

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2023.04.013

缝纫机旋梭轴转子动力学特性研究*

祝书伟, 李伟男, 徐仙国
(杰克科技股份有限公司, 浙江台州 318000)

摘要:针对缝纫机旋梭轴系高速运行不稳定的问题, 计算了旋梭轴系的转子动力学, 分析了失稳的原因, 对旋梭轴系稳定性进行了理论分析, 对旋梭轴转子动力学特性进行了仿真研究。首先, 根据缝纫机转子瞬时位置及其受力情况, 推导出了转子动力学方程, 建立了旋梭轴系动力学分析模型; 然后, 在 ANSYS Workbench 软件中对刚性支承下旋梭轴系进行了转子动力学仿真分析, 通过模态分析和不平衡响应分析, 找到了旋梭轴系在工作转速内失稳的原因; 最后, 研究了旋梭轴径、支承位置、支承刚度、阻尼系数、轴向预紧力对旋梭轴系稳定性的影响, 确定了满足使用工况的旋梭轴系结构和支承刚度范围。研究表明: 缝纫机工作转速内有 1 个临界转速, 影响了旋梭轴系的稳定性; 增大轴径对提升临界转速的效果不明显; 增加一个支承点, 轴承刚度高于 1 000 N/mm, 轴套支承刚度高于 100 N/mm, 阻尼系数小于 0.1, 轴向预紧力小于 100 N; 旋梭轴系在工作转速内可以稳定运行。

关键词: 缝纫机械; 转子高速失稳; 临界转速; 旋梭轴径; 支承位置和刚度; 阻尼系数; 轴向预紧力

中图分类号: TH113; TS941.56

文献标识码: A

文章编号: 1001-4551(2023)04-0571-07

Dynamic characteristics research of sewing machine rotating hook shafting

ZHU Shu-wei, LI Wei-nan, XU Xian-guo
(Jack Technology Co., Ltd., Taizhou 318000, China)

Abstract: Aiming at the unstable problem of high-speed running of the sewing machine's shuttle shaft system, the rotor dynamics of the shuttle shaft system was calculated, the causes of instability were analyzed, the stability of the shuttle shaft system was theoretically analyzed, and the rotor dynamics characteristics of the shuttle shaft were simulated. Firstly, the rotor dynamic equation was deduced according to the instantaneous position and force of sewing machine rotor, and the dynamic analysis model of rotating hook shafting was established. Secondly, the rotor dynamics of rotating hook shafting under rigid support was simulated and analyzed in ANSYS Workbench, and the reasons for instability of rotating hook shafting in working speed were found out through modal analysis and unbalance response analysis. Finally, the influences of rotating hook axis diameter, bearing position, bearing stiffness, damping coefficient and axial preload on the stability of rotating hook shafting were studied. The structure and supporting stiffness range of rotary shuttle shafting meeting the service conditions were determined. The results show that the rotating hook shafting system has a critical speed within the working speed, which affects the stability of the rotating hook shafting system. The effect of increasing axle diameter on increasing critical speed is not obvious. When adding a bearing support point, the bearing support stiffness is more than 1 000 N/mm, the bearing sleeve support stiffness is more than 100 N/mm, damping is less than 0.1, and the axial preload is less than 100 N, the rotating hook shafting system can run stably within the working speed.

Key words: sewing machine; rotor instability at high speed; critical speed; rotary shuttle shaft diameter; support position and stiffness; damping coefficient; axial preload

0 引言

缝纫机的运动机构有刺料机构、送料机构、挑线机

构^[1]和勾线机构。传统缝纫机的动力源在与刺料机构相连的主轴上, 主轴的动力通过机械传动方式传递给其他运动机构。机械传动锁定了运动机构的配合时

收稿日期: 2022-08-12

基金项目: 浙江省省级工业新产品开发项目(202209-A03821)

作者简介: 祝书伟(1982-), 男, 四川苍溪人, 高级工程师, 主要从事工业缝纫机设计方面的研究。E-mail: zsw851225@163.com

序,限制了缝纫机对不同布料的适应性。

随着科技的发展,各种电子技术^[2]也被广泛地应用于缝纫机械中。祝书伟等人^[3]提出了一种步进电机调节针的机构。郑吉等人^[4]提出了一种步进电机挑线的机构,该机构通过控制步进电机的转角,调节供线量。杰克公司推出的 A7 系列平缝机通过步进电机控制送料轨迹。

以上学者对缝纫机送料、挑线和针距调节机构进行了电子化调节设计,扩大了缝纫机对布料的适应性,但没有涉及刺料和勾线机构的柔性配合。

刺料和勾线^[5]柔性配合是调节刺料和勾线的配合时序,降低跳针率,提高产品质量。

旋梭轴和电机组成旋梭轴系,旋梭轴系通过电机调节旋梭轴的相位,控制刺料和勾线配合时序。不同转速下主轴和旋梭轴有严格一致的相位配合时序,所以旋梭轴系要有很高的稳定性。目前,对勾线机构的研究主要集中在旋梭结构参数^[6]方面,缺乏对缝纫机旋梭轴的稳定性研究。

高速旋转轴应用非常广,国内外学者对高速旋转机械稳定性也展开了诸多研究。蒋书运等人^[7]提出了用特轻系列轴承替代轻系列轴承,以增加主轴的一阶临界转速和轴端静刚度。张岩松等人^[8]通过将刷丝简化为欧拉-伯努利悬臂梁,研究了支承刚度对系统转子动力学特性的影响。陈云等人^[9]通过对比发动机轴 4 个支点支承和 5 个支点支承,发现 4 个支点支承比 5 个支点支承多经过一个临界转速。BARBARA C 等人^[10]研究了供油压力对转子的动力学影响,得出了增加供油压力会降低转子系统失稳阈域的结论。HONG Jie 等人^[11]通过将关节刚度模型与转子刚度模型相结合,优化系统关节的支承刚度,减少了转子系统不连续性。王宗勇等人^[12]通过建立具有突变阻尼特性的 Jeffcott 转子力学模型,得到了阻尼突变后的转子系统振动解析表达式。黄其祥等人^[13]采用 Newton-Raphson 算法,对高速轴承转子动力学方程进行了求解,探究了轴承在不同轴向预紧力下转子动力学性能的变化。张国渊等人^[14]通过构建不对中齿轮联轴器模型,分析了不对中参数下转子系统的动力响应。

以上学者的研究都聚焦在转子系统的稳定性上,并集中研究了轴承支承刚度、支承方式和阻尼等。但是研究的转子系统的对象不同,影响转子系统稳定性的核心因素也会有差异。

笔者针对旋梭轴系的稳定性,研究旋梭轴径、轴承支承方式、轴承支承刚度、阻尼系数和轴向预紧力对旋梭轴系稳定性的影响,探究出适合旋梭轴运行工况的

旋梭轴系结构。

1 旋梭轴系转子动力学分析模型

1.1 转子动力学方程

由于转轴材料分布不均匀等原因,转轴的质量中心与旋转中心不会完美重合。当转轴转动时,转轴在外力作用下会发生变形,转轴进行自转同时进行公转。

转子瞬时位置和受力情况如图 1 所示。

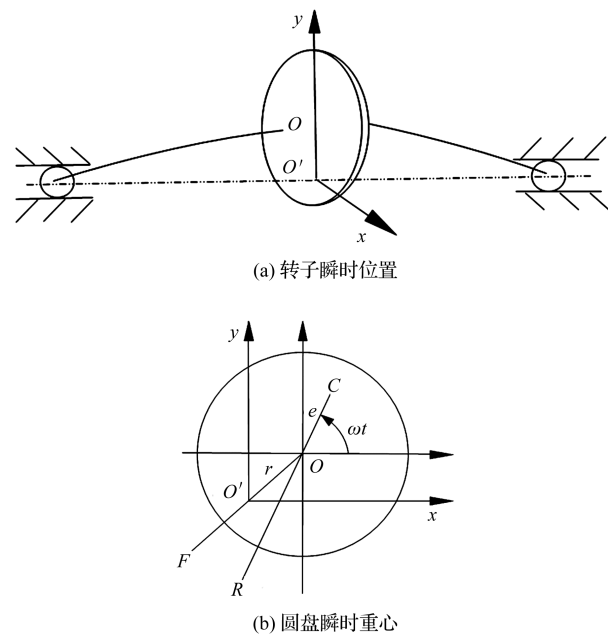


图 1 转子瞬时位置和受力

O—自转中心;O'—公转中心;C—圆盘的重心;r—自转轴相对于公转轴的偏心量;e—圆盘的重心相对于自转轴的偏心量;F—弹性恢复力;R—黏性外阻尼力

转子瞬时位置下 x 、 y 方向的受力如下式所示:

$$\begin{aligned} m\ddot{x}_c &= R_x + F_x = -cx - kx \\ m\ddot{y}_c &= R_y + F_y + mg = -cy - ky + mg \end{aligned} \quad (1)$$

式中: x_c, y_c —圆盘重心位移在 x, y 方向的分量; x, y —自转中心位移在 x, y 方向的分量; c —黏性阻尼系数; k —刚度系数; g —重力加速度。

圆盘重心的几何关系如下式所示:

$$\begin{aligned} x_c &= x + e\cos\omega t \\ y_c &= y + e\sin\omega t \end{aligned} \quad (2)$$

将几何关系(2)代入运动关系(1),可以得出运动方程:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + c\dot{x} + kx &= me\omega^2 \cos\omega t \\ m\ddot{y} + c\dot{y} + ky &= me\omega^2 \sin\omega t + mg \end{aligned} \quad (3)$$

运动方程(3)适用于旋转坐标系。当旋转坐标系转变到静坐标系时,运动方程(3)需要加入因坐标系变化而产生的惯性力。

此处笔者以匀速转动光滑圆盘为例。

圆盘上物体在 A 点以速度 v 运动,运动轨迹如图 2 所示。

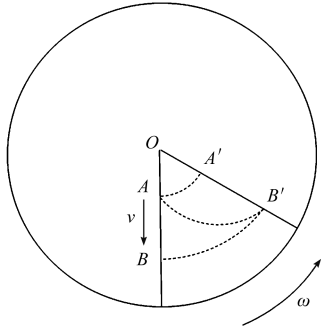


图2 运动轨迹

O—圆心;A—物体的起点位置;B—旋转坐标系下物体 t 时刻后的位置;A'—起点位置 t 时刻后的位置;B'—物体 t 时刻后的位置; ω —角速度

旋转坐标系下 t 时刻内物体的行程为 AB ,静坐标系下 t 时刻内物体的行程为 $AB' = AB + BB'$ 。

坐标系引起的行程差 BB' 的运动关系如下:

$$\vec{BB'} = (\vec{r}_a + \vec{v}\Delta t) \times \vec{\omega}\Delta t = (\vec{r}_a \times \vec{\omega})\Delta t + \frac{1}{2}(2\vec{v} \times \vec{\omega})\Delta t^2 = \vec{v}_0\Delta t + \frac{1}{2}\vec{a}\Delta t^2 \quad (4)$$

相对于静坐标系下的运动,旋转坐标系下的运动增加了一个以初速度 v_0 和加速度 a 的运动。 $F_c = -2m \cdot a$ 称为科里奥利力。旋转坐标系转变到静坐标系时,运动学方程需要加入科里奥利力。

静坐标系下的动力学方程如下式所示:

$$[M]\{\ddot{X}\} + ([C] + [G])\{\dot{X}\} + ([K] + [B])\{X\} = \{F\} \quad (5)$$

式中:[M]—质量矩阵;[C]—阻尼矩阵;[G]—陀螺矩阵;[K]—刚度矩阵;[B]—旋转阻尼矩阵;{ F }—外载荷矩阵;{ \ddot{X} },{ \dot{X} },{ X }—节点的加速度、速度、位移矩阵。

1.2 旋梭轴系模型

传统缝纫机通过齿轮将主轴的动力传递到旋梭轴上。缝纫机装配完成后,主轴和旋梭轴之间的相位差无法轻易调节。

新型旋梭轴系取消齿轮传动,电机控制旋梭轴的相位。主轴和旋梭轴之间的相位差通过电机来调节。

新型旋梭轴系结构如图 3 所示。

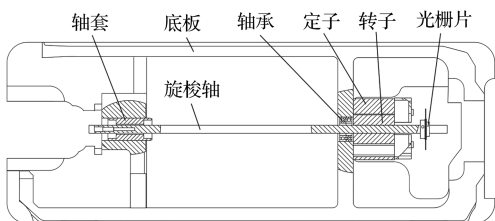


图3 新型旋梭轴系结构

新型旋梭轴系结构包括底板、旋梭轴、轴套、轴承、伺服电机和光栅片。底板通过轴套和滚动轴承支承旋梭轴,转子和光栅片固定在旋梭轴上。光栅片采集旋梭轴的转动相位信号。

旋梭轴的最高工作转速为 10 000 r/min。当旋梭轴系稳定性不足时,光栅片随着转轴转速的上升而丢失信号,并导致缝纫机无法正常工作。

1.3 动力学模型

笔者在 SolidWorks 中绘制旋梭轴模型,并将旋梭轴模型导入到 Workbench 中,以集中质量单元的形式将转子加载到旋梭轴上,在轴套、轴承的支承位置施加轴承支承单元。

动力学模型如图 4 所示。

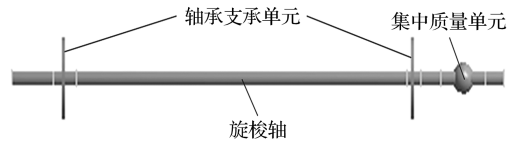


图4 动力学模型

动力学模型相关的参数如表 1 所示。

表1 旋梭轴系模型参数

参数/单位	数值
密度/(kg/m^3)	7 830
弹性模量/(N/m^2)	2.07×10^{11}
轴长/mm	380
转子质量/kg	0.17
泊松比	0.254
轴径/mm	7.94
转动惯量/($\text{kg} \cdot \text{mm}^2$)	19.3

2 旋梭轴系动力响应特性

2.1 模态分析

模态分析就是求解动力学方程的特征值和特征向量。特征向量是转子系统的振型,特征值是转子系统的固有频率,固有频率对应转速称为临界转速,从小到大依次为一阶临界转速、二阶临界转速。当工作转速小于一阶临界转速时,转轴称为刚性轴。刚性轴稳定运转时,工作转速要小于 0.7 倍的一阶临界转速。

轴承、轴套的刚性支承作为约束,笔者对图 4 的动力学模型进行模态分析,并通过模态分析中的坎贝尔图^[15]获取旋梭轴系的临界转速。

模态分析结果显示,旋梭轴系在 30 000 r/min 内有 2 个临界转速,一阶临界转速为 7 636 r/min,二阶临界转速为 24 440 r/min。一阶临界转速在工作转速内,

旋梭轴系会出现共振。

旋梭轴的临界转速振型如图 5 所示。



图 5 临界转速振型

由图 5 可知:一阶临界转速振型以拱形的形式进行振动,二阶临界转速振型以 S 形的形式进行振动。一阶临界转速振型下,轴的最右边位置振动最大;二阶临界转速振型下,轴套和轴承中点位置振动最大。一阶临界转速振型中振动剧烈的位置也是光栅片所处位置的附近。

2.2 不平衡响应分析

笔者采用模态分析相同的约束,在转子处添加 $1\text{ g} \cdot \text{mm}$ 的不平衡量,对旋梭轴系进行 $0\text{ Hz} \sim 500\text{ Hz}$ 范围内的不平衡响应分析。

不同频率下转子位移曲线如图 6 所示。

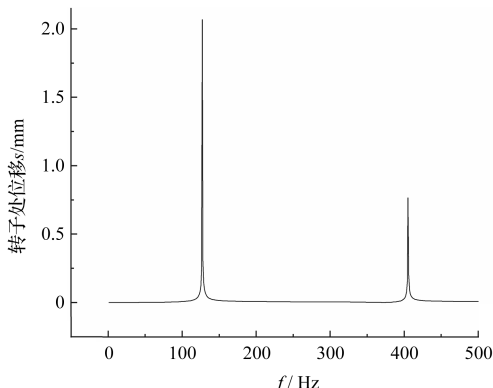


图 6 不同频率下转子位移

由图 6 可知:转子位移在 127 Hz (对应 $7\ 620\text{ r/min}$) 处和 405 Hz (对应 $24\ 300\text{ r/min}$) 处均有明显的峰值,旋梭轴系有 2 个共振转速。其中,1 个共振转速在工作转速内,共振影响了旋梭轴系的稳定性。两个共振转速分别与一阶临界转速和二阶临界转速相对应。 127 Hz 的转子位移大于 405 Hz 的转子位移。

3 旋梭轴系稳定性影响因素分析

工作转速内存在的共振点影响了旋梭轴系的稳定性,旋梭轴系的不稳定运动又影响了光栅片对转轴相位信号的采集。所以笔者对影响旋梭轴系稳定性的因素进行研究。

根据动力学方程(5)可知,临界转速与轴系刚度有关,轴系刚度又与轴径、轴系支承等有关。

3.1 旋梭轴径对轴系稳定性的影响

增大旋梭轴径可以提高旋梭轴系的刚度。在避免旋梭轴与电机定转子出现干涉的前提下,笔者将旋梭轴径从 7.94 mm 增大到 10 mm ,并对 10 mm 轴径的旋梭轴系进行模态分析和不平衡响应分析。

模态分析结果显示:一阶临界转速提高到 $10\ 783\text{ r/min}$,提高了 41% ;二阶临界转速提高到 $30\ 543\text{ r/min}$,提高了 25% 。

不同轴径的转子位移曲线如图 7 所示。

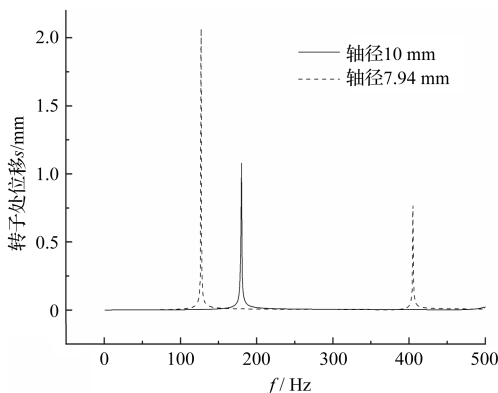


图 7 不同轴径的转子位移

由图 7 可知:当旋梭轴径从 7.94 mm 扩大到 10 mm 时,旋梭轴系在 500 Hz 内的共振点数量减少 1 个,第一个共振点频率从 124 Hz 提高到 180 Hz 。一阶临界转速的振动峰值也有了明显的降低。

增大旋梭轴径对一阶临界转速和共振峰值均有所改善,但是 10 mm 轴径的旋梭轴系的一阶临界转速稍高于工作转速,安全余量低,实际支承也非理想的刚性支承,所以只将旋梭轴径增加到 10 mm ,无法保证旋梭轴系在工作转速内均能稳定运行。

3.2 轴系支承对轴系稳定性的影响

轴系支承对整个轴系刚度和临界转速影响很大,影响支承约束的因素有支承位置和支承刚度。

3.2.1 支承位置的影响

转子一侧为轴承支撑,另一侧为自由状态。转子的质量大,并且转子处于悬臂状态,所以笔者在转子的另一侧也增加一个支承点,转子两端结构为固定支承结构。

方案一轴系结构如图 8 所示。

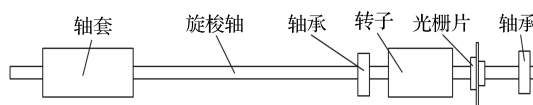


图 8 方案一轴系示意图

笔者对方案一中的 7.94 mm 轴径的旋梭轴系进

行模态分析。

分析结果显示:一阶临界转速为 23 164 r/min,增幅 203%;二阶临界转速为 43 322 r/min,增幅 77.2%。由此可见,一阶临界转速有明显的增加。

相对于悬臂结构,两端固定支承结构增加了电机和光栅片的安装难度。

从图 5 的临界转速振型中可以看出,旋梭轴在两个支承点的中间位置处振动剧烈。所以笔者在原旋梭轴系结构的两个支承点中间位置处增加一个支承点,并维持转子悬臂状态不变。

方案二轴系结构如图 9 所示。

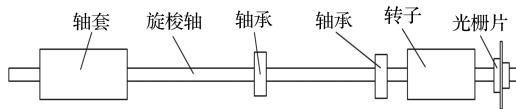


图 9 方案二轴系示意图

笔者对方案二中的 10 mm 轴径的旋梭轴系进行模态分析。

分析结果显示:一阶临界转速为 17 297 r/min,增幅 126%;二阶临界转速为 83 424 r/min,增幅 241%。由此可见,一阶临界转速和二阶临界转速均有较大的增加,但二阶临界转速的增幅更大。

笔者对方案一轴系结构和方案二轴系结构分别进行不平衡响应分析。

不同结构的转子位移曲线如图 10 所示。

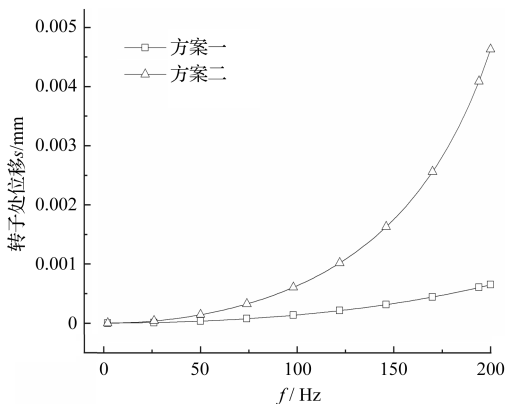


图 10 不同结构的转子位移

由图 10 可知:方案一转子处位移和方案二转子处位移均随着频率的增加而变大,但是方案二转子处位移的增速高于方案一转子处位移的增速。

旋梭轴系稳定运行时,工作转速低于 0.7 倍的一阶临界转速,所以旋梭轴系的一阶临界转速越大越好。方案一的一阶临界转速的增幅比方案二的一阶临界转速的增幅更大。

方案一转子处位移值在 12 000 r/min 以内均小于方案二转子的位移值。

所以方案一结构优于方案二结构。

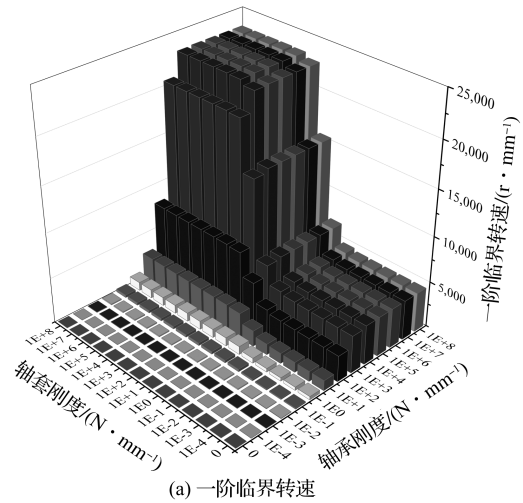
3.2.2 支承刚度的影响

轴承刚度的大小对转子系统的模态影响非常大^[16]。实际应用中,轴承的刚度非常复杂并且伴随着旋转软化。笔者在这里做简化分析,只分析支承刚度值对旋梭轴系的影响。

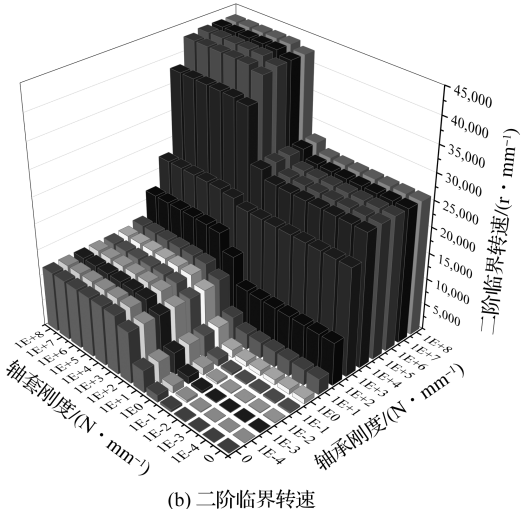
方案一轴系结构的支承点中,两个支承点为轴承支承。考虑到轴承的通用性,两个轴承型号相同,轴承的支承刚度也相同。

笔者对轴承、轴套的刚度进行正交分析,通过正交分析获取一阶临界转速和二阶临界转速与轴承、轴套的刚度的关系。在正交分析中,轴承、轴套的刚度范围为 10^{-4} N/mm \sim 10^8 N/mm。

临界转速与刚度的关系如图 11 所示。



(a) 一阶临界转速



(b) 二阶临界转速

图 11 临界转速与刚度的关系

由图 11 可知:支承刚度越大,一阶临界转速和二阶临界转速越大;当两个支承刚度均在 10^6 N/mm 以上时,一阶临界转速和二阶临界转速已基本不变,达到刚性支承。

由图 11(a) 可知:当轴承刚度较小时,对于任意的

轴套刚度大小,一阶临界转速均很小;当轴承刚度较大时,轴套刚度在 $1 \text{ N/mm} \sim 10^3 \text{ N/mm}$ 范围内,一阶临界转速随着轴套刚度的增加而快速增加;对于任意的轴套刚度大小,当轴承刚度在 $1 \text{ N/mm} \sim 10^3 \text{ N/mm}$ 范围内时,一阶临界转速随着轴承刚度的增加而快速增加。当轴承刚度和轴套刚度都达到 10^6 N/mm 以上时,一阶临界转速已基本不变。刚性支承的一阶临界转速为 $23\ 164 \text{ r/min}$ 。

由图 11(b)可知:对于任意的轴套刚度大小,当轴承刚度在 $0.1 \text{ N/mm} \sim 10^4 \text{ N/mm}$ 范围内时,二阶临界转速随着轴承刚度增加而快速增加;对于任意的轴承刚度大小,当轴套刚度在 $0.1 \text{ N/mm} \sim 10^3 \text{ N/mm}$ 范围内时,二阶临界转速随着轴套刚度的增加而快速增加;当轴承刚度和轴套刚度都达到 10^6 N/mm 以上时,二阶临界转速已基本不变。刚性支承的二阶临界转速为 $43\ 322 \text{ r/min}$ 。

缝纫机旋梭轴最高工作转速为 $10\ 000 \text{ r/min}$,并且工作转速小于 0.7 倍的一阶临界转速,因此一阶临界转速大于 $14\ 000 \text{ r/min}$ 。根据图 11 可知,一阶临界转速大于 $14\ 000 \text{ r/min}$ 时,轴承的支承刚度大于 10^3 N/mm ,轴套的支承刚度大于 10^2 N/mm 。

支承点刚度的大小可为后续轴承选型、轴孔配合以及轴套的设计提供理论支持。

3.3 阻尼对轴系稳定性的影响

轴系运行过程中总会有阻尼,阻尼大小不仅影响转子的临界转速,也影响转子不平衡响应的振动值。笔者取轴承刚度为 10^3 N/mm 、轴套刚度为 10^2 N/mm 、依次取不同的阻尼系数对旋梭轴系进行模态分析。

不同阻尼系数下旋梭轴系的临界转速如表 2 所示。

表 2 不同阻尼系数的临界转速

阻尼系数	一阶临界转速 n / (r/min)	二阶临界转速 n / (r/min)
0	14 970	20 896
0.01	14 970	20 896
0.1	14 989	20 922
0.3	15 134	21 125
0.5	15 405	21 504
1	16 419	22 958
5	26 142	36 490
10	35 187	49 116

由表 2 可知:一阶临界转速和二阶临界转速都随着阻尼系数的增加而变大。当阻尼系数小于 0.01 时,旋梭轴系的临界转速接近无阻尼时的临界转速;当阻

尼系数小于 0.5 时,阻尼大小对临界转速影响较小;当阻尼系数为 5 或者 10 时,一阶临界转速和二阶临界转速都有了较大的增加。

笔者对不同阻尼系数下的旋梭轴系进行不平衡响应分析。

不同阻尼系数的转子位移曲线如图 12 所示。

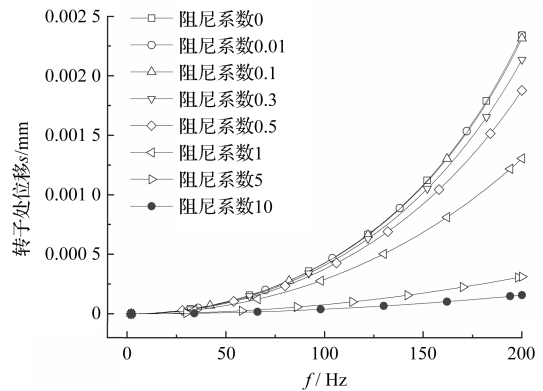


图 12 不同阻尼系数的转子位移

由图 12 可知:在 $0 \text{ Hz} \sim 200 \text{ Hz}$ 范围内,转子处的位移随着频率的增加而变大。当阻尼系数小于 0.1 时,位移频率曲线重合,转子处的位移基本不随阻尼系数的变化而变化;当阻尼系数大于 0.3 时,转子处的位移随着阻尼系数的增加而降低;当阻尼系数为 5 和 10 时,转子处的位移随频率的增加而缓慢增长。

旋梭轴系结构处于空气环境下,整个轴系的阻尼系数低。当阻尼系数小于 0.1 时,旋梭轴系的振动接近于无阻尼的振动结果。

3.4 轴向预紧力对轴系稳定性的影响

实际工作运行中,电机的磁力会有轴向分力,轴向分力使轴在轴向产生窜动。为了防止轴向窜动,需要施加轴向预紧力进行轴向限位,例如安装波形垫片等。

笔者取轴承的刚度为 10^3 N/mm 、轴套的刚度为 10^2 N/mm 、零阻尼,施加不同大小的轴向预紧力,对旋梭轴系进行模态分析。

不同预紧力的临界转速如表 3 所示。

表 3 不同预紧力的临界转速

预紧力类型	预紧力大小 F/N	一阶临界转速 n / (r/min)	二阶临界转速 n / (r/min)
预紧压力	5 000	13 285	17 390
	1 000	14 673	20 628
	100	14 935	20 862
	10	14 961	20 885
预紧拉力	10	14 967	20 890
	100	14 992	20 913
	1 000	15 241	21 132
	5 000	16 229	22 017

由表3可知:预紧压力会降低旋梭轴系的临界转速,预紧压力越大,一阶临界转速和二阶临界转速越低;预紧拉力会提高旋梭轴系的临界转速,预紧拉力越大,一阶临界转速和二阶临界转速越高。所以预紧拉力比预紧压力更有利于旋梭轴系稳定。当预紧压力或预紧拉力在100 N以内时,一阶临界转速和二阶临界转速变化幅度小;当预紧压力或预紧拉力达到5 000 N,一阶临界转速和二阶临界转速波动超过1 000 r/min。

波形垫片提供的预紧力较小,控制轴向预紧力在100 N以内,对旋梭轴系的稳定性基本无影响。

4 结束语

针对缝纫机旋梭轴系高速运行不稳定的问题,笔者计算了旋梭轴系的转子动力学,分析了失稳的原因,研究了电机轴径、轴承支承方式、轴承支承刚度、阻尼系数和轴向预紧力对旋梭轴系稳定性的影响,确定了满足使用工况的旋梭轴系结构和支承刚度范围。

研究结论如下:

1) 刚性支承的旋梭轴系一阶临界转速为7 636 r/min,二阶临界转速为24 440 r/min;在工作转速内有一个临界转速,旋梭轴系发生共振,共振影响了旋梭轴的高速稳定性;

2) 旋梭轴径从7.94 mm增大到10 mm时,刚性支承的旋梭轴系的一阶临界转速提高了41%,二阶临界转速提高了25%;增加旋梭轴径会提高旋梭轴系的稳定性,但效果不显著;

3) 轴承支承点位置和支承点刚度对稳定性影响很大;增加一个轴承支承点,摒弃转子悬臂结构,当轴承刚度大于 10^3 N/mm,轴套刚度大于 10^2 N/mm时,旋梭轴系在工作转速内可以稳定运行;

4) 当阻尼系数小于0.1和轴向预紧力小于100 N时,阻尼系数的大小和轴向预紧力的大小对旋梭轴系稳定性的影响可以忽略。

在后续的研究工作中,笔者还将对轴承、轴套的支承结构进行研究,确定满足支承刚度的轴承、轴套的结构,并验证旋梭轴系运行的稳定性。

参考文献(References):

[1] 王彬权,张 淳,杜笑天,等. 高速工业平缝机挑线刺布机

构的动力学分析与仿真[J]. 机械传动,2015,39(3):106-110.

- [2] BILEL N, MOHAMED N, ZOUHAIER A, et al. Mechatronic design optimization of the mechanism in a sewing machine [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2018, 232(4):542-556.
- [3] 祝书伟,郑 吉,何明金,等. 高速工业平缝机步进针距调节机构的设计[J]. 机械制造,2020,58(11):16-19.
- [4] 郑 吉,柯祥林,何明金,等. 高速工业平缝机步进挑线机构设计[J]. 轻工机械,2021,39(4):84-88.
- [5] ZAJACZKOWSKI J. Effect of belt extensibility on variation of the relative position of a needle and a hook in a sewing machine [J]. *International Journal of Clothing Science and Technology*, 2000, 12(5):303-310.
- [6] MANZIUK E. Influence of geometric parameters of the rotary hook on interaction of its elements in high-speed modes sewing machine [J]. *International Journal of Clothing Science and Technology*, 2018, 30(6):828-838.
- [7] 蒋书运,林圣业. 高速电主轴转子-轴承-外壳系统动力学特性研究[J]. 机械工程学报,2021,57(13):26-35.
- [8] 张岩松,王旭华,张 岩,等. 考虑刷丝支承刚度的高速引电器转子动力学特性研究[J]. 力学与实践,2022,44(3):618-623.
- [9] 陈 云,臧朝平,杨志强,等. 支承方式对变循环发动机转子临界转速的影响[J]. 机械制造与自动化,2021,50(6):148-150.
- [10] BARBARA C, GREGORY D. Effects of bearing lubrication conditions on rotor dynamic behavior [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2022, 236(3):563-580.
- [11] HONG Jie, CHEN Xue-qi, WANG Yong-feng, et al. Optimization of dynamics of non-continuous rotor based on model of rotor stiffness [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 131(9):166-182.
- [12] 王宗勇,龚 斌,闻邦椿. 阻尼突变转子系统的动力学研究[J]. 中国机械工程,2008,19(18):2214-2218.
- [13] 黄其祥,王 锋,熊 焯. 轴向预紧力对高速轴承-转子动力学系统的影响[J]. 机械工程与自动化,2016,162(5):10-12.
- [14] 张国渊,梁茂檀,郭进兴,等. 不对中齿轮联轴器-轴承-转子系统动力特性[J]. 航空动力学报,2022,37(2):225-234.
- [15] 张俊峰,张春光,刘光恒,等. 大功率往复泵曲轴转子动力学特性研究[J]. 机械制造,2020,58(10):17-20.
- [16] 李小彭,陈仁楨,尚东阳,等. 变刚度轴承-碰摩转子机动力飞行动力学响应[J]. 哈尔滨工业大学学报,2020,52(1):1-7.

[编辑:李 辉]

本文引用格式:

祝书伟,李伟男,徐仙国. 缝纫机旋梭轴转子动力学特性研究[J]. 机电工程,2023,40(4):571-577.

ZHU Shu-wei, LI Wei-nan, XU Xian-guo. Dynamic characteristics research of sewing machine rotating hook shafting [J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2023, 40(4):571-577.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>