电动摇椅的设计毕设

目　　录

摘要 4

关键词 4

1 前言 5

1.1 研究此课题的意义 5

1.2 总体设计 ..... 错误!未定义书签。

..7

2 椅架和椅身的结构设计 7

2.1 椅架的结构设计 7

2.2 椅身的简单设计 7

3 传动系统的设计 9

3.1 电动机的选取 9

3.2 减速器的设计计算 10

3.3 设计 V 带和带轮 12

3.4 减速器齿轮的设计 14

高速级大小齿轮的设计 14

低速级大小齿轮的设计 15

3.5 减速器机体结构尺寸 16

3.6 减速器轴的设计 ..... 错误!未定义书签。

高速轴设计 ..... 错误!未定义书签。

中间轴的设计 17

从动轴的设计 18

3.7 减速器其他部分的设计 25

3.8 电动机带轮的设计 26
3.9 减速器润滑方式的确定 27
3.10 四杆机构的设计 27
选用四杆机构的原因..... 27
四杆机构的设计..... 27
材料的选择..... 29
4 销的剪切强度计算 31
4.1 剪切强度条件 31
4.2 剪切强度计算 31
5 弹簧部分的设计 27
5.1 设计此部分的原因 31
5.2 弹簧部分的设计 31
6 万向轮的选用 32
6.1 选用万向轮的原因 32
6.2 万向轮的选择 32
7 结论..... 28
参考文献 29
致　谢 30

电动摇椅的设计

摘　要：进行电动摇椅的设计，其中摇椅安装在底座上，由电动机驱动，经过减速器减速，通过曲柄摇杆机构使得椅子摇动起来。摇椅内部配有两根受压缩的弹簧，以缓冲运动过程的冲击，减小载荷。摇椅底架上安装带有刹车装置的万向轮，方便摇椅的移动，这亦是此次设计的创新点。此电动摇椅可广泛用于家庭休闲或者浴场等公共休闲场所。

关键词：摇椅；电动机；减速器；弹簧；万向轮；平面四杆机构；

Design of Electric Rocking Chair

Abstract: **The design of electric rocking chair, with rocking chair installing in the base, is driven by a electromotor, then reducing the speed by reducer gear and shaking the chair up through crank rocker organization. In order to buffer the impact of the movement process and reduce load, there are two mechanical compressed springs in it. Omni-directional wheels with brake equipment are installed on the base so that electric rocking chair can move in convenience, meanwhile this is also a innovation point. This electric rocking chair can be**

used in family for leisure, and bathing spot or other public leisure places.

Key words: rocking chair; electric motor; reducer gear; mechanical spring; Omni-directional wheel; Planar four-bar linkage

1 前言

1.1 研究此课题的意义

椅子，是人们生活中离不开的产品。随着科技的进步和人们文化生活水平的提高，随着经济文化全球化的实现，人们对椅子的功能、造型、品位提出了更新、更高的要求。要 求它强身益智，能有利健康。要求它功能齐全，能随心所欲。

传统“安乐摇椅”虽然使人逍遥舒适，但是它存在二大缺点：一是不能自己摇动，要 靠使用者自己的腿作用于地面而前后摇动，如老年人、残疾人、疲劳的人或即将入睡的人， 他们的作用力不够时，便不能摇动。二是椅底部为两根弧杆在地面上摇动碾压，将会对室内的地面造成严重损伤。

电动遥椅，是以人们喜爱的“安乐摇椅”为基础，加上电机驱动装置而成。它既保持了传统“安乐摇椅”的优点，又吸收了现代科学技术。“电动逍遥椅”在原有的“安乐摇椅”的基础上作了改进。一是加了一个固定式底座和万向轮；二是加了电机驱动及调速、等装置。

现代消费新观念，为电动逍遥椅的问世打下了坚实的基础。一方面，人们有购买“电动逍遥椅”的心理需求。随着时代的进步，科学技术的广泛应用，人们希望自己 的亲密座椅使用更加舒适，功能更加齐全，造型更加美观高档。如目前市场上已有售价几千元的按摩垫和售价几万元的按摩椅，其购买者不在少数。与此同时，现代社会中，人们工作节 奏加快，工作效率高，竞争压力大，休息时间相对减少。因此，人们非常珍惜休息时间， 重视休息的质量，需要一个休闲的摇椅。传统的“安乐摇椅”由于档次和品位上不来，又 容易损坏室内高级地板，而电动遥椅的出现，正好填补了这个空白。另一方面，人们有购 买和使用“电动遥椅”的条件。一是经济条件看，人们的生活水平越来越高，消费水平越 来越高，买得起，用得起。二是从家具的品种来看，无论是办公室，还是在家庭，人们想 到的品种都有了，正在寻找新的消费空间。中国人口年龄结构变化趋势，是电动逍遥椅问

世的前奏。有一台“电动逍遥椅”，有利于老年人的修心养性。特别是子女通过电动逍遥椅的图像舆系统随看到老人的情况，工作与“关心”两不误。因此，必将受到每个家庭的欢迎。一款既能用于成年人又能用于儿童的电动摇椅，定会有广阔的市场前景。

最近十年，电动摇椅有了一定的发展，国内外各项研究专利层出不穷。综合来看，美国和日本在这方面发展的最好，技术先进，应用广泛；而国内生产的电动摇椅大多设计简单，制造粗糙，离国际先进水平有一定的差距。从类型上看，电动摇椅以婴儿型较为常见， 其次为老人按摩型电动逍遥椅，而用于成人或者儿童的较为罕见。用途上，大多用于休闲、 保健、按摩、高档消费及办公等。此外，市面上的电动摇椅大多较为昂贵，不适合大众消 费，且操作复杂，维护不便，不利于推广。

因此，设计一台既能用于各种娱乐休闲场合的电动摇椅，通过设计降低成本，使简便 实用，达到目的。

1.2 方案的选择

根据传统摇椅的结构和外形，此电动摇椅其椅身（1）与底板支架（2）之间通过销（3）连接在一起，调速电机（5）、减速器（6）安装在底板（4）上，电机的转速通过(6)减速后，使得驱动轴（7）带动摇臂（8）作旋转运动，连杆（11）的两端分别通过螺栓（9）、（10）连接着摇臂（8）和椅身（1），于是摇臂

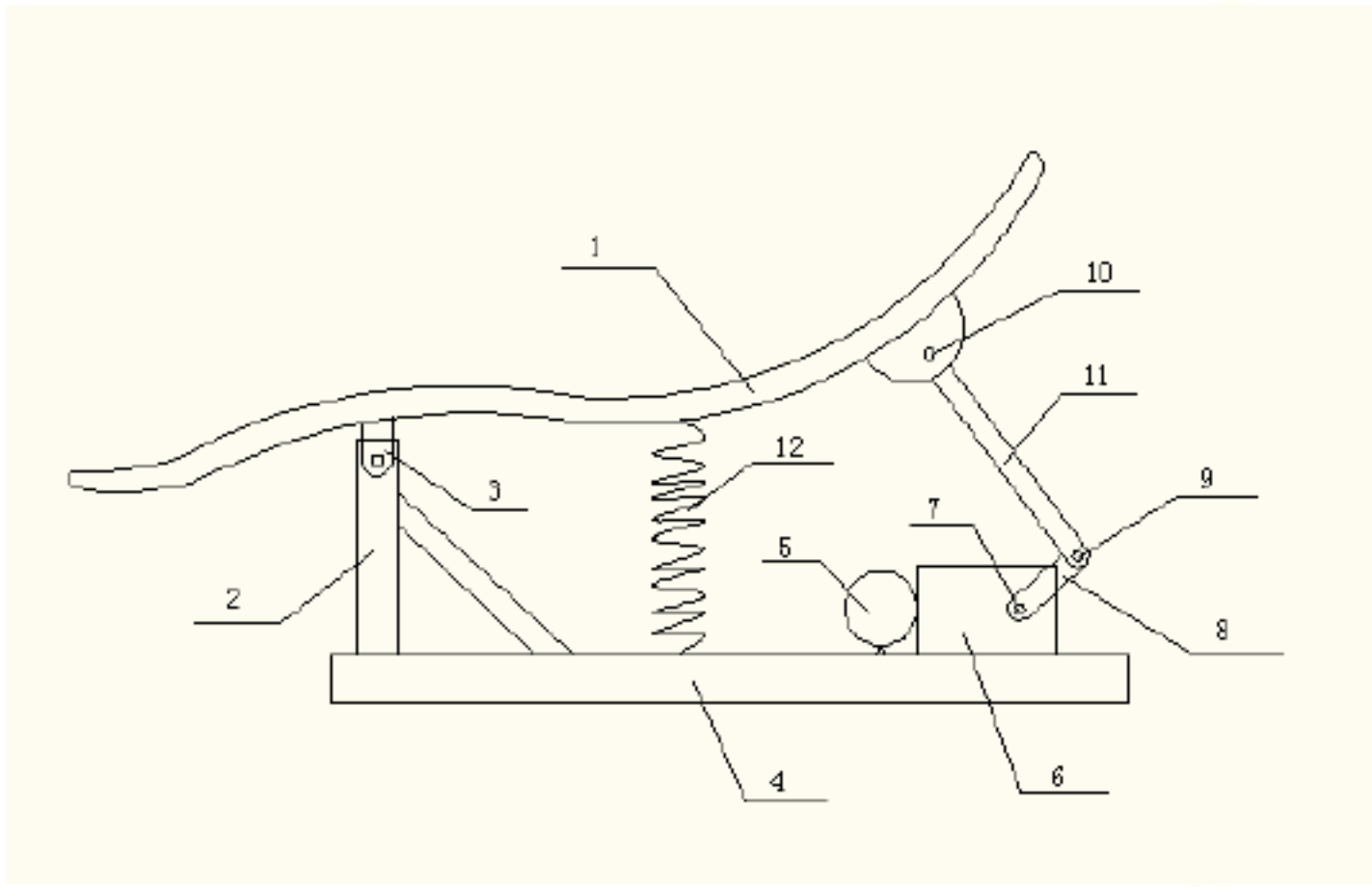


图 1 电动摇椅示意图
Fig.1 Electric rocking chair schemes

（8）的旋转带动连杆（11）运动，使得椅身（1）通过枢轴（3）上下运动，由于电机（5）是调速的，因此可以根据不同的需要调节椅身起伏的不同速度。而且（10）通过双头螺柱

连接椅身，通过不同的连接位置，可以调节椅身上下摇动的高度。

两根弹簧（12）分左右安装在椅身（1）与底板（4）之间，并且都处于150-350 牛顿的受压力，因此受压的弹簧（12）减小了载荷的椅身（1）向下对摇臂（8）的作用力，使　得摇臂（8）带动连杆（11）向上运动所需的力量得以减小。如果弹簧（12）受压力小于 150 牛，那么椅身（1）加上人体的重量对摇臂（8）的作用力较大，使得摇臂（8）带动连杆（11）向上所需的力量较大；而如果弹簧（12）受压力大于 350 牛，那么当椅身（1）载荷的人体重较轻时，那么摇臂（8）带动连杆（11）向下运动所需的力量较大。

用蜗杆减速装置进行减速，电动摇椅的工作原理仍然按图 1 所示。但是蜗杆传动在啮合处有相对滑动，比较明显的就是传动摩擦损失比较大，效率也很低。通常效率只有 0.7~0.8，如果蜗杆传动还具有自锁功能，则其效率会在 0.5 之下。因此，蜗杆传动对于传递大功率和长期连续工作是不适合的。

蜗杆传动还有一个比较大的缺点就是成本比较大，有的时候为了减少其摩擦损耗，蜗　轮会使用贵重的减摩材料(青铜)制造，这就在一定程度上加大了其制造的成本。

综上所述，选择方案一。

2　椅架和椅身的结构设计

2.1 椅架的结构设计

传统摇椅的摇摆通过弧状椅架，依靠人力摆动。而电动摇椅通过电机驱动，不再需要　人力，因此将底架设计成长方体形状。此外还需要支撑椅身的部分，因此设计在底架上放　置支撑椅身的部分，垂直于底架，并且在与底架之间采用筋支撑。

椅身与椅架采用销连接，间隙配合，因此，在椅架部分设计出安装销的部分。在椅架上还须设计出安装传动部分中的减速器、V 带轮和电动机部分，均采用螺栓连接。此部分椅架与底板平行，之间有一定距离，且通过一根杆件彼此焊接相连。此椅架的各个零件部分均通过焊接相连。

椅架具体设计如图 7 所示，详细尺寸见附件 CAD　图。

2.2　椅身的简单设计

传统摇椅由于本身没有底座，在摇动的时候很容易划伤地板，因此，设计了底座，从而避免摇椅的摇动对地板的损坏。椅身和普通摇椅没有区别。底座选用 45 号钢，椅身选用木材等家具材料。

椅子具体设计如图 8 所示，详细尺寸见附件 CAD 图。

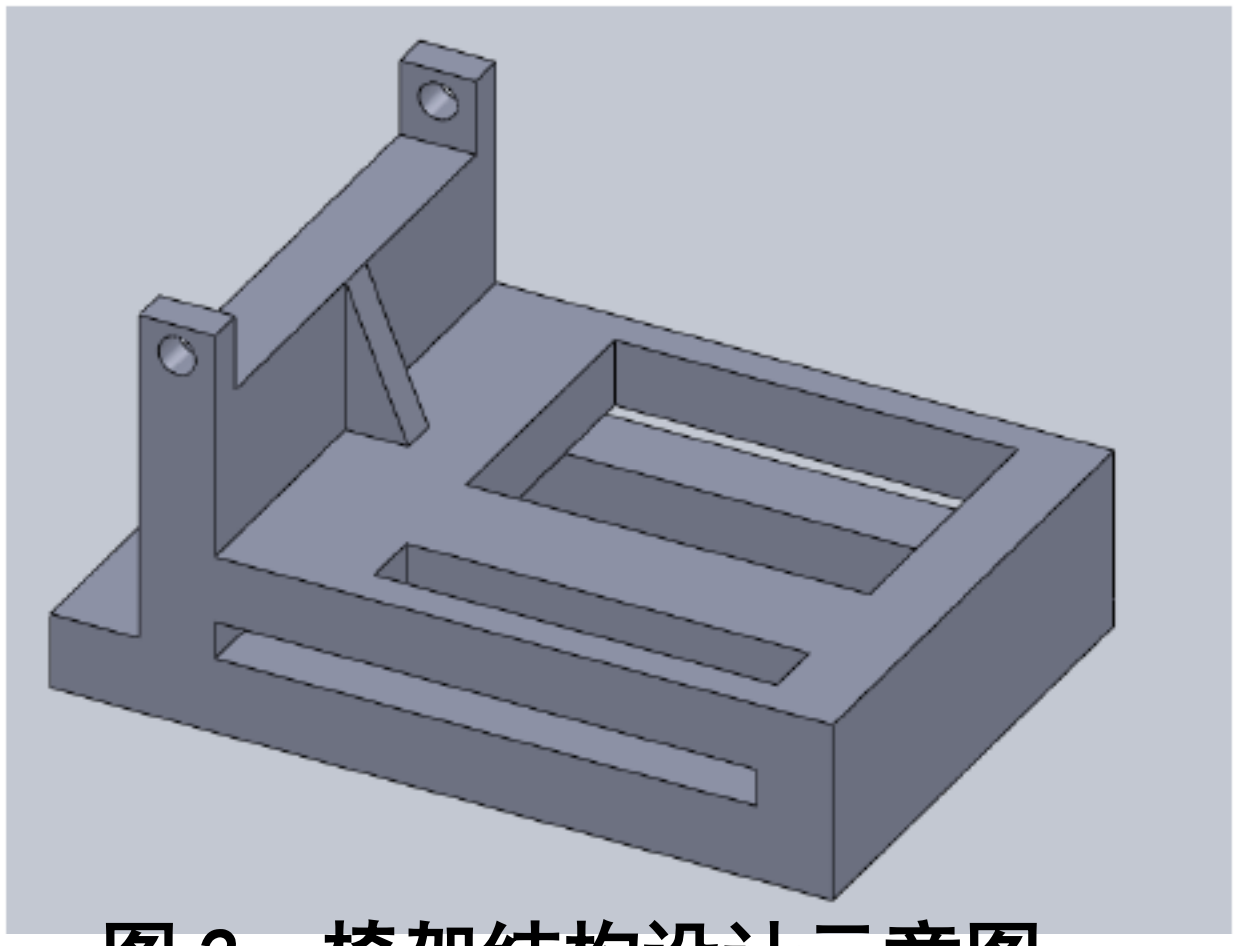


图 2　椅架结构设计示意图

Fig.2　Schemes of structure design on chair shelf

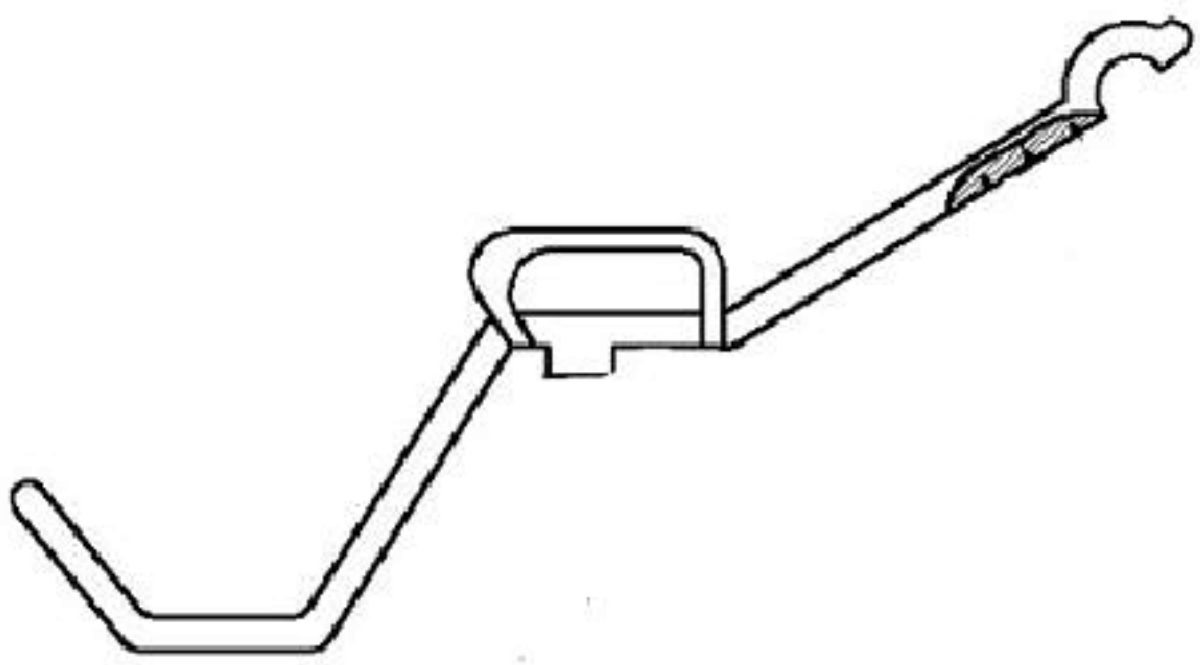


图 3　椅身的设计示意图

Fig.3　Schemes of body of chair

3　传动系统的设计

3.1　电动机的选取

3.1.1　选择电动机的类型

由于要求的电动摇椅结构简单，运行可靠，价格便宜，而且具有调速功能，所以选用三相笼型异步电动机。

3.1.2　选择电动机的结构形式

根据要求设计，安装方式采用卧式。

电动摇椅要求工作环境较为干净、灰尘少，干燥，因此选用防护式电动机。

3.1.3　选择电动机的额定电压

电动摇椅属于日常家用电器，要求功率比较低，因此额定电压选用 220V。

此次设计的电动摇椅主要用于日常家庭休闲使用，或者公共娱乐休闲场所，因此电动　摇椅的工作环境较平常，工作温度适中。

如果选择交流电，方便室内的休闲使用，但是户外使用时不方便。因此选用直流电，通过蓄电池带动电动机，方便使用，工作可靠。

3.1.5　选择电动机的转速

按照工作机转速要求和传动机构的合理传动比范围，可以推算电动机转速的可选范围。

根据设计，　选用二级齿轮减速器传动，　查表，选取 $i_{V带}=2$，$i_{齿轮}=3$。且估算 $\eta_w \le 60r/\min$，所以，根据公式，得电动机转速

$$\eta_d \le i_{V带} \cdot i_{齿轮}^{2} \cdot n_w = 2\times 3\times 3\times 60 = 1080r/\min \quad (1)$$

3.1.6　选择电动机的功率

工作机所需功率：

$$P_w = \frac{Fv}{1000\eta_w} = \frac{1000\times 0.09}{1000\times 0.92} = 0.1\ kW \quad (2)$$

其中工作机阻力 F 即人的重力，大约小于 1kN。

传动装置的总效率

η=η 齿轮*η 齿轮*η 带*η 轴承*η

所需电动机的功率：

$$P_d = \frac{P_w}{\eta} = \frac{0.1}{0.88} = 0.113KW = 113\text{W}$$

（4）

综上所述，选用 YS 系列三相异步电动机，具体型号为：YU2114，其额定功率 120W，转速 1400r/min，额定电压 220V，额定电流 1.88A，外形尺寸（长×宽×高）247mm×140mm×178mm。

3.1.7 调速部分

调速控制，加装变频器，通过改变异步电动机定子端输人电源的频率，且使之连续可 调来改变它的同步转速，实现电动机调速。

此调速的优点是:无附加转差损耗，效率高，调速范围宽；对于低负载运行时间较多，或起停运行较频繁的场合，可以达到节电和保护电机的目的。缺点：技术较复杂，价格较高。

3.2 减速器的设计计算

3.2.1 确定传动装置的总传动比和分配传动比

此处省略 NNNNNNNNNNN 字。如需要完整说明书和设计图纸等.请联系 扣扣：九七一九二零八零零 另提供全套机械毕业设计下载！该论文已经通过答辩

3.2.2 各轴输入功率

$$P_1 = P_d \cdot \eta_{01} = 0.11 \times 0.96 = 0.1056kW \tag{9}$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{12} = P_d \cdot \eta_{01} \cdot \eta_{12} = 0.11 \times 0.96 \times 0.99 \times 0.96 = 0.1kW$$

(10)

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{23} = P_d \bullet \eta_{01} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{23} = 0.11 \times 0.96 \times 0.99 \times 0.96 \times 0.99 \times 0.96 = 0.095kW$$

$$P_4 = P_3 \bullet \eta_{34} = P_d \bullet \eta_{01} \bullet \eta_{12} \bullet \eta_{23} \bullet \eta_{34} = 0.11 \times 0.96 \times 0.99 \times 0.96 \times 0.99 \times 0.96 \times 0.99 \times 0.993 = 0.094kW$$

(11)

$$T_d = 9550 \frac{P_d}{n} = 9550 \times \frac{0.11}{1400} = 0.75\ N \cdot m$$

(12)

$$T_1 = T_d \cdot i_{带} \cdot \eta_{01} = 0.75 \times 3.05 \times 0.96 = 2.2\ N \cdot m$$

(13)

$$T_2 = T_1 \cdot i_{带} \cdot \eta_{12} = T_d \cdot i_{带} \cdot i_1 \cdot \eta_{01} \cdot \eta_{12}$$
$$= 0.75 \times 3.05 \times 0.96 \times 3.15 \times 0.96 \times 0.99 \times 0.96$$
$$= 6.3\ N \cdot m$$

(14)

$$T_3 = T_2 \cdot i_2 \cdot \eta_{23} = T_d \cdot i_{带} \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot \eta_{01} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{23}$$
$$= 0.75 \times 3.05 \times 4.24 \times 0.96 \times 3.15 \times 0.96 \times 0.99 \times 0.96 \times 0.96$$
$$= 26.5\ N \cdot m$$

(15)

$$T_4 = T_3 \cdot \eta_{34} = T_d \cdot i_{带} \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot \eta_{01} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{23} \cdot \eta_{34}$$
$$= 0.75 \times 3.05 \times 4.24 \times 0.96 \times 3.15 \times 0.96 \times 0.99 \times 0.96 \times 0.99 \times 0.96 \times 0.993$$
$$= 25.3\ N \cdot m$$

(16)

表 1　系统运动和动力参数表

Table 1　Analysis on system movement and dynamic

parameter

轴名	输入功率kW	输出功率kW	输入转矩 N.m	输出转矩 N.m	转速 r/min
电动机轴	—	0.11	—	2.2	1400
1 轴	0.106	0.103	2.2	2.1	459
2 轴	0.1	0.098	6.3	5.8	145.7
3 轴	0.095	0.094	26.5	25.4	60.21
4 轴	0.094	0.09	25.3	24.1	60.21

3.3 设计 V 带和带轮

3.3.1 确定 V 带型号

查表[1得：$K_A=1.2$ 则

$$P_c=K_A\cdot P_d=1.2\times 0.11=0.132kW$$

根据 P=0.132，n_0=1400r/min,选择 A 型 V 带，取 $d_1=125$。

$d_2=\frac{n_1}{n_2}\times d_1\times(1-\varepsilon)=3.05\times 125\times 0.98=373.63$，查表取 $d_2=375$。

ε 为带传动的滑动率ε=0.01-0.02。

3.3.2 验算带速

$$V=\frac{\pi d_1 n_1}{60\times 1000}=\frac{\pi\times 125\times 1400}{60\times 1000}=9.15m/s \tag{17}$$

带速在 5-25m/s 范围内，合适。

3.3.3 取 V 带基准长度 L_d 和中心距 a

初步选取中心距 a：$a_0=1.5(d_1+d_2)=1.5(125+375)=750$，取$a_0=750$。

由表[2]得：

$$L_0 = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_0} = 2305.8 \quad (18)$$

查表[1]取 $L_d = 2500$。计算实际中心距： $a \approx a_0 + \frac{L_d - L_0}{2} = 847.1$。

3.3.4 验算小带轮包角α

$$\alpha = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \times 57.3^\circ = 163^\circ > 120^\circ \quad (19)$$

。

3.3.5 求 V 带根数 Z

$$Z = \frac{P_c}{(P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L} \quad (20)$$

由内插值法得 $P_0 = 1.38$ $\Delta P_0 = 0.108$。

$$\frac{EF}{BC} = \frac{AF}{AC}$$

EF=0.1

P =1.37+0.1=1.38

$$\frac{EF}{BC} = \frac{AF}{AC}$$

EF=0.08

ΔP_0=0.10+0.108

查表[2]，得 $K_L = 1.09$。

由内插值法得 $K_\alpha = 0.959$。 α_1 =163.0

$\frac{EF}{BC} = \frac{AF}{AC}$, EF=0.009

K_∂ =0.95+0.009=0.959

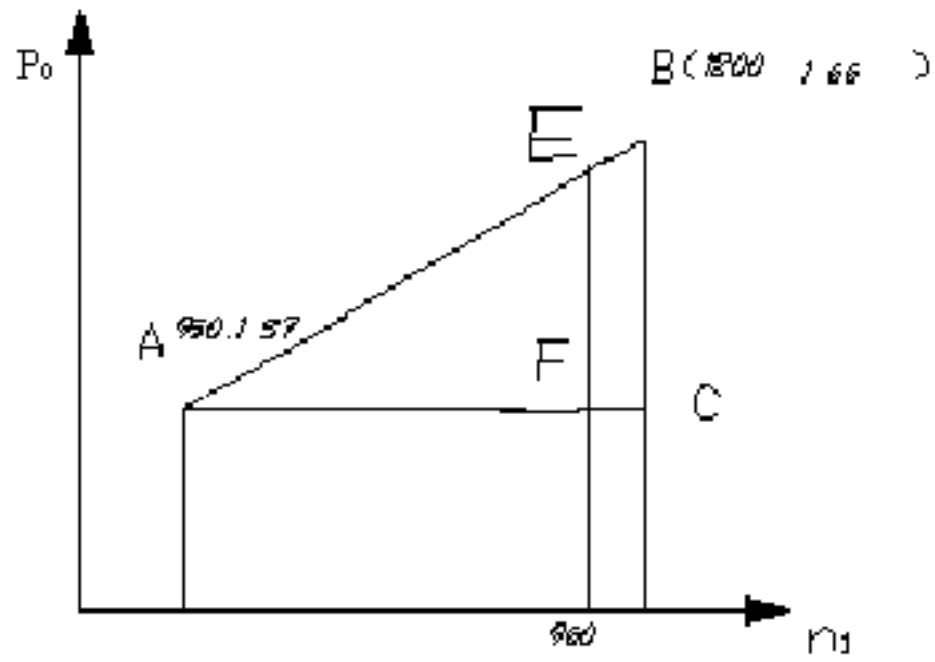


图 4 插指法计算图

Fig.4 Interpolation method calculation chart

因此，由式（19），

$$Z = \frac{P_c}{(P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L} = \frac{0.132}{(1.38 + 0.108) \times 0.959 \times 1.09} = 0.84$$

取 Z=1 根。

3.3.6 求作用在带轮轴上的压力 F_Q

查表[1]得 q=0.10kg/m，得单根 V 带的初拉力：

$$F_0 = \frac{500P_c}{zv}(\frac{2.5}{K_\alpha}-1)+qv^2 = \frac{500\times 0.11}{3\times 6.28}(\frac{2.5}{0.959}-1)+0.10\times 6.28^2 = 47.7N \quad (21)$$

作用在轴上压力：

$$F_c = 2ZF_0 \sin\frac{\alpha}{2} = 2\times 1\times 47.7\times \sin\frac{163}{2} = 94.45N \quad (22)$$

。

3.4 减速器齿轮的设计

3.4.1 高速级大小齿轮的设计

(1) 材料

高速级小齿轮选用 45 钢调质，齿面硬度为 250HBS。高速级大齿轮选用 45 钢正火，齿面硬度为 220HBS。

(2)

查表得：$\sigma_{H\lim 1} = 550Mpa$ $\sigma_{H\lim 2} = 540Mpa$，$S_H = 1.1$ $S_F = 1.3$，

故 $[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{H\lim 1}}{S_H} = \frac{550Mpa}{1.1} = 500Mpa$ $[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{H\lim 2}}{S_H} = \frac{540Mpa}{1.1} = 490Mpa$。

又 $\sigma_{F\lim 1} = 200Mpa$ $\sigma_{F\lim 2} = 150Mpa$，

故 $[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{F\lim 1}}{S_F} = \frac{200Mpa}{1.3} = 154Mpa$ $[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{F\lim 2}}{S_F} = \frac{150Mpa}{1.3} = 115Mpa$。

（3）按齿面接触强度设计

9 级精度制造，查表得：载荷系数$K = 1.2$，取齿宽系数$\varphi_a = 0.4$ 计算中心距。由公式得：

$$a \geq (u_1+1)\sqrt[3]{\left(\frac{335}{[\sigma]_H}\right)^2 \frac{KT}{\varphi_a u}} = (4.63+1)\sqrt[3]{\left(\frac{335}{490}\right)^2 \frac{1.2\times 2.2\times 10^5}{0.4\times 4.63}} = 179.4 \quad (23)$$

考虑高速级大齿轮与低速级大齿轮相差不大取 $a = 210$ $m = 2.5$

则 $Z_1 + Z_2 = \frac{2a}{m} = 168$ 取 $Z_1 = 29$ $Z_2 = 139$

实际传动比：$\frac{139}{29}=4.79$

传动比误差：$\frac{4.79-4.63}{4.63}\times 100\%=3.5\%<5\%$ 。

齿宽：$b=\varphi_a a=0.4\times 210=84$ 取$b_2=84$ $b_1=90$

高速级大齿轮：$b_2=84$ $Z_2=139$ 高速级小齿轮：$b_1=90$ $Z_1=29$

（4）验算轮齿弯曲强度

查表得：$Y_{F1}=2.6$ $Y_{F2}=2.2$

按最小齿宽$b_2=84$ 计算：

$$\sigma_{F1}=\frac{2KTY_{F1}}{bm^2Z_1}=\frac{2\times 1.2\times 106.9\times 2.6\times 10^3}{84\times 2.5^2\times 29}=43.5Mpa<[\sigma_{F1}] \quad (24)$$

$$\sigma_{F2}=\frac{Y_{F2}}{Y_{F1}}\times\sigma_{F1}=36.8Mpa<[\sigma_{F2}]$$，所以安全。

齿轮的圆周速度：

$$V=\frac{\pi d_1 n_1}{60\times 1000}=\frac{\pi\times 29\times 2.5\times 459}{60\times 1000}=1.7m/s \quad (25)$$

查表知选用 9 级的的精度是合适的。

3.4.2 低速级大小齿轮的设计

(1) 材料

低速级小齿轮选用 45 号钢调质，齿面硬度为 250HBS。

低速级大齿轮选用 45 号钢正火，齿面硬度为 220HBS。

（2）

查表得：$\sigma_{H\lim 3}=550Mpa$ $\sigma_{H\lim 4}=540Mpa$，查表得：$S_H=1.1$ $S_F=1.3$。

故$[\sigma_{H3}]=\frac{\sigma_{H\lim 3}}{S_H}=\frac{550Mpa}{1.1}=500Mpa$ $[\sigma_{H4}]=\frac{\sigma_{H\lim 4}}{S_H}=\frac{540Mpa}{1.1}=490Mpa$。

查表得：$\sigma_{F\lim 3}=200Mpa$ $\sigma_{F\lim 4}=150Mpa$。

故$[\sigma_{F3}]=\frac{\sigma_{F\lim 3}}{S_F}=\frac{200Mpa}{1.3}=154Mpa$ $[\sigma_{F4}]=\frac{\sigma_{F\lim 4}}{S_F}=\frac{150Mpa}{1.3}=115Mpa$。

（3）按齿面接触强度设计

9 级精度制造，查表得：载荷系数 $K=1.2$，取齿宽系数$\varphi=0.5$。

计算中心距，由式（23），

$$a\geq(u_2+1)\sqrt[3]{\left(\frac{335}{[\sigma_H]}\right)^2\frac{KT_2}{\varphi u_2}}=(3.56+1)\sqrt[3]{\left(\frac{335}{490}\right)^2\frac{1.2\times6.3\times10^3}{0.4\times3.56}}=241.3$$

取$a=250$　$m=4$　则　$Z_3+Z_4=\frac{2a}{m}=125$取$Z_3=27$　$Z_4=98$。

计算传动比误差：

$$\frac{\frac{98}{27}-3.56}{3.56}\times100\%=1.9\%<5\%$$ 合适。

齿宽：　$b=\varphi a=0.5\times250=125$则取$b_4=125$　$b_3=b_4+(5\sim10)=130$。

低速级大齿轮：$b_4=125$　$Z_4=98$

低速级小齿轮：$b_3=130$　$Z_3=27$

（4）验算轮齿弯曲强度

查表得：$Y_{F3}=2.65$ $Y_{F4}=2.25$。按最小齿宽$b_4=125$计算，由式（24），

$$\sigma_{F3}=\frac{2KTY_{F3}}{bm^2Z_3}=\frac{2\times1.2\times1591.5\times2.65\times10^3}{125\times4^2\times27}=47.9Mpa<[\sigma_{F3}]$$

$$\sigma_{F2}=\frac{Y_{F4}}{Y_{F3}}\times\sigma_{F3}=40.7Mpa<[\sigma_{F4}]$$安全。

（5）齿轮的圆周速度

$$V=\frac{\pi d_3n_3}{60\times1000}=\frac{\pi\times27\times4\times146}{60\times1000}=0.8m/s$$

查表[1]知选用 9 级的的精度是合适的。

3.5　减速器机体结构尺寸

见表 2

3.6　减速器轴的设计

3.6.1　高速轴设计

（1）轴的设计

选用 45 号钢调质处理。查表 14-2 $[\tau]=35Mpa$　C=100。

则，

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/796215243130010113