

基于响应传递比的转子叶片动应变重构

朱昱达^{1,2}, 乔百杰^{1,2}, 符顺国³, 敖春燕^{1,2}, 陈雪峰^{1,2}

(1. 西安交通大学 机械工程学院, 西安 710049;

2. 西安交通大学 机械制造系统工程国家重点实验室, 西安 710061;

3. 中国航空发动机集团有限公司 四川燃气涡轮研究院, 成都 610500)

摘 要: 提出基于响应传递比的转子叶片动应变重构方法, 从系统应变频响特性出发, 在频域获得应变-应变响应传递比关于模态振型的解析表达式, 建立叶片已知测点应变与不可测位置应变的映射关系; 开展高速旋转叶片动应变测量实验, 建立叶片有限元模型, 并采用转子叶片前4阶固有频率的实验结果修正有限元模型; 开展考虑转速影响的转子叶片模态分析, 提取对应的应变模态振型, 计算得到单模态振动下应变-应变响应传递比; 综合应变响应传递比和实测动应变重构叶片不可测位置的动应变。实验结果表明: 与应变片实测结果相比, 基于响应传递比的转子叶片动应变重构结果相对误差小于10%。

关 键 词: 转子叶片; 动应变重构; 模型修正; 响应传递比; 应变模态振型

中图分类号: V231.92

文献标志码: A

Dynamic strain reconstruction of rotating blade based on response transmissibility

ZHU Yuda^{1,2}, QIAO Baijie^{1,2}, FU Shunguo³, AO Chunyan^{1,2}, CHEN Xuefeng^{1,2}

(1. School of Mechanical and Engineering,

Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. The State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering,

Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710061, China;

3. Sichuan Gas Turbine Establishment,

Aero Engine Corporation of China, Chengdu 610500, China)

Abstract: A dynamic strain reconstruction method of rotating blades based on response transmissibility was proposed. Based on the characteristics of system strain frequency response, an analytical expression of the strain-strain response transmissibility with respect to the modal shape was obtained within the frequency domain, and the mapping between the measured and unmeasured strains on the blade was established. Experiments for the blade dynamic strain measurement were conducted under the high-speed rotating condition. Then, the finite element model of the blade was established and updated by using the first four natural frequencies from experiments. The modal analysis of the rotating blades was conducted considering the prestress of rota-

收稿日期: 2020-10-21

基金项目: 国家自然科学基金(52075414, 5170539); 中国航空发动机集团有限公司四川燃气涡轮院稳定支撑项目(J20192020)

作者简介: 朱昱达(1995—), 男, 硕士生, 主要从事航空发动机叶片动应变场重构技术研究。

通信作者: 乔百杰(1985—), 男, 副教授、硕士生导师, 博士, 主要从事航空发动机叶片动应力重构技术研究。

E-mail: qiao1224@xjtu.edu.cn

引用格式: 朱昱达, 乔百杰, 符顺国, 等. 基于响应传递比的转子叶片动应变重构[J]. 航空动力学报, 2021, 36(8): 1690-1701. ZHU Yuda, QIAO Baijie, FU Shunguo, et al. Dynamic strain reconstruction of rotating blade based on response transmissibility[J]. Journal of Aerospace Power, 2021, 36(8): 1690-1701.

tional speed. The blade strain mode shapes were extracted from the finite element model and the strain-strain response transmissibility on single-mode resonance was calculated. Experimental results showed that the relative errors between the measured dynamic strains measured by strain gauges and the reconstructed dynamic strains based on the response transmissibility were less than 10%.

Key words: rotating blades; dynamic strain reconstruction; model updating; response transmissibility; strain mode shape

转子叶片是航空发动机中的重要零部件,高速旋转叶片的完整性直接影响航空发动机整体结构的安全运行,随着我国航空工业的不断发展以及各种型号飞机的研发,对航空发动机性能提出了更高的要求。航空发动机工作时,高温、高压、高转速的恶劣环境极易导致叶片振动,而叶片振动往往又是导致叶片产生高周疲劳裂纹或者其他损伤的主要原因^[1]。一旦发动机叶片发生断裂,就有可能使得整个发动机完全报废,导致严重的飞行事故,造成人员伤亡^[2]。在航空发动机的故障分析调查结果中,叶片是影响发动机寿命,引起发动机机械失效的主要因素之一^[3]。据统计,由于叶片在各种激励下产生机械振动引起疲劳失效、裂纹损伤和叶片断裂所导致的事故占发动机事故的70%~80%^[4]。航空发动机服役过程中,叶片的高周疲劳主要由各种气动载荷、机械载荷导致的振动应变(简称动应变)引起,其应力幅值相对低周疲劳要低,但是振动频率很高,在短时间内便可累计大量循环,并产生疲劳裂纹等损伤,特别是当叶片发生共振时,动应变会瞬间达到极值而具有很强的破坏力,极易导致叶片疲劳失效^[5]。可见,叶片动应变测量对航空发动机叶片的设计、制造以及安全运行有着重要作用,是提高航空发动机工作稳定性和可靠性的关键技术。

目前,常用的结构健康监测手段是通过在表面安装相应的传感器来测量所需的振动信号,通过这些信号来判断机械系统是否存在故障。同样,航空发动机转子叶片故障也可通过叶片振动的状态表现出来,基于叶片振动的有效测量可对叶片故障进行检测^[6]。应变片作为叶片振动测量的首选传感器,能够实时准确地获取叶片关键区域产生的交变应变信息^[7]。通过在叶片表面粘贴应变片,将应变片信号通过滑环引电器或者遥测系统引出^[8],但这种监测手段仅能获得叶片有限位置的应变信息。为了更加准确感知叶片整体状态信息,理想状态需要将整个叶片全部覆盖应变传感器,但是考虑到滑环引电器或者遥测系统的

通道数量有限,以及过多的应变传感器会增加叶片附加质量和改变流道流场。此外,随着发动机性能与结构可靠性要求不断提高,叶片结构设计更为复杂,在保证应变测量准确性的前提下,航空发动机叶片能够安装应变传感器的位置极为有限。如何有效利用叶片有限位置的应变信息实现叶片整体监测逐渐成为研究热点。

近年来,叶端定时(blade tip timing, BTT)技术作为有望替代传统应变片的非接触式测量技术得到国内外学者与公司的关注,其中包括德国MTU^[9](Motoren-und Turbinen-Union Friedrichshafen GmbH)、英国罗-罗和EMTD等^[10]。近几年,国内学者也相继开展了相关研究,包括天津大学段发阶等^[11]、西安交通大学敖春燕等^[12]。但目前来说,由于叶端定时采得的振动数据为高度欠采样,导致难以准确恢复叶片的振动信息,进而导致叶端位移向叶片关键节点动应变换算精度不高^[13]。因此,非接触式测量技术目前还难以完全取代应变片实现转子叶片的健康监测。相比非接触式测量,应变测量还是当前的主流,接触式测量的结果更能够直观准确反映被测结构的应变信息。但由于应变片仅能测量少量测点信息,如何利用少测点应变信息反演重构叶片其他关键或不可测位置的动应变成为关键。

关于响应的反演重构,在其他结构健康监测领域, Baqersad等^[14]提出了应变模态降阶与扩展方法,通过悬臂梁有限元仿真和实验室不同激励下的应变测量实验,利用有限测点的应变响应实现了悬臂梁应变场的重构。比利时布鲁塞尔自由大学Iliopoulos等^[15]利用有限的振动传感器,基于模态降阶与扩展原理完成了单桩海上风力机动应力响应预测。美国麻省大学Chen等^[16-17]利用系统等效简化方法,将有限测点位移响应数据扩展到未测位置,并在简单机械结构得到验证。以上研究工作尚未涉及转子叶片动应变反演重构,涉及的方法难以直接应用到航空发动机高速旋转叶片中。

综上,目前关于旋转叶片动应变重构的研究较

少。本文在频域推导应变-应变响应的传递比,得到叶片已知测点应变与不可测位置应变的映射关系;开展高速旋转叶片动应变测量实验,建立叶片有限元模型,利用转子叶片固有频率的实验结果修正有限元模型,进一步提高模型精度;对不同转速下的转子叶片进行模态分析,提取相对应的应变模态振型并计算得到响应传递比;拟合出转速与相应传递比关系,用于修正最终传递比结果;最后利用应变片获得转子叶片有限测点的动应变信息,基于应变响应传递比完成转子叶片未测点动应变重构。

1 应变-应变响应传递比理论

转子在升降速过程中,在某一转速时,由于激振力与叶片固有频率接近,叶片的振幅会显著增大并出现峰值,之后随着转速改变又减小,振幅出现峰值即为转子叶片达到共振。根据这一特点,最终在振动幅值出现峰值点时获取对应的共振转速 P ,通过计算得到叶片的共振频率 f ,其具体表达式如下:

$$\begin{cases} f = O_e \cdot f_\omega \\ f_\omega = \frac{P}{60} \end{cases} \quad (1)$$

其中 O_e 表示激励阶次, f_ω 为转频(Hz)。

频响函数在振动分析和测试技术领域有着极其广泛的应用,利用频响函数不但可以了解系统的频响特性,当给定激励时,还可以求解系统的稳态响应,系统位移响应时域表达式为^[18]

$$x(t) = h(t) \otimes f(t) = \int_0^t h(t-\tau) f(\tau) d\tau \quad (2)$$

其中 $\otimes$ 表示卷积运算; τ 是时移因子,且满足 $t \geq \tau$; $x(t)$ 为系统稳态位移响应时域表达, $f(t)$ 为系统激励的时域表达。在频域内,系统的稳态响应为

$$x(\omega) = H(\omega) F(\omega) \quad (3)$$

其中 ω 为振动频率, $x(\omega)$ 为系统的稳态位移响应频域矢量, $F(\omega)$ 为系统激励,即 $F(\omega) = (f_1, f_2, \dots, f_n)^T$ 为叶片的激励矢量, $H(\omega)$ 为系统的位移频响函数矩阵,对于多自由度系统或者结构体,可用位移频响函数矩阵表示,具体如下:

$$H(\omega) = \sum_{i=1}^n \frac{\Phi_i \Phi_i^T}{K_{pi} - \omega^2 M_{pi} + i\omega C_{pi}} \quad (4)$$

其中 n 为系统的自由度数, K_{pi} 和 M_{pi} 分别称为第 i 阶模态刚度和模态质量, C_{pi} 为第 i 阶模态阻尼, Φ_i 为第 i 阶模态振型。

将上述关于位移的频响函数表达推广到叶片任意点(含任意方向)的应变响应^[19]

$$\epsilon(\omega) = H^\epsilon(\omega) F(\omega) \quad (5)$$

其中 $\epsilon(\omega)$ 为叶片应变响应, $H^\epsilon(\omega)$ 为叶片应变频响函数矩阵,其表达式如下:

$$H^\epsilon(\omega) = \sum_{i=1}^n \frac{\Psi_i \Phi_i^T}{K_{pi} - \omega^2 M_{pi} + i\omega C_{pi}} \quad (6)$$

假设转子叶片的自由度为 n ,则应变响应可写成矩阵-矢量的形式

$$\begin{bmatrix} \epsilon_1 \\ \epsilon_2 \\ \vdots \\ \epsilon_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11}^\epsilon & H_{12}^\epsilon & \cdots & H_{1n}^\epsilon \\ H_{21}^\epsilon & H_{22}^\epsilon & \cdots & H_{2n}^\epsilon \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{n1}^\epsilon & H_{n2}^\epsilon & \cdots & H_{nn}^\epsilon \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ \vdots \\ f_n \end{bmatrix} \quad (7)$$

其中 $H^\epsilon(\omega)$ 应变频响函数矩阵中 $H_{ij}^\epsilon(\omega)$ 元素指仅在系统第 j 个坐标上有激励而相应于第 i 个坐标的应变频响函数

$$H_{ij}^\epsilon(\omega) = \frac{\sum_{r=1}^n \frac{\psi_{ri} \phi_{rj}}{k_{pr} - \omega^2 m_{pr} + i\omega c_{pr}}}{\sum_{r=1}^n \frac{\psi_{ri} \phi_{rj}}{k_{pr} (1 - \lambda_r^2 + i2\xi_r \lambda_r)}} \quad (8)$$

其中 i 为响应点, j 为激励点, ψ_{ri} 为响应点 i 的第 r 阶应变模态振型, ϕ_{rj} 为激励点 j 的第 r 阶位移模态振型, k_{pr} 第 r 阶的主刚度, λ_r 为激励频率与系统第 r 阶固有频率之比, ξ_r 为系统第 r 阶模态阻尼比。

叶片任意两点 i 、 j 在任意激励 $F(\omega)$ 的应变响应为 $\epsilon_i(\omega)$ 、 $\epsilon_j(\omega)$,即

$$\epsilon_i(\omega) = \sum_{l=1}^n H_{il}^\epsilon(\omega) f_l(\omega) \quad (9)$$

$$\epsilon_j(\omega) = \sum_{l=1}^n H_{jl}^\epsilon(\omega) f_l(\omega) \quad (10)$$

将 $H^\epsilon(\omega)$ 的模态展开式(8)代入式(9)、式(10)得到

$$\epsilon_i(\omega) = \sum_{l=1}^n \sum_{r=1}^n \frac{\psi_{ri} \phi_{rl}}{k_{pr} (1 - \lambda_r^2 + i2\xi_r \lambda_r)} f_l(\omega) \quad (11)$$

$$\epsilon_j(\omega) = \sum_{l=1}^n \sum_{r=1}^n \frac{\psi_{rj} \phi_{rl}}{k_{pr} (1 - \lambda_r^2 + i2\xi_r \lambda_r)} f_l(\omega) \quad (12)$$

在频域,则叶片任意两点 i 、 j 的应变响应传递比 T_{ij}^ϵ 为

$$T_{ij}^\epsilon = \frac{\epsilon_i(\omega)}{\epsilon_j(\omega)} = \frac{\sum_{l=1}^n \sum_{r=1}^n \frac{\psi_{ri} \phi_{rl}}{k_{pr} (1 - \lambda_r^2 + i2\xi_r \lambda_r)} f_l(\omega)}{\sum_{l=1}^n \sum_{r=1}^n \frac{\psi_{rj} \phi_{rl}}{k_{pr} (1 - \lambda_r^2 + i2\xi_r \lambda_r)} f_l(\omega)} \quad (13)$$

当叶片发生第 s 阶共振时,即 $r=s$ 时,此时激励频率与系统第 s 阶固有频率接近, $\omega = \omega_s$,第 s 阶

主振动变成振动的主要成分,其他阶的振动可以忽略,则应变频响函数 $H^e(\omega)$ 可写成

$$H_{ij}^e(\omega \approx \omega_s) = \frac{\psi_{si}\phi_{sj}}{k_{ps}(1 - \lambda_s^2 + i2\xi_s\lambda_s)} \quad (14)$$

进一步,叶片处于第 s 阶共振态时,任意两点 i 、 j 的应变响应的传递比 T_{ij}^e 为

$$T_{ij}^e = \frac{\epsilon_i^s(\omega \approx \omega_s)}{\epsilon_j^s(\omega \approx \omega_s)} = \frac{\sum_{t=1}^n \frac{\psi_{si}\phi_{st}}{k_{ps}(1 - \lambda_s^2 + i2\xi_s\lambda_s)} f_t(\omega)}{\sum_{t=1}^n \frac{\psi_{sj}\phi_{st}}{k_{ps}(1 - \lambda_s^2 + i2\xi_s\lambda_s)} f_t(\omega)} = \frac{\psi_{si}}{\psi_{sj}} \quad (15)$$

式(15)表示为应变-应变响应传递比。其中, ψ_{si} 为任意点 i 的第 s 阶应变振型, ψ_{sj} 为任意点 j 的第 s 阶应变振型, k_{ps} 第 s 阶的主刚度, λ_s 为激励频率与系统第 s 阶固有频率之比, ξ_s 为系统第 s 阶模态阻尼比。

上述应变-应变响应传递比解析表达式(15)表明,当叶片发生某阶单模态共振时,在任意激励下任意两点应变响应的比值 T_{ij}^e 为两点的应变振型之比,此时传递比仅与叶片的模态振型有关,而与激励的种类、分布和大小均无关,而在非共振态下两点应变响应的比值不仅与两点的应变振型有关还与激励频率有关。因此,响应传递比的计算可以借助有限元模型模态分析,提取叶片的应变模态振型。另外,整体叶盘叶片结构复杂,零件加工困难,加工后实体模型与有限元模型存在一定误差,为保证响应比计算结果的准确,需要在建模时对有限元模型校正,提高模型精度。

2 高速转子叶片动应变测量实验

2.1 实验台介绍

在高速旋转转子实验台开展动应变重构的实验验证,其中模拟转子实验台如图1所示,主要包括模拟转子、滑环引电器、扰流块、箔式应变片4个部分。电动机作为动力源带动减速器工作,减速器则与主轴相互连接,实现对转子叶片实验转速的控制。另外,在转子叶盘底部粘贴反光条,利用激光测速传感器测量模拟转子转速。扰流块装置安装于模拟转子之前,以仿照实际航空发动机中上下游静子产生的尾迹。模拟转子为整体叶盘,带有5个叶片。箔式应变片粘贴于模拟转子的叶片上,其测量的信号通过滑环引电器导出,由于采用接触式测量方法,应变片安装位置及数量有限,仅可以测量叶片某几个测点的动应变。此

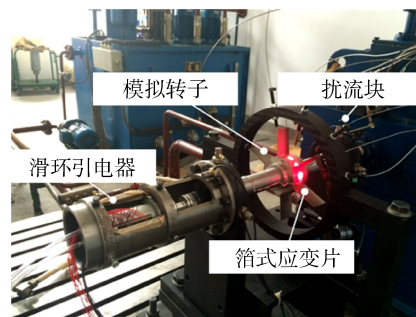
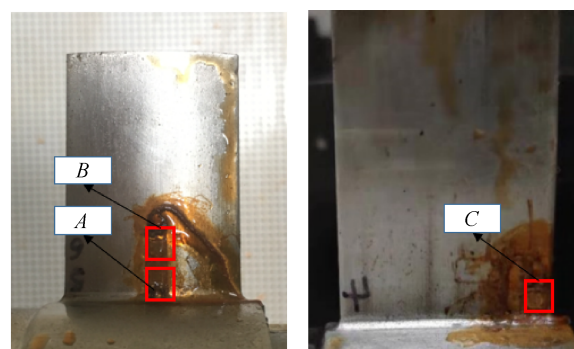


图1 高速模拟转子实验台

Fig.1 Experiment bench of high simulated rotor

外,通过强力胶将中温箔式应变片粘贴于叶背处,其信号传输线通过滑环引电器引出,在滑环引电器的静止端,使用惠斯通电桥为核心的信号调理电路,对应变片测得的信号进行温度补偿等操作以减小测量误差。同时,为了避免滑环引电器由于摩擦生热而导致信号输送的不稳定,在滑环引电器上增加冷却系统进行降温。

叶片在高速旋转过程中,由于离心力、气动载荷外部载荷作用,1阶固有频率下最大应力点在叶根部分。而应力与应变在一定范围内存在线性关系,因此通常将应变片贴于叶根处,应变片安装位置与有限元模态应变振型提取点A、B、C三点位置一一对应,应变片粘贴位置如图2所示,测量得到转子叶片径向动应变,每个叶片上对应的应变片粘贴位置如表1所示。



(a) 叶背A、B两点应变测点位置 (b) 叶盆C点应变测点位置

图2 叶片上应变片粘贴位置

Fig.2 Positions of strain gages attached on blades

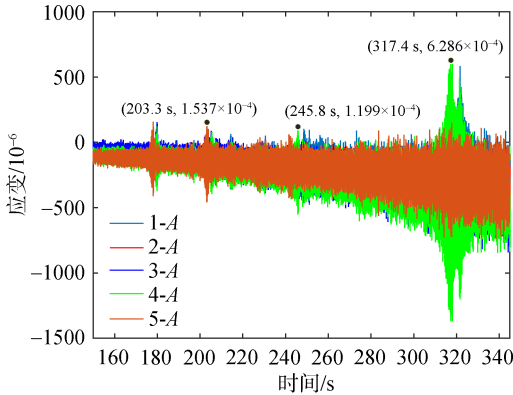
2.2 应变数据预处理

通过模拟转子实验台完成整体叶盘叶片动应变采集实验,其中设定应变采样频率为 $F_s = 12800$ Hz,转速设置为 $4000 \sim 14000$ r/min 的升速过程。应变片测得各个叶片在不同转速下的应变原始数据如图3所示,其中1-A表示1号叶片A

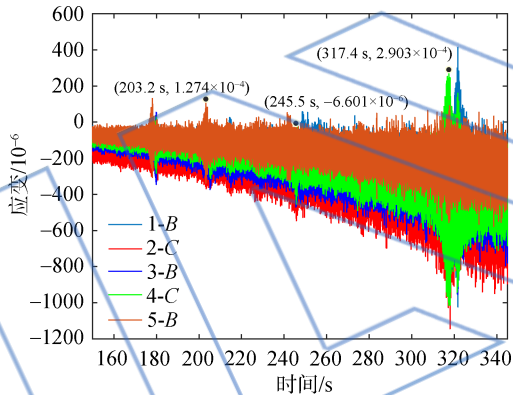
表 1 应变片在叶片上的粘贴位置列表

Table 1 Positions list of strain gages attached on blades

叶片号	应变片位置
1	A, B
2	A, C
3	A, B
4	A, C
5	A, B



(a) 5个叶片A点应变测量结果



(b) 5个叶片B、C点应变测量结果

图 3 应变片实测 5 个叶片动应变原始数据

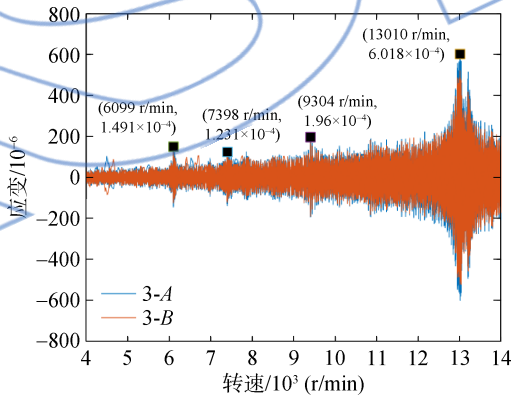
Fig.3 Raw strain data of five blades measured by strain gauges

点位置,1-B表示1号叶片B点位置。从应变结果时域波形图中可以看出,应变片测量数据有大而尖锐的峰值,测量数据偏离基线。其原因是应变数据在转换和传输的过程中,容易遭受内部及外部各种影响因素的干扰,引起测量信号的零点漂移,因此需要对采集获取的应变信号进行预处理,采取消除趋势项、滤波、降噪等系列措施,对应变信号进一步处理,降低外部噪声等干扰对动应变重构精度的影响。

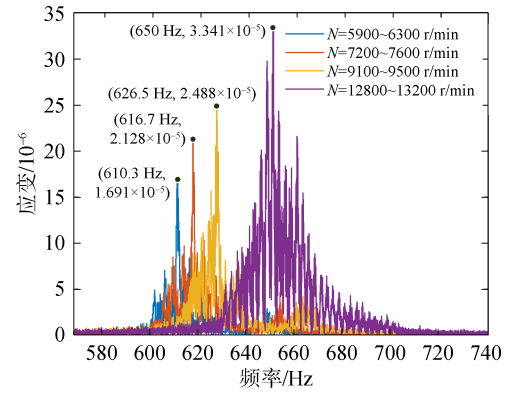
对采集到的应变数据预处理后,通过频谱分析得到叶片的振动频率。以3号叶片为例,

观察在不同测点位置应变结果与转速之间的对应关系,如图4(a)所示。随着转速 N 不断提高,在4 000~14 000 r/min的转速区间内,转子叶片应变测量结果出现连续出现多个峰值,峰值对应的转速分别为6 100、7 400、9 300 r/min和13 000 r/min。选取峰值对应的应变时域数据,通过快速傅里叶变换得到频谱图如图4(b)所示,由应变片测量信号在不同转速区间的频谱可以看出,不同转速下应变片测得的叶片共振区域分别为610.3、616.7、626.5 Hz和650.3 Hz。将上述出现峰值对应的转速,通过叶片共振频率式(1)分别计算得到对应的叶片共振频率:610 Hz($6O_e$)、616.6 Hz($5O_e$)、620 Hz($4O_e$)和650 Hz($3O_e$),与应变片测量结果对比,相对误差都小于1%,说明通过应变片采集到的应变结果较为准确。

由于实际叶片的转速随时间发生变化,采集的应变信号非平稳,通过快速傅里叶变换如图4(b)所示,频谱图的主峰旁边存在不同频率的峰值,并且仅用频谱图难以完全描述转速变化过程,因此



(a) 升速实验应变数据时域图



(b) 应变数据频谱图

图 4 3号叶片动应变测量结果

Fig.4 Measurements results of dynamic strain on No.3 blade

需要对应变信号进行时频分析。利用短时傅里叶变换对 3 号叶片 A 点应变信号进行分析,结果如图 5 所示。从时频图上可明显看出转速及其倍频随时间的变化趋势,将模拟转子的升速过程很好地表现了出来。其中,叶片的共振频率在 12 000 r/min 时就已经出现,在 13 000 r/min 时与转速 3 倍频($3O_e$)相交,叶片的共振应变达到最大值,之后随着转速升高又逐步衰减。由此可见,只要转速及其倍频接近叶片的固有频率,都有可能激发叶片的共振状态。分别对 5 个叶片的测量应变结果进行短时傅里叶变换,对应提取每个叶片的共振频率与应变振幅。表 2 列举了叶片在转速为 13 000 r/min 下的共振频率与应变振幅,表 3 给出了叶片在转速为 9 300 r/min 下的共振频率与应变振幅。

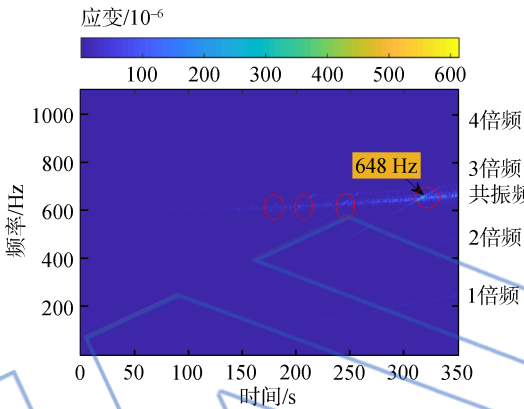


图 5 3 号叶片 A 点应变信号时频图
Fig.5 Strain time-frequency diagram of point A on No.3 blade

表 2 转速为 13 000 r/min 共振条件下应变振幅和
振动频率实验结果

Table 2 Vibration amplitude and frequency of measured strain on resonance with 13 000 r/min			
叶片号	应变片位置	频率/Hz	应变/ 10^{-6}
1	A	660	791.1
	B	660	660.9
2	A	648	613.5
	C	648	496.1
3	A	648	600.5
	B	648	508.0
4	A	648	1 056.4
	C	648	666.2
5	A	640	356.2
	B	640	262.7

表 3 转速为 9 300r/min 共振条件下应变振幅和
振动频率实验结果

Table 3 Vibration amplitude and frequency of measured strain on resonance with 9 300 r/min			
叶片号	应变片位置	频率/Hz	应变/ 10^{-6}
1	A	636	379.3
	B	636	320.3
2	A	624	144.4
	C	624	117.8
3	A	628	213.5
	B	628	183.1
4	A	628	229.7
	C	628	143.0
5	A	616	139.2
	B	616	116.9

由表 2 和表 3 结果可知,叶片加工或者测量等不确定性因素的影响,会导致 5 个叶片共振时的频率与应变振幅有一定的差异,但是整体可以反映转子叶片的共振频率与共振时的应变振幅。转速为 13 000 r/min 共振时叶片固有频率大于转速为 9 300 r/min 对应的结果,说明转速导致共振频率不同,因此在进行有限元分析时需要考虑转速的影响。

3 高速转子叶片有限元分析

3.1 转子叶片有限元模型

本文基于应变-应变响应传递比重构转子叶片的动应变,需要借助于有限元模型获取响应传递比。根据实验转子叶片设计的尺寸参数,利用三维建模软件建立模拟转子的几何模型,然后通过有限元数值仿真软件完成模态分析,模拟转子模型及其有限元网格划分结果如图 6 所示。由于模拟转子具有循环对称结构,故可取 1/5 扇区进行分析,选择 Solid 186 实体单元,模型划分网格后共有 6 626 个单元和 30 004 个节点数。转子叶片旋转半径为 82 mm,其采用的材料为高温合金 GH4169,材料参数见表 4。

对于类似模拟转子的轴对称结构,在 ANSYS 有限元分析软件中,采用循环对称结构算法,根据循环对称模型设计循环对称边界条件,通过模态分析得到模拟转子的前 4 阶应变模态振型

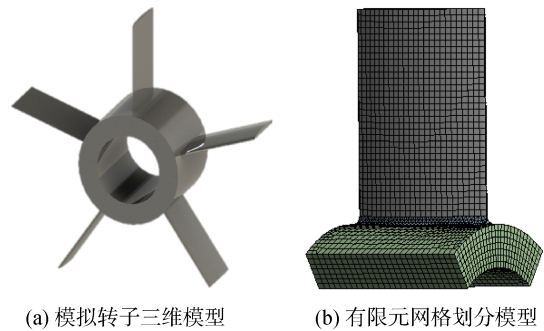


图 6 模拟转子模型
Fig.6 Simulated rotor model

表 4 模拟转子材料参数

Table 4 Material parameters of simulated rotor

合金 牌号	用途	密度/ (kg/m ³)	弹性模量/ 10 ¹¹ Pa	泊松比
GH4169	喷气发动机 涡轮叶片	8 240	1.95	0.3

和前 4 阶固有频率。转子应变振型如图 7 所示,叶片的振动模态分别为一弯、一扭、二弯、弯扭复合振动。同时注意到叶片及叶盘间的盘片耦合振动很小,因此忽略叶盘的振动。考虑到模拟转子进行实验时的高速旋转状态,故在模拟转子上施加离心力作为外部载荷,设定其转速随时间变化,提取模拟转子在不同转速下的各阶模态频率并绘制成坎贝尔图,如图 8 所示。其中,模态频率与转速倍频线的交点,即为各模态对应的共振区,说明在该转速下,叶片有可能会发生该阶模态的共振。对比在不同转速下有限元分析结果和实验结果的共振频率,如表 5 所示,转子叶片有限元模态分析的结果与实验结果初步对应,即在 3 倍频(3 O_e)达到共振。

由坎贝尔图可知,模拟转子在旋转状态下叶片的振动频率大于静态频率,且固有频率随着转速的增加而增加。其主要原因是旋转过程中离心力导致的刚化效应,导致旋转叶片刚度增大,固有频率变大。由表 5 可知,有限元分析得到的 13 000 r/min 下叶片的 1 阶固有频率为 631.7 Hz,与应变片测量结果的相对误差为 2.9%,其他各转速下对应的 1 阶固有频率与实验结果相对误差在 3.0% 左右。表明当前建立的有限元模型与实验模型存在一定的误差,为了获取高精度的应变重构结果,还需要进一步提升模型精度。

3.2 有限元模型修正

实验转子叶片可能存在加工误差与测量误差

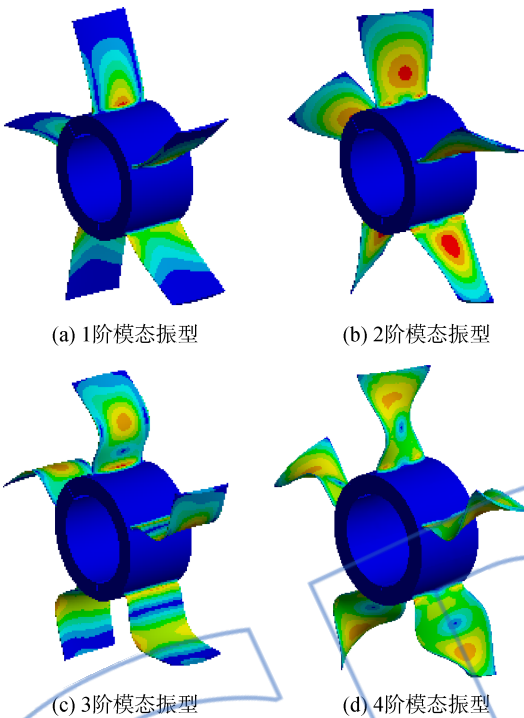


图 7 叶片应变模态振型
Fig.7 Strain mode vibration shapes of the blade

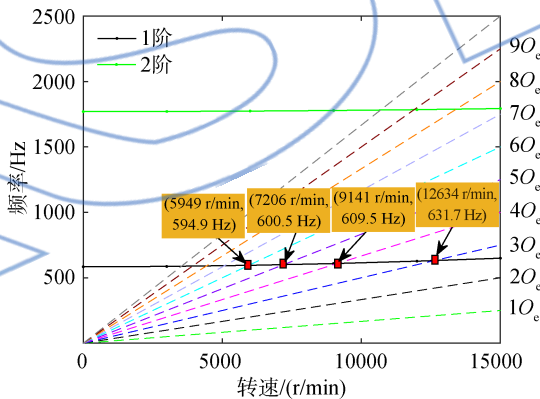


图 8 转子叶片坎贝尔图
Fig.8 Campbell diagram of the rotating blade

表 5 在不同转速下有限元分析结果和实验结果对比
Table 5 Comparison between finite element analysis results and experimental results at different speeds

激励 阶次	有限元结果		实验结果		相对 误差/%
	频率/ Hz	转速/ (r/min)	频率/ Hz	转速/ (r/min)	
3 O_e	631.7	12 634	650.3	13 000	2.90
4 O_e	609.5	9 141	626.5	9 300	2.70
5 O_e	600.5	7 206	616.7	7 400	2.60
6 O_e	594.9	5 949	610.3	6 100	2.50

等不确定性因素影响,导致仿真结果与实验结果存在一定偏差,为保证叶片动应变的重构精度,需要通过有限元模型修正技术进一步提高模型精度。本文选取转子叶片固有频率实验结果修正有限元模型的各阶固有频率。选取 2 号叶片的 C 点位置的实验应变结果,通过短时傅里叶变换得到结果如图 9 所示,在 13 000 r/min 共振转速下,通过时频图获得各阶共振频率,结果见表 6。

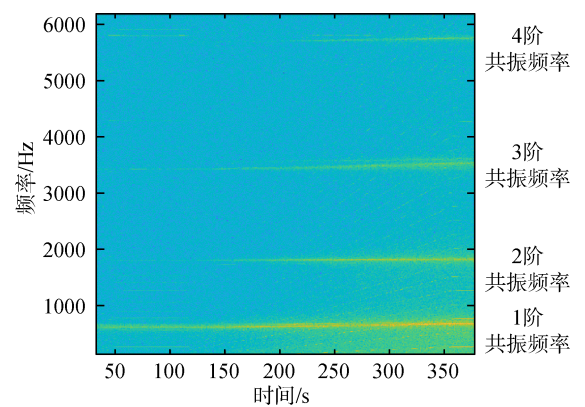


图 9 2 号叶片应变信号时频图
Fig.9 Time-frequency diagram of strain signal of No.2 blade

表 6 2 号叶片 C 点应变转速 13 000 r/min 下各阶固有频率和应变幅值

Table 6 Natural frequencies and strain amplitude of measured point C on No.2 blade at 13 000 r/min

阶次	频率/Hz	应变/ 10^{-6}
1 阶	648	496.1
2 阶	1 800	59.5
3 阶	3 508	14.4
4 阶	5 724	9.3

本文采用的有限元模型修正技术,根据有限元分析结果,选择模拟转子叶片所有单元的材料特性和集中质量等作为参数;利用实验测得的前 4 阶共振频率作为参考;通过计算得到局部参数灵敏度;基于有限元分析结果,参考实验测试数据修正局部参数,最终输出修正后的有限元模型。修正后的模型在转速为 13 000 r/min 条件下的模态分析结果与实验结果如表 7 所示,对比模型修正前与修正后叶片前 4 阶固有频率结果,1 阶固有频率相对误差为 0.128%,其他 3 阶固有频率相对误差低于 1.2%,修正后模型精度提高,提取该模型应变模态振型计算响应传递比。

3.3 传递比计算与修正

为了得到叶片上不同位置应变-应变响应传递比,需要在模拟转子叶片模态分析后,利用有限元模型,提取与应变片粘贴位置对应的应变模态,如图 10 所示。根据应变-应变响应传递比式(15)可知,当叶片达到共振时,任意激励下任意两点应变响应的比值取决于共振态下两点的应变振型之比。由图 8 可知,叶片在高速旋转过程中,因旋转刚化效应造成叶片的固有属性刚度发生改变。为分析转速对应变-应变响应传递比的影响,需要在不同的转速约束条件完成模态分析,分别提取不同转速下应变模态振型,最终计算得到转速对应的响应传递比如图 11 所示,其中 y_{AB} 为叶片 A 点与 B 点的传递比, y_{AC} 为叶片 A 点与 C 点的传递比, x 表示转速 $N(\text{r/min})$ 。随着转速的增大,应变响应传递比逐渐增大,转速与传递比具有完美的二次项关系,根据此关系式对不同共振转速下的传递比进行修正。例如,分别选取转速为 13 000 r/min 和 9 300 r/min 两组共振数据,提取不同转速下的模拟转子叶片应变模态计算得到传递比,通过传递比与转速之间二次多项式关系进行修正,结果如表 8 所示。

表 7 模型修正前后模态分析的各阶固有频率

Table 7 Natural frequencies of modal analysis before and after model updating

模态阶数	固有频率/Hz			相对误差 (修正后)/%
	修正前有限元结果	修正后有限元结果	实验结果	
1 阶	631.7	648.8	648.0	0.13
2 阶	1 798.6	1 821.3	1 800.0	1.18
3 阶	3 428.7	3 470.8	3 508.0	1.06
4 阶	5 692.5	5 731.6	5 724.0	0.13

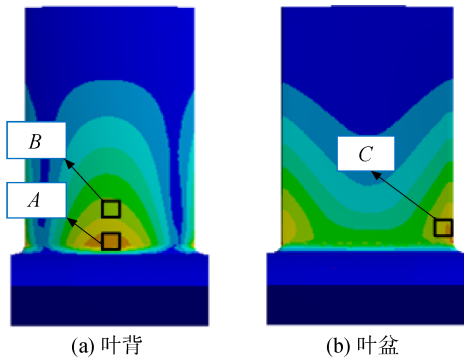


图10 应变振幅提取点位置分布

Fig.10 Distribution of strain extraction node positions

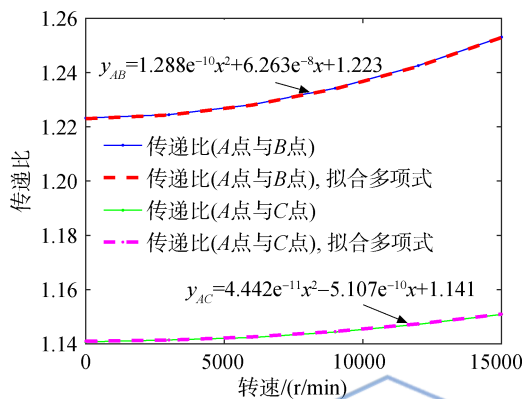


图11 不同转速对应的响应传递比

Fig.11 Response transmissibility at different rotating speeds

表8 模型修正前后响应传递比结果
Table 8 Response transmissibility results before and after model updating

参数		转速/(r/min)	
		13 000	9 300
模型修正前的传递比	A点与B点	1.115	1.048
	A点与C点	1.152	1.134
模型修正后的传递比	A点与B点	1.245	1.235
	A点与C点	1.145	1.125
拟合关系修正的传递比	A点与B点	1.246	1.235
	A点与C点	1.148	1.145

4 转子叶片动应变反演重构

基于响应传递比的转子叶片动应变反演重构,其具体流程如图12所示。首先建立初始模拟转子有限元模型,考虑到实验模拟转子叶片加工的误差影响,需要基于实验结果对模型进行修正以提升有限元模型精度;考虑转速影响,完成不同

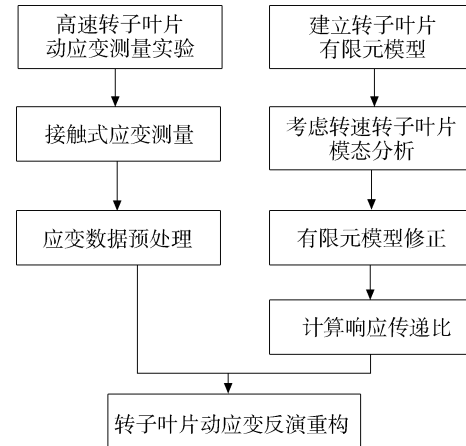


图12 基于响应传递比的转子叶片动应变反演重构流程图

Fig.12 Flowchart of rotating blade dynamic strain reconstruction based on response transmissibility

转速下转子叶片的模态分析,提取与实验测量对应位置的应变模态振型计算响应传递比,拟合出转速与响应传递比的关系,用于响应传递比修正,最后利用响应传递比反演重构得到叶片的动应变。

利用修正后的应变-应变响应传递比重构模拟转子叶片动应变,具体使用叶片A点位置实测应变响应,基于A点与B点、A点与C点响应传递比关系,计算得到叶片B、C两点位置的应变响应,同理,A点应变可以利用叶片B或C点实测应变响应基于传递比关系计算得到。由于4号叶片A点位置的应变片安装位置与设计安装位置存在较大偏差,因而获得的应变结果不能够准确反映叶根处的动应变,重构结果误差较大。为避免影响理论验证,在重构的过程中将不会对4号叶片进行分析。基于响应传递比重构模拟转子叶片动应变,分别利用表8中模型修正前与修正后的传递比完成1号、2号、3号和5号叶片动应变重构,其对应的A、B、C三点的动应变与实验测量结果如图13所示。图13(a)表示在转速为13 000 r/min共振点各个叶片实验测量结果与重构结果,图13(b)表示在转速为9 300 r/min共振点各个叶片实验测量结果与重构结果。利用模型修正前的传递比重构结果与修正后的模型结果相比较,其相对误差如图14所示。其中图14(a)表示在转速为13 000 r/min共振点模型修正前后的重构相对误差,图14(b)表示在转速为9 300 r/min共振点模型修正前后的重构相对误差。计算模型修正前后叶片动应变重构相对误差的平均值,如表9所示。

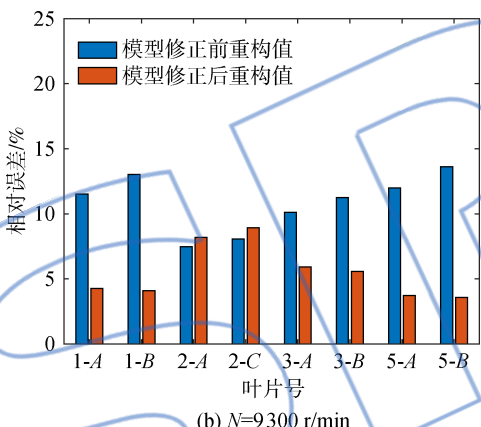
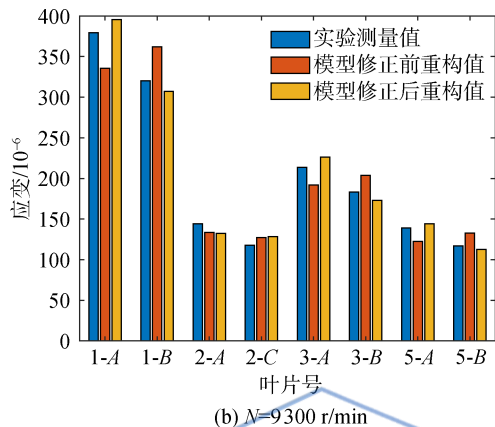
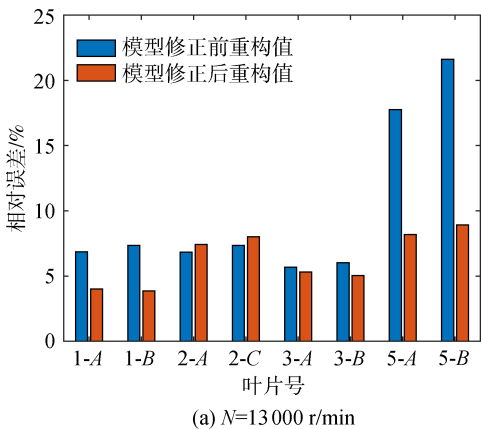
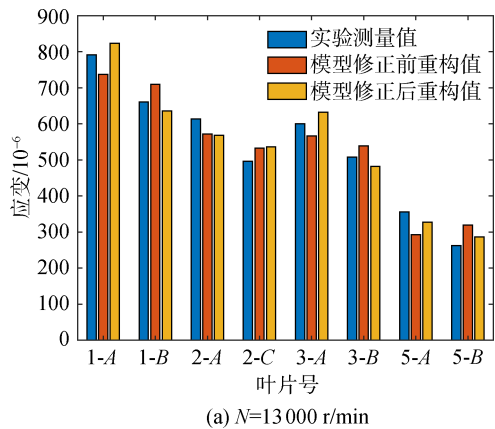


图 13 转子叶片应变实测结果与重构结果对比
Fig.13 Comparison of the measured and the reconstructed dynamic strains of rotating blades

图 14 转子叶片模型修正前后应变重构结果的相对误差
Fig.14 Comparison of the reconstructed strain relative error of rotating blades before and after model updating

由上述结果可知,由于模拟转子叶片的加工与测量等不确定性因素的影响,当达到共振时,不同叶片对应测点位置获得的应变测量结果并不一致,通过模型修正技术建立高保真有限元模型,基于响应传递比依然可以重构叶片动应变,利用原始有限元模型重构的动应变平均相对误差为 15%,而将有限元模型修正后,转子叶片基于应变-应变响应传递比动应变重构相对误差低于 10%,满足工程需要。模型的精度直接影响动应变反演重构的精度,对于 5 号叶片在转速为 13 000 r/min 共振条件下,利用原始有限元模型重构 A、B 两点位置动应变,其相对误差分别为 17.7% 和 21.6%,模型修正后 5 号叶片动应变重构相对误差降低为 8.1% 和 8.9%,同理对于叶片在转速为 9 300 r/min 共振条件下,5 号叶片动应变重构误差从利用模型修正前的 12.1%、13.6% 降低至 3.7%、3.5%。通过模型修正,进一步提升模型精度,对提高动应变的重构精度有着至关重要的作用。

表 9 叶片动应变重构相对误差的平均值
Table 9 Mean relative error of blade dynamic strain reconstruction

转速/(r/min)	相对误差平均值/%	
	修正前	修正后
9 300	13	5.50
13 000	11	6.30

对于叶片边缘点的动应变重构,其重构误差大于 A、B 两点的重构误差。由于在叶片高速旋转过程中,2 号叶片的高阶模态也被激发出来,通过对 2 号叶片的 C 点实测应变数据做短时傅里叶变换如图 9 所示,叶片的前 4 阶都有参与共振。叶片的多模态共振造成了重构误差的增大。

综上所述,本文提出的基于响应传递比重构模拟转子叶片动应变的方法可行、有效,相比非接触式测量,重构的精确度进一步提升。该方法利用模型修正、传递比修正等手段获得准确的响应

传递比,在模拟转子叶片高速旋转过程中,当发生共振时,能够利用应变片测量有限位置动应变测量结果,基于叶片模态振型建立的应变响应传递比反演重构其他任意点的动应变,实现少测点应变到全场动应变的重构,为航空发动机叶片动应变测量提供了一种思路。

5 结 论

针对航空发动机叶片动应变测量技术研究,本文开展了基于响应传递比的转子叶片动应变反演重构方法研究,在频域内推导了应变-应变响应的传递比解析表达式,得到叶片已知测点应变与不可测位置应变的映射关系;利用转子叶片前4阶固有频率的实验结果修正有限元模型,进一步提高模型准确度;对不同转速下的转子叶片进行模态分析,提取相对应的应变模态振型并计算得到响应传递比;拟合出转速与相应传递比函数关系,用于修正最终传递比结果;最后利用应变响应传递比重构转子叶片全场动应变。模拟转子叶片实验结果如下:

1) 与应变片实测结果相比,基于响应传递比的转子叶片动应变重构相对误差低于10%,满足工程需要,验证了本文旋转叶片动应变重构方法的可行性。

2) 模型精度直接影响叶片应变场重构结果的准确性,通过模型修正技术,使得基于响应传递比重构转子叶片动应变相对误差得到进一步降低。

3) 高速旋转转子叶片,因旋转刚化效应,导致叶片的固有频率增大,对应的应变响应传递比也增大,并且转速与传递比具有二次项关系。

4) 叶根A、B两点位置的动应变重构精度高于叶片边缘C点的动应变重构,其原因为叶片边缘C点存在高阶模态的参与,叶片的多模态共振造成了重构误差的增大。

本文基于响应传递比的转子叶片动应变反演重构方法研究,通过获取叶片有限位置动应变测量结果反演重构叶片其他关键位置的动应变,为航空发动机动应变场测量提供了一种思路。

参考文献:

[1] 张部声,祝济之,史剑,等.某型钛铝合金航空发动机叶片高温高周振动疲劳实验[J].航空动力学报,2020,35(6):1169-1175.
ZHANG Busheng, ZHU Jizhi, SHI Jian, et al. Test of vibra-

tion fatigue for the TiAl alloy aeroengine blade at high temperature and high cycle[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(6):1169-1175. (in Chinese)

- [2] 刘美茹,滕光蓉,肖潇,等.基于叶尖定时的航空发动机涡轮叶片振动测量[J].航空动力学报,2020,35(9):1954-1963.
LIU Meiru, TENG Guangrong, XIAO Xiao, et al. Vibration measurement of turbine rotor blades of aero-engine based on blade tip-timing[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(9):1954-1963. (in Chinese)
- [3] 洪杰,马艳红,张大义.航空燃气轮机总体结构设计与动力学分析[M].北京:北京航空航天大学出版社,2014.
- [4] 吴淑明,胡海峰,赵志斌,等.增强稀疏分解及其在叶片振动参数识别中的应用[J].机械工程学报,2019,55(19):19-27.
WU Shuming, HU Haifeng, ZHAO Zhibin, et al. Enhancing sparse decomposition based blade vibration parameter identification[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(19):19-27. (in Chinese)
- [5] 李伟.航空发动机叶片失效分析中的共性问题[J].燃气涡轮试验与研究,2002,15(2):28-30,53.
LI Wei. Common characteristics in failure analysis of aeroengine blade[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2002, 15(2):28-30, 53. (in Chinese)
- [6] CHEN Z, YANG Y, XIE Y, et al. Non-contact crack detection of high-speed blades based on principal component analysis and Euclidian angles using optical-fiber sensors[J]. Sensors and Actuators: A Physical, 2013, 201(6):66-72.
- [7] KNAPPETT D, GARCIA J. Blade tip timing and strain gauge correlation on compressor blades[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part G Journal of Aerospace Engineering, 2008, 222(4):497-506.
- [8] HEATH S, IMREGUN M. A survey of blade tip-timing measurement techniques for turbomachinery vibration[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1998, 120(4):784-791.
- [9] ZIELINSKI M, ZILLER G. Optical blade vibration measurement at MTU[R]. Brüssel, Belgium: AGARD-PEP Symposium on Advanced Non-intrusive Instrumentation for Propulsion Engines, 1997.
- [10] RUSSHARD P. Test cell instrumentation and measurement techniques blade tip timing[R]. Shanghai: EMTD Company Limited, 2017.
- [11] 段发阶,李刚,叶德超,等.基于叶尖定时的叶片动应力反演方法[J].纳米技术与精密工程,2016,14(3):161-166.
DUAN Fajie, LI Gang, YE Dechao, et al. Method for inverting dynamic stress of blade on tip-timing[J]. Nanotechnology and Precision Engineering, 2016, 14(3):161-166. (in Chinese)
- [12] 敖春燕,乔百杰,刘美茹,等.基于非接触式测量的旋转叶片动应变重构方法[J].航空动力学报,2020,35(3):569-580.
AO Chunyan, QIAO Baijie, LIU Meiru, et al. Dynamic strain reconstruction method of rotating blades based on non-contact measurement[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(3):569-580. (in Chinese)

- [13] 刘美茹,朱靖,梁恩波,等.基于叶尖定时的航空发动机压气机叶片振动测量[J].航空动力学报,2019,34(9):1895-1904.
LIU Meiru, ZHU Jing, LIANG Enbo, et al. Vibration measurement on compressor rotor blades of aero-engine based on tip-timing[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(9): 1895-1904. (in Chinese)
- [14] BAQERSAD J, BHARADWAJ K. Strain expansion-reduction approach[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018, 101(8):156-167.
- [15] ILIOPOULOS A, SHIRZADEH R, WEIJTJENS W, et al. A modal decomposition and expansion approach for prediction of dynamic responses on a monopile offshore wind turbine using a limited number of vibration sensors[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2016, 68/69(7):84-104.
- [16] CHEN Y, LOGAN P, AVITABILE P, et al. Non-model based expansion from limited points to an augmented set of points using chebyshev polynomials[J]. Experimental Techniques, 2019, 43(5): 521-543.
- [17] CHEN Y, AVITABILE P, PAGE C, et al. A polynomial based dynamic expansion and data consistency assessment and modification for cylindrical shell structures[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2021, 154: 107574.1 - 107574.15.
- [18] 倪振华.振动力学[M].西安:西安交通大学出版社,1989.
- [19] GUPTA D K, DHINGRA A K. Input load identification from optimally placed strain gages using D-optimal design and model reduction[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2013, 40(2):556-570.

(编辑:叶青、王碧琚)