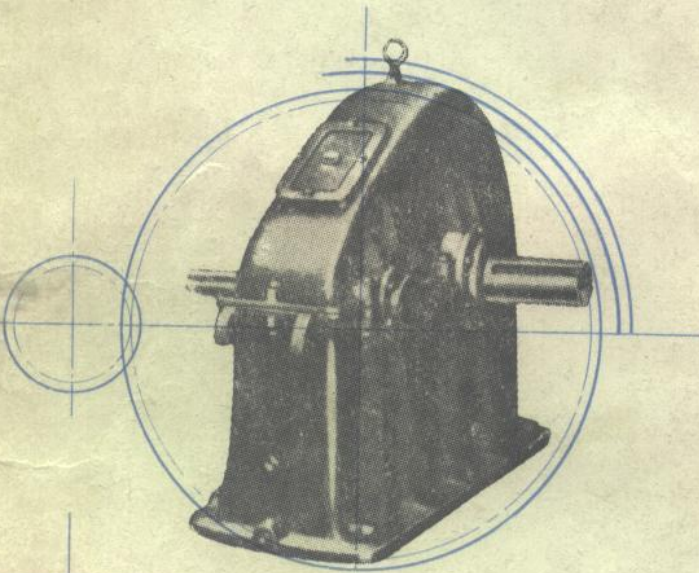


高等学校教材

机械零件 课程设计指导书

哈尔滨工业大学 清华大学
北京钢铁学院 北京航空学院 合编
哈尔滨工业大学 主编



人民教育出版社

高等学校教材

机械零件

课程设计指导书

哈尔滨工业大学 清华大学 合编
北京钢铁学院 北京航空学院
哈尔滨工业大学 主编

人民教育出版社

内 容 简 介

本书根据 1980 年 5 月审订的高等工业学校机械类专业“机械零件教学大纲(草案)”和近机类、动力类专业“机械原理及机械零件教学大纲(草案)”中关于机械零件课程设计教学要求编写的。本书详细叙述了减速器设计过程。内容按课程设计的步骤编排。书中提出各种常见的结构方案供参考,并列举了一些常见的设计上的错误,以引导学生注意避免。

本书以一级和二级圆柱齿轮减速器为例介绍设计过程,对其他类型减速器则说明其设计特点。

本书可供高等工业学校机械类、近机类和动力类各专业进行机械零件课程设计时使用,也可供有关设计人员参考。

2R54/41

高等学校教材

机 械 零 件

课程设计指导书

哈尔滨工业大学 清华大学 合编
北京钢铁学院 北京航空学院

哈尔滨工业大学 主编

*

人民教育出版社出版

新华书店北京发行所发行

北京印刷一厂印刷

*

开本 787×1092 1/16 印张 5.75 字数 120,000

1982 年 6 月第 1 版 1982 年 10 月第 1 次印刷

印数 00,001—70,500

书号 15012-0399 定价 0.54 元

前 言

本书是根据1980年5月审订的高等工业学校机械类专业“机械零件教学大纲(草案)”和近机类、动力类专业“机械原理及机械零件教学大纲(草案)”中关于机械零件课程设计的要求编写的。本书初稿曾于1980年9月由哈尔滨工业大学铅印,承一些兄弟院校试用,这次编写吸收了兄弟院校的宝贵意见。

本书是按课程设计步骤编写的。对每一设计步骤都说明其工作内容和进行顺序,并适当举例。在结构设计部分,提出了各种常见结构以供选择,同时也举出在设计中常见的错误结构,以引导学生注意避免。书中除文字说明外,还用大量图例表达设计内容,力求使学生参考本书并经教师适当提示后,就能进行独立设计。

书中以一级和二级圆柱齿轮减速器为例说明设计过程,并举出了圆锥齿轮减速器和蜗杆减速器的设计特点,因此本书对机械类、近机类、动力类各专业都可适用。对机械零件教材和有关手册、图册中的内容,尽量避免重复,所以在课程设计时,本书要与机械零件教材和有关手册、图册配合使用。

在编写本书过程中参阅了许多兄弟院校的有关资料;得到北京航空学院郭可谦同志的支持、协助,并承对初稿进行了一些修改;山东工学院尹长吉同志和东北重型机械学院袁盛治同志也对初稿提了宝贵意见。我们对上述单位及同志的热情支持,表示衷心感谢。

本书承北京工业大学董庆华同志审阅。

参加本书编写的有哈尔滨工业大学龚淮义,清华大学李平林,北京钢铁学院罗圣国,北京航空学院黄少颜和张立乃,由龚淮义主编。限于编者水平和编写仓促,难免有谬误及不妥之处,欢迎读者批评指正。

编 者

1982年5月

目 录

概 述	1
一、传动装置的总体设计	5
二、传动零件的设计计算	20
三、装配图设计第一阶段	26
四、装配图设计第二阶段	38
五、装配图设计第三阶段	42
六、圆锥齿轮减速器和蜗杆减速器装配图设计特点	53
七、完成减速器装配图	64
八、零件工作图设计	71
九、编写计算说明书	81
十、准备答辩	85
附录：减速器装配图常见错误示例	86
参考书目	88

概 述

1. 机械零件课程设计的目的、内容和进行方式

(1) 目的

机械零件课程设计是高等工科院校大多数专业学生第一次较全面的设计训练,是机械零件课程的最后一个重要教学环节,其基本目的是:

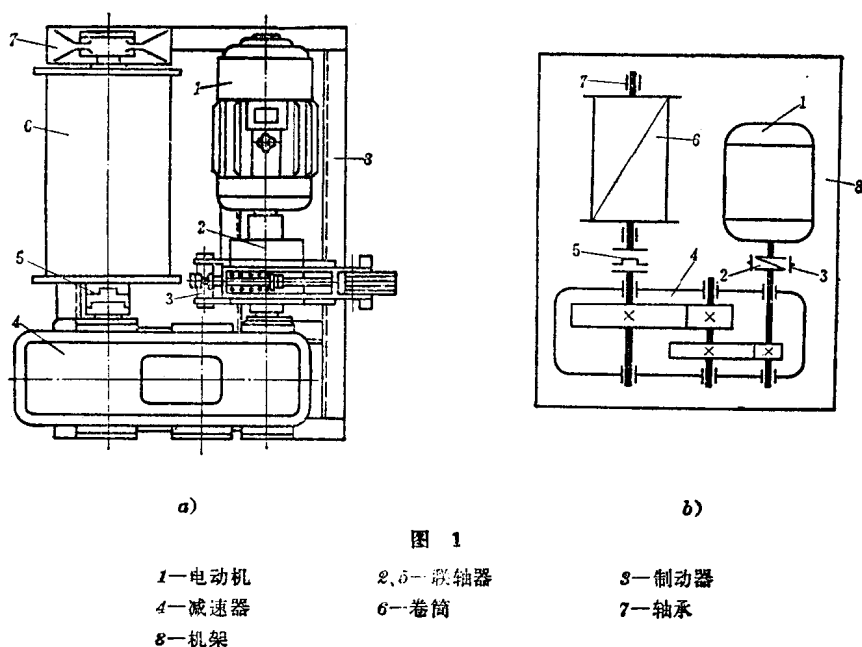
a) 培养理论联系实际的正确设计思想,训练综合运用已经学过的理论和生产实际知识去分析和解决工程实际问题的能力;

b) 学习机械设计的一般方法,了解和掌握常用机械零件、机械传动装置或简单机械的设计过程和进行方式;

c) 进行基本技能训练,例如计算,绘图,运用设计资料、手册、标准和规范以及使用经验数据,进行经验估算和处理数据等。

(2) 内容和进行方式

机械零件课程设计通常选择一般用途的机械传动装置作为设计对象,如图 1 所示电动绞车中的减速器。



要求每个学生完成以下工作:

- a) 减速器装配图一张(1号或0号图纸);
- b) 零件工作图若干张(传动零件、轴、机体等);
- c) 计算说明书一份。

课程设计是在教师指导下进行的。在设计过程中,提倡独立思考、深入钻研的学习精神和严肃认真,一丝不苟、有错必改、使设计精益求精的工作态度。反对不求甚解、照抄照搬、敷衍塞责、容忍错误的作法。

设计分阶段进行,每一阶段的设计经认真检查无误后,方可继续进行。完成规定的全部作业后,方可参加设计答辩。

2. 课程设计的一般过程

与机械设计的一般过程相似,课程设计也大体从方案分析开始,进行必要的计算和结构设计,最后以图纸表达设计结果。由于影响因素很多,机械零件的结构尺寸不可能完全由计算确定,而需要借助于画图、初选参数或初估尺寸等手段,并通过边画图、边计算、边修改,亦即计算与画图交叉进行来逐步完成设计。

课程设计大体按以下几个阶段进行。

(1) 设计准备

认真研究设计任务书,明确设计要求、条件、内容和步骤;通过阅读有关资料、图纸、参观实物或模型以及进行减速器拆装实验等,以了解设计对象;复习课程有关内容,以熟悉有关零件的设计方法和步骤;准备好设计需要的图书、资料和用具;拟定设计计划等。

(2) 传动装置的总体设计

决定传动装置的方案;计算电动机功率,确定电动机转速,选定电动机型号;计算传动装置的运动和动力参数(确定总传动比和分配各级传动比,计算各轴转速和扭矩等)。

(3) 装配图设计

计算和选择传动件参数;绘制装配图草图;设计轴并计算轴毂联接强度;选择计算轴承和进行支承结构的设计;进行机体结构及其附件的设计;完成装配图的其他要求。

(4) 零件工作图设计

(5) 整理和编写计算说明书

(6) 设计总结和答辩

3. 课程设计中应正确对待的几个问题

(1) 参考已有资料与创新的关系

任何设计都不可能是设计者独出心裁、凭空设想而不依靠任何资料所能实现的。设计是一项从现实出发、复杂细致的工作,设计质量是由长期经验积累而逐渐提高的,所以熟悉和利用已有资料,既可减少重复工作,加快设计进度,也是继承和发展这些经验和成果,提高设计质量的重

要保证。善于掌握和使用各种资料,正是设计工作能力的重要体现。另一方面,任何新的设计任务,又是根据特定设计要求和具体工作条件提出的,因此必须具体分析,创造性地进行设计,而不能盲目地、机械地抄袭资料。所以,参考已有资料与创新二者不可偏废,而要很好地结合起来,这样才能不断地提高设计质量。认为设计必须全部是独创的看法是不现实的。同样,忽视设计者的创新,就会陷于盲目抄袭已有资料,则设计出来的机器不能满足具体的新的工作要求,设计者的设计技能也不能得到培养和提高。

(2) 正确使用标准和规范

设计中正确运用标准,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。同时也可减轻设计工作量,节省设计时间。对于国家标准或本部门的规范一般都要严格遵守和执行。在设计中是否采用标准和规范,也是评价设计质量的一项指标,因此,要尽量采用标准。如遇到标准和规范与设计要求有矛盾时,经过必要手续也可以放弃而服从设计要求。

设计中采用标准件时,有些必须向外采购(例如专业化生产的滚动轴承、传动胶带、链和橡胶油封等),有些则自行制造(例如联轴器、键等)。后者的主要尺寸参数,一般仍宜按标准规定。

为了制造、测量和安装方便,许多非标准件的一些尺寸,也要求尽量圆整为标准数列(如标准直径和长度)或选用优先数列,例如图2所示的机体宽度 B 、中心高 H ,轴承座凸缘外径 D_2 和凸台高度 h 等,都应适当圆整为优先数列(一般圆整为0或5mm的尾数)。但对于一些有严格几何关系的尺寸,如齿轮传动的啮合尺寸参数,则必须保证其正确的几何关系,而不能随意圆整。例如 $m_n=3\text{mm}$,

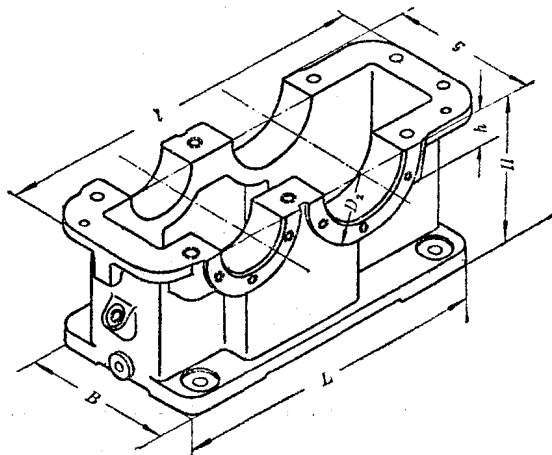


图 2

$z=20, \beta=10^\circ$ 的斜齿圆柱齿轮,其分度圆直径 $d=60.926\text{ mm}$,不应圆整为 $d=60\text{ mm}$ 。

(3) 强度计算与结构和工艺等要求的关系

任何机械零件的尺寸,都不可能完全由理论计算确定,而应该综合考虑对零件本身及整个部件结构方面的要求,如加工和装配工艺、经济性和使用条件等。以轴为例,如图3所示,按强度计算,安装齿轮处的直径为30mm。如果只根据强度的要求,制成如图3,a所示直径为30mm的光轴结构,显然是不合理的。如果根据轴上零件的结构(如联轴器、滚动轴承、齿轮轮毂等的结构尺寸)、装配、拆卸和零件的固定(直径的变化、轴肩、倒角等)、加工(光洁度要求、退刀槽)等要求,综合考虑各项因素进行结构设计的结果,则安装齿轮处轴的最终尺寸可能增加到50mm(图3,b),这一尺寸既满足了强度,又满足了其他方面的要求,所以是合理的。

因此,不能把设计片面理解为就是理论计算(如强度计算),或者把这些计算结果看成是不可更改的,而应认为这种计算只是为确定零件尺寸提供了一个方面(如强度)的依据。在设计中还

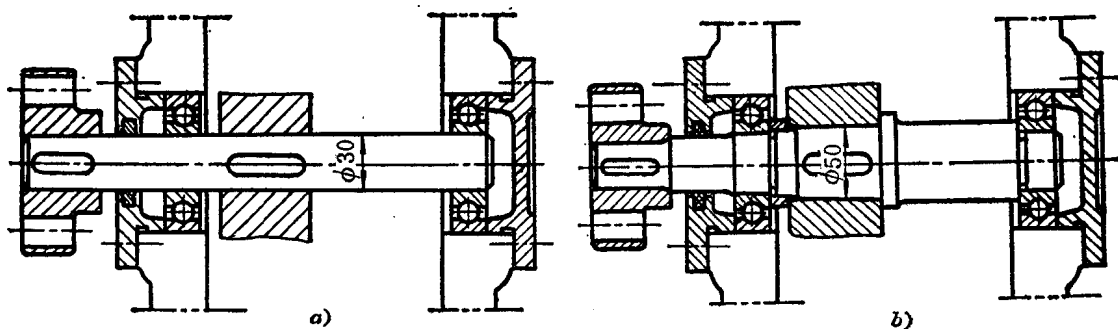


图 3

可以根据结构和工艺的要求确定尺寸,然后校核强度。而在有些场合,则利用一些经验公式确定尺寸,这种经验公式是综合考虑了结构、工艺和强度、刚度等要求,由经验得出的。例如减速器机体的壁厚、齿轮轮缘和轮毂的厚度等。经验公式不是严格的等式,只是在一定条件下的近似关系,由此计算得到的数值,有时还应该根据具体情况作适当调整。总之,确定零件尺寸时,必须全面考虑强度、结构和工艺的要求。

(4) 正确处理计算与画图的关系

有些零件可以由计算得到尺寸后,画草图决定结构;而有些零件则需要先画草图,以取得计算所需的条件。例如设计轴时,常由画草图来确定支点、力点位置,才能作出弯矩图,然后进行轴的强度计算;而由计算结果又可能需要修改草图。因此计算和画图并非经常截然分开,而是互相依赖、互相补充、交叉进行的。这种边计算、边画图、边修改是设计的正常过程。

零件的尺寸,以图纸上最后确定的为准,对尺寸作出修改后,并不一定要求再对零件进行强度计算;可以根据修改的幅度、原强度裕度以及计算准确程度等,来判断是否有必要再行计算。

一、传动装置的总体设计

传动装置总体设计的目的是确定传动方案、选定电动机型号、合理分配传动比及计算传动装置的运动和动力参数,为计算各级传动件准备条件。一般按下列步骤进行。

1. 分析传动装置的组成和特点、确定传动方案

如图 1, *a* 所示电动绞车, 其机构简图如图 1, *b* 所示, 它主要由原动机(电动机)1、传动装置(减速器)4 和工作机(卷筒)6 三部分组成, 各部件由联轴器连接。设计时要先确定机构简图, 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。在课程设计中, 如由设计任务书给定传动装置方案时, 学生则应了解和分析这种方案的特点。

合理的传动方案, 除应满足工作机的性能要求, 适应工作条件, 并且工作可靠外, 还应使结构简单、尺寸紧凑、加工方便、成本低廉、传动效率高和使用维护便利等。要同时满足这许多要求, 常常是困难的, 因此要有目的地保证重点要求。例如图 4 为在狭小的矿井巷道中工作的带式运

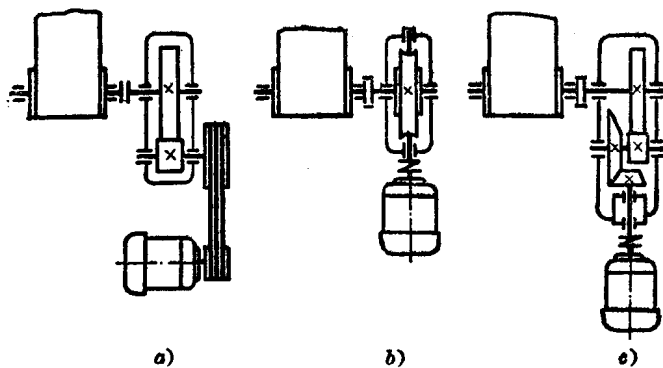


图 4

输机的三种传动方案, 显然图 *a* 的方案宽度较大, 带传动也不适应繁重的工作要求和恶劣的工作环境。图 *b* 的方案虽然结构紧凑, 但在长期连续运转的条件下, 由于蜗杆传动效率低, 功率损失大, 很不经济。图 *c* 的方案则宽度尺寸较小, 也适于在恶劣环境下长期连续工作。

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, 传递相同转矩时, 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, 转矩较小);

(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, 使其传递的转矩较小, 以减小蜗轮尺寸,

节约有色金属,对于蜗轮材料采用锡青铜的蜗杆传动,可容许有较高的齿面相对滑动速度,以利于形成润滑油膜,提高效率,延长使用寿命;当蜗轮材料采用铝铁青铜或灰铸铁时,则应布置在低速级,使其滑动速度较低,以防止产生胶合或严重磨损;

(4) 圆锥齿轮的加工比较困难,特别是大模数圆锥齿轮,因此只在需要改变轴的方向时才采用,并且尽量放在高速级和限制其传动比,以减小其直径和模数;

(5) 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;

(6) 斜齿轮传动的平稳性较直齿轮传动好,常用在高速级或要求传动平稳的场合。

2. 了解和分析减速器的类型和构造

表1为减速器的主要类型和应用特点。各种类型的减速器大多有系列标准并有专业工厂或车间生产。

进行减速器设计以前,应初步了解减速器的组成和结构,可以结合参观模型和实物、进行拆装减速器实验以及阅读典型的减速器装配图来达到这一要求。读图步骤大体如下:

(1) 配合标题栏和零件明细表,对照视图查对零件的名称和位置,了解其用途及特点。

(2) 以一个视图为重点(对圆柱齿轮减速器为俯视图,对蜗杆减速器为主视图),分析传动零件、轴系零件相互位置、装配调整关系和润滑密封方法,分析滚动轴承类型、特点和支承结构。

(3) 由三个视图相配合,分析机体结构,并结合各个局部剖视分析附件结构。

(4) 了解减速器的技术特性和技术要求。读图时为了深入了解零件结构,可以查对零件工作图。还应注意建立尺寸概念,即了解各零件尺寸与总体尺寸的联系。

3. 初步确定减速器结构和零部件类型

在了解减速器结构的基础上,根据工作条件,确定以下内容:

(1) 选定减速器传动级数

传动级数由传动件类型、传动比和空间位置要求而定。例如对圆柱齿轮传动,减速器传动比 $i > 8$ 时,采用二级传动可以得到较小的结构尺寸和重量;

(2) 确定传动件布置型式

没有特殊要求时,尽量采用卧式(轴线水平布置)。对二级圆柱齿轮减速器,由传递功率的大小和轴线布置要求来决定采用展开式、分流式、同轴线式或中心驱动式;

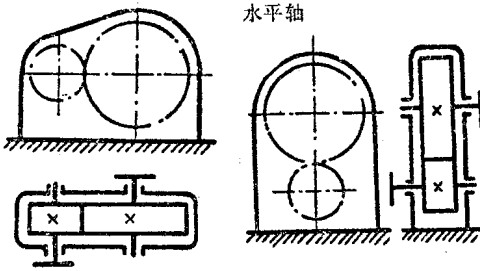
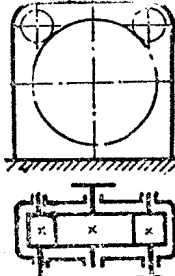
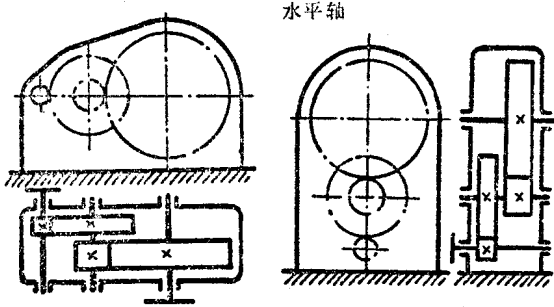
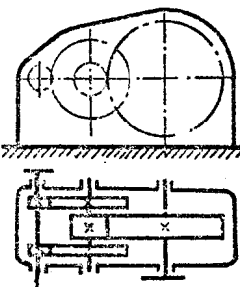
(3) 初选轴承类型

一般减速器都用滚动轴承,大型减速器也有用滑动轴承的。滚动轴承的类型由载荷和速度等要求而定。蜗杆轴受较大轴向力,其轴承类型及布置型式要考虑轴向力的大小。此外,对各种轴承都要考虑轴承的调整和密封方法,并确定端盖结构;

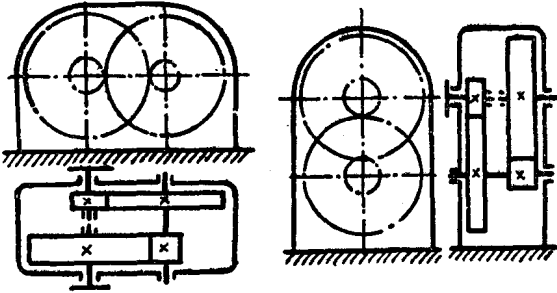
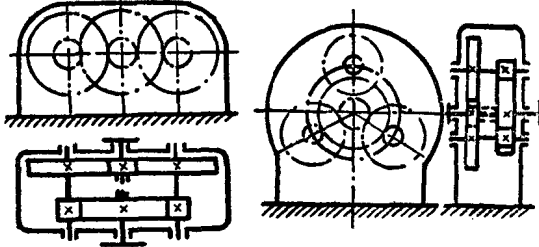
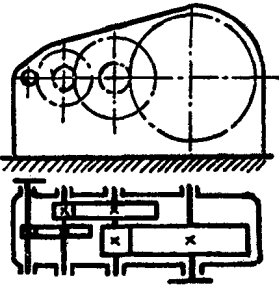
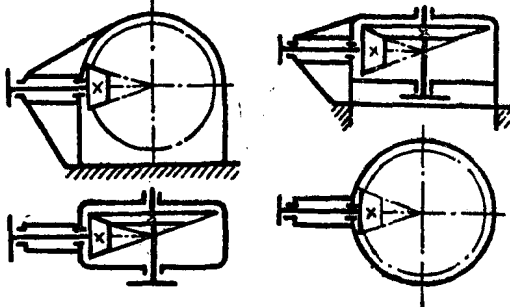
(4) 决定减速器机体结构

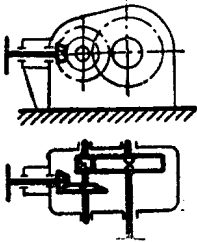
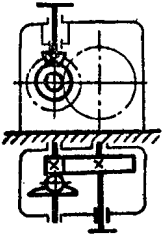
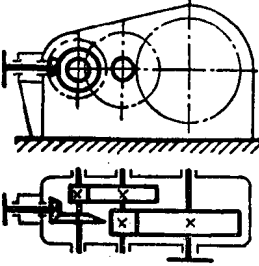
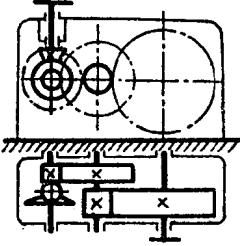
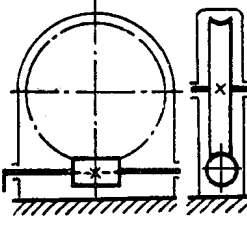
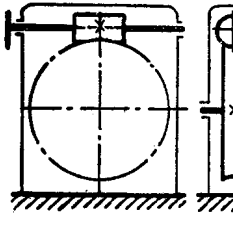
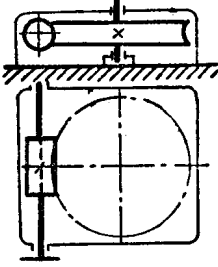
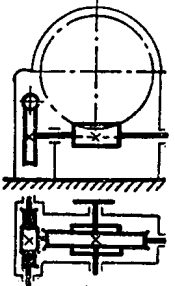
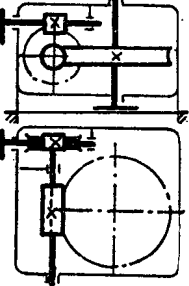
通常在没有特殊要求时,齿轮减速器机体都采用沿齿轮轴线水平剖分的结构,以利于加工和

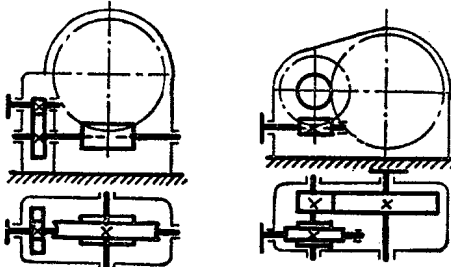
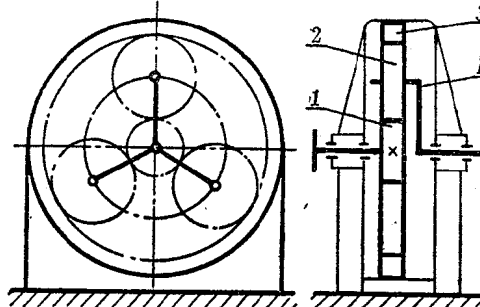
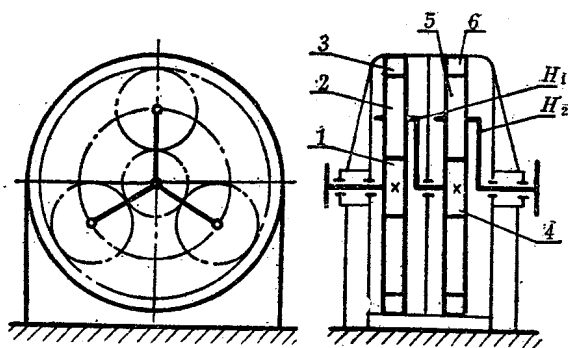
表 1 减速器的主要类型和特点

减速器类型	简 图 及 特 点		
一级圆柱齿轮减速器	单 驱 动  水平轴 立 轴 传动比一般小于 6, 可用直齿、斜齿或人字齿, 传递功率可达数万千瓦, 效率较高, 工艺简单, 精度易于保证, 一般工厂都能制造, 应用比较广泛。 根据工作机位置的要求, 确定轴线位置为水平布置、上下布置或垂直布置。		
	双 驱 动  有两根输入轴, 由两个小齿轮同时带动大齿轮, 每对齿轮传递总功率的 $\frac{1}{2}$, 常用于大功率设备 (如船用减速器、水泥磨减速器等)。		
二级圆柱齿轮减速器	展 开 式  水平轴 立 轴 传动比一般为 8~40, 两级均用斜齿或低速级采用直齿。结构简单, 应用比较广泛。 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, 要求轴有较大的刚度。		
	分 流 式  高速级用斜齿, 低速级用人字齿或直齿, 由于齿轮相对于轴承为对称布置, 传递转矩较大的低速级齿轮载荷分布均匀, 常用于较大功率、变载荷场合, 但结构较复杂。		

续 表

减速器类型	简 图 及 特 点
二级圆柱齿轮减速器	同轴线式  长度方向尺寸缩小, 两级的大齿轮直径较接近, 有利于浸油润滑。但轴向尺寸较大, 中间轴较长, 刚度较差。
	中心驱动式  由两个或几个分流(右图)把动力从主动轴传递到从动轴, 每一个分流传递载荷小, 因而显著地减小了齿轮的直径、圆周速度和减速器外廓尺寸。大型减速器常用这种结构。
三级圆柱齿轮减速器	 传动比一般为 50~400, 多用于要求传动效率较高、连续工作、大传动比的场合, 例如冶金、矿山、运输设备中。轴线布置形式同两级圆柱齿轮减速器。
一级圆锥齿轮减速器	水平轴 立 轴  传动比一般小于 2~4; 效率较高; 采用直齿时, 圆周速度宜小于 2~3m/s, 传动功率可达 400 kW; 采用斜齿、螺旋齿时, 速度可大于 5m/s, 功率可达 4000 kW; 采用曲齿时, 速度可达 20~40 m/s。

减速器类型	简 图 及 特 点		
二级圆锥-圆柱齿轮减速器	水平轴 	立 轴 	圆锥齿轮采用直齿时, 传动比一般小于22, 采用曲齿时可达40。圆锥齿轮应布置在高速级, 使其直径不致过大, 以便于加工。
三级圆锥-圆柱齿轮减速器	水平轴 	立 轴 	传动比一般为25~75, 特点同上。
一级蜗杆减速器	蜗杆下置式 	蜗杆上置式 	立 轴  传动比一般为10~40, 传递功率可达200kW, 效率较低。结构简单, 尺寸较小, 适用于载荷较小, 间歇工作的场合。蜗杆圆周速度$v \leq 4 \sim 5 \text{ m/s}$时, 可采用蜗杆下置式, 以得到较好的润滑; $v > 4 \sim 5 \text{ m/s}$时, 为了减少搅油损失, 宜采用蜗杆上置式。采用立轴布置时, 密封要求高。在化工机械中常用立轴式。
二级蜗杆减速器	水平轴 	立 轴 	传动比一般为70~800, 最大可达3600; 结构比较紧凑, 但效率较低, 不适于较大功率或连续工作的场合。

减速器类型	简 图 及 特 点
齿轮-蜗杆减速器 	 传动比一般为 60~90, 齿轮传动在高速级时, 结构比较紧凑, 蜗杆传动在高速级时则传动效率较高。
一级 NGW 型 行星齿轮减速器	 传动比一般为 3~9, 通常固定内齿轮 3, 也可以固定太阳轮 1 或转臂 H。多数用直齿, 有时用人字齿, 传递功率可达数万 kW。体积小, 重量轻, 但制造精度要求高, 结构复杂, 当转臂转速过高时, 行星轮的离心力很大, 因此使用受到限制。2 为行星轮。
二级 NGW 型 行星齿轮减速器	 传动比一般为 10~60, 特点同上。 1、4 为太阳轮, 3、6 为内齿轮, 2、5 为行星轮, H₁、H₂ 为转臂

装配。对蜗杆减速器, 也有用整体式机体(一般用大端盖)的结构;

(5) 选择联轴器的类型

对高速轴常用弹性联轴器, 对低速轴常用可移式刚性联轴器。

4. 选择电动机

根据工作载荷、工作机的特性和工作环境等条件, 选择电动机的种类、类型和结构型式、容量(功率)和转速, 确定具体型号。

(1) 选择电动机种类、类型和结构型式

根据电源种类(直流或交流)、工作条件(温度、环境、空间尺寸等)及载荷特点(性质、大小、起动性能和过载情况)等条件选择。

生产单位一般均用三相交流电源,如没有特殊要求应选用交流电动机。其中以三相鼠笼式异步电动机用得最多,其常用标准系列为J2、JO2、JO3等。在经常起动、制动和反转的场合(如起重机),要求电动机转动惯量小和过载能力大,因此应选用起重及冶金用三相异步电动机JZ型(鼠笼式)或JZR型(绕线式)。电动机结构有开启式、防护式、封闭式和防爆式等,可根据防护要求选择。电动机的额定电压一般为380伏。

(2) 选择电动机的容量

电动机的容量(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,就不能保证工作机的正常工作,或使电动机长期过载而过早损坏;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电动机运行时发热条件决定。变载下长期运行的电动机、短时运行的电动机(工作时间短、停歇时间较长)和重复短时运行的电动机(工作时间和停歇时间都不长),其容量选择,要按等效功率法计算并校验过载能力和起动力矩。课程设计所设计的多为在不变(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_{ed} 稍大于所需电动机的工作功率 P_d ,即 $P_{ed} \geq P_d$,通常可不必校验发热和起动力矩。所需电动机工作功率为

$$P_d = \frac{P_w}{\eta_a} \text{ kW} \quad (1)$$

式中: P_w ——工作机所需功率,指输入工作机轴的功率, kW;

η_a ——由电动机至工作机的总效率。

工作机所需工作功率 P_w ,应由机器工作阻力和运动参数计算求得,不同专业机械有不同的计算方法。在课程设计中,可由设计任务书给定的参数(如图5),按下式计算

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

或

$$P_w = \frac{Tn_w}{9550\eta_w} \text{ kW} \quad (3)$$

其中: F ——工作机的阻力, 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, min^{-1} ;

η_w ——工作机的效率。

总效率按下式计算:

$$\eta_a = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdots \eta_n \quad (4)$$

其中: $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \dots, \eta_n$ 分别为传动装置中每一传动副(齿轮、蜗杆、带或链)、每对轴承或每个联轴器的效率,其数值可按表2选取。

表2 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
三头或四头蜗杆	—	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	
三角带传动	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	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	

计算总效率时要注意以下几点:

- 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;
- 同类型的几对传动副、轴承或联轴器,要分别考虑效率,例如有两级齿轮传动副时,效率为 $\eta_{\text{总}} \cdot \eta_{\text{总}} = \eta_{\text{总}}^2$;
- 轴承效率均指一对轴承而言;
- 蜗杆传动效率与蜗杆头数及材料有关,应先初选头数,估计效率,待初步设计出蜗杆、蜗轮参数后,再计算效率并核验传动功率;
- 当资料给出的效率数值为一范围时,一般可取中间值,如工作条件差、加工精度低、润滑脂润滑或维护不良时,则应取低值;反之可取高值。

(3) 确定电动机的转速

容量相同的同类型电动机,可以有不同的转速。如三相异步电动机常用的有四种同步转速,即 3000、1500、1000、750 min^{-1} 。低转速电动机的极数多,外廓尺寸及重量都较大,价格高,但可使传动装置总传动比及尺寸较小;高转速电动机则相反。因此确定电动机转速时,应进行分析比较。

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

$$n'_d = i'_a n_w = (i'_1 \cdot i'_2 \cdot i'_3 \cdots i'_n) n_w \text{ min}^{-1} \quad (5)$$