

毕业设计

伺服转台的传动系统设计

摘 要

毕业设计是对大学专业知识的稳固、提升和综合运用，是对学生的理论与实质相联合能力的考验。经过毕业设计这一过程，达成简单机械系统装置的设计，建立正确的设计思想和工程意识，培育独立剖析、解决实质设计问题的能力，为此后的学习和工作打下优秀的基础。

本文达成了对一个伺服转台的传动系统设计。与已有的伺服系统对比，此系统它拥有构造紧凑、外廓尺寸小和重量轻等长处。

论文第一简要介绍了课题的背景，以及伺服系统的应用，而后依据方案确立传动构造种类，进而确立了传动的根本种类。论文主体部分包含驱动装置（包含电动机）、锥齿轮传动、少齿差行星减速器。经过对驱动装置包含电动机选用，而后分派锥齿轮传动、行星减速器、的传动比，确立锥齿轮和行星减速器的大概构造以后，对其进行了整体构造的设计计算和校核。论文最后对设计过程进行了总结。

因自己的知识水平有限，实质工作经验不足，之中的错误与不当之处在所不免，恳请读者责备指正

重点词： 伺服传动系统；少齿差行星减速器；锥齿轮传动

ABSTRACT

The graduation design is an approach for students to consolidate, improve and apply the professional knowledge they have learned in university and it is also a test of the students' ability of combining theories with practices. Through the process of designing a simple mechanics working procedure, I have gained the idea of designing, the ability of analyzing and solving problems. Therefore it helps me lay a solid foundation for the further study and work

This paper completed the transmission system design of a servo turntable. Compared with the existing servo system at home and abroad. This system has compact structure. Outline the advantages of small size and light weight.

Paper first briefly introduces the background of the topic. and the application of servo system. Then according to the schemes to determine the transmission structure types. To identify the basic types of transmission. Paper main body part including drive device(Consists of motor). Bevel gear drive. Planetary gear reducer. Through the drive unit consists of motor. Bevel gear drive. Planetary gear reducer. Distribution of transmission ratio. After the general structure of the spiral bevel gear and planetary gear reducer is determined. On the whole structure design and calculation and checking. Finally, the paper design process are summarized.

There is a limit to a person's knowledge and working experience. So I sincerely hope that the readers can give me more advice if there is any mistake led by my carelessness

Key words: Servo drive system; Less tooth differenced planetary reducer; Bevel gear drive

目 录

摘 要	i
ABSTRACT	ii
目 录	iii
1 绪论	1
2 概 括	2
3 传动系统的整体设计	2
伺服电机的选用	2
传动方案的选用	3
输出机构选择	4
4 传动系统设计	4
传动锥齿轮的设计	4
行星减速装置的设计	7
齿轮齿数确立	7
模数确立	7
齿轮几何尺寸确实定	10
偏爱轴的设计	16
输出轴的设计	17
销轴及销轴套的选择	18
顶圆柱齿轮设计	18
5 主要零件的校核	20
偏爱轴的校核	21
销轴的曲折强度校核	22
输出轴的校核	24
键的校核	25
	26
结束语	
参考文献	

1 绪论

伺服控制技术是自动化学科中与工业部门联系最密切、服务最广泛的一个分支。伺服系统是用来控制被控对象的某种状态（一般是转角和位移），使其能自动地、连续地、精准地复现输入信号的变化规律，能够广泛应用于武

器、军舰、航空、航天等军事部门及高精度机床控制。比如，常用的伺服转台在雷达天线的自动对准追踪控制、战术导弹发射架的对准运动控制、军舰的炮塔运动控制、高射炮转角控制、坦克炮塔的控制等都是鉴于对转台的运动控制，所以对其进行设计有重要的现实意义。

在军事上，伺服转台性能的好坏直接关系到武器系统的可靠性和置信度，是保证型号产品及武器系统精度和性能的基础。同时，伺服转台也是机电实验室中常用的实验设施，对提升实验室科技水平有侧重要的意义。

本设计以舰载火炮发射伺服驱动转台系统为背景，商讨在大海条件下舰载伺服转台驱动系统的整体设计方案，驱动装置包含电动机、行星减速器、展转大轴承、地点反应、速度反应、控制系统等，使伺服转台能够最迅速的随动和响应舰体的运动，使火炮能一直正确对正确立的方向射击，进而使着弹点正确，这对伺服转台系统的性能提出更高的要求。

2 概括

本设计以舰载火炮发射伺服驱动转台系统为背景，经过给定参数最后达成伺服转台的传动系统设计。

主要设计指标参数

展转转速范围： 0~300r/min

展转半径： 1000mm 之内

台面平面度： \leq

台面跳动量： \leq

最大转动角加快速度： $\geq 25^\circ /s^2$

角速度精度： \leq (保精度角速度 $0.01 \sim 30^\circ /s$)

总重： 450kg 以下

驱动重量： 600kg (平均散布)

使用环境条件： 温度 $-45 \sim +50^\circ C$ 、湿度 $> 85\%$

3 传动系统的整体设计

伺服电机的选用

经过对伺服系统的剖析计算可知 1.5KW 的电机足以知足伺服系统动力需求，经过剖析比较最后选用选华大产电机，型号： 110ST-M05030

电机的主要参数

电机型号	110ST-M05030
额定功率 (KW)	1.5
额定线电压 (V)	220
额定线电流 (A)	6.0
额定转速 (rpm)	3000
额定力矩 (Nm)	5
峰值力矩 (Nm)	15
反电势 (V/1000r/min)	(62)
力矩系数 (Nm/A)	0.83
转子惯量 (Kgm ²)	0.63×10^{-3}
绕组(线间)电阻 (Ω)	1.03
绕组(线间)电感 (mH)	3.43
电气时间常数 (ms)	3.33
重量 (Kg)	5.8

传动方案的选用

经过对照可知行星齿轮传动与一般齿轮传动相比较，拥有质量小、体积小、传动比大、承载能力大以及传动安稳和传动效率高等长处。

少齿差传动是行星齿轮传动中的一种。由一个外齿轮与一个内齿轮构成一对内啮合齿轮副。它采纳的是渐开线齿形，内外齿轮的齿数相差很小，简称为少齿差传动。一般所讲的少齿差行星齿轮传动是专指渐开线少齿差行星齿轮传动而言的。少齿差行星齿轮减速器拥有构造紧凑、体积小、重量轻、传动安稳、效率高、传动比范围大等长处。

所谓渐开线少齿差行星传动，就是由齿数差很小（一般 1~4）的渐开线内啮合变位齿轮副构成的 **K-H-V** 型传动或 **2K-H** 型传动。若齿数差为 1，则称为一齿差行星传动；挨次类推。

渐开线少齿差行星传动是一种特别的轮系，由固定的渐开线内齿轮 2、行星轮 1、系杆 **H** 及输出机构 **V** 构成。因齿轮 1 和 2 采纳渐开线齿廓，且二者齿数相差极少，一般为 1~4，故称为渐开线少齿差行星传动。工程中以 **K** 代表中心轮，**H** 代表系杆，**V** 代表输出机构，所以又称为 **K-H-V** 型轮系。

设计任务：设计四齿差渐开线行星齿轮减速器。转臂 **H** 往常有单偏爱轴和双偏爱轴两种，双偏爱的转臂 **H** 是采纳相对 180° 的偏爱轴上安装两个行星轮，可抵消离心力。图中行星轮与输出轴 **V** 之间用销轴连结。输出有两种方式：一种是内齿轮与机壳固定在一同，输出轴输出（图 2.1）；另一种是构件 **V** 固定，该减速器设计采纳的是由双偏爱轴带动行星轮传动，内齿轮固定不动，由输出轴输出。

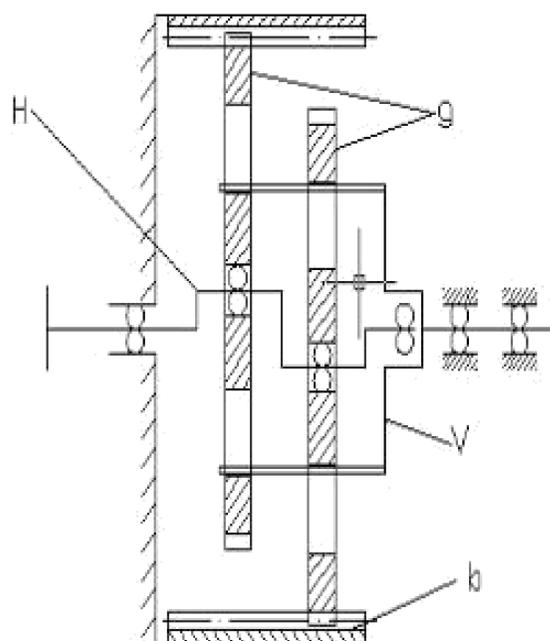


图 2.1 内齿轮固定

输出机构选择

较常用的有销轴式、十字滑块式、浮动盘式和零齿差式四种。

1) 销轴式

它是由固连在输出轴的若干个销轴与行星齿轮轮辐上对应的均布销轴孔所组成。因为它在构造上能够保证行星齿轮上的销轴孔直径比销轴套的外径大两倍的偏爱距，所以在传动过程中，销轴套一直与行星齿轮上的销孔壁接触，而使行星齿轮的自转运动经过销轴传达给输出轴，且内行星齿轮与输出轴之间实现传动比为 $i=1$ 的运动关系。

2) 十字滑块式

这类机构是由两个端面拥有矩形榫的连结盘和两个端面拥有凹槽的行星齿轮，以及一根带凹槽的输出轴构成。它的长处是构造简单、制造简单，成本较低，且能够赔偿因为转配或零件制造的偏差。但其承载能力和传动效率对比销轴式低，故适于传达小功率，低转速和不连续运行的条件下工作；或只有一个行星齿轮的少齿差行星传动的构造中。

3) 浮动盘式

主要由两个浮动盘和固连内行星齿轮轮辐上的销轴及销轴套等构成。长处是构造简单、安装方便、摩擦损失小、使用成效好。并且制造工艺比销轴输出机构简单，简单获取所需要的精度。

4) 零齿差式

采纳一对零齿差的齿轮将行星齿轮与输出轴连结起来而构成的 W 机构。在该机构中，零齿差齿轮副的内齿轮（或外齿轮）与行星齿轮做成一体，而另一齿轮则与输出轴合为一体。它的长处是构造紧凑、制造方便，零件数量较少，故成本较低，合用于小功率和传动比为 $|i| \leq 60$ 及齿数差为 1 或 2 的行星减速器。

本减速器设计采纳销轴式作为输出机构。

4 传动系统设计

传动锥齿轮的设计

经过对整体传动比的分派即对锥齿轮合适传动比查问取锥齿轮传动比 $u =$

1) 选择小齿轮资料为 45钢 (调制), 硬度为280HBS, 大齿轮为 45钢 (调质), 硬度为 240HBS, 二者硬度相差 40HBS。选小齿轮齿数 $z_1 = 30$, 大齿轮齿数

$$z_2 = \quad \times \quad = \quad, \text{取整 } z_2 = 54$$

2) 由设计公式进行计算 即

$$d_1 \geq 2.92 \sqrt[3]{\frac{Z_E}{[\sigma_H]} \cdot \frac{KT_1}{\phi_R (1 - \phi_R)^2 u}}$$

查得弹性系数为 $Z_E = \sqrt{\text{MPa}}$ 册查得极限应力 $\sigma_{lim} = 600\text{MPa}$, $\sigma_{2lim} = 550\text{MPa}$ 设置, 取

3) 取的接触疲惫寿命系数 $K_{HN1} = \quad$ $K_{HN2} = 0.95$

4) 取选 K_V 查表得 $K_A = 1, K_B = 1.2, K_{\phi_d} = \quad$

计算

$$d_{1t} \geq 2.92 \sqrt[3]{\frac{\quad \times \quad \times 10^4}{\frac{1}{3} (1 - \frac{\quad}{3} \times 0.5)^2} \cdot \frac{(552)^2}{187}}$$

$$K_V = \quad$$

$$K = 1 \times \quad \times \quad = \quad$$

按实质的载荷系数, 校订分度圆的直径

$$d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = \quad \times \sqrt{\quad} = \quad$$

技术模数

$$M = \frac{d_1}{z_1} = \frac{\quad}{22} = \quad$$

5) 按齿根曲折疲惫强度设计

$$M \geq \sqrt{\frac{4KT_1}{\phi_R (1 - \phi_R)^2 Z \sqrt{u^2 + 1} [\sigma_F] \delta}} \frac{Y}{Y}$$

1) 查得小齿轮的曲折疲惫强度极限 $\delta_{FE1} = 500\text{mpa}$ 大齿轮的曲折疲惫强度

$$\delta_{FE2} = 380\text{mpa}$$

2) 查得曲折疲惫寿命的系数 $K_{FN1} = \quad$ $K_{FN2} = 0.9$

3) 计算曲折疲惫许用应力取曲折疲惫安全系数 $S = 1.4$ 则

$$[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN1} \delta_{FE1}}{S} = \frac{\quad \times 500}{\quad} = \quad$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN2} \delta_{FE2}}{S} = \frac{\quad \times 380}{\quad} = \quad$$

4 $K=1.728$ 节圆锥角

$$\delta_1 = \arctan \frac{K}{1} =$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 =$$

5) 当量齿数

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} = \frac{30}{\cos \delta_1} =$$

$$Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2} = \frac{54}{\cos \delta_2} =$$

查取齿形系数 (10-5) $Y_{Fa1} =$ $Y_{Fa2} = 2.145$

查取应力校正系数 $Y_{Sa1} = 1.595; Y_{Sa2} =$

计算大小齿轮的 $\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma_F]}$ 并加以比较。

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{\quad \times \quad}{\quad} =$$

$Y_{Fa2} Y_{Sa2}$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{\quad \times \quad}{\quad}$$

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{4 \times \quad \times \quad \times 10^4}{\frac{1}{3} \times (1 - \frac{1}{3})^2 \times 30^2 \times \sqrt{2+1}}} =$$

综合考虑 $M=3$ $Z_1 = 30$ $d_1 = 30 \times 3 = 90$

6) 几何尺寸计算

$$d_1 = 55 \text{ mm} \quad d_2 = Z_2 m = 54 \times 3 = 162$$

节圆锥顶距 $R = \frac{1}{2} \sqrt{d_1^2 + d_2^2} = \frac{1}{2} \sqrt{90^2 + 162^2}$

节圆锥交 $\sigma_1 = 29.05^\circ$ $\sigma_2 = 60.95^\circ$

大端直径 $d_{a1} = d_1 + 2 m \cos \sigma_1 = 90 + 2 \times 3 \cos 29.05^\circ$

$$d_{a2} = d_2 + 2 m \cos \sigma_2 = 162 + 2 \times 3 \cos 60.95^\circ$$

$$d_a = \quad = \quad da_2$$

齿宽 $b = \phi_R = \frac{1}{3} \times 92.66 = 30.88$

$$b_1 = b_2 = 31$$

$$\Phi_{al} = \arctan \frac{3}{3.6} = 43.6^\circ \quad \Phi_{fa} = \arctan \frac{3.6}{3} = 50.7^\circ$$

行星减速装置的设计

齿轮齿数确立

因为选定传动比 $i = -30$ ，且齿差数 $Z_p = 4$ 。关于 K-H-V 型行星传动输出轴输出方式，依据公式

$$i_{HV} = \frac{Z_1}{Z_1 - Z_2}$$

此中 Z_2 为内齿轮的齿数， Z_1 为外齿轮的齿数。

故取齿数 $Z_1 = 120$ ， $Z_2 = 124$

模数确立

因采纳了内啮合和较大的正变位齿轮副，进而提升了齿面接触强度和齿根曲折强度，且齿面接触强度远高于齿根曲折强度。所以，少齿差传动的模数往常是按曲折强度决定的。也可依据构造要乞降功率大小初选，而后校核曲折强度，因为模数最后确实定常常是受构造尺寸的限制的。硬齿面齿轮传动拥有较强的齿面抗点蚀能力，故先按齿根曲折强度设计，再校核齿面接触疲惫强度。

依据齿根曲折强度设计

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT}{\Phi Z_1^2} \frac{Y_F Y_S}{b [F]_F}}$$

(1) 确立公式内的各计算数值

1) 查得齿轮的曲折疲惫强度极限 $\sigma_{FE} = 500\text{MPa}$ ；

2) 查得曲折疲惫寿命系数 $K_{FN} =$ ；

3) 计算曲折疲惫许用应力；

取曲折疲惫应力安全系数

$$[F]_F = \frac{K_{FN} \sigma_{FE}}{S} = \frac{500}{S}$$

4

查得： 使用系数 $K_A = 1$

动载系数 $K_V =$

齿间散布系数 $K_{F\alpha} = 1$

齿向散布系数 $K_{F\beta} =$

故载荷系数 $K = K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} = \times \times \times =$

5) 查取齿形系数

查得： $Y_{Fa1} =$ $Y_{Fa2} = 2.053$

6) 查取应力校订系数

查得： $Y_{Sa1} =$ $Y_{Sa2} =$

7) 计算 $\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{b_F I}$ 并比较大小

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{b_F I} = 0.01299 \frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{b_F I} =$$

8) 计算行星轮传达的转矩

$$T_1 = \frac{9.55 \times 10^3 P}{n} = \frac{9.55 \times 10^3}{1667} = 8.59 \times 10^3$$

(2) 设计计算

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times \times \times 10^3}{\times 120^2}} =$$

取

少齿差行星传动减速器，要求整体构造小而紧凑，轴向尺寸小。所以要求齿轮的厚度很小，

则行星轮分度圆直径 $d_1 = mZ_1 = 2.5 \times 120 = 300$

齿宽

$B = 20$

(3) 校核齿面接触疲劳强度

1) 齿面接触应力 σ_H

$$\sigma_H = \frac{1}{Z_E Z_H} \sqrt{\frac{2 K K_{HP} T_1 u}{d_1 b u}}$$

Z_E 资料弹性系数

Z_H 节点地区系数

K 载荷系数

K_{Hp} 行星轮间载荷分派不均匀系数

d_1 行星轮分度圆直径

T_1 行星轮传达的转矩

b 齿宽

u 齿数比

查得： 资料弹性系数 $Z_E = 189.8 \text{MPa}^{-\frac{1}{2}}$

$$\text{节点地区系数 } Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin \alpha \times \cos \alpha}} \approx$$

载荷系数

载荷分派不均匀系数 $K_{Hp} =$

$d_1 = 120$

$T_1 = 8.59 \times 10^3$

$b = 20$

$$\text{则 } \sigma_H = \sqrt{\frac{2 \times \dots \times 10^3}{300^2 \times 20}} =$$

2) 许用接触应力 σ_{HP}

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_N \cdot Z_W \cdot Z_X}{S}$$

查得： 接触疲惫强度极限 $\sigma_{Hlim} = 600 \text{MPa}$

寿命系数 $Z_H =$

工作硬化系数 $Z_W = 1$

尺寸系数 $Z_X = 1$

安全系数

则许用接触应力

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_N Z_W Z_X}{S} = \frac{600 \cdot 0.89 \cdot 1 \cdot 1}{S}$$

$$\sigma = H \langle \quad \quad \quad \rangle = \sigma_{HP}$$

所以知足齿面接触疲惫强度，模数 $m=2.5$ 切合设计要求

齿轮几何尺寸确实定

1) 齿数 $Z_1 = 120$ (滚齿) $Z_2 = 124$ (插齿) 插齿刀齿数 $Z_c = 96$ $X_c = 0$

2) 初始齿形角

$$\alpha_0 = 20^\circ \text{ 查表得 } \tan \alpha_0 = \quad \quad \quad \cos \alpha_0 = \quad \quad \quad \operatorname{inv} \alpha_0 = 0.014904$$

3) 齿顶高系数 (短齿制)

4) 选择变位系数及啮合角

渐开线少齿差行星齿轮传动，因为内齿轮和外齿轮的齿数相差甚少，所以需要对他们的渐开线齿形进行变位，为了保证它们之间的啮合不发生齿廓重迭现象，并有一对以上的轮齿啮合，内、外齿轮都要选用合适的变位系数。加工齿轮时，刀具是渐渐切入工件的，切入的停止地点不一样，加工出来的齿轮尺寸也不一样。刀具切入工件的停止地点可分为三种不一样状况，也就是刀具中线有三种不一样的停止地点，一种是中线切于分度圆而成为分度线，加工出来的齿轮就是标准齿轮；其余两种是中线走开分度圆或与分度圆订交，加工出来的齿轮不是标准齿轮，而是变位齿轮，前者称为正变位齿轮，后者称为负变位齿轮。

齿数差 $Z_p = Z_1 - Z_2$	啮合角 α
1	$54^\circ \sim 56^\circ$
2	$38^\circ \sim 41^\circ$
3	$28^\circ \sim 30^\circ$
4	$25^\circ \sim 27^\circ$

5) 外齿轮变位系数 $X_1 =$

6) 啮合角 α

$$\text{无齿侧空隙啮合方程: } \operatorname{inv} \alpha = \operatorname{inv} \alpha_0 + \frac{X_1}{Z_1} - \frac{X_2}{Z_2} + \frac{X_c}{Z_2 - Z_c} \cdot 2 \tan \alpha_0$$

$$\alpha = 25^\circ \quad \tan \alpha = \text{inv} \alpha = 0.02997$$

7) 内齿轮齿数 $Z_2 = 124$

插齿刀与被切内齿轮之间的中心分别系数

$$\lambda_{c2} = \frac{Z_2 - Z_c}{2} \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_{c2}} - 1 \right) = \frac{124 - 96}{2} \left(\frac{\cos 25^\circ}{\cos 28.54^\circ} - 1 \right) = -1$$

8) 内齿轮变成系数 X_2

$$X_2 = \frac{Z_2 - Z_c}{2 \tan \alpha_0} (\text{inv} \alpha_{c2} - \text{inv} \alpha_0) + X_c$$

X_2

9) 插齿刀 $Z_c = 96$

10) 插刀变成系数 $X_c = 0$

11) 插齿刀和被切内齿轮的切削齿合角 α_{c2}

$$\text{inv} \alpha_{c2} = \text{inv} \alpha_0 + \frac{X_2 - X_c}{Z_2 - Z_c} \alpha_0 = 2 \tan \alpha_0$$

得: $\alpha_{c2} = 28.54^\circ \quad \cos \alpha_{c2} =$

12) 插齿刀和被切齿轮之间的中心分别系数 λ_{c2}

$$\lambda_{c2} = \frac{Z_2 - Z_c}{2} \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_{c2}} - 1 \right) =$$

13) 标准中心距 $a_0 = \frac{m}{2} (Z_2 + Z_1) = 5$

14) 安装中心距 $a = \frac{a_0 \cos \alpha_0}{\cos \alpha} = \frac{5 \times \cos 25^\circ}{\cos 28.54^\circ} =$

15) 中心距分别系数 λ_{c2}

$$\lambda = \frac{a - a_0}{m} = \frac{5.184 - 5}{5} =$$

16) 齿顶降低系数 $\sigma = \lambda - \lambda_{c2} + X_1 =$

17) 齿顶高

$$\text{外齿轮 } ha_1 = (ha^* + X_1 - \sigma) m = (1 + 0 - 0) \times 5 = 5$$

$$\text{内齿轮 } ha_2 = (ha^* - \lambda_{c2} - \sigma) m = (1 - (-1) - 0) \times 5 = 10$$

18) 分度圆半径

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：<https://d.book118.com/708021005042006124>