

盘鼓螺栓连接结构接触刚度建模与应用检验

赵 广¹, 王永泉¹, 赵向阳¹, 李盛翔², 滕光蓉²

(1. 大连理工大学 能源与动力学院, 辽宁 大连 116024;

2. 中国航空发动机集团有限公司 四川燃气涡轮研究院, 四川 绵阳 621000)

摘 要: 针对航空发动机中盘鼓转子螺栓连接结构连接刚度精确建模与工程化应用问题,通过扇形盘鼓螺栓结构固有特性实验获得前 6 阶固有频率随螺栓预紧力变化关系,考虑螺栓接触面应力分布,基于双薄层单元法获得了扇形盘鼓螺栓连接结构各阶固有频率随薄层单元弹性模量变化规律。通过构建实验与仿真结果误差函数实现接触刚度的识别,并将接触刚度模型推广应用于整圈盘鼓螺栓连接结构中,检验了模型的有效性和通用性。结果表明:基于单螺栓连接的扇形盘鼓结构固有频率测试与仿真建立的接触刚度模型,接触刚度平均识别误差为 2.40%,将其应用于整圈盘鼓转子螺栓连接结构中时,仿真与实验平均误差为 4.10%,检验了提出的接触刚度模型的普适性。

关 键 词: 盘鼓转子; 螺栓连接; 接触刚度; 刚度识别; 薄层单元法

中图分类号: V232.7

文献标志码: A

Modeling and application test of contact stiffness of bolt connection structure of disk and drum

ZHAO Guang¹, WANG Yongquan¹, ZHAO Xiangyang¹,
LI Shengxiang², TENG Guangrong²

(1. School of Energy and Power Engineering,

Dalian University of Technology, Dalian Liaoning 116024, China;

2. Sichuan Gas Turbine Establishment,

Aero Engine Corporation of China, Mianyang Sichuan 621000, China)

Abstract: In view of the problem of precise modeling and engineering application of the connection stiffness of the bolt connection structure of the aero-engine disk and drum rotor, the relationship between the first six natural frequencies and the bolt preload was obtained through the inherent characteristics test of the bolt structure of the sectorial disk and drum. Considering the stress distribution on the contact surface of the bolts, the variation of natural frequencies of the bolted structure of the sectorial disk and drum with the elastic modulus of the thin-layer element was obtained based on the double-thin-layer element method. The identification of the contact stiffness was realized by constructing the error function of the test and simulation results, and the contact stiffness model was applied to the bolt connection structure of the whole circle drum, which

收稿日期: 2021-02-09

基金项目: 国家自然科学基金(12172073); 中央高校基本科研业务费专项资金(DUT16JJ(G04));

国家科技重大专项(779608000000200007)

作者简介: 赵广(1981—), 男, 副教授、博士生导师, 博士, 研究领域为转子动力学与接触力学。

引用格式: 赵广, 王永泉, 赵向阳, 等. 盘鼓螺栓连接结构接触刚度建模与应用检验[J]. 航空动力学报, 2022, 37(1): 76-86. ZHAO Guang, WANG Yongquan, ZHAO Xiangyang, et al. Modeling and application test of contact stiffness of bolt connection structure of disk and drum[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(1): 76-86.

verified the validity and universality of the model. The results showed that the contact stiffness model established based on the natural frequency test and simulation of sectorial disk and drum structure connected by single bolt had an average identification error of 2.40%. In the bolted structure of the full disk and drum rotor, the average error between simulation and test was 4.10%, which verified the universality of the proposed contact stiffness model.

Key words: disk and drum rotor; bolted connection; contact stiffness; stiffness recognition; thin-layer element method

螺栓连接广泛应用于将两个或多个部件连接在一起构成一个装配结构,螺栓连接刚度是决定装配结构性能与动力学特性的重要参数。螺栓连接的机械加工表面微观上是粗糙表面接触问题,常用的接触刚度分析方法包括Greenwood和Williamson的基于统计学的接触模型^[1-2]、基于粗糙表面形貌分形理论的接触有限元仿真^[3-5]。由于这两种方法需要对微观表面形貌进行测量统计和分形处理,在统计、微凸体形状简化、分形维数选择、特征尺度确定及接触有限元仿真中,均存在一定的不确定性,导致接触刚度计算结果存在一定误差^[6]。为了避免粗糙表面建模的误差,很多学者从宏观角度,通过固有频率、能量耗散等角度获得螺栓连接界面的接触特性,实现接触刚度的间接识别^[7-10]。但现有的接触刚度识别方法鲜有考虑结构多阶模态对接触刚度的影响,导致接触刚度在结构高阶动力学分析时存在较大误差。

由于螺栓连接几何尺度远大于微观粗糙度尺度,因而受粗糙度影响的界面连接特性可以采用弹性薄层单元进行模拟,为连接界面接触刚度在工程中推广应用提供了可行的方法^[11-12]。随着接触压力增加,实际接触增加产生增量刚度,根据一阶近似,增量刚度与名义压力成一定的比例。当引入薄层单元来表征粗糙表面接触时,有限元在研究螺栓连接特征时就成为比较便利的工具^[13]:其中一种方法是采用节点-节点单元或节点-面单元描述螺栓连接;另一种是采用上述薄层单元描述接触区域,这些单元是厚度很小的薄层,还有一种就是所谓的零厚度薄层单元^[14-15]。文献[16]基于螺栓连接结构各阶固有特性测试与基于薄层单元的有限元仿真,通过拟合实现了接触刚度的识别,所采用的结构为单螺栓连接的两个T形块,突出了螺栓连接刚度在结构模态中的敏感性。考虑螺栓连接结构模态阶次之间的权重分配,文献[17]提出基于模态应变能的识别方法实现不同预紧力下的接触刚度的准确识别,并讨论了基于接

触刚度识别方法的精度和误差。

本文针对航空发动机中常用盘鼓转子螺栓连接结构连接刚度精确建模与工程化应用问题,通过开展扇形盘鼓(单)螺栓结构固有特性实验测试,获得结构前6阶固有频率随螺栓预紧力变化的关系。考虑螺栓接触面应力分布,基于双薄层单元法建立了单螺栓连接的扇形盘鼓结构的各阶固有频率随薄层单元弹性模量(连接刚度或接触刚度)变化的规律。通过对比实验测试与仿真结果构建各阶固有频率随预紧力变化误差函数,实现了接触刚度的准确识别。在此基础上,将接触刚度模型推广应用于整圈盘鼓螺栓连接结构中,通过各阶固有频率仿真与测试,检验了模型的有效性和通用性。

1 基于接触应力分布的薄层单元构建方法

薄层单元在描述接触面接触特性时具有结构保持性高、连接刚度分布模拟简便的独特优势,但由于实际接触面应力分布复杂,传统线性薄层单元难以准确描述接触面接触特性,导致接触刚度识别引入较大误差^[18]。

本文提出基于接触应力分布的薄层单元构建方法,通过对目标结构接触面开展接触特性仿真,获得其接触应力分布云图和分布规律,针对接触规律构建分区域薄层单元,并将薄层单元材料属性(弹性模量、阻尼比等)与目标结构主要变量关联起来,实现复杂目标接触面随主要变量变化的等效应力模拟。基于接触应力分布的薄层单元构建思路如图1所示。

首先,对目标结构进行接触特性仿真,获得接触面的应力状态随着接触区域几何尺度分布特性(针对螺栓连接结构则为应力随接触区域同心圆半径变化情况),以直径为 d 的螺栓孔位置为同心圆起点,设 $i=0$,接触区域共 n 个同心圆,有 $n-1$ 个同心圆组成的环状区域,每个区域分段的接触

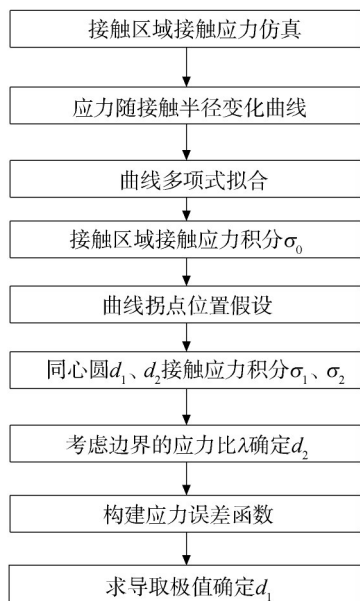


图1 基于接触应力的薄层单元模型构建方法
Fig.1 Method of constructing thin-layer element model based on contact stress

应力函数为 $f_{i+1}(x)$,对各段接触应力函数随接触区域几何尺度进行处理,获得等效应力随着接触区域几何尺度变化的函数 $F(x)$ 。对接触区域应力在接触区域几何尺度范围内积分

$$\sigma_0 = \sum_{i=0}^{n-1} \int_{d_i/2}^{d_{i+1}/2} f_{i+1}(x) dx \quad (1)$$

式中 σ_0 为接触区域应力积分值, d_i 和 d_{i+1} 分别为第 i 个和第 $i+1$ 个同心圆的直径,即环状区域的内、外径。

以本文采用的分区域薄层单元为例,为使得薄层单元对接触区域有更好的表征效果,此处假设曲线有两个拐点,对应的接触区域几何尺度为 d_1 、 d_2 ,即同心圆组成的环状区域的内、外径。螺栓孔直径 d 到 d_1 、 d_1 到 d_2 的区域的接触应力积分

$$\sigma_1 = \int_{d/2}^{d_1/2} F(x) dx \quad (2)$$

$$\sigma_2 = \int_{d_1/2}^{d_2/2} F(x) dx \quad (3)$$

建立应力平方误差比函数

$$L(d) = \frac{[\sigma_0 - (\sigma_1 + \sigma_2)]^2}{\sigma_1^2} \quad (4)$$

将式(4)对 d 进行偏微分,并令其为0,即可求解获得等效应力区域同心圆直径 d_2 。

由于等效同心圆组成的环状区域内边界 d_1 的界定范围比较宽泛,假设考虑边界的内、外环应力之比为 λ ,定义内、外环接触区域,考虑径向尺寸边界的等效应力比公式为

$$\lambda = \frac{[F(d) + F(d_1)]^2 \int_{d/2}^{d_1/2} [F(x) - F(d_2)] dx}{[F(d_1) + F(d_2)]^2 \int_{d_1/2}^{d_2/2} [F(x) - F(d_2)] dx} \quad (5)$$

其中 λ 、 $F(d)$ 和 $F(d_2)$ 为确定值,即可确定出同心圆直径 d_1 。至此确定出薄层单元的同心圆环状区域,即可实现基于接触区域接触应力的薄层单元建模。

2 扇形盘鼓螺栓连接结构固有特性测试

2.1 实验台搭建

为了准确建立航空发动机中盘鼓转子系统的动力学模型,需要对螺栓连接的盘鼓结构开展连接刚度建模。由于整圈螺栓装配工艺对盘鼓结构的连接刚度具有重要影响,因此将整圈盘鼓划分为 Z 个扇区(Z 为整圈螺栓数目,本文 $Z=40$)。针对图2所示的扇形盘、扇形盘鼓一体结构(无螺栓连接)、扇形盘鼓螺栓连接结构分别搭建其固有特性测试系统。

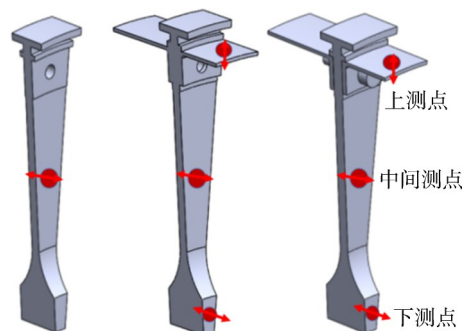


图2 扇形盘、扇形鼓一体结构、扇形盘鼓螺栓连接结构和测量点

Fig.2 Sectorial disk, integrated structure of sectorial drum, bolt connection structure of sectorial disk and drum and measuring points

针对扇形盘结构,采用细线悬挂,并采用加速度传感器(中间测点)测试其自由状态各阶固有频率;针对扇形盘鼓一体结构和扇形盘鼓螺栓连接结构,采用单面弧形压板与6个M5螺栓刚性固定其左侧扇形鼓筒距左端20 mm的上下弧面,并采用加速度传感器(位置如图2中间测点标记)和激光位移传感器(上、下测点)相结合测试其约束状态的各阶固有频率;传感器信号通过动态信号采集仪采集并处理,采用锤击法激励,各锤击位置位于各测点附近。扇形盘鼓螺栓连接结构约束状态下固有频率测试系统如图3所示。

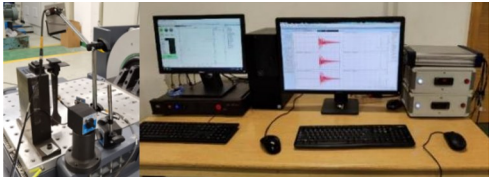


图3 扇形盘鼓螺栓连接结构固有特性测试系统
Fig.3 Test system for the inherent characteristics of the bolt connection structure of the sectorial disk and drum

2.2 固有特性测试

针对自由状态的扇形盘和约束状态的扇形盘鼓一体结构,采用锤击法获得不同激励位置和测点位置的锤击响应时间历程图,对其进行频域分析获得各阶固有频率如表 1 所示。扇形盘鼓螺栓连接结构各阶固有频率随预紧扭矩或预紧力变化的测试结果如表 2 所示。

表 1 扇形盘及扇形盘鼓各阶固有频率测试结果
Table 1 Natural frequency test results of the sectorial disk and the sectorial disk and drum

结构	固有频率/Hz					
	第 1 阶	第 2 阶	第 3 阶	第 4 阶	第 5 阶	第 6 阶
扇形盘	589.00	1 840.00	3 890.00			
扇形盘鼓一体结构	35.25	62.50	302.00	632.00	1 750.00	1 965.00

表 2 扇形盘鼓螺栓连接结构固有特性测试结果
Table 2 Natural frequency test results of the bolt connection structure of the sectorial disk and drum

扭矩/ (N·m)	预紧力/N	固有频率/Hz					
		第 1 阶	第 2 阶	第 3 阶	第 4 阶	第 5 阶	第 6 阶
1.5	1 071.4	23.5	40.5	207.5	560.0	998.0	1 790.0
2.0	1 428.6	23.8	40.5	207.0	560.0	1 015.0	1 795.0
3.0	2 142.9	23.9	40.5	208.5	560.0	1 022.5	1 800.0
4.0	2 857.1	24.0	40.7	209.5	560.0	1 025.0	1 800.0
5.0	3 571.4	24.0	40.8	210.0	560.0	1 027.5	1 805.0
7.0	5 000.0	24.1	40.8	210.5	561.3	1 037.5	1 815.0
9.0	6 428.6	24.2	41.0	212.0	561.3	1 070.0	1 820.0
12.0	8 571.4	24.5	41.5	215.5	562.0	1 072.5	1 825.0
15.0	10 714.3	24.7	42.2	217.0	562.5	1 077.5	1 825.0
20.0	14 285.7	25.0	42.5	221.5	565.0	1 080.0	1 830.0
变化率/%		6.38	4.94	6.75	0.45	8.22	2.23

针对扇形盘鼓螺栓连接结构,为了降低螺栓压力传感器对结构质量和接触界面的影响,进行扇形盘鼓螺栓连接结构固有特性测试前,先用螺栓压力传感器逐一多次标定 M10 螺栓力矩与预紧力的关系;在开展螺栓预紧力对各阶固有频率影响测试时,采用数字显示力矩扳手施加不同的预紧力。预紧力为 1 071.4 N 时,中间测点加速度传感器振动响应得到前 2 阶固有频率测试结果如

图 4 所示,图中 a 为振动加速度幅度,用重力加速度 g 对其作无量纲化处理。由于高频响应信号衰减快,需要多次测量并分别捕捉。

测试结果表明,扇形盘鼓螺栓连接结构各阶固有频率总体随螺栓预紧力增加而增加,在预紧力较小时各阶固有频率增幅较大,在预紧力较大时增幅变缓,其中第 5 阶固有频率对预紧力最为敏感,第 4 阶固有频率不敏感。

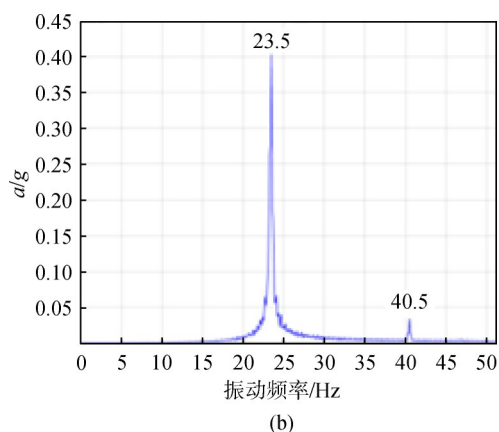
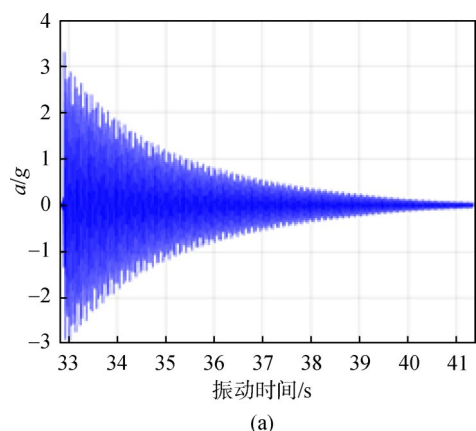


图4 加速度传感器响应时间历程及频谱图

Fig.4 Acceleration sensor response time history and spectrogram

3 扇形盘鼓螺栓连接结构固有特性有限元仿真

3.1 扇形盘鼓固有特性仿真与接触特性仿真

基于商业有限元分析软件 Ansys workbench, 分别开展上述扇形盘自由模态仿真、扇形盘鼓一体结构约束模态仿真。采用软件自带多区域网格划分工具 Multizone 进行离散化处理, 保证足够的网格密度。扇形盘鼓一体结构的约束方式与模态实验状态保持一致, 各结构固有频率仿真与测试结果如图 5 所示。

仿真与测试结果对比表明: 扇形盘、扇形盘鼓一体结构的各阶固有频率仿真与测试的最大相对误差分别为 1.54%、2.88%。因此, 扇形盘和扇形盘鼓一体结构有限元建模精度高、约束边界条件施加合理。

对扇形盘鼓螺栓连接结构开展有限元建模, 采用摩擦接触描述两侧鼓筒与轮盘的 2 个接触面

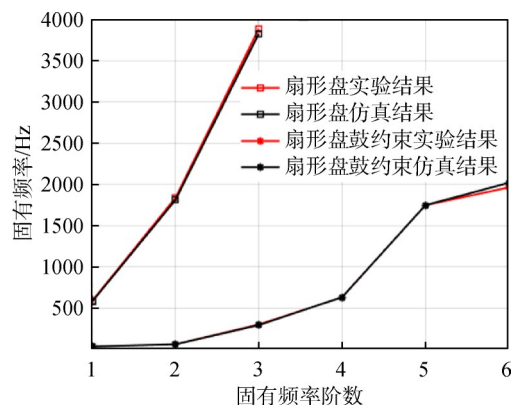


图5 各结构固有特性仿真与实验结果

Fig.5 Natural frequency simulation and test results of each structure

(由于盘与鼓之间未施加径向力, 不考虑盘鼓的止口接触面), 摩擦因数取 0.2。螺栓连接采用螺栓预紧力单元, 设置螺栓预紧力为 20 kN, 通过接触有限元仿真可获得中间扇形盘与高压鼓筒接触面的等效 Mises 应力 (单位: MPa) 分布, 如图 6 所示, 图中 A~H 表示各同心圆的等效 Mises 应力提取点。仿真结果表明: 接触面应力分布以螺栓为中

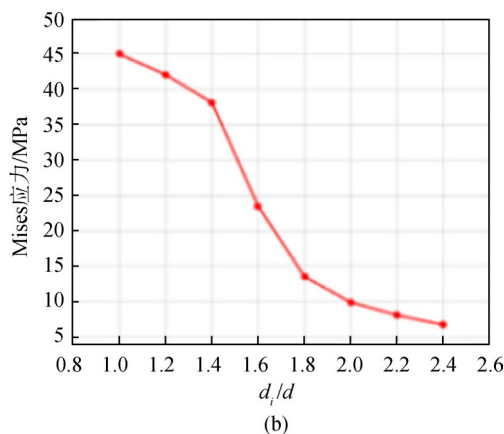
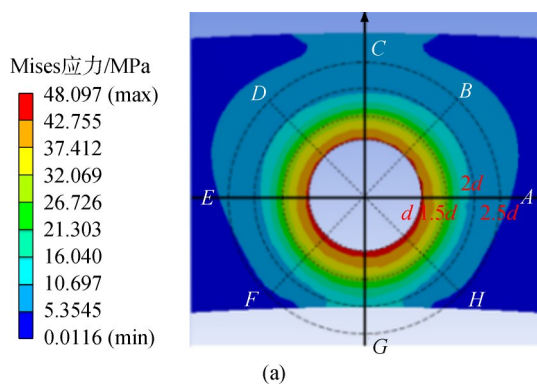


图6 扇形盘一侧 Mises 应力随同心圆直径分布情况

Fig.6 Mises stress distribution on one side of the sectorial disk with the diameter of concentric circles

心呈现近似同心圆分布,距离中心越远,应力越小;提取接触面各同心圆的应力值并取平均,绘制 Mises 应力值随同心圆直径变化的规律,在接触同心圆直径 d_i 为 $1.4d\sim 1.6d$ (d 为螺栓孔直径,单位: mm) 之间时, Mises 应力急剧下降,当接触同心圆直径大于 $1.8d$ 以后, Mises 应力较小。

3.2 基于接触应力分布的接触面双薄层单元
构建及结构固有特性仿真

扇形盘鼓螺栓连接结构中,采用薄层单元模拟螺栓连接的接触面,由于结构的对称性较好,轮盘两侧采用完全相同的薄层单元,其中薄层单元的内、外环薄层单元之间以及薄层单元与鼓筒、轮盘的接触采用固结方式。为了更为准确地描述图 6 所示接触面应力分布,考虑薄层单元连接刚度与面积(即直径的平方)成正比,采用上述基于接触应力分布的薄层单元构建方法构建接触面薄层单元。通过积分获得内、外两区域等效应力之比 λ 为 9.5,得到同心圆直径 d_2 ,即薄层外环的外径取为 $1.8d$,构建误差函数确定同心圆直径 d_1 ,即内环外径取为 $1.3d$,内环薄层区域内径即为螺栓孔直径 d 。其薄层形式如图 7 所示。

为了进行薄层单元局部网格无关性验证,不失一般性,分别取内、外环薄层等效弹性模量为 1 GPa 和 $1/\lambda$ GPa(本算例中 λ 取 9.5),参考文献 [15],薄层单元厚度取 0.2 mm。内、外环薄层单元不同密度网格划分结果如图 7 所示,图中 A、B、C、D 表示不同的网格尺寸类别。

分别针对 4 类不同密度网格,开展扇形盘鼓螺栓连接结构固有特性有限元仿真,结构前 6 阶固有频率仿真结果如表 3 所示。结果表明,网格密度对各阶固有频率影响极小,综合考虑计算效率,薄层单元采用 C 类网格。

为了研究螺栓连接界面接触刚度对结构各阶固有频率的影响,保持内、外环弹性模量比例(数

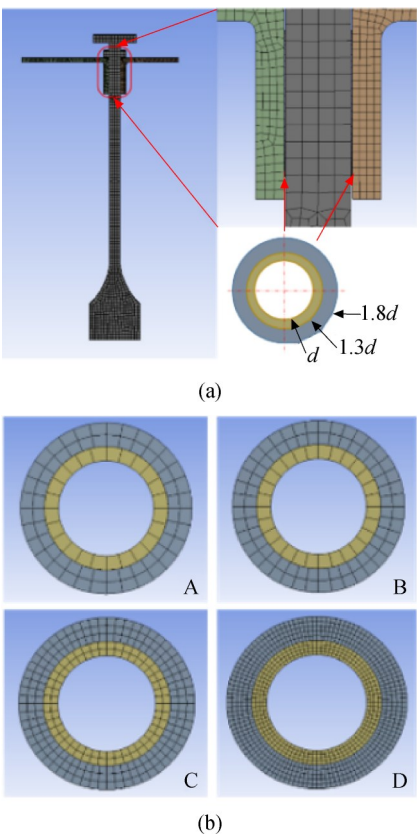


图 7 扇形盘鼓螺栓连接结构接触面薄层单元及其网格
Fig.7 Thin-layer elements and mesh division of the contact surface of the bolt connection structure of the sectorial disk and drum

值上与 λ 相等)不变,同时改变内、外环薄层单元弹性模量,获得结构各阶固有频率随内环薄层单元弹性模量变化规律,如图 8 所示。仿真结果表明:结构各阶固有频率总体随薄层单元弹性模量增加而增加,固有频率在弹性模量初始变化阶段增幅明显,在弹性模量较大时固有频率增幅变缓,第 5 阶固有频率对薄层弹性模量(连接刚度)最为敏感,第 4 阶不敏感,与模态测试结果的趋势基本一致。

表 3 薄层单元不同网格密度对结构各阶固有频率影响仿真结果

Table 3 Simulation results of the influence of different mesh densities of thin-layer elements on the natural frequencies of the structure

网格尺寸 类别	网格尺寸/ mm	固有频率/Hz						节点数	单元数
		第 1 阶	第 2 阶	第 3 阶	第 4 阶	第 5 阶	第 6 阶		
A	2.0	26.40	43.93	220.98	561.09	1 183.3	1 909.0	896	88
B	1.5	26.40	43.93	220.99	561.10	1 183.4	1 909.6	1 096	108
C	1.0	26.41	43.93	221.06	561.12	1 184.3	1 912.6	2 396	268
D	0.5	26.41	43.94	221.08	561.12	1 184.5	1 913.2	7 412	916

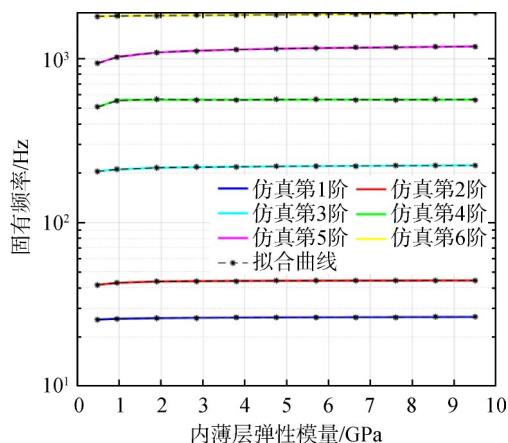


图 8 各阶固有频率随内环薄层单元弹性模量变化规律

Fig.8 Natural frequency of each order varies with the elastic modulus of the inner thin-layer element

4 扇形盘鼓螺栓连接结构接触刚度建模

基于薄层单元法的扇形盘鼓螺栓连接结构各阶固有频率随薄层单元弹性模量增加而增加,该规律可以用于描述螺栓预紧力对扇形盘鼓螺栓连接结构固有频率的影响规律,据此,基于 Matlab 软件采用 6 次多项式拟合图 8 所示的结构各阶固有频率随薄层单元弹性模量的变化曲线:

$$\{\omega_n\} = [Q_n]\{E_b\} \quad (6)$$

$$\{\omega_n\} = \{\omega_1 \ \omega_2 \ \omega_3 \ \omega_4 \ \omega_5 \ \omega_6\}^T$$

其中 $\{\omega_n\}$ 为前 6 阶固有频率; $\{E_b\}$ 为内环薄层的弹性模量; $[Q_n]$ 为 6 次多项式的相关系数。

参考文献[16-17],对于给定的螺栓预紧力 F_b ,定义测试与仿真的各阶固有频率相对平方误差比函数

$$R(F_b) = \sum_{j=1}^6 \frac{\eta_j [\omega_j^t(F_b) - \omega_j^e(E_1)]^2}{[\omega_j^t(F_b)]^2} \quad j=1 \sim 6 \quad (7)$$

其中 $\omega_j^t(F_b)$ 为当实验中螺栓预紧力为 F_b 时各阶固有频率测试结果,如表 2 所示; $\omega_j^e(E_1)$ 为内环薄层弹性模量为 E_1 时的各阶固有频率仿真结果,由式(6)确定。 η_j 表示各阶固有频率的权重,体现了各阶固有频率对预紧力(薄层弹性模量)的敏感性,结果如上述表 2 所示。

$$\eta_j = \frac{\omega_j^t(14\ 285.8) - \omega_j^t(1\ 071.4)}{\omega_j^t(1\ 071.4)} \times 100\% \quad j=1 \sim 6 \quad (8)$$

将式(7)中的 $R(F_b)$ 对 E_1 进行偏微分,并令 $\frac{\partial R(F_b)}{\partial E_1} = 0$,即可求解获得给定预紧力 F_b 对应的

内环薄层单元弹性模量 E_1 值,使得测试与仿真固有频率相对平方误差 $R(F_b)$ 最小。即针对实验测试时不同的螺栓预紧力可以获得最佳薄层等效弹性模量,使测试与仿真获得的各阶固有频率误差最小,计算结果如表 4 所示。表中通过最佳薄层单元弹性模量计算的各阶固有频率与实验测试结果的相对误差 $R'(F_b)$ 定义为

$$R'(F_b) = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \frac{|\omega_j^t(F_b) - \omega_j^e(E_1)|}{\omega_j^t(F_b)} \quad j=1 \sim n, \quad n \text{ 为固有频率阶数} \quad (9)$$

表 4 内环薄层单元弹性模量计算结果及计算误差

Table 4 Calculation results and calculation relative error of elastic modulus of inner thin-layer element

预紧力/N	固有频率/Hz						内环弹性模量/GPa	相对误差 $R'/\%$
	第 1 阶	第 2 阶	第 3 阶	第 4 阶	第 5 阶	第 6 阶		
1 071.4	25.52	41.65	205.3	556.5	958.4	1 813.5	0.58	3.07
1 428.6	25.69	42.35	208.5	558.0	988.9	1 817.7	0.71	2.89
2 142.9	25.73	42.49	209.3	558.2	1 000.7	1 819.2	0.78	2.74
2 857.1	25.76	42.59	209.8	558.4	1 008.2	1 820.2	0.83	2.52
3 571.4	25.77	42.65	210.0	558.5	1 012.3	1 820.8	0.86	2.43
5 000.0	25.82	42.80	210.9	558.7	1 024.7	1 822.5	0.96	2.38
6 428.6	25.94	43.19	213.0	559.4	1 057.2	1 827.3	1.33	2.49
8 571.4	25.97	43.30	213.7	559.5	1 066.7	1 828.9	1.48	2.06
10 714.3	26.02	43.42	214.5	559.8	1 077.8	1 830.8	1.69	1.70
14 285.7	26.05	43.50	215.0	559.9	1 085.4	1 832.2	1.86	1.84

扇形盘鼓单螺栓连接结构的固有特性测试结果与基于薄层单元法的有限元仿真结果如图 9 所示。

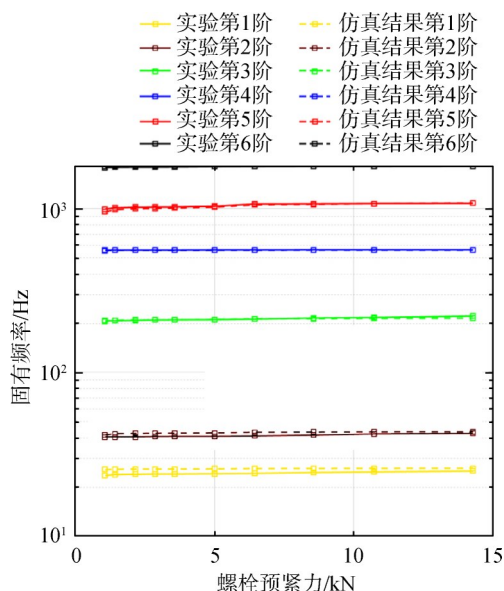


图 9 测试 results 与薄层单元法计算结果对比

Fig.9 Comparison of test results and simulation results of thin-layer method

通过对比分析,基于固有特性测试与薄层单元仿真识别的接触刚度可以有效模拟扇形盘鼓螺栓连接结构的接触刚度,各预紧力下平均识别误差为 2.40%,低于文献[16]的接触刚度识别误差 2.79%。因此,考虑接触区域应力分布的内、外环双薄层单元能够更好地模拟螺栓连接接触刚度。

根据计算结果,绘制扇形盘鼓螺栓连接结构薄层单元区域范围的单位面积接触刚度随螺栓预紧力变化曲线并进行拟合,如图 10 所示。

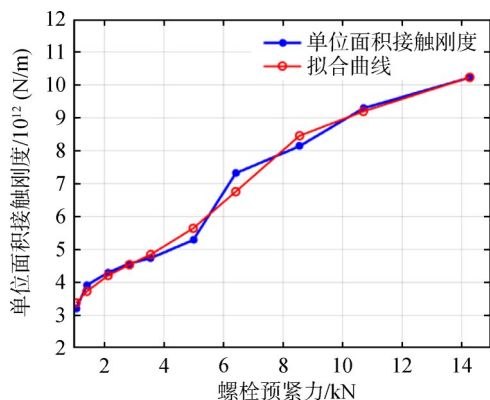


图 10 薄层范围的接触刚度随螺栓预紧力变化

Fig.10 Contact stiffness of the thin-layer range varies with the bolt preload

图 10 结果表明,随着螺栓预紧力的增大,单位面积接触刚度非线性增加,当螺栓预紧力较小时,接触刚度变化较快,当预紧力较大时接触刚度逐渐趋于稳定。

5 接触刚度模型在盘鼓螺栓连接结构中的应用检验

上述以单螺栓连接的 1/Z 扇形盘鼓结构为基础,建立其螺栓连接界面单位面积接触刚度模型,为了实现工程上螺栓组复杂连接刚度的简化建模,以典型螺栓组连接的整圈盘鼓结构为例开展应用检验。盘鼓转子螺栓连接结构如图 11 所示,包括 2 个转轴、2 个鼓筒和 1 个轮盘,转轴与鼓筒之间采用整圈 6 个螺栓紧固,不考虑其接触刚度的影响。

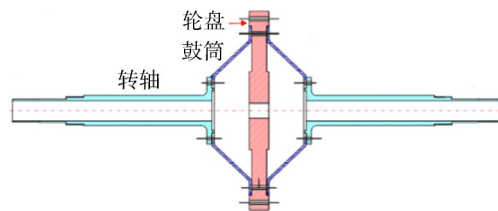


图 11 盘鼓转子螺栓连接结构示意图

Fig.11 Schematic of bolt connection structure of disk and drum rotor

基于上述双薄层单元法,在鼓筒与轮盘连接的 2 个接触面内,分别针对整圈 6 个螺栓设置对应的内、外环薄层单元。给定螺栓预紧力,根据单位面积接触刚度模型,计算内、外环对应的单位面积接触刚度,在确定了内、外环薄层厚度(仍然取 0.2 mm)、面积以后,即可确定等效的弹性模量,完成内、外环薄层单元的建模。在转轴与鼓筒连接界面,当螺栓预紧力较大时,设置为固结方式。改变螺栓预紧力对应的薄层弹性模量,可以通过有限元仿真获得该盘鼓转子螺栓连接结构的各阶固有频率,其计算结果如表 5 所示。

针对实际盘鼓转子螺栓连接结构,在螺栓屈服极限范围内以尽量大的预紧力紧固转轴和鼓筒之间的整圈螺栓。根据预先标定的预紧力-扭矩关系,以十字交叉法的方式,逐渐给定鼓筒-轮盘间螺栓各预紧力(扭矩),通过悬挂-锤击法,测量盘鼓转子螺栓连接结构自由状态下前 4 阶固有频率随整圈螺栓预紧力变化的规律,盘鼓转子螺栓连接结构的固有特性实验图及测点布置如图 12 所示。

表 5 基于双薄层单元法仿真的盘鼓转子螺栓连接结构固有频率

Table 5 Natural frequencies of the bolted connection structure of the disk and drum rotor based on the simulation of the double thin-layer element method

预紧力/N	内薄层弹性模量/GPa	外薄层弹性模量/GPa	固有频率/Hz			
			第 1 阶	第 2 阶	第 3 阶	第 4 阶
1 785.71	0.755	0.079	361.58	496.00	1 756.6	2 500.1
3 571.43	0.860	0.091	362.31	497.2	1 763.7	2 506.7
5 357.14	1.05	0.111	363.44	498.21	1 774.6	2 515.6
7 142.86	1.46	0.154	365.26	499.84	1 792.3	2 532.8
8 928.57	1.50	0.158	365.4	499.97	1 793.7	2 534.2
13 392.86	1.70	0.179	366.07	500.57	1 800.2	2 540.7
变化率/%			1.24	0.92	2.48	1.62



图 12 盘鼓转子螺栓连接结构固有频率测试系统

Fig.12 Natural frequency test system of the bolt connection structure of the disk and drum rotor

盘鼓转子螺栓连接结构在自由状态下前 4 阶固有频率随螺栓预紧力变化的仿真与实验测试结果如图 13 所示。同样采用式(9)所述仿真与测试结果的相对误差 R' 评价方法, 计算其相对误差, 如图 14 所示。

结果表明盘鼓转子螺栓连接结构的仿真与实验结果整体平均相对误差为 4.10%, 在螺栓预紧力较低时误差较大, 在螺栓预紧力较大时误差减小。预紧力在 1 785.71 N 时, 前 4 阶固有频率测

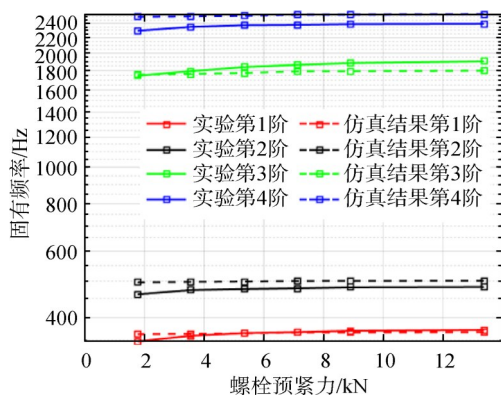


图 13 盘鼓转子螺栓连接结构固有频率仿真与测试结果

Fig.13 Natural frequency simulation and test results of the bolt connection structure of the disk and drum rotor

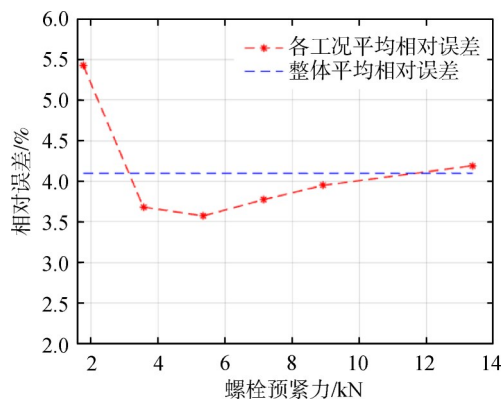


图 14 固有频率仿真与测试结果的相对误差

Fig.14 Relative error of natural frequency simulation and test results

试与仿真结果的相对误差平均值最大, 为 5.42%, 其中, 第 4 阶固有频率误差最大, 为 8.20%。低预紧力下误差较大的原因在于实验中难以严格准确控制螺栓连接的接触状态, 且悬挂方式的实际约束边界难以做到理想的自由状态, 接触刚度在低预紧力时更为敏感。综上所述, 采用单螺栓连接的扇形盘鼓结构所建立的接触刚度模型可以直接应用于螺栓组连接的整圈盘鼓转子结构中, 仍然具有较高的模拟精度。

因此, 基于接触应力分布的双薄层单元, 并通过仿真与固有特性测试相结合的方式建立的螺栓连接结构接触刚度模型具有很好的通用性, 接触刚度随预紧力变化的结果可以直接应用于实际工程螺栓组装配的界面连接刚度中。

6 结 论

针对航空发动机中常用盘鼓转子螺栓连接结

构连接刚度精确、简化建模问题,通过开展扇形盘鼓(单)螺栓结构固有特性实验测试,获得结构前6阶固有频率随螺栓预紧力变化的关系;考虑螺栓接触面应力分布,基于双薄层单元法建立了单螺栓连接的扇形盘鼓结构的各阶固有频率随接触薄层弹性模量(连接/接触刚度)变化的规律。通过对比实验测试结果与仿真结果构建各阶固有频率随预紧力变化误差函数实现了接触刚度的准确识别。在此基础上,将接触刚度模型推广应用于整圈盘鼓螺栓连接结构中,通过各阶固有频率仿真与测试,检验了模型的有效性和通用性。主要结论如下:

1) 提出了基于接触应力分布构建薄层单元的方法,通过结构目标接触面上的应力分布规律确定相应薄层单元的形式以及分区域薄层单元的边界。

2) 扇形盘鼓螺栓连接结构和整圈盘鼓转子螺栓连接结构的各阶固有频率均随预紧力增大而提高,整圈盘鼓转子螺栓连接结构固有频率相对变化率较小,且对整圈螺栓预紧力不敏感。双薄层单元用于描述螺栓连接接触界面的连接特性,通过改变双薄层弹性模量(刚度)开展盘鼓螺栓连接结构有限元仿真可以获得相同的实验现象。

3) 通过对比各阶固有频率随预紧力变化规律的测试和仿真结果,识别出螺栓连接界面接触刚度随螺栓预紧力变化规律,据此建立盘鼓转子螺栓连接结构的接触刚度模型。由于结构和振型的差异,固有频率阶次对螺栓预紧力的敏感性不同,该敏感性将显著影响接触刚度的识别精度,应准确予以计入。

4) 基于单螺栓连接的扇形盘鼓结构固有频率测试与实验建立的接触刚度模型,接触刚度平均识别误差2.40%,说明考虑接触区域应力分布的分区双薄层单元法能够精确地描述螺栓连接界面的接触特性。通过将接触刚度模型应用于整圈盘鼓转子螺栓连接结构,并仿真获得的前4阶固有频率得到实验验证,平均误差为4.10%,检验了所提出的接触刚度模型的正确性和通用性。

5) 通过探索盘鼓转子螺栓连接结构固有频率随螺栓预紧力变化的规律,提出了一个新的估算盘鼓粗糙表面接触刚度的方法,该方法可以直接应用于实际盘鼓转子螺栓连接结构的连接刚度建模中,并具有很高的精度和通用性。

参考文献:

- [1] GREENWOOD J A, WILLIAMSON J. Contact of nominally flat surfaces[J]. Proceedings of the Royal Society of London: Series A Mathematical and Physical Sciences, 1966, 295 (1442):300-319.
- [2] 徐超, 王东. 一种改进的粗糙表面法向弹塑性接触解析模型[J]. 西安交通大学学报, 2014, 48(11):115-121.
XU Chao, WANG Dong. An improved analytical model for normal elastic-plastic contact of rough surfaces[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2014, 48(11):115-121. (in Chinese)
- [3] 贺林, 朱均. 粗糙表面接触分形模型的提出与发展[J]. 摩擦学学报, 1996, 16(4):375-384.
HE Lin, ZHU Jun. Advancement and development of fractal contact model for rough surfaces[J]. Journal of Tribology, 1996, 16(4):375-384. (in Chinese)
- [4] MAJUMDAR A, BHUSHAN B. Fractal model of elastic-plastic contact between rough surfaces[J]. Journal of Tribology, 1991, 113(1):1-11.
- [5] YASTREBOV V A, DURAND J, PROUDHON H, et al. Rough surface contact analysis by means of the finite element method and of a new reduced model[J]. Comptes Rendus Mécanique, 2011, 339(7/8):473-490.
- [6] BRAKE M R. An analytical elastic-perfectly plastic contact model[J]. International Journal of Solids and Structures, 2012, 49(22):3129-3141.
- [7] YANG T C, FAN Shuohao, LIN C S. Joint stiffness identification using FRF measurements[J]. Computers and Structures, 2003, 81(28/29):2549-2556.
- [8] WANG J, SAS P. A method for identifying parameters of mechanical joints[J]. Journal of Applied Mechanics, 1990, 57(2):337-342.
- [9] CUNHA J, FOLTÊTE E, BOUHADDI N. Evaluation of stiffness of semi-rigid joints in pultruded profiles from dynamic and static data by using model updating technique[J]. Engineering Structures, 2008, 30(4):1024-1036.
- [10] OUYANG H, OLDFIELD M J, MOTTERSHEAD J E. Experimental and theoretical studies of a bolted joint excited by a torsional dynamic load[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2006, 48(12):1447-1455.
- [11] REN Y, LIM T M, LIM M K. Identification of properties of nonlinear joints using dynamic test data[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1998, 120(2):324-330.
- [12] SHARMA K G, DESAI C S. Analysis and implementation of thin-layer element for interfaces and joints[J]. Journal of Engineering, 1992, 118(12):2442-2433.
- [13] 姚星宇, 王建军, 翟学. 航空发动机螺栓连接薄层单元建模方法[J]. 北京航空航天大学学报, 2015, 41(12):82-92.
YAO Xingyu, WANG Jianjun, ZHAI Xue. Modeling method of thin layer element for aero-engine bolt connection[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2015, 41(12):82-92. (in Chinese)

- [14] BOGRAD S, REUSS P, SCHMIDT A, et al. Modeling the dynamics of mechanical joints[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2011, 25(8):2801-2826.
- [15] DESAI C S, ZAMAN M M, LIGHTNER J G, et al. Thin-layer element for interfaces and joints[J]. International Journal for Numerical and Analytical Methods in Geomechanics, 1984, 8(1):19-43.
- [16] ZHAO G, XIONG Z, JIN X, et al. Prediction of contact stiffness in bolted interface with natural frequency experiment and FE analysis[J]. Tribology International, 2018, 127:157-164.
- [17] 赵广, 金鑫, 崔颖, 等. 基于模态应变能的接触刚度识别方法[J]. 机械工程学报, 2020, 56(9):147-153.
ZHAO Guang, JIN Xin, CUI Ying, et al. Contact stiffness identification method based on modal strain energy[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(9):147-153.(in Chinese)
- [18] BOGRAD S, SCHMIDT A, GAUL L. Joint damping prediction by thin layer elements[R]. Bethel, Connecticut, US: IMAC 26th Conference and Exposition on Structural Dynamics, 2008.

(编辑:陈 越)