

中型光电经纬仪垂直轴系的可靠性设计

王 晶

(中国科学院长春光学精密机械研究所, 长春 130022)

摘要 探讨了应用可靠性理论设计垂直轴, 并对垂直轴的刚度、止推轴承和径向轴承的应力、变形及轴系的精度进行了计算。

关键词: 可靠性; 轴系; 概率; 刚度; 精度

1 引言

轴系是许多精密机械和光学仪器的重要组成部分, 它支撑着结构传动链的回转部分, 使其按一定规律运转。轴系的设计变量决定了轴系的精度和可靠性, 而精度和可靠性又决定了仪器的使用性能。因此, 如何选择轴系的设计变量, 确保仪器的使用性能是轴系设计的关键性问题。

一般以往轴系的设计是采用安全系数法, 它将决定应力和强度的参数视为常量, 而事实上, 它们都是随机变量。安全系数是人为给定的量, 可能是经验值或参考值。因此安全系数法不能给出准确的量值反映所设计零件的可靠程度。

概率设计法即可靠性设计则把所有的设计变量都视为随机变量, 这些变量服从一定的分布, 因此所设计的零件结构不再视为安全与否, 而是定量说出零件经过多长时间之后, 失效的概率是多少, 显然, 它不仅能够定量地表示这个零件的安全、可靠的程度, 而且还能够使零件有可以预测的寿命。所以本文着眼应用可靠性理论的概率设计法完成经纬仪垂直轴的强度设计, 并对该轴的刚度, 止推轴承和径向轴承的应力和变形及轴系的精度进行了计算。

2 垂直轴系的设计

垂直轴系主要包括方位编码器、方位力矩电机、止推轴承、径向轴承和垂直轴主体等, 垂

直轴系是经纬仪的方位回转轴系,它支撑着整个仪器的大部分负载及方位回转的驱动和角度测量系统,它的设计好坏直接影响整机的可靠性和精度等。因此,垂直轴系的设计是整个经纬仪设计的关键性技术之一。

2.1 轴系的型式选择与轴承材料的选取

在目前三种常用轴承形式,空气轴承、液压轴承、滚动轴承中优选滚动轴承。因为该种轴系具有加工简单,便于维护、可靠性好等特点,已被国内各种经纬仪广泛使用。

由于垂直轴的精度较高,负载较大,材料选用40 Cr,调质后硬度达 HB240~270,并且尺寸稳定性好;轴承环的材料选用 GCr15SiMn,这种材料淬透性好,经低温处理后,硬度可达 HRC60~62,再经过高频淬火和氮化处理,具有较好的尺寸稳定性和较高的拉变形能力;保持架采用 H62,它是铜与锌的合金,其减摩性低于青铜,但工艺性好,成本低廉,在低速重载下是青铜较好的代用品。

2.2 轴承的结构形式

由于轴系要求的精度较高,径向轴承采用了高精度的圆柱滚子轴承,其过盈量为0.005~0.008 mm,轴承采用了密珠轴系,钢球的密集有助于减小其误差对主轴轴心位置的影响,起到误差平均作用,有利于提高主轴的回转精度。

2.3 轴系的强度可靠性设计及刚度、应力和接触变形的计算

2.3.1 强度可靠性设计

设计要求:垂直轴的材料为40Cr,调质后硬度 HB 不低于240,要求轴在运转 10^7 次后可靠度不低于0.999,轴的最大扭矩 T 为 $588 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。设所有的设计变量都服从正态分布。

(1) 根据经纬仪的设计要求,其结构如图1(a);分析受力,得受力图1(b),根据静力平衡条件,求得 $R_A = 36380.6 \text{ N}$ 。(轴的受力是假设仪器倾斜角 45°)。轴的结构图、受力和弯矩图,如图1所示。

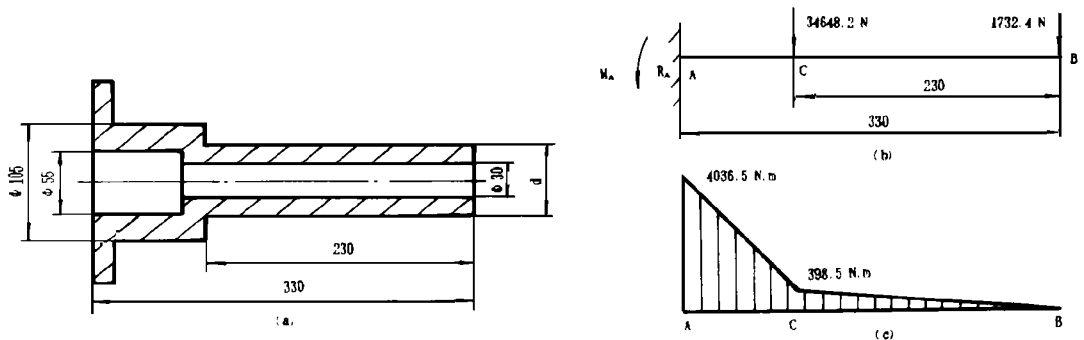


Fig. 1 Structure, forcing and curved moment of shaft

由图1可知,断面A处弯矩最大,但A处是和底盘固定在一起的,因此只对C点进行计算。由于轴同时承受弯矩和扭矩的作用,确定其失效模式为复合应力下的疲劳。

(2) 确定轴的应力分布

由图1知C点的弯矩 $M = 398.5 \text{ N}\cdot\text{m}$, 扭矩 $T = 588 \text{ N}\cdot\text{m}$

断面C上的最大应力幅均值和标准离差分别为:

$$S_a = \frac{M}{W_a} = 10.2 \frac{M}{d^3} = \frac{4.065 \times 10^6}{d^3}$$

式中 W_a 为抗弯截面系数

$$\text{取 } \sigma_{S_a} = 0.08S_a = \frac{3.25 \times 10^5}{d^3}$$

断面 C 处的最大平均应力均值和标准离差分别为:

$$S_m = \frac{T}{3} \frac{T}{W_m} = 8.83 \frac{T}{d^3} = \frac{5.192 \times 10^6}{d^3}$$

式中 W_m 为抗扭截面系数

$$\text{取 } \sigma_{S_m} = 0.08S_m = \frac{4.15 \times 10^5}{d^3}$$

应力比为:

$$r = \frac{S_a}{S_m} = \frac{\frac{4.065 \times 10^6}{d^3}}{\frac{5.192 \times 10^6}{d^3}} = 0.783$$

则轴的复合疲劳应力的均值及标准离差为:

$$S_f = S_a \left(1 + \frac{1}{r^2}\right)^{1/2} = \frac{4.065 \times 10^6}{d^3} \left(1 + \frac{1}{0.783^2}\right)^{1/2} = \frac{6.59 \times 10^6}{d^3}$$

$$\sigma_{S_f} = \sigma_{S_a} \left(1 + \frac{1}{r^2}\right)^{1/2} = \frac{3.25 \times 10^5}{d^3} \left(1 + \frac{1}{0.783^2}\right)^{1/2} = \frac{5.27 \times 10^5}{d^3}$$

(3) 确定轴的强度分布

轴的材料选用 40Cr, 硬度 HB 不低于 240, 由 [2] 表 5-1 查得, $\sigma_b = 800 \text{ MPa}$, 轴的持久极限为:

$$\sigma_{-1} = \frac{\sigma_{-1} \beta \epsilon}{R_f} \quad (a)$$

式中 σ_{-1} 试件的弯曲持久极限, 取 $\sigma_{-1} = 0.5$, $\sigma_b = 0.5 \times 800 = 400 \text{ (MPa)}$

β ——表面质量系数, 由 [2] 附表 5, 加工表面粗糙度 R_a 值为 0.8, 当 $\sigma_b = 800 \text{ MPa}$ 时, $\beta = 0.90$

ϵ ——尺寸系数, 由 [2] 附表 6, $\epsilon = 0.73$

R_f ——疲劳应力集中系数, 由 [2] 附录表 3, $R_f = 3.96$

将有关各值代入式 (a) 中, 得

$$\sigma_{-1} = \frac{400 \times 0.90 \times 0.73}{3.96} = 66.36 \text{ (MPa)}$$

强度均值

$$S = \left[\frac{\sigma_{-1}^2 \sigma_b^2 (1 + r^2)}{\sigma_b^2 r^2 + \sigma_{-1}^2} \right]^{1/2} = 107.04 \text{ (MPa)}$$

强度的标准离差为 $\sigma = 0.08$ $S = 8.56 \text{ (MPa)}$

(4) 确定轴径

由标准正态分布表知, 当 $R(t) = 0.999$ 时, 联结系数 $Z = -3.09$, 由应力—强度干涉理论推出, 联结方程为:

$$Z = - \frac{S - S_f}{(\sigma_s^2 + \sigma_{f_j}^2)^{1/2}}$$

将有关数值代入方程, 得

$$- 3.09 = - \frac{107.04 - \frac{6.59 \times 10^6}{d^3}}{[8.56^2 + (\frac{5.27 \times 10^5}{d^3})^2]^{1/2}}$$

得 $d = 45 \text{ mm}$

设计时取 $d = 60 \text{ mm}$, 这时垂直轴的可靠度大于 0.999, 为 $1 - 3.9858 \times 10^{-18}$, 也就是说垂直轴不会发生失效, 满足了经纬仪对垂直轴的要求。

2.3.2 轴的刚度计算

由轴的载荷变形图, 可知 $y_B = y_{B1} + y_{B2}$

查表得,

$$y_{B1} = \frac{P_1 a^2}{6EI_1} (3l_1 - a)$$

$$y_{B2} = \frac{P_2 l_2^3}{3EI_2} + \frac{P_2 a^2}{6EI_1} (3l_1 - a)$$

$$P_1 = 34648.2 \text{ N} \quad P_2 = 1732.4 \text{ N} \quad l_1 = 33 \text{ cm}$$

$$a = 10 \text{ cm} \quad E = 2.1 \times 10^7 \text{ N/cm}^2$$

$$I_1 = 551.74 \text{ cm}^4 \quad I_2 = 59.64 \text{ cm}^4 \quad l_2 = 23 \text{ cm}$$

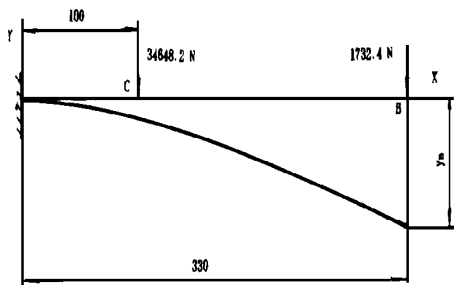


Fig. 2 Load deformation of shaft

$$y_{B1} = \frac{34648.2 \times 10^2}{6 \times 2.1 \times 10^7 \times 551.74} \times (3 \times 33 - 10) = 0.044 \text{ (mm)}$$

$$y_{B2} = \frac{1732.4 \times 23^3}{3 \times 2.1 \times 10^7 \times 59.64} + \frac{1732.4 \times 10^2}{6 \times 2.1 \times 10^7 \times 551.74} (3 \times 33 - 10) = 0.056 \text{ (mm)}$$

$$y_B = y_{B1} + y_{B2} = 0.10 \text{ (mm)} < [y_B] = 0.30 \text{ (mm)}$$

满足设计要求。式中 E 为弹性模量, I 为惯性矩。

2.3.3 止推轴承和径向轴承的接触应力和变形

(1) 止推轴承的接触应力和变形公式

$$\text{接触应力 } \sigma_{\max} = C_\sigma \sqrt[3]{\frac{Q}{\rho^2}}$$

$$\text{变形 } \delta = C_\sigma \sqrt[3]{\frac{Q^2}{\rho}}$$

$$\text{其中 } C_\sigma = 187.24 \quad C_\delta = 0.001276$$

$$\rho = \frac{1}{D_g} \left(4 - \frac{1}{f}\right) \quad f = \frac{r}{D_g}$$

r ——滚道面圆弧半径; D_g ——钢球直径; Q ——滚动体负荷

(2) 径向轴承的接触应力和变形公式

$$\text{接触应力 } \sigma_{\max} = \frac{60}{C_E^{3/2}} \sqrt{\frac{Q}{l}} \sqrt[3]{\frac{1}{\rho}}$$

变形 $\delta = 0.0003C_E^{2.7}(Q^{0.9}/l^{0.8})$,

计算结果见表1

其中 $\rho = \frac{2}{D_g} + \frac{2}{D_i}$; D_g ——滚动体直径; D_i ——轴承内环直径; $C_E = 1$;

Q ——滚动体负荷; l ——滚动体长度;

Table 1

name	rolling body d (mm)	quantity of rolling body	diameter of internaling (mm)	diameter of externaling (mm)	dead load (kg)
radial bearing	$d = 15$ $l = 15$	20	128	158	1000
thrust bearing	10	480	/	/	1200

name	stress (MPa)	total deformation (mm)	movable load (kg)	stress (MPa)	total deformation (mm)
radial bearing	995.4	0.011	5000	2225.8	0.048
thrust bearing	1352	0.0035	6000	2311.8	0.01

(Forcing condition: the instrument incline at an angle of 45° to horizon).

从表1可以看出径向轴承的最大应力小于许用应力4900 MPa, 止推轴承的最大应力小于许用应力3430 MPa, 变形在滚柱和钢球弹性极限内, 由此可见, 接触强度和弹性变形限是足够的。

3 垂直轴的精度计算

止推轴承外径 $\Phi 800$ mm, 中径 $\Phi 740$ mm, 平面度小于0.002 mm, 钢球为0级精度, 直径差0.25 μ , 仪器调平误差小于1, 则垂直轴系统误差:

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma_{v1}^2 + \sigma_{v2}^2 + \sigma_{v3}^2} = 1.12$$

经过计算式中:

止推轴承环滚道面平面度: $\sigma_1 = 0.5$

钢球直径差: $\sigma_2 = 0.1$

调平误差: $\sigma_3 = 1$

垂直轴随机误差

$$\sigma_{VR} = \sqrt{\sigma_{v5}^2 + \sigma_{v6}^2} = 0.22$$

经过计算式中:

滚珠圆柱度: $\sigma_5 = 0.1$ 测量误差: $\sigma_6 = 0.2$

总体分配给垂直轴系: 系统误差为1.2, 随机误差为0.3

以上误差小于总体分配给垂直轴系的误差, 因此满足指标要求。

4 结 论

上述轴系,已实际使用二年,工作一直稳定可靠,因此,在轴系结构设计中,应用可靠性设计理论是完全可行的,但由于设计过程中,模型建立与真实模型的偏差及材料参数的不准确性,都会给可靠性设计带来问题,因此设计时还要留出一定的余量。但随着科学技术的发展,工程技术的需要以及计算机在工程领域的广泛应用,这部分工作会更加完善,计算会更精确,可靠性设计理论也会被越来越多的人使用。

参 考 文 献

- [1] Kececiog Lu D. Mechanical Reliability, Design by Reliability, Probabilistic Design, the Stress/ Strength Interference Approach to Reliability Predication. University of Arizona. 1982
- [2] 许填宇, 邱宣怀主编. 机械零件, 修订版. 北京: 高等教育出版社, 1983
- [3] 黄靖远, 龚剑霞编. 机械设计学, 北京: 机械工业出版社, 1993

Reliability Design for Vertical Shafting of Medium-sized Opto-electronic Theodolite

Wang Jing

(Changchun Institute of Optics and Fine Mechanics,
Chinese Academy of Sciences, Changchun 130022)

Abstract

In this paper, a new thought of designing vertical shaft according as reliability theory is presented; stiffness of vertical shaft, stress and total deformation of thrust bearing and radial bearing and precision of vertical shafting are calculated.

Keywords: Reliability, Shafting, Probability, Stiffness, Precision

王 晶 女, 1987年毕业于南京工学院机械自动化专业, 一直从事光机结构的设计, 参加了“多星仿真器”, “星座仿真器”, 及“光电经纬仪”等项目的研制工作。