

旋转畸变对模态波发展过程影响试验

严伟^{1,2}, 胡骏^{1,2}, 杨帆^{1,2}, 王志强^{1,2}, 尹超^{1,2}

(1. 南京航空航天大学 能源与动力学院 江苏省航空动力系统重点实验室, 南京 210016;

2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 为探究“危险频率”的物理机制, 设计了旋转畸变发生器, 对旋转畸变条件下两级低速轴流压气机的失速起始过程进行了试验研究. 结果表明: 该旋转畸变发生器在不同转速下均能输出类方波状的总压分布. 旋转畸变导致压气机总静压升特性下降和稳定裕度损失, 并且存在使压气机稳定裕度损失最大的畸变旋转频率. 失速起始过程中模态波产生于畸变区, 传播到非畸变区时会受到抑制. 当畸变旋转频率等于模态波的传播频率时, 模态波发展为旋转失速所需的时间最短, 压气机稳定裕度损失最大. 对失速起始信号的时频分析显示“危险频率”在数值上等于模态波的传播频率.

关 键 词: 旋转畸变; 危险频率; 时频分析; 模态波; 旋转失速

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Effect experiment of rotating distortion on the development of modal wave

YAN Wei^{1,2}, HU Jun^{1,2}, YANG Fan^{1,2},
WANG Zhi-qiang^{1,2}, YIN Chao^{1,2}

(1. Jiangsu Province Key Laboratory of Aerospace Power System,

College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: In order to explore the mechanism of the “dangerous frequency”, a rotating distortion generator was designed to investigate the effects of rotating distortion on the stall inception of a two-stage low speed axial flow compressor. Experiment results show that the rotating distortion generator can output a rectangle-like total pressure distribution at different rotating speeds. The compressor exhibited significant loss in total-static pressure rise and stability margin arising from rotating distortion, especially when it rotated at a particular speed. Detailed measurements and analysis suggest that the modal wave appears firstly in the distorted area and is restrained when it spreads into un-distorted zone. When transmit frequency of modal wave is equal to the distortion rotating frequency, the modal wave needs least time to develop into rotating stall, the loss in stability margin is the maximum. The time-frequency analysis of the stall inception signal suggests that the “dangerous frequency” is equal to the transmit frequency of the modal wave.

Key words: rotating distortion; dangerous frequency; time-frequency analysis; modal wave; rotating stall

目前广泛采用的双轴结构的燃气涡轮发动机在其工作过程中,处于下游的压气机或级组进口始终存在着非均匀的压力波动^[1].当燃气涡轮发动机稳定工作时,这种波动主要来自上游压气机或级组旋转产生的基频扰动;而一旦上游部件发生旋转失速,失速团显然会在下游引起另一种频率(即旋转失速传播频率)的压力波动.对下游的压气机或级组来说,这两种旋转的非均匀压力波动都可称为旋转畸变.

早在 1973 年, Ludwig 等^[2]就发现畸变旋转频率对孤立转子的稳定边界影响很大,并且当畸变以某一特殊频率旋转时压气机稳定裕度损失最大.他们将该频率称为“危险频率”,并指出它接近压气机固有的旋转失速传播频率.

受此启发,人们认识到“危险频率”的存在对指导航空发动机高低压转子转差设计具有重要参考价值.合理的转差设计应该保证风扇或低压压气机出口的非均匀压力波动频率避开高压压气机的“危险频率”.

20 世纪 90 年代中期,美国通用电气公司(GE)、麻省理工学院(MIT)和英国剑桥大学在 4 台多级低速轴流压气机上联合开展了旋转畸变对压气机稳定性影响的研究,发现“危险频率”可能不止一个,其个数与压气机的失速起始类型有关^[3]. Peters 等^[4-5]、张环等^[6-8]、张靖焯等^[9-10]、屠宝锋等^[11]通过试验和数值计算等研究手段得到了与前人研究成果近似的结论.李传鹏等^[12]的试验结果则表明在某些情况下,旋转畸变可以改善压气机的气动稳定性.

综观国内外对旋转畸变的研究,目前还主要着眼于寻找“危险频率”,验证其与旋转失速传播频率的相关性,对“危险频率”的作用机制还不甚清楚.近年来,针对压气机失速起始扰动的研究越来越深入^[13-15],这为进一步研究“危险频率”的物理机制提供了支撑.

针对这一问题,本文在南京航空航天大学两级低速轴流压气机(下文简称压气机)试验台上,利用自行设计的旋转畸变发生器(下文简称畸变器),对该压气机进行了 180°周向范围的单波旋转畸变试验研究,重点分析了在不同的畸变旋转频率下压气机的动态失速过程.

1 试验装置

本试验在南京航空航天大学两级低速轴流压气机试验台上进行.该试验台采用轴向进气、径向

排气的结构布局,整个气流通道为沿轴向等面积的直环形通道,外径为 900 mm,内径为 540 mm.如图 1 所示.

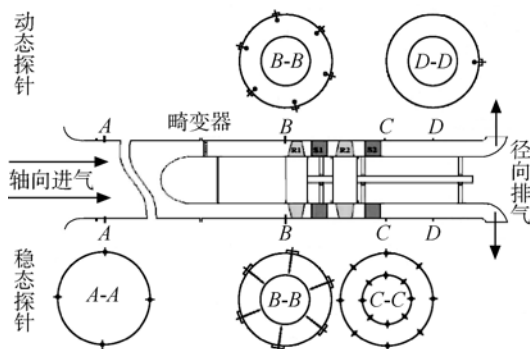


图 1 两级低速轴流压气机试验台示意图及测点布置

Fig. 1 Schematic diagram of the two-stage low speed axial flow compressor and positions of measure points

本文自行设计了畸变器,安装在压气机上游距第 1 级转子叶片前缘 1 倍外径处,用以产生 180°周向范围的进气总压畸变.畸变区由沿周向均匀排列的 33 根圆棒构成;出于结构强度考虑,在非畸变区留有 3 根肋条,其结构如图 2 所示.畸变器由安装在内机匣内的交流电动机驱动其旋转,转速在 $\pm 1500 \text{ r/min}$ 内无级可调,从而在压气机进口形成不同频率的旋转畸变.

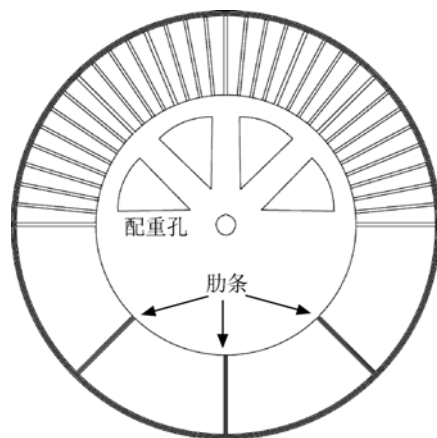


图 2 畸变器示意图

Fig. 2 Schematic diagram of rotating distortion generator

试验采用了 7 支单点动态总压探针,直径为 10 mm,内部安装 Kulite 微型压差式动态压力传感器.其中 6 支沿周向均布于距第 1 级转子叶片前缘约 1 倍弦长处(即 B-B 截面),可以感受 90°叶高处的总压脉动;一支安装在压气机出口 D-D

截面,监测压气机出口的总压脉动.采样频率设定为8192 Hz,采样时间为10 s.

在压气机远上游 A-A 截面,沿周向均布 4 支壁面静压探针,用以测量压气机工作流量;在 B-B 截面,沿周向均布了 6 支径向 6 点稳态总压探针,用以测量压气机进口面平均总压;在 C-C 截面,在压气机的内、外机匣壁面沿周向各均布 8 支静压探针,用以确定压气机出口静压.

2 畸变器转速对压气机进口总压分布的影响

利用常规的畸变网进行旋转畸变试验,普遍存在的一个问题是畸变网转速对其输出的总压分布形式有较大影响.

例如,保持压气机转速和阀门开度不变,用电动机带动,90°周向范围的畸变网以不同转速旋转,测量压气机进口截面的总压分布,结果如图 3(a)所示.其中 n_r' 值表示畸变网转速与压气机转速的比值,横坐标以角度表示周向位置(circumference),纵坐标表示无量纲的总压差 $\Delta \tilde{p}_t$.当 $n_r'=5\%$ 时,压气机进口的总压分布近似为方波;相对转速增大到 33%,类方波型的分布形式被破坏,而且畸变信号包含的频率成分增多.这会导致在分析畸变旋转频率对压气机的影响时无法确定是哪个因素、哪个频率产生的作用,对研究旋转畸变是非常不利的.

改用图 2 所示的畸变器,得到的波形结果如图 3(b)所示,图中 n_r 表示畸变器转速与压气机转速的比值.该畸变器在不同转速下均可以输出类方波状的总压分布,在分析畸变旋转频率对压气机工作的影响时,可以基本排除总压分布形式的影响,并大大减少畸变旋转频率成分.

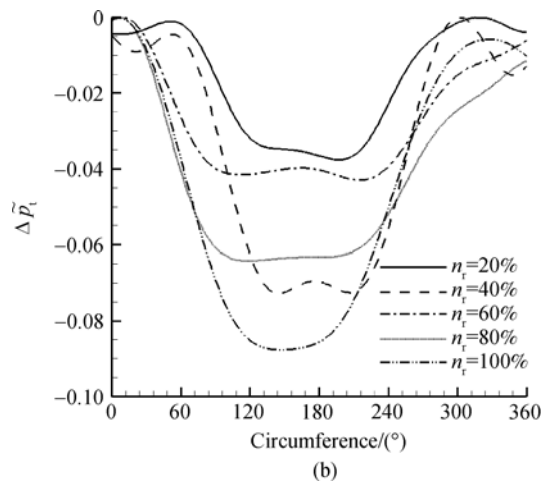
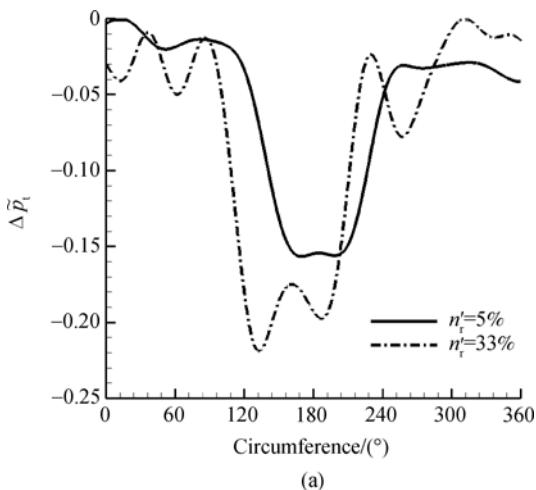


图 3 畸变器转速对压气机进口总压分布的影响

Fig. 3 Effect of rotating speeds of distortion generator on total pressure distribution of compressor inlet

分析图 3 还可知, n_r 从 20%~40%, 总压损失增大;从 40%~100%, 总压损失则先减小后增大;而且 $n_r=40\%$ 时,压气机进口的总压分布比其他 n_r 值时紊乱,这说明在该畸变下压气机内部的气流扰动比其他转速时剧烈,扰动上传到测量截面从而影响了测得的总压分布.

3 畸变旋转速度对压气机总静压升特性的影响

保持压气机转速为 600 r/min 不变,在基本排除了畸变分布形式影响的前提下,本试验首先研究了畸变旋转速度对压气机总静压升特性的影响.试验发现,与稳态畸变相比旋转畸变将导致压气机的总静压升特性下降,如图 4 所示.其中横坐标 Φ 表示流量系数,纵坐标 Ψ_{st} 表示总静压升系数.当 n_r 在 0~42.5% 范围时,压气机的总静压升特性随畸变旋转速度增加而下降,同时稳定边界点右移,畸变对总静压升特性的影响主要集中在近失速的小流量区域.当 n_r 超过 42.5% 后,稳定边界点开始左移,在 42.5%~70% 范围时,总静压升特性变化不大;在 80%~100% 范围时,相比稳态畸变压升特性在全流量范围内都有了明显的降低.

将图 4 中对应不同 n_r 值的稳定边界点提取出,可得到 n_r 对压气机稳定边界点流量系数 Φ_{cr} 的影响曲线,如图 5 所示.曲线上方对应压气机的稳定工作区,而曲线下方则对应失速区.由图 5 可知,与稳态畸变相比,旋转畸变导致压气机稳定边界点流量系数增大,意味着稳定边界右移,稳定工作裕度损失.当 $n_r=42.5\%$ 时 Φ_{cr} 最大,与稳态周

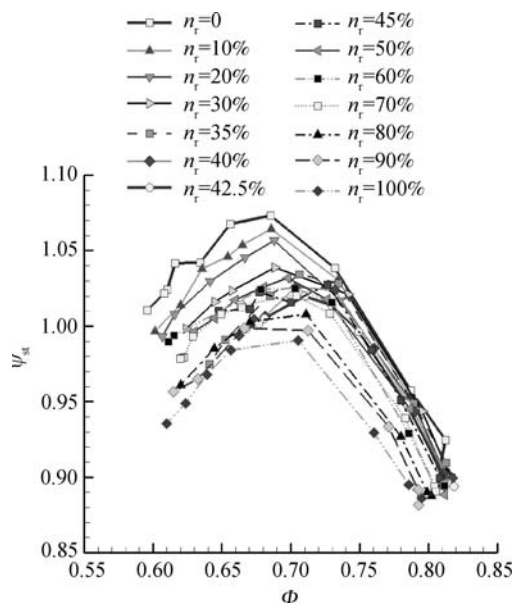


图 4 不同畸变旋转速度下压气机的总静压升特性
Fig. 4 Total-static pressure rise characteristics of compressor at different rotating speeds of distortion

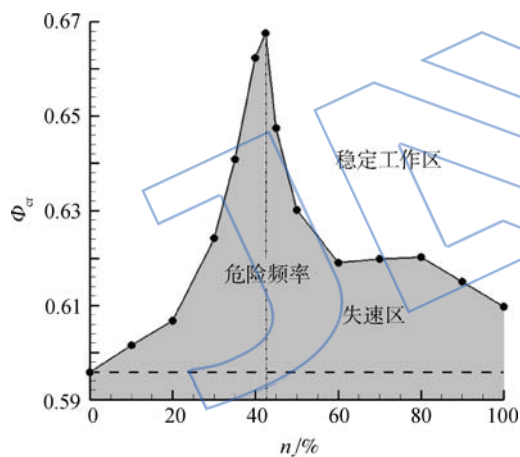


图 5 不同畸变器转速下压气机的稳定边界点流量系数
Fig. 5 Flow coefficient of stability boundary points of compressor at different rotating speeds of distortion generator

向畸变相比增大了约 13%，意味着此时压气机稳定裕度损失最严重，该旋转频率即本试验测得的压气机的“危险频率”。

图 6 所示为张环等^[6]利用畸变网作为畸变器进行试验得到的曲线。与图 5 所示结果不同，此时“危险频率”拓宽为一个“危险频率带”。前文提到畸变网产生的旋转畸变中包含较多频率成分，畸变网转速在接近“危险频率”时的较宽范围内均可以产生以“危险频率”旋转的畸变信号，导致压气

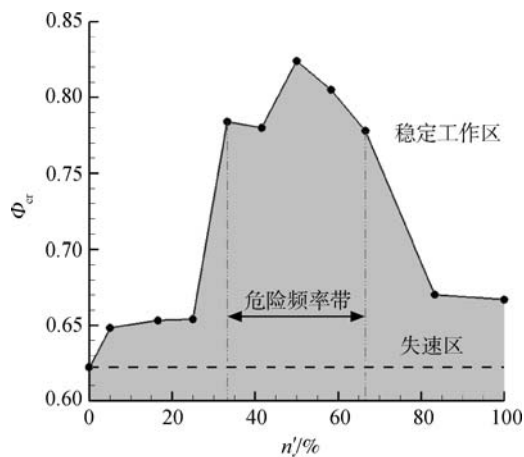


图 6 不同畸变网转速下压气机的稳定边界点流量系数

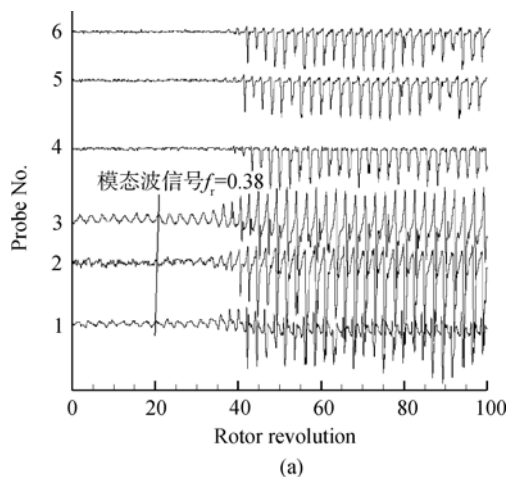
Fig. 6 Flow coefficient of stability boundary points of compressor at different rotating speeds of distortion net

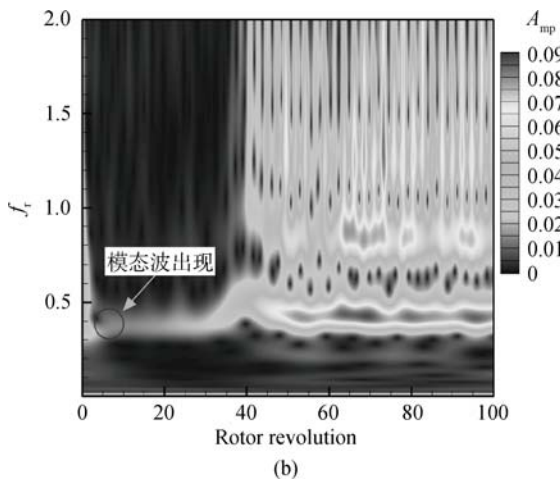
机稳定裕度损失大大增加，从而形成图 6 所示的“危险频率带”。

图 3~图 5 都显示出畸变器转速接近 40% 压气机转子转速时压气机内部流动具有特殊性。下面本文将通过对压气机动态失速过程的时频分析来探究导致这种特殊性出现的原因。

4 畸变旋转速度对压气机动态失速过程的影响

图 7(a)所示为畸变器转速为零，即稳态畸变时压气机失速起始过程中进口 B-B 截面 6 个动态总压信号随时间的变化，其中 1, 2, 3 号探针位于畸变区，4, 5, 6 号探针位于非畸变区。横坐标用转子周期 (rotor revolution) 表示无量纲时间，从零时刻开始关小阀门开度，同时打开动态采集系统。图 7(b)为 3 号探针所测信号的时频图，纵坐标 f_r 表示动态信号的相对频率，即实际频率与压



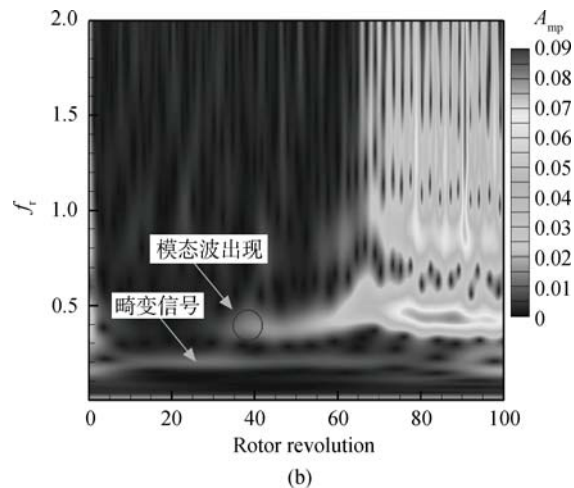
图 7 $n_r=0$ 时压气机失速起始过程Fig. 7 Stall inception process of compressor at $n_r=0$

气机转子旋转频率的比值; A_{mp} 表示压力信号振荡的无量纲幅值(amplitude).

由图 7(b)可以直观地看出,压气机在阀门开度关小后首先出现了 $f_r=0.38$ 的模态波信号,经过大约 50 个转子周期发展为旋转失速,旋转失速相对传播频率为 0.42. 模态波发展过程中其强度逐渐增大,而模态波的相对传播频率则先增后减,在第 40 个转子周期时达到最大值 0.5,第 40~50 个转子周期,模态波的相对传播频率减小并最后稳定在 0.42. 由图 7(a)还可得,模态波信号在畸变区较明显,而传播到非畸变区则明显受到抑制.

图 8 所示为 $n_r=20\%$ 时压气机的失速起始过程,其中图 8(a)为进口截面 6 个动态总压信号随时间的变化,图 8(b)为 3 号探针所测信号的时频图.

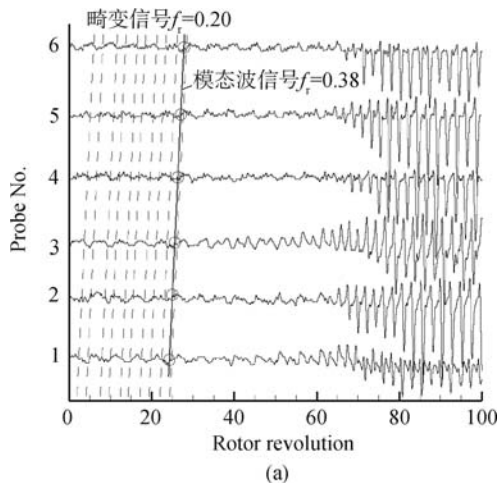
与稳态畸变时的情形类似,可由图 8(a)看到模态波产生于畸变导致的低压区. 模态波出现时相对频率为 0.38,经过大约 40 个转子周期发展为旋转失速,完全发展的旋转失速相对传播频率

图 8 $n_r=20\%$ 时压气机失速起始过程Fig. 8 Stall inception process of compressor at $n_r=20\%$

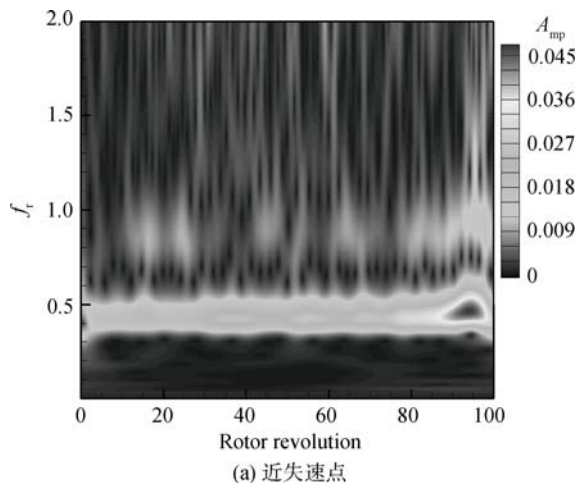
为 0.42. 在模态波发展为旋转失速的过程中,其强度逐渐增大,模态波的传播频率则先增大再减小,最后稳定在旋转失速传播频率处.

当 n_r 小于 40% 时,压气机动态失速过程具有类似的特征,模态波发展为旋转失速所需的时间随着 n_r 增加而减小. 当畸变的相对转速在 40%~45% 之间时,压气机动态失速过程会表现出不同的特征.

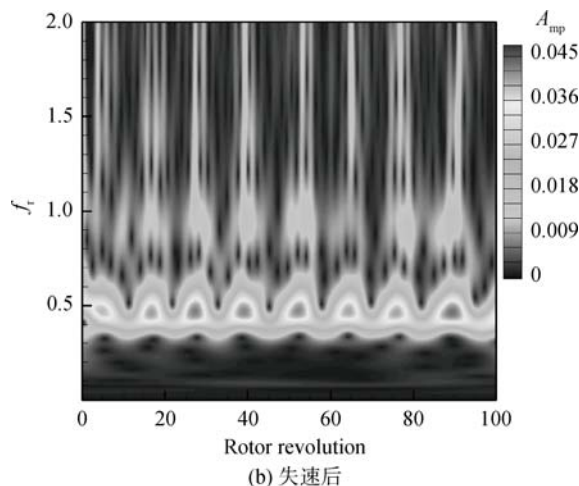
以 $n_r=42.5\%$ 为例,该畸变旋转速度对应使压气机稳定工作裕度损失达到最大的“危险频率”. 对压气机近失速点和失速后进口总压信号进行时频分析,失速起始过程如图 9,其中图 9(a)对应近失速点,图 9(b)对应失速后. 在图 9(a)上观察不到模态波的产生、发展过程,这是因为模态波的传播频率与畸变旋转频率相近,两者重叠在一起. 张环等^[6]认为旋转畸变信号相当于一种特殊形式的模态波,在压气机稳定工作时就存在. 本文将这种形式的模态波定义为畸变诱导的模态波,



(a)



(a) 近失速点

图 9 $n_r = 42.5\%$ 时压气机失速起始过程Fig. 9 Stall inception process of compressor at $n_r = 42.5\%$

而将一般认识中的模态波定义为自然模态波,前者不能单独引起旋转失速,而必须在较小工作流量下,通过诱发自然模态波导致旋转失速.

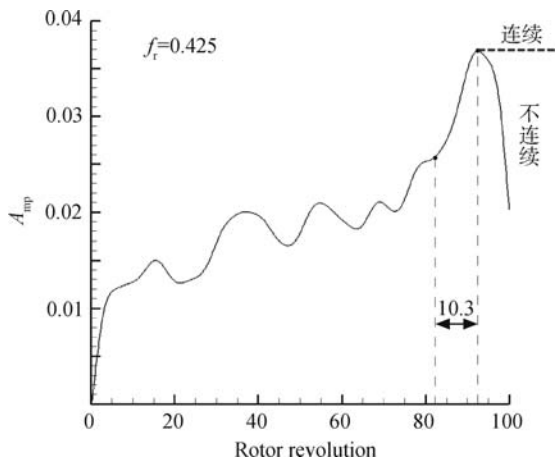
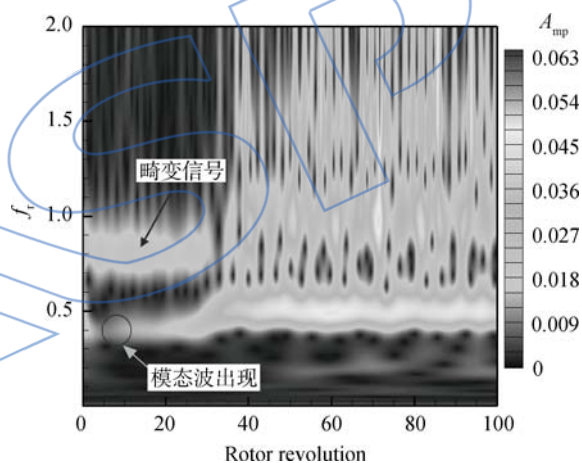
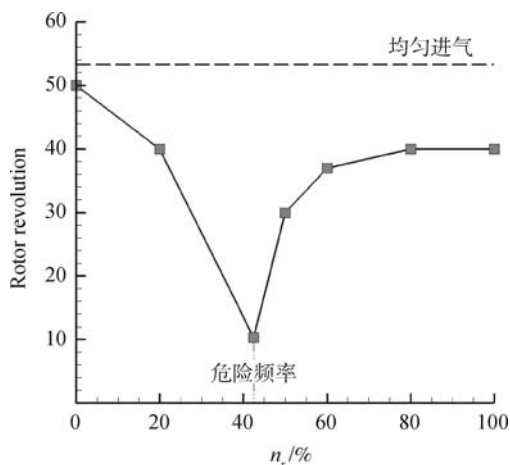
由图 9(b)可知该情况下旋转失速相对传播频率为 0.45,但失速信号表现出不连续性,周期性地出现、消失,间隔大约 10 个转子周期.畸变相对转速介于 $40\% \sim 45\%$ 之间时,均发现类似的现象.这种现象反映了压气机内部怎样的流动机制还有待进一步研究.

将图 9(a)中为 $f_r = 0.425$ 的信号分量提取出,并减去其中的畸变分量即得到失速起始扰动在其基频处 A_{mp} 随着时间的变化,如图 10 所示.取扰动强度以较快速度增长的位置作为模态波出现的时刻,则由图 10 可知当畸变以“危险频率”旋转时,模态波发展为旋转失速大约需要 10.3 个转子周期.进入旋转失速状态后信号并不是沿着图中虚线持续存在并稳定发展,而是强度突然降低,这反映的正是前文所述的失速信号不连续现象.

当 n_r 值继续增大,压气机的近失速特性重新显现出低 n_r 值时的特征.由于畸变旋转频率避开了模态波的传播频率,因此又可以观察到模态波信号的产生、发展,并且模态波发展为旋转失速所需的时间随 n_r 增大而增大.

以 $n_r = 80\%$ 的情况为例,压气机失速起始过程如图 11 所示.此时模态波的相对传播频率为 0.4,在大约 40 个转子周期内,模态波的强度和相对传播频率逐渐增大,最终发展为旋转失速,旋转失速相对传播频率为 0.5.

综上所述,畸变器相对转速不同,由模态波发展为旋转失速所需的时间也不同,如图 12 所示,

图 10 $n_r = 42.5\%$ 时扰动信号基频处 A_{mp} 随着时间的变化Fig. 10 A_{mp} of disturbance signal on base frequency varying with time at $n_r = 42.5\%$ 图 11 $n_r = 80\%$ 时压气机失速起始过程Fig. 11 Stall inception process of compressor at $n_r = 80\%$ 图 12 不同 n_r 下模态波发展为旋转失速所需时间Fig. 12 Time for modal wave developing into rotating stall at different n_r

其中纵坐标表示在不同进气条件下模态波发展为旋转失速所需的转子周期数。与均匀进气时相比,畸变的存在及旋转将导致模态波更快发展为旋转失速。

根据前文所述,模态波产生于畸变区并且当其传播到非畸变区时会受到抑制。若模态波的传播频率与畸变区的旋转频率相等,即两者相对静止,那么模态波可以在畸变区保护下更好、更快地发展;若两者存在相对速度,当模态波经过非畸变区时就会被抑制,两者之间速度差越大,这种抑制越频繁,越不利于模态波的发展。因此,所谓“危险频率”下压气机稳定裕度损失严重,可以解释为畸变旋转频率等于模态波的传播频率时,模态波更快地发展为旋转失速,导致压气机失稳。

5 结 论

通过试验研究,本文得出以下结论:

1) 所设计的畸变器在不同转速下输出的总压分布均接近类方波型,可以满足旋转畸变试验的要求。

2) 在基本排除畸变分布形式影响的前提下,验证了“危险频率”的存在。

3) 模态波产生于畸变区,其发展为旋转失速所需的时间受畸变转速影响,两者转速差越小,模态波越快发展为旋转失速。

4) “危险频率”在数值上等于模态波的传播频率。

参考文献:

- [1] Schäffler A, Miatt D C. Experimental evaluation of heavy fan-high-pressure compressor in a three-shaft engine: Part I experimental setup and result[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, 1985, 107(4): 828-832.
- [2] Ludwig G R, Nenni J P, Arendt R H. Investigation of rotating stall in axial compressors and the development of a prototype stall control system[R]. *Air Force Aero Propulsion Laboratory*, US-AFAPL-TR-73-45, 1973.
- [3] Longly J P, Shin H W, Plumley R E, et al. Effects of rotating inlet distortion on multistage compressor stability[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1996, 118(2): 181-188.
- [4] Peters T, Bürgener T, Fottner L. Effects of rotating inlet distortion on a 5-stage HP-compressor[R]. *ASME Paper* 2001-GT-0300, 2001.
- [5] Peters T, Fottner L. Effects of co-and counter-rotating inlet distortion on a 5-stage HP-compressor [R]. *ASME Paper* GT-2002-30395, 2002.
- [6] 张环, 胡骏, 屠宝锋, 等. 旋转进气畸变对压气机气动稳定性即失速起始特性的影响[J]. *航空动力学报*, 2008, 23(11): 2095-2100.
ZHANG Huan, HU Jun, TU Baofeng, et al. Effects of rotating inlet distortion on aerodynamic stability and stall inception of axial-flow compressor[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2008, 23(11): 2095-2100. (in Chinese)
- [7] 张环, 胡骏, 刘大响, 等. 旋转总压畸变对压气机稳定性影响的二维不可压缩模型[J]. *航空动力学报*, 2009, 24(8): 1773-1784.
ZHANG Huan, HU Jun, LIU Daxiang, et al. Two-dimensional incompressible model of effects of rotating inlet distortion on flow instability in compression systems[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2009, 24(8): 1773-1784. (in Chinese)
- [8] 张环. 旋转总压畸变对压气机稳定性影响的研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2009.
ZHANG Huan. An investigation of effects of rotating total pressure distortion on aerodynamic stability of compressors[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2009. (in Chinese)
- [9] 张靖焯. 畸变条件下轴流压气机叶顶间隙流对流动失稳影响的非定常机制[D]. 北京: 中国科学院, 2007.
ZHANG Jingxuan. The unsteady mechanism and the role of tip clearance flow in distortion induced instability in an axial compressor[D]. Beijing: Chinese Academy of Sciences, 2007. (in Chinese)
- [10] ZHANG Jingxuan, LIN Feng, CHEN Jingyi, et al. Effects of rotating inlet distortion on flow stability of an axial compressor[R]. *AIAA-2007-5062*, 2007.
- [11] 屠宝锋, 胡骏. 旋转总压畸变对压气机稳定性影响的三维非定常模型[J]. *航空动力学报*, 2011, 26(2): 255-261.
TU Baofeng, HU Jun. Three-dimensional unsteady model of effects of rotating inlet distortion on flow instability in compressor[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2011, 26(2): 255-261. (in Chinese)
- [12] 李传鹏, 胡骏. 旋转进气畸变对轴流压气机气动稳定性影响实验研究[J]. *航空动力学报*, 2004, 19(4): 433-437.
LI Chuanpeng, HU Jun. Effects of rotating inlet distortion on a 5-stage HP-compressor [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2004, 19(4): 433-437. (in Chinese)
- [13] Garnier V H, Epstein A H, Greitzer E M. Rotating waves as a stall inception indication in axial compressors[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1991, 113(2): 290-302.
- [14] Day I J. Stall inception in axial flow compressors[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1993, 115(1): 1-9.
- [15] Camps T R, Day I J. A study of spike and modal stall phenomena in a low-speed axial compressor[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1998, 120(3): 116-125.