

压气机叶片动应力测量标定试验方法

张 欢^{1,2}, 廖明夫¹

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;

2. 中国航空发动机集团有限公司 商用航空发动机有限责任公司, 上海 201306)

摘 要: 提出了一种提高压气机叶片动应力测量准确度的方法,即在发动机叶片装配前,对已完成应变计粘贴的测试叶片开展动应力测量标定试验,获取试验应变计输出值与叶片各阶振动最大模态应变区域的敏感度,试验结果可用于指导发动机试车时叶片动应力限制值的设置,从而更准确地监控叶片的振动安全状态。对比分析了直接应力法和 af 强度法(振幅 a 和振动频率 f 的乘积)两种试验方法的优缺点。基于直接应力法,针对某压气机叶片开展了动应力测量标定试验,结果显示:1#叶片试验应变计对第1阶、第3阶模态的敏感度实测值较理论值分别大17.4%和24%,而1#叶片试验应变计和2#叶片试验应变计对第1阶模态的敏感度差异达到14.8%。试验结果证明开展动应力测量标定试验,可综合提高叶片动应力测试数据利用的有效性。

关 键 词: 测量准确度; 动应力测量; 标定试验; 安全监控; 直接应力法; af 强度法

中图分类号: V231.92

文献标志码: A

Method of dynamic stress measurement calibration tests for compressor blades

ZHANG Huan^{1,2}, LIAO Mingfu¹

(1. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. Commercial Aircraft Engine Corporation Limited,

Aero Engine Corporation of China, Shanghai 201306, China)

Abstract: A method to improve the dynamic stress measurement accuracy for compressor blades was introduced. Dynamic stress calibration tests of the instrumented blades were carried out before assembly of the rotor. Strain gauge sensitivity ratios of the measured strain to the maximum modal strain for each vibration mode of the instrumented blades were acquired. The ratios were helpful in defining strain monitoring limits for the blades during engine tests, which made blade vibration safety monitoring more accurate. Advantages and drawbacks of two calibration methods, direct stress and af strength method (the product of vibration amplitude a multiplies vibration frequency f), were comparatively analyzed. Based on the direct stress method, stress calibration tests for two compressor blades were carried out. Results showed that the measured gauge sensitivity ratios of the 1# blade for the 1st mode and the 3rd mode were larger than the theoretical ra-

收稿日期:2021-06-01

作者简介:张欢(1983—),女,高级工程师,博士生,主要从事航空发动机强度、振动参数测试技术方面的研究。

通信作者:廖明夫(1960—),男,教授、博士生导师,博士,主要从事航空发动机结构振动、旋转机械故障诊断研究。

E-mail:mfliao@nwpu.edu.cn

引用格式:张欢,廖明夫. 压气机叶片动应力测量标定试验方法[J]. 航空动力学报,2022,37(6):1217-1224. ZHANG Huan, LIAO Mingfu. Method of dynamic stress measurement calibration tests for compressor blades[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(6):1217-1224.

tios with values of 17.4% and 24% respectively. And the gauge sensitivity ratio differences of the two blades (1# blade and 2# blade) for the 1st vibration mode reached 14.8%. It proved that calibration tests could improve measured data validation for blade dynamic stress comprehensively.

Key words: measurement accuracy; dynamic stress measurement; calibration test; safety monitoring; direct stress method; *af* strength method

叶片是航空发动机的关键工作部件,其工作环境十分严苛,除了要承受离心力、气动负荷、温度负荷和振动交变载荷外,风扇、压气机叶片还有可能受外来物冲击,风沙、潮湿的侵蚀,涡轮叶片还受燃气腐蚀和高温蠕变等,因此,在航空发动机研制、生产和使用中,叶片断裂故障尤为突出。

贵阳航发精密铸造有限公司(原170厂)等^[1]统计分析了1965年10月至2003年8月,我国在研、在役的多型号发动机在台架试车和外场使用中发生的29起叶片故障,其中压气机叶片断裂故障12起,均为振动引发的高周疲劳断裂;涡轮叶片断裂失效故障17起,原因包含疲劳断裂、超温过烧、制造工艺缺陷和热腐蚀等,由此可见,疲劳断裂失效是航空发动机叶片最常见的失效模式。P&W(Pratt & Whitney)公司^[2]研究发现,高周疲劳(high cycle fatigue, HCF)是导致燃气涡轮发动机部件失效的最主要原因,占24%,而相比其他部件,工作叶片是最易发生高周疲劳失效的零件。随着发动机推质比的不断提高,叶片承受的温度、应力和级负荷逐渐增加,高周疲劳失效问题愈显突出。1995年,美国空军制定了关于高周疲劳设计、预测、验证和测量方法的全面技术发展计划(National Turbine Engine High Cycle Fatigue Program),其中一个主要技术发展方向就是评估并测量材料的抗高周疲劳能力^[3]。

在发动机试验中,评估叶片抗高周疲劳能力最直接的方法,就是测量叶片在关键位置 and 关注模式下的振动应力水平。美国联邦航空条例^[4]、欧洲民航适航条例以及英国国防标准等均对叶片动应力测量提出了明确要求^[5]。在发动机转子部件上开展动应力测量技术难度较大,对测试改装设计、工艺实施技术以及信号传输系统工作稳定性等方面技术要求很高。我国转子叶片动应力测试技术起步较晚,技术基础薄弱,1996年,吴大观提出《不容忽视发动机叶片动应力测量的作用》^[5],明确了开展叶片动应力测量的4个目的。近20年来,各主机院所关于叶片动应力测量的课题研究逐渐丰富起来,但主要在发动机出现叶片

开裂、断裂排故时开展动应力测量,在新机研制中通常仅针对前几级压气机叶片开展动应力测试,同时,研究方向主要集中在发动机改装方案可行性和工艺实施方法上,对于数据有效性分析讨论较少。

叶片动应力测量数据准确度与有限元仿真结果、贴片位置选取、贴片工艺方法、信号调理、采集和数据分析、修正等多因素相关。近年来,我国叶片动应力测试技术正逐渐从数据“测得到”向“测得准”发展过渡。彭建等^[6]根据有限元计算结果确定叶片最大应力区,然后在振动台上开展应力分布试验,确定台架实测时应变片的贴片位置及方向。曹昆华等^[7]提出动应力测量值的修正主要考虑温度和导线电阻的影响。卢艳辉等^[8]在开展发动机动应力测量试验前,对压气机叶片进行静频测试和模态应力分布测试,并标定应变片与叶尖振幅的关系,以获得可靠的振动应力数值。王奉明等^[9]明确贴片位置选取的3个原则,并提出应力转换系数的概念,将贴片位置实测应变与叶身最大振动应力关联起来。张再德等^[10]在分析涡轮叶片动应力数据时,根据温度变化引起的应变计灵敏度系数和测量导线电阻变化,对数据进行了修正。国外,Rolls & Royce(RR)公司^[11]研究发现,即使名义结构相同的叶片,其实测应变值与叶尖振幅的比例差异较大,但用 10^7 次循环叶尖振幅控制叶片疲劳强度试验时,数据分散度却很小。因此,应对每个测试叶片在装机前进行标定试验,测量各阶振动模式下的应变/振幅比,确保可以基于实测的叶片振动特性数据,评估试车过程中叶片的复杂振动响应。美国通用电气(GE)公司^[12]使用耐久极限比量化叶片的振动应力水平,并对每一片测试叶片进行动应力测量标定试验,用于确定每个应变计测点的监视限制值。

本文提出一种提高叶片动应力测量数据准确度的方法,即在发动机叶片装配前,对已完成应变计粘贴的测试叶片在振动台上进行动应力测量标定试验,获取试验应变计与叶片各阶振动最大模态应变区域的换算关系,从而指导发动机试车时,

叶片动应力限制值的设置,以有效评估叶片的安全状态。本文提出两种开展叶片动应力测量标定试验的方法,直接应力法和 af 强度法(振幅 a 和振动频率 f 的乘积),对比分析了这两种试验方法的优缺点,并基于直接应力法,针对某压气机叶片开展了动应力测量标定试验,结果显示,1#叶片试验应变计对第1阶、第3阶模态响应的敏感度实测值比理论值分别大17.4%和24%;安装在两片测试叶片上的试验应变计,对第1阶模态的响应敏感度差异达14.8%,根据理论值设置动应力监视限制值可能导致不必要的超限报警停车现象。试验结果证明,开展标定试验可提高叶片动应力测试数据的有效性。

1 试验目的

叶片气动设计完成后,即可开始强度计算校核,主要包括稳态应力计算和振动应力计算。稳态应力主要由离心力、气动弯矩和热梯度引起;振动应力主要由共振、喘振、颤振、外来物冲击和瞬态温度变化引起,其中共振是引起振动应力超限的最重要原因,在叶片设计阶段就要判断有没有危险的共振存在,降低发生高周疲劳失效的风险。通过识别可能的激励阶次、确定叶片工作转速区间、计算叶片静频和动频,即可绘制叶片Campbell图,评估每个共振点可能的响应幅值,然后结合稳态应力计算结果,通过Goodman图评估哪些共振点安全裕度不足,可能引起叶片高周疲劳失效,必须在发动机试车时测量其振动应力水平^[13]。

开展叶片动应力测试时,首先,在同一级叶片中选择频率高、中、低的叶片进行贴片,确保测试叶片可覆盖同级叶片的振动特征;其次,根据有限元分析结果确定应变计的安装数量、位置和方向,要求同一级叶片的安装位置可覆盖多阶振动模态监视需求;第三,转子叶片应变计存活率通常较低,同一阶模态至少需要两片应变计同时监测。但是,测量通道数同时受测试成本、研制周期、信号传输系统和数采系统通道数的限制,通常一个折衷的方案是,监视某阶模态振动应力的应变计不会安装在最大模态应变位置,且与最大主应变方向并不一致,则应变计的名义测量应变 $\epsilon_{\text{measured}}$ 与最大模态应变 $\epsilon_{\text{max, modal}}$ 之间存在换算关系,也即名义测量应力 σ_{measured} 与最大模态应力 $\sigma_{\text{max, modal}}$ 存在换算关系,用应变计敏感度(gauge sensitivity ratio,量符号记为 R_{gs})表示这种换算关系,其定义

如式(1)所示。

$$R_{\text{gs}} = \frac{\epsilon_{\text{measured}}}{\epsilon_{\text{max, modal}}} = \frac{\sigma_{\text{measured}}}{\sigma_{\text{max, modal}}} \quad (1)$$

显然,应变计敏感度可以通过有限元分析结果获得,但理论计算结果可能存在较大误差,主要原因在于叶片工况的不确定性和计算时边界条件的简化,尤其对于动应力来说,主要困难在于预估叶片激振力和气动阻尼存在较大的不确定性,且制造误差带来的叶片失谐可能会导致振动局部化现象。因此,英、美等发动机研发企业均对待装机的测试叶片开展动应力测量标定试验,实测每片应变计对特定振动模态的敏感度,用于确定发动机试验时应变监测的限制值^[11-12]。

2 试验方法

2.1 直接应力法

应变计敏感度表征应变计感受构件临界点振动严重程度的能力。开展标定试验的目的是准确测量试验应变计对特定振动模态的敏感度,可以通过在测试叶片上临时粘贴额外的标定应变计来实现。由于有限元分析评估的最大模态应变位置可能并不准确,因此,在预估的最大模态应变区域临时粘贴密集排列的小型应变计阵列,可以提高测得最大模态应变的几率,这些应变计链被命名为“标定应变计”(calibration gauge),采用常温工艺临时粘贴在叶片上,引线应尽量减小对叶片质量和刚度的影响,标定试验完成后可轻易去除。参与发动机试车的“试验应变计”(engine gauge)需综合考虑叶片工作温度、气动负荷和发动机试验大纲要求,严格执行与试验工况相匹配的安装工艺规范。完成应变计安装待开展标定试验的压气机叶片如图1所示,其中编号①~⑤为标定应变计,编号⑥为试验应变计。

将待标定叶片用夹具夹持在振动台上,首先扫频确定叶片的固有频率,使用激光传感器识别

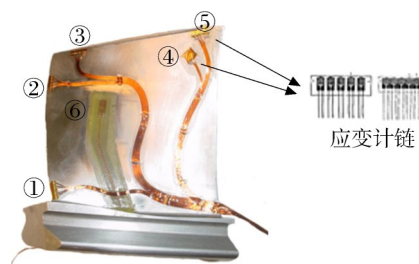


图1 装有标定应变计的叶片

Fig.1 Blade with calibration strain gauges

叶片的振动模态。然后在关注阶次固有频率下进行共振驻留试验,实测标定应变计的振动应力输出值,识别应变计链中振动响应最大的应变计,就可测得叶片各阶振动的最大模态应力。比较试验应变计与标定应变计测得的最大模态振动应力水平,即可得到各阶模态的应变计敏感度。值得注意的是,不可能在每阶模态最大应力区域都安装标定应变计,此时,应在次大应力区域安装标定应变计,并根据有限元分析结果修正最大应力点和次大应力点的换算关系。如果对整体叶盘进行动应力测量标定试验,为了确保试验过程中只有测试叶片被激振,应先用阻尼材料抑制其他叶片的振动,如在叶片间放入泡沫、黏土等,以避免相邻叶片振动对测试结果造成影响。标定试验也是一个叶片振动应力分布测量试验,标定结束后,从叶片上清理标定应变计及引线,即可开始测试叶片装机工序。结合标定试验数据、叶片稳态应力分布、温度及材料疲劳特性曲线,则可计算每个应变测点在每阶振动模态下的限制值。

针对某型高压压气机第3级转子叶片在振动台开展了动应力测量标定试验,试验件包含两片测试叶片,均安装有试验应变计和标定应变计。激励叶片使其在前3阶固有频率下共振,采集试验应变计和标定应变计的输出值,使用式(1)计算试验应变计对各阶振动模态的敏感度,并与有限元分析(FEA)结果作对比。图2给出了两片测试叶片的试验应变计对第1阶、3阶模态响应的敏感度,以及有限元分析理论值。

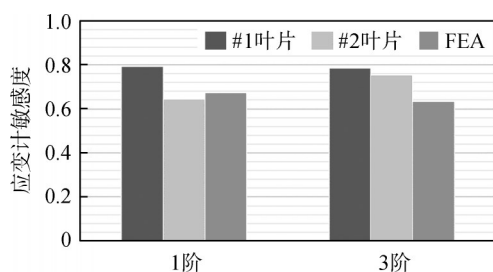


图2 应变计敏感度理论值与实测值

Fig.2 Theoretical and measured strain gauge sensitivity

图2可见,对于1#叶片,第1阶模态实测值比理论值大17.4%,第3阶模态实测值比理论值大24%,即理论值偏保守。对于2#叶片,第1阶模态实测值比理论值小4.5%,一致性较好;第3阶模态实测值比理论值大18.9%,理论值偏保守。发动机试验时,根据理论值设置监视限制值,可能导致不必要的动应力幅值超限停车现象。同时,安

装在不同叶片上的两片试验应变计,对第1阶模态响应的敏感度差异约为14.8%,对第3阶模态响应的敏感度差异约为3.2%,这主要由于叶片加工制造容差、应变计贴片位置误差和试验条件偏差导致。

通用电气(GE)公司^[12]研究认为,发动机工作时,叶片在某阶模态限制值振动时,表示叶片临界点的振动应力水平达到材料的疲劳耐久极限,并用式(2)计算叶片动应力监视的限制值 σ_{sc} 。

$$\sigma_{sc} = \frac{\sigma_{a, cp}}{K_v K_e} \cdot \frac{E \epsilon_\theta}{\sigma_{cp}} \quad (2)$$

式中 $\sigma_{a, cp}$ 是给定工况下叶片临界点的许用振动应力; $E \epsilon_\theta / \sigma_{cp}$ 就是应变计敏感度,表示应变计实测名义应力($E \epsilon_\theta$)和临界点应力(σ_{cp})的比值,与叶片振动模态和工作转速相关; K_v 表示同一级叶片间的振动特性差异,经验值通常为1.3; K_e 表示测量系统差异,通常取1.05。

2.2 af强度法

2.2.1 理论推导

使用直接应力法开展叶片动应力测量标定试验,要求至少一片标定应变计粘贴在叶片最大振动应力位置,并将最大振动应力测量结果和材料疲劳特性曲线对比,得出整机试车时叶片的动应力监视限制值。但由于叶片最大振动应力位置与其振型有关,且与叶片承受的负荷有关,监控的应力值很难准确反映最大振动应力。此外,叶片疲劳强度与截面形状、制造工艺、试验频率和应力分布等多种因素相关,与材料疲劳试验结果可能有较大差异。同时,不同叶片之间由于加工因素,其固有频率和最大模态应力位置、方向、幅值均存在偏差。因此,RR公司^[14]自1950年代起,使用叶片振动时叶尖的振幅 a 与振动频率 f 的乘积来表示叶片的振动程度,克服了无法精确测量叶片最大模态应力的困难。

转子叶片的振动特征可简化管理为等截面悬臂梁的振动,如图3所示,按照梁理论建立振动运动方程。由于悬臂梁的截面尺寸远小于梁的长度,假设振动只发生在平面上,且仅有弯曲变形,在梁上取一微元体 dx ,其上作用的力有弯矩 M ,剪力 Q 和单位分布力 w ,可以得出,悬臂梁的振幅 a 与振动频率 f 的乘积和模态应力 σ 呈线性关系,具体公式推导过程详见参考文献[15-16]。

对于梁上任一微元体 dx ,有

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = -M \quad (3)$$

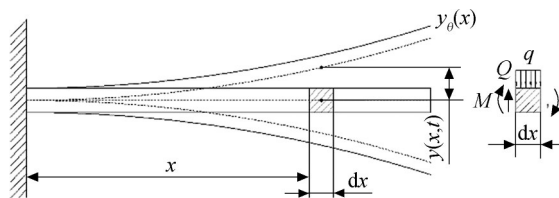


图3 等截面梁振动时的作用力

Fig.3 Forces acting on constant section beam in vibrating

式中 E 是材料弹性模量, I 是梁截面的弯曲惯性矩, M 是任意截面处的弯矩, 式(3)微分两次, 得到

$$\frac{d}{dx} \left(EI \frac{d^2 y}{dx^2} \right) = -\frac{dM}{dx} = -Q \quad (4)$$

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(EI \frac{d^2 y}{dx^2} \right) = -\frac{dQ}{dx} = w \quad (5)$$

式(5)是一个受单位分布力 w 的梁。根据达朗贝尔原理, 单位分布力等于弹性恢复力, 当单位体积质量为 m , 截面积为 A 时, 下式成立:

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EI \frac{d^2 y}{dx^2} \right) = -mA \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \quad (6)$$

对于等截面梁, EI 是常数, 则有以下式:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + b^2 \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = 0 \quad (7)$$

式中 $b^2 = \frac{EI}{mA}$ 。

假设梁在固有频率 ω 下振动, $y = X \sin \omega t$, X 是对应的振型, 且与 x 相关, 代入式(7)得到

$$\frac{d^4 X}{dx^4} = \frac{\omega^2}{b^2} X \quad (8)$$

而

$$\frac{\omega^2}{b^2} = \frac{\omega^2 mA}{EI} = p^4 \quad (9)$$

可以得出, 式(8)的通解的形式为

$$\begin{aligned} X = & c_1(\cos px + \cosh px) + \\ & c_2(\cos px - \cosh px) + \\ & c_3(\sin px + \sinh px) + \\ & c_4(\sin px - \sinh px) \end{aligned} \quad (10)$$

式中 c_1, c_2, c_3 和 c_4 为任意常数, 可以通过梁的边界条件确定。

对于悬臂梁来说, 在固支端 $x=0, X=0, \frac{dX}{dx}=0$, 即挠度和斜率均为零; 在自由端 $x=L, \frac{d^2 X}{dx^2}=0, \frac{d^3 X}{dx^3}=0$, 即弯矩和剪切力均为零。由此可以推导出悬臂梁弯曲模态的固有频率方程为

$$\cos pL \cosh pL = -1 \quad (11)$$

将式(9)代入式(11), 则梁的各阶固有频率方程为

$$f_i = \frac{\omega_i}{2\pi} = \frac{(p_i L)^2}{2\pi L^2} \sqrt{\frac{EI}{mA}} \quad (12)$$

式中 i 表示梁的固有频率阶次, $i=1, 2, 3, \dots$ 。

结合式(3)和式(10), 得到悬臂梁固支端的弯矩

$$M_{X=0} = -EI \left(\frac{d^2 X}{dx^2} \right)_{x=0} = 2EI c_2 p^2 \quad (13)$$

当 $x=L$ 时, 由式(10)、式(11)可以推导得出, 振幅 $a=2c_2$, 则式(13)即为, $M_{X=0} = EI p^2 a$ 。

根据梁弯曲理论, 结合式(9), 在一个惯性矩为 $I=A\rho^2$ 的截面处 (ρ 为曲率半径, y 是应力点到中性轴的距离), 其应力 σ 为

$$\sigma = \frac{y}{I} M = y E p^2 a = y E a \omega \sqrt{\frac{mA}{EI}} \quad (14)$$

可解

$$af = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{\rho}{y} \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{Em}} \quad (15)$$

式(15)表明, 具有几何相似、并由同种材料制成的梁, 在相同的模态下以相等的线速度振动时, 其振动应力相等。

2.2.2 标定试验方法和实例

根据文中第2.2.1节公式推导过程可知, 叶尖的振幅 a 与振动频率 f 的乘积 af 值可表征构件的振动应力水平, 其单位为 $m \cdot \text{Hz}$, 速度量纲。叶片共振时, 测量叶尖的振幅 a 和振动频率 f 的乘积, 就解决了无法在叶片上找到最大振动应力区域的难题。

在叶片强度设计阶段, 可根据有限元分析结果, 使用 af 强度法评估叶片在各阶模态下, 其振动应力水平是否满足强度储备系数要求, 具体求解步骤如下:

首先, 确定叶片某阶振动最大模态应力点(即临界点)的名义振动应力 σ_{pr} , 静应力 $\sigma_{pr,s}$ 和工作温度。

其次, 确定叶片该阶振动叶尖的名义振幅 a 和振动频率 f , 则在当前振动阶次下, 叶尖每产生 $1 m \cdot \text{Hz}$ 振动所需的振动应力水平为 $\sigma_{af} = \sigma_{pr} / af$ 。

然后, 根据叶片静应力水平 $\sigma_{pr,s}$ 和工作温度, 在 Goodman 图上确定临界点的许用振动应力 $\sigma_{n,max}$, 并定义叶片在该阶振动模态的 af 储备系数

为 $N_{af} = \sigma_{a,max} / \sigma_{af}$, 单位为 $m \cdot Hz$, 通常储备系数应大于 1。

最后, 进行叶片动应力测量标定试验, 实测试验应变计输出值 ϵ 、叶片振动频率 f 及叶尖的振幅 a , 即可推断出发动机试车时, 各工况下叶片动应力的监视限制值。

某型高压压气机转子叶片有限元分析 (FEA) 结果显示, 其在工作转速区间存在上游 32 片静叶激起的叶片某阶共振, 有限元分析数据如表 1 所示。

表 1 叶片某阶模态有限元分析结果
Table 1 FEA results of a certain mode for the blade

参数	数值
σ_{pr}/MPa	226 670
$\sigma_{pr,s}/MPa$	384. 2
a/m	0. 188
f/Hz	8 763

根据叶片临界点静应力 $\sigma_{pr,s}$, 结合材料疲劳特性数据绘制 Goodman 图, 如图 4 所示。

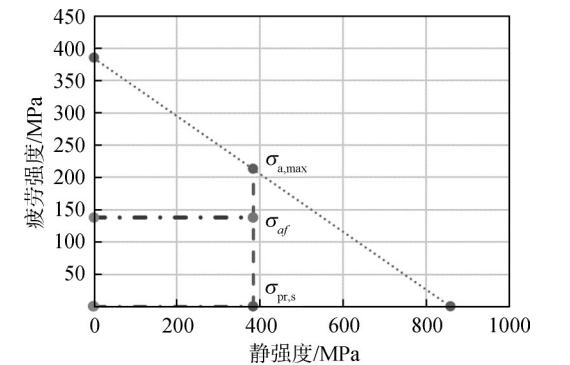


图 4 叶片某阶模态 Goodman 图
Fig.4 Goodman diagram of a certain mode for the blade

假设应力集中系数 K_t 为 1, 则叶片在当前振动模态的 af 储备系数为 $N_{af} = 1.55 m \cdot Hz$, 储备系数大于 1, 叶片在当前阶次模态下振动安全。

对叶片进行动应力测量标定试验, 将贴有试验应变计的测试叶片用夹具安装在振动台上, 在各阶关注频率下激励叶片, 使用基于电子散斑干涉技术 (electronic speckle pattern interferometry, ESPI) 的振动测量系统测量叶尖前缘位移、尾缘位移和叶片振型, 动态应变仪测量试验应变计输出值, 试验和测试系统如图 5 所示。

试验时, 激励叶片使其在某阶固有频率 f 下

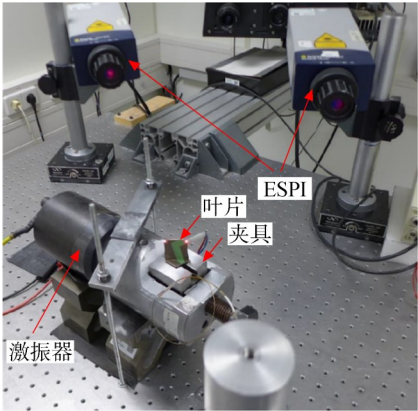


图 5 叶片动应力测量标定试验
Fig.5 Dynamic stress calibration tests of blade

共振, 通过增加激振加速度, 获取至少 3 组叶尖的振幅 a 和试验应变计输出值 ϵ , 对实测数据进行算术平均, 得到平均应变 ϵ_m 和平均振幅 $(af)_m$, 表 2 列出了某叶片的标定试验数据。

表 2 某阶模态标定试验数据
Table 2 Calibration test data for a certain mode

参数	数值
振动频率 f/Hz	1 461. 6
振幅 a/mm	0. 142 5 0. 095 3 0. 055 3
应变值 $\epsilon/10^{-6}$	41 27. 7 16. 3
平均应变值 $\epsilon_m/10^{-6}$	28. 3
$af/(m \cdot Hz)$	0. 104 1 0. 069 6 0. 040 4
af 平均值 $(af)_m/(m \cdot Hz)$	0. 071 4

发动机试验时, 结合有限元分析时叶片在该阶模态下的 af 储备系数 N_{af} , 以及标定试验实测的平均应变 ϵ_m 和平均振幅 $(af)_m$, 叶片在该阶模态下动应力监视的限制值可用式 (16) 计算得到。

$$\sigma_{sc} = EN_{af} \frac{\epsilon_m}{(af)_m} \tag{16}$$

3 对比分析

经检索, 国内各主机院所鲜有关于动应力测

量标定试验方法的文献公布,发动机试车时,主要采用叶片有限元分析结果结合材料疲劳特性试验数据,并预留一定的安全裕度来确定叶片动应力监测限制值。有限元分析时边界条件设置考虑了温度和离心负荷的影响,叶片动频计算比较准确;但由于预估叶片激振力和气动阻尼存在较大的不确定性,所以无法计算得出叶片的动应力水平。此外,有限元模型忽略了加工制造容差带来的影响,无法预估不同叶片振动特征的差异性,可能带来较大误差。

直接应力法可以获取实际叶型测试位置和最大模态位置的振动应力比,从而减小加工误差带来的叶片个体差异的影响,因此,试验结果分散度较小。由于叶片疲劳失效通常由不止一阶模态引起,且每阶模态的最大应力位置并不在同一个区域,因此,不可能通过一个应变计来测量每阶模态的最大振动应力。此外,由于最大应力位置应力梯度大、贴片工艺实施困难,导致应变计易失效,可能无法测得最大模态位置的振动应力水平。因此,首先需进行叶片动应力测量标定试验,确定每阶振动模态下试验应变计贴片位置和最大应力模态位置的关系。

af 强度法可以近似测得叶片最大模态应力,对于等截面悬臂梁的弯曲模态, af 值是个常数,宋兆泓^[16]给出了不同材料的允许 af 值。Blackwell^[17]研究发现,扭转模态的 af 值与弯曲模态的 af 值非常接近,但对于实际叶片结构来说,由于叶型变截面、预扭等设计,以及气动阻尼的影响, af 值通常在2倍范围内变化^[18],所以基于 af 强度法的标定试验数据分散度较大,且对于叶尖位移较小的振动模态适用性较弱^[19]。同时,叶尖振幅和叶片动应力的标定试验是在常温、静态环境下进行的,忽略了温度和离心刚化效应对叶片振动模态的影响,这种关系在旋转状态下会发生变化,且变化程度与叶片的展弦比有关。除非对旋转状态下的叶片应力场进行全面分析,确定叶片最大模态应力位置,不然很难克服这种不确定性。直接应力法也是在常温、静态试验下标定的,也存在这个缺陷。

4 结 论

本文提出一种通过开展叶片动应力测量标定试验,提高测量数据准确度的方法,用于指导发动机试验过程中叶片振动安全状态判断,以减少不

必要的超限报警导致的发动机频繁停车。通过文中提供的数据及分析,可以得出以下结论:

1)《航空发动机适航规定》要求所有叶片必须进行振动测试^[20],开展叶片动应力测量标定试验势在必行。在叶片装机前,对测试叶片开展动应力测量标定试验,既可以提高叶片动应力测量数据准确度,也可为判断整机试验时叶片振动应力水平安全状态提供重要依据。

2)开展标定试验时,使用直接应力法和 af 强度法并无本质差别,但相比直接应力法需要的测试周期和成本, af 强度法可以更快速、便利地完成标定试验,可测试性更强,尤其适用于刚性连接的转子叶片,但对于非同步激励如失速、颤振引起的叶片振动,直接应力法更适用。

3)最好的试验方法是同时使用直接应力法和 af 强度法,标定试验应变计和叶尖振幅的关系,既可以测得叶片最大模态应力水平,又可以掌握叶片个体振动特征差异的分散度。通过叶片疲劳试验测得的耐久极限应力水平,结合有限元分析结果修正试验工况和数据分散度,标定试验结果就可与发动机试车时实测的叶片应力水平进行对比,从而保证叶片动应力实测数据准确性。

参考文献:

- [1] 170厂,驻170厂军代表室.航空发动机叶片失效分析及预防措施研究[C]//航空发动机叶片故障及预防研讨会论文集.北京:航空工业出版社,2005:74-95.
- [2] COWLES B A.High cycle fatigue in aircraft gas turbines-an industry perspective[J]. International Journal of Fracture, 1996,80(2):147-163.
- [3] NICHOLAS T.High cycle fatigue A mechanics of materials perspective[M].London,UK:Elsevier,2006.
- [4] Federal Aviation Administration. Airworthiness standards: aircraft engines: 14 CFR Part 33 Subpart F[S].Washington, US:Federal Aviation Administration,2003:45.
- [5] 吴大观.不容忽视发动机叶片动应力测量的作用[J].燃气涡轮试验与研究,1996,9(1):58-62.
WU Daguan. Nonnegligible effects of dynamic stress measurements on aircraft engine blades[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 1996,9(1):58-62. (in Chinese)
- [6] 彭建,刘兵.压气机转子叶片动频动应力测试技术和应用研究[J].燃气涡轮试验与研究,2003,16(1):10-13.
PENG Jian, LIU Bing. Application research on vibration frequency and stress instrumentation of compressor rotor blades [J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2003, 16(1):10-13. (in Chinese)
- [7] 曹昆华,黄家经.某型发动机低压涡轮转子叶片动测技术及应用研究[J].燃气涡轮试验与研究,2008,21(1):22-25.

- CAO Kunhua, HUANG Jiajing. Investigation on the dynamic instrumentation technology of an engine LP turbine blade and its application[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2008, 21(1):22-25. (in Chinese)
- [8] 卢艳辉, 梅庆, 雷沫枝, 等. 高转速压气机转子叶片的动应力测试与动力学设计评估[J]. 推进技术, 2014, 35(10): 1398-1403.
- LU Yanhui, MEI Qing, LEI Mozhi, et al. Vibration stress test and dynamical evaluation for high rotational speed compressor blades through numerical and experimental method [J]. Journal of Propulsion Technology, 2014, 35(10): 1398-1403. (in Chinese)
- [9] 王奉明, 贺进, 朱俊强. 高转速小尺寸涡轮叶片动应力测量方法与应用[J]. 推进技术, 2018, 39(6):1406-1411.
- WANG Fengming, HE Jin, ZHU Junqiang. Measurement method and it's application on dynamical stress of a high speed small size turbine blades[J]. Journal of Propulsion Technology, 2018, 39(6):1406-1411. (in Chinese)
- [10] 张再德, 文华. 涡轴发动机燃气涡轮叶片动应力测试技术研究及验证[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2019, 32(3):8-12.
- ZHANG Zaide, WEN Huan. Research and verification of dynamic stress measurement technology for turboshaft engine gas turbine blade[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2019, 32(3):8-12. (in Chinese)
- [11] WILLIAMS R J, JOHAL K L, BARTON H A, et al. Prediction and measurement of rotor blade/stator vane dynamic characteristics of a modern aero-engine axial compressor [C]//Proceedings of the Conference Held at the University of Liverpool, Oxford, UK: Pergamon Press, 1989:163-169.
- [12] DANFORTH C E. Blade vibration: some key elements in design verification[J]. Journal of Aircraft, 1975, 12(4):333-342.
- [13] SARA VANAMUTTOO H I H, ROGERS G F C, COHEN H, et al. Gas turbine theory[M]. 7th ed. Harlow, UK: Pearson Education Limited, 2017.
- [14] ARMSTRONG E K. Recent blade vibration techniques[J]. Journal of Engineering for Power, 1967, 89(3):437-444.
- [15] ARMSTRONG E K. Fatigue and assessment methods of blade vibration[M]//AGARD (Advisory Group for Aerospace Research and Development). AGARD Manual on Aeroelasticity in Axial-Flow Turbomachines: Volume 2 Structural Dynamics and Aeroelasticity, Essex, UK: Specialised Printing Services Limited, 1988:33-34.
- [16] 宋兆泓. 航空燃气涡轮发动机强度设计[M]. 北京: 北京航空学院出版社, 1988.
- [17] BLACKWELL B D. Some investigations in the field of blade engineering[J]. Journal of the Royal Aeronautical Society, 1958, 62(573):633-646.
- [18] ARMSTRONG E K, CROWCROFT R S, HUNT T M. Fatigue life of compressor blading[C]//Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, London: SAGE Publications, 1966, 180(39):61-70.
- [19] PASSEY R D C. Reliability of compressor aero foils[J]. Progress in Aerospace Sciences, 1976, 17(3):67-92.
- [20] 中国民用航空局. 航空发动机适航规定: CCAR-33-R2[S]. 北京: 中国民用航空局, 2016:37.

(编辑: 王碧琚)