

《机械设计基础》  
课程 设计 指导 书

(减 速 器 篇)

机械原理及机械零件教研室

西 北 工 业 大 学  
上 海 机 械 学 院 翻 印

一 九 八 〇 年 九 月

# 目 录

第一章 概 论	1
§ 1.1 《机械设计基础》课程设计的目的和要求	1
§ 1.2 设计前的准备工作和注意事项	1
§ 1.3 设计任务和设计阶段	2
第二章 运动简图的拟定及运动参数的计算	3
§ 2.1 运动简图的拟定	3
§ 2.2 电动机的选择	4
§ 2.3 传动比的分配	5
§ 2.4 运动参数的计算	6
第三章 设计及绘制装配图	8
§ 3.1 概述	8
§ 3.2 布置图面	9
§ 3.3 减速器及其箱体(箱盖), 润滑与附件	13
§ 3.4 轴的结构设计	28
§ 3.5 支承结构设计	29
§ 3.6 装配图的寸法	34
第四章 零件工作图设计及绘制	38
§ 4.1 零件工作图的作用	38
§ 4.2 零件工作图应满足的要求	38
§ 4.3 零件工作图的绘制方法	40
§ 4.4 轴类零件工作图	41
§ 4.5 齿轮类零件工作图	42
§ 4.6 铸造箱体(箱盖)零件工作图	44
第五章 编制计算说明书	46
§ 5.1 计算说明书的内容及要求	46
§ 5.2 计算说明书编制方法及缮写格式举例	47
参考书目	47

# 减 速 器 篇

## 第一章 概 论

### § 1.1 《机械设计基础》课程设计的目的和要求

#### 一、目 的

《机械设计基础》是论述机构的组成原理、基本机构的理论与设计及各类通用零、部件的设计原理与计算方法的课程。旨在培养学生最基本的设计理论知识与实际设计技能。因此，在教学过程中，除了系统地讲授必要的设计与计算理论，进行习题、作业及实验等教学环节外，还应使学生作较全面的设计技能锻炼，即作课程设计。其目的是：

1. 具体应用和巩固本课程及有关先修课的理论知识，了解设计传动装置的一般方法和步骤，培养学生初步设计的能力，为以后进行设计工作打下初步基础。
2. 通过拟定传动方案、结构方案到结合生产和使用条件（如材料、工艺、装配、润滑）等，独立地完成机器部件的设计，全面考虑设计内容及过程，熟悉和运用设计资料，如有关国家（部颁）标准、规范等，加深对机械设计总则的认识，培养学生独立分析问题和解决问题的能力。

#### 二、要 求

在课程设计中要求学生注意培养认真负责，踏实细致的工作作风，和保质、保量、按时完成任务的习惯。在设计过程中必须做到：

1. 随时复习教科书，听课笔记及有关习题；
2. 及时了解有关资料，作好准备工作，充分发挥自己的主观能动性和创造性；
3. 认真制图和计算，保证图纸质量和计算正确；
4. 按计划循序进行。

### § 1.2 设计前的准备工作和注意事项

1. 设计前必须预先准备好设计资料、手册、图册、绘图仪器、计算尺、图板、图纸、报告纸、绘图铅笔……等；
2. 组织好设计小组，布置好设计教室；
3. 设计前先研究设计任务书，分析题目的数据和工作条件，明确设计要求和内容后，再进行下一步设计工作；

4. 设计前须认真复习要用到的有关章节（如皮带传动、齿轮传动、蜗轮传动、轴、轴承、键、联轴器和螺纹联接等），熟悉其设计步骤；
5. 对传动方案及装配草图，小组应进行讨论和对比，以明确优、劣、正、误，取长补短，改进设计；
6. 应事先作好准备，考虑好设计步骤，尊重教师指导，又要能独立灵活处理问题，如有疑难可请教师答疑，或同学间互相讨论，但不能照抄数据或图纸；
7. 所绘装配图及零件工作图应经教师审查认可后，方能呈交；
8. 全部设计作业呈交后，视情况进行设计答辩或总结；
9. 设计时，可以班为单位，在教师指导下到陈列室参观，以增长设计知识及对实物（设计对象）的真实感；
10. 必须在规定的设计教室内设计，遵守学习制度。

### § 1.3 设计任务和设计阶段

#### 一、任 务

1. 每人按生产用图纸要求设计出一张装配图和一至二张零件工作图（或由教师规定）；
2. 每人按规定格式编制设计计算说明书一份（或按具体设计任务由指导教师规定）。

#### 二、设计阶段

序号	内 容	提 示
1	拟定或讨论运动简图；选择电动机；分配传动比；计算各轴的转速、功率和扭矩。	详见第二章
2	设计计算传动零件，如皮带传动、齿轮传动、蜗轮传动等。	详见教课书
3	设计及绘制减速器装配图（包括设计轴、选择及校核轴承、键与联轴器等）。	详见第三章及教科书
4	设计及绘制零件工作图。	详见第四章及《机械制图》
5	编写设计计算说明书。	详见第五章
6	课程设计答辩或总结。	

## 第二章 运动简图的拟定及运动参数的计算

### § 2.1 运动简图的拟定

运动简图是用一些简单的机构、构件及运动副的代表符号表示机器运动特征及运动链的图形。它不仅准确地表示了机器的原动机、传动系统、工作机构三者之间的结构、运动和力的传递关系，而且也是以后设计传动系统各零、部件的依据。图 2—1 所示为一带式运输机的运动简图（展开图）。

运动简图的设计和拟定是设计机器迈出的第一步，其好坏关系到总体设计的成败和优劣。因此，拟定机器运动简图时应从多方面考虑，首先应对设计任务（如原动机类型及特性、工作机构的职能与运动性质、传动系统的类型及各类传动的特性，以及生产及使用等）作充分地了解，然后根据各类传动的特点，考虑制造、受力、尺寸大小、经济、使用和维护方便等选择合理的方案并作适当布置，使拟定的运动方案满足简单、紧凑、经济和效率高等要求。

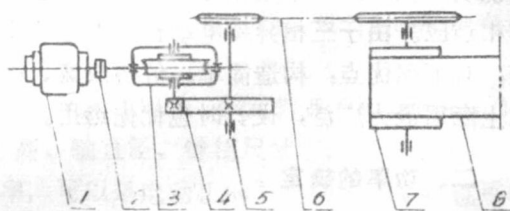


图 2—1 带式运输机的运动简图

- 1—电动机； 2—联轴器； 3—蜗轮减速器；  
4—齿轮传动； 5—轴承； 6—链传动；  
7—运输机鼓轮； 8—运输带。

若是设计任务书中已给定了传动方案，此时应论述采用此方案的合理性（说明其优缺点），并提出改进意见，作适当布置。

在拟定传动系统的运动简图时，往往一个传动方案需分成数级传动，由于各级的速度不同，故分高速级和低速级。哪些机构宜放在高速级，而哪些机构宜放在低速级，应按下述原则处理。

1. 承载能力较低的皮带传动，在传递同一扭矩时比其它机构的尺寸大，故应将其放在传动系统的高速级，以便获得较为紧凑的结构尺寸；

2. 因为大模数的圆锥齿轮需用较大的机床切齿，对一般制造工厂，比较难于实现，因此，应尽可能将圆锥齿轮传动布置在传动系统的高速级，以减小圆锥齿轮的尺寸。若圆锥齿轮的速度过高，其精度也相应提高，此时还需考虑能否制造及经济性问题；

3. 蜗轮传动多用于传动比很大，传递功率不太大的情况下，因其承载能力较齿轮为低，故亦应将其布置在传动系统的高速级，以获得较小的结构尺寸，同时因速度较高易形成油膜，也有利于提高效率；

4. 不适宜高速运转的链传动，应布置在传动系统的低速级；

5. 传动比不稳定的摩擦轮传动，只宜用于与其特性极相一致的情况，在一般传动系统中比较少用；

6. 为简化传动系统,一般总是将改变运动形式的机构(如连杆机构,凸轮机构等)布置在传动系统的末端(有时,连杆机构等改变运动形式的机构本身就是执行机构)。

## § 2.2 电动机的选择

电动机是一般机械广为应用的原动机。

选择电动机是一门专门性的技术工作,要合理地选择电动机,就必须对电动机的特性作分析,对其发热,起动力矩、最大力矩等进行核算。而在作《机械设计基础》的课程设计时,只要求试选电动机。选择内容为:

### 一、类型的选择

通用的电动机为 J、JO、JZ 及 JZR 型等三相交流异步电动机,各类电动机的性能、使用说明、型号及技术数据等见手册<sup>(1)</sup>,选择电动机类型时,应使其性能与机器的工作状况大体相适应。由于三相异步电动机(即三相交流鼠笼式感应电动机)和其它型式的电动机比较,有下列优点:构造简单,价格低廉、维护方便、可直接接于三相交流电网,因此,在工业上应用最为广泛,设计时也优先选用。

### 二、功率的确定

电动机功率的确定与其发热有关,而发热又与其工作情况有关。电动机的工作情况一般可分为两种:

1. 用于长期连续运转、载荷不变或少变化的电动机(如连续运输机械的电动机)。选择这类电动机时,只要使电动机的负载不超过其额定值,电动机便不会过热。所以对长期连续运转、载荷不变或很少变化,且在常温下工作的机器(如连续运输机、风扇等)所用的电动机,即可按电动机的额定功率等于或略大于所需功率,在手册中选择相应的电动机型号即可,不必再作发热计算。

1) 工作机构所需要的功率  $N_w$

设工作机构的阻力为  $P(N)$ 、圆周速度为  $v(m/s)$  及工作机构的传动效率为  $\eta_w$ , 则

$$N_w = \frac{Pv}{1000\eta_w} \quad \text{kW} \quad (2-1)$$

若是已知作用在工作机构上的扭矩  $T_w(N \cdot m)$  及转速  $(r/min)$ , 则

$$N_w = \frac{T_w n_w}{9550\eta_w} \quad \text{kW} \quad (2-2)$$

2) 由电动机至工作机构的总效率  $\eta$

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdots \eta_n$$

式中  $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \cdots, \eta_n$  为传动系统中各传动机构的效率(不包括轴承损失)、联轴器及各对轴承的效率。各类传动机构及轴承等的效率见手册。

3) 电动机所需功率

$$N'_m = k \frac{N_w}{\eta} \quad \text{kW} \quad (2-3)$$

(1) “手册”——《机械零件手册》,天津大学编,下同

式中  $k$ ——机器的过载系数，视所设计的机器可能的过载情况而定。一般可取  $k = 1.1 \sim 1.5$ 。若所设计的机器没有过载时，可取  $k = 1$ 。

4) 按  $N_m \geq N'_m$  条件确定电动机型号， $N_m$  为电动机的额定功率。

2. 对于重复短时工作或载荷不稳定的情况，电动机的功率应根据等效功率的方法来计算，并作发热等核算（详见《电力拖动教程》等）。

### 三、转速的确定

同一功率的电动机可以有好几种同期转速。确定电动机的同期转速（即磁场转速）时应考虑到：电动机转速的高低不仅影响其尺寸、重量和价格，同时也影响到传动系统总传动比  $i$  的大小，从而影响传动系统传动级数的多少和传动机构类型的选定等。所以，确定电动机转速时，应同时计及电动机及传动系统的尺寸、重量和价值，使整个设计既合理，又较经济。

一般最常用、市场上供应最多的是同期转速为 1500 r/min 的电动机，设计时应优先选用。但如若不符合要求时，亦可改选其它转速的电动机。

电动机选定后，应记下电动机型号、额定功率（ $N_m$ , kW）、额定转速（ $n_m$ , r/min）、外型尺寸（最大长、宽、高，mm）、电动机中心高、轴直径、键槽尺寸等，以备后用。

最后还需指出，今后设计时所依据的设计功率，可以是电动机的额定功率  $N_m$ ，也可以是工作机构的功率  $N_w$ ，对于通用机器，常用电动机的额定功率  $N_m$  作为设计功率，而对于专用机器，可以  $N_w$  作为设计功率。

## § 2.3 传动比的分配

电动机选定后，根据电动机的额定转速  $n_m$  及工作机构的转速  $n_w$  可确定传动系统的总传动比  $i$ ，即

$$i = \frac{n_m}{n_w} \quad (2-4)$$

传动系统的总传动比  $i$  是各级串联机构的传动比的连乘积，即

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdots i_n \quad (2-5)$$

式中  $i_1, i_2, i_3 \cdots i_n$  为传动系统中各传动机构的传动比。

合理地分配传动比，是传动系统设计中的一个主要问题。它将直接影响到传动系统的外廓尺寸、重量、润滑及减速器的中心距等很多方面，因此必须认真对待。

总传动比的一般分配原则是：

1. 各级传动的传动比不应超过其传动比的最大值。各类传动的传动比荐用值见表 2-1。
2. 使所设计的传动系统的各传动机构具有最小的外廓尺寸。
3. 使二级或多级的齿轮减速器中，各级大齿轮的浸油深度大致相等，以利实现油池润滑。
4. 使各级圆柱齿轮传动的中心距保持一定比例（只适于标准系列的减速器设计）。

表 2—1

各类传动的传动比荐用值

传 动 类 型			传 动 比 的 荐 用 值	传 动 比 的 最 大 值 $i_{max}$
一 级 闭 式 传 动	圆 柱 齿 轮	直 齿	3~4	$\leq 10$
		斜 齿	3~5	
		人 字 齿	4~6	
	直 齿 圆 锥 齿 轮		2~3	$\leq 6$
一 级 开 式 圆 柱 齿 轮 传 动			4~6	$\leq 15 \sim 20$
一 级 蜗 轮 传 动		闭 式	7~40	$\leq 80$
		开 式	15~60	$\leq 100$ (很少情况下用到 120)
皮 带 传 动	开·口 平 皮 带		2~4	$\leq 6$
	有 张 紧 轮 的 平 皮 带		3~5	$\leq 8$
	三 角 皮 带		2~4	$\leq 7$
链 传 动			2~4	$\leq 7$
圆 柱 摩 擦 轮 传 动			2~4	$\leq 5$

为此,对于传动系统各级传动的传动比分配作如下说明:

1) 对于皮带——单级齿轮传动系统,  $i = i_{皮} \cdot i_{齿}$ , 一般应使  $i_{皮} < i_{齿}$ , 以使整个传动系统的尺寸较小、结构紧凑。

2) 对于展开式二级圆柱齿轮减速器, 为了使两个大齿轮具有相近的浸油深度, 应使两级大齿轮具有相近的直径。为此荐用:

$$i_1 \approx 1.3 i_2 \quad (2-6)$$

式中  $i_1$ 、 $i_2$  分别为减速器高速级和低速级的传动比。

但应指出, 齿轮的材料及齿数亦影响齿轮尺寸的大小, 欲获得高、低两级传动的大齿轮直径相近, 应对传动比、齿轮的材料及齿数作综合考虑。

3) 对于圆锥——圆柱齿轮减速器, 为使大圆锥齿轮的寸尺不致过大, 一般应使高速级的圆锥齿轮传动的传动比不大于 3~4, 或约取为:

$$i_{锥} \approx 0.25 i \quad (2-7)$$

4) 对于蜗轮——齿轮减速器, 齿轮传动的传动比大致可取为:

$$i_{齿} \approx (0.03 \sim 0.06) i \quad (2-8)$$

5) 对于二级蜗轮减速器, 为了总体布置的方便, 通常应保证  $a_s \approx 2a_1$ , 此时, 两级蜗轮传动的传动比大致相等, 即

$$i_1 \approx i_2 \approx \sqrt{i} \quad (2-9)$$

## § 2.4 运动参数的计算

机器传动系统的运动参数即各轴的转速、功率和扭矩。



今以二级圆柱齿轮减速器(图2-2)为例,来说明机器传动系统中各轴的转速、功率及扭矩的计算方法。

前面提到,对于通用减速器,各零件的承载能力多与电动机的承载能力相对应。因此,即以电动机的额定功率作为设计功率来计算。

决定各传动零件及轴所承载荷(如扭矩等)时,电动机的额定功率  $N_m$ 、额定转速  $n_m$ 、减速器中各级齿轮传动的传动比及传动效率都为已知。计算所用的符号为:

$N_m$ ——所选电动机的额定功率(kW);

$n_m$ ——所选电动机的额定转速(r/min);

$n_w$ ——工作机构的转速(r/min);

$i_f$ 、 $i_s$ ——分别为高速级及低速级传动的传动比;

$n_I$ 、 $n_{II}$ 、 $n_{III}$ ——分别为 I、II、III 轴的转速(r/min);

$N_I$ 、 $N_{II}$ 、 $N_{III}$ ——分别为 I、II、III 轴的输入功率(kW);

$M_I$ 、 $M_{II}$ 、 $M_{III}$ ——分别为 I、II、III 轴的输入扭矩(N·m);

$\eta_f$ 、 $\eta_s$ ——分别为高速级和低速级传动机构的传动效率;

$\eta_c$ ——联轴器的效率;

$\eta_r$ ——一对轴承的效率。

各轴的转速为:

$$\left. \begin{aligned} n_I &= n_m \\ n_{II} &= n_I / i_f = n_m / i_f \\ n_{III} &= n_w = n_{II} / i_s = n_m / i_f \cdot i_s \end{aligned} \right\} \text{r/min} \quad (2-10)$$

各轴的输入功率为:

$$\left. \begin{aligned} N_I &= N_m \cdot \eta_c \\ N_{II} &= N_m \cdot \eta_c \cdot \eta_r \cdot \eta_f \\ N_{III} &= N_{II} \cdot \eta_s \cdot \eta_r = N_m \cdot \eta_c \cdot \eta_f \cdot \eta_s \cdot \eta_r^2 \end{aligned} \right\} \text{kW} \quad (2-11)$$

各轴的输入扭矩为:

$$\left. \begin{aligned} T_I &= 9550 \frac{N_I}{n_I} = 9550 \frac{N_m}{n_m} \\ T_{II} &= 9550 \frac{N_{II}}{n_{II}} = T_I \cdot i_f \cdot \eta_c \cdot \eta_r \cdot \eta_f \\ T_{III} &= 9550 \frac{N_{III}}{n_{III}} = T_I \cdot i_f \cdot i_s \cdot \eta_c \cdot \eta_f \cdot \eta_s \cdot \eta_r^2 \end{aligned} \right\} \text{N} \cdot \text{m} \quad (2-12)$$

如前述,设计专用机器的传动系统时,可以  $N_w$  为设计功率,此时,各轴的转速、功率及扭矩则由工作轴逐一算至电机轴。

求得各传动零件及轴上的载荷和转速后,便可作各级传动零件的工作能力设计。

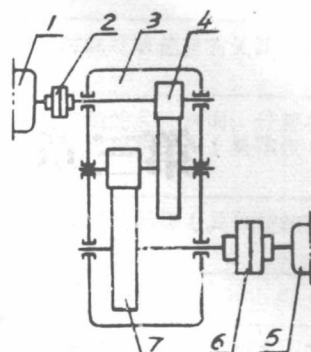


图 2-2 运动简图

- 1—电动机; 2—联轴器; 3—减速器;  
4—高速级齿轮传动; 5—工作机构;  
6—联轴器; 7—低速级齿轮传动。

# 第三章 设计及绘制装配图

## § 3.1 概 述

机器（部件）的装配图既是表达设计者设计机器总体结构意图的图样，也是制造，装配机器及拆绘零件图的依据。因此，装配图的设计及绘制极为重要。

机器（部件）装配图的设计及绘制过程比较复杂，为此必须先作装配草图设计，然后经过讨论修改而完成。

装配草图设计包括计算，结构设计，制图等内容，而且计算与制图常需交叉进行。其基本任务为：

1. 确定各零件结构形状及尺寸，以及它们在机器中的相互位置关系，
2. 取得核算零件强度（刚度）所必须的尺寸数据。

设计装配图过程中，要特别注意综合考虑，主次分明的原则。力求各零件配置恰当，满足强度、刚度、寿命，工艺及经济等的要求，以期得到工作性能好，便于制造，成本低廉的机器。

绘制装配草图的过程中，将会要修改某些零件的结构及尺寸，所以着笔要轻，线条要细，还要保持图面清洁；对于已标准化（或规格化）了的零件（如螺栓、螺母，滚动轴承等）可先用示意法仅表示其外形轮廓尺寸，暂时不按制图规定画出这些零件的详细结构图形，致于零件的倒元，倒角，剖面线等就更勿须画出了。但应指出，所定零件的尺寸大小应严格遵守选定的比例尺，以便取得准确的零件结构形状，尺寸数据及零件间的相互位置尺寸数据。

设计绘制减速器装配图的一般步骤推荐如下：

表 3—1 减速器装配图的设计步骤

序号	项 目	内 容 提 要
1	取得传动零件的主要几何尺寸	根据传动零件的设计计算，取得决定传动零件的基本尺寸，如齿（蜗）轮的分度圆直径、齿顶圆直径、齿轮宽及传动中心距等。
2	布置图面	在图纸上先画出图的边框，安排好标题栏的位置，然后选择视图，估算减速器的外廓尺寸，确定比例尺。按视图，用比例尺，轻线条，根据估计的外廓尺寸大小，将传动零件的中心线恰当地安排在图面上。
3	绘出箱内壁厚	按设计资料（表 3—2）定出箱体内壁线，确定壁厚，并画在图上。
4	初步设计轴直径，初选联轴器，进行轴结构设计，初选轴承型号	初步计算轴直径，确定轴的最小直径，初选联轴器。根据轴上零件的装拆先后顺序、周向及轴向固定方法，以及工艺性等要求，就在图纸上作轴的结构设计。并按轴颈直径、工作要求，初步选定轴承型号，定出轴颈长度。

(续表 3—1)

5	支承结构设计	按初选的轴承, 进行支承结构设计, 同时确定减速箱有关部分尺寸(如箱缘尺寸等), 及轴的全部结构尺寸。
6	校核轴的强度(刚度)	分析轴所受的力, 绘制弯、扭矩图, 确定轴的危险剖面, 计算各危险剖面的工作应力, 校核轴的强度(蜗杆轴还应校核刚度)(具体校核哪一根轴, 由教师指定)。
7	校核轴承、键及联轴器	按课程讲述的办法, 分别校核轴承、键及联轴器等(具体校核项目, 由教师指定)。
8	设计传动零件	根据所定轴的尺寸, 初步作传动零件的结构设计
9	完成箱体设计, 选择附件, 完成装配草图设计	分组讨论设计草图(或仅作重点讨论), 指出正误, 进行必要的修改。然后考虑润滑、固紧、使用、装拆、起吊等要求, 参考设计资料, 完成箱体、箱盖的设计, 选择必要的附件, 如油标、油塞、透气装置、环首螺钉, 启盖螺钉、定位销钉等。初步绘出装配草图。
10	审核装配草图	再经小组讨论检查(或仅作重点讨论检查), 作必要的修改后, 交教师审核。
11	完成装配图设计	就所绘制的装配草图, 绘出正式装配图(将草图加深、描实, 绘出剖面线等), 编排零件号, 注出尺寸、技术条件、减速器的性能等, 填写标题栏, 填写零件明细表(按专用格式纸填写)。完成装配图设计, 交教师审核。

必须指出, 设计步骤不是一成不变的, 应视具体情况, 发挥主观能动性, 灵活安排。

## § 3.2 布置图面

### 一、必要的技术数据

布置图面应具备的必要技术资料及数据为:

#### 1. 传动的运动简图(如图 2—2 所示)

根据简图选取合适的视图, 并在图面上适当地安排各视图的位置。

#### 2. 传动零件的主要尺寸数据

布置图面时, 所需传动零件的尺寸数据为: 中心距, 齿顶圆直径, 齿轮宽等。

#### 3. 传动零件的位置尺寸

传动零件之间的位置尺寸和它们距箱体内壁的尺寸均属位置尺寸。它们的大小可按表 3—2 及图 3—2~3—5 决定, 或按制造与装配的要求拟定。

### 二、选择视图

所绘制的视图应以能够简明地把机器(部件)中所有零件的基本外形及其相互位置关系表示出来为原则, 并应遵守机械制图(GB128—74)的有关规定。对复杂的结构图形, 还可用适当的剖视图或局部视图表示。

减速器的装配图常需三个视图(必要时还加剖视图或局部视图)才能表达得清楚完整。结构简单的减速器(如单级蜗轮减速器)亦可用两个视图(必要时加剖视图或局部视图)来表示。

选择视图时，可参考相应的兰图。

### 三、布置图面

布置图面的顺序大体为：

#### 1. 确定绘图的有效面积

一般常用 1 号图纸绘制装配图即可，必要时亦可用 0 号图纸。绘图时先将图纸及标题栏（ $140 \times 35 \text{ mm}$ ）的外框线按规定绘出，这样在图纸上所剩的空白图面即为绘图的有效面积（图 3-1 a）。

#### 2. 选定比例尺

在绘图的有效面积内，应能妥善地安排视图所占的最大面积尺寸线，零件的件号，技术条件及减速器特性等所占的位置，应全面考虑这些因素才能正确决定视图的比例尺。初作设计的人，最好是参考相应的减速器图纸来确定比例尺。为了加强设计的真实感，应优先用 1:1 的比例尺。若减速器的尺寸相对图纸尺寸过大或过小时，也可选用其他合适用比例尺（参见 GB 126-74）。必要时也可按机械制图的规定（GB 126-74），将图纸加长或加宽，使满足绘图要求。

#### 3. 确定传动零件的中心线及对称面的位置

在粗略估计的视图面积范围内（图 3-1 b，绘图时视图面积的外廓线不必画出），画出传动零件的中心线 A—A 及对称面 I—I（图 3-1 c）。

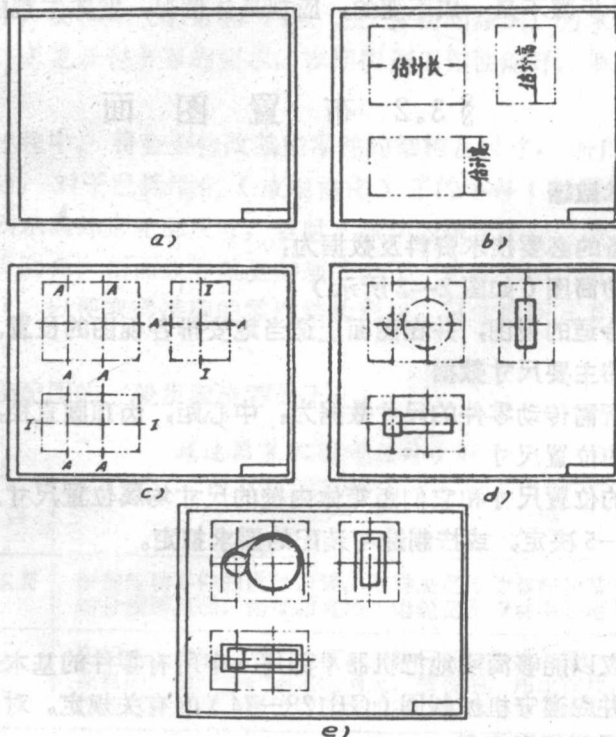


图 3-1 图面布置

#### 4. 画出传动零件的外廓尺寸和箱体的内壁线

按设计计算结果，在图上画出传动零件的外廓尺寸线（图 3-1 d）。对于多级传动，可

按表 3—2 及图 3—2~3—5 的设计资料决定传动零件间的轴向间距  $\Delta_3$ 。同时亦按上述资料确定传动零件与箱内壁的间距  $\Delta_1$  及  $\Delta_2$ ，并画出箱体内壁线（图 3—1 e）。

齿（蜗）轮减速器各零件间相互位置尺寸的数据列于表 3—2 及图 3—2~3—5。

应注意，布置图面时，要和具体设计对象相联系，也可找相应的兰图作详细对比然后确定。若图面布置不合适（如图形偏于一边），将会给今后的设计工作带来很大麻烦。

表 3—2 减速器零件的位置尺寸（图 3—2~3—5） mm

代号	名 称	荐 用 尺 寸
$b_1$	小齿轮的宽度	由设计确定
$H$	锥齿轮的厚度	由设计确定
$B$	轴承宽度	按轴径直径确定（高速轴的轴承宽度初步按中型轴承者确定；低速轴者初步按轻型轴承确定）
$\Delta_1$	轴向距离（旋转零件的最外端面至箱内壁的距离）	$\Delta_1 \approx 10 \sim 15$ （确定 $\Delta_1$ 值时应考虑铸造和安装精度）
$\Delta_2$	径向距离（旋转零件顶圆至箱内壁间的径向距离）	$\Delta_2 \approx 1.2 \delta$ ， $\delta$ 为箱壁厚（表 3—3）
$\Delta_3$	旋转零件间的轴向距离	$\Delta_3 \geq 10 \sim 15$ ，或按结构确定
$L_1$	轴的支承间距	由设计确定
$L_2$	悬臂支承的锥齿轮轴的支承间距	$L_2 \approx (2.5 \sim 3)d$ ， $d$ 为轴直径，同时应使 $L_2 \geq 2.5 l$ ， $l \approx H/2 + \Delta_1 + l_2 + B/2$
$l_1$	箱外旋转零件的中面到最近支承点的距离	$l_1 = l_5/2 + l_4 + l_3 + B/2$
$l_2$	滚动轴承的端面至箱内壁的距离	用箱内的油润滑轴承时： $l_2 \approx 5 \sim 10$ 用润滑脂润滑轴承时，按封油环的轴向尺寸确定 $l_2$ ，初步可取 $l_2 \approx 10 \sim 15$
$l_3$	轴承盖内端面至端盖螺钉头顶面的距离	按端盖的结构、尺寸和固紧轴承的方法确定
$l_4$	箱外旋转零件的内端面至端盖螺钉头顶面的距离	$l_4 \approx 15 \sim 20$
$l_5$	装箱外旋转零件的轴段长度	按轴上零件的固法定方和轮毂的长度确定，约可取 $l_5 \approx (1.2 \sim 1.5)d$ ， $d$ 为轴直径
$l_6$	联轴器至端盖螺钉头顶面的距离	按联轴器的类型及安装尺寸确定
$l_7$	齿轮齿顶面（或锥齿轮小端端面）至轴（或齿轮轴）的距离	$l_7 \geq 20$

- 注：①蜗轮减速器的蜗轮至箱内壁的轴向距离  $\Delta_1$  应以轮毂端面为准（图 3—5）；  
 ②蜗杆支承间距约可取为  $(0.9 \sim 1)d_2$ ， $d_2$  为蜗轮分度圆直径，但应保证轴承装置的内端距蜗轮最大外圆之径向距离  $\Delta_2$ （图 3—5）不小于表内规定之值；  
 ③蜗轮减速器的外壁宽度  $B_2$  应大于蜗杆轴承端盖凸缘的外径  $D_2$ ，其内壁宽度  $B_3$  应大于蜗杆轴承座孔的直径  $D_3$ （图 3—5）。

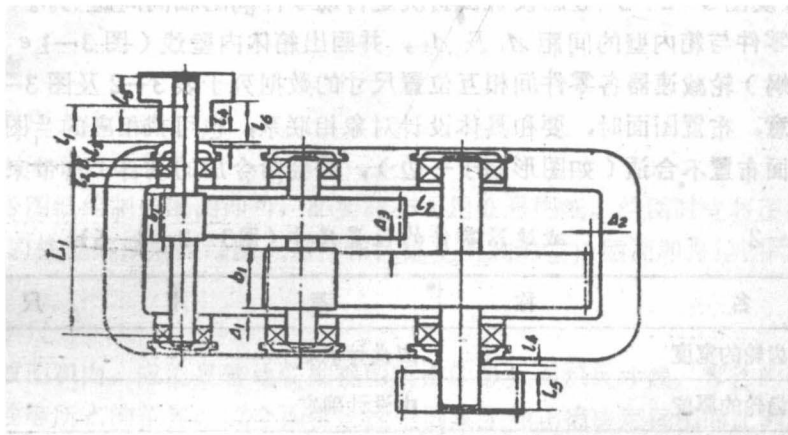


图 3-2 单级圆柱齿轮减速器零件的位置尺寸

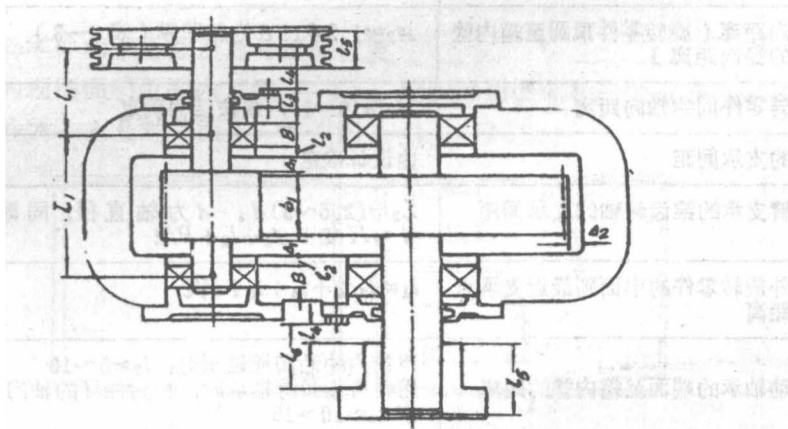


图 3-3 二级圆柱齿轮减速器零件的位置尺寸

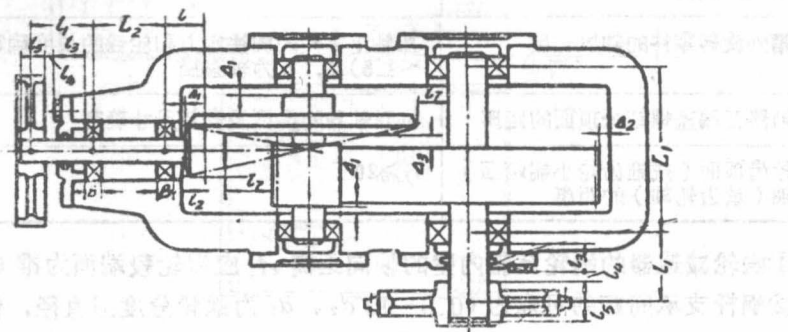


图 3-4 圆锥—圆柱齿轮减速器零件的位置尺寸

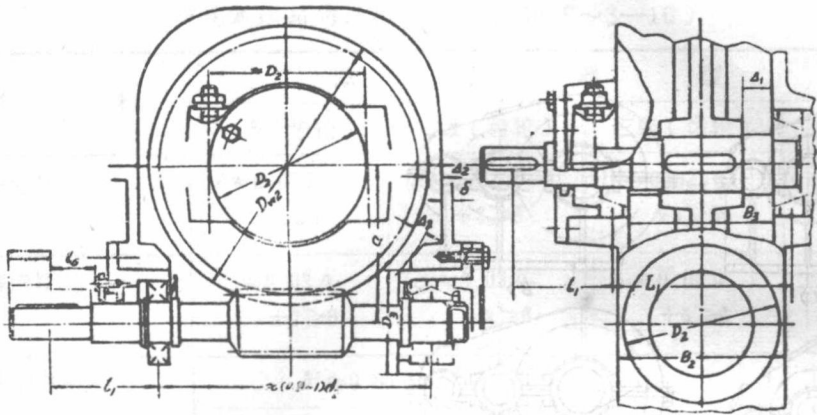


图 3-5 单级蜗轮减速器零件的位置尺寸

### § 3.3 减速器及其箱体(箱盖)、润滑与附件

#### 一、常用的减速器

齿(蜗)轮减速器(图 3-9~3-10)不论国内外, 现今还是常用的传动部件, 特别是在起重机, 连续运输机器中应用仍很普遍。为便于生产及选用, 常用的减速器已标准化或规格化了, 如国产减速器就有 ZD(单级), ZL(二级), ZS(三级)型渐开线圆柱齿轮减速器(JB.1130-70), WD(下蜗杆), WS(上蜗杆)型阿基米德圆柱蜗杆蜗轮减速器(Q/ZB 125-73)及 JZQ 型(即 PM 型)渐开线二级圆柱齿轮减速器等标准系列。此外, 还有 NGW 型行星减速器, 圆弧齿轮减速器, 圆弧齿圆柱蜗杆减速器及摆线针轮行星减速器等规格化的产品系列, 并由专门工厂成批生产。

常用的齿(蜗)轮减速器有单级、二级及三级者, 也有圆锥—圆柱齿轮减速器。根据不同的使用要求, 标准(规格化的)减速器的传动功率及减速比有不同系列的数据; 减速器的主, 从动轴的布置亦有不同的型式以供选用。

一般使用的减速器皆可由标准(规格)中选取。若有特殊要求, 尤其是大型减速器需则专门设计制作。

#### 二、箱体(箱盖)的类型及特点

通常减速器的箱体(箱盖)为铸造者(图 3-6), 单件生产时也有焊接者(图 3-7), 或箱体仍为铸件, 而箱盖则为焊接件。铸造的减速箱多用 HT 15-33~HT20-40 灰铸铁制造, 大型的箱体也有用铸钢制造的。

铸造的减速箱刚性好, 易得到美观的外形, 特别是用灰铸铁制造的减速箱还易切削, 但铸造的减速箱较重, 且适于成批生产。

焊接的减速箱重量轻, 省材, 生产周期短, 但要求较高的制造技术, 仅适于单件生产。

减速器的箱体可做成直壁(图 3-6a)或曲壁(图 3-6b)等型式。前者结构简单, 但重量较大, 后者结构较复杂, 但重量较轻。

卧式减速器箱体、箱盖的分箱面可做成水平及倾斜者。图 3-6a、b、d 及 e 为水平分箱

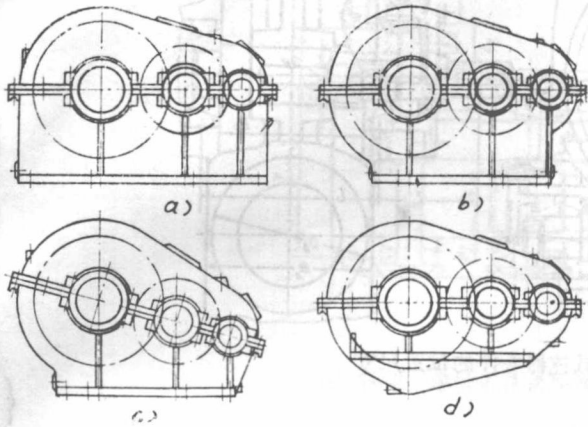


图 3-6 铸造减速箱

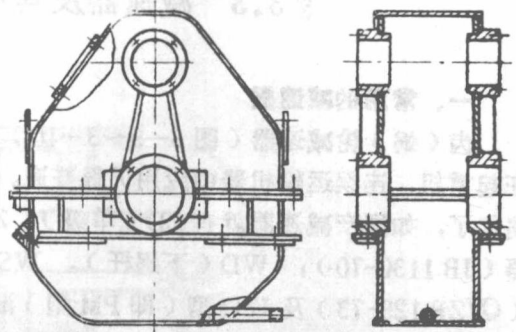


图 3-7 焊接减速箱

面者，水平的分箱面易于加工。图 3-6c 为倾斜分箱面者，这种分箱面虽不利于加工，但对多级传动，则又便于各级传动的浸油润滑。图 3-6e 所示的减速箱，分箱面不在轴承的中面上，这对装拆齿轮，轴及轴承极为不便，已少用。

### 三、箱体(箱盖)的设计

箱体(箱盖)是减速器中结构和受力最复杂的零件，目前尚无完整的理论设计方法，因此都是在满足强度，刚度的前提下，同时考虑结构紧凑，制造方便，重量轻及使用等要求，作经验设计。

减速箱的设计和轴及支承的结构设计相互为辅，交叉进行。在确定箱内壁位置后，即应在初步估算轴直径的基础上进行轴的结构设计，初选轴承及作支承的结构设计，同时参考表 3-3~3-4 及图 3-8~3-10 逐步完成箱体，箱盖的设计。

这一设计过程比较复杂，但大体可分为两个阶段，第一阶段的设计内容(表 3-1 所列第 3、4、5、6、7 步骤)主要是为了取得校核轴及轴承的必要尺寸数据，经校核合格后，进行第二阶段的设计工作(表 3-1 所列第 9、10、11 步骤)，这一阶段主要是全面完成减速箱的设计。进行每一阶段的设计时，应注意抓住其主要设计内容。



表 3—3

铸铁减速箱的结构尺寸 (图 3—8~3—10)

mm

代号	名称	减 速 器 型 式			
		一级 (齿轮)	二级 (齿轮)	三级 (齿轮)	蜗 轮
$\delta$	箱体壁厚	$\delta \approx 0.025 a$ $+1 \geq 6$	$\delta \approx 0.025 a_s$ $+3 \geq 6$	$\delta \approx 0.025 a_s$ $+5 \geq 6$	$\delta \approx 0.04 a$ $+3 \geq 6$
$\delta_1$	箱盖壁厚	$\delta_1 \approx 0.02 a$ $+1 \geq 6$	$\delta_1 \approx 0.02 a_s$ $+3 \geq 6$	$\delta_1 \approx 0.02 a_s$ $+5 \geq 6$	上蜗杆: $\delta_1 \approx \delta$ ; 下蜗杆: $\delta_1 \approx (0.8 \sim 0.85) \delta \geq 6$
$\delta'$	箱体加强肋厚	$\delta' \approx 0.85 \delta$			
$\delta'_1$	箱盖加强肋厚	$\delta'_1 \approx 0.85 \delta_1$			
$b$	箱体分箱面凸缘厚	$b \approx 1.5 \delta$			
$b_1$	箱盖分箱面凸缘厚	$b_1 \approx 1.5 \delta_1$			
$b_2$	平凸缘底座厚	$b_2 \approx 2.35 \delta$			
$b_3, b_4$	斜凸缘底座厚	$b_3 \approx 1.5 \delta$ ; $b_4 \approx (2.25 \sim 2.75) \delta$			
$d_f$	地脚螺栓	$d_f \approx 0.036 a + 12$ (多级传动以 $a_s$ 代 $a$ )			
$d_1$	轴承螺栓	$d_1 \approx 0.7 d_f$			
$d_2$	联接分箱面的螺栓	$d_2 \approx (0.5 \sim 0.7) d_f$			
$d_3$	轴承盖螺钉	按端盖结构及尺寸确定 (见图 3—42 及手册)			
$d_4$	检查孔盖螺钉	参见图 3—18			
$d_5$	环首螺钉	根据减速器的重量 (表 3—5) 按 GB 825—67 (见手册) 确定			
$n$	地脚螺栓数	$n \approx \frac{L_0 + B_0}{200 \sim 300} \geq 4$ ; $L_0, B_0$ 分别为箱体底面的长和宽, 其值由设计确定			
$C_1, C_2$ $D_0, R_0$ $R_1, r$ $r_1, \Delta$	凸缘上螺栓凸台的结构尺寸	参照表 3—4 的荐用值确定			
$l_8$	轴承座孔边缘至轴承螺栓轴线的距离	$l_8 \approx (1 \sim 1.2) d_1$			
$l_9$	轴承座孔外端面至箱外壁的距离	$l_9 \approx C_1 + R_1 + (2 \sim 3)$			
$D_1, D_2$	轴承座孔 ( $D$ ) 处的直径	凸缘式端盖: $D_1$ 按端盖相应的尺寸确定; $D_2$ 应较端盖凸缘的外径大 5~8 嵌入式端盖: $D_2 \approx 1.35 D$ ; $D_4$ 应较端盖相应的尺寸大 1~2			
$H_d$	箱体的深度	$H_d \approx (1.025 \sim 1.036) r_a \geq r_a + 30$ ; $r_a$ 为浸入油池内的最大旋转零件的外圆半径			

注: ①  $a_s$  为低速级传动的中心距;② 圆锥齿轮减速器以两个锥齿轮的平均分度圆半径之和作为中心距  $a$  进行计算;

③ 轴承盖的尺寸见图 3—40~3—42 及手册;

④ 铸钢减速箱的结构尺寸与铸铁者大体一致, 亦可参照表内的荐用值设计或参见 [1]