# 方案

确定从电动机到工作机的各个效率

## 电动机的选择

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| 电动机功率 | 电动机型号 | 额定功率 | 同步转速 | 满载转速 |
| 5.04279775 | Y132M2-6 | 5.5 | 1000r/min | 9600r/min |

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 中心高H | 外形尺寸L×HD | 安装尺寸A×B | 地脚螺栓孔直径K | 轴伸尺寸D×E | 键部位尺寸F×G |
| 132 | 515\*315 | 216\*178 | 12 | 38\*80 | 10\*33 |

* 确定传动装置的总传动比和分配传动比
  + 总传动比
  + 分配传动比
  + 取箱外传动比
  + 减速器传动比为
* 传动装置运动及动力参数计算
  + 计算各轴转速
* 计算各轴输入功率
* 计算各轴输入转矩

# 减速器齿轮传动设计

### 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数

1. 根据传动方案，选用斜齿圆柱齿轮传动，压力角取为β=20°
2. 参考表3-5选用8级精度
3. 选用软齿面齿轮。材料选择小齿轮45钢（调质处理），硬度为230255HBS，大齿轮45钢（正火处理），硬度为190217HBS
4. 选小齿轮齿数，则大齿轮齿数

## 按齿面接触疲劳强度设计

1. 由式（3-16）试算小齿轮分度圆直径，即
   * 确定公式中的各参数值
     + 计算小齿轮传递的扭矩
     + 选取齿宽系数=0.9
     + 由图3-11查得区域系数=2.45
     + 由表3-2查得材料的弹性影响系数
     + 取=0.8
     + 计算=0.969  
       由图3-16查得小齿轮和大齿轮的接触疲劳极限分别为

* 计算应力循环次数  
     
  选取寿命系数  
   由图3-18得  
  由表3-4得安全系数，则  
  取和中较小者作为该齿轮副的接触疲劳许用应力，即

由图3-17查得小齿轮和大齿轮的齿根弯曲疲劳极限分别为

* 由图3-19查取弯曲疲劳系数
* 取弯曲疲劳安全系数，由式（10-14）得
  + 计算实际载荷系数
    - 由表3-1查得使用系数
    - 取动载系数
    - 取齿间载荷分配系数
    - 取齿向载荷分布系数
  + 由此，得到实际载荷系数
  + 试算小齿轮分度圆直径   
     按表3-7，取标准模数m=2mm，则  
     修改螺旋角：  
    取

## 校核齿根弯曲疲劳强度

计算当量齿数

齿形系数和应力修正系数  
 由图3-14查得齿形系数   
 由图3-14查得齿形系数

* 1. 弯曲疲劳强度用重合度系数
  2. 取  
      齿根弯曲疲劳强度校核

齿根弯曲疲劳强度满足要求，并且小齿轮抵抗弯曲疲劳破坏的能力大于大齿轮。 主要设计结论

## 计算齿轮传动其他尺寸

1. 计算齿顶高、齿根高和全齿高
2. 计算小、大齿轮的齿顶圆直径
3. 计算小、大齿轮的齿根圆直径

## 齿轮参数总结

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| 名称和代号 | 计算公式 | 小齿轮 | 大齿轮 |
| 中心距 |  | 115 | 115 |

# 轴的设计计算

## 高速轴设计计算

1. 输入轴上的功率转速和转矩
2. 计算作用在轴上的力   
   已知小齿轮的分度圆直径为：，则：
3. 初步计算轴的最小直径  
    初步估算轴的最小直径。选取轴的材料为45钢（调质），选   
   考虑到轴端装联轴器需开键槽，将其轴径增加  
   取最小轴径25mm
4. 进行轴的结构设计

* 轴段ⅠⅡⅢⅣⅤⅥⅦⅧ  
  轴段Ⅰ与联轴器配合，取直径为25mm，长度为62mm  
  轴段Ⅱ取直径30mm,有轴端挡圈，取挡圈直径D=35mm  
  轴段 Ⅲ
* 初步选择滚动轴承  
  选用角接触轴承，根据=30mm，由轴承产品目录中选择深沟球轴承7207C，其尺寸为d×D×B=35×72×17mm，故取挡油环的宽度为12，则

轴承采用挡油环进行轴向定位。由手册查得7207C型轴承的定位轴肩高度h=3mm，因此取

* 由于齿轮的直径较小，为了保证齿轮轮体的强度，应将齿轮和轴做成一体而成为齿轮轴。  
  故，
* 根据轴承端盖便于装拆，保证轴承端盖的外端面与外接传动部件有一定距离，取取小齿轮距箱体内壁之距离=10mm。考虑箱体的铸造误差，在确定滚动轴承位置时，应距箱体内壁一段距离s，取s=10mm，则  
  =

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 轴段 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| 直径 | 25 | 30 | 35 | 41 | 59 | 41 | 35 |
| 长度 | 62 | 64 | 29 | 8 | 57 | 8 | 29 |

取角接触轴承的支撑点a=15.7mm[表12-6]

齿轮轮毂宽度B = 57mm  
轴承压力中心到第一段轴支点距离:

轴承压力中心到齿轮支点距离:

齿轮中点到轴承压力中心距离:

1. 支反力计算

高速轴上外传动件=608.435N

水平支反力：

垂直支反力：

1. 弯矩计算  
   截面C处的水平弯矩：

截面C处的垂直弯矩有突变，故：  
左截面：  
右截面：

分别做出铅垂面和水平面上的弯矩图，如图（c）、（e）所示。

合成弯矩：

齿轮所在截面左截面：

齿轮所在截面左截面：

由此做出合成弯矩图

画出扭矩图，如图5（g）所示，转矩作用于齿轮所在截面与联轴器所在截面之间的轴段

计算当量弯矩

轴单向运转，载荷平稳，为安全起见，将其转矩看成脉动循环变化，取

=0.6，则：

按照计算

齿轮所在截面左截面：

齿轮所在截面右截面：

截面A处：

截面A处：

校核弯、扭合成强度:

分析可知，齿轮所在截面的左截面当量弯矩最大，属于危险截面

此处轴

抗弯模量

由此可得，轴上该处所受弯曲应力为：

截面A、B：

此处轴

抗弯模量

由此可得，轴上该处所受弯曲应力为：

显然，轴的强度非常足够。从而该轴的结构设计合理。

## 低速轴设计计算

1. 计算齿轮受力

齿轮2的圆周力：

*𝑡2=𝑡1*

齿轮2的径向力：

齿轮2的轴向力：

1. 结构设计
2. 初步确定轴的最小直径  
   先初步估算轴的最小直径，选取轴的材料为45钢（调质），

选

输入轴的最小直径是安装联轴器的轴径，由于安装键将轴径增大7%

选取=35mm

输出轴的最小直径是安装联轴器处轴的直径，为了使所选的轴直径与联轴器的孔径相适应，故需同时选取联轴器型号。

联轴器的计算转矩，查表，考虑平稳，故取=1.3，则:

按照计算转矩Tca应小于联轴器公称转矩的条件，查标准或手册，选用LX2型联轴器。半联轴器的孔径为35mm，故取=35mm，半联轴器与轴配合的毂孔长度为82mm。

1. 结构设计图

为了满足半联轴器的轴向定位要求，轴段ⅠⅢ之间增加一轴肩，取轴段Ⅱ直径=40mm 左端用轴端挡圈定位，按轴端直径取挡圈直径D=45mm。半联轴器与轴配合的轮毂长度L=82mm,为了保证轴端挡圈只压在联轴器上而不压在轴的端面上，故Ⅰ-Ⅱ段的长度应比L略短一些，现取l12=80mm。

初步选择滚动轴承。由轴承产品目录中选择角接触球轴承7209C，其尺寸为d×D×B=45×85×19mm，故d3=d6=45mm。  
  
取挡油环宽度s1为22,则

取安装齿轮处的轴段的直径d4=49mm