

高等学校教材

机械 设计

课程 设计

黄珊秋 主编

机械工业出版社

TH122
H776 335

高等学校教材

机械设计课程设计

主 编 黄珊秋
副主编 葛培琪
参 编 张洪才



机械工业出版社

本书以减速器设计为主,系统介绍了机械传动装置的设计内容、方法、步骤及设计注意事项。全书共十章,包括:总论,总体设计,传动件和轴系零件设计计算,减速器结构设计,装配图和主要零件图绘制,设计计算说明书编制及主要零部件设计计算的 C 语言程序等内容。

本书可供高等工科院校机械类、近机械类学生学习机械设计、机械设计基础课程和进行课程设计时使用,也可供其他院校的有关专业及机械设计人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

机械设计课程设计/黄珊秋主编;—北京:机械工业出版社,1999.8

高等学校教材

ISBN 7-111-02447-8

I. 机… II. ①黄… ②葛… ③张… III. 机械设计-高等学校-课程设计 IV. TH12

中国版本图书馆 CIP 数据核字(1999)第 20292 号

出版人:马九荣(北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037)

责任编辑:杨燕 李宜春 版式设计:霍永明 责任校对:韩 晶

封面设计:姚 毅 责任印制:路 琳

北京机工印刷厂印刷·新华书店北京发行所发行

1999 年 8 月第 1 版第 1 次印刷

787mm × 1092mm¹/₁₆ · 13.75 印张 · 335 千字

0 001 - 6 000 册

定价:20.00 元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

本社购书热线电话(010)68993821、68326677-2527

第一章 总 论

1.1 机械设计课程设计的目的

机械设计课程是培养学生具有机械设计能力的技术基础课，而其课程设计则是本课程的重要实践环节，是第一次较全面的设计训练。要达到的基本目的是：

(1) 培养学生综合运用机械设计及其他有关先修课程的知识，去分析、解决工程实际问题的能力，深化、扩展本课程的理论知识。

(2) 使学生掌握机械设计的一般方法和步骤，培养学生独立的工程设计能力，树立正确的设计思想，为今后设计工作打下良好的基础。

(3) 通过计算、绘图、运用设计资料、手册，熟悉国家标准、规范，培养机械设计的基本技能。

此外，机械设计课程设计还为专业设计和毕业设计打下基础。

1.2 机械设计课程设计的内容和一般步骤

机械设计课程设计一般选择由本课程所学过的大部分通用零件所组成的机械传动装置或简单机械作为设计题目。目前较多采用以齿轮减速器或蜗杆减速器为主体的机械减速传动装置为设计题目，因为这类选题不仅能充分反映机械设计课程的主要教学内容，同时使学生得到较全面的基本训练，便于达到课程设计的目的。

在规定的学时数内，要求每个学生完成以下工作：

(1) 减速器装配图一张(A0 图纸)。

(2) 零件工作图两张。

(3) 设计计算说明书一份。

机械设计课程设计的一般过程是：从方案分析开始，进行必要的设计计算和结构设计，最后以图样和计算说明书表达设计结果。

课程设计工作计划

阶 段	工 作 内 容	约占全部工 作量的%	要 求
I	规划设计计算步骤	约 20%	根据题目规划初步计算步骤
II	初步设计		1. 确定传动方案 1) 选择电动机 2) 总传动比的确定与分配 3) 确定各轴的功率、转矩和转速 2. 计算 V 带传动 3. 齿轮或蜗轮、蜗杆的计算

阶段	工作内容	约占全部工作量的%	要求
II	初步设计	约 20%	4. 轴的初步计算 5. 键的选择和验算 6. 初步确定齿轮和蜗杆传动的结构尺寸 7. 轴承的计算和选择 8. 选联轴器 9. 减速器的结构选择 10. 选择润滑油 11. 其他联接零件的选择(必要时须验算)
III	绘制减速器装配草图	约 35%	根据初步计算结果, 绘制装配草图, 通过绘制草图, 决定各部分的形状及尺寸, 决定其附属装置(如润滑装置、轴承装置等)并对初步设计进行必要的验算与修正, 绘出减速器装配草图
IV	绘制减速器装配图	约 25%	根据草图绘制减速器装配图
V	绘制零件工作图	约 20%	根据减速器装配草图绘制零件图
VI	整理计算说明书		计算说明书应撰写于统一格式纸张(16K 纸), 并附有封面, 装订成册
VII	答辩	另定	所有设计图样及计算说明书完成后, 交指导老师, 经审阅后, 视情况进行答辩(从设计开始必须注意阶段总结, 为今后答辩作准备)

1.3 课程设计中应注意的问题

1. 发挥独立工作能力

机械设计课程设计是在教师指导下由学生独立完成。为达到培养设计能力的要求, 提倡独立思考、深入钻研的学习精神。设计中遇到的问题, 首先学生自己思考, 提出看法和意见, 然后与指导教师共同讨论, 反对向老师索取答案的简单做法。

2. 参考和创新

任何设计都不可能脱离前人长期经验积累的资料而凭空想象出来, 利用已有资料是提高设计质量、加快设计进程的重要保证。但前人的经验、资料有其一定的使用条件和范围, 因此设计时必须具体分析, 创造性地进行设计, 而不是盲目地、机械地抄袭资料。

3. 计算和结构要求的关系

经计算确定的零件的尺寸只是零件的主要尺寸, 或者是零件的最小尺寸(如轴强度计算出的危险截面尺寸), 因此零件的尺寸, 都不可能完全由理论计算来确定。在理论计算的基础上, 还需综合考虑零件本身和整个部件的加工工艺、装配工艺、使用条件及经济性等对结构方面的要求, 合理地确定零件的所有尺寸和形状。

利用经验公式确定零件尺寸(如减速器箱体壁厚等)是必要的、可行的, 在某些场合, 还应根据具体情况, 对由经验公式算出的数据作适当的调整, 使零件的整体结构更为合理。

4. 标准和规范的采用

设计中采用标准和规范,有利于零件的互换性和加工工艺性,节省设计时间,降低生产成本。设计时,对于国家标准、部颁标准,一般都要严格遵守和执行。当然某些非标准零件,如轴承端盖、观察孔盖板等等,资料中所列尺寸若与具体情况不符合,则可作适当的修改。

5. 及时检查和整理计算结果

课程设计中的计算部分,前后数据联系密切,计算过程中又常要调整参数,修改计算数据,因此要求计算时达到正确、清晰、系统、完整,为编写设计计算说明书打下基础,同时从设计开始就要注意总结,为最后的答辩做好准备工作。

1.4 课程设计题目

设计题目分下列五种类型

类型 I

原料车间一运送冷料的带式运输机,由电动机经一减速传动装置带动,该减速传动装置系由单级齿轮减速器配合其他传动件组成。该带式运输机折合每日两班制工作,工作期限5年。设计此传动装置。

原始数据

参 数 \ 题 号	1	2	3	4	5
运输机主动鼓轮轴输入端转矩 $T_w/N \cdot m$	500	480	480	490	560
主动鼓轮直径 D/mm	350	370	400	420	400
运输带速度 $v_w/m \cdot s^{-1}$	1.5	1.7	1.8	1.9	1.6

类型 II

高炉车间自制设备中有一卷扬机,要求以一单级减速器或再配合其他传动零件组成传动系统。该设备由电动机驱动,要求传动装置结构力求紧凑。该卷扬机折合每日两班工作,工作期限5年。设计此传动装置。

原始数据

参 数 \ 题 号	1	2	3	4	5
卷扬机钢丝绳拉力 F_w/N	5490	5440	5790	6500	5000
卷扬机卷筒直径 D/mm	510	540	500	475	550
卷扬机钢丝绳速度 $v_w/m \cdot s^{-1}$	0.64	0.65	0.62	0.58	0.67

类型 III

铸工车间一造型用砂型运输带,系由电动机驱动传动装置带动,该减速传动装置由一个两级齿轮减速器和其他传动件组成,运输带每日两班制工作,工作期限7年。设计此传动装置。

原始数据

参 数 \ 题 号	1	2	3	4	5
运输带主动鼓轮轴输入端转矩 $T_w/N \cdot m$	650	750	800	750	700
主动鼓轮直径 D/mm	500	350	300	400	450
运输带速度 $v_w/m \cdot s^{-1}$	1.13	0.66	0.55	0.80	0.94

类型IV

设计装配车间用的带式运输机的传动装置。该传动装置由电动机驱动，要求电动机与运输带鼓轮轴垂直安放。运输带每日两班制工作，工作期限7年。

原始数据

参 数 \ 题 号	1	2	3	4	5
运输带主动鼓轮轴输入端转矩 $T_w/N \cdot m$	750	780	700	680	740
主动鼓轮直径 D/mm	400	350	420	380	430
运输带速度 $v_w/m \cdot s^{-1}$	0.82	0.70	0.95	0.85	0.90

类型V

有一用于坑道施工的卷扬机，卷筒由电动机经一传动装置驱动。传动装置中包括一两级减速器。由于场地限制，要求传动装置结构最紧凑。每日两班制工作，工作期限5年。设计此传动装置。

原始数据

参 数 \ 题 号	1	2	3	4	5
卷扬机钢丝绳拉力 F_w/N	7000	6500	6800	6000	7500
卷扬机卷筒直径 D/mm	250	270	260	300	230
卷扬机钢丝绳速度 $v_w/m \cdot s^{-1}$	0.30	0.32	0.31	0.36	0.28

第二章 机械传动装置的总体设计

机器通常由原动机、传动装置、工作机和机架四部分组成。传动装置用以传递动力和运动，变换运动形式以实现工作机预定的工作要求，因而是机器的重要组成部分。实践证明，机器的工作性能、重量、成本在很大程度上决定于传动装置的性能、质量及设计布局的合理性。

机械传动装置的总体设计，包括传动方案的拟定和分析，电动机型号的选择，总传动比的计算及其分配，传动装置的运动参数和动力参数计算。它为各级传动设计和装配草图绘制提供了依据。

2.1 确定传动方案

机械传动方案通常用传动简图表示，所表示的内容为运动副的数目和类型、机架、原动机机构类型。画简图时，按比例并可参考现有的资料，但必须按标准中规定的符号画出。零部件运动副的符号可参阅 GB4460—84。

在传动简图上还应标明：

电动机型号、功率 P 、转速 n (满载)；

V带、链、运输带的走向；

鼓轮轴的输入转矩 T (圆周力 P) 及转速 n (或速度 v)；

各轴的序号；

齿轮齿数 z 、蜗杆头数 z_1 、蜗轮齿数 z_2 等。

(暂时不能标注的,可在以后补上。)

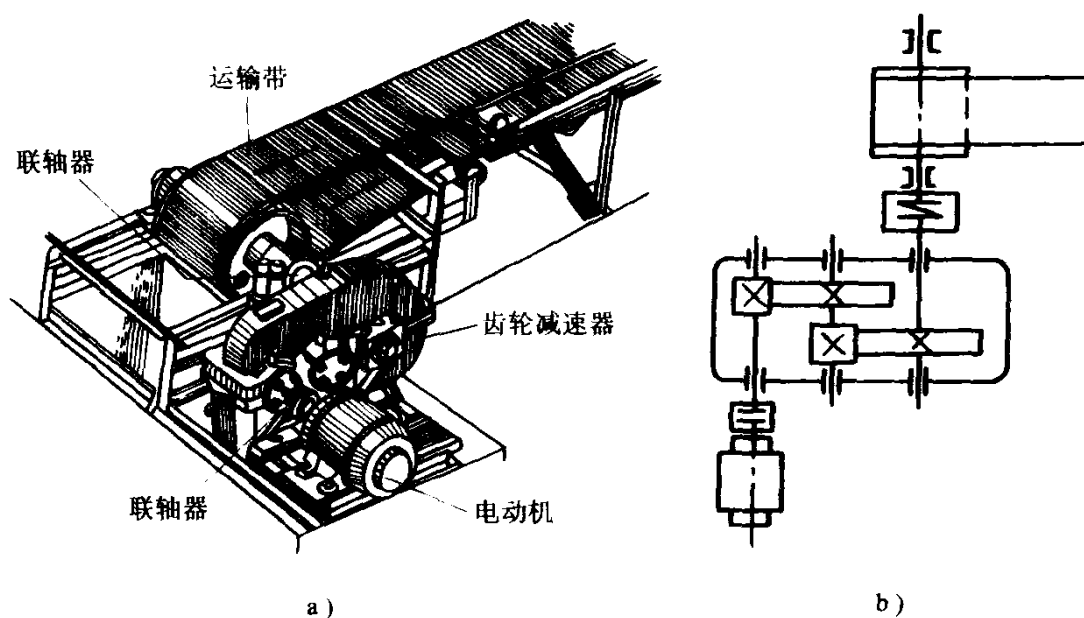


图 2-1 带式输送机及其传动简图

a) 带式输送机传动装置的外形图 b) 传动简图

图 2-2 所示为电动绞车及其传动简图。传动简图不仅明确表示了组成机器的原动机、传

动装置和工作机三者之间运动和力的传递关系，而且也是设计传动装置中各零、部件的重要依据。合理的传动方案除应满足工作机的性能要求和适应工作条件外，还应满足工作可靠、传动效率高、结构简单、尺寸紧凑、成本低和使用维修方便等要求。要同时满足上述要求往往是困难的，设计时应优先保证重点要求。

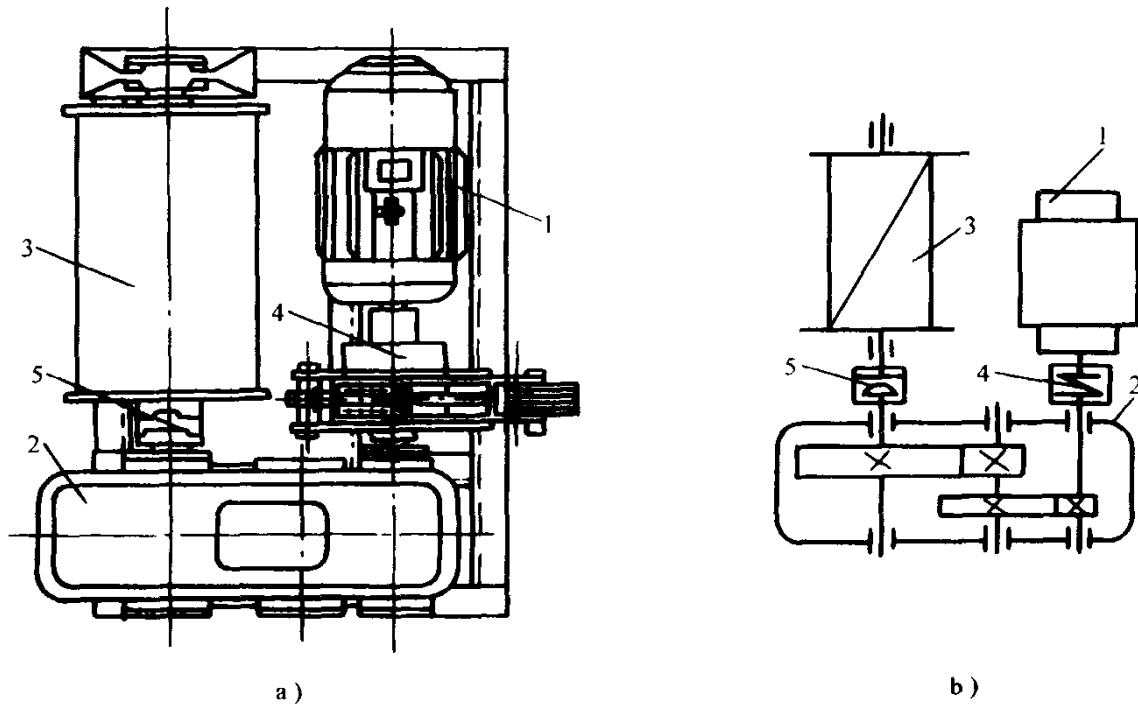


图 2-2 电动绞车及其传动简图

a) 电动绞车 b) 传动简图

1—电动机 2—减速器 3—卷筒 4—弹性联轴器 5—可移式联轴器

拟定传动方案时，首先要考虑电动机的同步转速。相同容量的同类异步电动机，其同步转速有 3000r/min、1500r/min、1000r/min、750r/min 四种。电动机转速越高，则极数越少，尺寸和重量越小，价格也越低，但机械传动装置的总传动比增大，传动级数要增多，传动尺寸和成本都要增加。通常多用同步转速为 1500r/min 和 1000r/min 两类电动机。

选定同步转速后，依据电动机的同步转速 n_D 及工作机的输入转速 n_w ，可确定传动装置的初估总传动比

$$i' = \frac{n_D}{n_w} \quad (2-1)$$

初估总传动比 i' 的大小是设计者选用什么样的传动类型、采用多少级传动的重要依据。如 i' 较小，可采用单级齿轮传动， i' 较大，可采用双级齿轮传动外加带传动的多级传动， i' 更大时可采用蜗杆传动外加链传动等的多级传动。表 2-1 列出了各类传动传动比的常用值和最大值。供设计时参考。

设计者在满足工作机性能要求的前提下，可采用不同的传动类型，不同的顺序和布局，也可在保持总传动比不变的情况下，改变各级传动的传动比分配，提出几种传动方案，通过分析比较，根据具体情况择优选取。

现以图 2-3 所示的带式运输机的四种传动方案为例作一简单的分析比较。

方案 a 为电动机直接接在蜗杆减速器上，结构最紧凑，但在长期连续运转条件下，由于蜗杆传动效率低，功率损失大。方案 b 为电动机直接接在锥齿轮—圆柱齿轮减速器上，方案 b 的宽度尺寸较 c 小，但锥齿轮加工比圆柱齿轮困难。方案 c 为电动机直接接在两级圆柱齿

轮减速器上，该方案的优点是圆柱齿轮易加工制造，缺点是宽度尺寸较大。方案 d 的第一级为 V 带传动，第二级为单级圆柱齿轮减速器，带传动能缓冲、吸振，过载时起安全保护作用，该方案通常得到广泛应用。但结构上宽度和长度尺寸都较大，且带传动不适应繁重的工作条件和恶劣的环境。

表 2-1 常用传动机构的性能及适用范围

传动机构		V 带传动	链 传 动	齿轮传动		蜗杆传动
选用指标						
功率(常用值)/kW		中(≤ 100)	中(≤ 100)	大(最大达 50000)		小(≤ 50)
单级传动比	常用值	2~4	2~5	圆柱齿轮 3~5	锥齿轮 2~3	10~40
	最大值	7	6	8	5	80
传动效率		见表 2-2				
许用线速度/ $m \cdot s^{-1}$		$\leq 25 \sim 30$	≤ 40	精度	圆柱 齿轮	锥齿 轮
				6 级	$\leq 15 \sim 25$	≤ 9
				7 级	$\leq 10 \sim 17$	≤ 6
				8 级	$\leq 5 \sim 10$	≤ 3
外廓尺寸		大	大	小		小
传动精度		低	中等	高		高
工作平稳性		好	较差	一般		好
自锁能力		无	无	无		可有
过载保护作用		有	无	无		无
使用寿命		短	中等	长		中等
缓冲吸振能力		好	中等	差		差
要求制造及安装精度		低	中等	高		高
要求润滑条件		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

带式运输机的传动方案远不止上述四种，各类传动方案各有所长，设计者应根据不同的性能要求和工作特点，选取合理的传动方案。

由多种传动形式组成的多级传动，在拟定传动简图布置其传动顺序时，通常要考虑以下几点：

(1) 带传动承载能力较低，但能缓冲吸震，有过载保护作用，被广泛采用。为使带传动获得较为紧凑的结构尺寸，应布置在传动系统的高速级。若带传动水平布置时，应使其松边在上。

(2) 斜齿圆柱齿轮较之直齿圆柱齿轮，具有传动平稳，承载能力高等优点，应优先采用。

(3) 蜗杆传动大多用于传动比大而传递功率不大，且要求结构紧凑的场合，其承载能力较齿轮为低。通常布置在高速级，以获得较小的结构尺寸和较高的效率。

(4) 链传动运转不平稳，有冲击，宜布置在低速级。若链传动为水平布置时，应使其松边在下。

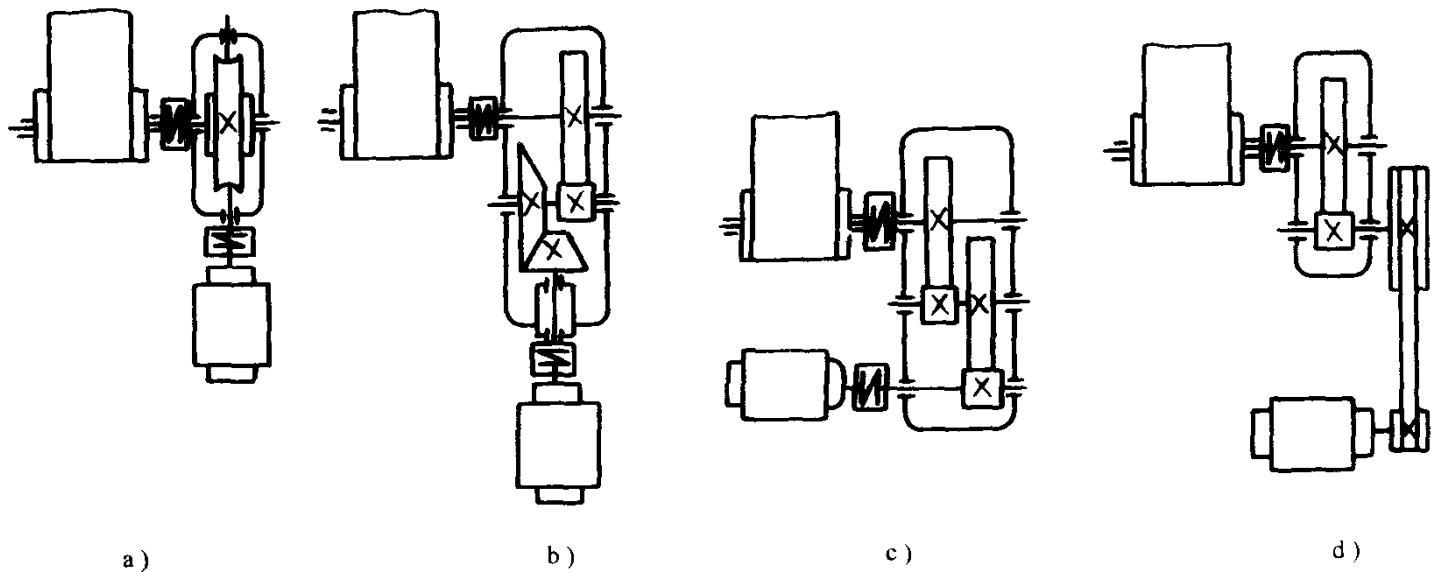


图 2-3 带式运输机的四种传动方案

(5) 直齿锥齿轮的承载能力较低，且加工比较困难，一般应放在高速级。

(6) 方案中采用两级圆柱齿轮减速器，其动力应从远离齿轮端输入，以改善轮齿受力。

(7) 方案中采用蜗杆—圆柱齿轮传动的两级传动减速器，为便于润滑，在蜗杆转速不太高时，采用下置式。

课程设计中为考虑教学需要，若指导教师已提供传动方案，学生应论述方案的合理性，也可提出改进意见，另行拟定方案。

2.2 选择电动机

传动方案确定以后，根据工作机的要求，选择电动机的类型和型号。

一、选择电动机类型

工业上广泛应用三相异步电动机，因为它构造简单，制造、使用和维护方便，运行可靠，重量较轻，成本较低。异步电动机按绕组型式，分为笼型和绕线型两类，其中一般用途的全封闭自扇冷式笼型 Y 系列异步电动机应用最多。它适用于不易燃、不易爆、无腐蚀性气体和无特殊要求的机械上，如金属切削机床、风机、运输机、搅拌机、农业机械和食品机械等。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。若无特殊要求，建议优先选用 Y 系列电动机。

二、确定电动机型号

在选定电动机类型(如 Y 系列电动机)和同步转速的基础上，只要计算出所需电动机的功率就可确定电动机的型号。

1. 工作机输入功率的计算

工作机输入功率 P_w 可根据设计题目给定的参数，按下列公式计算：

已知工作机的阻力 F_w (如卷扬机卷筒钢丝绳拉力等)和速度 v_w ，则工作机输入功率 P_w 为

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

已知工作机的输入转矩 T_w (如运输机主动鼓轮轴输入端转矩等)和转速 n_w ，则工作机输入

功率 P_w 为

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

式中 F_w ——工作机阻力(N);

v_w ——工作机的线速度(m/s);

T_w ——工作机的输入转矩(N·m);

n_w ——工作机的转速(r/min);

η_w ——工作机的效率,对于卷扬机的卷筒,一般取 $\eta_w = 0.94 \sim 0.97$ 。

2. 电动机所需的输出功率 P_0 计算

$$P_0 = \frac{P_w}{\eta} \quad (\text{kW}) \quad (2-4)$$

式中 η ——机械传动装置的总效率(由电动机至工作机的输入端)

$$\eta = \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_3 \times \cdots \times \eta_n \quad (2-5)$$

而 $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \cdots, \eta_n$ 分别为传动装置中每一传动副(如齿轮、蜗杆、带或链)、每对轴承或每种联轴器的效率,其值参照表 2-2。

表 2-2 机械传动效率的概略值

类 别	传动型式	效 率 η
圆柱齿轮传动	7级精度(稀油润滑)	0.98
	8级精度(稀油润滑)	0.97
	9级精度(稀油润滑)	0.96
	开式传动(脂润滑)	0.94~0.96
锥齿轮传动	7级精度(稀油润滑)	0.97
	8级精度(稀油润滑)	0.94~0.97
	开式传动(脂润滑)	0.92~0.95
带传动	V带传动	0.95
链传动	滚子链(开式)	0.90~0.93
	滚子链(闭式)	0.95~0.97
蜗杆传动	自锁	0.40~0.45
	单头	0.70~0.75
	双头	0.75~0.82
	四头	0.82~0.92
螺旋传动	滑动丝杠	0.30~0.60
	滚动丝杠	0.85~0.90
一对滚动轴承	球轴承	0.99
	滚子轴承	0.98
一对滑动轴承	润滑不良	0.94
	正常润滑	0.97
	液体摩擦	0.99
联轴器	齿式联轴器	0.99
	弹性联轴器	0.99~0.995

计算传动装置总效率 η 时应注意以下几点:

(1) 轴承效率通常指一对而言。

(2) 蜗杆传动效率与蜗杆头数及材料、滑动速度等有关, 设计计算时应初选头数, 根据表 2-2 估计效率, 待确定了蜗杆传动参数后再精确计算效率。若误差较大, 应修正前面的估计效率, 与其有关的计算也应作相应的修改。

(3) 资料推荐的效率值一般有一个范围, 在一般条件下宜取中间值。若工作条件差、加工精度低和维护不良时, 应取低值, 反之可取高值。

3. 确定电动机型号

对于长期连续运转, 载荷变化较小, 且在常温下工作的电动机, 选择电动机容量时, 只需使电动机的额定功率 P_m 等于或略大于电动机所需的输出功率 P_0 , 电动机便不会过热。

根据选定的电动机类型(如 Y 系列)同步转速和 P_0 , 由表 2-3、表 2-4 查取 Y 系列电动机型号, 并记录其型号、额定功率 P_m 、满载转速 n_m 、电动机输出轴直径 D 、电动机输出轴外伸端长度尺寸 E 及其他安装尺寸等。若选用非 Y 系列电动机, 其技术数据、主要尺寸可查其他设计资料。

Y 系列三相异步电动机(JB3074—82)

Y 系列电动机为全封闭自扇冷式笼型三相异步电动机, 是按照国际电工委员会(IEC)标准设计的, 具有国际互换性的特点。用于空气中不含易燃、易爆或腐蚀性气体的场所。适用于无特殊要求的机械上, 如机床、泵、风机、运输机、搅拌机、农业机械等。也用于某些需要高起动转矩的机器上, 如压缩机。

表 2-3 Y 系列电动机的技术数据

电动机型号	额定功率 kW	满载转速 r/min	堵转转矩	最大转矩	电动机型号	额定功率 kW	满载转速 r/min	堵转转矩	最大转矩
			额定转矩	额定转矩				额定转矩	额定转矩
同步转速 3 000r/min, 2 极					同步转速 1 000r/min, 6 极				
Y801—2	0.75	2 825	2.2	2.2	Y90S—6	0.75	910	2.0	2.0
Y802—2	1.1	2 825	2.2	2.2	Y90L—6	1.1	910	2.0	2.0
Y90S—2	1.5	2 840	2.2	2.2	Y100L—6	1.5	940	2.0	2.0
Y90L—2	2.2	2 840	2.2	2.2	Y112M—6	2.2	940	2.0	2.0
Y100L—2	3	2 880	2.2	2.2	Y132S—6	3	960	2.0	2.0
Y112M—2	4	2 890	2.2	2.2	Y132M ₁ —6	4	960	2.0	2.0
Y132S ₁ —2	5.5	2 900	2.0	2.2	Y132M ₂ —6	5.5	960	2.0	2.0
Y132S ₂ —2	7.5	2 900	2.0	2.2	Y160M—6	7.5	970	2.0	2.0
Y160M ₁ —2	11	2 930	2.0	2.2	Y160L—6	11	970	2.0	2.0
Y160M ₂ —2	15	2 930	2.0	2.2	Y180L—6	15	970	1.8	2.0
Y160L—2	18.5	2 930	2.0	2.2	Y200L ₁ —6	18.5	970	1.8	2.0
Y180M—2	22	2 940	2.0	2.2	Y200L ₂ —6	22	970	1.8	2.0
Y200L ₁ —2	30	2 950	2.0	2.2	Y225M—6	30	980	1.7	2.0
Y200L ₂ —2	37	2 950	2.0	2.2	Y250M—6	37	980	1.8	2.0
Y225M—2	45	2 970	2.0	2.2	Y280S—6	45	980	1.8	2.0
Y250M—2	55	2 970	2.0	2.2	Y280M—6	55	980	1.8	2.0

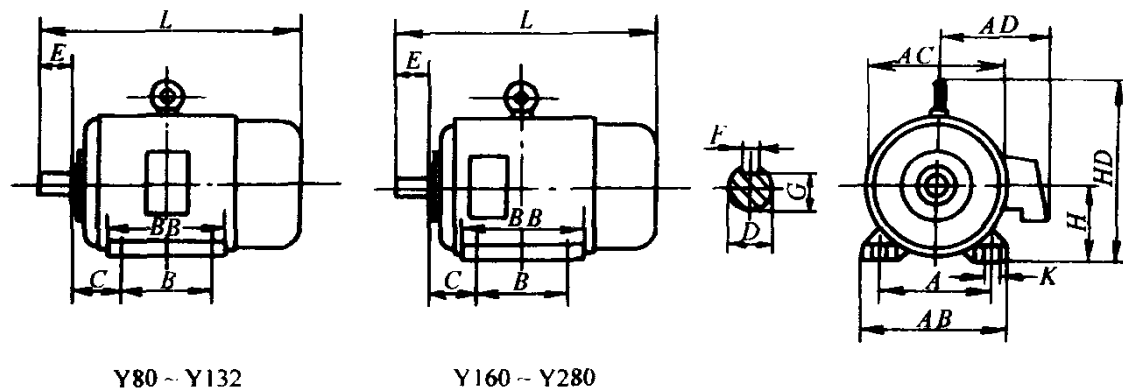
(续)

电动机型号	额定功率 kW	满载转速 r/min	堵转转矩	最大转矩	电动机型号	额定功率 kW	满载转速 r/min	堵转转矩	最大转矩
			额定转矩	额定转矩				额定转矩	额定转矩
同步转速 1500r/min, 4极					Y250M—4	55	1480	2.0	2.2
Y801—4	0.55	1390	2.2	2.2	Y280S—4	75	1480	1.9	2.2
Y802—4	0.75	1390	2.2	2.2	Y280M—4	90	1480	1.9	2.2
Y90S—4	1.1	1400	2.2	2.2	同步转速 750r/min, 8极				
Y90L—4	1.5	1400	2.2	2.2	Y132S—8	2.2	710	2.0	2.0
Y100L ₁ —4	2.2	1420	2.2	2.2	Y132M—8	3	710	2.0	2.0
Y100L ₂ —4	3	1420	2.2	2.2	Y160M ₁ —8	4	720	2.0	2.0
Y112M—4	4	1440	2.2	2.2	Y160M ₂ —8	5.5	720	2.0	2.0
Y132S—4	5.5	1440	2.2	2.2	Y160L—8	7.5	720	2.0	2.0
Y132M—4	7.5	1440	2.2	2.2	Y180L—8	11	730	1.7	2.0
Y160M—4	11	1460	2.2	2.2	Y200L—8	15	730	1.8	2.0
Y160L—4	15	1460	2.2	2.2	Y225S—8	18.5	730	1.7	2.0
Y180M—4	18.5	1470	2.0	2.2	Y225M—8	22	730	1.8	2.0
Y180L—4	22	1470	2.0	2.2	Y250M—8	30	730	1.8	2.0
Y200L—4	30	1470	2.0	2.2	Y280S—8	37	740	1.8	2.0
Y225S—4	37	1480	1.9	2.2	Y280M—8	45	740	1.8	2.0
Y225M—4	45	1480	1.9	2.2					

注：电动机型号意义：以 Y132S₂—2—B3 为例，Y 表示系列代号，132 表示机座中心高，S 表示短机座，第二种铁心长度（M—中机座，L—长机座），2 为电动机的极数，B3 表示安装形式。

以后进行传动装置中传动件强度计算时所用到的功率，即传动装置的设计功率可这样取定：若该传动装置是专用的，以实际需要的电动机功率 P_0 作设计功率；若该传动装置是通用的，则以电动机的额定功率 P_m 作设计功率。而转速均按电动机额定功率下的满载转速 n_m （又称额定转速）来计算。

表 2-4 机座带地脚、端盖无凸缘（B3、B6、B7、B8、V5、V6 型）电动机的安装及外形尺寸（mm）



(续)

机座号	极数	A	B	C	D		E	F	G	H	K	AB	AC	AD	HD	BB	L
80	2、4	125	100	50	19	+0.009	40	6	15.5	80	10	165	165	150	170	130	285
90S	2、4、6	140		56	24		50	8	20	90		180	175	155	190		155
90L		125	63	28	-0.004	60	24		100	12	205	205	180	245	170	380	
100L	160	70						80			10	33	132	280	270	210	315
112M	2、4、6、8	190	140	70	28	+0.018	80	10	33	132	15	245	230	190	265	180	400
132S		216	89	38	80							10	33	132	280	270	210
132M	2、4、6、8	254	210	108	42	+0.002	110	12	37	160	15	330	325	255	385	270	600
160M			254	121	48							110	14	42.5	180	355	360
160L	2、4、6、8	279	241	121	48	+0.030	140	14	42.5	180	19	355	360	285	430	349	710
180M			279	133	55							140	16	49	200	395	400
180L	4、8	318	305	133	55	+0.011	140	16	49	200	19	395	400	310	475	379	775
200L			318	286	60							140	18	53	225	435	450
225S	4、8	356	286	60	140	18	53	225	435	450	345	530	368	820			
225M	2	406	311	149	55	+0.030	140	18	53	250	24	490	495	385	575	455	815
250M	4、6、8			349	168												60
280S	2	457	368	190	65	+0.011	140	18	58	280	24	550	555	410	640	581	1 000
280M	4、6、8				419												75
280M	2	457	368	190	65	+0.011	140	18	58	280	24	550	555	410	640	581	1 050
280M	4、6、8				419												75

2.3 传动装置总传动比的计算及其分配

电动机选定后,按照电动机的满载转速 n_m 及工作机的转速 n_w ,可计算出传动装置的总传动比

$$i = \frac{n_m}{n_w} \quad (2-6)$$

传动装置的总传动比是各级传动比的连乘积,即

$$i = i_1 \times i_2 \times i_3 \times \cdots \times i_n \quad (2-7)$$

式中 $i_1, i_2, i_3, \cdots, i_n$ 分别为各级传动的传动比。

合理地分配传动比,是传动装置设计中的一个重要问题,它将直接影响到传动装置的外廓尺寸、重量、润滑等很多方面。分配传动比主要考虑以下几点:

(1) 各级传动的传动比应尽可能在推荐范围内选取(参见表 2-1)。

(2) 合理地发挥各级传动的承载能力,又要注意各级传动的结构尺寸协调,便于安装。如由带传动和单级圆柱齿轮减速器组成的传动装置中(图 2-4),当带传动的传动比取得过大,大带轮有可能与地基相碰,安装不便。

(3) 使传动装置具有最小的外廓尺寸和中心距。

(4) 在卧式圆柱齿轮减速器中,为便于齿轮浸油润滑,应使各级大齿轮直径相近。

(5) 传动零件间不能干涉。如圆柱齿轮减速器中,高速级传动比过大,有可能使高速级大齿轮与低速轴相碰。

以本书的设计题(见 1.4 节)作课程设计题目时,为了满足教学需要,达到课程设计目的,同时又要便于学生绘制减速器装配图,为此将各级传动比作如下分配,供参考。

首先确定减速器传动比 $i_{\text{减}}$ 。

由带传动、链传动与单级圆柱齿轮减速器组成的传动装置(如类型 I)建议取 $i_{\text{减}} = 4 \sim 4.2$ 。

由带传动、链传动与两级圆柱齿轮减速器组成的传动装置(如类型 III),其中包含高速级齿轮传动比 $i_{\text{高}}$ 和低速级齿轮传动比 $i_{\text{低}}$, $i_{\text{减}} = i_{\text{高}} \times i_{\text{低}}$, 建议 $i_{\text{减}}$ 取 10 左右,为使减速器两大齿轮直径相近,便于润滑,当两级均为斜齿轮时,建议取 $i_{\text{高}} = (1.2 \sim 1.3) i_{\text{低}}$, 当低速级为直齿轮时,建议取 $i_{\text{高}} = (1.5 \sim 1.6) i_{\text{低}}$ 。

由带传动、链传动与圆柱—锥齿轮减速器组成的传动装置(如类型 IV),其中包含高速级为锥齿轮传动比 $i_{\text{锥}}$ 和低速级为圆柱齿轮传动比 $i_{\text{柱}}$, $i_{\text{减}} = i_{\text{锥}} \times i_{\text{柱}}$, 建议 $i_{\text{减}}$ 取 10 左右,其中建议取 $i_{\text{锥}} = 2.8 \sim 3$ 。

由单一的蜗杆—圆柱齿轮减速器组成的传动装置(如类型 V),其中包含高速级为蜗杆传动传动比 $i_{\text{蜗}}$ 和低速级为圆柱齿轮传动比 $i_{\text{齿}}$, $i_{\text{减}} = i_{\text{蜗}} \times i_{\text{齿}}$, 建议取 $i_{\text{齿}} = 3.6 \sim 3.8$, 则 $i_{\text{蜗}} = i_{\text{减}} / i_{\text{齿}}$ 。

然后决定 V 带传动的传动比 i_{V} 和链传动的传动比 $i_{\text{链}}$, 因为 $i_{\text{V}} \times i_{\text{链}} = i / i_{\text{减}}$ (i 为总传动比), 考虑到链齿数为整数, 而且链节常为偶数, 为使链轮和链磨损均匀, 建议链轮齿数为奇数, 故可以先确定 $i_{\text{链}}$, 多余的给 i_{V} , 建议取 $i_{\text{V}} = 1.5 \sim 2$, $i_{\text{链}} = 1.5 \sim 2.5$ 。

传动比计算时,要求精确到小数点后三位有效数字。

应当指出,这里各级传动比的分配数值仅是初步的,各级传动的传动比精确值与传动件参数,如齿轮齿数、带轮直径、链轮齿数等有关。考虑到齿数要取整数,带轮直径要圆整,有时要取标准直径等,所以精确传动比与分配传动比会不一致。待传动件参数确定后,应计算精确的各级传动比和总传动比,将精确总传动比与由式(2-6)算得的 i 比较,若误差在 $\pm 5\%$ 范围内,认为上述初步分配的传动比合适;若误差超过 $\pm 5\%$,则要重新调整各级传动比,并相应地修改有关计算。

2.4 传动装置的运动参数和动力参数的计算

传动装置的运动和动力参数,主要是指各轴的转速、功率和转矩,它是进行传动零件设计计算极为重要的依据。现以图 2-5 所示专用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} ——I、II、III 轴的转速(r/min);
- P_{I} 、 P_{II} 、 P_{III} ——I、II、III 轴的输入功率(kW);
- T_{I} 、 T_{II} 、 T_{III} ——I、II、III 轴的输入转矩(N·m);
- P_0 ——电动机实际所需的输出功率(kW);
- n_m ——电动机满载转速(r/min)。

若按电动机轴至工作机主动轴的方向进行推算,则

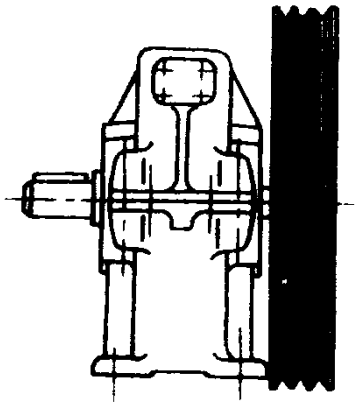


图 2-4 带轮与地基相碰

1. 各轴的输入功率

$$\left. \begin{aligned} P_I &= P_0 \eta_{\text{联}} && (\text{kW}) \\ P_{II} &= P_I \eta_{\text{滚}} \eta_{\text{齿}} = P_0 \eta_{\text{联}} \eta_{\text{滚}} \eta_{\text{齿}} && (\text{kW}) \\ P_{III} &= P_{II} \eta_{\text{滚}} \eta_{\text{齿}} = P_0 \eta_{\text{联}} \eta_{\text{滚}}^2 \eta_{\text{齿}}^2 && (\text{kW}) \end{aligned} \right\} \quad (2-8)$$

式中 $\eta_{\text{联}}$ ——电动机和 I 轴之间联轴器效率;

$\eta_{\text{滚}}$ ——一对滚动轴承的效率;

$\eta_{\text{齿}}$ ——一对齿轮的啮合效率。

各种效率值查表 2-2。

2. 各轴转速

$$\left. \begin{aligned} n_I &= n_m && (\text{r/min}) \\ n_{II} &= \frac{n_I}{i_{\text{高}}} = \frac{n_m}{i_{\text{高}}} && (\text{r/min}) \\ n_{III} &= \frac{n_{II}}{i_{\text{低}}} = \frac{n_m}{i_{\text{高}} \cdot i_{\text{低}}} && (\text{r/min}) \end{aligned} \right\} \quad (2-9)$$

式中 $i_{\text{高}}$ 、 $i_{\text{低}}$ ——分别为高速级、低速级齿轮传动比。

3. 各轴输入转矩

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

这里需特别指出, 上例中的传动装置是专用的, 故用电动机的实际输出功率 P_0 作为设计功率。若传动装置是通用的, 则应以电动机的额定功率 P_m 作为设计功率, 即上面计算式中的 P_0 改为 P_m 。

计算完成后, 将各轴的功率、转速和转矩数值填入下表, 供以后计算用。

参 数 \ 轴 号	I	II	III
输入功率/kW			
转 速/ $\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$			
输入转矩/ $\text{N}\cdot\text{m}$			

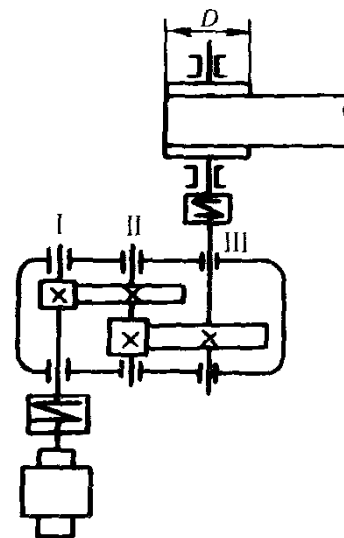


图 2-5 运输机传动简图