



教育部高职高专规划教材
Jiaoyubu Gaozhi Gaozhuan Guihua Jiaocai

机械设计基础 课程设计指导书

陈立德 主编
牛玉丽 副主编



147

教育部高职高专规划教材

机械设计基础 课程设计指导书

陈立德 主 编

牛玉丽 副主编



A0936944

高等教育出版社

内容提要

本书为高职高专机械设计基础课程的配套教材,是根据教育部制定的《高职高专教育机械设计基础课程教学基本要求》编写的,可供学生进行课程设计时使用。

本书以介绍齿轮减速器的设计为主,附以必要的最新标准和规范、参考图、设计题目以及答辩题等内容。本书力求简明实用,注意加强结构设计能力的培养。

本书可供高等职业学校、高等专科学校、成人高校及本科院校举办的二级职业技术学院机械类、近机类各专业进行机械设计课程设计时使用,也可供有关专业技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

机械设计基础课程设计指导书/陈立德主编. —北京:
高等教育出版社, 2000
教育部高职高专规划教材
ISBN 7-04-008724-3

I. 机… II. 陈… III. 机械设计-课程设计-高等
学校: 技术学校-教材 IV. TH122

中国版本图书馆CIP数据核字(2000)第26439号

机械设计基础课程设计指导书

陈立德 主编 牛玉丽 副主编

出版发行 高等教育出版社

社 址 北京市东城区沙滩后街55号

邮政编码 100009

电 话 010-64054588

传 真 010-64014048

网 址 <http://www.hep.edu.cn>

经 销 新华书店北京发行所

印 刷 北京地质印刷厂

开 本 787×1092 1/16

版 次 2000年8月第1版

印 张 8.25

印 次 2000年8月第1次印刷

字 数 190 000

定 价 7.70元

本书如有缺页、倒页、脱页等质量问题,请到所购图书销售部门联系调换。

版权所有 侵权必究

前 言

本书是根据教育部制定的《高职高专教育机械设计基础课程教学基本要求》(机械类专业适用)中关于课程设计的要求编写的,是机械设计基础课程的配套教材。

本书是按照课程设计的步骤编写的,对每一设计步骤的工作内容和顺序都作了说明。全书以一级圆柱齿轮减速器为例说明机械设计过程。

本书尽量避免与《机械设计基础》教材的内容重复,只精选了有关机械设计手册、图册的部分内容,所以在进行课程设计时,本书要与教材配合使用。本书除一般性指导书应有的内容外,还附有大量补充材料,如标准规范、参考图、设计题目、装配图常见错误示例、减速器装拆试验、答辩参考题等,使本书更具实用性。

参加本书编写的有:天津职业大学牛玉丽、白家旺,南京金陵职业大学姜小菁、陈立德等。全书由陈立德教授任主编,牛玉丽副教授任副主编,南京机械高等专科学校徐锦康教授审稿。

对于本书编写上的不足、不妥和错误之处,敬请读者批评指正。

编者

2000年5月于南京

第一章 总 论

一、课程设计的目的

课程设计是机械设计课程重要的教学环节，是培养学生机械设计能力的技术基础课。

课程设计的主要目的是：

- (1) 通过课程设计使学生综合运用机械设计基础课程及有关先修课程的知识，起到巩固、深化、融会贯通及扩展有关机械设计方面知识的作用，树立正确的设计思想。
- (2) 通过课程设计的实践，培养学生分析和解决工程实际问题的能力，使学生掌握机械零件、机械传动装置或简单机械的一般设计方法和步骤。
- (3) 提高学生的有关设计能力，如计算能力、绘图能力以及计算机辅助设计（CAD）能力等，使学生熟悉设计资料（手册、图册等）的使用，掌握经验估算等机械设计的基本技能。

二、课程设计的内容和任务

课程设计一般选择机械传动装置或简单机械作为设计课题（比较成熟的题目是以齿轮减速器为主的机械传动装置），设计的主要内容一般包括以下几方面：

- (1) 拟定、分析传动装置的设计方案；
- (2) 选择电动机，计算传动装置的运动和动力参数；
- (3) 进行传动件的设计计算，校核轴、轴承、联轴器、键等；
- (4) 绘制减速器装配图；
- (5) 绘制零件工作图；
- (6) 编写设计计算说明书。

课程设计要求在 2 周时间内完成以下的任务：

- (1) 绘制减速器装配图 1 张（用 A1 或 A0 图纸绘制）；
- (2) 零件工作图 1~2 张（齿轮、轴、箱体等）；
- (3) 设计计算说明书一份，约 8 000 字左右；
- (4) 答辩。

三、课程设计的步骤

课程设计一般可按以下顺序进行：设计准备工作—总体设计—传动件的设计计算—装配图草图的绘制（校核轴、轴承等）—装配图的绘制—零件工作图的绘制—编写设计计算说明书—答辩。每一设计步骤所包括的设计内容如表 1.1 所列。

表 1.1 课程设计的步骤

步 骤	主 要 内 容	学时比例
1. 设计准备工作	(1) 熟悉任务书, 明确设计的内容和要求; (2) 熟悉设计指导书、有关资料、图纸等; (3) 观看录像、实物、模型, 或进行减速器装拆实验等, 了解减速器的结构特点与制造过程	5%
2. 总体设计	(1) 确定传动方案; (2) 选择电动机; (3) 计算传动装置的总传动比, 分配各级传动比; (4) 计算各轴的转速、功率和转矩	5%
3. 传动件的设计计算	(1) 计算齿轮传动(或蜗杆传动)、带传动、链传动的主要参数和几何尺寸; (2) 计算各传动件上的作用力	5%
4. 装配图草图的绘制	(1) 确定减速器的结构方案; (2) 绘制装配图草图(草图纸), 进行轴、轴上零件和轴承组合的结构设计 (3) 校核轴的强度、校核滚动轴承的寿命; (4) 绘制减速器箱体结构; (5) 绘制减速器附件	40%
5. 装配图的绘制	(1) 画底线图, 画剖面线; (2) 选择配合, 标注尺寸; (3) 编写零件序号, 列出明细栏; (4) 加深线条, 整理图面; (5) 书写技术条件、减速器特性等	25%
6. 零件工作图的绘制	(1) 绘制齿轮类零件工作图; (2) 绘制轴类零件工作图; (3) 绘制其他零件的工作图(由指导教师定)	8%
7. 编写设计计算说明书	(1) 编写设计计算说明书, 内容包括所有的计算, 并附有必要的简图; (2) 写出设计总结。一方面总结设计课题的完成情况, 另一方面总结个人所作设计的收获体会以及不足之处	10%
8. 答辩	(1) 作答辩准备; (2) 参加答辩	2%

指导教师在学生完成以上设计步骤后, 根据图纸、说明书以及答辩情况等对设计进行综合评定。

四、课程设计的有关注意事项

进行课程设计是学生第一次接受较全面的设计训练, 学生一开始往往不知所措。指导教师应给予学生适当的指导, 引导学生设计思路, 启发学生独立思考, 解答学生的疑难问题, 并掌握设计的进度, 对设计进行阶段性检查。另一方面, 作为设计的主体, 学生应在教师的指导下发挥主观能动性, 积极思考问题, 认真阅读设计指导书, 查阅有关设计资料, 按教师的布置

循序渐进地进行设计，按时完成设计任务。

在课程设计中应注意以下事项：

(1) 认真设计草图是提高设计质量的关键

草图也应该按正式图的比例尺画，而且作图的顺序要得当。画草图时应着重注意各零件之间的相对位置，有些细部结构可先以简化画法画出。

(2) 设计过程中应及时检查、及时修正。

设计过程是一个边绘图、边计算、边修改的过程，应经常进行自查或互查，有错误应及时修改，以免造成大的返工。

(3) 注意计算数据的记录和整理

数据是设计的依据，应及时记录与整理计算数据，如有变动应及时修正，供下一步设计及编写设计说明书时使用。

(4) 要有整体观念

设计时考虑问题周全、整体观念强，就会少出差错，从而提高设计的效率。

第二章 传动装置的总体设计

传动装置的总体设计包括确定传动方案、选择电动机型号、合理分配各级传动比以及计算传动装置的运动和动力参数等，为下一步计算各级传动件提供条件。

设计任务书一般由指导教师拟定，学生应对传动方案进行分析，对方案是否合理提出自己的见解。合理的传动方案应满足工作要求，具有结构紧凑、便于加工、效率高、成本低、使用维护方便等特点。

一、传动方案分析

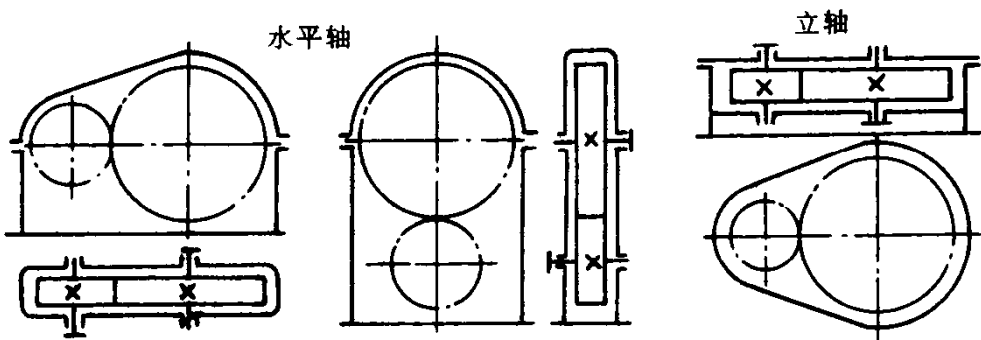
在分析传动方案时应注意常用机械传动方式的特点及其在布局上的要求：

- (1) 带传动平稳性好，能缓冲吸振，但承载能力小，宜布置在高速级；
- (2) 链传动平稳性差，且有冲击、振动，宜布置在低速级；
- (3) 蜗杆传动放在高速级时蜗轮材料应选用锡青铜，否则可选用铝铁青铜；
- (4) 开式齿轮传动的润滑条件差，磨损严重，应布置在低速级；
- (5) 圆锥齿轮、斜齿轮宜放在高速级。

常用减速器的类型和特点见表 2.1，常用传动机构的性能及适用范围见表 2.2。

对初步选定的传动方案，在设计过程中还可能要不断地修改和完善。

表 2.1 减速器的主要类型和特点

类 型	简图及特点
一级圆柱齿轮减速器	<div style="text-align: center;">  </div> <p>传动比一般小于 5。可用直齿、斜齿或人字齿齿轮，传递功率可达数万千瓦，效率较高。工艺简单，精度易于保证，一般工厂均能制造，应用广泛。轴线可作水平布置、上下布置或铅垂布置</p>

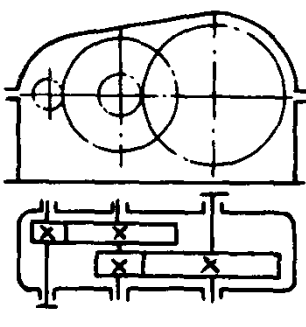
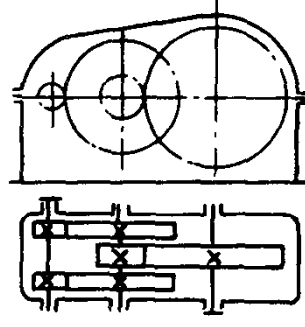
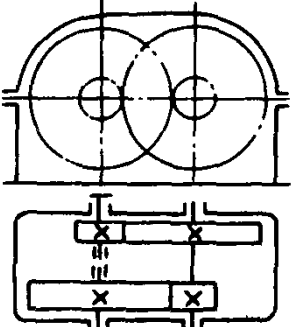
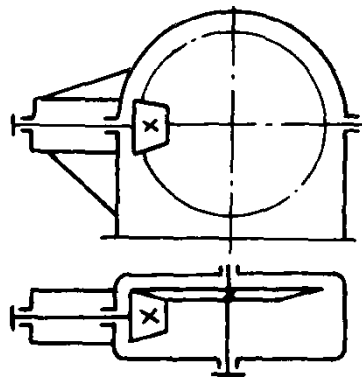
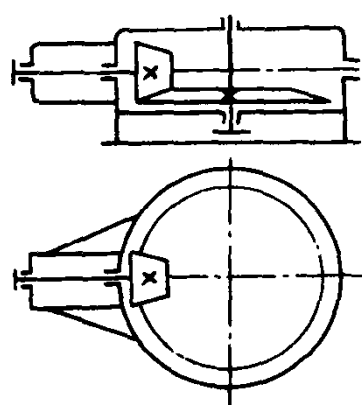
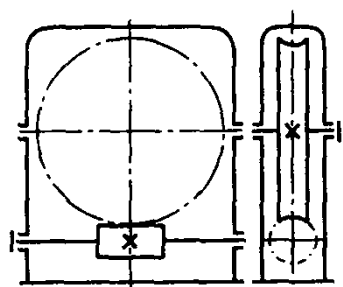
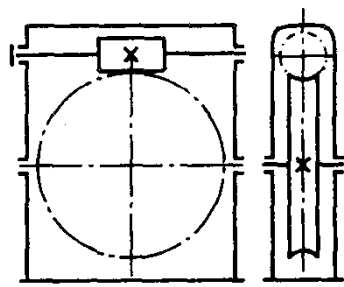
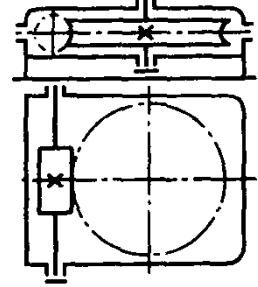
类型	简图及特点
二级圆柱齿轮减速器	<div style="display: flex; justify-content: space-around; text-align: center;"> <div data-bbox="504 507 809 872"> <p>展开式</p>  </div> <div data-bbox="847 507 1151 872"> <p>分流式</p>  </div> <div data-bbox="1190 507 1494 872"> <p>同轴式</p>  </div> </div> <p>传动比一般为 8~40, 用斜齿、直齿或人字齿齿轮。结构简单, 应用广泛。展开式由于齿轮相对于轴承为不对称布置, 因而沿齿向载荷分布不均, 要求轴有较大刚度。分流式则齿轮相对于轴承对称布置, 常用于较大功率、变载荷场合。同轴式减速器长度方向尺寸较小, 但轴向尺寸较大, 中间轴较长, 刚度较差, 两级大齿轮直径接近, 有利于浸油润滑。轴线可以水平、上下或铅垂布置</p>
一级圆锥齿轮减速器	<div style="display: flex; justify-content: space-around; text-align: center;"> <div data-bbox="552 1236 913 1653"> <p>水平轴</p>  </div> <div data-bbox="1047 1236 1408 1679"> <p>立轴</p>  </div> </div> <p>传动比一般小于 3, 用直齿、斜齿或曲齿齿轮</p>
一级蜗杆减速器	<div style="display: flex; justify-content: space-around; text-align: center;"> <div data-bbox="476 1809 818 2148"> <p>蜗杆下置式</p>  </div> <div data-bbox="847 1809 1190 2148"> <p>蜗杆上置式</p>  </div> <div data-bbox="1228 1809 1485 2148"> <p>立轴</p>  </div> </div> <p>结构简单, 尺寸紧凑, 但效率较低, 适用于载荷较小、间歇工作的场合。蜗杆圆周速度 $v \leq 4 \sim 5$ m/s 时用蜗杆下置式, $v > 4 \sim 5$ m/s 时用蜗杆上置式。采用立轴布置时密封要求高</p>

表 2.2 常用传动机构的性能及适用范围

传动机构 选用指标		平带传动	V带传动	链传动	齿轮传动		蜗杆传动
		小 (≤ 20)	中 (≤ 100)	中 (≤ 100)	大 (最大达 50 000)		小 (≤ 50)
单级 传动比	常用值	2~4	2~4	2~5	圆柱 3~5	圆锥 2~3	10~40
	最大值	5	7	6	8	5	80
传动效率		查表 2.3					
许用的线速度/(m/s)		≤ 25	$\leq 25 \sim 30$	≤ 40	6 级精度直齿 ≤ 18 , 非直齿 ≤ 36 ; 5 级精度达 100		$\leq 15 \sim 35$
外形尺寸		大	大	大	小		小
传动精度		低	低	中等	高		高
工作平稳性		好	好	较差	一般		好
自锁能力		无	无	无	无		可有
过载保护作用		有	有	无	无		无
使用寿命		短	短	中等	长		中等
缓冲吸振能力		好	好	中等	差		差
要求制造及安装精度		低	低	中等	高		高
要求润滑条件		不需	不需	中等	高		高
环境适应性		不能接触酸、碱、油类、爆炸性 气体		好	一般		一般

二、选择电动机

电动机已经标准化、系列化。应按照工作机的要求，根据选择的传动方案，选择电动机的类型、容量和转速，并在产品目录中查出其型号和尺寸。

1. 类型和结构型式的选择

电动机有交流电动机和直流电动机之分，一般工厂都采用三相交流电，因而多采用交流电动机。交流电动机有异步电动机和同步电动机两类，异步电动机又分为笼型和绕线型两种，其

中以普通笼型异步电动机应用最多。目前应用最广的是 Y 系列自扇冷式笼型三相异步电动机，其结构简单、起动性能好、工作可靠、价格低廉，维护方便，适用于不易燃、不易爆、无腐蚀性气体、无特殊要求的场合，如运输机、机床、风机、农机、轻工机械等。在经常需要起动、制动和正、反转的场合（如起重机械），则要求电动机转动惯量小、过载能力大，应选用起重及冶金用三相异步电动机 YZ 型（笼型）或 YZR 型（绕线型）。

在连续运转的条件下，电动机发热不超过许可温升的最大功率称为额定功率。当负荷达到额定功率时的电动机转速称为满载转速。三相交流异步电动机的铭牌上都标有额定功率和满载转速。为满足不同的输出轴要求和安装需要，同一类型的电动机可制成几种安装结构型式，并以不同的机座号来区别。各型号电动机的技术数据，如额定功率、满载转速、起动转矩和额定转矩之比、最大转矩和额定转矩之比、外形及安装尺寸等，可查阅有关机械设计手册或电动机产品目录。

2. 确定电动机的功率

电动机的功率选择直接影响到电动机工作性能和经济性能的好坏。如果所选电机的功率小于工作要求，则不能保证工作机正常工作，使电动机经常过载而提早损坏；如果所选电机的功率过大，则电动机经常不能满载运行，功率因数和效率较低，从而增加电能消耗、造成浪费。因此在设计中一定要选择合适的电动机功率。

课程设计的题目一般为长期连续运转、载荷不变或很少变化的机械，确定电动机功率的原则是电动机的额定功率 P_{ed} 等于或稍大于工作要求的功率 KP_d ，即 $P_{ed} \geq KP_d$ ，这样电动机在工作时就不会过热。一般情况下可以不校验电动机的起动转矩和发热。

如图 2.1 所示的带式运输机，其工作机所需要的电动机输出功率为

$$P_d = \frac{P_w}{\eta} \quad (2.1)$$

式中 P_w 为工作机所需输入功率，即指运输带主动端所需功率，单位为 kW； η 为电动机至工作机主动端之间运输带的总效率。

工作机所需功率 P_w 由机器的工作阻力和运动参数（线速度或转速）求得，可由设计任务书给定的工作机参数（ F 、 v 或 T 、 n ）按下式计算：

$$P_w = \frac{Fv}{1000\eta_w} \quad (2.2)$$

或

$$P_w = \frac{Tn_w}{9550\eta_w} \quad (2.3)$$

式中 F 为工作机的工作阻力，单位为 N； v 为工作机卷筒的线速度，单位为 m/s； T 为工作机的阻力矩，单位为 N·m； n_w 为工作机卷筒的转速，单位为 r/min； η_w 为工作机的效率。

由电动机至工作机的传动装置总效率 η 为

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_n \quad (2.4)$$

其中 η_1 、 η_2 、 η_3 、 \dots 、 η_n 分别为传动装置中各传动副（齿轮、蜗杆、带或链）、轴承、联轴器的效率，其概略值可按表 2.3 选取。

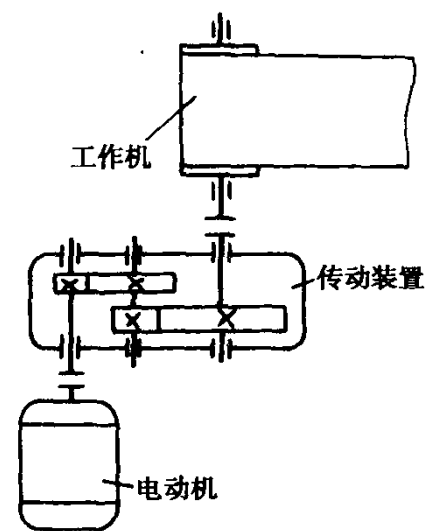


图 2.1 带式运输机传动简图

表 2.3 机械传动和轴承效率的概略值

类 型	开 式	闭 式
圆柱齿轮传动	0.94~0.96	0.96~0.99
圆锥齿轮传动	0.92~0.95	0.94~0.98
蜗杆传动		
自锁蜗杆	0.30	0.40
单头蜗杆	0.50~0.60	0.70~0.75
双头蜗杆	0.60~0.70	0.75~0.82
四头蜗杆	—	0.82~0.92
圆弧面蜗杆	—	0.85~0.95
单级 NGW 行星齿轮传动	—	0.97~0.99
链传动	0.90~0.93	0.95~0.97
摩擦轮传动	0.70~0.88	0.90~0.96
平带传动	0.97~0.98	—
V 带传动	0.94~0.97	—
滚动轴承 (每对)	0.98~0.995	
滑动轴承 (每对)	0.97~0.99	
联轴器		
具有中间可动元件的联轴器	0.97~0.99	
万向联轴器	0.97~0.98	
齿轮联轴器	0.99	
弹性联轴器	0.99~0.995	

计算传动装置的总效率时需注意以下几点：(1) 若表中所列为效率值的范围时，一般可取中间值；(2) 同类型的几对传动副、轴承或联轴器，均应单独计入总效率；(3) 轴承效率均指一对轴承的效率；(4) 蜗杆传动效率与蜗杆的头数及材料有关，设计时应先初选头数并估计效率，待设计出蜗杆的传动参数后再最后确定效率，并核验电动机所需功率。

3. 确定电动机的转速

同一类型、相同额定功率的电动机也有几种不同的转速。低转速电动机的极数多、外廓尺寸及重量较大、价格较高，但可使传动装置的总传动比及尺寸减小，高转速电动机则与其相反。设计时应综合考虑各方面因素选取适当的电机转速。三相异步电动机有四种常用的同步转速，即 3 000 r/min、1 500 r/min、1 000 r/min、750 r/min，一般多选用同步转速为 1 500 r/min 或 1 000 r/min 的电动机。

可由工作机的转速要求和传动机构的合理传动比范围，推算出电动机转速的可选范围，即

$$n_d = (i_1 \cdot i_2 \cdot \dots \cdot i_n) n_w \quad (2.5)$$

式中 n_d 为电动机可选转速范围； i_1 、 i_2 、 \dots 、 i_n 分别为各级传动机构的合理传动比范围。

由选定的电动机类型、结构、容量和转速查出电动机型号，并记录其型号、额定功率、满载转速、中心高、轴伸尺寸、键联接尺寸等（见附表 5.1~附表 5.5）。

设计传动装置时，一般按实际需要的电动机输出功率 P_d 计算，转速则取满载转速。

例 2.1 图 2.2 所示为带式运输机的传动方案。已知卷筒直径 $D=500\text{ mm}$ ，运输带的有效拉力 $F=1\ 500\text{ N}$ ，运输带速度 $v=2\text{ m/s}$ ，卷筒效率为 0.96，长期连续工作。试选择合适的电动机。

解

(1) 选择电动机类型

按已知的工作要求和条件，选用 Y 型全封闭笼型三相异步电动机。

(2) 选择电动机功率

工作机所需的电动机输出功率为

$$P_d = \frac{P_w}{\eta}$$

$$P_w = \frac{Fv}{1\ 000\eta_w}$$

所以
$$P_d = \frac{Fv}{1\ 000\eta_w\eta}$$

由电动机至工作机之间的总效率（包括工作机效率）为

$$\eta \cdot \eta_w = \eta_1 \cdot \eta_2^2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5 \cdot \eta_6$$

式中 η_1 、 η_2 、 η_3 、 η_4 、 η_5 、 η_6 分别为带传动、齿轮传动的轴承、齿轮传动、联轴器、卷筒轴的轴承及卷筒的效率。取 $\eta_1=0.96$ 、 $\eta_2=0.99$ 、 $\eta_3=0.97$ 、 $\eta_4=0.97$ 、 $\eta_5=0.98$ 、 $\eta_6=0.96$ ，则

$$\eta \cdot \eta_w = 0.96 \times 0.99^2 \times 0.97 \times 0.97 \times 0.98 \times 0.96 = 0.83$$

所以

$$P_d = \frac{Fv}{1\ 000\eta_w\eta} = \frac{1\ 500 \times 2}{1\ 000 \times 0.83}\text{ kW} = 3.61\text{ kW}$$

(3) 确定电动机转速

卷筒轴的工作转速为

$$n_w = \frac{60 \times 1\ 000v}{\pi D} = \frac{60 \times 1\ 000 \times 2}{\pi \times 500}\text{ r/min} = 76.4\text{ r/min}$$

按推荐的合理传动比范围，取 V 带传动的传动比 $i_1' = 2 \sim 4$ ，单级齿轮传动比 $i_2' = 3 \sim 5$ ，则合理总传动比的范围为 $i' = 6 \sim 20$ ，故电动机转速的可选范围为：

$$n_d' = i' \cdot n_w = (6 \sim 20) \times 76.4\text{ r/min}$$

$$n_d' = 458 \sim 1\ 528\text{ r/min}$$

符合这一范围的同步转速有 750 r/min、1 000 r/min、1 500 r/min，再根据计算出的容量，由附表 5.1 查出有三种适用的电动机型号，其技术参数及传动比的比较情况见下表。

方案	电动机型号	额定功率 P_{ed}/kW	电动机转速 r/min		传动装置的传动比		
			同步转速	满载转速	总传动比	带	齿 轮
1	Y160M1-8	4	750	720	9.42	3	3.14
2	Y132M1-6	4	1 000	960	12.57	3.14	4
3	Y112M-4	4	1 500	1 440	18.85	3.5	5.385

综合考虑电动机和传动装置的尺寸、重量以及带传动和减速器的传动比，可知方案 2 比较适合。因此选定电动机型号为 Y132M1-6，所选电动机的额定功率 $P_{ed}=4\text{ kW}$ ，满载转速 $n_m=960\text{ r/min}$ ，总传动比适中，传动装置结构较紧凑。所选电动机的主要外形尺寸和安装尺寸如下表所示。

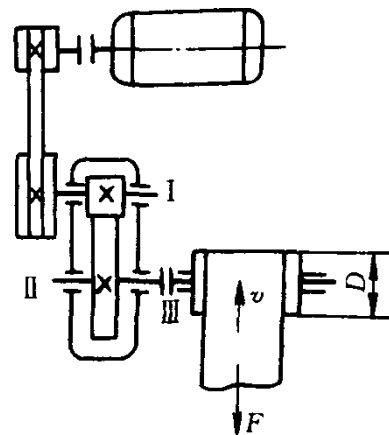
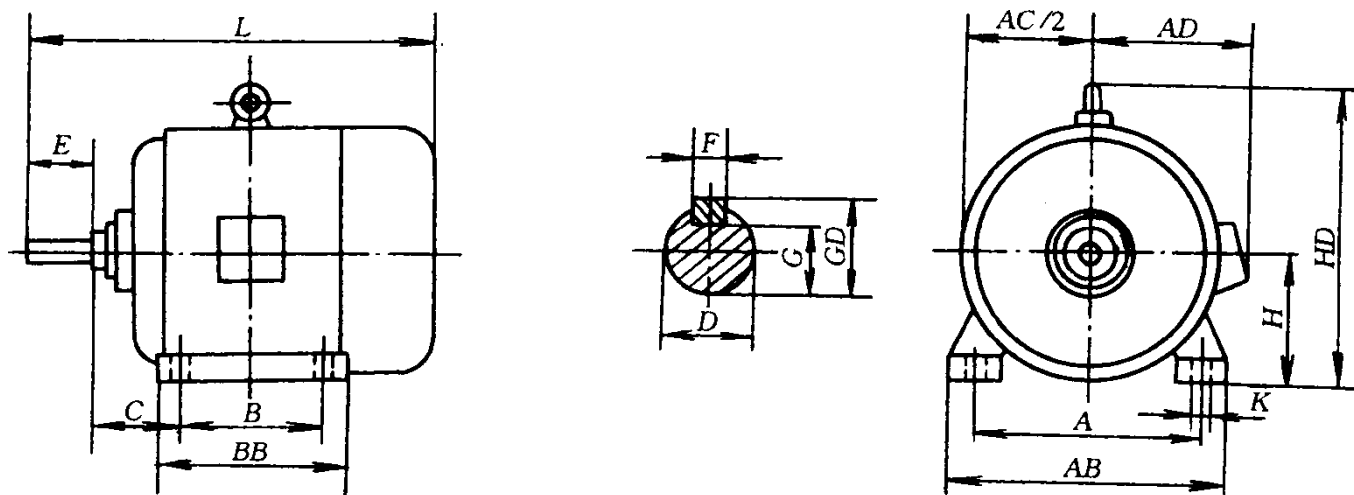


图 2.2 带式运输机的传动方案



mm					
中心高 H	外形尺寸 $L \times (AC/2 + AD) \times HD$	底脚安装尺寸 $A \times B$	地脚螺栓孔直径 K	轴伸尺寸 $D \times E$	装键部位尺寸 $F \times GD$
132	$515 \times 345 \times 315$	216×178	12	38×80	10×41

三、计算总传动比和分配传动比

由选定电动机的满载转速 n_m 和工作机主动轴的转速 n_w ，可得传动装置的总传动比为

$$i = \frac{n_m}{n_w} \quad (2.6)$$

对于多级传动 i 为

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot \dots \cdot i_n \quad (2.7)$$

计算出总传动比后，应合理地分配各级传动比，限制传动件的圆周速度以减小动载荷，降低传动精度等级。分配各级传动比时主要应考虑以下几点：

(1) 各级传动的传动比应在推荐的范围内选取，参见表 2.2。

(2) 应使传动装置的结构尺寸较小、重量较轻。如图 2.3 所示，当二级减速器的总中心距和总传动比相同时，传动比分配方案不同，减速器的外廓尺寸也不同。

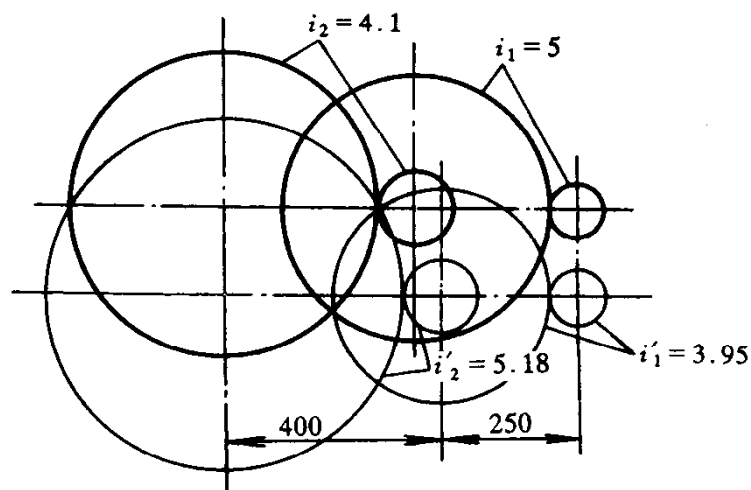


图 2.3 两种传动比分配方案的外廓尺寸比较

(3) 应使各传动件的尺寸协调, 结构匀称、合理, 避免互相干涉碰撞。例如, 由带传动和齿轮减速器组成的传动中, 一般应使带传动的传动比小于齿轮传动的传动比。如果带传动的传动比过大, 而使大带轮过大, 则易使大带轮与底座相碰, 如图 2.4 所示。

(4) 在二级减速器中, 高速级和低速级的大齿轮直径应尽量相近, 以利于浸油润滑。

一般对于展开式二级圆柱齿轮减速器, 推荐高速级传动比取 $i_1 = (1.3 \sim 1.5) i_2$, 同轴式减速器则取 $i_1 = i_2$ 。

传动装置的实际传动比要由选定的齿轮齿数或带轮基准直径准确计算, 因而很可能与设定的传动比之间有误差。一般允许工作机实际转速与设定转速之间的相对误差为 $\pm (3 \sim 5)\%$ 。

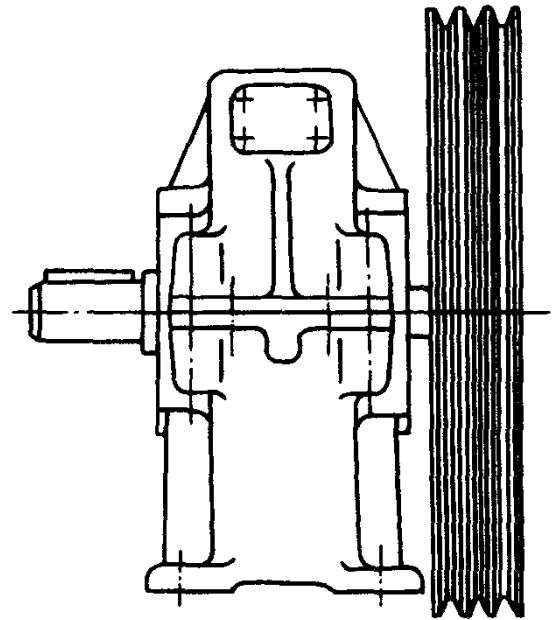


图 2.4 带轮与底座相碰

四、计算传动装置的运动和动力参数

为进行传动件的设计计算, 应首先推算出各轴的转速、功率和转矩。一般按由电动机至工作机之间运动传递的路线推算各轴的运动和动力参数。

1. 各轴转速

$$n_I = \frac{n_m}{i_0} \quad (2.8)$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_1} = \frac{n_m}{i_0 \cdot i_1} \quad (2.9)$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{i_2} = \frac{n_m}{i_0 \cdot i_1 \cdot i_2} \quad (2.10)$$

式中 n_m 为电动机的满载转速, 单位为 r/min ; n_I 、 n_{II} 、 n_{III} 分别为 I、II、III 轴的转速, 单位为 r/min , I 轴为高速轴, III 轴为低速轴; i_0 为电动机至 I 轴的传动比; i_1 为 I 轴至 II 轴的传动比; i_2 为 II 轴至 III 轴的传动比。

2. 各轴的输入功率

$$P_I = P_d \cdot \eta_{01} \quad (2.11)$$

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_{12} = P_d \cdot \eta_{01} \cdot \eta_{12} \quad (2.12)$$

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{23} = P_d \cdot \eta_{01} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{23} \quad (2.13)$$

式中 P_d 为电动机的输出功率, 单位为 kW ; P_I 、 P_{II} 、 P_{III} 分别为 I、II、III 轴的输入功率, 单位为 kW ; η_{01} 、 η_{12} 、 η_{23} 分别为电动机轴与 I 轴、I 轴与 II 轴、II 轴与 III 轴间的传动效率。

3. 各轴转矩

$$T_I = T_d \cdot i_0 \cdot \eta_{01} \quad (2.14)$$

$$T_{II} = T_I \cdot i_1 \cdot \eta_{12} \quad (2.15)$$

$$T_{III} = T_{II} \cdot i_2 \cdot \eta_{23} \quad (2.16)$$

式中 T_I 、 T_{II} 、 T_{III} 分别为 I、II、III 轴的输入转矩, 单位为 $N \cdot m$; T_d 为电动机轴的输出转矩, 单位为 $N \cdot m$ 。 T_d 的计算公式为

$$T_d = 9\,550 \frac{P_d}{n_m} \quad (2.17)$$

以上计算得到的各轴运动和动力参数可以表格形式整理备用。

例 2.2 同例 2.1 的已知条件和计算结果, 计算传动装置各轴的运动和动力参数。

解

(1) 各轴转速

由式 (2.8) ~ (2.10) 得

$$\text{I 轴} \quad n_1 = \frac{n_m}{i_0} = \frac{960}{3.14} \text{ r/min} = 305.73 \text{ r/min}$$

$$\text{II 轴} \quad n_2 = \frac{n_1}{i_1} = \frac{305.73}{4} \text{ r/min} = 76.4 \text{ r/min}$$

$$\text{卷筒轴} \quad n_w = n_2 = 76.4 \text{ r/min}$$

(2) 各轴的输入功率

由式 (2.11) ~ (2.13) 得

$$\text{I 轴} \quad P_1 = P_d \cdot \eta_{01} = 3.6 \times 0.96 \text{ kW} = 3.456 \text{ kW}$$

$$\text{II 轴} \quad P_2 = P_1 \cdot \eta_{12} = P_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 3.456 \times 0.99 \times 0.97 \text{ kW} = 3.32 \text{ kW}$$

$$\text{卷筒轴} \quad P_w = P_2 \cdot \eta_{23} = P_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_4 = 3.32 \times 0.99 \times 0.97 \text{ kW} = 3.19 \text{ kW}$$

(3) 各轴输入转矩

由式 (2.17) 计算电动机轴的输出转矩 T_d :

$$T_d = 9\,550 \frac{P_d}{n_m} = 9\,550 \times \frac{3.61}{960} \text{ N} \cdot \text{m} = 35.91 \text{ N} \cdot \text{m}$$

由式 (2.14) ~ (2.16) 得:

$$\begin{aligned} \text{I 轴} \quad T_1 &= T_d \cdot i_0 \cdot \eta_{01} = T_d \cdot i_0 \cdot \eta_1 \\ &= 35.91 \times 3.14 \times 0.96 \text{ N} \cdot \text{m} = 108.25 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{II 轴} \quad T_2 &= T_1 \cdot i_1 \cdot \eta_{12} = T_1 \cdot i_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \\ &= 108.25 \times 4 \times 0.99 \times 0.97 \text{ N} \cdot \text{m} = 415.82 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{卷筒轴} \quad T_w &= T_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_4 \\ &= 415.82 \times 0.99 \times 0.97 \text{ N} \cdot \text{m} = 399.31 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

运动和动力参数的计算结果列于下表:

轴名 \ 参数	电动机轴	I 轴	II 轴	卷筒轴
转速 $n/(r/min)$	960	305.73	76.4	76.4
输入功率 P/kW	3.6	3.456	3.32	3.19
输入转矩 $T/(N \cdot m)$	35.91	108.25	415.82	399.31
传动比 i	3.14	4	1	1
效率 η	0.96	0.96	0.96	0.96

第三章 传动零件的设计计算

在设计减速器的装配图前，必须先计算各级传动件的参数，确定其尺寸，并选好联轴器的类型和规格。为使设计减速器的原始条件比较准确，一般先计算减速器的外传动件，如带传动、链传动和开齿齿轮传动等，然后计算其内传动件。

一、选择联轴器的类型和型号

一般在传动装置中有两个联轴器，一个是联接电动机轴与减速器高速轴的联轴器，另一个是联接减速器低速轴与工作机轴的联轴器。前者由于所联接轴的转速较高，为了减小起动载荷、缓和冲击，应选用具有较小转动惯量的弹性联轴器，如弹性柱销联轴器等。后者由于所联接轴的转速较低，传递的转矩较大，减速器与工作机常不在同一底座上而要求有较大的轴线偏移补偿，因此常选用无弹性元件的挠性联轴器，例如十字滑块联轴器等。

对于标准联轴器，主要按传递转矩的大小和转速选择型号，在选择时还应注意轴孔尺寸必须与轴相适应。

二、设计减速器外传动零件

设计计算方法按《机械设计基础》教材所述，下面仅就应注意的问题作简要说明。

1. 带传动

(1) 应注意带轮尺寸与传动装置外廓尺寸及安装尺寸的关系。例如，装在电动机轴上的小带轮直径应与电动机的中心高相称，带轮轴孔的直径、长度应与电机轴的直径、长度相对应，大带轮的外圆半径不能过大，否则会与机器底座相干涉等。

(2) 带轮的结构型式主要取决于带轮直径的大小，其具体结构及尺寸可查教材或设计手册。应注意的是大带轮轴孔的直径和长度应与减速器输入轴轴伸的尺寸相适应。带轮轮毂的长度 L 与轮缘的宽度可以不相同，一般轮毂长度 L 按轴孔的直径 d 确定，取 $L = (1.5 \sim 2)d$ ，而轮缘宽度则取决于传动带的型号和根数。

(3) 带轮的直径确定后，应验算实际传动比和大带轮的转速，并以此修正减速器的传动比和输入转矩。

2. 链传动

(1) 应使链轮的直径、轴孔尺寸等与减速器、工作机相适应。应由所选链轮的齿数计算实际传动比，并考虑是否需要修正减速器的传动比。

(2) 如果选用的单列链尺寸过大，则应改选双列链。画链轮结构图时只需画其轴面齿形图。

3. 开式齿轮传动

(1) 开式齿轮传动一般布置在低速级，常采用直齿齿轮。因开式齿轮传动润滑条件差、磨