

ZPJ-40型高速转盘离心机减振技术

罗承刚, 李思忠, 张鹏, 许茂

(中国工程物理研究院 结构力学研究所, 四川 绵阳 621900)

摘要: 目的 针对ZPJ-40型高速转盘离心机的振动问题,探索减振技术。方法 采用主动减振和被动减振两种方式,实现离心机在升速、降速、稳速工作阶段及通过临界转速时,抑制振动发散。结果 高速转盘离心机工作过程中振动小,噪音低,运行稳定。结论 该减振技术可实现高速转子可靠运行。

关键词: 高速; 转盘离心机; 减振

DOI: 10.7643/issn.1672-9242.2015.05.024

中图分类号: TJ05; V416 **文献标识码:** A

文章编号: 1672-9242(2015)05-0136-04

Vibration-Reducing Technology for ZPJ-40 High Speed Rotating Disk Centrifuge

LUO Cheng-gang, LI Si-zhong, ZHANG Peng, XU Mao

(Institute of Structural Mechanics, CAEP, Mianyang 621900, China)

ABSTRACT: Objective To explore a vibration-reducing method to solve vibration problem of ZPJ-40 high speed rotating disk centrifuge. **Methods** By active vibration-reducing and passive vibration-reducing, vibration and noise of the centrifuge were restrained successfully during climb phase, descend phase, steady phase and passing critical phase. **Results** ZPJ-40 high speed rotating disk centrifuge can work stably with low vibration and noise. **Conclusion** High speed rotor can run reliably by above techniques.

KEY WORDS: high speed; rotating disk centrifuge; vibration-reducing

ZPJ-40型高速转盘离心机是中国工程物理研究院总体工程研究所近年开发的一种高加速应力试验设备。参照MIL-STD-810F, GJB 150^[1]等试验标准,为航空航天、军事工业等国防单位提供恒加速度试验平台,考核飞机、火箭所用电子元器件及半导体产品承受高离心力的抗荷性能,剔除键合强度过弱、内引线匹配不好和装架不良的电子器件^[2];也可以为一般民用工业,

包括汽车、通讯等行业,提供高加速应力试验服务,获得产品的高可靠性和实现产品快速更新换代。

1 主要技术参数

ZPJ-40型高速转盘离心机采用变频电机、变频器驱动,PLC控制,工业触摸屏显示,设有动不平衡、超

收稿日期: 2015-08-10; 修订日期: 2015-09-09

Received: 2015-08-10; Revised: 2015-09-09

作者简介: 罗承刚(1975—),男,硕士,高级工程师,主要从事测试技术与机电设备开发。

Biography: LUO Cheng-gang (1975—), Male, Master, Senior engineer, Research focus: testing technology and electromechanical equipment development.

速、加速超时、真空度、温度报警等安全保护系统,提供磁贴式和埋沙型两类转盘和夹具。主要技术参数:转速控制范围为0~21 000 r/min;离心恒加速度为5 000~400 000 m/s²;离心恒加速度精度为±1%;离心恒加速度稳定度为±1%;恒加速度为400 000 m/s²时,单工位试件最大质量为1 kg;试件试验方向分x,y,z三坐标,6个方向;启、停机时间为2~5 min;整机噪声不大于70 dB(A);

2 离心机结构及原理

离心机主机如图1所示,采用上、下两层结构布局形式。电气控制系统内置于主机柜体,整机一体化、结构紧凑。上层也就是试验腔室,主要用于安装离心机的高速转子系统,包括转盘、夹具及辅助设施、试件、主轴系、减振缓冲系以及支撑座体等。工作时,试验腔室必须抽真空,减少转盘高速旋转时的风阻,避免出现转盘运动不稳和磨擦发热。下层在试验腔室以下,主要用于安装离心机的高速电机-皮带增速驱动系统、电机悬挂架、减震器、润滑系统、抽真空系统、电气控制系统等。主机台面上安装有液晶触摸屏,用于试验控制参数的输入,而且可实时显示试验速度、恒加速度值、升降速时间等。



图1 ZPJ-40型高速转盘离心机

Fig.1 ZPJ-40 high speed rotating disk centrifuge

离心机的工作原理如图2所示,试件通过夹具,固定安装在转盘的某一半径处,当转盘做等速回转时,试件就受到一个离心稳态加速度的作用。改变工作转盘的回转速度,就可获得所需的稳态加速度值。加速度的计算方法如下^[3]:

$$\alpha = \omega^2 R = 0.010\ 966\ n^2 R \quad (1)$$

式中: α 为离心恒加速度值,m/s²;R为试件安装计算半径,m;n为工作转盘回转转速,r/min。

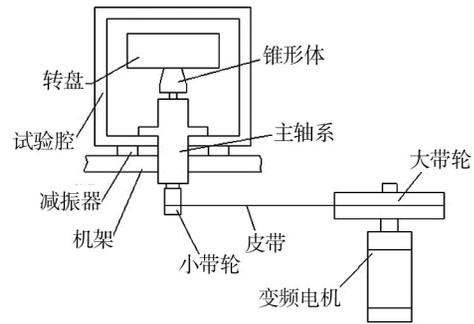


图2 ZPJ-40高速离心机主机结构

Fig.2 Sketch map of the structure of ZPJ-40 high speed rotating disk centrifuge

3 离心机的减振

该离心机作为高速旋转设备,加工精度和装配质量严格控制,但由于转子不可避免地存在质量偏心,使得通过转子的主惯性轴与旋转轴线不重合,因而设备运转会产生由不平衡力引起的振动,并随着转速的提高,振动振幅不断增大,工作噪音不断增加,严重影响设备的可靠性。对于这些振动,如不加以控制,不仅离心机运行不稳定、噪音大,而且会出现主轴折弯,甚至断裂的重大事故。为此,该离心机采用主动减振和被动减振两种减振技术,将振动振幅控制在较小范围内,确保离心机转子在高速下安全稳定运行。

3.1 主动减振

主动减振包括采用工作转速远高于临界转速的柔性转子和转子精密动平衡。由于转子的质心与几何中心不可能完全对中,采用刚性转子只围绕几何中心轴线旋转,会产生无法消除的振动。因此采用柔性转子,将驱动主轴设计成细长轴,材料采用特殊低碳钢,经热处理后强度及屈服极限均在1000 MPa以上。这样,一方面大大降低转子的临界转速,转子可尽早地通过临界转速,并工作在临界转速之上;同时,转子受细长轴作用力小,可以自由微小扰动。工作状态时,细长主轴轻微自然弯曲以适应转子的不平衡量,转子质心偏离几何中心。当转速进入定心区间时,主轴切换到围绕着穿过转子质心的惯性轴线旋转,转子达到自动调心状态,并在高速下平稳地运转。不过,这样通过主轴的变形来抵消转子的不平衡响应、以减小振动是有限的。因此,该离心机首先通过转子精密动平衡来减少转子的初始不平衡量。

相比细长主轴,转盘的几何尺寸和质量要大得多,其本身的不平衡量是离心机转子产生振动的首要原因。因此,该离心机主要对包括锥形体的转盘组件进行静、动平衡检验,按照公式(2)在转盘上下两个端面钻去适量材料,将其剩余的允许不平衡量控制在很小范围内^[4]。

$$m_{per} = MG \frac{60}{2\pi rn} \times 10^3 \quad (2)$$

式中: m_{per} 为允许不平衡量,g; M 为转盘组件质量,kg; G 为平衡精度等级,mm/s; R 为转盘校正半径,mm; n 为转盘的转速,r/min。

由于柔性转子的主轴挠度随转速变化,理论上,只对转盘组件进行刚性动平衡是不够的。该离心机转盘组件刚性动平衡时,平衡转速高,动平衡精度达到G0.4^[5]。同时在转子升降速控制方面,实现了转子快速通过共振区间,而且通过后述的弹性阻尼支承引入附加刚度和阻尼。这些措施,有效抑制了转子系统不平衡响应,保证离心机在通过临界转速时振动足够小。

3.2 被动减振

被动减振包括采用弹性阻尼支承、弹性连接器和减振器。由于转子工作于临界转速之上,在启动、加速或停车、减速过程中必须通过临界转速。当转子的不平衡与临界转速结合时,振动急剧放大,主轴恶劣偏斜和弯曲。为此,采用如图3所示的弹性阻尼支承,将主轴的轴承座设计成挠性减振形式,利用支承中的粘弹性阻尼橡胶,将转子系统的振动能量一部分由阻尼吸收耗散,另一部分由弹性变形吸收储存,再以缓慢的速度释放出来、作用于支座上。这样振动能量经历一个时间平均过程,振动峰值降低,从而削弱了转子通过临界转速时产生的振幅和轴承动压力,实现了转子顺利越过共振区而进入自动定心区,并在高速下稳定运行。

弹性阻尼支承的设计和转子设计一起协调进行,

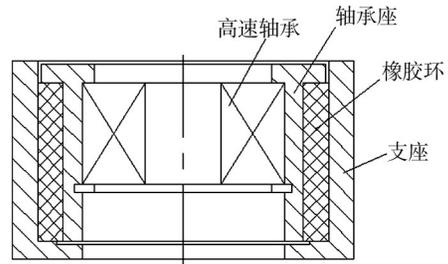


图3 弹性阻尼支承

Fig.3 Elastic damping support

涉及系统的模态分析及在各种激励下的动态响应等。首先,选择优质丁腈橡胶,根据厂家提供的邵氏硬度、剪切模量等参数,按照理论公式(3)~(7),计算橡胶环的径向刚度 k_r 与轴向刚度 k_s ^[6]。

$$K_r = \pi (E_{ap} + G) L / \ln(r_2/r_1) \quad (3)$$

$$K_s = 2\pi G_{ap} L / \ln(r_2/r_1) \quad (4)$$

$$E_{ap} = G(4 + 3.5S^2) \quad (5)$$

$$S = L / (r_2 + r_1) \ln(r_2/r_1) \quad (6)$$

$$G_{ap} = G / [L + (r_2 - r_1) / 3L^2] \quad (7)$$

式中: E_{ap} 为表观弹性模量,Pa; G 为剪切模量,Pa; G_{ap} 为表观剪切弹性模量,Pa; S 为形状系数; L 为橡胶环高度,m; r_1 为橡胶环内径,m; r_2 为橡胶环外径,m。

以橡胶环的刚度和阻尼系数为约束条件,进行转子动力学有限元仿真,得到系统固有模态以及在各种不平衡激励下的动态响应。直径为8 mm的柔性主轴,驱动转动惯量为0.49 kg·m²的埋砂型转盘高速旋转,在主轴支承径向刚度 $k_r=7.9419e6$ 与轴向刚度 $k_s=1.032e6$ 时的一阶、二阶振型以及轴向振动如图4所示。图5为在埋砂型转盘最大测试半径上施加0.5 g不平衡质量,采用模态叠加法分析计算的谐波响应。可以看出,在1000 Hz以下,有2个共振峰值,分别是19,192 Hz,对应的位移振幅分别为0.065,0.116 mm。

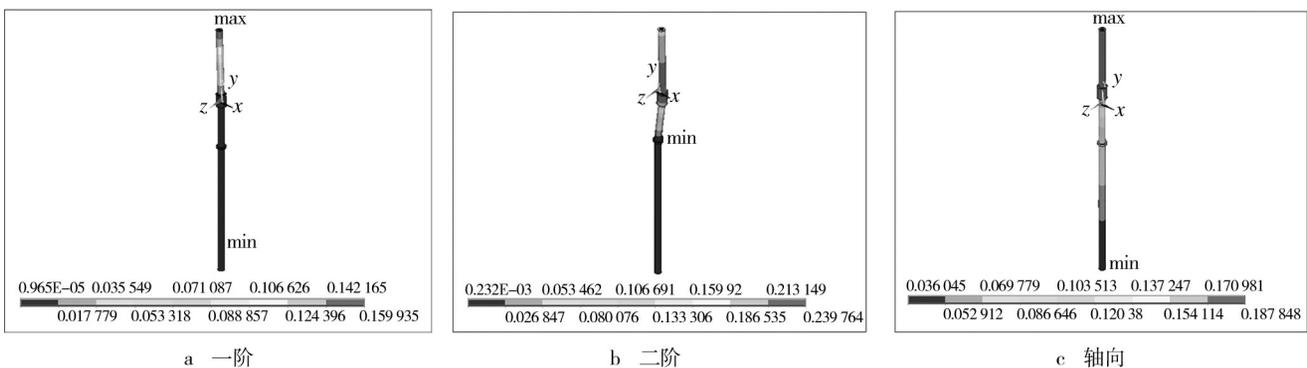


图4 柔性主轴振型

Fig.4 Mode shape of flexible shaft

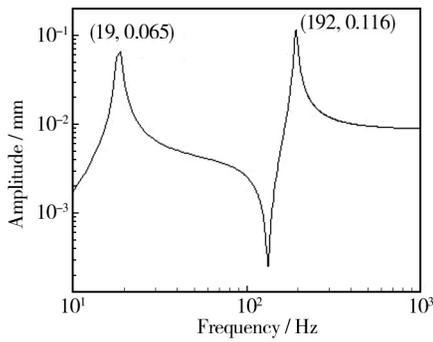


图5 不平衡激励下的动态响应

Fig.5 Dynamic response of elastic damping support

根据上述计算结果,改进支承结构设计,减小转子振动振幅,改善理论动态特性。最后进行试验及检验。按照上述步骤,反复调整改进支承设计,实现阻尼系数和刚度系数的优化匹配,达到抑制转子振动的目的。

除了采用弹性阻尼支承外,为了减少电机-皮带增速机构的振动传递给主轴系,同时消除安装对中误差,采用包含有弹性元件的联轴器。为了减少转子振动对离心机主机的影响,通过橡胶减振器将试验腔连同主轴系挠性固定在离心机机架上。这些措施连同上述的弹性阻尼支承,有效地隔离和消除转子运转引起的振动。

4 试验性能结果

表1、表2为磁贴式转盘和埋砂型转盘的实测性能参数,包括细长主轴的最大轴振振幅、主轴系座的最大振动烈度、噪音等。可见,通过上述各种减振方式,本高速离心机在升速、降速、稳速工作阶段及通过临界转速时,振动都比较小,噪音也得到大大抑制。

表1 磁贴式转盘(试件安装半径100 mm)

Table 1 Magnetic attachment type (installation semidiameter of parts, 100 mm)

加速度/g	噪声/dB	振动烈度/(mm·s ⁻¹)	稳态加速度波动
300	≤60	≤1.0	301 ~ 302
500	≤60	≤1.0	501 ~ 502
2 000	≤60	≤1.0	1 995 ~ 2 000
5 000	≤60	≤1.0	4 990 ~ 4 992
10 000	61	1.14	9 991 ~ 9 995
20 000	65	1.8	20 003 ~ 20 006
30 000	68	1.12	29 990 ~ 30 013
40 000	70	2.5	39 980 ~ 40 001

表2 埋砂型转盘(试件安装半径160 mm)

Table 2 Buried sand table (installation semidiameter of parts, 160 mm)

加速度/g	噪声/dB	振动烈度/(mm·s ⁻¹)	稳态加速度波动
100	≤60	≤1.0	101 ~ 102
500	≤60	≤1.0	501 ~ 502
2 000	≤60	≤1.0	2 001 ~ 2 004
5 000	≤60	≤1.0	5 001 ~ 5 008
10 000	62	1.10	10 009 ~ 10 014
20 000	64	0.7	20 003 ~ 20 007
25 000	66	1.0	25 001 ~ 25 018

5 结论

该离心机作为高速旋转设备,由不平衡力引起的振动不可避免。通过采用工作转速远高于临界转速的柔性转子和转子精密动平衡,以及橡胶弹性阻尼支承的减振技术,抑制了振动,并降低噪音,实现离心机转子在高速下安全稳定运行。

参考文献:

- [1] GJB 150.1A—2009, 军用装备实验室环境试验方法 第1部分:通用要求[S].
GJB150.1A—2009, Laboratory Environmental Test Methods for Military Materiel Part 1:General Requirements[S].
- [2] GB/T 2423.15—2008/IEC 60068-2-7: 1986, 电工电子产品环境试验 第2部分:试验方法[S].
GB/T 2423.15—2008/IEC 60068-2-7: 1986, Environmental Testing for Electronic Products Part 2:Tests Methods[S].
- [3] JJG 972—2002, 离心式恒加速度试验机[S].
JJG 972—2002, Constant Acceleration Centrifugal Test Machines[S].
- [4] 周仁睦. 转子动平衡—原理、方法和标准[M]. 北京:化学工业出版社,1992.
ZHOU Ren-mu. Rotor Dynamic Balance—Theory, Method and Standard[M]. Beijing: Chemistry Industry Press, 1992.
- [5] GB/T 9239.1—2006, 机械振动 恒态(刚性)转子平衡品质要求 第1部分:规范与平衡允差的检验[S].
GB/T 9239.1—2006, Mechanical Vibration Balance Quality Requirements for Rotors in a Constant (Rigid) State Part 1: Specification and Verification of Balance Tolerances[S].
- [6] 见田晃,王作龄. 橡胶减振器(上)[J]. 天津橡胶,1999(2): 30—37.
JIAN Tian-huang, WANG Zuo-ling. Rubber Absorber[J]. Tianjin Rubber 1999(2):30—37.