

一种高速低振动低噪音低摩擦轴承的优化设计

李喜军¹ 夏卫华²

(1 上海人本集团轴承技术研发有限公司 上海 201411; 2 上海人本精密机械有限公司 上海 201411)

摘要: 本文针对高速、低振动、低噪音、低摩擦特殊工况, 结合实际使用条件, 分析优化了轴承的内部结构布局, 设计了一种负游隙轴连轴承。改进了传统的装配工艺方法, 完成了轴承的制造加工。通过试验验证, 显著降低了轴承振动噪音, 降低了摩擦力, 证实了轴连轴承的可靠性, 满足了使用要求。

关键词: 高速; 低振动低噪音; 负游隙轴承

0 引言

高速条件下运行, 一般轴承的振动、噪音会逐渐增大, 特别是针对复合工况, 比如精密机床轴承、汽车汽油油气泵轴承。如在微型马达驱动的同时, 还要带动叶轮高速旋转, 把汽车油箱里面的汽油挥发油气重新泵到汽车发动机内, 燃烧做功。避免挥发的油气释放到大气中, 造成资源浪费和环境污染, 提高汽油的利用率。微型马达直驱和带动叶轮高速旋转, 要求有2列深沟球轴承、1个共用的长芯轴和外加1个轴套。深沟球轴承安装于长芯轴和轴套内, 形成1个轴承组。该轴承组一端可以为微型马达提供转子芯轴, 另外一端可以方便叶轮安装。

该轴承组由于零部件多、配合误差大, 加工累积误差也大, 两列深沟球轴承旋转一致性差, 高速试验表明振动噪音大。

随着精密机械不断向轻型化、多功能和高速化以及高可靠性方向发展, 对其配套轴承的结构、性能与可靠性都提出了更高的要求。由于精密角接触球轴承具有高速、高刚度和长寿命等特点, 在高速精密机械中得以成功应用。

但由于这类轴承的设计、制造的技术难度较大, 目前主要依赖进口。为此, 本文以高速精密双列角接触球轴承为研究对象, 结合客户的实际需求, 展开其结构设计与优化、工艺分析与改进以及试验等研究工作, 为实现其国产化提供技术支持。

国内高速精密机械专用轴承的研究和开发起步较晚, 在轴承的设计技术、加工工艺、密封结构、润滑性能以及专用检测技术和试验技术等方面还在探索阶段, 目前只是停留在经验设计和类比设计阶段, 研制开发过程中的关键技术缺乏必要的理论支撑和试验依据。

本文结合轴承实际使用情况, 优化了轴承的内部结构, 设计了一种轴连轴承。通过制造加工, 改进了轴承

的装配工艺。试验了轴连轴承在高速条件下的性能, 降低了轴承的振动噪音, 为国内轴承企业在生产加工高速、低振动噪音领域上的应用提供经验。

1 背景信息

如汽车汽油油气泵, 汽油油箱里挥发的油气被重新泵到发动机内, 燃烧做功。油气泵最高转速 60000r/min, 长时间工作转速 58000r/min, 理论工作时间 8000h, 轴承工作空间布局见图1。

轴承组载荷: 经过计算分析, 径向载荷为 4.75N; 轴向载荷为 7.8N。

2 设计方案

一个合适的设计方案可以解决轴承使用中的要求,

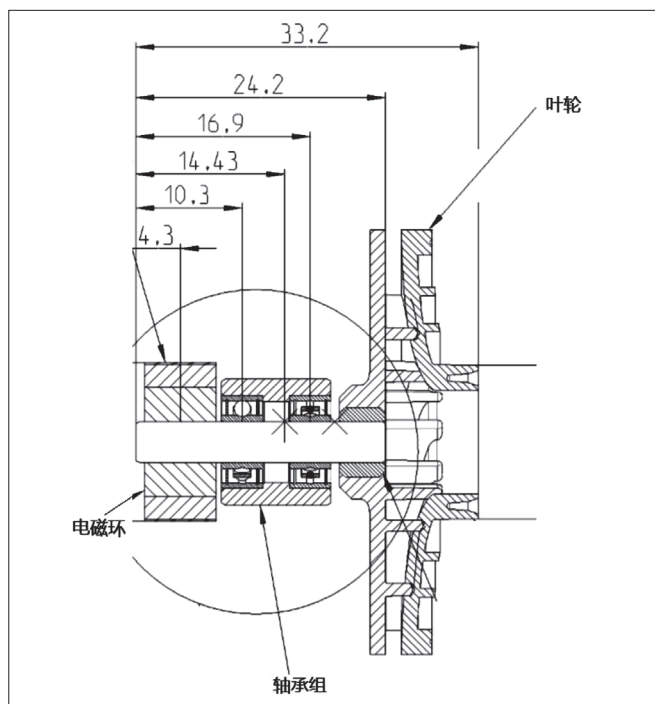


图1 轴承工作空间布局

比如高速要求、振动噪音要求以及摩擦力要求等。针对客户现有的设计,轴承组零部件多,常规方法是给轴承组内部额外增加一个弹簧垫圈使轴承组获得预紧即负游隙,但是由于轴承组内部是由弹簧垫圈柔性预紧,在高速条件下轴承组的振动也较大,无法满足客户低振动噪音需求。所以需要优化内部结构布局。参考文献[1]研究了聚醚醚酮不同改性材料的保持架对轴承高速性能的影响,发现聚醚醚酮复合材料的力学性能在相同高速条件下得到了大大加强。参考文献[2]研究了轴承高速下不同配合过盈量有不同的抗断油能力。参考文献[3]分析了偏心载荷对高速轴承振动和刚度的影响。参考文献[4]分析了机床主轴高速轴承的静/动态性能,得出了系统的主振型等结果。

2.1 高速解决方案

轴套和 2 个轴承外圈优化为一体,芯轴和 2 个轴承内圈优化为一体,这样就组成了整体式轴连轴承,也是一种双列角接触球轴承。外圈双列滚道位于一个套圈上,内圈双列滚道位于一个芯轴上。双列滚道位于一个零件上,较易控制轴承的加工一致性,双列滚道的位置精度和同轴度等形位公差容易保证。轴连轴承的极限转速比 2 套单独串联的深沟球轴承高,高速旋转一致性好。轴连轴承方案,可以满足轴承高速运转要求。

2.2 低振动、低噪音解决方案

轴承低振动噪音,正常情况下轴承内部一般均会有正游隙,由于正游隙的存在,轴承在运转过程中滚动体钢球在内外圈滚道内上下窜动,发生碰撞,滚动体钢球振动运转,产生噪音。为此,设定轴连轴承内部必须为负游隙,即预紧状态。并且滚动体运行轨迹精确,轴承运转平稳。轴承在预紧条件下运转时振动噪音会显著降低。负游隙下运行,可以满足轴承的低振动、低噪音要求。

2.3 低摩擦解决方案

轴承在正游隙条件下运转时,滚动体钢球从承载区到非承载区过渡时,或转速变化时,滚动体钢球会发生滑动。滚动摩擦变滑动摩擦,摩擦力增大,不利于轴承使用。轴承内部设定为负游隙,即预紧状态。滚动体钢球始终与内外圈滚道接触,做纯滚动运动,滚动体纯滚动摩擦,摩擦力相对滑动摩擦大幅减小。负游隙下运行,可以满足轴承的低摩擦要求。

2.4 理论合理性解决方案

轴承在使用过程中会受到径向载荷和轴向载荷的联合作用,受力情况复杂多变,为了保证轴承使用安全,需要对轴承的接触应力和轴向极限承载能力及轴承的理论使用寿命进行分析计算,以保证轴承的安全使用。

3 制造加工

优化后的设计已经可以满足客户的需求,然后根据

优化后的设计,确定轴承的加工制造工艺,把轴承按照设计方案加工制造出来。加工制造的准确性,对轴承的性能影响大,比如高速振动噪音性能、摩擦发热性能等。如何能保证轴承按设计方案做出来,需要优化现有的加工制造工艺。

3.1 双滚道加工解决方案

针对轴承套圈双滚道加工工艺,常规的加工方法是砂轮磨完一侧滚道后再把套圈反转重新定位,即二次定位磨削另外一侧滚道。这样的重新定位和二次磨削,导致两侧滚道的加工精度和误差均很大。不利于高速运转,会造成整个系统振动噪音大。

双滚道砂轮磨削,保证轴承套圈一次装夹、一次定位,用这种方式磨削后能保证轴承套圈双滚道有较高的尺寸精度和位置精度,特别是套圈的同轴度会有很大改善,因此采用双滚道砂轮磨削方式会有利于改善轴连轴承在高速条件的振动噪音问题。

3.2 沟位精度解决方案

针对轴承套圈双滚道沟位的加工工艺,精确的沟位距离能保证轴承两侧的滚动体在固定的旋转轨道上以相同的滚动方式运转,不会发生滑动摩擦。

常规的加工方法是用金刚笔修整砂轮。砂轮经过多次磨削后,由于磨损砂轮精度会降低,需要重新进行修整。用金刚笔修整砂轮,由于金刚笔在修整砂轮走动的过程中会有震动等很多因素影响,导致修整后的砂轮精度特别是双滚道的位置度即沟位精度不能满足轴承高速条件下的振动噪音要求。不利用高速运转,会造成整个系统振动噪音大。

金刚滚轮修整砂轮方式,保证修整后的砂轮精度特别是砂轮双滚道的位置度即沟位精度高。金刚滚轮精度本身就很高,所以经过金刚滚轮修整后的砂轮精度也很高,高精度的砂轮磨削出来的高的轴承套圈双滚道位置度就可以得到保证。因此采用金刚滚轮修整砂轮来保证轴承套圈双滚道位置度的方式会有利于改善轴连轴承在高速条件的振动噪音问题。

3.3 负游隙(装配)解决方案

游隙是影响轴承振动噪音的主要因素之一,消除正游隙使轴承获得负游隙是解决轴承低振动噪音的关键。

负游隙即预紧的方式,有弹簧柔性预紧和定位刚性预紧,高速条件下由于很多零部件之间的抖动位移,柔性预紧不能有效地降低轴承振动噪音,所以定位刚性预紧是唯一的方法。定位预紧就是要获得高精度的尺寸精度和位置精度,所以该工序也须采用金刚滚轮修整砂轮方式磨削套圈滚道。

经过金刚滚轮修整后的砂轮精度很高,高精度的砂轮磨削出来的高的轴承套圈双滚道位置度就可以得到保证。因此采用金刚滚轮修整砂轮来保证轴承套圈双滚道

位置度的方式会有利于改善轴连轴承在高速条件的振动噪音问题。

3.4 理论合理性解决方案

根据轴承的分析计算结果,在加工制造时严格控制轴承滚道沟曲率、轴承滚道沟径、沟位和挡边直径等尺寸,以保证符合图纸设计要求。滚道沟曲率影响轴承的接触应力,轴承滚道沟径和挡边直径影响轴承的轴向极限承载能力,所以加工尺寸一定要符合图纸设计要求。

4 试验验证及理论合理性验证

轴连轴承是否可以满足客户的使用要求,需要试验和检测轴连轴承的高速性能、低振动噪音性能和摩擦力矩性能等。

4.1 高速解决方案(轴承温升)

(1) 试验条件:

试验温度: 100°C ;

试验载荷: 径向载荷为 4.75N , 轴向载荷为 7.8N ;

试验速度: 60000r/min ;

试验时间: 6h ;

轴承配合: H6 ;

判定依据: 温升 $\leq 45^{\circ}\text{C}$ 。

(2) 试验数据处理: 图表、曲线如图2所示。

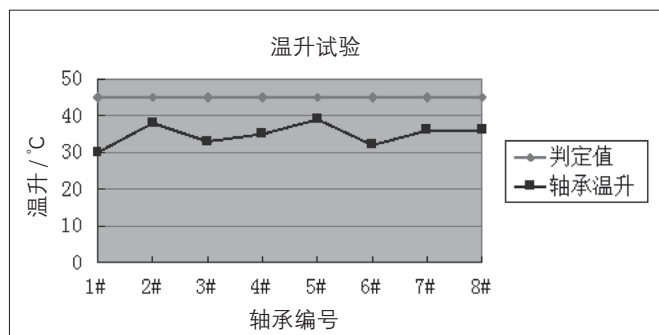


图2 轴承温升测试

(3) 结果分析: 从试验数据来看,轴连轴承温升满足使用要求,可以满足高速设计方案。

4.2 低振动、低噪音解决方案(dB和NVH值)

(1) 试验条件:

NVH 试验条件:

试验载荷: 0N ;

试验速度: 60000r/min ;

试验时间: 60s 。

dB 试验条件:

试验载荷: 0N ;

试验速度: 1800r/min ;

试验时间: 10s 。

(2) 试验数据处理: 图表、曲线如图3和图4所示。

(3) 结果分析: 从试验数据来看,轴连轴承振动

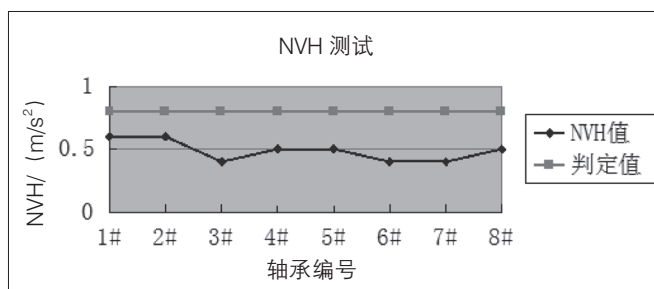


图3 轴承振动测试

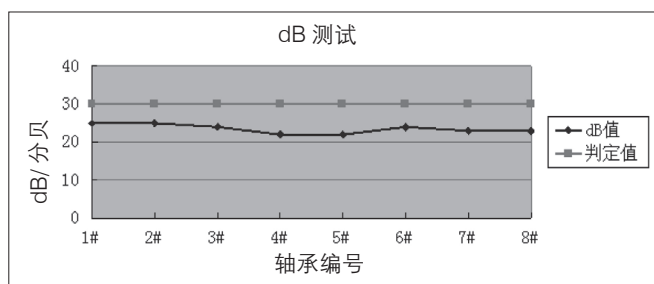


图4 轴承噪音测试

NVH 低于设计目标值 0.8m/s^2 和噪音 dB 值低于设计目标值 30dB , 即该轴承的振动、噪音水平满足使用要求,可以满足低振动噪音设计方案。

4.3 低摩擦解决方案(启动力矩和摩擦力矩)

(1) 试验条件:

试验载荷: 0N ;

试验速度: 10r/min ;

试验时间: 10s 。

(2) 试验数据处理: 图表、曲线如图5和图6所示。

(3) 结果分析: 从试验数据来看,轴连轴承的启动力矩低于设计目标值 0.7Nmm , 摩擦力矩低于设计目标

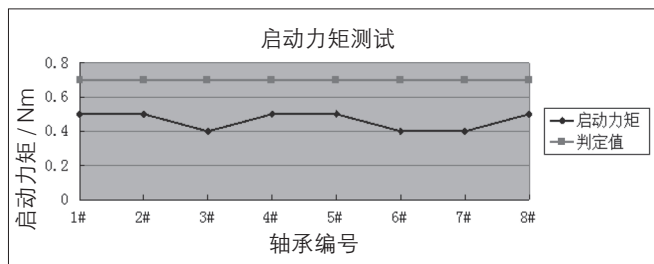


图5 轴承启动力矩测试

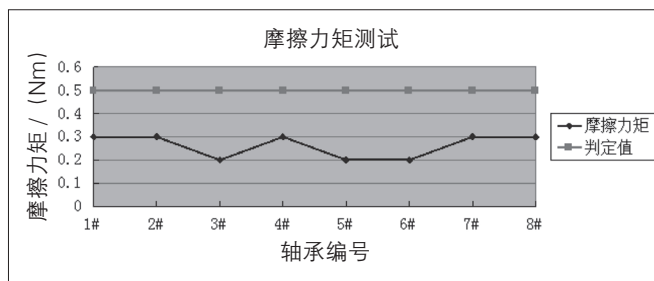


图6 轴承摩擦力矩测试

值 $0.5\text{N} \cdot \text{mm}$, 即该轴承的启动力矩和摩擦力矩满足使用要求, 可以满足低摩擦设计方案。

4.4 理论合理性验证

4.4.1 接触应力

为确保轴承在承受试验载荷条件下沟道处的接触应力在轴承允许范围之内, 利用文献 [5] 计算方法对该轴承进行了验证, 其计算式为:

$$p_{\max} = \frac{1.5}{\pi e_a e_b} \times \frac{1}{\varepsilon_E^2} \sqrt{(\sum \rho)^2 Q} \quad (1)$$

式中: $p_{\max}$ — 最大 Hertz 接触应力 (MPa);
 $e_a e_b$ — 由两物体接触区尺寸决定的系数;
 ε_E — 与两物体材料弹性模量有关的系数;
 $\sum \rho$ — 两接触物体的主曲率之和;
 Q — 载荷 (N)。

经过运算, 轴承内圈最大 $p_{\max}$ 为 1413 MPa, 轴承外圈最大 $p_{\max}$ 为 1178 MPa, 均在该类轴承额定静载荷规定的应力范围 4200 MPa 之内, 故该工况载荷不会导致出现钢球接触处塑性变形过大的问题。

4.4.2 极限轴向承载

轴承在承受试验载荷条件下钢球会爬越内、外圈沟道挡肩发生失效, 为确保轴承不爬越挡肩, 利用文献 [5] 对轴承极限轴向载荷进行了验证, 其计算式为:

$$F_{al} = \left[\left(\frac{2f_m - 1}{c} \right) \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} - 1 \right) \right]^{1.5} Z D_w^2 \sin \alpha' \quad (2)$$

式中: F_{al} — 极限轴向载荷 (N);
 f_m — 平均沟道曲率半径比;
 c — 接触变形系数;
 a — 原始接触角 ($^\circ$);
 α' — 载荷作用下产生的接触角 ($^\circ$);
 Z — 钢球数目;
 D_w — 钢球直径 (mm)。

经过计算, 轴承内圈 F_{al} 为 93 N, 轴承外圈 F_{al} 为 498 N, 可见该轴承的工况轴向载荷 7.8 N 未超过极限轴向载荷, 故该试验载荷不会导致钢球发生爬越挡肩的现象。

4.4.3 轴承理论使用寿命

轴承在使用过程中会受到复杂的径向载荷和轴向载荷的联合作用, 根据 ISO 281 标准对轴承的理论使用寿命 L_{10} 进行校核, 其计算公式为:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^3 \quad (3)$$

式中: L_{10} — 轴承理论使用寿命 (h);

C — 轴承的额定动载荷 (N);

P — 轴承所受当量动载荷 (N)。

经过计算, 轴承理论使用寿命 L_{10} 为 73328 h, 可见该轴承的理论使用寿命远远超过了目标值 8000 h, 故轴承不会发生早期的疲劳失效, 轴承是安全的。

5 结语

随着我国工业现代化的快速发展, 对零部件的要求也越来越高, 同时也应享有自主的知识产权, 开发和制造高可靠性、高精度的机械专用轴承。通过对高速精密机械专用轴承内部结构及性能特点进行分析, 对现有的轴承优化设计来进一步提高轴承性能, 满足客户的使用需求。

如机床等主轴部件的转速高、易发热, 轴承的温升就会受到影响, 轴承转速升高, 作用在轴承滚动体上的离心力和陀螺力矩就会增加, 使轴承的摩擦力矩增加, 振动噪音大, 所以采用合适的自预紧结构是一种可以减小轴承滚动体的打滑, 降低摩擦力矩和功率损耗有效方法。

从以上试验数据来看, 该双列角接触球轴承在高速条件下显著降低了轴承振动噪音, 降低了摩擦力矩, 满足了设计要求。从客户使用效果来看, 双列角接触球轴承运行稳定可靠, 证实了双列角接触球轴承设计方案的可靠性、实用性, 满足了使用要求。为国内轴承企业在生产加工高速、低振动噪音、低摩擦领域上的应用提供了经验。

参考文献:

- [1] 王萍, 张蕾, 王枫. 高速轴承保持架用聚醚醚酮复合材料性能及应用 [J]. 轴承, 2009(7): 31-33.
- [2] 李文超, 刘良勇, 杨建虹, 等. 内圈与轴过盈量对高速轴承抗断油能力的影响 [J]. 轴承, 2015(5): 38-40.
- [3] 申志新, 杨国举, 程旭彦. 特殊介质高速轴承试验机偏心加载的可靠性分析 [J]. 轴承, 2011(7): 28-29.
- [4] 张丽, 李志远, 张朝煌. 高速轴承-主轴系统静态性能分析的 CAD 研究 [J]. 轴承, 2004(10): 6-8+21.
- [5] 冈本纯三, 著. 黄志强, 译. 球轴承的设计计算 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2003.

作者简介: 李喜军 (1982.09-), 男, 汉族, 河南安阳人, 硕士研究生, 工程师, 研究方向: 轴承的设计研发。