



普通高等学校机械基础课程规划教材

机械设计基础课程设计指导书

(一级圆柱齿轮减速器)

● 主 编 张玲莉

● 副主编 王莉静 张 婧 孙立瑛



华中科技大学出版社
<http://www.hustp.com>

普通高等学校机械基础课程规划教材

机械设计基础课程设计指导书

(一级圆柱齿轮减速器)

主 编 张玲莉

副主编 王莉静 张 婧 孙立瑛

主 审 赵 坚

华中科技大学出版社

中国·武汉

内 容 简 介

本书是根据教育部组织实施的《高等教育面向 21 世纪教学内容和课程体系改革计划》的要求及《机械设计基础课程教学基本要求》的精神编写的。

本书是一本指导课程设计的教材,以一级圆柱齿轮减速器为例介绍机械设计的全过程。书中备有大量的附录,如最新国家标准和技术规范、参考图例及例题。本书力求简明实用,注重加强结构设计能力的培养。

本书可供大中专院校非机械类和近机械类专业学生进行机械设计基础课程设计时使用,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(一级圆柱齿轮减速器)/张玲莉 主编. —武汉:华中科技大学出版社, 2011.1
ISBN 978-7-5609-6851-3

I. 机… II. 张… III. 机械设计-课程设计-高等学校-教学参考资料 IV. TH122-41

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2010)第 257669 号

机械设计基础课程设计指导书(一级圆柱齿轮减速器)

张玲莉 主编

责任编辑:刘 勤

封面设计:刘 卉

责任校对:朱 霞

责任监印:熊庆玉

出版发行:华中科技大学出版社(中国·武汉)

武昌喻家山 邮编:430074 电话:(027)87557437

录 排:华中科技大学惠友文印中心

印 刷:华中科技大学印刷厂

开 本:787mm×1092mm 1/16

印 张:5.25

字 数:134 千字

版 次:2011 年 1 月第 1 版第 1 次印刷

定 价:12.00 元



本书若有印装质量问题,请向出版社营销中心调换
全国免费服务热线:400-6679-118 竭诚为您服务
版权所有 侵权必究

前 言

本书是根据教育部组织实施的《高等教育面向 21 世纪教学内容和课程体系改革计划》的要求及《机械设计基础课程教学基本要求》的精神编写的。其内容与当前教学密切配合,反映了当前教学的特色与发展趋势,与杨可桢主编的《机械设计基础》(第五版)教材配套使用。可供大中专院校非机械类和近机械类专业学生进行机械设计基础课程设计时使用。

本书结合学生所学的理论知识,兼顾非机械类和近机械类专业的教学特点和教学要求,阐述了一级圆柱齿轮减速器的设计过程。本书编写以课程设计步骤为主线,循序渐进、由浅入深,以“易用、够用”为宗旨,书中用大量例题描述了具体的设计过程,并配有大量典型适用的插图,同时还编入了所需电动机、常用标准件等最新国家标准和技术规范。

本书精心组织了机械设计基础课程设计的有关内容,凝聚了编者多年的科研、教学及教改经验,突出了系统性和实用性,方便学生及指导教师使用。

本书由天津城市建设学院张玲莉任主编,参加本书编写工作的有王莉静(第 1、2、9 章)、张玲莉(第 4、5 章)、张婧(第 3、7 章)、孙立瑛(第 6、8 章),附录由张玲莉和王莉静整理。全书由赵坚主审。

鉴于编者水平有限,本书中的不足之处在所难免,敬请广大同行与读者提出宝贵意见,以利订正。

编 者

2010 年 12 月

目 录

第 1 章 概述	(1)
1.1 课程设计的目的	(1)
1.2 课程设计的内容和任务	(1)
1.3 课程设计的步骤和进度	(1)
1.4 课程设计中应注意的问题	(3)
第 2 章 传动装置的总体设计	(4)
2.1 传动方案分析	(4)
2.2 电动机选择	(5)
2.3 传动装置总传动比的计算及分配	(8)
2.4 传动装置的运动参数和动力参数计算	(9)
第 3 章 减速器结构	(11)
3.1 机体结构	(12)
3.2 减速器各部位及附属零件的名称和作用	(13)
第 4 章 传动零件的设计计算	(15)
4.1 联轴器的选择	(15)
4.2 减速器外部传动零件的设计计算	(15)
4.3 减速器内部传动零件的设计计算	(18)
第 5 章 装配图设计第一阶段	(22)
5.1 绘制装配图前的准备	(22)
5.2 第一阶段的设计内容和步骤	(23)
5.3 有关零部件结构和尺寸的确定	(23)
5.4 轴、键及轴承的强度校核	(28)
第 6 章 装配图设计第二阶段	(31)
6.1 传动零件结构设计	(31)
6.2 轴承的组合设计	(31)
6.3 轴承的润滑与密封	(33)
第 7 章 装配图设计第三阶段	(35)
7.1 减速器的机体设计	(35)
7.2 减速器的附件设计	(38)
第 8 章 装配图的完成	(42)
8.1 标注尺寸	(42)
8.2 编写技术特性和技术要求	(42)
8.3 对所有零件进行编号	(43)
8.4 列出零件明细表及标题栏	(44)
8.5 检查装配图	(44)

第 9 章 设计计算说明书的编写和答辩	(45)
9.1 设计计算说明书的编写内容	(45)
9.2 设计计算说明书的编写要求和注意事项	(45)
9.3 设计计算说明书的书写格式举例	(46)
9.4 答辩	(48)
附录 A 图纸幅面及图样比例	(49)
附录 B 常用标准件	(50)
附录 C 毡圈油封及槽(参考)	(60)
附录 D 电动机	(61)
附录 E 联轴器	(65)
附录 F 滚动轴承	(69)
参考文献	(77)

第 1 章 概 述

1.1 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,也是培养学生机械设计能力的重要实践环节,其基本目的是:

(1) 训练学生综合运用机械设计基础课程及有关先修课程的知识,培养理论联系实际的设计思想,巩固、深化、融会贯通及扩展有关机械设计方面的知识;

(2) 培养学生分析和解决工程实际问题的能力,使学生了解和掌握机械零件、机械传动装置及简单机械的一般设计过程和步骤;

(3) 使学生熟悉设计资料(如手册、图册、标准和规范等)和经验数据的使用,提高学生有关设计能力(如计算能力、绘图能力等),掌握经验估算和处理数据的基本技能。

1.2 课程设计的内容和任务

课程设计一般选择机械传动或简单机械为设计课题(如一级齿轮减速器),设计的主要内容包括以下几个方面:

- (1) 确定传动装置的总体设计方案;
- (2) 选择电动机;
- (3) 计算传动装置的运动和动力参数;
- (4) 设计计算传动零件和轴;
- (5) 选择和校核轴承、联轴器、键及润滑密封等;
- (6) 校核轴;
- (7) 设计机体结构及其附件;
- (8) 绘制减速器装配图和零件图;
- (9) 编写设计计算说明书。

课程设计要求在 2 周时间内完成以下任务:

- (1) 一级减速器装配图(A1 图纸)1 张;
- (2) 零件图 1~2 张;
- (3) 计算说明书一份,约 20 页 A4 纸;
- (4) 答辩。

1.3 课程设计的步骤和进度

齿轮减速器课程设计的步骤如下。

1. 课程设计准备工作

(1) 熟悉任务书,明确设计的内容和要求。

(2) 通过查阅有关资料和图纸、参观实物或模型、进行减速器装拆实验等,了解减速器的结构特点和加工过程。

(3) 准备好设计所需要的图书、资料和用具等。

2. 传动装置的总体设计

(1) 确定传动方案。

(2) 选择电动机类型、计算电动机所需功率、确定电动机额定转速、选定电动机型号。

(3) 计算传动装置的运动和动力参数(如确定总传动比和分配各级传动比,计算各轴的转速和转矩等)。

3. 传动件的设计计算

(1) 计算齿轮传动、带传动的主要参数和几何尺寸。

(2) 计算各传动件上的作用力。

4. 装配图草图的设计

(1) 确定齿轮减速器的结构方案和结构尺寸。

(2) 确定轴的受力点位置和轴承支点跨距。

(3) 校核轴、键的强度、滚动轴承的寿命。

(4) 完成传动部件和轴承部件的结构设计。

(5) 完成机体及其附件的结构设计。

5. 装配图的设计

(1) 画底线图。

(2) 选择配合,标注尺寸公差。

(3) 编写零件序号,书写明细栏。

(4) 加深线条,整理图面。

(5) 书写技术特性(减速器特性)和技术要求。

6. 零件图的设计(由指导教师指定)**7. 编写计算说明书**

计算说明书包括封面、设计任务、设计参数、目录、所有的计算,并附有必要的简图、个人总结及参考文献。

8. 答辩

(1) 作答辩前的准备工作。

(2) 分组答辩。

一级齿轮减速器课程设计时间为2周,具体设计的时间进度如表1.1所示。

表 1.1 一级齿轮减速器课程设计时间安排

设计内容	减速器讲解 及任务布置	设计计算	完成草图	完成装配图 及零件图	整理说明书	答辩
时间/天	1	1	2	4	1	1

1.4 课程设计中应注意的问题

本课程设计是学生第一次接受机械设计方面较全面的设计训练,学生一开始往往会不知所措。指导教师应给予学生适当的指导,给出设计思路,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。同时,作为设计的主体,每个学生都应明确设计任务和要求,注意掌握进度。课程设计应分段进行,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、按老师布置的任务循序渐进地进行设计、按时完成设计任务。设计过程中,提倡学生独立思考、深入钻研,主动地、创造性地进行设计;反对不求甚解、照抄照搬或依赖老师。要求设计态度严肃认真、有错必改,杜绝敷衍塞责、容忍错误的现象。

在课程设计中应注意以下事项。

1. 认真设计草图

草图是提高设计质量的关键,草图应按正式图所选的比例绘制,要着重注意各零件之间的相对位置,对有些细部结构可先以简化画法画出。

2. 及时检查和修正

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. 体现整体观念

设计时应全面地考虑问题、整体观念应强,这样就会少出差错,从而提高设计效率。

5. 注重创新与继承

设计是继承和创新结合的过程。任何一个设计任务都可能有很多解决方案,因此,学习机械设计应该有创新精神,不能盲目地、机械地抄袭已有的类似产品。但是设计工作又是极为复杂、细致和繁重的工作,长期的设计和生产实践积累了许多可供参考和借鉴的宝贵经验和资料,继承和发展这些经验和成果,不但可以减少重复工作,加快设计进度,也是提高设计质量的重要保证。

第 2 章 传动装置的总体设计

传动装置的总体设计包括传动方案的确定、电动机选型、合理分配传动比及计算传动装置的运动和动力参数,为下一步计算各级传动件做准备。

2.1 传动方案分析

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。合理的传动方案应具有满足工作要求、结构紧凑、便于加工、效率高、成本低、使用及维护方便等特点。

机器一般由原动机、传动装置和工作机三部分组成。图 2.1 所示带式运输机的工作原理:电动机 1 通电后,将电能转换成机械能,带动带传动机构 2 的运动,实现一次减速,再通过减速器 3 进行二次减速,当速度达到所需值时,带动卷筒输送带机构 4 实现工件的运输。图 2.1 所示带式运输机的原动机为电动机,传动装置由带传动机构和减速器组成,工作机为卷筒输送带机构。

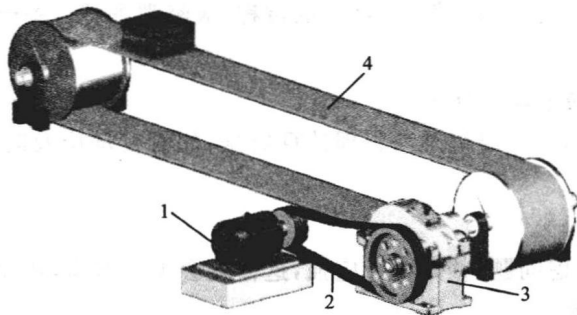


图 2.1 带式运输机工作原理示意图

1—电动机;2—带传动机构(一次减速);3—减速器;4—卷筒输送带机构(工作机)

针对图 2.1 所示带式运输机的速度和转矩要求,通常确定减速器 3 为一级圆柱齿轮减速器。一级圆柱齿轮减速器中机械传动的主要性能见表 2.1,一级圆柱齿轮减速器中机械传动的效率值见表 2.2。

表 2.1 一级圆柱齿轮减速器中机械传动的主要性能

类 型	传动功率 /kW	速度/(m/s)	传 动 比		特 点
			一般范围	最大值	
平带传动	≤ 20	≤ 25	2~4	≤ 5	传动平稳、噪声小、能缓冲吸振; 结构简单、轴间距大、成本低; 外廓尺寸大、传动比不恒定、寿命短
普通 V 带 传动	≤ 500	25~30	2~4	≤ 7	
一级圆柱 齿轮减速器	直齿 ≤ 750 斜齿 $\leq 50\ 000$	7 级精度 ≤ 25 6 级精度 ≤ 18 5 级精度以上的 斜齿轮 15~130	3~6	≤ 12.5	承载能力和速度范围大、传动比恒定、 外廓尺寸小、工作可靠、效率高、寿命长; 制造安装精度较高、噪声较大、成本 较高

表 2.2 一级圆柱齿轮减速器中机械传动的效率值

种 类		效率 η	种 类		效率 η
带传动	平带无压紧轮的开式传动	0.98	闭式 圆柱 齿轮 传动	很好跑合的 6 级精度和 7 级精度的齿轮传动(油润滑)	0.98~0.99
	平带有压紧轮的开式传动	0.97		8 级精度的齿轮传动(油润滑)	0.97
	平带交叉传动	0.90		9 级精度的齿轮传动(油润滑)	0.96
	V 带传动	0.94	联 轴 器	凸缘联轴器	0.98
滚动轴承	球轴承(稀油润滑)	0.99(一对)		弹性联轴器	0.99~0.995
	滚子轴承(稀油润滑)	0.98(一对)		金属滑块联轴器	0.95~0.98

2.2 电动机选择

电动机是标准部件。在进行课程设计时,应按照工作机的要求和所设计的传动方案选择电动机的类型、容量(功率)和转速,并在产品目录中查出其型号和尺寸。

1. 选择电动机的类型和结构形式

电动机分为直流电动机和交流电动机。由于直流电动机需要直流电源,结构较复杂、价格较高、维护较不方便,因此无特殊要求时不宜采用。

一般生产单位都采用三相交流电源,所以如无特殊要求都应选用交流电动机。交流电动机分为异步电动机和同步电动机两类。异步电动机有笼型和绕线型两种,其中以普通笼型异步电动机应用最多,如我国设计的 Y 系列三相笼型异步电动机。

三相交流异步电动机的铭牌上标有额定功率和满载转速。额定功率是指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。满载转速是指负荷达到额定功率时的电动机转速。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形式,并以不同的机座号来区别。

2. 确定电动机的功率

电动机功率的选择直接影响电动机的工作性能和经济性能。如果所选电动机的功率小于工作要求,则电动机经常会过载而提前损坏;如果所选电动机的功率过大,则电动机经常不能满载运行,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。

课程设计题目中要求设计的装置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} 稍大于电动机工作功率 P_d , 即 $P_{ed} \geq P_d$, 这样电动机在工作时就不会过热。通常不必校验发热量和启动力矩。

如图 2.1 所示的带式运输机,其工作机所需的电动机输出功率为

$$P_d = \frac{P_w}{\eta_a} \quad (2-1)$$

式中: P_w ——工作机所需功率,即指工作机输入端运输带轮所需的功率, kW;

η_a ——由电动机至工作机输入端之间的总效率。

工作机所需功率 P_w 可由机器工作阻力和运动参数(线速度或转速)计算求得,即

$$P_w = \frac{F \cdot v}{1\,000} \quad (2-2)$$

$$P_w = \frac{T \cdot n_w}{9\,550} \quad (2-3)$$

$$P_w = \frac{T \cdot \omega}{1\,000} \quad (2-4)$$

式中: F ——工作机的工作阻力, N;

v ——工作机的线速度, m/s;

T ——工作机的阻力矩, N·m;

n_w ——工作机的转速, r/min;

ω ——工作机的角速度, rad/s。

由电动机至工作机输入端之间的总效率为

$$\eta_a = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \cdots \cdot \eta_n \quad (2-5)$$

式中: $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \cdots, \eta_n$ ——带轮、轴承、齿轮、联轴器的效率, 其效率值可按表 2.2 选取。

计算传动装置的总效率时应注意以下几点:

- (1) 先确定齿轮精度等级, 带、轴承和联轴器的类型;
- (2) 如果表 2.2 中的效率值是范围值时, 一般应取在其范围内的一个确定的数值;
- (3) 同类型的几对传动副、轴承或联轴器, 均应单独计入总效率;
- (4) 轴承的效率均指一对轴承的效率。

3. 确定电动机的转速

注意: 同一类型、相同功率的电动机有不同的转速。低转速电动机的极数多、外廓尺寸及质量较大、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动机转速。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、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

$$n_d = (i_1 \cdot i_2 \cdot \cdots \cdot i_n) n_w \quad (2-6)$$

式中: n_d ——电动机可选转速范围;

$i_1, i_2, \cdots, i_n$ ——各级传动机构的合理传动比范围。

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 $D=300$ mm, 运输带的有效拉力 $F=3\,200$ N, 运输带的线速度 $v=2$ m/s, 卷筒效率 $\eta_3=0.95$, 在室内常温下长期连续工作, 电源为三相交流电源, 电压为 380 V, 试选择合适的电动机。

解 (1) 选择电动机类型。

按工作要求和条件, 选用 Y 型全封闭笼型三相异步电动机, 电压为 380 V。

(2) 选择电动机功率。

根据式(2-2), 可得工作机所需功率为

$$P_w = \frac{F \cdot v}{1\,000} \text{ kW}$$

根据式(2-1), 可得工作机所需的电动机输出功率为

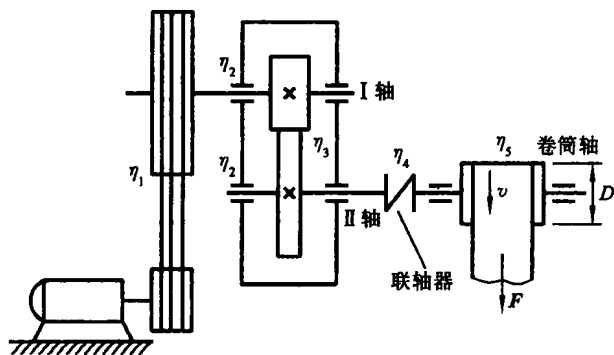


图 2.2 带式运输机的传动方案

$$P_d = \frac{P_w}{\eta_a} \text{ kW}$$

将式(2-2)代入式(2-1)中,得

$$P_d = \frac{F \cdot v}{1\,000 \eta_a} \text{ kW}$$

根据式(2-5),可得由电动机至运输带的传动总效率为

$$\eta_a = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5$$

式中: η_1 、 η_2 、 η_3 、 η_4 、 η_5 ——带传动、轴承、齿轮传动、联轴器和卷筒的传动效率。

根据表 2.2, 上述各效率选取为 $\eta_1=0.94$, $\eta_2=0.98$ (滚子轴承), $\eta_3=0.96$ (齿轮精度为 9 级, 不包含轴承效率), $\eta_4=0.98$ (金属滑块联轴器)。

根据已知条件, 卷筒的传动效率 $\eta_5=0.95$, 则

$$\eta_a = 0.94 \times 0.98 \times 0.96 \times 0.98 \times 0.95 = 0.81$$

所以

$$P_d = \frac{F \cdot v}{1\,000 \eta_a} = \frac{3\,200 \times 2}{1\,000 \times 0.81} \text{ kW} = 7.9 \text{ kW}$$

(3) 确定电动机转速。

卷筒轴的工作转速为

$$n_w = \frac{60 \times 1\,000 v}{\pi D} = \frac{60 \times 1\,000 \times 2}{300 \pi} \text{ r/min} = 127.39 \text{ r/min}$$

根据表 2.1 中所推荐的传动比合理范围, 取 V 带的传动比 $i'_1=2\sim4$, 一级圆柱齿轮减速器传动比 $i'_2=3\sim6$, 则总传动比的合理范围为 $i'_a=6\sim24$, 故电动机转速的可选范围为

$$n'_d = i'_a \cdot n_w = (6 \sim 24) \times 127.39 \text{ r/min} = 764.34 \sim 3\,057.36 \text{ r/min}$$

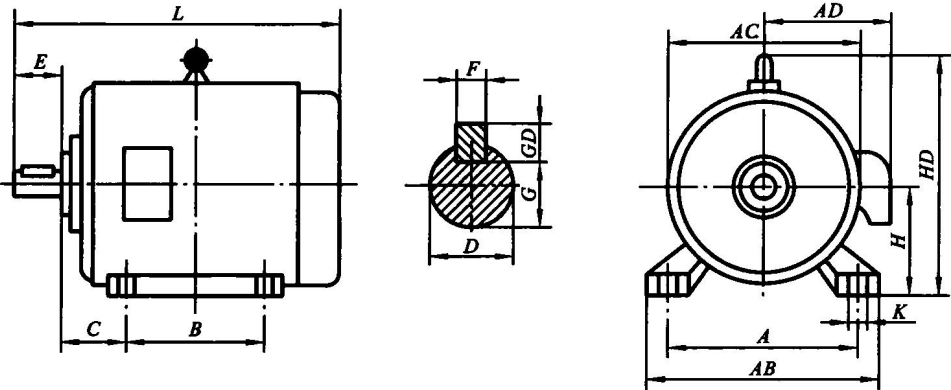
符合这一范围的同步转速有 1 000、1 500、3 000 r/min。

根据计算出的电动机的功率, 由附表 D1 可查出有三种适用的电动机型号, 其技术参数及总传动比的比较情况见表 2.3。

综合考虑电动机和传动装置的尺寸、重量及带和减速器的传动比, 比较表 2.3 中的三个方案可知: 方案 3 电动机转速较高, 可导致总传动比大、传动装置尺寸较大; 方案 1 或方案 2 适中, 比较适合。本文以方案 2 为例, 即选定电动机型号为 Y160M-4, 其电动机的主要外形和安装尺寸如图 2.3 所示。

表 2.3 三种方案的电动机型号技术参数及总传动比

方案	电动机型号	额定功率	电动机转速/(r/min)		传动装置的传动比		
		P_{ed}/kW	同步转速	满载转速	总传动比	带传动比	齿轮传动比
1	Y160L-6	11	1 000	970	7.61	2.2	3.46
2	Y160M-4	11	1 500	1 460	11.46	2.8	4.09
3	Y160M1-2	11	3 000	2 930	23	4	5.75



单位: mm					
中心高H	外形尺寸 $L \times (AC/2 + AD) \times HD$	底角安装尺寸 $A \times B$	地脚螺栓孔直径 K	轴伸尺寸 $D \times E$	键的尺寸 $F \times GD$
160	$605 \times (325/2 + 255) \times 385$	254×210	15	42×110	12×8

图 2.3 Y160M-4 型电动机的外形及安装尺寸

2.3 传动装置总传动比的计算及分配

由选定的电动机满载转速和工作机主动轴转速 n_w , 可得传动装置的总传动比为

$$i_a = \frac{n_m}{n_w} \tag{2-7}$$

总传动比为各级传动比 $i_1, i_2, i_3, \dots, i_n$ 的乘积, 即

$$i_a = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot \dots \cdot i_n \tag{2-8}$$

分配传动比, 即各级传动比如何取值, 是设计中的重要问题。因此, 分配传动比时应考虑以下几点:

- (1) 各级传动的传动比应在合理范围内(见表 2.1);
- (2) 应注意使各级传动件尺寸协调, 结构匀称、合理,

避免互相干涉、碰撞。如由带传动和单级圆柱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。若带传动的传动比过大, 就有可能使大带轮半径大于减速器中心高度, 导致大带轮与底架碰撞, 如图 2.4 所示。

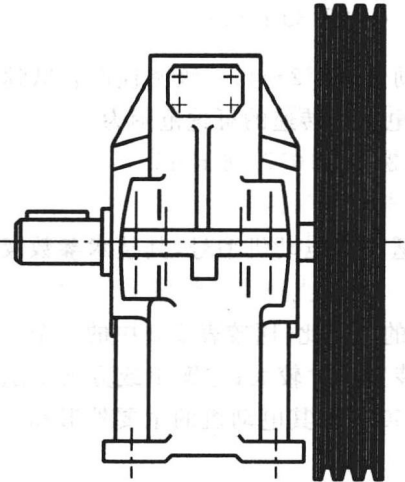


图 2.4 大带轮与减速器底架碰撞

例 2.2 数据同例 2.1, 试计算传动装置的总传动比, 并分配各传动装置的传动比。

解 电动机型号选为 Y160M-4, 满载转速 $n_m = 1\,460 \text{ r/min}$ 。

(1) 总传动比。

由式(2-7)可得总传动比为

$$i_a = \frac{n_m}{n_w} = \frac{1\,460}{127.39} = 11.46$$

(2) 分配传动装置的传动比。

由式(2-8)可得各传动装置的传动比为

$$i_a = i_0 \cdot i_1$$

式中: i_0 、 i_1 ——带传动和减速器的传动比。

为使 V 带传动外廓尺寸不致过大, 初步选取 $i_0 = 2.8$ (注意: 带传动的实际传动比是当设计 V 带传动时, 由所选大、小带轮的标准直径之比计算得出), 则减速器的传动比为

$$i_1 = \frac{i_a}{i_0} = \frac{11.46}{2.8} = 4.09$$

2.4 传动装置的运动参数和动力参数计算

为进行传动件的设计计算, 需计算各轴的转速、功率和转矩。以一级圆柱齿轮减速器为例给出其计算公式。

1. 各轴的转速

$$n_I = \frac{n_m}{i_0} \quad (2-9)$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_1} = \frac{n_m}{i_0 \cdot i_1} \quad (2-10)$$

$$n_w = n_{II} \quad (2-11)$$

式中: n_m ——电动机满载转速, r/min;

n_I 、 n_{II} 、 n_w ——I 轴、II 轴、工作机轴的转速, r/min;

i_0 ——电动机至 I 轴的传动比;

i_1 ——I 轴至 II 轴的传动比。

2. 各轴的输入功率

$$P_I = P_d \cdot \eta_{01} \quad (2-12)$$

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_{12} = P_d \cdot \eta_{01} \cdot \eta_{12} \quad (2-13)$$

$$P_w = P_{II} \cdot \eta_{23} = P_d \cdot \eta_{01} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{23} \quad (2-14)$$

式中: P_d ——电动机的输出功率, kW;

P_I 、 P_{II} 、 P_w ——I 轴、II 轴、工作机轴的输入功率, kW;

η_{01} 、 η_{12} 、 η_{23} ——电动机与 I 轴、I 轴与 II 轴、II 轴与工作机轴间的传动效率。

3. 各轴的转矩

$$T_I = T_d \cdot i_0 \cdot \eta_{01} \quad (2-15)$$

$$T_{II} = T_I \cdot i_1 \cdot \eta_{12} \quad (2-16)$$

$$T_w = T_{II} \cdot \eta_{23} \quad (2-17)$$

式中: T_d ——电动机轴的输出转矩, N·m; 其算式为

$$T_d = 9\,550 \frac{P_d}{n_m}$$

(2-18)

T_I 、 T_{II} 、 T_w ——I轴、II轴、工作机轴的输入转矩, $N \cdot m$ 。

以上计算得到的运动和动力参数以表格形式整理备用。

例 2.3 同例 2.1 的已知条件和计算结果, 计算如图 2.2 所示的传动装置中各轴的运动和动力参数。

解 (1) 各轴的转速。

由式(2-9)至式(2-11)得

I 轴

$$n_I = \frac{n_m}{i_0} = \frac{1\,460}{2.8} \text{ r/min} = 521.43 \text{ r/min}$$

II 轴

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_1} = \frac{521.43}{4.09} \text{ r/min} = 127.49 \text{ r/min}$$

卷筒轴

$$n_w = n_{II} = 127.49 \text{ r/min}$$

(2) 各轴的输入功率。

由式(2-12)至式(2-14)得

I 轴

$$P_I = P_d \cdot \eta_{01} = P_d \cdot \eta_1 = 7.9 \times 0.94 \text{ kW} = 7.43 \text{ kW}$$

II 轴

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_{12} = P_I \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 7.43 \times 0.98 \times 0.96 \text{ kW} = 6.99 \text{ kW}$$

卷筒轴

$$P_w = P_{II} \cdot \eta_{23} = P_{II} \cdot \eta_2 \cdot \eta_4 = 6.99 \times 0.98 \times 0.98 \text{ kW} = 6.71 \text{ kW}$$

(3) 各轴的输入转矩。

由式(2-18)计算电动机轴的输出转矩为

$$T_d = 9\,550 \frac{P_d}{n_m} = 9\,550 \times \frac{7.9}{1\,460} \text{ N} \cdot \text{m} = 51.67 \text{ N} \cdot \text{m}$$

由式(2-15)至式(2-17)得

I 轴

$$T_I = T_d \cdot i_0 \cdot \eta_{01} = T_d \cdot i_0 \cdot \eta_1 = 51.67 \times 2.8 \times 0.94 \text{ N} \cdot \text{m} = 136.00 \text{ N} \cdot \text{m}$$

II 轴

$$\begin{aligned} T_{II} &= T_I \cdot i_1 \cdot \eta_{12} = T_I \cdot i_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \\ &= 136 \times 4.09 \times 0.98 \times 0.96 \text{ N} \cdot \text{m} = 523.31 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

卷筒轴

$$T_w = T_{II} \cdot \eta_2 \cdot \eta_4 = 523.31 \times 0.98 \times 0.98 \text{ N} \cdot \text{m} = 502.59 \text{ N} \cdot \text{m}$$

将上述的运动和动力参数的计算结果列于表 2.4 中。

表 2.4 各轴运动和动力参数的计算结果

轴 的 名 称	输入功率 P /kW	输入转矩 T / $N \cdot m$	转速 n /(r/min)	传动比 i	效率 η
电动机轴	7.9(输出)	51.67	1 460	2.8	0.94
I 轴	7.43	136.00	521.43	4.09	0.94
II 轴	6.99	523.31	127.49		
卷筒轴	6.71	502.59	127.49	1.00	0.95

第 3 章 减速器结构

减速器的类型很多,但其基本结构均由传动件、轴系部件、机体及附件等组成。本章简要介绍减速器机体及附件。

图 3.1 所示为一级圆柱齿轮减速器的典型结构,表 3.1 和表 3.2 列出了计算减速器机体有关尺寸的经验值。

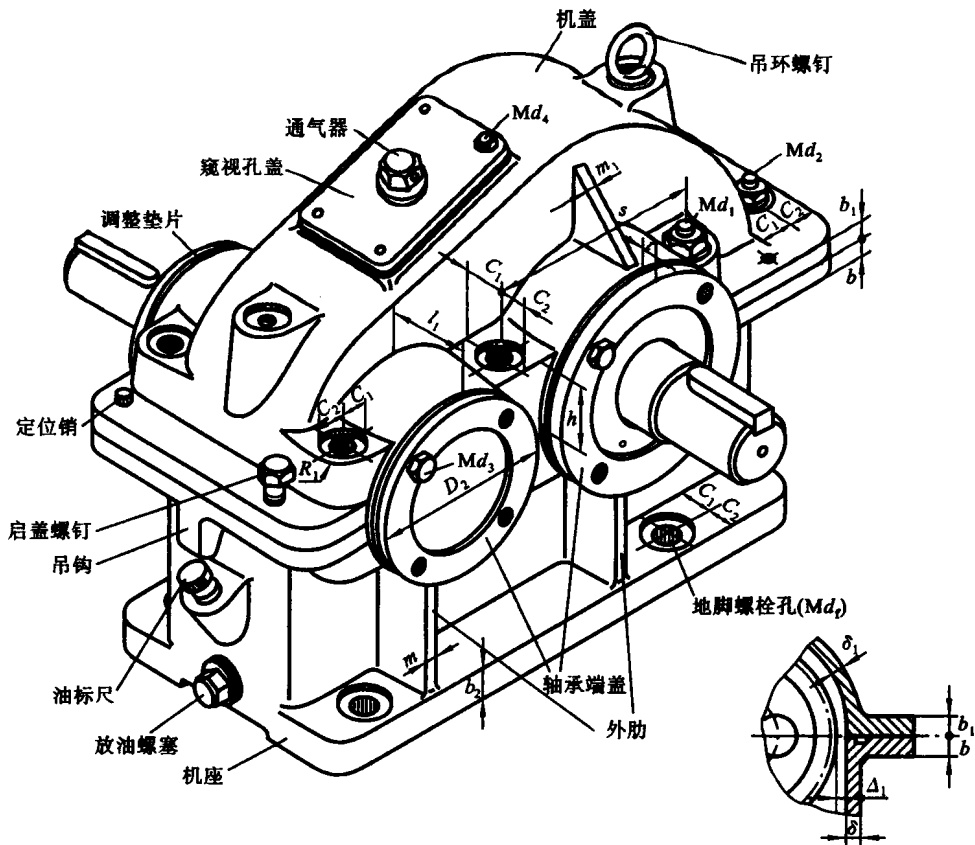


图 3.1 一级圆柱齿轮减速器的典型结构

表 3.1 铸铁减速器机体结构尺寸 单位: mm

名 称	符 号	减速器尺寸关系
机座壁厚	δ	$0.025a+1\geq 8$ (考虑铸造工艺,机座壁厚 ≥ 8)
机盖壁厚	δ_1	$0.02a+1\geq 8$ (考虑铸造工艺,机盖壁厚 ≥ 8)
机座凸缘厚度	b	1.5δ
机盖凸缘厚度	b_1	$1.5\delta_1$
机座底凸缘厚度	b_2	2.5δ
地脚螺钉直径	d_1	$0.036a+12$