基于扫描式激光多普勒测振仪的叶片 工作变形研究

杭超, 燕群, 黄文超

(中国飞机强度研究所 发动机强度研究室, 西安 710065)

摘要:目的保证叶片结构的完整性。方法采用结构工作变形分析理论,借助扫描式激光多普勒测振仪多点、非接触、高精度测量的优点,搭建了一套发动机叶片工作变形分析试验系统。通过振动台对叶片施加快速正弦扫频的基础激励,用测振仪测量叶片表面 55 个测点的速度响应,然后用工作变形分析方法得到该叶片的前6阶固有频率和振型,用模态置信准则评估上述6阶振型之间的相关性。结果 该叶片振型由低阶到高阶依次是一阶弯曲、两种不同节线的一阶扭转、二阶弯曲、二阶扭转、弯扭耦合,不同阶次振型的 MAC 值都小于或等于 0.2。结论不同模态振型之间的相关性很低,证明了工作变形分析结果的正确性。 关键词:激光测振;工作变形;模态;固有频率;振型 DOI: 10.7643/issn.1672-9242.2018.09.014 中图分类号:TJ85 文献标识码:A 文章编号: 1672-9242(2018)09-0071-05

Operational Deflection Shape of a Blade Based on Scanning Laser Doppler Velocimeter

HANG Chao, YAN Qun, HUANG Wen-chao (Engine Integrity & Strength Department, AVIC Aircraft Strength Research Institute, Xi'an 710065, China)

ABSTRACT: Objective To keep integrity of the blade. **Methods** The theory of structural operational deflection shape was applied. The operational deflection shape test system of aeroengine blade was established with a scanning laser Doppler velocimeter which has advantages of measurement multi-points, non-contact and high precision. A fast sine sweep base excitation was applied to the blade by a vibration table. The velocity response of 55 points on the blade was measured with the laser velocimeter. The front six natural frequencies and vibration modes of the blade were obtained through the operational deflection shape analysis method. The correlation between the above 6 modes of vibration was s evaluated according to the modal assurance criteria (MAC). **Results** The front six modes are first bending, two kinds of first twist, second bending, second twist and bending-twist coupling. The MAC of different modes was all smaller or equal to 0.2. **Conclusion** The correlation of different mode shapes is very small. The result correctness of operational deflection shape analysis is validated.

KEY WORDS: laser velocimeter; operational deflection shape; modal; natural frequency; vibration mode

叶片是航空发动机的关键部件,由于高速旋转、 数量多、以及载荷、工况复杂,使其成为发动机使用 中故障率最高的零部件之一。由发动机叶片共振引起 的叶片失效是设计人员关心的重要问题,为了保证叶 片的可靠性,需要对发动机叶片进行模态分析,得到 叶片在工作状态下的固有频率和振型,进而优化叶片

收稿日期: 2018-06-25; 修订日期: 2018-07-25

基金项目: 航空科学基金(2017ZD23009)

作者简介: 杭超(1990-), 男, 陕西西安人, 硕士, 工程师, 主要研究方向为发动机结构动强度。

结构,从而避免或减弱叶片在实际工作中可能会出现的共振^[1]。

目前采用有限元和试验两种方法分别在叶片的 设计阶段和验证阶段进行模态分析。在设计阶段,建 立叶片的三维数字模型,用有限元方法计算叶片的固 有频率和振型,根据计算结果调整叶片设计参数,使 叶片满足设计频率的要求^[2-3]。在验证阶段,对生产 的叶片进行试验模态分析,测量叶片的前几阶模态参 数,验证叶片的固有频率是否满足设计要求^[4]。

目前常用激振器激励法和力锤激励法进行结构 的试验模态分析 (Experimental Modal Analysis, EMA), 一般采用基于纯模态试验的相位共振法和基于频响 函数矩阵参数识别的相位分离法,这些试验方法被广 泛应用于结构模态分析中^[5-6]。1987 年 Dossing O^[7] 提出了工作变形(Operational Deflection Shape, ODS) 的概念,用于评估机械结构动态性能。1997年 Richardson M H^[8]从模态分析理论和测试方面详细介 绍了工作变形与模态振型的区别和联系,使得 ODS 分析方法在未知激励的条件下得到了广泛应用。 Kromulski J 等^[9]采用 ODS 方法分析了玉米分离器的 工作变形,并用系统分析方法对 ODS 结果进行验证, 两种方法测得的结果一致较好,证明了 ODS 的正确 性。王学林等^[10]采用 ODS 方法分析了风机叶轮的动 态特性,测得了叶轮的振动峰值频率分布及其相应振 型,并与锤击测试结果进行对比,验证了 ODS 方法 的正确性,而且 ODS 方法识别重根模态具有优势。

文中选取某发动机叶片为研究对象,借助扫描式 激光多普勒测振仪多点、非接触、高精度测量的优点, 搭建叶片工作变形测试分析平台。用 ODS 方法分析 叶片的前 6 阶固有频率及振型。最后计算不同阶次振 型之间的模态置信准则,证明了工作变形分析结果的 可靠性。

1 工作变形分析理论

振动模态是弹性结构固有、整体的特性。模态分 析将结构的复杂振动分解为许多简单而独立的振动, 并用一系列模态参数来表征。工作变形是指结构在指 定频率下的变形,更为广义的工作变形是指结构上两 点或多点在工作状态下的受迫运动。结构在工作状态 下,仅通过测量结构上多个点的响应信号就能得到结 构的工作变形。工作变形中包含了结构动态性能参 数。工作变形分析经常用于激励载荷未知情况下的结 构模态参数识别。

用工作变形分析结构模态参数的基本思路是:结构在工作状态下,测量结构上多个点的响应信号,计

算工作变形频响函数(F_{ODS FRF})。因为在共振频率 处工作变形只被一个模态主导,所以可以认为该频率 下的工作变形就是模态振型。通过在F_{ODS FRF}上选取 共振峰,将所有响应点在共振峰频率处对应的振幅和 相位组合在一起,就得到该共振频率下对应的振型。

结构上每个点响应与频响函数、激励都存在如下 关系:

$$F_{y}(j\omega) = \sum_{i=1}^{n} H_{y,\text{f}i}(j\omega) F_{\text{f}i}(j\omega)$$
(1)

式中: $F_{y}(j\omega)$ 为响应信号的傅氏谱; $H_{y,fi}(j\omega)$ 为响应与激励之间的频响函数; $F_{fi}(j\omega)$ 为激励信号的傅氏谱。

如果结构的各阶振型对 y 点处的影响很小,则 y 点的系统集总频响函数也会较小,所以 y 点响应主要 受环境激励的影响,可以近似表示为:

$$F_{v}(j\omega) \approx CF_{f}(j\omega) \tag{2}$$

式中 C 为常数。因此,可以用 y 点响应信号代替 激励信号计算 F_{ODS FRF}。如果结构受到的外激力可测, 则选取外激力信号作为参考信号;如果作用在结构上 的外激力未知,选取受各阶振型影响较小的点的响应 信号作为参考信号。将其他测点的响应信号作为流动 信号,分别计算每个流动响应信号与参考信号的比值 得到 F_{ODS FRF}。实际应用时为了减小不相关噪声的误 差,同时保留正确的相位信息,通常采用自功率谱和 互功率谱计算 F_{ODS FRF},其数学表达式为:

$$F_{\text{ODS FRF}}(\omega) = \frac{F_x(\omega)}{F_y(\omega)} = \frac{F_x(\omega) \cdot F_y^*(\omega)}{F_y(\omega) \cdot F_y^*(\omega)} = \frac{G_{xy}(\omega)}{G_{yy}(\omega)}$$
(3)

式中: x 表示流动信号; y 表示参考信号; G_{xy}(ω) 表示流动信号与参考信号的互功率谱; G_{yy}(ω)表示参 考信号的自功率谱。

由以上分析可知, *F*_{ODS FRF} 中包含了结构动态性 能参数,且与结构频响函数形式类似。因此,可以通 过在 *F*_{ODS FRF}上选取共振峰来确定结构的固有频率, 在该频率处对应的工作变形就是结构振型,振型的相 位是响应点相对于参考点的相位。与传统试验模态分 析方法相比,ODS 方法不需要测量外激力,也不用 进行频响函数拟合,测试分析过程简便,实时性好。 但 ODS 方法只能得到频率和振型,不能得到阻尼比。

2 叶片工作变形试验

选取某发动机叶片作为研究对象,采用工作变形分 析方法对其动态特性进行研究,分析叶片在 10 000 Hz 频率范围内的模态频率和振型。 第15卷 第9期

2.1 试验系统

采用高频振动台作为激励设备,使用的恒幅正弦 快速扫频激励满足工作变形分析的激励要求。为了高 精度地测量叶片表面的运动,同时不给叶片附加质 量,采用了扫描式多普勒激光测振仪采集叶片振动响 应。激光测振仪是以多普勒原理为依据,可以直接测 得结构表面的振动速度。扫描式激光多普勒测振仪多 点、非接触、高精度测量的优点,非常适用于结构的 模态分析。该激光测振仪的测试频率范围为 80 kHz, 最大速度量程为 5 m/s。试验中激光测振仪的采样频 率为 25.6 kHz。

叶片工作变形试验的原理如图 1 所示。可以看 出,通过信号发生器发出快速正弦扫频电压信号(也 称 Chrip 信号),激励振动台产生快速正弦扫频振动, 同时用激光测振仪测量叶片表面一个点的速度信号, 并用 Chrip 信号触发数据采集仪同时采集 Chrip 电压 信号和测点的速度信号,对每个测点均重复采用上述 方法测量。因为 Chirp 信号可以代表振动台的激励, 工作变形分析方法是在 F_{ODS FRF}上选取峰值,从而确 定得到模态频率和振型。



图 1 叶片工作变形试验原理

2.2 试验步骤

叶片工作变形试验的步骤为:将叶片通过夹具安装在振动台上,并按图1所示连接试验设备;用扫描式激光测振仪在叶片表面布置55个测点,如图2所示;振动台产生一次Chirp振动激励,同时用激光测振仪测量叶片上一个点的振动速度信号,数据采集仪同步采集Chirp信号和叶片上的速度信号,以Chirp信号作为参考信号,按式(3)计算该测点的FonsFRF;激光测振仪换下一个测点,重复上一个步骤,直至所有测点完成测量;将Chirp信号作为参考信号,计算每个测点的FonsFRF,在FonsFRF上选取峰值,进行工作变形分析,得出叶片的固有频率和振型。

3 试验结果分析与讨论

在叶片工作变形试验中,选取 Chirp 信号作为参考信号,计算出每个测点的 Fops FRF,由于测点数量



多,为了曲线显示清晰,且不失一般性,图3给出了 所有测点 Fops FRF之和的幅值和虚部曲线。从 Fops FRF 曲线上寻找固有频率时,选取峰值尖锐且幅值和虚部 都为峰值的频率点,作为叶片的固有频率,并提取峰 值频率点处对应的振型。叶片为三维扭曲结构,然而 在试验中忽略了叶片复杂的构型,将其几何形状简化 为平板。这种简化虽然会带来少许误差,但基本符合 叶片的结构,而且振动方向主要是沿着叶身平面的法 线方向,所以可以体现出叶片的振型图。





因为叶片类似于悬臂梁结构,理论上叶片根部为 固支边界条件,叶根处节点振型幅值应该为 0。实际 测试中,叶片是通过夹具连接在振动台上,振动台和 夹具不可避免会对叶片振型产生影响。根据叶片上述 的动态特性,对提取的模态参数进行取舍,舍弃叶根 处振幅较大的振型,认为这是叶片和夹具、振动台的 耦合振型,不能作为叶片自身的模态。最终叶片工作 变形分析得到模态参数见表 1,振型如图 4 所示。

表 1 叶片工作变形分析得到模态参数

模态阶次	频率/Hz	振型描述
1	657.8	一阶弯曲
2	1930.6	一阶扭转(节线为测点1与测点3,4的连线)
3	2120.0	一阶扭转(节线为测点1与测点3,5的连线)
4	2874.9	二阶弯曲
5	5105.9	二阶扭转
6	7237.9	弯扭耦合



图 4 叶片工作变形分析得到模态振型

由表 1 和图 4 可知, ODS 方法识别出该叶片在 10 kHz 频率范围内的前 6 阶模态,其振型依次是一阶 弯曲、一阶扭转(节线为测点 1 与测点 3,4 的连线)、 一阶扭转(节线为测点 1 与测点 3,5 的连线)、二 阶弯曲、二阶扭转、弯扭耦合。该叶片的振型测试结 果主要由弯曲、扭转、弯扭耦合组成,这符合发动机 叶片动态力学性能的特点。需要说明的是,该叶片的 质量分布不均匀,所以存在两种不同一阶扭转模态, 其区别在于节线位置不同。

为了评价上述振型的相关性,可以通过模态置信 准则(Modal Assurance Criteria, MAC)来进行判定。 F_{MAC} 函数是评价两个振型向量的相关性的量化标准, 如果 F_{MAC} 值等于 1,则表明两个振型向量完全相同; 如果 F_{MAC} 值等于 0,则表明两个振型向量完全不相 关,是正交的; F_{MAC} 值越接近 1,表明两个振型向量 越相关。 F_{MAC} 函数的表达式为:

$$F_{\text{MAC}}\left(\varphi_{r},\varphi_{s}\right) = \frac{\left|\varphi_{r}^{\mathrm{T}}\varphi_{s}\right|}{\left|\varphi_{r}^{\mathrm{T}}\varphi_{r}\right|\left|\varphi_{s}^{\mathrm{T}}\varphi_{s}\right|}$$
(4)

式中: φ_r 和 ϕ_s 分别表示两个振型向量。

假设结构为比例阻尼,对结构不同阶次的模态振 型加权质量矩阵或刚度矩阵,结果具有正交性,具体 表达式为:其中

$$\begin{cases} \varphi_r^{\rm T}[M]\varphi_s = 0\\ \varphi_r^{\rm T}[K]\varphi_s = 0 \end{cases}, \\ \ddagger \psi_r \neq s \end{cases}$$
(5)

如果结构的质量均匀分布,则结构不同阶次的模态振型也具有正交性,即不同阶次的模态振型的 *F*_{MAC}值为 0。

基于模态置信准则理论,计算 ODS 方法测得的 叶片前 6 阶振型之间的 F_{MAC}值,结果如图 5 所示。 由图 5 可知,描述同一模态振型的两个向量,其 F_{MAC} 值均为 1,不同模态振型的两个向量的 F_{MAC} 值都小 于或等于 0.2。其中第 1 阶与第 2 阶、第 2 阶与第 3 阶、第 3 阶与第 4 阶之间的 F_{MAC} 值稍高,分别为 0.15、 0.18、0.2,其他阶次之间的 F_{MAC} 值都小于 0.1。由于 实际的叶片阻尼不完全是比例阻尼,且该叶片的质量 分布不均匀,所以不同阶次振型 F_{MAC} 值小于或等于 0.2 在可接受范围内,验证了 ODS 方法测得的模态结 果的可靠性。



图 5 叶片工作变形分析得到的不同阶次振型 MAC 值

4 结论

文中采用结构工作变形分析理论,借助扫描式激 光多普勒测振仪多点、非接触、高精度测量的优点, 搭建了一套发动机叶片工作变形分析试验系统。通过 振动台对叶片施加快速正弦扫频的基础激励,用测振 仪测量叶片表面 55 个测点的速度响应,然后用工作 变形分析方法得到了该叶片的前 6 阶固有频率和振 型。最后计算不同阶次振型之间的模态置信准则,证 明了工作变形分析结果的可靠性。 基于本文的研究结果,得出如下主要结论。

1)基于扫描式激光多普勒测振仪搭建的 ODS 试 验系统,可以测得叶片的固有频率和振型,通过验证 振型之间的模态置信准则,证明结果的可靠性。

2) ODS 方法通过在 F_{ODS FRF}上选取峰值得到模态参数,避免了复杂的频响函数拟合过程,测试分析 过程简便,实时性好。但 ODS 方法只能得到固有频 率和振型,不能得到阻尼比,且选取峰值时具有一定 的主观性。

3)采用 ODS 方法测得了叶片的模态参数,结果 表明,该叶片在 10 kHz 频率范围内具有 6 阶模态, 振型依次是一阶弯曲、一阶扭转(节线为测点 1 与测 点 34 的连线)、一阶扭转(节线为测点 1 与测点 35 的连线)、二阶弯曲、二阶扭转、弯扭耦合。

参考文献:

 WALLS D P, DELANEUVILLE R E, CUNNINGHAM S E. Damage Tolerance Based Life Prediction in Gas Turbine Engine Blades under Vibratory High Cycle Fatigue[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1997, 119: 143-146.

- [2] 孙强,张忠平,柴桥,等.航空发动机压气机叶片振动频率与温度的关系[J].应用力学学报,2004,2(4):137-139.
- [3] 谢永慧,张荻.汽轮机阻尼围带长叶片振动特征研究 [J].中国电机工程学报,2005,25(18):86-90.
- [4] 林茂武, 李凯华, 于百芳. 轴流压缩机动叶片模态分析 方法研究[J]. 农业装备与车辆工程, 2013, 51(8): 56-62.
- [5] 傅志方,华宏星. 模态分析理论与应用[M]. 上海:上 海交通大学出版社,2000:2-80.
- [6] LMS International. The LMS Theory and Background Book[M]. Leuven, Belguim, 2000.
- [7] DOSSING O. Structural Stroboscopy-measurement of Operational Deflection Shapes[J]. Sound and Vibration, 1988, 22(8): 18-26.
- [8] RICHARSON M H. Is It a Mode Shape, or an Operating Deflection Shape[J]. Sound and Vibration, 1997, 31(1): 54-61.
- [9] KROMULSKI J, HOJAN E. An Application of Two Experimental Modal Analysis Methods for the Determination of Operational Deflection Shapes[J]. Journal of Sound and Vibration, 1996, 196(4): 429-438.
- [10] 王学林,章兰珠,陈学东,等.使用ODS FRF 方法分析 叶轮的动态特性[J]. 华东理工大学学报(自然科学版), 2013, 39(3): 370-376.