**浙江大学课程设计**



|  |  |
| --- | --- |
| 课程名称： | 机械设计课程设计（甲） |
| 学生姓名： | 武 鑫 |
| 专 业： | 机械电子工程 |
| 学 号： | 3150104904 |

**图片1**

***2018.03***

**目录**

[**一、** **设计任务书** 1](#_Toc512253045)

[**(一)** **目标** 1](#_Toc512253046)

[**(二)** **原始条件和数据** 1](#_Toc512253047)

[**二、** **整体分析与思路** 2](#_Toc512253048)

[**三、** **设计说明书** 3](#_Toc512253049)

[**(一)** **传动方案设计** 3](#_Toc512253050)

[1.布局 3](#_Toc512253051)

[2.选择电动机 3](#_Toc512253052)

[3．传动比计算与分配 4](#_Toc512253053)

[4.计算传动装置的运动和动力参数 4](#_Toc512253054)

[**(二)** **齿轮传动设计计算** 5](#_Toc512253055)

[1.高速级齿轮传动设计 6](#_Toc512253056)

[2.低速级齿轮传动设计 9](#_Toc512253057)

[**(三)** **轴的结构设计计算及校核** 12](#_Toc512253058)

[1. 齿轮受力计算 12](#_Toc512253059)

[2. 中间轴结构设计计算及校核 13](#_Toc512253060)

[3. 高速轴结构设计计算及校核 17](#_Toc512253061)

[4. 低速轴结构设计计算及校核 20](#_Toc512253062)

[**(四)** **轴承的选择与校核** 24](#_Toc512253063)

[1. 中间轴轴承的选择与校核 24](#_Toc512253064)

[2. 高速轴轴承的选择与校核 25](#_Toc512253065)

[3. 低速轴轴承的选择与校核 26](#_Toc512253066)

[**(五)** **键的选择和校核** 26](#_Toc512253067)

[**(六)** **联轴器的选择和校核** 28](#_Toc512253068)

[1. 输入联轴器的选择和校核 28](#_Toc512253069)

[2. 输出联轴器的选择和校核 28](#_Toc512253070)

[**(七)** 29](#_Toc512253071)

[**(八)** 29](#_Toc512253072)

[**(九)** 29](#_Toc512253073)

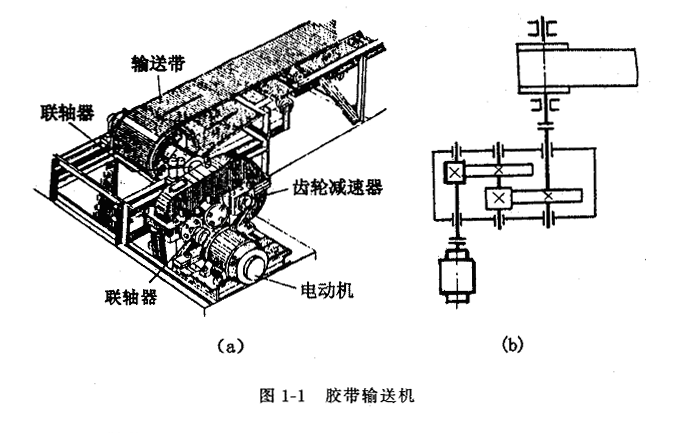
[**(十)** 29](#_Toc512253074)

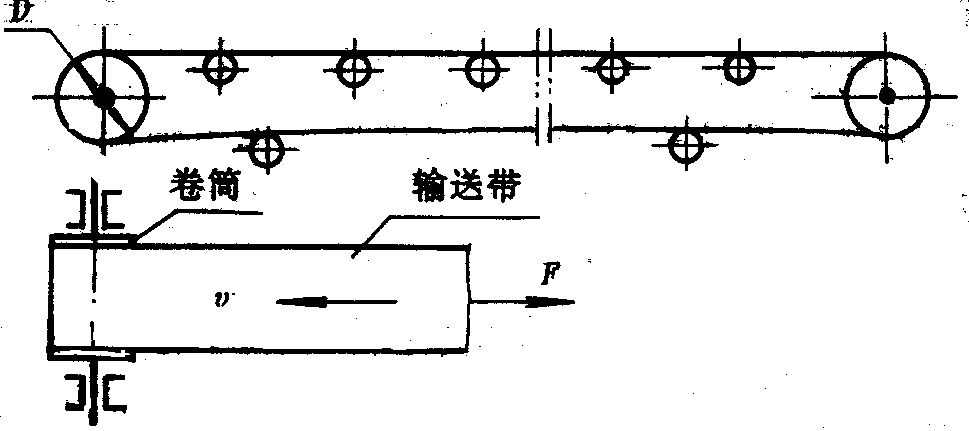
[**(十一)** 29](#_Toc512253075)

[**(十二)** 29](#_Toc512253076)

1. **设计任务书**
2. **目标**

设计一用于胶带输送机卷筒的传动装置。





1. **原始条件和数据**

输送机两班连续单向运转，载荷平稳，空载启动，室内工作，有粉尘；使用期限10年，大修期3年。该机动力来源为三相交流电，在中等规模机械厂小批量生产。输送带允许速度误差为±5％。

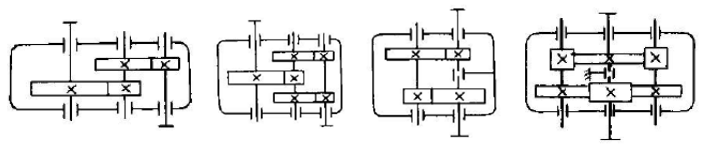
输送带工作拉力2400N，输送带速度1.2m/s，卷筒直径300mm。

1. **整体分析与思路**

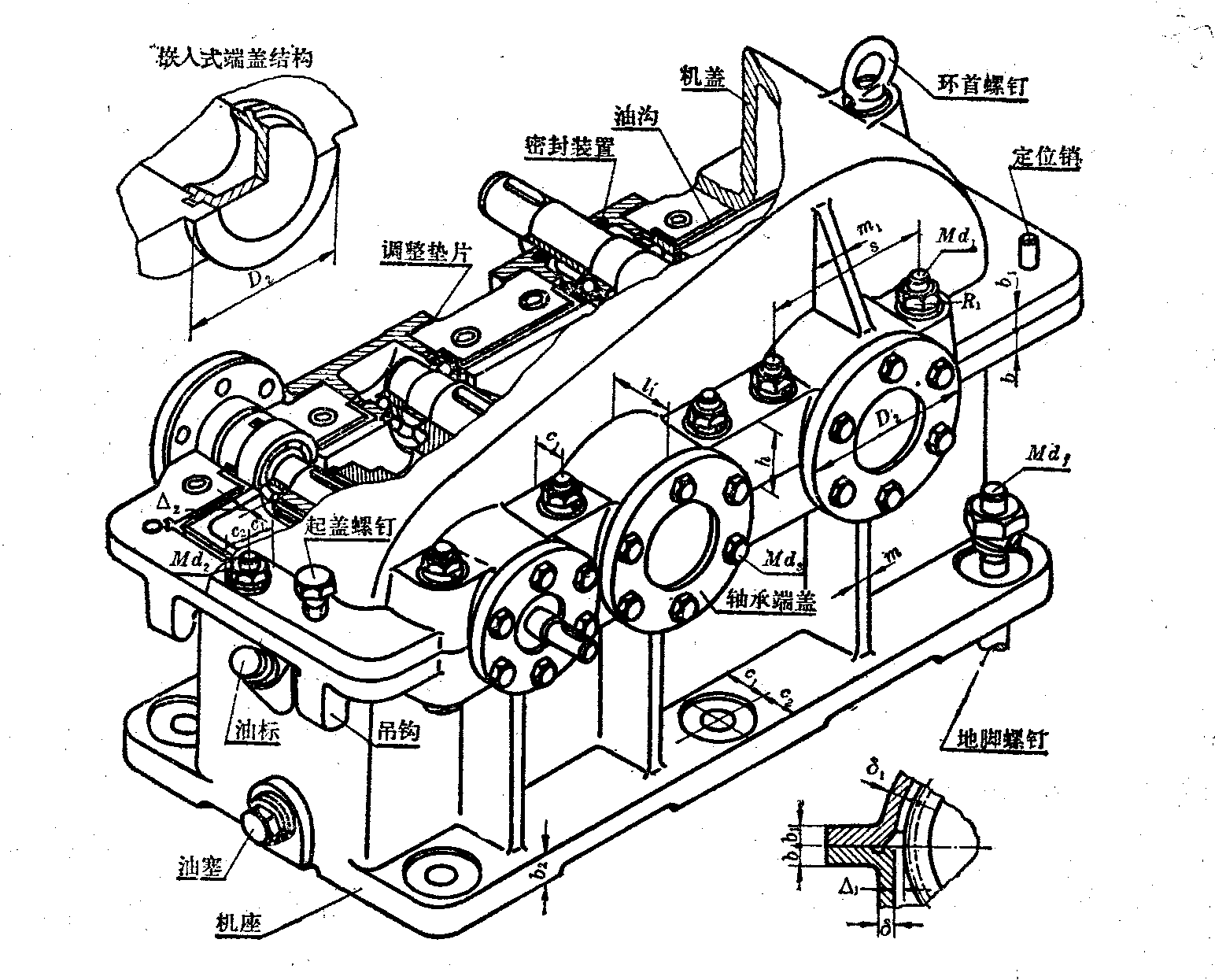
一般的工作机通常由原动机、传动装置和工作装置三个基本部分组成。设计一个用于传送带工作轴的转的装置，即是为电动机和输送机设计一个减速装置。

实现两回转轴之间传动的常用机构有很多种，譬如普通平带、V带传动，链传动，普通齿轮转动，涡轮蜗杆传动以及行星轮传动等。不同的方案又有不同的特点，以实现不同的工作需求。譬如带传动可以实现大跨度的传动，但承载能力较差；链传动平均传动比准确，但运转不均匀，有冲击；涡轮蜗杆传动比大，但承载能力及效率均不如齿轮等等。

在本减速器的设计方案中，选择了两级齿轮传动的传动方案。对于两级齿轮的传动方案，在齿轮布置的型式上也有很多选择，如展开式、分流式、同轴线式等。



本减速器参考了《机械设计课程设计（第四版）》的相关内容，选用两级展开式齿轮减速器，是两级减速器中应用最为广泛的一种。其中齿轮相对于轴承不对称，因此要求轴具有较大的刚度，伸出轴上的齿轮常布置在远离伸出轴的一边，以减少因弯曲变形所引起的载荷沿齿宽分布不均匀现象，输入轴与输出轴分布于减速器的两边。减速器高速级使用一对斜齿轮，低速级使用一对直齿轮，用于载荷较为平稳的场合，以达到减速传动的要求。



1. **设计说明书**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 设计内容 | 计算及说明 | 结果 |
|  | 1. **传动方案设计** |  |
| 1.布局  2.选择电动机  （1）选择电动机类型  （2）确定电动机功率，选择型号  3．传动比计算与分配  （1）总传动比  （2）分配各级传动比  4.计算传动装置的运动和动力参数  （1）各轴转速  （2）各轴输入功率  （3）各轴输入转矩 | 采用二级圆柱齿轮减速器。    题设条件中得知，点击动力来源为三相交流电，则采用Y系列三相交流异步电机。  传动带平带开式传动效率为，联轴器效率定为，（一对）轴承的效率定为，8级精度的一般齿轮传动（稀油润滑）效率为。  常用电动机同步转速有1000r/min和1500r/min两种，考虑到转速较小，可以是传动比较小，从而减小减速其整体尺寸，选用同步转速1000r/min的电动机。  查[2]表8-184知，符合条件的电动机中最合适的型号为Y132M1-6，其相关参数如下表所示：   |  |  | | --- | --- | | 型号 | Y132M1-6 | | 额定功率（kW） | 4.0 | | 同步转速（r/min） | 1000 | | 满载转速（r/min） | 960 | | 堵转转矩/额定转矩 | 2.0 | | 最大转矩/额定转矩 | 2.2 | | 质量（kg） | 73 | | 转轴直径（mm） | 38 |   查表知，普通齿轮传动比一般为3~5，则所选两级展开式圆柱齿轮减速器可以满足转动比要求。  ，为使减速器外廓尺寸协调，相差不悬殊，试取，则。验证，满足，分配合理。  两联轴器处 ，。  将以上算得的运动和动力参数列表如下： | 采用Y系列三相交流异步电机  选择额定功率P=4.0kW的电机，型号为Y132M1-6 |
| |  |  |  |  |  |  |  |  |  | | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | | 轴名  **参数** | 电动机轴 | I轴 | | II轴 | | III轴 | | 工作轴 | | 转速n（r/min） | 960 | 960 | | 229.12 | | 76.37 | | 76.37 | | 功率P（kW） | 3.32 | 3.29 | | 3.16 | | 3.03 | | 2.97 | | 转矩T（N·m） | 33.03 | 32.73 | | 131.71 | | 378.90 | | 371.40 | | 传动比i | 1 | | 4.19 | | 3 | | 1 | | | 效率 | 0.99 | | 0.96 | | 0.96 | | 0.98 | | | | |
|  | | |
|  | 1. **齿轮传动设计计算** |  |
| 1.高速级齿轮传动设计  （1）齿轮材料选择  （2）按齿面接触强度设计公式计算   1. 小齿轮传递的转矩 2. 选择齿轮齿数 3. 确定齿轮精度 4. 系数选择 5. 确定许用接触应力 6. 计算小齿轮分度圆直径 7. 计算中心距 8. 计算螺旋角及模数 9. 计算齿轮主要尺寸 10. 验算圆周速度   （3）按齿面弯曲强度校核公式校核   1. 确定复合齿形系数 2. 确定许用弯曲应力 3. 校核齿面弯曲强度   （4）结构设计  2.低速级齿轮传动设计  （1）齿轮材料选择  （2）按齿面接触强度设计公式计算   1. 小齿轮传递的转矩 2. 选择齿轮齿数 3. 确定齿轮精度 4. 系数选择 5. 确定许用接触应力 6. 计算小齿轮分度圆直径 7. 计算中心距 8. 计算螺旋角及模数 9. 计算齿轮主要尺寸 10. 验算圆周速度   （3）按齿面弯曲强度校核公式校核   1. 确定复合齿形系数 2. 确定许用弯曲应力 3. 校核齿面弯曲强度   （4）结构设计 | 考虑到减速器传动平稳性，高速级、低速级齿轮均采用斜齿圆柱齿轮。  小齿轮采用40MnB钢调质，大齿轮采用45钢正火。查阅[2]表6-5，得到两齿轮材料主要力学性能如下：   |  |  |  |  |  | | --- | --- | --- | --- | --- | | 材料牌号 | 热处理方法 | 抗拉强度 | 屈服极限 | 硬度（*HBS*） | | 40MnB | 调质 | 735 | 490 | 241~286 | | 45 | 正火 | 588 | 294 | 169~217 |   由于两齿轮齿面硬度范围均小于350*HBS*，即均属于软齿面齿轮，根据软齿面闭式齿轮传动中一般为齿面点蚀失效的特点，选择先按照齿面接触强度条件确定主要参数和传动尺寸，然后再按弯曲强度条件进行校核计算。  一对钢齿轮接触强度的设计公式：  已求得  齿数比，小齿轮齿数时，，恰好都是整数。  普通减速齿轮，精度选择8级，参考[2]表6-4，圆周速度不得大于。  载荷平稳，非对称分布，参考[2]表6-6，载荷综合系数，参考[2]表6-9，齿宽系数。  高速级齿轮的许用应力的数值大小应该是一对齿轮中较小的许用应力值。  许用应力计算公式：  参考[2]图6-28，；  参考[2]表6-8，。  将查得数据代入上式，得，所以。  按照 初步计算中心距a：  对结果进行圆整，取。  螺旋角常取 ，这里初取。  齿轮模数：  参考[2]表6-1，圆整取。  计算螺旋角：  经多次尝试，发现在当前条件下很难找到范围内的角，经顾大强老师确认，考虑到没有偏离理想值太远，认为该值有效。最终选定，。  分度圆直径：  中心距：  齿轮宽度：  小齿轮齿宽比大齿轮齿宽大,则取。强度计算中以为准，即b。  圆周速度：  满足8级精度的速度要求。  斜齿轮弯曲强度校核公式：  小齿轮：  大齿轮：  由[2]图6-30查得复合齿形系数。  由[2]图6-31查得，。  由[2]表6-8查得，则：  校核计算安全。  小齿轮做成腹板式齿轮，采用锻造齿轮；大齿轮做成腹板式齿轮，采用锻造齿轮。  同样选择40MnB调质钢和45正火钢作为小齿轮和大齿轮的材质，相关力学性能同高速级部分表格所示。    先按照齿面接触强度条件确定主要参数和传动尺寸，然后再按弯曲强度条件进行校核计算，理由同高速级部分。  一对钢齿轮接触强度的设计公式：  已求得  齿数比，选择小齿轮齿数，。  普通减速齿轮，精度选择8级，参考[2]表6-4，圆周速度不得大于。  载荷平稳，非对称分布，参考[2]表6-6，载荷综合系数，参考[2]表6-9，齿宽系数。  低速级齿轮的许用应力的数值大小应该是一对齿轮中较小的许用应力值。  许用应力计算公式：  参考[2]图6-28，；  参考[2]表6-8，。  将查得数据代入上式，得，所以。  按照 初步计算中心距a：  对结果进行圆整，取。  螺旋角常取 ，这里初取。  齿轮模数：  参考[2]表6-1，圆整取。  计算螺旋角：  分度圆直径：  中心距：  齿轮宽度：  小齿轮齿宽比大齿轮齿宽大,则取。强度计算中以为准，即b。  圆周速度：  满足8级精度的速度要求。  斜齿轮弯曲强度校核公式：  小齿轮：  大齿轮：  由[2]图6-30查得复合齿形系数。  由[2]图6-31查得，。  由[2]表6-8查得，则：  校核计算安全。  小齿轮做成腹板式齿轮，采用锻造齿轮；大齿轮做成腹板式齿轮，采用锻造齿轮。 | 小齿轮：40MnB钢调质  大齿轮：45钢正火  小齿轮：40MnB钢调质  大齿轮：45钢正火 |
|  | 1. **轴的结构设计计算及校核** |  |
| 1. 齿轮受力计算   （1）高速级  齿轮1  （2）低速级齿轮4  （3）中间级齿轮2、3   1. 中间轴结构设计计算及校核   （1）轴的材料选择  （2）按转矩估算最小直径  （3）轴的结构设计   1. 轴承选择 2. 轴的轴向尺寸确定   （4）轴承反力计算  （5）绘制弯矩图   1. 水平弯矩图 2. 垂直弯矩图 3. 合成弯矩图   （6）绘制扭矩图  （7）绘制当量弯矩图  （8）校核危险截面处直径  （9）精确校核轴的疲劳强度   1. 高速轴结构设计计算及校核   （1）轴的材料选择  （2）按转矩估算最小直径  3）轴的结构设计   1. 轴承选择 2. 轴的轴向尺寸确定   （4）轴承反力计算  （5）绘制弯矩图   1. 水平弯矩图 2. 垂直弯矩图 3. 合成弯矩图   （6）绘制扭矩图  （7）绘制当量弯矩图  （8）校核危险截面处直径  （9）精确校核轴的疲劳强度   1. 低速轴结构设计计算及校核   （1）轴的材料选择  （2）按转矩估算最小直径  3）轴的结构设计   1. 轴承选择 2. 轴的轴向尺寸确定   （4）轴承反力计算  （5）绘制弯矩图   1. 水平弯矩图 2. 垂直弯矩图 3. 合成弯矩图   （6）绘制扭矩图  （7）绘制当量弯矩图  （8）校核危险截面处直径  （9）精确校核轴的疲劳强度 | 圆周力：  径向力：  轴向力：  齿轮2：  齿轮3：  减速器功率不大，转速较低，无特殊要求，故选最常用的45号钢并做正火处理。  根据[2]表12-1查得：   |  |  | | --- | --- | | 硬度（HBS） | 170~217 | | 抗拉强度 | 600 | | 屈服极限 | 300 | | 弯曲疲劳极限 | 240 | |  | 140 |   根据[2]表12-2，取，代入公式：  考虑到键槽对轴的削弱作用，圆整为。  根据估算所得直径、轮毂宽及安装情况等条件，对轴的结构及尺寸进行草图设计。  轴承同时承受径向力和轴向力，采用一对角接触球轴承；考虑到轴承内径需不小于。查[2]表8-158，选择7207AC型（GB/T292-1994）角接触球轴承，其主要几何参数如下：   |  |  |  | | --- | --- | --- | | 内径d（mm） | 外径D（mm） | 宽度B（mm） | | 35 | 72 | 17 |   两端的轴承都用套筒定位和固定。  轴与齿轮选用平键连接。根据减速器的内壁到齿轮和轴承端面的距离，参考设计手册中有关经验数据，轴承跨距为160mm,将轴的结构尺寸初步取定如图所示：    水平面：  垂直面：        已求得轴II所受扭矩。    已知，由[2]表12-3查得，，则。    直径条件（35mm）满足要求，强度足够。如所选轴承和键联接等经计算、确认寿命和强度均能满足，则以上轴的结构设计无需修改。  危险截面（齿轮3）处：  轴的弯曲等效系数，剪切等效系数。  查表[2]12-4得，,，。查表[2]12-8得。取寿命系数，。  安全。  减速器功率不大，转速较低，无特殊要求，故选最常用的45号钢并做正火处理。  钢材硬度和相关力学参数已在中间轴部分列出。  根据[2]表12-2，取，代入公式：  考虑到键槽对轴的削弱作用，圆整为。  根据估算所得直径、轮毂宽及安装情况等条件，对轴的结构及尺寸进行草图设计。  轴承同时承受径向力和轴向力，采用一对角接触球轴承；考虑到轴承内径需不小于。查[2]表8-158，选择7205AC型（GB/T292-1994）角接触球轴承，其主要几何参数如下   |  |  |  | | --- | --- | --- | | 内径d（mm） | 外径D（mm） | 宽度B（mm） | | 25 | 52 | 15 |   一端的轴承用套筒固定，另一端用轴肩固定。  选用齿轮轴。根据减速器的内壁到齿轮和轴承端面的距离，参考设计手册中有关经验数据，轴承跨距为160mm,将轴的结构尺寸初步取定如图所示：    水平面：  垂直面：        已求得轴I所受扭矩。    在中间轴部分已查得、、，则。    直径条件满足要求，强度足够。如所选轴承和键联接等经计算、确认寿命和强度均能满足，则以上轴的结构设计无需修改。  位置0处：  轴的弯曲等效系数，剪切等效系数。  在中间轴部分已查得。取寿命系数，。  安全。  齿轮1处：  轴的弯曲等效系数，剪切等效系数。  在中间轴部分已查得。取寿命系数，。  安全。  减速器功率不大，转速较低，无特殊要求，故选最常用的45号钢并做正火处理。  钢材硬度和相关力学参数已在中间轴部分列出。  考虑到键槽对轴的削弱作用，圆整为。  根据估算所得直径、轮毂宽及安装情况等条件，对轴的结构及尺寸进行草图设计。  轴承同时承受径向力和轴向力，采用一对角接触球轴承；考虑到轴承内径需不小于。查[2]表8-158，选择7209AC型（GB/T292-1994）角接触球轴承，其主要几何参数如下：   |  |  |  | | --- | --- | --- | | 内径d（mm） | 外径D（mm） | 宽度B（mm） | | 45 | 85 | 19 |   一端的轴承用轴肩固定，另一端用套筒固定。  轴与齿轮选用平键连接。根据减速器的内壁到齿轮和轴承端面的距离，参考设计手册中有关经验数据，轴承跨距为160mm,将轴的结构尺寸初步取定如图所示：    水平面：  垂直面：        已求得轴III所受扭矩。    在中间轴部分已查得、、，则。    直径条件（45mm）满足要求，强度足够。如所选轴承和键联接等经计算、确认寿命和强度均能满足，则以上轴的结构设计无需修改。  齿轮4处：  轴的弯曲等效系数，剪切等效系数。  在中间轴部分已查得。取寿命系数，。  安全。  位置5处：  轴的弯曲等效系数，剪切等效系数。  在中间轴部分已查得。取寿命系数，。  安全。 | 中间轴选择45号钢正火  危险截面处安全  安全  安全  安全  安全  安全  危险截面处安全  安全  安全 |
|  | 1. **轴承的选择与校核** |  |
| 1. 中间轴轴承的选择与校核 2. 高速轴轴承的选择与校核 3. 低速轴轴承的选择与校核 | 选用的是角接触球轴承7207AC  ,方向向右  故    查表得  计算轴承寿命  规定轴承三年大修，两班制总时间为17520h  完全合格。  选用的是角接触球轴承7209AC  ,方向向右  故    查表得  计算轴承寿命  规定轴承三年大修，两班制总时间为17520h  完全合格。  选用的是角接触球轴承7212AC  ,方向向左  故    查表得  计算轴承寿命  规定轴承三年大修，两班制总时间为17520h  完全合格。 |  |
|  | 1. **键的选择和校核** |  |
| 1. 中间轴键的选择与校核 2. 高速轴键的选择与校核 3. 低速轴键的选择与校核 | 选择普通平键A型  查[3]机械设计课程设计P219表8-61  齿轮2处  普通平键A型  键宽b=14mm，  键高h=9mm，  键长L=40mm  齿轮3处  普通平键A型  键宽b=14mm，  键高h=9mm，  键长L=80mm  键的材料为钢，齿轮轮毂为锻钢锻造毛坯，静载荷，所以  查[3]机械设计课程设计P219表8-61  联轴器处  轴端采用普通平键C型  键宽b=10mm，  键高h=8mm，  键长L=70mm  键和联轴器的材料为钢，静载荷，所以  强度满足要求。  查[3]机械设计课程设计p219表8-61  齿轮4处  普通平键A型  键宽b=20mm，  键高h=12mm，  键长L=70mm  键的材料为钢，齿轮轮毂为锻钢锻造毛坯，静载荷  联轴器处  轴端普通平键C型  键宽b=16mm，  键高h=10mm，  键长L=70mm  键和联轴器的材料为钢，静载荷，所以  强度满足要求 |  |
|  | 1. **联轴器的选择和校核** |  |
| 1. 输入联轴器的选择和校核 2. 输出联轴器的选择和校核 | 输入轴选择的联轴器为LX3型弹性柱销联轴器（GB/T 5014-2003）,公称转矩为1258N.m，许用转速4750r/min，联轴器的计算转矩小于联轴器的公称转矩1258N.m，转速960r/min小于许用转速4750r/min，满足要求。  输出轴选择的联轴器为GY7凸缘联轴器（GB/T 5843-2003）,公称转矩为1600N.m，许用转速6000r/min，联轴器的计算转矩    小于联轴器的公称转矩，转速55r/min小于许用转速6000r/min，满足要求 |  |
|  | 1. **输出轴大齿轮公差计算** |  |
| 1. 确定精度等级 2. 确定齿轮传动的最小侧隙及齿厚上偏差 3. 确定齿厚公差 | 齿轮以工作平稳性要求为主。根据圆周速度v=0.889m/s查表8-71，确定齿轮的精度为8级。  查表8-94，  中心距，较小侧隙0.115mm,中等侧隙0.185mm，较大侧隙0.290mm。  取。  查[1]机械设计课程设计245页表8-95得  齿厚上偏差===    查[1]机械设计课程设计245页表8-95表  =  分度圆直径d3=83.376mm，  d4=302.624mm，  查[1]机械设计课程设计240页表8-84得  ，  查[1]机械设计课程设计245页表8-95注得      则=  =  查[1]机械设计课程设计245页表8-95  =-=-0.0984-0.086=-0.184mm  =-=-0.0984-0.131=-0.229mm  齿轮z1公法线长度上偏差=    齿轮z1公法线长度下偏差=    齿轮z2公法线长度上偏差=    齿轮z2公法线长度下偏差=    =（+）  查[1]机械设计课程设计247页表8-98及注得  斜齿轮，  =3  =0.0094  =10.7386  =  =0.0101  =35.4481  =  查[1]机械设计课程设计229页表8-73，取第3检验组，  查表8-74到8-91  单个齿距极限偏差      齿距累积总公差      齿廓总偏差      螺旋线总偏差      径向跳动公差      中心距极限偏差    齿轮轴孔直径为69mm,分度圆直径d=302.624mm,齿顶圆直径da=308.624mm  齿轮最高精度等级为8级  查[1]机械设计课程设计241页表8-85或8-86得齿坯各项公差  齿轮轴孔的尺寸公差与形状公差均为IT7。即取轴孔直径公差为H7，形状公差为圆柱度公差，其值约为轴孔公差的0.3倍，取标准为0.008mm  齿顶圆的直径公差。齿顶圆作为测量齿厚的基准，取IT8，即  da=  齿顶圆和齿坯端面跳动公差。查[1]机械设计课程设计245页表8-95,242页表8-87和表8-88，齿顶圆的径向跳动公差和端面的端面跳动公差均取圆跳动，其值为0.022mm  表面粗糙度。查[1]机械设计课程设计123页表6-6  轮齿工作面1.6，齿轮基准孔1.6，齿轮基准轴颈1.6，与轴肩相靠的端面3.2  齿顶圆作为基准3.2，平键键槽作工作面3.2，平键键槽非工作面6.3 |  |
|  |  |  |
|  |  |  |
|  |  |  |
|  |  |  |
|  |  |  |
|  |  |  |
|  |  |  |
|  |  |  |
|  |  |  |
|  |  |  |