

高等学校教材

机械设计基础课程设计

(第3版)

高泽远 王 金 主编



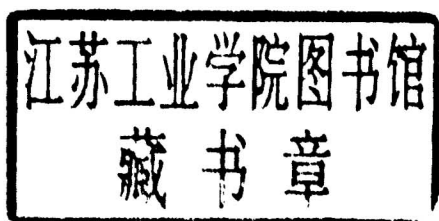
NEUPRESS
东北大学出版社

高等学校教材

机械设计基础课程设计

(第三版)

高泽远 王 金 主编



东北大学出版社

(辽)新登字第8号

图书在版编目(CIP)数据

机械设计基础课程设计/高泽远 王 金 主编

—沈阳:东北大学出版社 1994.7

ISBN 7-81006-011-2

I. 机…

II. ①高…, ②王…

III. 机械设计-基础-课程设计

IV. TH·4

内 容 简 介

本书用于高等工科院校各专业两周时间《机械设计基础》课程设计。书中以单级圆柱齿轮减速器为例,根据课程设计的进程及需要,编写了减速器的构造、设计指导书、设计资料、参考图例及设计题目。集指导书、资料、图册、题目四者为一体。文字简明,使用方便。

©东北大学出版社出版

(沈阳·南湖 110006)

东北大学印刷厂印装 东北大学出版社发行

1987年5月第1版 1987年5月第1次印刷

1990年10月第2版 1990年10月第2次印刷

1994年11月第3版 1994年11月第3次印刷

开本: 787×1092 1/16 印张: 7.5 字数: 200千字

印数: 30001~40000册 定价: 4.80元

前 言

本书自 1987 年出版以来,在各院校师生和出版发行部门同志的关怀、支持与爱护下,包括这版在内已出了三版。在此,全体编者对广大读者的关怀表示衷心地感谢!

本书是根据 1987 年由国家教委课程指导委员会审定通过,并经国家教委批准的高等工业学校《机械设计基础(原机械原理及机械零件)课程教学基本要求》而编写修订的。

本书与《机械设计基础》构成配套教材。适于课程设计时数为 80 学时或两周集中进行的机械设计基础课程设计使用。

这次修订的主要内容有:

1. 在原有的课程设计指导书、设计资料及参考图例的基础上,增编了机械设计基础课程设计题目做为本书第四部分,使本书内容更加完整、系统、适用,更加便于教学。

2. 设计资料部分所编资料全部采用截止 1993 年底国家和行业有关的最新标准。

3. 参考图例部分,增加了一张新标准两级硬齿面圆柱齿轮减速器(ZBJ19004—88)装配图。该新型减速器采用硬齿面渐开线圆柱齿轮,传齿功率大,尺寸小;另外在箱体和减速器附件等结构上都有许多新颖之处可供借鉴。

参加本书第三版修编工作的有:东北大学高泽远、王金、喻子建、银成好;大连铁道学院董美云、秦光里;沈阳工业学院张瑞民。由高泽远、王金任主编。

殷切希望广大读者对书中不妥之处批评指正。

编者

1994 年 7 月于东北大学

目 录

第一部分 课程设计指导书

一、概 述 (1)

1. 机械设计基础课程设计的目的 (1)
2. 机械设计基础课程设计的内容和份量 ... (1)
3. 机械设计基础课程设计的方法和步骤 ... (2)
4. 设计中的注意事项和要求 (2)

二、传动装置运动学和动力学设计计算... (3)

1. 选择电动机 (3)
2. 传动比分配 (5)
3. 传动装置的运动和动力参数的计算 (5)

三、传动零件设计计算 (6)

1. 减速器以外传动零件的设计计算 (6)
2. 减速器内传动零件的设计计算 (7)

四、减速器的构造 (8)

1. 齿轮、轴及轴承组合 (8)
2. 箱 体 (8)
3. 减速器的附件 (8)

五、减速器装配草图设计 (10)

1. 初绘减速器装配草图 (11)
2. 轴、轴承及键的校核计算 (21)
3. 完成减速器装配草图设计 (22)

六、装配工作图设计 (29)

1. 绘制装配工作图各视图 (30)
2. 标注尺寸 (30)
3. 零件序号、标题栏和明细表 (30)
4. 减速器的技术特性 (31)
5. 编写技术条件 (31)
6. 检查装配工作图 (32)

七、零件工作图设计 (33)

1. 轴零件工作图设计 (34)

2. 齿轮零件工作图设计 (35)

八、编写设计计算说明书 (37)

1. 设计计算说明书的内容与要求 (37)
2. 设计计算说明书编写示例 (38)

九、课程设计的总结与答辩 (51)

第二部分 设计资料

一、常用资料 (53)

- 图纸幅图 (GB 4457.1—84) (53)
- 明细表格式 (53)
- 装配图或零件图标题栏格式 (53)
- 机械传动效率和传动比概略值 (54)
- 标准尺寸 (直径、长度、高度等) (54)
- 配合表面处的圆角半径和倒角尺寸 (55)
- 圆形零件自由表面过渡圆角半径 (55)
- 砂轮越程槽 (GB 4603.5—86) ... (56)
- 中心孔 (GB145—85) (56)
- 齿轮滚刀外径尺寸 (GB6083—85) (57)
- 滚花 (GB 6403.3—86) (57)

二、联 接 (57)

1. 螺纹联接 (57)
 - 普通螺纹 (GB 196—81、GB 197—81) (57)
 - 粗牙螺栓、螺钉的拧入深度的螺纹孔尺寸... (58)
 - 紧固件通孔及沉孔尺寸 (59)
 - 六角头螺栓 (GB 5782—86、GB 5783—86) (60)
 - 六角头铰制孔用螺栓 (GB 27—88) (61)
 - 内六角圆柱头螺钉 (GB 70—85) (61)
 - 吊环螺钉 (GB 825—88) (63)
 - 十字槽沉头螺钉、十字槽盘头螺钉 (65)
 - 紧定螺钉 (66)
 - 1型六角螺母 (GB 6170—86) (67)
 - 标准型弹簧垫圈 (GB 93—87) (67)
2. 挡 圈 (68)
 - 轴端挡圈 (GB 891—86、892—86) (68)

轴用弹性挡圈 (GB 894.1—86)	(69)
3. 平键和销联接	(70)
普通平键 (GB 1095, 1096—79)	(70)
圆柱销 (GB 119—86), 圆锥销	(71)
三、滚动轴承	(72)
深沟球轴承 (GB 276—89)	(72)
角接触球轴承 (GB 292—83)	(73)
圆锥滚子轴承 (GB 297—84)	(74)
角接触球轴承及圆锥滚子轴承的轴向游隙	(75)
四、联轴器	(76)
HL 型弹性柱销联轴器 (GB 5014—85) ...	(76)
TL 型弹性套柱销联轴器 (GB 4323—84) ...	(77)
ML 型梅花形弹性联轴器 (GB 5272—85) ...	(78)
五、润滑与密封	(80)
1. 常用润滑油	(80)
常用润滑油的性质和用途	(80)
2. 油 杯	(80)
直通式压注油杯 (GB 1152—89)	(80)
旋盖式油杯 (GB 1154—89)	(81)
3. 密封装置	(81)
毡圈及槽尺寸	(81)
内包骨架旋转轴唇形密封圈	(82)
O 型橡胶密封圈 (GB 3452.1—92)	(83)
O 型密封圈沟槽尺寸	(83)
油沟式密封槽	(84)
迷宫密封	(84)
六、减速器附件	(84)
1. 检查孔与检查孔盖	(84)
2. 螺塞及封油垫	(85)
3. 油面指示装置	(85)
圆形油标 (GB 1160.1—89)	(85)
长型油标 (GB 1161—89)	(86)
油标尺	(86)
4. 轴承盖	(87)
螺钉联接式轴承盖	(87)

嵌入式轴承盖	(87)
5. 通气器	(87)
通气塞	(87)
通气器	(88)
6. 挡油盘	(88)
7. 吊耳与吊钩结构尺寸	(88)

七、公差配合和表面粗糙度

1. 公差配合名词与代号说明	(89)
2. 标准公差值和孔及轴的极限偏差值	(89)
3. 形状公差和位置公差	(91)
4. 表面粗糙度	(92)
5. 渐开线圆柱齿轮精度 (GB 10095—88) ...	(92)

八、电动机

Y 系列三相异步电动机技术数据	(95)
Y 系列三相异步电动机的外形及安装尺寸	(95)

第三部分 参考图例

一、减速器装配工作图

1. 单级圆柱齿轮减速器	(96)
2. 单级圆柱齿轮减速器	(98)
3. 单级圆柱齿轮减速器	(100)
4. 两级圆柱齿轮减速器	(102)

二、零件工作图

轴	(104)
圆柱齿轮	(105)
圆柱齿轮轴	(106)

第四部分 课程设计题目

1. ZDL 型题目	(107)
2. ZDD 型题目	(108)
3. ZL 型题目	(108)

主要参考文献

主要参考文献	(110)
--------------	-------

第一部分 课程设计指导书

一、概 述

1. 机械设计基础课程设计的目的

机械设计基础课程设计是机械设计基础课程的最后一个教学环节,是对学生进行第一次较全面的设计训练。其基本目的是:

- 1) 培养学生综合运用学过的理论知识,结合生产实际分析解决机械工程问题的能力;
- 2) 学习掌握机械设计的一般方法,了解简单机械传动装置的设计步骤和进行方式;
- 3) 熟悉和使用设计资料、手册、标准和规范。

此外,机械设计基础课程设计还为专业设计和毕业设计打下基础。

2. 机械设计基础课程设计的内容和份量

机械设计基础课程设计的题目,一般选择通用机械的传动装置,如图 1.1-1 所示。

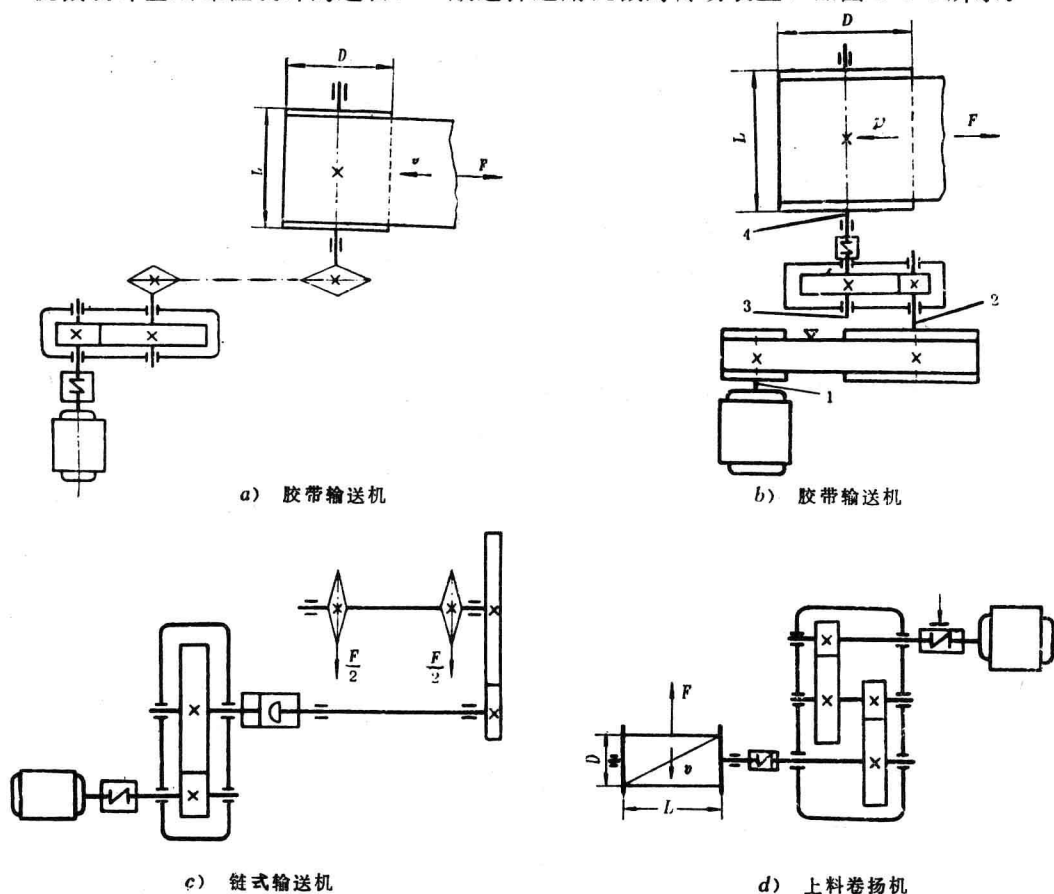


图 1.1-1 设计题目传动方案举例

各传动装置中包括齿轮减速器、带传动、链传动、开式齿轮传动及联轴器等零、部件。

传动装置是一般机械不可缺少的组成部分,其设计内容包括课程中学过的主要零件,也涉及到机械设计中常遇到的一般问题,适合学生目前的知识水平,也利于达到课程设计的目的。

课程设计的内容:电动机的选择;传动装置运动和动力参数的确定和计算;主要零件的设计计算;减速器装配图和零件工作图的绘制及设计计算说明书的编写等。

要求完成的设计工作量;减速器装配工作图 1 张(A0 或 A1 图纸);零件工作图 1~2 张;设计计算说明书 1 份。

3. 机械设计基础课程设计的方法和步骤

机械设计基础课程设计与机械设计的一般过程相似,也从方案分析开始,进行必要的计算和结构设计,最后以图纸表达设计结果,以计算说明书表示设计的依据。

由于影响设计的因素很多,机械零件的结构尺寸不可能完全由计算决定,还需借助画图,初选参数或初估尺寸等手段,通过边画图、边计算、边修改的过程逐步完成设计。这种设计方法即通常所说的“三边”设计法。因此,那种把设计理解为单纯的理论计算,企图完全用理论计算的方法来确定零件的所有尺寸和结构,迟迟不敢动手画图,或一旦画出草图便不愿再做必要的修改,都是不对的。

课程设计的步骤大致可归纳为:

1) 设计准备

认真阅读设计任务书,明确设计要求、工作条件、内容和步骤;通过阅读有关资料、图纸,参观实物或模型,了解设计对象;复习课程有关内容,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

确定传动装置的传动方案;计算电动机的功率、转速,选择电动机的型号;计算传动装置的运动和动力参数(确定总传动比,分配各级传动比,计算各轴的转速、功率和转矩等)。约占总工作量的 5%。

3) 传动零件的设计计算

减速器以外的传动零件设计计算(带传动、链传动、开式齿轮传动等);减速器内部的传动零件设计计算(如齿轮传动等)。约占总工作量的 5%~10%。

4) 减速器装配草图设计

绘制减速器装配草图,选择联轴器,初定轴径;定出轴上受力点的位置和轴承支点间的跨距;校核轴及轴毂联接的强度;选择计算轴承并设计轴承组合的结构;箱体和附件的结构设计。约占总工作量的 45%。

5) 工作图设计

零件工作图设计;装配工作图设计。约占总工作量的 35%。

6) 整理编写设计计算说明书

整理编写设计计算说明书,总结设计的收获和经验教训。约占总工作量的 5%~10%。

4. 设计中的注意事项和要求

1) 提倡独立思考,反对盲目抄袭和“闭门造车”,要求认真阅读参考资料,仔细分析参考图例的结构。

2) 掌握“三边”设计法, 设计中应对发现的不合理结构和尺寸, 进行必要的修改, 力求精益求精。

3) 学会正确处理设计计算和结构设计间的关系, 要统筹兼顾。

确定零件尺寸有几种不同的情况:

由几何关系推导出的公式, 其计算出的尺寸是严格的等式关系。若改变其中某一参数, 则其他参数必须相应改变, 一般是不能随意圆整或变动的, 例如齿轮传动的中心距 $a = m(z_1 + z_2)/2$, 如欲将 a 圆整, 则必须相应地改动 z_1 、 z_2 或 m , 以保证恒等式关系。

由强度、刚度、磨损等条件导出的计算公式常是不等式关系。有的是零件必须满足的最小尺寸, 却不一定就是最终采用的结构尺寸。例如由强度计算出轴的某段直径至少需要 32mm, 但考虑到轴上与之相配零件(如联轴器、齿轮、滚动轴承等)的结构要求、安装和拆卸的要求、加工制造要求等, 最终采用的尺寸可能为 50mm, 这个尺寸不仅满足了强度, 也满足了其他要求, 是合理的, 而不是浪费。

由实践经验总结出来的经验公式, 常用于确定那些外形复杂, 强度情况不明等尺寸, 例如箱体的结构尺寸。这些经验公式是经过生产实践考验的, 应当尊重它们。但这些尺寸关系都是近似的, 一般应圆整取用。

另外, 还有一些尺寸可由设计者自行根据需要确定, 根本不必进行计算, 它们常是一些次要尺寸。这些零件的强度往往不是主要问题, 又无经验公式可循, 故可由设计者考虑加工、使用等条件, 参照类似结构, 用类比的方法来确定, 例如轴上的定位轴套、挡油盘等。

4) 正确使用标准和规范也是课程设计中应注意的问题和要求。

设计中正确地运用标准和规范, 有利于零件的互换性和加工工艺性, 从而收到经济效果, 同时也可减少设计工作量, 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。设计中是否尽量采用标准和规范, 也是评价设计质量的一项指标。但是, 标准和规范是为了便于设计、制造和使用而制订的, 不是为了限制其创新和发展的, 因此, 当遇到与设计要求有矛盾时, 也可以突破标准和规范的规定, 自行设计。

设计中采用的滚动轴承、带、链条等标准件是由专业化生产厂制造的, 必须向外采购, 因此, 其参数必须严格遵守标准的规定; 而如键、销等虽是自行制造的标准件, 其尺寸参数一般仍按标准或规范规定, 但有个别需要时, 可以酌情变动。

5) 要求图纸表达正确、清晰, 图面整洁, 符合机械制图标准; 说明书要求计算正确、书写工整。

二、传动装置运动学和动力学设计计算

1. 选择电动机

根据工作机的特性、工作环境、工作载荷的大小和性质等条件, 选择电动机的种类、类型和结构型式、功率和转速, 确定出电动机的型号。

1) 选择电动机的种类、类型和结构型式

根据电源种类(直流或交流)、工作条件(环境、温度、空间位置等)及载荷性质和大小、启动特性和过载情况等来选择。

由于一般生产单位多采用三相交流电源, 故无特殊要求时均应选用三相交流电动机。其中以

三相异步电动机应用最多,常用为Y系列三相异步电动机。经常起动、制动和正反转的,例如起重、提升设备,要求电动机具有较小的转动惯量和较大的过载能力,因此,应选用冶金及起重用三相异步电动机,常用YZ型或YZR型。电动机的结构有防滴式、封闭自扇冷式和防爆式等,可根据防护要求选择。常用Y系列三相异步电动机的技术数据和外形尺寸见表2.8-1及表2.8-2。

2) 选择电动机的功率(容量)

电动机的功率选择是否合适,对电动机的正常工作和经济性都有影响。功率选得过小不能保证工作机的正常工作,或使电动机因超载而过早损坏;功率选得过大则电动机的价格高,能力又得不到充分发挥,而且由于电动机经常不在满载下运转,其效率和功率因数都较低而造成能源的浪费,形成长期“大马拉小车”的现象。

对于载荷比较稳定、长期运转的机械(例如输送机),通常按照电动机的额定功率选择,而不必校验电动机的发热和起动转矩。选择电动机功率时应保证:

$$P_0 \geq P_r$$

式中 P_0 ——电动机额定功率, kW;

P_r ——工作机所需电动机功率, kW。

工作机所需电动机功率按下式计算:

$$P_r = \frac{P_w}{\eta}$$

式中 P_w ——工作机所需有效功率,由工作机的工艺阻力及运行参数确定;

η ——从电动机到工作机的总传动效率。

不同专业机械的 P_w ,有不同的计算方法,例如:

胶带输送机
$$P_w = \frac{Fv}{1000} \text{ kW}, \quad v = \frac{\pi Dn}{60 \times 10^3} \text{ m/s}$$

链式输送机
$$P_w = \frac{Fv}{1000} \text{ kW}, \quad v = \frac{zpn}{60 \times 10^3} \text{ m/s}$$

式中 F ——工作机的圆周力,例如输送机的输送带(链)的有效拉力(即工艺阻力), N;

v ——工作机的线速度,例如输送机输送带(链)的线速度, m/s

D ——胶带输送机传动滚筒的直径, mm。

z ——链式输送机主动链轮的齿数;

p ——输送链的链节距 mm;

n ——工作机主动轴(传动滚筒轴或链轮轴)的转速, r/min。

传动装置的总传动效率 η ,由传动装置的组成决定。多级串联的传动装置,其传动总效率为:

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \cdots \eta_w$$

式中 η_1 、 η_2 、 η_3 、 $\cdots$ 、 η_w 分别为传动装置中各运动副或传动副(例如联轴器、滚动轴承、带传动、链传动、齿轮传动及传动滚筒等)的效率。

计算总效率时,应注意以下几点:

(1) 机械传动效率的概略值,可参见表2.1-2,表中数值是概略的范围,情况不明确时一般可取中间值。如果工作条件差,加工精度低,维护不良时,应取低值,反之取高值。

(2) 轴承的效率值均指一对轴承而言。

(3) 动力每经过一对运动副或传动副,就发生一次功率损耗,故计算效率时不要漏掉。

3) 确定电动机的转速

除了选择合适的电动机系列和容量外,还要确定出适当的电动机转速,才能最终选定出电动

机的型号。因为功率大小相同的同类电动机，还可具有不同的转速，例如三相异步电动机的同步转速，一般有 3000, 1500, 1000, 750 r/min 四种。一般说来，电动机同步转速愈高，磁极对数愈少，外廓尺寸愈小，价格愈低。但是电机转速相对于工作机转速过高势必使总传动比加大，致使传动装置结构复杂，外廓尺寸增加，制造成本提高。而选用较低速的电机时，其优缺点则刚好相反。因此，在确定电动机转速时，应进行分析比较，权衡利弊，按最佳方案选择。本课程设计中，一般建议取电动机的同步转速为 1000 r/min，少数情况下可取 1500 r/min。

2. 传动比分配

传动装置的总传动比可根据电动机的满载转速 n_0 和工作机轴的转速 n_w ，由 $i = n_0/n_w$ 算出，然后将总传动比合理地分配给各级传动。总传动比等于各级传动比的连乘积，即 $i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdots$ 。

当设计多级传动装置时，分配传动比是设计的一个重要步骤。往往由于传动比分配不当，造成尺寸不紧凑、结构不协调、成本高、维护不便等问题。欲做到较合理地分配传动比应注意以下几点：

(1) 各级传动比均应在荐用值的范围内，以符合各种传动型式的特点，使结构紧凑、工艺合理。各种传动的传动比的荐用值列于表 2.1-2。

(2) 各级传动间应做到尺寸协调、结构匀称。例如传动装置由普通 V 带和齿轮减速器组成的双级传动中，带传动的传动比不宜过大，一般应使 $i_{带} < i_{齿}$ ，这样可使传动装置的结构较为紧凑。若带传动的传动比分配过大，大带轮的外圆半径 r_a 大于减速器的中心高 H 时，会造成尺寸不协调或安装不便（例如有时需将地基挖坑），如图 1.2-1 所示。同样在由齿轮减速器和链传动组成的胶带输送机传动装置中，若链传动的传动比分配过大，同样也会使链轮的齿顶圆直径 d_a 远大于输送机传动滚筒的直径 D ，使尺寸不协调和安装困难。

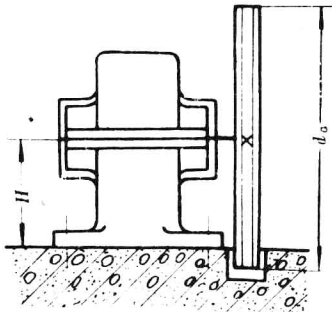


图 1.2-1 带轮过大与地基相碰

应该注意，以上传动比的分配只是初步的，传动装置中各级传动的实际传动比的数值必须在各级传动零件的参数和尺寸（如带轮直径、齿轮齿数等）确定后才能最后确定。总传动比的实际数值与设计任务书的要求值间允许有 $\pm (3 \sim 5)\%$ 的误差。

3. 传动装置的运动和动力参数的计算

在选定电动机型号，分配传动比之后，应将传动装置中各轴传递的功率、转速、转矩和相邻轴间的传动比及传动效率计算出来，为传动零件和轴的设计计算提供依据。

各轴的转速可根据电动机的满载转速及传动比进行计算。

各轴的功率和转矩均按输入处计算。可有两种计算方法，其一是按工作机的需要功率计算；其二是按所选电动机的额定功率计算。前一种方法的优点是设计出的传动装置结构较为紧凑；而后一种方法由于一般所选定的电动机额定功率大于工作机所需的电动机功率，故而根据电动机额定功率计算出的各轴功率和转矩都会较实际需要的大一些，根居这些数据设计出的传动零件，其结构尺寸也会较实际需要的稍大，设计出的传动装置具有一定的生产潜力。

计算各轴运动及动力参数时，应先将传动装置中各轴从高速级向低速级依次编号定为 1 轴、2

轴……, 相邻两轴间的传动比表示为 i_{12} 、 i_{23} ……, 相邻两轴间的传动效率用 η_{12} 、 η_{23} ……表示。各轴的输入功率为 P_1 、 P_2 ……, 各轴转速为 n_1 、 n_2 ……, 各轴输入转矩为 T_1 、 T_2 ……, 则各轴功率、转速和转矩的计算公式为:

$$P \begin{cases} P_1 = P_0 \cdot \eta_{01} \\ P_2 = P_1 \cdot \eta_{12} \\ P_3 = P_2 \cdot \eta_{23} \\ \dots\dots \end{cases} \quad n \begin{cases} n_1 = \frac{n_0}{i_{01}} \\ n_2 = \frac{n_1}{i_{12}} \\ n_3 = \frac{n_2}{i_{23}} \\ \dots\dots \end{cases} \quad T \begin{cases} T_1 = 9.55 \frac{P_1}{n_1} = T_0 \cdot i_{01} \cdot \eta_{01} \\ T_2 = 9.55 \frac{P_2}{n_2} = T_1 \cdot i_{12} \cdot \eta_{12} \\ T_3 = 9.55 \frac{P_3}{n_3} = T_2 \cdot i_{23} \cdot \eta_{23} \\ \dots\dots \end{cases}$$

式中 P_0 、 n_0 、 T_0 ——分别为电动机轴的输出功率、转速和转矩;

i_{01} ——电动机轴至 1 轴的传动比, 如其间是用联轴器联接, 则 $i_{01}=1$;

η_{01} ——电动机轴至 1 轴的传动效率。

若按第一种方法计算时, P_0 为工作机需要电动机输出的功率, 即 $P_0=P_r$ 。若按第二种方法计算时, P_0 即为电动机的额定功率, n_0 为电动机的满载转速, T_0 为电动机的额定转矩, 即

$$T_0 = 9.55 \frac{P_0}{n_0} \text{ N} \cdot \text{m}$$

关于传动装置的电动机选择和运动学及动力学计算举例, 见本书第一部分八节 (页)。

三、传动零件设计计算

传动零件的设计计算, 包括确定传动零件的材料、热处理方法、参数、尺寸和主要结构。这些工作为装配草图的设计做好准备。

由传动装置运动及动力参数计算得出的数据及设计任务书给定的工作条件, 即为传动零件设计计算的原始数据。

各传动零件的设计计算方法, 读者已在《机械设计基础》课程中学过, 可参考教材复习有关内容。下面就传动零件设计计算的要求和应注意的问题作简要的提示。

1. 减速器以外传动零件的设计计算

当所设计的传动装置中, 除减速器外还有其他传动零件 (如带传动、链传动、开式齿轮传动等) 时, 通常首先设计计算这些传动零件。在这些传动零件的参数 (例如带轮的基准直径、链轮齿数、开式齿轮的齿数等) 确定后, 外部传动的实际传动比便可确定, 然后修改减速器的传动比, 再进行减速器内传动零件的设计, 这样可减小整个传动装置的传动比累积误差。

通常, 由于设计学时的限制, 减速器以外的传动零件只须确定主要参数和尺寸, 而不进行详细的结构设计。装配图只画减速器部分, 一般不画外部传动零件。

1) 开式齿轮传动

设计开式齿轮传动须确定出模数、齿数、分度圆直径、齿顶圆直径、齿宽、轮毂长度以及作用在轴上力的大小和方向。

在选择和计算开式齿轮传动的参数时, 首先按弯曲疲劳强度计算所需模数, 在取标准值后, 再选择计算其他参数。针对开式齿轮传动的工作特点, 考虑磨损对弯曲疲劳强度的影响, 应将材料

的许用弯曲应力降低 20%~35%，或将计算所得模数加大 10%~15%。

开式齿轮应用于低速传动，通常采用直齿。由于工作环境一般较差，灰尘大、润滑不良，故应注意材料配对的选择，使之具有较好的减摩和耐磨性能。

开式齿轮轴的支承刚度较小，为减轻齿轮轮齿偏载的程度，齿宽系数宜取的小些，一般 $\phi_a = 0.1 \sim 0.3$ ，常取 $\phi_a = 0.2$ 。

尺寸参数确定后，应检查传动的外廓尺寸，如与其他零件发生干涉或碰撞，则应修改参数重新计算。在齿数确定后，应将开式齿轮传动的实际传动比计算出来。

2) 普通 V 带传动

设计普通 V 带传动须确定出带的型号、带轮直径和宽度、计算出带的长度、中心距、带的根数及作用在轴上力的大小和方向。

设计普通 V 带传动时，应注意小带轮的直径不要选的过小。轮径小使带的弯曲应力增大，降低带的疲劳寿命。而且由于带的根数增多造成各根带受力不均，一般应限制根数 $z < 10$ ，常取 $z = 3 \sim 6$ 。因此，在外廓尺寸允许的条件下，应令 $d_1 \geq d_{\min}$ ，并使带速 $v = 5 \sim 25 \text{ m/s}$ ，大、小带轮直径均符合标准系列，见参考文献 [1]。

带轮尺寸确定后，应检查带传动的尺寸在传动装置中是否合适，例如直接装在电动机轴上的小带轮，其外圆半径是否小于电动机的中心高；其轮毂孔径是否与电动机轴直径相等；大带轮外圆是否与其他零部件相碰等。如有不合适情况，应考虑改选带轮直径 d_1 及 d_2 重新设计计算。在带轮直径确定后应验算带传动的实际传动比。

确定带轮毂孔直径时，应根据带轮的安装情况分别考虑，当带轮直接装在电动机轴或减速器轴上时，则应取轮毂孔直径等于电动机或减速器的轴伸直径，当带轮装在其他轴（例如开式齿轮轴端或滚筒轴端等）上时，则应根据轴端直径来确定。无论按哪种情况确定的轮毂孔直径一般均应符合标准规定，见表 2.1-3。

3) 链传动

设计链传动须确定出链节距、齿数、链轮直径、轮毂宽度、中心距及作用在轴上力的大小和方向。

大、小链轮的齿数最好为奇数或不能整除链节数的数。为不使大链轮尺寸过大，以控制传动的外廓尺寸，速度较低的链传动齿数不宜取的过多。当采用单排链传动而计算出的链节距过大时，可改用双排链。为避免使用过渡链节，链节数最好取为偶数。

2. 减速器内传动零件的设计计算

在减速器以外的传动零件设计完成后，应检验开始计算的运动及动力参数有无变动。如有变动应作相应的修改后，再进行减速器内传动零件的设计计算。

齿轮的设计计算可参考教材所示的步骤和公式进行。设计中应注意以下几点：

1) 齿轮材料及热处理方法的选择，要考虑到齿轮毛坯的制造方法。当齿轮的顶圆直径 $d_a \leq 400 \sim 600 \text{ mm}$ 时，一般采用锻造毛坯；当 $d_a > 400 \sim 600 \text{ mm}$ 时，因受锻造设备能力的限制，一般采用铸铁或铸钢铸造。当齿轮直径和轴的直径相差不大时，如图 1.3-1 所示， $d_a < 2d$ 或齿轮的齿根至键槽的距离小于两倍齿轮模数，即 $X < 2m$ ，齿轮和轴可制成一体，称为齿轮轴。同一减速器内各级大小齿轮的材料，最好对应相同，以减少材料牌号和简化工艺要求。齿轮的结构及各部尺寸见参考文献 [1]。

2) 设计的减速器若为大批生产，为提高零件的互换性，中心距等参数可参考标准减速器选取；

若为单件或小批生产,中心距等参数可不必取标准减速器的数值。但为了制造、安装方便,最好使中心距取成表 2.1-3 中 $R40$ 值。直齿圆柱齿轮传动可通过改变齿数、模数或采用变位;斜齿圆柱齿轮传动除可通过改变齿数或变位,还可通过改变螺旋角实现中心距取成 $R40$ 系列值的要求。为保证计算和制造的准确性,斜齿轮的螺旋角 β 的数值必须精确计算到“秒”,齿轮分度圆直径必须精确计算到小数点后三位数值,绝对不允许随意圆整。

四、减速器的构造

减速器主要由传动零件(齿轮或蜗杆等)、轴、轴承、箱体及其附件所组成。图 1.4-1 为单级圆柱齿轮减速器的结构图,现结合该图简要介绍一下减速器的构造。

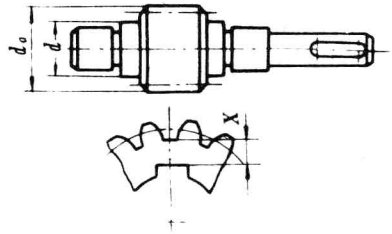


图 1.3-1 小齿轮的结构

1. 齿轮、轴及轴承组合

图中小齿轮与高速轴 21 制成一体,即采用齿轮轴结构。这种结构用于齿轮直径和轴的直径相差不大的情况。大齿轮 29 和低速轴 34 分开制造,利用平键 16 作周向固定。轴上零件利用轴肩、轴套(或挡油盘 15, 28, 36)和轴承盖 17, 23, 30, 32 作轴向固定。两轴均采用深沟球轴承,承受径向载荷和不大的轴向载荷的复合作用。轴承采用润滑脂润滑。为防止润滑脂的流失和箱内稀油进入轴承,在轴承和齿轮之间设挡油盘。为防止在轴外伸段箱内润滑剂漏失以及外界灰尘、异物侵入箱内,在轴承透盖中装有密封元件,图中采用的接触式毡圈密封适用于轴速较低、环境清洁的场合。

2. 箱 体

箱体是减速器的重要组成部件。它是传动零件的基座,应具有足够的强度和刚度。

箱体通常用灰铸铁铸造,对于受冲击载荷的重型减速器也可采用铸钢箱体。单件生产的减速器为了简化工艺、降低成本可采用钢板焊接箱体。

图中箱体是由灰铸铁铸造的。为了便于轴系部件的安装和拆卸,箱体制成沿轴心线水平剖分式。上箱盖 2 和下箱座 1 用普通螺栓 8, 11 联接成一体。轴承座的联接螺栓应尽量靠近轴承座孔,而轴承座旁的凸台应具有足够的承托面,以便放置联接螺栓,并保证旋紧螺栓时需要的扳手空间。为了保证箱体具有足够的刚度,在轴承座孔附近加支撑肋。为了保证减速器安置在基座上的稳定性并尽可能减少箱体底座平面的机械加工面积,箱体底座一般不采用完整的平面。图中减速器下箱座底面是采用四块矩形加工基面。

3. 减速器的附件

为了保证减速器的正常工作,除了对齿轮、轴、轴承组合和箱体的结构设计应给予足够重视外,还应考虑到为减速器润滑油池注油、排油、检查油面高度、检修拆装时上下箱的精确定位、吊运等辅助零部件的合理选择和设计。

1) 检查孔

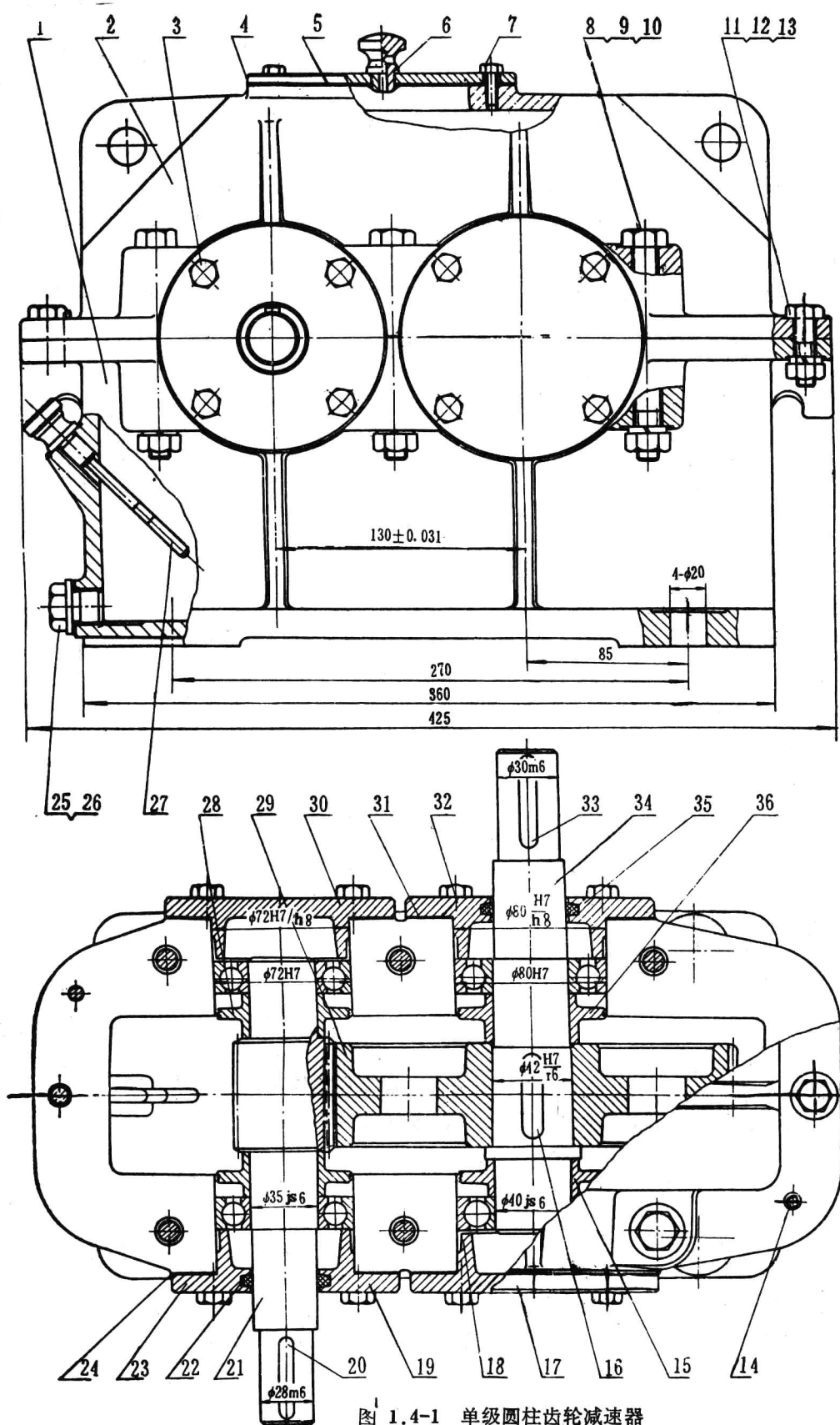


图 1.4-1 单级圆柱齿轮减速器

为了检查传动零件的啮合情况,并向箱体内注入润滑油,应在箱体的适当位置设置检查孔。图中检查孔设在上箱盖顶部能够直接观察到齿轮啮合部位的地方。平时,检查孔的盖板5用螺钉7固定在箱盖上。图中检查孔为长方形,其大小应允许将手伸入箱内,以便检验齿轮啮合情况。

2) 通气器

减速器工作时,箱体内温度升高,气体膨胀,压力增大。为使箱内受热膨胀的空气能自由地排出,以保持箱体内外压力平衡,不致使润滑油沿分箱面和轴伸或其它缝隙渗漏,通常在箱体顶部装设通气器。图中采用的通气器是具有垂直相通气孔的通气螺塞6。通气螺塞旋紧在检查孔盖板的螺孔中。这种通气器结构较简单,用于工作环境较为清洁的场合。若环境多尘可采用有滤网的、防尘效果更好的通气器。

3) 轴承盖

为了固定轴系部件的轴向位置并承受轴向载荷,轴承座孔两端用轴承盖封闭。轴承盖有凸缘式和嵌入式两种(参见2.6-6及2.6-7)。图中采用的是凸缘式轴承盖,利用六角螺钉固定在箱体上。在轴伸处的轴承盖是通孔的透盖,透盖中装有密封装置。凸缘式轴承盖的优点是拆装、调整轴承比较方便,但和嵌入式轴承盖相比,零件数目较多、尺寸较大,外观不够平整。

4) 定位销

为了精确地加工轴承座孔并保证每次拆装后,轴承座的上下半孔始终保持制造加工时的位置精度,应在精加工轴承座孔前,在上箱盖和下箱座的联接凸缘上配装定位销14。图中采用的两定位圆锥销安置在箱体纵向两侧联接凸缘上,并呈非对称布置以加强定位效果。

5) 油面指示器

为了检查减速器内油池油面的高度,以便经常保证油池内有适当的油量,一般在箱体便于观察、油面较稳定的部件,装设油面指示器。图中采用的油面指示器是油标尺27。

6) 放油螺塞

换油时,为了排放污油和清洗剂,应在箱体底部、油池的最低位置处开设放油孔,平时放油孔用带有细牙螺纹的螺塞25堵住。放油螺塞和箱体接合面间应加防漏用的垫圈26。

7) 启箱螺钉

为了加强密封效果,通常在装配时于箱体剖分面上涂以水玻璃或密封胶,因而在拆卸时往往因胶结紧密使分开困难。为此常在箱盖联接凸缘的适当位置,加工出1~2个螺孔,旋入启箱用的圆柱端或平端的启箱螺钉。旋动启箱螺钉便可将上箱盖顶起。小型减速器也可不设启箱螺钉,启盖时用起子撬開箱盖。

8) 起吊装置

当减速器的重量超过25kg时,为了便于搬运,常需在箱体上设置起吊装置,如在箱体上铸出吊耳或吊钩等。图中上箱盖设有两个吊耳,下箱座铸出四个吊钩。

五、减速器装配草图设计

装配图是表达各零件相互关系、结构形状以及尺寸的图样,也是机器进行组装、调试、维护等环节的技术依据。因此,设计一般总是从装配图设计开始进行工作。而装配草图设计又是整个设计工作中重要的阶段。由于大部分零件的结构和尺寸都是在这个阶段中决定的,所以在这个阶段的工作过程中,必须综合地考虑零件的强度、刚度、制造工艺、装配、调整和润滑等各方面要求。

装配草图设计的最初目的是观察最初确定的运动参数（主要是传动比）、各传动件的结构和尺寸是否协调和是否干涉；同时在绘图过程中定出轴的结构、跨距和受力点的位置，以便验算轴的强度和滚动轴承的寿命；装配草图设计的最终目的是确定出所有部件和零件的结构和尺寸，为工作图（零件工作图、减速器装配工作图等）设计打下基础。

这个阶段的设计不可避免地要进行反复的修改才能得到较好的结构。因此，要敢于动手，又不可草率，必须逐步学会并掌握“三边”设计方法。绘制草图时，必须用绘图仪器，按一定比例尺和指定的设计步骤绘制，不得用目测、徒手等不正确的方法绘制。

减速器装配草图设计可按初绘草图和完成草图两个阶段进行。

1. 初绘减速器装配草图

1) 初绘草图的准备工作

在画草图之前，应认真读懂一张典型减速器装配图，观看有关减速器的录像，参观或装拆实际减速器，以便深入了解减速器各零、部件的功用、结构和相互关系，做到对设计内容心中有数。除此之外，其他具体准备工作还有：

(1) 确定出齿轮传动的主要尺寸，如中心距、分度圆和齿顶圆的直径，齿轮宽度、轮毂长度等。

(2) 按已选定的电动机型号查出其安装尺寸，如电动机轴伸直径 D 和轴伸长度 E 以及中心高 H 等。

(3) 选定联轴器的类型。联轴器的类型应根据它在本传动系统中所要完成的功能来选择。

当原动机和减速器安装在公共底座上时，两轴的同心度容易保证，因此用于此处的联轴器无需很高的补偿性能。另外由于这个联轴器联接高速轴，为了减小起动载荷和其他动载荷，它应具有较小的转动惯量和良好的减震性能。这里多采用带弹性元件的联轴器，如梅花形联轴器（见表 2.4-3）、弹性柱销联轴器（见表 2.4-1）和弹性套柱销联轴器（见表 2.4-2）等。

联接减速器和工作机构的联轴器，由于它处于低速轴，因此对这个联轴器不必提出具有较小转动惯量的要求。如果减速器和工作机构也是安装在同一底座上时，也可采用上述几种类型的联轴器。假如工作机构和传动装置不是安置在公共底座上，则对这个联轴器就要求有较高的补偿性能。十字滑块联轴器（见参考文献〔3〕表 8-4）、链条联轴器（见参考文献〔3〕表 8-5）等就能满足这些要求。

(4) 根据轴承所受载荷的大小、性质、转速及工作要求，初选轴承类型。首先应考虑能否采用结构最简单而价格最便宜的深沟球轴承。当支座上作用有径向力 R 和较大的轴向力（ $A > 0.25R$ ）时或者需要调整传动件（锥齿轮、蜗轮等）的轴向位置时，应选择向心角接触轴承，而最常用的是圆锥滚子轴承。常用圆锥滚子轴承是因为其外圈是可拆的，这样在装拆调整时就很方便。此外，从轴承的相对价格（轴承价格与其基本额定动载荷之比）来看，圆锥滚子轴承是最低的。

(5) 初步确定滚动轴承的润滑和密封方式。当浸浴在油池中的传动零件的圆周速度 $v > 2 \sim 3 \text{ m/s}$ ，可采用齿轮转动时飞溅出来的润滑油来润滑轴承（简称稀油润滑）；当 $v \leq 2 \text{ m/s}$ 时，可采用润滑脂润滑轴承（简称干油润滑）。然后可根据轴承的润滑方式和工作环境条件（清洁或多尘）选定轴承的密封型式。

(6) 确定减速器箱体的结构方案并计算出它的各部分尺寸。减速器的箱体是支承和安装齿轮等传动零件的基座，因此它本身必须具有很好的刚性，以免产生过大的变形而引起齿轮上载荷分布不均，为此目的，在轴承座凸缘的下部设有肋板。箱体多制成剖分式，部分面一般在水平位置