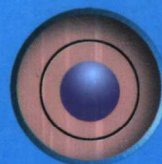


机电工程系列教材



机械设计课程设计

第二版

● 朱文坚 黄平 主编

华南理工大学出版社

JIXIE SHEJI KECHENG SHEJI

内容简介

本书是在第1版的基础上根据“课程教学基本要求”和“高等教育面向21世纪教学内容和课程体系教学改革计划”有关文件精神,为适应当前教学改革发展趋势而编写的。

本书共两篇17章。第1篇为机械设计课程设计指导书(第1~5章);第2篇为机械设计常用标准和规范(第6~17章)。主要包括:机械系统传动方案设计,结构方案设计,减速器装配图和零件的设计计算,编写设计计算说明书,减速器装配图中常见错误示例分析,设计实例,设计题目,设计资料和参考图例。

本书适用于高等学校机械类和近机类专业学生课程设计使用。

图书在版编目(CIP)数据

机械设计课程设计/朱文坚,黄平主编;何悦胜等编. —2版. —广州:华南理工大学出版社,2004.1(2006.1重印)

(机电工程系列教材)

ISBN 7-5623-0865-9

I. 机… II. ①朱…②黄…③何… III. 机械设计-课程设计-高等学校-教材
IV. TH122-41

中国版本图书馆CIP数据核字(2003)第107693号

总发行:华南理工大学出版社(广州五山华南理工大学17号楼,邮编510640)

发行部电话:020-87113487 87110964 87111048(传真)

E-mail: scutc13@scut.edu.cn

http://www.scutpress.com.cn

责任编辑:梁文厚 赖淑华

印刷者:广东省农垦总局印刷厂

开本:787×1092 1/16 印张:13 字数:317千

版次:2006年1月第2版第4次印刷

印数:10001~12000册

定价:19.50元

版权所有 盗版必究

前 言

机械设计是工科机械类专业的一门主要技术基础课。机械设计课程设计是该课程的一个主要教学环节。课程设计的内容一般是设计简单机械或机械传动装置。本课程设计主要要求学生掌握方案选择、总体设计、零件的工作能力计算、材料选择、结构设计等设计计算内容。本书的主要特点是:

1. 启发引导, 注意发挥学生的主动性, 给学生留出一定的思考余地。

2. 为了方便使用不同版本主教材的学生, 凡在主教材中已介绍的内容及公式等, 本书均不重复介绍, 既利于减轻学生负担又利于培养学生的自学能力和综合设计能力。

3. 精选内容, 以较少的篇幅介绍课程设计需用的标准、数据、资料 and 参考图例, 并注意引入新标准、新资料和新设计题目。

参加本书第1版编写工作的有熊文修(主编)、何悦胜(副主编)、何永然、黎桂英、崔汉森; 参加第2版编写工作的有朱文坚(第1~8章, 第11章, 第13章, 第14章), 何悦胜(第17章和第9章部分), 黄平(第9章部分, 第10章, 第12章部分, 第15~16章), 何永然(第12章部分, 附录部分), 由朱文坚和黄平担任主编。欢迎广大读者提出宝贵意见。

编 者
2003年8月

目 录

第 1 篇 机械设计课程设计指导书

第 1 章 课程设计概论	(1)
1.1 机械设计课程设计的目的	(1)
1.2 机械设计课程设计的内容	(1)
第 2 章 机械系统传动装置设计	(3)
2.1 传动方案的确定	(3)
2.2 电动机的选择	(5)
2.3 计算总传动比和分配各级传动比	(7)
2.4 传动装置的运动和动力参数计算	(8)
2.5 传动零件的设计计算和轴系零件的初步选择	(9)
第 3 章 结构设计	(11)
3.1 传动零件结构设计	(11)
3.2 减速器的结构设计	(11)
第 4 章 设计和绘制减速器装配图和零件工作图	(28)
4.1 绘制装配草图	(28)
4.2 设计和绘制减速器轴承零部件	(30)
4.3 设计和绘制减速器箱体及附件的结构	(32)
4.4 标注主要尺寸与配合	(36)
4.5 蜗杆减速器装配图设计特点和步骤	(38)
4.6 设计和绘制零件工作图	(41)
4.7 编写设计计算说明书	(44)
第 5 章 减速器装配图中常见错误示例分析	(46)
5.1 轴系结构设计中的错误示例分析	(46)
5.2 箱体设计中的错误示例分析	(48)
5.3 减速器附件设计中的错误示例分析	(50)

第 2 篇 机械设计常用标准和规范

第 6 章 常用设计标准和数据	(51)
国内的部分标准代号	(51)
图纸幅面(摘自 GB/T14689—1993)	(51)
比例(摘自 GB/T14690—1993)	(52)

中心孔(摘自 GB/T4459.5—1999)	(53)
中心孔表示法(摘自 GB/T4459.5—1999)	(53)
标准尺寸(摘自 GB/T2822—1981)	(54)
回转面和端面砂轮越程槽(摘自 GB4603.5—1986)	(55)
配合表面的倒圆和倒角(摘自 GB6403.4—1986)	(55)
铸件最小壁厚	(56)
铸造斜度(摘自 JB/ZQ4257—1986)	(56)
铸造过渡尺寸(摘自 JB/ZQ4257—1986)	(56)
第7章 常用材料	(57)
碳素结构钢(摘自 GB700—1988)	(57)
优质碳素结构钢(摘自 GB699—1988)	(57)
合金结构钢(摘自 GB3077—1988)、不锈钢棒(GB1220—1984)	(59)
一般工程用铸造碳钢(摘自 GB11352—1989)	(62)
灰铸铁(摘自 GB9439—1988)	(63)
球墨铸铁(摘自 GB1348—1988)	(63)
铸造铜合金(摘自 GB1176—1987)、铸造铝合金(GB1173—1986)、铸造轴承合金 (摘自 GB/T1174—1992)	(64)
工程塑料	(66)
第8章 极限与配合、形状与位置公差和表面粗糙度	(68)
8.1 极限与配合	(68)
标准公差值(基本尺寸大于 6 至 500mm)(摘自 GB/T1800.3—1998)	(68)
孔的极限差值(基本尺寸大于 10 至 315mm)	(69)
轴的极限偏差(基本尺寸大于 10 至 315mm)	(70)
8.2 形状和位置公差	(72)
形状和位置公差特征项目的符号及其标注(摘自 GB/T1182—1996)	(72)
直线度、平面度公差(摘自 GB/T1184—1996)	(72)
圆度、圆柱度公差(摘自 GB/T1184—1996)	(73)
平行度、垂直度、倾斜度公差(摘自 GB/T1184—1996)	(74)
同轴度、对称度、圆跳动和全跳动公差(摘自 GB/T1184—1996)	(76)
8.3 表面粗糙度	(77)
表面粗糙度主要评定参数 R_a 、 R_z 、 R_y 的数值系列(摘自 GB/T 1031—1995)	(77)
表面粗糙度主要评定参数 R_a 、 R_z 、 R_y 的补充系列值(摘自 GB/T 1031—1995)	(77)
加工方法与表面粗糙度 R_a 值的关系(参考)	(77)
表面粗糙度符号代号及其注法(摘自 GB/T 131—1993)	(78)
表面粗糙度标注方法示例(摘自 GB/T 131—1993)	(79)
第9章 螺纹联接和螺纹零件结构	(80)
9.1 螺纹和螺纹联接	(80)
普通螺纹基本尺寸(摘自 GB/T 196—1981)	(80)

梯形螺纹基本尺寸(摘自 GB5796—1986)	(81)
9.2 螺纹连接的标准件	(82)
六角头螺栓	(82)
紧定螺钉(摘自 GB71~75—1985)	(86)
吊环螺钉(摘自 GB825—1988)	(86)
双头螺柱(摘自 GB897~899—1988)	(87)
Ⅰ型六角螺母—A 和 B 级(摘自 GB/T6170—2000)	(89)
Ⅱ型六角螺母—A 和 B 级(摘自 GB/T6175—2000)	(89)
小垫圈、平垫圈	(90)
弹簧垫圈	(90)
9.3 螺纹零件的结构要素	(91)
螺纹收尾、肩距、退刀槽、倒角	(91)
紧固件通孔和沉头座孔尺寸	(92)
普通粗牙螺纹的预留长度、钻孔预留深度(摘自 JB/ZQ4247—1986)	(92)
扳手空间(JB/ZQ4005—1985)	(93)
第 10 章 键和销联接	(95)
10.1 键联接	(95)
平键联接的剖面图和键槽(摘自 GB/T1095—1979),普通平键的形式和尺寸(摘自 GB/T1096—1979)(1990 年确认有效)	(95)
矩形花键的尺寸系列(摘自 GB1144—1987)	(96)
矩形花键的尺寸公差(摘自 GB1144—1987)	(97)
10.2 销联接	(97)
圆柱销(摘自 GB119—1986)	(97)
圆锥销(摘自 GB117—1986)	(98)
开口销(摘自 GB91—1986)	(98)
第 11 章 轴系零件的紧固件	(100)
11.1 挡圈	(100)
轴端挡圈(摘自 GB891~892—1986)	(100)
孔用弹性挡圈—A 型(摘自 GB893.1—1986)	(101)
轴用弹性挡圈—A(摘自 GB894.1—1986)	(103)
11.2 圆螺母和圆螺母用止动垫圈	(104)
圆螺母(摘自 GB812—1988)	(104)
圆螺母用止动垫圈(摘自 GB858—1988)	(105)
第 12 章 齿轮和蜗杆传动精度	(106)
12.1 渐开线圆柱齿轮精度(摘自 GB10095—1988)	(106)
12.2 圆锥齿轮精度(摘自 GB11365—1989)	(116)
12.3 圆柱蜗杆和蜗轮精度(摘自 GB10089—1988)	(123)
第 13 章 滚动轴承	(131)
圆锥滚子轴承(摘自 GB/T 297—1994)	(131)

推力球轴承(摘自 GB/T301—1995)	(134)
深沟球轴承(摘自 GB/T 276—1994)	(136)
角接触球轴承(摘自 GB/T 292—1994)	(137)
第 14 章 润滑与密封	(140)
14.1 润滑剂	(140)
常用润滑油的主要性质和用途	(140)
常用润滑脂的主要性质和用途	(141)
14.2 润滑装置	(142)
直通式压注油杯(GB1152—1989)	(142)
接头式压注油杯(GB1153—1989)	(142)
压配式压注油杯(GB1155—1989)	(142)
旋盖式油杯(GB1154—1989)	(143)
14.3 密封件	(143)
毡圈油封及槽(摘自 JB/ZQ4606—1986)	(143)
O 形橡胶密封圈(代号 G)(摘自 GB3452.1—1992)	(144)
旋转轴唇形密封圈的型式、尺寸及其安装要求(摘自 GB13871—1992)	(144)
J 型无骨架橡胶油封(摘自 HG4~338—1966,1988 年确认继续执行)	(145)
油沟式密封槽(JB/ZQ4245—1986)	(146)
迷宫式密封槽	(146)
甩油环(高速轴用)	(146)
甩油盘(低速轴用)	(146)
第 15 章 联轴器	(147)
凸缘联轴器(摘自 GB/T5843—1986)	(147)
弹性套柱销联轴器(摘自 GB/T4323—1984)	(148)
弹性柱销联轴器(GB/T5014—1985)	(149)
十字滑块联轴器	(150)
第 16 章 Y 系列三相异步电动机	(152)
Y 系列三相异步电动机技术数据	(152)
机座带底脚、端盖无凸缘 Y 系列电动机安装及外形尺寸	(153)
第 17 章 螺旋输送机的传动装置设计	(154)
17.1 概述	(154)
17.2 设计计算	(155)
17.3 实例	(157)
17.4 设计题目	(167)
附录 参考图例	(168)
附图 1:带式运输机总图	(169)
附图 2:单级圆柱齿轮减速器(之一)	(171)
附图 3:单级圆柱齿轮减速器(之二)	(173)
附图 4:两级圆柱齿轮减速器(展开式)	(175)

附图 5:两级圆柱齿轮减速器(同轴式)	(177)
附图 6:两级圆柱齿轮减速器(分流式)	(179)
附图 7:单级圆锥齿轮减速器	(181)
附图 8:圆锥—圆柱齿轮减速器	(183)
附图 9:单级蜗杆减速器	(185)
附图 10:箱盖零件工作图	(186)
附图 11:箱座零件工作图	(187)
附图 12:轴零件工作图	(188)
附图 13:齿轮轴零件工作图	(189)
附图 14:圆柱齿轮零件工作图	(190)
附图 15:圆锥齿轮零件工作图	(191)
附图 16:蜗杆零件工作图	(192)
附图 17:蜗轮零件工作图	(193)
设计题目	(194)
参考文献	(198)

第 1 篇 机械设计课程设计指导书

第 1 章 课程设计概论

1.1 机械设计课程设计的目的

课程设计是机械设计(或机械设计基础)课程中的最后一个教学环节,也是第一次对学生进行全面的设计训练。其目的是:

1. 通过课程设计,综合运用机械设计课程和其他先修课程的理论和实际知识,来解决工程实际中的具体设计问题。通过设计实践,掌握机械设计的一般规律,培养分析和解决实际问题的能力。

2. 培养机械设计的能力;通过传动方案的拟定,设计计算,结构设计,查阅有关标准和规范以及编写设计计算说明书等各个环节,要求学生掌握一般机械传动装置的设计内容、步骤和方法,并在设计构思和设计技能等方面得到相应的锻炼。

1.2 机械设计课程设计的内容

机械设计课程设计是对学生首次进行较全面的机械设计训练,其性质、内容和培养学生设计能力的过程与专业课程的课程设计应有所不同。机械设计课程设计的题目,一般是选择内容和份量都比较适当的机械传动装置或简单机械。课程设计应包括下面的工作内容:

- (1)确定机械系统总体传动方案;
- (2)选择电动机;
- (3)传动装置运动和动力参数的计算;
- (4)传动件(如齿轮、带及带轮、链及链轮等)的设计;
- (5)轴的设计;
- (6)轴承组合部件设计;
- (7)键的选择和校核;
- (8)联轴器的选择;

(9)机架或箱体等零件的设计;

(10)润滑设计;

(11)装配图与零件图设计与绘制。

学生在规定的时间内应完成的内容:

(1)绘制装配工作图 1 张(A0 或 A1 图纸);

(2)绘制零件工作图 2~3 张;

(3)编写设计计算说明书 1 份。

第 2 章 机械系统传动装置设计

由于原动机的输出转速、转矩、运动形式往往和工作机的要求不同,因此需要在它们之间加入传动系统装置。由于传动装置的选用、布局及其设计质量对整个设备的工作性能、重量和成本等影响很大,因此合理地拟定传动方案具有重要的意义。机械系统传动装置设计的内容包括:确定传动方案、选定电动机型号、计算总传动比和合理分配各级传动比、计算传动装置的运动和动力参数。

2.1 传动方案的确定

为了满足某一工作机的性能要求,可采用不同的传动机构、不同的组合和布局,在总传动比保持不变的情况下,还可按不同的方法分配各级传动的传动比,从而得到多种传动方案以供分析、比较。合理的传动方案首先要满足机器的功能要求,例如传递功率的大小、转速和运动形式。此外还要适应工作条件(工作环境、场地、工作制度等),满足工作可靠、结构简单、尺寸紧凑、传动效率高、使用维护便利、工艺性好、成本低等要求。要同时满足这些要求是比较困难的,但必须满足最主要和最基本的要求。

图 2-1 是电动绞车的三种传动方案。其中:方案 a 采用二级圆柱齿轮减速器,适合于繁重及恶劣条件下长期工作,使用与维护方便,但结构尺寸较大;方案 b 采用蜗轮蜗杆减速器,结构紧凑,但传动效率较低,长期连续使用不够经济;方案 c 用一级圆柱齿轮减速器和开式齿轮传动,成本较低,但使用寿命较短。从上述分析可见,虽然这三种方案都能满足电动绞车的功能要求,但结构、性能和经济性都不同,要根据工作条件要求来选择较好的方案。

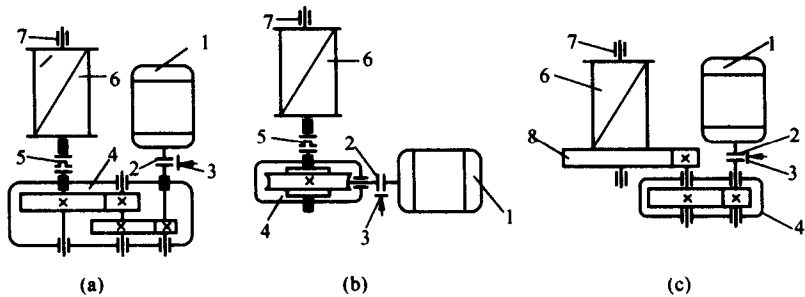


图 2-1 电动绞车传动方案简图

1—电动机;2、5—联轴器;3—制动器;4—减速器;6—卷筒;7—轴承;8—开式齿轮

为了便于设计时选择传动装置,表 2-1 列出了常用减速器的类型及特性,表 2-2 列出了各种机械传动的传动比。

表 2-1 常用减速器的类型及特性

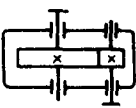
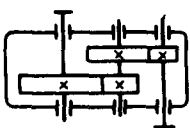
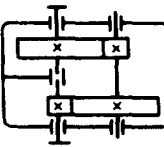
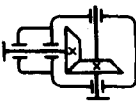
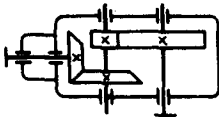
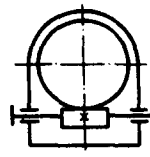
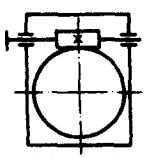
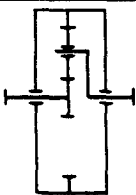
名 称	简 图	特 性
单级圆柱 齿轮减速 器		轮齿可用直齿、斜齿或人字齿。直齿用于低速($v \leq 8\text{m/s}$)或载荷较轻的传动,斜齿或人字齿用于较高速($v = 25 \sim 50\text{m/s}$)或载荷较重的传动。箱体常用铸铁制造,轴承常用滚动轴承。传动比范围: $i = 3 \sim 6$,直齿 $i \leq 4$,斜齿 $i \leq 6$
两级展开 式圆柱齿 轮减速器		高速级常用斜齿,低速级可用直齿或斜齿。由于相对于轴承不对称,要求轴具有较大的刚度。高速级齿轮在远离转矩输入端,以减少因弯曲变形所引起的载荷沿齿宽分布不均的现象。常用于载荷较平稳的场合,应用广泛。传动比范围: $i = 8 \sim 40$
两级同轴 式圆柱齿 轮减速器		箱体长度较短,轴向尺寸及重量较大,中间轴较长、刚度差及其轴承润滑困难。当两大齿轮浸油深度大致相同时,高速级齿轮的承载能力难以充分利用。仅有一个输入轴和输出轴,传动布置受到限制。传动比范围: $i = 8 \sim 40$
单级圆锥 齿轮减速 器		用于输入轴和输出轴的轴线垂直相交的传动。有卧式和立式两种。轮齿加工较复杂,可用直齿、斜齿或曲齿。 $i = 2 \sim 5$,直齿 $i \leq 3$,斜齿 $i \leq 5$
两级圆锥- 圆柱齿轮 减速器		用于输入轴和输出轴的轴线垂直相交且传动比较大的传动。圆锥齿轮布置在高速级,以减少圆锥齿轮的尺寸,便于加工。 $i = 8 \sim 25$
单级蜗杆 减速器	 (a) 蜗杆下置式  (b) 蜗杆上置式	传动比大,结构紧凑,但传动效率低,用于中小功率、输入轴和输出轴垂直交错的传动。蜗杆下置式的润滑条件较好,应优先选用。当蜗杆圆周速度 $v > 4 \sim 5\text{m/s}$ 时,应采用上置式,此时蜗杆轴承润滑条件较差。 $i = 10 \sim 40$
NGW 型单 级行星齿 轮减速器		比普通圆柱齿轮减速器的尺寸小、重量轻,但制造精度要求高,结构复杂。用于要求结构紧凑的动力传动。 $i = 3 \sim 12$

表 2-2 各种机械传动的传动比

传 动 类 型			传动比的推荐值	传动比的最大值
一级圆柱 齿轮传动	闭式	直齿	$\leq 3\sim 4$	≤ 10
		斜齿	$\leq 3\sim 6$	≤ 10
	开式		$\leq 3\sim 7$	$\leq 15\sim 20$
一级圆锥 齿轮传动	闭式	直齿	$\leq 2\sim 3$	≤ 6
		斜齿	$\leq 3\sim 4$	≤ 6
	开式		≤ 5	≤ 8
蜗杆传动	闭式		$7\sim 40$	≤ 80
	开式		$15\sim 60$	≤ 120
带传动	开 口 平 带		$\leq 2\sim 4$	≤ 6
	V 带		$\leq 2\sim 4$	≤ 7
链传动	滚子链		$\leq 2\sim 5$	≤ 8
圆 柱 摩 擦 轮 传 动			$\leq 2\sim 4$	≤ 5

若课程设计任务书中已提供了传动方案,则应对该方案的可行性、合理性及经济性进行论证,也可提出改进性意见并另行拟定方案。

2.2 电动机的选择

电动机的选择应在传动方案确定之后进行,其目的是在合理地选择电动机类型、功率和转速的基础上,具体确定电动机型号。

2.2.1 选择电动机类型和结构型式

电动机类型和结构型式要根据电源(交流或直流)、工作条件和载荷特点(性质、大小、起动性能和过载情况)来选择。工业上广泛使用三相异步电动机。对载荷平稳、不调速、长期工作的机器,可采用鼠笼式异步电动机。Y 系列电动机为我国推广采用的新产品,它具有节能、起动性能好等优点,适用于不含易燃、易爆和腐蚀性气体的场合以及无特殊要求的机械中。对于经常起动、制动和反转的场合,可选用转动惯量小、过载能力强的 YZ 型、YR 型和 YZR 型等系列的三相异步电动机。

电动机的结构有开启式、防护式、封闭式和防爆式等,可根据工作条件选用。同一类型的电动机又具有几种安装型式,应根据安装条件确定。

2.2.2 确定电动机的功率

电动机的功率选择是否恰当,对整个机器的正常工作和成本都有影响。所选电动机的额定功率应等于或稍大于工作要求的功率。功率小于工作要求的功率,则不能保证工作机正常工作,或使电动机长期过载、发热大而过早损坏;但功率过大,则增加成本,并且由于效率和功率因数低而造成浪费。电动机的功率受运行时发热条件限定,由于课程设计中的电动机大多是在常温和载荷不变(或变化不大)的情况下长期连续运转,因而在选择其功率时,只要使其所需的实际功率(简称电动机所需功率) P_d 不超过额定功率 P_{ed} ,即可避免过热。即使 $P_{ed} \geq P_d$ 。

2.2.2.1 工作机主轴所需功率

若已知工作机主轴上的传动滚筒、链轮或其他零件上的圆周力(有效拉力) $F(N)$ 和圆周速度(线速度) $v(m/s)$,则在稳定运转下工作机主轴上所需功率 P_w 按下式计算:

$$P_w = \frac{Fv}{1000} \quad \text{kW} \quad (2-1)$$

若已知工作机主轴上的传动滚筒、链轮或其他零件的直径 $D(mm)$ 和转速 $n(r/min)$,则圆周速度 v 按下式计算:

$$v = \frac{\pi Dn}{60 \times 1000} \quad \text{m/s} \quad (2-2)$$

若已知工作机主轴上的转矩 $T(N \cdot m)$ 和转速 $n(r/min)$,则工作机主轴所需功率 P_w 按下式计算:

$$P_w = \frac{T \cdot n}{9550} \quad \text{kW} \quad (2-3)$$

有的工作机主轴上所需功率,可按专业机械有关的要求和数据计算。

2.2.2.2 电动机所需功率

电动机所需功率 P_d 按下式计算:

$$P_d = \frac{P_w}{\eta} \quad \text{kW} \quad (2-4)$$

式中: P_w ——工作机主轴所需功率,kW;

η ——由电动机至工作机主轴之间的总效率。

总效率 η 按下式计算:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \cdots \cdot \eta_n \cdot \eta_w \quad (2-5)$$

式中, $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_4, \cdots, \eta_n$ 分别为传动装置中每一传动副(齿轮、蜗杆、带或链)、每对轴承、每个联轴器的效率,其概略值见表2-3。 η_w 为工作机的效率。

表 2-3 机械传动和摩擦副的效率概略值

种 类				效 率 η	种 类		效 率 η
圆 柱 齿 轮	闭 式	精 度 等 级	7	0.98	V 带传动		0.94~0.96
			8	0.97	链传动 (滚子链)	闭 式	0.96
			9	0.96		开 式	0.92
	开 式			0.95	滚动轴承	球轴承	0.99(一对)
圆 锥 齿 轮	闭 式	精 度 等 级	7	0.97		滚子轴承	0.98(一对)
			8	0.96	滑动轴承	润滑不良	0.94
			9	0.95		润滑正常	0.97
	开 式			0.93		液体摩擦	0.99
蜗 杆 传 动	闭 式	蜗 杆 头 数 z_1	1	0.7~0.75	联 轴 器	十字滑块联轴器	0.97~0.99
			2	0.75~0.82		万向联轴器	0.95~0.98
			4	0.87~0.92		齿轮联轴器	0.99
		自锁蜗杆		0.40~0.45		弹性联轴器	0.99~0.995
	开 式	$z_1 = 1, 2$		0.60~0.70		刚性联轴器	1

计算总效率时,要注意以下几点:

(1)选用表 2-3 数值时,一般取中间值。如工作条件差、润滑不良时,应取低值;反之取高值。

(2)动力每经过一对运动副或传动副,就有一次功耗,故在计算总效率时,都要计入。

(3)表 2-3 中齿轮、蜗杆、带与链的传动效率未计入轴承效率,故轴承效率须另计。表中轴承效率均指一对轴承的效率。

2.2.3 确定电动机的转速

同一功率的异步电动机有 3000r/min、1500r/min、1000r/min、750r/min 等几种同步转速。一般来说,电动机的同步转速愈高,则磁极对数愈少,外廓尺寸愈小,价格愈低;反之,转速愈低,外廓尺寸愈大,价格愈高。因此,在选择电动机转速时,应综合考虑与传动装置有关的各种因素,通过分析比较,选出合适的转速。一般选用同步转速为 1000r/min 和 1500r/min 的电动机为宜。

根据选定的电动机类型、功率和转速,可由表 16-1 和表 16-2 查出电动机的具体型号和外形尺寸。后面传动装置的计算和设计工作,就按照已选定的电动机型号的额定功率 P_{ed} 、满载转速 n_m 、电动机的中心高度、外伸轴径和外伸轴长度等条件来进行。

2.3 计算总传动比和分配各级传动比

根据电动机的满载转速 n_m 和工作机主轴的转速 n_w ,传动装置的总传动比按下式计算:

$$i = n_m / n_w \quad (2-6)$$

总传动比 i 为各级传动比的连乘积,即

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot \cdots \cdot i_n$$

总传动比的一般分配原则:

(1)限制性原则。各级传动比应控制在表 2-2 给出的常用范围以内。采用最大值时将使传动机构尺寸过大。

(2)协调性原则。传动比的分配应使整个传动装置的结构匀称、尺寸比例协调而又不相互干涉。如传动比分配不当,就有可能造成 V 带传动中从动轮的半径大于减速器输入轴的中心高、卷筒轴上开式齿轮传动的中心距小于卷筒的半径、多级减速器内大齿轮的齿顶与相邻轴的表面相碰等情况。

(3)等浸油深度原则。对于展开式双级圆柱齿轮减速器,通常要求传动比的分配应使两个大齿轮的直径比较接近,从而有利于实现浸油润滑。由于低速级齿轮的圆周速度较低,因此其大齿轮的直径允许稍大些(即浸油深度可深一些)。其传动比分配可查图 2-2。

(4)等强度原则。在设计过程中,有时往往要求同一减速器中各级齿轮的接触强度比较接近,以使各级传动零件的使用寿命大致相等。若双级减速器各级的齿宽系数和齿轮材料的接触疲劳极限都相等,且两级中心距之比 $a_2/a_1 = 1.1$,则通用减速器的公称传动比可按表 2-4 搭配。

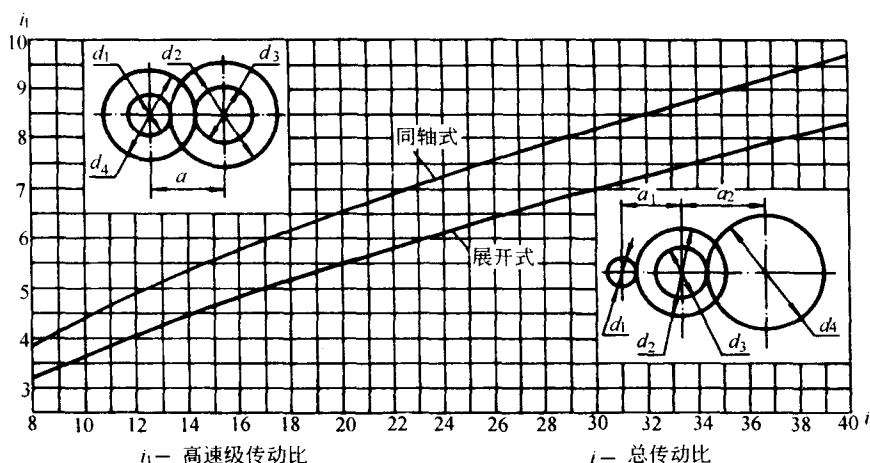


图 2-2 两级圆柱齿轮减速器传动比分配

表 2-4 双级减速器的传动比搭配

i	6.3	7.1	8	9	10	11.2	12.5	14	16	18	20	22.4
i_1	2.5	2.8	3.15		3.55	4		4.5	5	5.6		6.3
i_2	2.5			2.8			3.15				3.55	

(5)优化原则。当要求所设计的减速器的重量最轻或外形尺寸最小时,可以通过调整传动比和其他设计参数(变量),用优化方法求解。上述传动比的搭配只是初步的数值。由于在传动零件设计计算中,带轮直径和齿轮齿数的圆整会使各级传动比有所改变,因此,在所有传动零件设计计算完成后,实际总传动比与要求的总传动比有一定的误差,一般相对误差控制在 $\pm(3\sim 5)\%$ 的范围内。

2.4 传动装置的运动和动力参数计算

为了给传动件的设计计算提供依据,应计算各传动轴的转速、输入功率和转矩等有关参数。

计算时,可将各轴由高速至低速依次编为0轴(电动机轴)、I轴、II轴……,并按此顺序进行计算。

2.4.1 计算各轴的转速

传动装置中,各轴转速的计算公式为:

$$\left. \begin{aligned} n_0 &= n_m & (\text{r/min}) \\ n_{\text{I}} &= n_0 / i_{01} & (\text{r/min}) \\ n_{\text{II}} &= n_{\text{I}} / i_{12} & (\text{r/min}) \\ n_{\text{III}} &= n_{\text{II}} / i_{23} & (\text{r/min}) \end{aligned} \right\} \quad (2-7)$$

式中: i_{01} 、 i_{12} 、 i_{23} ……分别为相邻两轴间的传动比; n_m 为电动机的满载转速。

2.4.2 计算各轴的输入功率

电动机的计算功率一般可用电动机所需实际功率 P_d 作为计算依据,则其他各轴输入功率为:

$$\left. \begin{aligned} P_I &= P_d \eta_{01} && \text{kW} \\ P_{II} &= P_I \eta_{12} && \text{kW} \\ P_{III} &= P_{II} \eta_{23} && \text{kW} \end{aligned} \right\} \quad (2-8)$$

式中: η_{01} 、 η_{12} 、 η_{23} ……分别为相邻两轴间的传动效率。

2.4.3 计算各轴输入转矩

电动机输出转矩

$$T_d = 9550 \frac{P_d}{n_m} \quad \text{N} \cdot \text{m} \quad (2-9)$$

其他各轴输入转矩为

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

运动和动力参数的计算数值可以整理列表备查。

2.5 传动零件的设计计算和轴系零件的初步选择

2.5.1 传动零件的设计计算

传动装置零部件包括传动零件、支撑零部件和联接零件,其中对传动装置的工作性能、结构布置和尺寸大小起主要决定作用的是传动零件,支撑零部件和联接零部件都要根据传动零件的要求来设计。因此,一般应先设计传动零件,确定其尺寸、参数、材料和结构,为设计装配草图和零件工作图做准备。

传动零件包括 V 带传动、链结构、齿轮传动、蜗杆蜗轮传动等,传动零件的设计计算方法已在《机械设计》和《机械设计基础》教材中讲述,这里不再重复。

2.5.2 轴系零件的初步选择

轴系零件包括轴、联轴器、滚动轴承等。轴系零件的选择步骤如下:

1. 初估轴径

当所计算的轴与其他标准件(如电机轴)通过联轴器相连时,可直接按照电机的输出轴径或相连联轴器的允许直径系列来确定所计算轴的直径值。当所计算的轴不与其他标准件