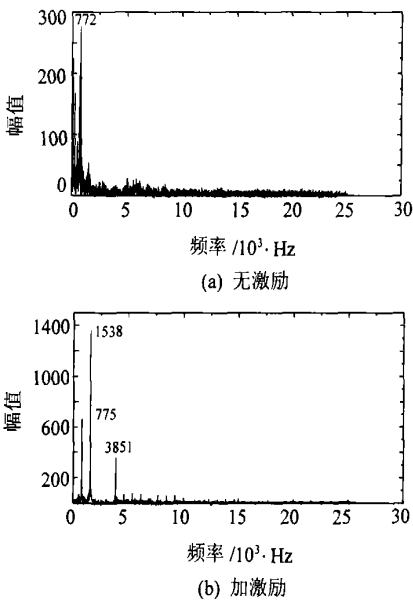


图6 尾迹区中某点总压频谱图
Fig. 6 Stagnation pressure FFT spectrum in wake
构被削弱,流场损失减小。这可能是流场性能在激励后得到改善的重要原因。

5 结 论

- (1) 施加非定常激励后,叶背分离区动态变小,尾迹变窄,旋涡尺度明显减小。
- (2) 施加非定常激励后,叶背分离点不再固定,会有明显的前后振荡,流动在前缘分离后还会在尾缘动态附着。
- (3) 施加非定常激励后,频率发生锁定,减弱了剪切层的小涡运动,加强和稳定了主频旋涡运动。

参考文献:

[1] Zheng X Q, Zhou X B, Zhou S. 200 Investigation of a Type of Flow Control to Weaken Unsteady Separated Flows by Unsteady Excitation in Axial Flow Compressors[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2005, 127: 489~496.

[2] Qiu Y X, Ge J D, Lu Y J, Zhou S, Li Q S. Investigation on the Effects of Unsteady Excitation on Enhancing Performance of Annular Cascade[R]. ASME GT- 2003- 38022, 2003.

[3] 葛敬东. 静止环形叶栅分离流场结构的 PIV 实验研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2003.

[4] 脱伟. 轴流压气机叶排非定常分离流结构分析[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2003.

[5] 张涵信. 分离流与旋涡运动的结构分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 2002.