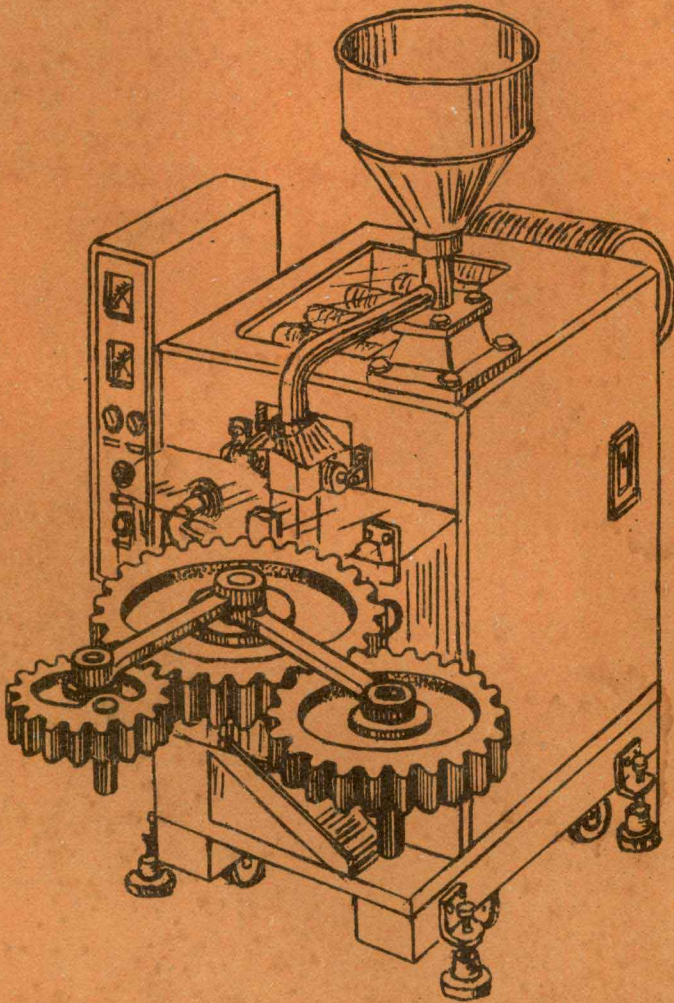


机构设计

2

# 自动机械设计

《自动机械设计》编写组编



ZIDONGJIXIEJIGOU  
ZIDONGJIXIEJIGOU

上海市业余工业大学

## — 前 言 —

根据上海地区工业发展的需要，上海市业余工业大学于1973年起开始设置《自动机械设计》课程。为了解决教材的困难，于1982年联合上海市有关高校组成《自动机械设计》编写组，集体编写了本书，仅供内部交流使用。

本书内容共分三篇：第一篇为“基本知识”、第二篇为“机构设计”、第三篇为“机械设计”。其中第一篇除介绍某些典型自动机械外，主要是根据后两篇教学内容的要求、在机械类专业的技术基础课的基础上所补充的一些理论知识，包括机械振动基础、凸轮从动件运动规律、平面机构运动分析和平面连杆机构设计原理等；第二篇主要讨论自动机械中的常用机构设计，包括传动机构、送料机构、间歇运动机构、凸轮机构、组合机构和离合器等；第三篇包括自动机械总体设计、包装机械执行机构、电子工业专用执行机构、支承件、导轨、机械手、机械调整检测和保险用执行机构及自动线概论等。

本书主要针对轻工业、手工业、电子和医药工业等行业所使用的非标准设备进行讨论，其中对于各行业都在使用的包装机械取材较多，并尽可能讨论一些共性问题。考虑到教学和设计人员的实际需要、扩大适应面，因而篇幅较多，实际使用时可根据情况适当地加以取舍。

参加本书编写的人员有楼任东、周大川、黄惟卓、胡慧仁、张光裕、于携初、应瑞森、陶祖源、宣美益等同志，由楼任东任主编，编写组成员互校互审。在编写过程中，潘震苍同志曾对本书提出过宝贵意见，邱熙飞同志对第一篇中部份内容作了校审，并得到上海大学工商管理学院、上海大学工学院、上海轻工业专科学校和上海市仪表局职工大学等有关院校领导的热情支持和帮助，在此一并表示深切的谢意。

由于我们水平有限，时间局促，书中定有不少不妥和错误之处，竭诚希望批评和指正，以便今后改进。

编 者

一九八四年三月

## 《自动机械设计》第二篇《机构设计》

### 目 录

第一章	传动机构	( 1 )
第一节	分级变速机构	( 1 )
一、	传动比和转速计算	( 1 )
二、	简单传动系统的拟定方法	( 3 )
第二节	行星齿轮机构	( 7 )
一、	周转轮系的概念	( 7 )
二、	行星轮系的效率	( 8 )
三、	行星齿轮机构的设计	( 10 )
四、	行星齿轮机构在结构上的特点和应用	( 15 )
五、	应用实例	( 16 )
第三节	渐开线少齿差行星齿轮减速器	( 19 )
一、	组成 传动原理	( 19 )
二、	少齿差行星减速器的输出机构	( 19 )
三、	少齿差行星减速器要满足的主要限制条件	( 20 )
四、	在少齿差情况下, 满足安装条件的措施 内啮合传动的正变位计算	( 21 )
五、	设计渐开线少齿差行星齿轮减速器的一般步骤	( 26 )
六、	设计举例	( 29 )
第四节	机械无级变速机构	( 31 )
一、	摩擦盘式无级变速机构	( 31 )
二、	分离锥轮无级变速机构	( 32 )
三、	其他无级变速机构	( 43 )
第五节	不等速机构	( 47 )
一、	转动导杆机构	( 47 )
二、	偏心链轮不等速机构	( 49 )
三、	偏心齿轮、差动轮系组合而成的不等速机构	( 51 )
四、	凸轮式不等速机构	( 52 )
五、	凸轮与差动轮系组合的不等速机构	( 53 )
六、	曲柄摇杆机构与差动轮系组合的不等速机构	( 54 )
七、	基本型的椭圆齿轮机构	( 55 )
第二章	送料机构	( 58 )
第一节	卷、板料及带料送料机构	( 58 )
一、	卷料送料机构的类型	( 58 )
二、	卷料送料中的校直机构	( 58 )
三、	卷料送料机构(金属材料)	( 59 )
第二节	棒料送料机构	( 63 )
一、	长棒料送料机构	( 63 )
二、	短棒料自动送料机构	( 64 )
第三节	件料送料机构	( 64 )
一、	机械式送料机构	( 65 )
二、	电磁式件料送料机构	( 72 )
第四节	其他供送机构	( 90 )
一、	粉状和颗粒状物料的供送机构	( 90 )



三	液体及粘稠物料运送装置	( 92 )
三	螺杆进瓶机构	( 93 )
第三章	间歇运动机构	( 94 )
第一节	棘轮机构	( 94 )
一	结构与工作原理	( 94 )
三	齿式棘轮机构主要尺寸的确定	( 95 )
三	棘轮和棘爪的画法	( 98 )
四	齿式棘轮机构的精度、技术条件、材料和热处理	( 98 )
第二节	槽轮机构	( 98 )
一	槽轮机构的工作原理	( 99 )
三	槽轮机构的结构形式	( 99 )
三	槽轮机构基本参数的确定	( 101 )
四	槽轮的角速度和角加速度	( 103 )
五	槽轮机构的扭矩和功率计算	( 106 )
六	特殊结构的槽轮机构	( 106 )
七	槽轮机构的材料与热处理	( 110 )
八	槽轮机构设计举例	( 110 )
第三节	圆柱凸轮分度机构	( 112 )
一	工作原理和分类	( 112 )
三	凸轮分度机构的结构形式、材料及热处理	( 113 )
三	运动规律分析	( 114 )
四	设计与计算	( 115 )
五	设计举例	( 118 )
第四节	其他间歇运动机构	( 120 )
一	不完全齿轮机构	( 120 )
三	链条间歇运动机构	( 124 )
三	外槽轮摇杆间歇机构	( 124 )
第五节	常用的定位机构	( 128 )
第四章	凸轮机构	( 130 )
第一节	凸轮机构的综述	( 130 )
一	凸轮机构的种类	( 130 )
三	设计凸轮机构应实现的基本条件	( 132 )
第二节	从动件运动规律的选择	( 132 )
一	从动件的最大速度 $v_{max}$	( 133 )
三	从动件的最大加速度 $A_{max}$	( 133 )
三	弹簧刚度	( 135 )
四	凸轮轴上的最大扭矩	( 135 )
第三节	从动件的位移图	( 136 )
一	等速运动规律	( 136 )
三	等加(减)速运动规律	( 136 )
三	余弦运动规律	( 136 )
四	正弦运动规律	( 137 )
第四节	凸轮机构压力角的确定	( 138 )
第五节	平面凸轮基圆半径的确定	( 141 )

一	对心式直移从动件凸轮基圆半径的确定	(141)
三	偏置式直移从动件凸轮基圆半径的确定	(141)
三	摆动从动件凸轮基圆半径的确定	(142)
第六节	圆柱凸轮基圆半径的确定	(143)
一	直移从动件圆柱凸轮	(143)
三	摆动从动件圆柱凸轮	(144)
第七节	凸轮理论廓线的曲率半径	(145)
第八节	凸轮理论廓线参数的确定	(146)
一	对心式直移从动件平面凸轮	(146)
三	偏置式直移从动件平面凸轮	(146)
三	摆动从动件平面凸轮	(147)
四	圆柱凸轮理论廓线参数的确定	(148)
第九节	用升距比系数确定凸轮的理论廓线参数	(148)
一	对心式直移从动件平面凸轮	(150)
三	偏置式直移从动件平面凸轮	(150)
三	摆动从动件平面凸轮	(151)
四	圆柱凸轮	(151)
第十节	凸轮实际廓线参数的确定	(151)
一	等距曲线基本原理	(152)
三	直移从动件平面凸轮的实际廓线参数	(152)
三	滚子摆动从动件平面凸轮的实际廓线参数	(152)
四	平底移动从动件平面凸轮	(154)
第十一节	回位弹簧的设计	(154)
第十二节	凸轮加工时刀具中心位置的确定	(156)
一	对心式直移从动件	(156)
三	偏置式直移从动件	(156)
三	摆动从动件	(156)
第十三节	凸轮设计实例	(157)
第十四节	共轭凸轮的设计	(161)
第十五节	等径凸轮的设计	(162)
第十六节	凸轮的材料与强度	(164)
一	凸轮的材料	(164)
三	凸轮机构的强度	(165)
第十七节	凸轮的安装与调试	(165)
第十八节	凸轮机构的设计步骤	(166)
第五章	组合机构	(168)
第一节	概述	(168)
第二节	凸轮齿轮组合机构	(168)
一	凸轮蜗杆组合机构	(169)
三	固定凸轮周转齿轮组合机构	(170)
第三节	凸轮连杆组合机构	(173)
一	凸轮连杆串联机构	(173)
三	固定凸轮连杆组合机构 I	(174)
三	固定凸轮连杆组合机构 II	(175)

四	双曲柄滑块凸轮组合机构 .....	(179)
第四节	齿轮——连杆机构 .....	(185)
一	组成和应用 .....	(185)
二	三轮四杆型齿轮连杆机构的基本原理 .....	(185)
三	摆线型齿轮连杆组合机构 .....	(191)
第五节	带有挠性构件的组合机构 .....	(198)
一	带有挠性构件的连杆组合机构 .....	(198)
二	带有挠性构件的凸轮组合机构 .....	(201)
第六章	离合器 .....	(204)
第一节	概述 .....	(204)
第二节	定转数离合器 .....	(205)
一	牙嵌式定转数离合器 .....	(206)
二	滑键式定转数离合器 .....	(206)
三	棘轮式定转数离合器 .....	(207)
四	内齿式定转数离合器 .....	(208)
五	自动停车牙嵌式离合器 .....	(210)
六	单齿摆动键离合器 .....	(212)
七	转键式定转数离合器 .....	(212)
第三节	超越离合器 .....	(218)
一	滚柱式超越离合器 .....	(218)
二	其他型式的超越离合器 .....	(222)
三	超越离合器的综合应用示例 .....	(225)
第四节	安全离合器 .....	(228)
一	牙嵌式安全离合器 .....	(228)
二	滚珠式安全离合器 .....	(229)
三	摩擦式安全离合器 .....	(232)
第五节	多作用离合器 .....	(233)
一	启停——安全保护离合器 .....	(233)
二	两输出轴联锁保护用安全离合器 .....	(236)
第六节	磁粉离合器 .....	(239)
一	磁粉离合器的工作原理 .....	(239)
二	磁粉离合器的工作特性 .....	(240)
三	磁粉离合器主要尺寸计算 .....	(242)
四	磁粉离合器的结构 .....	(247)

## 第二篇 《机构设计》

### 第一章 传动机构

在工业生产中，使用着种类繁多的自动化机械，它们大多用电动机驱动，其转速一般较被传动的机械执行机构所需要的转速为高，因此从电动机到执行机构之间就要有一套适当的变速传动机构，以满足工艺上的要求。传动机构有机械式、电动式和液压式等几种类型。本章主要讨论一些在轻工、电子仪表等行业中常用的机械变速传动机构。包括分级变速机构、行星齿轮机构、渐开线少齿差行星齿轮减速器、无级变速机构和不等速机构等的原理、设计及其应用。

#### 第一节 分级变速机构

##### 一、传动比和转速

计算

在“机械原理”中已学过有关传动比的概念，为统一起见，仍然沿用同样定义，即一对齿轮的传动比为：

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{Z_2}{Z_1}$$

(a) 外啮合

(b) 内啮合

图 2·1-1 传动比计算

式中： $Z_1$ 、 $n_1$ 、 $\omega_1$  —— 分别表示齿轮 1 的齿数、转速、角速度。

$Z_2$ 、 $n_2$ 、 $\omega_2$  —— 分别表示齿轮 2 的齿数、转速、角速度。

$i_{12}$  表示齿轮 1 对齿轮 2 的传动比（同理，齿轮 2 对齿轮 1 的传动比，则用  $i_{21}$  表示）。

对于一对圆锥齿轮或蜗轮蜗杆的传动，由于两轴互相垂直，所以它们的旋向就不能用“+”或“-”来表示，而应该用图示箭头的方向来说明，如图 2·1-2 所示。但其传动比的大小仍可用下式表示：

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

关于蜗轮的旋转方向可用下法

决定：当蜗杆为右旋时，伸出

右手，（而当蜗杆为左旋时则伸出左手），使四指弯曲方向与蜗杆转向一致，此时大拇指的指向就是蜗轮的受力方向，而蜗轮的受力方向正如与蜗杆的受力方向相反，故按蜗轮受力方向即可确定其旋转方向，图中：

$F_1$  —— 为蜗杆受力方向

$F_2$  —— 为蜗轮受力方向

且  $F_1$  和  $F_2$  大小相等，方向相反。

为了判别蜗轮的转向，再举几个例子如图 2·1-3 所示

（不变速传动传动比与转速的计

算：

例 2·1-1 图 2·1-4 所示

图 2·1-3 蜗轮旋转方向的判别

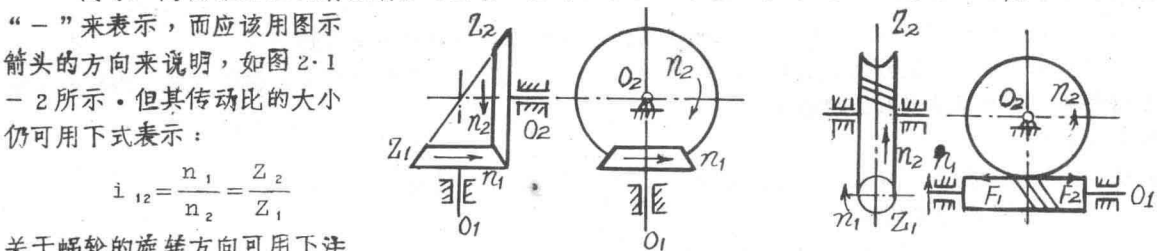
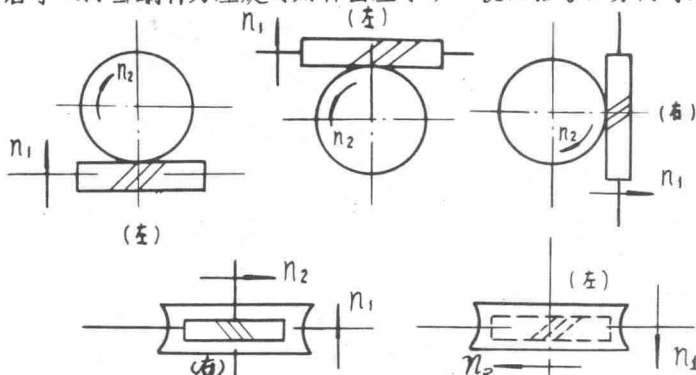


图 2·1-2 圆锥齿轮传动和蜗轮蜗杆传动



为一台车床溜板箱刻度盘上的齿轮传动实例，轮1输入，轮4输出，试求下列传动比：

$$i_{14}; i_{23}; i_{42} = ?$$

介：
$$i_{14} = \frac{n_1}{n_4} = \frac{Z_4}{Z_3} \cdot \left(-\frac{Z_3}{Z_2}\right) \cdot \left(-\frac{Z_2}{Z_1}\right) = \frac{Z_4}{Z_2} \cdot \frac{Z_2}{Z_1}$$
  
( $n_1$  和  $n_4$  方向相同)

$$i_{23} = \frac{n_2}{n_3} = -\frac{Z_3}{Z_2} \quad (n_2 \text{ 和 } n_3 \text{ 方向相反})$$

$$i_{42} = \frac{n_4}{n_2} = -\frac{Z_2}{Z_3} \cdot \frac{Z_3}{Z_4} = -\frac{Z_2}{Z_4}$$
  
( $n_4$  和  $n_2$  方向相反)

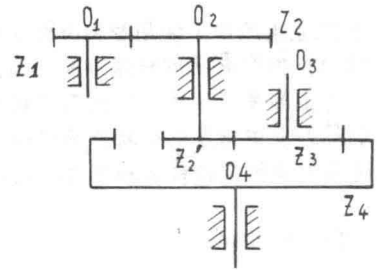


图 2.1-4 溜板箱刻度盘传动示意图

由此归纳出定轴轮系传动比：

$$i_{GK} = \pm \frac{\text{从G轮到K轮止各级从动轮齿数连乘积}}{\text{从G轮到K轮止各级主动轮齿数连乘积}} \quad (2.1-1)$$

例 2.1-2 图 2.1-5 所示为组合机床动力滑台的减速机构，试确定蜗轮的转向及转速。

介：主要在于确定蜗轮、蜗杆的旋向。蜗轮的旋向如图中所示。

由 (2.1-1) 式得：

$$\begin{aligned} n_{\text{蜗轮}} &= n_{\text{电}} \times \frac{Z_1}{Z_2} \times \frac{Z_2'}{Z_3} \times \frac{Z_3'}{Z_4} \\ &= 960 \times \frac{34}{42} \times \frac{21}{51} \times \frac{2}{38} \\ &= 16.84 \text{ 转/分} \end{aligned}$$

蜗轮转向如图中所示。

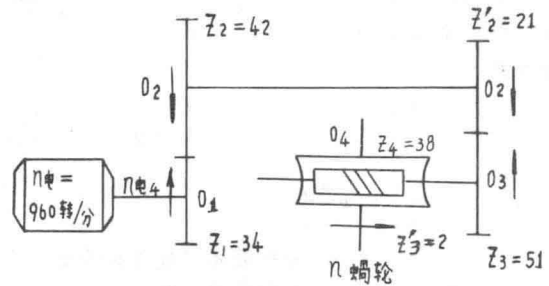


图 2.1-5 组合机床动力滑台减速机构传动示意图

例 2.1-3 试求图 2.1-6 所示的传动系统中齿条 R 的移动方向与速度。

介：由于  $Z_{15}$  轴线和  $Z_{60}$  轴线不平行， $i_{51}$  无符号，各轮转向分别在图上用箭头标出，最后得齿条 R 的移动方向如图所示。

齿条速度  $V_R = 2\pi n_5 \cdot r$

式中  $r = \frac{1}{2} m Z_6 = \frac{1}{2} \times 4 \times 20 = 40$  毫米

$n_5$  可由下式求出

$$i_{51} = \frac{n_5}{n_1} = \frac{h_5}{2.5 \times 40 \times 30 \times 60} = \frac{1}{250}$$

$$n_5 = i_{51} \cdot n_1 = \frac{1}{250} \times 500 = 2 \text{ 转/分}$$

故  $V_R = 2\pi \times 2 \times 40 = 502.4$  毫米/分

以上举例都是输出轴只有一种转速的情况，也就是说输出轴的转速是固定的，没有变速。下面进一步讨论输出轴有变速的情况下各级转速的计算。

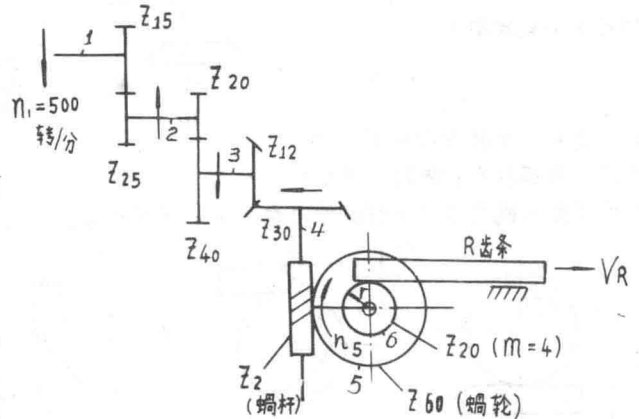


图 2.1-6 齿轮齿条减速机构传动示意图

(一) 变速传动传动比计算。

例 2.1-3 图 2.1-7 (a) 所示为某通用机床 6 级变速箱的传动系统图。

欲看懂变速箱的传动系统图，首先要熟悉有关的一些元件符号，如图 2.1-7 (b) 所示。

其他传动符号可查国家标准

图 2.1-7 (a) 中各轴的转速如下：



I 轴只有一种转速；II 轴就有三种转速；III 轴（主轴）可以得到  $3 \times 2 = 6$  种转速。

为了清楚地看出传动情况，可用传动结构式来表示：

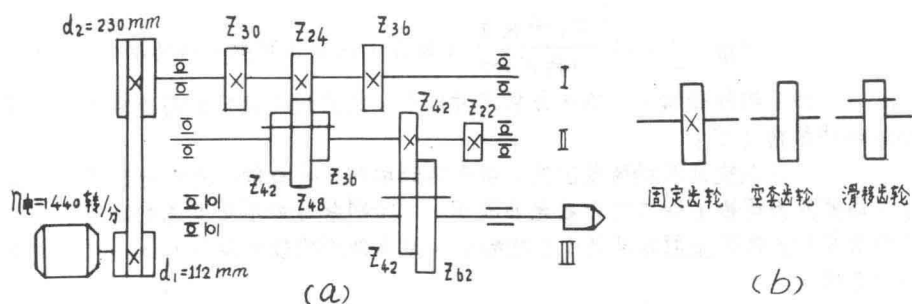
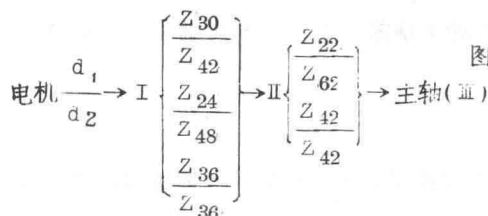


图 2-1-7 6 级变速箱传动系统示意图



六种主轴转速为：

$$n_1 = 1440 \times \frac{112}{230} \times \frac{24}{48} \times \frac{22}{62} \approx 125 \text{ 转/分}$$

$$n_2 = 1440 \times \frac{112}{230} \times \frac{30}{42} \times \frac{22}{62} \approx 175 \text{ 转/分}$$

$$n_3 = 1440 \times \frac{112}{230} \times \frac{36}{36} \times \frac{22}{62} \approx 250 \text{ 转/分}$$

$$n_4 = 1440 \times \frac{112}{230} \times \frac{24}{48} \times \frac{42}{42} \approx 350 \text{ 转/分}$$

$$n_5 = 1440 \times \frac{112}{230} \times \frac{30}{42} \times \frac{42}{42} \approx 500 \text{ 转/分}$$

$$n_6 = 1440 \times \frac{112}{230} \times \frac{36}{36} \times \frac{42}{42} \approx 700 \text{ 转/分}$$

从上可见： $\frac{n_2}{n_1} = \frac{175}{125} \approx 1.41$ ， $\frac{n_3}{n_2} = \frac{250}{175} = 1.41$ ， $\frac{n_4}{n_3} = \frac{350}{250} \approx 1.41$

这说明一般通用机床的转速系列是一个等比级数，其公比可用  $\phi$  表示，这里  $\phi = 1.41$ 。我国的公比标准值有下列几种： $\phi = 1.06; 1.12; 1.26; 1.41; 1.58; 1.78; 2$ 。其中以  $1.26, 1.41$  较为常用。

由本例还可看出： $n_2 = n_1 \phi; n_3 = n_2 \phi = n_1 \phi^2; \dots \dots n_z = n_1 \phi^{z-1}$

式中  $z$  是变速级数，可以看出  $\phi$  越小，则  $z$  越大，变速箱结构就越复杂

一、简单传动系统的拟定方法

进行传动系统的设计与计算时，应遵循如下主要原则：

1. 考虑各种传动机构的允许传动比范围，例如：

正齿轮  $\frac{1}{4} \leq i_{从主} < 2 \sim 2.5$

斜齿轮  $\frac{1}{12} \sim \frac{1}{8} \leq i_{从主} < 3 \sim 4$

蜗杆蜗轮  $\frac{1}{40} \sim \frac{1}{30} \leq i_{从主} \leq \frac{1}{7} \sim \frac{1}{8}$

链传动  $\frac{1}{8} \sim \frac{1}{6} \leq i \leq 2 \sim 3$

平皮带  $\frac{1}{4} \sim \frac{1}{3} \leq i_{从主} < 2.5 \sim 3$

三角皮带  $\frac{1}{7} \leq i_{从主} < 3.5 \sim 5$

2. 对于输出功率不变的齿轮变速系统，由

$$M_{\text{扭}} = 97400 \frac{N(\text{千瓦})}{n(\text{转/分})} \quad (\text{公斤} \cdot \text{厘米})$$

可知：当传动功率不变，转速  $n$  高，则扭矩

$M_{\text{扭}}$  小，相应的轴径就小，有关另件尺寸亦小，故靠近电动机的高速轴传动比宜降得慢一些，以利减小传动件结构尺寸；

3. 从提高传动精度出发，齿轮传动中相互啮合的一对齿轮的齿数，在保证给定传动比前提下，最好互为质数（即二轮齿数无公因子），特别是最好不要互成整数倍数，这样，小齿轮上某一齿不会总是和大齿轮上固定某几个齿相啮合，从而使磨损较为均匀（这一点对于交换齿轮和滑移齿轮可不予考虑）。

例 2.1-4 已知  $n_{\text{电}} = 1440$  转/分，要求得到的主轴转速为  $n_{\text{主}} = 144$  转/分，试设计一传动系统。

介：
$$i_{\text{总}} = i_{\text{主电}} = \frac{n_{\text{主}}}{n_{\text{电}}} = \frac{144}{1440} = \frac{1}{10}$$

正齿轮传动  $\frac{1}{4} \leq i_{\text{从主}} \leq 2 \sim 2.5$ ，若  $i_{\text{从主}}$  太小，则大、小齿轮相差很大，既占空间，齿轮的磨损又不均匀，若  $i_{\text{从主}}$  太大，势必带来噪声及较大传动误差。

故 
$$i_{\text{总}} = \frac{1}{10} = \frac{1}{2.5} \times \frac{1}{4} = \frac{20}{50} \times \frac{20}{80} = \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_3}{Z_4}$$

即  $Z_1 = 20, Z_2 = 50, Z_3 = 20, Z_4 = 80$ 。

其传动系统如图 2.1-8 所示：

验算主轴转速：

$$n_{\text{主}} = n_{\text{电}} \times \frac{Z_1}{Z_2} \times \frac{Z_3}{Z_4} = 1440 \times \frac{20}{50} \times \frac{20}{80} = 144 \text{ 转/分}$$

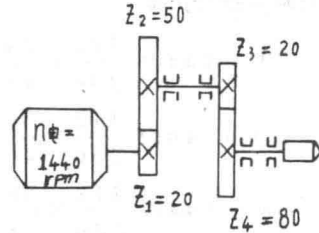


图 2.1-8

例 2.1-5 已知： $n_{\text{电}} = 1440$  转/分，要求主轴得到三种转速， $n_1 = 53$  转/分， $n_2 = 73$  转/分， $n_3 = 127$  转/分。并使用一对皮带盘传动。试设计一传动系统。

介：
$$i_{1\text{电}} = \frac{n_1}{n_{\text{电}}} = \frac{53}{1440} = \frac{1}{27} = \frac{1}{9} \times \frac{1}{3} = \frac{1}{9} \times i_a$$

$$i_{2\text{电}} = \frac{n_2}{n_{\text{电}}} = \frac{73}{1440} = \frac{1}{20} = \frac{1}{9} \times \frac{9}{20} = \frac{1}{9} \times i_b$$

$$i_{3\text{电}} = \frac{n_3}{n_{\text{电}}} = \frac{127}{1440} = \frac{9}{100} = \frac{1}{9} \times \frac{81}{100} = \frac{1}{9} \times i_c$$

上面式中  $i_a = \frac{1}{3} \quad i_b = \frac{9}{20} \quad i_c = \frac{81}{100}$

从以上式中可以看出， $\frac{1}{9}$  是三档变速中共有的传动比（即共同降速因子），因此反映在传动系统中就是共有的传动路线，这就简化了传动系统的设计。而  $i_a, i_b, i_c$  则是分别属于各转速各自的传动比，因此它在传动系统中应是一个三联齿轮块，藉此达到三种转速的要求。而上面的三种传动比  $i_a, i_b, i_c$  又满足

$$\frac{1}{4} \leq \frac{i_a}{i_c} \leq 2 \sim 2.5 \quad \text{故符合设计原则}$$

(1) 设计共同降速因子  $1/9$  的传动路线：

$$\frac{1}{9} = \frac{1}{1.5} \times \frac{1}{2} \times \frac{1}{3} = \frac{100}{150} \times \frac{20}{40} \times \frac{18}{54}$$

如因传动精度需要，也可分介为： $\frac{1}{9} = \frac{100}{150} \times \frac{21}{39} \times \frac{17}{55}$ （啮合齿数或质数）。应当注

意到皮带轮的最小直径和齿轮最小齿数的选择。一般皮带轮根据皮带型号可以查出最小皮带轮直径  $d_{min}$ ，如A型皮带  $d_{min} > 90$  (mm)，对于标准正齿轮除了考虑根切之外（即  $Z_{min} \geq 17$ ）还要考虑齿轮是否能装入传动轴，如果齿轮小，而传动轴径又不可能太小时，会使装配困难，因此应将最小齿数增大，但太大不仅浪费材料，还会增大齿轮箱的尺寸及动力消耗。故最小齿数应根据具体情况决定。

(2)设计传动比为  $i_a \cdot i_b \cdot i_c$  三联齿轮块的齿数。

由于两轴之间的中心距是一个固定的数值，如图 2·1-9 所示：

中心距  $A = \frac{m}{2} (Z_a + Z_{a'}) = \frac{m}{2} (Z_b + Z_{b'}) = \frac{m}{2} (Z_c + Z_{c'}) = \frac{1}{2} m Z_{和}$  对于标准齿轮来说，一组滑移齿轮传动中各对齿轮的齿数和必须相等，即

$$Z_{和} = Z_a + Z_{a'} = Z_b + Z_{b'} = Z_c + Z_{c'}$$

确定齿数时一般可先决定一组滑移齿轮传动中传动比最小的那对齿轮中的一个小齿轮齿数，这样设计出来的齿轮箱结构尺寸可能最小，只要保证最小齿轮的齿数不发生根切就可。现设  $Z_a = 20$ 。

因  $i_a = \frac{Z_a}{Z_{a'}} = \frac{1}{3} \quad \therefore Z_{a'} = 3Z_a = 3 \times 20 = 60$

故  $Z_{和} = Z_a + Z_{a'} = 20 + 60 = 80$

因  $i_b = \frac{Z_b}{Z_{b'}} \quad \text{即} \quad Z_{b'} = \frac{Z_b}{i_b}$

而  $Z_{和} = Z_b + Z_{b'} = Z_b + \frac{Z_b}{i_b} = Z_b \left(1 + \frac{1}{i_b}\right)$

故  $Z_b = \frac{Z_{和} i_b}{1 + i_b}$

现把  $Z_{和} = 80, i_b = \frac{9}{20}$  代入可得

$$Z_b = \frac{80 \times \frac{9}{20}}{1 + \frac{9}{20}} = 24.8, \quad \text{取 } Z_b = 25, \quad \text{故 } Z_{b'} = 80 - 25 = 65$$

同理可得  $Z_c = 35, Z_{c'} = 45$

(3)确定总传动系统：

$$\left. \begin{array}{l} i_{1,电} \\ i_{2,电} \\ i_{3,电} \end{array} \right\} = \frac{100}{150} \times \frac{20}{40} \times \frac{18}{54} \times \left\{ \begin{array}{l} \frac{Z_a}{Z_{a'}} \\ \frac{Z_b}{Z_{b'}} \\ \frac{Z_c}{Z_{c'}} \end{array} \right.$$

考虑到主轴上尽量减少传动件，并使尺寸紧凑，宜把三联滑移齿轮块放在 II 轴上。

$$\left. \begin{array}{l} i_{1,电} \\ i_{2,电} \\ i_{3,电} \end{array} \right\} = \frac{100}{150} \times \left\{ \begin{array}{l} \frac{Z_a}{Z_{a'}} \\ \frac{Z_b}{Z_{b'}} \\ \frac{Z_c}{Z_{c'}} \end{array} \right\} \times \frac{20}{40} \times \frac{18}{54}$$

(4)画传动系统并验算主轴转速：

传动系统图见图 2·1-10 所示。

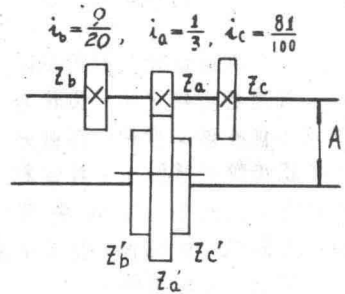


图 2·1-9

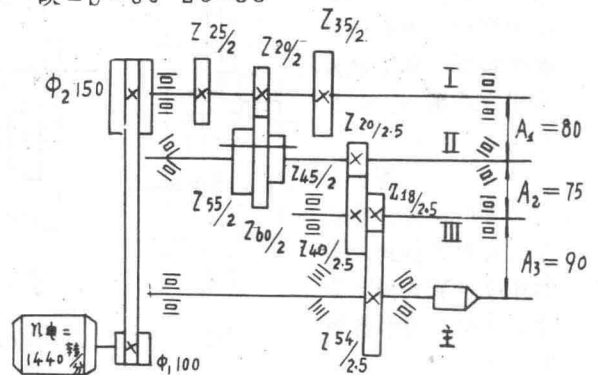


图 2·1-10 传动系统图

(5) 确定齿轮模数

根据电机功率大小决定各对齿轮模数（这里从略），并标注在齿轮齿数的下角，如  $Z_{25/2}$  表示齿数为 25，模数为 2。参见上图示。

(6) 求出各轴之间的中心距：

：

$$A_1 = \frac{1}{2} \times 2 \times (20 + 60) = 80 \text{ mm}$$

$$A_2 = \frac{1}{2} \times 2 \cdot 5 \times (20 + 40) = 75 \text{ mm}$$

$$A_3 = \frac{1}{2} \times 2 \cdot 5 \times (18 + 54) = 90 \text{ mm}$$

(7) 根据设计要求画出齿轮分布的截面图，如图 2·1-11 所示。

在画齿轮截面传动图时，必须注意各齿轮之间、齿轮与轴之间均不能相碰。齿轮一律画分度圆（修正齿轮画节圆），并注意齿轮间的齿顶圆大小，以避免相碰。另一方面各轴的位置安排要尽量集中，使变速箱体积小巧美观，而且均匀对称，当然还要考虑空间位置，保证能装配维修。

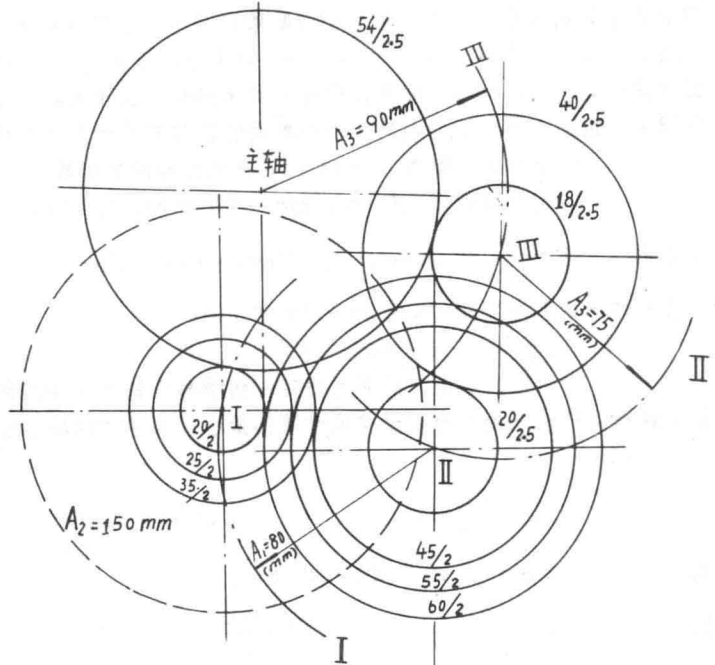


图 2·1-11 齿轮箱横剖面齿轮分布图

滑移齿轮的排列是设计中应注意的问题。一般的滑移齿轮大多为二联或三联。图 2·1-

12 所示为二联齿轮

的宽式与窄式排列。

显然窄式排列能缩短轴向尺寸，有利于刚度的提高，如无特殊要求宜采用窄式排列。

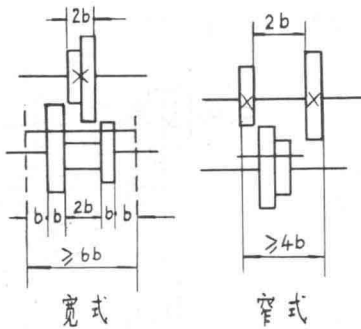


图 2·1-12 二联齿轮

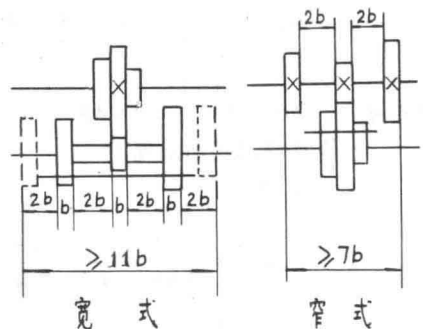


图 2·1-13 三联齿轮

图 2·1-13 所示为三联的宽式与窄式排列，当然亦应按窄式排列为佳。图中  $b$  表示齿轮的宽度。

在机械传动机构的设计中，传动件根据需要可以选齿轮，也可以选链轮、摩擦轮等其他传动件。现将各种传动的的基本特性列表于后供设计选用参考。

各种传动的的基本特性

表 2·1-1

传动型式	主要优点	主要缺点	传动比范围	速度范围 (米/秒)	应用
摩擦轮传动	传动平稳，无噪音，结构简单，可无级调速。	轴上受力很大，传动比不准确。	$\frac{1}{7} \leq i \leq 3 \sim 5$ 从主	干摩擦时： $< 7$ 润滑良好时： $< 20 \sim 25$	用于两轴平行或相交的传动中

续表

皮带传动	中心距变化范围可大；结构简单；传动平稳，能缓和冲击、振动，可起保险装置作用。	外形尺寸大，轴上受力较大；传动比不准确；皮带寿命较短。	平皮带： $\frac{1}{4} \sim \frac{1}{3} \leq i$ 从主 $\leq 2.5 \sim 3$ 加压轮时： $\frac{1}{10} \leq i$ 从主 $\leq 2.5 \sim 3$ 三角皮带： $\frac{1}{7} \leq i$ 从主 $\leq 3.5 \sim 5$	一般： $< 35$ ， 特殊的： $50 \sim 100$ 三角皮带： $< 30$	用于两轴平行相交或交叉的传动中。三角皮带只用于平行轴传动，皮带传动最小传动包角应大于 $120^\circ$ 。
齿轮传动	外形尺寸小；传动比准确；效率高；寿命长；载荷范围大。	要求制造精度高。若高速传动而精度不高时将有噪音，不能缓和冲击。	直齿： $(\frac{1}{4}) \leq i$ 从主 $\leq 2.0 \sim 2.5$ 斜齿： $\frac{1}{12} \sim \frac{1}{8} \leq i$ 从主 $\leq 3 \sim 4$	直齿： $< 15$ 斜齿： $< 25 \sim 30$ (圆锥齿轮应稍低)	圆柱齿轮用于平行轴间传动；圆锥齿轮用于相交轴传动，螺旋齿轮用于交叉轴传动。为了避免扩大传动件误差，升速和降速传动比都有一定范围。
蜗杆蜗轮传动	外形尺寸小；传动比准确；降速比可很大；传动平稳无噪音；可制成自锁的传动。	效率低。中高速传动时需高级青铜；要求制造精确。	$\frac{1}{40} \sim \frac{1}{30} \leq i$ 从主 $\leq \frac{1}{7} \sim \frac{1}{8}$ (分度系统中可达 $\frac{1}{100}$ 以上)	蜗杆速度一般 $< 15$	用于两轴交叉的传动中。
链传动	中心距变化范围可较大；载荷范围大；平均传动比准确。	瞬时传动比不准确，在冲击振动载荷下，很不耐久。	$\frac{1}{8} \sim \frac{1}{6} \leq i$ 从主 $\leq 2 \sim 3$	一般 $< 12 \sim 15$	用于平行轴间的传动

## 第二节 行星齿轮机构

### 一周转轮系的概念

轮系中至少有一轮不仅具有自转而且在系杆托下绕固定轴线作公转，则该轮称为行星轮。行星轮、系杆及与行星轮啮合的齿轮组成一个周转轮系。活动度为 2 的周转轮系称为差动轮系，活动度为 1 的周转轮系称为行星轮系。

在周转轮系中：令两个轴线平行的二轮为 G、K 和转臂为 H，则其转速的关系为

$$i_{GK}^H = \frac{n_G - n_H}{n_K - n_H} = \pm \frac{\text{从 G 轮起到 K 轮止各级从动轮齿数连乘积}}{\text{从 G 轮起到 K 轮止各级主动轮齿数连乘积}} \quad (2.1-2)$$

式中： $i_{GK}^H$ ——当转臂 H 不动时，G 轮对于 K 轮的传动比，亦称转化机构传动比；其正负判断：假定 H 不动，用箭头法看 G、K 旋向是否一致，一致时为正，反之为负；

$n_G$ 、 $n_K$ 、 $n_H$ ——分别是 G、K、H 的绝对转速（相对于固定构件），若规定一种转向为正，则另一种转向为负。

图 2-1-14 所示的差动轮系，设 H、Z<sub>2</sub> 是输入运动构件，我们来讨论输出轮 1 转速  $n_1$  的大小、方向。

由 (2.1-2) 式得

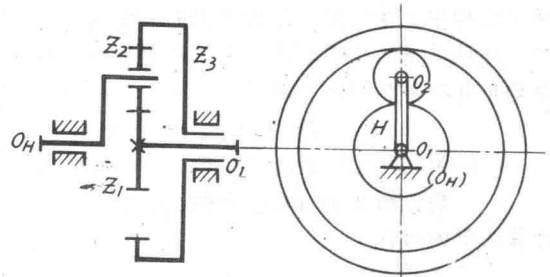


图 2-1-14



$$i_{1,3}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = \frac{-Z_2 \times Z_3}{Z_1 \times Z_2} = -\frac{Z_3}{Z_1} \quad \dots\dots\dots (2.1-3)$$

得

$$n_1 = n_H \left(1 + \frac{Z_3}{Z_1}\right) - n_3 \frac{Z_3}{Z_1}$$

若

$$n_H \left(1 + \frac{Z_3}{Z_1}\right) > n_3 \frac{Z_3}{Z_1} \quad \text{则 } n_1 > 0, \text{ 说明 } n_1 \text{ 方向与 } n_3、n_H \text{ 相同}$$

$$n_H \left(1 + \frac{Z_3}{Z_1}\right) = n_3 \frac{Z_3}{Z_1} \quad \text{则 } n_1 = 0, \text{ 相当于 } Z_1 \text{ 固定, 变成行星轮系}$$

$$n_H \left(1 + \frac{Z_3}{Z_1}\right) < n_3 \frac{Z_3}{Z_1} \quad \text{则 } n_1 < 0, \text{ 说明 } n_1 \text{ 方向与 } n_3、n_H \text{ 相反。}$$

由此可见：差动轮系与定轴轮系完全不同，当二个主动件同向旋转时，其从动件转向不仅决定于机构配置，还与各轮齿数及主动件转速大小有关系。

### 三行星轮系的效率

行星轮系结构虽然简单、传动比大，但由于有行星轮的存在，效率计算也就不同于定轴轮系。例如，用四个参数完全相同的圆柱齿轮分别地组成定轴齿轮机构（图 2.1-15(a)）和行星齿轮机构（图 2.1-15(b)），则前者传动比  $i_{1,4}$ ，接近于 1，效率达 0.98；但后者虽然  $i_{1,4}$  可达 10000，效率却只有 0.0025，根本不可能用于动力传动。行星轮系的效率随其结构型式、传动比、主从动件选择等不同而有很大的变化，设计不合理时，机构甚至可能由于自锁而根本不能运动，所以在研究行星齿轮机构时，必须分析它的传动效率。

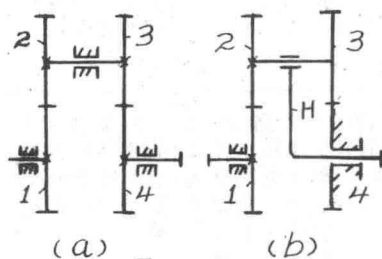


图 2.1-15

### (一) 计算行星齿轮机构效率的基本依据

通过转化机构法，可以看出定轴齿轮机构和行星齿轮机构在效率方面的内在联系，从而找出计算行星齿轮机构效率的方法。

按照转化机构概念，在转化机构中各齿轮之间的相对转速和各齿廓之间相互作用的力并未改变，因而影响摩擦损耗功率大小的两个主要条件——相对滑动速度和受力情况同样并未改变；虽然在转化机构中，中心轮转速由原来的  $n$  变为  $n - n_H$ ，但因在一般行星齿轮机构中，轴承效率都较高，因而上述速度变化而造成的功率损耗也很小，故可以近似地认为行星齿轮机构和其转化机构在轴承中的摩擦损耗功率相同，亦即

$$N_{\text{损}} = N_{\text{损}}^H \quad \dots\dots\dots (2.1-4)$$

### (二) 用转化机构法计算效率

现以图 2.1-16 所示的 2K-H 机构为例，说明用转化机构法计算效率的过程。

1. 求  $N_{\text{损}}^H$

工程上常用的计算效率的普遍公式为

$$\eta = \frac{N_\lambda - N_{\text{损}}}{N_\lambda} = 1 - \frac{N_{\text{损}}}{N_\lambda} \quad \dots\dots\dots (2.1-5)$$

得摩擦损耗功率  $N_{\text{损}}$  的计算公式为

$$N_{\text{损}} = N_\lambda (1 - \eta) \quad \dots\dots\dots (2.1-6)$$

式中：  $N_\lambda$  —— 外界输入机构的功率

把“计算依据” (2.1-4) 式代入上式：

$$N_{\text{损}}^H = N_\lambda^H (1 - \eta^H) = |M_1 (n_1 - n_H)| (1 - \eta^H) = N_{\text{损}} \quad \dots\dots\dots (2.1-7)$$

式中：  $\eta^H$  —— 转化机构效率，即各对齿轮作定轴转动时的总效率

$$\eta^H = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n \quad (\eta_n \text{ 为每对齿轮啮合传动时的效率}) \quad \dots\dots\dots (2.1-8)$$

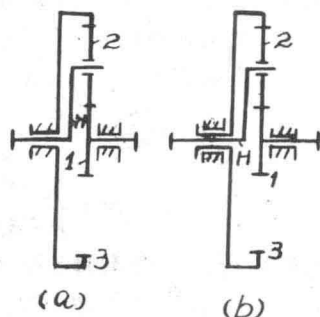


图 2.1-16

$M_1$  —— 轮 1 的力矩                       $n_1$  —— 轮 1 的转速

$|M_1(n_1 - n_H)|$  —— “啮合功率”，不是实际存在的输入功率或输出功率，只是为了计算行星齿轮机构摩擦损耗功率而用到的一个数值。

### 2. 求行星轮系效率

当中心轮 1 为主动件，系杆 H 为从动件：

把  $N_\lambda = M_1 n_1$  和 (2-1-7) 式一起代入  $\eta_{1H} = 1 - \frac{N_{损}}{N_\lambda}$

得 
$$\eta_{1H} = 1 - \left| \left( 1 - \frac{n_H}{n_1} \right) \right| (1 - \eta^H)$$

即 
$$\eta_{1H} = 1 - |1 - i_{H1}| (1 - \eta^H) \dots\dots\dots (2-1-9)$$

式中： $\eta_{1H}$  —— 功率由中心轮 1 流向系杆 H 时之效率

当中心轮 1 为从动件，系杆 H 为主动件：

因为从动轮扭矩与转速方向相反并考虑  $\eta^H \approx 1$ ，则  $N_{出} \approx -M_1 n_1$ ，把此值和 (2-1-7) 式一起代入  $\eta_{H1} = \frac{N_{出}}{N_{出} + N_{损}}$

起代入 
$$\eta_{H1} = \frac{N_{出}}{N_{出} + N_{损}}$$

得 
$$\eta_{H1} = \frac{1}{1 + \left| 1 - \frac{n_H}{n_1} \right| (1 - \eta^H)}$$

即 
$$\eta_{H1} = \frac{1}{1 + |1 - i_{H1}| (1 - \eta^H)} \dots\dots\dots (2-1-10)$$

式中： $\eta_{H1}$  —— 功率由系杆 H 流向中心轮 1 时之效率

### 3. 行星齿轮机构的效率曲线

为了清晰地看出行星齿轮机构效率的变化规律，可以把公式 (2-1-9)、(2-1-10) 用曲线的形式表示为  $\eta_{1H}$ 、 $\eta_{H1}$  与  $i_{H1}$  的关系曲线，如图 (2-1-17) 所示。

为便于讨论，得先谈谈什么是正号机构和负号机构。凡是转化机构的传动比为正值的行星齿轮机构称为正号机构，反之称为负号机构。

例如常见的  $2K-H$  行星齿轮机构，当中心轮 3 固定时， $n_3 = 0$ ，则由  $i_{13}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H}$  可以得

到 
$$i_{H1} = \frac{n_H}{n_1} = \frac{1}{1 - i_{13}^H} \dots\dots\dots (2-1-11)$$

当  $i_{13}^H < 0$  时是负号机构，当  $i_{13}^H > 0$  时是正号机构。

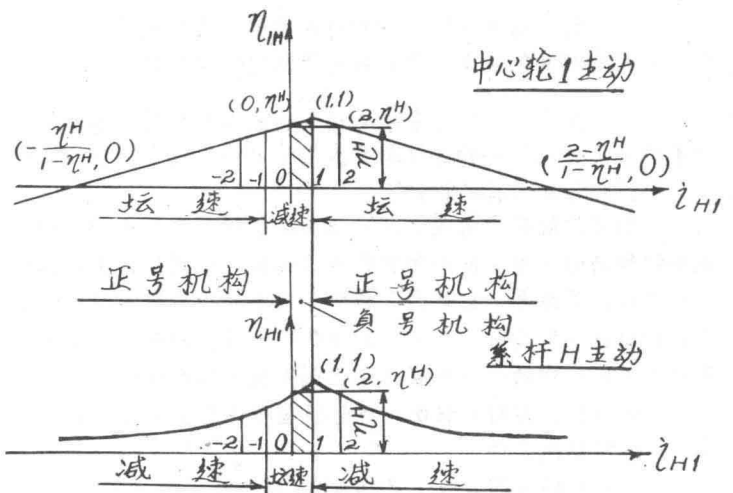


图 2-1-17 行星齿轮机构的效率曲线

对于负号机构：既然  $i_{13}^H < 0$ ，故  $0 < i_{H1} = \frac{n_H}{n_1} < 1$ 。由效率曲线可以看出，在这个画阴影线的范围内，无论是中心轮 1 主动还是系杆 H 主动，行星齿轮机构都有很高的效率，且高于其转化机构的效率  $\eta^H$ ，同时还可以看出， $i_{H1}$  越接近 1，效率也就越高。又因为  $n_H$  总是小于  $n_1$ ，故当中心轮 1 主动时，是作为减速器使用，反之当系杆 H 主动时则作增速器使用，无论增速还是减速，传动比范围都是不大的。

对于正号机构：既然  $i_{H3} > 0$ ，由 (2·1-12) 式可知  $i_{H1}$ ，可以是正值，也可以是负值，变化范围很广。在效率曲线的横坐标上，除了  $0 < i_{H1} < 1$  这一段画影线的范围外，皆属于正号机构的范围。由图可以看出，其效率值变化范围非常大。

(1) 当  $i_{H1} = 1 \sim 2$  时，效率比定轴齿轮机构的效率  $\eta^H$  还要高。

(2) 当中心轮 1 主动时：若  $i_{H3} > \frac{2-\eta^H}{1-\eta^H}$  或  $i_{H3} < \frac{-\eta^H}{1-\eta^H}$  时，效率  $\eta_{1,H}$  为负值，机构自锁；而当系杆 H 主动时，效率  $\eta_{H1}$  总是正值，机构不会自锁。

(3) 当  $0 < i_{H3} < 2$ ，即  $|i_{H1}| = \left| \frac{n_H}{n_1} \right| > 1$  时， $|n_H| > |n_1|$ ，这时：若中心轮 1 主动，作增速器；若系杆 H 主动，作减速器。

(4) 当  $i_{H3} > 2$ ，即  $-1 < i_{H1} = \frac{n_H}{n_1} < 0$  时， $n_H < n_1$ ，这时：若中心轮 1 主动，作减速器；若系杆 H 主动，作增速器。

例 2·1-6：图 2·1-18 所示行星齿轮机构，已知各轮齿数为： $Z_1=17, Z_2=34, Z_3=85$  分别计算：当中心轮 1、系杆 H 主动时机构的效率  $\eta_{1,H}, \eta_{H1}$ 。

$$\text{解： } i_{1,H} = \frac{n_1}{n_H} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1} = 1 + \frac{85}{17} = 6, \quad i_{H1} = \frac{1}{i_{1,H}} = \frac{1}{6}$$

$$\eta_{H1} = \eta_1 \cdot \eta_2 = 0.98^2 = 0.96 \quad (\text{一对齿轮传动效率取为 } 0.98)$$

代入 (2·1-10) 式得

$$\eta_{1,H} = 1 - |1 - i_{H1}| (1 - \eta^H) = 1 - \left| 1 - \frac{1}{6} \right| (1 - 0.96) = 96.7\%$$

代入 (2·1-11) 式得

$$\eta_{H1} = \frac{1}{1 + |1 - i_{H1}| (1 - \eta^H)} = \frac{1}{1 + \left| 1 - \frac{1}{6} \right| (1 - 0.96)} = 96.8\%$$

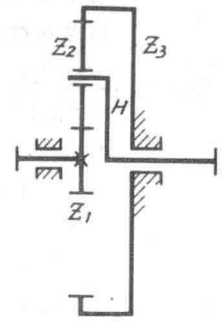


图 2·1-18

计算结果表明：这种结构型式（负号机构），不论中心轮 1 为主动件还是系杆 H 为主动件，都具有很高的效率，而且都高于转化机构的效率。

对于 3K（三个中心轮）行星齿轮机构，其效率可以近似地认为是二个 2K-H 机构效率的连乘积，而 2K-H 机构的效率可以按照 (2·1-9)、(2·1-10) 式决定。

### 三行星齿轮机构的设计

行星齿轮机构都属于共轴式传动装置，它的中心齿轮、系杆都在同一轴线上回转。在载荷较大或转速较高时，为了使行星齿轮机构运转时的惯性力能够互相平衡，以保证传动的平稳性，并减少机构尺寸和提高效率，都把两个或两个以上的行星轮均匀布置在中心轮的周围。由于上述两个特点，在设计行星齿轮机构时，行星轮的个数以及各齿轮的齿数都必须满足一定的条件。否则在给定传动比的条件下，机构中的各齿轮就无法正确安装，并可能产生干涉。下面就以图 2·1-19 所示的最简单的 2K-H 负号机构为例，说明设计时行星轮个数及各轮齿数应满足的基本条件。

#### (一) 传动比条件

当齿轮 3 固定时，运动从  $Z_1$  传入，系杆 H 传出，其传动比

$$i_{1,H} = 1 - i_{H3} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1}$$

$$\text{故 } Z_3 = (i_{1,H} - 1) Z_1 \quad \dots \dots \dots (2 \cdot 1 - 12)$$

在设计行星齿轮机构时，速比  $i_{1,H}$  往往都是预先给定的。因此 (2·1-12) 式就是选择机构中各轮齿数时应满足的第一个基本条件——传动比条件。

#### (二) 同心条件

为了保证中心轮和系杆的回转轴心相重合，必须满足同心

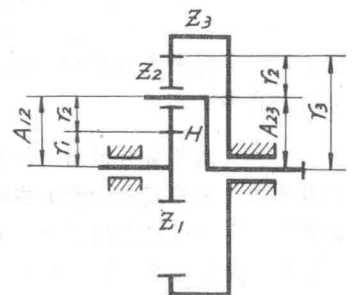


图 2·1-19

条件。  $A_{12}=A_{32}$  即  $r_1+r_2=r_3-r_2$ , 故  $r_1+2r_2=r_3$ 。

式中  $r$  表示各齿轮的节圆半径。当采用标准齿轮时, 由于它们的节圆与分度圆重合, 故上式可写为:

$$\frac{mZ_1}{2} + mZ_2 = \frac{mZ_3}{2}$$

式中  $m$  为齿轮模数

故  $Z_2 = \frac{Z_3 - Z_1}{2}$  ..... (2-1-13)

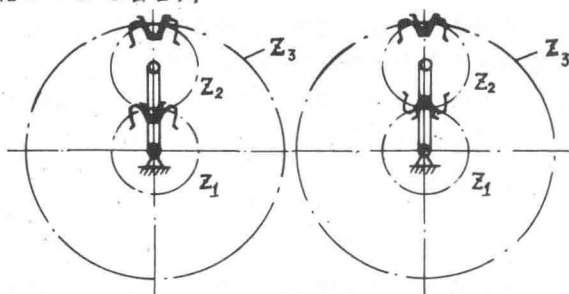
上式是选择各齿轮齿数时应满足的第二个基本条件——同心条件。显然,  $Z_1$  和  $Z_3$  必须同时为偶数或奇数, 否则,  $Z_2$  将不会是一个整数。

如果采用变位齿轮, 对高度变位来说, 式 (2-1-13) 仍适用; 对角变位则其同心条件为:

$$A_{12} = \frac{Z_1 + Z_2}{\cos \alpha_{12}} = \frac{Z_3 - Z_2}{\cos \alpha_{32}} = A_{32} \quad \text{..... (2-1-14)}$$

式中:  $\alpha_{12}, \alpha_{32}$  —— 分别为齿轮 1、2 和齿轮 3、2 的啮合角。

⊙装配条件 行星轮的个数一般都在两个以上, 装配时要保证各行星轮能均匀布置在中心轮周围, 并与其正确啮合。很明显, 当只有一个行星轮时, 只需将齿轮 1 转到某一位置, 使行星轮能同时与内、外二个中心轮啮合, 就能实现正确安装, 如图 2-1-20 所示。但当有两个或两个以上行星轮时, 欲正确安装 (即保证行星轮既能均匀分布又能和两个中心轮正确啮合) 则必须满足一定的条件。



(a)  $Z_2$  奇数 (b)  $Z_2$  偶数

图 2-1-20 单个行星轮装配

如图 2-1-21 (a) 所示, 若齿轮 1、3 的齿数  $Z_1, Z_3$  都能被 3 整除并选用三个行星轮, 显然, 在位置 I 一定可以装上第一个行星轮, 同样, 在位置 II 和 III 也可以分别装上第二、三个行星轮, 齿轮的啮合情况 (轮齿相位) 完全相同, 但这不是设计中都能做到的。若齿轮 1、3 都不能被行星轮个数  $K$  整除时, 要求能同时装入  $K$  个均匀布置的行星轮, 则应满足装配条件, 如图 2-1-21 (b)

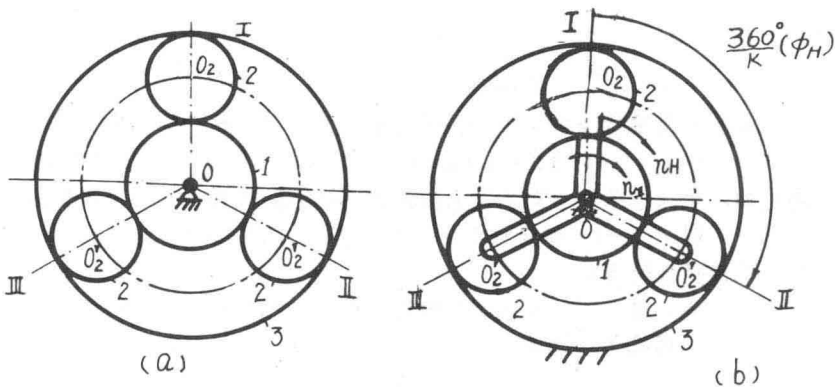


图 2-1-21 三个行星轮装配

所示。若轮 3 固定, 轮 1 可以转动, 当把齿轮 1 转到适当位置时, 即可在 I 位置装入第一个行星轮。

设  $K$  为行星轮个数, 相邻两行星轮的夹角均为  $\frac{360^\circ}{K}$ , 则按顺时针方向继续转动齿轮 1, 使系杆也同向转过  $\phi_H = \frac{360^\circ}{K}$ , 此时中心轮 1 转过的角度应为

$$\phi_1 = \phi_H \cdot i_{1H} = \frac{360^\circ}{K} \cdot i_{1H}$$

某时在位置 I 如又能装入第二个行星轮, 则必须使中心轮 1 此时在位置 I 的轮齿相位与它在回转  $\phi_1$