



南 华 大 学

# 第六届全国大学生 机械创新设计大赛 参赛作品设计说明书



作品名称： 自动升降防近视桌椅

设计者： 程道远 邱桂东 封志刚 王道妃 梁安帅 高林鹤

指导老师： 胡耀斌

参赛单位： 南华大学

# 自动升降防近视桌椅

## 目录

### 第一章 绪论

1.1 研究背景及意义 .....	2
-------------------	---

1.2 防近视桌椅的发展现状 .....	2
----------------------	---

### 第二章 自动升降防近视桌椅的设计

2.1 整体设计思路 .....	3
------------------	---

2.2 机械结构设计 .....	5
------------------	---

2.3 硬件电路设计 .....	8
------------------	---

2.4 软件部分设计 .....	13
------------------	----

### 第三章 本设计创新点

3.1 结构创新性 .....	19
-----------------	----

3.2 功能创新性 .....	19
-----------------	----

第五章 参考文献.....	25
---------------	----

# 一、绪论

## 1.1 研究背景及意义

众所周知，学生生活的大部分时间是在书桌前度过的。学生每天伏案学习时间长，同时又处于身体发育的关键时期，坐姿不正确轻者会引起脖颈不舒服，头脑发昏，视物模糊，四肢无力，疲劳困乏等症状，重者引起近视、驼背、脑血管痉挛及脊柱弯曲异常等疾病，脊柱弯曲异常又会影响心肺血液循环、呼吸和消化功能，使肺活量减少，将极大影响学生的学习兴趣，在其心理上投下阴影，若长期处于颈部过度前倾不良姿势，颈肌可因负荷过重而出现劳损，引起颈肌紧张综合症，甚至患颈椎病的危险性增高。这些危害都必须引起我们的关注。书桌椅是培养学生良好坐姿的重要外界环境，它与脊柱弯曲异常综合症及近视眼的发生有密切的关系，也是影响学习作业能力及身体功能的一个重要因素。据统计，到2012中国近视的人超过4亿，居世界首位，大学生近视率达90%。越来越多的学生因为求学眼睛近视，给以后的生活和其他方面都带来了很大的不便，所以预防近视很有必要。而且现代科技的飞速发展，桌椅也应该逐步科学化、自动化，方便学生上课和自习。

## 1.2 防近视桌椅的发展现状

经过查找相关资料和市场调研：发现现有的防近视桌椅争有如下几种。

①桌面上加钢架。其设计原理是保持眼睛和桌面在一定的距离，座椅的高度可通过拆装螺母来控制。



图 1

②手摇式机械升降桌椅。这类产品主要利用液压千斤顶的原理来调节桌子或者椅子高度实现坐姿端正。



图 2

这些桌椅都存在一个共同的问题：只能实现手动调节桌椅的高度而达到适合我们学习的高度，不能从本质上节约我们的时间。对于高校的流动性教学方式，没有固定的教室和固定的位置学习，这类桌椅无疑给我们带来了很大的不便。况且不同身高的同学将就使用一套不符合身高的桌椅，无形中增加了同学的近视率。为此我们设计了本的作品——自动升降防近视桌椅。

## 第二章 自动升降防近视桌椅的设计

### 整体设计思路

根据前期调研结果，我们发现，当前市场上所销售的同类产品采用手动方式的调整，如图 1，图 2 这类桌椅不仅在调整方面不准确，而且在运行时操作时很繁琐，除此之外由于市场相对于这类桌椅并未普及，造成了市场的垄断现象。不言而喻价格很高，现价比也特别矮。通过反复的思考和斟酌我们希望能通过我们的努力来改善我们的桌椅现状，设计一款高效率的符合每个人学习的防近视桌椅。

对此，综合前期调研结果，遵循设计的科学性、安全性和经济性等原则，我们设计出一款可以自动调整桌面和椅子高度的自动升降防近视桌椅。总体设计效果图如图 3。



图 3 ——自动升降防近视桌椅整体效果图

该产品可以根据当前用户输入的身高值来自动调节桌面和椅子的高度。用户通过位于桌面右上角的控制面板（如图 4 所示）输入自己的身高值。当系统获取用户的输入值后，系统会通过内置的算法关系判断时候该用户的桌面高度和椅子高度，再驱动执行机构进行调整至所需位置。



图 4 控制面板

身高、桌面、凳面高度算法关系取值表

身高 (cm)	凳面高度 (cm)	桌面高度 (cm)	桌椅面的差值 (cm)
150 (默认)	40	67	27
155	42	70	28
160	43	73	30
165	45	75	30
170	46	77	31
175	47	79	32
180	49	81	32
180 以上	50	83	33

注：取值计算的计算原理：凳面 (h) 与身高 (l) 的相对比值为 0.27 即  $(h/l=0.27)$ 。

详细计算见参考文献。

## 2.2 机械结构设计

### 2.2.1 桌子运动执行机构设计





图5 桌子结构示意图

桌子主要由桌面1、丝杆套2、丝杆3、锥齿轮4、底座5、轴承以及轴承座6、直齿轮7、联轴器8、电机9、转轴以及各种支撑架组成。

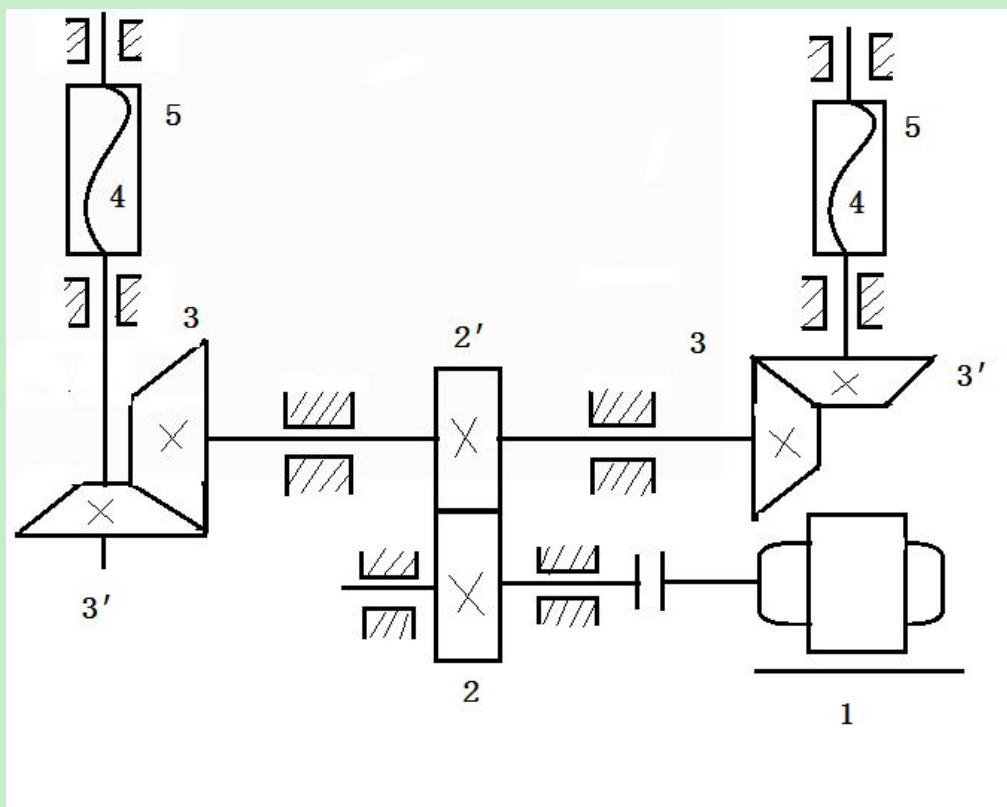


图6 桌子传动简图

运动由永磁同步电机 1 经过一级直齿轮副 2 带动转轴回转，转轴再带动二级锥齿轮副 3 换向后，同时带动两根螺杆 4 回转，使螺母沿轴线方向移动，并通过桌面支撑架带动桌面上下平移。桌面的上下平移运动由电机正反转决定，另外左右两个锥齿轮 3' 安装方向相反使得左右两根螺杆转向相反，螺母同时上升或者下降。这样的机构可将回转运动转变成轴向运动，且轴向运动不可转变为回转运动，便就可达到桌面静止时的自锁。

## 2.2.2 椅子的设计



图 7 椅子的结构图

椅子主要由座椅 1、电机和减速齿轮 2、底座和导轨 3、丝杆 4、举臂 5 组成。

由于要考虑到设备在运行过程中的用户的状态，即设备在运转过程中用户是坐于椅子上还是站在旁边，以及当用户坐在椅子时的体重是多少，这些情况对驱动机构的负载能力要求有很大的区别。为此，我们按照最恶劣的情况考虑，最大限度设计机构运行时的冗余度，最终选用电动千斤顶作为驱动机构。根据计算选用千斤顶型号为 SL-EJ350，具有较大的的负载能力，其信息如下：



承载重量：1.5 吨      输入电压：DC12V  
 最大电流：8A          额定功率：100W  
 升降高度：150-350mm

## 2.3 电路硬件设计

### 2.3.1 控制系统电路设计

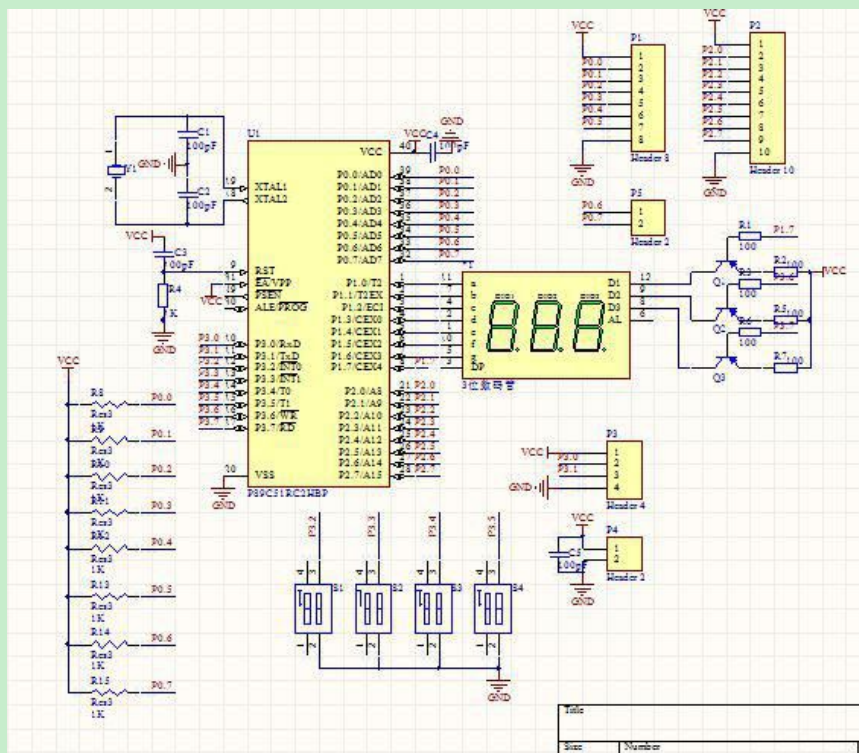


图 8 控制部分电路原理图

### 2.3.2 执行机构电器控制电路图

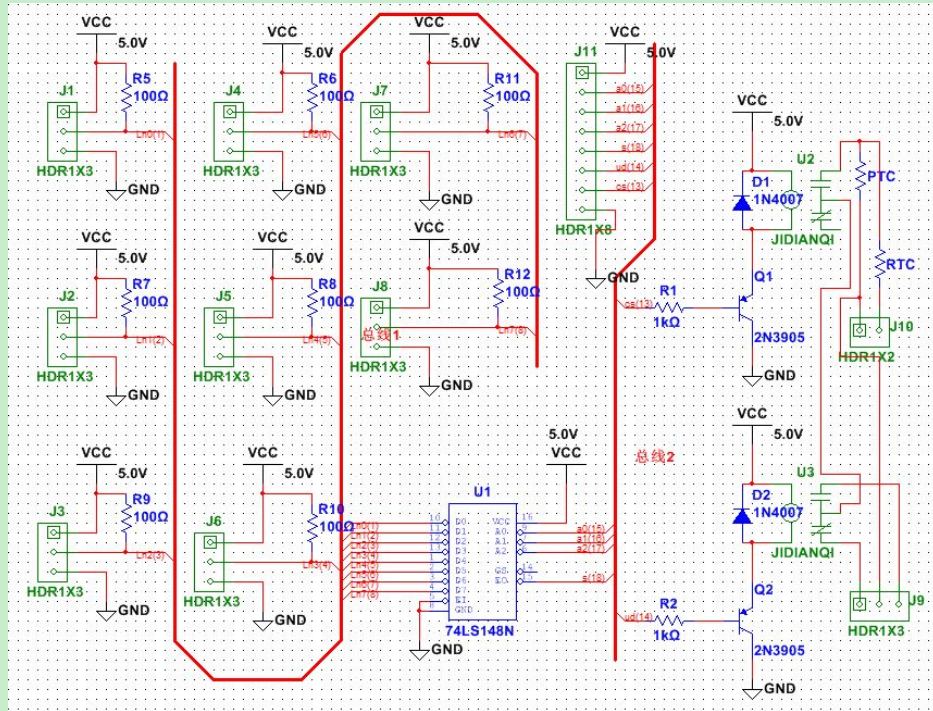


图 9 220V 同步电机正反转控制电路

### 功能说明

接口	接口说明	功能说明
J1~J8	光电开关接口	行程开关接口，确定运行状态及位置
J9	12VDC 输入	通过继电器翻转控制电机的正反转
J10	电机电源输出	220VAC 电源输入
J11	通信接口	与单片机进行通信，控制驱动电路

### J11 口说明

引脚	功能说明
VCC	驱动板数字信号电源
A0~A2	当前设备位置信息编码
S	判断 A0~A2 信息是否有效，低电平表示当前 A0~A2 编码信息有效
UD	设备的上升和下降控制端口，低电平表示设备向下运动，高电平向上运动
CS	驱动板使能控制位，低电平时驱动板工作

### 2.3.3 12V 电机正反控制电路

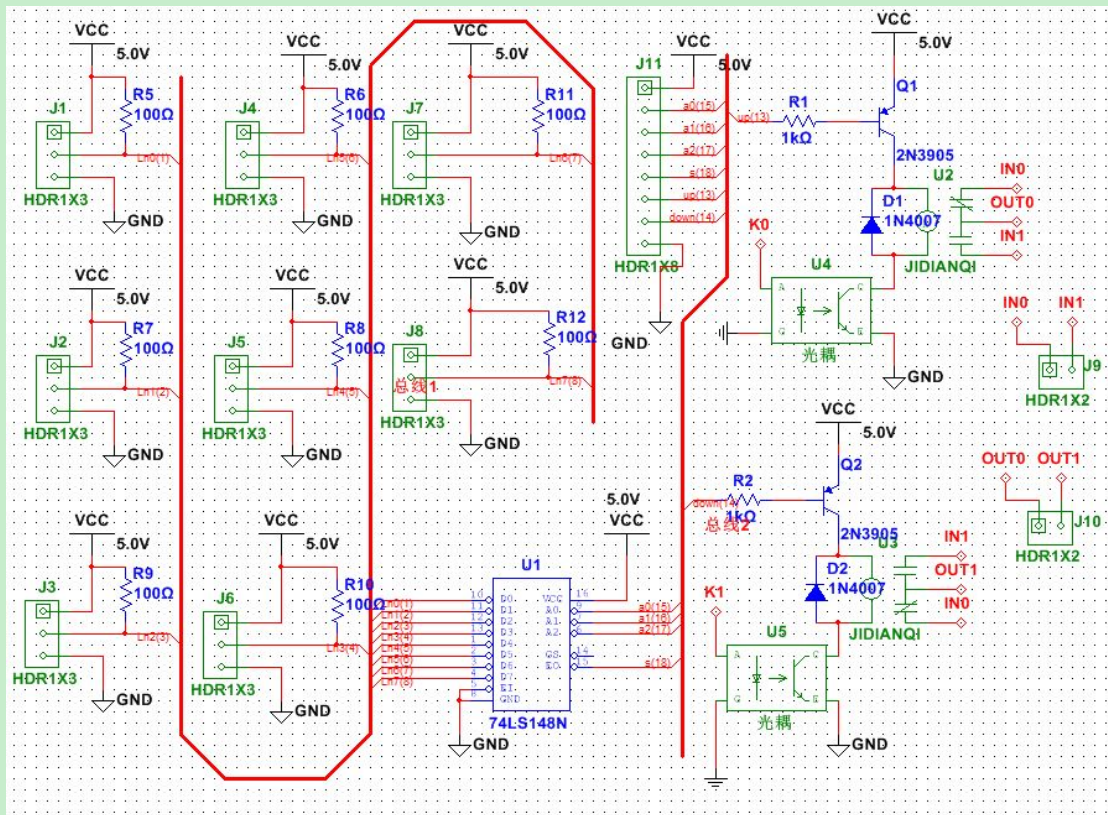


图 10 12V 电机正反控制电路图

#### 功能说明

接口	接口说明	功能说明
J1~J8	光电开关接口	行程开关接口，确定运行状态及位置
J9	12VDC 输入	通过继电器翻转控制电机的正反转
J10	电机电源输出	12VDC 电源输入
J11	通信接口	与单片机进行通信，控制驱动电路

引脚	功能说明
VCC	驱动板数字信号电源
A0~A2	当前设备位置信息编码
S	判断 A0~A2 信息是否有效，低电平表示当前 A0~A2 编码信息有效
UP	设备的上升控制引脚，与 DOWN 引脚协同控制，当 UP 为低电平，DOWN 为高电平时，设备向上运动，当两引脚电平相等时，设备断电
DOWN	设备的下降控制引脚，与 UP 引脚协同控制，当 DOWN 为低电平，UP 为高电平时，设备向下运动。当两引脚电平相等时，设备断电。

### 2.3.4 位置传感器设计

采用对射式光电开关（图 10）搭建的光电开关矩阵作为机构的运动位置及方向辨识开关。机构在运动过程中，带动遮挡片一起运动，当遮挡片运动到光电开关的位置时，会触发光电开关进行动作，根据不同的位置光电开关的被触发信号，通过 74LS148 优先编码芯片进行编码，再将编码后的信息传输给单片机系统，使系统完成对机构运动信息的获取。

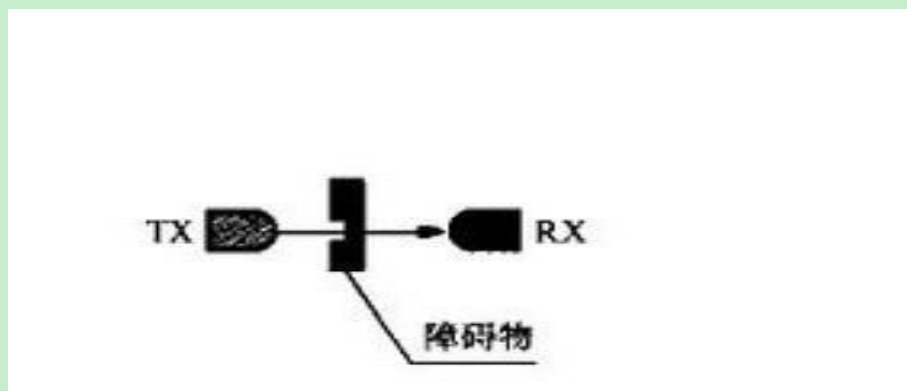


图 11 对射式光电开关

### 2.3.4.1 单个光电开关电路原理图

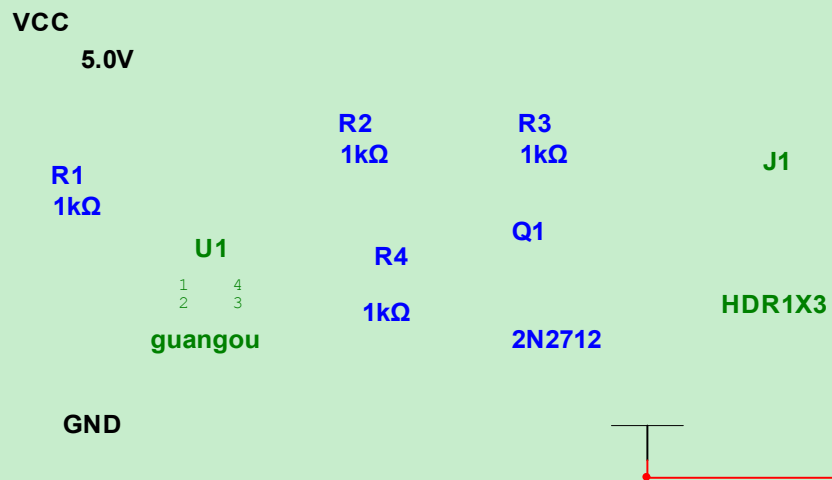


图 12 光电开关电路原理图

光耦选用台湾亿光的 ITR9608 型光电开关（图 12），当光耦的光照通道被遮挡时，3 脚为高电平，三极管 2N2712 导通，输出低电平信号，当光耦导通时，3 脚为低电平，三极管截止，输出高电平。

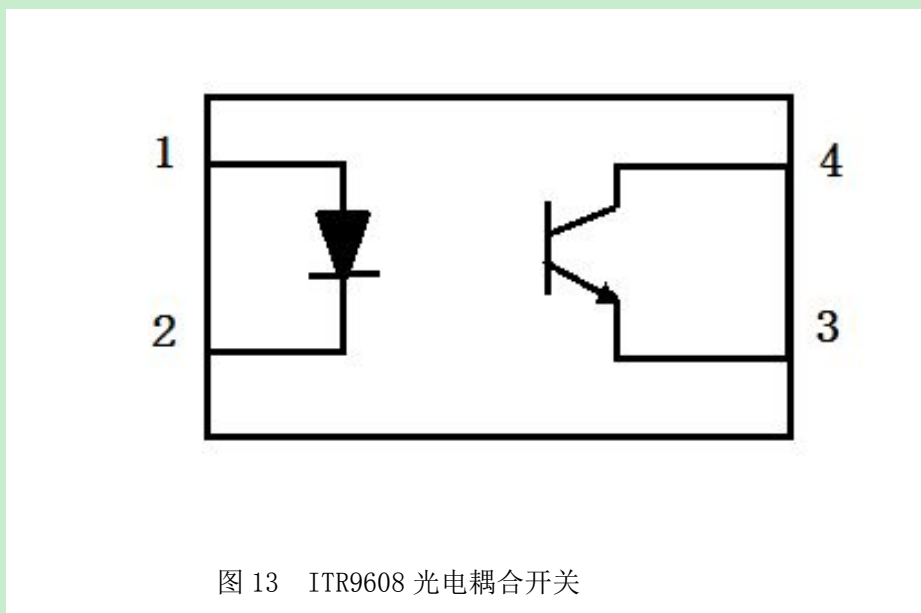


图 13 ITR9608 光电耦合开关

## 2.4 软件部分设计

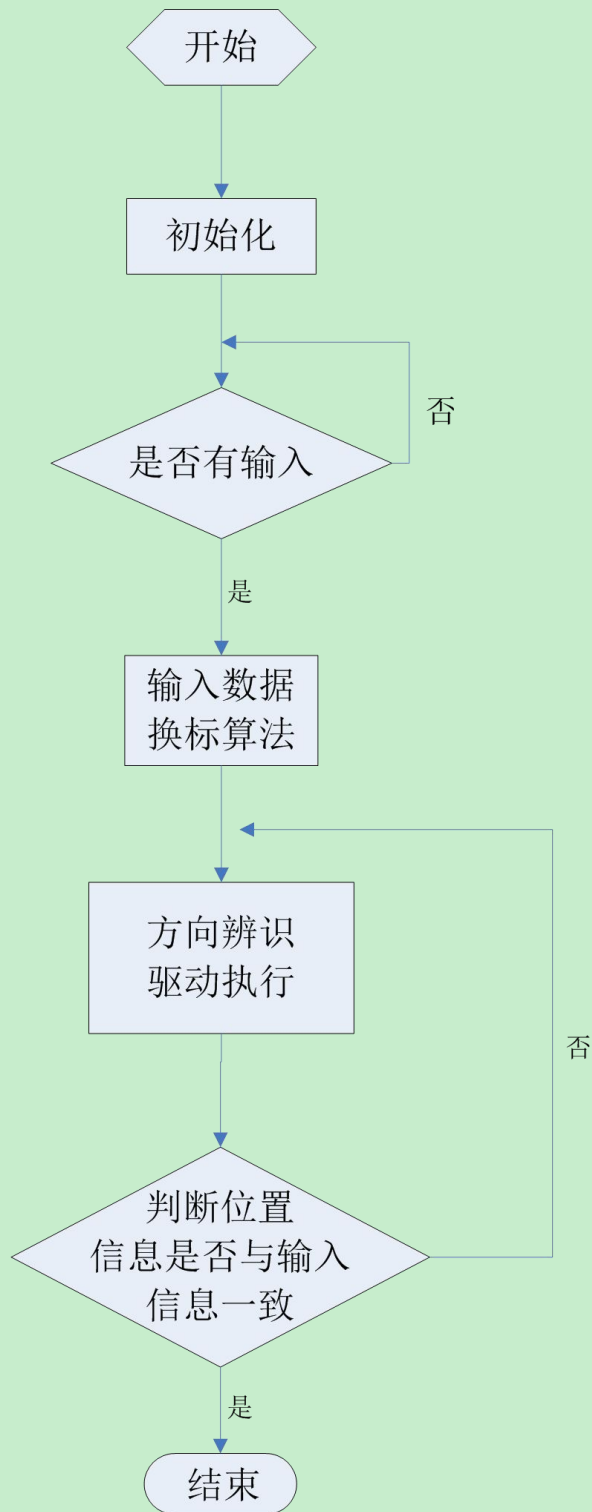


图 14 整体程序设计流程图



整体软件设计思路如图 14 所示，开机后对所有设备的状态进行初始化。分别对设备 0（桌子驱动机构）和设备 1（座椅驱动机构）的状态和当前位置缓存进行声明和初始化。当有按键输入后，系统通过软件换标将用户输入的身高信息转化为桌子和座椅的高度信息，并写入缓存，用于比较判断是否与传感器获取的位置信息是否一致。若相等则设备停止运行，若不相等，则根据两者之间的大小关系判断是向上运动还是向下运动。设备停止运行后，程序跳转至起始位置，等待下一次按键动作输入。

当机构在运行过程中，按键输入功能继续有效。但当系统响应按键中断时，所有的运行机构会自动停止，按键输入确认后，系统会更新输入的预设位置信息，并重新判断是否启用设备以及设备的运动方向。

### 初始化时程序代码：

```

SETB EA                ;启动外中断 0
SETB EX0
SETB IT0

                        ;SHENGAO 存储区初始化
MOV A,SHEBEI0         ;以设备 0 的位置为基准
JB S0,YU              ;数据有效性辨识，无效，赋值最小值
MOV SHENGAO,#moren   ;设定为默认身高
SJMP HE
YU:ANL A,#111B
MOV B,#DT
MUL AB
ADD A,#MIN
MOV SHENGAO,A
HE:
; CLR  UPDOWN0        ;初始设备 0 向下运动
; CLR  UPDOWN1        ;初始设备 1 向下运动
SETB CS0              ;初始关闭设备 0
SETB SUP1             ;初始关闭设备 1
SETB SDOWN1
CLR  ZHUANGTAI0      ;初始设备 0 声明处于关闭状态
CLR  ZHUANGTAI1      ;初始设备 1 声明处于关闭状态

```

系统启动后，启动中断指令，用于判断是否有按键动作。根据位置传感器获取设备 0 的位置信息，并以此为初始化时的整个系统的位置参考基准，若因某些意外因素，例如设备在运转过程中使突然断电等不可抗力因素导致的传感器无法获取设备信息时，对身高缓存写入默认值 170cm。设备初始运动方向均设置为向下运动（每次执行按键设置动作后会自动更

新运动方向)。清零设备状态位，作为当前设备处于关闭状态的软件声明，设备状态位用于判断本次设置是否已经完成。

## 按键检测程序代码：

```
.*****  
,  
*****响应按键中断*****  
*****  
shezhi:  
  
    SETB CS0                ;停止设备 0  
    CLR ZHUANGTAI0        ;设备 0 声明当前为停机状态 ,1 为启动, 0 为停止  
    SETB SUP1              ;停止设备 1  
    SETB SDOWN1  
    CLR ZHUANGTAI1        ;设备 1 声明当前为停机状态 ,1 为启动, 0 为停止  
  
DOK2: lcall xianshi        ;K2 动作，判断动作是否有效  
    JB K2, DOK3  
    LCALL xianshi  
    LCALL xianshi  
    LCALL xianshi  
    MOV R0,#250  
    JB K2, DOK2  
  
    MOV A,SHENGAO          ;执行 K2 动作  
    ADD A,#DT  
    CJNE A,#MAX+DT,n0  
    MOV A,#MAX  
N0:   MOV SHENGAO,A  
N1:   LCALL XIANSHI  
  
    JB K2,DOK2              ;K2 执行完成，动作是否持续  
    DJNZ R0, N1  
    sjmp dok2  
  
DOK3: lcall xianshi  
    JB K3,DOK4  
    LCALL xianshi  
    LCALL xianshi  
    LCALL xianshi  
    mov r0,#250
```

```

JB K3,DOK3
MOV A,SHENGAO
SUBB A,#DT
CJNE A,#MIN-DT,n3
MOV A,#MIN
N3: MOV SHENGAO,A
N4: LCALL XIANSHI

```

```

JB K3,DOK3
DJNZ R0,N4
sjmp dok3

```

```

DOK4: LCALL XIANSHI
JB K4,DOK2
LCALL XIANSHI
LCALL XIANSHI
LCALL XIANSHI
JB K4,DOK4

```

```

;执行 K4 动作
MOV A,SHENGAO ;转换为设定地址
SUBB A,#MIN
MOV B,#DT
DIV AB
MOV SHEDING,A ;设定后初始运动状态向下运动

MOV 30H,#D
CLR UPDOWN0 ;初始设备 0 向下运动
MOV 31H,#F
MOV 32H,#D
CLR SDOWN1 ;初始设备 1 向下运动
SETB SUP1

LCALL BIJIAO

RETI

```

按下按键 K1，使系统响应按键中断后，通过 K2，K3 对身高信息加减，每次步进 5cm 或 10cm 的距离（可通过修改 DT 修改步进长度）。按下按键 K4 表示本次输入完成。输入完成后，调用一次“BIJIAO”程序用于判断是否启动设备和设备运动方向。调用结束后，结束中断。

## BIJIAO 程序代码

```
BIJIAO: MOV A,SHEBEI0
        ANL A,#111B           ;获取当前设备 0 的位置信息
        JNB S0,OPEN0         ;判断位置信息是否有效, "1"有效,"0"无
效,
                                ;无效跳转至 open, 直接启动设备, 使其持
                                续运动到最近有效位置
        CLR CY
        SUBB A,SHEDING        ;判断当前值与设定值关系
        JZ STOP0             ;相等, 跳转至停止
        JNB CY, DOWN0        ;当前值大于设定值, 跳转, 机构下移
        SJMP UP0

UP0:    SETB UPDOWN0         ;向上运动
        MOV 30H,#U
        SJMP OPEN0

DOWN0:  CLR  UPDOWN0        ;向下运动
        MOV 30H,#D

OPEN0:  CLR CS0             ;启动设备 0
        SETB ZHUANGTAI0    ;声明当前设备 0 为启动状态
        SJMP NEXT0

STOP0:  SETB CS0
        CLR ZHUANGTAI0     ;设备均停止工作, 刷新状态位
        MOV 30H,#PH

NEXT0:  MOV A,SHEBEI1
        ANL A,#111B         ;获取当前设备 1 的位置信息
        JNB S1,OPEN1        ;判断位置信息是否有效, "1"有效,"0"无效,
                                ;无效跳转至 open,启动设备使其持续运动到
                                最近的有效置位。
        CLR CY
        SUBB A,SHEDING        ;判断当前值与设定值关系
        JZ STOP1             ;相等, 跳转至停止
        JNB CY, DOWN1        ;当前值大于设定值, 跳转, 机构下移
        SJMP UP1

UP1:    CLR SUP1            ;向上运动
        SETB SDOWN1
        MOV 32H,#U
        SJMP OPEN1

DOWN1:  CLR  SDOWN1        ;向下运动
        SETB SUP1
```

```

        MOV 32H,#D
        SJMP OPEN1
OPEN1:  ; CLR CS1                ;启动设备 1
        SETB ZHUANGTAI1        ;声明当前设备 1 为启动状态
        SJMP NEXT1
STOP1:  SETB SUP1
        SETB SDOWN1
        CLR ZHUANGTAI1        ;设备均停止工作，刷新状态位
        MOV 32H,#PH
        ;SJMP NEXT1          ;停止设备 0，检查设备 1 状态，为 1（运
行状态）跳转
NEXT1:  RET

```

### 主程序代码

```

START: MOV 30h,#PH            ;初始显示为"-"
        MOV 31H,#F            ;初始显示为"H"
        MOV 32H,#PH          ;初始显示为"-"

        LCALL DISPLAY

        JB  ZHUANGTAI0,ZHIXING ;检查设备 0 状态，启动状态时跳转至
zhixing, 关闭状态时执行下一步
        JB  ZHUANGTAI1,ZHIXING ;检查设备 1 状态，启动状态时跳转至
zhixing, 关闭状态时执行下一步
        SJMP START

ZHIXING:
        LCALL BIJIAO
        LCALL DISPLAY
        JB  ZHUANGTAI0,ZHIXING ;检查设备 0 状态，启动状态时跳转至
zhixing, 关闭状态时执行下一步
        JB  ZHUANGTAI1,ZHIXING ;检查设备 1 状态，启动状态时跳转至
zhixing, 关闭状态时执行下一步
        SJMP START

;*****END*****

```

系统运行时，循环等待按键中断指令，同时三位七段数码管显示“-H-”字样，表示当前系统处于平衡稳定状态。在按键输入过程中，数码管会显示用户输入的身高信息。按键输入结束后，第一位数码管和第三位数码管显示“u”“d”或“-”字样，表示设备当前正向上、向下运动，或设备已经稳定。第一位数码管显示设备 0 的运动状态，第三位数码管显示设备 1 的运动状态。当设备 0 和设备 1 均已声明停止动作时，ZHIXING 程序结束，跳转至 START 程序，等待下一次按键响应动作。

## 第三章 创新点

### 1、机电一体化设计

结合了机械机构和微电子技术实现自动控制，替代了市场上手动液压式升降桌椅。

### 2、人性化设计，便捷

输入身高数据，通过单片机芯片处理，驱动电机工作，快速调节桌子和椅子的高度，使人体拥有舒适的坐姿。

## 第四章 强度与刚度校核

### 4.1 电机的校核

(1) 所需启动转矩  $T_p$  的校核： $T_p = 2 \times 3.14 \times N_m \times (J_m + J) / 60 T_a \times 1000 + T_l$

式中： $N_m = N_1$ ， $N_1$  为丝杠的转速，因为丝杠和电机是通过 1:1 转速比相连，所以转速为 47r/min。 $J_m$  为电机轴换算电机惯量， $J_m = J_2 + J_3 + J_1$  联， $J_2$  是丝杠惯性量，在电机的设计选取中取值为 0.92kg m<sup>2</sup>， $J_3$  是负荷惯性量 J，在电机的设计选取中取值为 0.05 kg m<sup>2</sup>， $J_1$  联是联轴器惯性量，根据公式

$$J_{\text{联}} = M \cdot D D / 8 = 0.5 \times 0.08 \times 0.08 = 0.0004 \text{kg m}^2$$

带入计算  $J_m = J_2 + J_3 + J_1 = 0.16 + 0.05 + 0.0004 = 0.9804 \text{ kg m}^2$

J 为电机转动惯量为 0.016kg m<sup>2</sup>

$T_a$  为加速时间，根据是设计要求计算可以得到 0.0s



$$T_l = u \cdot 9.8 \cdot M \cdot P_b / (2 \cdot 3.14 \cdot 0.9) = 0.1 \cdot 9.8 \cdot 130 \cdot 0.0125 / (2 \cdot 3.14 \cdot 0.9) = 0.2874$$

综上所述，把对应的值带入公式计算可以得到：

$$T_p = 2 \cdot 3.14 \cdot N_m \cdot (J_m + J) / 60 T_a + T_l = 2 \cdot 3.14 \cdot 47 \cdot 60 + 0.287$$

$$= 2.034 + 0.287 = 5.89701 \text{ NM}$$

(2) 所需制动转矩  $T_s$  的校核：

$$T_s = 2 \cdot 3.14 \cdot N_m \cdot (J_m + J) / 60 T_a - T_l = 5.61001 - 0.287 = 5.32301 \text{ NM} \leq 7.5 \text{ NM}$$

(3) 转矩有效值  $T_m$  的校核：

$$T_{\max} = \sqrt{(T_p \cdot t_a + T_l^2 \cdot t_c + T_s^2 \cdot t_d)} / t$$

式中： $T_p = 5.89701 \text{ NM}$ ， $T_s = 5.32301 \text{ NM}$ ， $T_l = 0.2874 \text{ NM}$ ， $t_a$  为加速时间，在设计中取值 0.1

$t_c$  为恒速时间，在设计中取值 1.1  $t_d = t_a = 0.1$   $t = 2 \text{ s}$

把以上数字带入计算可得到

$$T_{\max} = \sqrt{(T_p \cdot t_a + T_l^2 \cdot t_c + T_s^2 \cdot t_d)} / t = 3.31 \text{ NM} \leq 4.06 \text{ NM} = \text{额定扭矩}$$

## 4.2 齿轮的强度计算及校核：

### 4.2.1 圆柱齿轮的设计及计算

根据受力分析有  $F(t) = 200 \text{ N}$ ，电动机功率： $P_w = 20 \text{ W}$ ，转速  $r = 40 \text{ r/min}$

经过查【1】11-3 表得 45 号钢  $\delta_{H\lim} = 350 \sim 400 \text{ MPa}$ ， $\delta_{EF} = 280 \sim 340 \text{ MPa}$ ， $S_H = 1.0$   $S_F = 1.25$

【1】表 11-4 载荷系数  $K = 1.5$  【1】11-7

所以  $[\delta_H] = 380 / 1.0 = 380 \text{ MPa}$ ， $[\delta_F] = 300 / 1.25 = 240 \text{ MPa}$

按照齿面接触强度计算：

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \cdot 20 \times 10^{-3} / 40 = 4.78 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{2kT_1 / \Phi d \times (u+1) / u [Ze \times Zh / [\delta_H]]^2} = 38.00 \text{ mm}$$

选择齿轮齿数  $Z_1 = 30$  由于不加速也不减速  $i = 1$

$$\therefore Z_2=30$$

模数  $m=38.00/30=1.27$   $\Phi_d=0.8$  【1】表 11-5

$$b=\Phi_d * d_1=0.8 \times 38.00=30.4\text{mm}$$

$$\therefore d_2=30\text{mm} \quad d_1=35\text{mm}$$

由具体的模数  $m=1.5$

$$\therefore d_1=m_1 * Z_1=45\text{mm}$$

中心距:  $a=(d_1+d_2)/2=45\text{mm}$

(1) 验算齿面的弯曲强度:

$$Y_{Fa_1}=2.725 \quad \text{【1】表 11-8} \quad Y_{sa}=1.6 \quad \text{【1】表 11-9}$$

$$\delta_{F_1}=2K_{T1}Y_{Fa_1}Y_{sa_1}/bm^2Z_1=2 \times 1.5 * 4780 * 2.725 * 1.6 / (0.8 \times 38 \times 1.5^2 \times 30) = 30.47\text{MPa}$$

$$\delta_{F_1} < [\delta_F]=240\text{MPa} \quad \text{安全}$$

$$\therefore \delta_{F_1}=\delta_{F_2}$$

所以, 满足强度条件。

(2) 齿轮的圆周速度

$$v = d_1 * n_1 / (60 * 1000) = 3.14 * 38 * 40 / 6000 \approx 0.79\text{m/s}$$

对照【1】表 11-3 可知选用 8 级精度是合适的。

(3) 其他几何尺寸计算

$$(1) \text{ 计算中心距 } a=(d_1+d_2)/2=45\text{mm}$$

(2) 计算齿轮的分度圆直径  $d$

$$d_1=d_2=mZ=1.5 \times 30=45\text{mm}$$

(3) 计算齿轮的齿根圆直径

$$d_f=d_1-2.5 * m=45-2.5 \times 3=37.5\text{mm}$$

$$d_{f1}=d_{f2}$$

(4) 计算齿轮宽度  $B$

$$b = \Phi_d * d_1 \quad \text{圆整后取:}$$

$$B_1 = 50$$

$$B_2 = 45\text{mm} \quad B_1 = 50$$

$$B_2 = 45$$

(5) 验算

$$\text{扭矩 } T = 2 * 31500 / 42 \text{N} = 1500 \text{N}$$

$$= 1 * 1500 / 45 \text{N/mm} = 33.33 \text{N/mm} < 100 \text{N/mm}$$

合适

## 4.2.2 锥齿轮的设计与校核

(1) 经过查【1】11-3表得45号钢  $\delta_{Hlim} = 350 \sim 400 \text{MPa}$ ,  $\delta_{EF} = 280 \sim 340 \text{MPa}$

$$S_H = 1.0 \quad S_F = 1.25 \quad \text{【1】表 11-4} \quad \text{载荷系数 } K = 1.5 \quad \text{【1】表 11-7}$$

$$\text{所以 } [\delta_H] = 380 / 1.0 = 380 \text{MPa}, [\delta_F] = 300 / 1.25 = 240 \text{MPa}$$

根据设计有一对直锥齿轮传动和位于齿宽中点的一对当量圆柱齿轮的强度相等。

由于锥齿轮用于改变力与运动的方向既不加速也不减速，所以传动比  $u = i = 1$ ，暂取齿数

$$z_1 = 25 = z_2$$

$$\text{区域系数 } Z_H = 2.5 \quad \text{【1】表 11-8} \quad \text{取 } Z_E = 188 \quad \text{【1】表 11-5}$$

齿宽系数  $\Phi_R = b / R_e$ ,  $b$  为齿宽,  $R_e$  为锥距。一般有  $\Phi_R = 0.25 \sim 0.3$

$$\therefore d_1 \geq \sqrt[3]{4k_{T1} / (\Phi_{Ru} (1 - 0.5\Phi_R) * 2) \times (Z_E \times Z_H / [\delta_H]) * 2} = 73.17 \text{mm}$$

$$\therefore \text{模数 } m = d_1 / Z_1 = 73.17 / 25 = 2.93 \quad \text{取整得 } m = 3$$

(2) 弯曲疲劳强度校核

$$\text{齿形系数 } Y_{Fa1} = Y_{Fa2} = 2.6 \quad \text{【1】表 11-8}$$

$$\text{修正系数 } Y_{Sa1} = Y_{Sa2} = 1.625 \quad \text{【1】表 11-9}$$

$$\delta_F = kF_{t1} Y_{Fa} Y_{Sa} / bMm = kF_{t1} Y_{Fa} Y_{Sa} / bm(1 - 0.5\Phi_R)$$

$$= 1.5 * 400 * 2.6 * 1.625 / (0.8 * 73.17 * 3 (1 - 0.25 * 0.5))$$

$=16.50 \leq [\delta_F] = 240\text{MPa}$  (满足弯曲疲劳强度)

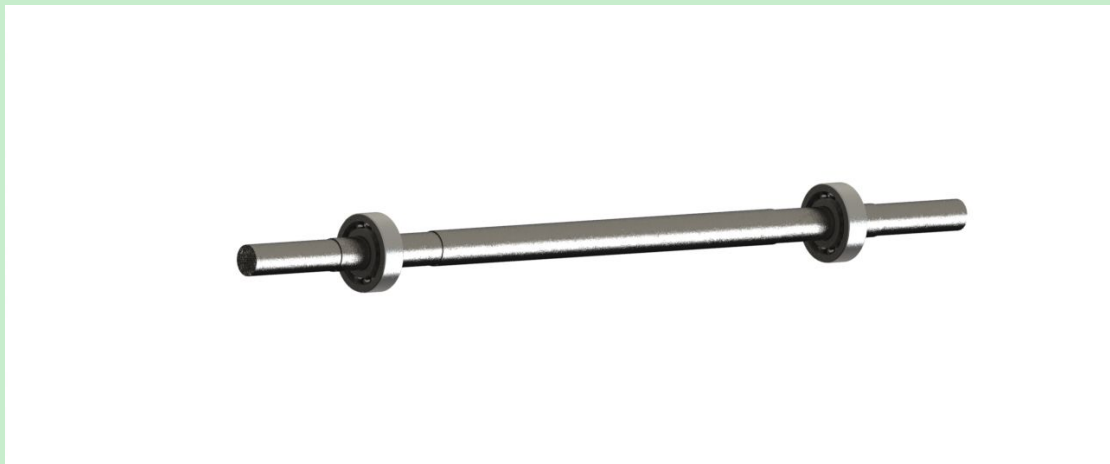
所以  $d_1 = d_2 = mZ = 3 \times 25 = 75\text{mm}$

由此轴交角为 90 度的一对刚制直锥齿轮的齿面接触强度验算

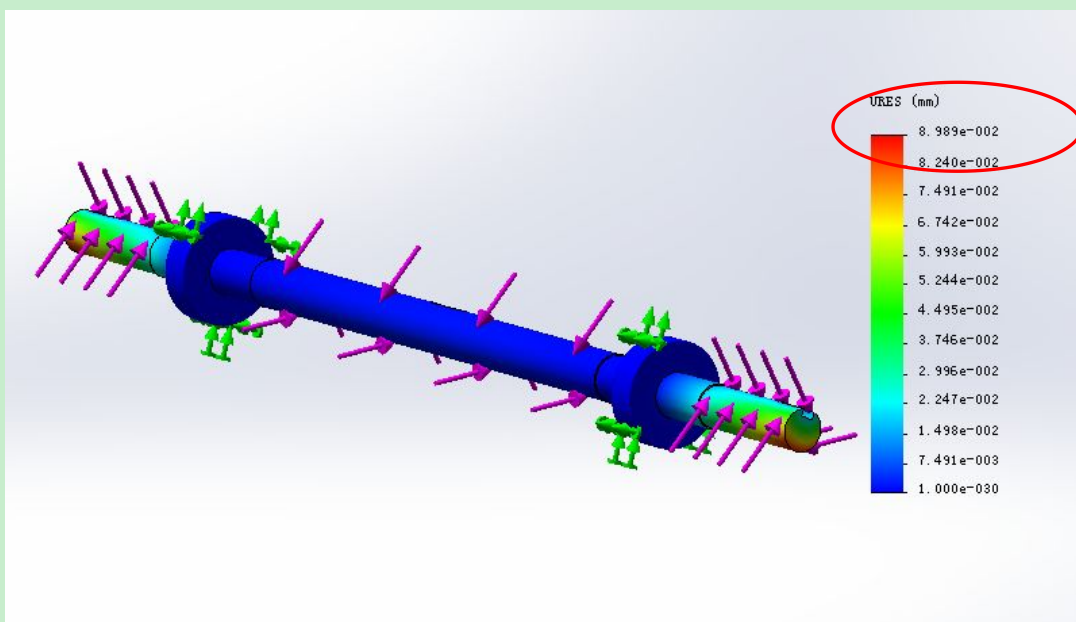
$$\delta_H = \sqrt{KF_{t1} / bdmv_1 * (Uv + 1) / Uv} = \sqrt{1.5 * 400 * 0.8 * 75 * 3 * 2}$$
$$= 70.78\text{MPa} \leq [\delta_H] 380\text{MPa}$$
 (满足刚度要求)

### 4.3 传动轴的有限元分析

分析前:



分析后:



当传动轴满负载工作时，最大的形变为 0.08989mm，形变量微小，可以忽略不计。

## 4.4 轴承的校核

试选 6203 轴承，运转时有轻微冲击，径向载荷  $F_r=400\text{N}$ ，轴向载荷  $F_a=200\text{N}$ ，预期计算寿命  $L'_h=5000\text{h}$ 。

查手册得基本额定动载荷  $C_o=9550\text{N}$ ，载荷系数  $f_d=1.2$ ， $\varepsilon=3$

1. 求比值

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{200}{400} = 0.5$$

深沟球轴承的最大 e 值为 0.44，故此时  $\frac{F_a}{F_r} > e_o$

2. 初步计算当量动载荷 P:

$$P = f_d (X F_r + Y F_a), \quad \frac{F_a}{C_o} = 0.021, \quad \text{则选取 } X=0.56, Y=2.0$$

$$P = 1.2 * (0.56 * 480 + 2.0 * 200) \text{N} = 802.56 \text{N}$$

3. 轴承应有的基本额定动载荷的值:

$$C = P \sqrt[3]{\frac{60 * n * L'_h}{10^6}} = 802.56 * \sqrt[3]{\frac{60 * 47 * 5000}{10^6}} = 1928.88 \text{N} < C_o = 9550 \text{N}$$

4. 验算 6203 轴承的寿命,

$$L_h = \frac{10^6}{60 * n} \left(\frac{C}{P}\right)^\varepsilon = \frac{10^6}{60 * 47} \left(\frac{9550}{802.56}\right)^3 = 597487 \text{h} > 5000 \text{h}$$

## 第五章 参考文献

- [1] 范顺成, 马治平, 马洛刚. 机械设计基础. 第 3 版, 北京:机械工业出版社. 2005
- [2] 林崇德. 工程心理学. 北京:人民教育出版社. 2003
- [3] 国家质量监督检验检疫总局. GB/T3976-2002 学校课桌椅功能尺寸【S】. 2002;
- [4] 国际标准化组织, 家具, 教育机构用桌椅: 功能尺寸 (ISO5970-1979)【S】. 1979.

- [5]濮良贵、纪名钢. 机械设计. 第9版. 北京: 高等教育出版社, 2013.
- [6]黄松岭、吴静. 虚拟仪器设计基础教程. 北京: 清华大学出版社. 2008
- [7]聂典、丁伟. 基于 Multisim 10 的 51 单片机仿真实战教程: 使用汇编和 C 语言. 北京: 电子工业出版社. 2010