

# 一种航空发动机整机振动模型支承刚度的辨识方法

屈美娇, 陈 果

(南京航空航天大学民航学院, 江苏 南京 210016)

**摘要:** 提出了一种航空发动机整机振动模型支承刚度识别的方法。首先, 建立航空发动机整机动力学模型, 将支承刚度和安装节刚度视为待优化的连接刚度, 然后通过有限元仿真计算, 得到在不同连接刚度下各阶整机固有频率。以支持向量机构造从各支承刚度到各阶固有频率的回归函数。接下来, 采用遗传算法进行目标优化, 以整机真实固有频率(可通过模态试验获取)为基础, 建立遗传算法适应度函数, 利用实数编码, 最终识别得到整机各处连接刚度。以带机匣的航空发动机转子试验器为算例进行方法验证, 根据整机模态试验结果, 进行了支承刚度和安装节刚度识别, 结果表明了该方法的有效性。

**关键词:** 航空发动机; 整机振动; 模型修正; 连接刚度; 刚度辨识

**中图分类号:** V231.92      **文献标志码:** A      **文章编号:** 1004-4523(2019)03-0490-11

**DOI:** 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2019.03.014

## 引 言

航空发动机高保真建模一直是航空发动机研制过程中的重要问题<sup>[1]</sup>。近年来, 对零件、部件的模型修正技术已经非常成熟, 但是对部件、组件间的连接参数, 尤其是支承刚度的修正依然未能得到高效精确的修正方法<sup>[2]</sup>。支承刚度的准确辨识对于发动机整机动力学建模至关重要。

很多学者进行过模型修正技术的研究, 各种修正方法及改进方法层出不穷, D J Ewins 和 Friswell 等均做了大量工作<sup>[3-6]</sup>。很多学者对国际标准化考题 GARTEUR19 进行过模型修正, 用以验证方法的有效性<sup>[7-9]</sup>。传统的模型修正方法主要分为矩阵法和参数法。矩阵法的主要缺陷是修正后的矩阵无法具备原矩阵的带状和稀疏性, 以及物理意义不明。参数法以基于灵模态特征灵敏度的修正方法应用最广, 其主要受到实测振型精度(即目标函数精度)的影响较大。1951 年 Box 和 Wilson 提出的一种近似模型, 称为响应面模型, 其基本思想是有多项式构造响应面模型, 建立一种相对简易的输入与输出之间的显示关系, 以代替大量复杂的隐式计算<sup>[10]</sup>, 但是响应面法受设计试验

和近似差值模型影响较大。

模型修正技术已经应用到航空发动机领域, 许多学者提出了很多模态修正方法, 并且都能与试验结果对应良好, 但是大多数是基于部件的模型修正技术。马双超等应用 1 阶优化方法对机匣的有限元模型进行了修正, 并与模态试验进行了对比<sup>[11]</sup>。赵斌等采用半实物仿真方法对带机匣的航空发动机转子试验器进行了模型修正<sup>[12]</sup>。D J Ewins 等论述了基于实验测试或超级模型得到的参考数据进行模型修正的方法, 并以航空发动机组件为例进行了验证<sup>[13]</sup>。Liu W 等采用神经网络方法进行了连接参数辨识研究<sup>[14]</sup>。H Miao 等对一个双转子航空发动机系统进行了三维建模及模型修正<sup>[15]</sup>。在部件之间高度耦合、互为边界的复杂整机系统中, 其连接参数, 尤其是支承刚度的识别问题往往更加复杂, 其修正技术也更加具有工程实用价值<sup>[16]</sup>。

本文提出一种航空发动机整机振动模型支承刚度的智能辨识方法, 该方法以整机模态试验为基础, 对整机动力学模型中的支承刚度和安装节刚度进行多参数综合识别。首先, 利用有限元模型得到大量不同刚度组合下的整机各阶固有频率, 然后, 采用支持向量机回归模型建立多刚度参数与各阶固有频率

**收稿日期:** 2017-06-30; **修订日期:** 2018-12-28

**基金项目:** 国家自然科学基金面上项目(51675263); 江苏省研究生培养创新工程项目(KYLX16\_0387); 南京航空航天大学博士学位论文创新创优基金资助项目(BCXJ17-10); 航空发动机及燃气轮机重大专项基础研究项目  
万方数据 (2017IV0080045)

之间的映射函数关系。最后,利用遗传算法,以实测整机固有频率为基础构建适应度函数,获取与实测整机固有频率最为接近的最优连接刚度参数。本文利用一个带机匣的航空发动机转子试验器验证了方法的有效性。

# 1 航空发动机整机振动模型连接刚度智能辨识方法

## 1.1 方法总体框架和计算步骤

本文所提出的航空发动机整机振动模型支承刚度智能辨识方法总体框图和计算流程如图 1 所示,主要分为以下步骤:

- (1)建立初始整机动力学模型,分析整机结构,总结并估计各刚度大小关系及取值范围;
- (2)进行支承刚度对整机各阶模态影响的灵敏

度分析;

(3)根据灵敏度分析结果挑选出灵敏度较高的刚度参数进行辨识;

(4)在各待识别的刚度范围内选择典型的刚度值,进行有限元模态计算,以得到不同刚度组合下对应的模态频率。计算若干组合刚度下的模态频率,并进行整理,形成各刚度值组合状态与其对应的模态频率的样本集合;

(5)对样本集利用支持向量回归,获取各刚度值到整机各阶模态频率的显示函数关系;

(6)利用遗传算法,对刚度值进行辨识,设置适应度函数为各阶模态频率的目标值(通过整机模态试验获得)与计算值差值的绝对值之和的倒数;

(7)最后,将辨识得到的刚度值代入整机动力学模型进行有限元计算,将计算结果与整机模态试验结果进行对比验证。

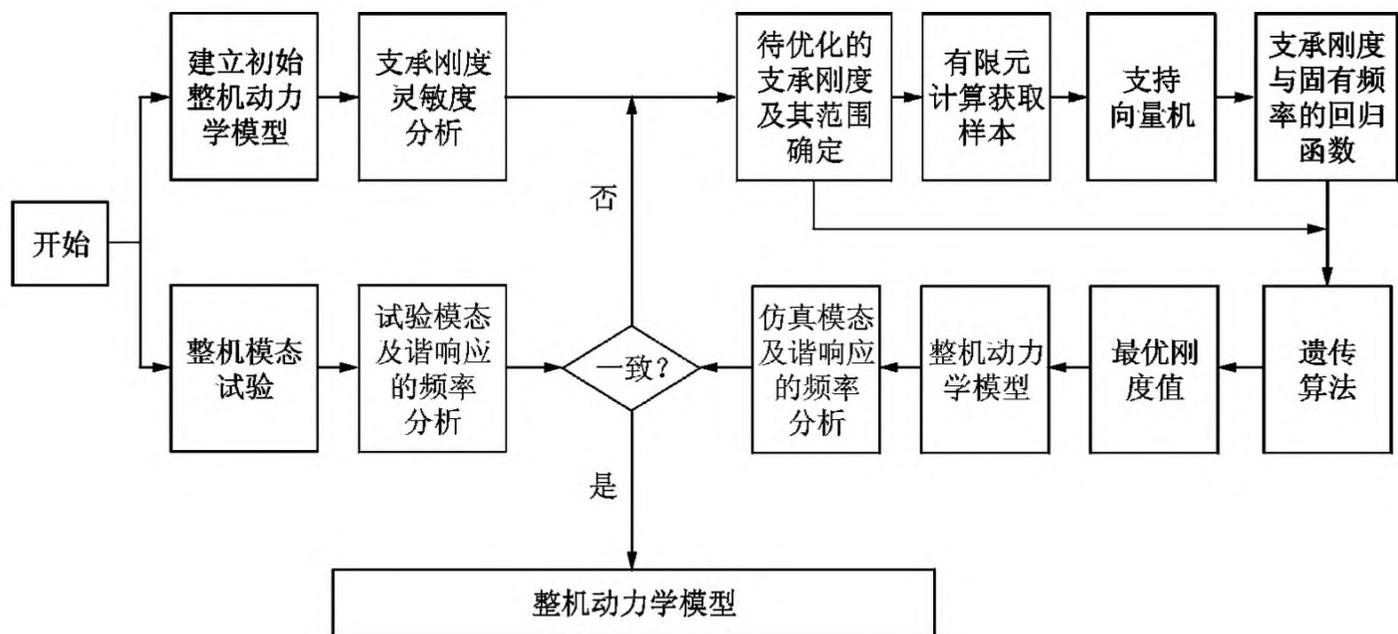


图 1 方法总体框架及流程图

Fig. 1 The overall framework and flow chart of the method

## 1.2 基于 SVR 的函数拟合

引入支持向量回归 (Support Vector Regression, SVR) 对样本数据进行训练建模,得到有限元模型各阶固有频率与各支承刚度的回归函数模型,该模型可通过计算样本的补充不断地拓展完善。

对于给定的训练样本  $\{(x_i, y_i), i=1, 2, \dots, n\}$ ,  $x_i$  为输入向量,  $y_i$  为与之对应的期望输出向量。SVM 用一个非线性映射  $\phi$  将输入向量映射到一个高维特征空间,并进行线性回归,其回归函数为

$$f(x) = w \cdot \phi(x) + b \quad (1)$$

式中  $w, b$  分别为权向量和阈值,  $w \cdot \phi(x)$  为  $w$  与  $\phi(x)$  的内积,并且满足结构风险最小化原理。

对优化目标函数求极值

$$\begin{cases} \min \frac{1}{2} \|w\|^2 + C \sum_{i=1}^n (\xi_i + \xi_i^*) \\ \text{s. t. } \begin{cases} y_i - f(x_i) \leq \epsilon + \xi_i \\ f(x_i) - y_i \leq \epsilon + \xi_i^* \quad (i=1, 2, \dots, n) \\ \xi_i, \xi_i^* \geq 0 \end{cases} \end{cases} \quad (2)$$

式中  $C$  为惩罚因子,实现在经验风险和置信范围之间的折中,  $\epsilon$  为不敏感函数可以确保对偶变量的稀疏性,同时确保全局最小解的存在和可靠泛化界的优化,  $\xi_i, \xi_i^*$  为松弛变量。求解  $w, b$ 。

引入拉格朗日函数,式(2)可以转化为求解拉格朗日算子  $\alpha_i, \alpha_i^*$  的对偶形式。支持向量回归模型采用径向基核函数 RBF,即

$$K(\mathbf{x}_i, \mathbf{x}_j) = \exp\{\gamma \|\mathbf{x}_i - \mathbf{x}_j\|^2\} \quad (3)$$

式中  $\gamma$  为核函数参数。用核函数  $K(\mathbf{x}_i \cdot \mathbf{x}_j)$  来替代内积运算,可以实现由低维空间到高维空间的映射,从而使低维空间的非线性问题转化为高维空间的线性问题。

引入核函数后,优化目标函数式变为如下形式

$$\begin{cases} \max \sum_{i=1}^n y_i (\alpha_i - \alpha_i^*) - \epsilon \sum_{i=1}^n (\alpha_i + \alpha_i^*) - \\ \frac{1}{2} \sum_{i=1, j=1}^n (\alpha_i - \alpha_i^*) (\alpha_j - \alpha_j^*) K(\mathbf{x}_i, \mathbf{x}_j) \\ \text{s. t. } \sum_{i=1}^n (\alpha_i - \alpha_i^*) = 0, \quad \alpha_i, \alpha_i^* \in [0, C] \end{cases} \quad (4)$$

相应的预测函数式变为

$$f(\alpha, \alpha^*, \mathbf{x}) = \sum_{i=1}^n (\alpha_i - \alpha_i^*) K(\mathbf{x}, \mathbf{x}_i) + b \quad (5)$$

利用式(5)可直接建立支持向量机的回归模型。

基于结构风险最小化的支持向量回归预测方法,在理论上保证了小样本学习下的模型泛化能力。因此,在取值范围合理的情况下,SVM模型采用不多的训练样本,就能够准确逼近非线性函数。

### 1.3 基于遗传算法的智能识别

遗传算法应用于系统辨识最早是由 Goldberg 实现的。进入 20 世纪 90 年代以后遗传算法的应用范围越来越广。遗传算法在系统识别领域的应用,都是基于具体系统的先验知识,将遗传算法作为一种全局寻优的优化方法,通过解决优化问题辨识系统的参数。

对于结构系统连接参数识别,其基本原理是以结构系统模态频率的回归预测值与实测值之差的倒数为目标函数进行寻优,最后识别出连接参数。基于遗传算法的支承连接刚度辨识方法基本流程图如图 2 所示,其具体步骤为:

(1) 编码:选定优化参数为:  $k_1, k_2, \dots, k_n$ , 采用实数编码。实数编码的关键是要确定每个参数的取值范围,范围取得合适,将大大减小遗传算法的搜索空间,提高识别精度和计算效率。

(2) 适应度函数设计:目标固有频率为  $\overline{f_{cri}}$ , 预测固有频率为  $f_{cri}, i=1, 2, \dots, n$ 。将遗传算法的适应度函数确定为

$$\text{Fitness} = \frac{1}{\sum_i^n |f_{cri} - \overline{f_{cri}}|} \quad (6)$$

(3) 选择:采用比例选择算法,即赌盘选择法进

行选择,同时利用最优保存策略,即当前群体中适应度最高的个体不参与交叉和变异运算,而是用它替换本代群体中经过交叉、变异等遗传操作所产生的适应度最低的个体。设群体大小为  $M$ , 个体  $i$  的适应度为  $F_i$ , 则个体  $i$  被选中的概率  $p_{is}$  为

$$p_{is} = \frac{F_i}{\sum_{i=1}^M F_i} \quad (7)$$

(4) 交叉:采用算术交叉法,假设在两个个体  $X_A^t, X_B^t$  之间进行算术交叉,则交叉运算后所产生的两个新个体为

$$\begin{cases} X_A^{t+1} = \alpha X_B^t + (1 - \alpha) X_A^t \\ X_B^{t+1} = \alpha X_A^t + (1 - \alpha) X_B^t \end{cases} \quad (8)$$

式中  $\alpha$  为参数,如为常数,则为均匀交叉,如为变化的数,则为非均匀交叉,这里采用均匀交叉,选择  $\alpha=0.1$ ;

(5) 变异:采用均匀变异,假设染色体中的某基因  $x_k$  为变异点,其取值范围为  $[U_{\min}^k, U_{\max}^k]$ , 在该点对该染色体进行均匀变异操作后,新的基因为

$$x'_k = U_{\min}^k + r \times (U_{\max}^k - U_{\min}^k) \quad (9)$$

式中  $r$  为服从  $[0, 1]$  均匀分布的随机数。

(6) 其他参数:种群数 100, 交叉率 0.9, 变异率 0.1。

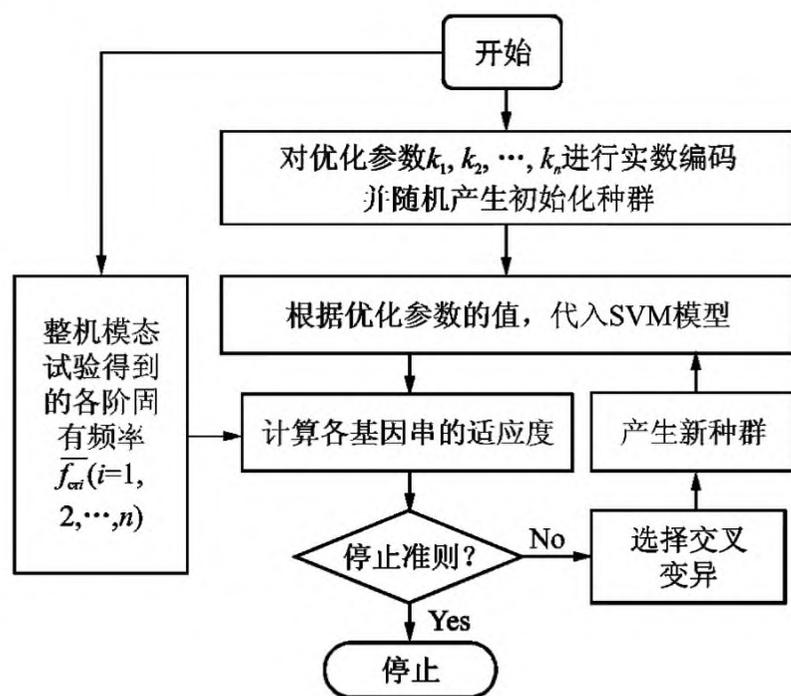


图 2 遗传算法模态识别流程

Fig. 2 Genetic algorithm modal recognition process

## 2 基于带机匣的航空发动机转子试验器支承刚度及安装节刚度辨识的算例

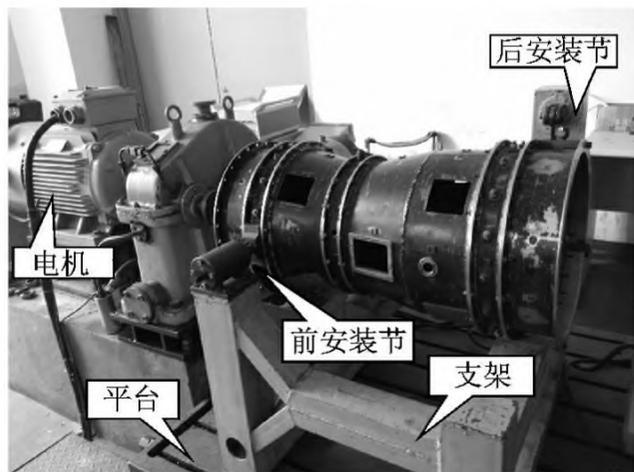
### 2.1 整机模态测试

#### 2.1.1 试验器概述

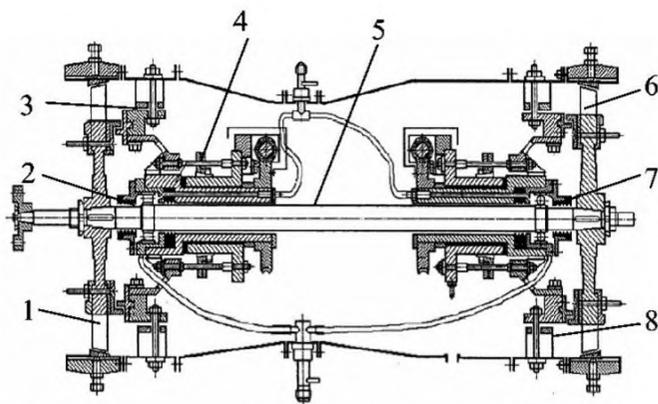
本文的研究对象是一个带机匣的航空发动机转

子试验器,该试验器由沈阳航空发动机设计研究所设计制造,在外形上与发动机核心机机匣一致,尺寸缩小为原来的三分之一;核心机采用 0-2-0 支承结构,多级压气机和涡轮均简化为单级的盘片结构,叶片简化为斜置平面。试验器采用尼龙绳联轴器与减速箱相连,由电机驱动。真实图片如图 3(a)所示,其剖面图如图 3(b)所示。

转子试验器通过刚性支架安装在试验平台上。前安装节位于压气机静子机匣左右两侧,采用螺栓结构固定在支架上。后安装节位于涡轮静子机匣左侧(顺航向看),通过铰链悬挂吊起试验器尾部。安装节并不对称,导致水平和垂直方向的动力特性并不对称,需要分别进行水平方向和垂直方向的整机模态试验,才能得到完整的整机模态。本文用试验器来说明和验证提出的刚度辨识方法,仅以水平方向为例进行说明。



(a) 转子试验器实物图  
(a) The rotor tester in the lab



1.压气机转子; 2.滚棒轴承; 3.压气机静子; 4.鼠笼式弹性支承; 5.轴; 6.涡轮转子; 7.球轴承; 8.涡轮静子

(b) 转子试验器结构图  
(b) Structure diagram of the rotor tester

图 3 航空发动机转子试验器  
Fig. 3 Aero-engine rotor tester

2.1.2 试验方案

试验采用正弦激励法进行扫频,扫频范围 0-200 Hz,频率间隔 1 Hz。激励力由阻抗头实际测试得到,在非共振区,激励力值在 50 N 左右,共振区将

减小到 10 N 左右。本文采用单点激励多点测量,在试验器上选取 13 个测点(支承及测点位置如图 4 所示,图 5 为水平方向模态测试实际测点位置),其中转子 6 个测点,静子 7 个测点,依次布置 B&K4508ICP 加速度传感器。选取测点 1 为激振点,安装激振器,激励力通过安装在激振器顶杆和试验器之间的阻抗头测量。

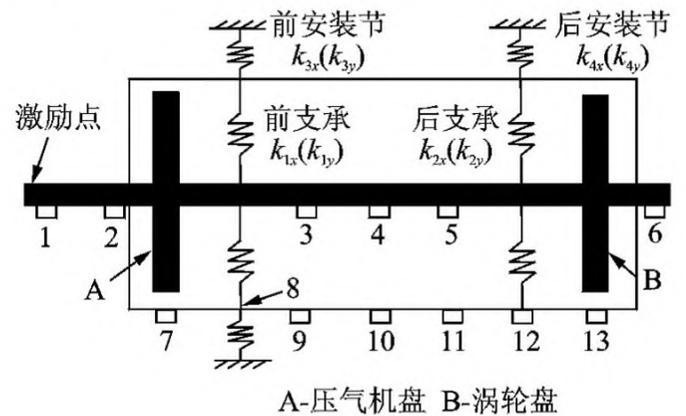
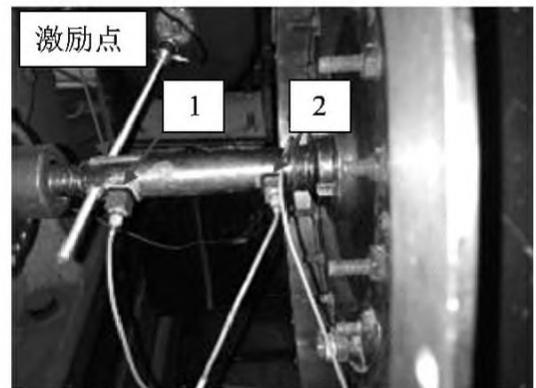
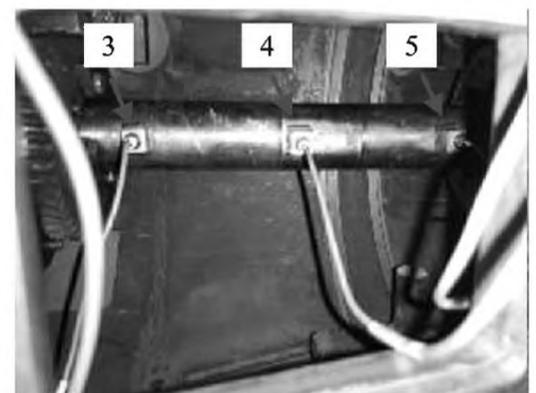


图 4 支承及测点位置示意图

Fig. 4 Supports and test points positions schematic diagram



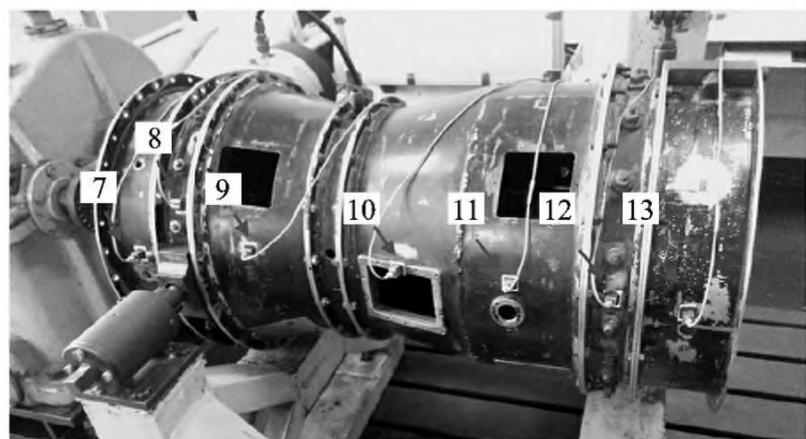
(a) 测点1-2  
(a) Test points 1-2



(b) 测点3-5  
(b) Test points 3-5



(c) 测点6  
(c) Test point 6



(d) 测点7-13

(d) Test points 7-13

图5 整机模态测试实际测点位置(水平方向试验)

Fig. 5 Test points positions of the whole tester modal experiment (in the horizontal direction)

### 2.1.3 试验结果及分析

采用振动模态识别软件,得到试验器的水平方向的前3阶模态参数,如表1所示。模态振型如图6所示,图中上方为静子机匣的振型,下方为转子的振型。其中水平方向第1阶为转子静子耦合的整机刚体振型;第2阶为转子平动的刚体振型;第3阶模态振型为转子1阶弯曲。

表1 水平方向试验模态结果

Tab. 1 Experimental modal results in the horizontal direction

	第1阶	第2阶	第3阶
固有频率 $\omega/\text{Hz}$	38.20	46.57	113.42
阻尼比 $\xi$	0.0183	0.0167	0.0134

该试验器静子机匣壁厚为4 mm,相对于转子结构刚度较强,静子结构本身和转子结构不会发生耦合振动,在水平方向的静子机匣的振动是由于后安装节处缺乏水平方向约束引起的,即第1阶刚体耦合振型是试验器的安装方式引起的。对比起来,垂直方向约束较强,导致机匣与转子的耦合振动程度较弱。

## 2.2 航空发动机转子试验器的整机刚度辨识

### 2.2.1 整机刚度分析

#### (1) 有限元建模

对试验器进行有限元建模,转子所用材料为30CrMnSi,机匣所用材料1Cr18Ni9Ti,材料参数如表2所示。建模时,将静子机匣做整体刚性处理,忽略各个螺栓连接面;转子系统也做整体刚性处理,忽略转轴间的配合面。

试验器各支承位置如图4所示,其中  $k_{1x}, k_{2x}$  分别为转子前后支承水平方向刚度,  $k_{3x}, k_{4x}$  分别为试

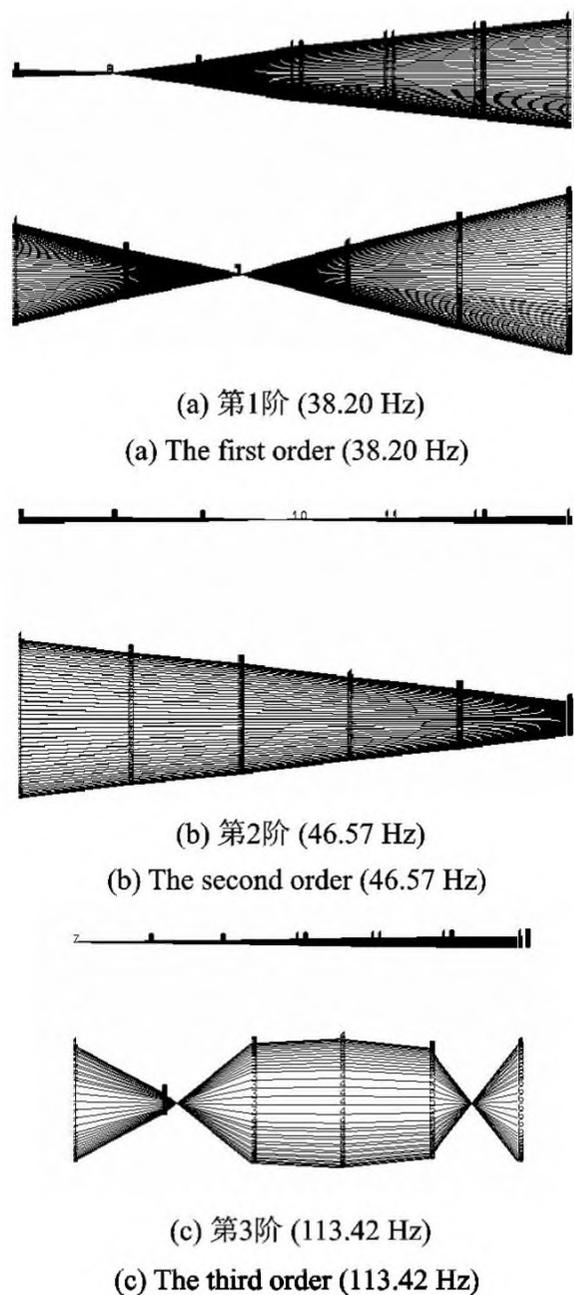


图6 水平方向试验前3阶模态振型

Fig. 6 The first 3 orders modal shapes of the rotor tester in the horizontal direction

验器前后安装节水平方向刚度。静子和转子结构采用SOLID186单元,支承处采用COMBIN14单元。整机有限元模型如图7所示。共划分单元179763个,节点57204个。为保证部件模型准确,对转子和静子结构分别进行自由状态模态试验和有限元计算,对比结果,验证了转子结构和静子有限元模型的准确性<sup>[17]</sup>。

表2 试验器模型材料参数

Tab. 2 Material parameters of the tester model

弹性模量/Pa	密度/( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )	泊松比
$2.11 \times 10^{11}$	7800	0.3

#### (2) 结构分析及刚度估算

试验器共有4个刚度,其中  $k_1, k_2$  为转子支点刚度,  $k_3, k_4$  为安装节支承,其中2个转子支点采用弹性鼠笼支承结构与轴承结构串联的形式支承,鼠笼刚度较弱,在串联刚度中起主要作用。根据经验、仿真计算结果结合模态试验,考虑  $k_{1x}, k_{2x}$  范围为

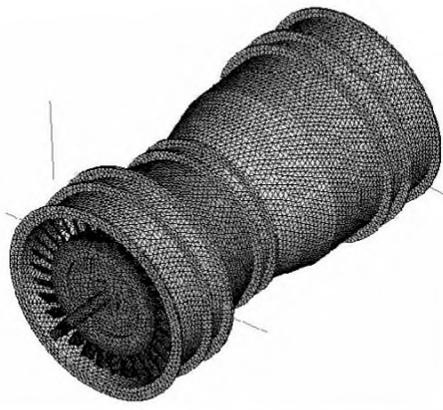


图 7 试验器整机有限元模型

Fig. 7 Finite element model of the whole rotor tester

$1 \times 10^5 - 2 \times 10^6$  N/m。前安装节采用球铰结构固定在支架上,其刚度均较强,考虑  $k_{3x}$  范围为  $5 \times 10^6 - 5 \times 10^7$  N/m。后安装节采用铰链垂向单侧吊起,水平方向刚度较弱,考虑  $k_{4x}$  范围为  $1 \times 10^6 - 5 \times 10^6$  N/m。

(3)各刚度对固有频率的影响规律分析

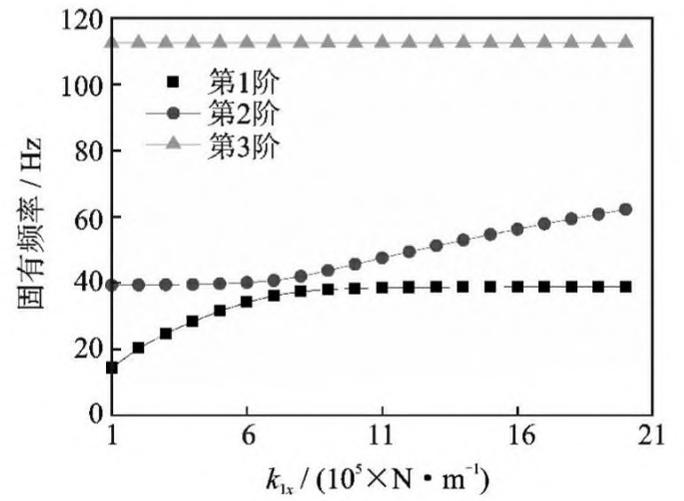
分别设定  $k_{1x}, k_{2x}$  为  $1 \times 10^6$  N/m,  $k_{3x}$  等于  $1 \times 10^7$  N/m,  $k_{4x}$  等于  $5 \times 10^6$  N/m, 单独改变其中一个刚度, 计算不同刚度条件下试验器的前 3 阶固有频率, 即可得到该刚度对前 3 阶固有频率的影响规律, 结果如图 8 所示。

由图 8 可得出如下结论: 1) 水平方向前 2 阶固有频率均在不同程度上受  $k_{1x}, k_{2x}$  和  $k_{4x}$  的影响。水平方向第 3 阶固有频率受各刚度变化影响均很小。 2) 水平方向前 3 阶固有频率对前安装节刚度  $k_{3x}$  的变化均不敏感, 主要是因为静子系统前安装节刚度较大, 在前 3 阶模态振型中, 前安装节位置振动均不大, 其中在第 1 阶振型中, 前安装节位置接近节点, 因此, 该刚度变化对所分析的 3 阶固有频率影响很小。有鉴于此, 选择水平方向支承刚度  $k_{1x}, k_{2x}$  和  $k_{4x}$  为优化参数。

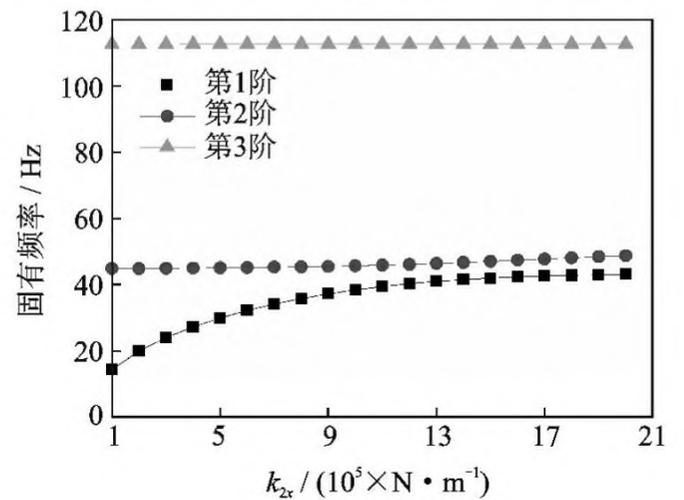
(4)样本计算

如前所述, 取  $k_{3x} = 1 \times 10^7$  N/m,  $k_{1x}, k_{2x}$  范围为  $1 \times 10^5 - 2 \times 10^6$  N/m,  $k_{4x}$  范围为  $1 \times 10^6 - 5 \times 10^6$  N/m, 编写 APDL 命令, 在 ANSYS 软件中计算  $k_{1x}, k_{2x}$  和  $k_{4x}$  不同取值组合情况下的试验器水平方向前 3 阶固有频率  $f_{H1}, f_{H2}$  和  $f_{H3}$ , 分别构造  $k_{1x}, k_{2x}, k_{4x}$  和  $f_{H1}, f_{H2}, f_{H3}$  组成的样本集合。

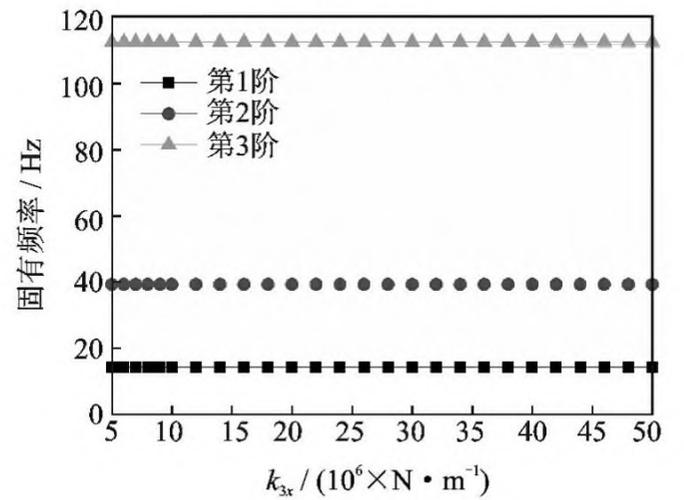
以  $f_{H1}$  为例说明样本构造方法: 每次计算时, 均能得到 1 个  $k_{1x}, k_{2x}, k_{4x}$  和  $f_{H1}$  所构成的 4 维向量, 即 1 个样本点; 遍历刚度取值范围内的所有组合情况的样本点的集合用于 SVR 建模的训练样本。理论上说, 训练样本的数量越多, 训练得到的模型越准确, 然而, 样本数量越多, 所需要的计算代价就越高。



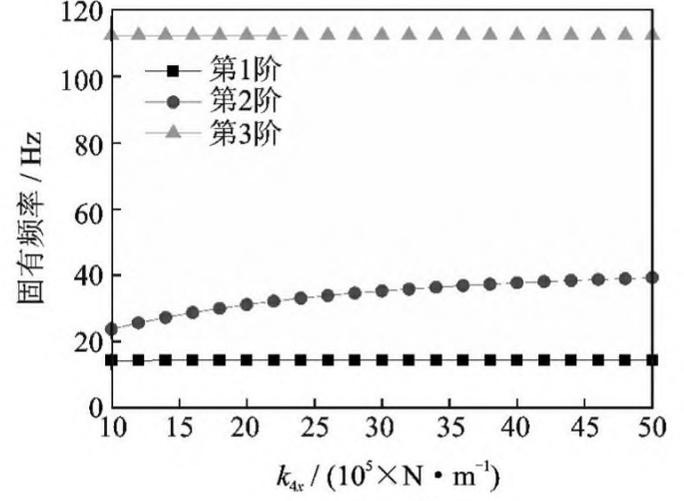
(a)  $k_{1x}$  变化  
(a)  $k_{1x}$  change



(b)  $k_{2x}$  变化  
(b)  $k_{2x}$  change



(c)  $k_{3x}$  变化  
(c)  $k_{3x}$  change



(d)  $k_{4x}$  变化  
(d)  $k_{4x}$  change

图 8 前 3 阶水平方向固有频率随水平方向刚度变化规律  
Fig. 8 The relationship between the first 3 orders natural frequencies and stiffness values in the horizontal direction

事实上,基于结构风险最小的支持向量机回归模型SVR在理论上保证了小样本学习的泛化能力,实际学习过程中,样本数量并不需要很大,往往可以结合具体问题,通过对训练得到的模型进行反复验证来确定。

在模型训练与测试时,将总样本随机划分一半作为训练样本,另一半作为测试样本。在计算过程中,无法遍历刚度取值范围内的所有刚度值,因此选取一定间隔的刚度值进行相互组合计算。经过计算,每个方向对应每1阶固有频率均得到75个样本点。对样本数据进行整理,形成各刚度值组合状态与其对应的模态频率的样本集合。

### 2.2.2 整机连接刚度的智能辨识

(1)基于SVR的刚度与整机固有频率的函数关系回归

基于支持向量回归技术,得到固有频率与各刚度值之间的映射关系。该映射关系反映了有限元整机模型的输入(支承连接刚度)和输出(固有频率)之间的函数关系。

对每一组样本进行支持向量回归预测测试,用以验证拟合得到的函数关系是否具备较好的泛化能力。图9(a)和(b)所示为前2阶固有频率数据的支持

向量回归预测测试结果,样本1,2分别表征 $k_{1x}$ 和 $f_{H1}$ , $k_{1x}$ 和 $f_{H2}$ 的关系,样本计算所取得支持向量机模型参数通过网格搜索算法得到,如表3所示。

表3 支持向量参数及均方误差

Tab. 3 Support vector parameters and mean square error

样本	核函数参数 $\gamma$	惩罚因子 $C$	损失函数 $\epsilon$	均方误差/ %
1	1.0138	343.999	0.1	0.71
2	0.7666	345.664	0.1	0.82

由图9可知,对应预测固有频率与实际固有频率的变化曲线具有很好的一致性,其变化规律能够很好地被本文建立的固有频率模型所表征,认为该模型具有较好的泛化能力,可以用来替代整机有限元计算,用于预测试验器各阶固有频率。

进行支持向量回归分析,可以得到

$$\begin{cases} f(f_{H1}) = f_1(k_{1x}, k_{2x}, k_{4x}) \\ f(f_{H2}) = f_2(k_{1x}, k_{2x}, k_{4x}) \end{cases} \quad (10)$$

式(10)为水平方向连接刚度到固有频率的支持向量回归模型。

(2)基于遗传算法的刚度辨识

对构造的水平方向固有频率预测模型,以结构系统模态频率的3阶回归预测值与实测值之差的和的倒数为目标函数进行寻优,最后识别出连接参数。设置种群数为100,进化代数为100,图10为进行遗传算法优化的适应度函数随遗传代数的收敛曲线。识别结果如表4所示。

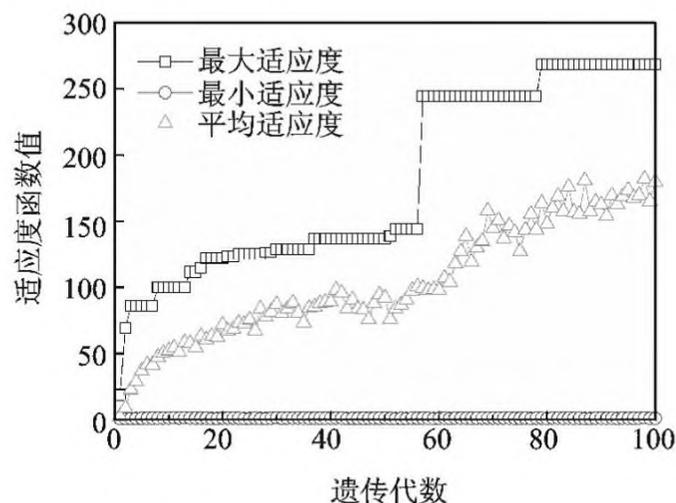


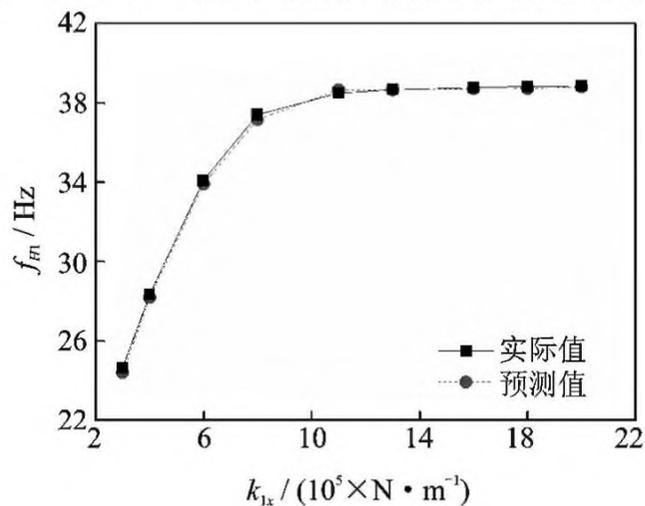
图10 遗传算法收敛曲线

Fig. 10 Genetic algorithm convergence curve

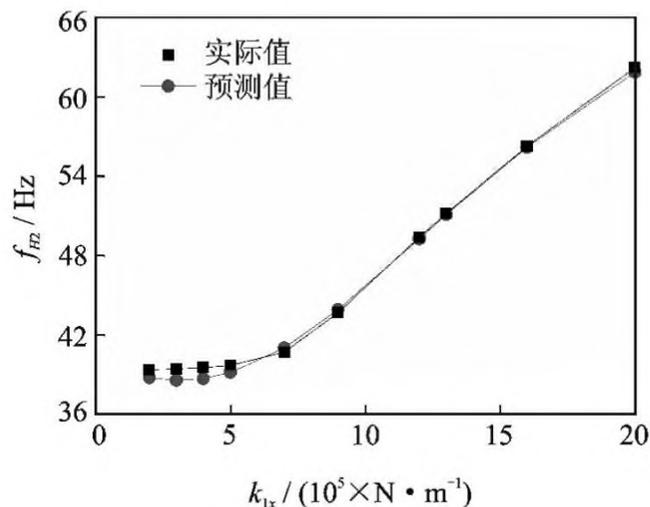
表4 水平方向刚度识别结果

Tab. 4 Horizontal stiffness parameters identification results

$k_{1x}/$ ( $10^6 \times N \cdot m^{-1}$ )	$k_{2x}/$ ( $10^6 \times N \cdot m^{-1}$ )	$k_{4x}/$ ( $10^6 \times N \cdot m^{-1}$ )
1.1008	1.1208	4.1031



(a) 样本1  
(a) Sample 1



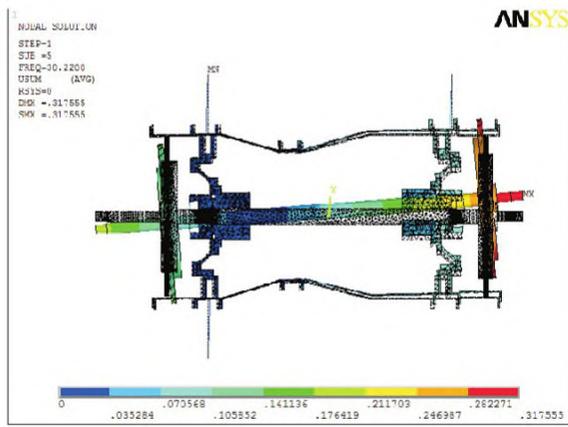
(b) 样本2  
(b) Sample 2

图9 固有频率模型测试结果

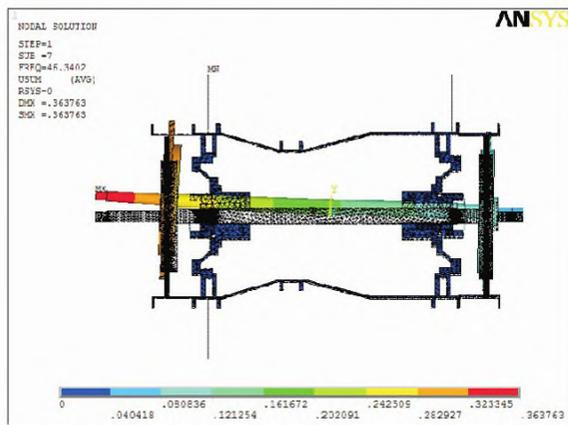
Fig. 9 Natural frequency model test results

### 2.3 结果验证

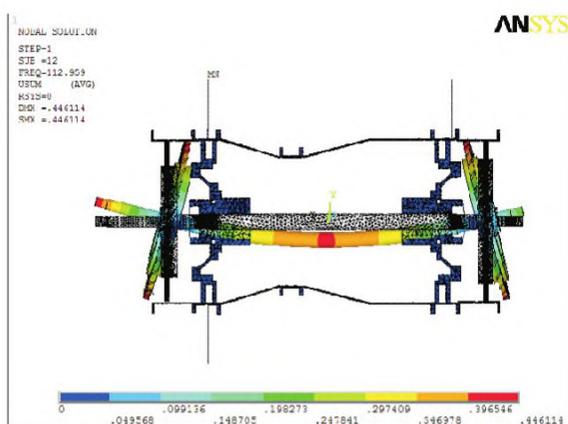
取  $k_{3x} = 1 \times 10^7$  N/m, 将表 4 数据代入有限元模型, 进行计算, 得到水平方向前 3 阶模态, 各阶模态振型如图 11 所示。其中, 试验器第 1 阶模态振型为整机刚体振型, 转子静子发生耦合振动, 转子俯仰, 静子俯仰, 频率为 38.23 Hz。试验器第 2 阶模态振型也为刚体振型, 表现为转子平动, 频率为 46.34 Hz。试验器第 3 阶模态振型为转子 1 阶弯曲, 频率为 112.96 Hz。



(a) 第1阶 (38.23 Hz)  
(a) The first order (38.23 Hz)



(b) 第2阶 (46.34 Hz)  
(b) The second order (46.34 Hz)



(c) 第3阶 (112.96 Hz)  
(c) The third order (112.96 Hz)

图 11 水平方向仿真前 3 阶模态振型

Fig. 11 The simulation first 3 orders modal shapes in the horizontal direction

将仿真计算得到的水平方向前 3 阶固有频率和试验结果进行对比, 如表 5 所示, 其中, 相对误差的

计算是以试验结果为基准的。

表 5 水平方向前 3 阶固有频率计算结果及相对误差

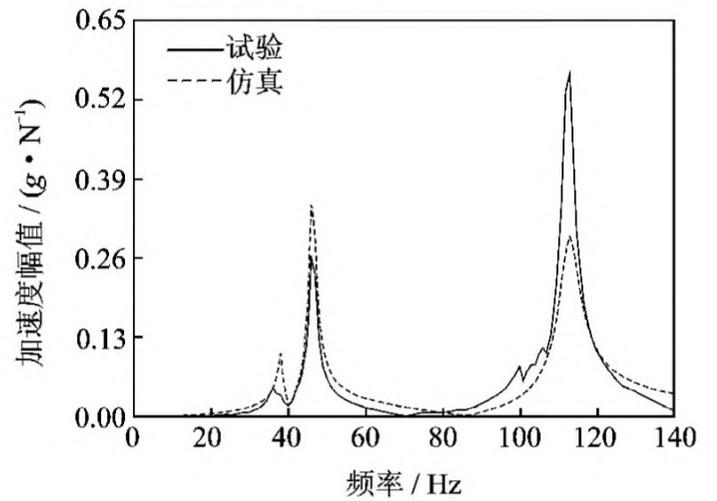
Tab. 5 The comparisons between the first 3 orders natural frequencies of simulation and that of experiment in the horizontal direction

	第 1 阶	第 2 阶	第 3 阶
试验值 / Hz	38.20	46.57	113.42
仿真值 / Hz	38.23	46.34	112.96
相对误差 / %	-0.07	-0.49	-0.41

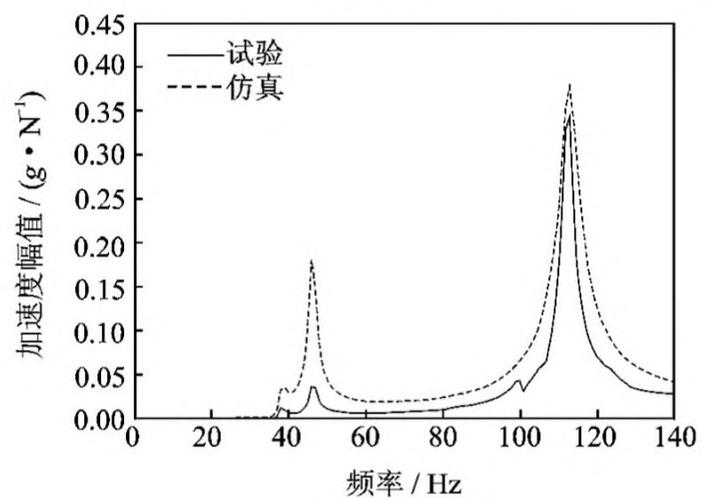
进一步计算仿真模型静止状态下水平方向的谐波响应, 取有限元模型与试验测点对应的点, 计算各测点加速度频率响应函数, 与由 2.1 节的整机模态试验得到的测点频率响应函数进行对比。其中, 仿真计算采用  $\alpha, \beta$  阻尼, 通过试验识别得到的阻尼参数由下式得到<sup>[18]</sup>

$$\begin{cases} \alpha = \frac{2 \left( \frac{\xi_2}{\omega_2} - \frac{\xi_1}{\omega_1} \right)}{\frac{1}{\omega_2^2} - \frac{1}{\omega_1^2}} \\ \beta = \frac{2 (\xi_2 \omega_2 - \xi_1 \omega_1)}{\omega_2^2 - \omega_1^2} \end{cases} \quad (11)$$

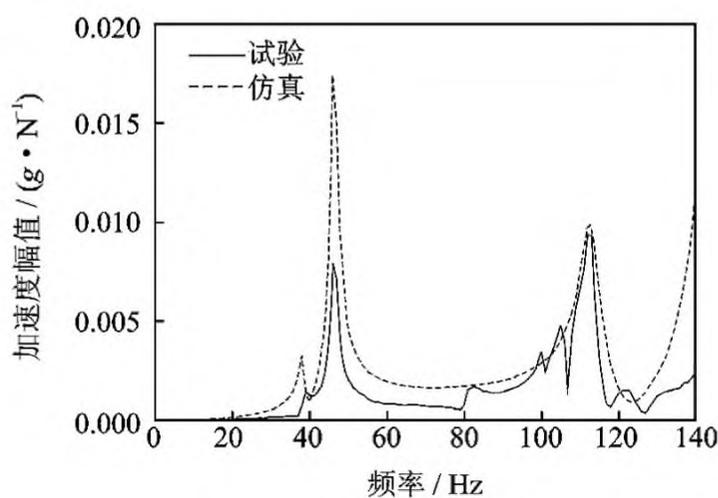
经过计算取  $\alpha = 1.07, \beta = 2.22 \times 10^{-4}$ 。测点 1、测点 5、测点 7、测点 10 的试验频率响应函数曲线与仿真频率响应函数曲线对比如图 12 所示。



(a) 测点 1 (转子)  
(a) Test point 1 (rotor)

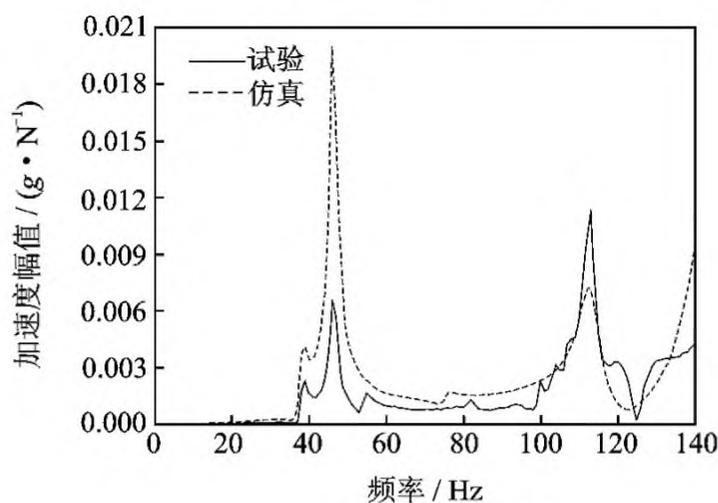


(b) 测点 5 (转子)  
(b) Test point 5 (rotor)



(c) 测点 7 (机匣)

(c) Test point 7 (casing)



(d) 测点 10 (机匣)

(d) Test point 10 (casing)

图 12 水平方向试验与仿真频率响应函数对比结果

Fig. 12 Comparisons between the frequency response functions of experiment and that of simulation in the horizontal direction

由图 11, 12 及表 5 可以得出如下结论:

1) 仿真与试验的水平方向第 1 阶均为转子和静子耦合的整机刚体振动, 第 2 阶均为转子平动, 第 3 阶均为转子 1 阶弯曲振型。

2) 仿真计算得到的水平方向前 3 阶固有频率与试验值误差分别仅为  $-0.07\%$ ,  $-0.49\%$  和  $-0.41\%$ 。

3) 仿真计算得到的测点 1、测点 5、测点 7、测点 10 的加速度频率响应函数峰值频率与试验结果对应较好。由于带机匣的航空发动机转子试验器是复杂的实际整机结构, 包含多种连接关系, 系统阻尼表现为非线性阻尼, 难以准确辨识和模拟。因此在共振频率处, 仿真和试验得到的谐响应幅值存在一定的差异。

综上所述, 修正得到的整机模型能够有效的模拟试验器真实固有特性, 即采用智能方法识别得到的水平方向刚度均能够很好地表征试验器的连接刚度特性, 所采用的识别方法正确、识别结果

可靠。

### 3 结 论

提出了一种航空发动机整机振动模型支承刚度智能识别方法, 并针对带机匣的航空发动机转子试验器水平方法刚度辨识进行了方法验证, 说明了该方法的具体实施步骤, 识别了试验器水平方向刚度, 对比了前 3 阶试验和仿真模态及测点频率响应函数, 各阶模态振型吻合良好, 前 3 阶固有频率最大误差仅为  $-0.49\%$ , 且测点频率响应函数对应良好。结果表明: 所采用的整机支承刚度智能识别方法正确有效, 能够快速高效的进行整机刚度辨识, 为整机模型修正提供了新思路。该智能识别方法还可以进行联轴器、机匣安装边等连接部位的刚度识别, 可以大大提高整机模型修正效率和精度。此外, 还可以在已知临界转速的情况下, 提供设计刚度的参考值。但是在使用本文提出的连接刚度智能辨识方法时, 如何选取合理的样本数还需要进一步研究。

需要特别说明的是, 本文基于模态测试结果仅对静止状态下的带机匣的航空发动机整机支承刚度和安装节刚度进行了辨识, 而没有进行旋转状态下的支承刚度辨识。事实上, 静止状态下的刚度辨识可以看作是旋转状态下刚度辨识的一种特殊情况, 即转速为零, 但是二者又有较大区别, 静止状态下基于模态测试得到的支承刚度, 是系统在小变形范围内的线性支承刚度, 而旋转状态下的支承刚度辨识则可以得到与转速相关的非线性支承刚度, 显然后者更接近实际情况, 静止状态下辨识得到的支承刚度可以作为旋转状态下刚度识别的初始值。

采用本文方法同样可以对旋转状态下的支承刚度进行辨识, 首先对转子系统在某转速下施加已知的不平衡量, 通过不平衡响应测试, 得到转子测点的不平衡幅值和相位; 然后用转子动力学有限元模型进行仿真计算, 得到“刚度/阻尼组合-不平衡响应”关系构造样本, 并采用 SVM 拟合出函数关系; 最后, 通过比较转子测点的不平衡响应测试值和仿真值的差异来构造遗传算法的目标函数, 利用遗传算法进行支承刚度的辨识。

由此可见, 旋转状态下的支承刚度辨识难度更

大,主要体现在两方面,即:1)转子系统的不平衡激励要准确;2)不平衡响应的测试精度要很高。显然,静止状态的转子系统固有频率测试相对更加容易。对于旋转状态下的支承刚度的辨识工作,将在后续研究中开展。

### 参考文献:

- [1] 《航空发动机设计手册》总编委会. 航空发动机设计手册第19测:转子动力学及整机振动[M]. 北京:航空工业出版社,2000:208-226.  
Aeroengine Design Manual Committee. Aero-Enging Design Manual 19th Part: Rotor Dynamics and Whole-Engine Vibration[M]. Beijing: Aviation Industry Press, 2000:208-226.
- [2] Wang W, Mottershead J E, Ihle A, et al. Finite element model updating from full-field vibration measurement using digital image correlation[J]. Journal of Sound & Vibration, 2011,330(8):1599-1620.
- [3] Ewins D J. Modal Testing II— Theory, Practice and Application[M]. Baldock, Hertfordshire, England: Research Studies Press Ltd, 2000.
- [4] Govers Y, Link M. Stochastic model updating-Covariance matrix adjustment from uncertain experimental modal data[J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2010, 24(3):696-706.
- [5] Mottershead J E, Link M, Friswell M I. The sensitivity method in finite element model updating: A tutorial [J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2011, 25(7):2275-2296.
- [6] Gutierrez-Wing E S, Ewins D J. Characterisation of rotating machinery dynamics within limited frequency intervals using modal analysis[J]. Australian Journal of Mechanical Engineering, 2015, 2(1):11-20.
- [7] Link M, Friswell M. Generation of validated structural dynamic models—Results of a benchmark study utilising the GARTEUR SM-AG19 test-bed[J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2003, 17(1): 9-20.
- [8] Bohle K, Fritzen C P. Results obtained by minimising natural frequency and MAC-value errors of a plate model[J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2003, 17(1):55-64.
- [9] Mares C, Mottershead J E, Friswell M I. Results obtained by minimising natural-frequency errors and using physical reasoning [J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2003, 17(1):39-46.
- [10] Box G E, Wilson K B. On the experiment attainment of optimum conditions[J]. Journal of Royal Statistical Society, Series B, 1951,13(1):332-654.
- [11] 马双超,臧朝平,兰海波. 某航空发动机机匣的动力学模型修正[J]. 航空动力学报,2013,28(4):878-884.  
Ma S C, Zang C P, Lan H B. Dynamic model updating of an aero-engine casing[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(4):878-884.
- [12] 赵斌,陈果,冯国全. 航空发动机整机振动半实物建模方法研究[J]. 推进技术,2016,37(2):346-353.  
Zhao B, Chen G, Feng G Q. Study on a semi-physical method for modeling overall vibration of an aero-engine [J]. Journal of Propulsion Technology,2016, 37(2): 346-353.
- [13] Zang C, Ewins D J. Model validation for structural dynamics in the aero-engine design process[J]. Frontiers of Energy & Power Engineering in China, 2009, 3(4):480.
- [14] Liu W, Ewins D J. Neural networks: A method for joint dynamic parameter identification[J]. Proceedings-SPIE the International Society for Optical Engineering, 2001,2(4359):1490-1496.
- [15] Miao H, Zang C, Friswell M. Model updating and validation of a dual-rotor system[C]. Proceedings of ISMA 2014 Including USD 2014, Leuven, Belgium, 2014:2723-2737.
- [16] 李其汉,王延荣. 航空发动机结构强度设计问题[M]. 上海:上海交通大学出版社,2014:389-401.  
Li Q H, Wang Y R. The Design Problem of Aero-Engine Structure Strength[M]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University Press, 2014:389-401.
- [17] 赵文涛. 考虑实测支承动刚度的航空发动机整机振动建模及验证[D]. 南京:南京航空航天大学,2012:27-45.  
Zhao W T. Research on the whole engine vibration modeling and validation of aero-engine considering the dynamic stiffness of the tested casing bearing [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2012:27-45.
- [18] 韩清凯. 故障转子系统的非线性振动分析与诊断方法[M]. 北京:科学出版社,2010:70.  
Han Q K. Nonlinear Vibration Analysis and Diagnosis of Faulted Rotor System[M]. Beijing: Science Press, 2010:70.

# A support stiffness identification method for whole aero-engine vibration model

QU Mei-jiao, CHEN Guo

(College of Civil Aviation, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

**Abstract:** A method for aircraft engine vibration model support stiffness identification is proposed. Firstly, the dynamic model of the whole aero-engine is established, and the support and mounting stiffness parameters are taken as the connection stiffness parameters to be optimized. Secondly, the natural frequencies under different connection stiffness parameters are obtained through the finite element simulation, and the regression function from the stiffness to the natural frequency is constructed by the method of support vector machines. Then, the genetic algorithm is applied to the multi-objective optimization. Based on the real natural frequencies of the whole machine (which can be obtained by modal test), a fitness function of multi-objective optimization of genetic algorithm is established, and the real number encoding is used to finally accomplish the connection stiffness parameter identification. An aero-engine rotor tester with casing is taken as an example to verify the method. The support and mounting stiffness parameters of the whole tester are identified based on the results of the modal test, and the results show the effectiveness of the proposed method.

**Key words:** aero-engine; whole engine vibration; model updating; connection stiffness; stiffness identification

**作者简介:** 屈美娇(1990-),女,博士研究生。电话:(025)84891850; E-mail: qmjnuaa@163.com

陈 果(1972-),男,教授,博士生导师。电话:(025)84891850; E-mail: cgzyx@263.net