

文章编号:1000-8055(2012)07-1456-08

跨声速压气机转子失速过程的实验

王卓奇, 袁 巍, 宋西镇, 李茂义, 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国家级重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 针对一台跨声速压气机转子在不同转速下的失速过程进行了稳态和动态实验研究. 通过对原始信号、小波分析结果以及 FFT(fast Fourier transform)变换结果的分析得到, 该压气机转子在 3 个不同转速时均为突跃型全叶高失速, 流场中存在一个失速团, 失速团沿周向的传播方向与转子转动方向相同, 其相对静止坐标系的量纲一转速随转子转速的增大而减小, 对这一规律产生的原因进行了分析.

关 键 词: 旋转失速; 压气机/风扇; 跨声速; 小波分析; 失速团速度

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Experimental investigation on the stall process of a transonic compressor rotor

WANG Zhuo-qi, YUAN Wei, SONG Xi-zhen, LI Mao-yi, LU Ya-jun

(National Key Laboratory of Science and Technology on

Aero-Engine Aero-thermodynamics, School of Jet Propulsion,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: An experiment with static and dynamic acquisition were carried out on a transonic compressor rotor at three rotating speed. The analysis was performed on the original signal, the FFT (fast Fourier transform) and the wavelet method. The results show that the stall inception is spike type of whole span. Only one stall cell exists in the flow field, the spreading direction of which is the same as the rotor rotating. And the relative rotating speed of the stall cell decreases when the rotor speed increases.

Key words: stall; compressor/fan; transonic; wavelet analysis; stall cell speed

旋转失速是存在于压气机中的一种不稳定现象, 它的存在严重制约了压气机压比的提高和可靠性的保证. 为了避免旋转失速, 研究人员采取了各种不同的方式来抑制其产生, 主要分为主动控制技术与被动控制技术^[1-10]. 为了应用这些抑制措施, 首先需要对压气机旋转失速的类型进行分析和了解. 在早期的研究中, 研究人员认为压气机

旋转失速是由二维、低频、小幅值的扰动诱发产生的, 这种扰动被称之为模态波, 一般在失速前 10~100 个转子周期产生^[11-12]. 后来在 1993 年 Day 在实验中发现了另外一种突尖波(spike)的扰动^[13], 这种突尖波从出现到失速团的形成时间间隔很短, 一般不会超过 5 个转子旋转周期. 对于一台具体的压气机而言, 其进入失速的初始扰动类型受

收稿日期:2011-12-26

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20120801.1438.201207.1456_003.html

基金项目: 国家自然科学基金(50906001)

作者简介: 王卓奇(1983—), 男, 黑龙江哈尔滨人, 博士生, 主要从事叶轮机械气动热力学研究.

通讯作者: 袁巍(1974—)男, 山东青岛人, 副教授, 博士, 主要从事叶轮机内部流动的相关研究.

什么因素制约也一直存在争议,Day 指出压气机的失速初始扰动类型是由压气机的设计所决定的^[13-14],然而 Camp 和 Day 对剑桥大学的 4 级低速轴流压气机中的失速起始过程研究结果表明,进口导叶角度、静叶安装角度等都会影响到压气机失速初始扰动的类型^[15]。

本文针对实验室的一台跨声速压气机转子,在固定间隙,去除静子的情况下,进行 3 个转速下的失速初始扰动实验研究。主要关注两方面的内容,一方面是失速的类型和发展的起始位置,另一方面是关于失速团与转速的关联。目的是获得该压气机转子的失速特性,为后面进行主动、被动控制研究提供参考和依据。

1 实验设备及测点布置介绍

1.1 跨声速压气机实验台

实验是在北京航空航天大学航空发动机气动热力国家级重点实验室的跨声速压气机实验台上进行的,实验台简图如图 1 所示。实验试件选用一台单级跨声速轴流压气机的转子部分。该压气机转子叶片数为 17,轮毂比为 0.565,设计转速为 22 000 r/min,叶尖相对马赫数为 1.4。

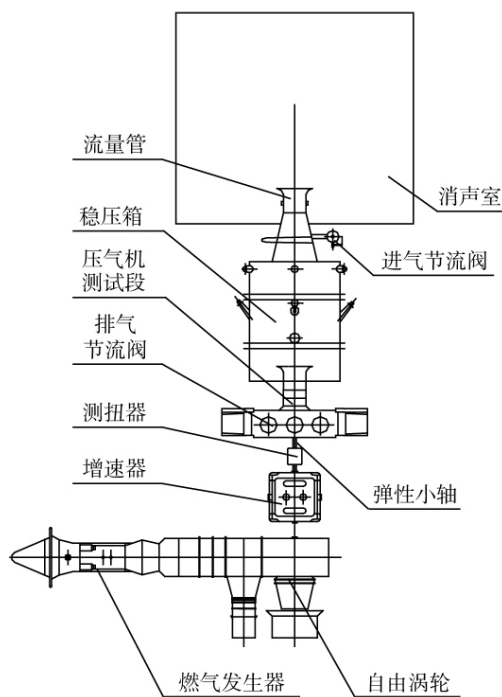


图 1 跨声速压气机实验台

Fig. 1 Transonic compressor test rig

1.2 测点布置

除流量是在图 1 所示的实验台流量管测试以

外,其它参数的测量均在压气机测试段进行。如图 2 所示,为本次实验的稳态以及动态测点布置,转子的转动方向从进口看为顺时针方向。图 2(a)为各测试截面沿轴向的布局,1 截面为进口稳态总压测量截面,沿圆周均布 3 个总压梳。2 截面为出口稳态总压测量截面,沿圆周均布 4 个总压梳。 a 截面为转子叶尖前缘动态静压测量截面,在转子叶片前缘机匣上沿圆周方向均布 4 个动态压力传感器,分别编号为 $a1 \sim a4$,如图 2(b)所示。 b 截面为转子出口动态总压测量截面,沿周向布置 2 个动态压力传感器,一个是布置在叶尖位置的传感器 $b1$,一个是布置在叶根位置的传感器 $b2$,2 个传感器之间的夹角约为 120° 。

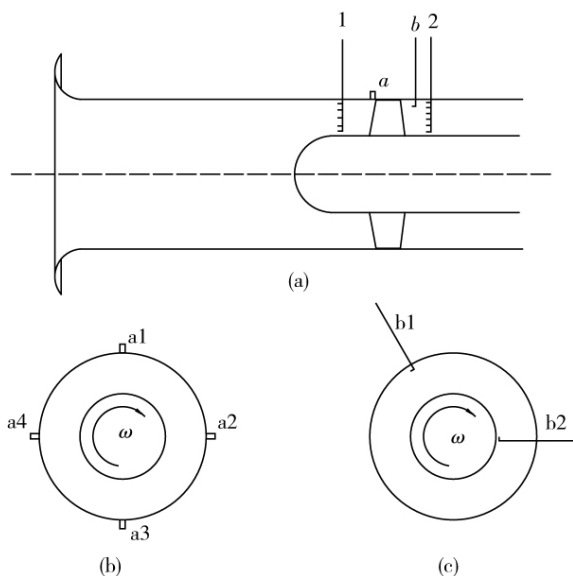


图 2 跨声速压气机单转子测点布置图

Fig. 2 Measurement point configuration

2 稳态实验结果

图 3 为压气机单转子稳态“流量-压比”特性图,图中 3 组黑色实心点的数据为稳态特性点,分别对应“65%”,“88%”和“98%”设计转速(在图中用 Speed 65, Speed 88, Speed 98 表示)。其中“65%”设计转速为全亚声速状态,压气机转子进口全展向相对马赫数都小于 1;而“88%”和“98%”设计转速为跨声速状态,压气机转子进口叶中和叶根相对马赫数小于 1,叶尖相对马赫数大于 1。图中标示出了 2 条虚线“pre-stall”和“stall”,分别对应近失速和失速状态,其中绿色的“pre-stall”是失速前的一个稳态工况点,红色的“stall”是根据同步动态检测失速发生时的特性数

据点连线获得. 后文所述的动态压力信号分析即是在这两个状态下测量得到的.

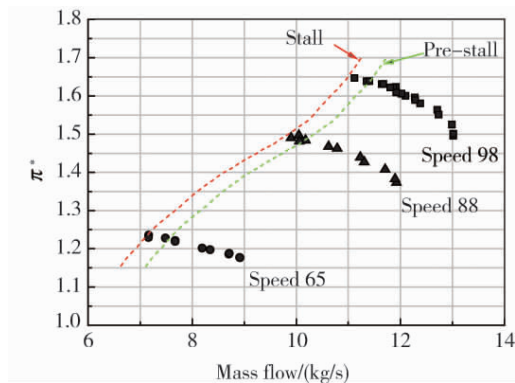


图 3 跨声速压气机单转子“流量-压比”特性图
Fig. 3 “Mass flow-pressure ratio” map of transonic compressor rotor

3 失速起始动态信号分析

为了捕捉跨声速压气机的失速信号, 分别在转子前缘机匣周向和转子出口叶根叶尖布置了动态压力传感器. 其中转子前缘机匣周向 4 个传感器为一组, 连接到同一块采集板上, 同步触发采集, 采样频率为 250 000 Sample/s; 转子出口叶根叶尖 2 个传感器为一组, 连接到同一块采集板上, 同步触发采集, 采样频率为 50 000 Sample/s.

下文分别列出了 3 个转速下, 压气机转子失速前与失速后的动态压力信号, 并且对这些信号进行了 FFT (fast Fourier transform) 和小波分析. FFT 分析的特点是, 对于固定的采样时间长度信号, 时间分辨率是固定的, 在高频信号和低频信号上的频率分辨率也是固定的. 而小波分析的特点是, 对于固定的采样时间长度信号, 在高频信号上具有较高的频率分辨率和较低的时间分辨率, 而在低频信号上具有较高的时间分辨率和较低的频率分辨率. 对于压气机旋转失速动态分析而言, 既需要得到失速团的准确频率也需要得到失速团产生的准确时间. 这样通过结合 FFT 与小波分析方法, 就可以同时得到这两方面的信息, 并且为后文分析失速团沿周向传播的速度提供了依据.

3.1 98%设计转速

在 98% 设计转速下, 压气机转子叶尖相对马赫数大于 1, 叶根相对马赫数小于 1, 为典型的跨声速工作状态. 随着实验台出口的节流阀逐渐关闭, 压气机转子进入不稳定工况, 即旋转失速.

图 4 为实验中转子前缘壁面周向均布的 4 个动态压力传感器采集到的压力信号. 图中横坐标为转子转动圈数, 这里一共列出了约 29 转的数据, 纵坐标为量纲一的信号幅值. 由下至上列出的分别为传感器 a1, a2, a3, a4, 为了方便查看失速团沿周向传播的连续性, 在 a4 上面重复列出 a1, a2 采集到的信号. 从图中可以清楚的看到流场中存在 1 个失速团, 在第 16 转左右的时候由传感器 a2 开始产生, 并且在 1 转左右的时间沿 a2-a3-a4-a1 的方向沿周向进行传播, 并且其周向尺度不断增大, 在第 18 转的时候已经完全发展完毕, 并继续向周向传播.

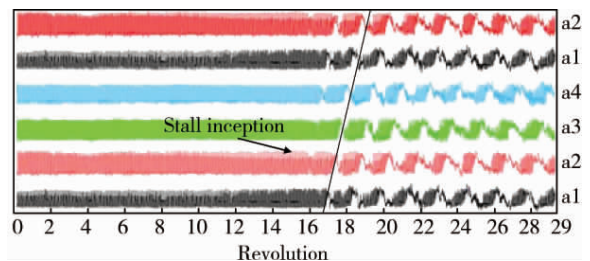


图 4 98%转速下原始动态压力信号
Fig. 4 Original dynamic pressure signal under 98% speed

图 5 为失速前各传感器采集到的动态压力信号. 共包含 6 个传感器 6 幅图片, 每幅图片从上到下分为 3 个部分, 最上面白色背景的为原始信号, 横坐标为转动圈数, 纵坐标为信号幅值, 中间一幅彩色背景的是时域频域小波分析图, 横坐标为转子转动圈数, 纵坐标为量纲一的相对频率, 值 100 对应着转子叶片的通过频率, 下面一幅白色背景的为 FFT 变换分析图, 横坐标为频率值, 纵坐标为量纲一的幅值.

图 5 主要是作为后面失速过程分析的参考基准. 由图中的各传感器信号分析可以看出, 在小波分析图中, 只存在一个转子叶片的通过频率 BPF (blade passing frequency). 同样, 在 FFT 图中也只存在一个占优频率 6 237 Hz, 对应 98% 设计转速的 BPF.

另外, 通过转子前缘壁面静压信号分析图 5 (a)~图 5 (d) 与转子出口动态总压信号分析图 5 (e) 和图 5 (f) 可以看出, 转子前缘静压信号频率单一, BPF 信号的信噪比较高. 而转子出口动态总压信号则经常会有不同频率的信号出现, BPF 信号的信噪比也较低. 这是由于出口流场相对于进口流场具有更加复杂的涡系以及不均匀性造成的.

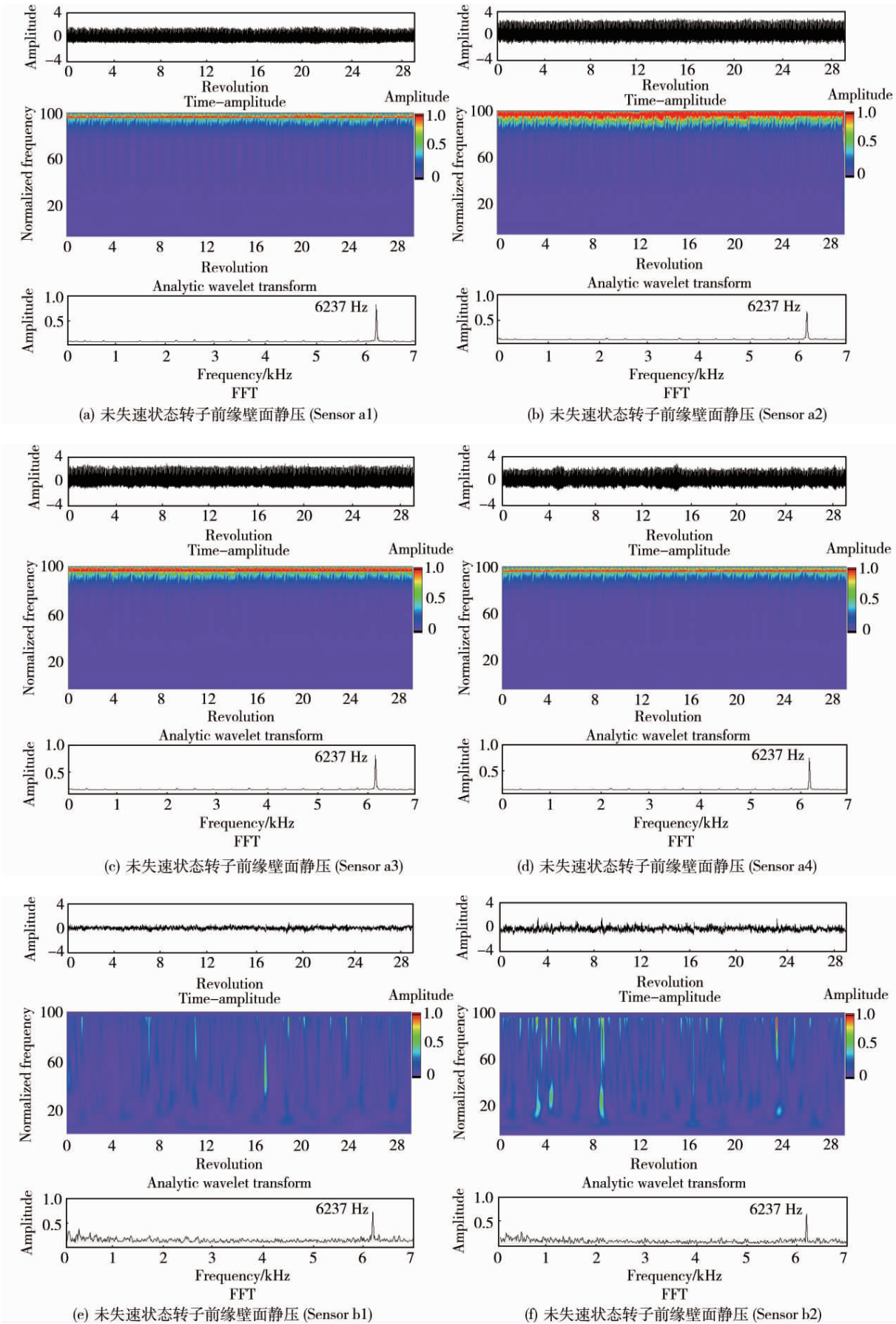


图 5 98%设计转速下未失速状态动态压力信号

Fig. 5 Dynamic pressure signal analysis at operating point “pre-stall” under 98% design speed

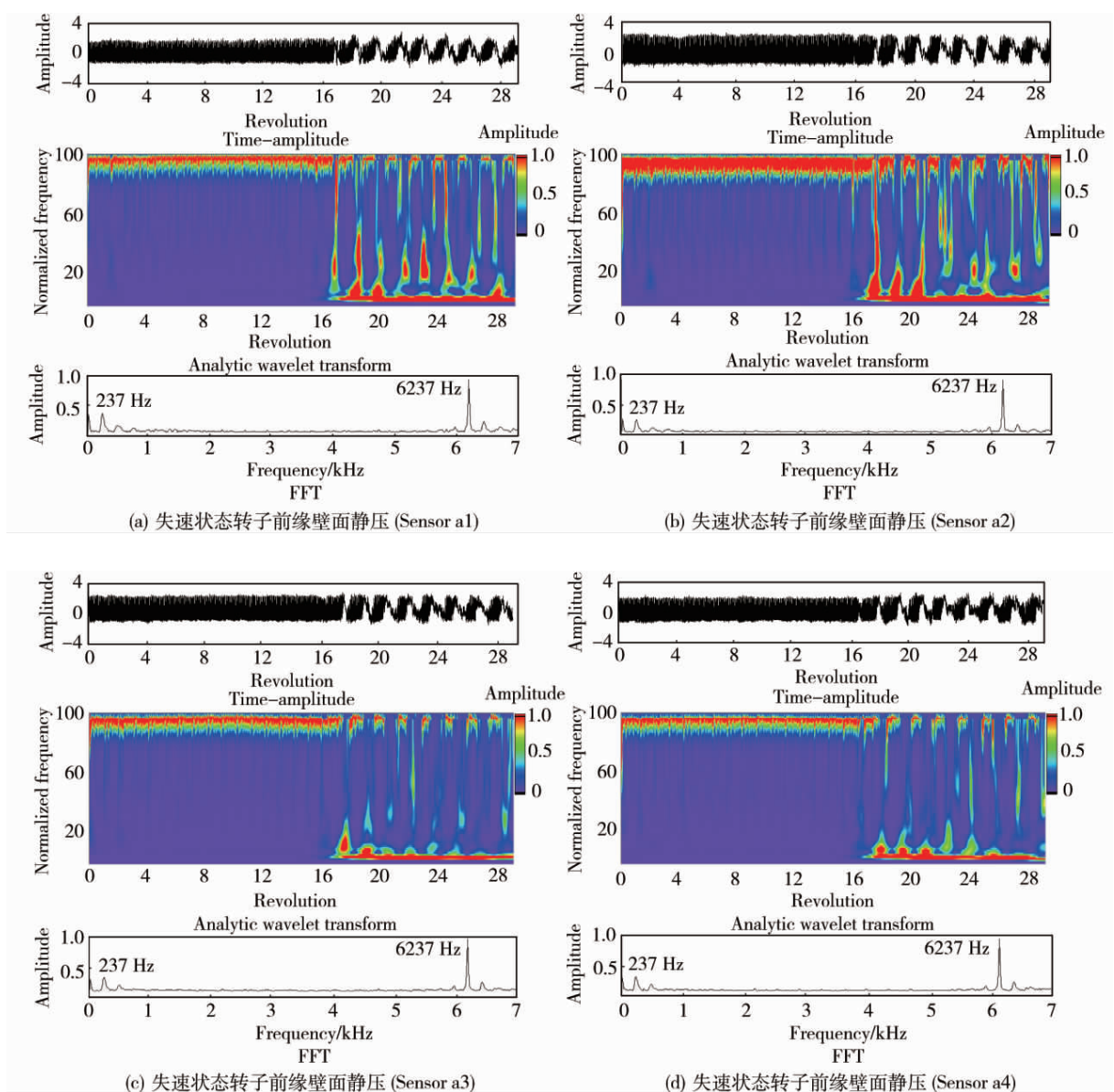
图 6 为失速过程中各传感器采集到的动态压力信号. 从小波分析图中可以看到, 在 16 转左右, 转子叶片 BPF 信号开始出现中断, 并且图中开始出现两种变化: 一是在量纲一频率为 5 左右开始出现连续的高幅值带, 由 FFT 图中可以得到该信号的精确频率为 237 Hz, 通过和前面图 5 的对比分析可知, 该频率对应着失速团沿周向传播的频率, 这相当于转子转速的 64.6%; 二是在每处 BPF 信号的间断位置开始出现纵向的高幅值带, 这种间断的高幅值带与突变型失速特征相吻合. 从图 6(e) 和图 6(f) 可以看出, 出口动态总压信号中都出现了 237 Hz 的低频信号, 由此可以说明在 98% 转速下该压气机转子为全叶高失速.

3.2 88%设计转速

在 88% 设计转速下, 压气机转子叶尖相对马

赫数大于 1, 叶根相对马赫数小于 1, 同样为跨声速工作状态. 随着实验台出口的节流阀逐渐关闭, 压气机转子进入不稳定工况, 即旋转失速.

图 7 为实验中转子前缘壁面周向均布的 4 个动态压力传感器采集到的压力信号. 图中横坐标为转子转动圈数, 这里一共列出了约 26 转的数据, 纵坐标为量纲一的信号幅值. 由下至上列出的分别为传感器 a1, a2, a3, a4, a1, a2 采集到的信号. 从图中可以清楚的看到流场中存在 1 个失速团, 在 14 转左右的时候由传感器 a1 开始产生, 并且在 1 转左右的时间沿 a1-a2-a3-a4 的方向沿周向进行传播, 并且其周向尺度不断增大, 在 15 转的时候已经完全发展完毕, 并继续向周向传播. 88% 转速下的 FFT 分析与小波变换分析结果与 98% 的类似, 这里不再赘述.



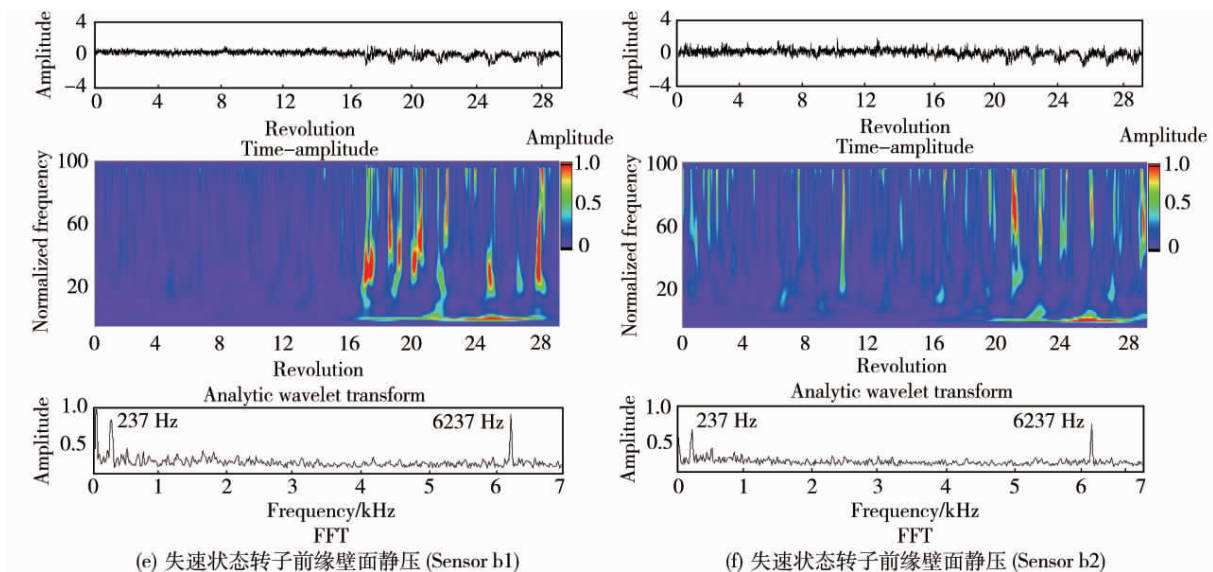


图 6 98%设计转速下失速状态动态压力信号

Fig. 6 Dynamic pressure signal analysis at operating point “pre-stall” under 98% design speed

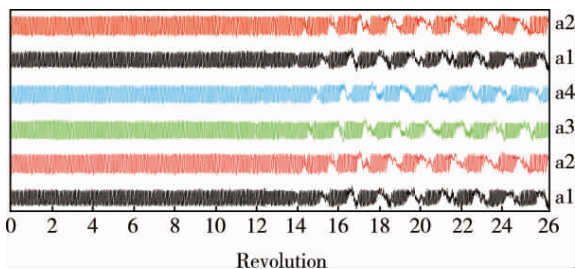


图 7 65%转速下原始动态压力信号

Fig. 7 Original dynamic pressure signal under 65% speed

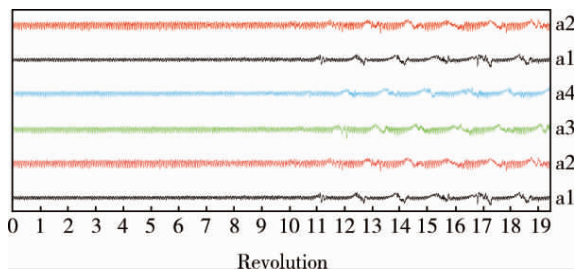


图 8 88%转速下原始动态压力信号

Fig. 8 Original dynamic pressure signal under 88% speed

3.3 65%设计转速

不同于前两个转速,在 65% 设计转速下,压气机转子叶尖相对马赫数小 1,叶根相对马赫数也小于 1,压气机转子工作在亚声速状态.随着实验台出口的节流阀逐渐关闭,压气机转子进入不稳定工况,即旋转失速.

图 8 为实验中转子前缘壁面周向均布的 4 个动态压力传感器采集到的压力信号.图中横坐标为转子转动圈数,这里一共列出了约 19 转的数据,纵坐标为量纲一的信号幅值.由下至上列出的分别为传感器 a1, a2, a3, a4, a1, a2 采集到的信号.从图中可以清楚的看到流场中存在 1 个失速团,在 10 转左右的时候由传感器 a2 开始产生,并且在 1 转左右的时间内沿 a2-a3-a4-a1 的方向沿周向进行传播,并且其周向尺度不断增大,在 11 转的时候已经完全发展完毕,并继续向周向传播.65% 转速下的 FFT 分析与小波变换分析结果与 98% 的类似,这里不再赘述.

4 失速团传播速度分析

除了对跨声速转子失速初始过程进行研究以外,本文还进一步分析了失速后不同转速下失速团的传播速度.

4.1 转子叶片通过频率

图 9 为 3 个转速下转子叶片通过频率随时间变化的曲线,横坐标为时间,纵坐标为频率.由图中可以看到,左边红色虚线表示的是失速起始位置,这与前文中动态压力信号采集的失速起始位置相一致.在压气机转子失速后,转子转动速度会慢慢增大再减小,特别是在 98% 转速情况下.这是由于本文所述的实验台采用一台燃气涡轮发生器作为其动力装置,转速调节比较复杂.在设计工况下有充分的时间来稳定转速,但是当压气机进入失速后,其转速无法在短时间内进行稳定控制,因而会造成失速后转速增加,使得叶片的 BPF 增大.后面随着退喘操作的进行,压气机退出旋转失

速,转速会慢慢得到控制.在 98% 转速时,当进行完失速工况的测量后,实验台会降低转速直到停车,因此转速会持续下降.在本文的分析中所取的信号在退喘操作之前,也就是图中右侧红色虚线所表示的位置,因此退喘操作不会对本文的分析产生影响.

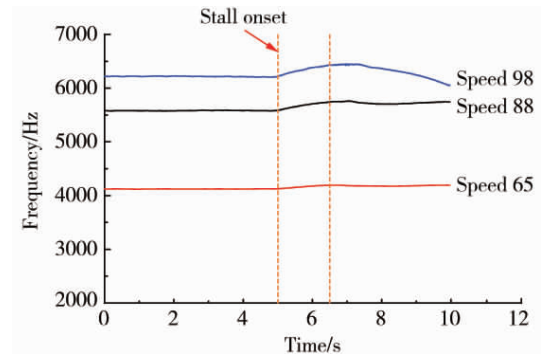


图 9 失速过程中转子叶片通过频率曲线
Fig. 9 BPF obtained from “pre-stall” to “stall” condition

4.2 失速团频率

图 10 为 3 个转速下转子失速团频率随时间变化的曲线,横坐标为时间,纵坐标为频率.由于在转子失速之前并不存在这一频率,所以其横坐标时间取为图 9 中两条红色虚线中间的部分进行分析.由图中可以看到,压气机转子失速后,失速团的传播速度也会慢慢增大.

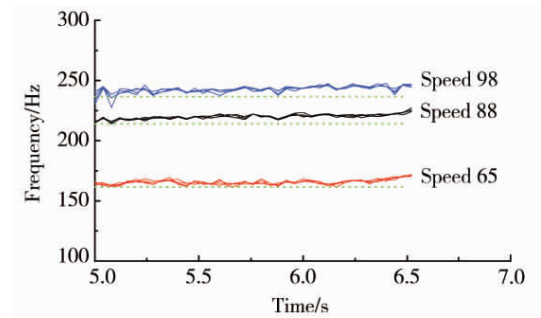


图 10 失速过程中失速团的频率
Fig. 10 Stall cell frequency obtained from “pre-stall” to “stall” condition

4.3 失速团传播速度百分比

图 11 为用 3 个转子转速量纲一化后的失速团量纲一转速随时间变化的曲线,横坐标为时间,纵坐标为量纲一化的失速团转速.由图中可以看出,失速团的量纲一转速并不会随时间增加或者

减小,这说明失速团的传播速度是依赖于转子的转动速度的.

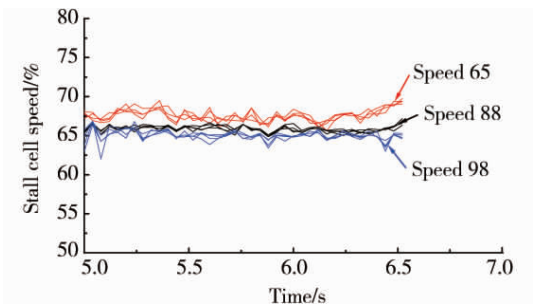


图 11 失速团量纲一转速随时间的变化
Fig. 11 Normalized stall cell speed using rotor speed

由图 11 同样可以发现,98% 转速情况下失速团的量纲一转速最低,而 88% 转速下则略高于 98% 转速,65% 转速下失速团的量纲一转速最高.为了探讨这里面是否存在一定的规律,将每条曲线在时间上取平均值,得出 65% 转速下失速团量纲一转速为 67.7%,88% 转速下失速团量纲一转速为 65.9%,98% 转速下失速团量纲一转速为 65.0%,如表 1 所示.以转子的转速为横坐标,失速团的量纲一转速为纵坐标作曲线图如图 12 所

表 1 失速团量纲一转速与压气机转速之间的关系
Table 1 Relationship between normalized stall cell speed and rotor rotating speed

压气机相对转速/%	失速团量纲一转速/%
98	65.0
88	65.9
65	67.7

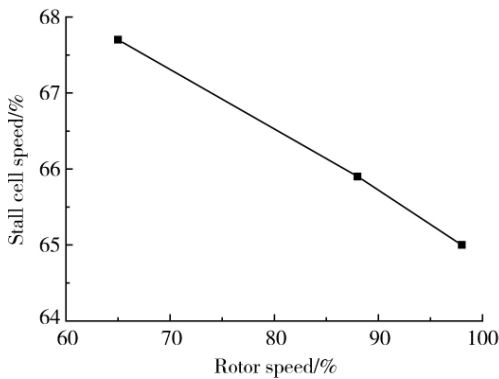


图 12 失速团量纲一转速与压气机转速之间的关系
Fig. 12 Relationship between normalized stall cell speed and rotor rotating speed

示,由图中可以看出,失速团的量纲一转速随压气机转速的提高逐渐减小。

由前面的分析可以知道,在静止坐标系下,失速团的旋转方向与压气机转子的旋转方向一致,但转动速度要低于压气机转子的转速,这表明失速团相对于压气机转子而言是反向转动的,这样可以得出3个转速下失速团相对于转子的转动速度分别为65%转速下的32.3%、88%转速下的34.1%和98%转速下的35%。这表明相对于转子而言,失速团的量纲一转速随着压气机的转速提高而逐渐增大。这是由于在高的转速下压气机的负荷更大,因而叶片通道更容易受到失速的影响而发生堵塞,进而在更短的时间内向相邻叶片通道传播,从而使得失速团相对于转子的量纲一转速更大。

5 结 论

通过对跨声速压气机稳态以及动态实验数据的分析,可以得到以下结论:

1) 通过小波分析准确地捕捉到3个转速下失速信号的起始时间,其中98%转速下为16转,并且发现其失速特征与突跃型失速相吻合。通过FFT分析得到了3个转速下的失速信号的精确值,其中98%转速为237Hz,两者结合起来进行失速信号的分析可以取长补短,在频域和时域都获得良好的结果。

2) 该跨声速压气机在3个转速下的失速过程由起始到完全发展都只用了不到2转的时间,并且为全叶高旋转失速。失速时流场中存在一个失速团,失速团沿周向的传播方向与转子转动方向相同。

3) 3个转速下失速团相对静止坐标系下的量纲一转速分别为:65%转速下67.7%,88%转速下65.9%,98%转速下65.0%。经过换算可得失速团相对于转子叶片的量纲一转速随着转速的增大而增加,这是由于在高的转速下压气机的负荷更大,因而叶片通道更容易受到失速的影响而发生堵塞,进而在更短的时间内向相邻叶片通道传播,从而使得失速团相对于转子的量纲一转速更大。

本文初步研究了跨声速内失速团传播量纲一转速与压气机百分比转速之间的规律,利用这一规律,可以有针对性的进行主动和被动的稳定性控制,如通过叶尖抽气频率、处理机匣槽数、非对称处理机匣分区规律等来进一步增大压气机的失

速裕度。

参考文献:

- [1] Emmons H W, Pearson C E, Grant H P. Compressor surge and stall propagation[J]. Transactions of the ASME, 1955, 77(3): 455-469.
- [2] Moore F K, Greitzer E M. A theory of post-stall transients in axial compressor systems Part I: development of equations[R]. ASME Paper 85-GT-171, 1985.
- [3] Camp T R, Day I J. A study of spike and modal stall phenomena in a low-speed axial compressor[J]. ASME J. Turbomach, 1998, 120(3): 393-401.
- [4] Freeman C, Wilson A G, Day I J, et al. Experiments in active control of stall on an aeroengine gas turbine[J]. ASME J. Turbomach, 1998, 120(4): 637-647.
- [5] Day I J, Breuer T, Escuret J, et al. Stall inception and the prospects for active control in four high-speed compressors[J]. ASME J. Turbomach, 1999, 12(1): 18-27.
- [6] Vahdati M, Simpson G, Imregun M. Un-steady flow and aeroelasticity behavior of aeroengine core compressors during rotating stall and surge[J]. ASME J. Turbomach, 2008, 130(3): 031017. 1-031017. 9.
- [7] Cumpsty N A. Compressor aerodynamics[M]. US: Krieger Publishing Company, 2004.
- [8] Epstein A H, Ffowcs W J E, Greitzer E M. Active suppression of compressor instabilities[R]. AIAA Paper AIAA-86-1994, 1986.
- [9] 曹人靖, 周盛. 扰动波对轴流压气机旋转失速的影响[J]. 航空动力学报, 1997, 12(2): 201-203.
CAO Renjing, ZHOU Sheng. Effects of disturbance waves on rotating stall stability of axial compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 1997, 12(2): 201-203. (in Chinese)
- [10] 张燕东, 王光华, 陆亚钧. 用小波变换对机匣处理抑制旋转失速的机理研究[J]. 航空动力学报, 1998, 13(2): 133-139.
ZHANG Yandong, WANG Guanghua, LU Yajun. Mechanism investigation on casing treatment for restraining rotating stall by means of wavelet transform[J]. Journal of Aerospace Power, 1998, 13(2): 133-139. (in Chinese)
- [11] Haynes J M, Hendricks G J, Epstein A H. Active stabilization of rotating stall in a three-stage axial compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 1994, 116(2): 226-239.
- [12] McDougall N M. Stall inception in axial compressor[D]. Cambridge, UK: Cambridge University, 1988.
- [13] Day I J. Stall inception in axial flow compressor[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1993, 113(1): 1-9.
- [14] Day I J. Active suppression of rotating stall and surge in axial compressors[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1993, 115(1): 40-47.
- [15] Camp T R, Day I J. A study of spike and modal stall phenomena in a low-speed axial compressor[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1998, 120(3): 393-401.