

高等学校试用教材

机械设计课程设计

宋景文 刘贵富 主编

JI XIE SHE JI KE CHENG
SHE JI JI XIE SHE JI KE
CHENG SHE JI

蓝天出版社

主 编: 宋景文 刘贵富
副主编: 张贵琪 董文义 吴亚忠 王志文
编 者: 万宗宝 王志文 公方贵 叶枝敏
刘锐锋 刘贵富 李占国 吕捷
何书仁 吴亚忠 吴庆国 宋景文
张斌 张贵琪 姬淑珍 赵中宰
阎惠君 董文义 隋胜军 杨兆华 (按姓氏笔划为序)

高等学校试用教材

机械设计课程设计

宋景文 刘贵富 主编

*

蓝天出版社出版发行

(北京复兴路14号)

(邮政编码: 100843)

长春地质学院印刷厂印刷

787×1092毫米 16开本 9.31印张 320千字

1990年6月第1版 1990年6月第1次印刷

印数 1~4500

ISBN 7-80081-124-7/TH·2

定价: 4.35元

前 言

本书是根据高等工科院校机械类、近机类、动力类专业机械设计课程设计的教学要求，在充分吸收了编著者的教学经验和同类教材优点的基础上著述而成的。本书内容按课程设计的程序编写，以减速器设计为主，系统介绍了机械传动装置的设计内容、方法和步骤。考虑到当前学生设计需要，本书引入了有关标准等设计资料，书中还附有设计思考题供学生设计时参考。

参加本书编写的学校有：吉林工业大学、长春大学、吉林工学院、长春光机学院、长春职工大学、吉林铁路运输职工大学、吉林化工学院、吉化公司职工大学、内蒙古林学院、内蒙古农牧学院、长春汽车高等专科学校、黑龙江矿业学院、鸡西市职工工业余大学、天津大学分校、盐城工业专科学校。全书由宋景文刘贵富担任主编，张贵琪、董文义、吴亚忠、王志义、阎惠君（排名不分先后）任副主编。

本书特请吉林工业大学孟慧琴教授、长春地质学院薛军副教授、天津大学分校刘自强老师担任主审，在此表示衷心的感谢！

编者

1990年6月 于长春

目 录

第一部分 课程设计指导

第一章 概述

- § 1-1 《机械设计》课程设计的目
的和内容…………… 1
- § 1-2 《机械设计》课程设计的
一般步骤…………… 2
- § 1-3 《机械设计》课程设计中应
注意的事项…………… 3

第二章 机械传动装置总体设计

- § 2-1 确定传动方案…………… 4
- § 2-2 选择电动机…………… 7
- § 2-3 计算传动装置的总传动比及
分配各级传动比…………… 9
- § 2-4 计算传动装置的运动和动力
参数…………… 11

第三章 传动零件设计计算

- § 3-1 传动零件设计计算要点…………… 14
- § 3-2 传动零件设计中数据处理举
例…………… 14

第四章 减速器装配草图设计

- § 4-1 装配草图设计的准备阶段…………… 16
- § 4-2 初绘装配草图及计算轴与轴
承阶段…………… 19
- § 4-3 完成减速器装配草图及检查
修改阶段…………… 27

- § 4-4 圆锥齿轮减速器设计要点…………… 44

- § 4-5 蜗杆减速器设计要点…………… 47

第五章 减速器装配工作图绘制

- § 5-1 装配工作图设计的要求
和内容…………… 50
- § 5-2 标注尺寸…………… 50
- § 5-3 编写零件序号…………… 51
- § 5-4 编写零件明细表和标题栏…………… 52
- § 5-5 减速器的技术特性…………… 53
- § 5-6 编写技术要求…………… 54

第六章 零件工作图设计

- § 6-1 零件工作图的内容及应满足
的要求…………… 56
- § 6-2 轴类零件工作图…………… 56
- § 6-3 齿轮类零件工作图…………… 61
- § 6-4 铸造箱体零件工作图…………… 64

第七章 编写设计计算说明书

- § 7-1 设计计算说明书的内容…………… 72
- § 7-2 设计计算说明书的格式与编
写要求…………… 72

第八章 答辩

- § 8-1 答辩前的准备…………… 74
- § 8-2 答辩思考题…………… 74

第二部分 设计资料

一、一般标准和规范

- 图纸幅面 (GB 4457.1-84) …………… 79
- 各种传动的传动比 (参考值) …………… 79

- 机械传动的效率概略值…………… 80

- Y 系列三相异步电动机技术数据…………… 80

Y 系列三相异步电动机外形和安装

尺寸	81
铸件最小壁厚	82
铸造斜度 (Q/ZB158-73)	83
铸造过渡尺寸 (Q/ZB155-73)	83
铸造外圆角 (Q/ZB157-73)	83
铸造内圆角 (Q/ZB156-73)	83
标准尺寸 (GB2822-81)	84
零件倒角与倒圆半径及其配合尺寸 (JB5-59)	84
砂轮越程槽 (GB6403.5-86)	85
中心孔 (GB145-59)	85
向心推力轴承的轴向游隙	86

二、螺纹联接和螺纹零件结构要素

普通螺纹	87
直径与螺距 (GB193-81)、粗牙 普通螺纹基本尺寸 (GB196-81)	87
细牙普通螺纹基本尺寸 (GB196-81)	87
梯形螺纹 (GB5796-86)	88
梯形螺纹牙型尺寸 (GB5795.1-86)	88
梯形螺纹直径与螺距 (GB5796.2-86)	88
梯形螺纹基本尺寸	88
六角头螺栓 (GB30-76)	89
圆柱头内六角螺钉 (GB70-76)	89
小六角头螺栓 (GB21-76)	90
小六角头铰制孔用螺栓 (GB27-76)	90
双头螺栓 (GB898-76)	91
弹簧垫圈 (GB93-87)	91
圆柱头螺钉 (GB65-76)、半圆头 螺钉 (GB67-76)、沉头螺钉 (GB68-76)	92
方螺母 (GB39-76)	93
六角厚螺母 (GB55-76)、六角特	

厚螺母 (GB56-76)	93
六角螺母 (GB52-79)、六角扁螺 母 (GB54-76)	93
小六角螺母 (GB51-76)、小六角 扁螺母 (GB53-76)	93
小垫圈 (GB848-76)、垫圈 (GB97 -76)	94
粗牙螺栓、螺钉的拧入深度和螺 纹孔尺寸 (参考)	94
联接零件沉头座及通孔尺寸 (GB152 -76)	95
螺钉紧固轴端挡圈 (GB891-86)、 螺栓紧固轴端挡圈 (GB892-86)	96
轴用弹性挡圈 (GB894-76)	97
圆螺母用止动垫圈 (GB858-76)	98
圆螺母 (GB812-76)	99

三、键、花键和销联接

平键联接的剖面 and 键槽 (GB1095-79)	100
普通平键的型式和尺寸 (GB1096-79)	100
矩形花键的型式和尺寸 (GB1144-74)	101
圆锥销 GB(1117-86)	102

四、滚动轴承

单列向心球轴承 (GB276-82)	103
单列向心短圆柱滚子轴承 (GB283-64)	105
单列向心推力球轴承 (GB292-83)	107
单列圆锥滚子轴承 (GB297-76)	109
单向推力球轴承 (GB301-64)	111

五、润滑与密封

直通式压注油杯 (GB1152-79)	112
旋盖式油杯 (GB1154-79)	112
迷宫密封	112

油封毡圈与槽尺寸(FJ 145-79) ...	113
J 形无骨架橡胶油封(HG 4-338-66)	113
骨架式橡胶油封(HG4-692-67)	113
O 型橡胶密封圈(GB1235-76)	114
挡油环	114
六、减速器附件	
检查孔与检查孔盖	115
六角螺塞及封油垫(Q/ZB 220-77)	115
吊耳与吊钩结构尺寸	115
凸缘式轴承盖	116
嵌入式轴承盖	116
油标尺	116
圆形油标(GB 1160-79)	117
长形油标(GB1161-79)	117
通气塞	117
通气器	117
吊环螺钉及孔的尺寸(GB825-76)	118
七、联轴器	
十字滑块联轴器	119
柱销联轴器(Q/ZB 123-73)	120
弹性圈柱销联轴器(JB108-60)	121
ML 型梅花形弹性联轴器(GB5272-85)	122
刚性凸缘联轴器(Q/ZB 121-73)	123
八、公差配合与表面粗糙度	
轮毂与轴的配合(推荐)	124
滚动轴承、轴套、轴承盖的配合(推荐)	124
基本尺寸至 400mm 标准公差数值(摘)(GB1800-79)	124
基本尺寸由 18 至 315mm 孔的极限偏差(摘)(GB1801-79)	125
基本尺寸由 18-315 mm 轴的极限偏差(摘)(GB1801-79)	125
齿(蜗)轮加工表面的粗糙度推荐值	127
轴加工表面粗糙度的推荐值	127
减速器箱体、轴承端盖及轴承套杯加工表面粗糙度推荐值	128
圆度、圆柱度公差(GB1184-80)	

.....	128
平行度、垂直度、倾斜度公差(GB1184-80)	128
同轴度、对称度、圆跳动和全跳动公差(GB1184-80)	129
九、渐开线圆柱齿轮精度(GB10095-88)	
圆柱齿轮第 II 公差组精度与圆周速度的关系	130
中心距极限偏差	130
接触斑点	130
齿坯公差及齿坯基准面径向和端面跳动公差	130
齿轮有关 F_r 、 F_w 、 f_{pt} 、 f_{pb} 及 F_{β} 值	131
齿厚极限偏差和公法线平均长度偏差(参考)	131
轴线平行度公差	132
公法线长度	132
假想齿数系数 K_{β}	133
假想齿数小数部分的公法线长度 ΔW	133
十、圆锥齿轮传动公差(JB180-60)	
圆锥齿轮平稳性精度等级选择	134
圆锥齿轮传动公差项目、名称及代号	134
运动精度和平稳性精度规范	135
接触精度规范	135
保证侧隙 C_n	135
齿厚减薄量及齿厚公差	136
齿坯公差	136
十一、蜗杆传动公差(JB 162-60)	
蜗杆传动公差的名称和代号	137
蜗杆精度规范	137
蜗轮精度规范	138
安装精度规范	138
侧隙规范	139
蜗杆蜗轮厚度公差	139
蜗杆蜗轮最小减薄量 Δms	139
蜗轮毛胚公差	140
蜗杆毛胚公差	140

第一章 概 述

§ 1-1 机械设计课程设计的目的和内容

一、课程设计的目的

机械设计课程设计是培养学生设计能力的重要环节，是一次较全面的设计训练，其主要目的如下：

1. 综合运用已经学过的理论知识和生产实际知识，培养分析和解决工程实际问题的能力；培养理论联系实际的正确设计思想。
2. 掌握机械设计的一般方法和步骤，为从事机械工程设计打下良好基础。
3. 运用和熟悉设计资料，了解有关的国家标准和规范。

二、课程设计的内容

《机械设计》课程设计的对象一般为机械传动装置或简单机械，如图 1-1 所示带式运输机或上料卷扬机中的传动装置，通常由减速器和其他传动零件组成。

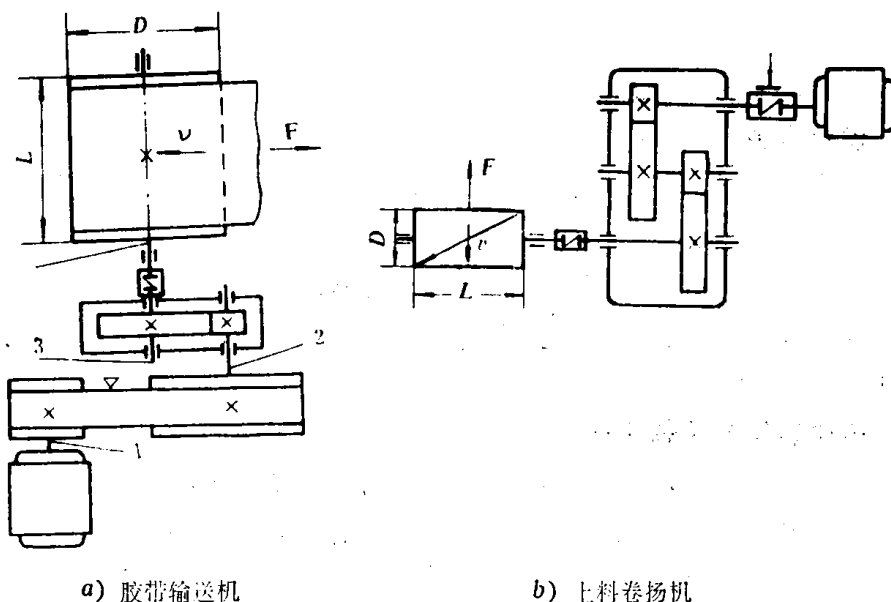


图 1-1

《机械设计》课程设计，通常包括下列内容：

1. 传动方案的拟订；
2. 电动机的选择与运动动力参数计算；
3. 传动零件（如带传动、齿轮或蜗杆传动）的设计；
4. 轴的设计；
5. 滚动轴承的选择；

6. 键和联轴器的选择及校核;
7. 箱体、润滑及附件的设计;
8. 装配图、零件图的绘制;
9. 设计说明书的编写。

要求每个学生应完成以下工作:

1. 减速器装配图 1 张 (A_0 或 A_1 号图纸);
2. 零件工作图 2 ~ 3 张 (传动件、轴、箱体等);
3. 设计计算说明书一份。

完成规定的全部工作后, 应进行设计答辩。

§ 1-2 课程设计的一般步骤

机械设计课程设计与机械设计的一般设计过程相似, 从方案分析开始, 进行必要的计算和结构设计, 以设计计算说明书作为设计计算的理论依据, 以图纸表达设计结果。由于机械的结构较为复杂, 影响因素很多, 零件的结构形状和尺寸不可能完全由计算决定, 而是通过计算决定主要尺寸参数后, 通过画图协调各部分尺寸关系, 确定零件的结构尺寸和位置。必要时再进行强度校核和修改。即边画图、边计算、边修改, 交叉进行, 逐步完成设计。那种把设计片面理解为单纯的理论计算, 轻视结构设计, 不肯对图纸作必要的修改, 都是不会取得成功的。

课程设计的步骤大体按以下几个阶段进行。

一、设计准备

1. 认真研究设计任务书, 分析设计题目的原始数据和工作条件, 明确设计要求、内容;
2. 实物参观, 拆装减速器, 阅读有关资料, 了解减速器类型和结构;
3. 复习课程的有关内容, 熟悉有关零件的设计方法, 拟定设计计划, 准备设计资料和用具。

二、传动装置的总体设计

1. 确定传动方案, 选择减速器类型, 画出传动简图;
2. 选择电动机的类型、容量和转速, 确定电动机型号;
3. 计算传动装置运动和动力参数。即确定总传动比, 分配各级传动比, 计算各轴功率、转速和扭矩。

三、传动零件的设计计算

1. 减速器以外传动零件设计计算 (带传动、链传动、开式齿轮传动等);
2. 减速器内传动零件设计计算 (齿轮传动、蜗杆传动等)。

四、减速器装配草图设计

1. 选择联轴器, 初定轴的直径;
2. 画出轴的结构, 选定轴承型号, 定出轴承支点间距离, 校核轴与键联接的强度, 计算轴承寿命; 必要时根据计算结果进行修改。

3. 设计轴承组合的结构, 画出箱体和各附件的结构位置、全面完成装配草图。

五、工作图设计与绘制

1. 装配工作图设计与绘制

2. 零件工作图设计与绘制

六、整理编写设计计算说明书

七、设计总结与答辩。

§ 1-3 机械设计课程设计中应注意的事项

1. 机械设计课程设计是第一次较全面的设计训练, 它对以后的设计工作打好基础具有重要意义。在设计过程中**必须严肃认真**, 刻苦钻研, 一丝不苟, 精益求精, 才能在设计思想、方法和技能方面获得较好地锻炼和提高。

2. 必须发挥设计的主动性, 主动思考问题, 独立完成设计任务。设计能力是依赖于长期的设计实践逐渐提高的, 在设计工作中能否很好地利用已有的设计资料, 继承和发展这些经验和成果、加快设计进度, 是设计工作能力的重要体现。但是, 根据新的设计任务和具体工作条件进行具体分析, 在参考已有资料的基础上创造性的进行设计、构思, 更是工程技术人员不可缺少的能力, 所以在课程设计中正确处理好参考现有资料和创新的关系, 才能保证设计质量、提高设计能力。认为设计必须全部是独创的想法是不现实的。但是, 忽视创新就会陷于盲目抄袭资料、照猫画虎, 设计能力也不能得到培养和提高。

3. 正确使用标准和规范。设计中正确运用标准、规范, 有利于零件的互换性和加工工艺性, 从而收到良好的经济效益。同时也可以减轻设计工作量。在设计中是否遵守国家标准和某些规范, 也是评价设计质量的一项指标。因此, 要严格执行标准, 对于需要的外购标准件(如螺栓、滚动轴承、传动胶带、油封等)必须采用标准。对于自行加工的(如键、联轴器等), 其主要尺寸一般仍宜按标准规定, 但遇到标准与设计要求有矛盾时, 也可以服从设计要求。另外对于设计中一些非标准件的某些尺寸, 如箱体宽度、轮毂宽度等, 也可取为标准尺寸(见第二部分表 2.1-11), 以利于制造、测量和安装。但对于有严格啮合关系的尺寸, 如齿轮中心距、分度圆直径等, 不能随意圆整。

4. 正确对待强度计算和结构工艺性等要求的关系。任何机械零件的尺寸, 都不可能完全由强度计算确定, 而应该综合考虑加工和装配工艺、经济性和使用条件等合理确定其结构和尺寸。因此, 不能把设计片面地理解为就是理论计算, 或者把这些计算结果看成是绝对不可改动的, 而应该认为进行强度等理论计算只是为确定零件的尺寸提供了一个方面的依据, 零件的具体结构和尺寸还要通过画图, 考虑其工艺性、经济性及零件间相互装配关系最后确定。有时也可以根据结构和工艺的要求先确定结构尺寸, 然后校核强度等方面的要求。在有些场合, 则利用综合考虑强度、结构工艺性、刚度等方面的经验公式确定零件的结构尺寸, 如轮毂厚度, 减速器箱体壁厚等就是按经验公式计算出近似值, 然后作适当圆整。这就是前面已讲过的设计工作不能把计算和绘图截然分开, 而是互相依赖、互相补充、交叉进行的。这种边计算、边画图、边修改是设计工作的正确方法。

第二章 机械传动装置总体设计

机械传动装置总体设计的内容包括确定传动方案、选定电动机型号、确定总传动比、合理分配传动比、计算传动装置的运动及动力参数、画出传动简图,为设计计算各级传动件参数和尺寸、设计绘制装配草图准备条件。

§ 2-1 确定传动方案

机器通常是由原动机、传动装置和工作机三部分组成的,设计时要先确定传动方案,画出传动简图,因为它反映了运动和动力传递的路线,以及各部件的组成和连接关系。

合理的传动方案首先应满足机器的工作要求,如所传递的功率及要求的转速。此外,还应保证机器的工作性能和可靠性,具有较高的传动效率、工艺性好、结构简单、成本低廉、结构紧凑和使用维护方便等。但同时达到这些要求是不容易的。因此在设计过程中,往往需要拟定多种方案以进行技术经济分析比较。

图 2-1 列出带式运输机的五种传动方案简图。方案 a) 选用了带传动和闭式齿轮传动。带传动布置于高速级,能发挥它的传动平稳、缓冲吸振、压轴力小和过载保护的优点。在转速高,传递功率相同时,转矩较小,可使带传动结构紧凑。但此方案的宽度较大,带传动也不适应恶劣的工作环境。方案 b) 的结构紧凑,但由于蜗杆传动效率低、功率损失大,用于长期连续运转场合很不经济。方案 c) 的宽度虽然也较大,但采用了闭式齿轮传动,更能适应在繁重及恶劣的条件下长期工作,使用维护方便。方案 d) 的宽度尺寸较方案 c) 为小,更适合布置在较窄的通道中,但加工圆锥齿轮比圆柱齿轮困难,成本也相对较高。方案 e) 采用了开式齿轮,成本也较方案 c) 为低,也适用于繁重的工作条件,但多灰尘的工作环境对开式齿轮的寿命有影响。这五种传动方案各有其特点,适用于不同的工作场合。

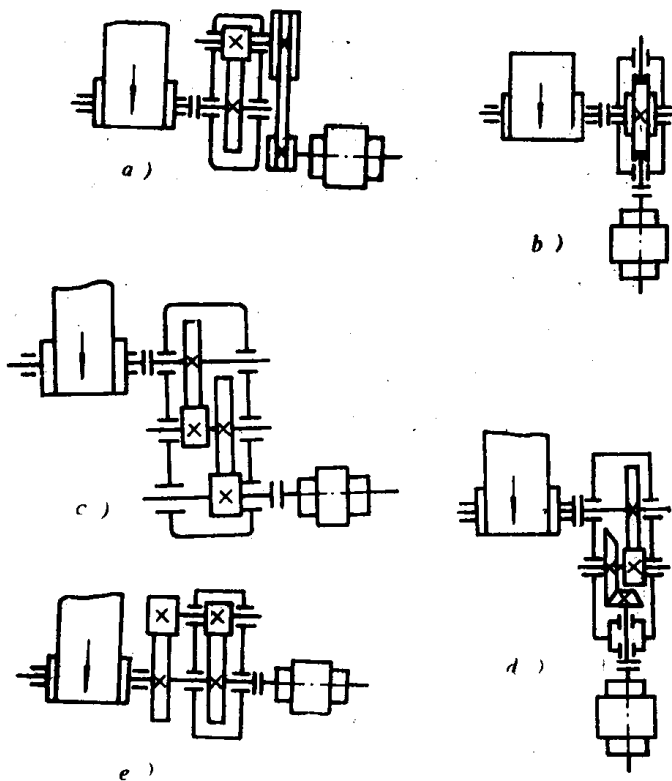


图 2-1 带式运输机的传动装置方案

选择传动机构的类型是拟定传动方案的重要一环，通常应考虑机器的动力、运动和其他要求，再结合各种传动机构的特点和适用范围，分析比较，合理选择。常用的传动机构的特点及其应用列于表 2-1。在某些简单机械中，常采用减速器作为主要传动装置，常用减速器的型式、特点及其应用列于表 2-2。

表 2-1 传递连续运动常用机构的性能和适用范围

选 用 指 标 \ 传 动 机 构	平带传动	V 带传动	摩擦轮传动	链 传 动	齿 轮 传 动	蜗 杆 传 动
功 率 kW (常用值)	小 (<20)	中 (<100)	小 (<20)	中 (<100)	大 (最大达 50000)	小 (<50)
单 级 传 动 比 (常用值) (最大值)	2~4 6	2~4 15	$<5\sim7$ 15~25	2~5 10	圆柱 圆锥 3~5 2~3 10 6~10	7~40 80
传 动 效 率	中	中	中	中	高	低
许 用 的 线 速 度 m/s	≤ 25	$\leq 25\sim 30$	$\leq 15\sim 25$	≤ 40	6 级精度 直齿 ≤ 18 非直齿 ≤ 36 5 级精度达 100	$\leq 15\sim 35$
外 廓 尺 寸	大	大	大	大	小	小
传 动 精 度	低	低	低	中等	高	高
工 作 平 稳 性	好	好	好	较差	一般	好
自 锁 能 力	无	无	无	无	无	可有
过 载 保 护 作 用	有	有	有	无	无	无
使 用 寿 命	短	短	短	中等	长	中等
缓 冲 吸 振 能 力	好	好	好	中等	差	差
要求制造及安装精度	低	低	中等	中等	高	高
要 求 润 滑 条 件	不需	不需	一般不需	中等	高	高
环 境 适 应 性	不能接触酸、碱、油类、 爆炸性气体		一般	好	一般	一般

注：(1) 行星齿轮机构未列入本表，需要时可查阅机械设计手册。

(2) 传递连续回转运动，还可采用双曲柄机构（一般为不等角速度）和万向联轴器（传递相交轴运动）。

采用几种传动形式组成多级传动时，要合理布置其传动顺序，常常考虑以下几点。

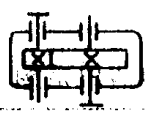
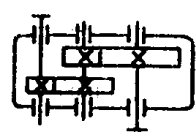
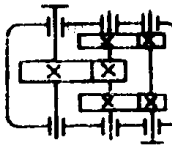
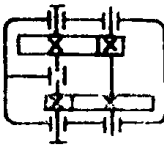
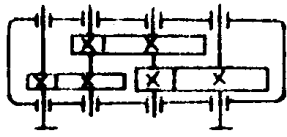
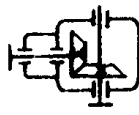
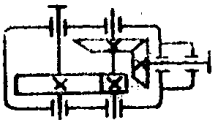
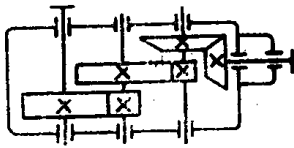
1. 带传动的承载能力较小，传递相同扭矩时，结构尺寸较其他传动形式大，但传动平稳，能缓冲减振，因此宜布置在高速级（转速较高，在传递相同功率时，扭矩较小）。

2. 链传动运转不均匀，有冲击，不适于高速传动，应布置在低速级。

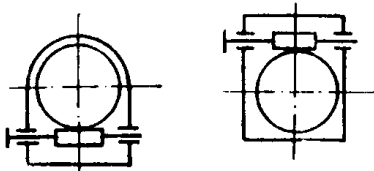
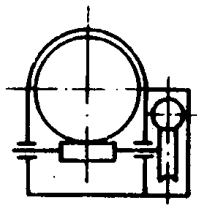
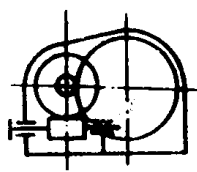
3. 蜗杆传动可以实现较大的传动比，传动平稳，但效率较低，适用于中小功率，间歇运转的场合；当与齿轮传动同时应用时，最好布置在高速级，使其传递的扭矩较小，以减小蜗轮尺寸，节约有色金属，而且有较高的齿面相对滑动速度，以利于形成润滑油

表 2-2

常用减速器的型式、特点及应用

名 称	简 图	传 动 比 范 围		特 点 及 应 用
		一 般	最大值	
圆 柱 齿 轮 减 速 器	单级圆柱齿轮减速器 	直齿 < 4 斜齿 > 6	10	轮齿可为直齿、斜齿或人字齿。箱体常用铸铁铸造, 支承多采用滚动轴承, 只有重型或特高速时才采用滑动轴承。
	两级展开式圆柱齿轮减速器 	8~40	60	是两级减速器中应用最广泛的一种。齿轮相对于轴承不对称, 要求轴具有较大的刚度。伸出轴上的齿轮常布置在远离轴伸出端的一边, 以减少因弯曲变形所引起的载荷沿齿宽分布不均现象。高速级常用斜齿, 低速级可用斜齿或直齿。建议用于载荷较平稳场合。
	两级分流式圆柱齿轮减速器 	8~40	60	低速轴上的齿轮相对于轴承为对称布置, 载荷沿齿宽分布较均匀。中间轴危险断面上的扭矩是传递扭矩的一半。高速级多用斜齿, 一边右旋, 另一边左旋, 轴向力可抵消。结构较复杂, 需多用一对齿轮, 轴向尺寸大。建议用于变载场合。
	两级同轴式圆柱齿轮减速器 	8~40	60	箱体长度较小, 两大齿轮浸油深度可以大致相同。但减速器轴向尺寸及重量较大; 高速级齿轮的承载能力不能充分利用; 中间轴承润滑困难; 中间轴较长, 刚度差; 仅能有一个输入端和输出端, 限制了传动布置的灵活性。
	三级展开式圆柱齿轮减速器 	40~200	400	特点是传动比大, 其余与两级展开式相同。
圆 锥 及 圆 锥 — 圆 柱 齿 轮 减 速 器	单级圆锥齿轮减速器 	直齿 ≤ 3 斜齿 ≤ 5	10	用于输入轴与输出轴相交的传动。
	两级圆锥—圆柱齿轮减速器 	8~15	圆锥直齿 20 圆锥斜齿 40	用于输入轴与输出轴相交而传动比较大的传动。圆锥齿轮应在高速级, 以减小锥齿轮尺寸, 利于加工, 轮齿可制成直齿或斜齿。
	三级圆锥—圆柱齿轮减速器 	25~75	200	用于输入轴与输出轴相交而传动比很大的传动。其他与两级圆锥—圆柱齿轮减速器相同。

续表 2-2

名 称		简 图		传 动 比 范 围		特 点 及 应 用
				一 般	最大值	
蜗 杆 减 速 器	单级蜗杆 减速器 a) 蜗杆 下置式 b) 蜗杆 上置式			7~40	80	传动比大, 结构紧凑, 但传动效率低, 用于中小功率、输入轴与输出轴垂直交错的传动。下置式蜗杆减速器润滑条件较好, 应优先选用。当蜗杆圆周速度太高 ($v>4\text{m/s}$) 时, 搅油损失大, 用上置式蜗杆减速器。此时, 蜗轮轮齿浸油润滑, 但蜗杆轴承润滑较差。
	两级蜗杆 减速器			300~800	3600	传动比很大, 结构紧凑, 但效率很低, 用于小功率、传动比很大而结构紧凑的场合。
蜗杆—齿轮 减速器				60~90	480	传动比较单级蜗杆减速器高, 较两级蜗杆减速器低, 但效率较两级蜗杆减速器高。

膜, 提高效率, 延长使用寿命。

4. 圆锥齿轮的加工比较困难, 特别是大尺寸圆锥齿轮。一般应放在高速级, 以减小其直径和模数。但需注意, 当圆锥齿轮的速度过高时, 此时还应考虑能否达到制造精度及成本问题。

5. 斜齿圆柱齿轮传动的平稳性较直齿圆柱齿轮传动好, 常用在高速级或要求传动平稳的闭式传动。

6. 开式齿轮传动的工作环境一般较差, 润滑条件不好, 磨损较严重, 寿命较短, 应布置在低速级。

§ 2-2 选择电动机

电动机一般由专门工厂按标准系列成批大量生产。在机械设计中, 根据工作载荷(大小与性质)、工作要求(转速高低、允差和调速要求、起动和反转频繁程度)、工作环境(尘土、金属屑、油、水、高温等)、安装要求及尺寸、重量有无特殊限制等条件从产品目录中选择电动机的类型和结构型式、容量(功率)和转速, 并确定其具体型号。

一、选择电动机的类型和结构型式

生产单位一般用三相交流电源, 如无特殊要求通常采用三相交流异步电动机。我国

推广采用新设计的 Y 系列三相异步电动机, 淘汰了原来广泛采用的 JO₂ 和 JO₃ 系列小型异步电动机。它适用于不易燃、不易爆、无腐蚀性气体的场合和要求具有较好起动性能的机械中, 如金属切削机床、风机、运输机和农业机械等。由于 Y 系列电动机具有较好的起动性能, 因此也适用于某些对起动转矩有较高要求的机械, 如压缩机等。

在经常起动、制动和反转的场合, 要求电动机转动惯量小和过载能力大, 应选用起重及冶金用的三相异步电动机。

同一类型电动机, 尚有不同安装结构型式, 可根据需要选取。

二、选择电动机的容量

电动机的容量(额定功率)选得合适与否, 对电动机的工作和经济性都有影响。容量小于工作要求, 则不能保证工作机正常工作, 或使电动机长期过载、发热而过早损坏; 容量过大, 则电动机价格高, 能力又不能充分利用, 由于经常不在满载下运行, 效率和功率因数都较低, 造成很大浪费。

电动机的容量主要根据运行时发热条件决定, 额定功率是连续运转下电机发热不超过许用温度的最大功率, 满载转速是指负荷相当于额定功率时的电机转速, 同一类型电机, 按额定功率和满载转速的不同, 具有一系列型号。课程设计中设计的多为在不变(或变化很小)载荷下长期连续运行的机械, 要求所选电动机的额定功率 P_d 应稍大于(或等于电动机所需要的功率 P_w , 即 $P_d \geq P_w$, 通常可不必校验发热和起动力矩。

电动机所需的输出功率为:

$$P_d = \frac{P_w}{\eta} \text{ kW} \quad (2-1)$$

式中: P_w 为工作机功率, kW, η 为由电动机至工作机的总效率。

工作机工作功率 P_w , 应由机器工作阻力和运动参数计算求得, 在课程设计中, 通常由设计任务书给定的参数, 按下式计算

$$P_w = \frac{Fv}{1000\eta_w} \text{ kW} \quad (2-2)$$

或

$$P_w = \frac{T_w n_w}{9550\eta_w} \text{ kW} \quad (2-3)$$

式中: F 为工作机的阻力, N; v 为工作机的线速度, m/s; T_w 为工作机的阻力矩,

N·m; n_w 为工作机的转速, 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 按下式计算:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdots \eta_n \quad (2-4)$$

式中: $\eta_1, \eta_2, \eta_3 \cdots \eta_n$ 分别为传动装置中每一传动副(齿轮、蜗杆、带或链等)、每对轴承及每个联轴器的效率。各种机械传动的效率概略值见表 2.1-3。

计算传动装置总效率时应注意几点:

1. 所取传动副效率是否已包括其轴承效率, 如已包括则不再计入轴承效率;
2. 轴承效率系指一对轴承而言;
3. 同类型的几对传动副、轴承或联轴器要写成幂指数形式, 例如双级圆柱齿轮传动、其齿轮传动效率为 $\eta_{\text{齿}}^2$ 。

三、确定电动机的转速

为使传动装置设计合理，可以根据工作机转速要求和各传动副的合理传动比范围推算电动机转速的可选范围，即

式中: n'_d 为电动机可选转速范围, r/min; i'_d 为传动装置总传动比的合理范围; $i'_1, i'_2, i'_3 \dots i'_n$ 为各级传动副传动比的合理范围 (见表 2-1 或表 2.1-2), n_w 为工作机转速, r/min。

根据选定的电动机类型及所需要的容量和转速可查出电动机的型号和主要技术数据，Y系列三相异步电动机的技术数据及外形尺寸见本书第二部分表2.1-4和2.1-5，查出后应将其型号、性能参数和主要尺寸列表（见表2-3）记下备用。

表 2-3 **电动机型号及主要尺寸**

型 号	额 定 功 率 P_{ed} (kW)	满 载 转 速 n_m (r/min)	同 步 转 速 (r/min)	电动机中心高 (mm)	外伸轴直径和长度 $d \times L$ (mm)

§ 2-3 计算传动装置的总传动比及分配各级传动比

$$i = \frac{n_m}{n_y} \quad (2-6)$$
$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdots i_n \quad (2-7)$$

1. 各级传动的传动比最好在推荐范围内选取, 不应超过其允许的最大值。参见表

2-1。或表2.1-2。

2. 应充分发挥各级传动的承载能力,应注意使各传动件尺寸协调、结构匀称合理,避免各零件的干涉及安装不便。例如图 2-2 所示,由于高速级传动比过大,使高速级大齿轮直径过大而与低速轴相碰。

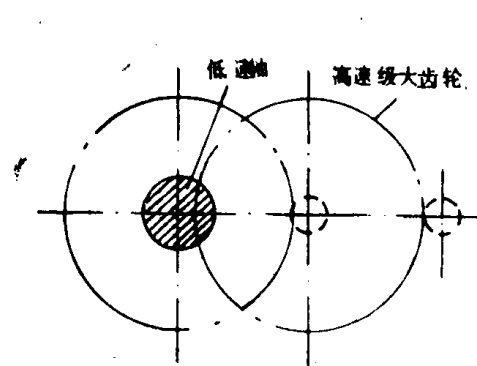


图 2-2 零件互相干涉

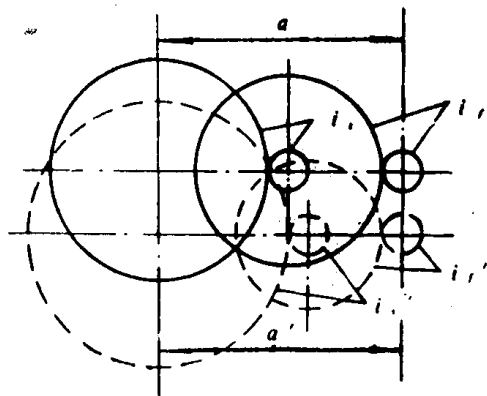


图 2-3 不同速比分配的外廓尺寸

3. 应使传动装置的外廓尺寸尽可能紧凑。如图 2-3 所示为两级圆柱齿轮减速器的两种方案,其总中心距相同 ($a = a'$),总传动比相同 ($i_1 \cdot i_2 = i'_1 \cdot i'_2$), i_1 、 i_2 和 i'_1 、 i'_2 分别为两种方案高速级和低速级的传动比,由于速比分配不相同,其外廓尺寸就有差别,图中实线所示方案具有较小的外廓尺寸;

4. 在卧式齿轮减速器中,常使各级大齿轮直径相近,以便浸油深度大致相等,便于齿轮浸油润滑。由于低速级齿轮的圆周速度较低,一般其大齿轮直径稍大一些,浸油深度可稍深一些。

5. 总传动比分配还要考虑载荷性质。对平稳载荷,各级传动比可取简单的整数,对周期性变动载荷,为防止零件局部磨损严重,啮合传动的传动比应该取成质数。

对标准减速器,各级传动比按标准分配。对非标准减速器,可参考下述数据分配传动比:

1) 在双级齿轮减速器中,通常应使各级大齿轮直径相近,以便各级齿轮都实现浸油润滑,避免某一级大齿轮浸不到油,而另一级大齿轮又浸油过深而增加搅油损失。对于展开式两级减速器,一般可取传动比 $i_1 \approx (1.3 \sim 1.4)i_2$, i_1 、 i_2 分别为高、低速级传动比。对于同轴式减速器常近似取 $i_1 \approx i_2$;

2) 对于圆锥—圆柱齿轮减速器,可取圆锥齿轮传动比为 $i_1 \approx 0.25i$ (i 为减速器的总传动比),并应使 $i_1 \leq 3$,最大允许 $i_1 < 4$;

3) 对于蜗杆—齿轮减速器,可取齿轮传动比 $i_2 \approx (0.03 \sim 0.06)i$;

4) 对于两级蜗杆减速器,为了结构紧凑,应使 $a_2 \approx 2a_1$,这时可取 $i_1 \approx i_2 = \sqrt{i}$ 。

传动装置的实际传动比由于受到如齿轮齿数、标准带轮直径等因素的影响,因而与要求的传动比常有一定的误差。一般情况下,所选用的传动比应使工作机的实际转速与要求转速的相对误差在 $\pm(3 \sim 5)\%$ 范围内即可。

§ 2-4 计算传动装置的运动和动力参数

传动装置的运动和动力参数，主要指的是各轴的转速、输入功率和输入扭矩，它是进行传动件设计计算的重要依据。现以图 2-4 所示的两级圆柱齿轮减速器传动装置为例，说明机械传动装置的运动和动力参数计算。

设 n_I 、 n_{II} 、 n_{III} 和 n_w 分别为 I、II、III 轴和工作轴的转速，r/min； P_I 、 P_{II} 、 P_{III} 和 P_w 分别为 I、II、III 轴和工作轴的传动功率，kW； T_I 、 T_{II} 、 T_{III} 和 T_w 分别为 I、II、III 轴和工作轴的输入扭矩，N·m； i_{0I} 、 $i_{I II}$ 、 $i_{II III}$ 和 $i_{III w}$ 分别为电动机轴至 I 轴、I 轴至 II 轴、II 轴至 III 轴和 III 轴至工作轴之间的传动比（本例， $i_{0I} = 1$ ， $i_{III w} = 1$ ）； η_{0I} 、 $\eta_{I II}$ 、 $\eta_{II III}$ 和 $\eta_{III w}$ 分别为电动机轴至工作轴、I 轴至 II 轴、II 轴至 III 轴和 III 轴至工作轴之间的传动效率，则传动装置的运动和动力参数计算如下：

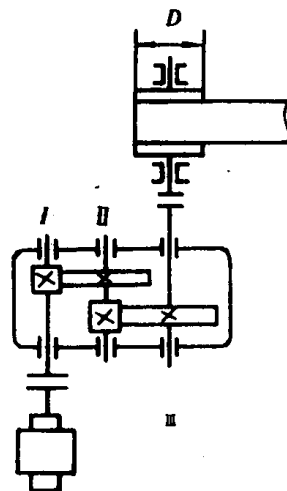


图 2-4 输送机运动简图

一、各轴转速

$$\begin{aligned} n_I &= \frac{n_m}{i_{0I}} \\ n_{II} &= \frac{n_I}{i_{I II}} = \frac{n_m}{i_{0I} \cdot i_{I II}} \\ n_{III} &= \frac{n_{II}}{i_{II III}} = \frac{n_m}{i_{0I} \cdot i_{I II} \cdot i_{II III}} \\ n_w &= \frac{n_{III}}{i_{III w}} = \frac{n_m}{i_{0I} \cdot i_{I II} \cdot i_{II III} \cdot i_{III w}} \end{aligned} \quad \text{r/min} \quad (2-8)$$

式中： n_m 为电动机满载转速，r/min。

二、各轴功率

$$\begin{aligned} P_I &= P_d \cdot \eta_{0I} = P_d \cdot \eta_c \\ P_{II} &= P_I \cdot \eta_{I II} = P_d \cdot \eta_c \cdot \eta_r \cdot \eta_g \\ P_{III} &= P_{II} \cdot \eta_{II III} = P_d \cdot \eta_c \cdot \eta_r^2 \cdot \eta_g^2 \\ P_w &= P_{III} \cdot \eta_{III w} = P_d \cdot \eta_c \cdot \eta_r^3 \cdot \eta_g^2 \cdot \eta'_c \end{aligned} \quad \text{kW} \quad (2-9)$$

式中： P_d 为电动机输出功率，kW； η_c 为电动机和 I 轴之间联轴器的效率； η_r 为一对滚动轴承的效率； η_g 为一对齿轮传动的效率； η'_c 为 III 轴和工作轴之间联轴器的效率。

三、各轴扭矩

$$\begin{aligned} T_I &= 9550 \frac{P_I}{n_I} \\ T_{II} &= 9550 \frac{P_{II}}{n_{II}} \end{aligned} \quad \text{N} \cdot \text{m} \quad (2-10)$$