

摘要

数控机床的加工原理可简要概述为：在数控机床上加工零件时，要是想根据零件的加工图样的要求确定零件的工艺流程、工艺参数和刀具参数，再按规定编写零件数控加工程序，然后通过手动数据输入方式或计算机通信等方式将数控加工程序送到数控系统，在数控系统控制软件的支持下，经过分析处理与计算后发出相应的指令，通过伺服系统使机床按预定的轨迹运动，从而控制机床进行零件的自动加工。

通过本次毕业设计，对典型轴类零件的设计有了很深的认识，本次设计概括了我所学的知识加深了对本专业的认识水平。本次设计就是进行数控加工工艺设计典型轴类零件，侧重于设计该零件的数控加工工艺和编程，主要设计内容有：完成该零件的工艺规程(包括工艺过程卡、工序卡和数控刀具卡)和主要工序的工装设计。并绘制零件图、夹具图。用G 代码编制该零件的数控加工程序，在则学习CAD/CAM 相关知识，并编制其构架。

关键词 数控加工工艺；典型轴类零件；工装设计；数控加工程序

第1章 绪论

1.1 设计背景

薄壁零件因具备重量轻、节省原料、构造紧凑等特征，所以被普遍的运用在工业生产中，但薄壁零件的加工难度相对高，那是由于薄壁零件的刚性差，强度弱，在加工过程中容易发生形变，从而零件的形位公差变大，最终无法保证零件的加工精度要求。而冲裁加工是一种加工薄壁零件的很好途径，所以一个高效率，高稳定性的冲裁机构是加工薄壁零件的重要托举。薄壁零件在汽车行业尤为突出，现在以汽车发动机的缸套为典型，发展薄壁缸套的研究是时下发动机发展的主流。它不改变发动机缸孔中心的距离，不增重发动机，但是发动机的功率增加了10%~20%。而生产这个缸套较为方便精确的方法便是冲裁加工。自改革开放以来，我们国家的内燃机正在通往功率大、高速、强度高、效率高、能耗低、低排放、柴油化的道路上去，这就对薄壁缸套的刚度、缸套内表面的耐磨性、缸套内表面的摩擦系数有着越来越高的要求。在钢质薄壁缸套进入市场后，广大消费者发现因为它整机的性能变好、功率也增大、工作状态更加稳定、故障率降低了很多、维修方便、性价比更高了。所以通过市场调查研究后，我们可以知道，我国加入了WTO以后，发动机这个行业受到国际先进技术的强烈冲击，所以促使我们必须对原有的生产技术进行改革创新，优化缸套的生产模式，创新缸套的生产技术。

1.2 国内外研究现状

1.2.1 国内研究现状

我国自1978年以来，正规的机械压力机生产厂商有23个，总产量占据了49%的行业份额，其中开式压力机的比重占了大概70%，大型还有重型压力机比重有将近3%，在新中国成立以来，国内多家大型重工业企业进行了技术革新，生产率提高了很多，场内科研队伍也日渐壮大，他们进行了第三代压力机的科研工作，使得市场内的产品不断地更新换代，比如，济南第二机床厂对他们的产品惊醒了23次更新，有的甚至前前后后多次进行改进，就以160吨闭式双点压力机这个型号，这个压力机在他们企业前前后后被更新设计了三次，所以它的性能及质量愈来愈出色。

在汽车、航空航天、电子和家用电器这些领域，需要大量的薄壁类金属板壳零件。特别是在汽车行业，进入第二十一个世纪后，中国的汽车制造业发展很快，但中国的金属冲压成型的薄金属板还有很大的发展空间，即使如此，相比二十世纪，有关冲压设备板类加工技术具有明显的技术突破。

1.2.2 国外研究现状

国外目前的情况，在过去的30年中，曲柄压力机广泛应用于板料冲压的大规模生产和锻造，专业化程度越来越高，提出了高速，高精度的发展趋势，自动化程度高。国外现如今 CNC 控制已经基本普遍。但最近几年，高柔性化，高通用性能的趋势越来越强劲，在这种大潮流下，国外压力机的科研人员设计制造出一些创新性的，高柔性的，共通行的压力机面市。

1.3 研究目的及意义

面对国内如此紧迫的压力机市场，设计一部高效率，高稳定性，高性价比的压力机是很有意义的，那么现有压力机的传动方案有哪一些呢？

(1) 曲柄滑块式：使用曲柄机构的冲床称为曲柄滑块式冲床，绝大部分的机械冲床使用曲柄机构。因为，曲轴生产简单，并能准确地确定下死点位置和滑块运动曲线，最主要的是基本上适用于各种机械加工^[1 2]。

(2) 机械凸轮式：用凸轮来带动连杆滑块机构实现冲压的冲床被称为凸轮式冲床。这个装置的主要特点是这个样子的，用恰当的凸轮曲线，使得滑块运动规律确定。^{1 2}不过凸轮机构比较复杂，这个机构不适合传达比较大的力矩的，所以这种冲床能力显得比较小。

(3) 肘杆伺服式：用肘杆机构来带动连杆滑块机构实现冲压的冲床被称为肘杆式冲床。这类冲床具的特征是这样子的，在下死点左右时，滑块的速度会变得很缓慢(和曲柄式冲床比较)。虽然说这个装置也能确定下死点这个点，但是这种冲床不太适用于速度快，精度高的冲裁加工。

(4) 液压式：这个方式与其他三种不同的地方在于他不是机械驱动的，是液压驱动的。这种冲床大体上可以分为两种，一种是油压式，一种是水压式的，现在工业中油压式的用得比较多，水压式的一般用于大型机械或着那些特殊的机械。

通过上述分析，结合我的原始数据特点：公称力小，滑块行程次数高，精度要求高等

特点所以决定选取曲柄滑块式结构来实现我的目的。

曲柄压力机是曲柄驱动的，适用于板料冲孔落料，弯曲，拉伸和成形加工，如果结合自动送料装置，可自动冲压生产。在农业机械、电气行业、汽车工业等用途较为广泛，特别是汽车这个行业的薄壁零件的生产，市场特别广阔，为了满足小批量和单件生产经济上的合理性，要求其生产线具有较高的柔性还有强调工艺设备的万能性。我国在近10~15年的工业结构中，曲柄压力机依旧是哪些批量产量大的企业在对体积模锻的主要方式以及是他们板冲车间的主要设备。对于技术革新方面，比如设备的改进，生产率的提高，以及优化设备价格结构，我么还有很大的空间发展。所以这一切的一切，包括实现设备的自动化，以及从根本上改善操纵条件和提高工作舒适性等等等都是现阶段我们的主要方向。

第2章 总体方案设计

在传动系统的布置方式上采取了上传动，在这次毕业设计中，考虑的薄壁零件的特点，以及分析了现有的冲压机类型，所以决定采用曲轴连杆式的结构，并将曲轴横放，这样不仅能让结构紧凑，而且还能减少系统机械的振动。

2.1 传动级数分析

电动机转速还有滑块的行程次数决定了压力机它有几级传动，滑块行程的次数越少，然而电动机的转速越高，那么系统的总传动比就大，那么压力机所需要的传动级数就越多，否则，这么高的传动比分配到很少的级数上去，就会导致每级的传动比很大，这不仅不合理而且可能导致机械寿命的减少。16滑块行程次数很高，电动机转速相对较小的，那么系统的总传动比就小，传动级数就会少些。更具设计手册，滑块行程次数在大于或等于70次/min的，那么整个压力机一般就会选用单级传动，这样可以提高传动精度，而且使得结构看起来紧凑一点。各传动级数的速比分配要恰当。通常一级皮带传动比在2~4范围内不超过5，一级齿轮传动的范围是2~4，不超过5。传动比分配时，要考虑到飞轮的转速问题，要保证其适当的转速，同时也要让机构尽量紧凑、美观。

2.2 确定离合器和制动器安装位置

离合器分为刚性离合器以及摩擦离合器，本课程中要求的压力机，决定采用单级传动，因为曲轴转速相对于传动轴来说要小很多，所以离合器制动器装载在曲轴上。因为刚性的离合器不太适宜在高速的状态下工作，然而，系统中只有曲轴的转速是最低的，所以，离合器设计在曲轴与低速级传动轴之间，当然，制动器也安装在曲轴上。如何选择离合器的安装位置，假如压力机的传动级数，是两级或两级以上，那么可以认为离合器的安装位置，一般在在转速较低的曲轴上，也可以安装在中间转速较低的传动轴上。总的来说，具体情况要具体认识，因为曲轴转速直接对应滑块行程次数，所以，压力机行程次数越高，曲轴转速就越快，在这种情况下，离合器就最好安装在曲轴上，由于这样大齿轮可能代替飞轮的一些功能，从而减少了系统的能量损失，这样离合器的工作环境也会优化很多，寿命也

会提升很多，经济性能也会更加出色10。

所以，根据以上的设计思路，通过对这次设计课题给出的数据的一些分析，决定设计一个一级带传动，一级齿轮传动的压力机传动系统，齿轮是不对称放置，刚性离合器和制动器都会设计安装曲轴上，总体传动方案如图2-1所示

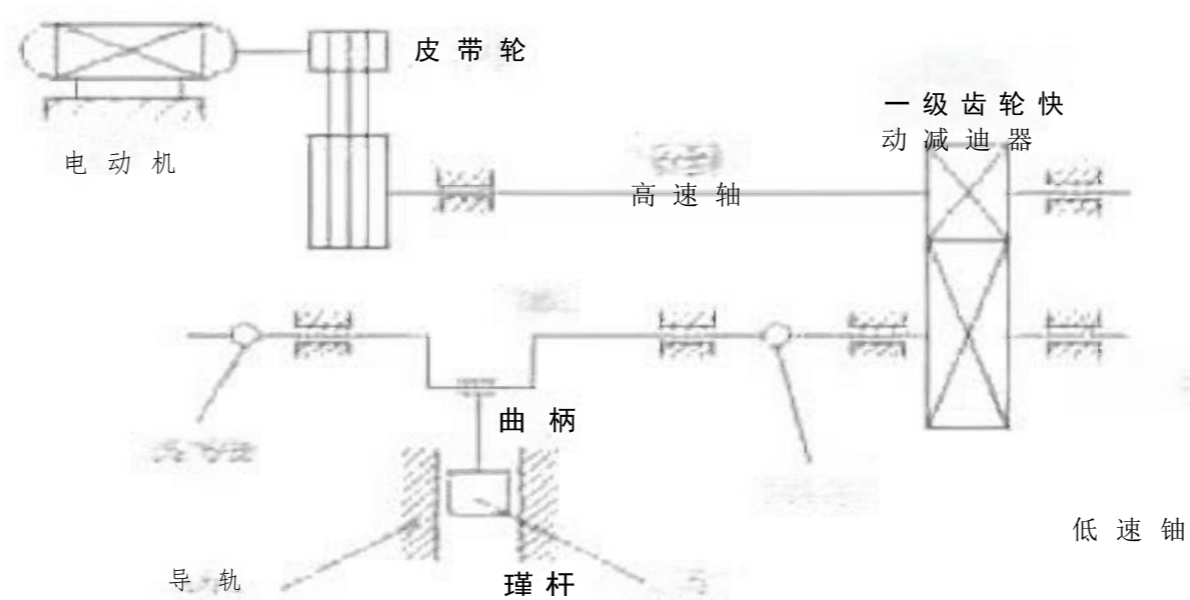


图2-1压力机总体传动方案图

电动机驱动皮带轮，然后皮带轮带动高速轴，经过一级齿轮减速机，在离合器控制的情况下，曲轴带动连杆滑块，链接上模进行冲压。

2.3 曲柄压力机基本参数

公称力：5KN；滑块行程：40mm；滑块行程次数：220次/分；最大封闭高度：240mm；
模柄孔尺寸：25×40mm；工作台尺寸：320×300mm；

2.4 总体方案分析计算

2.4.1 滑块位移的 $s-\beta$ 曲线运动分析

图2-2为曲柄滑块机构的位移简图，滑块的位移和曲柄转角的情况可以通过图显示计算出来，他们之间的关系可表达为：

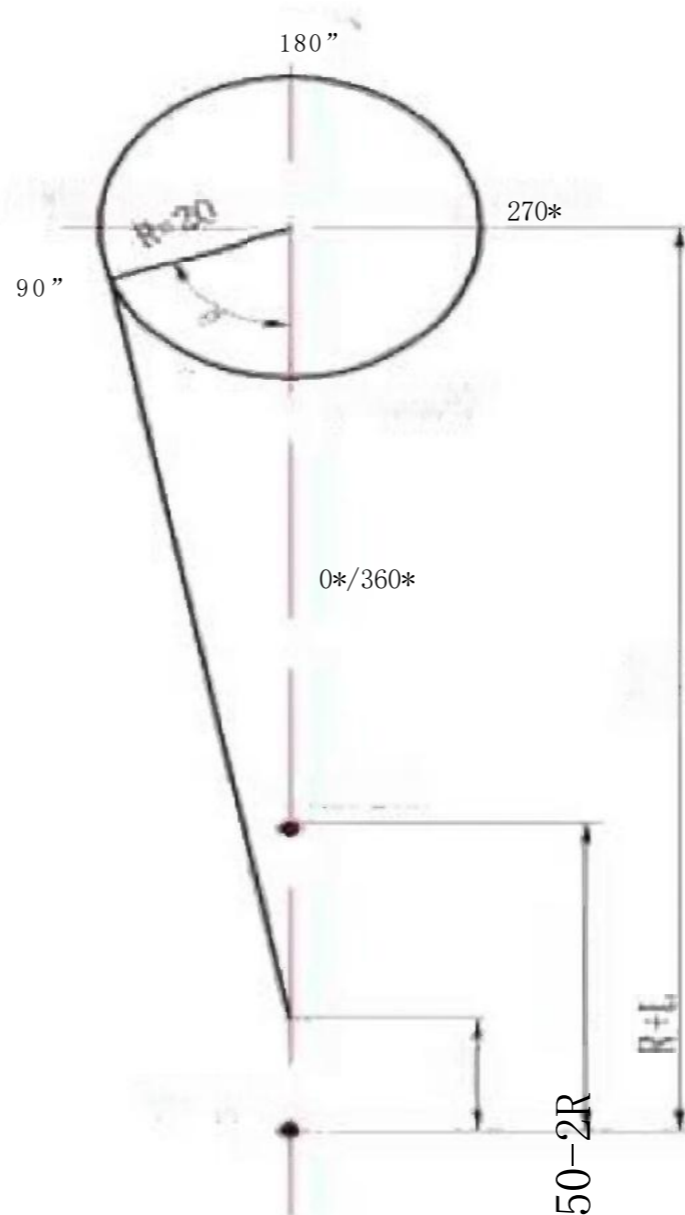


图2-2 曲柄连杆机构位移简图

$s-\beta$ 曲线(β 曲柄转角)

$$s=[R(1-\cos\beta)+\frac{L}{4}(1-\cos 2\beta)]\text{mm}$$

曲柄半径 $R=20\text{mm}$, 连杆长度 $L=200\text{mm}$

(2-1)

$$\lambda = \frac{R}{L} = \frac{20}{200} = 0.1 \quad (\text{连杆系数})$$

$$\text{当 } \beta = 0^\circ \text{ 时 (下死点) } S = 20 \times [(1-1) + 0.1 \div 4 \times (1-1)] = 0\text{mm} \quad (2-2)$$

$$\text{当 } \beta = 90^\circ \text{ 时 } S = 20 \times [(1-0) + 0.1 \div 4 \times (1+1)] = 21\text{mm}$$

$$\text{当 } \beta = 180^\circ \text{ 时 (上死点) } S = 20 \times [(1+1) + 0.1 \div 4 \times (1-1)] = 40\text{mm}$$

$$\text{当 } \beta = 270^\circ \text{ 时 } S = 20 \times [(1-0) + 0.1 \div 4 \times (1+1)] = 21\text{mm}$$

$$\text{当 } \beta = 360^\circ \text{ 时 (下死点) } S = 20 \times [(1-1) + 0.1 \div 4 \times (1-1)] = 0\text{mm}$$

2.4.2 滑块速度分析计算

$$v = \omega R \left(\sin \beta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\beta \right) \text{m/min} \quad (2-3)$$

(2-3)

ω -曲柄角速度 ① $=220 \times 2\pi = 440\pi \text{rad/m}$ 滑块行程次数 220spm

通过对滑块速度公式的分析, 我们可以发现在 90° 时, 滑块速度最大,

$$V_{\max} \approx \omega R = 27.65 \text{ m/min}$$

滑块的加速度分析:

$$a = -a^2 R (\cos \beta + A \cos 2\beta) \text{ 向下方向为正} \quad (2-4)$$

2.4.3 a

在公称力位置时, 曲轴公称转角 α_g

$$\alpha_g = \cos^{-1} \frac{R^2 + (R + L - S_g)^2 - L^2}{2R(R + L - S_g)} = \cos^{-1} \frac{20^2 + (20 + 200 - 2)^2 - 200^2}{2 \times 20 \times (20 + 200 - 2)} = 24.67^\circ \quad [12] \quad (2-5)$$

公称当量力臂计算:

$$m_g = R \left(\sin \alpha_g + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha_g \right) + \frac{1}{2} \mu [(1 + \lambda)d_1 + \lambda d_b + d_0] = 11.1 \quad (2-6)$$

第 3 章 冲压机结构分析设计

3.1 电动机选择与飞轮设计：

从电机的输出功率，转速等方面取考虑，毕业设计的题目任务书的要求：生产率每分钟220个工件，那么曲轴的工作转速就是220转每分钟，通过这个，我们就可以计算出一次冲裁所需要的时间周期为 $t=0.273s$ 。毕业设计的题目任务书的要求，公称力为 $P_g=5000N$ ，对其他零件的质量和转动惯量考虑，我们可以忽略不计。在压力机冲裁的过程中，根据能量守恒定律，我们能够估算出电机的功率：

压力机在一个工作周期所消耗的能量 $A=A_1+A_2+A_3+A_4+A_5+A_6+A_7+A_8$

A_1 —工件变形功

$$A_1=0.315Ph=0.315 \times 5000 \times 0.002=3.15J$$

式中： P_g —公称压力

(3-1)

h —板料厚度

A_2 —拉伸垫工作功

$$A_2=1/6P \times 1/6S=1/6 \times 5000 \times 1/6 \times 0.04=5.6J$$

式中： P —公称压力

S —压力机滑块行程

(3-2)

A_3 —工作行程时，由于曲柄滑块机构的摩擦，所消耗的能量

$$A_3 = 1/2 P_g \Delta l$$

$$A_3=0.5m, P_g \alpha_g=0.5 \times 11.1 \times 5 \times 24.67=694.6J$$

式中： m —摩擦当量力臂

P_g —公称压力

α_g —公称压力角

A_4 —工作行程时由于压力及受力系统的弹性形变所消耗的能量

(3-3)

(3-4)

式中: P—公称压力

Δh —压力机总的垂直变形

C—压力机垂直刚度

A—压力机空程向下, 空程向上时所消耗的能量

$$A_5=1.2 \times 5 \times 2 \times 15\%=1.8J$$

(3-5)

A—单次行程时, 滑块停顿飞轮空转所消耗的能量

A— 单次行程时, 离合器接合所消耗的能量

对于连续行程工作的压力机, 一个周期消耗的能量为

$$A=A_1+A_2+A_3+A_4+A_5=3.15+5.6+694.6+17.6+1.8=722.75J$$

$$\text{冲裁工件一个周期时间 } T = \frac{60}{220} s$$

$$\text{所以, 电动的功率为 } P = \frac{A}{T} = 722.75 \div \frac{60}{220} = 2.65Kw$$

(3-6)

取整电动机的额定功率选取电动机的额电功率 $P_a \geq P = 3Kw$ 选取: 电动机的额电功率

$P_a=3KW$ 带的传动比 $i \leq 5$, 一般为 $2 \sim 4$ 一级齿轮传动比 $i \leq 5$, 一般为 $2 \sim 4$ 所以总的系统传动比范围是 $i_{总}=4 \sim 16$ 滑块行程次数为每分钟220次, 所以曲轴转速为220r/min通过计算, 电动机, 转速范围, 是880r/min \sim 3520r/min所以, 我们择中选取1500r/min 的电动机。

通过以上条件, 我选择Y10012-4 电机, 同步转速(满载转速)为1500r/min。通过查阅机械设计手册, 我们可以得到系统各部分的传递效率。

皮带轮的传递效率 $\eta^1=0.96$

一级齿轮传动减速器 $\eta^2=0.971$

轴承传递效率 $\eta^3=0.98$ (3对)

离合器传递效率 $\eta^4=0.99$ (1个)

曲柄连杆传递效率 $\eta^5=0.98$

连杆滑块传递效率 $\eta^6=0.92$

系统总效率 $\eta_{总} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot (\eta_3)^3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5 \cdot \eta_6 = 0.817$

冲压工件时，主要靠飞轮释放能量，如果忽略电动机在这时所输出的能量即可得出

$$A_0 = 1/2 I_1 \omega^2 - 1/2 I_2 \omega^2 [12] \quad (3-7)$$

式中- A_0 ——工作行程是压力机所消耗的能量

I ——飞轮转动惯量

ω_1, ω_2 —— 冲压工作开始前和结束后飞轮的角速度

$$\omega_m = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} = \frac{2\pi n_e}{i} = \frac{2 \times \pi \times 1500}{1500 \times 220} = 23.04 \text{ rad/s}$$

引进飞轮的平均角速度

式中： n_e —— 电动机额定转速

i ——电动机轴至飞轮轴的速比

(3-8)

$$I_f = \frac{A_0}{\omega_m^2 \times \delta} = \frac{A_1 + A_2 + A_3 + A_4}{23.04^2 \times 0.2856} = 4.74 \text{ kg.m}^2$$

所以

δ ——不平均系数, 数值越大, 表示飞轮加速度的波动越大

$$\delta = 2 \times e \times k \times (S + s) = 2 \times 0.85 \times 1.2 \times (0.04 + 0.1) = 0.28653-9)$$

式中： e —— 电动机额定滑差率；

-----在额定转矩下皮带滑动时当量滑差率；（见表3-2）

k ---电动机实际选用功率与平均功率的比值；

ε ---修正系数，与 k 有关；（见表3-1）

表3-1E 值

k	1.2	1.3	1.41.6
E	0.85	0.9	0.95

表3-2皮带滑动当量滑差率s, [2]

压力及结构形式	S,
不带拉伸垫压力机	0.04
带拉伸垫压力机	0.02

知道飞轮转动惯量 $I = 4.74 \text{kg} \cdot \text{m}^2$ ，我们就可以设计出飞轮的尺寸，飞轮大体上有两种，一种是轮辐式，一种是圆盘式，本次设计选用轮辐式飞轮。（见图3-1）

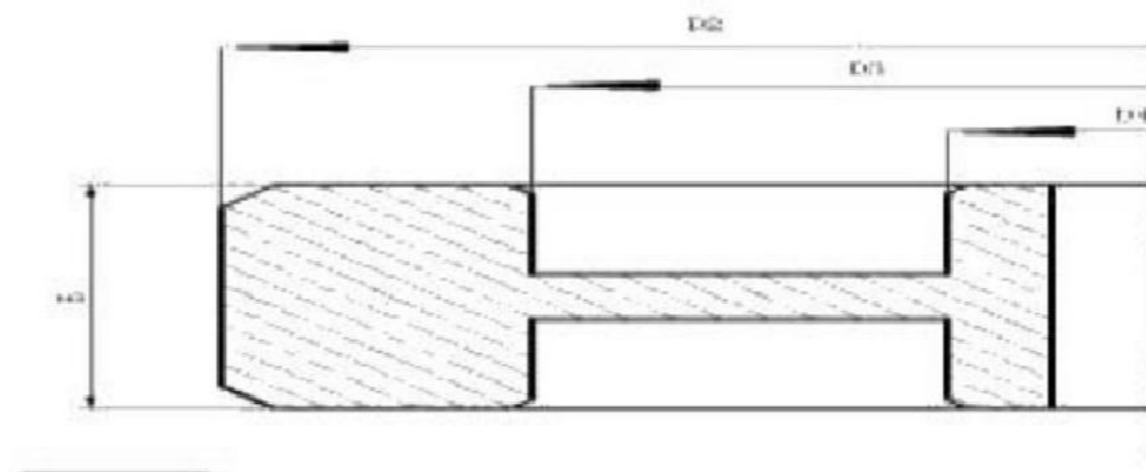


图3-1 飞轮结构简图

由图3-1分析，我们可以发现，飞轮的转动惯量有三部分组成，轮缘的一部分，轮辐的一部分，轮毂的一部分，但因为轮缘的转动惯量要远远大于其他两个，所以在设计飞轮尺寸的过程中，我们可以忽略轮辐的以及轮毂的那部分，我们可以近似的，把飞轮的转动惯量看成轮缘造成的。

3.2 各级传动比的分配

$$i_{\text{总}} = \frac{1500}{220} = 6.82$$

系统总传动比

初取皮带轮级 $i=2$ ，齿 轮 级 为 $i=3.41$

确定传动系统总传动比并且将传动比分配到系统的各级：

初步分配传动比 滞=2，i 齿轮=3.41

3.3 皮带轮的选择

皮带轮的圆周速度小于20m/s 时，可用HT150，皮带轮的圆周速度在25~30m/s 范围内，时，可用HT200，皮带轮的圆周速度大于35m/s 时，直径较大、功率较大时，用35钢或40钢；如果皮带轮的性质是高速而且功率比较小时，材料可以选择工程塑料，如果皮带轮的生产批量比较大时，材料可以选择压铸铝合金或其他合金。铸造带轮不允许有砂眼、裂纹、缩孔及气泡。[4]

工况系数 $K_a=1.2$

计算功率 $P = K_o \times P = 1.2 \times 3 = 3.6 \text{ Kw}$

(3-10)

选带型号：参考《机械设计》图11.15“选取Z型带，

$D_1 = 80 \sim 100 \text{ mm}$ 小带轮直径：参考《机械设计》表11.61“选取

$D_1 = 90 \text{ mm}$

初选传动比 $i = 2$ ，所以大带轮转速 $n_2 = 750 \text{ r/min}$

大带轮直径：参考《机械设计》 $\varepsilon = 1$

$$D_2 = (1 - \varepsilon) \frac{D_1 n_1}{n_2} = (1 - 0.01) \times \frac{90 \times 1500}{750} = 178.8 \text{ mm}, \text{ 取整}$$

$D_2 = 180 \text{ mm}$ 大带轮转

$$n_2 = (1 - \varepsilon) \frac{D_1 n_1}{D_2} = (1 - 0.01) \times \frac{90 \times 1500}{180} = 742.5 \text{ r/min}$$

(3-11)

所以皮带轮传动比

$$i = \frac{1500}{742.5} = 2.02$$

(3-12)

计算带长

$$D_m = (D_1 + D_2) / 2 = (90 + 180) / 2 = 135$$

带速

$$\Delta = (D_2 - D_1) / 2 = (180 - 90) / 2 = 45$$

初取中心距 $a = 300 \text{ mm}$

$$L = \pi D_m + 2a + \frac{\Delta^2}{a} = \pi \times 135 + 2 \times 300 + 45^2 / 300 = 1172.24 \text{ mm}$$

传动比

带根数

$$i = \frac{1500}{742.5} = 2.02$$

参考《机械设计》图11.4“基准长度 $L_a = 1120 \text{ mm}$

中心距

$$a = (L - \pi D_m) / 4 + 1/4 \sqrt{(L - \pi D_m)^2 - 8\Delta^2}$$

$$= (1120 - \pi \times 135) / 4 + 1/4 \sqrt{(1120 - \pi \times 135)^2 - 8 \times 45^2} = 345 \text{ mm}$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \times 60^\circ = 164.6^\circ > 120^\circ$$

小轮包角

求带根数：

$$V = \frac{\pi D_1 n_1}{60} = 7.1 \text{ m/s}$$

(3-13) (3-14)

(3-15)

(3-16)

(3-17)

(3-18)

(3-19)

参考《机械设计手册》表11.3'' $P_0=0.37, K_a=0.964, K_s=1.08, \Delta P_0=0.03$

$$Z = \frac{P_c}{(p + \Delta p_0) K_a K_L} = \frac{3.6}{(0.37 + 0.03) \times 0.964 \times 1.08} = 8.7 \quad (\text{不合适}) \quad (3-20)$$

所以选择大一号的V型带，使得带根数在合适的范围内。

工况系数 $K_o=1.2$

计算功率 $P_e = K_o \times P = 1.2 \times 3 = 3.6 \text{ Kw}$

选带型号：参考《机械设计》图11.15''选取A型带，

$D_1=112\sim 140 \text{ mm}$ 小带轮直径：参考《机械设计》表11.61''选取

$D_1=125 \text{ mm}$

初选传动比 $i=2$ ，所以大带轮转速 $n_2=750 \text{ r/min}$

大带轮直径：参考《机械设计手册》川 $\varepsilon=1$

$$D_2 = (1 - \varepsilon) \frac{D_1 n_1}{n_2} = (1 - 0.01) \times \frac{125 \times 1500}{750} = 247.5 \text{ mm} \quad \text{取整}$$

$$D_2 = 248 \text{ mm} \quad \text{大带轮转速} \quad n_2 = (1 - \varepsilon) \frac{D_1 n_1}{D_2} = (1 - 0.01) \times \frac{125 \times 1500}{248} = 748.5 \text{ r/min}$$

$$i = \frac{1500}{748.5} = 2$$

所以皮带轮传动比

计算带长： $D_m = (D_1 + D_2) / 2 = (125 + 248) / 2 = 186.5 \Delta = (D_2 - D_1) / 2 = (248 - 125) / 2 = 61.5$

$$L = \pi D_m + 2a + \frac{\Delta^2}{a} = \pi \times 186.5 + 2 \times 500 + 61.5^2 / 500 = 1593.5 \text{ mm} \quad \text{参考}$$

初取中心距 $a=500 \text{ mm}$ 带长

《机械设计》基准长度 $L=1600 \text{ mm}$

$$a = (L - \pi D) / 4 + 1/4 \sqrt{(L - \pi D_m)^2 - 8 \Delta^2}$$

中心距： $= (1600 - \pi \times 186.5) / 4 + 1/4 \sqrt{(1600 - \pi \times 186.5)^2 - 8 \times 61.5^2} = 503.3 \text{ mm}$ 小轮包角

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \times 60^\circ = 165.3^\circ > 120^\circ$$

$$V = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1000} = 9.8 \text{ m/s} \quad \text{传动比} \quad i = \frac{1500}{748.5} = 2$$

求带根数：带速 带根数。参考《机械设计》

表11.3 $P=1.32, K_a=0.966, K_s=0.99, \Delta P_0=0.17$

(合适) 取整Z=3

求轴上载荷数据

$$Z = \frac{P_c}{(p + \Delta p_0) K_\alpha K_\beta K_\gamma} = \frac{3.6}{(1.32 + 0.17) \times 0.966 \times 0.99} = 2.53$$

$$F_0 = 500 \frac{P_c}{VZ} \left(\frac{2.5 - K_\alpha}{K_\alpha} \right) + qV^2 = 500 \times \frac{3.6}{9.8 \times 3} \left(\frac{2.5 - 0.966}{0.966} \right) + 0.1 \times 9.8^2 = 106.83 \text{ N}$$

2) 轴上载荷:

(3-21)

$$F_Q = 2ZF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 3 \times 106.83 \times \sin \frac{165.3^\circ}{2} = 635.71 \text{ N}$$

(3-22)

通过设计计算, 得到了V带传动的各部分数据, 参考《机械设计手册》5, 小带轮采用实心式结构。大带轮采用四孔板轮式结构。

表4-2 V带轮设计结果

参数	V带轮设计结果
槽型	A型
带长	La=1600mm
根数	Z=3
中心距	a=503.3mm
小带轮直径	D ₁ =125mm
大带轮直径	D ₂ =248mm
带轮结构形式	小带轮采用实心轮(孔径中25mm), 大带轮采用四孔板轮(辐板厚度S=15, 孔径中30mm)

通过对皮带轮的确定, 我们就可以知道了各级系统中的功率, 转矩, 传动比, 转速等等, 所以, 分析各级系统, 有助于对接下来的设计指明方向。

$$\text{电动机轴: 功率 } P=3\text{kw, 输出转矩 } T = \frac{9550 \times P_{ed}}{n} = \frac{9550 \times 3}{1500} = 19.1 \text{ N.m} = 19100 \text{ N.mm}$$

传动轴(高速轴):功率 $P_1=P\eta_1=3\times 0.96=2.88\text{kW}$

$$\text{输出转矩 } T = \frac{9550 \times P}{n} = \frac{9550 \times 2.88}{748.5} = 36.75 \text{ N.m} = 36750 \text{ N.mm}$$

传动轴(低速轴):功率 $P_2=P \times \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_3=3 \times 0.96 \times 0.97 \times 0.99=2.77\text{kW}$

$$\text{输出转矩 } T = \frac{9550 \times P}{n} = \frac{9550 \times 2.77}{220} = 120.24 N.m = 120240 N.mm$$

式中： η 为轴的传递效率： $\eta=0.99$

曲轴：功率 $P_3 = P \times \eta_1 \times \eta_2 \times \eta \times \eta = 3 \times 0.96 \times 0.97 \times 0.99 \times 0.99 \times 0.92 = 2.52 \text{kw}$

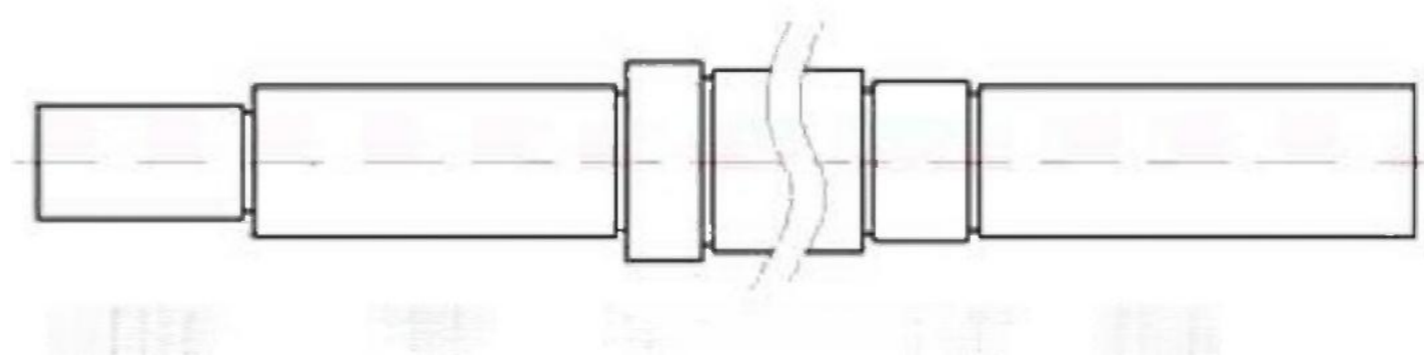
$$\text{输出转矩 } T = \frac{9550 \times P}{n} = \frac{9550 \times 2.52}{220} = 109.391 N.m = 109391 N.mm \quad [6]$$

式中： η 为轴的传递效率： $\eta=0.99$

第 4 章 芯轴的设计计算

4.1 高速轴的设计校核

轴上的装备零件以及轴的基本结构如下图4-1所示



轴4-1轴基本结构图

高速轴，主要受扭矩，取材料为40Cr。根据设计手册，取 $A=112\sim 97$

$$d_{\min} \geq A \times \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 100 \times \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 14.8 \text{ mm}$$

(A取100, 参考《机械设计手册》表1-12⁵), 轴

上有键槽, 最小直径加大6%, 所以 $d_{\min}=15.7\text{mm}$ 初步选取圆锥滚子轴承。因传动轴上零件, 大皮带轮、小直齿轮都有产生轴向力, 所以可以选用轴向承受力的圆锥滚子轴承。因为是轴承成对使用的, 径向负荷 F_r 产生内部轴向力 F_a 相互抵消。

首先确定各段直径:

A段 $d_1=930$ (初取与大带轮配合轴段直径

$d_1=30\text{mm}$) B段 $d_2=940$ (与轴承30208圆锥滚子轴承相配合)

C段 $d_3=952$ (右端滚动轴承采用定位轴肩进行轴向定位, 查得30208圆锥滚子型轴承的定位轴肩高度 $h=6\text{mm}$, 因此, $d_3=952$)

D段 $d_4=948$ (非定位轴肩取轴肩高度为2~4mm)

E段 $d_5=942$ (与小齿轮相配合)

F段 $d_6=940$ (与轴承30208圆锥滚子轴承相配合)

确定各段距离

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/378050133106006123>