

文章编号: 1671-0444(2018)05-0779-08

卷绕机锭轴的 O 型橡胶圈柔性支承系统动力学参数测试与分析

李 仲^{1a}, 甘学辉^{1a}, 刘国志², 马勋勋^{1a}, 王生泽^{1a, 1b}, 王永兴^{1a}

(1. 东华大学 a. 机械工程学院; b. 纺织装备教育部工程研究中心, 上海 201620;
2. 郑州华蓁化纤科技有限责任公司, 河南 郑州 450001)

摘要: 为使高速卷绕机在不同工作状态下的稳定运转满足工艺要求, 卷绕机锭轴转子需采用 O 型橡胶圈的柔性支承结构, 该柔性支承系统的动力学参数随锭轴转速不同具有频变特性。本文根据单自由度受迫非共振法原理设计制作测试装置, 分别对 ZWT 612-180 型卷绕机锭轴中的 4 种不同结构参数的橡胶圈所构成的柔性支承系统进行测试, 并求取柔性支承系统的刚度和阻尼系数, 分析在卷绕机锭轴工作频率范围内刚度和阻尼系数随激振频率变化的规律, 拟合橡胶圈柔性支承系统的动力学参数频变特性曲线, 为卷绕机锭轴系统的动力学分析设计提供必要的基础参数。

关键词: 卷绕机锭轴; O 型橡胶圈; 柔性支承系统; 动力学参数

中图分类号: TS 103.7 **文献标志码:** A

Experiment and Analysis of Dynamic Parameters of Elastomer O-ring Support of Winding Machine Spindle

LI Zhong^{1a}, GAN Xuehui^{1a}, LIU Guozhi², MA Xunxun^{1a}, WANG Shengze^{1a, 1b}, WANG Yongxing^{1a}

(a. College of Mechanical Engineering; b. Engineering Research Center of Advanced Textile Machinery, Ministry of Education, 1. Donghua University, Shanghai 201620, China; 2. Zhengzhou Huaying Chemical Fibre Science and Technology Co. Ltd., Zhengzhou 450001, China)

Abstract: The flexible support structures of elastomer O-ring are applied in the spindle of the winding machine that it is to meet the requirements for production technology on high speed. The dynamic parameters have frequency-dependent characteristics with variations of rotating rate. Four types of elastomer O-ring with different structural parameters in the spindle of the ZWT 612-180 winding machine were tested based on the principle of single degree of freedom, and the experimental equipment had been established. The stiffness and damping coefficients of the elastomer support system were obtained by experimental test and calculation and the variation of the coefficients with frequency in the working frequency range of spindle was analyzed. The frequency characteristic curve of the dynamic parameters about the support system was fitted, which provided the necessary and the basic data for the dynamic analysis and designing of the winding spindle system in following work.

Key words: spindle of winding machine; elastomer O-ring; flexible support system; dynamic parameters

收稿日期: 2017-03-13

基金项目: “纺织之光”应用基础研究资助项目(J201504); 上海市自然科学基金资助项目(16ZR1401900)

作者简介: 李 仲 (1989—), 男, 山东菏泽人, 硕士研究生, 研究方向为现代设计方法理论及应用, E-mail: 13262796182@163.com

王永兴(联系人), 男, 高级实验师, E-mail: wangyx@dhu.edu.cn

高速卷绕机是涤纶长丝生产过程中的重要设备,锭轴转子系统是高速卷绕机的核心部件,掌握卷绕机锭轴转子动力学行为特点及机理,对研发具有自主知识产权并满足化纤生产市场需求的高速卷绕机具有重要意义^[1]。锭轴转子系统采用的O型橡胶圈柔性支承结构,可有效调节系统动态特性,从而提高锭轴工作的稳定性^[2-5]。合理选择和优化O型橡胶圈柔性支承系统的刚度和阻尼参数值是设计涤纶长丝卷绕机锭轴结构和参数的基础。

橡胶是典型的黏弹性材料,由于其在宽广的频域范围内能起阻尼减振作用,作为隔振元件被广泛应用。另外,由于橡胶阻尼器有较宽的阻尼和刚度选择范围,因此在旋转机械中也得到了广泛的应用。

当橡胶作为阻尼元件使用并受到动态载荷时,具有较强的非线性特征,其阻尼特性与动载荷的激振频率和振幅相关,因此,研究人员采用不同的模型,如Maxwell模型、Kelvin-Voigt模型以及分数导数模型来表征橡胶隔振器动态特性的频率相关性^[6-10]。除了动载荷的频率和幅值,其他因素也会影响橡胶阻尼元件的动态性能。韩德宝等^[11]研究表明,橡胶隔振器的性能随着材料、温度等很多因素的变化而变化。

O型橡胶圈除了可用作阻尼元件外,也常被用作弹性支承的支承件。Powell等^[12]对O型橡胶圈支承的气体轴承进行了研究。Kazimierski^[13]通过理论和试验研究证明,带弹性O型橡胶圈支承的静压气体轴承能够提高转子的稳定速度。尹佩琪^[14]提出了一种O型胶圈支承空气轴承失稳速度的简化理论计算方法。宣海军等^[4]证实O型橡胶圈用作弹性支承的支承件,其能有效地抑制高速转子系统的不平衡响应并且可以提高系统稳定性。所有这些研究为O型橡胶圈作为支承件奠定了基础。

由于受到多种非线性因素的影响,目前还没有一种理论模型能够全面地反映这些因素对于橡胶圈支承件性能的影响,所以大部分对橡胶圈支承件动态性能的研究采用试验测试的方法^[15]。文献^[16]通过试验方法——基础激振共振质量法,得到了较为全面的橡胶材料动力学参数测试数据。Smalley等^[17]采用同样的方法对O型橡胶圈的动态性能进行了测试,得到了温度、激振幅值、材料、压缩、拉伸、橡胶环截面直径等参数对动态特性的影响。尹佩琪^[18]首次采用基础激振共振质量法对用在气体轴

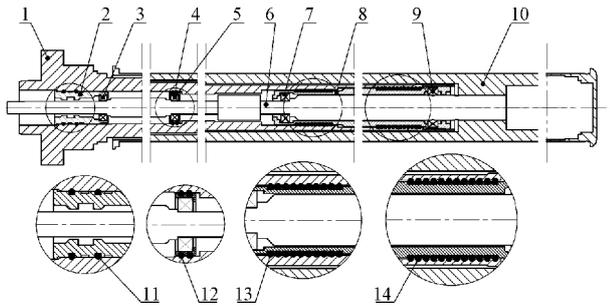
承上的3种不同O型橡胶圈刚度、阻尼系数进行了测试,同时考察了供气和O型橡胶圈安装压缩量对刚度和阻尼系数的影响。吴荣仁^[19]利用Kelvin-Voigt黏弹性力学模型,对丁腈橡胶O型橡胶圈在400~1500 Hz激振频率下进行了测试。王成林^[20]利用基础激振共振质量法对O型橡胶圈的动态特性进行了测试,得到了在100~1600 Hz之间橡胶圈动力学参数与频率的对应关系。苏小雯^[21]对橡胶圈参数与其频变特性关系展开试验研究,测试的频率范围为60~150 Hz,测得的不同激振频率的试验数据为进一步计算分析含有橡胶圈支承的转子系统动力学行为奠定了基础。

不同型号设备的卷绕机锭轴根据结构参数和工艺不同而采用不同几何参数和数量的橡胶圈。另外由于卷绕锭轴是在较为宽广的频率范围内工作,并且由橡胶圈构成的柔性支承系统动力学参数呈现非线性和频变特性,造成橡胶圈柔性支承系统动力学参数值具有较强的个性化。为了更好地分析研究ZWT 612-180型卷绕机的锭轴转子动态特性,需准确得到锭轴结构中含不同几何参数O型橡胶圈支承系统的动力学参数值及频变规律。本文依照ZWT 612-180型卷绕机锭轴的柔性支承结构参数进行测试模型设计,运用受迫非共振法,在其工作频率范围内研究具有不同外形结构参数的橡胶圈以及橡胶圈数量对柔性支承系统动力学参数频变特性的影响,通过测试得到O型橡胶圈柔性支承系统的刚度系数与阻尼系数以及其随频率变化的规律,并运用Matlab拟合出其动力学参数频变特性曲线,并给出相应计算公式,为进一步分析和优化设计含有柔性支承系统的锭轴卷绕转子结构打下基础。

1 卷绕机锭轴结构及工作状态

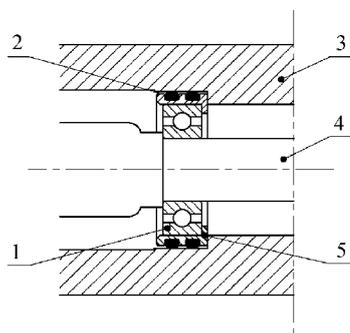
ZWT 612-180型卷绕机锭轴结构原理如图1所示,其主要由支撑臂(1)、转轴(6)、夹套(10)、过渡套(2、4、8)通过含橡胶圈(11、12、13、14)的柔性支承和滚动轴承(3、5、7、9)装配而成。该卷绕机锭轴采用4种不同规格的橡胶圈,橡胶圈规格参数和数量不同,安装设计结构类似。卷绕机锭轴上橡胶圈的安装结构如图2所示。O型橡胶圈被预压缩安装在沟槽中,周围存满油脂,由滚动轴承、橡胶圈、油脂等构成柔性支承系统。

目前,涤纶长丝卷绕机的卷绕线速度一般为



1—支撑臂; 2—过渡套I; 3—滚动轴承I; 4—过渡套II; 5—滚动轴承II; 6—转轴; 7—滚动轴承III; 8—过渡套III; 9—滚动轴承IV; 10—夹套; 11—橡胶圈 I; 12—橡胶圈 II; 13—橡胶圈 III; 14—橡胶圈 IV

图 1 ZWT 612-180 型卷绕机锭轴结构原理图
Fig. 1 Spindle structure principle diagram of ZWT 612-180 winding machine



1—滚动轴承; 2—橡胶圈; 3—支撑臂; 4—转轴; 5—过渡套

图 2 O 型橡胶圈安装结构
Fig. 2 Elastomer O-ring mounting structure

3 000~5 000 m/min, 本文所分析的 ZWT 612-180 型卷绕机的卷绕线速度为 4 000 m/min, 对应卷绕初始直径为 140 mm, 最高转速为 9 095 r/min (151.6 Hz), 对应卷装最大直径 440 mm (满卷状态) 时的最低卷绕转速为 2 895 r/min (48.3 Hz)。考虑到在频率 50 Hz 以下时试验振动不稳定, 本文将测试 50~150 Hz 频率范围内 4 种规格橡胶圈柔性支承系统的动力学参数。

2 理论基础

通过试验测试橡胶圈柔性支承系统动力学参数的方法主要有受迫共振法、受迫非共振法等^[9]。由于受迫非共振法不需要更换试验中的振动质量就可计算动力学参数, 试验成本相对较低且操作更可靠, 本文将采用该方法来进行橡胶圈柔性支承系统动力学参数的测试。单自由度系统受迫振动模型如图 3 所示。

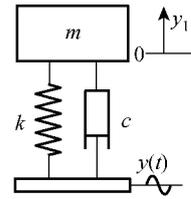


图 3 单自由度系统受迫振动模型
Fig. 3 Forced vibration model of single degree of freedom system

对振动质量 m 进行受力分析, 考虑系统响应的频变特性, 得到单自由度系统动力学方程为

$$m\ddot{y}_1 + c(\omega)\dot{y}_1 + k(\omega)y_1 = cy + ky \quad (1)$$

设系统基础受简谐振动激励 $y = a_0 \sin \omega t$, 振动质量 m 的响应 y_1 的表达式如式(2)所示。

$$\begin{cases} y = a_0 e^{i\omega t} \\ y_1 = a_1(\omega) e^{i(\omega t - \varphi(\omega))} \end{cases} \quad (2)$$

式中: a_0 为简谐位移激励振幅值; $a_1(\omega)$ 为振动质量 m 的位移响应幅值; ω 为激振角频率。

将式(2)代入振动质量 m 的动力学方程式(1)中, 并且使其实部和虚部均为 0, 则得到式(3)。

$$\begin{cases} k(\omega) = \frac{m\omega^2 [\alpha^2(\omega) - \alpha(\omega) \cos(\varphi_1(\omega))]}{\alpha^2(\omega) - 2\alpha(\omega) \cos[\varphi_1(\omega)] + 1} \\ c(\omega) = \frac{m\omega \alpha(\omega) \sin[\varphi_1(\omega)]}{\alpha^2(\omega) - 2\alpha(\omega) \cos[\varphi_1(\omega)] + 1} \end{cases} \quad (3)$$

式中: $\alpha(\omega) = a_1(\omega)/a_0$ 。

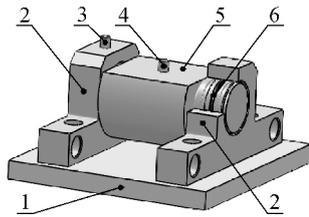
因此, 当已知系统的振动质量 m , 激振角频率 ω , 振动质量 m 的加速度响应幅值与地基的加速度响应幅值之比 $\alpha(\omega)$ 和两加速度响应的相位差 φ , 则可计算出单自由度系统的刚度系数 $k(\omega)$ 和阻尼系数 $c(\omega)$ 。

3 试验测试系统

3.1 试验模型及参数

橡胶圈柔性支承系统试验模型的结构如图 4 所示, 振动质量 m 两端加工有左右对称布置的沟槽, 以放置橡胶圈, 安装尺寸完全按照实际卡盘轴设计尺寸, 放置橡胶圈的沟槽间隙处涂以润滑脂, 以确保试验测试数据尽可能符合实际工况。激振台位移振幅满足支承座孔与参振轴无碰撞, 并在轴身上部铣出一个平面使其重心在轴线的下方, 保证振动质量 m 做上下振动。

ZWT 612-180 型卷绕机锭轴上所采用的 4 种不同规格的橡胶圈结构参数如表 1 所示。



1—底板;2—支承座;3—控制点;4—检测点;5—振动质量 m ;
6—O 型橡胶圈

图 4 O 型橡胶圈柔性支承系统试验模型结构图

Fig. 4 Experimental model structure of elastomer O-ring flexible support system

表 1 ZWT 612-180 型卷绕机柔性支承中橡胶圈结构配置

Table 1 Configuration of flexible support structure of elastomer

O-ring in ZWT 612-180 winder

序号	模型编号	橡胶圈参数 (线径×内径) (cm×mm)	配置数量/个
1	I	3.5×44	2
2	II	3.5×46	2
3	III	4.0×47	10
4	IV	4.0×54	12

其中,激振设备通过控制点(3)控制底板(1),确保支承座(2)输入位移激振幅值 a_0 、激振角频率为 ω 的正弦激励 y 。通过控制点(3)和检测点(4)分别得到支承座 2 和振动质量 m 的加速度响应值。

3.2 测试系统的组成

依据受迫非共振法测试原理和方法,设计 O 型橡胶圈柔性支承系统动力学参数的测试系统如图 5 所示。

本文选择苏州苏试试验仪器股份有限公司生产的 DC 3200-36 型电动式振动试验台,其正常工作频率范围为 5~2500 Hz,额定推力为 32 kN,最大加速度达 980 m/s^2 ,可满足本文测试需求。

根据试验参数选择 2106C 型压电式加速度计,其加速度测量范围为 $3.15 \sim 315.00 \text{ m/s}^2$,数据采集控制仪至少有 2 个通道控制加速度,在满足采样定理的情况下,设置不同的采样频率进行正弦激振驻留。振动台位移振幅取 0.05 mm,根据工作频率,在不同的激振频率下进行正弦激振驻留,分别得到每个激振频率下振动质量 m 和支承座的稳态加速度响应。根据试验原理选择数据处理方法,通过数字滤波及相关性分析,计算控制与检测简谐信号的幅值比 $\alpha(\omega)$ 与相位差 φ 。

由上述装配参数确定橡胶圈柔性支承系统动力学参数的实际测试系统和实际测试模型如图 6 所示。通过测试系统采集平稳信号,利用自相关分析得到控制与检测加速度响应信号的幅值,利用互相关分析得到控制与检测信号的相位差值,从而得到每个激振频率下 O 型橡胶圈支承件的刚度系数值和阻尼系数值。

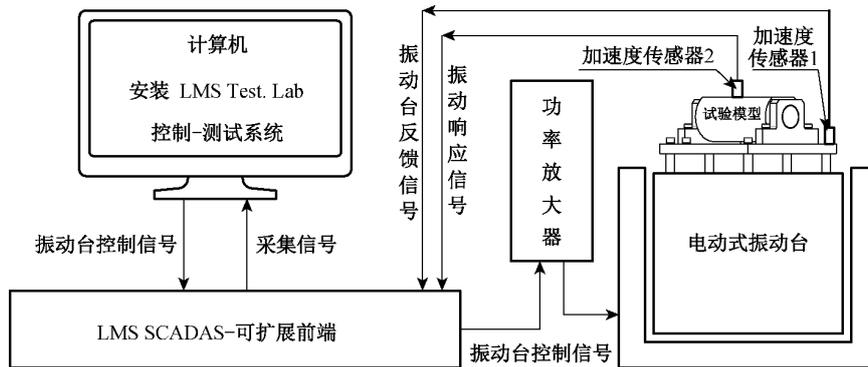


图 5 O 型橡胶圈柔性支承系统动力学参数的测试系统组成

Fig. 5 Composition of test system for the dynamic parameters of elastomer O-ring flexible support system

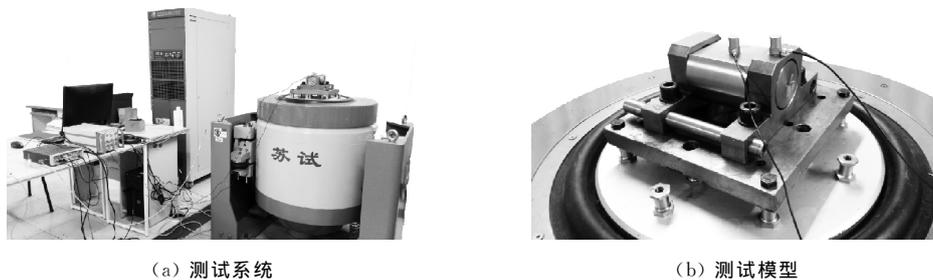


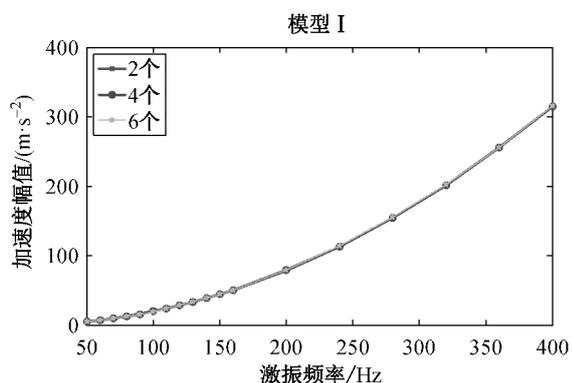
图 6 橡胶圈柔性支承系统动力学参数的实际测试系统和测试模型

Fig. 6 Actual test system and test model for the dynamic parameters of elastomer O-ring flexible support system

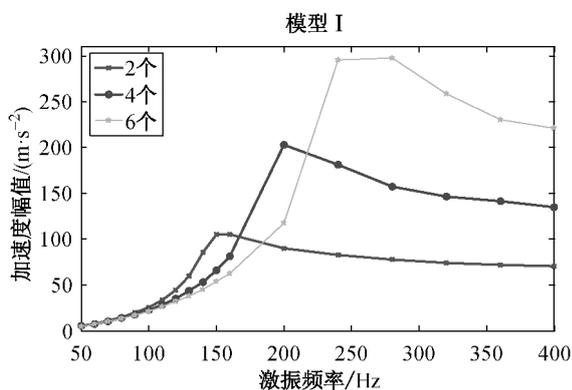
4 动力学参数测试及分析

4.1 测试数据

为了更好地分析橡胶圈数量与激振频率对整个柔性支承系统动力学参数的影响,调整橡胶圈数量与激振频率,对模型 I 在 18 组不同激振频率下含 2 个 $\phi 44$ 、4 个 $\phi 44$ 或 6 个 $\phi 44$ 橡胶圈的柔性支承系统进行测试。根据上述试验方法,测得控制点(3)和检测点(4)的加速度信号,通过数字信号处理获得每个激振频率下控制与检测信号的加速度响应幅值和相位差。其中,每个试验频率 f 对应一个编号 $i(i=1, 2, \dots, 18)$ 。模型 I 中 O 型橡胶圈数量分别为 2、4 和 6 个时支承座和振动质量 m 的加速度响应幅值测试结果如图 7 所示。



(a) 支承座加速度幅值



(b) 振动质量 m 加速度幅值

图 7 模型 I 加速度响应幅值频变图

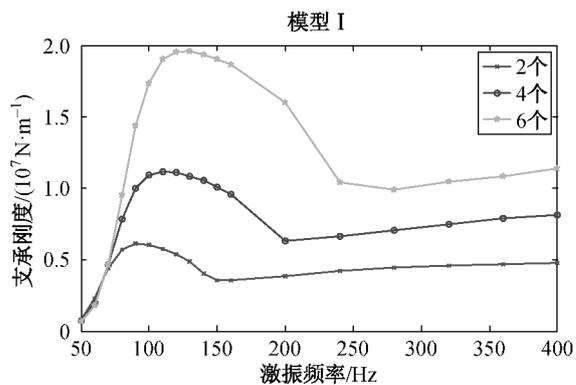
Fig. 7 Acceleration response amplitude frequency variation of model I

由图 7(a)可知,模型 I 中 O 型橡胶圈数量分别为 2、4 和 6 个时支承座的加速度响应幅值数据变化趋势基本一致。由图 7(b)可知,在振动台激振频率为 50~400 Hz 下,模型 I 中 O 型橡胶圈数量为 2、

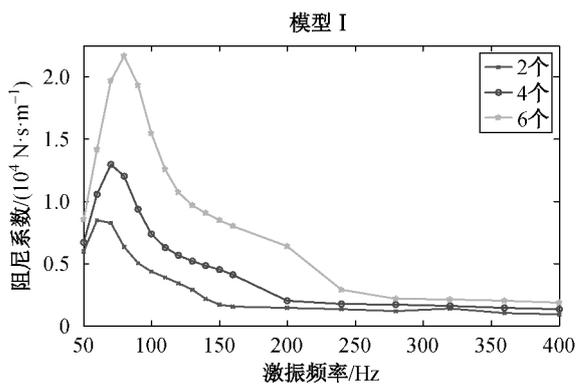
4、6 个时振动质量 m 的加速度响应幅值随频率的增加先增加而后减小,分别在激振频率 $f_{12} = 160$ Hz、 $f_{13} = 200$ Hz、 $f_{15} = 280$ Hz 时达到最大值,随后趋于稳定。

4.2 等效刚度与等效阻尼计算

根据模型 I 中 O 型橡胶圈数量分别为 2、4 和 6 个时支承座和振动质量 m 的加速度响应幅值试验数据,由式(3)可计算出不同数量的橡胶圈所构成的柔性支承系统的刚度和阻尼系数,其频变曲线如图 8 所示。



(a) 刚度



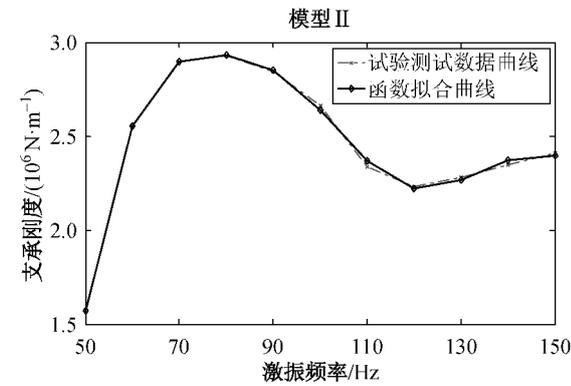
(b) 阻尼

图 8 模型 I 支承刚度和阻尼系数频变曲线

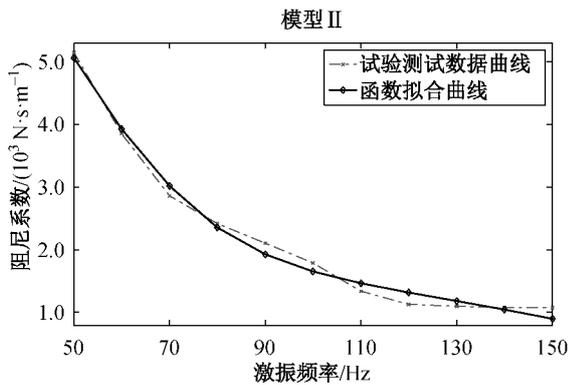
Fig. 8 Frequency curve of support stiffness and damping coefficient of model I

由图 8 可以看出:在 50~400 Hz 的激振频率下,含 O 型橡胶圈的柔性支承系统支承刚度的变化趋势随频率的增加先升高而后降低,最后趋于缓慢增加;阻尼系数的变化趋势为随频率的增加先升高而后降低,最终趋于平缓;模型 I 中 O 型橡胶圈数量为 2、4 和 6 个时激振频率分别在 $f_{12} = 160$ Hz、 $f_{13} = 200$ Hz、 $f_{15} = 280$ Hz 后,系统的支承刚度和阻尼系数与 O 型橡胶圈数量成正比关系。

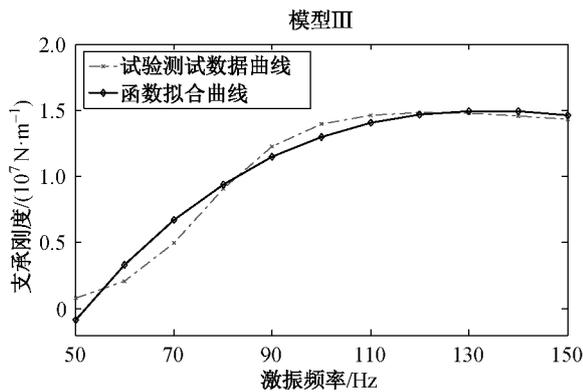
采用相同测试方法,根据实际锭轴的橡胶圈配置数量(见表 1),在该工作频率范围内检测其他 3 类模型(含 2 个 $\phi 46$ 、6 个 $\phi 47$ 、6 个 $\phi 54$)柔性支承系统的动力学参数,特别说明,ZWT 612-180 型卷绕机锭轴上实际采用 10 个 $\phi 47$ 的橡胶圈,为使试验测试装置平衡,仍安装 6 个橡胶圈(每端安装 3 个)来进行测试。根据测得的支承座和振动质量 m 的加速度响应幅值。由式(3)计算出相应柔性支承系统的刚度和阻尼系数,分别绘制频变曲线如图 9 所示。



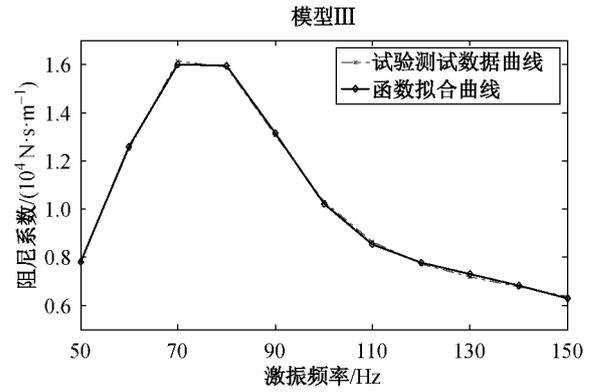
(a) 刚度



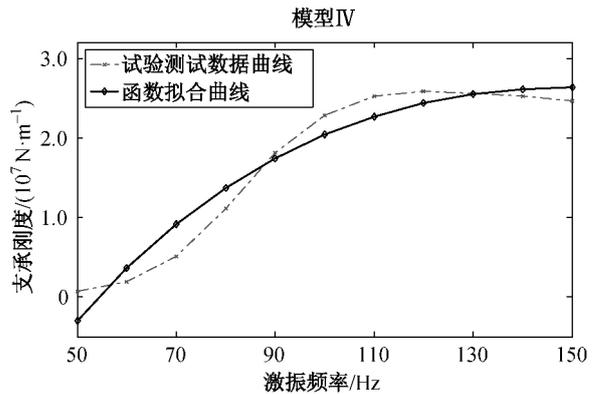
(b) 阻尼



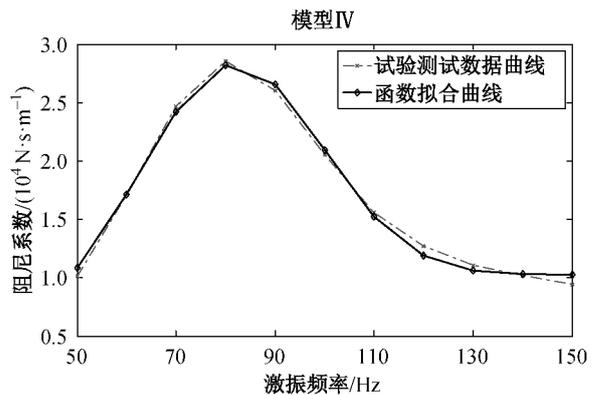
(c) 刚度



(d) 阻尼



(e) 刚度



(f) 阻尼

图 9 模型 II、III 与 IV 的支承刚度和阻尼系数频变曲线
Fig. 9 Frequency curve of support stiffness and damping coefficient of model II, III and IV

由图 8 和 9 可知,在 ZWT 612-180 型卷绕机主要工作频率 50~150 Hz 内,含 O 型橡胶圈的柔性支承系统动力学参数(刚度和阻尼系数)具有以下:

- (1) 柔性支承系统动力学参数具有频变特性,其参数值随激振频率的变化而呈非线性变化特点;
- (2) 采用相同数量的橡胶圈配置情况下,含 O 型橡胶圈的柔性支承系统的支承刚度和阻尼系数随配置橡胶圈截面尺寸的增大而增加,并表现出结构

参数的非线性特点;

(3) 采用相同结构参数的橡胶圈,含 O 型橡胶圈的柔性支承系统的支承刚度和阻尼系数随橡胶圈配置数量的增加而增大,但不具有倍数关系,且刚度和阻尼系数与激振频率呈非线性关系。

4.3 支承刚度与阻尼系数频变曲线拟合

综合分析含有 4 种不同结构参数橡胶圈的柔性支承系统的动力学参数测试数据,分别考察刚度 $k(f)$ 和阻尼系数 $c(f)$ 随频率 f 的变化规律,4 条支承刚度曲线、4 条阻尼系数曲线分别具有相类似的特点和趋势,故将刚度 $k(f)$ 和阻尼系数 $c(f)$ 随频率 f 的变化规律拟合曲线方程用统一的方程式表达,

运用 Matlab 计算平台,拟合曲线方程为

$$\begin{cases} k_j(f) = a_1 + a_2 f e^{(-0.1f)} + a_3 f^2 + a_4 f \\ c_j(f) = b_1 + b_2 \log(f) + b_3 f^2 + b_4 f \end{cases} \quad (4)$$

式中: j 代表不同模型代号, $j=1, 2, 3, 4$ (见表 1); f 为柔性支承激振频率 50~150 Hz; $a_1、a_2、a_3、a_4$ 为支承刚度 $k(f)$ 拟合曲线方程待定系数, $b_1、b_2、b_3、b_4$ 为阻尼系数 $c(f)$ 拟合曲线方程待定系数。

4 种含不同参数和数量橡胶圈的柔性支承系统待定系数各不相同,运用 Matlab 拟合函数,采用最小二乘法原理,得到的柔性支承系统的支承刚度与阻尼系数拟合曲线方程的待定系数如表 2 和 3 所示。

表 2 拟合曲线方程式(支承刚度)待定系数

Coefficients in fitting curve equation of stiffness

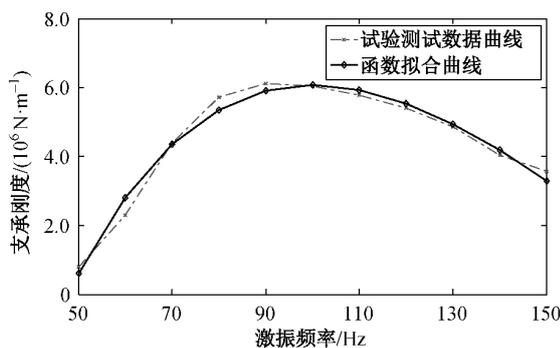
模型编号	橡胶圈数量/个	橡胶圈直径/ mm	待定系数			
			a_1	a_2	a_3	a_4
I	2	44	-6.105×10^6	-6.972×10^6	-1 179.000	2.391×10^5
II	2	46	7.580×10^6	-8.321×10^6	302.200	-7.992×10^4
III	6	47	-3.960×10^7	1.455×10^7	-3 490.000	8.778×10^5
IV	6	54	-8.992×10^7	5.124×10^7	-7 115.000	1.824×10^6

表 3 拟合曲线方程式(阻尼系数)待定系数

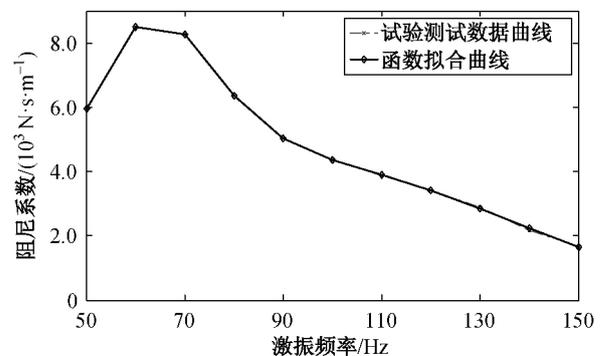
Coefficients in fitting curve equation of clamping

模型编号	橡胶圈数量/个	橡胶圈直径/ mm	待定系数			
			b_1	b_2	b_3	b_4
I	2	44	-3.754×10^5	5.924×10^5	-1.073×10^5	2 687.000
II	2	46	6.645×10^4	-6.371×10^4	7 525.000	-126.4.000
III	6	47	-1.134×10^6	1.706×10^6	-3.011×10^5	7 441.000
IV	6	54	-1.120×10^6	8.580×10^5	16.670	-7 417.000

根据支承刚度和阻尼系数拟合公式(4)与表 2 和 3 的系数,可绘制出相应柔性支承系统的刚度和阻尼系数频变拟合曲线。图 12 所示为工作范围内模型 I 的动力学参数根据拟合公式绘制的拟合曲线,对比发现,其与测试数据吻合较好。



(a) 刚度



(b) 阻尼

图 12 工作范围内模型 I 刚度及阻尼系数拟合频变曲线
Fig. 12 Fitting frequency curve of stiffness and damping coefficient of model I in working range

5 结 语

本文对 ZWT 612-180 型卷绕机锭轴上的 O 型橡胶圈柔性支承系统动力学参数的频变特性进行了测试与分析,测试模型结构尺寸完全依照卷绕机实际尺寸设计,经分析可知:

(1) 在主要工作频率 50~150 Hz 内,含 O 型橡胶圈的柔性支承系统动力学参数(刚度和阻尼系数)具有频变特性,并呈非线性变化。柔性支承系统的动力学参数值与橡胶圈配置数量不呈倍数关系,这为卷绕机锭轴结构设计带来一定难度。

(2) 根据测试采集到不同激振频率下的试验数据,由非线性回归方程作为参考,拟合出含 O 型橡胶圈支承系统的动力学参数频变曲线,并给出了相应计算公式,为进一步分析和优化设计含有橡胶圈的柔性支承锭轴卷绕转子打下基础。

参 考 文 献

- [1] 魏建,汤以范,王明红,等. 化纤卷绕机的研究与发展[J]. 合成纤维,2003,32(6):26-29.
- [2] 侯曦. 熔融纺丝高速卷绕机复杂转子系统动力学研究[D]. 上海:东华大学机械工程学院,2014.
- [3] 范天宇. 弹性支承干摩擦阻尼器减振研究[D]. 西安:西北工业大学机电学院,2006.
- [4] 宣海军,洪伟荣. 橡胶 O 型圈阻尼器在高速旋转台上的应用研究[J]. 浙江大学学报(工学版),2005,39(12):1854-1857.
- [5] 李贵华,贾传兵. 东丽 TW-717/12 型卷绕头丝饼成形不良的原因分析及对策[J]. 合成技术及应用,2009,24(2):60-62.
- [6] 方建敏. 橡胶材料的分数导数型本构模型研究及动力学应用[D]. 南京:南京航空航天大学机械工程学院,2013.
- [7] 吴杰,上官文斌,潘孝勇. 采用超弹性-粘弹性-弹塑性本构模型的橡胶隔振器动态特性计算方法[J]. 机械工程学报,2010,

46(14):109-114.

- [8] 赵永玲,侯之超. 基于分数导数的橡胶材料两种粘弹性本构模型[J]. 清华大学学报(自然科学版),2013,53(3):378-383.
- [9] 智杰颖,路洪丽,王海庆,等. 基于广义 Maxwell 模型的轮胎橡胶动态压缩性能分析[J]. 高分子学报,2016,41(7):887-894.
- [10] SJOBERG M, KARI L. Non-linear behavior of a rubber isolator system using fractional derivatives[J]. Vehicle System Dynamics, 2002,29(3):217-236.
- [11] 韩德宝,宋希庚. 橡胶隔振器刚度和阻尼本构关系的试验研究[J]. 振动与冲击,2009,28(1):156-203.
- [12] POWELL J W, TEMPEST M C. A study of high speed machines with rubber stabilized air bearings[J]. Journal of Tribology, 1968, 90(4):141-144.
- [13] KAZIMIERSKI Z, JARZECKI K. Stability threshold of flexibly supported hybrid gas journal bearings [J]. Journal of Tribology, 1979, 101(4):451-457.
- [14] 尹佩琪. 用 O 型胶圈支撑的空气静压轴承稳定性研究[J]. 航空学报,1985,21(4):335-343.
- [15] 闫江. 时频变高速卷绕转子系统特性及性能调控研究[D]. 上海:东华大学机械工程学院,2015.
- [16] DARLOW M, ZORZI E. NASA-3423[R]. New York, 1981.
- [17] SMALLEY A, DARLOW M, MEHTA R. The dynamic characteristics of O-Rings[J]. Journal of Mechanical Design, 1978, 100(1):132-138.
- [18] 尹佩琪. O 型胶圈刚度系数、阻尼系数的测定[J]. 航空学报,1987,8(2):19-21.
- [19] 吴荣仁. 透平膨胀机叶轮超速试验台主轴系统的减振支承[J]. 低温工程,1999,15(6):27-30.
- [20] 王成林,张之敬,马斌,等. 新型阻尼橡胶圈的动态特性测试[J]. 材料导报,2006,20(5):273-274.
- [21] 苏小雯. “O 型”橡胶圈支承件动力学参数的频变特性研究[D]. 上海:东华大学机械工程学院,2014.

(责任编辑:郭小敏)