

DOI:10.20035/j.issn.1671-2668.2025.02.001

引用格式:台格润,张晨光,朱佳兴,等.基于尺寸链原理的滚动轴承调整垫优化设计[J].公路与汽运,2025,41(2):1-3+25.

Citation:TAI Gerun,ZHANG Chenguang,ZHU Jiaying,et al.Optimization design of adjusting pad for rolling bearing based on dimension chain principle[J].Highways & Automotive Applications,2025,41(2):1-3+25.

基于尺寸链原理的滚动轴承调整垫优化设计*

台格润¹,张晨光¹,朱佳兴¹,王凯峰¹,冯浩成¹,张雅婷²

(1.陕西法士特齿轮有限责任公司,陕西 西安 710119;2.西安外事学院,陕西 西安 710077)

摘要:为保证滚动轴承轴向游隙,便于自动变速器内液力变矩器的安装,依据尺寸链原理,针对双列深沟球轴承设计调整垫,提出 3 种调整垫设计方案,通过比较不同方案对调整垫数量的需求及对调整精度的影响,确定采用多种具有一定厚度梯度的厚调整垫叠加一种薄垫的方案,保证达到理想的轴承轴向游隙,提高装配精度和装配效率。

关键词:汽车;调整垫;尺寸链;深沟球轴承;轴向游隙;液力变矩器

中图分类号:U463.212

文献标志码:A

文章编号:1671-2668(2025)02-0001-03

液力自动变速器作为公路运输商用车如双挂汽车列车传动系统的重要组成部分^[1],主要由液力变矩器、行星排、轴类零件组成^[2]。其中液力变矩器拥有大量轴齿零件,该类零件的主要运动为旋转,零件之间的转速差与支撑几乎均由轴承承担。滚动轴承具有摩擦小、负载运行能力高、启动扭矩低、润滑简单、在断续工作中无启动问题等优势^[3]。此外,滚动轴承可以合理定位,使轴向游隙和径向游隙降至最小,从而达到最佳啮合状态。轴承的装配过程主要通过调整轴向尺寸公差来控制径向游隙和轴向游隙^[4]。杨平针对锥轴承间隙调整的不足,根据三点检测法设计了一种取力器锥轴承间隙调整检测量表^[5]。潘发玉以某款新能源减速器为例,分析了圆锥滚子轴承常温预紧量计算的构成,确定了圆锥滚子轴承调整垫片计算方法^[6]。基于上述研究,本文针对滚动轴承设计 3 种调整垫方案,比较不同方案对调整垫数量的需求及对调整精度的影响,以控制理想的滚动轴承轴向游隙,提高装配精度和装配效率。

1 尺寸链原理

间隙尺寸的精确控制需基于设计阶段的尺寸链计算^[7],尺寸链原理是分析和计算尺寸很有效的工具,在制定机械加工工艺过程和保证零件装配精度

中具有很重要的作用。

在工件加工和装配过程中,由相互连接的尺寸形成的封闭尺寸组称为尺寸链,组成尺寸链的每一个尺寸称为尺寸链的环。尺寸链中凡属间接得到的尺寸称为封闭环,凡属通过直接加工得到的尺寸称为组成环,组成环按其封闭环的影响又分为增环和减环。如图 1 所示, A_0 、 A_1 、 A_2 3 个尺寸形成的封闭尺寸组称为一个尺寸链, A_0 、 A_1 、 A_2 为组成尺寸链的环。 A_1 、 A_2 为通过直接加工得到的零件尺寸,为组成环。其中 A_0 随着 A_1 的增大而增大, A_1 为增环; A_0 随着 A_2 的增大而减小, A_2 为减环。 A_0 为间接得到的装配后尺寸,为封闭环。

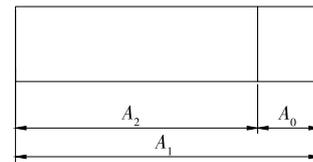


图 1 尺寸链示意图

对于一个尺寸链,如果总环数为 n ,其中封闭环 1 个,增环 m 个,减环 $(n-m-1)$ 个,参考文献[8],通常采用极值法计算尺寸链的封闭环尺寸和偏差。封闭环尺寸 A_0 为:

$$A_0 = \sum_{z=1}^m A_z - \sum_{j=m+1}^{n-1} A_j$$

* 基金项目:陕西省“两链”融合企业(院所)联合重点项目(2022LL-JB-21);陕西省秦创原“科学家+工程师”队伍建设支撑项目(2022KXJ-029)

式中: A_z 为增环的公称尺寸; A_j 为减环的公称尺寸。

封闭环的上极限偏差 E_{ES0} 为:

$$E_{ES0} = \sum_{z=1}^M E_{ESz} - \sum_{j=m+1}^{n-1} E_{Ej}$$

式中: E_{ESz} 表示增环的上极限偏差; E_{Ej} 表示减环的下极限偏差。

封闭环的下极限偏差 E_{EI0} 为:

$$E_{EI0} = \sum_{z=1}^M E_{EIz} - \sum_{j=m+1}^{n-1} E_{ESj}$$

式中: E_{EIz} 为增环的下极限偏差; E_{ESj} 为减环的上极限偏差。

封闭环的公差 T_0 为:

$$T_0 = \sum_{i=1}^{n-1} T_i$$

式中: T_i 为各组成环的公差。

计算得封闭环的最小极限尺寸 $a_0 = A_0 + E_{EI0}$ 、最大极限尺寸 $b_0 = A_0 + E_{ES0}$, 以区间形式表示为 $[a_0, b_0]$ 。

2 实例分析

图 2 为变矩器在液力自动变速器上的装配示例, 深沟球轴承的轴向游隙主要通过变矩器与涡轮轴处的间隙 X_0 放入调整垫来实现。经过计算, 图 2 中封闭环的极限尺寸用区间表示为 $[2.05, 4.15]$ mm。

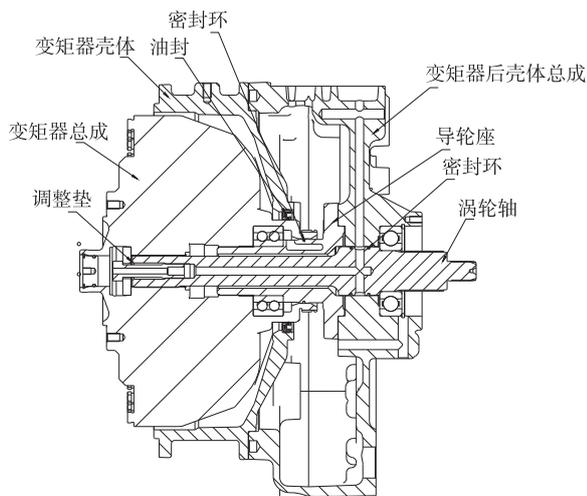


图 2 变矩器安装示例

根据实际装配需求, 在设计阶段需给出最终装配后的间隙要求, 即给出间隙最大值和最小值 $[a_1, b_1]$ 。图 2 中, 变矩器装配后的目标间隙要求为 $[0.0, 0.2]$ mm。根据尺寸链计算的封闭环极值和

装配最终要求间隙极值, 计算得调整垫最小尺寸为 2.05 mm、最大尺寸为 4.35 mm。

基于上述装配后间隙要求与调整垫极限厚度, 着重分析不同调整垫方案对调整垫数量的需求及对调整精度的影响。根据对最终装配间隙的要求, 计算调整垫厚度系列的递增值 $\Delta = b_1 - a_1 = 0.2$ mm。根据上述结果初步列出调整垫的厚度系列值, 其中第一个值 $T_1 = a_0 - b_1$, 第二个值 $T_2 = T_1 + \Delta$, 第三个值 $T_3 = T_1 + 2\Delta$, 以此类推, 直到最后一个值 $T_k = T_1 + (k-1)\Delta$ 大于调整垫最大值 $b_0 - a_1$ 。根据上述方法及实际加工精度, 图 2 中所需调整垫厚度系列值见表 1。

表 1 调整垫厚度方案初选

序号	调整垫厚度/mm	序号	调整垫厚度/mm
1	2.2	7	3.4
2	2.4	8	3.6
3	2.6	9	3.8
4	2.8	10	4.0
5	3.0	11	4.2
6	3.2		

2.1 调整垫优化方案 1

根据表 1 可得到调整垫厚度与实际测量所得封闭环尺寸 A_0 之间的关系(见表 2), 其中 4.2 mm 厚度的调整垫可舍弃, 因为 4.0 mm 厚度的调整垫仍可满足封闭环最大尺寸要求。调整垫加工公差为 ± 0.04 mm。

表 2 方案 1 下调整垫厚度与封闭环尺寸的对应关系
单位: mm

序号	调整垫厚度	封闭环尺寸 A_0	调整后间隙	
			最小值	最大值
1	2.2	2.0~2.2	-0.04	0.24
2	2.4	2.2~2.4	-0.08	0.28
3	2.6	2.4~2.6	-0.12	0.32
4	2.8	2.6~2.8	-0.04	0.24
5	3.0	2.8~3.0	-0.08	0.28
6	3.2	3.0~3.2	-0.12	0.32
7	3.4	3.2~3.4	-0.04	0.24
8	3.6	3.4~3.6	-0.08	0.28
9	3.8	3.6~3.8	-0.12	0.32
10	4.0	3.8~4.0	-0.04	0.24

方案 1 对每个封闭环均使用 1 个一定厚度的调整垫,调整垫厚度呈一定梯度,递增值由装配后间隙值决定,这里为 0.2 mm。例如,若测出涡轮轴左端面与变矩器涡轮内花键左端面的距离为 3.1 mm,则可选取 1 个 3.2 mm 厚度的调整垫,以达到设计间隙要求。该方案可保证在封闭环范围内仅放入 1 个调整垫即可达到设计间隙要求,能提高变矩器装配效率,同时降低装配劳动强度。

2.2 调整垫优化方案 2

为减少不同厚度调整垫的数量,保证调整垫厚度标准化,仅保留表 1 中 2.2 mm 厚度的基础调整垫,新增具有一定厚度梯度的薄调整垫,即 0.2 mm、0.4 mm、0.8 mm 厚度的薄调整垫,将其与 2.2 mm 厚度的基础调整垫组合形成表 1 中不同厚度的调整垫。该方案下调整垫厚度与封闭环尺寸的对应关系见表 3。

表 3 方案 2 下调整垫厚度与封闭环尺寸的对应关系
单位:mm

序号	调整垫厚度	封闭环尺寸 A_0	调整后间隙	
			最小值	最大值
1	2.2	2.0~2.2	-0.04	0.24
2	2.2+0.2	2.2~2.4	-0.08	0.28
3	2.2+0.4	2.4~2.6	-0.08	0.28
4	2.2+0.2+0.4	2.6~2.8	-0.12	0.32
5	2.2+0.8	2.8~3.0	-0.08	0.28
6	2.2+0.2+0.8	3.0~3.2	-0.12	0.32
7	2.2+0.4+0.8	3.2~3.4	-0.12	0.32
8	2.2+0.2+0.4+0.8	3.4~3.6	-0.16	0.36
9	2.2+0.4×2+0.8	3.6~3.8	-0.16	0.36
10	2.2+0.4+0.8×2	3.8~4.0	-0.16	0.36

方案 2 使用一种 2.2 mm 厚度的基础调整垫、多种薄垫的形式满足表 1 的尺寸系列,可减少不同厚度调整垫的数量。例如,若测出涡轮轴左端面与变矩器涡轮内花键左端面的距离为 3.1 mm,可选取 1 个 2.2 mm 厚度的基础调整垫、1 个 0.2 mm 厚度和 1 个 0.8 mm 厚度的薄调整垫,将 3 个调整垫组合放入封闭环以达到目标间隙要求。因零件在机加工过程中整体满足正态分布,装配后封闭环尺寸也呈正态分布,封闭环间隙有大于 90% 的概率落在序号 2~9 的范围内。因此,使用一个 2.2 mm 厚度的基础垫保证最小封闭环范围,其余调整垫厚度由基

础垫叠加不同厚度的薄垫组合得到,虽然在序号 7~10 等情况时调整后间隙范围稍有扩大,但这样可防止出现表 1 中不同厚度调整垫使用频率差别较大的问题,如某些厚度经常使用导致库存不足,其余厚度使用较少而产生浪费。

2.3 调整垫优化方案 3

为减少不同厚度调整垫的数量,保证调整垫厚度标准化,保留表 1 中具有一定递增厚度的厚调整垫,即 2.2 mm、2.6 mm、3.0 mm、3.4 mm 厚度,仅新增 0.2 mm 厚度的薄调整垫,组合形成表 1 中不同厚度的调整垫。该方案下调整垫厚度与封闭环尺寸的对应关系见表 4。

表 4 方案 3 下调整垫厚度与封闭环尺寸的对应关系
单位:mm

序号	调整垫厚度	封闭环尺寸 A_0	调整后间隙	
			最小值	最大值
1	2.2	2.0~2.2	-0.04	0.24
2	2.2+0.2	2.2~2.4	-0.08	0.28
3	2.6	2.4~2.6	-0.04	0.24
4	2.6+0.2	2.6~2.8	-0.08	0.28
5	3.0	2.8~3.0	-0.04	0.24
6	3.0+0.2	3.0~3.2	-0.08	0.28
7	3.4	3.2~3.4	-0.04	0.24
8	3.4+0.2	3.4~3.6	-0.08	0.28
9	3.4+0.2×2	3.6~3.8	-0.12	0.32
10	3.4+0.2×3	3.8~4.0	-0.16	0.36

方案 3 使用多种具有一定厚度梯度的厚调整垫、一种薄垫的形式满足表 1 的尺寸系列,可减少不同厚度调整垫的数量,防止出现不同厚度调整垫使用频率差别较大的问题。相比方案 2,方案 3 可减少放入的调整垫数量,如序号 3~8,方案 2 需放入 2~4 个调整垫,而方案 3 只需放入 2 个甚至 1 个调整垫即可满足装配后目标间隙要求。例如,若测出涡轮轴左端面与变矩器涡轮内花键左端面的距离为 3.1 mm,可选取 1 个 3.0 mm 厚度的厚调整垫、1 个 0.2 mm 厚度的薄调整垫,将它们组合放入封闭环以达到设计间隙要求。此外,调整后间隙最大值、最小值也比方案 2 有所减小。方案 3 能提高设计可靠性,使间隙达到理想的设计目标,深沟球轴承工作在理论的轴向游隙中。

(下转第 25 页)