



主编 田培棠 石晓辉 米林

机械零部件结构 设计手册



国防工业出版社
National Defense Industry Press

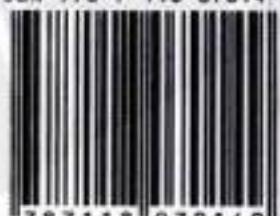


责任编辑：肖志力 zlxiao@ndip.cn
责任校对：钱辉玲
封面设计：矮仙 568439297@qq.com

▶ 上架建议：机械

<http://www.ndip.cn>

ISBN 978-7-118-07014-9



9 787118 070149 >

定价：32.00 元

机械零部件结构设计手册

主编 田培棠 石晓辉 米林
编者 王萍 曾宇丹 田凌

国防工业出版社

·北京·



内 容 简 介

本书将常用机械零部件的结构进行了归纳,以简图配以文字说明的形式加以介绍,内容包括连接件、滚动轴承与滑动轴承、联轴器和离合器及制动器、带传动、链传动、齿轮传动、蜗杆传动等,对复杂的零件(如齿轮等)测绘方法亦做了相应介绍。

本书适用于从事机械设计与制造的技术人员(特别适用于参加工作不久的机械制造专业大、中专、技师学院毕业生);也可作为机械专业大中专院校课程设计和毕业设计用工具书。

图书在版编目(CIP)数据

机械零部件结构设计手册/田培棠,石晓辉,米林主编
—北京:国防工业出版社,2011.1

国防工业出版社出版发行
(北京市海淀区紫竹院南路23号 邮政编码100048)
北京奥鑫印刷厂印刷
新华书店经售

开本787×1092 1/16 印张15 1/4 字数360千字

2011年1月第1版第1次印刷 印数1—4000册 定价32.00元

(本书如有印装错误,我社负责调换)

国防书店: (010)68428422

发行邮购: (010)68414474

发行传真: (010)68411535

发行业务: (010)68472764

前　　言

《机械零部件结构设计手册》系国防工业出版社新近为机械制造行业提供的三本工具书之一(其余两本分别为《夹具结构设计手册》、《齿轮刀具设计与选用手册》)。

任何复杂的机器,都是由轴、轴承、齿轮、箱体等一个个零部件组成的。这些零部件相互有机关联,通过发挥自身的机械特性使整台机器实现预期的功能。勿庸置疑,在机器总体设计正确的情况下,还需正确设计制造每一个零部件,才能使机器保持良好的性能并可靠运行。

同样,任何一个优秀的、能承担复杂产品设计任务的设计师,无一例外的都要经历零件设计——部(组)件设计——总体设计这样一个成长过程。即或是总设计师,也常要关注关键零部件的设计,以保障机器的主要性能。因此,企业中大多数从事产品设计的人员,其主要均是从事零部件的设计,因而透彻掌握有关零部件的结构知识,是企业产品设计人员的首要任务。

随着对外开放,大量先进的国外产品被引进到企业,其新颖的机械结构需要分析消化后,方能进行其他技术准备工作和生产。此外,引进的国外先进制造设备和国产设备,在生产和维护保养(包括易损零部件的更换)时,亦常会遇到按实物绘制图纸(即测绘)来加工备品备件。如何根据用常规的量具测量所得零件的几何尺寸,计算并分析出有关参数,制定出合理的公差配合及技术要求,也要求我们必须透彻掌握有关零部件的结构知识。

需要指出,由于机械结构的种类繁多,涉及范围甚广,资料也散见于各种书刊之中,收集困难,使得机械设计师经常在缺乏足够参考资料(尤其是新颖结构)的情况下,进行产品设计。显而易见,这样设计出的产品常常不能尽如人意。由于受工作范围狭窄的影响,许多企业资深产品设计人员,也仅熟悉本企业产品的部分结构,不能举一反三的进行技术创新。

为了帮助技术人员尽可能掌握更多机械零部件结构知识,方便读者使用,本书将常用机械零部件的结构进行了归纳,以简图配以文字说明的形式加以介绍,对复杂的零件(如齿轮等)测绘方法亦做了相应介绍。由于本书着重介绍机械结构,在设计时,许多必要的计算和设计方法仍要参考有关资料。

本书适用于从事机械设计与制造的技术人员(特别适用于参加工作不久的机械制造专业大、中专、技师学院毕业生);也可作为机械专业大中专院校课程设计和毕业设计用工具书。

作者

2010年4月

目 录

第1章 连接件	1
1.1 螺纹连接	1
1.1.1 螺纹的种类、特点和应用	1
1.1.2 螺纹连接的类型	2
1.1.3 螺纹连接的防松	4
1.1.4 螺纹的测绘	10
1.1.5 螺纹连接示例	10
1.2 键、花键及销的连接	13
1.2.1 键连接	13
1.2.2 花键连接	15
1.2.3 销连接	17
1.2.4 测绘要点	18
1.2.5 键连接和花键连接示例	18
1.3 铆钉连接	24
1.3.1 常用铆钉的类型及应用	24
1.3.2 铆钉连接示例	25
第2章 滚动轴承与滑动轴承	27
2.1 滚动轴承	27
2.1.1 滚动轴承的基本类型	27
2.1.2 滚动轴承类型的选择	28
2.1.3 内外圈的固定	29
2.1.4 游隙的调整	34
2.1.5 预紧方法	35
2.1.6 润滑和密封	37
2.2 滑动轴承	47
2.2.1 常用滑动轴承结构	47
2.2.2 润滑剂的选用	55
2.2.3 润滑装置	56
第3章 轴及轴系	60
3.1 轴	60
3.1.1 轴的种类及应用特点	60
3.1.2 一般要求	61

3.1.3 轴上零件的固定	61
3.1.4 软轴	67
3.2 装有滚动轴承的轴系支承固定方式	69
3.2.1 一端双向固定、一端游动	69
3.2.2 两端单向固定	71
3.2.3 两端游动	73
3.3 轴承的组合和配置实例	74
3.3.1 两端深沟球轴承	74
3.3.2 两端圆锥滚子轴承	75
3.3.3 其他配置方式	77
3.4 主轴部件	79
3.4.1 装滚动轴承的主轴部件	80
3.4.2 装滑动轴承的主轴部件	88
3.5 轴系部件的测绘	94
第4章 联轴器、离合器及制动器	98
4.1 联轴器	98
4.1.1 刚性联轴器	98
4.1.2 弹性联轴器	107
4.1.3 调位联轴器	112
4.1.4 联轴器的选择	113
4.2 离合器	115
4.2.1 普通离合器	115
4.2.2 安全离合器	122
4.3 制动器	126
4.4 应用实例及测绘要点	132
4.4.1 应用实例	132
4.4.2 测绘要点	135
第5章 带传动	136
5.1 带传动特点	136
5.2 带传动类型	136
5.3 传动带类型及带传动形式	137
5.4 皮带的张紧	140
5.5 皮带轮结构	147
5.6 测绘要点	151
5.7 带传动的应用示例	151
第6章 链传动	154
6.1 链传动特点	154
6.2 链传动类型	155
6.3 链传动的布置	162

6.4 链的张紧与润滑	163
6.5 链轮齿形及结构	166
6.5.1 链轮齿形(滚子链)	166
6.5.2 链轮结构	168
6.6 测绘要点	168
第7章 齿轮传动	169
7.1 圆柱齿轮	169
7.1.1 圆柱齿轮传动的类型	169
7.1.2 其他类型的齿轮传动	171
7.1.3 圆柱齿轮结构	176
7.2 圆锥齿轮	179
7.2.1 圆锥齿轮的结构	182
7.2.2 圆锥齿轮的装配结构	184
7.2.3 圆锥齿轮部件装配精度的调整	187
7.3 齿轮测绘	190
7.3.1 直齿圆柱齿轮	191
7.3.2 斜齿圆柱齿轮	202
第8章 蜗杆传动	205
8.1 圆柱蜗杆传动的类型	205
8.2 圆柱蜗杆和蜗轮结构	210
8.3 蜗杆和蜗轮的布局	211
8.4 蜗杆传动装配结构	212
8.5 蜗杆传动的润滑与冷却方式	215
第9章 间隙的控制及消除	218
9.1 轴 - 套连接间隙的控制及消除	218
9.2 齿轮及蜗杆传动间隙的控制及消除	223
9.3 螺旋传动间隙的控制及消除	228
9.4 导轨移动间隙的控制及消除	234

第1章 连接件

1.1 螺纹连接

由螺纹零件(螺钉和螺母等)构成的可拆卸连接称为螺纹连接,它可以把两个或两个以上的零件连接成一个整体。由于螺纹零件是标准件,价格低廉且随处可购,因此构成的连接具有成本低、结构简单、装拆方便和工作可靠等优点,是机械中应用最广泛的一种连接件。

1.1.1 螺纹的种类、特点和应用

螺纹的种类、特点和应用见表1.1。

表1.1 螺纹的种类、特点和应用

种类	牙型图	特点	应用
普通螺纹		牙型角 $\alpha = 60^\circ$, 螺纹副的内径处有间隙, 外螺纹牙根允许有较大的圆角, 以减小应力集中。同一直径, 按螺距大小分为粗牙和细牙。细牙的自锁性能较好, 螺纹零件的强度削弱少, 但易滑扣	应用最广。一般连接多用粗牙, 细牙用于薄壁或用粗牙对强度有较大影响的零件, 也常用于受冲击、振动或变载的连接, 还可用于微调机构的调整
管连接用细牙普通螺纹		与粗牙螺纹相同, 不需专用量刃具, 制造经济; 靠零件端面和密封圈密封	液压系统
55°圆柱管螺纹		牙型角 $\alpha = 55^\circ$, 公称直径近似为管子的内径。内、外螺纹公称牙型间没有间隙, 密封简单	多用于压力为1.568 MPa (16 kgf/cm²) 以下的水、煤气管路, 润滑和电线管路系统
55°圆锥管螺纹		牙型角 $\alpha = 55^\circ$, 公称直径近似为管子的内径, 螺纹分布在1:16的圆锥管壁上。内、外螺纹公称牙型间没有间隙, 不用填料而依靠螺纹牙的变形就可以保证连接的紧密性。当与55°圆柱管螺纹配用(内螺纹为圆柱管螺纹)时, 在1 MPa (10 kgf/cm²) 压力下足够紧密	用于高温、高压系统和润滑系统
60°圆锥螺纹		与55°圆锥管螺纹相似, 但牙型角 $\alpha = 60^\circ$	用于汽车、拖拉机、航空机械、机床的燃料、油、水、气输送系统的管连接
米制锥螺纹		同上	用于气体、液体管路系统, 依靠螺纹密封的连接

(续)

种类	牙型图	特点	应用
矩形螺纹		牙型为正方形，牙厚为螺距的一半，传动效率较其他螺纹高。但精确制造困难(为便于加工,可给出10°的牙型角),螺纹副磨损后的间隙难以补偿或修复,对中精度低牙根强度弱	用于力的传递或传导螺旋
梯形螺纹		牙型角 $\alpha = 30^\circ$,螺纹副的内径和外径处有相同的间隙。与矩形螺纹相比,效率略低,但工艺性好,牙根强度高,螺纹副对中性好,用剖分螺母时,可以调整间隙	用于力的传递或传导螺旋
30°锯齿形螺纹		工作面的牙型斜角为3°,非工作面的牙型斜角为30°,综合了矩形螺纹效率高和梯形螺纹牙根强度高的特点。外螺纹的牙根有相当大的圆角,以减小应力集中。螺纹副的外径处无间隙,便于对中	用于单向受力的传力螺旋

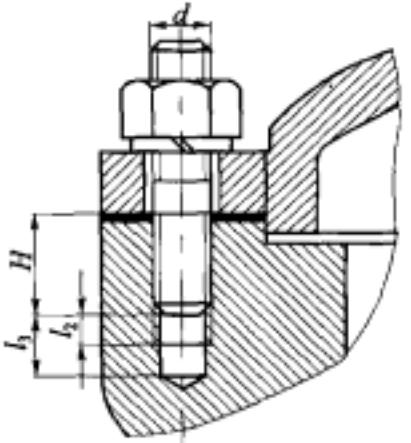
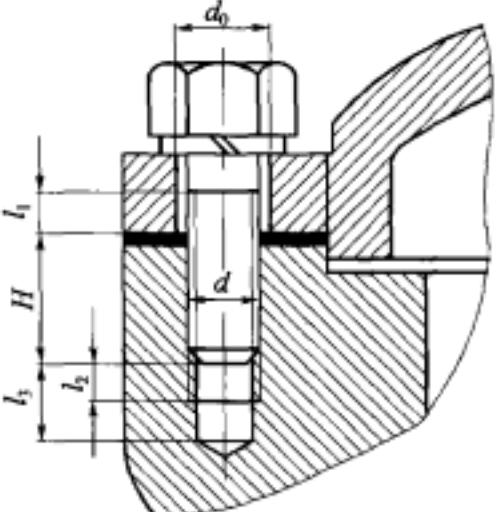
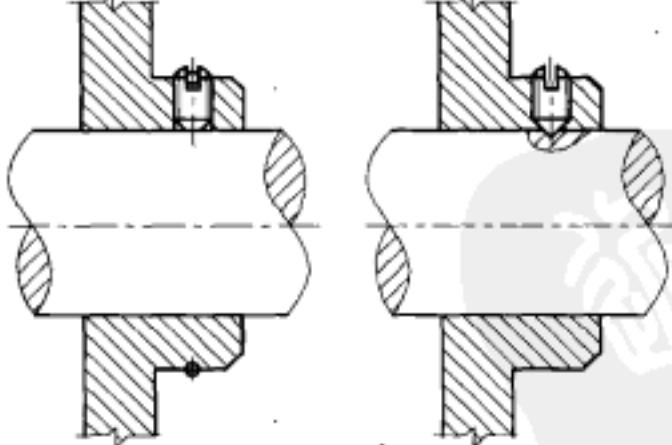
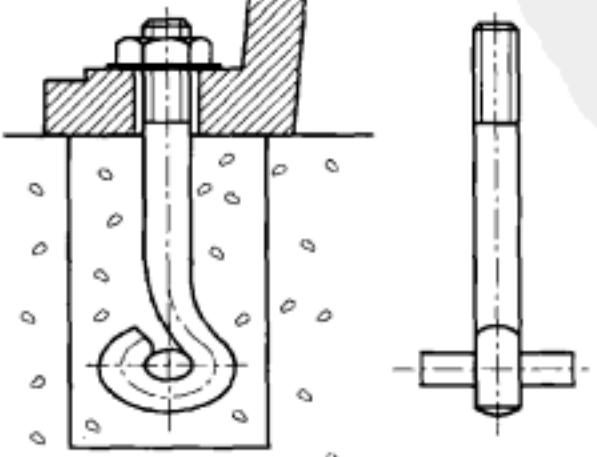
1.1.2 螺纹连接的类型

1. 类型

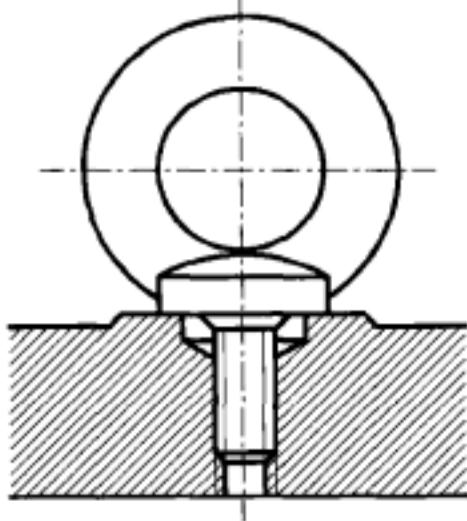
螺纹连接有四种基本类型:螺栓连接、双头螺柱连接、螺钉连接和紧定螺钉连接;此外还有两种特殊类型:地脚螺栓与吊环螺栓连接。正确选择螺纹连接的类型是螺纹连接设计的重要问题之一,螺纹连接的主要类型见表1.2。

表 1.2 螺纹连接的主要类型

类型	图例	说明
螺栓连接(用于被连接件不太厚并且能够穿透的情况)螺栓连接的尺寸关系如下:螺纹余留长度 l_1 ——对于受拉螺栓,静载荷时 $l_1 \geq (0.3 \sim 0.5)d$;变载荷时 $l_1 > 0.75d$;冲击或弯曲载荷时 $l_1 \geq d$;铰制孔光制螺栓连接时 $l_1 = d$ 。螺纹伸出长度 $a \approx (0.2 \sim 0.3)d$;螺栓的轴线到被连接件边缘的距离 $e = d + (3 \sim 6)mm$;通孔直径 $d_0 \approx 1.1d$		通孔为钻孔,因此加工精度要求低,螺杆穿过通孔与螺母配合使用。装配后孔与杆间有间隙,并在工作中保持不变。普通螺栓连接结构简单,装拆方便,使用时不受被连接件的材料限制,可多次装拆,应用较广
		螺栓杆和螺栓孔采用基孔制过渡配合($H7/m6, H7/n6$),能精确固定被连接件的相对位置,并能承受横向载荷,但是孔的加工精度要求高,需钻孔后铰孔。用于精密螺栓连接,也可作定位用

类 型	图 例	说 明
双头螺柱连接[适用于被连接件之一较厚(此件上带螺纹孔)的场合]		<p>螺杆两端无钉头,但均有螺纹,装配时一端旋入被连接件,另一端配以螺母。拆装时只需拆螺母,而不将双头螺栓从被连接件中拧出,因此可以保护被连接件的阴螺纹,可用于经常拆卸的场合。</p> <p>螺孔为钢或青铜时,取 $H \approx d$;螺孔为铸铁时,取 $H \approx (1.25 \sim 1.5)d$;螺孔为铝合金时,取 $H \approx (1.5 \sim 2.5)d$</p>
螺钉连接		<p>也适用于被连接件之一较厚(此件上带螺纹孔)的场合。</p> <p>直接将螺栓或螺钉拧入被连接件的螺纹孔内。但是,由于经常拆卸容易使被连接件螺纹孔损坏,所以用于不需经常装拆的地方或受载较小的情况</p>
紧定螺钉连接		<p>螺钉拧入后,利用螺钉末端顶住另一零件表面,或旋入零件相应的锁窝中以固定零件的相对位置。</p> <p>可传递不大的轴向力或转矩,多用于轴上零件的固定。螺钉除连接和紧定作用外,还可用于调整零件位置</p>
地脚螺栓连接		<p>当机座或机架固定在地基上时,需要特殊螺钉连接,即地脚螺栓连接</p>

(续)

类型	图例	说明
吊环螺栓连接		机器的大型顶盖或外壳,例如减速器的上箱体,为了吊装方便,可用吊环螺钉连接
T形槽螺栓连接		用于工装设备 $d_0 = 1.1d$; $C_1 = (1 \sim 1.5)d$; $C_2 = (0.7 \sim 0.9)d$; $B = (1.75 \sim 2.0)d$

2. 螺纹连接类型选用原则

当被连接件比较薄、能用螺栓穿透且能装拆时,尽量采用螺栓连接,不要采用螺钉连接;当被连接件有一个很厚、钻不透时,可以采用螺钉连接或双头螺柱连接。两者区别在于:经常拆卸时采用双头螺柱连接,不经常拆卸时采用螺钉连接;固定零件位置时经常采用紧定螺钉连接。

1.1.3 螺纹连接的防松

螺纹连接一般都能满足自锁条件,与拧紧以后螺母和螺栓头部等支承面上的摩擦力一起,起到防松作用,故在静载荷和工作温度变化不大时,螺纹连接不会自动松脱。但在冲击、振动或变载荷的作用下,螺旋副间的摩擦力可能减小或瞬时消失。这种现象多次重复后,就会使连接松脱。在高温或温度变化较大的情况下,由于材料发生蠕变和应力松

弛,也会使连接中的预紧力和摩擦力逐渐减小,最终将导致连接失效。轻者会影响机器的正常运转,重者会造成严重事故。因此,设计时必须采取有效的防松措施。

防松的根本问题在于防止螺旋副在受载时发生相对转动。防松的方法,按其工作原理可分为:

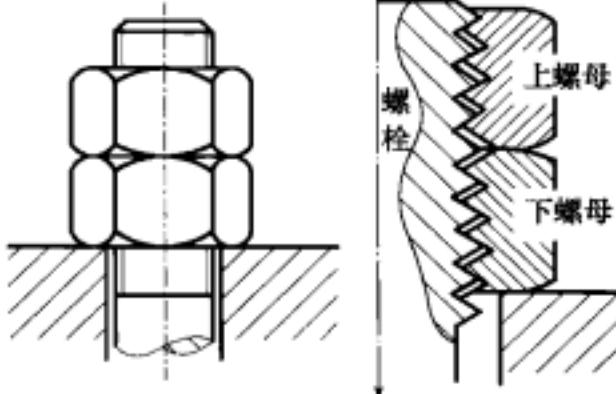
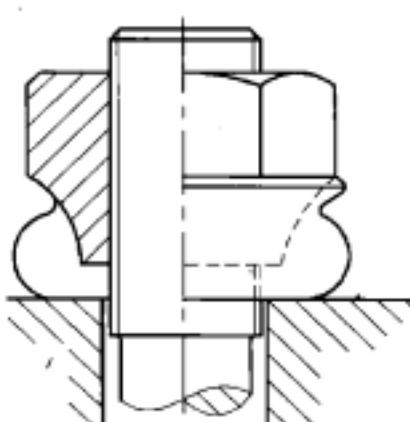
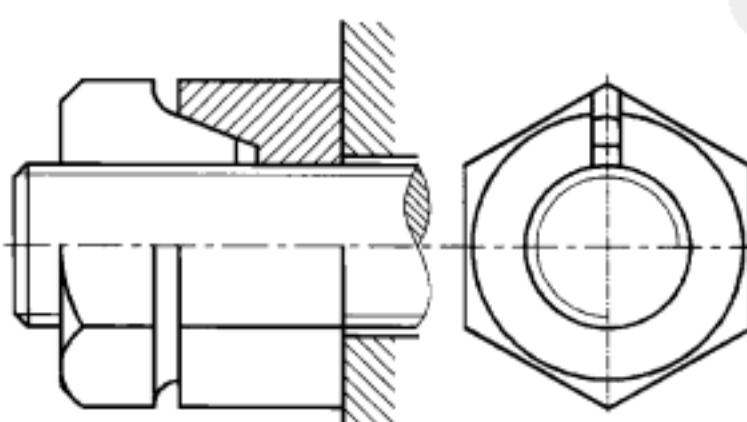
(1) 摩擦防松:依靠增大摩擦力的防松装置。

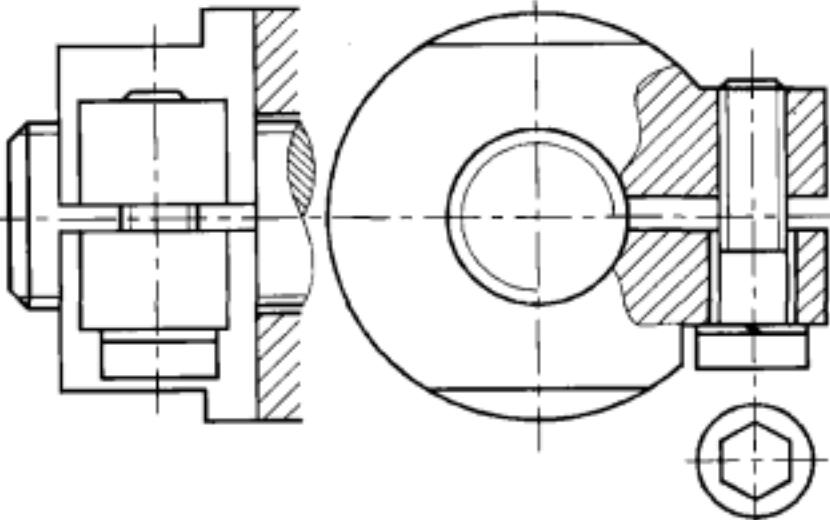
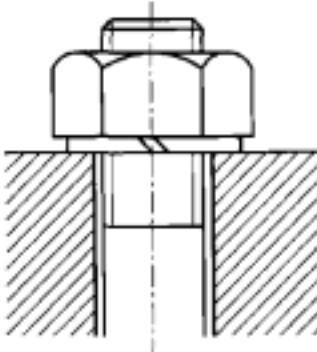
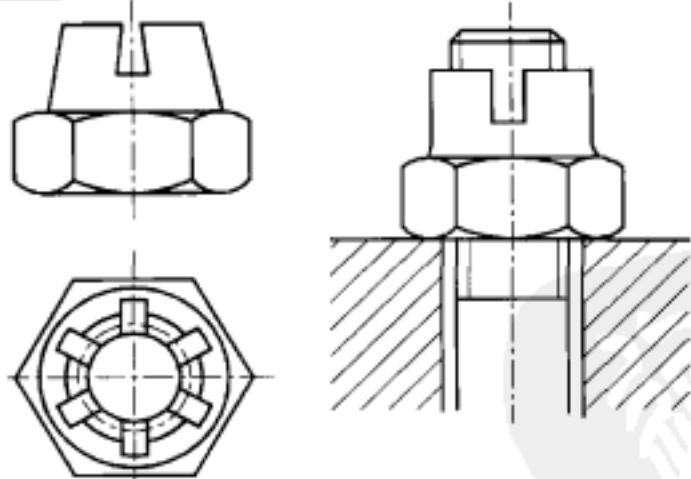
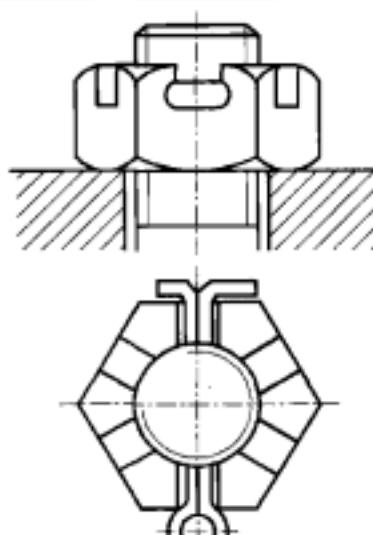
(2) 机械防松:利用防松元件防松。

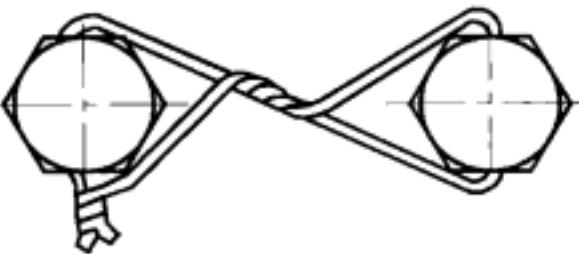
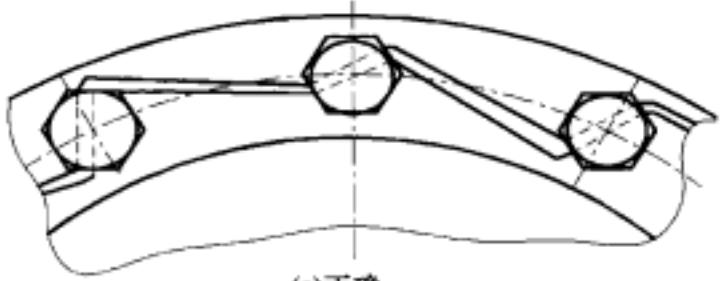
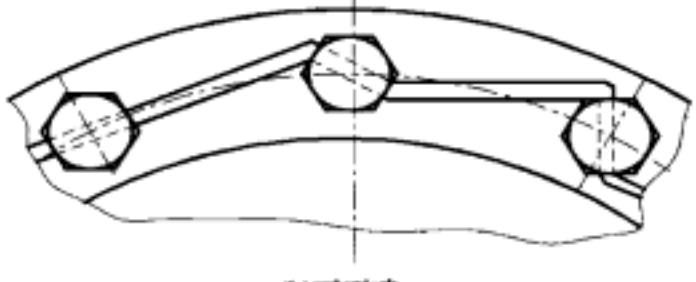
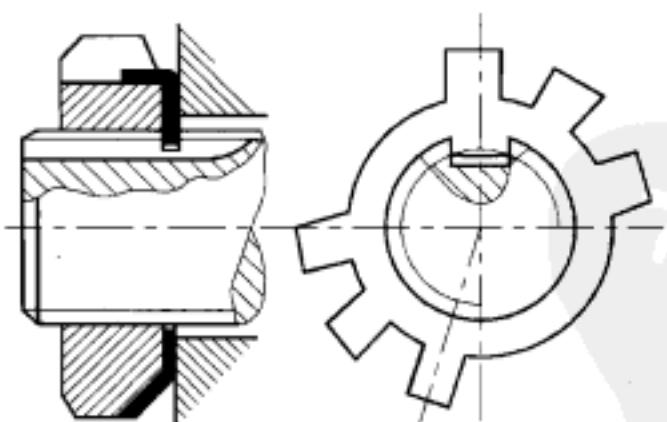
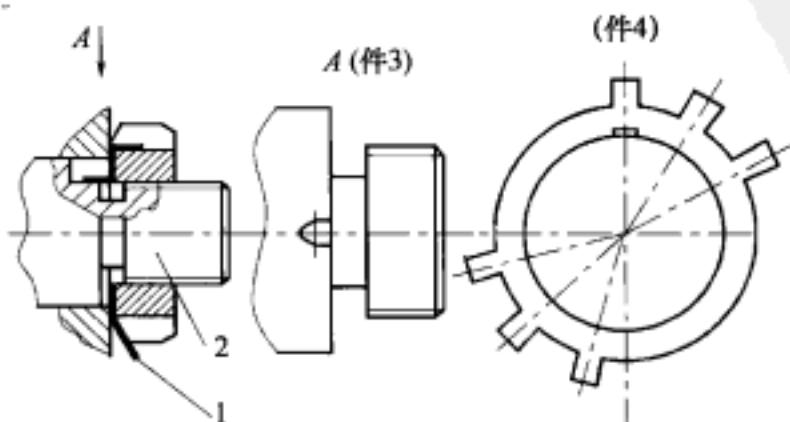
(3) 铆冲防松(不可拆卸防松):在拧紧连接后,用冲点、焊接或粘合等方法将螺栓和螺母固联起来。

一般来说,摩擦防松简单、方便,但没有机械防松可靠。对于重要的连接,特别是在机器内部不易检查的连接,应采用机械防松。常用的防松方法见表 1.3。

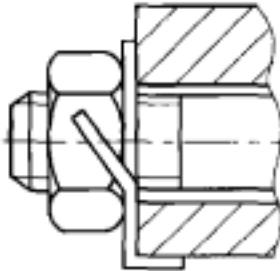
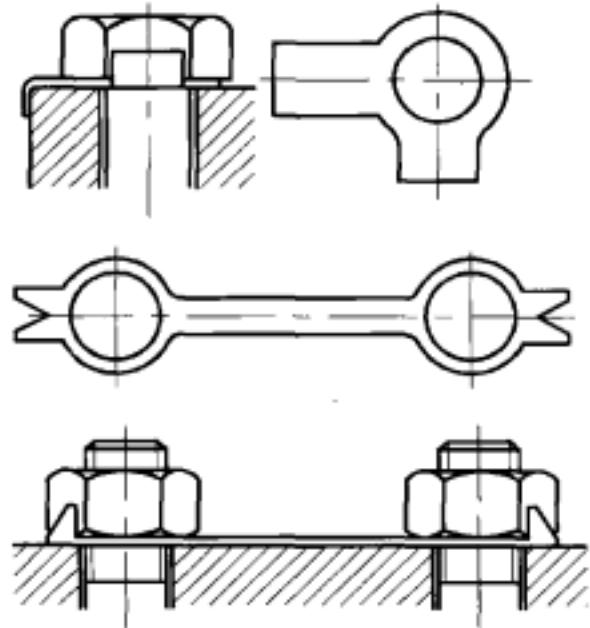
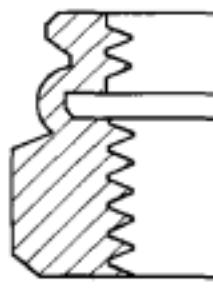
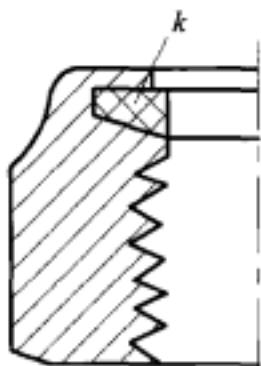
表 1.3 螺纹连接常用的防松方法

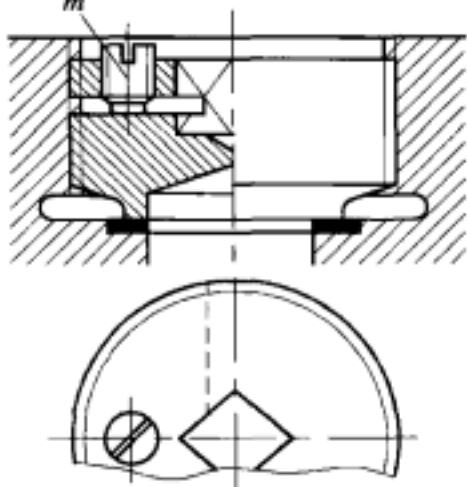
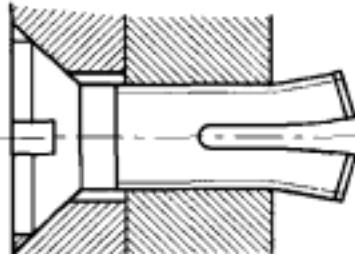
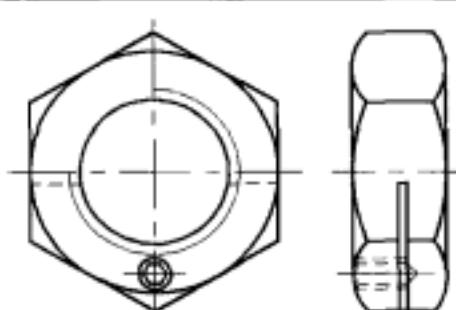
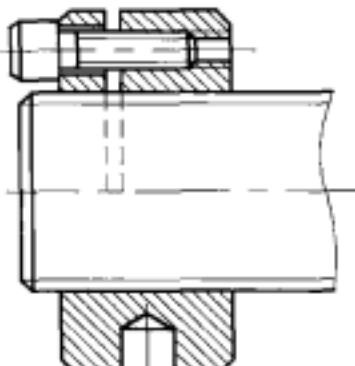
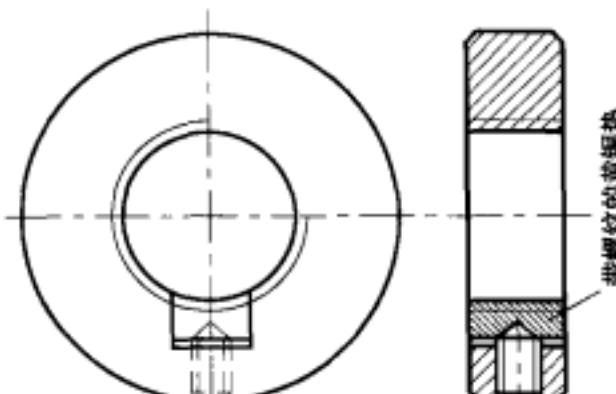
序号	图例	说 明
1		两螺母对顶拧紧后,使旋合螺纹间始终受到附加的压力和摩擦力的作用。工作载荷有变动时,该摩擦力仍然存在。旋合螺纹间的接触情况如左图所示,下螺母螺纹牙受力较小,其高度可小些,但为了防止装错,两螺母的高度取成相等为宜。 结构简单,适用于平稳、低速和重载的固定装置上的连接
2		用薄钢板压制成的对顶螺母也属于上述类型的锁紧装置,这种螺母比起普通的对顶螺母来具有更大的弹性
3		一端具有外锥且破口(增加弹性)的上螺母与具有内锥的下螺母旋入螺杆。当拧紧上螺母时,锥部使上螺母收紧从而锁紧

序号	图例	说明
4		<p>破口螺母一边装有紧定用螺钉，拧紧该螺钉即可把螺母锁紧</p>
5		<p>螺母拧紧后，靠垫圈压平面产生的弹性反力使旋合螺纹间压紧。同时垫圈斜口的尖端抵住螺母与被连接件的支承面也有防松作用。 结构简单、使用方便。但由于垫圈的弹力不均，在冲击、振动的工作条件下，其防松效果较差，一般用于不甚重要的连接</p>
6		<p>螺母一端制成非圆形收口或开缝后径向收口。当螺母拧紧后，收口胀开，利用收口的弹力使旋合螺纹间压紧。 结构简单，防松可靠，可多次装拆而不降低防松性能</p>
7		<p>六角开槽螺母拧紧后，将开口销穿入螺栓尾部小孔和螺母的槽内，并将开口销尾部掰开与螺母侧面贴紧。也可用普通螺母代替六角开槽螺母，但需拧紧螺母后再配钻销孔。 适用于较大冲击、振动的高速机械中运动部件的连接</p>

序号	图 例	说 明
8		<p>两只螺钉用钢丝锁紧。用低碳钢丝穿入螺钉头部的孔内,扭紧打结</p>
9	 <p>(a)正确</p>	<p>三只以上螺钉用钢丝锁紧。 用低碳钢丝穿入各螺钉头部的孔内,将各螺钉串联起来,使其相互制动。使用时必须注意钢丝的穿入方向。</p>
9	 <p>(b)不正确</p>	<p>适用于螺钉组连接,防松可靠,但装拆不便</p>
10		<p>圆螺母拧紧后,将止动垫圈向螺母的侧面折弯贴紧并卡入螺母槽,由于垫圈同时卡人在轴端键槽内,故可将螺母锁住</p>
11	 <p>A A (件3) 1 2 (件4)</p>	<p>与上述不同的是止动垫圈1的凸键嵌入轴2大端的槽内。这使轴2的小端不再铣长键槽</p>

(续)

序号	图例	说明
12		垫圈右边有切口,拧紧螺母翘起 飞边挡住螺母不回松
13		螺母拧紧后,将单耳或双耳止动 垫圈分别向螺母和被联接件的侧面 折弯贴紧,即可将螺母锁住。 若两个螺栓需要双联锁紧时,可 采用双联止动垫圈,使两个螺母相 互制动。 结构简单,使用方便,防松可靠
14		螺母摩擦力的增大是由于在槽以 上段内的螺纹和螺母上其他部分的 螺纹的相互移动;这样就产生了附 加的(内部的)轴向力。螺母槽以 上部分的弹性保证了摩擦力的稳定
15		在螺母上部的内槽中配置一纤维 制的圆环k,当装配时把螺栓(或螺 柱)的螺纹旋入环内,同样地也可 增大螺纹中的摩擦力;这种装置可 以重复拆装20次~25次或更多而 其摩擦力矩尚不致显著降低

序号	图 例	说 明
16		利用在螺钉塞上的锯槽和压紧螺钉 m 的作用而收到锁紧的效果
17		在螺钉尾端锯槽并稍加张开以收到锁紧的效果
18		螺母一旁锯口, 压紧锁紧螺钉, 螺母两半张开锁紧于螺杆
19		与上不同的是拉紧两半螺母
20		<p>第一种方法是嵌入黄铜垫, 不管它上面有没有螺纹, 均可使它自身顺应于螺钉螺纹产生变形而无损于螺纹。</p> <p>第二种方法是先把黄铜垫压配入槽内。再车螺纹, 最后使黄铜垫与槽滑配</p>

此外,旋紧螺母后在旋合处冲点或点焊也可锁紧,不过仅用于不拆卸的场合。

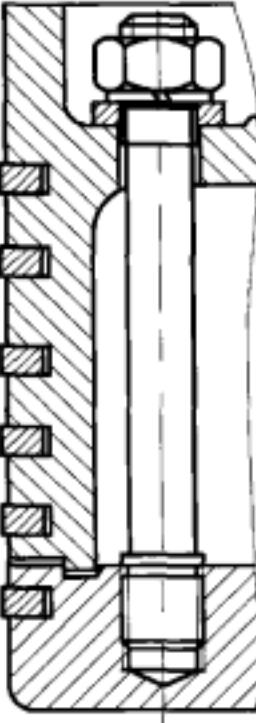
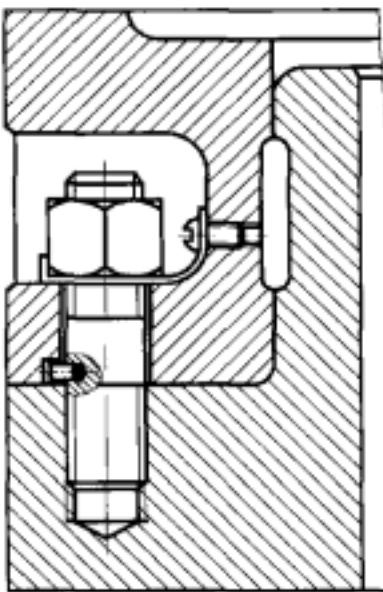
1.1.4 螺纹的测绘

螺纹测绘的要点主要是分析它的类型,即是公制还是英制?粗牙还是细牙?头数、牙型角、螺距等。其尺寸(包括外形)可用一般的量具测得,而精度则需分析使用场合确定。

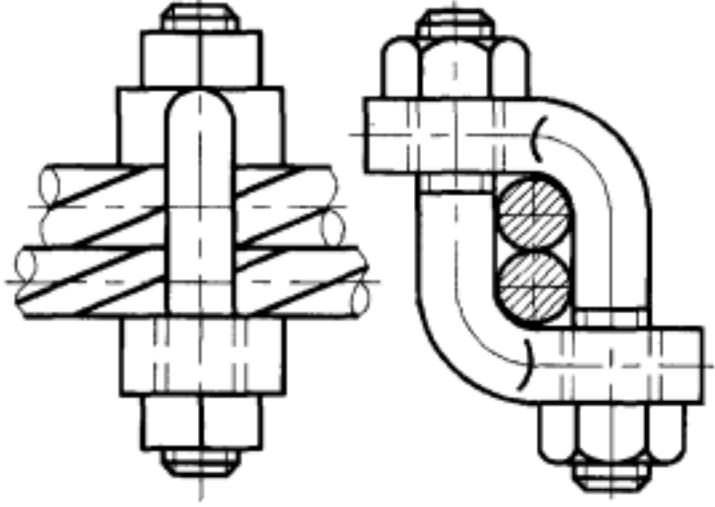
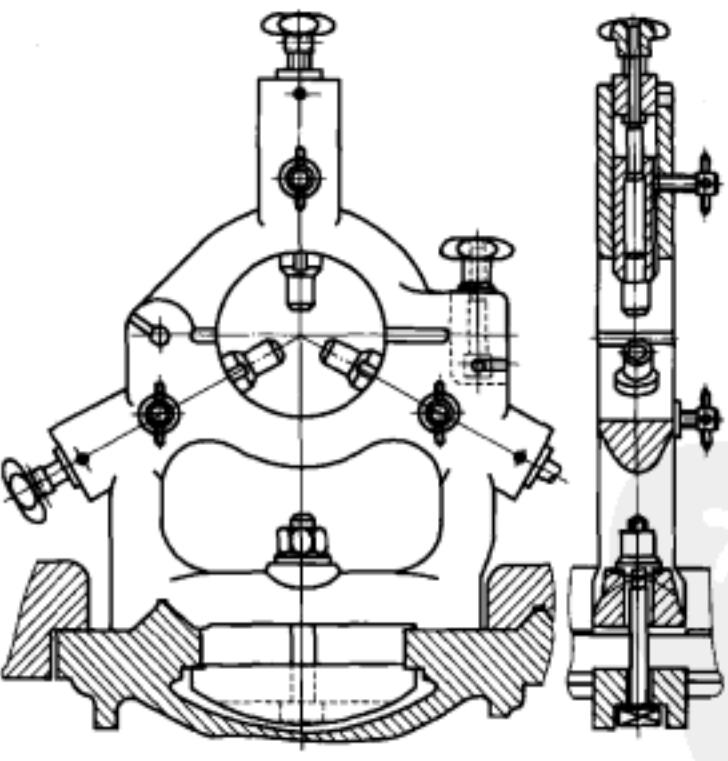
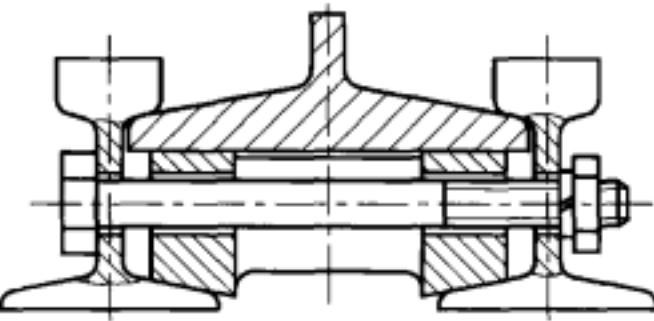
1.1.5 螺纹连接示例

螺纹连接示例见表 1.4。

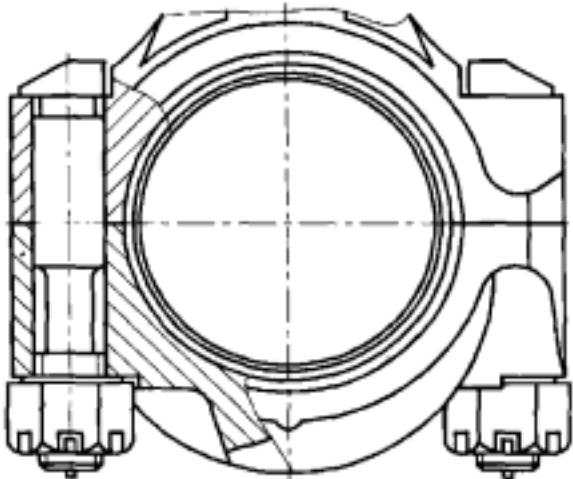
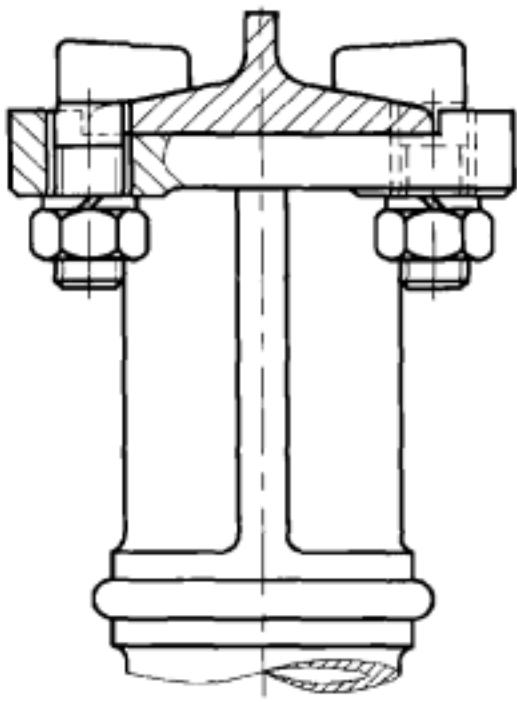
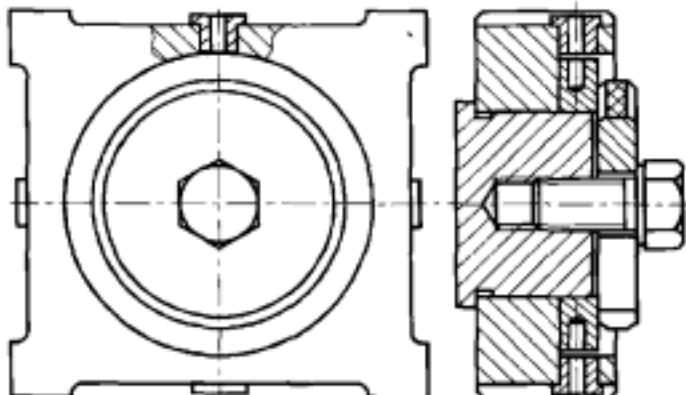
表 1.4 螺纹连接示例

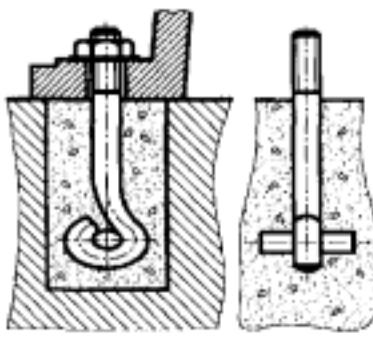
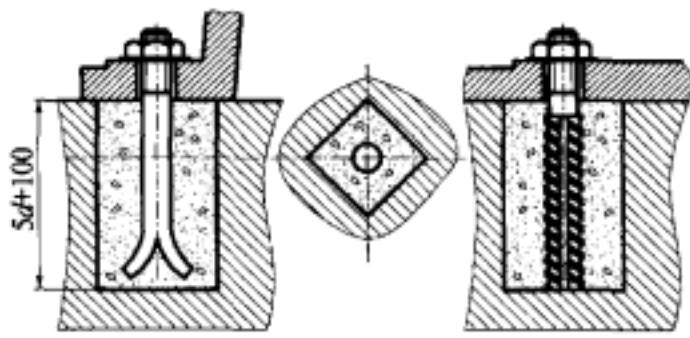
图 例	说 明
	活塞和塞底的连接
	双头螺栓连接

(续)

图 例	说 明
	钢丝绳末端的连接
	螺纹连接在中心架上的应用
	钢轨和工字梁的连接

(续)

图例	说明
	螺栓连接在连杆上的应用
	工字梁和立柱的连接
	螺纹连接在钻床夹具上的应用

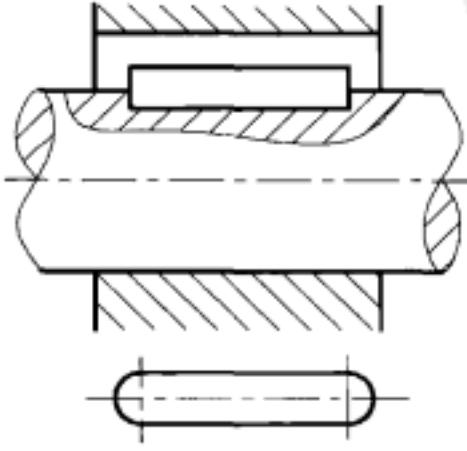
图例	说明
	
	地脚螺栓的几种应用方法

1.2 键、花键及销的连接

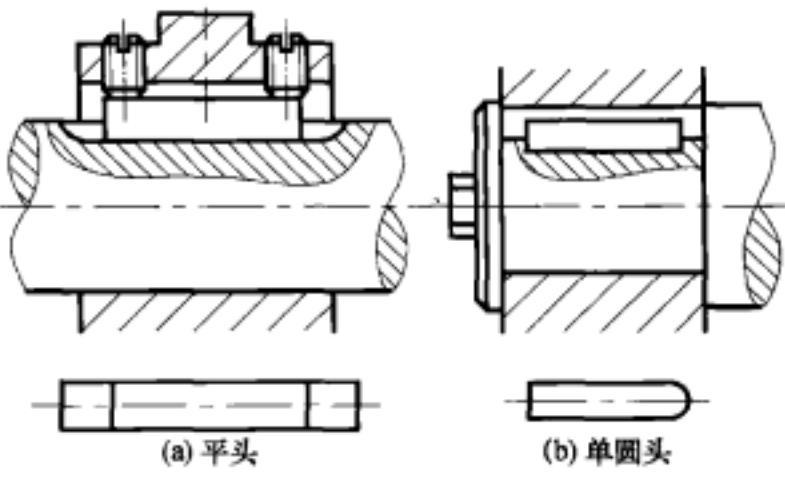
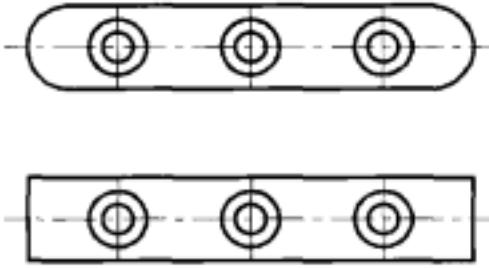
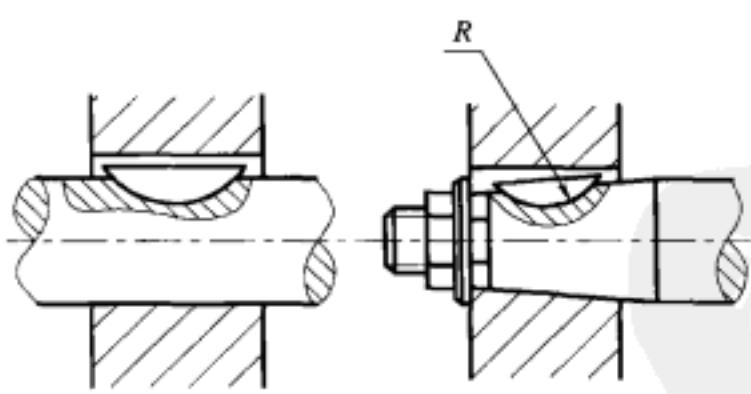
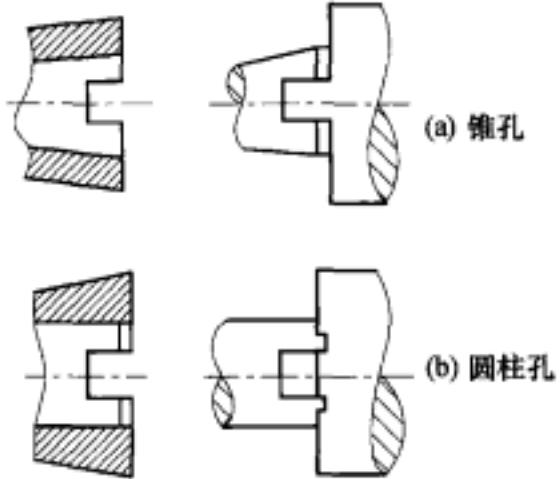
1.2.1 键连接

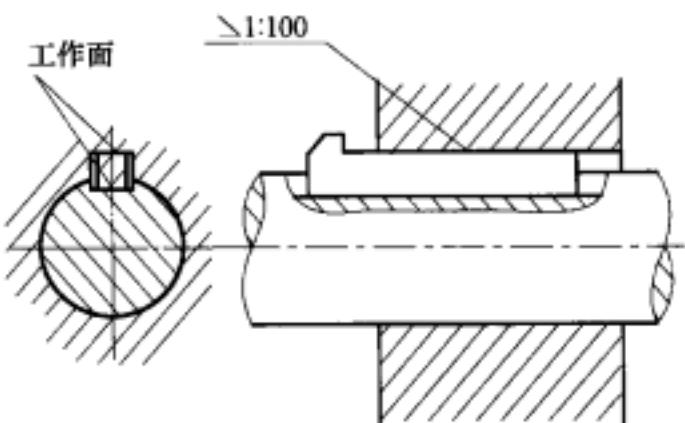
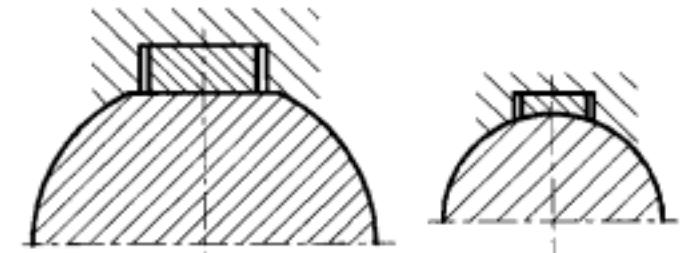
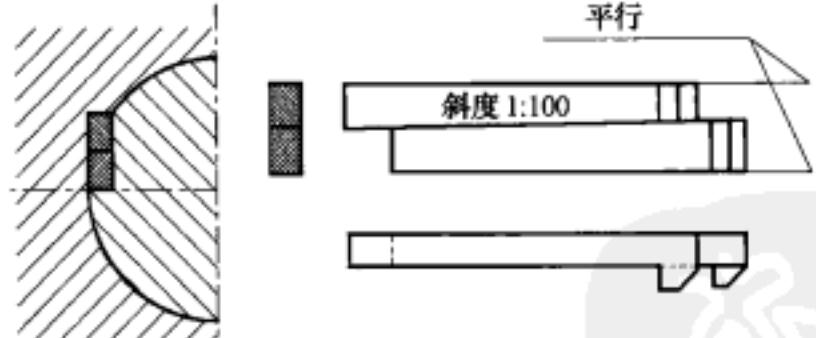
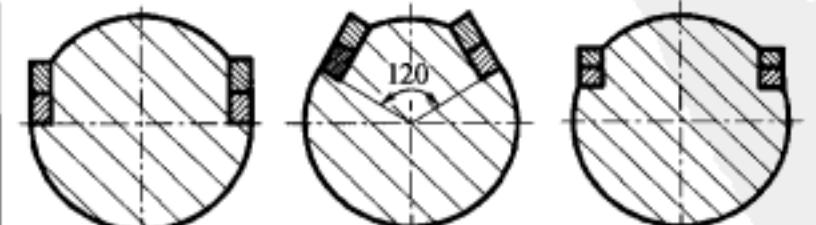
齿轮、蜗轮、带轮、联轴器等传动零件及支撑它们的轴之间常采用键连接。键主要用来实现轴和轴上零件之间的周向固定并传递转矩。有些类型的键还可实现轴上零件的轴向固定或轴向移动。键连接的主要类型有：平键连接、半圆键连接、楔键连接和切向键连接，具体见表 1.5。

表 1.5 键连接的类型

类型	图例	说明
平键  (圆头平键)	键的两侧面是工作面，工作时，靠键同键槽侧面的挤压来传递转矩。键的上表面和轮毂的键槽底面间则留有间隙。 具有结构简单、装拆方便、对中性较好等优点，因而应用广泛。这种键连接不能承受轴向力，因而对轴上的零件不能起到轴向固定的作用	

(续)

类型	图例	说明
平键	 (a) 平头 (b) 单圆头	仅键端形状不同
导向平键		用螺钉把键固定在轴上,轴上零件可做轴向移动。用于轴上零件轴向移动量较小的场合,比如变速箱中的滑移齿轮
半圆键		<p>它在轴槽中能绕其几何中心摆动,以适应轮上键槽的斜度,其对中性好、工艺性好。缺点是:轴槽较深,因此对轴的削弱较厉害。</p> <p>半圆键连接主要用于轻载或位于轴端的连接,尤其适用于锥形轴端</p>
端面键	 (a) 锥孔 (b) 圆柱孔	当孔壁较薄无法插键槽,同时又要传递较大扭矩时用

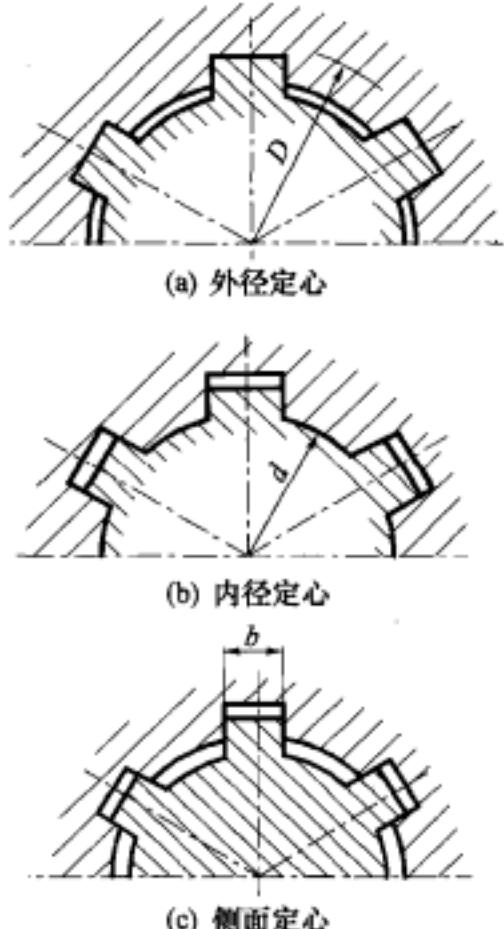
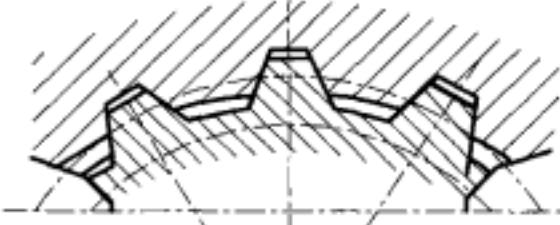
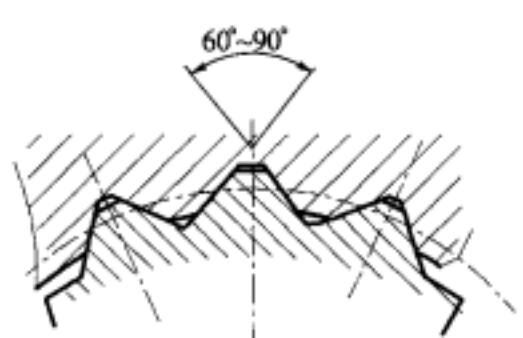
类型	图例	说明
楔键	 (a) 普通键 (b) 钩头键	键的上下两面为工作面,键的上表面和轮毂键槽底面均有1:100的斜度,依靠装配时把键打入键槽后的楔紧作用传递转矩,并能轴向固定零件及传递单向轴向力。分为普通(圆头、平头和单圆头)和钩头(见图示)两种。键应打紧
	 (a) 平座键 (b) 摩擦键	楔键的另外两种形式: (a) 平座键——轴上作出平面(削平),平面面起着槽的作用; (b) 摩擦键——它的工作面和轴相接触,横断面上的弧度半径等于轴的半径;工作面的对面是平面。安装键时轴上不需要切槽。当传递的扭矩不大且轴和轮毂间偶然发生的转动变位没有影响时采用
切向键	 (a) 切向键  (b) 装两个切向键的三种形式 (传递双向转矩时)	由一对斜度为1:100的楔键组成。切向键的工作面是由一对楔键沿斜面拼合后相互平行的两个窄面,被连接的轴和轮毂上都制有相应的键槽(见图(a))。 装配时,把一对楔键分别从轮毂一端或两端打入,拼合而成的切向键就沿轴的切线方向楔紧在轴与轮毂之间。工作时,靠工作面上的挤压力和轴与轮毂间的摩擦力来传递转矩。 用一个切向键时,只能传递单向转矩;当要传递双向转矩时,必须用两个切向键,两者间的夹角为120°~130°。 由于切向键的键槽对轴的削弱较大,因此常用于直径大于100 mm的轴上。例如用于大型带轮、大型飞轮、矿山用大型绞车的卷筒及齿轮等与轴的连接

1.2.2 花键连接

花键连接按齿形可分为三类:即矩形花键、渐开线花键及三角形花键(见表1.6)。其

中矩形花键因易于制造,成本较低,应用最为广泛。花键连接的优点是:定心精度较高;零件在轴上滑动时导向性较好,移动轻便;当轴径相同时,花键齿侧上的挤压应力较小,受动载荷或变载荷时,花键轴的疲劳强度较大。花键连接类型见表 1.6。

表 1.6 花键连接类型

类型	图例	说明
矩形花键	 <p>(a) 外径定心 (b) 内径定心 (c) 侧面定心</p>	<p>(a) 外径 D 定心:以往用得最广。(b) 内径 d 定心:逐渐推广使用。(c) 侧面 b 定心:主要用于重载的花键连接</p>
渐开线花键		<p>齿廓为渐开线,分度圆压力角有 $\alpha = 30^\circ$ 和 $\alpha = 45^\circ$ 两种,后者也称细齿渐开线花键或三角形花键,齿顶高分别为 $0.5m$ 和 $0.4m$ (m 为模数),可用齿轮机床进行加工,工艺性较好,制造精度高,齿根圆角大,应力集中小,易于对心。 但加工花键孔用的渐开线拉刀制造复杂,成本高。因此适宜于传递大转矩、大直径的轴。由于齿形定心,故当齿受力时,齿上的径向力能起到自动定心的作用</p>
三角形花键		<p>特点是齿形小、齿数多,主要用于传递扭矩不大的固定连接,以代替压配合,也用于薄壁套筒与轴的连接</p>

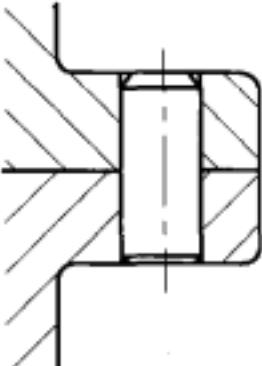
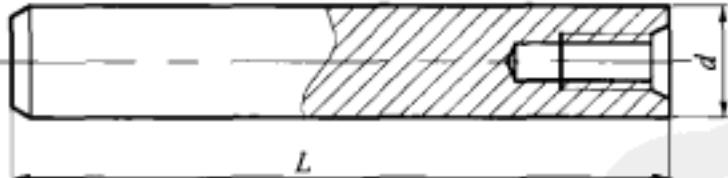
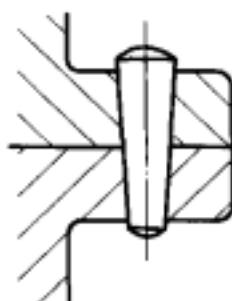
1.2.3 销连接

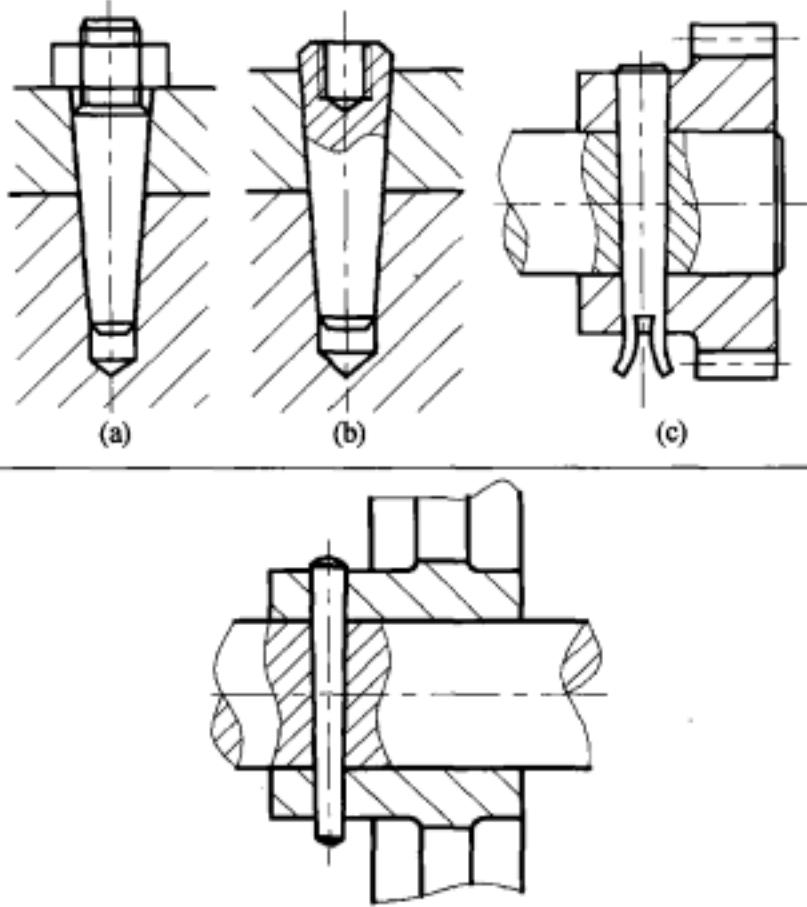
销主要用作装配定位,也可用来连接或锁定零件,还可作为安全装置中的过载剪断元件。销的类型、尺寸、材料和热处理以及技术要求都有标准规定。

按用途,销可分为定位销、连接销和安全销三类。定位销主要用于固定零件间的位置,不受载荷或受很小载荷,其直径可按结构确定,数目不得少于两个。连接销用于连接,可传递不大的载荷,其直径可根据连接的结构特点按经验确定,必要时再验算强度。安全销可作安全保护装置中的剪断元件。

按形状,销可分为圆柱销和圆锥销,其结构见表 1.7。

表 1.7 销的主要类型

类型	图例	说明
圆柱销		<p>销孔需铰制,多次装卸后会降低定位的精度和连接的紧固。只能传递不大的载荷。 不能多次装拆,否则定位精度下降。亦可作为安全装置中的过载剪断元件</p>
		<p>内螺纹圆柱销: $d = 6 \sim 50, L = 16 \sim 200$。 销孔需铰制,多次装卸后会降低定位的精度和连接的紧固。只能传递不大的载荷。主要用于盲孔的定位及机件连接</p>
		<p>弹性圆柱销: $d = 1 \sim 50, L = 4 \sim 200$ 具有弹性,装入销孔后与孔壁压紧,不易松动。销孔精度要求较低,互换性好,可多次拆卸。刚性较差,不适高精度定位。主要用于有冲击、振动的场合</p>
圆锥销		<p>锥度为 $1:50$,可自锁,定位精度较高,便于拆卸且允许多次装拆。使用最广泛</p>

类型	图例	说明
圆锥销		<p>图(a)、(b)为带螺纹锥销,用于盲孔或拆卸困难的场合。 图(c)为开尾圆锥销,适用于有冲击和振动的场合。 注意:用于盲孔时,销孔应有泄气小孔或在锥销上开小槽泄气</p> <p>连接轴与套在其上的零件。为避免销在使用过程中掉落,要采用罩圈或钢丝将其固定</p>

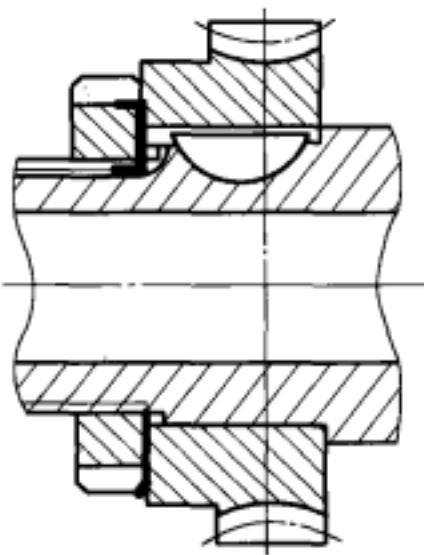
1.2.4 测绘要点

键、销均为标准件,量其尺寸按标准查取即可。花键则在量取尺寸时要分析其定心方式。渐开线花键的测绘参阅齿轮测绘方法。

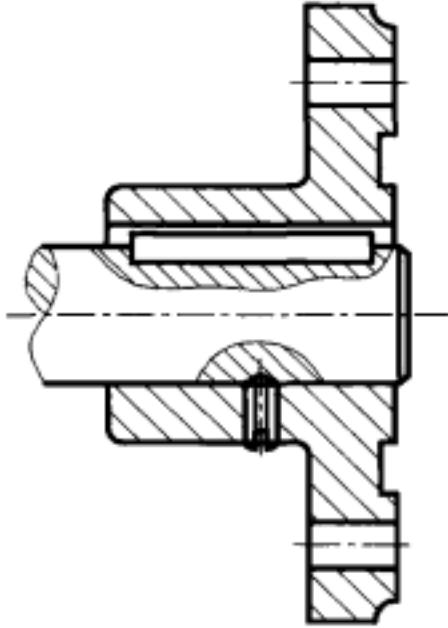
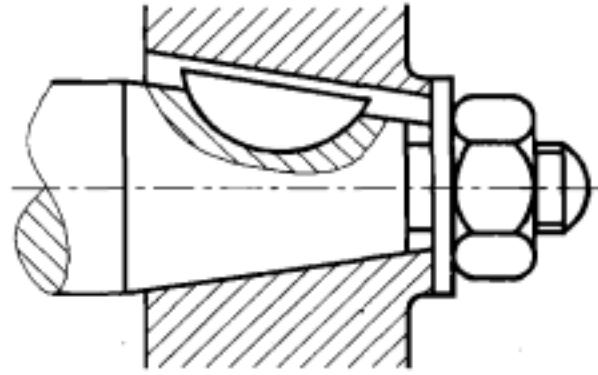
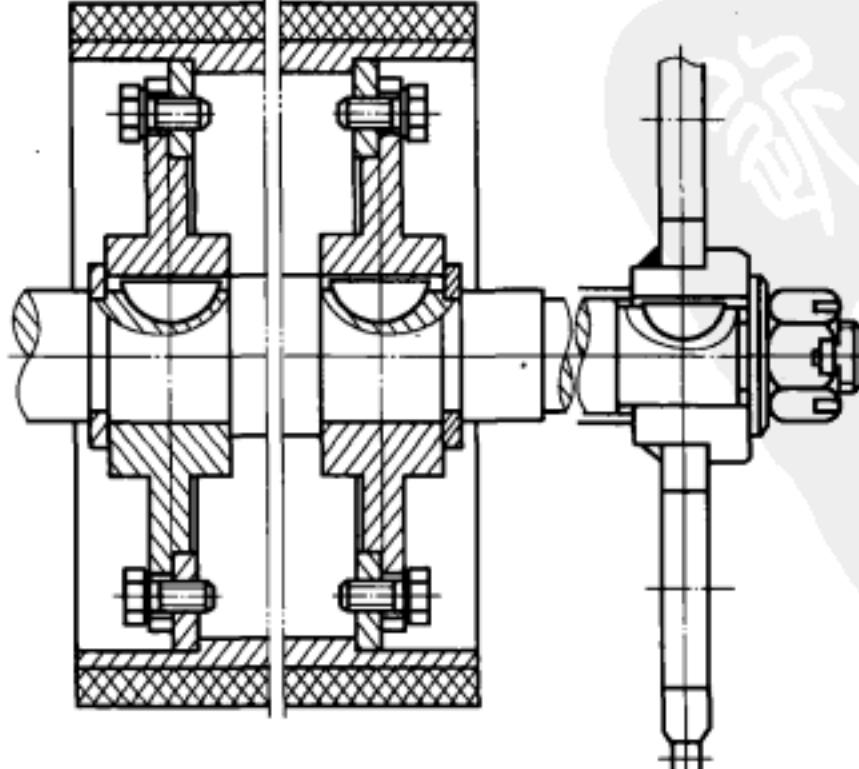
1.2.5 键连接和花键连接示例

键连接、花键连接示例见表 1.8 和表 1.9。

表 1.8 键连接示例

序号	键连接示例	说明
1		<p>蜗轮固定在主轴上</p>

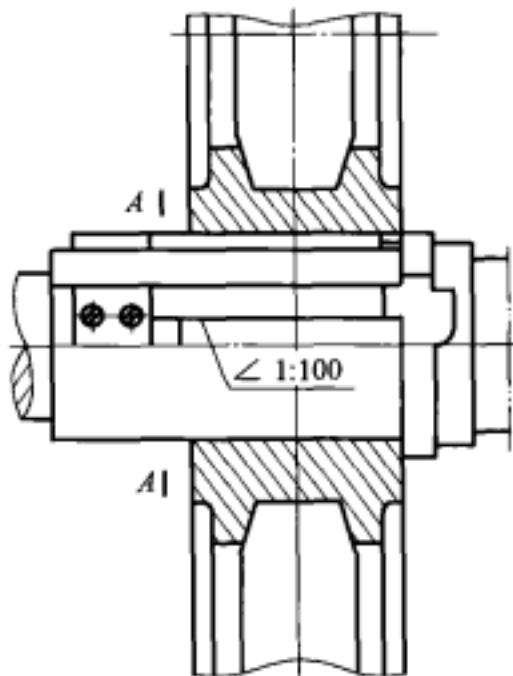
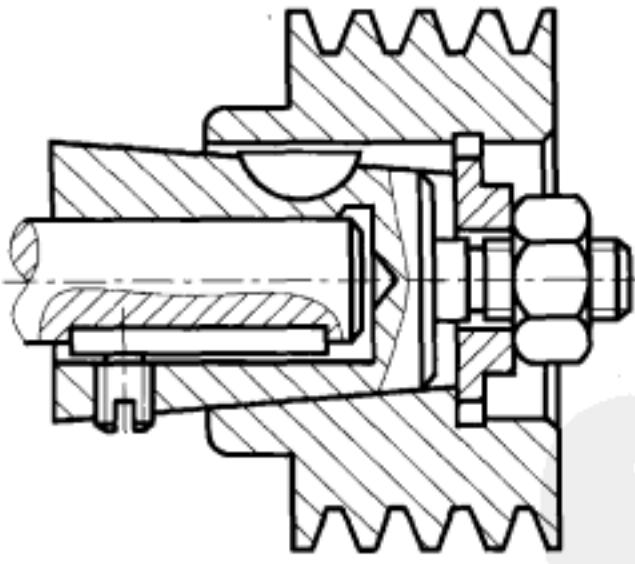
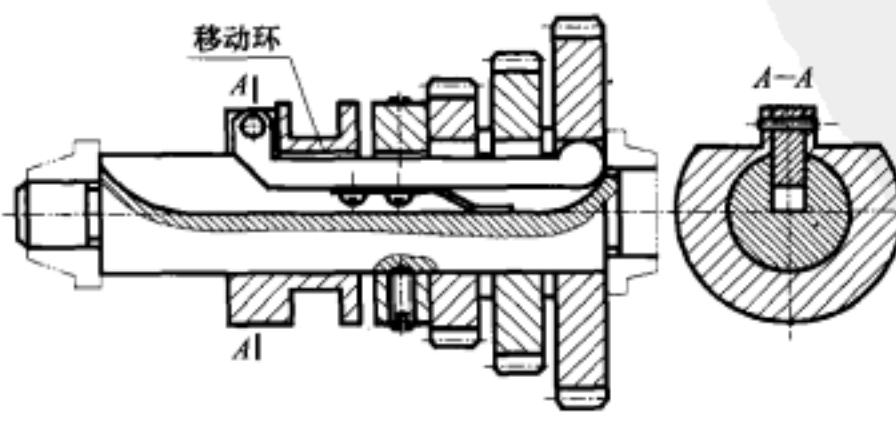
(续)

序号	键连接示例	说明
2		圆盘固定在轴上
3		用半圆键固定锥形盘
4		用半圆键固定链轮及滚筒

(续)

序号	键连接示例	说 明
5		用钩头楔键连接轴和齿轮
6		用钩头楔键连接支承轮和心轴
7		链轮

(续)

序号	键连接示例	说明
7		滑键在传动机构上的应用
8		平键及半圆键的综合应用
9		滑键在变速箱上的应用

(续)

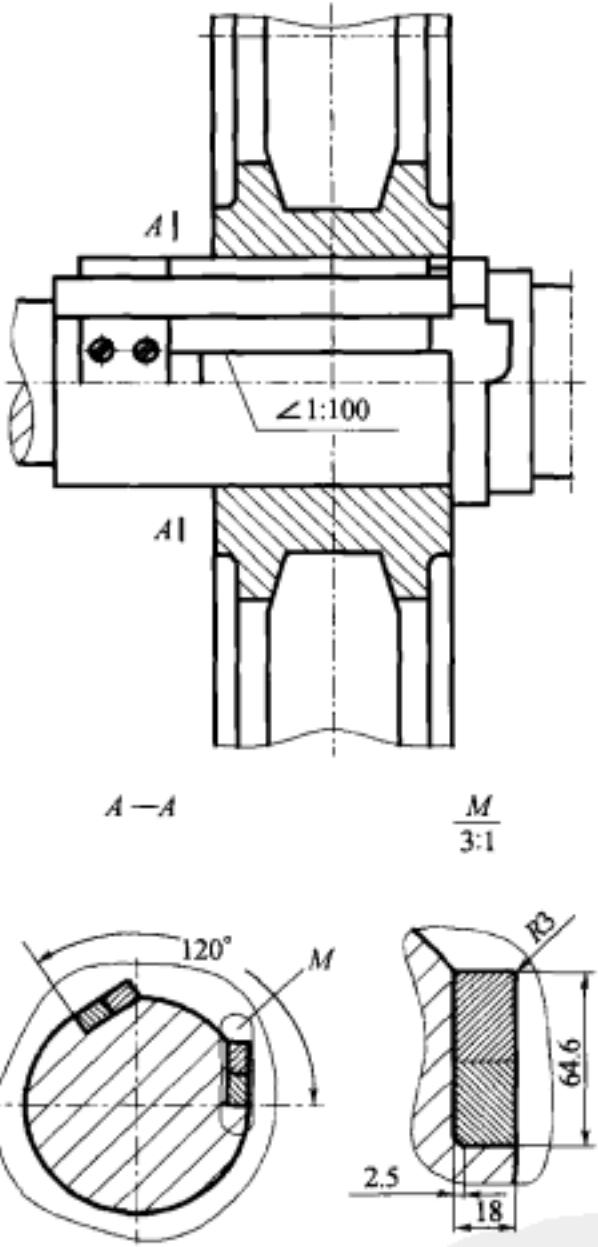
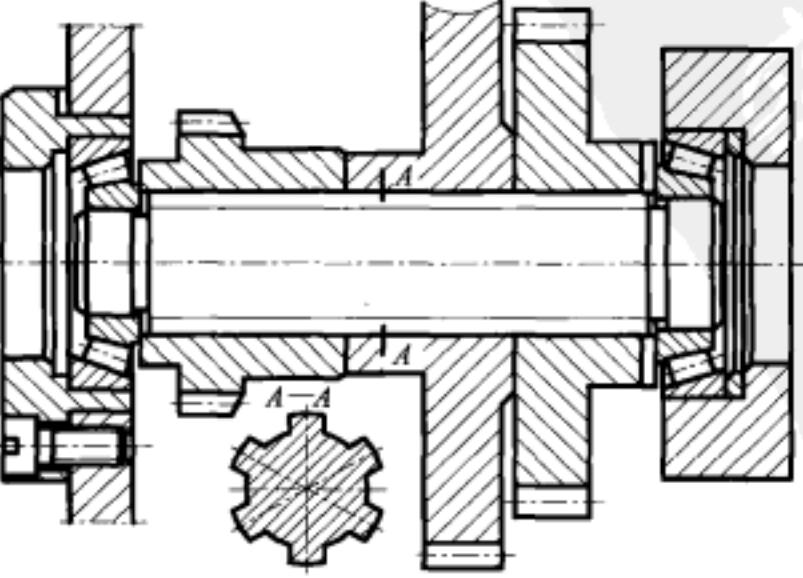
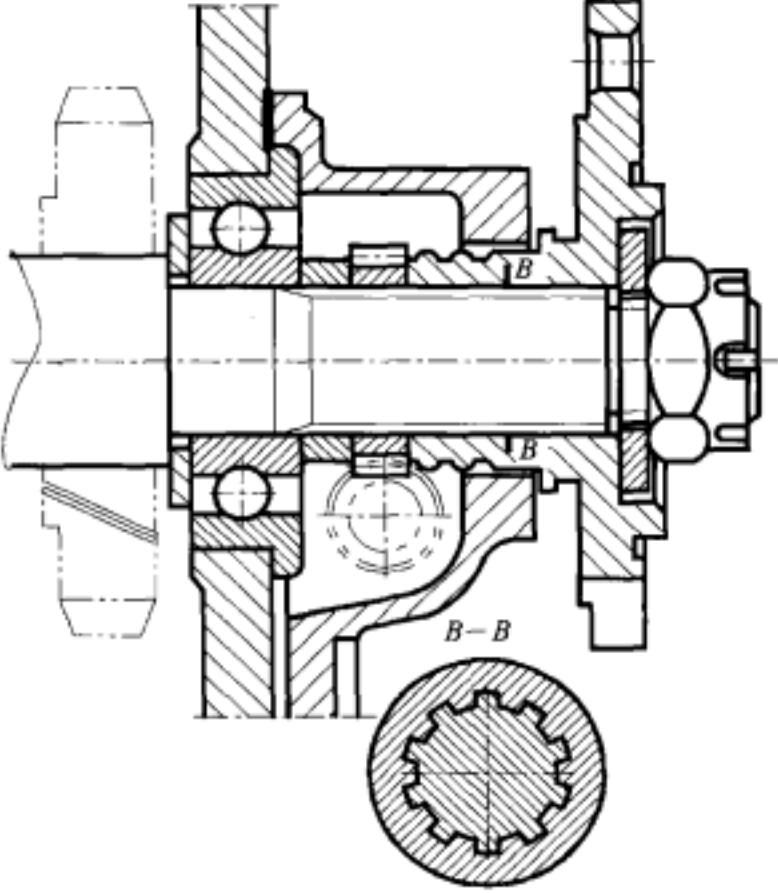
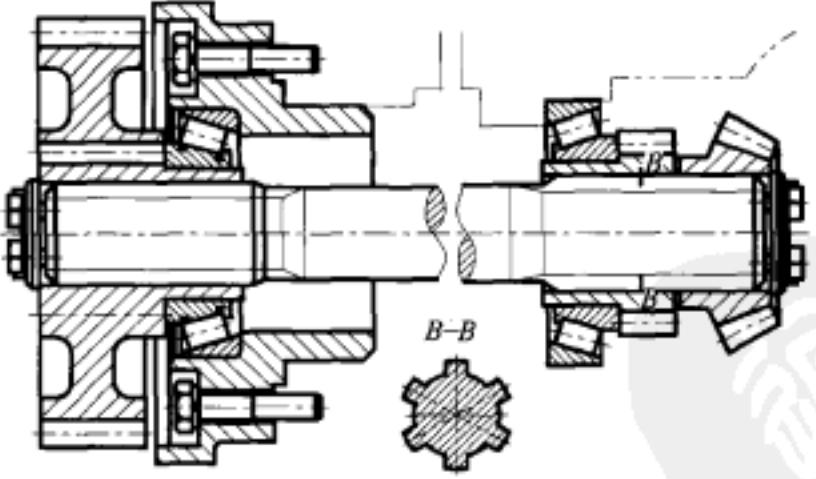
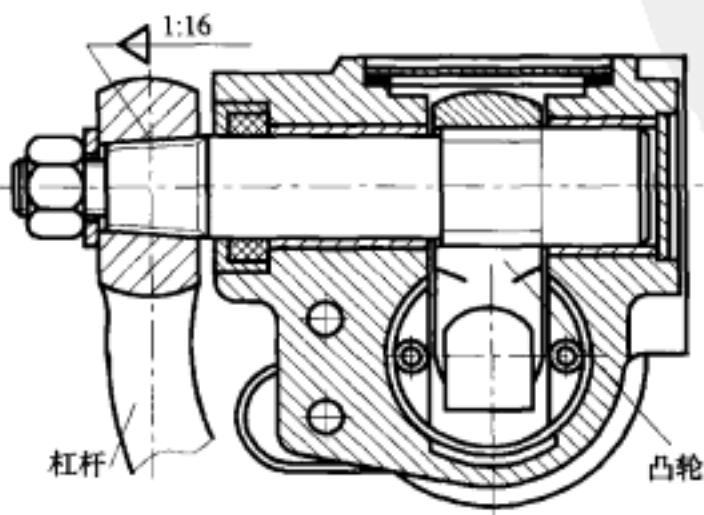
序号	键连接示例	说 明
10		用切向键固定齿轮

表 1.9 花键连接示例

序号	花键连接示例	说 明
1		矩形花键在铣床进刀变速箱中的应用

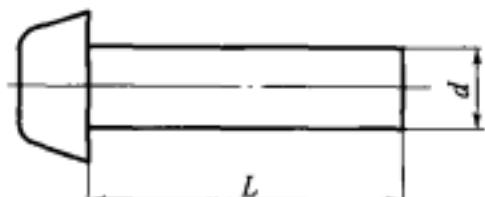
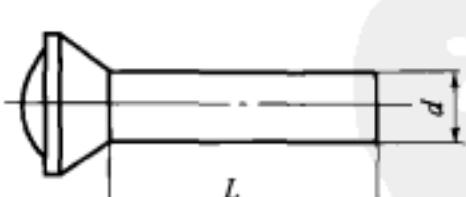
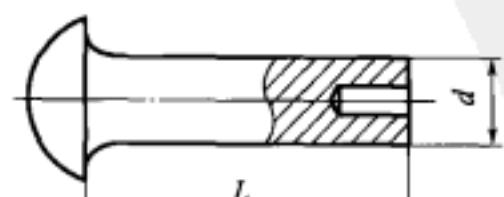
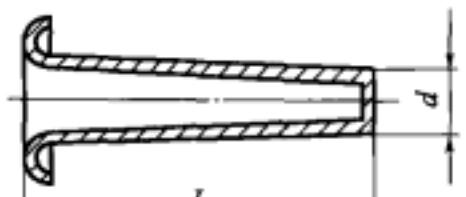
序号	花键连接示例	说 明
2		矩形花键在汽车变速箱中的应用
3		矩形花键在变速箱主动轴中的应用
4		三角花键连接凸轮和杠杆

1.3 铆钉连接

1.3.1 常用铆钉的类型及应用

常用铆钉的类型及应用见表 1.10。

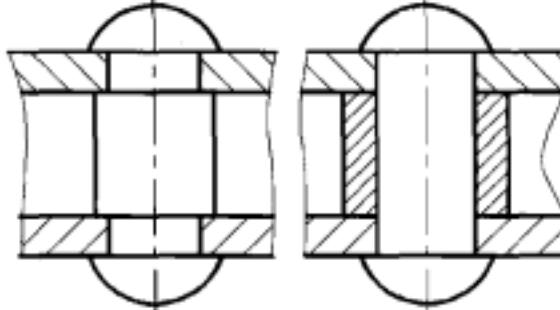
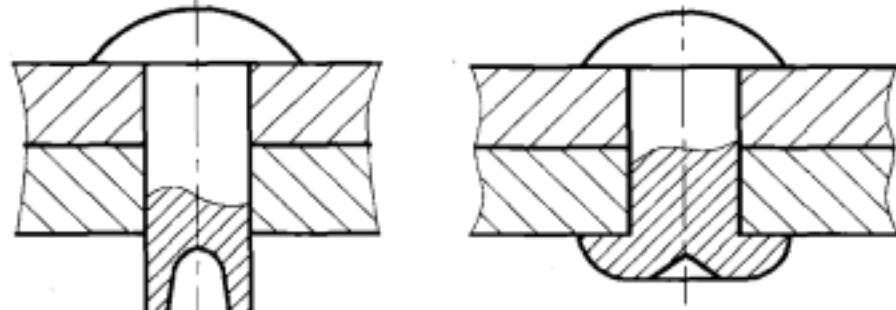
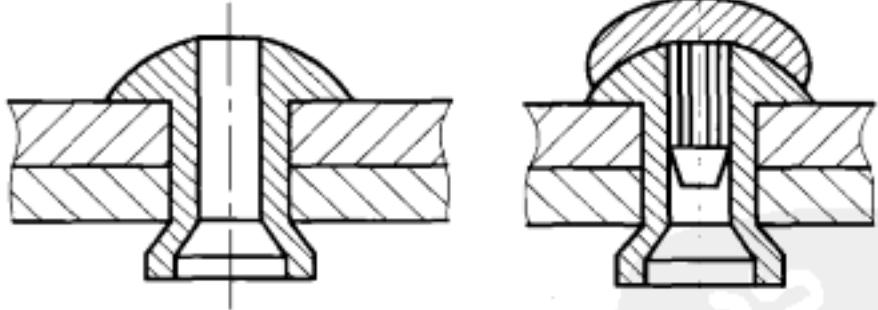
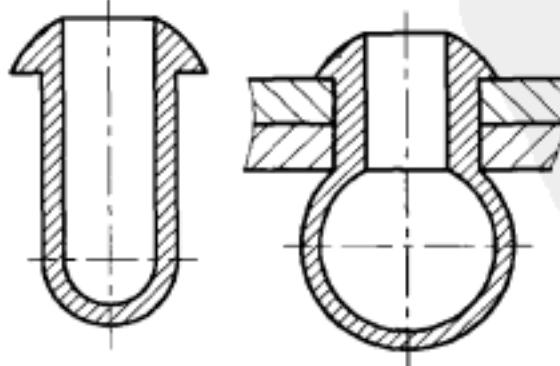
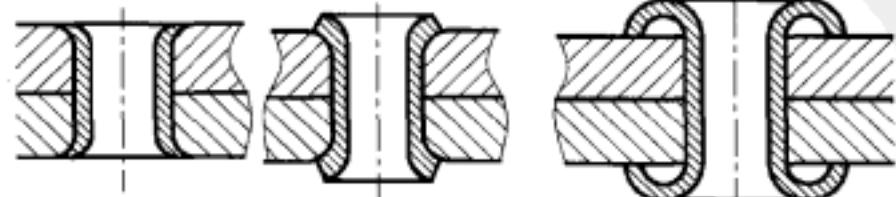
表 1.10 常用铆钉的类型及应用

类型	简图	应用
实心铆钉		应用最普遍, 常用于承受较大横向载荷的金属构件连接。如强密接缝和强固接缝场合
		钉头大, 耐腐蚀, 常用在船壳、锅炉等腐蚀强烈的场合
		用于铆接表面要求平滑而受载不大的金属构件连接
		用于铆接表面要求较平滑而受载不大的金属构件连接
扁圆头半空心铆钉		钉头较弱, 只适用于受载不大的场合, 如金属薄板、塑料、帆布等
空心铆钉		适用于轻载和异性材料的连接, 如塑料、皮革、木材及帆布等

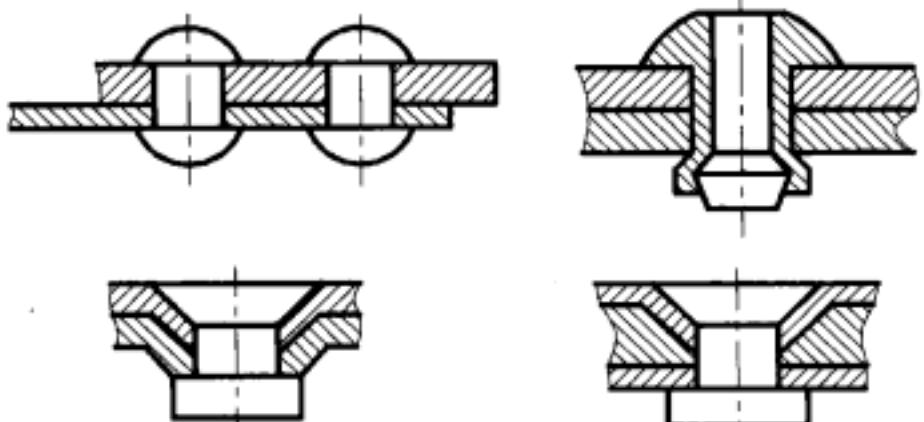
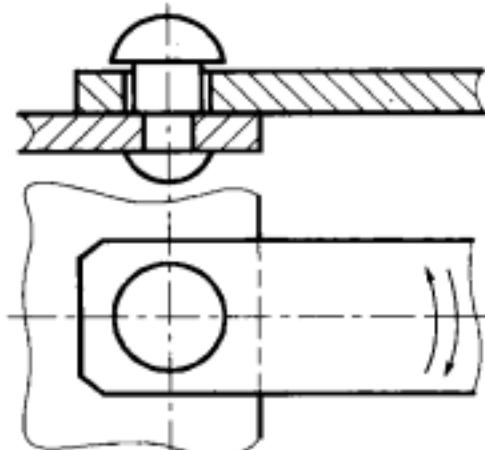
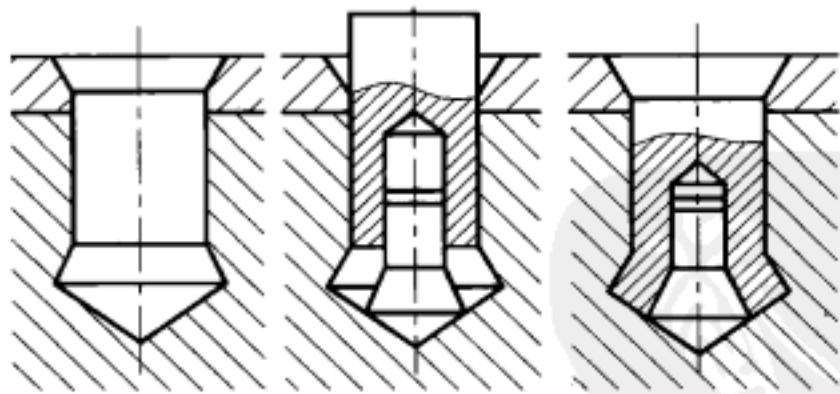
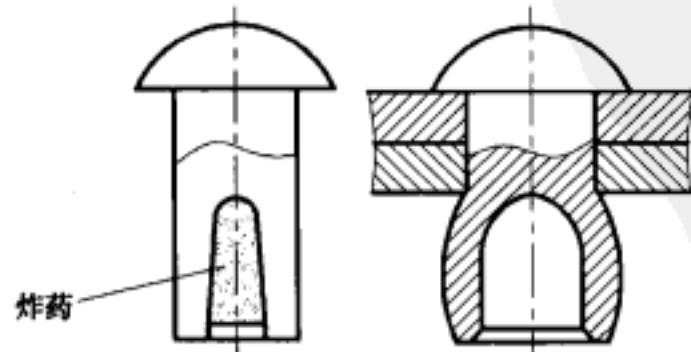
1.3.2 铆钉连接示例

铆钉连接示例见表 1.11。

表 1.11 铆钉连接示例

序号	示例	说明
1		间距铆接
2		半空心铆钉
3		双重铆接
4		塑性铆钉铆接
5		常见空心铆钉的铆接形式

(续)

序号	示例	说明
6		常见铆接形式
7		销轴铆钉铆接
8		膨胀铆接
9		爆炸铆接

第2章 滚动轴承与滑动轴承

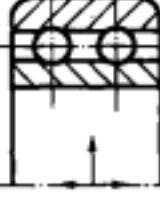
2.1 滚动轴承

2.1.1 滚动轴承的基本类型

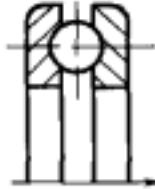
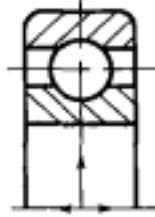
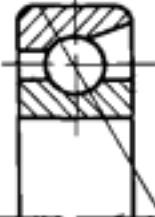
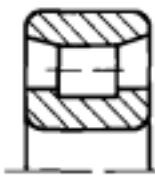
按轴承用于承受的外载荷不同,滚动轴承可以概括地分为向心轴承、推力轴承和向心推力轴承三大类。主要承受径向载荷的轴承叫做向心轴承,其中有几种类型还可以承受不大的轴向载荷;只能承受轴向载荷的轴承叫做推力轴承;能同时承受径向载荷和轴向载荷的轴承叫做向心推力轴承。

各型滚动轴承已成为市售的标准化元件,其具体结构、尺寸等在设计时应参照有关标准或样本。常用滚动轴承的性能和特点见表 2.1。

表 2.1 滚动轴承的常用类型和特性(GB/T 272—1993)

轴承名称	结构简图	类型代号	标准编号	基本额定动载荷比	极限转数比	主要性能及应用
调心球轴承		1(1)	GB 281	0.6~0.9	中	调心性能好,内、外圈之间在2°~3°范围内可自动调心。主要承受径向载荷和不太大的轴向载荷。适用于刚性较小的轴及难以对中的场合
调心滚子轴承		2(3)	GB 288	1.8~4	低	调心性能好,能承受很大的径向载荷和不太大的轴向载荷
圆锥滚子轴承		3(7)	GB 297	1.5~2.5	中	能同时承受径向载荷和轴向载荷,承载能力大,外圈可分离,安装方便,一般成对使用。适用于径向和轴向载荷都较大的场合
双列深沟球轴承		4(0)		1.6~2.3	高	主要承受径向载荷,也可承受一定的轴向载荷

(续)

轴承名称	结构简图	类型代号	标准编号	基本额定动载荷比	极限转数比	主要性能及应用
推力球轴承		5(8)	GB 301	1	低	套圈可分离,只能承受单向轴向载荷
深沟球轴承		6(0)	GB 276 GB 4221	1	高	主要承受径向载荷,也可承受一定的轴向载荷,价格低廉,应用最广。在高速装置中,可代替推力轴承
角接触球轴承		7(6)	GB 292	10~14	高	能同时承受径向载荷和单向轴向载荷,公称接触角越大,轴向承载能力也越大,一般成对使用
圆柱滚子轴承		N(2)	GB 283	15~3	较高	能承受较大的径向载荷,不能承受轴向载荷。适用于重载和冲击载荷,以及要求支承刚性好的场合

注:类型代号中()内为原标准代号;基本额定动载荷比、极限转速比是指同一尺寸系列轴承与深沟球轴承之比(平均值)

2.1.2 滚动轴承类型的选择

选用滚动轴承类型时,必须了解轴承的工作载荷(大小、性质、方向)、转速及其他使用要求,正确选择轴承类型应考虑以下主要因素。

1. 轴承载荷及转速

轴承转速及所受载荷的大小、方向和性质是选择轴承类型的主要依据:

- (1) 相同外形尺寸下,滚子轴承一般较球轴承承载能力大,应优先考虑。
- (2) 轴承承受纯的径向载荷,且速度高时一般可选用向心类轴承。
- (3) 轴承承受纯的轴向载荷,一般可选用推力类轴承。当转速高且轴向载荷不十分大时可采用向心推力球轴承。
- (4) 承受径向载荷的同时,还有不大的轴向载荷时,可选用深沟球轴承(向心球轴承)、接触角不大的角接触球轴承(向心推力球轴承)或圆锥滚子轴承。
- (5) 承受轴向力较径向力大时,可选用接触角较大的角接触球轴承或圆锥滚子轴承,或者选用向心轴承和推力轴承组合在一起的结构,以分别承担径向载荷和轴向载荷。

(6) 载荷有冲击振动时,优先考虑滚子轴承。

2. 轴承的刚性与调心性能

(1) 滚子轴承的刚性比球轴承高,故对轴承刚性要求高的场合宜优先选用滚子轴承。

(2) 支点跨距大、轴的弯曲变形大或多支点轴,宜选用调心型轴承。

(3) 圆柱滚子轴承用于刚性大,且能严格保证同心度的场合,一般只用来承受径向载荷。当需要承受一定轴向载荷时,可选择内外圈都有挡边的类型。

3. 轴承的安装和拆卸

(1) 在轴承座不剖分而且必须沿轴向安装和拆卸轴承时,应优先选用内外圈可分离轴承。如圆锥滚子轴承和圆柱滚子轴承等。

(2) 在光轴上安装轴承时,为便于定位和拆卸,可选用内圈孔为圆锥孔(用以安装在锥形的紧定套上)的轴承。

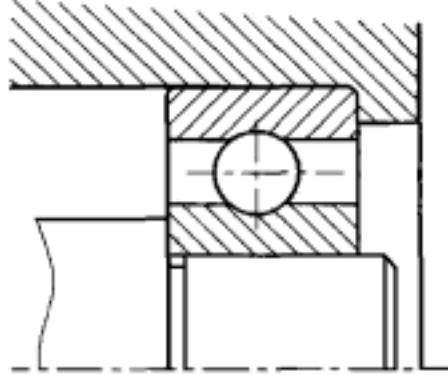
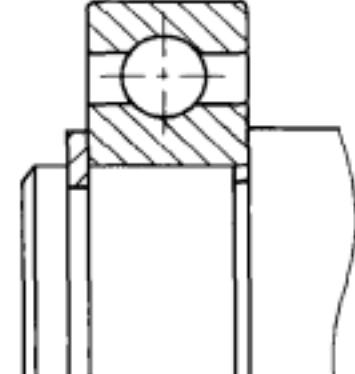
4. 经济性

(1) 与滚子轴承相比,球轴承因制造容易,价格较低,条件相同时可考虑优先选用。
(2) 同型号尺寸公差等级为 P0、P6、P5、P4、P2 的滚动轴承价格比为 1: 1.8: 2.3: 7: 10。在满足使用要求情况下,应优先选用 0 级(普通级)公差轴承。

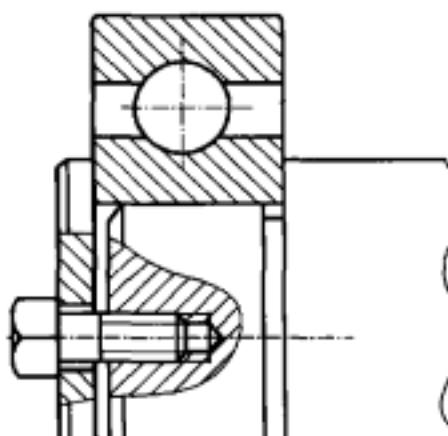
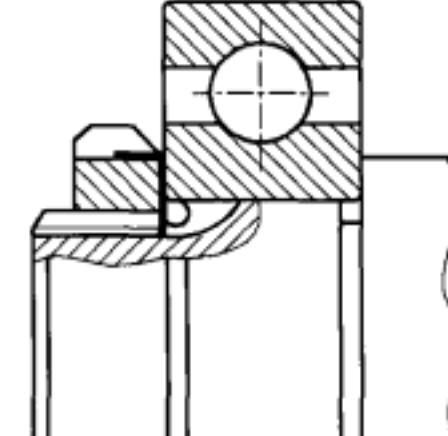
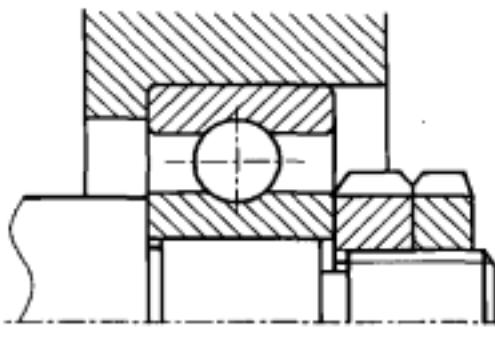
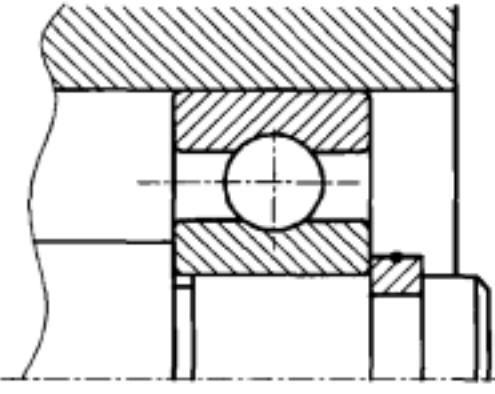
2.1.3 内外圈的固定

滚动轴承内外圈的固定方法见表 2.2 和表 2.3。

表 2.2 内圈固定方法

序号	图例	说明
1		外壳孔内有挡肩时,用轴肩支承轴承的另一边。 用于承受单向轴向负荷的单列向心球轴承、向心推力球轴承或圆锥滚子轴承,这时另一端的轴承必须按相反方向紧固
2		有轴用弹性挡圈嵌在同轴沟槽内,主要用于轴向力不大及转速不高时

(续)

序号	图例	说明
3		用螺钉固定的轴端挡圈坚固,可用于在高转速下承受大的轴向力
4		用圆螺母和止动垫圈紧固,主要用于轴承转速高、承受较大的轴向力的情况
5		用双螺母紧固。 用于承受较大的双向负荷、高转速下的向心轴承或向心推力轴承
6		用两半并合的可拆式挡圈和弹簧钢丝紧固。 用于轴向负荷不大,轴承转速不高且变化不大的单列向心轴承

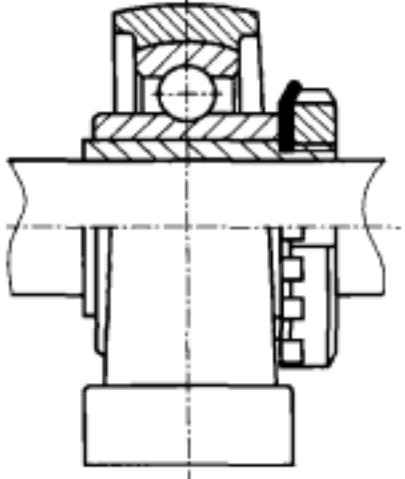
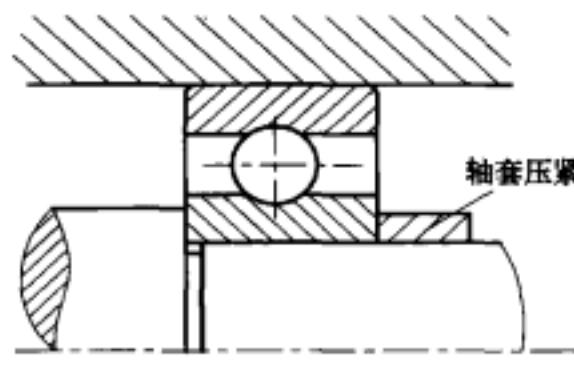
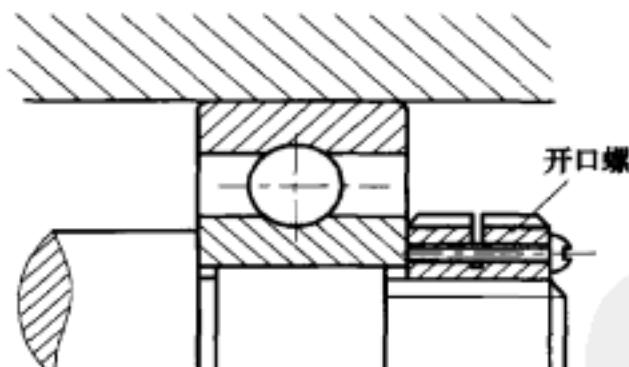
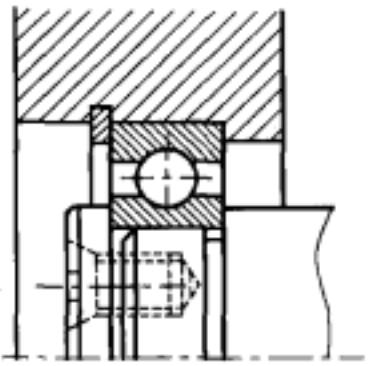
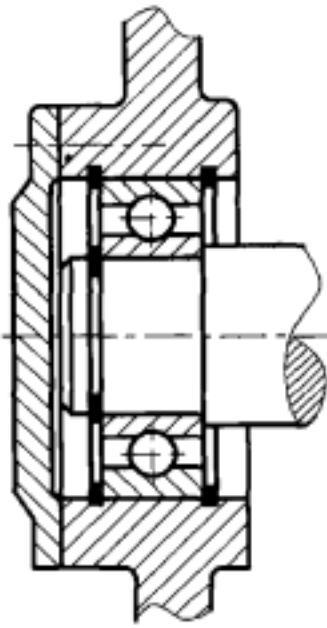
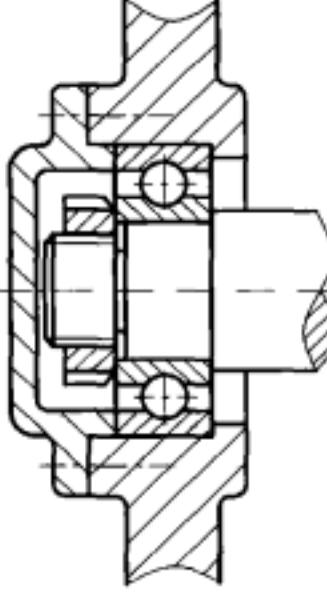
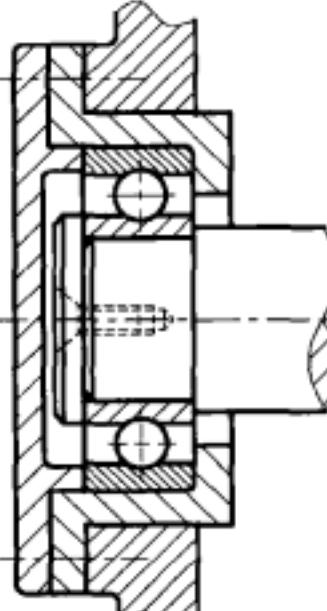
序号	图例	说明
7		用紧定衬套、止动垫圈和圆螺母紧固。用于光轴上轴向力和转速都不大且内圈为圆锥孔的轴承。内圈的另一端常以轴肩作为定位面。为了便于轴承拆卸,轴肩的高度应低于轴承内圈的厚度
8		用轴套压紧。除轴套外也可使用其他零件压紧轴承,可承受较大的轴向载荷
9		开口螺母。可承受作用于两个方向上较大的轴向载荷,以及较高的轴承转速

表 2.3 外圈固定方法

序号	图例	说明
1		用嵌入外壳沟槽内的一个孔用弹性挡圈和壳体孔内端面固定外圈,用紧定螺钉使垫圈压住内圈。用于轴向力不大且需减小轴承装置的尺寸时

(续)

序号	图例	说明
2		<p>用嵌入外壳沟槽内的两孔用弹性挡圈固定外圈,用一个轴用弹性挡圈和轴端固定内圈。此种结构最为简单,但壳体孔内切槽要用专用工具。</p> <p>用于轴向载荷不大的单列向心轴承</p>
3		<p>用壳体孔内端面和轴承盖端面固定外圈,用轴端圆螺母固定内圈。用于高转速及很大轴向力时的各类向心、推力和向心推力轴承</p>
4		<p>用一过渡套装入壳体孔内,用其内端和端盖端面固定外圈,用紧定螺钉使垫圈压住内圈</p>

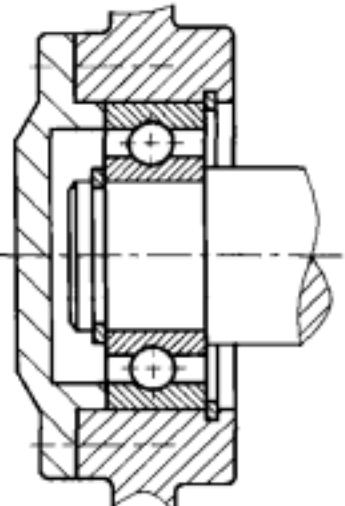
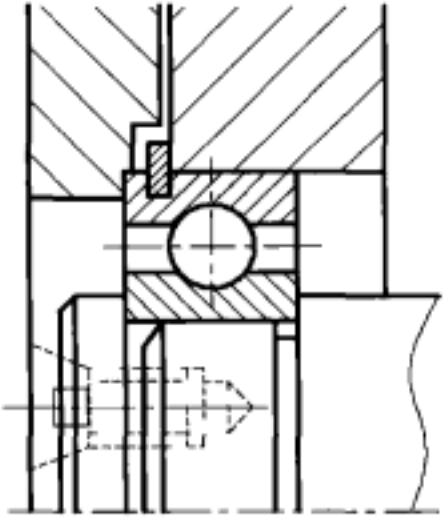
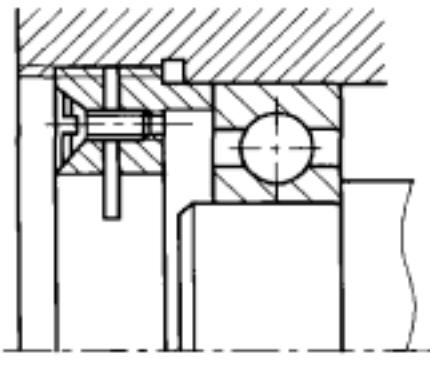
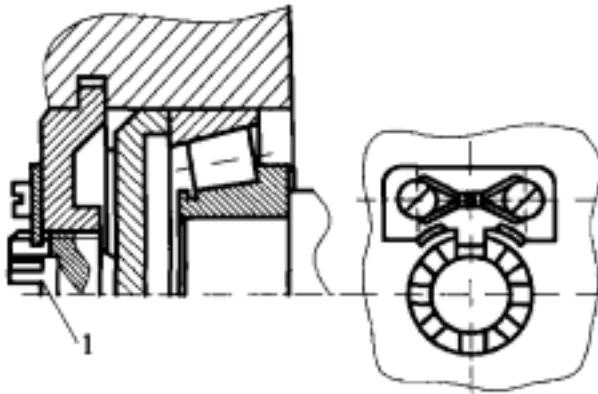
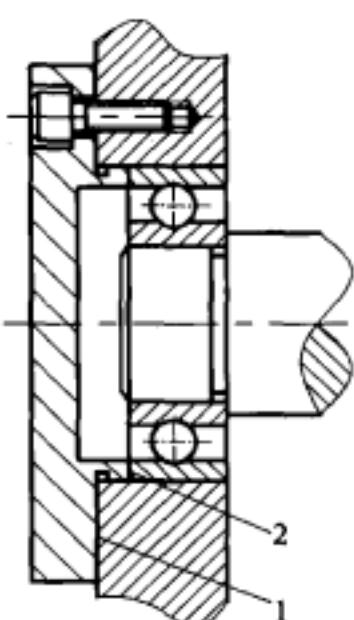
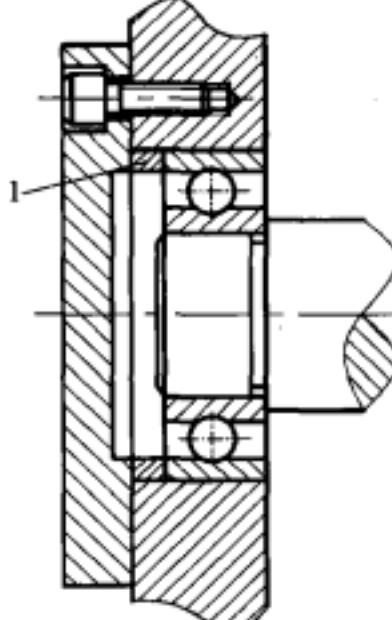
序号	图例	说明
5		用嵌入外壳沟槽内的一个孔用弹性挡圈和端盖紧固外圈,用一个轴用弹性挡圈和轴端固定内圈
6		用轴用弹性挡圈嵌入轴承外圈的止动槽内紧固,用于带有止动槽的深沟球轴承,当外壳不便设凸肩且外壳为剖分式结构时
7		用螺纹环紧固,用于轴承转速高、轴向载荷大,而不适于使用轴承盖紧固的情况
8		用轴承盖上的调节螺钉1和压盖压轴承外圈。螺钉用卡板卡住以免回松。 用于转速和轴向力较大的场合。 注:图示外壳为剖分两半的场合,故轴承盖可嵌入(重型)。如外壳不剖分(轻型),则轴承盖可用止口装入壳体孔定位,外圈用螺钉固于壳体。调节螺钉可改为一般螺钉加螺母(止动)

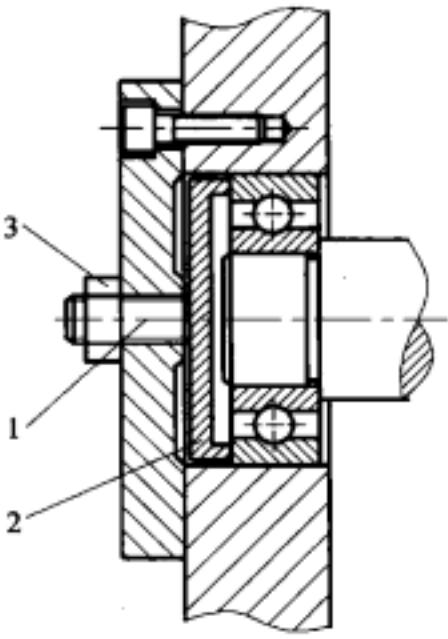
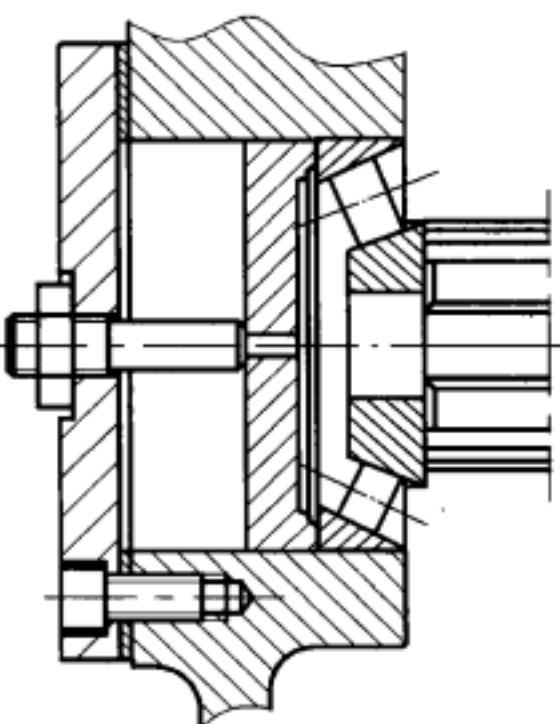
表 2.3 中除了介绍各种外圈固定方法外,每个图例还同时介绍了一种内圈的固定方法。需要指出,表 2.2 中介绍的任何一种内圈固定方法均可与其组合使用。

2.1.4 游隙的调整

在设计轴系轴承结构时,除了上述调整间隙的方法外,表 2.4 所列的方法也常采用。

表 2.4 滚动轴承游隙的调整方法

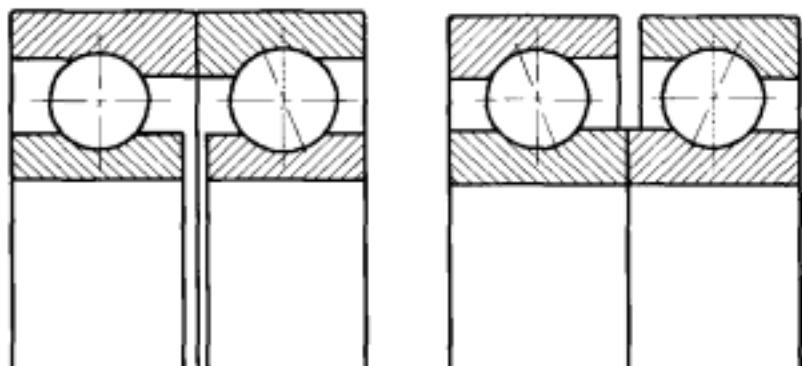
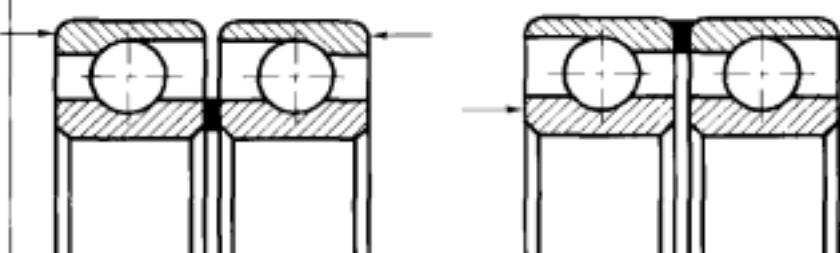
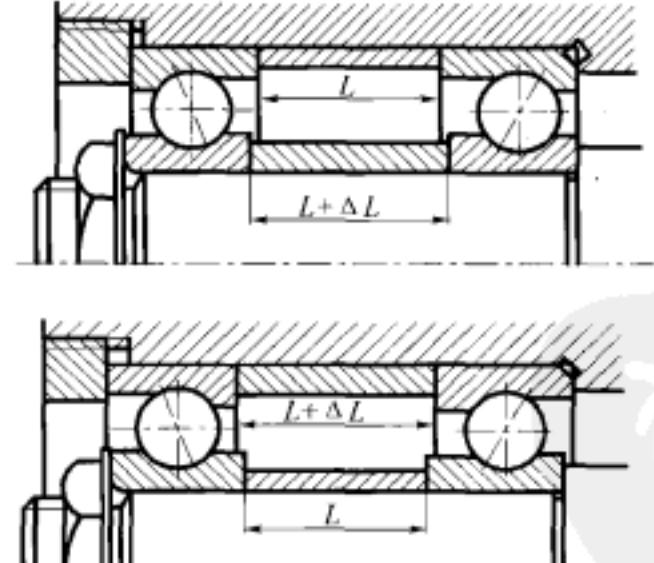
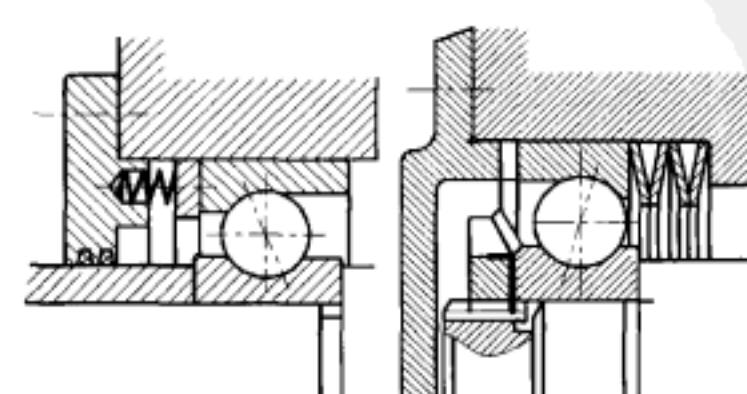
序号	图例	说明
1		可通过修磨端面 2 或 1 来获得满意的间隙
2		可通过修磨调整垫圈 1 的端面来获得满意的间隙

序号	图例	说明
3		拧动调整螺钉 1 推压盖 2 压轴承外圈, 调整完毕后用螺母 3 锁紧
4		安装有一对圆锥滚子轴承的轴系, 用螺钉调整

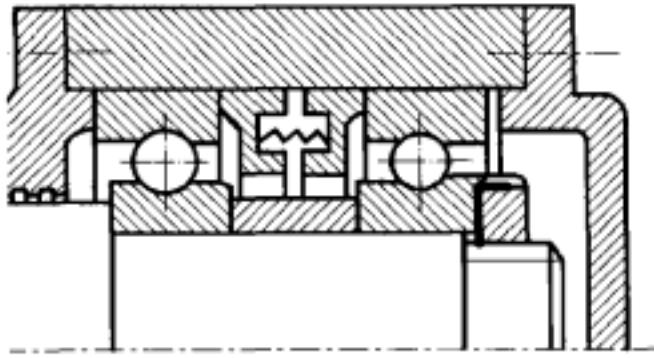
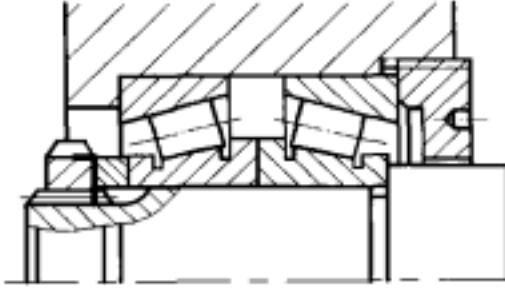
2.1.5 预紧方法

在成对使用的角接触轴承中, 常利用预紧的方法来提高轴承的支承刚度。轴承的预紧是指在安装时采取一定措施使轴承中的滚动体和内外圈之间产生一定量的预变形, 以保持内外圈处于压紧状态。通过预紧可以增加轴承的刚性及精度, 减小工作时的噪声和振动。常用的轴承预紧方法见表 2.5。

表 2.5 轴承的预紧方法

序号	图例	说明
1		<p>将成对双联向心推力球轴承相接触的两个外圈或内圈端面磨去一定的量,在安装时使它们靠紧。</p> <p>由生产厂选配组合成套,使用方便,无需补充其他装置就可得到所要求的预加负荷值,但维修较麻烦</p>
2		<p>在成对组合的向心推力轴承的内圈之间或外圈之间加入垫片,再夹紧外圈或内圈。</p> <p>借助不同厚度的垫片,可得到不同的预紧力</p>
3		<p>在成对组合的向心推力轴承的内圈之间和外圈之间,置以不同长度的隔套或垫圈,借助其长度的不同差值,可以得到不同的预加负荷</p>
4		<p>使向心推力轴承的外圈始终处于弹簧(螺旋弹簧或碟形弹簧)压力之下,靠弹力大小得到不同的预加负荷值。使用过程中轴承的磨损不影响轴承的预加负荷值。</p> <p>采用弹簧数宜多而弹簧力不宜过大</p>

(续)

序号	图例	说明
5		用带弹簧的隔套顶开轴承外圈以得到预紧负荷
6		二圆锥滚子轴承内圈用螺母并紧于轴颈,用带螺纹的端盖压紧外圈以得到预紧负荷

另外,利用表 2.4 所列调整轴承间隙的方法也可预紧轴承。

2.1.6 润滑和密封

1. 滚动轴承的润滑

1) 润滑方式选择

常用的润滑方法有脂润滑和油润滑两种。滚动轴承的润滑方式可根据速度因数 dn 值选择(见表 2.6)。 d 为滚动轴承的内径,单位 mm; n 为轴承转速,单位 r/min。

表 2.6 滚动轴承润滑方式的选择

轴承类型	$dn/(mm \cdot r/min)$				
	脂润滑	浸油、飞溅润滑	滴油润滑	喷油润滑	油雾润滑
深沟球轴承	$\leq (2 \sim 3) \times 10^5$	$\leq 2.5 \times 10^5$	$\leq 4 \times 10^5$	$\leq 6 \times 10^5$	$> 6 \times 10^5$
角接触球轴承		$\leq 1.6 \times 10^5$	$\leq 2.3 \times 10^5$	$\leq 3 \times 10^5$	—
圆柱滚子轴承		$\leq 0.6 \times 10^5$	$\leq 1.2 \times 10^5$	$\leq 1.5 \times 10^5$	—
圆锥滚子轴承					
推力球轴承					

脂润滑与油润滑相比有很多优点,如:润滑脂很容易保持在轴承内,不易泄漏;维护简单可防止灰尘、冷却液和其他有害杂质的侵入;油膜强度较高,可以使用较长时间而无需更换;支承结构简单,不需要特殊的润滑装置等。对于垂直轴,如防漏问题不易解决时,采

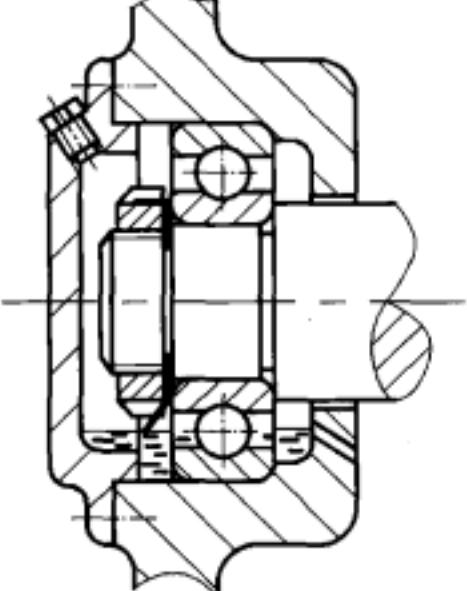
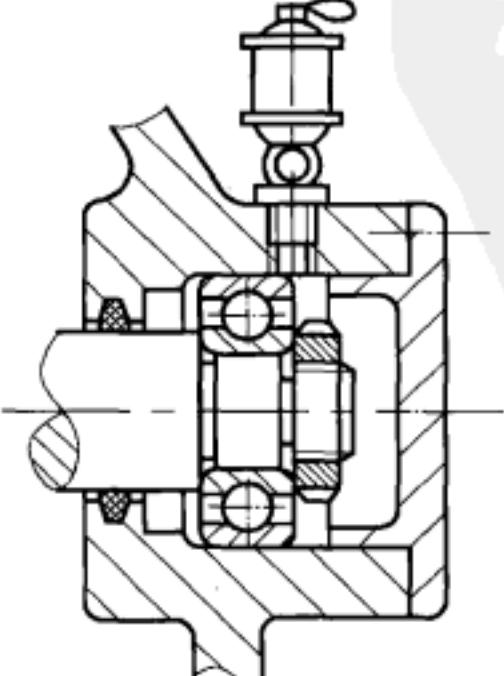
用脂润滑尤为适宜。但是在转速较高时,脂润滑的摩擦损失较大,会使轴承温度增高。

轴承中充填润滑脂的量不宜过多,根据经验,以填满轴承和轴承壳体空间的 $1/3$ ~ $1/2$ 为宜,高速时应仅填充至 $1/3$ 。转速很低且对密封要求较严格的情况下可充满壳体空间。

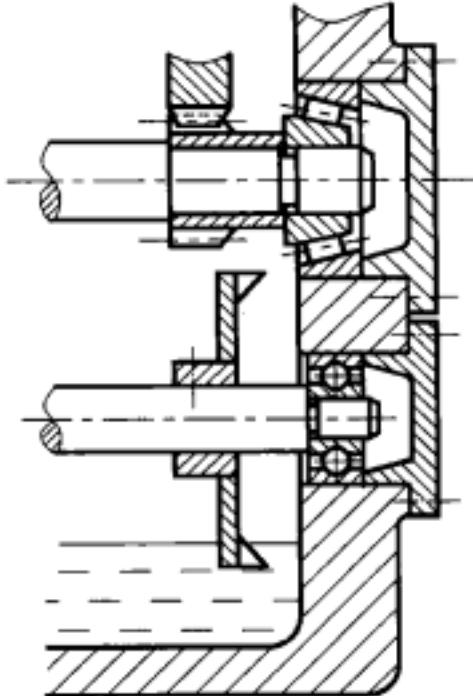
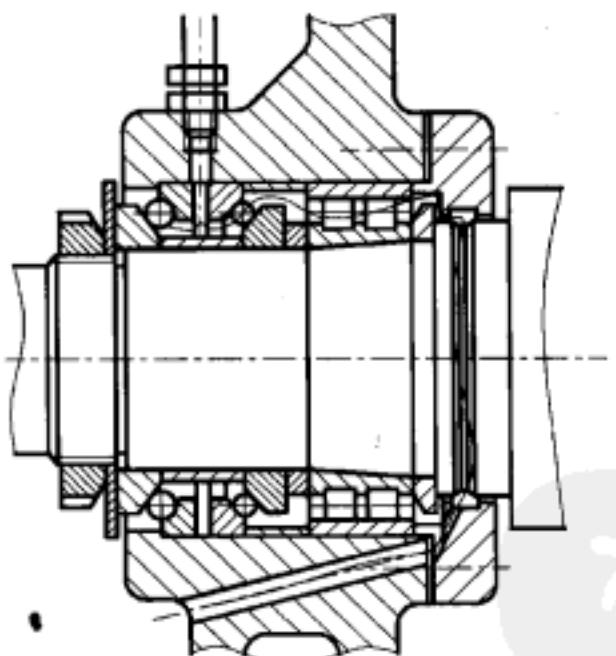
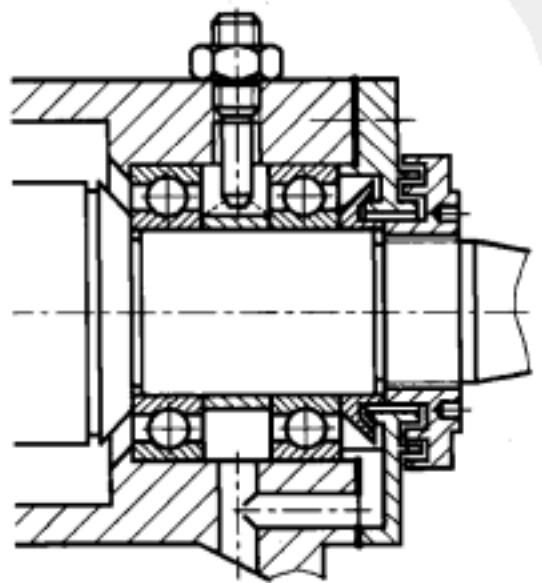
2) 油润滑方式

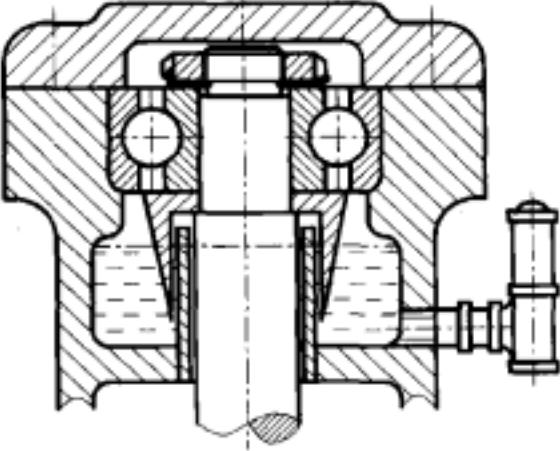
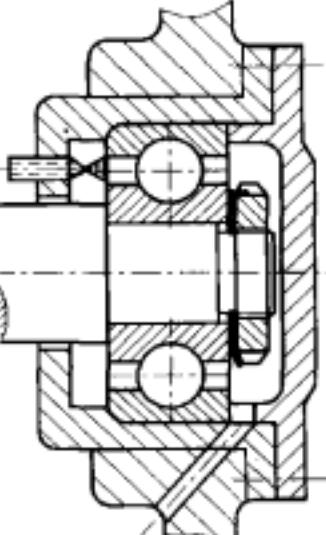
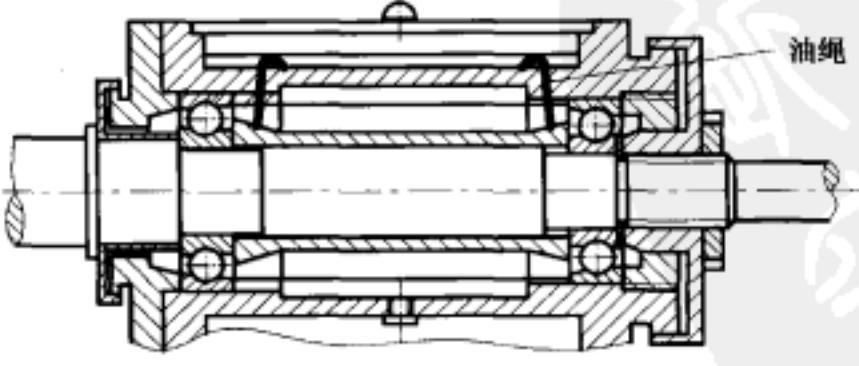
在高速条件下,脂润滑不能满足要求时,应采用油润滑。主轴轴承的润滑油不应与其他润滑油相混,以免脏物进入主轴轴承。在变速箱中,由于齿轮和其他零部件需用油润滑,滚动轴承往往也随之采用油润滑。油润滑的润滑作用很好,但需要较复杂的密封装置和供油设备。油润滑的润滑方式见表 2.7。

表 2.7 油润滑的润滑方式

类型	图例	说明
油浴润滑		轴承的一部分浸在油池中,润滑油由旋转的轴承零件带起,再流回油槽中。油面不应超过最低滚动体的中心位置。 用于低、中速轴承
滴油润滑		注油器精确地控制每小时所供给的油滴数。 用于需要定量供油的轴承部件,过多的油量将引起轴承温度增高

(续)

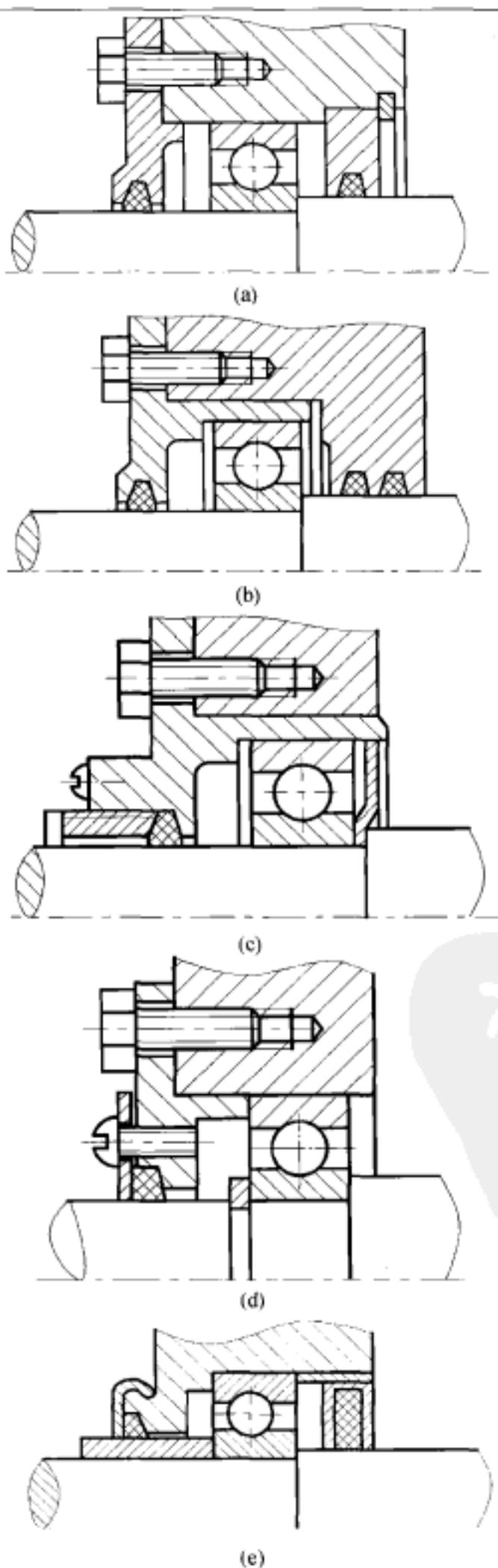
类型	图例	说明
飞溅润滑		<p>用浸入油池内的齿轮或甩油环的旋转将油飞溅进行润滑。当轴承处于不易溅油部位时,可在箱体内部制成导油沟或设导油槽进行润滑。润滑装置简单,但起动时润滑状况不太好(速度不高)。</p> <p>用于封闭箱体内部易于溅油处的轴承</p>
循环润滑		<p>用油泵将经过过滤的油输送到轴承部件中,通过轴承后的润滑油,再经过滤、冷却后循环使用。因循环油可带走一定热量,可使轴承温度降低。</p> <p>用于转速较高的轴承部件中</p>
喷射润滑		<p>用油泵将高压油经喷嘴喷射到轴承中,射入轴承中的油经轴承另一端流入油槽。喷嘴的位置应在内圈和保持架中心之间。</p> <p>轴承高速旋转时,滚动体、保持架也以相当高的速度旋转,使其周围空气形成气流,用一般润滑方法很难将润滑油输送到轴承中,这时必须用高压喷射的方法</p>

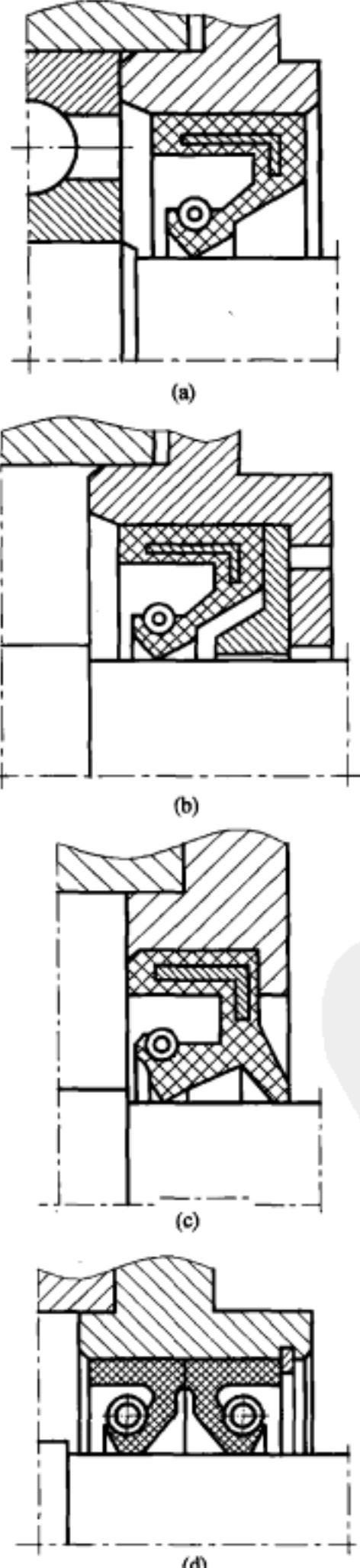
类型	图例	说明
离心润滑		<p>在轴承下部安装与轴承一起旋转的圆锥盖套,靠摩擦力和离心力作用,将油沿锥面甩到轴承中进行润滑。</p> <p>用于垂直轴</p>
油雾润滑		<p>干燥的压缩空气经喷雾器与润滑油混合形成油雾,通入轴承中。气流可有效地使轴承降温,并能防止杂质进入轴承。这种润滑方式效果较好,但需特殊设备。</p> <p>用于高速轴承</p>
油绳润滑		<p>利用油杯中的油绳毛细管产生的虹吸作用向轴承供油。油绳润滑适用于低速、轻负荷的轴套和一般机器设备</p>

2. 滚动轴承的密封

滚动轴承的密封(见表 2.8)分为接触式密封和非接触式密封两大类。非接触式密封不受速度的限制。接触式密封只能用于线速度较低的场合,为保证密封的寿命及减少轴的磨损,轴接触部分的硬度应在 40HRC 以上,表面粗糙度宜小于 $Ra1.60\mu\text{m} \sim Ra 0.8\mu\text{m}$ 。

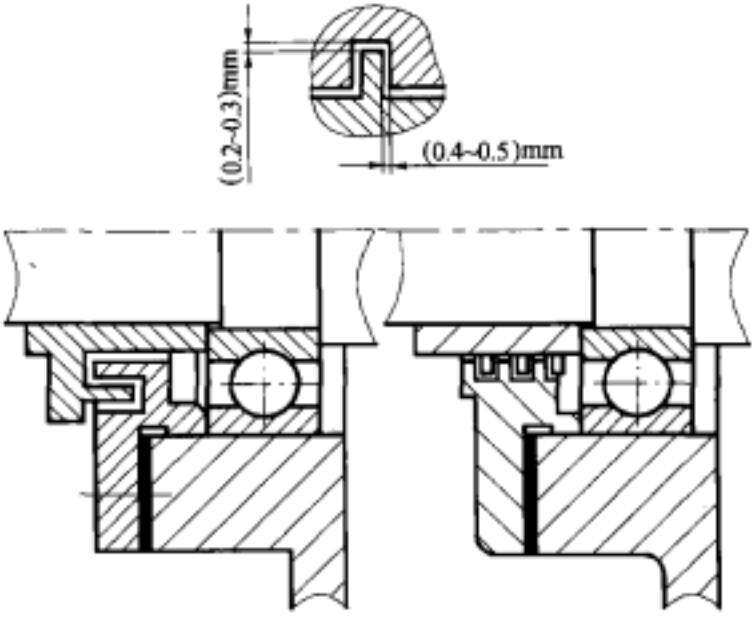
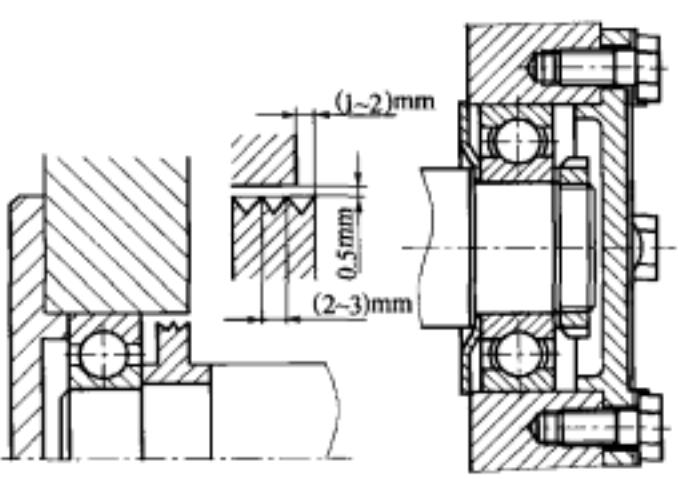
表 2.8 滚动轴承的密封

类型	图 例	说 明
毡圈密封 ($v < 5 \text{m/s}$)		<p>毡封圈用羊毛毡制成,适用于比较洁净的工作环境。单封式(图(a))结构简单,使用较广;双封式(图(b))密封效果较好,适用于大型轴件的密封;填料式(图(c))其羊毛毡轴向压紧力较大,可保证毡封圈与轴表面接触可靠;调节式(图(d))采用调节螺钉调整羊毛毡的轴向压紧力;盖封式(图(e))结构简单,拆装方便。</p> <p>现在已有更完善的密封装置代替了毡封式密封</p>

类型	图例	说明
密封圈密封	 <p>(a)</p> <p>(b)</p> <p>(c)</p> <p>(d)</p>	<p>密封圈由耐油橡胶及弹簧构成。如果主要是为了封油,密封唇应对着轴承(图(a));如果主要是为了防止外物浸入,则密封唇应背着轴承(朝外);如果两个作用都要有,最好使用密封唇反向放置的两个唇形密封圈(图(d))。</p> <p>图(b)、(c)是另两种效果较好的密封圈。</p> <p>可用到接触面滑动速度 $10\text{m/s} \sim 15\text{m/s}$ 处</p>

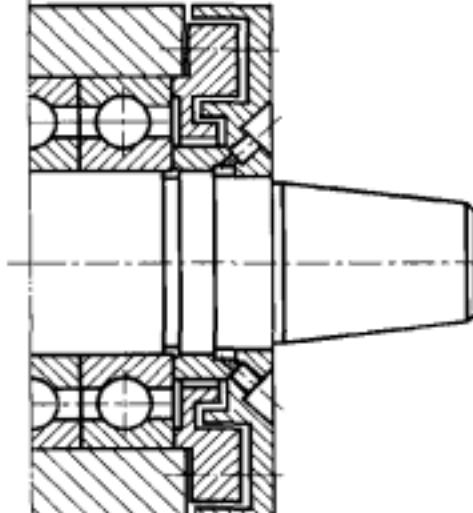
类型	图例	说明
密封环密封(机械密封)		<p>密封环是一种带有缺口的环状密封件,把它放置在套筒的环槽内,套筒与轴一起转动,密封环靠缺口被压紧后所具有的弹性而抵紧在静止件的内孔壁上,即可起到密封的作用。</p> <p>各个接触表面均需经硬化处理并磨光。密封环用含铬的耐磨铸铁制造,可用于滑动速度小于100 m/s之处。在滑动速度为60m/s~80 m/s范围内,也可以用锡青铜制造密封环</p>
隙缝密封		<p>在轴和轴承盖的通孔壁之间留一个极窄的隙缝(0.1mm~0.3 mm),这对使用脂润滑的轴承来说,已具有一定的密封效果(见图(a)),间隙越小,密封效果越好。</p> <p>如果在轴承盖上车出环槽(见图(b)),在槽中填以润滑脂,可以提高密封效果</p>
甩油密封		<p>油润滑时,在轴上开出沟槽(图(a)),或装入一个环(图(b)),都可以把欲向外流失的油沿径向甩开,再经过轴承盖的集油腔及与轴承腔相通的油孔流回。或者在紧贴轴承处装一甩油环,在轴上有螺旋式送油槽(图(c)),可有效地防止油外流</p>

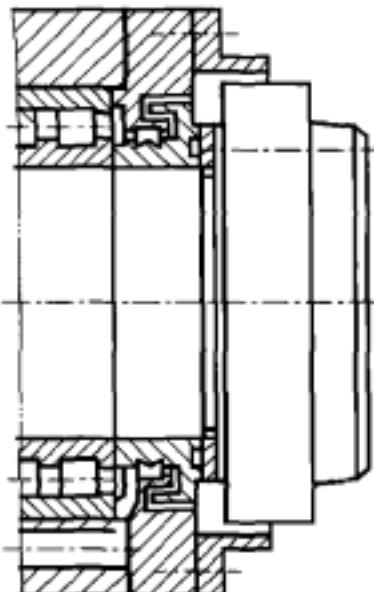
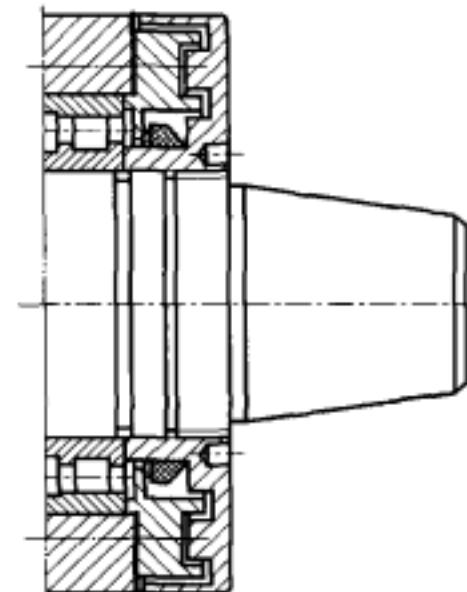
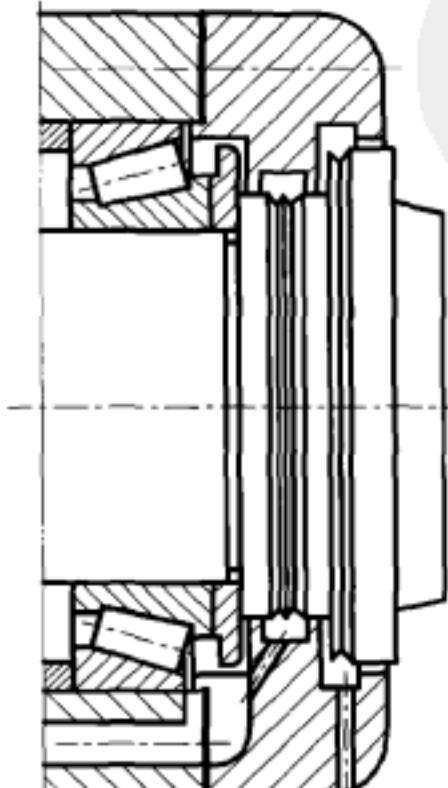
(续)

类型	图例	说明
曲路密封(迷宫)	 (a) (b)	<p>密封是由旋转的和固定的密封零件之间拼合而成的曲折隙缝形成的。隙缝中填入润滑脂,可增加密封效果。曲路的布置可以是径向的(图(a))或轴向的(图(b))</p> <p>采用轴向曲路时,端盖应为剖分式。当轴因温度变化而伸缩或采用调心轴承作支承时,旋转片与固定片有相接触的可能,设计时应加考虑</p>
挡圈密封	 (a) (b)	<p>图(a):靠甩油挡圈将油甩出进行密封;</p> <p>图(b):用于脂润滑,防止润滑油流入轴承将润滑脂带走</p>

机床的主轴可以说是最主要的轴系之一,故其端部的密封应仔细考虑,其典型结构见表2.9。

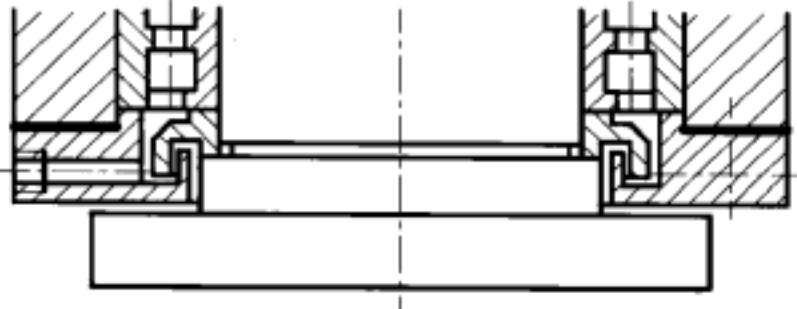
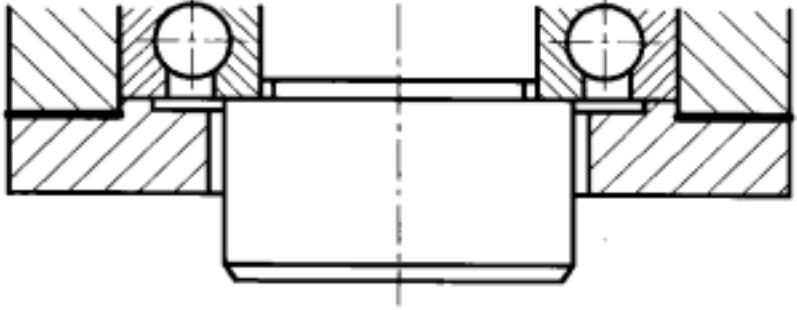
表 2.9 机床的主轴端部的密封

序号	图例	说明
1		<p>这种非接触式的曲路密封能应用于较高转速。其上的密封圈应精细加工和找正。</p> <p>适用于脂润滑和油雾润滑</p>

序号	图例	说明
2		<p>增加了回油孔,为防止外在污染,增加了一个保护圈。 适用于油系统润滑</p>
3		<p>当主轴以较低和中等速度旋转时,除曲路密封外,还增加一个碗罩,防止轴承的润滑脂外溢</p>
4		<p>这种缝隙式密封,能使用脂润滑和油雾润滑的主轴部件,在无污染的情况下顺利工作</p>

(续)

序号	图 例	说 明
5		<p>这种带有挡油盖的缝隙式密封，适用于充分循环润滑的场合</p>
6		<p>这种接触式密封，适用于脂润滑和油润滑的场合。在大多数情况下取决于密封的耐磨性</p>
7		<p>装在主轴端部的两个端部有相互嵌合凹槽的圆盘，形成了曲路密封。适用于重载下的脂润滑</p>

序号	图例	说明
8		用润滑油系统时,装有挡油盘的结构
9		使用润滑脂的普通结构,可采用图示的缝隙密封

2.2 滑动轴承

滑动轴承其轴承表面与轴颈表面被润滑层隔开,并做相对滑动,在某些不能、不便或使用滚动轴承没有优势时,可使用滑动轴承。

滑动轴承具有下述特点:

(1) 在保证液体摩擦的前提下,可长期高速运转;在承受重载荷时,滑动轴承的动摩擦系数反而小于滚动轴承;滑动轴承的油膜具有较好的吸振能力。

(2) 尺寸可做得很小,甚至小于1mm,而滚动轴承却不能做得这样小。

(3) 结构较简单,比滚动轴承易于制造,一般机械厂就可以制造。可做成对开式的结构,安装方便。

滑动轴承的应用非常广泛,特别适用于下述工况和机械中:

(1) 高速转动的轴承,如汽轮机、燃气轮机和内圆磨床主轴轴承等。

(2) 大型重载的轴承,如重型轧钢机和大型发电机中的轴承。

(3) 承受冲击载荷的轴承,如内燃机、压气机、锻压机械的轴承。

(4) 高精度的轴承,如精密机床的主轴轴承。

(5) 转速低、受力不大或尺寸要求紧凑的地方(如机床的进给箱)。

(6) 装配上要求必须是对开剖分结构的轴承,比如曲轴的轴承。

(7) 工作在水和侵蚀性介质中等特殊工作条件下的轴承。

(8) 在不太重要的场合和低速条件下使用滑动轴承,成本较低。

2.2.1 常用滑动轴承结构

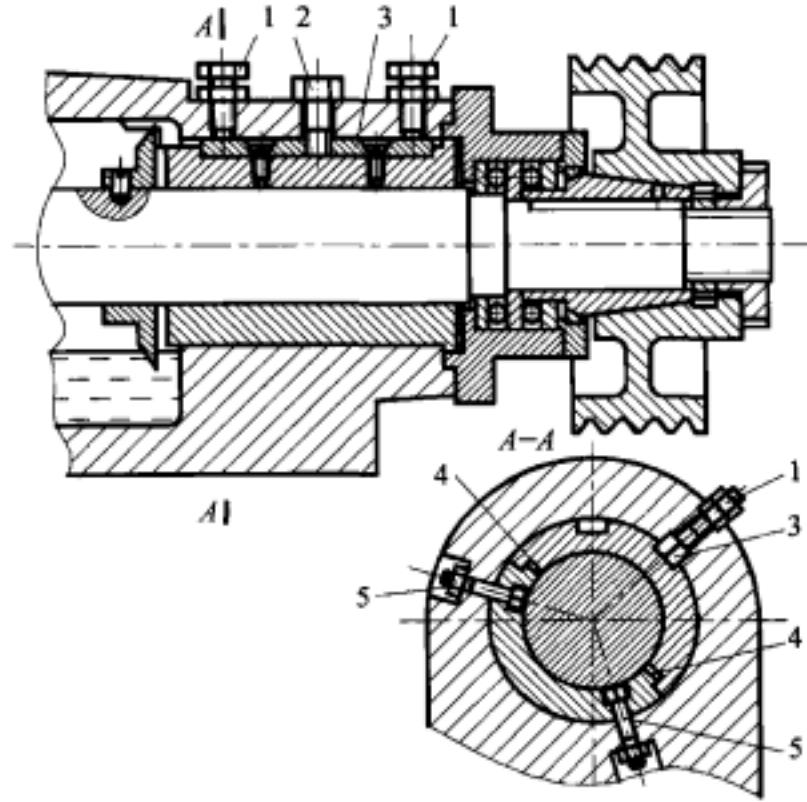
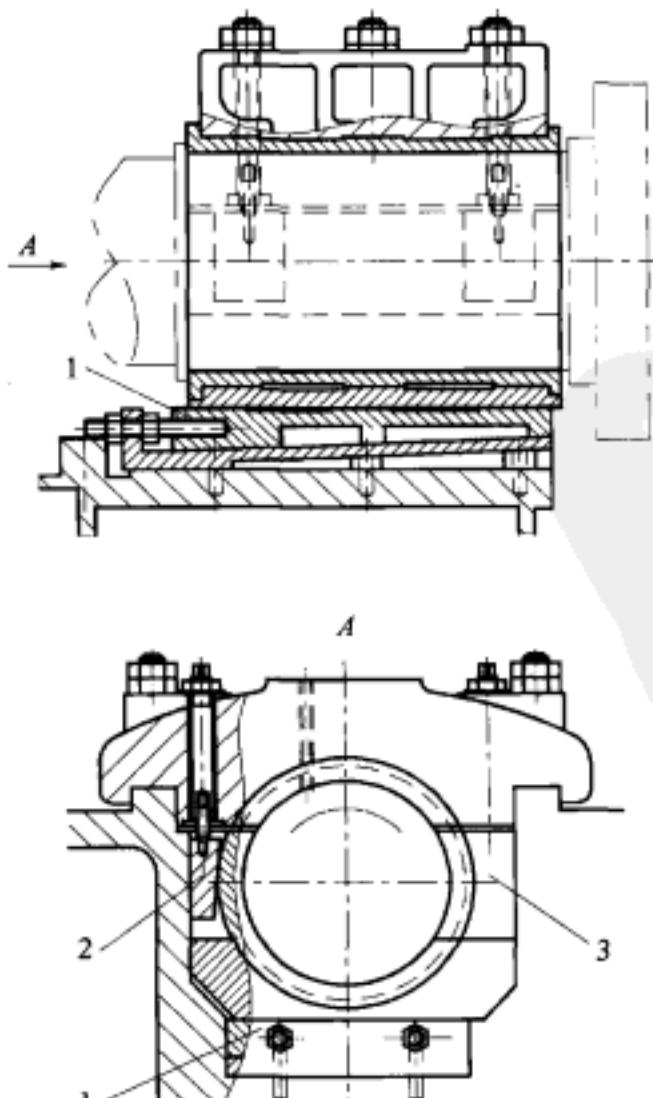
滑动轴承类型很多,有的还涉及原理及特性比较复杂的动、静压轴承,此类轴承有专

门文献述及,故本书只介绍一般并着重用于机床的滑动轴承,见表 2.10。

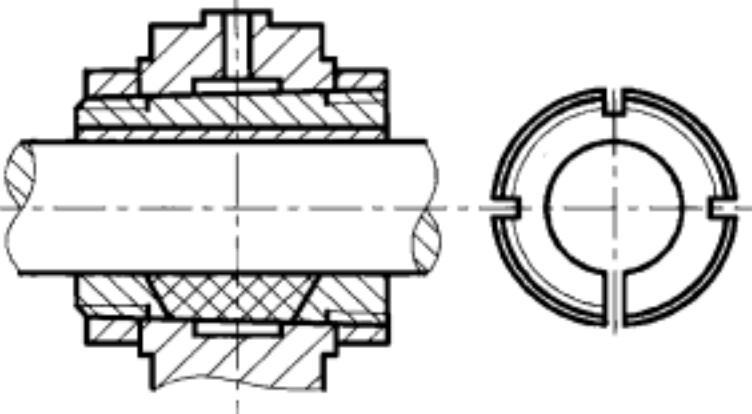
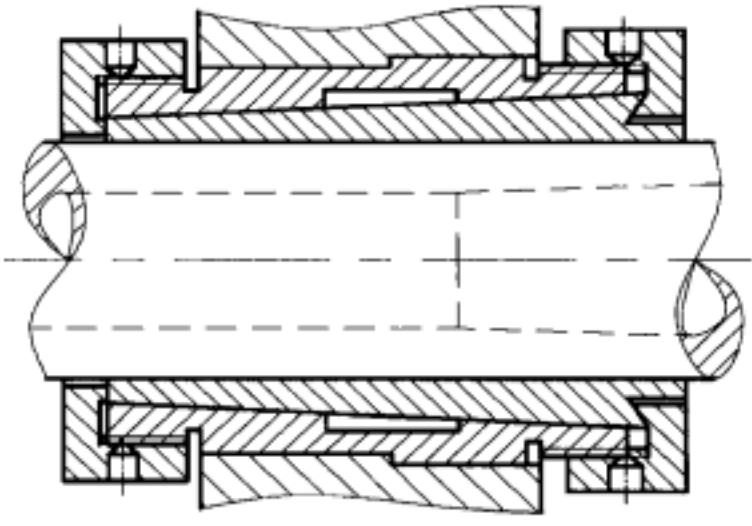
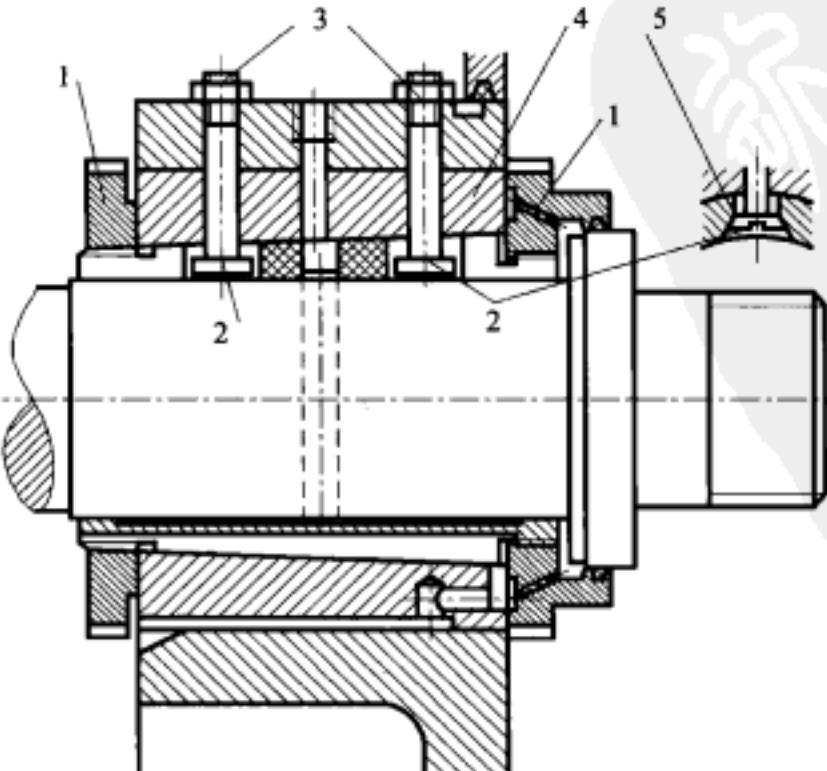
表 2.10 常用滑动轴承结构

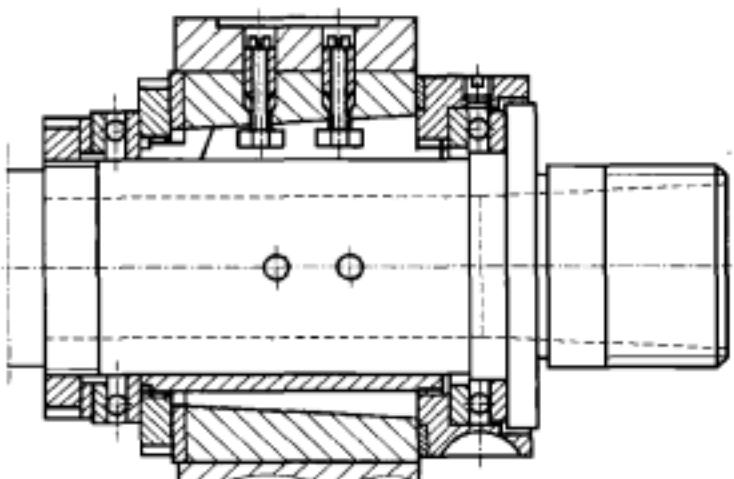
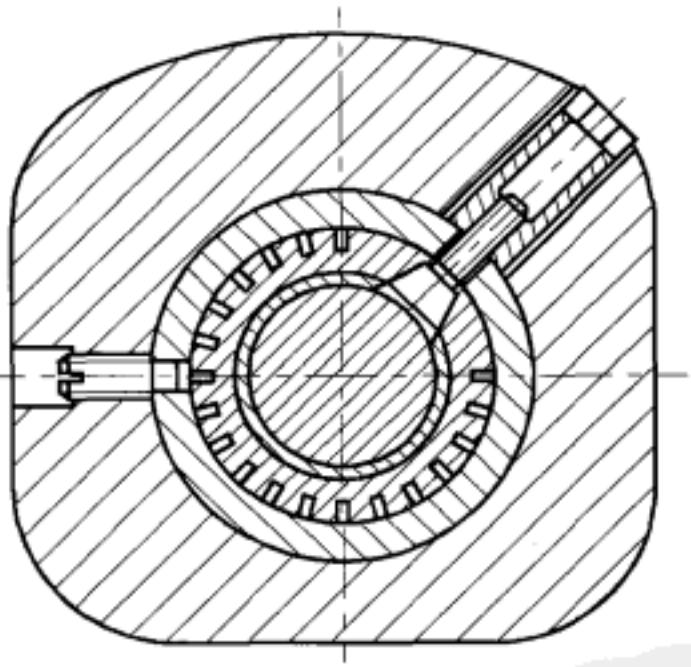
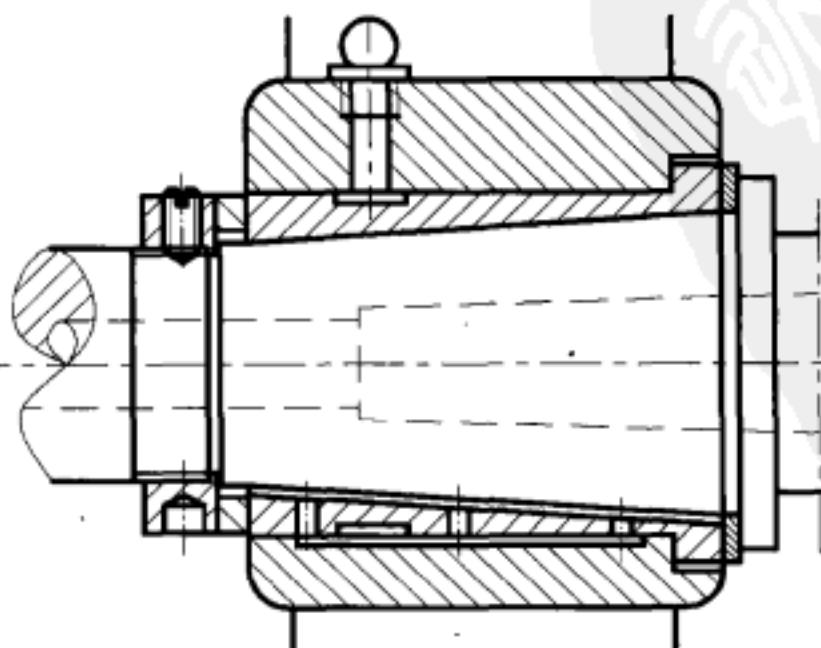
类型	图例	说明
内外均为圆柱形的轴套	<p>(a) 单台肩 (b) 双台肩</p>	<p>用在转速很低(在进给机构中)或者不常工作的轴上。一般长度直径比为1~2。轴套外径与轴承座应紧配合,且用螺钉或销固定在轴承座上。图(b)轴承座或轴瓦应做成剖分式</p>
	<p>(a) (b)</p>	<p>轴套的两个脚在轴座内壁上(图(a)),第三个脚在一个透过轴座的螺栓之末端上。当螺栓旋紧时轴套产生弹性变形,放大以后如图(b)所示。</p> <p>这类轴承的轴套外部都用锥形,用方牙螺帽调节</p>
内外均为圆柱形的轴套	<p>部分式向心滑动轴承(螺栓2可布4个)</p> <p>1 2 3 4 5 6</p> <p>35° 35°</p> <p>负荷位置</p>	<p>由轴承盖3、轴承座4、剖分轴瓦(上轴瓦1、下轴瓦5)和连接螺栓(盖螺栓2、座螺栓6)等组成。轴承中直接支承轴颈的零件是轴瓦。为了安装时容易对心,在轴承盖与轴承座的中分面上做出阶梯形的榫口。轴承盖应当适度压紧轴瓦,使轴瓦不能在轴承孔中转动。轴承盖上制有螺孔,以便安装油杯或油管。</p> <p>行业标准:JB2561—79, JB2562—79</p>
	<p>45°</p>	<p>若载荷方向有较大偏斜时,则轴承的中分面也斜着布置,使中分面垂直于或接近垂直于载荷。</p> <p>轴承座的负荷方向应处在垂直于分合面的轴承中心线左右35°的范围内。</p> <p>行业标准:JB2563—79</p>

(续)

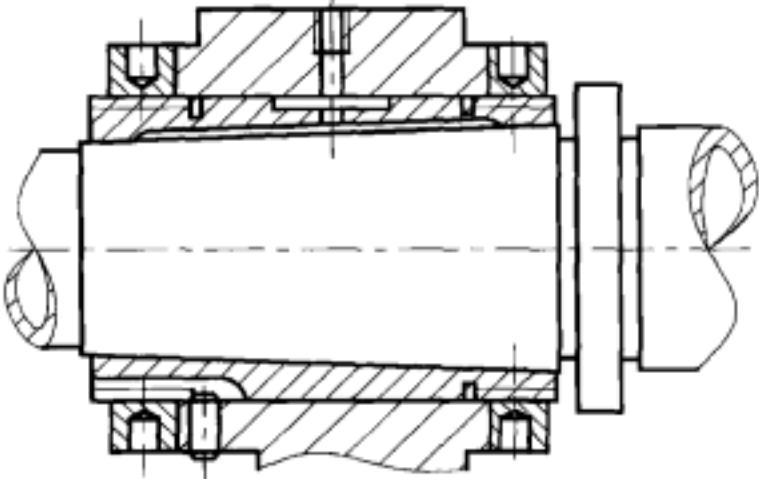
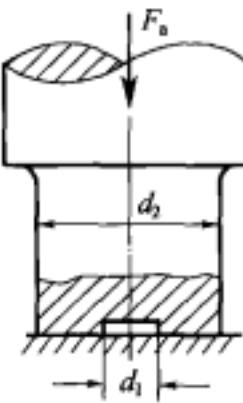
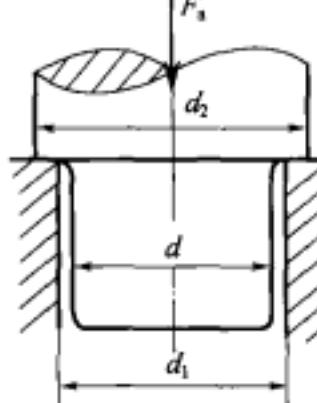
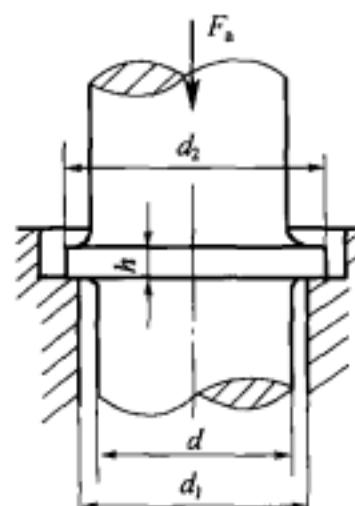
类型	图例	说明
内外均为圆柱形的轴套		<p>轴套的下半边用螺栓 5 拉到轴座上, 轴套的上半边由键 3 准确的控制其方向并用两个螺栓把键与轴套固定, 而在上下两个轴套的接合处采用阶梯形的接头 4。</p> <p>轴套的调整直接由螺栓 1 和 2 进行。先放松螺栓 2, 然后将螺栓 1 旋紧直到主轴还能用手转动为止。以后将螺栓 1 用螺帽固定之, 再转螺栓 2, 把键 3 和上半个轴套一起拉紧到螺栓 1 上。在轴套接合处之间加入填料, 以防漏油</p>
		<p>重型传动</p> <p>轴承由四个部分组成, 轴的位置用三个楔形片 1、2、3 来调节。</p> <p>为了承受轴上的轴向推力, 必须另外安装滚动(一般采用)的或滑动的止推轴承。止推轴承的安排方式:</p> <p>(1) 放在两个轴承的外面, 则当轴在工作中发热伸长时, 使它有轴向移动。</p> <p>(2) 放在两个轴承的内面, 则将使受热的轴产生弯曲, 并使轴承的负载过重。此时, 应具有一个轴向的间隙, 其数值可以确定如下: 当轴承热到工作温度以后除去轴之伸长部分 ΔL ($\Delta L \approx 12 \times 10^{-6} L \cdot \Delta t$, 式中 L 为止推轴承间的距离 mm; Δt 为在工作情况下, 轴的温度和轴承架圈温度的差值) 以后的轴向移动, 不能超过技术条件所允许的规定。</p> <p>通常是把两个止推轴承放在轴承的一边(双面止推轴承)或两边</p>

(续)

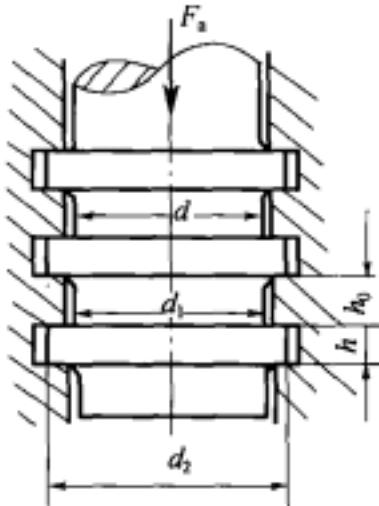
类型	图例	说明
		<p>轴套上切了四条槽(或三条),其中一条切断,没切断的槽和切断的槽对称地分布于轴套上。 当轴套由一个或两个螺帽拉入轴座的锥形内孔时,使轴套被压缩发生变形调隙。在刚调整以后的一段时期中,磨耗相当快</p>
内为圆柱形、外为锥形的轴套		<p>将螺纹不切在轴套而切在钢套上,由于螺纹连接有间隙,可使调节螺母与轴套锥形端面很好接触</p>
		<p>5是轴套的断槽,放在上部,槽之侧面做成斜面,在断槽中放两个有楔形头的螺栓2,由螺母1调节轴套的轴向位置,用螺帽3收紧原来松开的螺栓,经过螺栓头2把轴套紧压在套筒4的锥形表面上。因此,轴套的内部表面得到一个近于圆柱形的表面</p>

类型	图例	说明
内为圆柱形、外为锥形的轴套		<p>为承受轴向力,一个轴承的两边增加止推轴承</p>
		<p>轴套孔非圆变形的影响可以用增加槽的数目来减轻。 图为砂轮主轴前轴承横剖面,在双层金属的套筒上每隔 15° 开槽</p>
内为锥形外为圆柱形的轴套 (锥度 1:30~1:10)		<p>轴套外部为圆柱形,不开槽,因此其刚度比开槽的构造要大一些。 径向间隙的调节是由主轴(或轴)和轴套的相对移动而得到。本图轴套不动,调节时移动主轴的位置。 机床(包括精密机床)在主轴的前轴颈常采用此结构</p>

(续)

类型	图例	说明
内为锥形外为圆柱形的轴套 (锥度1:30~1:10)		<p>主轴的轴向位置不改变,用改变两个旋在轴套端部的螺帽的位置来调节轴承中的间隙。</p> <p>由于沿锥形轴颈的圆周速度不等,所以摩擦部分的磨耗是不均匀的</p>
		<p>d_2由轴的结构设计拟定。</p> <p>$d_1 = (0.4 \sim 0.6)d_2$</p> <p>若结构上无限制,取 $d_1 = 0.5d_2$</p>
止推滑动轴承		<p>d_1, d_2由轴的结构设计拟定</p>
		<p>d由轴的结构设计拟定。</p> <p>$d_2 = (1.2 \sim 1.6)d$</p> <p>$d_1 = 1.1d_2$</p> <p>$h = (0.12 \sim 0.15)d$</p>

(续)

类型	图例	说明
止推滑动轴承		$h_0 = (2 \sim 3)h$ <p>其余同上</p>

双层金属轴套及油沟(油槽)结构见表 2.11。

表 2.11 滑动轴承轴套结构

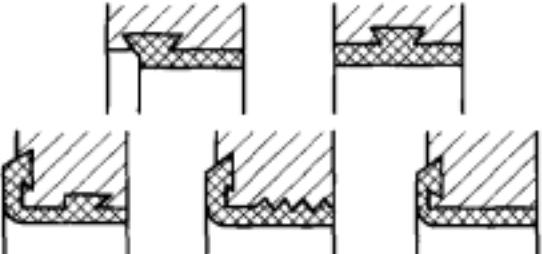
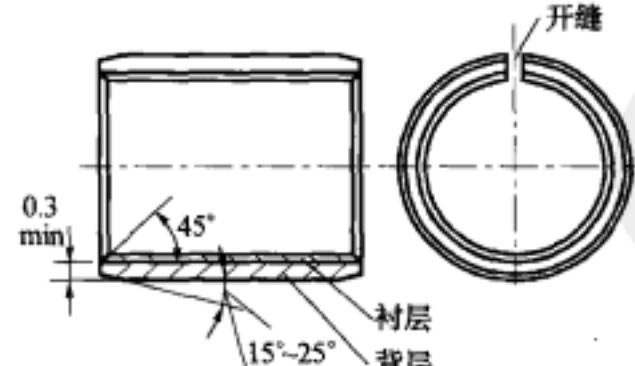
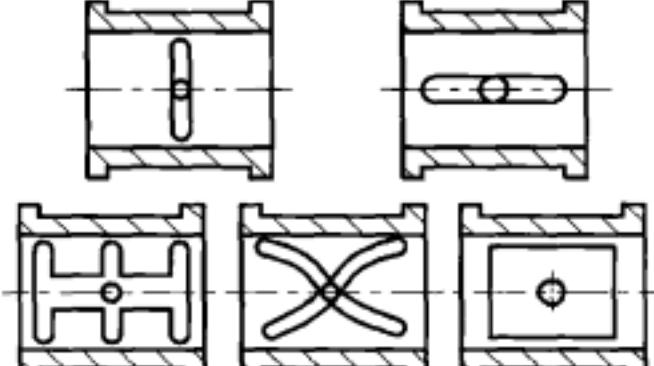
序号	图例	说明
1		<p>为了提高轴承的减摩、耐磨和跑合性能,常应用轴承合金、青铜或其他减摩材料覆盖在铸铁、钢或青铜轴瓦的内表面上以制成双金属轴承。</p> <p>为使两种金属贴附牢靠,必须在底瓦内表面制出各种形式的榫头或沟槽,以增加贴附性,沟槽的深度以不过分削弱底瓦的强度为原则</p>
2		<p>多层复合材料卷制轴套是以低碳钢为基体外表面镀以铜或锡等金属保护层,烧结青铜网为中间层,再以塑料为表面层的自润滑材料制成。由于具有良好的润滑性、散热性和摩擦性,因而得到重视(在国外称为 DU、DX 轴承),属国家重点推广科技产品。</p> <p>轴套的型式如图所示。开缝允许有直缝、斜缝或搭扣型式(GB 2931—82)</p>
3		<p>为使润滑油顺利进入轴承全部摩擦表面,要开油沟。</p> <p>油沟通常有半环形油沟、纵向油沟、组合式油沟和螺旋槽式油沟,后两种可使油在圆周方向和轴向方向都能得到较好的分配。</p> <p>对于转速较高,载荷方向不变的轴承,可以采用宽槽油沟,有利于增加流量和加强散热。油沟在轴向方向不应开通</p>

图 2.1 和图 2.2 是滑动轴承在机床进给箱中的应用示例。滑动轴承在机床主轴部件中的使用将在第 3 章的表 3.5 中介绍。

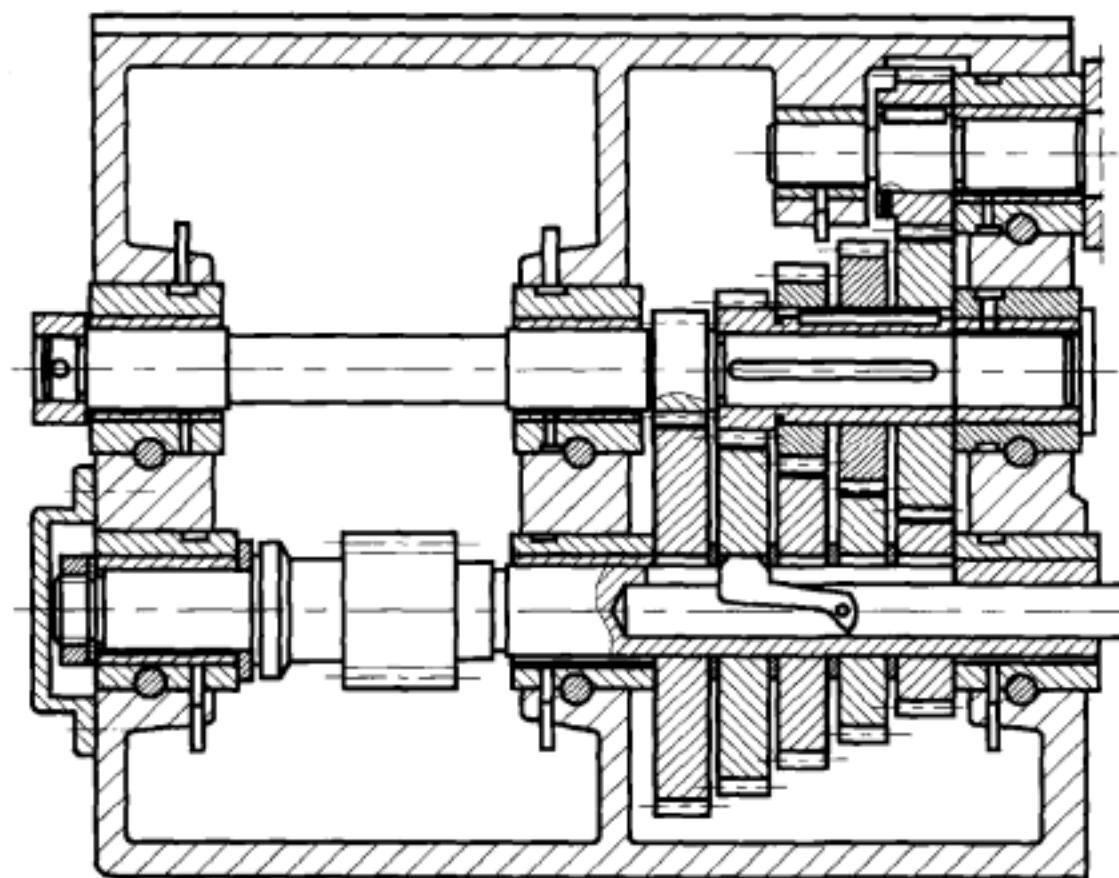


图 2.1 机床进给箱中的滑动轴承

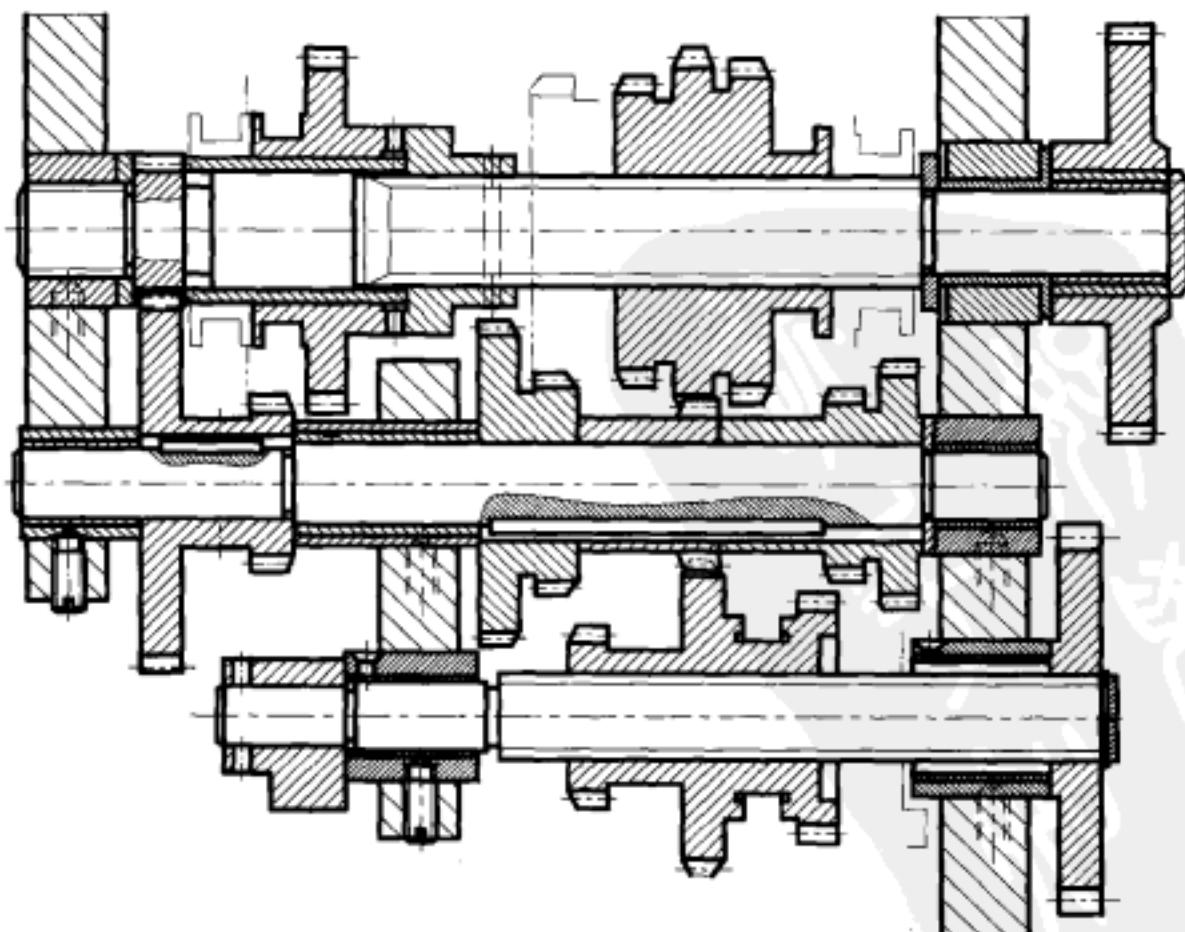


图 2.2 机床进给箱中的滑动轴承

2.2.2 润滑剂的选用

1. 润滑脂及其选择

使用润滑脂可以形成将滑动表面完全分开的一层薄膜。由于润滑脂属于半固体润滑剂,流动性极差,故无冷却效果。常用在那些要求不高、难以经常供油,或者低速重载以及做摆动运动之处的轴承中。选择润滑脂品种的一般原则为:

(1) 当压力高和滑动速度低时,选择针入度小一些的品种;反之,选择针入度大一些的品种。

(2) 所用润滑脂的滴点,一般应较轴承的工作温度高约 $20^{\circ}\text{C} \sim 30^{\circ}\text{C}$,以免工作时润滑脂过多地流失。

(3) 在有水淋或潮湿的环境下,应选择防水性强的钙基或铝基润滑脂。在温度较高处应选用钠基或复合钙基润滑脂。

选择润滑脂牌号时可参考表 2.12。

表 2.12 滑动轴承润滑脂的选择

压力 p/MPa	轴颈圆周速度 $v/(\text{m/s})$	最高工作温度/ $^{\circ}\text{C}$	选用的牌号
≤ 1.0	≤ 1	75	3号钙基脂
$1.0 \sim 6.5$	$0.5 \sim 5$	55	2号钙基脂
≥ 6.5	≤ 0.5	75	3号钙基脂
≤ 6.5	$0.5 \sim 5$	120	2号钠基脂
> 6.5	≤ 0.5	110	1号钙钠基脂
$1.0 \sim 6.5$	≤ 1	$-50 \sim 100$	锂基脂
> 6.5	0.5	60	2号压延机脂

注: 1. “压力”或“压强”,本书统用“压力”。
2. 在潮湿环境,温度在 $75^{\circ}\text{C} \sim 120^{\circ}\text{C}$ 的条件下,应考虑用钙钠基润滑脂。
3. 在潮湿环境,工作温度在 75°C 以下,没有 3 号钙基脂时也可以用铝基脂。
4. 工作温度在 $110^{\circ}\text{C} \sim 120^{\circ}\text{C}$ 可用锂基脂或钡基脂。
5. 集中润滑时,稠度要小些

2. 润滑油及其选择

油是滑动轴承中应用最广的润滑剂。液体动压轴承通常采用润滑油作润滑剂。原则上讲,当转速高、压力小时,应选黏度较低的油;反之,当转速低、压力大时,应选黏度较高的油。

油黏度随温度的升高而降低。故在较高温度下工作的轴承(例如 $t > 60^{\circ}\text{C}$),所用油的黏度应比通常的高一些。

不完全液体润滑轴承润滑油的选择参考表 2.13。

表 2.13 滑动轴承润滑油选择(不完全液体润滑、工作温度 < 60°C)

轴颈圆周速度 $v/(m/s)$	平均压力 $p < 3 \text{ MPa}$	轴颈圆周速度 $v/(m/s)$	平均压力 $p = 3 \text{ MPa} \sim 7.5 \text{ MPa}$
< 0.1	L - AN68, 100, 150	< 0.1	L - AN150
0.1 ~ 0.3	L - AN68, 100	0.1 ~ 0.3	L - AN100, 150
0.3 ~ 2.5	L - AN46, 68	0.3 ~ 0.6	L - AN100
2.5 ~ 5.0	L - AN32, 46	0.6 ~ 1.2	L - AN68, 100
5.0 ~ 9.0	L - AN15, 22, 32	1.2 ~ 2.0	L - AN68
> 9.0	L - AN7, 10, 15		

注: 表中润滑油是以 40°C 时运动黏度为基础的牌号

3. 固体润滑剂

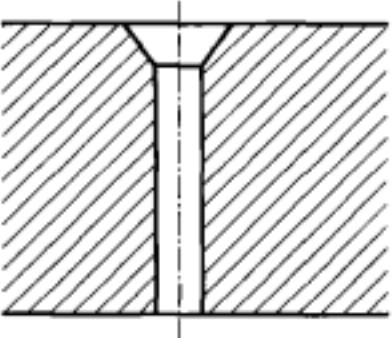
固体润滑剂可以在摩擦表面上形成固体膜以减小摩擦阻力, 通常只用于一些有特殊要求的场合。

二硫化钼用粘结剂调配涂在轴承摩擦表面上可以大大提高摩擦副的磨损寿命。在金属表面上涂镀一层钼, 然后放在含硫的气氛中加热, 可生成 MoS_2 膜。这种膜黏附最为牢固, 承载能力极高。在用塑料或多孔质金属制造的轴承材料中渗入 MoS_2 粉末, 会在摩擦过程中连续对摩擦表面提供 MoS_2 薄膜。将全熔金属注到在石墨或碳 - 石墨零件的孔隙中, 或经过烧结制成轴瓦可获得较高的黏附能力。聚四氟乙烯片材可冲压成轴瓦, 也可以用烧结法或粘结法形成聚四氟乙烯膜黏附在轴瓦内表面上。软金属薄膜(如铅、金、银等薄膜)主要用于真空及高温的场合。

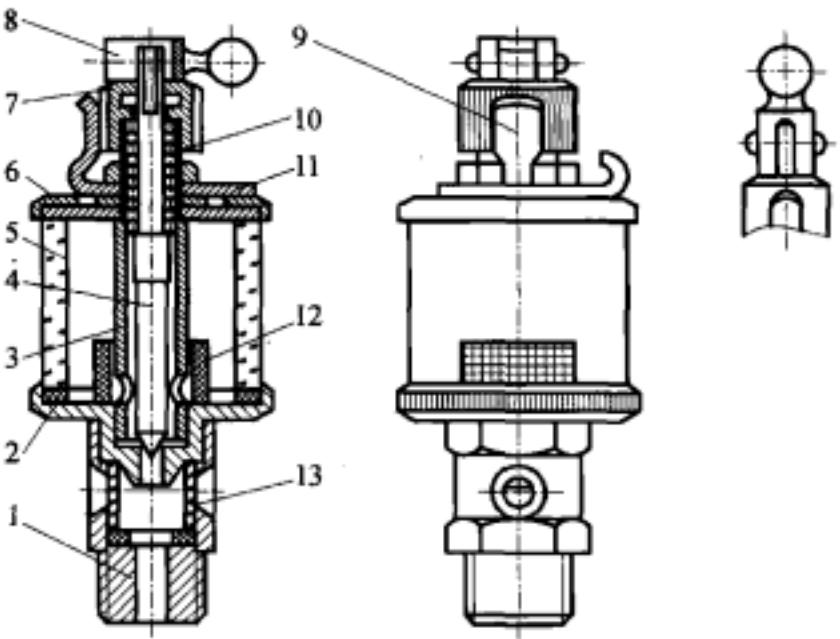
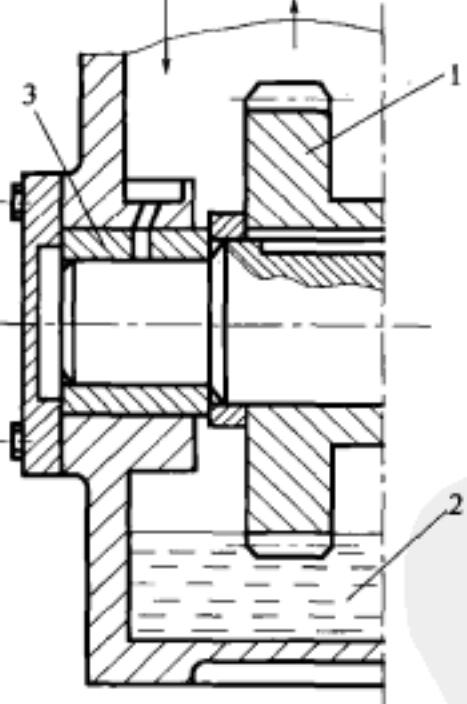
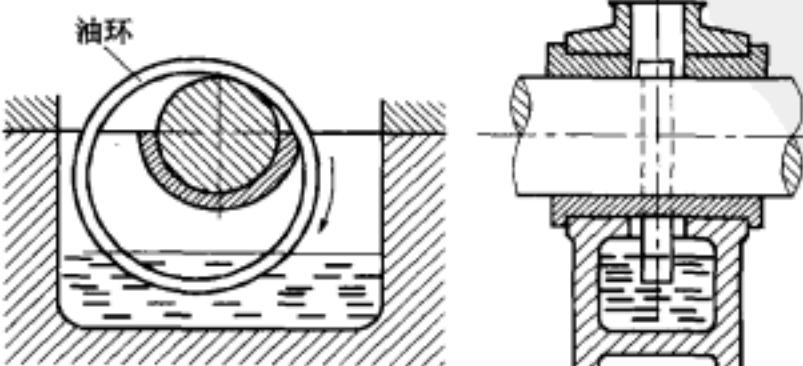
2.2.3 润滑装置

为了获得良好的润滑效果, 需要正确选择润滑方法和相应的润滑装置。利用油泵供应压力油进行强制润滑是重要机械的主要润滑方式。同时亦大量采用如表 2.14 所示的润滑方式。

表 2.14 滑动轴承润滑装置

类型	图例	说明
油孔		<p>用手工向轴承的油孔注入润滑油。</p> <p>适用于小型、低速或间歇运动的机器部件</p>

类型	图 例	说 明
压配式压注油杯		<p>是最简单的间歇式注油装置。平时钢球在弹簧力作用下将注油孔堵住,防止污物进入轴承。注油时采用油壶,也可用油枪进行润滑脂润滑。</p> <p>主要用于低速、轻载及不太重要的轴承</p>
旋套式油杯		<p>注油时将外套上的孔和油杯上的注油孔对正便可把油注入轴承。注油完成后将外套旋转关闭注油孔,防止污物进入轴承。</p> <p>主要用于低速、轻载及不太重要的轴承</p>
润滑脂用的旋盖式油杯		<p>油杯中填满润滑脂,定期旋转杯盖,使空腔体积减小而将润滑脂注入轴承内。它只能间歇润滑。</p> <p>通常在 $\sqrt{pv^3} < 2$ 时,采用润滑脂润滑</p>
油芯式油杯		<p>它依靠毛线或棉纱的毛细管作用,将油杯中的润滑油滴入轴承。给油是自动且连续的,但不能调节给油量。油杯中油面高时给油多,油面低时给油少,停车时仍在继续给油,直到流完为止。</p> <p>在 $\sqrt{pv^3} = 2 \sim 16$ 时,可采用此润滑方式</p>

类型	图例	说明
针阀式油杯		<p>油杯接头 1 与轴承进油孔相连。手柄 8 平放时, 阻塞针杆 4 因弹簧 10 的推压而堵住底部油孔。直立手柄时(右上图), 针杆被提起, 油孔敞开, 于是润滑油自动滴到轴颈上。在针阀油杯的上端面开有小孔, 供补充润滑油用, 平时由片弹簧 11 遮盖。观察孔 13 可以查看供油状况。调节螺母 7 用来调节针杆下端油口大小以控制供油量。</p> <p>图中: 2—杯底; 3—管; 5—玻璃杯; 6—盖; 9—压片; 12—滤油网</p>
飞溅润滑		<p>飞溅润滑是利用齿轮 1、曲轴等转动零件, 将润滑油由油池 2 飞溅到轴承 3 中进行润滑。</p> <p>采用飞溅润滑时, 转动零件的圆周速度应在 $5\text{m/s} \sim 13\text{m/s}$ 范围内。常用于减速器和内燃机曲轴箱中的轴承润滑</p>
油环润滑		<p>在轴颈上套一油环, 油环下部侵入油池中, 当轴颈旋转时, 摩擦力带动油环旋转, 把油引入轴承。</p> <p>在 $\sqrt{pv^3} = 16 \sim 32$ 时, 可采用此润滑方式</p>

类型	图 例	说 明
压 力 润 滑		<p>利用液压泵对润滑油提供一定压力, 可同时对多个轴承提供充分油量进行润滑。液压泵的供应量: $0.1 \text{ N/mm}^2 \sim 0.5 \text{ N/mm}^2$。在 $\sqrt{pv^3} = 16 \sim 32$ 时, 可采用此润滑方式。</p> <p>主要用于高速重载场合。供油设施较复杂, 使设备体积增大, 费用增高</p>

第3章 轴及轴系

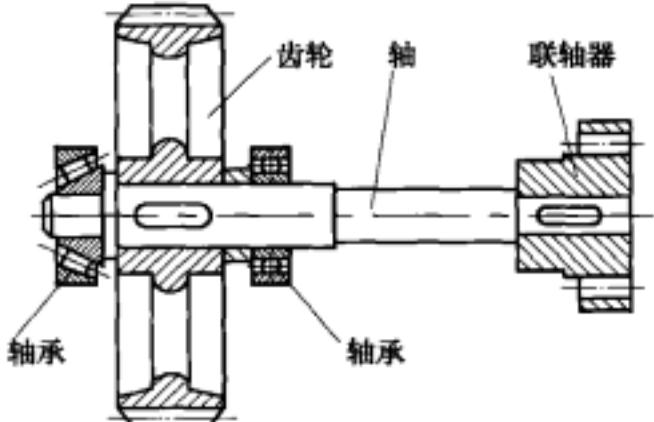
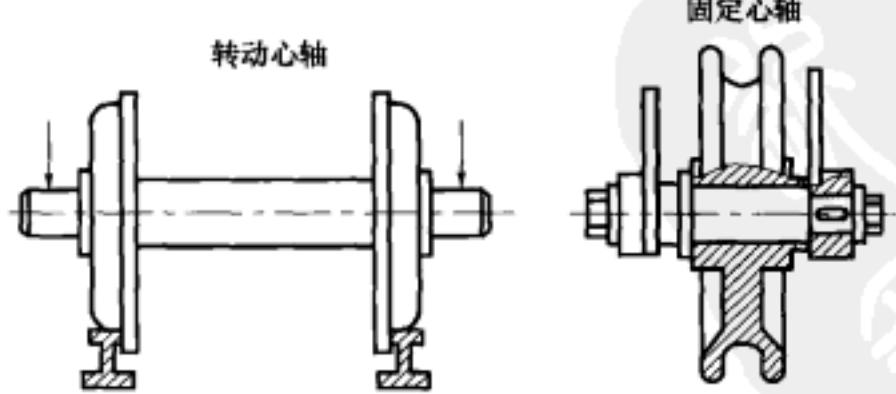
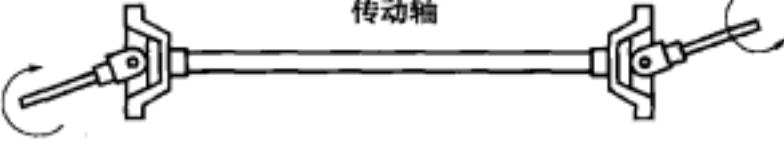
3.1 轴

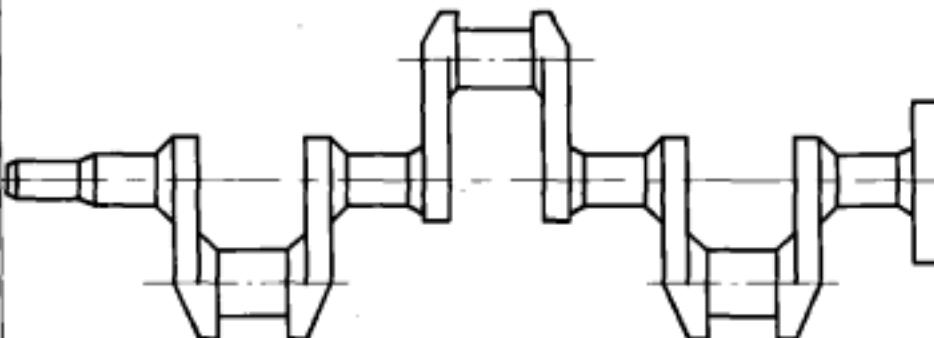
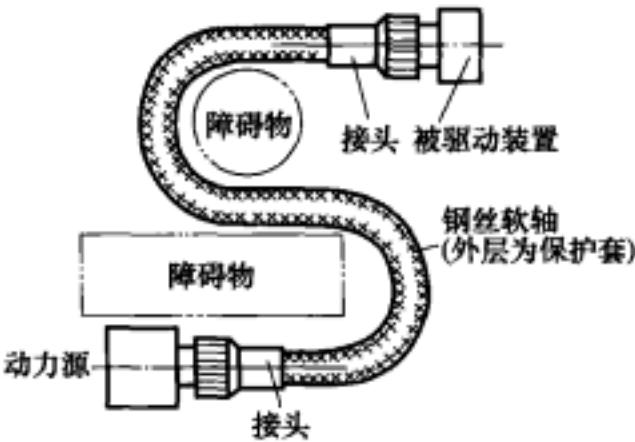
轴是机器中的重要零件,其主要功能是支承旋转的机械零件,并传递运动和动力。

3.1.1 轴的种类及应用特点

轴的种类和应用特点见表 3.1

表 3.1 轴的种类和应用特点

分类	简图	特点
转轴		用于支承转动零件及传递动力。同时承受弯矩和扭矩
直轴 心轴		用于支承转动的零件,只受弯矩,不传递动力
传动轴		只传递动力,即只受转矩,而不承受或只承受很小的弯矩

分类	简图	特点
曲轴		可将旋转运动变为直线运动或作相反运动转换
软轴		可以弯曲绕过各种障碍的机件,远距离传递回转运动,且工作时其两端机件轴线位置可以相对移动。常用于手持动力机械的传动

3.1.2 一般要求

在一般情况下,轴的工作能力取决于它的强度和刚度,而对于高速转轴还决定于它的振动稳定性。轴的结构设计的基本要求是:

- (1) 轴与装在轴上的零件要有准确的工作位置,并便于装拆、调整。
- (2) 制造工艺性要好。轴的加工、热处理、装配、检验和维修等都应有良好的工艺性。
- (3) 应具有足够的刚度。

结构设计中,可通过下列措施来提高轴的刚度。

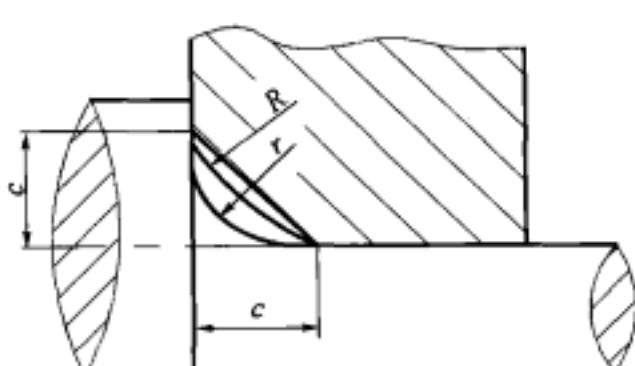
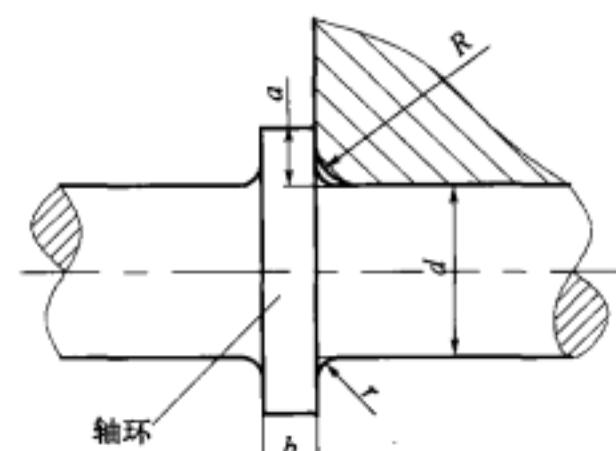
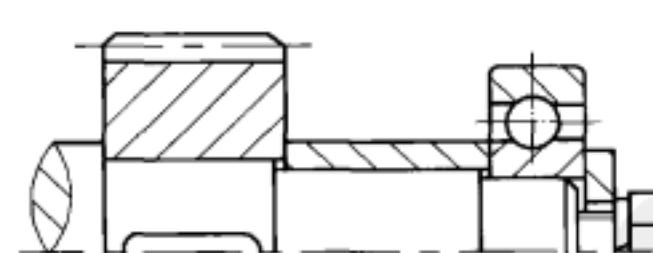
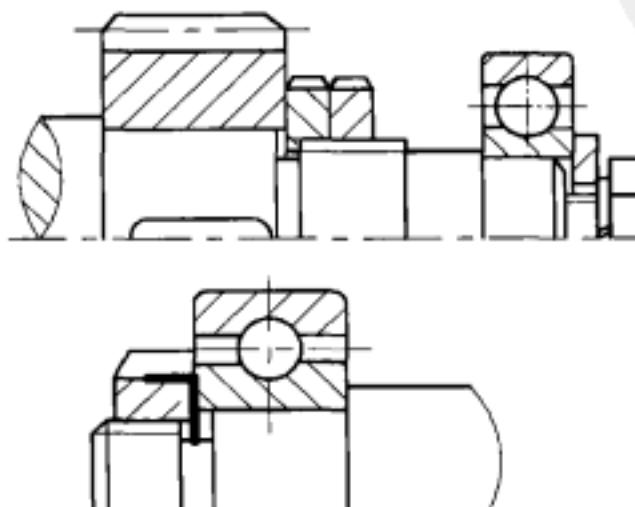
- (1) 增大轴的直径,缩短轴的长度,选择合适的支承跨距。如轴上有多个齿轮时,齿轮应设计得较薄,以缩短轴长。对于不能再短的轴,才采取增大直径的办法。
- (2) 为减小弯矩,应将轴上受力较大的零件尽可能设置在靠近支承处。
- (3) 为避免轴和轴承受过大的弯矩,对某些传动轴,如装皮带轮的轴,可采取卸荷结构。
- (4) 尽可能不采用悬臂轴,因为它的刚度小。
- (5) 对过长的轴考虑增加中间支承。

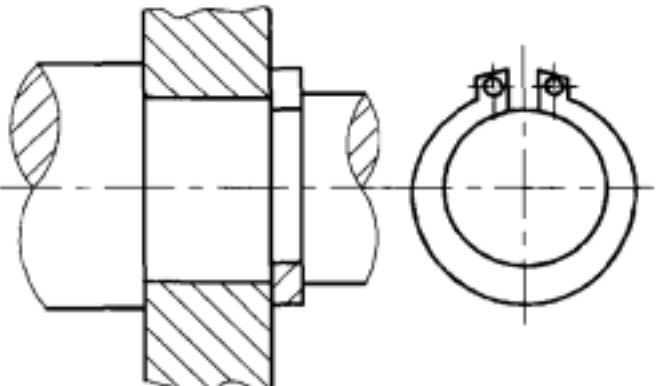
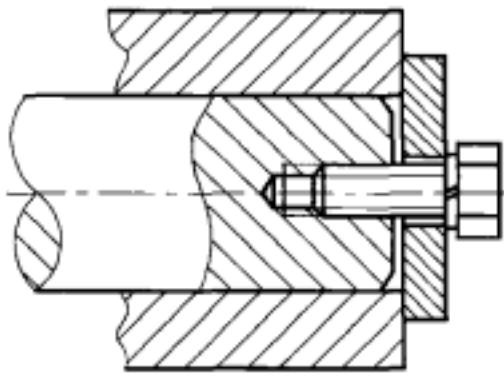
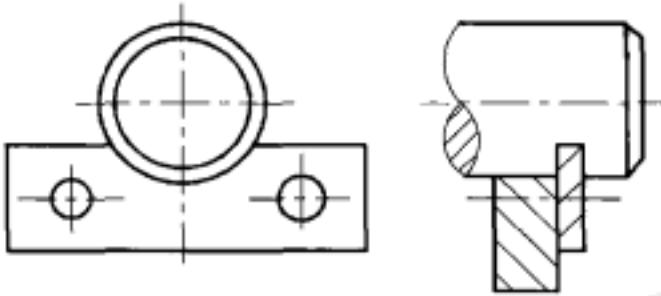
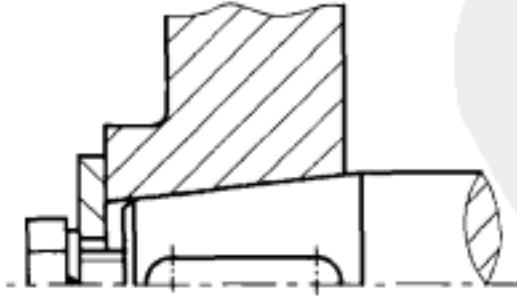
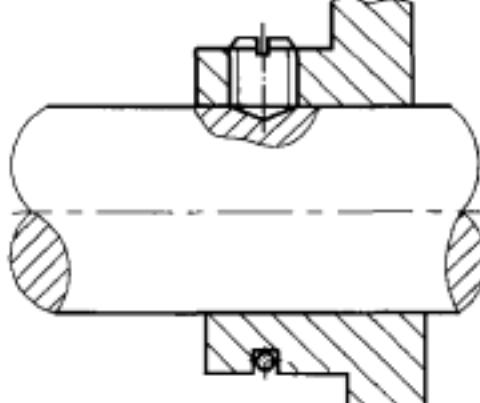
此外,当轴与其他零件(如滑移齿轮等)间有相对滑动时,表面应有耐磨性要求。对重型轴还须考虑毛坯制造、探伤和起重等问题。

3.1.3 轴上零件的固定

轴上零件的轴向和周向固定方式见表 3.2 和表 3.3。

表 3.2 轴上零件的固定方式(轴向)

方式	图例	说明
轴肩固定		简单可靠。为保证零件能紧靠定位面,应使 $r < c$ 或 $r < R$ 。常用于齿轮、轴承等的轴向固定
轴环固定		特点及应用同上
套筒固定		定位可靠,结构简单,不削弱轴的刚度和强度(因无槽及横孔);但重量及件数增加。常用于零件距离不大的轴段
螺母固定		定位可靠,但重量及件数增加。采用细牙螺纹,常用双螺母或单螺母与止退垫圈。用于零件与轴承间距离较大,轴上允许车螺纹的轴段

方式	图例	说明
弹性挡圈固定		<p>结构工艺性较好,但应力集中较大,削弱了轴的疲劳强度。用于轴向力小,或仅防止轴向移动的场合。常用于固定滚动轴承和滑移齿轮的限位</p>
轴端挡圈固定		<p>定位可靠,装拆方便,能比弹性挡圈承受更大的轴向力。仅用于轴端固定</p>
轴端挡板固定		<p>适用于心轴的轴端固定</p>
圆锥面固定		<p>定位精度高,装拆方便,但加工较困难。常与挡圈、螺母或螺钉一起使用。根据受力大小,可用键或不用键,用于轴端</p>
紧固螺钉固定		<p>结构简单,可兼作周向固定。用于作用力小的零件,可用钢丝圈防松</p>

(续)

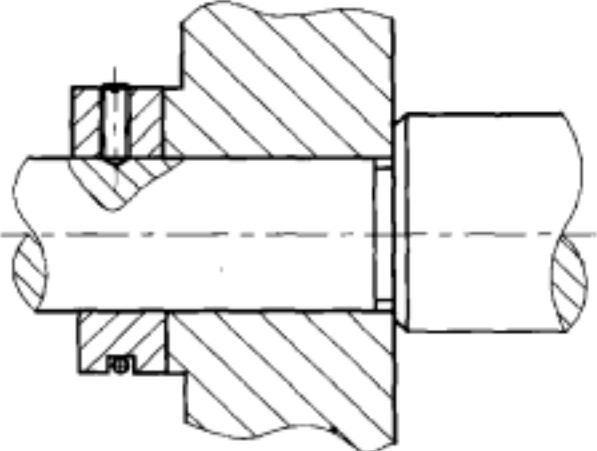
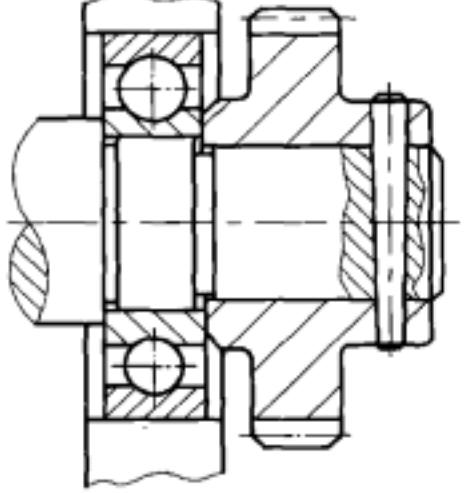
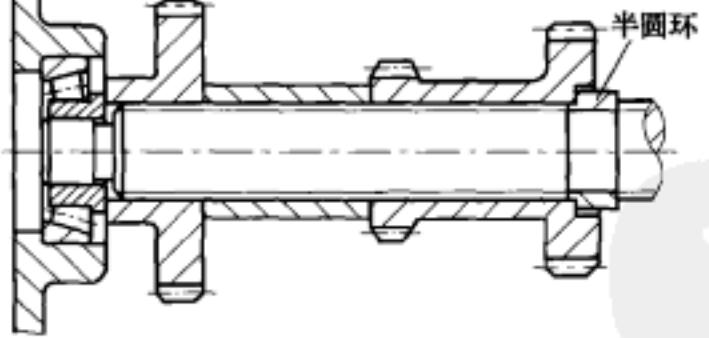
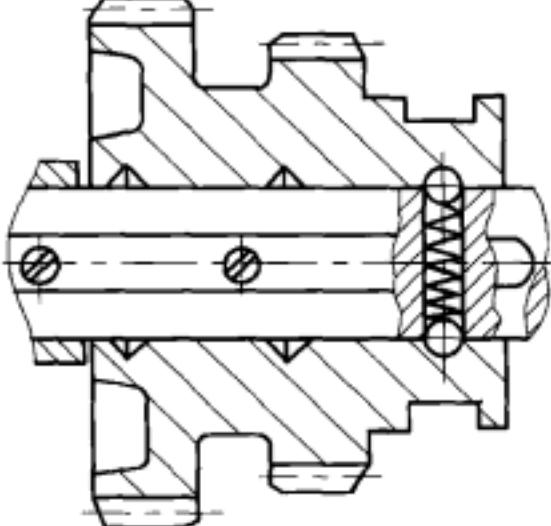
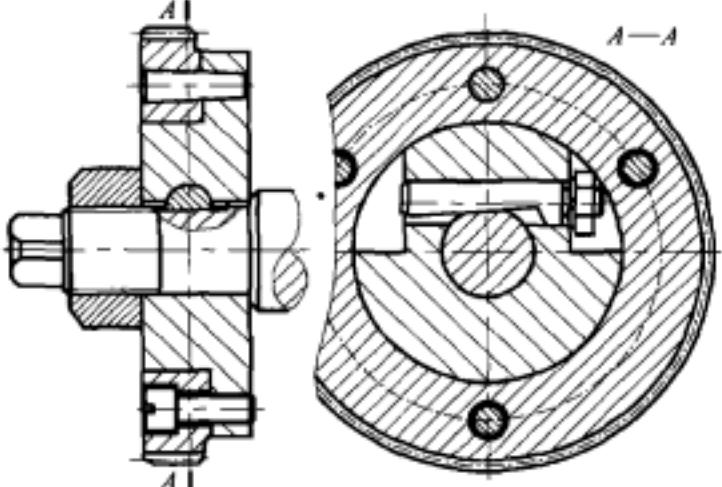
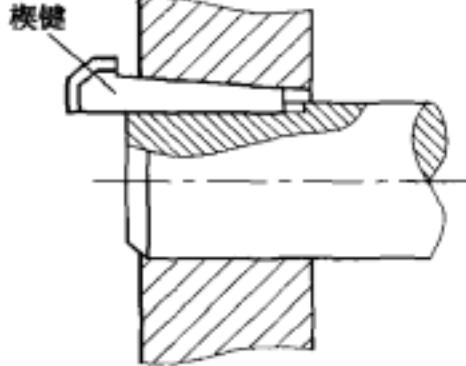
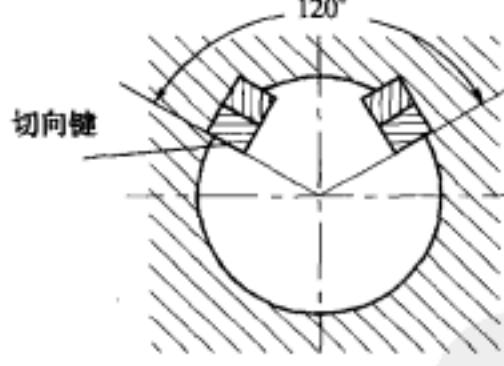
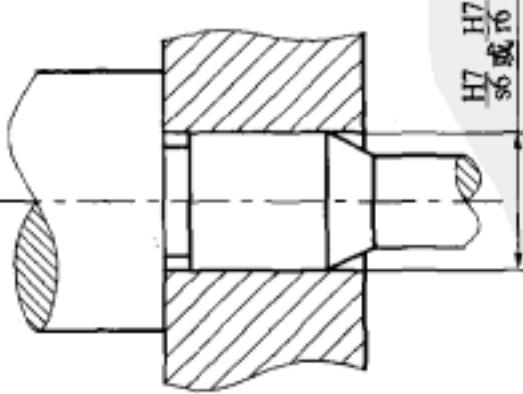
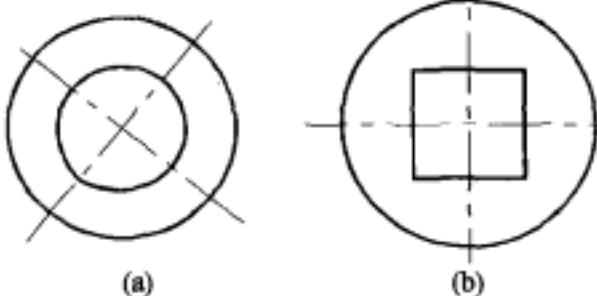
方式	图例	说明
锁紧挡圈固定		轴的加工简单,但不宜受大的轴向力。因挡圈对轴可能有偏心,不宜用于高速、高精度传动
圆锥销固定		轴向结构简单,可兼作周向固定。但销孔削弱轴的强度,不宜用于受大的轴向力和扭矩。装配时必须钻、铰,常用于直径不大的零件
两个半圆环固定		结构简单,定位可靠,装配方便。利用两个半圆环作轴向固定,可减少相邻轴径差
用弹簧和滚珠固定(定位)		结构简单。常用于滑移齿轮的轴向定位

表 3.3 轴上零件的固定方式(周向)

方式	图 例	说 明
花键		<p>广泛用于机床的传动轴。</p> <p>优点：</p> <ol style="list-style-type: none"> 键与轴一体，花键槽较浅，槽根应力集中较小，提高了传递扭矩的能力。 花键齿与槽的总接触面积较大，提高了抗挤压、耐磨损能力。 齿与槽布置均匀，使轴与轮毂受力均匀，对中性好。 需要时零件可在轴上滑移。 一般情况下，轴与孔的配合比平键松，装拆比平键方便。 <p>缺点：制造较复杂</p>
平键		制造容易，适用于中、小载荷
半圆键		<p>装拆较方便，但轴上键槽较深（见图(a)、(b)），影响轴的强度，常与圆锥体联结配合使用（图(b)）。</p> <p>适用于小载荷</p>

方式	图例	说明
径向楔键		<p>当用平键联结时,在频繁正、反转的情况下,键侧受压变形会产生周向间隙。这种周向固定方法可避免上述现象。</p> <p>缺点是紧固时会使零件对轴产生偏心。曾在加工中心机床上采用</p>
轴向楔键		<p>楔键在传递转矩的同时,还可承受单向轴向力。</p> <p>对中性较差,不适用于转速高、对中性要求严格及有冲击载荷的场合</p>
切向键		<p>传动两个方向的转矩时,需要两个互成 120° 的切向键。</p> <p>可传递较大转矩,但对中性较差,常用于重型机械。</p>
过盈配合固定		<p>结构简单,对中性好。工作时依靠正压力产生的摩擦力传递工作载荷,承载能力大。用于承受重载但无需经常装卸的场合,如滚动轴承与轴的联接,机车车轮等</p>
非圆截面		<p>图(a) 成型连接:可承受较大载荷,但制造困难。</p> <p>图(b) 方形连接:多用于轴端和手动机械中</p>

应当指出,在组合使用各种固定方法时,如能巧妙的选用,可以大大简化结构,减少制造费用。图 3.1(a)是一轴系的设计图。当分析了该轴上的齿轮不承受轴向载荷,且轴径又足够粗壮时,将其结构作了改进(见图 3.1(b)),与图 3.1(a)相比结构大大简化(用 5 只弹性挡圈取代了 11 个零件)。

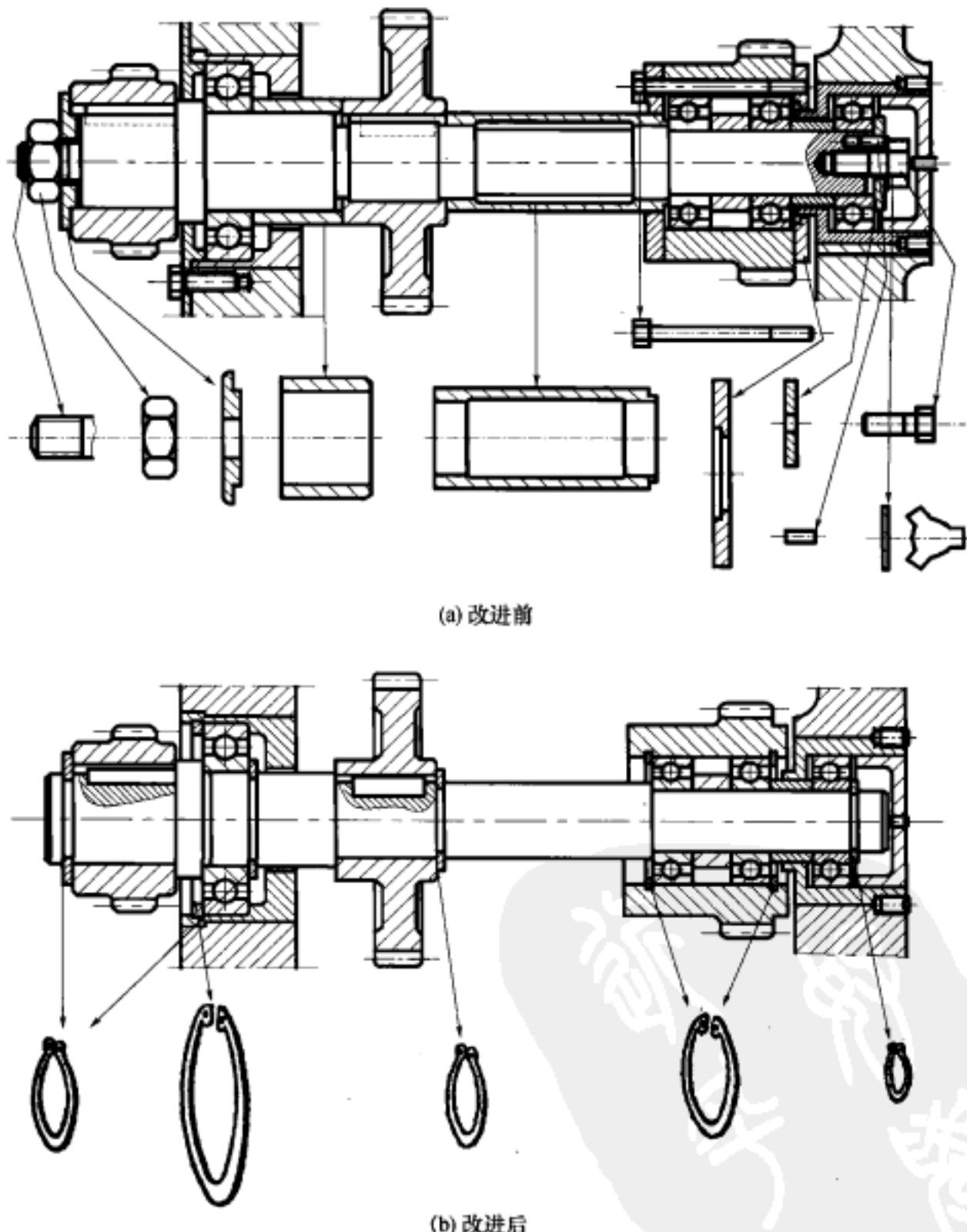
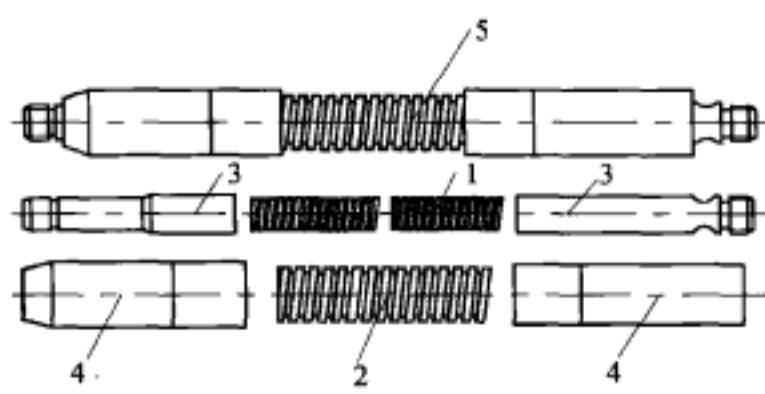
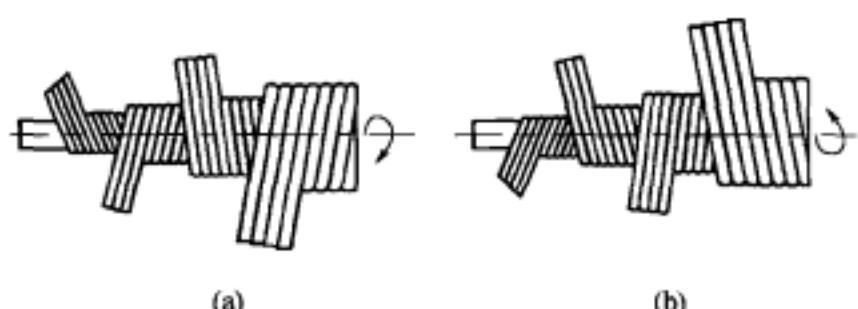
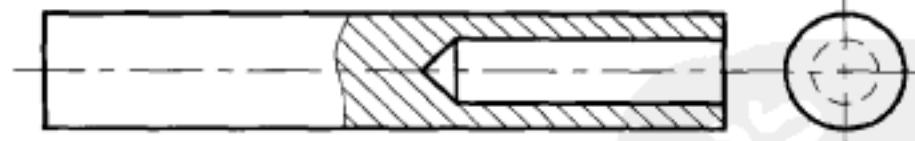
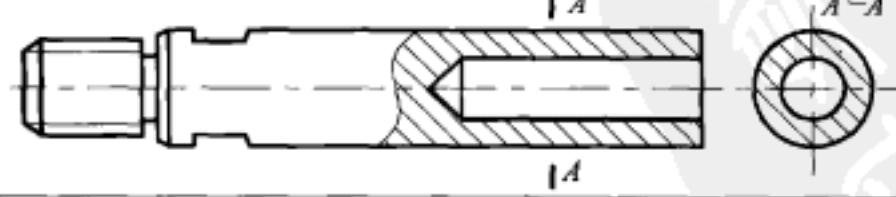
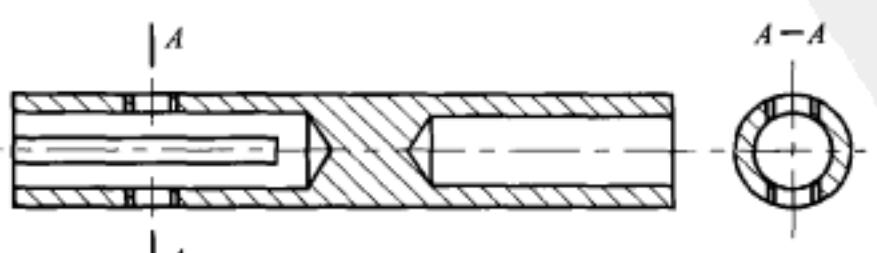


图 3.1 轴系结构的改进

3.1.4 软轴

软轴和普通转轴一样是用作传递转矩和运动的,有时作为扭力减振器使用(见表 3.4)。由于它的弯曲刚度远小于其扭转刚度,因此可弯曲地绕过各种零部件,实现远距离传动。常用于手持动力机械、机床的某些特殊传动,以及里程表和遥控装置的传动中。

表 3.4 软轴及软轴接头

软轴	图例	说明
软轴的组成		软轴一般由钢丝软轴 1、软管 2、软轴接头 3、软管接头 4 和软轴组件 5 构成
钢丝软轴		钢丝软轴由多层(可多达 8 层)合金钢弹簧钢丝绕制而成。相邻两层的钢丝旋向相反。最外层向左卷绕的为右旋软轴(a)。最外层右旋的是左旋软轴(b)。工作转向应与最外层旋向相反,否则软轴的承载能力将降低 30%~35%
软轴接头		
固定式		
固定式软轴	图例	说明
		具有光滑圆柱端
		端部采用外螺纹联接
		采用内螺纹联接
		端部开有键槽和止动螺钉孔

软轴	图例	说明
滑动式软轴		端部制成平面
		端部采用滑键联接
		方形端部
		端部制成平面并带有过载保护螺杆

3.2 装有滚动轴承的轴系支承固定方式

在机械中,两端装有轴承而中间装有若干零部件(如轴套、齿轮等)的轴系部件用得最多。其中,尤以两端装有滚动轴承的轴系部件应用更为广泛。

设计装有滚动轴承的轴系部件时,除了正确选择轴承类型和确定型号尺寸外,还需合理设计轴承的组合结构,要考虑轴承的配置和装卸、轴承的定位和固定、轴承与相关零件的配合、轴承的润滑与密封和提高轴承系统的刚度等。正确的类型选择和尺寸的确定以及合理的支承结构设计,都将对轴承的受力、运转精度、提高轴承寿命和可靠性、保证轴系性能等起着重要的作用。

机械中的每一个轴系与其他零部件一样,相对于机座均有一固定位置。由于轴系是装在箱(壳)体中,而箱体又与机座固连,故轴系在箱体中的位置就是相对于机座的位置。

常见的轴系支承固定方式有三种:一端双向固定、一端游动;两端单向固定;两端游动。以前两种应用为多。

3.2.1 一端双向固定、一端游动

这种方法是指装在轴一端轴承的内外圈均固定,而轴另一端的轴承(必须是内外圈不可分离的)除内圈固定在轴上外,外圈不固定。

对于跨距较大(大于350mm)且工作温度较高的轴系,轴的热膨胀伸缩量大,采用这

种方法既能保证轴系无轴向移动,又可避免因制造安装等误差和热变形等因素引起的附加轴向力。

轴的固定端可采用表 2.2 和表 2.3 所示的内外圈固定方法安装轴承,游动端则可采用表 2.4 所示的方法把轴承固定在轴上。当轴向载荷不大时,固定端可采用深沟球轴承(单列向心球轴承)(见图 3.2);轴向载荷较大时,可采用两个角接触球轴承(向心推力球轴承)“面对面”或“背对背”组合在一起的结构,如图 3.3 所示(右端两轴承“面对面”安装)。

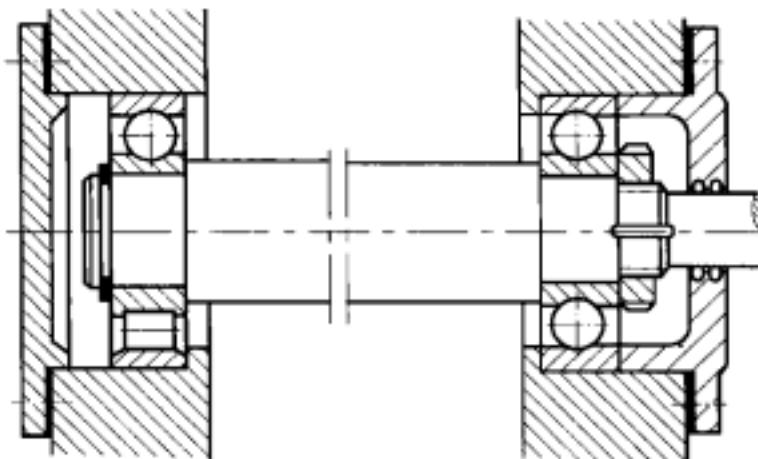


图 3.2 右端双向固定、左端游动
(左端上半图为球轴承结构,下半图为圆柱滚子轴承结构)

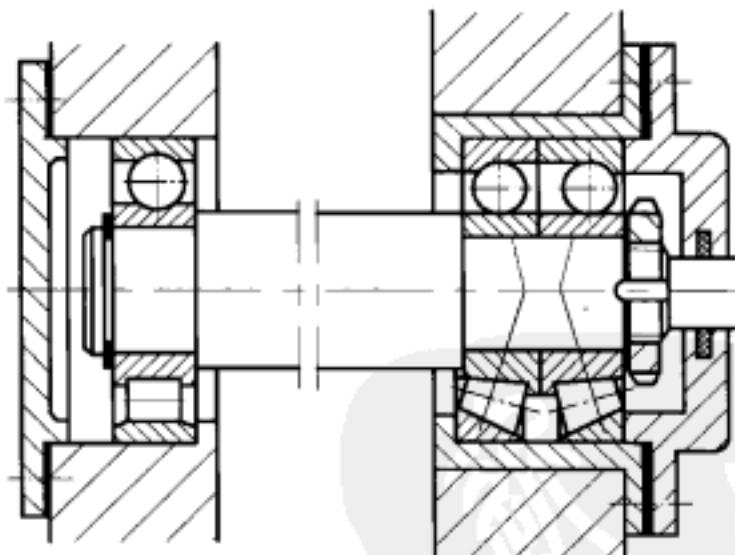


图 3.3 右端双向固定、左端游动
(上半图为向心球轴承结构,下半图为圆锥滚子轴承结构)

图 3.4 是一台机床主变速箱的结构图。其上除主轴外的四根轴系支承均采用一端双向固定、一端游动的固定方式。其特色为:

- (1) 三根花键轴的左端的球轴承外圈均用二孔用弹性挡圈固定,内圈均用一轴用弹性挡圈固定在花键轴左、右端(包括主电机传动轴)轴颈上(见表 2.3 序 2)。花键轴右端轴承则在箱体孔内自由浮动。
- (2) 主电机传动轴左端的轴承则用一孔用弹性挡圈挡住外圈,电机端面通过联轴器(可当成是一隔套)抵住轴承内圈,构成固定端。
- (3) 所有箱壁上的孔(包括工艺孔)均用圆盖(堵头)堵上,大大简化了结构。

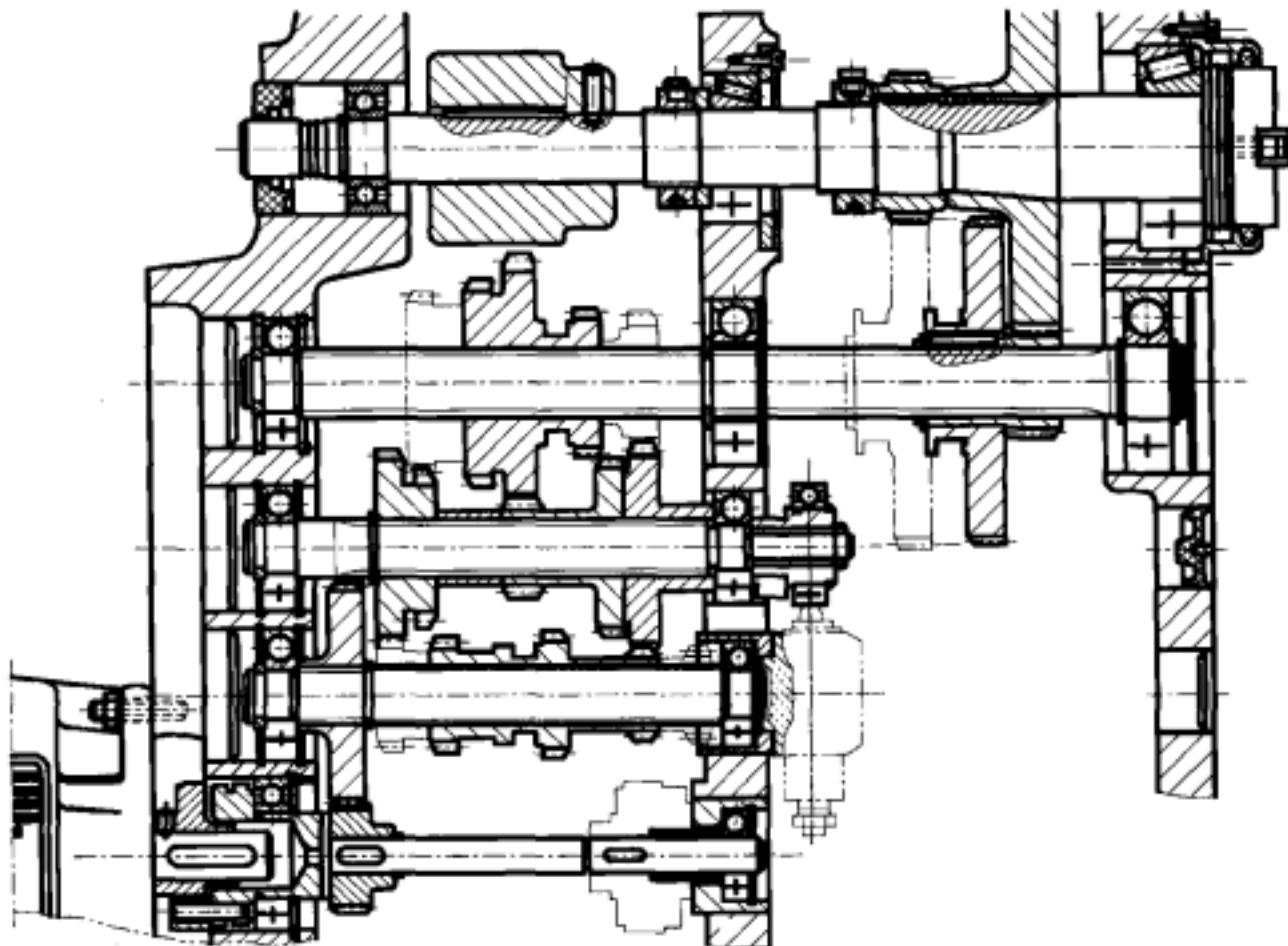


图 3.4 某机床变速箱内轴系结构
(一端双向固定、一端游动)

3.2.2 两端单向固定

普通工作温度下的短轴(跨距 $f < 350\text{mm}$), 支承常采用两端单向固定形式, 每个轴承分别承受一个方向的轴向力, 为允许轴工作时有少量热膨胀, 轴承安装时, 应留有 $0.25\text{mm} \sim 0.4\text{mm}$ 的轴向间隙, 间隙量常用垫片(见图 3.5 中件 1)或调整螺钉调节。轴向力不太大时可采用一对单列向心球轴承; 无轴向力可用一对滚子轴承, 如图 3.5(a)所示。若轴向力较大时, 可选用一对向心推力球轴承或一对圆锥滚子轴承, 如图 3.5(b)所示。

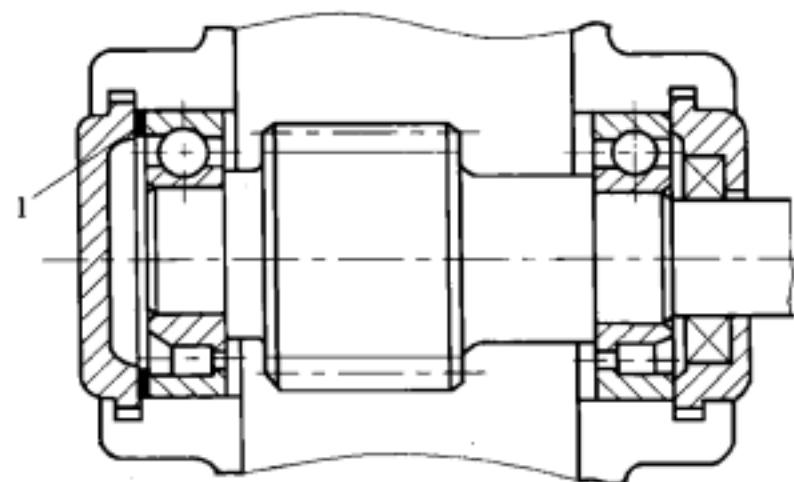
图 3.6 是某机床变速箱轴系结构。其上四根轴上装的圆锥滚子轴承, 都是用螺钉顶压盖的方式来调整其间隙的。

由上可得启示, 即在一台机器中, 轴承间隙调整方式一般只选取一种(或两种)。

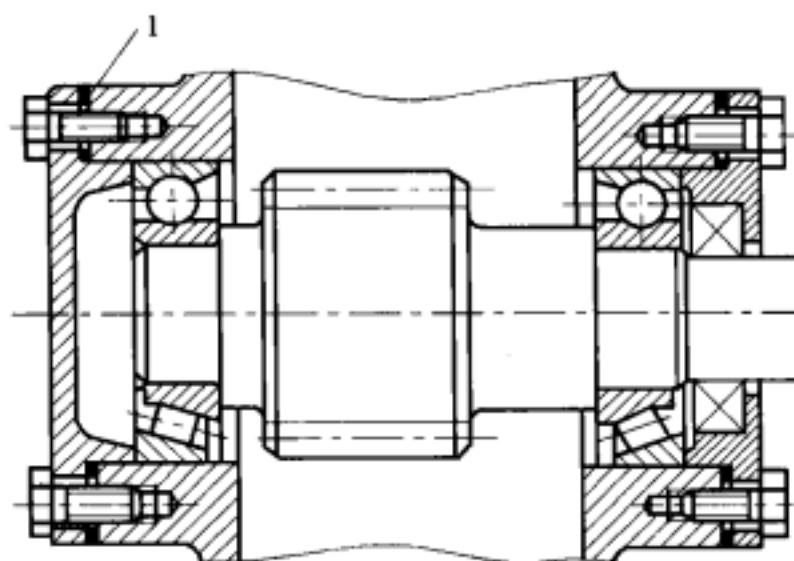
变速箱中的齿轮, 在大多数情况下, 是压到轴上相应的凸肩或止推环上来定位的。在这种情况下从轴的轴向支承到齿轮端面的距离就确定了。图 3.7(a)中的齿轮 1 和齿轮 2 分别装在轴 3 和轴 4 右端, 要求啮合时不错位。由于轴 3 是左端固定右端游动, 而轴 4 是右端固定, 因此, 啮合的齿轮会因为箱体、轴和其他零件的制造误差的影响而发生偏移。当箱体尺寸很大时, 这个偏移会超过技术条件所容许的数值, 而需要对零件进行附加的拆卸和修整。

如将轴 3 也改成右端固定(如图 3.7(b))所示, 则可消除上述误差。

由图 3.7 可得到启示: 即相互有联系的轴系部件, 必须按同一基面来定位。



(a) 上半图为球轴承,下半图为滚子轴承



(b) 上半图为推力球轴承,下半图为圆锥滚子轴承

图 3.5 两端单向固定

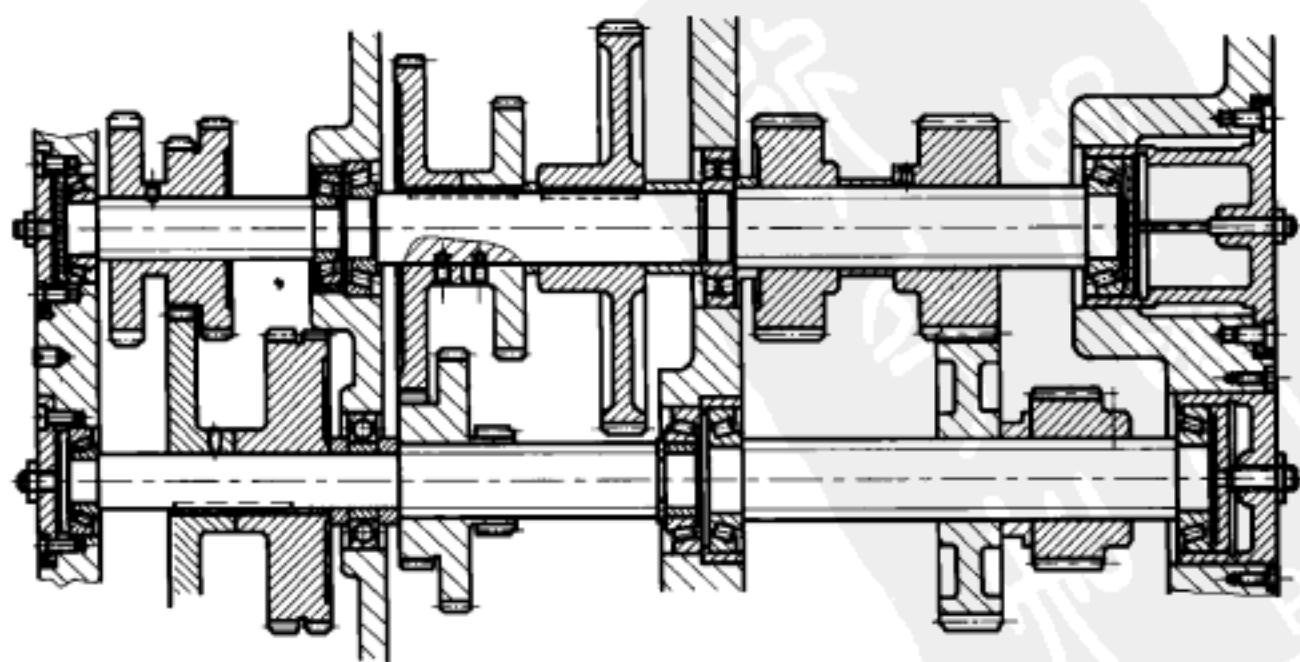
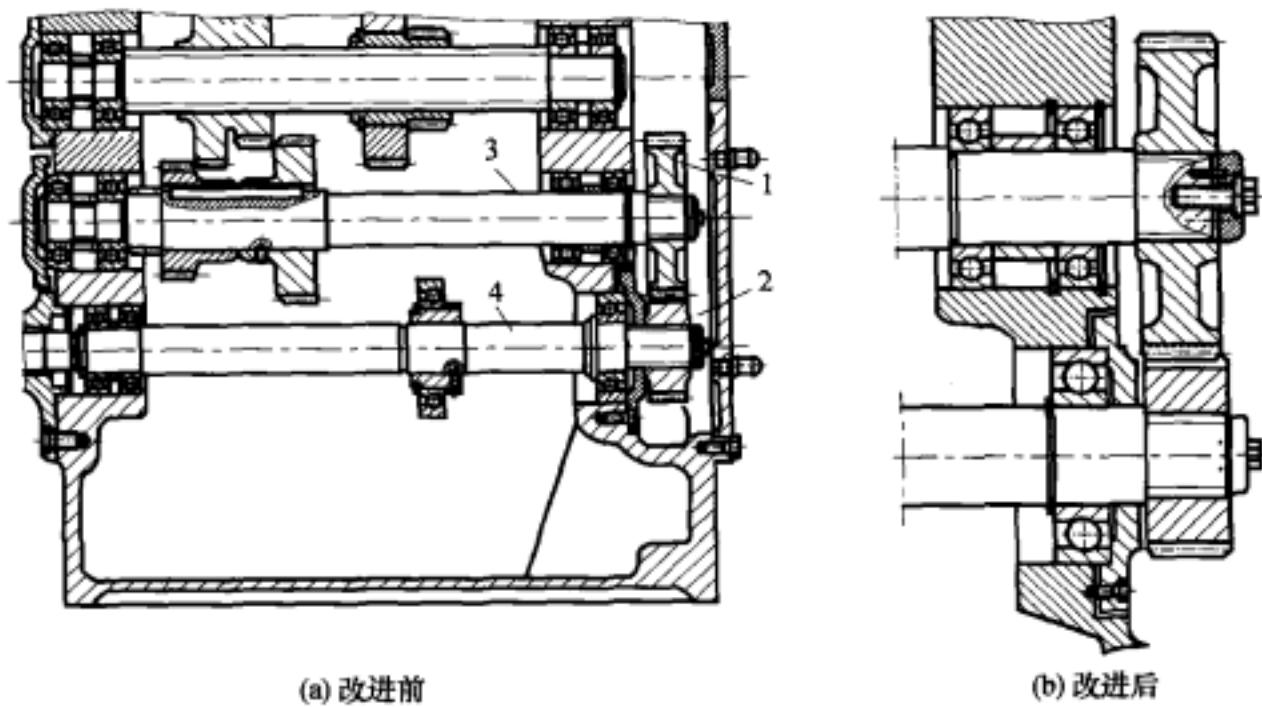


图 3.6 某机床变速箱轴系结构(用螺钉调整间隙)



(a) 改进前

(b) 改进后

图 3.7 相互有联系的轴系定位改进

3.2.3 两端游动

要求能左右双向游动的轴,可采用两端游动的轴系结构。例如人字齿轮由于在加工中很难做到齿轮的左右螺旋角绝对相等,为了自动补偿两侧螺旋角的这一制造误差,使人字齿轮在工作中不产生干涉和冲击作用,齿轮受力均匀,应将人字齿轮的高速主动轴的支承做成两端游动,而与其相啮合的低速从动轴系则必须两端固定,以便两轴都得到轴向定位。采用圆柱滚子轴承作为两游动端,具体结构如图 3.8 所示。

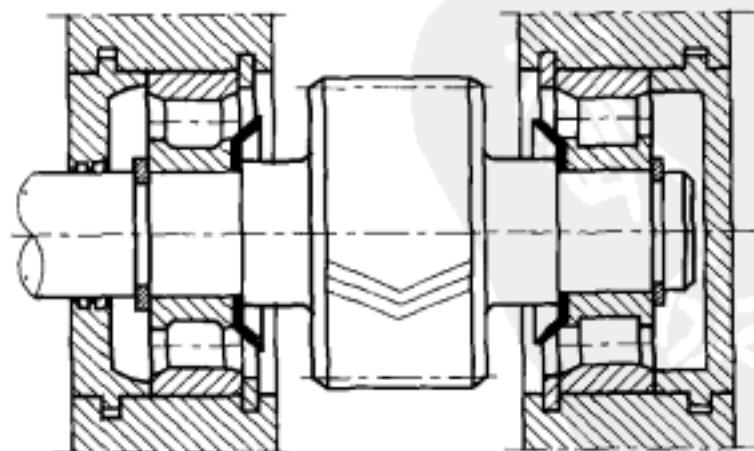


图 3.8 两端游动

图 3.9 是某减速器轴系轴承结构示意图,轴 1 上旋向相反的二斜齿轮(可看成为一人字齿轮)分别与轴 2 上的相应斜齿轮啮合。由于轴 2 两端装有圆锥滚子轴承(两端单向固定),故轴 1 两端则配置二圆柱滚子轴承,作为两游动端。

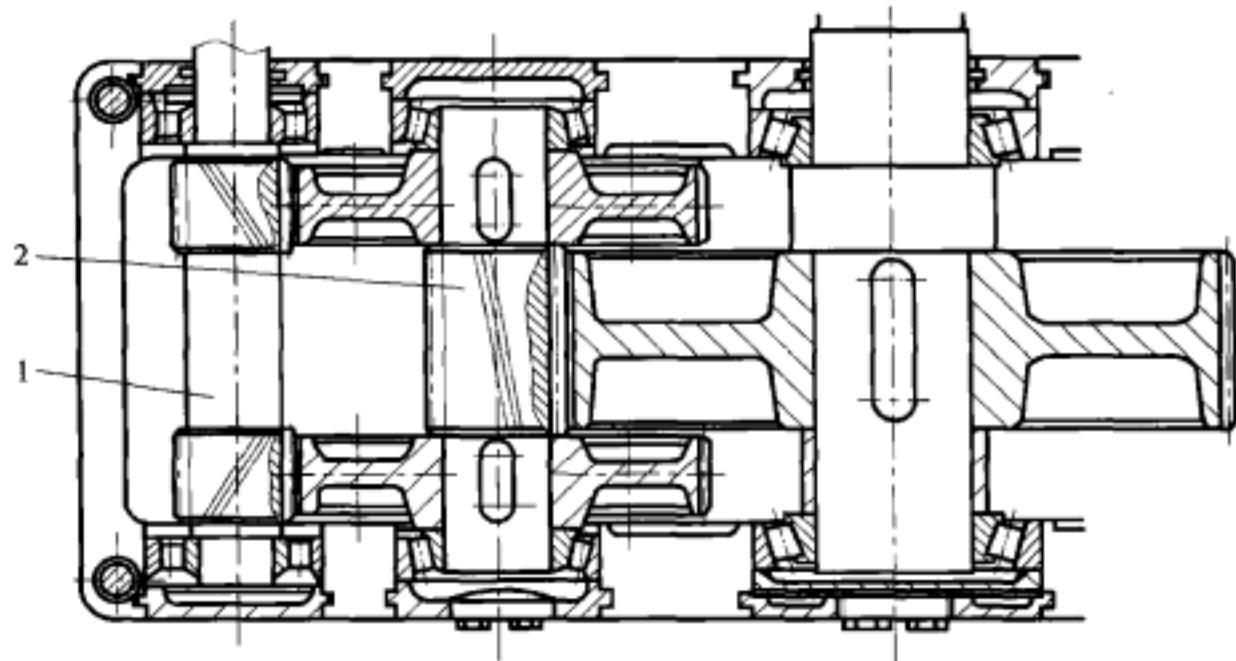


图 3.9 某减速器轴系轴承结构

3.3 轴承的组合和配置实例

3.3.1 两端深沟球轴承

两端深沟球轴承承受径向载荷,同时可承受少量轴向载荷。是一种广泛采用的配置形式(垂直轴也可使用)。前述图 3.4 是在某机床变速箱中的具体应用(一端固定,一端浮动),图 3.10 是在某机床变速箱中的另一种具体应用(两端单向固定)。

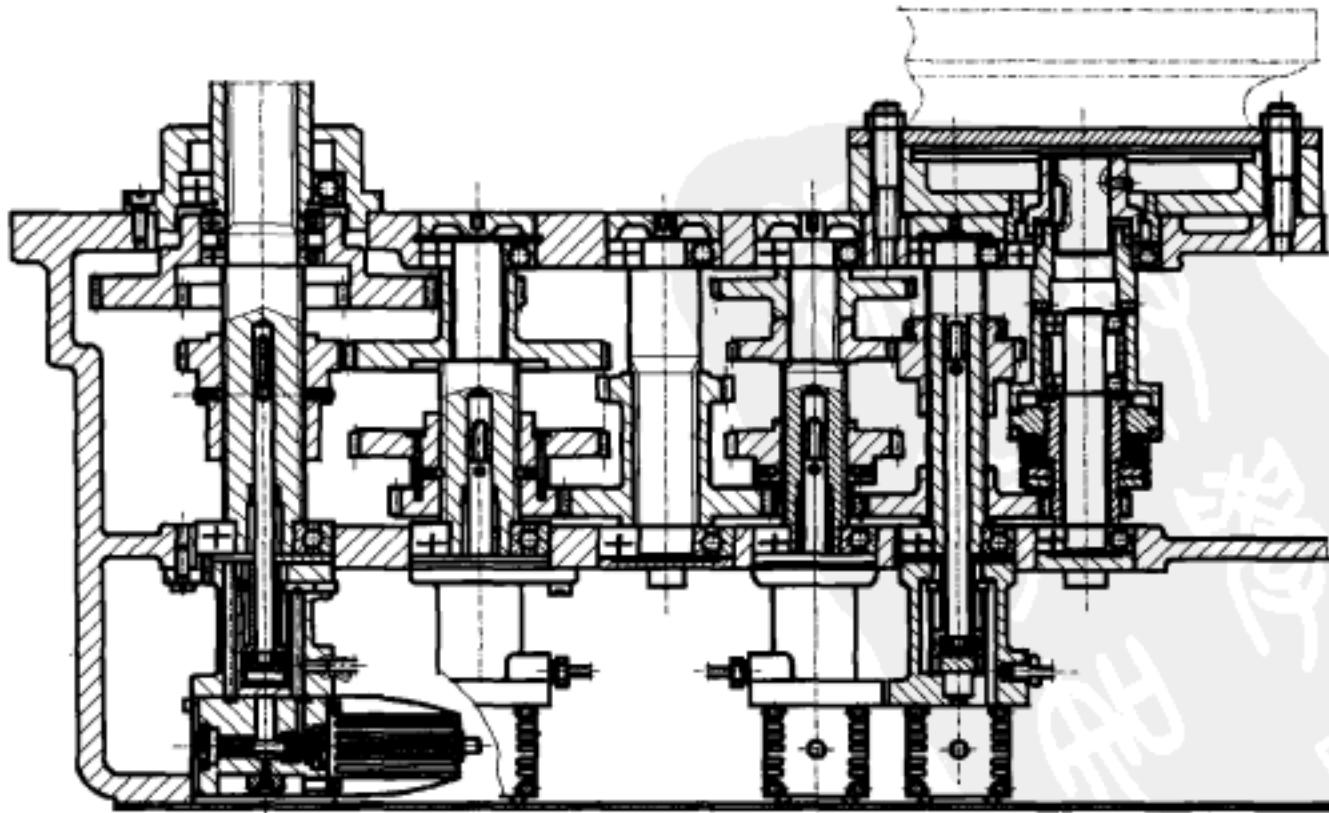


图 3.10 某机床变速箱轴系轴承结构
(深沟球轴承——两端单向固定)

3.3.2 两端圆锥滚子轴承

两端圆锥滚子轴承适用于轴向负荷较大的场合。这也是一种广泛采用的配置形式，两端轴承的配置装配方式有下列两种：

(1) 面对面(正装):用于受力零件在两轴承之间的场合。当一对轴承并列组合为一个支点时(见图 3.11(a)),正装的两轴承支反力在轴上的作用点距离 B_1 较小,支点的刚性较小。如果轴系弯曲较大或轴承对中较差,则采用正装合适。

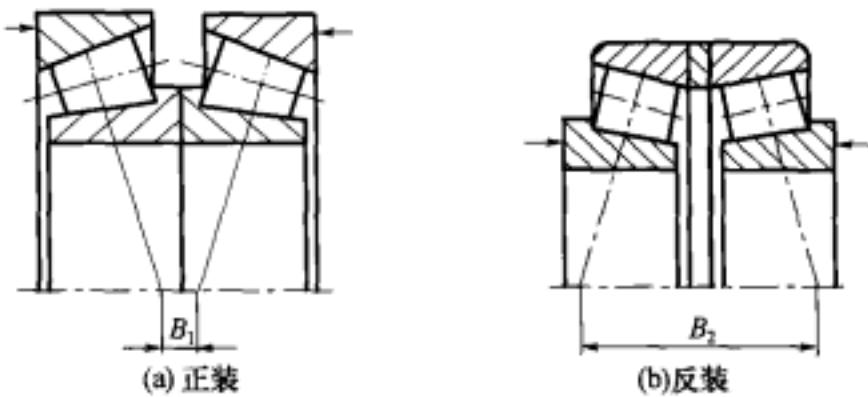


图 3.11 圆锥滚子轴承的安装

(2) 背对背(反装):用于受力零件在悬伸端的场合。当一对轴承并列组合为一个支点时(见图 3.11(b)),反装的两轴承支反力在轴上的作用点距离 B_2 较大($B_2 > B_1$),支承有较高的刚性和对轴的弯曲力矩有较高的抵抗能力,故多用于有力矩载荷作用及受力零件在悬伸端的场合。

以上分析也适用于角接触球轴承。

图 3.12 和图 3.13 是两种减速器的轴系轴承结构图。轴 1 两端装有圆锥滚子轴承,受力件在两轴承之间,故均采用正装、两端单向固定的结构形式;轴 2 在图 2.11 中是受力件在左端的悬伸结构,故两圆锥滚子轴承布置为反装;而在图 3.13 中,按右端并列反装两个圆锥滚子轴承,左端装一滚针轴承来配置轴承结构。

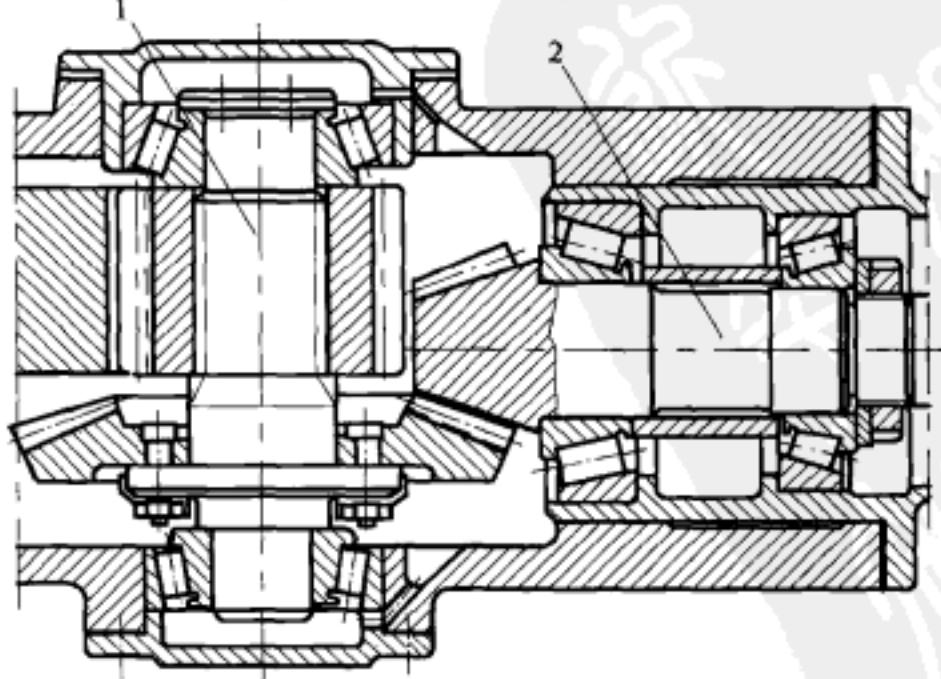


图 3.12 减速器轴系轴承结构

1—两端圆锥滚子轴承,正装; 2—两圆锥滚子轴承,反装。

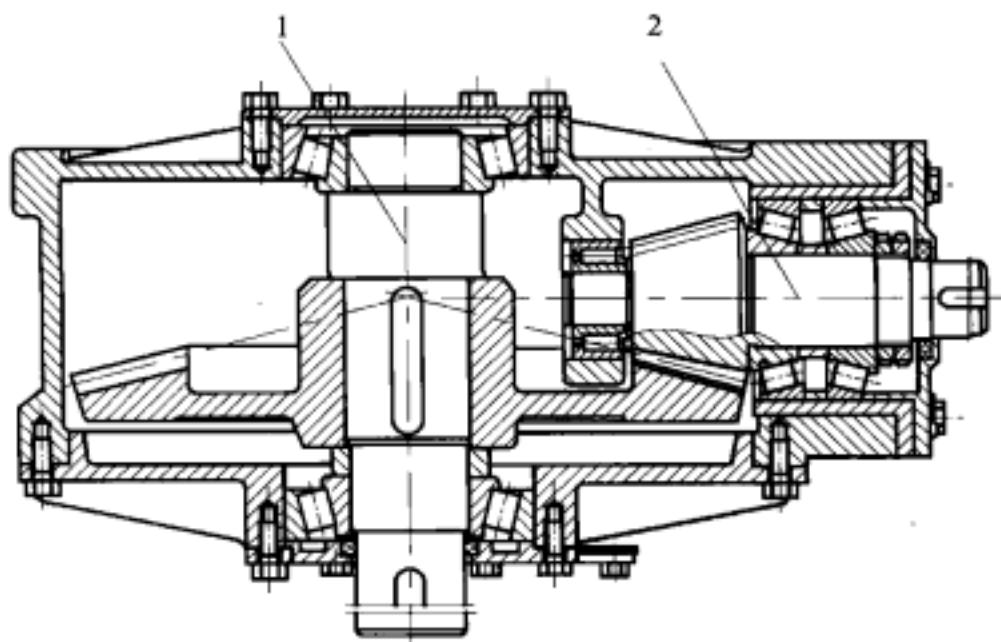


图 3.13 减速器轴系轴承结构

1—两端圆锥滚子轴承,正装;
2—右端两圆锥滚子轴承,反装;左端圆柱滚针轴承。

由于锥齿轮(或蜗杆)在装配时,通常需要进行轴向位置的调整。为了便于调整,将确定其轴向位置的轴 2 装在一个套筒中,套筒则装在外壳孔中。通过增减套筒端面与外壳之垫片的厚度,即可调整锥齿轮或蜗杆的轴向位置。

图 3.14 是某减速器轴系轴承结构示意图,除轴 1 是两端装有深沟球轴承之外,轴 2、轴 3 两端均装有圆锥滚子轴承(正装),且均为两端单向固定。图 3.15 是某机床变速箱轴系轴承结构示意图,均两端装有圆锥滚子轴承。因轴 1 是主轴,为增加其刚性故轴承反装;轴 2、轴 3 则正装,且均用带螺纹的端盖来调整轴承间隙。

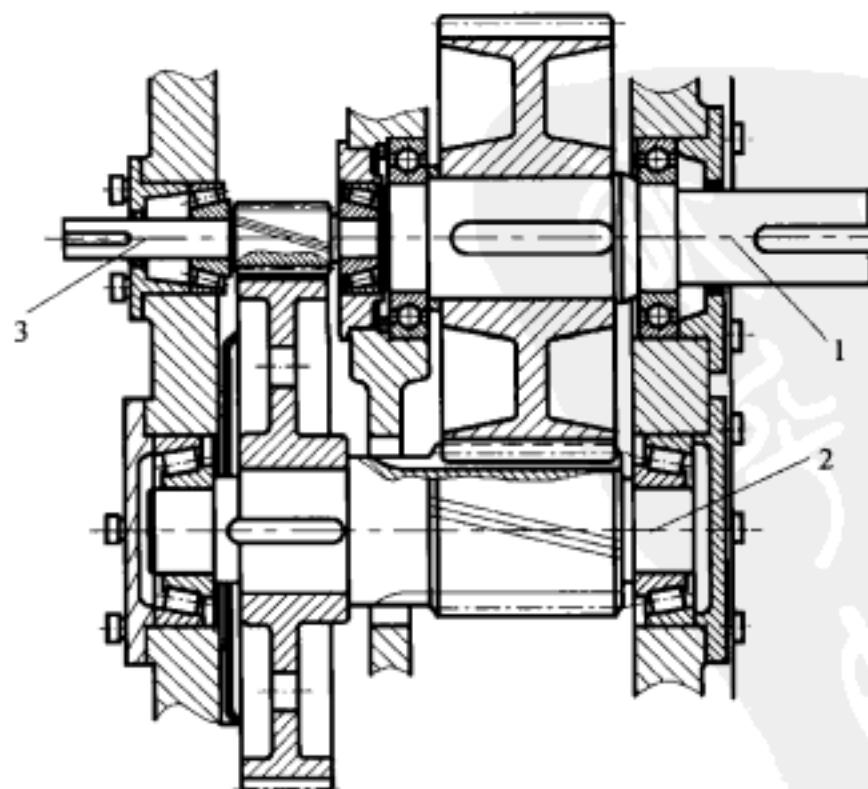


图 3.14 某减速器轴系轴承结构

1—两端深沟球轴承;2,3—两端圆锥滚子轴承,正装。

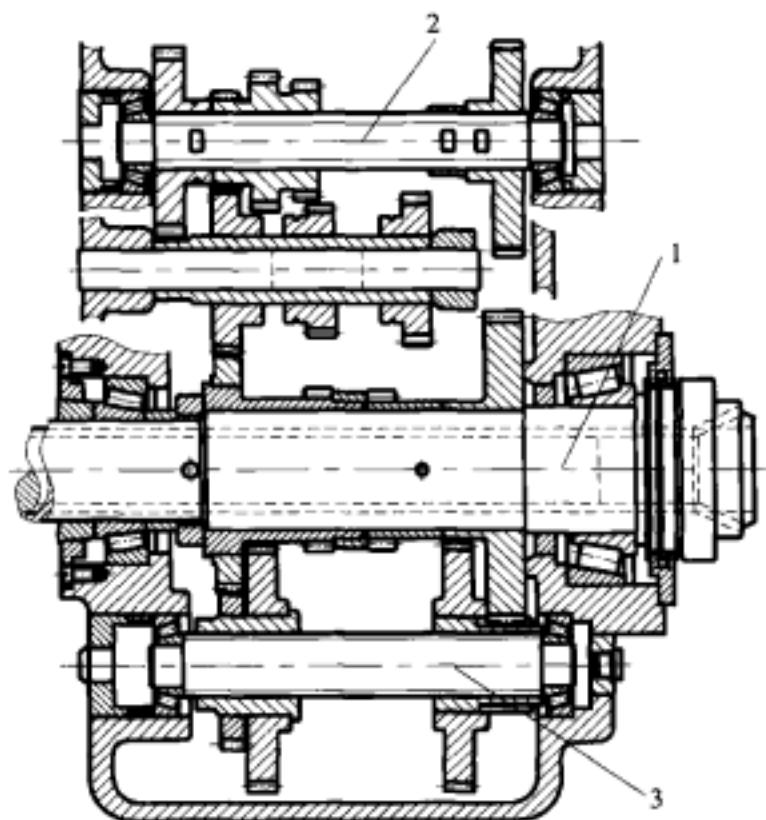


图 3.15 某机床变速箱轴系轴承结构(两端圆锥滚子轴承)。

1—反装;2、3—正装。

3.3.3 其他配置方式

图 3.16、图 3.17 所示的减速器轴系轴承配置结构, 表示了其他一些配置方式:

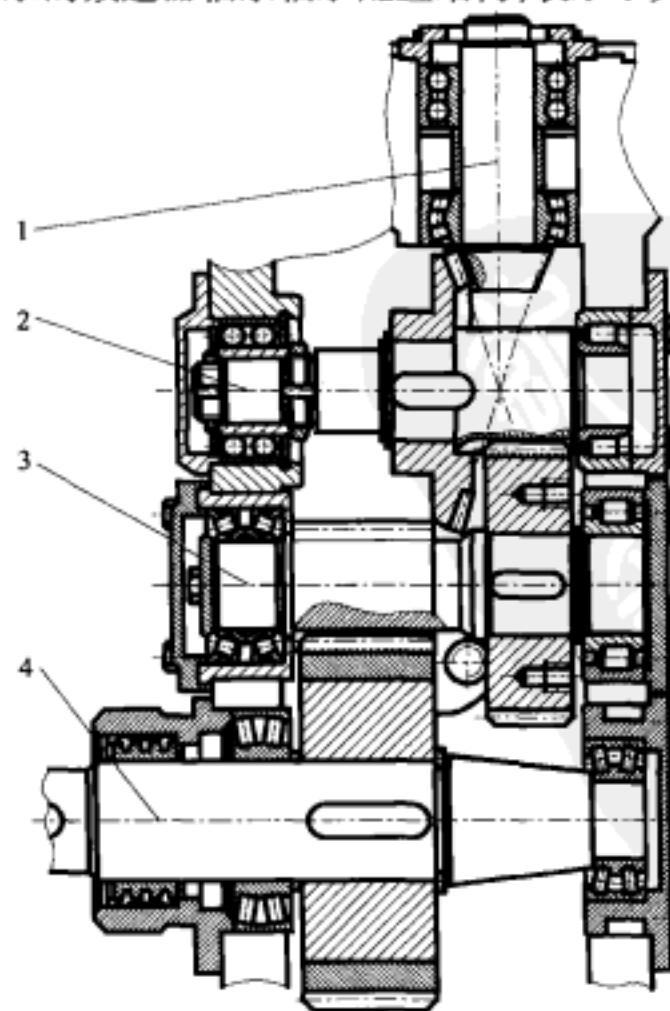


图 3.16 某减速器轴系轴承结构

- (1) 一端调心滚子(球)轴承,另一端双(单)列深沟球轴承(见图 3.16 轴 1)。
- (2) 一端调心滚子(球)轴承,另一端并列正装二圆锥滚子(角接触球)轴承(见图 3.17 轴 1)。
- (3) 一端双列深沟球轴承,另一端圆柱滚子轴承(见图 3.16 轴 2)。
- (4) 一端并列正装二圆锥滚子轴承,另一端圆柱滚子轴承(见图 3.16 轴 3)。
- (5) 两端调心滚子(球)轴承(见图 3.16 轴 4)。

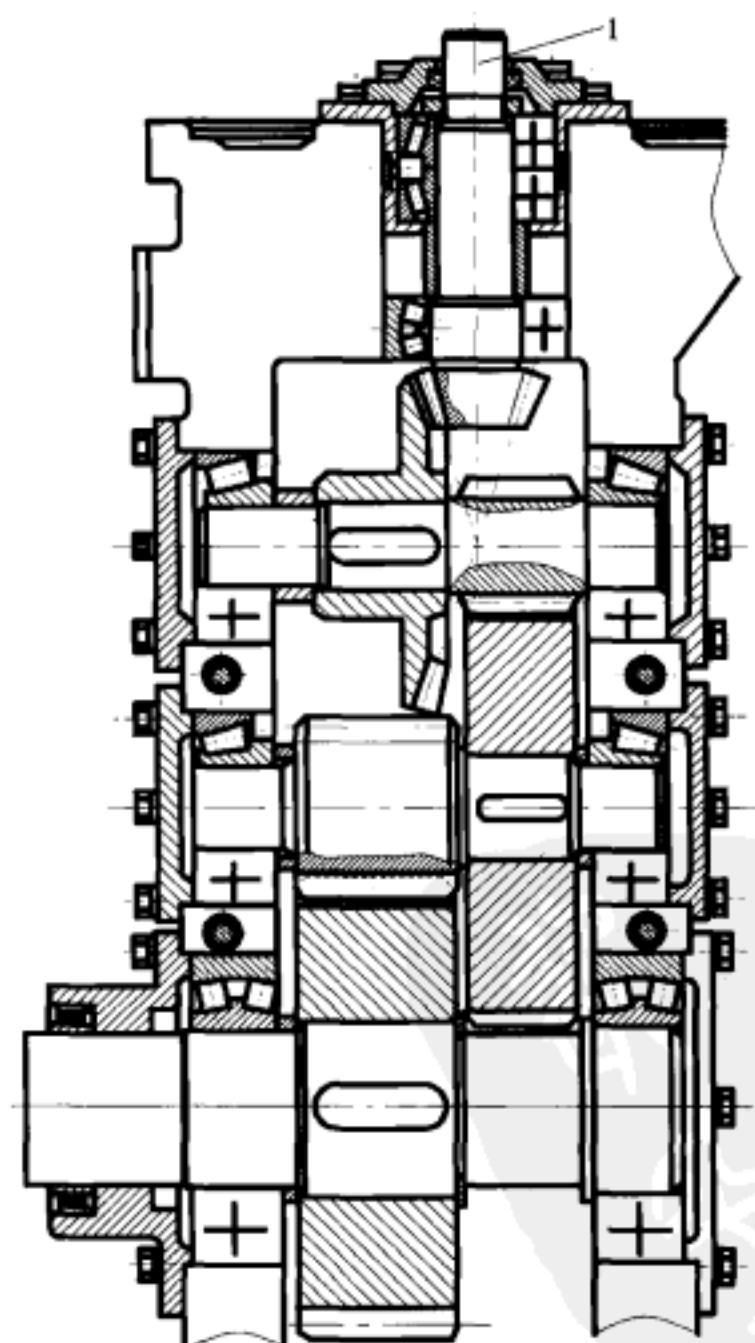


图 3.17 某减速器轴系轴承结构

承受轴向载荷的推力球轴承安装示例如图 3.18 和图 3.19 所示。

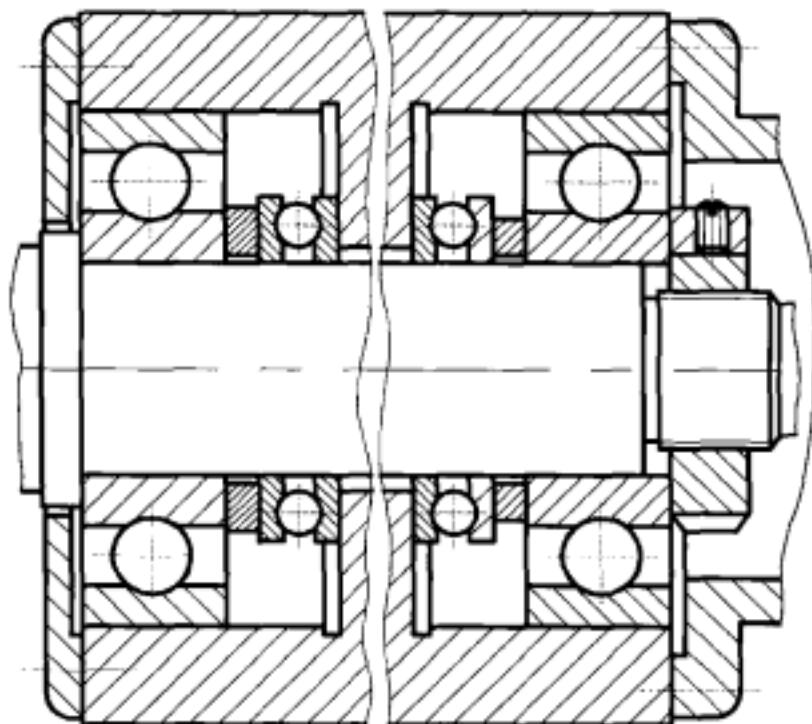


图 3.18 机床部件中的推力球轴承

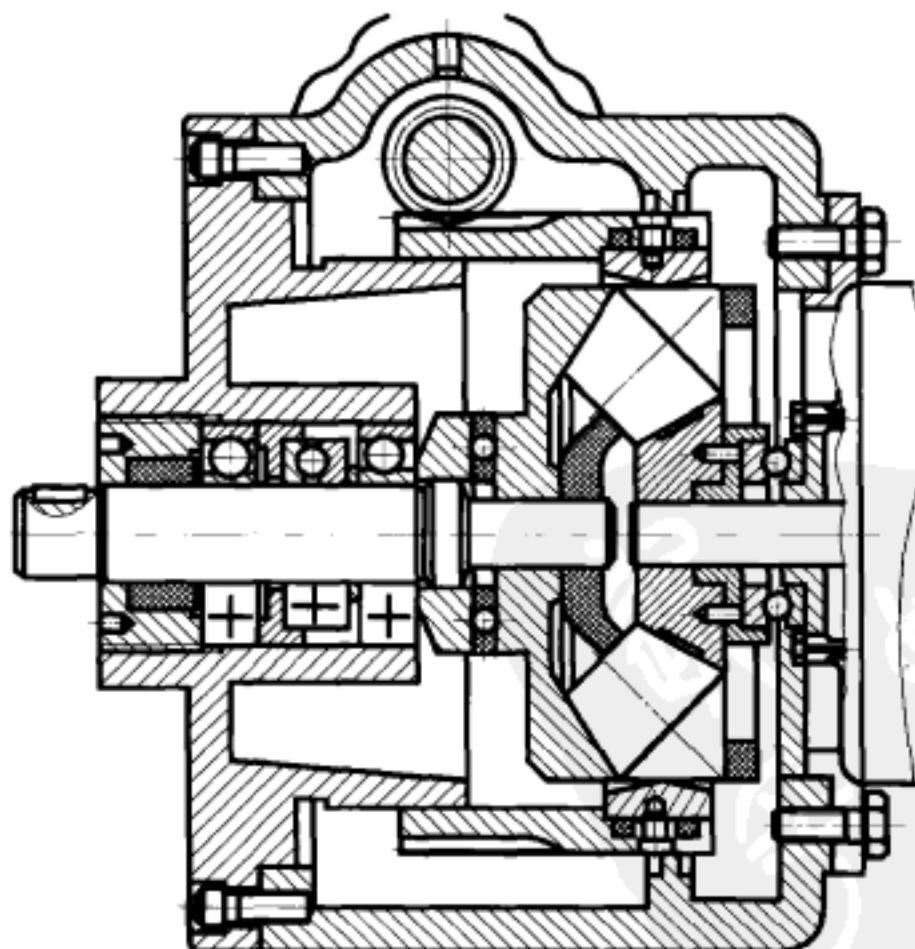


图 3.19 无级变速器中的推力球轴承

3.4 主轴部件

在机床上所有的各轴中,以主轴及切齿机中的分度轴最为重要。因为它对机床上加

工的表面精度和质量的影响最大,因此应仔细配置其轴承和装于其上的零部件。主轴部件一般要求具有足够的刚度、运动准确、抗振、表面耐磨等。

3.4.1. 装滚动轴承的主轴部件

装有滚动轴承的转轴,其连接处的细节如图 3.20 所示,其相关参数(如 a 、 b 、 c 、 \cdots)可查阅相关标准或自行确定。

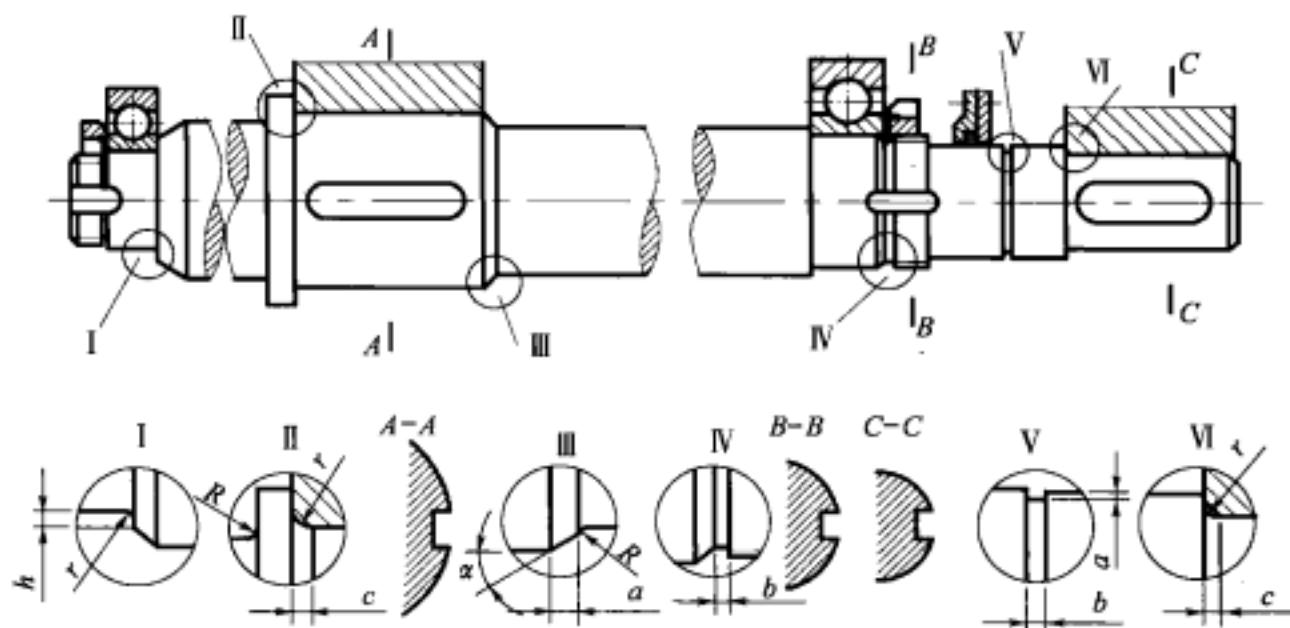


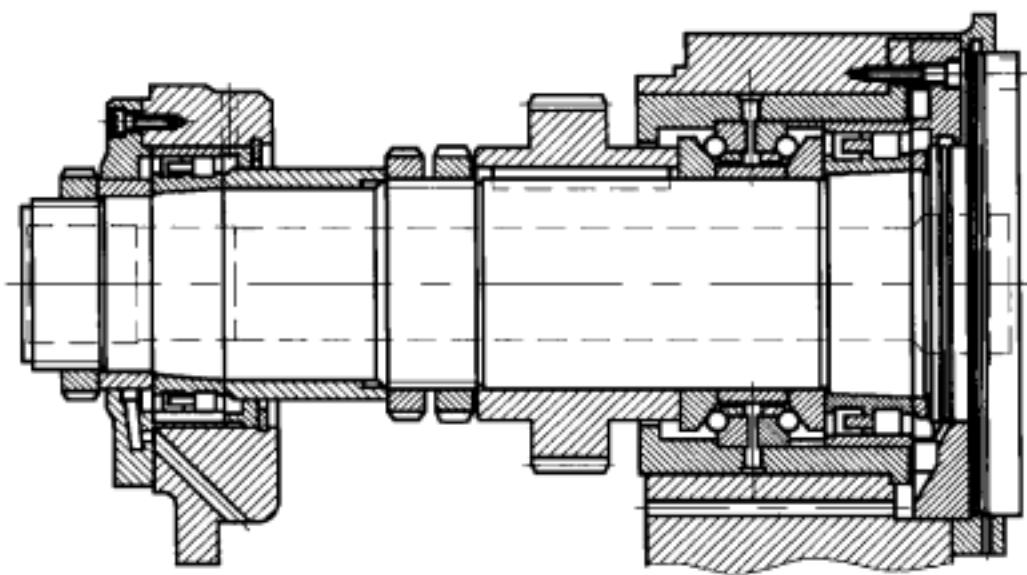
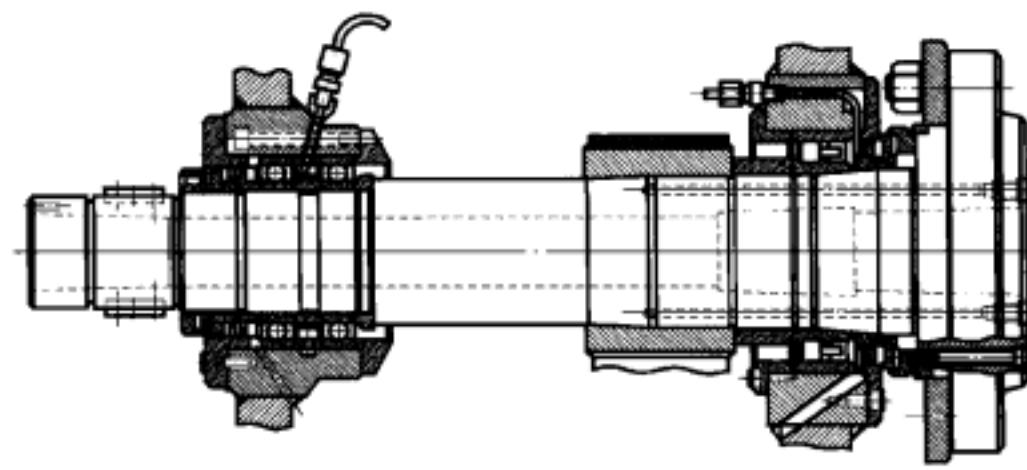
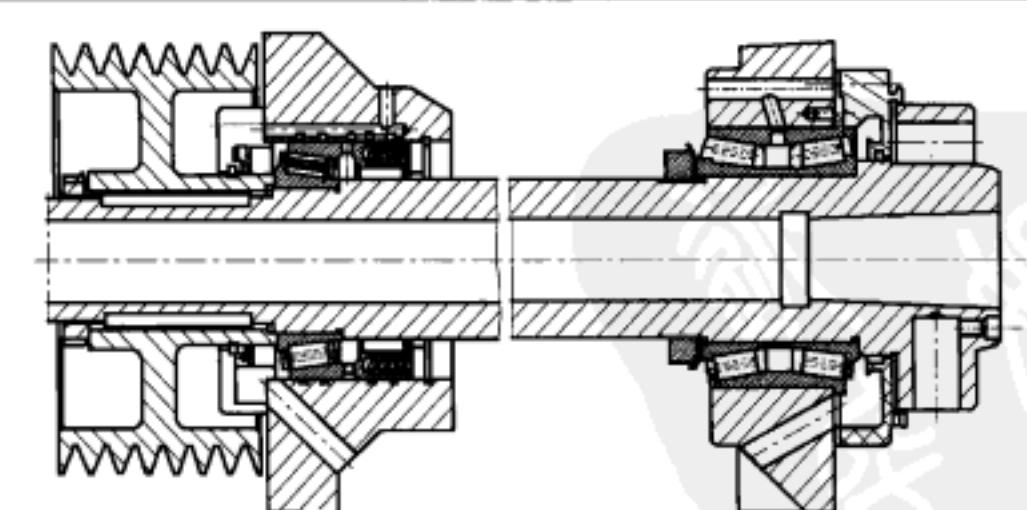
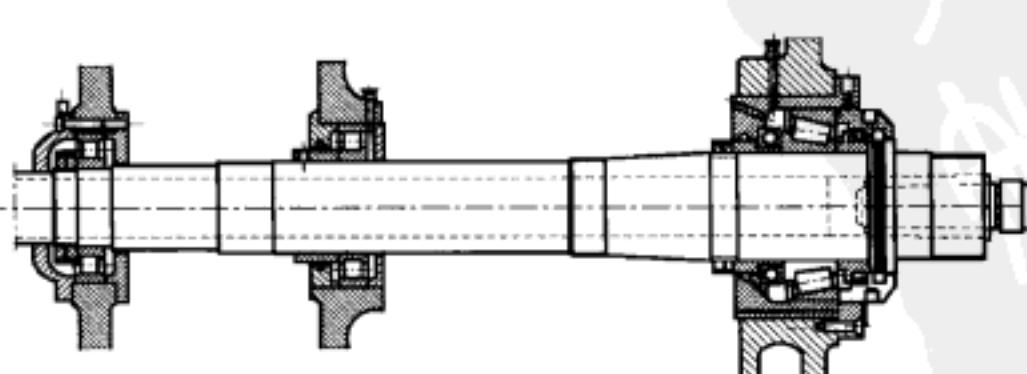
图 3.20 装在滚动轴承上的转轴典型结构

表 3.5 介绍了一些机床主轴部件(装滚动轴承)的典型结构,可供设计时参考。需要指出,图中仅绘出了各零件大致的相互关系,其连接细节,需按前述原则确定。

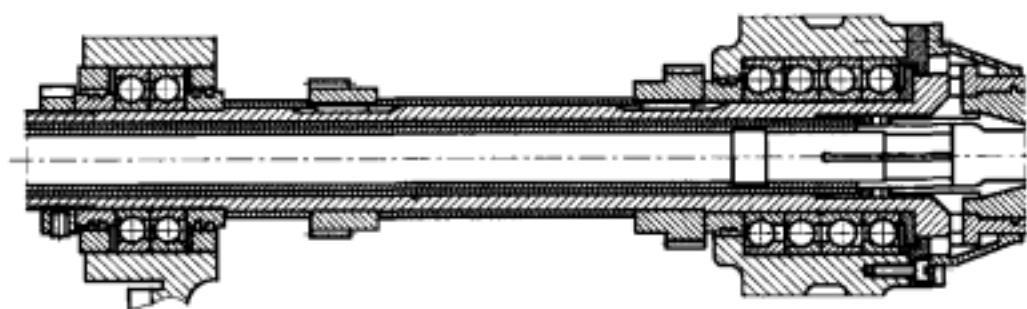
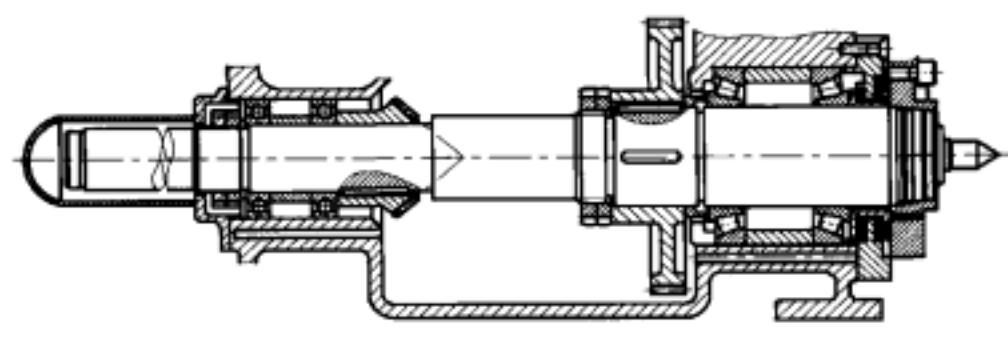
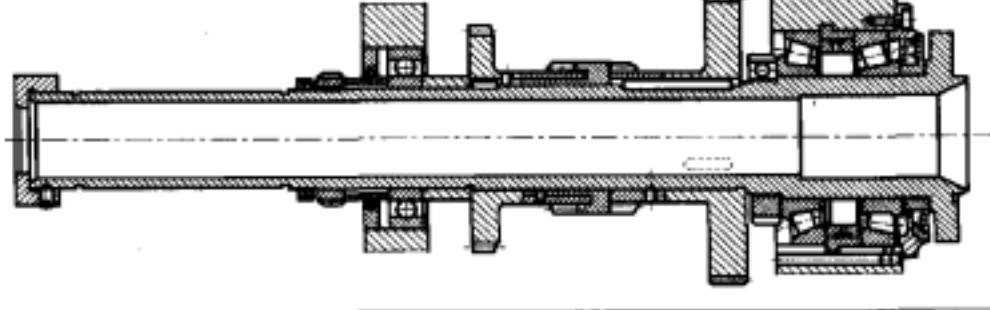
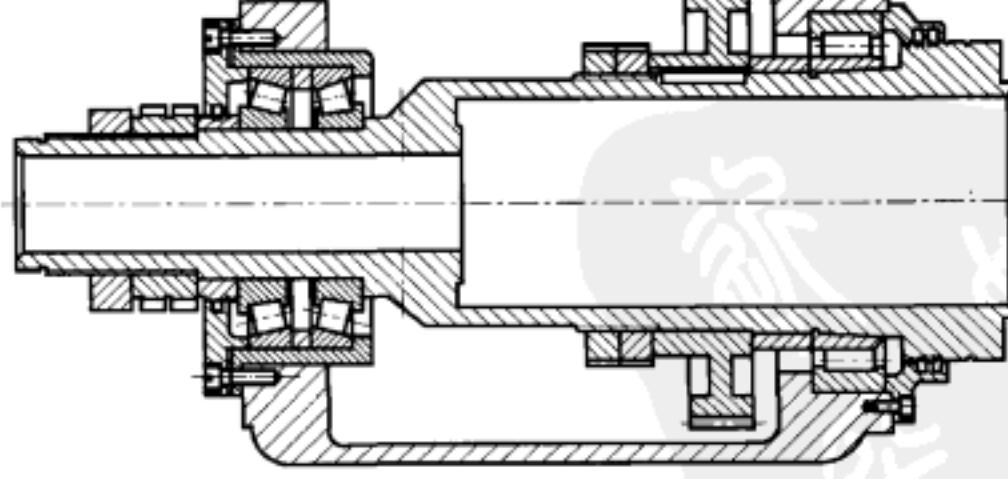
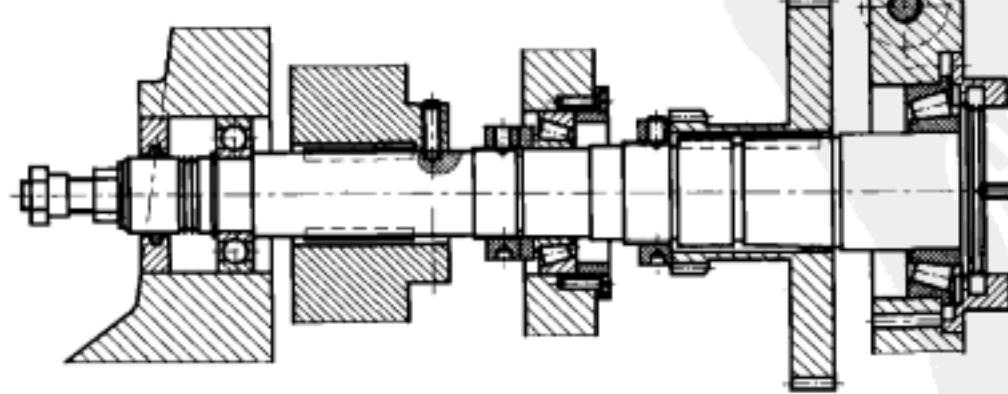
表 3.5 使用滚动轴承的机床主轴部件

序号	图 例	说 明
1		万能车床主轴
2		车床主轴

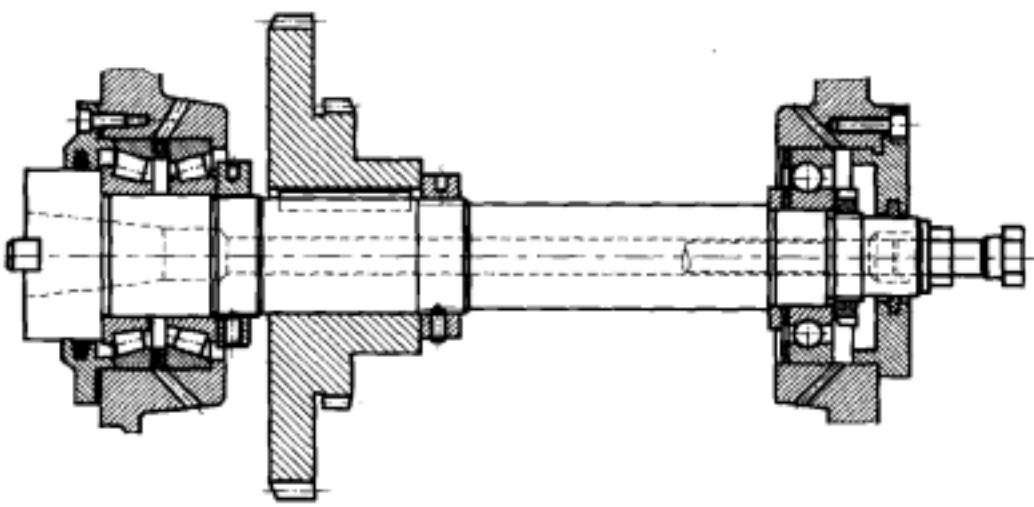
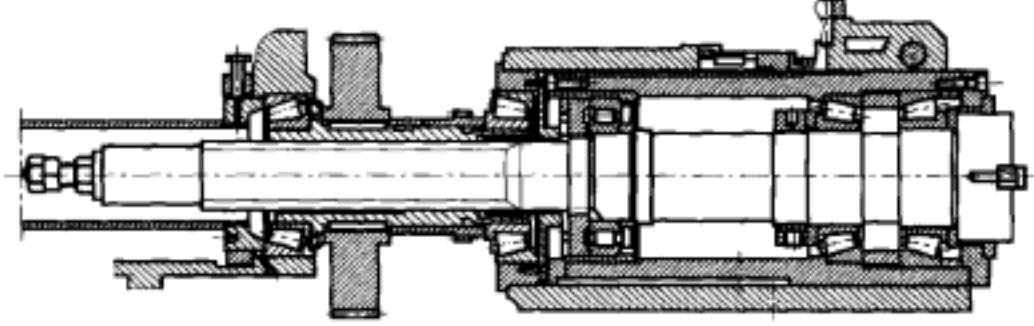
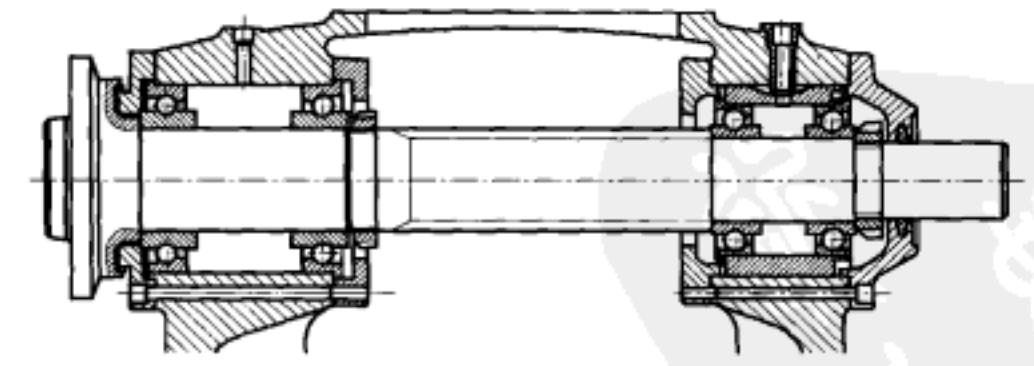
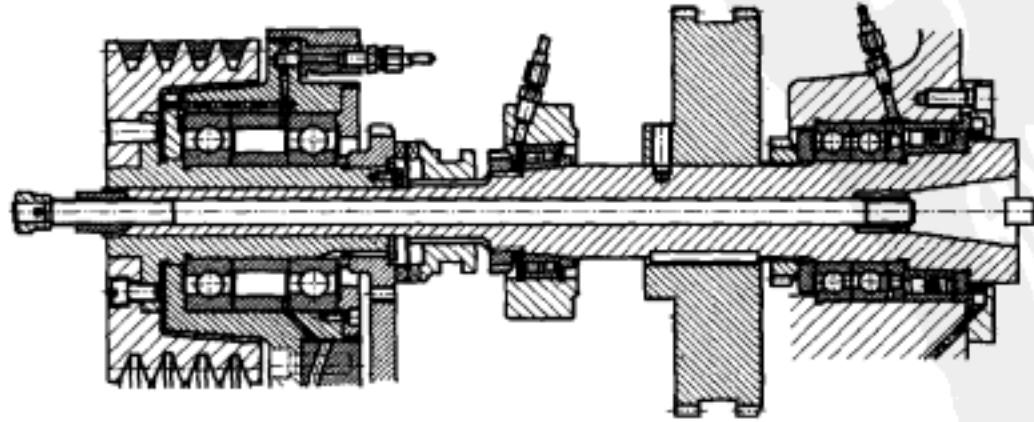
(续)

序号	图 例	说明
3		自动车床主轴
4		高速车床主轴
5		车床主轴
6		车床主轴

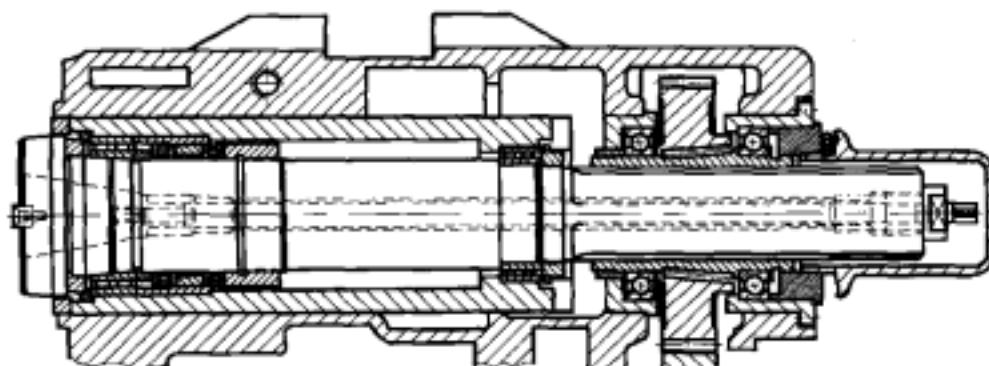
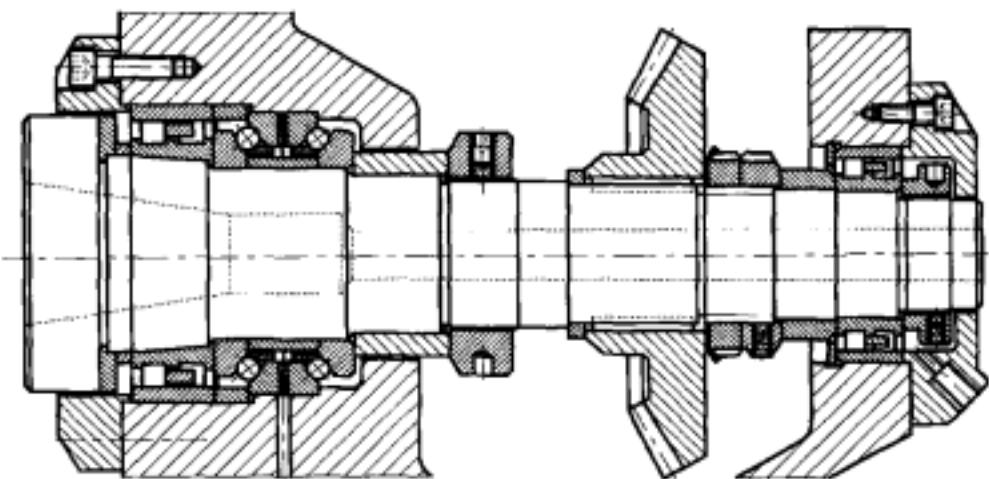
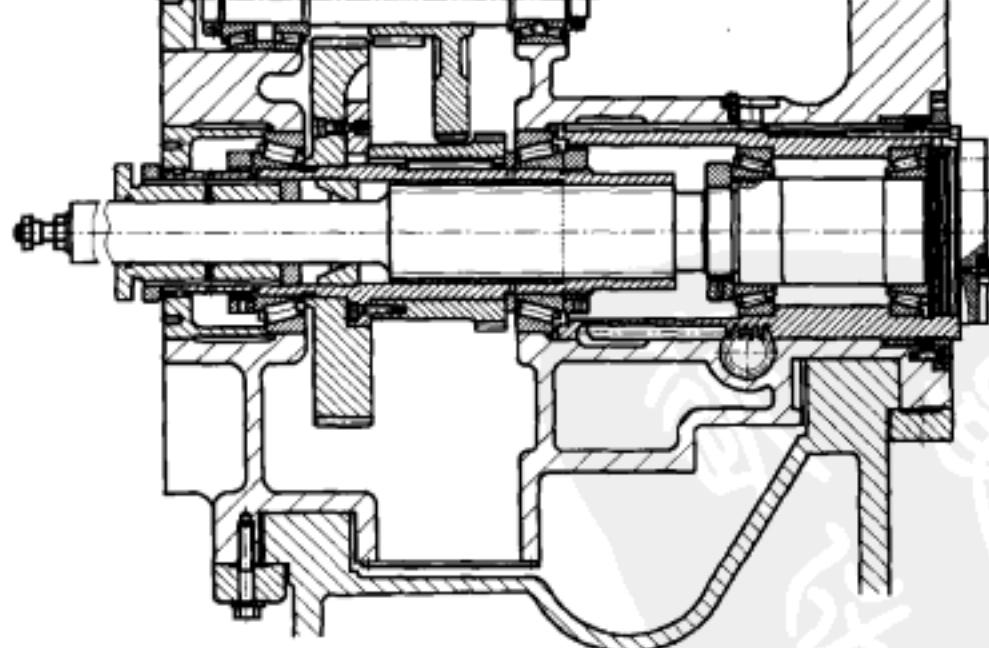
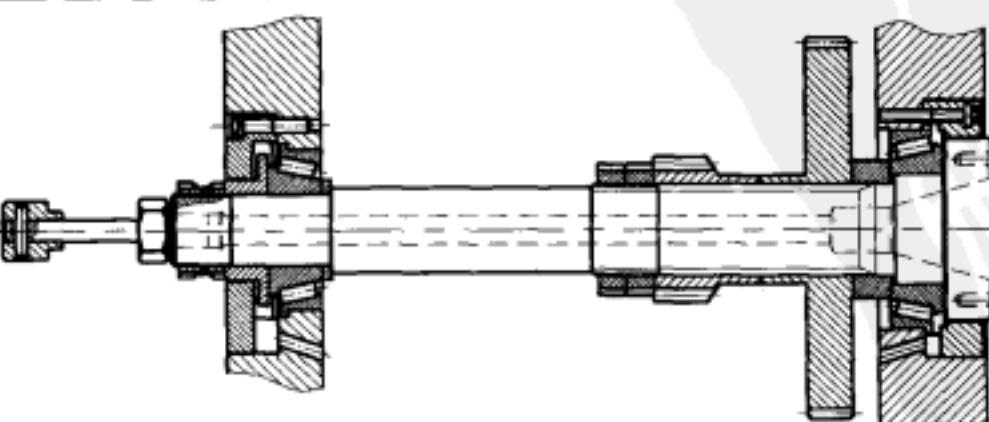
(续)

序号	图 例	说 明
7		自动车床主轴
8		多刀半自动车床主轴
9		转塔车床主轴
10		转塔车床主轴
11		万能铣床主轴

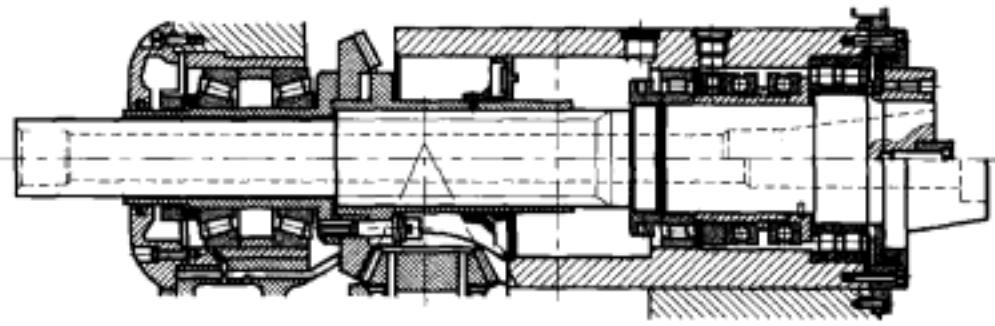
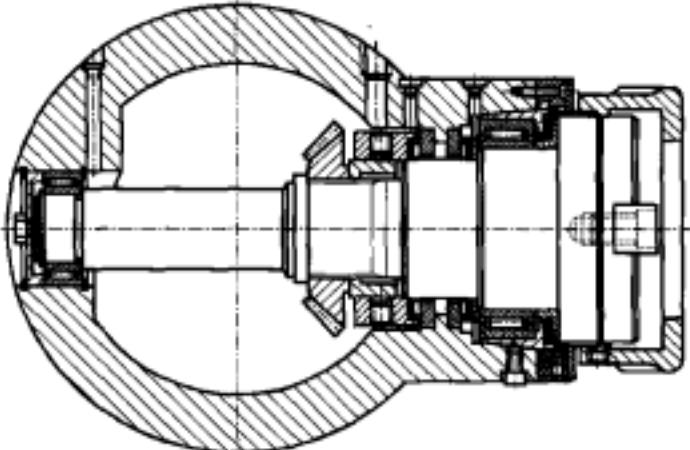
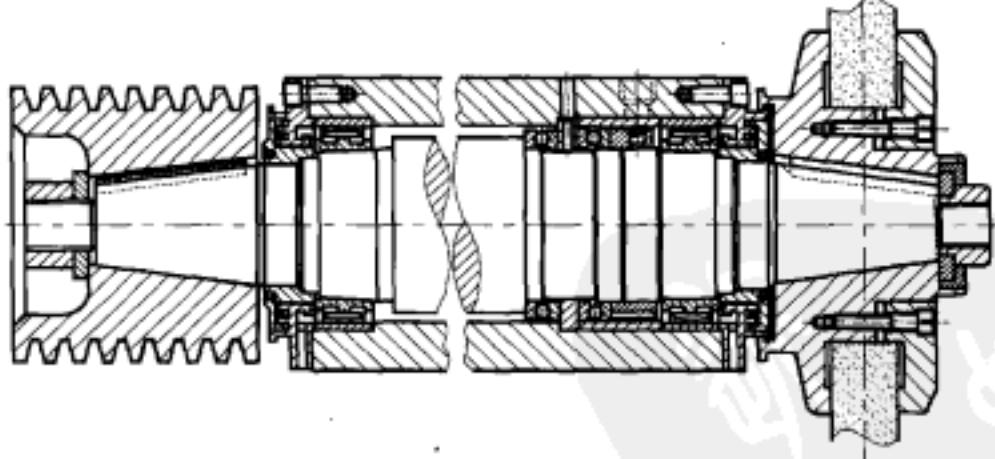
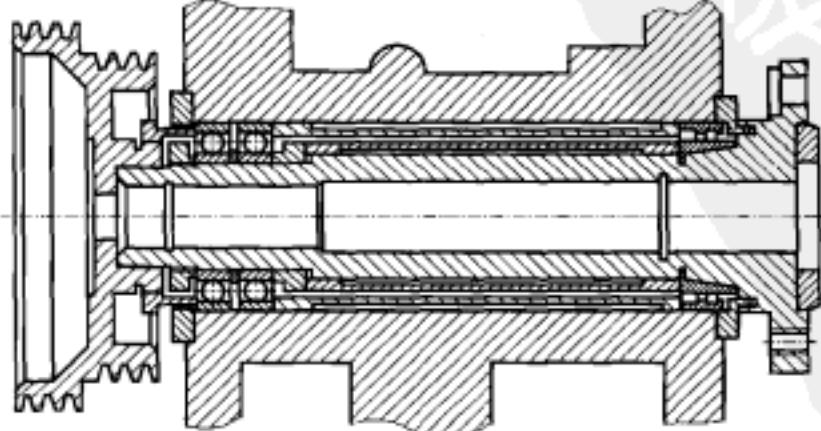
(续)

序号	图 例	说明
12		平铣床主轴
13		龙门铣床主轴
14		卧式铣床主轴
15		卧式铣床主轴

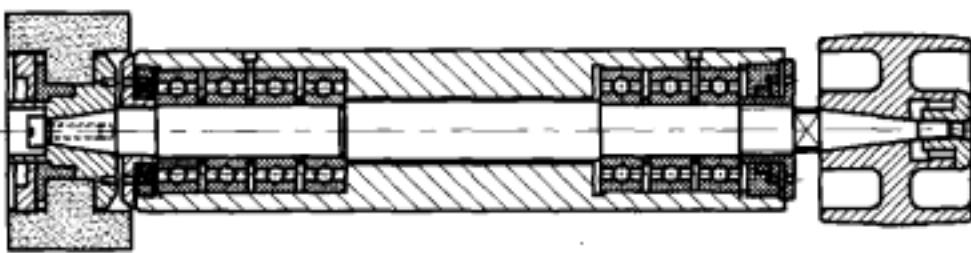
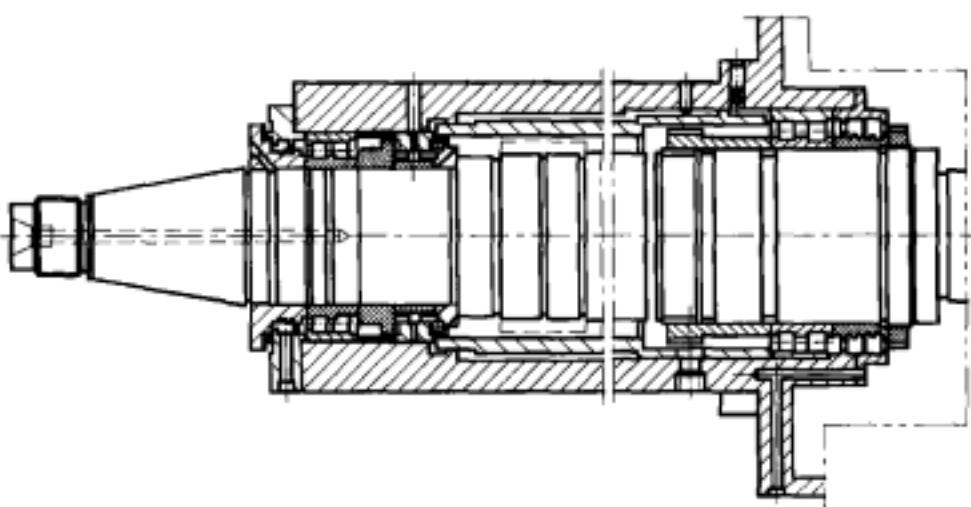
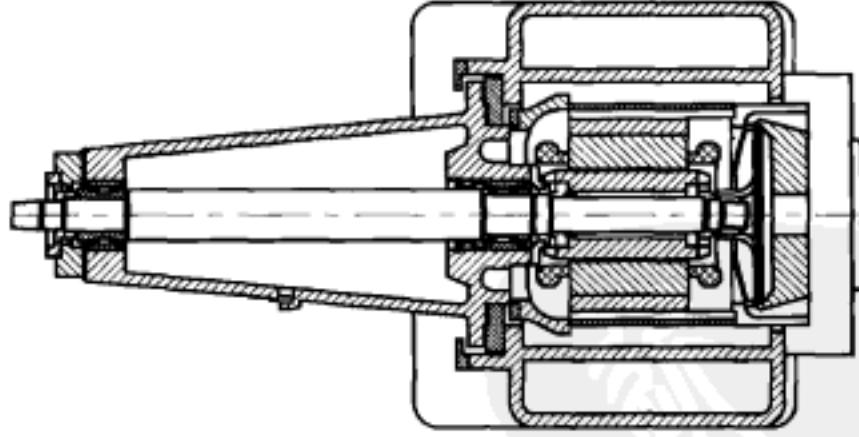
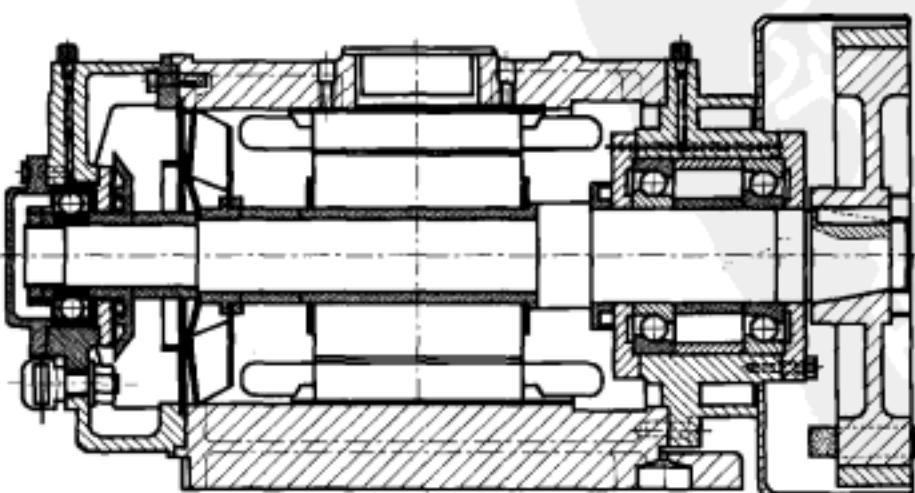
(续)

序号	图 例	说明
16		铣床主轴
17		铣床主轴
18		铣床主轴
19		轻型铣床主轴

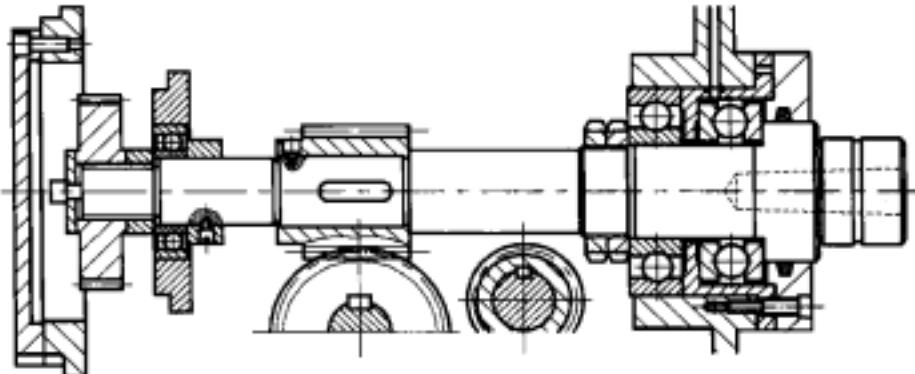
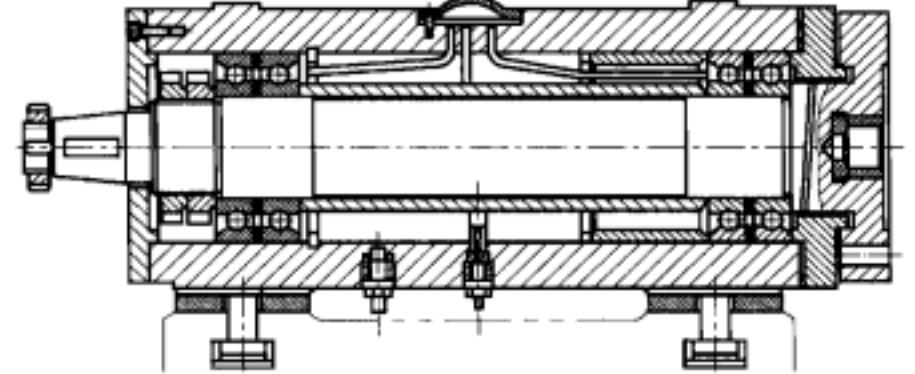
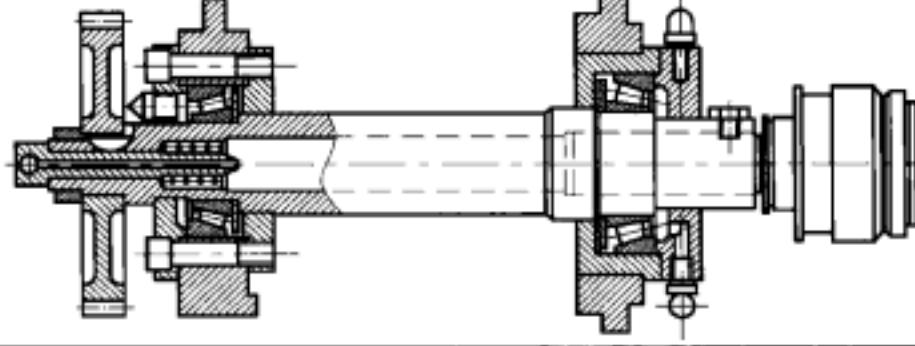
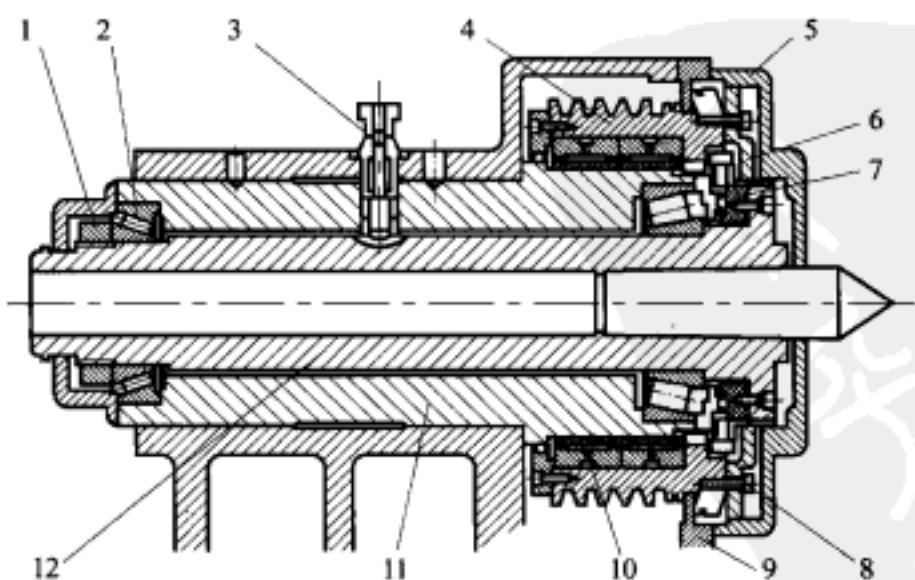
(续)

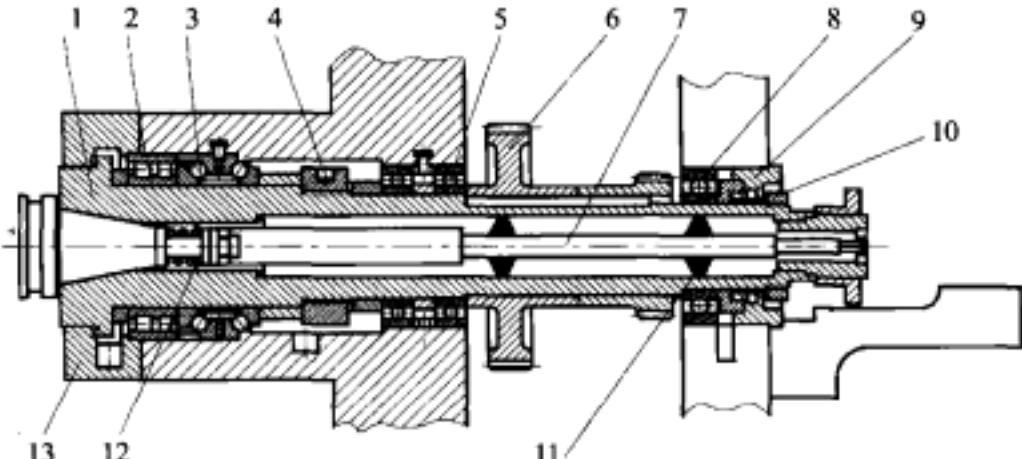
序号	图 例	说 明
20		立式铣床主轴(旋转 90° 放置)
21		工具铣床主轴(旋转 90° 放置)
22		轧辊磨床主轴
23		内圆磨床主轴

(续)

序号	图 例	说 明
24		内圆磨床主轴
25		平面磨床主轴
26		平面磨床主轴
27		导轨磨床主轴

(续)

序号	图 例	说 明
28		深孔钻床主轴
29		金刚石镗床 主轴
30		切螺纹机床 主轴
31	 <p>1—紧固螺母;2—圆锥滚子轴承;3—销;4—带轮;5—拨盘;6—拨板;7—密封圈; 8—拨盘紧固螺栓;9—主轴箱侧壁;10—滚针轴承;11—套筒;12—主轴。</p> <p>主轴 12 既可作固定轴,也可作旋转轴,通常由两顶尖夹紧工件。磨削时,滚针轴承 10 支承的带轮 4 带动拨盘 5 旋转。拨盘上的拨杆拨动工件转动,主轴不旋转。使用卡盘夹紧工件磨削时,主轴需要旋转。应先卸下拨盘,松开螺栓 8,将主轴旋转拨板 6 插入主轴,再将螺栓紧固。然后拔出主轴旋转固定转换销 3,主轴即可转动</p>	万能磨床主 轴箱

序号	图例	说明
32		<p>加工中心机 床主轴</p> <p>1—主轴;2—双列滚子轴承;3—双向角接触推力球轴承;4,10—紧固螺母;5—角接触球轴承;6—齿轮;7—推杆;8—深沟球轴承;9—后盖;11—碟形弹簧;12—弹簧夹头;13—前盖。</p> <p>直流电机通过一组变速齿轮驱动齿轮6,使主轴1旋转。主轴上安装有双列滚子轴承2、双向角接触推力球轴承3、一对角接触球轴承5和深沟球轴承8,以保证主轴能承受较高的轴向载荷和径向载荷,并具有适当的径向游隙。紧固螺母4用来调整角接触推力球轴承的预紧。紧固螺母10通过套筒将深沟球轴承压紧。弹簧夹头12将推杆7和刀杆连接,推杆可使刀杆作轴向运动,碟形弹簧11使其回位</p>

3.4.2 装滑动轴承的主轴部件

装在滑动轴承上的转轴典型结构如图 3.21 所示。

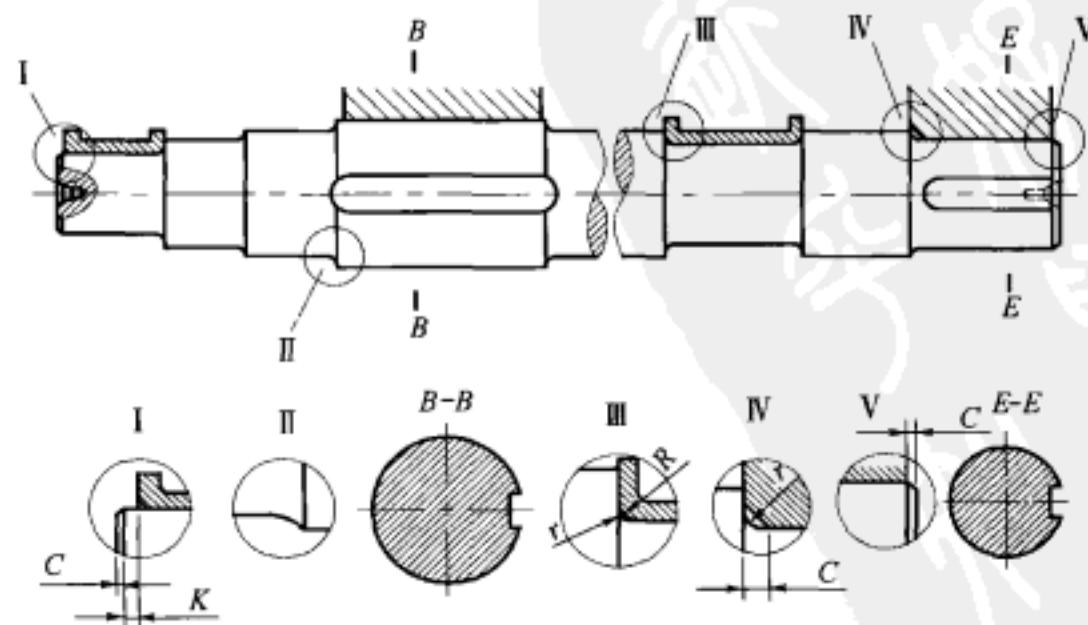


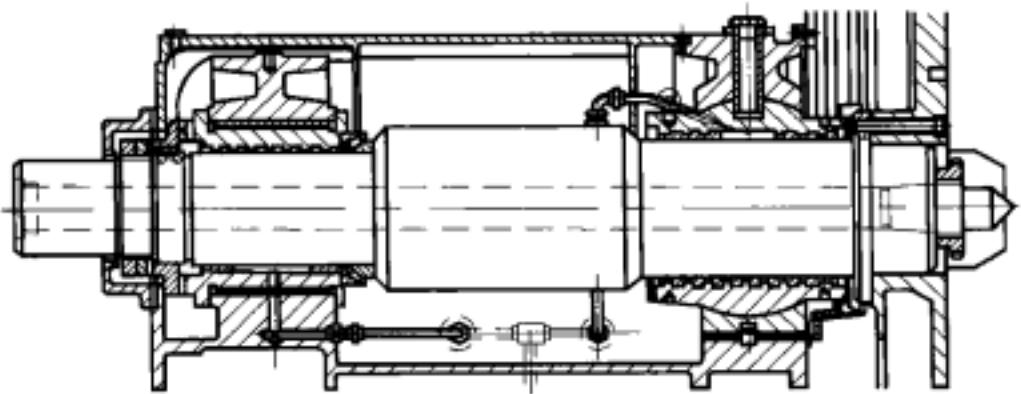
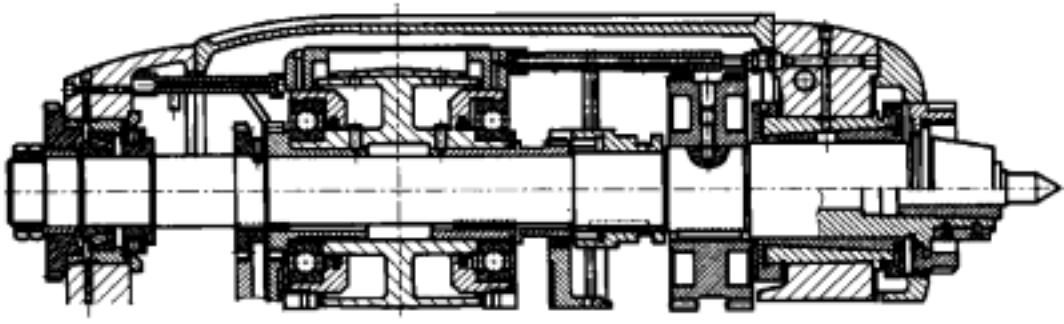
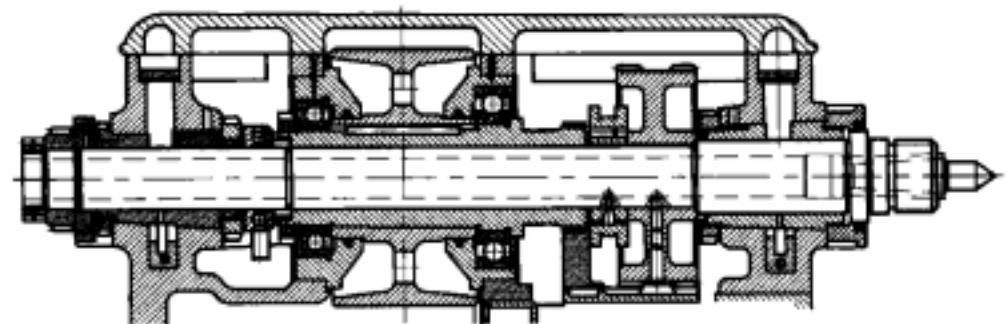
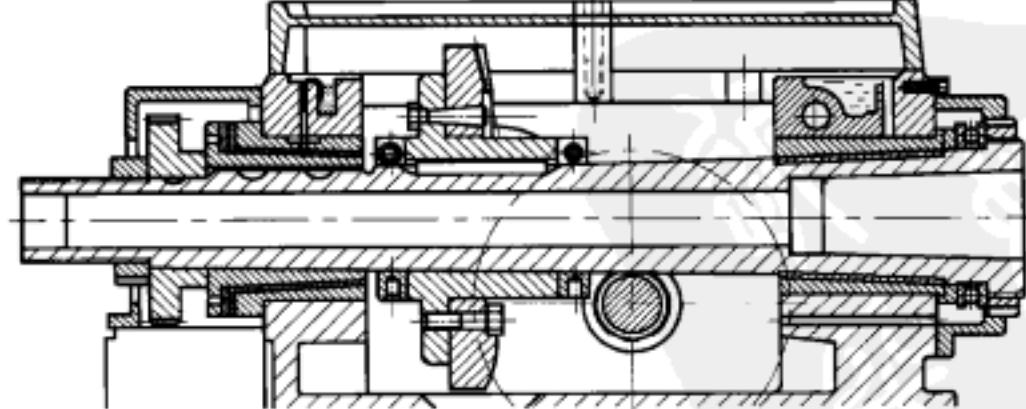
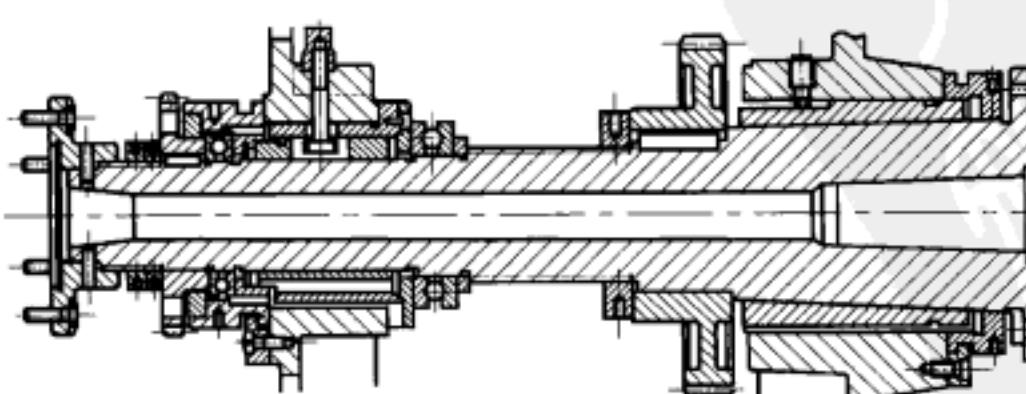
图 3.21 装在滑动轴承上的转轴典型结构

表3.6介绍了一些使用滑动轴承(或滑动轴承与滚动轴承组合)主轴部件的典型结构,可供设计时参考。

同样,限于图形过小,图中仅绘出了各零件大致的相互关系,其连接细节,需按前述有关原则确定。

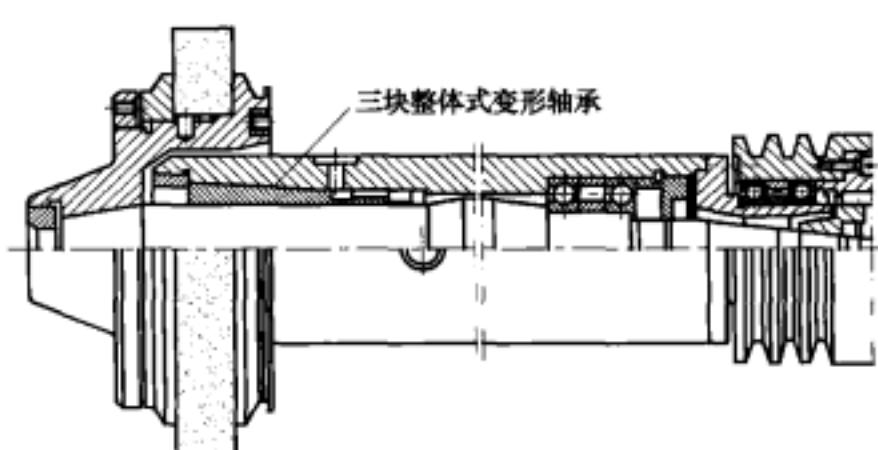
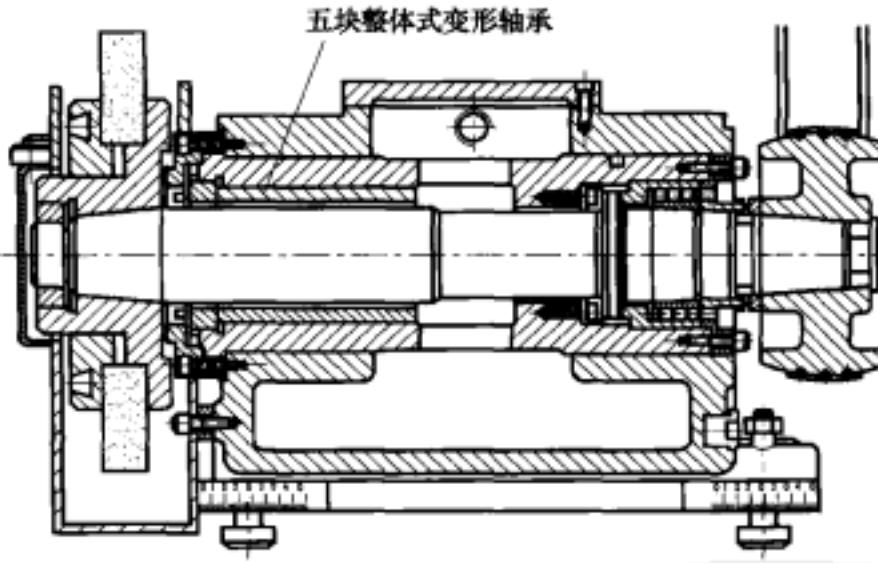
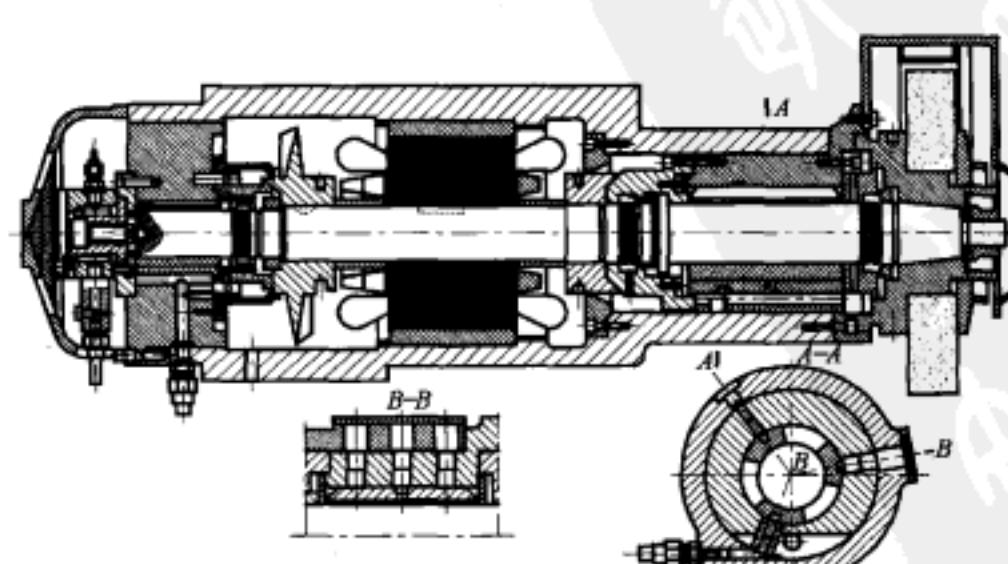
表3.6 使用滑动轴承(或滑动轴承与滚动轴承组合)的主轴部件

序号	图例	说 明
1		车床主轴
2		车床主轴
3		车床主轴
4		重型车床主轴

序号	图 例	说 明
5		重型车床主轴 (前轴用调位式)
6		车床主轴
7		车床主轴
8		多刀半自动 车床主轴
9		专用车床主轴

序号	图 例	说 明
10		精密车床主轴
11		曲轴车床主轴 (尾端轴承采用 剖分结构)
12		小型立式车床主轴
13		立式车床主轴

(续)

序号	图 例	说 明
14	 <p>三块整体式变形轴承</p>	外圆磨床主轴
15	 <p>五块整体式变形轴承</p>	高精度半自动万能外圆磨床主轴
16	 <p>B-B</p> <p>A-A</p>	精密平面磨床主轴

(续)

序号	图 例	说 明
17		无心磨床主轴
18		卧轴平面磨床主轴
19		外圆磨床主轴
20		立式平面磨床主轴

(续)

序号	图例	说明
21		插齿机主轴

3.5 轴系部件的测绘

在机器中,轴系部件是最基本和最多的部件之一,如何通过测绘,正确的绘制出装于其上的各零件工作图和轴系的部件装配图,也是测绘的根本任务。下面根据实例介绍一些测绘时应遵循的原则和方法。

1. 实物照片

通常,测绘者对被测绘轴系部件上各零件的作用以及相互关联(包括与相邻轴系和零部件)是了解不够的。因此,对重要的测绘工作(如贵重、精密机器的测绘),在拆散零件之前,应用照相(或摄像)的办法留下实物照片。这些照片一是可供设计时参考;二是装配还原时不致装错。在没有条件拍照时,可按装配顺序在拆下的零件上拴上注有编号的硬纸片,以免搞错。

2. 绘制装配草图

首先根据总体设计的安排,对轴系部件进行编号(如 I 轴、II 轴、III 轴……等),然后绘制装配草图(见图 3.22 和表 3.7)。

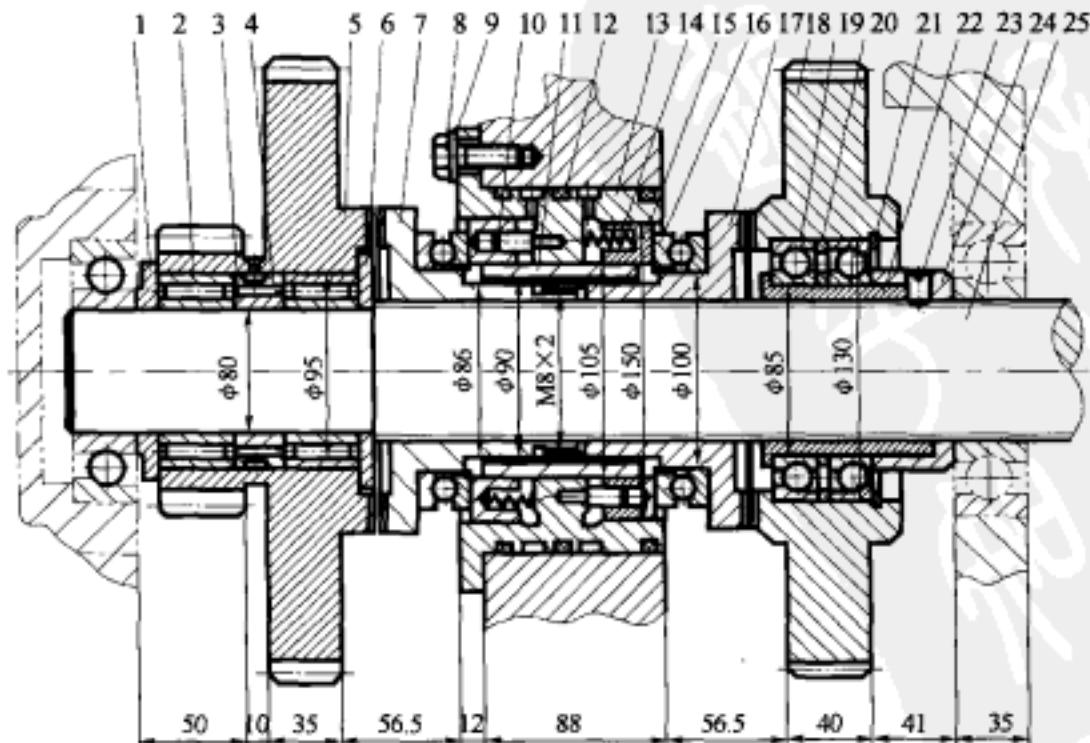


图 3.22 某轴系的测绘装配草图(轴系编号 II)

表 3.7 轴系Ⅱ零件名细表

编号	零件名称	材料、规格	件数	编号	零件名称	材料、规格	件数
1	垫圈	青铜	1	14	弹簧 $1 \times 8 \times 30$	65 Mn	4
2	滚针轴承	74112	2	15	活塞	45	2
3	内隔套	35	1	16	推力球轴承	8120	2
4	外隔套	35	1	17	半离合器(2)	40 Cr	1
5	双联齿轮半离合器	40 Cr	1	18	齿轮半离合器	40 Cr	1
6	垫圈	青铜 $\phi 60/\phi 110$	1	19	角接触球轴承	46117	2
7	半离合器(1)	40 Cr	1	20	垫圈	35($\phi 130 \times 8$)	1
8	螺栓	M 12 × 25	6	21	孔用弹性挡圈	$\phi 130$	1
9	弹簧垫圈 10	GB 93—76	6	22	轴套	45	1
10	销钉	45(M 6 × 30)	4	23	紧定螺钉	M 8 × 15	1
11	套	45	1	24	套	45	1
12	O 形密封圈	($\phi 180$)	3	25	花键轴	45	1
13	油缸体	45	1				

绘制时注意：

- (1) 对轴上各个零件进行顺序编号(本例见表 3.6), 确定零件名称、材料及热处理等。可按外购件、标准件、专用件分别编制。
- (2) 在正式绘制零件图时, 测绘草图中的零件编号应换成相应的正式编号。
- (3) 滚动轴承座圈端面上刻有规格、型号, 可方便地进行记录。如遇国外轴承, 则除了记录型号外, 还应测量内外圈及宽度尺寸并进行详细的观察记录, 在绘制正式图纸时, 对照相应的国家标准选用。
- (4) 零件材料一时无法确定的, 可笼统进行标注, 如图 3.22 中的件 1 和件 6, 肉眼观察为铜制, 故在表 3.6 中一律写成青铜, 待正式设计时才确定具体的材料牌号。
- (5) 绘制的装配草图应妥善保管备查。

3. 绘制零件草图

在车间现场测绘, 工作条件简陋, 测绘者无法使用仪器, 只能徒手绘制草图。因此无法靠图形比例是否恰当来及时发现错误, 故应尽可能多留下原始信息在草图上(如不怕重复标注尺寸, 在草图上写上文字说明等), 以便正式设计绘制工作图时, 发现错误好判断更正(因此时被测机器已装配还原投入使用, 无法再拆卸进行比照)。

此外, 由于零件制造误差及使用磨损, 而测量工具也仅限于游标卡尺、千分尺等几种, 故测量所得尺寸只能是与原设计尺寸十分相近的一个尺寸; 至于公差配合、形位公差和其他技术要求, 则更应要求设计者根据零件的使用条件来确定, 这实际上是一个根据实物测绘数据来重新设计的过程。在绘制零件草图时, 应参照下述原则:

- (1) 零件图可以按实际测得的尺寸绘制, 但标注时却不能按“所测即所得”进行标注, 而应将测得的尺寸正确处理后标注在图样中。

按零件的具体结构要求和尺寸的重要性, 考虑对零件尺寸的圆整, 一般尽可能圆整为整数(特别是配合尺寸)。个别重要的关键尺寸, 允许保留到小数点后 1 位~2 位。对实

行英制的机器设备,应注意公英制的转换。

(2) 有配合关系的孔轴,首先应判断配合性质。可根据分析了解所测零件的作用或借助实测的间隙或过盈确定,必要时可把所测绘的相互配合的零件重新装配一下,来确定是间隙配合还是过盈配合。优先选用基孔制,与标准件(如滚动轴承)配合时,基准制的选择通常依标准件而定。

(3) 在满足使用要求的情况下,尽量扩大公差值,即选用较低的公差等级。在实际测绘中,一般采用类比法来确定零件尺寸的公差等级,即根据实践经验参照以往检验过的同类零件比较决定,同时,还应注意从满足使用要求和了解加工方法两方面入手加以考虑。

(4) 测绘中有些尺寸可通过相关的技术资料或查手册后确定,有些需通过工艺尺寸链换算后确定,但最好均能实测得到。

(5) 形位公差应根据零件在装配结构中的作用及与其他零件的关联来加以确定。

下面通过以图 3.22 中的件 7——半离合器(1)零件图的绘制,来说明上述原则的应用。

图 3.23 是绘制的半离合器(1)零件图, 从图中可分析得出:

(1) 该件是一尖齿半离合器, 它与半离合器 17 通过尾部 $M80 \times 2$ 的螺纹相连接, 并

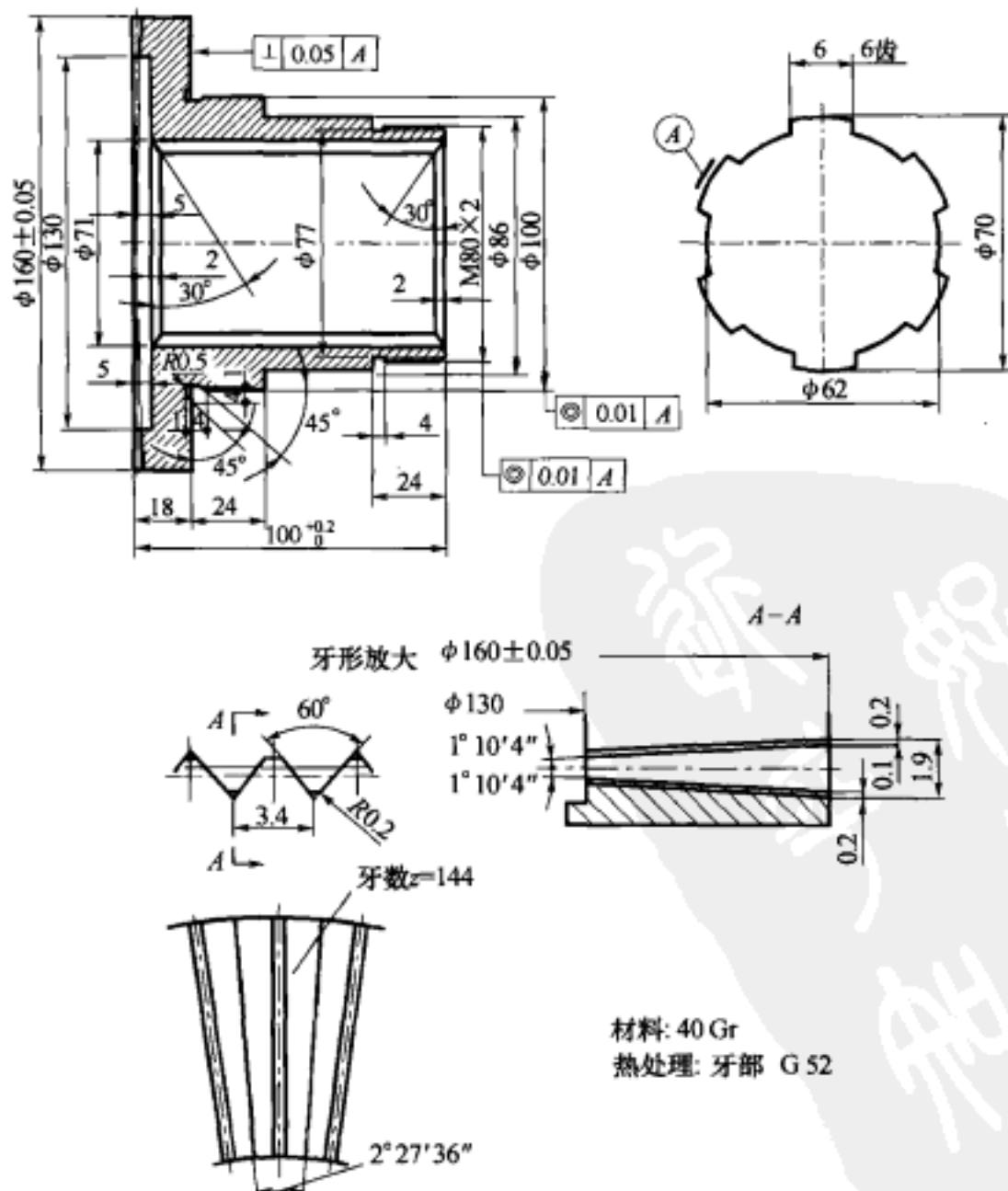


图 3.23 半离合器(1)零件图

同时装在花键轴 26 上。其功能是被活塞 15 推动轴向左右滑移,使其左端尖齿离合器与件 5(双联齿轮半离合器)右端面上的尖齿离合器搭接或分离。为使活塞不随其转动并承受轴向推力,其上装有推力球轴承。

(2) 由上述分析可确定:

① 所有尺寸均圆整成整数。

② 目测确定花键连接采用的是外径定心,故花键孔定为 $\phi 70H7$,链键宽为 6D9;装推力球轴承的部位定为 $\phi 100js6$ 。

③ 位置公差的确定:以花键孔外径为基准(图中用 A 表示),装推力球轴承的端面应与 A 垂直($\perp 0.05$); $\phi 100js6$ 与 M80×2 右端外螺纹应与 A 同心($\text{◎}0.01$)。

④ 离合器尖齿(牙数 $z=144$)节平面也应与 A 垂直,同时齿部高频淬火(G52)。

考虑此件较复杂,故选用材料为 40Cr。

各表面粗糙度参考公差精度确定。

第4章 联轴器、离合器及制动器

联轴器和离合器主要是用作轴与轴连接,使它们一起回转并传递扭矩和运动。用联轴器连接的两根轴,只有在机器停车后,经过拆卸才能把它们分离。而用离合器连接的两根轴,在机器工作中就能方便地使它们分离或接合。制动器用来减低机械运转速度或迫使机械停止运转。

4.1 联轴器

联轴器可分为刚性联轴器和弹性联轴器两类。刚性联轴器能传递准确的传动比,但由于没有弹性元件,在传递扭矩的同时也传递冲击。

弹性联轴器由于具有弹性的中间元件,它能靠弹性元件减轻被动轴的载荷变动和冲击,也能补偿由于制造、装配和工作时轴的变形所引起的两轴间不同轴度。

当两轴之间的相对角度位置需要调整时,可采用调位联轴器。

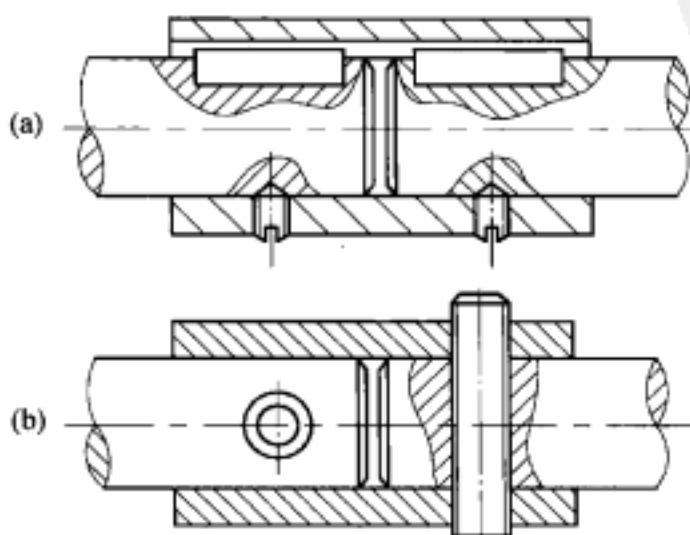
4.1.1 刚性联轴器

刚性联轴器可分为固定式和可移式两种。

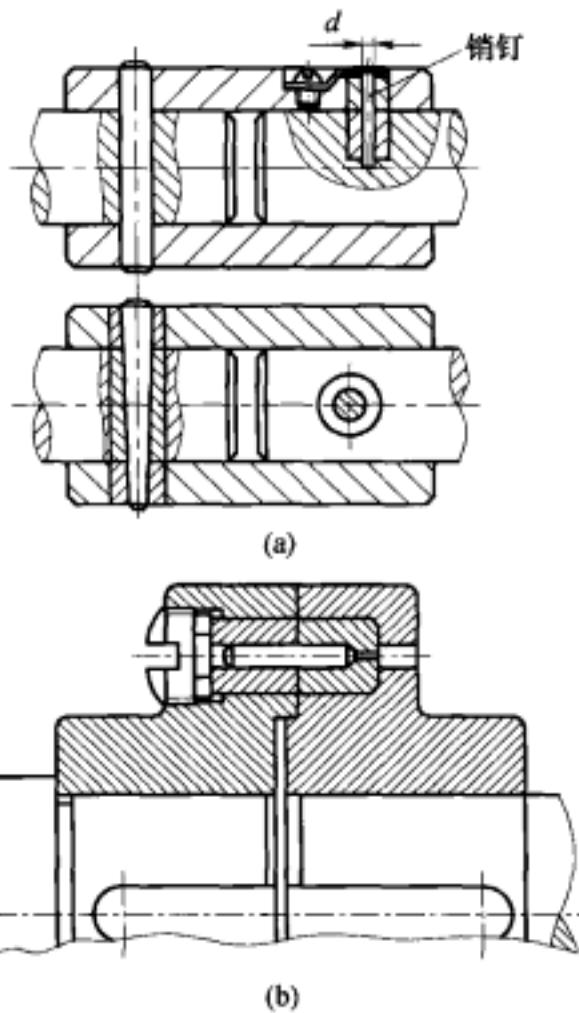
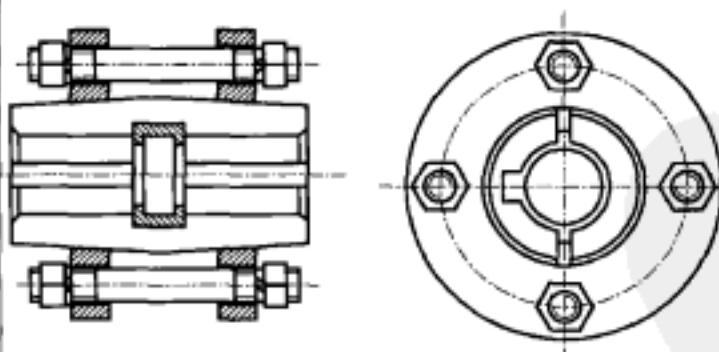
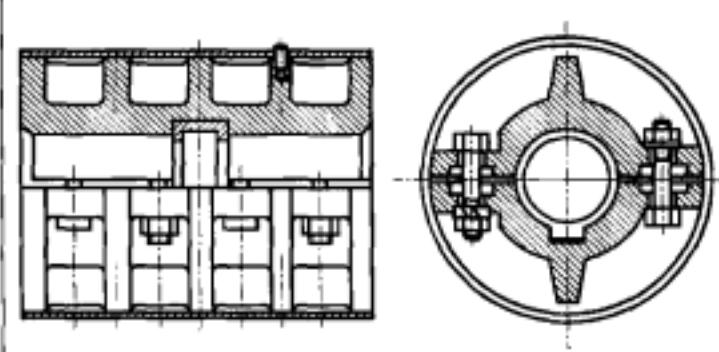
固定式刚性联轴器(如套筒联轴器)对两轴的同轴度要求较高,否则将在联轴器及其连接的零部件中产生很大的附加应力;可移式刚性联轴器(如十字滑块联轴器、万向联轴器等)由于中间刚性零件的移动,容许两轴间有一定的不同轴度。

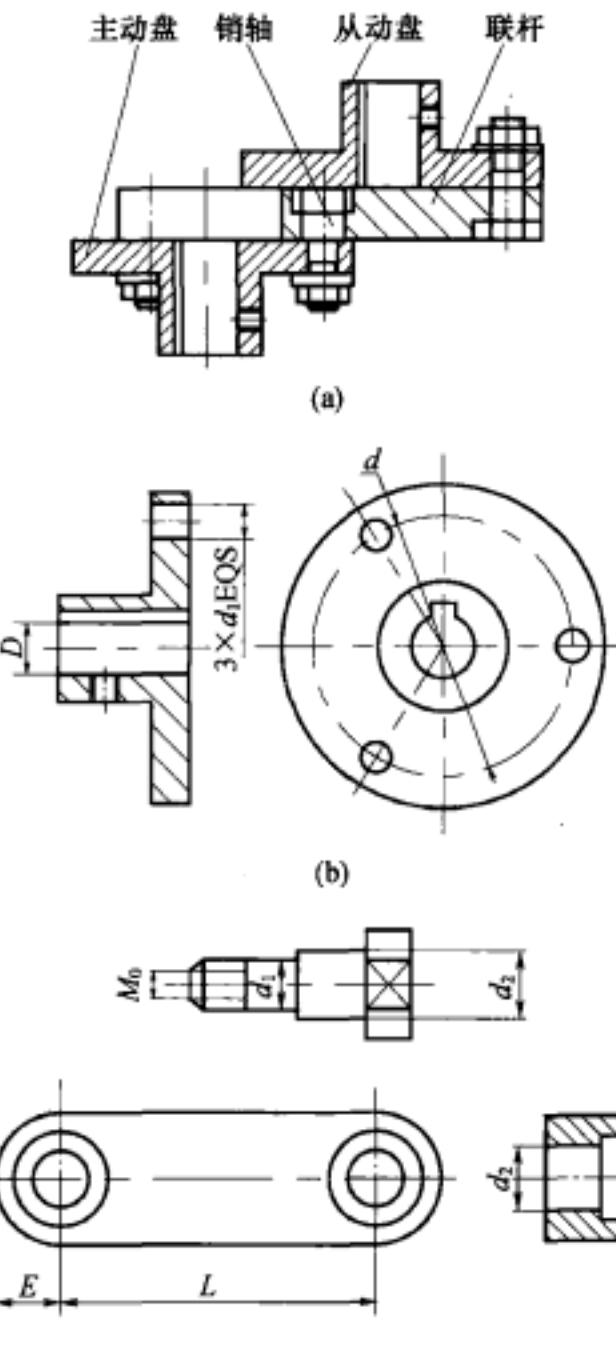
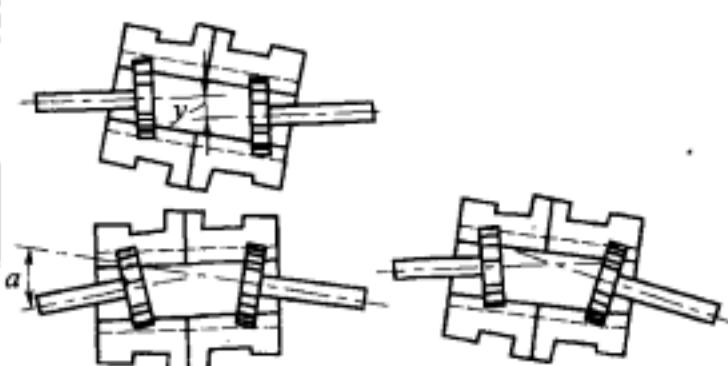
常用的刚性联轴器结构见表 4.1。

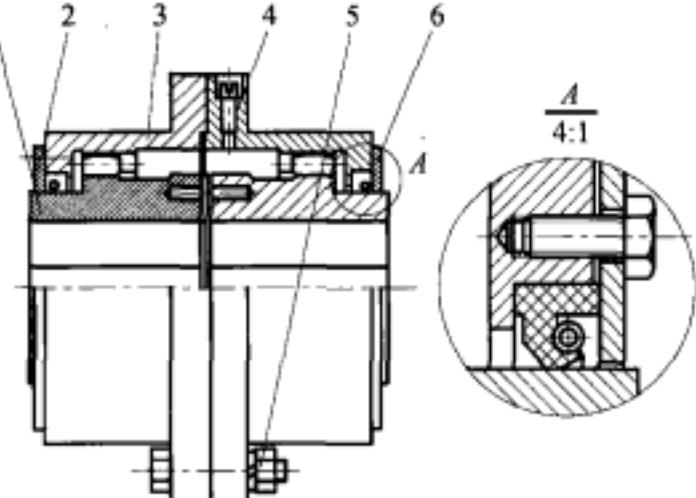
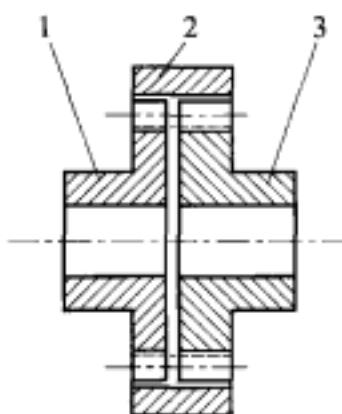
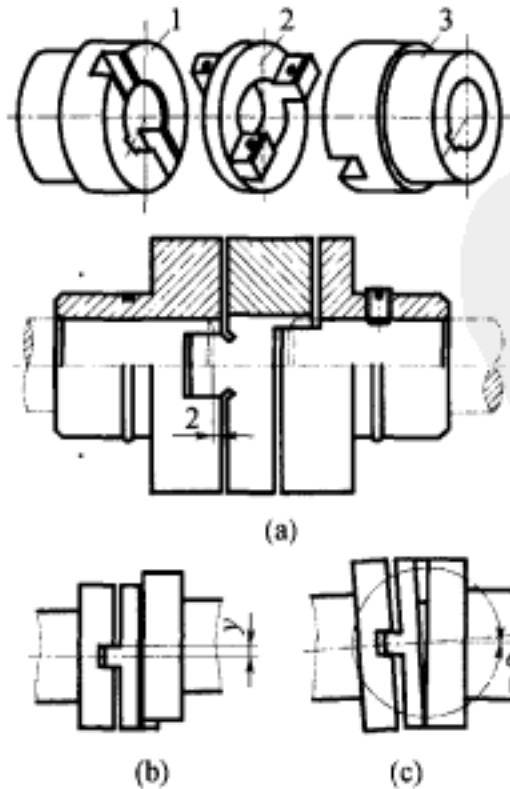
表 4.1 常用的刚性联轴器

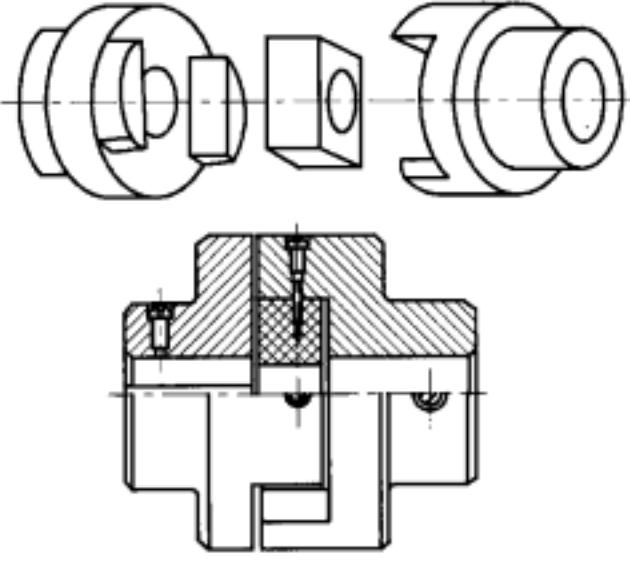
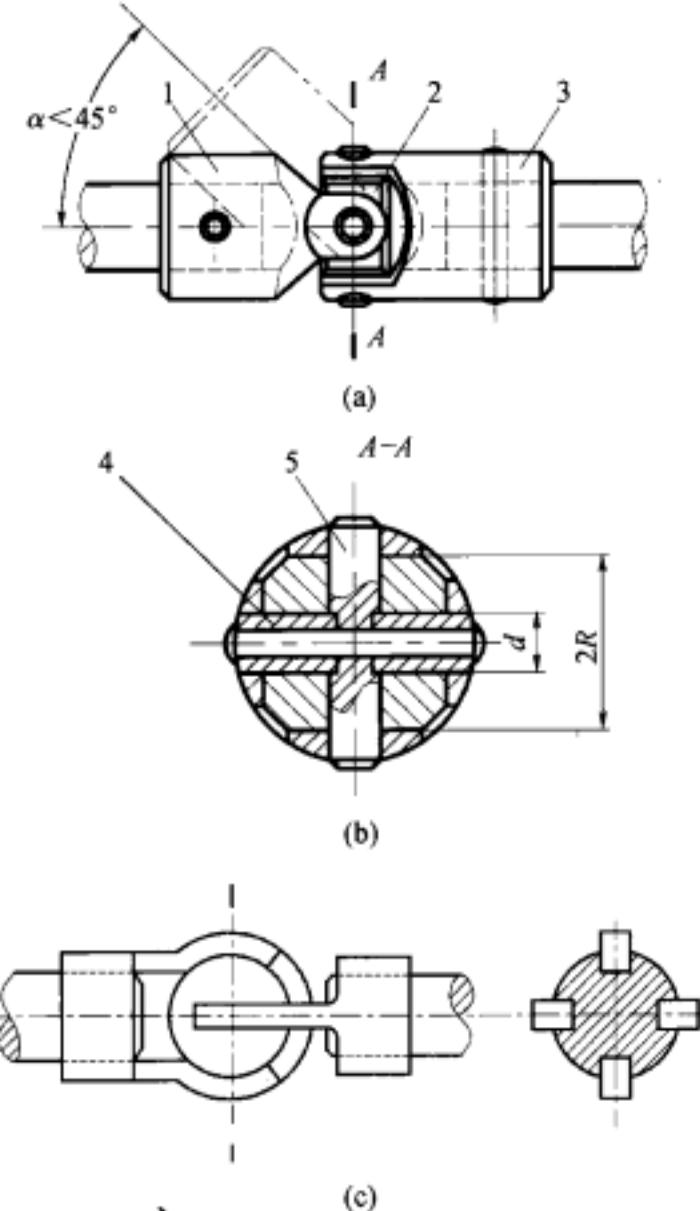
类 型	图 例	说 明
固 定 式 刚 性 联 轴 器		<p>套筒联轴器:</p> <p>(a) 键连接, 紧定螺钉轴向固定; (b) 圆锥销连接; (c) 花键连接, 紧定螺钉轴向固定; (d) 双剪式安全联轴器; (e) 用半月键连接的联轴器。</p>

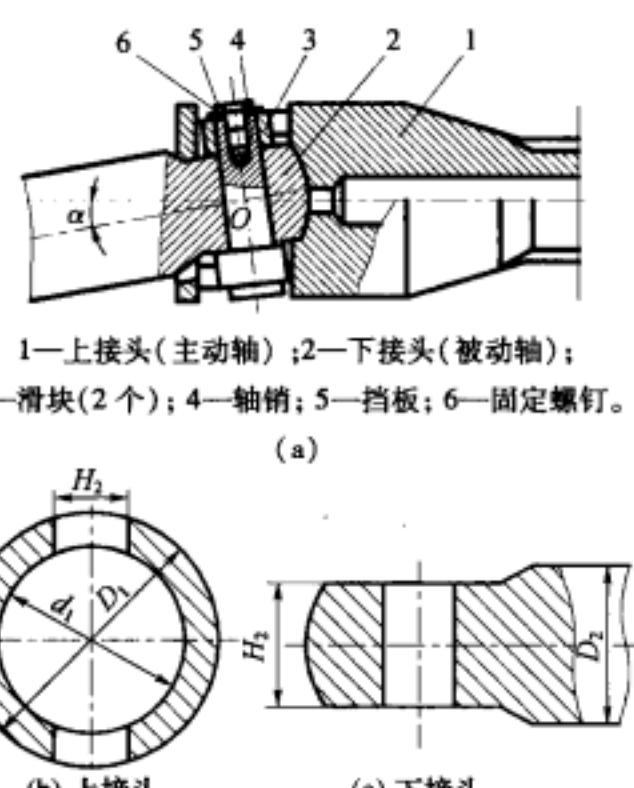
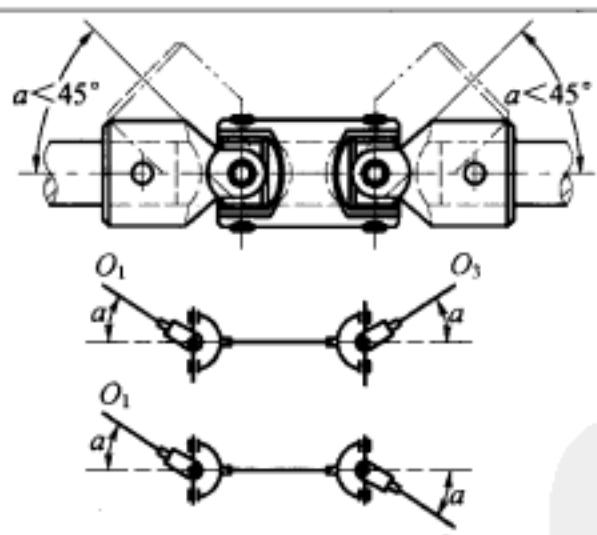
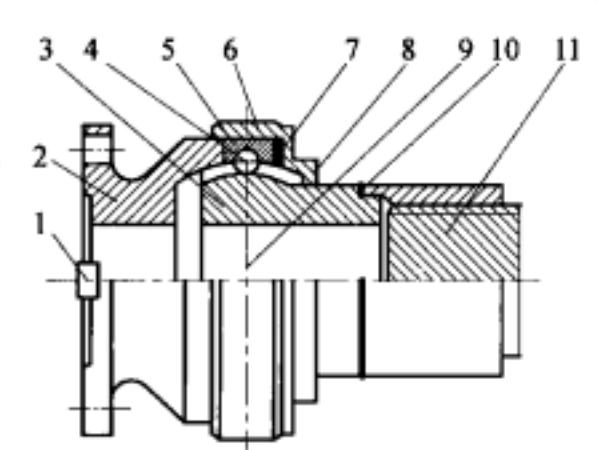
类 型	图 例	说 明
固 定 式 刚 性 联 轴 器		<p>外廓直径很小。对两轴装配精度要求高。用以连接严格的同轴心的轴。适用于同轴度要求高、工作平稳、无冲击载荷，正反转频繁的场合。如电机与传动箱轴的连接</p>
		<p>凸缘联轴器(GB 5843—86): 是刚性联轴器的主要形式。在所连接的两轴端部，均装有半联轴器，即凸缘，两凸缘用螺栓连接。扭矩由旋紧螺栓而在两凸缘端面间产生的摩擦力传递。</p> <p>(a) 圆盘用键分别装在两轴端，并靠用配铰制孔的螺栓对中连接。 中间填环采用整圈时，可以使两个联轴器做得相同且对中；采用剖分的填环时，可以不必在装配中作轴向移动，但降低了对中的准确度和可靠性。</p> <p>(b) 两个联轴器具有凸肩和凹槽，装配时，联轴器相互嵌合对中，用配铰制孔的螺栓连接。可传递较大的扭矩。如有必要，应进行螺栓的强度校核。</p> <p>应用很广泛。安装比较轻便，径向尺寸较大。缺点是需准确保持工作端面和转轴轴线互相垂直。用于低速、振动较小、刚性不大的两轴的连接</p>

类 型	图 例	说 明
固 定 式 刚 性 联 轴 器		<p>销钉安全联轴器： 当联轴器传递的转矩超过安全限定值时，销的受剪面的载荷过大，销钉被剪断，转矩传递中止，确保机器在过载时的安全。</p> <p>(a) 径向销钉联轴器； (b) 轴向销钉联轴器。</p>
		<p>轴向锁紧夹壳式联轴器： 拧紧螺栓时，利用锥面将两个半联轴器压紧在被连接轴上。</p>
		<p>径向锁紧夹壳式联轴器： 直接用螺栓将两个半联轴器压紧在被连接轴上。</p> <p>应用不多。装拆联轴器时，轴可以不做轴向移动，对于轴上所套的不剖分零件也没有妨碍。缺点是平衡困难；联轴器外表面不平，要求有套在联轴器外或者固定的掩罩以作遮蔽。</p> <p>联轴器由铸铁制成</p>

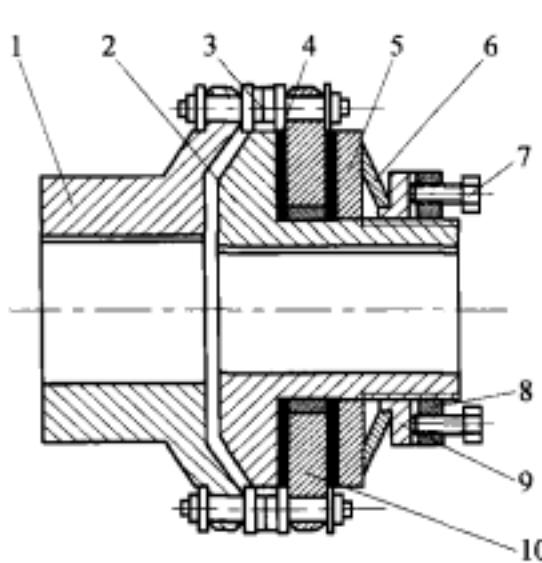
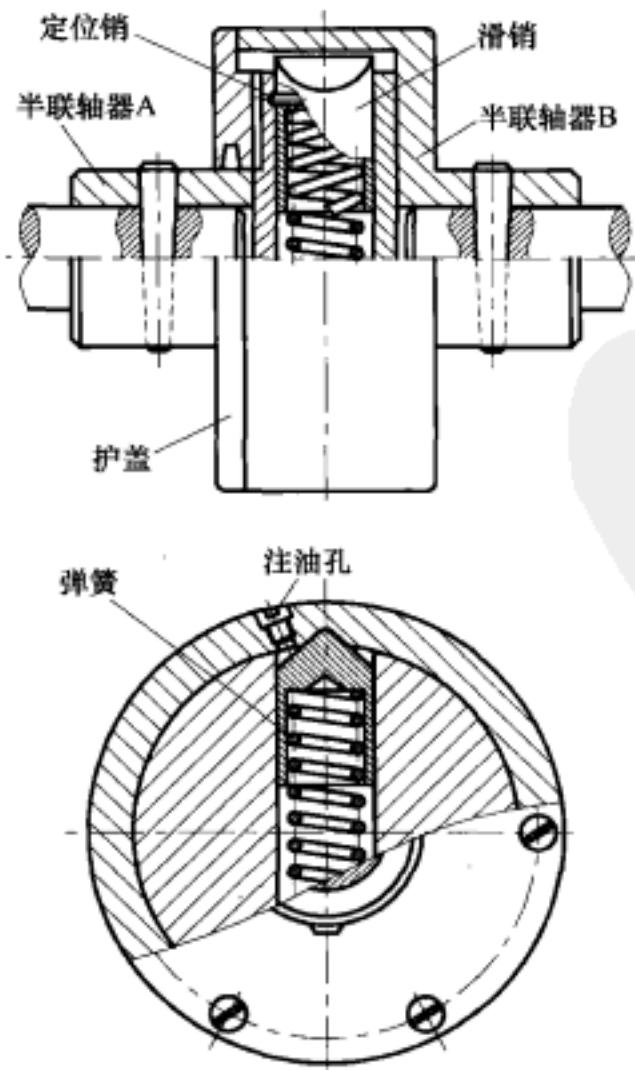
类型	图例	说明
固定式刚性联轴器	 <p>(a)</p> <p>(b)</p> <p>(c)</p>	<p>平行偏心轴联轴器： 传动盘两件，分别安装在主动轴及从动轴上（图(a)）。传动盘的连接尺寸 D，根据从动轴及主动轴的轴颈大小设计，传动键可设计成单键或花键；两传动盘的销孔分布直径 d_1 相等，均布 3 个销孔 d_1。销轴 d_1 直径与传动盘 d_1 直径紧配；销轴 d_2 直径与联杆孔 d_2 直径间隙配合（见图(b)）。3 只联杆（见图(c)）的中心长度 L 等距。</p> <p>转销轴固定在传动盘上；摆杆孔 d_2 围绕销轴 d_2 直径旋转。从动传动盘通过联杆传动实现与主动传动盘的同步转动。</p> <p>特点：</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. 采用盘式结构，轴向距离很短。 2. 速度传递同步性好，工作平稳。 3. 可连接的平行轴轴间距离范围广。 4. 受力均匀，传递力矩大。 5. 整体结构简单，构件种类少。 <p>设计时应注意：若两传动轴的偏心距为 M，则</p> $L = M \quad d > 2M/\sqrt{3}$
可移式刚性联轴器		<p>齿轮联轴器：</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. 齿轮联轴器是由两个带内齿的外套筒 3 和两个带外齿的套筒 1 组成。套筒与轴相连，两个外套筒用螺栓 5 联成一体。工作时靠啮合的轮齿传递扭矩。为了减少轮齿的磨损和相对移动时的摩擦阻力，在壳内贮有润滑油。为防止润滑油泄漏，内外套筒之间设有密封圈 6。

类型	图例	说明
		<p>2. 齿轮联轴器的位移补偿。由于轮齿间留有较大的间隙和外齿轮的齿顶制成椭球形,能补偿两轴的不同心和偏斜。</p> <p>3. 齿轮压力角为 20°。齿数一般为 $30 \sim 80$,材料一般为 45 钢或 ZG310—570。</p> <p>它的优点是能传递很大的扭矩和补偿适量的综合位移,因此常用于重型机械中</p>
可移式刚性联轴器		<p>齿轮联轴器(简易)</p> <p>由一个带内齿的外套 2 和两个带外齿的半联轴器 1、3 组成,它们依靠内外齿相啮合以传递扭矩,由于外齿的齿顶制成椭球面,且保证与内齿啮合后具有适当的顶隙和侧隙,故在传动时,可以补偿两轴间的偏移。</p> <p>整体尺寸小,特别适空间窄小处的两轴对接</p>
		<p>十字滑块联轴器:</p> <p>由端面开有凹槽的两套筒 1、3 和两侧各具有凸块(作为滑块)的中间圆盘 2 所组成。中间圆盘两侧的凸块相互垂直,分别嵌装在两个套筒的凹槽中。如果两轴线不同心或偏斜,滑块将在凹槽内滑动,补偿两轴轴线的偏移(图(a))。</p> <p>在轴旋转时,十字滑块中心的轨迹为一个圆,其半径等于轴的径向偏移量;当轴旋转一转时,滑块中心圆旋转两转。</p> <p>主要用于低速、两轴的平行度比其同轴度较易保证的情况。这种联轴器所允许的径向偏移量 $\gamma < 0.04 d$ (d 为轴径)(图(b)),角度偏移量 $\alpha < 30'$(图(c))</p>
		<p>带钢球的滑块联轴器:</p> <p>固定螺钉和键将两个半联轴器安装到轴上,中间滑块上放入钢球,能允许两端有偏斜</p>

类型	图例	说明
		<p>滑块联轴器 (JB/ZQ 4384—86), (挠性爪型联轴器): 这种联轴器的两边半联轴器上的沟槽很宽, 中间装有方形滑块。滑块由夹布胶木或尼龙制成, 重量轻且有弹性, 允许较高的极限转速, 并使联轴器成为电绝缘体。 能补偿一定的两轴相对偏移量, 有一定减震和缓冲性能。主要用于小功率、高转速、无急剧冲击载荷的情况。其工作温度在 $-20^{\circ}\text{C} \sim +70^{\circ}\text{C}$ 的范围内, 传递的公称转矩范围为 $16 \text{ N} \cdot \text{m} \sim 5000 \text{ N} \cdot \text{m}$</p>
可移式刚性联轴器	 <p>当主动轴角速度 ω_1 为常数时, 从动轴的角速度 ω_3 并不是常数, 而是在下述范围内变化: $\omega_1 \cos \alpha \leq \omega_3 \leq \omega_1 / \cos \alpha$</p>	<p>小型万向联轴器: 万向联轴器又称十字铰链联轴器。其简单装配结构是将一个十字型联结件与两个叉形接头相连接(图(a))。 图(b)中, 轴销 4 与 5 互相垂直, 球轴销连接代替了图(a)中的十字型联结件。 图(c)中的球槽关节是球轴销关节的改进。套筒上的转矩传到球上。槽中转矩的滑动接触越大, 使得在传递高转矩和大的轴间角时关键零件的润滑更容易。 当一轴的位置固定后, 另一轴可以在任意方向偏斜, 角位移可达 $40^{\circ} \sim 45^{\circ}$。但当 α 过大时, 传动效率会显著降低。单个联轴器两轴的瞬时角速度并不是时时相等, 即当轴 1 以等角速度回转时, 轴 3 做变角速转动, 从而会引起动载荷, 对使用不利。 这类联轴器结构紧凑, 维护方便, 广泛应用于汽车、多头钻床等机器的传动系统中。小型十字轴式万向联轴器已标准化, 设计时可按标准选用</p>

类型	图例	说明
	 <p>1—上接头(主动轴); 2—下接头(被动轴); 3—滑块(2个); 4—轴销; 5—挡板; 6—固定螺钉。 (a) (b) 上接头 (c) 下接头</p>	<p>叉口式万向节: 纸平面内的摆动是通过主动轴上的凹球面和被动轴上的凸球面及滑块3与滑动槽面(在上接头1上)来实现的。凸球面与凹球面半径相同且同球心于O点;垂直于纸平面内的摆动是由下接头2相对于滑块3绕轴销4实现的。 图(b)所示上接头是一阶梯圆筒形零件,在垂直于圆筒中心线方向开了两个导向槽,并在轴心加工一凹球面;下接头是在一阶梯圆柱形零件的端部加工一球头(图(c)),在球头部分平行于圆柱中心线上再加工2个互相平行且对称的平面,并在平面上钻一孔,其中心线与圆柱轴线正交</p>
可 移 式 刚 性 联 轴 器		<p>双万向联轴器: 实用上常采用双万向联轴器,即由两个单万向联轴器串接而成。当主动轴等角速度旋转时,带动中间轴作变角速度旋转,利用对应关系再由中间轴带动从动轴以与主动轴相等的等角速度旋转。 如要使主、从动轴的角速度相等,必须满足两个条件: 1. 主动轴、从动轴与中间轴的夹角必须相等; 2. 中间轴两端的叉面必须位于同一平面内</p>
	 <p>1—矩形键;2—法兰;3—球头轴;4—滚珠;5—柱销; 6—压盖;7—垫片;8—螺钉;9—密封圈;10—焊缝; 11—花键中间轴。</p>	<p>滚珠式万向联轴器: 球头轴3的左端设计为外球面,其上开有6条~8条(取决于型号)轴向弧形槽,柱销5的端部开有凹球面,滚珠4位于其间。扭矩通过法兰2传给柱销5,再经滚珠4传给球头轴3,进而传给花键11。法兰2和压盖6均开有内球面。与球头轴的外球面相配,其间装有润滑脂,球面之间的配合间隙通过垫片7调整。滚珠与柱销和球头轴之间的间隙可以通过修磨柱销5的端部来调整,使滚珠同时均匀受力。这样的结构使得联轴器在运转过程中轴向和周向窜动很小。 图中所示的联轴器是成对使用的,中间花键轴11与右球头轴(与左端对称使用,图中未画出)焊接成一体,这样构成的可伸缩机构,可以补偿联轴器在安装和工作中产生的角位移和轴位移。此种万向联轴器最大轴线折角可达20°,最大公称扭矩达1000kN·m</p>

类型	图例	说明
可 移 式 刚 性 联 轴 器		<p>受压式滚珠联轴器： 主动件与从动件用于连接的相对表面呈凹凸交错，其间留有间隙。允许主、从动件中心线交叉达到较大的角度而不相碰；主、从动件凹凸表面是同一圆柱孔的一部分，滚珠装于其内可轴向滚动，主、从动件凸出部分越过了滚珠在联轴器上的分布圆中心线，相互对滚珠形成对应包络。其特点为： 1. 承载能力大； 2. 传动效率高； 3. 允许被联接轴间角度交叉、轴向窜动，对安装对中的要求不高，使用维护简单； 4. 隔振性能好； 5. 附加传动负载及运行噪声小； 6. 可靠性高； 7. 使用寿命长。 已逐步推广到了大冲击负荷的冶金轧机、地面车辆、振动设备、风机等领域，表现出优良性能</p>
		<p>滚珠联轴器： 传力滚珠4均布在左半联轴器1的半球形凹坑内，而在右半联轴器3上有半圆形纵向球槽与滚珠相配。滚珠可在球槽中滚动滑移，但不能周向错位。2为橡胶密封罩，用来防尘防油。 当主动轴端的左半联轴器转动时，通过传力滚珠带动右半联轴器与左半联轴器同向转动。 可允许两轴之间存在一定的轴向位移和偏角位移；径向位移由两个半联轴器之间的径向间隙来保证，可补偿两轴之间的各种位移</p>
		<p>滚子链联轴器： 这种联轴器是利用一条公用的双排链条2同时与两个齿数相同的并列链轮啮合来实现两半联轴器1与4的连接。为了改善润滑条件并防止污染，一般都将联轴器密封在罩壳3内。 滚子链联轴器的特点是结构简单，尺寸紧凑，质量小，装拆方便，维修容易、价廉并具有一定补偿性能和缓冲性能，但因链条的套筒与其相配件间存在间隙，不宜用于逆向传动、起动频繁或立轴传动。同时由于受离心力影响也不宜用于高速传动</p>

类 型	图 例	说 明
	 <p>1—链轮 1; 2—套筒; 3—链条; 4—摩擦片; 5—压板; 6—碟形弹簧; 7—调节螺钉; 8—调节螺母; 9—导板; 10—链轮 2。</p>	<p>扭矩联轴器: 也称摩擦片安全联轴器。链轮 1 与工作机输入轴连接,套筒与驱动电机轴联接;在套筒上安装两片摩擦片及链轮 2,压板、碟形弹簧,导板、调节螺母、调节螺钉。在安装前,按照设备工作要求调整调节螺钉,使压板与调节螺母的间隙符合要求。</p> <p>当工作转矩小于设定的转矩时,链轮 2 两侧面产生的摩擦力矩大于工作转矩,则电机通过套筒、压板与链轮 2 之间的摩擦力矩,借助双排链条,把动力传递到链轮 1 及工作机部分。</p> <p>当工作转矩大于设定的转矩时,链轮 2 与摩擦片之间会产生相对打滑,使与驱动电机相连接的套筒空转,无法驱动链轮 1 和 2,从而切断电机与工作机间的运动,保护驱动电机的安全。</p> <p>结构紧凑,简单,工作可靠。传递的转矩可在一定范围内随意调整、具有过载保护功能</p>
可 移 式 刚 性 联 轴 器	 <p>定位销 半联轴器 A 半联轴器 B 滑销 护盖 弹簧 注油孔</p>	<p>弹簧滑销安全联轴器: 正常传递转矩时,装在半联轴器 A 的两个滑销在弹簧抗力作用下,其锥部与半联轴器 B 的内斜槽相啮合;当所传递的转矩超过限定值时,滑销在超负载力作用下向下移动压缩弹簧直至与半联轴器 B 脱开,从而中断转矩的传递</p>

类型	图例	说明
可移式刚性联轴器		<p>摩擦反转联轴器： 当拧紧调节螺套 6 时,各轴的轴向游隙被“挤死”,相当于各件相互固接,主、从动轴同向转动; 当拧松调节螺套 6 时,各轴承的轴向游隙增大(相当于离合器的脱开状态),从动轴不随主动轴转动; 当调节螺套 6 松紧适度、主动轴接头 1 以顺时针转动时,摩擦力带动三珠推力轴承及保持架 3 转动,并带动从动轴接头 7 以反时针方向转动。三个滚珠均相对于主动轴接头 1 和从动轴接头 7 做纯滚动。由于三个滚珠同步转动,在摩擦反力矩的作用下,从动轴相对于主动轴反转。 由于都是点接触,这种联轴器通常适用在以传递运动为主而不是传递动力为主的场合。 件 1、5、7 的端面上要有裕度较宽的轴承滚道,以保证其在同轴度不高时的自适应性 </p>
		<p>偏心轴承联轴器： 该连轴器由两个圆盘组成,每个都通过键与一个花键轴连接。一个圆盘均匀地分布着四个固定的柱螺栓,另一个圆盘上钻有与柱螺栓对应的四个大直径孔。每个孔里安装一个可以自由旋转的偏心轴承。轴承孔偏心距大小等于两轴中心线的偏差。 工作中,偏心轴承的旋转可弥补输入输出轴的轴线不重合误差,当该误差未超出轴半径大小时,轴能按照不存在轴线不重合误差时的角度关系旋转 </p>
		<p>弯销联轴器： 当输入轴转动时,5 个弯曲销将在钻孔中进进出出,以使直角输出轴恒速转动。该装置也能以大于或小于 90° 的角度进行恒速传动 </p>

4.1.2 弹性联轴器

这类联轴器因装有弹性元件,不仅可以补偿两轴间的相对位移,而且具有缓冲减振的

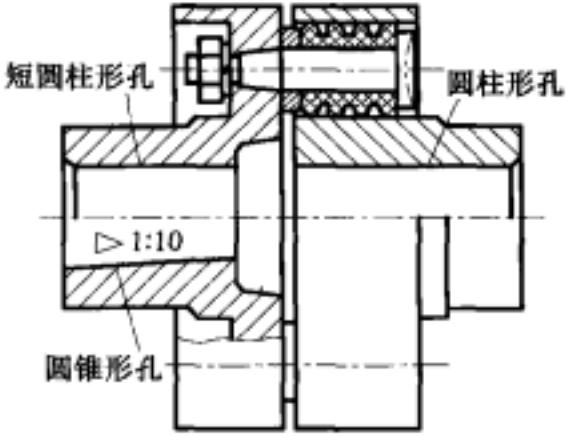
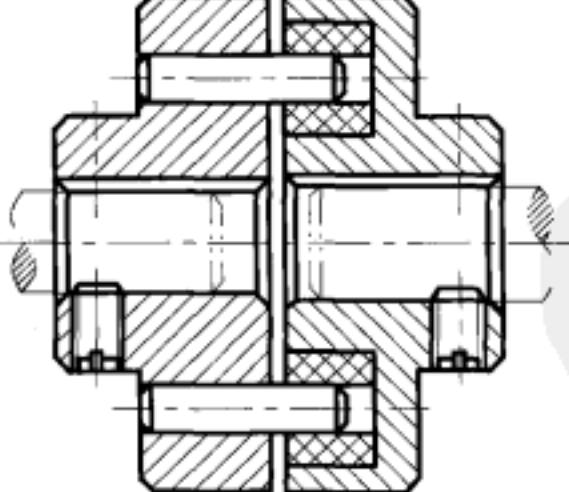
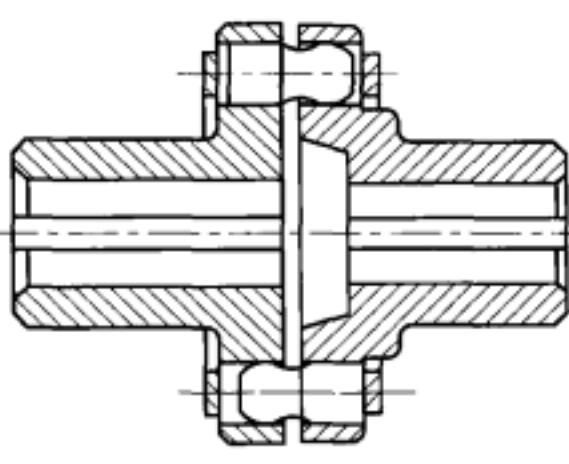
能力。弹性元件储蓄的能量愈多,则联轴器的缓冲能力愈强;弹性元件的弹性滞后性能与弹性变形时零件间的摩擦功愈大,则联轴器的减振能力愈好。这类联轴器目前应用很广,品种亦愈来愈多。

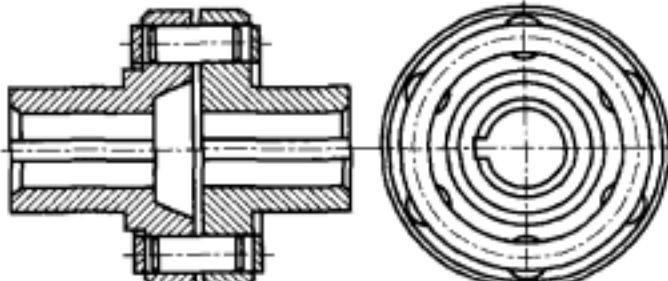
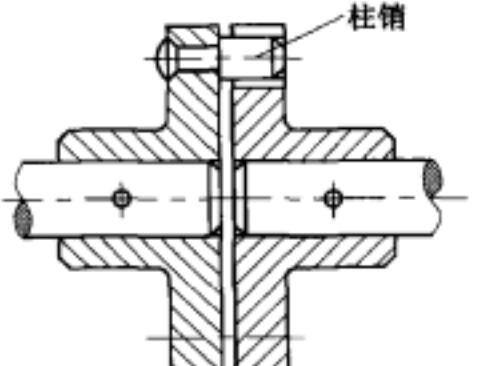
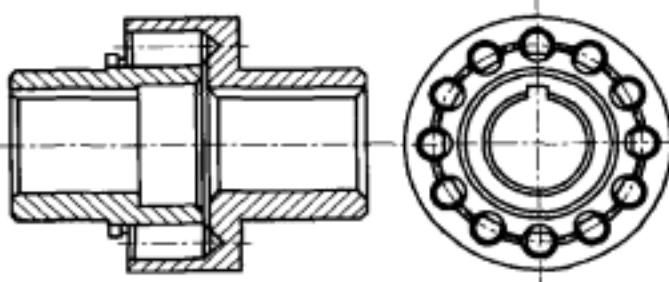
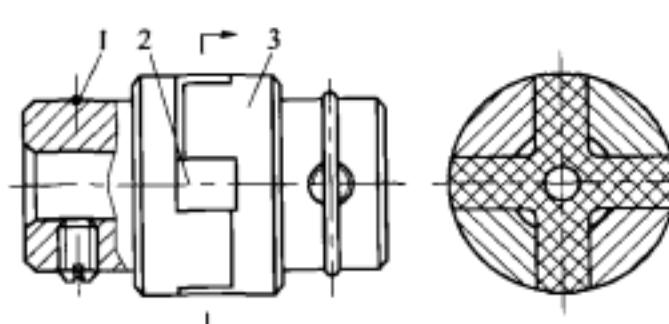
制造弹性元件的材料有非金属和金属两种。非金属有橡胶、塑料等,其特点为质量小,价格适宜,有良好的弹性滞后性能,因而减振能力强。金属材料制成的弹性元件(主要为各种弹簧)则强度高、尺寸小而寿命较长。

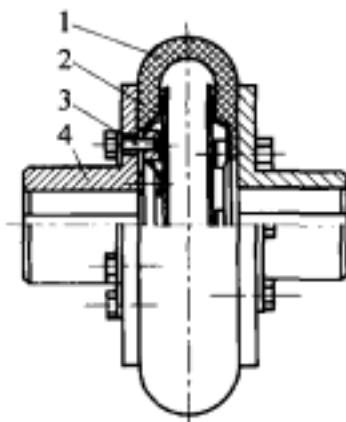
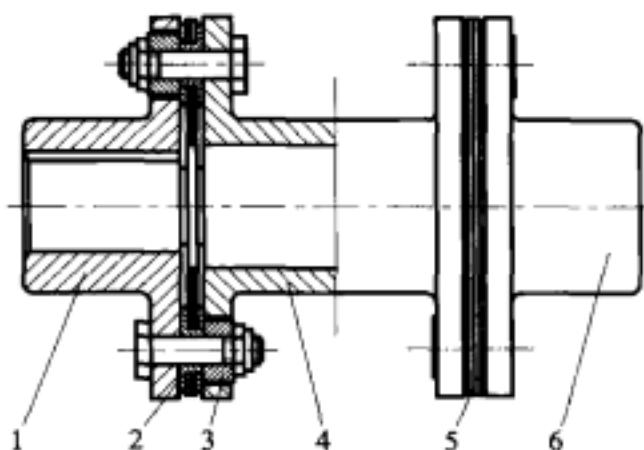
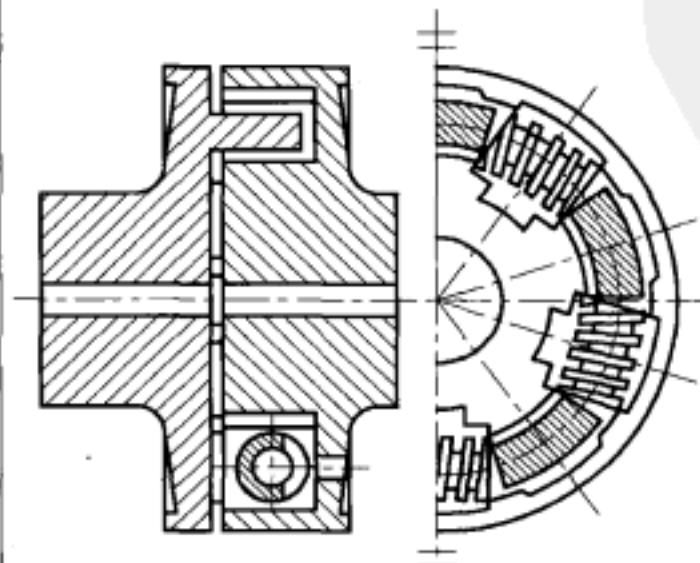
在机床中,弹性联轴器常用于工作时扭矩变动较大以及传动链中缺乏其他挠性元件(如带传动、摩擦传动、摩擦离合器等)的场合。当电机功率较大或在负载下启动时,也常要采用弹性联轴器与电机相连。

常用的弹性联轴器结构见表 4.2。

表 4.2 常用的弹性联轴器

序号	图例	说明
1		<p>弹性套柱销联轴器(GB 4323—84): 构造与凸缘联轴器相似,只是用套有弹性套的柱销代替了连接螺栓。因为通过蠕状的弹性套传递转矩,故可缓冲减振,还可补偿两轴轴线间的偏移。 弹性套的材料常用耐油橡胶,并作成截面形状如图中网纹部分所示,以提高其弹性。半联轴器与轴的配合孔可作成圆柱形或圆锥形。 半联轴器的材料常用 HT200,有时也采用 35 钢或 ZG270—500;柱销材料多用 35 钢。这种联轴器可按标准(GB/T 4323—1984)选用</p>
2		<p>简易弹性套柱销联轴器: 性能和弹性套柱销联轴器相同,但传递的扭矩较小,制造较简单,安装方便,主要用小功率电机与油泵的联结</p>
3		<p>弹性柱销联轴器(GB 5014—85): 工作时转矩是通过主动轴上的键、半联轴器、柱销(尼龙或其他弹性材料)、另半联轴器及键而传到从动轴上去的。为了防止柱销脱落,在半联轴的外侧,用螺钉固定了挡板。 这种联轴器与弹性套柱销联轴器很相似,但传递转矩的能力很大,结构更为简单,安装、制造方便,耐久性好,也有一定的缓冲和吸振力,允许被连接两轴有一定的轴向位移以及少量的径向位移和角位移,适用于轴向窜动较大、正反转变化较多和起动频繁的场合,由于尼龙柱销对温度较敏感,故使用温度限制在 -20℃ ~ +70℃ 的范围内</p>

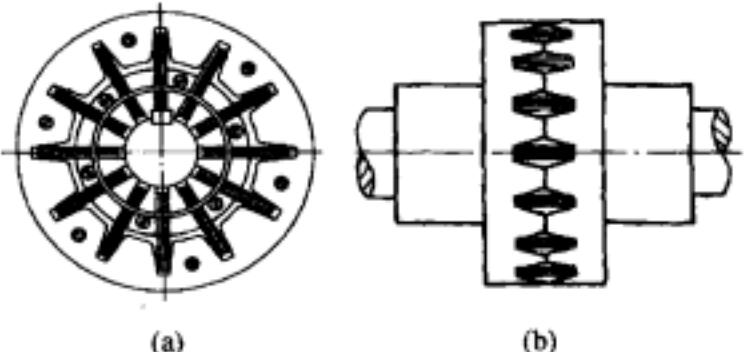
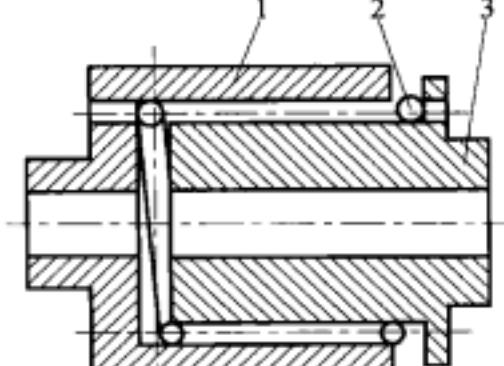
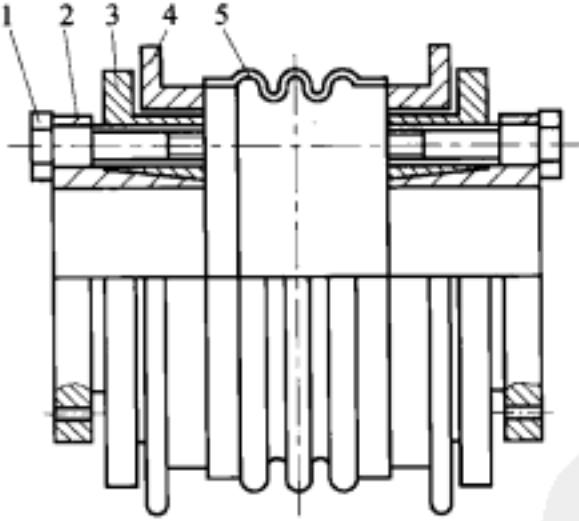
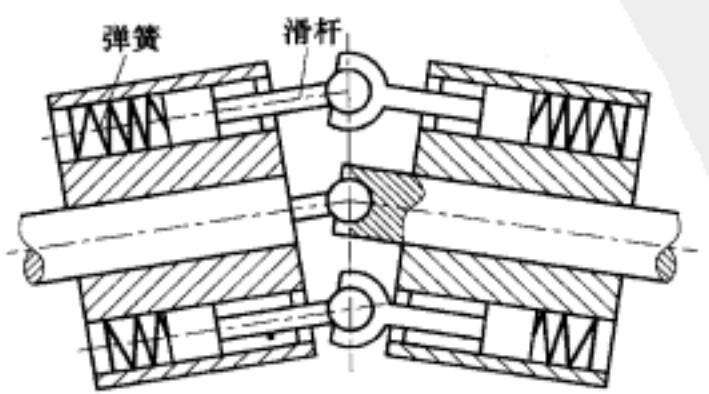
序号	图例	说明
4		<p>柱销联轴器 采用木销或尼龙柱销来代替橡胶套圈。它的结构简单,更换柱销方便。为了防止柱销滑出,在柱销两端配置挡圈</p>
5		<p>单销联轴器 柱销头部可制成球形,能更好地补偿两轴轴线间的偏移。结构简单,成本较低,适于转矩小、不重要的场合</p>
6		<p>弹性柱销齿式联轴器 通过安放多个橡胶或尼龙等柱销构成。可传递较大扭矩。但是,拆卸时需作轴向移动</p>
7		<p>梅花形弹性联轴器(GB 5272—85) 其半联轴器与轴的配合孔可作成柱形或圆锥形。装配联轴器时将梅花形弹性件的花瓣部分夹紧在两半联轴器端面凸齿交错插进所形成的齿侧空间,以便在联轴器工作时起到缓冲减振的作用。 弹性件可根据使用要求选用同硬度的聚氨酯橡胶、铸型尼龙等材料制造。工作温度范围为-35℃ ~ +80℃,短时工作温变可达100℃,传递的公称转矩范围为16 N·m ~ 25000 N·m</p>
8		<p>星形弹性联轴器 两半联轴器1、3上均制有凸牙,用橡胶等类材料制成的星形弹性件2放置在两半联轴器的凸牙之间。工作时,星形弹性件受压缩并传递扭矩。联轴器允许轴的径向位移为0.2mm,偏角位移为1°30'。因为弹性件只受压不受拉,故寿命较长</p>

序号	图例	说明
8		轮胎式联轴器(GB 5844—86)
9		膜片联轴器
10		齿轮联轴器

1、6—半联轴器；2—衬套；3—垫圈；4—中间轴；
5—膜片组。

序号	图例	说明
11		圆柱弹簧联轴器(定刚度) 圆柱弹簧一直处于压缩状态,经硬化处理的弹簧塞固定在支架的两个伸出壁之间
		蛇形弹簧联轴器(变刚度) 由两个端部有嵌齿的半联轴器和嵌在齿槽内的一条蛇形弹簧组成。弹簧迂回缠绕在两个半联轴器的齿上实现弹性联接。齿和弹簧都封闭在注满润滑油的壳体内。传递的载荷均匀分布在弹簧圈上,是金属弹性元件联轴器中最好的一种

(续)

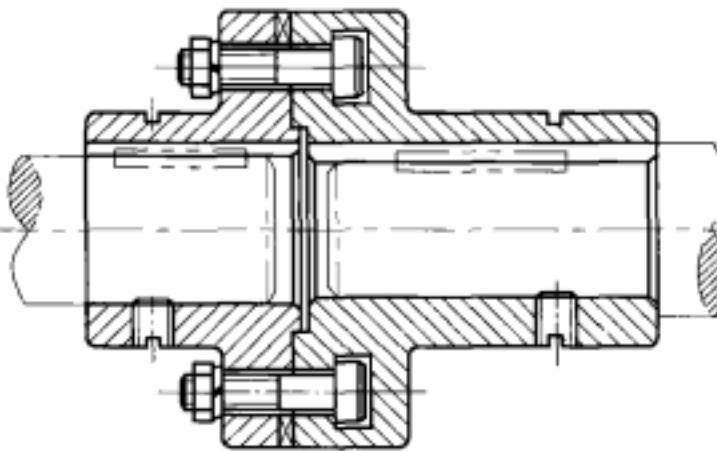
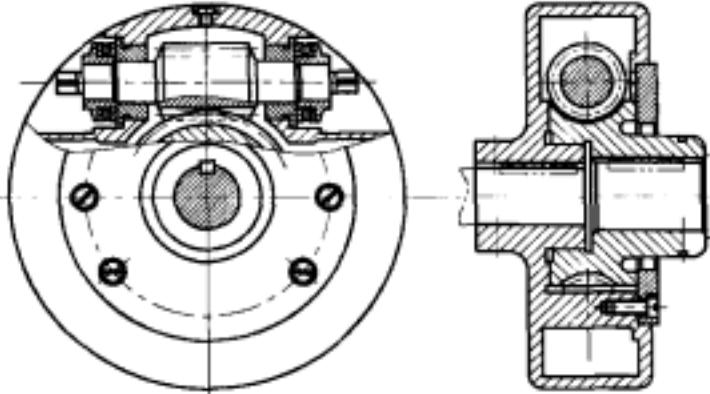
序号	图例	说明
12	 (a) (b)	弹簧片联轴器(变刚度): 其缓冲和吸振性较蛇形簧片好。 图(a) 径向簧片;图(b) 轴向簧片
13		弹簧联轴器: 由半联轴器 1、3 和弹簧 2 组成,弹簧的两端被固定在两个半联轴器上。 其特点是:弹性好,缓冲减振能力强,可以补偿两轴间的偏移。整体尺寸小,特别适用于空间窄小之处的两轴对接(如测速控制系统中)
14	 1—六角螺钉;2—弹性内环;3—弹性外环; 4—套筒;5—金属波纹管	波纹管弹性联轴器: 联轴器的中部是由金属波纹管和套筒构成的一个滚筒,滚筒的两边是弹性环装置,通过弹性环内外之间的相对轴向位移,实现过盈配合连接。 外环和套筒采用过盈配合连接,为保证安全,同时采用胶接或点焊技术。波纹管和套筒的连接采用胶接、铆接技术。拧紧螺钉,利用弹性环变形所产生的压力,将联轴器固定在轴上,从而传递运动和转矩
15		泵型联轴器: 滑杆可以往复运动,使活塞在缸中运动

4.1.3 调位联轴器

调位联轴器用于两轴间的相对角度位置需要调整的连接。例如在重型立式车床、龙

门铣床和龙门刨床的横梁升降传动中,用调位联轴器使两根升降丝杠同步旋转;在大型滚齿机上,用调位联轴器使两根蜗杆同时驱动一个分度蜗轮等。这类联轴器通常是在普通联轴器上增加调整环节而成的。表 4.3 介绍了两种调位联轴器。

表 4.3 调位联轴器

序号	图 例	说 明
1		<p>牙嵌式调位联轴器: 两个半联轴器的端面铣出三角形尖牙,联轴器突缘用螺栓紧固。当需要调整时,拆下螺栓,将端面齿调整一相对角度位置,再行紧固。 结构简单,制造容易;但调整量必须是一个三角形牙距的倍数(不能无级调整),同时调整时要拆装零件,并需把轴或半联轴器作一定距离的轴向移动</p>
2		<p>蜗杆蜗轮式调位联轴器: 它的一个半联轴器做成不完整的蜗轮减速箱形,并装有蜗杆,另一个半联轴器是一个带有接长轮毂的蜗轮。转动蜗杆,可以改变两个半联轴器的相对角度位置。 这种联轴器的相对角位移可以无级调整,不需要作任何拆卸,但结构和制造比较复杂,且应平衡</p>

4.1.4 联轴器的选择

绝大多数联轴器均已标准化或规格化,设计者应优先选用。仅在选用上述标准不能满足需求时,才进行设计。选用应根据传递载荷的大小、轴转速的高低、被连接两部件的安装精度等,并参考各类联轴器特性,选择一种合用的联轴器类型。具体选择时可考虑以下几点:

(1) 所需传递的转矩大小和性质以及对缓冲减振功能的要求。例如,对大功率的重载传动,可选用齿式联轴器;对严重冲击载荷或要求消除轴系扭转振动的传动,可选用轮胎式联轴器等具有高弹性的联轴器。

(2) 联轴器的工作转速高低和引起的离心力大小。对于高速传动轴,应选用平衡精度高的联轴器,例如膜片联轴器等,而不宜选用存在偏心的滑块联轴器等。

(3) 两轴相对位移的大小和方向。当安装调整后,难以保持两轴严格精确对中,或工作过程中两轴将产生较大的附加相对位移时,应选用挠性联轴器。例如当径向位移较大时,可选滑块联轴器,角位移较大或相交两轴的联接可选用万向联轴器等。

(4) 联轴器的可靠性和工作环境。通常由金属元件制成的不需润滑的联轴器比较可靠;需要润滑的联轴器,其性能易受润滑完善程度的影响,且可能污染环境。含有橡胶等非金属元件的联轴器对温度、腐蚀性介质及强光等比较敏感,而且容易老化。

(5) 联轴器的制造、安装、维护和成本。在满足使用性能的前提下,应选用装拆方便、维护简单、成本低的联轴器。例如刚性联轴器不但结构简单,而且装拆方便,可用于低速、刚性大的传动轴。一般的非金属弹性元件联轴器(例如弹性套柱销联轴器、弹性柱销联轴器、梅花形弹性联轴器等),由于具有良好的综合性能,广泛适用于一般的中小功率传动。

联轴器的选择可参考表 4.4。

表 4.4 常用联轴器的选择

序号	类型	使用范围			偏差/mm	特点	应用
		扭矩 / (N·m)	轴径 / mm	最大 转速/ (r/min)			
1	套筒联轴器	4.5 ~ 10000	10 ~ 100	一般 ≤ 200 ~ 250		结构简单,制造容易,尺寸小对两轴的安装精度要求较高,拆卸不方便	适用于两轴要求同轴度高、工作平稳,无冲击载荷,经常正反转的条件下
2	凸缘联轴器	400 ~ 16000	40 ~ 160	1450 ~ 3500		构造简单,成本低,能传递较大的扭矩不能消除冲击;不能消除由于两轴倾斜或不同心而引起的后果	用于连接振动不大、低速和刚性不大的两轴,如立式水泵涡轮轴、船用轴
3	齿轮联轴器	710 ~ 10 ⁶	18 ~ 560	300 ~ 3780	径向位移 0.4 ~ 6.3 角位移 ≤ 30°	两轴对称可互换,传递扭矩大。制造较困难需专用设备加工内齿	适用于两轴平行误差较大场合。如正反转变化多,起动频繁而要求传递的运动非常准确时不宜采用
4	万向联轴器	25 ~ 1280	10 ~ 40		角位移 ≤ 45°	能用于两轴平行而轴线间距离大的传动,用于非同心轴传动。制造复杂,不适用要求准确传递扭矩的情况	用于两轴间夹角大或两端轴平行的情况,小尺寸用于多头钻床、万能铣床,中小尺寸用于汽车等
5	滚子链联轴器	(0.2 ~ 1014) (kW)	12 ~ 220	10 ~ 3000	径向位移 0.02t (t 为 链条节距) 角位移 ≤ 1°	容易拆卸,维护方便。吸收冲击和振动的性能差。安全性也差	用于高温、潮湿、多尘条件下,允许两轴有较大的安装偏差,允许正反转,但不宜用于起动频繁,正反转变化多的地方

(续)

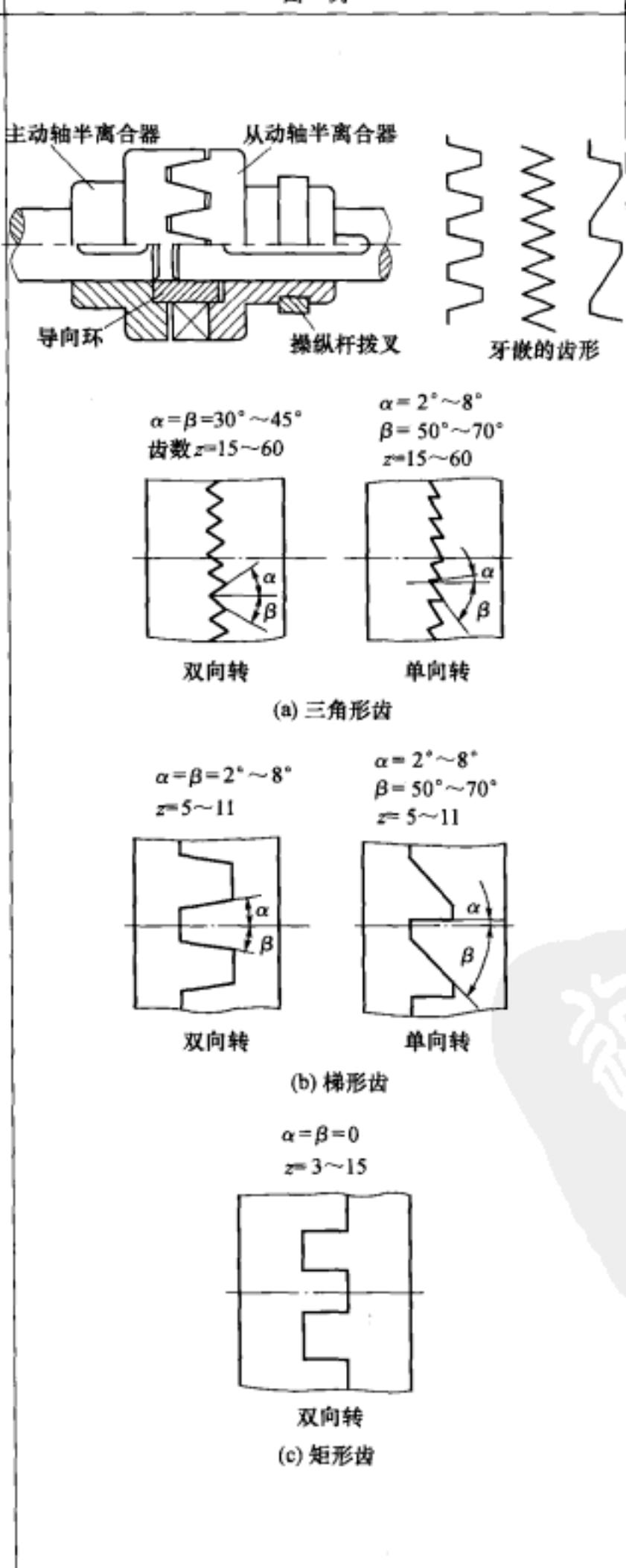
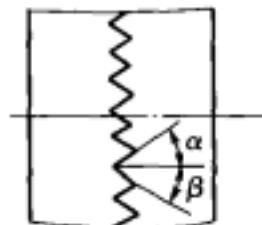
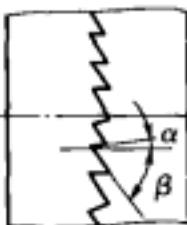
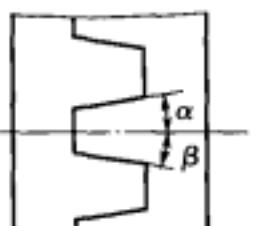
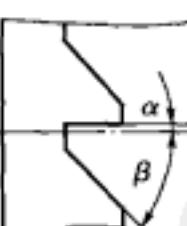
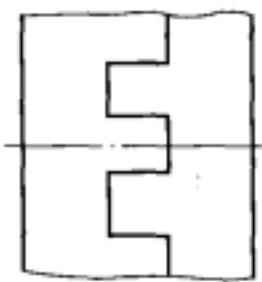
序号	类型	使用范围			偏差/mm	特点	应用
		扭矩/(N·m)	轴径/mm	最大转速/(r/min)			
6	弹性套柱销联轴器	67~15380	25~180	1100~5400	径向位移 0.14~0.2 角位移 $\leq 40'$	弹性较好能缓冲减振， 不要润滑寿命短。制造复杂(有橡胶体)加工要求 较高	用于正反变化多，起动频繁的高速轴，(低速轴不宜使用)。工作温度-20℃~+50℃(如电机带减速器，水泵等)
7	滑块联轴器	25~600	15~65	3800~10000	径向位移装配时 ≤ 0.2 角位移 $\leq 40'$	外形尺寸小，飞轮力矩 很小	用于小功率，高转速没有急剧冲击载荷的条件下，如用于控制器、油泵等
8	十字滑块联轴器	120~20000	15~150	100~250	径向位移 $0.04d$ (d 为轴径) 角位移 $\leq 30'$	轴向尺寸小飞轮力矩较小，寿命较长。制造较复杂，需要润滑，不能缓冲减振	用于低转速，两轴同轴度误差较大的情况
9	尼龙柱销联轴器	100~400000	12~400	760~7430	径向位移 0.1~0.25 角位移 $\leq 30'$	制造和维护更换容易， 结构简单，两面对称可互换，允许较大的轴向窜动， 寿命较长，能缓冲减振。 与弹性套柱销联轴器相比，安装精度要求高	用于起动频繁的高低速传动，可代替弹性套柱销联轴器
10	立式夹壳联轴器	85~9000	30~110	380~900		结构简单装卸方便	用于低速、低载荷的传动，也可以用于立式传动。使用温度250℃
11	轮胎式联轴器	10~16000	10~230	600~4000	角位移 $\leq 4^\circ$	弹性好，能吸收冲击。 无相对摩擦，不需润滑。 径向尺寸较大，有橡胶件	用于潮湿、多尘、冲击大、正反变化大、起动频繁、两轴角度偏差大的情况下

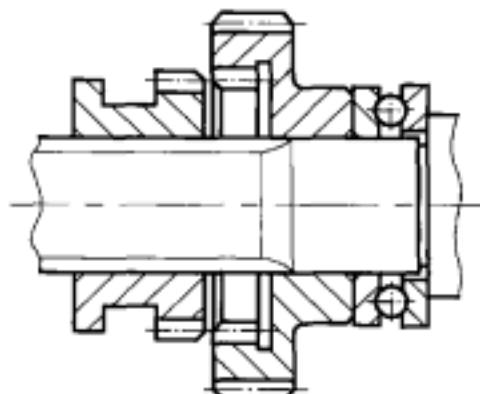
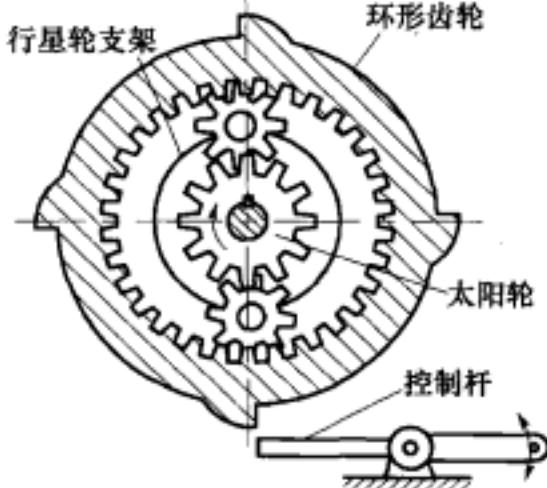
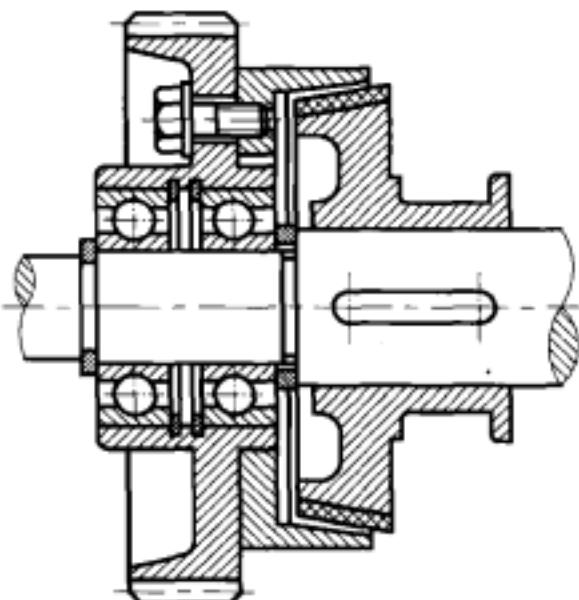
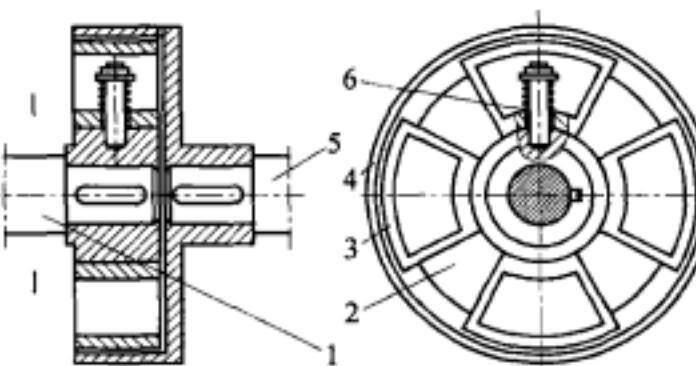
4.2 离合器

4.2.1 普通离合器

离合器在机器运转中可将传动系统随时分离或接合。对离合器的要求有：接合平稳，分离迅速而彻底；操纵方便省力；调节和修理方便；外廓尺寸小；质量小；耐磨性好和有足够的散热能力。离合器的类型很多，常用类型可分为啮合式与摩擦式两大类(见表4.5)。

表 4.5 离合器

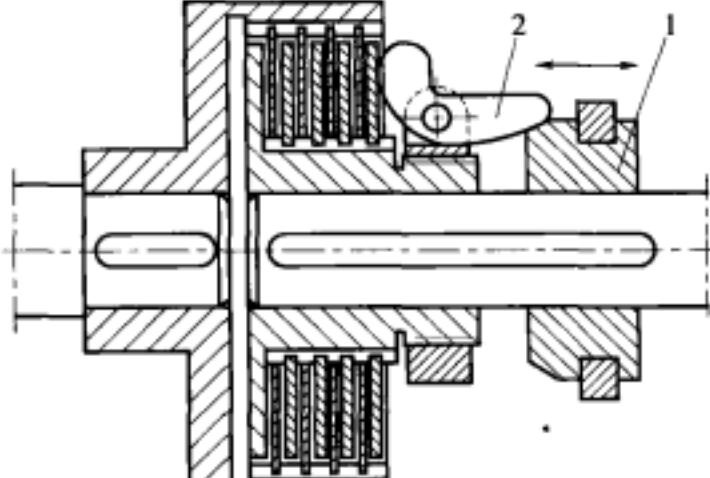
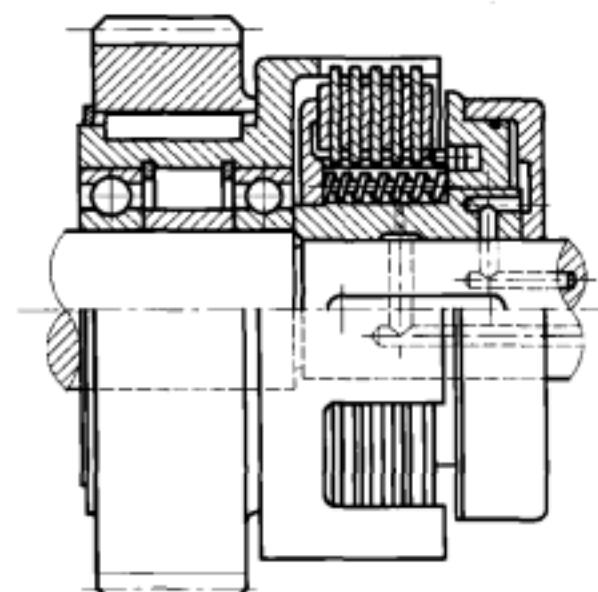
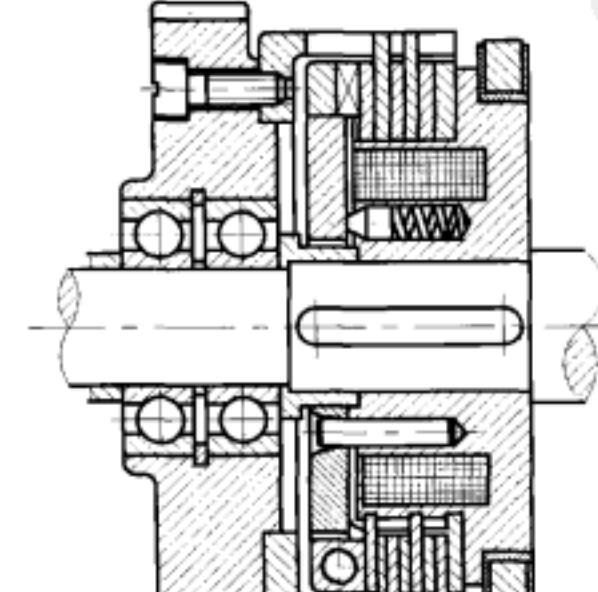
类 型	图 例	说 明
啮合式	 <p>主动轴半离合器 从动轴半离合器 导向环 操纵杆拨叉 牙嵌的齿形</p> <p>$\alpha = \beta = 30^\circ \sim 45^\circ$ $\alpha = 2^\circ \sim 8^\circ$ 齿数 $z = 15 \sim 60$ $\beta = 50^\circ \sim 70^\circ$   双向转 单向转 (a) 三角形齿</p> <p>$\alpha = \beta = 2^\circ \sim 8^\circ$ $\alpha = 2^\circ \sim 8^\circ$ $z = 5 \sim 11$ $\beta = 50^\circ \sim 70^\circ$ $z = 5 \sim 11$</p> <p>  双向转 单向转 (b) 梯形齿</p> <p>$\alpha = \beta = 0$ $z = 3 \sim 15$</p> <p> 双向转 (c) 矩形齿</p>	<p>牙嵌式：</p> <p>两个半离合器端面上有凸齿，一个半离合器固定在主动轴上，另一个半离合器用键与从动轴联接，由操纵机构使其沿轴向移动进行结合或分离。</p> <p>传递同样扭矩时体积较小，结构简单，没有相对滑动；但在运转中结合时有冲击。只适用于静态或低转速下结合。</p> <p>多用于机床的进给传动，可做成电磁和液压牙嵌离合器。</p> <p>端面齿牙可做成三角形(图(a))、梯形(图(b))、矩形(图(c))</p>

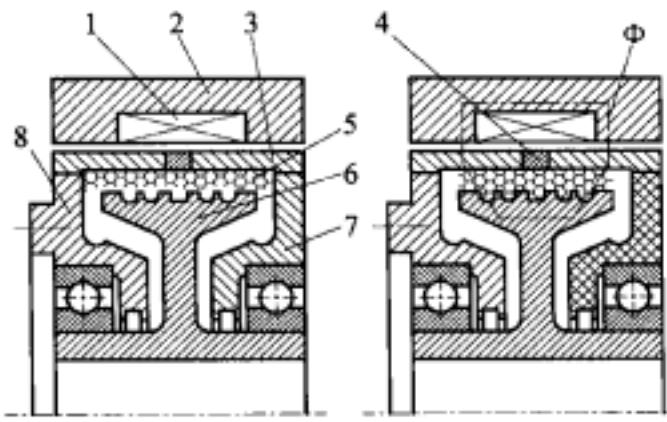
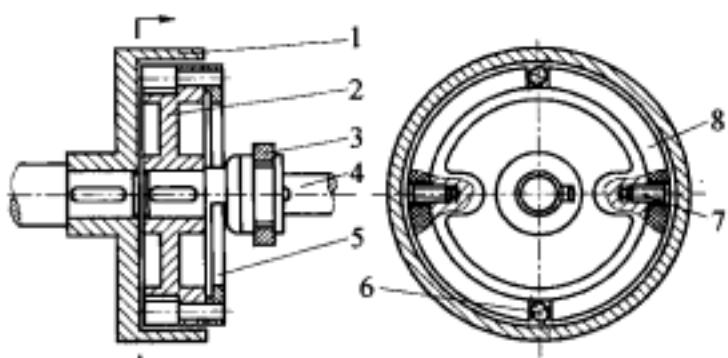
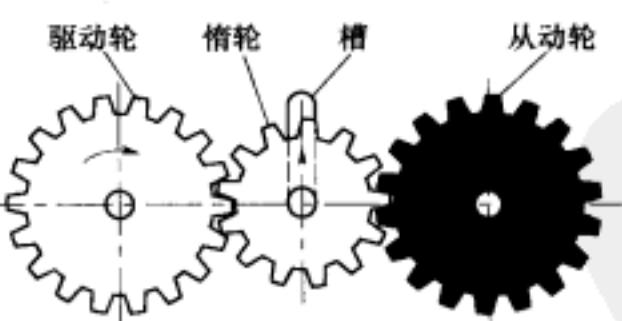
类型	图例	说明
啮合式		齿轮式: 一个半离合器是内齿轮,另一个是外齿轮,其模数和齿数完全相同。为了便于离合器接合,齿轮端面除倒角外还要倒圆。外齿轮常兼作传动齿轮用。只适用于静态或低转速下结合。常用于机床变速箱
行星式		行星传动离合器: 若控制杆与环形齿轮分离,同时保持行星轮支架不动,驱动太阳轮顺时针转动,环形齿轮将逆时针空转。若控制杆锁住环形齿轮,松开行星轮支架,驱动太阳轮顺时针转动,行星轮支架将顺时针转动
摩擦式		摩擦锥式: 结构简单,所需轴向结合力比片式离合器小,散热容易,断开可靠;但传递大扭矩时径向尺寸较大。在高低转速下均能结合,主要用于小扭矩的场合。但其外形尺寸大,对两轴同心度要求严格,应用范围有限。在机床上用于车床刀架的纵横向进给、单轴自动车床的主轴变速等
	 (a)	离心摩擦离合器: 图(a)为主动轴1回转到一定转速时,会将附着在半离合器2上的离心块3甩出,压在半离合器4的内圆柱面上,从而带动从动轴5回转。速度降低或停车时,弹簧6使离心块3复位,离合器脱开

类 型	图 例	说 明
摩 擦 式	<p>(b)</p> <p>(c)</p> <p>1—从动轴套筒；2—弹簧；3—离心子；4—杠杆；5—主动轴； 6—连接臂；7—回转轴套。</p>	<p>图(b)为闸块式离心离合器。它用于原动机与平型带轮1的连接。主动轴通过键与圆筒2连接,圆筒有数个扇形槽,槽内放有扇形闸瓦4,闸瓦外缘覆盖着摩擦材料6,由弹簧片5(装在圆筒的切口内)把闸瓦压向轴心,螺钉8可用来调节弹簧片的压力,3为轴承盖,7为端盖。当主动轴达到一定转速时,作用于闸瓦上的离心惯性力开始大于弹簧片的拉力而使闸瓦移向带轮的内缘。当转速达到公称转速时,闸瓦与带轮的接触面间即具有正常接合所需的压力,于是带轮开始正常转动。</p>
		<p>离心丸壳式离合器： 金属外壳1与主动轴5刚性连接,在从动轴4上固连着一个具有周向波纹的钢盘2,外壳内装有适量的硬化钢丸3。当主动轴转动时,钢丸受离心惯性力作用而集中于壳体内的周缘处。转速不高时,钢丸与钢盘之间仍有相对滑动;而当达到一定转速后,离心惯性力将增大到使钢丸、钢盘及外壳三者相互挤紧而一同转动。钢盘制成带有波纹的,可较平盘传递的扭矩增大0.5倍~0.8倍。这种离合器构造简单,工作可靠,有过载保护作用。缺点是摩擦发热量较大。所以,为了加快散热,有时在外壳上做出散热片</p>

类型	图例	说明
	<p>1—主动轴套筒; 2—弹簧; 3—杠杆; 4—从动轴套筒; 5—离心子; 6—转轴。</p>	<p>限速离心离合器: 这种限速离心离合器主要用来限制从动轴的转速。在限速下工作时,弹簧2将两个离心子5拉向从动轴套筒4,在离心子5和从动轴套筒4之间摩擦力的带动下,主动轴和从动轴一起旋转。当转速达到限制转速时,离心子5产生的离心力克服弹簧2的拉力而使离合器分离。杠杆3是为力的平衡而设置的</p>
摩擦式	<p>从动构件 密封水银 驱动轴 盘</p>	<p>水银密封离合器: 这种离合器包括两个摩擦盘和一个充有水银的橡胶囊。停止时,水银充满在一个绕轴的环行腔中,但当以足够高的速度旋转时,水银在离心力的作用下向外运动。此时,水银使橡胶囊轴向扩张,迫使摩擦盘与相对的壳体表面接触,并使其运动</p>
	<p>轴上的滑杆 轴1 轴2</p>	<p>螺旋式超越离合器: 在轴1相对于轴2做逆时针运动时,轴2上的滑杆使离合器处于结合状态</p>
		<p>滚子式超越离合器: 结合平稳,能在一定转向或转速下自动结合或脱开,采用这种离合器可简化传动系统。 结合与脱开对转向或转速有一定要求。常用于机床进给系统,实现快慢速的转换和滚珠丝杠的防止逆传动机构中</p>

类 型	图 例	说 明
摩擦式	<p>图(a)为自行车飞轮的结构。主动链轮1顺时针回转时,通过棘爪2带动轮毂3,使自行车后轮顺时针回转。当链轮1反时针回转时,棘爪2被压而频频滑过轮齿不起作用,轮毂3不转。弹簧丝4能使棘爪自动复位。</p> <p>工作可靠,与摩擦离合器相比正压力不大。缺点是当只有一个棘爪工作时,轴上径向载荷增大。常用于低转速设备</p> <p>图(b)为摩擦形棘轮离合器,噪声小,但是它要求用弹簧装置来保持偏心棘爪处于啮合状态</p>	
	<p>摩擦片式(机械操纵):</p> <p>与牙嵌式比较,结合平稳,没有冲击,增加片数可增大传递扭矩,所以径向尺寸较小;但有相对滑动,发热较大,在高低转速下均能结合。多用予机床上传动。</p> <p>图(a)为单盘摩擦离合器,半离合器1和2分别固接在主、从动轴上。盘3镶嵌在半离合器1的槽中,盘4镶嵌在半离合器2的槽中,可沿轴向滑动。当盘4由控制机构的推动左移时,盘3被半离合器2和盘4压紧,实现结合。</p>	

类型	图例	说明
	 <p>(b)</p>	<p>图(b)为多盘摩擦离合器,其结构和工作原理与单盘摩擦离合器类似,图中的结合力是由滑环1推动杠杆2来实现的</p>
摩擦式		<p>摩擦片式(液压操纵): 采用液压操纵,容易实现结合,脱开的自动化。与电磁片式相比较,同样的尺寸传递扭矩约可提高3倍左右。在高低转速下均能结合,需有供液压油装置。多用于有液压装置的机床传动</p>
		<p>摩擦片式(电磁操纵): 采用电磁操纵,结合脱开时间很短,反应灵敏,易于实现自动控制。发热较大,在高低转速下均能结合,广泛用于机床的主传动和进给传动,以及数控和仿形机床</p>

类 型	图 例	说 明
摩 擦 式	 (a) (b)	<p>电磁粉末离合器： 安置励磁线圈1的磁轭2为离合器的固定部分。若将圆筒3与左右轮辐7、8组成离合器的主动部分，则转子6与从动轴组成离合器的从动部分。在圆筒3的中间嵌装着隔磁环4，轮辐7或8上可联接输入件。 图(a)未通电，离合器处于分离状态。 图(b)通电后，磁粉受到磁场吸引串成磁粉链在圆筒与转子间聚合，依靠磁粉的结合力和磁粉与工作面间的摩擦力传递扭矩</p>
		<p>胀圈摩擦离合器： 半离合器1、2分别固接在主、从动轴上，拨叉3推动球形端面套筒4向左推开杠杆5带动椭圆销6回转，撑开由螺钉7固定在半离合器2上的胀圈8，压在半离合器1的内圆柱面上，使离合器结合</p>
其 他		<p>驱动轮顺时针转动时，通过惰轮驱从动轮同向转动，主、从动轮齿间作用力使惰轮轴在槽底。 当驱动方向改变时，脱离啮合的惰轮在槽内上升，从动轮不转动。 这是一种单向驱动方法</p>

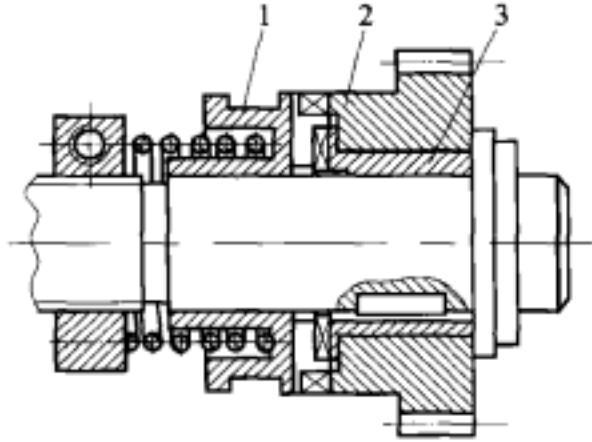
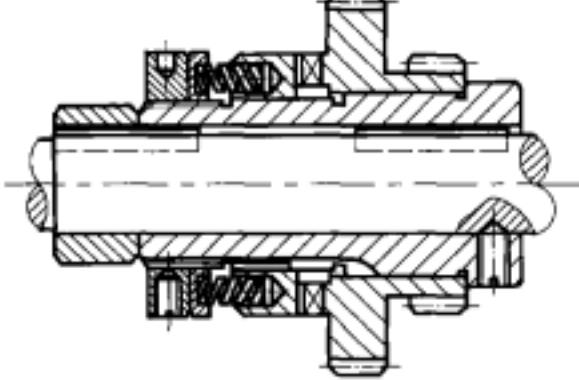
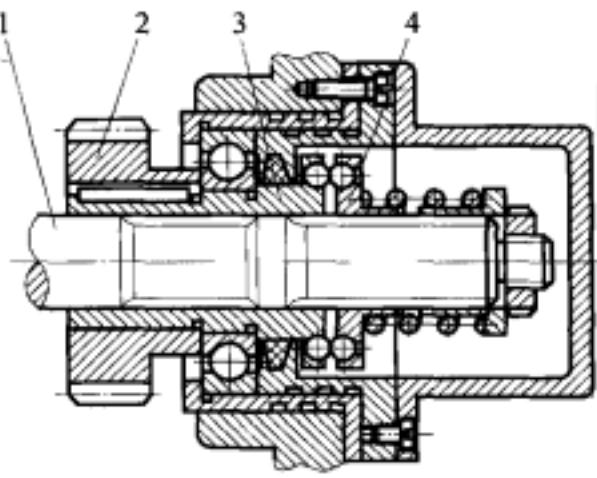
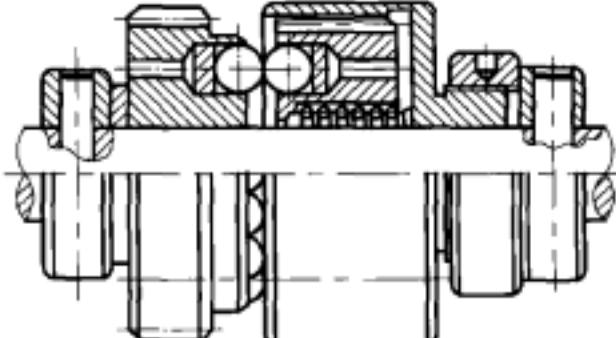
4.2.2 安全离合器

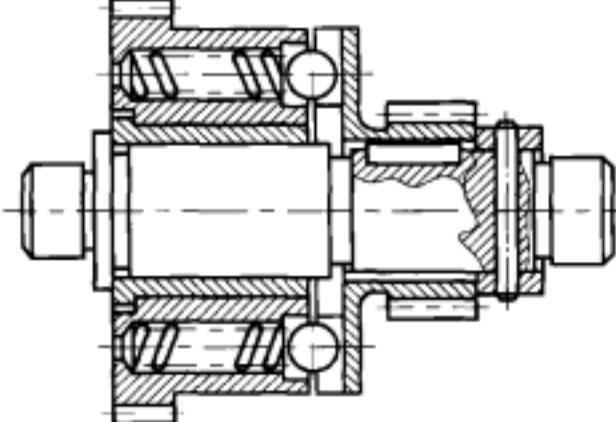
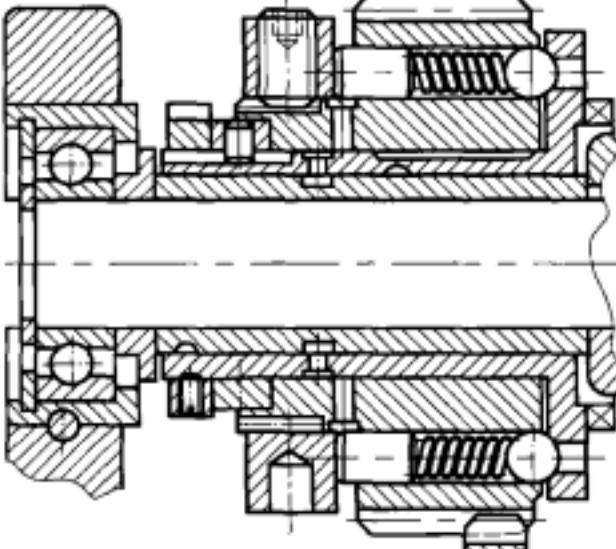
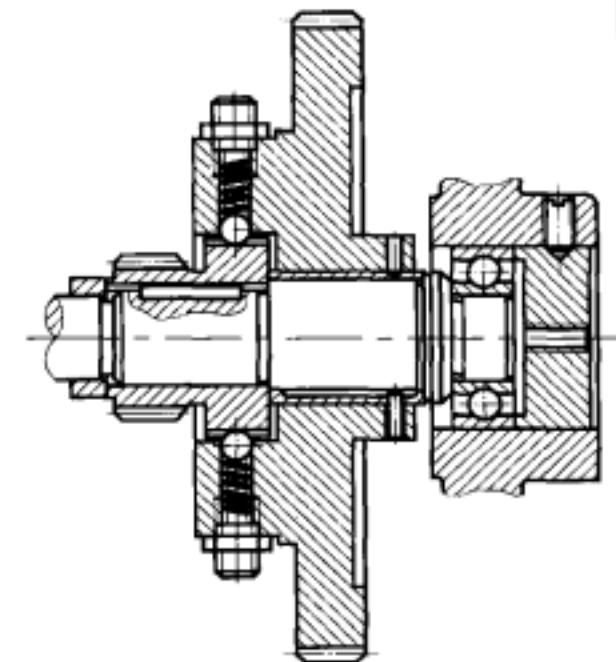
对安全离合器的要求是：

- (1) 工作可靠，超载时一定能脱开。
- (2) 工作精度要高。
- (3) 使其工作的扭矩大小可以调整。

常用的安全离合器有：牙嵌式、钢球式和摩擦片式三种，其结构形式及应用范围见表4.6。

表 4.6 安全离合器

序号	图例	说明
牙嵌式		
利用弹簧克服牙的斜面所产生的轴向力以传递扭矩。过载时,轴向力超过弹簧力,爪牙打滑结构简单,工作可靠,有自复能力;但过载时牙打滑,有冲击。一般用在转速不高又不经常过载的进给箱和变速箱		
1		运动由固定半离合器 3 传给移动半离合器 1,再由 1 传给空套的齿轮 2,这样半离合器 1 可避免装键,使滑移灵活。这种安全离合器有两圈牙,件 1 和件 2 喷合的外圈牙比件 1 和件 3 喷合的内圈牙深高,这样当过载时件 1 和件 3 脱开时,件 1 和件 2 仍喷合,便于再次结合
2		牙间压紧力由圆周均布的多个弹簧来保证,弹簧力可通过螺母调整。 用于自动六角车床刀架进给机构中
钢球式		
是牙嵌式的变型,用钢球代替端面牙。过载时,钢球克服弹簧压力而做轴向滑动,使运动中断。加工简单,灵敏度高,有自复能力;接触面积小、易磨损。对径向安置弹簧的离合器,轴向尺寸较小,但径向尺寸较大,一般用于转速较高载荷较大的机床进给箱和变速箱		
1		齿轮 2 依靠两个带有 6 对钢球的半离合器 3 和 4 与轴 1 联结。 安全离合器装在轴端,调整维修方便。 用于立式车床进给箱中
2		过载能自动脱开,起安全防护作用,用于对过载防护有要求的场合。 在机床主传动及进给传动中均采用

序号	图例	说明
3		<p>与钢球接触的为饶有 V 形槽的半离合器, 过载时钢球压缩弹簧退回孔中。 用于摇臂钻床摇臂升降机构中</p>
4		<p>与钢球接触的为带有 12 个孔的离合器。用孔与钢球接触加工方便, 但磨损较大。 用于铣床进给箱中</p>
5		<p>径向安装弹簧的钢球式安全离合器, 用于重型车床尾座移动机构中。大齿轮通过钢球与 V 形槽把运动传递到小齿轮</p>

序号	图例	说明
6		用于立式铣床进给机构的径向安装弹簧的钢球安全离合器。弹簧力是用螺钉通过一个中央钢球和数个径向安装的钢球来调整
摩擦片式		
利用摩擦片之间的摩擦力传递扭矩,过载时,摩擦面打滑。工作平稳,有自复能力,采用不同数目的摩擦片数,可满足不同要求的过载扭矩;结构较复杂。用于经常过载或有冲击载荷的机构		
1		用于 C61160 普通车床尾座快速移动的单片式摩擦安全离合器。摩擦片由中心弹簧压紧,弹簧力可由螺母调整
2		用于 T611A 卧式镗床进给机构的多片式摩擦安全离合器。采用轴心给油润滑
弹簧式		
1		主动轴如图示方向旋转时,弹簧缠紧驱动从动轴转动。如果主动轴反向旋转,弹簧将松开,离合器释放

4.3 制动器

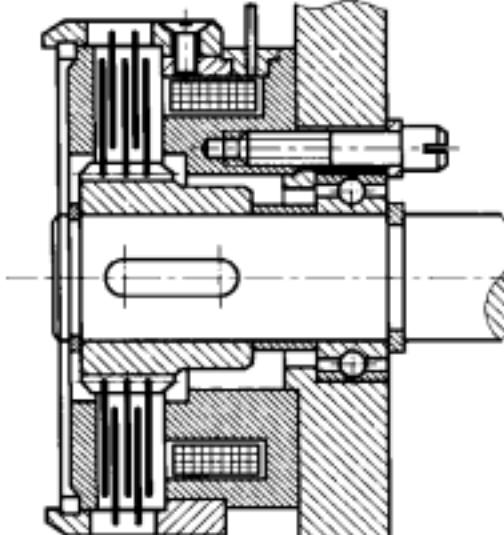
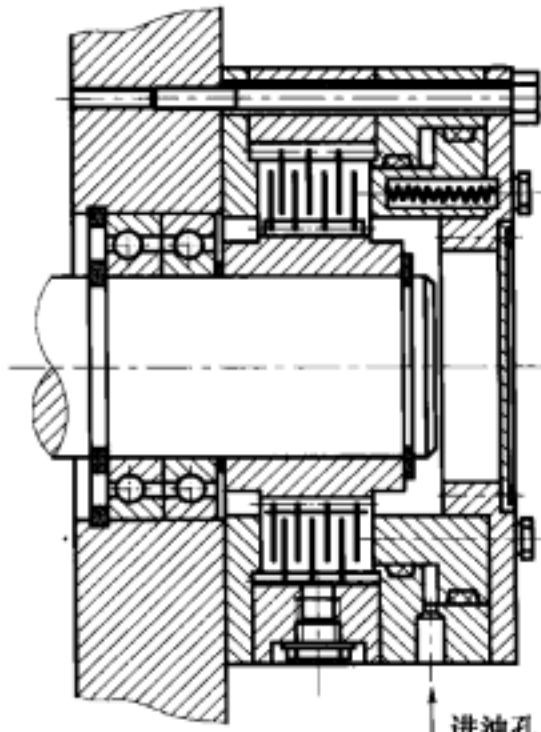
制动器的用途是：

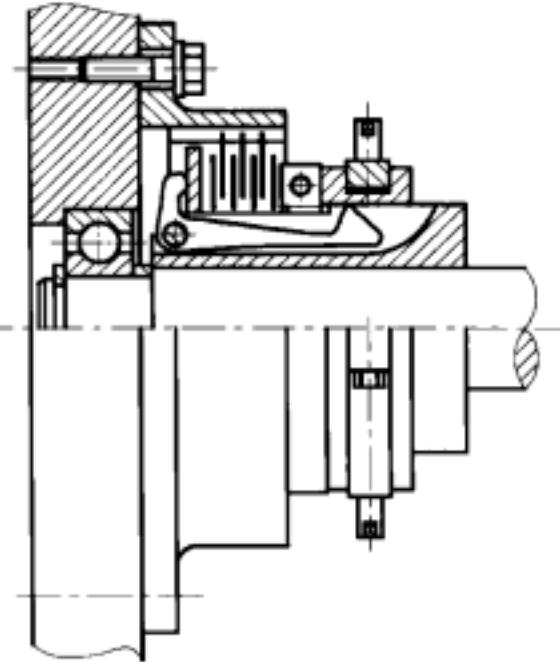
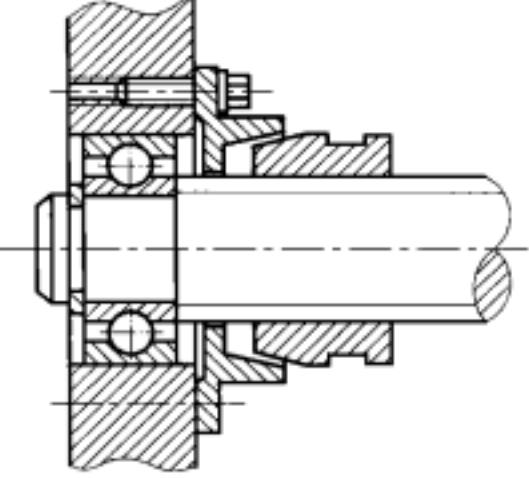
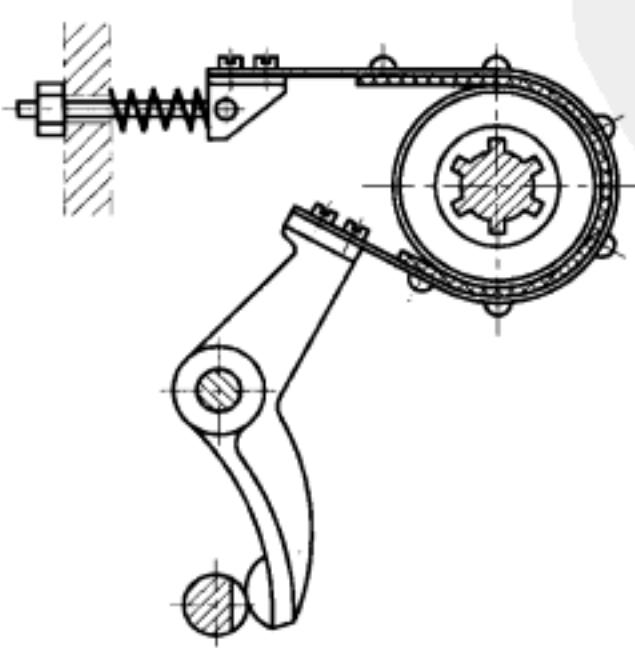
- (1) 在需要频繁停车的机器上,用制动器减少运动部件因惯性作用的空转(滑行)时间。
- (2) 在需要准确停车的机床上,用以克服惯性力,实现准停。
- (3) 发生故障或事故时,能及时制动,避免更大损失。

对制动装置设计的要求是:制动迅速、平稳、可靠,结构简单,容易调整,维修方便。应注意,当机器开车或停车是直接启动或停止电机时,要求电机和制动器互锁,即:停车时先断电,后制动;开车时先松开制动器,再启动电机。

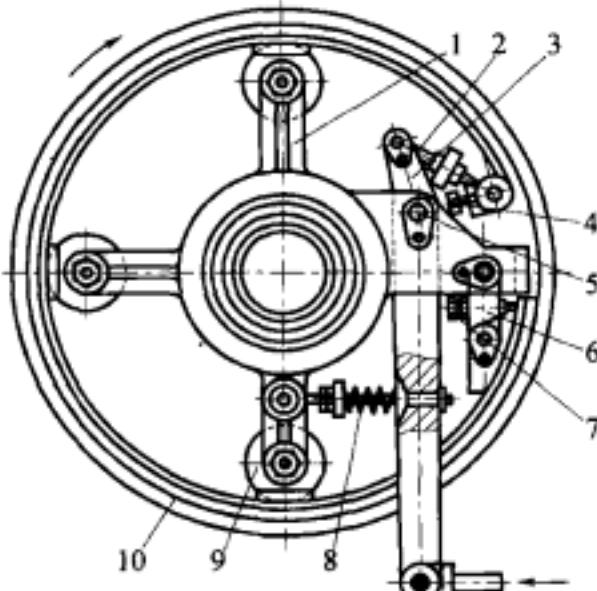
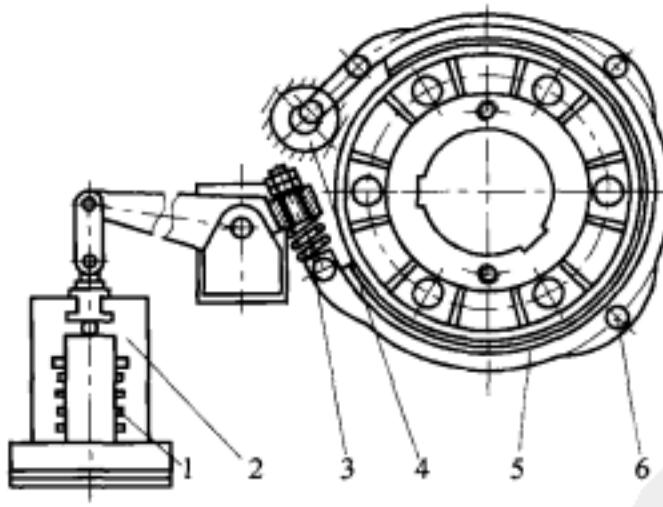
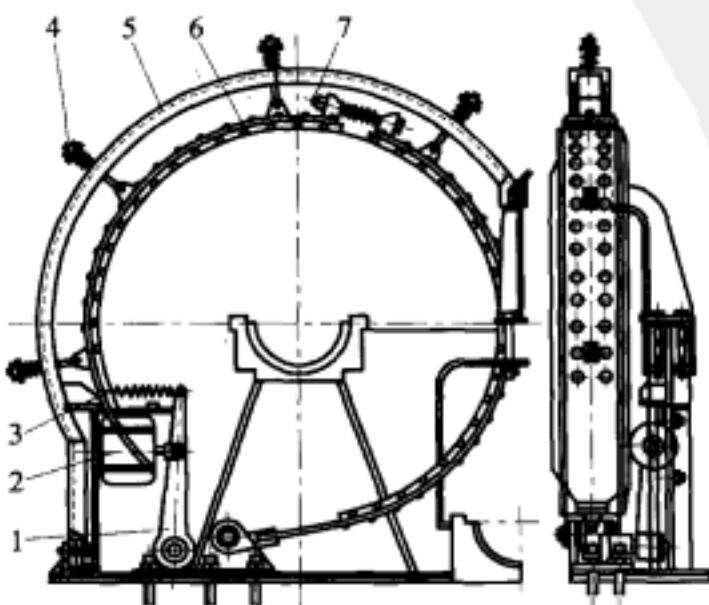
制动装置按制动方式分为电力制动和机械制动两大类。电力制动,在大多数情况下是在电机控制线路上采取措施来制动电机,也有在电机本体内设置机械制动机构直接制动电机的。机械制动则是在机器传动系统中专门设置制动器来制动。常用制动器的结构见表4.7。

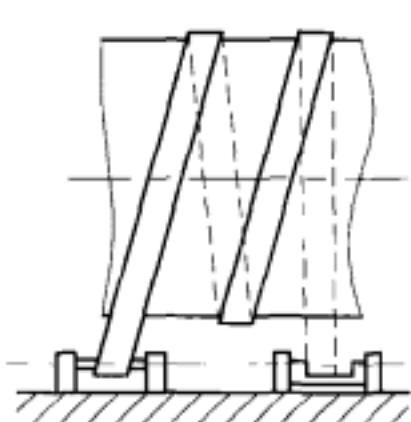
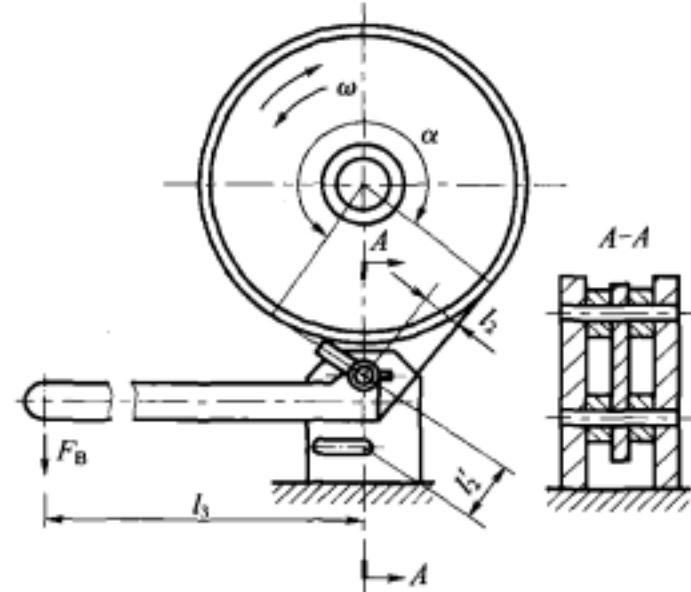
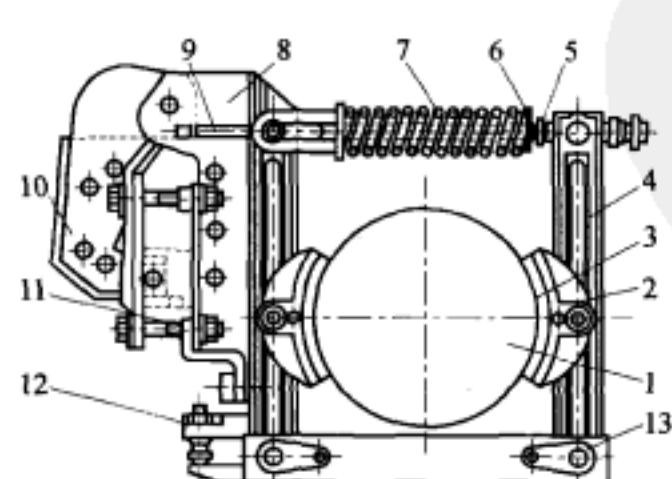
表 4.7 制动器

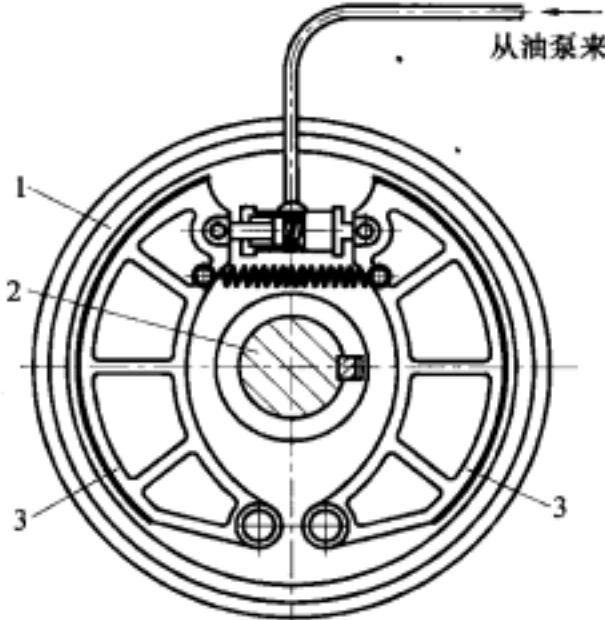
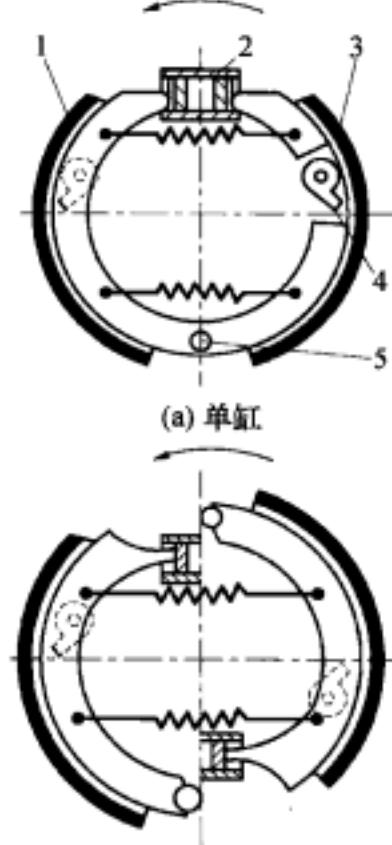
序号	图例	说明
1		<p>摩擦片式制动器(电磁操纵):</p> <ul style="list-style-type: none">1. 制动灵敏、可靠。2. 制动较平稳。3. 适用于各种惯量和操作频率。4. 易于实现自动化。5. 湿式的需要充分润滑冷却,干式的摩擦片要定期更换。 <p>广泛用在各种机床的主传动或进给传动中</p>
2		<p>摩擦片式制动器(液压操纵):</p> <p>优点与上同。同时:</p> <ul style="list-style-type: none">1. 结构尺寸比电磁式小。2. 可调整油压来调整制动扭矩和制动时间。3. 片的磨损可由活塞行程自动补偿。 <p>需要有供应压力油的设备,广泛用在各种带有液压装置的机器上</p>

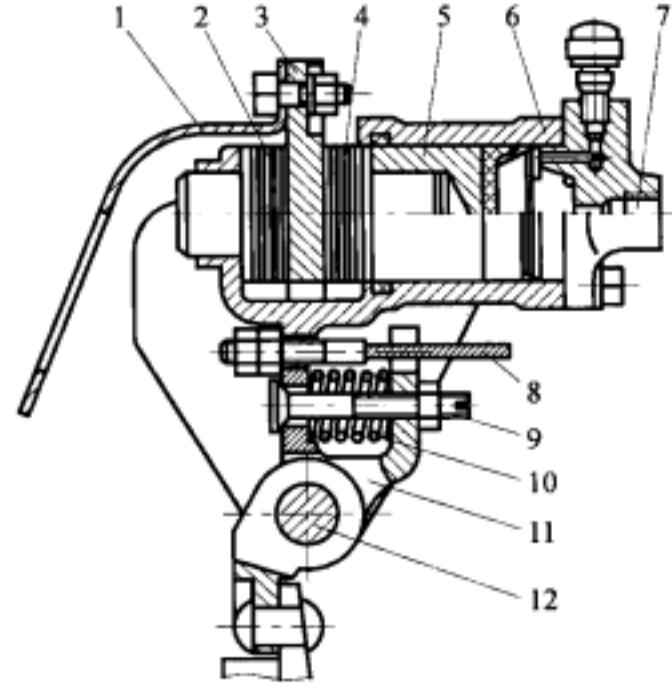
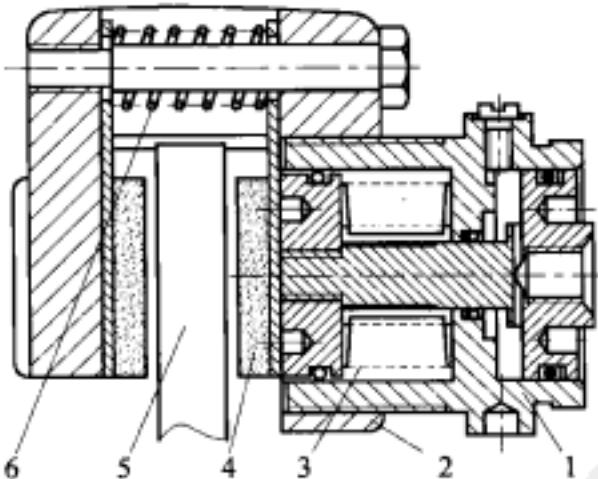
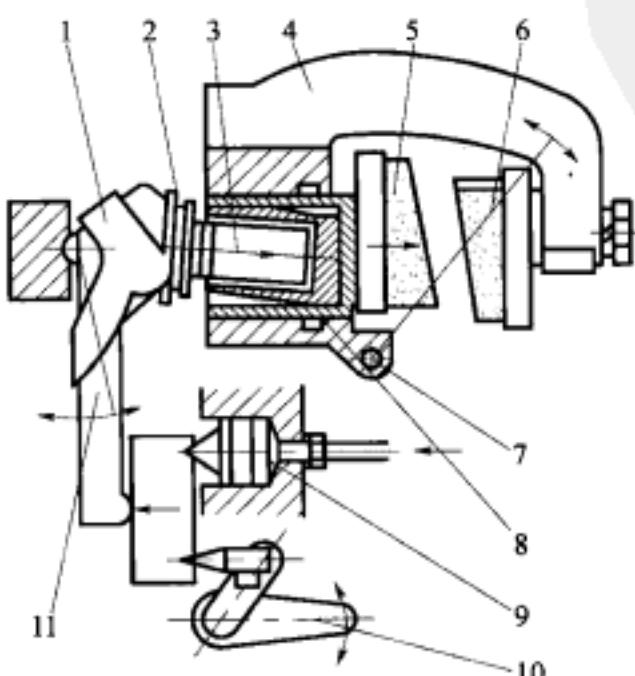
序号	图例	说明
3		<p>摩擦片式制动器(机械操纵):</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. 制动平稳可靠; 2. 调整维修直观、简便; 3. 手动操作, 制动扭矩和制动时间在一定范围内可由操作者灵活控制。 <p>湿式的摩擦片需要充分润滑冷却, 干式的要定期更换。</p> <p>机械操纵系统比较复杂、笨重, 不易实现自动化。通常与机械片式离合器互锁制动</p>
4		<p>摩擦锥式制动器:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. 制动平稳可靠。 2. 调整维修直观、简便。 3. 可以手动操作, 制动扭矩和制动时间在一定范围内可由操作者灵活控制。 4. 散热较容易。 <p>结构尺寸较大, 一般只用于惯量较小的制动。常与片式离合器互锁制动, 或单独使用</p>
5		<p>闸带式制动器:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. 能以较小的操作力产生较大的制动力矩。 2. 可用电磁、液压或手动操纵, 手动操作灵活自如。 3. 结构简单。 <p>径向尺寸较大, 制动时在制动轮和轴上产生较大的径向力。适用于惯量不大的场合</p>

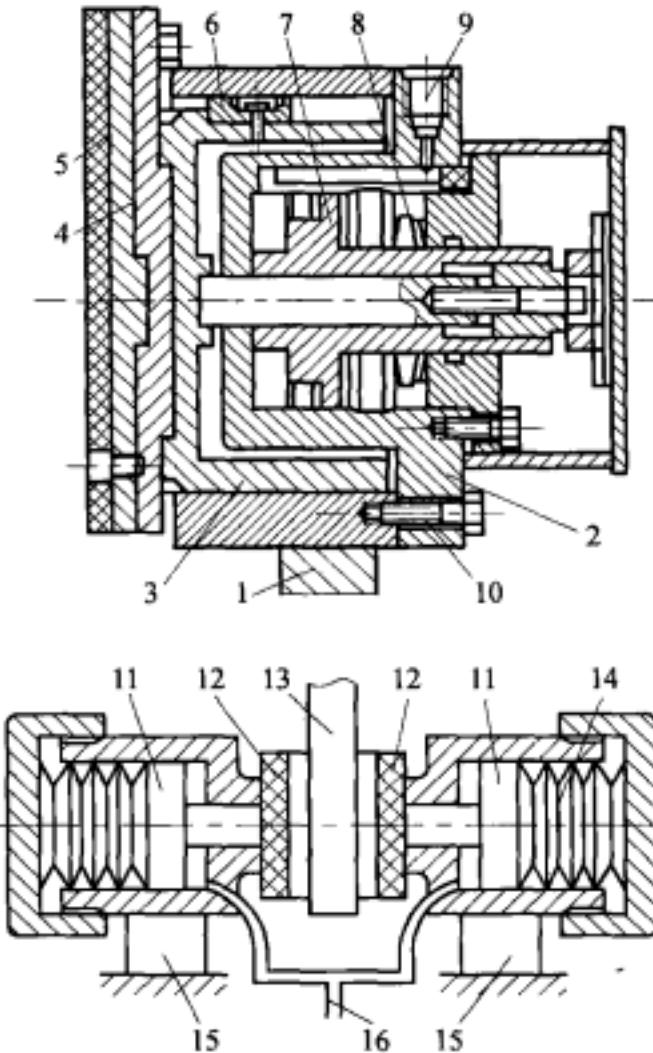
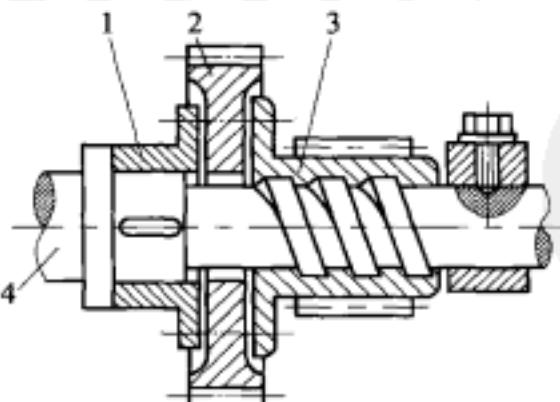
(续)

序号	图例	说明
6		<p>内带式制动器: 加力后,杠杆3绕轴5转动。内带式制动器钢带的一端用销固定,另一端通过张紧螺栓2和4向外胀开,从而贴紧制动轮10的内圆表面,实现制动。 十字接头1和滚子9用于撑住制动带。用螺钉7和滑杆6可以调节制动力的大小。弹簧8可使杠杆复位</p>
7		<p>铰链块式制动器: 三个衬块5由铰链6相联接组成挠性带。在弹簧1的作用下带与制动轮贴紧,在活塞杆2的作用下松开。活塞杆由气压驱动。偏心轮4可补偿衬块的磨损</p>
8		<p>带一块式制动器: 该制动器为液压传动操纵的常闭带一块式制动器。液压缸活塞2与杠杆1相连,其小力臂端固定着带的一端,衬块6均匀分布并铆接在钢带上。制动带采用弹簧3复位,并用螺钉4固定在外罩5上。通过调节装在螺栓7上的弹簧可补偿衬块磨损的间隙</p>

序号	图例	说明
9		<p>卷缠带式制动器： 在卷缠带式制动器中，制动带在制动轮上卷缠数圈，因而可以大大提高制动力矩</p>
10		<p>双向带式制动器： 简单带式制动器用于单向制动。双向带式制动器可以承受正、反转力矩。特别当带的两个端点对称布置时，正、反转的制动力矩相等</p>
11	 1—制动轮；2—制动块；3—瓦块衬垫；4—制动臂； 5—调整螺钉；6—夹板；7—制动弹簧；8—松闸器； 9—推杆；10—衔铁；11—线圈；12—螺钉；13—底座。	<p>块式制动器： 该制动器为短行程交流电磁铁外块式制动器。制动弹簧7产生的闭锁力通过制动臂4作用于制动块上，使制动块压向制动轮达到常闭状态。工作时，由于电磁铁线圈通电，电磁铁产生与闭锁力方向相反的吸力，衔铁被吸使制动闸松开</p>

序号	图例	说明
12		<p>内块式制动器: 制动鼓轮 1 与心轴 2 同转, 两个带有以石棉为基衬的铸铁块 3 是不动的, 仅在活塞驱动下摆动压紧 1。改变液体油缸内的压力很容易地调节制动力矩数值。 其缺点是: 由于液体油缸的发热而增加漏油使摩擦表面发热很厉害而且制动力矩也不稳定, 使在类似情况下宁愿用电力制动</p>
13	 <p>(a) 单缸</p> <p>(b) 双缸</p>	<p>汽车液压内块制动器: 图(a)为单缸汽车液压内块制动器, 制动时, 轮缸 2 中的两个活塞分别压向正反向闸瓦的杠杆, 使闸瓦绕销轴 5 旋转, 压紧在正向制动片 1 和反向制动片 3 上。调整凸轮 4 可用于磨损补偿。 图(b)为双缸汽车液压内块制动器, 原理与单缸相同, 只是两个轮缸可分别对正反向单独实施制动</p>

序号	图例	说明
14		<p>常开滑动钳盘式制动器： 制动盘3的一侧有油缸,另一侧固装于钳体1上。制动缸6通过销轴12与固定基架11铰接,并借助螺栓9及弹簧10定位。 制动时,液压油由孔7进入制动缸,推动活塞5使摩擦块4压紧制动盘。由于制动缸浮动,活塞5同时也使摩擦块2压向制动盘。制动缸卸压后,弹簧10使制动器松闸 </p>
15		<p>滑动钳盘式制动器： 套筒1受轴向压力后向左移动,通过夹钳2带动衬垫4左移,夹紧制动盘5实现制动的目的。撤除压力后,夹钳和套筒由于弹簧6和3的作用而复位 </p>
16		<p>摆动钳式制动器： 也用单侧油缸结构,由杠杆1、支座2、活塞3、制动钳4、摩擦衬块5和6、销7、缸体8、顶针9、摆杆10、杠杆臂11等组成。制动钳体与固定于车轴上的支座铰接。为实现制动,钳体在与制动盘垂直的平面内摆动。由于制动块不可能均匀磨损,为此要将衬块预先做成楔形。在使用过程中,衬块逐渐磨损到各处残存厚度均匀后,即应更换 </p>

序号	图例	说明
17		<p>常闭固定钳盘式制动器： 制动盘13固定在轮毂上,夹钳是固定的(既不能旋转,也不能沿制动盘轴向移动)。 当油管16内的制动液压油进入油缸,推动活塞11后移,从而使衬块12和摩擦衬片5松开制动盘。撤除液压后,活塞在碟形弹簧的作用下复位,衬片重新夹紧制动盘。 固定钳盘式制动器的结构刚性好,但加工精度要求较高,也比较复杂。</p> <p>图中,1—固定板;2—外壳;3—导向滑座;4—制动块底板;6—定位滑块;7—活塞;8—碟形弹簧;9—液压缸体;10—螺栓;14—碟形弹簧;15—支座;16—油管</p>
18		<p>螺旋载荷自制制动机： 小齿轮3正转时,使齿轮端面、棘轮2、挡圈1及轴4相互压紧,并带动轴4旋转而提升重物,小齿轮停止时,棘轮逆止,保证重物悬吊空中。小齿轮反转时重物下降</p>

4.4 应用实例及测绘要点

4.4.1 应用实例

图4.1是摩擦片式离合器与摩擦片式制动器组合应用的实例。二者均是多片式的,但离合器(左)的片数比制动器(右)片数多些。当向左压紧离合器的同时,右边制动器即松开,反之亦然。

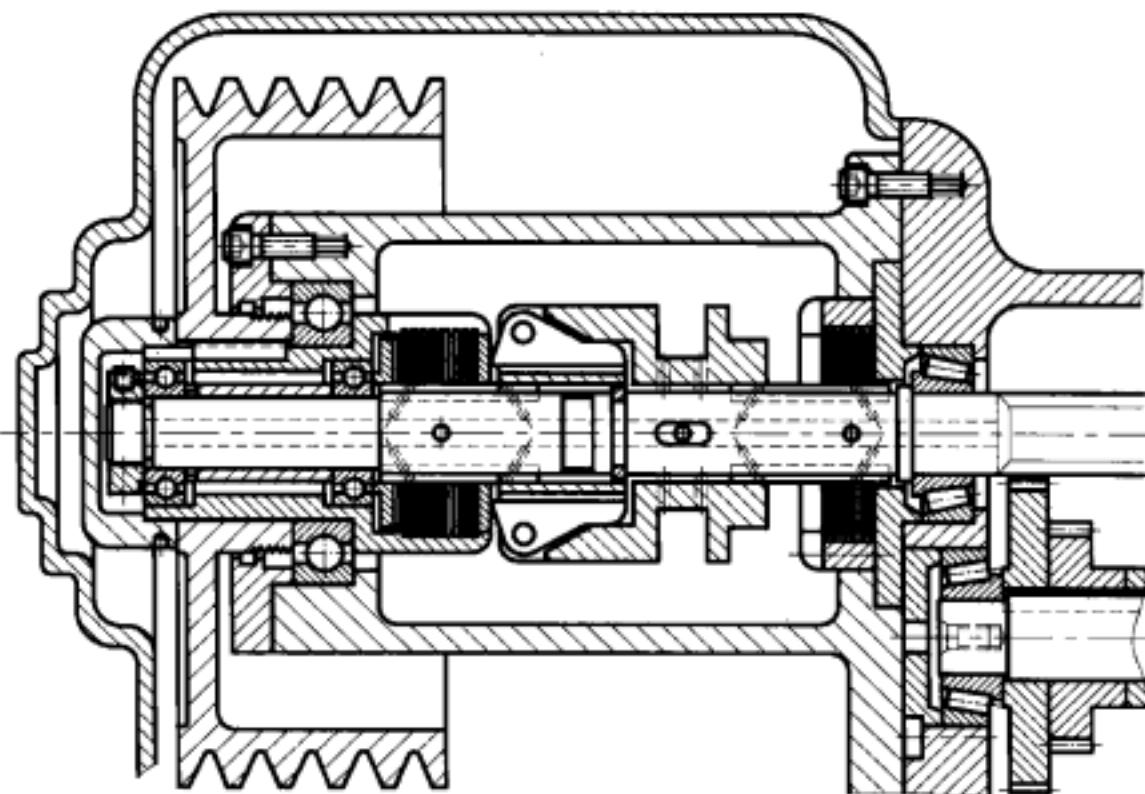


图 4.1 摩擦片式离合器与摩擦片式制动器组合应用实例

图 4.2 是摩擦盘式离合器与摩擦锥式制动器组合应用的实例。旋转运动由链轮经过固定在链轮上的壳体 2 以及与壳体相连的盘 3(该盘内装有许多纤维质扇形块 4),再经过法兰盘 6、零件 8 及键传到轴 9 上(此轴不负担键的拉力)。图上表示的是离合器断开的位置。为了接合离合器,应向左移动拉杆 18,拉杆 18 通过轴 9 的中心孔。此时,销与拉杆 18 相连的制动锥体 16 被向左推动,同时曲拐杠杆 15 将绕其自己轴心 14 转动。杠杆 15 经过这些轴心稍稍向右推零件 8 及与其相连的法兰盘 6,同时柱 13 将向左推动由销 7 与法兰盘 6 相连的盘 5。这样,盘 3 的纤维部分就在摩擦片的 5 与 6 之间被压紧,于是轴 9 就开始与链轮 1 一同旋转。为了消除离合器自动断开的危险,当离合器完全接合时,杠杆 15 的长臂及与制动锥体套筒相连的拉杆间形成了一个小于 90° 的角。掉换扇形块 4 时只要取下螺母 10 及盘 6 及 3 即可。轴 9 制动时,是把装在轴 9 导键上的锥体 16 向外锥体 19 移动,壳体 19 用销钉 20 及螺栓与套筒 21 相连,套筒 21 用法兰盘与箱体相连。制动器由操纵机构与上述之盘式离合器相互联锁。为防止锥式制动器的自动断开,可用选择小的锥度值来保证:即锥体的顶角取为 $18^\circ \sim 30^\circ$ 。

图 4.3 是牙嵌式离合器与牙嵌式制动器的组合应用实例。传动由半离合器 10 上的齿轮传入,经滑动半离合器 7,传动离合器轴 9,输出运动。滑动半离合器 7 左移时,与固定在箱体上的半离合器 5 结合进行制动。为了使离合器在液压油路发生故障时仍能处于结合状态,因此设计了辅助操纵活塞 1 和止动销 6 作为止动装置。滑动半离合器 7 用圆柱销装在离合器轴空心部分的滑动心轴 8 上,在弹簧压力下,件 7 总是与固定半离合器 5 相结合,即总是处于制动状态。这时液压油路不接通,活塞 1 在活塞弹簧力作用下处于右端位置,活塞 3 在轴心弹簧力作用下处于左端位置。活塞 3 的右端铣一平面,当此平面与止动销 6 相对滑移时,可以不致损坏活塞的圆柱表面。当需要离合器结合时,压力油进入活塞 1 的右腔,使活塞 1 左移,止动销 6 因自重滑下;另一路压力油进入活塞 3 左腔,使活塞

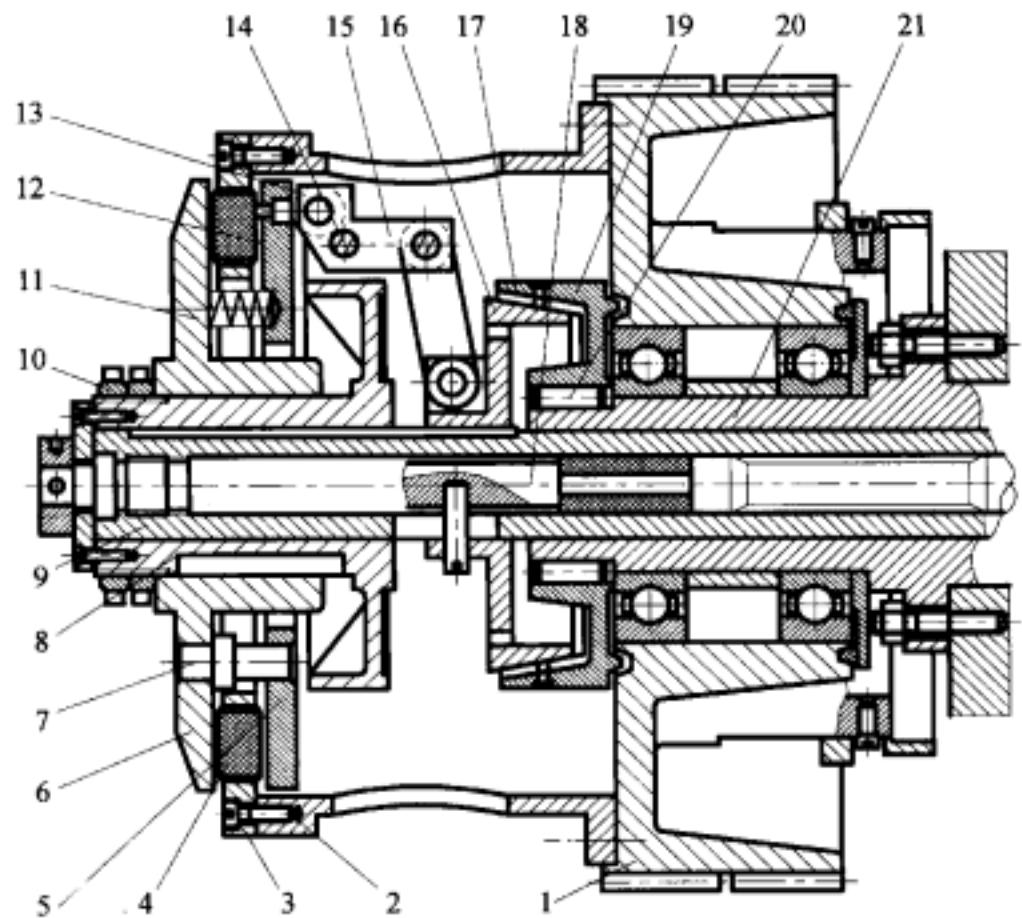


图 4.2 摩擦盘式离合器与摩擦锥式制动器组合应用实例

3 右移,推动滑动心轴 8 压缩轴心弹簧右移,至滑动半离合器 7 的右端与半离合器 10 的端面牙结合,此时活塞 1 右腔的油已排出,活塞 1 在弹簧力作用下右移,止动销受活塞 1 右端锥面的垂直分力作用而上移。当离合器结合好后,止动销 6 便卡在活塞 3 的环形槽内,作为滑动半离合器的轴向定位(如图示位置)。当需要离合器脱开时,同样先从活塞 1 的右端进油,止动销 6 因自重滑下,活塞 3 左腔排油,轴心弹簧复位,离合器脱开并进行制动。

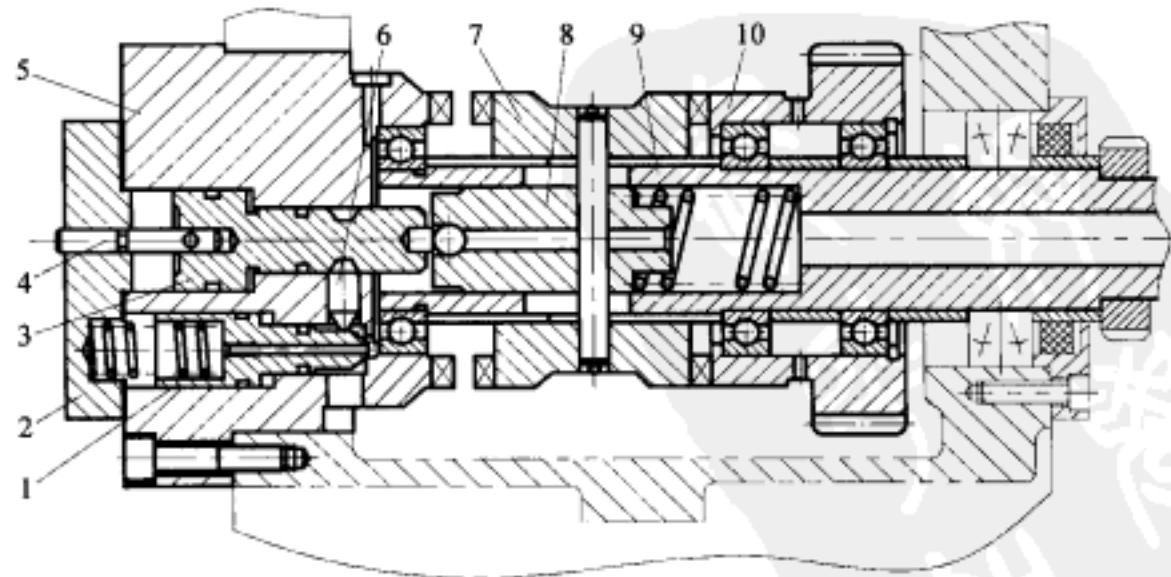


图 4.3 牙嵌式离合器与牙嵌式制动器 1 组合应用实例

1—活塞; 2—端盖; 3—活塞; 4—撞销; 5—固定半离合器; 6—止动销;
7—滑动半离合器; 8—滑动心轴; 9—离合器轴; 10—半离合器。

4.4.2 测绘要点

联轴器、离合器及制动器的外形尺寸均可用一般量具测得,但应注意:

(1) 有些特殊联轴器传动原理比较复杂,需首先尽可能精确测量所有几何尺寸,然后结合使用要求分析原理,从而确定公差和技术要求。

(2) 在离合器与制动器组合使用时,要特别注意二者间的联锁问题。在测绘时,要仔细研究操纵机构的运动情况,然后根据测绘尺寸作图或计算分析。

第5章 带传动

5.1 带传动特点

带传动是利用带轮和带之间的摩擦或啮合，在两轴（或多轴）间传递运动或动力。其优点是：

- (1) 带是弹性体，能缓和载荷冲击，运行平稳无噪声。
- (2) 过载时将引起带在带轮上打滑，因而可起到保护整机的作用。
- (3) 制造和安装精度不像啮合传动那样严格，维护方便，无需润滑。
- (4) 可增加带的长度以适应中心距较大的工作条件（可达15m）。

缺点是：

- (1) 带与带轮的弹性滑动使传动比不准确，效率较低，寿命较短。
- (2) 传递同样大的圆周力时，外廓尺寸和轴上的压力都比啮合传动大。
- (3) 不宜用于高温和易燃等场合。

带传动适用于：

- (1) 较高速度的场合，带的工作速度为5m/s~30m/s，最高达60m/s。
- (2) 功率<50kW（中、小功率）。
- (3) 传动比：一般*i*≤7；最大*i*=10。

5.2 带传动类型

常见的带传动类型见表5.1。

表5.1 带传动类型及用途

序号	类型	速度/(m/s)	功率/kW	传动比 <i>i</i>	用途
1	平带传动	≤30	0.75~1500	≤3~5	靠带的环形内表面与带轮外表面压紧产生摩擦力。结构简单，带的挠性好，带轮容易制造，大多用于传动中心距较大的场合
	高速平带	≤50	<60	≤6	
2	V带传动	普通≤30 窄带≤40	<400 一般≤40	≤6	靠带的两侧面与轮槽侧面压紧产生摩擦力。与平带传动比较，V带传动的摩擦力大，故能传递较大功率，结构也较紧凑，且V带无接头，传动较平稳，因此应用最广
3	多楔带（又称复合V带）	≤40	<150	≤8	传动靠带和带轮间的楔面之间产生的摩擦力工作。兼有平带和V带的优点，适宜于要求结构紧凑且传递功率较大的场合，特别适用要求V带根数较多或轮轴线垂直于地面的传动

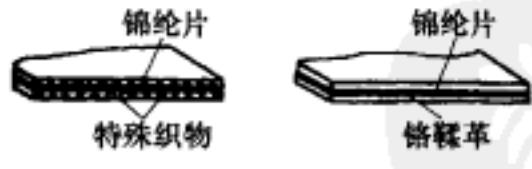
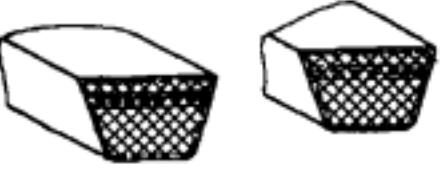
(续)

序号	类 型	速度/(m/s)	功率/kW	传动比 i	用 途
4	圆形带传动	2~15 一般3~10		0.5~3	靠带与轮槽压紧产生摩擦力,用于低速小功率传动。常用在小型自动机、台上机床、机械化设备的传动中,以及用在缝纫机的、食品工业的和家常用具(除尘器、洗涤机等等)的传动中
5	啮合带传动 (同步齿形带传动和齿孔带传动)	同步齿形带 ≤ 50	< 100	≤ 10	皮带上的齿或齿孔与轮上的齿相互啮合,以传递运动和动力

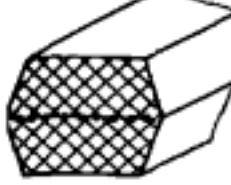
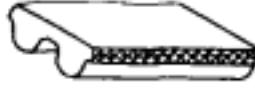
5.3 传动带类型及带传动形式

传动带的类型见表 5.2。

表 5.2 传动带的类型

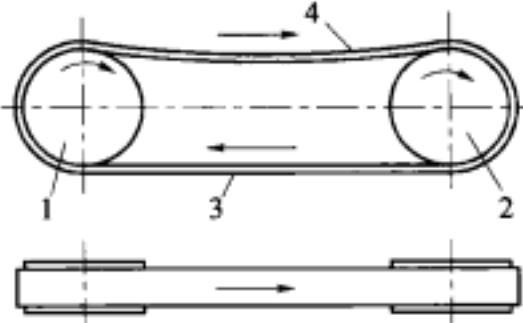
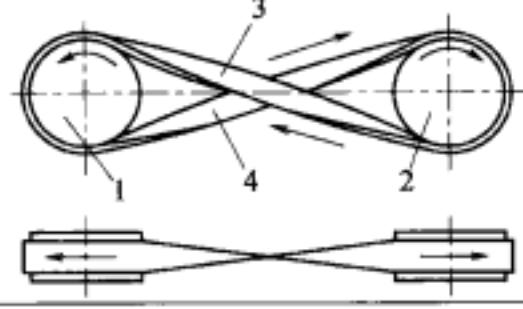
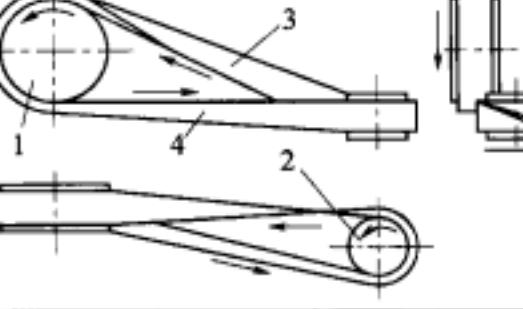
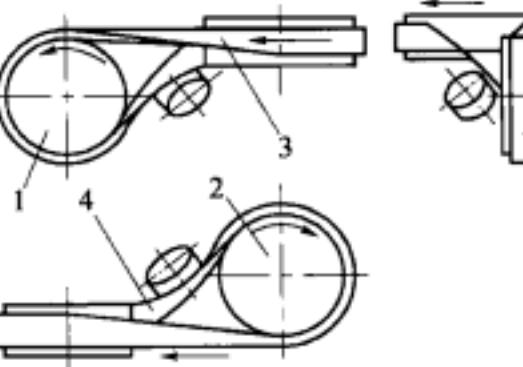
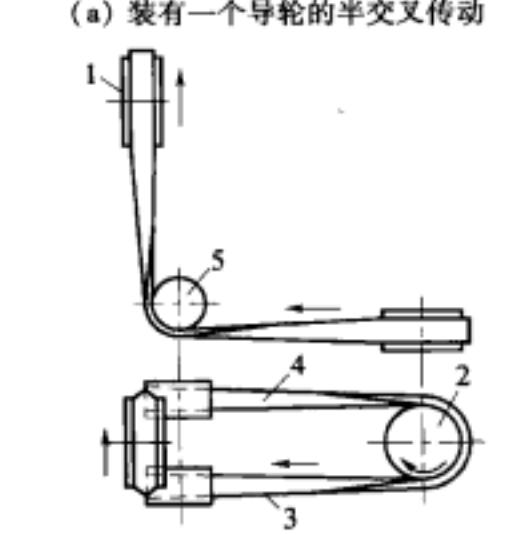
类 型	序 号	图 例	说 明
平带	1		胶帆布平带 由数层挂胶帆布粘接而成,有开边式和包边式
	2		编织平带 有棉织、毛织以及用于高速传动的丝、麻、锦纶编织带,并且分带面有覆胶和不覆胶的
	3		锦纶片复合平带 锦纶片复合平带承载层为锦纶片(有单层和多层粘接),工作面贴有铬鞣革、挂胶帆布或特殊织物
	4		高速平带 高速带的承载层为涤纶绳。橡胶高速带表面覆耐磨、耐油胶布。也有聚氨酯材料做成的高速平带
V带 (三角带)	1		普通 V 带 承载层为绳芯或胶帘布,楔角为 40° ,相对高度 h/b 近似为 0.7。梯形截面环形带有包布式和切边式两种
	2		窄 V 带 承载层为绳芯,楔角为 40° ,相对高度近似为 0.9。梯形截面环形带有包布式和切边式两种

(续)

类 型	序 号	图 例	说 明
	3		大楔角 V 带 承载层为绳芯, 楔角为 60°。梯形截面环形带用聚氨酯浇铸而成
	4		宽 V 带 承载层为绳芯, 梯形截面环形带的相对高度近似为 0.3
	5		联组 V 带 将几根型号相同的普通 V 带或窄 V 带的顶面用胶帘布等粘接而成, 有 2、3、4 或 5 根连成一组
	6		齿形 V 带 其结构与普通 V 带相同, 承载层为绳芯, 内周制成齿形
	7		接头 V 带 图示为活络接头 V 带, 也有多孔型和冲孔型接头形式
	1		双面 V 带 截面为六角形, 四个侧面均为工作面。承载层为绳芯, 位于截面中部
	2		多楔带 在绳芯结构平带的基体下有若干纵向三角形楔的环形带, 工作面是楔面。基体有橡胶和聚氨酯两种
其他	3		圆带 截面为圆形, 有圆皮带、圆绳带、圆锦纶带等。带直径为 2 mm ~ 12 mm
	4		同步齿形带(梯形齿) 工作面为梯形齿, 承载层为玻璃纤维绳芯或钢丝绳等的环形带。基体有氯丁橡胶和聚氨酯(只有小型带)两种
	5		同步齿形带(弧齿) 工作面有圆弧齿, 承载层为玻璃纤维绳或合成纤维绳芯的环形带。基体为氯丁橡胶

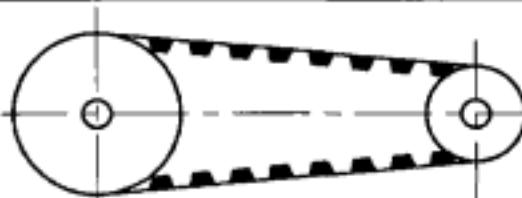
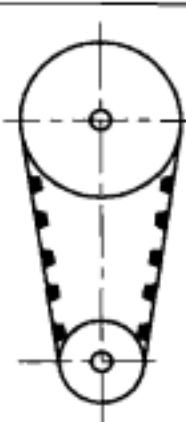
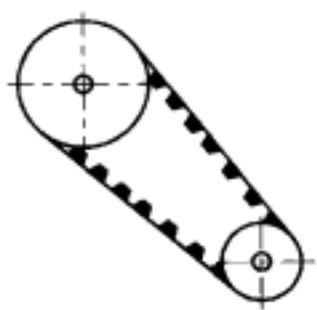
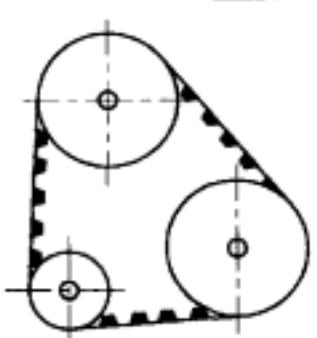
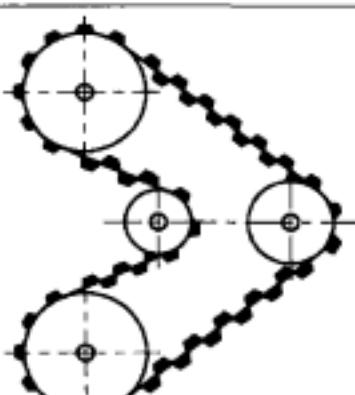
带传动的形式见表 5.3。

表 5.3 带传动的形式

类 型	图 例	说 明
摩擦带的传动形式		开口传动 用于两轴互相平行且同向转动的情况下。为了增大皮带在皮带轮上的包角,宜把皮带的下边作为主动边而上边作为从动边。为使皮带不脱落,把皮带轮中的一个(大轮较好,因在大轮上皮带受到的弯曲较小)作成具有中凸形的
		交叉传动 用于两轴互相平行但旋转方向相反的情况下。在传动中皮带遭受较强烈的变形,且皮带两边的表面在其交叉处要彼此摩擦。因此,用于不大功率(开口传动的 3/4);不大的速度($\leq 15 \text{ m/s}$);较大的中心距(不小于皮带宽度的 20 倍);传动比可到 6
		半交叉传动 用于两轴交叉(通常属直角交叉)的情况。皮带轮应这样相互配置:即当延长主动皮带轮的内边缘时将切于被动轮的轮缘。 用于单向传动、功率不大(开口传动的 3/4);不大的速度($\leq 15 \text{ m/s}$);传动比可到 3 的场合
	 <p>(a) 装有一个导轮的半交叉传动</p>	装有导轮的半交叉传动 当带轮不好装拆或需被动轴逆转时,可加装导轮(即在固定轴心上空转的带轮),以给皮带一边必要的偏转和方向。导轮可以加装一个(图(a))或两个(图(b))。 导轮给皮带导向,为了使皮带直接地跑上皮带轮,皮带必须在其中央平面内接近导轮。所以应把导轮这样装置,即其圆周切于两带轮的中央平面。 用于皮带速度 $\leq 15 \text{ m/s}$;传动比允许到 4;载荷不超过开口皮带允许载荷的 70%~80% 的场合
	 <p>(b) 装有二个导轮的半交叉传动</p>	

注:图中 1—主动轮; 2—从动轮; 3—皮带主动边(紧边); 4—皮带从动边(松边)

(续)

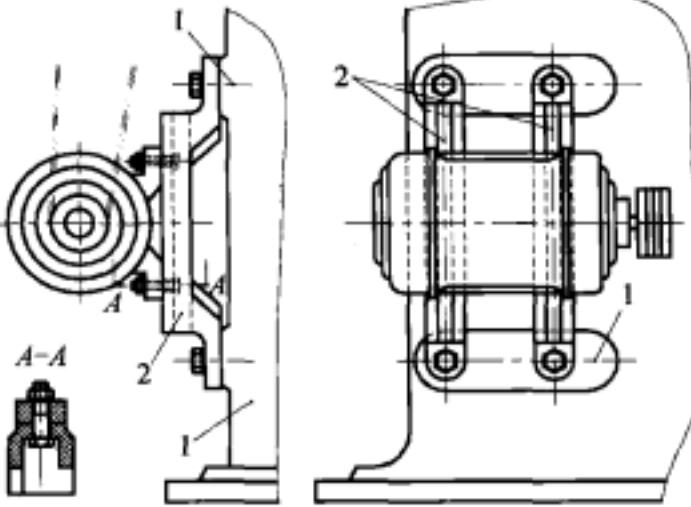
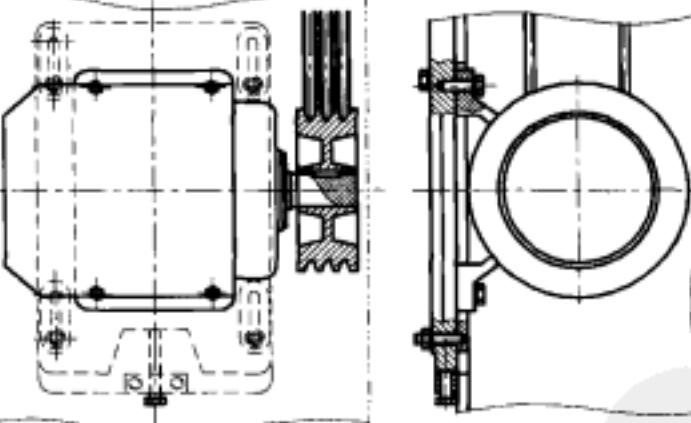
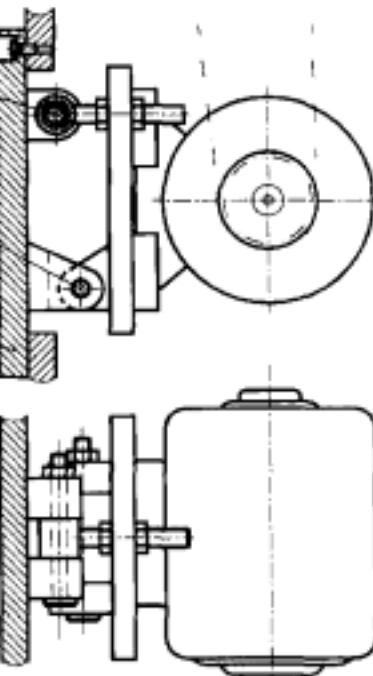
类型	图例	说明
同步带的传动形式		同步带水平传动
		同步带垂直传动
		同步带斜传动
		同步带多轮传动
		同步带双面带传动

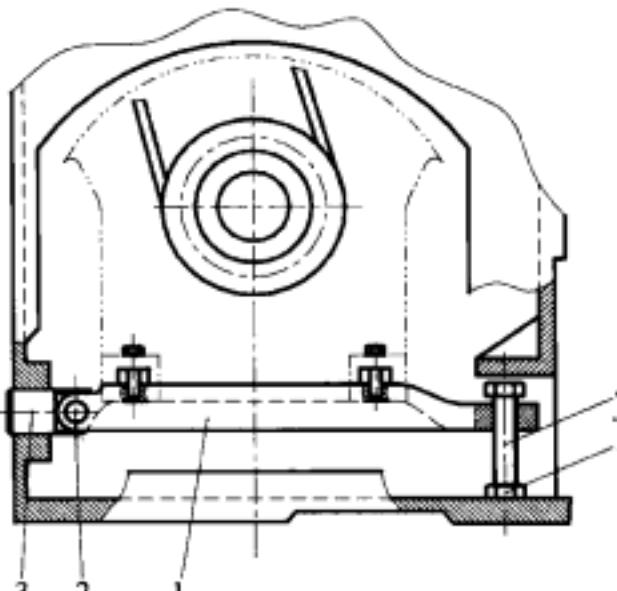
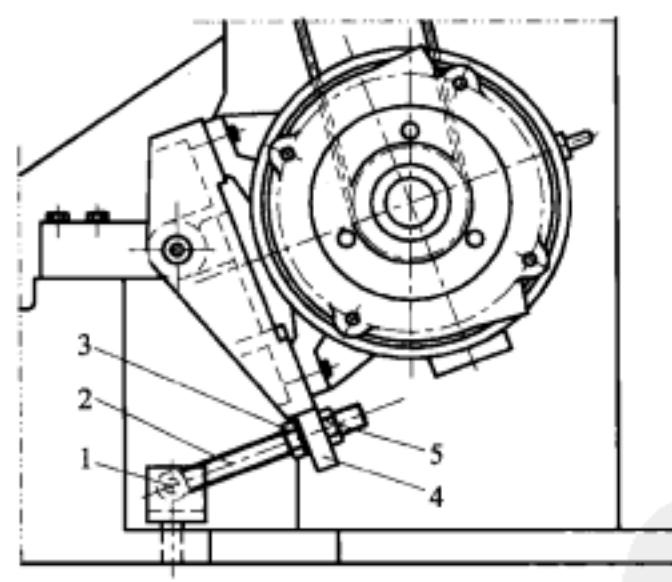
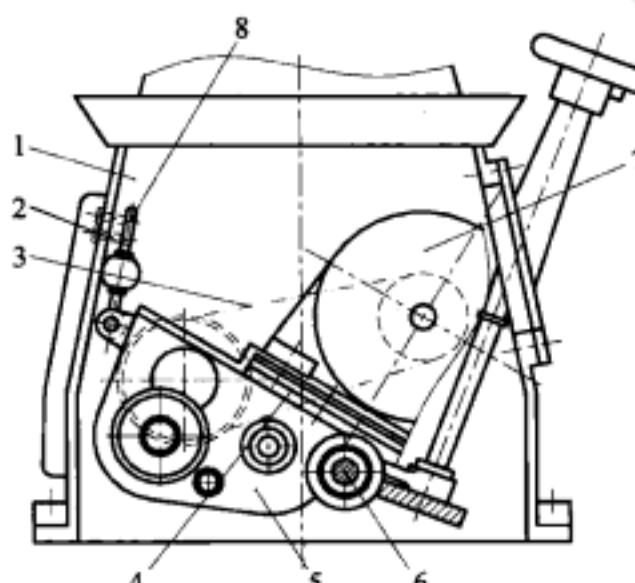
5.4 皮带的张紧

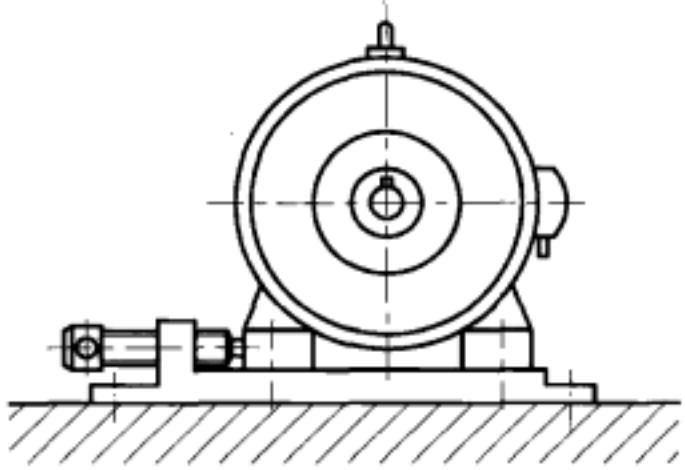
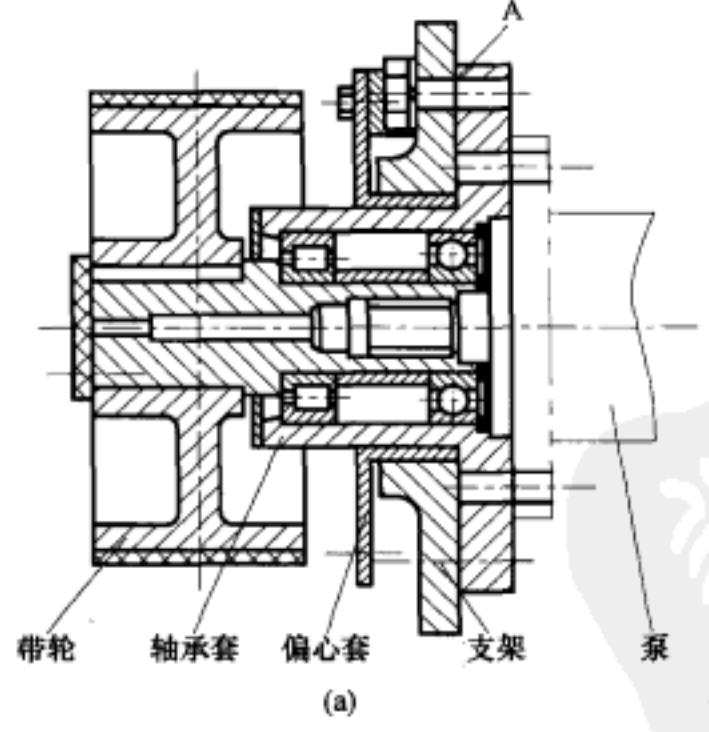
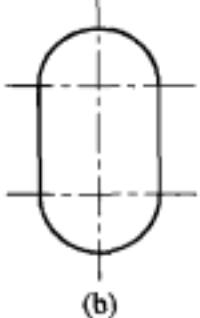
由于传动带的材料不是完全的弹性体,带在工作一段时间后会发生伸长而松弛,张紧

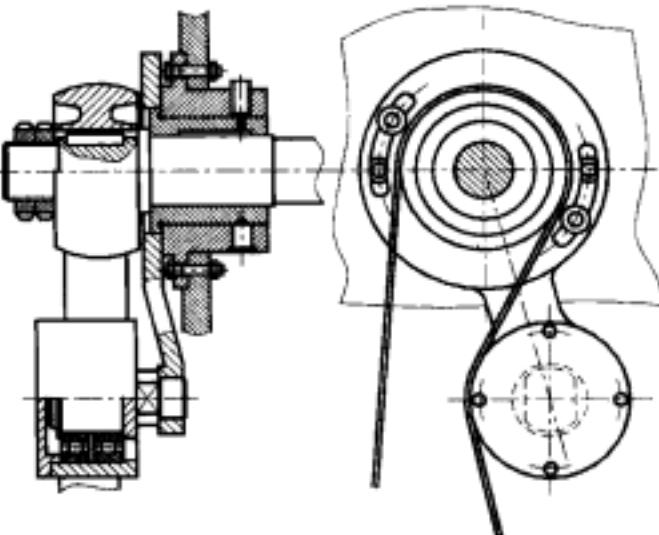
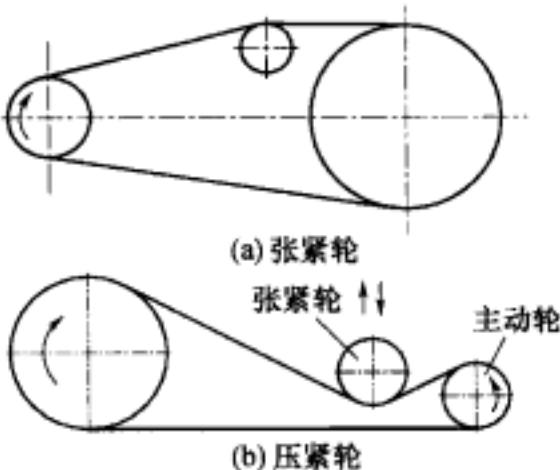
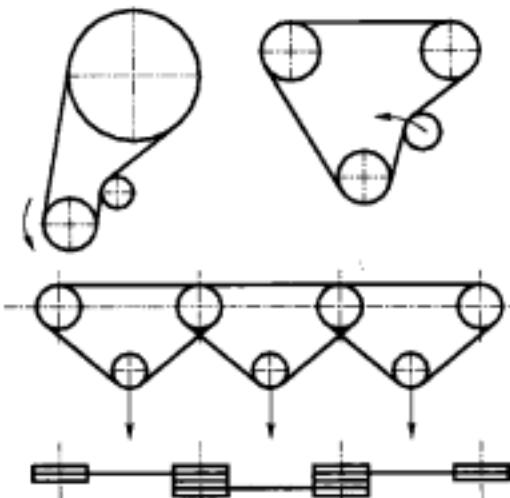
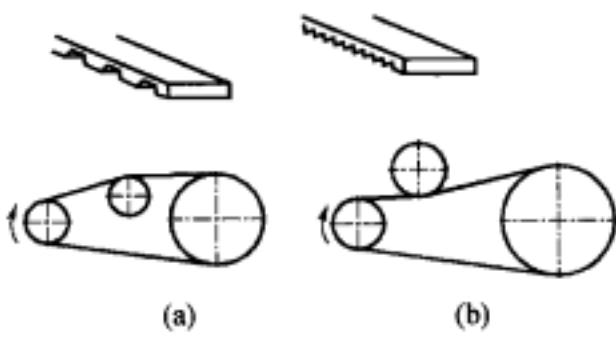
力降低。因此,带传动应设置张紧装置,以保持正常工作。常用的张紧装置有以下3种形式:通过移动或旋转改变带轮轴距、增加张(压)紧轮、自动张紧,具体典型结构见表5.4。

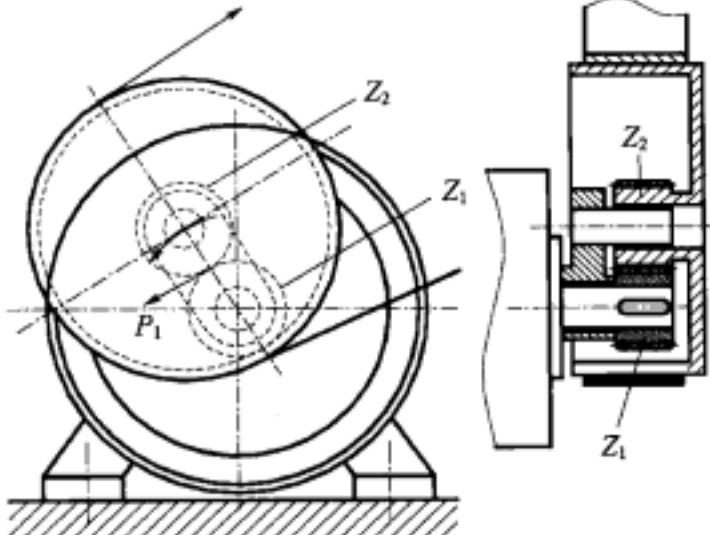
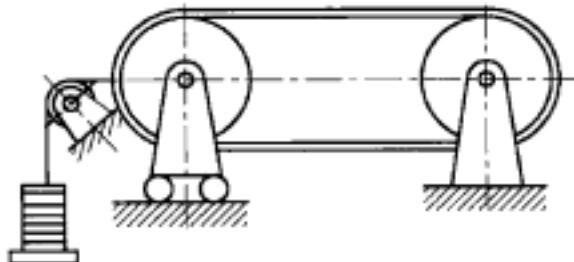
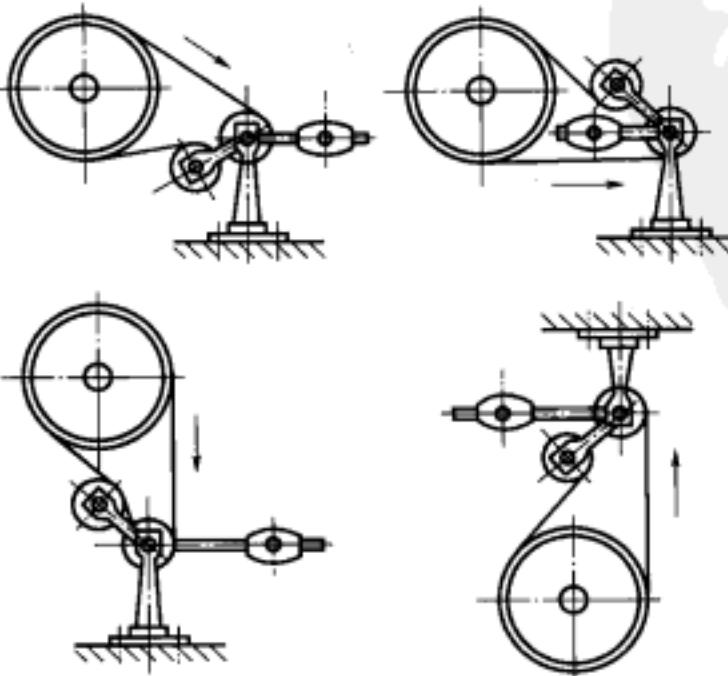
表5.4 皮带的张紧

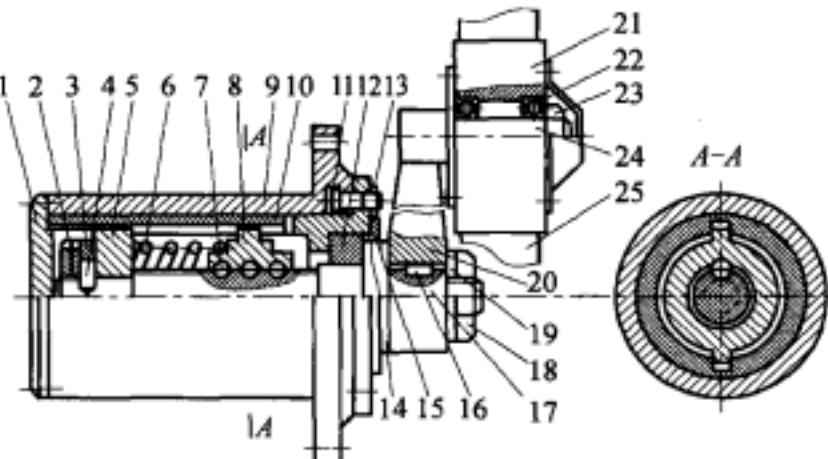
序号	图例	说明
改变带轮轴距(移动或旋转)		
1		<p>前托架的侧壁上加工了两个凸台1。在这个凸台上安装及固定着两个相同的支架2。在支架中有着铸槽。电动机装在支架加工过的平面上,并用螺钉固定。</p> <p>当电机沿着支架的槽移动时,就拉紧了皮带</p>
2		<p>电机装在盖板的内表面,盖板固定在床身托架上。固定着电动机的盖板移动时就拉紧了皮带。为了使盖板能移动,在盖板上应考虑安装螺钉的槽</p>
3		<p>在盖板1上有两个凸耳,凸耳上安置了摆动板的心轴2及铰链轴心3。松开铰链螺钉上的两个螺帽,电机自重使摆动板绕2转动,拉紧皮带。</p> <p>整个拉紧装置的构造相当简单,但在盖板1上有着两个凸耳,使盖板的加工复杂化,这是它的缺点</p>

序号	图例	说明
4		放有电机的底板 1 可绕心轴 2 回转。轴 2 插在两个固定在机床床身壁上的销子 3 的孔中。底板相对于心轴的回转由旋转螺钉 4 来进行。为此要预先使止动螺帽 5 沿着螺钉 4 向上退出一点。在转动螺钉 4 时,底板 1 也将回转,因而可以增加或减少皮带的拉紧力。拉紧完后,板 1 就用止动螺帽 5 定位
5		皮带拉紧是靠电机底板 4 绕铰链轴旋转来调节;其固定则靠螺栓 2(可在轴 1 上转动)上的两个螺帽 3 和 5。 用于垂直或接近垂直的传动
6		装在机床左边机座中的减速器箱体 5 可在轴 6 上旋转。皮带对于主轴箱皮带轮(图中未示出)的拉紧是利用带有两个螺帽的螺钉 2 来调节的。三角皮带 3 从电机 7 到减速器的拉紧,是靠移动架 4 上的电机来达到的

序号	图例	说明
7		<p>由电机导轨上的螺钉顶推电机的底板以实现带的张紧</p>
8	 <p>(a)</p>  <p>(b)</p>	<p>调整偏心套的周向位置,即可获得传动带的不同松紧状态,以满足带传动的要求,如图(a)所示。这里要注意的是支架A处的连接孔应加工成图(b)所示的形状。该装置受偏心距大小的局限,适用在调整量较小的场合</p>

序号	图例	说明
增加张紧轮		
1		<p>张紧轮典型结构： 一般将张紧轮放置在从动边，并靠近主动轮。张紧轮可设置在胶带的内侧或外侧，放于外侧可增大小轮包角，但对传动带寿命不利。张紧轮直径一般不应小于小带轮直径，其宽度为带轮宽度的1.2倍。张紧轮的使用会降低带轮的传动能力，在设计时应适当考虑</p>
2		<p>V带、平带的张紧轮装置： 图(a)张紧轮，一般应安装在松边内侧，使带只受单向弯曲，以减少寿命的损失；同时张紧轮还应尽量靠近大带轮，以减少对包角的影响 图(b)以增加小轮包角为目的的压紧轮，应安以装在松边、靠近小带轮的外侧</p>
3		<p>V带传动中心距不能移动的张紧轮装置： 当V带传动中任何一个带轮的轴心都不能移动时，所使用V带的长度要能使V带在处于固定位置的带轮之间装卸，在装挂完后，可用张紧轮将其张紧到运转状态。该张紧轮要能在张紧力的调整范围内调整，也包括对使用后V带伸长的调整</p>
4		<p>同步齿形带的张紧轮装置： 原则上不使用张紧轮，只有在中心距不可调整，且小带轮齿数小于规定齿数时才可使用。使用时要注意避免深角使用，采用浅角使用，并安装在松边内侧见图(a)。 当小带轮啮合齿数小于规定齿数时，为防止跳齿，应将张紧轮安装在松边、靠近小带轮的外侧，见图(b)</p>

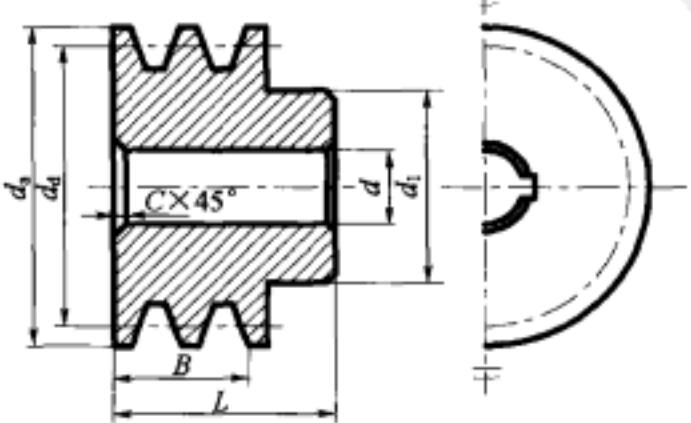
序号	图例	说明
4		<p>主动带轮轴线可自动摆动的自动张紧装置：</p> <p>在固定的电机的回转轴上装一齿轮 Z_1，它和固定在主动带轮上的外齿轮 Z_2 相啮合，同时，主动带轮的轴线装在可绕电机轴线回转的摆动支架上，就像行星齿轮一样。当齿轮副回转时，带轮上的齿轮 Z_2 就受到一个作用力 P_1 (圆周力)，这力同时传递给了摆动支架，使胶带张紧。</p> <p>由上可见，张紧力的大小随传递的扭矩 M_1 的增加而增加。当 M_1 一定时，张紧力 P_1 和带轮上的齿轮 Z_2 直径成反比，即齿轮 Z_2 直径越大，则张紧力 P_1 越小。如果 Z_2 齿轮直径选择过大，则可能使 P_1 小到不足以传递所需要的扭矩。反之则会产生过大的张紧力，缩短胶带的寿命。因此，设计时应注意选择合适的带轮上的齿轮 Z_2 直径</p>
5		<p>砝码张紧装置：</p> <p>砝码通过钢丝绳拖动轴承座和带轮使带张紧</p>
6		<p>重锤张紧装置：</p> <p>重锤使张紧轮压紧传动带松边外侧实现张紧。对于平带，张紧轮应当装在松边的外侧以增加在小轮的包角。</p> <p>用于传动比 i 大而两轮中心距 a 小的传动，带使用的寿命较低</p>

序号	图例	说明
7	 <p>1—压盖；2—螺母；3—止退垫；4—圆柱销；5—滑动轴承； 6—弹簧；7—钢球；8—滚珠螺帽；9—外套；10—内套； 11—螺栓；12—滑动轴承；13, 18, 23—螺帽；14—密封圈； 15—压盖；16—键；17—滚珠丝杆；19—止退垫； 20—压杆；21—压轮；22—轴承；24—压杆轴；25—皮带。</p>	<p>带轮传动自动张紧装置： 安装时先将外套 9 固定在主机上，再让压轮张紧致 21 压紧皮带 25，同时限制滚珠丝杆 17 转动，再把内套 10 作正方向旋转并带动滚珠螺帽 8 旋转，使其沿着滚珠丝杆 17 作左轴向移动并压紧弹簧 6，当弹簧的压力和滚珠螺帽的行程达到要求时，用螺栓 11 将内套固定在外套上，即完成带轮张紧装置与主机的组装。 在工作中，当皮带轮与皮带有松动时，弹簧的预压力会自动推动螺帽在不旋转的情况下沿着滚珠丝杆做右轴向运动并通过钢球的作用使滚珠丝杆实现正方向旋转，带动压杆上的压轮对皮带产生压力，使皮带和皮带轮自动张紧，从而保证皮带在弹性和热变形的状态下与皮带轮仍具有较高的摩擦系数，也提高了带轮传动的稳定性和传动效率。</p>

5.5 皮带轮结构

皮带轮的结构设计，主要是根据带轮的基准直径选择结构形式；根据带的截型确定带轮外圆槽（V带、齿形带等）的尺寸；皮带轮的其他结构尺寸可参照表 5.5 所列经验公式计算。表 5.5 列出了最常用的 V 形皮带轮的结构，表 5.6 列出了最常用的 V 形皮带轮轮槽尺寸。其他带轮除外圆上槽形不同之外，其余尺寸均可借鉴。皮带及带轮尺寸均已有各种标准，设计时可选用。

表 5.5 V 形皮带轮的结构

序号	图例	说明
1		<p>实心式 带轮基准直径 $d_d \leq 2.5d$ 时采用。 d 为轴的直径，单位为 mm</p>

序号	图例	说明
	注:图中有关尺寸可按下列各式估算:	
	$d_1 = (1.8 - 2)d$, d 为轴的直径	$h_2 = 0.8h_1$
	$D_0 = 0.5(D_1 + d_1)$	$b_1 = 0.4h_1$
	$d_0 = (0.2 - 0.3)(D_1 - d_1)$	$b_2 = 0.8b_1$
	$C' = (\frac{1}{7} - \frac{1}{4})B$	$S = C'$
	$L = (1.5 - 2)d$, 当 $B < 1.5d$ 时, $L = B$	$f_1 = 0.2h_1$
	$h_1 = 290 \sqrt[3]{\frac{P}{nz_n}}$	$f_2 = 0.2h_2$
	式中: P —传递的功率(kW); n —带轮的转速(r/min); z_n —轮辐数。	

表 5.6 V 形皮带轮的轮槽尺寸

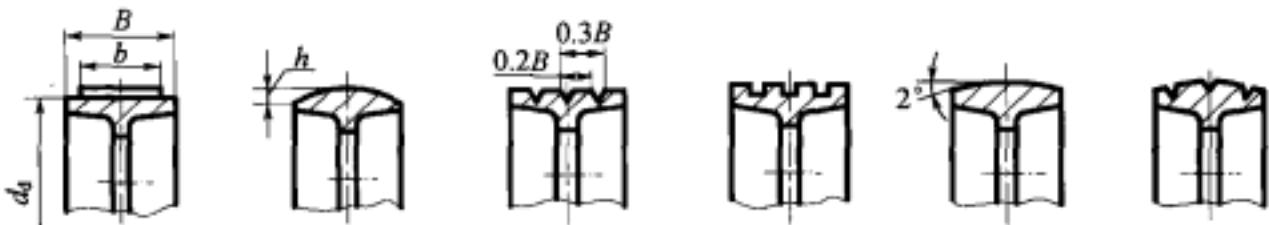
项 目	符 号	槽型						
		Y	Z SPZ	A SPA	B SPB	C SPC	D	E
基准宽度(节宽)	$b_d(b_p)$	5.3	8.5	11.0	14.0	19.0	27.0	32.0
基准线上槽深	$h_{a\min}$	1.6	2.0	2.75	3.5	4.8	8.1	9.6
基准线下槽深	$h_{f\min}$	4.7	7.0 ~ 9.0	8.7 ~ 11.0	10.8 ~ 14.0	14.3 ~ 19.0	19.9	23.4
槽间距	e	8 ± 0.3	12 ± 0.3	15 ± 0.3	19 ± 0.4	25.5 ± 0.5	37 ± 0.6	44.5 ± 0.7
第一槽对称面至端面的距离	f	7 ± 1	8 ± 1	10^{+2}_{-1}	12.5^{+2}_{-1}	17^{+2}_{-1}	23^{+3}_{-1}	29^{+4}_{-1}
最小轮缘厚	δ_{\min}	5	5.5	6	7.5	10	12	15
带轮宽	B	$B = (z - 1)e + 2f$ z —轮槽数						
外径	d_a	$d_a = d_d + 2h_a$						
轮槽角 φ	32°	≤60	—	—	—	—	—	—
	34°	—	≤80	≤118	≤190	≤315	—	—
	36°	>60	—	—	—	≤475	≤600	—
	38	—	>80	>118	>190	>315	>475	>600
	极限偏差	$\pm 1^\circ$				$\pm 30'$		

注: V 形皮带型号标准可查阅相关手册

高速平皮带轮一般指带速大于 30m/s , 高速轴转速达 $10000\text{r/min} \sim 50000\text{r/min}$ 的带传动。高速传动中, 转速高、离心力大, 带轮直径都较小, 且要求带轮重量轻、质量分布均匀, 常常还有动平衡的要求。为防止高速传动中发生吊带现象, 大带轮轮缘表面应制成中凸形。为防止带与带轮之间形成气垫而降低传动摩擦系数, 在带轮轮缘表面还应开出环槽。高平皮带轮缘形状见表 5.7。

表 5.7 高速平皮带轮缘形状

(mm)



d_a	40	45	50	56	63	71	80	90	100	112	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355
允差	± 0.6	± 0.8	± 1.0	± 1.2	± 1.6			± 2			± 2.5		± 3							
h				0.3							0.4		0.5		0.6		0.8		1.0	
B	16	20	25	32	40			50		60		70		90		112				
允差								± 1												
b	12	16	20	25	32	40		50		60		80		100						

注: 在小带轮轮缘表面开设环槽的作用是防止带与带轮之间形成气垫

为避免装皮带轮的轴和轴承受过大的弯矩(皮带拉力影响), 可采用卸荷结构。如图 5.1 和图 5.2 所示, 轴端皮带轮上由皮带拉力产生的弯矩, 借固定在箱体上的卸荷空心轴

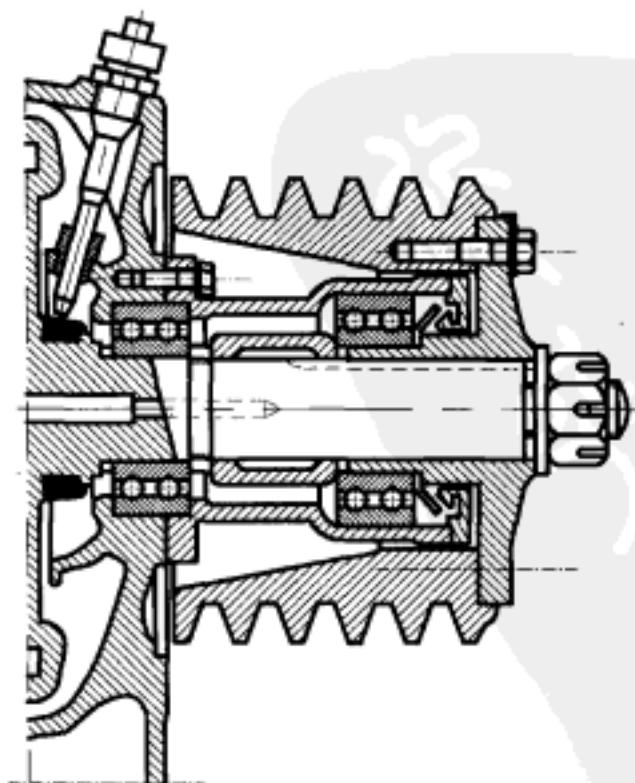


图 5.1 卸荷皮带轮(结构图)

来承受,皮带轮孔与传动轴之间间隙配合,使传动轴只起传递扭矩的作用,而不承受弯矩。但应注意:传递扭矩要采用花键或双键,如使用单键,轴仍将承受一部分弯矩。

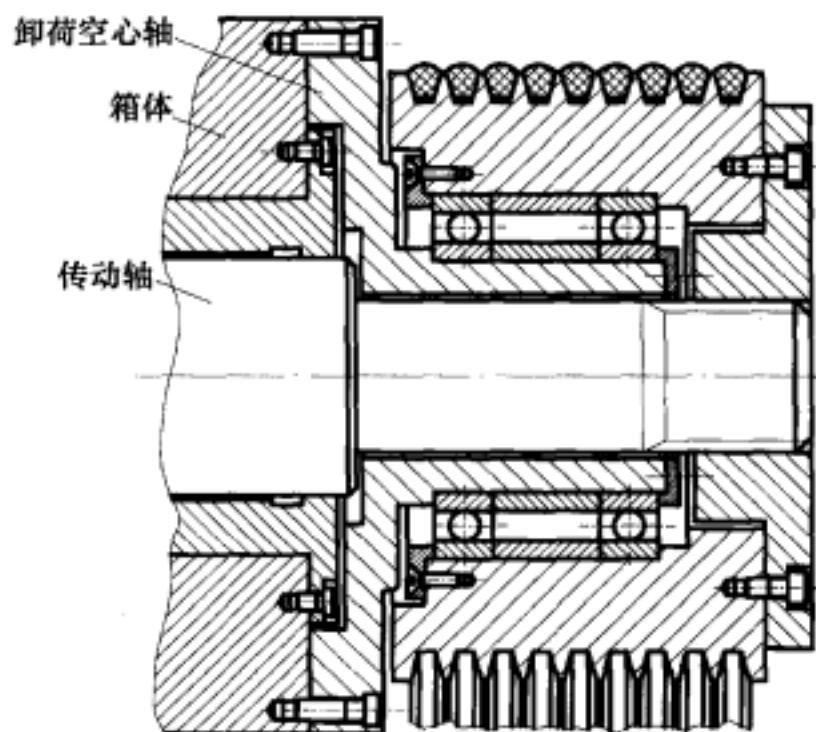


图 5.2 卸荷皮带轮(结构 2)

5.6 测绘要点

皮带传动的测绘与一般零件的测绘并无不同,仅注意在确定带轮槽型尺寸时参考有关标准。

5.7 带传动的应用示例

1. 带式抛粮机

如图 5.3 所示,抛粮轮 10 由带传动获得高速线速度运动,当谷物从入料口 9 进入后,由胶带 11 和胶圈 12 夹持以同样高的线速度运行,在胶带 11 和抛粮轮 10 脱离处,谷物从抛粮轮切线方向被抛向远方。

2. 能轴向移动的带传动

能轴向移动的带传动如图 5.4 所示。

3. 用塔轮改变传动比的带传动

用塔轮改变传动比的带传动如图 5.5 所示。

4. 具有减速器的 V 带传动驱动装置

具有减速器的 V 带传动驱动装置如图 5.6 所示。

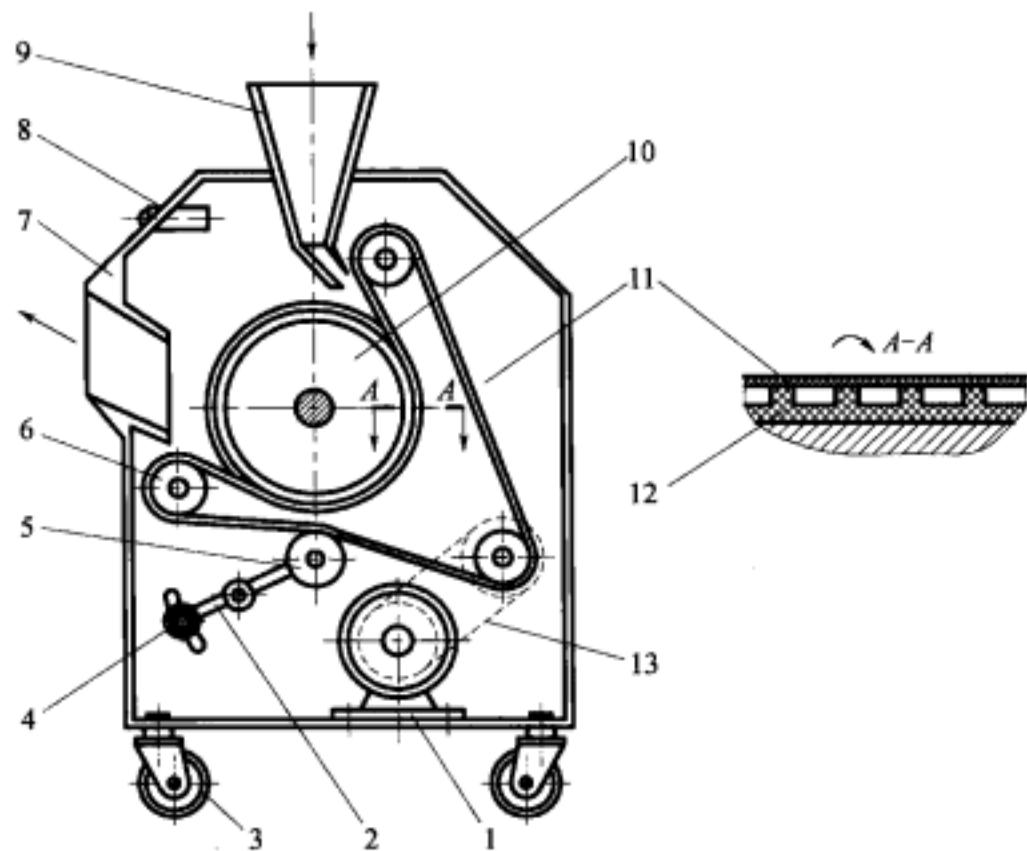


图 5.3 带式抛粮机

1—电机；2—张紧杆；3—脚轮；4—紧固螺栓；
5—张紧轮；6—传动轮；7—抛粮口；8—安全传感器；9—入料口；
10—抛粮轮；11—胶带；12—胶圈；13—V 带。

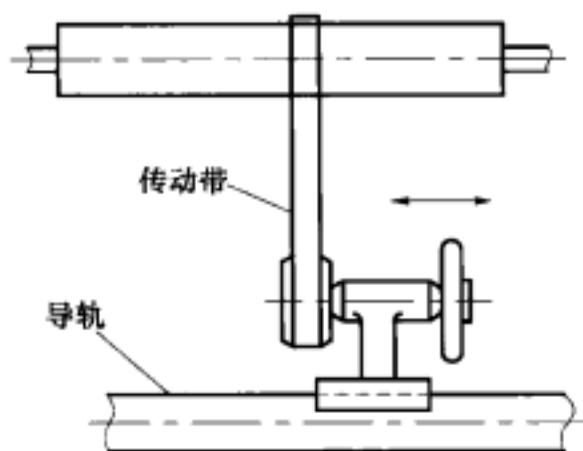


图 5.4 能轴向移动的带传动

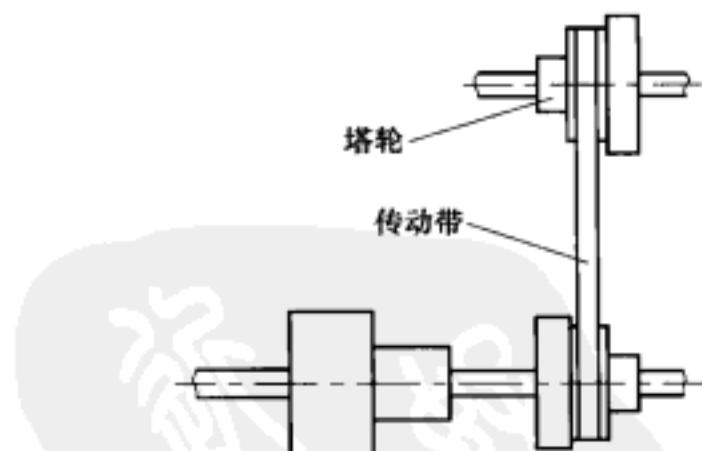
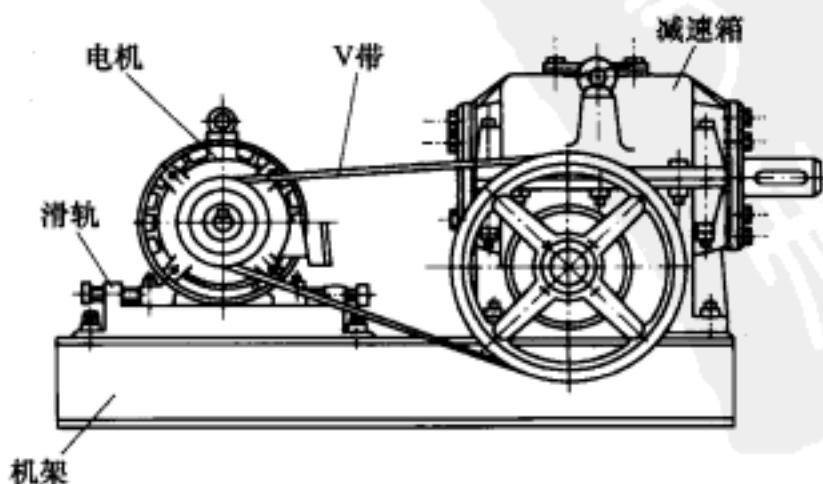


图 5.5 用塔轮改变传动比的带传动



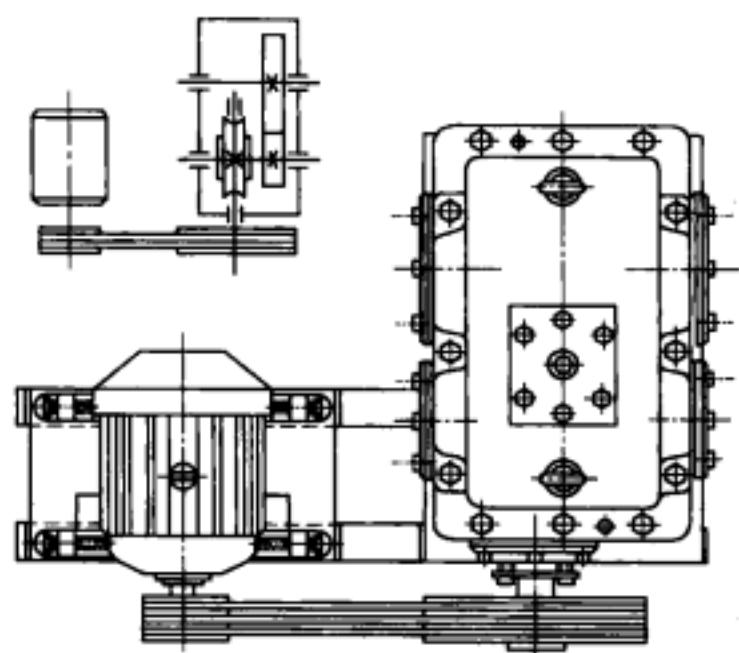


图 5.6 具有减速器的 V 带传动驱动装置

第6章 链传动

6.1 链传动特点

链传动通过具有特殊齿形的主动链轮、从动链轮和一条闭合的中间挠性链条啮合来传递运动和动力,其简图如图6.1所示。

靠中间挠性件啮合工作的链传动兼有带传动与啮合传动的特点,其优点是:

- (1) 无弹性滑动和打滑现象,故能保持准确的平均传动比。
- (2) 传动尺寸较为紧凑。
- (3) 不需要很大的张紧力,故作用在轴上的压力较小。
- (4) 传动效率高。
- (5) 能吸振缓冲,结构简单,加工成本低,安装精度要求低,适合较大中心距的传动。
- (6) 能在温度较高、湿度较大和油污较重等恶劣环境中工作。

链传动的缺点是:

- (1) 仅适用于平行轴传动。
- (2) 瞬时传动比不恒定,传动平稳性差,工作时有冲击和噪声,动载荷较大。
- (3) 无过载保护作用,不宜在载荷变化大、高速和急速反转中应用。
- (4) 安装精度和制造费用比带传动高。

链传动适用范围:

- (1) 传动比:通常 $i \leq 6$,推荐 $i = 2 \sim 3.5$ 。
- (2) 链速:通常 $v \leq 15 \text{ m/s}$,最高可达 40 m/s 。
- (3) 传递功率:通常 $P \leq 100 \text{ kW}$,最高可达 4000 kW 。
- (4) 最大中心距: $a_{\max} = 8 \text{ m}$ 。
- (5) 传动效率:开始传动 $\eta = 0.90 \sim 0.93$,闭式传动 $\eta = 0.97 \sim 0.98$ 。

链传动常用于工作条件恶劣的场合,广泛应用于农业、矿山、冶金、建筑、运输、起重机和石油等各种机械中。

链传动优缺点见表6.1。

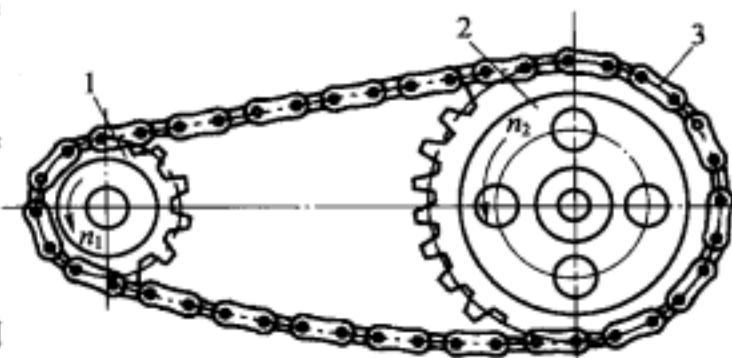


图6.1 链传动简图

1—主动链轮; 2—从动链轮; 3—链条。

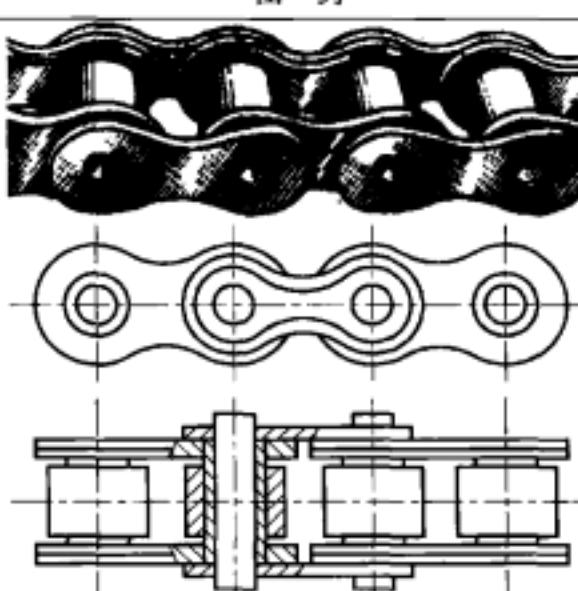
表 6.1 链传动的优缺点

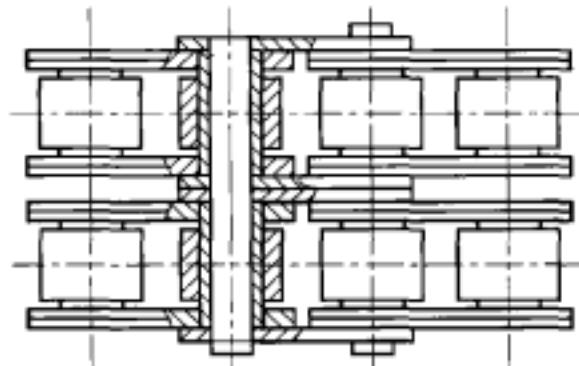
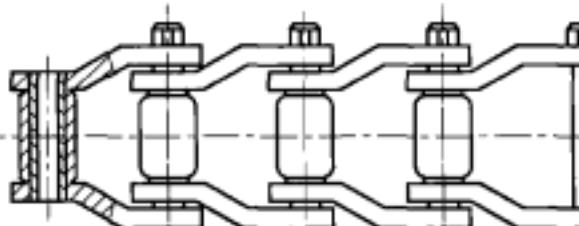
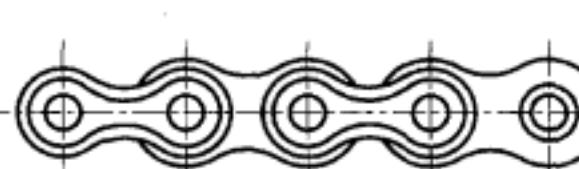
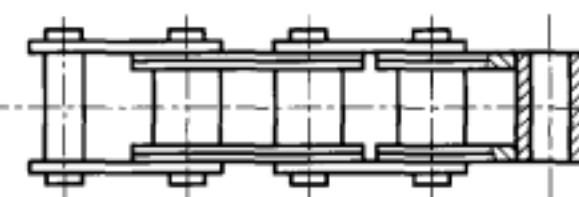
	优 点	缺 点
与 齿 轮 传 动 相 比	<p>(1) 因为链传动是一种具有中间挠性的啮合传动, 所以对链轮齿形的加工与安装精度要求较低, 安装和维修方便;</p> <p>(2) 两链轮的中心距适应范围大;</p> <p>(3) 有较好的缓冲及吸振能力;</p> <p>(4) 链轮齿受力较小, 强度较高;</p> <p>(5) 链轮结构简单、紧凑;</p> <p>(6) 成本较低, 具有较好的经济性</p>	<p>(1) 运动时存在瞬时速度不均匀;</p> <p>(2) 两轮中心距较小的场合不能采用;</p> <p>(3) 冲击、振动和噪声较大;</p> <p>(4) 只能传递平行轴之间的运动和动力</p>
与 带 传 动 相 比	<p>(1) 能获得准确的平均传动比;</p> <p>(2) 链传动不存在弹性滑动及打滑, 因此和带传动相比, 有较高的机械效率;</p> <p>(3) 链传动不像带传动那样需要较大的预紧力, 因而作用于轴和轴承的载荷较小, 减少了轴承的摩擦损失, 有利于提高传动效率;</p> <p>(4) 在相同功率的条件下, 链条的宽度比带传动中的带宽窄, 链轮也比带轮的直径小, 容易实现结构紧凑的要求;</p> <p>(5) 能在较小中心距下工作;</p> <p>(6) 由于链传动允许链条在链轮上的包角小一些, 其传动比范围比带传动大;</p> <p>(7) 链条的磨损伸长较胶带拉伸变形伸长缓慢, 不需要经常调节预紧力;</p> <p>(8) 链条比胶带容易装拆;</p> <p>(9) 使用比带传动安全, 不会产生引燃现象</p>	<p>(1) 比带传动噪声大;</p> <p>(2) 需要润滑;</p> <p>(3) 转速不如带传动高;</p> <p>(4) 中心距不能很长;</p> <p>(5) 只能传递平行轴之间的运动和动力</p>

6.2 链传动类型

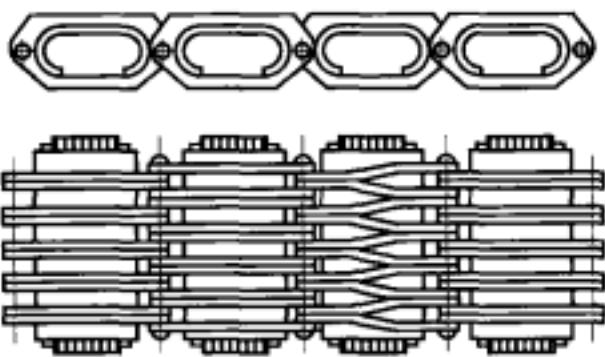
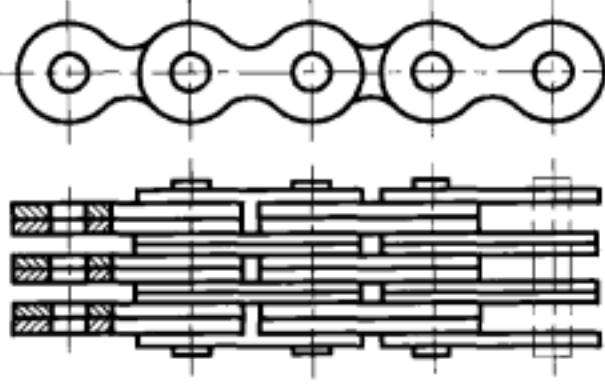
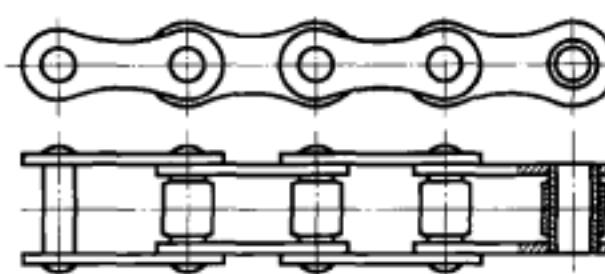
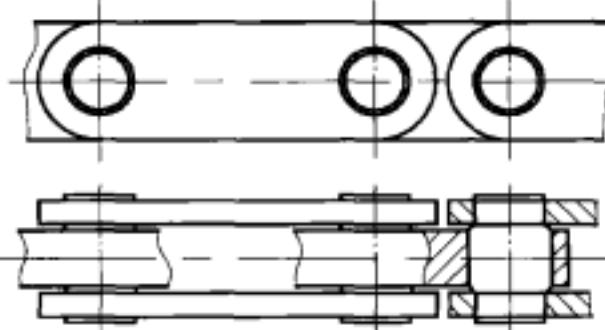
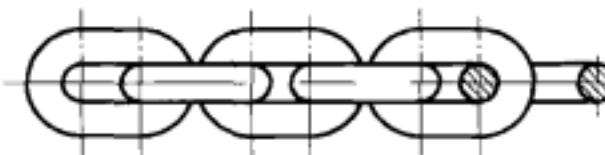
根据工作性质的不同, 链传动分为三种基本类型, 即传动链、起重链及曳引链(输送链)。传动链在各种机械传动装置中用于传递运动和动力, 通常在中等速度($v \leq 20\text{m/s}$)以下工作; 起重链主要用在起重机械中提升重物, 其工作速度不大于 0.25m/s ; 曳引链在运输机械中用于移动重物, 其工作速度一般不超过 4m/s 。每种类型的结构特点见表 6.2。

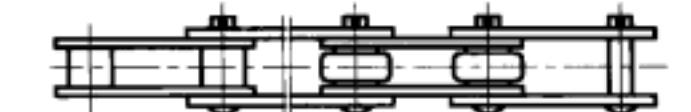
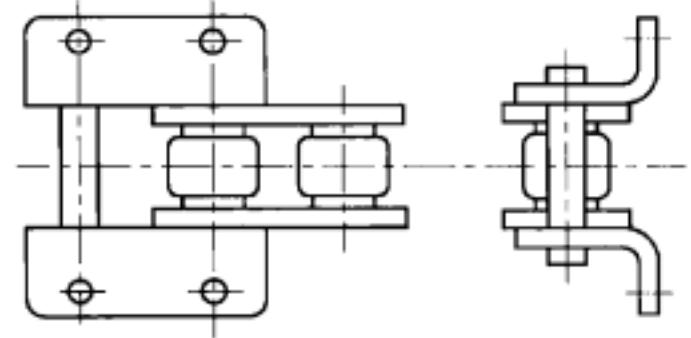
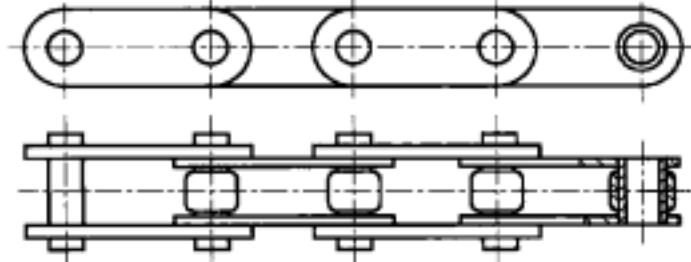
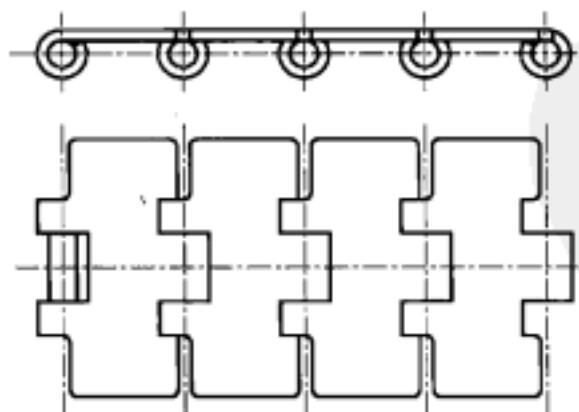
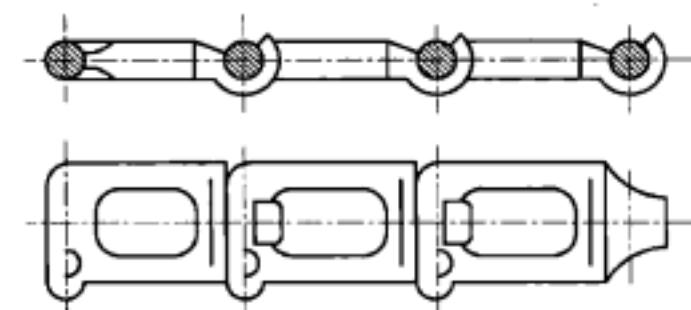
表 6.2 链传动类型及特点

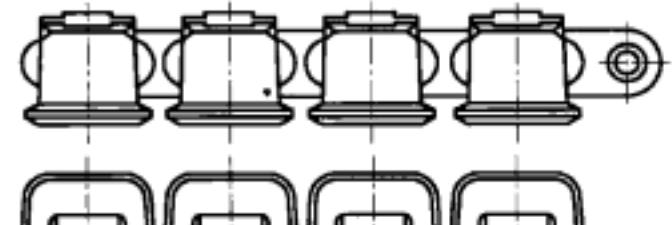
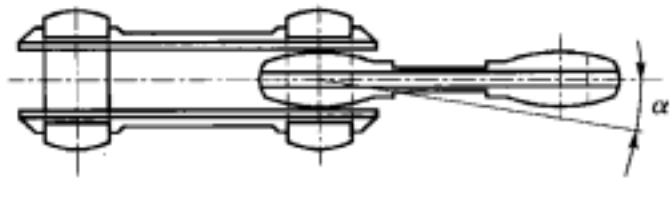
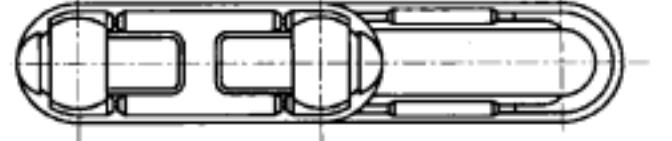
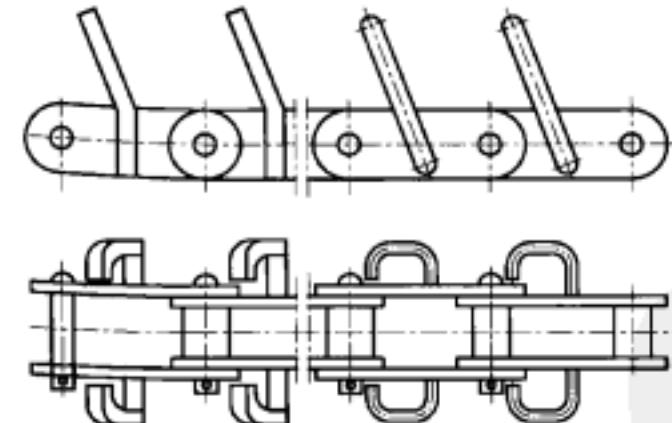
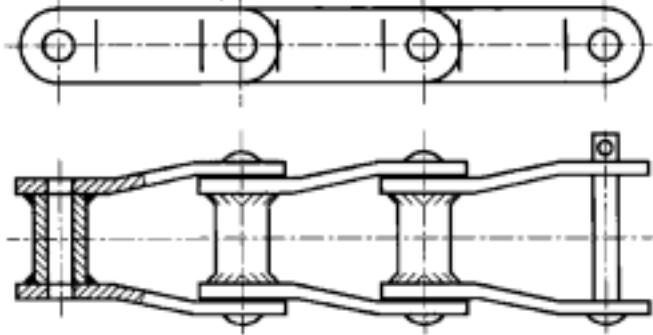
类 型	图 例	说 明
传 动 链		<p>套筒滚子链</p> <p>由内外链环构成, 销轴在套筒中转动。滚子可防止链轮齿的磨损。广泛地应用于各种机械中</p>

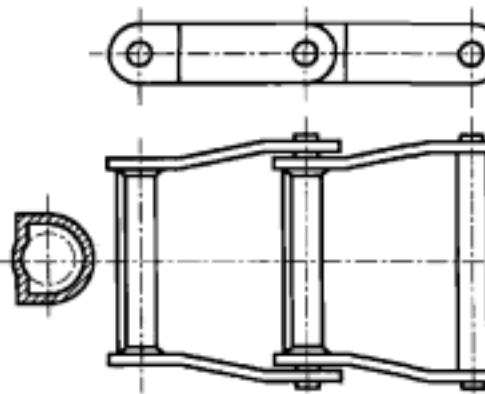
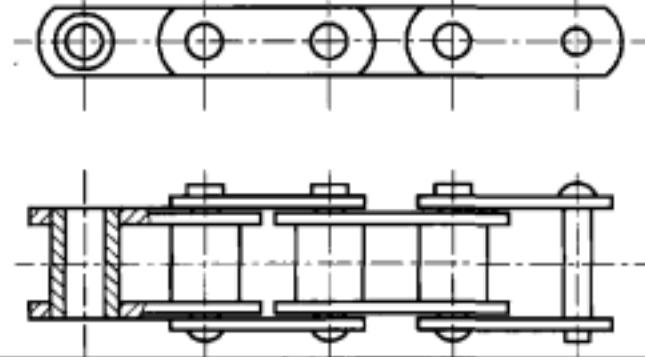
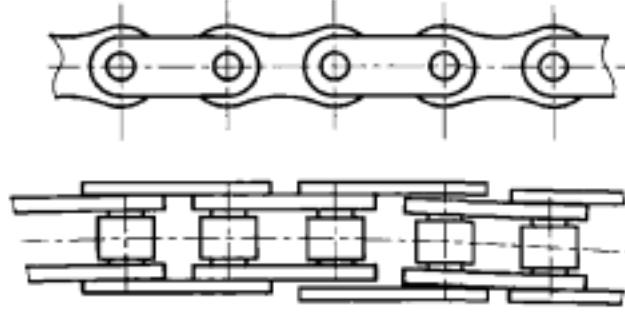
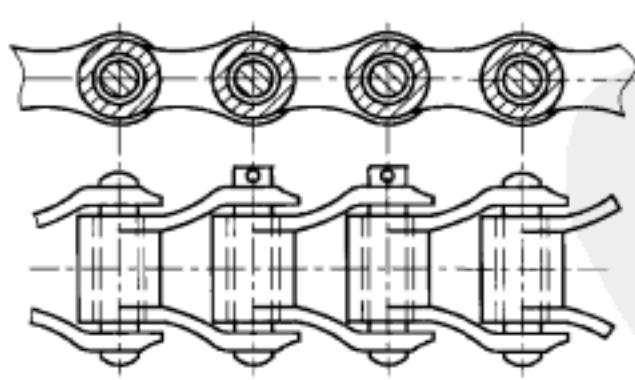
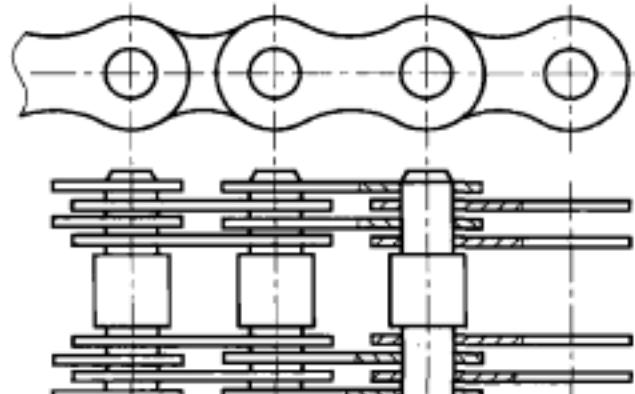
类 型	图 例	说 明
	 	<p>多排套筒滚子链 用长销轴连接数个单排链而成,在同一速度时较单排链可传递较大的功率。 可以做成双排(如左图所示)或三排</p>
传 动 链	 	<p>具有弯曲链板的套筒滚子链 因链板是弯曲的,所以比直链板的链具有较大的弹性,用于重载荷的传动装置中</p>
	 	<p>套筒链 除没有滚子外,其余结构与滚子链相同,节距较小,常用于轻载传动中</p>

类型	图例	说明
传动链	<p>传导式齿形链</p>	<p>齿形链(无声链) 由齿形的薄链板构成,链环由一定形状的铰链孔限制其转动,如此可减低磨损,在工作中噪声小。用于各种机构中的传动,主要用在各种重要传动中。缺点是重量较大,价格较贵,拆卸困难。</p> <p>外导式齿形链的链片外侧与链轮的直边齿廓相啮合,链片内侧不与轮齿接触。加工外导式齿形链所需刀具数量少,链片与链轮齿接触而在啮合过程中无明显滑动,传递载荷面积较大,磨损较轻,使用寿命较长</p>
	<p>内导式齿形链</p>	<p>内导式齿形链的链片内侧与链轮的齿廓相啮合,链片外侧不与轮齿接触。加工内导式齿形链传动需要的刀具数量较多,磨损较大,因此导式齿形链传动多用于要求运动精度高、传动平稳、生产批量大的高速传动中</p>

类型	图例	说明
传动链		<p>无级变速链 由链片和链框组成。由链框承受传动拉力。装在链框内的滑片端部与键轮啮合</p>
		<p>板式链 也称叶形链,由多片链板用销轴连接而成,可以有多种组合形式。用于起重和平衡装置,如叉车、往复运动机构</p>
起重链		<p>起重葫芦滚子链 这是一种与普通滚子链的结构、形状、尺寸相近而材质和力学性能明显不同的起重用链。它具有很高的静强度和疲劳强度,以保证安全工作。用于起重</p>
		<p>冷拔链 由外链板、内链板和销轴组成。两个外链板与两个阶梯状销轴过盈配合,并铆接成为框架,称外链节。内链节是一个整块厚板。内链节与销轴为动配合,构成铰链副。内链接板端部与链轮齿相啮合</p>
		<p>圆环链 用椭圆形钢环串接而成,钢环接口为焊接</p>

类 型	图 例	说 明
曳引链(输送链)	 	长节距滚子输送链 链板为直边形;滚子有小滚子、大滚子、带有边滚子;销轴有实心销轴、空心销轴;配上各种附件成为规格最多、应用最广泛的通用输送链
		短节距滚子输送链 在标准滚子链的基础上配上各种附件
		双节距滚子输送链 链板为直边形,其余同传动用双节距滚子链,配上各种附件
		铰链式平顶输送链 平顶链由带铰链的链板和销轴两个基本零件组成。这种铰链结构能形成连续的平顶面,可避免灌装容器的碰撞翻倒。这种链条易于保持清洁
		方框链 方框链由框式铸造链节组成。框式链节头部呈钩状,用可锻铸铁铸成或用钢板冲压成形。钩状头部不封闭,便于装拆。钩头的半圆柱部分与链轮齿啮合。链条由单一链节串接成,结构简单

类型	图例	说明
曳引链(输送链)	   	<p>顶板式滚子输送链 在滚子链的每一链节上装置顶板,又称平顶滚子链</p>
		<p>易拆链 又称无铆链或悬挂输送链,多用模锻制成。内链节呈整体状,外链节由两块日字形链板组成。内链节内部空间供装附件用。由于其重量轻而强度大,广泛用作较长距离的生产输送装置的牵引构件</p>
		<p>埋刮板输送链 常见的有带刮板附件的叉形链和滚子输送链,整个链条和刮板埋于封闭壳体管道中的被输送物料内</p>
		<p>双铰接链 双铰接链在水平方向和垂直方向都具有比易拆链更好的挠性,所以其弯曲半径明显较易拆链为小。链条不仅是牵引构件,也部分是承重构件。除吊具外,其余都在方形或圆形截面轨道内运行</p>
		<p>通用焊接弯板链 无滚子,套筒与两侧弯链板相焊接,全部零件为钢制,具有较高的强度和耐磨性。可代替销合链,用于输送、传动和提升过程中重载、低速、冲击等工作条件恶劣的场合</p>

类 型	图 例	说 明
曳引链(输送链)		牵引用焊接弯板链 套筒迎向物料的一面设计成具有较大推刮能力的平面,弯链板可装以各种附件,全部零件为钢制,具有较高的强度和耐磨性。输送散装物料用
		钢制套筒链 节距较大,销轴直径略粗,强度较高而自重并不大,链板上可配置各种附件。是提升机主要工作部件;用于输送机,如贮木场输送装置中
		侧弯滚子链 侧弯滚子链结构与输送滚子链相似。与传统滚子链相比,内外链板面的侧隙、套筒与销轴间的配合间隙均增大,以适应侧弯的需要
		销合链 销合链由整体式铸造链节及销轴组成。销合链无内外链节之分,易于接长或缩短
		销轴链 由外链板、中链板、销轴和铰接链板组成。销轴为阶梯状,中间最粗段与链轮齿啮合

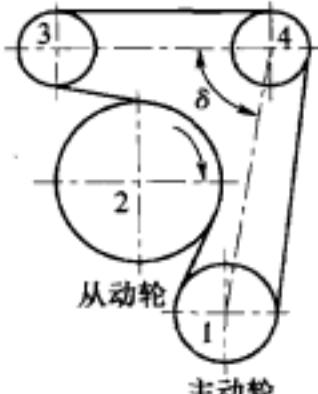
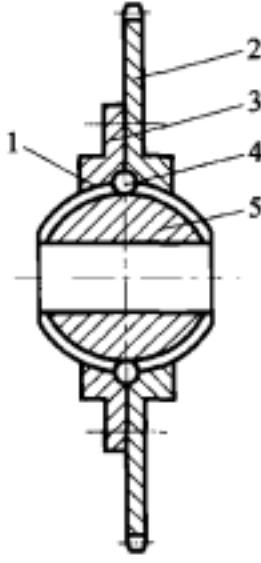
6.3 链传动的布置

链传动一般应布置在铅垂平面内,尽可能避免布置在水平或倾斜平面内。如确有需要按后者布置,则应考虑加装托板或张紧轮等装置,并且尽量设计成较紧凑的中心距。常用的链传动布置方法见表 6.3。

表 6.3 常用的链传动布置方法

序号	图例	说明
1		大传动比水平传动 两链轮中心连线尽量成水平,并使紧边在上方。传动比 $i = 2 \sim 3$, 中心距 $a = 30$ 节 ~ 50 节链条
2		小传动比水平传动 两轮轴线在同一水平面上,松边应布置在下面,否则松边下垂量增大后,松边会与紧边相碰。此外,需经常调整中心距。传动比 $i < 1.5$, 中心距 $a > 60$ 节链条
3		倾斜传动 两轮轴线不在同一水平面上,此时松边应布置在下面,否则松边下垂量增大后,链条易与小链轮钩住。传动比 $i > 2$, 中心距 $a < 30$ 节链条。两轴连线与水平线夹角 α 应不大于 45°
4		垂直传动 由于下垂量集中在下端,会减少下面链轮的有效啮合齿数,降低传动能力,因此要尽量避免垂直或接近垂直的布置。同时还应采用一些措施,如使中心距可调、安装张紧装置、将上下两轮错开、使其轴线不在同一铅垂面内以及尽可能将小链轮布置在上方等。垂直传动对传动比 i 无限制

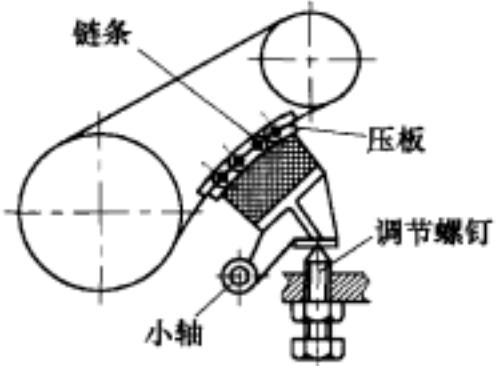
(续)

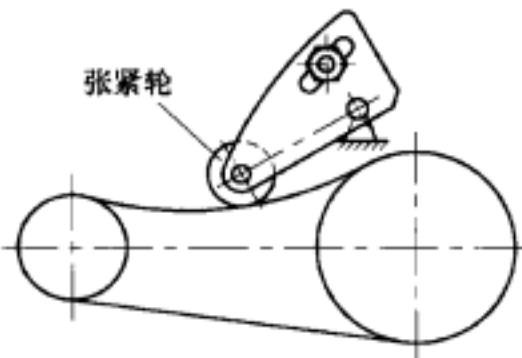
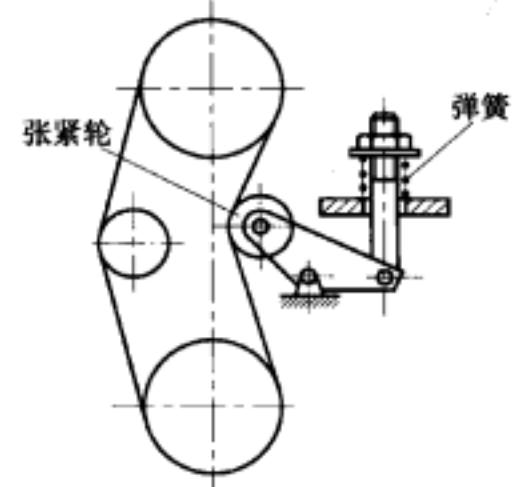
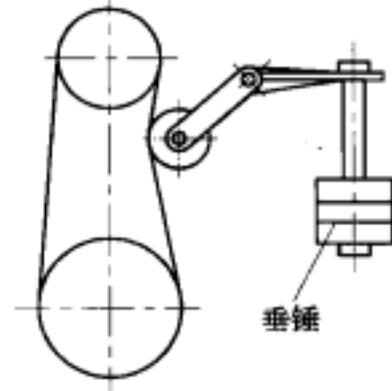
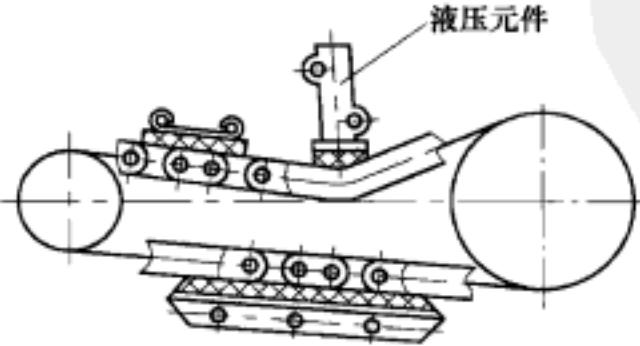
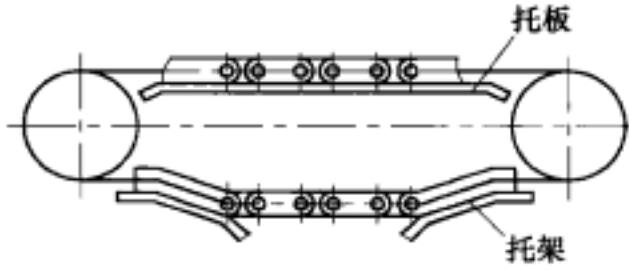
序号	图例	说明
5		反向传动 为使两轮转向相反,应加装两个导向轮3和4,且其中至少有一个是可以调整张紧的。紧边应布置在轮1和轮2之间。夹角 δ 的大小应使轮2的啮合包角满足传动要求。传动比 $i < 8$
6		成角链传动 成角链传动装置由带内球面的链轮、带内球面的侧盖、钢球及带外球面的轮芯等组成,如左图所示。链轮片与侧盖用螺钉固定,它们形成的内球面与轮芯的外球面形成滑动副。当链轮片相对于轮芯的轴线发生摆动时,钢球在轮芯的滚道中滚动。链轮在链条的带动下旋转时,将通过钢球带动轮芯和轴旋转。轮芯与轴之间的连接可以采用链连接或胀套连接等,通过调整轮芯在轴上的位置可以适当张紧链条,故一般可不再用张紧轮张紧。钢球的数量与分布由所需传递的扭矩确定

6.4 链的张紧与润滑

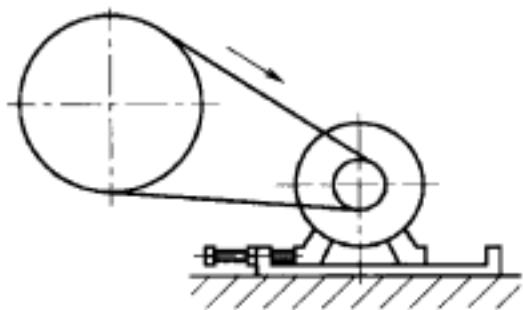
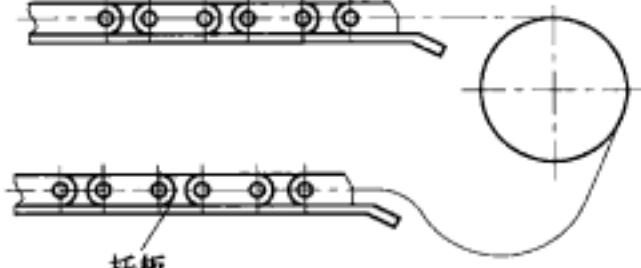
当两轴中心距较大、中心距过小且松边在上面、垂直传动、多轮传动、反向传动、要求控制张紧力、减小冲击与振动以及避免共振时,在链传动中应设置张紧装置。常用的张紧方式见表 6.4。

表 6.4 链传动常用的张紧方式

序号	图例	说明
1		螺纹调节张紧 可采用细牙螺纹并带锁紧螺母。对调节螺钉进行调整可使压板绕小轴摆动,以调整链条张紧程度。再用锁紧螺母锁紧

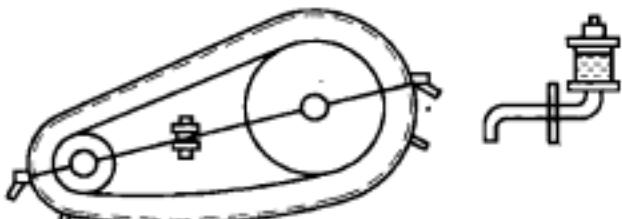
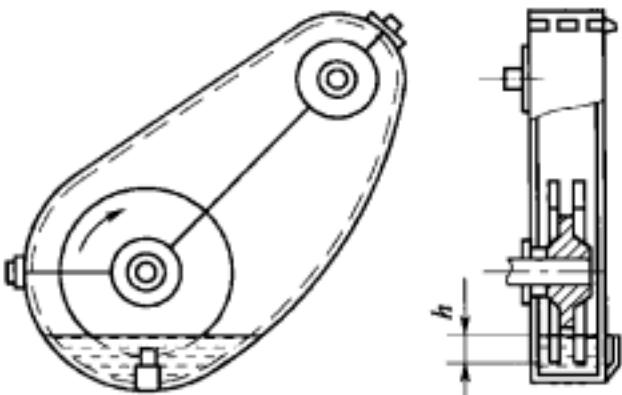
序号	图例	说明
2		<p>偏心调节张紧 张紧轮一般布置在链条松边,根据需要可以靠近小链轮或大链轮,或者布置在中间位置</p>
3		<p>弹簧调节张紧 通过调节螺母改变弹簧长度,调节张紧力。可用于垂直或接近垂直的链传动。张紧轮直径常为小链轮直径的0.6倍~0.7倍</p>
4		<p>挂重调节张紧 通过改变挂重调节张紧力。可用于垂直或接近垂直的链传动</p>
5		<p>液压调节张紧 采用液压块与导板相结合的形式,减振效果也好,适用于高速链传动场合</p>
6		<p>托板和托架 适用中心距较大的场合,托板上可衬以软钢、塑料或耐油橡胶,滚子可在其上滚动;更大中心距时,托板可以分成两段,靠中间6节~10节链条的自重下垂张紧</p>

(续)

序号	图例	说明
7		增大中心距 调节螺栓增大中心距张紧链条
8		悬重调节 主要借助链条自重下垂重量张紧, 用于输送设备

此外, 链传动应当采用一定的润滑方式, 以减少摩擦、降低磨损、延长传动机构的使用寿命。一般采用表 6.5 的润滑方式。

表 6.5 链传动的润滑方式

序号	图例	说明
1		刷子或油壶人工周期润滑 润滑油周期地加在链条松边的内外链板的间隙处, 每班(8h)加油一次。适用于链速 $v < 2.5 \text{ m/s}$ 的场合
2		滴油润滑 采用简单的外壳, 用油杯滴油。单排链每分钟滴油 5 滴 ~ 20 滴, 速度高时取大值。适用于链速 $v = 2.5 \text{ m/s} \sim 4.5 \text{ m/s}$ 的场合
3		油浴润滑 采用密封的油箱, 链条及链轮一部分浸入油中。浸油深度为 6mm ~ 12mm, 过浅则润滑不可靠, 过深则油易发热变质, 且搅油损失大

(续)

序号	图例	说明
4		飞溅润滑 采用密封的油箱,转动时,甩油盘将油飞溅起来,经箱体上的集油装置,将油导流到链条上
5		油泵压力喷油润滑 用油泵强制供油润滑还可以起到循环冷却作用。喷油嘴应布置在链条与链轮的啮合处。喷油嘴的数目应比链条排数多一个,对准每列链板的间隙处。 适用于高速重载链传动。当链速达 8m/s ~ 24m/s 时,供油量为 1L/min ~ 4.5L/min

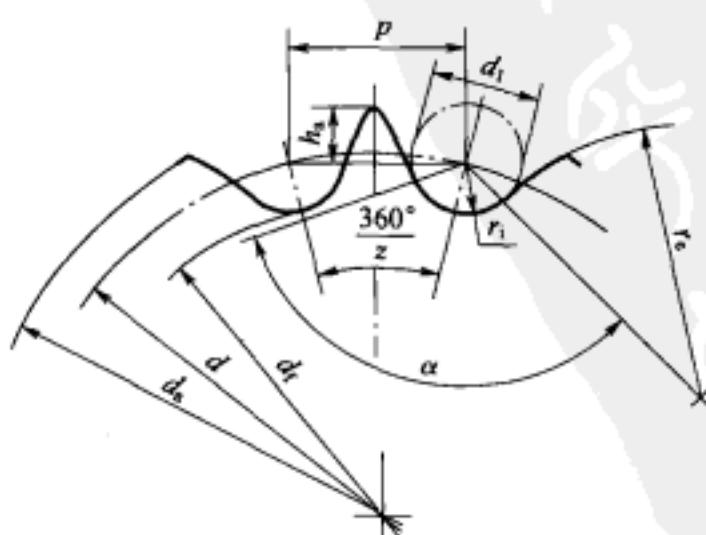
6.5 链轮齿形及结构

6.5.1 链轮齿形 (滚子链)

滚子链与链轮的啮合属于非共轭啮合,其链轮齿形的设计可以有较大的灵活性,GB/T 1244—1985 中没有规定具体的链轮齿形,仅仅规定了最大和最小齿槽形状及其极限参数,详见表 6.6。凡在两个极限齿槽形状之间的各种标准齿形均可采用。当选用这种齿形并用相应的标准刀具加工时,链轮齿形在工作图上不画出,只需注明链轮的基本参数和主要尺寸,并注明“齿形按照 GB/T 1244—1985 规定制造”即可。

目前较流行的还有一种齿形是三圆弧一直线齿形(或称凹齿形)(见图 6.2)。

表 6.6 滚子链链轮的最大和最小齿槽形状



链轮的基本参数是配用链条的节距 P ,套筒的最大外径 d_1 ,排距 p_1 和齿数 z 。

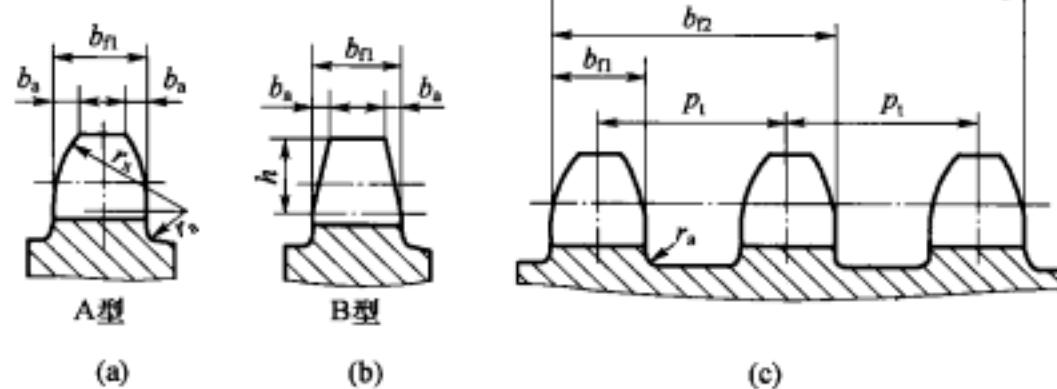
(续)

名称	符号	计算公式	
		最小齿槽形状	最大齿槽形状
齿侧圆弧半径	r_e	$r_{e\max} = 0.12d_1(z+2)$	$r_{e\min} = 0.008d_1(z^2 + 180)$
滚子定位圆弧半径	r_i	$r_{i\min} = 0.505d_1$	$r_{i\max} = 0.505d_1 + 0.069\sqrt[3]{d_1}$
滚子定位角	α	$\alpha_{\max} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{z}$	$\alpha_{\min} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{z}$

链轮轴向齿廓及尺寸,应符合 GB/T 1244—1985 的规定,见表 6.7。

表 6.7 轴向齿廓

		代号	计算公式		备注
名称			$p \leq 12.7 \text{ mm}$	$p > 12.7 \text{ mm}$	
齿宽	单排	b_n	$0.93b_1$	$0.95b_1$	$p > 12.7 \text{ mm}$ 时, 经制造厂同意, 亦可使用 $p \leq 12.7 \text{ mm}$ 时的齿宽, b_1 —内链节内宽, p —链条节距
	双排、三排		$0.91b_1$	$0.93b_1$	
	四排以上		$0.88b_1$	$0.93b_1$	
倒角宽	b_s		$b_s = (0.1 \sim 0.15)p$		
倒角半径	r_s		$r_s \geq p$		
倒角深	h		$h = 0.5p$		仅适用于 B 型
齿侧凸缘(或排间槽)圆角半径	r_a		$r_a \approx 0.04p$		
链轮齿总宽	b_B		$b_B = (n-1)p_t + b_n$ n —排数		



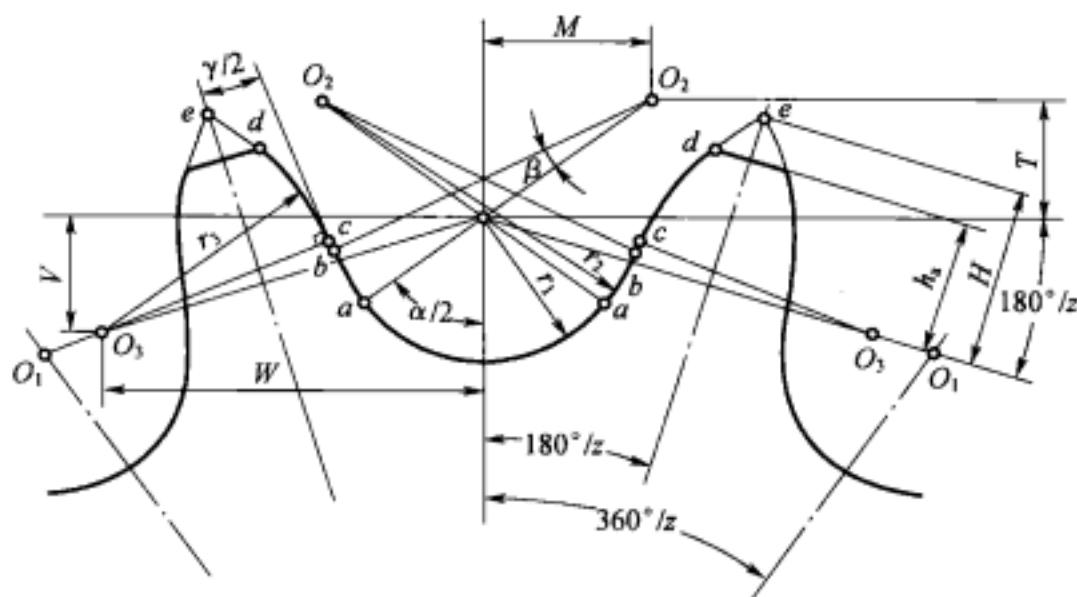


图 6.2 三圆弧一直线齿槽形状

6.5.2 链轮结构

如图 6.3 所示,小直径的链轮可制成整体式(图 6.3(a));中等尺寸的链轮可制成孔板式(图 6.3(b));大直径的链轮,常采用可更换的齿圈用螺栓连接在轮芯上(图 6.3(c))。

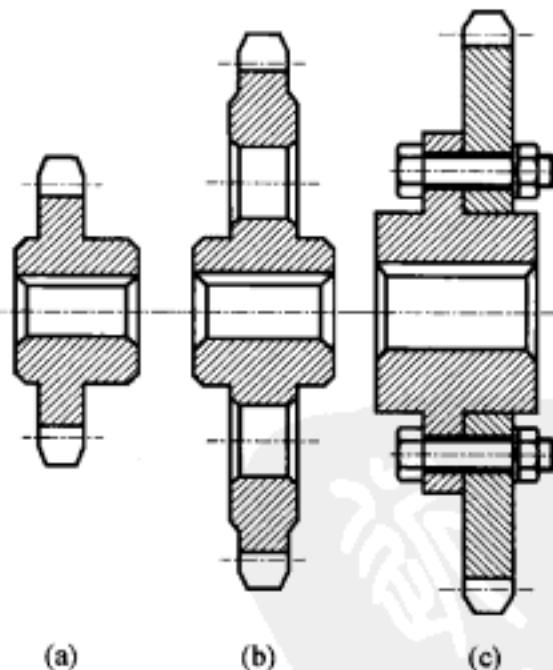


图 6.3 链轮的结构

6.6 测绘要点

链传动的测绘与一般零件的测绘并无不同,仅注意在确定链轮齿型尺寸时参考链条的有关标准。

第7章 齿轮传动

7.1 圆柱齿轮

齿轮是使用最广的机器零件之一,其优点是:

- (1) 瞬时传动比恒定,工作平稳较高。采用非圆齿轮传动,瞬时传动比可按所需变化规律设计。
- (2) 传动比变化范围大,可用于减速或增速传动。
- (3) 速度范围大,节线速度可从 $v < 0.1\text{m/s}$ 达到 200m/s ,或更高。转速可从 $n < 1\text{r/min} \sim 20000\text{r/min}$,或更高。
- (4) 传递功率范围大,承载能力高。高速齿轮的传动功率可达到 $P = 50000\text{ kW}$,或更大。低速重载齿轮的转矩可达到 $140\text{t} \cdot \text{m}$,或更大。
- (5) 传动效率高,精度比较高的圆柱齿轮,效率可达到 0.99,或更高。
- (6) 结构紧凑,特别是采用变位、行星传动或少齿差传动时,可以使齿轮箱更为紧凑。并能用于同心或偏心距很小的传动。

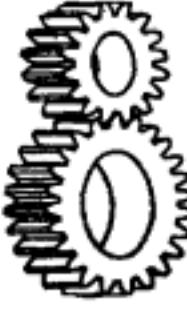
其缺点是:

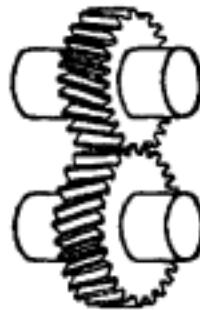
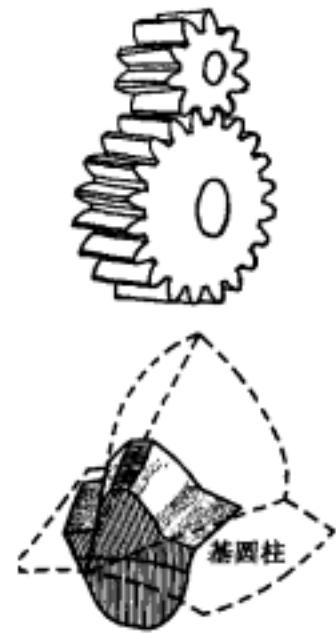
- (1) 运转中有噪声,冲击和振动,并产生动载荷。
- (2) 无过载保护作用。
- (3) 用于精度要求较高的齿轮或特殊齿形时。需要高精度的机床、刀具和量仪,制造工艺复杂,成本比较高。

7.1.1 圆柱齿轮传动的类型

一般常用的圆柱齿轮传动其齿形曲线为渐开线,类型见表 7.1。

表 7.1 齿轮传动的类型

类型	图例	结构特点	说 明
直 齿 轮 副 (外啮合)		轮齿平行于轴心线	<p>特点:</p> <ol style="list-style-type: none">1. 喷合时无轴向力。2. 齿端倒角后,可用作变速(或离合器)滑移齿轮。3. 设计和制造比较简单。4. 工作平稳性较差。5. 噪声较大。 <p>广泛应用于平行轴间的传动;可作滑移变速齿轮和交换齿轮</p>

类型	图例	结构特点	说 明
斜齿轮副 (外啮合)		轮齿与轴心线倾斜；两啮合齿轮的螺旋角大小相等，方向相反	<p>特点：</p> <ol style="list-style-type: none"> 重合度较大，传动平稳，噪声较小。 承载能力较高。 许用线速度较高。 啮合时有轴向力。 只有采用螺旋花键轴时，才能用作滑移齿轮。 <p>用于平行轴间传动。适用于高速、重载的传动，特别是传至机床主轴的最后一级传动</p>
人字齿轮副		两传动轴平行，转动方向相反；每个人字齿轮回相当于由两个尺寸相同而齿向相反的斜齿轮组成	<p>特点：</p> <ol style="list-style-type: none"> 加工制造较困难。 承载能力高。 轴向力可相互抵消，常用于重载传动
变齿厚齿轮副		齿顶和齿根呈圆锥形，齿厚沿轴向作线性变化。有直齿和斜齿两种	<p>特点：</p> <p>两啮合齿轮沿轴向作相对移动时，可调整或消除传动的侧隙。</p> <p>设计制造较麻烦。</p> <ol style="list-style-type: none"> 用于平行轴间传动（也可用于交错轴）。 在数控机床中用以传动滚珠丝杠。 用于切削力有较大变化的传动（如滚齿机滚刀主轴传动）
螺旋齿轮副		外形与斜齿轮相同，两啮合齿轮的螺旋方向相同时，两螺旋角之和等于轴交角；反之等于二者之差	<p>特点：</p> <ol style="list-style-type: none"> 啮合时理论上为点接触。 传动的效率和寿命较低。 比圆锥齿轮易于提高加工精度，且两齿轮都能安装在两个轴承之间，有时可用它代替圆锥齿轮传动。 用于交叉（不平行不相交）轴间的传动。适用于进给、操纵及辅助传动链中

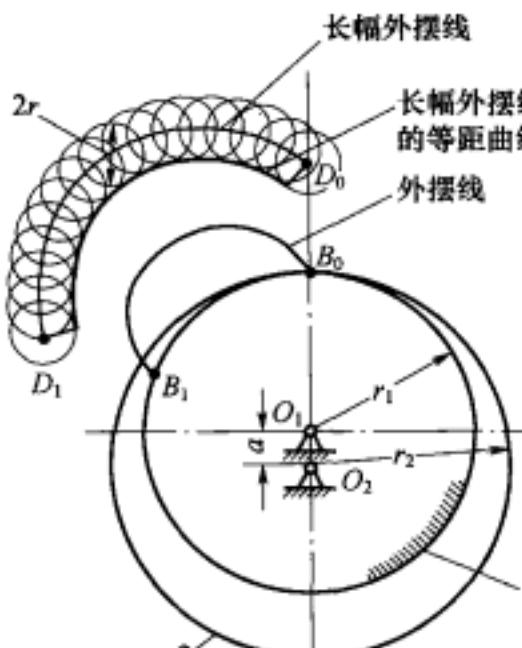
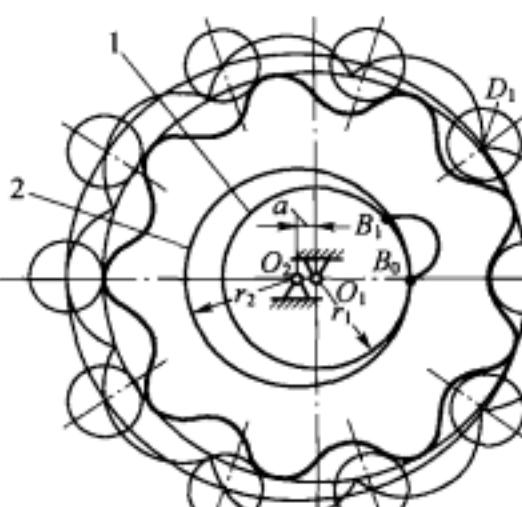
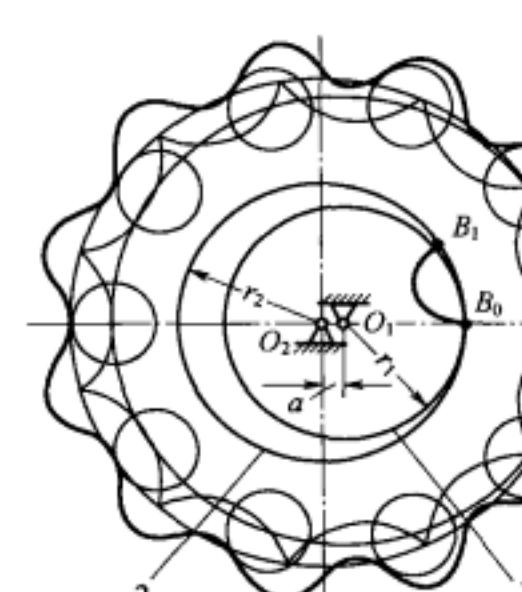
类型	图例	结构特点	说 明
内 齿 轮 副 (内啮合)		小(外)齿轮置于大(内)齿轮内。有直齿和斜齿两种	<p>特点:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. 结构紧凑。 2. 喷合时齿面间的相对滑动较小,重合度较大,轮齿不易磨损。 3. 斜齿内齿轮制造麻烦。 4. 内齿轮磨、剃齿较困难。 <p>用于平行轴间的传动;行星减速机构;重型普通车床、端面车床、立式车床等的花盘驱动;滚齿机刀架回转机构;矿山机械等</p>
齿 条 副		齿轮和齿条啮合。有直齿和斜齿两种	<p>特点:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. 可将旋转运动转变为直线往复运动(或相反)。 2. 比丝杠螺母传动的耐磨性较好。 3. 传动的平稳性较差。 4. 精密齿条的制造较困难。 <p>主要用于进给和操纵机构中,如插齿机和龙门刨床的主传动、钻床轴向进给中</p>

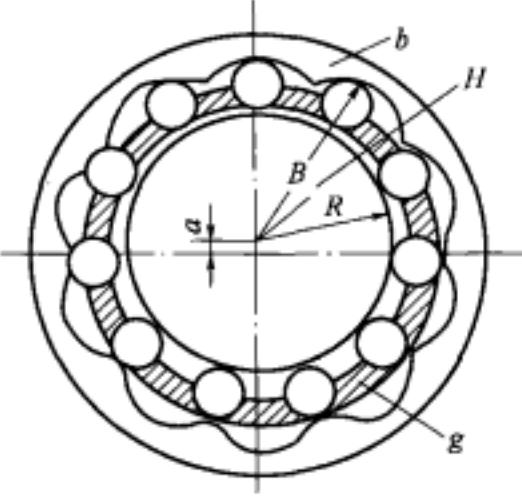
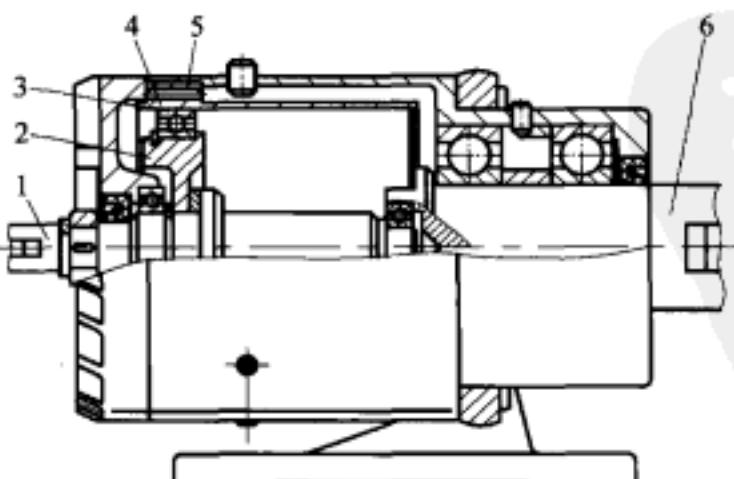
7.1.2 其他类型的齿轮传动

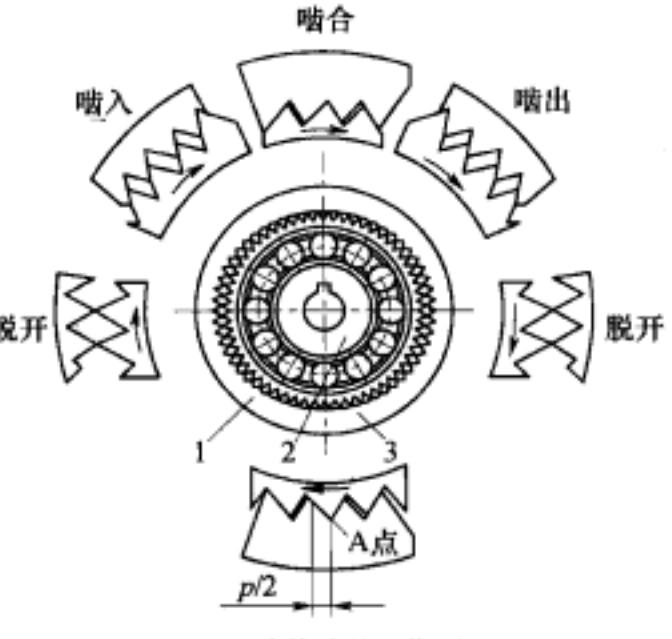
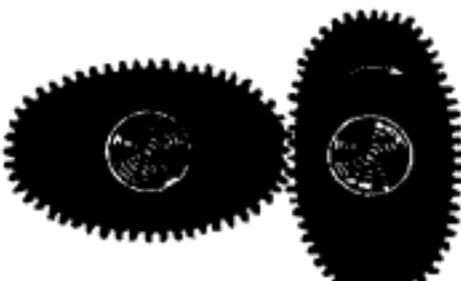
除渐开线齿轮外,还采用各种齿形曲线的齿轮传动,其类型见表 7.2。

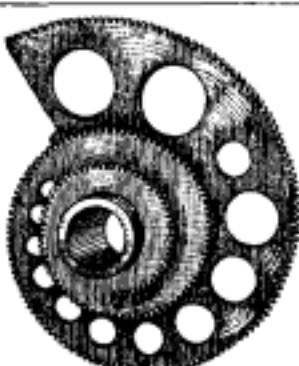
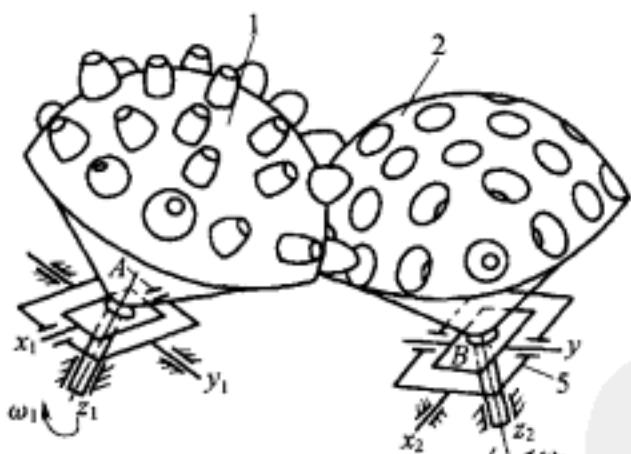
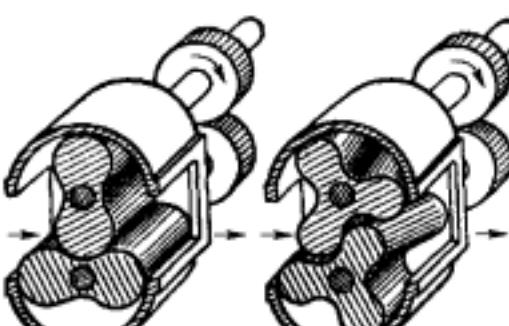
表 7.2 其他齿轮传动的类型

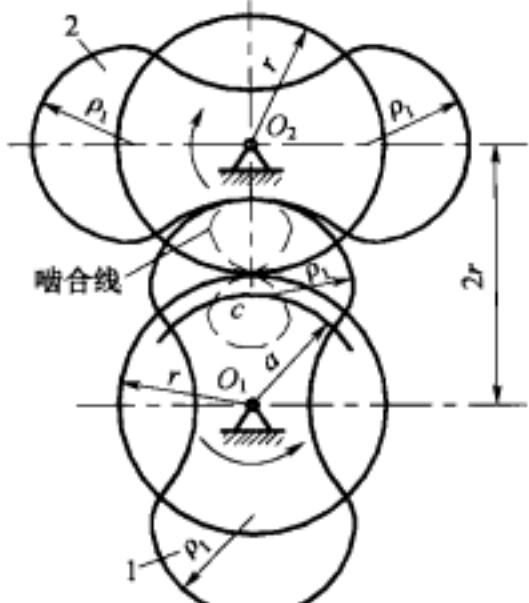
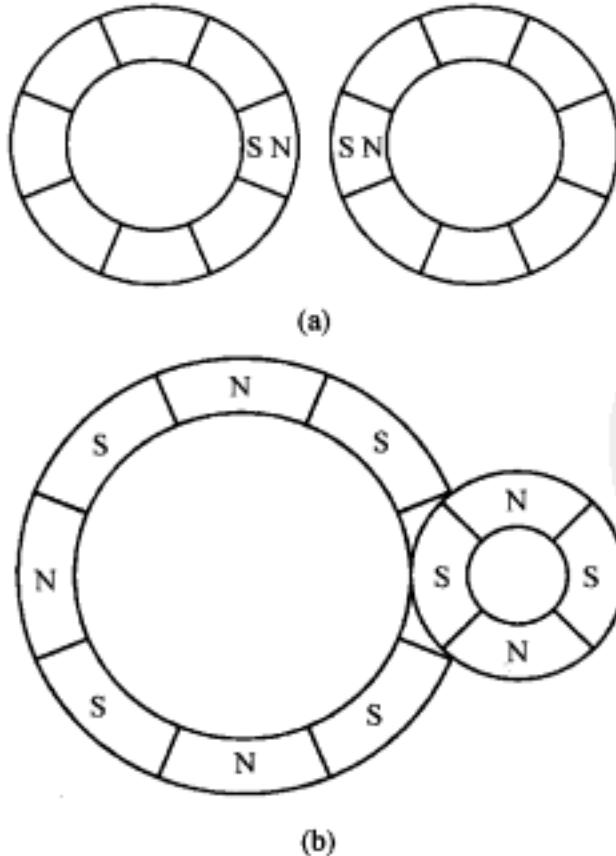
类型	图 例	说 明
圆 弧 圆 柱 齿 轮	<p>图中, r 为节圆半径</p>	<p>又叫诺维科夫齿轮。是一种具有圆弧齿形的斜齿轮或人字齿轮,见图(a)。</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. 圆弧齿轮传动分为单圆弧齿轮传动(图(b))和双圆弧齿轮传动(图(c))。在单圆弧齿轮传动中,通常把配对的小齿轮做成凸齿,大齿轮做成凹齿(图b)。 2. 圆弧齿轮传动中,理论上端面重合度等于零,连续传动要依靠螺旋线的轴向重合度来保证。 3. 圆弧齿轮实现等传动比连续传动应满足的条件是:齿廓不发生干涉。螺旋角大小相等而方向相反,模数相同,轴向重合度大于1。 4. 在冶金、矿山、超重运输机械以及高速传动中得到广泛的应用。 5. JB929—67 规定了单圆弧齿轮滚刀法面齿形的标准;GB/T 12759—1991 规定了双圆弧圆柱齿轮基本齿廓

类型	图例	说明
摆线针轮	<p>(a) 长幅外摆线</p>  <p>(b) 长幅内摆线</p>  <p>(c) 长幅外摆线的等距曲线</p> 	<p>在大传动比的行星减速器中采用齿数差很少的内啮合(二轮齿数差1)。轮齿分布在离开瞬心线的某个圆上,这种针轮啮合被称为瞬心线外啮合。</p> <ol style="list-style-type: none"> 瞬心线外的针轮外摆线啮合,见图(a)、(b)。 瞬心线外的针轮内摆线啮合,见图(c)。 齿数 $z_2 = z_1 + 1$ 半径比 $\frac{r_2}{r_1} = \frac{z_1}{z_1 + 1}$

类型	图 例	说 明
活齿少齿差行星齿轮传动	 <p><i>H</i> 称激波器, 为一偏心圆凸轮; <i>g</i> 为活齿齿轮, 它由若干活齿均匀安装于活齿架而成, 活齿为圆柱体, 活齿除随活齿架转动外, 还可沿活齿槽孔作径向运动; <i>b</i> 为一内齿轮, 它可以如图所示为一整体, 也可以作成类似针轮那样装配式的</p>	<p>激波器、活齿架、内齿轮三个基本件均可绕自己的轴线(此三轴线是重合的)转动组成差动机构。若固定其中任一基本件, 即得自由度为1的活齿齿轮传动, 最常用的形式是固定内齿轮, 激波器主动, 活齿架为被动作件的活齿传动。活齿传动具有下述优点:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. 多齿啮合, 同时啮合的齿数可达活齿总数的1/2, 提高了承载能力和抗冲击能力。 2. 传动比大。 3. 结构紧凑, 体积小, 重量轻。目前我国已有“减速滚珠轴承”的产品出售, 外观酷似滚珠轴承, 实际是活齿行星减速器。 4. 设计合理、制造精度高的条件下可望获得较高的效率。 <p>缺点是: 活齿做径向往复运动不可避免地带来冲击载荷, 噪声较大; 制造工艺比较复杂</p>
谐波齿轮传动	 <p>(a) 谐波齿轮减速器的结构 1—高速轴; 2—波发生器; 3—柔性轴承; 4—柔轮; 5—刚轮; 6—低速轴</p>	<p>是一种依靠柔性齿轮所产生的可控弹性变形波来传递运动和力的新型机械传动, 其结构如图(a)所示。其基本构件包括波发生器、柔轮和刚轮。当波发生器2转动时, 迫使柔轮4产生弹性变形, 使它的齿与刚轮5齿相互作用, 从而实现传动的目的。</p> <p>传动过程中, 波发生器转一圈, 柔轮上某点变形的循环次数称为波数 U, 常用的有双波和三波两种。双波传动柔轮中的应力较小, 结构比较简单, 容易获得大的传动比, 较为常用。</p> <p>谐波齿轮传动的柔轮和刚轮节距相同, 但齿数不等, 通常均取刚轮和柔轮的齿数差等于波数。</p> <p>谐波齿轮传动的三个构件, 有一个固定, 其余两个一为主动, 另一为从动。其相互关系可根据需要变换, 一般均以波发生器为主动。</p>

类型	图例	说明
谐波齿轮传动	 <p>(b) 双波传动的工作原理 1—刚轮; 2—波发生器凸轮; 3—柔轮</p>	<p>图(b)为双波传动工作原理。具有柔性轴承的波发生器凸轮为主动,柔轮从动,刚轮固定。当波发生器装入柔轮后,迫使圆形原始剖面的柔轮变形,在其长轴两端的齿与刚轮齿完全啮合,而在短轴处则完全脱开。处于长轴与短轴之间周长上不同区段内的齿,有的啮入,有的啮出,故当波发生器沿着箭头方向连续转动时,波发生器迫使柔轮变形不断变换,柔轮的齿相继由啮合转向啮出,由啮出转向脱开,由脱开转向啮入,由啮入转向啮合。从而实现柔轮相对于刚轮沿着波发生器相反方向旋转。对于双波传动,在波发生器凸轮转一圈时,柔轮相对刚轮应转过两个齿。若将柔轮固定,刚轮为从动时,其啮合过程完全类同,但刚轮将沿着与波发生器相同的旋转方向旋转。谐波齿轮传动可用作减速或增速,通常用作减速装置</p>
非圆齿轮	 <p>(a) 椭圆齿轮</p>	<p>非圆齿轮的典型结构见左图(a)~图(d)。非圆齿轮节曲线的曲率半径是变量。传动时,由于啮合节点位置沿中心连线变化,故其传动比是变化的。而且变化规律由啮合节点在中心连线上的变化规律决定,即随两齿轮节曲线向径的变化规律决定。故可以利用非圆齿轮来实现变速比传动。其用途为:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. 用在从动元件的角速度需要很大变化的地方。例如快速回程机构、间歇机构,具体有印刷机、刨床、剪床和自动进料机构等。 2. 用在需要生成精确的、非线性函数的地方 椭圆齿轮(图(a))的曲线是封闭的。它们一般应用在自动机械中。椭圆齿轮只有在成对使用并且绕着各自的焦点转动的时候才能正确啮合
	 <p>(b) 对数螺旋线齿轮</p>	<p>对数螺旋线齿轮(图(b))采用两个对数螺旋线齿轮时,由于节曲线是开放的,齿轮圆周的一部分啮合时齿轮旋转。它们往往是计算装置中的零部件</p>

类型	图例	说明
非圆齿轮	 (c) 特殊形状的齿轮	特殊形状的齿轮(图(c))节曲线为预定特殊形状的齿轮,可以提供范围较宽的速度、加速度特性
	 (d) 多圈非圆齿轮	多圈非圆齿轮属于非封闭式非圆齿轮,因这种齿轮的转角可以到 $6\pi \sim 7\pi$,故可扩大再现函数的区间,减少再现函数的相对误差。多圈非圆齿轮副可以再现很多种函数。多圈非圆齿轮传动时,为了保持连续啮合,其中一个齿轮相对于另一个齿轮要做轴向移动
球面齿轮传动		<p>球面齿轮传动在两个局部球面上分别是凸齿和凹齿,其中凸齿齿面采用渐开线回转面(一般为主动轮),而与它相啮合的凹齿齿形是一个与凸齿共轭的近似渐开线回转面(从动轮),两齿轮都可以绕各自的回转中心自转和沿径向摆动。</p> <p>当主动轮绕回转中心转动或摆动时,通过球面齿轮 1 上凸齿和齿轮 2 上凹齿一一对应的啮合,带动从动轮 2 的转动或摆动,这种啮合传动是点接触的空间运动,显然,这种传动可以实现双自由度全方位运动</p>
Roots 轮	 (a) (b)	<p>1. Roots 轮应用在冶金工业所用的鼓风机及柴油机制造中。在鼓风机中采用两叶片和三叶片的轮子;有直齿的(图(a)),也有螺旋齿的(图(b))。</p> <p>转子的转动由一对传动比等于 1 的齿轮来带动。两个转子的表面在工作时彼此不接触,但它们之间的间隙保持一定的数值,这一点是靠把两个转子做成共轭齿廓来保证的。</p>

类型	图例	说明
Roots 轮	 (c)	<p>2. 图(c)中半径为 r 的两个圆是转子的瞬心线。齿廓齿顶部分是做成半径为 ρ_1 的圆弧, 圆心 c 点离回转中心一个距离 a, 当两瞬心线互相滚动时, c 点描出短幅外摆线(在图中未画出)。此处的理论齿廓是:</p> <ol style="list-style-type: none"> (1) 与轮 1 的瞬心线相固连的 c 点; (2) 轮 2 上的短幅外摆线。实际上用等距曲线来代替这两齿廓:①半径为 ρ_1 的圆;②沿法线离短幅外摆线一个距离 ρ_1 的等距曲线;按此曲线的形状做出齿廓的齿根部分(所谓齿廓的齿根是指轮齿在瞬心线以内的部分)
磁性齿轮	 (a) (b)	<p>是基于电磁理论而发展起来的一种新型传动, 它是利用磁极异性相吸的原理, 通过磁性齿轮的磁性耦合方式, 由主动轮带动从动轮来传递转矩。因此, 圆柱直齿磁性齿轮是非接触传动。该传动具有无需润滑, 无摩擦磨损、无污染、传动平稳、无振动噪声、齿形无需精确加工等优点。适用于真空、医疗和食品等小型及微型机械传动。</p> <p>可分为电励磁式和永磁体励磁式。电励磁式能实现较大的传动转矩, 且运动平稳、无噪声、摩擦小、能过载保护, 发展比较成熟, 但有励磁损耗问题存在, 影响了整体效率。而永磁体励磁传动方式在尺寸一定的情况下, 受永磁材料性能的制约, 不能实现较大的传动转矩, 但不存在励磁损耗问题</p>

7.1.3 圆柱齿轮结构

圆柱齿轮的结构见表 7.3。

表 7.3 圆柱齿轮的结构

类型	图 例	说 明
轴 齿 轮		$d_s < 2d_3$ 或 $\delta \leq 2.5m_1$ 时 (m_1 为端面模数)
带孔 整 体 式 结 构		无轮毂及有轮毂齿轮 $b = (6 \sim 10)m_1$
腹 板 式 结 构		$d_s \leq 500\text{mm}$ 时; 腹板上开孔的数目按结构尺寸大小及需要而定。 $D_1 \approx (D_0 + D_3)/2$; $D_2 \approx (0.25 \sim 0.35)(D_0 - D_3)$; $D_3 \approx 1.6D_4$ (钢材); $D_3 \approx 1.7D_4$ (铸铁); $n_1 \approx 0.5m_n$; $r \approx 5\text{mm}$; $D_0 \approx d_s - (10 \sim 14)m_n$; $C \approx (0.2 \sim 0.3)B$; 常用齿轮的 C 值不应小于 10mm , 航空用齿轮可取 $C \approx 3 \sim 6\text{mm}$ (m_n 为法向模数)
轮 辐 式 结 构		当齿顶圆直径 $400\text{mm} \leq d_s \leq 1000\text{mm}$ 时, 可做成轮辐截面为“十”字形的轮辐式结构。 $B < 240\text{mm}$; $D_3 \approx 1.6D_4$ (铸钢); $D_3 \approx 1.7D_4$ (铸铁); $\Delta_1 \approx (3 \sim 4)m_n$, 但不应小于 8mm ; $\Delta_2 \approx (1 \sim 1.2)\Delta_1$; $H \approx 0.8D_4$ (铸钢); $H \approx 0.9D_4$ (铸铁); $H_1 \approx 0.8H$; $C \approx H/5$; $C_1 \approx H/6$; $R \approx 0.5H$; $1.5D_4 > L \geq B$; 轮辐数常取为 6

类型	图 例	说 明
组合结构	<p data-bbox="244 895 332 1072">组合结构</p> <p data-bbox="673 895 780 937">(a)</p> <p data-bbox="673 1458 780 1500">(b)</p>	<p data-bbox="1172 791 1695 1072">为了节约贵重金属,对于尺寸较大的圆柱齿轮,可做成组装齿圈式的结构,把齿轮分成轮齿圈和轮芯两部分分开制造。齿圈用合金钢材料制成,而轮芯则用铸铁或铸钢。两者间过盈配合,用销钉、铆钉或紧固螺钉进行连接。</p> <p data-bbox="1196 1081 1489 1123">图(a):过盈配合连接;</p> <p data-bbox="1196 1129 1532 1171">图(b):过盈配合销轴连接</p>
塑料齿轮	<p data-bbox="268 1937 315 2114">塑料齿轮</p> <p data-bbox="729 2241 780 2283">(a)</p>	<p data-bbox="1172 1909 1695 2050">用尼龙等工程塑料模压出来的齿轮,除可按上述进行结构设计外,也可参左图所示的结构进行设计。</p> <p data-bbox="1196 2058 1607 2100">图(a):铆接式层压胶木板齿轮;</p>

类型	图 例	说 明
塑料齿轮		图(b):螺栓铆接式层压胶木板齿轮; 图(c):嵌轮式塑料齿轮

7.2 圆锥齿轮

圆锥齿轮用于轴线相交的两轴间传动,两轴线成直角的锥齿轮传动使用最为广泛。锥齿轮传动相当于一对节圆锥作相对的纯滚动运动;齿轮外形呈锥形,沿齿宽上各点的端面模数是不等的,自轮齿大端向小端,端面模数按节锥母线长成比例地变小。

圆锥齿轮按齿长曲线的形状分为直齿和曲线齿(亦称螺旋锥齿轮)两种,图7.1和图7.2分别表示了两种齿轮的外观形状。



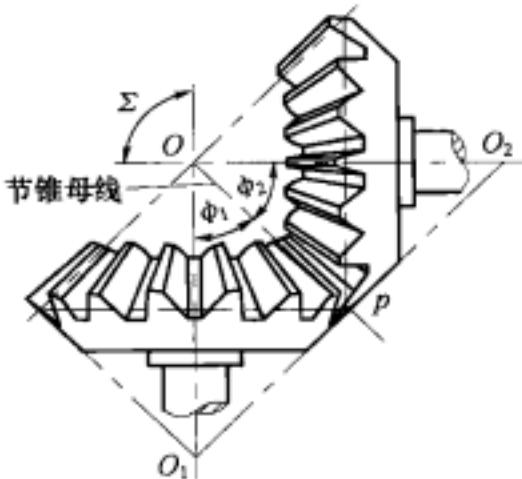
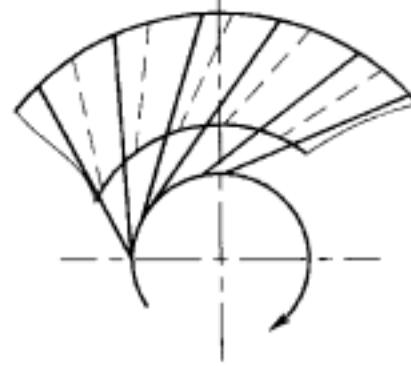
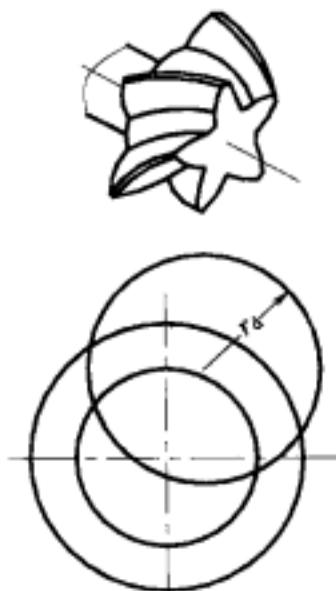
图7.1 直齿圆锥齿轮

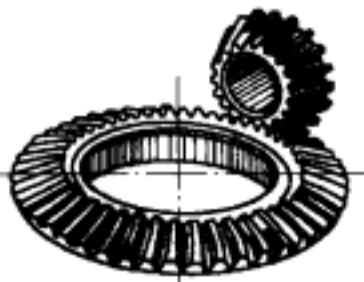
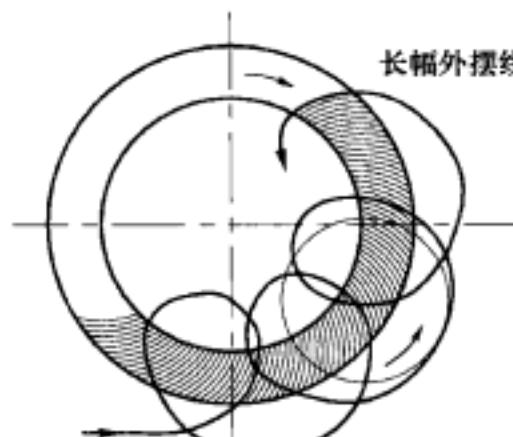
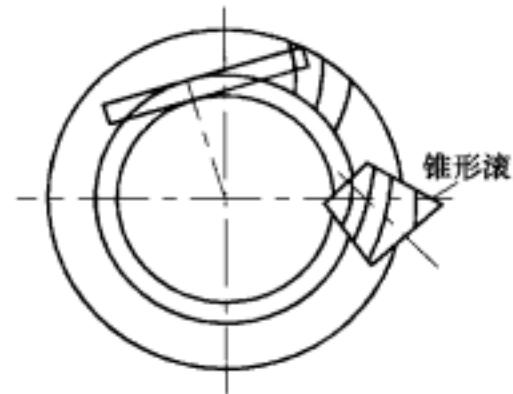
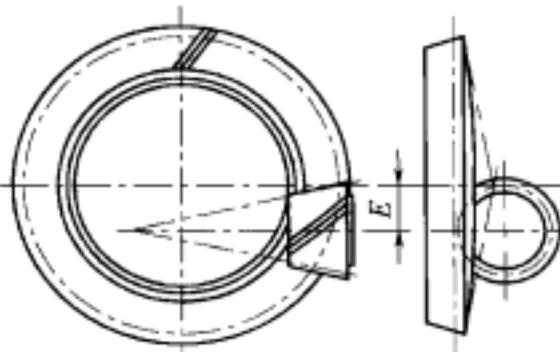


图7.2 曲线齿圆锥齿轮

直齿圆锥齿轮设计和制造都较简单,所以应用最为广泛。但是,随着制造手段的改进以及机械设备要求的提高,较之直齿锥齿轮传动具有重合度大、承载能力高、传动效率高、平稳、噪声小等优点的曲线齿锥齿轮传动,获得了日益广泛的应用。根据齿长曲线的形状特点,圆锥齿轮的类型见表 7.4。

表 7.4 圆锥齿轮的类型

类型	图例	结构特点	说明
直齿圆锥齿轮		齿长齿线为直线	齿长方向为直线,而且其延伸线交于轴线,近年来锥齿轮刨齿机或铣齿机可沿齿长方向切出鼓形齿。这样,允许锥齿轮副有微量的安装误差和负载情况下的一定位移,而不会导致载荷集中于轮齿一端
曲线齿圆锥齿轮		齿长齿线为斜(直)线	斜齿锥齿轮:齿长方向为直线,但其延长线不与轴线相交,而是与一圆相切。此种齿轮只有在双刀刨齿机的双刀-行程夹角中线可相对于摇台(渐形齿轮)中心作偏置调整的机床上加工
		齿长齿线为弧线	弧齿锥齿轮:齿长曲线为圆弧。我国的锥齿轮机床主要切制弧齿锥齿轮。被各国广泛采用的美国格利森(GLeason)锥齿轮制也是弧齿锥齿轮。弧齿锥齿轮传动时,轮齿由一端逐渐平稳的接触移动。设计良好时,同时接触的轮齿不少于两对,比直齿锥齿轮传动更加平稳安静。 弧齿锥齿轮可以磨齿,用于高速传动

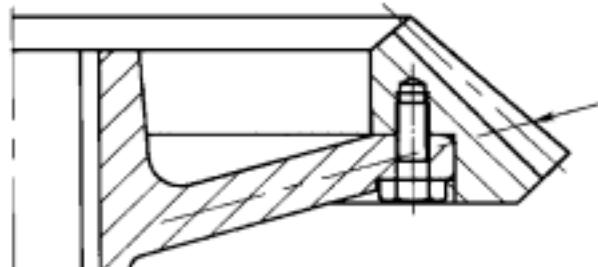
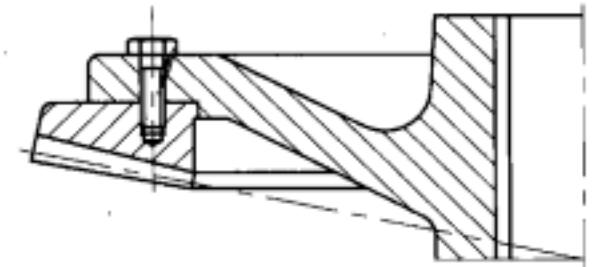
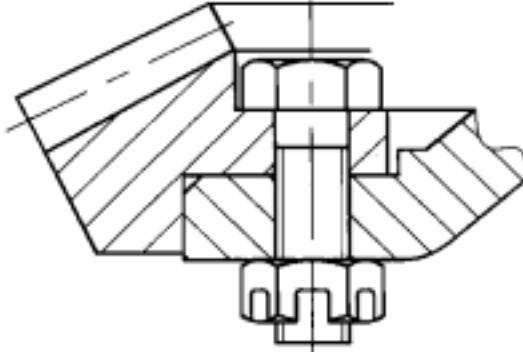
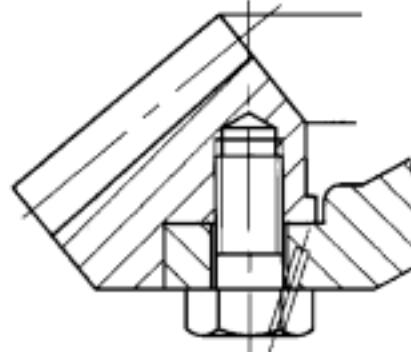
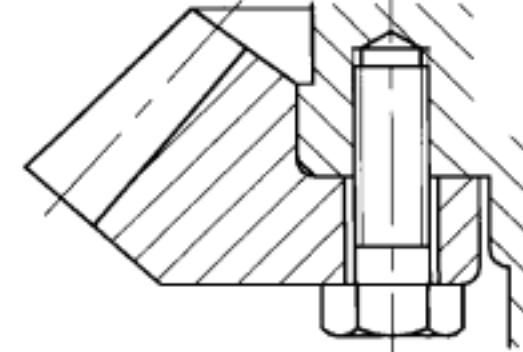
类型	图例	结构特点	说明
		齿线是一段圆弧,齿宽中点螺旋角为0°	零度弧齿锥齿轮:传动平稳性较好,速度可达5m/s。通过磨削加工的齿轮,速度可达40m/s~80m/s。性能优于直齿锥齿轮,因此常用于代替直齿锥齿轮
曲线齿圆锥齿轮		齿长齿线为长幅外摆线	摆线齿锥齿轮:齿长曲线为长幅外摆线曲线的一部分,轮齿等高。此种齿长曲线是用连续分度方法形成的。刀盘装有几组刀片,每组刀片切一个齿槽。刀盘连续回转时,工件要连续回转以便形成分齿运动。瑞士奥利康(Oerlikon)铣齿机和近期的克林根贝尔格(Klingelnberg)铣齿机都是切制摆线齿锥齿轮。运转比直齿锥齿轮平稳安静。但是难以实现磨齿。 摆线齿锥齿轮可以容易地得到参考锥距 R_p ,($R_p = R - 0.415b$)处的法向模数最大,有利于负载情况下接触区的稳定性
		齿长齿线为准渐开线	准渐开线齿锥齿轮:准渐开线齿锥齿轮是用锥形滚刀加工的锥齿轮。工件连续回转分度。由于刀具必须要用相同模数及压力角,而且一对锥齿轮要至少一对滚刀,左旋及右旋滚刀。所以,此种齿轮生产已罕见
		齿长齿线为弧齿和摆线	准双曲面齿轮副:用于两轴线相错的两轴间的传动。小轮轴线偏离大轮轴线一段距离 E ,叫轴线偏置距(可上下偏置)。当偏置距足够大时,两轮轴可以贯通,故两轮均可采用双跨支承,增加刚性和寿命。适合高传动比的传动

7.2.1 圆锥齿轮的结构

圆锥齿轮的结构见表 7.5。

表 7.5 圆锥齿轮的结构

类型	图 例	说明
		带孔整体式结构: 当锥齿轮的顶圆直径 $\leq 180\text{mm}$ 时采用, 多用于齿数比接近于 1 的传动。
		轴齿轮结构: 当齿轮小端齿底离键槽的距离小于 $1.6m$ (m 为锥齿轮的模数) 时采用。
整体式结构		腹板式结构: 当齿顶圆直径 $d_a \leq 500\text{mm}$ 时采用。但航空产品中的齿轮, 虽 $d_a \leq 160\text{mm}$, 也有做成腹板式的。各尺寸关系如下: $D_1 \approx (D_0 + D_3)/2$; $D_2 \approx (0.25 \sim 0.35)(D_0 - D_3)$ $D_3 = 1.6D_4$ (钢材); $D_3 = 1.7D_4$ (铸铁); $n_1 = 0.5\text{mm}$; $r = 5\text{mm}$; $L = (1 \sim 1.2)D_4$; $c = (3 \sim 4)m$; 尺寸 J 由结构设计而定; $\Delta_1 = (0.1 \sim 0.2)B$ 常用齿轮的 C 值不应小于 10mm , 航空用齿轮可取 $C \approx 3\text{mm} \sim 6\text{mm}$ 。 腹板上开孔的数目按结构尺寸大小及需要而定。 (m 为模数)
		带加强肋的腹板式结构: 齿顶圆直径 $d_a \geq 300\text{mm}$ 的铸造锥齿轮, 可做成带加强肋的腹板式结构, 加强肋的厚度 $C_1 \approx 0.8C$, 其他结构尺寸与腹板式相同。 当齿顶圆直径 $400\text{mm} \leq d_a < 1000\text{mm}$ 时, 可做成轮辐截面为“十”字形的轮辐式结构的齿轮。

类型	图 例	说明
装配式结构 (顶圆直径 ≥ 180 mm 采用)		<p>齿轮的受力方向应与安装用的轮毂的筋或辐板的方向一致,以减少齿轮受力后的变形</p>
		<p>无辐板式结构,用于齿圈直径大于178mm的齿轮中。热处理变形小,齿轮在轮毂上的配合是滑合或过渡配合。各种结构的齿轮系用细牙螺栓、铆钉或穿通螺栓(见下图)将齿轮固定在轮毂上。为了防止螺栓螺母松动,应将其锁住</p>
		<p>同上。带槽螺母以开口销锁紧,螺栓则由齿轮凸台的边缘予以止动</p>
		<p>具有扩大孔的环形齿轮结构,这种结构用在节角接近45°的场合</p>
		<p>有辐板的环形齿轮,齿轮的轴向力始终指向锥顶,螺栓应按左图示方法连接</p>

7.2.2 圆锥齿轮的装配结构

圆锥齿轮的安装结构形式有两种:跨装式(图 7.3)和悬臂式(图 7.4)。由于一对锥齿轮的轴心线应相交于一点,一般只能使其中一轮(通常是大轮)采用跨装式结构,另一轮(通常是小轮)则用悬臂式结构(图 7.5 所示为不同轴承类型)。如果空间尺寸允许,小轮也可采用跨装式结构。

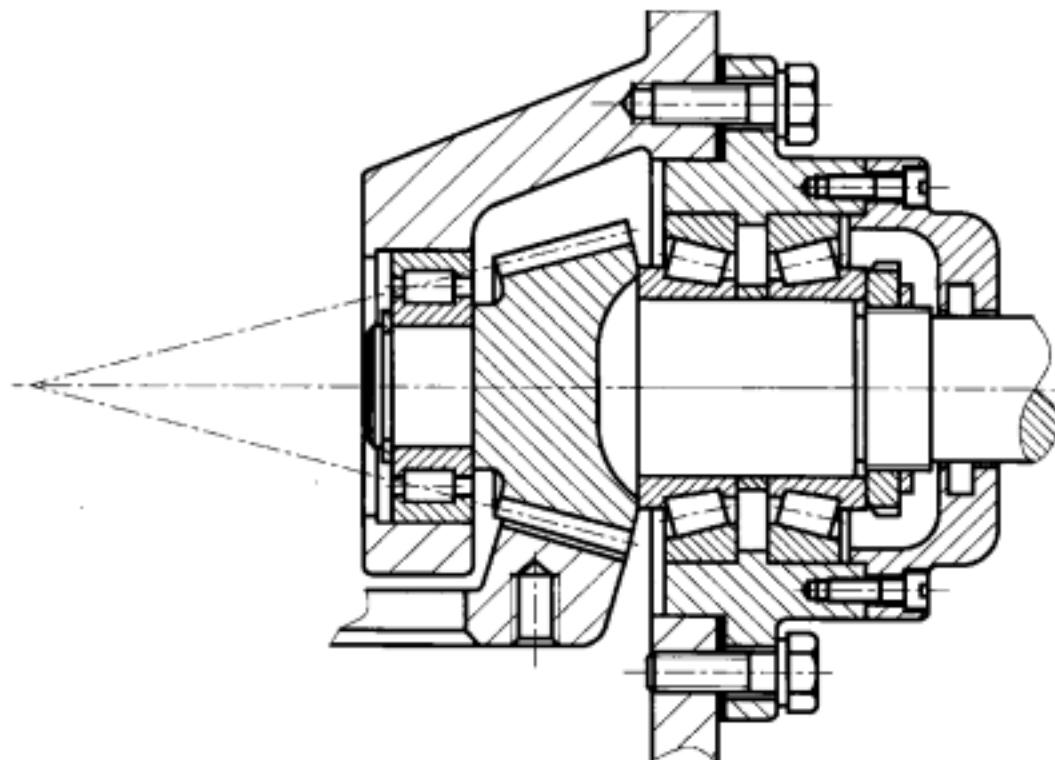


图 7.3 跨装式结构

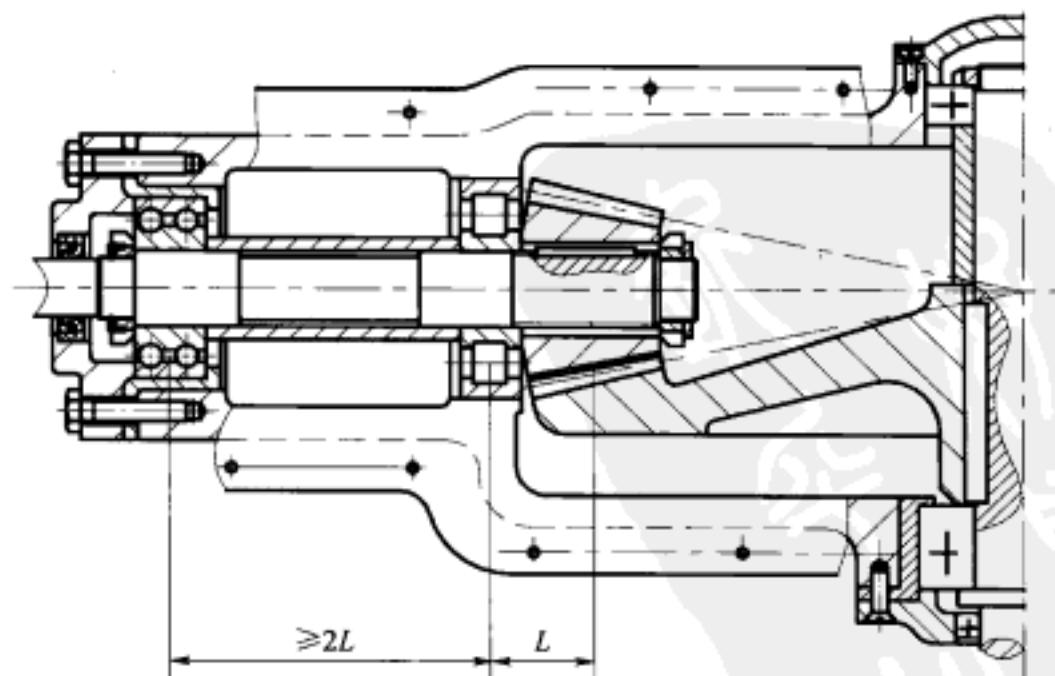


图 7.4 悬臂式结构

不论是跨装式还是悬臂式支承,其首尾支承的距离不能小于相应齿轮大端节圆直径的 70%。对于悬臂式支承,其首尾支承距离应不小于齿宽中点到最近支承中线距离的 2 倍(见图 7.4)。不同轴承的悬臂式结构见图 7.5。

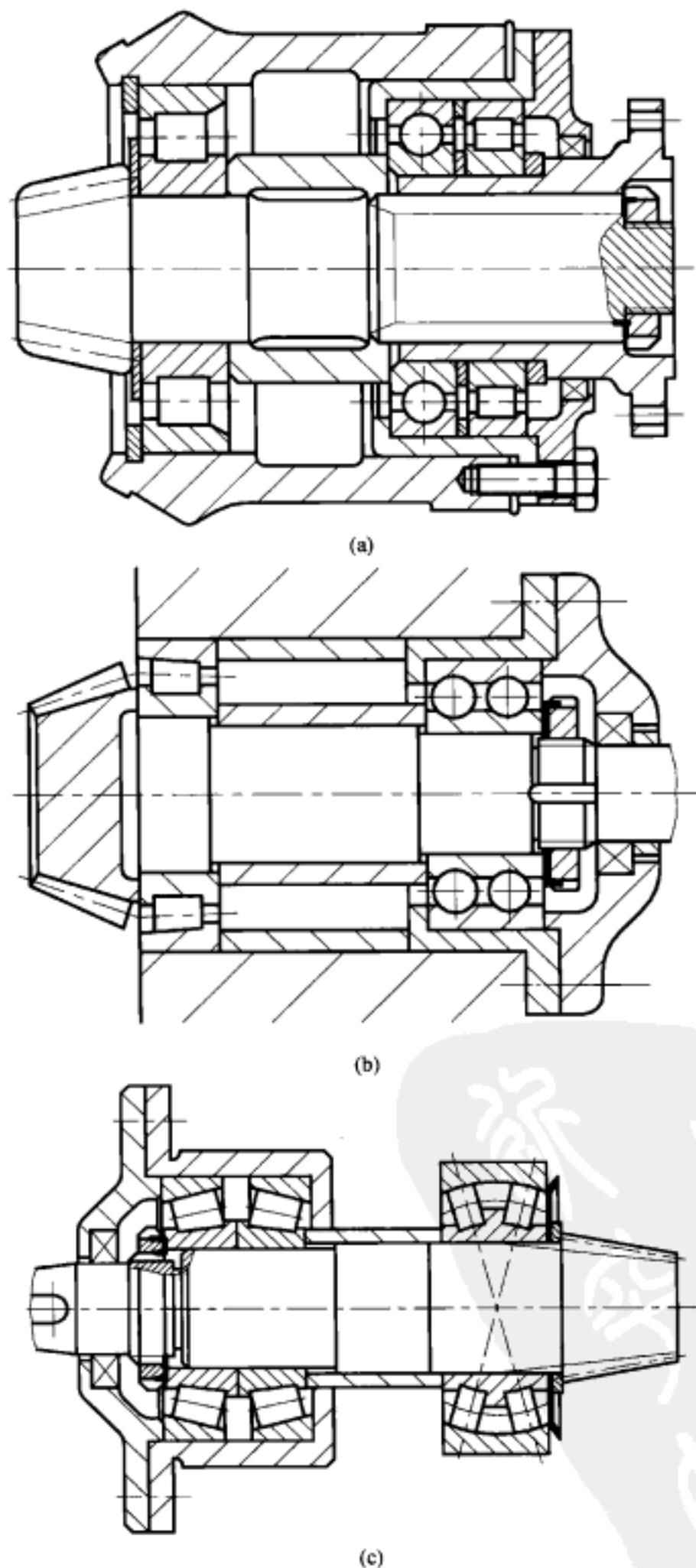


图 7.5 不同轴承的悬臂式结构

图 7.6 ~ 图 7.9 以及第三章的图 3.12 和图 3.13 均是这两种结构的具体应用实例。

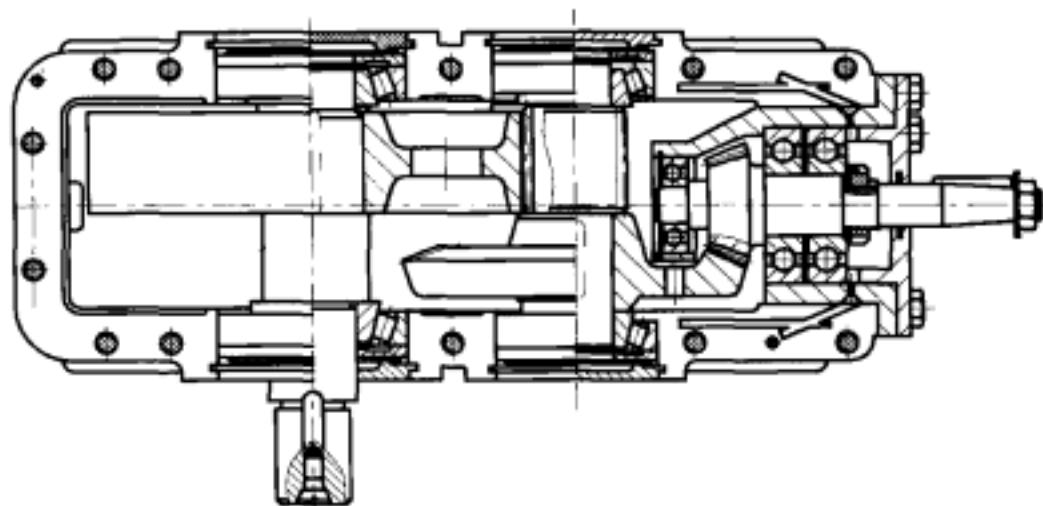


图 7.6 跨装式支承实例(减速器)

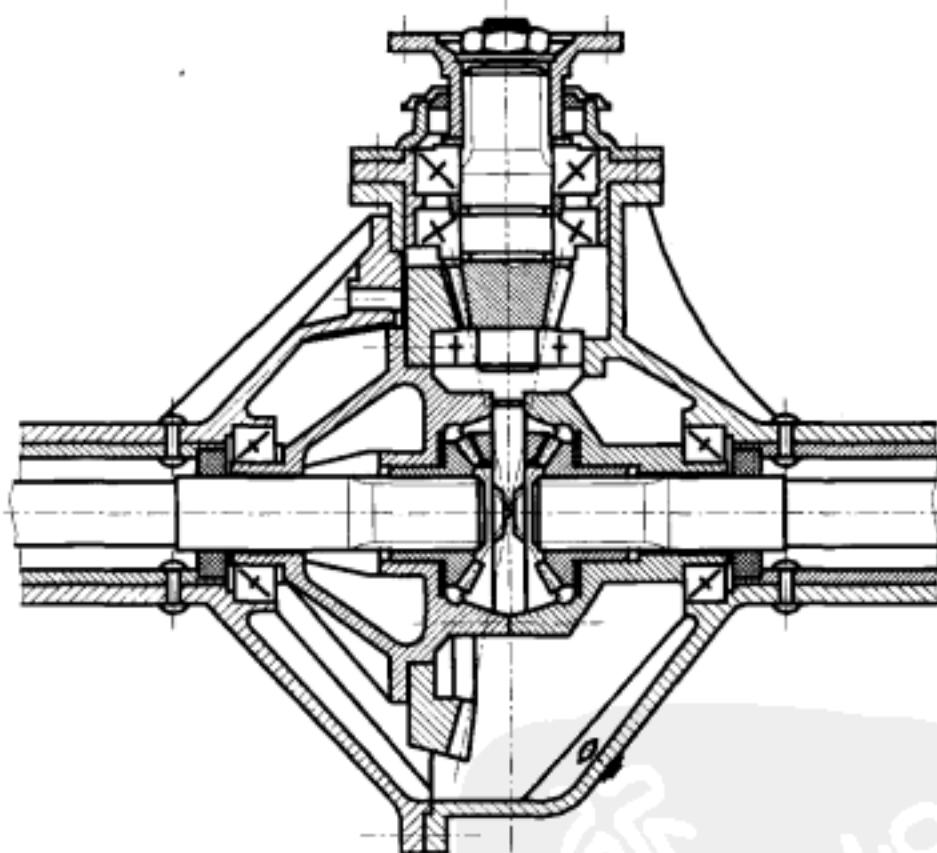


图 7.7 跨装式支承实例(汽车驱动桥 1)

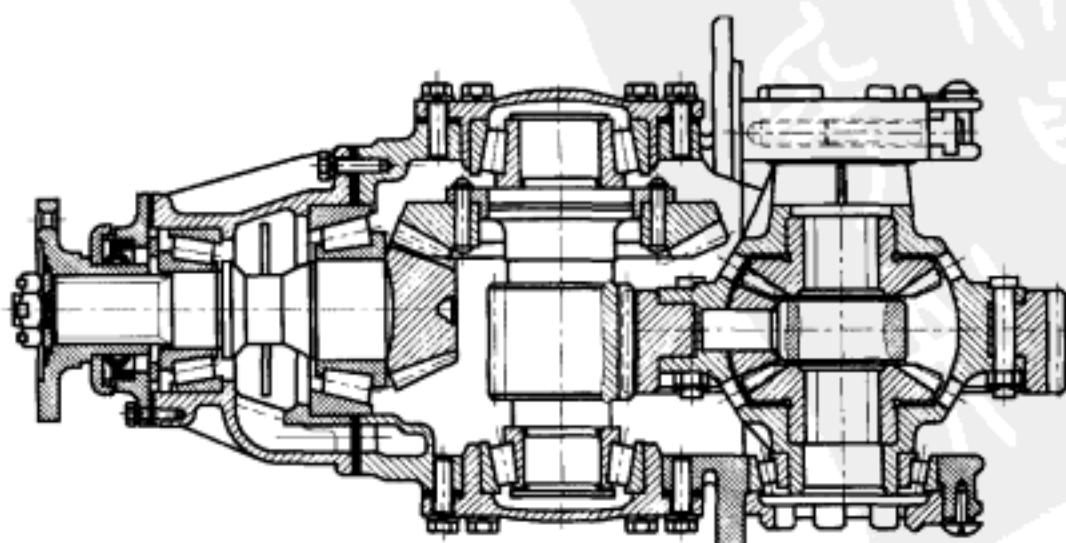


图 7.8 悬臂式支承实例(汽车驱动桥 2)

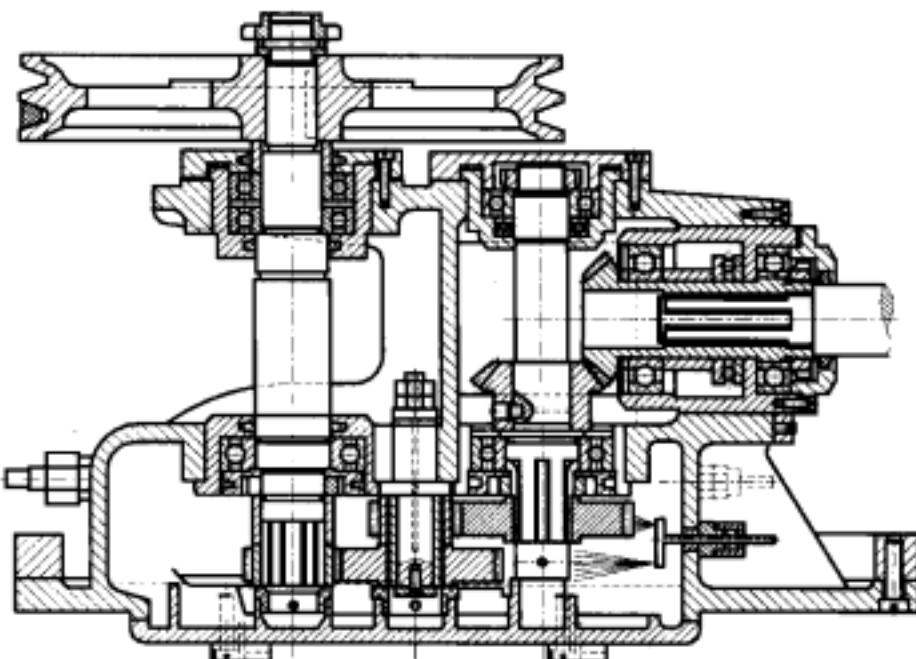


图 7.9 某机床中的锥齿轮部件(跨装式和悬臂式组合)

7.2.3 圆锥齿轮部件装配精度的调整

在装配锥齿轮时,需要保证节锥顶点的重合。这样能达到轮齿母线在全长上的接触,从而保证良好的传动工作。检查锥齿轮啮合质量有两种方法。在重要的高精度的锥齿轮传动中,齿轮啮合质量是根据红丹在锥齿轮轮齿上的接触程度来进行检验的。对于普通精度的锥齿轮传动,则按相啮合锥齿轮的背锥端面来进行检验。当两个齿轮的背锥端面重合时,齿轮的啮合认为是正常的。

无论用哪种方法检验啮合质量,啮合精度都是靠下列补偿方法来保证的。

(1) 利用调整螺母使齿轮在轴上做轴向移动,然后即用螺母固定;或者用敲打的方法,使齿轮轴向移动,然后用销或锁紧螺钉将齿轮固定。

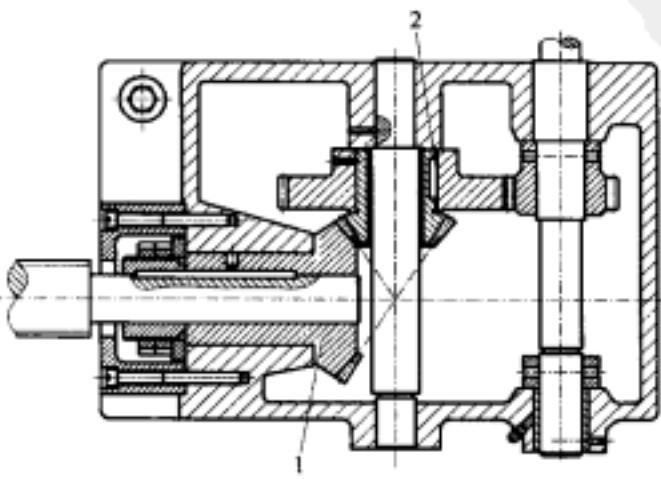
(2) 轴连同固定在轴上的齿轮一起做轴向移动,然后固定。

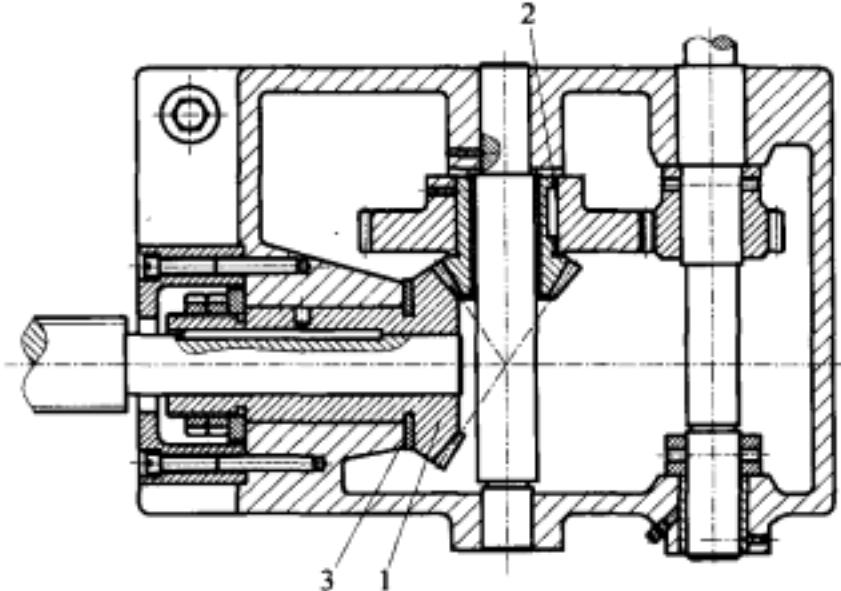
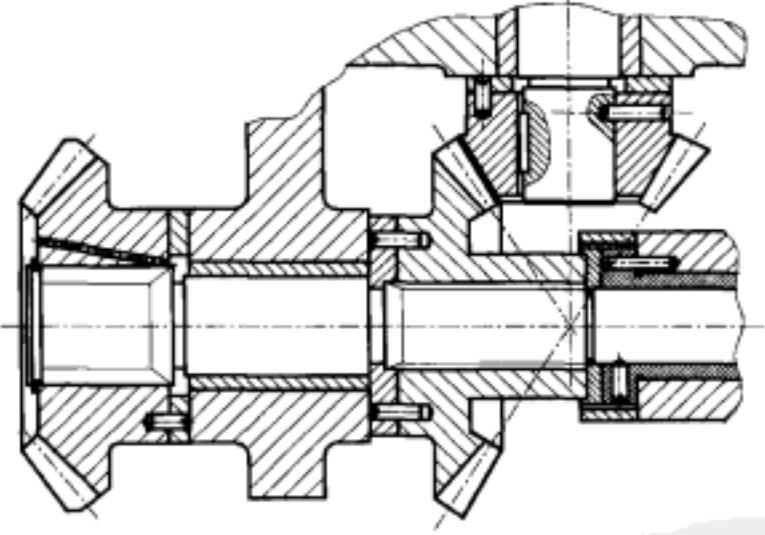
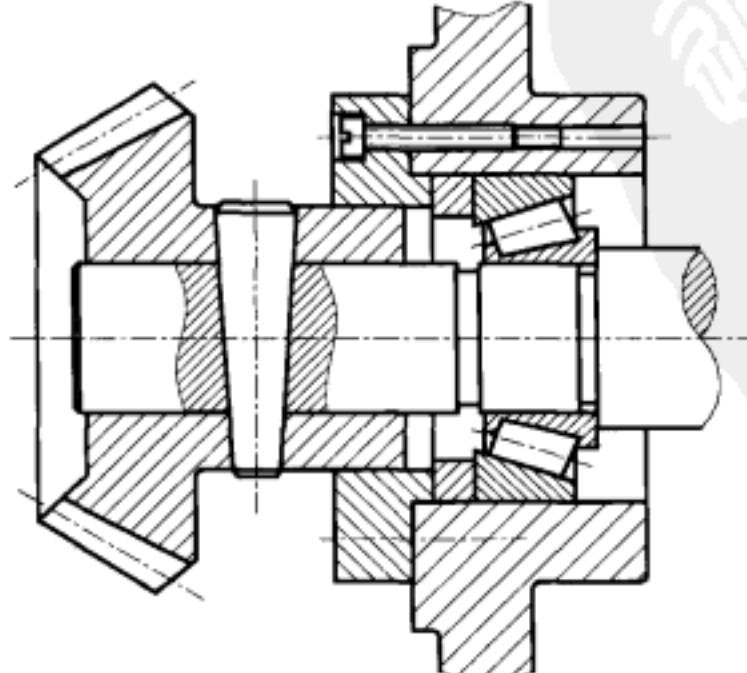
(3) 按厚度修配补偿环,补偿环是装置在决定齿轮轴向位置的端面之间的。

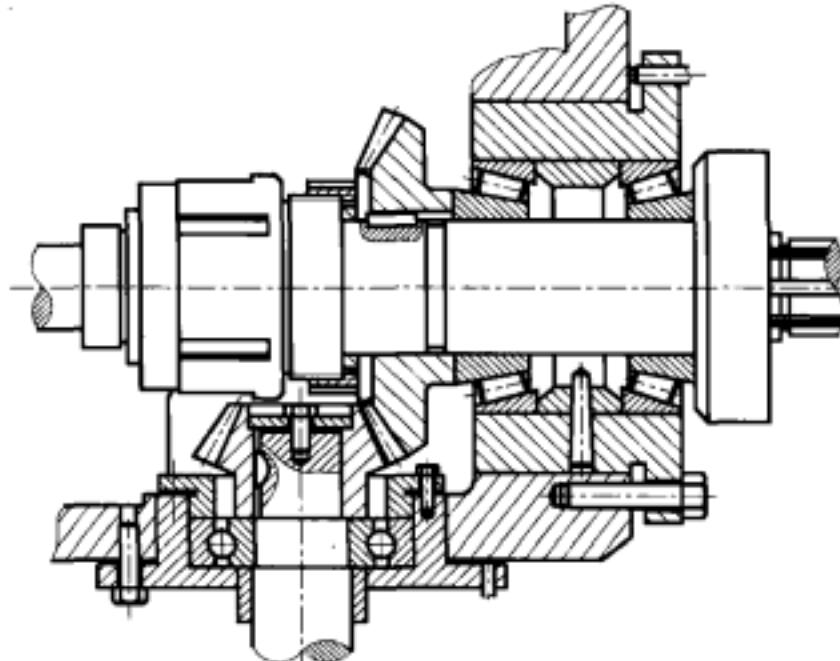
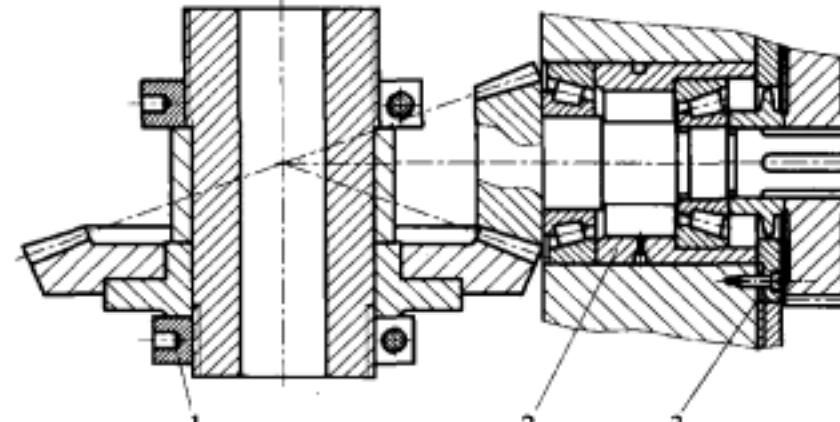
假如在构造上没有调整齿轮位置的可能,则在装配时,就需要进行切割(或刮)齿轮或箱体的支承端面,和多次安装与拆卸齿轮。

圆锥齿轮部件装配精度的调整方法见表 7.6。

表 7.6 圆锥齿轮部件装配精度调整方法

序号	图例	说明
1		靠重复多次地安装和拆卸齿轮 1 和 2,修配其支承端面来调整

序号	图例	说明
2		<p>上图构造修改后,靠修磨补偿环3和2的厚度来调整齿轮的啮合,而环的厚度只需将齿轮在箱体上安装一次就可以测量出来</p>
3		<p>带有补偿环的锥齿轮部件</p>
4		<p>锥齿轮能够在轴上移动,并用锥形销固定在需要的位置上。其缺点是当为锥形销钻孔和铰孔时,铁屑会落入部件的机构中</p>

序号	图例	说明
5		<p>两个锥齿轮轴的支承轴向可以调整,可以取消装配时的修配工作,并使箱体可能做成通孔和取消孔端面的加工</p>
6		<p>大锥齿轮利用两个开缝的螺母1做轴向调整。而小锥齿轮则靠移动套筒2来做轴向调整。套筒用两个剖分补偿环3固定在需要的位置上</p>

为了保证装配正确,有时还需设计配置专用装配工具。图 7.10 是某机床传动箱中的锥齿轮传动,为简化部件的制造,把二锥齿轮均安装在游动的支架上。

要使齿轮正确啮合,啮合齿轮的节锥顶必须重合,其轴线相互垂直。为了保证节锥轴线的垂直度,要求轴线与零件 1、2、3 上的支承面精确的保持 90° 。在图示平面上,齿轮的正确位置靠补偿垫圈 4 及沿着装在支架 1 上锥齿轮的轴线方向移动壳体 3 来保证。节锥顶在垂直于图面方向上的重合必须靠调节来得到。

由于支架 1 和壳体 3 都是“游动的”,因此缺乏调节部件位置用的基面。为此设计制造了一种如图 7.11 所表示的特殊夹具。利用这个夹具可以保证节锥顶重合;同时,利用测出的尺寸 a 和尺寸 b (见图 7.10)一起来决定补偿垫圈的厚度。

综上所述可得:

- (1) 在设计带有锥齿轮传动的部件时,应保证能够方便的检查齿轮在装配后的相互位置。
- (2) 在采用补偿环的情况下,应保证有可能直接测量齿轮基准端面和相配的支承端面间的间隙。

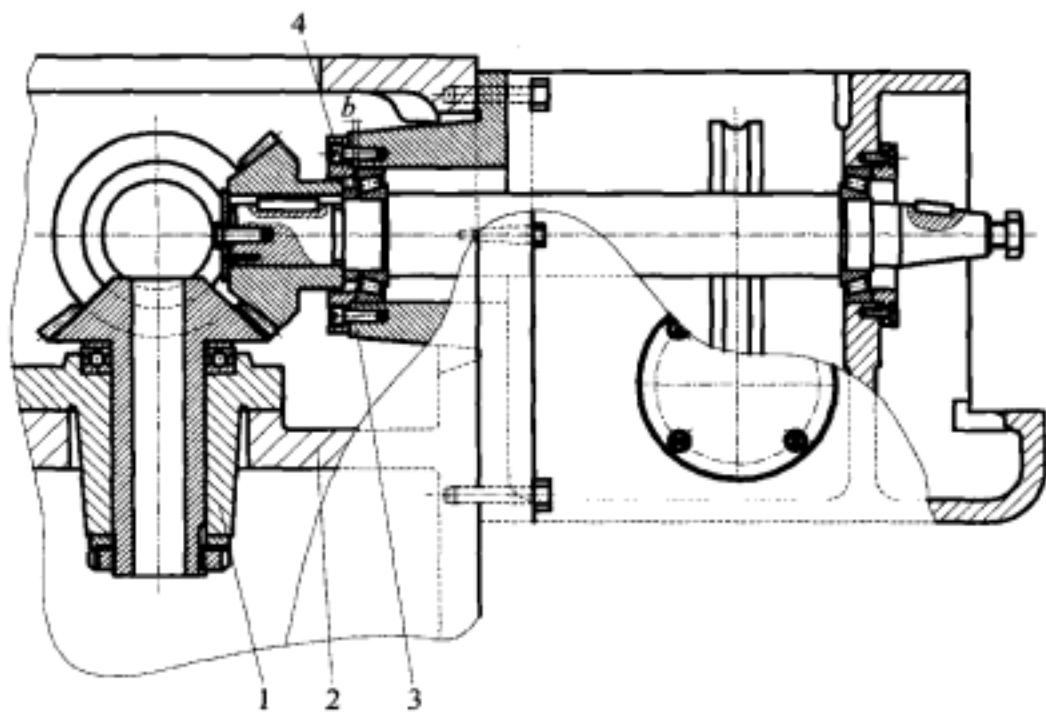


图 7.10 锥齿轮部件的装配

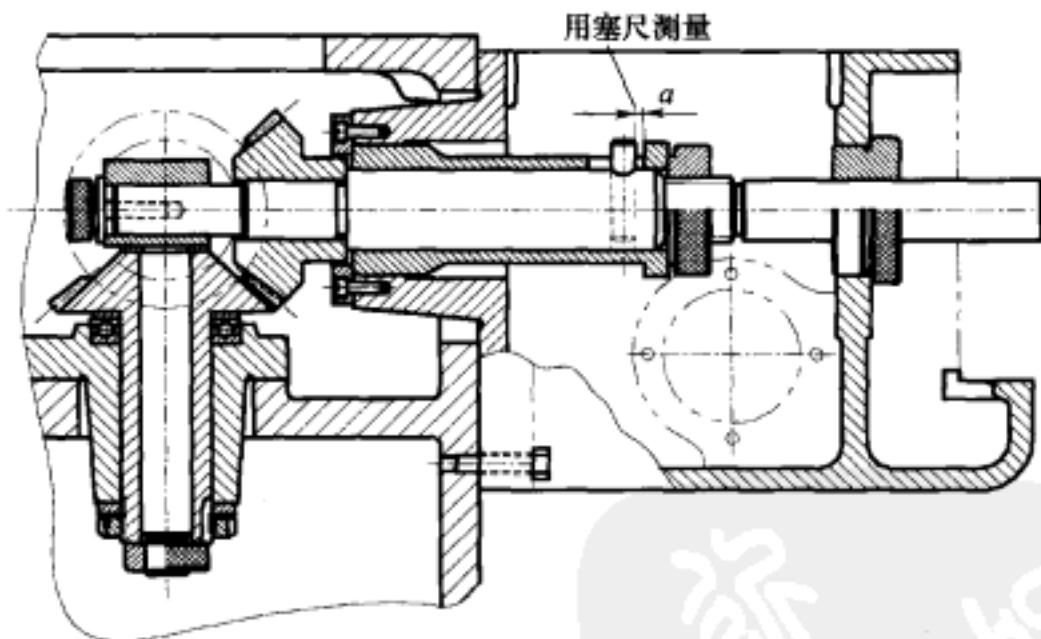


图 7.11 锥齿轮装配用专用工具

(3) 在可能的情况下,最好采用装在箱体外部的剖分补偿环来代替装在箱体内部的补偿环。

(4) 在大批或大量生产中,调整锥齿轮的位置,最好是改为利用螺母或其他不用修配补偿元件的方法。

7.3 齿 轮 测 绘

实际工作上时常遇到齿轮的修配问题。由于齿轮是十分复杂的零件,除了外形的几何尺寸外,还需确定一系列如模数 m 、压力角 α 、变位系数 x 等设计制造参数。而这些参数只能通过用普通量具(如游标卡尺、千分尺等)测量齿轮实物所得尺寸,结合实际使用

情况,了解原设计意图经计算分析得到。由于制造、测量误差和磨损的影响,以及分析需要具备一定的啮合理论及数学计算知识,致使齿轮测绘(或称齿轮分析)成为零部件测绘中最为困难的工作之一。

需要指出,具有渐开线齿廓的齿轮应用最为广泛,因此本书重点介绍这类齿轮的测绘分析方法。

7.3.1 直齿圆柱齿轮

1. 喷合制度的初步判断

在确定齿轮的基本参数时,首先要明确所测绘的齿轮是模数制还是径节制。各个国家所采用的齿轮喷合制度均不相同,有的采用模数制,如中国、原苏联、德国、捷克及日本等;有的采用径节制,如英国、美国及加拿大等。

要确定所测绘的齿轮是属于模数制或径节制,首先要了解所测绘的机器是哪一个国家的产品,表 7.7 列出了各国常用的标准基本齿条齿形参数。根据机器产地,可大致判断齿轮所采用的齿制。

表 7.7 各国常用的标准基本齿条齿形参数

国别	标准基本齿条齿形	m 或 P	$\alpha/(\circ)$	h_a^*	C^*
国际标准化组织	标准齿形 ISO R53—1974	m	20	1	0.25
中国	标准齿形	m	20	1	0.25
	短齿齿形			0.8	0.30
原苏联	标准齿形 ГОСТ 13755—68 短齿	m	20	1 0.8	0.25 0.20~0.30
德国	标准齿形 DIN867 短齿	m	20	1 0.8	0.10~0.30
日本	标准齿形 JIS B1701—1973	m	20	1	0.25
法国	标准齿形 NFE 23—011—1979	m	20	1	0.25
瑞士	标准齿形 VSM15520 马格齿形	m	20	1	0.25
		m	20	1	0.167
		m	15	1	0.167
捷克	标准齿形	m	20	1	0.25
英国	标准齿形 BS436—1940	P	14½	1	0.157
	BS436; Part 1—1967	P	20	1	0.25~0.4
	BS436; Part 2—1970	m	20	1	0.25~0.4
美国	标准齿形 ASAB6.1—1968($>P20$)	P	20	1	0.25~0.35
	标准齿形 ASAB6.1—1968($>P20$)		25		0.4(剃齿)
	标准齿形 ASAB6.1—1968($<P20$)		20		0.2
	短齿 ASME	P	22.5	0.875	0.35(剃齿)
					0.125

α —标准基本齿条齿形角; h_a^* —齿顶高系数(h_a/m); C^* —顶隙系数(C/m)

在不是成对更换齿轮的情况下,即单独更换一个齿轮时,正确确定分度图压力角(齿形角)是十分重要的。在模数制的齿轮传动中,可以遇到下列几种压力角:14½°、15°、17½°、20°及22½°,有时还可遇到25°及30°。在径节制的齿轮传动中,可以遇到下列几种压力角:14½°、15°、16°、17°、17½°、20°及22½°。

我国2002年6月1日实施的新国家标准——标准基本齿条齿廓 GB/T1356—2001,原则上与老标准GB/T1356—1988没有什么差别(见图7.12和表7.8)。

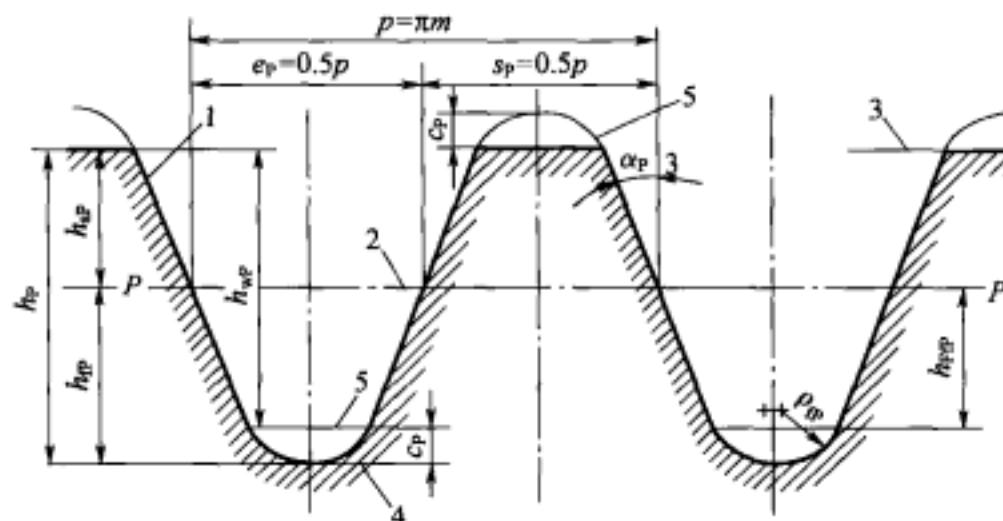


图 7.12 标准基本齿条齿廓和相啮标准基本齿条齿廓(GB/T1356—2001)
1—标准基本齿条齿廓; 2—基准线; 3—齿顶线; 4—齿根线; 5—相啮标准基本齿条齿廓。

表 7.8 代号和单位

符号	意 义	单位	数 值
c_p	标准基本齿条轮齿与相啮标准基本齿条轮齿之间的顶隙	mm	0.25m
e_p	标准基本齿条轮齿槽宽	mm	$\pi m/2$
h_{ap}	标准基本齿条轮齿齿顶高	mm	1m
h_{fp}	标准基本齿条轮齿齿根高	mm	1.25m
h_{fp_p}	标准基本齿条轮齿根直线部分的高度	mm	
h_p	标准基本齿条的齿高	mm	
h_{wp}	标准基本齿条和相啮标准基本齿条轮齿的有效齿高	mm	
m	模数	mm	
P	齿距	mm	πm
s_p	标准基本齿条轮齿的齿厚	mm	$\pi m/2$
α_p	压力角	(°)	20°
r_{fp}	基本齿条的齿根圆角半径	mm	0.38

需要指出,在早期的齿轮设计中,亦有采用双模数制的,即分度圆直径按一种模数 m_1 计算,齿高按另一种模数 m_2 计算,而 $m_1 > m_2$ 。

2. 模数 m 及压力角 α

根据渐开线圆柱齿轮的特性可知:

$$p_b = w_{k+1} - w_k = \pi m \cos \alpha \quad (7.1)$$

式中: p_b —— 基节;

k —— 跨越齿数;

w_k —— 跨越齿数为 k 的齿轮公法线长;

w_{k+1} —— 跨越齿数为 $k+1$ 的齿轮公法线长;

m —— 模数;

α —— 压力角(齿形角)。

齿轮公法线长 w_{k+1} 和 w_k 可以方便地用公法线千分尺或游标卡尺量得, 用公式(7.1)求得基节 p_b 后, 由基节表(表 7.9)可方便地查得 m (或 P)和 α 。

表 7.9 基节表 $p_b = \pi m \cos \alpha$

模数 m	径节 P	压力角 α				
		22.5°	20°	17.5°	15°	14.5°
0.25	101.6000	0.726	0.738	0.749	0.759	0.760
0.3	84.6667	0.871	0.886	0.899	0.910	0.912
0.35	72.5714	1.016	1.033	1.049	1.062	1.064
0.4	63.5000	1.161	1.181	1.199	1.214	1.217
0.45	56.4444	1.306	1.328	1.348	1.365	1.369
0.5	50.8000	1.451	1.476	1.498	1.517	1.521
0.55	46.1818	1.596	1.624	1.648	1.669	1.673
0.6	42.3333	1.741	1.771	1.798	1.821	1.825
0.65	39.0769	1.887	1.919	1.947	1.972	1.977
0.7	36.2857	2.032	2.066	2.097	2.124	2.129
0.75	33.8667	2.177	2.214	2.247	2.276	2.281
0.8	31.7500	2.322	2.362	2.397	2.428	2.433
0.847	30	2.458	2.500	2.538	2.570	2.576
0.9	28.2222	2.612	2.657	2.697	2.731	2.737
0.907	28	2.633	2.678	2.717	2.752	2.759
0.977	26	2.836	2.884	2.927	2.965	2.972
1	25.4000	2.902	2.952	2.996	3.034	3.041
1.058	24	3.071	3.123	3.170	3.210	3.218
1.155	22	3.352	3.410	3.461	3.505	3.513
1.25	20.3200	3.628	3.690	3.745	3.793	3.817
1.270	20	3.686	3.749	3.805	3.854	3.863
1.411	18	4.095	4.165	4.228	4.282	4.292
1.5	16.9333	4.354	4.428	4.494	4.552	4.562
1.588	16	4.609	4.688	4.758	4.819	4.830
1.75	14.5143	5.079	5.166	5.243	5.310	5.323
1.814	14	5.265	5.355	5.435	5.505	5.517
2	12.7000	5.805	5.904	5.992	6.069	6.083
2.117	12	6.144	6.250	6.343	6.424	6.439
2.25	11.2889	6.530	6.642	6.741	6.828	6.843
2.309	11	6.702	6.816	6.918	7.007	7.023
2.5	10.1600	7.256	7.380	7.490	7.586	7.604
2.540	10	7.372	7.498	7.610	7.708	7.725

模数 <i>m</i>	径节 <i>P</i>	压力角 α				
		22.5°	20°	17.5°	15°	14.5°
2.75	9.2364	7.982	8.118	8.239	8.345	8.364
2.822	9	8.191	8.331	8.455	8.563	8.583
3	8.4667	8.707	8.856	8.989	9.104	9.125
3.175	8	9.215	9.373	9.513	9.635	9.657
3.25	7.8154	9.433	9.594	9.738	9.862	9.885
3.5	7.2571	10.159	10.332	10.487	10.621	10.645
3.629	7	10.533	10.713	10.873	11.012	11.038
3.75	6.7733	10.884	11.070	11.236	11.379	11.406
4	6.3500	11.610	11.809	11.985	12.138	12.166
4.233	6	12.286	12.496	12.683	12.845	12.875
4.5	5.6444	13.061	13.285	13.483	13.655	13.687
5	5.0800	14.512	14.761	14.981	15.173	15.208
5.080	5	14.744	15.000	15.221	15.415	15.451
5.5	4.6182	15.963	16.237	16.479	16.690	16.728
5.644	4.5	16.381	16.662	16.910	17.127	17.166
6	4.2333	17.415	17.713	17.977	18.207	18.249
6.350	4	18.431	18.746	19.026	19.269	19.314
6.5	3.9077	18.866	19.189	19.475	19.724	19.770
7	3.6286	20.317	20.665	20.973	21.242	21.291
7.257	3.5	21.063	21.424	21.743	22.022	22.072
8	3.1750	23.220	23.617	23.969	24.276	24.332
8.467	3	24.595	24.996	25.369	25.693	25.753
9	2.8222	26.122	26.569	26.966	27.311	27.374
9.236	2 $\frac{3}{4}$	26.807	27.266	27.673	28.027	28.092
10	2.5400	29.024	29.521	29.962	30.345	30.415
10.160	2.5	29.489	30.000	30.441	30.831	30.902
11	2.3091	31.927	32.473	32.958	33.380	33.457
11.289	2 $\frac{3}{4}$	32.766	33.327	33.824	34.257	34.336
12	2.1167	34.829	35.426	35.954	36.414	36.498
12.700	2	36.861	37.492	38.052	38.539	38.627
13	1.9538	37.732	38.378	38.950	39.449	39.540
14	1.8143	40.634	41.330	41.947	42.484	42.581
14.514	1 $\frac{3}{4}$	42.126	42.847	43.487	44.013	44.145
15	1.6933	43.537	44.282	44.943	45.518	45.623
16	1.5875	46.439	47.234	47.939	48.553	48.665
16.933	1.5	49.147	49.989	50.734	51.384	51.502
18	1.4111	52.244	53.139	53.931	54.622	54.748
20	1.2700	58.049	59.043	59.924	60.691	60.831
20.320	1 $\frac{1}{4}$	58.978	59.987	60.883	61.662	61.804
22	1.1545	63.854	64.947	65.916	66.760	66.914
25	1.0160	72.561	73.803	74.905	75.864	76.038
25.4	1	73.722	74.984	76.103	77.077	77.255

为了测到较为准确的基节数值,应选择轮齿磨损较小的齿轮来测量其公法线长 w_{k+1} 和 w_k 。只要能避免量具与轮齿的接触点不在其齿顶和齿根,跨越齿数 k 和 $k+1$ 可在一定范围内选择。

3. 初定变位系数 x

标准直齿齿轮公法线长度为

$$w = m \cos \alpha [\pi(k - 0.5) + z \operatorname{inv} \alpha] \quad (7.2)$$

对于 $\alpha = 20^\circ, m = 1, z = 8 \sim 168$ 的齿轮公法线长度 w^* 可以由表 7.10 直接查得。当 $m \neq 1$ 时,其公法线长度为 $w = mw^*$ 。

变位直齿齿轮公法线长度为

$$w = m \cos \alpha [\pi(k - 0.5) + z \operatorname{inv} \alpha] + 2xms \sin \alpha \quad (7.3)$$

如果测得齿轮的实际公法线长为 w_{act} ,由公式(7.2)计算的标准齿轮公法线长为 w ,则由公式(7.2)和公式(7.3)得齿轮的变位系数 x 为

$$x = \frac{w_{\text{act}} - w}{2ms \sin \alpha} \quad (7.4)$$

标准直齿齿轮公法线长 w 可以由表 7.10 直接查得(注意查取值应乘以 m),但此时应注意:在实际测量齿轮公法线长 w_{act} 时,其跨越齿数 k 应与表 7.10 所列跨越齿数相同。

由于制造误差及磨损的影响,测得齿轮的实际公法线长 w_{act} 始终小于理论值,故由公式(7.4)计算而得的变位系数 x 也始终小于理论值。

表 7.10 $m = 1, \alpha = 20^\circ$ 的直齿齿轮公法线长 w^*

(z —齿数; k —跨越齿数) (mm)

z	k	w^*	k	w^*	k	w^*
8	1	1.58811	2	4.54024	—	—
9	1	1.60211	2	4.55424	—	—
10	1	1.61612	2	4.56825	—	—
11	1	1.63012	2	4.58225	—	—
12	1	1.64413	2	4.59626	3	7.54839
13	1	1.65813	2	4.61026	3	7.56239
14	1	1.67214	2	4.62427	3	7.57640
15	1	1.68614	2	4.63827	3	7.59040
16	1	1.70015	2	4.65228	3	7.60441
17	1	1.71415	2	4.66628	3	7.61841
18	1	1.72816	2	4.68029	3	7.63242
19	2	4.69429	3	7.64642	4	10.59855
20	2	4.70830	3	7.66043	4	10.61256
21	2	4.72230	3	7.67443	4	10.62656
22	2	4.73631	3	7.68844	4	10.64057
23	2	4.75031	3	7.70244	4	10.65457
24	2	4.76432	3	7.71645	4	10.66858
25	2	4.77832	3	7.73045	4	10.68258
26	2	4.79233	3	7.74446	4	10.69659

(续)

z	k	w^*	k	w^*	k	w^*
27	2	7.80633	3	7.75846	4	10.71059
28	3	7.77247	4	10.72460	5	13.67673
29	3	7.78647	4	10.73860	5	13.69074
30	3	7.80048	4	10.75261	5	13.70474
31	3	7.81448	4	10.76661	5	13.71874
32	3	7.82849	4	10.78062	5	13.73275
33	3	7.84249	4	10.79462	5	13.74675
34	3	7.85650	4	10.83863	5	13.76076
35	3	7.87051	4	10.82264	5	13.77477
36	3	7.88451	5	10.83664	5	13.78877
37	4	10.85065	5	13.80278	6	16.75491
38	4	10.86465	5	13.81678	6	16.76892
39	4	10.87866	5	13.83079	6	16.78292
40	4	10.89266	5	13.84479	6	16.79692
41	4	10.90667	5	13.85880	6	16.81093
42	4	10.92067	5	13.87280	6	16.82493
43	4	10.93468	5	13.88681	6	16.83894
44	4	10.94868	5	13.90081	6	16.85294
45	4	10.96269	5	13.91482	6	16.86695
46	5	13.92882	6	16.88095	6	19.83308
47	5	13.94283	6	16.89496	7	19.84709
48	5	13.95683	6	16.90896	7	19.86109
49	5	13.97084	6	16.92297	7	19.87510
50	5	13.98484	6	16.93697	7	19.88910
51	5	13.99885	6	16.95098	7	19.90311
52	5	14.01285	6	16.96498	7	19.91711
53	5	14.02686	6	16.97899	7	19.93112
54	5	14.04086	6	16.99299	7	19.94512
55	6	17.00700	7	19.95913	8	22.91126
56	6	17.02100	7	19.97313	8	22.92527
57	6	17.03501	7	19.98713	8	22.93927
58	6	17.04901	7	20.00114	8	22.95327
59	6	17.06302	7	20.01515	8	22.96728
60	6	17.07702	7	20.02915	8	22.98128
61	6	17.09103	7	20.04316	8	22.99529
62	6	17.10503	7	20.05716	8	23.00929
63	6	17.11904	7	20.07117	8	23.02330
64	7	20.08517	8	23.03730	9	25.98943
65	7	20.09918	8	23.05131	9	26.00344
66	7	20.11318	8	23.06531	9	26.01744
67	7	20.12719	8	23.07932	9	26.03145
68	7	20.14120	8	23.09333	9	26.04546
69	7	20.15520	8	23.10733	9	26.05946

(续)

z	k	w^*	k	w^*	k	w^*
70	7	20.16921	8	23.12134	9	26.07347
71	7	20.18321	8	23.13534	9	26.08747
72	7	20.19722	8	23.14935	9	26.10148
73	8	23.16335	9	26.11548	9	29.06761
74	8	23.17736	9	26.12949	10	29.08162
75	8	23.19136	9	26.14349	10	29.09562
76	8	23.20537	9	26.15750	10	29.10963
77	8	23.21937	9	26.17150	10	29.12363
78	8	23.23338	9	26.18551	10	29.13764
79	8	23.24738	9	26.19951	10	29.15164
80	8	23.26139	9	26.21352	10	29.16565
81	8	23.27539	9	26.22752	10	29.17965
82	9	26.24153	10	29.19366	11	32.14579
83	9	26.25553	10	29.20766	11	32.15979
84	9	26.26954	10	29.22167	11	32.17380
85	9	26.28354	10	29.23567	11	32.18780
86	9	26.29755	10	29.24968	11	32.20181
87	9	26.31155	10	29.26368	11	32.21581
88	9	26.32556	10	29.27769	11	32.22982
89	9	26.33956	10	29.29169	11	32.24382
90	9	26.35357	10	29.30570	11	32.25783
91	10	29.31970	11	32.27183	12	35.22396
92	10	29.33371	11	32.28584	12	35.23797
93	10	29.34771	11	32.29984	12	35.25197
94	10	29.36172	11	32.31385	12	35.26598
95	10	29.37572	11	32.32785	12	35.27998
96	10	29.38973	11	32.34186	12	35.29399
97	10	29.40373	11	32.35586	12	35.30799
98	10	29.41774	11	32.36987	12	35.32200
99	10	29.43175	11	32.38387	12	35.33600
100	11	32.39788	12	35.35001	13	38.30214
101	11	32.41194	12	35.36407	13	38.31620
102	11	32.42595	12	35.37808	13	38.33021
103	11	32.43995	12	35.39208	13	38.34421
104	11	32.45396	12	35.40609	13	38.35822
105	11	32.46796	12	35.42009	13	38.37222
106	11	32.48197	12	35.43410	13	38.38623
107	11	32.49597	12	35.44810	13	38.40023
108	12	35.46211	13	38.41424	14	41.36637
109	12	35.47612	13	38.42825	14	41.38038
110	12	35.49012	13	38.44225	14	41.39438
111	12	35.50413	13	38.45626	14	41.40839
112	12	35.51813	13	38.47026	14	41.42239
113	12	35.53214	13	38.48427	14	41.43640

(续)

z	k	w^*	k	w^*	k	w^*
114	12	35.54614	13	38.49827	14	41.45040
115	12	35.56015	13	38.51228	14	41.46441
116	12	35.57416	14	38.52629	14	41.47842
117	13	38.54029	14	41.49242	15	44.44455
118	13	38.55430	14	41.50643	15	44.45856
119	13	38.56830	14	41.52043	15	44.47256
120	13	38.58231	14	41.53444	15	44.48657
121	13	38.59631	14	41.54844	15	44.50057
122	13	38.61032	14	41.56245	15	44.51458
123	13	38.62433	14	41.57646	15	44.52859
124	13	38.63833	14	41.59046	15	44.54259
125	13	38.65234	14	41.60447	15	44.55660
126	14	41.61847	15	44.57060	16	47.52273
127	14	41.63248	15	44.58461	16	47.53674
128	14	41.64648	15	44.59861	16	47.55074
129	14	41.66049	15	44.61262	16	47.56475
130	14	41.67450	15	44.62663	16	47.57876
131	14	41.68850	15	44.64063	16	47.59276
132	14	41.70251	15	44.65464	16	47.60677
133	14	41.71651	15	44.66864	16	47.72077
134	14	41.73052	15	44.68265	16	47.63478
135	15	44.69665	16	47.64878	17	50.60091
136	15	44.71066	16	47.66279	17	50.61492
137	15	44.72467	16	47.67680	17	50.62893
138	15	44.73867	16	47.69080	17	50.64293
139	15	44.75268	16	47.70481	17	50.65694
140	15	44.76668	16	47.71881	17	50.67084
141	15	44.78069	16	47.73282	17	50.68495
142	15	44.79469	16	47.74682	17	50.69895
143	15	44.80870	16	47.76083	17	50.71296
144	16	47.77484	17	50.72697	17	53.67910
145	16	47.78884	17	50.74097	18	53.69310
146	16	47.80285	17	50.75498	18	53.70711
147	16	47.81685	17	50.76898	18	53.72111
148	16	47.83086	17	50.78299	18	53.73512
149	16	47.84486	17	50.79699	18	53.74912
150	16	47.85887	17	50.81100	18	53.76313
151	16	47.87287	17	50.82500	18	53.77713
152	16	47.87688	17	50.83901	18	53.79114
153	17	50.85302	18	53.80515	19	56.75728
154	17	50.86702	18	53.81915	19	56.77128
155	17	50.88103	18	53.83316	19	56.78529
156	17	50.82503	18	53.84716	19	56.79929
157	17	50.90904	18	53.86117	19	56.81330

(续)

z	k	w^*	k	w^*	k	w^*
158	17	50.92304	18	53.87517	19	56.82730
159	17	50.93705	18	53.88918	19	56.84131
160	17	50.95106	18	53.90319	19	56.85532
161	17	50.96506	18	53.91719	19	56.86932
162	18	53.93120	19	56.88333	20	59.83546
163	18	53.94520	19	56.89733	20	59.84946
164	18	53.95921	19	56.91134	20	59.86347
165	18	53.97322	19	56.92535	20	59.87748
166	18	53.98722	19	56.93935	20	59.89148
167	18	54.00123	19	56.95336	20	59.90549
168	18	54.01523	19	56.96736	20	59.91949

4. 变位系数和 x_{Σ}

1) 精确计算

两啮合齿轮变位系数和 $(x_1 + x_2)$ 用 x_{Σ} 表示, 其值按下式计算:

$$x_{\Sigma} = \frac{z_1 + z_2}{2\tan\alpha} (\operatorname{inv}\alpha' - \operatorname{inv}\alpha) \quad (7.5)$$

式中 α' 为啮合角, 其值由下式计算:

$$\cos\alpha' = \frac{m(z_1 + z_2)}{2a'} \cos\alpha \quad (7.6)$$

式中: a' —— 中心距(实测值)。

$\operatorname{inv}\alpha$ 是 α 的渐开线函数, 其值为: $\operatorname{inv}\alpha = \tan\alpha - \alpha$, 也可根据 α 的大小查阅渐开线函数表直接得到 $\operatorname{inv}\alpha$ 值。

2) 简捷计算

用上述方法计算要使用渐开线函数表, 比较麻烦。为了简化计算, 可按作者早年研究的下述简化方法来计算 x_{Σ} (参见: 田培棠. 用马克劳林级数简化齿轮的啮合方程. 机械工程学报, 1983 年 1 期)。

$$x_{\Sigma} = K_1 y \quad (7.7)$$

式中 y —— 中心距变动系数。其值按下式计算

$$y = \frac{a' - a}{m} \quad (7.8)$$

式中: a' 为变位齿轮中心距(测绘时为实测值); a 为标准中心距, 按下式计算

$$a = \frac{1}{2}m(z_1 + z_2) \quad (7.9)$$

系数 K_1 按下式计算

$$K_1 = 1 + A\left(\frac{y}{z_{\Sigma}}\right)[1 - D\left(\frac{y}{z_{\Sigma}}\right)] \quad (7.10)$$

式中, 系数 A 、 D 按公式(7.11)、式(7.12)计算或直接由表 7.11 查取。

$$A = \cot^2\alpha \quad (7.11)$$

$$D = 2 \left(1 + \frac{1}{3} \cot \alpha^2 \right) \quad (7.12)$$

表 7.11 系数 A 、 B 、 D 表

α	$14\frac{1}{2}^\circ$	15°	$17\frac{1}{2}^\circ$	20°	$22\frac{1}{2}^\circ$	25°
A	14.9515	13.9282	10.0590	7.54863	5.82843	4.59891
B	41.8706	39.1419	28.8240	22.1297	17.5425	14.2628
D	11.9676	11.2855	8.70601	7.03242	5.88562	5.06594

若已知 x_Σ 求 y , 则有

$$y = Kx_\Sigma \quad (7.13)$$

$$K = 1 - A \left(\frac{x_\Sigma}{z_\Sigma} \right) \left[1 - B \left(\frac{x_\Sigma}{z_\Sigma} \right) \right] \quad (7.14)$$

5. 变位系数的最终确定

变位齿轮传动最重要的一点, 是相啮合两齿轮的变位系数之和必须与根据实测中心距算出的总变位系数相等。根据不同的具体情况, 按下述原则确定。

(1) 如要同时更换相啮合的一对齿轮。则参考由实测公法线长计算出的变位系数 x'_1 和 x'_2 , 将其试凑使二者之和等于按中心距测出的 x_Σ 。试凑时可参考齿轮齿顶圆直径。

(2) 只更换相啮合的其中一个齿轮(例如更换小齿轮 z_1)。这时, 欲更换齿轮 1 的变位系数 x_1 按下式确定:

$$x_1 = x_\Sigma - x'_2 \quad (7.15)$$

式中 x_Σ 是根据实测中心距由公式(7.7)或由前述精确计算(公式 7.5)所得;

x'_2 是根据齿轮 2 的实测公法线长由公式(7.4)算得。

为了保证有足够的顶隙, 应使

$$\begin{cases} a' - (r_{a1} + r'_{a2}) \geq 0.25m \\ a' - (r'_{a2} + r_n) \geq 0.25m \end{cases} \quad (7.16)$$

式中: r'_{a2} 和 r'_{a1} ——不更换齿轮 2 的齿顶圆和齿根圆半径的实测值;

r_{a1} 和 r_n ——要更换齿轮 1 的齿顶圆和齿根圆半径[变位系数 x_1 按公式(7.15)计算]。

如公式(7.16)不成立, 则可用减小齿顶圆半径的办法来予以满足, 但这会减少啮合的重合度, 应加以验算。

6. 直齿圆柱齿轮的测绘步骤

综上所述, 可得到如表 7.12 所示直齿圆柱齿轮的测绘步骤。

表 7.12 直齿圆柱齿轮的测绘步骤

步骤	内 容	计算及实例
1	<p>准备工作</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. 将需测绘的齿轮(包括相啮合的配对齿轮)洗净; 2. 通过说明书或现场了解机器产地; 3. 准备好量具, 如游标尺、千分尺、公法线千分尺 	T611 卧式镗床进给箱中一对齿轮副 机床产地: 中国

步骤	内 容	计算及实例
2	<p>相关尺寸测量</p> <ol style="list-style-type: none"> 逐齿数相啮合二齿轮齿数 z_1, z_2; 测量中心距(测量箱体) a'; 测量齿顶圆直径 d_{a1}, d_{a2}; 测量公法线长: w_k (跨越齿数为 k) w_{k+1} (跨越齿数为 $k+1$) 	<p>测量有关尺寸得:</p> <ol style="list-style-type: none"> 齿轮 1: $z_1 = 28, d_{a1} = 76.8, w_k = 20.06 (k = 3)$ $w_{k+1} = 27.42 (k = 4)$ 齿轮 2: $z_2 = 40, d_{a2} = 106.5, w_k = 27.76 (k = 4)$ $w_{k+1} = 35.13 (k = 5)$ 中心距: $a' = 86.87$
3	<p>确定模数 m (或径节 P) 和压力角 α</p> <ol style="list-style-type: none"> 计算基节 $p_b = w_{k+1} - w_k$ 由基节表(表 6.9)查得 m (或 P) 和 α 	<p>1. 计算基节</p> $p_{b1} = 27.42 - 20.06 = 7.36$ $p_{b2} = 35.13 - 27.76 = 7.37$ <p>查表 7.9 得:</p> <p>$m = 2.5, \alpha = 20^\circ$ 时, $p_b = 7.38$</p> <p>$P = 10, \alpha = 22.5^\circ$ 时, $p_b = 7.372$</p> <p>2. 从机器产地判断采用的是模数制, 故确定: $m = 2.5, \alpha = 20^\circ$</p>
4	<p>1. 判断是否变位齿轮传动</p> <p>计算标准齿轮中心距</p> $a = m (z_1 + z_2) / 2$ <p>a 与实测中心距 a' 相比较, 如:</p> <p>$a = a'$, 标准齿轮或高度变位齿轮传动; $a \neq a'$, 角度变位齿轮传动, 同时当: $a < a'$ 正变位齿轮传动, $a > a'$ 负变位齿轮传动。</p> <p>2. 判断齿轮的变位类型</p> <p>计算标准齿轮公法线长 w</p> $w = m \cos \alpha [\pi (k - 0.5) + \sin \alpha]$ <p>$\alpha = 20^\circ$ 时, $w = m \cos \alpha$</p> <p>w^* 由表 7.10 查取</p> <p>把计算的标准齿轮公法线长 w 与实测公法线长 w_{act} 相比较, 如:</p> <p>$w_{act} = w$, 标准齿轮(因制造公差及磨损, 实测的 w_{act} 偏小)</p> <p>$w_{act} > w$ 正变位齿轮</p> <p>$w_{act} < w$ 负变位齿轮</p>	<p>1. 计算标准齿轮中心距</p> $a = 2.5 \times (28 + 40) / 2 = 85$ <p>因为 $85 < 86.87$, 故为正变位齿轮传动</p> <p>2. 由表 7.10 查取</p> <p>齿轮 1 $w_1 = 2.5 \times 10.72460 = 26.812$ $k = 4$</p> <p>齿轮 2 $w_2 = 2.5 \times 13.84479 = 34.612$ $k = 5$</p> <p>因为 $w_{act} > w$, 故两齿轮均为正变位齿轮</p>

步骤	内 容	计算及实例
5	<p>确定变位系数</p> <p>1. 根据公式 $x = \frac{w_{act} - w}{2m \sin \alpha}$</p> <p>粗定相啮合齿轮 z_1, z_2 的变位系数 x_1, x_2</p> <p>2. 计算变位系数和 x_{Σ}</p> <p>中心距变动系数 $y = \frac{a' - a}{m}$</p> <p>系数 K_1 按下式计算:</p> $K_1 = 1 + A \left(\frac{y}{z_{\Sigma}} \right) \left[1 - D \left(\frac{y}{z_{\Sigma}} \right) \right]$ $x_{\Sigma} = K_1 y$ <p>3. 变位系数的最终确定</p> <p>(1) 如要同时更换相啮合的一对齿轮, 则参考由实测公法线长计算出的变位系数 x'_1 和 x'_2, 将其试凑使二者之和等于按中心距算出的 x_{Σ}。试凑时可参考齿轮齿顶圆直径。</p> <p>(2) 只更换相啮合的其中一个齿轮。这时, 欲更换齿轮 1 的变位系数 x_1 按下式确定:</p> $x_1 = x_{\Sigma} - x'_2$	<p>1. 根据实测公法线长初步确定变位系数</p> $x'_1 = \frac{27.42 - 26.812}{2 \times 2.5 \times \sin 20^\circ} = 0.356$ $x'_2 = \frac{35.13 - 34.612}{2 \times 2.5 \times \sin 20^\circ} = 0.303$ <p>因制造公差及磨损, 实测的 w_{act} 偏小, 故按上述计算所得到的变位系数均偏小, 尚不能作为最终值, 用 x'_1 和 x'_2 表示。</p> <p>2. 计算变位系数和 x_{Σ}</p> <p>中心距变动系数 $y = \frac{86.87 - 85}{2.5} = 0.748$</p> <p>查表 7.11 得 $\alpha = 20^\circ$ 的</p> <p>$A = 7.54863$ $D = 7.03242$ 则</p> $K_1 = 1 + 7.54863 \times \frac{0.748}{68} \times \left[1 + 7.03242 \times \frac{0.748}{68} \right]$ $= 1.076616$ $x_{\Sigma} = 1.076616 \times 0.748 = 0.805$ <p>3. 最终确定的变位系数</p> <p>(1) 成对更换时。参考由实测公法线长计算出的变位系数 x'_1 和 x'_2 以及实测中心距算出的变位系数和 x_{Σ}, 并参考两齿轮齿顶圆直径大小进行试凑, 得:</p> $x_1 = 0.438 \quad x_2 = 0.367$ <p>(2) 只更换齿轮 1 时。 $x_1 = 0.805 - 0.303 = 0.502$</p>

7.3.2 斜齿圆柱齿轮

斜齿轮的法向模数 m_n 及法向压力角 α_n , 仍用上述测公法线的方法求得法向基节 p_{bn} 后由基节表(表 7.9)查得, 然后按下列步骤测算其余参数。

1. 分度圆螺旋角 β

利用在计算法向基节时测得的法向公法线长度 w_n (跨越齿数为 k), 以及用钢球测得的跨距尺寸 M (见图 7.13), 按下列步骤可方便准确的求得 β :

1) 法向基圆齿厚 s_{bn}

$$s_{bn} = w_n - (k - 1)p_{bn} \quad (7.17)$$

2) 钢球中心点处的压力角 α_M

$$\operatorname{inv} \alpha_M = \frac{\pi}{z} \left(\frac{d_p + s_{bn}}{p_{bn}} - 1 \right) \quad (7.18)$$

式中: d_p ——测量钢球直径, 在保证能与齿面接触(最好是中部)的情况下, 可任意选择,

一般取 $d_p \approx 1.7m_n$ 。

3) 基圆螺旋角 β_b

$$\cos\beta_b = \frac{p_{bn}z}{2\pi R_M \cos\alpha_M} \quad (7.19)$$

式中 R_M ——测量钢球中心到齿轮中心的距离,其值为(见图 7.13)

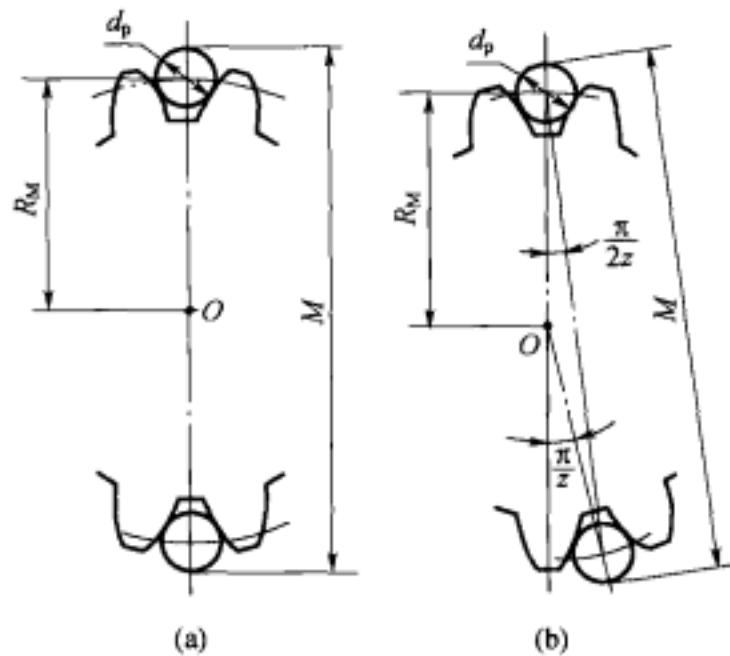


图 7.13 钢球跨距的测量

由图 7.13(a)可得: $R_M = \frac{M - d_p}{2}$ (测量偶数齿时);

由图 7.13(b)可得: $R_M = \frac{M - d_p}{2 \cos \frac{90^\circ}{z}}$ (测量奇数齿时)。

注意:测量时两钢球中心应在齿轮同一端截面上。

4) 分度圆螺旋角 β

$$\sin\beta = \frac{\sin\beta_b}{\cos\alpha_n} \quad (7.20)$$

由于根本无法精确定出分度圆螺旋角 β ,因此最好是成对更换齿轮。在只能更换其中一个的情况下,不更换的齿轮齿面最好按测定的分度圆螺旋角 β 进行修磨后再与新换齿轮配对。

2. 法向变位系数 x_n

由于可以用改变分度圆螺旋角大小来凑配中心距,因此斜齿轮很少采用变位齿轮。但对于斜齿变位齿轮,同样可采用测量斜齿轮法向公法线的办法,很方便的求得法向变位系数 x_n 。

$$x_n = \frac{w_{nact} - w_n}{2m_n \sin\alpha_n} \quad (7.21)$$

式中: w_{nact} ——实测齿轮的法向公法线长;

w_n ——标准齿轮的法向公法线长(相同的跨越齿数);

m_n ——法向模数；

α_n ——法向压力角。

同样,由于制造误差及磨损的影响,测得齿轮的实际公法线长始终小于理论值,故由公式(7.21)计算而得的变位系数 $x_{n\Sigma}$ 也始终小于理论值,故仅能作为初定值。

3. 法向变位系数和 $x_{n\Sigma}$

计算法向总变位系数 $x_{n\Sigma}$ 非常复杂,这里仍推荐笔者研究的简捷计算法。

$$x_{n\Sigma} = K_1 y_n \quad (7.22)$$

式中, y_n 为中心距变动系数 y 与 $\cos\beta$ 之比,即:

$$y_n = \frac{a'}{m_n} - \frac{(z_1 + z_2)}{2\cos\beta} \quad (7.23)$$

式中: a' ——中心距的实测值。

系数 K_1 按下式计算:

$$K_1 = 1 + A \left(\frac{y_n}{z_{n\Sigma}} \right) \left[1 + (D + E) \left(\frac{y_n}{z_{n\Sigma}} \right) \right] \quad (7.24)$$

式中: $z_{n\Sigma}$ ——当量齿轮齿数和,其值按下式计算:

$$z_{n\Sigma} = \frac{z_1 + z_2}{\cos^3\beta} \quad (7.25)$$

系数 A 、 D 、 E 按下式计算:

$$\left. \begin{aligned} A &= \operatorname{ctan}^2 \alpha_n \\ D &= 2 \left(1 + \frac{1}{3} \operatorname{ctan}^2 \alpha_n \right) \\ E &= 2 \tan^2 \beta \end{aligned} \right\} \quad (7.26)$$

系数 A 、 D 仍可由表7.11查取,仅 E 需计算。

如果求得的 $x_{n\Sigma}$ 很小,则有可能是测量及计算误差所致,应判断为非变位传动。对于变位传动,其变位系数最终确定的原则和方法与直齿相同,此处不再赘述。

第8章 蜗杆传动

蜗杆传动可看作特殊的螺旋齿轮传动,用以传递空间交错的两轴之间的运动和转矩,通常交错轴间夹角为 90° 。运动可以是减速或增速,以减速传动比较常见。其蜗杆齿数很少,螺旋角很大,是具有梯形螺纹或近似梯形螺纹的螺杆;蜗轮齿数较多,螺旋角较小,犹如一个斜齿轮。螺旋线方向可任选右旋或左旋,但蜗杆和蜗轮的螺旋线方向必须保持相同,传统上取右旋的较多。

蜗杆传动主要的特点是:

- (1) 传动平稳,振动,冲击和噪声均很小,可以自锁。
- (2) 能以单级传动获得较大的传动比,结构紧凑。减速传动对齿数比 u 的范围为; $5 \leq u \leq 70$,最常用为 $15 \leq u \leq 50$ 。增速时, $5 \leq u \leq 15$ 。目前用于传递动力时,蜗轮转矩可达 $2\text{MN} \cdot \text{m}$,圆周力达 800000N ,直径可达 2m 以上。
- (3) 蜗杆螺牙与蜗轮齿面间啮合摩擦损耗较大。因之传动效率要比齿轮传动为低,且容易招致发热和出现温升过高现象。蜗轮也较易磨损,同时蜗轮制造需要贵重的减摩性有色金属。

蜗杆传动一般按蜗杆齿廓曲线的不同(与蜗杆的加工方法密切相关)分为三大类:圆柱蜗杆传动,环面蜗杆传动和锥蜗杆传动(见图 8.1)。由于圆柱蜗杆传动应用最广,故本书仅介绍此类传动。

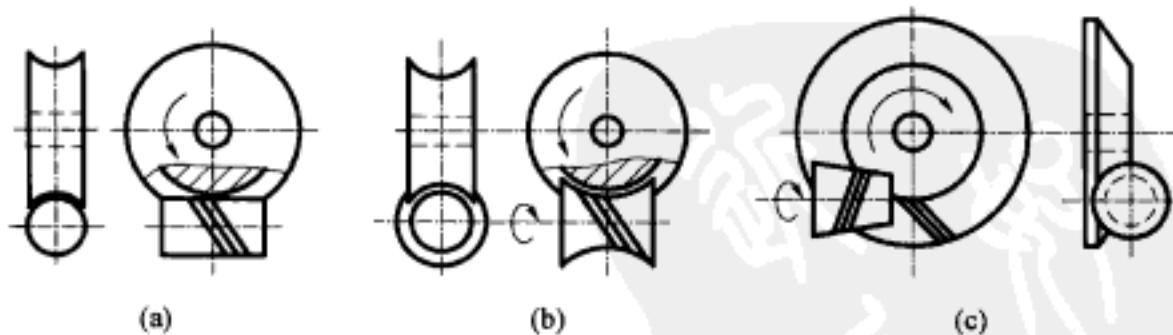
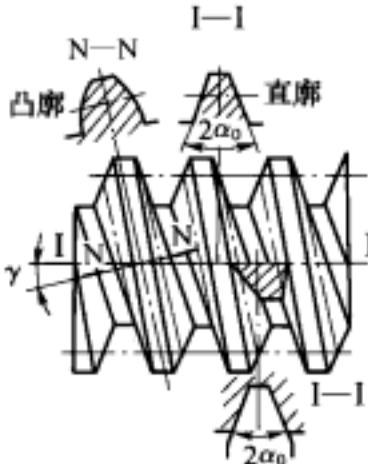
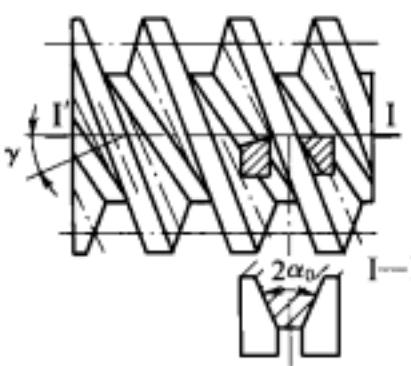
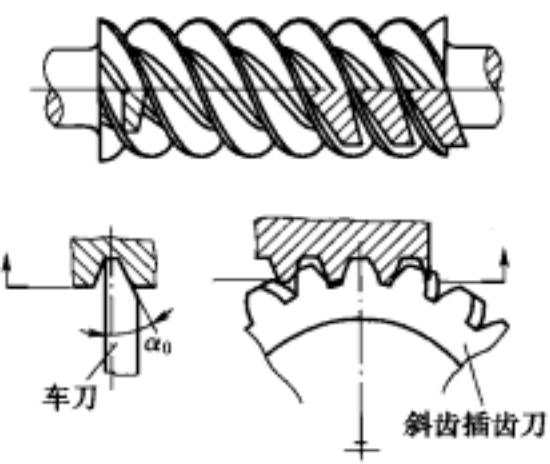
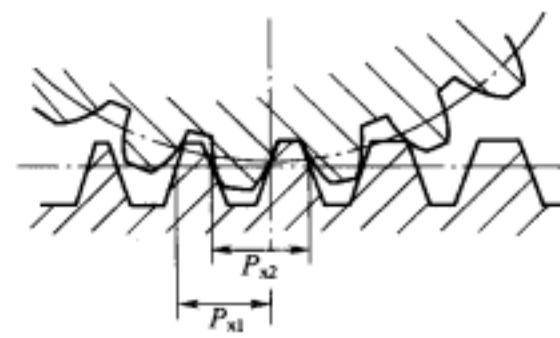


图 8.1 蜗杆传动的类型
(a) 圆柱蜗杆传动; (b) 环面蜗杆传动; (c) 锥蜗杆传动。

8.1 圆柱蜗杆传动的类型

圆柱蜗杆传动的类型见表 8.1。

表 8.1 常用蜗杆的种类

类型	图例及说明		
阿基米德圆柱蜗杆 ZA 蜗杆	 <p>(a) $\gamma \leq 3^\circ$ 时用一把刀车削</p>  <p>(b) $\gamma > 3^\circ$ 时用两把刀车削</p>	 <p>(c) 批量大时用斜齿插刀铣切</p>	 <p>(d) 双导程蜗杆</p>

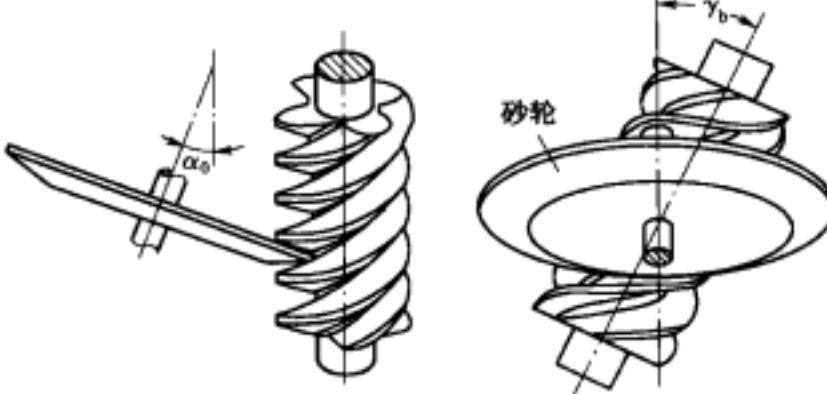
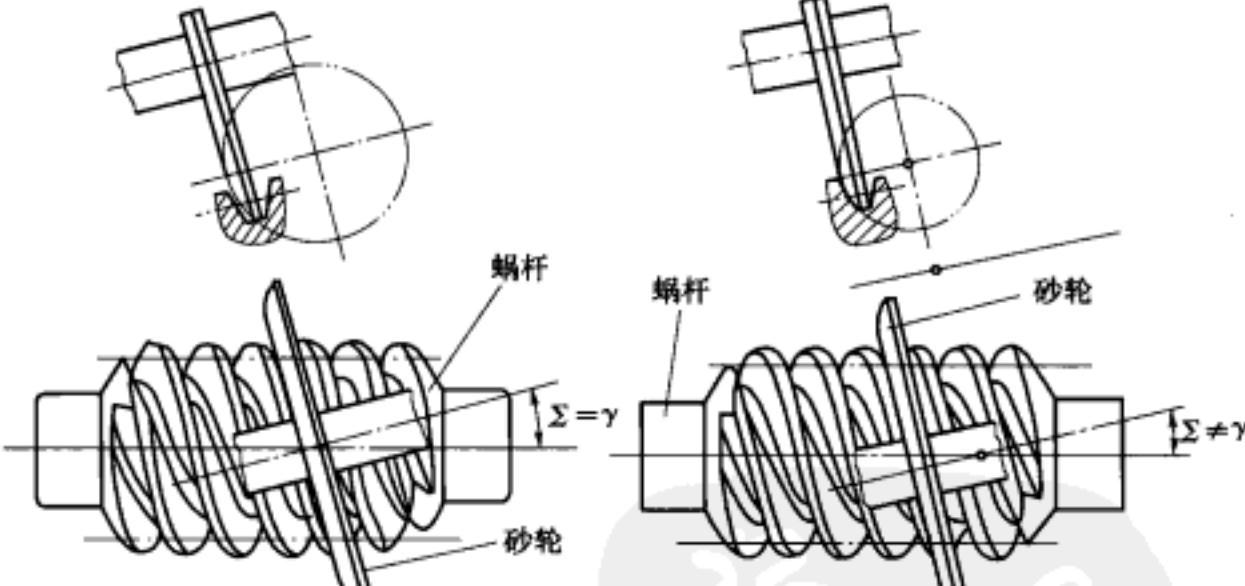
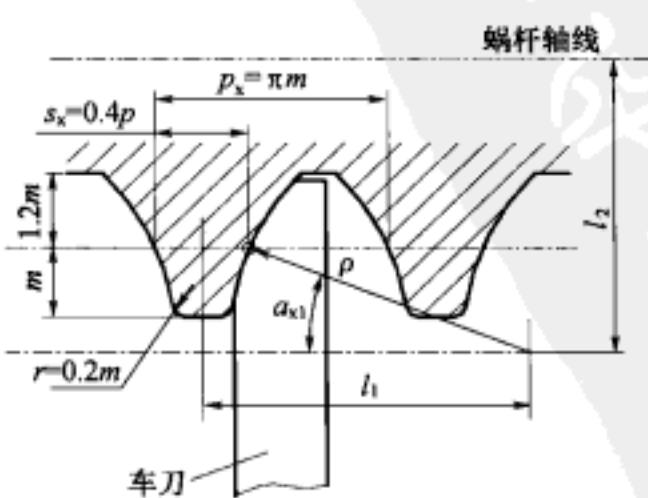
蜗杆齿面为阿基米德螺旋面,端面齿廓为阿基米德螺旋线,轴向齿廓为直线,法向齿廓为凸廓曲线。在与之相啮的蜗轮中间端截面中,蜗轮齿廓为渐开线,因之蜗杆轴向的啮合类似于渐开线斜齿圆柱齿轮与齿条的啮合。

此种蜗杆可用直刃车刀在车床上加工(图(a)、(b)),制造和检验简便。批量大时亦能用斜齿渐开线插齿刀铣切(图(c)),因而应用广泛。阿基米德蜗杆难以用砂轮磨削出精确齿形(砂轮必须做成曲线齿廓),不便采用硬齿面工艺,因之齿的精度和粗糙度均受到局限,影响效率的提高。当其导程角较大时($\gamma > 15^\circ$),径向车削也较困难。

一般用于头数较少,载荷较小、低速或不太重要的传动。

双导程蜗杆(图(d))的工作原理,与普通圆柱蜗杆没有本质上的不同。在中心平面内,蜗杆的齿形相当于齿条,蜗轮相当于与它啮合的齿轮。从图可看出,它与普通圆柱蜗杆传动的区别,在于蜗杆的左右齿面具有不等的导程($p_{x2} > p_{x1}$),而同侧齿面的导程则相等。因而这种蜗杆的轴向齿厚,沿其轴线从一端到另一端按比例地增大或减小。由于与它啮合的蜗轮的所有齿的齿厚均相等,因此当蜗杆沿轴线做移动时,可以改变它们之间的啮合侧隙,从而达到控制或消除啮合间隙的目的。

类型	图例及说明	
法向直廓圆柱蜗杆 ZN 蜗杆	<p>(a) 齿体法向直廓</p>	<p>(b) 齿槽法向直廓(车削)</p>
		<p>(c) 齿槽法向直廓(作近似铣削)</p>
渐开线圆柱蜗杆 Z1 蜗杆	<p>(a) 车削</p>	<p>(b) 多头蜗杆的端面齿形及基圆截面中的齿形</p>

类型	图例及说明
渐开线圆柱蜗杆 —— Z1 蜗杆	 <p>(c) 磨削</p> <p>蜗杆齿面为渐开线螺旋面。端面齿廓为渐开线；在切于基圆柱的轴截面内，齿廓一侧为直线，另一侧为凸形曲线（图(b)）。渐开线蜗杆可视作一个齿数等于蜗杆头数的大螺旋角（$\beta_b = 90^\circ - \gamma_b$，脚标 b 表示基圆柱）斜齿圆柱齿轮，因此蜗杆不仅可车削（图(a)），还可以象圆柱齿轮那样用齿轮滚刀滚铣，并可用单面或单锥面砂轮磨削（图(c)），制造精度较高，适用于成批生产和大功率传动。这是普通圆柱蜗杆传动中较理想的传动，传动效率也较高，为多数国家所采用</p>
圆弧圆柱蜗杆 —— ZC 蜗杆	 <p>(a) ZC_1 蜗杆</p> <p>(b) ZC_2 蜗杆</p>  <p>蜗杆轴线</p> <p>车刀</p> <p>(c) ZC_3 蜗杆</p>

类型	图例及说明
圆弧圆柱蜗杆	<p>圆弧圆柱蜗杆是一种非直纹面圆柱蜗杆,其齿面一般为圆弧形凹面,由此命名,代号为ZC蜗杆。ZC蜗杆传动可分为圆环面包络圆柱蜗杆传动和轴向圆弧齿圆柱蜗杆传动两种类型。圆环面包络圆柱蜗杆传动又分为两种型式。</p> <p>(1) ZC_1 蜗杆传动(图(a)):蜗杆齿面是由圆环面(砂轮)形成的,蜗杆轴线与砂轮轴线的轴交角等于蜗杆分度圆柱导程角,该二轴线的公垂线通过蜗杆齿槽的某一位置。砂轮与蜗杆齿面的瞬时接触线是一条固定的空间曲线。砂轮与蜗杆的相对位置如图(a)所示。</p> <p>(2) ZC_2 蜗杆传动(图(b)):蜗杆轴线与砂轮轴线的轴交角为某一角度,该二轴线的公垂线通过砂轮齿廓曲率中心。砂轮与蜗杆齿面的瞬时接触线是一条与砂轮的轴向齿廓互相重合的固定的平面曲线。砂轮与蜗杆的相对位置如图(b)所示。</p> <p>轴向圆弧圆柱蜗杆(ZC_3)传动(图(c)):蜗杆齿面是由蜗杆轴向平面内一段凹圆弧绕蜗杆轴线作螺旋运动时形成的。也就是将凸圆弧车刀前刃面置于蜗杆轴向平面内。车刀绕蜗杆轴线作相对螺旋运动时所形成的轨迹曲面。车刀与蜗杆的相对位置如图(c)所示。</p> <p>这种传动具有承载能力大,效率高的优点</p>
锥面包络圆柱蜗杆	<p>(a) 磨削</p> <p>(b) 铣削</p> <p>蜗杆螺旋面由锥面盘状铣刀或砂轮包络而成。蜗杆轴线与刀具轴线在空间交错成分度圆柱导程角γ。包络形成的螺旋面是非线性的,齿廓在各个截面均呈曲线形状。齿形曲线的形状不仅和蜗杆几何参数有关,而且随刀盘直径的大小而变,因此要求对刀盘直径作严格检验。由于锥形盘状刀具的刃形线是直线,刀具易于制造、刃磨、整修及检验,也使得蜗杆的磨削及相应蜗轮滚刀的磨削较容易</p>

用上述不同类型的蜗杆与其相应的蜗轮就组成不同类型的圆柱蜗杆传动。理论上切制蜗轮的滚刀的参数和形状必须和工作蜗杆完全一致,滚刀中心距也应和传动的中心距相同。能否有条件复制出和蜗杆完全相同的蜗轮滚刀是保证啮合质量的关键。因此,传动类型的选择在很大程度上取决于所具备的工艺条件是否能精确地制造出(或获得)相应的蜗轮滚刀。

事实上由于制造误差,以及保留蜗轮滚刀刃磨余量而稍微加大了滚刀直径尺寸等原

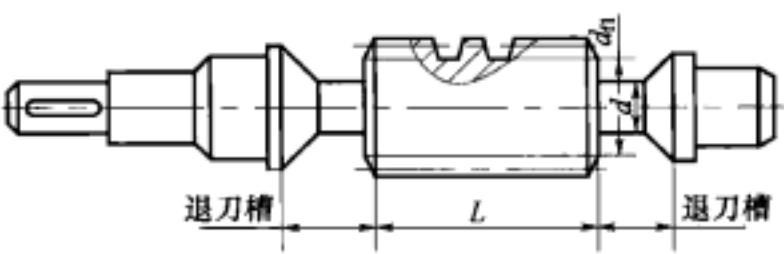
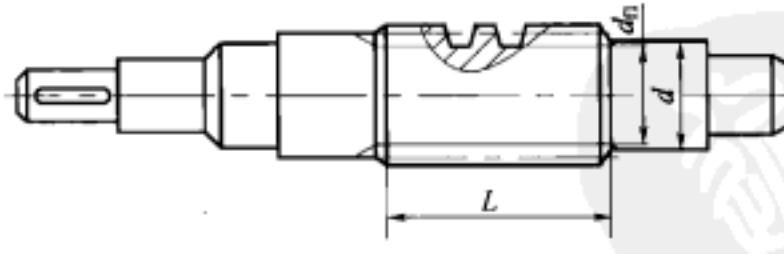
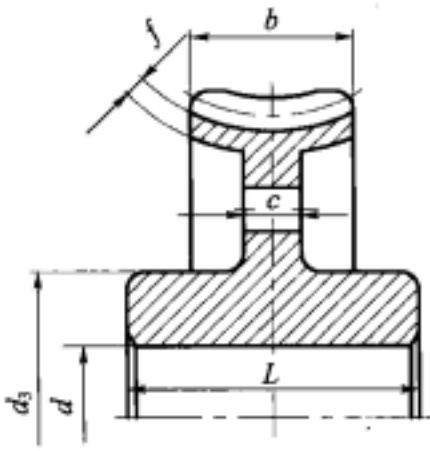
因,切出的蜗轮齿形不可能与蜗杆齿形精确啮合,必须依靠装配后的跑合来改善和适应。因此跑合工序就显得十分重要和必不可少。不论何类圆柱蜗杆传动,只要维持良好的制造、安装精度及良好跑合,则其承载能力不会有显著差异。

8.2 圆柱蜗杆和蜗轮结构

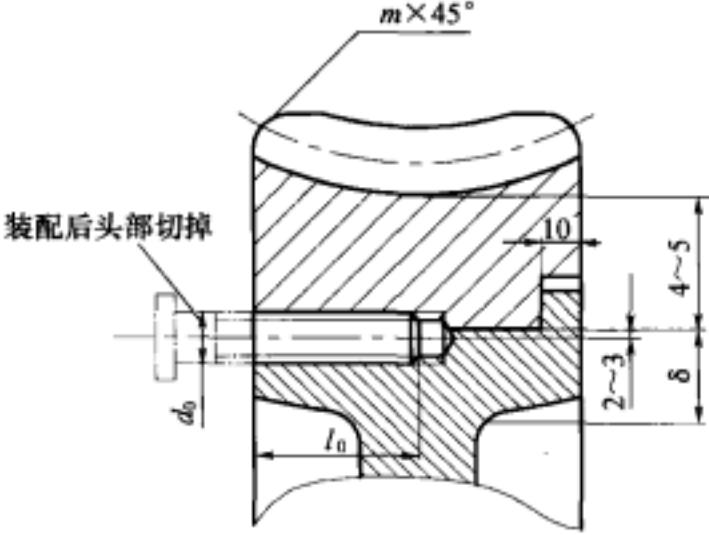
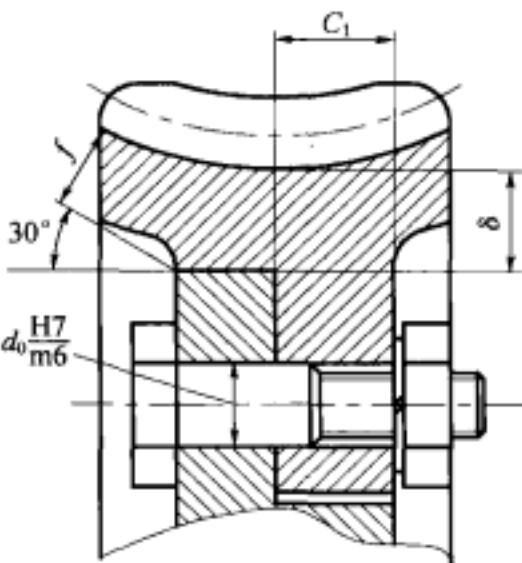
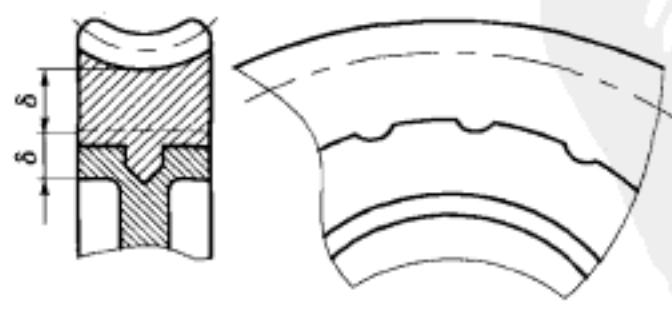
蜗杆一般与轴做成一体,只有在(d_n/d) ≥ 1.7 时才采用蜗杆齿圈装配于轴上,但这种结构很少用。为节约贵重金属,青铜蜗轮一般均做成齿圈镶配式,轮芯用灰铸铁或结构钢。镶配时可采用过盈配合或过渡配合等,沿骑缝端面处拧入紧定螺钉,最常用的则是采用铰制孔用螺栓将轮芯与齿圈拉紧。

此外,蜗轮轮毂的结构在轴向应与齿宽中间平面左右对称,蜗杆齿宽中线也尽可能与其左右轴颈中线对称,这样设计是因为蜗轮齿是易磨损件,齿工作面一侧损伤后,可将蜗轮或蜗杆反过来安装,则另一侧齿面还能继续工作。常用蜗杆、蜗轮结构见表 8.2。

表 8.2 常用蜗杆、蜗轮结构

序号	图例	说明
1		车制的蜗杆,轴径 $d = d_n - (2 \sim 4) \text{ mm}$
2		铣制的蜗杆,轴径 d 可大于 d_n
3		整体式 当直径小于 100mm 时, 可用青铜铸成整体,当滑动速度 $\leq 2 \text{ m/s}$ 时,可用铸铁铸 成整体 $f = 1.7m \geq 10 \text{ mm}$ $(m: \text{模数})$ $d_3 = (1.6 \sim 1.8)d$ $L = (1.2 \sim 1.8)d$ $c \approx 0.3b$

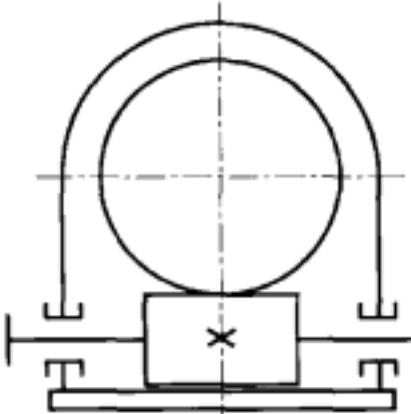
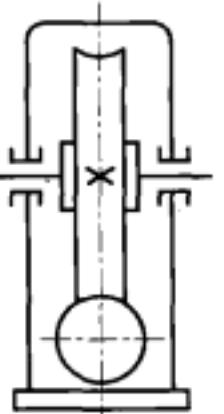
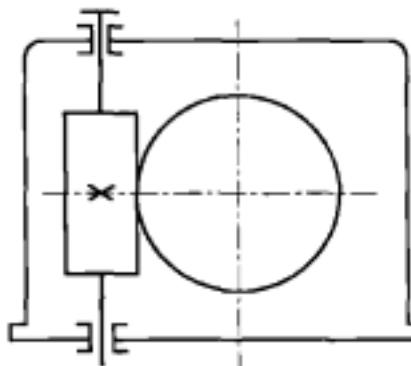
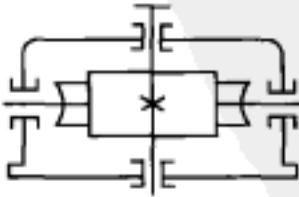
(续)

序号	图例	说明
4		<p>轮辐式</p> <p>青铜轮缘与铸铁轮芯通常采用 H7/s6 配合，并加台肩和螺钉固定。螺钉数 6~12 个</p> $\delta = 2m \geq 10\text{mm} \quad (m: \text{模数})$ $d_0 = (0.075 \sim 0.12)D \geq 5\text{mm}$ $l_0 = 2d_0$ <p>D 为螺轮轴孔径 (图上未标注)</p>
5		<p>螺栓连接式</p> <p>以光制螺栓联接，螺栓孔要同时铰制，其配合为 H7。螺栓数按剪切计算确定，并以轮缘受挤压，校核轮缘材料，许用挤压应力</p> $\sigma_{jp} = 0.30\sigma_s$ <p>σ_s—轮缘材料屈服极限</p> $\delta = 2m \geq 10\text{mm}$ $(m: \text{模数})$ $c_1 \approx 0.25b$ $d_0 = (0.075 \sim 0.12)D \geq 5\text{mm}$
6		<p>铸造式</p> <p>青铜轮缘浇铸在铸铁轮芯上，并在轮芯上预制出榫槽，以防滑动 (适用大批生产)</p> $\delta = 2m \geq 10\text{mm}$ $(m: \text{模数})$

8.3 蜗杆和蜗轮的布局

蜗杆和蜗轮的布局见表 8.3。

表 8.3 蜗杆和蜗轮的布局

类型	图 例	说 明
蜗杆下置式		蜗杆浸入油中实现传动润滑,在轮齿啮合处能实现良好的润滑和冷却。为防止因速度增高引起的漏油损失和漏油,多用于蜗杆圆周速度小于4m/s~5m/s 的场合
蜗杆上置式		蜗轮浸入油中实现传动润滑,可避免高速蜗杆漏油损失,还可防止磨损物落入轮齿啮合处。适用于蜗杆圆周速度大于4m/s~5m/s 的场合,传动比为10~80
蜗杆垂直傍置式		适用于有垂直轴的场合。由于蜗杆垂直设置,蜗杆轴的轴承润滑较困难。应用较少
蜗杆水平傍置式		由于蜗轮轴垂直设置,蜗轮轴的轴承润滑较困难。常用于起重机的水平回转机械及化工机械的搅拌器等场合

8.4 蜗杆传动装配结构

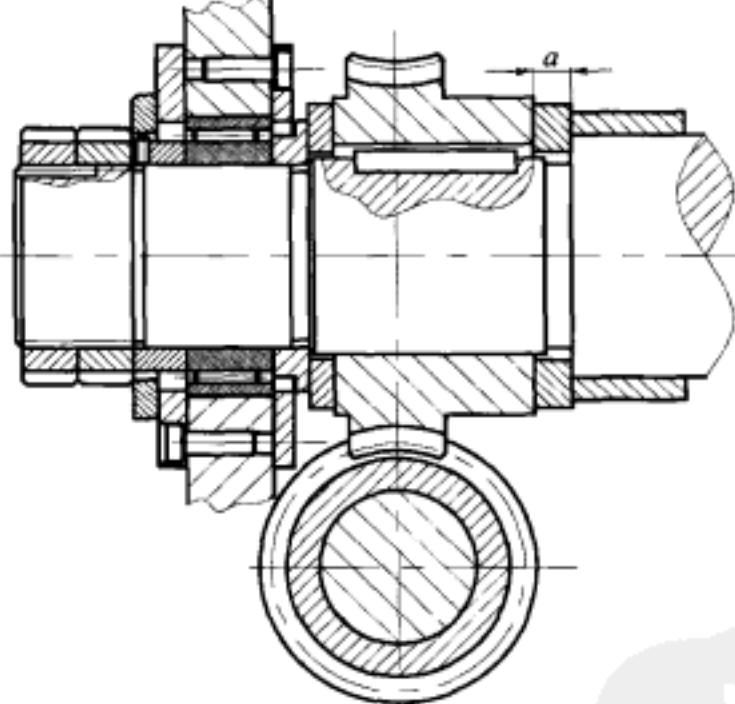
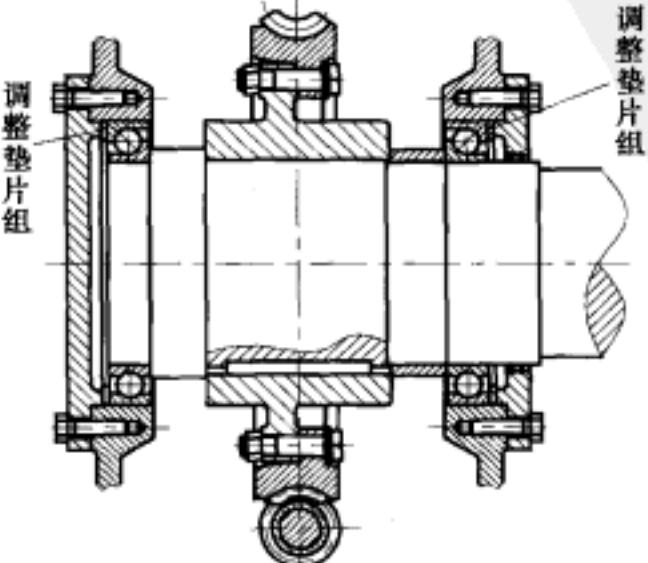
蜗轮蜗杆传动具有轴向力。当跨距小时常采用角接触球轴承或圆锥滚子轴承;轴向力不大时也可采用深沟球轴承。支承跨距较大或载荷有冲击而双向传动时可在一个支座

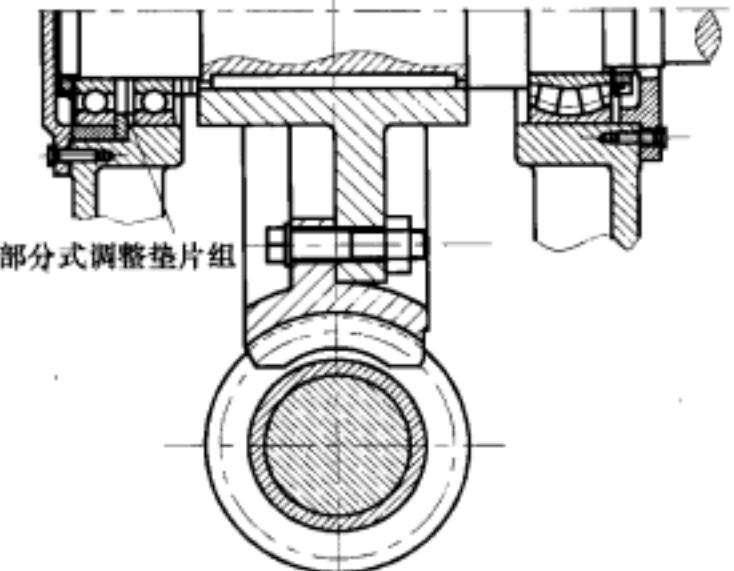
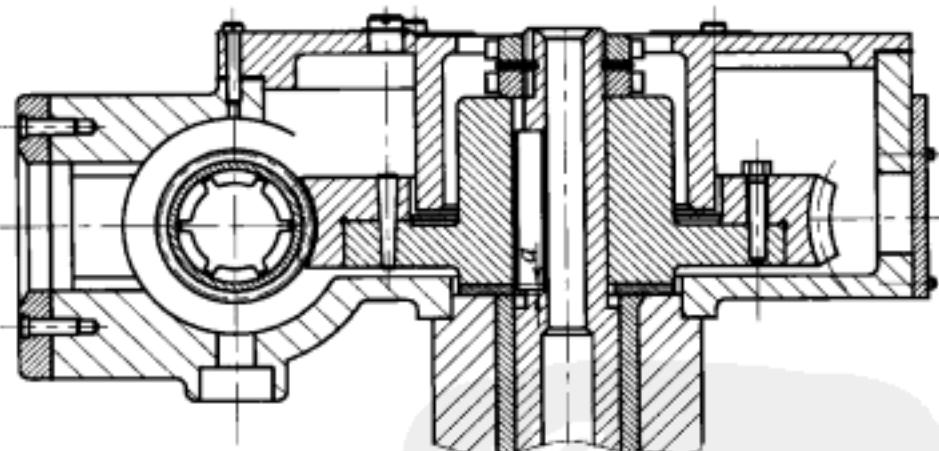
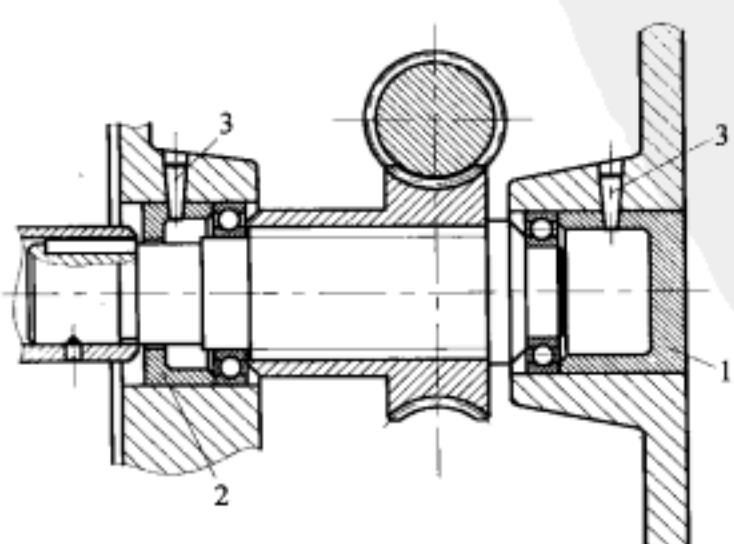
上采用两个相反方向放置的角接触球轴承或圆锥滚子轴承并加以预紧,用以承受轴向及径向力。另一支座则采用一个深沟球轴承或滚子轴承并容许其对箱体有相对轴向游动。也可在一端采用双列球面球轴承或双列球面滚子轴承,另一端采用单受径向力的向心轴承。

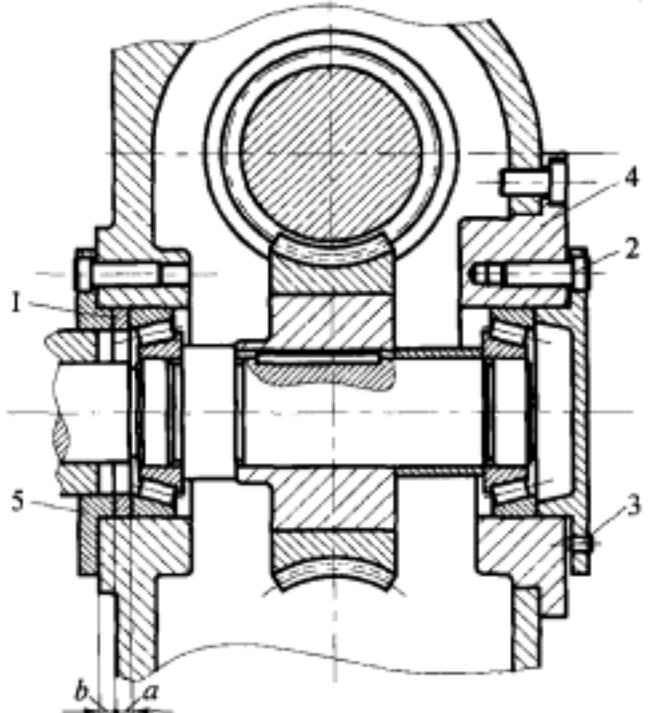
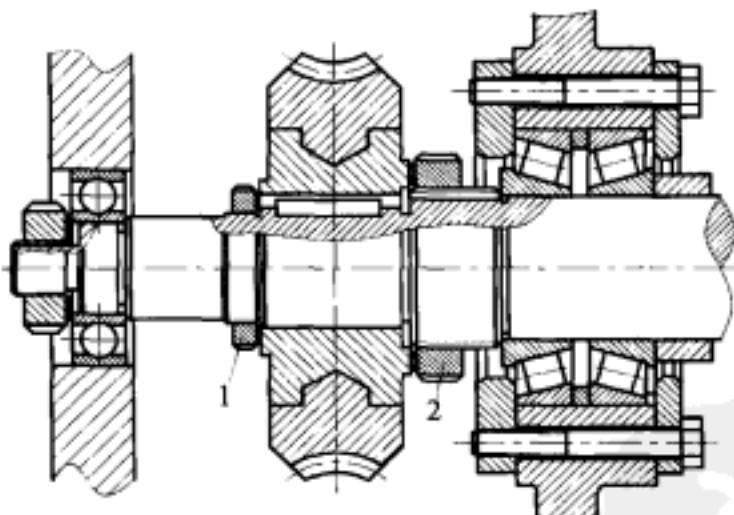
在蜗杆传动的装配中,蜗轮轴向定位的调整要求十分精确,齿宽中间平面应设法调整在蜗杆轴心平面上,否则难以正确啮合,齿面在短时间内就有可能遭致严重磨损。

蜗杆传动装配时,一般是测量蜗轮端面与相连零件端面间的间隙,然后据此修配专用垫片,以使蜗杆蜗轮能正确啮合。为了检验啮合的正确性,常用在齿面上涂上红丹检查接触区域的办法来加以判断。表 8.4 列出了蜗杆传动装配调整方法。

表 8.4 蜗杆传动装配调整方法

序号	图例	说明
1		<p>蜗轮先沿轴线的一个方向移动到极限位置,然后反方向移动到另一极限位置。在蜗轮的两个极限位置上测量尺寸 a。垫片(补偿环)的厚度按这两次测量尺寸的平均值来修配。显然,在这种情况下,蜗轮齿冠中线与蜗杆轴线是重合的。</p> <p>从上可知,在设计蜗杆传动时必须预留通路以便测量尺寸 a。</p>
2		<p>用于中、小尺寸的蜗杆传动。蜗轮对中是靠调整垫片使其轴向移动获得。</p>

序号	图例	说明
3		<p>图示是外部附加载荷较大且蜗轮尺寸较大时装配结构。以左端轴承座中的剖分式调整垫片调整蜗轮轴向位置</p>
4		<p>由图可以看出,由于测量的地点不能达到,因而不能直接测量尺寸a。在这种情况下,和锥齿轮传动相似,需要用专门的夹具来确定尺寸a。</p>
5		<p>在此结构中,蜗轮是与轴一起移动轴向调整的。当蜗轮装好在所要求的位置后,用锥形销3把盖1和2固定。蜗轮的轴向定位无须拆开套件。这种轴向调整方案的缺点是要用手工进行对锥销孔的钻孔和扩孔工序。同样也应该注意到,在钻孔和扩孔时会使切屑掉进轴承。</p>

序号	图例	说明
6		<p>用螺钉 2 和 3 调整法兰盘 4 以调整蜗轮的轴向位置。当蜗轮调节到要求的位置后,就要决定补偿环 1 的厚度尺寸 a。为此,要在取下法兰盘 5 时预先定出尺寸 b。然后,知道了这个法兰盘对中凸肩的高度,就可以得到补、偿环的尺寸 a。</p> <p>由图可知,假如法兰盘 5 能和右边法兰盘一样进行轴向调整,就不必去定尺寸 a, b,同样也不必用补偿环 1 了</p>
7		<p>蜗轮靠转动螺母 1 和 2 来进行轴向调整。当蜗轮安置在正确的位置上以后,就利用这些螺母把蜗轮在轴向牢固的固定</p>

根据以上所述,设计蜗杆传动时应注意:

- (1) 在采用补偿环的情况下,应该保证有可能直接测量蜗轮基准端面与相连的箱体(轴套或盖)端面间的间隙。
- (2) 假如可能,最好采用装置在箱体外部的剖分补偿环来代替装置在箱体内部的补偿环。
- (3) 当机器为大批生产时,较合理的方法是使用螺母来调整蜗轮的位置,或用其他无需修配补偿零件的方法来调整蜗轮的位置。

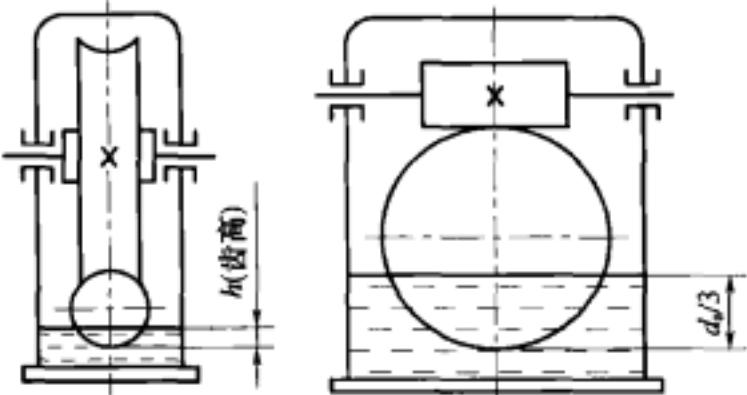
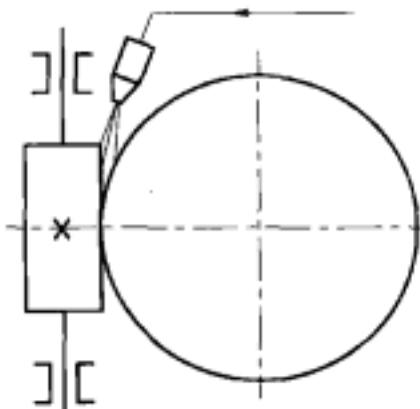
8.5 蜗杆传动的润滑与冷却方式

蜗杆传动的相对滑动速度较大,如果不采取适当润滑,必然产生急剧摩擦和磨损,破

坏齿面啮合。

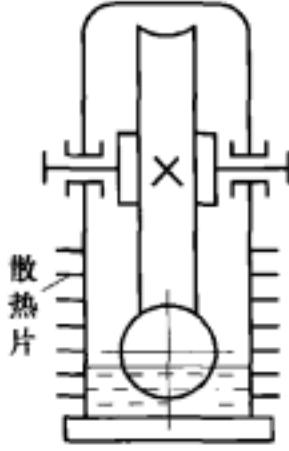
(1) 蜗杆传动的润滑方式见表 8.5

表 8.5 蜗杆传动的润滑方式

方法	图 例	说 明
油浴润滑		适用于相对滑动速度在 0.1m/s ~ 10m/s 间的低速中载及轻载闭式蜗轮传动
喷油润滑		适用于相对滑动速度较大的轻载蜗杆传动

(2) 在蜗杆传动中,由摩擦损失功率转化的摩擦热量将使传动温度增高,如果不能及时将热量散发出去,将会使润滑油粘度降低,破坏润滑条件。一般应将油温控制在 75℃ ~ 85℃ 之间。蜗杆传动的冷却方式见表 8.6。

表 8.6 蜗杆传动的冷却方式

方法	图 例	说 明
散热片式		在箱体外表面上加上散热片,可增大箱体散热面积

(续)

方法	图例	说明
风扇冷却式		在蜗杆轴上加设风扇，使热量被空气带走
水管冷却式	<p>蛇形冷却水管</p>	若安装散热片和风扇后散热效果仍不理想，可在油池中安装蛇形冷却水管，利用冷却水带走润滑油的热量。
泵油循环冷却式		将润滑油喷射到啮合区，通过油泵将温度较高的润滑油抽出，冷却后再循环使用。散热效果较好，多用于滑动速度较大的大功率蜗杆传动

第9章 间隙的控制及消除

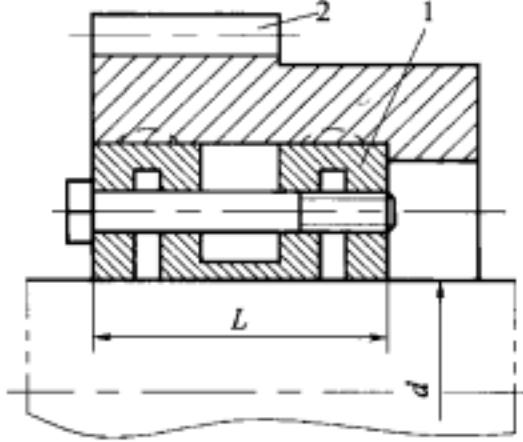
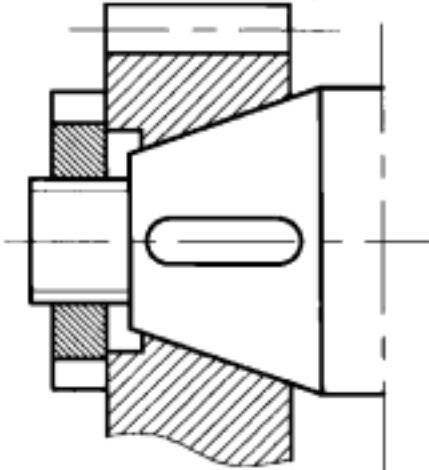
大多数精密机械和机床机构的工作性能及精度,很大程度取决于连接、轴承和传动的间隙。对于机电一体化设备和数控机床,这个问题尤为突出,因为间隙会影响传动和控制系统的工作。特别应指出,在反向运动时,由于机床构件(包括导轨)变形而产生的所谓弹性间隙,其值与联结刚性、摩擦力、导轨到变形部位的距离等有关。

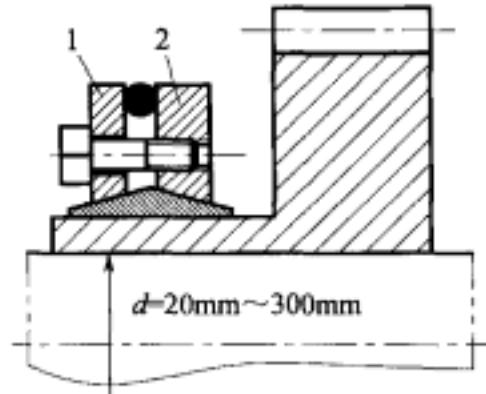
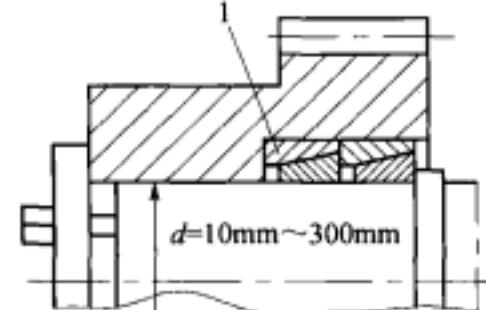
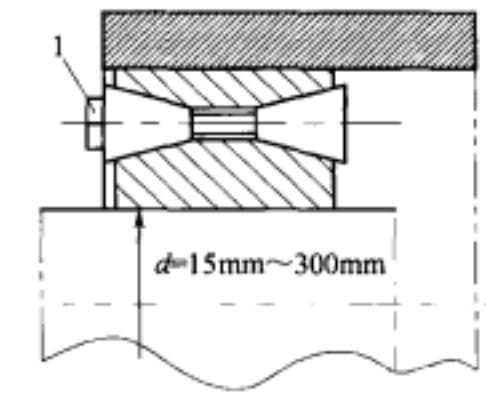
在设计精密机构时,如何把间隙控制在规定的范围乃至完全消除,是设计者需要充分考虑的。但由于连接、传动、结构和载荷的复杂多变,也导致间隙控制(消除)方法的多样性。常用的间隙控制(消除)方法,其原理多半是利用材料的弹性、元件的相对位移以及楔形效应等,在具体选用时,应充分考虑其应用场合的要求。

9.1 轴-套连接间隙的控制及消除

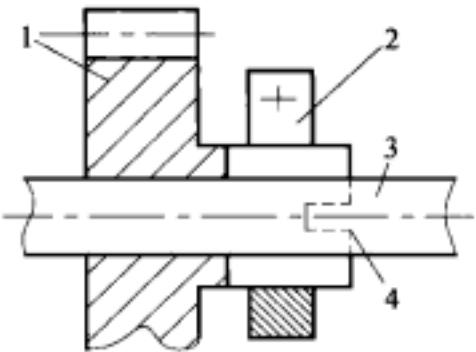
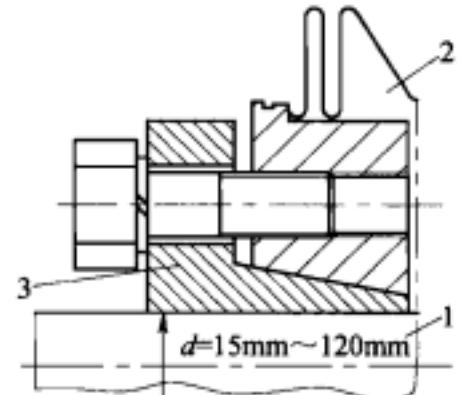
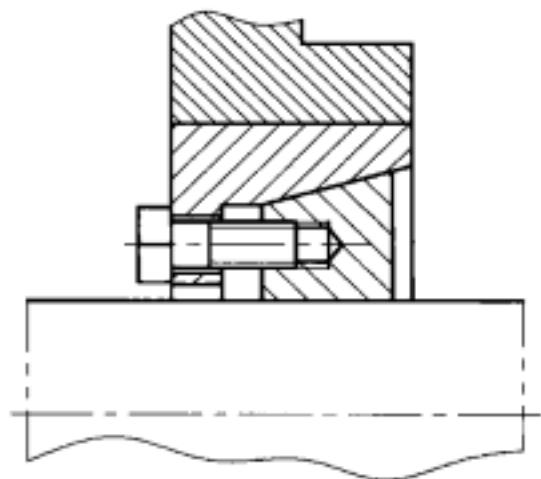
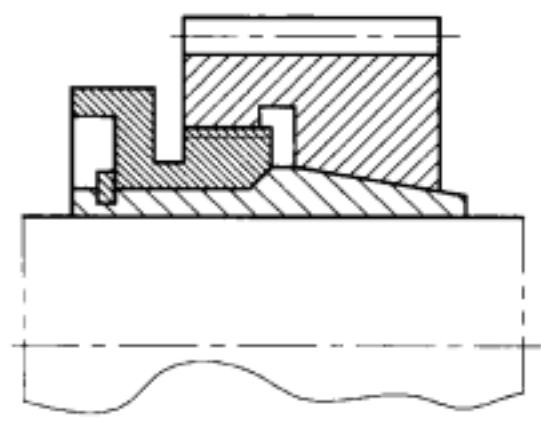
常用的轴-套连接间隙的控制及消除方法见表 9.1。

表 9.1 轴-套连接间隙的控制及消除方法

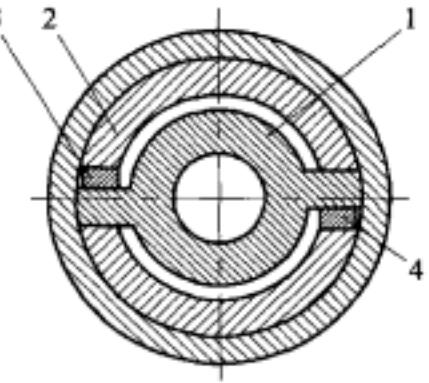
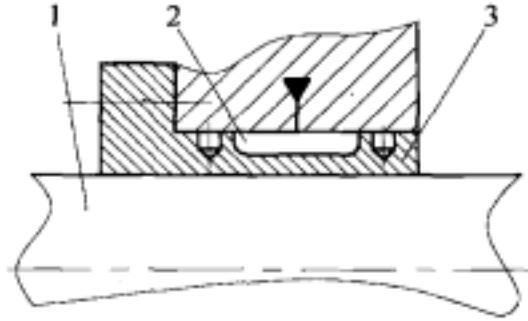
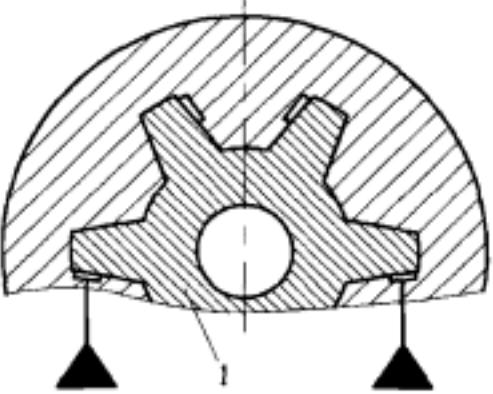
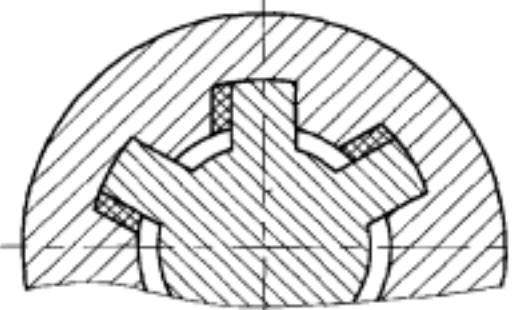
序号	图例	说明																													
1		<p>拧紧螺钉使波纹套 1 变形(见图中虚线)即可使轴与齿轮 2 孔之间完全没有间隙并能传递扭矩。适用尺寸范围: $d = (10 \sim 100) \text{ mm}$ $L = (20 \sim 60) \text{ mm}$</p> <table border="1"><thead><tr><th rowspan="2">允许载荷</th><th colspan="5">轴径(配合 H7/h6, 摩擦系数 0.1) / mm</th></tr><tr><th>15 ~ 20</th><th>20 ~ 40</th><th>40 ~ 60</th><th>60 ~ 80</th><th>80 ~ 100</th></tr></thead><tbody><tr><th>扭矩 / (N·m)</th><td>36 ~ 62</td><td>62 ~ 240</td><td>240 ~ 2000</td><td>2000 ~ 3500</td><td>3500 ~ 5000</td></tr><tr><th>单位载荷 / (N/mm²)</th><td colspan="5">—</td></tr><tr><th>轴向力/kN</th><td colspan="5">6 ~ 80</td></tr></tbody></table>	允许载荷	轴径(配合 H7/h6, 摩擦系数 0.1) / mm					15 ~ 20	20 ~ 40	40 ~ 60	60 ~ 80	80 ~ 100	扭矩 / (N·m)	36 ~ 62	62 ~ 240	240 ~ 2000	2000 ~ 3500	3500 ~ 5000	单位载荷 / (N/mm ²)	—					轴向力/kN	6 ~ 80				
允许载荷	轴径(配合 H7/h6, 摩擦系数 0.1) / mm																														
	15 ~ 20	20 ~ 40	40 ~ 60	60 ~ 80	80 ~ 100																										
扭矩 / (N·m)	36 ~ 62	62 ~ 240	240 ~ 2000	2000 ~ 3500	3500 ~ 5000																										
单位载荷 / (N/mm ²)	—																														
轴向力/kN	6 ~ 80																														
2		<p>利用圆锥轴、孔配合消除间隙</p>																													

序号	图例	说明																														
3	 <p>$d = 20\text{mm} \sim 300\text{mm}$</p>	<p>图所示结构多半用于进给传动(进给箱, 滚珠螺旋传动等)。夹紧不传递扭矩的盘1和2, 通过锥环使齿轮变形而消除间隙。齿轮传递的扭矩取决于配合间隙和摩擦系数。</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th data-bbox="920 543 1041 642">允许 载荷</th><th colspan="5" data-bbox="1041 543 1700 642">轴径(配合 H7/h6, 摩擦系数 0.1) / mm</th></tr> <tr> <th data-bbox="1107 642 1209 684"></th><th data-bbox="1144 642 1247 684">15 ~ 20</th><th data-bbox="1275 642 1377 684">20 ~ 40</th><th data-bbox="1405 642 1508 684">40 ~ 60</th><th data-bbox="1536 642 1639 684">60 ~ 80</th><th data-bbox="1667 642 1700 684">80 ~ 100</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td data-bbox="957 698 1060 768">扭矩 $/(N \cdot m)$</td><td data-bbox="1144 698 1247 768">—</td><td data-bbox="1275 698 1377 768">150 ~ 700</td><td data-bbox="1405 698 1508 768">700 ~ 1700</td><td data-bbox="1536 698 1639 768">1700 ~ 3200</td><td data-bbox="1667 698 1700 768">3200 ~ 6000</td></tr> <tr> <td data-bbox="957 782 1060 881">单位载荷 $/(N/mm^2)$</td><td data-bbox="1144 782 1247 881">—</td><td data-bbox="1275 782 1377 881">—</td><td data-bbox="1405 782 1508 881">—</td><td data-bbox="1536 782 1639 881">—</td><td data-bbox="1667 782 1700 881">—</td></tr> <tr> <td data-bbox="957 895 1060 965">轴向力/kN</td><td data-bbox="1144 895 1247 965">—</td><td data-bbox="1275 895 1377 965">—</td><td data-bbox="1405 895 1508 965">—</td><td data-bbox="1536 895 1639 965">15 ~ 170</td><td data-bbox="1667 895 1700 965">—</td></tr> </tbody> </table>	允许 载荷	轴径(配合 H7/h6, 摩擦系数 0.1) / mm						15 ~ 20	20 ~ 40	40 ~ 60	60 ~ 80	80 ~ 100	扭矩 $/(N \cdot m)$	—	150 ~ 700	700 ~ 1700	1700 ~ 3200	3200 ~ 6000	单位载荷 $/(N/mm^2)$	—	—	—	—	—	轴向力/kN	—	—	—	15 ~ 170	—
允许 载荷	轴径(配合 H7/h6, 摩擦系数 0.1) / mm																															
	15 ~ 20	20 ~ 40	40 ~ 60	60 ~ 80	80 ~ 100																											
扭矩 $/(N \cdot m)$	—	150 ~ 700	700 ~ 1700	1700 ~ 3200	3200 ~ 6000																											
单位载荷 $/(N/mm^2)$	—	—	—	—	—																											
轴向力/kN	—	—	—	15 ~ 170	—																											
4	 <p>$d = 10\text{mm} \sim 300\text{mm}$</p>	<p>如果仅通过锥环1来连接齿轮和轴, 不能保证其精确定心, 故增加了一段直径为d的定位面。锥环保证了安装部位的密封, 且由于不自锁故拆卸不会产生困难。这种结构在有冲击载荷的情况下不能可靠地工作。</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th data-bbox="976 1275 1079 1374">允许 载荷</th><th colspan="5" data-bbox="1079 1275 1700 1374">轴径(配合 H7/h6, 摩擦系数 0.1) / mm</th></tr> <tr> <th data-bbox="1144 1374 1247 1416"></th><th data-bbox="1144 1374 1247 1416">15 ~ 20</th><th data-bbox="1275 1374 1377 1416">20 ~ 40</th><th data-bbox="1405 1374 1508 1416">40 ~ 60</th><th data-bbox="1536 1374 1639 1416">60 ~ 80</th><th data-bbox="1667 1374 1700 1416">80 ~ 100</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td data-bbox="976 1430 1079 1500">扭矩 $/(N \cdot m)$</td><td data-bbox="1144 1430 1247 1500">20 ~ 30</td><td data-bbox="1275 1430 1377 1500">30 ~ 150</td><td data-bbox="1405 1430 1508 1500">150 ~ 800</td><td data-bbox="1536 1430 1639 1500">800 ~ 1500</td><td data-bbox="1667 1430 1700 1500">1500 ~ 2700</td></tr> <tr> <td data-bbox="976 1515 1079 1613">单位载荷 $/(N/mm^2)$</td><td data-bbox="1144 1515 1247 1613">—</td><td data-bbox="1275 1515 1377 1613">—</td><td data-bbox="1405 1515 1508 1613">100</td><td data-bbox="1536 1515 1639 1613">—</td><td data-bbox="1667 1515 1700 1613">—</td></tr> <tr> <td data-bbox="976 1627 1079 1698">轴向力/kN</td><td data-bbox="1144 1627 1247 1698">—</td><td data-bbox="1275 1627 1377 1698">—</td><td data-bbox="1405 1627 1508 1698">18 ~ 54</td><td data-bbox="1536 1627 1639 1698">—</td><td data-bbox="1667 1627 1700 1698">—</td></tr> </tbody> </table>	允许 载荷	轴径(配合 H7/h6, 摩擦系数 0.1) / mm						15 ~ 20	20 ~ 40	40 ~ 60	60 ~ 80	80 ~ 100	扭矩 $/(N \cdot m)$	20 ~ 30	30 ~ 150	150 ~ 800	800 ~ 1500	1500 ~ 2700	单位载荷 $/(N/mm^2)$	—	—	100	—	—	轴向力/kN	—	—	18 ~ 54	—	—
允许 载荷	轴径(配合 H7/h6, 摩擦系数 0.1) / mm																															
	15 ~ 20	20 ~ 40	40 ~ 60	60 ~ 80	80 ~ 100																											
扭矩 $/(N \cdot m)$	20 ~ 30	30 ~ 150	150 ~ 800	800 ~ 1500	1500 ~ 2700																											
单位载荷 $/(N/mm^2)$	—	—	100	—	—																											
轴向力/kN	—	—	18 ~ 54	—	—																											
5	 <p>$d = 15\text{mm} \sim 300\text{mm}$</p>	<p>该结构的缺点是传递的扭矩受温度影响(当轴与轮毂存在较大的温差时)和连接零件不能准确定心, 但它对冲击载荷不敏感且不要求螺杆1防松。</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th data-bbox="976 1979 1079 2078">允许 载荷</th><th colspan="5" data-bbox="1079 1979 1700 2078">轴径(配合 H7/h6, 摩擦系数 0.1) / mm</th></tr> <tr> <th data-bbox="1144 2078 1247 2120"></th><th data-bbox="1144 2078 1247 2120">15 ~ 20</th><th data-bbox="1275 2078 1377 2120">20 ~ 40</th><th data-bbox="1405 2078 1508 2120">40 ~ 60</th><th data-bbox="1536 2078 1639 2120">60 ~ 80</th><th data-bbox="1667 2078 1700 2120">80 ~ 100</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td data-bbox="976 2134 1079 2204">扭矩 $/(N \cdot m)$</td><td data-bbox="1144 2134 1247 2204">270</td><td data-bbox="1275 2134 1377 2204">270 ~ 700</td><td data-bbox="1405 2134 1508 2204">700 ~ 2500</td><td data-bbox="1536 2134 1639 2204">2500 ~ 5200</td><td data-bbox="1667 2134 1700 2204">5200 ~ 8000</td></tr> <tr> <td data-bbox="976 2219 1079 2317">单位载荷 $/(N/mm^2)$</td><td data-bbox="1144 2219 1247 2317">—</td><td data-bbox="1275 2219 1377 2317">—</td><td data-bbox="1405 2219 1508 2317">200</td><td data-bbox="1536 2219 1639 2317">—</td><td data-bbox="1667 2219 1700 2317">—</td></tr> <tr> <td data-bbox="976 2331 1079 2402">轴向力/kN</td><td data-bbox="1144 2331 1247 2402">—</td><td data-bbox="1275 2331 1377 2402">—</td><td data-bbox="1405 2331 1508 2402">25 ~ 180</td><td data-bbox="1536 2331 1639 2402">—</td><td data-bbox="1667 2331 1700 2402">—</td></tr> </tbody> </table>	允许 载荷	轴径(配合 H7/h6, 摩擦系数 0.1) / mm						15 ~ 20	20 ~ 40	40 ~ 60	60 ~ 80	80 ~ 100	扭矩 $/(N \cdot m)$	270	270 ~ 700	700 ~ 2500	2500 ~ 5200	5200 ~ 8000	单位载荷 $/(N/mm^2)$	—	—	200	—	—	轴向力/kN	—	—	25 ~ 180	—	—
允许 载荷	轴径(配合 H7/h6, 摩擦系数 0.1) / mm																															
	15 ~ 20	20 ~ 40	40 ~ 60	60 ~ 80	80 ~ 100																											
扭矩 $/(N \cdot m)$	270	270 ~ 700	700 ~ 2500	2500 ~ 5200	5200 ~ 8000																											
单位载荷 $/(N/mm^2)$	—	—	200	—	—																											
轴向力/kN	—	—	25 ~ 180	—	—																											

(续)

序号	图 例	说 明						
6		<p>是传递小载荷的齿轮 1 与轴 3 的一种连接方式(如传送机等的旋转副)。通过夹环 2 使其上开有槽 4 的轮毂变形来消除间隙</p>						
7		<p>是一种使用较广泛的连接方式。机构的动力由轴通过锥套传至波纹管 2,其传动扭矩靠锥套变形产生的摩擦力来实现。</p> <table border="1" data-bbox="961 1070 1670 1182"> <tr> <td>轴径/mm</td> <td>15~20</td> <td>20~40</td> </tr> <tr> <td>扭矩 / (N·m)</td> <td>20~70</td> <td>70~880</td> </tr> </table> <p>配合 H7/h6,摩擦系数 0.1</p>	轴径/mm	15~20	20~40	扭矩 / (N·m)	20~70	70~880
轴径/mm	15~20	20~40						
扭矩 / (N·m)	20~70	70~880						
8		<p>拧动螺钉使锥套变形消除间隙</p>						
9		<p>旋动带外螺纹及内锥的套,拉动带内锥孔的齿轮左移,达到消除间隙的目的</p>						

序号	图 例	说 明
10		<p>齿轮内螺孔旋入外螺纹套时,其内锥孔与轴外锥实现无隙配合</p>
11		<p>在装配蜗轮的两个轮毂 1 与 2 时,使二者相互转动</p>
12		<p>传递大扭矩(例如主运动机构)时,多键连接的间隙消除办法。 在图中,多键连接侧隙的消除,是通过用具有内锥面的环 2 使齿轮 1 被削弱的轮毂变形来达到的</p>
13		<p>装在花键轴上的零件 1 与 3 的端面具有梯形齿离合器,当二者相对轴向移动时产生相对角位移,从而消除了连接间隙</p>

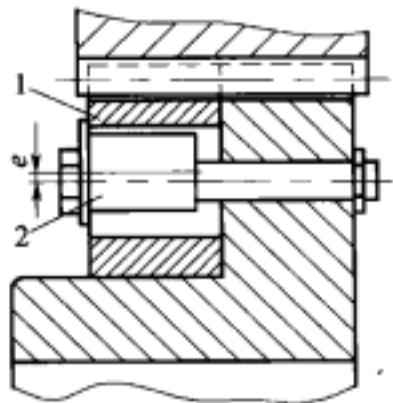
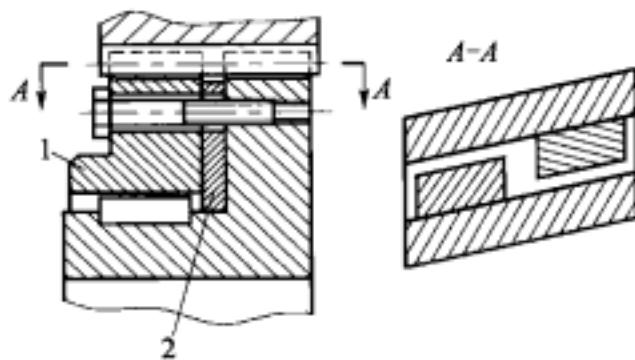
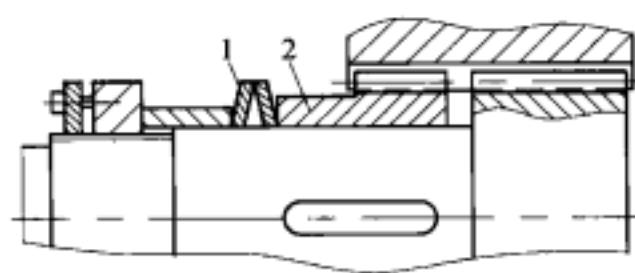
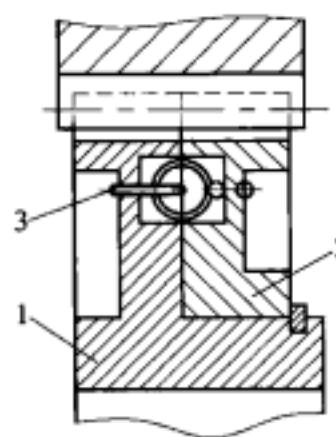
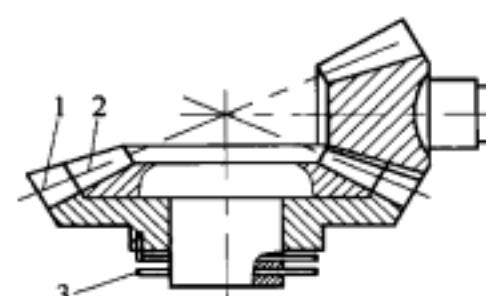
序号	图 例	说 明
14		<p>插齿机主轴 1 与导轨 2 之间的侧隙,是利用楔形镶条 3 和 4 来消除的</p>
15		<p>轴 1 和套 3 之间的连接间隙,是将压力油引入腔 2 使套产生变形来加以控制乃至消除的</p>
16		<p>消除插齿机主轴 1 的导轨在往复移动时的间隙而采用的静压配置</p>
17		<p>图所示花键连接,是通过注入自硬塑料来消除侧隙的</p>

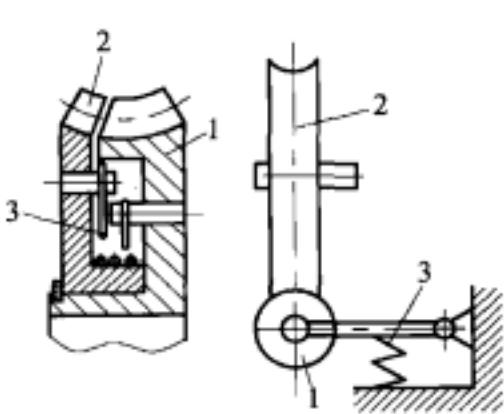
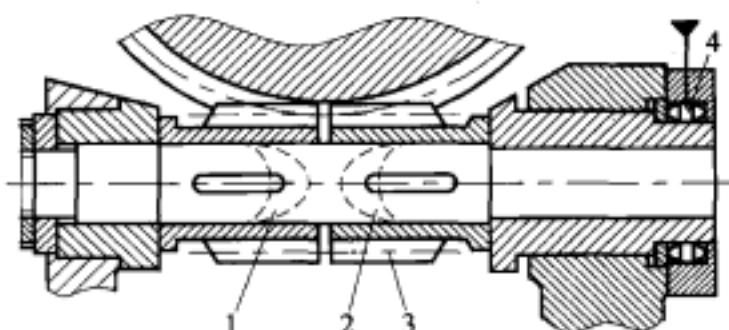
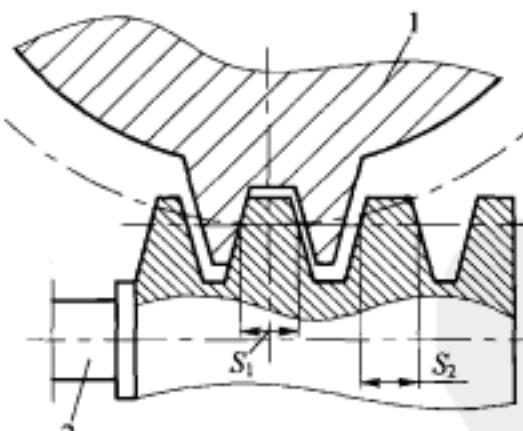
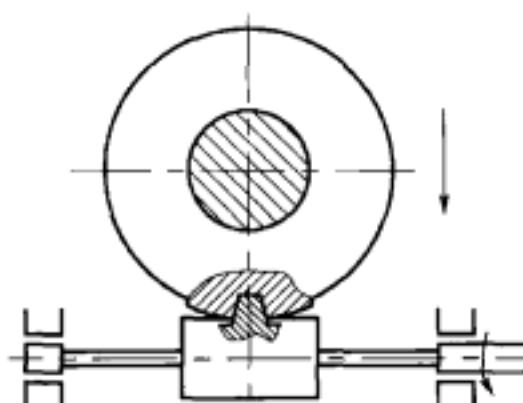
9.2 齿轮及蜗杆传动间隙的控制及消除

齿轮及蜗杆传动间隙的控制及消除方法见表 9.2。

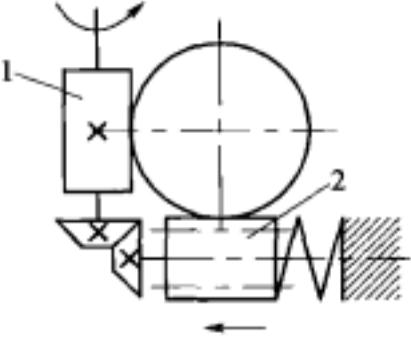
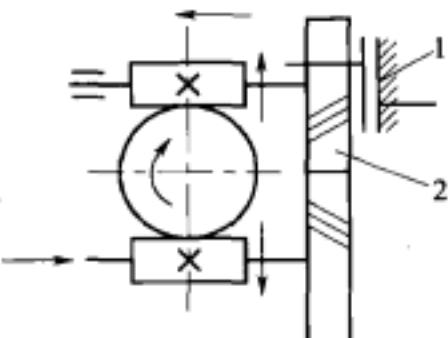
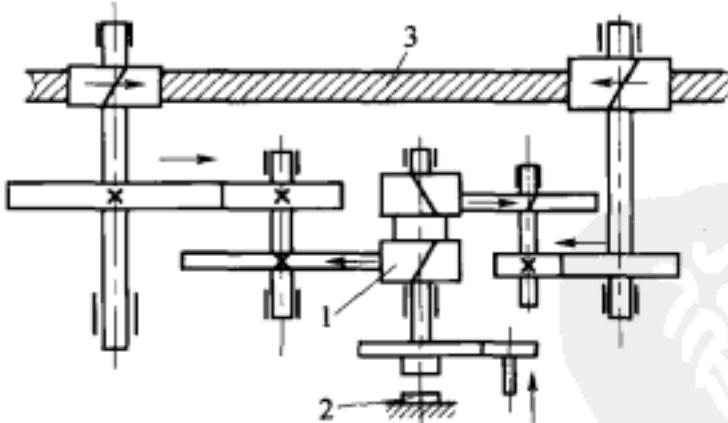
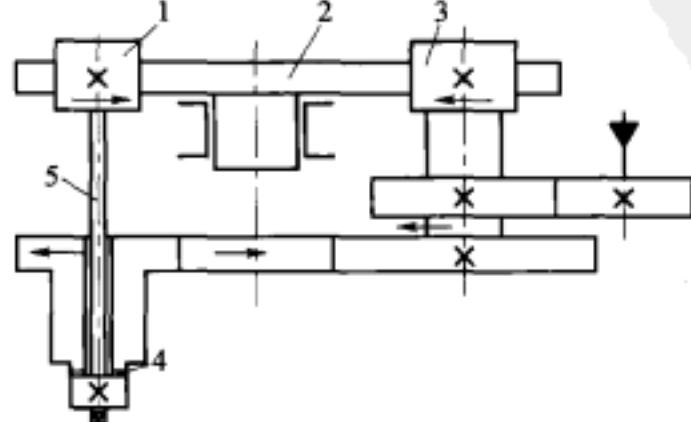
表 9.2 齿轮传动间隙的控制及消除方法

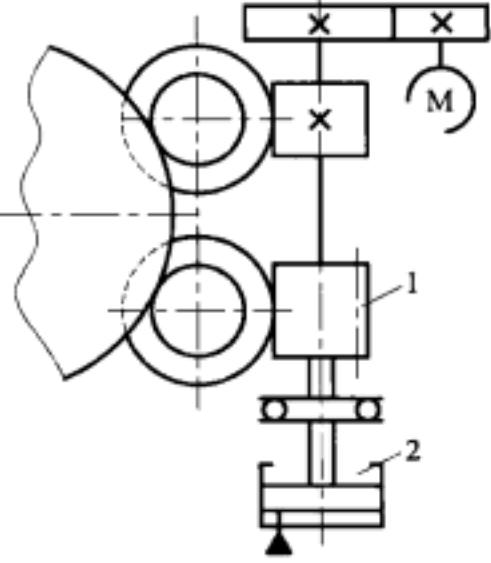
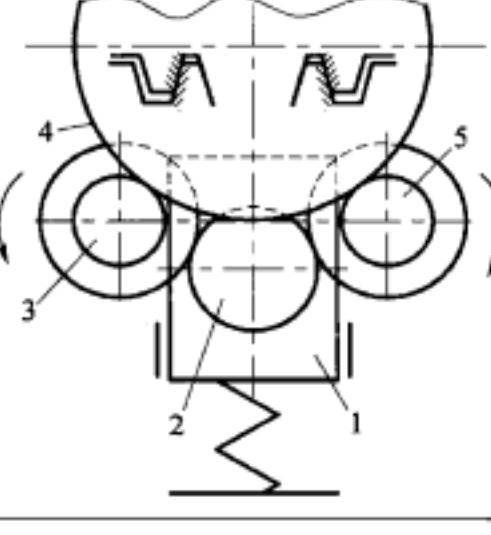
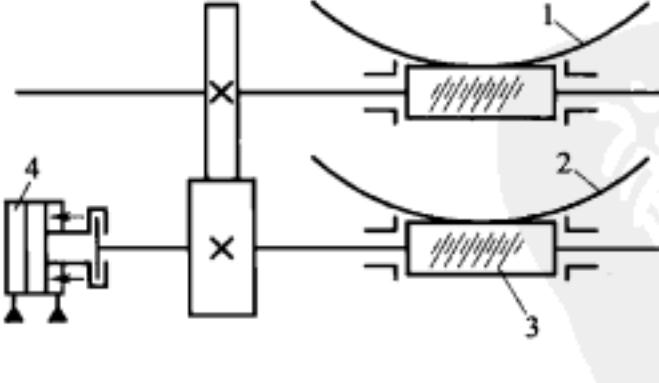
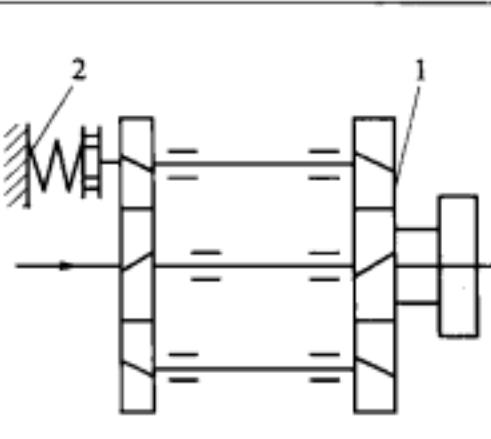
序号	图例	说明
1		传动间隙的消除是利用齿轮径向移近,由于人为地增大了径向弹性,故啮合刚度不高
2		用螺杆 4 使齿圈 1 和 2 相互转动,该螺杆在销轴 3 上并通过齿圈 1 上的端面孔 5 起作用
3		利用一对变齿厚齿轮(沿轴向,端面变位系数呈线性变化的渐开线齿轮),轴向移动消除啮合侧隙
4		齿数为 z 的齿轮 1 与齿数为 $(z+1)$ 的齿轮 2 同时与齿轮 3 喷合(为此一个齿轮必需做成变位齿轮)。传动时,由于齿轮 2 始终慢于齿轮 1,故其工作齿廓刚好与齿轮 1 相反而与齿轮 3 的另一边齿廓相接触。调整弹簧 4 可改变滑动力

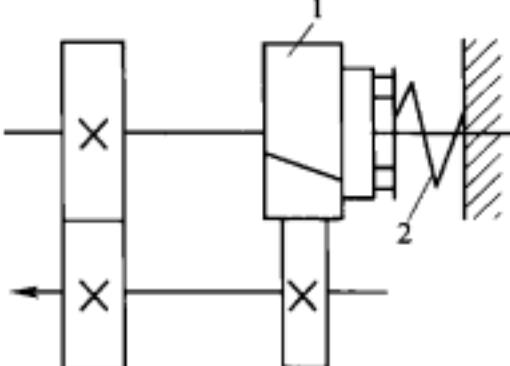
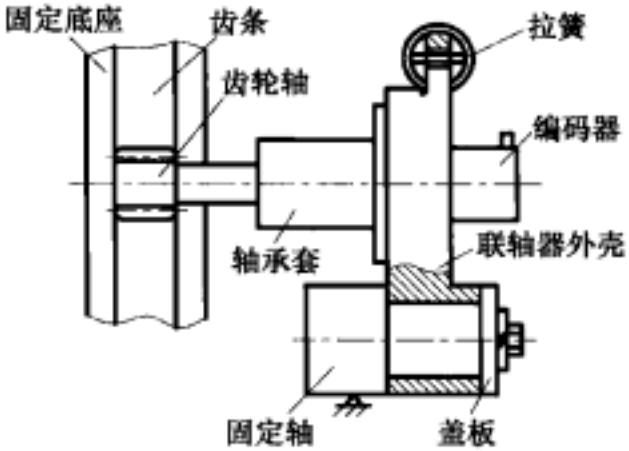
序号	图 例	说明
5		利用转动偏心 2 使轮缘 1 相对转动来控制或消除侧隙
6		斜齿轮啮合时, 改变垫片 2 的厚簿, 可使另一半齿轮 1 轴向移动, 从而消除啮合侧隙
7		原理与上同。 只是齿轮 2 的轴向移动由碟形弹簧 1 驱动, 且在啮合中始终消除间隙。连接刚度及间隙的控制及消除取决于弹簧特性
8		是传动刚度较小的结构, 在检测链中使用较多。 利用弹簧 3 使轮圈 1 和 2 相互转动来消除间隙
9		同上

序号	图 例	说 明
10		<p>用弹簧3使蜗杆1向蜗轮2径向移近来消除间隙,但传动刚度不高</p>
11		<p>利用压力油经油腔4移动蜗杆3来消除其传动侧隙。为了能在同一传动轴线上配置两个蜗杆,需要修正,使啮合区域1、2能配置在中线两边。此类结构适用于中型和大型的传动</p>
12		<p>当蜗轮1磨损时,轴向移动双导程蜗杆2(该蜗杆的轴向齿厚是变化的($S_2 > S_1$)),即可调整啮合间隙</p>
13		<p>利用蜗轮径向移近蜗杆来消除传动间隙</p>

(续)

序号	图 例	说明
14		利用弹簧使蜗杆 2 产生轴向位移
15		扭矩制动装置 1 与斜齿轮 2 相连, 可以通过选择间隙来调节其轴向力
16		当人字齿轮 1 在弹簧(或液压)的作用下沿轴向移动时, 各啮合齿轮按箭头所示方向转动, 从而清除了齿条 3 的传动侧隙。这种结构常用于重型机床的进给机构。特别是当部件移动的长度很大时, 齿条的长度不受限制
17		数控插齿机的工作台机构。该机构设有弹性扭转轴 5, 将其预先扭转一定角度并用齿形离合器 4 固定, 其弹性扭矩使齿轮 1、3 与齿轮 2 的啮合间隙得以消除

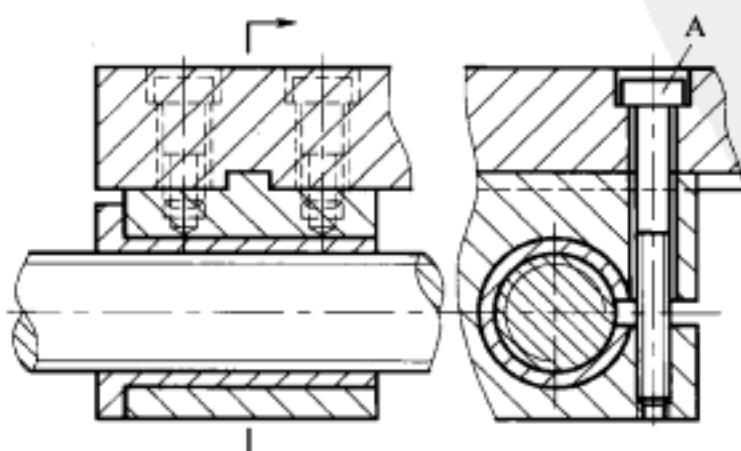
序号	图例	说明
18		<p>消除数控机床工作台回转间隙的机构</p>
19		<p>有齿轮 2 的滑块 1 在弹簧的作用下移动,使齿轮 3 和 5 在与齿轮 4 喷合时没有间隙</p>
20		<p>图示为滚齿机的工作台传动。辅助蜗轮 2 与分度蜗轮 1 共轴(图中为表示清楚起见,未画在同一轴线上),当压力油进入油缸 4 使辅助蜗杆 3 轴向移动时,使蜗轮附加转动从而达到消除间隙的目的</p>
21		<p>图示为在动力链(如圆梳床的主运动机构)中消除间隙的方法,即利用弹簧 2 使斜齿轮 1 轴向移动</p>

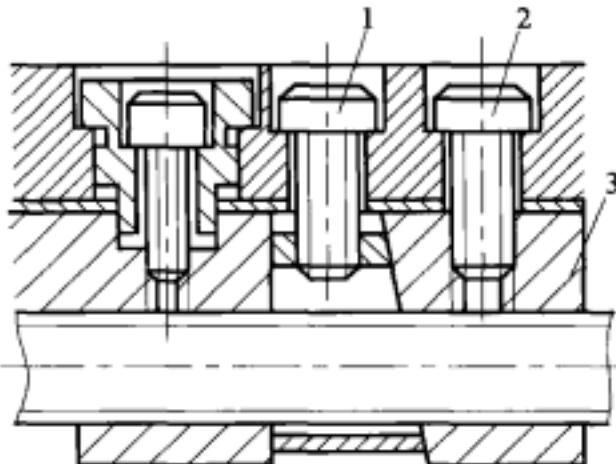
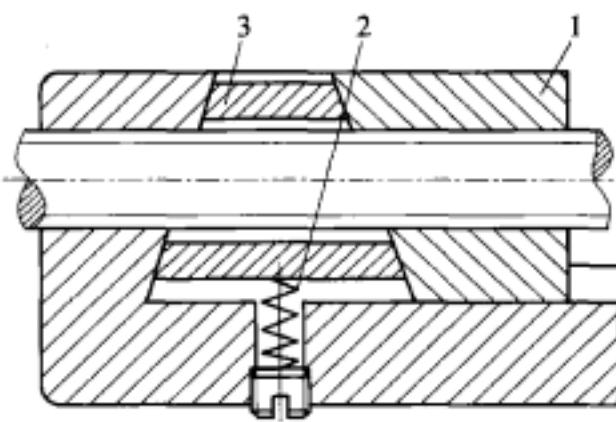
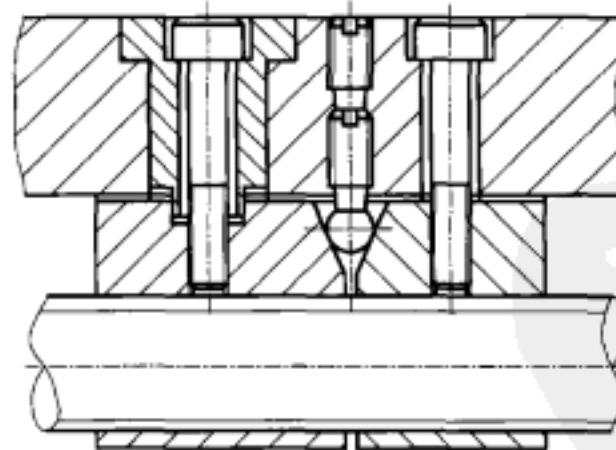
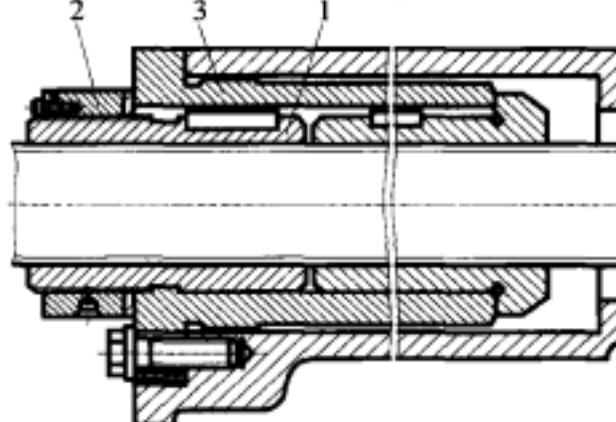
序号	图例	说明
22		同上
23		轴齿轮通过联轴器外壳内的专用联轴器(编码器专用联轴器能保证同轴度误差,保护编码器精确地同步旋转)与编码器的输入轴连接,组成一个编码器齿轮轴系。固定轴与轴齿轮平行等高,齿条固定在机床油缸上,油缸的往复运动使得编码器齿轮轴系作旋转运动。弹簧装在联轴器外壳的外侧,弹簧的拉力可以消除齿轮副的间隙

9.3 螺旋传动间隙的控制及消除

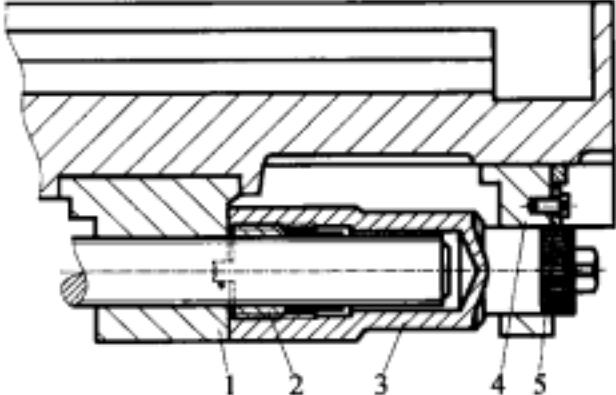
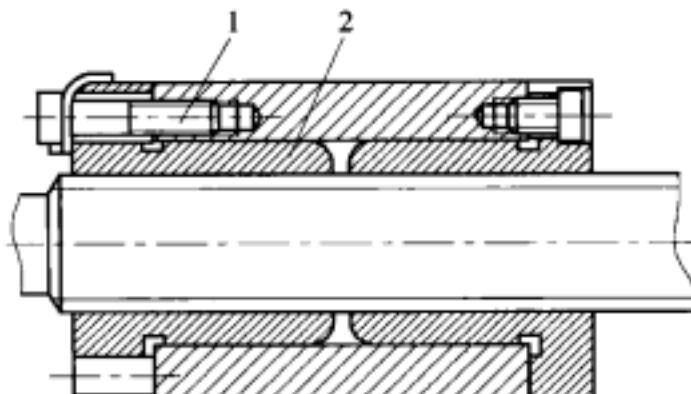
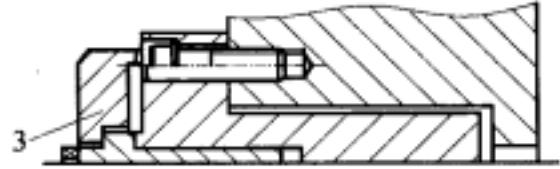
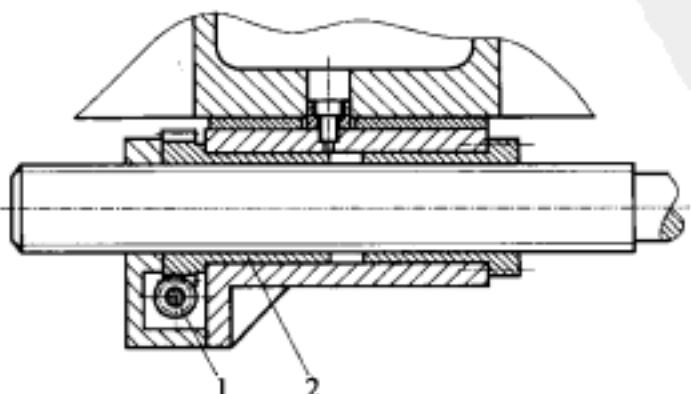
螺旋传动间隙的控制及消除方法见表 9.3。

表 9.3 螺旋传动间隙的控制及消除方法

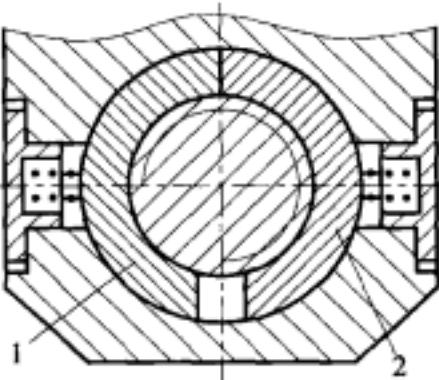
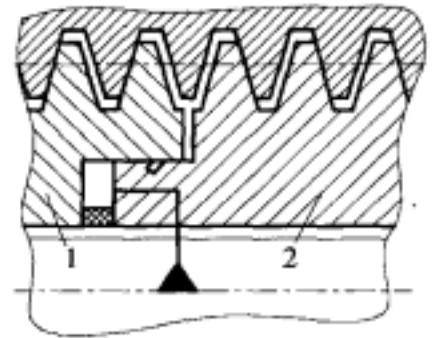
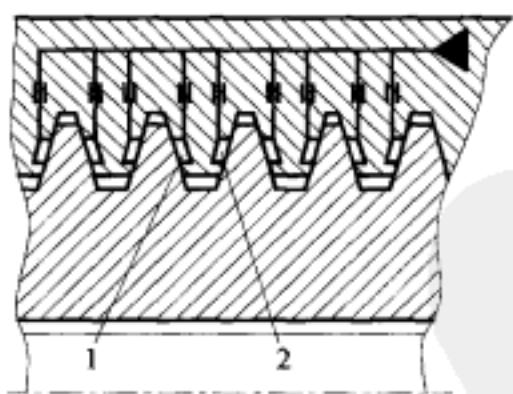
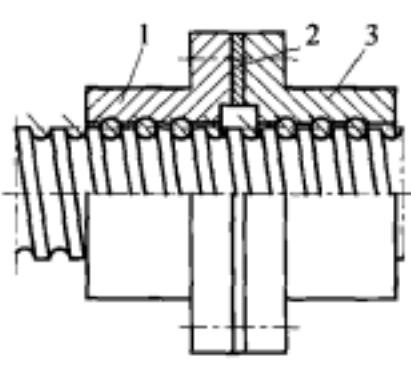
序号	图例	说明
1		<p>螺母轴向开槽,拉紧螺钉 A 使螺母变形并抱紧丝杠而消除间隙。</p> <p>结构简单,但螺母变形后,形状不规则不能在圆周上均匀消除间隙</p>

序号	图例	说明
2		<p>松开螺钉 2, 拧紧螺钉 1, 即可使螺母 3 产生轴向位移而消除间隙</p>
3		<p>弹簧 2 将模块 3 上顶, 推活动螺母 1 轴向移动消除间隙</p>
4		<p>调整时, 移动的螺母易偏斜</p>
5		<p>螺母 1 的外圆做有螺纹和平键, 使其只能移动而不能回转; 转动调整螺母 2 可使螺母 1 产生轴向位移而消除间隙。 注意: 消除间隙时, 调整螺母 2 的转动方向应使螺母 1 远离另一螺母。丝杠工作时, 螺母受力, 通过螺母 2 压在固定的套 3 上。</p>

(续)

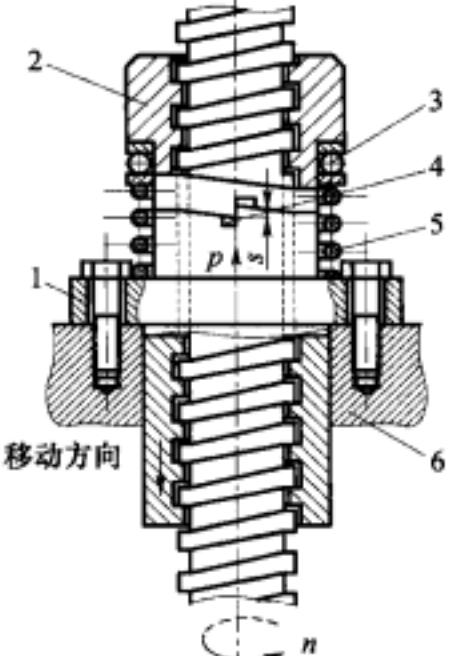
序号	图 例	说明
6		套筒 3 上有内螺纹,与移动螺母 2 上的外螺纹相配,螺母 2 的端面做有凸键与固定于工作台上的螺母 1 之凹槽嵌合,使其只能移动而不能回转。旋动套筒 3 使螺母 2 移动消除间隙。锁紧圈 5 及螺钉 4 将套筒 3 和螺母 2 一起固定在调整好的位置
7		松开螺钉 1,回转螺母 2(螺钉 1 在螺母 2 端面的弧形槽内),消除间隙后,再将螺钉 1 拧紧,螺钉 1 上有防松措施
8		松开螺钉 1,回转螺母 2 进行调整。调整好后,再将螺钉 1 紧固,使盖 3 紧压螺母
9		螺母 2 一端切成斜齿轮,用蜗杆 1 调整间隙

序号	图例	说明
10		<p>调整螺母的外圆有螺纹(螺距一般比丝杠的螺距小,可调得精确些),端面装有小齿轮。调整时,先松开固定齿爪,使调整螺母转动一定齿数(即一定角度),使螺母轴向位移,然后再装上固定齿爪进行固定</p>
11		<p>利用螺钉3、4使第二个螺母1相对于外壳2转动(第一个螺母与外壳固连),以消除间隙</p>
12		<p>弹簧撑开左半螺母消除间隙。使用碟形弹簧将使结构更紧凑</p>
13		<p>弹簧(图未示出)压在与螺母3上的齿相啮合的齿条4的端面上。螺母3的端面上开有斜齿,与装在工作台1上的螺母2的端齿嵌合,使螺母3始终有转动的趋势(见A向视图)。3的端齿在螺母2的齿上滑动,使其右移直至螺母2及3的螺纹间的空隙完全消除为止</p>

序号	图例	说明
14		利用弹簧使半螺母1和2自动移近丝杆来消除间隙
15		利用油压使螺(蜗)杆1和2产生相对轴向位移,以消除间隙
16		静压蜗杆齿条传动(齿条上有油腔)。在一定的压力下,油进入相对的油腔1和2从而消除间隙。 用于重型机床有较大运动行程的部件中
17		研磨调整垫2使螺母1和3沿轴线相互接近

序号	图例	说明
18		<p>调整垫片的厚度使螺母产生轴向位移,以达到消除间隙和产生预紧拉力的目的。其特点是构造简单,可靠性好,刚度高,装拆方便。但调整费时,并且在工作中不能随意调整,除非更换厚度不同的垫片。适用于一般精度的机构</p>
19		<p>一个螺母的外端有凸缘且制有螺纹,并用两个圆螺母固定。旋转圆螺母即可消除间隙,并产生预紧拉力,用另一圆螺母锁紧。其特点是结构紧凑,调整方便,但调整的轴向位移量不太精确,应用较广泛</p>
20		<p>两个螺母的凸缘上各制有齿数差1的圆柱齿轮,与内齿圈嵌合。调整时先取下内齿圈,转动圆柱齿轮,当同向转动时,就可以使一个滚珠螺母对另一个滚珠螺母产生相对角位移,从而使滚珠螺母对于滚珠丝杠的螺旋滚道相对轴向移动,而使两个螺母中的滚珠分别贴紧在螺旋滚道的两个相反的侧面上。特点是调整精确可靠,定位精度高,但结构比较复杂。</p>

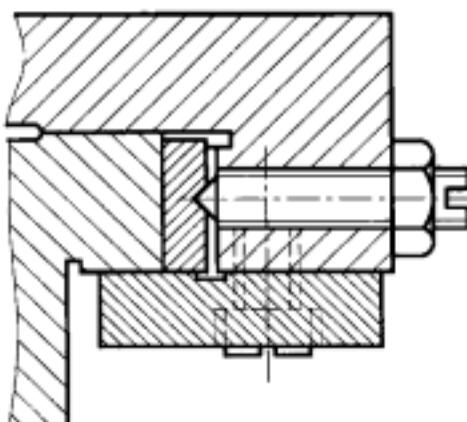
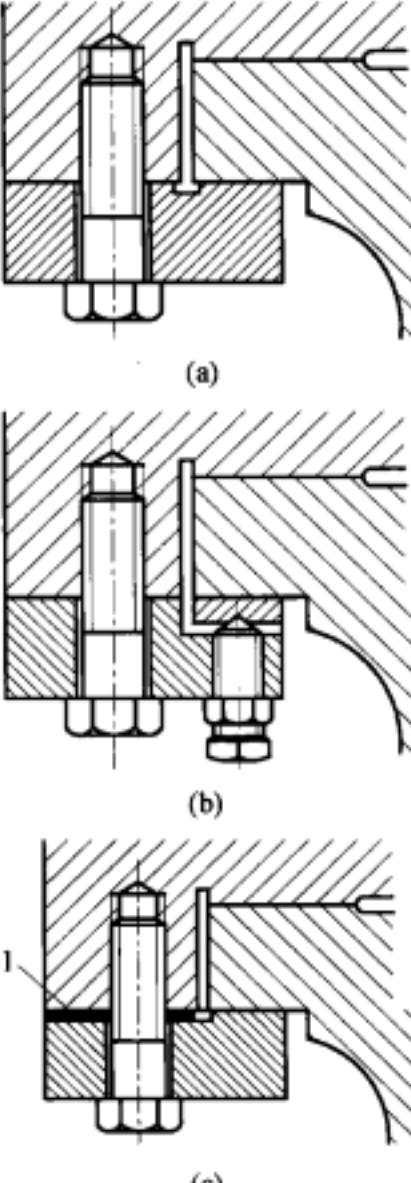
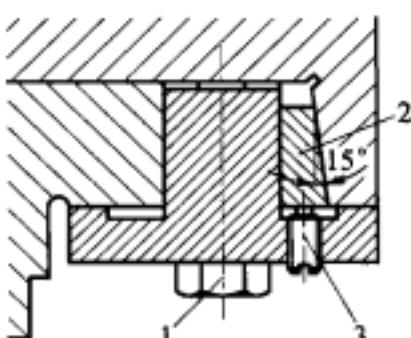
目前在数控机床上应用较广

序号	图例	说明
21	<p>滚齿机刀架垂直进给丝杠的消除间隙机构</p> 	<p>调整螺母 2 与固定螺母 1 互相用导程为 s 的螺旋面(旋向与丝杠的旋向反,图示为左旋)啮合。弹簧 5 使螺母 2 的螺牙始终压向丝杠螺牙的下侧。推力球轴承 3 使螺母 2 能灵活回转。</p> <p>当逆(滚)铣时,见图(a),丝杠按箭头所指方向回转,压螺母 1 螺牙的上侧,驱螺母 1 和刀架向下移动;同时丝杠与螺母 2 间的摩擦力,使螺母 2 跟随丝杠按箭头方向回转,结果使两直边 4 压紧。这时,螺纹间隙没有消除。</p> <p>当顺(滚)铣时,见图(b),丝杠旋转相反,推螺母 1 螺牙的下侧,驱螺母 1 和刀架向上移动;同时丝杠与螺母 2 间的摩擦力使 2 同向旋转而使两直边 4 分离,螺母 2 沿导程为 s 的螺旋面上升,从而压紧丝杠螺牙的下侧,消除了间隙。切削抗力越大,消除间隙的力也越大</p>

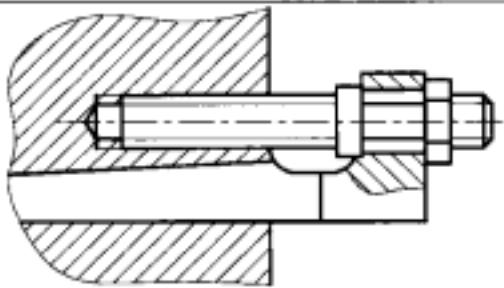
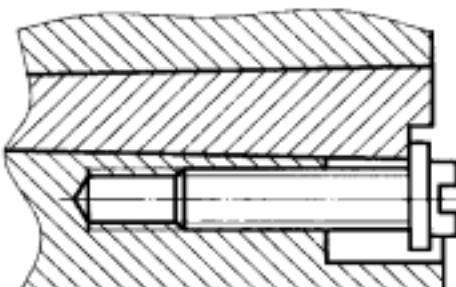
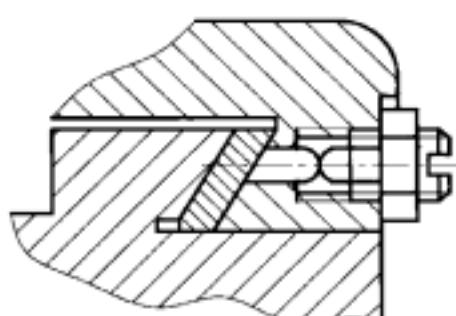
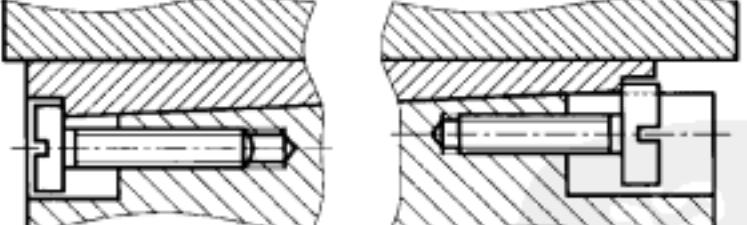
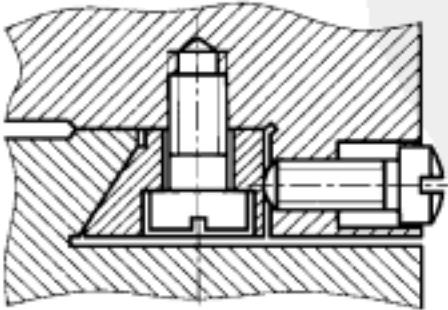
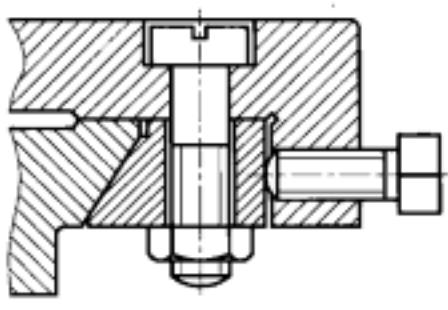
9.4 导轨移动间隙的控制及消除

导轨移动间隙的控制及消除方法见表 9.4。

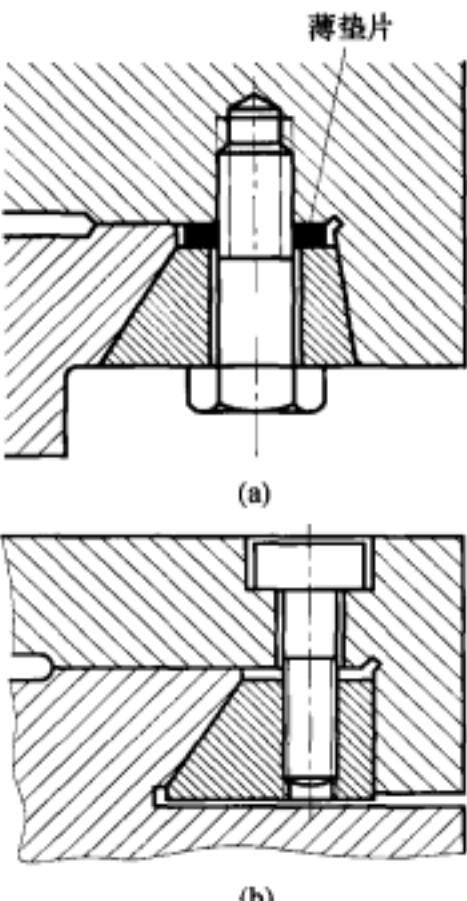
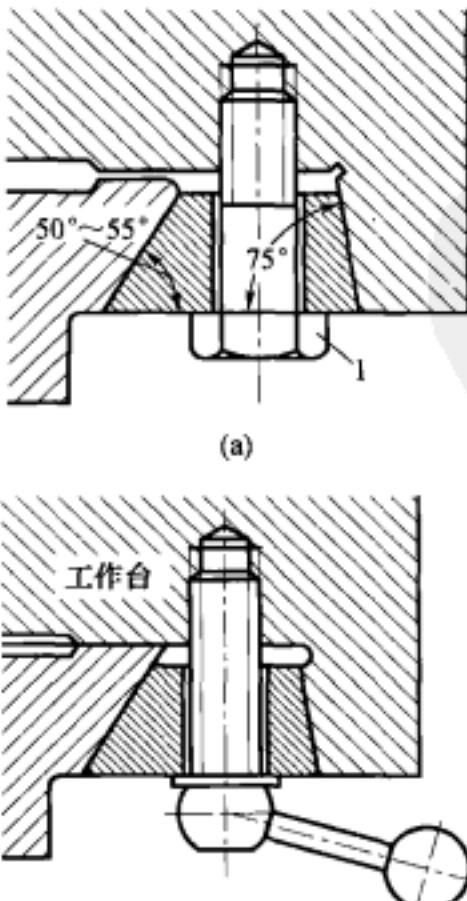
表 9.4 导轨移动间隙的控制及消除方法

序号	图 例	说 明
1		用螺钉调整间隙
2	 <p>(a) 压板与导轨配刮研。 (b) 螺钉调整间隙。 (c) 垫片 1 厚度调整间隙</p>	
3		导铁用螺栓 1 固定。利用螺钉 3 和楔 2 可以调节松紧。 用在重要的地方

(续)

序号	图 例	说明
4	  	<p>(a) 用螺钉移动锁条调节间隙。 (b) 同(a)。 (c) 同(a)</p>
5		<p>拧动左边螺钉移动锁条调整间隙，拧紧右边螺钉固定锁条位置</p>
6	 	<p>(a) 用螺钉调节间隙。 (b) 同(a)</p>

(续)

序号	图 例	说明
7	 (a) (b)	<p>(a) 用垫片调节间隙。 (b) 用螺钉调节间隙</p>
8	 (a) (b)	<p>(a) 用螺栓 1 可调节松紧。 (b) 改为手柄夹紧</p>