

Analysis of Dynamic Transmission Accuracy for Heliostat Transmission System*

Wenbing Li, Xiaoan Chen[#], Chaobing Wang

State Key Lab of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing
Email: lwb_kuaile@163.com, [#]xachen@cqu.edu.cn

Received: May 16th, 2012; revised: Jun. 16th, 2012; accepted: Jun. 28th, 2012

Abstract: The heliostat transmission system is mainly used in concentrating solar power system, and it provides accurate position signal for solar power system through the control of its transmission mechanism. Therefore, the transmission accuracy of the system will directly affect the concentration efficiency of solar power system. Based on statistical calculations, the transmission accuracy is calculated. The transmission error and return error curve is got from the experimental results. The transmission accuracy is analyzed and compared under load and no-load states. The main factors that influence the transmission accuracy of the system have been summarized. The research on transmission accuracy will provide an effective method both for the transmission accuracy of active control and the further research of gear transmission accuracy.

Keywords: Heliostat Transmission System; Transmission Error; Return Error; Active Control

定日镜传动系统的动态传动精度分析*

李文兵, 陈小安[#], 王朝兵

重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆
Email: lwb_kuaile@163.com, [#]xachen@cqu.edu.cn

收稿日期: 2012年5月16日; 修回日期: 2012年6月16日; 录用日期: 2012年6月28日

摘要: 定日镜传动系统主要应用于聚光型太阳能热发电系统, 通过对其转动机构的控制, 为聚光型太阳能热发电系统提供精确的位置信号。因此, 系统的传动精度将直接影响太阳能热发电系统的聚光效率。本文基于统计计算的方法, 计算了定日镜传动系统的传动精度; 同时通过实验验证的方式, 获得传动误差和回差曲线, 并对比分析了系统在加载和空载两种状态下的传动精度, 最后总结了影响系统传动精度的主要因素, 为深入研究精密齿轮传动系统的动态传动精度, 探索齿轮传动精度主动控制提供了有效的方法。

关键词: 定日镜传动系统; 传动误差; 回差; 主动控制

1. 引言

为了使定日镜传动系统为采光装置提供精确的位置信号, 传动系统采用了行星减速器与减速齿轮箱(含一级新型变厚齿轮副和一级双环面蜗杆副)。其中, 双环面蜗杆副和新型变厚齿轮具有实现小体积、高精

度、大刚度、小侧隙(侧隙可调)和大承载能力的特点, 并发挥环面蜗杆传动具有大速比、大承载能力, 高效率, 长寿命, 结构紧凑, 运动平稳, 噪声低, 对上游误差有收敛作用, 平均分度误差小, 常用于精密分度机构等优点, 且环面蜗杆传动随工作时间的延伸, 齿面接触状态更佳。

定日镜传动系统是一个主要包含齿轮副与蜗杆

*资助信息: 国家自然科学基金项目(项目编号: 51075407)。

[#]通讯作者。

副的传动链，由于传动件(包含轴、轴承、箱体等)的制造误差与安装误差，形成传动链误差。对传动链工作性能最具有影响的误差是回差与传动误差。系统传动链误差可分为动态传动链误差与静态传动链误差，动态传动链误差主要是由负载所产生的传动链内部传动件的弹性变形以及传动件固有误差和装置误差引起的；静态传动链误差主要是由传动件固有误差和装置误差引起的。

80年代末至90年代初美国休斯飞机公司BLANCHE^[1,2]和日本山口大学的日高照晃教授^[3-5]等对摆线针轮行星齿轮传动以及由此发展而来的2K-V型传动机构的传动精度进行了相关研究，BLANCHE采用了几何学方法研究了单摆线轮的摆线针轮行星传动机构的回转精度，日高照晃教授采用质量弹簧等价模型的方法对两级、三曲柄、双摆线轮行星机构的静态传动精度进行了深入的研究。国内方面，1994年，秦树人，高大启等^[6,7]研制出了一种新的测量系统HQSS，其被测传动链的速度达到3800 r/min、可测频率高达1 MHz、误差分辨率可在系统的频响范围内保持恒定。这种仪器的问世填补了高速小型传动链精度测量的空白，使传动链的测量范围尺寸从小到大、转速从低到高得到了全面解决。

本文根据传动精度实验的功能要求，设计了一套传动精度动态测量系统。基于统计计算的方法，计算了变厚齿轮副和双环面蜗杆副的传动精度，然后通过实验验证的方式，得到了传动误差和回差曲线，最后对比分析了理论计算结果与实验结果，总结了影响系统传动精度的主要因素。

2. 传动精度系统总体设计及原理

2.1. 系统的总体设计

系统总体结构主要由电机控制系统、伺服电机、行星齿轮减速器、减速齿轮箱、99 II型数显自准直仪组成，实验系统结构简图如图1所示。

从结构上可以将整个系统分为三个部分，即伺服驱动系统、传动系统、测试系统。伺服电机启动后驱动整个系统工作，同时伺服电机编码器输出脉冲信号，伺服电机经行星齿轮减速器以及减速齿轮箱减速后，带动输出轴(输出轴上装有多面棱镜)转动，数显自准直仪会测出输出端的实际转角。

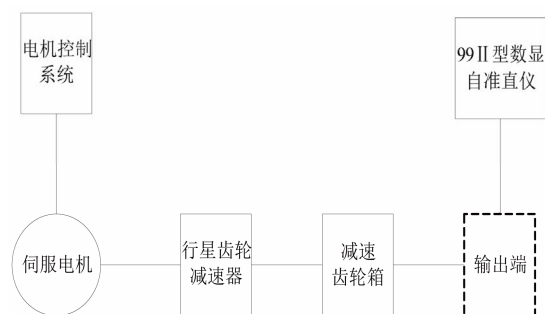


Figure 1. The overall structure of the system
图 1. 系统总体结构

2.2. 系统的工作原理

系统的工作原理是基于实际转角与理论转角之间的对比，伺服电机启动后驱动整个系统工作，电机每转过一个固定角度 ϕ_1 ，电机编码器会发出相应数量的脉冲 $n\delta$ ，经过一定时间 Δt ，电机编码器产生的脉冲总数为 $f(\Delta t)$ ，通过逆向运算，将脉冲总数转换成电机转角 ϕ_1 。

$$\phi_1 = f^{-1}(\Delta t) \quad (1)$$

电机转角已通过光栅检测设备验证其误差给本实验装置传动误差带来的影响极小，故认为本实验中伺服电机的转角是标准无偏的。系统的传动比为 η ， ϕ_1 作为输入端转角，通过传动比关系转换成输出端理论转角 ϕ_2 。

$$\phi_2 = \eta\phi_1 \quad (2)$$

通过数显自准直仪测出输出端在该理论转角下的实际转角 ϕ_3 ，最后对比实际转角与理论转角之差即为本实验装置的传动误差 $\Delta\phi$ 。

$$\Delta\phi = \phi_3 - \phi_2 = \phi_3 - \eta f^{-1}(\Delta t) \quad (3)$$

传动误差测量采用的同步位移比较法是以传动装置某一端的位置为基准，去比较另一端的位置。

3. 系统的传动精度计算

传动误差和回差是评定齿轮传动精度的两个重要指标。回差即空回，是齿轮传动链动态响应的关键，并且也是位置误差的主要来源。传动误差是运动传递失真的度量。分析与计算传动链误差，是指根据齿轮副传动件的制造误差与安装误差(原始误差)确定齿轮副回差与传动误差，再按所确定的各齿轮副的回差与传动误差计

算传动链输出的回差与传动误差(合成误差)。

3.1. 传动链传动误差的计算

单个齿轮的传动误差是由齿轮固有位置误差和装置误差所引起的传动误差的合成。由齿轮固有位置误差引起的单个齿轮的传动误差的均值和方差为

$$M(T_g) = 0$$

$$D(T_g) = \frac{1}{36} \left[(F'_i - f'_i)^2 + f_i'^2 \right] \quad (4)$$

式中 T_g —— 齿轮固有位置误差引起的单个齿轮的传动误差, F'_i, f'_i 分别表示齿轮切向综合误差和齿间切向综合误差。

由齿轮装置误差引起的单个齿轮的传动误差的均值和方差为

$$M(T_z) = 0$$

$$D(T_z) = \frac{1}{9} \sum_{i=1}^K e_i^2 \quad (5)$$

式中 T_z —— 齿轮固有位置误差引起的单个齿轮的传动误差, e_i 表示装置的各跳动量。

由齿轮固有位置误差和装置误差引起的单个齿轮的传动误差的均值和方差为

$$M(T_d) = 0$$

$$D(T_d) = \frac{1}{36} \left[(F'_i - f'_i)^2 + f_i'^2 + 4 \sum_{i=1}^K e_i^2 \right] \quad (6)$$

一对齿轮副的传动误差是齿轮副中两个齿轮的传动误差的合成。

$$M(T_f) = M(T_{d1}) + M(T_{d2})$$

$$D(T_f) = D(T_{d1}) + D(T_{d2}) \quad (7)$$

传动链传动误差是将所有齿轮副的传动误差叠加而得到。但叠加时必须考虑到所选基准轴到齿轮副之间的速比的影响。

传动链传动误差的均值和方差为:

$$M({}_aT_c) = M({}_aT_{f1}) + \frac{M({}_aT_{f2})}{i_1}$$

$$+ \frac{M({}_aT_{f3})}{i_2} + \dots = \sum_{k=1}^n \frac{M({}_aT_{fk})}{i_{k-1}}$$

$$D({}_aT_c) = D({}_aT_{f1}) + \frac{D({}_aT_{f2})}{i_1^2}$$

$$+ \frac{D({}_aT_{f3})}{i_2^2} + \dots = \sum_{k=1}^n \frac{D({}_aT_{fk})}{i_{k-1}^2} \quad (8)$$

式中 ${}_aT_c$ —— 传动链传动误差;

i_{k-1} —— 每个齿轮副到读数齿轮基准轴之间的传动比。

当置信概率为 99.7% 时, 传动链传动误差最大值为:

$${}_aT_{c\max} = M({}_aT_c) + 3\sqrt{D({}_aT_c)} \quad (9)$$

最小值为

$${}_aT_{c\min} = M({}_aT_c) - 3\sqrt{D({}_aT_c)} \quad (10)$$

按照上述公式, 对整个传动链传动误差进行计算, 计算所需数值已列入表 1 中。行星齿轮箱的传动误差已由生产厂家给出, 其值为 8'。

整个传动链传动误差是变厚齿轮副、蜗杆副以及行星齿轮箱传动误差(已经按照统计计算方法进行了这算)在输出轴上的合成。其合成结果列入表 2 中。

合成后传动链传动误差的均值和方差为:

$$M({}_aT_c) = 0$$

$$D({}_aT_c) = 663.26 + \frac{2821}{60^2} + \frac{25600}{135.6^2} = 665.44$$

最后得出传动链传动误差为:

$${}_aT_c = \pm 3\sqrt{D({}_aT_c)} = \pm 77.39(\text{秒})$$

3.2. 传动链回差的计算

传动链回差的计算同样采用统计计算的方法, 回

Table 1. Parameters of the transmission error used in calculation
表 1. 传动误差计算参数

参数名称	大齿轮	小齿轮	蜗轮	蜗杆
F'_i	50	40	80	
f'_i	18.8	17.5	60	
e_1	25		30	
e_2	4	3	6	4
e_3		36	37	30

表中 e_1 表示齿轮或涡轮蜗杆安装处轴颈跳动, e_2 表示滚动轴承轴环偏心, e_3 表示齿轮或涡轮蜗杆轴孔配合间隙。

传动链回差的计算同样采用统计计算的方法，回差的各计算公式不再详述，可参考文献中[7]的计算方法。

图2中双蜗杆副能够自动消除侧隙，因此，传动链的回差计算中，忽略蜗杆副固有侧隙引起的回差，得到传动链回差的最大值为

$${}_a T_{h\max} = 67.23 \text{ (秒)}$$

4. 系统传动精度实验结果及分析

实验在加载和空载两种情况下进行，同时测试了系统的正反转传动精度。

4.1. 传动链回差分析

首先，伺服电机按一个方向运转，到自准直仪读数稳定变化时停机，记录为起点，此时各传动环节主、从动件紧密啮合；然后电机反方向相对慢速运转，到自准直仪读数再次稳定变化时立即停机，此时各传动环节主、从动件再次紧密啮合，记录为终点；最后根据起点到终点间伺服电机所需脉冲数换算成输出端转角即为传动系统的回差。

空载状态下传动链回差是在输入转速为 5000 r/min 下进行测量的，由于存在初始啮合间隙，需要对

Table 2. Error tables measured from output shaft
表 2. 输出轴上度量误差统计表

名称	对输出轴速比	在输出轴上度量的均值和方差	
		<i>M</i>	<i>D</i>
蜗杆副	1	0	663.26
变厚齿轮副	60	0	0.78
行星齿轮箱	135.6	0	1.39

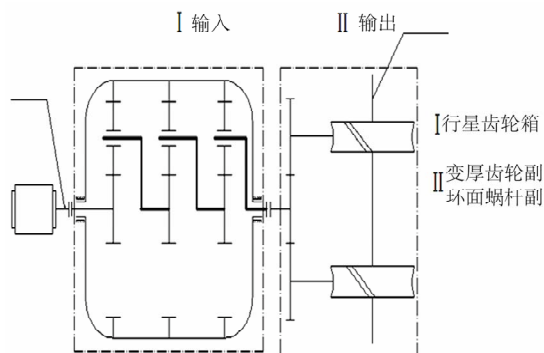


Figure 2. Structure of the transmission chain
图 2. 传动链结构

测试系统初始化，使传动各环节传动件紧密啮合，从而造成了输出端在开始一段时间内输出转角误差极不稳定。系统稳定运行后，经过正转和反转 6 次测量，测得传动链回差取值范围在 42.6"~47.7"之间，得到传动链空载回差曲线如图 3 所示，空载正反转回差曲线的平均值、标准差、最大值及最小值见表 3。

加载状态下传动链回差是在入转速为 300 r/min，输出转矩 7500 N.m 下进行测量的，加载状态下，由于负载的存在，传动各环节传动件会产生弹性变形，从而造成各传动件偏离其理想位置，根据日高照晃研究，将其偏离的线位移、角位移统称为微位移。系统在加载状态下稳定运行后，对正反转各进行了 1 次测量，测得传动链回差取值范围在 142.0"~176.1"之间，加载回差曲线如图 4 所示，加载正反转回差曲线的平均值、标准差见表 3。

4.2. 传动链传动误差分析

首先，根据伺服驱动系统运转一定步长内(传动误差实验中以输出端每运转 10°为一个步长)所需的脉冲数转换成伺服电机的转角(已通过光栅检测设备验证其转角误差给本实验装置传动误差带来的影响极小，故认为本实验中伺服电机的转角是标准无偏的)，即输

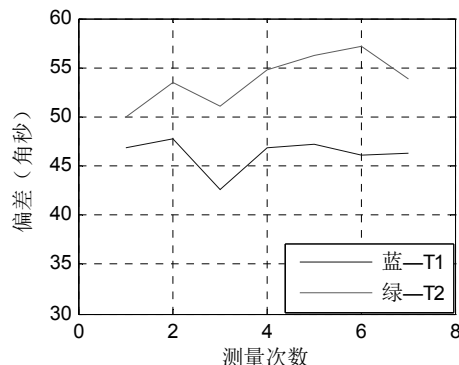


Figure 3. Return error under no-load
图 3. 空载回差

Table 3. Tables of return error
表 3. 回差统计表

参数名称	均值	标准差	最大值	最小值
空载正转	45.9	27.4	110.0	0.6
空载反转	44.8	29.7	133.4	0
加载正转	46.5	23.7	90.2	1
加载反转	49.8	30.9	106.2	0.7

入端转角；其次，通过传动比关系将输入端转角换算成输出端的理论转角；再通过数显自准直仪测量出输出端在该理论转角下的实际转角；最后，对比实际转角与理论转角之差即为本实验装置的系统传动误差。

空载状态下传动链传动误差系统在输入转速为 5000 r/min 下进行测量的，正转测量 3 次，反转测量 2 次，如图 5、6 所示，正转传动链误差规律明显，个别位置出现跳动现象，但传动精度整体相对稳定，反转与正转特征类似，没有明显异常现象，传动链传动误差正转控制在+60"~100"之间，反转控制在+90"~120"之间。空载正反转传动误差曲线的平均值、标准差见表 4。

加载状态下传动链传动误差在输入转速为 300 r/min，输出转矩 7500 N.m，分别对正反转进行了 2 次测量。如图 7 所示，系统加载时正、反转传动误差规律与空载时相似，传动误差整体相对稳定。正转时传动误差控制在+60"~80"之间，反转时传动误差控制在+100"~60"之间。加载状态下传动误差曲线的平均值、标准差见表 4。

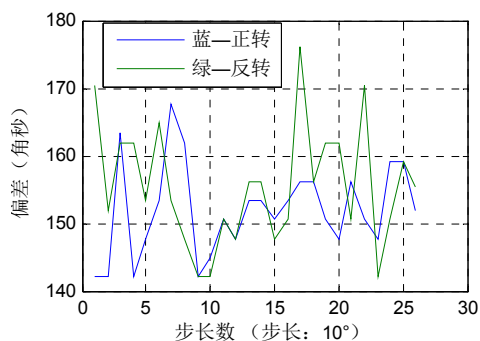


Figure 4. Return error under load
图 4. 加载回差

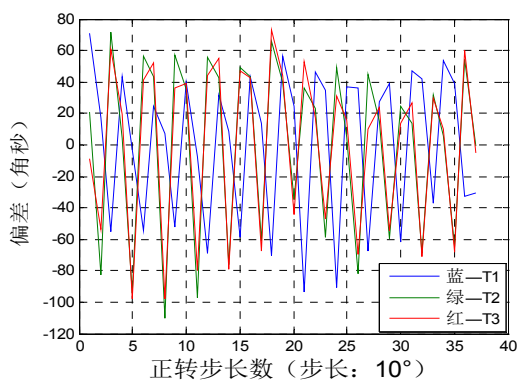


Figure 5. Forward transmission error under no-load
图 5. 正转传动误差

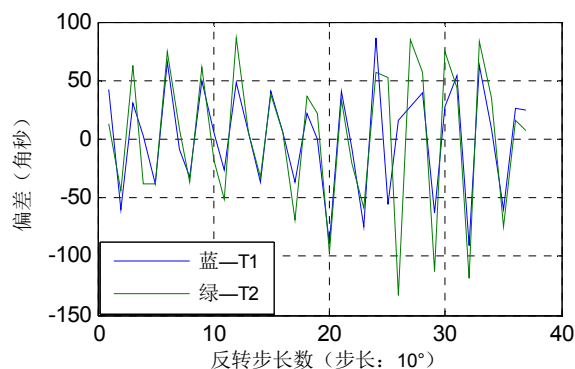


Figure 6. Forward transmission error under no-load
图 6. 正转传动误差

Table 4. Tables of transmission error
表 4. 传动误差统计表

参数名称	均值	标准差	最大值	最小值
空载正转	46.2	1.7	47.7	42.6
空载反转	53.8	2.6	57.1	50
加载正转	152.0	6.8	167.1	142.0
加载反转	155.5	8.9	176.1	142.0

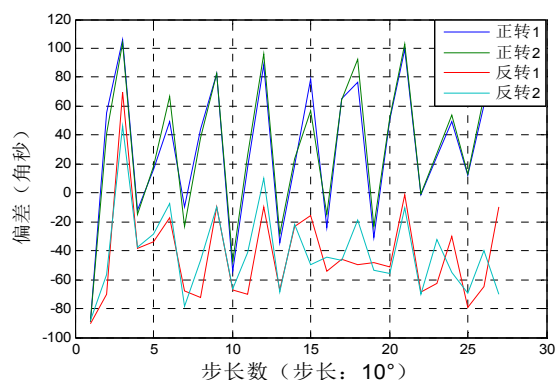


Figure 7. Transmission error under load
图 7. 加载传动误差

5. 结论

实验结果及分析表明，理论计算方法是正确的。通过理论计算与实验结果分析可知，行星齿轮传动以及变厚齿轮传动副的传动误差和回差经过大传动比折算后给系统误差带来的影响较小，因此系统误差主要是有蜗杆副引起的。

引起系统传动误差的主要原因是蜗轮与输出轴的配合间隙，蜗轮安装处轴颈的跳动误差以及蜗杆与轴承内环的配合间隙。由于双蜗杆副在系统运行过程中能够自动消除啮合间隙，蜗杆副的固有侧隙引起的回差会消除，因此系统回差主要是由传动链末端蜗杆副的装置误差产生侧隙引起的。

参考文献 (References)

- [1] D. C. H. Yang, J. G. Blanche. Design and application guidelines for cycloid drives with machining tolerances. Mechanism and Machine Theory, 1990, 25(5): 487-501.
- [2] J. G. Blanche, D. C. H. Yang. Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Journal of Mechanisms, Transmissions, Automation in Design, 1989: 111.
- [3] 日高照晃, 王宏猷, 石田武. ほか.サイクロイド歯車を用いた K-H-V 形遊星歯車装置の回転伝達誤差に開する研究(第 1 報,解析方法)[A]. 日本機械学会論文集(C 編)[C]. 1994, 60(570): 645-653.
- [4] 石田武, 王宏猷, 日高照晃. ほか.サイクロイド歯車を用いた K-H-V 形遊星歯車装置の回転伝達誤差に開する研究(第 2 報, 各種加工誤差、組立誤差が回転伝達誤差に及ぼす 58 影響)[A]. 日本機械学会論文集(C 編)[C]. 1994, 60(578): 3510-3517.
- [5] 高大启, 秦树人. 高速小型传动链动态精度测量系统的研究[J]. 重庆大学学报, 1994, 17(4): 1-5.
- [6] 高大启, 秦树人. 光栅式小型传动链动态精度测量仪的精度分析[J]. 重庆大学学报, 1994, 17(6): 1-7.
- [7] 毛英泰. 误差理论与精度分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 1982.