



商丘工学院

SHANGQIU INSTITUTE OF TECHNOLOGY

商丘工学院	2016-JXSJ
	080202-017

本科毕业设计

一种采用齿轮传动的电动栏杆的设计

学 院	机械工程学院
专 业	机械设计制造及其自动化
学 号	4112020117
学生姓名	胡文洁
指导教师	杨三序
提交日期	2016 年 5 月 4 日

诚 信 承 诺 书

本人郑重承诺和声明:

我承诺在毕业设计撰写过程中遵守学校有关规定,恪守学术规范,此毕业设计中均系本人在指导教师指导下独立完成,没有剽窃、抄袭他人的学术观点、思想和成果,没有篡改研究数据,凡涉及其他作者的观点和材料,均作了注释,如有违规行为发生,我愿承担一切责任,接受学校的处理,并承担相应的法律责任。

毕业设计作者签名: _____
年 月 日

摘 要

本文介绍一种采用齿轮传动的电动栏杆机的设计，该设计选用电机作为驱动，通过现场控制器（手动按钮和遥控按钮等）使控制系统控制电机运转，电机驱动核心的齿轮减速器，配合曲柄摇杆机构实现栏杆的升降动作，并根据不同的收费系统调整栏杆的起落时间，电动栏杆应该有一个自锁，反馈，保护等功能，并已与多家配套设备的接口，实现多种场合均可控制的功能。

其中本文重点介绍了齿轮传动系统的设计及计算。齿轮传动系统直接决定栏杆设备的性能指标，其中包括产品的可靠性和寿命。为了解决这一关键技术，在设计过程中选择了国家标准的电动栏杆的技术要求和校核方法，对电动栏杆机进行了相关的参数的校核计算，使产品的适应性更好。

关键词：电动栏杆;齿轮传动;减速器;曲柄摇杆机构

ABSTRACT

This paper introduces a design of electric barriers machine adopts gear, the design and selection of motor as a drive , through the field controller (such as manual buttons and remote control buttons) so that the control system controls the motor running, Gear reducer of Motors drive the core, Combined With the crank - rocker mechanism to achieve the barriers to rising and falling , And adjusted according to different charging systems barriers ups and doWns of time. Electric barriers should have a self-locking,feedbacking,protecting etc. and has interfaces With a number of ancillary equipment, achieve to controlled in a number of occasions.

And this paper mainly introduces the design and calculation of gear transmission system. The gear transmission system directly determines the performance of barriers equipment, including product reliability and service life. In order to solve this key technologies, selecting the national standard electric barriers technologies demand and chect method in the process of the design, checking calculation of relevant parameters for the electric barriers machine and make the product better adaptability.

Key Words: Electric barrier; Gear transmission; Reducer; Crank rocker mechanism

目 录

1 絮 论	1
1.1 本课题研究的目的与意义	1
1.2 国内外电动栏杆的发展现状	1
1.3 国内电动栏杆的发展方向	1
2 齿轮传动的电动栏杆的总体设计方案	3
2.1 电动栏杆总体设计的基本原则及要求	3
2.2 电动栏杆机构的总体设计原则	3
2.3 机构总体布置设计要求	4
3 齿轮传动的电动栏杆的总体设计	6
3.1 工作机构栏杆臂的选择	6
3.2 栏杆臂配重的选择设计	7
3.3 栏杆臂高度的选择	11
3.4 电动机的选择	11
3.5 曲柄摇杆机构的设计	13
3.6 栏杆臂主轴的设计	14
3.7 四杆机构截面尺寸设计	16
3.8 齿轮传动系统的设计与校核	19
3.8.1 齿轮传动的工作原理	19
3.8.2 齿轮传动系统的传动比计算	20
3.8.3 齿轮传动系统齿轮的计算	21
3.8.4 齿轮传动系统轴的计算校核	29
3.8.5 轴承和键的选用校核	41
3.8.6 齿轮传动系统箱体的设计	48
3.8.7 润滑和密封形式的选择及其他技术说明	48
3.9 机体整体外形尺寸的确定	49
4 电气系统的设计	51
4.1 控制电路的设计	51
4.2 控制电路外接设备的设计	52
总结与展望	54
致谢	55
参考文献	57

1 绪论

1.1 本课题研究的目的与意义

随着我国经济的繁荣发展和人民生活水平的日益提高,我国汽车行业的发展及其迅速,家庭小汽车和运输车辆的保有量持续增长,这既方便了人们的出行,又加快了商品的流通,但是同时也对交通运输管理带来许多问题,有时甚至造成了交通堵塞,特别是各场所的出入口地方。由于社会的发展和科技的进步,传统的各场所出入口的管理(如手动栏杆、折叠门等)已经不能满足人们日常生活的需求,所以人们希望有一种稳定高效方便实用的进出口管理工具—电动栏杆的出现,电动栏杆的设计主要用于政府、机关、企业、校园、车站、码头、监狱、商场、超市、楼宇、场馆、展览馆、旅游景点、图书馆、小区、工厂、停车场、大型公园等地的出入口,主要通过电气开关、控制器等控制电机运转驱动减速器连杆机构带动栏杆的上升和下降来实现对过往车辆的及时拦挡和放行。就目前电动栏杆来说,由于使用频繁会出现不同程度的损坏,从而影响它自身的使用寿命。因此这次电动栏杆的设计意义就是改进齿轮传动机构及其他一些机构来提高各方面的整体实用性能指标使其更加人性化和智能化。

1.2 国内外电动栏杆的发展现状

目前,电动栏杆是为了解决各大城市停车问题,和收费站自动拦车收费的有效途径。由于国家土地资源的限制,在世界各国,亚洲特别显示,因为在大城市的状态下,更广泛的自动停车设备在亚洲等地使用,亚洲大部分地区显示,当前的日本,韩国,中国停车市场,应用地点相当广泛。

电动栏杆在国外的先进技术集光、电、机械控制于一体,操作灵活、方便、安全、可靠;采用光电耦合、全电路无触点控制,主板无火花干扰,确保系统运行可靠;产品功能实用、性能稳定、规格齐全;闸杆多样化,升降平稳;采用特制的合金材料制作,机箱外型精美,色彩温馨,坚固防水,经久耐用;可根据用户不同需求和使用场所进行即时选择工作模式;可以达到电机功率70W的低能耗,而且起落时间短致1~3s,使用寿命次数到达300万到500万次,噪声低于30dB,更不需要经常维护,相对于国外的技术而言,国内的技术还相差甚远,国内设计的此产品电机功率在300W,噪声稳定性更差,使用寿命都在100万次左右,整体性能都不能达到最优。^[1]

1.3 国内电动栏杆的发展方向

从19世纪末,中国各大城市的停车产业开始发展,经过20多年的发展,已形成了,现在的一定的规模,在电动栏杆发展的初期阶段,车库的建设都才刚刚开始,在一些,在车库中的机器的城市呢它仍是个空白。停车产业的发展与增速,也相应的还存在一些问题的:第一,大部分做电动栏杆的公司其中大都是中小型企业,有

一定的规模，但是发展很不平衡，因为企业内部缺乏中型骨干型人才，技术，以及缺乏自主研发的能力，依靠引进国外技术和图纸。第二，产品的应用范围更广，产品质量，可靠性，安全性，耐久性就是必须注重的一个很大问题，没有一定的技术水平，很难保证产品的质量。三，停车产业的市场的发展，竞争那是比较残酷的，目前整体的产能过剩，价格低，且部分产品，已经跌破行业内部的平均成本。应该加强对电动栏杆的基础研究和拓展。

为了提高电动栏杆机的设计水平，需要使电动栏杆的精确的力学分析和物理学分析与机械设计原理相结合。科学的运用动平衡与静平衡相结合原理，具有缓冲起步.减速到位；起杆平稳.杆位垂直；落杆自然到位水平。

① 可根据不同情况选用手动控制、按钮控制、遥控、电脑控制和感应控制等操作方式。

② 采用目前世界上先进的平衡机构，可将闸杆重力完全平衡，能使闸杆在任意状态下保持平衡，彻底消除闸杆运动过程中的抖动现象，保证系统运行轻快。

③ 加强行业间的技术交流与合作。走共同研发之路。

各个厂家根据自己的实际情况开发出的产品各有优缺点，为了加快电动栏杆的开发和应用，应加强企业间的合作，集中财力、物力和人力走共同发展之路，实现电动栏杆的自动化程度。

2 齿轮传动的电动栏杆的总体设计方案

2.1 电动栏杆总体设计的基本原则及要求

电动栏杆的总体设计就是通过科学的原理将想象出来的方案具体化、结构化的过程。同样也是把二维的设计方案转换成三维实体而且可以设计和制造过程,也可以说从设计的早期阶段到最优的结构设计,而且能够被大众认可。

电动栏杆总体设计结构的工作主要包括两个方面,那就是材料的选择和形状的确定。如果我们想准确的确定每个零件或部件的形状,那么必须经过科学的计算和分析,这项工作的严密性对设计出的产品质量起着决定性的意义。对于材料的要求就是能够满足我们的预期所需要的性能并且满足尺寸要求等。

2.2 电动栏杆机构的总体设计原则

机构的总体设计对于一个产品来说,起着非常重要的作用。机构设计所必须含有的技术性能,经济性能和外观审美性对整机都有决定性的意义。机构的安全可靠设计,必须遵守以下三个基本原则。

(1)明确原则

这里主要包括以下三个方面:

①功能明确

所选的传动机构应直接、可靠地实现预期所需要的功能。至于可实现的功能来说,尽可能的做到既不疏漏又不多余。

②工作情况明确

对于设计出来的产品,我们要求他所达到的工作状况和工作环境必须明确指出。因为设计结构是有目的性和针对性的,如耐磨损,耐腐蚀以及温度要求、湿度要求等。

③机构的工作原理明确

机构设计时必须明确依据科学的工作原理,从而能使栏杆工作时能实现预期的实用效果。

(2)简单原则

简单原则就是能达到预期功能的前提下,尽量使机器的结构简单。这里说的“简单”同时有着很多含义,比如简便,简易,减少等。

(3)安全可靠原则

一个系统(产品)的安全可靠性主要指:

- ①工作安全性主要是指保证过往行人和车辆的安全。
- ②构件的可靠性，在规定的外载荷（如规定的栏杆臂的长度和质量等）范围内，在规定的时间内，构件不发生断裂、弯曲变形、过度磨损、丧失稳定性。
- ③功能的可靠性主要依靠设计系统（如小区系统、停车场系统、收费站系统）的可靠性。
- ④环境的安全性，整个机构不能对环境造成污染，要尽可能使适应各种环境。

2.3 机构总体布置设计要求

- (1)功能合理机构要在功能完美表达的前提下设计，无论是电动栏杆整体还是单个机构上都不能采用有损我们所需要的功能的布局方案。
- (2)结构紧凑、层次清晰、比例协调要运用科学的分布，尽可能的使系统简单并且充分高效地运用内部空间。
- (3)充分考虑产品的系列化及发展在设计总体分布时，应对这一类系列和变形改进做考虑，还应该考虑符合科学性，实现生产线和实现自动化。

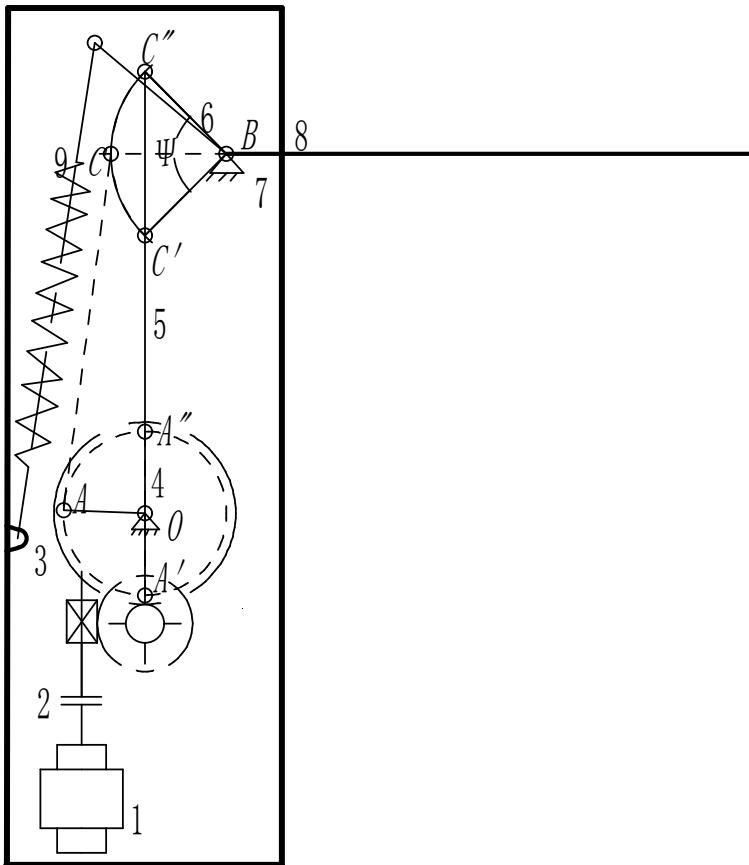
2.4 齿轮传动机构的设计方案

在这次齿轮传动机构的设计中，我选择蜗轮蜗杆齿轮二级减速，具体分析设计如下：

(1) 蜗杆传动 蜗杆传动可以实现较大的传动比，尺寸紧凑，传动平稳，但效率较低，适用于中、小 功率的场合。采用锡青铜为蜗轮材料的蜗杆传动，由于允许齿面有较高的相对滑动速度， 可将蜗杆传动布置在高速级，以利于形成润滑油膜，可以提高承载能力和传动效率。因此将蜗杆传动布置在第一级。

(2) 齿轮传动 斜齿轮传动的平稳性较好，常用在高速级或要求传动平稳的场合。因此将齿轮传动布置在第二级

(3)联轴器传动 联轴器主要连接电机轴和蜗杆轴，使他们一起回转并传递转矩。由于电动栏杆的震动较小而且载荷较小，所以选用固定式刚性联轴器即可满足传动需求。



1. 电机； 2. 联轴器； 3. 蜗轮蜗杆二级减速器； 4. 曲柄； 5. 连杆； 6. 摆杆； 7. 机架；
8. 栅栏臂； 9. 弹簧

图 2.4.1 整机传动原理图

这次设计电动栏杆是机械传动，其传动机构包括电动机、联轴器、减速器和曲柄摇杆机构。工作时，电动机通过联轴器传动，带动蜗轮蜗杆齿轮二级减速器，减速器的输出轴通过曲柄摇杆机构带动栏杆臂上升和下降，使栏杆处于竖直或水平位置。整机结构的示意图见上图 2.4.1，其主要结构与工作原理为：1 为电机 通过联轴器 2 将动力传动到蜗轮蜗杆齿轮减速器 3 经过减速器减速输出驱动力矩，驱动曲柄 4 作整周转动 5 为连杆；6 为摇杆 绕 O 点摆动摆动角度 $\Psi = 90^\circ$ ，7 为机架 8 为栏杆臂 与摇杆刚性连接；9 为弹簧，用以平衡栏杆臂的重量，现规定平衡后驱动栏杆臂的力偶矩不大于 $5\text{N}\cdot\text{m}$ 。当曲柄 OA 逆时针转动至位置 OA' 时，摇杆 BC 逆时针摆到下极限位置 BC'，栏杆臂上升到竖直位置；当曲柄继续逆时针转动至位置 OA'' 时，摇杆又顺时针摆到上极限位置 BC''，栏杆臂下降到水平位置。^[2]

3 齿轮传动的电动栏杆的总体设计

3.1 工作机构栏杆臂的选择

栏杆臂应有一定强度，并且不能因为自重、风吹、和手动轻微掰动而产生明显挠度（弯曲），栏杆臂长度一般在 2500mm 到 5800mm 之间。另外栏杆臂的材料必须耐高低温、耐湿热、耐温度交变性能以及耐盐雾雨水腐蚀性能等。栏杆臂应粘贴或喷涂有红白相间均匀分布的反光膜，不允许有边缘破损或红白模糊。^[3]

栏杆臂的材料通常有四种即铝合金、铝芯泡沫、碳素纤维、PVC。本次设计为了更好的达到上述要求的工作环境我们选用市场上应用较多的挤压成型铝合金型材，铝合金八角杆，表面通过氧化喷塑处理，杆体颜色白色亚光（RAL9016），栏杆体两侧表面帖敷红色工程级 3M 反光膜，栏杆长 3.5m，横截面 100×50mm，闸杆中间有加强筋，标准壁厚 1.2mm。实测栏杆断面图见下图 3.1 所示：

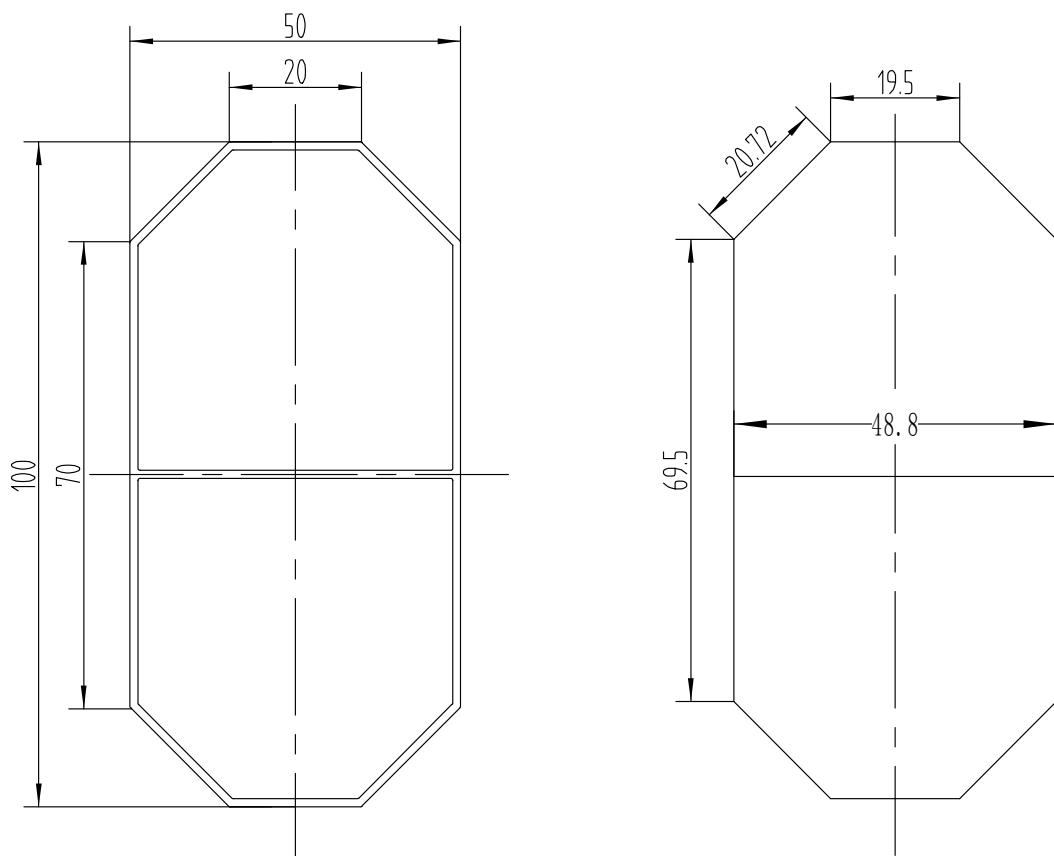


图 3.1 栏杆臂截面图

由上图 3.1 可知，断面截面积

$$A = (69.5 \times 2 + 20.72 \times 4 + 19.5 \times 2 + 48.8) \times 1.2 \text{mm}^2 = 371.616 \text{mm}^2 \quad (3.1 \cdot 1)$$

由设计任务书, 栏杆臂长 $L=3.5\text{m}$; 由机械设计手册^[4], 挤压成型铝合金材料的密度为 $\rho=2.73\text{g/cm}^3$ 。栏杆臂质量:

$$m = AL\rho = 3.71616 \times 350 \times 2.73\text{g} \approx 3550\text{g} = 3.55\text{kg} \quad (3.1 \cdot 2)$$

3.2 栏杆臂配重的选择设计

电动栏杆在使用过程中由于栏杆自身的长度和质量会产生较大的转矩, 从而致使栏杆内部曲柄摇杆机构中曲柄需要较大的力矩才能最终驱动栏杆臂动作, 所以同样需要较大功率的电机。为了减小电机的负载和最求节能效果, 我们根据力矩平衡原理 (如果一个物体所受到的力的合力矩的代数和是 0, $\sum M=MI+M2+M3+\dots=0$) 采用弹簧来平衡栏杆臂的自重。下图中 $OA=0.1\text{m}$ $OB=3.4\text{m}$ $AB=3.55\text{kg}$ $OC=0.15\text{m}$ $OC=0.35\text{kg}$

根据文献^[5] 理论力学知识分析如下:

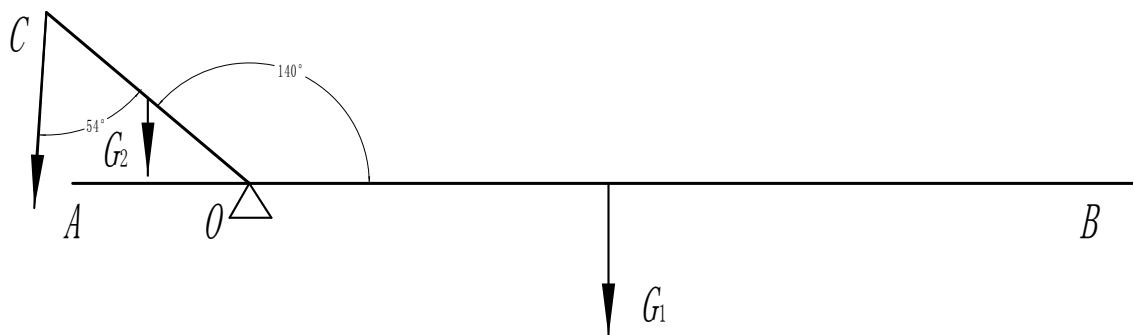


图3.2栏杆臂受力图

$$(F_{\text{弹}} \times OC + G_2 \times \frac{OC}{2}) \times \sin 54^\circ - G_1 \times \left(\frac{AB}{2} - OA \right) = 0 \quad (3.2 \cdot 1)$$

由上式代入数字得:

$$\left(F_{\text{弹}} \times 0.15 + 0.35 \times 10 \times \frac{0.15}{2} \right) \times \sin 54^\circ - 3.55 \times 10 \times \left(\frac{3.5}{2} - 0.1 \right) = 0 \quad (3.2 \cdot 2)$$

由上式计算得: $F_{\text{弹}} \approx 481\text{N}$

弹簧的设计计算参考文献^[6] 步骤如下:

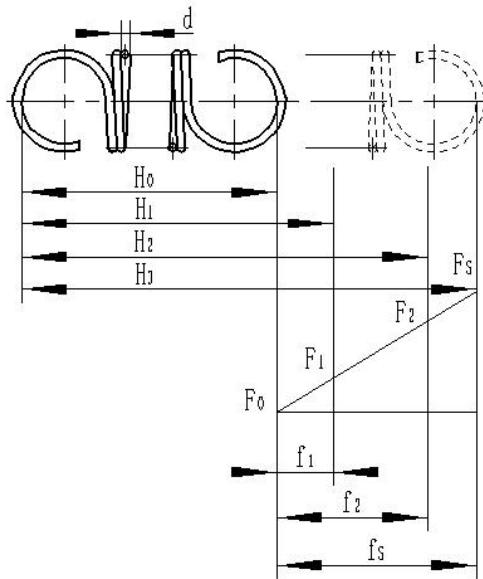


图3.3弹簧受力图

因为弹簧应该在一般载荷的条件下进行工作。可以根据第III类弹簧。现选用的是碳素弹簧钢丝 (GB4357-89C 级), SL 型。

试选弹簧钢丝的直径为 $d=4\text{mm}$ 。查表 16-3, 可以暂时选取 $\sigma_B=1500\text{MPa}$ 。查表 16-2, 可知 $[\tau]=0.5\times 0.8\times \sigma_B=0.5\times 0.8\times 1500=600\text{MPa}$ 。

1. 选取旋绕比并计算曲度系数

通常选取旋绕比为 $C \approx 5 \sim 8$ 。现在选取的旋绕比为 $C=5$

曲度系数

$$K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} = \frac{4\times 5-1}{4\times 5-4} + \frac{0.615}{5} \approx 1.31 \quad (3.2\cdot3)$$

2. 按照强度的条件计算弹簧钢丝直径

试计算弹簧簧丝直径

$$d \geq 1.6 \sqrt{\frac{F_2 K C}{[\tau]}} \quad (3.2\cdot4)$$

其中, F_2 ---弹簧的最大工作拉力, 已知 $F_2=481\text{N}$ 。

每个数值代到式子里去得:

$$d' \geq 1.6 \times \sqrt{\frac{F_2 K C}{[\tau]}} = 1.6 \times \sqrt{\frac{481 \times 1.31 \times 5}{600}} = 3.67\text{mm} \quad (3.2\cdot5)$$

上式的计算结果与试选取的 d 值相近，并且符合标准圆柱螺旋拉伸弹簧尺寸及参数 (GB/T 2088—1997)，因为 $d=4\text{mm}$ 弹簧钢丝直径已是标准值。不需要重新选取，即 $d=4\text{mm}$ 。因为 d 的大小不变，所以不需要重新查表并计算，即 $\sigma_B=1500\text{MPa}$ ， $[\tau]=600\text{MPa}$ 。

弹簧中径：

$$D = Cd = 5 \times 4 = 20\text{mm} \quad (3.2 \cdot 6)$$

查标准圆柱螺旋拉伸弹簧的尺寸及参数 (GB/T 2088—1997)。应取 $d=4\text{mm}$ ，

$$C = \frac{20}{4} = 5 \quad (3.2 \cdot 7)$$

因为 C 没变化，所以相应的 K 的大小也不变，即 $K=1.31\text{mm}$ 。相应的 d 也不变。可知 $d=4\text{mm}$ 。此时 $D=20\text{mm}$ 就是标准值。

$$\text{弹簧内径: } D_1 = D - d = 20 - 4 = 16\text{mm} \quad (3.2 \cdot 8)$$

$$\text{弹簧外径: } D_2 = D + d = 20 + 4 = 24\text{mm} \quad (3.2 \cdot 9)$$

3. 根据弹簧刚度，计算弹簧圈数 n

$$k_F = \frac{F_2 - F_1}{f_2 - f_1} \quad (3.2 \cdot 10)$$

式子里，

F_1 ---弹簧的最小工作拉力，这里设出 $F_{\min}=37\text{N}$ ；

f_2 ---与 F_2 对应的弹簧长度， $f_2=876\text{mm}$ ；

f_1 ---与 F_1 对应的弹簧长度， $f_1=660\text{mm}$

每个数值代到式子里去：

$$k_F = \frac{F_2 - F_1}{f_2 - f_1} = \frac{481 - 37}{570 - 510} = 7.4\text{N/mm} \quad (3.2 \cdot 11)$$

4. 弹簧圈数

根据表 16-2，当 $0.5 \leq d \leq 4$ 时，切变模量 G 在 $83000 \sim 80000$ ，可以选取 $G=82000$ 。

弹簧圈数的计算公式

$$n = \frac{Gd^4}{8D^3k_F} \quad (3.2 \cdot 12)$$

代入各数据得：

$$n = \frac{Gd^4}{8D^3k_F} = \frac{82000 \times 4^4}{8 \times 20^3 \times 7.4} = 44.32 \quad (3.2 \cdot 13)$$

根据 $d=4\text{mm}$, $D=20\text{mm}$ 。查标准圆柱螺旋拉伸弹簧的尺寸及参数 (GB/T 2088—1997), 可以得到

$$k_F = \frac{316}{n} \quad (3.2 \cdot 14)$$

查表 16-6, 得拉伸弹簧的有效圈数 $n=45$ 圈。可得到弹簧刚度

$$k_F = \frac{316}{n} = \frac{316}{45} = 7.02 \text{ N/mm} \quad (3.2 \cdot 15)$$

5. 验算

查标准圆柱螺旋拉伸弹簧的尺寸及参数 (GB/T 2088—1997)。可知 $F_0=148\text{N}$ 。

(1) 弹簧的初应力

$$\tau_0 = K \frac{8F_0 D}{\pi d^3} = 1.31 \times \frac{8 \times 148 \times 20}{\pi \times 4^3} = 154.285 \text{ N} \quad (3.2 \cdot 16)$$

根据图 16-9, 当 $C=5$ 时, 弹簧的初拉应力的推荐值大概在 $78\sim163\text{MPa}$ 。所以求得的初应力值合适。

(2) 弹簧的极限工作应力 τ_{lim} 。查表 16-2 的后注, 得 $\tau_{\text{lim}} \leq 0.56\delta_B$, 即

$$\tau_{\text{lim}} \leq 0.56 \cdot \sigma_B = 0.56 \times 1500 = 840 \text{ MPa} \quad (3.2 \cdot 17)$$

极限工作载荷 F_{lim}

$$F_{\text{lim}} = \frac{\pi d^3 \tau_{\text{lim}}}{8DK} = \frac{\pi \times 4^3 \times 840}{8 \times 20 \times 1.31} = 805.783 \text{ N} \quad (3.2 \cdot 18)$$

工作时的最大拉力为 570.688N , 所以能满足要求

6. 计算其他结构参数

$$H_0 = (n + 1.5)d + 2D_1 = 218 \text{ mm} \quad (3.2 \cdot 19)$$

$$\alpha = \arctan \frac{p}{\pi D} \quad (3.2 \cdot 20)$$

式子里,

H_0 ---自由长度;

α ---螺旋角;

p ---弹簧节距, $p \approx d = 4 \text{ mm}$ 。

代入的数据得:

自由长度:

$$H_0 = (n + 1.5)d + 2D_1 = (45 + 1.5) \times 4 + 2 \times 16 = 218 \text{ mm} \quad (3.2 \cdot 21)$$

$$\alpha = \arctan \frac{p}{\pi D} = \arctan \frac{4}{\pi \times 20} = 3.643^\circ \quad (3.2 \cdot 22)$$

根据以上的计算, 选定有关参数为:

材料: 碳素的弹簧的钢丝,

钢丝直径: 4mm,

旋绕比: 5,

弹簧中径: 20mm,

弹簧右旋: 螺旋角为 $\alpha=3.643^\circ$,

自由长度: 218mm。

标准圆柱螺旋拉伸弹簧的尺寸及参数 (摘自 GB/T 2088—1997)

3.3 栏杆臂高度的选择

根据文献[3]收费栏杆国家标准 GB / T 24973--2010 栏杆臂下边缘距机箱底平面的高度应在 650 mm~ 950 mm 之间。我们选择栏杆臂到栏杆臂下沿的高度为 775mm

3.4 电动机的选择

下图为栏杆臂处于水平位置时的受力图 (O 点的约束力未画出)。

由设计任务书和式(3.1·1)得: $L=3.5 \text{ m}$ $G=35.5 \text{ N}$

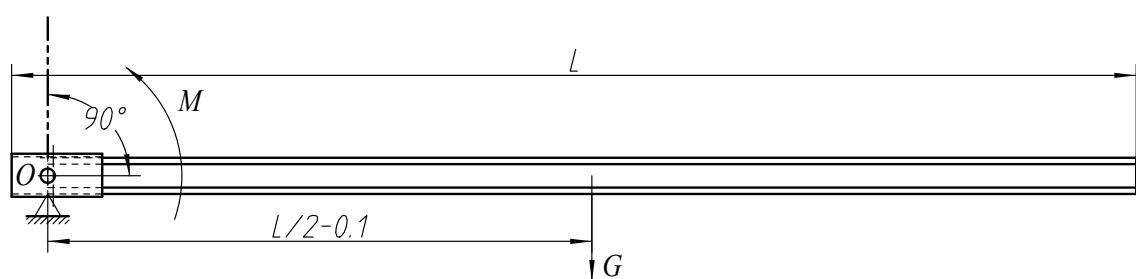


图3. 4栏杆臂受力图

栏杆臂受力平衡时, 有 $\Sigma M_o = 0$, 即

$$M = G\left(\frac{L}{2} - 0.1\right) = mg\left(\frac{L}{2} - 0.1\right) = 35.5 \times 1.65 \text{ N} \cdot \text{m} = 58.6 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.4 \cdot 1)$$

设计任务书要求, 栏杆臂由水平位置逆时针转过 90° 到竖直位置时, 平均用时 2.5s 。设栏杆臂升起期间匀速转动, 则角速度:

$$\omega = \frac{\varphi}{t} = \frac{\frac{\pi}{2}}{2.5} \text{ rad/s} = 0.63 \text{ rad/s} \quad (3.4 \cdot 2)$$

此时驱动栏杆臂转动所需的功率:

$$P = M\omega = 58.6 \times 0.63 \text{ W} = 37 \text{ W} \quad (3.4 \cdot 3)$$

考虑到传动机构的效率、一些不可预知的阻力以及使用场所的电源情况, 参考现有类似产品, 确定选用单相异步电动机, 电动机的型号 YY6324, 功率为 120W , 工作电压为 220V , 频率 50Hz , 额定转速 1400r/min 。

YY 系列单相电容运转电动机以国家电机最新标准 JB1009-1012-91 和小功率电动机的安全要求标准 GB12350-2009 设计, 注重提高力能指标, 节约能源为原则, 产品效率高, 使用寿命长, 结构简单, 维护方便。适用于鼓风机, 水泵, 记录仪表等以及起动扭矩要求不高的机械。该系列电机具有较高的起动性能和过载能力、功率因数及效率, 噪声低、重量轻、体积小、维护方便。

由设计任务书要求栏杆升起时间为 2.5s , 所以曲柄整周运动工作周期 $T=5\text{s}$.

减速器输出转速:

$$n_w = \frac{60 \text{ s / min}}{T} = \frac{60 \text{ s / min}}{5 \text{ s / r}} = 12 \text{ r / min} ; \quad (3.4 \cdot 4)$$

一般情况下齿轮传动传动比范围 $i_{\text{齿}} = 1-8$, 蜗杆传动传动比范围: $i_{\text{蜗}} = 10-40$

电动机转速范围 $n_d = i_{\text{齿}} \times i_{\text{蜗}} \times n_w \approx 100-3200 \text{ r / min}$

-- YY6324 电机可以满足要求

电动机的输出的功率 P_d : 驱动栏杆臂转动所需的功率 P_w , 考虑到传动的装置的功率的损耗, 电动机的输出的功率为:

$$P_d = \frac{P_w}{\eta} \quad (3.4 \cdot 5)$$

上式(3.4-5)中, η 是电动机到工作机的输出的功率之间的总效率, 即

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4^3 \cdot \eta_5$$

由机械设计手册^[4]，可以查得：刚性的联轴器的传动效率 $\eta_1=0.99$ ；单头的蜗杆的传动效率 $\eta_2=0.70$ ；齿轮的传动效率 $\eta_3=0.97$ ；轴承的传动效率 $\eta_4=0.99$ ；四杆的机构的传动效率 $\eta_5=0.83$ ，所以：

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4^3 \cdot \eta_5 = 0.99 \times 0.70 \times 0.97 \times 0.99^3 \times 0.83 \approx 0.541 \quad (3.4 \cdot 6)$$

$$\therefore P_d = \frac{P_w}{\eta} = \frac{0.0372}{0.541} \approx 0.069 \text{ kW} < 0.12 \text{ kW}$$

∴ YY6324 电机可以满足要求

3.5 曲柄摇杆机构的设计

在铰链四杆机构中具有一个曲柄和一个摇杆机构称为曲柄摇杆机构。一般情况下，曲柄为主动件且等速整周转动，而摇杆作为从动件作变速往复运动，连杆作平面复合运动。曲柄摇杆机构是四杆机构最基本的形式。

曲柄存在条件：

- ①最短杆与最长杆长度之和应小于或等于其余两杆长度之和；
- ②连架杆与机架中至少有一个是最短杆，

满足条件①，当最短杆是曲柄时，为曲柄摇杆机构；最短杆为机架时，为双曲柄；最短杆为连杆时，为双摇杆；

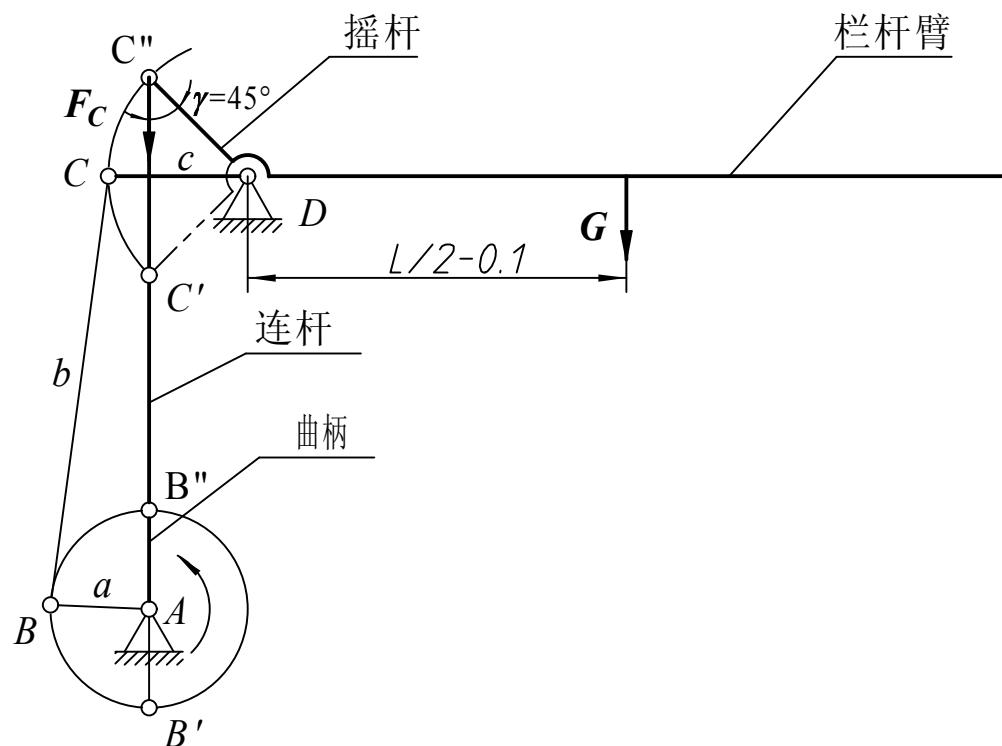


图3.5曲柄摇杆机构运动简图

根据设计要求和机械原理^[7]知识可知, 该机构极位夹角为 0° , 即无急回特性, 尺寸 $B'B''=C'C''$, 摆杆 CD 的摆角为 90° , 则图中传动角 $\gamma=45^\circ$, 设计变量有 $L_1=AB$ 、 $L_2=BC$ 、 $L_3=CD$ 、 $L_4=DA$ 。曲柄 L_1 为最短杆, 其余三杆长可表示为 L_1 的倍数。由上图所示的几何关系可知

$$\sqrt{2}L_3 = 2L_1 \quad (3.5 \cdot 1)$$

$$L_1^2 + L_2^2 = L_4^2 \quad (3.5 \cdot 2)$$

根据机构在机器中的许用的空间, 可以适当的预选曲柄长度 L_3 机架 L_4 的长度, 设 $L_3=150\text{mm}$, $L_4=330\text{mm}$, 则 $L_1=106.066\text{mm}$, $L_2=312.490\text{mm}$ 。

$$L_4+L_1=330+106.66\text{mm} \leq L_3+L_2=150+312.49\text{mm}$$

经验证符合曲柄摇杆机构的运动原理

3.6 栏杆臂主轴的设计

由电动机的选择部分式(3.4·3)可知, 驱动栏杆臂转动所需的功率 $P=37\text{W}$; 栏杆臂转过 90° 用时 2.5s , 转过 1 转用时 $2.5 \times 4=10\text{s}$, 则转速 $n=60/10=6\text{r/min}$ 。

图 3.5 为主轴上的摇杆和栏杆臂的受力, D 点为主轴。根据力的平移定理, 将力 F_C 和 G 移到 D 点后, 分别附加力偶 T_C 和 T_G , 由电动机的选择部分式(3.4·1)可知, 力偶 T_C 和 T_G 的力偶矩都为 $58.6\text{N}\cdot\text{m}$, $G=mg=\times 10\text{N}=35.5\text{N}$ 。

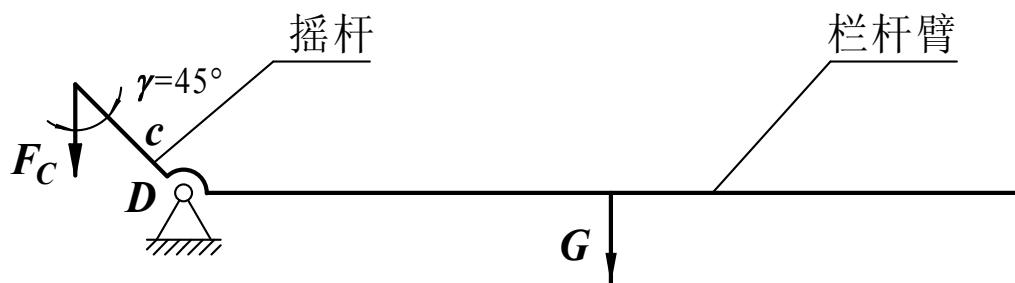


图 3.6 主轴上摇杆和栏杆臂的受力

取摇杆和栏杆臂为研究对象, 做受力分析:

由《机械设计》^[6], 曲柄 AB 与机架 BC 共线时的传动角 γ 最小, 驱动摇杆 CD 摆动所需的力最大。不考虑连杆 BC 本身的重量时, 连杆为二力杆, 在上图 3.6 位置时, 摆杆 C 端受连杆的拉力 F_C 沿连杆方向向下, 栏杆臂受到重力 G 。 D 点的约束力未画出。在 $\Sigma M_d=0$ 时, 有

$$G \cdot \left(\frac{L}{2} - 0.1\right) = F_C \cdot c \cdot \sin \gamma \quad (3.6 \cdot 1)$$

$$F_C = \frac{G \cdot \left(\frac{L}{2} - 0.1\right)}{c \sin \gamma} = \frac{35.5 \times \left(\frac{3.5}{2} - 0.1\right)}{0.15 \times \sin 45^\circ} \text{ N} = 552.3 \text{ N} \quad (3.6 \cdot 2)$$

1. 初步确定轴的最小直径^[6]

先按机械设计初步估算轴的最小直径：选取轴的材料为 45 钢，调质处理。根据表 15—3，取 $A_0=112$ ，于是得

$$d_{\min} = A_0 \sqrt[3]{\frac{P_2}{n_2}} = 112 \times \sqrt[3]{\frac{0.037}{6}} \text{ mm} = 20.5 \text{ mm} \quad (3.6 \cdot 3)$$

有两个键槽，轴径加大 12%，于是为初步估算轴的最小直径 $20.5 \times (1+0.06)=22.96 \text{ mm}$ 。

2. 轴的结构设计

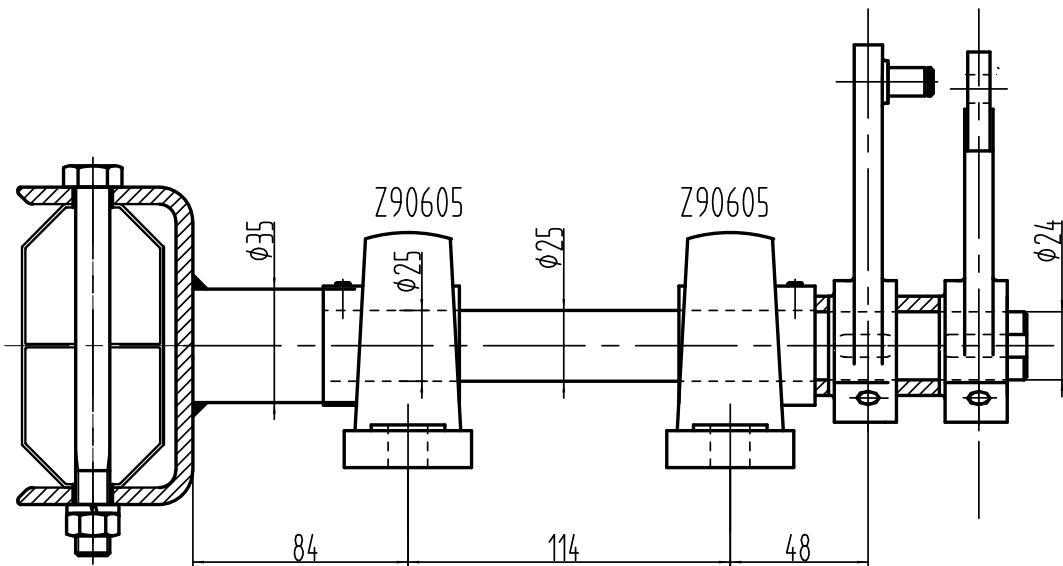


图 3.7 轴的结构与装配

3. 求轴上的载荷

下图 3.8 为主轴的载荷分析图，其中图 a 是主轴受力图；图 b 是弯矩图；图 c 是扭矩图。

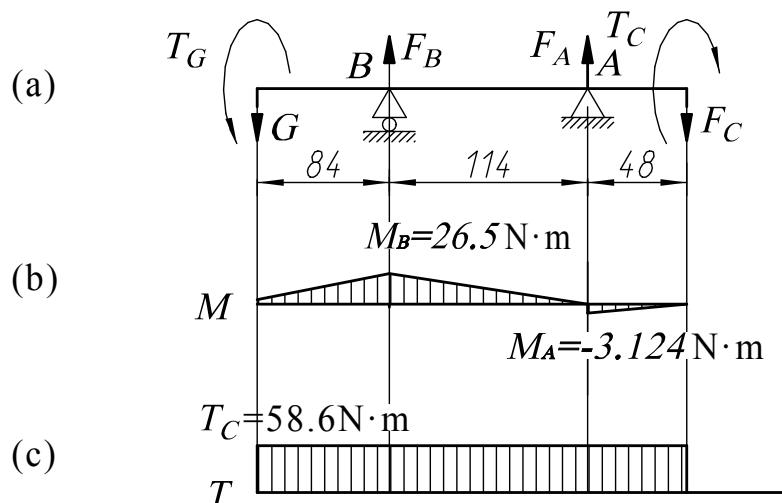


图 3.8 主轴的载荷分析图

图 3.8 中数据的计算过程如下：

由上述杆臂设受力分析分内容可知， $F_C=552.3\text{N}$ 。

由材料力学^[8]，当 $\Sigma M_A=0$ 时，有

$$F_C \times 0.048 + G \times 0.198 + F_B \times 0.114 = 0 \quad (3.6 \cdot 4)$$

解得：

$$F_B = \frac{F_C \times 0.048 + G \times 0.198}{0.114} = \frac{552.3 \times 0.048 + 35.5 \times 0.198}{0.114} \text{N} = 295.45\text{N} \quad (3.6 \cdot 5)$$

$\Sigma F_v=0$ 时，有 $F_A + F_B = F_C + G$

$$\text{解得： } F_A = F_C + G - F_B = 552.3 + 35.5 - 295.45 = 262.3\text{N} \quad (3.6 \cdot 6)$$

从而可计算得：

$$M_A = F_C \times 0.048 = 552.3 \times 0.048 \text{ N}\cdot\text{m} = 26.5 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (3.6 \cdot 7)$$

$$M_B = -G \times 0.084 = -35.5 \times 0.084 \text{ N}\cdot\text{m} = -3.124 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (3.6 \cdot 8)$$

4. 按弯扭合成应力校核轴的强度

进行校核时，通常只需要校核轴上承受最大弯矩和扭矩的截面（摇杆所在位置）。根据式(15—5)及弯矩计算的数据，以及轴单向旋转，扭转切应力为脉动循环变应力，取 $\alpha=0.6$ ，轴的计算应力

$$\sigma_{ca} = \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T_c)^2}}{W} = \frac{\sqrt{26500^2 + (0.6 \times 58600)^2}}{0.1 \times 25^3} \text{ MPa} = 28.18 \text{ MPa} \quad (3.6 \cdot 9)$$

前已选定轴的材料为 45 钢，调质处理，由表 15—1 查得 $[\sigma_{-1}]=60\text{MPa}$ 。因此 $\sigma_{ca} < [\sigma_{-1}]$ ，故安全。

3.7 四杆机构截面尺寸设计

1. 摆杆截面尺寸设计

取图 3.5 的揆杆作研究对象, 受力图和弯矩图如下图:

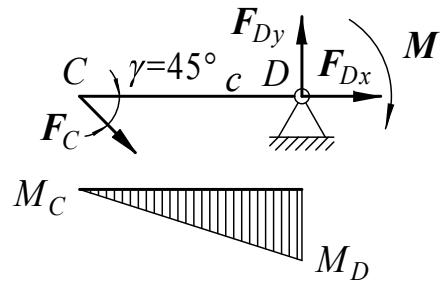


图 3.9 摆杆受力图和弯矩图

图 3.9 中, M 和 F_C 的值已经在前面计算出, F_{Dy} 和 F_{Dx} 为 D 点的约束反力。弯矩图中的 $M_d=M=26.5\text{N}\cdot\text{m}$ 。根据等强度设计原则设计出揆杆的外形图:

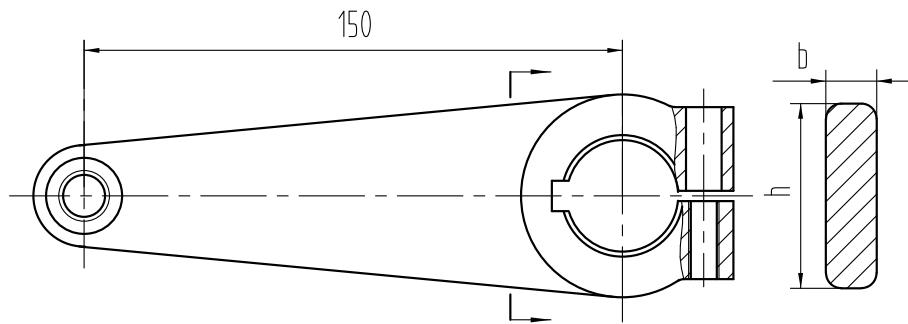


图 3.10 摆杆外形图

由《材料力学》^[8], 梁的弯曲强度条件为

$$\sigma_{\max} = \frac{|M_{\sigma}|_{\max}}{W} \leq [\sigma] \quad (3.7 \cdot 1)$$

当梁横截面为矩形时,

$$W = \frac{bh^2}{6}, \quad (3.7 \cdot 2)$$

图 3.10 中横截面位置接近大端孔中心 d 点, 取其弯矩为 $M_{\sigma}=M=26.5\text{N}\cdot\text{m}$; 摆杆材料取 zG230-450, 由文献[9], 需用应力 $[\sigma]=85\text{MPa}$, 则

$$\sigma_{\max} = \frac{|M_{\sigma}|_{\max}}{W} = \frac{|M_{\sigma}|_{\max}}{\frac{bh^2}{6}} \leq [\sigma] \quad (3.7 \cdot 3)$$

$$bh^2 \geq \frac{6 \times |M_{\sigma}|_{\max}}{[\sigma]} = \frac{6 \times 26.5}{85 \times 10^6} \text{m}^3 = 1.87 \times 10^{-6} \text{m}^3 = 1870 \text{mm}^3 \quad (3.7 \cdot 4)$$

$$\text{取 } b=10 \text{mm, 则 } h \geq \sqrt{\frac{1870}{b}} = \sqrt{\frac{1870}{10}} \text{mm} = 13.67 \text{mm}$$

2. 连杆截面尺寸设计

取图 3.5 的连杆作研究对象, 此时它为受拉的二力杆, 拉力的方向与 \mathbf{F}_C 相反, 大小与 \mathbf{F}_C 相等。根据图 2 的关节轴承, 选连杆形状为圆杆, 材料牌号取 Q235, 由《材料力学》^[8] 可知强度条件为

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F_C}{\frac{\pi}{4}d^2} \leq [\sigma] \quad (3.7 \cdot 5)$$

取许用应力 $[\sigma]=120 \text{MPa}$, 则有

$$d \geq \sqrt{\frac{4F_C}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 446.4}{\pi \times 120 \times 10^6}} \text{m} = 0.0022 \text{m} = 2.2 \text{mm} \quad (3.7 \cdot 6)$$

考虑到压杆额稳定性, 取连杆圆柱部分直径为 14mm, 两端的螺纹为 M10, 与 PHSA12 型关节轴承旋配。

3. 曲柄截面尺寸设计

取图 3.5 的摇杆作研究对象, 受力图和弯矩图如下图:

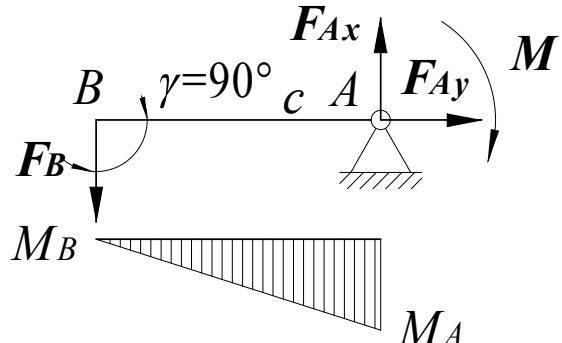


图 3.11 摆杆受力图和弯矩图

图 3.11 中, $\mathbf{F}_B = \mathbf{F}_C$, \mathbf{F}_C 的值已经在前面计算出, \mathbf{F}_{Ay} 和 F_{Ax} 为 A 点的约束反力。弯矩图中的 $M_B=55.368 \text{N}\cdot\text{m}$ 。根据等强度设计原则设计出摇杆的外形图:

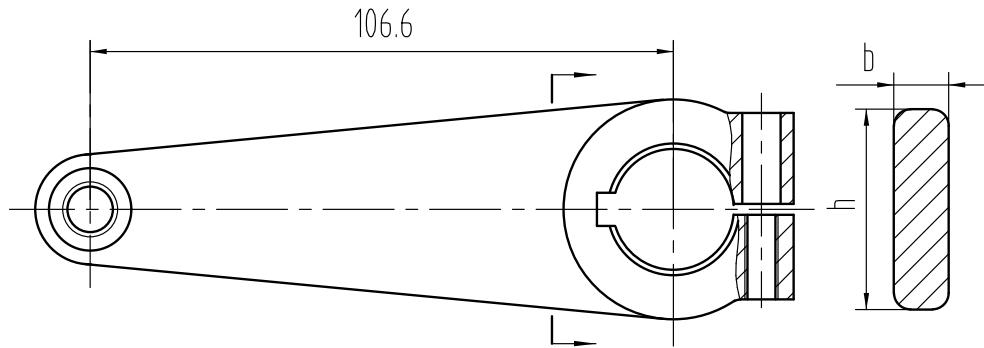


图 3.12 曲柄的外形图

由《材料力学》^[8], 梁的弯曲强度条件为

$$\sigma_{\max} = \frac{|M_{\sigma}|_{\max}}{W} \leq [\sigma] \quad (3.7 \cdot 7)$$

$$\text{当梁横截面为矩形时, } W = \frac{bh^2}{6}, \quad (3.7 \cdot 8)$$

图 3.7·5 中横截面位置接近大端孔中心 D 点, 取其弯矩为 $M_{\sigma}=55.368\text{N}\cdot\text{m}$; 摆杆材料取 zG230-450, 由文献[9], 需用应力 $[\sigma]=85\text{MPa}$, 则

$$\sigma_{\max} = \frac{|M_{\sigma}|_{\max}}{W} = \frac{|M_{\sigma}|_{\max}}{\frac{bh^2}{6}} \leq [\sigma] \quad (3.7 \cdot 9)$$

$$\begin{aligned} bh^2 &\geq \frac{6 \times |M_{\sigma}|_{\max}}{[\sigma]} \\ &= \frac{6 \times 55.368}{85 \times 10^6} \text{m}^3 \\ &= 3.9 \times 10^{-6} \text{m}^3 = 3900\text{mm}^3 \end{aligned} \quad (3.7 \cdot 10)$$

$$\text{取 } b=10\text{mm, 则 } h \geq \sqrt{\frac{1870}{b}} = \sqrt{\frac{3900}{10}} \text{mm} = 19.74\text{mm}$$

3.8 齿轮传动系统的设计与校核

3.8.1 齿轮传动的工作原理

齿轮减速机的工作原理: 就是利用各级齿轮传动来达到降低速度增大扭矩的目的. 减速器是由各级齿轮副组成的传动设备, 把内燃机、电动机或者其它高速运转的动力通过减速机的高速输入轴上的少齿数的齿轮通过齿轮啮合低速输出轴上的多齿数的齿轮从而达到减速增大扭矩的目的! 而使用减速机最终目的不外乎有以下几种: 动力传递、获得某一恒定速度以及. 获得较大扭矩。

3.8.2 齿轮传动系统的传动比计算

传动系统的运动和动力参数

1、 计算总传动比：

电机电机额定转速： $n_M = 1440 \text{ r/min}$

$$i_a = \frac{n_M}{n_w} = \frac{1440 \text{ r/min}}{12 \text{ r/min}} = 116.7 \quad (3.8.2 \cdot 1)$$

2、 分配减速器的各级传动比：在蜗杆传动比范围内取 $i_1 = 31.5$ ，

$$\text{故齿轮传动比 } i_2 = i_a / i_1 = 1.5 = 3.7, \quad (3.8.2 \cdot 2)$$

符合齿轮传动比的推荐值范围 $i_2 = 3 \sim 6$

3、 计算传动装置的运动和动力参数

a、 计算各轴转速

$$1 \text{ 轴: } n_1 = n_M = 1440 \text{ r/min} \quad (3.8.2 \cdot 3)$$

$$2 \text{ 轴: } n_2 = \frac{n_1}{i_1} = \frac{1440 \text{ r/min}}{31.5} = 44.4 \text{ r/min} \quad (3.8.2 \cdot 4)$$

$$3 \text{ 轴: } n_3 = \frac{n_2}{i_2} = \frac{44.4 \text{ r/min}}{3.7} = 12 \text{ r/min} \quad (3.8.2 \cdot 5)$$

b、 计算各轴输入功率

$$P_m = 120 \text{ W}$$

$$1 \text{ 轴: } p_1 = p_2 \times \eta_1 \times \eta_4 = 0.120 \times 0.99 \text{ kW} = 0.119 \text{ kW} \quad (3.8.2 \cdot 6)$$

$$2 \text{ 轴: } p_2 = p_1 \times \eta_4 \times \eta_2 = 0.119 \times 0.99 \times 0.7 \text{ kW} = 0.082 \text{ kW} \quad (3.8.2 \cdot 7)$$

$$3 \text{ 轴: } p_3 = p_2 \times \eta_4 \times \eta_3 = 0.082 \times 0.99 \times 0.97 \text{ kW} = 0.057 \text{ kW} \quad (3.8.2 \cdot 8)$$

c、 计算各轴输入转矩电动机输出转矩

$$T_d = 9550 \frac{P_d}{n_M} = 9550 \times \frac{0.12}{1440} \text{ N} \cdot \text{m} = 0.79 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.8.2 \cdot 9)$$

$$1 \text{ 轴: } T_1 = T_d \cdot \eta_{\text{联}} = 0.79 \times 0.99 \text{ N} \cdot \text{m} = 0.782 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.8.2 \cdot 10)$$

$$2 \text{ 轴: } T_2 = T_1 \cdot \eta_{\text{承}} \cdot \eta_{\text{蜗}} \cdot i_1 = 0.782 \times 0.99 \times 0.7 \times 31.5 \text{ N} \cdot \text{m} = 17.1 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.8.2 \cdot 11)$$

$$3 \text{ 轴: } T_3 = T_2 \cdot \eta_{\text{承}} \cdot \eta_{\text{齿}} \cdot i_2 = 17.1 \times 0.99 \times 0.97 \times 3.7 \text{ N} \cdot \text{m} = 60.75 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.8.2 \cdot 12)$$

表 3.1 动力参数表

轴名	功率 P/kW		转矩 $T/N\cdot m$		转速 n	传动比	效率
	输入	输出	输入	输出	r/min	i	
电机轴		0.12		0.79	1440		
1轴	0.119		0.782		1440	1	0.99
2轴	0.082		17.1		44.4	31.5	0.69
3轴	0.57		60.75		12	3.7	0.96

3.8.3 齿轮传动系统齿轮的计算

1、 齿轮设计^[6]

斜齿轮啮合好，传动平稳，噪声小，且可以抵消一部分蜗杆的轴向力，降低轴承轴向负荷，故选用斜齿轮，批量较小，小齿轮用 40Cr，调质处理，硬度 250HB~280HB，平均取 260HB，大齿轮用 45 钢，调质处理，硬度为 230HB~280HB，平均取 240HB。计算步骤如下：

初选小齿轮齿数 $z_1=17$ ，大齿轮齿数 $z_2=63$

初选螺旋角 $\beta=14^\circ$

压力角 $\alpha=20^\circ$

(1) 按齿面接触疲劳强度设计

根据下面的公式试计算小齿轮的分度圆直径：

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2K_{Ht}T_2}{\phi_d} \cdot \frac{i_2+1}{i_2} \cdot \left(\frac{Z_E Z_H Z_\epsilon Z_\beta}{[\sigma_H]} \right)^2} \quad (3.8.3-1)$$

1) 确定上式中的各个参数

试适当选取 $K_{Ht}=1.3$ 。

由上可知小齿轮传递的转矩为 $T_2 = 17.1N\cdot m = 17100N\cdot mm$

查表 10-7，可以选齿宽系数取为 $\phi_d=1$

查图 10-20，可以得到区域系数为 $Z_H=2.433$ 。

查表 10-5,得到的材料的弹性影响系数为 $Z_E = 189.8MPa^{\frac{1}{2}}$ 。

接触疲劳强度计算重合度系数为 Z_ϵ

$$\begin{aligned}
\alpha_1 &= \arctan(\tan \alpha_n / \cos \beta) = \arctan(\tan 20^\circ / \cos 14^\circ) = 20.562^\circ \\
\alpha_{at1} &= \arccos[z_1 \cos \alpha_1 / (z_1 + 2h_{an}^* \cos \beta)] = \arccos[17 \times \cos 20.562^\circ / (17 + 2 \times 1 \times \cos 14^\circ)] = 32.8^\circ \\
\alpha_{at2} &= \arccos[z_2 \cos \alpha_1 / (z_2 + 2h_{an}^* \cos \beta)] = \arccos[63 \times \cos 20.562^\circ / (63 + 2 \times 1 \times \cos 14^\circ)] = 24.7^\circ \\
\varepsilon_\alpha &= \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan \alpha_{at1} - \tan \alpha) + z_2(\tan \alpha_{at2} - \tan \alpha)] \\
&= \frac{1}{2\pi} [17 \times (\tan 29.974^\circ - \tan 20^\circ) + 63 \times (\tan 23.6^\circ - \tan 20^\circ)] \\
&\approx 1.721
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\varepsilon_\beta &= \phi_d z_1 \tan \beta / \pi = 1 \times 17 \times \tan(14^\circ) / \pi = 1.35 \\
Z_\varepsilon &= \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{4 - 1.721}{3} (1 - 1.35) + \frac{1.35}{1.721}} \approx 0.7 \\
Z_\beta &= \sqrt{\cos \beta} = \sqrt{\cos 14^\circ} = 0.985
\end{aligned}$$

接触疲劳许用应力为 $[\sigma_H]$ 。查图 10-25d 得到的小齿轮及大齿轮接触疲劳极限各为

$$\sigma_{Hlim1} = 600 \text{ MPa}, \quad \sigma_{Hlim2} = 550 \text{ MPa}$$

应力循环次数由要求均可知: $N_1 \geq 1500000$, $N_2 \geq 1500000$ 。查图 10-23, 得到的接触疲劳寿命系数为 $K_{HN1}=0.9$, $K_{HN2}=0.95$ 。选失效的可能性等于 1%, 安全系数等于 $S=1$ 。可算得

$$\begin{aligned}
[\sigma_H]_1 &= \frac{K_{HN1} \cdot \sigma_{Hlim1}}{S} = \frac{0.9 \times 600}{1} \text{ MPa} = 540 \text{ MPa} \\
[\sigma_H]_2 &= \frac{K_{HN2} \cdot \sigma_{Hlim2}}{S} = \frac{0.95 \times 550}{1} \text{ MPa} = 523 \text{ MPa}
\end{aligned}$$

应取两齿轮中较小的接触疲劳许用应力, 故

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_2 = 523 \text{ MPa}$$

2) 带入以上数据可得小齿轮的分度圆直径

$$\begin{aligned}
d_{1t} &\geq \sqrt[3]{\frac{2K_{Ht}T_2 \cdot i_2 + 1}{\phi_d} \cdot \left(\frac{Z_\beta Z_E Z_H Z_\varepsilon}{[\sigma_H]} \right)^2} \\
&= \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.3 \times 17100}{1} \cdot \frac{3.7 + 1}{3.7} \cdot \left(\frac{0.985 \times 189.8 \times 2.433 \times 0.7}{523} \right)^2} \approx 27.5 \text{ mm}
\end{aligned} \tag{3.8.3-2}$$

调整小齿轮的分度圆直径

3) 计算实际载荷系数前数据的准备

已知小齿轮的分度圆直径和转速, 故可算得圆周速度

$$v = \frac{\pi d_{1t} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 27.5 \times 44.4}{60 \times 1000} \text{ m/s} \approx 0.063 \text{ m/s} \tag{3.8.3-3}$$

$$\text{齿轮宽度, 可算得 } b = \phi_d d_{1t} = 1 \times 27.5 \text{ mm} = 27.5 \text{ mm.} \quad (3.8.3 \cdot 4)$$

4) 实际载荷系数的计算 K_H 。

查表 10-2, 查取使用系数 $K_A=1$ 。根据速度 $v=0.058 \text{ m/s}$ 和 7 级精度, 查图 10-8, 得动载荷系数为 $K_v=1.12$ 。齿轮圆周力:

$$F_{1t} = \frac{2T_2}{d_{1t}} = \frac{2 \times 17100}{27.5} \text{ N} = 1243.6 \text{ N} \quad (3.8.3 \cdot 5)$$

$$\frac{K_A F_{1t}}{b} = \frac{1 \times 1346.45}{27.5} \text{ N/mm} \approx 45 \text{ N/mm} \leq 100 \text{ N/mm} \quad (3.8.3 \cdot 6)$$

查表 10-3, 得齿间载荷分配系数为 $K_{Ha}=1.2$ 。

查表 10-4, 根据 7 级精度, 小齿轮的相对的支撑为非对称的布置, 插值法可查得齿向载荷分布系数为 $K_{H\beta}=1.41$ 。故可算得实际载荷系数为

$$K_H = K_A K_v K_{Ha} K_{H\beta} = 1 \times 1.12 \times 1.2 \times 1.421 \approx 1.91. \quad (3.8.3 \cdot 7)$$

5) 可计算得实际的分度圆直径

$$d_1 = d_{1t} \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H}{K_{Ht}}} = 27.5 \times \sqrt[3]{\frac{1.91}{1.3}} \text{ mm} = 30.7 \text{ mm} \quad (3.8.3 \cdot 8)$$

其相对的齿轮模数为

$$m_n = \frac{d_1}{z_1} = \frac{30.7}{17} \text{ mm} = 1.805 \text{ mm} \quad (3.8.3 \cdot 9)$$

(2) 根据齿根弯曲疲劳强度设计

1) 模数的试计算

$$m_{nt} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cos^2 \beta Y_\beta K_{Ft} T_2 Y_\epsilon}{\phi_d z_2^2} \cdot \left(\frac{Y_{Fa} Y_{sa}}{[\sigma_F]} \right)} \quad (3.8.3 \cdot 10)$$

2) 确定上式中的各个参数值

可选 $K_{Ft}=1.3$

弯曲疲劳强度的重合度系数为

$$\beta_b = \arctan(\tan \beta \cos \alpha_t) = \arctan(\tan 14^\circ \cos 20.562^\circ) = 13.140^\circ$$

$$\epsilon_{av} = \epsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b = 1.721 / \cos^2 13.140 = 1.814$$

$$Y_\epsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\epsilon_a} = 0.25 + \frac{0.75}{1.721} \approx 0.663$$

计算弯曲疲劳强度的螺旋角系数 Y_β

$$Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \frac{\beta}{120} = 1 - 1.905 \times \frac{14^\circ}{120^\circ} = 0.845$$

计算 $\frac{Y_{Fa} Y_{sa}}{[\sigma_F]}$ 。

由当量齿数

$$z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta = 17 / \cos^3 14^\circ = 18.60, \quad z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta = 63 / \cos^3 14^\circ = 68.97$$

查图 10-17, 得齿形系数为 $Y_{Fa1}=2.9, Y_{Fa2}=2.25$ 。

查图 10-18, 应力修正系数为 $Y_{sa1}=1.56, Y_{sa2}=1.76$ 。

查图 10-24c, 得小齿轮与大齿轮的齿根弯曲疲劳强度为

$$\sigma_{Flim1}=500\text{MPa}, \quad \sigma_{Flim2}=380\text{MPa}.$$

查图 10-22, 得弯曲疲劳寿命系数为 $K_{FN1}=0.85, K_{FN2}=0.88$ 。

取弯曲疲劳安全系数为 $S=1.4$ 。弯曲疲劳应力为:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN1} \sigma_{Flim1}}{S} = \frac{0.85 \times 500}{1.4} \text{MPa} = 303.57 \text{MPa}$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN2} \sigma_{Flim2}}{S} = \frac{0.88 \times 380}{1.4} \text{MPa} = 238.86 \text{MPa}.$$

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.9 \times 1.6}{303.57} = 0.0149$$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.25 \times 1.76}{238.86} = 0.0166$$

因为小齿轮的数值 $\frac{Y_{Fa} Y_{sa}}{[\sigma_F]}$ 小于大齿轮的数值, 故

$$\frac{Y_{Fa} Y_{sa}}{[\sigma_F]} = \frac{Y_{Fa2} Y_{sa2}}{[\sigma_F]_2} = 0.0166$$

3) 代入上面数据到公式, 计算模数得到

$$\begin{aligned} m_{nt} &\geq \sqrt[3]{\frac{2\cos^3 \beta Y_{Fa} K_{Ft} T_2 Y_{sa}}{\phi_d z_2^2} \cdot \left(\frac{Y_{Fa} Y_{sa}}{[\sigma_F]} \right)} \\ &= \sqrt[3]{\frac{2 \times \cos^2 14^\circ \times 1.3 \times 17100 \times 0.663 \times 0.845}{1 \times 17^2} \cdot 0.0166} \text{mm} \quad (3.8.3 \cdot 11) \\ &\approx 1.09 \text{mm} \end{aligned}$$

4) 齿轮的实际模数

计算实际载荷系数前数据的准备。

圆周速度

$$d_1 = \frac{m_{nt} z_1}{\cos 14^\circ} = 1.06 \times 17 \text{mm} \approx 18.02 \text{mm} \quad (3.8.3 \cdot 12)$$

$$\text{故} \quad v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 18.02 \times 44.4}{60 \times 1000} \text{m/s} \approx 0.042 \text{m/s} \quad (3.8.3 \cdot 13)$$

$$\text{齿轮宽度} \quad b = d_1 \phi_d = 18.02 \times 1 \text{mm} = 18.02 \text{mm} \quad (3.8.3 \cdot 14)$$

计算宽高比 $\frac{b}{h}$

$$h = (2h_a^* + c^*) m_t = (2 \times 1 + 0.25) \times 1.09 \text{mm} = 2.45 \text{mm} \quad (3.8.3 \cdot 15)$$

$$\frac{b}{h} = \frac{18.02}{2.45} = 7.35 \quad (3.8.3 \cdot 16)$$

5) 计算实际载荷系数 K_F 。

根据速度 $v = 0.047\text{m/s}$ 和 7 级精度。查图 10-8, 得动载荷系数为 $K_v=1.01$ 。因为

$$F_{\text{tl}} = \frac{2T_2}{d_1} = \frac{2 \times 17100}{18.02} \text{N} \approx 1897.34 \text{N} \quad (3.8.3 \cdot 17)$$

$$\frac{K_A F_{\text{tl}}}{b} = \frac{1 \times 1897.34}{18.02} \approx 104.3 \text{N/mm} \geq 100 \text{N/mm} \quad (3.8.3 \cdot 18)$$

查表 10-3, 可得到齿间载荷分配系数为 $K_{F\alpha}=1.2$ 。

查表 10-4, 选择插值法, 得到 $K_{H\beta}=1.417$, 并结合宽高比 $\frac{b}{h}=7.35$, 查找图 10-13, 得到 $K_{F\beta}=1.36$ 。

所以载荷系数为

$$K_F = K_A K_v K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1 \times 1.01 \times 1.2 \times 1.36 = 1.648 \quad (3.8.3 \cdot 19)$$

6) 计算得到实际的齿轮模数

$$m_n = m_t \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F}{K_{Ft}}} = 1.06 \times \sqrt[3]{\frac{1.89}{1.3}} \text{mm} = 1.247 \text{mm} \quad (3.8.3 \cdot 20)$$

对比齿面接触疲劳强度设计和齿根弯曲疲劳强度计算的结果, 由齿面接触疲劳强度的计算模数大于齿根弯曲疲劳强度的计算模数, 因为齿轮模数 m 的数值主要决定于弯曲疲劳强度, 而齿面接触疲劳强度所决定承载能力, 仅仅与齿轮直径有关系, 可以取以弯曲疲劳强度计算得到模数为 1.247mm。并且就近圆整到标准值为 $m=1.5$, 根据接触疲劳强度计算得到分度圆直径为 $d_1=30.3\text{mm}$ 。计算得出小齿轮齿数为

$$z_1 = \frac{d_1 \cos \beta}{m_n} = \frac{30.7 \cos 14^\circ}{1.5} = 19.8 \quad (3.8.3 \cdot 21)$$

取 $z_1=20$, 则大齿轮齿数为

$$z_2 = i_2 z_1 = 3.7 \times 20 = 74 \quad (3.8.3 \cdot 22)$$

取 $z_2=74$ 两齿轮齿数互质。

这样设计的齿轮传动, 既能满足齿面接触疲劳强度, 又能满足齿根弯曲的疲劳强度, 并且做到了结构紧凑、避免浪费。

(3) 几何尺寸的计算

1) 计算中心距为

$$a = \frac{(z_1 + z_2) m_n}{2 \cos \beta} = \frac{(20 + 74) \times 1.5}{2 \cos 14^\circ} \text{mm} = 72.66 \text{mm} \quad (3.8.3 \cdot 23)$$

2) 计算小、大齿轮分度圆直径

$$d_1 = \frac{z_1 \times m_n}{\cos \beta} = \frac{20 \times 1.5}{\cos 14^\circ} \text{mm} = 31 \text{mm}$$

$$d_2 = \frac{z_2 \times m_n}{\cos \beta} = \frac{74 \times 1.5}{\cos 14^\circ} \text{mm} = 114 \text{mm} \quad (3.8.3 \cdot 24)$$

计算齿轮的宽度为 $b = d_1 \phi_d = 31.5 \times 1 \text{mm} = 31 \text{mm}$ $(3.8.3 \cdot 25)$

考虑到不可避免安装误差, 以及保证设计的齿宽 b 和能节省材料等, 一般可以

将小齿轮稍微加宽了 (5~10) mm, 故

$$b_{1\min} = b + (5 \sim 10) = 31.5 + (5 \sim 10) \text{mm} = 36.5 \sim 41.5 \text{mm} \quad (3.8.3 \cdot 26)$$

选取取 $b_1=37 \text{mm}$, 而使得大齿轮齿宽等于设计的齿宽, 故 $b_2=b=32 \text{mm}$ 。

(5) 主要设计结论

模数为 $m=1.5 \text{mm}$; 压力角为 $\alpha=20^\circ$; 中心距为 $a=72.66 \text{mm}$; 小齿轮的齿数为 $z_1=20$, 齿宽为 $b_1=37 \text{mm}$, 分度圆直径为 $d_1=31.5 \text{mm}$, 选用的小齿轮材料为 40Cr (调质处理), 齿面的硬度大小为 280HBS; 大齿轮的齿数为 $z_2=74$, 齿宽为 $b_2=32 \text{mm}$, 分度圆的直径为 $d_2=114 \text{mm}$, 大齿轮的材料为 45 钢 (调质处理), 齿面的硬度大小为 240HBS。两齿轮均按 7 级精度等级

(6) 齿轮的结构设计

齿轮结构可以大概分成整体式, 腹板式, 以及轮辐式。本设计的内容包括选择相应的齿轮结构形式和确定几何的尺寸。一般可以先由小齿轮的大小, 加工方法, 材料, 以及使用要求和经济性等等, 以此类因素选择合适的齿轮的结构, 然后, 再由经验得公式计算得到齿轮的结构尺寸。参考§10-9 齿轮的结构设计可知, 当齿顶圆直径为 $d_a \leq 160 \text{mm}$ 时, 可做成相应的实心式齿轮。当齿顶圆的直径为 $d_a \leq 500 \text{mm}$ 时, 可以做成相应的腹板式齿轮。由小齿轮的分度圆直径为 $d_1=31 \text{mm}$, 可知

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a = d_1 + 2m = 31 + 2 \times 1.5 \text{mm} = 34 \text{mm} \leq 160 \text{mm}.$$

小齿轮可采用的实心式的齿轮

2、蜗轮蜗杆设计^[6]

查 GB/T 10085, 考虑蜗杆传动功率不大, 速度只是中等, 故蜗杆用 45 钢, 因希望提高效率, 耐磨性好, 故蜗杆螺旋齿要求淬火, 表面硬度达到 45-55HRC, 蜗轮采用青铜 ZCuSn10P1 沙型铸造, 计算步骤如下:

(1) 按齿面的接触疲劳强度进行设计

按闭式的蜗杆传动的设计基本准则, 先由齿面接触疲劳强度来设计, 然后校核齿根弯曲疲劳强度

$$m^2 d_1 \geq K T_2 \left(\frac{480}{z_2 [\sigma_H]} \right)^2 \quad (3.8.3 \cdot 30)$$

1) 由上已知蜗轮上的转矩

$$T_2 \approx 17.127 \text{N} \cdot \text{m}$$

2) 载荷系数 K 。由于工作时候频繁起停, 所以载荷不够稳定, 因此取值的载荷分布不均系数为 $K_B=1.1$; 查表 11-5, 选取的使用系数为 $K_A=1.15$; 因为转速不高等, 所以取值的动载系数为 $K_V=1.05$, 可以计算出

$$K = K_A K_B K_V = 1.1 \times 1.15 \times 1.05 = 1.33$$

3) 选用的弹性影响系数为 Z_E 。因为选用铸锡磷青铜蜗轮和钢蜗杆的配合使用, 所以 $Z_E = 160 \text{ MPa}^{\frac{1}{2}}$ 。

4) 蜗轮齿数的确定, 因选用单头蜗杆, 所以 $z_1=1$, 所以

$$z_2 = z_1 \times i_1 = 1 \times 31.5 = 31.5。$$

圆整为 $z_2=31$ 。

5) 许用接触应力 $[\sigma_H]$ 的计算。按照蜗轮的材料为铸锡磷青铜, 并且是金属模铸造, 由此, 蜗杆的螺旋齿面硬度为 $> 45 \text{ HRC}$, 查表 11-7, 得蜗轮的基本接触许用应力为 $[\sigma_H] = 268 \text{ MPa}$ 。

由电动的栏杆工作中设计任务书要求可知, 应力循环的次数为 $N=1500000$ 。所以寿命系数为

$$K_{HN} = \sqrt[8]{\frac{10^6}{N}} = \sqrt[8]{\frac{10^6}{1.5 \times 10^6}} = 0.95$$

则可以计算得到许用接触应力

$$[\sigma_H] = [\sigma_H] \cdot K_{HN} = 268 \times 0.95 \text{ MPa} = 254.6 \text{ MPa}$$

6) 可计算 $m^2 d_1$ 的最小值

$$\begin{aligned} m^2 d_1 &\geq K T_2 \left(\frac{480}{z_2 [\sigma_H]} \right)^2 \\ &= 1.33 \times 17100 \times \left(\frac{480}{31 \times 254.6} \right)^2 \text{ mm}^3 \quad (3.8.3-31) \\ &\approx 84.12 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

因为 $z_1=1$, 查表 11-2, 可取模数为 $m=2 \text{ mm}$, 从而可以查出蜗杆的分度圆直径 $d_1=22.4 \text{ mm}$ 。分度圆导程角 $\gamma=5^\circ 06'08''$, 即 $\gamma \approx 5.102^\circ$ 。计算

$$d_2 = m z_2 = 2 \times 31 \text{ mm} = 62 \text{ mm} \quad (3.8.3-32)$$

(2) 蜗杆参数

$$\text{中心距} \quad a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{22.4 + 62}{2} \text{ mm} = 42.2 \text{ mm} \quad (3.8.3-33)$$

$$\text{轴向齿距为} \quad P_a = \pi m \approx 3.14 \times 2 \text{ mm} = 6.28 \text{ mm} \quad (3.8.3-34)$$

$$\text{直径系数为} \quad q = \frac{d_1}{m} = \frac{22.4}{2} = 11.2 \quad (3.8.3-35)$$

$$\text{齿顶圆直径为} \quad d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = d_1 + 2m = 22.4 + 2 \times 2 \text{ mm} = 26.4 \text{ mm} \quad (3.8.3-36)$$

$$\text{齿根圆直径为} \quad d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = d_1 - 2 \times 1.2m = 22.4 - 2 \times 1.2 \times 2 \text{ mm} = 17.6 \text{ mm} \quad (3.8.3-37)$$

$$\text{分度圆导程角为} \quad \gamma = 5^\circ 06'08'' \quad (3.8.3-38)$$

轴向齿厚为

$$s_a = \frac{\pi m}{2} = \frac{3.14 \times 2}{2} = 3.14 \text{mm} \quad (3.8.3 \cdot 39)$$

查表 11-4, 并结合 $m=2\text{mm} < 10\text{mm}$ 。可以算出蜗杆齿宽

$$b_1 \geq (11 + 0.06z_2) \cdot m + 25 = (11 + 0.06 \times 31) \times 2 + 25 \text{mm} = 50.72 \text{mm} \quad (3.8.3 \cdot 40)$$

根据计算的数据可以求得实际应当取 $b_1 = 51\text{mm}$ 。

(3) 涡轮的参数

分度圆直径为

$$d_2 = m z_2 = 2 \times 31 \text{mm} = 62 \text{mm} \quad (3.8.3 \cdot 41)$$

蜗轮宽度

$$B \leq 0.75d_{a1} = 0.75 \times 26.4 \text{mm} = 19.8 \text{mm} \quad (3.8.3 \cdot 42)$$

喉圆直径为

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = d_2 + 2m = 62 + 2 \times 2 \text{mm} = 66 \text{mm} \quad (3.8.3 \cdot 43)$$

齿根圆直径为

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = d_2 - 2 \times 1.2m = 62 - 2 \times 1.2 \times 2 \text{mm} = 57.2 \text{mm} \quad (3.8.3 \cdot 44)$$

齿顶圆直径为

$$d_{e2} \leq d_{a2} + 2m = 66 + 2 \times 2 \text{mm} = 70 \text{mm} \quad (3.8.3 \cdot 45)$$

咽喉母圆半径为

$$r_{g2} = a - \frac{d_{a2}}{2} = 42.2 - \frac{66}{2} \text{mm} = 9.2 \text{mm} \quad (3.8.3 \cdot 46)$$

(4) 校核齿根弯曲疲劳强度

$$\sigma_F = \frac{1.53KT_2}{d_1 d_2 m} Y_{Fa2} Y_\beta \leq [\sigma_F] \quad (3.8.3 \cdot 47)$$

当量齿数为

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{31}{\cos^3 5.102^\circ} \approx 31.371 \quad (3.8.3 \cdot 48)$$

已知 $z_{v2} = 31.371$, 在图 11-17 中, 可查得到齿形系数为 $Y_{Fa2}=2.5$;

螺旋角系数为

$$Y_\beta = 1 - \frac{\gamma}{140^\circ} = 1 - \frac{5.102^\circ}{140^\circ} \approx 0.964 \quad (3.8.3 \cdot 49)$$

许用弯曲应力为

$$[\sigma_F] = [\sigma_F] \cdot K_{FN} \quad (3.8.3 \cdot 50)$$

查表 11-8 得, 用铸锡磷青铜制造蜗轮基本许用弯曲应力为 $[\sigma_F]=56\text{MPa}$

寿命系数为

$$Y_{FN} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{1.5 \times 10^6}} = 0.956 \quad (3.8.3 \cdot 51)$$

可以得出

$$[\sigma_F] = [\sigma_F] \cdot K_{FN} = 56 \times 0.956 \text{MPa} = 53.536 \text{MPa} \quad (3.8.3 \cdot 52)$$

将上述参数代入公式

$$\begin{aligned}
 \sigma_F &= \frac{1.53KT_2}{d_1d_2m} Y_{Fa2} Y_{\beta} \\
 &= \frac{1.53 \times 1.33 \times 17100}{22.4 \times 62 \times 2} \times 2.5 \times 0.964 \text{ MPa} \\
 &\approx 30.19 \text{ MPa} \leq 53.536 \text{ MPa}
 \end{aligned} \tag{3.8.3-53}$$

满足弯曲疲劳强度。

从设计的蜗杆的传动是作为动力的传动的功能而进行设计, GB/T 10089-1988 中, 根据电动的栏杆机的工作的要求的选择的圆柱的蜗杆、蜗轮的精度可以选 7 级精度, 选择侧隙的种类可以是 f, 因此标注是 7f。

(5) 主要设计的结论

模数 $m=2\text{mm}$; 分度圆导程角为 $\gamma=5^{\circ}06'08''$ 。蜗杆直径为 $d_1=22.4\text{mm}$; 蜗杆头数为 $z_1=1$; 蜗轮材料为 45 钢, 齿面进行淬火; 蜗轮直径为 $d_2=62$; 蜗轮齿数为 $z_2=31$; 蜗轮材料为 ZCuSn10P1, 应用金属模铸造。

(6) 蜗杆和蜗轮的结构设计

参看§11-6。由于蜗杆的螺旋的部分的直径一般不大, 所以常常和轴一起做成为一个整体。结构的形式可以见图 11-22 所示。蜗轮的结构形式有齿圈式, 螺栓连接式, 整体浇筑式, 以及拼铸式等。因为整体式适用于较小的尺寸的青铜的蜗轮或者铸铁蜗轮。制造也最为简单, 且能满足本设计的要求。所以蜗轮的结构的设计的尺寸见图 11-23c。

蜗轮

$$C \approx 1.5m = 1.5 \times 2 = 3\text{mm} \tag{3.8.3-54}$$

其它基本尺寸由上已求出。

3.8.4 齿轮传动系统轴的计算校核

1、 蜗杆轴的设计^[6]

(1) 求输出轴上的功率、转速和转矩

在计算电动机的时候已求出数据: 蜗杆轴和蜗轮轴上的功率为 $P_1=0.119\text{kw}$, 功率为 $P_2=0.082\text{kw}$, 转速为 $n_1=1440\text{r/min}$, 转速为 $n_2=44.4\text{r/min}$ 和转矩为 $T_1=0.782\text{N}\cdot\text{m}$ 和转矩为 $T_2=17.1\text{N}\cdot\text{m}$ 。

(2) 求作用在蜗杆上的力

已知蜗杆和蜗轮转矩和分度圆直径以及分度圆导程角。可算得

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 782}{22.4} \text{ N} \approx 69.82 \text{ N} \tag{3.8.4-1}$$

$$F_{a1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \times 17100}{62} \text{ N} \approx 551.6 \text{ N} \quad (3.8.4 \cdot 2)$$

$$F_{rl} = F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha = 450 \times \tan 5.112^\circ \text{ N} \approx 49.3 \text{ N} \quad (3.8.4 \cdot 3)$$

上式中, F_t 是指圆周力, F_a 是指轴向力, F_r 是指径向力

(3) 初步确定轴的最小直径

试算蜗杆轴最小直径, 因为选用的蜗杆轴的材料 45 钢, 经过调质处理, 使其力学的性能满足使用的要求。查表 15-3, 可取 $A_0=110$, 所以:

$$d_{1\min} \geq A_0 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = 110 \times \sqrt[3]{\frac{0.119}{1400}} \text{ mm} = 4.92 \text{ mm} \quad (3.8.4 \cdot 4)$$

(4) 轴的结构设计

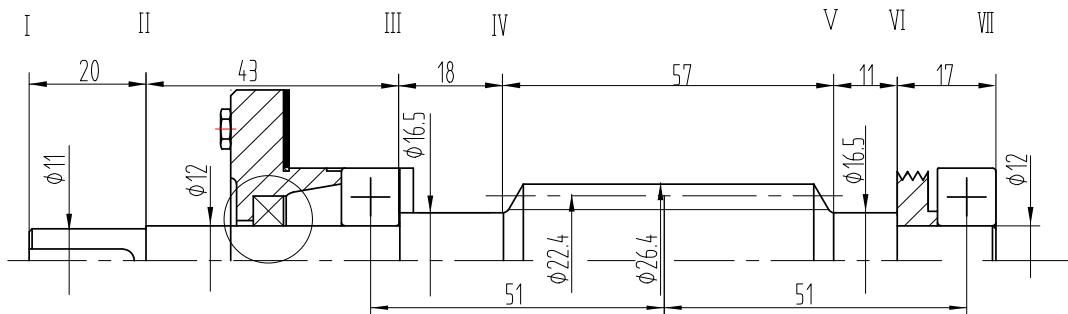


图3.13 蜗杆轴结构图

①蜗杆的轴最小的直径显然应该是安装在联轴器处的轴直径为 d_{1-II} , 为了使得所选轴的直径 d_{1-II} 和联轴器孔径出现相适应的现象, 故需要同时也选择联轴器的型号。

联轴器计算转矩为 $T_{ca} = K_A T_1$, 可查取表 14-1 中数值, 并考虑到转矩的变化非常小, 因此可以取 $K_A=1.3$ 。即可以得出联轴器的转矩

$$T_{ca} = K_A T_1 = 1.3 \times 782 = 1016.6 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3.8.4 \cdot 5)$$

根据计算的转矩值为 T_{ca} , 应该比联轴器的公称转矩要小。查标准 GB/T 5843-2003, 选用 GY1 型号的凸缘联轴器, 公称的转矩等于 2500N·mm, 半联轴器的孔径为 $d_1=11 \text{ mm}$, 所以可以选取的轴的直径为 $d_{1-II}=11 \text{ mm}$, 半联轴器轴孔的长度为 $L_1=22 \text{ mm}$, 联轴器的总长度 $L_0=58 \text{ mm}$, $l_{1-II}=20 \text{ mm}$

根据轴向的定位要求, 确定轴上各段的直径与长度

②为了保证半联轴器轴向的定位的要求, 因此, I - II 段的右端需要设计一个轴肩来定位, 故取 II - III 段的直径为 $d_{II-III}=12 \text{ mm}$ 。由于轴承 7201AC、密封圈和轴承端盖的选择需要所以 $l_{II-III}=43 \text{ mm}$

③对轴承的定位故对蜗杆齿在两轴承中间位置，而且轴承右端需要设计一个轴肩定位故取为 $d_{III-IV}=d_{V-VI}=16.5$, $l_{III-IV}=18\text{mm}$, $l_{V-VI}=11$ 。

④由于蜗杆齿宽取 $b_1=51\text{mm}$, 加上倒角的长度所以取 $l_{IV-V}=57\text{mm}$

⑤考虑右端轴承和挡油环的厚度 $d_{VI-VII}=12$, $l_{VI-VII}=17$

半联轴器和轴周向定位，采用普通平键的连接。由 $d_{I-II}=11$, 可以查表 6-1, 得平键的截面 $b \times h = 4\text{mm} \times 4\text{mm}$, 因为 $l_{I-II}=20\text{mm}$, 所以键的长度可取为 $l=18\text{mm}$ 。

(5) 求轴上的载荷

可以按照 11-22a 所示。在确定轴承支点时可近视取为轴承宽度中心。因为轴承关于蜗杆的螺旋的部分对称，两轴的承支点之间的距离: $L=102\text{mm}$

表 3.2 载荷数据表

载荷种类	水平面 H	垂直面 V
支反力	$F_{NH1}=F_{NH2}=34.91\text{N}$	$F_{NV1}=85.2\text{N}$ $F_{NV2}=-35.9\text{N}$
弯矩大小 M	$M_H=1779.9\text{N}\cdot\text{mm}$	$M_{V1}=4345.2\text{N}\cdot\text{mm}$ $M_{V2}=-1830.9\text{N}\cdot\text{mm}$
总弯矩大小 M	$M_1 = \sqrt{M_H^2 + M_{V1}^2} = \sqrt{1779.9^2 + 4345.2^2} = 4695.6\text{N}\cdot\text{mm}$ $M_2 = \sqrt{M_H^2 + M_{V2}^2} = \sqrt{1779.9^2 + 1830.9^2} = 2553.4\text{N}\cdot\text{mm}$	
扭矩大小		$T_1=782\text{N}\cdot\text{mm}$

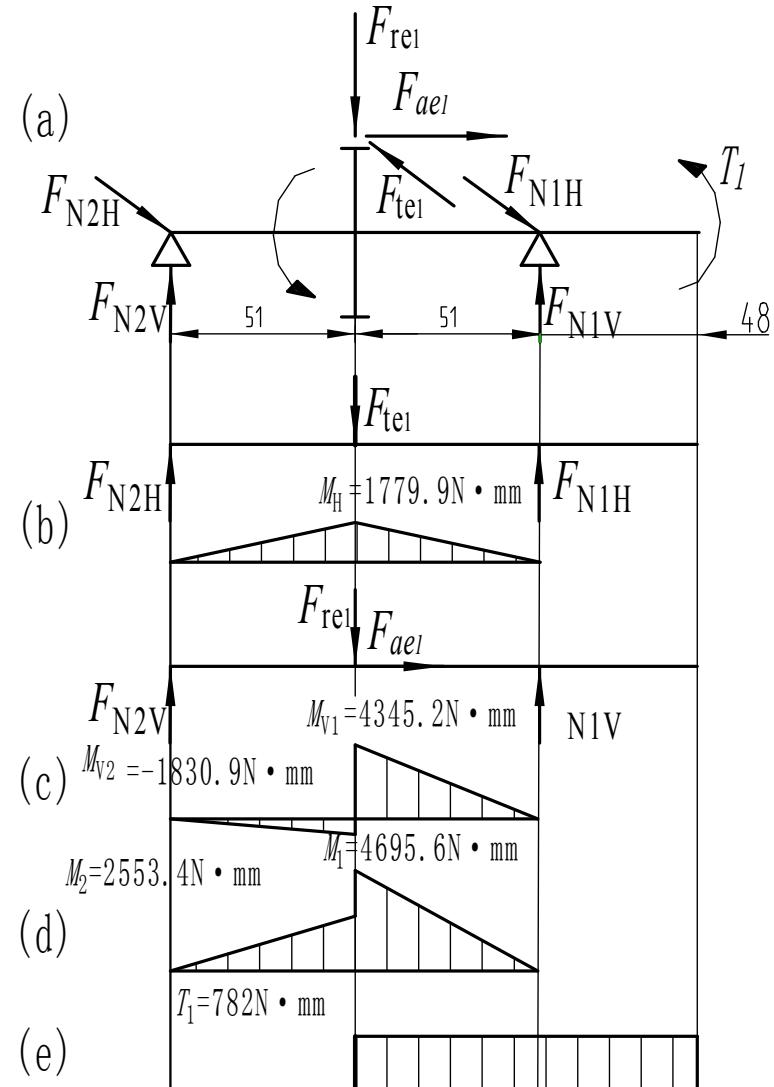


图 3.14 轴的载荷分析图

图3.14上数据计算

$$F_{N2V} = \frac{F_{re1} \times 51 - F_{ae1} \times \frac{d}{2}}{51 + 51} = \frac{49.3 \times 51 - 551.6 \times \frac{22.4}{2}}{51 + 51} \text{ N} = -35.9 \text{ N} \quad (3.8.4 \cdot 6)$$

$$F_{N1V} = F_{re1} - F_{N2V} = 85.2 \text{ N} \quad (3.8.4 \cdot 7)$$

$$F_{N2H} = F_{N1H} = \frac{F_{te1}}{2} = 34.91 \text{ N} \quad (3.8.4 \cdot 8)$$

$$M_H = F_{NH} \times 51 = 34.9 \times 51 \text{ N} \cdot \text{mm} = 1799.9 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3.8.4 \cdot 9)$$

$$M_{V1} = F_{N1V} \times 51 = 85.2 \times 51 \text{ N} \cdot \text{mm} = 4345.2 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3.8.4 \cdot 10)$$

$$M_{V2} = F_{N2V} \times 51 = -35.9 \times 51 \text{ N} \cdot \text{mm} = -1830.9 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3.8.4 \cdot 11)$$

(6) 按弯扭合成应力校核轴的强度

进行校核时候,一般只需要校核轴的上面承受最大弯矩以及扭矩的截面的强度,就能够使得整个轴都能够达到使用的强度要求。根据已求出的数据,以及和轴的单向的旋转的要求,扭转的切应力的表现形式应当为脉动的循环的变应力,取 $\alpha=0.6$,则轴的计算的应力

$$\sigma_{ca} = \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T_1)^2}}{W} = \frac{\sqrt{4695.6^2 + (0.6 \times 782)^2}}{0.1 \times 22.4^3} \text{ MPa} = 8.66 \text{ MPa} \quad (3.8.4 \cdot 12)$$

由已经选定好轴材料是45钢,并且进行调质处理的要求,可以查表15-1,得到 $[\sigma_{-1}] = 60 \text{ MPa}$ 。所以 $\sigma_{ca} < [\sigma_{-1}]$,此危险的截面是能够达到使用的要求的,所以此轴是安全的,每一个部位也都能够满足使用的要求。

2、小齿轮轴^[6]

(1) 求蜗轮轴上的功率、转速和转矩

在计算电动机的时候已求出数据:蜗轮轴上的功率 $P_2=0.082 \text{ kW}$,转速 $n_2=44.4 \text{ r/min}$ 和转矩 $T_2=17.1 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。

(2) 求作用在齿轮上的力

指蜗轮轴向力 $F_{a2}' = F_{t1} = 69.82 \text{ N}$ (3.8.4 \cdot 13)

蜗轮圆周力 $F_{t2}' = F_{a1} = 551.6 \text{ N}$ (3.8.4 \cdot 14)

蜗轮径向力 $F_{r2}' = F_{r1} = 49.3 \text{ N}$ (3.8.4 \cdot 15)

齿轮圆周力 $F_{t2} = \frac{2T_2}{d_1} = \frac{2 \times 17100}{31.5} \text{ N} = 1085.7 \text{ N}$ (3.8.4 \cdot 16)

齿轮径向力 $F_{r2} = F_{t2} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = 1085.7 \times \frac{\tan 20^\circ}{\cos 12.675^\circ} \text{ N} = 404.6 \text{ N}$ (3.8.4 \cdot 17)

齿轮轴向力 $F_{a2} = F_{t2} \tan \beta = 1085.7 \times \tan 12.675^\circ \text{ N} = 244.02 \text{ N}$ (3.8.4 \cdot 18)

(3) 初步确定轴的最小直径

试算蜗轮的轴最小的直径,所选取蜗杆的轴材料45钢,并且调质处理。使其力学性能满足使用的要求。查15-3,可取 $A_0=112$,所以:

$$d_{2\min} = A_0 \sqrt[3]{\frac{p_2}{n_2}} = 112 \times \sqrt[3]{\frac{0.082}{44.4}} \text{ mm} \approx 13.74 \text{ mm} \quad (3.8.4 \cdot 19)$$

(4) 轴的结构设计

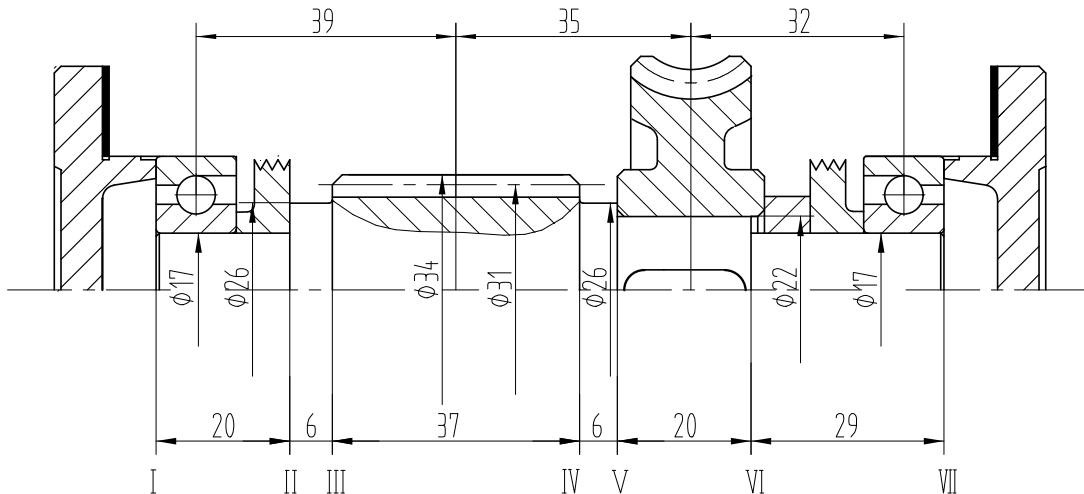


图3.15小齿轮轴结构图

①轴的最小直径显然是安装轴承 7203AC 处的直径 d_{I-II} ，可以选取轴直径为 $d_{I-II}=17\text{mm}$ ，考虑到挡油环厚度。故取 $l_{I-II}=20\text{mm}$ 。

②根据轴向的定位的要求和齿轮轴的直径确定 II - III 段的直径 $d_{II-III}=d_{IV-V}=6\text{mm}$ ， $l_{IV-V}=l_{II-III}=6\text{mm}$ 。

③已知小齿轮宽度 $b=37\text{mm}$ ，故取 $l_{III-IV}=37\text{mm}$

④已知蜗轮轴孔长度 $L=20\text{mm}$ ，为能使右端套筒更好压紧蜗轮，故取 $l_{V-VI}=20\text{mm}$ ， $d_{V-VI}=22\text{mm}$

⑤对轴的右端轴承需要套筒和挡油环来定位还有轴承内径所以取 $l_{VI-VII}=29\text{mm}$ ， $d_{VI-VII}=17\text{mm}$

⑥蜗轮和轴周向的定位采用的普通的平键连接。由为 $d_{V-VI}=22\text{mm}$ 。可以查表 6-1，得平键的截面为 $b \times h = 6\text{mm} \times 6\text{mm}$ ，因为 $l_{IV-V}=15\text{mm}$ ，所以键的长度可取为 $l=12\text{mm}$ 。

(5) 求轴上的载荷

可以按照 11-22a 所示。在确定轴承支点时可近视取为轴承宽度中心。因为轴承关于蜗杆螺旋部分对称，两轴承支点之间的距离 $L=106\text{mm}$

表 3.3 载荷数据表

载荷种类		水平面 H	垂直面 V
支反力		$F_{NH1}=785.54N$ $F_{NH2}=852.76N$	$F_{NV1}=167.44N$ $F_{NV2}=286.46N$
弯矩大小 M	A	$M_{H1}=25136N\cdot mm$ $M_{H2}=63104N\cdot mm$	$M_{V1}=5358N\cdot mm$ $M_{V1}=21235N\cdot mm$
	B	$M_{H1}=52631N\cdot mm$ $M_{H2}=33257N\cdot mm$	$M_{V1}=11191N\cdot mm$ $M_{V1}=11191N\cdot mm$
总弯矩大小 M	A	$M_1 = \sqrt{M_{H1}^2 + M_{V1}^2} = \sqrt{25136^2 + 63104^2} N\cdot mm = 25701N\cdot mm$ $M_2 = \sqrt{M_{H2}^2 + M_{V2}^2} = \sqrt{63104^2 + 21235^2} N\cdot mm = 66581N\cdot mm$	
	B	$M_1 = \sqrt{M_{H1}^2 + M_{V1}^2} = \sqrt{52631^2 + 11191^2} N\cdot mm = 53813N\cdot mm$ $M_2 = \sqrt{M_{H2}^2 + M_{V2}^2} = \sqrt{33257^2 + 11191^2} N\cdot mm = 35089N\cdot mm$	
扭矩大小		$T_2=17100N\cdot mm$	

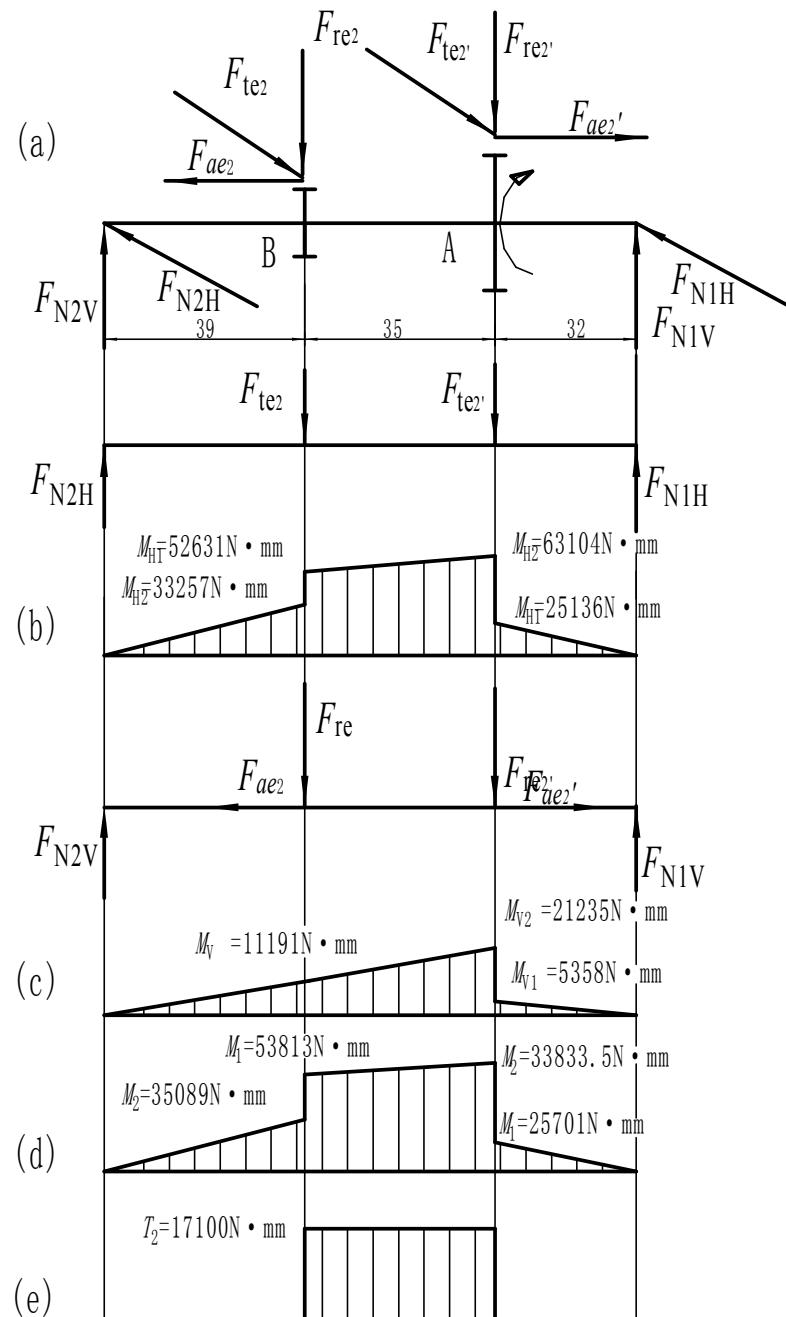


图3.16轴的载荷分析图

图 3.16 中数据计算如下：

$$\begin{aligned}
 F_{N2V} &= \frac{F_{re2} \times 67 + F_{re'} \times 32 + F_{ae2} \times \frac{d}{2} - F_{ae2'} \times \frac{d'}{2}}{39 + 35 + 32} \\
 &= \frac{244.02 \times \frac{31.5}{2} + 404.6 \times 67 + 49.3 \times 32 - 69.8 \times \frac{62}{2}}{106} \text{ N} \quad (3.8.4 \cdot 20) \\
 &= 286.46 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$$F_{N1V} = F_{te2} + F_{te2'} - F_{r2V} = (404.6 + 49.3 - 286.46) \text{ N} = 167.44 \text{ N} \quad (3.8.4 \cdot 21)$$

$$\begin{aligned} F_{N2H} &= \frac{F_{te2} \times 69 + F_{te2'} \times 32}{39 + 35 + 32} \\ &= \frac{1085.7 \times 67 + 551.6 \times 32}{106} \text{ N} \\ &= 852.76 \text{ N} \end{aligned} \quad (3.8.4 \cdot 22)$$

$$F_{N1H} = F_{te2} + F_{te'} - F_{r2H} = (1085.7 + 551.6 - 852.76) \text{ N} = 785.54 \text{ N} \quad (3.8.4 \cdot 23)$$

A 截面

$$M_{H1} = F_{N1H} \times 32 = 785.54 \times 32 \text{ N} \cdot \text{mm} = 25136 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3.8.4 \cdot 24)$$

$$M_{H2} = F_{N2H} \times 74 = 852.76 \times 74 \text{ N} \cdot \text{mm} = 63104 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3.8.4 \cdot 25)$$

$$M_{V1} = F_{N1V} \times 32 = 167.44 \times 32 \text{ N} \cdot \text{mm} = 5358 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3.8.4 \cdot 26)$$

$$M_{V2} = F_{N2V} \times 74 = 286.96 \times 74 \text{ N} \cdot \text{mm} = 21235 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3.8.4 \cdot 27)$$

B 截面

$$M_{H1} = F_{N1H} \times 67 = 785.54 \times 67 \text{ N} \cdot \text{mm} = 52631 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3.8.4 \cdot 28)$$

$$M_{H2} = F_{N2H} \times 39 = 852.76 \times 74 \text{ N} \cdot \text{mm} = 33257 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3.8.4 \cdot 29)$$

$$M_{V1} = F_{N1V} \times 67 = 167.44 \times 67 \text{ N} \cdot \text{mm} = 11191 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3.8.4 \cdot 30)$$

$$M_{V2} = F_{N2V} \times 39 = 286.96 \times 39 \text{ N} \cdot \text{mm} = 11191 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3.8.4 \cdot 31)$$

(6) 按弯扭合成应力校核轴的强度

进行校核的时候，一般只需要校核轴上面承受最大的弯矩及扭矩的截面的强度就能够使得整个轴都能够达到使用的强度的要求。根据已求出的数据，以及和轴的单向的旋转的要求，扭转的切应力的表现的形式应当为脉动的循环的变应力，取为 $\alpha=0.6$ ，所以轴的计算应力

$$\text{A 截面 } \sigma_{ca} = \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T_2)^2}}{W} = \frac{\sqrt{55581^2 + (0.6 \times 17100)^2}}{0.1 \times 22^3} \text{ MPa} = 53.08 \text{ MPa} \quad (3.8.4 \cdot 32)$$

$$\text{B 截面 } \sigma_{ca} = \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T_2)^2}}{W} = \frac{\sqrt{55813^2 + (0.6 \times 17100)^2}}{0.1 \times 31.5^3} \text{ MPa} = 18.156 \text{ MPa} \quad (3.8.4 \cdot 33)$$

由已经选定好轴的材料为 45 钢，并且进行调质处理的要求，可以查表 15-1，得 $[\sigma_{-1}] = 60 \text{ MPa}$ 。因此 $\sigma_{ca} < [\sigma_{-1}]$ ，此危险的截面是能够达到使用的要求的，所以此轴也是安全的，每一个部位都能够满足使用的要求。

3、大齿轮轴^[6]

(1) 求大齿轮轴上的功率、转速和转矩

在计算电动机的时候已求出数据：大齿轮轴上的功率 $P_3=0.057\text{kw}$ ，转速 $n_3=12\text{r/min}$ 和转矩 $T_3=60.75\text{N}\cdot\text{m}$ 。

(2) 求作用在齿轮上的力

已知大齿轮的分度圆的直径为 $d_3=114\text{mm}$ ，压力角为 $\alpha=20^\circ$ 。

$$\text{圆周力为 } F_{t3} = F_{t2} = 1085.7\text{N} \quad (3.8.4\cdot34)$$

$$\text{径向力为齿轮径向力 } F_{r3} = F_{r2} = 404.5\text{N} \quad (3.8.4\cdot35)$$

$$\text{齿轮轴向力 } F_{a3} = F_{a2} = 244.02\text{N} \quad (3.8.4\cdot36)$$

(3) 初步确定轴的最小直径

试算轴最小的直径。选取轴材料为 45 钢，并且调质处理。根据表 15-3，取 $A_0=112$ 。

于是得

$$d_{3\min} = A_0 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_3}{n_3}} = 106 \times \sqrt[3]{\frac{0.057}{12}} \approx 17.8\text{mm} \quad (3.8.4\cdot37)$$

大齿轮的轴最小的直径应在与曲柄连接处，设最小的直径为 $d_{I-II}=20$ 。

(4) 轴的结构设计

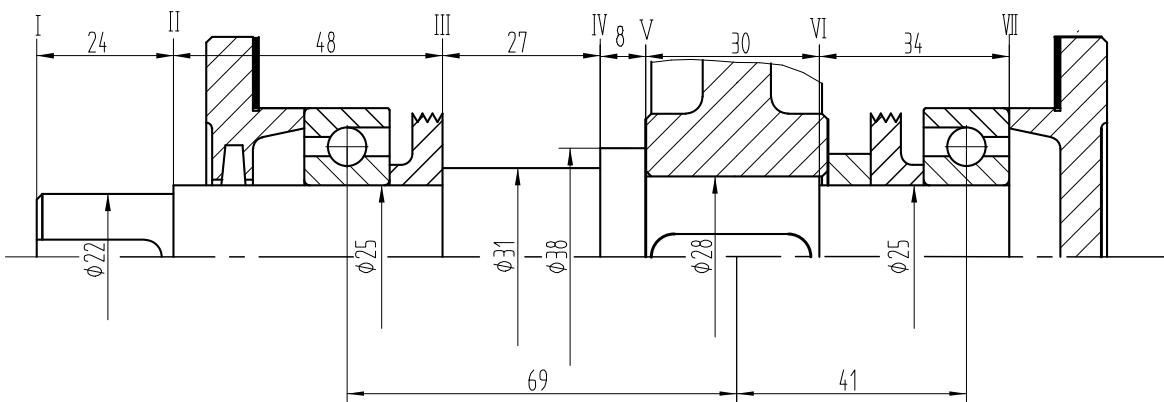


图3.17大齿轮轴结构图

①大齿轮的轴最小的直径显然是安装曲柄处的直径 d_{I-II} ，为使所选的轴和曲柄的孔径相适应。可以选取轴的直径为 $d_{I-II}=22\text{mm}$ ，长度为 $l_{I-II}=24\text{mm}$ 。

根据轴向的定位的要求，确定轴的各段的直径和长度

②为了满足曲柄的轴向定位要求，因此 II-III 段的左端需要设计轴肩来定位，故取 II-III 段的直径试取 $d_{II-III}=25\text{mm}$ ；滚动轴承类别型号的选择。因为是斜齿圆柱齿轮传动，受到轴向力的影响，所以根据不同类型滚动轴承的不同特点，可以选用角接触球轴承 7205AC，由于 II-III 段有毡圈，考虑到毡圈的内径与轴承内径相匹配所以取 $d_{II-III}=25\text{mm}$ ，考虑到轴承端盖、毡圈和挡油环厚度，选取 $l_{II-III}=48$

③为了使大齿轮和小齿轮良好啮合取轴肩轴段III-IV的直径 $d_{III-IV}=31\text{mm}$, 轴肩轴段IV-V的直径 $d_{IV-V}=38\text{mm}$, $l_{III-IV}=27\text{mm}$, $l_{IV-V}=8\text{mm}$

④已知齿轮宽度是 32mm , 为了使套筒端面可靠的压紧齿轮, 此轴段应略短于齿轮宽度, 故可取 $l_{V-VI}=30\text{mm}$, $d_{V-VI}=28\text{mm}$

⑤轴右端考虑到轴承的宽度和内径套筒宽度挡油环宽度, 取 $l_{V-VI}=34\text{mm}$, $d_{VI-VII}=25\text{mm}$

⑥齿轮与轴的周向定位采用普通平键连接。由 $d_{V-VI}=28\text{mm}$ 可以查表 6-1, 得平键截面 $b \times h = 8\text{mm} \times 7\text{mm}$, 因为 $l_{V-VI}=30\text{mm}$, 所以键的长度可取为 $l=28\text{mm}$ 。

(5) 求轴上的载荷

在确定轴承支点时可近视取为轴承宽度中心。因为轴承关于蜗杆螺旋部分对称, 两轴承支点之间的距离 $L=110\text{mm}$

表 3.4 载荷数据表

载荷种类	水平面 H	垂直面 V
支反力	$F_{NH1}=404.4\text{N}$ $F_{NH2}=681.3\text{N}$	$F_{NV1}=277.3\text{N}$ $F_{NV2}=127.3\text{N}$
弯矩大小 M	$M_H=27903.6\text{N}\cdot\text{mm}$	$M_{V1}=19133.7\text{N}\cdot\text{mm}$ $M_{V2}=5219.3\text{N}\cdot\text{mm}$
总弯矩大小	$M_1 = \sqrt{M_H^2 + M_V^2} = \sqrt{27903.6^2 + 19133.7^2} \text{N}\cdot\text{mm} = 33833.5\text{N}\cdot\text{mm}$	
	$M_2 = \sqrt{M_H^2 + M_V^2} = \sqrt{27903.6^2 + 5219.3^2} \text{N}\cdot\text{mm} = 28387.5\text{N}\cdot\text{mm}$	
扭矩大小		$T_3=60750\text{N}\cdot\text{mm}$

图表数据计算

$$F_{N2V} = \frac{F_{re3} \times 69 - F_{ae3} \times \frac{d}{2}}{41 + 69} = \frac{404.6 \times 69 - 244.02 \times \frac{114}{2}}{41 + 69} \text{N} = 127.3\text{N} \quad (3.8.4 \cdot 38)$$

$$F_{N1V} = F_{re3} - F_{r2V} = 277.3\text{N} \quad (3.8.4 \cdot 39)$$

$$F_{N2H} = \frac{F_{te3} \times 69}{41 + 69} = \frac{1085.7 \times 69}{110} \text{N} = 681.3\text{N} \quad (3.8.4 \cdot 40)$$

$$F_{N1H} = F_{te3} - F_{r2H} = 404.4\text{N} \quad (3.8.4 \cdot 41)$$

$$M_{H1} = F_{N1H} \times 60 = 404.4 \times 69 \text{N}\cdot\text{mm} = 27903.6\text{N}\cdot\text{mm} \quad (3.8.4 \cdot 42)$$

$$M_{H2} = F_{N2H} \times 41 = 681.3 \times 41 \text{N}\cdot\text{mm} = 27903.6\text{N}\cdot\text{mm} \quad (3.8.4 \cdot 43)$$

$$M_{V1} = F_{N1V} \times 69 = 277.3 \times 69 \text{N}\cdot\text{mm} = 19133.7\text{N}\cdot\text{mm} \quad (3.8.4 \cdot 44)$$

$$M_{v2} = F_{N2V} \times 74 = 127.3 \times 41 \text{ N} \cdot \text{mm} = 5219.3 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3.8.4-45)$$

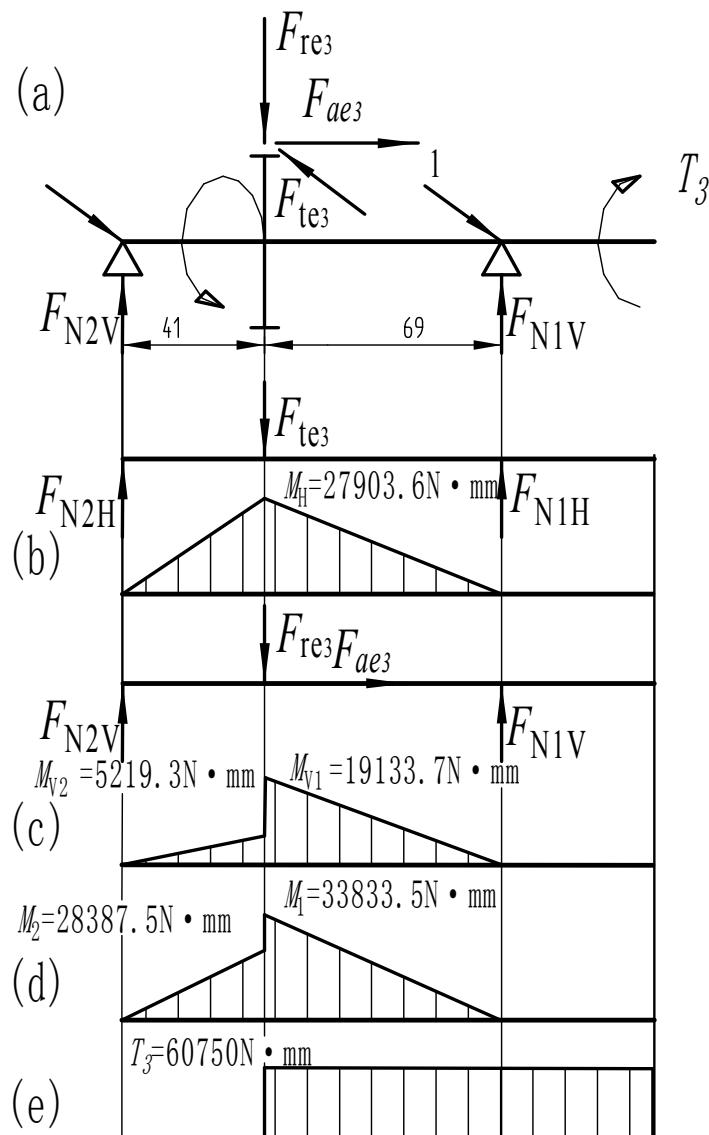


图3.18轴的载荷分析图

(6) 按弯扭合成应力校核轴的强度

进行校核时，一般只需要校核轴上承受最大弯矩和扭矩的截面的强度能够使得整个轴都能够达到使用的强度要求。根据已求出的数据，以及和轴单向旋转的要求，扭转切应力的表现形式应当为脉动循环变应力，取 $\alpha=0.6$ ，则轴的计算应力

$$\sigma_{ca} = \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T_1)^2}}{W} = \frac{\sqrt{33833.5^2 + (0.6 \times 60750)^2}}{0.1 \times 28^3} \text{ MPa} = 22.655 \text{ MPa} \quad (3.8.4-46)$$

由已经选定好轴的材料为45钢，并且进行调质处理的要求，可以查表15-1得 $[\sigma_{-1}] = 60 \text{ MPa}$ 。因此 $\sigma_{ca} < [\sigma_{-1}]$ ，此危险截面是能够达到使用要求的所以此轴是安全的。

的，每一个部位都能够满足使用的要求。

3.8.5 轴承和键的选用校核

1、 轴承的选择^[6]:

(1) 蜗杆轴承的选择

蜗杆轴采用两个角接触球轴承，以承受蜗杆轴向力，按轴径初选7201AC。, 查NSK轴承样本可知7201AC角接触球轴承的额定动载荷 $C=9\text{kN}$ 。

1) 求两轴承的径向载荷 F_{r1} 和 F_{r2} 。由上述轴的计算得出

$F_{t1} = 69.82\text{N}$; $F_{a3} = 551.6\text{N}$; $F_{r3} = 49.3\text{N}$; 蜗杆的分度圆直径 $d=22.4\text{mm}$

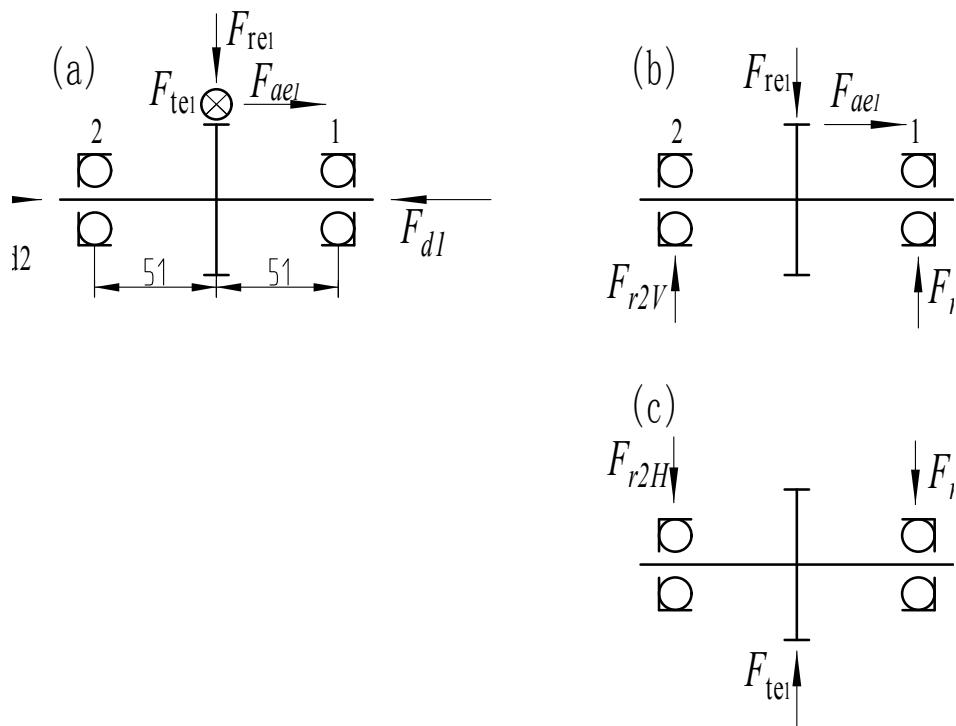


图3.19

将轴系部件受到的空间力系分解为铅垂面（图3.19b）和水平面（3.19c）两个平面力系。由受力分析可知：

$$F_{r2V} = \frac{F_{re1} \times 51 - F_{ae1} \times \frac{d}{2}}{51 + 51} = \frac{49.3 \times 51 - 551.6 \times \frac{22.4}{2}}{51 + 51} \text{N} = -35.9 \text{N} \quad (3.8.5 \cdot 1)$$

$$F_{r1V} = F_{re1} - F_{r2V} = 85.2 \text{N} \quad (3.8.5 \cdot 2)$$

$$F_{r2H} = F_{r1H} = \frac{F_{ae1}}{2} = 34.91 \text{N} \quad (3.8.5 \cdot 3)$$

$$F_r1 = \sqrt{F_{r1V}^2 + F_{r1H}^2} = \sqrt{85.2^2 + 34.9^2} \text{N} = 92.07 \text{N} \quad (3.8.5 \cdot 4)$$

$$F_{r2} = \sqrt{F_{r2V}^2 + F_{r2H}^2} = \sqrt{35.9^2 + 34.91^2} N = 50.07 N \quad (3.8.5 \cdot 5)$$

2) 求轴承的计算轴向力 F_{a1} 和 F_{a2}

对于70000AC型轴承, 按表13-7, 轴的派生轴向力 $F_d=0.68F_r$

所以:

$$F_{d1} = 0.68 \times F_{r1} = 0.68 \times 92.07 N = 62.60 N \quad (3.8.5 \cdot 6)$$

$$F_{d2} = 0.68 \times F_{r2} = 0.68 \times 50.07 N = 34.047 N \quad (3.8.5 \cdot 7)$$

参考角接触球轴承载荷的分析 (图13-1) [6]

由于 $F_{d2}+F_{ae1}=34.047+551.6N>F_{d1}=62.06N$

所以轴承左端被“放松”右端被“压紧”

$$\text{即 } F_{a1}=F_{ae1}+F_{d2}=(551.6+34.047)N=585.647N \quad (3.8.5 \cdot 8)$$

$$F_{a2}=F_{d2}=34.047N$$

3) 求轴承当量动载荷 P_1 和 P_2

$$\text{因为 } \frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{585.647}{92.07} = 16.360 > e, \quad \frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{34.07}{50.07} = 0.68 = e$$

由表13-5查的径向载荷系数和轴向载荷系数:

对轴承1 $X_1=0.41, Y_1=0.87$; 对轴承2 $X_2=1, Y_2=0$;

因轴承运转中比较平稳, 按表13-6, 取 $f_d=1$. 则

$$P_1 = f_d(X_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1}) = 1 \times (0.41 \times 92.07 + 0.878 \times 585.647)N = 552.2N \quad (3.8.5 \cdot 9)$$

$$P_2 = f_d(X_2 F_{r2} + Y_2 F_{a2}) = 1 \times (1 \times 50.07 + 0 \times 34.047)N = 50.07N \quad (3.8.5 \cdot 10)$$

4) 验算轴承寿命

因为 $P_1 > P_2$, 所以按轴承1的受力大小验算

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^e = \left(\frac{9000}{552.2} \right)^3 = 4329.5 \quad (L_{10} \text{ 的单位为 } 10^6 r) \quad (3.8.5 \cdot 11)$$

所以满足设计任务书要求的 1.5×10^6 次

(2) 小齿轮轴轴承的选择

该轴为工作于普通温度下的短轴, 故支点采用两端单向固定的方式, 因为受到斜齿轮和涡轮轴向力的影响, 所以选用一对角接触球轴承, 按轴径初选7203AC, 查NSK轴承样本可知7203AC角接触球轴承的额定动载荷 $C=10kN$ 。

1) 求两轴承的径向载荷 F_{r1} 和 F_{r2} . 由上述轴的计算得出

指蜗轮轴向力 $F_{a2}'=F_{t1}=69.82N$

蜗轮圆周力 $F_{t2}'=F_{a1}=551.6N$

蜗轮径向力 $F_{r2}'=F_{r1}=49.3N$

齿轮圆周力	$F_{t2} = 1085.7 \text{ N}$
齿轮径向力	$F_{r2} = 404.6 \text{ N}$
齿轮轴向力	$F_{a2} = 244.02 \text{ N}$
小齿轮分度圆直径 $d=31.5\text{mm}$ 涡轮分度圆直径 $d'=62\text{mm}$,	

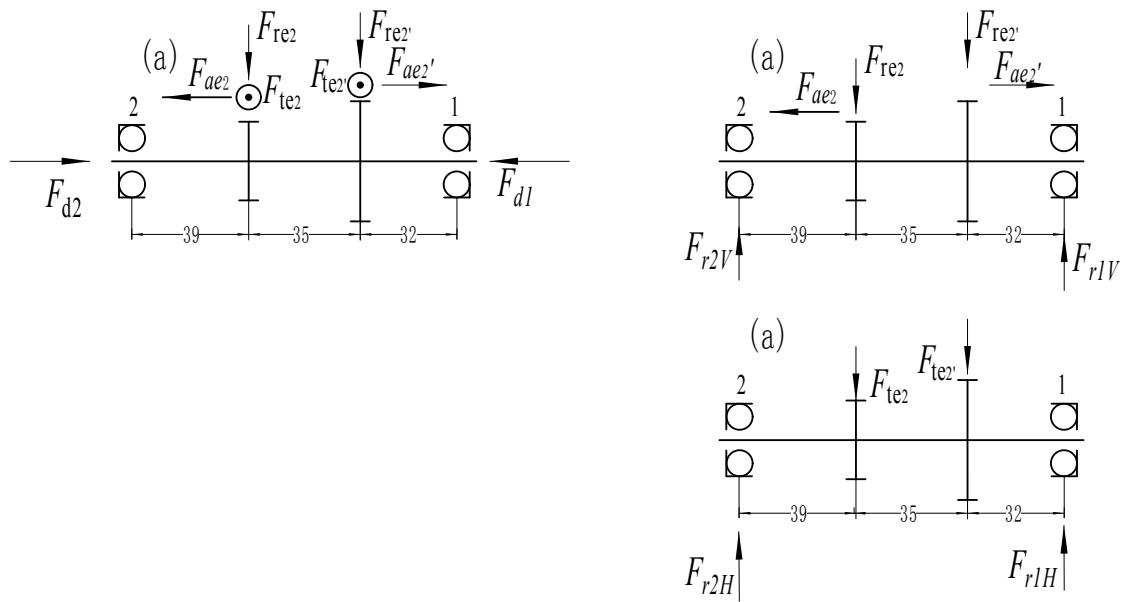


图3.20

将轴系部件受到的空间力系分解为铅垂面（图3.20b）和水平面（图3.20c）两个平面力系。由受力分析可知：

$$\begin{aligned}
 F_{r2V} &= \frac{F_{re2} \times 67 + F_{re'} \times 32 + F_{ae2} \times \frac{d}{2} - F_{ae2'} \times \frac{d'}{2}}{39 + 35 + 32} \\
 &= \frac{244.02 \times \frac{31.5}{2} + 404.6 \times 67 + 49.3 \times 32 - 69.8 \times \frac{62}{2}}{106} \text{ N} \\
 &= 286.46 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{3.8.5.12}$$

$$F_{r1V} = F_{re2} + F_{re'} - F_{r2V} = (404.6 + 49.3 - 286.46) \text{ N} = 167.44 \text{ N} \tag{3.8.5.13}$$

$$F_{r2H} = \frac{F_{te2} \times 69 + F_{te'} \times 32}{39 + 35 + 32} = \frac{1085.7 \times 67 + 551.6 \times 32}{106} \text{ N} = 852.76 \text{ N} \tag{3.8.5.14}$$

$$F_{r1H} = F_{te2} + F_{te'} - F_{r2H} = (1085.7 + 551.6 - 852.76) \text{ N} = 785.54 \text{ N} \tag{3.8.5.15}$$

$$F_{r1} = \sqrt{F_{r1V}^2 + F_{r1H}^2} = \sqrt{167.44^2 + 852.76^2} \text{ N} = 869.04 \text{ N} \tag{3.8.5.16}$$

$$F_{r2} = \sqrt{F_{r2V}^2 + F_{r2H}^2} = \sqrt{286.46^2 + 785.54^2} \text{ N} = 836.14 \text{ N} \tag{3.8.5.17}$$

2) 求轴承的计算轴向力 F_{a1} 和 F_{a2}

对于70000AC型轴承, 按表13-7, 轴的派生轴向力 $F_d=0.68F_r$
所以:

$$F_{d1} = 0.68 \times F_{r1} = 0.68 \times 869.04N = 747.37N \quad (3.8.5 \cdot 18)$$

$$F_{d2} = 0.68 \times F_{r2} = 0.68 \times 836.14N = 719.08N \quad (3.8.5 \cdot 19)$$

参考角接触球轴承载荷的分析(图13-1)做出受力分析(图3-21a)

由于 $F_{d2}+F_{ae2} = (719.37+69.82)N < F_{d1}+F_{ae2} = (747.37+244.02)N$

所以轴承左端被“压紧”右端被“放松”

即 $F_{a1}=F_{d1}=747.37N$

$$F_{a2}=F_{d1}+F_{ae2}-F_{ae2}=(747.37+244.02-69.82)N=921.57N$$

3) 求轴承当量动载荷 P_1 和 P_2

$$\text{因为 } \frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{747.37}{869.04} = 0.68 = e, \quad \frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{921.57}{836.14} = 1.1 > e$$

由表13-5查的径向载荷系数和轴向载荷系数:

对轴承1 $X_1=1, Y_1=0$; ; 对轴承2 $X_2=0.41, Y_2=0.87$

因轴承运转中比较平稳, 按表13-6, 取 $f_d=1$. 则

$$P_1 = f_d (X_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1}) = 1 \times (1 \times 869.04 + 0 \times 921.57)N = 869.04N \quad (3.8.5 \cdot 20)$$

$$P_2 = f_d (X_2 F_{r2} + Y_2 F_{a2}) = 1 \times (0.41 \times 836.14 + 0.878 \times 921.57)N = 1151.9N \quad (3.8.5 \cdot 21)$$

4) 验算轴承寿命

因为 $P_1 > P_2$, 所以按轴承2的受力大小验算

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^{\varepsilon} = \left(\frac{10000}{1151.9} \right)^3 = 642.3 \quad (L_{10} \text{的单位为 } 10^6 \text{r}) \quad (3.8.5 \cdot 22)$$

所以满足设计任务书要求的 1.5×10^6 次

结论: 所选轴承能满足寿命、静载荷与许用转速的要求。

(3) 大齿轮轴轴承的选择

该轴为工作于普通温度下的短轴, 故支点采用两端单向固定的方式, 因为受到斜齿轮轴向力的影响, 所以选用一对角接触球轴承, 按轴径初选7205AC, 查NSK轴承样本可知7205AC角接触球轴承的额定动载荷 $C=16.2kN$ 。

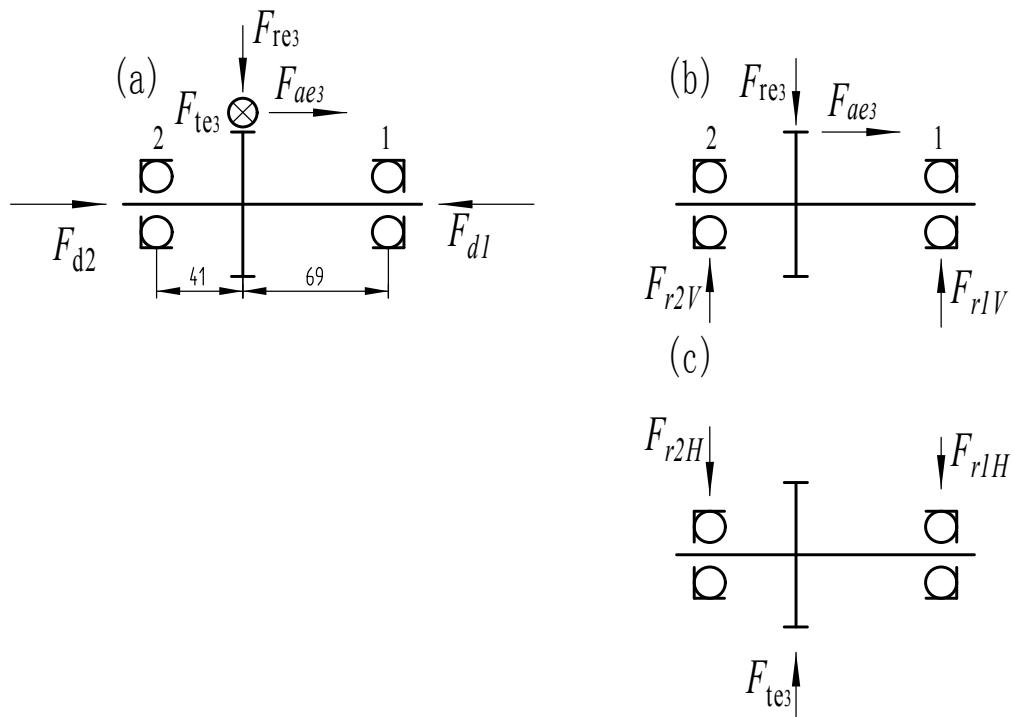


图3.21

1) 求两轴承的径向载荷 F_{r1} 和 F_{r2} 。由上述轴的计算得出

$$F_{t3} = 1085.7 \text{N}; \quad F_{a3} = 244.02 \text{N}; \quad F_{r3} = 404.6 \text{N} \quad \text{大齿轮分度圆直径 } d=114\text{mm}$$

将轴系部件受到的空间力系分解为铅垂面（图3.21b）和水平面（图3.21c）两个平面力系。由受力分析可知：

$$\begin{aligned} F_{r2v} &= \frac{F_{re3} \times 69 - F_{ae3} \times \frac{d}{2}}{41 + 69} \\ &= \frac{404.6 \times 69 - 244.02 \times \frac{114}{2}}{41 + 69} \text{N} \\ &= 127.3 \text{N} \end{aligned} \quad (3.8.5 \cdot 23)$$

$$F_{rlV} = F_{re3} - F_{r2v} = 277.3 \text{N} \quad (3.8.5 \cdot 24)$$

$$F_{r2H} = \frac{F_{te3} \times 69}{41 + 69} = \frac{1085.7 \times 69}{110} \text{N} = 681.3 \text{N} \quad (3.8.5 \cdot 25)$$

$$F_{r1H} = F_{te3} - F_{r2H} = 404.4N \quad (3.8.5-26)$$

$$F_{rl} = \sqrt{F_{r1V}^2 + F_{r1H}^2} = \sqrt{277.3^2 + 404.4^2} N = 490.34N \quad (3.8.5-27)$$

$$F_{r2} = \sqrt{F_{r2V}^2 + F_{r2H}^2} = \sqrt{127.3^2 + 681.3^2} N = 693.2N \quad (3.8.5-28)$$

2) 求轴承的计算轴向力 F_{a1} 和 F_{a2}

对于70000AC型轴承, 按表13-7, 轴的派生轴向力 $F_d=0.68F_r$ 所以:

$$F_{d1} = 0.68 \times F_{rl} = 0.68 \times 490.34N = 333.43N \quad (3.8.5-29)$$

$$F_{d2} = 0.68 \times F_{r2} = 0.68 \times 693.2N = 471.372N \quad (3.8.5-30)$$

参考角接触球轴承载荷的分析 (图13-1)

由于 $F_{d2}+F_{ae3} = (471.372+244.02) N > F_{d1}=333.43N$

所以轴承左端被“放松”右端被“压紧”

即 $F_{a1}=F_{ae}+F_{d2} = (224.02+471.372) N = 695.392N$

$$F_{a2}=F_{d2}=471.372N$$

3) 求轴承当量动载荷 P_1 和 P_2

$$\text{因为 } \frac{F_{a1}}{F_{rl}} = \frac{695.392}{490.34} = 1.42 > e, \quad \frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{471.372}{693.2} = 0.68 = e$$

由表13-5查的径向载荷系数和轴向载荷系数:

对轴承1 $X_1=0.41, Y_1=0.87$; 对轴承2 $X_2=1, Y_2=0$;

因轴承运转中比较平稳, 按表13-6, 取 $f_d=1$. 则

$$P_1 = f_d(X_1 F_{rl} + Y_1 F_{a1}) = 1 \times (0.41 \times 490.34 + 0.878 \times 695.392) N = 811.6N \quad (3.8.5-31)$$

$$P_2 = f_d(X_2 F_{r2} + Y_2 F_{a2}) = 1 \times (1 \times 693.2 + 0 \times 471.372) N = 693.2N \quad (3.8.5-32)$$

4) 验算轴承寿命

因为 $P_1 > P_2$, 所以按轴承1的受力大小验算

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^e = \left(\frac{16200}{811.6} \right)^3 = 7952.8 \quad (L_{10} \text{ 的单位为 } 10^6r) \quad (3.8.5-33)$$

所以满足设计任务书要求的 1.5×10^6 次

2、键的选择和校核^[6]

键的选择主要考虑所传递的扭矩的大小, 轴上零件是否需要沿轴向移动, 零件的对中要求等等。

假定载荷在键的工作面上均匀分布, 普通平键连接的强度条件为

$$\sigma_p = \frac{2000T}{kld} = \frac{4000T}{hld} \leq [\sigma_p] \quad (3.8.5-34)$$

式中:

T ——传递的转矩 $\left(T = Fy \approx F \frac{d}{2} \right)$, $N \cdot m$;

k ——键与轮毂键槽的接触高度, $k = 0.5h$, 此处 h 为键的高度, mm ;

l ——键的工作长度, mm , 圆头平键 $l = L - b$, 单圆头平键 $l = L - 0.5b$, 平头平键 $l = L$, 这里 L 为键的公称长度, mm ; b 为键的宽度, mm ;

d ——轴的直径, mm ;

$[\sigma_p]$ ——键、轴、轮毂三者中最弱材料的许用挤压应力, MPa , 查 6-2

$[p]$ ——键、轴、轮毂三者中最弱材料的许用压力, MPa , 查表 6-2

(1) 蜗杆轴键的选择

一般 8 级以上精度的齿轮有定心精度要求且与凸缘联轴器相联接, 为静联接, 选用普通平键单圆头(C型)。

由机械设计手册^[4]查得 GB/T1096-2003 以及选用的联轴器和轴径 $d=11mm$, 应选 $b \times h = 4 \times 4mm$, 参考键的长度系列取键长 $L=18mm$; 转矩 $T_1=0.782N \cdot m$; 接触长度 $l'=L-b=18-2=16mm$; 许用挤压应力 $[\sigma_p]$, 查表 6-2 可得钢的许用挤压应力为 $[\sigma_p] = (120-150) MPa$;

$$\sigma_p = \frac{4T_1}{h'l'd} = \frac{4 \times 782}{4 \times 16 \times 11} MPa = 4.4 MPa < [\sigma_p], \text{ 故满足要求}$$

(2) 小齿轮轴键的选择

小齿轮轴与蜗轮静联接, 选用圆头普通平键 (A型), 由机械设计手册^[4]查得轴径 $d=22mm$ 时, 故应选 $b \times h = 6 \times 6mm$, 参考键的长度系列取键长 $L=18mm$; 转矩 $T_2=17.1N \cdot m$; 接触长度 $l'=L-b=18-6=12mm$; 许用挤压应力 $[\sigma_p]$, 查表 6-2 可得钢的许用挤压应力为 $[\sigma_p] = (125-150) MPa$;

$$\sigma_p = \frac{4T_2}{h'l'd} = \frac{4 \times 17100}{6 \times 12 \times 22} MPa = 43.18 MPa < [\sigma_p], \text{ 故满足要求}$$

(3) 输出轴键的选择

输出轴与大齿轮静联接, 选用圆头普通平键 (A型), 由机械设计手册^[4]查得轴径 $d=28mm$ 时, 故应选 $b \times h = 8 \times 7mm$, 参考键的长度系列取键长 $L=28mm$; 转矩 $T_3=60.75N \cdot m$; 接触长度 $l'=L-b=28-8=20mm$; 许用挤压应力 $[\sigma_p]$, 查表 6-2 可得钢的许用挤压应力为 $[\sigma_p] = (125-150) MPa$;

$$\sigma_p = \frac{4T_3}{h'l'd} = \frac{4 \times 60750}{8 \times 20 \times 28} MPa = 54.24 MPa < [\sigma_p] \text{ 故满足要求}$$

输出轴与曲柄静联接,选用单圆头普通平键 (C型),由机械设计手册^[4]查得轴径 $d=22\text{mm}$ 时,故应选 $b \times h=6 \times 6\text{mm}$,参考键的长度系列取键长 $L=22\text{mm}$;转矩 $T_3=60.75\text{N}\cdot\text{m}$;接触长度 $l'=L-b=22-4=18\text{mm}$;许用挤压应力 $[\sigma_p]$,查表6-2可得钢的许用挤压应力为 $[\sigma_p]=(125-150)\text{ MPa}$;

$$\sigma_p = \frac{4T_3}{hl'd} = \frac{4 \times 60750}{6 \times 18 \times 22} \text{ MPa} = 102.2 \text{ MPa} < [\sigma_p] \text{ 故满足要求}$$

3.8.6 齿轮传动系统箱体的设计

表 3.5 箱体参数

名称	符号	减速器型式及尺寸 mm
机匣壁厚	δ	考虑铸造工艺, 壁厚取 $\delta=8$
固定箱体螺栓	d_f	取 $d_f=16\text{ mm}$
箱盖与箱座连接螺栓	d_2	取 $d_2=8\text{ mm}$
箱盖与箱座连接螺栓数目	n	取 $n=4$
轴承端盖螺钉直径	d_3	取 $d_3=6\text{ mm}$
定位销直径	d	取 $d=6\text{ mm}$
蜗轮外圆与内机壁距离	Δ_1	取 $\Delta_1=10\text{ mm}$
齿轮轮毂端面与内机壁距离	Δ_2	取 $\Delta_2=12\text{ mm}$
轴承端盖外径	D_1	取 $D_1=59\text{ mm}$
轴承端盖外径	D_2	取 $D_2=67\text{ mm}$
轴承端盖外径	D_3	取 $D_3=77\text{ mm}$

3.8.7 润滑和密封形式的选择及其他技术说明^[12]

1、齿轮、蜗杆及蜗轮的润滑

在减速器中,蜗杆相对滑动速度 $V=6.15\text{m/s}$,采用浸油润滑,选用 $L-CPE/P$ 蜗轮蜗杆油(摘自 $SH\ 0094\ -\ 91$),用于蜗杆蜗轮传动的润滑,代号为 $N220$ 。浸油深度一般要求最深浸到蜗轮直径的 $1/6$,最浅浸到蜗轮的齿高。

2、滚动轴承的润滑

蜗杆轴承一个轴承浸泡于油液中，故采用油润滑，另外一个轴承和其他两对轴承处的零件轮缘线速度均小于 $2m/s$ ，所以应考虑使用油脂润滑，但应对轴承处 $d \cdot n$ 值进行计算。 $d \cdot n$ 值小于 $2 \times 10^5 mm \cdot r/min$ 时宜用油脂润滑；否则应设计辅助润滑装置。

两对轴承处 $d \cdot n$ 值分别为： $25 \times 46 = 1150 mm \cdot r/min$ ， $40 \times 12 = 480 mm \cdot r/min$ ，均小于 $2 \times 10^5 mm \cdot r/min$ ，所以可以选择油脂润滑。

采用脂润滑轴承的时候，为避免稀油稀释油脂，需用挡油环将轴承与箱体内部隔开。

在选用润滑脂的牌号时，根据手册查得常用油脂的主要性质和用途。因为本设计的减速器为室外工作，环境一般，不是很恶劣，所以 7203AC 和 7205AC 轴承选用通用锂基润滑脂（SY7324-87），它适用于 $-20 \sim 120^\circ C$ 宽温度范围内各种机械设备的轴承，选用牌号为 1 的润滑脂。

3、密封形式的选择

为防止机体内润滑剂外泄和外部杂质进入机体内部影响机体工作，在构成机体的各零件间，如机盖与机座间、及外伸轴的输出、输入轴与轴承盖间，需设置不同形式的密封装置。对于无相对运动的结合面，常用密封胶、耐油橡胶垫圈等；对于旋转零件如外伸轴的密封，则需根据其不同的运动速度和密封要求考虑不同的密封件和结构。本设计中由于密封界面的相对速度不是很大，采用接触式密封，输入轴与轴承盖间 $V < 3m/s$ ，采用内包骨架旋转轴唇形密封圈，输出轴与轴承盖间也为 $V < 3m/s$ ，故采用粗羊毛毡封油圈。

4、其他技术说明

①减速器装配前，必须按图纸检验各个部分零件，然后需用煤油清洗。

②在机盖机体间，装配时涂密封胶或水玻璃，其他密封件应选用耐油材料。

③对箱盖与底座结合面禁用垫片，必要时可涂酒精漆片或水玻璃。箱盖与底座装配好后，在拧紧螺栓前应用 $0.05mm$ 塞尺检查其密封性。在运转中不许结合面处有漏油渗油现象。

④减速器装配完毕后要进行空载试验和整机性能试验。

空载实验：在额定转速下正反转各 $1 \sim 2$ 小时，要求运转平稳、声响均匀、各连接件密封处不得有漏油现象。

负载实验：在额定转速及额定载荷下，实验至油温不再升高为止。通常，油池温升不得超过 $35^\circ C$ ，轴温升不得超过 $40^\circ C$ 。

⑤机器出厂前，箱体外表面要涂防护漆，外伸轴应涂脂后包装。运输外包装后，要注明放置要求。

3.9 机体整体外形尺寸的确定

根据文献[3] 中收费栏杆标准, 由减速器、曲柄摇杆机构、弹簧配重机构以及防砸车的机构各个尺寸确定电动栏杆箱体的尺寸长宽高分别为 $360 \times 280 \times 1010$

4 电气系统的设计

4.1 控制电路的设计^[13]

众所周知，平时在我们生活中接触到的一些弱电设备，就有低压的直流电源、应急备用电源等。还有人们普遍使用电视、手机、电脑时语音、图像、数据的信息传递也是使用的弱电。总的来说，生活中所接触和应用到的数据就是弱电的一种形态。可见弱电被广泛的用于信息的传递，同时在信息的传递过程中对信息的传递速度、信息量、安全可靠性有很好的提升作用。而各种用电的电气设备就都和强电有关，为电器提供能源的正是强电，同样因为强电电压高，电流大的原因，使用时要特别注意安全。

弱电系统又是对弱电技术更广泛全面系统的应用。一个工程的后期建设，很大程度上就要对它的弱电系统进行合理完整的设计。既要满足高效率、低能耗、低污染，还要保证安全可靠，防止各种意外。因为弱电系统的设计，涉及到工程的监控系统、消防系统、通信、还有用于计算机网络以及综合布线等。而弱电系统的设计，正是为了能更好的控制使用强电系统，起到弱电控制强电的效果。同时强电系统的设计，不仅要可靠灵活，还要高效经济且安全。有了对弱电控制强电技术的充分、合理的应用，强弱结合，才会使工程按照人的目的走向自动化、信息化、智能化。

本次电动栏杆的设计采用强电控制弱电的方法，主要考虑的是安全问题，由于电动栏杆需要人工操作按钮（包括无线遥控按钮），在这些按钮中都需要用弱电来控制才能更加安全的使用，这样将弱电和强电二者结合，用弱电去控制强电，可以很好的互相弥补弱电和强电的各自缺点并发扬它们的优点。这也正是电气自动化发展的现有情况以及未来发展趋势。同时也是电动栏杆智能化发展的趋势。

下图即是本次电动栏杆用弱电控制强电的一种应用，电路在各个场合都较常用220V的电源，电机M使用和主接触使用220V电源，中间继电器、按钮以及指示灯都使用24V电源。

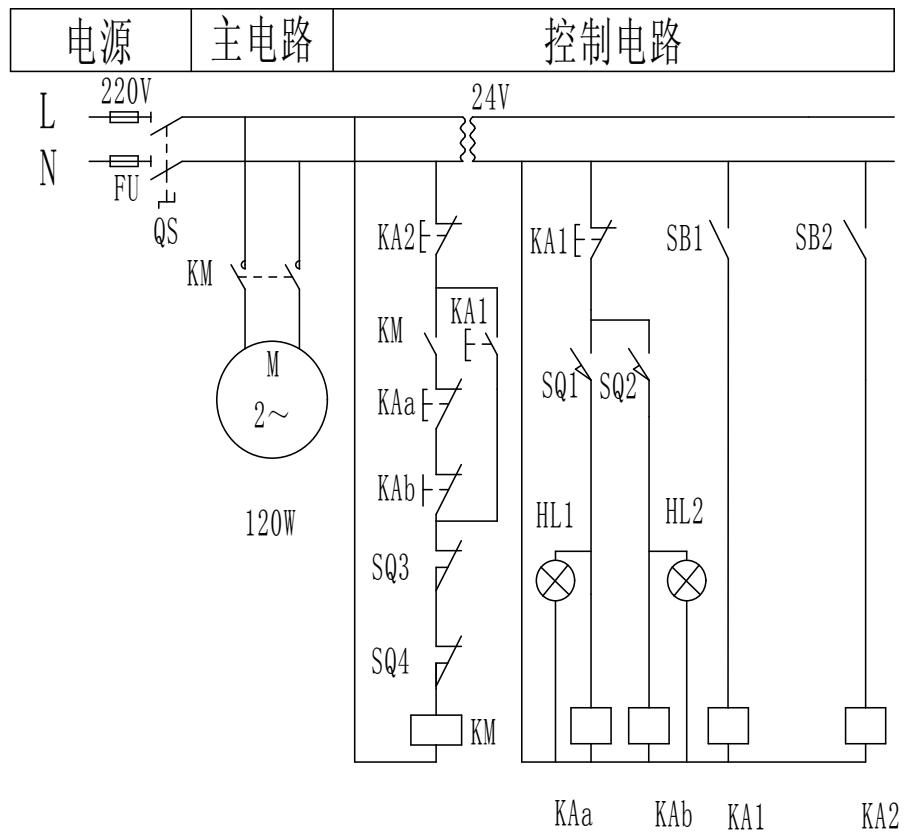


图 4.1 电气原理图

电动栏杆的工作过程参见上图，首先启动电动栏杆系统 QS 闭合，当电动栏杆在水平位置时行程开关动作 SQ1常开触点闭合，KAa 得电，而且水平位置的指示灯 HL1点亮，KAa 继电器的常闭触点断开，此时主电路接触器主触点在不按启动按钮的情况下不会接通电动机不会工作，当需要启动电源使栏杆从水平位置达到竖直位置时按一下启动按钮 SB1，此时中间继电器 KA1得电，KA1常开触点闭合常闭触点断开，KAa 失电，KAa 继电器的常闭触点闭合状态，然后 KM 线圈得电，KM 线圈常开辅助触点闭合，线圈自锁电机启动电动栏杆开始转动，当电动栏杆转动达到竖直位置时行程开关 SQ2动作，SQ2的常开触点闭合，线圈 KAb 得电，且竖直位置指示灯 HL2点亮，KAb 的常闭触点断开，然后主线圈 KM 断电，电机自动断电，若让再次使电动栏杆从竖直位置转动到水平位置时再按下启动按钮即可

4.2 控制电路外接设备的设计

(1) 对于外接设备最基本的连接方式就是用电缆直接连接按钮的方式，按钮只需要一个启动按钮 SB1，和一个停止按钮 SB2，正常情况下只需要启动按钮就可以实现一键操作电动栏杆，如遇到紧急情况如由于外界原因出现砸车，砸人现象就可以按下按下急停按钮 SB2，但同时机械式的防砸车装置也会起作用。

(2) 第二种就是连接遥控设备，当需要远程控制或者需要方便的控制方式时，就需要连接这些遥控设备，连接遥控设备时只需要将 SB1 以及 SB2 的外接端子与遥控设备的端子连接即可

(3) 第三种就是连接更加先进的设备如车牌识别系统，自动收费系统等都可以与本次设计的电动栏杆连接

总结与展望

本课题结合目前国内电动栏杆的研究现状和发展方向，具体阐述了一种电动栏杆齿轮传动的电动栏杆的设计与优化过程。本次毕业过程中主要完成的工作如下：

1、电动栏杆结构方案的确定。分析电动栏杆的工作原理，确定电动栏杆基本结构，并确定其基本尺寸。

2、确定了电动栏杆技术指标及参数。对该电动栏杆进行了计算。

3、零件的刚度和寿命计算与校核。对各个已设计零件进行刚度和寿命计算，确保满足使用要求，使该电动栏杆有足够的可靠性。

通过在设计过程中对专业知识的反复深入的学习，使我锻炼了自己各个方面的能力，特别是应用基础知识及专业知识解决问题的能力有了很大的提高。总而言之，本次电动栏杆的设计使理论结合到了实际，使我在实际的设计中能力有了极大的提高。

致谢

在本次毕业设计阶段完成以后，我首先要感谢的是杨教授的悉心指导。教授的严谨，务实的工作作风，是学术进步的态度，耐心细致的指导，是我完成毕业设计前提。

在毕业设计过程中杨教授以他严谨的治学态度、广博的专业知识、敏锐的洞察力和丰富的实践经验对我的毕业设计的各个环节进行了字斟句酌指导，使我们能够在设计过程中遇到问题有更加优化的解决方案。对于本次电动栏杆的设计也使我对机械行业有了更多更新的认知，对机械设计的过程有了更深一步的认识，使我对设计的整体脉络有了更加清晰的思路清晰。至此，我想再次向尊敬的杨教授致以我最诚挚的谢意

此外，还要感谢教研室的各位老师以及和我一起参加毕业设计的同组同学。他们的关心、鼓励、期盼和支持，是我不断前进的动力，在此向他们表示我最真挚的谢意和祝福。

参考文献

- [1] 康风清.电动栏杆系统设计的研究. 机械研究与应用. [J], 2008(03).
- [2] 杨三序.电动栏杆机械式安全装置.[J],2002.
- [3] GB/T 24973-2010,收费电动栏杆.[S].
- [4] 蔡春源.机械零件设计手册[M].北京: 治金出版社, 1996.
- [5] 哈尔滨工业大学理论力学教研室. 理论力学[M].北京:高等教育出版社,2011.
- [6] 濮良贵,机械设计[M]. 北京: 高等教育出版社,2013.
- [7] 孙恒.. 机械原理[M]. 北京: 高等教育出版社,1996.
- [8] 刘鸿文. 材料力学[M].北京:高等教育出版社,2011.
- [9] 杨为勤. 墨铸铁离心铸型材料许用应力的确定方法[J].铸造,2013,62(11):1061-1066.
- [10] S X Yang. Electeic barrier driving mechanism With a jaW clutch [J].Engineering Manufacturer,2004
- [11] 王贵成, 范真.公差配合与测量技术[M]. 北京:高等教育出版社,2011.
- [12] 机械设计手册联合编写组. 机械设计手册[M] .北京: 化学工业出版社,1987 .
- [13] 梅丽凤. 电气控制与 PLC 应用技术[M].机械工业出版社,2014.
- [14] 北京人民交通出版社 JB/T4278.1-2000 收费栏杆技术条件 [S]第一部丹: 电动栏杆 ,2000
- [15] 西北工业大学编. 机械设计[M]. 北京:人民教育出版社,1979
- [16] SoedelW.design and mechanics of compressor valves[M].Purdue University, West Lafayette, IN 47907, 1984