

旋转失速状态下叶片激振频率的研究

西北工业大学 刘燕* 朱俊强

【摘要】 研究了各不同几何状态下(平均半径处叶片安装角从 $32.9^\circ \sim 47.9^\circ$, 叶栅稠度从 0.583~1.165)的旋转失速流场及叶片受迫振动的激振频率。在失速压力信号为非正弦信号及周向叶片并非完全轴对称的假设下,建立了旋转失速状态下叶片激振频率的预测公式,预测结果与实验结果较好的吻合表明,本文所提出的预测公式是可靠的,满足工程精度要求。

主题词: 旋转失速 频率 叶片振动 预测

分类号: O357.1

1 前言

美国 DDA 公司早在 70 年代就执行了有关叶片强迫振动的研究计划。德国 Hannover 大学,以 Rautenberg 教授为首的研究组,近 20 年的研究表明:旋转失速现象因在失速区内切向或逆流的流动及在非失速区内的前向流动,造成了周向气流参数分布严重不均,成为有着宽频特性的叶片激振源。目前,对于人们迫切关注的轴流压气机旋转失速状态下的叶片振动频率成份,还缺乏深入的研究。本文参照文献[1~3]的分析方法,以大量的实验数据为基础,详细研究了不同几何、不同旋转失速状态下转子叶片的激振频率、气动激振力及振动应力,探讨了叶片激振频率与旋转失速频率的关系。

2 失速流场及叶片激振频率测量结果及分析

在西工大单级轴流压气机试验台上,依靠 2 支直径为 6 mm 的圆柱形动态三孔针,测量转子前后截面叶尖、叶中及叶根 3 个径向位置处的失速流场。为便于数据处理,一支放在转子前用作参考探针。为测量叶片激振频率,在某一个转子叶片上粘贴 8 个应变片。输出信号经放大器后记入磁带记录仪,试验过程中用示波器实时监视,同时由数字电压表记录其平均值,回放磁带记录信号,在 920 信号分析仪上分析各种状态下信号的频率,再由模数转换器实现数字化并输入计算机。

在同一截面沿周向 α 夹角下安装 2 支探针,同步记录探针 1 和探针 2 的输出信号,两路信号周期性相同,延迟时差 $\Delta\tau$,失速周期信号的频率为 f ,若设两支夹角 α 的探针之间可以夹 n 个失速团,则有 $\Delta\tau = 2\pi\alpha / 360nV_{pa} - n/f$ 。方程不定解。在转子后分别有夹角 60° 和 45° 的两排安装孔,进行两次试验,便可确定失速团数目。 $n = 2\pi f (\Delta\tau_1 - \Delta\tau_2) / (\alpha_1 - \alpha_2)$ 。应用互相关函数及傅立叶变换或功率谱密度函数确定两信号的时差及信号频率。失速团传播速度为: $V_{pa} = 2\pi f / n$ 。依照上述步骤,各个不同的叶排轴向间距下失速团数目、传播频率及相对传播速度的

测量结果表 1 所示。表 1 中右半部侧重于转子叶片安装角及稠度的变化,左半部侧重于叶排轴向间距的变化。表中, U 表示转子转速, b 表示叶片弦长, γ 为叶片平均半径处安装角, b/t 为叶栅平均半径处的稠度。

表 1 失速场测量结果

叶排轴向间距	b	$2b$	$3.5b$	$5.7b$	$5.7b$	$5.7b$	$5.7b$
叶栅几何参数	$\gamma=42.9$	$\gamma=42.9$	$\gamma=42.9$	$\gamma=42.9$	$\gamma=32.9$	$\gamma=47.9$	$\gamma=42.9$
	$b/t=1.165$	$b/t=1.165$	$b/t=1.165$	$b/t=1.165$	$b/t=1.165$	$b/t=1.165$	$b/t=0.583$
失速团数目 n	1	3	2	2	1	2	2
传播频率 f/n	45	83.5	83.7	85.5	77.5	85.6	69.4
传播速度 V_{pa}/U	0.33	0.61	0.61	0.62	0.57	0.63	0.51

以转子前叶尖处正对轴向的信号作为标准信号,转子后探针沿径向作 5 次测量,各测点的径向相对位置分别为叶高的 17 %、25 %、55 %、82 % 和 90 %。相对应的探针信号作同步处理后,以转子前探针的测量结果作基准,比较不同径向位置下转子后的测量结果,判断各径向测点的失速区相对位置,可以描述转子叶排出口截面失速区所占整个压气机环形通道的范围。图 1(a) 是转静子间轴向间距为 $2b$ 状态下失速区范围的测量结果;图 1(b) 为转子叶片平均半径处安装角为 47.9° 、稠度为 1.165 时单转子失速区范围的测量结果,它们都是全叶高失速。

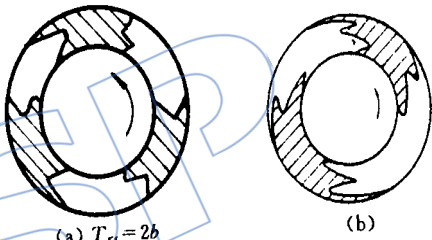


图 1 失速区范围[(a) 转静子轴向间距 $2b$ 状态下 (b) 孤立转子叶栅安装角 47.9° 状态下]

参照文献[3],在失速压力波形为纯正弦信号及失速区周向对称的假设下,推出这类旋转失速压力波形将导致如下的叶片激振频率:

$$f_b = n(f_s \pm f_{rs}) = nf_s \pm f \tag{1}$$

这里, f_s 是压气机轴的旋转频率, f_{rs} 为失速团的旋转频率,失速团一般以低于转子转速的速度与转子反向旋转,这里取“+”号。为了验证上述叶片激振频率与失速频率之间的关系,对孤立转子在安装角和稠度分别为 42.9° 和 1.165 的叶片振动信号进行了频谱分析,如图 2 所示。按公式 (1) 计算得的叶片激振频率为 441 Hz,对应表 1 可知,该状态下的失速流场为逆转子转向,并以 85.5 为传播频率的双团失速结构。从图 2(a) 中明显看出,除了转子转动频率外,439 Hz 的频率成份证实了公式 (1) 的可信性。

图 2(b) 给出了 $\gamma=42.9^\circ$ 和 $b/t=1.165$ 时,转静子轴向距 $2b$ 状态下应变信号的频谱分析结果。该状态下 $n=1$, $f_{rs}=77.5$,由此计算叶片激振频率为 $f_b=211$ Hz。图 2(b) 中明显看出 211 Hz 频率成份的存在。除此之外,频谱图中还存在着其它频率成份,它们也肯定是流场激振的结果。试算发现,所有频率成份都对应于下式:

$$f_b = m(nf_s \pm f) + Mf_s \tag{2}$$

这里, M 和 m 都是自然数。若 $m=0$,则 Mf_s 代表着稳态条件下周向非均匀的压力场激发的叶片振动频率;若 $M=0$, $m=1$,则 (2) 式变为 (1) 式,此时的 f_b 对应着旋转失速状态下叶片的激

振频率。可是, 图 2(b) 中的一些频率成份对应着(2)式中 M 、 m 都不等于 0 的情况。比如, 347.5 Hz 对应着 $M = m = 1$ 的情况。

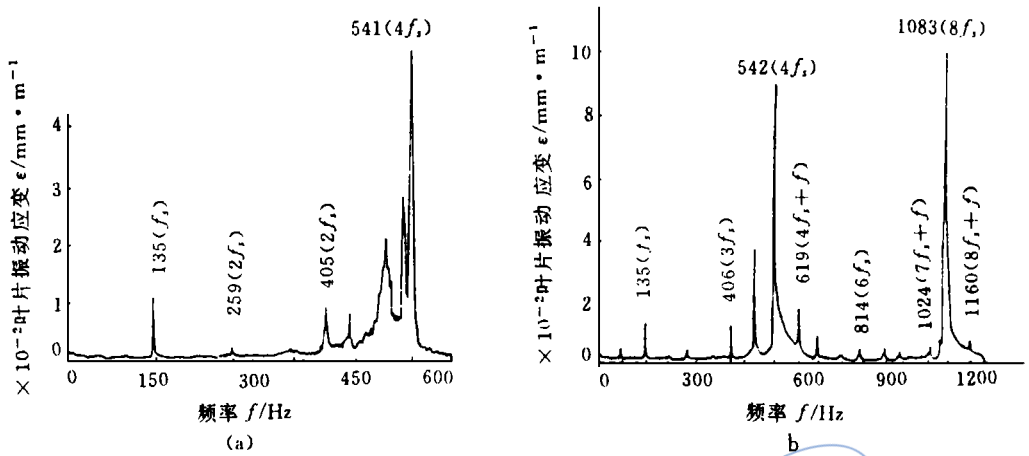


图2 应变信号频谱分析[(a)转子叶片 (b)单级压气机中转子叶片]

为了更好地理解旋转失速状态下叶片激振的机理, 参照文献[3], 本文在失速压力信号为非正弦信号的条件下, 对此作了进一步的探讨。

在随失速团一起旋转的相对坐标系里, 压力信号可表述为:

$$P(\theta) = \sum_{m=0}^{\infty} \{A_m \cos[m(n\theta)] + B_m \sin[m(n\theta)]\} \quad (3)$$

这里, θ 为该相对坐标系下的周向角。(3)式表示成势函数的形式 $P(\theta) = \sum_{m=-\infty}^{\infty} C_m e^{im(n\theta)}$ 。其中 A_m 、 B_m 和 C_m 为傅立叶系数。且 $C_m = A_m - iB_m$ 。叶片旋转角速度为 $\Omega = 2\pi f_s$, 失速流场的旋转角速度为 ω_s , 在相对坐标系里的周向角可以表示:

$$\theta = (\Omega \pm \omega_s)t = (\Omega \pm \omega/n)t \quad (4)$$

式中, ω 为压力传感器给出的压力变化角频率, “+”或“-”意义同前。则(3)式表示为:

$$P(\Omega, \omega) = \sum_{m=0}^{\infty} \{A_m \cos[m(n\Omega \pm \omega)t] + B_m \sin[m(n\Omega \pm \omega)t]\}$$

从中看出, 旋转失速状态下叶片的激振频率为:

$$f_b = m(n\Omega \pm \omega) / 2\pi = m(nf_s \pm f) \quad (5)$$

若周向叶片并非完全轴对称, 也将是造成叶片激振的激振源。这意味着在随失速团一起旋转的相对坐标系下, 压力场仍将随周向位置的改变而变化。参照方程(3), 可得下式:

$$P(\theta, \varphi) = \sum_{m=0}^{\infty} \{A_m(\varphi) \cos[m(n\theta)] + B_m(\varphi) \sin[m(n\theta)]\}$$

这里, φ 是绝对坐标系下压气机的周向角。

周向非轴对称的旋转失速状态下压力幅值函数可以表述为傅立叶系数。

在随转子旋转的相对坐标系里, 叶片周向位置可用(4)式表示; 在绝对坐标系里, 叶片周向位置可表示为: $\varphi = \Omega t$ 。则(6)式势函数的形式表示为:

$$P(\Omega, \omega) = \sum_{m, M = -\infty}^{\infty} c_{m, M} e^{j[m(n\Omega \pm \omega_p) + M\Omega]t}$$

由此得叶片激振频率为:

$$f_b = m(nf_s \pm f) + Mf_s \tag{7}$$

该式与(2)式相同。表2给出了在设计转速下(15200 r/min), 平均半径处安装角和稠度分别为47.9和1.165时的部分计算和测量叶片激振频率值。

表2 设计转速下叶片激振频率的部分计算及测量结果

	m = 0			m = 1			m = 2		
	M = 1	M = 2	M = 3	M = -1	M = 0	M = 1	M = -2	M = 0	M = 2
叶片激振	f_s	$2f_s$	$3f_s$	$f_s + f$	$2f_s + f$	$3f_s + f$	$2f_s + 2f$	$4f_s + 2f$	$6f_s + 2f$
测量频率	253	504	758	423	675	827	847	1350	1854
计算频率	253	506	759	424	677	830	848	1354	1860

从表中明显看出, 计算结果和测量结果吻合的较好。

3 结 论

各主要几何参数不同的轴流压气机的旋转失速流场及对应状态下叶片激振频率的实验研究表明, 由旋转失速流场伴随的切向及逆向流动所产生的非周期性的压力波动, 是旋转失速状态下压气机叶片的激振源, 压气机转速及失速区的周向传播速度决定着叶片激振频率。不同的压气机几何参数通过影响失速团数目及其传播速度来改变叶片的激振频率, 在失速压力信号为非正弦信号及周向叶片并非完全轴对称的假设下, 所建立的旋转失速状态下叶片激振频率的预测公式, 受到了多个几何状态下实验结果较好的支持。

参 考 文 献

1 Danforth C E. Distortion Induced Vibration in Fan and Compressor Blade. Journal of Aircraft, 1975, 12(4)

2 Jin D, Haupt U, Hasemann H, Rautenberg M. Excitation of Blade Vibration Due to Surge of Centrifugal Compressors. ASME 92- GT- 149

3 Jin D, Haupt U, Hasemann H, Rautenberg M. Blade Excitation by Circumferentially Asymmetric Rotating Stall in Centrifugal Compressors. ASME Paper 92- GT- 148

4 Hagiwara N, Yoneyama M, Ishii H, Matsura Y, Kashiwabara Y. An Analyse of Blade Vibration of an Axial Flow Compressor During Rotating Stall. JSME Paper No. 87- Tokyo- IGTC- 92

(责任编辑 魏星禄)

very effective and applicable for practical engineering.

Key Words Rocket engines Fault detection Autocorrelation functions Real time

SURVEY PAPERS

APPLICATION AND LIFE RESEARCH OF POWDER METALLURGY TURBINE DISKS

Song Yingdong, Wen Weidong, Gao Deping

(2nd Dept. Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016)

ABSTRACT

Since powder metallurgy (PM) turbine disks have high yield strength and excellent property of resistance to fatigue and creep, they have been applied broadly in the most advanced engines at present in the world. As the thrust-to-weight ratio increases, the PM turbine disks will be developed in our country. At first, this paper makes a general survey of the application of the PM turbine disks. Then a review is made for the material properties, fatigue life, crack propagation, and stress analysis of PM turbine disks. Finally, some research projects of the PM turbine disks fatigue life, which should be conducted in our country, are suggested.

Key Words Powder metallurgy Turbines Discs Application Lifetimes

TECHNICAL NOTES

RESEARCH ON BLADE EXCITATION FREQUENCY DURING ROTATING STALL OF AXIAL FLOW COMPRESSOR

Liu Yan and Zhu Junqiang

(7th Dept. Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072)

ABSTRACT

This paper presents an investigation of blade excitation during rotating stall in a single stage axial flow compressor with various geometrical parameters, such as blade stagger and cascade solidity at the mean radius varying from 32.9 to 47.9 and from 0.583 to 1.165, respectively, and the axial distance between rotor and stator from b to $5.7b$. The blade vibration was measured with strain gages on the blade. During rotating stall as the cause of blade excitation, the flow field was simultaneously determined by fast response dynamic pressure transducers. The rotational speed of the compressor varied from 8130 to 12500 rpm. The characteristics of unsteady flow during rotating stall were studied in detail. The prediction criterion of the blade excitation frequency during rotating stall has been set up. The agreement between theoretical and experimental results indicates that the criterion is feasible.

Key Words Rotation stall Blade vibration Frequency Prediction

INVESTIGATION OF OUTLET SECONDARY FLOWS IN CASCADES WITH END- BEND BLADES

Zhou Zhenggui, Wu Guochuan, Hu Bin

(2nd Dept. Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016)

ABSTRACT

The outlet secondary flows in compressor cascades with end-bend blades have been studied experimentally and numerically. The viscous secondary vorticity e-