

透平叶片全域动应变-叶尖振动映射方法研究*

王治良¹, 王维民^{1,2}, 张 扬¹, 张旭龙¹, 李天晴¹

(1.北京化工大学高端机械装备健康监控与自愈化北京市重点实验室 北京,100029)

(2.压缩机技术国家重点实验室 北京,100029)

摘要 针对高速旋转叶片振动导致的叶片裂纹甚至断裂而影响设备运行安全的问题,研究了叶片全域动应变与叶尖振动幅值的映射关系,提出一种透平叶片弯曲及扭转共振下叶片动应变非接触式测试方法,可实现基于叶尖振动幅值的叶片动应变反演,为叶片疲劳寿命预测奠定基础。首先,以某透平叶片为对象,对叶片进行模态分析获取全域应变和幅值比,进行叶尖振动测量点的优化;其次,运用振动台对叶片进行振动激励试验,获得叶片1阶、2阶共振下模态频率和应变-位移响应比,并对有限元分析模型进行修正。研究表明,所提出的叶片动应变测试应变-位移相对误差小于10%,频率误差小于1%,证明了叶片动应变测试方法的有效性。

关键词 动应变;叶片振动;模态分析;高频振动;应变-位移响应

中图分类号 V232.4;TH113

引 言

旋转机械作为能量转换设备,广泛运用于工业生产和航空航天等领域。叶轮叶片是高速旋转设备中重要的核心部件,叶片工作过程中承受着循环载荷、离心载荷、气动载荷和热载荷等^[1],运行工况复杂恶劣。由于叶片形状不规则,在各种载荷作用下多处部位往往存在应力集中^[2-3],在交变应力作用下易发生疲劳断裂失效^[4-5],常导致事故发生。

叶片振动参数包括叶尖振动频率、幅值及叶片动应变数值。对叶片应变参数的测量方法主要有接触式测量和非接触式测量。接触式测量是在叶片上粘贴应变片,运用滑环接线对叶片应变信号进行采集。接触式测量过程中,应变片对叶片产生了附加质量,影响了测试结果,且恶劣的工况环境对应变片的稳定和寿命也产生了很大影响。非接触式测量主要运用激光位移传感器监测振动时叶片叶尖反射回来的信号,通过计算获得叶尖位移幅值,根据位移计算叶片动应力。

对叶片振动的测试主要是运用应变片-集流环系统测试叶片的振动频率和动应力。Ballard等^[6]提出了对叶片振动采用非接触式测量的构想,并在后续试验测试中根据有限元计算和试验测试数据建立了叶片振动模态数据库,根据记录的叶尖振幅转换为叶片动应力。Zielinski等^[7]对叶尖定时方法计算的动应力和通过应变片测试方法计算的动应力进行

了对比,提出动应力误差范围为10%为可接受范围。Procházka等^[8]对静态叶片进行了标定,通过静态标定获得了更准确的叶尖振动幅值至叶片动应力的转换系数。Ligot等^[9]将试验测试的叶尖位移-叶片应力比值与有限元计算的叶尖位移-叶片应力比值进行了对比,用于对叶片应力测试的校准。近年来,国内学者也对叶片动应变非接触测量进行了研究。Wang等^[10]提出了一种改进的基本失谐模型的非接触动应力测量方法,通过标定提高了有限元分析的精度。Hu等^[11]提出标准失谐系数的概念,实现了旋转叶盘的在线实时失谐识别和模型更新,为实现叶片健康监测与响应预测提供了技术支撑。

叶片动应力反映出叶片振动特性,在美国发动机高循环疲劳科学与技术计划中,提出了各部件动应力计算评估的误差指标,对于航空发动机涡轮叶片的动应力预估误差应不大于25%,而对动应力进行非接触测量的前提是获得更为准确的应变-位移幅值比。

笔者通过理论推导了叶片共振下应变-位移幅值的表达式,运用有限元仿真计算叶片各阶模态频率,对模型计算进行优化分析,提取应变位移监测点数值。通过试验测定叶片1阶和2阶振动参数,计算叶片1阶和2阶应变-位移幅值比,并与模拟仿真结果进行对比,证明在叶片共振条件下应变-位移幅值比只与模态振型值和几何系数有关,对叶片动应力计算提供了更为准确的转换系数。本研究提出的高

* 国家重点研发计划资助项目(2020YFB2010803);国家自然科学基金资助项目(51775030,91860126)

收稿日期:2021-11-26;修回日期:2022-02-05

阶叶片振动试验参数的标定方法,对模态振动响应测试有一定的指导意义。

1 叶片振动特性分析

1.1 模态振型分析

叶片作为旋转机械能量转换的重要部件,其运行过程中承受着复杂的离心载荷、气动载荷及高温高压等载荷的影响。对叶片振动特性进行分析,首先需要掌握叶片的振动特性^[12],才能设计合理的方案获得更加精确的叶片振动位移信息,提高叶片动应力计算准确性,进一步提升叶片剩余疲劳寿命的计算精度。

叶片的振型分为弯曲振型、扭转振型和耦合复杂振型。根据叶片模态分析,其1阶振型主要为弯曲振型,叶顶近似垂直于叶尖型线方向作摆动振动。对于2阶振型,叶片的振动表现为扭转振型,在叶尖上存在振幅为0的节点位置,当叶片发生2阶扭转振动时,叶尖型线沿着节点位置作扭转运动。对于叶尖弦线上的振动位移,不同位置的振动幅值各不相同。对于叶片更高阶的模态振型,则为更复杂的耦合振动。叶片前6阶模态振型如图1所示。

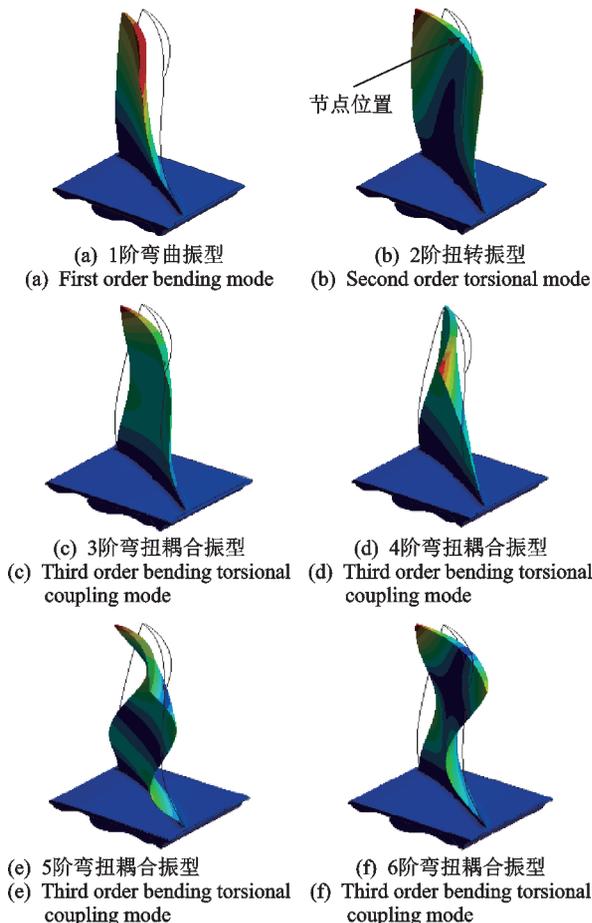


图1 叶片前6阶模态振型

Fig.1 First six modal shapes of blade

1.2 叶片应变-位移传递比系数推导

当叶片发生单模态共振时,叶端的位移幅值与叶根的应变幅值存在一定的映射关系^[13],这种对应的关系称为位移-应变响应传递比。

在叶片频域内,任意一个方向上的任意一点位移响应和应变响应分别为

$$Y(\omega) = H^d(\omega)F(\omega) \quad (1)$$

$$\epsilon(\omega) = H^\epsilon(\omega)F(\omega) \quad (2)$$

其中: ω 为振动频率; $Y(\omega)$ 为叶片位移响应; $\epsilon(\omega)$ 为叶片应变响应; $F(\omega) = [f_1, f_2, \dots, f_n]^T$ 为叶片激励响应; $H^d(\omega)$ 为位移频响矩阵; $H^\epsilon(\omega)$ 为叶片应变频响矩阵。

令叶片的自由度为 n ,把频响应函数写成矩阵形式,则叶片的位移和应变响应分别为

$$\begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11}^d & H_{12}^d & \dots & H_{1n}^d \\ H_{21}^d & H_{22}^d & \dots & H_{2n}^d \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{n1}^d & H_{n2}^d & \dots & H_{nn}^d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ \vdots \\ f_n \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$\begin{bmatrix} \epsilon_1 \\ \epsilon_2 \\ \vdots \\ \epsilon_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11}^\epsilon & H_{12}^\epsilon & \dots & H_{1n}^\epsilon \\ H_{21}^\epsilon & H_{22}^\epsilon & \dots & H_{2n}^\epsilon \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{n1}^\epsilon & H_{n2}^\epsilon & \dots & H_{nn}^\epsilon \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ \vdots \\ f_n \end{bmatrix} \quad (4)$$

其中: $H_{ij}(\omega)$ 元素为叶片第 j 个坐标上产生的简谐激励相对于第 i 个坐标的复合频率响应函数。

第 i 点对在第 j 点的简谐力的位移和应变响应函数分别为

$$H_{ij}^d(\omega) = \sum_{r=1}^n \frac{\phi_{ri}\phi_{rj}}{K_{pr}(1 - \lambda_r^2 + i2\xi_r\lambda_r)} \quad (5)$$

$$H_{ij}^\epsilon(\omega) = \sum_{r=1}^n \frac{\psi_{ri}\phi_{rj}}{K_{pr}(1 - \lambda_r^2 + i2\xi_r\lambda_r)} \quad (6)$$

其中: i 为响应点; j 为振动时的激励点; ϕ_{ri} 为响应点的第 r 阶振型; ϕ_{rj} 为激励点的第 r 阶振型; ψ_{ri} 为响应点的第 r 阶模态振型; K_{pr} 为第 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 为系统的第 r 阶阻尼比。

叶片振动过程中发生第 s 阶共振时,即为 $r = s$ 。此时激励频率与系统的第 s 阶模态频率相互接近,即 $\omega = \omega_s$,这时第 s 阶主振型起主导作用,其他阶次模态产生的振型可以忽略不计。因此,当叶片发生第 s 阶单模态振动时,任意一点上的应变响应和位移响应的比值可以表示为

$$\frac{\epsilon_i^s}{y_j^s} = \frac{\sum_{k=1}^n \frac{\psi_{si}\phi_{sk}}{K_{ps}(1 - \lambda_s^2 + i2\xi_s\lambda_s)} f_k(\omega)}{\sum_{k=1}^n \frac{\phi_{sj}\phi_{sk}}{K_{ps}(1 - \lambda_s^2 + i2\xi_s\lambda_s)} f_k(\omega)} = \frac{\psi_{si}}{\phi_{sj}} \quad (7)$$

其中： k 为叶片的第 k 个自由度； ϕ_{si} 为任一点 i 的第 s 阶应变振型； ϕ_{sj} 为任意点 j 的第 s 阶位移振型； ϕ_{sk} 为第 k 点的第 s 阶位移振型； K_{ps} 为第 s 阶的主刚度； λ_s 为激励频率与系统第 r 阶固有频率之比； ξ_r 为系统的第 r 阶阻尼比。

由式(7)可以看出,当叶片发生某一阶次的模态共振时,其叶根关键点部位的应变响应与叶尖测点位移幅值间存在比值为定值的关系,称此关系为叶片的应变-位移响应传递比。此传递比关系只与叶片的模态振型有关,与激励信号的种类、大小和分布无关。

笔者根据应变-位移响应传递比系数推导关系,通过模拟仿真和试验测试对某航空发动机叶片进行应变-位移响应系数的标定。在1阶模态应变-位移响应系数标定的基础上,进行叶片2阶高频扭转振动模态下叶片的应变-位移幅值响应标定,并进一步对叶片高阶模态试验中应变及位移敏感测点的选取进行分析研究。

1.3 模态分析

自由振动下叶片的模态方程可以表示为

$$M\ddot{x} + Kx = 0 \tag{8}$$

对于模态方程的求解,通常情况下需要转化成广义特征方程,即

$$Kx = \omega^2 Mx \tag{9}$$

其中： K, M 分别为叶片的刚度矩阵和质量矩阵； x 为模态振型； ω 为模态圆频率。

根据叶片参数可以推导计算出叶片各阶模态。

2 叶片模态仿真

2.1 叶片模态仿真计算

运用ANSYS软件进行叶片模态仿真计算。在计算过程中,运用Modal模块对某发动机叶片进行材料设定、网格划分、添加约束及求解叶片模态,获取叶片模态振动参数。某型航空发动机叶片模型如图2所示。

模态仿真计算过程中,对叶片进行模态分析,获取叶片共振情况下的振动参数,包括共振频率、应变分布和位移幅值。

叶片的有限元模型网格划分中,单元体为六面体主导单元,固定约束叶柄阴影部分,如图3所示。其中,第1~6阶模态固有频率分别为513.55, 1 714.8, 2 300, 3122.2, 4 790.4和6 382.8 Hz。

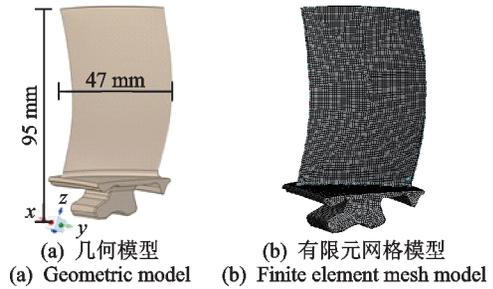


图2 某型航空发动机叶片模型

Fig.2 Blade model of an Aeroengine



图3 边界固定约束

Fig.3 Fixed boundary constraint

仿真计算的目的是为了从理论上求得叶片共振情况下的振型及振动参数,并通过后续试验结果来验证理论的可靠性及试验的可行性。通过仿真计算,可以预知叶片在共振情况下振型的变化规律,找到共振情况下叶片振型敏感的地方,在试验过程中采集叶片敏感测点的振动参数,以提高测试的准确性。

2.2 叶片弯曲及扭转共振敏感测点的选取

在叶片试验测试之前,首先需要对叶片的位移敏感测点和应变敏感测点进行标定及计算。通过ANSYS模态计算,得到叶片前6阶叶尖部分振型如图4所示。可以看出:1阶主要为弯曲变形;2阶主要为扭转变形;高阶模态则是更为复杂的耦合变形。

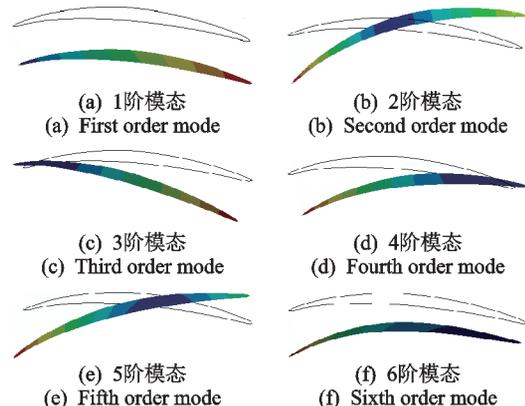


图4 叶片前6阶叶尖部分振型图

Fig.4 Vibration mode diagram of blade tip of the first six steps

叶片 1 阶测点标定位置如图 5 所示,通过叶片模态计算结果可知,叶片在 1 阶共振下主要为弯曲振型,在叶尖型线上位移变形量较为均匀。结合图 5 (a),位移监测点 A_{11} 和 A_{12} 选取在叶尖部分且靠近叶片轴线,距离轴线约为 10 mm。对于应变测点,在靠近叶根部分应变分布较为均匀,如图 5(b)中实线圈出的应变响应部分,因此选取靠近叶顶弦线中点附近约 5 mm 的应变监测点 B_{11} 和 B_{12} 。

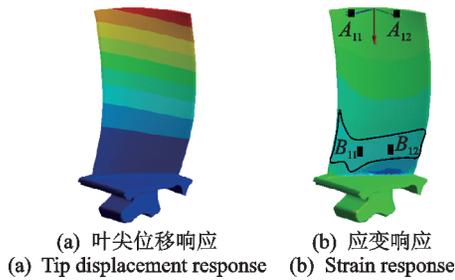


图 5 叶片 1 阶测点标定位置

Fig.5 Calibration position of blade first-order measuring point

叶片在 2 阶共振时,其振型为扭转振动,在叶片中轴线上叶尖位移达到最小,最小位移点也叫节点位置。叶片 2 阶测点标定位置如图 6 所示。在试验监测过程中,监测点要尽可能远离节点位置,选取在叶尖两端,如图 6 中的 A_{21} 和 A_{22} 。2 阶共振情况下的叶片变形较为复杂,由图 6(a)可知,在实线圈内沿着叶片 x 方向变形量较大;由图 6(b)可知,虚线圈内的应变相对较大。结合叶片 2 阶共振下的变形量及应变分布位置,以及应变片在叶片上位置相对平齐,选取了 2 阶应变测点 B_{21} 和 B_{22} ,应变监测点离叶片边缘 2~3 mm。

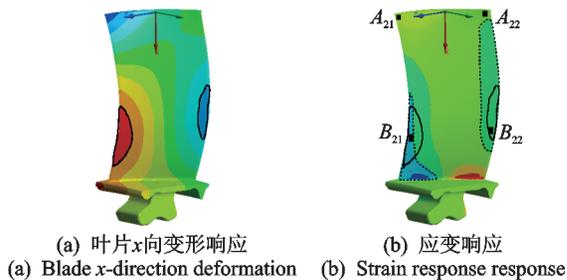


图 6 叶片 2 阶测点标定位置

Fig.6 Calibration position of blade second-order measuring point

2.3 叶片仿真计算应变-位移响应值

叶片模拟仿真标定数值如表 1 所示。

根据式(7)推导出应变和位移响应的关系,叶片模拟计算应变位移比响应如表 2 所示。

表 1 叶片模拟仿真标定数值

组别	最小变形量	最大变形量	均值
$A_{11}/\mu\text{m}$	133.14	140.39	136.73
$A_{12}/\mu\text{m}$	149.97	157.60	153.79
$B_{11}/(\mu\text{m}\cdot\text{m}^{-1})$	-7.006 4	-6.553 3	-6.813 7
$B_{12}/(\mu\text{m}\cdot\text{m}^{-1})$	-8.121	-7.234 3	-7.741 7
$A_{21}/\mu\text{m}$	-249.70	-219.73	-234.42
$A_{22}/\mu\text{m}$	136.25	156.54	146.63
$B_{21}/(\mu\text{m}\cdot\text{m}^{-1})$	-32.626	-24.738	-28.855
$B_{22}/(\mu\text{m}\cdot\text{m}^{-1})$	8.315	20.777	13.067

表 2 叶片模拟计算应变位移比响应

组别	ϵ_{11}^1/y_{11}^1	ϵ_{12}^1/y_{12}^1	ϵ_{21}^2/y_{21}^2	ϵ_{22}^2/y_{22}^2
数值	498.33	503.74	1 230.91	891.15

3 叶片模态振动试验

3.1 振动试验介绍

在对叶片模型进行仿真计算之后,对叶片实物进行共振扫频试验,如图 7 所示。



图 7 叶片共振扫频试验

Fig.7 Blade resonance sweep test

针对某发动机叶片,设计对应的夹具将其固定,在高频振动台上,安装过程中要注意叶片叶尖型线与振动台振动方向垂直,以保证叶片更易产生 1, 2 阶次模态,有利于对振动信号的采集。对于 1 阶扫频,从 300~800 Hz 对叶片进行 4 次升降循环扫频,通过激光位移传感器和应变片采集叶片发生 1 阶共振时的位移幅值和应变幅值数据,即为 1 个测点数据,通过调整振动台激励对同一测点进行多次试验;另一个测点以此规律进行扫频测试。对于 2 阶扫频,控制振动台从 1 000~2 000 Hz 对叶片进行来回

4次扫频,并记录测点数据。

3.2 振动试验结果

某次叶片发生1,2阶共振时的位移和应变响应分别如图8,9所示。可以看出,共振时的应变、位移值远大于其他时段。

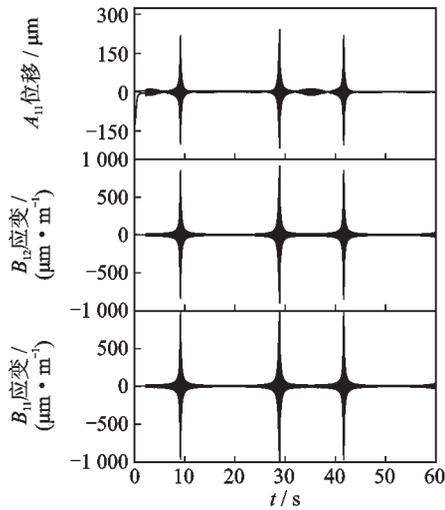


图8 叶片1阶共振时的位移和应变响应

Fig.8 Displacement and strain response of blade at first-order resonance

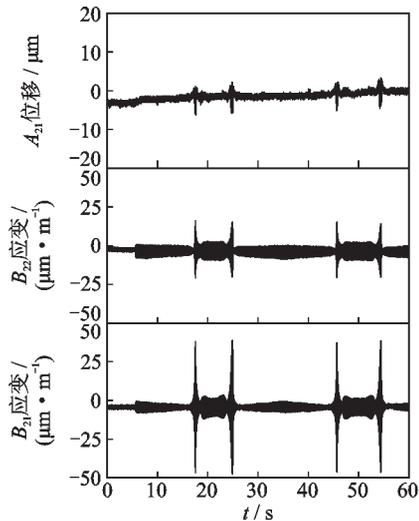


图9 叶片2阶共振时的位移和应变响应

Fig.9 Displacement and strain response of blade at second-order resonance

记录下试验中各测点的数值,每个测点测量4次,叶片1,2阶共振测试数据分别如表3,4所示。

根据表3和表4,由式(7)推导出应变和位移响应的关系,叶片试验计算应变位移比响应如表5所示。

叶片共振试验应变-位移比如图10所示。可以看出,各测点的数值在试验中前后存在浮动,1阶共

表3 叶片1阶共振测试数据

Tab.3 Blade first-order resonance test data

组别	A ₁₁ 位移/ mm	B ₁₁ 应变/ (μm·m ⁻¹)	A ₁₂ 位移/ mm	B ₁₂ 应变/ (μm·m ⁻¹)
1	0.034 82	15.667	0.038 21	17.541
2	0.038 49	17.241	0.034 45	15.894
3	0.037 18	17.106	0.032 04	14.861
4	0.038 14	17.056	0.041 81	19.305

表4 叶片2阶共振测试数据

Tab.4 Blade second-order resonance test data

组别	A ₂₁ 位移/ mm	B ₂₁ 应变/ (μm·m ⁻¹)	A ₂₂ 位移/ mm	B ₂₂ 应变/ (μm·m ⁻¹)
1	0.000 72	0.856	0.000 46	0.410
2	0.000 79	1.095	0.000 44	0.468
3	0.000 86	1.181	0.000 44	0.467
4	0.000 84	1.079	0.000 54	0.479

表5 叶片试验计算应变位移比响应

Tab.5 Calculation of strain displacement ratio response of blade test

组别	ε ₁₁ ¹ /y ₁₁ ¹	ε ₁₂ ¹ /y ₁₂ ¹	ε ₂₁ ² /y ₂₁ ²	ε ₂₂ ² /y ₂₂ ²
1	447.19	459.07	1 188.89	887.04
2	447.93	461.36	1 284.52	891.30
3	448.03	461.73	1 373.26	1 061.36
4	449.94	463.83	1 386.07	1 063.64

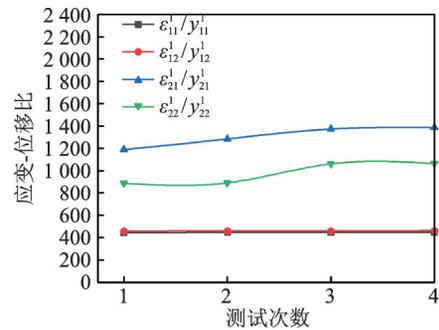


图10 叶片共振试验应变-位移比

Fig.10 Strain displacement ratio of blade resonance test

振时浮动数值最小,2阶共振时浮动数值较大,但相对来说浮动程度均较小,说明试验结果是稳定可靠的。

3.3 误差计算

为了衡量标定结果的精度,定义试验时应变-位移响应系数为k',模拟仿真时应变-位移响应系数为k,系数的相对误差为η,其表达式为

$$\eta = \left| \frac{k' - k}{k'} \right| \times 100\% \quad (10)$$

将仿真计算结果与试验结果进行对比,并且试验的系数 k' 取各测点的均值,得到叶片试验和模拟标定系数相对误差如表 6 所示。

表 6 叶片试验和模拟标定系数相对误差

Tab.6 Calculation of strain displacement ratio response of blade test

组别	η_{11}^1	η_{12}^1	η_{21}^2	η_{22}^2
相对误差/%	11.16	9.15	5.90	8.68

结合仿真计算与试验结果可以得到,试验测得的 1 阶频率为 494.38 Hz,仿真计算的 1 阶频率为 513.55 Hz,其频率相对误差为 3.87%;试验测得的 2 阶频率为 1 614.69 Hz,仿真计算得到的 2 阶频率为 1 714.80 Hz,其频率相对误差为 6.20%。

3.4 仿真计算模型优化及误差分析

试验结果与仿真计算结果存在一定的误差,其误差来源分析如下:①叶片在加工过程中存在加工误差,可能导致模拟计算与试验测试存在偏差;②在振动测试中,叶根由夹具拧紧固定在振动台上,当夹具的固定约束与有限元计算中施加的固定约束存在偏差时,也会导致叶片计算频率和试验频率产生偏差;③在使用激光位移传感器进行叶尖振动位移测量以及使用应变片进行应变测量过程中也存在误差。

在试验结果不变的情况下,运用试验计算值指导仿真过程,结合仿真过程中影响误差的因素,对仿真模型进行了优化更新。

由于叶片的夹持方式和安装方式会对试验结果造成较大的影响,根据试验测试结果,应对模型仿真计算过程中的夹持方式进行修正。夹具与叶片夹持情况如图 11 所示。

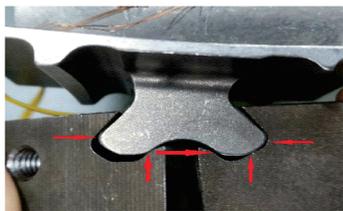


图 11 夹具与叶片夹持情况

Fig.11 Clamp and blade clamping

在叶片安装过程中,由于夹具与叶片叶根部分并不是完全的绑定接触,在拧紧状态下类似于接触对接,叶根突出的部分被绑定约束,而凹进去的曲面或者平面则没有受到夹具的约束。因此,在模型仿真分析基础上调整约束方式,由原来的整个曲面绑定约束调整为突出位置的小面积接触对网格接

触,从总体上减少固定约束的面积。约束方式对比如图 12 所示。

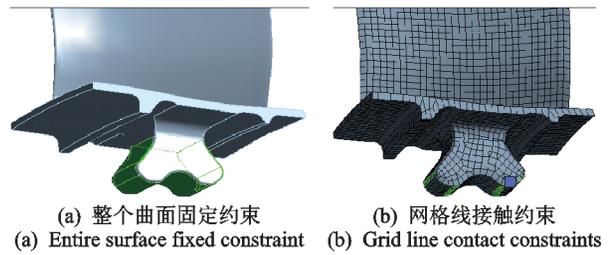


图 12 约束方式对比

Fig.12 Comparison of constraint methods

优化后叶片模拟仿真标定数值如表 7 所示,优化后叶片模拟计算应变位移比响应如表 8 所示。

表 7 优化后叶片模拟仿真标定数值

Tab.7 Optimized blade simulation calibration value

组别	均值	组别	均值
$A_{11}/\mu\text{m}$	137.0	$A_{21}/\mu\text{m}$	227.4
$A_{12}/\mu\text{m}$	153.51	$A_{22}/\mu\text{m}$	140.13
$B_{11}/(\mu\text{m}\cdot\text{m}^{-1})$	6.746	$B_{21}/(\mu\text{m}\cdot\text{m}^{-1})$	28.545
$B_{12}/(\mu\text{m}\cdot\text{m}^{-1})$	7.665 5	$B_{22}/(\mu\text{m}\cdot\text{m}^{-1})$	13.733

表 8 优化后叶片模拟计算应变位移比响应

Tab.8 The optimized blade is simulated to calculate the strain displacement ratio response

组别	ϵ_{11}^1/y_{11}^1	ϵ_{12}^1/y_{12}^1	ϵ_{21}^2/y_{21}^2	ϵ_{22}^2/y_{22}^2
数值	492.4	499.35	1 225.28	980.01

叶片试验和优化模型标定系数相对误差如表 9 所示。叶片试验模态频率与仿真前后模态频率对比如表 10 所示。

表 9 叶片试验和优化模型标定系数相对误差

Tab.9 Relative error of calibration coefficient of blade test and optimization model test

组别	η_{11}^1	η_{12}^1	η_{21}^2	η_{22}^2
相对误差/%	9.84	8.2	6.34	4.28

表 10 叶片模态频率对比

Tab.10 Blade modal frequency comparison Hz

模态	约束优化前	约束优化后	试验值
1 阶模态	513.55	489.45	494.38
2 阶模态	1 714.80	1 628.70	1 614.69

由表 10 可知:1 阶模态相对误差为 0.997%;2 阶模态相对误差为 0.868%。

从表 9, 10 可以看出,优化后的仿真计算结果更加接近试验真值,且各测点相对误差均较小,说明本研究的标定结果精度较高,优化更新后的模型计算更加准确。

4 结论

1) 通过对叶片的共振测试可知,在叶片1阶及2阶共振条件下应变-位移幅值比只与模态振型值和几何系数有关,这为叶片动应力计算提供了更为准确的转换系数。

2) 结合仿真与理论推导计算,研究了叶片2阶共振扭转下应变状态和叶根部位的受力情况,分析了叶尖变形对高阶模态的敏感性,标出了叶尖位移敏感测点和叶根应变敏感测点。

3) 将试验结果与仿真计算结果进行比对,并根据试验结果对仿真模型进行优化修正。优化修正后模拟计算与试验结果的比对表明,本研究所提的叶片动应变测试应变-位移相对误差小于10%,频率误差小于1%。

参 考 文 献

- [1] 孙海,刘红,张梅灵,等. MW级燃机燃气透平叶片强度分析[C]//2011年中国工程热物理学会热机气动热力学与流体机械学术会议论文集. 武汉:中国工程热物理学会, 2011: 1-9.
- [2] 范博楠,张玉波,王海斗,等. 基于叶尖定时技术的叶轮叶片动态监测研究现状[J]. 振动与冲击, 2016, 35(5): 96-102.
FAN Bonan, ZHANG Yubo, WANG Haidou, et al. Research status for dynamic monitoring impellers' of blades based on blade tip-timing[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(5): 96-102.(in Chinese)
- [3] 张娅,陈康,王维民,等. 基于瞬态启车数据的透平机械叶片健康监测方法[J]. 风机技术, 2018, 60(6): 75-82.
ZHANG Ya, CHEN Kang, WANG Weimin, et al. Health monitoring method of turbomachinery blades based on transient start-up data[J]. Chinese Journal of Turbomachinery, 2018, 60(6): 75-82.(in Chinese)
- [4] 张娅,陈康,王维民,等. 叶片裂纹故障早期监测预警方法研究[J]. 风机技术, 2017, 59(4): 45-50, 73.
ZHANG Ya, CHEN Kang, WANG Weimin, et al. Early monitoring and warning method for crack faults in blades[J]. Chinese Journal of Turbomachinery, 2017, 59(4): 45-50, 73.(in Chinese)
- [5] 屈维,王维民,刘宾宾,等. 大型动调轴流风机动叶角度对动应力的影响研究[J]. 风机技术, 2017, 59(6): 41-48.
QU Wei, WANG Weimin, LIU Binbin, et al. Effect of moving blade angle on dynamic stress in large axial fan [J]. Chinese Journal of Turbomachinery, 2017, 59(6): 41-48.(in Chinese)
- [6] BALLARD R, MCCARTY P, THOMPSON J R J. A noninterference technique for measurement of turbine engine compressor blade stress[C]//16th Joint Propulsion Conference. Hartford: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1980:65-66.
- [7] ZIELINSKI M, ZILLER G. Noncontact vibration measurements on compressor rotor blades[J]. Measurement Science and Technology, 2000, 11(7): 847.
- [8] PROCHÁZKA P. Methods and measuring systems for calibration of non-contact vibrodiagnostics systems [C]//2017 IEEE International Instrumentation and Measurement Technology Conference (I2MTC). Turin: IEEE, 2017: 1-6.
- [9] LIGOT J, HOFFAIT S, DE CAZENOVE J, et al. Stress calibration methodology of stator blades using experimental SAFE diagram [C]//Proceedings of the ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Oslo: ASME, 2018: V07CT35A035.
- [10] WANG W M, HU D F, LI Q H, et al. An improved non-contact dynamic stress measurement method for turbomachinery rotating blades based on fundamental mistuning model [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2020, 144: 106851.
- [11] HU D F, WANG W M, ZHANG X L, et al. On-line real-time mistuning identification and model calibration method for rotating blisks based on blade tip timing (BTT) [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2021, 147: 107074.
- [12] 王维民,任三群,陈立芳,等. 涡轮机叶片同步振动参数辨识方法研究(实验研究)[J]. 振动与冲击, 2017, 36(17): 127-133.
WANG Weimin, REN Sanqun, CHEN Lifang, et al. Tests for synchronous vibration parametric identification method of a turbine's blades [J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(17): 127-133.(in Chinese)
- [13] 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 no-contact measurement[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(3): 569-580. (in Chinese)



第一作者简介:王治良,男,1996年1月生,硕士生。主要研究方向为高速旋转叶片高频/超高频疲劳测试方法。
E-mail:2205775708@qq.com

通信作者简介:王维民,男,1978年4月生,教授、博士生导师。主要研究方向为转子-叶片系统的故障诊断、健康监测等。
E-mail:wmbuct@163.com