

文章编号: 1002-8055(2009)11-2521-06

基于分布激励突卸的转子叶片阻尼比试验

陈茉莉, 李舜酩

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 针对航空发动机压气机叶片动态设计中阻尼比难以估计的情况, 建立了分布激励下转子叶片的响应模型, 并基于此模型设计了一种分布激励突卸的非接触阻尼比试验方法. 利用分布激励突卸法进行了转子叶片的前 8 阶阻尼比测试, 对同样的转子叶片进行半功率法和模态分析法阻尼比试验, 将三者的试验结果进行相关分析. 结果表明, 分布激励突卸法与其余两种方法的试验结果相关性大于 75%, 且在阻尼比试验中无频率分辨率及频谱分析误差的干扰, 准确度更高.

关 键 词: 转子; 阻尼比; 试验; 半功率法; 分布激励突卸法; 模态分析法

中图分类号: O329; TN911.16

文献标识码: A

Damping ratio experiment study on rotary blade based on distributing excitation unloaded instantaneously

CHEN Mo2li, LI Shun2ming

(College of Energy and Power Engineering,

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

Abstract: For the difficulty of estimating damping ratios in the dynamic design of aero2 nautics engine compressor blade, a response model of rotary blade under distributing excita2 tion was established, and a nonattached damping ratios testing method with distributing ex2 citation unloaded instantaneously(DEUI) was developed on the basis of this model. The for2 mer eight resonance damping ratios were tested with DEUI as well as with hal2power meth2 od and modal analysis method, while the correlations of their experimental results were ana2 lyzed. It shows that the correlations between DEUI and the other two methods are more than 75%, and without interferences of frequency resolution and power spectrum analysis error, DEUI is more accurate.

Key words: rotor; damping ratio; experiment; hal2power method; distributing excitation unloaded instantaneously method; modal analysis method

压气机转子叶片在高速旋转下承受多种强迫激励和自激激励, 是航空发动机振动故障的多发区^[1]. 排除振动故障的有效方法是进行叶片的激励和响应分析, 并以此调节叶片的结构参数^[2]. 阻尼比是叶片减振设计中的重要参数, 压气机转子

叶片的阻尼比主要包括气动阻尼比和结构阻尼比. 前者的阻尼比设计依赖于叶片的形面、叶片间相位角等; 后者的阻尼比设计依赖于叶片的材料、结构、附加阻尼器的位置等. 由于航空发动机压气机转子叶片实际工况非常复杂, 不论哪一类阻尼

收稿日期: 20081024; 修订日期: 20090302

基金项目: 国家自然科学基金(50675099); 南京航空航天大学校青年基金(1002908715)

作者简介: 陈茉莉(1980-), 女, 山西河津人, 讲师, 博士生, 主要从事振动信号处理及强度、振动测试技术研究.

比设计, 阻尼比的动态测试都比较困难, 因此静态的阻尼比测试结果成为评判其动态性能的依据之一。

阻尼比的静态试验方法较多, 通常可归为两大类: 时域法和频域法。时域法主要是指脉冲激励法、阶跃松弛法。两种方法异曲同工, 都是利用自由衰减曲线计算阻尼比, 只适用于单自由度和二自由度系统^[3]。文献[4]通过仿真试验验证了位移可测的多自由度系统可通过自由衰减响应得到模态参数。但对于压气机叶片而言, 二阶以上的位移很难精确全局的得到。除此之外, Hilbert2Huang变换法也被用于多自由度系统阻尼比的计算^[5], 但该方法对时域信号的经验模态分解缺乏数学依据, 可能产生虚假的本征模态函数。文献[6]避开对阻尼比的测试, 利用加速度时域信号直接拟合阻尼系数, 不过模型中所采用的理论方法为比例阻尼, 而未见文献证明压气机叶片为比例阻尼特性。频域法主要是指半功率法、矩量法、模态分析法以及由它们扩展而来的各种方法^[7], 均基于频响函数理论建立。半功率法因较为简单而应用广泛, 文献[8]针对半功率法测试阻尼比的误差进行了讨论。实际上, 半功率法建立在较高的频率分辨率和幅值分辨率基础上, 否则误差会成倍增加。对于矩量法, 文献[9]指出, 因该方法得到的反共振频率不精确, 阻尼比的识别误差较大。而模态分析法则需对被测结构划分网格, 然后用单点激励多点响应或多点激励单点响应进行试验。无论哪种试验方法, 就尺寸小的压气机叶片而言, 都不易精确进行模态网格划分及脉冲激励, 且对于模态频率较密集的频段, 共振频率的准确得到已属困难, 阻尼比的试验误差会更大。

本文将压气机转子叶片离散为多自由度系统, 结合分布激励突卸后叶片的自由衰减响应特点, 设计一种基于时域理论的阻尼比试验方法, 并将该方法与基于频域理论的半功率法和模态分析法进行对比。

1 基本理论

1.1 压气机叶片的分布激励模型

压气机转子叶片在静态测试中多模拟实际工况, 常采用叶根固支、叶尖自由的夹持方式, 其力学模型如图 1 所示。采用 N 自由度离散线性系统近似叶片的连续系统, 如果在第 k 到第 l 个自由度

施加频率为 X_0 的分布激励 $f_i(t) = A_i \cos(X_0 t + U)(k \in [1, l])$, 则叶片上第 $j(1 \leq j \leq N)$ 个自由度的位移响应为

$$U_j(X) = \sum_{i=k}^l H_{ji}(X) F_i(X) = \sum_{i=k}^l H_{ji}(X) \cdot A_i P[e^{jU} D(X + X_0) + e^{jU} D(X - X_0)] = PA_i \sum_{i=k}^l [e^{jU} H_{ji}(-X_0) + e^{jU} H_{ji}(X_0)] \quad (1)$$

其中 $H_{ji}(X)$ 为叶片频响函数的元素, $F_i(X)$ 为 $f_i(t)$ 的傅氏变换。采用单边谱表达位移幅频特性, 有

$$|U_j(X)| = 2PA_i \sum_{i=k}^l |H_{ji}(X_0)| \quad (2)$$

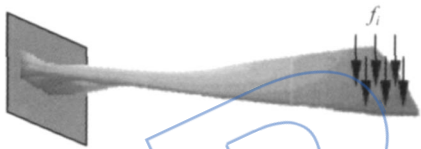


图 1 压气机叶片受分布激励模型
Fig. 1 Model of compressor blade under distributing excitation

叶片的加速度幅频特性为

$$|\ddot{U}_j(X)| = 2PX_0^2 A_i \sum_{i=k}^l |H_{ji}(X_0)| \quad (3)$$

式(3)表明在频率为 X_0 的分布激励下, 叶片上任意一点的加速度响应频率仍为 X_0 , 且幅值与 X_0^2 的平方成正比, 利用这一特性可设计叶片的阻尼比试验。

1.2 激励频率为第 p 阶共振时的叶片响应

不考虑各类共振频率的差异, 以加速度共振频率代替固有频率。以第 p 阶共振频率 X_p 对叶片进行分布激励, 则叶片实际承受的激励频率包括 X_p 以及它的分倍频 $X_p/2, X_p/3, \dots, X_p/i, \dots$, 因此, 可假设叶片上加速度的稳态响应为

$$\ddot{U}_j(t) = \sum_{i=1}^l \left[A_i \frac{X_p^2}{i^2} \cos\left(\frac{X_p}{i} t + U\right) \right] \quad (4)$$

从上式可以看出, 各分倍频的稳态响应幅值呈分倍数的二次幂形式依次下降。在远离叶片共振区的分倍频处, $A_i \frac{X_p^2}{i^2} \rightarrow 0$, 此时该分倍频的振动分量可以忽略, 当某一分倍频接近叶片的低于 p 阶的其他共振区时, 该振动分量保留, 故式(4)可写

为不大于 p 阶的各共振区振动分量叠加

$$\ddot{x}(t) = \sum_{i=1}^p \left[A_{i_r} \frac{X_{ip}}{i_r^2} \cos \left(\frac{X_{ip}}{i_r} t + U_i \right) \right] \quad (5)$$

若对于正整数 $q(1 \leq q < p)$ 不存在正整数 i_q 使得 $X_{ip}/i_q \in X_{ip}$, 可忽略掉第 q 阶振动分量.

11 3 分布激励突卸的阻尼比计算

叶片的各阶阻尼比用 $F_r(1 \leq r \leq p)$ 表示, 如果在稳态响应下将上述激励载荷突卸, 由于各共振分量独立, 叶片近似做频率为 $\frac{X_{ip}}{i_r} \sqrt{1 - F_r^2}(1 \leq i_r \leq p)$ 的合成自由振动, 这种振动的衰减特性如图 2 所示. 因不同频率下叶片具有不同的阻尼比, 各频率分量依次衰减到零值附近, 合成振动的前段接近频率较大的振动分量, 中间段的包络波动最突出, 而末段则只有衰减速率最慢的振动分量. 因此, 利用末段的光滑准周期波形(如图 3(b))可得到衰减最慢的振动分量的频率 X_{end} 和对数衰减率 D_{nd} , 由对数衰减率和阻尼比之间的关系

$$F_{end} = \frac{D_{nd}}{\sqrt{4p + D_{nd}}} \quad (6)$$

可得阻尼比 F_{end} . 结合某一极值时刻(如 $t_0 = 21.98\text{s}$)的加速度幅值 A_{end} 和相位 $U_{end}(P/2 \text{ 或 } 3P/2)$, 利用公式

$$\ddot{x}(t) = A_{end} \cos \left(X_{end} \sqrt{1 - F_{end}^2} t + U_{end} \right)$$

可反推前段时间($0\text{s} \leq t < 21.98\text{s}$)下 X_{nd} 的振动分量. 从合成振动中减去该分量, 可以得到不含 X_{end} 分量的合成自由振动, 该合成振动同样具有图 2 的特性. 依次类推, 直至得到所有频率分量的阻尼比.

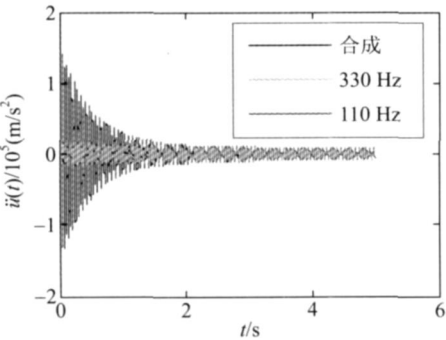
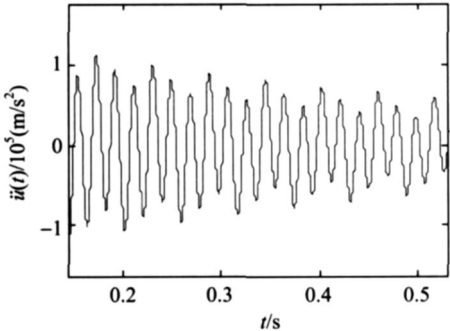
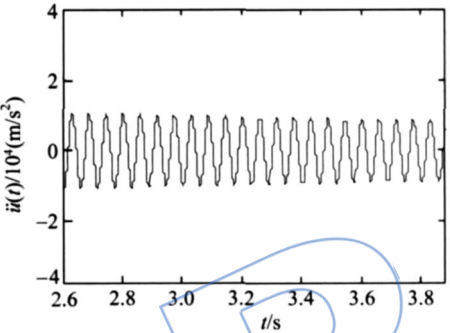


图 2 自由振动分量的幅值衰减

Fig. 2 Amplitude attenuation of free vibration components



(a) 合成振动前段



(a) 合成振动末段

图 3 合成自由振动局部放大图

Fig. 3 Local magnifications of composite free vibration

2 转子叶片阻尼比试验

本节除利用分布激励突卸法对转子叶片进行阻尼比试验外, 还利用半功率法和模态分析法进行了同样的试验, 以便验证分布激励突卸法的可行性.

对材料为 LY2 的某型压气机燕尾榫转子叶片进行阻尼比试验. 燕尾榫的夹持方式如图 4 所示. 将榫头插入梯形键槽中, 利用液压油推动梯形槽内嵌的滑动键, 使键面顶紧燕尾榫底面, 以此模拟压气机转子高速旋转下叶片所受的离心力. 在燕尾榫夹具的上方粘贴一个加速度传感器, 对叶片进行扫频预激励, 调节油压大小, 观察传感器的响应信号, 直至其接近零值, 则认为燕尾榫被完全固支.



图 4 叶片的夹持装置

Fig. 4 Grip device of blade

由于叶背和叶盆既弯又扭, 将测试叶片阻尼比的加速度传感器粘贴于叶背较平整的地方

(如图 5), 以减少传感器横向灵敏度带来的误差.

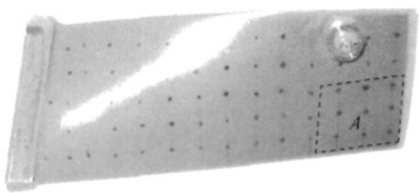


图 5 传感器的安装位置及激励区域

Fig. 5 Sensor locality and excitation area

2.1.1 分布激励突卸法

采用敞开式电涡流激振器对叶片的 A 区进行非接触非均匀同频分布激励. 试验时, 先进行叶片共振测试, 根据共振频率确定分布激励的频率. 分布激励频率由低阶共振到高阶共振依次进行, 这样可以在高阶测试时利用已测得的低阶阻尼比数据, 降低高阶阻尼比测试中去除分倍频干扰的工作量. 试验中的采样频率随着分布激励频率的

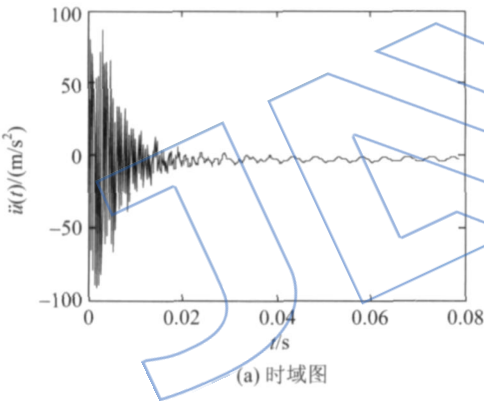
逐步增大而提高, 且保证采样频率大于被测频率的 3 倍以上. 每个共振频率的阻尼比进行 3 次测试, 当发现预试验中自由衰减初始包络线幅值下降较快时, 设置采样频率大于被测频率的 10 倍以上, 避免衰减过程中因数据点较少而引入的低频噪声, 使得衰减波形良好. 图 6 是激励频率为 2217 Hz 时得到的合成自由衰减图及其频谱图.

2.1.2 半功率法

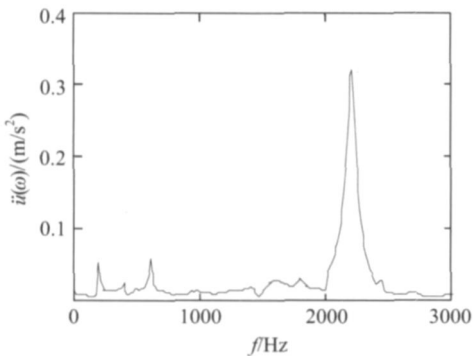
首先进行共振频率测试. 将加速度信号实时积分为速度信号, 记录各阶共振频率稳态激励下的速度幅值 A_i , 计算两个半功率点的速度幅值 $A_i/\sqrt{2}$. 在共振频率附近调节激励频率, 直到速度响应幅值为 $A_i/\sqrt{2}$, 得到两个半功率点, 利用半功率点和阻尼比之间的关系计算阻尼比.

2.1.3 模态分析法

由于压气机叶片形面复杂, 模态试验的网格划分要求较密. 图 5 叶背上的小黑点为模态试验的激励点, 共 95 个结点. 采用多点激励单点拾振进行模态试验, 加速度传感器安装于第 20 个结点. 模态试验的采样频率 $f_s = 20\,000\text{ Hz}$, FFT (fast fourier transform) 分析频率 $f_{\max} = 7810\text{ Hz}$, FFT 分析点数 $n = 16\,384$, 谱线数 $N = 6\,400$, 频谱分析加 hamming 窗. 图 7 为模态试验的瀑布图. 由于某些频段谱峰较密, 采用频谱实部作为模态定阶参数. 考虑叶片为非理想比例阻尼系统, 采用复指数拟合法进行模态频率和阻尼比的计算, 并同样利用复指数拟合法进行留数计算, 而后绘制叶片振型图.



(a) 时域图



(b) 频谱图

图 6 分布激励突卸的阻尼比试验

Fig. 6 Damping ratios experiment with distributing excitation unloaded instantaneously

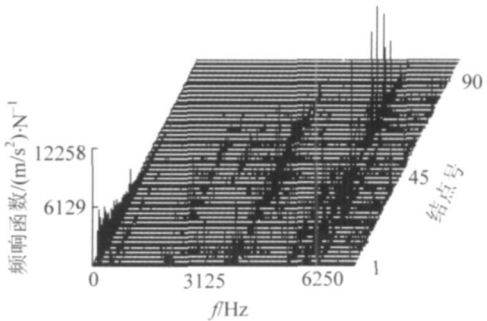


图 7 模态试验的瀑布图

Fig. 7 Waterfall of modal experiment

整个阻尼比测试的结果见表 1.

表 1 阻尼比试验结果
Talbe 1 Damping ratio testing results

阶次	分布激励突卸法		半功率法		模态分析法		振动形式
	共振频率/Hz	阻尼比/%	共振频率/Hz	阻尼比/%	共振频率/Hz	阻尼比/%	
1	203	0.25	203	0.00	203	0.23	一弯
2	612	11.62	612	11.50	611	11.26	一扭
3	836	2.86	836	4.06	821	0.57	一弯一扭
4	1479	4.66	1479	4.97	1288	21.87	二扭一弯
5	2217	2.83	2217	2.38	2245	0.22	二弯一扭
6	2980	11.17	2980	4.44	3101	0.42	二弯二扭
7	3540	0.10	3540	11.05	3375	0.17	三弯一扭
8	4237	0.86	4237	0.73	4223	0.04	四弯一扭

3 试验结果的比较分析

分布激励法和半功率法对叶片的共振测试方法相同,故两者的各阶共振频率一致.模态分析法的共振频率根据其振型逐步筛选,与前两者之间有差异.经计算,两类共振频率的相关系数为 99.176%,可认为它们之间无显著差异.三种方法得到的阻尼比相关系数分别为 $Q_2=0.7595$, $Q_3=0.7657$, $Q_3=0.5776$, 下标 10、20、30 依次代表分布激励突卸法、半功率法和模态分析法,可以看出,分布激励突卸法与其他两种方法的结果相关性较大,这是由于分布激励突卸法的阻尼比计算完全依赖于原始时间历程数据,没有做过多的数据处理,而其余两者则依赖频谱分析.比较表 1 中前两种方法的试验结果可得,半功率法的数据普遍偏大,这是因为它对共振频率的依赖性较强,一旦共振频率出现偏差,则阻尼比的偏差会成倍增加.而且,半功率法的试验结果中没有有效的一阶阻尼比,这是因为一阶共振频率和阻尼比都较小,半功率带宽较窄,使得该带宽达不到激励的信号发生器分辨率所致.与之类似,模态分析法得到的数据偏小,产生这种现象的更多原因是模态分析对频谱分析精确度的依赖性.由于分析频带较宽,而频谱分析却使用同一种方式加窗,这使得某些共振频段的谱线毛疵较多,在模态参数识别时,即使采用曲线拟合,仍然无法消除窗函数造成的旁瓣干扰.图 8 为第 6 阶模态频率 3101 Hz 和频率 2973 Hz 的振型图,图中叶片模型左端为固支端,网格采用简化形式,这不影响振型间的比较.可以看出,后者表现的主振型与前者相同,实际上,它们的振幅分别为 511.73 m/s^2 和 391.15 m/s^2 ,这就说明后者处于前者的共振区.如果采用半功率理

论粗略估计该阶模态阻尼比,则应为 11.81%,该值与分布激励突卸法得到的数值较为接近.

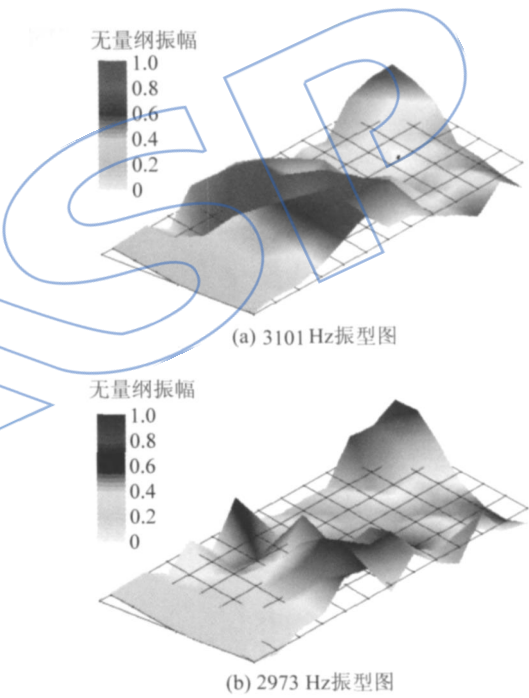


图 8 模态主振型的比较
Fig. 8 Comparison of main vibration modes

4 结 论

- 1) 建立了压气机转子叶片承受同频分布激励的模型,理论证明了同频分布激励下叶片上任意一点的响应仍为该频率的响应.
- 2) 转子叶片的阻尼比试验表明,利用共振频率分布激励突卸设计的试验方法是可行的.
- 3) 分布激励突卸法的阻尼比试验结果与半功率法、模态分析法的相关性比后两者要好.
- 4) 在半功率带宽较窄、共振区振幅难以精确

测试或模态谱峰密集的情况下,分布激励突卸法较半功率法和模态分析法精度高,且比模态分析试验方法简单.

参考文献:

- [1] 胡安辉, 马康民. 某型航空发动机压气机四级转子叶片振动特性分析[J]. 失效分析与预防, 2006, 1(4): 10121
HU Anhui, MA Kangmin. Investigation on vibration characteristics of 4th compressor blades in an aeroengine [J]. Failure Analysis and Prevention, 2006, 1(4): 10121 (in Chinese)
- [2] 李其汉, 王延荣, 王建军. 航空发动机叶片高循环疲劳失效研究[J]. 航空发动机, 2003, 29(4): 10191
LI Qihan, WANG Yanrong, WANG Jianjun. Investigation of high cycle fatigue failures for the aero engine blades [J]. Aeroengine, 2003, 29(4): 10191 (in Chinese)
- [3] Cooper J E. Extending the logarithmic decrement method to analysis two degrees of freedom transient responses[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 1996, 10(4): 4925001
- [4] Wang B T, Cheng D K. Modal analysis of mdof system by using free vibration response data only[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 311: 73727551
- [5] 楼文娟, 卢旦, 杨毅, 等. 开孔建筑屋盖风振响应中的气动阻尼识别[J]. 空气动力学报, 2007, 25(4): 4192414
LOU Wenjuan, LU Dan, YANG Yi, et al. Identification of aerodynamic damping for roof wind induced response of opening building[J]. Acta Aerodynamica Sinica, 2007, 25(4): 4192414 (in Chinese)
- [6] Kanga J S, Parka S K, Shinb S, et al. Structural system identification in time domain using measured acceleration [J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 288(122): 2152 2341
- [7] Phani A S, Woodhouse J. Viscous damping identification in linear vibration[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 303(325): 4725001
- [8] 陈奎孚, 焦群英. 半功率点法估计阻尼比的误差分析[J]. 机械强度, 2002, 24(4): 5105141
CHEN Kuifu, JIAO Qunying. Influence of linear interpolation approximation to half power points on the damping estimation precision[J]. Journal of Mechanical Strength, 2002, 24(4): 5105141 (in Chinese)
- [9] Phani A S. Damping identification in linear vibrations[D]. Cambridge: Cambridge University, January 20041