

前 言

现代仪器发展的重要特点之一是光学系统（包括光电转换系统）、电路系统和精密机械结构三者密切联系、互相配合，共同保证仪器技术性能的实现。最近年代，电子技术、光电技术得到迅速发展，但目前情况下，无论是光学精密机械仪器、光电仪器还是机电仪器、电子仪器仍然不能脱离精密机械结构而具有实用价值。精密机械结构在仪器中的主要作用是组成具有确定运动规律的相对活动系统，来传递、变换、控制运动和传递数值，指示工作，以及调整、固定和稳定光学部件、光电器件、电气元件和机械构件的相对位置。精密机械结构部分不仅在质量上对保证仪器技术性能的实现有着极为重要的作用，而且在仪器构件的数量上，也往往占有相当大的比例。

为了适应国内部分工科院校光学设计与检验专业、光电器件与技术专业以及机电仪器、电子仪器等非机械结构专业的教学需要，提供有关精密机械结构设计方面的基本知识，编者根据有关专业教学计划的要求及其机械类课程的基础情况，在教学实践的基础上，对教学内容进行了多次修改、调整、充实，编写了《精密机械设计基础》这部基础通用教材。初步形成了一个适用于上述各专业的《精密机械设计基础》教材体系。在广度上和深度上主要侧重于光学精密机械仪器、光电仪器以及机电仪器、电子仪器中最常用的精密机械通用零、部件的类型与结构的选择和设计、计算的一般方法，以及为此所需要的最常用的基础知识。并适当地介绍了一些近年来发展较快、应用较多的新型精密机械零、部件。

本书常用计量单位采用了国际单位制，并引入了适用于仪器及精密机械的有关国家标准及其常用数据。为了适应上述不同专业的特点和教学计划的要求，本书编写内容所需的教学时数稍多于教学计划规定的教学时数。在使用本书进行教学过程中，应根据不同专业教学计划的要求和具体情况，对内容适当选择，加以删减和补充。并与《光学仪器设计手册》或《精密机械设计手册》等有关设计资料和技术标准配合使用。注意引导学员通过教学实践环节，掌握使用手册和设计资料的能力。

本书由北京工业学院精密机械教研室部分同志合编。盛鸿亮主编，郭在德、丁伯瑜、王惠敏、裴先惠四同志参加编写。樊大钧、何献忠两同志主审。初稿完成后，又委托华东工程学院郑祖炳同志进行了审阅。并召开了由上海机械学院、天津大学、长春光学精密机械学院、北京工业大学、华东工程学院、华中工学院、西北电讯工程学院、浙江大学、清华大学等院校代表参加的《精密机械设计基础》教材审稿会。与会的各院校的代表对教材书稿进行了全面、细致的审查，肯定了教材的适用性，推荐出版发行。并提出了许多宝贵意见和建议。在此，仅向参加教材审稿会的各院校的代表，致以深切谢意。

根据教材审稿会议的希望和建议，参加编写和主审的同志又进行了认真地研究，并由盛鸿亮、郭在德两同志对教材书稿再次进行了修改和补充。在整个编写过程中，编者虽力图使本书能基本满足有关院校及专业的教学需要，但由于编者水平和时间所限，各方面工作不够细致，不够充分，难免存在错误和不妥之处，希望阅读和使用本书的同志批评指正。

编 者

目 录

第一章 物体受力分析与平衡	1	§ 2 圆形光学零件的固紧	89
§ 1 基本概念	1	§ 3 非圆形光学零件的固紧	97
§ 2 力的合成与分解	3	§ 4 光学零件的胶接固定	100
§ 3 平面力偶系	8	第七章 弹簧	103
§ 4 物体受力分析与受力图	13	§ 1 概述	103
§ 5 物体受力平衡	16	§ 2 拉伸与压缩螺旋弹簧	108
§ 6 摩擦	22	§ 3 扭转螺旋弹簧	120
§ 7 重心	27	§ 4 片簧	127
第二章 常用金属材料及其工程		§ 5 游丝	129
性质	31	§ 6 弹簧特性误差与螺旋弹簧的	
§ 1 金属材料的工程性质	31	允许偏差	131
§ 2 常用的金属材料	34	第八章 螺旋传动	134
§ 3 金属材料的热处理和表面精饰	37	§ 1 概述	134
§ 4 选择材料的基本原则	39	§ 2 螺旋传动主要参数的选择	135
第三章 构件受力变形及其		§ 3 螺旋传动的精度与空回	137
应力的分析	41	§ 4 滚动螺旋传动(滚珠丝杠)简介	145
§ 1 概述	41	§ 5 螺旋传动零件的材料	146
§ 2 直杆轴向拉伸与压缩	42	第九章 齿轮传动	148
§ 3 剪切	45	§ 1 概述	148
§ 4 圆轴扭转	47	§ 2 齿轮啮合原理	150
§ 5 梁的平面弯曲	50	§ 3 直齿圆柱齿轮设计	159
§ 6 复杂变形时的强度计算	58	§ 4 其它形式的齿轮传动	162
第四章 机械运动学结构设计基础	65	§ 5 轮系	165
§ 1 机构及其组成	65	§ 6 齿轮传动的精度与空回	171
§ 2 机械运动学设计原理	66	§ 7 齿轮的材料	177
§ 3 机械运动学结构与半机械		第十章 带传动	179
运动学结构	70	§ 1 基本知识	179
第五章 零件的联接	73	§ 2 弹簧带传动	182
§ 1 概述	73	§ 3 齿孔带传动	185
§ 2 可拆联接	73	§ 4 齿形带传动	186
§ 3 永久联接	84	第十一章 凸轮与间歇机构	194
第六章 光学零件的固紧	89	§ 1 凸轮机构的特点、应用和种类	194
§ 1 概述	89	§ 2 凸轮机构的受力分析	196

§ 3 凸轮轮廓设计.....198	§ 1 概述.....270
§ 4 间歇运动机构.....200	§ 2 刻度.....271
第十二章 轴与联轴器206	§ 3 度盘和指标.....275
§ 1 轴.....206	§ 4 示数装置的误差.....277
§ 2 联轴器.....209	§ 5 几种示数装置的结构.....279
第十三章 轴承与轴系216	§ 6 示数装置的精读方法.....281
§ 1 概述.....216	第十八章 减振器289
§ 2 滑动轴承与轴系.....216	§ 1 概述.....289
§ 3 滚动轴承.....228	§ 2 减振器的工作原理.....289
§ 4 轴承的润滑.....237	§ 3 减振器性能参数的选择和安装.....291
第十四章 直线运动导轨239	§ 4 减振器的类型及选择.....292
§ 1 概述.....239	第十九章 精密机械中的误差
§ 2 滑动摩擦导轨.....240	分析与精度296
§ 3 液体静压导轨.....245	§ 1 概述.....296
§ 4 滚动摩擦导轨.....246	§ 2 偶然误差的性质.....297
第十五章 微动装置250	§ 3 误差分析的一般方法.....299
§ 1 微动装置的作用和要求.....250	§ 4 精度等级的选择与减少误差的
§ 2 微动装置的结构.....250	措施301
第十六章 限动器257	§ 5 尺寸链公差.....304
§ 1 概述.....257	第二十章 精密机械的结构
§ 2 螺旋限动器.....257	工艺性310
§ 3 垫圈限动器.....258	§ 1 概述.....310
§ 4 齿轮挡销限动器.....261	§ 2 产品结构工艺性的一般原则.....311
§ 5 齿轮凸块限动器.....263	§ 3 零件工艺性的一般原则.....314
第十七章 示数装置270	参考书目319

第一章 物体受力分析与平衡

§1 基本概念

一、力的概念

任何两个物体相互作用时，这两个物体的运动状态（即它们的速度大小和方向，或是两者之一）都会发生变化。随着生产的发展，实践的丰富和人们对于这种作用的认识日益广泛和深化，逐步建立了力的概念。所谓力就是物体间相互的作用。这种作用的效果是使物体的运动状态发生变化。如果没有物体间相互的作用，力便不能存在。

物体的相互作用，可以是物体间的直接接触，由此产生的力称为接触力；也可以是不相互接触，由此产生的力称为超距力。例如万有引力、磁力等。接触力的作用分布于接触表面；超距力的作用分布于物体的全部。

力作用于物体时，使物体的运动状态（包括平衡）发生变化。力对于物体作用的这种结果，称为力的外效应，即力的运动效应。力对于物体的作用不仅产生运动效应，同时还会使物体的形状和大小发生变化，即发生变形。力对于物体作用的这种结果，称为力的内效应，即力的变形效应。

实践表明，力对于物体的外效应决定于力的下列三个因素：（1）力的作用点；（2）力的方向（包括方位和指向）；（3）力的大小。

力的作用点是物体直接承受力的作用的那一点。力的方向就是原来静止的物体在这个力的作用下的运动方向。对于接触力，如其作用表面与物体的全表面比较极为微小，则此接触面可视为一接触点，即力的作用点。接触力可视为一集中力，其方向经过此力的作用点。通过力的作用点，沿力的方向的一条直线，称为该力的作用线。要表明力的大小，必须选择一个标准力作为单位力，来说明某一力是单位力的若干倍。在工程单位制中，取北纬 45° 的海平面上，地球吸引质量为1公斤的标准法码所产生的力，作为力的单位，这个力的单位称为“公斤力”或“千克力”。在国际单位制中取这样的力作为力的单位。在这个力的作用下，质量为1千克的物体得到 $1\text{米}/\text{秒}^2$ 的加速度。力的这种单位称为“牛顿”。力的工程制单位与国际制单位的换算关系为 $1\text{公斤力}=9.8\text{牛顿}$ 。

力的三要素中任一要素如有改变，则力的外效应亦随之改变。力的三要素可以用一个矢量表示出来（见图1-1）。矢量的起点或终点代表力的作用点，矢量的方位和箭头的指向代表力的方向，矢量的长度按照选定的比例尺代表力的大小，例如1厘米代表98(牛)。当用符号表示力矢量时，应在字母上加一短划，例如 \vec{F} 或 \vec{AB} 。而不带短划时（如 F 或 AB ）只代表模。

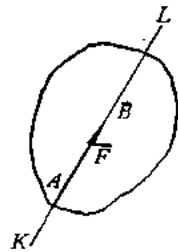


图1-1 力的矢量表示法

二、刚体的概念

研究力的外效应问题时，均将所考察的物体作为刚体看待。所谓刚体，就是在任何力的作用下，体内任意两点间的距离都保持不变的物体，也就是形状和大小都保持不变的物体。实际上，任何物体受力以后都将或多或少改变它的形状和大小，即发生所谓变形，绝对不变形的物体是不存在的。但是在一般情况下，物体的这种变形非常微小，在研究力的外效应问题时，这种变形是次要因素，它对所研究问题的影响可以忽略不计。因而可以将其近似地作为刚体看待。故刚体概念的建立是人们对实际物体的一种理想化结果。刚体的概念能够更深刻、更正确地反映物体在力学问题中的本质属性。力作用于刚体，只发生外效应；如作用于非刚体或弹性物体，将同时发生内效应。

三、力系的概念

在工程实际中，一个物体常常同时受到几个力的作用。力学中将作用在物体上的几个力或一组力称为力系。力系用记号 ($\bar{F}_1, \bar{F}_2, \dots, \bar{F}_n$) 表示。

各力作用线在同一平面内的力系称为平面力系；不在同一平面内的力系称为空间力系。各力作用线相交于同一点的力系称为汇交力系（或共点力系）；各力作用线相互平行的力系称为平行力系。

如果两个不同的力系作用于同一物体产生的效果相同，就称这两个力系为等效力系。可见，将作用在物体上的一个力系，用另一个同它等效的力系来代替，对物体作用的效果不变。

如果物体在某一力系的作用下，其运动状态不变，则此力系称为平衡力系。显然，将平衡力系加到静止的物体上时，物体仍将保持静止，即平衡力系对物体的外效应等于零。

四、二力平衡定律

实践证明，最简单的平衡力系可以由两个力组成。例如图 1-2 中 (a) 所示连杆的两端，受到力 \bar{F}_1 和 \bar{F}_2 的作用，当 \bar{F}_1 与 \bar{F}_2 大小相等、方向相反、沿同一作用线作用时，连杆就处于平衡，并且只有满足这样的条件，连杆才能平衡。

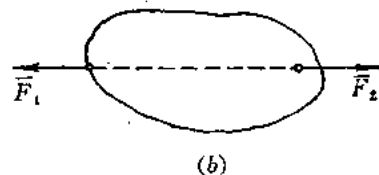
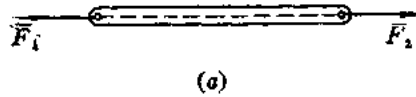


图1-2 二力平衡状态

上述平衡情况，不仅适用于连杆，同样也适用于其它形状的刚体，如图 1-2 中 (b) 所示。由此可以得到一个明显的基本结论：作用于同一刚体上的两个力使刚体处于平衡状态的必要与充分条件是：这两个力大小相等，沿同一作用线而方向相反（简称为等量、共线、反向）。这个结论称为二力平衡定律。

五、力的可传原理

设图 1-3 所示的刚体在 A 点受一个力 F ，今在 F 的作用线上任一点 B 加上沿 AB 线作

用而方向相反的两个力 F' 与 F'' , 并令 $F' = F'' = F$, 因 F' 与 F'' 是一个平衡力系, 所以 F, F', F'' 三个力对于该刚体的效应与 F 单独作用时的效应相同。又因力 F 与 F'' 大小相等, 方向相反, 而且共线, 故可以互相抵消。于是, 只剩下在 B 点的力 F' , 其效应与力 F, F', F'' 的效应相同, 因而也与力 F 的效应相同。但力 F' 与 F 大小相等, 方向相同, 并沿同一直线作用, 这就如同将力 F 沿其作用线从 A 点移至 B 点一样。由此得到力的可传原理: 作用于刚体的力, 如其方向、大小和作用点均为一定, 则力可在其作用的刚体上沿其作用线任意移动而不改变其对于刚体的效应, 即力的作用线上的任一点都可作为力的作用点。这一性质被称为力的可传性。

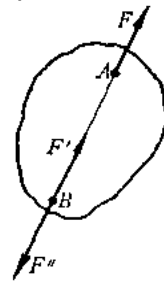


图1-3 力的可传原理

六、作用与反作用定律

实践表明, 当一个物体给另一个物体一个作用力时, 受力的物体也同时给施力的物体一个作用力。前者称之为作用力, 后者称之为反作用力。作用力与反作用力总是成对地出现, 互为依存条件, 没有作用力也就不存在反作用力。大量实验证明, 作用力与反作用力大小相等, 方向相反, 作用在同一条直线上。如图 1-4 所示的齿轮啮合。当齿轮 A 驱动齿轮 B 转动时, 轮 A 必须给轮 B 以作用力 \bar{P}_A , 同时轮 B 也必须给轮 A 以反作用力 \bar{P}_B 。则 \bar{P}_A 与 \bar{P}_B 大小相等, 方向相反, 并作用在一条直线上。

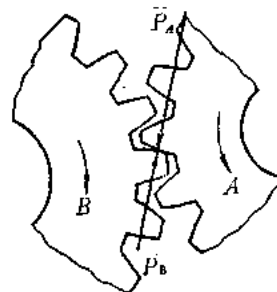


图1-4 作用与反作用

必须指出, 作用力与反作用力是分别作用在两个不同物体上的力, 绝不能把它们当作是作用在同一物体上相互平衡的两个力。

本章仅讨论力的外效应问题中的物体受力和物体运动的特殊形式, 即物体在力的作用下平衡等某些基本问题, 亦即刚体静力学问题。至于力的内效应问题中的变形体平衡的某些基本问题, 将在第三章中进行讨论。由于变形体的平衡理论也要以刚体的平衡理论为基础, 故只有在研究了刚体的平衡问题以后, 才可能进一步研究变形体的平衡问题。

§2 力的合成与分解

工程实际中经常遇到一个物体同时受到几个力的作用。因此, 需要研究几个力对物体同时作用的总效应, 就是所谓力的合成。当一个物体同时受到几个力的作用, 可以用一个力代替几个力的共同作用。如果这个力对物体所产生的外效应与原来几个力共同作用时所产生的外效应相同, 这个力就是原来那几个力的合力。工程实际中也经常遇到用几个力代替一个力的作用, 即需要研究一个力对物体产生的几个分效应, 就是所谓力的分解。将一个力的作用分成两个或两个以上的力时, 如果这些力对物体所产生的外效应与原来一个力产生的外效应完全相同, 这几个力就是原来那个力的分力。

一、共线力的合成与分解

在力的合成与分解问题中, 最简单的是共线力的合成与分解。当一个物体同时受到位

于同一直线上的两个力 F_1 与 F_2 作用时, 如两个力的方向相同, 则合力 $R = F_1 + F_2$, 合力的方向与 F_1 、 F_2 相同。如两个力的方向相反 ($F_1 \neq F_2$), 则合力 $R = F_1 - F_2$, 合力的方向与其中较大的一个力的方向相同。当一个物体同时受到位于同一直线上两个以上的力作用时, 其合力等于各力的代数和。即 $R = \sum F_i$, i 为正整数。 R 的指向则由 $\sum F_i$ 的正负号决定。

两个力或两个以上力的合成只有一个合力, 而一个力在其原来作用线上可分解为任意个分力, 但这些分力的代数和必须与原来的力相等。

二、平行四边形定律

作用在刚体上同一点的两个力, 可合成为一个力, 此合力作用于同一点, 其大小和方向可用这两个力矢为邻边作出的平行四边形的对角线表示。

如图 1-5 所示, 矢量 \overline{OA} 和 \overline{OB} 分别代表两个已知力 F_1 与 F_2 , 相交于 O 点。以 \overline{OA} 和 \overline{OB} 为邻边作平行四边形 $OACB$, 其对角线 \overline{OC} 即代表 F_1 与 F_2 的合力 R 。其大小可按作图的同一比例尺量取, 其方向由 \overline{OC} 与 \overline{OA} 的夹角 α 表示, 并用量角器量取。 OC 即代表合力作用线的位置。

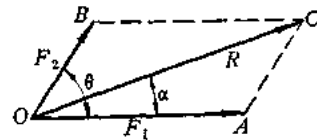


图1-5 力平行四边形定律

由图 1-5 可以看出, 两个力的夹角 θ 在 $0^\circ \sim 90^\circ$ 之间时, 夹角越小, 它们的合力就越大。当夹角为 0° 时, 即两个力为方向相同的共线力, 它们的合力最大。两个力的夹角 θ 在 $90^\circ \sim 180^\circ$ 之间时, 夹角越大, 它们的合力就越小。当夹角为 180° 时, 即两个力为方向相反的共线力, 它们的合力最小。

平行四边形定律是力的合成与分解所依据的基本定律, 可普遍应用于力的合成与分解。

三、共点力的分解

如果没有其它条件的限制, 根据平行四边形定律, 以一个已知力为对角线的平行四边形可以作出任意个, 即一个已知力可以在不同方向分解为任意对大小和方向都不相同的分力。每对分力均交于一点。除非对分力的大小或方向预先有一定的限制, 例如:

- (1) 已知两分力的方位, 求其大小;
- (2) 已知两分力的大小, 求其方向;
- (3) 已知一分力的方向及大小, 求另一分力的方向及大小;
- (4) 已知一分力的方向及另一分力的大小, 求前者的大小及后者的方向。

实际应用中最常用到的是一种重要的特例, 就是将一个力在给定的平面内分解为互相垂直的两个分力, 如图 1-6 所示。

两个分力 F_x 、 F_y 与已知力 F 的关系为

$$F^2 = F_x^2 + F_y^2 \quad (1-1)$$

式中 $F_x = F \cos \alpha$, $F_y = F \sin \alpha$

F_x 与 F 之间夹角 α 的关系为

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{F_y}{F_x} \quad (1-2)$$

实际上两个分力 F_x 、 F_y 也可看作是力 F 分别在 X 轴和 Y 轴上的投影。即力在轴上的投影，等于该力的大小乘以该力与投影轴的夹角的余弦。力在轴上的投影与投影轴正向相同者，取为正号，反之，取为负号。

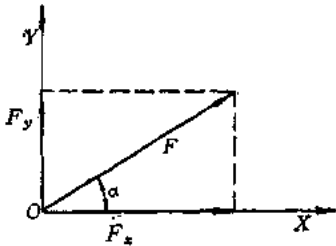


图1-6 力在 X 、 Y 轴上的投影

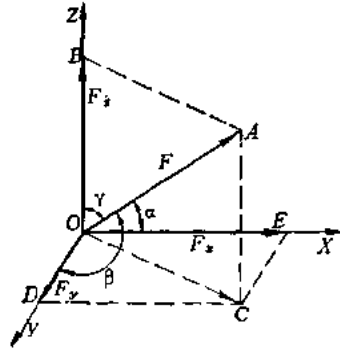


图1-7 力在空间三轴上的投影

不难看出，将平行四边形定律稍加引伸，或者利用力在三个互相垂直的坐标轴上投影的方法，即可将一个力分解为互相垂直的三个分力，如图 1-7 所示。

图中 \overline{OA} 所代表的力 F ，可先分解为两垂直分力 \overline{OB} 与 \overline{OC} ；将分力 \overline{OC} 再分解为两垂直分力 \overline{OD} 与 \overline{OE} 。于是 X 、 Y 、 Z 三个轴向分力亦即力 F 在 X 、 Y 、 Z 三个轴上的投影分别为：

$$F_x = F \cos \alpha$$

$$F_y = F \cos \beta$$

$$F_z = F \cos \gamma$$

式中 α 、 β 、 γ 分别代表力 F 与 X 、 Y 、 Z 三轴正向所成的夹角。

四、共点力的合成

根据平行四边形定律，利用图解法可将两个共点力合成为一个力，已如前所述。此外，还可以根据平行四边形的性质，利用余弦定理计算出 F_1 与 F_2 之间成某一角度 θ 时的合力 R 。

$$R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2\cos\theta} \quad (1-3)$$

合力 R 的方向用 R 与 F_1 之间的夹角 α 表示

$$\alpha = \text{tg}^{-1} \frac{F_2 \sin \theta}{F_1 + F_2 \cos \theta} \quad (1-4)$$

如 F_1 与 F_2 两力的作用线互相垂直 ($\theta = 90^\circ$)，如图 1-8 所示，则上述公式可写成

$$R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2} \quad (1-5)$$

$$\alpha = \text{tg}^{-1} \frac{F_2}{F_1} \quad \text{或} \quad \cos \alpha = \frac{F_1}{R}$$

对于两个以上的平面共点力的合成，可连续应用平行四边形定律，如图 1-9 所示。

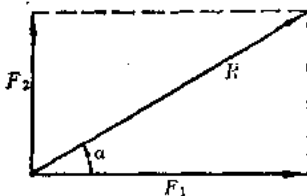


图1-8 互相垂直的两力的合成

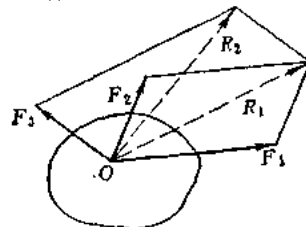


图1-9 平面共点力合成的图解法

作用于物体上的三个力 F_1 , F_2 与 F_3 汇交于 O 点。利用平行四边形定律, 可先求出其中两个力 (例如 F_1 与 F_2) 的合力 R_1 , 然后, 再求出 R_1 与 F_3 的合力 R_2 。依此类推, 即可求出许多平面共点力的总合力。所得结果, 与合成的先后顺序无关。

两个以上的平面共点力的合成, 也可利用力在轴上投影的方法, 例如图 1-10 所示的四个力, 可先将每个力在 X 和 Y 轴上投影。力系中的各力在 X 轴上的投影组成一共线力系, 其合力的大小为 ΣF_x , 沿 X 轴方向作用。同理, 各力在 Y 轴上的投影组成另一共线力系, 其合力的大小为 ΣF_y , 沿 Y 轴方向作用。这样, 原有四力的力系, 可合并为互相垂直的二力, 此二力的合力即为原力系的合力, 其大小与方向为

$$R = \sqrt{(\Sigma F_x)^2 + (\Sigma F_y)^2} \quad (1-6)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\Sigma F_y}{\Sigma F_x} \quad \text{或} \quad \cos \alpha = \frac{\Sigma F_x}{R}$$

上述方法稍加引伸, 即可用于解决两个以上的空间共点力的合成问题。也同样先将每个力分别在直角坐标系的 X 、 Y 、 Z 轴上进行投影, 然后求出各力在各轴上投影的代数和 ΣF_x , ΣF_y , ΣF_z 。最后即可求得合力 R , 如图 1-11 所示。合力 R 的大小为

$$R = \sqrt{(\Sigma F_x)^2 + (\Sigma F_y)^2 + (\Sigma F_z)^2} \quad (1-7)$$

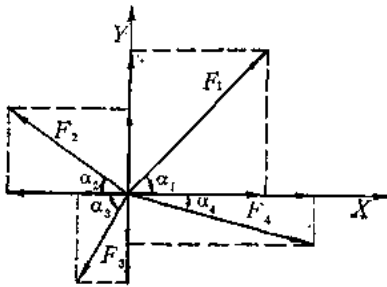


图1-10 平面共点力合成的解析法

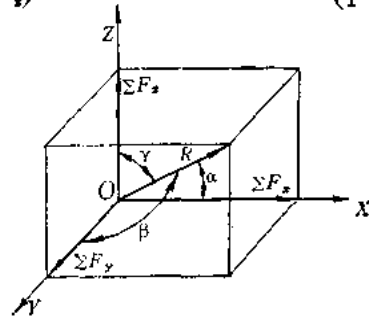


图1-11 空间共点力合成的解析法

合力 R 的作用线与 X 、 Y 、 Z 轴所夹的角度的余弦, 名为方向余弦。

$$\cos \alpha = \frac{\Sigma F_x}{R} \quad (1-8)$$

$$\cos \beta = \frac{\Sigma F_y}{R} \quad (1-9)$$

$$\cos \gamma = \frac{\Sigma F_z}{R} \quad (1-10)$$

例题: 图 1-12(a) 中, P 与 Q 代表作用于刚体的两力, $P=30$ (牛), $Q=120$ (牛), 试求其合力。

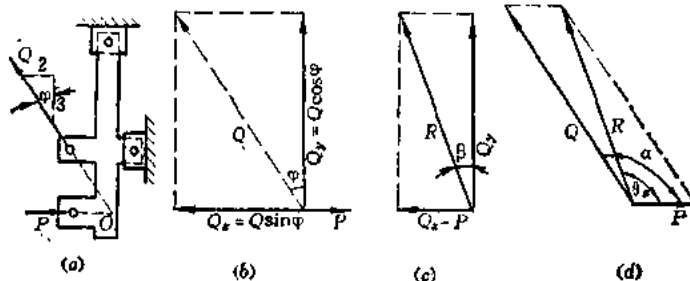


图1-12 求平面二共点力的合力

解：先将力 Q 分解为经过 O 点的水平与垂直两分力。由图 1-12(b) 可知：

$$Q_x = -Q \sin \varphi = -120 \times \frac{2}{\sqrt{2^2+3^2}} \approx -66.6(\text{牛})$$

$$Q_y = Q \cos \varphi = 120 \times \frac{3}{\sqrt{2^2+3^2}} \approx 99.8(\text{牛})$$

力 P 与 Q_x 的合力为 $30 - 66.6 = -36.6(\text{牛})$

由图 1-12(c) 可得到合力

$$R = \sqrt{(-36.6)^2 + (99.8)^2} \approx 106(\text{牛})$$

$$\theta_x = 90^\circ + \beta = 90^\circ + \text{tg}^{-1} \frac{Q_x - P}{Q_y} = 110^\circ 10'$$

合力 R 的作用线必定经过 O 点。

除上述方法外，也可利用余弦定律求得。由图 1-12(a) 可知 $\varphi = \text{tg}^{-1}(2/3) = 33^\circ 40'$

$$\alpha = 90^\circ + \varphi = 90^\circ + 33^\circ 40' = 123^\circ 40'$$

而

$$\cos \alpha = -\sin \varphi = -\sin 33^\circ 40' = -0.554$$

$$\sin \alpha = \cos \varphi = \cos 33^\circ 40' = 0.832$$

于是合力

$$R = \sqrt{P^2 + Q^2 + 2PQ \cos \alpha} = \sqrt{120^2 + 30^2 - 2 \times 120 \times 30 \times 0.554} = 106(\text{牛})$$

$$\text{tg } \theta_x = \frac{Q \sin \alpha}{P + Q \cos \alpha} = \frac{120 \times 0.832}{30 - 120 \times 0.554} = -2.73$$

$$\theta_x = 110^\circ 10' \text{ (见图 1-12 d)}$$

例题：图 1-13(a) 所示的平面共点力系， $F_1 = 20(\text{牛})$ ， $F_2 = 30(\text{牛})$ ， $F_3 = 10(\text{牛})$ ， $F_4 = 25(\text{牛})$ ，求此力系的合力。

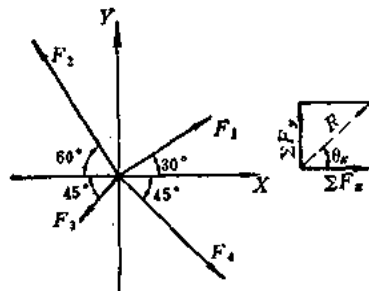


图1-13 求平面四共点力的合力

解：将各力分别在 X 、 Y 轴上进行投影

$$\begin{aligned} \Sigma F_x &= F_1 \cos 30^\circ - F_2 \cos 60^\circ - F_3 \cos 45^\circ + F_4 \cos 45^\circ \\ &= 17.32 - 15 - 7.07 + 17.67 = 12.92(\text{牛}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma F_y &= F_1 \cos 60^\circ + F_2 \cos 30^\circ - F_3 \cos 45^\circ - F_4 \cos 45^\circ \\ &= 10 + 25.98 - 7.07 - 17.67 = 11.24(\text{牛}) \end{aligned}$$

合力 $R = \sqrt{(12.92)^2 + (11.24)^2} = 17.1(\text{牛})$

由图 1-13(b) 可知

$$\theta_x = \operatorname{tg}^{-1} \frac{\sum F_y}{\sum F_x} = \frac{11.24}{12.92} = 41^\circ$$

§ 3 平面力偶系

一、力对于一点（或轴）的矩

力对于物体的作用，并不仅限于产生直线运动，也有使物体绕某一点（或轴）转动的效应。实践表明，力使物体绕一点（或轴）转动的效应，不仅与力的大小有关，还与物体转动所绕的点（或轴）到力的作用线之间的垂直距离有关。亦即与这两者的乘积有关。所以，衡量力使物体绕一点（或轴）转动的作用，就不能仅仅用力来表示，而是用力与物体转动所绕的点（或轴）到力的作用线之间的垂直距离的乘积表示。这个乘积就称为力矩，如图 1-14 所示。设力 F 的作用线至物体（未画出）转动所绕的点 O 之间的垂直距离为 d ，则力的大小与距离 d 的乘积 Fd 称为力 F 对于 O 点的矩，简称为力矩。 O 点称为矩心，而垂直距离 d 称为力臂。通常用 $m_o(\bar{F})$ 表示力 F 对于 O 点的矩，根据定义

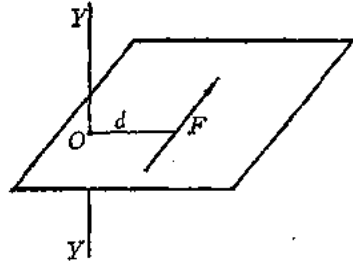


图 1-14 力对于一点（或轴）的矩

$$m_o(\bar{F}) = Fd \quad (1-11)$$

从上式可以看出，如力 F 大小不变，力矩 $m_o(\bar{F})$ 将随力臂 d 的变化而变化。如 $d=0$ ，则力矩 $m_o(\bar{F})=0$ 。这时物体不能产生转动，所以物体绕一点（或轴）转动的效果，由力矩决定。

力矩的单位，工程制中常用“公斤·米”或“公斤·厘米”，国际制中常用“牛·米”。

力矩不仅有大小，还有方向。力的指向不同，或力在矩心的另一侧，将使物体按不同方向绕矩心转动。当作用在物体上的力在同一平面内，各力对于平面内任一点的矩的转向，不外是逆时针的或顺时针的。为了便于区别，通常在力矩前加上正负号。习惯规定向力系所在平面看去，使物体绕矩心逆时针转动的力矩取正号，反之，则取负号。因此，

$$m_o(\bar{F}) = \pm Fd$$

力矩的大小、方向、矩心的位置这三者称为力矩三要素。

对于空间力，例如图 1-15 所示的力 F ，欲求其对 X 、 Y 、 Z 三轴的力矩，可先将此力分解为互相垂直的两个分力，一个与 Y 轴平行为 F_y ，另一个与 Z 轴平行为 F_z 。且 F_y 、 F_z 均与 X 轴垂直相交。与轴平行的力并无使物体绕该轴转动的趋势，其力矩为零。故力 F 对于 OZ 轴的力矩为 $m_{oz}(\bar{F}) = F_y \cdot OA$ ；对于 OY 轴的力矩为 $m_{oy}(\bar{F}) = -F_z \cdot OA$ ；对于 OX 轴因其力臂 d 为零，故力矩 $m_{ox}(\bar{F}) = 0$ 。

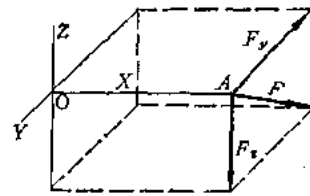


图 1-15 空间力对于三轴的力矩

二、力偶与力偶矩

实践中可以经常看到方向相反的两个力使物体产生转动。大小相等、方向相反而不共

线的两个相互平行的力，称为力偶。例如，作用在汽车驾驶盘上的两个力（见图 1-16 中 (a)）和利用扳牙套螺纹时作用在绞杠上的两个力（见图 1-16 中 (b)），都是力偶。力偶所在的平面称为力偶作用面。力偶是力学中基本的、重要的概念之一。一力偶不能化成更简单的力或力系，力偶的唯一外效应是使物体产生转动，或阻止物体的转动。经验证明，力偶使物体转动的效应不但与力偶的大小有关，还与力偶臂（即两力作用线之间的垂直距离 a ）的长短有关。显然，如力偶的大小不变，力偶臂越长，物体的转动效应越大。如力偶臂不变，则力偶越大，物体的转动效应也越大。所以，力偶对物体的转动效应，必须用力

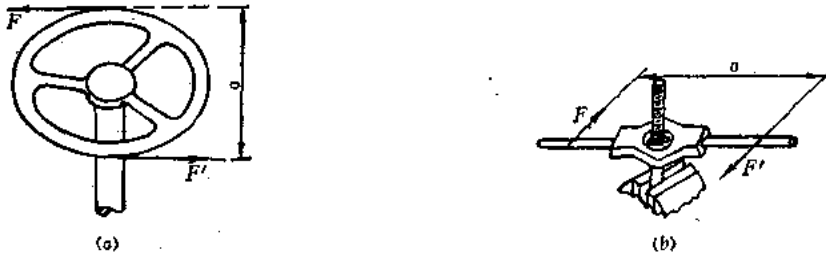


图1-16 力偶作用实例

偶中一个力的大小与力偶臂的乘积来衡量，这个乘积就称为力偶矩。用符号 M 表示，则

$$M = Fa = F'a \quad (1-12)$$

力偶矩的单位同力矩一样，在工程制中常采用“公斤·米”或“公斤·厘米”，在国际制中常采用“牛·米”。力偶矩不仅有大小，也有不同的旋向。力偶矩的旋向与力矩规定一样，向着力偶作用的平面看去，若力偶使物体逆时针方向转动，则力偶矩取正号，反之，则取负号。

经验表明，力偶的外效应决定于下列三个条件：（1）力偶矩的大小；（2）力偶矩的旋向；（3）力偶作用平面的方位。这三者称为力偶的三要素。因此，描述力偶对物体的转动效应时，必须同时说明这三个条件。

设力偶都作用在同一平面内，即组成所谓平面力偶系。

虽然力偶矩与力矩都能使物体产生转动效应，单位也完全相同，但区别它们之间的不同点是：力矩与矩心位置有关，而力偶矩与矩心无关。且力偶具有可作多种变换而不改变其对物体的外效应，即所谓等效力偶的特性。

如图 1-17 所示，设 F 、 F' 代表大小相等、方向相反的两平行力，组成一力偶，力偶臂为 a ，将力 F 分解为作用于 A 点互相垂直的两分力 F_1 与 F_2 ，将力 F' 分解为作用于 B 点互相垂直的两分力 F'_1 与 F'_2 。如使分力 F_1 与 F'_1 均沿 AB 线作用，并使其大小相等、方向相反，则两力互相抵消。由相似三角形定理极易证明另外两个分力 F_2 与 F'_2 必定互相平行，且大小相等，方向相反。故 F 、 F' 组成的力偶变为 F_2 与 F'_2 组成的力偶，力偶臂为 b ，且 $F_2 b = Fa$ 。又根据力的可传原理， F_2 与 F'_2 的作用点，可分别从 A 、 B 点移至 A' 、 B' 点。由此可以说明：（1）力偶可以在所作用的平面内任意移动或旋转；（2）如力偶矩的大小、旋向以及力偶矩所作用的平面的方位不

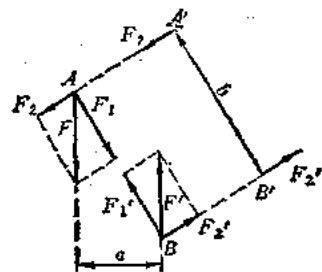


图1-17 力偶变换特性

变, 则力偶的大小与两力间的距离可以任意变化、组合。其结果均不改变力偶对于物体的外效应。此外, 力偶还可以由一平面移至任一平行平面而不改变其外效应。

三、平面力偶系的合成

设作用在刚体上同一平面内的三个力偶 (F_1, F_1') 、 (F_2, F_2') 、 (F_3, F_3') , 其臂分别为 a_1 、 a_2 、 a_3 (见图 1-18 中 (a))。以 M_1 、 M_2 、 M_3 分别代表三个力偶的矩, 则

$$M_1 = F_1 a_1, \quad M_2 = F_2 a_2, \quad M_3 = -F_3 a_3$$

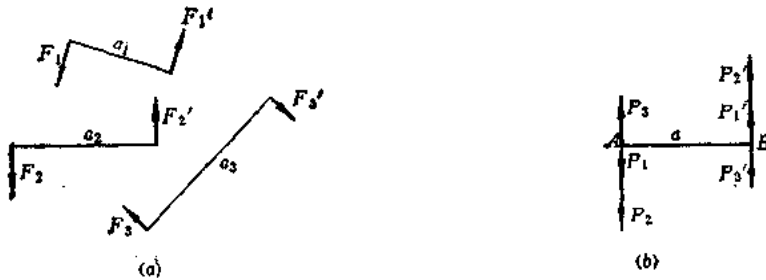


图1-18 平面力偶系的合成方法

取任一线段 AB , 其长度等于 a , 并将原有三个力偶分别用以 a 为臂的等效力偶 (P_1, P_1') 、 (P_2, P_2') 、 (P_3, P_3') 代替 (见图 1-18 中 (b))。于是, 这些力偶的大小由下列各式决定:

$$M_1 = P_1 a, \quad M_2 = P_2 a, \quad M_3 = -P_3 a$$

将作用于 A 点的三个共线力合成为一个合力 R , 其大小为

$$R = P_1 + P_2 - P_3$$

同样, 将作用于 B 点的三个共线力合成为一个力 R' , 显然 R 与 R' 互相平行, 并且大小相等, 指向相反, 组成一个新的力偶, 即为原有三个力偶的合力偶。合力偶的矩为

$$M = Ra = (P_1 + P_2 - P_3) a = P_1 a + P_2 a - P_3 a = M_1 + M_2 + M_3$$

若有更多的力偶, 仍可用同样的方法合成。于是, 得一结论: 若干个共面力偶可以合成为一个合力偶, 合力偶的矩等于所有的分力偶矩的代数和, 即

$$M = M_1 + M_2 + \dots + M_n = \sum M_i \quad (1-13)$$

四、力的平移定理

设 F 为作用在物体上 A 点的一个力, 如在任一点 O 加上与力 F 平行的一对平衡力 F' 与 F'' , 其大小均与力 F 相等。使 F' 与 F 同向, F'' 与 F 反向, 即 $F'' = -F' = F$, 如图 1-19 所示。由于 F' 与 F'' 这一对平衡力对物体并无外效应, 故 F, F', F'' 三个力对于物体的外效应与原来一个力 F 的外效应完全相同。但这三个力可视为一经过 O 点的单独力 F' 和由 A 点的力 F 与 O 点的力 F'' 组成的力偶。力 F' 与原有的力 F 大小相等, 指向相同, 互相平行。其结果等于将作用在 A 点的力 F 平行移动到 O 点, 但附加了一个力偶 (F, F'') , 其作用面就是在 A 点的力 F 的作用线与 O 点所决定的平面, 而附加力偶的矩的大小与原有力 F 对于 O 点的力矩相同, 即 $M = Fa$ 。组成的附加力偶 (F, F'') 则可依照力偶变换方法任意转动或平

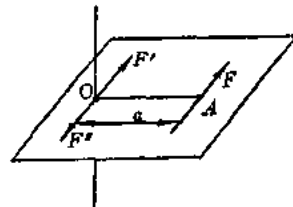


图1-19 力的平移定理

移，或变换为其它等效力偶。

如上所述，一力可以分解为同一作用平面内的一力偶与另一力。反之，作用于同一平面内的一力与一力偶，亦可合成为一个力。因力偶可以变换转移，故可使力偶中的一力与原来单独的力共线，并且大小相等，方向相反，而互相抵消。其结果仅剩余力偶中的另一力，其大小、方向均与原来单独的力相同。由此可见，一个力加上一力偶的唯一效果是使此力的作用线平行移动到物体上的任一指定点，力的大小与指向均不改变，即所谓力的平移定理。

五、力矩原理

任何力系的合力对于任一点（或轴）的力矩，等于力系中各力对于同一点（或轴）的力矩的代数和。这一规律称为力矩原理。力矩原理在力学中极为重要，其应用非常广泛。

现以两共点力为例，证明两共点力的合力对于力系平面内任一点的力矩，等于两力对于同一点的力矩的代数和（见图1-20）。图中 P 与 Q 代表两共点力，相交于 A 。由平行四边形定律得 P 与 Q 的合力为 R 。设 O 为力系平面内的任一点，取为力矩中心。求证：

$$Rr = Pp + Qq$$

式中 p 、 q 与 r 分别为力 P 、 Q 与 R 对 O 点的力臂。过 A 点作互相垂直的 AX 与 AY 轴，并使 AY 轴经过力矩中心 O 。以 α 、 β 与 θ 分别代表 P 、 Q 与 R 的作用线与 AX 轴所成的角度。由图可知

$$AG = AF + FG$$

$$\text{即} \quad R \cos \theta = P \cos \alpha + Q \cos \beta$$

上式两边各乘以 AO 得

$$RAO \cos \theta = P \cdot AO \cos \alpha + Q \cdot AO \cos \beta$$

由相似三角形定理可得

$$AO \cos \theta = r; \quad AO \cos \alpha = p; \quad AO \cos \beta = q$$

$$\text{故} \quad Rr = Pp + Qq \quad (1-14)$$

由此可以推理，求一力对于平面内一点（或对于经过此点而与平面垂直的轴）的力矩的问题，可以经过力的作用线上任一点，将力分解为互相垂直的两分力，然后求此两分力对于同一点或同一轴的力矩的代数和。

力矩定理应用于两共点力的证明，可推广应用于任何力系，如系共面平行力系，则任一平面非共点平行力系其合力对于平面内任一点的力矩，等于全力系的各力对于同一点的力矩之和。因此，利用力矩原理求共面平行力系的合力极为简便。如图1-21所示，一共面

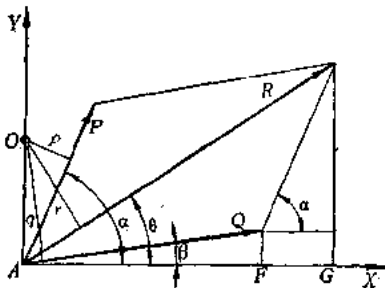


图1-20 力矩原理用于两共点力

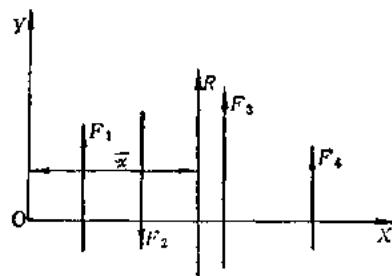


图1-21 力矩原理用于平行力系

平行力系, 取 Y 轴使与各力平行。由作图法知, 此力系的合力或为一个单力, 或为一力偶。如合力为一单力 R , 则其作用线与力系各力平行, 其大小与指向, 均可由各力的代数和求得, 亦即 $R = \Sigma F$ 。合力 R 的作用线则需由力矩原理决定。为方便起见可取原点 O 为力矩中心, 设各力至 O 点的力臂分别为 x_1, x_2, \dots , 合力 R 至 O 点的距离为 \bar{x} , 则 R 对于 O 点的力矩为 $R\bar{x}$, 各力对于 O 点的力矩的代数和为 $\Sigma(Fx)$ 或为 $\Sigma m_0(\bar{F})$, 由力矩原理得

$$R\bar{x} = \Sigma m_0(\bar{F}) \quad (1-15)$$

如合力为一单力, 则其作用线的位置可由

$$\bar{x} = \frac{\Sigma m_0(\bar{F})}{R}$$

决定。因合力对 O 点的力矩应与 $\Sigma m_0(\bar{F})$ 同向, 故合力 R 在轴的左侧或是右侧, 可由 \bar{x} 的正负号决定。

如 $\Sigma F = 0$, 而 $\Sigma m_0(\bar{F}) \neq 0$, 则此力系的合力为一力偶, 力偶矩由力矩原理知应为

$$M = \Sigma m_0(\bar{F})$$

此力偶的作用面与力系的平面相同或相平行, 其指向由力矩代数和的正负号决定。

例题: 设在某轴的横截面上作用着三个力偶, $(F_1, F_1') = 60$ (牛), $(F_2, F_2') = 30$ (牛), $(F_3, F_3') = 50$ (牛), 其力偶臂分别为 0.10 (米), 0.08 (米), 0.05 (米), 如图 1-22 所示。试求这三个力偶的合力偶。

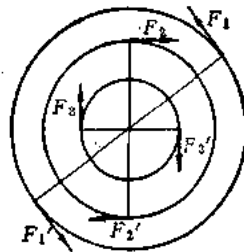


图1-22 求三力偶的合力偶

解: 先计算各分力偶的矩, 并根据图中旋向决定其符号,

$$M_1 = 0.1F_1 = 60 \times 0.1 = 6 \text{ (牛·米)}$$

$$M_2 = -0.08F_2 = -30 \times 0.08 = -2.4 \text{ (牛·米)}$$

$$M_3 = -0.05F_3 = -50 \times 0.05 = -2.5 \text{ (牛·米)}$$

合力偶矩 $M = M_1 + M_2 + M_3 = 6 - 2.4 - 2.5 = 1.1 \text{ (牛·米)}$

合力偶矩为正值, 表示其旋向是逆时针。至于合力偶及力偶臂的大小, 只要合力偶矩一定, 可以任意变换为等效力偶。

例题: 图 1-23 (a) 所示为一装于 O 轴的刚体, C 点作用着垂直力 $P = 20$ (牛), 试将



图1-23 力的平移与力偶的变换

力 P 分解为作用于 O 的一个力，与作用于 A, B 的水平方向的力偶。

解：在 O 点上加与 P 平行且大小与 P 相等的一对平衡力 P_1 (见图 1-23(b))，因两力方向相反，故不影响力 P 的外效应。现有的三个力可视为作用于 O 的、指向下方的一个垂直力 P_1 ，及由力 P 与另一指向上方的力 P_1 所组成的力偶。其力偶矩为 $M=20 \times 10=200$ (毫牛·米)。此力偶可变换为作用于 A, B 的水平方向的力偶，其大小为 $200/5=40$ (牛)，如图 1-23(b) 的虚线所示。其外效应与力 P 单独作用时完全相同。

例题：一垂直杆支于 O 点，为四个水平力所作用， $F_1=20$ (牛)， $F_2=15$ (牛)， $F_3=15$ (牛)， $F_4=10$ (牛)，其作用方向和位置如图 1-24 中实线所示，试求此平行力系的合力。

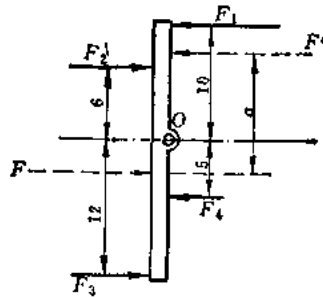


图1-24 求平行力系的合力

解：合力 $R = \Sigma F = -20 + 15 + 15 - 10 = 0$ ，故知合力不是一个单独的力，取任一点为矩心，得

$$\Sigma m_0(\bar{F}) = 20 \times 10 - 15 \times 6 + 15 \times 12 - 10 \times 5 = 240 \text{ (毫牛·米)}$$

力系的合力等于零，但力系对任一点的力矩和不为零，说明力系的合力为一对大小相等、方向相反但不共线的力组成的力偶。由于 $\Sigma m_0(\bar{F})$ 为正值，故其旋向为逆时针方向。在力偶矩 $M=240$ (毫牛·米) 一定的条件下，其力偶与力偶臂的大小可任意变换、组合。例如图虚线所示为其组合之一， $(F, F')=24$ (牛)， $a=10$ (毫米)。

§ 4 物体受力分析与受力图

一、主动力与约束力

物体上所受的力是相邻物体互相作用的结果。根据物体所受的力的作用情况不同，通常区分为主动力和约束力。凡是使物体运动，或使物体有运动趋势的力，称为主动力。凡是限制物体运动的条件，称为约束。约束一般是由与该物体相接触或相连接的其它物体所形成的。约束既然是阻止物体运动的，可见约束对物体必作用了一定的力。这种作用在物体上约束物体运动的力，称为约束反力，简称约束力或反力。约束力的方向总是与约束所能阻止的物体运动的方向相反。

一般来说，主动力的大小及方向都是已知的，而约束力的大小及方向则事先不能肯定，要由物体上所受的主动动力，物体自身的运动以及约束的性质和位置来决定。有些约束力的方向或方位，可以单独根据约束的性质来确定。

二、常见的几种约束

现将几种常见的约束及其所能产生的约束力的特点说明如下（下列图中，各物体所受的主动力都未画出）：

A. 绳、缆及链条

柔软、细长且本身重量可以忽略不计的物体如绳索、链条、缆、带等，只能阻止物体上与绳索连接的一点沿着绳索中心线脱离绳索方向的运动，而不能阻止这一点沿其它方向的运动。所以，绳索对物体的约束力或反力一定通过互相连接的一点，沿绳索中心线作用，并且指向物体的外部，亦即只能承受拉力作用（见图1-25）。

B. 光滑接触

当物体与光滑的支承面相接触时，不论物体及支承面的形状如何，支承面只能阻止接触点沿着经过该点的表面法线而趋向支承面的运动，但不能阻止该点离支承面或其它方向的运动。所以，它对于物体的约束力经过接触点而沿接触处的表面法线（垂直于公切面）作用，并指向物体内部。亦即对物体产生压力作用，如图1-26所示。这样的约束力也称为法向压力或正压力。如接触处为平面，约束力自然垂直于该平面。

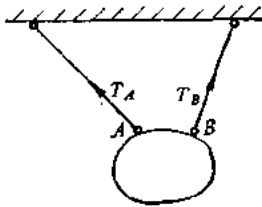


图1-25 绳索或链条约束的特点

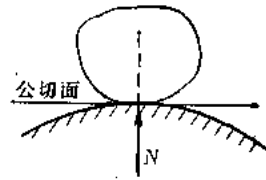


图1-26 光滑接触约束特点

C. 固定铰链支座

图1-27(a)所示为固定铰链支座的示意图。这种约束不能阻止物体相对于支座绕铰链轴心线转动，也不能阻止物体沿铰链轴心线移动。但能阻止物体在垂直于铰链轴心线的平面内沿任何方向的运动。由此可见，铰链对于物体的约束力或反力必在垂直于铰链轴心线的平面内，但方向不能预先定出，需要根据物体所受的主动力及其它的约束力，由平衡条件来决定。又由于铰链接合表面是光滑的，由光滑接触的特点可知，此约束力一定通过铰链中心。固定铰链支座及其约束力常用图1-27(b)所示的简图表示。

D. 活动铰链支座

图1-28(a)所示为活动铰链支座的示意图。这种约束不能阻止物体绕铰链轴心线转动，也不能阻止物体沿支座的支承面的方向移动，只能阻止物体沿支承面的法线方向运动。

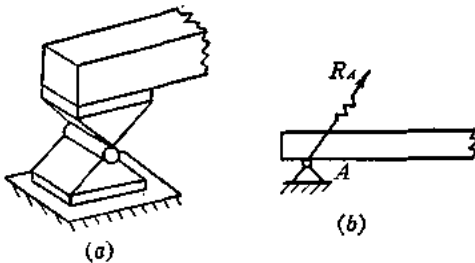


图1-27 固定铰链约束特点

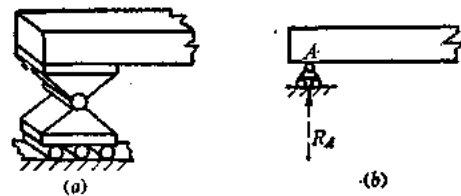


图1-28 活动铰链约束特点

所以活动铰链支座对物体的约束力或反力必定通过铰链中心并垂直于支承面。但指向需要根据主动力的方位和指向来决定。活动铰链支座及其约束力常用图 1-28 (b) 所示的简图表示。

E. 连杆

在力学中, 所谓连杆就是指两端用固定铰链与物体相连接, 本身重量可以忽略不计, 且中间不受力作用的杆 (见图 1-29 中 (a))。连杆也常用如图 1-29 (b) 所示的简图表示。

连杆能阻止物体上与连杆相连接的一点沿连杆中心线方向运动, 但不能阻止这点沿其它方向运动。所以连杆对物体的约束力必定沿着连杆中心线, 但指向不能预先确定。

F. 球铰链

图 1-30 (a) 所示为球铰链示意图。这种约束能阻止物体受约束的一点 (即球中心) 沿任何方向移动, 但不能阻止物体绕球铰链中心转动。所以其对物体的约束力可沿任一方向。设球铰链的接合表面是光滑接触, 则约束力必定通过球铰链中心, 但方向不能预先确定。这种约束及其约束力常用图 1-30 (b) 所示的简图表示。

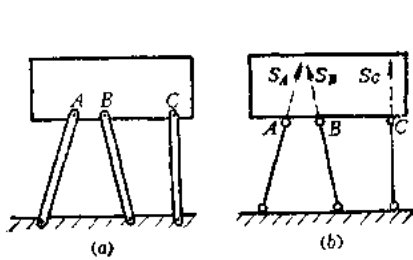


图 1-29 连杆

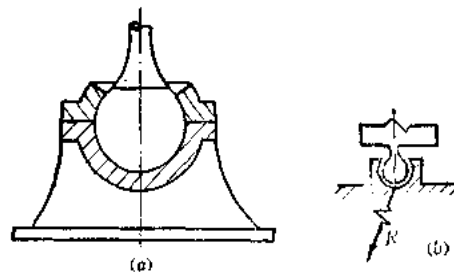


图 1-30 球铰链示意图

三、受力图

既然约束必定对物体作用一定的约束力, 为了研究问题方便起见, 将物体所受的约束除去, 代之以该约束相应的约束力, 对物体的外效应并不因此而改变, 即所谓解除约束原理。用约束力代替约束对物体的作用, 可使约束对物体的作用表现得更明显。当考察某一物体的受力情况及其平衡时, 根据解除约束原理, 将所考察物体上作用的主动力和约束力的力矢全部画出, 这样的图称为受力图。

为了便于分析研究, 通常总是将被考察的物体, 从一组受力物体组成的系统中或是将物体的一部分从受力的物体中单独画出, 作为分析对象。并将其它各相邻物体作用于此物体的主动力和约束力用力矢全部画出。这样所得到的受力图称为该物体的分离体图, 如图 1-31 所示。

作出物体受力图和分离体图是分析物体受力情况, 解决力学问题时最基本最重要的方法和步骤。不允许有任何错误, 否则, 进一步的分析计算就无法正确进行, 最后必然导致错误的结果。作物体受力图和分离体图时必须注意的问题是:

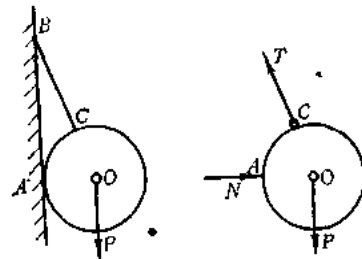


图 1-31 物体受力分离体图

(1) 作分离体图时必须将所考察的分析对象与其相联系的物体分开, 代之以这些物体作用于分离体的力。而分离体作用于其它相联系物体的力, 不应画出。

(2) 作用于分离体的力, 无论其为已知或未知, 必须全部画出。作用于分离体的任一力, 必须有一产生此力的物体存在。分离体图上力的数目, 应与对分离体产生作用力的物体的数目相等。其中包括分离体自身的重力。

(3) 受力图和分离体图中的已知力与未知力在表示时应有所区别。如作用于物体或分离体的某约束力, 其方位尚未知时, 力矢可用波纹线表示。也可先将此力在接触点上分解为水平、垂直两个分力。为此受力图和分离体图最好应先选定坐标系。

(4) 如作用于物体或分离体的约束力, 其方位已知, 但指向尚未知时, 力矢可用虚线表示。并先假定其指向, 根据此假定所列出的方程式计算结果。如结果为正值则表示与原假设相符; 反之, 则表示应与原假设指向相反。

对于先分解为两分力的约束力, 当其大小与指向求出后, 即可合成为一个力。其大小、方向、作用点均可确定。

在画几个物体组成的系统的受力图时, 对于在系统内两物体之间相互作用的一对力, 因对整个系统来说, 其作用互相抵消, 故不必画出, 更不能只画出其中的一个。

图 1-32 给出了两个物体的受力图和分离体图的示例。例中所有接触面都假设是光滑的。物体的重量如果没有特别表示出来, 即可以认为忽略不计。

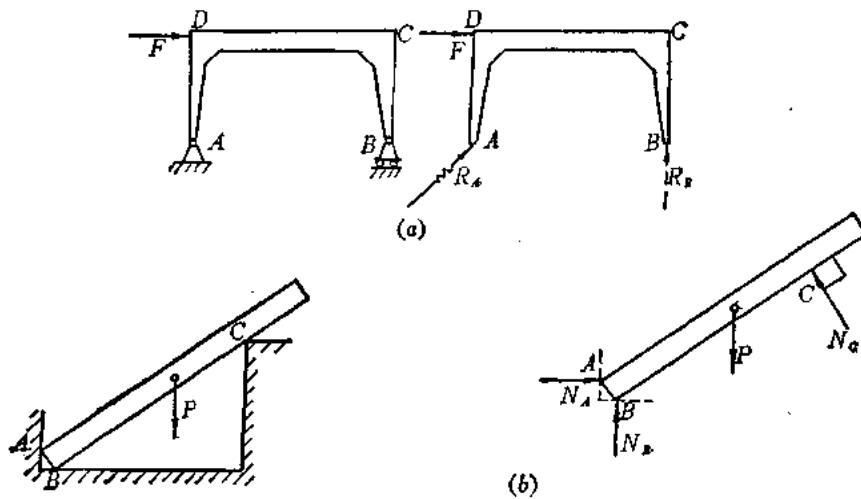


图1-32 受力图与分离体图示例

§5 物体受力平衡

一、平衡的概念

如一力系作用于物体不发生任何外效应, 则受此力系作用的物体处于平衡状态。最简单的平衡状态是静止。而静止总是相对的, 是相对于所选择的参照体而言。在大多数问题中, 都是以地球为参照体。

工程实际中, 常常要求一些物体或构件相对静止不动, 即处于最简单的平衡状态。例

如房屋、桥梁、机床床身、仪器底座等。而物体的相对静止或平衡是有一定条件的。工程实际中要求相对静止或平衡的物体或构件，必须保证满足平衡条件。条件不满足时，物体或构件的相对静止或平衡状态即被打破。因此，研究物体或构件如何在一定的条件下，才能保持相对静止或平衡，即研究物体的平衡规律，对解决工程实际问题，具有十分重要的意义，也是工程力学的重要任务之一。

要使物体处于平衡状态，除了使物体不能有任何方向的移动外，还必须使物体绕任一点都不能转动。所以物体受力的平衡条件必须满足：(1) 力系中各力沿任一方向分力的代数和应等于零；(2) 力系中各力对于任一点（或轴）的力矩的代数和应等于零。

用代数方程式的形式表示物体受力平衡的条件，称为平衡方程式。由于力沿空间任一直线均可分解，力对空间任一轴均可取矩，故平衡方程式的数目可多至无限。但这种方程式并非彼此独立。各种不同的力系，必须具有适量的独立平衡方程式，才能满足物体受力的平衡条件。

当一物体受一力系作用而平衡时，力系中各力的一些特征，例如一个力或几个力的大小或方向等，都可能是未知量。如平衡力系中未知量的数目并不多于此力系所能列出的独立平衡方程式的数目，则各未知量均可由此平衡方程式解出。这种力系称为静力决定式。如平衡力系中未知量的数目，超过此力系所能列出的独立平衡方程式的数目，这种力系称为静力不定式。静力不定式需要根据附加的其它联系条件进行求解。

二、共线力的平衡

最简单的平衡状态是物体在两个力作用下的平衡。根据二力平衡定律，若两个力使物体平衡，此二力必须大小相等、方向相反，且作用在同一条直线上，如图 1-33 所示。其平衡方程式为：

$$\sum F = 0 \quad (1-16)$$

或各力对于力的作用线以外任一点 A 的力矩的代数和等于零，即

$$\sum m_A(\bar{F}) = 0 \quad (1-17)$$

满足以上两平衡方程式之中的任一个，都能保证力系的平衡。显然，此平衡条件可推广应用于共线力系中任意个力作用下物体的平衡。故共线力系的平衡只有一个独立平衡方程式。

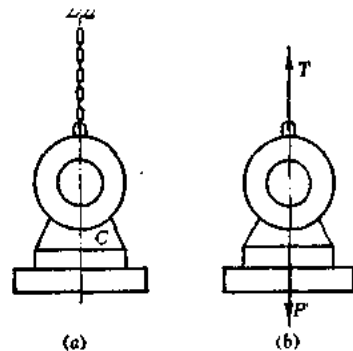


图1-33 二力作用下物体的平衡

三、平面力系的平衡

对于平面力系，例如同一个平面不在一条直线上的三个力作用于物体（见图1-34），要使物体平衡，其中两个力的合力必须与第三个力大小相等、方向相反。亦即三个力的合力等于零。由此可见，在平面力系中，不论多少个力作用于物体，使物体平衡的必要条件是各力的几何和等于零。即

$$\sum \bar{F} = 0$$

或者各力在平面坐标系 X 、 Y 两轴上投影的代数和均等于零，即

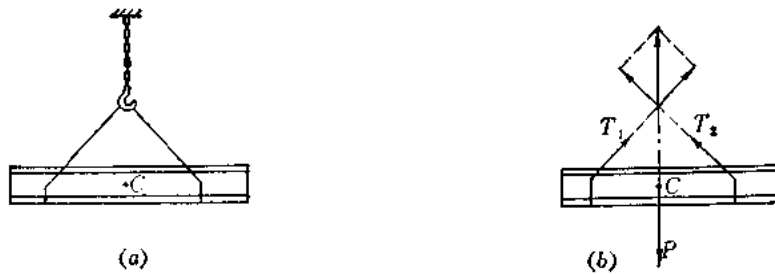


图1-34 平面内三力作用的平衡

$$\sum F_x = 0 \quad (1-18)$$

$$\sum F_y = 0 \quad (1-19)$$

但力系仅满足了合力等于零的条件，还不一定能使物体平衡。例如三力作用于物体，如其中两力的合力与第三力大小相等，方向相反，但不共线，形成一个力偶。即对力的作用线以外任一点（或轴）的力矩和不为零。亦即存在一个力偶矩。这时物体仍可产生转动效应而不能平衡。故平面力系中，除了必须满足各力在平面坐标系 X 、 Y 两轴上投影的代数和均等于零外，还应具备物体平衡的充分条件，即必须满足各力对平面内任一点 O 的力矩和也等于零，亦即

$$\sum m_o(\bar{F}) = 0 \quad (1-20)$$

故平面力系平衡的代数条件为：

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$\sum m_o(\bar{F}) = 0$$

上式称为平面一般力系的平衡方程式。力系中各力在平面内相互垂直的两个坐标轴上投影之和都等于零，说明力系不能使物体有任何方向的移动。各力对平面内任一点的力矩和等于零，则说明力系不能使物体绕任一点转动。因此，同时满足上述三个方程式时，物体显然处于平衡状态。

平面一般力系的三个独立平衡方程式还可选择为 $\sum m_A(\bar{F}) = 0$ ； $\sum m_B(\bar{F}) = 0$ ； $\sum F_x = 0$ 或 $\sum F_y = 0$ 组成。也可选择为 $\sum m_A(\bar{F}) = 0$ ； $\sum m_B(\bar{F}) = 0$ ； $\sum m_C(\bar{F}) = 0$ 组成。其中 A 、 B 代表力的作用平面内的任意两点， A 、 B 、 C 代表力的作用平面内不在一条直线上的任意三点。

实际上，在平面力系中，三力互成平衡时，互相平衡的三个力，或为平面共点力系，或为平面平行力系，二者必居其一。

在平面共点力系中，无论几个力作用于物体，只要同时满足下列两个方程式，各力必互成平衡。

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

在平面平行力系中，无论几个力作用于物体，只要同时满足下列两个方程式，各力必互成平衡。

$$\sum F_y = 0$$

$$\sum m_o(\bar{F}) = 0$$

式中所选坐标系应使Y轴不与力的作用线垂直。

四、空间力系的平衡

对于空间力系，由于各力不作用在同一平面内（见图1-35），如仅满足上述平面力系中的三个平衡方程式，并不能保证物体平衡。物体仍可能沿Z轴移动，还可能绕OX轴和OY轴转动。由此可见，要使空间力系作用下的物体平衡时，必须使物体在三个相互垂直的轴线方向都没有移动，还必须使物体绕OX、OY、OZ三个轴都没有转动。为此，必须相应地具有六个平衡条件。即各力在X、Y、Z三轴方向投影的代数和等于零，绕OX、OY、OZ三轴的力矩和等于零。

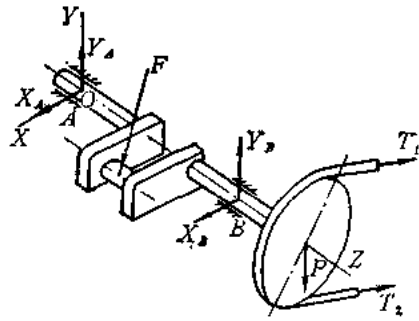


图1-35 空间力系作用情况

故空间力系的代数条件为：

$$\sum F_x = 0; \sum F_y = 0; \sum F_z = 0 \quad (1-21)$$

$$\sum m_x(\bar{F}) = 0; \sum m_y(\bar{F}) = 0; \sum m_z(\bar{F}) = 0 \quad (1-22)$$

上列方程式称为空间一般力系的平衡方程式。

对于空间共点力系，只要各力在相互垂直的三轴上投影的代数和均等于零，则各力必互成平衡。即空间共点力系的三个平衡方程式为

$$\sum F_x = 0; \sum F_y = 0; \sum F_z = 0$$

对于空间平行力系，只要各力（沿与其平行的轴线方向，例如Z轴方向）的代数和等于零，且各力对于与其不相平行的两轴的力矩和均等于零，则此力系必成平衡。即空间平行力系的三个平衡方程式为

$$\sum F_z = 0; \sum m_x(\bar{F}) = 0; \sum m_y(\bar{F}) = 0$$

对平面力系和空间力系建立平衡方程式时，如能将分解分力的方向与力矩中心（或轴）的位置适当选择，使所得到的每个平衡方程式，都只含一个未知量，则无需联立求解，计算工作即可大为简化。例如在平面一般力系的静力决定式中，具有三个未知量。如能选择两个未知力的交点作为矩心，写出一个力矩方程式后，此方程式中就仅能包含一个未知力，无需联立即可解出此未知力与已知力的关系。

例题：重量 $W = 10000$ （牛）的车辆停放在与水平成 $\alpha = 30^\circ$ 的斜坡上，并用平行于斜坡的绳拉住，如图1-36所示。设 $a = 0.75$ （米）， $b = 0.3$ （米）， $h = 0.7$ （米）。并设坡面光滑，求绳子拉力和坡面对车轮的反力。

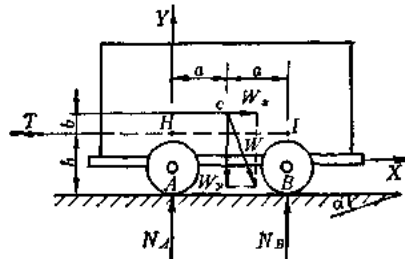


图1-36 斜面上车辆的平衡

解：以车作为考察对象，作出受力图。选投影轴X、Y分别平行和垂直于坡面。

先以拉力T与反力 N_A 作用线的交点H为矩心，并将W分解为 W_x 、 W_y 两分力。求各力对H点力矩的代数和 $\sum m_H(\bar{F}) = 0$ ，得

$$-W_x \cdot b - W_y \cdot a + N_B \cdot 2a = 0$$

其中 $W_x = W \sin \alpha$, $W_y = W \cos \alpha$, 解得

$$N_B = \frac{1}{2a}(Wb \sin \alpha + Wa \cos \alpha) = 5330(\text{牛})$$

由 $F_x = 0$ 得 $W_x - T = 0$, 解得

$$T = W \sin \alpha = 5000(\text{牛})$$

由 $F_y = 0$ 得 $N_A + N_B - W_y = 0$, 解得

$$N_A = W \cos \alpha - N_B = 3330(\text{牛})$$

例题: 可沿光滑斜杆滑动的两物体 A 与 B , 其重量各为 20(牛) 与 5(牛), 连以软绳, 绳与水平线成 θ 角时适成平衡, 如图 1-37(a) 所示。试求斜杆作用于两物体的反力, 绳内拉力及 θ 角之值。

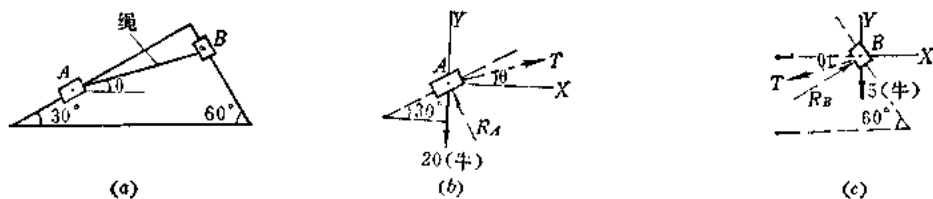


图1-37 斜杆上两个物体的平衡

解: 以物体 A 与绳的一小段为分离体, 作分离体图, 如图 1-37(b) 所示。作用于此物体的力共有三个。一为去掉的一段绳所作用的拉力 T , 一为光滑杆的反力 R_A , 另一为此物体的重力 W_A 。图中共有三个未知量, 即拉力 T 的大小与方位 θ 及反力 R_A 的大小, 但此力系为平面共点力系, 所能写出的独立平衡方程式仅有两个。

另作物体 B 的分离体图, 如图 1-37(c) 所示, 也包括三个未知量, 即拉力 T 的大小与方位 θ 及反力 R_B 的大小。力系仍仅有两个独立平衡方程式。但图 1-37(b) 中的力 T 与图 1-37(c) 中的力 T 系作用于同一绳上互相抵消的内力, 大小相等、方向相反。即两力系共有四个未知量 (T , θ , R_A , R_B), 故可由两力系的四个平衡方程式决定。

$$\text{物体 } A \begin{cases} \Sigma F_x = T \cos \theta - R_A \sin 30^\circ = 0 & (1) \\ \Sigma F_y = T \sin \theta + R_A \cos 30^\circ - 20 = 0 & (2) \end{cases}$$

$$\text{物体 } B \begin{cases} \Sigma F_x = -T \cos \theta + R_B \cos 30^\circ = 0 & (3) \\ \Sigma F_y = -T \sin \theta + R_B \sin 30^\circ - 5 = 0 & (4) \end{cases}$$

由(1), (2)两式消去 R_A , 化简后得

$$T \cos(30^\circ - \theta) = 10 \quad (5)$$

由(3), (4)两式消去 R_B , 化简后得

$$T \sin(30^\circ - \theta) = 4.33 \quad (6)$$

(6)式除以(5)式, 得

$$\text{tg}(30^\circ - \theta) = 0.433$$

$$30^\circ - \theta = 23^\circ 25', \quad \theta = 6^\circ 35'$$

将 θ 值代入(5)式, 可得 $T = 10.9(\text{牛})$

将 T 与 θ 值代入(1)式和(3)式, 可得

$$R_A = 21.6(\text{牛}), R_B = 12.5(\text{牛})$$

例题：水平构件 AB ，用固定铰链支座及软绳与墙壁连接， AB 上作用着负荷 $P_1 = 40$ (牛)， $P_2 = 100$ (牛)，构件自重可略去不计 (见图 1-38(a))。求绳内拉力 T 及 A 点铰链作用于构件的反力 R 。

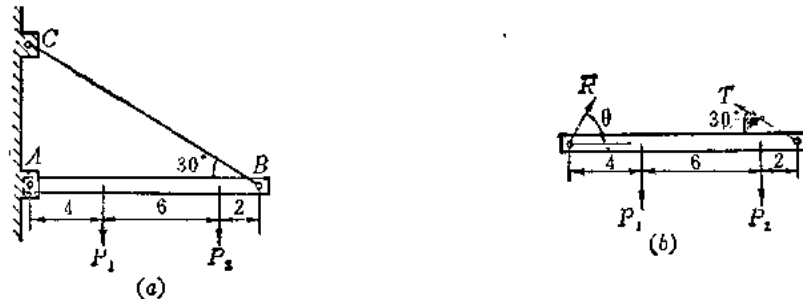


图1-38 水平构件受力作用平衡

解：取构件 AB 为分离体，作分离体图，力系中共有三个未知量，即 T ， R 与 θ 。如图 1-38(b) 所示，应用三个平衡方式，得

$$\sum m_A(\bar{F}) = T \times 12 \sin 30^\circ - 100 \times 10 - 40 \times 4 = 0 \quad (1)$$

$$T = 193(\text{牛})$$

$$\sum F_x = R \cos \theta - T \cos 30^\circ = 0 \quad (2)$$

$$R \cos \theta = 193 \cos 30^\circ = 167(\text{牛})$$

$$\sum F_y = R \sin \theta + T \sin 30^\circ - 40 - 100 = 0 \quad (3)$$

$$R \sin \theta = 140 - 193 \sin 30^\circ = 43.5(\text{牛})$$

(3) 式除以 (2) 式解得 $\theta = 14^\circ 35'$ 。

将 θ 值代入 (2) 式可得 $R = 173(\text{牛})$ 。

例题：用连杆 AB ， AC 及绳 AD 悬挂一重量为 W 的物体于墙角，如图 1-39(a) 所示。两杆长度相同，各与墙垂直，绳与铅垂线成角度 α 。试求两杆所受的力与绳的拉力。

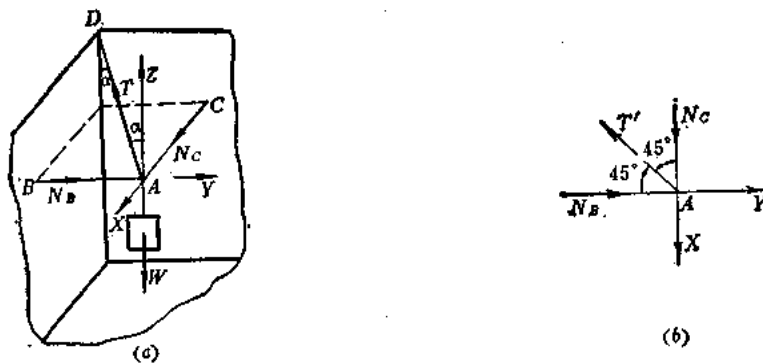


图1-39 物体在空间力系下平衡

解：对重物的悬挂点考虑平衡，作用于其上的力有重力 W ，杆的反力 N_B ， N_C 及绳的拉力 T 。四个力的作用线交于 A 点，组成空间共点平衡力系，应用平衡方程式求解。

选 Z 轴垂直于 N_B 、 N_C 所构成的平面 (即水平面)。

由 $\sum F_z = 0$ 得 $T \cos \alpha - W = 0$ ， $T = W / \cos \alpha$

选 X 及 Y 轴分别沿 CA 及 BA 。为了便于求各力在 X, Y 轴上的投影, 先将所有的力投影到 XAY 平面上, 如图 1-39(b) 所示。绳的拉力

$$T' = T \sin \alpha = W \operatorname{tg} \alpha$$

$$\text{由 } \Sigma F_x = 0 \text{ 得 } N_c - T' \cos 45^\circ = 0$$

$$N_c = W \operatorname{tg} \alpha \cos 45^\circ$$

$$\text{由 } \Sigma F_y = 0 \text{ 得 } N_b - T' \cos 45^\circ = 0$$

$$N_b = W \operatorname{tg} \alpha \cos 45^\circ$$

§ 6 摩 擦

一、一般概念

前面各节所讨论的问题中, 任何两个物体接触时, 都假设接触面是完全光滑的。因而两个接触物体相互作用的力, 都可以认为是沿两物体接触点的公法线方向。而且这两个物体可以沿接触点的公切面自由地相对滑动。然而, 完全光滑的表面事实上并不存在。两个接触物体并不能自由地沿接触点公切面的任何方向作相对滑动。只有当使物体作相对滑动的主动力超过一定数量时, 相对滑动才会发生。这说明有滑动趋势的物体在接触点的公切面内必受有一定的阻力以约束其运动。这种现象称为滑动摩擦, 也称为第一类摩擦。两个具有相对运动 (或相对运动趋势) 的物体表面互相接触时, 由于摩擦的存在, 接触表面上产生的阻碍物体相对运动的力, 称为摩擦力。

摩擦是自然界普遍存在的现象之一, 也是机械中不可避免的现象。摩擦在工程和日常生活中极为重要。一方面摩擦要消耗一定的输入功, 降低机械效率并使机械发热, 使相对运动零件接触表面产生磨损, 影响机械的精度和寿命。因而在这种情况下, 要尽量减少摩擦; 但另一方面摩擦又是必不可少的。例如摩擦太小时, 可能使机械不能运转, 车辆不能行驶, 甚至人不能走路。特别是机械中许多机构的工作基础乃是建立在利用摩擦的作用之上。例如各种摩擦传动机构、摩擦制动器与摩擦离合器, 以及一些锁紧装置等。因而在这种情况下, 又需要具有足够的摩擦。由此可见, 研究和利用摩擦的规律性, 对解决工程实际问题具有非常重要的意义。

二、静摩擦力

如两个具有相对运动趋势的物体接触面产生的阻力, 能够阻止相对运动的发生, 则此阻力名为静摩擦力。当两物体具有相对运动时, 接触面上产生的阻力, 名为动摩擦力。

设固定平面上有一重物 W , 用一水平力 P 拉此物体, 平面作用于物体的总反力为 R , 如图 1-40 所示。当力 P 很小时, 物体不会滑动, 这时物体受 W 、 P 、 R 三力而平衡。总反力 R 可分解为垂直反力 N 和沿接触面作用的分力 F 。根据平衡条件

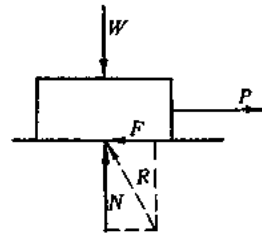


图1-40 物体在平面上的静摩擦

$$\Sigma F_x = 0 \quad \text{得 } F = P$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad \text{得 } N = W$$

N 称为法线压力或称正压力, F 即为阻止物体运动的静摩擦力, 其方向与水平力 P 相反。但静摩擦力 F 的大小与方向, 随外力的作用情况而改变, 并非一固定力。当力 P 逐渐加大, 如物体仍不动, 说明力 F 也随之加大而平衡。但力 F 的增加有一定限度, 当力 P 增大到某一值后, 摩擦力 F 不再随外力增加而增加, 而保持某一极限值。当外力 P 稍一超过摩擦力的极限值时, 物体就不能维持平衡而开始滑动。

摩擦力的极限值称为极限摩擦力, 以 F_{\max} 表示。静摩擦力 F 的变化范围介于零与最大值之间, 即

$$0 \leq F \leq F_{\max} \quad (1-23)$$

“ $<$ ”号用于物体相对静止不动, 这时静摩擦力 F 的大小, 必须由作用于物体的全力系的平衡条件决定。例如图 1-41 所示物体重 W , 如因受拉力 P 的作用, 即将沿斜面向上滑动。这时静摩擦力 F 与法线压力 N 的大小, 可用平衡方程式求出

$$\text{由 } \Sigma F_x = 0, \text{ 得 } F_{\max} = P \cos \theta - W \sin \alpha$$

$$\text{由 } \Sigma F_y = 0, \text{ 得 } N = W \cos \alpha - P \sin \theta$$

“ $=$ ”用于物体开始相对滑动, F 达到极限值 F_{\max} 。实验证明静摩擦力的极限值 F_{\max} 与法线压力 N 成正比, 即

$$F_{\max} = f_0 N \quad (1-24)$$

其方向与物体运动(或运动趋势)的方向相反。式中比例常数 f_0 称为静摩擦系数。 f_0 除与接触物体的材料有关, 还与接触表面情况、加工质量等因素有关。 f_0 的数值可由实验确定, 常用材料的 f_0 值可参阅表 13-1 或有关设计参考资料。

动摩擦系数也与接触物体的材料以及接触面的情况等多种因素有关, 其数值比静摩擦系数略小。

上述摩擦系数与摩擦力的关系只适用于干摩擦。若两接触物体之间有一层润滑剂存在, 则上述关系不适用。

三、摩擦角与自锁

当两接触物体在平衡临界状态下, 即摩擦力 $F = F_{\max}$ 时, 固定平面的总反力 R 的方向与接触点(或面)法线方向所成的角度 φ_{\max} , 称为静摩擦角。由图 1-42 可以看出

$$\operatorname{tg} \varphi_{\max} = \frac{F_{\max}}{N} = \frac{f_0 N}{N} = f_0 \quad (1-25)$$

即静摩擦角的正切等于静摩擦系数。

如水平外力 T 在所作用的水平面内, 其方向可以任意改变, 则摩擦力 F_{\max} 以及总反力 R 的作用线方向也将随之发生改变。这时总反力 R 的作用线将绕接触点的法线回转。其轨迹为以接触点为顶点, 以 2 倍的摩擦角 $2\varphi_{\max}$ 为顶角的圆锥面。此圆锥面称为摩擦锥, 如图 1-43(a) 所示。

由于摩擦力 F 在 $0 \sim F_{\max}$ 之间变化, 所以总反力 R 与接触点法线所成的角度也相应地在 $0 \sim \varphi_{\max}$ 之间变化。因此, 固定平面对接触物体的总反力 R 的作用线不可能越出摩擦锥

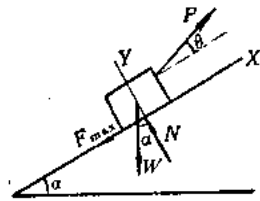


图 1-41 斜面上物体的静摩擦力

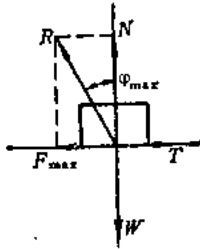


图1-42 静摩擦角

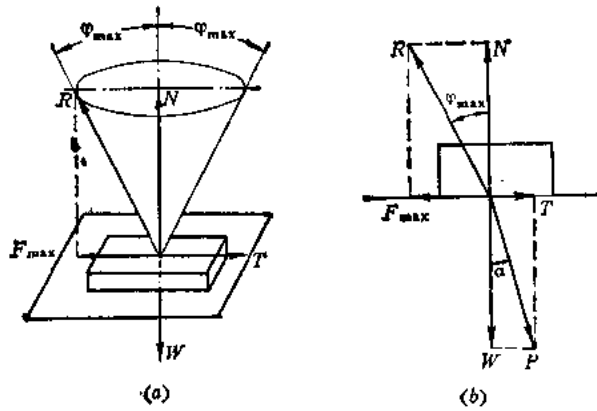


图1-43 摩擦锥与自锁

的表面。

设与固定平面接触的物体重量为 W ，它与水平外力 T 的合力为 P ，作用于摩擦锥的任一纵截面内， P 与接触点法线的夹角为 α ，如图1-43(b)所示。则水平外力 $T = P \sin \alpha$ ，物体重量 $W = P \cos \alpha$ ，于是

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{T}{W} \quad \text{或} \quad W = \frac{T}{\operatorname{tg} \alpha}$$

当物体尚未开始滑动时，根据平衡条件知

$$T = F; \quad W = N$$

而

$$N = \frac{F_{\max}}{\operatorname{tg} \varphi_{\max}} = \frac{T}{\operatorname{tg} \alpha}$$

即

$$T = F_{\max} \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \varphi_{\max}}$$

由此可见，要使物体在力 P 作用下产生运动，必须 $T > F_{\max}$ ，亦即 $\operatorname{tg} \alpha > \operatorname{tg} \varphi_{\max}$ 。因此，只有当 $\alpha > \varphi_{\max}$ 时，物体才能在力 P 作用下产生运动。反之，若 $\alpha < \varphi_{\max}$ ，物体仍维持平衡，不能运动。于是，可得到如下重要结论：

若作用于物体的主动力的合力作用线在摩擦锥之外，则无论这个力怎样小，物体都不能保持平衡。反之，若主动力的合力作用线在摩擦锥之内，则无论这个力怎样大，物体总是处于静止。这种无论主动力如何增大，都不能使物体运动的现象，称为“自锁”。

自锁作用是机械中经常利用的一种现象。本书有关精密机械零、部件设计的一些章节中，常常涉及到自锁问题。产生自锁的条件称为自锁条件。机构中构件之间不同的接触情况，具有不同的自锁条件。例如斜面上的物体在物体重力的作用下，不产生沿斜面下滑的自锁条件即为 $\alpha < \varphi_{\max}$ 。即只要斜面的倾斜角 α 不大于物体与斜面接触部分的摩擦角 φ_{\max} ，物体就不会沿斜面自动下滑。

必须注意的是当设计机构中相对运动的构件，选择和确定其形状和尺寸参数时，必须避免阻止构件正常运动的自锁现象产生。

四、滚动摩擦的概念

两个物体在外力的作用下作无滑动地相对纯滚动时所产生的阻碍相对滚动的现象称为滚动摩擦，也称为第二类摩擦。

如图 1-44(a) 所示，将一个圆柱体放在水平面上，设加于圆柱体上的负荷（包括圆柱体本身重量）为 Q 。在圆柱体上距离水平面为 h 处加一水平力 P ，并假定接触处的静摩擦力 F 足以阻止圆柱体在水平面上滑动。如圆柱体与水平面都是刚体，则其接触处为一

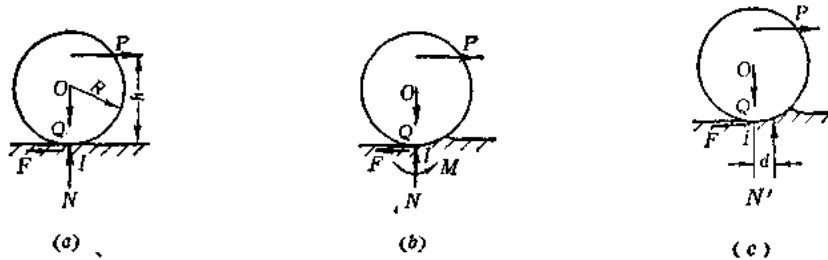


图 1-44 滚动摩擦

（图上表现为一点 I ）。这时，平面对圆柱体作用的法向反力 N 必然与 Q 共线，且 $N = Q$ ；而 $F = P$ ，但不共线，组成一力偶，力偶矩为 Ph ，此外，没有其它力偶与之平衡。所以无论 Ph 值如何微小，都将使圆柱体滚动。但由经验知，当 Ph 值较小时，并不能使圆柱体滚动。说明平面还对圆柱体作用着另一个力偶与此力偶（ P, F ）相平衡，以阻止圆柱体滚动。

滚动摩擦的产生，主要是由于接触物体产生变形所引起的。因为圆柱体与平面都不可能是绝对刚体，受力时将产生微小变形。且滚动前方处于变形增加状态；后方处于变形减少状态。假定变形集中在平面上，则接触处实际上成为一个稍偏向圆柱体前方的狭长面。平面对圆柱体作用的力就分布在这一狭长面积上。将这些分布力的合力向 I 点简化，可得一力偶矩 M 和一作用于 I 点的反力，并将此反力分解为一水平反力 F 与一垂直反力 N ，如图 1-44(b) 所示。力偶矩 M 的力偶就是与力偶（ P, F ）平衡的力偶，称为滚动摩擦力偶。此力偶与垂直反力 N 还可以合成为一个力 N' ，力 N' 作用在自 I 点向产生相对滚动趋势的一方偏移了一段微小距离 d 处（见图 1-44(c)）。由此可见，滚动摩擦的作用相当于将支承面对圆柱体的垂直反力向产生相对滚动趋势一方偏移，偏移的这一距离 d 称为滚动摩擦力臂，并且滚动摩擦力偶矩 $M = N'd$ 。在平衡状态下，它随力偶矩 Ph 的大小而改变，并有一个极限值。当滚动摩擦力偶矩达到极限值 M_{\max} 时，滚动摩擦力臂也达到极限值 K 。当力偶矩 Ph 值超过滚动摩擦力偶矩的极限值 M_{\max} 时，圆柱体不能继续保持平衡而开始滚动。

滚动摩擦力偶矩的极限值 M_{\max} 可由下式决定

$$M_{\max} = KN' \quad (1-26)$$

式中 K 称为滚动摩擦系数，是一个以长度为量纲的常数，需由实验测定。其数值与材料的硬度有关。

欲使圆柱体不发生滚动，根据平衡条件

$$N' = Q; Ph = N'd < KQ$$

得到

$$P < KQ/h$$

由于滚动摩擦小于滑动摩擦，故要求摩擦阻力小时，经常利用滚动摩擦代替滑动摩擦。

例题：将重 W 的物块放在斜面上，斜面倾角大于该物块与接触面之间的静摩擦角，在物块上加一水平力 P （见图 1-45(a)）。设静摩擦系数为 f ，求平衡时力 P 的大小。

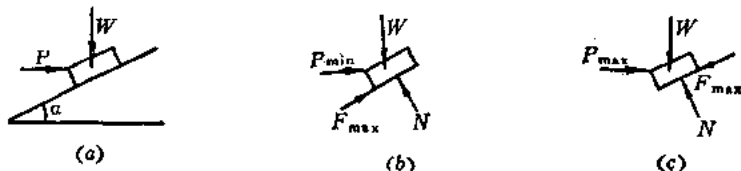


图 1-45 斜面上物体平衡的条件

解：如果力 P 很小，物块将向下滑动，但如果力 P 太大，又将使物块向上滑动。首先，求出恰能维持物块不致下滑时所需的最小力 P_{\min} 。这时，因物块滑动的趋势沿斜面向下，所以摩擦力应沿斜面向上，物块的受力情况如图 1-45(b) 所示。以斜面的方位作为 X 轴，法向压力 N 的方位作为 Y 轴，列平衡方程式。

由 $\sum F_x = 0$ ，得

$$P_{\min} \cos \alpha + F_{\max} - W \sin \alpha = 0 \quad (1)$$

由 $\sum F_y = 0$ ，得

$$N - P_{\min} \sin \alpha - W \cos \alpha = 0 \quad (2)$$

即

$$N = P_{\min} \sin \alpha + W \cos \alpha$$

因 $F_{\max} = fN$ ，将此关系代入(1)式，得

$$P_{\min} = \frac{\sin \alpha - f \cos \alpha}{\cos \alpha + f \sin \alpha} W$$

其次，再求能维持物块平衡的条件下所容许的 P 的最大值 P_{\max} 。当 P 达到这一极限值时，物块滑动的趋势沿斜面向上，因此，摩擦力应沿斜面向下，物块的受力情况如图 1-45(c) 所示。根据原来选定的坐标系，列平衡方程式。

由 $\sum F_x = 0$ ，得

$$P_{\max} \cos \alpha - W \sin \alpha - F_{\max} = 0 \quad (3)$$

由 $\sum F_y = 0$ ，得

$$N - P_{\max} \sin \alpha - W \cos \alpha = 0 \quad (4)$$

即

$$N = P_{\max} \sin \alpha + W \cos \alpha$$

因 $F_{\max} = fN$ ，将此关系代入(3)式得

$$P_{\max} = \frac{\sin \alpha + f \cos \alpha}{\cos \alpha - f \sin \alpha} W$$

于是可知，要维持物块平衡，力 P 必须满足的条件是

$$\frac{\sin \alpha - f \cos \alpha}{\cos \alpha + f \sin \alpha} W \leq P \leq \frac{\sin \alpha + f \cos \alpha}{\cos \alpha - f \sin \alpha} W$$

应该指出，当 P 在上述范围内而没有达到两个极限值时，摩擦力 F 不等于 fN ，应由平衡条件决定。

例题：长为 $2a$ 重为 W 的梯子，一端 A 支于水平地面，另一端 B 靠在铅直墙上，梯子与地面成角度 α ，如图 1-46 所示。设点 A 、 B 处的摩擦系数分别为 f_A 、 f_B 。要使梯子不滑倒，问 α 角的最小值为若干。

解：当梯子就要滑倒时，角 α 的值应最小，这时， B 点的摩擦力向上， A 点的摩擦力向左，都达到极限值，梯子的受力情况如图所示。根据平衡方程式：

$$\text{由 } \Sigma F_x = 0, \text{ 得 } N_B - F_{A \max} = 0 \quad (1)$$

$$\text{由 } \Sigma F_y = 0, \text{ 得 } N_A + F_{B \max} - W = 0 \quad (2)$$

$$\text{由 } \Sigma m_O(\bar{F}) = 0, \text{ 得}$$

$$-N_B 2a \sin \alpha + N_A 2a \cos \alpha - W a \cos \alpha = 0$$

$$\text{即 } -2N_B \sin \alpha + 2N_A \cos \alpha - W \cos \alpha = 0 \quad (3)$$

$$\text{又 } F_{A \max} = f_A N_A \quad (4)$$

$$F_{B \max} = f_B N_B \quad (5)$$

将 (4) 式代入 (1) 式，得

$$N_B = f_A N_A \quad (6)$$

将 (5) 式代入 (2) 式，得

$$N_A + f_B N_B - W = 0 \quad (7)$$

由 (6) 式与 (7) 式联立，解得

$$N_A = \frac{W}{1 + f_A f_B}, \quad N_B = \frac{f_A W}{1 + f_A f_B}$$

将 N_A 与 N_B 代入 (3) 式，可得 $\text{tg } \alpha = \frac{1 - f_A f_B}{2f_A}$ 于是得 α 的最小值为

$$\alpha_{\min} = \text{tg}^{-1} \frac{1 - f_A f_B}{2f_A}$$

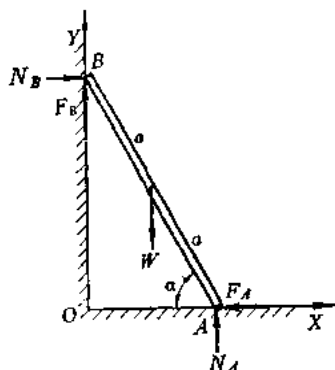


图1-46 求梯子平衡的最小 α 角

§7 重 心

一、重心的概念

根据万有引力，地球表面或附近的一切物体都受到地球引力的作用。而任何一个物体都可以看成是由许多微小的质点所组成。物体中的任一质量 M_i ，都受到地球对它作用的引力 ΔP_i (见图 1-47)。作用在物体各质点上地球引力的合力，称为该物体的重力。严格说来，作用在物体所有质点上的引力都应通过地球中心，组成一共点力系。但因物体尺寸都远比地球小得多，各质点上所受引力之间的夹角非常小，可以认为这些力是相互平行的。因而作用在物体所有质点上的重力组成一个平行力系。此平行力系必定有一个合力，合力的大小 $P = \Sigma \Delta P_i$ ，即该物体的重力。重力作用线的方向始终铅垂向下。经验证明，不论物体如何放置，物体重力的作用线总是通过物体上同一点，这点称为物体的重

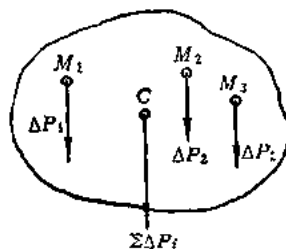


图1-47 物体的重力与重心

心。亦即上述平行力系的中心。

重心的位置关系到物体的平衡与运动的性质，对物体的稳定性关系重大。求物体重心的位置问题，可归结为一平行力系各力的作用点固定，不论此力系的方向如何，要找出力系的合力作用线始终通过的一点。

二、物体重心的坐标公式

求物体的重心时，可设想把物体分割成无数微小的部分（质点），每个微小部分都受到大小与方向完全确定的重力作用（见图 1-48）。

设作用在物体各微小部分上的重力分别为 $\Delta P_1, \Delta P_2, \dots, \Delta P_n$ 。各力作用点的坐标分别为 $x_1, y_1, z_1, x_2, y_2, z_2, \dots, x_n, y_n, z_n$ 。利用力矩原理即可求出物体重心 C 点位置的坐标。

$$\sum \Delta P_i \cdot x_c = \Delta P_1 x_1 + \Delta P_2 x_2 + \dots + \Delta P_n x_n$$

式中

$$\sum \Delta P_i = P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \dots + \Delta P_n$$

即物体的重力 P 等于各微小部分重力的代数 sum。于是，重心 C 点位置的坐标

$$x_c = \frac{\Delta P_1 x_1 + \Delta P_2 x_2 + \dots + \Delta P_n x_n}{\Delta P_1 + \Delta P_2 + \dots + \Delta P_n} = \frac{\sum \Delta P_i x_i}{\sum \Delta P_i} \quad (1-27)$$

$$y_c = \frac{\Delta P_1 y_1 + \Delta P_2 y_2 + \dots + \Delta P_n y_n}{\Delta P_1 + \Delta P_2 + \dots + \Delta P_n} = \frac{\sum \Delta P_i y_i}{\sum \Delta P_i} \quad (1-28)$$

$$z_c = \frac{\Delta P_1 z_1 + \Delta P_2 z_2 + \dots + \Delta P_n z_n}{\Delta P_1 + \Delta P_2 + \dots + \Delta P_n} = \frac{\sum \Delta P_i z_i}{\sum \Delta P_i} \quad (1-29)$$

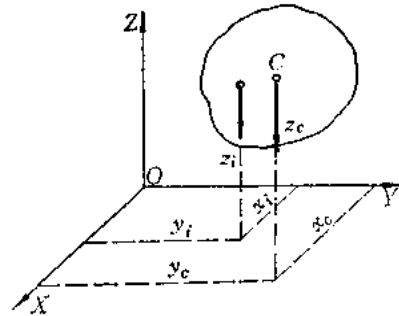


图1-48 物体重心坐标

三、对称物体与组合物体的重心

A. 对称物体的重心

(1) 如物体有一个对称面，则其重心必在对称面上。由此又可推断，如一物体有两个对称面，其重心必在两个对称面的交线上；如一物体有三个对称面交于一点，则此交点就是该物体的重心。例如：圆球、椭球与圆柱体等形体都具有三个对称面，这三个对称面交于它们的几何中心，因此，它们的重心就位于它们的几何中心。

(2) 如物体有一对称轴，则其重心必在此对称轴上。由此可知，回转体的重心必定在它的回转轴上，例如圆锥体等。

(3) 如物体有一对称中心，则其重心必在该对称中心。由此可知，长方形、正方形、圆形、椭圆形等物体的重心就在它们的几何中心，因为这些形体的几何中心就是它们的对称中心。

B. 组合物体的重心

如一个物体或几何形体可以分成几个简单形状的物体或形体，而各简单形状的物体或形体的重心都是已知的，则该物体或形体的重心位置坐标即可由下式求得

$$x_c = \frac{\sum x_i P_i}{\sum P_i} = \frac{\gamma \sum x_i V_i}{\gamma \sum V_i} = \frac{\sum x_i V_i}{\sum V_i}$$

$$y_c = \frac{\sum y_i P_i}{\sum P_i} = \frac{\gamma \sum y_i V_i}{\gamma \sum V_i} = \frac{\sum y_i V_i}{\sum V_i}$$

$$z_c = \frac{\sum z_i P_i}{\sum P_i} = \frac{\gamma \sum z_i V_i}{\gamma \sum V_i} = \frac{\sum z_i V_i}{\sum V_i}$$

式中 x_i, y_i, z_i 为各简单形状物体或形体重心位置的坐标;

P_i 为各简单形状物体或形体的重量;

γ 为均质物体的重度;

V_i 为各简单形状物体或形体的体积。

对于等截面的几何形体, 可利用相似公式先求得截面的重心, 再由长度确定形体的重心。例如求图 1-49 所示角钢截面的重心。

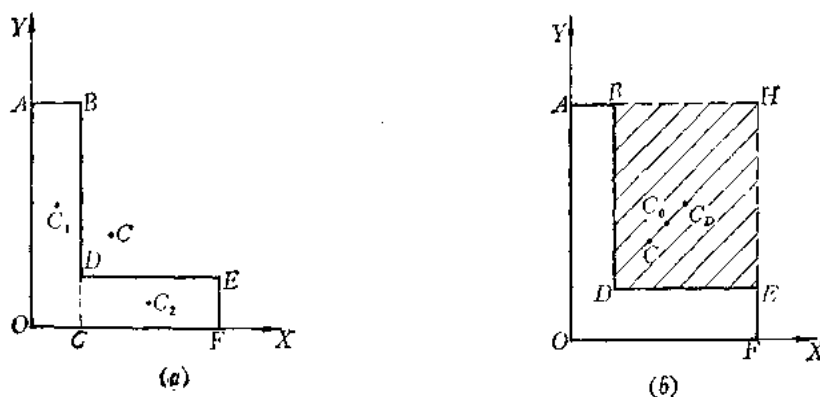


图1-49 求组合形体截面的重心

(1) 将截面分为 $OABG$ 与 $GDEF$ 两个矩形 (见图 1-49(a)), 则截面重心位置坐标为

$$x_c = \frac{x_{c1} A_1 + x_{c2} A_2}{A_1 + A_2}$$

$$y_c = \frac{y_{c1} A_1 + y_{c2} A_2}{A_1 + A_2}$$

(2) 将截面看作由矩形 $OAHF$ 中去掉阴影部分 $DBHE$ (见图 1-49(b)), 则截面重心坐标为

$$x_c = \frac{x_{c0} A_0 - x_{cD} A_D}{A_0 - A_D}$$

$$y_c = \frac{y_{c0} A_0 - y_{cD} A_D}{A_0 - A_D}$$

式中 x_{c0}, y_{c0} 与 A_0 分别代表矩形 $OAHF$ 的重心坐标和截面积;

x_{cD}, y_{cD} 与 A_D 分别代表阴影部分 $DBHE$ 的重心坐标和截面积。

以上两种方法所得结果完全相同。

四、重心的实验求法

对于复杂形状的物体, 用计算方法求重心的位置比较困难。工程中常用实验方法求重心的位置, 下面介绍两种常用方法

A. 悬挂法

如物体不大，可将物体以一绳系于一点悬挂起来，则绳的悬垂线必与物体重力的作用线共线，即绳的悬垂线必定通过物体的重心。将绳系于物体另一点，两次悬挂所得绳的悬垂线的交点 C ，即为物体的重心。

B. 称量法

对于笨重或庞大的物体，可先称出物体的重量 W ，再将物体的一端 B 点支于地面上的一刀口，另一端 A 点支于台秤上的滚轮（见图 1-50）。量取两支点 A 、 B 间的水平距离 l ，并由台秤读取支点 A 的垂直反力 N_A 。则根据力矩原理即可算出物体的重心与支点 B 之间的水平距离：

$$x_c = \frac{N_A}{W} \cdot l$$

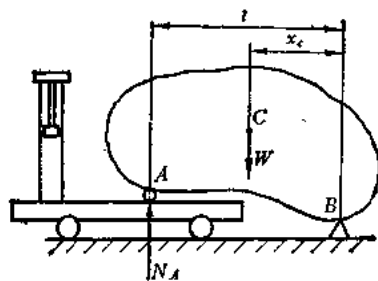


图1-50 重心的称量法

第二章 常用金属材料及其工程性质

§ 1 金属材料的工程性质

精密机械制造中常用金属材料的工程性质可分为物理性质（如重度、热传导性、热膨胀性、导电性、抗磁性等）和加工性质，以及机械性质（如弹性模量、屈服极限、强度极限、塑性、硬度等）。本章着重介绍与设计关系最密切的材料机械性质及某些物理性质。为此，需要首先了解材料的拉伸实验。现以低碳钢的拉伸实验为例，分析材料受力过程中的变化情况。

一、低碳钢拉伸实验

将低碳钢标准拉伸试件（见图 2-1）装在拉伸试验机上，用夹头把试件两端加粗部分夹住，加负荷后，使试件向两端拉伸，随着负荷 P 的不断增大，试件的长度也不断伸长，直至试件被拉断。在实验过程中，利用自动记录装置可以绘出负荷 P 与标距的伸长量 Δl 之间的关系曲线。这种曲线的图象称为试件拉伸图（见图 2-2）。

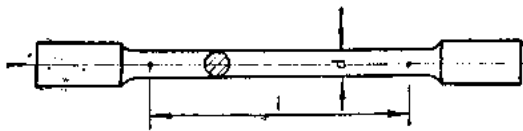


图2-1 标准拉伸试件

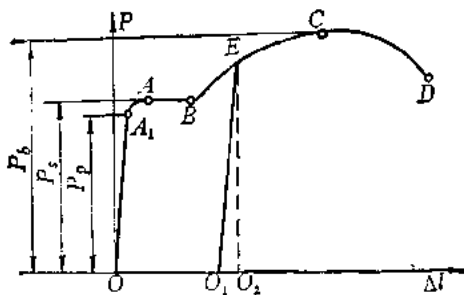


图2-2 低碳钢拉伸图



图2-3 颈缩现象

由图 2-2 可以看出，曲线 OA_1 段为一直线，即负荷与伸长量成正比。在此阶段如卸除负荷，试件立即恢复原来形状。这种性质的变形称为弹性变形。当负荷 P 继续加大到 P_s 后，试件伸长量突然加大，表明试件材料已暂时失去抵抗变形的能力，这种现象称为屈服现象。曲线 AB 阶段称为屈服阶段， A 点称为屈服点。屈服阶段所产生的变形其特点是如卸除负荷，试件也不能完全恢复原状，这种残余的变形称为塑性变形。当屈服阶段的变形

增加到一定程度而达到 B 点时, 材料抵抗变形的能力又有所加强, 即只有继续增加负荷, 才能使试件继续变形, 这个阶段称为强化阶段。此时负荷与变形的关系成曲线关系, 其变形既有弹性变形、又有塑性变形, 但主要是塑性变形。当负荷 P 加大到 P_b 时, 对应于拉伸曲线的顶点 C , 材料抵抗变形的能力已发挥到最大。这时在试件某个地方产生局部收缩, 这种局部收缩现象称为颈缩现象 (见图 2-3)。颈缩现象一出现, 试件的变形就主要发生在颈缩处, 使颈缩处的横截面面积急剧缩小, 直到试件被拉断。

二、金属材料的主要机械、物理性质

A. 强度

强度是指材料受力后抵抗破坏的能力。衡量材料的强度不是以材料所承受负荷 P 的大小来表示, 因为负荷 P 与伸长量 Δl 的对应关系与材料试件尺寸有关。为了消除试件尺寸的影响, 采用单位横截面面积所承受的负荷来表示, 即 $\sigma = P/A$, σ 称为材料的正应力。应力的单位采用兆帕。一定的材料所能承受的最大应力有一定的限度, 应力达到或超过这个限度, 材料就要破坏。这个限度的应力值称为极限应力。不同材料具有不同的极限应力。根据材料的拉伸实验, 试件开始产生塑性变形时, 即对应于拉伸曲线上屈服点的应力, 称为屈服极限 σ_s 。试件材料抵抗变形的能力达到最大时, 即对应于拉伸曲线上 C 点的应力, 称为强度极限 σ_b 。对于低碳钢等塑性材料如产生显著的塑性变形, 就会影响它的正常工作, 所以通常取其屈服极限 σ_s 作为极限应力。对于铸铁等脆性材料直到破坏为止都不会产生明显的塑性变形, 只有在断裂时才丧失正常工作能力, 所以通常取其强度极限 σ_b 作为极限应力。因此, 屈服极限和强度极限是材料强度的主要指标。

B. 刚度

刚度是指材料受力后抵抗变形的能力。衡量材料的刚度不是以材料受力后的伸长量 Δl 的大小来表示, 同样也应消除试件尺寸的影响, 采用单位长度的伸长量来表示。即 $\epsilon = \Delta l/l$, ϵ 称为线应变 (有时简称应变)。如以应力 σ 为纵坐标, 以应变 ϵ 为横坐标, 就可以把拉伸图中负荷与伸长量的关系曲线改为应力与应变的关系曲线 (见图 2-4)。

由图 2-4 可以看出, 塑性材料实际有效工作部分应为弹性变形阶段, 即材料的应力 σ 与应变 ϵ 成正比的直线 OA_1 阶段, 即

$$E = \frac{\sigma}{\epsilon}$$

上式称为胡克定律。其中 E 是比例常数, 称为材料的弹性模量, 单位采用兆帕。当构件中的应力相同时, 构件材料的弹性模量 E 值越大, 构件的变形越小。故材料的弹性模量即可用来表示材料的刚度指标。

C. 塑性

工程上习惯用试件拉断后所留下的残余变形来表示材料的塑性, 一般有两种指标:

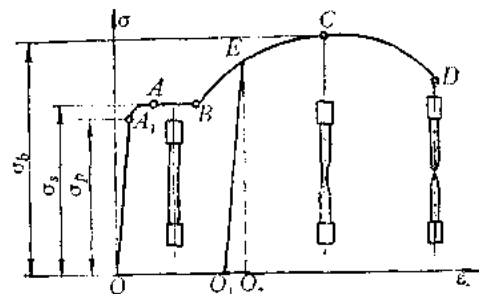


图2-4 低碳钢应力应变图

1. 延伸率 试件拉断后单位长度内产生的残余伸长的百分数称为延伸率,用符号 δ 表示,即

$$\delta = \frac{l_1 - l}{l} \times 100\%$$

式中 l_1 ——拉断后的长度(毫米);

l ——试件原长(毫米)。

2. 收缩率 试件拉断后横截面面积的相对收缩的百分数称为收缩率,用符号 ψ 表示,即

$$\psi = \frac{A - A_1}{A} \times 100\%$$

式中 A_1 ——拉断后颈缩处的截面面积(毫米²);

A ——原来的截面面积(毫米²)。

需要指出的是,材料的塑性状态不是固定不变的,通常所说的塑性材料是指在常温静负荷条件下,处于塑性状态的材料。一般将延伸率 $\delta > 5\%$ 的材料叫做塑性材料。表 2-1 列出了几种材料的弹性模量数值。

表2-1 材料弹性模量数值

材料名称	E (兆帕)	材料名称	E (兆帕)
灰口铸铁	$(7.85 \sim 14.7) \times 10^4$	冷拔黄铜	$(8.82 \sim 9.8) \times 10^4$
碳素钢	$(19.6 \sim 21.6) \times 10^4$	铸铝青铜	10.3×10^4
合金钢	$(18.6 \sim 21.6) \times 10^4$	硬铝合金	7.05×10^4
轧制磷青铜	11.25×10^4	轧制铝	6.25×10^4

表 2-2 列出了几种金属材料的机械性能。

表2-2 几种金属材料的机械性能

材料牌号	抗拉强度极限 σ_b (兆帕)	屈服极限 σ_s (兆帕)	延伸率 δ_5 (%)	收缩率 ψ (%)
灰口铸铁	980~3920			
普通碳钢	3315~6075	1860~2740	147~304	
20钢	4120	2450	245	540
30钢	4900	2940	206	490
35钢	5300	3140	196	470
40钢	5690	3315	186	440
45钢	5980	3520	157	392
20Mn	4500	2740	235	
45Mn	6180	3720	147	
40Cr	9800	7850	88	440
硬铝	4600	2940	98~147	

注: δ_5 指 $l = 5d$ 时标准试件的 δ 。

D. 硬度

硬度是指材料抵抗硬的物体压入的能力。对于滚珠、小轴等经常作相对运动的零件的工作表面,为了减少磨损、保持精度、提高接触强度,常要求具有较高的硬度。材料的硬

度指标按硬度测量方法，常用的有洛氏硬度 HR 和布氏硬度 HB 两种。

洛氏硬度测量方法是用一个 120° 圆锥形金刚石或硬钢球，先加定量的轻负荷压于被测试件表面，测定其表面压入深度。然后再加定量重负荷，由此重负荷而增加的压入深度，即作为洛氏硬度数的计算依据。

布氏硬度测量方法是用一定直径的硬钢球，以规定的负荷，压于被测试件表面，经过一定时间后把负荷卸除，试件受压处产生一压痕，测定出压痕直径，则压痕深度即可算出。然后根据压痕的球表面面积，即可求出布氏硬度数。

布氏硬度与洛氏硬度之间的数值关系可近似估算如下：

$$HB \approx 10HRC$$

符号 HRC 表示用 1470 牛的负荷，通过圆锥形金刚石压于试件，所求得的洛氏硬度；符号 HRA 表示用 587 牛的负荷通过圆锥形金刚石压于试件所求得的洛氏硬度；符号 HRB 表示用 980 牛的负荷通过 $\phi 1.59$ 毫米的硬钢球压于试件所求得的洛氏硬度。

各种金属材料的最低硬度，以及经过热处理后所能达到的硬度，可参阅有关的设计手册。

E. 线膨胀系数

由于物体的热膨胀性，一个零件的尺寸在不同温度下测量，就会得到不同的尺寸。这种零件尺寸与温度之间的变化关系可表示如下

$$\Delta L = L\alpha(t - t_0)$$

式中 L ——零件在温度变化前的尺寸（毫米）；

ΔL ——温度变化后零件尺寸的线伸长量（毫米）；

$t - t_0$ ——温度变化范围（ $^\circ\text{C}$ ）；

α ——零件材料的线膨胀系数（ $\alpha = \Delta L / L(t - t_0)$ ）。亦即温度变化 1°C 时，物体单位长度的线伸长量，其单位为 K^{-1} 。

不同的材料有不同的线膨胀系数，常用材料的线膨胀系数 α 见表 2-3。

表 2-3 常用材料的线膨胀系数 α (K^{-1})

材 料	α	材 料	α
紫 铜	17.2×10^{-6}	碳 钢	$(10.6 \sim 12.2) \times 10^{-6}$
黄 铜	17.8×10^{-6}	铸 钢	11.2×10^{-6}
青 铜	17.6×10^{-6}	40CrSi	11.7×10^{-6}
铸铝合金	20×10^{-6}	30CrMnSiA	11×10^{-6}
铸 铁	$(8.7 \sim 11.1) \times 10^{-6}$	低膨胀合金	$\leq 1.5 \times 10^{-6}$

§ 2 常用的金属材料

一、铸 铁

铸铁的成分除铁占 90% 以上外，还含碳 1.7~4.5% 之间，硅 1.25~4% 之间，此外还含锰、磷、硫等杂质。碳和硅是铸铁成分中最重要的元素，它们对铸铁的性质起着两方面的作用，一方面使铸铁熔点降低，增加流动性；另一方面碳和硅在铸铁凝固时，促使

碳的成分自铁中以片状石墨析出，成为灰口铸铁。使铸铁质脆，降低了铸铁的抗拉强度。

灰口铸铁（HT）具有下列优点：

- （1）具有良好的铸造性能，可以铸造形状较复杂的以及较薄的零件；
- （2）具有良好的切削加工性能；
- （3）具有良好的耐磨性；
- （4）具有较好的缓振性（或吸振性）；
- （5）成本低、经济性好。

灰口铸铁常用来制做仪器的底座、立柱、支架和工作台等形状复杂的零件。

二、碳素钢

钢比铸铁的含碳量少，通常把含碳量在 0.04~1.7% 之间的铁碳合金称为钢。钢的杂质少，强度高，韧性、展性好，熔点高（1400~1500℃）。一般把钢轧成钢板、圆钢、各种型钢使用，也可以锻造成各种形状，但锻件的形状一般比铸件简单，形状复杂的零件可以采用铸钢。常用的碳素钢按照化学成分和机械性能分为普通碳素钢与优质碳素结构钢两类。

A. 普通碳素钢

含硫、磷量较高，质量较差，价格较低。其中甲类钢（用符号 A 表示）按机械性能供应，由 0，1，2，…，7 排列成八个序号，例如 A3。序号大的表示强度高，这种甲类普通碳素钢在仪器和精密机械制造中，主要用来制造不太重要的金属结构件。

B. 优质碳素结构钢

既保证钢的机械性能，又保证钢的化学成分，是机械和仪器制造中应用最广的材料。按其主要成分和性能可以分为以下三种：

1. 低碳钢 含碳量在 0.05~0.3% 之间，08、10、15 钢塑性及焊接性能好，但强度较低，常用于制造标准紧固件、冲压件、铆接件及焊接件等。20，25 钢韧性好、不易断裂，可制造承受冲击的零件。

2. 中碳钢 30、35、40、45、50 钢属于中碳钢，含碳量在 0.3~0.6% 之间，有较高的强度和足够的韧性。常用来制造传动零件和重要的紧固零件。

3. 高碳钢 60、65、70 钢属于高碳钢，含碳量在 0.6~1.7% 之间，硬度及弹性高、耐磨，但脆性较高，容易断裂。常用来制造要求耐磨的零件和不重要的弹性元件。

此外，碳素工具钢 T8、T10、T12 也属于高碳钢，除常用来制造量具、刀具、模具外，也常用来制造要求耐磨的零件和一般用途的弹簧。

三、合金钢

在钢中加入一种或数种合金元素，以获得特定性能的钢，叫做合金钢。加入这些元素后对钢的性能影响很大，可以增加硬度、强度、塑性和韧性，提高耐磨、防锈、抗腐蚀、耐酸等性能。例如加入下列各元素对钢的影响为：

锰（Mn）使钢增加硬度，强度和韧性，提高耐磨性和抗磁性。

硅（Si）使钢增加弹性，略微降低韧性，提高耐酸性和导磁性。

镍 (Ni) 使钢提高强度、塑性和韧性, 增强防锈能力, 降低钢的线膨胀系数。

铬 (Cr) 使钢提高强度和硬度, 略微降低塑性和韧性, 具有高温时防锈、耐酸性能。

钼 (Mo) 能提高钢的强度和硬度, 略微降低塑性和韧性。它的最大特点是使钢具有较高的耐热性。

钒 (V) 能增加钢的硬度, 提高钢的塑性和韧性。加入少量的钒可以使钢内无气泡, 组织细密。

钛 (Ti) 能使钢的组织细化。

钨 (W) 能提高钢的硬度, 使组织细化。

铜 (Cu) 可以提高钢的防锈能力和抵抗若干种酸的作用。

硼 (B) 加入量很少, 可增加钢的淬透性。

合金钢按照用途可以分为结构钢、工具钢、弹簧钢、滚动轴承钢、不锈钢等。

四、铜及铜合金

A. 紫铜

即纯铜, 具有良好的导电性、导热性和耐腐蚀性能, 以及良好的延展性, 但机械性能较低, 故不宜用作结构零件, 常用来制造导电零件和耐腐蚀零件。

B. 黄铜

即铜与锌 (Zn) 的合金, 它的强度和展性都比铜或锌的原有性能高。随着含锌量的增加, 黄铜的展性以及抗拉强度也相应地有所增加, 并且有很高的抗腐蚀能力, 切削性能也好。但导电性比紫铜低, 宜于制造结构零件。黄铜还可以铸造也可以锻造。常用的牌号有 H62, H68 和铅黄铜 HPb59-1 等。

C. 青铜

1. 锡青铜 即铜与锡 (Sn) 的合金, 它的强度、硬度和耐磨性、耐腐蚀性都比黄铜高。有良好的弹性和导电性、切削性能和压力加工性能。多用于制造耐磨零件和弹性元件及导电零件。常用的牌号有锡锌青铜 QSn6.5-0.1 以及 QSn6.5-0.4 和锡磷青铜 QSn10-1 等。

2. 特殊青铜 系指不含锡的青铜, 这些青铜含铝、铁、锰、铍等元素。它们的性能一般都超过锡青铜, 如铝青铜 QAl9-4 机械性能和耐磨性好, 用于制造高强度耐磨零件。铍青铜 QBe2 有很高的强度、弹性、屈服极限和疲劳极限, 此外, 还有高的导电性、导热性、耐磨性, 用于制造特别重要的弹性元件。

五、铝及铝合金

铝的主要特点是比重小 (2.7), 只有铁的 1/3 左右, 此外, 熔点低, 塑性好, 但强度低, 故纯铝不宜制造结构零件。

铝合金分铸铝合金和硬铝合金。铸铝合金最常用的是硅铝合金, 如 ZL-7 等, 它的比重为 2.7~2.8, 熔点低 (600°C), 铸造性能良好, 切削性能较差, 有足够的强度, 良好的塑性和耐蚀性。常用于制造光学仪器和精密机械的壳体和支座。硅铝镁合金如 ZL-10, 铸造性能和切削性能都好, 强度高, 耐腐蚀, 常用于制造负荷较高和形状复杂的铸件。硬铝

合金经轧制成材，如铝棒、铝板等，广泛用于制造光学仪器和精密机械中的结构零件，常用的牌号有LY11，LY12等。

仪器和精密机械结构中常用的金属材料种类较多，本章不一一介绍。各种常用金属材料的牌号、规格、性能和用途可参阅《光学仪器材料手册》和《精密机械设计手册》。

§3 金属材料的热处理和表面精饰

一、钢的热处理

钢的热处理是利用固态加热保温和冷却方法，来改变钢的内部组织，从而达到改善钢的性能的一种工艺方法。它并不改变钢的化学成分和形状。为了改善钢材的性能，使之适应加工和使用的要求，在选择零件材料的同时，常常需要对零件提出必要的、合理的热处理要求。为此，必须了解有关钢等金属材料热处理的基本知识。

A. 一般热处理的方法与目的

1. 退火 将钢件加热到临界温度（一般是710~750℃，有些合金钢达到800~900℃）以上20~30℃，经一定时间保温，然后缓慢冷却。退火的目的在于降低硬度，改善切削性能，细化晶粒，减少组织不均匀性，提高韧性和塑性，消除内应力。

2. 正火 又称常化，将钢件加热到临界温度以上30~50℃，保温一定时间，然后在空气中冷却。冷却的速度比退火快，加热和保温的时间一样。正火的目的在于使组织细化，增加强度和韧性，减少内应力，改善切削性能和用来处理不重要的低碳钢及中碳钢构件和渗碳零件。

3. 淬火 又称硬化，将钢件加热到临界点以上30~50℃，保温一定时间，然后在水、盐水或油中（个别材料在空气中）急速冷却。淬火的目的是为了提高钢的硬度和强度。中碳钢淬火时会引起内应力，使钢变脆，所以淬火后必须回火才能同时得到高强度和高韧性。

4. 回火 将经过淬火后的钢件加热到临界点以下的温度，保温一定时间，然后在空气或水、油中冷却。回火的目的是消除淬火后的脆性和内应力，提高塑性和韧性，适当降低硬度和强度。一般加热温度在150~250℃时叫低温回火；在250~450℃时叫中温回火；在450~720℃时叫高温回火。

5. 调质 将钢件加热到比淬火时稍高一些的温度，保温后进行淬火，然后进行高温回火。调质的目的是使钢件获得很高的韧性和强度，增加塑性，改善切削性能，使其具有良好的综合机械性能。

6. 表面淬火 利用高频感应电流，将钢件表面迅速加热，然后立即喷水使其快速冷却。表面淬火的目的是使零件表面得到高硬度和耐磨性，而心部保持高的韧性和疲劳极限。高频表面淬火一般不宜用于薄壁零件，以免淬透。

7. 时效 将钢件加热到120~150℃或更低一些的温度，长时间（10~40小时）保温后冷却。时效的目的是清除或减少淬火后钢内组织的微观应力和机械加工后的残余应力，防止精密零件在长期使用过程中的尺寸变化或变形。

B. 化学热处理的方法与目的

1. 渗碳 将低碳钢件放在大量含碳的固体（木炭、碳酸钡等）、液体（碳酸钠等）或气体（甲烷等）介质中，加热到 850~950℃，保温一定时间，使碳扩散到钢件的表面层内，则表面的含碳量可达 0.8~1.2%，经淬火后钢件的表面硬度可以提高，并能提高疲劳极限及耐磨性，而使心部保持一定的韧性和塑性。

2. 氮化 将钢件放在含有氮的介质或利用氨气加热分解的氮气中，加热到 500~620℃，持续保温相当长的时间（一般需要 20~50 小时），氮扩散渗入到钢的表层内。使钢的表面硬度大大提高，并能提高钢件表层的耐磨性和疲劳极限及抗蚀能力。

3. 氰化 将钢件放在含有氰盐或氰根的活性介质中，加热到 500~620℃（低温氰化）或 750~850℃（高温氰化），保温一定时间使碳与氮同时扩散渗入到钢件表层内。可以大大提高钢的表面硬度，提高表层的耐磨性和疲劳极限，并保持钢件心部的塑性和韧性。

二、金属零件的表面精饰

表面精饰是在金属零件表面附上一层覆盖层，以达到防蚀、装饰等目的。通常可分为电镀、化学处理和涂漆三种。

A. 电镀

1. 镀铬 适用于钢、铜及铜合金、铝及铝合金。镀铬层的化学稳定性高，外观颜色好，在潮湿大气中外观颜色不变，有高的硬度和耐磨性。镀铬层抛光后反射系数达 70% 左右，但铬的深镀能力和扩散性差，因此，不适于镀复杂零件。

2. 镀镍 适用于钢、铜及铜合金、铝合金零件。镍具有高的硬度（低于铬）和良好的导电性。镀镍层的表面呈黄白色，很易抛光。镀镍层有抵抗空气腐蚀作用，也能抵抗碱和弱酸的作用。镍层易出现多孔，因此，主要用于装饰和导电零件。镍有磁性，不适于镀防磁零件。

3. 镀锌 镀锌为应用最广的电镀层，属于阳极镀层。适用于钢、铜及铜合金。具有中等硬度，在大气条件下具有高的保护性能，但是在湿热性地带及有海水蒸气的地区、锌的防腐蚀作用比镉低。

4. 镀镉 适用于钢、铜及铜合金。镉的化学安定性超过锌，有极强的防蚀作用。主要用于直接受海水作用或饱含海水蒸气的大气条件中的零件及外观装饰。但不宜用于含有二氧化硫的大气中。

5. 镀银 具有高的化学稳定性和良好的导电性。反射率可达 90% 以上。镀银主要用于铜合金零件。但氯气、硫化物与银作用可使其变黑。不宜镀于直接与橡胶接触的零件。

B. 化学处理

金属零件表面的化学处理方法主要是氧化和磷化。氧化是在零件表面上形成基本金属氧化膜；磷化是在金属表面生成一层不溶于水的磷酸盐膜。常用类型有：

1. 黑色金属的氧化和磷化 黑色金属的氧化膜较薄，厚度约为 1.5 微米，不影响零件的尺寸精度，但对黑色金属保护能力很低，适用于仪器内部的零件。黑色磷化膜层结晶细，色泽均匀，呈黑灰色，厚度约为 2~4 微米，不影响零件的尺寸精度。膜层与基体结合牢固，耐磨性强。黑色磷化膜对黑色金属保护能力比氧化膜层保护能力强。氧化-磷化处理可用于

较精密的零件，再进行钝化和浸油处理，可提高防腐能力。

2. 铝和铝合金的阳极氧化 用作保护和装饰性覆盖层，在大气条件下极为稳定，与基体金属结合牢固，膜层较硬并耐磨，耐热性良好。经钝化处理后，可提高化学稳定性。不能用于镶有钢、铜及铜合金的铝或铝合金部件。铝及铝合金上的阳极氧化膜层能染成不同颜色，其色泽与铝合金材料有关，如硅铝合金只能染成灰黑色，纯铝可染成任意颜色。

3. 铜及铜合金的氧化 膜层为黑色，稍许提高零件的防腐能力，不影响尺寸精度及光洁度，与基体金属结合牢固，但耐磨性不强，在大气条件下容易变色。黄铜用氨液氧化能获得良好的氧化膜层，膜层较薄，稳定性较差，但表面不易附着灰尘，适用于与光学零件接触的零件及形状复杂的零件。电解氧化膜层较厚，稳定性较强，但易附着灰尘，故不宜用于与光学零件接触的零件。

C. 涂漆

涂漆是在制品的表面涂上一层清漆或磁漆的薄膜，使制品表面与外界环境中的有害作用机械地隔开，对制品起保护作用和装饰作用。也有的是起消光作用和绝缘作用。

§ 4 选择材料的基本原则

精密机械结构中零、部件的某些技术性能和要求，例如强度、刚度、硬度、弹性、重量、导电性以及特定环境条件下工作的稳定性等能否得到满足，在很大程度上与正确选用零件的材料是分不开的。而且零件材料的选择是否恰当，还直接影响到产品和零件的工艺性和经济性。总之，正确地选择零件的材料，对保证产品的性能、提高质量、减轻重量和降低成本，有着十分重要的意义。是精密机械结构设计中最重要的问题之一。为此，选择材料时一般应考虑以下几方面的问题：

一、仪器和零件的工作条件和使用要求

仪器的用途不同。工作条件不同，工作技术性能要求也有所不同。选择零件的材料时，要针对具体情况和要求，结合各种材料本身所具有的机械物理性能适当选择。例如，各种精密计量光学仪器一般均在室内使用，为了保证足够的刚度，不产生过大的变形，仪器的底座、壳体等主体构件，一般多采用铸铁和钢等材料。而各种军用光学仪器和大地测量仪器，为了携带轻便，仪器的壳体、支座等零件，一般多采用铝合金等轻金属材料。对于承受负荷较大而要求尺寸较小的零件，应考虑选用高强度材料。对于精度要求高，经常处于相对运动状态的精密导轨、轴承等零件，则应考虑选用刚度高、耐磨性好的材料，如铬锰合金钢、滚珠轴承钢等，并进行适当的热处理。对于在高温、腐蚀等特定条件下工作的仪器，应采用耐高温、防蚀性好等具有特殊物理性能的材料。对于温度变化范围较大条件下工作的仪器，为避免配合间隙或过盈的显著变化，应采用线膨胀系数相近或低膨胀系数的材料。

二、零件的加工工艺

各种材料具有不同的加工性能，选用材料时必须考虑零件加工的工艺方法、条件和毛坯的制取方法等。例如壳体、底座等形状比较复杂的零件，一般应采用铝合金、铸铁等材

料，用铸造方法制取毛坯。如小齿轮、螺杆、轴等回转体零件，一般应采用钢、铜合金、硬铝合金的棒料，直接进行机械加工。对于薄壁、高度和深度小的零件，如生产批量大时，可考虑采用黄铜、铝、低碳钢等塑性好的材料，由压力加工成形。对于形状比较复杂或尺寸稍大一些的钢结构零件，不便于采用棒料或板料直接进行机械加工时，可采用锻造毛坯。此外，还应根据零件的工作要求，为改善材料的机械性能，考虑适当的热处理方法。

三、生产的经济性

选择材料时，必须考虑到生产的经济性，不应片面地选取优质材料。在保证满足使用要求和产品质量的前提下，应尽可能选用普通的材料和成本低的材料。不仅要考虑到各种材料具有不同的价格，而且要考虑到我国的材料资源和国内外供应情况，尽可能做到就地取材，因地制宜。一般来说，有色金属的价格比黑色金属高，合金钢的价格比碳素钢高，铜及其合金价格更高。目前我国铜尚属于稀有金属，而且是重要的战备物资，必须注意节约使用。此外，还应根据国内外原材料工业的发展和不断新开辟的材料来源，适当采用非金属材料及贵重材料的代用材料。如工程塑料、大理石等，并相应地带来工艺上的改变。

第三章 构件受力变形及其应力的分析

§1 概 述

一、强度与刚度的基本概念

绝对刚体在自然界是不存在的。仪器或精密机械中的每一构件均承受一定的外力。在外力的作用下，不论是结构中的构件或其整体，它们的尺寸及其形状总会有不同程度的改变，这种改变一般称为变形，即所谓力的内效应。

变形可分为弹性变形及永久变形。外力除去后即行消失的构件形状与尺寸之改变称为弹性变形。实验证明，当外力之值不超过某一定限度时出现弹性变形。如外力超过此限度，即使外力除去后构件的形状和尺寸也不能恢复原状，所剩下的尺寸之差别称为永久变形，或称残余变形。

构件在外力作用下，力的内效应不仅使构件产生变形，而且随着外力的增大，超过某一限度时，构件将遭到破坏。

构件受力所产生的变形大小以及是否引起破坏，除了外力的作用外，主要取决于构件的形状、尺寸和材料。设计时，为了保证每一构件在规定的**外力作用下都能正常、可靠地工作，必须在强度和刚度分析的基础上合理地选择每个构件的材料、截面形状和尺寸。亦即使每一构件具有足够的强度和刚度，以保证在一定使用期限内构件不致遭到破坏和产生影响使用的过大变形，从而达到设计的构件既安全又经济的目的。所谓强度是指构件抵抗破坏的能力而言。强度分析主要是研究构件在外力的作用下破坏与不破坏的规律性。所谓刚度是指构件抵抗变形的能力而言。刚度分析主要是研究构件在外力的作用下产生变形的规律性。

二、构件受力和变形的种类

A. 构件受力的种类

机构或机械工作时，其各部分均受到力的作用，并将其互相传递。这些作用在构件上的力称为负荷。按照负荷作用的特征，可分为集中负荷与分布负荷两类。

经由极小的面积（与构件本身相比）传递给该构件的压力，称为集中负荷。在计算时，由于传递压力的面积很小，一般可认为集中负荷作用于一点。

连续作用于构件某段长度或面积上的外力称为分布负荷。若分布在**整个面积上的力处处相等，称为均匀分布负荷。反之，则称为不均匀分布负荷。

作用于平面之分布负荷以单位面积上的力（ $\text{牛}/\text{毫米}^2$ ）计量；作用于构件某段长度上的分布负荷以单位长度上的力（ $\text{牛}/\text{毫米}$ ）计量。

按照负荷作用的性质可分为静负荷与动负荷两类。

静负荷逐渐加于构件上缓慢增加到某值，其大小不随时间变化或很少变化。当构件受静负荷作用时，其所有部分均处于平衡状态，构件内各点无加速度。

动负荷是其大小随时间迅速改变。使构件内各点在较短时间内速度发生变化或其加速度相当显著。冲击负荷及周期性负荷均为动负荷。

在精密机械中，构件受静负荷作用的情况较多，在这种情况下决定构件各部分横截面的形状、尺寸及其材料的选择较为简单。

B. 变形的种类

在机械构件设计中，要求和允许的变形，一般均属于弹性变形。按照变形的特征，其基本分类情况如图 3-1 所示。

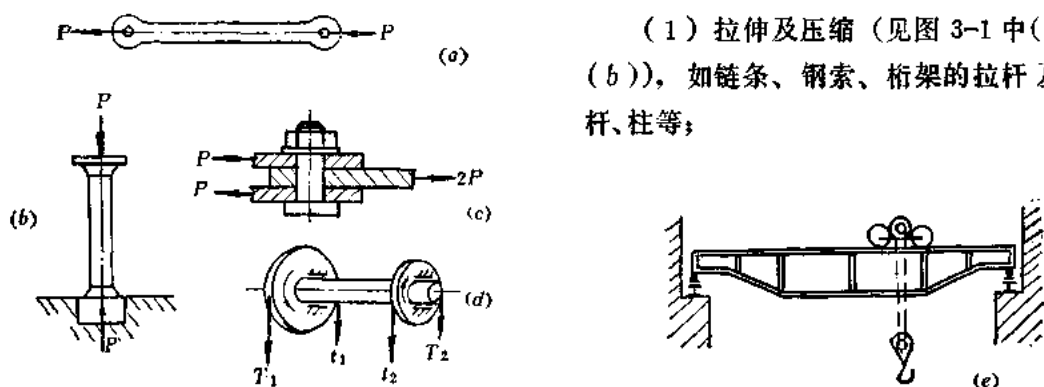


图3-1 基本变形形式

(1) 拉伸及压缩 (见图 3-1 中 (a)、(b)), 如链条、钢索、桁架的拉杆及压杆、柱等;

(2) 剪切 (见图 3-1 中 (c)), 如螺钉、铆钉等;

(3) 扭转 (见图 3-1 中 (d)), 如转轴;

(4) 弯曲 (见图 3-1 中 (e)), 如各种梁。

以上四类变形称为简单变形。有些构件可能承担更复杂的工作，同时承受两种或更多种类的变形，例如拉伸或压缩与弯曲联合作用，弯曲与扭转联合作用等，在这种情况下所得到的变形称为复杂变形。

本章仅讨论力的内效应有关问题中的某些基本知识和概念，亦即仅讨论机械结构中各横截面均相同，而且重心均在杆的中心轴的直线上的构件（即所谓等直杆件）在静负荷作用下的变形与应力的某些基本问题。

§ 2 直杆轴向拉伸与压缩

工程实际中，经常遇到受拉伸或压缩的构件，这些构件绝大多数都是截面不变的直杆，其受力特点为：作用在杆件两端的两个力，大小相等，方向相反（两力方向相背时为拉伸，方向相对时为压缩），并且沿着杆件的轴线作用。这种现象称为轴向拉伸或压缩。

一、直杆轴向拉伸和压缩时的内力与应力

构件受外力作用发生变形时，构件内部分子间就伴随着产生一种抵抗力，它们力求恢复构件已变形部分的形状和尺寸。这种抵抗构件变形的分子间的力称为内力。外力愈大，变形愈大，则物体产生的内力就愈大。一般说来，外力一除去，内力也就消失了。

现以图 3-2 所示的受拉杆件为例, 为了揭示和求得其内力, 假想用一垂直于杆件轴线的平面 1-1, 把杆件分为 A、B 两部分。取 A 部分为分离体 (即受力分析对象)。根据平衡条件可知, 在横截面 1-1 上必有一个力的作用, 这个力和外力 P 大小相等, 方向相反, 并作用在一条直线上, 此力即为内力。由于这个力的作用线垂直于横截面, 并与轴线重合。为区别于其它变形形式的内力, 称此力为轴力, 并用符号 N 表示。

$$N = P \quad (3-1)$$

轴力 N 就是 B 段对 A 段的作用力。这种假想用一平面把杆件截分为二, 取任一部分为分离体, 根据平衡方程式, 找出内力与外力的关系, 从而确定截面上内力的方法称为截面法。

对于受压杆件, 其内力的求法与受拉杆件相同。为了区分内力 N 的拉、压性质, 规定拉力取 “+” 号, 压力取 “-” 号。

知道了内力的大小, 还不能断定杆件是否会破坏。实际上杆件破坏与横截面上各点分担多少内力有关, 因此, 必须考虑截面尺寸的影响。一点所受的内力是用单位面积上承受的内力来衡量的。单位面积上承受的内力称为应力。应力的国际单位通常采用兆帕。

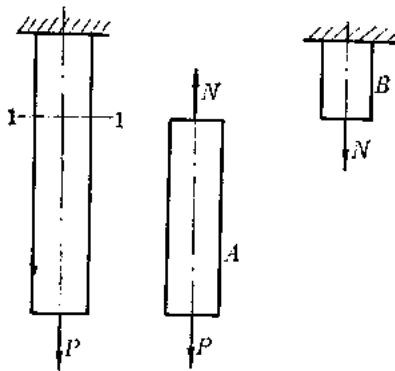


图3-2 直杆受拉时的计算简图

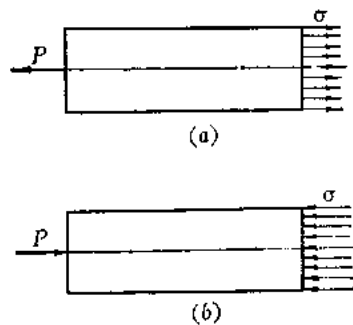


图3-3 拉压杆横截面应力分布

根据实验, 如外力与杆轴相重合, 则受拉、压杆件横截面上的应力平均分布, 其作用线均垂直于横截面 (见图 3-3)。这种垂直于截面的应力称为正应力, 并用符号 “ σ ” 表示, 由此可得到直杆轴向拉伸或压缩时横截面上的正应力公式:

$$\sigma = \frac{N}{A} \quad (3-2)$$

式中 N ——横截面上的内力 (牛);
 A ——横截面面积 (毫米²)。

由于内力总是与外力平衡, 所以计算应力时, 可直接用外力大小来计算, 即

$$\sigma = \frac{P}{A}$$

当杆件受拉伸时, σ 叫拉应力 (见图 3-2 中 (a)), 规定取 “+” 号。当杆件受压缩时, σ 叫压应力 (见图 3-2 中 (b)), 规定取 “-” 号。

根据低碳钢拉伸实验, 材料在弹性限度内, 应力 σ 与应变 ε 成正比, 即胡克定律:

$$\sigma = E\varepsilon \quad (3-3)$$

由于 $\sigma = P/A$, $\varepsilon = \Delta l/l$
 可将胡克定律写成另一种形式:

$$\Delta l = \frac{Pl}{EA} \quad (3-4)$$

上式说明, 材料在弹性限度内, 杆件的绝对伸长 (或缩短) 与外力 P 及杆长 l 成正比, 与杆件横截面面积 A 及材料的弹性模量 E 成反比。

工程实际中许多问题的结论都是以胡克定律为基础进行理论分析而得到的。

二、拉伸与压缩时的强度条件及其应用

要保证构件工作时不致破坏, 必须使工作应力小于材料的极限应力。但设计时由于很多必要的数据是很难准确估计的, 所用材料的实际极限应力与有关资料中所列出的极限应力数值也不尽相同。所以需要给构件一定的强度储备, 即对极限应力除以大于 1 的数值, 这个数值称为安全系数, 用符号 “ n ” 表示。极限应力被安全系数除过的数值称为许用应力, 用符号 “ $[\sigma]$ ” 表示。对于低碳钢等塑性材料, 其许用应力为

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n} \quad (3-5)$$

式中 σ_s ——塑性材料的屈服极限 (兆帕)。

对于铸铁等脆性材料, 其许用应力为

$$[\sigma] = \frac{\sigma_b}{n} \quad (3-6)$$

式中 σ_b ——脆性材料的强度极限 (兆帕)。

最后得出保证构件工作时不遭到破坏的条件为

$$\sigma = \frac{N}{A} \leq [\sigma] \quad (3-7)$$

这个条件就称为强度条件。在设计中可用于解决三类问题:

A. 截面积的计算

如已知负荷 P 和材料许用应力 $[\sigma]$, 求截面积 A , 可将式 (3-7) 改写成

$$A \geq \frac{P}{[\sigma]}$$

B. 强度校核

如已知构件所用的材料, 尺寸及所受负荷 P , 为了校核其强度, 可按式 (3-7) 计算出构件的最大应力 σ 。然后与所用材料的许用应力 $[\sigma]$ 比较, 若 $\sigma \leq [\sigma]$, 则构件安全。

C. 许用负荷的确定

如已知构件的横截面积 A 或截面尺寸和所用材料的许用应力 $[\sigma]$, 求构件所能承受的负荷, 可将式 (3-7) 改写成

$$P \leq A[\sigma]$$

即可求出最大许用负荷的数值。

例题: 两钢杆各长 50(毫米), 用铰链联接如图 3-4 所示。B 点有向下的垂直力 P 作用着, $P=980$ (牛), $[\sigma]=164$ (兆帕), 在未受力前 $\alpha=30^\circ$ 。求各杆横截面尺寸及 B 点的

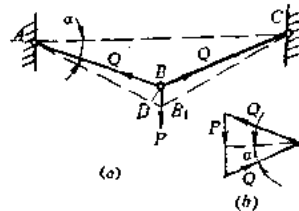


图 3-4 拉杆计算简图

挠度（垂直位移量）。

解：图 3-4 中（b）表示受力后 B 点的平衡状况，各杆所受的拉力为

$$Q = \frac{P}{2 \sin \alpha}$$

当 $\alpha = 30^\circ$ 时

$$Q = P = 980 \text{ (牛)}$$

钢杆应有的横截面面积为

$$A = \frac{Q}{[\sigma]} = \frac{980}{164} = 5.975 \approx 6 \text{ (毫米}^2\text{)}$$

如以 A 点为中心，AB 为半径作一小的圆弧 \widehat{BD} ，BD 可认为是与 AB 杆变形后的位置 AB_1 垂直。故 AB 杆的伸长为

$$B_1D = \epsilon l = \frac{[\sigma] l}{E} = \frac{164 \times 50}{205800} \approx 0.04 \text{ (毫米)}$$

而 B 点的挠度，可在小三角形 DBB_1 中求得

$$BB_1 = \frac{B_1D}{\sin \alpha} \approx 0.08 \text{ (毫米)}$$

§ 3 剪 切

一、剪切作用的特点

剪切作用的特点是：一对大小相等、方向相反的力作用在物体的两侧，它们作用线间的距离很近（见图 3-5 中（a））。物体受这种力作用后，两力之间的截面产生相对滑移，原 AC 和 BD 线歪斜为 AC' 和 BD' （见图 3-5 中（b）），这种性质的变形称为剪切变形。滑移面称为受剪面。歪斜的角度 γ 称为剪应变。使物体产生相对滑移的力称为剪力。受剪面单位面积上抵抗滑移的内力称为剪应力。物体的破坏就是由于这种滑移过大的结果。



图3-5 剪切作用特点

二、剪切时的内力和应力

现以铆钉联接（见图 3-6 中（a））为例，分析剪切时的内力及应力。铆钉受力简图如图 3-6 中（b）、（c）所示。图中的两个力 P 各代表两块被联接板传给铆钉杆的分布力的合力。两力 P 大小相等、方向相反，不作用在一条直线上。力 P 力图在两块被联接板相贴合的平面上切断铆钉。

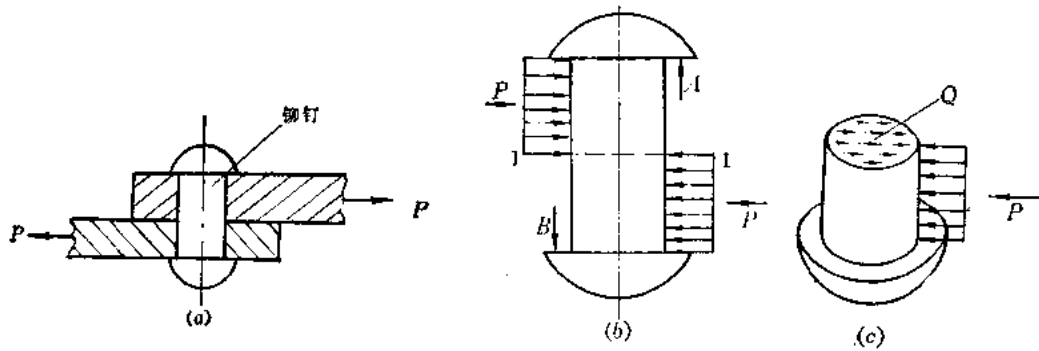


图3-6 铆钉受剪计算简图

如忽略铆钉头处的反力偶在铆钉杆上引起的垂直应力，假想用截面在 1-1 处将铆钉杆截分为二，取下部分为分离体。根据平衡条件，知截面上有一与力 P 大小相等、方向相反的力 Q 存在（见图 3-6 中 (c)），此力即为截面上内力的合力，其方向平行于截面。于是在该截面上所引起的并切于该截面上的应力即为剪应力 τ 。通常认为剪应力沿受剪面均匀分布。剪应力的大小可用下式求出：

$$\tau = \frac{Q}{A} \quad (3-8)$$

式中 A ——受剪面面积（毫米²）。

剪应力的单位同样采用兆帕。材料抗剪切的极限应力（即材料的剪切强度极限 τ_s ）也是通过实验来测定的。根据理论和实践的分析结果，塑性材料的剪切强度极限约等于它的拉伸强度极限的 70~80%，而脆性材料则在 80~100% 之间的范围内变动。其中，脆性材料的剪切强度极限 τ_s 值虽然比塑性材料高，但由于构件受剪切时往往伴随有弯曲变形，而脆性材料抗弯能力很弱，所以受剪切的零件多用塑性材料，而不用脆性材料。材料的许用剪应力 $[\tau] = \tau_s / n$ 。

设计时，使构件的工作剪应力 τ 小于或等于材料的许用剪应力

$$\tau \leq [\tau] \quad (3-9)$$

即满足剪切强度条件。

胡克定律也同样适用于剪切情况，即剪应力 τ 也与剪应变 γ 成正比，即

$$\tau = G\gamma \quad (3-10)$$

式中 G ——比例常数，称为剪切弹性模量。同一材料的 G 值与 E 值之间的关系为

$$G = \frac{E}{2(1+\mu)} \quad (3-11)$$

式中 μ ——横向变形系数或泊松系数。

常用金属材料的泊松系数值见表 3-1。

表3-1 常用金属材料的泊松系数值

材料名称	钢	铜	铸铁	黄铜	铝
μ	0.25~0.33	0.31~0.34	0.23~0.27	0.32~0.42	0.32~0.36

例题：图 3-7 所示螺栓联接构件承受负荷 830 (牛)，已知螺栓材料的许用剪应力 $[\tau]=60$ (兆帕)，求螺栓所需直径 d 。

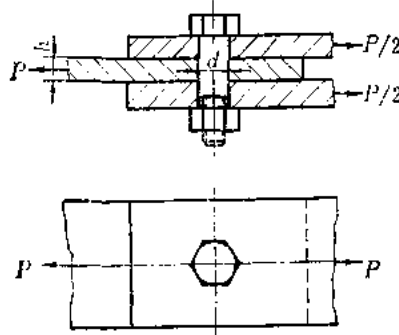


图3-7 螺栓受剪计算简图

解：由于螺栓有两个受剪面，故剪切力为 $Q = P/2 = 415$ (牛)。根据剪切强度条件，

$$\tau = \frac{P}{2 \times \pi d^2 / 4} \leq [\tau]$$

螺栓直径为

$$d \geq \sqrt{\frac{2P}{\pi [\tau]}} = \sqrt{\frac{2 \times 830}{\pi \times 60}} \approx 3 \text{ (毫米)}$$

§ 4 圆轴扭转

一、圆轴扭转变形特征

若在圆轴的表面上画一些圆周线和母线 (见图 3-8 中 (a))，当圆轴横截面上受到



图3-8 圆轴扭转变形特征

扭矩作用时，将会出现下列情况 (见图 3-8 中 (b))：

- (1) 各圆周线的形状和大小不变，间距也不变；
- (2) 每一个横截面都绕轴的轴心线相对转动了某一个角度；
- (3) 各母线都转动了同一个角度 γ ，而画在圆轴表面上的方块则发生歪斜。

这种由于扭矩作用在圆轴横截面上所产生的变形叫做扭转变形。根据上述实验所得到的扭转变形特征，可作出如下判断：

(1) 扭转时圆轴的横截面仍保持为平面，象刚性平面一样绕轴线转动，即所谓平面假设。

(2) 扭转时圆轴的轴向和径向都没有线应变，可知横截面上不存在正应力 σ 。

(3) 扭转时圆轴表面上的每一个矩形或方块都歪斜了同一个角度 γ ，即扭转变形乃是剪切变形的另一种形式。直角改变量 γ 称为剪应变。由此可知在圆轴横截面上存在剪应

力 τ 。

使杆件产生扭转变形的力偶矩叫做外扭矩，用符号 m 表示。其作用面上用箭头“ \curvearrowright ”表示扭转方向。

二、圆轴扭转时的内力和应力

现以受两外扭矩 m 作用的圆轴为例，分析扭转时的内力和应力（见图 3-9）。

利用截面法，在 1-1 处假想用截面将轴截分为二，取左段为分离体。根据平衡条件，知截面上存在一个与外扭矩 m 大小相等、方向相反的力偶矩，这个力偶矩就是杆件受扭转时横截面的内力，称为扭矩，用符号 M_n 表示。

由于应力可通过应变表现出来，故为了导出应力的计算公式，可先找出应变的规律。如从圆轴中取出微段 dx （见图 3-10）， dx 微段的两个横截面相对扭转的角度为 $d\varphi$ 。截面上任意半径 ρ 处的剪应变为 γ_ρ 。

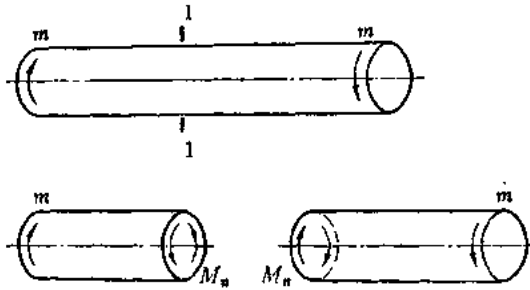


图3-9 圆轴受扭计算简图

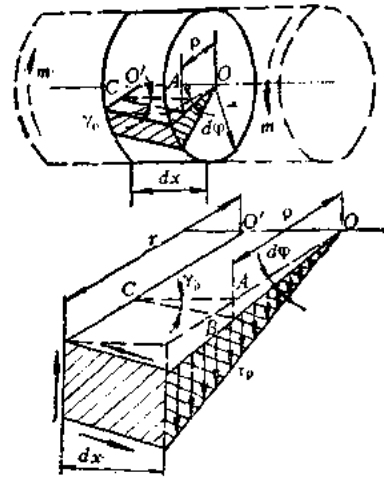


图3-10 圆轴扭转应变分析

$$\gamma_\rho dx = \widehat{AB} = \rho d\varphi$$

$$\gamma_\rho = \rho \cdot \frac{d\varphi}{dx} \quad (3-12)$$

式中 $d\varphi/dx$ 为单位长度转角，是转角 φ 沿杆长的变化率，它在同一截面上各点计算剪应变 γ_ρ 值时为一常量。

式 (3-12) 说明，剪应变 γ_ρ 与各该点距轴心的距离 ρ 成正比。即剪应变 γ_ρ 按直线规律变化。在同一半径 ρ 处各点的剪应变 γ_ρ 相同。

根据实验，在弹性范围内，剪应力 τ 与剪应变 γ 之间的关系，也符合胡克定律，即

$$\tau = G\gamma$$

将式 (3-12) 代入上式，得到

$$\tau_\rho = G\rho \cdot \frac{d\varphi}{dx} \quad (3-13)$$

当圆轴材料一定时，式 (3-13) 说明剪应力 τ 也沿着截面半径按线性规律变化，即 τ_ρ 与 ρ 成正比，其方向垂直于半径，并与扭矩 M_n 方向符合，如图 3-11 所示。

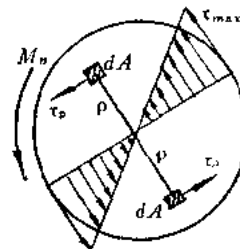


图3-11 横截面上剪应力的分布

根据静力学关系，圆轴横截面上各微面积 dA 上的剪力 $\tau_\rho \cdot dA$ 对轴心的力矩 $\tau_\rho \cdot dA \cdot \rho$

的总和应等于扭矩 M_n , 则

$$M_n = \int_A \rho \tau_r dA \quad (3-14)$$

将式 (3-13) 代入式 (3-14) 得

$$M_n = \int_A G \rho^2 \cdot \frac{d\varphi}{dx} dA$$

式中 G 为常量, 由于是对全截面的积分, 在同一截面上 $d\varphi/dx$ 也是一个常量。故

$$M_n = G \cdot \frac{d\varphi}{dx} \int_A \rho^2 dA$$

式中 $\int_A \rho^2 dA$ 仅与截面尺寸有关, 称为横截面的极惯性矩, 并用符号 J_p 表示, 单位为 (毫米⁴)。于是

$$M_n = G \cdot \frac{d\varphi}{dx} \cdot J_p$$

或

$$\frac{d\varphi}{dx} = \frac{M_n}{GJ_p} \quad (3-15)$$

将式 (3-15) 代入式 (3-13), 得到

$$\tau_r = \frac{M_n \rho}{J_p} \quad (3-16)$$

式 (3-16) 为圆轴扭转时横截面上任意点的剪应力计算公式。此式说明, 如截面形状、尺寸一定, 当 $\rho = r$ 时, 剪应力 τ_r 达到最大值。可见圆轴扭转时的危险点在横截面的周边上。其计算公式为

$$\tau_{\max} = \frac{M_n}{J_p/r} = \frac{M_n}{W_p} \quad (3-17)$$

式中 $W_p = J_p/r$, 称为抗扭截面模量, 单位是 (毫米³)。对于实心圆截面 $W_p = \pi d^3/16$;

对于空心圆截面 $W_p = \pi d^3(1 - \alpha^4)/16$

$$\alpha = d_i/d$$

式中 d_i ——空心圆截面内径 (毫米);

d ——圆截面外径 (毫米)。

三、扭转强度条件与刚度条件及空心轴

A. 扭转强度条件

圆轴扭转时, 要保证其正常工作, 必须使最大剪应力不超过许用剪应力 $[\tau]$, 即扭转强度条件

$$\tau_{\max} = \frac{M_n}{W_p} \leq [\tau] \quad (3-18)$$

由于受扭转作用的轴一般都采用塑性材料, 根据实验和理论分析, 材料的许用剪应力可以直接从拉伸许用应力进行换算, 它们的关系是

$$[\tau] = (0.55 \sim 0.6) [\sigma] \quad (3-19)$$

B. 扭转刚度条件

如前所述, 圆轴单位长度扭转角为

$$\frac{d\varphi}{dx} = \frac{M_n}{GJ_p}$$

对于两端受外扭矩的等截面圆轴，在轴长 l 范围内， M_n 与 J_p 都是常量，其扭转角 φ 为

$$\varphi = \int_l \frac{M_n}{GJ_p} dx = \frac{M_n l}{GJ_p} \quad (3-20)$$

式中 J_p ——截面极惯性矩。对于实心圆截面， $J_p = \pi d^4/32$ ；对于空心圆截面，则 $J_p = \pi d^4(1 - \alpha^4)/32$ 。

$\alpha = d_t/d$ ，符号意义同前。

轴除应满足强度条件外，在某些情况下，对扭转角也要加以限制，使实际扭转角不超过许用扭转角，即满足扭转刚度条件。工程上许用扭转角规定为每米长不超过多少度作为衡量标准，并用符号 $[\theta]$ 表示。一般的传动轴的 $[\theta]$ 可取 2 (度/米)；对精密机械中的 $[\theta]$ 常取为 0.15~0.3 (度/米)。扭转刚度条件的表达式为

$$\theta = \frac{\varphi}{l} \leq [\theta] \quad (3-21)$$

为使式 (3-15) 的单位与上式单位一致，应将式 (3-15) 的单位 (弧度/毫米) 乘以 $(180^\circ/\pi) \times 1000$ ，即化为度/米。

C. 空心轴

从实心轴横截面上的剪应力分布规律可以看出，在横截面周边以内，特别是轴心附近的材料所承担的应力很小，材料的抗扭作用未得到充分发挥。如将这一部分材料移到抗力较大的周边以外，就成为空心轴。在轴的材料和截面面积相同的情况下，空心轴较实心轴的抗扭能力大大增加。其剪应力分布规律如图 3-12 所示。

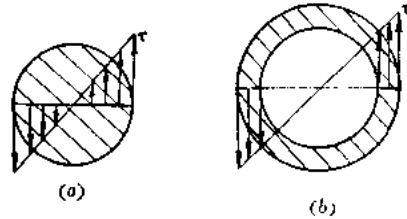


图3-12 空心轴与实心轴的抗扭能力比较

例题：试根据圆轴扭转的强度条件，设计图 3-13 所示的传动轴直径 d 。已知工作扭矩 $M_n = 7.2$ (牛·米)，材料的许用应力 $[\tau] = 40$ (兆帕)。

解：根据圆轴扭转的强度条件 $M_n/W_p \leq [\tau]$ 和 $W_p = \pi d^3/16$ 得到

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16M_n}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{M_n}{0.2[\tau]}}$$

将已知条件和数值代入上式得到

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{7.2 \times 1000}{0.2 \times 40}} \approx 9.7 \text{ (毫米)}$$

取 $d = 10$ (毫米) 即可。

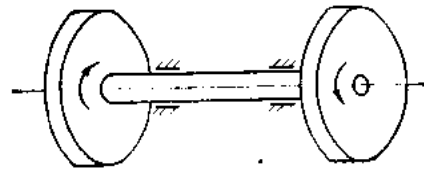


图3-13 圆轴扭转强度设计

§ 5 梁的平面弯曲

一、平面弯曲的特点和梁的基本类型

机械结构中最常遇到的弯曲形式是平面弯曲，其特点是：杆件是直杆或曲率不大的

杆，其截面至少有一个对称轴线（见图 3-14 中 (a)）。外力或外力偶矩作用在杆件的纵对称面内（见图 3-14 中 (b)）。杆件变形后，它的轴线在纵对称面内成一条平面曲线。

工程上对于受力后产生弯曲变形的杆，一般称为梁。截面大小不变，轴线为直线的梁称为等直梁。下面只讨论等直梁的平面弯曲。

根据梁的支承情况，梁的基本类型有三种（见图 3-15）。

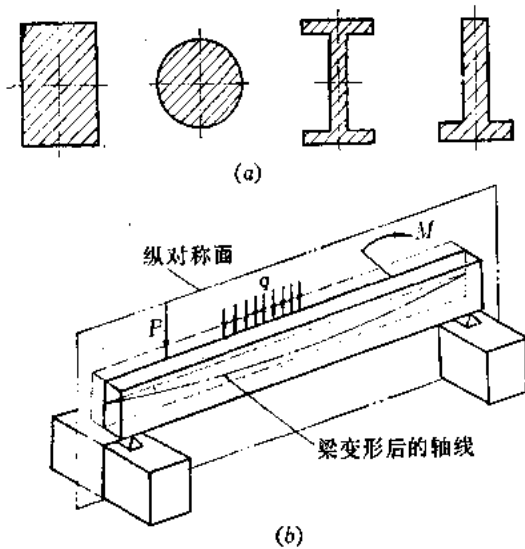


图 3-14 平面弯曲特点

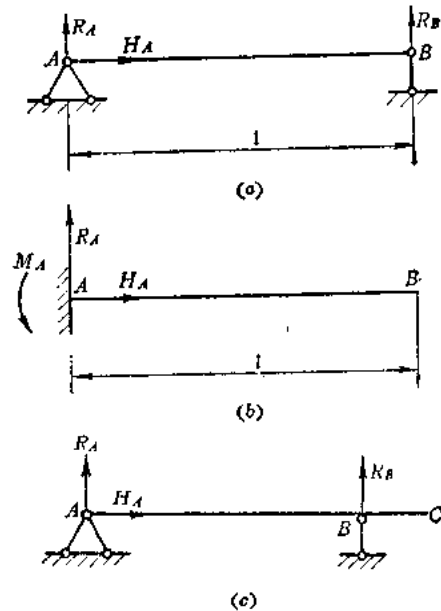


图 3-15 梁的基本类型

(1) 简支梁——它的特点是一端为固定铰链支座，另一端是活动铰链支座（见图 3-15 中 (a)）。

(2) 悬臂梁——它的特点是一端固定，一端自由（见图 3-15 中 (b)）。

(3) 外伸梁——它的特点也是用一个固定铰链支座和一个活动铰链支座支承的，不过梁的一端或两端是外伸的（见图 3-15 中 (c)）。

固定铰链支座允许梁的支承截面绕支座的铰链轴转动，但不允许该支承端有移动。支座对于梁具有水平与垂直两个支反力。

活动铰链支座允许梁的支承截面绕支座的铰链轴转动的同时，还可以在相应的方向上有自由的移动。支座对于梁只有经过铰链中心并垂直于梁的轴线方向的一个支反力。

固定支座不允许梁的固定端在力作用的平面上有任何移动和转动。支座对于梁除具有水平与垂直两个支反力外，还有一个阻止其固定端截面转动的反力偶。

根据静力学，梁在所有外力和反力的作用下，处于平衡状态中。由于这些力都在同一平面上，故可以写出三个平衡方程式。当梁的支反力及反力偶不超过三个时，就属于静定梁。

二、弯曲时的内力

现以吊车横梁（见图 3-16 中 (a)）为例，分析梁弯曲时的内力。梁的约束可看作一端是固定铰链支座，另一端是活动铰链支座（见图 3-16 中 (b)）。如梁的跨度为 l ，负荷

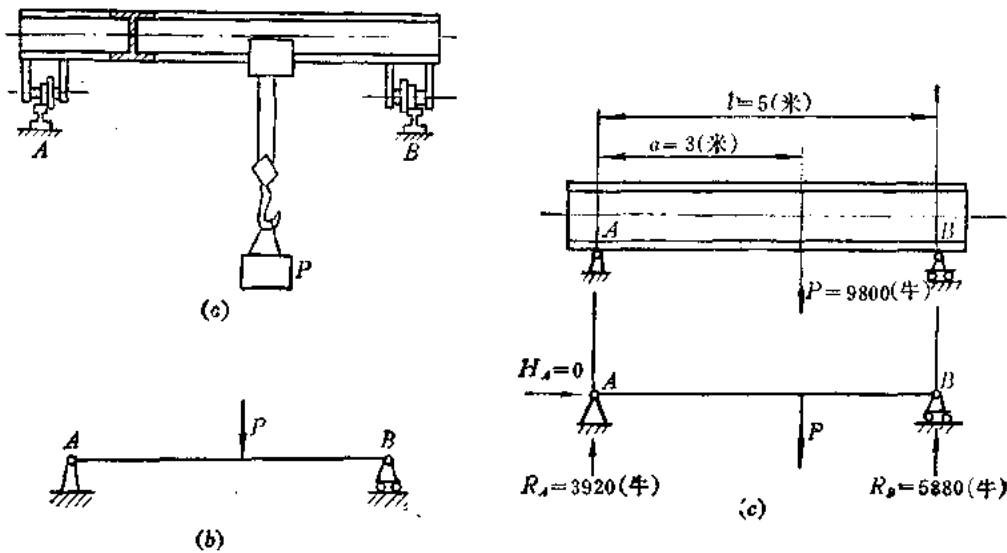


图3-16 吊车横梁计算简图

为 P ，距梁左端支承点 A 的距离为 a 。画出支反力后，得到吊车横梁计算简图（见图3-16中(c)）。

首先根据平衡方程式求出支反力。

$$\begin{aligned} \text{由 } \sum P_x = 0, & \quad \text{知 } H_A = 0, \\ \text{由 } \sum P_y = 0, & \quad \text{知 } R_A + R_B - P = 0, \quad \text{得 } R_A = P - R_B \\ \text{由 } \sum M_A = 0, & \quad \text{知 } R_B l - Pa = 0, \quad \text{得 } R_B = Pa/l \end{aligned}$$

将 P 、 a 、 l 的数值代入后解得 $R_A = 3920$ (牛)； $R_B = 5880$ (牛)。然后运用截面法，求梁任意横截面上的内力。如果求距左端支承点 A 的距离为 x ($x < a$) 处的内力，则在该处假想用截面 $m-m$ 将梁垂直于轴线截分为二（见图3-17），如取左段为分离体。根据平衡条件，由 $\sum P_x = 0$ ，知横截面上没有垂直于横截面的轴力；由 $\sum P_y = 0$ ，知横截面上有与 R_A 大小相等、方向相反的内力 Q ，这个力平行于截面，其作用是使梁各截面相互滑移，故其性质为剪力。由 $\sum M_{O'} = 0$ ，知横截面上存在以截面形心 O' 为矩心的力矩 $M = R_A x$ ，方向是顺时针。要平衡这个力矩，则在横截面上必有与上述力矩大小相等、方向相反即逆时针方向的力偶矩存在。这个力偶矩就是存在于梁内部使之产生弯曲的内力，

称为弯矩。为了便于分析弯矩的变化规律，规定凡外力使梁凸向下的弯矩为正，反之，凡外力使梁凸向上的弯矩为负（见图3-18）。

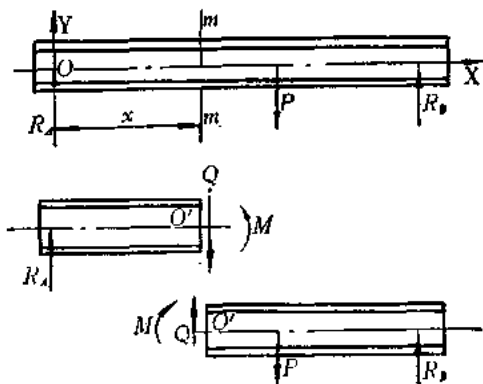


图3-17 吊车横梁内力分析



图3-18 弯矩的正负号

一般说来, 梁上各横截面上的内力是不相等的。假如材料质地均匀, 而且是等截面的, 梁的破坏将发生在内力最大的截面上, 此截面称为危险截面。危险截面是根据弯矩在不同截面上的变化规律来确定的。

根据前述可知, 截面上弯矩的大小, 等于截面一侧所有外力以该截面形心为矩心的力矩的代数和, 这样就可直接写出任意截面的弯矩方程 (见图 3-19 中 (a))。

OC 段的弯矩方程为

$$M = R_A x$$

CB 段的弯矩方程为

$$M = R_A x - P(x - a)$$

由以上两式可知, 弯矩 M 是截面位置 x 的一次函数。故在集中力作用下弯矩 M 是直线变化。根据弯矩方程画出的图形称为弯矩图。

对于弯矩方程 $M = R_A x$

当 $x = 0$ 时, $M = 0$

当 $x = 3$ (米) 时, $M = 3920 \times 3 = 11760$ (牛·米)

对于弯矩方程 $M = R_A x - P(x - a)$

当 $x = 3$ (米) 时, $M = 3920 \times 3 - 9800(3 - 3) = 11760$ (牛·米)

当 $x = l = 5$ (米) 时, $M = 3920 \times 5 - 9800(5 - 3) = 0$

取 XOM 坐标系 (见图 3-19 中 (b)), 在 X 轴上的 O 、 C 、 B 点分别沿 M 轴方向量取上述求得的 M 值, 得 O 、 D 、 B 点。将各顶点连以直线, 即得到弯矩图。从上述弯矩图中看出, 两端支承处弯矩为零, 集中负荷作用处弯矩最大, 且弯矩图有转折。由于杆件是等截面的, 所以在集中负荷作用处的横截面, 即为危险截面, 其最大弯矩 $M_{\max} = 11760$ (牛·米)。

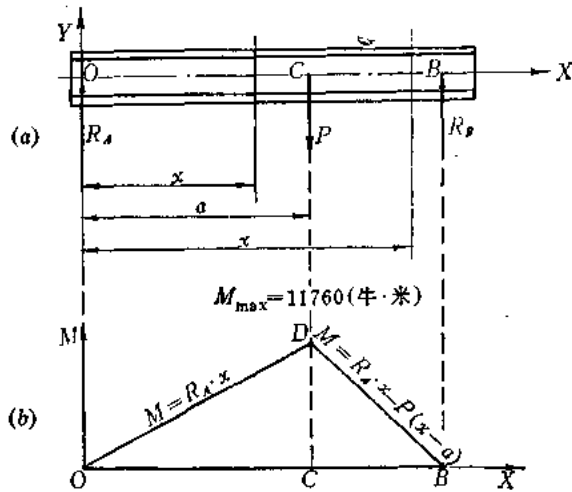


图3-19 弯矩方程与弯矩图

三、弯曲时的应力

若在矩形截面梁的侧面画出互相正交的一些纵线和横线 (见图 3-20 中 (a)), 然后在梁的两端加上外力偶矩, 使梁产生弯曲变形 (见图 3-20 中 (b)), 可看到变形后的情形为:

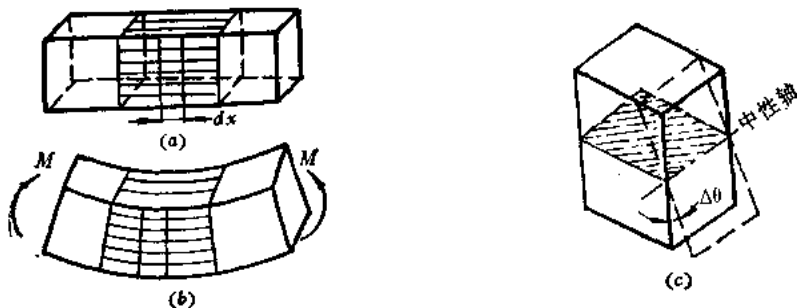


图3-20 平面弯曲变形特征

- (1) 横向线仍为直线, 但倾斜了某一角度;
- (2) 纵向线变为圆弧线, 外侧纵向线伸长, 内侧纵向线缩短;
- (3) 各横向线仍与纵向线互相垂直。

根据上述情形可以假设: 梁的横截面在变形前为平面, 变形后仍为平面, 只是转动一个小的角度 $\Delta\theta$ (见图 3-20 中 (c))。这个假设叫做平面假设。横截面围绕转动的那个轴叫做中性轴, 由梁的轴线和中性轴所构成的平面叫做中性层 (图 3-20 中 (c) 的阴影面)。根据平面假设可知, 中性层上的材料既不伸长, 也不缩短。

如从图 3-20 梁中取一微段 dx , 放大后如图 3-21 所示。假定纵向纤维 $\widehat{O_1O_2}$ 弧位于中性层上, 其弧长与变形前长度相同 (仍为 dx), 其曲率半径为 ρ 。离中性层为 y 的纤维 \widehat{CD} 弧长较变形前加长了。由图 3-21 可知,

$$\begin{aligned}\widehat{O_1O_2} &= dx = \rho d\theta \\ \widehat{CD} &= (\rho + y)d\theta\end{aligned}$$

纤维 CD 的单位伸长量 (即应变) 为

$$\varepsilon = \frac{CD - \widehat{O_1O_2}}{\widehat{O_1O_2}} = \frac{(\rho + y)d\theta - \rho d\theta}{\rho d\theta} = \frac{y}{\rho} \quad (3-22)$$

ρ 对于微段 dx 来说, 可看作常量。故应变 ε 与 y 成正比。由此可见, 离中性层越远的地方材料变形越大, 离中性层越近, 变形越小, 而且是按直线规律变化。于是, 材料在弹性范围内, 根据胡克定律可得到应力与应变的关系

$$\sigma = E\varepsilon = E \frac{y}{\rho} \quad (3-23)$$

当梁的材料一定时, 对于微段 dx 来说, E 、 ρ 均为常量。所以式 (3-23) 表明: 梁横截面上任意点的正应力, 与该点距中性轴的距离 y 成正比, 即按直线规律变化。亦即应力在中性轴上为零, 离中性轴越远应力越大 (见图 3-22 中 (a)), 离中性轴最远的两个边缘上的各点应力最大。而且中性轴的一侧全是压应力, 另一侧全是拉应力。

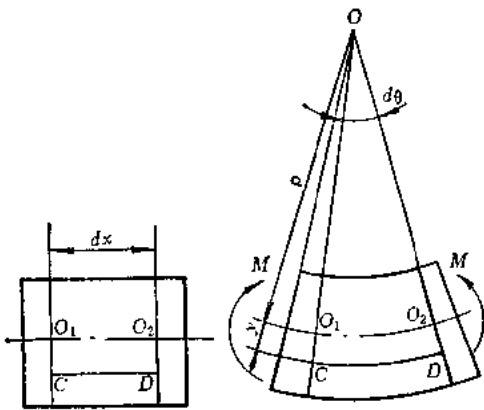


图3-21 梁的弯曲应变分析

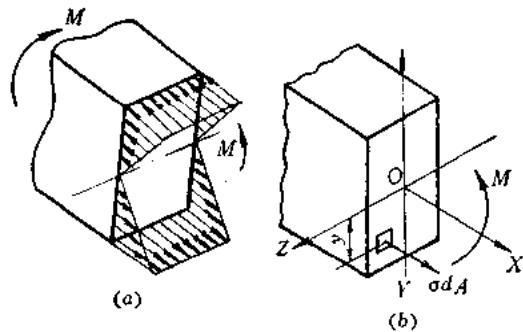


图3-22 梁横截面应力分布情况

如从截面上取微小面积 dA (见图 3-22 (b)), 可认为该微小面积上的应力均匀分布。然后, 将 dA 上的微小的力对中性轴取矩, 把这些矩积分起来, 其总和应该等于截面上的

弯矩, 用积分式表示为

$$M = \int_A y \sigma dA = \int_A y E \frac{y}{\rho} dA = \frac{E}{\rho} \int_A y^2 dA \quad (3-24)$$

上式中的积分 $\int_A y^2 dA$ 是仅与截面尺寸和形状有关的一个量, 称为截面对于 Z 轴的惯性矩。并用符号 J_z 表示。它的单位是 (毫米⁴)。于是式 (3-24) 可写成

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{E J_z} \quad (3-25)$$

将式 (3-25) 中的 ρ 值代入式 (3-23), 得到

$$\sigma_y = \frac{M y}{J_z} \quad (3-26)$$

式 (3-26) 就是计算梁截面上任意点的弯曲正应力的公式。当 y 为最大值时, 正应力 σ 值也最大

$$\sigma_{\max} = \frac{M y_{\max}}{J_z} \quad (3-27)$$

式中 J_z/y_{\max} 可用符号 W 表示, 称为抗弯截面模量, 其单位为 (毫米³)。常见截面形状其计算公式, 对矩形截面为 $W = bh^2/6$;

对实心圆截面为 $W = \pi d^3/32$;

对空心圆截面为 $W = \pi(d^4 - d_1^4)/32d$ 。

式中 b 为宽度; h 为厚度; d 为外径; d_1 为内径。于是, 最大弯曲正应力可用下式表示:

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{W} \quad (3-28)$$

四、弯曲强度条件及提高截面抗弯能力

为使受弯杆件能安全、可靠地工作, 必须使危险截面上的最大弯曲应力小于或等于材料抗弯的许用应力 $[\sigma]_B$ 。即弯曲强度条件为

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{W} \leq [\sigma]_B \quad (3-29)$$

实验表明, 弯曲许用应力 $[\sigma]_B$ 比拉伸时的许用应力 $[\sigma]$ 要大一些。对于钢材, 一般

$$[\sigma]_B \approx (1.1 \sim 1.2) [\sigma] \quad (3-30)$$

但在工程实际计算中, 常近似取 $[\sigma]_B = [\sigma]$ 。

由于弯曲时横截面上的应力是非均匀分布的, 离中性轴越近, 应力越小。而圆形截面在离中性轴较远的上下边缘处面积最小, 接近中性轴处面积较大。可见在中性轴附近, 材料远没有发挥应有的抗弯作用。由 $M \leq [\sigma]W$ 也可看出, 许用应力一定时, 抗弯截面模量越大, 截面所能承受的弯矩也越大。如采用矩形截面, 其抗弯截面模量 $W = bh^2/6$ 。当截面形状和面积相同时, 其抗弯能力决定于安放状态。显然, 矩形截面立放比平放时的抗弯截面模量要大, 故可在截面面积不变的条件下提高截面抗弯能力。如把矩形截面上靠中心轴附近的一部分材料 (阴影部分) 移到截面应力较大的上下两边, 变成工字形截面 (见图 3-23)。这样就可以在不增

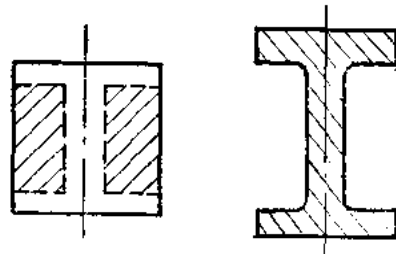
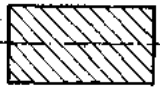
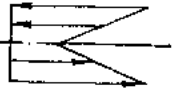

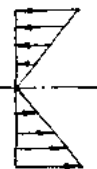

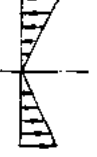


图3-23 抗弯截面形状的合理化

加材料和重量的条件下，更大地发挥材料抵抗弯曲的能力。表3-2列出了三种截面几何性质和最大应力的比较。

表3-2 截面几何性质和最大应力

截面形状	应力分布	截面面积 (厘米 ²)	惯性矩 J_x (厘米 ⁴)	抗弯截面模量 (厘米 ³)	最大应力 σ_{max}
		76.2	228	76	$0.0132M$
		76.2	1025	159	$0.0053M$
		76.3	15760	878	$0.00113M$

从表3-2中可以看出，这三种截面的惯性矩 J_x 、抗弯截面模量 W ，以及最大应力 σ_{max} 都相差悬殊，其中以工字梁截面的抗弯性能最好。当然，实际选择抗弯截面形状时，除按上述弯曲强度条件考虑外，还应考虑刚度和稳定等方面的要求。此外，还要考虑结构以及制造和使用等方面的要求。

五、弯曲刚度条件及提高刚度的一些措施

有时，尽管梁满足了强度要求，但如变形不符合刚度要求，梁仍然不适用。特别是仪器中的构件，如果刚度不足，就会严重影响仪器的精度。衡量梁的变形用两个量度，即挠度和转角（见图3-24）。如以虚线表示梁受外力作用时的变形形状，在梁的变形过程中，横截面作了移动和转动。即（1）该横截面的形心 c （即梁轴线上的点）移动到 c' 点。在原轴线的垂直方向（即垂直于 X 轴方向）的线位移 y ，称为梁在该点的挠度。（2）横截面绕中性轴的转角 θ ，称为该截面的转角。

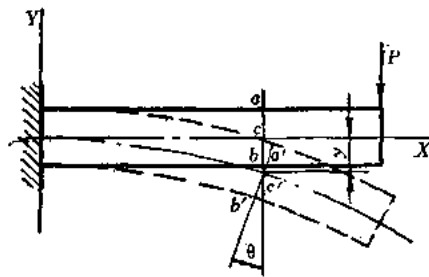


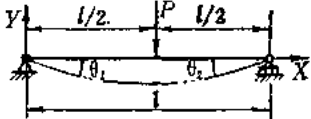
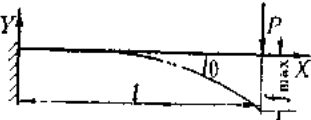
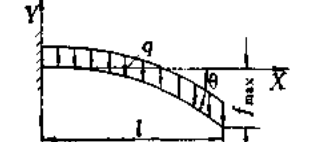
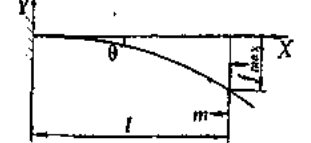
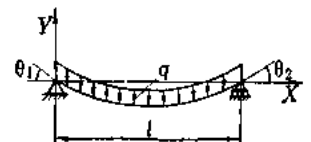
图3-24 弯曲时的两种变形量度

对于最常见的简支梁和悬臂梁，在负荷 P 或力偶矩 m 的作用下其最大挠度 f_{max} 和转角 θ 的计算公式见表3-3。

对于矩形截面： $J_z = bh^3/12$ ；

对于实心圆截面： $J_z = \pi d^4/64$ ；

表3-3 最大挠度和转角的计算公式

	$f_{\max} = \frac{Pl^3}{48EJ_z}$	$\theta_1 = \theta_2 = -\frac{Pl^2}{16EJ_z}$
	$f_{\max} = \frac{Pl^3}{3EJ_z}$	$\theta = -\frac{Pl^2}{2EJ_z}$
	$f_{\max} = \frac{ql^4}{8EJ_z}$	$\theta = -\frac{ql^3}{6EJ_z}$
	$f_{\max} = \frac{ml^2}{2EJ_z}$	$\theta = -\frac{ml}{EJ_z}$
	$f_{\max} = \frac{5ql^4}{384EJ_z}$	$\theta_1 = -\theta_2 = -\frac{ql^3}{24EJ_z}$

表中 l —— 梁的工作长度(毫米);
 q —— 作用在梁上的均布负荷(牛/毫米);
 m —— 作用在梁上的力偶矩(毫牛·米);
 E —— 材料的弹性模量(兆帕);
 J_z —— 梁对 Z 轴的截面惯性矩(毫米⁴).

对于空心圆截面: $J_z = \pi(d^4 - d_i^4)/64$.

其它类型的梁以及其它不同截面形状的截面惯性矩,其计算公式可参阅有关设计手册。

如前所述,梁有两个变形量度,相应地刚度条件也有两种要求:即梁的转角 θ 要小于许用转角 $[\theta]$; 梁的挠度 y 要小于许用挠度 $[f]$, 但工程设计中通常是以最大挠度与跨度的比值 $[f/l]$ 作为标准。所以梁的刚度条件可表示为:

$$\theta \leq [\theta] \quad (3-31)$$

$$\frac{y_{\max}}{l} \leq \left[\frac{f}{l} \right] \quad (3-32)$$

$[\theta]$ 的大小与轴承类型有关,对于安装齿轮的轴, $[\theta]$ 一般不超过 0.001 (弧度)。

$[f/l]$ 的大小随具体结构而定,对于重要的轴, $[f/l]$ 一般限制在 0.001~0.003 范围内。

为了提高梁的刚度，机械设计中常采用以下措施：

- (1) 在结构许可的条件下，受弯杆件尽量做得短一些；
- (2) 对于比较细长的轴，可以加中间支承，以限制梁的变形过大；
- (3) 在结构许可条件下尽量用简支梁代替悬臂梁，或在悬臂梁下加上支撑杆；
- (4) 合理地选择截面形状以及在杆件的薄弱地带配置加强筋，不仅可以提高刚度，还可以达到等强度的要求。

例题：有一仪器中用的片弹簧如图 3-25 所示。片簧有效长 $l = 50$ (毫米)，工作负荷 $P = 5.9$ (牛)，要求自由端在集中负荷 P 的作用下，片簧端点挠度 $f = 2$ (毫米)。材料为锡青铜 $E = 112700$ (兆帕)， $[\sigma] = 147$ (兆帕)，设计此片弹簧的宽度 b 及厚度 h 。

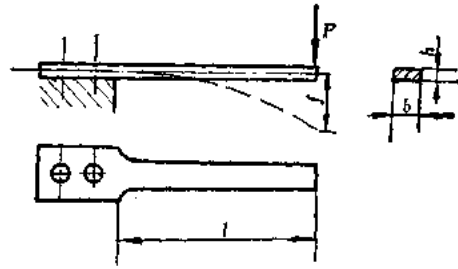


图3-25 片簧弯曲计算简图

解：此片弹簧可视为一矩形截面的悬臂梁，根据悬臂梁的最大挠度计算公式

$$f_{\max} = \frac{Pl^3}{3EJ_z}$$

可先求出片簧的截面惯性矩

$$J_z = \frac{Pl^3}{3Ef} = \frac{5.9 \times (50)^3}{3 \times 112700 \times 2} \approx 1.1 \text{ (毫米}^4\text{)}$$

由于 $W = bh^2/6$ ， $J_z = bh^3/12$ ，

即 $W = 2J_z/h$ 。然后，根据弯曲强度公式

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{W} = \frac{Pl}{2J_z/h} = \frac{hPl}{2J_z} \leq [\sigma]$$

即可求出片簧的厚度

$$h \leq \frac{2J_z[\sigma]}{Pl} = \frac{2 \times 1.1 \times 147}{5.9 \times 50} \leq 1.1 \text{ (毫米)}$$

于是，片簧宽度也可相应地求出

$$b = \frac{12J_z}{h^3} = \frac{12 \times 1.1}{1.1^3} = 9.9 \approx 10 \text{ (毫米)}$$

§ 6 复杂变形时的强度计算

以上所讨论过的构件变形，仅限于一种简单变形，即直杆轴向拉伸或压缩、剪切、圆轴扭转、梁的平面弯曲的作用及其应力分析。但工程实际中常存在比较复杂的情况，构件同时受到两种或两种以上变形的作用，即所谓复杂变形问题。

一、弯曲与拉伸或压缩的联合作用

例如梁 AB 上作用着均布负荷 q 及轴向力 P ，如图 3-26 所示。

在这类问题中，通常假设作用在弹性体系上的一种负荷所引起的变形与构件尺寸相比很小时，此变形对构件位置的影响可以忽略不计。例如图 3-26 中梁受弯曲后的挠度很小

时, 可以假设轴向力 P 即使在梁产生弯曲变形之后, 将只引起梁的简单压缩。因此, 要求出一个弹性体系在复杂变形作用时的总应力和总变形, 可以采用力作用的叠加法, 根据力 P 及负荷载 q 引起的应力之和, 求出任一横截面上任意点上的正应力。

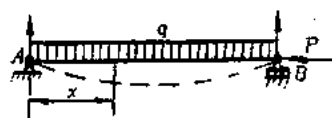


图3-26 梁受弯曲压缩联合作用

力 P 引起的压缩应力在横截面面积 A 上是平均分布的, 而且在各横截面上都相等

$$\sigma_p = -\frac{P}{A}$$

由于弯曲在坐标为 x 处的横截面上所引起的正应力由公式

$$\sigma_q = \frac{M(x)y}{J_x}$$

来表示。坐标 x 从梁左端算起, 因此, x 处横截面上坐标 y (从中性轴算起) 处点上的总应力

$$\sigma = \sigma_p + \sigma_q = -\frac{P}{A} + \frac{M(x)y}{J_x} \quad (3-33)$$

x 处横截面上由于力 P 、荷载 q 引起的应力分布及合成情况如图 3-27 所示。该截面上的危险点将在上部边缘纤维处, 该处两种变形都引起压缩; 在下部纤维处, 需根据应力 σ_p 和 σ_q 的大小来确定是压缩还是拉伸。

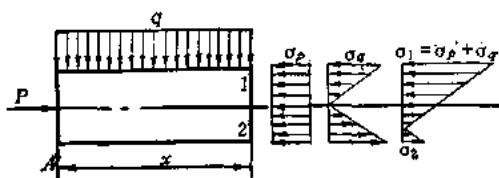


图3-27 弯曲与压缩的应力合成

在最大弯矩作用处梁的危险截面上的边缘纤维, 由弯曲引起的最大正应力为

$$\sigma_{q_{\max}} = \pm \frac{M_{\max}}{W}$$

因此, 在梁的危险截面的边缘纤维 (图 3-27) 1 及 2 处的合成正应力由公式

$$\left. \begin{array}{l} \sigma_1 \\ \sigma_2 \end{array} \right\} = -\frac{P}{A} \mp \frac{M_{\max}}{W}$$

来表示, 其最大合成应力将发生在梁的上部边缘纤维 1 处。

如果力 P 是拉伸的, 则第一项应力的符号就应改变, 其最大合成应力也将发生在梁的下部边缘纤维 2 处。于是, 可写出强度条件的方程式:

$$\sigma_{\max} = \pm \left[\frac{P}{A} + \frac{M_{\max}}{W} \right] \leq [\sigma] \quad (3-34)$$

二、复杂应力状态的概念

A. 轴向拉伸或压缩时斜截面上的应力

如前所述, 直杆轴向拉伸或压缩时, 横截面上的正应力 $\sigma = P/A$ 。如以斜截面 $m-n$ 将受拉力 P 作用的直杆截分为二 (见图 3-28), OA 为 $m-n$ 的外向法线, 以 OA 与杆轴线夹角 α 的逆时针方向为正向。取下半段 II 为分离体, 设截面 $m-n$ 的面积为 A' , 则 $m-n$ 截面上的拉应力为

$$\sigma' = \frac{P}{A'} = \frac{P \cos \alpha}{A} = \sigma \cos \alpha$$

其方向与 σ 方向相同, 可见斜截面上的拉应力均较横截面上的正应力 σ 小, 并随 α 角的大小而变化。

如将斜截面 $m-n$ 上的拉应力 σ' 分解为两个互相垂直的应力 σ_α 和 τ_α (见图 3-28 中 (c)), 则

$$\sigma_\alpha = \sigma' \cos \alpha = \sigma \cos^2 \alpha \quad (3-35)$$

σ_α 为垂直于斜截面的正应力。

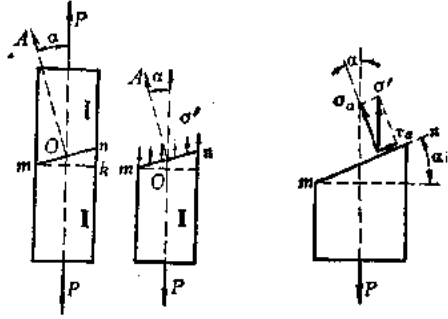


图3-28 拉伸时斜截面上的应力

$$\tau_\alpha = \sigma' \sin \alpha = \sigma \sin \alpha \cos \alpha = \frac{1}{2} \sigma \sin 2\alpha \quad (3-36)$$

τ_α 为切于斜截面的剪应力。

由此可见, 当 α 为任意角时, 截面上各点都有两种应力, 相应地也有两种变形, 即伸长或缩短和剪切滑移变形。

当 $\cos^2 \alpha = 1$, 即 $\alpha = 0$ 时, σ_α 为最大值:

$$\sigma_{\max} = \sigma = \frac{P}{A}$$

$$\tau = 0$$

当 $\sin 2\alpha = 1$, 即 $2\alpha = 90^\circ$, $\alpha = 45^\circ$ 时, τ_α 为最大值:

$$\tau_{\max} = \frac{1}{2} \sigma$$

$$\sigma_{45^\circ} = \frac{1}{2} \sigma$$

说明最大正应力作用于杆的横截面上, 而横截面上的剪应力为零。最大剪应力作用在与杆轴方向成 45° 角的截面上, 并等于最大正应力值的一半, 而此截面上正应力的大小与最大剪应力数值相同。

B. 单元体与剪应力互等定律

任何构件都可看作是由无数个很微小的质点所组成, 为了分析一点的受力情况, 通常围绕该点从构件中取出一个微小的六面立方体, 用六面立方体表现一点的应力情况, 力学上称此六面立方体为单元体。单元体法是研究受力体中点上应力情况的基本方法。由于单元体各个面的面积非常微小, 所以各个面上的应力都可认为是均匀分布的, 而且单元体上相互平行的面上同一性质的应力也认为是相等的。

如从受扭圆轴中取出一个单元体, 此单元体的一对平行平面是轴的横截面, 另外两对平行平面都与轴的横截面相垂直。如果与圆轴横截面平行的一对平面上有剪应力 τ 存在 (见图 3-29 中 (a)), 这一对剪力 $\tau dydz$ 构成了一对力偶。为了平衡这对力偶, 在单元体一对上下的平行面上也必然有剪应力 τ' 存在, 它们构成的力偶是 $\tau' dx dz$ 。根据单元体的平衡条件 $\sum M = 0$ 可知

$$(\tau dydz) dx = (\tau' dx dz) dy$$

可得

$$\tau = \tau'$$

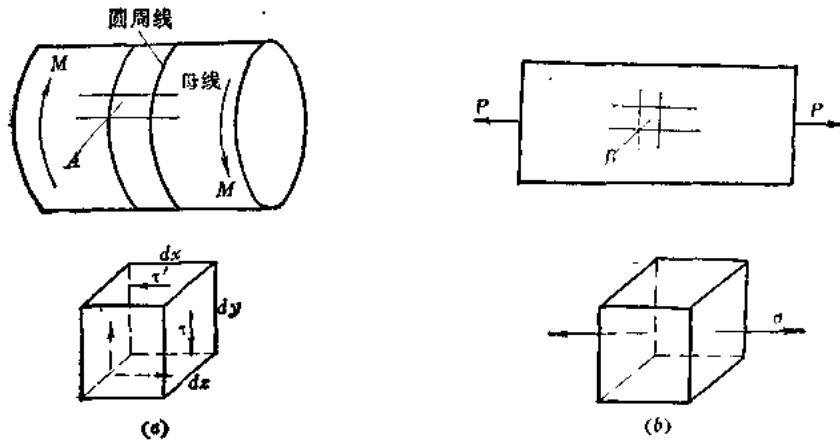


图3-29 单元体上的剪应力互等

说明单元体的某一对平行面上如有剪应力存在,则与此剪应力垂直的两平行平面上,也一定同时存在剪应力。并且大小相等、方向相对或相背。剪应力在单元体上的这种规律称为剪应力互等定律。由此可见,轴向拉伸或压缩时,单元体上与杆横截面平行的一对平面上的剪应力为零,则与杆轴平行的一对平面上的剪应力也为零(见图3-29中(b))。

C. 单元体上的主应力和最大剪应力

力学上把单元体内剪应力 $\tau = 0$ 的平面称为主平面,作用在主平面上的正应力称为主应力。例如轴向拉伸或压缩时,单元体上与杆的横截面平行的一对平面即为主平面,此平面上的正应力 σ 即为主应力。任何一种应力状态的单元体,都存在互相垂直的三个主平面构成的立方体(见图3-30中(a)),该立方体受到三个互相垂直的,经过三个主平面传递来的主应力的拉伸或压缩。实际上可以看作是用三个主应力作用的单元体来表示一点的应力状态(见图3-30中(b))。这三个主应力中两个具有极值,一个是最大正应力,另一个是最小正应力;第三个是中间值。通常规定用 σ_1 、 σ_2 、 σ_3 表示三个主应力,并按其数值顺序排列,即 $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ 。

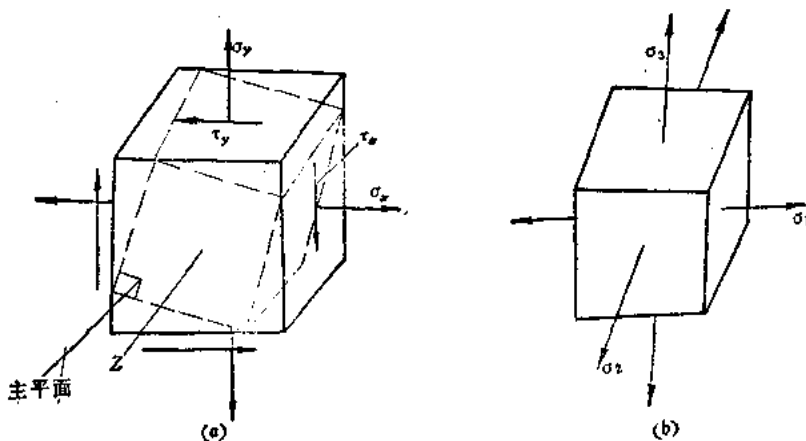


图3-30 单元体上的主应力

对于三个主应力均不为零的应力状态,称为三向(空间)应力状态;对于两个主应力不为零,另一个主应力为零的应力状态,称为二向(平面)应力状态;对于仅有一个主应

力不为零的应力状态，称为单向应力状态。工程实际中常遇到的是后两种应力状态。

根据理论分析，图 3-30 中 (a) 所示单元体中正应力的极值可由下式求出：

$$\sigma_{\max/\min} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (3-37)$$

式中 $\sigma_{\max} = \sigma_1$; $\sigma_{\min} = \sigma_3$

而正应力为极值的作用面上，剪应力恒为零。

如用三个主应力作用的单元体表示一点的应力状态时，根据理论分析，单元体中最大剪应力与主应力关系的表达式为：

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad (3-38)$$

τ_{\max} 的作用面与 σ_3 的作用面垂直，与 σ_1 及 σ_3 作用面成 45° 夹角 (见图 3-31)。

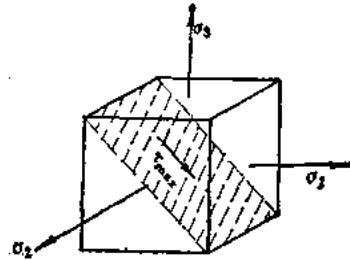


图3-31 单元体中的最大剪应力

三、扭转与弯曲的联合作用

如以一传动轴 AB 为例，动力由皮带轮 I 输入，由齿轮 II 输出 (见图 3-32 中 (a))。若皮带轮 I 与支座 A 靠得较近，则皮带张力对轴的弯曲作用可以忽略，故在 I 轮上认为只有一个使轴转动的力偶矩 m 作用着。作用在齿轮 II 齿上的压力 P 可由使轴转动的力偶矩 m 求出，并把这个压力 P 向 AB 轴的轴线简化，得一个力 P 和一个力偶矩 $PR = m$ 。这样就可以绘出 AB 轴的计算简图 (见图 3-32 中 (b))。设轴是等截面的，此轴的危险截面就是齿轮 II 所在位置的截面。此危险截面上的内力作用情况如图 3-33 中 (a) 所示。

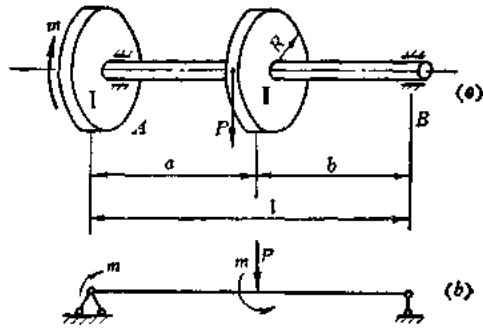


图3-32 扭转弯曲联合作用的轴

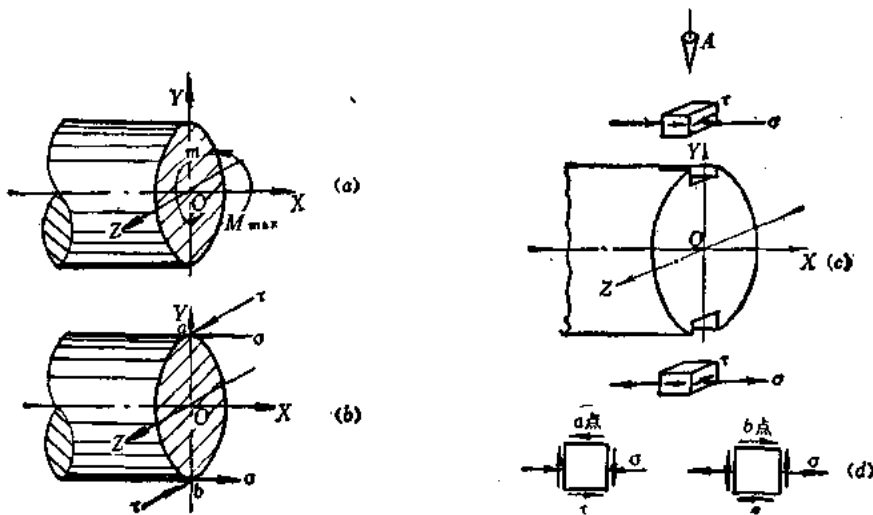


图3-33 扭转与弯曲的应力合成

当截面上有两种或两种以上的内力存在时, 其应力计算方法可先计算各内力单独作用时的应力, 然后, 根据适用于塑性材料的第三强度理论进行合成。

由弯矩所引起的正应力, 在截面 a 、 b 两点处的数值为最大, 其值为

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W}$$

a 点为压应力, b 点为拉应力。

由扭矩 M_n 所引起的剪应力在该危险截面的周界上有最大值, 其值为

$$\tau = \frac{M_n}{W_p}$$

剪应力 τ 的方向与截面半径垂直。

由此可见, a 、 b 两点的正应力和剪应力都是最大值, 所以 a 、 b 两点是该危险截面上的危险点, 其应力情况如图 3-33 中 (b) 所示。从 a 、 b 两点截取单元体如图 3-33 中 (c) 所示。单元体的四个面上都作用着剪应力, 根据剪应力互等定律, 与 XOY 平面平行的两个平面上的剪应力 τ , 其大小与两个横截面上的剪应力 τ 相等。在两个横截面上还作用着正应力 σ , 与 XOZ 平面平行的两个平面上既没有剪应力, 也没有正应力。 a 、 b 处单元体的 A 向视图如图 3-33 中 (d) 所示。根据适用于塑性材料的第三强度理论即最大剪应力理论, 假定复杂应力状态时最大剪应力是标志材料发生塑性变形的主要因素, 亦即只要最大剪应力达到该材料在轴向拉伸极限状态时的最大剪应力值, 就会出现显著的塑性变形, 使零件失去正常工作能力。所以第三强度理论的屈服破坏条件是:

$$\tau_{\max} = \tau_s \quad (3-39)$$

如前所述, 危险状态的最大剪应力与主应力的关系为:

$$\tau_{\max} = (\sigma_1 - \sigma_3) / 2$$

而轴向拉伸到达屈服时的最大剪应力值等于横截面上正应力值 (屈服极限 σ_s) 的一半, 即

$$\tau_s = \sigma_s / 2 \quad (3-40)$$

将这些关系代入式 (3-39), 得

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_s \quad (3-41)$$

这就是用主应力表示的第三强度理论的屈服破坏条件。如再考虑安全系数, 即可得到保证零件正常工作的强度条件

$$\sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma] \quad (3-42)$$

根据正应力极值的计算公式 (3-37) 和图 3-33 中 (d) 所示单元体的应力情况, 当 $\sigma_y = 0$ 时, $\sigma_x = \sigma$, $\tau_x = \tau$, 则三个主应力分别为:

$$\sigma_1 = \frac{1}{2} (\sigma + \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2})$$

$$\sigma_2 = 0$$

$$\sigma_3 = \frac{1}{2} (\sigma - \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2})$$

将这些主应力值代入式 (3-42) 后即得

$$\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma] \quad (3-43)$$

如 σ 和 τ 是用 $\sigma = M_{\max}/W$ 和 $\tau = M_n/W_p$ 两式代入, 并考虑到 W 与 W_p 之间的关系,

由于

$$W = \pi d^3 / 32, W_p = \pi d^3 / 16$$

故

$$W_p = 2W$$

于是, 式 (3-43) 可以化为用弯矩 M 和扭矩 M_t 表示的形式, 即

$$\frac{1}{W} \sqrt{M^2 + M_t^2} \leq [\sigma] \quad (3-44)$$

例题: 平面磨床磨轮轴工作时受力情况如图 3-34 中 (a) 所示, $P_1 = 196$ (牛), $P_2 = 78.4$ (牛), 轴的直径 $d = 20$ (毫米), 材料的许用应力 $[\sigma] = 49$ (兆帕), 试用第三强度理论校核强度。

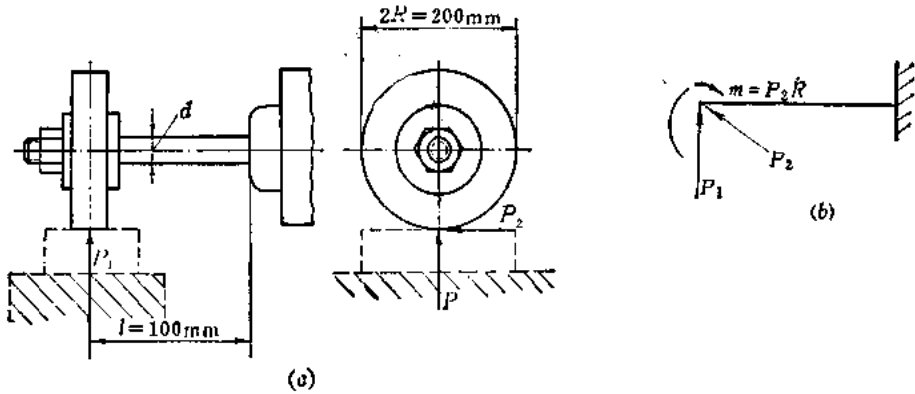


图3-34 扭转弯曲合成计算简图

解: 将外力向轴线简化后, 受力简图如图 3-34 中 (b) 所示。力 P_1 垂直向上作用, 使轴在铅垂面内弯曲; 力 P_2 水平向后作用, 使轴在水平面内弯曲; 外扭矩 $m = P_2 R$ 使轴扭转。

求出内力并绘出内力图 (见图 3-34 中 (c))。

扭矩 $M_t = m = P_2 R = 7.84$ (牛·米)

铅垂面的弯矩 $(M)_{P_1} = P_1 x$, 最大弯矩在固定端处, 即 $(M)_{P_1 \max} = P_1 l = 19.6$ (牛·米)

水平面的弯矩 $(M)_{P_2} = P_2 x$, 最大弯矩在固定端处, 即 $(M)_{P_2 \max} = P_2 l = 7.84$ (牛·米)

由于固定端处截面上两个方向的弯矩都是最大的, 因而合成弯矩也最大, 其数值为

$$\begin{aligned} M^2 &= (M)_{P_1}^2 + (M)_{P_2}^2 \\ &= 19.6^2 + 7.84^2 = 445.6256 \text{ (牛·米)}^2 \end{aligned}$$

故危险截面就在固定端处, 将 M_t 和 M 的值代入式 (3-44), 得

$$\sigma = \frac{1}{W} \sqrt{M^2 + M_t^2} = \frac{\sqrt{445625600^2 + 7840^2}}{\frac{\pi \times 20^3}{32}} = 23.72 \text{ (兆帕)}$$

由于 $\sigma \leq [\sigma]$, 故此轴安全合用。

第四章 机械运动学结构设计基础

§1 机构及其组成

一、机构的作用和定义

同普通机械一样，各种仪器的精密机械部分，为了执行所要求的动作或对运动进行控制，必须通过一定的机构来实现。例如高度表的工作原理（见图 4-1）是由弹性敏感元件感受不同高度的压力时产生微量变形，而使其自由端的中心部分作直线往复运动，通过曲柄滑块机构将此直线往复运动按一定关系变换为扇形齿轮轴的回转运动，再通过扇形齿轮机构将此运动按一定比例尺放大，然后由指针相对于度盘转动所组成的示数装置指示出被测量的大小。由此可见，机构常常是仪器和精密机械的重要组成部分。

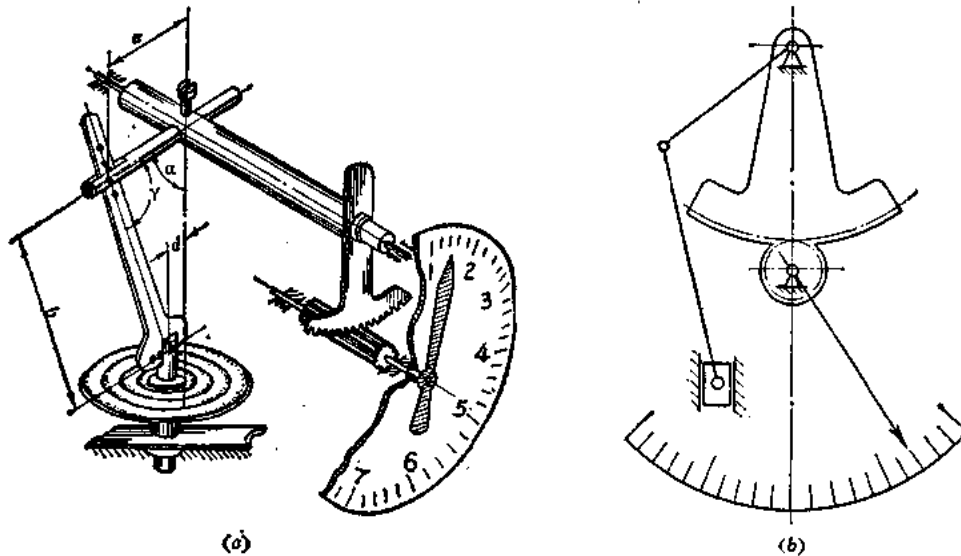


图4-1 高度表机构

所谓机构，就是一种由若干构件构成，各构件之间具有确定的相对运动关系的组合体。它的作用是传递运动或变换运动，同时也传递力和能量。

二、机构的组成

组成机构的各部分称为机构的构件。构件可以是一个单一的零件，也可以是由若干彼此不能产生相对运动、刚性连接的零件所组成。

机构中固定不动或相对固定不动的构件称为固定件，或称机架。相对于固定件运动的构件称为运动件。受驱动外力直接作用的运动件称为原动件。原动件始终与固定件相连。产生最后预期运动运动件称为从动件。其它所有运动件，一方面作为从动件被前面相连的运动件所驱动，同时又作为主动件驱动后面相连的运动件。当原动件按一定规律运动时，其它所有运动件都产生确定的运动。故相对于原动件来说，其它所有运动件都可看作为从

动件。例如图 4-1 所示的高度表机构中，度盘、指针轴支座和扇形齿轮轴的支座，以及弹性敏感元件的固定端均与仪器壳体刚性地固结在一起，构成机构的固定件。而弹性敏感元件的自由端因感受不同高度的压力时，使其中心部分产生微量移动而成为机构的原动件。其余连杆、曲柄、扇形齿轮和小齿轮及指针等均为机构的从动件。

三、运动副和运动链

机构上的每一构件至少必须与另一构件相连接，而这些构件之间的连接并不形成刚性系统，亦即这些互相连接着的构件之间仍保留有一定的相对运动。凡使两构件直接接触而又能产生一定相对运动的连接称为运动副。构件与构件之间的这种活动连接，不外是通过点、线、面的接触来实现的。两构件上参与接触的点、线、面称为运动副元素。

运动副按接触情况的不同分为低副和高副。凡为面接触的运动副称为低副。例如轴颈与轴承套接触构成的低副又称回转副，滑块与导路接触构成的低副又称滑动副。凡为点或线接触的运动副称为高副。例如滚珠轴承的滚珠与内、外座圈接触构成的高副是属于点接触，互相啮合的一对轮齿的接触构成的高副是属于线接触。

若干个构件用运动副连接起来以后，称之为运动链。首末两构件直接相连的运动链称之为封闭运动链。若把封闭运动链中的一个构件加以固定，而且其中的一个或几个构件按已知规律相对于固定构件进行运动时，其余构件均作完全确定的运动，这样的封闭运动链就成为机构。

§ 2 机械运动学设计原理

所谓机械运动学系专门研究组成机构各构件的形状与运动情况，以及各构件相连接时所组成的运动副及其支承与约束情况。

一、自由度与约束

空间刚体所能进行的独立运动的数目称为刚体的自由度，也就是决定空间刚体位置的独立参数的数目。空间刚体对任一选定的坐标系都具有六个自由度。即沿 X 、 Y 、 Z 三轴的移动和绕 X 、 Y 、 Z 三轴的转动，六个独立参数分别为 X 、 Y 、 Z 和 α 、 β 、 γ (见图 4-2)。

由于空间刚体所具有的六个自由度不随坐标系有关的假定和选择而改变，由此可以导致无论什么物体相对于任意物体（坐标系）都具有六个自由度，原因是可以认为所选择的坐标系对于两个物体中之一是固定的。

若使机构各构件按照所要求的运动规律，具有确定的运动，每一构件都必须限制其不需要的自由度，保留所要求的自由度。这种加于刚体独立运动上的限制称为约束。要限制刚体的一个自由度，就应该相应地有一个约束。

当两构件形成运动副以后，由于两构件互相接触，构件之间某些相对运动的可能性受到了限制，亦即使其相对运动受到了约束，从而使其自由度减少，而且自由度减少的数目

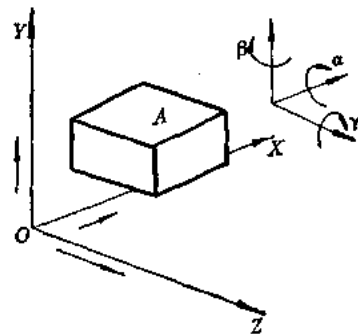


图 4-2 空间刚体的自由度

等于组成运动副时所形成的约束的数目。在运动副中，一构件对于另一构件所形成的约束数目只能是整数并应小于6，因为当约束数等于自由度数的情况下，两构件之间就失去了相对运动，亦即运动副变成了两构件的刚性连接。同样，约束数也不能小于1，因为当约束数等于零时，两构件就不能接触，运动副就不存在了，于是，空间只剩下两个互不相关的运动物体。因此加于运动副每个构件相对运动上的约束数，在1至5的范围内变化。所以，运动副中构件的自由度数 W ，在相对运动中，可用下式表示：

$$W = 6 - S$$

式中 S ——加于运动副上的约束数。

由此可知，在相对运动中运动副的自由度数 W ，同样也在1~5的范围内变化。

由于运动副中构件的接触情况不同，所形成的约束数及所限制的自由度数也就不同。根据加于构件相对运动上的约束数，所有运动副可分为五级。运动副的级数可由下式求得：

$$S = 6 - W$$

不同级数的运动副如图4-3所示。

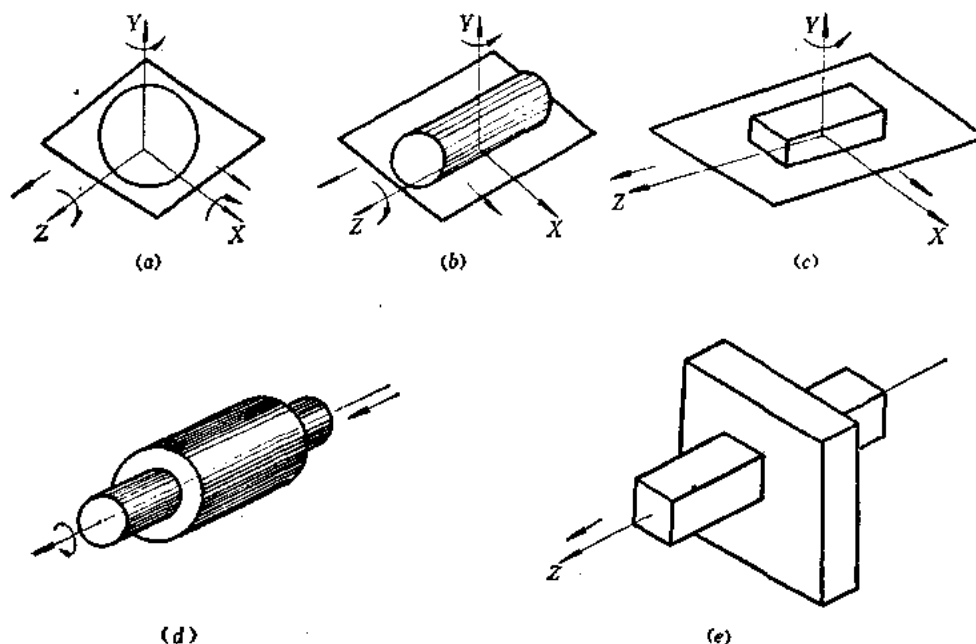


图4-3 不同级数的运动副

球与平面接触所组成的运动副（见图4-3中(a)），球的运动为绕 X 、 Y 、 Z 三轴的转动及沿 X 、 Z 两轴的移动，即球具有五个自由度，运动副的约束数为

$$S = 6 - W = 6 - 5 = 1$$

故应属于I级运动副。

圆柱体表面与平面接触所组成的运动副（见图4-3中(b)），圆柱体的运动为绕 Y 、 Z 两轴的转动及沿 X 、 Z 两轴的移动，即圆柱体具有四个自由度，运动副的约束数为

$$S = 6 - W = 6 - 4 = 2$$

故应属于II级运动副。

平行六面体表面与平面接触所组成的运动副（见图4-3中(c)），平行六面体的运动

为绕 Y 轴的转动及沿 X 、 Z 两轴的移动,即平行六面体具有三个自由度,运动副的约束数为

$$S = 6 - W = 6 - 3 = 3$$

故应属于Ⅲ级运动副。

圆柱外表面与圆筒内表面接触所组成的运动副(见图4-3中(d)),圆柱的运动为绕轴线的转动及沿轴线的移动,即圆柱具有两个自由度,运动副的约束数为

$$S = 6 - W = 6 - 2 = 4$$

故应属于Ⅳ级运动副。

棱柱外表面与棱柱内表面接触所组成的运动副(见图4-3中(e)),棱柱体的运动为沿 Z 轴的移动,即棱柱体具有一个自由度,运动副的约束数为

$$S = 6 - W = 6 - 1 = 5$$

故应属于Ⅴ级运动副。

属于Ⅰ至Ⅴ级的其它运动副不一一介绍。

二、约束点及其分布规律

各种运动副所形成的约束数目和约束作用不同,是由于运动副中点、线、面的不同接触情况所决定的。例如,当球与水平平面(假定均为刚体)接触组成的运动副,球与平面为一点接触,这个运动副的接触点使球在垂直方向形成一个约束,即这个接触点起到一个约束的作用。通常把这种能起到约束作用的接触点叫做约束点。但除了这种点接触的运动副外,其余运动副都是线接触与面接触。这些线接触与面接触的运动副,它们的实际接触点都是很多的,但并不是所有接触点都能起到约束作用的,亦即运动副中的实际接触点不等于就是约束点。约束点的数目必须和运动副中一构件对另一构件所要限制的自由度的数目相等。所以线接触只能认为有两个约束点;平面接触只能认为有三个接触点;圆柱面接触只能认为有四个约束点;而棱柱面(例如平行六面体)接触只能认为有五个约束点。而在原接触线或接触面内的其余接触点,按照机械运动学观点都不起约束作用,因此,必须把约束点与接触点的不同概念严格区分。

根据前述,对任一刚体,要完全约束其六个独立运动的自由度,必须有六个约束点。但如六个约束点分布不恰当,仍不能起到应有的约束作用。六个约束点应合理地分布在刚体上相互垂直或相交的三个平面内,但任一平面内不能多于三个约束点,而且三个约束点不能分布在一条直线上,如图4-4所示。

图4-4中(a)所示为棱柱体(例如平行六面体)六个约束点的分布情况, XOZ 平面内的三个约束点分别约束了棱柱体沿 Y 轴方向移动及绕 X 、 Z 两轴转动的自由度; YOZ 平面内的两个约束点分别约束了棱柱体沿 X 轴方向移动和绕 Y 轴转动的自由度; XOY 平面内的一个约束点约束了棱柱体沿 Z 轴方向移动的自由度。图4-4中(b)所示为圆柱体六个约束点的分布情况, YOZ 平面内的三个约束点(a 、 b 、 c)分别约束了圆柱体沿 Y 轴方向移动及绕 X 、 Z 两轴转动的自由度; XOZ 平面内的两个约束点(d 、 e)分别约束了圆柱体沿 X 轴方向移动和绕 Y 轴转动的自由度; XOY 平面内的一个约束点(f)约束了圆柱体沿 Z 轴方向移动的自由度。

按照上述约束点的分布规律，对于各种具有不同自由度数的运动副，只要将与要求限制的自由度数目相同的约束点合理地分布在需要被约束的方向和相应的位置上去，而保留所需要的自由度，就能保证运动副中构件的相对运动关系。

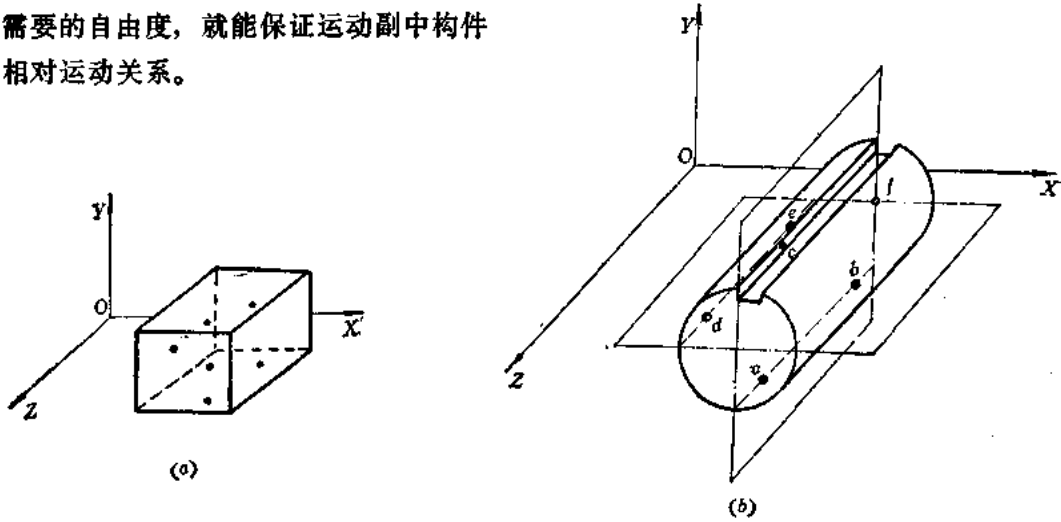


图4-4 约束点的分布规律

三、封闭与定位

对于任一构件，根据其所要求的自由度，如果约束点的数目及其分布都很合理，从机械运动学的观点来看，就可以认为它的相对运动关系是确定的。但是在实际机构或结构中，如果机构或结构在空间的位置或状态发生变化，或者外力在垂直方向的分力大于构件自重，并且指向与重力方向相反，或者外力在水平方向的分力大于摩擦力，则构件原有的约束作用可能全部或部分失效。构件的相对位置和相对运动关系均将改变。为了有效地确定构件的相对位置和相对运动关系，使其不因空间状态及外力作用而改变，运动副必须封闭。所谓封闭，就是使构件受到“完全约束”的作用。封闭方法主要有外力封闭与结构封闭两种（见图4-5）。

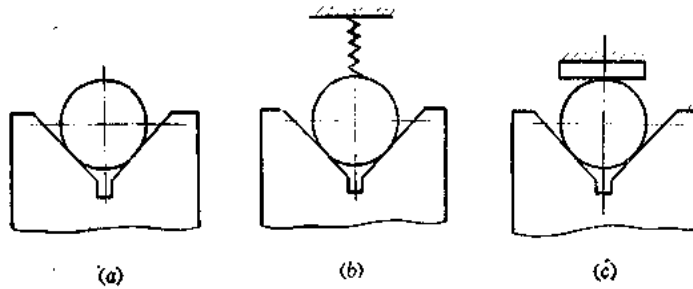


图4-5 运动副的封闭方法

例如，一个圆轴放在V形块上（见图4-5中(a)），圆轴受到四个约束的作用，保留了两个自由度，圆轴仅依靠自身的重力紧靠于V形块上，如作用在圆轴上垂直向上的外力不超过圆轴自身的重力，同时外力与支反力以及圆轴重力各力对于V形块上任一点的力矩和均等于零时，圆轴原有的四个约束全部有效。如将V形块倒置或圆轴上外力的作用情况不满足上述条件时，圆轴就会掉落，原有的四个约束就会全部失效或部分失效。

如在圆轴上预加一定的力，其大小等于或略大于圆轴的重力。这时V形块即使倒置，

圆轴也不会掉落。原有的四个约束始终全部有效,这就是所谓外力封闭(见图4-5中(b))。外力封闭可以利用弹簧力或磁力等。当利用弹簧力时,为了使变形非常小,应考虑采用刚性非常强的弹簧,所加外力的方向或外力分力的方向应与约束点所在的平面垂直。

如以刚性构件代替弹簧,装配时不附加压紧力,而使其与圆轴始终保持接触,也可以同样达到确定圆轴位置和相对运动关系的目的。这就是所谓结构封闭(见图4-5中(c))。这种结构封闭,决定于各有关部分的刚性、加工精度和装调。

根据上述约束与封闭的概念,要完全确定刚体在空间的位置,除了需要六个约束点并且合理地分布在互相垂直的三个平面上外,为了构成外力封闭或结构封闭,都另外还需要三个闭合点。这三个闭合点分别位于与约束点所在的三个平面相对的平面内。缺少其中一个,刚体仍可能在相应的方向上产生运动。

当一构件相对于另一构件的六个自由度均受到约束作用时,通常称为定位。故在这种意义上,可把机械运动学原理称为定位原理。

§3 机械运动学结构与半机械运动学结构

一、机械运动学结构

所谓机械运动学设计就是在给定必要的约束度的运动副中,以理论的最少点接触来约束构件的运动,并使运动副中构件接触点的数目与所要求的约束点的数目相一致。按这种方法所设计的结构,称为机械运动学结构。

组成机械运动学结构的基础是各种不同点接触的运动副(见图4-6)。

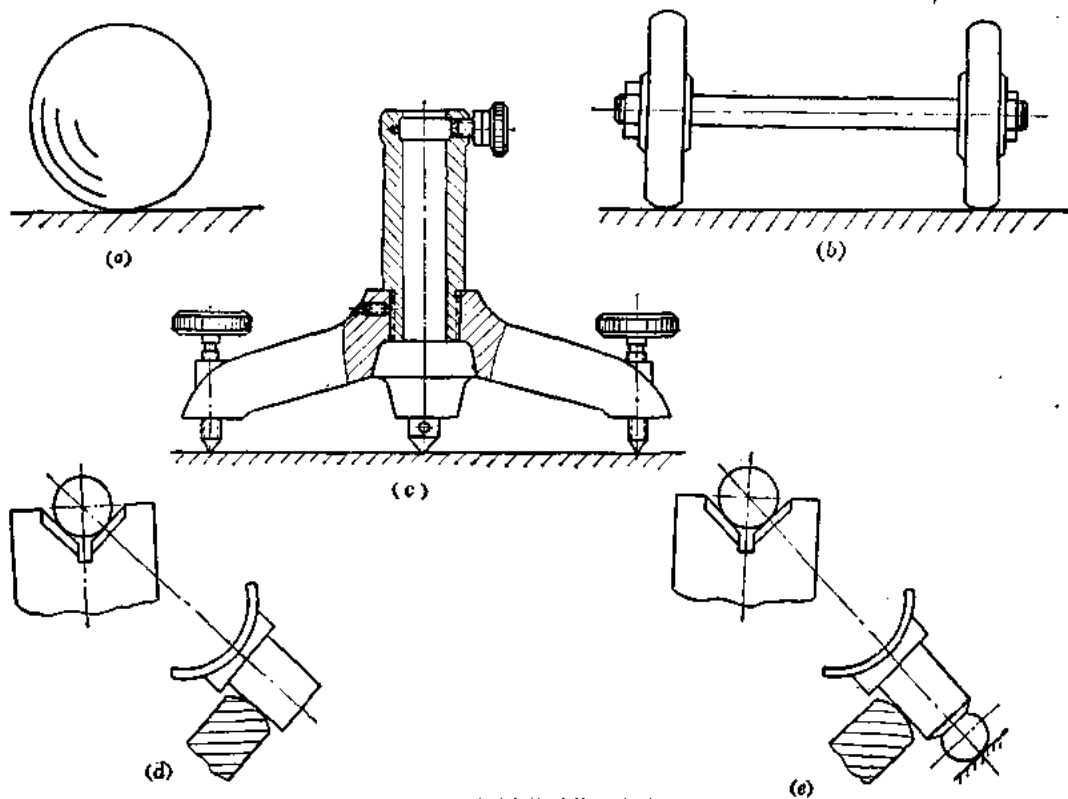


图4-6 不同点接触的运动副

图 4-6 中(a)所示是前面已经叙述过的水平工作台面上的球(假定球与工作面均为刚体)为一点接触,使球在垂直方向移动的自由度受到约束。图 4-6 中(b)所示是固定在一个回转轴上,分别与一个水平面接触的两个车轮(同样假定均为刚体),车轮与水平面为两点接触。车轮的一个移动自由度和一个转动自由度受到约束。图 4-6 中(c)所示是仪器底座的三个支脚与工作面以三点接触。底座的一个移动自由度和两个转动自由度受到约束。图 4-6 中(d)所示是一个圆轴被支承在弧面V形块上为四点接触,圆轴受到四个约束,剩下一个移动自由度和一个转动自由度。图 4-6 中(e)所示是上述圆轴改为球端或者镶入滚珠,再用止推砧顶住,形成五点接触。圆轴只保留一个转动自由度。

将这些点接触的运动副应用于实际结构中,就可以得到所要求的机械运动学结构。如以镜筒俯仰支承结构为例,要求镜筒绕垂直于轴线的某一横轴俯仰,也就是要求镜筒仅保留一个绕横轴的转动自由度(见图 4-7)。根据机械运动学设计原理,可以设计成面接触的普通结构(见图 4-8)。利用轴颈的圆柱配合面可以约束四个自由度,并形成结构封闭。利

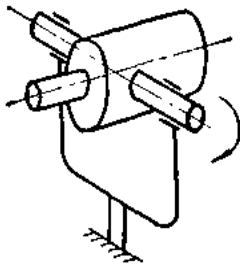


图 4-7 镜筒俯仰支承简图

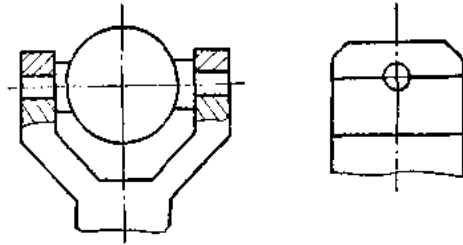


图 4-8 面接触的俯仰支承

用轴肩的环形平面接触,又约束了沿轴线方向的移动自由度。与此对应的另一端形成结构封闭。这种结构虽然可以实现所要求的相对运动,但并不是机械运动学结构。如将结构改为利用图 4-6 中(e)所示的点接触运动副,并进一步利用弹簧力构成封闭,就得到图 4-9 所示的机械运动学结构。

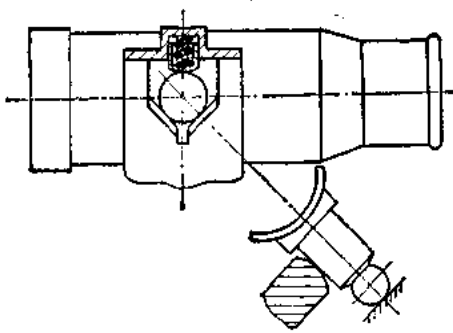


图 4-9 镜筒俯仰支承的机械运动学结构

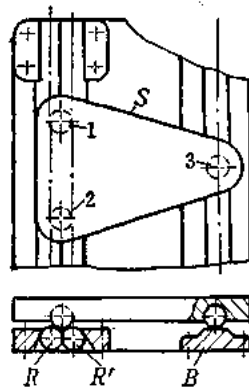


图 4-10 机械运动学式直线导轨

又如图 4-10 所示为机械运动学结构的直线运动导轨。滑板 S 上装有三个钢球或半球状凸起,钢球 1 与 2 被保持在两个固定的圆柱 R 与 R' 构成的槽中,以四点接触。钢球 3 被固定平面 B 所支持,以一点接触。五个点接触形成五个约束,滑板 S 仅保留了一个沿圆柱 R 母线方向的移动自由度。结构是以滑板的重力来封闭的。

机械运动学结构的主要优点是由于采用点接触和力封闭，减少了精加工面，避免了多余的接触点，精度主要受构件几何形状误差的影响，避免了配合间隙所引起的误差和温度变化所带来的双重影响（卡紧或晃动）。因而容易获得较高的经济加工精度。但这种结构也存在着难以根除的缺点，即构件所受的负荷较大时，接触部分将会引起极大的接触应力，容易使接触表面发生严重磨损和破坏。此外，润滑也非常困难。因此，机械运动学结构只适用于负荷较小、相对运动速度低、工作精度要求高的情况。一般实验室用的光学精密机械计量仪器，大多符合上述情况。

二、半机械运动学结构

在工程实际中绝对刚体是不存在的，无论运动副的两个构件是由什么物质制成的，它们仅以一点接触是不可能的。所谓点接触实际上是小面积接触。为了扩大机械运动学结构的用途，适应负荷较大或外力的影响较大的需要，可在机械运动学结构设计原理的基础上，以小面积（宏观的）接触或短线接触代替点接触来约束运动，机械运动学设计的基本原理仍保持不变，用这种方法所设计的结构，称为半机械运动学结构。

如将图 4-9 所示结构中 V 形块的弧面改为平面，并使其端面与横轴轴肩接触；或将横轴的两端做出 90° 的圆锥孔，再用钢球或球端轴颈顶住，则各接触部分均成为小面积或短线接触。其它保持不变，就得到图 4-11 所示的半机械运动学结构。

同理，如将图 4-10 所示的直线导轨结构中滑板下面的左侧改为 90° 的 V 形槽，右侧改为平面，分别与两个固定的圆柱形成短线接触。而且仍以滑板的重力构成封闭，就得到图 4-12 所示的半机械运动学结构。

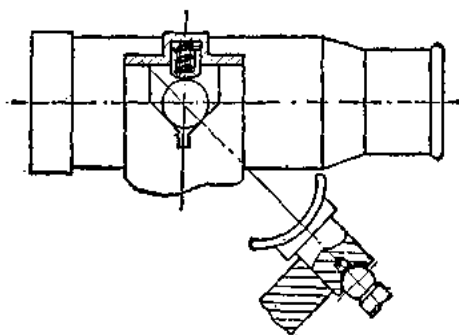


图4-11 铰链俯仰支承的半机械运动学结构

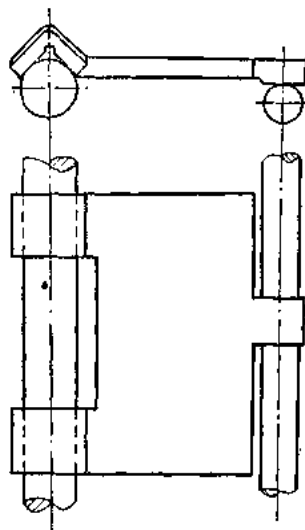


图4-12 半机械运动学结构的直线运动导轨

半机械运动学结构一方面在一定程度上保留了机械运动学结构的优点，另一方面又使机械运动学结构的缺点得到了一定程度的改善，同时结构中构件的接触情况比较符合实际。因此，在光学、精密机械仪器中，得到了广泛的应用。

综上所述，应该指出，无论是设计具有相对运动关系的结构，或是设计相对位置固定的结构，都必须以机械运动学原理为依据。因此，机械运动学原理对精密机械结构设计具有普遍的指导意义。

第五章 零件的联接

§1 概 述

在光学机械仪器和其它仪器中，为了保证仪器技术性能要求的实现，除了光学零件、电器元件外，还必须具有相当数量的机械零件，并采用一定的联接方式将它们联接起来，保证各部分具有确定的相对位置，构成有机的整体，成为具有实用价值的仪器。这就需要研究仪器中的联接问题。

在仪器中采用联接的目的主要是为了使仪器易于制造、装配、维护修理，满足使用要求及降低仪器的制造成本。

所有用于仪器中的零、部件联接方法可以分为两大类：可拆联接和不可拆联接，即永久联接。

无论设计可拆联接或永久联接，均应满足下列基本要求：

- (1) 保证足够的联接强度；
- (2) 保证所要求的联接精度；
- (3) 在振动和冲击的条件下，保证联接结构的可靠性；
- (4) 保证联接结构的工艺性。

§2 可拆联接

可拆联接的基本特点是：如将这种联接拆开，构成联接的所有零件都不会损坏。最常用的可拆联接有螺钉联接、螺纹联接、销钉联接、速拆联接、夹紧联接等。

可拆联接的主要优点是可以反复拆装而不影响联接性能。这对仪器的装配、调整和修理都极为重要。但是，一般来说，可拆联接的成本常高于永久联接。在振动和颠簸的条件下工作时，可拆联接有自松的可能。为防止自松，常需附加防松装置，因而使成本更为增加。此外，可拆联接在结构上也不如永久联接紧凑。因此，当选择联接方式时，在不影响仪器装配、调整和修理的条件下，应当尽可能地选用永久联接。

设计可拆联接应满足下列具体要求：

- (1) 经多次拆装，被联接零件的形状和尺寸不变；
- (2) 经多次拆装，被联接零件的相对位置精度不变；
- (3) 在受冲击和振动的情况下，被联接的零件不松动、不破坏，保证联接的可靠性；
- (4) 联接时应操作方便。

一、螺钉、螺纹联接

螺钉、螺纹联接（见图 5-1）拆装方便，联接强度高，联接件大都已标准化，选用方便，能适应各种要求，因此，被广泛采用。

图 5-1 中 (a) 和 (b) 所示是利用螺钉、螺栓和螺母等联接件使被联接零件固紧在

一起,称为螺钉联接。图中(c)所示是直接利用被联接件上的螺纹使其固紧,称为螺纹联接。这两种联接都是靠螺纹拧紧后起联接作用的,如果螺纹损坏,联接结构就要破坏。因此,螺纹是构成这种联接的基本要素。

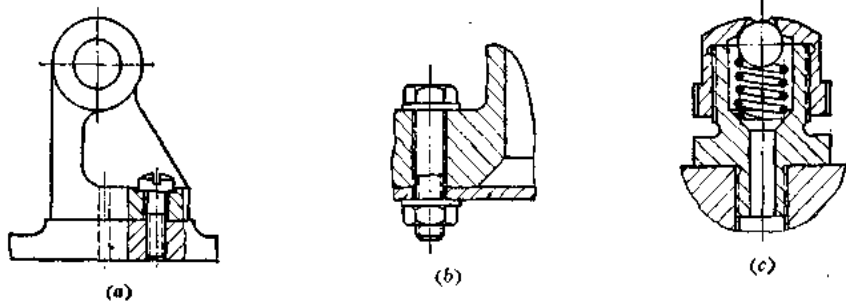


图5-1 螺钉与螺纹联接

A. 螺纹的主要参数及主要类型

1. 螺纹的主要参数 (见图5-2)

螺距 t ——沿螺纹轴线方向相邻两螺纹牙间的距离;对于普通螺纹,螺距以毫米计。

导程 S ——同一螺线上沿螺纹轴线方向的相邻两螺纹牙间的距离。对于单线螺纹,导程与螺距相等,即 $S = t$;对于多线螺纹,则 $S = Kt$, K 为螺纹的线数。

螺纹外径 d ——又称公称直径,即螺纹的最大直径;

螺纹内径 d_1 ——即螺纹的最小直径;对于普通螺纹 $d_1 = d - 1.0825t$;

螺纹中径 d_2 ——是一假想圆的直径,该尺寸用以计算升角;概略可取为, $d_2 = (d + d_1)/2$,对于普通螺纹, $d_2 = d - 0.6495t$;

· 螺纹公称工作高度 h ——实际螺纹牙的高度;

牙形角 β ——在螺纹轴向平面内,牙形侧边的夹角。对于普通螺纹 $\beta = 60^\circ$;

螺纹升角 α ——位于螺纹中径上的螺旋线与其轴线的垂直平面所夹的角度(见图5-3), $\alpha = \text{tg}^{-1}(S/\pi d_2)$ 。

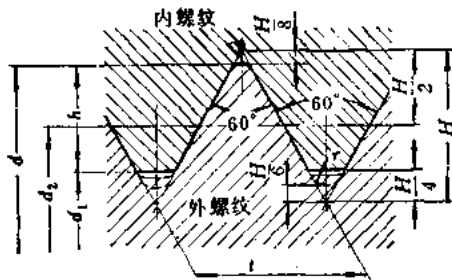


图5-2 螺纹的主要参数

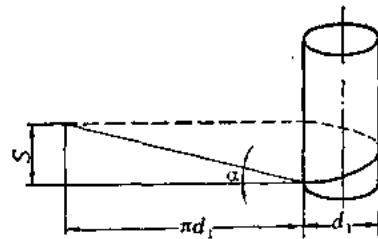


图5-3 螺旋线与螺纹升角

螺纹升角 α 大于摩擦角 ρ 时,联接结构将不能承受任何轴向负荷,甚至于在轻微的振动下,螺杆的自重也会使联接自动分离。因此,所有联接螺纹的螺纹升角都要小于摩擦角 ρ ($\rho = \text{tg}^{-1}f$, f 为螺纹牙表面的滑动摩擦系数)。即螺纹的自锁条件是 $\alpha < \rho$ 。多线螺纹由于升角较大,自锁能力低,不宜用作承受轴向负荷的螺纹联接。

2. 螺纹的主要类型

a. 普通螺纹 即公制三角形螺纹(见图5-2),螺纹剖面为三角形。螺纹在相互啮合的牙顶和牙根之间留有径向间隙,以便贮藏润滑油和补偿刀具磨损而引起的径向误差。间

隙的大小由中径保证。

由于普通三角螺纹根部强度高，螺纹牙表面摩擦大，故常用作联接螺纹。

在普通螺纹中又分为粗牙螺纹和细牙螺纹两种。两者相比，细牙螺纹的特点是当公称直径相同时，其螺距和螺纹深度较小，螺纹升角也较小，因此自锁性好。细牙螺纹适用于薄壁管件（如光学仪器的镜筒等）。因为，较小的螺纹深度不至于过分削弱薄壁管件的管壁，较小的螺距可以使管件上有足够圈数的螺纹。在承受冲击、振动或变负荷的联接中，或在军用光学仪器中，都大量采用了普通细牙螺纹和特种细牙螺纹（WJ593-67）。

螺纹的精度分为三级，分别用 I II III 表示。螺纹直径与螺距按国家标准（GB193-63）共分为三个系列，应优先选用第一系列，其次是第二系列，第三系列最好不用。螺纹的标注方法是：如粗牙螺纹直径 24(毫米)，I 级精度，标为 M24。细牙螺纹直径 24(毫米)，螺距 2(毫米)，III 级精度，标为 M24×2-III。I 级精度一般可不标注。

b. 英制螺纹 常见的英制螺纹有威氏螺(Whitworth)螺纹和赛勒氏(Seller)螺纹。威氏螺纹是牙形角为 55° 的三角形，通用于英国和加拿大等国。赛勒氏螺纹是牙形角为 60° 的三角形，通用于美国。英制螺纹以英寸计，并以每英寸长度上的螺纹牙数来区分粗牙或细牙。如 t 是以毫米表示的螺距，则每英寸上的螺纹牙数为 $n = 25.4/t$ 。

c. 目镜螺纹 是一种特殊用途的梯形多线螺纹（见图 5-4），专用于目镜框与镜管的联接，故称目镜螺纹。

为了适应不同视度的观察者，必须使目镜框能在镜管内均匀轻快地转动，并要求在转角不大于 360° 时获得几毫米的轴向位移量，以此实现目镜焦平面的移动，即调节视度，因此，必须采用这种专用的目镜螺纹。

目镜螺纹的尺寸可查阅有关设计手册。标注示例：如公称直径 20(毫米)，螺距 1.5(毫米)，导程 6(毫米)，线数为 4 的左旋目镜螺纹 则应标注：MJ20×6/4 左。如为右旋螺纹可不标注“右”字。

d. 显微物镜螺纹 是国际通用的特殊标准螺纹（见图 5-5），牙形角为 55°，公称直径“4"/5" 每英寸 36 牙。专用于显微物镜上物镜组与镜管的联接。各国标准相同是为了更换不同倍率的物镜。其螺纹尺寸可参阅有关设计手册。

此外还有专用于联接管道的特殊螺纹；用于灯泡、灯座的圆螺纹；以及用作传动螺旋的梯形螺纹和矩形螺纹。

B. 螺纹联接设计中的基本问题

螺纹联接的特点是直接在相联零件上加工螺纹，然后相联，而不需要附加联接件。选择螺纹类型是螺纹联接设计中的基本问题之一。在光学仪器中，除特殊要求必须采用特殊

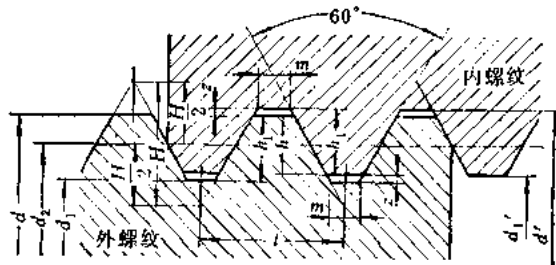


图5-4 目镜螺纹

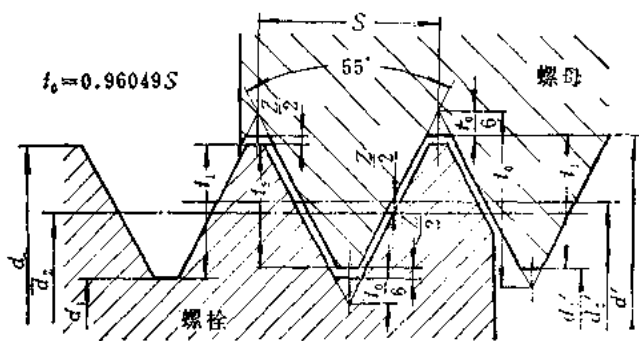


图5-5 显微物镜螺纹

螺纹如目镜螺纹和显微镜螺纹外，一般情况下，主要采用公制螺纹（基本螺纹和细牙螺纹）。细牙螺纹用于联接时，其防松能力较高。在螺纹联接中，为保证联接质量，还应注意以下几点：

(1) 螺纹与光滑圆柱面分界处应有退刀槽，以保证相联零件的相对位置，且便于加工（见图5-6）。

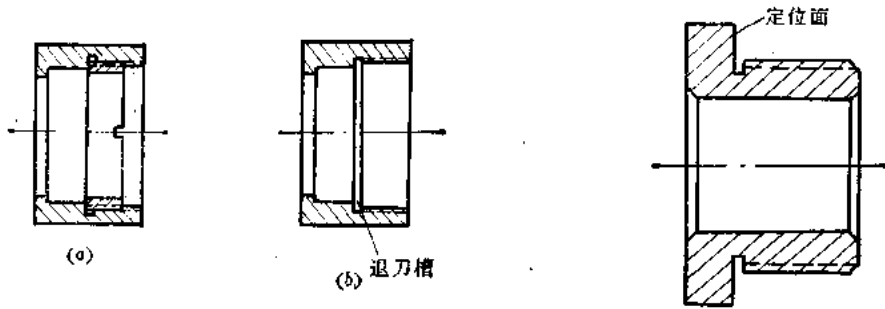


图5-6 螺纹联接中的退刀槽

图5-7 利用端面定位

(2) 如要求相联零件轴向位置一定，最好利用端面定位，并对端面垂直度提出要求（见图5-7）。

(3) 如联接需要保证较高的同轴度，则应加光滑圆柱面作为导引部分，以该圆柱面的配合保证同轴度（见图5-8）。

(4) 对于军用仪器，螺纹联接一般都要加一紧定螺钉，防止松动（见图5-9）。

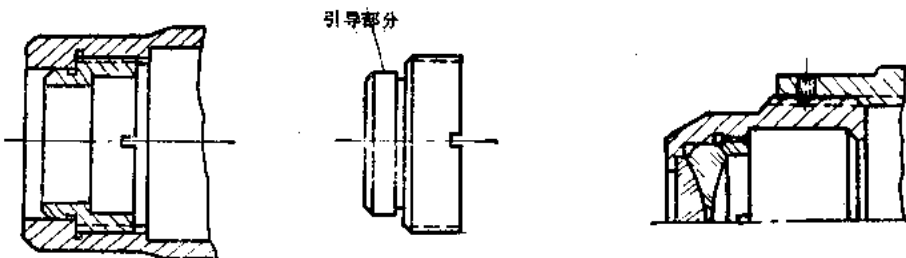


图5-8 螺纹联接的导引部分

图5-9 用紧定螺钉防松的结构

C. 螺钉联接设计中的基本问题

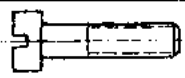


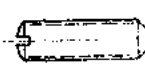
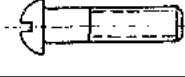
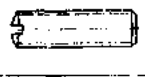
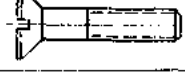
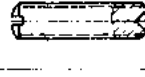
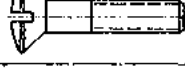
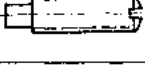

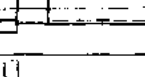

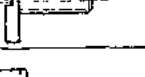
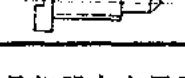
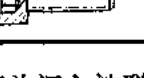
螺钉联接是利用螺钉把被联接零件接合在一起。设计时需要考虑和解决下列问题：

- (1) 确定联接零件的式样，结构尺寸和数量。
- (2) 确定螺钉的排列布局和孔间距公差。
- (3) 保证被联接零件相互位置的准确度。
- (4) 确定是否需要防松和防松措施。
- (5) 确定是否需要防止螺钉失落及其结构。

现分别讨论于下：

1. 联接零件的式样、尺寸和数目的选定 用于联接的螺钉种类繁多，常用的种类和形状见表5-1，其中大部分已经标准化，其尺寸材料可查阅有关国家标准。

表5-1 常用螺钉

序号	名称	图样	序号	名称	图样
1	圆柱头螺钉		9	滚花平头螺钉	
2	球面圆柱头螺钉		10	锥端紧定螺钉	
3	半圆头螺钉		11	平端紧定螺钉	
4	沉头螺钉		12	凹端紧定螺钉	
5	半沉头螺钉		13	圆柱端紧定螺钉	
6	高滚花头螺钉		14	光六角头螺钉	
7	轴位螺钉		15	大圆柱头螺钉	
8	定位螺钉		16	圆柱头内六角螺钉	

a. 螺钉 圆柱头螺钉是仪器中应用最广的螺钉。这种螺钉可以用于钉头沉入被联接零件的联接；也可以用于钉头不沉入的联接。

加大的圆柱头螺钉，可以提高起子槽的强度，使起子槽能承受较大的拧紧力矩而不易损坏，常用于需经常拆装的联接。此外，由于相应地增大了支承面（钉头与被联接零件的接触面），在拧紧时，不易损坏被联接零件的表面。因此，也可以不用垫圈。适用于固定有色金属及其合金等较软材料制成的零件。

钉头顶端有六角孔、四方孔或十字槽的螺钉，可使钉头能承受较大的拧紧力矩而不至破坏。这种螺钉拧紧时需要专用工具。

当螺钉位于仪器的外表面时，为了使用者不被划伤，最好使用沉头或半沉头螺钉。其中半沉头螺钉比较美观。此外，沉头螺钉的钉头沉入被联接零件中，不至于妨碍其它零件的工作。因此，位于仪器内部的螺钉，也有使用这种螺钉的。应注意的是这种螺钉本身有一定的定位作用。

六角螺钉也是应用较广的一种，联接强度高，又不需要特制的工具，主要用于零件尺寸较大的联接。

半圆头螺钉外形美观，但其起子槽强度较差，拧紧力矩大时容易损坏。

滚花螺钉和元宝螺钉拆装时不需要工具。因而适用于螺钉需要经常拆装和拧动的情况。

各种紧定螺钉多用来固定零件的位置。

螺钉直径一般按结构尺寸等因素决定，而不必计算，这是因为仪器中，作用力往往很

小，由结构尺寸等因素决定的直径足以满足强度要求，但在设计螺钉联接时，为了保证必要的联接强度，就要保证足够的拧入深度，其最小拧入深度尺寸可查表 5-2。

表5-2 螺钉的拧入深度



螺钉直径 d	最小拧入深度 l								l_2 不小于 (毫米)	l_3 不小于 (毫米)
	钢螺钉拧入于				黄铜螺钉拧入于					
	钢	黄铜	铸铁	铝	钢	黄铜	铸铁	铝		
M1	1	1	1.2	1.8	1	1	1	1.5	1	2
M1.2	1	1	1.5	2.2	1	1	1.2	1.8		2
M1.4		1.2	1.8	2.8			1.5	2.2		2
M1.6	1.2	1.5	2.2	3.2	1.2	1.2	1.8	2.8		2.5
M2	1.2	1.5	2.2	3.2	1.2	1.2	1.8	2.3	1	3
M2.5	1.5	1.8	2.8	4	1.5	1.5	2.2	3.2		
M3	1.8	2.2	3.2	5	1.8	1.8	2.8	4	1.5	4
M4	2.2	2.8	4	6	2.2	2.2	3.2	5		
M5	2.8	3.2	5	7	2.8	2.8	4	6		
M6	3.2	4	6	8	3.2	3.2	5	7	2	6
M8	4	5	7	10	4	4	6	8	2.5	
M10	5	6	8	12	5	5	8	10	3	9

注：在各种螺纹联接的情况下，拧合长度建议不小于2.5扣螺纹。

拧入深度加上另一被联接件（有光孔）的厚度，就相当于螺钉长度。通常，螺钉长度 L 约为直径 d 的 8~10 倍，即 $L = (8 \sim 10)d$ 。仪器中所用螺钉直径一般约为 2~10（毫米）。最后确定螺钉长度时应按国家标准圆整。

有些零件材料较软，不宜做出螺纹，可另镶入一块较硬的材料。有些零件较薄，不能做出有足够深度的螺孔，可按具体情况，使螺孔部分局部增厚（见图5-10）。

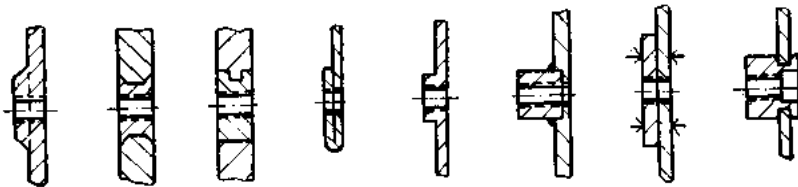


图5-10 另镶入硬质材料和局部加厚的结构

b. 螺母及垫圈 常用的螺母和垫圈见表 5-3 和表 5-4。螺母和垫圈也是标准件，其形状和尺寸可查阅有关国家标准。

表 5-3 常用螺母

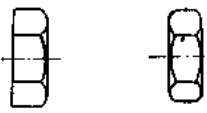
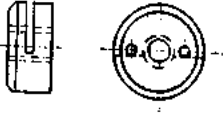
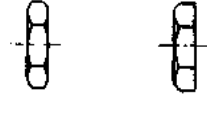
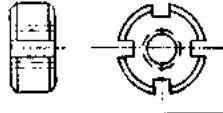
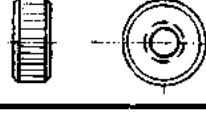
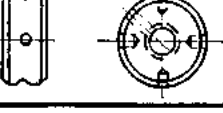
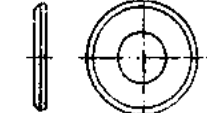

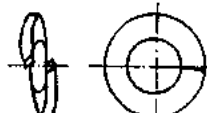
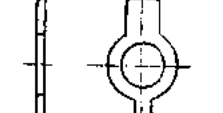
序号	名称	图样	序号	名称	图样
1	单面倒角或双面倒角六角螺母		4	切口圆螺母	
2	光六角扁螺母		5	带侧槽圆螺母	
3	滚花扁螺母		6	带侧孔圆螺母	

表 5-4 常用垫圈

序号	名称	图样	序号	名称	图样
1	光垫圈		3	弹簧垫圈	
2	弹簧垫圈		4	止动垫圈	

2. 螺钉的排列和孔间距公差的确 螺钉的排列布局应均匀对称 (见图 5-11)。

螺钉的数目不宜过多，它主要由被联接件的结构形状和尺寸而定。当螺钉圆周排列时，不少于三个即可。联接窄的片状零件可用一个或两个。对于大而薄的零件，密封性要求高的零件，螺钉数目应适当增多。

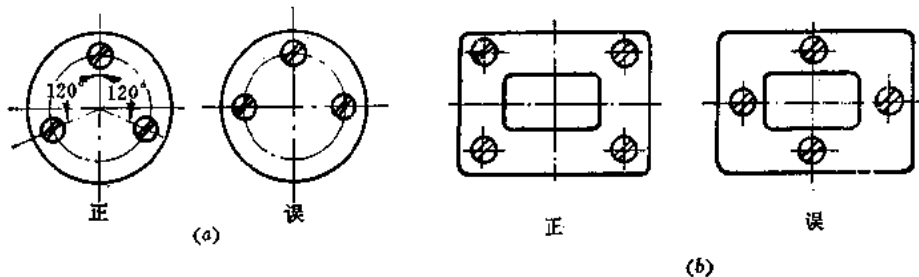


图 5-11 螺钉的排列

螺钉的排列与数目确定之后，还必须确定孔间距的偏差。否则，将不能保证被联接件间的相对位置精度，甚至无法将全部零件拧入并拧紧。

孔间距偏差按轴（螺栓、螺钉等）与孔的配合间隙大小、联接方式（螺钉联接或螺栓联接）和排列形式而定。孔间距偏差计算公式见《精密机械设计手册》。

螺钉联接中，轴与孔的配合间隙取决于对装配的精度要求，具体数据参看《精密机械设计手册》。对于小尺寸螺钉联接结构，轴与孔的配合间隙约为0.1~0.3（毫米）。在确定轴与孔的间隙时，还必须注意使间隙大于所需调整的量，如图5-12所示，务必保证 $\Delta a > \Delta a_1$ 。

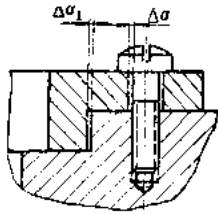


图5-12 螺钉联接的间隙

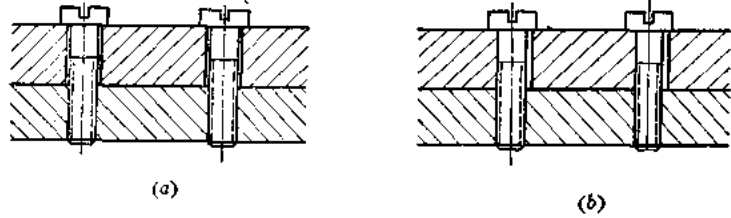


图5-13 拆装后破坏了相对位置精度

3. 保证被联接零件相互位置准确度的方法 在采用螺钉联接时，被联接件上的通孔直径一般大于螺钉的直径，因而被联接件的相互位置并不确定。拆卸后重新装配，可能发生相对移动，破坏了相对位置精度（见图5-13）。这样，每次拆装后，都要花费一定的时间重新调整零件的相对位置。为解决这一问题，通常采用定位件来保证被联接件重新装配后的精度。所加定位件的数量，应保证消除被联接件的六个自由度，以便获得较高的装配精度，且使装配方便。

例如，相联部分为平面接合，且有一个圆柱配合面（见图5-14）只应该用一个定位销。如无圆柱配合面则应该用两个定位销，且两个定位销的间距应尽可能大些，以减少相联零件相对旋转的误差。如相联零件外形对称，实际安装时又不能左右颠倒，为使装配时不出错误，销钉则应布置在一边（见图5-15(b)）。

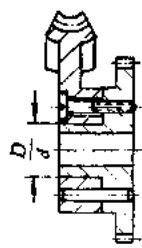
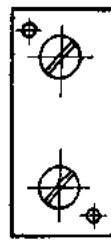
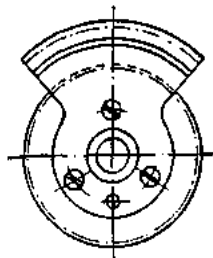


图5-14 用一个圆柱销定位



(a)

(b)

图5-15 外形对称的零件定位销的布置

如联接仅用一个螺钉，则应在结构上防止相对转动（见图5-16）。

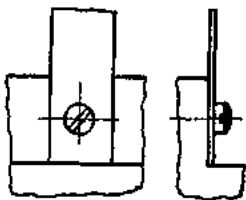


图5-16 防止相对转动

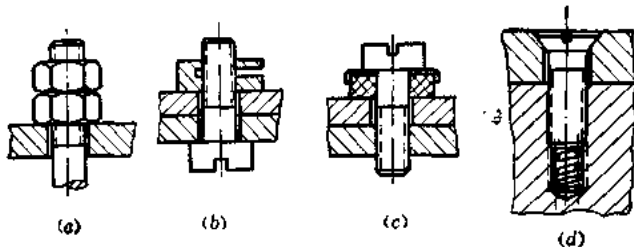


图5-17 用增大摩擦力防松的结构

4. 螺钉联接中防松方法的选定 当螺钉联接在交变负荷下工作时, 会发生自动松开现象。螺钉的松动将使仪器不能正常工作, 严重时甚至会造成仪器的损坏。因此, 对于在交变负荷下工作的螺钉联接, 应根据具体情况采用合理的防松方法。

常用的螺钉联接防松方法有下列五类:

(1) 用增大摩擦力的方法防松 (见图5-17), 其中 (a) 利用副螺母防松; (b) 利用切口螺母防松; (c) 利用橡皮垫圈防松; (d) 利用螺旋弹簧防松。

(2) 利用弹簧垫圈防松。这种防松方法的原理是垫圈的尖端C刺入钉头 (或螺母) 和被联接的支承面 (见图5-18), 使螺钉 (或螺母) 难以反向转动。此外, 弹簧垫圈的弹力也增加了螺纹间的摩擦力。

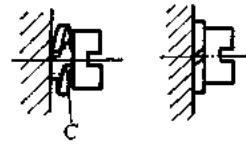


图5-18 利用弹簧垫圈防松

(3) 利用机械方法限制螺钉螺母的移动和转动, 如图5-19所示。(a) 利用销钉限制螺钉移动; (b) 利用金属片限制滚花头螺钉转动; (c) 用开尾销限制螺母转动; (d)、(e) 利用止退垫圈限制螺母转动。

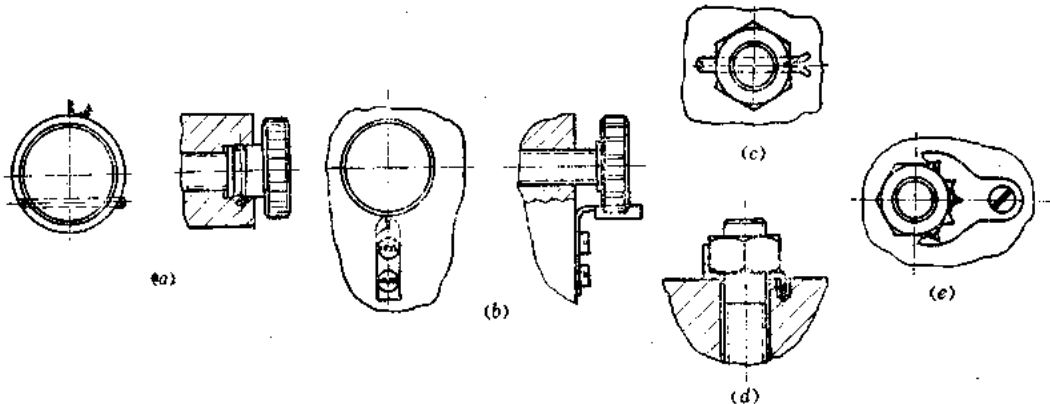


图5-19 用机械方法限制螺钉和螺母运动的防松结构

(4) 使被联接零件产生局部塑性变形, 图5-20所示就是利用点冲使被联接零件产生塑性变形, 使部分金属进入螺钉起子槽, 形成防松榫; 或是点冲螺钉尾端, 形成防松榫。这种方法的缺点是被联接零件表面受到损伤。用于不常拆装的螺钉联接。

(5) 用漆或胶等粘结剂把螺钉头或螺母粘结在被联接零件上 (图5-21)。利用这种方法不但能防止螺钉或螺母自松, 并且能防止它们被腐蚀。用于不常拆装的联接。

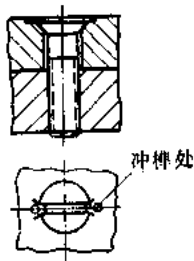


图5-20 使被联接零件局部塑性变形的防松结构

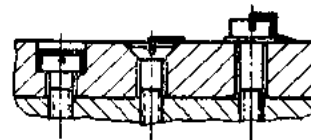


图5-21 用粘结剂防松的结构

5. 防止螺钉和螺母失落的结构 军用仪器在紧急修理时, 有可能使螺钉失落或掉入仪器内部, 妨碍仪器正常工作, 所以要采用特殊结构使螺钉留在被联接件上 (见图5-22)。设计时, 要保证尺寸 $a > b$, 否则不能拆卸。

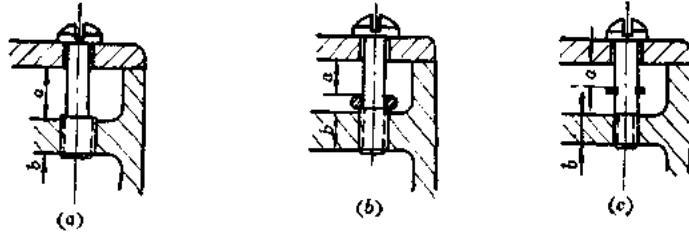


图5-22 防止螺钉失落的结构

二、销 钉 联 接

在仪器中广泛使用销钉起定位或联接作用。图 5-14 与图 5-15 所示为起定位作用的销钉，图 5-23 所示为起联接作用的销钉。

销钉的种类很多，常见的种类和形状见表 5-5。常用销钉已标准化，设计时可查阅有关国家标准。

圆柱销钉主要用作定位销，防止被联接零件的相对偏移。其定位准确度取决于销钉与定位孔间的间隙。此外，圆柱销钉也用作联接和固定零件。

圆锥销钉主要用作联接零件和固定零件。很少用作定位销。其主要缺点是销孔的加工比较困难。优点是能经受多次拆装而不影响联接质量。

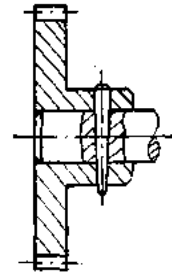


图5-23 销钉联接

表5-5 常用销钉

序号	名称	图 样	序号	名称	图 样
1	圆柱销钉		5	螺纹头圆锥销	
2	圆锥销钉		6	螺纹尾圆锥销	
3	开尾圆锥销		7	剖管销钉	
4	锥尾圆柱销		8	圆柱槽销	

开尾圆锥销钉和螺纹尾圆锥销钉的用途和圆锥销钉相同，开尾和螺纹尾用于防止销钉的松脱（见图5-24）。



图5-24 开尾和螺纹尾销钉的应用

锥尾圆柱销钉用来作为定位销。锥尾是为了便于装配。

螺纹头圆锥销钉用于销孔不能钻通的情况。螺纹头是为了便于取出销钉。

剖管销钉也叫弹性管销，是用弹性良好的薄钢片弯卷，或将薄壁钢管壁剖开制成。为使销钉与销孔紧密配合，销孔直径应做得比销钉直径略小0.2~0.4(毫米)。剖管销钉主要用于销钉受力不大的联接中。

圆柱槽销是沿圆柱母线压有槽的圆柱销。通常压有三个槽。这种销钉的优点是：销孔不需要精密加工，并且结合牢固，不需要附加的防松装置。

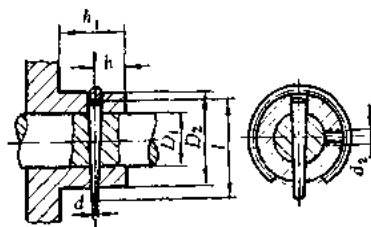


图5-25 防松环的应用

由于仪器遭受振动、温度急剧变化以及装配质量不好等原因，圆柱销钉和圆锥销钉都可能在工作时脱落，为了防止这种现象发生，需采用防松装置。

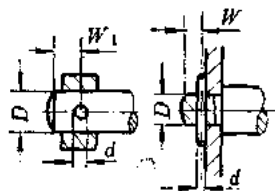
除上述开尾销和螺纹尾圆锥销可用来防松之外，还常常应用防松环来防止销钉脱落(见图5-25)。

销钉与被联接零件的尺寸关系可参照表5-6加以选定。

表5-6 销钉与被联接零件的尺寸

(毫米)

D	1.5~2	2~3	3~4	4~5	5~6	6~8	8~11	11~17
d	0.6	0.8	1.0	1.26	1.6	2.0	3.0	4.0
W_1	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	6.0	7.0
W	1.2	1.5	1.8	2.0	2.5	3.0	4.0	5.0



三、速拆联接

速拆联接的最大特点是结构简单，拆装时不用任何工具便可以进行快速拆装。其缺点是被联接零件的相对位置精度和强度不够高。故一般用在精度和强度要求不高，且要求拆装非常方便和迅速的场合。常见的有灯泡和插座的联接(见图5-26)，光学仪器中防护罩和镜筒的联接。

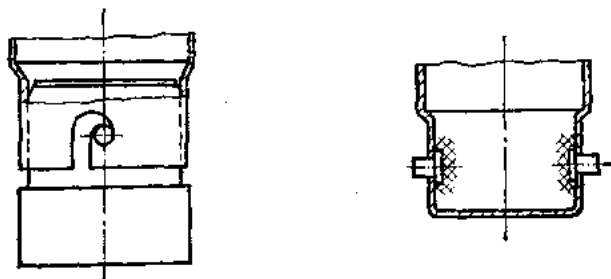


图5-26 插口灯头的联接结构

图 5-27 所示是常用的两种速拆联接结构。图中 (a) 所示是先将件号 1 对准件号 2

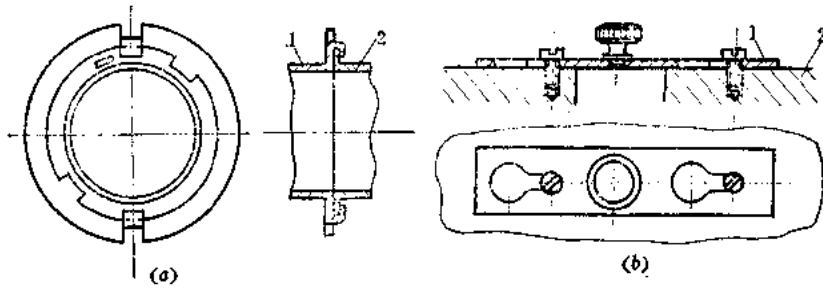


图5-27 速拆联接结构

的缺口推进去, 然后转过一个角度即可构成联接; 图 5-27 中 (b) 所示是将件 1 的孔套在件 2 的螺钉头上, 然后, 沿平面推进一个距离即可构成联接。

四、夹紧联接

夹紧联接是利用夹紧时产生摩擦力, 将被联接零件联接在一起的结构 (见图 5-28)。这种结构很容易松开和夹紧, 因此, 常常用于需要经常改变零件相互位置的场合。

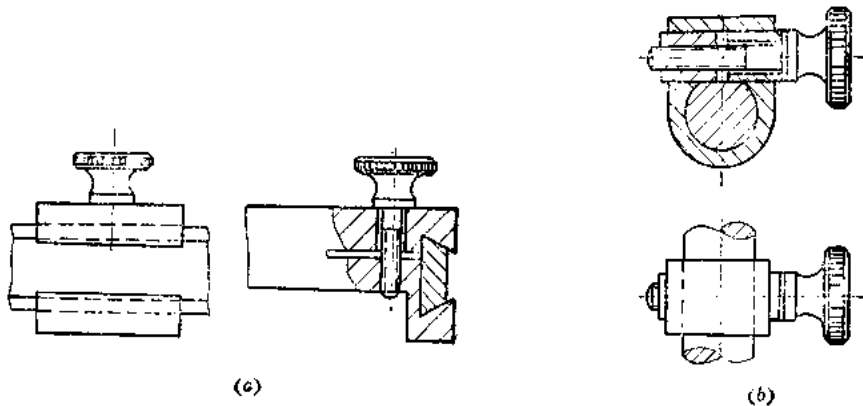


图5-28 夹紧联接

§3 永久联接

永久联接的基本特点是: 如将这种联接拆开, 则在构成联接的所有零件中, 至少会有一个零件遭受严重损坏。它适用于联接后不需拆卸的结构。设计时, 可以利用永久联接的方法, 将外形简单的零件合并成复杂形状的零件, 局部改变结构中材料的特性, 改善结构的工艺性, 减少零件的数量。常用联接方式主要有铆接、压合联接、铸型联接、粘合联接、焊接、腻子接、弯板联接等。本章着重介绍前四种。

永久联接应满足下列具体要求:

- (1) 保证有足够的强度, 在工作过程中不松动, 不破坏;
- (2) 保证被联接零件的相对位置精度;
- (3) 不增加过多的辅助零件;
- (4) 保证联接时操作方便。

一、铆 接

铆接包括铆钉联接与扩铆、收铆联接。前者是利用铆钉（包括实心铆钉与空心铆钉）头部塑性变形把两个零件联接在一起，后者是利用两相联零件局部塑性变形直接铆在一起（见图5-29）。

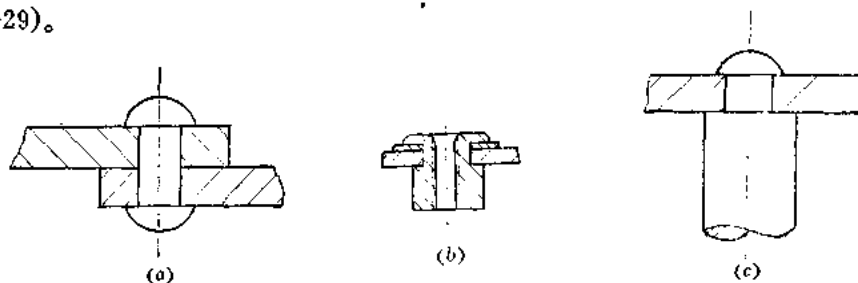


图5-29 铆钉联接与扩铆、收铆联接

铆接强度较高，且不受零件形状的限制。常用于薄板与薄板联接，或薄板与圆柱形零件联接。常用的空心铆接结构如图5-30所示。

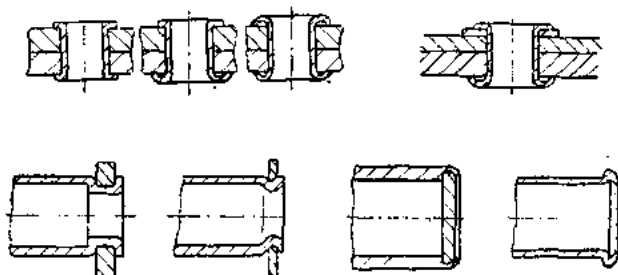


图5-30 常用的空心铆接结构

在仪器中应用较广的是扩铆联接，即直接利用零件上的凸缘，轴颈将两零件直接铆在一起。设计扩铆联接应注意以下几点：

- (1) 要求扩铆轴颈的材料具有良好的可塑性，如低碳钢、紫铜、黄铜、铝和铝合金等；
- (2) 扩铆部分应保证工具能够伸入和操作方便；
- (3) 扩铆的局部变形，不应影响其余部分的结构形状和精度；
- (4) 扩铆时，预留部分应保证形成完整的扩铆头或凸边；
- (5) 可以改变预留部分的形状，如钻孔、开槽以减小铆接力（见图5-31和图5-32）；

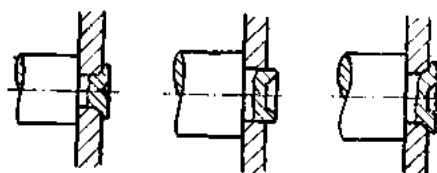


图5-31 钻孔减小铆接力的结构



图5-32 开槽减小铆接力的结构

- (6) 通过增加附件，或改变接触面的形状，使结构适于传递较大的扭矩（见图5-33）。图5-33中（a）与（b）是利用特制的花纹垫圈增加摩擦力而传递较大的扭矩。图

5-33中 (f) 的轴颈为圆柱形, 如改为图 5-33 中 (c)、(d)、(e) 各种非圆截面的轴颈, 就能传递更大的扭矩。

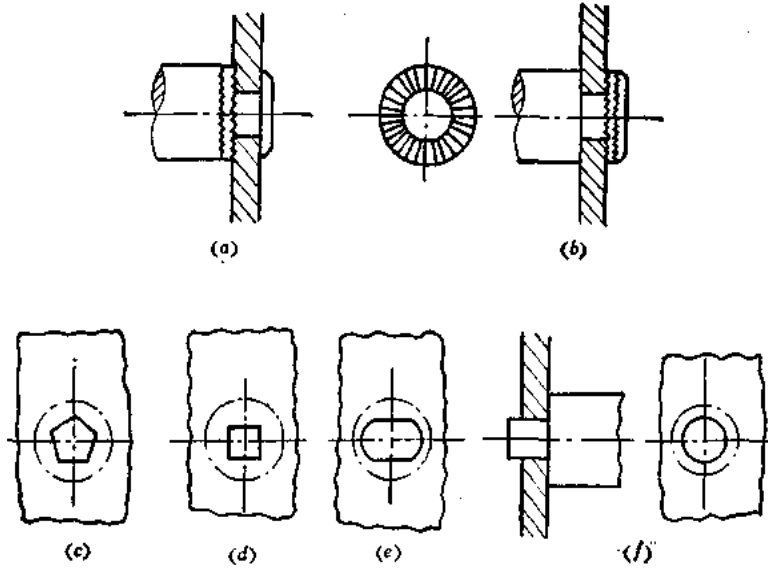


图5-33 传递较大扭矩的键接结构

二、压合联接

利用两个零件配合面的过盈, 把一个零件压入另一个零件构成联接的叫压合联接 (见图5-34)。图 5-34 中 (a) 为光滑面压合联接; (b) 为滚花面压合联接。

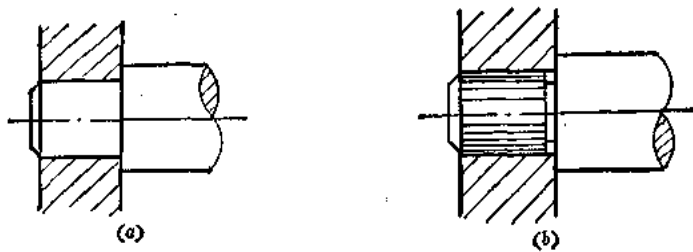


图5-34 压合联接结构

这种联接不需另加其它的联接零件和粘接剂, 因此, 只用在传递扭矩不大的结构中。金属零件和金属零件, 金属零件和非金属零件都可以采用这种联接方法。圆柱形表面容易获得较高的加工精度。压合后, 配合面上的应力分布较均匀, 所以, 压合联接零件的配合面多为圆截面。

常用的压合联接有两种:

A. 光滑面压合联接

光滑面压合联接, 是一种利用光滑圆柱面的“静配合”的接合。轴与孔的公称尺寸相同, 公差依所选配合而定, 联接强度靠所选配合保证。这种压合联接可以得到较高的联接精度, 但其联接强度较低, 传递的扭矩较小 (见图5-35)。当配合面尺寸较小时, 制造困难, 成本较高, 除个别情形外, 常采用滚花压合联接。

B. 滚花面压合联接

滚花面压合联接是被联接零件之一的表面为滚花圆柱面（见图5-36）。常在较硬的轴上进行直纹滚花，再压入孔内，这样压入后，轴上一部分凸起的花纹，嵌入圆柱孔的内表面

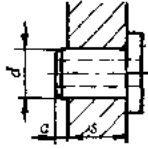


图5-35 光滑面压合联接

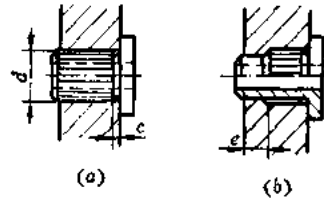


图5-36 滚花面压合联接

里，将两零件联在一起。与光滑圆柱面压合联接相比，滚花面压合联接的联接强度较高，可以承受较大的扭矩；轴和孔的制造精度要求不高，便于加工；但联接精度较低。

压合联接是一种简单而可靠的联接方法，在仪器中广泛应用，设计这种联接时应该注意：

- (1) 压合联接只有相联零件材料塑性较大，至少其中之一塑性较大时才适用；
- (2) 仪器中一般是在常温下压合，所选配合其过盈不要太大；
- (3) 如果采用滚花面压合联接，轴的材料应比孔的材料硬，否则轴的花纹不能嵌入孔的内表面中，难于保证联接强度；

(4) 压入件最好有台阶，用以承受轴向力，并保证轴孔之间的轴向相对位置，如图5-35与图5-36所示；

(5) 在联接精度要求较高时，滚花轴的端部应有光滑圆柱面作为引导部分，如图5-36中(b)所示；

(6) 为了获得较高的强度和精度，联接应有足够的压入长度。通常压入部分的长度可以根据下列数据选定：

(毫米)

轴 颈 直 径	$d < 2$	$d < 4$	$d > 4$
压 入 长 度	$(1.5 \sim 3) d$	$(1 \sim 2) d$	$5 + 0.5 d$

(7) 当轴上滚压花纹后，花纹顶圆直径将大于轴的原始直径。直径增加的数值与零件的材料和花纹的节距有关。材料越硬，直径的增加越小。设计时，常取其直径增加值为 $\Delta D = (0.25 \sim 0.5) t$ ，式中 t 为直纹或网纹的节距。钢质零件（含碳量 0.35~0.4%）滚花前后直径的变化数值列于表5-7。

表5-7 滚花前后轴颈直径的变化

(毫米)

轴 颈 直 径	花 纹 节 距	滚花后直径增大		过 盈	
		最 小	最 大	最 小	最 大
1.5~2.8	0.3	0.06	0.12	0.04	0.12
3~4.5	0.5	0.08	0.15	0.06	0.15
5~8	0.6	0.12	0.20	0.09	0.20

注：轴按公差 $d4$ ，孔按公差 $D4$ 制造，花纹角为 $60^\circ \sim 80^\circ$ 。

三、铸型联接

铸型联接是把一尺寸较小的嵌件铸入另一基体件的一种永久联接。嵌件一般用金属或合金制成，如钢、青铜、黄铜等。基体件可以是金属材料，如铝合金、锌合金、铸造黄铜等，也可以是非金属材料，如塑料、玻璃、陶瓷等。如图 5-37 中所示 1 为金属的接触钉，2 为塑料绝缘套。

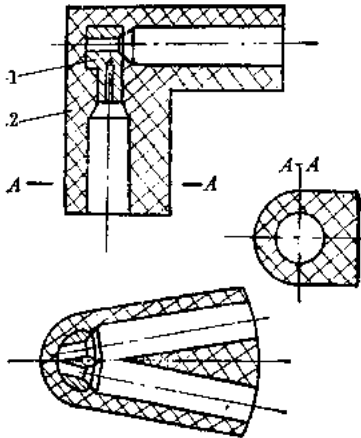


图5-37 铸型联接结构

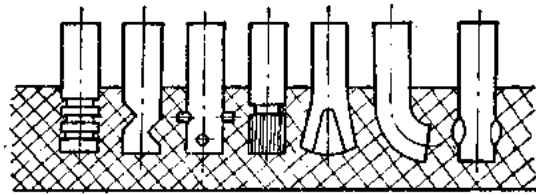


图5-38 增加联接强度的结构

对于某些仪器零件（例如外壳、手柄、按钮、电插座等），塑料具有一系列的优点：如重度小、绝缘性和耐蚀性强、价廉、外表美观、压制后能具有较高的表面光洁度，因而通常不再需要进行机械加工。但塑料强度低。因此，常用金属嵌件与塑料基体的铸型联接。

设计铸型联接应注意：

(1) 嵌入件的熔点应高于基体件的熔点，嵌入件是预制件，一般是熔点较高的钢或有色金属。将此件放入铸模内，然后在模内填入塑料或浇铸金属，形成基体，将嵌入件包容构成联接，故在铸合时，嵌入件不应接近于可塑状态。

(2) 嵌入件与基体件材料的膨胀系数应尽可能接近，否则将影响联接质量。当嵌入件材料的膨胀系数大于基体件材料的膨胀系数时，铸型冷却后，嵌入件尺寸将有较大的收缩，因而在联接表面间形成间隙。这样便不能得到牢固而气密的联接。当嵌入件材料的膨胀系数小于基体件材料的膨胀系数时，铸型冷却后，基体件将有较大的收缩。这样，嵌入件将产生内应力，严重时可能出现裂缝。如果嵌入件和基体件材料的膨胀系数不相近，就需要合理地选定联接结构和尺寸，以保证联接质量。

(3) 为了增加联接强度，接合部分可以制成各种形状（见图 5-38）。

(4) 如基体件是塑料，则应注意它的最小厚度。塑料太薄，会影响强度和工艺性，一般粉状塑料厚度不小于 4（毫米），纤维状塑料厚度不小于 2（毫米）。具体尺寸可参阅设计手册。

(5) 嵌入件在铸模中的位置不能因铸合时的压力而改变。

(6) 由于压铸模的成本较高，所以这种联接方法只适于大量和大批生产。

第六章 光学零件的固紧

§1 概 述

光学机械仪器都是由一定数量的光学零件组成的光学系统和机械结构所构成。光学系统不能脱离机械结构而构成实用的仪器，必须通过机械结构使系统中各光学零件的相对位置得到确定并固紧。例如图 6-1 所示，为周视瞄准镜下半部中物镜、屋脊棱镜、分划板和目镜的固紧情况。光学零件的固紧，实际上是可拆联接与永久联接的综合运用，但光学零件的几何尺寸、几何形状、表面状态、折射率、内应力分布及各光学零件之间的相对位置都会影响仪器的工作性能和质量。故光学零件的固紧，应注意其特殊性。例如，为保证光学系统的成像及像质，结构应保证各光学零件的相对位置在装调以后不改变；结构不应使光学零件承受过大的附加应力；为保证像的亮度，结构应保证有效通光孔径及彻底清洗的可能性；此外，为得到较高的经济加工精度，应适当采用调整法保证光学零件的相对位置。对于大尺寸的光学零件尚需注意其“自重”引起的变形。

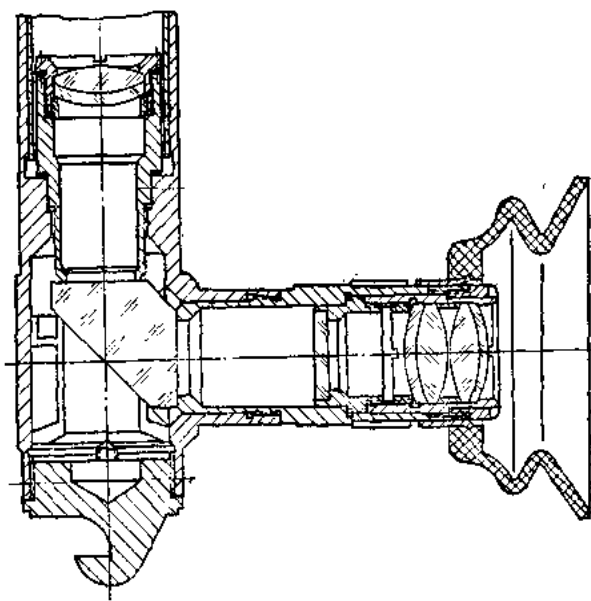


图6-1 光学零件固紧结构实例

按照光学零件的几何形状特征，其固紧方法可分为圆形光学零件的固紧与非圆形光学零件的固紧两大类。现将其联接情况分别叙述如下。

§2 圆形光学零件的固紧

一、圆形光学零件的特点

无论是保护玻璃、滤光镜，还是单透镜、胶合透镜、分划板和圆反射镜，它们的外圆表面都具有一定长度。并多具有两个或两个以上（如胶合透镜）的折射面，只有反射镜是一个反射面（前表面有镀层）或一个折射面及一个反射面（后表面有镀层）。

圆形光学零件的外圆表面为非工作面，但它是保证光轴重合的重要基面，故对它也有精度和表面光洁度要求。圆形光学零件与镜框的配合，根据与光轴同轴度的要求，可由《光学仪器设计手册》的有关表格中查得。

二、圆形光学零件的常用固紧方法

由于光学零件的尺寸在光学系统中的重要程度及仪器的工作环境等不同，固紧结构也

不同。常用的固紧圆形光学零件的方法有：辊边法、压圈法、弹性零件法和电镀法。

A. 辊边法

这种方法是将光学零件装入金属镜框中，在专用的机床上用专用的工具把镜框凸出边缘辊压弯折包住光学零件的“倒棱”，使之与镜框固紧（见图 6-2）。

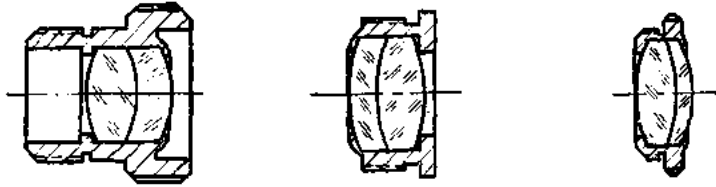


图6-2 辊边固紧结构

为使凸边能包住“倒棱”且辊压力不致过大，应注意镜框各部分的尺寸关系（见表 6-1）。

表6-1 镜框的辊边尺寸

(毫米)

光学零件直径 D	$b (-0.05)$	$e (D_7)$	e_1	h_1	a
≤ 6		1.2	0.1	1	
$\geq 6 \sim 10$	0.15~0.2	1.5	0.3	1.5	≤ 0.5
$> 10 \sim 18$		1.8	0.4	2	
$> 18 \sim 30$	0.2~0.4	2.0	0.5	2.5	≤ 0.5
> 30		2.5	0.7	3.5	

表中尺寸 b 为毛坯尺寸，辊边时应车成圆锥形状。尺寸 e 的边缘一端厚度车到 0.05~0.1 (毫米)，如表中图 (c) 所示。表中图 (a) 的形式尽量不选用。

辊边法的主要优点是：结构简单紧凑，几乎不需要增加轴向尺寸，也不需要任何附加零件就可以把光学零件固紧。但辊边时不易保证质量，特别是口径大而薄的零件，易于出现倾斜及镜面压力不均匀现象。由于辊边后即成永久联接，如出现上述现象并超出了允许误差值时，则光学零件与镜框都将报废。对于直径为 50 (毫米) 以上的透镜，只有在要求较低的特殊情况下才用辊边法。即使是不重要的光学零件，直径超过 70 (毫米) 时，也不宜采用。

B. 压圈法

这种方法是把光学零件装入带有螺纹的镜框中，并依靠光学零件外圆表面与镜框内孔配合，端面限制轴向移动，然后再利用带有螺纹的压圈将光学零件压紧。图 6-3 中 (a) 是使用外螺纹压圈固紧的结构。图 6-3 中 (b) 是使用内螺纹压圈固紧的结构。

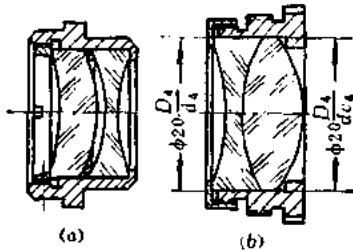


图6-3 压圈固紧结构

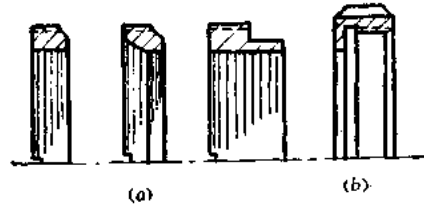


图6-4 螺纹压圈

图 6-4 与图 6-5 所示为压圈和镜框的结构。图 6-5 (a) 为使用外螺纹压圈的镜框；图 6-5 (b) 为使用内螺纹压圈的镜框。选用哪种结构，主要由结构尺寸而定。如镜筒的径向尺寸受到限制则应选用外螺纹压圈固紧；如轴向尺寸受到限制则应选用内螺纹压圈固紧。

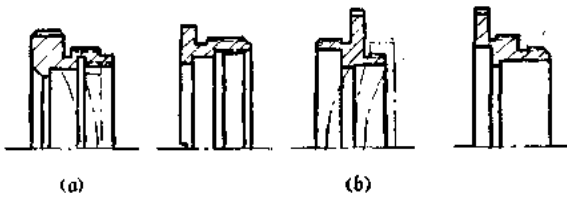


图6-5 镜框

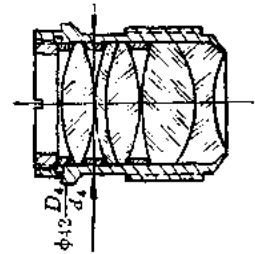


图6-6 多镜组装配结构

压圈法较辊边法虽然增加了压圈，增大了轴向及径向尺寸，但结构可拆卸，装配方便，可以进行选配和修配；还可以装入其它隔圈和弹性压圈以调整光学零件与镜框的相对位置；易于获得较高的经济加工精度，并适用于多透镜组装配。例如，需要固定几个直径相同而彼此距离又很近的透镜，可用图 6-6 所示结构。这种结构把所有的透镜都装入同一镜框内，用一个共同的压圈压紧，而透镜的间距用隔圈控制。

一般情况，光学零件直径大于 80(毫米) 时，须用压圈固紧；直径在 10(毫米) 以下的用辊边法；直径在 10~80(毫米) 之间，两种方法都可以采用。但一般直径在 40~80(毫米) 时，优先采用压圈法；而直径在 10~40(毫米) 时，优先采用辊边法。但也有直径在 6~10(毫米) 时仍选用压圈固紧的。

镜框，螺纹压圈，弹性压圈和隔圈等零件的参考结构和尺寸，可查阅有关设计手册。

C. 弹性零件法

这种方法主要是利用开口弹簧钢丝圈或弹性压板等零件，使光学零件与镜框固紧。弹簧钢丝圈一般只用于固紧同心度和强固性要求不高的光学零件。如保护玻璃、滤光镜及其它不重要的光学零件 (见图 6-7)。

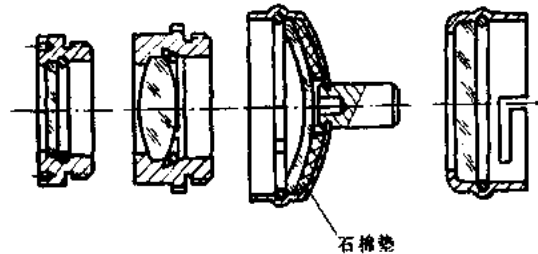


图6-7 弹簧钢丝圈固紧结构

弹簧钢丝圈的钢丝直径为 0.4~1.0 (毫米)。

弹性压板可用于固紧直径较大的光学零件 (见图 6-8)。弹性压板用厚度为 0.3~0.5 (毫米) 的弹簧钢板制成。

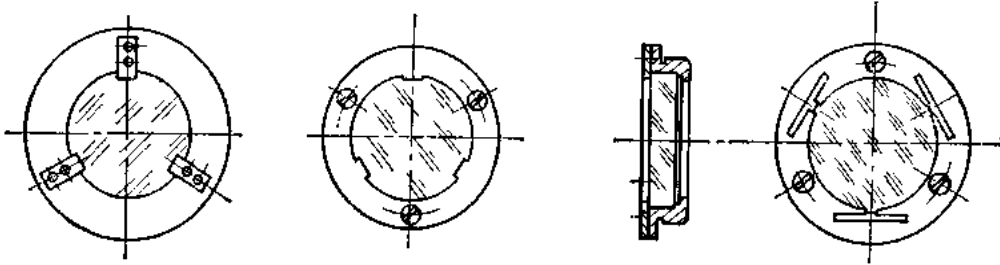


图6-8 压板固紧结构

直径大于 200 (毫米) 的物镜可用三个弹性压板固紧, 其形式如图 6-9 中 (a) 所示。在温度变化剧烈、有振动、冲击负荷条件下, 直径大于 80 (毫米) 的物镜, 可用金属膜片

固紧, 其结构如图 6-9 所示。该物镜的对中精度取决于镜框与透镜的倒角精度。

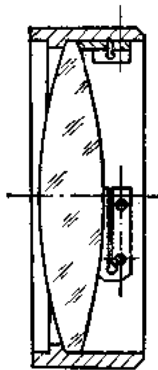


图6-9 特制压板固紧结构

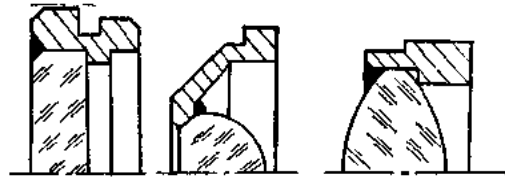


图6-10 电镀固紧结构

D. 电镀法

这种方法是利用电镀的方法将铜镀在镜框端部, 挡住光学零件 (见图 6-10)。

电镀法一般只用以固紧小直径的光学零件, 如显微物镜中的正透镜及弯月透镜与镜框的固紧 (见图 6-11)。

应该注意, 电镀时为了使铜只在透镜周围析出, 镜框应事先涂以保护蜡层 (即绝缘层), 而只露出透镜槽孔, 使析出的铜充满槽孔以封住透镜。电镀后, 再修切出装配定位面。

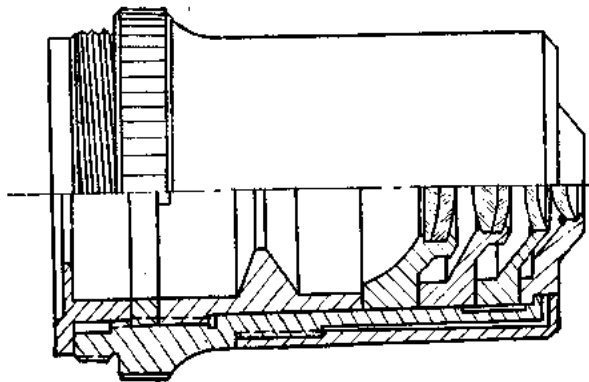


图6-11 电镀固紧的显微物镜

三、圆形光学零件固紧结构设计要点

A. 光学零件与镜框固紧时必须保证相对位置精度

光学零件与镜框固紧的合理结构，应该根据定位原理，利用光学零件的外圆表面与镜框内孔配合，消除四个自由度。利用镜框内的挡台与光学零件工作表面环形接触，消除其轴向移动的自由度，仅剩有一个相对于轴线旋转的自由度。由于利用圆柱面配合，结构简单，易于保证同轴度要求。由于固紧时（特别是压圈固紧）所产生的压力使光学零件紧压在镜框上，在一定程度上起了限制转动的作用。这种定位虽然没有彻底消除光学零件的六个自由度，但是，在使用过程中，只要光学零件上受到的外力矩不大于压紧力所产生的静摩擦力矩，光学零件就不会转动。为简化结构，这种固紧方法，在仪器中可以经常看到。

如果光学零件与镜框的相对位置要求特别严格，不允许相对转动时（例如楔形镜），则应在结构上确实消除光学零件相对于镜框转动的自由度（见图 6-12），然后在轴向构成“封闭”，使其相对位置完全确定，这才成为符合定位原理的固紧结构。

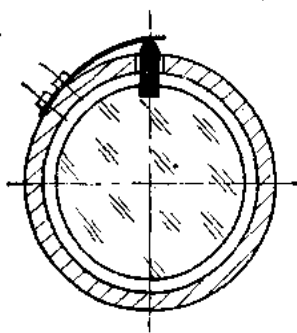


图6-12 完全定位的透镜固紧结构

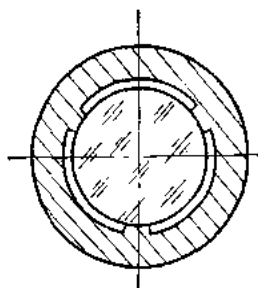


图6-13 圆柱面改为局部接触

为使光学零件与镜框在保证定位可靠的基础上，获得较高的经济加工精度，特别是口径较大的光学零件，可将圆柱配合面局部挖去，改为互成 120° 的三段弧面接触（见图 6-13），端面凸台亦可改成三段小的凸台（见图 6-14）。这既不改变所限制的自由度数，而又减少了精加工面，也就更易于保证它们之间的相对位置精度。

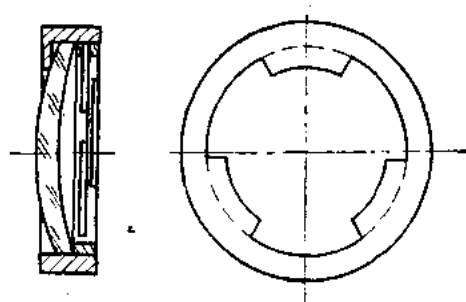


图6-14 端面改为局部接触

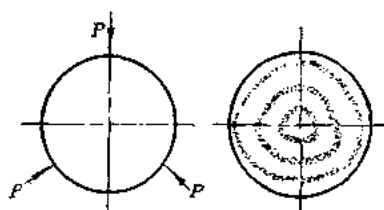


图6-15 径向压力使干涉环形状改变

B. 减小附加应力，保证像质

在光学零件上产生附加应力的主要原因，其一是装配不良，如辊边时压力过大或螺纹压圈及弹性零件压得过紧；其二是温度变化，镜框材料与光学玻璃膨胀系数不同，使配合间隙及轴向间隙改变，光学零件被压紧。附加压力过大时，严重的会使光学零件局部碎裂；一般情况也会使干涉环形状改变（见图 6-15）或增大干涉环直径（见图 6-16），影响像质。

为了减小附加应力，在结构设计时所采取的措施有：

辊边压紧结构，应将预留辊压部分切制成较薄的锥体，减少辊压力。

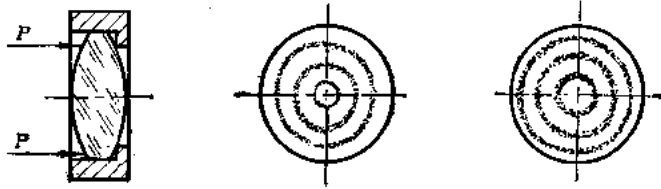


图6-16 轴向压力使干涉环直径增大

直径在 30(毫米)以上的压圈结构，可加入弹性压圈(见图 6-17)，以改善装配及温度变化所引起的压力。

对于尺寸较大的光学零件也可以采用弹簧片构成力封闭，也可以在镜框与光学零件外径之间加入另一种膨胀系数较大的金属框，构成温度补偿结构(见图 6-18)。

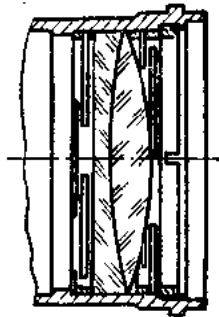


图6-17 弹性压圈压紧结构

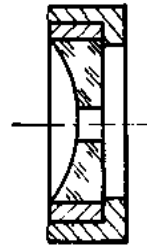


图6-18 附加补偿结构

C. 镜框与壳体的联接应能保证光学零件处于系统中的正确位置

绝大多数的光学零件为了便于装调和改善固紧结构的工艺性，往往将光学零件与镜框固紧后构成独立的装配组件，然后再与壳体相联。因此，镜框与壳体之间在结构上也应合理固紧，符合定位原理，消除镜框活动的可能性，这样才能保证组成光学系统的各光学零件处于系统中的正确位置，以保证像质。例如如图 6-19 所示，是利用有挡台的螺纹将镜框与壳体固紧。图 6-20 所示是利用有挡台的圆柱面配合加紧定螺钉固紧。图 6-21 所示是采用压圈将镜框与壳体固紧，图 6-22 所示是利用紧定螺钉固紧。

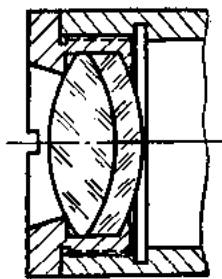


图6-19 螺纹联接固紧镜框

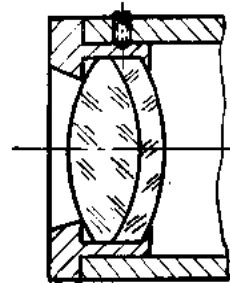


图6-20 圆柱面配合加紧定螺钉固紧镜框

如果允许光学零件相对于中心旋转，则可以在装配后保留一个旋转的自由度，不必构成结构“封闭”。例如显微目镜与镜管相联结构（见图 6-23），目镜可在镜管中旋转。其联

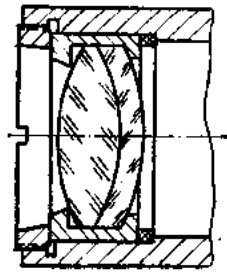


图6-21 压圈固紧镜框

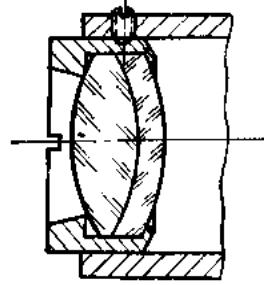


图6-22 紧定螺钉固紧镜框

接尺寸各国标准基本相同，便于互换目镜。又如可调视度的目镜与镜管相联结构，就保留了轴向移动的一个自由度（见图 6-24）。可见，镜框与壳体相联，只要满足使用要求，而又简单易制的结构都是可行的。

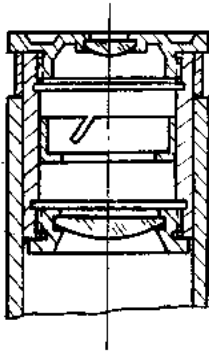


图6-23 显微目镜与镜管相联

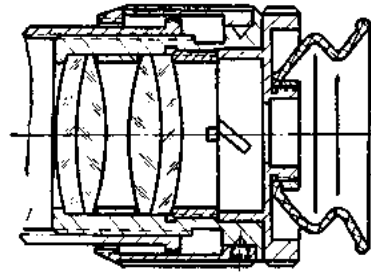


图6-24 可调视度的目镜

D. 用调整法和修切法保证光学零件间的相对位置精度

当组成光学系统的各光学零件间的相对位置要求较严时，为了获得较高的经济加工精度，可采用调整法补偿加工误差，以保证光学零件间的轴向间隔和同轴性。

如果对透镜与镜管的同轴度要求较高，采用圆柱面配合不易保证时，可在配合面间加入偏心套环，把镜框也改为偏心的，两零件的偏心量相等，通过装配时的调整，可以使透镜中心与镜管中心接近重合（见图 6-25）。

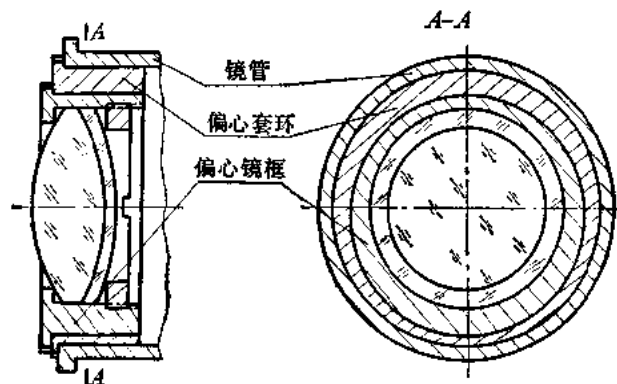


图6-25 偏心套环与偏心镜框

偏心的调整过程如图 6-26 所示。设点 1 为透镜中心，点 2 为偏心镜框外圆中心，也是偏心套内圆中心。点 3 为偏心套外圆中心，也是镜管内孔中心。调整的目的在于使点 1 与点 3 重合。

图 6-26 中 (a) 所示为极限情况，如果卡住偏心套环，使偏心镜框以 2 为中心旋转 (见图 6-26 中 (b))，当偏心镜框旋转 180° 时，因偏心量 e_1 等于偏心套环的偏心量 e_2 ，则点 1

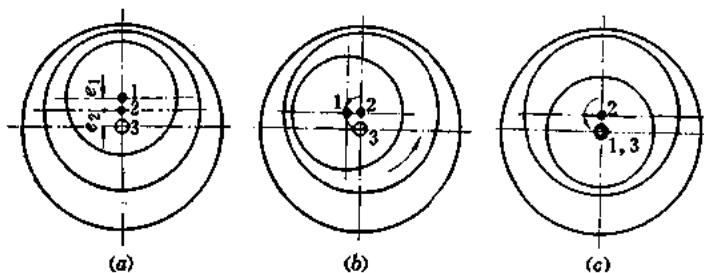


图 6-26 偏心调整过程示意图

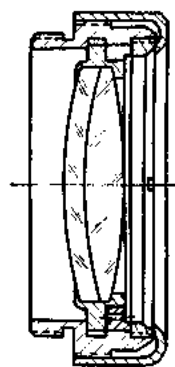


图 6-27 望远镜物镜偏心调整结构

落于点 3 的位置上 (见图 6-26 中 (c))，即透镜中心与镜管中心重合。实际上，由于配合部分的形状误差和间隙的影响， e_1 也不能绝对等于 e_2 ，所以点 1 与点 3 只能接近重合。使透镜中心与镜管中心的重合度调整到允许的误差范围以内，图 6-27 所示就是利用偏心调整同轴度的望远镜物镜结构，偏心调好后用压圈压紧。

此外，用修切法保证透镜间的轴向距离也是一种常用的方法。如图 6-28 与图 6-29 所示为 8~10 倍的显微镜物镜结构形式，尺寸 17.55 (毫米) 与尺寸 16.878 (毫米) 可用修切或加垫锡箔片的办法达到。

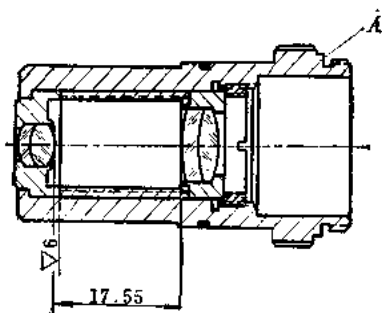


图 6-28 显微镜物镜结构

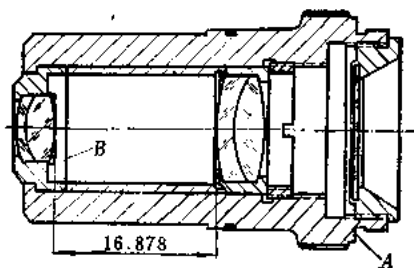


图 6-29 显微镜物镜结构

E. 不降低像的亮度

像的亮度与机械结构有关的是通光孔径与形状。结构设计时，镜框上的实际通光孔径应等于理想光束所对应的光锥截面直径，并应取正公差值，保证不切割理论有效光束，这样就不会降低像的亮度 (见图 6-30)。

F. 减少有害光线的影响

有害光线是指通过光学仪器，但不参加成像的一部分光线。这部分光线主要是由于仪器内壁及光学零件表面反射时产生散射光线所引起的 (见图 6-31)。

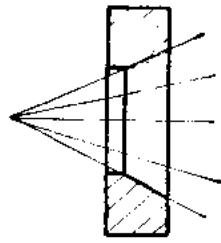


图6-30 通光孔形状与光束特性

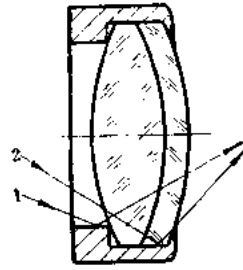


图6-31 有害光线的形成

减少有害光线的措施很多，例如在光学系统中加光栏；光学零件镀膜；在镜管前加遮光罩等。但与光学零件结构设计有关的是如何使非工作表面反射的光线不通过视场光栏的有效孔径。

图 6-32 中(a)所示为设计不合理的结构，在镜框壁上和光学零件的内表面都有反射光线进入视场。图 6-32 中(b)所示为利用附加的光栏，使镜框边缘和透镜表面反射光线受到阻挡；图 6-32 中(c)所示为在镜框内壁车出环形或螺旋形齿纹槽以消除反射光线。

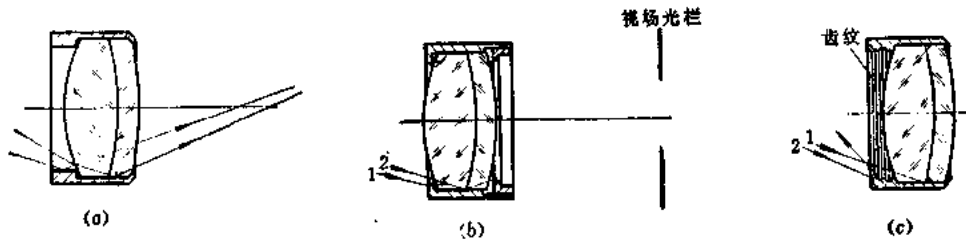


图6-32 减少有害光线的措施

在圆柱形镜筒内壁切制齿纹是最常用的消除杂光的措施。对切制齿纹有困难的匣形镜箱或大型镜管，可以在内壁粘贴消光材料，如黑绒布、黑色消光橡胶薄膜等，或者将零件的内表面处理成黑色，或者涂以无光泽黑色磁漆，以减少有害光线的影响。

§ 3 非圆形光学零件的固紧

非圆形光学零件包括直角棱镜、五角棱镜、道威棱镜、屋脊棱镜、其它特殊棱镜、多角形平面反射镜及平板玻璃等，它们的结构形状都是由互相平行或相交平面所组成的多面体，或为平面与曲面所组成的多面体。其中有折射面、反射面及非工作面(见图 6-33)。区分组成棱镜各面的性质对设计固紧结构极为重要。

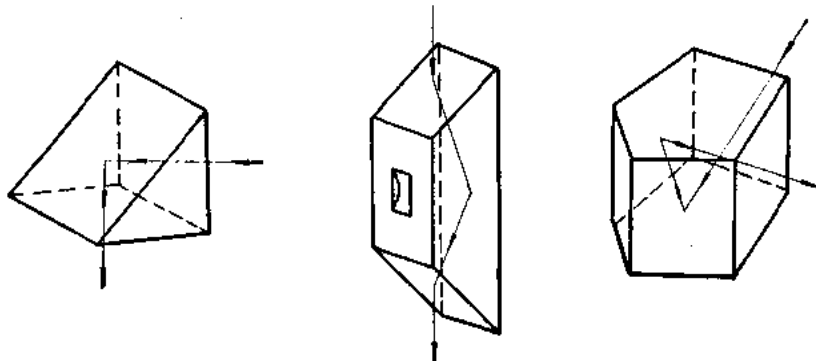


图6-33 几种常用棱镜

棱镜固紧结构虽然表现形式各有不同,但基本方法、基本要求都是一致的,与圆形光学零件固紧结构设计的要求在本质上也是一致。常见的棱镜固紧典型结构如图 6-34 所示。

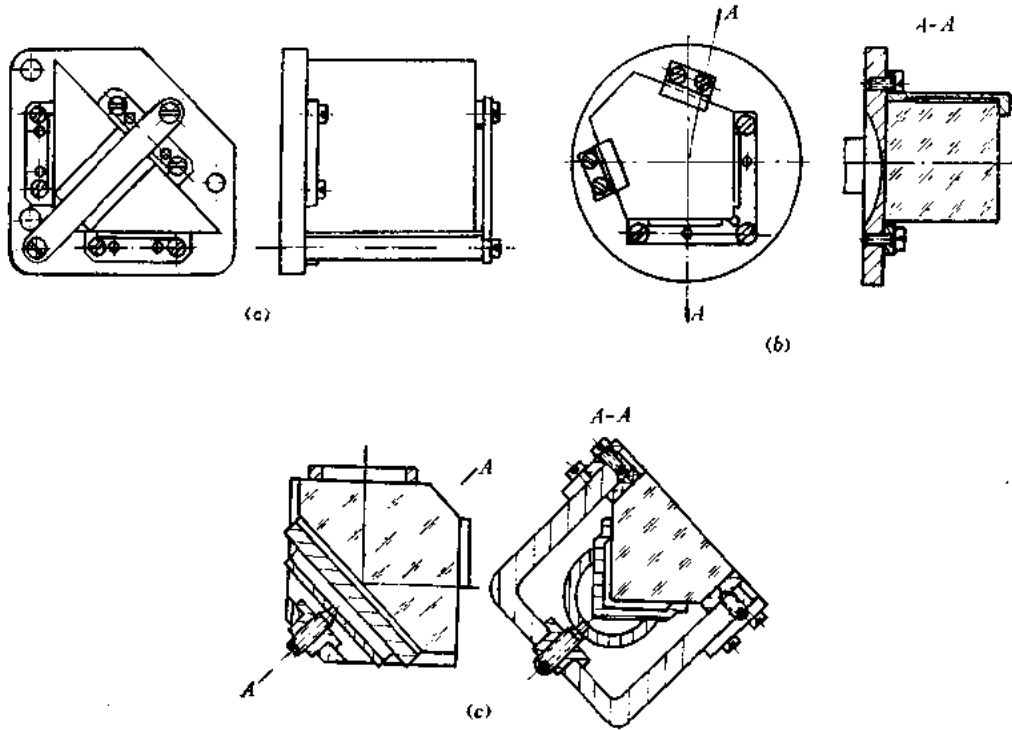


图6-34 常见的棱镜固紧结构

从图 6-34 所示结构可以看出,棱镜不外是利用镜框(有时直接用镜管),再附加上角铁、刚性或弹性压板等附件使棱镜固紧,也就是将棱镜与镜框构成独立的装配组件,然后再将其固定于所要求的位置上。究竟选用哪一种结构方式,与棱镜的结构形状、尺寸、棱镜在光学系统中的用途(回转棱镜或固定棱镜)、仪器的结构和使用条件、以及棱镜在仪器中的位置等因素有关。主要应考虑以下几个方面。

一、棱镜固紧可靠并符合定位原理

棱镜的固紧结构应符合定位原理,消除它的六个自由度,然后再用压板或其它的方法构成“封闭”,保证可靠地固定。棱镜相对原来的位置即使只有微小移动,也足以引起仪器光学系统的失调。

正确固紧棱镜,首先应根据棱镜结构的特点,选择最恰当的定位面和压紧面,为使棱镜在镜框中易于放稳,一般选用面积较大的非工作面作为主要定位面,然后利用其余的非工作面作为辅助定位面,并且使棱镜的自重和夹紧力的方向一致。如直角棱镜固紧结构(见图 6-34 中(a)),采用了一个主定位面和三块挡板作辅助定位面,使棱镜有调整位置的可能。图 6-34 中(b)所示为五角棱镜固紧结构,采用一个主定位面和两个辅助定位面,然后用压板压紧。图 6-34 中(c)所示为屋脊棱镜固紧结构,采用一侧面和两屋脊面作为定位面,并可用螺钉进行调整。图 6-35 为一种大尺寸的直角棱镜固紧结构,为简化固紧,在棱镜的非工作面上,制出两道沟槽,然后用压板压紧,这样要使棱镜加工较为复杂。



图6-35 压板压在非工作面的槽上

二、利用调整法保证棱镜的位置精度

为了保证棱镜在装配后处于设计所要求的位置上，单靠加工精度保证是很困难的，有时甚至是不可能的。因此，结构设计时应使棱镜的位置能在一定的范围内调整，即棱镜相对镜框或镜框相对于镜筒的位置可调。这样，既保证了棱镜的位置精度，又降低了加工成本。

图 6-36 所示为道威棱镜的固紧结构。棱镜放入棱镜框中，由键来保证棱镜位于棱镜框中的位置精度，然后将棱镜与棱镜框一起装入镜管中，通过调整四个螺钉，使棱镜框变形，达到棱镜光轴和机械旋转轴一致。为了调整棱镜的位置，棱镜框上的方孔应做得比棱镜大 0.5~1(毫米)。

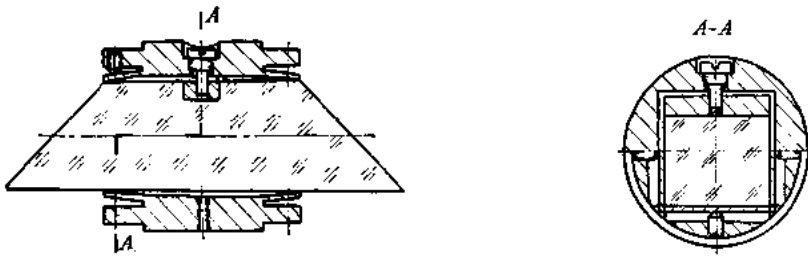


图6-36 道威棱镜固紧结构

图 6-37 所示为屋脊棱镜的固紧结构，转动螺纹压圈可以调整棱镜的位置，位置调整好以后再打紧定螺钉孔。

图 6-38 所示是将直角棱镜固定在框架上，然后再将框架固定在壳体上，通过球面垫圈和螺钉的调整，使框架和棱镜一起摆动，达到棱镜的调整。

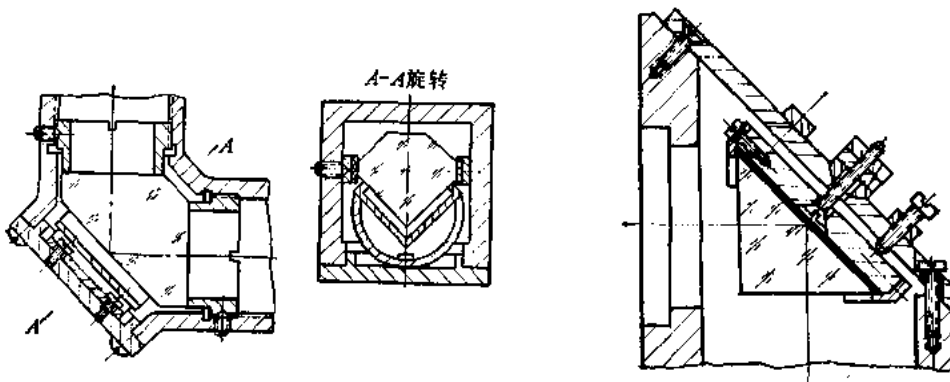


图6-37 屋脊棱镜固紧结构

图6-38 直角棱镜固紧结构

三、减小压紧力

由于装配时的压紧力和温度变化所产生的压力对像质的影响非常明显，因此，设计时应尽量减小压紧力。为此，可在光学零件与压板、角铁间加入弹性垫片（如纸片或铜片）。或加大压板尺寸以减小光学零件单位面积上的压紧力。或直接利用压紧力可调的弹性元件压紧（见图 6-39），该结构中可用螺钉调整簧片对棱镜的压紧力，以保证像质。

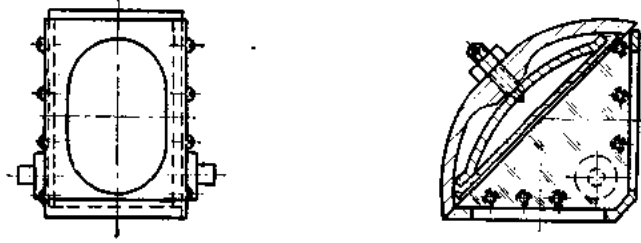


图6-39 利用簧片调整压紧力

四、保证像的亮度

在结构上应保证有效通光孔径，不切割理论光束，以免降低像的亮度。

§ 4 光学零件的胶接固定

由于近代合成胶粘剂的出现与发展，使光学零件的胶合、固定得到很大改进。光学零件的胶接固定与机械固紧相比有下列优点：

- (1) 简化结构，减轻重量；
- (2) 胶接时不需另加压紧力，对提高像质很有好处；
- (3) 工艺较简便。

缺点为：如胶接剂的物理化学性能不稳定，将直接影响光学系统的像质，并且胶接必须一次成功，其工艺难以保证。

为了保证光学零件胶接固定的质量，应注意下述几点：

- (1) 为了获得足够的强度，胶接表面必须彻底清洗、擦拭，除去油脂、水及其它污物，有时还必须进行化学处理；胶接表面光洁度为 $\nabla 6 \sim \nabla 9$ ；
- (2) 在保证胶接强度的情况下，应尽量减小胶接面积；
- (3) 金属与光学零件胶接时，金属材料胶粘剂和光学玻璃的膨胀系数，在仪器使用的温度范围内，应尽可能接近；
- (4) 为了减小在温差很大情况下胶接层中的应力，常在金属与玻璃之间衬以罗纱层。罗纱层的尺寸应稍小于胶合面积，防止胶液溢出，以免在温度变化时产生局部应力。衬垫材料可选用黄铜罗网、麻纱、玻璃丝布、棉藕、镍铬丝等（见图 6-40 所示）。

在近代合成胶出现以前，只有那些不重要的光学零件才采用胶接固定，现在，重要的甚至关键的光学零件也有采用胶接固定的。

图 6-41 所示为测角仪器光学度盘的固定结构。采用机械固定法（见图 6-41 中 (a)）

对零件的要求极高，而且对度盘的压紧程度不易控制。过松时发生度盘“走动”现象；过紧时度盘可能“炸裂”。改为胶接后，结构大为简化，且无上述缺点。

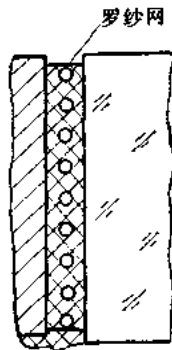


图6-40 减小胶接应力的结构

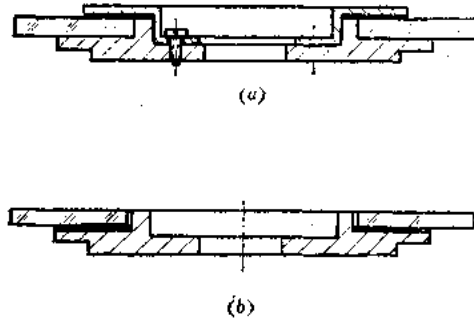


图6-41 光学度盘机械固紧与胶接固紧的比较

图6-42所示为测距仪端部石英反射镜，它是关系到测距仪光学性能的关键部件，有的现已采用胶接固定。

图6-42中(a)所示为仿制测距仪上固紧结构。该结构较繁杂，装调困难，对零件加工要求很高。例如支承垫片是由三个垫圈组成一组，垫圈6、7、8的表面光洁度均为 $\nabla 11$ ，三组垫片允差仅为0.003(毫米)。而且对反射镜的压紧力很难控制适当，稍紧则像质显著变坏，稍松则反射镜“走动”。

图6-42中(b)示为我国自行设计的结构，石英反射镜改用胶接法固定，它不仅改进了工艺，简化了结构，装调也方便。石英反射镜片1、2与石英底板3用661胶胶合，石

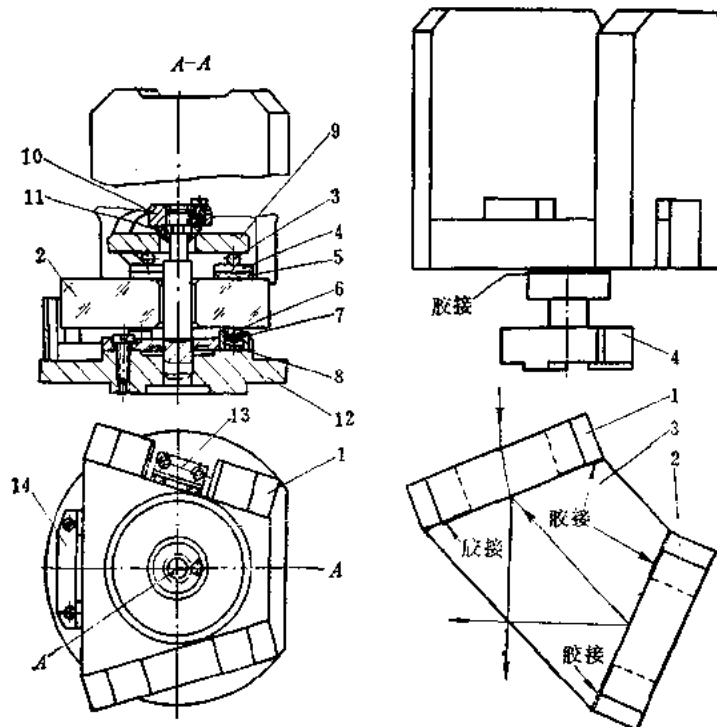


图6-42 石英反射镜的胶接固定

石英底板直接用 661 胶胶接在底座 4 上。底座 4 是由与石英线膨胀系数相近的因钢 ($\text{Ni}_{32}\text{Co}_{4}\text{Cu}$) 制成。为了减小热传递速度和温度变形的影响, 底座 4 中部直径较小, 下面用三点支承而且开了互成 120° 的三个槽。这种结构保证了反射镜的角度精度和热稳定性, 不致引起严重的应力和变形, 减少了测距仪失调的因素, 对保证测距仪的质量大有好处。

常用的胶粘剂有:

- 1) 环氧树脂胶粘剂;
- 2) 聚氨基甲酸酯 (聚氨酯) 胶粘剂 (即乌利当胶);
- 3) 661 胶粘剂。

各种胶粘剂的主要配方和性能, 固化条件等均见《光学仪器设计手册》。

第七章 弹 簧

§1 概 述

一、仪器中弹簧的作用

弹簧是利用其受外力或力矩作用后产生弹性变形而进行工作的弹性元件，它在仪器中的应用十分广泛。其主要用途有：

A. 构成零件间力的闭合

利用弹簧受外力作用变形后产生的恢复力或力矩，使零件之间保持紧密接触。例如弹性定位器中的弹簧，使定位钢球始终压紧定位轮（见图7-1中(a)）。

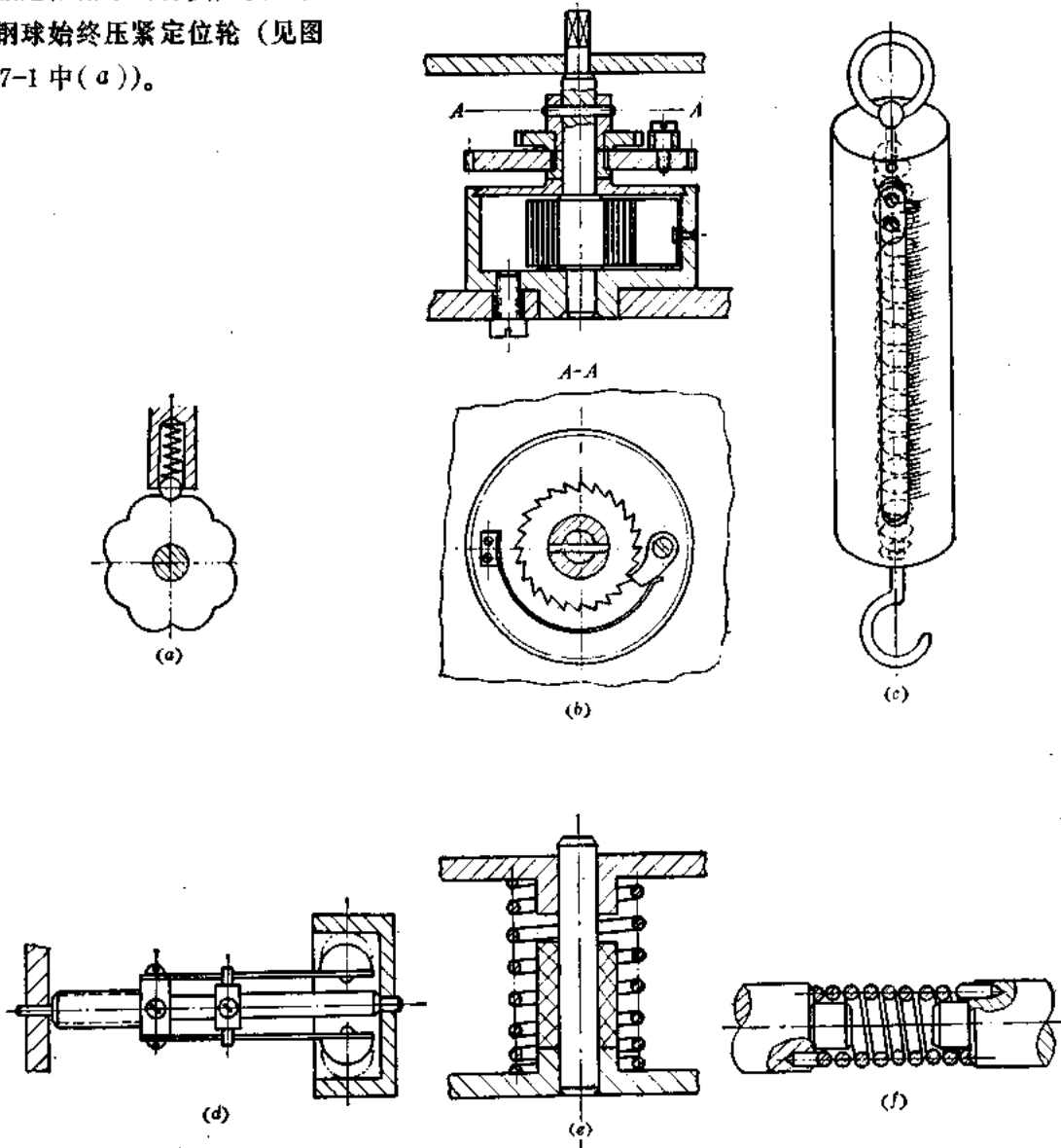


图7-1 弹簧的作用

B. 储存能量, 作为能源

当外力使弹簧变形时, 将外力对于弹簧所作的功转化为变形能储存起来。当弹簧放松时, 便释放出能量, 并驱动机构运动。例如照相机中的快门弹簧和钟表中的发条 (见图 7-1 中 (b))。

C. 利用弹性特性, 作为测量元件

利用弹簧变形与外力或力矩之间的准确关系, 量测物理量或反映物理量变化。例如弹簧测力计中的弹簧 (见图 7-1 中 (c))。

D. 利用弹簧变形, 作为控制元件

例如径向制动调速器中的片簧, 由于受回转时的离心力作用而弯曲, 当转速达到一定数值时, 片簧自由端的制动块压向制动鼓, 产生摩擦制动力矩, 以此来控制轴的转速趋向于稳定 (见图 7-1 中 (d))。

E. 吸收振动及冲击能量

利用弹簧变形吸收冲击能量, 以减小外界的振动或冲击负荷, 起到缓冲作用。例如各种减振弹簧 (见图 7-1 中 (e))。

F. 构成零件间的弹性联系

利用弹簧把有关零件联系起来, 使其相互之间保持一定的弹性。例如弹簧联轴器 (见图 7-1 中 (f))。

二、仪器中弹簧的种类

由于弹簧在仪器中的用途很广, 所以种类也很多, 根据其几何形状和工作特点, 一般可分为螺旋弹簧、片簧和蜗线弹簧三类。螺旋弹簧通常分为圆柱螺旋弹簧 (见图 7-2) 和圆锥螺旋弹簧 (见图 7-3) 两种。其中圆柱螺旋弹簧又分为压缩弹簧、拉伸弹簧和扭转弹簧三种。

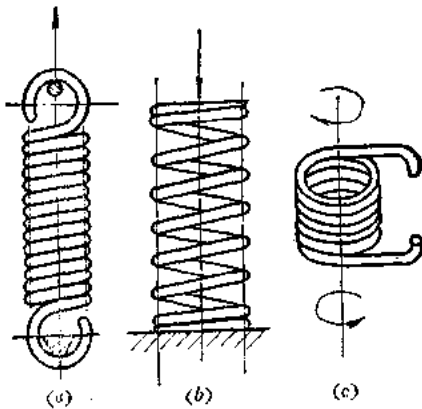


图 7-2 圆柱螺旋弹簧

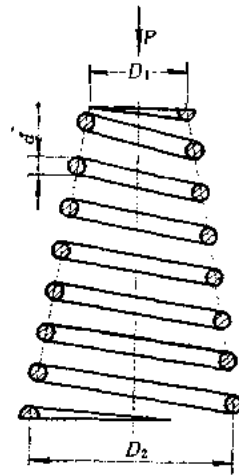


图 7-3 圆锥螺旋弹簧

片簧和蜗线弹簧如图 7-4 和图 7-5 所示。

本章着重介绍最常用的圆柱螺旋弹簧的设计。圆柱螺旋弹簧一般是用圆截面的金属线材 (也有用非圆截面的金属线材), 按一定的螺旋角卷绕而成。压缩、拉伸和扭转圆柱螺旋弹簧, 除端部结构不同外, 工作部分的形状基本相同。

圆柱螺旋弹簧如按工艺方法可分为冷卷和热卷两种。仪器中所用的螺旋弹簧一般尺寸较小，多采用冷卷法。

此外，本章还将简要介绍片簧和游丝（蜗线弹簧的一种）的设计。

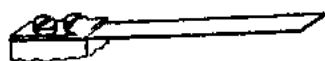


图7-4 片簧

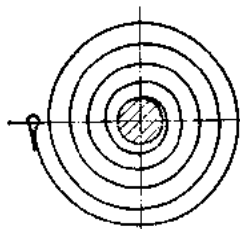


图7-5 蜗线弹簧

弹簧的设计与计算应重点解决两方面的问题：其一是保证弹簧在工作中不损坏，即所谓强度问题；其二是保证弹簧在工作中负荷与变形的关系，即所谓弹簧特性，亦即刚度问题。

三、常用的弹簧材料

弹簧材料应满足弹簧制造及工作时对它所提出的要求。弹簧工作时变形较大，因而产生的应力较高，所以需要材料的弹性极限和强度极限高。对于受交变负荷的弹簧，还要求疲劳极限高。此外，由于工作条件的不同，还需要满足一些特殊要求，如抗磁性、耐腐蚀、导电性和耐高温等。为易于制造成形，还需要有较大的塑性。常用的弹簧材料分四大类，即钢丝（碳素弹簧钢丝和合金弹簧钢丝）；不锈钢丝；青铜丝和轧材（见表7-1）。

表7-1 常用的弹簧材料

类别	牌 号	代 号	特 性 及 用 途
钢 丝	碳素弹簧钢丝 特殊用途弹簧钢丝 重要用途弹簧钢丝	I、I _a 、I _b 甲、乙、丙 65Mn	强度高，性能好，适用于做小弹簧
	60硅2锰 60硅2锰高	60Si2Mn 60SiMnA	弹性好，回火稳定性好，易脱碳，用于制造受高负荷弹簧
	60硅2铬钒高	60Si2CrVA	强度高，耐高温，弹性好
	50铬钒高	50CrVA	有较高的疲劳性能，淬透性和回火稳定性好
不 锈 钢 丝	1铬18镍9 1铬18镍9钛	1Cr18Ni9 1Cr18Ni9Ti	耐腐蚀，耐高温，适用于做小弹簧
	4 铬 13	4Cr13	耐腐蚀，耐高温，适用于做较大的弹簧
	镍42铬钛	Ni42CrTi	耐腐蚀，加工性能好，恒弹性
青 铜 线	锡 青 铜	QSn4-3 QSn65-0.1	耐腐蚀，防磁好
	铍 青 铜	QBe2	耐腐蚀，防磁，导电性和弹性好
轧 材	65锰 60硅2锰 60硅2铬钒高	65Mn 60Si2Mn 60Si2CrVA	弹性和回火稳定性好、易脱碳、用于制造高负荷弹簧强度高、耐高温、弹性好
	50铬钒高	50CrVA	有高的疲劳性能，弹性、淬透性和回火稳定性好

四、弹簧材料的许用应力

选择许用应力时应考虑材料的机械性能、负荷性质和应力变化情况、弹簧的重要程度以及工作环境和使用寿命等因素。将材料的屈服极限除以安全系数，即得到许用应力。

按照负荷性质和应力变化情况以及重要程度，一般将弹簧分为三类：

I类——工作中受动负荷，每分钟应力变化次数大于100次，而且当弹簧损坏后将引起整个机构故障的重要弹簧。

II类——工作中受静负荷或负荷均匀地增加，每分钟应力变化次数小于100次的弹簧。

III类——不重要的弹簧。

GB1239-76附录规定，弹簧按负荷性质分为三类：

I类——受变负荷作用次数在 10^6 次以上的弹簧。

II类——受变负荷作用次数在 $10^3 \sim 10^6$ 次及冲击负荷的弹簧。

III类——受变负荷作用次数在 10^3 次以下的弹簧。

以上两种分类方法，对选择弹簧材料的许用应力时所取的安全系数值基本上是一致的。

表7-2 弹簧材料的许用应力及弹性模量

类别	材料牌号	许用剪应力 [τ] (兆帕)			许用弯曲应力 [σ] (兆帕)		剪切弹性模量 G (兆帕)	弹性模量 E (兆帕)
		I类弹簧	II类弹簧	III类弹簧	I类弹簧	II类弹簧		
钢丝	碳素弹簧钢丝 特殊用途弹簧钢丝 重要用途弹簧钢丝	$0.3\sigma_b$	$0.4\sigma_b$	$0.5\sigma_b$	$0.5\sigma_b$	$0.625\sigma_b$	$0.5 \leq d \leq 4$ 81600~78500 $d > 4$ 78500	$0.5 \leq d \leq 4$ 204000~202000 $d > 4$ 196000
	60硅2锰 60硅2锰高	470	628	785	785	980	78500	196000
	50铬钒高	441	590	735	735	924		
不锈钢丝	1铬18镍9 1铬18镍9软	324	432	539	539	677	71500	193000
	4铬13	441	590	735	735	920	75500	214500
	镍42铬铁	411	548	686	686	863	65700	186000
青铜线	锡青铜	264	358	441	441	549	39200	93200
	铍青铜	358	441	548	548	735	42200	129000
轧材	65锰	411	548	686	686	863	78500	196000
	60硅2锰	470	628	785	785	980		
	60硅2铬钒高	559	745	932	932	980	78500	196000
	50铬钒高	441	590	735	735	912		

注：表中[τ]、[σ]、G和E值均为常温时的下限值。

碳素弹簧钢丝抗拉极限强度 σ_b 按表7-3选取。

特殊用途碳素弹簧钢丝抗拉极限强度 σ_b 按表7-4选取。

重要用途弹簧钢丝(65Mn)抗拉极限强度 σ_b 按表7-5选取。

对于拉伸和压缩圆柱螺旋弹簧:

$$[\tau] = \tau_s / n$$

式中 n ——安全系数;

τ_s ——材料的剪切屈服极限, $\tau_s \approx 0.56\sigma_b$ 。

I类弹簧取 $n = 1.87$, 则 $[\tau] = 0.3\sigma_b$;

II类弹簧取 $n = 1.4$, 则 $[\tau] = 0.4\sigma_b$;

III类弹簧取 $n = 1.12$, 则 $[\tau] = 0.5\sigma_b$ 。

对于扭转圆柱螺旋弹簧:

$$[\sigma] = \sigma_s / n$$

式中 σ_s ——材料的拉伸屈服极限, $\sigma_s \approx 0.9\sigma_b$ 。

I类弹簧取 $n = 1.8$, 则 $[\sigma] = 0.5\sigma_b$;

II类弹簧取 $n = 1.44$, 则 $[\sigma] = 0.625\sigma_b$ 。

GB1239-76规定, 对于重要弹簧其许用应力还应适当降低。

对于拉伸弹簧, 考虑钩环处应力集中的影响, 可降低许用应力, 只取压簧 $[\tau]$ 值的80%。

常用的弹簧材料的许用应力按上页表7-2选取。

表7-3 碳素弹簧钢丝的 σ_b 值(兆帕)

钢丝直径 (毫米)	组 别			
	I	II	III _a	III _b
0.32~0.6	2600	2160		1670
0.63~0.8	2548	2107		1670
0.85~0.9	2500	2060		1615
1	2450	2010		1615
1.1~1.2	2350	1910		1520
1.3~1.4	2250	1860		1470
1.5~1.6	2160	1815		1420
1.7~1.8	2060	1764		1370
2	1960	1764		1370
2.2	1860	1670		1370
2.5	1764	1615		1275
2.8	1715	1615		1275
3	1670	1615		1275

表7-4 特殊用途弹簧钢丝 σ_b 值(兆帕)

组 别	钢 丝 直 径 (毫米)					
	0.20~0.55	0.6~0.8	0.9~1	1.1	1.2~1.3	1.4~1.5
甲 组	2840	2800	2745	—	—	—
乙 组	2700	2640	2600		2500	2400
丙 组	2548	2500	2450		2350	2250

表7-5 重要用途弹簧钢丝 σ_b 值(兆帕)

材料: 65Mn

钢丝直径(毫米)	1~1.2	1.4~1.6	1.8~2	2.2~2.5	2.8~3.4	3.5	3.8~4.2	4.5	4.8~5.3	5.5~6
σ_b	1764	1715	1670	1615	1570	1470	1420	1370	1320	1275

注: 表7-3~表7-5中 σ_b 值均为下限值。

§2 拉伸与压缩螺旋弹簧

一、拉伸与压缩螺旋弹簧的工作特点和结构形式

拉簧通常绕成密圈弹簧。工作时沿轴线方向受拉伸, 随着负荷加大, 弹簧沿负荷作用方向逐渐伸长(见图7-6), 弹簧中径也略有减小。当负荷逐渐减少, 则弹簧缩短直至恢复到自由状态。如负荷过大, 弹簧伸长过多, 材料产生显著的塑性变形时, 虽除去负荷, 弹簧也不能恢复到原来状态。

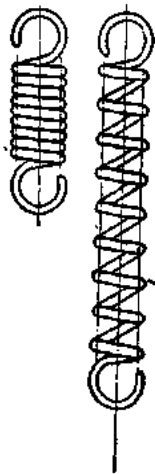


图7-6 拉簧工作特点

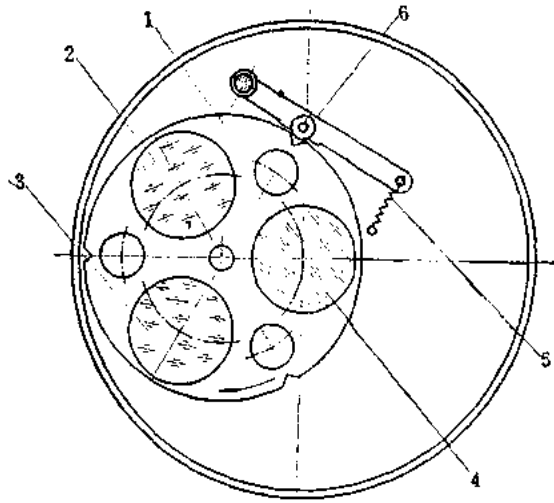


图7-7 拉簧应用实例

图7-7所示为拉簧在滤光镜变换定位器中的应用实例。1是滤光镜转盘, 2、3、4分别为带镜座的滤光镜。转动转盘1, 可以变换光路中的滤光镜, 并用弹性定位器定位。拉簧5将定位件6压紧在转盘外圆表面上的定位槽内, 达到定位目的。

拉簧端部通常卷成钩环或另外装入带钩环的零件, 以便与工作相关的零件联接。由于相关零件联接的具体结构不同, 钩环的形状也各有不同。根据 GB1239-76 规定, 拉簧的典型端部结构有以下八种(见表7-6)。

压缩弹簧在自由状态时, 各螺旋圈保持一定的间隙, 工作时沿轴线方向被压缩, 随着负荷加大, 间隙逐渐减小。弹簧沿负荷作用方向逐渐缩短, 弹簧中径略有增大, 当负荷加大到间隙为零时(即各圈相接触), 弹簧成为刚体而失去弹性作用(见图7-8)。此时若弹簧材料没有塑性变形, 则除去负荷后, 弹簧仍恢复原状。

表7-6 拉伸螺旋弹簧典型端部结构

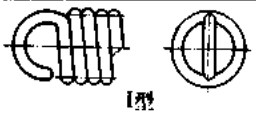


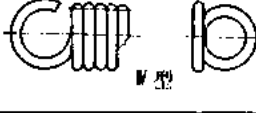


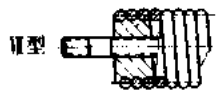

类型	简图	端部结构	代号
拉 伸 弹 簧 (L)		半圆钩环	LI
		圆钩环	LII
		圆钩环压中心	LIII
		偏心圆钩环	LIV
		长臂半圆钩环	LVI
		长臂小圆钩环	LVII
		可调式拉簧	LVIII
		两端具有可转钩环	LIX

图7-9所示为压簧在中等或较高倍率的显微物镜中的应用实例。由于中、高倍率的物镜对焦时行程很短，为防止失误、挤坏镜头或被检物，采用了弹性缓冲的保护结构。当物镜前端与承物台上的被检物接触后，物镜被压缩到镜筒中，镜筒中装有缓冲复位压缩弹簧。压簧安放时其端部常与其它零件上的平面相接触，为保证弹簧不发生倾斜，要求其端

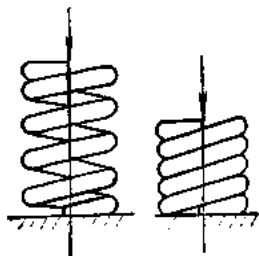


图7-8 压簧工作特点

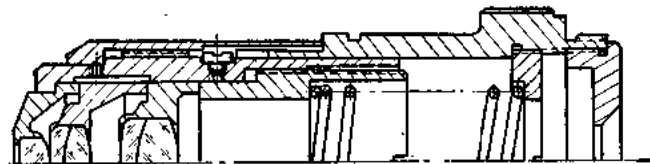
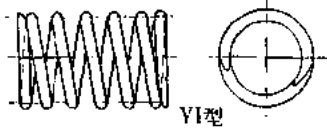





图7-9 压簧应用实例

部与弹簧轴线垂直。根据 GB1239-76 规定，压簧的典型端部结构形式有以下四种（见表 7-7）。

表7-7 压缩螺旋弹簧典型端部结构

类型	简图	端部结构	代号
压缩 弹簧 (Y)	 VI型	两端圈并紧并磨平	Y I
	 YII型	两端圈并紧不磨或磨平 (热卷弹簧)	Y II
	 YIII型	两端圈并紧不磨	Y III
	 YIV型	两端圈不并紧	Y IV

二、拉伸与压缩螺旋弹簧的结构参数

图 7-10 所示为压缩螺旋弹簧典型工作图。

图 7-11 所示为拉伸螺旋弹簧典型工作图。

拉伸与压缩螺旋弹簧的结构参数名称、代号及一般计算公式列于表 7-8 中。

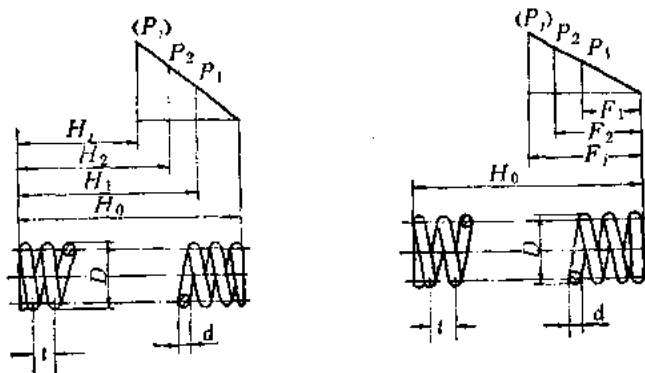


图7-10 压簧典型工作图

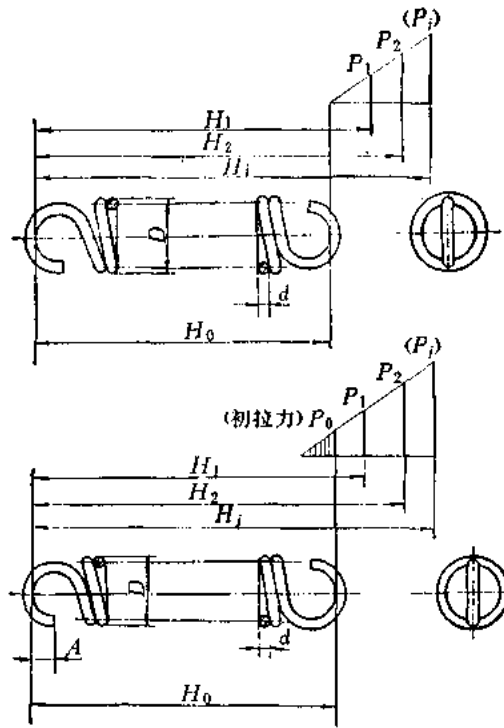


图7-11 拉簧典型工作图

表7-8 拉、压螺旋弹簧结构参数

参数名称(代号)	单位	一般计算公式	备注
弹簧丝直径(d) 弹簧中径(D_2) 弹簧外径(D) 弹簧内径(D_1)	毫米	$D_2 = D - d$ $D = D_2 + d$ $D_1 = D_2 - d$	
弹簧指数(c)		$c = D_2/d$	在4~16范围内选取
有效圈数(n)	圈		$n \geq 2$
总圈数 (n_1)	圈	Y I 型冷卷弹簧 $n_1 = n + (2 \sim 2.5)$ Y II 型热卷弹簧 $n_1 = n + (1.5 \sim 2)$	n_1 尾数推荐为1/2圈 或为整数
自由高度或长度(H_0)	毫米	对于压缩弹簧 $n_1 = n + 1.5$ 时, $H_0 = nt + d$ $n_1 = n + 2$ 时, $H_0 = nt + 1.5d$ $n_1 = n + 2.5$ 时, $H_0 = nt + 2d$ $n_1 = n + 2$ 时, $H_0 = nt + 3d$ $n_1 = n + 2.5$ 时, $H_0 = nt + 3.5d$ 对于拉伸弹簧 L I 型 $H_0 = (n + 1)d + D_1$ L II 型 $H_0 = (n + 1)d + 2D_1$ L III 型 $H_0 = (n + 1.5)d + 2D_1$	} 两端圈磨平 } 两端圈不磨

(续)

参数名称(代号)	单位	一般计算公式	备注
弹簧节距(t)	毫米	$n_1 = n + 1.5$ 时, $t = \frac{H_0 - d}{n}$	} 两端圆磨平
		$n_1 = n + 2$ 时, $t = \frac{H_0 - 1.5d}{n}$	
		$n_1 = n + 2.5$ 时, $t = \frac{H_0 - 2d}{n}$	
		$n_1 = n + 2$ 时, $t = \frac{H_0 - 3d}{n}$	} 两端圆不磨
		$n_1 = n + 2.5$ 时, $t = \frac{H_0 - 3.5d}{n}$	
间距(δ)	毫米	$\delta = t - d$	
螺旋角(α)	度	$\alpha = \text{tg}^{-1} \frac{t}{\pi D_2}$	对于压缩推荐 $\alpha = 5^\circ \sim 9^\circ$
压缩弹簧长径比(b)		$b = \frac{H_0}{D_2}$	b 在 1~5.3 范围内选取
弹簧展开长度(L)	毫米	$L = \frac{\pi D_2 n_1}{\cos \alpha}$ $L = \pi D_2 n + \text{钩环展开长度}$	对压缩弹簧 对拉伸弹簧

对于 Y I 型和 Y II 型压缩弹簧, 根据两端支承圈数的不同, 其总圈数如图 7-12 所示。

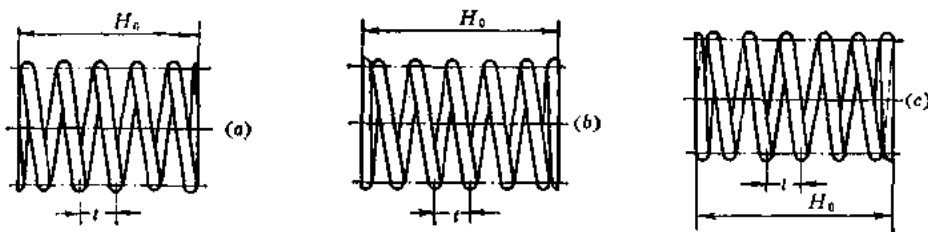


图7-12 Y I、Y II型压缩弹簧总圈数

(a) 为 $n_1 = n + 1.5$; (b) 为 $n_1 = n + 2$; (c) 为 $n_1 = n + 2.5$ 。

三、拉伸与压缩螺旋弹簧的应力与变形

A. 应力分析

设弹簧材料直径为 d , 弹簧中径为 D_2 , 有效圈数为 n , 弹簧承受轴向负荷为 P , 弹簧的螺旋角为 α 。由于常用弹簧其螺旋角较小, 为使分析问题简化, 一般情况下, 可忽略螺旋角对应力的影响, 并假设工作过程中弹簧中径不变。

利用截面法, 取弹簧任一段为分离体 (见图 7-13)。根据平衡条件可知, 弹簧材料截面上一定存在剪力 P 和扭矩 M_s 。由扭矩 $M_s = PD_2/2$ 产生的剪应力 τ_1 , 内侧向下, 外侧向上 (见图 7-14 中(a))。

$$\tau_1 = \frac{P \frac{D_2}{2}}{\frac{\pi d^3}{16}} = \frac{8PD_2}{\pi d^3} \quad (7-1)$$

式中 $\pi d^3/16$ ——圆截面材料的抗扭截面模量。

由剪力 P 产生的剪应力 τ_2 ，在截面各处均向下（见图 7-14 中 (b)）。

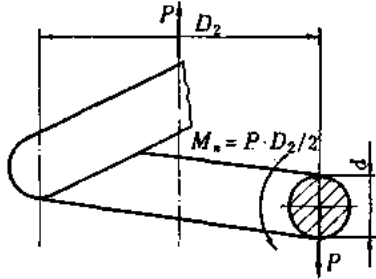


图7-13 拉、压螺旋弹簧应力分析

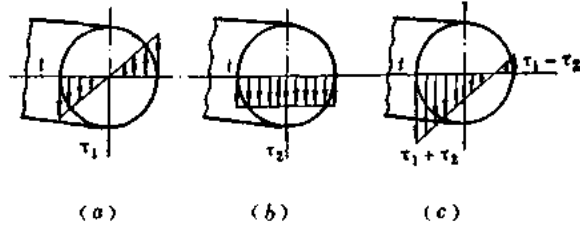


图7-14 拉、压螺旋弹簧截面上剪应力分布情况

$$\tau_2 = \frac{P}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4P}{\pi d^2} \quad (7-2)$$

两项应力合成后，截面上应力分布情况内侧 t 处应力最大（见图 7-14 中 (c)）。

$$\tau = \tau_1 + \tau_2 = \frac{8PD_2}{\pi d^3} + \frac{4P}{\pi d^2} = \frac{8PD_2}{\pi d^3} \left(1 + \frac{d}{2D_2} \right) \quad (7-3)$$

一般 $d/2D_2 = 1/8 \sim 1/24$ ，为简化计算，可略去不计。考虑到弹簧材料是弯曲的，同时考虑到应力集中的影响。为此，引入曲度系数 K ，则应力公式成为

$$\tau = \frac{8PD_2}{\pi d^3} K \quad (7-4)$$

$$K = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0.615}{c} \quad (7-5)$$

式中 $c = D_2/d$ ，称为弹簧指数（或称旋绕比）。

弹簧指数 c 值在 4~16 范围内选取，若 c 值过小，弹簧卷绕时曲率过大，将产生较大的塑性变形。弹簧刚度大。反之，若 c 值过大，弹簧刚度小，容易颤动。而且由于材料性质的不均匀，卷绕后，各圈直径偏差显著，影响弹簧特性。 c 值的选择可参照表 7-9。

表7-9 弹簧指数 c 值选择范围

d (毫米)	0.2~0.4	0.45~0.1	1.1~2.2	2.5~6
$c = D_2/d$	7~14	5~12	5~10	4~10

若已知弹簧材料的许用剪应力 (τ) 和最大工作负荷 P_2 ，则拉、压圆柱螺旋弹簧的强度条件为：

$$\tau = \frac{8P_2 D_2}{\pi d^3} K \leq (\tau) \quad (7-6)$$

B. 变形分析

如从弹簧中截取一微段 dl (见图 7-15)，当弹簧在轴向负荷 P 的作用下，此微段的两相邻截面产生一相对扭转角 $d\theta = M_s dl / GJ_p$ ，同时，在弹簧轴线上，相应地反映出一微小变位 dF 。

$$dF = \frac{D_2}{2} d\theta = \frac{M_s D_2}{2GJ_p} dl \quad (7-7)$$

式中 M_n ——作用在弹簧材料截面上的扭矩, $M_n = PD_2/2$ (毫牛·米);

G ——弹簧材料的切变弹性模量 (兆帕);

J_p ——弹簧材料截面的极惯性矩,

$$J_p = \pi d^4/32 (\text{毫米}^4)$$

弹簧总变位

$$F = \int_0^l dF = \int_0^l \frac{8PD_2^2}{\pi Gd^4} dl$$

积分上限 $l = \pi D_2 n$, 即弹簧有效部分材料长度。

$$F = \frac{8PD_2^2}{\pi Gd^4} \int_0^{\pi D_2 n} dl = \frac{8PD_2^2 n}{Gd^4} \quad (7-8)$$

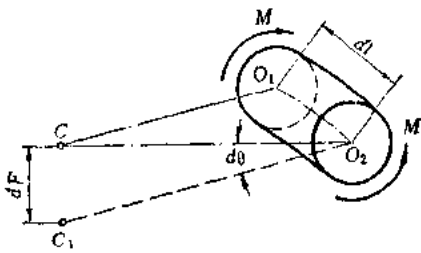


图7-15 拉、压螺旋弹簧变形分析

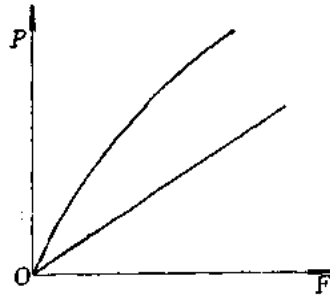


图7-16 不同弹簧的弹性特性

式 (7-8) 表达了弹簧的变形与作用在弹簧上的负荷的关系, 亦即弹簧的弹性特性。

不同弹簧的弹性特性有线性的, 也有非线性的 (见图 7-16)。

根据弹簧的用途, 其弹性特性主要取决于弹簧的结构形状、尺寸和材料。

由公式 (7-8) 可见, 若弹簧材料、结构参数 d 、 D_2 、 n 一定, 则弹簧的变形与负荷 P 成线性关系。设负荷为 P_1 、 P_2 , 与其对应的变形分别为 F_1 、 F_2 (见图 7-17), 则它们具有下列比例关系

$$\frac{P_1}{F_1} = \frac{P_2}{F_2} = \frac{P_2 - P_1}{F_2 - F_1} = \frac{\Delta P}{\Delta F} = P' \quad (7-9)$$

式中 P' ——弹簧刚度, 即弹簧单位变形所对应的负荷 (牛/毫米)。

反之, 单位负荷所引起的变形, 称为弹簧的灵敏度。可见, 灵敏度与刚度互为倒数, 即

$$\frac{1}{P'} = \frac{\Delta F}{\Delta P} \quad (7-10)$$

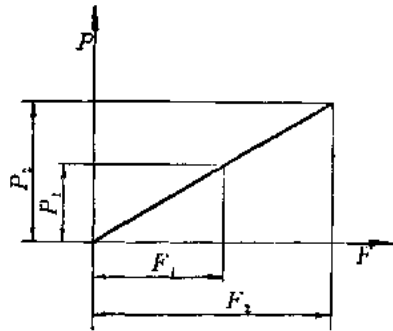


图7-17 弹簧线性特性比例关系

通常对于力弹簧多用“刚度”的概念, 而对于量测弹簧则多用“灵敏度”的概念。量测弹簧要求弹性特性稳定而准确, 灵敏度高, 否则, 将直接影响仪器的测量精度。而其它弹簧在弹性特性方面的要求, 比测量弹簧要低。

四、拉伸与压缩螺旋弹簧设计

A. 明确已知条件

拉、压螺旋弹簧设计已知条件一般包括:

- (1) 弹簧工作时的重要程度, 所受负荷的性质及其变化情况;
- (2) 仪器结构对弹簧尺寸的限制, 如内径 D_1 、外径 D , 压簧安装负荷 P_1 作用下的高度 H_1 、拉簧极限负荷 P_1 作用下的高度 H_1 以及端部支承情况等;
- (3) 弹簧最大工作负荷 P_2 或最小工作负荷 P_1 及与此相对应的最大变形量 F_2 或最小变形量 F_1 或是弹簧工作行程即工作变形量 $F_2 - F_1$ 。

B. 选择弹簧材料及许用应力

如弹簧对材料没有特殊要求时, 一般应尽量采用价格较低的碳素弹簧钢丝。选定弹簧材料和确定属于哪一类弹簧后, 即可从表 7-2 中查到相应的许用剪应力 $[\tau]$ 。当选用碳素弹簧钢丝时, 其强度极限 σ_b 值随钢丝直径 d 而变化。可先初步估计钢丝直径 d 的范围, 从表 7-3 中查出相应的 σ_b 值后, 即可初步确定许用剪应力 $[\tau]$ 。

C. 根据强度条件计算弹簧钢丝直径

由式 (7-6) 即可得到弹簧丝的直径

$$d \geq 1.6 \sqrt{\frac{P_2 c K}{[\tau]}} \quad (7-11)$$

为了便于计算, 也可由式 (7-6) 得

$$\frac{8 P_2 c^3 K}{\pi D_2^3} \leq [\tau]$$

移项得

$$\frac{8}{\pi} K c^3 \leq \frac{[\tau] D_2^3}{P_2} \quad (7-12)$$

$8 K c^3 / \pi$ 的数值, 根据计算列于表 7-10 中。

根据弹簧外廓尺寸限制, D_2 可大致确定。如 P_2 为已知, $[\tau]$ 值确定后, 则 $[\tau] D_2^3 / P_2$ 值即可算出。然后由表 7-10 中查出满足式 (7-12) 的数值 c 与 K 。即可按 $d = D_2 / c$ 确定 d 并圆整为标准系列值。如计算的 d 值与初步估计的 d 值相差较大, 则应按计算值修正 σ_b 值, 再反复计算出 d 值。

表 7-10 $\frac{8}{\pi} K c^3$ 值 (节录)

c	c^4	K	$\frac{8}{\pi} K c^3$	c	c^4	K	$\frac{8}{\pi} K c^3$
4.0	256	1.404	228.81	8.0	4096	1.184	1543.5
5.0	625	1.311	417.3	8.2	4521.22	1.179	1655
5.5	915.06	1.279	541.85	8.4	4978.71	1.175	1773.4
6.0	1296	1.253	689.13	8.5	5220.01	1.172	1832.5
6.2	1477.63	1.243	754.26	8.6	5470.08	1.17	1894.9
6.4	1677.72	1.235	824.39	8.8	5996.95	1.166	2023.2
6.5	1785.06	1.231	858.78	9.0	6561	1.162	2156.7
6.6	1897.74	1.227	898.14	9.5	8145.06	1.153	2157.3
6.8	2138.14	1.22	976.75	10.0	10000	1.145	2915.2
7.0	2401	1.213	1059.5	11.0	14641	1.131	3633.2
7.2	2687.39	1.206	1146.1	12.0	20736	1.12	4928.3
7.4	2998.66	1.2	1238	13.0	28561	1.11	6210.6
7.5	3164.06	1.197	1285.9	14.0	38416	1.102	7698.6
7.6	3336.22	1.195	1335.5	15.0	50625	1.095	9409.5
7.8	3701.51	1.189	1436.6	16.0	65536	1.088	11345.9

D. 根据特性公式计算弹簧圈数

由式 (7-8) 即可求得弹簧有效圈数

$$n = \frac{GD_2 F}{8Pc^4} \quad (7-13)$$

式中 $F/P=1/P'$, 应以 F 与 P 成线性关系对应的数值代入。

计算出的有效圈数 n 的尾数应圆整为 1/2 圈或整圈。对于压簧则应根据选定的类型和端部结构, 再确定压簧的总圈数 n_1 。

E. 计算弹簧自由高度

对于密圈拉伸弹簧

$$H_0 = (n + 1)d + \text{两端钩环轴向尺寸}$$

如各圈之间保留间距 δ , 则

$$H_0 = n(d + \delta) + d + \text{两端钩环轴向尺寸}$$

对于以压并作为工作极限位置的压缩弹簧

$$H_0 = H_b + F_b$$

压并高度 H_b 等于工作极限负荷 P_j 作用下的高度 H_j (见图 7-18)。

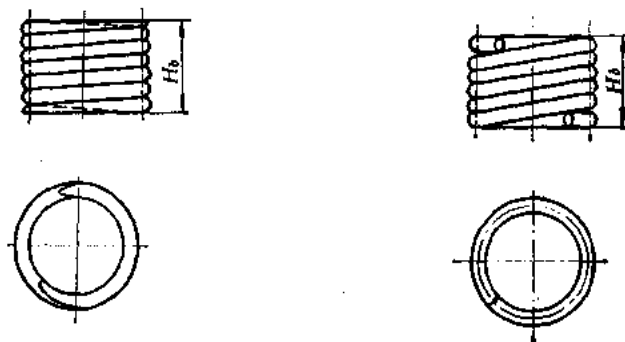


图7-18 压簧压并高度

两端圈并紧并磨平时, $H_b = (n_1 - 0.5)d$

两端圈并紧不磨时, $H_b = (n_1 + 1)d$

弹簧全变形量 F_b 等于工作极限负荷 P_j 作用下的变形量 F_j 。为了保证弹簧特性, 根据对特性要求, 工作变形区间 $F_1 \sim F_2$ 应在全变形量的 20~80% 范围内选取, 即 $(F_1 \sim F_2) = (20 \sim 80\%)F_b$ 。选定工作变形区间后, 则 $F_b = \frac{F_1 \sim F_2}{0.2 \sim 0.8}$ 。

F. 计算节距、螺旋角和弹簧展开长度

根据自由高度 H_0 即可算出节距 t , 根据节距 t 即可算出螺旋角 α , 根据螺旋角 α 即可算出弹簧展开长 L 。对于压簧, 节距 t 值应该在 $(0.3 \sim 0.5)D_2$ 的范围内, 螺旋角 α 应该在 $5^\circ \sim 9^\circ$ 范围内。

G. 验算极限负荷

在极限负荷 P_j 作用下, 弹簧材料的工作极限应力 τ_j 应控制在材料的屈服极限 τ_s 以下。

GB1239-76 附录规定:

I 类弹簧 $\tau_j \leq 1.67[\tau]$ 即 $\tau_j \leq 0.89\tau_s$

II 类弹簧 $\tau_j \leq 1.25[\tau]$ 即 $\tau_j \leq 0.89\tau_s$

Ⅱ类弹簧 $\tau_j \leq 1.12(\tau)$ 即 $\tau_j \leq \tau_s$

实际上当 $\tau_j = \tau_s$ 时, 弹簧即已出现塑性变形, 当 $\tau_j > \tau_s$ (材料剪切比例极限) 时, 弹簧将不能保持弹性变形。

根据弹簧材料的工作极限应力可以算出弹簧所允许的极限负荷

$$P_j \leq \frac{\pi d^3 \tau_j}{8D_2 K}$$

必须保证极限负荷 P_j 大于最大工作负荷 P_2 。

H. 验算拉簧初应力

对于密圈拉伸螺旋弹簧, 自由状态时, 一般都具有一定的轴向收缩力, 即拉簧的初拉力 P_0 。弹簧工作时, 当负荷超过初拉力 P_0 , 弹簧才出现实际变形。这样可使弹簧结构紧凑, 轴向尺寸小。根据负荷与变形对应的线性关系 (见图 7-19), 初拉力 $P_0 = P_1 - P'(F_1 - F_0)$ 。

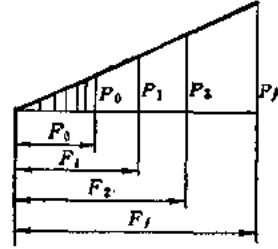


图7-19 初拉力与变形对应关系

初拉力除与弹簧加工方法有关外, 还与弹簧指数、弹簧材料及其热处理等因素有关。

$$\text{初应力 } \tau_0 = \frac{8P_0 D_2}{\pi d^3}$$

推荐的初应力 τ_0 值在图 7-20 的阴影区范围内选取。

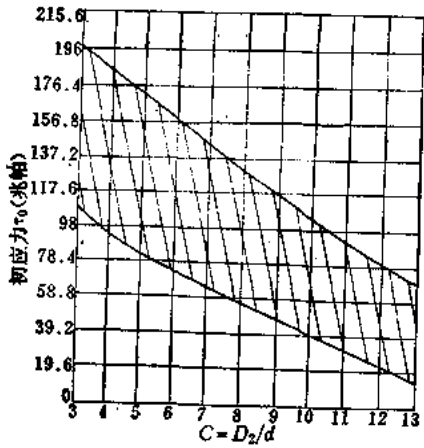


图7-20 铜丝冷卷拉簧的初应力

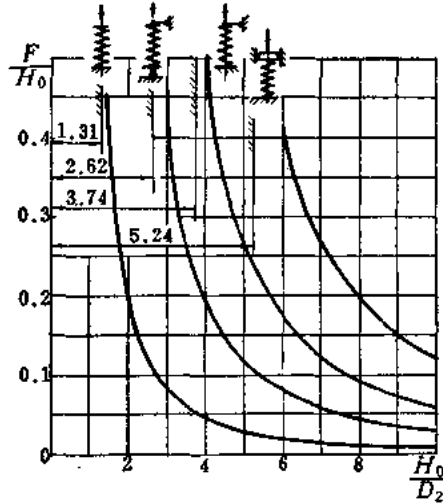


图7-21 压簧端部支承情况

I. 验算压簧长径比

限制压簧长径比是为了避免其工作时产生侧向挠曲即所谓“失稳”现象。长径比的极限值与压簧端部支承情况有关 (见图 7-21)。

一端自由、一端固定时, $H_0/D_2 \approx 1.31$

两端铰支时, $H_0/D_2 \approx 2.62$

一端固定, 一端铰支时, $H_0/D_2 \approx 3.74$

两端固定时, $H_0/D_2 \approx 5.24$

当压簧长径比大于极限值时, 应将弹簧置于导杆外或导套中。

例題：已知压簧中径 $D_2 = 8$ (毫米)， $P_1 = 24.5$ (牛)， $P_2 = 38.2$ (牛)；工作行程 $h = 4$ (毫米)；一端固定，一端铰支；弹簧种类为Ⅲ类；弹簧材料为碳素弹簧钢丝Ⅰ组。

解：(1) 根据弹簧种类和材料计算许用应力

由表 7-2 查得 $[\tau] = 0.5\sigma_s$ ，由表 7-3 选取 $\sigma_s = 2010$ (兆帕)， $[\tau] = 0.5 \times 2010 = 1005$ (兆帕)。

(2) 根据强度条件确定弹簧丝直径

按公式 (7-12)

$$\frac{8}{\pi} Kc^3 \leq \frac{[\tau]D_2^2}{P_2} = \frac{1005 \times 8^2}{38.2} = 1683.77$$

由表 7-10 查取 $c = 8.2$ ， $K = 1.179$ ，则

$$d = \frac{D_2}{c} = \frac{8}{8.2} \approx 0.98 \text{ (毫米)}$$

取

$$d = 1 \text{ (毫米)}$$

(3) 由刚度条件求工作圈数

$$\text{弹簧刚度 } P' = \frac{P_2 - P_1}{F_2 - F_1} = \frac{38.2 - 24.5}{4} = 3.425 \text{ (牛/毫米)}$$

按公式 (7-13)

$$n = \frac{GD_2}{8c^4 P'} = \frac{78500 \times 8}{8 \times 8.2^4 \times 3.425} \approx 5 \text{ (圈)}$$

取

$$n = 5 \text{ (圈)}$$

计算其它参数

(4) 选择端部结构为 YI 型，总圈数为

$$n_1 = n + 2 = 7 \text{ (圈)}$$

(5) 压并高度 $H_b = (n_1 - 0.5d) = (7 - 0.5) \times 1 = 6.5$ (毫米)

(6) 自由高度 $H_0 = H_b + F_b$

$$F_b = \frac{P_2}{P'} = \frac{38.2}{3.425} \approx 11.15 \text{ (毫米)}$$

如取弹簧工作区间为 $F_2 = 0.75F_b$

$$F_b = F_2 / 0.75 = 11.15 / 0.75 \approx 14.87 \text{ (毫米)}$$

$$H_0 = 6.5 + 14.87 = 21.37 \text{ (毫米)}$$

(7) 节距

$$t = \frac{H_0 - 1.5d}{n} = \frac{21.37 - 1.5}{5} = 3.974 \text{ (毫米)}$$

[满足 $t = (0.3 \sim 0.5)D_2$ 条件]

(8) 螺旋角

$$\text{tg } \alpha = \frac{t}{\pi D_2} = \frac{3.974}{3.14 \times 8} \approx 0.158$$

$\alpha = 9^\circ$ (满足 $5^\circ \sim 9^\circ$ 条件)

(9) 展开长度

$$L = \frac{\pi D_2 n_1}{\cos \alpha} = \frac{3.14 \times 8 \times 7}{\cos 9^\circ} = \frac{175.84}{0.988} \approx 177.98 \text{ (毫米)}$$

验算

(10) 长径比

$$b = \frac{H_0}{D_2} = \frac{21.37}{8} \approx 2.67$$

满足 $b < 3.74$ 要求

(11) 强度

$$\tau = \frac{8P_2 D_2 K}{\pi d^3} = \frac{8 \times 38.2 \times 8 \times 1.179}{3.14 \times 1^3} = \frac{2882.42}{3.14} \approx 917.97 \text{ (兆帕)}$$

满足 $\tau < 1005$ (兆帕) 要求。

(12) 绘制工作图 (从略)。

例题: 已知拉簧伸长量为 2.5 (毫米) 时, $P_1 = 10.78$ (牛); 最大工作负荷 $P_2 = 19.6$ (牛) 时, 伸长量为 5.5 (毫米); 弹簧有初拉力; 中径 $D_2 = 6.2$ (毫米); 弹簧种类为 I 类; 材料为碳素弹簧钢丝 I 组。

解: (1) 根据弹簧种类和材料计算许用应力

由表 7-2 查得 $[\tau] = 0.4\sigma_s \times 0.8$, 由表 7-3 选取 $\sigma_s = 2058$ (兆帕)。

$$[\tau] = 0.4 \times 2058 \times 0.8 = 658.56 \text{ (兆帕)}$$

(2) 根据强度条件确定弹簧丝直径

按公式 (7-12)

$$\frac{8}{\pi} K c^3 \leq \frac{[\tau] D_2^3}{P_2} = \frac{658.56 \times 6.2^3}{19.6} \approx 1291.58$$

由表 7-10 查取

$$c = 7.5, K = 1.197$$

则

$$d = \frac{D_2}{c} = \frac{6.2}{7.5} \approx 0.827 \text{ (毫米)}$$

取

$$d = 0.85 \text{ (毫米)}$$

(3) 验算剪应力 τ

按公式 (7-6)

$$\tau = \frac{8P_2 D_2 K}{\pi d^3} = \frac{8 \times 19.6 \times 6.2 \times 1.197}{3.14 \times 0.85^3} \approx 603.46 < 658.56 \text{ (兆帕) 满足要求。}$$

(4) 根据刚度条件求工作圈数

弹簧刚度

$$P' = \frac{P_2 - P_1}{F_2 - F_1} = \frac{19.6 - 10.78}{3} = 2.94 \text{ (牛/毫米)}$$

按公式 (7-13)

$$n = \frac{G D_2}{8 c^4 P'} = \frac{78500 \times 6.2}{8 \times 7.5^4 \times 2.94} \approx 6.54 \text{ (圈)}$$

取

$$n = 6.5 \text{ (圈)}$$

(5) 验算弹簧初应力

根据弹簧拉伸变形关系图

$$P_0 = P_1 - P'(F_1 - F_0) = 10.78 - 2.94 \times 2.5 = 3.43 (\text{牛})$$

$$\tau_0 = \frac{8P_0 D_2}{\pi d^3} = \frac{8 \times 3.43 \times 6.2}{3.14 \times 0.85^3} \approx 88.23 (\text{兆帕})$$

根据图 7-20, 当 $c = 7.5$ 时, 初应力 τ_0 的推荐值为 58.8~137.2 (兆帕) 之间, 故满足要求。

(6) 验算极限负荷

对于 I 类弹簧工作极限负荷下的剪应力为

$$\tau_j \leq 1.25[\tau] = 1.25 \times 658.56 = 823.2 (\text{兆帕})$$

工作极限负荷

$$P_j \leq \frac{\pi d^3 \tau_j}{8D_2 K} = \frac{3.14 \times 0.85^3 \times 823.2}{8 \times 6.2 \times 1.197} \approx 26.74 (\text{牛})$$

$P_j > P_2$ 符合要求。

计算其它参数

(7) 选择端部结构为 L I 型

(8) 弹簧自由高度

$$H_0 = (n + 1)d + 2D_1 = (6.5 + 1)0.85 + 2 \times 5.35 = 17.075 (\text{毫米})$$

(9) 弹簧展开总长

$$L = \pi D_2 n + 2\pi D_2 = \pi D_2 (n + 2) = 3.14 \times 6.2 \times 8.5 = 165.48 (\text{毫米})$$

(10) 绘制工作图 (从略)。

§ 3 扭转螺旋弹簧

一、扭转螺旋弹簧的工作特点和结构形式

扭簧在自由状态时的螺旋角和各圈间的间隙都很小, 工作时主要承受扭矩, 在扭矩作用下, 弹簧相应地绕轴线产生一角变形 (见图 7-22), 同时弹簧直径随之收缩。扭簧在工

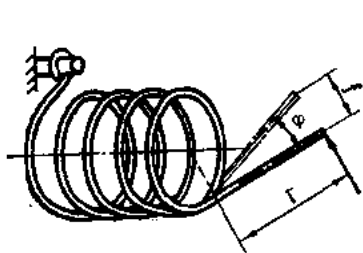


图7-22 扭簧的角变形

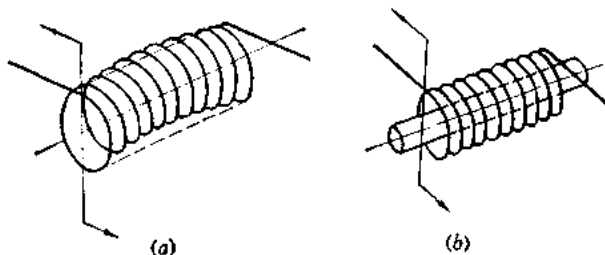


图7-23 扭簧工作情况

作过程中, 如果扭矩的作用面不垂直于扭簧的轴线, 则使扭簧产生侧向挠曲 (见图 7-23 中 (a))。为防止其过大的挠曲和便于支承联接, 扭簧通常须套在心轴上, 要求扭矩的作用面与扭簧的轴线垂直 (见图 7-23 中 (b))。

图 7-24 所示为扭簧在交替式旋转滤光镜中的应用实例。当轴 1 向左或向右转动时, 装

在轴上的销钉 4 或 7 随之运动而拨动滤光镜 9 或 8，使滤光镜进入光路中。当轴 1 回到原始位置时，滤光镜在扭簧 2 或 6 的作用下，也回到原始位置。销钉 3 和 5 起限制作用。

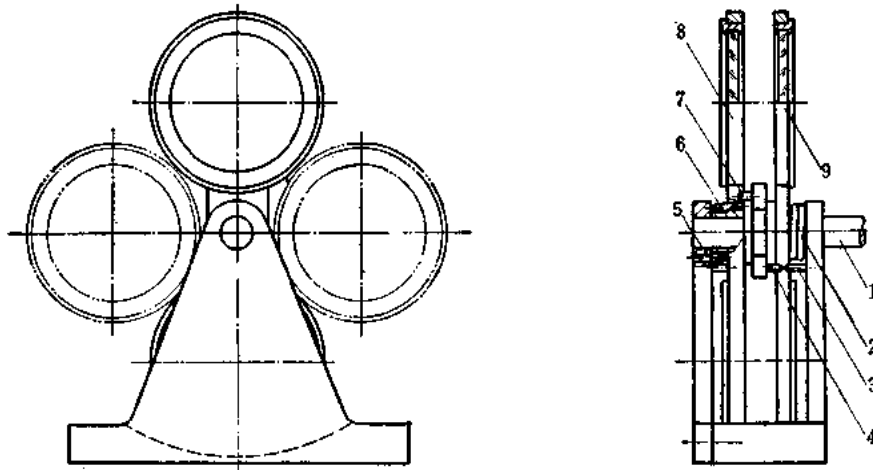


图7-24 扭簧应用实例

扭簧工作时，通常与转动零件相联接。根据与其相接触的零件形状及相互位置等不同而端部结构形状各异。根据 GB1239-76 规定，扭簧的典型端部结构有以下四种（见表 7-11）。

表7-11 扭转螺旋弹簧典型端部结构

类型	简 图	端 部 结 构	代 号
扭 转 弹 簧 (N)	 NI型	内臂扭转弹簧	NI
	 NI型	外臂扭转弹簧	NI
	 NI型	中心臂扭转弹簧	NI
	 NW型	双扭簧	NW

二、扭簧的结构参数

图 7-25 所示为扭转螺旋弹簧典型工作图。

除弹簧丝直径 d 、弹簧中径 D_2 、弹簧外径 D 、弹簧内径 D_1 、弹簧指数 c 和弹簧工作圈数 n 等结构参数均与拉、压螺旋弹簧相同外，扭簧的结构参数还有扭簧自由扭转角 φ_0 、间距 δ 、节距 t 、自由高度 H_0 、螺旋角 α 和弹簧展开长度 L 。

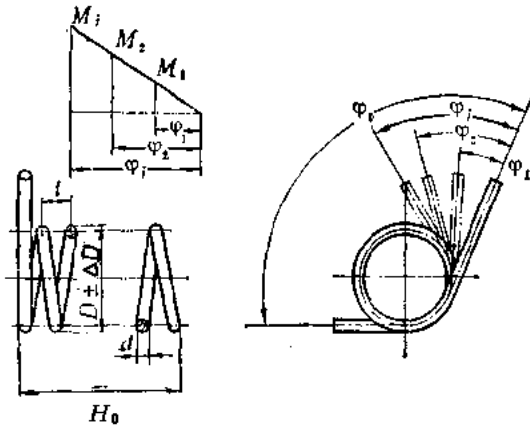


图 7-25 扭簧典型工作图

A. 间距 δ

由于扭簧工作过程中各圈之间会相对移动，为减少由此而产生的摩擦损失，避免影响弹簧特性，提高弹簧使用寿命，应保证扭簧各圈之间的间距，其值见表 7-12。

表 7-12 扭簧各圈间间距的最小值

弹簧材料直径 d (毫米)	0.2	0.3, 0.4 0.5, 0.6 0.8	1	1.2	1.6	2.25	3	4
间距 δ (毫米)	0.15	0.2	0.25	0.3	0.4	0.5	0.6	0.8

B. 自由高度 H_0

$$H_0 = nt + d + \text{端部轴向尺寸}$$

C. 节距 t

$$t = d + \delta$$

D. 螺旋角 α

$$\alpha = \text{tg}^{-1} t / \pi D_2$$

E. 展开长度 L

$$L = (\pi D_2 n / \cos \alpha) + \text{端部展开尺寸}$$

三、扭转螺旋弹簧的应力与变形

A. 应力分析

扭转螺旋弹簧受扭矩作用时的假设条件和分析问题的方法，与受轴向负荷作用时基本相同。不同的是，当弹簧受扭矩作用时，弹簧材料截面上受的是弯矩作用（以 M 表示），材料内产生的应力为弯曲应力（以 σ 表示）。

若取弹簧任一段为分离体（见图 7-26），根据平衡条件可知，弹簧材料截面内产生的弯曲应力为

$$\sigma = \frac{M}{W} \quad (7-14)$$

式中 W ——抗弯截面模量，对于实心圆截面

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \quad (\text{毫米}^3)$$

代入式 (7-14) 得

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3}$$

考虑到弹簧材料是弯曲的，以及应力集中的影响，上式也应引入曲度系数 K_1 ，则应力公式成为

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3} K_1 \quad (7-15)$$

K_1 也与弹簧指数有关。

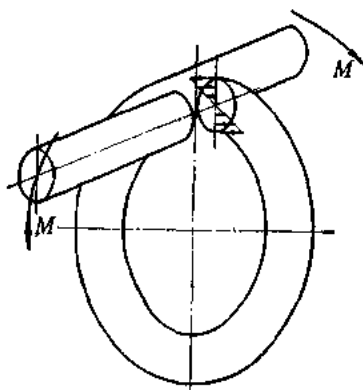


图7-26 扭转螺旋弹簧受扭矩作用的情况

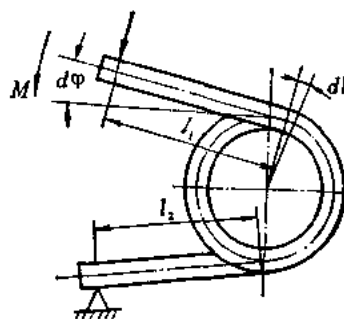


图7-27 弹簧受扭矩作用的变形

$$K_1 = \frac{4c-1}{4c-4} \quad (7-16)$$

或按表 7-13 选取。

表7-13 曲度系数 K_1 值

c	4	4.5	5	5.5	6	6.5	7	7.5
K_1	1.25	1.2	1.19	1.17	1.15	1.14	1.13	1.12
c	8	8.5	9	9.5	10	12	14	16
K_1	1.11	1.1	1.09	1.09	1.08	1.07	1.06	1.05

若已知弹簧材料的许用弯曲应力 $[\sigma]$ ，则受扭矩作用的圆柱螺旋弹簧的强度条件为

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3} K_1 \leq [\sigma] \quad (7-17)$$

B. 变形分析

如将扭簧展开，可近似看作是一端固定、一端自由并受到弯矩 M 作用的悬臂梁。

如从弹簧中截取一微段 dl (见图 7-27)，当此微段在弯矩 M 的作用下，两相邻截面相对转动了一个转角 $d\varphi$ 。

$$d\varphi = \frac{Mdl}{EJ} \quad (7-18)$$

式中 E ——弹簧材料的弹性模量 (兆帕);

J ——弹簧材料截面惯性矩, 对于实心圆截面, $J = \pi d^4/64$ (毫米⁴)。

$$\text{弹簧总转角 } \varphi = \frac{64M}{E\pi d^4} \int_0^l dl$$

积分上限 $l = \pi D_2 n$, 即弹簧有效部分材料长度。

$$\varphi = \frac{64M}{E\pi d^4} \int_0^{\pi D_2 n} dl = \frac{64MD_2 n}{Ed^4} \text{ (弧度)} \quad (7-19)$$

如转化为角度单位, 则上式乘以 $180/\pi$ 得到

$$\varphi = \frac{64 \times 180 D_2 M n}{E\pi d^4} \quad (7-20)$$

式 (7-20) 为表达弹簧转角与作用在弹簧上的扭矩之间关系, 亦即扭簧弹性特性。同理可有

$$M' = \frac{\Delta M}{\Delta \varphi} \quad (7-21)$$

式中 M' ——扭转弹簧刚度 (毫米·米/度)。

四、扭转螺旋弹簧设计

A. 明确已知条件

扭转螺旋弹簧设计的已知条件一般包括:

- (1) 弹簧工作时的重要程度, 所受负荷的性质及其变化情况;
- (2) 仪器结构对弹簧尺寸的限制, 如心轴直径、安放弹簧的套筒内径以及在极限负荷作用下, 对弹簧轴向尺寸的限制等;
- (3) 弹簧最大工作负荷 M_2 或最小工作负荷 M_1 及与此相对应的最大工作扭角 φ_2 或最小工作扭角 φ_1 或是弹簧工作变形范围 $\varphi_2 - \varphi_1$ 。

B. 选择弹簧材料及许用应力

选择扭簧材料及许用应力考虑的因素与拉、压弹簧相同, 确定属于哪一类弹簧后, 即可根据选定的材料从表 7-2 中查到相应的许用弯曲应力 $[\sigma]$ 。

C. 选取弹簧指数 c

根据初步估计的弹簧丝直径 d 和安放弹簧的结构尺寸限制, 选取弹簧指数 $c = D_2/d$, 并确定相应的曲度系数 K_1 。

D. 根据强度条件计算弹簧丝直径

由式 (7-17) 即可得到弹簧丝直径

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32M_2 K_1}{\pi[\sigma]}} \quad (7-22)$$

将计算结果圆整为标准系列值。如计算值与初步估计的 d 值相差较大, 则应按计算值修正 σ_s 值, 再反复计算出 d 值, 并确定 $D_2 = cd$ 。

E. 根据特性公式计算弹簧工作圈数

由式 (7-20) 即可求得弹簧工作圈数

$$n = \frac{E\pi d^4 \varphi}{64 \times 180 D_2 M} \quad (7-23)$$

式中的 $\varphi/M=1/M'$, 应以 φ 与 M 成线性关系对应的数值代入。

计算的 n 值的尾数可取为 $1/2$, $1/4$, $3/4$ 或整圈。并选定扭簧端部结构类型。

F. 计算节距、自由高度

按表 7-12 选择扭簧自由状态的间距 δ , 即可算出节距 t 和自由高度 H_0 。

G. 计算螺旋角和弹簧展开长度

根据节距 t 可算出螺旋角 α , 并进一步算出弹簧展开长度 L 。

H. 验算极限扭矩

在极限扭矩 M_j 作用下, 弹簧材料的极限应力 σ_j 应控制在材料的屈服极限 σ_s 以下。

GB 1239-76 附录规定:

Ⅰ类弹簧 $\sigma_j \leq 0.625\sigma_s$, 即 $\sigma_j \leq 0.695\sigma_s$,

Ⅱ类弹簧 $\sigma_j \leq 0.8\sigma_s$, 即 $\sigma_j \leq 0.89\sigma_s$ 。

根据弹簧材料的工作极限应力可以算出弹簧所允许的极限负荷

$$M_j = \frac{\pi d^3 \sigma_j}{32 K_1}$$

必须保证极限扭矩 M_j 大于最大工作扭矩 M_2 。

I. 验算极限扭矩作用下的弹簧内径

极限扭矩作用下的极限扭转角 $\varphi_j = M_j/M'$, 由于扭簧受扭矩作用产生扭转角变形, 内径缩小, 圈数增多, 设在极限扭转角 φ_j 下的弹簧圈为 n' , 则

$$n' = n + \frac{\varphi_j}{2\pi} \quad (7-24)$$

缩小后的弹簧中径为

$$D'_2 = \frac{D_2 n}{n'} \quad (7-25)$$

缩小后的弹簧内径为

$$D'_1 = D'_2 - d = D_2 \frac{n}{n + \frac{\varphi_j}{2\pi}} - d \quad (7-26)$$

为使弹簧扭转时, 各圈能绕心轴自由转动, 弹簧内径与心轴之间应有足够的间隙。心轴的直径可选为 $d_s \leq 0.9D'_1$ 。

例题: 设计一个扭簧, 已知最大工作扭矩 $M_2 = 392$ (毫牛·米), 安装预扭矩 $M_1 = 147$ (毫牛·米), 工作时的扭转角 $\varphi_2 - \varphi_1 = 20^\circ$, 装于内径为 18 (毫米) 的套筒内, 负荷性质属于Ⅰ类。两尾端长度共为 $l = 20$ (毫米)。

解: (1) 选择弹簧材料及许用应力

选择弹簧材料为碳素弹簧钢丝Ⅰ组, 根据负荷性质, 初步确定 $\sigma_s = 1765$ (兆帕), 许用应力 $[\sigma] = 0.5\sigma_s = 0.5 \times 1765 = 882.5$ (兆帕)。

(2) 选取弹簧指数

根据结构尺寸限制和初步估计的弹簧丝直径 d , 选择弹簧指数 $c = 9$, 曲度系数 $K_1 = 1.09$ 。

(3) 根据强度条件计算弹簧丝直径

$$d = \sqrt[3]{\frac{32M_2K_1}{\pi[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 392 \times 1.09}{3.14 \times 882.5}} = \sqrt[3]{4.95} = 1.702$$

取 $d = 1.7$ (毫米)。

(4) 确定弹簧中径与外径

弹簧中径 $D_2 = cd = 9 \times 1.7 = 15.3$ (毫米)

弹簧外径 $D = D_2 + d = 15.3 + 1.7 = 17$ (毫米)

(5) 计算弹簧刚度

$$M' = \frac{M_2 - M_1}{\varphi_2 - \varphi_1} = \frac{392 - 147}{20} = 12.25 \text{ (毫牛·米/度)}$$

最大工作扭角 $\varphi_2 = \frac{M_2}{M'} = \frac{392}{12.25} = 32^\circ$

安装预扭角 $\varphi_1 = 32^\circ - 20^\circ = 12^\circ$

(6) 根据弹簧特性计算圈数

$$n = \frac{E\pi d^4 \varphi}{64 \times 180 D_2 M} = \frac{196000 \times 3.14 \times 1.7^4}{64 \times 180 \times 15.3 \times 12.25} \approx 2.4$$

取 $n = 2.5$ (圈)。

(7) 计算节距、自由高度

由表 7-12 中查出间距 $\delta = 0.4$, 则节距

$$t = d + \delta = 1.7 + 0.4 = 2.1 \text{ (毫米)}$$

自由高度 $H_0 = nt + d = 2.5 \times 2.1 + 1.7 = 6.95$ (毫米)

(8) 计算螺旋角与弹簧展开长度

$$\text{螺旋角} \quad \alpha = \text{tg}^{-1} \frac{t}{\pi D_2} = \text{tg}^{-1} \frac{2.1}{3.14 \times 15.3} = \text{tg}^{-1} 0.044$$

$$\alpha = 2^\circ 10'$$

$$\text{弹簧展开长度} \quad L = \frac{\pi D_2 n}{\cos \alpha} + \text{端部展开长度}$$

$$L = \frac{3.14 \times 15.3 \times 2.5}{0.999} + 20 \approx 140.3 \text{ (毫米)}$$

(9) 计算工作极限扭矩和扭转角

工作极限应力 $\sigma_j \leq 0.625\sigma_s = 0.625 \times 1765 \approx 1103.13$ (兆帕)

工作极限扭矩 $M_j = \frac{\pi d^3 \sigma_j}{32 K_1} = \frac{3.14 \times 1.7^3 \times 1103.13}{32 \times 1.09} \approx 488$ (毫牛·米)

工作极限扭转角 $\varphi_j = \frac{M_j}{M'} = \frac{488}{12.25} \approx 39^\circ 50'$

§4 片 簧

一、片簧的工作特点和固定结构

片簧是利用金属带材或薄板做成直片或弯曲的弹性元件，如图 7-28 所示。

图 7-28 中 (a) 所示为用于弹性定位器中的直片簧；图 7-28 中 (b) 所示为用于棘轮机构中的弯曲片簧。片簧做成不同形状，主要是为适应结构上的需要和满足弹性特性的要求。

片簧的工作情况多数是一端固定、一端受集中负荷或力偶矩，也有的是两端固定，中间承受集中负荷。利用承受负荷及其产生的挠曲变形之间的关系进行工作，片簧主要用于变形不大的情况。本节仅讨论直片簧。

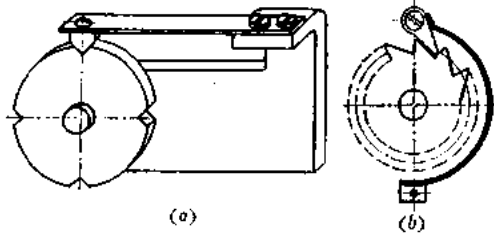


图 7-28 片簧的形状和应用

片簧的固定端多采用螺钉联接（见图 7-29 中 (a)），如固定端仅用一个螺钉，结构上应能限制片簧转动（见图 7-29 中 (b)）。作为导电用的接触片簧，各金属片间应注意绝缘，而且固定端应有外伸连接导线的部分（见图 7-29 中 (c)）。

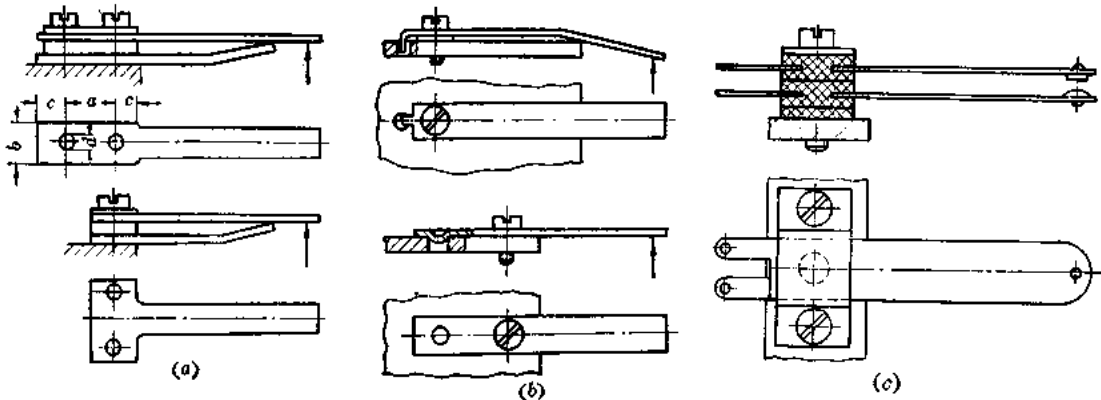


图 7-29 片簧端部固定结构

片簧固定部分的尺寸，可参照图 7-29 中 (a)，按表 7-14 选取。

表 7-14 片簧固定端的尺寸(图 7-29)

尺 寸	螺 钉 固 定	铆 钉 固 定
d	$\sim 0.5b$	$\sim 0.3b$
a	$(3\sim 4)d$	$(3\sim 4)d$
c	$\geq 0.5b$	$\geq 0.5b$

二、片簧的计算

片簧设计计算也同样应满足强度和弹性特性两方面的基本要求，可把片簧近似地作为梁进行计算。对于一端固定、一端受集中负荷的直片簧，其强度公式和特性公式分别为

$$\sigma = \frac{Pl}{W} \leq [\sigma] \quad (7-27)$$

$$F = \frac{Pl^3}{3EJ} \quad (7-28)$$

式中 σ ——最大弯矩处的弯曲应力;

W ——抗弯截面模量, 对于矩形截面片簧 $W = bh^2/6$;

J ——截面惯性矩, 对于矩形截面 $J = bh^3/12$ 。

设计时根据结构条件选定片簧长度 l 后, 将已知的最大工作负荷 P_2 和 P_2 作用下的变形 F_2 代入式 (7-27) 和式 (7-28) 可解得

$$h = \frac{2[\sigma]l^3}{3EF_2} \quad (7-29)$$

$$b = \frac{6P_2l}{[\sigma]h^2} \quad (7-30)$$

为了使仪器结构紧凑, 片簧在给定的负荷作用下工作变形量小, 以及在振动、颠簸等条件下, 片簧能正常稳定地工作, 常采用预弯曲片簧, 即预先使片簧在工作变形的相反方向产生弯曲变形, 然后用一刚性较大的压板将片簧压平、固紧 (见图 7-30)。使片簧在未受到负荷作用之前, 就有一个相反方向的弹性恢复力 P_0 。当负荷不大于 P_0 时, 片簧自由端没有工作变形, 当负荷超过 P_0 时, 片簧才产生实际工作变形。负荷与变形的对应关系 (见图 7-30) 为

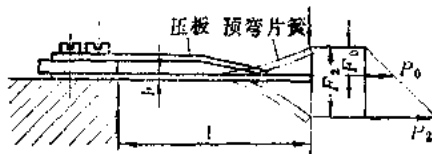


图7-30 预弯曲片簧

$$\frac{P_0}{F_0} = \frac{P_2}{F_2} = \frac{P_2 - P_0}{F_2 - F_0}$$

最大工作负荷 P_2 及实际最大工作变形 $F_2 - F_0$ 给定时, 预弯负荷亦根据工作条件确定后, 即可求出预弯变形 F_0 。然后, 再利用片簧的强度公式和特性公式进行计算。

例题: 设计一个预弯曲片弹簧, 已知最大工作负荷 $P_2 = 8.82$ (牛) 时, 工作变形量为 5 (毫米); 在负荷 $P_0 \leq 2.94$ (牛) 时, 弹簧不产生实际工作变形, 弹簧工作长度 $l = 50$ (毫米), 负荷性质为 I 类, 材料为锡青铜 QSn65-0.1。

解: (1) 根据负荷性质, 由表 7-2 中查得弹簧材料的许用应力 $[\sigma] = 441$ (兆帕)。

(2) 根据负荷与变形对应的线性关系求弹簧预弯变形

$$F_0 = \frac{F_2 - F_0}{P_2 - P_0} \cdot P_0 = \frac{5}{8.82 - 2.94} \times 2.94 = 2.5 \text{ (毫米)}$$

$$F_2 = 5 + 2.5 = 7.5 \text{ (毫米)}$$

(3) 根据弹簧特性公式与强度公式, 求弹簧厚度与宽度

$$h = \frac{2[\sigma]l^3}{3EF_2} = \frac{2 \times 441 \times 50^3}{3 \times 93100 \times 7.5} = 1.05$$

取 $h = 1.1$ (毫米)。

$$b = \frac{6P_2l}{[\sigma]h^2} = \frac{6 \times 8.82 \times 50}{441 \times 1.1^2} = 4.958$$

取 $b = 5$ (毫米)。

§5 游 丝

一、游丝的工作特点和固定结构

游丝是利用青铜合金或不锈钢等金属带材卷绕成平面螺旋线形状，用来承受扭矩后产生弹性恢复力矩的一种弹性元件。其形状与发条基本相同，但尺寸一般都比发条小。自由状态如图 7-31 中 (a) 所示。

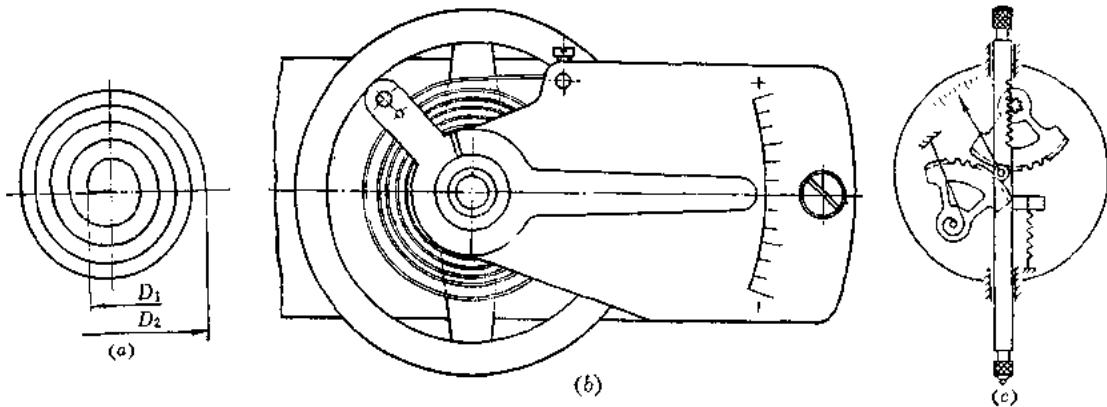


图7-31 游 丝

游丝按其用途分为两种：

(1) 利用游丝转角与力矩的关系，作测量用途的称为量测游丝，例如计时机构振荡系统中的游丝（见图 7-31 中 (b)）。量测游丝其弹性特性将会影响仪器测量精度，故对质量要求较高。

(2) 利用游丝工作时产生的弹性恢复力矩，使零件紧密接触的游丝称为接触游丝；例如千分表传动系统中使齿轮单面接触，消除齿轮空回的游丝（见图 7-31 中 (c)）。

游丝通常内端固定在轴上，外端固定在机构中的其它零件上。其内外端联接方法和结构如图 7-32 所示。

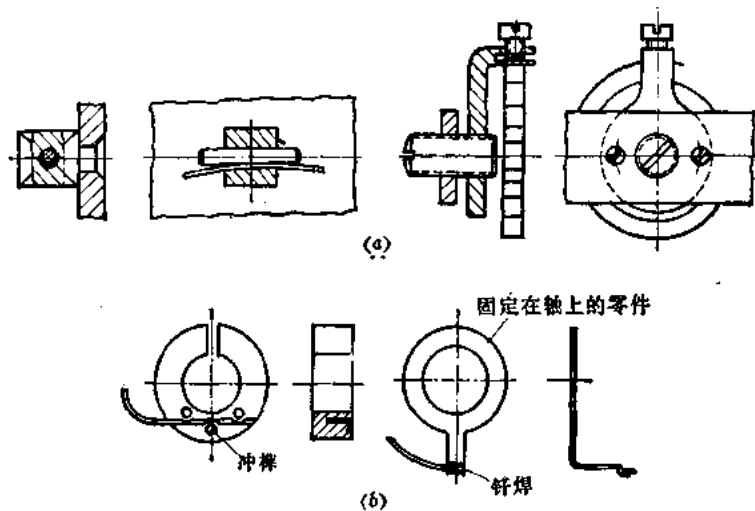


图7-32 游丝内外端的联接方法

二、游丝设计计算

游丝设计也应满足强度与弹性特性两方面的基本要求, 计算上与片簧基本相同。对于外端固定、内端随轴一起转动, 并受到扭矩 M 作用的游丝, 材料截面上受到的主要是弯曲作用。其强度公式和特性公式分别为

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W} \leq [\sigma] \quad (7-31)$$

$$\varphi = \frac{ML}{EJ} \quad (7-32)$$

式中 $[\sigma]$ ——游丝材料的许用弯曲应力;

W ——抗弯截面模量, $W = bh^2/6$;

J ——截面惯性矩, $J = bh^3/12$ 。

设计时的已知参数一般为最大工作扭矩 M_{\max} 及与此相对应的最大工作转角 φ_{\max} 。弹性模量 E 和许用应力 $[\sigma]$ 可由选定的材料确定, 根据结构条件可初步选定游丝展开长度 L 、外径 D_1 和内径 D_2 , 其关系为

$$L = \frac{\pi (D_1^2 - D_2^2)}{4a}$$

式中 a ——平面螺旋线的螺距, 为了避免工作过程中圈间相互接触而改变游丝弹性特性, a 值不应过小。

$$a = kh$$

对于承受力矩小于 4.9 (微牛·米) 的游丝, h 较小, 取 $k = 10 \sim 13$; 对于承受力矩较大的游丝, 取 $k = 7 \sim 8$ 。于是

$$L = \frac{\pi (D_1^2 - D_2^2)}{4kh} \quad (7-33)$$

将式 (7-31) 和式 (7-33) 代入式 (7-32) 得到

$$h = \sqrt{\frac{\pi [\sigma] (D_1^2 - D_2^2)}{2kE\varphi_{\max}}} \quad (7-34)$$

由式 (7-31) 得到

$$b = \frac{6M_{\max}}{[\sigma]h^2} \quad (7-35)$$

由式 (7-32) 得到

$$L = \frac{Eb h^3}{12M_{\max}} \varphi_{\max} \quad (7-36)$$

$$n = \frac{2L}{\pi (D_1 + D_2)} \quad (7-37)$$

$$a = \frac{D_1 - D_2}{2n} \quad (7-38)$$

设计结果 b 、 h 、 L 等参数的有关比值, 一般应限制为 $b/h = 2 \sim 10$; $L/h = 1200 \sim 3000$ 。

游丝的尺寸参数也可根据游丝的最小力矩, 从有关标准系列中选取。

§ 6 弹簧特性误差与螺旋弹簧的允许偏差

一、弹簧特性误差

实验和理论分析表明, 由于各种因素的影响, 弹簧的实际特性曲线与理论特性曲线不可能完全重合 (见图 7-33)。影响弹簧特性的因素主要有以下几个方面:

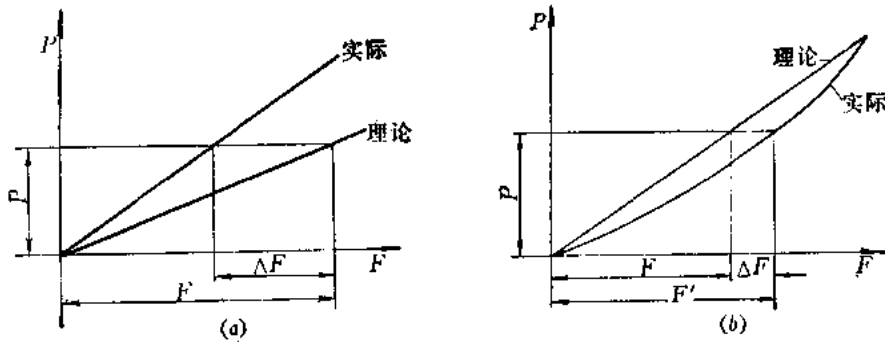


图 7-33 弹簧的实际与理论特性

A. 结构尺寸参数的偏差

各种弹簧的几何尺寸和结构参数, 在毛坯制取和加工成形的过程中, 都会产生偏差, 影响弹簧特性。如以拉、压圆柱螺旋弹簧为例, 由其弹性特性公式

$$F = \frac{8PD_2^3n}{Gd^4}$$

可以看出: 弹簧丝直径 d 、弹簧中径 D_2 和圈数 n 的实际值与理论计算值有偏差时, 将会改变弹簧特性的斜率 (见图 7-33 中 (a))。对于压簧, 由于高度偏差、端圈间隙、端面与轴心线的不垂直度, 两端节距不均匀等各种因素的影响, 弹簧特性曲线的起始段和终止段呈非线性关系 (见图 7-33 中 (b)), 即存在非线性误差。为了减少这种误差, 需要适当选择弹簧工作变形区间, 对弹簧特性要求越严, 区间范围越小。

B. 变形量的大小

弹簧计算基本上都是以材料力学中的小变形理论为依据所作的近似计算, 实际上许多弹簧的工作变形量都大于弹簧材料的截面直径或厚度。当变形量大时, 弹簧特性就不能保持线性关系, 亦即出现图 7-34 所示的非线性误差。

对于量测用的高精度弹簧, 为了保证弹簧特性的要求, 在安装组合结构中可使弹簧结构参数具有调整的可能性。例如调整游丝长度, 以及采用可调钩环的螺旋弹簧等。

C. 材料弹性模量的温度偏差

当弹簧周围介质的温度发生变化时, 其材料的弹性模量 E 也随之变化, 而弹性模量与温度变化的关系, 可近似地由下述线性方程表示

$$E_t = E_0 [1 + \alpha_E (t - t_0)] \quad (7-39)$$

式中 E_t ——温度为 t 时, 材料的弹性模量;

E_0 ——在常温 t_0 时材料的弹性模量;

α_E ——弹性模量的温度系数, 即当温度变 1°C 时, 弹性模量变化的比值。

$$\alpha_E = \frac{E_t - E_0}{E_0} \cdot \frac{1}{t - t_0} \quad (\text{K}^{-1})$$

常用弹簧材料其 α_E 是负值。例如，磷青铜的 $\alpha_E = -4.8 \times 10^{-4} (\text{K}^{-1})$ ，不锈钢的 $\alpha_E = -3.5 \times 10^{-4} (\text{K}^{-1})$ 。

可见，随温度的升高，弹性模量减小，弹簧在同一负荷作用下变形量增大。反之，则变形量减小，因此，将引起仪器的温度误差。如果仪器工作环境温度变化范围较大，为减少仪器温度误差的影响，可采用 α_E 极小的材料，例如含镍 36%、铬 7~9% 的铁镍合金，其 α_E 值为 $-0.01 \times 10^{-4} (\text{K}^{-1})$ 。

同理，对于剪切弹性模量 G ，当工作温度超过 60°C 时，应对 G 值进行修正。其公式为：

$$G_t = K_t G \quad (7-40)$$

式中 G ——常温下的剪切弹性模量；

G_t ——工作温度 t 下的剪切弹性模量；

K_t ——剪切弹性模量的温度修正系数，其值按表 7-15 选取。

表 7-15 温度修正系数 K_t 值

材 料	工 作 温 度 ($^\circ\text{C}$)			
	≤ 60	150	200	250
	K_t			
50CrVA	1	0.96	0.95	0.94
60Si2Mn	1	0.99	0.98	0.98
1Cr18Ni9Ti	1	0.98	0.94	0.9
1Cr17Ni7Al	1	0.95	0.94	0.92
QBe2	1	0.95	0.94	0.92

由表 7-15 可见，当工作温度超过 60°C 时， K_t 均为小于 1 的数值，且随温度升高而减小。

由此可见，弹簧材料的选择，对于减少材料性质偏差对弹簧特性的影响，保证量测用的高精度弹簧的质量，具有十分重要的意义。

二、螺旋弹簧的允许偏差

由于影响弹簧特性的因素很多，而且不易控制，故弹簧制造精度不可能很高。GB1239-76 规定螺旋弹簧的主要参数按制造精度分为 1 级、2 级、3 级。主要参数的公差按需要选取制造精度等级。

弹簧负荷的允许偏差，按表 7-16 规定选取。拉伸弹簧由于有初拉力，其负荷变动范围较大，因此，一般按 2 级或 3 级精度选用。特殊要求的弹簧负荷偏差不能超出 $\pm 0.05 P$ 。标准中尚未规定扭转弹簧的扭矩偏差。

弹簧外径（或内径）的允许偏差按表 7-17 规定选取。

拉伸弹簧的外径（或内径）的允许偏差，一般按 2、3 级精度选取。

弹簧自由高度（或长度）的允许偏差，按表 7-18 规定选取。

表7-16 弹簧负荷允许偏差

精度等级	有效圈数 (n)		
	2~4	>4~10	>10
	允许偏差 (牛)		
1	$\pm 0.08P$	$\pm 0.06P$	$\pm 0.05P$
2	$\pm 0.12P$	$\pm 0.10P$	$\pm 0.08P$
3	$\pm 0.18P$	$\pm 0.15P$	$\pm 0.12P$

表7-17 弹簧外径(或内径)的允许偏差

精度等级	弹簧指数 (c)		最小偏差值(毫米)
	4~8	>8~16	
	允许偏差 (毫米)		
1	$\pm 0.01D_2$	$\pm 0.015D_2$	± 0.2
2	$\pm 0.015D_2$	$\pm 0.02D_2$	± 0.3
3	$\pm 0.02D_2$	$\pm 0.03D_2$	± 0.4

表7-18 弹簧自由高度(或长度)的允许偏差

自由高度(毫米)	1级精度	2级精度	3级精度
	允许偏差 (毫米)		
<20	± 0.7	± 1.2	± 1.8
>20~60	± 1	± 1.5	± 2.5
>60~120	± 1.5	± 2.5	± 4
>120~200	± 2	± 3.5	± 6
>200~300	± 3	± 4.5	± 9
>300~450	± 4	± 7	± 12
>450~600	± 5.5	± 9	± 15
>600	$\pm 0.01H_0$	$\pm 0.015H_0$	$\pm 0.025H_0$

拉伸弹簧自由长度的允许偏差,一般按2、3级精度选取。

螺旋弹簧其它参数的公差,以及几何形状公差和相对位置公差参见 GB1239-76 规定。

第八章 螺旋传动

§1 概 述

一、螺旋传动的特点和运动原理

螺旋传动是仪器中广泛采用的一种传动机构，它由螺杆、螺母及支承等部分组成。其作用主要是将旋转运动转换为直线往复运动。与其它实现直线运动的机构（例如齿轮齿条传动）相比较，有以下特点：

(1) 由于提高螺杆的精度比提高齿轮齿条的精度较为容易，故传动精度高。其最高精度可达0.001(毫米)。

(2) 在转角较大的条件下，直线位移量可以很小，便于精确读数。

(3) 传动平稳

如将螺旋副展开，螺母相对螺杆的运动，相当于一个物体A沿斜面移动。该斜面是以螺旋升角 α 为倾角、导程S为对边、螺旋中径周长 πd_2 为底边的直角三角形OBC的斜边OC所代表（见图8-1）。当螺母转一圈并移动一个导程S时，相当于物体A从O点移到C点，若螺母转过 φ 角，则其轴向位移量

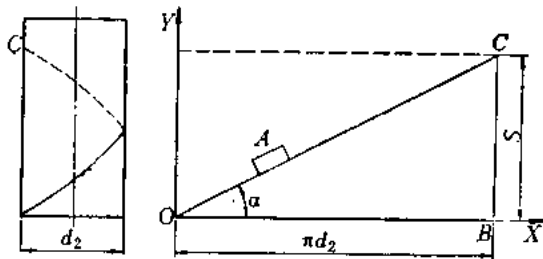


图8-1 螺旋线的展开

$$L = \varphi \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} \alpha \quad (8-1)$$

现令

$$\frac{d_2}{2} \operatorname{tg} \alpha = C$$

设

$$\alpha = 0^\circ \quad \text{时} \quad \text{则} \quad C = 0, \quad L = 0$$

$$\alpha = \pi/2 \quad \quad \quad C = \infty \quad L = \infty$$

即当 $\alpha = 0^\circ$ 时，物体A只可能沿X轴往复移动，而不可能沿Y轴移动；当 $\alpha = \pi/2$ 时，物体A只可能沿Y轴往复移动。所以物体A沿斜面OC的运动是螺母绕螺杆轴线既旋转又移动，亦即螺旋副是一种只保留了一个自由度的五级副。

二、螺旋传动的类型及其设计要点

目前在精密机械和仪器中应用的螺旋传动按其摩擦性质分为三种：即滑动螺旋传动、滚动螺旋传动和静压螺旋传动。

按螺旋传动的作用和设计特点分为两大类：

(1) 读数螺旋——构成仪器量测链的螺旋传动，如螺旋千分尺等，其传动误差直接影响仪器的精度。这种螺旋主要要求精度高，空回小，耐磨性好。

(2) 传动螺旋——只用于传递动力和运动的螺旋传动，如望远镜的视度调节机构等。其主要要求传动效率高。当承受负荷较大时，还需要有足够的强度。

按螺杆、螺母的相对运动情况可以组成四种形式的螺旋传动。每种形式都各自有其特点和适用的条件，设计时依具体情况进行选择。

下面分别叙述四种运动形式：

(1) 螺母固定不动，螺杆又转动又移动。如螺旋测微器，这种形式可以获得较高的精度，但行程不能太长（25 毫米左右）。

(2) 螺母转动，螺杆移动。如某些望远镜的调焦机构。这种形式结构复杂，精度低，仪器中主要用于调节机构。

(3) 螺杆转动，螺母移动。如螺旋限动器。这种形式所占轴向尺寸小，但结构较复杂。

(4) 螺杆固定，螺母又转动又移动。这种形式结构复杂，精度差。一般作为调整径向间隙，消除空回等情况下运用。

与其它螺旋机构相比，滑动螺旋结构最简单，容易制造，是目前应用最广泛的一种。它除上述特点外，还能自锁。但是工作过程中，一般属于半干摩擦甚至干摩擦，因此，摩擦阻力很大，磨损大，传动效率低，低速时容易产生爬行现象，反向运动时有空回，故不适于高速和要求高效率时使用。

本章主要讨论仪器中读数螺旋设计的有关问题。

读数螺旋设计时主要问题是在满足运动关系的条件下，如何提高传动精度，消除空回，避免结构中产生卡紧力和由此引起螺旋副的迅速磨损，以及螺旋副零件与滑动件的联接问题。

设计顺序大致如下：

- (1) 选择传动类型；
- (2) 选择传动参数；
- (3) 提高精度，消除空回，完善结构。

§ 2 螺旋传动主要参数的选择

螺旋传动的主要参数有：螺纹牙形状，螺距，螺纹线数，螺杆公称直径，螺杆长度，螺母长度等，其确定原则大致如下：

一、螺纹牙形状

常用螺纹牙形状有三种：三角形、矩形、梯形。三角形螺纹即普通螺纹，其中又分粗牙螺纹和细牙螺纹。

在仪器中，传动螺旋多采用梯形螺纹，因为它的传动效率比三角形螺纹高。读数螺旋多采用三角形螺纹，尤以细牙螺纹用得较多，因为细牙螺纹可获得较小螺距，有利于提高读数精度。

二、螺距、线数

螺杆与螺母的相对移动量 L 与相对转角 φ 的关系为

$$L = S \frac{\varphi}{2\pi} = kt \frac{\varphi}{2\pi} \quad (8-2)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{S}{\pi d_2} = \frac{kt}{\pi d_2}$$

式中 S ——导程(毫米);

d_2 ——螺纹中径(毫米);

k ——螺纹线数;

t ——螺距(毫米)。

螺距和螺纹线数的确定,应根据螺杆与螺母转过某一相对转角所需产生相对位移的大小、是否需要自锁、传动精度的要求等进行选择,选用的数值必须符合系列标准。一般取螺距 t 为 1, 0.75, 0.5, …等数值。

当要求相对位移较大时,可选取较大的螺距或选用多线螺纹;要求相对位移较小或要求自锁时,可选取较小的螺距(例如采用细牙螺纹),并采用单线螺纹;要求传动精度较高时,也应采用单线螺纹,因为多线螺纹加工困难,加工精度较低。

三、螺杆公称直径

对受力较小的传动螺旋和读数螺旋,一般不进行强度计算,而根据实际需要和结构情况来选定。

受力较大的传动螺旋,需根据拉、压负荷进行强度计算。由强度条件公式

$$\frac{Q_0}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma] \quad (8-3)$$

得

$$d_1 = \sqrt{\frac{4Q_0}{\pi[\sigma]}}$$

式中 Q_0 ——计算负荷(牛),为沿螺杆轴线作用的外加负荷 Q 的 (1.3~1.4) 倍;

$[\sigma]$ ——拉、压许用应力(兆帕),一般 $[\sigma] = (0.6 \sim 0.8)\sigma_s$, σ_s 为屈服极限;如负荷有变动,则许用应力应降低 (25~50)%;

d_1 ——螺杆内径(毫米)。

算出螺纹内径后,圆整为略大的螺杆标准外径。

四、螺杆长度

螺杆螺纹部分的长度 L_1 应保证必需的工作行程,但不能过长,一般取

$$L_1 \geq L_2 + L_3$$

式中 L_2 ——螺母的长度;

L_0 ——行程长度。

螺杆总长 L_0 与直径 d 的比称为长径比，其数值大小直接影响螺杆的刚度。刚度小则加工精度低，因此希望螺杆直径稍大些，总长尽可能短些，以满足 $L_0/d < 25$ 为宜。

五、螺 母

螺母的长度对螺旋副的摩擦、磨损和传动精度都有影响。螺母长些时摩擦大，但对传动精度较为有利。为了减少摩擦，则要求螺母短些为好。因此，设计时要全面考虑。一般推荐 $L_2 = (1.5 \sim 2)d$ ；也可取 $L_2 = nt$ (t 为螺距， n 为螺母的螺纹圈数，一般 n 不大于 10 圈)。

§ 3 螺旋传动的精度与空回

一、螺旋传动的精度

在理论上，螺旋机构中主动件的转角 φ 和从动件的位移 L 应该保持 $L = S\varphi/2\pi$ 的准确关系。但螺纹的几何参数或尺寸，不可能制造得绝对准确，螺旋机构的支承，导向等组成部分，也不会绝对准确，因而影响了传动精度。下面分析这些因素的影响。

影响螺纹传动精度的因素主要是螺距误差、中径锥度误差、椭圆度误差及中径误差。

A. 螺纹误差的影响

1. 螺距误差 Δt 是实际螺距和理论螺距的差值，如图 8-2 所示。

当螺杆与螺母结合时，如存在螺距误差，由于螺纹牙各扣负荷不均匀，使磨损不均匀而降低螺距精度。由于传动螺纹是靠螺距来保证其传动比的，因此，螺距误差是影响传动精度的主要因素。



图 8-2 螺距误差

螺距误差分单个误差 Δt_i 和累积误差 $\sum_{i=1}^n \Delta t_i$ 。单个误差是相邻螺距之差；累积误差为一定长度范围内各螺距累积起来的误差值。对于传动螺纹，这两种误差都影响传动精度。前者引起传动比或位移的小的变化，后者引起在整个运动范围内的最大误差。

螺母的螺距累积误差对传动精度没有影响。其单个误差则只在螺杆也存在单个误差时，才会引起传动误差。因此，精密螺旋传动机构中，对螺杆的精度要求比螺母高，并对螺杆螺距的精度提出了严格要求。但螺杆的螺距单个误差是不可避免的，所以对螺母的螺距误差也必须提出适当要求。在目前加工条件下，螺杆的最小螺距误差为 ± 0.002 (毫米)。

螺距误差随螺杆长度的增加而增加，一般螺杆加工机床易保证长度在 35 (毫米) 以内的螺杆的螺距精度，因此，测微螺杆的测量范围应在 25 (毫米) 左右。

2. 螺纹中径锥度和椭圆度误差 Δd_1 如图 8-3 所示，螺纹中径锥度误差将引起螺距累积误差，椭圆度误差则引起螺距周期性误差，其关系为



图8-3 中径锥度和椭圆度误差

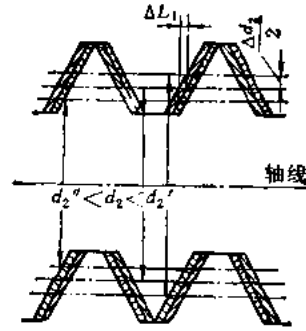


图8-4 螺纹中径误差

$$\Delta f_2 = \pm \frac{\Delta d_1}{2} \cdot \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}$$

式中 β ——牙形角。

3. 螺纹中径误差 Δd_2 螺纹中径决定了螺纹牙的径向位置，故螺纹中径误差影响螺纹结合的松紧程度（见图 8-4），使螺纹结合部分产生间隙。此外，中径误差还影响传动精度，其关系如下：

$$\Delta f_3 = -\frac{\Delta d_2}{2} \cdot \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}$$

为使螺杆拧入螺母时配合性能良好，必须留有一定的公差，一般螺杆采用负公差 ($d_{-0.002}$)，螺母采用正公差 ($d^{+0.002}$)。

B. 螺旋传动中的支承、导向等组成部分对传动精度的影响

1. 螺杆轴向跳动误差 如图 8-5 所示，当螺杆止推轴颈的端面和轴承的止推端面不垂直于螺杆轴线而有角 α_1 和角 α_2 (α_1 ——轴肩的端面与螺杆轴线不垂直的偏斜角； α_2 ——轴承止推端面与螺杆轴线不垂直的偏斜角) 的偏差时，将引起轴向跳动，这一跳动是周期

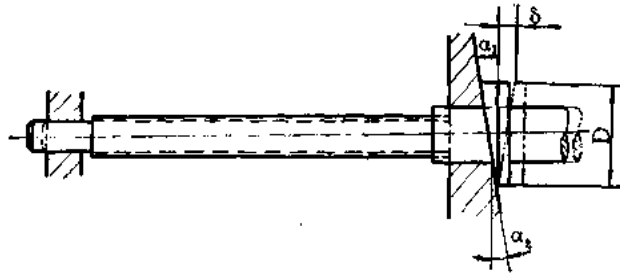


图8-5 螺杆轴向跳动误差

变化的。其误差最大值为

$$\Delta_{\max} = D \operatorname{tg} \alpha_{\min}$$

式中 D ——轴肩直径；

α_{\min} —— α_1 和 α_2 中的较小者。

此外，在螺杆止推轴肩端面与轴承端面之间有间隙时，也会引起轴向不规则跳动。

2. 偏斜误差 如图 8-6 所示，若螺杆轴线与移动件的运动方向不平行，而有一定的偏斜角 γ 时，螺杆沿轴线的位移量不能正确反映与之成一定偏斜角的移动件的位移量，而

存在着偏斜误差。设螺杆的移动量为 L ，移动件的实际移动量为 x ，则其偏斜误差 ΔL 为：

$$\Delta L = L - x = L(1 - \cos \gamma)$$

为了减少偏斜误差，对偏斜角 γ 的数值应加以控制。例如：移动长度为 25 (毫米)，偏斜误差 ΔL 不允许超过 0.25 (微米)，则偏斜角 γ 不应超过 $15'$ 。

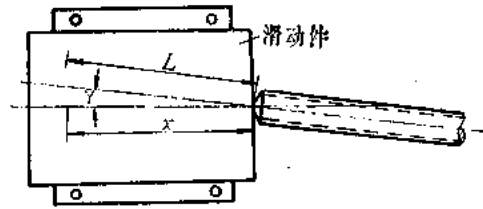


图8-6 偏斜误差的分析

C. 螺杆的温度变形

螺旋传动工作环境温度变化时，由于构件的热胀冷缩，螺距的大小也将发生变化，引起温度变形误差。工作环境的温度变化越大，量程越大，则变形也越大，对传动精度的影响也就越显著。它所引起的误差为螺距累积误差。

从以上分析，可知影响螺旋传动精度的因素很多。为提高传动精度，除合理提高螺纹加工精度外，设计时，还应在结构上相应地采取其它措施。

二、提高传动精度的方法

A. 消除螺杆的轴向跳动误差

1. 取消螺杆的止推轴承 如图 8-7 所示，当行程较短时，如使螺旋副本身起支承作用，则从根本上消除了止推轴承引起的轴向跳动。这种结构简单，但螺杆容易产生轴线倾斜，不过在精密仪器中仍得到广泛运用。

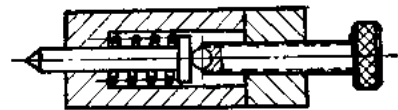


图8-7 无止推轴承的螺旋传动

2. 使止推轴承的接触点位于轴线上 由前面公式可知，轴向跳动误差 $\Delta_{max} = D \tan \alpha_{min}$ ，要使 $\Delta = 0$ ，则需使 $D = 0$ ，或 $\alpha = 0$ 。要使 $\alpha = 0$ ，则须提高零件的加工精度；要使 $D = 0$ ，则必须改变结构。若将螺杆轴端做成球面，或是在端部镶上滚珠，使球面与止推轴承的接触点位于螺杆轴线上，则 $D \approx 0$ ，从而消除了由于轴颈端面和轴承端面不垂直于轴线引起的轴向跳动误差。如图 8-8 所示。

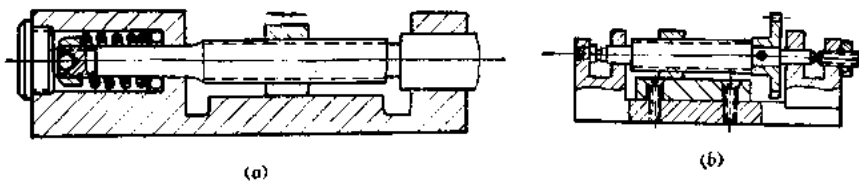


图8-8 消除轴向跳动误差的结构

B. 采用误差补偿机构提高螺距精度

在一些要求精度很高的仪器设备上，为了更进一步提高实际的传动精度，需要采用专门的补偿装置，来弥补由螺距误差和温度变形造成的误差。其工作原理是使螺母在移动的过程中产生一附加的转角。附加转角所对应的附加位移可抵消螺距误差和温度变形的影响。

图 8-9 所示结构中，螺母 1 上连一臂杆，该臂杆被弹簧紧紧地拉向导板 2，在运动过程中，臂杆随着导板 2 上校正曲线的起伏而不断上下运动，并迫使螺母 1 产生附加转角。导板 2 的校正曲线是根据螺杆检验所得每个位置的螺距误差 Δt_i 为基础，以适当的比例尺绘出，其关系式为：

$$y = R \operatorname{tg} \varphi_s \quad (8-4)$$

式中 y ——螺距校正曲线的纵坐标值；
 R ——臂杆的工作长度；
 φ_s ——螺母的附加转角 ($\varphi_s = \Delta t_i 2\pi / t$)。

以 $X-Y$ 为坐标，运用上式即得校正曲线的轮廓，如图 8-10 所示。

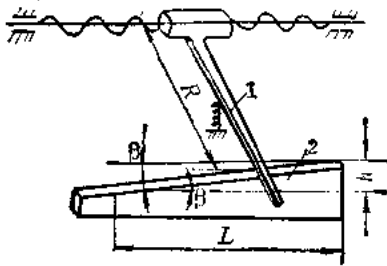


图 8-9 螺距温度误差的补偿原理图

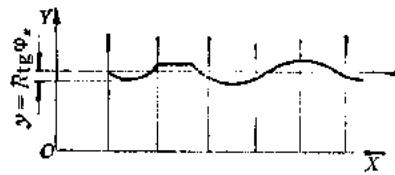


图 8-10 螺距误差曲线

C. 改进移动零件与滑块的连接方法

当螺旋副中的移动零件与滑块采用刚性连接时，由于制造和安装上不可避免的误差，滑块的运动方向和螺杆的轴线之间可能产生不平行度和偏差，则在运动过程中，由于零件被卡紧，促使螺旋副很快磨损，甚至无法运动，故必须采用合理的连接结构。

1. 直接传动 将移动件端部做成球形，直接推动运动件（如图 8-11 所示）。若运动件的运动方向与螺杆轴线不平行时，在接触处可以自由地相对滑动和倾斜，从而避免卡紧现象，减少磨损。

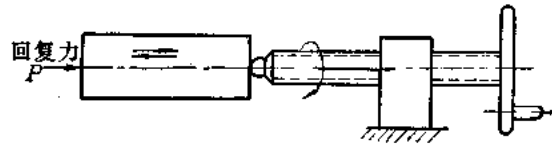


图 8-11 直接传动

2. 中间杆传动 如图 8-12 所示，中间杆 1 可自由地相对倾斜，从而避免了卡紧现象和过度磨损。

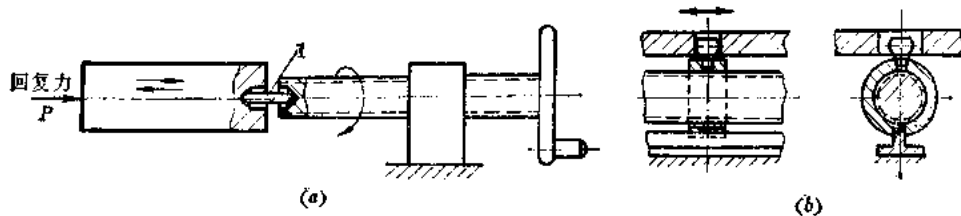


图 8-12 中间杆传动

3. 弹簧片传动 如图 8-13 所示，移动件（螺母）通过弹簧片与滑块联接，当滑块运动方向与螺杆轴线不平行时，通过片簧的变形或片簧相对锥形销微量转动而避免产生卡紧力，故减小磨损。

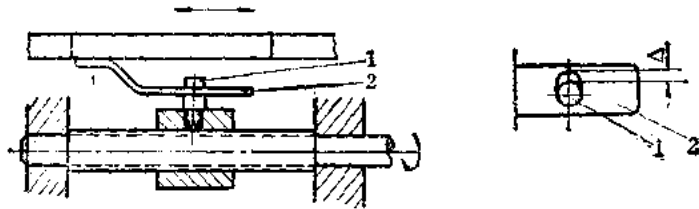


图8-13 弹簧片传动

三、螺旋传动的空回

A. 空回的概念

当螺旋机构中存在间隙时，若螺杆的转动方向改变，螺母不能立即产生反向运动，只有螺杆转动某一角度后才能使螺母开始反向运动，这种现象称为空回。

空回的产生原因主要是螺纹接合处存在间隙。此外，构件刚度不足而产生的弹性变形，螺杆支承处的轴向间隙，螺旋副与滑块联接处的间隙也是产生空回的根源。

对于有正、反双向运动的读数螺旋，空回将影响仪器的读数精度，因此，设计时，必须考虑消除空回的问题。

B. 消除空回的措施及结构

1. 利用调节装置消除空回

a. 径向调节法 使螺母产生径向收缩，以减小螺纹接合处的间隙，从而减小空回。

图 8-14 中 (a) 是采用开槽螺母，拧动螺钉可以调节螺纹间隙。(b) 是对开螺母，调节原理同 (a)，但为保证转动灵活性，避免将螺杆箍紧，加了止螺以调间隙。(c) 是锥形开槽螺母，通过螺母 2 使螺母 1 产生径向收缩，消除间隙。(d) 调节原理同 (c)，只是用螺旋弹簧代替了螺母 2。靠弹力推动套筒，迫使螺母产生径向收缩，消除间隙。

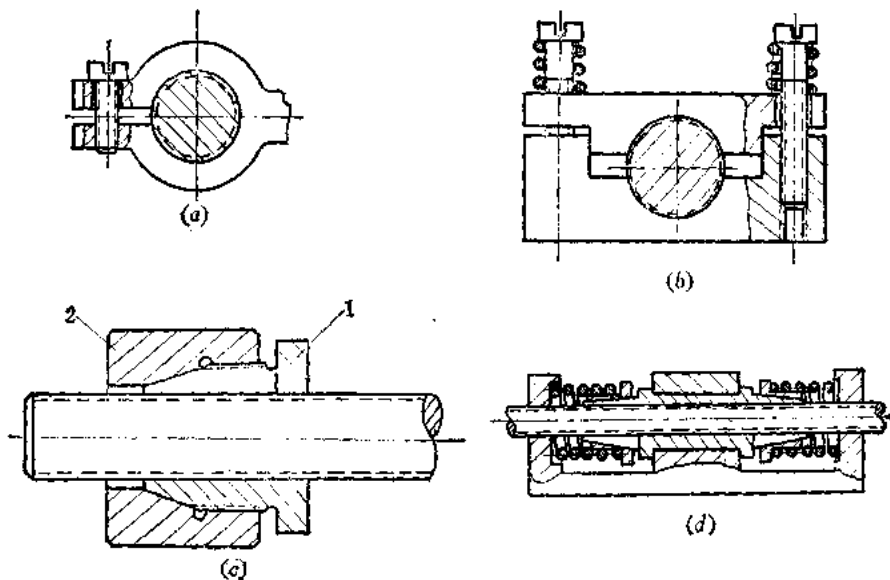


图8-14 径向调整间隙的结构

图 8-15 所示为测量显微镜螺旋传动的典型结构，为了消除空回所采用的螺母由上下两半 2 和 3 合成，利用螺钉及弹簧固紧和防松。螺纹接合处的间隙大小由调整螺钉 4 来控制。螺杆 1 的两端做成圆柱形，支承在支架 9 的孔中，与支架 9 的孔座组成径向滑动轴承。

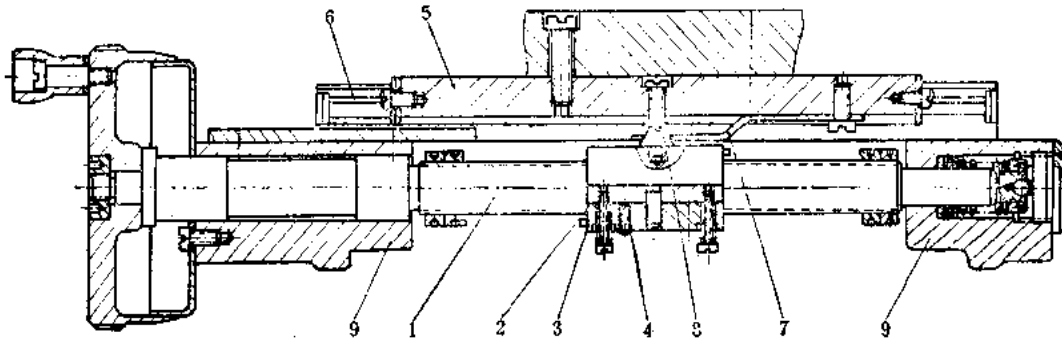


图 8-15 测量显微镜中的螺旋传动

螺杆的轴向定位，是由套在螺杆右端的弹簧推动螺杆右端的螺母而使螺杆向右移动，并使螺杆端部与定位砧保持接触。因而消除了轴向跳动。为减小螺杆转动时端部与定位砧的摩擦，在螺杆端部加了钢球。并在支架和弹簧之间安放有止推轴承，可以减小弹簧与支架之间的摩擦。工作台通过片簧 7 带动。片簧 7 一端固定在工作台上，另一端套在螺母 2 的锥形销 8 上。在安装片簧 7 时，使它具有压向锥形销的预紧力，因而不产生间隙。

b. 轴向调整法 一般将螺母分成主螺母 A 与副螺母 B 两部分，用螺纹联接起来，联接螺纹的螺距 S_1 不等于传动螺纹的螺距 S_2 (见图 8-16(a))。调整时，拧动副螺母 B，则主螺母与副螺母产生相对运动而改变了轴向位置和轴向间隙。在调整的过程中，应达到使螺杆螺纹表面的左右侧，分别与主螺母和副螺母的螺纹表面接触，然后将两部分固紧 (见图 8-16)。正向运动时，螺杆螺纹工作表面的左侧推动螺母，反向时，其右侧推动螺母，这样可以完全消除轴向间隙。

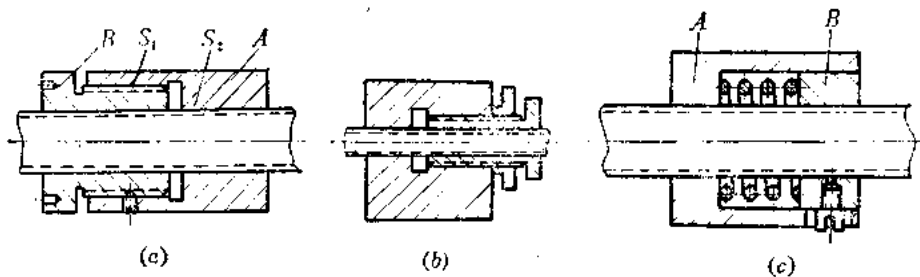


图 8-16 轴向调整间隙的结构

图 8-16 中 (a) 为用止螺锁紧、防松；(b) 为用锁紧螺母锁紧、防松；(c) 为用弹簧力使主螺母与副螺母轴向分离。螺钉用来防止主、副螺母相对转动。

2. 用单向作用力消除由于间隙对空回的影响 如图 8-17 所示。运用弹簧产生单向恢复力，使螺纹的工作表面保持单面接触，从而消除间隙对空回的影响。

这种方法除可消除螺旋副中间隙对空回的影响外，还可消除支承处轴向间隙和螺旋副与滑块连接处的间隙产生的空回。而且这种结构在螺母上无需开槽或切开。因此，螺杆与螺母接触情况较好，有利于提高螺旋副的寿命。

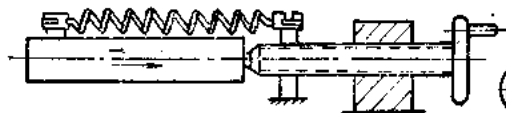


图8-17 用单向力消除间隙的影响

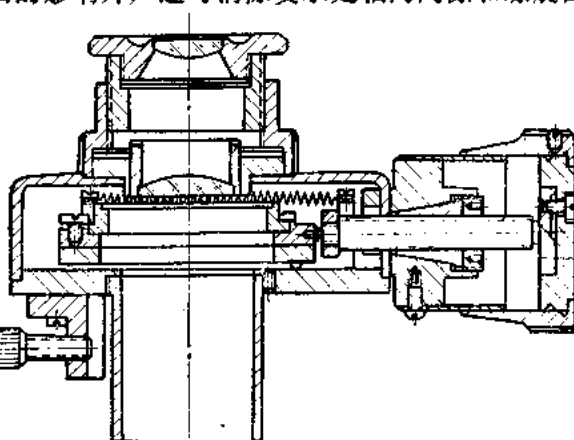


图8-18 测微目镜中的螺旋传动

图 8-18 所示为测微目镜中螺旋传动的典型结构，采用单向恢复力来消除间隙的影响。圆锥形开槽螺母是安装在支架上固定不动的。当螺杆又转动又移动时，螺杆的顶端直接推动分划框架，使分划框架向左移动。在分划板框上装有弹簧，弹簧的一端装在固定部分上，另一端直接拉着分划框架，当螺杆向右移动时，由于弹簧的拉力，把分划框向右拉动，而且始终压向螺杆，使分划板框与螺杆之间没有间隙。

§ 4 滚动螺旋传动(滚珠丝杠)简介

滑动螺旋传动存在着磨损大、寿命短，有空回的缺点，难以保证从动部件的均匀位移(无爬行)，不适于机械传动中更高技术指标的要求。因此，出现了采用滚动摩擦代替滑动摩擦的滚珠螺旋传动。

一、工作原理

如图 8-19 所示。在螺杆 a 和螺母 b 上都切制有圆弧形螺旋槽，螺杆与螺母上的两个圆弧形螺旋槽对合起来形成螺旋线滚道，在滚道内装有许多滚珠 c 。当螺杆 a 回转时，滚珠 c 相对于螺母 b 上的滚道按箭头 d 方向滚动，因此螺杆 a 与螺母 b 之间基本上为滚动摩擦。为了防止滚珠从螺母 b 中失落，在螺母 b 的螺旋槽两端利用挡珠器挡住，并有回路通道 f 将它的两端连接起来，使滚珠 c 从螺旋槽的一端 e 滚出螺母体后，沿着这个回路通道 f 重新返回到滚道的另一端 g ，进行循环流动。

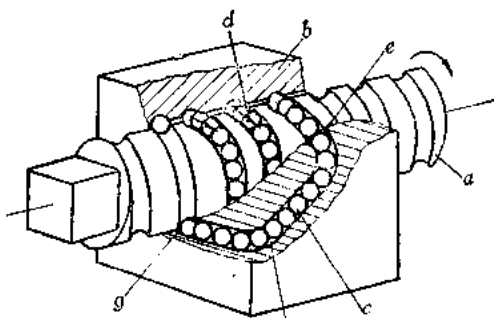


图8-19 滚珠螺旋传动工作原理

二、滚动螺旋传动的特点

(1) 传动效率高，摩擦损失小。滚动螺旋的传动效率为 $\eta = 0.90 \sim 0.95$ ，而一般滑动螺旋的传动效率仅为 $\eta = 0.2 \sim 0.4$ 。

(2) 磨损小, 能较长时间保持原始精度, 使用寿命长。

(3) 由于滚动摩擦, 其摩擦阻力小, 摩擦力的大小几乎与运动速度无关, 故多杆传动同步性好, 运动平稳, 不易出现爬行现象, 传动精度高。

(4) 给予适当的预紧, 可消除螺杆与螺母螺纹间的间隙。这样, 在反向运动时就可以没有空回, 并有较高的轴向刚度。

(5) 具有运动的可逆性, 不能自锁, 故常需附加制动装置。

(6) 制造工艺复杂。螺杆、螺母等零件的加工精度要求高, 表面光洁度要求也高。特别是挡珠器的制造较复杂, 所以制造成本高。

三、滚动螺旋传动的结构和调整

目前世界各国所设计和制造的滚动螺旋传动机构, 形式很多, 其主要区别在于螺纹滚道型面的形状, 滚珠的循环方式及轴向间隙的调整和加预紧力的方法等三个方面。下面就这三方面作简单介绍。

A. 螺纹滚道型面的形状及主要尺寸

螺纹滚道型面的形状可有很多种, 但目前国内正式生产的仅有单圆弧型面和双圆弧型面两种。图 8-20 所示为滚珠螺旋传动螺纹滚道型面的截面。滚珠与滚道型面接触点法线与螺杆轴线的垂直线间的夹角称为接触角 δ 。

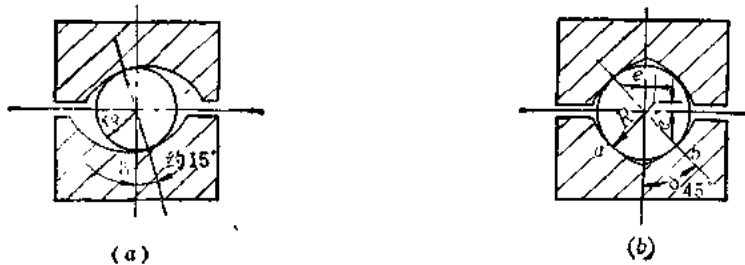


图 8-20 螺纹滚道型面的截面

1. 单圆弧型面 (见图 8-20 中 (a)) 一般可取 $R = (1.04 \sim 1.11)r_0$ 。 R 为螺纹滚道半径; r_0 为滚珠半径。螺纹滚道的接触角 δ 是随轴向负荷 P 的大小而变化的, 当 P 等于零时, 接触角 δ 亦等于零。当承受负荷后, 若轴向负荷 P 逐渐增大, 接触角 δ 亦逐渐增大, 它是由接触变形量的大小来决定的。实践证明, 接触角 δ 变化时, 传动效率 η , 轴向刚度及负荷能力亦随之变化。

2. 双圆弧型面 (见图 8-20 中 (b)) 这种滚道型面的接触角 δ 是不变的。当偏心距 e 确定后, 滚珠直径 d_0 与滚道相内切的两点 (a, b), 其曲率半径是相同的。两圆弧交接处尚有小空隙, 这样对于滚珠的流动造成有利条件。为流动畅通, 接触角 δ 应选大些。但 δ 角过大时, 制造比较困难, 滚道型面无法磨出。建议接触角 $\delta = 45^\circ$ 。目前国内使用的螺纹滚道的圆弧半径 $R = 1.04r_0$ (内循环), 或 $R = 1.11r_0$ (外循环)。双圆弧的偏心距 $e = (R - r_0)\sin 45^\circ = 0.707(R - r_0)$ 。槽底圆弧 r_1 的大小随工艺要求而定。

B. 滚珠循环方式

目前国内常用的滚珠循环方式可分为两大类。

1. 外循环 (见图 8-21) 滚珠在循环过程中与螺杆脱离接触的称为外循环。这种滚珠螺旋传动是直接在螺母的外圆上铣出螺旋槽, 把挡珠器从螺母内部装入后, 挡珠器的舌头切断螺纹滚道, 挡住滚珠的去路, 迫使滚珠导入通向螺旋槽的孔中而构成循环。外循环的结构制造起来比较容易, 因而应用较广。国内也有生产。

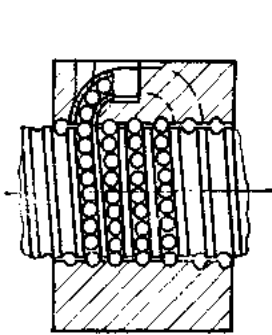


图 8-21 外循环的滚珠丝杠

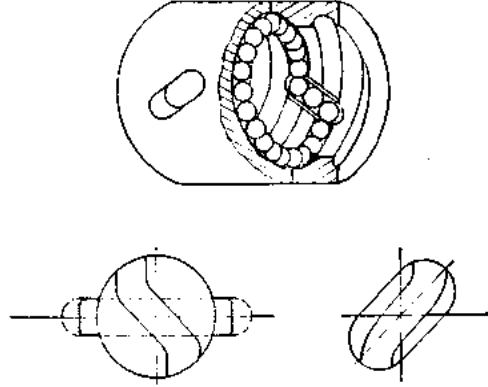


图 8-22 内循环的滚珠丝杠

2. 内循环 (见图 8-22) 滚珠在循环过程中与螺杆始终保持接触的叫作内循环。这种螺旋传动在螺母外侧孔中装了一个接通相邻滚道的反向器, 借助于反向器迫使滚珠越过螺杆的齿顶而进入相邻滚道。一般每个螺母中用三圈, 每圈有一个反向器。三个反向器沿螺母的圆周互相错开 120° , 轴向间隔为 $(4/3 \sim 7/3)t$ (t 为螺距); 也有装两个反向器的, 两者相互错开 180° , 轴向间隔为 $(3/2)t$ 。内循环的滚珠螺杆一列只有一圈滚珠, 因而工作滚珠数目少, 流畅性好, 摩擦损失小, 传动效率高, 径向尺寸紧凑, 刚度好, 负荷能力也较高。但它的反向器结构复杂, 制造困难。

C. 轴向间隙的调整和加预紧力的方法

为了消除滚动螺旋传动机构的间隙, 可进行预紧, 以保证其具有足够的传动精度和轴向刚度。目前常采用的有下列三种结构形式:

1. 垫片调隙式 (见图 8-23)

滚动螺旋副的螺母由 1, 2, 3 三部分组成, 在螺母凸缘 1 和套筒 3 间加垫片。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力的目的。

这种结构的优点是结构简单, 工作可靠, 刚度好, 装拆方便。缺点是调整费时, 并且在工作中不能随意调整。只适用于一般精度要求的机构。

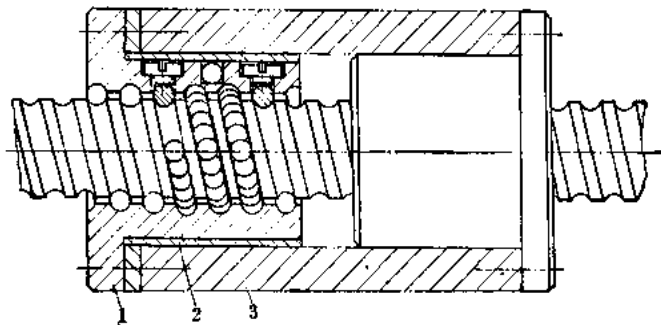


图 8-23 垫片调隙式的滚珠丝杠

2. 螺纹调隙式 (见图 8-24) 把两个螺母装在套筒内, 用同一个键联接起来, 右端螺母的外端有凸缘, 靠紧在套筒的端面上, 使螺母既不能转动又不能移动。左端螺母的外端没有凸缘, 而带有螺纹, 它伸出套筒外, 并用两个圆螺母固定着。旋转圆螺母时即可消除间隙, 并产生预紧力, 调整好后再用另一个圆螺母把它锁紧。

这种结构紧凑，调整方便，调整的轴向位移量虽不太精确，但此种结构仍应用广泛。

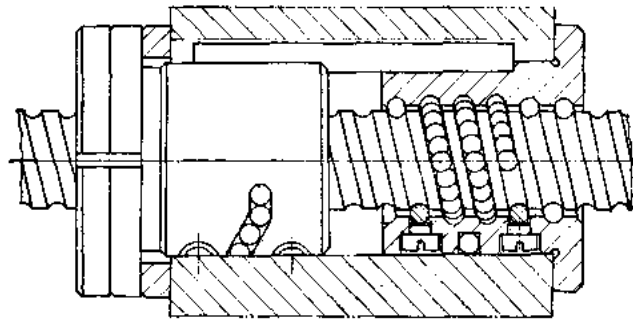


图8-24 螺纹调整式的滚珠丝杠

3. 齿差调整式（见图 8-25）在两螺母的凸缘上都带有直齿圆柱齿轮（两者的齿数仅相差一个齿），并装入内齿圈中，内齿圈用螺钉和定位销固定在套筒上。调整时先取下内齿圈，才能转动圆柱齿轮。因此，当两个滚珠螺母相对于套筒同方向旋转时，转动一定的齿数，就可以使一个滚珠螺母相对另一个滚珠螺母产生角位移，从而产生轴向的相对位移，而使两个滚珠螺母中的滚珠分别贴紧在螺旋滚道的两侧。图 8-26 所示为利用滚珠螺母两端相差一个齿的圆柱齿轮来调整的。左侧的齿数为 99，右侧的齿数为 100，若两个螺母在同一方向各转过一个齿时，则两个螺母之间所产生相对位移量为：

$$\left(\frac{1}{99} - \frac{1}{100}\right)t \approx 0.0001t$$

式中 t —— 螺杆螺距。

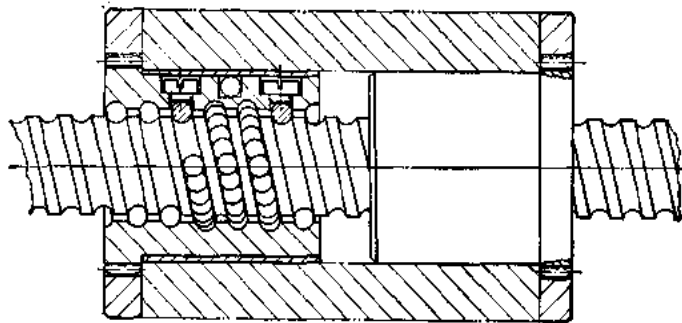


图8-25 齿差调整式的滚珠丝杠

这种结构的特点是调整准确、可靠，定位精度高。但调整很费时间，结构比较复杂。然而应用仍较广泛。

§5 螺旋传动零件的材料

为了减小螺旋副中的摩擦和磨损，螺杆和螺母应选不同的材料。为使其精度能长期保持，通常螺杆材料比螺母硬些。使磨损集中在螺母上，因为螺杆的精度较高，影响也较大，制造也较困难，同时螺母磨损后调换或调整也较易。螺旋副常用材料见表 8-1。

表8-1 螺旋副常用材料

负 荷 情 况	螺 杆 材 料	螺 母 材 料
小于5牛	T8A, T10A	黄铜, 45, 聚乙烯
5~10牛	T12A CrMn	塑料, 聚酰胺塑料 锡青铜QSn6.5-0.4
大于10牛	T8A, T10A T12A CrMn	45 T8A

为了保证螺杆的硬度, 一般要经淬火处理, 使硬度达到 HRC58~62。小负荷情况下不必淬火。

滚珠螺母与滚珠丝杠采用相同的轴承钢 GCr15, GCr15SiMn (淬火后回火到硬度 HRC=58~62) 和合金工具钢 CrWMn, 9Mn2V (淬火后回火到 HRC=54~58) 制造。

第九章 齿轮传动

§1 概 述

一、齿轮传动的作用、特点及其类型

齿轮传动是机械和仪器中应用最广泛的一种机械传动。齿轮传动可以传递平行轴，相交轴和相错轴之间的回转运动，也用于回转运动与直线运动的相互变换。其圆周速度变化范围可从很低至100米/秒以上；传递的功率可从几十瓦到几万千瓦。

在精密仪器仪表中，广泛运用齿轮机构来传递运动，传递力矩以及调整构件的位置等。用于传递小功率的称为小功率传动。用于传递数值的称为示数传动。仅用于传递运动的称为一般传动。

齿轮传动相对其它传动机构（摩擦，杠杆机构）具有以下特点：

- (1) 传动比恒定；
- (2) 传动效率高；
- (3) 工作可靠，寿命长；
- (4) 结构紧凑；
- (5) 速度和功率范围宽。

但是某些类型的齿轮制造比较复杂，价格较高。特别是高速运转时，对齿轮的制造精度和安装都要求很严，否则，将引起噪音并降低使用寿命。

齿轮的种类很多，按啮合齿轮两轴之间的配置情况分为两大类：

A. 平面齿轮传动

平面齿轮传动时，其两轴互相平行，两齿轮上各点的运动平面也相互平行。当角速度比为常数时，齿轮必为圆柱形，故属于圆柱齿轮。

圆柱齿轮的齿排列在圆柱体的表面上，依齿相对于轴线的位置又分为直齿圆柱齿轮（见图9-1中（a））和斜齿圆柱齿轮（见图9-1中（b））。轮齿沿圆周排列在圆柱体的外表面的齿轮称为外接齿轮；轮齿沿圆周排列在圆筒内表面的称为内接齿轮（见图9-1中（c））；轮齿沿直线排列在平面上的称为齿条（见图9-1中（d））。

B. 空间齿轮传动

一对啮合齿轮，其相对运动为空间运动，称为空间齿轮传动。根据两轴空间位置不同，又分为：

两轴相交（多数为垂直相交）称为圆锥齿轮传动（见图9-2中（a））；

两轴不平行不相交者称为螺旋齿轮传动（见图9-2中（b））；

两轴在空间垂直不相交者称为蜗杆蜗轮传动（见图9-2中（c））。

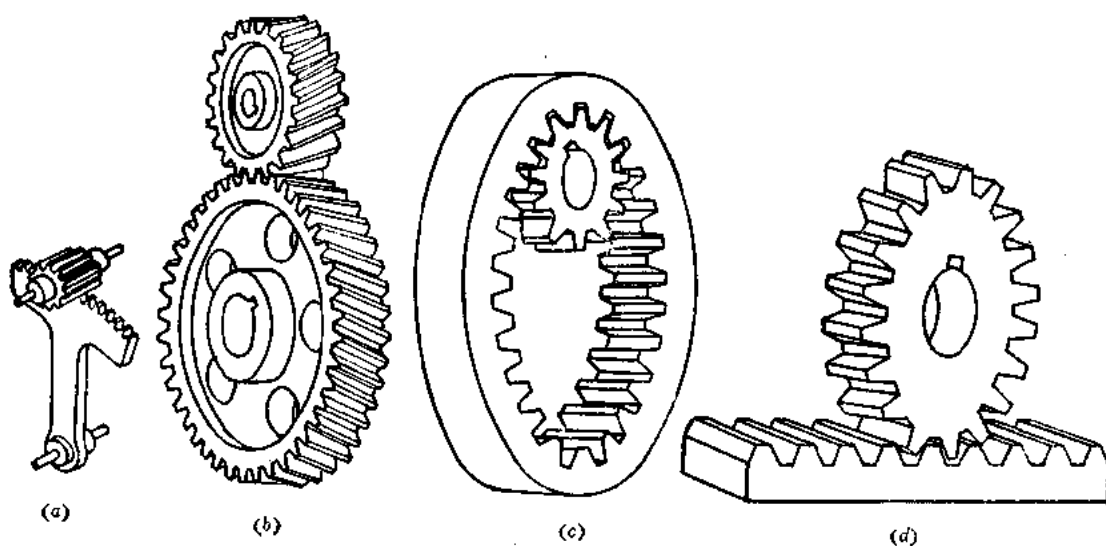


图9-1 平面齿轮的类型

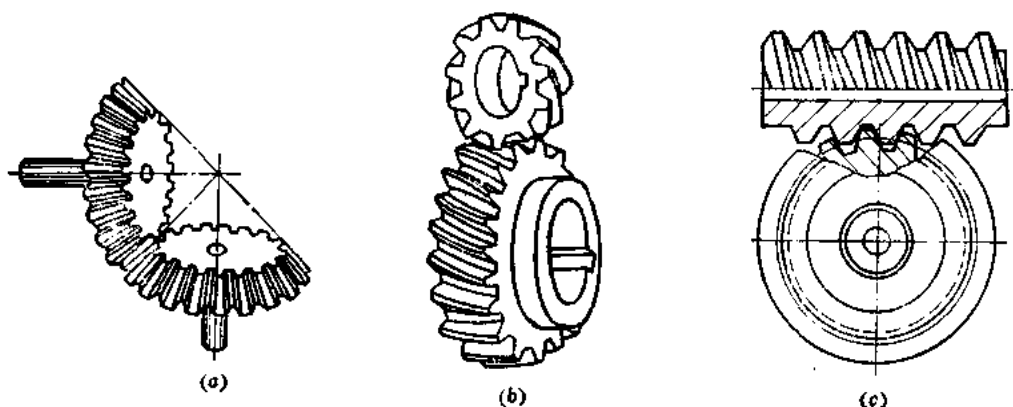


图9-2 空间齿轮的类型

二、齿轮传动的基本要求和设计的基本问题

(1) 运动方面——要求传递运动平稳，传动比恒定不变，传动中不发出噪音，不产生冲击、振动，传动精度高，运转灵便，空回小。

(2) 强度方面——应有足够的承受负荷的能力，而且在此条件下，齿轮还应尺寸小，重量轻，工作寿命长。

根据运动要求，应采用特殊曲线作为轮齿齿廓。根据强度要求，应选用合适的材料及合理尺寸，此外，还应精确加工及安装。故设计齿轮传动时，应解决下列基本问题。

- (1) 依据传动的特点和要求，正确选择齿轮传动的类型。
- (2) 确定齿轮传动的主要参数：传动比 i ，齿数 Z ，模数 m 及选择齿轮材料。
- (3) 根据已知 Z 、 m 计算各部分的几何尺寸。
- (4) 齿轮结构、齿轮与轴的联接结构设计。
- (5) 制定技术要求，包括齿轮的精度等级和公差，其它加工和安装的技术要求等。
- (6) 设计消除空回的结构。

§ 2 齿轮啮合原理

一、齿轮啮合的基本定律

一对齿轮啮合时，主动轮转过一个轮齿时，从动齿轮也转过一个轮齿。假定 Z_1 、 Z_2 分别代表主、从动齿轮的齿数， n_1 、 n_2 分别代表两齿轮的转速， i_{12} 代表主动轮至从动轮的传动比，当两轮回转一定时间后，主动轮转过的齿数为 $n_1 Z_1$ ，从动轮转过的齿数为 $n_2 Z_2$ ，两者所转过的齿数应相等，即

$$n_1 Z_1 = n_2 Z_2$$

所以

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (9-1)$$

显然，主动轮与从动轮的传动比为两轮齿数的反比。

一对齿轮啮合时，在 Δt 时间内，两轮转角的比值为

$$i_{12} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta \varphi_1}{\Delta \varphi_2} = \frac{\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta \varphi_1}{\Delta t}}{\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta \varphi_2}{\Delta t}} = \frac{\frac{d\varphi_1}{dt}}{\frac{d\varphi_2}{dt}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (9-2)$$

式中 $\Delta \varphi_1$ 、 $\Delta \varphi_2$ ——两轮各自的转角；

ω_1 、 ω_2 ——主动轮，从动轮各自的角速度。

上式说明，一对齿轮传动时，其传动比是主动轮的角速度与从动轮的角速度之比。齿轮传动最重要的要求为角速度之比恒定不变。否则主动轮以等角速度转动时，从动轮的角速度是变化的，因而产生惯性力。此惯性力是附加的动负荷，它将影响齿轮的寿命，引起传动系统振动，降低传动精度，产生噪音，甚至使轮齿遭到破坏。

齿轮啮合的基本定律就是研究齿轮齿廓的形状，符合什么条件才能满足齿轮传动的要求。

如图9-3所示，若齿轮1、2各以角速度 ω_1 、 ω_2 转动，其回转中心 O_1 的连线为 $O_1 O_2$ ，当两齿廓在 K 点接触时，则齿轮1、2上 K 点的线速度

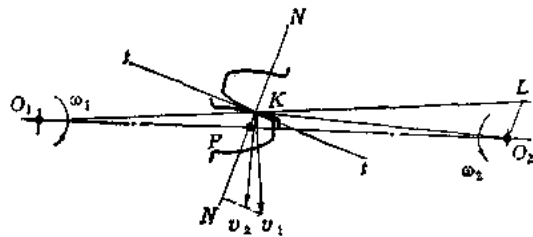


图9-3 轮齿的啮合

$$\begin{aligned} v_1 &= \omega_1 \cdot O_1 K \\ v_2 &= \omega_2 \cdot O_2 K \end{aligned} \quad (9-3)$$

过 K 点，作两齿廓曲线的公切线 $t-t$ ，过 O_2 点作平行于 NN 的直线与 $O_1 K$ 的延线相交于 L 点。速度 v_1 、 v_2 在公法线 NN 上的投影，必须相等。否则，主动轮齿廓将嵌入从动轮齿廓或脱离接触，故两速度矢量端点的连线必须垂直于 NN 。

$\Delta K v_1 v_2$ 的三个边 $K v_1$ 、 $K v_2$ 、 $v_1 v_2$ 与 $\Delta K L O_2$ 的三个边 $K L$ 、 $K O_2$ 、 $L O_2$ 两两垂直，则 $\Delta K v_1 v_2$ 与 $\Delta K L O_2$ 相似，所以

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{KL}{KO_2}$$

将式 (9-3) 代入上式, 得

$$\frac{\omega_1 \cdot O_1K}{\omega_2 \cdot O_2K} = \frac{KL}{KO_2}$$

所以

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{KL}{O_1K}$$

而

$$\triangle O_1KP \sim \triangle O_1LO_2$$

则

$$\frac{KL}{O_1K} = \frac{O_2P}{O_1P}$$

因

$$\frac{KL}{O_1K} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

所以

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P}{O_1P} \quad (9-4)$$

即两轮的角速度比等于连心线上被齿廓接触点的公法线所分线段的反比。 P 点是两轮的相对速度回转中心。

欲使两轮的角速度比 ω_1/ω_2 恒定不变, 则 O_2P/O_1P 也必须恒定不变。当齿轮安装后, 其中心 O_1 、 O_2 为定点, 中心连线 O_1O_2 为定长, 因此要使 O_2P/O_1P 恒定不变, 则必须使 P 点为 O_1O_2 线上的固定点。亦即两轮的齿廓不论在任何位置啮合, 通过啮合点的公法线都应该与齿轮的连心线交于一定点。这就是齿轮啮合的基本定律。

凡符合上述条件的齿廓曲线都称为共轭曲线。共轭曲线可作为齿轮的齿廓曲线。工程中常用的齿廓曲线有渐开线, 摆线等。但齿廓曲线的选用, 应考虑能否精确地经济地制造, 此外, 还必须考虑到强度高, 磨损少, 寿命长, 互换性好。由于渐开线齿廓能比较经济地精确地制造, 因此得到广泛地应用。

定点 P 通称为节点。以 O_1 、 O_2 为圆心及过节点 P 所作的两个圆称为节圆。节圆半径用 r_p 表示。两节圆的圆周线速度相等。一对齿轮啮合, 如同与两节圆大小相等的一对摩擦轮作无滑动地纯滚动一样。

二、渐开线的形成及其基本特性

A. 渐开线的形成

如图 9-4 所示, 将一直线沿一圆周作纯滚动, 则此直线上任一点的轨迹便称为该圆的渐开线, 该圆称为渐开线的基圆, 而该直线称为渐开线的发生线。

B. 渐开线的性质

根据渐开线形成的过程可以知道, 它有以下几个特性:

(1) 发生线在基圆上滚过的那一段长度, 等于基圆上被滚过的一段弧长, 即 $\widehat{AB} = \overline{BK}$ 。

(2) 线段 \overline{BK} 为渐开线在 K 点的曲率半径, 该半径线也是渐开线在 K 点的法线。

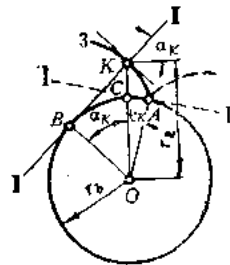


图9-4 渐开线的形成

由此可知，渐开线愈接近基圆的部分，其曲率半径愈小。由于 BK 线切于基圆，故可得下列结论：渐开线上任意一点的法线必与基圆相切。反之，从渐开线上任意一点所作基圆的切线必为渐开线上该点的法线。

(3) 渐开线的弯曲形状，决定于基圆的大小。基圆相同，则渐开线的弯曲形状相同。基圆愈大时，渐开线在 K 点的曲率半径也愈大（即渐开线愈平直），如图9-5所示。当基圆半径增至无穷大时，其渐开线将成为垂直于 BK 的直线。

(4) 在基圆以内没有渐开线。

(5) 渐开线上 K 点的向径 $OK(=r_k)$ 与 $OB(=r_b)$ 的夹角 α_k 称为渐开线 K 点的压力角，所以

$$\cos \alpha_k = \frac{OB}{OK} = \frac{r_b}{r_k} \quad (9-5)$$

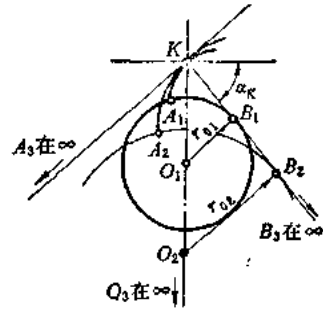


图9-5 渐开线的形状

渐开线上各点的向径 r_k 都是不同的，但其基圆半径 OB 是不变的，所以其各点的压力角也不相同。

三、渐开线齿廓符合齿廓啮合的基本定律

用渐开线作为齿廓的齿轮称为渐开线齿轮，这种齿轮传动能满足齿廓啮合的基本定律。证明如下：如图9-6所示，两渐开线齿轮相互啮合，其齿廓在任意点 K 相接触。 r_{b1} 、 r_{b2} 为两轮所有轮齿渐开线齿廓的基圆半径。过啮合点 K 作两齿廓的公法线 N_1N_2 ，根据渐开线性质，即渐开线上任意一点的法线必相切于基圆，则 N_1N_2 线既要与 O_1 圆相切，又要与 O_2 圆相切，此公法线即两基圆的内公切线。因两基圆为定圆，而定圆在同一方向的内公切线只有一条，所以无论两齿廓在何处啮合，过啮合点所作两齿廓的公法线均必须与 N_1N_2 线重合，亦即齿廓上所有啮合点的公法线均与连心线交于一定点 P 。因此满足齿廓啮合的基本定律。又因 $\triangle PO_1N_1 \sim \triangle PO_2N_2$ ，故其传动比为：

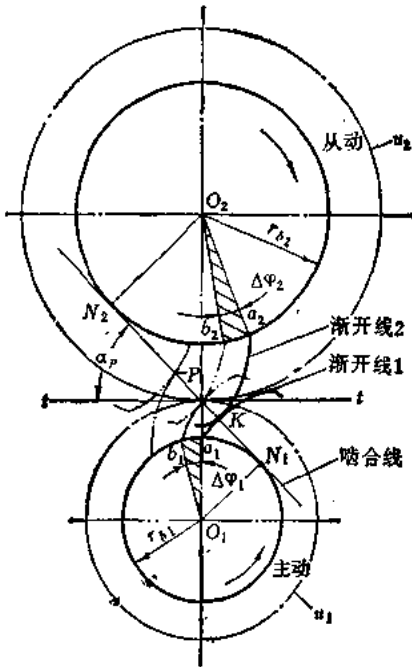


图9-6 渐开线齿廓的啮合情况

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P}{O_1P} = \frac{r_{p2}}{r_{p1}} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}} \quad (9-6)$$

上式说明，其传动比为一常数，且与两轮的基圆半径成反比。亦即与两轮的节圆半径成反比。由于节点 P 是两轮连心线上的固定点，故齿廓上所有啮合点的公法线必定通过节点。

如上所述，两齿廓在任何位置啮合时，其公法线均为直线 N_1N_2 ，所以在齿轮的传动过程中，两渐开线齿廓所有的啮合点必均落在直线 N_1N_2 上，故直线 N_1N_2 是两渐开线齿

廓的啮合点在固定平面上的轨迹，此轨迹被称为渐开线齿廓的啮合线。

过节点 P 作两圆的公切线 $t-t$ ，则啮合点的齿廓公法线与 $t-t$ 线的夹角 α_p 称为啮合角。因在齿轮啮合的过程中，其所有啮合点的公法线均与直线 N_1N_2 重合，故渐开线齿轮在传动时，其啮合角为常数。又当两齿廓在节点 P 啮合时，从几何关系可知，其啮合角的数值等于齿廓在节圆上的压力角 α_k ，即 $\alpha_p = \alpha_k$ 。因啮合角等于常数，所以传动时，其齿廓间压力作用线的方向也不变。当传递的力矩一定时，则其压力大小不变，轴承上受力也稳定。

四、标准齿轮各部分名称、尺寸和基本啮合参数

A. 标准齿轮各部分名称、尺寸

图9-7所示为直齿圆柱齿轮的一部分。图中标出了齿轮各部分的代表符号。

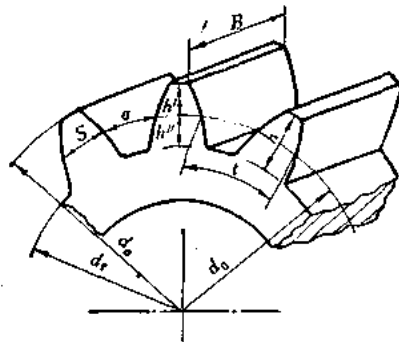


图9-7 齿轮的主要尺寸

齿轮各部分的名称、符号及基本尺寸计算公式在《机械制图》中，已经有过简单介绍，这里归纳列表如下：

表9-1 标准直齿圆柱齿轮尺寸计算

各部分名称	代号	计算公式
模数	m	根据齿轮所承受的负荷或结构限制取不同的标准值
压力角	α_0	$\alpha_0 = 20^\circ$
分度圆直径	d_0	$d_{01} = mZ_1; d_{02} = mZ_2$
齿顶高	h'	$h' = m$
齿根高	h''	$h'' = 1.35m$
全齿高	h	$h = h' + h'' = 2.35m$
齿顶圆直径	d_a	$d_{a1} = m(Z_1 + 2); d_{a2} = m(Z_2 + 2)$
齿根圆直径	d_r	$d_{r1} = m(Z_1 - 2.7); d_{r2} = m(Z_2 - 2.7)$
基圆直径	d_b	$d_{b1} = d_{01} \cos \alpha; d_{b2} = d_{02} \cos \alpha$
周节	t	$t = \pi m$
分度圆齿厚	S	$S = \frac{1}{2} \pi m$
分度圆齿间	a	$a = \frac{1}{2} \pi m$
中心距	A	$A = \frac{1}{2} (d_{01} + d_{02}) = \frac{1}{2} m (Z_1 + Z_2)$

注：1. Z_1 和 Z_2 分别为互相啮合的一对齿轮的齿数。

2. 当 $m > 1$ 时， $h'' = 1.25m$ 。

标准齿轮系指满足下列条件的齿轮:

- (1) $h' = m$, $h'' = 1.25m$ (对于小模数直齿圆柱齿轮 $h'' = 1.35m$);
- (2) 分度圆上齿厚与分度圆上齿间相等。

不满足上述两个条件的齿轮为非标准齿轮, 如短齿齿轮, 修正齿轮等。这些齿轮在仪器中应用较少, 故不叙述。

B. 渐开线齿轮基本啮合参数

从上表所列公式看到, 只要 m 、 α 、 Z 这三个参数确定后, 就能计算出齿轮各部分尺寸, 下面分别介绍模数 m 和压力角 α 的含义。

1. 模数 m 如前所述, 周节 t 是相邻两齿上相应点间的弧长。设 D_x 为任意圆的直径, Z 为齿数, 则任意圆的周节

$$t_x = \frac{\pi d_x}{Z}$$

或

$$d_x = \frac{t_x}{\pi} \cdot Z$$

由上式可知, 不同圆周上的周节对 π 的比值是不相同的, 而且 π 为无理数, 如当 $Z = 25$, $t = 2$ 时, 则 $d_0 = Zi/\pi = 25 \times 2/3.1416 \approx 14.96$, 使设计、制造和互换都不方便。为设计、制造及互换方便, 故取齿轮分度圆上的 $\frac{t}{\pi}$ 这个比值等于规定的某一整数或小数, 并用 m 表示, 称为模数。

模数是表示轮齿大小的参数。模数 m 大, 则轮齿尺寸大。模数已经标准化, 见表9-2。

表9-2 齿轮标准模数系列(毫米)

第一系列	0.1	0.15	0.2	0.25	0.3	0.4	0.5	0.6	0.8	1	1.25	1.5	2	2.5	3	4
第二系列	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	30	36	40	45	50
第三系列	0.7	1.75	2.25 (2.75)	(3.25)	3.5 (3.75)	4.5 (5.5)	(6.5)	7	9	11 (13)	(15)	28				
第四系列	33															

2. 压力角 α 如图9-8所示, 压力角是作用力的方向与运动方向之间的夹角(锐角)。一对齿轮啮合中, 渐开线齿廓上任一点的法向压力方向与该点的速度方向之间的夹角, 称为该点的压力角。

由图9-9知, 渐开线齿廓上各点的压力角是不相等的。接近基圆的 b 点, 压力角 α 较小, 离基圆较远的 b_1 点, 压力角 α_1 较大。越接近渐开线起点 a , 压力角越小, a 点的压力角等于零。任意点的压力角 α_x 为:

$$\cos \alpha_x = \frac{d_b}{D_x} \quad (9-7)$$

所以

$$\alpha_x = \cos^{-1} \frac{d_b}{D_x}$$

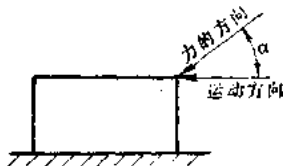


图9-8 压力角

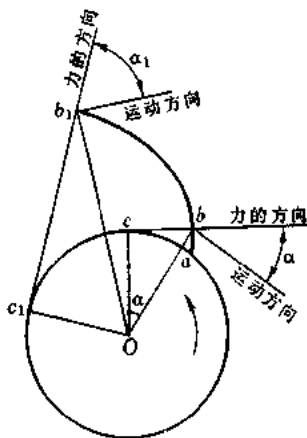


图9-9 渐开线齿廓各点的压力角

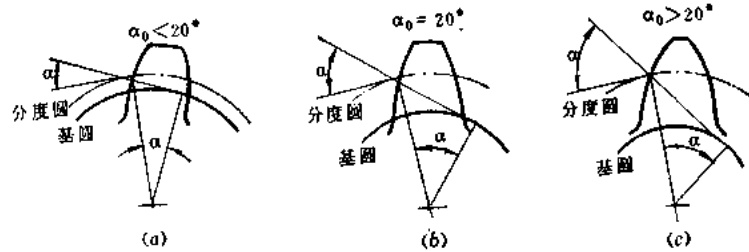


图9-10 不同压力角的齿形

式中 d_b ——基圆直径；
 D_x ——任意圆直径。

在基圆确定的条件下，当 $D_x = d_0$ 是一确定的数值时，则在分度圆上的 α_0 越小，基圆离分度圆越近（见图9-10中（a）），轮齿齿根部分的渐开线短，齿根瘦。若 α_0 较大（见图9-10中（c）），大于 20° ，基圆离分度圆远，齿根部分渐开线长，齿根过宽，而齿顶变尖。只有分度圆压力角为 20° 时，齿形比较匀称（见图9-10中（b））。

我国部颁标准中规定齿轮分度圆上的压力角为 20° 。

当分度圆上压力角为 20° 时，分度圆以外渐开线压力角大于 20° ；分度圆以内渐开线压力角小于 20° 。而标准数值的模数是指分度圆上的模数。为使设计、制造及互换方便。取齿轮上某一圆的模数为标准值，并使该圆上的齿廓压力角等于规定的标准值 20° ，该圆称为分度圆。

当一对齿轮按理论中心距啮合时，其分度圆与节圆重合，分度圆上的压力角与啮合角相等。

五、重叠系数

一对渐开线轮齿在啮合过程中瞬时传动比等于常数。若使换齿过程中瞬时传动比 i_{12} 也等于常数，则必须使啮合弧大于周节。

如图9-11所示，1轮齿廓上的 a 点将在以 O_1 为圆心， O_1a 为半径的圆弧上运动，此圆弧与啮合线相交于 d 点，即当 a 点转到啮合线上的 d 点时，将与2轮的齿廓相啮合。同理，可找到与1轮 a 点在 d 点相啮合的2轮齿廓上的点为 b 。一对齿廓上相互啮合的两点称为一对共轭点。采用上述方法，找出2轮齿廓在齿顶上的 g 点与1轮齿廓上的 K 点在啮合线上的 B_2 点开始进入啮合。继续转动，则1轮齿廓在齿顶上的 e 点将与2轮齿廓上的 f 点在啮合线上的 B_1 点啮合，过 B_1 以后，这对齿廓就将开始脱离啮合。即两轮齿廓上只有 ke 和 gf 部分参加啮合，其余不参予工作，而且啮合只在啮合线上的 B_2 和 B_1 点间进行。

一对齿廓从 B_2 点开始进入啮合，转到 B_1 点将要脱离啮合时，齿廓在分度圆上的 C 点所走过的弧长 $\widehat{C'D'}$ 称为基圆上的啮合弧。假如 $\widehat{CD} < t$ ，或者 $\widehat{C'D'} < t_b$ (t_b 为基圆周节)，则当前一对齿廓转动到 B_1 点将要脱离啮合时，相邻的后一对齿廓必定尚未转动到 B_2 点，即

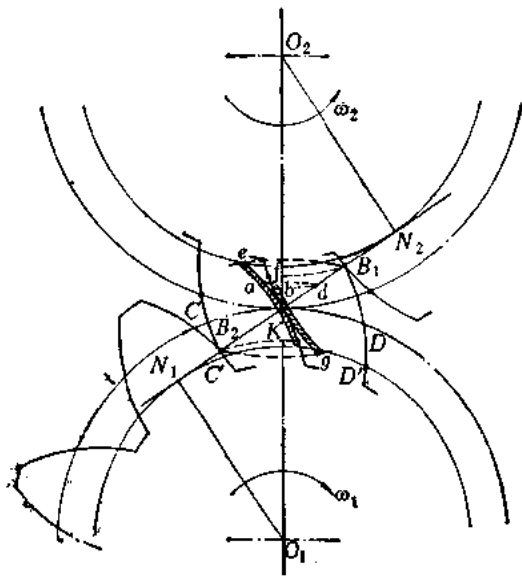


图9-11 齿轮的啮合弧

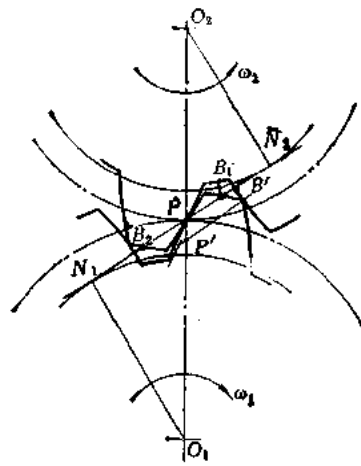


图9-12 非渐开线啮合

后一对齿廓尚未进入啮合，于是，渐开线啮合中断。齿轮靠惯性继续转动，或靠1轮前一个齿的齿尖角与2轮的齿廓在啮合线 B_1B_2 之外的 B' 点进行非渐开线啮合（如图9-12所示），这时，齿廓接触点 B' 所作之公法线将不再通过原节点 P ，而是过 P' 点。所以无轮是靠惯性还是靠齿尖角推动齿轮2，其瞬时传动比都将是不稳定的。故要保证 i_{12} 等于常数，必须使前一对齿脱离啮合之前，后一对齿已经进入啮合，也就是必须使 $\widehat{CD} \geq t$ ，或者 $\widehat{C'D'} \geq t_b$ 。

$C'D'$ 与 t_b 的比值称为重叠系数，以符号 ϵ 代表。所以

$$\epsilon = \frac{C'D'}{t_b} \geq 1$$

$\epsilon = 1$ 是保证换齿啮合过程中平稳连续传动的极限情况。通常，正常齿轮均能保证 $\epsilon > 1$ 。

六、根切现象和最小齿数

当切削齿数很少的齿轮时，齿轮的齿根部分将被切去一部分（如图9-13所示），这种现象称为根切。

由图9-14可知，当齿轮齿数减少时，其分度圆半径将随之减少，啮合线与基圆的切点（称为理论啮合线的端点） N 将向齿条刀的中线靠近。当被切齿轮的齿数少于某一极限值时，理论啮合线的端点（例如 N' ）将落到刀具齿顶线以内。理论证明，当刀具的齿顶线的位置超过齿轮的理论啮合线的端点位置以后，就产生根切现象。如图9-14所示，当齿轮的齿数为 Z'_{lim} 时，刀具的齿顶线刚好通过其理论啮合线的端点 N' ，即为不发生根切的极限情况。正常齿轮不发生根切现象的最少齿数用 Z_{min} 表示。由图9-14所示的几何关系可以导出 Z'_{lim} 的数值。

$$f_m = N'M = PN' \cdot \sin \alpha = O'P \sin^2 \alpha = \frac{mZ'}{2} \cdot \sin^2 \alpha$$

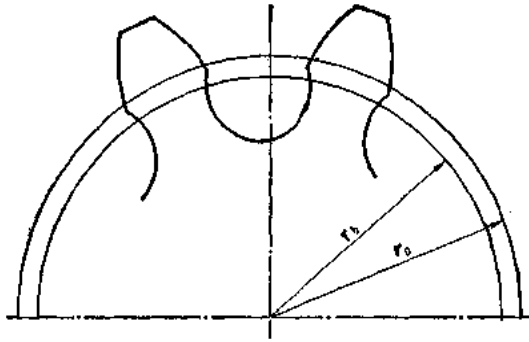


图9-13 齿轮的根切

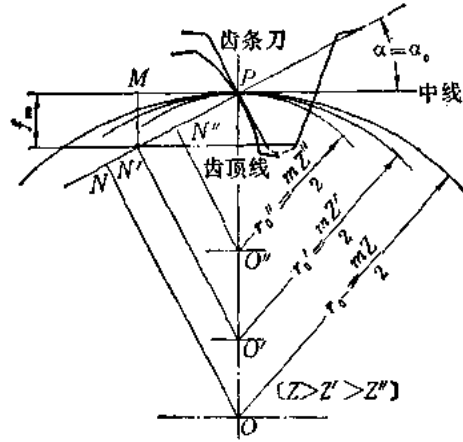


图9-14 齿轮理论啮合线的端点

故

$$Z_{min} = \frac{2f}{\sin^2\alpha}$$

当 $f = 1, \alpha = 20'$ 时, $Z_{min} = 17$ 。

由于根切降低了轮齿的强度, 影响传动的连续性和平稳性, 故设计时应使齿数不小于17。

七、渐开线齿轮的正确啮合条件

根据前述, 一对渐开线齿轮的轮齿能够满足齿廓啮合的基本定律, 保证传动比等于常数, 但若齿轮只有一个轮齿, 则无法保证一对齿轮连续传动, 故须使每个齿轮上有许多轮齿, 依次啮合以达到连续传动, 而且还必须保证在换齿的啮合过程中 i_{12} 等于常数。如前所述, 渐开线齿轮的轮齿啮合点必在两轮基圆的内公切线 (即啮合线) 上。

如图 9-15 所示, 设两轮的轮齿在 a, b 两点接触。 a_1b_1, a_2b_2 (图上重合) 分别为轮 1、轮 2 相邻两齿同侧齿廓之间的垂直距离, 称为法节。各以 t_{n1}, t_{n2} 表示, 由图可知, 要使处在啮合线上的两对轮齿, 同时正确啮合, 则两轮的齿距必须相等, 即 $t_{n1} = t_{n2} = t_b$ 。

由渐开线特性知

$$t_{n1} = a_1b_1 = c_1d_1 = t_{b1}$$

$$t_{n2} = a_2b_2 = e_2f_2 = t_{b2}$$

即渐开线齿轮的法节等于其基圆的周节。由此可知: $t_{b1} = t_{b2}$, 亦即两轮的基圆周节必须相等。 $t_b = 2\pi r_b/Z$; $t = 2\pi r_0/Z$, 所以 $t_b = ir_b/r_0 = t \cos\alpha$, 则正确啮合的条件为

$$t_1 \cos\alpha_{01} = t_2 \cos\alpha_{02}$$

或

$$\pi m_1 \cos\alpha_{01} = \pi m_2 \cos\alpha_{02}$$

即

$$m_1 \cos\alpha_{01} = m_2 \cos\alpha_{02} \tag{9-8}$$

$t_1, t_2, m_1, m_2, \alpha_{01}, \alpha_{02}$ 分别为两轮分度圆的周节、模数及压力角。若两轮的模数和压力角能满足 $m_1 \cos\alpha_{01} = m_2 \cos\alpha_{02}$ 关系, 则不论两轮的模数和压力角是否相等, 均能正确

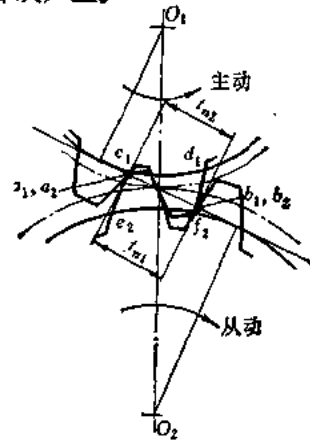


图9-15 齿轮正确啮合的条件

啮合传动。但由于 m 及 α 均已标准化, 事实上很难拼凑满足此关系式。所以, 必须使 $m_1 = m_2 = m$, 及 $\alpha_{01} = \alpha_{02} = \alpha_0$, 于是得到渐开线齿轮正确啮合的条件为: 两轮分度圆上的模数必须相等及两轮分度圆上的压力角必须相等。

八、齿轮与齿条啮合的特点

齿轮与齿条啮合是齿轮传动的一种形式, 它能把转动转变为移动, 反之亦可, 在光学仪器中应用较多。如光具座的调焦机构, 测量显微镜筒的升降机构等均采用齿轮齿条传动。

齿条是由齿轮演变而来的。它是齿数无穷多, 基圆半径无穷大的渐开线齿轮。其分度圆、基圆、齿顶圆及齿根圆都变为直线了。更重要的是, 齿廓由渐开线转变为直线, 故其齿廓上各点的压力角和齿距皆为常数。当小齿轮转动时, 齿条就作直线移动, 其齿形角用 α_0 表示, 齿距以 t 表示, 如图 9-16 所示。

在齿条齿廓的中线 WW 上, 理论齿厚 S 与齿间 a 相等, 各为齿距之半, 即为 $t/2$ 。齿顶高 h' 及齿根高 h'' 均自中线量起, 仍为 $h' = m$, $h'' = 1.25m$ (对于小模数直齿齿条 $h'' = 1.35m$)。

齿轮和齿条的啮合条件与直齿圆柱齿轮相同, 即两者的分度圆、中线上的模数和齿形角均应相等, 亦即基节应相等。图 9-12 为齿条以中线与齿轮分度圆啮合的情况。齿轮的齿形角必须等于齿条的齿形角 α_0 , 而齿轮的分度圆齿距也必须等于齿条的齿距, 此时的啮合角 α_p 就是齿形角 α_0 , 齿条的中线就是节线。当齿条沿中线方向移动一个齿距 t 时, 齿轮分度圆转过一个齿距 t , 根据线速度相等的原理, 可求出它们之间的运动关系。

如图 9-16 所示, P 点的移动速度在小齿轮和齿条上分别为:

$$v_{P1} = \omega_1 \frac{d_0}{2} = \frac{\varphi d_0}{2t}$$

式中 φ ——小齿轮转角, 弧度。

$$v_{P2} = \frac{S}{t}$$

S 为对应于转角 φ 齿条移动的距离, 单位为毫米。

因系纯滚动, 所以 $v_{P1} = v_{P2}$, 即

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{\varphi}{t} \cdot d_0 = \frac{S}{t}$$

所以

$$S = \frac{1}{2} \varphi \cdot d_0 \quad (9-9)$$

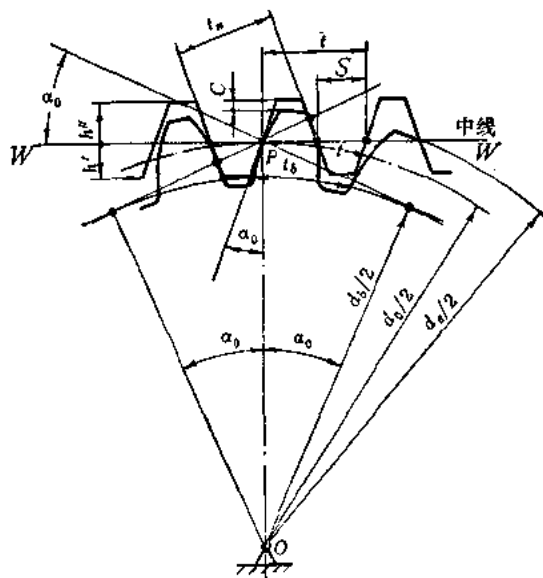


图 9-16 齿轮与齿条的啮合

若小齿轮转一周 ($\varphi = 2\pi$), 则移动距离为 $S = \pi d_0$ 。

九、摆线齿轮简介

能符合齿轮啮合基本定律的还有摆线齿轮。

摆线齿廓的形成如图 9-17 所示, 当半径为 r 的辅助圆沿着半径为 r_1 的圆滚动时, 产生出外摆线 Pa , 按照这一曲线的形状做成齿轮 1 齿廓的齿顶部分, 而当辅助圆 3 沿圆 2 滚动时产生出内摆线 $P\beta$, 按其形状做成齿轮 2 齿廓的齿根部分。钟表工业中的摆线齿廓形状更简单, 称为修正摆线。并且轮齿各部分尺寸之间的比例已经标准化了。

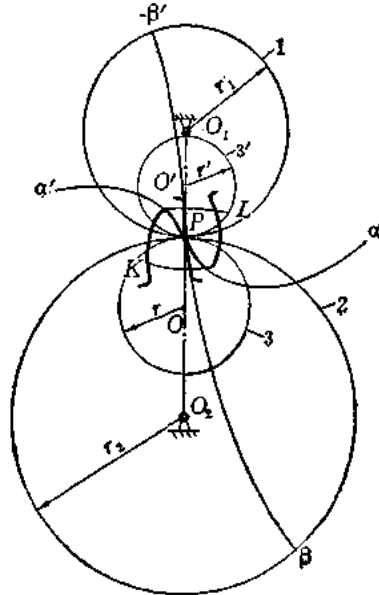


图9-17 摆线齿廓的形成

摆线齿轮 (与渐开线齿轮相比较) 有以下优点:

- (1) 润滑不足时, 摆线齿廓的磨损较小。
- (2) 摆线齿轮传动时, 同时啮合的齿数较多。
- (3) 在增速传动中, 摆线啮合的作用力的传递较好。
- (4) 最小齿数可到 6, 这样在较小的空间内可得到较大的传动比。

§ 3 直齿圆柱齿轮设计

一、齿轮传动主要参数的确定

A. 传动比 i 的确定

如前所述, 主动齿轮与从动齿轮的传动比

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_{p2}}{r_{p1}} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (9-10)$$

如果是单级传动, 则当齿轮 1、2 的转速 (或输入轴和输出轴的转速) 确定后, 即可算出这对齿轮的传动比 i_{12} 。在减速传动中, 传动比 i 大于 1。但单级传动比不能太大, 否则使齿轮外廓尺寸增加。在仪器中, 对于直齿圆柱齿轮, 单级传动比大体如下:

小功率传动 $i_{12} \leq 5$

示数传动 $i_{12} \leq 15$ 一般取 $i \leq 8 \sim 10$

B. 模数 m 、齿数 Z 的确定

模数和齿数是齿轮的基本参数，当模数、齿数确定后，齿轮的其它参数都可算出。

在仪器中，由于齿轮传递的力矩往往比较小，故其模数一般不必按照强度计算，可根据结构、工艺和精度等条件选定。例如，仪器结构尺寸有限制时，可先大致确定齿轮传动的中心距，若传动比已定，则齿轮模数可由以下关系求出：

$$m = \frac{2A}{Z_1 + Z_2} = \frac{2A}{Z_1 \left(1 + \frac{1}{i_{12}} \right)} \quad (9-11)$$

式中 A ——中心距；

Z_1 、 Z_2 ——主动齿轮、从动齿轮齿数。

齿数的最小值以理论上不产生根切的最小齿数为限。对于 20° 标准渐开线直齿圆柱齿轮的最小齿数是 17。若齿数大于 17（小齿轮齿数）对提高传动均匀性和啮合精度有利，因此，在精密传动中，最小齿数要在 25 以上。但齿数加大，会使结构尺寸加大，故在结构尺寸有限制的情况下，对传动均匀性和精度要求不高时，可允许少量根切，使最小齿数为 14，甚至最小齿数为 12。但是，齿数太少时，传动的平稳性及传动精度都要显著降低，所以一般情况下，应避免采用 12 个齿以下的小齿轮。

在减速传动中， Z_1 为小齿轮齿数，按允许条件选定 Z_1 后，可算出模数 m ，但其数值不可能刚好是标准值，这时应当在标准系列中选用与计算值相近的模数。考虑到小模数齿轮的制造工艺、传动精度和工作的耐久性等因素，在设计一般仪器时，应尽可能使齿轮的模数在 $0.3 \sim 1$ （毫米）的范围内。若希望中心距限制在一定范围内，可减少小齿轮齿数，但小齿轮齿数的减少受到最小齿数的限制。

在加工齿轮时，为避免机床挂轮不方便，尽量不选下列齿数：101、103、107、109、127、131、137、149、151、163、167、179 等。

二、齿轮的结构形状

工作的具体情况不同，齿轮的结构形状也各不相同，但都应工作可靠，制造工艺性好和有一定的精确度。齿轮结构形状应满足精确性的要求（包含两方面）：其一为齿轮应有足够的刚度，以便保证在加工及使用不致产生过度的变形；另一为齿轮在结构上应有合理的工艺基准和安装基准。例如，与轴配合的基准孔，应保持适当的孔径与长径比。特殊形状的组合式齿轮，其轮缘部分应有保证安装时达到同轴度和垂直度要求的定位基准等。

由于仪器中的齿轮传递的力矩较小，所以齿轮的宽度比较小，一般取 $b = (5 \sim 6)m$ 。宽度太小的齿轮在轴上往往不太稳定，一般取 $b = (1 \sim 2)d$ 。 d 为轴的直径。

图 9-18 所示为仪器中推荐采用的圆柱齿轮的典型结构，

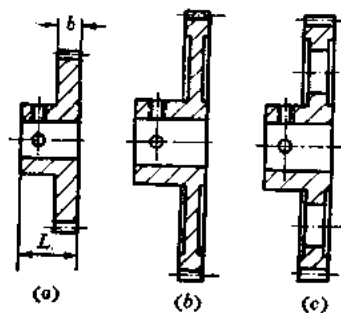


图 9-18 圆柱齿轮的典型结构

用于小齿轮，(b)和(c)用于较大的齿轮。为减轻齿轮重量在齿轮轮缘上做出凹槽或圆孔。

三、齿轮与轴的联接

齿轮与轴的联接直接影响到齿轮传动的精度和工作可靠性，为尽量减小不利因素的影响，在设计精密齿轮传动时，根据齿轮精度情况，齿轮轮毂孔与轴应有一定的配合要求。安装齿轮的轴与轴颈应有同轴度要求。齿轮本身端面的垂直度尽量不要破坏，以免影响精度。

由于齿轮传动的工作条件（传递力矩的大小，拆卸的频繁程度等）和结构条件（结构的空位置、轴的形状与齿轮的安装位置等）不同，有许多的联接方式，但都应用最简单的结构，且保证下述两点：

- (1) 联接的牢固性；
- (2) 保证轴与齿轮的同轴度和垂直度。

常用的联接方式有四种：

A. 销钉联接

如图 9-19 为用圆锥销将轴与齿轮相联。此法结构简单，工作可靠，安装方便，但拆卸较困难，不适于直径太大的齿轮。

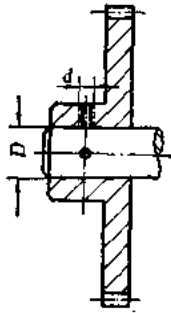


图9-19 销钉联接的齿轮

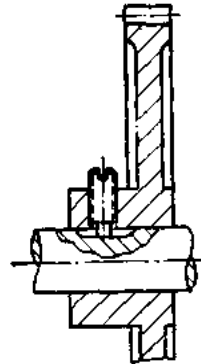


图9-20 紧定螺钉固紧齿轮

B. 螺钉联接

如图 9-20 为用紧定螺钉固定齿轮。此法装拆方便，但传递力矩小，且会引起齿轮与轴的偏心。又如图 9-21 在齿轮与轴的分界端面上用紧定螺钉使齿轮与轴固紧。此法结构简单，便于装拆，节省轴向尺寸，适用于轮毂短而外径小的齿轮，但传递力矩小。此结构要求齿轮与轴的材料硬度相近。

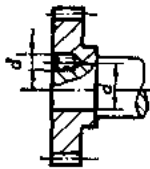


图9-21 端面用紧定螺钉固定的齿轮

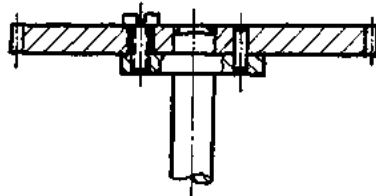


图9-22 螺钉直接固紧齿轮

图 9-22 为用螺钉将齿轮固定在轴肩上的结构，此时齿轮与轴的同轴度靠内孔与轴颈

的配合来保证，垂直度靠轴肩端面与齿轮端面的接触保证。

C. 摩擦联接

图 9-23 为靠压入配合产生摩擦力的结构。这种结构不能传递较大的力矩，且装配后不能拆卸，因此，只适用于尺寸较小，以及用其它方法不易联接的情况。

图 9-24 为靠螺钉夹紧产生摩擦力的结构。其特点是能方便地把轴与齿轮分开，并可在任意位置重新锁紧。此结构用于轴向和周向需要经常调整的齿轮中。

D. 键联接

图 9-25 为键联接。其传递的力矩较大，用于结构尺寸较大的情况下。

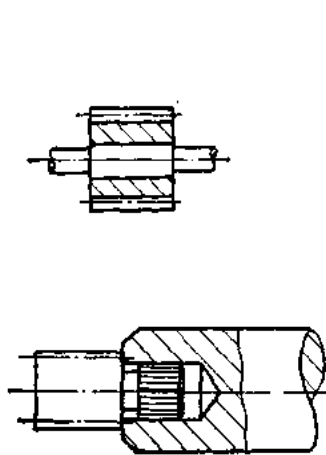


图9-23 压入配合联接的齿轮

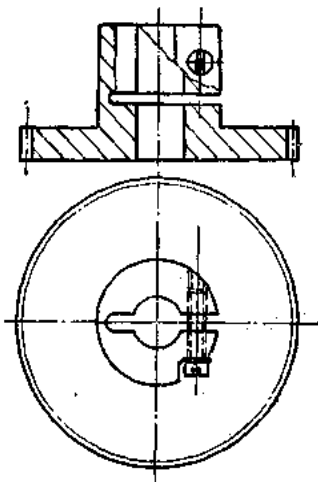


图9-24 夹紧联接的齿轮

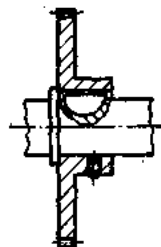


图9-25 键联接的齿轮

§ 4 其它形式的齿轮传动

一、斜齿圆柱齿轮传动

A. 斜齿圆柱齿轮传动的特点

斜齿圆柱齿轮与直齿圆柱齿轮一样，都是用于平行轴之间的传动。直齿圆柱齿轮的轮齿方向是与轴线平行的；斜齿圆柱齿轮的轮齿方向是沿螺旋线的，如同直齿圆柱齿轮在外扭矩作用下绕其轴线发生一扭转角变形。其轮齿的分度圆母线成为螺旋线形状。轮齿与轴线的交角 β 称为螺旋角。

直齿圆柱齿轮在啮合时，沿齿面上的一条直线是同时接触或分离的。由于斜齿圆柱齿轮的轮齿方向是斜的，故一对轮齿前面已经分离时，而后面仍在啮合。所以斜齿轮传动是逐渐进入啮合且逐渐分离的，其同时进入啮合的轮齿对数较直齿为多，故比直齿齿轮传动平稳。特别在高速时，传动平稳，噪音小。仪器中，有时虽然速度较低，但要求运动平滑、均匀、有较高传动精度时，仍用斜齿轮传动。

斜齿轮允许的最小齿数要比直齿圆柱齿轮少，因此，当传动比 i 和模数 m 一定时，可以得到较小的结构尺寸。但其传动效率较直齿圆柱齿轮为低，制造安装也较困难，且工作中产生轴向力。

B. 斜齿圆柱齿轮尺寸计算

由于斜齿圆柱齿轮的轮齿是沿螺旋线方向分布的, 所以它的几何参数有端面(垂直于齿轮轴线的截面)、轴向(通过齿轮轴线的截面方向)和法向(垂直于某一轮齿的截面方向)之分。相应地具有不同的周节、模数、压力角等各参数。根据各截面之间的换算关系, 即可计算出斜齿轮的各部分尺寸。

斜齿轮可以和斜齿条正确啮合, 所以它们各截面之间的有关几何参数必定对应相等, 因此, 可以利用斜齿条来研究斜齿轮各部分的几何参数关系。

图 9-26 为将斜齿轮的分度圆柱面展成一长方形, 其齿向相对于轴线倾斜一角度, 该线与端面垂直线之间的夹角 β 等于斜齿圆柱齿轮分度圆的螺旋角 β 。图中影线部分表示轮齿, 空白部分表示齿间。由图可知, 端面、法面中的周节 t_s 、 t_n 及模数 m_s 、 m_n 的关系如下:

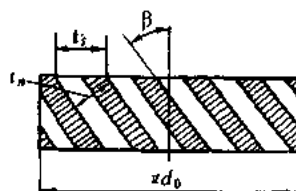


图9-26 斜齿圆柱齿轮的分度圆柱面展开

$$t_n = t_s \cdot \cos\beta \quad (9-12)$$

又因

$$t = \pi m$$

所以

$$m_n = m_s \cdot \cos\beta \quad (9-13)$$

模数是齿轮计算的基本参数, 对斜齿轮则以法向模数为计算标准。当中心距和传动比一定时, 若用直齿轮得不到标准模数时, 可采用斜齿轮, 通过变化螺旋角得到标准法向模数。

C. 一对斜齿轮正确啮合的条件

若在一对啮合的斜齿圆柱齿轮的端面上取无限薄的一片, 可以认为是一对直齿圆柱齿轮的啮合, 所以其啮合条件为齿轮在分度圆上的端面模数和压力角相等。此外, 两啮合轮齿的螺旋线应当吻合。因此, 当外接传动时, 分度圆上的螺旋角 β 应当大小相等, 方向相反。当内接传动时, 则分度圆上的螺旋角 β 大小相等, 且方向相同。

二、蜗杆蜗轮传动

A. 蜗杆蜗轮传动的特点

蜗杆蜗轮用于空间垂直的两轴之间的传动。其传动的特点是在结构紧凑的条件下可以得到很大的减传动比, 且变化范围很大 ($i = 3 \sim 500$), 最常用的是在 $10 \sim 100$ 之间。

图 9-27 为蜗杆蜗轮传动的结构形式。蜗杆外形如同螺杆, 分单线蜗杆与多线蜗杆, 每条蜗旋线相当于一个齿。蜗轮相当于特殊的螺旋齿轮, 其齿面为弧形, 啮合时包着蜗杆齿面。故蜗杆蜗轮传动时齿面间的相对滑动较大, 磨损比较严重, 传动效率低, 但蜗杆齿是连续的, 所以传动平稳, 无噪音。为改善磨损情况, 通常蜗杆用较硬的材料制成, 蜗轮则用软而耐磨的青铜制成。

蜗杆蜗轮传动中, 一般都是由蜗杆带动蜗轮。对于单线蜗杆, 当螺旋线的升角小于 $3^\circ \sim 6^\circ$ 时, 蜗轮就不可能带动蜗杆, 即运动机构产生自锁。这对于防止在外力矩作用下整个系统自由转动, 是很有必要的。

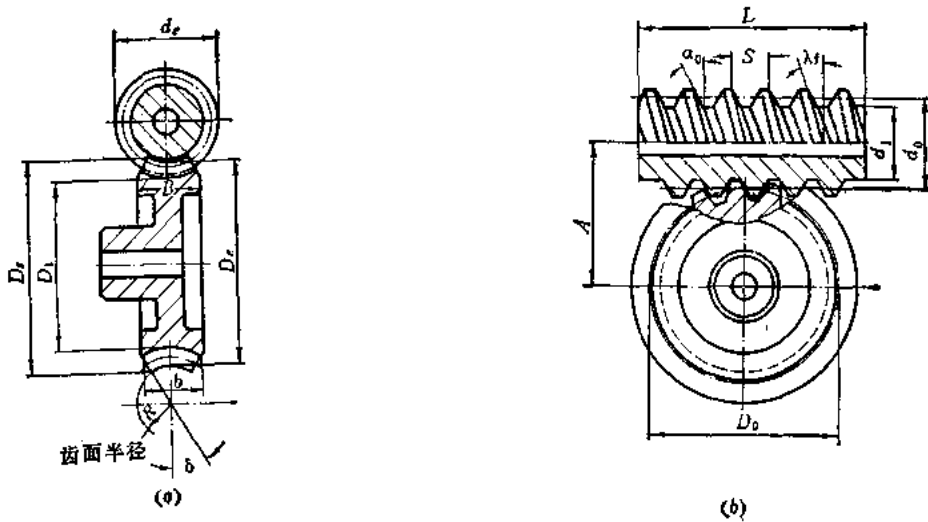


图9-27 蜗轮蜗杆传动结构

B. 蜗杆蜗轮正确啮合的条件

通过蜗杆的轴线并垂直蜗轮的轴线作一剖面，该剖面称为主截面。在主截面里蜗杆蜗轮的齿形与标准齿轮齿条传动完全一样，蜗杆转一圈就相当于齿条沿轴线方向移动一个齿（对于单线蜗杆）或几个齿（对于多线蜗杆），蜗轮相应转过一个或几个齿。在主截面里，蜗杆齿形相当于标准齿条，这种蜗杆叫做阿基米德蜗杆。蜗杆蜗轮的传动比

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1}{Z_1/Z_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

式中 n_1 、 n_2 ——蜗杆、蜗轮的转速；

Z_1 、 Z_2 ——蜗杆的线数，蜗轮的齿数。

若通过蜗轮轴线且垂直于蜗杆的剖面观察，则蜗轮像一个不完整的螺母包在螺杆上，因此，蜗杆蜗轮传动又带有螺旋传动的特点。蜗杆螺旋升角与蜗轮的螺旋角应大小相等，方向相同。故一对蜗杆蜗轮正确啮合必须保证：

(1) 主截面中蜗杆蜗轮的模数，压力角相等。

(2) 蜗杆升角 λ_1 与蜗轮螺旋角 β 相等，且螺旋方向相同。其它尺寸计算参阅有关手册。

三、圆锥齿轮传动

圆锥齿轮用于传递相交轴间的转动，一对圆锥齿轮的运动可视为一对摩擦圆锥的纯滚动，该摩擦圆锥就相当于圆锥齿轮的节圆锥。圆锥齿轮有分度圆锥、齿顶圆锥、齿根圆锥及基圆锥等。其齿廓曲线也是渐开线的，所以也能保证传动平稳。不同的是其齿厚沿齿向向圆锥顶逐渐缩小，齿形尺寸也随之改变，因而有大端、小端之分。规定圆锥齿轮各参数的计算，以大端为标准。

图 9-28 所示，为一对正确安装的标准圆锥齿轮。设 δ_1 、 δ_2 分别为两圆锥齿轮分度圆锥的锥顶角， θ 为两轴的夹角，则它的传动比

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{d_{o2}}{d_{o1}}$$

a. 差动轮系 必须有两个原动件才能产生确定运动的周转轮系称为差动轮系, 如图 9-31 所示。

b. 行星轮系 只要有一个原动件就能产生确定运动的周转轮系称为行星轮系。例如使差动轮系中绕固定轴心转动的齿轮之一固定不动时, 该机构其余各件的运动便完全确定了。一般行星轮系中, 有一个固定不动的中心轮。如图 9-32 所示。

周转轮系中围绕固定几何轴线回转的齿轮称为中心轮或太阳轮, 如图 9-31 中的齿轮 1 和 3。而有运动几何轴线的齿轮称为行星轮, 如图 9-31 中的齿轮 2。支持行星轮自转又公转的构件 H 称为系杆或转臂。

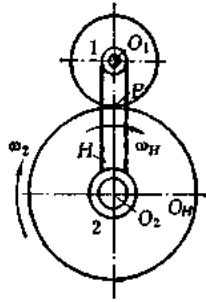


图9-30 周转轮系

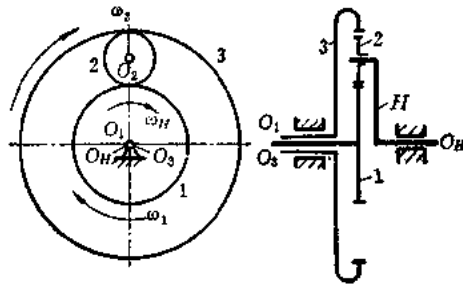


图9-31 差动轮系

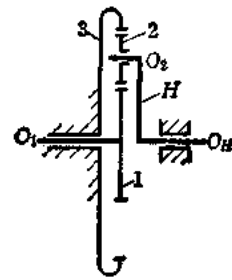


图9-32 行星轮系

3. 混合轮系和复合轮系 由定轴轮系和周转轮系组合成的轮系称为混合轮系。由若干简单周转轮系组合成的轮系称为复合轮系。

B. 轮系的功用

- (1) 可获得较大的传动比, 而避免单级传动比过大;
- (2) 可连接相距较远的两轴, 而避免单级传动时外形尺寸过大 (见图 9-29 中(a));
- (3) 通过若干齿轮适当组合, 从动轮可获得几个不同的传动比;
- (4) 通过改变轮系中参加工作的轮数, 可获得从动轮的不同旋向;
- (5) 可将两个转动合成为一个转动。

二、轮系传动比的确定

A. 定轴轮系传动比

轮系中首末两轴的角速度之比称为轮系的传动比。

1. 平面定轴轮系 图 9-33 所示为由圆柱齿轮组成的定轴轮系。已知各齿轮的齿数为 $Z_1, Z_2, Z'_2, Z_3, Z'_3, \dots, Z_K$, 求轮系的传动比 i_{1K} 。根据前述, 一对平面齿轮的传动比为

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{n_1}{n_2} = \pm \frac{Z_2}{Z_1} \quad (9-15)$$

计算时, 假定轴 I 为第一主动轴, 则每一对齿轮传动比的绝对值为

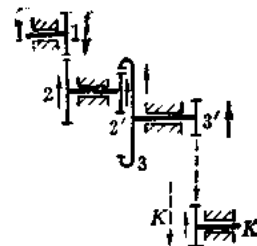


图9-33 平面定轴轮系

$$\begin{aligned}
 |i_{12}| &= \left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \frac{Z_2}{Z_1} \\
 |i_{2'3}| &= \left| \frac{\omega_{2'}}{\omega_3} \right| = \frac{Z_3}{Z_{2'}} \\
 |i_{3'4}| &= \left| \frac{\omega_{3'}}{\omega_4} \right| = \frac{Z_4}{Z_{3'}} \\
 &\vdots \quad \quad \quad \vdots \\
 |i_{(K-1)'K}| &= \left| \frac{\omega_{(K-1)'}}{\omega_K} \right| = \frac{Z_K}{Z_{(K-1)'}}
 \end{aligned} \tag{9-16}$$

将以上各项两边连乘之，得

$$|i_{12} \cdot i_{2'3} \cdot i_{3'4} \cdots i_{(K-1)'K}| = \left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_{2'}}{\omega_3} \cdot \frac{\omega_{3'}}{\omega_4} \cdots \frac{\omega_{(K-1)'}}{\omega_K} \right| = \frac{Z_2 \cdot Z_3 \cdot Z_4 \cdots Z_K}{Z_1 \cdot Z_{2'} \cdot Z_{3'} \cdots Z_{(K-1)'}}$$

因为 $\omega_2 = \omega_{2'}$, $\omega_3 = \omega_{3'} \cdots \omega_{K-1} = \omega_{(K-1)'}$, 故得

$$i_{1K} = \frac{\omega_1}{\omega_K} = |i_{12} \cdot i_{2'3} \cdot i_{3'4} \cdots i_{(K-1)'K}| = \frac{Z_2 \cdot Z_3 \cdot Z_4 \cdots Z_K}{Z_1 \cdot Z_{2'} \cdot Z_{3'} \cdots Z_{(K-1)'}} \tag{9-17}$$

所以该轮系的传动比等于其各对齿轮传动比的连乘积，其值为所有从动轮的齿数的乘积与所有主动轮的齿数的乘积之比。因为就整个轮系来说，轮1是第一主动轮，轮K是最末一个从动轮；就每一对互相啮合的齿轮来说，轮1、2'、3'……(K-1)'都是主动轮，轮2、3、4……K都是从动轮。

轮系传动比的正负号由齿轮传动方向来决定。一对平面齿轮传动，当外接传动时，两齿轮回转方向相反，其传动比为负，故用“-”号表示；当内接传动时，其回转方向相同，其传动比为正，用“+”号表示。为计算方便，常用齿轮传动系统中齿轮啮合次数来计算，啮合次数为单数时，主动轮与从动轮的转向相反；啮合次数为双数时，主动轮和从动轮转向相同。若该轮系有m次外啮合，则从第一轮到最末的从动轮，其角速度应该经过m次变号，因此，最后角速度的符号可用 $(-1)^m$ 来判定，则轮系的传动比表示如下：

$$i_{1K} = \frac{\omega_1}{\omega_K} = (-1)^m \frac{Z_2 \cdot Z_3 \cdot Z_4 \cdots Z_K}{Z_1 \cdot Z_{2'} \cdot Z_{3'} \cdots Z_{K-1}} \tag{9-18}$$

传动比的正负号也可用画箭头的方法来决定。

在轮系中，若某一个中间轴上只装一个齿轮，它同时与前后两轴的齿轮啮合，假定 Z_2 和 n_3 分别代表中间齿轮的齿数和转速，经过一定时间后，中间齿轮所转过的总齿数为 $n_3 Z_3$ ，则

$$n_1 Z_1 = n_2 Z_2 = n_3 Z_3$$

而

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

即在一对齿轮啮合中，加入了中间齿轮时，其传动比仍不变，亦即传动比与中间齿轮的齿数无关。这种中间齿轮又称为惰轮。

一对齿轮啮合时，两轮的转动方向是相反的。若主动轮是逆时针方向运动的，则从动轮就顺时针方向运动。若两轮中加入一个中间轮时，则主、从动轮的运转方向相同，即从动轮的运转方向由前述的顺时针方向变成逆时针方向。所以主、从动齿轮的转向与中间轮有

关。即中间轮可改变传动比的正负号。此外，用若干惰轮可连接相距较远的两轴，而使各轮尺寸不致过大。

2. 空间定轴轮系 如图 9-34 所示，轮系中不仅有圆柱齿轮，还包括圆锥齿轮，蜗杆蜗轮等。这种轮系的传动比仍可用上式求出，但其传动比的符号，不能用 $(-1)^m$ 来决定，必须用画箭头的方法来决定。因为圆锥齿轮的两轴是相交的，用正负号无法表示两轮转向间的关系，故其传动比的符号没有意义，所以在计算中不再加正负号。

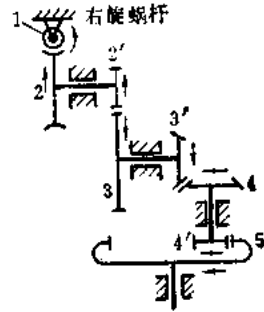


图9-34 空间定轴轮系

B. 周转轮系的传动比

周转轮系运动时，其行星轮的运动不是绕固定轴线的简单转动，如图 9-31 的行星轮 2，一方面和系杆 H 一起以角速度 ω_H 绕 O_1 轴进行牵连转动，一方面相对系杆绕 O_2 轴转动，显然行星轮 2 的绝对运动将为上述两种运动的合成。所以周转轮系各构件间传动比的大小，方向不能直接用定轴轮系的方法求解。

根据相对运动原理，当给周转轮系各构件一个公共的转动后，各构件间的相对运动关系仍不变。如果使差动轮系的系杆 H 固定不动后，此周转轮系便变成定轴轮系。因此，可以运用这种关系求解周转轮系的传动比。

设图 9-31 中齿轮 1、2、3 及系杆 H 的绝对角速度为 ω_1 、 ω_2 、 ω_3 及 ω_H ，如对该轮系加上一个公共角速度为 $-\omega_H$ 的附加转动，即系杆 H 变成不动，而整个周转轮系转化成了定轴轮系。这个加上 $-\omega_H$ 后转化成假想定轴轮系的机构称为原周转轮系的转化机构。此转化机构中，轮 1、2 相对系杆的角速度和原周转轮系中的一样，这时各构件的角速度变化情况应如下表所示。

表9-3 周转轮系的角速度

构 件	原 来 的 角 速 度	加上角速度 $-\omega_H$ 的转动后各构件的角速度
1	ω_1	$\omega_1^H = \omega_1 - \omega_H$
2	ω_2	$\omega_2^H = \omega_2 - \omega_H$
3	ω_3	$\omega_3^H = \omega_3 - \omega_H$
H	ω_H	$\omega_H^H = \omega_H - \omega_H = 0$

由表 9-3 可知，系杆 H 可看作静止不动，而原来的周转轮系变为定轴轮系。角速度 ω_1^H 、 ω_2^H 、 ω_3^H 及 ω_H^H 的指数 H 表示构件 1、2、3 及 H 相对于构件 H 的相对角速度。转化机构中任意两轮的传动比皆可用定轴轮系求传动比的方法求得。例如

$$i_{13}^H = \frac{\omega_1^H}{\omega_3^H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = -\frac{Z_3}{Z_1} \quad (9-19)$$

周转轮系中任意两轮 G 和 K 以及系杆 H 的角速度间的关系的一般表达式为

$$i_{GK}^H = \frac{\omega_G - \omega_H}{\omega_K - \omega_H} = f(Z) \quad (9-20)$$

上式为差动轮系的三个运动参数和各轮齿数间的关系式。 i_{GK}^H 的大小和符号应按定轴轮系的方法求出，此时，正负号不可忽略或失误，否则无法求得正确结果。上式表明各轮齿数已知条件下， ω_G 、 ω_K 和 ω_H 三者之中，若知其中任两值时，则其另一值便可求出。若

知其中一个角速度，可求其余两个角速度的比值。求解时，必须把带有正负号的角速度值代入式中。

假如中心轮 3 是固定的，即 $\omega_3 = 0$ ，如图 9-31 所示的差动轮系变成了图 9-32 所示的行星轮系，这时只须再知另两构件之一的角速度，即可求出传动比 i_{H1} 。

$$\text{因为} \quad i_{13}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{0 - \omega_H} = -\frac{\omega_1}{\omega_H} + 1 = -i_{1H} + 1 = -\frac{Z_3}{Z_1}$$

$$\text{所以} \quad i_{H1} = \frac{\omega_H}{\omega_1} = \frac{1}{i_{1H}} = \frac{1}{1 + \frac{Z_3}{Z_1}} = \frac{Z_1}{Z_1 + Z_3} \quad (9-21)$$

例题：图 9-35 所示为一个传动比很大的行星轮系减速器，设已知各轮的齿数分别为 $Z_1=100$ 、 $Z_2=101$ 、 $Z'_2=100$ 及 $Z_3=99$ ，求主动件 H 对从动件 1 的传动比 i_{H1} 。

解：由公式得

$$i_{13}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = (-1)^2 \cdot \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z'_2} = \frac{101 \times 99}{100 \times 100} = \frac{9999}{10000}$$

图 9-35 行星轮系减速器

因为 $\omega_3 = 0$
所以

$$i_{13}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{0 - \omega_H} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H} = \frac{Z_2 \cdot Z_3}{Z_1 \cdot Z'_2} = \frac{9999}{10000}$$

$$i_{H1} = 10000$$

上例说明，周转轮系，可用极少数的齿轮而得到很大传动比，所以周转轮系的传动装置非常紧凑。

公式 (9-20) 也适用于圆锥齿轮所组成的周转轮系，不过 G 、 K 两轮和系杆 H 三者的轴线应互相平行，否则不能用代数方法相加减。齿数比前面的正负号，不能用 $(-1)^m$ 确定，只能用画箭头的办法确定。

C. 混合轮系的传动比

精密机械中，所用的轮系除了单一的定轴轮系和单一的周转轮系外，也可能是这两种基本轮系或是几个单一的周转轮系组合的混合轮系。这时不能简单地看成某一个轮系，而用某一传动比公式来计算。必须先分清这个机构里包含有那几个基本轮系及每个基本轮系包括那些构件，然后用相应的传动比公式分别计算各基本轮系的传动比，最后解出所需的传动比。

如图 9-36 所示轮系，设各齿轮的齿数为已知，求传动比 i_{1H} 。由图可知，其中 2'、3、4 及 H 为周转轮系部分；轮 1、2 为定轴轮系部分。

定轴轮系部分

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{Z_2}{Z_1}$$

周转轮系部分

$$\frac{\omega_2' - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H} = -\frac{Z_4}{Z_2'}$$

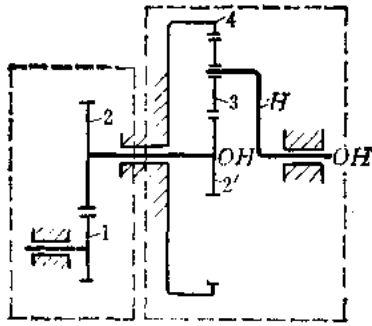


图9-36 混合轮系的结构

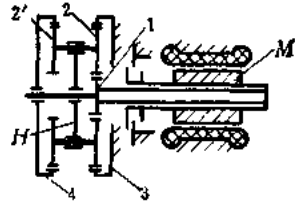


图9-37 周转轮系传动装置

因为

$$\omega_4 = 0$$

所以

$$\frac{\omega_{2'}}{\omega_H} = 1 + \frac{Z_4}{Z_{2'}}$$

故

$$i_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_{2'}}{\omega_H} = \left(-\frac{Z_2}{Z_1}\right) \cdot \left(1 + \frac{Z_4}{Z_{2'}}\right)$$

例题：图 3-37 中，齿轮 1 装在电机轴上，已知各轮的齿数为 $Z_1=39$ ， $Z_2=Z_{2'}=12$ ， $Z_3=60$ ， $Z_4=63$ ，求传动比 i_{14} 。

解：当轮 1 转动时，轮 2 在固定的内齿轮 3 上滚动，其几何轴线是运动的，所以轮 2 和 2' 为行星轮，支持它们的支架 H 为系杆。根据前述方法，可找到三个单一的周转轮系：

(1) 行星轮 2 一方面与固定中心轮 3 啮合，另一方面与活动中心轮 1 啮合，故轮 3、轮 2、轮 1 及系杆 H 组成一个行星轮系；

(2) 行星轮 2 与固定中心轮 3 啮合，而行星轮 2' 和活动中心轮 4 啮合，故轮 3、轮 2、轮 2'、轮 4 及系杆 H 组成另一个行星轮系；

(3) 行星轮 2 与中心轮 1 啮合，而行星轮 2' 与中心轮 4 啮合，故轮 1、轮 2、轮 2'、轮 4 及系杆 H 组成一个差动轮系。

上述三个基本轮系中，只有两个是独立的，同时也只需要将两个独立的周转轮系进行联解，就可求得所需的传动比。因解行星轮系比差动轮系简单，所以利用前两个行星轮系求解：

在行星轮系 1、2、3、 H 中

$$i_{13}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_3} = -\frac{Z_3}{Z_1} = -\frac{60}{39} = -\frac{20}{13}$$

所以

$$i_{1H} = 1 + \frac{20}{13} = \frac{33}{13}$$

在行星轮系 4、2、2'、3、 H 中

$$\begin{aligned} i_{43}^H &= \frac{\omega_4 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = 1 - \frac{\omega_4}{\omega_3} = (-1)^2 \frac{Z_{2'}}{Z_4} \cdot \frac{Z_3}{Z_2} \\ &= \frac{12}{63} \cdot \frac{60}{12} = \frac{60}{63} = \frac{20}{21} \end{aligned}$$

所以

$$i_{4H} = 1 - \frac{20}{21} = \frac{1}{21}$$

联解 i_{1H} 和 i_{4H} , 得

$$i_{14} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = \frac{\omega_1}{\omega_H} \cdot \frac{\omega_H}{\omega_4} = \frac{33}{13} \times 21 = \frac{693}{13} = 53.3$$

i_{14} 为正值, 故轮 4 与轮 1 回转方向一致。

§ 6 齿轮传动的精度与空回

一、小模数齿轮的精度等级和规范

在小模数圆柱齿轮及其传动公差的标准 JB305-67 中, 规定齿轮有 10 个精度等级。1、2、3 级为远景级, 暂未规定公差; 4~10 的每个精度等级由下列三项规范组成:

A. 运动精度

是齿轮在一转范围内回转角的最大误差, 如图 9-38 所示。其综合指标用符号 ΔT_z 表示; 其公差用符号 δT_z 表示。加工时应保证 $\Delta T_z \leq \delta T_z$ 。

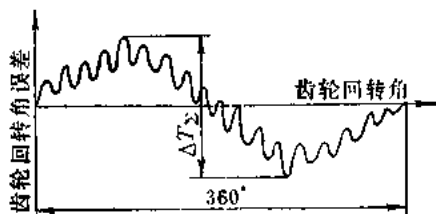


图9-38 齿轮运动误差曲线

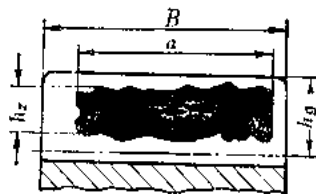


图9-39 齿轮接触斑点

B. 工作平稳性

是齿轮一转范围内回转角全部误差中多次重复的数值, 如图 9-38 中曲线的小波形所示。其综合指标为周期误差, 用符号 ΔT 表示。其公差用符号 δT 表示, 加工时应保证 $\Delta T \leq \delta T$ 。

C. 齿的接触精度

齿轮啮合中工作齿面不可能全部接触的程度。接触精度的指标是在齿长(宽)及齿高方向上接触斑点的比例大小, 应保证不小于规定的百分数。如图 9-39 所示, 齿长上 $(a/B) \times 100\%$, 齿高上 $(h_z/h_g) \times 100\%$ 。 h_g 是齿的工作高度, h_z 是齿高上接触痕迹的平均高度。

当 $m < 0.5$ 时, 观察斑点有困难, 接触精度可用齿向误差 ΔB_x 评定。齿向公差用符号 δB_x 表示。加工时, 应保证 $\Delta B_x \leq \delta B_x$ 。

除上述三项规范外, 还规定了不按精度等级确定的侧隙规范。所谓齿侧间隙系指不可调中心距的一对齿轮啮合时, 为补偿制造安装误差, 温度变形以及提供润滑油膜的空间, 在非工作齿面之间留有必要的间隙, 如图 9-40 所示。齿侧间隙的指标为最小侧隙, 用符号 C_n 表示。啮合齿轮安装后的实际最小侧隙用符号 $C'_{n \min}$ 表示, 应保证 $C'_{n \min} \geq C_n$ 。

按最小侧隙的大小, 侧隙规范规定了 D (零侧隙)、 D_1 (较小侧隙)、 D_2 (标准侧隙)、 D_3 (较大侧隙) 四种结合形式。

如前所述, 齿轮传动的使用情况和条件各不相同, 自然对上述四项规范的要求也应不同。对于测量分度机构, 其主要要求是精确地传递角位移, 运转应轻便无卡滞, 并应有最小的齿侧间隙; 对于调整机构, 运转应轻便, 均匀, 较小的齿侧间隙; 对于小功率传动机构, 要求系统转动惯量小, 运动平稳。JB305-67规定齿轮精度等级允许采用不同等级的齿轮运动精度, 齿轮工作平稳性和齿的接触精度组成。虽然三者要求不同, 有主有次, 但三者又互相联系。JB305-67规定齿轮工作平稳性可以高于或低于运动精度的等级, 但不得相差两级或两级以上; 接触精度的等级不可低于工作平稳性的等级。

在选择齿轮精度等级时, 不仅考虑使用要求, 还应考虑生产条件及经济性。在满足使用要求的条件下, 尽量选择经济加工精度等级。根据目前条件, 7级精度的齿轮制造、应用较普遍; 重要精密读数传动链中采用6级精度齿轮, 非读数的一般传动均采用8级精度。

对一般用途的齿轮传动及高速齿轮传动, 通常都选用标准侧隙 D_s ; 对在重负荷和不同温度下工作的齿轮, 应采用较大侧隙 D_e ; 对精密传动的齿轮, 应采用较小侧隙 D_o ; 零侧隙 D 只在高精度的读数传动中采用。

齿轮工作图中对各项质量指标均应标注, 不同精度等级组合时, 标注示例如下:

级6-7-7- D_s JB305-67

即表示运动精度等级为6级, 工作平稳性等级为7级, 接触精度等级为7级的标准侧隙齿轮。

三项精度规范等级相同时, 标注示例如下:

级7- D_s JB305-67

二、齿轮传动的运动误差

A. 基本概念

齿轮加工时, 由于刀具的误差、机床的误差、安装和调整误差以及在加工中发生的变形等因素, 使齿轮的齿形、基节、周节、齿厚及齿向等几何参数产生误差。这必然使啮合齿轮在一转范围内每一瞬间产生相应的位置误差, 从而引起啮合齿轮的实际转角相对理论转角发生相应的转角偏差, 其瞬时传动比也随之发生变化。若一对啮合齿轮其传动比为 i , 假定主动轮是理想的精确齿轮, 当主动轮转过 φ_1 角时, 从动轮理论上应转过 $\varphi_2 = \varphi_1/i$, 但因从动轮存在误差, 则其实际转角为 $\varphi_2' = \varphi_2 + \Delta\varphi = \varphi_1/i + \Delta\varphi$, 两者之间的转角偏差 $\Delta\varphi = \varphi_2' - \varphi_2$, $\Delta\varphi$ 是齿轮的位置函数。啮合齿轮一转范围内实际转角与理论转角之间的最大偏差称为齿轮的运动误差。齿轮运动误差的大小直接影响仪器的工作精度, 所以一般都要求运动误差不超过一定的限度, 即要求一定的运动精度。

齿轮的角误差与运动精度指标之间的关系为 $\Delta\varphi = 2\Delta T_z/d_0$ (弧度) $= (2\Delta T_z/d_0) \times 3440'$ (分), 式中 d_0 为齿轮分度圆直径。

设计时, 齿轮的运动精度指标可用所选择的齿轮运动精度公差 δT_z 作为计算依据。例如, 齿轮1、2啮合, 其传动比为 i_{12} , 则 $\Delta\varphi_1 = 2\delta T_{z1}/d_{01}$, $\Delta\varphi_2 = 2\delta T_{z2}/d_{02}$, 在从动轮2

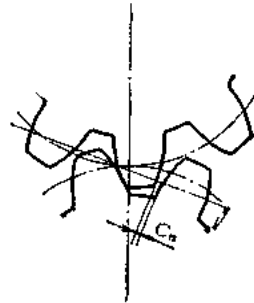


图9-40 齿侧间隙

轴上的总的角误差 $\Delta\varphi_{12}$ ，除轮 2 的角误差 $\Delta\varphi_2$ 外，还应包括轮 1 的角误差 $\Delta\varphi_1$ 通过传动比 i_{12} 转化到 2 轮轴上的角误差 $\Delta\varphi_1/i_{12}$ ，所以 $\Delta\varphi_{12} = \Delta\varphi_2 + \Delta\varphi_1/i_{12}$ ，也就是

$$\Delta\varphi_{12} = \frac{2\delta T_{\Sigma}}{d_{02}} + \frac{2\delta T_{\Sigma}}{d_{01}} \cdot \frac{1}{i_{12}} = \frac{2(\delta T_{\Sigma 1} + \delta T_{\Sigma 2})}{d_{02}} \quad (9-22)$$

以上为一对齿轮啮合的总的角误差的最大可能值，实际上可用几何和来代替代数和，则总的角误差的实际可能值为：

$$\Delta\varphi'_{12} = \sqrt{\left(\frac{\Delta\varphi_1}{i_{12}}\right)^2 + \Delta\varphi_2^2} \quad (9-23)$$

以上仅一对齿轮本身的运动误差，系统中其它零件引起的齿轮运动误差尚未计入。

B. 齿轮运动误差的来源

从渐开线形成的原理可知，齿轮上各轮齿是由分布在基圆上的各个渐开线齿形组成的。齿轮加工时，其基圆是由机床、刀具、轮坯的相对位置及运动关系决定的，而在加工中，齿轮的基圆位置不可避免的存在一定误差。由于刀具与轮坯的相对位置偏差，将使实际齿圈位置相对于理论齿圈位置产生径向偏移，亦即使轮齿在一周内的啮入深浅不一，这种误差称为径向误差。由此引起的齿轮运动误差以齿轮的一转为其变化周期。其回转角误差基本上按正弦规律变化。由于刀具与轮坯的相对运动偏差，将使轮齿在齿圈上相对于理论位置产生切向偏移，亦即使轮齿相对于回转中心分布不均匀，这种误差称为切向误差。由此引起的齿轮运动误差也以齿轮的一转为其变化周期。其回转角误差的变化也是符合正弦规律的。此外，切齿刀具本身的误差也必然要反映到被加工的齿轮上去，将使被加工的齿轮产生齿形误差、齿厚误差、基节误差等。由此引起的齿轮运动误差将在齿轮一转过程中，定期地、多次重复地出现，这种误差称为周期误差。主要影响齿轮的工作平稳性。

综上所述，齿轮的运动误差主要是由于径向误差和切向误差所造成的。其中由于径向误差所引起的齿轮误差是影响运动精度的最主要原因。

以上所述仅是齿轮加工过程中产生运动误差的主要原因。而齿轮实际工作时，都是由若干齿轮、轴、轴承和支承座或支承板等组成齿轮传动系统或传动装置才能运转。因此，齿轮传动的精度不仅取决于齿轮本身的加工精度，还与传动系统有关的其它零件和部件的加工及装配质量有密切的关系。影响传动系统加工和装配质量的主要因素有：轴与齿轮内孔配合时的偏心或轴线倾斜；配合表面对轴颈的偏心；轴承的径向跳动；轴承座孔两端不同轴或轴线倾斜等；以及传动系统刚度不足引起的弹性变形。

C. 提高齿轮传动精度的方法

提高齿轮传动精度的方法，有两条途径：

- (1) 提高零件的制造精度减少产生误差的根源。
- (2) 进行合理的结构设计，使零件的制造误差和装配误差不影响传动精度或减少到最小。

提高制造精度，必然导致成本的增加。单纯依靠改进结构，也不能满足要求。所以解决实际问题时，不能片面强调任一方面，应两方面结合起来，最大限度地降低各种误差对传动精度的影响。

提高精度的方法主要有：

1. 从精度观点出发,合理地选择传动方式和啮合参数 各种传动方式能达到的传动精度是不同的,在渐开线齿轮中,以直齿圆柱齿轮经济加工精度最高,斜齿圆柱齿轮次之,蜗杆蜗轮再次之,锥齿轮和螺旋齿轮最差。摆线齿轮由于工艺原因,其精度低于渐开线齿轮。

传动比一定时,在满足结构尺寸限制的条件下,应尽量使齿轮分度圆直径加大,可使齿轮精度提高,同时齿数也可增加,这样可使齿轮本身的误差对传动精度的影响减少。

在满足传动比的条件下,尽量减少传动级数,其它有关零件的数目也相应减少,亦即减少误差的来源。

2. 用调整法提高传动精度 例如齿轮齿圈对于内孔配合面有偏心,轴与齿轮内孔配合对轴颈也有偏心时,可以进行精确调整,使两种偏心互相补偿,但此法消耗工时。

3. 合理布置传动链,正确分配传动比 通过合理布置传动链和正确分配传动比 尽量使传动链中某些环节的误差不参与读到读数系统中去。如图 9-41 所示,第一方案中,由于每一对齿轮都存在传动误差,故度盘的示数与仪器中输入的实际数值不一致。第二方案中齿轮虽仍存在误差,但齿轮的误差被排除在外,成为非读数误差,故度盘上的示数值与输入到仪器中的数值一致。

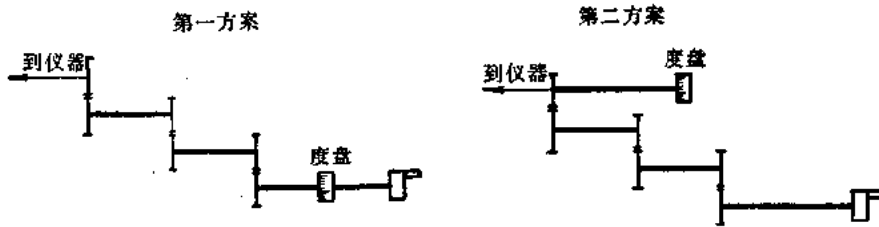


图9-41 合理配置示数盘的位置

为提高传动链的精度,在减速传动中,使较大的减速比集中在传动链的最后几级,这样使前几级的总误差,经过最后较大的减速后减小很多,从而降低其影响,使总精度相对提高。如图 9-42 所示,同一传动比,两种不同布置方案,设齿轮 A、B 的齿数为 120 和

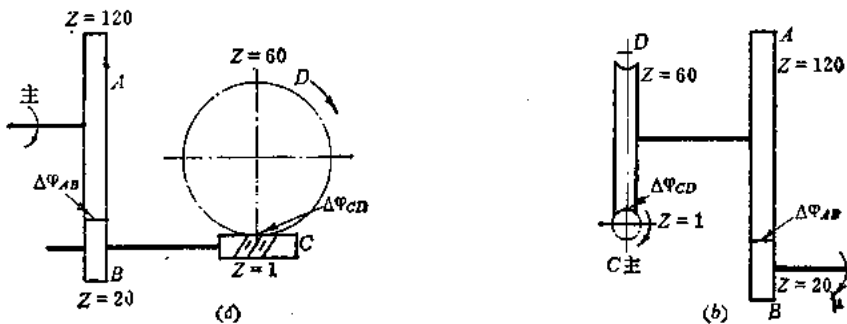


图9-42 同一传动比的两种方案
a—第一方案; b—第二方案。

20, 蜗杆 C 为单线,蜗轮 D 为 60 齿,其总传动比 i 皆为 10。第一方案是由齿轮 A 经过齿轮 B 增速后,再经蜗杆 C 减速;第二方案蜗杆 C 为主动,齿轮 B 为从动。设齿轮副 AB 的

转角误差为 $\Delta\varphi_{AB}$ ，蜗轮副 CD 的转角误差为 $\Delta\varphi_{CD}$ 。第一方案中从动轮 D 的总和角运动误差 $\Delta\varphi_{\Sigma a}$ 可按下式计算：

$$\Delta\varphi_{\Sigma a} = \frac{\Delta\varphi_{AB}}{i_{CD}} + \Delta\varphi_{CD}$$

第二方案中从动轮 B 的总和角运动误差 $\Delta\varphi_{\Sigma b}$ 为

$$\Delta\varphi_{\Sigma b} = \frac{\Delta\varphi_{CD}}{i_{AB}} + \Delta\varphi_{AB}$$

上述计算说明，第一级传动误差受到第二级传动比的影响，而 $1/i_{AB}=6$ ， $1/i_{CD}=1/60$ ，因此，第一方案的 $\Delta\varphi_{AB}$ 被减小后与 $\Delta\varphi_{CD}$ 相加，而第二方案 $\Delta\varphi_{CD}$ 被放大后和 $\Delta\varphi_{AB}$ 相加。明显地 $\Delta\varphi_{\Sigma a}$ 小于 $\Delta\varphi_{\Sigma b}$ ，即第一方案精度高。由此说明，增加最后一级齿轮的传动比对减小总和转角误差是有利的，而最后一级齿轮的误差，对传动链的总和转角误差影响最显著，所以在减速传动链中，应着重提高最后一级齿轮的精度。

三、齿轮传动的空回

A. 空回的概念

齿轮传动的空回，是当主动轮改变回转方向时，从动轮不能立即随之反向转动的现象，即从动轮滞后于主动轮某一个角度。当有反向运动或仪器在变负荷或振动的条件下工作时，空回能直接影响传动的精度。它引起的误差在数值上往往要超过由于齿轮制造不精确引起的传动误差。此外，空回还会导致机构的不规则运动、冲击、噪声等。仪器设计时，对空回往往提出严格要求，有时要求控制到最小，有时则要求消除。

对于一对齿轮，只要根据 JB305-67 确定了齿轮的运动精度等级，侧隙结合形式，中心距大小和齿轮的模数，就可以查得一对齿轮的最大可能侧隙 $C_{m'}$ 。则空回角误差 $\Delta\theta_{12}$ 为

$$\Delta\theta_{12} = \frac{2C_{m'}}{D_1 \cos \alpha_0} \quad (9-24)$$

式中 D_1 ——主动轮分度圆直径；

α_0 ——齿轮压力角。

按上式计算，仅考虑了一对齿轮本身的齿侧间隙，对齿轮传动系统中其它原因引起的齿侧间隙尚未计及。

B. 齿轮空回误差的来源

齿轮啮合时，非工作表面间的齿侧间隙是产生空回的直接原因。侧隙的存在来源于两个方面。

如前所述，为了补偿制造、安装误差和温度引起的变形以及提供润滑油膜的空间，保证齿轮的正常工作，啮合齿轮的非工作面间留有一定的侧隙是非常必要的。为此，根据不同的结合形式和运动精度等级，可通过切齿时刀具向齿轮毛坯中心的位移，使齿厚减薄。或由于一定原因要求中心距增大，从而得到最小保证侧隙。另一方面，由于齿轮加工过程中不可避免地存在误差，例如中心距增大的偏差和切齿刀具位移的偏差，以及齿圈径向跳动等，从而得到最大可能侧隙。

齿轮传动系统的空回，不仅取决于齿轮本身的侧隙，传动系统各组成部分的加工和装配误差所产生的间隙也必然引起系统的空回。此外，由于传动系统的刚度不足，各零件的

弹性变形等，也会引起系统的空回。

C. 减小空回的方法

如前所述，侧隙是产生空回的直接因素，故减小空回也必须从侧隙方面考虑，其途径有二：

- (1) 用调整齿厚，选择装配和减小中心距达到减小侧隙，以减小空回。
- (2) 齿轮工作时，使其始终保持单面接触，虽有侧隙存在，但不产生空回。

消除空回的具体结构和方法。

1. 调整中心距法 装配时，调整支承位置改变中心距以控制侧隙。图 9-43 的 (a) 中齿轮装在偏心轴上，只要松开左侧的螺母，转动齿轮轴就可以改变侧隙。图 9-43 的 (b) 中齿轮装在偏心轴套上，转动轴套就可以改变侧隙，以减小空回。图 9-44 为靠弹簧力来改变中心距而消除空回。图 9-44 中 (a) 用压簧紧压圆锥齿轮。图 9-44 中 (b) 用拉簧拉住摆杆来减小中心距而消除空回。

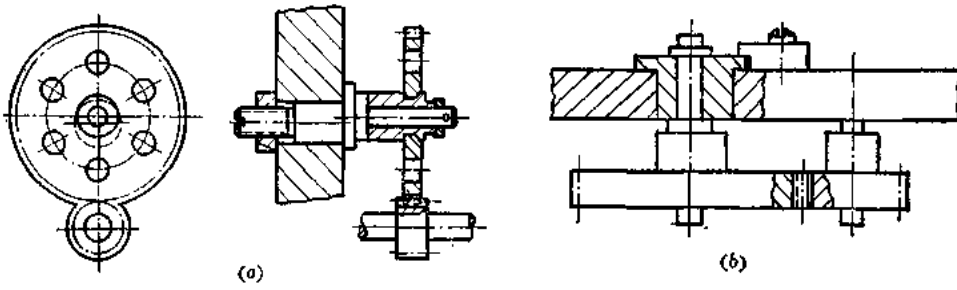


图 9-43 调整中心距的结构

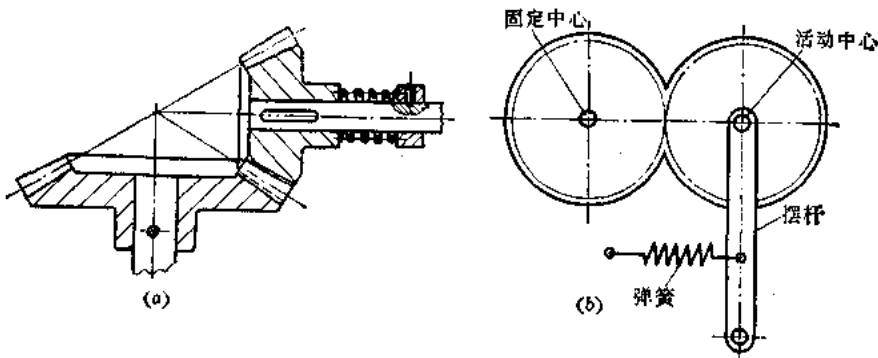


图 9-44 弹力减小中心距的结构

2. 分片齿轮控制侧隙 将相互啮合的一对齿轮中的一个（一般为从动轮）做成两片，装配时，可以把两片相互错动一定角度，调好齿侧间隙，然后用螺钉固紧，以减小齿隙（见图 9-45）。或是用弹簧迫使齿轮的两部分错开，直至充满与之相啮合齿轮的全部齿间（见图 9-51 中 (b)）。

螺钉紧固的分裂齿轮结构较简单，能承受较大的负荷。弹簧分片齿轮由于弹簧力的限制，负荷受到限制。结构也较前者复杂。

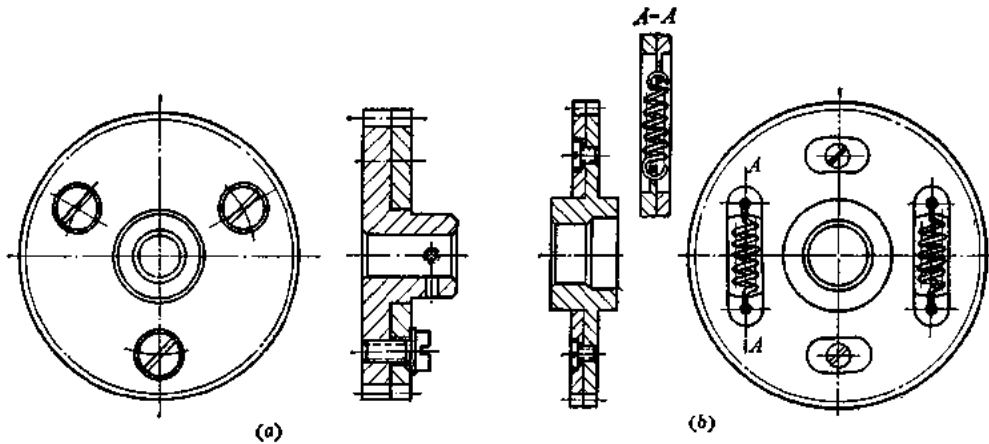


图9-45 分裂齿轮调整间隙的结构

3. 接触游丝法 利用游丝产生的反力矩使齿轮在传动中始终保持单面啮合, 虽有侧隙, 但不产生空回 (见图 9-46)。游丝应安放在整个传动链的最后环节, 以便传动中所有零件都保持单面接触。此法结构简单, 适用于小负荷和转数不高的情况。

4. 选配法 将啮合起来没有侧隙的齿轮装配在一起。这种方法适于较大生产, 不需附加另外的结构。

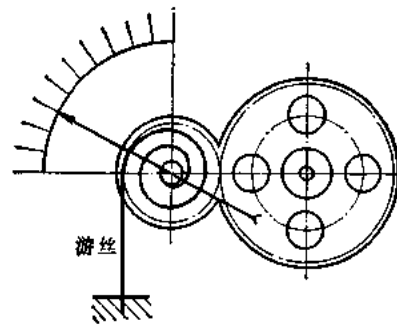


图9-46 游丝法消除空回的结构

§7 齿轮的材料

选择齿轮的材料主要应考虑以下几点:

(1) 使用方面: 对于不同的工作条件 (速度范围, 负荷性质, 精度要求, 温度变化范围) 应选用不同的材料。例如低速传动可选用一般的材料; 若低速传动有一定负荷的, 则应选用机械强度、硬度等综合性能较好的材料; 有冲击负荷的齿轮, 轮齿受冲击后容易折断, 故应在保证强度、表面硬度的同时, 还应有足够的中心韧性; 在潮湿, 受腐蚀的情况下工作时, 要求抗腐蚀性; 对精密示数齿轮, 长久保持传动精度极为重要, 因而材料应刚度好, 耐磨。

(2) 材料工艺性能: 应选择容易加工, 便于得到较高的精确度和表面光洁度的齿轮材料。

(3) 经济性: 应注意节约铜合金和特殊钢材。

常用材料有以下几大类:

优质碳素结构钢: 适合于制造各种一般传动的齿轮。

合金结构钢: 比碳素结构钢有更高的抗腐蚀性和耐磨损性能, 热处理性能较好, 硬度、强度较高, 但是加工性能较差、成本高。

黄铜和青铜：加工性能、抗腐蚀性、防磁性和耐磨性等性能都较好；但重量大，成本高，应尽量节约。

非金属：当传动转速很高，两轮用不同材料。小齿轮用钢，大齿轮用非金属材料，可提高耐磨性，减少噪声。

近年来，军用光学仪器中，铝合金和钛合金的应用不断增多。铝合金制造的齿轮表面系用硬质阳极氧化处理，耐磨而且重量轻。用于模数0.3~1（毫米），工作速度不超过3米/秒，精度6级以下的齿轮。常用齿轮材料列入表9-4。

表9-4 常用的齿轮材料

材料名称	牌 号	应 用 范 围
优质碳素 结构钢	15、20、30 40、45、50	适用于圆周速度3米/秒以下齿轮 常用于速度较快的齿轮和蜗杆
优质碳素 工具钢	T8A、T10A	有较好切削性能，热处理后可提高耐磨性，抗腐蚀性差，适于齿轮和蜗杆
不 锈 钢	2Cr13Ni2	耐磨、防腐蚀性能好，并有好的切削性能，热处理后变形小，易获较高表面光洁度
合 金 钢	15Cr、20Cr、40Cr 38CrMoAlA	用于制造齿轮和蜗杆；15Cr和20Cr经渗碳淬火后，可获得表层硬而中心韧的组织，能承受冲击和交变负荷 用于需氮化的齿轮；耐磨和防腐性能高，热处理后不必磨齿
超 硬 铝	LC ₄	用于重量较轻的齿轮
锡 青 铜	QS _n 6.5-0.1	适于高抗磨性的重要齿轮及蜗轮
铝 青 铜	QA19-2 19-4	适于次要一些的齿轮及蜗轮
黄 铜	H62	适于不重要的齿轮及蜗轮
夹布胶木、卡普隆、高分子增强尼龙、聚碳酸酯		用于不要求高抗磨性的传动，制成的齿轮抗冲击及减振性好

第十章 带 传 动

§1 基本 知 识

一、带传动的类型和特点

带传动是应用很广的一种传动形式，它们中的绝大部分都是依靠传动带(皮带、弹簧带等)与带轮之间的摩擦力来传递运动和动力的。如图 10-1 所示，带 3 张紧在主动轮 1 和从动轮 2 上。当轮 1 转动时，借助于摩擦力驱动轮 2 旋转。这种传动结构简单，传动平稳，能缓和冲击，过载时打滑，但传动比不准确。另一种为齿形带和齿轮啮合传动(图 10-2)，它能避免打滑，但亦不能用于精密传动。此外，还有拖动式带传动，即将传动带两端与运动件连接在一起，当主动件运动时，拖动从动件随之运动(见图 10-3)。拖动式带传动传动准确，但只适用于传动轮转角小于 360° 的传动。

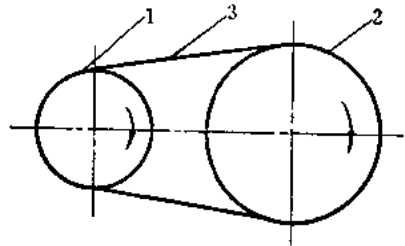


图10-1 带传动的工作情况

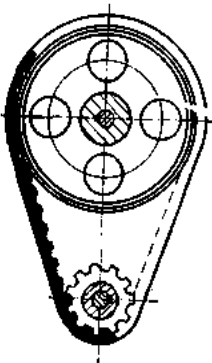
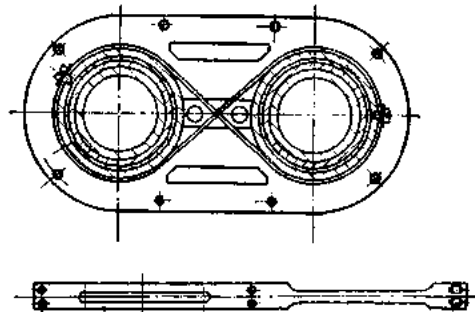
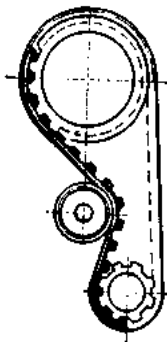


图10-2 齿形带传动



钢带展开图

图10-3 目距调节结构中的带传动

常见的带传动有：绳式带传动、弹簧带传动、齿孔带传动、齿形带传动、平皮带和三角皮带传动等。本章只讨论其中三种。

二、传动部分的几何关系

常用的传动形式有开口传动(见图 10-4)和交叉传动(见图 10-5)两种。

前一种主动轮与从动轮旋向相同，后一种主动轮和从动轮旋向相反，且包角增大。

A. 开口传动

设大、小带轮的直径分别为 D_{w2} (毫米)、 D_{w1} (毫米)，中心距为 a (毫米)，由图 10-4 可见，带的长度 L (毫米)为

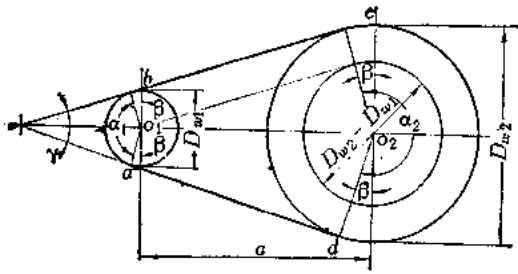


图10-4 开口传动

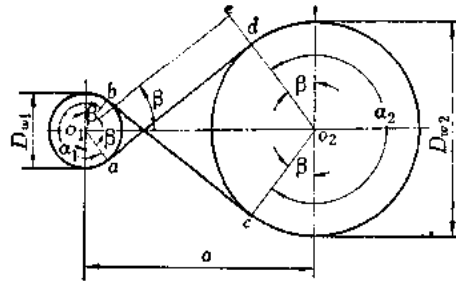


图10-5 交叉传动

$$L = 2 \sqrt{a^2 - \left(\frac{D_{w2} - D_{w1}}{2}\right)^2} + \frac{D_{w2}}{2}(\pi + 2\beta) + \frac{D_{w1}}{2}(\pi - 2\beta)$$

因 $\beta = (D_{w2} - D_{w1})/2a$, 代入上式, 展开并化简后得

$$L \approx 2a + \frac{\pi}{2}(D_{w2} + D_{w1}) + \frac{(D_{w2} - D_{w1})^2}{4a} \quad (10-1)$$

B. 交叉传动

符号意义与开口传动相同, 带长 L 的近似计算公式为

$$L \approx 2a + \frac{\pi}{2}(D_{w2} + D_{w1}) + \frac{(D_{w2} + D_{w1})^2}{4a} \quad (10-2)$$

三、传动过程中力的分析

A. 预张紧力和有效圆周力

传动带安装后, 要有一定的预张紧力 P_0 , 使传动带紧压于轮面 (见图 10-6 中 (a)), 且传动带两边拉力 P_0 相等。传动时, 两边拉力发生变化。设主动轮 1 以转速 n_1 顺时针旋转 (见图 10-6 中 (b)), 为克服从动轮 2 上的阻力矩, 并以转速 n_2 转动, 带轮与带之间的摩

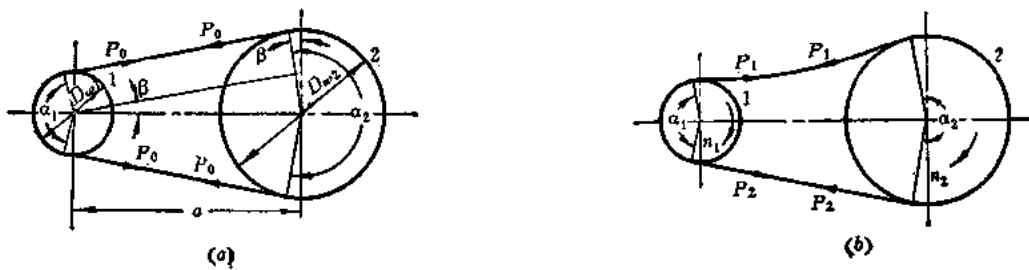


图10-6 带传动受力状态

擦力使主动边 (即紧边) 拉力增为 P_2 (牛), 从动边 (即松边) 减为 P_1 (牛)。带的紧边和松边拉力差 P_e (牛) 为

$$P_e = P_2 - P_1 \quad (10-3)$$

P_e 为带的有效拉力, 亦即带传动所能传递的圆周力, 它不是作用在某一点上的集中力, 而是带和带轮接触面上总摩擦力的等效力。由于拉力 P_e 是由摩擦产生的, 故在一定条件下有一极限值。当驱动从动部分所需的圆周力大于有效拉力 P_e 的极限值时, 则带轮

打滑。 P_e 的极限值与下列因素有关:

(1) 预张紧力 P_0 。 P_0 愈大, 带与带轮间压力愈大, 则摩擦力愈大, 所以, 有效拉力 P_e 亦愈大。但 P_0 过大, 会使带磨损加剧, 寿命缩短; 如 P_0 过小, 则带的工作能力不能充分发挥, 转动时易发生跳动或打滑。

(2) 包角 (接触角) α 。带与带轮接触面的弧长所对应的中心角称为包角。 α 角愈大, 带和带轮接触面上的总摩擦力愈大, 能传递的力矩亦大。由图 10-6 中 (a) 可见, 小带轮包角为 $\alpha_1 = 180^\circ - 2\beta$, 因 β 一般很小, 故

$$\beta \approx \sin \beta = \frac{D_{w2} - D_{w1}}{2a} \cdot \frac{180^\circ}{\pi}$$

$$\alpha_1 \approx 180^\circ - \left(\frac{D_{w2} - D_{w1}}{a} \right) \times 57.3^\circ \approx 180^\circ - \left(\frac{iD_{w1} - D_{w1}}{a} \right) \times 57.3^\circ \quad (10-4)$$

$$\alpha_2 \approx 180^\circ + \left(\frac{D_{w2} - D_{w1}}{a} \right) \times 57.3^\circ \quad (10-5)$$

由式 (10-4) 可见, 中心距 a 愈小, 传动比 i ($i = D_{w2}/D_{w1}$) 愈大, 则小带轮包角 α_1 将愈小。一般情形, α_1 应大于 150° 。

(3) 摩擦系数 f 。带与带轮间摩擦系数 f 愈大, 所能传递的力矩亦愈大。 f 取决于带和带轮的材料及表面状态。

B. 作用力的关系

由于松边、紧边上的拉力与预张紧力 P_0 有关。一般情况, 可近似认为

$$P_1 + P_2 = 2P_0 \quad (10-6)$$

但是, P_1 与 P_2 都是未知量, 不能确定 P_0 , 需先求出 P_1 和 P_2 。

根据 $P_e = P_2 - P_1$ 的关系可以看出, P_e 可根据负力矩计算。如再能找出 P_1 与 P_2 的函数关系, 则可利用该式解出 P_1 和 P_2 , 然后再确定 P_0 。

求 P_1 和 P_2 时, 假设带轮不是高速旋转 (最高转速所对应的圆周速度 $V_{\max} \leq 20$ 米/秒), 并略去离心力对传动带的影响, 可以近似求出 P_1 与 P_2 的函数关系。如图 10-7 所示, 取带上一微段 dL 为分离体, 作用在带轮上的正压力的反力为 dN , 左端拉力为 P , 右端拉力为 $P + dP$, 传动带与轮面间的摩擦阻力为 $f dN$, 如传动轮匀速运转, 各力平衡, 则

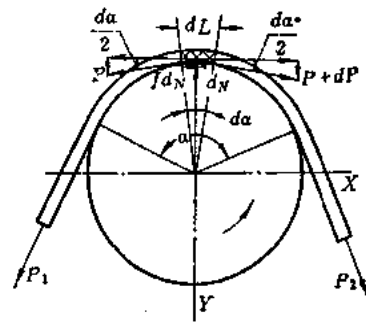


图 10-7 传动带 dL 段的受力情况

$$\sum F_x = 0 \quad (P + dP) \cos \frac{d\alpha}{2} - P \cos \frac{d\alpha}{2} - f dN = 0 \quad (10-7)$$

$$\sum F_y = 0 \quad dN - (P + dP) \sin \frac{d\alpha}{2} - P \sin \frac{d\alpha}{2} = 0 \quad (10-8)$$

因 $d\alpha/2$ 很小, 可取 $\cos(d\alpha/2) \approx 1$, $\sin(d\alpha/2) \approx d\alpha/2$, 而 $dP \sin(d\alpha/2)$ 为二阶无穷小, 可略去不计。代入式 (10-7) 和式 (10-8), 得到

$$dP - f dN = 0; \quad dN - P d\alpha = 0$$

消去 dN 后, 可得

$$\frac{dP}{P} = f d\alpha$$

等号两边分别由 P_1 到 P_2 和 0 到 α 范围内积分, α 为传动带在小轮上的包角。

$$\int_{P_1}^{P_2} \frac{dP}{P} = \int_0^{\alpha} f d\alpha \quad \text{得} \quad \frac{P_2}{P_1} = e^{f\alpha}$$

$$\text{则} \quad P_2 = P_1 e^{f\alpha}; \quad \text{或} \quad P_1 = P_2 / e^{f\alpha} \quad (10-9)$$

将上式代入式 (10-3) 后, 得

$$P_2 = P_e \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \quad (10-10)$$

可见, 紧边的拉紧力 P_2 与传动带的有效拉力 P_e 、包角 α 和摩擦系数 f 保持着特殊的指数函数关系。

求出 P_2 后, 即可得到 P_1 和预张紧力 P_0 。

§ 2 弹簧带传动

一、弹簧带传动的特点和应用

弹簧带传动是由弹簧带和带轮组成。它可传递两相交轴或平行轴的旋转运动。由于采用长径比较大的密圈弹簧代替一般的金属带和非金属带, 这不仅使挠性零件具有良好的弹性, 同时还可使它在温度变化时张紧力仍保持稳定, 也可减小它在工作一段时间后的塑性变形。所以, 在一些航空仪器中多采用这种传动。但它传递的负荷小, 亦不作精密传动。如图 10-8 所示为陀螺反射镜所采用的弹簧带传动示意结构。主动轮 1 装于电动机轴上, 通过弹簧带 3 将转动传给从动轮 4, 陀螺转子装在从动轮内, 故转子绕轴线旋转。增加惰轮 2 是为消除来自主动轮的振动对传动的影响。

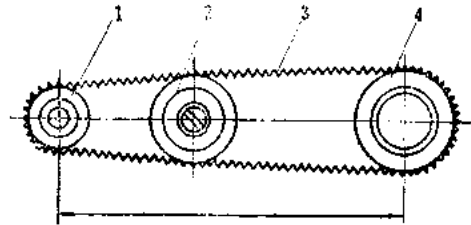


图10-8 弹簧带传动示意结构

二、设计计算分析

弹簧带传动设计计算所需解决的基本问题有二:

A. 确定带轮大小和空间尺寸

设计时往往先确定已知转速的传动轮直径, 即在允许空间范围内估定其直径 D_w , 然后以极限圆周速度 v_{max} 为条件, 验算估定值是否合理, 即

$$v = \frac{\pi D_w n}{60 \times 1000} \leq v_{max} \quad (10-11)$$

一般

$$v_{max} = 20 (\text{米/秒})$$

式中 v ——设计圆周速度(米/秒);

n ——传动轮转速(转/分)。

显然, 也可以在极限圆周速度范围内先选定某一值, 根据已知转速 n 算出传动轮直径。在确定一轮直径后, 按所要求的传动比便可算出另一轮的直径。同时还可以根据传动

比范围和以下推荐的数据选定中心距 a ，一般

当 $i = 1 \sim 2$ 时，取 $a \geq D_{w1} + D_{w2}$ 。

当 $i = 3 \sim 5$ 时，取 $5(D_{w1} + D_{w2}) \geq a \geq 2(D_{w1} + D_{w2})$ 。

所选中心距 a 与允许的空间尺寸有关，也与小轮上的包角 α_1 有关。也就是要求所确定的中心距 a 再加上 $(D_{w1} + D_{w2})/2$ 不超过允许的空间长度。然后根据式 (10-4) 验算小带轮包角 α_1 是否大于 150° ，如不大于则应作修改。

若两轮直径 D_{w1} 、 D_{w2} 和中心距 a 都已确定，又略计弹簧外径，则利用式 (10-1) 或式 (10-2) 便可算出弹簧带张紧后的长度 L 。如要求精确计算弹簧带长度，设其平均半径为 R (毫米)，钢丝直径为 d (毫米) (实际上只相当于接触弧略有加长)，则

对于开口传动，其 L 为

$$L \approx 2a + \frac{\pi}{2} (D_{w2} + D_{w1} + 4R + 2d) + \frac{(D_{w2} - D_{w1})^2}{4a}$$

对于交叉传动，其 L 为

$$L \approx 2a + \frac{\pi}{2} (D_{w2} + D_{w1} + 4R + 2d) + \frac{(D_{w2} + D_{w1})^2}{4a}$$

B. 确定传动带用弹簧

一般可根据负荷力矩或所需传递的功率，求出有效拉力 P_e 。在初定传动轮和弹簧材料后，从有关设计手册上查得滑动摩擦系数 f ，利用式 (10-10) 算出紧边拉力 P_2 ， P_2 即弹簧的理论最大负荷。依此即可设计出弹簧。但是在设计计算弹簧时应注意：

(1) 由于弹簧带绕在传动轮上时的挠曲会引起附加应力，其值为

$$\tau' = \frac{1}{1 + \frac{2G}{E}} \cdot \frac{2Gd}{nD_2} \quad (10-12)$$

故弹簧丝上的实际最大应力为

$$\tau_{\max} = \tau + \tau' = \frac{8P_2 D_2 K}{\pi d^3} + \frac{1}{1 + \frac{2G}{E}} \cdot \frac{2Gd}{nD_2} \quad (10-13)$$

$$\tau_{\max} \leq [\tau]$$

式中符号意义及许用应力 $[\tau]$ 的确定方法与弹簧一章相同。

(2) 弹簧带装于传动轮上所产生的变形与一般受拉变形相同，故装配后弹簧带的伸长 $(L - L_0)$ 应与装配时的张紧力 P_0 成比例关系：

$$P_0 = \frac{Gd^4}{8D_2^3 n} (L - L_0) \quad (10-14)$$

其中， L_0 为弹簧带自由状态长度。

又因

$$P_0 = \frac{P_1 + P_2}{2}$$

$$P_1 = P_2 \cdot \frac{1}{e^{f\alpha}}$$

故

$$P_0 = \frac{P_2}{2} \cdot \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha}}$$

将 P_0 值代入式 (10-14), 整理后得

$$L_0 = L - \frac{P_2}{2} \cdot \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha}} \cdot \frac{8nD_2^3}{Gd^4} \quad (10-15)$$

式 (10-15) 即相当于弹簧带的变形公式。

由弹簧带的应力和变形公式, 利用前面所叙述的弹簧设计知识, 就可确定弹簧的其余参数。

三、弹簧带端部及带轮结构

为使弹簧相连成环, 弹簧带端部连接结构如图 10-9 中 (a) 所示。利用节距相等, 旋向相同的连接弹簧 2 将弹簧带 1 的两端连接起来。为保证弹簧带工作平稳, 弹簧带两端钢丝的接触端面, 在装入连接弹簧之前必须加工, 使之对齐吻合。图 10-9 中 (b) 是将弹簧带的一端制成锥形, 然后拧入另一端中。

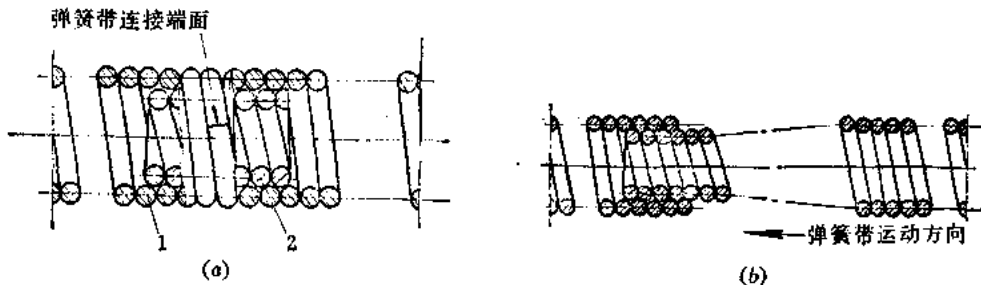


图10-9 弹簧带端部的连接

在设计带轮时, 可将其外形制成具有夹角 γ 的“V”形槽 (见图10-10), 这就可在其它条件不变的情况下, 使轮面的摩擦力增大, 其值近似为

$$\frac{f \cdot dN}{\sin \frac{\gamma}{2}}$$

式中 dN ——作用于一小段弹簧上的正压力。

由于摩擦力增大, 传递力矩亦随之加大, 对传递相同的负荷力矩, 则可相对减小装配时的张紧力。这对减小结构尺寸及轴上正压力均有利。

带轮结构示例如图 10-11 所示。

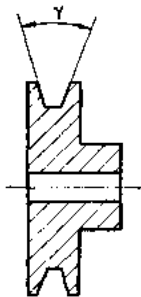
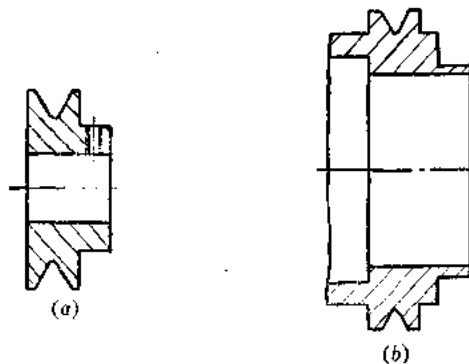
图10-10 夹角为 γ 的 V 形槽轮

图10-11 带轮结构

§ 3 齿孔带传动

齿孔带传动(见图 10-12)是由特殊齿轮及孔带组成。适用于重量轻、传动力矩小、传动精度较高的情况。

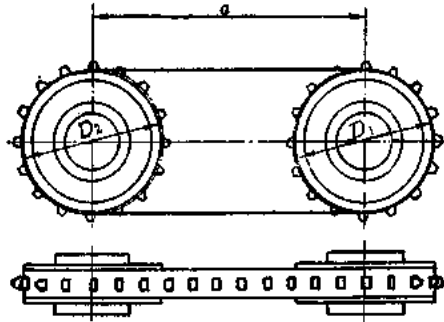


图10-12 齿孔带传动

齿孔带上齿孔的几何尺寸,多与 35(毫米)电影胶卷齿孔的标准相同(见表 10-1)。常用厚度为 0.15~0.25(毫米)的涤纶或三醋酸纤维素制造齿孔带,其机械物理性能可查阅有关设计手册。

表10-1 35(毫米)胶卷齿孔尺寸标准

名称与尺寸公差(毫米)	
齿片宽 $B = 34.97 \pm 0.03$	
齿孔高 $H = 1.98 \pm 0.015$	
齿孔宽 $b = 2.8 \pm 0.015$	
齿孔纵跨距 $T_1 = 4.75 \pm 0.015$	
齿孔横跨距 $a_c = 25.37 \pm 0.05$	
齿孔边距 $a_0 = 2.0 \pm 0.05$	
双排齿孔交错量 $c_a \leq 0.03$	

齿轮的齿形有渐开线和圆弧两种。为便于轮齿加工,多选用渐开线齿形。这种齿轮的尺寸主要由与它相啮合的齿孔带的参数确定。计算时,如不考虑孔带的自然收缩率,则孔带纵跨距 T_1 与齿距 t_d 相等。而实际上因孔带的自然收缩,孔距尺寸不断减小,当到某一定值后才稳定下来。故若考虑收缩率,则齿轮的齿距 t_d 为

$$t_d = T_1 - T_1 S_r \quad (10-16)$$

式中 T_1 ——齿孔纵跨距(毫米);

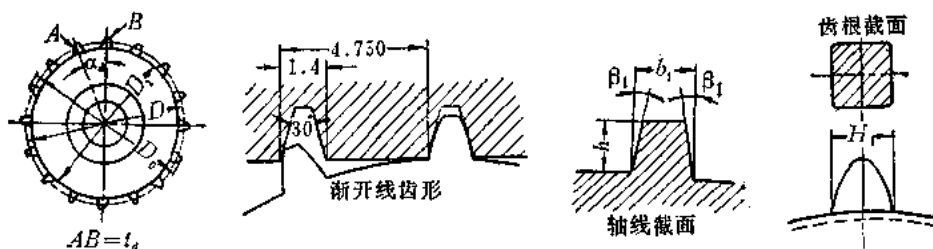
S_r ——孔带的相对收缩率。

一般三醋酸纤维素的相对收缩率为 $S_r = 0.2\%$,如选用 35(毫米)胶卷的齿孔尺寸,则齿距

$$t_d = 4.75 - \frac{4.75 \times 0.2}{100} = 4.7045(\text{毫米})$$

齿轮的齿数可根据传动比要求确定。齿轮的几何尺寸可按表 10-2 确定。

表10-2 齿轮几何尺寸



名称	公式	名称	公式
最小节圆直径 D (毫米)	$D = (2M \textcircled{1} / P_p \textcircled{2}) \times 10^3$	顶圆直径 D_0 (毫米)	$D_0 = D_f + 2h$
齿距 t_d (毫米)	$t_d = T_1 - T_1 S_f$	齿宽 b_1 (毫米)	$b_1 = 1.52 \textcircled{3}_{-0.1}$
最小齿数 Z	$Z = \pi D / t_d$	齿厚 H_1 (毫米)	$H_1 = 1.4 \textcircled{3}_{-0.05}$
齿高 h (毫米)	$h = 1.3$	齿侧面角 β_f	$\beta_f = 7.5^\circ \sim 10^\circ$
根圆直径 D_f (毫米)	$D_f = D - h_f \textcircled{4}$	齿距角 α_d 的公差	$\Delta \alpha_d = \pm (0.75' \sim 1.5')$

- ① M 为齿轮传递的力矩 (牛·米);
- ② P_p 为齿孔带允许拉力 (牛);
- ③ h_f 为齿孔带的厚度 (毫米)。

齿轮材料常用硬铝、优质碳素结构钢和碳素工具钢等，也可用塑料。为增加齿轮工作寿命，齿面可镀铬、渗氮硬化或表面淬火。

§ 4 齿形带传动

一、齿形带的特点和应用

齿形带是综合了带传动和链传动优点的新型传动带 (见图 10-13)。它以钢丝绳为强力层，外面用橡胶或聚氨酯包覆，带的工作面压制齿形，与齿轮作啮合传动。由于钢丝绳在承受负荷后仍能保持齿形带的节距不变，故无相对滑动。它的传动形式如图 10-2 所示。

这种带传动所传递的线速度可高达 40 米/秒 (有时允许 80 米/秒)，功率可达 100 千瓦，传动比可达 10 (有时允许 20)，传动效率约为 0.98 左右。与一般带传动相比，它有以下特点：

- (1) 齿形带与带轮的齿相啮合，无滑动，

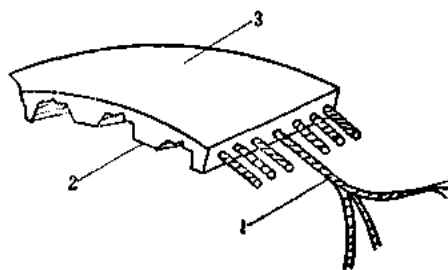


图10-13 聚氨酯齿形带结构
1—强力层；2—带齿；3—带背。

传动较准确；

- (2) 不依靠摩擦传动，预张紧力小，轴和轴承上所受压力小；
- (3) 齿形带较薄，允许线速度高；带轮直径小，所占空间小，重量亦轻；
- (4) 安装要求较高，中心距要求严格；
- (5) 目前，价格较高。

二、齿形带的结构和规格

A. 结构

齿形带由强力层和基体两部分组成（见图 10-13）。强力层是齿形带的抗张元件，用来传递动力并保证齿形带在工作时的节距不变。我国现多采用伸长率小、疲劳强度高的钢丝绳索。国外还有用玻璃纤维的。齿形带的基体包括带齿和带背。带齿应与带轮的齿正确啮合。带背用来粘结、包覆强力层。基体的材料应具有良好的耐磨性、强度、抗老化性以及与强力层的粘结性。常用的材料有：

1. 聚氨酯 我国生产的齿形带主要采用液体浇注型聚氨酯。它具有良好的耐油性和耐磨性。工作温度范围为 $-20 \sim +80^{\circ}\text{C}$ 。但散热性能较差，遇高温蒸汽或热水易损坏，成本较高。在带背的内表面，有尖角凹槽，除工艺要求外，它可增加齿带柔性，排除运转过程中齿间的残留空气，消除噪声。

2. 氯丁橡胶 国外产品常采用这种材料。并在其内、外表面贴覆一层锦纶织物，以增加耐磨性。

B. 主要参数和规格

齿形带的主要参数是齿的周节 t （见图 10-14）。由于强力层的中心线即齿形带的节线，节线周长 L ，称为公称长。相邻两齿对应点沿节线度量的弧长即齿形带的周节 t ，轮齿模数 $m = t/\pi$ 。国产齿形带采用模数制，尺寸规格见表 10-3、表 10-4、表 1-5。

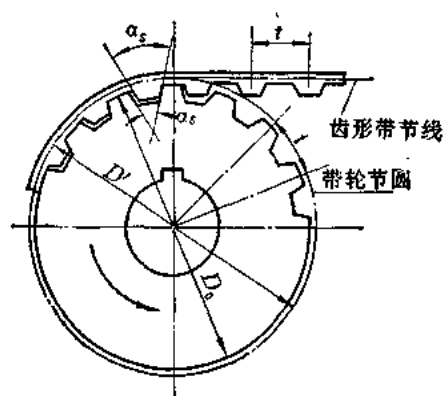
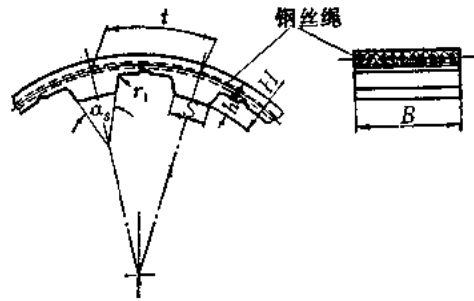


图 10-14 齿形带的尺寸参数

表10-3 齿形带的齿形尺寸、重量及负荷规格



模数 m (毫米)	周节 $t = \pi m$ (毫米)	齿厚 $S = m$ (毫米)	齿高 $h = 0.5m$ (毫米)	齿带高 $H = m$ (毫米)	齿形角 α_s (度)	齿底到节 线间距离 $h_d = 0.25m$ (毫米)	齿根圆角 半径 $r_1 = 0.1m$ (毫米)	单位宽度单 位长度重量 q (牛/毫米·米)	单位宽度 破坏负荷 Q (牛/毫米)
1.5	4.71	1.5	0.75	1.5	50	0.375	0.15	0.012	2.0
2	6.28	2	1	2	50	0.5	0.2	0.016	5.0
3	9.42	3	1.5	3	50	0.75	0.3	0.024	7.5
4	12.56	4	2	4	40	1	0.4	0.031	12.5
5	15.70	5	2.5	5	40	1.25	0.5	0.039	17.5
7	21.98	7	3.5	7	40	1.75	0.7	0.054	22.5
10	31.4	10	5	10	40	2.5	1.0	0.077	30.0

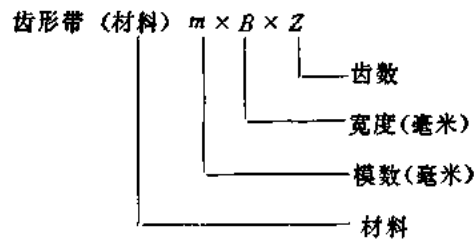
表10-4 齿形带的齿数和长度规格

齿数 Z	模数 m (毫米)						
	1.5	2	3	4	5	7	10
齿带长度 L_0 (毫米)							
32	150.8	201.1					
36	169.6	226.2	339.3				
40	188.5	251.3	377.0	502.7			
45	212.0	282.7	424.1	565.5	706.85	9809.6	
50	235.6	314.2	471.2	628.3	785.4	1099.6	1570.8
55	259.2	345.6	518.4	691.1	863.9	1209.5	1727.9
60	282.7	377.0	565.5	754.0	942.5	1319.5	1885.0
66	306.3	408.4	612.6				
70	329.8	439.8	659.7	880.0	1099.6	1539.4	2199.1
75	353.4	471.2	706.9				
80	377.0	502.7	754.0	1005.3	1256.6	1759.3	2513.3
85	400.6	534.1	801.1				
90	424.1	565.5	848.2	1131.0	1413.7	1979.2	2827.4
95	447.7	596.9	895.4				
100	471.2	628.3	942.5	1256.6	1570.8	2199.1	
110	518.4	691.1	1036.7	1382.3	1727.9	2419.0	
120	565.5	754.0	1131.0	1508.0	1885.0	2638.9	
140		880.0	1319.5	1759.3	2199.1		
160		1005.3	1508.0	2010.6	2513.3		
180		1131.0	1696.5	2261.9			
200		1256.6	1885.0	2513.3			

表10-5 齿形带的宽度规格

宽度 B (毫米)	8	10	12	16	20	25	32	40	50	60	80	100	120
模数 m (毫米)													
1.5	0	0	0	0	0	0							
2		0	0	0	0	0	0	0					
3			0	0	0	0	0	0	0				
4				0	0	0	0	0	0	0			
5					0	0	0	0	0	0	0		
7						0	0	0	0	0	0	0	
10							0	0	0	0	0	0	0

齿形带的标注方法



如采用聚氨酯材料, 则不必注明, 如用橡胶则应注明。

例: 模数为 2, 宽 10(毫米), 齿数 70 的聚氨酯齿形带的标注为

齿形带 $2 \times 10 \times 70$

三、齿形带轮的结构和尺寸

A. 常用结构

带轮结构形式分无边和有边两种。由于钢丝绳是由多股细钢丝拧制而成, 故齿形带工作时会有轻度的侧向推力。为防止工作时带可能脱落, 一般在小带轮两边有挡边 (见图 10-15 中 (b)、(d)), 而大轮则无挡边 (见图 10-15 中 (a)、(c)); 或大、小两带轮均单面

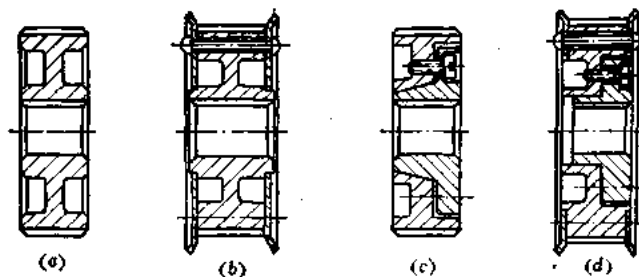


图10-15 带轮结构形式

有边, 但挡边各在不同的一侧。当传动中心距大于 8 倍小带轮的直径时, 则两带轮均应有挡边。当带轮轴线垂直于地面时, 一般均需要有挡边, 或至少主动轮的两侧和从动轮下侧应有挡边。挡边的厚度一般为 2~3 (毫米), 按带的厚度和长度选定。带轮的宽度可比齿

带宽 3~10(毫米)。

带轮与轴除用键联接外,也可采用锥套形式(见图 10-15 中(c)、(d)),这种结构适用于两轴中心距不变,但要求装拆齿带方便时。

B. 带轮的主要参数及尺寸

1. 带轮的节圆与周节 带轮的节圆必须与齿形带的节线相重合,即带轮沿节圆度量的周节必须与齿形带的周节 t 相等,或带与带轮的模数 m 相同(见图 10-14)。

以 Z' 表示带轮的齿数,则带轮的节圆直径 D' (毫米)为

$$D' = mZ'$$

2. 带轮的齿形角 齿形带的齿应与带轮的齿正确啮合和接触,故带轮的齿槽角应与齿形带的齿形角 α_s 相同(见图 10-14)。

带轮的几何尺寸计算见表 10-6。

表10-6 带轮计算表

名 称	公 式
节圆直径 D' (毫米)	$D' = mZ'$
顶圆直径 D_0 (毫米)	$D_0 = D' - 2h_d$ ①
顶圆周节 t_0 (毫米)	$t_0 = \frac{\pi D_0}{Z'}$ 或 $t_0 = t$ ② - $\frac{2h_d\pi}{Z'}$
径向间隙 c_d (毫米)	$c_d \geq 0.5 \sim 1$
齿侧间隙 c_1 (毫米)	c_1 ③ = $(0.2 \sim 0.3)m$
齿形角 α_s ④(度)	
齿顶圆角半径 r_2 (毫米)	$r_2 \approx 0.2m$

① $h_d = 0.25m$;

② 小模数取大值,大模数取小值;

③ 见表 10-3;

④ $t = \pi m$ 。

C. 带轮的材料及制造精度

带轮材料一般采用铸铁或钢,高速、小功率时可采用塑料或轻合金。带轮的制造精度推荐为:外圆直径公差 d_s ;轴孔直径公差 D_s ;齿形角公差 $+2'$;外圆光洁度 $\nabla 6$;齿面光洁度 $\nabla 6$ 。

四、齿形带传动的设计程序

设计齿形带传动时,一般给定的条件是:传动的功率、转速、传动比以及传动系统可能布置的空间和工作条件等。

设计计算程序如下:

A. 确定模数 m 、带轮的齿数 Z'_1, Z'_2 和节圆直径 D'_1, D'_2

(1) 先根据转速、传动比和安装空间等条件, 初步估计带轮的节圆直径和齿形带的线速度。小带轮直径在可能条件下可稍大, 以改善齿带的弯曲疲劳性能。但应注意它的线速度 v 不超过 40(米/秒)。

$$v = \frac{\pi D'_1 n_1}{6 \times 10^4}$$

式中 D'_1 ——小带轮的节圆直径(毫米);

n_1 ——小带轮的转速(转/分)。

(2) 根据传递的功率 N 和初步估计的齿带线速度 v , 由图 10-16 选择模数 m 。应注意图 10-16 中的横坐标系表示齿带每 10 毫米宽所能传递的功率。因此, 在按上图选择模数时, 还应根据给定的条件按表 10-5 初步估计一个拟采用的齿带宽度 B 。如模数一定, 齿带宽度以一定的倍数增减, 则齿带所能传递的功率也以相同的倍数增减。

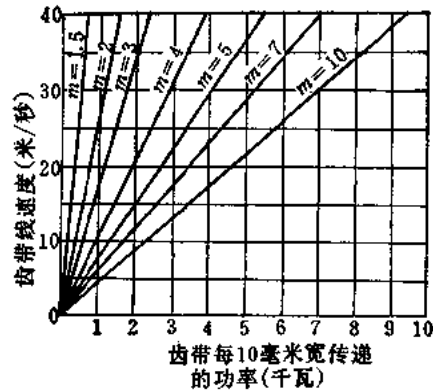


图10-16 齿带每10毫米宽传递的功率(千瓦)

(3) 选定模数 m 后, 再确定带轮的齿数和节圆直径。但小带轮的最小齿数不得小于表 10-7 中数值。

表10-7 带轮的最小齿数

模数 m (毫米)	带轮最大转速 n_{max} (转/分)		
	≤ 1000	1500	3000
	带轮最小齿数 Z_{min}'		
1.5	12	14	16
2	14	16	18
3	16	18	20
4	18	20	22
5	18	20	22
7	20	22	24
10	22	24	26

即

$$\text{小带轮齿数 } Z'_1 \geq Z'_{min}; \quad Z'_2 = i Z'_1$$

$$D'_1 = m Z'_1; \quad D'_2 = m Z'_2$$

式中 Z'_1, Z'_2 ——分别为小带轮和大带轮的齿数;

D'_1, D'_2 ——分别为小带轮和大带轮的节圆直径(毫米);

i ——传动比;

m ——模数(毫米)。

B. 确定齿形带的长度 L 和齿数 Z , 以及传动中心距 a

(1) 可先初步确定中心距 a_0 , 并用下式估算齿形带的长度 L

$$L \approx 2a_0 + \frac{\pi}{2}(D'_1 + D'_2) + \frac{(D'_2 - D'_1)^2}{4a_0}$$

(2) 按上式算得的 L 值, 在表 10-4 所列出的齿形带长度规格中找出最接近的数值, 确定所拟采用的齿形带长度 L_0 和齿数 Z 。

(3) 按选定的齿形带长度, 由下式确定中心距 a

$$a = \frac{1}{4} \left[L_0 - \frac{\pi}{2} (D'_1 + D'_2) \right] + \sqrt{\frac{1}{16} \left[L_0 - \frac{\pi}{2} (D'_1 + D'_2) \right]^2 - \frac{1}{8} (D'_2 - D'_1)^2}$$

(4) 校验小带轮与齿带啮合齿数 Z_0 。

对于图 10-2 中 (a) 所示的传动, 如小带轮与齿形带啮合的齿数 Z_0 和包角 α_1 的关系为

$$\frac{Z_0}{Z'_1} = \frac{\alpha_1}{360^\circ}$$

将该式代入包角公式 (10-4), 可得小带轮啮合齿数

$$Z_0 = \left(\frac{1}{2} - \frac{D'_2 - D'_1}{6a} \right) Z'_1 \quad (10-17)$$

若 Z_0 过小, 会引起齿侧面磨损过快。故最少啮合齿数 Z_0 一般不少于 6 齿。当 $m \leq 2$ 时, 最少齿数不小于 4 齿。当不满足上述要求时, 可增大中心距, 或在带轮直径不变的情况下, 采用较小模数、增加带轮齿数的方法来增大啮合齿数。

C. 确定齿形带宽度 B

(1) 计算出齿形带线速度 v (米/秒)

$$v = \frac{\pi D' n}{60000}$$

式中 D' ——带轮节圆直径 (毫米);

n ——带轮的转速 (转/分)。

(2) 求齿形带有效张力 P_e (牛)

$$P_e = \frac{1020 N}{v} \quad (10-18)$$

(3) 求齿形带单位宽度的许用张力 $[P]$ (牛/毫米)

$$[P] = \frac{Q}{K_r} c_1 c_2 \quad (10-19)$$

式中 Q ——齿带单位宽度的破坏负荷 (牛/毫米, 见表 10-3);

K_r ——安全系数, 一般 $K_r = 5 \sim 6$;

c_1, c_2 ——分别为传动比系数和张紧轮系数, 见表 10-8、表 10-9。

表 10-8 传动比系数 c_1

i ●	$> 1 \sim 0.8$	$0.8 \sim 0.6$	$0.6 \sim 0.4$	$0.4 \sim 0.3$	0.3 及以下
c_1	1	0.95	0.9	0.85	0.8

● 传动比 $i = n_1/n_2$, n_1 为主动轮转速; n_2 为从动轮转速。

表10-9 张紧轮系数 c_2

张紧轮数目	0	1	2
c_2	1	0.9	0.8

(4) 求所需齿形带宽度 B (毫米)

$$B = \frac{P_e}{[P]} \quad (10-20)$$

按求出的 B 值, 查表 10-5 确定齿形带宽度。

D. 按前述有关知识, 确定带轮的结构并计算其尺寸

五、传动设计中应注意的问题

为了提高齿形带的使用寿命, 尽可能不用张紧轮。但如中心距不可调整, 使用张紧轮来调整预张力时, 张紧轮一般应装在齿形带松边的内周上, 这时, 齿形带弯曲疲劳情况比装在外周要好些。但其直径应不小于带轮直径。如张紧轮装在外周时, 其直径要更大些。

如传动中不用张紧轮, 为保证齿带张紧, 传动轴中心距应可调, 可调距离约为 $(5 \sim 7)m$ (m ——模数)。若两中心距不可调时, 则中心距应有足够精度。带轮应采用图 10-18 中 (c)、(d) 两种形式。

两传动轴的不平行度一般允许为 $0.1:100$ 左右, 否则齿形带在工作时会跑偏, 甚至脱离带轮。

第十一章 凸轮与间歇机构

§ 1 凸轮机构的特点、应用和种类

一、凸轮机构的特点和应用

各种自动控制仪器和装置中，常常需要从动件的位移、速度和加速度严格地依照预定的规律变化。尤其是在主动件作连续运动，而从动件必须作间歇往复运动时，用凸轮机构来实现预定的运动规律最简单。

图 11-1 中 (a) 为光学仪器连续变倍的变焦距物镜结构图。其物镜是由一套透镜组成，7 为固定透镜，透镜 2、4 可以沿光轴移动。移动透镜 2、4 可以改变放大倍数。其运动情况如图 11-1 (b) 所示。通过手柄 10 可以转动圆柱凸轮 3。圆柱凸轮 3 上的曲线沟槽推动圆柱销 8、9 运动。由于圆柱销 8、9 装在物镜座 2、4 上，镜座内的物镜也随之运动。但在轮 3 内装有轴套 5，套上开有平行于光轴的槽 α ，圆柱销 8、9 放在槽 α 中，致使物镜座 2、4 只能沿光轴方向移动。沿光轴移动物镜座 2、4 可以改变物镜的组合焦距而获得不同的放大倍率。即在不改变拍摄物体与摄影机之间距离的条件下而改变放大倍率。因此，这种物镜获得广泛运用。

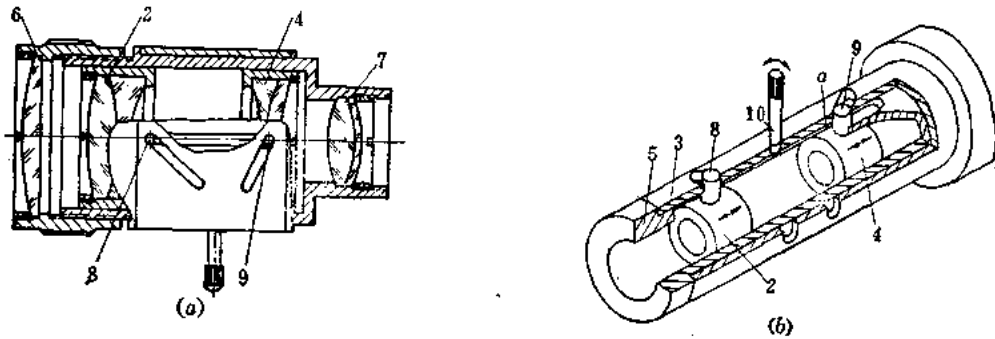


图11-1 连续变倍机构

由上述例子可知，采用凸轮机构可以将凸轮的等速度连续回转运动，转换成从动件连续的或间歇的直线往复移动或摆动，从而实现仪器所要求的运动规律。

此外，从图例中可以看到除机架外，凸轮机构是由凸轮和从动件两个构件组成。凸轮是一个具有曲线轮廓或凹槽的构件。凸轮机构的最大特点是只要选择适当的凸轮轮廓，便可使从动件得到预期的复杂运动规律，而机构却比较简单紧凑。但由于凸轮与从动件为点或线接触，故磨损较严重。当轮廓曲线选择不当时，有冲击及噪声。故凸轮机构适用于复杂而传递动力较小的控制和调节机构中。

二、凸轮机构的种类

为了实现各种运动变换和适应不同的工作条件，凸轮机构的种类很多。

就凸轮的形状和运动特点，可分为三大类：

(1) 平板凸轮（或称盘状凸轮），如图 11-2 中 (a) 所示。这种凸轮是具有变化向径的盘形构件，其从动件在垂直于凸轮回转轴的平面内运动（直线往复运动或摆动）。从动杆在回程中主要靠弹簧的作用而运动，此时，若弹簧力不足，则从动杆的运动将不确定。

(2) 移动凸轮，如图 11-2 中 (b) 所示。这种凸轮可视为回转轴在无穷远处的平板凸轮。凸轮作直线运动而推动从动杆作直线往复移动或摆动。

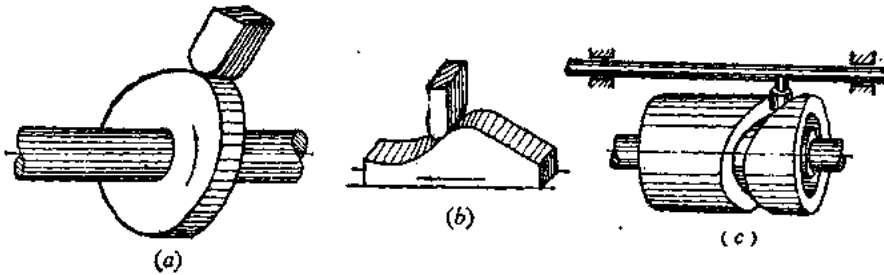


图 11-2 凸轮的类型

(3) 圆柱凸轮，如图 11-2 中 (c) 所示。这种凸轮可看成将移动凸轮围绕在圆柱体上而成。由于圆柱凸轮可以展成移动凸轮，故其工作原理如同移动凸轮。

平板凸轮和移动凸轮与其从动杆间的相对运动是平面运动。圆柱凸轮与其从动杆间的相对运动为空间运动。故前者属于平面凸轮机构，后者为空间凸轮机构。

设计时选用哪一种凸轮，取决于仪器的结构、布置及从动杆的运动平面与凸轮旋转轴线的（或运动平面）相对位置。

圆柱凸轮可以展开为移动凸轮，而移动凸轮又可分为平板（盘状）凸轮的特例。平板凸轮运用得最广泛，是最基本的形式。本章主要讨论平板凸轮。

按凸轮机构从动杆的形状，也可分为三类：

(1) 尖顶从动杆凸轮机构，如图 11-3 中 (a) 和 (b) 所示。这是一种最简单的从动杆形式。杆能与凸轮所有的点接触，从而保证所需的运动。但从动杆与凸轮的接触，理论上是点接触，接触应力高，而且与凸轮表面轮廓之间有相对滑动，故易磨损，所以此种结构仅用于受力不大和速度较低的情况。

(2) 滚子从动杆凸轮机构，如图 11-3 中 (c) 和 (d) 所示，在从动杆尖端上装一滚轮，则从动杆与凸轮之间为线接触。其两者的相对运动为滚动，改善了摩擦情况，减少了磨损。

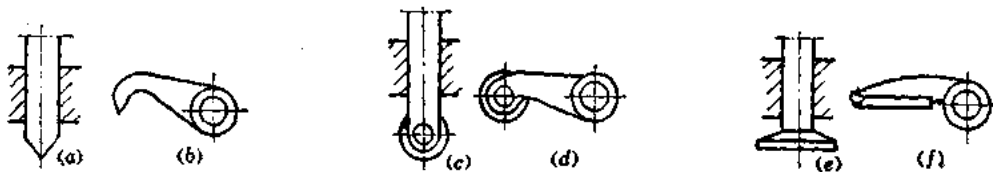


图 11-3 凸轮机构从动杆的类型

(3) 平底从动杆凸轮机构，如图 11-5 中 (e) 和 (f) 所示。这种结构只能用于凸轮轮廓外凸的平板凸轮机构。其优点是在不考虑摩擦时，凸轮与从动杆之间的作用力始终

垂直于平底，传动效率高。常用于高速机构中。

三种从动杆中以滚子从动杆为最常用，而尖顶从动杆为最基本。所以本章着重讨论尖顶从动杆平板凸轮机构及滚子从动杆平板凸轮机构的设计特点。

§ 2 凸轮机构的受力分析

凸轮机构的受力情况对其工作质量的好坏有很大影响。受力情况不好的凸轮机构传动效率很低，磨损严重，寿命不长，甚至可能自锁。因此，需要对凸轮机构进行力的分析。

图 11-4 所示为平板凸轮推动尖顶从动杆移动的情况。 Q 为从动杆所受负荷， R 为凸轮对从动杆的作用力。若不考虑从动杆与凸轮表面接触处的摩擦，则作用力 R 是沿着接触点公法线 $n-n$ 方向。若将作用力 R 分解为沿着从动杆端点的速度方向的分力 $R \cos \alpha$ 和垂直于该速度方向的分力 $R \sin \alpha$ 。从图中可知， $R \cos \alpha$ 是用来克服负荷 Q 的有效分力；而 $R \sin \alpha$ 使从动杆在运动中产生摩擦阻力，是有害分力。有效分力 $R \cos \alpha$ 随着 α 角的增大而减小，有害分力 $R \sin \alpha$ 则随角 α 增大而加大，所以在相同负荷下， α 角越大凸轮传动越费力；反之， α 角越小，越省力。当考虑摩擦时，作用力 R 不是沿法线方向而是偏移一个摩擦角 ρ ，如图 11-5 所示。这时有有效分力为 $R \cos(\alpha + \rho)$ ，有害分力为 $R \sin(\alpha + \rho)$ 。此时分力虽与不考虑摩擦时不同，但仍是受 α 角的影响。其有效分力仍随 α 角增大而减小，而有害分力随 α 角增大而增大，故 α 角可做为判断凸轮机构受力情况好坏的指标。 α 角称为凸轮机构的压力角。所谓压力角即凸轮与从动杆之间的法向力的方向线和从动杆端点的速度方向线之间的夹角（锐角）。

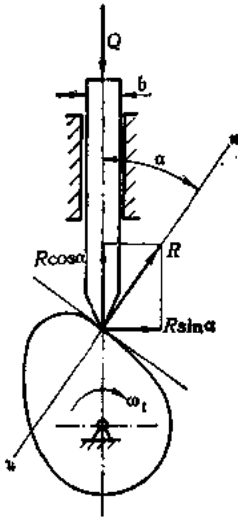


图11-4 凸轮机构受力情况

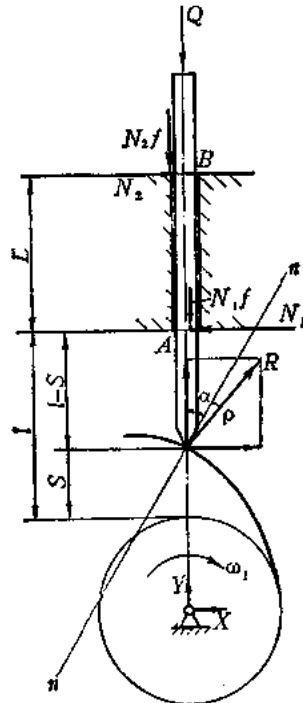


图11-5 考虑摩擦时的受力分析

当凸轮推动从动杆上升时，从动杆所受的力有：

Q ——作用在从动杆上的负荷（包括重力，弹簧力和惯性力）；

R ——凸轮对从动杆的推力。由于存在摩擦，推力 R 从法线 $n-n$ 方向偏移一摩擦角 ρ ，偏移的方向与凸轮转动方向一致；

N_1, N_2 ——从动杆导路 A, B 两点的法向反力。由于存在间隙, 在有害分力 $R \sin(\alpha + \rho)$ 的作用下, 从动杆歪斜, 故可视为两点支承;

$N_1 f, N_2 f$ ——由 N_1, N_2 产生的摩擦力 (f 为摩擦系数)。

在这些力的作用下, 从动杆处于平衡状态, 故可以写出力系平衡方程式

$$\Sigma F_y = R \cos(\alpha + \rho) - Q - (N_1 + N_2) f = 0 \quad (11-1)$$

$$\Sigma m_A(F) = N_2 L - R \sin(\alpha + \rho)(l - s) = 0 \quad (11-2)$$

$$\Sigma m_B(F) = N_1 L - R \sin(\alpha + \rho)(L + l - s) = 0 \quad (11-3)$$

由式 (11-2), (11-3) 分别解出 N_1, N_2 , 代入式 (11-1)

得

$$R = \frac{Q}{\cos(\alpha + \rho) - \sin(\alpha + \rho) \cdot f \left(1 + \frac{2l - 2s}{L} \right)} \quad (11-4)$$

从式 (11-4) 中可以看到, 为了克服负荷 Q 而使从动杆产生运动, 所需推力 R 的大小与 α, ρ 、摩擦系数 f 、结构尺寸 L, l 等因素有关。 α 角增大, 推力 R 增大; 摩擦角 ρ 增大, R 也增大; f, L, l 增大, R 也增大。 R 的增大意味着机构效率降低, 磨损加剧。当式 (11-4) 右端的分母为零时, $R = \infty$ 。即为了克服一定的负荷 Q , 无论施加多大的推力 R 也不可能使从动杆运动。这种现象称为凸轮机构的自锁。

为避免自锁, 减少磨损, 提高效率, 使式 (11-4) 右端分母大于零, 即应使凸轮在每一位置时都符合

$$\operatorname{tg}(\alpha + \rho) < \frac{1}{f \left(1 + \frac{2l - 2s}{L} \right)} \quad (11-5)$$

为此, 在设计凸轮机构时应采取以下措施:

(1) 减小 α 。在保证从动杆运动规律的情况下, 唯一有效的办法是增大凸轮的基圆半径 r_0 。基圆半径是凸轮的最小向径。以凸轮回转中心为圆心, 以最小向径为半径所作的圆称为基圆。

从图 11-6 可知, 在运动规律不变 (凸轮转过相同角度, 从动杆上升的距离相同, $h' = h$) 的条件下, 基圆半径 r_0 越大的凸轮轮廓将趋向平缓, 因而轮廓上各点的压力角 α 也将相应减小 ($\alpha' < \alpha$)。

由上述分析说明, 从受力情况及凸轮结构的尺寸考虑, 两者对凸轮机构压力角提出了相互矛盾的要求。从受力情况出发, 则应使基圆半径大些。而从结构考虑, 要使结构紧凑, 则应使凸轮基圆半径小些。设计时, 即要使机构紧凑, 又要传动省力, 故在缺乏具体资料时, 压力角的许用值 $[\alpha]$ 可取:

移动从动杆完成工作行程 (即速度 v_2 与负荷 Q 指向相反) 时: $[\alpha]_r \leq 30^\circ$

摆动从动杆完成工作行程时: $[\alpha]_l \leq 45^\circ$

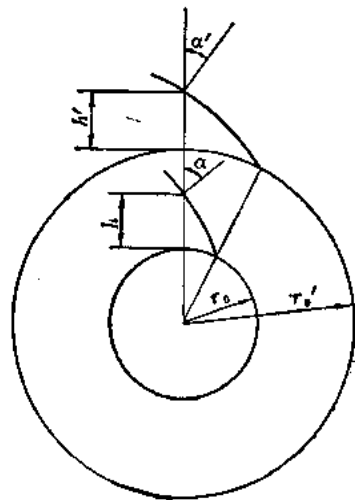


图11-6 基圆半径对压力角的影响

两者回程时: $[\alpha]_2 \leq 80^\circ$

回程时, 负荷 Q 与从动杆速度 v_2 的方向一致, 此时 Q 不是阻力而是推动力, 凸轮只起支承和控制从动杆“下降”速度的作用。实际上不会产生自锁。

上面推荐的压力角数值不是绝对的。要依具体情况进行选择。

(2) 使 L 尽可能大, l 尽可能小。 L 大会使结构庞大, 而 l 小又受到从动杆升程的限制。若采用图11-7所示结构, 凸轮对从动杆的推力 R 的作用情况可以改善, L 的大小对 R 也不发生影响。

(3) 减小 f 和 ρ 。选择减磨性能好的导路材料, 改善润滑条件, 改滑动摩擦为滚动摩擦等措施可减小 f 。采用滚动摩擦可以减小 ρ , 即将尖顶从动杆改为滚子从动杆, 而且滚子半径取大些更好, 但却给凸轮轮廓设计带来问题, 可能使凸轮尺寸缩小而使压力角增大等。

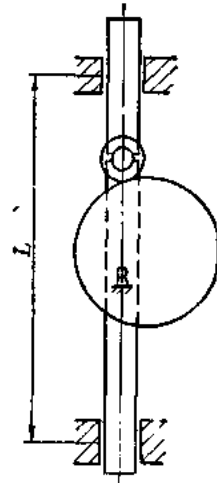


图11-7 减小结构参数的影响

§3 凸轮轮廓设计

凸轮机构中从动杆的运动规律决定于凸轮轮廓的形状。为使从动杆获得一定的运动规律, 必须适当地设计凸轮的轮廓曲线。因此, 凸轮机构的设计主要是按从动杆的运动规律来设计凸轮的轮廓曲线。设计方法很多, 本章仅讨论作图法设计凸轮的轮廓曲线。

一、凸轮的的经验设计

在机构工作中, 如仅要求当凸轮转过某一角度时, 从动杆完成一定的升程或一定摆角, 对于从动杆在完成升程或摆角中的运动规律如何则不作严格要求。为简化工作, 这时可以不选择运动规律, 而直接绘制凸轮轮廓, 用便于制造的曲线(如圆弧或直线)连成光滑的轮廓曲线即可, 这种设计称为“经验”设计。

例题: 工作要求: (1) 当凸轮顺时针转过 75° 时, 从动杆上升 20 (毫米); (2) 凸轮继续转过 75° 时, 从动杆下降 20 (毫米); (3) 凸轮转过其余 210° 时, 从动杆静止不动 (如图 11-8 所示)。

此凸轮的设计步骤如下:

(1) 任选凸轮的回转中心 O , 并假定从动杆端点的最低位置与凸轮回转中心间的距离为 OA (即凸轮基圆半径 r_0)。

(2) 在 OA 的延长线上取 AB 等于从动杆的最大行程 20 (毫米)。

(3) 在与凸轮转向相反的方向, 通过 O 点作一直线 OB' 使其与 OA 成 75° 角。

(4) 以 O 点为圆心, OB 为半径作一弧与 OB' 相

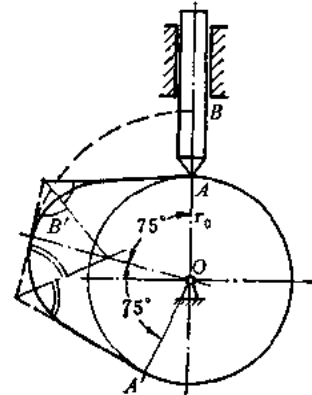


图11-8 凸轮经验设计法

交于 B' 点。

(5) 用直线和圆弧构成 AB' 部分及 $B'A'$ 部分轮廓曲线。

(6) 凸轮转过其余的 210° 时, 因从动杆是静止不动的, 所以此时的轮廓曲线为一以凸轮回转中心 O 为圆心, OA 为半径的圆弧。

(7) 校核轮廓上的压力角, 若有某点压力角过大, 则须取较大的基圆半径, 重新进行设计。

二、按从动杆运动规律设计凸轮轮廓的作图法

如从动杆的运动规律有特殊要求, 即不仅要求凸轮转过一定的角度时从动杆完成一定的升程或摆角, 而且还要求从动杆在完成一定的升程或摆角的过程中, 按一定的运动规律进行运动。这种运动规律是与总体设计密切相关的。

下面讨论在运动规律已知的条件下如何进行设计。

A. 尖顶移动从动杆平板(盘状)凸轮机构的凸轮轮廓作图法

图 11-9 所示为尖顶移动从动杆平板凸轮机构。已知从动杆的中心线与凸轮回转中心 O 有一偏距 e , 从动杆要求的运动规律可以是函数表达式 $s = f(\varphi)$, 也可用图象或其它方式表达出来。为了物理概念清楚, 用图 11-9 中 (b) 所示图象表示, 图象的横坐标代表凸轮转角 φ , 纵坐标代表从动杆上升或下降的位移 s , 即凸轮按照横坐标代表的转角绕 O 轴转动时, 则从动杆必须按纵坐标代表的位移 s 来移动。只有满足图象所代表的函数 $s = f(\varphi)$ 的凸轮轮廓曲线时, 才能实现预定的运动规律。

凸轮工作时, 凸轮与从动杆都处于运动状态, 故不可能将运动着的凸轮轮廓画出来。

如果运用反转法, 使整个机构以凸轮的角速度 ω_1 反方向绕 O 点转动, 结果相当于凸轮不动, 而从动杆一方面随导路以 $-\omega_1$ 绕 O 轴回转, 另一方面又按图象要求的运动在导路中移动。由于尖顶始终与凸轮轮廓相接触, 所以反转后尖顶运动的轨迹就是凸轮的轮廓曲线。故尖顶移动从动杆平板凸轮轮廓的画法, 其步骤如下:

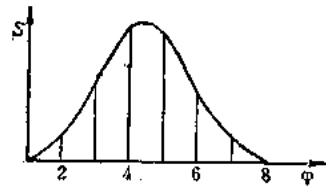
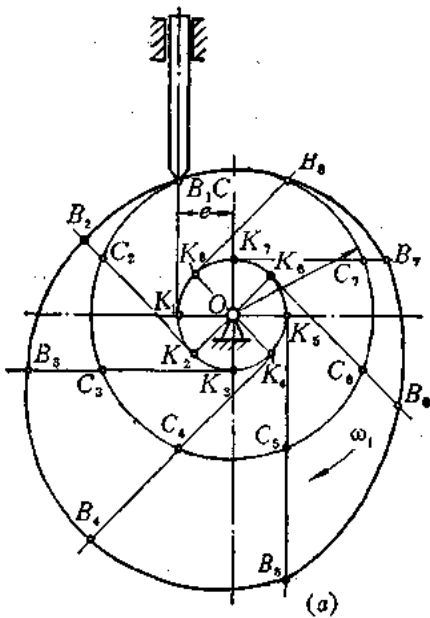


图 11-9 尖顶移动从动杆平板凸轮机构

(1) 以 r_0 为半径, 以凸轮回转中心 O 为圆心做一基圆。

(2) 以偏距 e 为半径, 以 O 为圆心作辅助圆。把辅助圆分为若干等分(例如 8 等分)。过各等分点作辅助圆的切线, 这些切线就是导路相对凸轮运动的各个位置。

(3) 把位移曲线的横坐标分为相应的等分。

(4) 从位移曲线上量取 1、2、3、…各点的位移值（即位移曲线相应点的纵坐标），按 $-\omega_1$ 的方向，在辅助圆各相应等分点的切线上从切线与基圆的交点 C_1 、 C_2 、 C_3 、…量取线段 C_1B_1 、 C_2B_2 、 C_3B_3 、…分别等于位移曲线上 1、2、3、…点的位移值，用光滑曲线连接 B_1 、 B_2 、 B_3 、…各点，即得到凸轮的轮廓曲线。

B. 滚子移动从动杆平板凸轮机构的凸轮轮廓作图法

(1) 在滚子从动杆与凸轮相对运动的过程中，滚子中心到凸轮轮廓的法向距离始终是不变的（等于滚子半径），滚子中心对凸轮运动的轨迹与凸轮的实际轮廓是两条等距曲线。

(2) 滚子中心点是从动杆末端上的一点，所以可视为尖顶从动杆的顶点。故在滚子从动杆与凸轮相对运动中，此顶点始终与凸轮实际轮廓的等距曲线保持接触，这样，即可视为与尖顶移动从动杆平板凸轮机构完全相同。

(3) 利用前述方法，就可绘制对应顶点的轮廓曲线，此曲线称为理论轮廓。以理论轮廓上各点为圆心，以滚子半径为半径画一系列的圆弧。作这些圆弧的包络线，便得到凸轮的实际轮廓曲线。

(4) 滚子半径直接影响凸轮实际轮廓形状，设计时可按下列经验关系初步选取：

$$r_c \approx 0.5r_0$$

式中 r_c ——滚子半径；

r_0 ——凸轮基圆半径。

§ 4 间歇运动机构

由于仪器工作性质的要求，往往需要机构作周期性的转动或间歇运动，为此，常采用槽轮机构（马尔他机构）和棘轮机构等间歇运动机构。下面讨论这两种机构的工作原理及主要类型。

一、槽轮机构

槽轮机构是常用的一种间歇运动机构。它可以把主动轴的连续等速转动变为从动轴的间歇转动。它主要由槽轮和装有滚子的转臂（亦称拨盘）组成。转臂一般为主动件，作等速连续转动，槽轮被拨动作间歇转动。槽轮机构的类型很多，一般有三个、四个或六个以至更多凹槽的槽轮。最常见的是开有径向等分槽的外槽轮机构，如图 11-10 所示。在电影机械中常用的是四槽槽轮机构。

A. 工作原理与运动特性

如图 11-10 中 (a) 所示，当主动转臂 1 上的滚子 3 进入槽轮 2 的轮槽后，拨动槽轮旋转；而当滚子由槽轮中退出后，槽轮则处于静止状态。转臂继续旋转，当滚子 3 进入下一轮槽时，槽轮将再次被拨动转位。故可利用槽轮机构把主动轮的连续等速转动变为从动件的周期性间歇运动。

图 11-10 中 (a) 所示为单转臂四槽外槽轮机构。轮槽数 $Z = 4$ ，滚子数 $j = 1$ 。从图可知，当转臂转动一圈时，槽轮转过 20° 角。

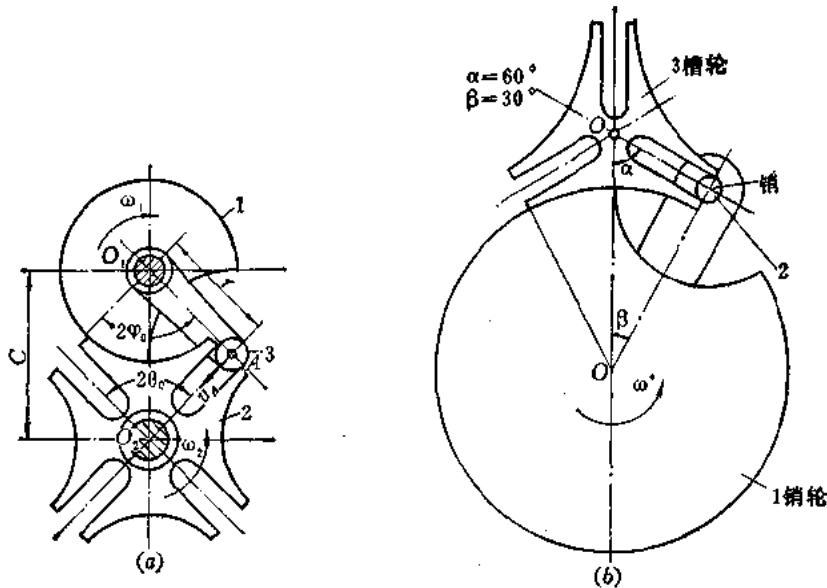


图11-10 单转臂外槽轮机构

$$2\theta_0 = \frac{2\pi}{Z} \quad (11-6)$$

即在转臂的一转中，当转臂转角为 $2\varphi_0$ 时，槽轮转过 $2\theta_0$ ；而当转臂继续转 $2\pi - 2\varphi_0$ 时，槽轮停歇不动。由此可以求出槽轮转动时间 t_1 与停止时间 t_2 的比例，即其间歇运动特性。此特性可用工作性能系数 K 或运动特性系数 τ 表示：

$$K = \frac{t_1}{t_2}, \quad \tau = \frac{t_1}{t} = \frac{t_1}{t_1 + t_2} \quad (11-7)$$

式中 t_1 、 t_2 和 t 分别为一个工作循环中槽轮的转动时间，停歇时间和总时间（一次循环的时间）。当转臂的角速度为常数时，上式可写成

$$K = \frac{2\varphi_0}{2\pi - 2\varphi_0}, \quad \tau = \frac{2\varphi_0}{2\pi} \quad (11-8)$$

为了减少机构运动时的冲击，令滚子中心 A 进入轮槽时的速度方向顺着槽的方向，即 $O_1A \perp O_2A$ ，此时槽轮的角速度 $\omega_2 = 0$ 。同理，当滚子退出轮槽时，滚子中心 A 点的速度方向亦应顺着轮槽的方向，也就是说 AO_1O_2 为直角三角形。所以

$$2\varphi_0 + 2\theta_0 = \pi \quad (11-9)$$

则

$$\left. \begin{aligned} K &= \frac{2\varphi_0}{2\pi - 2\varphi_0} = \frac{\pi - 2\theta_0}{\pi + 2\theta_0} = \frac{Z - 2}{Z + 2} \\ \tau &= \frac{2\varphi_0}{2\pi} = \frac{\pi - 2\theta_0}{2\pi} = \frac{Z - 2}{2Z} \end{aligned} \right\} \quad (11-10)$$

由式 (11-7)、(11-10) 可求得

$$t_1 = \frac{Z - 2}{2Z} t, \quad t_2 = \frac{Z + 2}{2Z} t \quad (11-11)$$

表 11-1 中列出了不同槽数的外槽轮机构的工作特性系数和运动特性系数。

B. 参数选择与几何尺寸计算

1. 槽数 Z 首先根据工作要求选取。由表 11-1 得知槽轮静止时间大于运动时间，槽

表11-1 外槽轮机构的间歇运动特性

槽轮槽数 Z	3	4	5	6	8
运动时间 t_1	$\frac{1}{6}t$	$\frac{1}{4}t$	$\frac{3}{10}t$	$\frac{1}{3}t$	$\frac{3}{8}t$
工作特性系数 K	1/5	1/3	3/7	1/2	3/5
停歇时间 t_2	$\frac{5}{6}t$	$\frac{3}{4}t$	$\frac{7}{10}t$	$\frac{2}{3}t$	$\frac{5}{8}t$
运动特性系数 τ	1/6	1/4	3/10	1/3	3/8

数愈少静止的时间愈长，运动时间愈短。例如电影中用槽轮机构带动影片移动。当槽轮转动时，遮光器将光路遮断，银幕发暗；当槽轮静止时，光线通过影片，照亮银幕。为增加银幕的亮度，应使槽轮停歇时间长些，即应选取较少的槽数。

又从式 (11-11) 中可知，槽数 Z 愈少，槽轮转动时间愈短，转过的角度愈大 (θ 大)，槽轮转动的角速度和角加速度必然愈大，则惯性力大，运转不平稳，故槽数 Z 不能太少。因 $0 < \tau < 1$ ， Z 至少为 3 (见图 11-10)。

槽数 Z 多，运动的平稳性好。但由于强度和结构的限制， Z 亦不能过多。一般多采用 $Z = 4$ 的槽轮。

2. 几何尺寸 从式 (11-6) 及图 11-11 可得中心距 C 、转臂半径 r (转臂滚子中心 A 到转轴 O_1 间的距离) 和槽轮名义外圆半径 R 之间的关系为

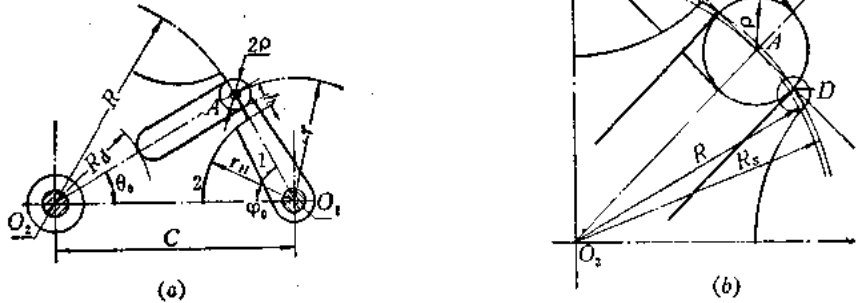


图11-11 槽轮机构尺寸关系

$$C = \frac{r}{\sin \theta_0} = \frac{r}{\sin \frac{\pi}{Z}} = \frac{R}{\cos \frac{\pi}{Z}} \quad (11-12)$$

槽轮名义外圆半径 R 是指当转臂滚子开始进入槽轮时 (即 $\theta + \varphi = 90^\circ$ 时)，槽轮轴心 O_2 至滚子中心 A 之间的距离。

若槽轮的实际外圆半径取为 R 时，则当滚子开始进入轮槽时，将与轮槽两侧顶端有一间隙，如图 11-11 中 (b) 所示。高速运动时将产生冲击，故槽轮的实际外圆半径 R_s 应为槽轮轴心 O_2 至槽轮侧边延长线与滚子切点 D 之间的距离，即

$$R_s = O_2D = \sqrt{O_2A^2 + AD^2} = \sqrt{R^2 + \rho^2}$$

式中 ρ —— 滚子半径，一般取 $\rho \approx r/6$ 。

低速运动，且 ρ/R 较小时，常近似取 R 为实际外圆半径。

槽底半径由图 11-11 中 (a) 可得 $R_d < C - (r + \rho)$ 。

C. 定位装置

槽轮机构在完成转位后，滚子与槽轮分离。为防止槽轮失去控制，自由转动，而在停

歇期间保持固定的位置，需要有定位装置。若拨盘上制出锁止凸圆弧，槽轮上制出锁止凹圆弧，当滚子脱离槽轮时，拨盘上的凸圆弧就进入槽轮的凹圆弧，而使槽轮保持了固定的位置。

设计时，应使锁止圆弧与转臂滚子的位置对称。且使滚子刚进入轮槽时，拨盘上的凸圆弧边缘正好位于槽轮上凹圆弧的中点位置。

由于槽轮是转动机构，其惯性力相对较小，机构中零件的磨损较小，而得到广泛的运用。但在其运动过程中滚子和轮槽间有冲击，加速度变化大，而且在转位的过程中，前半段和后半段角加速度方向不同，因此，槽轮两侧的冲击将交替发生，故此机构只适于低速运转中。

二、棘轮机构

A. 工作原理

棘轮机构是仪器中常用的一种分度和间歇进给机构，由棘爪和棘轮组成。棘爪是主动件，通常作周期性的往复摆动或移动。棘轮是一有特殊齿形的齿轮，在棘爪的推动下作间歇的转动，如图 11-12 所示。

从图 11-12 知，棘爪 1 在摇杆的推动下作周期性摆动。当棘爪进入棘轮齿槽内后，便拨动棘轮转过一齿或数齿；而当棘爪返回时，棘爪在棘轮或齿面上滑过，于是棘轮停止不动。为了防止棘轮逆转，有时在棘轮机构中还装上止回棘爪，如图 11-12 中所所示的棘爪 3。当棘轮工作时，止回棘爪在棘轮齿面上滑过。而当棘轮在停止期间，止回棘爪将顶住棘轮的齿，以防止其逆转。

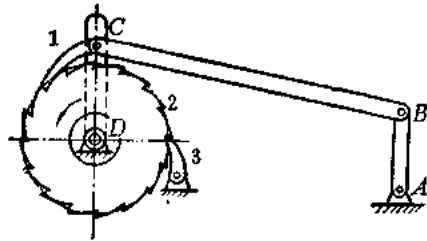


图11-12 棘轮机构

棘轮机构除用来作为分度和间歇运动机构外，仪器中还经常用来作为防止逆转机构。例如，图 7-1(b) 中所示的发条原动机，当转动手柄和心轴上紧发条后，棘爪防止了心轴逆转。

B. 棘轮机构的设计

1. 棘轮和棘爪轴心位置及棘轮齿形工作面位置的确定 如图 11-13 所示，当不考虑棘爪和棘轮工作面间的摩擦时，则应使棘爪轴心与爪顶点连线 CK 和棘轮轴心与其齿顶点连线 OK 相互垂直，且使工作面沿径向线 KO ，即 $\alpha = 0$ 。这样即可使棘轮得到大的推动力，而棘爪工作齿面上受力也最小。

当考虑摩擦时，为使棘爪顺利进入棘轮的齿根部，并使棘爪始终向下压紧，则棘轮的工作面应与其径向线有一适当的倾角 α ，并且其法向反力 N 对棘爪回转轴 C 的力矩应大于摩擦力 $N_2 f$ 对轴 C 的力矩，即

$$M_c(N) > M_c(Nf)$$

或

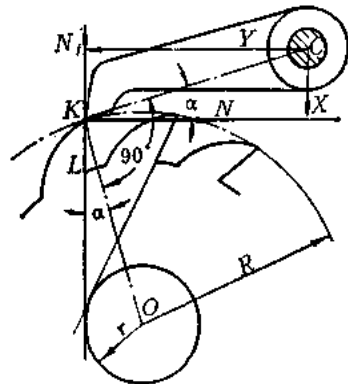


图11-13 棘轮机构的位置关系

$$N_x > Nf \cdot y$$

由此得

$$\frac{x}{y} > f$$

或

$$\operatorname{tg} \alpha > f = \operatorname{tg} \rho \text{ 即 } \alpha > \rho$$

此处 ρ 为摩擦角。

在棘轮机构中，一般摩擦系数 $f = 0.15 \sim 0.20$ ，即 $\rho = 8.5^\circ \sim 11.5^\circ$ ，所以常取 $\alpha = 15^\circ \sim 20^\circ$ 。

2. 棘轮齿数 Z 和棘爪数 j 的选择 棘轮齿数 Z 是按工作要求选定的。在螺旋传动装置中，如螺杆导程 s 为 2 (毫米)，要求最小移动量为 0.05 (毫米)，当棘爪每往复一次拨动棘轮一个齿，则棘轮最小转角为 $(0.05/2) \times 360^\circ = 9^\circ$ ，棘轮的最少齿数为 $Z = 360^\circ / 9^\circ = 40$ 齿。考虑棘轮棘爪应有足够的强度，宜选用较少齿数。一般 $Z = 8 \sim 30$ 。

棘轮机构中最常用的棘爪数 $j = 1$ 。当尺寸受限制棘轮齿数 Z 只能很少时，棘爪摆动角度小于相邻两齿所对应的中心角。此时，棘爪无法进入棘轮齿槽内时，才采用多爪。但一般 j 不大于 3。

3. 棘轮转角的调整方法 由于工作要求需要调整棘轮每一工作行程的转角，即调整每次转过的棘轮齿数。此时，可采用下述方法：

(1) 改变棘爪摆杆的摆角。可通过改变如图 11-12 所示曲柄的长度来实现。

(2) 利用盒罩调整棘轮转角。如图 11-14 所示，把棘轮 2 装在盒 3 中，露出部分棘齿，当摆杆 1 (见图 11-14(a)) 位于右侧极限位置时，棘爪开始与棘轮齿啮合。摆杆 1 摆过 φ 角到达左侧极限位置时，棘爪拨动棘轮转过 γ_1 角。若将盒罩转到图 11-14(b) 所示位置，摆杆 1 在右侧极限位置时，棘爪被盒罩挡住而不能与棘轮齿啮合。只有当摆杆摆到图 11-14(b) 所示位置时，棘爪才落入棘轮齿槽内而推动棘轮转动。摆杆虽然摆动了同样的角度 φ ，但棘轮转过的角度却为 γ_2 ($\gamma_2 < \gamma_1$)，因而达到了调整转角的目的。



图 11-14 棘轮转角的调整

C. 棘轮和棘爪的齿形尺寸

1. 棘轮和棘爪的齿形 单向传动的棘轮机构中，棘轮齿形两侧不对称 (如图 11-15 所示)。其工作面接近于径向线，而非工作面接近于圆周的切线方向，这样棘爪在回程时容易在棘轮齿面上滑过。

双向传动时，棘轮齿应做成矩形，而棘爪应做成楔形，如图 11-16 所示。棘爪 1 的直边拨动棘轮 2 逆时针转动。

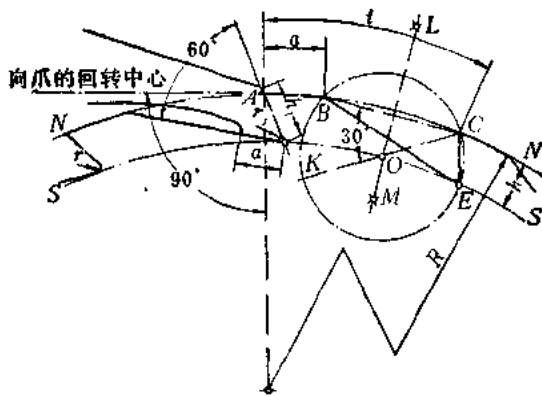


图11-15 单向传动棘轮机构

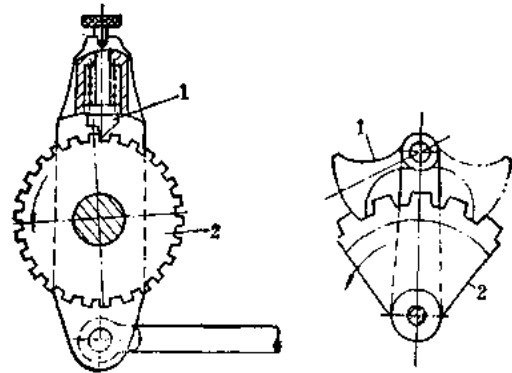


图11-16 双向棘轮机构

2. 棘轮和棘爪的主要尺寸参数

a. 模数 m 和周节 t

$$m = \frac{D}{Z}$$

$$t = \pi m$$

式中 m 为棘轮的模数 (毫米), 机械中常用的棘轮模数 m 为 1, 1.5, 2, 2.5, ... 等。仪器中的棘轮机构负荷较小, 一般均按经验选取模数 m , 而不再进行强度计算。 t 为周节, 是沿棘轮齿顶圆上相邻两齿同侧齿廓间量度的弧线距离。 D 为棘轮顶圆直径 (毫米), Z 为棘轮的齿数。

b. 棘轮的齿形角 θ 和棘爪的齿形角 θ_1 。棘轮的齿形角 θ 一般为 55° 或 60° 。棘爪的齿形角 θ_1 一般等于 θ 。

c. 齿高 h , 齿顶弦厚 a 和齿根直径 D_g 。一般取 $h \approx 0.75m$, $a \approx m$ 。当 m 较小时, h 和 a 应适当增大; 当负荷较小时, 亦可取 $a = 0$, $D_g = D - 2h = mZ - 2h$ 。

d. 棘爪的工作面边长 h_1 和非工作面边长 a_1 。一般取 $h_1 \approx m$, $a_1 \approx (0.5 \sim 0.7)m$ 。

e. 棘轮齿根圆角半径 r 和棘爪齿尖圆角半径 r_1 。一般取 $r \approx 1.5$ (毫米), $r_1 = 2.0$ (毫米)。

棘轮机构结构简单, 调整转角方便, 但传动平稳性较差, 每次转角量不大, 故只适用于低速传动中。

第十二章 轴与联轴器

§1 轴

一、轴的分类

轴是机械结构中的一种重要零件，主要用来安放转动零件，传递回转运动和扭矩。根据轴承受的负荷情况可分为三种：

A. 转轴

同时承受弯矩和扭矩的轴，如齿轮轴（见图 12-1）；

B. 心轴

只承受弯矩的轴，如滑轮轴（见图 12-2）；

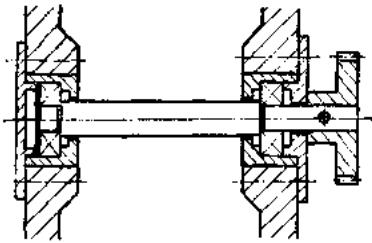


图12-1 转轴

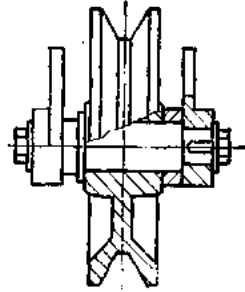


图12-2 心轴

C. 传动轴

主要用来传递扭矩而基本上不承受弯矩的轴，如双向联轴器节的中间轴（见图 12-3）。

此外，还有挠性轴（见图 12-4）。

按轴的结构形状可分为：直径均等的光轴；各段直径不等的阶梯轴（见图 12-5）以及把齿轮与轴制成一个整体的齿轮轴（见图 12-6），当齿轮直径较小时采用这种结构形状。

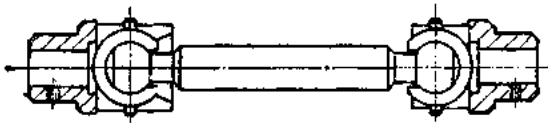


图12-3 传动轴

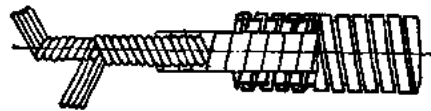


图12-4 挠性轴

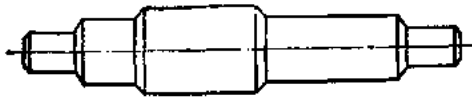


图12-5 阶梯轴

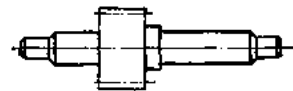


图12-6 齿轮轴

二、轴的材料

仪器中使用的轴，一般承受负荷较小，尺寸也比较小，制造精度要求较高。因此，要

求材料具有足够高的机械强度和良好的加工性能等。轴的主要材料为碳素钢和合金钢。碳素钢比合金钢价廉，对应力集中的敏感性较小，故应用较广。常用的碳素钢有钢 30、40、45 和 50 和碳素工具钢 T8A、T10A。其中最常用的是钢 45。为保证其机械性能，应进行调质或正火处理。不重要的或受力较小的轴可用 A3、A4 或 A5。

合金钢具有较高的机械性能，可淬性较好，适合于传递较大功率并要求重量轻和耐磨性高时采用。常用的合金钢有 40MnB、40Cr、20Cr 等。一般需经热处理。在某些需要防磁的仪器中，可采用黄铜或青铜等。对防锈、防蚀性能要求较高时，亦可采用不锈钢。

三、轴的强度校核

设计轴的主要问题是确定轴的尺寸和结构形状。在机械设计中，可根据强度和刚度计算轴的尺寸。在仪器中，由于负荷较小，一般可按结构条件确定轴的尺寸和形状，必要时再进行强度或刚度校核。

轴受扭矩 M_n 作用时，其最大剪应力 τ 可按式 (12-1) 计算

$$\tau = \frac{M_n}{0.2d^3} \leq [\tau] \quad (12-1)$$

为保证轴工作可靠，最大剪应力必须小于许用应力 $[\tau]$ 。式中 d 为轴的危險截面处的直径。

轴受弯矩 M 作用时，其最大弯曲应力 σ 可按式 (12-2) 计算

$$\sigma = \frac{M}{0.1d^3} \leq [\sigma] \quad (12-2)$$

为保证轴工作可靠，最大弯曲应力必须小于许用弯曲应力 $[\sigma]$ 。式中 d 为最大弯矩作用处的直径。

当轴同时受弯矩 M 和扭矩 M_n 作用时，可近似按第三强度理论求合成弯矩。利用式 (12-3) 校核强度

$$\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{M}{0.1d^3}\right)^2 + 4\left(\frac{M_n}{0.2d^3}\right)^2} \leq [\sigma] \quad (12-3)$$

四、轴的结构设计

在仪器中，轴的结构设计是根据结构条件确定轴的形状和尺寸；选择材料、配合公差、表面光洁度、几何形状误差和提出必要的热处理要求等。

轴的形状、尺寸与轴上零件的形状和尺寸、轴承类型、仪器结构形状、尺寸以及装配、加工等条件有密切关系。

根据以上情况，进行轴的结构设计时应主要考虑下列因素：

(1) 轴上零件和轴承的位置及其定位和固定方式。保证轴和轴上零件应具有准确而且固定的工作位置。

(2) 轴承受负荷的大小和分布情况及其对强度和刚度的影响。保证轴具有足够的负荷能力。

(3) 制造、装拆的工艺性。

设计时，根据轴上零件和轴承等尺寸，可初步确定轴各部分的直径。安装齿轮等传动零件处的截面通常所受弯矩最大。应适当加大该处的轴径。

轴和轴承配合的部分称为轴颈。其长度主要取决于抗压强度。轴颈的长度与直径之比称为长径比，其值一般为0.5~2之间。负荷、转速较高时，取较大值；负荷较小、转速较低时，取较小值。但不应小于0.5。采用滚动轴承时，轴颈尺寸必须与轴承尺寸、结构设计综合考虑。

在满足工作要求的条件下，轴的形状应尽可能的简单，以便于加工，热处理时也不易变形，应力集中现象也可减少，而且也提高了轴的抗疲劳强度。一般轴的直径取中间大、两端小，并采用标准直径。所以大部分轴都设计成阶梯轴。

为使轴上零件具有确定的轴向位置，常在轴上做出轴肩或轴环。轴肩常用于阶梯轴上齿轮等转动零件的轴向定位，以及端轴颈上轴承等的轴向定位，如图12-7所示。

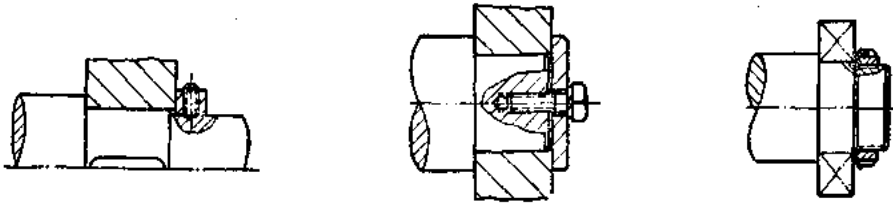


图12-7 轴肩轴向定位

轴肩处截面变化不宜过大，过渡圆角不宜过小，以免引起过大的应力集中。过渡圆角 r 一般取 $r/d > 0.06$ ，具体数值见表12-1。轴上零件的倒角或圆角半径 r_1 应大于 r (图12-8)，否则轴上零件与轴肩无法靠紧。轴肩高度 h 应大于轴上零件的倒角 c 或圆角半径 r_1 ，以得到一定的定位面，承受轴向力。轴肩高度 h 通常取 $h \approx (0.07 \sim 0.1) d$ 。

轴环结构如图12-9所示，结构简单，常用于在截面变化很小的轴上齿轮、轴承等的轴向定位。轴环的高度可按轴肩的高度选取；宽度 b 一般取 $b \approx 1.4 h$ 或 $b \approx (0.1 \sim 0.15) d$ 。

表12-1 轴与轴套的倒圆角半径

公称尺寸	D	3~6	>6~10	>10~18	>18~30	>30~50	>50~80
倒圆半径	r	0.4	0.5	1	1.5	2	2.5

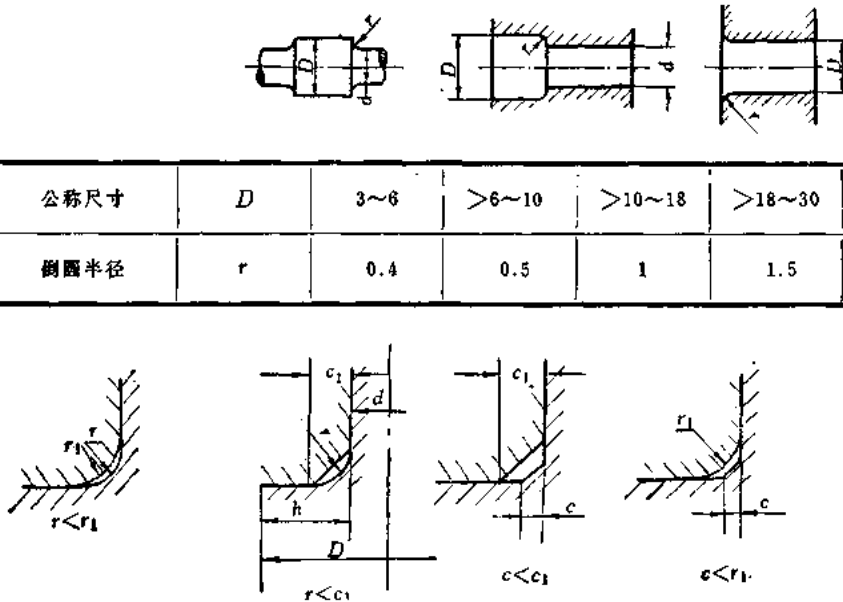


图12-8 倒角和倒圆角半径

图12-9 轴环轴向定位

§ 2 联 轴 器

联轴器用来联接两轴一起转动，把原动轴的运动传递给从动轴。也可用作轴与齿轮或带轮等旋转零件之间的联接。按照联接方法和工作特点，联轴器分为联轴节与离合器两大类。

联轴节联接的两轴，只有在机构停止运转时才能分离两轴。离合器则可以在机构运转过程中使两轴接合或分离。

一、联 轴 节

A. 联轴节的作用和类型及其特点

在机械结构中，当轴过于细长，或由于结构的限制，使轴的制造、安装非常困难时，往往不便采用整体的长轴。若将轴分成若干段，用联轴节把它们联接起来，则使轴的制造、轴和支承的安装简化。

联轴节可分为两类：固定式联轴节和可移式联轴节。前者牢固地联接两轴，使其彼此不可能有相对移动，要求两轴线有精确的相互位置。后者允许两轴具有某种限度以内的可移性或两轴线不精确地重合，如图 12-10 所示。

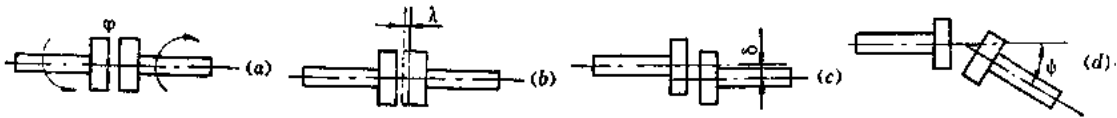


图12-10 两轴线的错动

可移式联轴节又分为刚性的和弹性的两类。

目前，不少类型联轴节已标准化。设计时根据工作条件和使用要求选定适当类型后，按轴的直径、扭矩和转速选择型号，确定尺寸。必要时对其中易损零件进行强度验算。

这里仅介绍仪器中常用的几种可移式联轴节。

B. 常用的可移式联轴节

当仪器由于工作或装配上的原因，要求被联接轴在装配后仍可作一定的相对移动，如轴向或径向的相对移动，轴线交角的改变等，此时，应选用不同构造的可移式联轴节。

仪器中常用的有以下几种。

1. 舌形联轴节 如图 12-11 所示，舌形联轴节结构最简单，它允许被联接轴有一定的轴向位移；但要求被联接轴的轴线准确重合，且工作时接触表面摩擦损失较大，故只适于传递力矩不大的情况下应用。

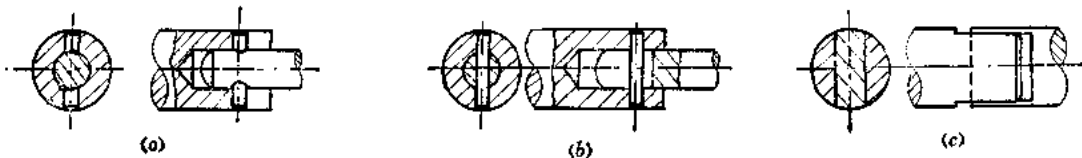


图12-11 舌形联轴器

2. 盘销联轴节 如图 12-12 所示，由两个固定在轴端的圆盘所组成。其中一个圆盘在一定半径的圆周上固定着一个销钉，在另一个圆盘上具有相对应的槽或圆孔，装配时使销

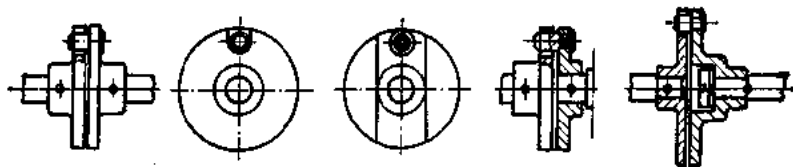


图12-12 盘销联轴节

钉插入槽或圆孔中。

若需要联轴节很快地闭合和打开,可采用图12-13所示的销钉结构。

盘销联轴节允许被联接轴有一定的轴向相对移动,它用于联接直径3~12(毫米)的轴。

这种联轴节与舌形联轴节相比,具有下列优点:

(1) 传递相同的扭矩时,作用在联接面上的力较小,磨损较慢。

(2) 销与槽间的间隙相同时,其空回误差较小。这时,空回误差决定于销与槽间的间隙 s 和销钉到轴心的距离。其空回误差按下式计算

$$\Delta\theta = \frac{s}{r} \cdot 57.3(\text{度}) \quad (12-4)$$

销钉与槽的配合一般采用2~3级精度的第一种动配合。

此外,当被联接轴轴线不重合时,虽能工作,但要引起传动误差。从图12-14可以看到,当原动轴转过 α 角时,从动轴只转过 φ 角。 $\alpha - \varphi$ 是由于两轴轴心径向

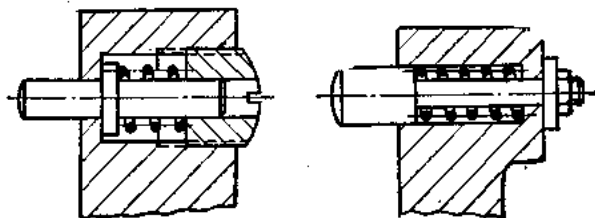


图12-13 快速闭合销钉结构

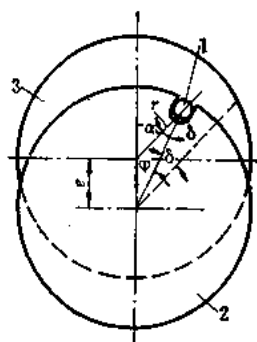


图12-14 偏心误差

偏移量 e 所引起的误差,若用 δ 表示,则

$$\frac{\sin \delta}{\sin \varphi} = \frac{e}{r} \quad (12-5)$$

式中 r ——销钉中心到原动轴中心的距离。

可见传动误差 $\sin \delta$ 之值按正弦规律变化。在 $\varphi = 90^\circ, 270^\circ$ 时, δ 值最大:

$$\delta_{\max} = \sin^{-1} \frac{e}{r} \quad (12-6)$$

所以要使传动误差小,则必须减小偏心量 e 和增大销钉中心到被联接轴心的距离。

3. 弹性联轴节 图12-15所示为弹性联轴节,它由两个固定在轴端上的圆盘及一个中

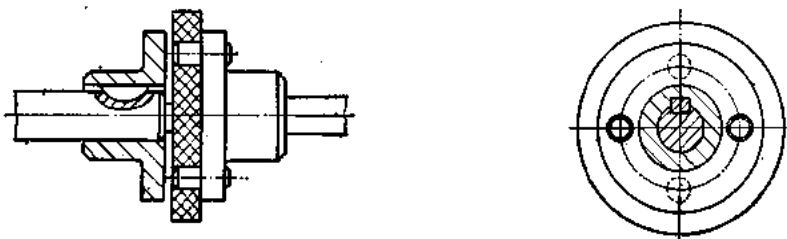


图12-15 弹性联轴节

圆盘所组成(两轴端上的圆盘上各有两个销钉)。中间盘由夹布胶木或橡胶、皮革等制成,其上有四个孔,通过销钉分别插入中间盘孔中联接两轴,并传递运动和扭矩。这种结构允许被联接轴有一定的轴向相对移动及微小的径向偏移,并吸收一定的振动和冲击,减少噪音。

4. 十字(滑块)联轴节 十字(滑块)联轴节由三个圆盘组成。两个带凹槽的圆盘分别固定在两轴端上。有凸起的圆盘位于中间,中间盘两侧凸起并互相垂直,分别装入两轴端圆盘的凹槽内,如图12-16所示。

十字联轴节最大特点是允许被联接轴有较大的径向相对移动,而不产生传动误差。但径向相对移动越大,凸起与凹槽之间的相对滑动就越大,磨损也越快。

凸起与凹槽之间存在间隙,故也有空回误差。其计算方法与盘销联轴节基本相同。

十字联轴节适用于两轴同轴度要求较低和转速不高的情况下。转速较高时,中间盘将有较大的离心力,加剧磨损。为了减小离心力影响,联轴节直径应取得尽可能小,一般把中间盘做成环形。

5. 薄膜联轴节 图12-17所示为薄膜联轴节。它允许两轴有不大的径向偏移和角位移,几乎没有空回(只有很小的弹性空回)。因此在示数传动中得到较多应用。

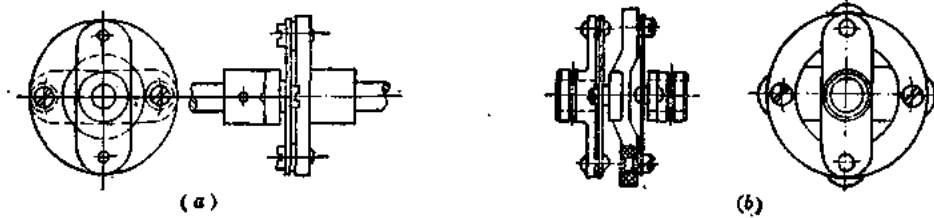


图12-16 十字联轴节

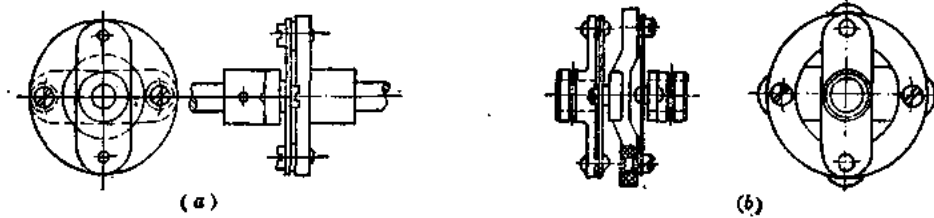


图12-17 薄膜联轴节

薄膜片可用硅钢,磷青铜等材料制造。

6. 万向联轴节 万向联轴节用于两相交轴,交角可达 $35^\circ \sim 45^\circ$ 。或轴线交角随机械的运转而不断变化的两轴。图12-18所示为最简单的万向联轴节。它由三个零件组成:主动叉A、从动叉D及十字杆K。

这种结构的缺点是主动轴以等角速度 ω_1 转动时,从动轴则是不等速的转动。从动轴的角速度 ω_2 在下列范围内作周期性变化。

$$\omega_2 = \omega_1 \cos \alpha \sim \omega_1 / \cos \alpha$$

速度变化时产生惯性力、产生振动并影响传动精度。两轴交角越大,从动轴转速的不均匀性越大。单节万向联轴节主要用于被联接轴交角 α 小于或等于 45° 的非读数传动中。

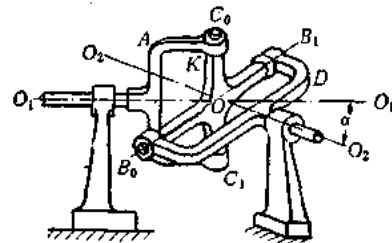


图12-18 万向联轴节示意图

当要求被联接轴的原动轴和从动轴具有恒定的角速度时,应采用双节万向联轴节。如图12-19所示。但其中间轴的转速是不均匀的。这时还应满足两个条件:

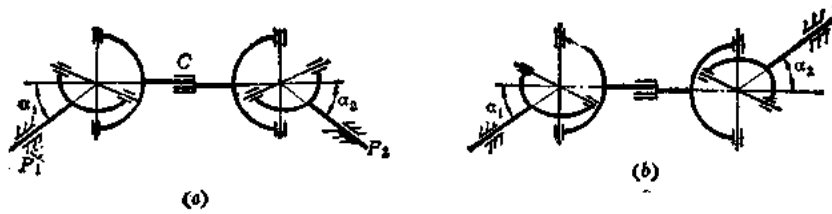


图12-19 双节万向联轴节原理图

- (1) P_1 轴和 P_2 轴的轴线与中间轴 C 的轴线交角应相同，即 $\alpha_1 = \alpha_2$ 。
 - (2) 中间轴 C 一端的叉子所在平面位于输入轴 P_1 与中间轴 C 所决定的平面内时，另一端的叉子所在平面也必须位于输出轴 P_2 与中间轴 C 所决定的平面内。
- 只有满足以上条件时，才能保证双节万向联轴节中 $\omega_2 = \omega_1 = \text{常数}$ 。
- 万向联轴节结构种类很多，仪器中常用的一种如图 12-20 所示。

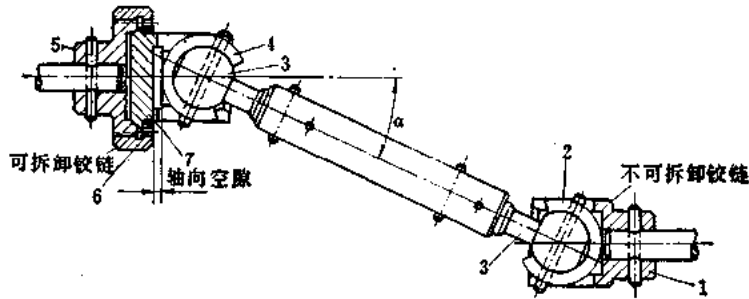


图12-20 常用万向联轴节

图 12-20 右端所示为不可拆卸的万向联轴节，它由以下零件组成：
 十字头由零件 1、2、3 组成。零件 3 一端是球体，另一端是圆柱体，用销钉与中间轴联接。
 半圆环 2 用销钉与零件 3 联接，销钉与球体上销孔为过渡配合，与半圆环上销孔为动配合。

叉子 1 中间为圆柱孔，上有一横槽，另一端用销钉与轴联接。
 若两端都采用不可拆万向联轴节，则在两端被其它零件挡住时，即使卸下销钉也不能把万向联轴节的叉子或十字头卸下。致使安装、调整、维修都不方便。

图 12-20 左端所示为可拆万向联轴节，其组成情况为十字头由零件 3、4、5、6、7 组成，零件 3 同右端一样，零件 6 为螺母，零件 5 为套筒，一端用销钉与轴联接，一端有内锥面，外圆有螺纹。零件 7 为叉子，一端有锥面，不直接与轴联接，通过螺母 6 将其紧压在套筒 5 的内锥面上。利用摩擦力将轴的运动传递到中间轴上。

拆卸时，只要拧松螺母 6，在不转动被联接轴的情况下，由于半圆环 4 和叉子 7 底部有轴向间隙，因此，向右移动叉子，使之脱离锥面，就可连同中间轴一起拆下。因此，装配、维修都很

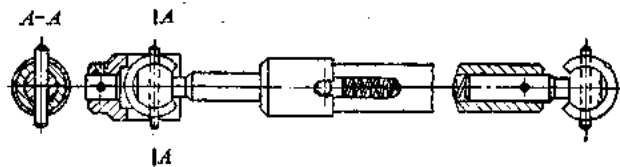


图12-21 特种万向联轴节

方便。

为了更便于分离被联接轴，在解算仪器中还常采用具有特殊结构的中间轴，如图12-21所示。

二、离合器

根据工作要求，有时需要在原动机运转情况下，仪器的工作部分时而转动，时而停止。此时，采用离合器就可实现从动轴与原动轴间的接合和分离。

仪器中应用的离合器主要有牙嵌式和摩擦式两种。前者通过齿的啮合传递运动和扭矩，后者靠工作面间的摩擦传递运动和扭矩。

对离合器的主要要求：

- (1) 容易接合与分开；
- (2) 接合后联接要可靠；
- (3) 经常接合和分开时，磨损及发热要少；
- (4) 调节容易；
- (5) 在给定的扭矩下，外廓尺寸要尽可能小；
- (6) 离合要迅速；
- (7) 接合的振动要尽量小。

A. 牙嵌式离合器

这种离合器由两个端面带齿的圆盘组成，一个圆盘是不可移动的，牢固地装在主动轴上。另一圆盘可以沿带键轴或多槽轴移动，利用操纵机构使端齿啮合或分离，亦即两轴被接合或分离，如图12-22所示。

为减少操纵件的磨损，应当把可移圆盘装在从动轴上。否则，离合器虽已分离，但操纵件与可移圆盘之间仍有相对运动，造成磨损。此外，牙嵌离合器接合应在主动轴停止转动或转速很低时进行。否则易使齿部受到冲击，造成损坏。

牙嵌离合器常用的齿形有矩形、梯形及锯齿形（见图12-23）。矩形齿不便于接合，同时，传递负荷时齿间没有轴向分力，使离合器分离较难。而齿侧间隙不可避免地存在，造成空回，所以应用较少。

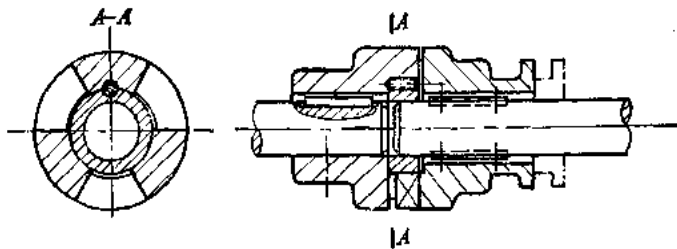


图12-22 牙嵌式离合器

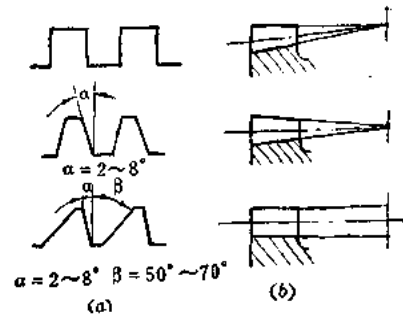


图12-23 离合器齿形

梯形齿强度高，能传递较大负荷，能自行补偿磨损和齿侧间隙。锯齿形强度最高，能传递更大负荷，但只能单方向传递扭矩。此外，还有三角形齿，其最大特点是开合容易，适

于低速下结合。通常取其 α 为 30° 。

牙嵌式离合器的牙数一般为 $3\sim 60$ ，要求传递的扭矩愈大，选用的牙数应愈少。要求接合时间愈短，选用的牙数应愈多。

为减少齿部的磨损，齿工作表面应具有较高的硬度。离合器的材料常采用低碳钢渗碳淬火或中碳钢经表面淬火处理，硬度应分别达到HRC56~62和HRC48~54。

牙嵌式离合器的主动件与从动件在工作过程中没有相对运动，适用于读数机构。但接合时比较困难，特别在速度差较大情况下，将产生冲击。

B. 摩擦离合器

仪器中常用的有两种：圆盘式（图12-24中（a））和圆锥式（图12-24中（b））。圆盘式由两个圆盘状零件组成。一圆盘固定在原动轴上，另一个圆盘由滑键联接可沿从动轴移动。若左盘为主动，并以等角速度 ω 转动。要使运动传到从动轴上，必须在可移圆盘上加一轴向压力 Q 使两盘直接接触，在其工作表面上产生均匀分布的压力，因而产生一定的摩擦力矩 M_f 。当压力 Q 继续增加时， M_f 也相应增加。于是右摩擦盘随之转动。当 M_f 大于需要传递的力矩 M 时，两轴才会按相同的角速度 ω 转动。

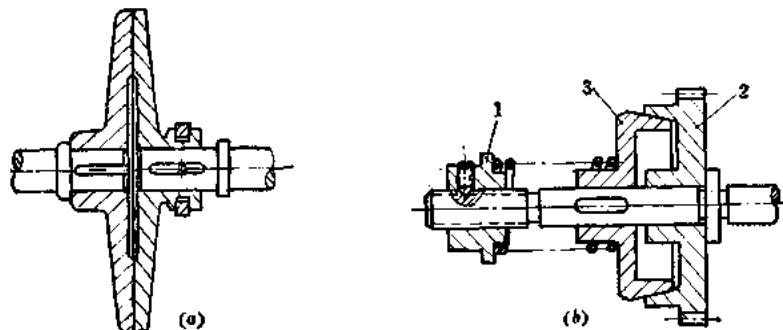


图12-24 摩擦离合器

计算摩擦力矩 M_f 应按下式进行

$$M_f = KM \quad (12-7)$$

式中 K ——贮备系数，一般取 $K=1.2\sim 1.5$ 。

圆锥式摩擦离合器主要由一个带外圆锥面的零件3与另一个带内圆锥面的零件2组成。在传递相同力矩时，圆锥式离合器需要的压力较小，其制造比圆盘式困难。

为了避免两圆锥盘楔住，圆锥半角 α 永远应大于摩擦角。通常 α 角在 $9^\circ\sim 15^\circ$ 之间选取。利用弹簧力闭合时， α 推荐为 12° 。利用拨叉闭合时， α 为 10° 。

摩擦离合器的优点：

- (1) 两轴可在任何不同的角速度下进行接合和分离；
- (2) 接合平稳，冲击及振动较小；
- (3) 过载时打滑，能起安全保险作用。

C. 特殊用途的离合器

这种离合器的共同特点是其离合不依靠外力操纵，当具备规定的工作条件时，即自行闭合或分离。

1. 单向离合器 其特点为根据主动轴的回转方向，使两轴自行接合或分离。

图 12-25 所示为摩擦式滚珠单向离合器，由装在传动轴上的主动轮 2、从动圆盘 1 和滚珠 3 组成。主动轮 2 与齿轮固定在一起，空套在轴上。主动轮 2 与从动圆盘 1 的楔形空隙之间放有若干滚珠 3。从动圆盘 1 固定在轴上。当主动轮 2 按图示平面逆时针方向转动时，滚珠不传递运动。当主动轮 2 顺时针方向转动时，滚珠被楔形夹角楔住，于是，运动由主动轮传到从动圆盘上。

楔角 α 的大小对离合器的正常工作有重要影响。楔角小时，楔不住滚珠；楔角大时，离合器打滑。一般取 $\alpha = 3' \sim 6'$ ，即保持下列关系：

$$\frac{\alpha}{2} \leq \rho$$

式中 ρ ——摩擦角。

2. 安全离合器 为防止仪器上某些重要或较脆弱部分在过载时损坏，可采用安全离合器。图 12-26 所示为弹簧杠杆式安全离合器。图中 1 为离合器的从动部分，2 为主动部分，3 为杠杆，4 为杠杆的支承铰链轴，5 为固定在杠杆上的滚子，6 为使滚子压紧从动圆盘的弹簧。弹簧 6 通过杠杆 3 使滚子 5 压向从动圆盘 1，于是，运动由滚子 5 传到从动圆盘 1 上。

当负荷超过规定数值时，滚子 5 与从动圆盘 1 之间产生相对滑动，从而达到安全保护作用。螺钉可调节弹簧 6 的拉力，改变打滑负荷的数值。

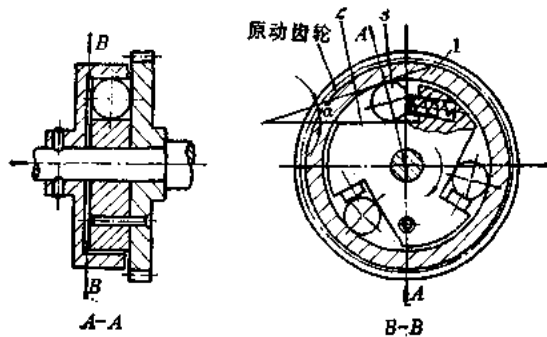


图12-25 单向离合器

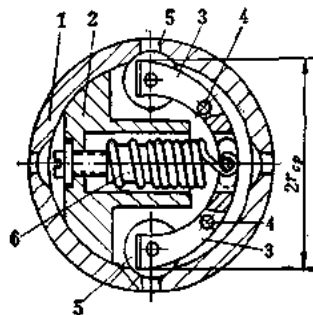


图12-26 安全离合器

第十三章 轴承与轴系

§1 概 述

为了保证轴及轴上零件准确地绕规定的轴线转动，必须按照机械运动学原理，约束轴的五个自由度，仅保留绕规定轴线转动的一个自由度。用来支承和约束轴的零件或组合件，一般是相对固定的，通常称为轴承。轴上被支承和约束的部分称为轴颈。由轴承和轴颈两部分组合起来，用以保证所要求的回转运动的结构，在仪器上通常称为轴系。绕水平轴线回转的轴系，多数情况是轴的两端受到轴承的支承和约束；绕垂直轴线回转的轴系，多数情况是轴的一端受到轴承的支承和约束。

轴承是轴系的基本组成部分，其结构和类型很多。通常根据轴系中相对回转零件工作表面的摩擦性质，分为滑动轴承和滚动轴承两大类。在滑动轴承中又分为固体摩擦轴承和流体（液体和气体）静压轴承两类。在滚动轴承中又分为标准滚动轴承和非标准滚动轴承两类。此外，还有用于转角很小的弹性摩擦轴承等。

一般情况下，除标准滚动轴承可以构成独立部件作为产品外，仪器中所用的滑动轴承和散装非标准滚动轴承等，大多不能构成独立部件，亦即必须与被支承和约束的轴一起组成轴系。

轴承与轴系是仪器中的重要组成部分之一，往往也是精密仪器的关键部件之一。其工作质量的好坏，对仪器的工作精度、灵敏度和传动效率、工作寿命和成本等都具有很大的影响。因此，从以下几个方面对轴承与轴系提出了很高的要求：

- (1) 置中精度和方向精度；
- (2) 运转的灵便性；
- (3) 工作表面的耐磨性；
- (4) 对温度变化的稳定性；
- (5) 承受负荷能力；
- (6) 工艺性和成本。

上述要求，除与轴承、轴系材料的选择、加工质量、热处理和装配质量有关外，在很大程度上，还与轴承、轴系类型的选择是否恰当和结构设计是否合理有着密切的关系。

§2 滑动轴承与轴系

仪器中所用的滑动轴承与轴系按结构特点可分为圆柱形、圆锥形和球形三种（见图13-1）。本节主要讨论应用较多的前两种。

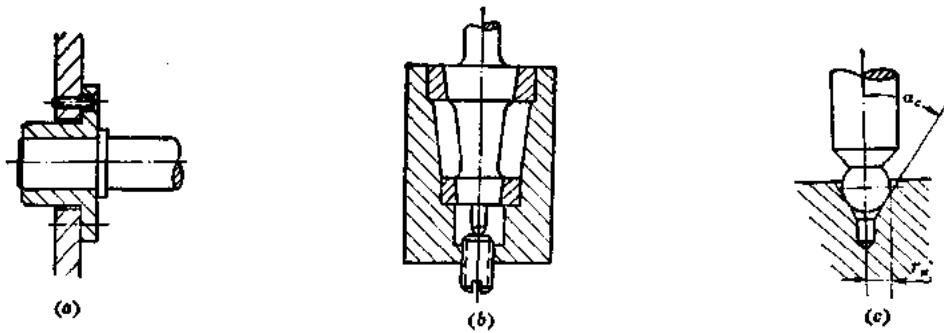


图13-1 滑动轴承与轴系的类型

一、圆柱形轴系

组成圆柱形轴系的轴颈和轴承的接触表面是内、外圆柱面。由于接触面较大，因而能承受较大的负荷、冲击和振动。但轴承与轴颈之间必然有间隙，随着工作表面的磨损，间隙逐渐增大，且无法调整，故置中精度降低。摩擦力矩较大，对温度变化也比较敏感。图13-2(a)为标准圆柱形轴系的典型结构。该结构轴系由圆柱形轴1和轴承套2所组成。图13-2(b)所示为半运动学式圆柱形轴系的典型结构。该结构是由标准圆柱形轴系改进而来的。在此结构中，利用钢球1和轴套2的锥面承受负荷。以轴套内部的圆柱环带接触面定中心。由于定中心导向面与承受负荷面分开，因而精度提高。间隙对轴的晃动影响不敏感。当结构参数相同时，轴的晃动角比标准圆柱形轴系小。由于采用多粒钢球支承，支承点是滚动摩擦，摩擦力矩小，磨损小，寿命长，对温度变化不敏感，低温时不致产生卡死现象；装配时研磨量少，利于批量生产。其缺点是：工艺要求高，轴套支承锥面的顶点应与轴套定中心的导向面轴心线相重合，锥面投影呈圆环形，不应有过大的椭圆度；轴与支承端面的垂直度要求高；钢球尺寸精度要求高，一般钢球直径允差为0.5~1微米。

有关圆柱形轴系设计的问题分别叙述如下。

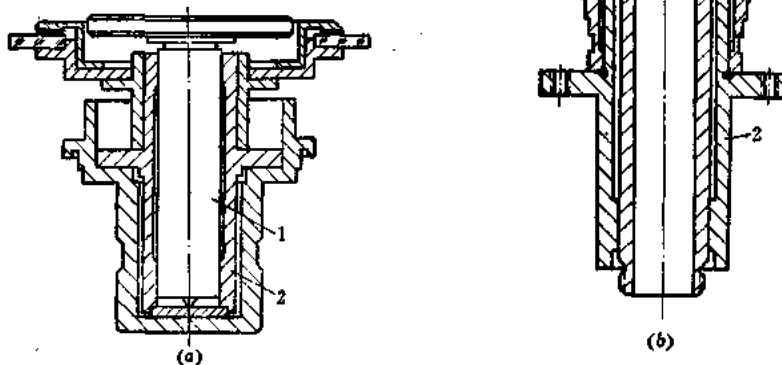


图13-2 典型圆柱形轴系

A. 轴承结构

仪器中的圆柱形轴系及负荷较小的传动系统中，一般多采用整体式圆柱形轴承。最简单的整体式轴承是在仪器壳体或支承板上直接加工轴承孔（见图13-3）。如果仪器壳体或

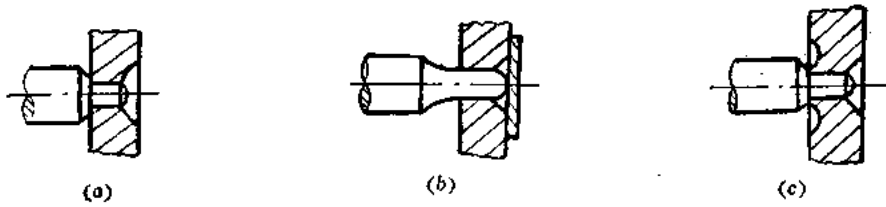


图13-3 轴承孔的结构

支承板的材料不宜用作轴承或板壁过薄时，应在轴孔内镶嵌轴套，它的典型结构如图13-4所示。

图13-4(a)为轴套外表面滚花，直接压入仪器壳体的结构。凸台用以承受轴向负荷。这种结构的缺点是中心不易对正。外壳材料较硬或壁太薄时不适用。如果滚花不方便时，也可将轴套直接压入壳体。为了保证中心对正，可先将轴套压入后再精加工轴承孔。

图13-4(b)和(c)所示为比较常见的利用螺钉把轴套固定在仪器外壳上的结构。(b)是将轴套直接固定在金属外壳上；(c)是增加了金属夹板，与轴套一起固定，在非金属外壳上。

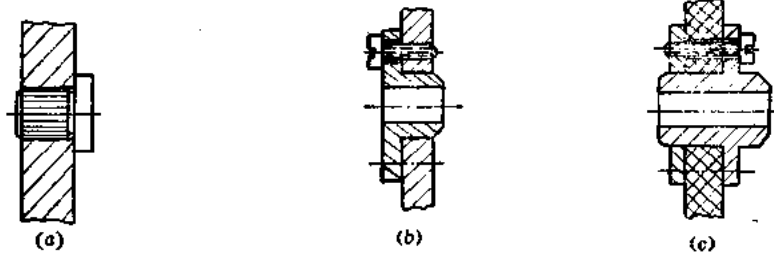


图13-4 轴套的几种结构

若轴与轴颈制成一整体无法安装时，可采用轴颈固定结构（见图13-5）。

对于圆柱形垂直轴系中的轴套，为了提高方向精度，需要足够长的导向面。为了减少接触面和精加工表面，轴套的导向面应加工成环带形，如图13-2所示。

B. 圆柱形轴系常用材料

仪器中，圆柱形轴颈一般与轴制成一体，轴颈材料与轴相同。

为了减小轴承与轴颈之间的摩擦和磨损，轴承与轴颈应采用不同的材料。对轴承材料的主要要求是：与轴配对后的摩擦系数小、耐磨损、较高的抗压强度、耐腐蚀、机械加工性能好等。

仪器中，对钢制轴颈一般常用黄铜和青铜（锡青铜、铝青铜、磷青铜等）制造轴承。当负荷较大、要求强度较高时，可采用淬火钢或合金钢。为了减轻重量，且对负荷能力和抗磨性能要求较低时，可采用铝合金。在某些仪表中，为了减少轴系中的摩擦和磨损，轴承可采用比轴颈材料硬度高的材料，如天然宝石和人造宝石。



图13-5 轴颈固定结构

C. 圆柱形轴系的技术条件

圆柱形轴系的技术条件主要包括：配合种类、精度等级、表面光洁度等级和表面几何形状误差。确定技术条件时应考虑零件的材料、转速、负荷大小和性质、精度要求和装拆维修等情况。

轻荷、低转速、高精度的轴系，可选择一级精度或二级精度的第一种动配合或第二种动配合。如地面测距、观察仪器中的轴系，室内高精度测量仪器的轴系，要求转动平滑，置中精度高，间隙小。

轻荷、转速较高、精度较高的轴系，一般选择二级精度第三种动配合。要求精度高时可采用一级精度。

中等负荷、精度较高的轴系，采用二级精度或三级精度的第三种动配合。精度低时可采用四级精度第三种动配合。

轴颈配合表面的光洁度一般为 $\nabla 8 \sim \nabla 11$ 。轴承孔或轴承套的表面光洁度可比轴颈低一级。轴颈和轴承孔表面的椭圆度误差和锥度误差一般为几微米至几十微米。若轴承端面承受轴向负荷，为避免产生过大的轴向跳动，轴承接触端面的端面跳动量应有要求。

D. 圆柱形轴系的摩擦力矩计算

1. 未经研配的新径向轴颈 对于未经研配的新轴颈，假设法向压力沿轴颈和轴承接触表面的下半圆均匀分布（见图 13-6）。摩擦力矩 M_f 可按式(13-1)计算：

$$M_f = \frac{\pi}{2} f F_r r_b \quad (13-1)$$

式中 f ——滑动摩擦系数；

F_r ——作用在轴颈上的径向负荷(牛)；

r_b ——轴颈半径(毫米)。

2. 使用或研配过的轴颈 经使用或研配过的轴颈，假设轴颈材料较硬，磨损较少。而轴承的径向磨损较大，且按余弦规律变化，磨损量与压力强度成正比（见图 13-7）。摩擦

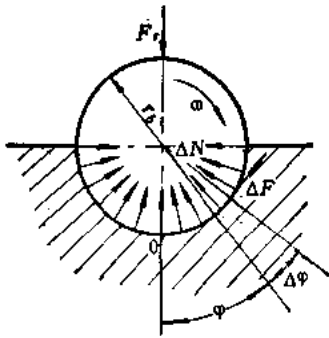


图13-6 新轴颈的受力状态

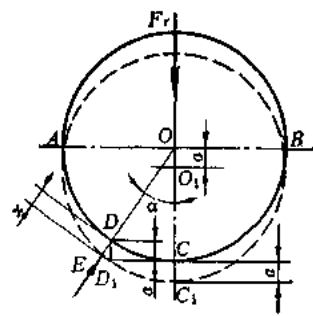


图13-7 使用过的轴承磨损情况

力矩 M_f 可按式 (13-2) 计算：

$$M_f = \frac{4}{\pi} f F_r r_b \quad (13-2)$$

3. 转速较低、有润滑油的轴系 对于转速较低、有润滑油的圆柱形轴系的摩擦力矩 M_f 可按式 (13-3) 计算：

$$M_f = M_0 + \frac{1}{2} f' F_r d_s \quad (13-3)$$

式中 f' —— 润滑表面的滑动摩擦系数;

M_0 —— 当 $F_r = 0$ 时, 轴承的初摩擦力矩 (毫牛·米)。

有关实验表明, 在没有外加负荷的情况下, 由于轴系中的润滑油粘度、轴承 (或轴) 本身的重量以及初安装力等因素的影响, 轴系内将存在一个初摩擦力矩 M_0 。它与摩擦接触面积、轴承与轴颈配合间隙以及润滑油的特性有关。 M_0 可按式 (13-4) 计算:

$$M_0 = 2\pi r_s^2 l k_0 \quad (13-4)$$

式中 l —— 轴颈与轴承接触长 (毫米);

k_0 —— 与润滑油粘度和轴系间隙有关的系数 (兆帕)。

轴系间隙愈小、润滑油粘度愈大, k_0 值也愈大。当轴系内注有防冻润滑油, 温度为 20°C 时, k_0 值约为 $(4\sim 10) \times 10^{-5}$ 兆帕。当温度降低到 -20°C 时, 同一润滑油的 k_0 值可增大 2.5~3 倍。目前 k_0 值尚缺乏详细数据。

4. 承受轴向负荷的竖直轴系 对于承受轴向负荷的圆柱形竖直轴系, 若承荷面为环形时 (见图 13-8), 其摩擦力矩 M_f 可按式 (13-5) 计算:

$$M_f = \frac{1}{3} f F_a \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \quad (13-5)$$

式中 F_a —— 轴向负荷 (牛);

D —— 接触面外径 (毫米);

d —— 接触面内径 (毫米)。

5. 承荷面为端球面的竖直轴系 对于承受轴向负荷的圆柱形竖直轴系, 若承荷面为端球面时 (见图 13-9), 其摩擦力矩 M_f 可按式 (13-6) 计算:

$$M_f = \frac{3}{16} \pi f F_a r_s \quad (13-6)$$

式中 r_s —— 轴端球面与止推接触面的接触半径 (毫米)。

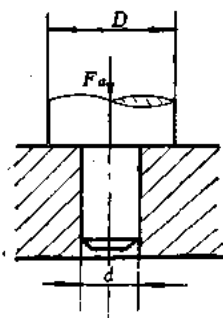


图13-8 受轴向负荷的竖直轴系

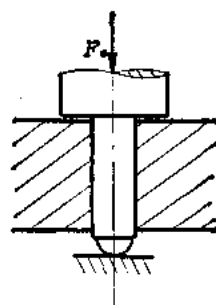


图13-9 端球面轴系

r_s 可按式 (13-7) 计算:

$$r_s = 0.881 \sqrt[3]{F_a \left(\frac{1}{E_s} + \frac{1}{E_o} \right) r_s} \quad (13-7)$$

式中 E_s —— 轴颈材料的弹性模量 (兆帕);

E_o —— 止推面材料的弹性模量 (兆帕);

r_s —— 轴端球面半径 (毫米)。

由于影响滑动摩擦系数 f 的因素较多, 如材料、表面光洁度、润滑油用量等, 因此, 摩擦系数都是近似值, 计算所得摩擦力矩也是近似值。一般计算时, f 值可查表 13-1。

表13-1 滑动摩擦系数

材料名称	静 摩 擦		动 摩 擦	
	无润滑剂	有润滑剂	无润滑剂	有润滑剂
钢—钢	0.15	0.1~0.12	0.15	0.05~0.10
钢—铸铁	0.30	—	0.18	0.05~0.15
钢—青铜	0.15	0.1~0.15	0.15	0.10~0.15
钢—软钢	—	—	0.20	0.10~0.20
钢—纯铝	—	—	0.17	0.02
软钢—青铜	0.20	—	0.18	0.07~0.15
青铜—青铜	—	0.10	0.20	0.07~0.10
纯铝—黄铜	—	—	0.27	0.02

E. 轴颈强度校核

仪器中, 轴系一般承受负荷较小, 轴颈(或轴承)的直径和长度主要根据结构条件确定, 必要时进行强度校核。除材料较硬的小尺寸轴颈外, 在一般条件下工作的圆柱形轴颈可按弯曲强度和许用单位压力校核轴颈强度。轴颈受力情况如图 13-10 示。弯曲强度和许用单位压力的校核公式为

$$\sigma = \frac{5F_r l}{d_b^3} \leq [\sigma] \quad (13-8)$$

$$p = \frac{F_r}{d_b l} \leq [p] \quad (13-9)$$

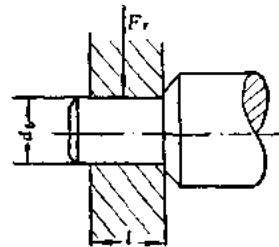


图13-10 轴颈受力简图

式中 σ ——轴颈所受弯曲应力(兆帕);

$[\sigma]$ ——轴颈材料的许用弯曲应力(兆帕);

p ——轴颈(或轴承)内的单位压力(兆帕);

$[p]$ ——轴颈(或轴承)材料的许用平均单位压力, 一般取 15~40(兆帕)。

其它符号的意义和单位同前。

F. 误差估算

影响圆柱形滑动轴系运转精度的因素主要有轴颈和轴承之间的配合间隙、零件的几何形状误差、润滑剂、摩擦和温度变化等。下面主要讨论间隙、零件的几何形状误差和温度对精度的影响。

1. 间隙的影响 轴承与轴颈之间的配合间隙将影响轴的置中精度, 并使轴发生倾斜(见图 13-11)。

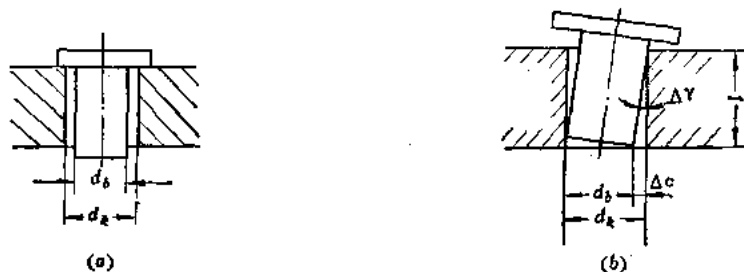


图13-11 配合间隙影响

由间隙引起的最大偏心距 e (毫米) 为

$$e = \frac{d_k - d_b}{2} \quad (13-10)$$

式中 d_k ——轴承直径 (毫米);

d_b ——轴颈直径 (毫米)。

最大间隙 Δc (毫米) 为

$$\Delta c = 2e = d_k - d_b \quad (13-11)$$

最大倾斜角 ΔY 为

$$\Delta Y = \frac{2e}{l} \rho'' \quad (13-12)$$

式中 l ——轴颈 (或轴承) 长度 (毫米);

ρ'' ——弧度和秒之间的换算系数 (秒), $\rho'' = 206265$ (秒)。

2. 零件几何形状误差的影响 零件的几何形状误差主要是轴承和轴颈的椭圆度和锥度。轴承和轴颈的椭圆度将影响轴的置中精度, 并引起轴的倾斜, 回转时引起轴的晃动。最不利的情况是轴颈椭圆度的长径 d_b 与轴承椭圆度的短径 d'_k 相等 (见图 13-12)。



图13-12 椭圆度误差

图 13-12 中, O_1 代表轴承中心, O_2 代表轴颈中心, d_k 代表轴承椭圆长径, d'_k 代表轴承椭圆短径, d_b 代表轴颈椭圆长径, d'_b 代表轴颈椭圆短径。转动时, 轴颈中心变化范围从 $(d_k - d_b)/2$ 至零, 而间隙变化范围从 $d_k - d_b$ 至 $(d_k - d'_b)/2$ 。因 $d_b = d'_b$, 则有

$$\frac{d_k - d'_b}{2} = \frac{d_k + d_b - d'_k - d'_b}{2} = \frac{(d_k - d'_k) + (d_b - d'_b)}{2} = \frac{\delta d_k + \delta d_b}{2} \quad (13-13)$$

式中 $\delta d_k = d_k - d'_k$, 为轴承椭圆度误差值;

$\delta d_b = d_b - d'_b$, 为轴颈椭圆度误差值。

最大偏心量为 $\delta d_k/2$, 最大间隙为 $\delta d_k = (d_k - d_b)$ 。由于椭圆度产生的间隙引起轴线倾斜的最大误差角 ΔY 为

$$\Delta Y = \frac{\delta d_k}{l} \rho'' \quad (13-14)$$

3. 温度影响 轴系环境温度的变化将引起轴承与轴颈之间的配合间隙发生变化, 其变化量可按式 (13-15) 计算:

$$\Delta c_t = d_k [1 + \alpha_k (t - t_0)] - d_b [1 + \alpha_b (t - t_0)] \quad (13-15)$$

式中 Δc_t ——温度为 t 时轴承与轴颈之间的配合间隙 (毫米);

α_k ——轴承材料的线膨胀系数 (K^{-1});

α_b ——轴颈材料的线膨胀系数 (K^{-1});

t ——轴承工作温度 ($^{\circ}C$);

t_0 ——轴承装配时的温度 ($^{\circ}C$)。

由式(13-15)可见,为减小温度变化对间隙的影响,轴承与轴颈应选用线膨胀系数相近的不同材料。

二、圆锥形轴系

圆锥形滑动轴系(见图13-13)与圆柱形滑动轴系相比,其特点是:间隙小,置中精度和方向精度高,磨损后可借助轴向移动调整间隙,耐磨性好;但对温度变化敏感,锥形轴和轴套加工较复杂,需要配对研磨,没有互换性,故成本较高,摩擦力矩也比圆柱形滑动轴系大。

圆锥形滑动轴系主要用作转速低的大地测量仪器(如经纬仪,测角仪等)、天文仪器 and 室内高精度测量仪器的竖直轴系。

A. 圆锥形轴系的结构

圆锥形滑动轴系的基本结构要素(见图13-14)是锥角 $2\alpha_c$ 、轴长 l 、大端直径 d_1 和小端直径 d_2 。其中锥角 α_c 对工作性能影响最大。加工精度相同时, α_c 角愈小,置中精度和方向精度愈高,工作愈稳定,但正压力增大,摩擦力矩亦随之增大,运转不灵活。

α_c 角的确定主要根据运转精度和灵活性。考虑到无润滑时摩擦角的平均值为 $7^\circ \sim 10^\circ$ 之间,则 $2\alpha_c$ 角不应大于 $15^\circ \sim 20^\circ$ 。

一般工作条件下, $2\alpha_c$ 角选在 $4^\circ \sim 12^\circ$ 之间。 4° 多用于精密轴系,大的 $2\alpha_c$ 角用于普通精度的轴系。

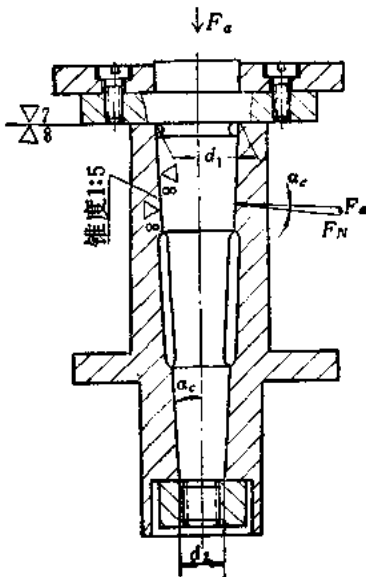


图13-14 圆锥形轴系的结构要素

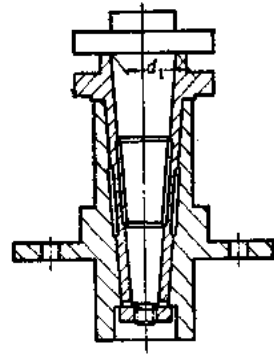


图13-13 圆锥形滑动轴系

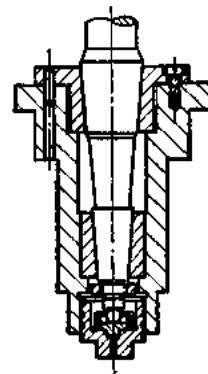


图13-15 有承窝结构的轴系

当精度较高, $2\alpha_c$ 角较小时,为避免因摩擦力矩过大而运转不灵活,常用附加轴肩、或钢球、或止推螺钉承受轴向负荷。锥面主要用以保证置中精度(见图13-1(b),图13-13,图13-15)。

设计圆锥形轴系时,应尽量使负荷通过轴线中心,否则将引起轴的倾斜(见图13-16)。若偏心负荷始终作用于轴的某一位置,轴将随其本身的旋转而摆动,摆动量与间隙相等。由于轴的倾斜,将使轴系摩擦力矩增大。

B. 材料和技术条件

圆锥形轴颈的材料一般采用 T10A、T12A、轴承钢 GCr15 和合金钢 CrMn 等，并淬火到 HRC55~60。在小型仪器中，轴颈有时采用磷青铜或黄铜。对于配合间隙不能调节的圆锥形轴系，轴承和轴颈的材料应具有相近的线膨胀系数，且摩擦系数应小。

为使轴颈与轴承接触良好，一般在装配时须经研配，因此，没有互换性。

轴颈的表面光洁度为 $\nabla 9 \sim \nabla 10$ 级，轴承的表面光洁度可比轴颈低一级。轴颈与轴承工作表面的几何形状误差和锥角误差依具体要求而定。

为了减少接触面积和减少精加工表面，常深切轴颈和轴承的中间一段（见图 13-14）。

C. 圆锥形轴系计算

1. 压强验算 轴向负荷 F_a 通过轴线作用于圆锥形滑动轴系上（见图 13-17）。圆锥面压强可按其投影面积近似按式 (13-16) 计算：

$$p = \frac{4F_a}{\pi(d_1^2 - d_2^2)} \leq [p] \quad (13-16)$$

式中 p ——圆锥面压强（兆帕）；

F_a ——轴向负荷（牛）；

d_1 ——锥面大端直径（毫米）；

d_2 ——锥面小端直径（毫米）；

$[p]$ ——两种材料中，较低的一种许用压强（兆帕）。

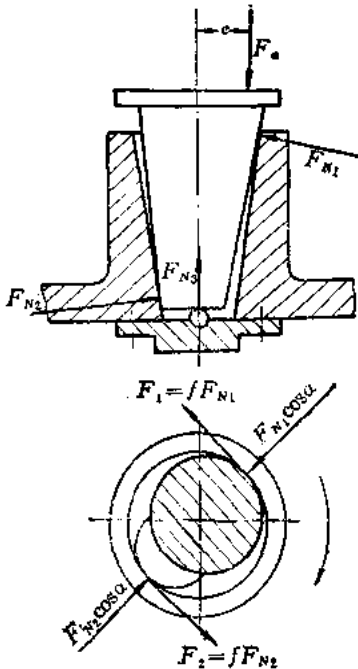


图13-16 偏心负荷的影响

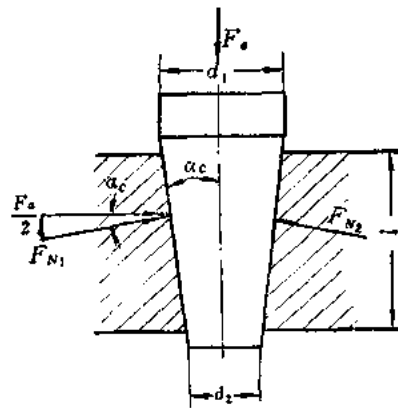


图13-17 受力状态

2. 摩擦力矩计算 理论上，圆锥面轴承在轴向力 F_a 的作用下，轴承中的反作用力应均匀分布在接触面上。为简化分析过程，若用两个相等的法向压力 F_{N1} 和 F_{N2} 代表接触面上的均布力的总和（见图 13-17）。令 $F_{N1} = F_{N2} = F_N$ ，则法向压力可按式 (13-17) 计算：

$$F_N = \frac{F_a}{2\sin\alpha_c} \quad (13-17)$$

摩擦力矩 M_f 可按式 (13-18) 计算:

$$M_f = f \frac{F_e}{\sin \alpha_e} \cdot \frac{d_1 + d_2}{4} \quad (13-18)$$

若轴向负荷不直接作用于圆锥面法线方向, 而由轴肩或轴端球形止推面承受时, 摩擦力矩分别按式 (13-5) 和式 (13-6) 计算。

3. 误差估算 圆锥形轴承与轴颈之间的配合间隙和几何形状误差 (主要是椭圆度误差) 都将影响回转零件的置中精度和方向精度 (见图 13-18)。

由配合间隙和椭圆度误差引起的最大径向间隙 Δc (毫米) 可按式 (13-19) 计算:

$$\Delta c = \frac{\delta d_k + \delta d_b}{2} + \frac{\Delta c_n}{\cos \alpha_e} \quad (13-19)$$

式中 δd_k —— 轴套的椭圆度误差 (毫米);

δd_b —— 轴颈的椭圆度误差 (毫米);

Δc_n —— 圆锥形轴套与轴颈之间的法向间隙 (毫米)。

由最大间隙 Δc 引起的最大倾斜角 $\Delta \gamma$ 可按式 (13-20) 计算:

$$\Delta \gamma = \frac{\Delta c}{l} \rho'' \quad (13-20)$$

式中 l —— 圆锥面长度 (毫米)。

设计圆锥形轴系时, 锥形轴和锥形轴套的锥角偏差 $\Delta \alpha$ 应按式 (13-21) 确定:

$$\Delta \alpha < [\Delta \gamma] \quad (13-21)$$

其中

$$\Delta \alpha = 2(\alpha_k - \alpha_e)$$

式中 α_k —— 轴套的半锥角;

α_e —— 轴的半锥角;

$[\Delta \gamma]$ —— 允许轴线倾斜的误差角 (秒)。

允许的倾斜误差角 $[\Delta \gamma]$, 即使精度要求较低的仪器, 也不应超过 $30''$ 。因此, 圆锥形轴系在装配时一般需经研磨。

4. 温度验算 当轴承与轴颈由不同材料制成时, 随着环境温度的变化, 将使配合间隙改变。低温时, 可能“卡死”, 影响运转的可能性。因此, 需对圆锥形轴系进行温度验算。验算公式与圆柱形滑动轴系验算公式 (13-17) 相同。

三、液体和气体静压轴承

A. 液体静压轴承

液体静压轴承是利用专门的供油装置, 将具有一定压力的润滑油输送到轴承中去, 在轴承油腔内形成具有一定压力的润滑油层, 将转轴浮起并承受负荷。液体静压轴承系统原理图如图 13-19 所示。

1. 液体静压轴承的特点及组成 由于液体静压轴承能满足高精度、高效率的要求, 因此, 在精密仪器、机床或其它机械设备中得到愈来愈广泛的应用。与普通滑动轴承和滚动轴承相比, 液体静压轴承的特点是: 摩擦阻力小, 运转效率高; 使用寿命长; 适应转速范围广; 抗振性能好; 回转精度高; 能适应不同负荷、不同转速的大型或中小型机械设备的

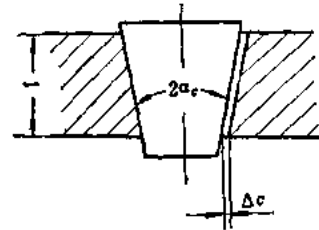


图13-18 间隙误差

需要；但需要一套专门的供油装置。

液体静压轴承系统包括三部分：径向或推力静压轴承；节流器（恒流量供油静压轴承无节流器）和供油装置。一般按节流器的形式和轴承结构来命名静压轴承，如小孔节流径向静压轴承，双面薄膜反馈节流推力静压轴承等。供油装置目前常用恒压供油系统。

2. 液体静压轴承的工作原理 图13-19所示的液体静压轴承，当供油装置尚未工作时，油腔内没有压力油，轴颈压在轴承上。当供油装置开始工作后，从供油装置输出的具有一定压力的润滑油经节流器进入轴承油腔。空荷时，由于各油腔对称等面积分布和各节流器的节流阻力相等，故各油腔产生的承荷力将转轴浮起，并使转轴处于轴承的中心位置（忽略转轴系统自重）。此时，轴颈与轴承之间各处间隙相同，各油腔压力相等，转轴受到各油腔的承荷力相互平衡。

当转轴受径向负荷 F_r 的作用后，转轴往油腔1的方向产生微小位移 e （见图13-20）。油腔1的间隙变为 $h_0 - e$ ，油腔2的间隙变为 $h_0 + e$ 。由于节流器的调压作用，油腔1的压力由 p_0 升高到 p_1 ，油腔2的压力从 p_0 降低到 p_2 。因此，油腔1、2之间的压力不等，形成压力差 $\Delta p = (p_1 - p_2)$ 。若该压力差 Δp 与转轴的负荷平衡时，可使转轴处于某一稳定位置。转轴位移量 e 的大小取决于轴承和节流器参数的选择。

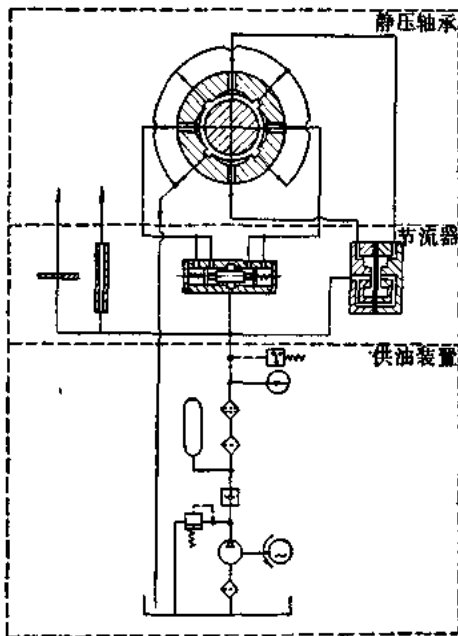


图13-19 液体静压轴承系统

当转轴稳定工作时，油腔内的压力油经油腔四周封油面流出。由于油腔四周封油面的微小间隙（0.015~0.05）毫米的阻尼作用，润滑油流出时受到很大阻力，使油腔内的润滑油继续保持压力，从而继续将转轴浮起。润滑油从封油面流出后汇集到油箱，完成油路循环。

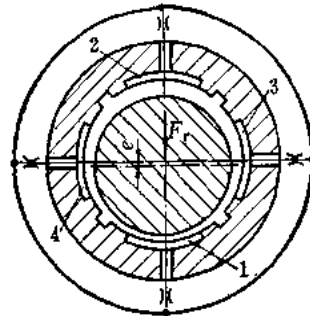


图13-20 静压轴承工作原理

液体静压轴承中所用的节流器有小孔节流器、毛细管节流器、滑阀反馈节流器和双面薄膜反馈节流器（见图13-19）。

B. 气体静压轴承

气体静压轴承（见图13-21）的工作原理与液体静压轴承的工作原理相似，两者都属于流体静压轴承。气体静压轴承与普通滑动轴承、滚动轴承相比所具有的特点，与液体静压轴承所具有的特点相似，

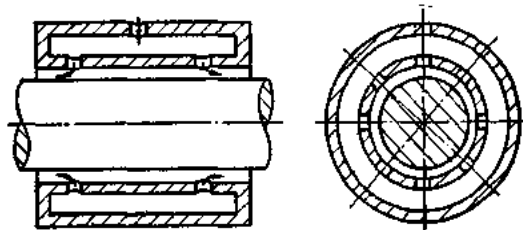


图13-21 气体静压轴承

但气体静压轴承在高温、低温和高速下具有更优越的工作性能,并具有很高的置中精度。因此,气体静压轴承已获得越来越广泛的应用。

1. 气体静压轴承与液体静压轴承的比较 虽然气体静压轴承与液体静压轴承有许多相似处,但两者仍然有相异点。现对比如下:

液体润滑剂(通常为油)具有不可压缩性,而气体(通常为空气)则可压缩。

润滑油的粘度一般比空气的粘度大 100 到 1000 倍,甚至更大。

在尺寸、形状及泵功率相同时,液体静压轴承的负荷能力比空气静压轴承大得多。若忽略气体的可压缩性,它们的负荷能力的比值为

$$\frac{\text{液体静压轴承的负荷能力}}{\text{气体静压轴承的负荷能力}} = \sqrt{\frac{\eta_{液}}{\eta_{气}}}$$

式中 η ——液体或气体的动力粘度。

速度相同时,气体静压轴承的摩擦功率损失远小于液体静压轴承。它们的摩擦功率损失之比值为

$$\frac{\text{液体静压轴承摩擦功率损失}}{\text{气体静压轴承摩擦功率损失}} = \frac{\eta_{液}}{\eta_{气}}$$

气体静压轴承几乎不存在热变形,在高温及低温条件下都能正常工作。

液体静压轴承中液体必须再循环,需要油路返回系统和轴向密封装置,而气体静压轴承中气体不必再循环,可直接排出。

可见,液体静压轴承较适用于转速低、负荷能力较高的情况;气体静压轴承则较适用于转速高、负荷能力较小、低摩擦、高温或低温的情况。

2. 气体静压轴承的摩擦力矩 气体静压轴承的摩擦力矩 M_f 很小,一般可不计算。如果需要,可按式(13-22)计算径向静压轴承的摩擦力矩 M_f :

$$M_f = \frac{\pi \eta l d_s^3 \dot{\theta}}{4 h_0} \quad (13-22)$$

式中 η ——气体粘度(20°C时的空气粘度为 1.8×10^{-11} 兆帕·秒);

l ——轴颈与轴承的接触长度(毫米);

d_s ——轴颈直径(毫米);

$\dot{\theta}$ ——轴颈回转角速度(弧度/秒);

h_0 ——轴颈与轴承之间的间隙(毫米)。

可按式(13-23)计算推力静压轴承的摩擦力矩 M_f :

$$M_f = \frac{\pi \eta \dot{\theta}}{2 h_r} (R_2^4 - R_1^4) \quad (13-23)$$

式中 h_r ——转动圈与不动圈之间的间隙(毫米);

$\dot{\theta}$ ——转动圈相对于不动圈的转动角速度(弧度/秒);

R_1 ——推力轴承的内孔半径(毫米);

R_2 ——推力轴承的外半径(毫米)。

§3 滚动轴承

一、滚动轴承的类型和特点

滚动轴承一般由内座圈、外座圈、滚动元件和保持架组成（见图 13-22）。滚动元件装在内、外座圈的沟槽之间。当两个座圈相对转动时，滚动元件在座圈的沟槽中滚动。保持架用来隔开滚动元件。

目前，很多类型和尺寸系列已标准化。在仪器中，由于结构特点和使用要求不同，也有非标准的滚动轴承（散装滚动轴承）。

滚动轴承的分类方法较多。按轴承的负荷性能分为：向心型、向心推力型、推力向心型和推力型；按滚动元件的形状分为：球轴承和滚子轴承，而滚子又有各种形状（见图 13-23）。

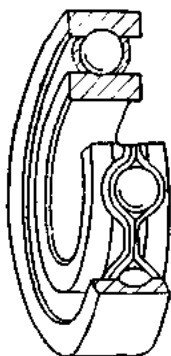


图13-22 滚动轴承结构

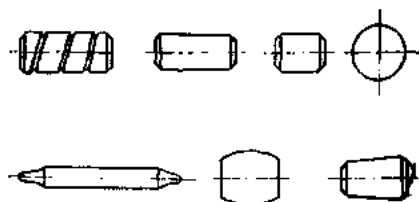


图13-23 滚动元件形状

滚动轴承与滑动轴承比较，其优点为：

- (1) 摩擦力矩小，且不随轴承转速变化而变化，起动摩擦力矩也小；
- (2) 能承受较大的负荷，且长时间工作后磨损小；
- (3) 置中精度和方向精度高；
- (4) 能在高速下工作；
- (5) 对温度变化不敏感；
- (6) 标准滚动轴承有互换性，维修比较方便。

缺点为：

- (1) 承受冲击负荷的能力差；
- (2) 高速转动时，噪声大；
- (3) 结构外形尺寸较大，安装要求较严。

目前，微型轴承已获得了广泛的应用，且日趋标准化。

二、仪器中常用的标准滚动轴承

仪器中，一般结构尺寸较小，负荷也不大，故多采用超轻系列、特轻系列和轻系列的标准滚动轴承。内径一般小于 20（毫米）。

单列向心球轴承（见图 13-24）：这类轴承主要承受径向负荷，也能承受一定的轴向负荷。有很高的极限转速。在高转速的机构中不宜采用推力轴承时，也可用它来承受轴向负荷。

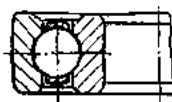


图13-24 单列向心球轴承

这类轴承结构紧凑、摩擦小、方向精度高。适用于刚性较大的轴。轴与轴承座只允许有极小偏斜 ($1^{\circ}/4 \sim 1^{\circ}/2$)。这类轴承价格较低, 应用较广。

向心推力球轴承 (见图 13-25): 这类轴承能同时承受径向负荷和较大的轴向负荷 (单列的只能承受一个方向的轴向负荷), 也可在轴向负荷作用下高速转动。外座圈或内座圈有可拆和不可拆的两种; 滚动元件有单列和双列的两种。仪器中常用单列的。这类轴承的钢球与外座圈内表面的接触角 β 有 12° 、 26° 和 36° 三种。 β 角大的轴承能承受较大的轴向负荷。向心推力球轴承中的间隙, 安装时可以调整。

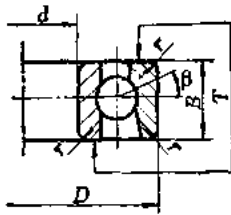


图13-25 向心推力球轴承

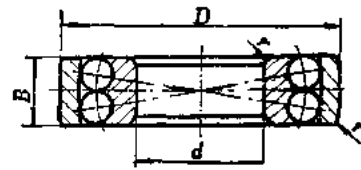


图13-26 双列向心球面球轴承

双列向心球面球轴承 (见图 13-26): 这种轴承外座圈的内表面为球面, 可以自动调位, 故又称自动调心型轴承。当内、外座圈相对倾斜 $2^{\circ} \sim 3^{\circ}$ 以内时, 仍能保证正常工作。这种轴承主要承受径向负荷, 承受轴向负荷的能力不如单列向心球轴承。这类轴承适用于多支点或挠度较大的轴以及不能精确置中的一些支承处。

推力球轴承 (见图 13-27): 这类轴承只能承受轴向负荷, 不能承受径向负荷。有单层的 (只能承受一个方向的轴向负荷) 和双层的 (能承受两个方向的轴向负荷)。这种轴承不允许轴对轴承支承面有歪斜。由于钢球在高速转动下的离心作用, 不宜用于支承高速转动轴。主要用于立轴。当轴上有径向和轴向负荷同时作用时, 须另加向心轴承。

滚针轴承 (见图 13-28): 这类轴承与相同内径的其它类型轴承相比, 外径明显减小, 但摩擦力矩较大, 只用于承受径向负荷。内、外座圈可分开进行安装, 不允许有倾斜。适用于要求外形尺寸较小的结构中。

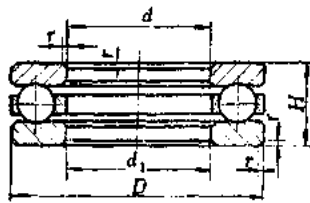


图13-27 推力球轴承

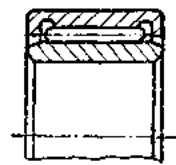


图13-28 滚针轴承

微型特种轴承 (见图 13-29): 这是一种尺寸较小、结构特殊的滚动轴承。这类轴承中有些没有内座圈, 可直接利用转动零件制成内座圈。目前, 有的微型轴承已日趋标准化。



图13-29 微型特种轴承

三、轴承精度等级和游隙

A. 标准滚动轴承的精度等级

滚动轴承的精度等级分为C、D、E和G级。C级最高，G级最低。老设备中的F级轴承可用E级或G级轴承代替。各种结构型式的轴承均有G级精度，精度高于G级的轴承目前并不是每种型式都制造。

各级精度等级的轴承的尺寸误差，几何形状误差和表面质量可查阅滚动轴承手册。

B. 滚动轴承中的“游隙”

滚动轴承的“游隙”是指内、外座圈与滚动元件间的内部间隙，此间隙使轴承内、外座圈在径向或轴向有微量移动。因此，轴承中的“游隙”可分为径向游隙和轴向游隙。

径向游隙：当一个座圈固定不动，另一个座圈沿径向由一个极端位置移动到另一个极端位置的移动量。

轴向游隙：当一个座圈固定不动，另一个座圈沿轴线方向由一个极端位置移动到另一个极端位置的移动量。

同一型号，同一尺寸的标准滚动轴承的游隙，按其大小分为基本组和辅助组。一般工作条件的轴承，应优先采用基本组游隙；特殊条件下工作的轴承，可采用辅助组游隙。

轴承的径向游隙对轴承的寿命、温升、精度、摩擦力矩、极限转速和噪声等都有很大影响。因此，应根据工作条件，使用要求，合理地选择。

选择游隙时主要应考虑：轴承与轴和外壳的配合是否导致游隙的减小；轴承工作时，内、外圈的温度差或是负荷作用后因变形而引起的间隙变化；轴和外壳材料的膨胀系数不同而导致游隙的变化。

四、标准滚动轴承的选择

选择滚动轴承的类型及尺寸时，通常要考虑的因素有：负荷的大小、方向和性质（变负荷、不变负荷或脉冲负荷）；轴承的额定寿命；轴承的转速和温度以及其它特殊要求。

在传动系统中，正确选择轴承类型、尺寸、精度和游隙是设计滚动轴承组合结构的重要环节。仪器中，一般选用G级或E级精度的单列向心球轴承；高精度时，才采用D级或C级精度的轴承；若承受的轴向负荷较大，且轴需在径向和轴向精确定位时，可选用单列向心球轴承；若仅承受较大的轴向负荷时，可采用推力球轴承；如需经常拆装，且为减小结构尺寸，可采用滚针轴承；如要求结构尺寸小，又要求转动灵便时，可采用微型特种轴承。

A. 轴承寿命计算

轴承的型号和尺寸，一般按寿命选定。滚动轴承的额定寿命，是指一批相同轴承在相同工作条件下，90%的轴承不发生疲劳剥落的转数（每 10^6 转为一个单位），或在一定的转速下的工作小时数。生产实践中，以工作小时数表示寿命较为方便。根据大量实验和理论分析，滚动轴承的寿命与接触应力的平方、轴承转速以及轴承的工作温度等因素有关。其计算公式为

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^{\epsilon} = \frac{500 \times 33^{1/3}}{n} \left(\frac{C}{P} \right)^{\epsilon} \quad (13-24)$$

式中 L_h ——以小时计的轴承额定寿命，一般推荐的轴承寿命小时数为：

不经常使用的仪器 $L_h = 500$ (小时)，

经常使用的仪器 $L_h = 2000 \sim 6000$ (小时)，

连续工作的仪器 $L_h = 20000 \sim 60000$ (小时)；

n ——工作转速 (转/分)；

P ——当量动负荷。当量动负荷是一个假定负荷，在此负荷作用下，轴承的寿命和实际负荷作用下的寿命相同。当轴承同时承受径向和轴向负荷时，需要折算成假定负荷；

ϵ ——寿命指数。对于球轴承， $\epsilon = 3$ ；对于滚子轴承， $\epsilon = 10/3$ ；

C ——额定动负荷。轴承的额定动负荷是指额定寿命恰好为 10^6 转时轴承所能承受的最大动负荷，此值可查阅滚动轴承手册。

将轴承额定寿命计算公式 (13-24) 加以变换，则额定动负荷 C 的表达式为：

$$C = P \left(\frac{L_h}{500} \right)^{1/\epsilon} \left(\frac{n}{33^{1/3}} \right)^{1/\epsilon} = P \frac{f_L}{f_n} \quad (13-25)$$

式中 $f_L = (L_h/500)^{1/\epsilon}$ ——寿命系数，可根据 L_h 和滚动元件形状查阅滚动轴承手册；

$f_n = (33^{1/3}/n)^{1/\epsilon}$ ——速度系数，可根据 n 和滚动元件形状查阅滚动轴承手册。

若考虑负荷性质以及工作温度 (高于 100°C 时)，则寿命计算公式为：

$$C = \frac{f_L f_F}{f_n f_T} P \quad (13-26)$$

式中 f_F ——考虑负荷性质的负荷系数。对于没有冲击或轻微冲击的， f_F 取 $1 \sim 1.2$ ；中等冲击的， f_F 取 $1.2 \sim 1.8$ ；强冲击的， f_F 取 $1.8 \sim 3$ ；

f_T ——轴承工作温度高于 100°C 时的温度系数 (见表 13-2)。

表13-2 滚动轴承温度系数

轴承工作温度 $^\circ\text{C}$	125	150	175	200	225	250	300	350
温度系数 f_T	0.95	0.90	0.85	0.80	0.75	0.70	0.60	0.50

B. 按额定动负荷选择轴承

当轴承每分钟的转数大于 33 转时，一般应按额定动负荷选择轴承。若轴承的工作负荷较小，基本没有冲击和振动，工作温度在 100°C 以下，可按式 (13-25) 计算轴承的额定动负荷 C (牛)：

$$C = \frac{f_L}{f_n} P$$

式中 P ——当量动负荷 (牛)，可按式 (13-27) 计算。

$$P = XF_r + YF_a \quad (13-27)$$

式中 F_r ——径向负荷 (牛)；

F_a ——轴向负荷 (牛)；

X ——径向系数 (查阅滚动轴承手册)；

Y ——轴向系数 (查阅滚动轴承手册)。

将式 (13-27) 代入式 (13-25) 得额定动负荷 C 的一般表达式为:

$$C = (XF_r + YF_a) \frac{f_L}{f_n} \quad (13-28)$$

从计算公式和数据资料中可知, 为确定 X 和 Y , 必须先定轴承型号及尺寸, 然后才能由滚动轴承手册中查到。故应先选定轴承类型, 按 F_a/F_r 的比值与系数 e 比较, 判断 $F_a/F_r \leq e$ 或 $F_a/F_r > e$, 再初选 X 和 Y ; 按 L_s 和 n 查到 f_L 和 f_n , 计算出 C , 在滚动轴承手册中查到与计算值相近的轴承[●], 再经验算后决定。一般需经几次反复才能满足要求。

C. 按额定静负荷选择轴承

滚动轴承工作在静止状态, 或缓慢摆动, 或每分钟转速低于 33 转时, 轴承的允许负荷取决于滚动接触表面的永久变形值, 这时按静负荷选择轴承。额定静负荷 C_0 (牛) 可按式 (13-29) 计算:

$$C_0 = s_0 P_0 \quad (13-29)$$

式中 s_0 ——按仪器工作情况而定的安全系数。对于标准精度轴承, $s_0 = 1$; 对于高精度轴承, $s_0 = 1.5$;

P_0 ——当量静负荷 (牛)。按式 (13-30) 和式 (13-31) 计算, 取两值中较大者, 使 $P_0 \geq F_r$ 。

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \quad (13-30)$$

$$P_0 = F_r \quad (13-31)$$

式中 X_0 ——静径向系数, 可查阅滚动轴承手册;

Y_0 ——静轴向系数, 可查阅滚动轴承手册。

根据计算公式求出 C_0 值后, 可查阅滚动轴承手册, 选择与计算所得 C_0 值相近的轴承。

D. 按结构尺寸选择轴承

仪器中, 一般负荷较小, 若无其它特殊要求, 可按结构中相关零件的尺寸选择轴承。一般常选单列向心球轴承。

E. 按摩擦力矩选择轴承

某些仪器中的负荷不大, 但对轴承的摩擦力矩有严格要求。这时可按摩擦力矩选择轴承。

标准滚动轴承的摩擦包括三个方面: 钢球与内、外座圈滚道间的滚动摩擦; 钢球与保持架间的滑动摩擦; 滚动轴承中润滑脂 (或油) 的阻力等。

若轴承的负荷接近于额定动负荷 C 的 10%, 即 $P = 0.1C$; 向心轴承承受纯径向负荷, 推力轴承承受纯轴向负荷; 其转速 $n = 0.5n_j$ (n_j 为极限转速); 有足够的润滑油, 油的粘度为 $(30 \sim 35) \times 10^{-6} (\text{米}^2/\text{秒})$ 以及运转正常的情况下, 可以用式 (13-32) 计算轴承的摩擦力矩 M_f :

$$M_f = P\mu \frac{d}{2} \quad (13-32)$$

式中 P ——轴承负荷 (牛);

d ——轴承内径 (毫米);

μ ——轴承摩擦系数 (见表 13-3)。

● 轴承手册中的负荷值以“公斤”为单位, 应换算为以“牛顿”为单位。即将滚动轴承手册中的负荷值乘 9.8 或将计算的负荷值除 9.8 即可。

表13-3 轴承摩擦系数

轴 承 类 型	摩擦系数 μ	轴 承 类 型	摩擦系数 μ
单列向心球轴承	0.0022~0.0042	滚针轴承	0.0025~0.008
双列向心球面球轴承	0.0016~0.0066	双列向心球面滚子轴承	0.0029~0.0071
单列向心推力球轴承	0.002~0.005	单列圆锥滚子轴承	0.0025~0.0083
单列向心短圆柱滚子轴承	0.0012~0.006	单向推力球轴承	0.0020~0.0040

根据要求的摩擦力矩和负荷大小,初步选择轴承类型;按式(13-32)计算轴承内径;按计算所得轴承内径值,选择相近尺寸的轴承;然后验算摩擦力矩。若不满足要求,应反复计算,直至满足要求。按摩擦力矩选择的轴承也必须满足额定寿命或额定负荷的要求。

低摩擦力矩轴承应避免采用接触式的橡胶密封或毛毡密封。常用滴油润滑和喷雾润滑。

五、滚动轴承组合结构设计

A. 滚动轴承组合设计的要求

滚动轴承组合设计必须按运动学原理,在结构上限制五个自由度,仅保留按规定轴线转动的自由度。滚动轴承组合结构设计的质量直接影响仪器的工作精度和工作可靠性,因此,对组合结构设计有如下要求:

(1) 在受任何方向外力作用和振动的情况下,轴承不应与轴或轴承座脱离,也不应松动;

(2) 保证轴和轴承座孔几何轴线的同轴度以及轴线与轴承座孔端面的垂直度;

(3) 温度变化和安装时不应产生内应力。当温度变化较大时,也应保证轴承部件正常工作;

(4) 保证轴承部件制造容易,装拆、维修方便,具有调整的可能性。

B. 滚动轴承的配合

滚动轴承与轴和轴承座孔的配合将影响轴承的间隙,当轴承装于仪器中后,由配合过盈所引起内圈膨胀和外圈收缩,可使轴承间隙减小,影响轴承运转精度及轴承寿命。

概括说,转动座圈的转速愈高,负荷愈大,振动愈大和工作温度愈高时,则应采用较紧的配合;不动座圈及需经常拆卸的轴承则应采用较松的配合。轴承与轴颈的配合按基孔制,轴承与轴承座孔的配合按基轴制。

在不同负荷下工作的轴承,为使轴承座圈与轴或轴承座孔不产生相对转动,轴承的转动座圈(一般为内座圈)多采用过渡配合,不动座圈(一般为外座圈)通常采用动配合。

当采用有色金属做支架或壳体,且负荷不大时,轴颈和轴承内座圈可采用第三、四种过渡配合,座孔与轴承外座圈可采用第一种动配合。

轴颈和轴承孔配合表面的光洁度和几何形状偏差根据轴承精度等级和轴承尺寸确定。可查阅有关设计手册。

C. 轴承的安装与固定

安装轴承时,应使轴承在径向和轴向相对固定。当承受轴向力时,不致引起轴和轴上零件的轴向移动。

限制轴的轴向移动的方法有两种:一为双支点两端单向固定(见图13-30)。此法适用

于工作温度变化时, 轴的长度变化不大的短轴。轴向间隙可用厚、薄不同的垫片加以调整。在相同的轴承间隙和配合面间隙下, 适当加大支承两端的距离, 可提高方向精度。另一为双支点一端双向固定 (见图 13-31)。右边的支点内、外座圈双向固定, 左边支点可沿轴向“游动”。但“游动轴承”的内座圈也应双向固定。这种方法适用于温度变化引起轴的伸长量较大的长轴。被固定的轴承应是受力较大的。

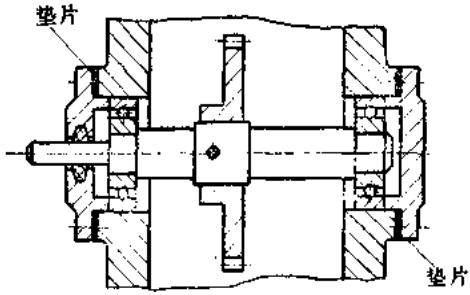


图13-30 双支点两端单向固定

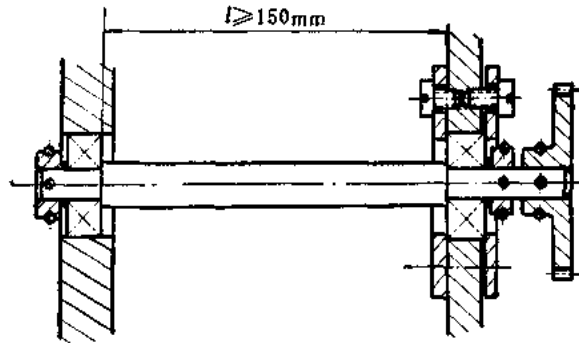


图13-31 双支点一端双向固定

对于短轴, 可采用单支座双轴承结构 (见图 13-32), 此时应使轴上零件尽量靠近轴承, 以提高轴的刚度和方向精度。

为了保证轴承部件的置中精度和方向精度, 宜采用整体式轴承支座或壳体, 在机床上一次加工好两端的支承孔。如两端孔径不同, 可采用附加套筒, 轴承以一定的配合装入套筒, 套筒又以一定的配合装入壳体的支承孔内 (见图 13-33)。

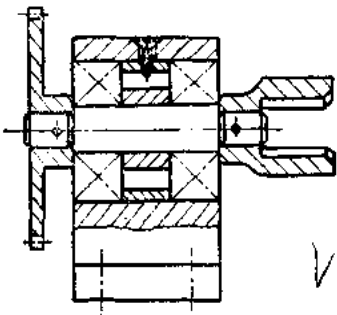


图13-32 单支座双轴承

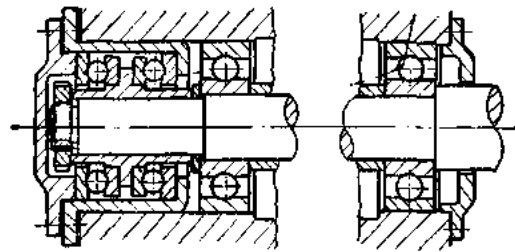


图13-33 保证同轴度的结构

为了降低加工精度的要求, 可采用调整法获得较高的安装精度 (见图 13-34)。若支座为整体的, 则可用杯形套筒和支承孔间的间隙, 将杯形套筒调整到合适的位置, 用销钉定位, 螺钉固定 (见图 13-35)。

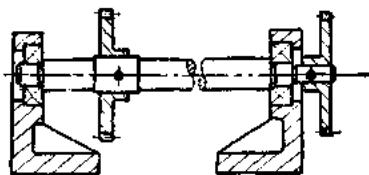


图13-34 可调整的活动支座

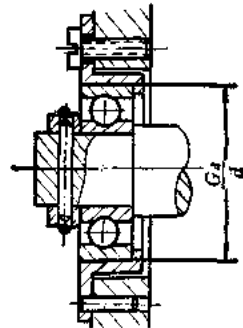


图13-35 可调整的杯形套筒

当轴承孔的轴线与轴颈的轴线不能保证重合, 或轴较长, 需用三个支承时, 应采用自动调心轴承。但自动调心轴承不能与非自动调心轴承使用在同一轴上, 否则调心轴承将失去作用。

若轴向负荷较大时, 需采用止推轴承。为防止由于径向负荷的作用而使轴线倾斜, 需同时采用一对向心轴承。此时, 为保证轴和轴承的置中精度, 应尽量减少轴的阶梯数 (见图 13-36)。

综上所述, 轴承在轴上的固定, 不外乎是利用轴肩、螺母、压板、弹簧挡圈之类。轴承在支承孔内的固定方法, 可用凸肩、弹簧挡圈、轴承端盖。为了拆卸方便, 轴肩的大小不应超过轴承内座圈的外径。支承孔的凸肩直径应大于轴承外座圈的内径。

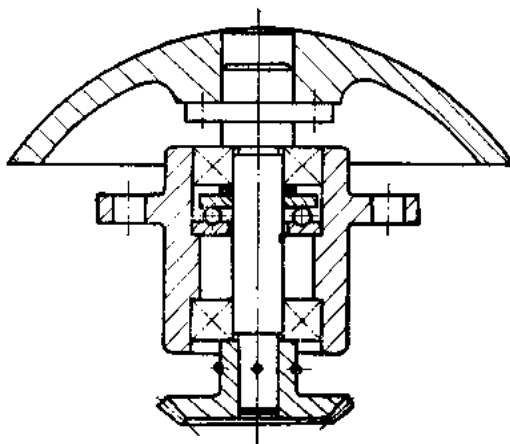


图13-36 推力轴承和向心轴承的联合使用

六、非标准滚动轴承

A. 非标准滚动轴承的结构特点

仪器中, 由于结构尺寸的限制, 当外部尺寸较小或特大, 标准滚动轴承不能满足要求时, 广泛采用非标准 (散装) 滚动轴承。这种轴承可以没有保持架、内座圈和外座圈。钢球的滚动面直接加工在相对运动的零件上。钢球采用标准钢球。具有滚动面的零件用 T8、T10 或 GCr15 钢制造, 淬火硬度达 HRC55~60, 表面光洁度高达 $\nabla 9 \sim \nabla 12$ 。

非标准滚动轴承的结构有三种典型结构形式 (见图 13-37)。

图 13-37 中 (a) 的摩擦力矩较小, 承受负荷能力也较小, 制造比较简单;

图 13-37 中 (b) 的摩擦力矩和承受负荷能力都较大;

图 13-37 中 (c) 的摩擦力矩和承受负荷能力介于 (a) 和 (b) 之间。

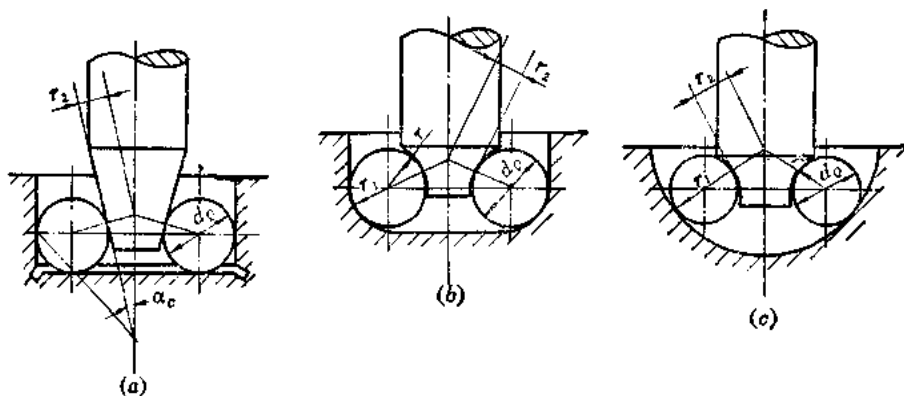


图13-37 非标准滚动轴承的典型结构

非标准滚动轴承中的轴颈可采用圆柱形、圆锥形、圆弧形、球形或其它形式 (见图 13-38)。当负荷较大时, 应采用圆弧形; 低速时, 在轴端放入或压入钢球使磨损减少。

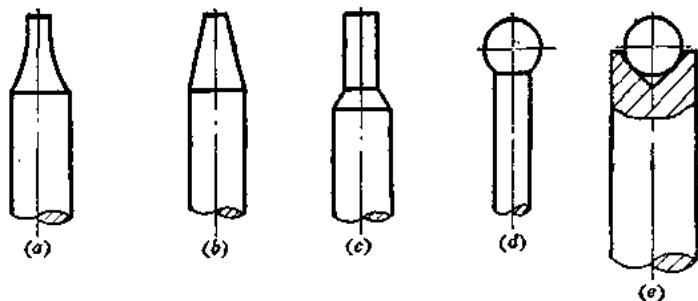


图13-38 非标准滚动轴承中轴颈的形状

B. 非标准滚动轴承几何尺寸的计算

计算时可先根据结构, 假定钢球直径 d_0 , 钢球数目 Z 。

1. 直角轴座非标准滚动轴承 (见图 13-39) 从图中 $\triangle ABO$ 可见

$$AB = 2AO \sin \frac{\beta_0}{2}$$

式中 AB ——相邻钢球之间的距离, $AB = t$, 一般取 $t = 1.05d_0$; 有保持架时, 取 $t = 1.2d_0$;

AO ——钢球中心圆半径, $AO = BO = D_m/2$;

β_0 ——相邻钢球所对中心角, $\beta_0 = 360^\circ/Z$;

Z ——钢球数目。

钢球中心圆直径 D_m 为:

$$D_m = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{Z}} \quad (13-33)$$

令 $K = D_m/d_0$, 则轴端圆锥形半角 α , 可按式 (13-34)

计算:

$$\sin \alpha = \frac{K \sqrt{2K(K+1)} - (K+1)}{K^2 + (K+1)^2} \quad (13-34)$$

则距离 h 按式 (13-35) 计算:

$$h = \frac{d_0}{2} (1 + \sin \alpha) \quad (13-35)$$

直角轴承座直径 (即钢球圆外径) D_0 按式 (13-36) 计算:

$$D_0 = D_m + d_0 \quad (13-36)$$

钢球与圆锥面接触点直径 D_t 按式 (13-37) 计算:

$$D_t = D_m - d_0 \cos \alpha \quad (13-37)$$

2. 圆角轴座非标准滚动轴承 (见图 13-40) 钢球中心圆直径 D_m 按式 (13-33) 计算。轴承座和轴颈圆角半径 $r = 1.05d_0/2$ 。轴承座直径 D_0 按式 (13-38) 计算:

$$D_0 = D_m + 2r - 2 \left(r - \frac{d_0}{2} \right) \sin \alpha' = D_m + 2r - (2r - d_0) \sin \alpha' \quad (13-38)$$

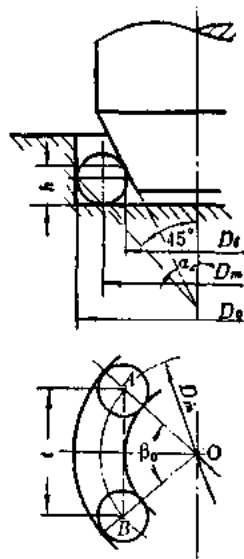


图13-39 直角轴座非标准滚动轴承计算图

轴颈圆柱部分直径 D_i 按式 (13-39) 计算:

$$D_i = D_m - 2r + (2r - d_0) \sin \alpha' \quad (13-39)$$

当取 $r = 1.05d_0/2$ 时, D_0 和 D_i 的计算式变为

$$D_0 = D_m + 1.05d_0 - 0.05d_0 \sin \alpha' \quad (13-40)$$

$$D_i = D_m - 1.05d_0 + 0.05d_0 \sin \alpha' \quad (13-41)$$

式中 α' ——接触角。主要承受径向负荷的轴, 取 $\alpha' = 70^\circ$; 主要承受轴向负荷的轴, 取 $\alpha' = 45^\circ \sim 60^\circ$ 。

3. 球面轴承座孔非标准滚动轴承 (见图 13-41) 轴颈的圆弧半径 $r = 1.05d_0/2$ 。轴颈圆弧端部的直径 D_i 按式 (13-42) 计算:

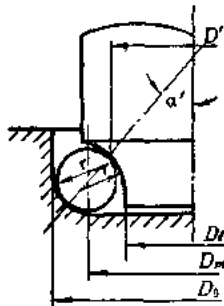


图13-40 圆角轴座非标准滚动轴承计算图

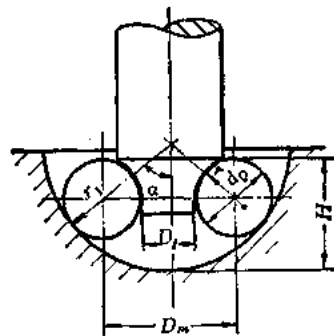


图13-41 球面轴承座孔非标准滚动轴承计算图

$$D_i = D_m - 2r + (2r - d_0) \sin \alpha' = D_m - 1.05d_0 + 0.05d_0 \cdot \sin \alpha' \quad (13-42)$$

球面轴承座孔半径 r_1 按式 (13-43) 计算:

$$r_1 = \frac{1}{2} \left(\frac{D_m}{\sin \alpha'} + d_0 \right) \quad (13-43)$$

钢球顶端高度 H 按式 (13-44) 计算:

$$H = r_1 - \frac{D_m}{2} \operatorname{ctg} \alpha' + \frac{d_0}{2} \quad (13-44)$$

式中 α' 角的选择与圆角轴座非标准滚动轴承相同。

§ 4 轴承的润滑

在摩擦表面注入润滑剂, 可避免或减少摩擦表面的直接接触, 减少摩擦和磨损, 提高表面的抗腐蚀能力, 在振动、冲击情况下还能起到一些缓冲作用。

润滑油选择是否合理, 将直接影响轴承和导轨的寿命、运动的灵活性和工作精度等。

选择润滑油时主要考虑运动速度、运动性质、工作温度、压力和表面配合质量等因素。相对运动速度越高, 润滑油粘度越低, 这样可减少能量损失和磨损; 转速和负荷变化越大, 润滑油粘度越高; 工作温度越高, 润滑油粘度应越高, 因温度升高将使粘度变小; 配合表面精度愈高, 润滑油粘度愈低。对于自动装置、不易加油的装置和大多数室外工作的仪器, 不需要经常更换润滑油, 多采用润滑脂。仪器中一般不采用循环系统或油箱式润滑, 在装配或维修时加入润滑脂。润滑脂对温度、负荷、运动速度的变化具有较好的适应性, 密封装置简单。但润滑脂的流动性差、导热系数小、摩擦阻力大、机械效率低。

仪器中对润滑剂的基本要求是：具有良好的油浸性，能很好附着于摩擦表面；具有好的化学稳定性，不易改变性质；不允许含有害杂质（如酸、灰尘、水、碳等）；不腐蚀润滑表面等。常用润滑剂见表 13-4。

表 13-4 常用润滑剂

名 称	牌 号	用 途
仪 表 油	HY-8 GB487-65	各种仪表润滑用(包括低温工作)
机 械 油 GB443-64	HJ-10; HJ-20; HJ-30; HJ-40; HJ-50	机械工业机床和其它各种机械润滑，中小型齿轮、蜗轮传动润滑，摩擦面及各种机械滑动轴承和滚动轴承的润滑和冷却
烃基润滑脂 WJ414-65	T ₂	温度为-40~+50°C，间隙为5~30微米的滑动轴承的润滑
	T ₃	温度为-40~+50°C，间隙为30~50微米的滑动轴承的润滑
烃基橡胶润滑脂 WJ414-65	TX ₂	温度为-45~+50°C，间隙不大于50微米的滑块、燕尾槽、齿轮、齿条的润滑
	TX ₃	温度为-40~+50°C，间隙不大于50微米的齿轮、蜗轮、目镜螺纹等的润滑
烃基石墨润滑脂 WJ414-65	TS	温度为-45~+50°C，间隙为20~50微米的蜗轮、蜗杆及轻负荷、小间隙的传动机构的润滑
烃基橡胶石墨润滑脂 WJ414-65	TXS	温度为-40~+50°C，间隙大于50微米的蜗轮、蜗杆、齿条及相对转动机构的润滑。
低温仪表润滑脂	特7号仪表脂 Q/SY16002-65	用于-70~+120°C航空仪器，精密仪表的轴承、蜗杆及摩擦部件的润滑及防护
	特75号仪表脂 Q/SY16002-65	用于-70~+80°C航空仪器、精密仪表的轴承、蜗杆及摩擦部件的润滑及防护
	特12号仪表脂 Q/SY16004-65	用于-70~+110°C航空仪器、精密仪表的轴承、蜗杆及摩擦部件的润滑及防护
铝基润滑脂	4E-1	应用温度范围为-40~+50°C，挥发度低，防霉性好，用于铜部件小间隙润滑
	4E-2	应用温度为-40~+50°C，铜部件大间隙润滑
硅胶稠化润滑脂	2E	用于温度可达-60°C，挥发度极低，防霉性好。随硅胶量不同，稠度不同，用于机构间隙大小不同的部位，可用作防尘脂
二硫化钼润滑脂	7105	用于-50~+60°C，挥发度低，适用于较重负荷的摩擦部件，如齿轮副、锥度配合等

第十四章 直线运动导轨

§1 概 述

直线运动导轨（简称导轨）保证零件（或组合件）作直线往复运动。按照机械运动学原理，导轨副必须约束五个自由度，仅保留按直线方向移动的自由度。导轨副由作直线往复运动的运动件和支承并约束运动件使其按规定方向作直线往复运动的承导件组成。

仪器中导轨类型很多。如按摩擦性质，则可分为滑动摩擦导轨、滚动摩擦导轨和弹性摩擦导轨（见图14-1）。本章着重介绍滑动摩擦导轨与滚动摩擦导轨。如按导轨结构特点，则可分为开式导轨和闭式导轨两类。开式导轨一般利用运动件自重和外加负荷构成力封闭，保证运动件与承导件可靠接触，一般多用于室内仪器中；闭式导轨依靠结构本身构成封闭，即使工作负荷方向或导轨的空间位置改变，运动件与承导件之间的相对关系一般不会破坏，多用于室外工作或承受冲击、振动等条件下的仪器中。但闭式导轨（特别是滑动摩擦导轨）一般对温度变化较敏感。

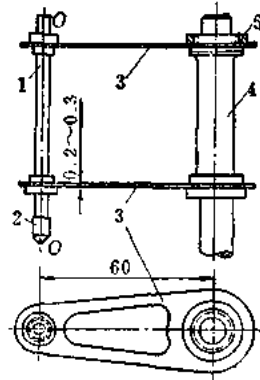


图14-1 用于显微硬度计的弹性摩擦导轨

常用导轨的结构原理如图 14-2 所示。

对导轨的基本要求为：

（1）方向精度：即运动件沿规定方向作直线运动的准确程度。它取决于导轨的配合间隙和导轨本身的直线度；

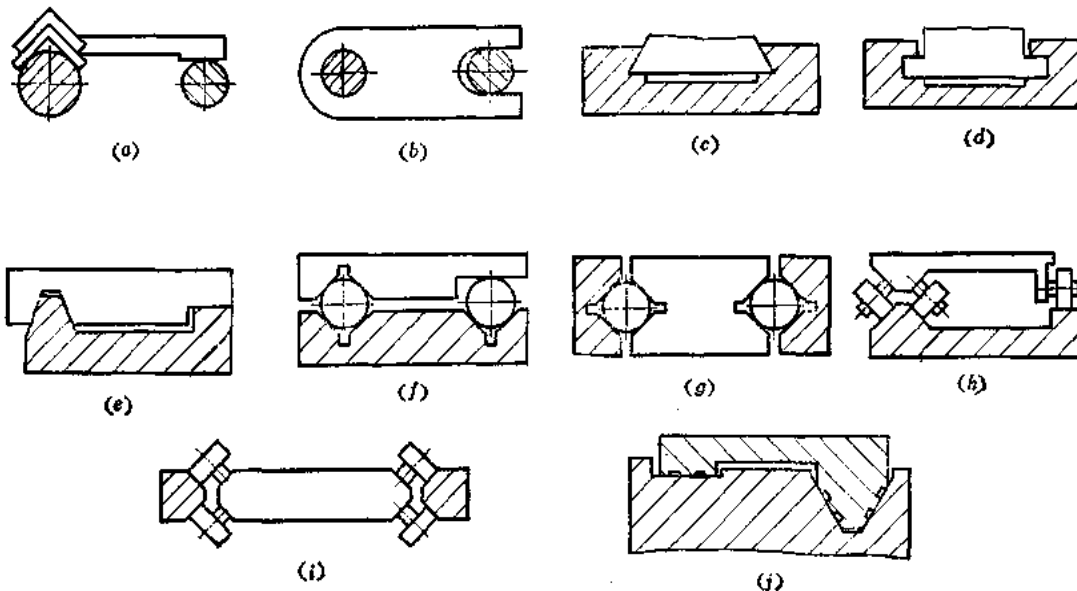


图14-2 常用导轨原理图

(2) 运动的灵便性和平稳性：主要取决于导轨中的摩擦力和导轨表面的几何形状误差；

(3) 对温度变化的不敏感性：即当工作温度变化时，导轨仍能正常工作，既不“卡死”，又不晃动；

(4) 耐磨性：即导轨在长时间使用后不降低精度。它主要取决于相配材料、导轨表面光洁度及表面硬度；

(5) 结构工艺性：即导轨应在保证仪器工作性能的条件下，结构简单，加工方便，易于装拆和维修；

(6) 成本低。

常用导轨性能的比较见表14-1。

表14-1 常用导轨性能比较

导轨类型	图号	方向精度	摩擦力	对温度变化的敏感性	负荷能力	耐磨性	成本
开式圆柱面导轨	图14-2(a)	高	较小	不敏感	小	较差	低
闭式圆柱面导轨	图14-2(b)	较高	较小	较敏感	较小	较差	低
燕尾形导轨	图14-2(c)	高	大	敏感	大	好	较高
闭式直角导轨	图14-2(d)	较低	较小	较敏感	大	较好	较低
开式“V”形导轨	图14-2(e)	较高	较大	不敏感	大	好	较高
开式滚珠导轨	图14-2(f)	高	小	不敏感	较小	较好	较高
闭式滚珠导轨	图14-2(g)	较高	较小	不敏感	较小	较好	高
开式滚柱导轨	图14-2(h)	较高	小	不敏感	较大	较好	较高
滚动轴承导轨	图14-2(i)	较高	小	不敏感	较大	好	较高
液体静压导轨	图14-2(j)	高	很小	不敏感	大	很好	很高

§ 2 滑动摩擦导轨

一、结 构

滑动摩擦导轨按承导面的形状分为两类：圆柱面滑动摩擦导轨和棱柱面滑动摩擦导轨。

A. 圆柱面滑动摩擦导轨

圆柱面滑动摩擦导轨的承导面是圆柱面，常用结构形式如图14-3所示。它的主要优点是承导面的加工和检验比较简单，易于达到较高的精度。缺点是间隙不能调节，特别是磨损后的间隙不能调整和补偿；闭式圆柱面导轨对温度变化比较敏感。常用于室内仪器。

单一的圆柱面导轨的运动件除可沿其轴线方向作直线运动外，还可绕其轴线转动。这种转动必须消除。最简单的防转结构是在运动件和承导件接触表面上做出平面、凸台或凹槽，如图14-3中(a)、(b)所示。也可利用辅助面限制运动件的转动，如图14-3中(c)、(d)、(e)、(f)所示。采用辅助导向面时，如结构条件允许，适当增加它与基本导向面间的距离，可减小由间隙所引起的转角误差。

B. 棱柱面导轨

棱柱面导轨典型结构如图14-4所示。其中直角形导轨（见图14-4中(d)和(e)）加工和检验比较容易，能够达到较高的经济加工精度。这种导轨常用于小型地面瞄准仪

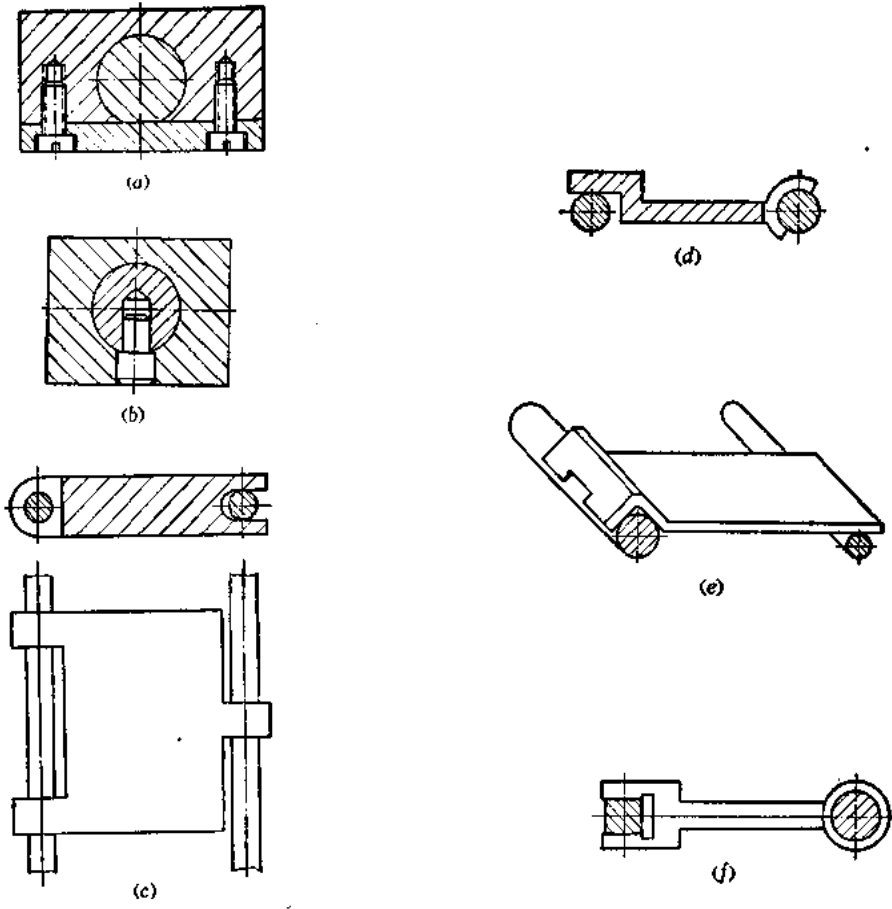


图14-3 圆柱面导轨

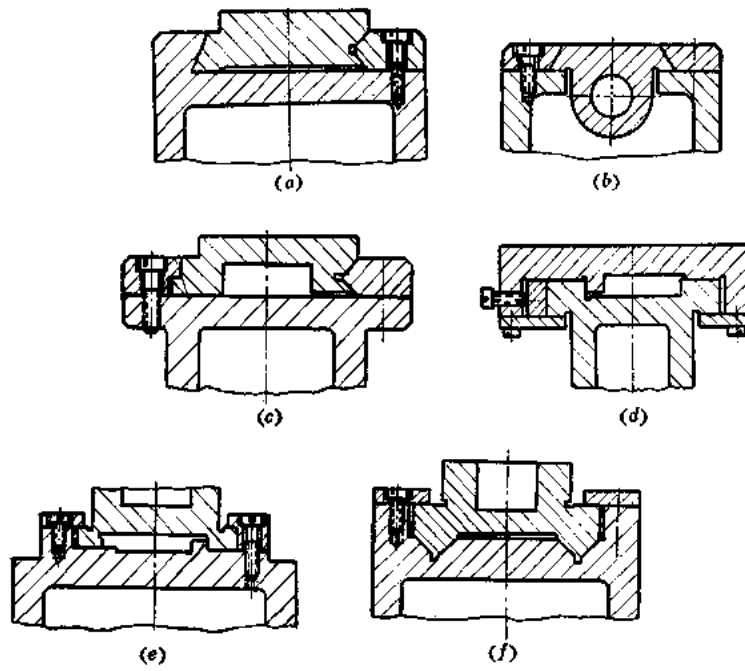


图14-4 棱柱面导轨

器中。

三角形导轨 (见图 14-4 中 (f)) 加工和检验比较复杂, 摩擦力较大, 但它能自动调整间隙。常用于大型光具座、测长仪中。

燕尾形导轨 (见图 14-4 中 (b))。它的主要优点是调节简单, 结构紧凑, 但制造比较复杂, 摩擦力大。主要用于方向精度和运动灵便性要求不高的机构中。

二、导轨设计中应注意的几个问题

A. 作用力方向和作用点位置对导轨工作的影响

设计导轨时, 应注意作用力的方向和作用点的位置, 否则将会使导轨中的摩擦力增大, 磨损加快, 灵便性和方向精度下降。严重时会使导轨自锁。现分析如下:

(1) 设作用力 F 在导轨轴线平面内, 且与导轨运动方向成 γ 角 (见图 14-5)。 F_a 为轴向力。

为便于分析, 略去因运动件与承载件之间的配合间隙而产生的倾角及运动件的自重。设外力为 F 、轴向力为 F_a 、支点反力为 F_{N1} 和 F_{N2} 、摩擦系数为 f_e 、摩擦力为 F_{f1} 和 F_{f2} 、作用点距离为 H 、运动件直径为 d 。根据平衡条件得:

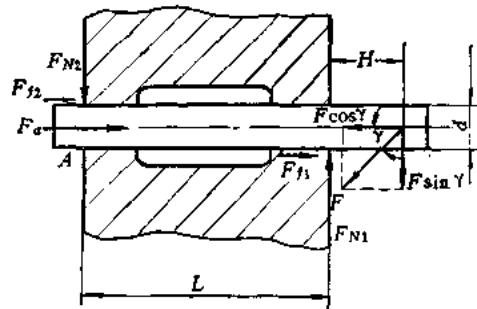


图 14-5 导轨计算简图

$$\sum F_x = 0 \quad f_e(F_{N1} + F_{N2}) + F_a - F \cos \gamma = 0 \quad (14-1)$$

$$\sum F_y = 0 \quad F_{N1} - F_{N2} - F \sin \gamma = 0 \quad (14-2)$$

$$\sum M_1 = 0 \quad -\frac{1}{2}F_a d + F_{N2}L - F_{N2}f_e d - FH \sin \gamma + \frac{1}{2}Fd \cos \gamma = 0 \quad (14-3)$$

式中 f_e ——诱导滑动摩擦系数, 其值随导轨结构而异。

联立求解式 (14-1)、(14-2) 和 (14-3), 得

$$F_{N2} = \frac{FH \sin \gamma - \frac{1}{2}Fd \cos \gamma + \frac{1}{2}F_a d}{L - f_e d} \quad (14-4)$$

将式 (14-4) 代入式 (14-2) 中, 求得

$$F_{N1} = \frac{F(L+H) \sin \gamma - \frac{1}{2}Fd \cos \gamma + \frac{1}{2}F_a d - Ff_e d \sin \gamma}{L - f_e d} \quad (14-5)$$

为了能推动导轨, 应满足以下条件:

$$F \cos \gamma - F_a - (F_{N1} + F_{N2})f_e > 0 \quad (14-6)$$

将式 (14-4) 和 (14-5) 代入式 (14-6), 得

$$F \left[\cos \gamma - \frac{f_e \sin \gamma (2H + L - f_e d)}{L} \right] > F_a$$

即

$$F > \frac{F_a}{\cos \gamma - \frac{f_e (2H + L - f_e d) \sin \gamma}{L}} \quad (14-7)$$

可见, 当导轨副有轴向负荷 F_a 时, 作用力 F 应满足式 (14-7), 导轨才能被推动。

若导轨的轴向负荷 $F_a = 0$, 并略去导轨的径向尺寸 (即 $d = 0$), 解不等式 (14-7), 得

$$\operatorname{tg} \gamma < \frac{L}{f_e(2H+L)} \quad (14-8)$$

令 $\lambda = L/H$, 则式 (14-8) 变为

$$\operatorname{tg} \gamma < \frac{\lambda}{f_e(2+\lambda)}$$

或

$$\lambda > \frac{2f_e \operatorname{tg} \gamma}{1 - f_e \operatorname{tg} \gamma} \quad (14-9)$$

可见, 欲使导轨能够工作, 则 F 力与轴线的夹角 γ 、诱导摩擦系数 f_e 、结构条件 λ 必须满足式 (14-9) 的要求。

(2) 作用力 F 平行于导轨的轴线, 并与轴线相距 H (见图 14-6)。

为便于分析, 亦略去导轨配合间隙所产生的倾斜, 并略去运动件自重。根据平衡方程式求支点反力 $F_{N1} = F_{N2} = F_N$, 得

$$F_N = \frac{FH}{L} \quad (14-10)$$

由支点反力 F_{N1} 和 F_{N2} 产生的摩擦力

$$F_f = f_e(F_{N1} + F_{N2}) = 2f_e \frac{FH}{L} \quad (14-11)$$

为保证推动导轨, 必须满足 $F > F_f$ 条件, 则得

$$F > 2f_e \frac{FH}{L}$$

即

$$2f_e \frac{H}{L} < 1 \quad (14-12)$$

设计时, 为保证导轨运动的可能性, H/L 一般可取下列数值:

$$2f_e \frac{H}{L} < 0.5 \quad (14-13)$$

对于直角形和“T”形导轨, $f_e = f$, f 为滑动摩擦系数。若取 $f = 0.125$, 有

$$\frac{H}{L} < 2 \quad (14-14)$$

对于圆形导轨, $f_e = 4f/\pi$, 取 $f = 0.125$, 则有

$$\frac{H}{L} < 1.5 \quad (14-15)$$

对于燕尾形导轨, $f_e = f/\cos \alpha$, α 为燕尾角, 一般 $\alpha = 60^\circ$, 如取 $f = 0.125$, 则有

$$\frac{H}{L} < 1 \quad (14-16)$$

上述分析仅适用于单承导面和截面对称的导轨。对于非对称导轨, 可根据静力学原理计算出每个导轨面上的力, 然后再按上述方法计算。

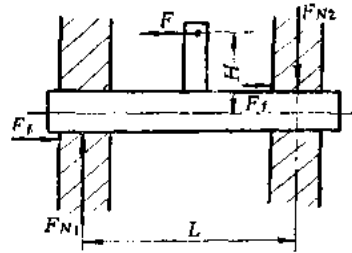


图14-6 导轨计算简图

B. 温度变化时导轨间隙的验算

滑动摩擦导轨（特别是闭式导轨）对温度变化较敏感。为了减少这种影响，承导件和运动件应选择线膨胀系数相同或相近的材料。若导轨在温度变化较大的环境中工作，当选择精度等级和配合后，应对导轨副的间隙进行验算。

为使导轨正常工作，导轨副的最小间隙 Δ_{\min} 必须大于零，即

$$\Delta_{\min} = D_{2\min}(1 + \alpha_2(t - t_0)) - d_{1\max}(1 + \alpha_1(t - t_0)) > 0 \quad (14-17)$$

式中 $D_{2\min}$ ——包容件在常温时的最小直径或最小直线尺寸；

$d_{1\max}$ ——被包容件在常温时的最大直径或最大直线尺寸；

α_1 ——被包容件材料的线膨胀系数；

α_2 ——包容件材料的线膨胀系数；

t_0 ——导轨装配时的温度；

t ——导轨工作时的最高或最低温度。

为保证导轨的工作精度，导轨副中的最大间隙 Δ_{\max} 必须小于允许间隙 (Δ_{\max}) ，即

$$\Delta_{\max} \leq (\Delta_{\max})$$

$$\Delta_{\max} = D_{2\max}(1 + \alpha_2(t - t_0)) - d_{1\min}(1 + \alpha_1(t - t_0)) \quad (14-18)$$

式中 $D_{2\max}$ ——包容件在常温时的最大直径或最大直线尺寸；

$d_{1\min}$ ——被包容件在常温时的最小直径或最小直线尺寸。

C. 完善导轨结构

(1) 为保证导轨的工作精度，可以提高承导件的刚度；或采用可调整的“镶条”（垫铁），以便导轨磨损后能进行调整（见图 14-4 中 (d)）。

(2) 为获得较高的经济加工精度，不宜采用整体式结构，而应做成分离式可调整结构（见图 14-4）。承导件亦可分开制造（见图 14-4 中 (c)）。亦可适当采用散装结构（见图 14-4 中 (e)）。

三、导轨材料及技术要求

选择导轨材料时，应注意它们的耐磨性能、摩擦系数、温度膨胀系数、加工后可能达到的光洁度及热处理性能等。

圆柱面导轨一般采用钢 40、50、T8A、T10A（均需经热处理）与非淬火钢或青铜相配；棱柱面导轨可用钢与青铜；钢与非淬火钢；钢与铸铁等相配。

导轨的技术条件主要依据结构特点、工作精度和使用温度的变化范围而定。它包括配合种类、精度等级、表面光洁度和配合面的几何形状误差等。

对于方向精度要求较高的圆柱面导轨，常采用二级精度基孔制第二种或第三种动配合。

若导轨副工作的环境温度变化不大，可采用二级精度基孔制的第一种动配合或按照第四种过渡配合加工，然后研配到平滑移动时为止。

对于棱柱面导轨，按一级或二级精度基孔制第一种或第二种动配合加工。

若导轨的方向精度要求不高，可采用三级精度基孔制第一种或第二种动配合。

根据相应的精度等级确定表面光洁度，被包容件的外表面比包容件的内表面光洁度高一级。

§ 3 液体静压导轨

一、液体静压导轨的工作原理

液体静压导轨由专门的供油装置输出具有一定压力的润滑油，经过节流器进入导轨的各油腔内，将工作台浮起，油膜将运动件与承导件分隔开。油腔内的润滑油通过间隙从四周封油面流出。关于油腔压力的形成，在第十三章液体静压轴承一节中已有详细叙述。

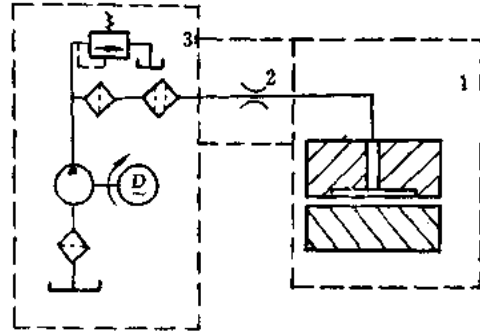


图14-7 静压导轨系统组成

静压导轨系统包括导轨、节流器和供油装置三个部分（见图14-7）。常用的节流器有毛细管节流器和薄膜（单面薄膜和双面薄膜）反馈节流器。

二、液体静压导轨的特点

液体静压导轨按其摩擦性质应属于滑动摩擦类。根据它的工作原理和性质，有如下特点：

(1) 由于运动件与承导件之间隔有油膜，实现了纯液体润滑，摩擦阻力小。采用20号机械油的静压导轨，起动摩擦系数约为0.0005。因摩擦系数小，故功率消耗小，传动效率高。

(2) 由于油膜将运动件与承导件隔开，金属不直接接触，工作表面几乎不发生磨损，故使用寿命长。

(3) 抗振性能好，运动平稳。

(4) 相对运动速度的变化对油膜厚度和刚度的影响小。

(5) 低速运动无“爬行”。

(6) 结构复杂，需要一套可靠的供油装置。

三、静压导轨结构

静压导轨按其结构特点可分为开式静压导轨、闭式静压导轨和卸荷静压导轨三种（见图14-8）。

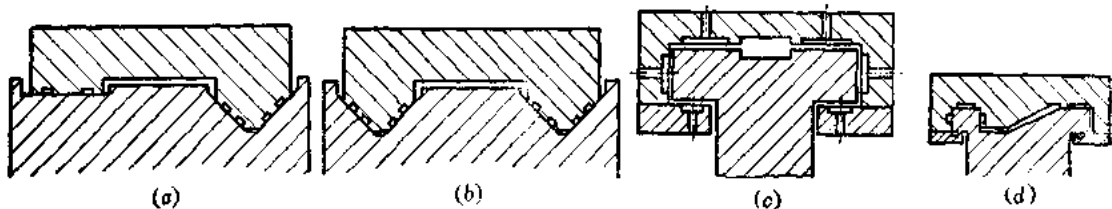


图14-8 静压导轨结构

导轨的油腔形状,一般为矩形油腔和油槽形油腔(直油槽形和工字油槽形)(见图14-9)。若运动件的长度在2米以下时,则在其长度内应设2~4个油腔。

导轨间隙受几何形状误差、零部件刚度和节流器最小节流尺寸的限制,不能太小。但导轨间隙愈大,流量愈大,刚度减小,导轨容易出现飘移。对于中小型设备,空荷时的导轨间隙一般取0.01~0.025(毫米);大型设备,空荷时的导轨间隙一般取0.03~0.08(毫米)。

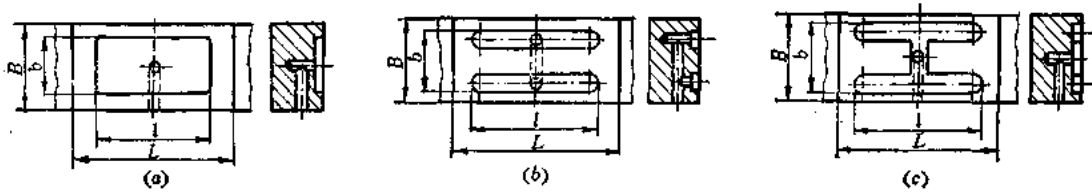


图14-9 油腔形状

导轨材料一般可采用铸铁。

对导轨的几何形状误差和变形有严格要求。为保证形成油膜将运动件与承导件隔开,要求在运动件的长度范围内,导轨的各项几何形状误差的总和应小于导轨间隙。导轨的变形,使导轨精度降低。若变形量超过了导轨间隙,则静压导轨将失去作用。

静压导轨的润滑油须经严格过滤。为防止铁屑和其它杂质落在导轨面上和润滑油中,导轨面上尽可能加防护罩。中小型设备,一般采用20号机械油作为润滑油;大型设备一般采用30号、40号和50号机械油作为润滑油。

§ 4 滚动摩擦导轨

设计导轨时,若要求运动件在较小的外力推动下精确地产生微量移动,通常采用滚动摩擦导轨。在相同的负荷作用下,滚动摩擦导轨所需要的推力远比滑动摩擦导轨小。

滚动摩擦导轨主要是在运动件和承导件之间加入滚动元件(例如滚珠、滚柱和滚动轴承等),改变运动时的摩擦性质,使导轨具有较高的灵便性。

滚动摩擦导轨对温度变化不敏感,磨损也较慢。

滚动摩擦导轨中的接触近于点或线接触,因而对承导件表面的几何形状误差比较敏感。此外,当运动件位移相同时,滚动摩擦导轨的尺寸较大。

一、滚动摩擦导轨的类型

A. 滚珠导轨

滚珠导轨有两种典型结构,一种为力封式滚珠导轨(见图14-10),另一种为自封式滚珠导轨(见图14-11)。

在这种导轨中,承导面上有“V”形槽,用以安放滚珠。“V”形槽的夹角一般为90°。如“V”形槽为直边,工作一段时间后,容易在表面上压出沟纹,如沟深不均匀,将会降低导轨精度。为改善这种情况,可采用下述任一种方法:

(1) 预先在槽边上研磨出很浅的沟;

(2) 采用弧形边的“V”形槽(见图14-12)。一般“V”形槽的圆弧半径 R 与滚珠

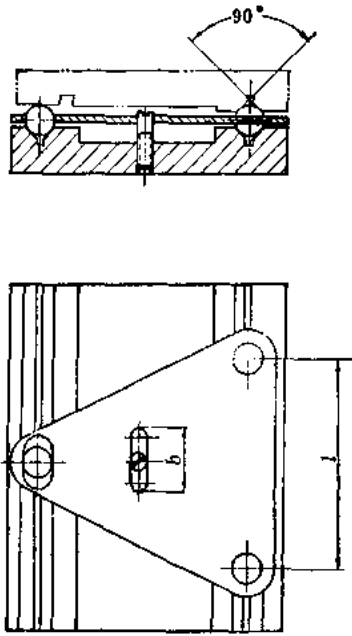


图14-10 力封式滚珠导轨

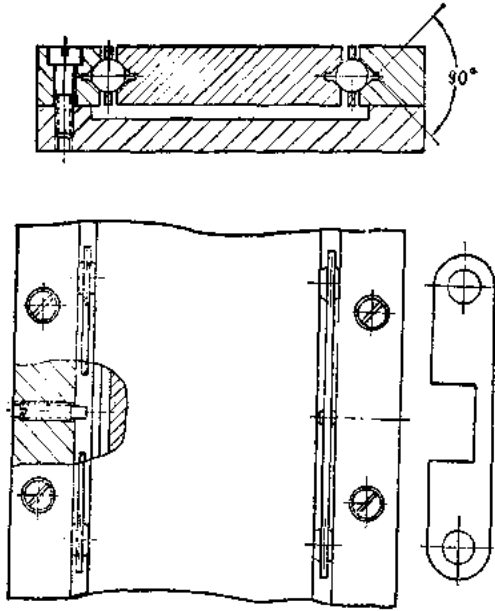


图14-11 自封式滚珠导轨

半径 R_0 之间的关系取 $R_0/R = 0.90 \sim 0.95$ ，“V”形槽半角 $\theta = 45^\circ$ ，则弧形边两圆弧中心之间的距离 $a = 2(R - R_0)\sin\theta$ 。

采用上述方法，可在较长时间内保持导轨精度，但加工费用高，摩擦力也略有增大。

图 14-10 和图 14-11 所示的滚珠导轨中，还采用了分珠片和限动装置。分珠片用来保持各滚珠间间隔。限动装置由固定在承导件上的限动销和分珠片上的限动槽所组成，用以限制运动件位移，避免运动件脱落。

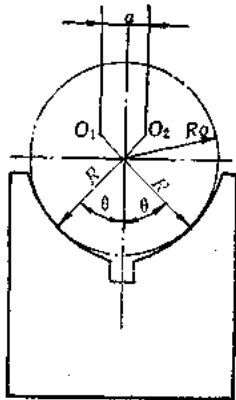


图14-12 弧形边“V”形槽

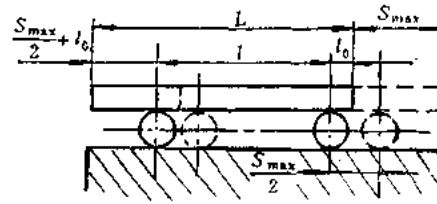


图14-13 运动件位移计算

滚珠导轨运动件的最大位移 S_{max} 与其它结构尺寸之间的关系由式 (14-19) 确定 (见图 14-13)。

$$L = l + 2l_0 + \frac{S_{max}}{2} \quad (14-19)$$

$$S_{max} = 2(L - l - 2l_0) \quad (14-20)$$

式中 L ——运动件或承导件长度 (以较短者计算);
 l ——两滚珠间的中心距;
 l_0 ——导轨裕量。

分球片上限动槽的长度 b 为:

$$b = \frac{S_{\max}}{2} + d \quad (14-21)$$

式中 d —— 限动销直径。

另一种滚珠导轨的结构如图 14-14 所示, 其中 A 、 B 、 C 是三对由淬火钢制成的圆杆, 圆杆经过研磨, 并具有较高的直线度。矩形条 E 也是用淬火钢制成并经研磨。 D 为滚珠。这种结构的主要优点是磨损后可以调整, 运动灵便, 工作寿命较长, 导轨可用轻金属材料, 减轻了重量。闭式钢丝滚道导轨如图 14-15 所示, 图中 1 为运动件, 2 为承导件, 3 为钢丝, 4 为分球片, 5 为钢球。运动件和承导件材料均为硬铝。

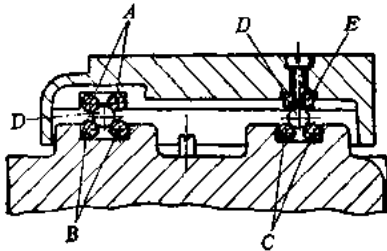


图14-14 滚珠导轨

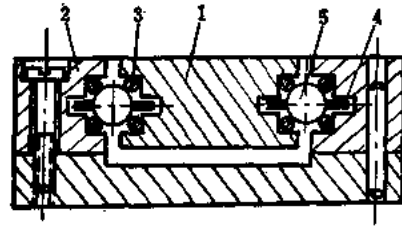


图14-15 闭式钢丝滚道导轨

若滚珠导轨运动件的移动范围较大, 为避免结构尺寸过大, 可采用双层滚珠导轨 (见图 14-16)。

B. 滚柱导轨

滚柱导轨有两种形式, 一种为开式滚柱导轨 (见图 14-17), 另一种为闭式滚柱导轨 (见图 14-18)。

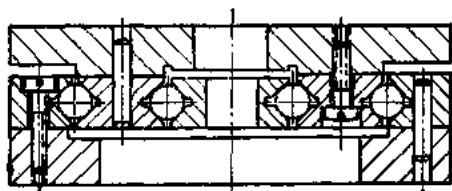


图14-16 双层滚珠导轨

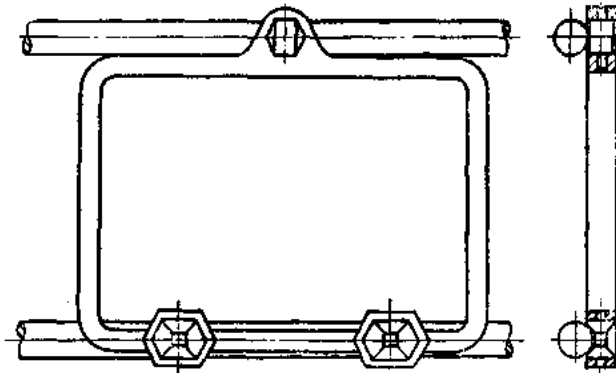


图14-17 开式滚柱导轨

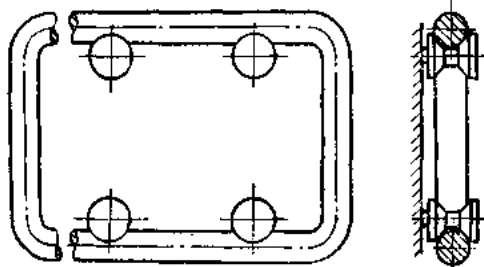


图14-18 闭式滚柱导轨

设计滚柱导轨时，应注意滚柱与承导面的形状，尽可能减少滚柱与承导面间的相对滑动。常见滚柱导轨形状如图 14-19 所示。

为提高滚柱导轨的灵便性，滚柱与支承间可采用滚珠轴承作为滚动元件(见图 14-20)。

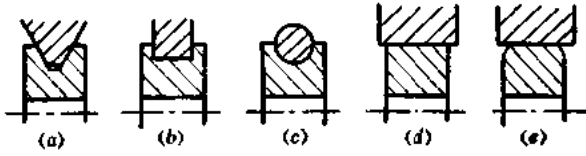


图14-19 滚柱导轨形状

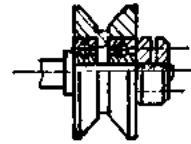


图14-20 滚柱结构

C. 滚动轴承导轨

滚动轴承导轨的典型结构如图 14-21 所示。图中 1 是承导件，2 为运动件。这种导轨

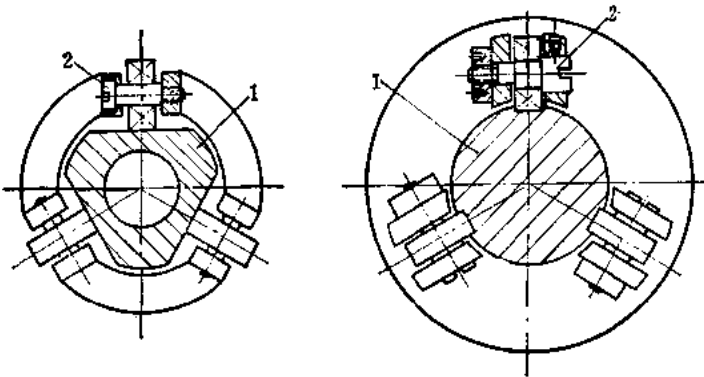


图14-21 滚珠轴承导轨

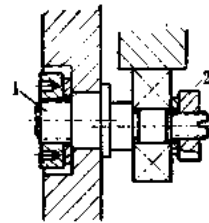


图14-22 偏心支承轴

一般比滚柱导轨具有较高的精度和灵便性。

为了装配时便于调整，支承滚柱或滚珠轴承的心轴可制成偏心的，通过调整保证滚动元件与承导面良好地接触(见图 14-22)。

二、滚动导轨的材料

对滚动导轨材料有下列要求：

(1) 硬度高，由于滚动元件与承导面间接触面小，接触处产生较大的接触应力，为避免产生凹坑或沟痕，材料表面必须具有较高的硬度；

(2) 性能应稳定，加工后不易变形；

(3) 加工性能好；

(4) 成本低。

滚动体(滚珠或滚柱)一般为滚珠轴承钢 GCr15，淬火后硬度可达 HRC60~66。运动件和承导件一般用 50、60 号钢。如要求较高，可用工具钢 T8、T10 或滚珠轴承钢 GCr15。为了提高导轨的韧性，而又保证接触表面的硬度，可采用低碳合金钢(如 20Cr)，表面渗碳、淬火。对于大型导轨，亦可采用合金铸铁作导轨，为使尺寸稳定，需进行人工时效。

第十五章 微动装置

§1 微动装置的作用和要求

微动装置是使仪器中某些部件或零件在一定范围内作微量移动（或转动）的一种传动装置。例如，显微镜中，调节物体与物镜间相对距离的微动装置；经纬仪中，使“十”字线精确对准目标的微动装置。

微动装置一般用于下列场合：

（1）精确、微量地调节某零、部件的相对位置。如显微镜中的调焦结构；经纬仪中的俯仰、方位调节系统；在示数装置中的刻度、标尺调零位装置等；

（2）机械微动及读数。如测量显微镜的测微机构，既可微调工作台的位置，又可在读数分划筒上直接读出工作台的移动量。

微动装置应满足下述要求：

- （1）具有较大的减速传动比，即主动件转角较大，从动件的位移量却较小；
- （2）传动中不产生空回；
- （3）较高的方向精度，制动后能保持稳定；
- （4）运动轻便、平稳。

§2 微动装置的结构

常用的微动装置结构类型很多，按传动机构分，主要有：螺旋机构、齿轮机构、杠杆机构、凸轮机构以及它们之间相互组合而成的各种微动装置。下面介绍几种最常见的结构。

一、螺旋与差动螺旋式微动装置

这种装置结构简单，制造方便，应用广泛。

A. 螺旋式微动装置

图 15-1 所示为调整仪器底座水平位置所用的调平结构。图 15-1 中(a)所示结构可用拨杆插入螺旋 1 下端的小孔中，转动螺旋，调节水平。图 15-1 中(b)、(c)所示结构可直接拧动滚花轮，调节底座水平。图 15-1 中(b)中的销子 3 可以防止螺母 2 转动。

图 15-2 所示为一种常见的测量仪器用分划板调节结构。1 是分划板镜框；2 是调节螺钉，通过它推动分划板作微量调整。如分划板倾斜，可松开紧固螺钉 3，转动本体 4，进行校正。

图 15-3 所示为万能工具显微镜中工作台的微动装置。它由螺母 2、固紧螺母 3、微动手轮 4、螺杆 5、滚珠 6 等组成。整个装置固定在测微外套 1 上。旋转微调手轮时，螺杆顶动工作台，实现工作台的微动。

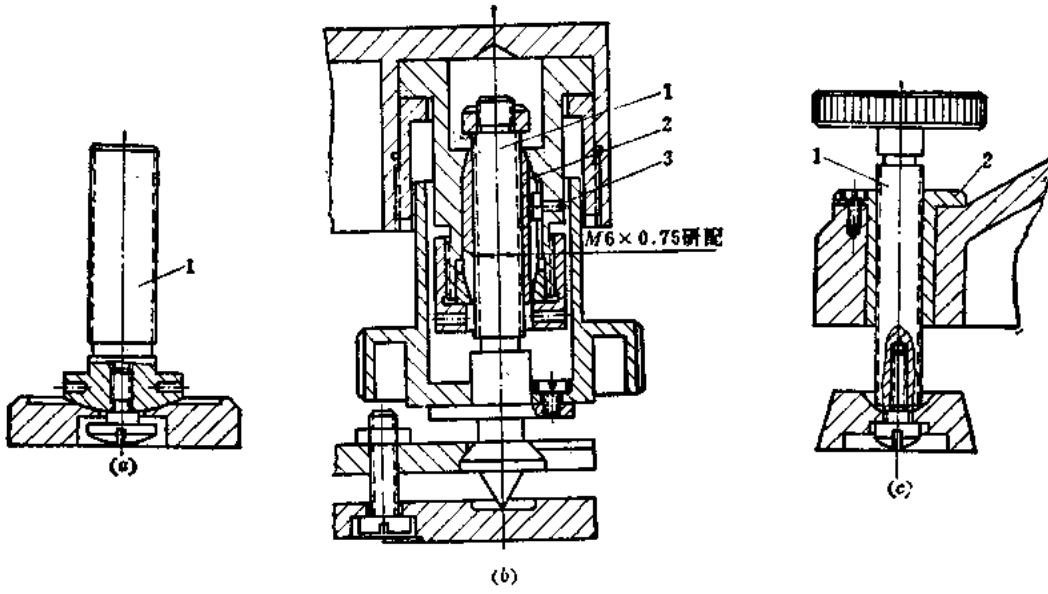


图15-1 螺旋调平结构

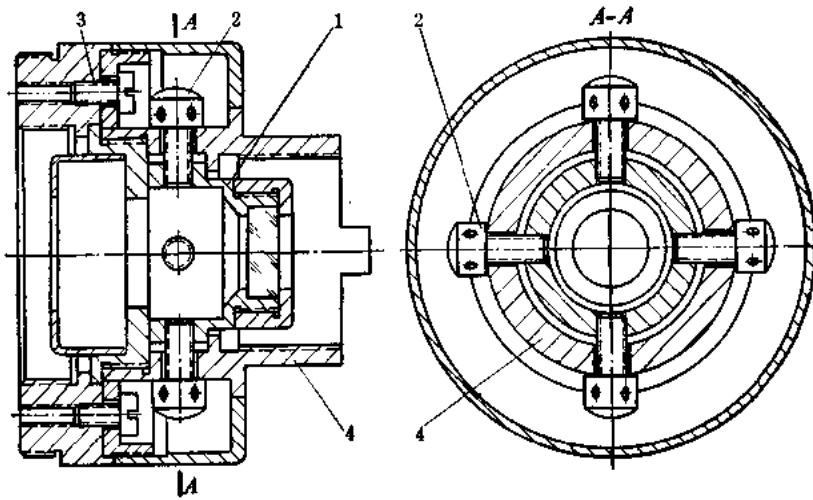


图15-2 分划板调节结构

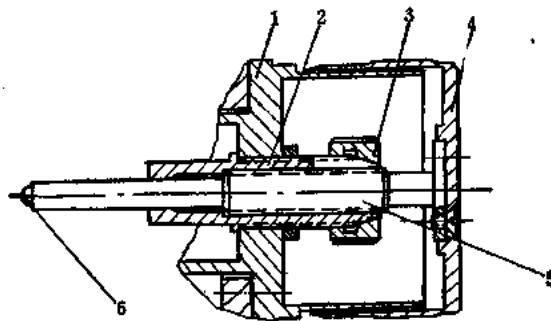


图15-3 万能工具显微镜工作台的微动装置

下面以此例来说明设计一个微动装置时分析和计算的方法。

设计时的主要技术条件为：

(1) 仪器所要求的微动灵敏度。如万能工具显微镜中移动工作台的目的是使显微镜能瞄准工件。因此，它所要求的微动灵敏度要和仪器的瞄准精度相适应，若万能工具显微镜的瞄准精度为 0.0005(毫米)，则要求工作台微动一次时最小微动量也要等于或小于 0.0005(毫米)。

(2) 人手灵敏度。例如万能工具显微镜的微动手轮在外径 $D=50$ (毫米)，螺杆、螺母研配，运转较平滑的条件下，人手微动一下手轮，则其最少可转 $1/4$ 度，即它的人手灵敏度 $\Delta\theta=1/4$ 度，若换算成线值，则为

$$\Delta S = \frac{\pi D}{360} \cdot \Delta\theta = \frac{3.14 \times 50}{360} \times \frac{1}{4} \approx 0.1(\text{毫米})$$

人手灵敏度与手轮的外径大小、机构运转平滑程度、手轮转动时所需力的大小及操作条件等有关。

例：已知万能工具显微镜的瞄准精度 $\delta_a=0.0005$ (毫米)，工作台微动装置(见图 15-3)人手灵敏度 $\Delta S=0.1$ (毫米)(手轮外径 $D=50$ 毫米)，选取螺杆的螺距。

首先求出手轮转一圈最多可微动的次数 n_m 为

$$n_m = \frac{\pi D}{\Delta S} = \frac{3.14 \times 50}{0.1} \approx 1570(\text{次})$$

手轮转一圈螺杆移动量为一个螺距，则工作台微动一次时，最小微动量应满足下述关系

$$\frac{t}{n_m} \leq \delta_a$$

$$t \leq \delta_a n_m$$

故 $t \leq 0.0005 \times 1570 = 0.785$ (毫米)

即螺距须小于(或等于)0.785(毫米)。现选取 $t=0.5$ (毫米)便可满足微动要求。

B. 差动螺旋式微动装置

为进一步提高螺旋机构的灵敏度，可通过增大手轮或减小螺距来实现。但手轮太大则使机构空间尺寸增大，且灵敏度降低；螺距太小，则加工困难，也无使用价值，因此，在某些仪器中，采用了差动螺旋来提高微动灵敏度。

图 15-4 所示为差动螺旋微动装置的结构。图中主动件为螺杆 4，从动件为螺母 1 及其附属部分。螺杆上有两段螺纹 t_1 、 t_2 ，但螺距不等，分别为 t_1 、 t_2 ，且 $t_2 > t_1$ ，螺旋旋向相同(皆为右旋)，且假定螺杆 4 只转动而不移动，故当螺杆顺时针方向转一圈时，螺母 1 将向右移动一个螺距 t_1 。实际上，螺杆 4 右端的螺纹与支座上固定螺母 2 相配，因此，当螺杆 4 转动一圈时，螺杆本身必向左移动 t_2 ，故螺母 1 的实际位移量 Δt (毫米)为

$$\Delta t = t_2 - t_1$$

若螺距 t_2 和 t_1 数值很相近，当螺杆转动一圈时，螺母 1 的实际位移 Δt 将很小。

图 15-5 所示为 1 米测距仪中调节楔形镜用的小型差动螺旋结构。万向接头 2 与螺杆 1 间螺纹的螺距 $t_1=0.75$ (毫米)，与联接座 3 之间螺纹的螺距 $t_2=0.7$ (毫米)。万向接头转

动时，螺杆1的移动量 Δf 为

$$\Delta f = 0.75 - 0.7 = 0.05 \text{ (毫米)}$$

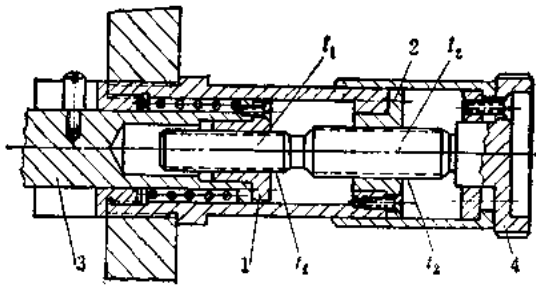


图15-4 差动螺旋微动装置

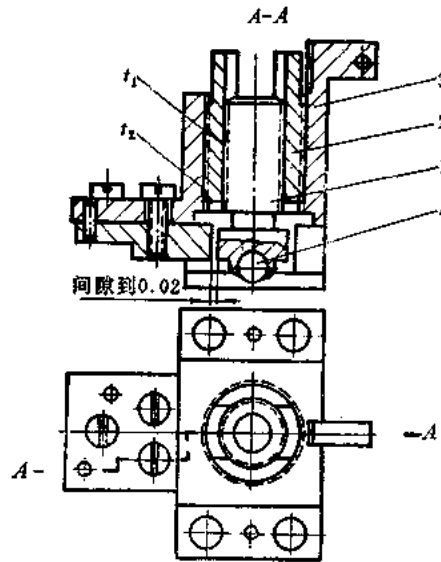


图15-5 小型差动螺旋

二、齿轮传动式微动装置

这种微动装置以齿轮传动系统为基本组成部分，它可获得较大的减速传动比，判读也较方便。

图 15-6 所示为光具座前置镜筒纵向微动装置。镜筒 1 和导轨 2 用螺钉联接，导轨上装有齿条 3，带轴齿轮 5 装在偏心轴套 4 中，并与齿条 3 相啮合，它的两端用螺母 6 与手轮 7 固紧。转动手轮，通过齿轮、齿条带动镜筒 1 作纵向微量移动。调整偏心轴套，能使齿轮、齿条平滑啮合，并减小啮合间隙。

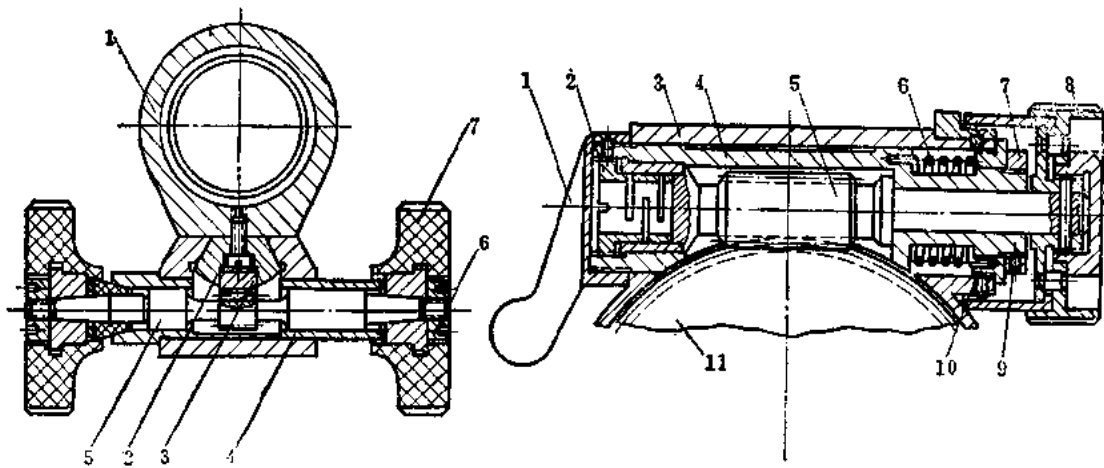


图15-6 光具座前置镜筒纵向微动装置

图15-7 方向盘方位微动装置

图 15-7 所示为方向盘方位微动装置。它由蜗杆 5、偏心套筒 4、扭簧 6、手轮 8 和蜗轮 11 组成。偏心套筒 4 装在方位机构本体 3 内，并利用解脱手柄 1 和扁螺母 7 固定。扭

簧6的两端分别插在偏心套筒4和衬套10内。蜗杆5装在偏心套筒4内，并靠扭簧作用与蜗轮紧密啮合。转动手轮8，蜗杆5自转并绕蜗轮11公转，同时带动本体各部作周向微动。

在某些仪器中，也常采用多级齿轮传动的微动装置。

三、利用传动机构组合而成的微动装置

图15-8所示为金相显微镜中所用的螺旋-杠杆式微动装置。手轮3与螺杆1相互固定，带有限动凸块的螺母2，通过销轴4与杠杆5铰链相联，可相对转动。另一端装有滚子7。转动手轮3，螺杆1随之转动，螺母2作直线移动，并带动杠杆5绕支点摆动，通过杠杆上的滚子7使镜管微量升降进行调焦。当螺杆轴上的限动螺钉6碰到螺母2上的凸起时，即被限动，使显微镜与承物台免于相撞。

在某些高精度的测量仪器中，也常采用螺旋-杠杆微动装置实现精细微调。图15-9所示为光学经纬仪上的照准部微动装置。图中1和2为经纬仪照准部微动架，支杆7装于件8上并和照准部相联。微调前，先旋紧制动螺旋3，顶住顶杆4和制动片5，使整个微动架和仪器轴座10固紧。当转动微调手轮9时，即可使摆杆8绕其铰链中心摆动，与其相联的照准部可获得微动。压缩弹簧6顶住摆杆8。当手轮9反转时，摆杆亦随之反向摆动。照准部获得精细微调，望远镜便可在水平方向上更精确地瞄准目标。

这种组合机构的特点与差动螺旋相似，即可用一般螺距的螺杆获得微小位移。

图15-10所示为测角仪上应用的螺旋-摆杆微动装置。它由固定的支架2、固定套筒1、滑动套筒7、弹簧8、螺杆3、读数手轮4、带导向筒的螺母6和读数分划筒5所组成。仪器回转部分的摆杆末端放在滑动套筒和螺杆的中间，转动与螺杆相连接的手轮4，摆杆便绕其中心偏转。因摆杆回转中心在仪器

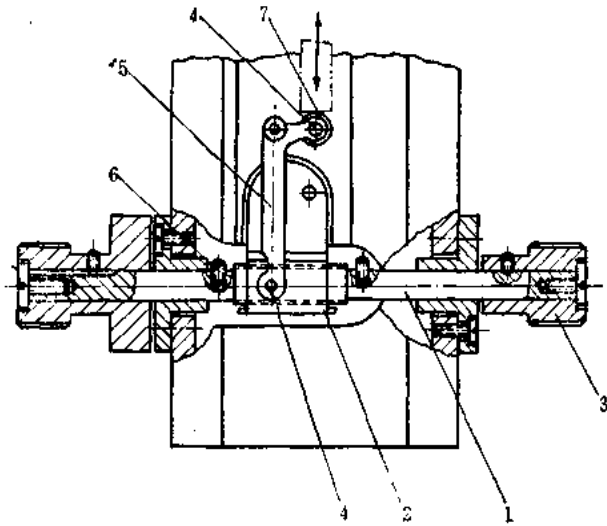


图15-8 金相显微镜的微动装置

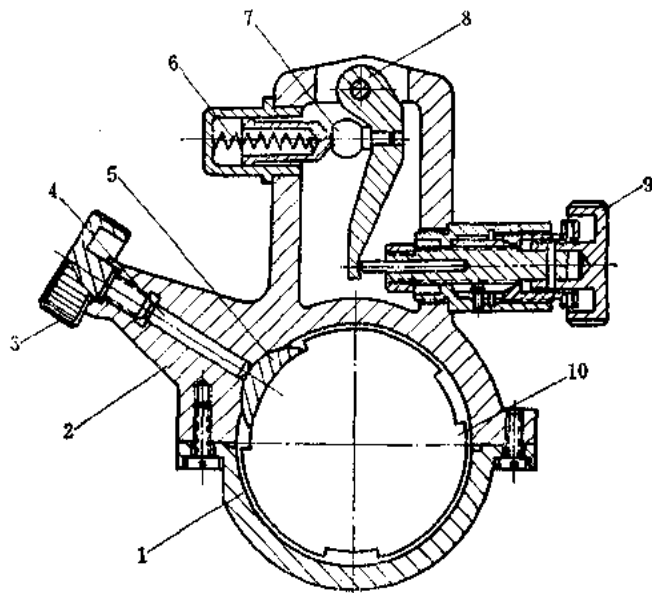


图15-9 光学经纬仪上的微动装置

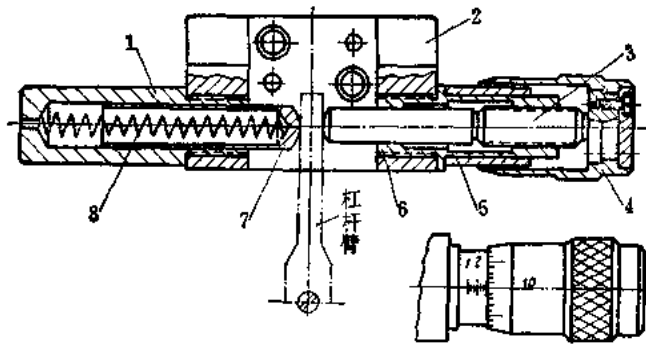


图15-10 螺旋-摆杆微动装置

回转部分的轴线之上，所以摆杆偏转时，仪器回转部分也随之微量转动。

在不动的读数分划筒5上刻有测定手轮4整转数的粗读分划线，在读数手轮4上则刻有测定分转数的精读分划线。

压缩弹簧的恢复力可用来消除螺杆、螺母间的轴向间隙。

图15-11所示为螺旋-锥面微动装置。它由螺杆7、开槽螺母4、压紧螺母5、读数手轮6、读数分划筒8、支承套筒9组成。螺杆7的一端通过圆柱销10顶在锥形推杆11上，而锥形推杆的另一端孔中装有压缩弹簧，依靠压簧所产生的推力，使件11、10、7始终保持接触。

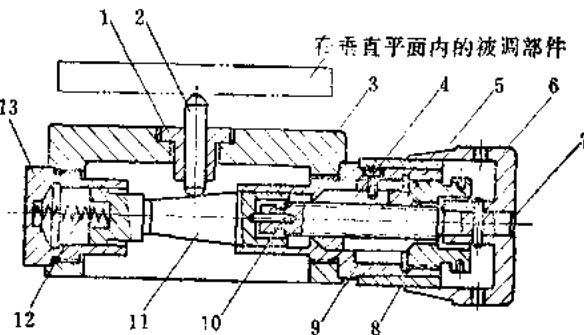


图15-11 螺旋-锥面微动装置

转动手轮6，使件10推动推杆11沿轴线作直线运动，这时，锥面推动顶锥2上移，顶起被调部件。相反，件11右移时，被调部件靠重力下移，使件2压回并紧靠于11的锥面上。

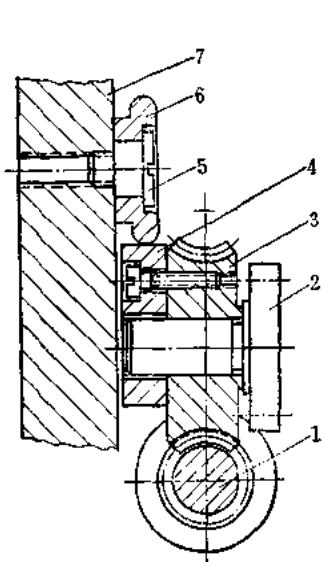


图15-12 蜗轮-凸轮微动装置

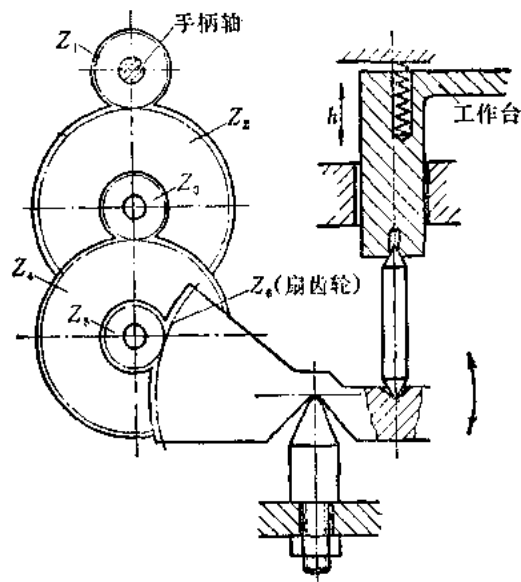


图15-13 齿轮-杠杆微动装置

图 15-12 所示为蜗轮-凸轮微动装置是双管显微镜中用以调焦的装置。它由蜗杆 1、蜗轮 3、凸轮 4、微动滑轮 6 和微动滑板 7 组成。蜗轮 3 空套在轴 2 上，轴 2 通过螺钉与仪器支臂相固结，滑板 7 与显微镜镜体相联结。蜗杆 1 末端固定微动手轮，当转动手轮使蜗杆 1 转动时，与件 1 相啮合的蜗轮 3 便带动凸轮 4 一起转动，并推动滑轮 6，使滑板 7 上移。相反，依靠重力，滑板 7 下移。

这种微动装置，结构简单，可使显微镜镜体作极微量的移动。

图 15-13 所示为生物显微镜工作台所采用的齿轮-杠杆微动装置。原动部分是带有小齿轮(Z_1)的手柄轴，转动手柄时，通过二级齿轮减速(Z_2/Z_1 , Z_4/Z_3)，带动扇形齿轮摆动。扇形齿轮在杠杆的一端，另一端通过中间连动杆带动显微镜工作台并在导轨内微量升降，进行调焦。工作台内的压缩弹簧所产生的推力，可用以消除齿轮副的间隙所产生的空回。

第十六章 限 动 器

§ 1 概 述

限动器是限制运动范围的一种装置。仪器中有的零件或组件需要在一定范围内运动，如果超出规定范围，就会造成仪器损坏或工作失调。为了将其运动限制在所要求的范围内，就需要采用限动器。如某些仪器中手轮上所用的限动器和图 15-8 中显微镜微动装置上的限动器。

限制直线往复运动和摆动比较容易，只要在运动的极限位置分别加一挡块即可。限制转角大于一周的旋转运动，结构则较复杂。以下仅讨论这种限动器。

常用的限动器有：螺旋限动器；垫圈限动器；齿轮限动器；蜗杆蜗轮限动器。

§ 2 螺旋限动器

一、结构和工作原理

螺旋限动器的典型结构如图 16-1 所示。它的主要组成部分是螺杆 1，两端带凸起的螺母 2 和挡环 3。螺母 2 底面或凹槽靠在导轨平面上，故不能转动。挡环 3 和螺杆 1 的圆柱部分用销钉联接，挡环靠螺母的一侧各有一个凸起。

螺杆 1 转动时，螺母 2 直线移动。当螺母 2 的左凸起与挡环 3 的右凸起相遇（侧面接触）时，螺杆 1 就不能继续转动。同样，如螺母 2 的右凸起与挡环 3 的左凸起相遇，螺杆亦被限动。因此，螺杆 1 只能在一定转数内转动，螺母只能在一定范围内往复运动。

这种限动器结构简单，易于获得较高的限动精度，限动转数可为整数或分数。但限动转数过多时，螺杆较长，结构尺寸较大。

图 16-1 中 (a) 所示的螺母底面，装配时需要研磨，故高度 H 在加工时应留有余量。图 16-1 中 (b) 所示结构采用凹槽导轨，则无需研磨。

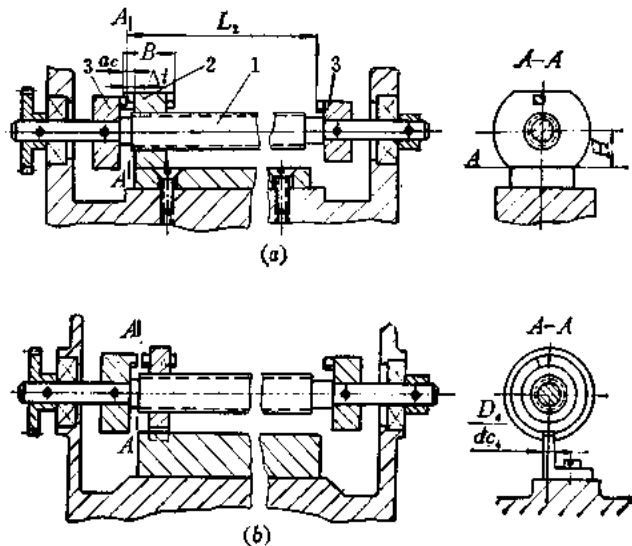


图 16-1 螺旋限动器结构

二、几何参数计算

当限动转数 n 已知时, 几何参数可按下述方法确定。

先按结构条件选定螺距 t (毫米), 然后计算其它尺寸。

螺母的移动距离 (螺杆是单线螺纹) L (毫米) 为

$$L = nt \quad (16-1)$$

螺杆的螺纹部分长度 L_1 (毫米) 为

$$L_1 = L + (B - 2a_0) \quad (16-2)$$

式中 B —— 包括凸起在内的螺母总长 (毫米);

a_0 —— 凸起高度 (毫米)。

当螺母达到限动位置时, 其端面与挡环上凸起的端面应保持一定间隙 Δt (毫米), 一般取

$$\Delta t = 0.2 t \quad (16-3)$$

两挡环凸起端面间的距离 L_2 (毫米) 为

$$L_2 = L_1 + 2\Delta t = nt + (B - 2a_0) + 2\Delta t \quad (16-4)$$

$$a_0 = t \quad (16-5)$$

当螺距 t 较小时, a_0 和 Δt 的尺寸可酌情加大。典型结构的推荐尺寸见有关设计手册。

装调时应保证尺寸 L_2 。在预调时, 螺杆上两个挡环的位置调到要求的精度后, 先用工艺螺钉定位, 再打入销钉固定。

§ 3 垫圈限动器

一、结构和工作原理

垫圈限动器结构如图 16-2 所示。常用于限动转数不多的结构中。拨环 1 固定在轴 5 上, 轴上松套着若干活动垫圈 2。止动环 3 则固定在壳体上。当运动由齿轮 4 输入时, 拨环 1 随轴 5 一起转动, 并拨动活动垫圈的凸起部分, 依次带动活动垫圈 2 转动, 直到最后一个活动垫圈的凸起部分与止动环 3 的凸起部分相遇, 轴 5 被限动。这时, 轴 5 只能反向

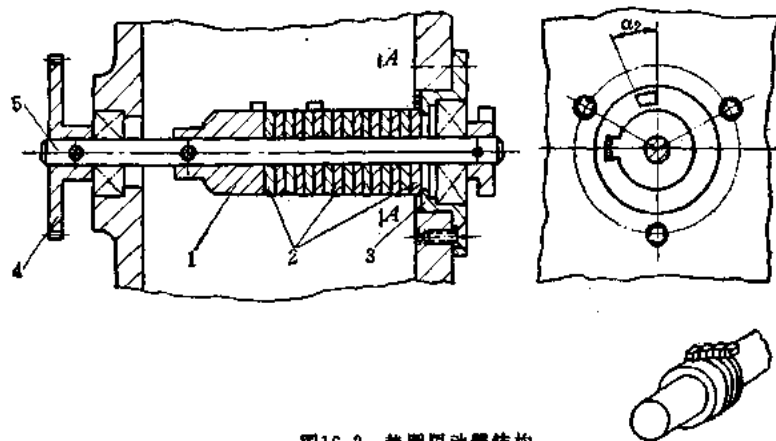


图16-2 垫圈限动器结构

旋转，但在反向转动相同转数时，又被限动。

图 16-3、图 16-4 所示为垫圈限动器应用实例。

图 16-3 所示为测距仪微调手轮，是用垫圈限动器来限定手轮 1 的转数。限动器由拨环 2，四片活动垫圈 3 和止动环 4 组成。

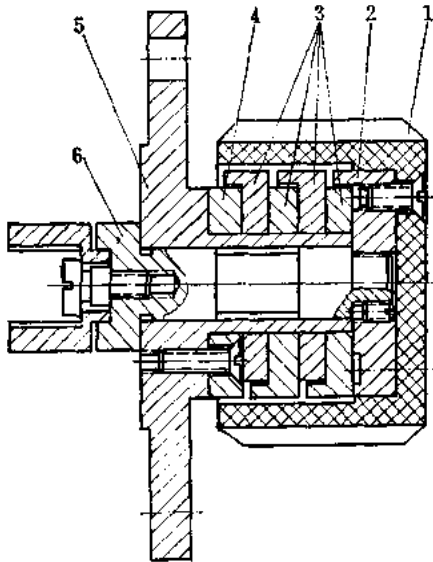


图16-3 微调手轮中的垫圈限动器

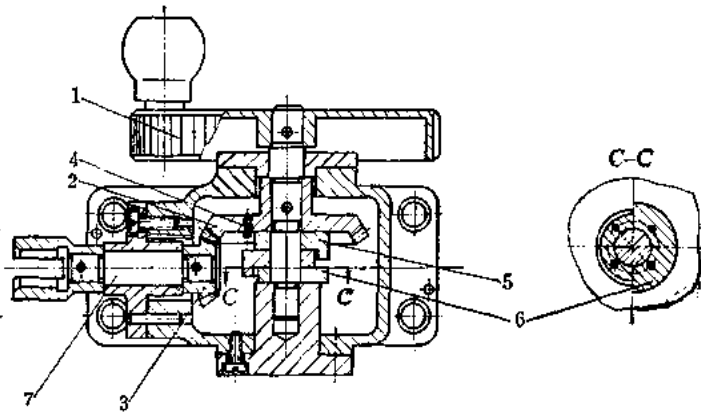


图16-4 手轮中的垫圈限动器

图 16-4 所示手轮 1 的转动是由锥齿轮 2 和 3 传至轴 7 后输出。垫圈限动器可限定手轮转数。它由螺钉 4、两片活动垫圈 5 和止动环 6 组成。螺钉 4 起拨环作用。止动环 6 凸起部分夹角 $\alpha_2 = 180^\circ$ 。

二、几何参数计算

如仅有一个拨环和一个止动环，它们的凸起夹角分别为 α_1 和 α_2 ，这时，拨环仅能在 $360^\circ - (\alpha_1 + \alpha_2)$ 范围内转动。若在两者间增加 K 片活动垫圈，且活动垫圈凸起夹角亦为 α_1 ，则转角的限动范围 θ (度) 为

$$\theta = K(360^\circ - 2\alpha_1) + 360^\circ - (\alpha_1 + \alpha_2)$$

又要求限动的转角亦为 θ ，故

$$\theta = 360^\circ n$$

n 为限动转数，因转角相等，则活动垫圈片数

$$K = \frac{360^\circ (n - 1) + (\alpha_1 + \alpha_2)}{360^\circ - 2\alpha_1} \quad (16-6)$$

垫圈限动器的常用计算公式，见表 16-1。

这种限动器限动转数可为整数，亦可为分数。若限动的转数 n 为已知，可选择适当的 α_2 ，使 K 为整数。若 α_2 过大或过小时，也可以改变 α_1 ，使 α_2 达到较为合理的角度。 α_2 必须留有裕量，一般取 $5^\circ \sim 12^\circ$ ，以便装调时修切。如限动器中所用活动垫圈数目很多时，可能引起垫圈偏斜。故 K 大于 20 时，应加衬套，防止偏斜（见图 16-5）。

表16-1 垫圈限位器计算表

名称	符号	计算公式			
		一般公式	$\alpha_1 = \alpha_2$	$\alpha_1 = 30^\circ$	$\alpha_1 = \alpha_2 = 30^\circ$
限位转数	n	按 要 求 给 出			
活动垫圈数目	K	$K = \frac{360^\circ(n-1) + (\alpha_1 + \alpha_2)}{360^\circ - 2\alpha_1}$	$K = \frac{180^\circ n}{180^\circ - \alpha_1} - 1$	$K = 1.2n - 1.1 + \frac{\alpha_2}{300^\circ}$	$K = 1.2n - 1$
止动环凸起夹角	α_2	$\alpha_2 = (360^\circ - 2\alpha_1)K - 360^\circ(n-1) - \alpha_1$	$\alpha_2 = 180^\circ \left(1 - \frac{n}{1+K}\right)$	$\alpha_2 = 300^\circ K + 330^\circ - 360^\circ n$	$\alpha_2 = 30^\circ$

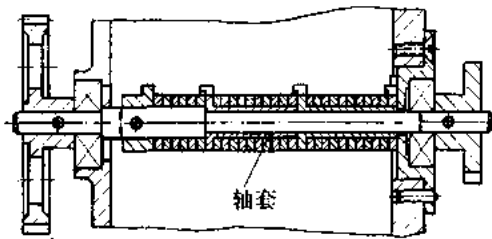


图16-5 带垫圈衬套的限位器

三、计算示例

计算限位转数 $n = 14.6$ 的限位器

(1) 取 $\alpha_1 = 30^\circ$

(2) 由表 16-1 可知, 活动垫圈数目 K 应为:

$$K = 1.2n - 1.1 + \frac{\alpha_2}{300^\circ} = 1.2 \times 14.6 - 1.1 + \frac{\alpha_2}{300^\circ} = 16.42 + \frac{\alpha_2}{300^\circ}$$

(3) 取 $K = 17$, 止动环凸起所夹角

$$\alpha_2 = (17 - 16.42) \times 300^\circ = 174^\circ$$

此值较大, 另选 α_1 值。

(4) 取 $\alpha_1 = 25^\circ$, 则

$$K = \frac{360^\circ(n-1) + (\alpha_1 + \alpha_2)}{360^\circ - 50^\circ} = 15.874 + \frac{\alpha_2}{310^\circ}$$

如取 $K = 16$ 时, 计算得

$$\alpha_2 = 39^\circ 4'$$

(5) 取修磨裕量 $\Delta\alpha_2 = 5^\circ 56'$, 则最后结果为

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 25^\circ; & \alpha_2 &= 45^\circ; \\ K &= 16; & n &= 14.6 \end{aligned}$$

§ 4 齿轮挡销限动器

一、工作原理

齿轮挡销限动器是由互相啮合的两个齿轮 1 和 2 所组成 (见图 16-6), 在齿轮 1 上做出限动齿 3, 对应于该限动齿, 在齿轮 2 相应的齿槽里装上一个挡销 4。这样, 当齿轮 1 转动到一定转数时, 挡销 4 与限动齿 3 相遇, 两轮即被限动。其具体过程是: 假设 $Z_1 = 38$, $Z_2 = 39$, 且齿轮 1 上限动齿的初始位置位于齿轮 2 的第一个齿槽中。当齿轮 1 转一转, 限动齿就进入第二个齿槽。这样, 齿轮 1 转动 39 转时, 限动齿将位于齿轮 2 的第 39 个齿槽里, 由于该槽内装有挡销 4, 则限动齿就与挡销相遇, 于是两轮停止转动。图 16-6 所示为限动齿与挡销在齿轮 1 完成 39 转前不久即相遇。

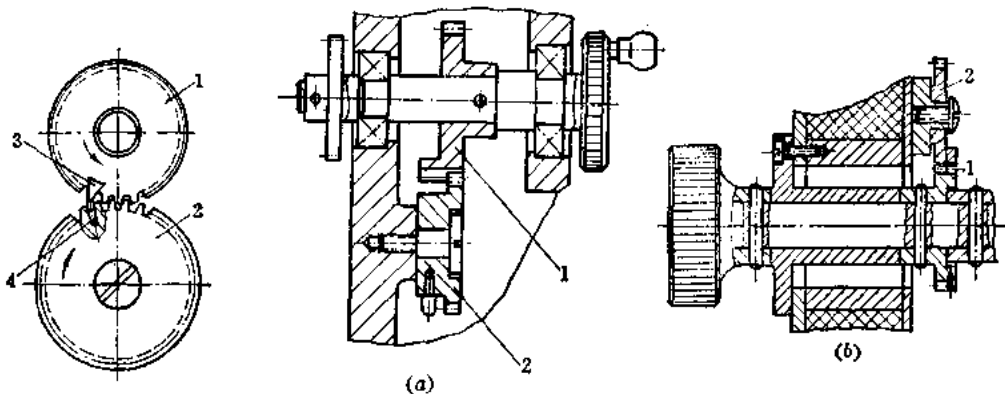


图16-6 具有一个挡销的限动器

图16-7 限制齿轮转数的手轮挡销限动器

这种限动器结构简单、紧凑, 可限动较大的转数, 一般用于限动转数为整转数且其准确度要求不高的场合。要求限制一定转数的齿轮称为被限动轮, 与之相啮合的齿轮称为限动轮。

图 16-7 所示为限制手轮转数而采用的齿轮挡销限动器结构实例。

二、设计计算

假设 Z_1 为被限动轮齿数, Z_2 为限动轮齿数。这种限动器的设计计算, 是在已知所需限动转数 n_1 和被限动轮齿数 Z_1 时, 求出限动轮的最小齿数 Z_2 。以下分两种情况讨论:

A. 设齿轮 2 上只有一个挡销

齿轮副工作时的传动关系应为

$$n_1 Z_1 = n_2 Z_2$$

式中 n_2 ——限动轮转动转数。

计算此种限动器时, 必须满足条件 (1) $Z_1 \ncong Z_2$ 。因为当 $Z_1 = Z_2$ 时, 限动齿和挡销或每转相遇, 或者总不相遇。

此外, 还应满足条件 (2) Z_1/Z_2 为不可约分数。当 $Z_2 = 2Z_1$ 时, 齿轮 1 每转 2 转被限动, $Z_2 = 3Z_1$ 时, 齿轮 1 每转 3 转即被限动, 以此类推。若 Z_2 总是 Z_1 的倍数, 则即使当 $Z_2 = 10Z_1$, 即转数 $n_1 = 10$, 虽转数较少, 但限动器的外廓尺寸就已很大。

$$\begin{aligned} \text{若设} \quad Z_1 &= 20, \quad Z_2 = 25, \\ n_1 &= 25, \quad n_2 = 20, \end{aligned}$$

$$\text{则} \quad n_1 Z_1 = n_2 Z_2 = 25 \times 20 = 20 \times 25 = 500$$

但是, 对于装有一个挡销的情况下, 两轮一起工作时, 可以看出齿轮 1 只转 5 转, 齿轮 2 转 4 转限动齿与挡销相遇, 运动即停止。这是因为齿轮 1 与齿轮 2 之间有公约数, 即

$$\frac{Z_1}{Z_2} = \frac{20}{25} = \frac{5 \times 4}{5 \times 5} = \frac{4}{5} = \frac{n_2}{n_1}$$

所以, 为了能限动较大的转数, 限动器的外廓尺寸又不致太大, 应使 Z_1/Z_2 为不可约分数。

若 $Z_1=23$, $Z_2=25$, 即它们之间无公约数, 在这种情况下

$$\begin{aligned} Z_1 n_1 &= Z_2 n_2 \\ 23 \times n_1 &= 25 \times n_2 \end{aligned}$$

$$\text{由此得} \quad n_1 = 25, \quad n_2 = 23,$$

$$\text{这时} \quad Z_1 n_1 = Z_2 n_2 = 23 \times 25 = 25 \times 23$$

即齿轮 1 转 25 转和齿轮 2 转 23 转, 限动齿与挡销相遇而限动。

可见, 设计时, 若使 $Z_2 = n_1$, 且满足上述条件 (1) 和 (2), 则限动轮上只需要装一个挡销即可。

例: 已知被限动轮 1 的限动转数 $n_1=14$, 其齿数 $Z_1=15$, 求限动轮齿数 Z_2 。

取 $Z_2=14$, 这样既满足 $Z_1 \ngtr Z_2$ (即 $15 \ngtr 14$), 又满足 $Z_1/Z_2=15/14$ 为不可约分数, 所以, 在限动轮 Z_2 上只需装一个挡销。

B. 采用两个挡销

在给定限动转数 n_1 和被限动轮齿数 Z_1 条件下, 若使 $Z_2 = n_1$ 但不能满足 Z_1/Z_2 为不可约分数时, 则应采用两个挡销 (见图 16-8)。在这种情况下, 取

$$Z_2 = n_1 + i \quad (16-7)$$

其中 i 是数系列 1、2、3、……中的任一值。而选取的 i 值必须满足上述条件 (1) 和 (2)。

同时令

$$n_2 = Z_1 - j \quad (16-8)$$

式中 j —— 数系列 1、2、3、……中的任一值。

这时, 两齿轮的传动关系可用下式表示

$$n_1 Z_1 = n_2 Z_2 + K_g \quad (16-9)$$

式中 K_g —— 两挡销之间的齿数, 其顺序号如

图 16-8 所示。

K_g 必须满足下列不等式

$$0 < K_g < Z_2$$

将式 (16-7)、式 (16-8) 代入式 (16-9), 则 K_g 值亦可表示为

$$K_g = j n_1 - i (Z_1 - j) = j Z_2 - i Z_1 \quad (16-10)$$

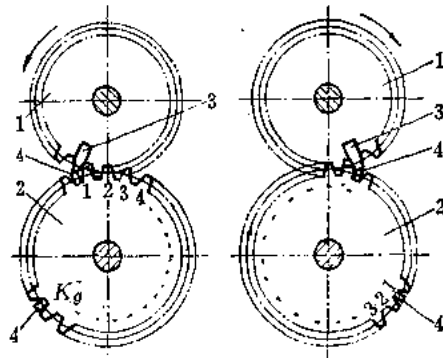


图 16-8 具有两个挡销的限动器

j 的选择应满足下列不等式

$$K_g < Z_2 \quad (16-11)$$

若给定 n_1 、 Z_1 ，则利用式 (16-7)、式 (16-8) 和式 (16-9) 或式 (16-10) 便能确定限动轮齿数 Z_2 及 K_g 值。

例 1. 已知 $n_1=18$, $Z_1=16$, 求限动轮齿数 Z_2 及 K_g 值。

若取 $Z_2=n_1=18$ 时, 求限动轮齿数 Z_2 及 K_g 值。

若取 $Z_2=n_1=18$ 时, 条件 (2) 不能满足, 故应采用两个挡销,

由式 (16-7) 知

$$Z_2 = n_1 + i$$

选取 $i = 1$, 则

$$Z_2 = 18 + 1 = 19, \text{ 满足条件 (2)}$$

$$K_g = jZ_2 - iZ_1 = j \times 19 - 1 \times 16$$

取 $j = 1$,

$$K_g = 1 \times 19 - 1 \times 16 = 19 - 16 = 3 < Z_2 = 19$$

$$n_2 = Z_1 - j = 16 - 1 = 15$$

验算:

$$n_1 Z_1 = 18 \times 16 = 288$$

$$n_2 Z_2 + K_g = 15 \times 19 + 3 = 285 + 3 = 288$$

例 2. 已知 $n_1=10$, $Z_1=22$, 求限动轮齿数 Z_2 及 K_g 值。

取 $Z_2=n_1=10$, 则条件 (2) 不满足, 需采用两个挡销。

若 $i = 1$, $Z_2 = n_1 + i = 10 + 1 = 11$
 $i = 2$, $Z_2 = 10 + 2 = 12$ } 条件 (2) 不满足

选取 $i = 3$, 则

$$Z_2 = 10 + 3 = 13, \text{ 条件 (2) 满足}$$

$$K_g = jZ_2 - iZ_1 = j \times 13 - 3 \times 22$$

取 $j = 6$, 则

$$K_g = 6 \times 13 - 3 \times 22 = 78 - 66 = 12 < Z_2 = 13$$

$$n_2 = Z_1 - j = 22 - 6 = 16$$

验算:

$$n_1 Z_1 = 10 \times 22 = 220$$

$$n_2 Z_2 + K_g = 16 \times 13 + 12 = 208 + 12 = 220$$

§ 5 齿轮凸块限动器

一、结构和工作原理

如图 16-9 所示, 在两个齿轮上分别安装一凸块, 当两凸块相遇时, 齿轮则不能按箭头方向转动。若 Z_2 轮反向转动若干圈之后, 凸块再次相遇 (见图 16-10), 齿轮又被限动。因此, 两齿轮只能在一定转数内正、反向旋转。具体过程为: 假定齿轮已处于相遇位置, 不能再按原来方向转动 (见图 16-11), 开始反向顺时针转动。一般 $Z_2 > Z_1$, $Z_2 - Z_1 = Z_n$,

由于齿轮2齿数比齿轮1多 Z_d 齿，则当齿轮2转一圈，齿轮1就转了一圈加 Z_d/Z_1 圈，齿轮2上的凸块在齿轮2转一圈后仍回到原来的位置，而齿轮1的凸块此时则沿转动方向多转动了 $\theta_d = 360^\circ Z_d/Z_1$ 。齿轮2再转动一圈，则齿轮1上的凸块又再多转过一个 θ_d 角，如此下去直至限动时止（见图16-10）。

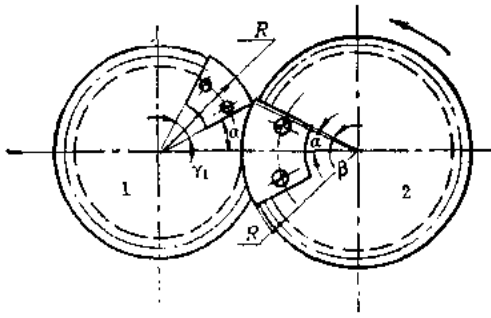


图16-9 限动器起始限动位置

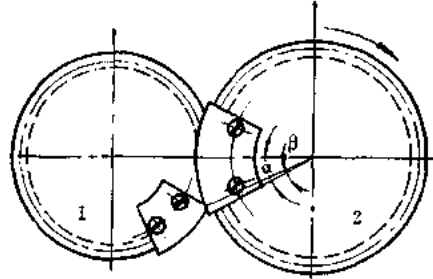


图16-10 限动器终止限动位置

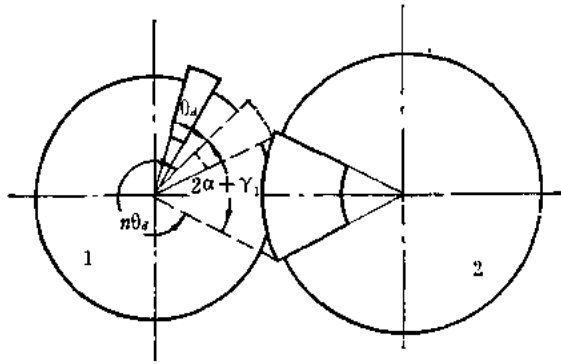


图16-11 限动器的运行图

这种限动器所限动的转数可达150~200圈，且限动转数和精度比齿轮挡销限动器高。组成限动器的齿轮模数一般大于或等于0.5(毫米)。

二、设计计算

若限动转数为一圈以上，一般使齿轮2的齿数大于齿轮1的齿数，即 $Z_2 > Z_1$ 。为使齿轮2和齿轮1的凸块在第一圈内不相遇，则必须保持图16-12所示状况，即齿轮1转了 $360^\circ - 2\alpha$ ，齿轮2转 $360^\circ - 2\alpha - \beta - \omega$ 。两轮的转角比即传动比，所以，

$$\frac{\theta_1}{\theta_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

故得

$$360^\circ - 2\alpha = \frac{Z_2}{Z_1} (360^\circ - 2\alpha - \beta - \omega)$$

式中 α —— 安装角，常取 $\alpha = 20^\circ \sim 30^\circ$ ；

Z_1, Z_2 —— 齿轮1和齿轮2的齿数；

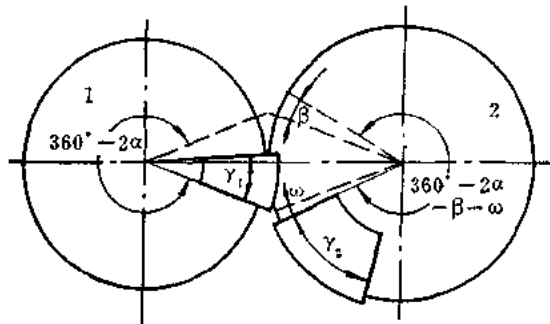


图16-12 限动器第一圈不相遇状况

β —— 支撑角 (度);

ω —— 间隙角 (度)。

因为 $Z_2 > Z_1$, 若令 $Z_2 - Z_1 = Z_d$, 则上式可简化为

$$(360^\circ - 2\alpha) \cdot \frac{Z_d}{Z_2} - \beta = \omega$$

Z_d 为两轮齿数之差, 是正整数。

为使第一圈不卡住, 必须保持 $\omega > 0$, 故

$$(360^\circ - 2\alpha) \cdot \frac{Z_d}{Z_2} > \beta \quad (16-12)$$

当齿轮 2 转过 n 转后, 到达图 16-10 被限动位置, 这时齿轮 1 的转动圈数要大于 n 而小于 $n + 1$ 圈, 也就是齿轮 1 比齿轮 2 多转不到一圈。而齿轮 1 多转的圈数为

$$\Delta n = n \left(\frac{Z_2}{Z_1} - 1 \right)$$

即

$$n \left(\frac{Z_2}{Z_1} - 1 \right) < 1$$

或

$$n \cdot \frac{Z_d}{Z_1} < 1$$

故

$$n \cdot Z_d < Z_1 \quad (16-13)$$

设计齿轮凸块限动器, 就是在给出限动转数 n 后, 确定合理的齿轮和凸块的结构参数, 主要是齿轮齿数 Z_1 、 Z_2 ; 凸块安装半径 R 及凸块的中心角 γ_1 、 γ_2 等。

以下分两种情况为例, 进行讨论:

A. 被限动转数为整数时

设被限动轮为齿轮 2, 且 $Z_2 > Z_1$, $Z_2 - Z_1 = Z_d$ 。

要求齿轮 2 转 n 圈后被限动, 故它的转角为 $360^\circ n$ 。

由于 $Z_2 > Z_1$, 所以, 齿轮 1 比齿轮 2 转得快, 可见由一个限动位置到另一个限动位置时, 齿轮 1 需多转 $360^\circ - 2\alpha - \gamma_1$, 故其总转角为

$$360^\circ n + (360^\circ - 2\alpha - \gamma_1)$$

两齿轮的转角比应与其齿数成反比, 得

$$\frac{360^\circ n}{360^\circ + 360^\circ - 2\alpha - \gamma_1} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

整理后得 γ_1 (度) 为

$$\gamma_1 = 360^\circ - 2\alpha - 360^\circ \frac{nZ_d}{Z_1} \quad (16-14)$$

上式中, γ_1 、 Z_1 、 Z_d 有许多组合可以满足。为求 γ_1 , 先分析 Z_d 。 Z_d 是齿轮 2 比齿轮 1 多的齿数。根据传动关系, 齿轮 2 转一圈, 则齿轮 1 转一圈加 Z_d/Z_1 圈, 多转的角度为 θ_d (度), 于是

$$\theta_s = 360^\circ \frac{Z_s}{Z_1}$$

从结构要求看, 当限动的转数不很大时, 可取 $\gamma_1 = 2\theta_s$, 但所得的 γ_1 应足够大, 以便固定。如限动转数很小时, 则可取 $\gamma_1 = \theta_s$ 或几分之一 θ_s 值。如果限动转数很大, 则 γ_1 可取成几倍 θ_s 值。设计时可灵活确定。如取

$$\gamma_1 = 2\theta_s$$

即

$$\gamma_1 = 2 \times 360^\circ \frac{Z_s}{Z_1} = 720^\circ \frac{Z_s}{Z_1} \quad (16-15)$$

由式 (16-14) 和式 (16-15) 可得

$$Z_1 = \frac{180^\circ}{180^\circ - \alpha} (n + 2) Z_s \quad (16-16)$$

如取 $\alpha = 30^\circ$, 则

$$Z_1 = 1.2(n + 2) Z_s \quad (16-17)$$

式 (16-17) 表达了 Z_1 和 Z_s 关系。设计时, 通常先假定 Z_s 值, 然后求出 Z_1 。 Z_s 值只能取整数, 如 $Z_s = 1, 2, 3, \dots$, 具体数值按结构确定。由计算所得 Z_1 和已定的模数, 核算两齿轮尺寸是否满足结构要求。

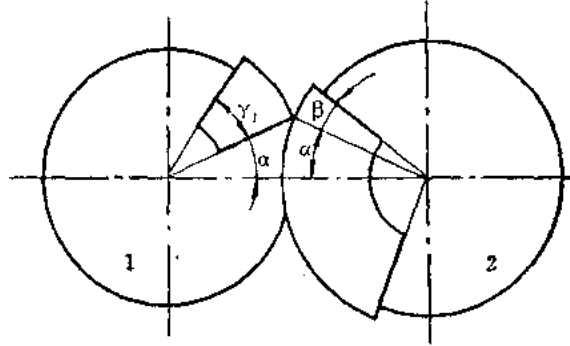


图16-13 分转数限动器起始情况

若限动转数为非整数时, 可把该数化成整数项和小数项之和。例如 5.3 圈, 可写为 $5 \times 360^\circ + 0.3 \times 360^\circ = 5 \times 360^\circ + 108^\circ$ 。如将 108° 写为 θ' , 则所限动角度可写为 $n \times 360^\circ + \theta'$ 。图 16-13 及图 16-14 示为分转数限动器的起始位置和终止位置。所差角度 θ' 代表限动转数的小数项。凸块大小随 θ' 值大小而异。

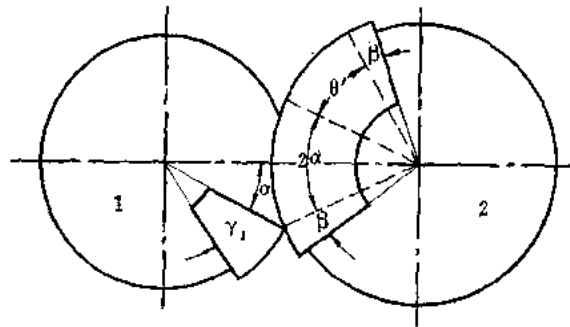


图16-14 分转数限动器停止情况

B. 当 $0 < \theta' \leq 180^\circ - 2\alpha$ 时

设 Z_2 仍为被限动轮。它在被限动后反向旋转, 共转过 n 圈又 θ' 度后被限动 (见图 16-13、图 16-14)。

仍保持 $Z_2 > Z_1$, $Z_2 - Z_1 = Z_s$, 在此过程中被限动齿轮总转角为

$$360^\circ n + \theta'$$

齿轮 1 转角为

$$360^\circ n + 360^\circ - 2\alpha - \gamma_1$$

两齿轮转角之比等于其齿数的反比, 得

$$\frac{360^\circ n + 360^\circ - 2\alpha - \gamma_1}{360^\circ n + \theta'} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

整理得

$$\gamma_1 = 360^\circ n + 360^\circ - 2\alpha - (360^\circ n + \theta') \frac{Z_2}{Z_1}$$

令

$$c_1 = 360^\circ n + \theta' \quad c_2 = 2\alpha + \theta'$$

代入上式后得

$$\gamma_1 = 360^\circ - c_2 - \frac{c_1 Z_d}{Z_1} \quad (16-18)$$

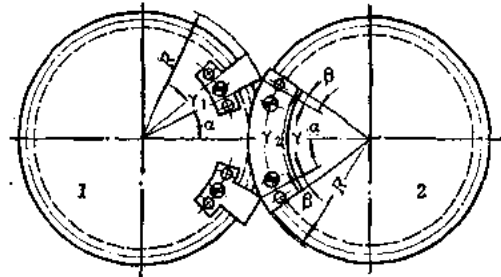
仍取 $\gamma_1 = 2\theta$, 即

$$\gamma_1 = 720^\circ \times \frac{Z_d}{Z_1} \quad (16-19)$$

由式 (16-18) 和式 (16-19) 可得

$$Z_1 = \frac{720^\circ + c_1}{360^\circ - c_2} Z_d \quad (16-20)$$

表16-2 齿轮凸块限动器计算表



所求参数	不同 θ' 值的计算公式			
	$\theta' = 0$ (限定转数为整数)	$0 < \theta' \leq 180^\circ - 2\alpha$	$180^\circ - 2\alpha \leq \theta' \leq 360^\circ - 2\alpha$	$360^\circ - 2\alpha \leq \theta' < 360^\circ$
被限动轮	2	2	1	2
齿数 Z_1	$Z_1 = \frac{180^\circ(n+2)}{180^\circ - \alpha} Z_d$	$Z_1 = \frac{720^\circ + c_1}{360^\circ - c_2} Z_d$	$Z_1 = \frac{720^\circ + c_1 + c_2 Z_d}{c_2}$	$Z_1 = \frac{720^\circ + c_1}{720^\circ - c_2} Z_d$
齿数 Z_2	$Z_2 = Z_1 + Z_d$			
凸块安装半径 R (毫米)	$R = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{4 \cos \alpha}$ (m —齿轮模数)			
凸块角 γ_1 (度)	$\gamma_1 = 360^\circ - 2\alpha - \frac{360^\circ n Z_d}{Z_1}$	$\gamma_1 = 360^\circ - c_2 - \frac{c_1 Z_d}{Z_1}$	$\gamma_1 = 360^\circ - c_2$	$\gamma_1 = 720^\circ - c_2 - \frac{c_1 Z_d}{Z_1}$
凸块角 γ (度)	$\gamma = 2\alpha$	$\gamma = c_2$	$\gamma = c_2 - \frac{c_1 Z_d}{Z_2}$	$\gamma = c_2 - 360^\circ$
β (分)	$\beta_{\max} = f_c(K_c - Z_1)$, 式中 f_c 、 K_c 为系数, 见表16-3			
γ_2	$\gamma_2 = \gamma + 2\beta$			
	$c_1 = 360^\circ n + \theta'$; $c_2 = 2\alpha + \theta'$; $Z_d = Z_2 - Z_1$			

由图 16-14 可看出齿轮 2 的凸块两侧面间夹角应为

$$\gamma_2 = 2\alpha + 2\beta + \theta' \quad (16-21)$$

无论整转数还是分转数，两齿轮凸块的安装半径 R 应相等，如图 16-9 所示 R 值为

$$R \cos \alpha = \frac{a}{2}$$

式中 a —— 齿轮中心距 (毫米)，其值为

$$a = \frac{1}{2} m (Z_1 + Z_2)$$

其中 m (毫米) 为齿轮模数。

所以

$$R = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{4 \cos \alpha} \quad (16-22)$$

以上计算，均以齿轮 2 为被限动轮。齿轮 1 也可作为被限动轮。为使用方便，将其余两种分转数情况的公式和上述一并列于表 16-2 中。

表 16-3 系数 f_c 与 K_c 值

$\frac{Z_1}{Z_d}$	安 装 角 α							
	20°		24°		27°		30°	
	K_c	f_c	K_c	f_c	K_c	f_c	K_c	f_c
20~36 36~50	$\beta \leq 4^\circ$				74	7.5	61	10
50~70	113	4.3	95	5.2	88	4.7	72	5
70~100	147	2.4	128	2.3	104	2.5	—	—
100~140	188	1.3	153	1.2	—	—	—	—
140~200	243	0.6	—	—	—	—	—	—
200~280	283	0.3	—	—	—	—	—	—

C. 计算示例

例 1. 计算限动转数为 $n = 120$ 转的齿轮凸块限动器。

取 $\alpha = 20^\circ$ ， $Z_d = 1$ ，因被限动转数是整数，则

$$Z_1 = \frac{180^\circ (n + 2)}{180^\circ - \alpha} Z_d = \frac{180^\circ (n + 2)}{180^\circ - 20^\circ} = 1.13 \times 122 \approx 138$$

$$Z_2 = Z_1 + Z_d = 139$$

取齿轮模数 $m = 0.5$ ，

$$R = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{4 \cos \alpha} = \frac{0.5(Z_1 + Z_2)}{4 \cos 20^\circ} = 0.133(138 + 139) = 36.8 \text{ (毫米)}$$

$$\gamma_1 = 360^\circ - 2\alpha - \frac{360^\circ n Z_d}{Z_1} = 360^\circ - 2 \times 20^\circ - \frac{360^\circ \times 120 \times 1}{138} = 6.956^\circ \approx 6^\circ 57'$$

$$\text{弧长 } s = 0.0175 R \gamma_1 = 0.0175 \times 36.8 \times 6.956 = 4.5 \text{ (毫米)}$$

$\gamma_1 = 6^\circ 57'$ ，其结果太小，为将其增大，需增加 Z_1 值。取 $Z_1 = 144 > 138$

$$Z_2 = Z_1 + Z_d = 144 + 1 = 145$$

$$R = 0.133(Z_1 + Z_2) = 0.133 \times (144 + 145) = 38.4 \text{ (毫米)}$$

$$\gamma_1 = 360^\circ - 2\alpha - \frac{360^\circ n Z_d}{Z_1}$$

$$\gamma = 2\alpha = 2 \times 20^\circ = 40^\circ$$

$\beta_{\max} = f_s(K_s - Z_1)$, 查表 16-3 得

$$\beta_{\max} = 0.6(243 - 144) = 59.4'$$

取 $\beta_{\max} = 1^\circ$

$$\gamma_2 = \gamma + 2\beta = 40^\circ + 2^\circ = 42^\circ$$

例 2. 计算限定转数为 $21\frac{5}{6}$ 的齿轮凸块限定器。若已知 $\alpha = 20^\circ$, 齿轮模数 $m = 0.5$ (毫米)。

取 $Z_d = 1$

因为限定转数为 $21\frac{5}{6}$, 所以 $n = 21$; $\theta' = (5/6) \times 360^\circ = 300^\circ$ 。

由表 16-2 中的 $180^\circ - 2\alpha \leq \theta' \leq 360^\circ - 2\alpha$, 可以看出, 正好 $180^\circ - 2 \times 20^\circ \leq 300^\circ \leq 360^\circ - 2 \times 20^\circ$, 所以可利用以下的公式

$$Z_1 = \frac{720^\circ + c_1 + c_2}{c_2} Z_d$$

其中

$$c_1 = 360^\circ n + \theta', \quad c_2 = 2\alpha + \theta'.$$

故

$$c_1 = 360^\circ \times 21 + 300^\circ = 7860^\circ$$

显然, 在 $D_1 = 13$ (毫米) 的齿轮上难于固定凸块, 现增大 Z_d 值, 以加大齿轮半径。

取 $Z_d = 3$

$$Z_1 = 26 \times 3 = 78$$

$$Z_2 = 78 + 3 = 81$$

$$D_1 = Z_1 m = 78 \times 0.5 = 39 \text{ (毫米)}$$

$$\begin{aligned} \gamma_1 &= 360^\circ - c_2 = 360^\circ - 2\alpha - \theta' = 360^\circ - 2 \times 20^\circ - 300^\circ \\ &= 320^\circ - 300^\circ = 20^\circ \end{aligned}$$

$$\gamma = c_2 - \frac{c_1 Z_d}{Z_2} = 2\alpha + \theta' - \frac{c_1 Z_d}{Z_2} = 2 \times 20^\circ + 300^\circ - \frac{7860 \times 3}{81} = 48^\circ 54'$$

$Z_1/Z_d = 78/3 = 26$, 查表 16-3 得

$$\beta \leq 4^\circ \quad \text{取 } \beta = 3^\circ$$

$$\gamma_2 = \gamma + 2\beta = 48^\circ 54' + 2 \times 3^\circ = 54^\circ 54'$$

凸块安装半径

$$R = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{4 \cos \alpha} = \frac{0.5(78 + 81)}{4 \times \cos 20^\circ} = \frac{79.5}{4 \times 0.9397} = 21.15 \text{ (毫米)}$$

第十七章 示数装置

§1 概 述

一、示数装置的作用和类型

仪器中的示数装置主要用来引入或显示代表某一物理量或几何量的数值，以指示仪器的工作状态或工作结果。例如照相机引入的曝光时间和光圈大小，都分别由示数装置进行指示。又如测量用的仪器、仪表一般也是通过示数装置所显示的数值，指示测量结果。

示数装置按其工作原理和构造特点，一般分为机械式、光学机械式和光电式三种。目前，由于电子技术和光电技术的迅速发展，光电数字显示的示数装置在一些自动化仪器和精密机械中已被大量采用。但机械式和光学机械式示数装置由于其原理和结构简单，在一般光学精密机械仪器和其它仪器中仍然广泛采用。本章着重介绍仪器中机械式示数装置设计的基本知识和结构，以及几种光学机械式示数装置的原理和读数方法。

机械式示数装置一般由带有刻度分划的度盘（或标尺、分划圈、分划板）、指示读数的指标（或指针、游标）和使度盘与指标按一定规律作相对运动的传动系统三部分所组成。

由于机械式示数装置一般都是利用度盘和指标的相对运动来进行数值显示的，如按其相对运动关系，常可分为直线运动、旋转运动和螺旋运动三种类型。对以上三种类型的示数装置，又可能具有下述三种情况：

- (1) 度盘运动，指标固定；
- (2) 度盘固定，指标运动；
- (3) 度盘与指标同时运动。

二、对示数装置的要求

示数装置与仪器主机在原理上和结构上都有密切联系。它的工作质量直接影响或反映整个仪器的工作质量。因此，对示数装置提出了下列要求：

(1) 示数装置必须真实地反映仪器的工作状态或工作结果。因此，示数装置必须保证与仪器工作精度相适应的示数精度。尽量减小空回和视差，使它所反映的物理量或几何量误差小于允许的示数误差。

(2) 示数装置应具有较高的灵敏度。能灵敏地反映出微小的被测量或引入量。应使运动部分尽量减小摩擦阻力。

(3) 示数装置应操作简单，读数方便。能够直接迅速地读出被测量或引入量的数值，而尽量不经过其它换算。

(4) 示数装置应便于安装、调整并准确、迅速地对准零位。应能消除系统误差，长

时间保持原始精度。

§2 刻 度

刻度盘上按一定间隔排列的若干刻线称为刻度或分划。相邻的两条刻线通常称为一个分划。

一、刻度类型

根据度盘与指标不同的相对运动关系，度盘上的刻度也相应地具有三种类型：

- (1) 直线型刻度——刻度沿直线排列在矩形平面或圆柱面上（见图 17-1）。
- (2) 圆型刻度——刻度沿圆周或圆弧排列在圆盘平面上，也可排列在圆柱面或圆锥面上（见图 17-2）。
- (3) 螺旋型刻度——刻度沿螺旋线或螺旋槽排列在圆盘平面或圆柱面上（见图 17-3）。

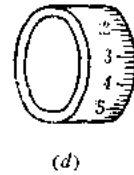
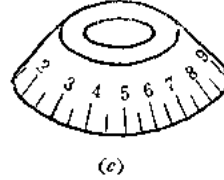
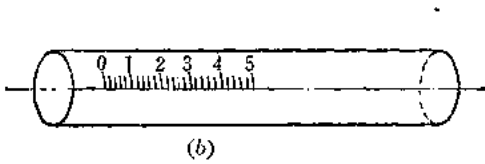
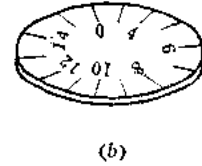
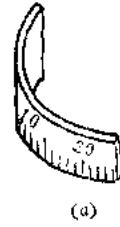
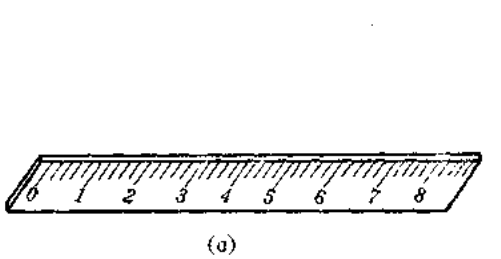


图17-1 直线型刻度

图17-2 圆型刻度

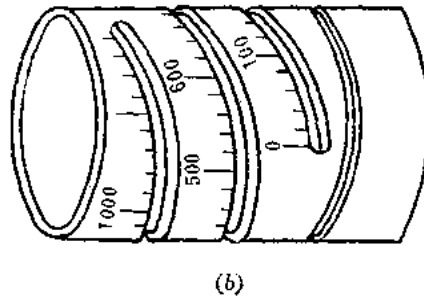
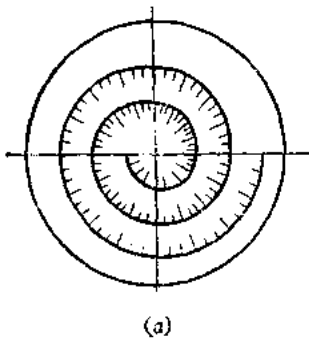


图17-3 螺旋型刻度

二、刻度特性

示数装置中指标（或指针）与度盘之间的相对位移量与示数装置所反映的物理量或几何量之间的函数关系称为刻度特性。如以度盘旋转、指标固定的示数装置为例，则度盘的转角 θ 与所反映的物理量或几何量 A 之间的函数关系式 $\theta = f(A)$ ，即为其刻度特性。

$\theta = f(A)$ 也可用图像表示 (见图 17-4)。

刻度特性曲线上任意一点的斜率, 即一阶导数 $d\theta/dA$, 称为该点的灵敏度。

如它的二阶导数 $(d^2\theta/dA^2) = 0$ 时, 则表示刻度特性为线性。它所对应的刻度是均匀的, 任意两相邻刻线间的间隔相等。所代表的物理量或几何量也相等。均匀刻度读数方便, 易于制造, 在全部刻度范围内, 示数精度不变, 灵敏度也不变。

如它的二阶导数 $(d^2\theta/dA^2) \neq 0$, 则表示刻度特性为非线性。它所对应的刻度是不均匀的, 任意两相邻刻线的间隔都不相等, 但每个刻线间隔所代表的物理量或几何量相等。如 $(d^2\theta/dA^2) < 0$ 时, 表示非均匀刻度是收敛的, 即刻线间隔逐渐变小。如 $(d^2\theta/dA^2) > 0$ 时, 表示非均匀刻度是发散的, 即刻线间隔逐渐变大。非均匀刻度制造比较困难, 估读不便, 在全部刻度范围内, 示数精度和灵敏度都在变化。但用于实际设计时, 可把刻度某一区段的灵敏度放大, 便于在该区段精确读数。如为了刻线和读数方便, 可采用变传动比的传动机构, 使非均匀刻度特性线性化, 但如刻度特性的函数过于特殊, 现有的变传动比机构和其它量测环节特性难以满足要求时, 仍应采用非均匀刻度。

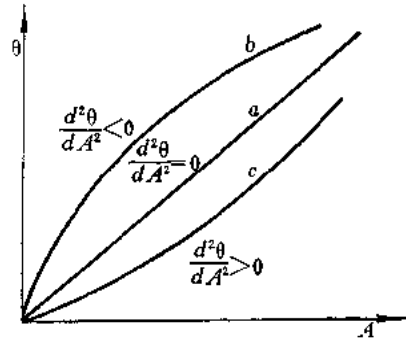


图 17-4 刻度特性曲线

三、刻度参数

刻度参数主要包括刻线间隔、刻线尺寸和刻度值等。

A. 刻线间隔

度盘上相邻两刻线的中心线之间的距离称为刻线间隔; 相邻两刻线的中心线之间的角度称为刻线角度间隔。刻线间隔以 e 表示。对圆端面上的刻线间隔 (见图 17-5 中 (a)), 在短线一端的 D 圆上计算; 对圆锥面上的刻线间隔 (见图 17-5 中 (b)), 在短线一端的 $A-A$ 截圆上计算。

刻线间隔受结构尺寸、人眼的鉴别率、工作条件、度盘材料和刻度工艺条件等影响, 刻线间隔最好不小于 $0.6 \sim 1$ (毫米)。刻线间隔太小时, 读数困难, 读数误差增大。刻线间隔小于 1.5 (毫米) 时, 读数误差显著增大。刻线间隔超过 3 (毫米) 时, 对减少读数误差作用不大, 且刻线间隔过大, 会使度盘结构庞大。一般取刻线间隔 $e = 1 \sim 2.5$ (毫米)。对某些精度要求不高, 指针不稳定的仪器或军用仪器要求快读时, 可取刻线间隔 $e = 4 \sim 5$ (毫米)。刻线间隔 e 的具体数值和公差, 设计时可根据度盘材料、读数方法和照明条件等从有关技术标准或设计手册中查取。

B. 刻线尺寸及刻线截面形状

刻线尺寸包括刻线的长度、宽度和深度。

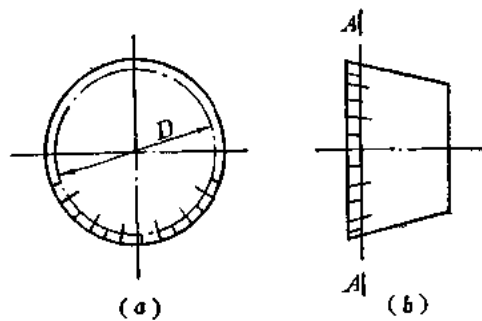


图 17-5 圆端面和圆锥面上的刻线间隔

为使读数方便，度盘上的刻线应有不同的长度，最短刻线长度应不小于最小刻线间隔。具体数值可参照表 17-1 选取。

表 17-1 刻线长度

最小刻线间隔 e (毫米)	大于	0.15	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8
	至	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8	
刻线长度 (毫米)	短	1	1.2	1.5	1.8	2	2.5	3	4	$0.5e$
	中	1.5	1.7	2.2	2.6	3	3.8	4	6	$0.75e$
	长	2	2.2	2.8	3.6	4	5	5	8	e

刻线宽度也按刻线间隔尺寸选择，同样也受人眼的鉴别率、工作条件、材料及工艺条件等因素的影响。经验证明，刻线宽度为刻线间隔的 $1/10$ 时，读数精度最高。

普通仪器刻线宽度可取为 $0.1 \sim 0.15$ (毫米)，军用仪器可取为 $0.25 \sim 0.35$ (毫米)；对于较远距离观察的仪器可取为 $0.6 \sim 0.8$ (毫米)。具体数值在设计时可根据有关技术标准和设计手册选择。

刻线深度一般不小于刻线宽度，腐蚀法的刻线深度一般不小于刻线宽度的 $1/2$ 。

刻线截面形状随刻线方法不同而异 (见图 17-6)，在刻度机上刻线为三角形，刀刻法为矩形或槽形，腐蚀法为圆弧形。需要涂发光材料的刻线截面建议采用矩形。

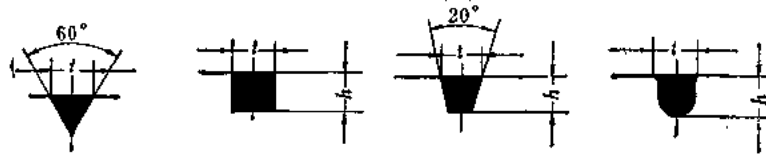


图 17-6 刻线截面形状

C. 比例尺

指针与度盘的单位相对位移量所代表的被测量称为刻度比例尺。例如钟表中用指针相对于度盘的转角表示时间，如分针每转一周表示的时间是一小时，则每转一度表示的时间是

$$K = \frac{60'}{360^\circ} = \frac{1}{6} (\text{分/度}) \approx 0.167 (\text{分/度})$$

比例尺的计算有以下两种方法：

1. 由工作范围确定 如被测量的变化范围为 $A_{\min} \sim A_{\max}$ ，度盘的刻度范围为 $\theta_{\min} \sim \theta_{\max}$ ，度盘在全部刻度范围内必须将被测量的范围完全表示出来。根据这一要求可得

$$K = \frac{A_{\max} - A_{\min}}{\theta_{\max} - \theta_{\min}} \quad (17-1)$$

度盘的刻度范围可取为 360° ，也可以小于 360° 。

2. 由精度要求确定 如度盘或指针的转角存在误差 $\Delta\theta$ 时，将反映为被测量的误差 ΔA ，显然 $\Delta A = K \cdot \Delta\theta$ 。而技术条件规定的仪器允许误差为 δA 。为了使示数装置满足规定的精度要求，必须使 $\Delta A \leq \delta A$ ，通常 $\Delta A = \delta A$ ，于是

$$\delta A = K \cdot \Delta\theta$$

或
$$K = \frac{\delta A}{\Delta \theta} \quad (17-2)$$

由 $\Delta A = K \cdot \Delta \theta$ 可以看出, 当 $\Delta \theta$ 一定时, 被测量的误差 ΔA 将随着比例尺 K 的增大而增大, 亦即精度降低, 故在满足结构尺寸的条件下, 应尽可能减小比例尺 K 。

比例尺与示数装置的灵敏度互为倒数, 即

$$d\theta/dA = 1/K$$

D. 刻度值

刻线间隔代表的物理量或几何量称为刻度值, 它的大小可根据仪器的允许误差选定。刻度值不应比仪器的允许误差大得太多, 否则, 不能准确地读数; 反之, 刻度值也不应比仪器的允许误差小。由于仪器本身的实际误差并不因刻度值的大小而改变, 所以, 仪器本身的实际误差一定时, 刻度值取得很小并无实际意义。一般取

$$a = 2\delta A \quad (17-3)$$

式中 a —— 刻度值;

δA —— 仪器允许误差。

取 $a = 2\delta A$ 的依据是: 当指标落于两刻线中间时, 观察者能够准确地进行估读的精度可以达到 $a/2$, 在数值上与仪器的允许误差相等。

对某些刻线较密的示数装置, 可取刻度值等于或略大于仪器的允许误差。

为使读数方便, 刻度值最好按下列数据选取

$$1 \times 10^n; 2 \times 10^n; 5 \times 10^n$$

其中 n —— 任意正负整数或零。

对于下列几种常用的刻线形式 (见图 17-7)

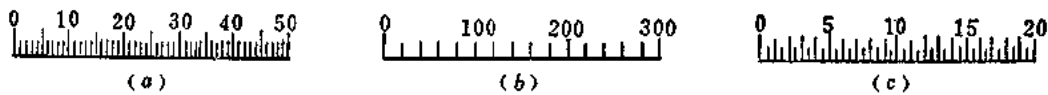


图 17-7 常用的刻线形式

(a) 的刻度值为 $1 \times 10^0 = 1$; (b) 的刻度值为 $2 \times 10 = 20$; (c) 的刻度值为 $5 \times 10^{-1} = 0.5$ 。

E. 刻度格数和数字

刻度值 a 选定后, 刻度格数 n 可由下式求出:

$$n = \frac{A_{\max} - A_{\min}}{a} \quad (17-4)$$

式中 A_{\max} —— 仪器的测量上限;

A_{\min} —— 仪器的测量下限, 多数仪器中 $A_{\min} = 0$;

$A_{\max} - A_{\min}$ —— 仪器的测量范围或示值范围。

度盘上每隔若干刻线有一标注数字的刻线。一般每隔 5 或 10 条刻线标注一数字。数字最好标注在同一长度的刻线上。对于分划圈, 在任一方向观察时, 所看到的数字不得少于两个。直接观察时, 字高 $H \approx 1.5e$ (e 为刻线间隔)。数字笔划宽度不得小于 0.01 (毫米), 一般可取其等于刻线宽度。为避免混乱, 度盘上不应标注很多数字。对于刻度值大的度盘, 可在度盘上部或下部记上 $\times 100$ 等字样, 以简化数字的位数, 此时, 刻线标注数值为 5, 实际为 500。

§3 度盘和指标

一、度 盘

度盘形状主要有矩形和圆形（包括圆盘形、圆柱形和圆锥形）两种（见图 17-1 ~ 图 17-3）。

度盘形状与刻度类型的选择密切相关，都与仪器的功用、结构特点有关。矩形度盘主要用于度盘和指标作相对直线往复运动的示数装置中；圆形度盘则主要用于度盘和指标作相对旋转运动或相对螺旋运动的示数装置中。有时矩形度盘与圆形度盘配合共同用于带有精、粗读数的示数装置或相对螺旋运动的示数装置中。

度盘的尺寸可根据刻线条数和刻线间隔确定。对于矩形度盘的长度：

$$L = ne + c \quad (17-5)$$

式中 L ——矩形度盘长度；
 n ——刻度格数；
 e ——刻线间隔；
 c ——度盘两端的裕量，由结构而定。

对于圆形度盘的直径：

$$D = \frac{ne}{\pi} \quad (17-6)$$

式中 D ——圆形度盘的计算直径；
 n ——布满 360° 的刻度格数。

对于刻度不满一周的圆形度盘直径：

$$D_m = \frac{ne}{\pi} \cdot \frac{360^\circ}{\alpha_m} \quad (17-7)$$

式中 α_m ——度盘对应于 $A_{\max} - A_{\min}$ 的刻度范围；
 D_m ——对应于 α_m 的圆形度盘直径。

度盘的常用材料有硬铝、黄铜、钢、玻璃、有机玻璃、照相纸等。

度盘应进行表面处理，不仅是为防腐和美观，更重要的是为读数方便。表面处理后的度盘表面不应有耀眼的反光，刻线要明显。常用的表面处理方法是喷砂镀铬或喷漆。度盘颜色不应太鲜艳，常用黑、白、灰、褐、奶黄等色。为便于读数，刻线数字和度盘的色彩应成鲜明对比。照明条件良好时，可采用白底黑字；照明条件不好时，可采用黑底白字。对于特殊的记号和刻线可采用红色或黄色。

度盘的安装结构对矩形度盘要保证刻线的基面与指标相对直线运动的方向一致；对圆形度盘要保证它的几何中心与指标相对旋转运动的中心重合。因此，它们应具有合理的安装基准和调整的可能性。例如，圆盘形旋转度盘的安装结构中（见图 17-8），度盘 1 利用压板 3

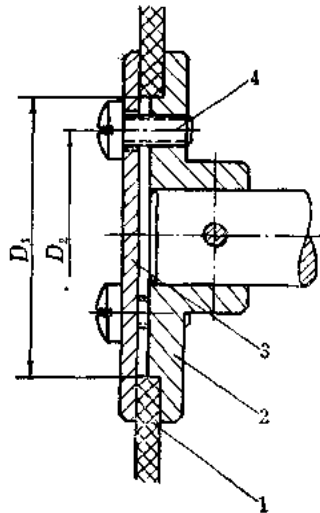


图 17-8 度盘安装结构

使其压紧在套筒 2 上。套筒 2 用销钉固定在回转轴上。为保证度盘几何中心与回转轴心重合，度盘 1 和套筒 2 采用圆柱面配合。需要调整时，可松开螺钉 4，则 1 和 2 之间可相对转动。这种结构不仅便于调整，且可合理使用材料。

度盘及刻度在工作图中的表示方法和标注方法可参考有关技术标准和设计手册。

二、指标（指针）

指标（指针）用来指示度盘上刻线的读数。一般把相对于度盘固定的标线或带有标线的相对固定零件称为指标，而把相对于度盘运动，并利用其端部指示读数的零件称为指针。

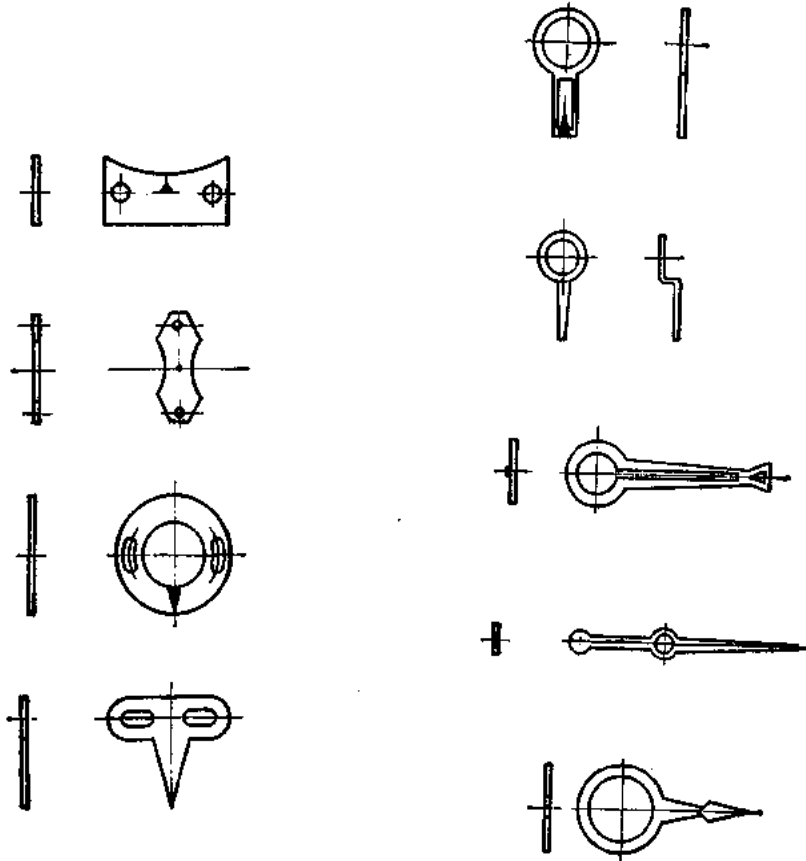


图17-9 指标的形状

图17-10 指针的形状

指标形状要适应度盘类型和结构特点（见图 17-9）。指标线的长、宽、深应与相配使用的刻线一致，但截面形状允许不同。指标线宽度小于 0.15（毫米）时，不与端面相交的一端可以刻制一直径为线宽 5 倍的圆点。

指针的形状应随仪器精度及读数时人眼与仪器的距离而定（见图 17-10）。对于高精度仪器，为保证读数精度，应使指针末端的宽度与度盘上的刻线宽度相等。如指针末端宽度小于刻线宽度，则指针在刻线宽度范围内的移动不易看出；反之，如果大于刻线宽度，则当指针落于两刻线之间时，估读精度将会降低。指针的长度决定于度盘的尺寸。为使读数方便，指针不应全部覆盖最短刻线。为使指针阻尼时间短，弯曲强度高，选择指针的截面时，应使其对于转动轴线的转动惯量最小，而截面的抗弯截面模量最大。

为了保证具有足够的强度，必要时可用下式验算指针的截面尺寸，即

$$\frac{M_{\max}}{W} \leq [\sigma] \quad (17-8)$$

式中 M_{\max} ——指针所受最大弯曲力矩；
 W ——指针截面的抗弯截面模量；
 $[\sigma]$ ——指针材料的许用弯曲应力。

指标或指针的常用材料有铝、铜的合金及有机玻璃等。

指针安装在指针轴上的方法（见图 17-11）。一种是利用圆锥面配合，另一种是利用螺钉压紧。由于指针一般很薄，通常在指针的装配端镶有指针套，通过指针套再装在指针轴上。

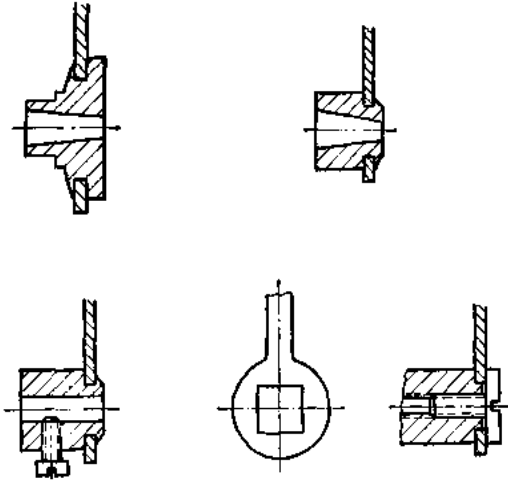


图 17-11 指针的安装方法

§ 4 示数装置的误差

为使结构设计合理，达到要求的精度，必须了解示数装置可能产生的误差，以便设计时尽量减少或消除。示数装置的误差按性质可分为结构误差、视差和传动误差三类。

一、结构误差

结构误差是由于设计、制造、安装不精确所造成的误差。

A. 由于刻线位置不精确引起的误差

度盘刻制时由于各种因素的影响，各刻线的实际位置不可能与计算的准确位置完全一致，从而产生刻线间隔的累积误差（见图 17-12），即

$$\Sigma \Delta e = L - L' \quad (17-9)$$

式中 $\Sigma \Delta e$ ——刻线间隔累积误差；
 L ——刻线的准确位置；
 L' ——刻线的实际位置。

如用相对误差表示，则

$$\Sigma \delta e = \frac{\Sigma \Delta e}{L} = \frac{L - L'}{L} \quad (17-10)$$



图 17-12 刻线间隔累积误差

B. 由于指针的回转中心与度盘不同轴引起的误差

如指针回转中心 O_2 与度盘中心 O_1 不重合，有偏心量 e （见图 17-13）。如度盘半径为 r ，当指针转角为 θ 时，度盘上指示的刻度对应于度盘中心的角为 α ，两者间相差 $\Delta\alpha$ ，此值即反映为示数误差。根据正弦定律得

$$\frac{e}{r} = \frac{\sin \Delta\alpha}{\sin(180^\circ - \theta)}$$

$$\sin \Delta\alpha = \frac{e}{r} \sin \theta \quad (17-11)$$

由于 $\Delta\alpha$ 很小, 则 $\Delta\alpha \approx \frac{e}{r} \sin \theta$ 。

可见, 此示数误差为一正弦函数, 它与 θ 角的关系如图 17-13 所示。

当 $\theta = 90^\circ$ 时, $\Delta\alpha_{\max} = e/r$ 。

若 $e = 0.1$ (毫米), $r = 50$ (毫米), 代入上式

$$\begin{aligned} \Delta\alpha_{\max} &= 0.002 \text{ (弧度)} \\ &= 0.002 \times 57.3 = 6' 53'' \end{aligned}$$

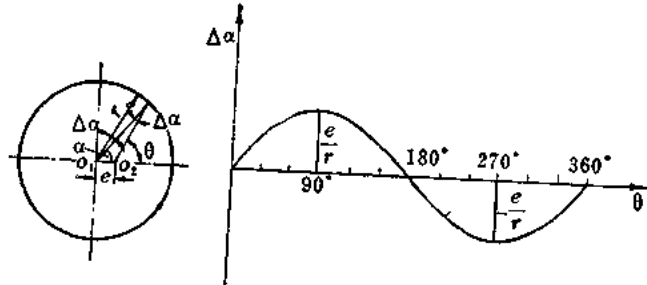


图 17-13 示数装置的偏心误差

可见, 由于指针回转中心与度盘不同轴所引起的误差对示数精度的影响很大。要使 $\Delta\alpha$ 减小, 应尽可能减小偏心量 e 或适当增大 r 。但减小偏心量 e 受加工和装配质量所限, 增大 r 受结构尺寸所限, 这对减少偏心误差都不理想。

由图 17-13 可见, 当 $\theta = 90^\circ$ 时, $\Delta\alpha = +e/r$; 当 $\theta = 270^\circ$ 时, $\Delta\alpha = -e/r$ 。

表明在 θ 相隔 180° 时, $\Delta\alpha$ 的值大小相等而符号相反。若在度盘相隔 180° 的两处同时读数, 并取这两个读数的算术平均值为最后读数, 就可消除偏心误差。这种方法称为双向读数法。在精密测量仪器中用得较多。

二、视 差

视差是由于结构设计不合理, 操作人员的观察方法不当和技术不熟练所引起的误差。例如由于读数时视线与度盘不垂直所产生的读数误差 (见图 17-14) 为

$$\Delta L = H \cdot \operatorname{tg} \gamma \quad (17-12)$$

式中 ΔL ——由视差所引起的读数误差;

H ——指针末端距度盘平面的高度;

γ ——视线与度盘法线的夹角。

可见要减小视差, 应使指针末端与度盘平面尽量靠近, 如能使其位于同一平面内, 则 $H = 0$ 。或使视线尽量与度盘平面垂直, 使 γ 角趋于零, 即可消除视差。

在读数精度要求较高的仪器中, 可采用反视差结构 (见图 17-15)。

图 17-15 中 (a)、(b) 所示为指针与度盘位于同一平面的结构。图 17-15 中 (c) 所示为具有位于同一垂直面的双刀刃指针结构。图 17-15 中 (d) 所示为带有反射镜的度盘结构。

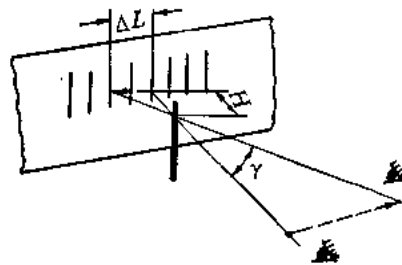


图 17-14 视差

此外, 度盘上的刻线宽度不一致, 或与指标刻线宽度不一致时, 读数时容易引起错觉,

(见图 17-16 中 (a))。如刻线宽度一致, 读数时就容易发现和判断两刻线是否对正 (见图 17-16 中 (b))。

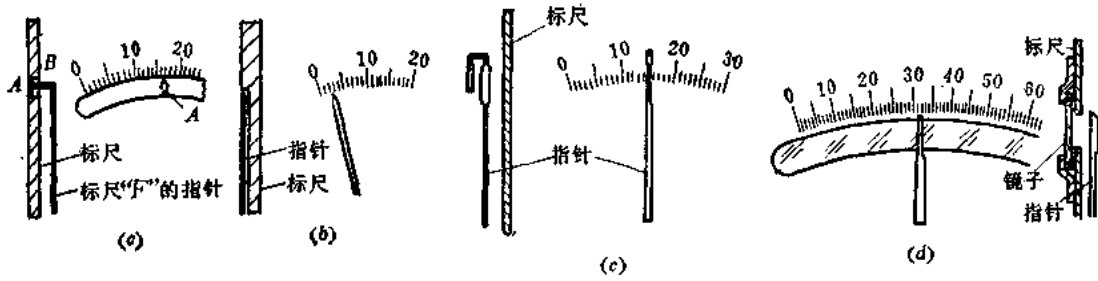


图17-15 反视差结构

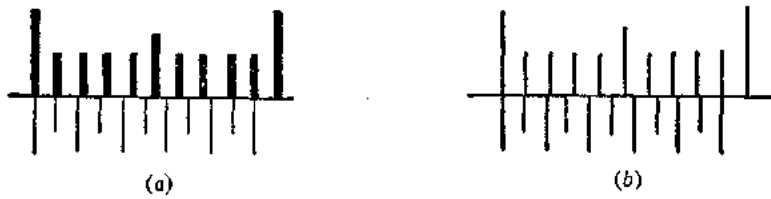


图17-16 度盘与指标刻线宽度应保持一致

三、传动误差

传动误差是由于度盘与指针相对运动的传动系统不精确所引起的误差。

利用仪器测量某一物理量或几何量时, 被测量通过传动系统传给示数装置。例如, 测角仪转动瞄准镜 3, 所测到的方位角, 通过蜗杆蜗轮传动 2 和齿轮传动 4 传给示数装置 5 (见图 17-17 中 (a))。因此, 蜗杆、蜗轮和齿轮的误差, 必然要反映到示数装置上, 影响读数精度。中间的传动环节越多, 误差影响越大, 所以, 应尽可能减少不必要的传动环节。如将示数部分直接装在瞄准镜的垂直轴上 (见图 17-17 中 (b)), 就可以完全消除传动零件所引起的误差。

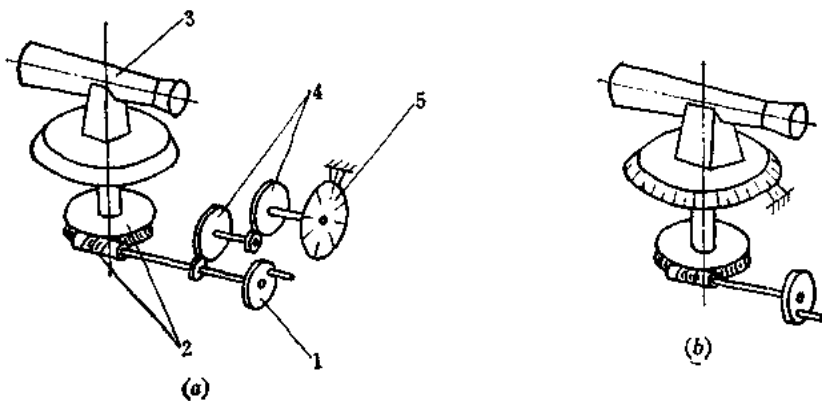
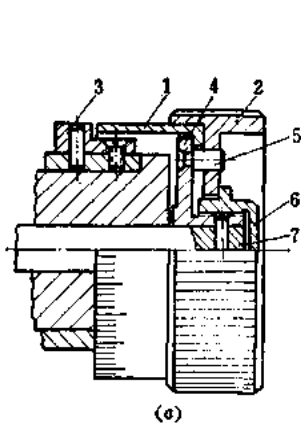


图17-17 传动系统对读数误差的影响

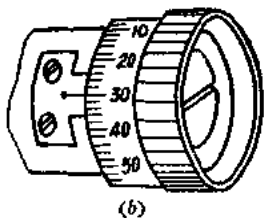
§ 5 几种示数装置的结构

以下介绍几种常见的机械式示数装置。

图 17-18 中 (a) 所示为炮兵光学仪器中常用的读数手轮的结构, 1 是分划圈, 3 是指标, 利用螺母 6 通过滚花手轮 2 把分划圈 1 压紧在连接套筒 4 上, 连接套筒 4 通过销钉与轴 7 连接在一起。5 是定位销, 转动滚花手轮 2 时, 分划圈 1 随之一起旋转, 通过固定指标 3 可读出转角所代表的物理量或几何量, 并将此量通过轴 7 引入仪器。拧松螺母 6 可以把分划圈 1 调到零位。图 17-18 中 (b) 所示为这种读数手轮的外形, 为了美观、读数方便, 可以把圆柱面分划圈改为圆锥面分划圈。



(a)



(b)

图 17-18 炮兵仪器读数手轮

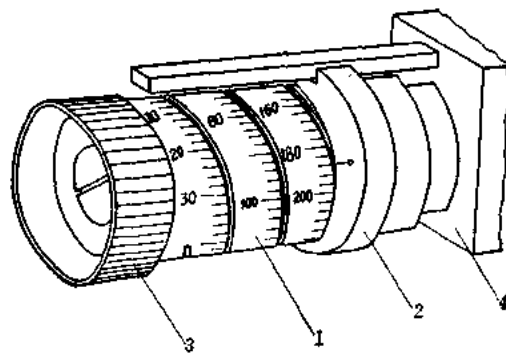


图 17-19 圆柱螺旋刻度示数装置

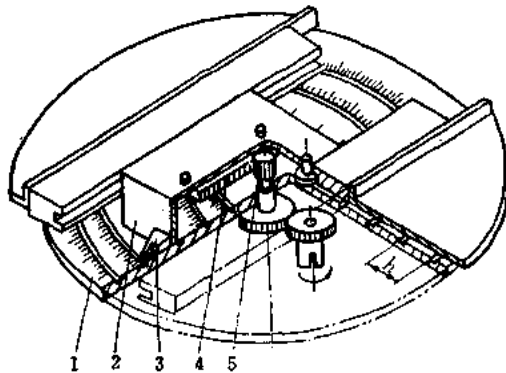


图 17-20 平面螺旋刻度示数装置

图 17-20 所示为平面螺旋刻度的示数装置。1 是平面螺旋刻度度盘, 活动指标 3 固定在滑块 2 上, 滑块 2 可在导轨内移动。活动指标 3 由位于度盘中心的小齿轮 5 和固定在滑块 2 上的齿条 4 带动。传动部分必须保证度盘 1 转一周时, 活动指标 3 移动的距离恰等于平面螺旋刻度槽的螺距。通过活动指标 3 与度盘上对应的螺旋刻度读取示数。螺旋刻度的示数装置常用于测距仪中。

图 17-21 为齿轮式计数器的结构原理图。计数器也是示数装置的一种, 常用来指示被测量在测量过程中的总数。图 17-21 中 (a) 所示为外啮合齿轮式计数器的结构原理。这种计数器包括六个轮面上刻有数字的滚轮, 每个滚轮上刻有 (0~9) 十个数字, 这些滚轮活动地套在一个公共轴上。整个机构装在一个外壳中。外壳上面有一个矩形切口, 通过切口可以看到每个滚轮上的一个数字 (见图 17-21 中 (b))。最右边的一个滚轮通常叫做

始轮。始轮以其右边的齿轮与被测量发生联系。始轮仅在左侧有两个齿，最左边的一个滚轮仅在右侧有 20 个齿。其余各滚轮都是左侧有两个齿，右侧有 20 个齿。在每一对滚轮之间都有一个直径很小、齿数为 6 或 8 的小齿轮，共同活动地套在一个轴上。每个小齿轮经常与其左边的 20 齿齿轮啮合，并周期性地与其右边两齿齿轮啮合。

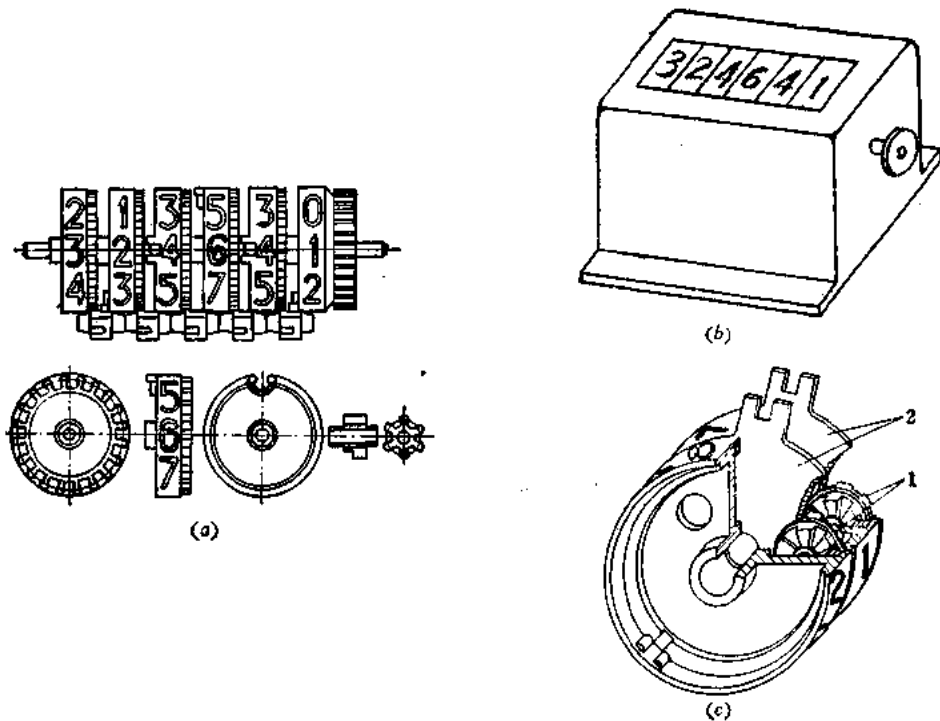


图17-21 齿轮传动式计数器原理图

在计数器开始使用前，与外壳切口对应的各滚轮上数字都是“0”；开始使用后，始轮转动，切口中的数字由“0”顺序变换，当由“9”变到“0”时，两齿齿轮与其相邻的小齿轮啮合，使小齿轮转过两齿，而小齿轮又使与其在左侧啮合的 20 齿齿轮转过两个齿，左边滚轮即变换一个数字。亦即始轮每转一周，左边滚轮转过两个齿（即 $1/10$ 周）。

当小齿轮不与两齿齿轮啮合时，所有左边的滚轮及小齿轮可能有些自由转动，为避免这种情况，小齿轮上的齿有半数做成厚度较薄的，其余厚齿与薄齿相间排列。当小齿轮不与两齿齿轮啮合时，厚齿在轮面上滑动，就限制了小齿轮自由转动。

外啮合齿轮计数器便于装配和检验，但从外壳切口中可以看到滚轮上的齿，不太美观。常使用的内啮合齿轮计数器（见图 17-21 中 (c)）滚轮上的齿配置在轮缘的内表面上，小齿轮 1 装在不动的支承板 2 上。其工作原理与外啮合齿轮计数器相同。

§6 示数装置的精读方法

对于一般示数装置，当测量范围较大而读数精度又要求较高时，会使度盘尺寸过大，而且当指标（或指针）处于两刻线之间时，只能估读到刻度值的 $1/5$ 。这种读数精度有时远远不能与仪器精度相适应，必须采取措施，以便读出刻度值的 $1/10$ ， $1/100$ 甚至 $1/1000$ 。以下介绍几种常见的精读方法。

一、游标读数法

图 17-22 所示为游标卡尺。读数部分由主标尺 1 和游标 2 组成。游标按用途可分为直尺游标和圆形游标两种 (见图 17-23)。直尺游标可用来测量长度, 圆形游标可用来测量角度。按照读数方向游标尺也分为两种: 一种是顺游标尺, 它的游标读数方向与主标尺读数方向相同 (见图 17-24); 另一种是逆游标尺, 它的游标读数方向与主标尺读数方向相反 (见图 17-25)。

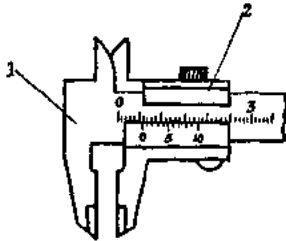


图 17-22 游标卡尺

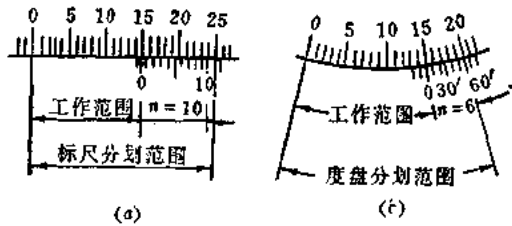


图 17-23 直尺游标与圆形游标

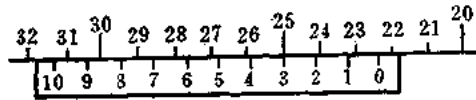


图 17-24 顺游标尺

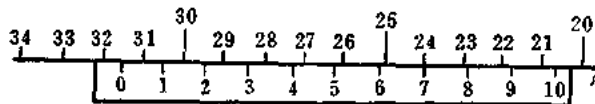


图 17-25 逆游标尺

顺游标尺的分划间隔稍小于主标尺的分划间隔 (见图 17-24), 设游标的分划格数为 n , 一般使游标的 n 个分划间隔与主标尺的 $(n-1)$ 个分划间隔相等, 即

$$ne_0 = (n-1)e$$

或

$$e - e_0 = \frac{e}{n} \quad (17-13)$$

式中 e ——主标尺的分划间隔;

e_0 ——游标尺的分划间隔。

即游标尺的一个分划间隔比主标尺的一个分划间隔短 e/n 。设主标尺的分划值为 a , 游标的分划值为 a_0 , 则游标的读数精度为

$$a - a_0 = \frac{a}{n} \quad (17-14)$$

如主标尺的分划值为 $a = 1$ (毫米), 游标尺的分划格数 $n = 10$, 则读数精度为 0.1 (毫米)。读数时, 整数部分由游标尺上零线与主标尺上对应的分划读出, 小数部分由与主标尺上某一分划重合的游标上分划读出。例如, 当游标尺上的零线在主标尺的分划 22 与 23 之间, 游标尺上的第 3 分划与主标尺上的一个分划重合。读数结果应为 $22 + 3 \times 0.1 =$

22.3 (毫米)。

逆游标尺的分划间隔稍大于主标尺的分划间隔 (见图 17-25), 一般使游标的 n 个分划间隔与主标尺的 $(n+1)$ 个分划间隔相等, 即

$$ne_0 = (n+1)e$$

或

$$e - e_0 = -\frac{e}{n} \quad (17-15)$$

即游标尺的一个分划间隔比主标尺的一个分划间隔大 e/n , 则游标的读数精度为

$$a_0 - a = \frac{a}{n} \quad (17-16)$$

如主标尺的分划值为 $a = 1$ (毫米), 游标尺的分划格数 $n = 10$, 则读数精度为 0.1 (毫米), 但游标尺分划数字的排列方向应与主标尺分划数字的排列方向相反。读数时, 可在与游标零线对应的主标尺分划数减少的方向上寻找与某一分划重合的游标分划数。例如图 17-25 所指示的读数应为 $31 + 7 \times 0.1 = 31.7$ (毫米)。

二、精、粗度盘读数法

为提高读数精度, 可采用精读和粗读两个度盘。两者之间用齿轮传动相联系, 按传动比将粗读度盘的转角放大为精读度盘的转角 (见图 17-26)。粗读度盘刻度包含整个量测范围, 刻度值较大。精读度盘的总刻度值只相当于粗读度盘的 1~2 个刻度值, 故刻度值较小, 并由此决定整个示数装置的示数精度。读数时, 整数部分由粗读度盘读取, 余数部分由精读度盘读取, 两个读数相加即为最后所要读取的数值。

设计时应注意以下问题:

(1) 精、粗读数度盘的旋转方向应一致, 两个度盘的指标可分别配置, 也可连成一体;

(2) 如指针旋转时, 顺时针旋转表示刻度值增加; 如度盘旋转时, 顺时针旋转表示刻度值减小 (有时也可表示增加);

(3) 精、粗读数度盘最好在同一平面内, 通常粗读度盘在左, 精读度盘在右;

(4) 当手轮与度盘有转动联系时, 手轮的旋转方向应与度盘旋转方向一致。

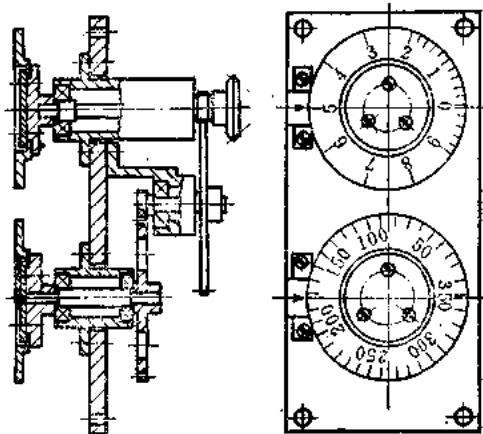


图 17-26 齿轮放大示数装置

三、测微螺旋读数法

图 17-27 所示为螺旋测微器 (千分尺) 的读数部分。螺杆与刻有精读分划的分划筒相连, 螺母与刻有粗读分划的分划筒相连。转动精读分划筒, 螺杆就在螺母中转动并移动。螺杆的螺距 t 为 0.5 (毫米), 精读分划筒上刻有 50 个分划, 每个分划值为 0.01 (毫米)。以粗读分划筒上分划的基线 (分划筒的轴线方向) 作为精读的指标, 而精读分划筒分划部分的端面又作为粗读的指标。精、粗读数分划筒互相配合, 即可读出被测量的准确数值。例

如，图中所示的准确读数应为 11.5 (毫米)。

以上介绍的三种精读方法均为机械式精读方法，读数系统各环节在加工、装配时都会存在一定的误差，这些误差都将反映到读数中去。为提高示数精度，有的示数装置在精读部分配置了专用放大镜。当要求读数更为精确时，需要采用光学机械式精读方法。其基本原理是用光学系统将主标尺的分划放大，然后用一分划值较小的标尺进行比较，得到较精确的读数。下面介绍几种常用的光学机械式精读方法。

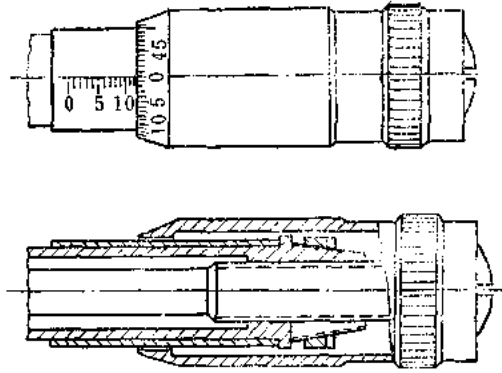


图17-27 螺旋测微器的读数部分

四、显微系统读数法

图 17-28 为显微读数系统的原理图。光源投射在可以转动的主标尺上，经 5 倍物镜放大，使主标尺上一个分划的两条刻线放大成像于目镜的焦平面上，在此焦平面上有一个固定的分划板，上面刻有 10 个分划，每个分划间隔等于放大后的主标尺上一个分划间隔的 $1/10$ (见图 17-28 中 (b))。在角度测量中的分划板为 60 个分划，每个分划间隔等于放大后主标尺上一度分划的 $1/60$ (见图 17-28 中 (c))，这样，就可读到 1 分。视场内所见，为经 10 倍目镜放大后的分划重合像。

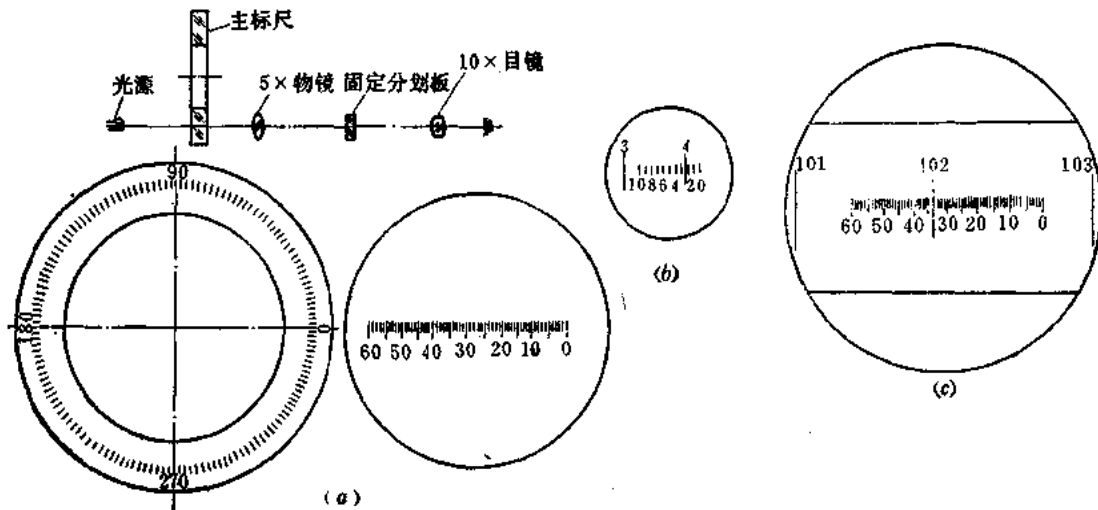


图17-28 显微读数系统原理

固定分划板上的数字标注方向应与主标尺上数字增加的方向相反。根据主标尺上的分划线落在固定分划上分划值的区域进行读数，如图 17-28 中 (c) 所示读数为 $102^{\circ}34'$ 。

五、螺旋显微系统读数法

图 17-29 为螺旋显微读数系统的原理图。如：立式测长仪和万能工具显微镜等多采用这种读数系统。它的工作原理是将分划间隔为 1 (毫米) 的玻璃分划尺装在测量杆或工

作台上，并随它们一起移动。分划尺经5倍物镜放大投射到固定分划板上，固定分划板上刻有分划间隔为0.5（毫米）的0~10个分划，分划总长为5（毫米），恰与玻璃分划尺上每个毫米分划放大5倍的像长度一致，所以固定分划板的分划值为0.1（毫米）。固定分划板下面有一个可绕固定中心旋转的分划板，它是此读数系统的关键零件。旋转分划板上刻有两条完全相同的阿基米德螺旋线，其方程式为

$$\rho = \rho_0 + \frac{t}{2\pi} \theta \quad (17-17)$$

式中 ρ_0 ——基圆半径；
 ρ ——螺旋线上任一点的极半径；
 θ ——转角；
 t ——螺距。

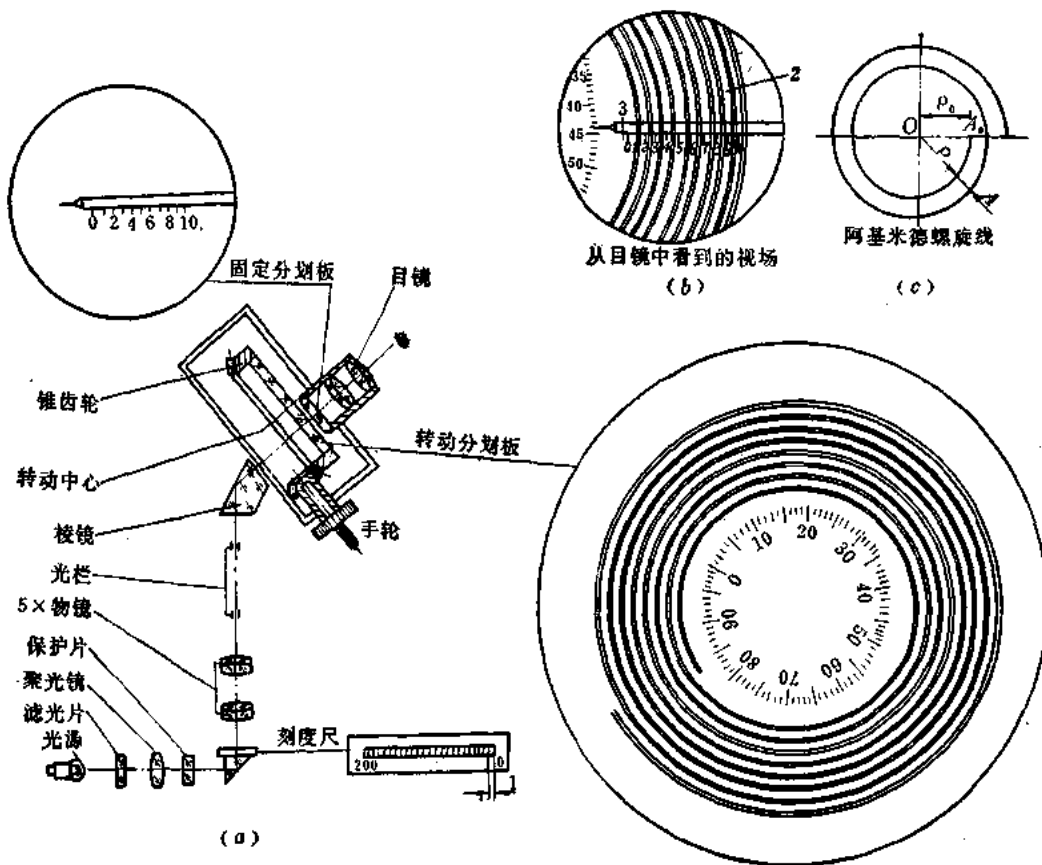


图17-29 螺旋显微读数系统

如螺距 $t = 0.5$ （毫米），螺旋线共有10圈，则10圈螺距总长与固定分划板上的分划总长相等。旋转分划板的中心部分还刻有100等分的圆周分划，它旋转一周，就相当于螺旋双线沿固定分划板的分划移动一格（相当于0.1毫米）。当它相对于固定分划板上的指标线转动一个分划时，就相当于0.001（毫米）（亦即圆周分划的分划值为0.001毫米）。固定分划板上各分划重合的像再由目镜放大10倍后进行观察时，所看到的像如图17-29中(b)所示。由落在固定分划范围内的毫米分划数字，可读出玻璃分划尺移动的毫米数，由该毫米分划线落在固定分划上某个0.1（毫米）分划的区域可读出0.1（毫米）数。转动手

轮, 通过圆锥齿轮传动, 使旋转分划板转动, 即可看到螺旋双线沿固定分划移动, 当毫米分划线被最邻近的螺旋双线夹在正中时, 停止转动手轮, 从固定指标线指示的圆周分划读出 0.001 (毫米) 数。如图 17-29 中 (b) 示的读数应为 2.944 (毫米)。当固定分划线都分别被每圈螺旋双线夹在正中时, 固定指标线应对正圆周分划的“0”线。

六、影屏读数法

图 17-30 为投影工具显微镜影屏读数系统的原理图, 其中略去一些反射镜和棱镜, 透镜组用单透镜表示。光源发出的光经聚光镜、隔热片和滤光片后, 照亮刻有分划间隔为 1 (毫米) 的玻璃分划尺, 分划尺装在工作台上, 并随工作台一起移动。经 5 倍和 10 倍的物镜两次放大后, 1 (毫米) 分划间隔的像放大为 50 (毫米), 经反射镜投射在影屏上。当工作台移动时, 投在影屏上的分划像也随之移动。

影屏上排列有 10 个黑方格, 两端各有一个延续到边缘的黑方格。每两格之间留有 1 个空隙, 共计 11 个, 间隔均为 5 (毫米), 相当于 0~10 个分划, 上面分别对应应有分划数字。每个分划间隔等于影屏上毫米分划间隔像的 1/10, 亦即分划值为 0.1 (毫米)。转动手轮, 经圆锥齿轮带动螺杆菌转动, 可使影屏左右移动。螺杆菌上装有一个有机玻璃分划轮, 轮周刻有 100 个分划, 螺杆菌的螺距为 5 (毫米), 分划轮转一周, 影屏移动一格, 代表 0.1 (毫米), 所以分划轮每转一个分划代表 0.001 (毫米)。读数时, 由落在影屏上的毫米分划数字像可读出毫米数, 转动手轮, 移动影屏, 使该毫米分划线被影屏上最邻近的空隙夹在正中时, 停止转动手轮, 可以读出对应的

0.1 (毫米) 数, 这时, 分划轮相应地转过的分划数, 可由固定指标指示, 即可读出 0.001 (毫米) 数。图 17-31 为从影屏及分划轮上的透镜看到的读数应为 89.654。

例题: 某仪器测量范围为 0~20000 (米), 允许误差为 10 (米), 结构尺寸不得超出 140×85 (毫米²), 设计此仪器的示数装置。

解: 根据上述已知条件, 由于测量范围大, 为避免度盘过大, 宜采用具有精、粗两个旋转度盘, 利用齿轮传动放大的示数装置。

精读度盘计算

为使结构匀称, 合理利用空间尺寸, 取精读度盘的比例尺每转所代表的被测量为

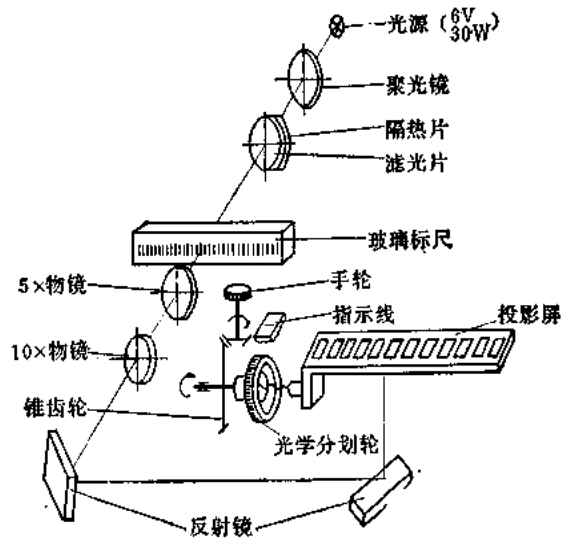


图 17-30 影屏读数系统原理图

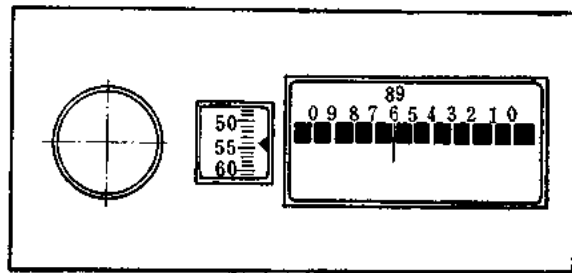


图 17-31 影屏读数系统外观

2000(米)。

(1) 选取刻度值

$$a_1 = 2\delta A = 2 \times 10 = 20 \text{ (米)}$$

(2) 计算刻度格数

$$n_1 = \frac{K}{a} 360^\circ = \frac{\frac{2000}{360^\circ} \times 360^\circ}{20} = \frac{2000}{20} = 100 \text{ (格)}$$

(3) 选取刻线间隔、确定度盘直径。

如选取刻线间隔 $e_1 = 1.5$ (毫米), 则度盘直径为

$$D_1 = \frac{n_1 e_1}{\pi} = \frac{100 \times 1.5}{\pi} \approx 50 \text{ (毫米)}$$

粗读度盘计算

(1) 选取刻度值。为了读数方便, 避免读数时进行加减计算, 精读度盘采用对称双零点的刻度 (见图 17-32 中 (a)), 度盘上的刻度范围相应地各自对称分布在 180° 内。根据精读度盘比例尺, 取粗读刻度值 $a_2 = 1000$ (米) (见图 17-32 中 (b))。

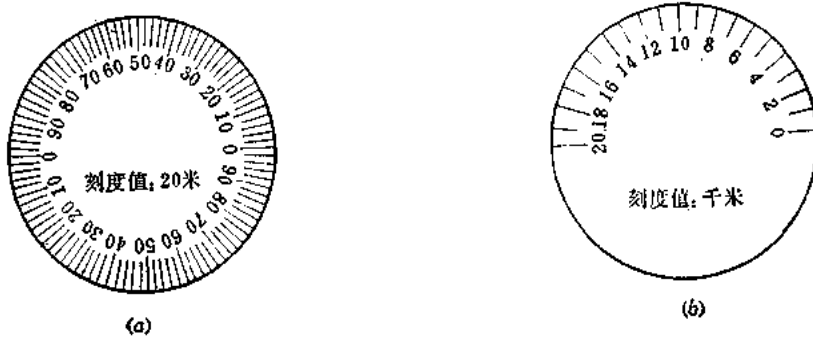


图17-32 精、粗度盘上的刻度

(2) 计算刻度格数

$$n_2 = \frac{A_{2\max} - A_{2\min}}{a_2} = \frac{20000}{1000} = 20 \text{ (格)}$$

由于双零点刻度, 故刻度总格数为 $2n_2$ 。

(3) 确定刻线间隔。为了对称、美观, 取粗读度盘直径 $D_2 = D_1 = 50$ (毫米), 则刻线间隔为

$$e_2 = \frac{\pi D_2}{2n_2} = \frac{\pi \times 50}{2 \times 20} \approx 4 \text{ (毫米)}$$

传动系统计算

(1) 计算和分配传动比。精、粗读数度盘的传动比就是两度盘所对应的转数比, 也等于两度盘每转所代表的被测量的数值比。于是, 传动比

$$i = \frac{2a_2 n_2}{A_{1\max}} = \frac{2 \times 1000 \times 20}{2000} = 20$$

如采用二级圆柱齿轮传动, 传动比可分配为

$$i = i_{12} i_{34} = 4 \times 5$$

即

$$i_{12} = 4; i_{34} = 5$$

(2) 验算结构尺寸, 确定布置方案。根据示数传动的要求, 按结构条件选择模数 $m = 0.5$ (毫米), 取 $Z_1 = Z_3 = 30$; $Z_2 = 120$, $Z_4 = 150$ 。如将三轴布置在同一平面时(见图17-33中(a))其最大长度为

$$\begin{aligned} L &= \frac{D}{2} + \frac{Z_1 m}{2} + \frac{Z_2 m}{2} + \frac{Z_3 m}{2} + Z_4 m \\ &= \frac{50}{2} + \frac{30 \times 0.5}{2} + \frac{120 \times 0.5}{2} + \frac{30 \times 0.5}{2} + 150 \times 0.5 = 145 \text{ (毫米)} \end{aligned}$$

$L = 145 > 140$ (毫米), 超出结构尺寸限制, 重新安排轴的位置(见图17-33中(b)), 就可以满足结构尺寸限制的要求。此外, 也可以适当改变齿数和模数。

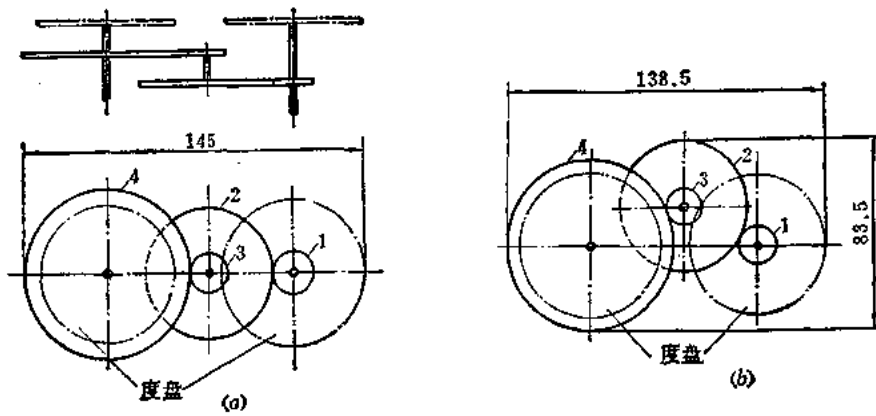


图17-33 传动系统布置方案

第十八章 减振器

§1 概 述

仪器常在各种不同的工作环境中使用，有的工作环境（例如振动、冲击等）会影响仪器的正常工作或使用寿命，如安装在飞行器上的仪器，由于振动和冲击，仪器中某些零件将加速磨损，甚至损坏。对于计量仪器，则会直接影响测量精度。为使仪器能在所要求的使用条件下可靠和准确地工作，在仪器及其安装基座之间，加入某种弹性装置，来消除或减弱外界振动及冲击对仪器的影响，这种弹性装置称为减振器。减振器的结构种类繁多，其中最常用的是橡皮减振器和弹簧减振器。

§2 减振器的工作原理

如图 18-1 所示，设仪器 1 通过减振器固定在基座（即座板）2 上。弹簧 3 和阻尼器 4 组成减振器。由于基座振动通过减振器把运动传给仪器 1。如基座 2 按正弦规律振动，则振动情况为

$$x_0 = a_0 \sin \omega t \quad (18-1)$$

式中 a_0 ——基座振动的振幅（米）；
 ω ——基座振动的角频率（秒⁻¹）；
 t ——振动时间（秒）。

设每个减振器所分担的仪器重量为 W ，每个减振器的刚度为 K （即减振器产生单位变形所需的外力），每个减振器的阻尼系数为 β （即减振器单位变形速率所需的外力）。

当每个减振器承受重量 W 时，弹性减振器压缩了 x_0 ，该位置可认为是仪器的原始位置。

设仪器相对于固定的 I-I 线的位移为 x ，则减振器在仪器和基座间的位移为 $(x - x_0)$ ，则此系统的运动方程式为

$$m\ddot{x} + \beta(\dot{x} - \dot{x}_0) + K(x - x_0) = 0 \quad (18-2)$$

式中 m ——与每个减振器所分担重量 W 相对应的质量（千克）；
 $m\ddot{x}$ ——惯性力（牛）；
 $\beta(\dot{x} - \dot{x}_0)$ ——阻尼力（牛）；
 $K(x - x_0)$ ——减振器的弹性恢复力（牛）。

由式 (18-1) 可知

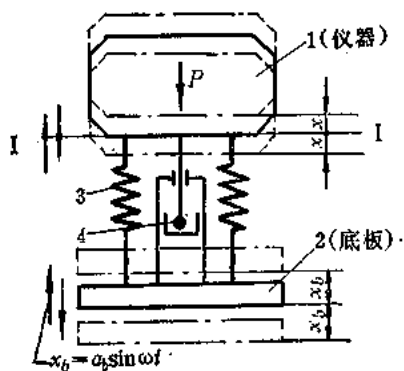


图18-1 减振器工作原理说明简图

$$\begin{aligned}x_b &= a_b \sin \omega t \\ \dot{x}_b &= a_b \omega \cos \omega t\end{aligned}$$

代入式 (18-2) 后得

$$m\ddot{x} + \beta\dot{x} + Kx = a_b(K \sin \omega t + \beta\omega \cos \omega t)$$

进一步简化后得到仪器运动微分方程为

$$m\ddot{x} + \beta\dot{x} + Kx = a_b \sin(\omega t + \gamma) \quad (18-3)$$

式中

$$a = a_b \sqrt{K^2 + (\beta\omega)^2}$$

$$\gamma = \operatorname{tg}^{-1} \frac{\beta\omega}{K}$$

式 (18-3) 为二阶常系数非齐次线性微分方程。它的通解为齐次方程的一般解与非齐次方程的特解之和。

即式 (18-3) 的通解为

$$x = x_1 + x_2 = e^{-\alpha_d t} a' \sin(\sqrt{\omega_0^2 - \alpha_d^2} t + \alpha_p) + a'' \sin(\omega t + \gamma - \beta_p) \quad (18-4)$$

式中 $\alpha_d = \beta/2m$ 。

由式 (18-4) 可见, 仪器的振动由两部分组成。等式右边第一项为随时间增长而衰减的自由振动(因 $t \rightarrow \infty$, $e^{-\alpha_d t} \rightarrow 0$), 第二项为并不衰减的强迫振动。如略去衰减振动, 仅考虑强迫振动, 且欲使强迫振动对仪器所引起的有害影响尽可能小, 须对强迫振动作进一步的分析。

强迫振动的振幅

$$a'' = \frac{a_1}{\sqrt{4\omega^2\alpha_d^2 + (\omega_0^2 - \omega^2)^2}}$$

因

$$a_1 = \frac{a}{m}$$

$$a = a_b \sqrt{K^2 + (\beta\omega)^2}$$

故

$$\begin{aligned}a'' &= \frac{a_b \sqrt{\frac{K^2}{m^2} + \left(\frac{\beta\omega}{m}\right)^2}}{\sqrt{4\omega^2\alpha_d^2 + (\omega_0^2 - \omega^2)^2}} = \frac{a_b \sqrt{\omega_0^4 + 4\alpha_d^2\omega^2}}{\sqrt{4\omega^2\alpha_d^2 + (\omega_0^2 - \omega^2)^2}} = \frac{a_b \sqrt{1 + 4\frac{\alpha_d^2}{\omega_0^2} \frac{\omega^2}}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + 4\frac{\omega^2}{\omega_0^2} \frac{\alpha_d^2}{\omega_0^2}}} \\ &= \frac{a_b \sqrt{1 + 4\beta_0^2 \frac{\omega^2}{\omega_0^2}}}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + 4\beta_0^2 \frac{\omega^2}{\omega_0^2}}}\end{aligned} \quad (18-5)$$

式中 $\beta_0 = \alpha_d/\omega_0$ ——阻尼因数。

由式 (18-5) 可得仪器振动振幅与基座振幅之比 η_b 为

$$\eta_b = \frac{a''}{a_b} = \sqrt{\frac{1 + 4\beta_0^2 \frac{\omega^2}{\omega_0^2}}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + 4\beta_0^2 \frac{\omega^2}{\omega_0^2}}} \quad (18-6)$$

η_b 又称减振系数。显然，为达到减振目的，应使 $\eta_b < 1$ 。

根据式 (18-6)，可作出不同阻尼因数 β_0 时 ω/ω_0 与振幅比的关系曲线（见图 18-2）。

由图可见，当 $\omega = \omega_0$ 时振幅比将大大超过 1，如 $\beta_0 = 0$ ，振幅比 η_b 为无限大，这时将出现共振。此外，也可看出，在相当大的范围内 ω/ω_0 皆小于 $\sqrt{2}$ ，振幅比 η_b 都大于 1。因此，如所选减振器不恰当，不仅不能起减振作用，反而使振动增强。一般取 $(\omega/\omega_0) > \sqrt{2}$ ，保证振幅比 $\eta_b < 1$ 。同时也可看出系统的阻尼因数 β_0 愈小，减振的效果愈好。因此，如仪器仅受到周期性的外界振动，可采用小阻尼因数。在选择频率比时，还应考虑到频率比增加到一定程度后，振幅比的减小并不显著。

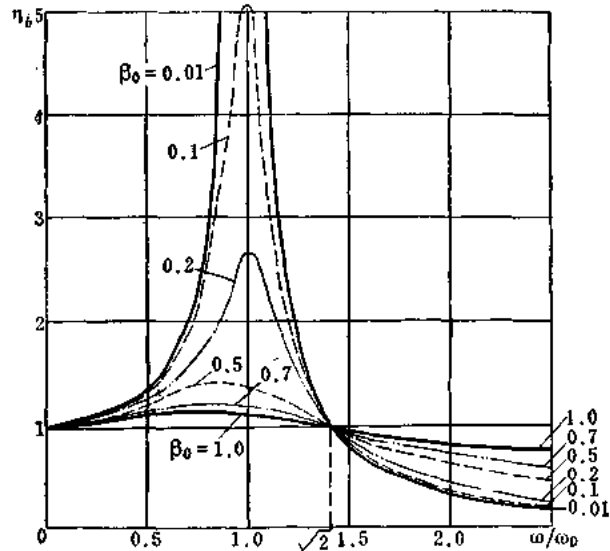


图 18-2 在不同阻尼情况下振幅比和频率比的关系曲线

§ 3 减振器性能参数的选择和安装

减振器性能参数是指频率比 ω/ω_0 及刚度 K 。

由图 18-2 曲线可知，为达到减振目的， ω/ω_0 值应大于 $\sqrt{2}$ ， β_0 、 η_b 应小，则减振效果较好。

但 ω/ω_0 也不能过大，因强迫振动角频率 ω 一定，若 ω/ω_0 过大，则 ω_0 应减小，而 $\omega_0 = \sqrt{K/m}$ ， m 不变，则 K 小。所以，增加频率比意味着减小减振系统的刚度，这往往会增大减振系统的体积和成本。因此，常取频率比 $\omega/\omega_0 = 2.5 \sim 5$ ，或取

$$\sqrt{\frac{K}{m}} = (0.2 \sim 0.4) \omega$$

故减振器刚度 (牛/米) 为

$$K = (0.04 \sim 0.16) \omega^2 m \quad (18-7)$$

若已知每个减振器分担的仪器重量 W 和基座振动频 f ，即可求出 m 及 ω ，为

$$m = \frac{W}{g}, \quad \omega = 2\pi f$$

式中 W ——每个减振器分担的仪器重量 (牛)；

g ——重力加速速，其值为 9.8 (米/秒²)；

f ——基座振动频率 (赫)。

利用式 (18-7) 可计算减振器需要的刚度。

当对振幅比 η_0 有一定要求时, 即已给出 a''/a_0 及阻尼因数 β_0 , 亦可利用式 (18-6) 求 ω/ω_0 。再依据强迫振动角频率 ω 和每个减振器所分担的仪器重量, 由 $\omega_0 = \sqrt{K/m}$, 求得减振器刚度。依此设计减振器弹簧或选择所需规格的减振器。

由于仪器上所用的减振器往往不止一个, 故安装时, 应使各减振器上所承受的负荷相同, 以便选用同一规格、尺寸的减振器。如仪器的形状对称, 减振器的安装位置也应对称(见图 18-3)。但若仪器形状比较复杂, 则应先测定出仪器重心的平面位置, 绕此位置对称分布减振器。

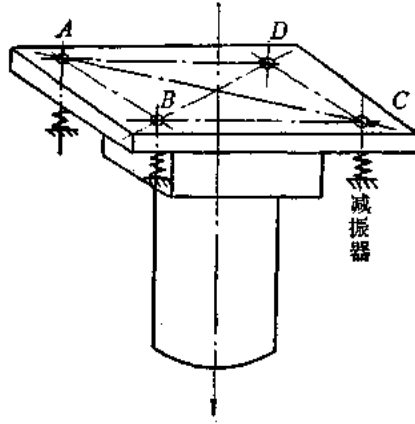


图18-3 减振器的安装

§ 4 减振器的类型及选择

常用的减振器有以下几种:

一、弹簧减振器

它利用弹簧作为减振元件 (见图 18-4)。橡皮环主要用来承受附加的过负荷, 即当外加负荷过大时, 为防止压簧被压坏, 而加入橡皮环, 这时, 由它来吸收振动和冲击。

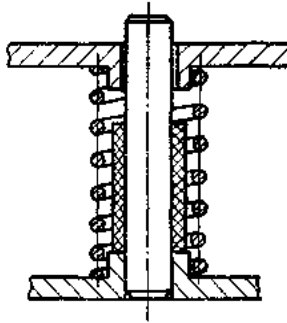


图18-4 弹簧减振器

弹簧减振器的主要特点是: 能承受较大负荷, 温度变化的影响小, 工作比较可靠。但是由于它仅靠弹簧材料的内摩擦, 故阻尼不大, 自由振动衰减缓慢, 因此其应用受到一定限制。

二、橡皮减振器

图 18-5 所示为橡皮减振器结构。它结构简单、尺寸小, 橡皮内摩擦大, 自由振动衰减快。但橡皮受温度影响。温度降低, 橡皮刚度增大, 当温度降至 $-50 \sim -60^\circ\text{C}$ 时, 由于刚度过大而失去减振作用。

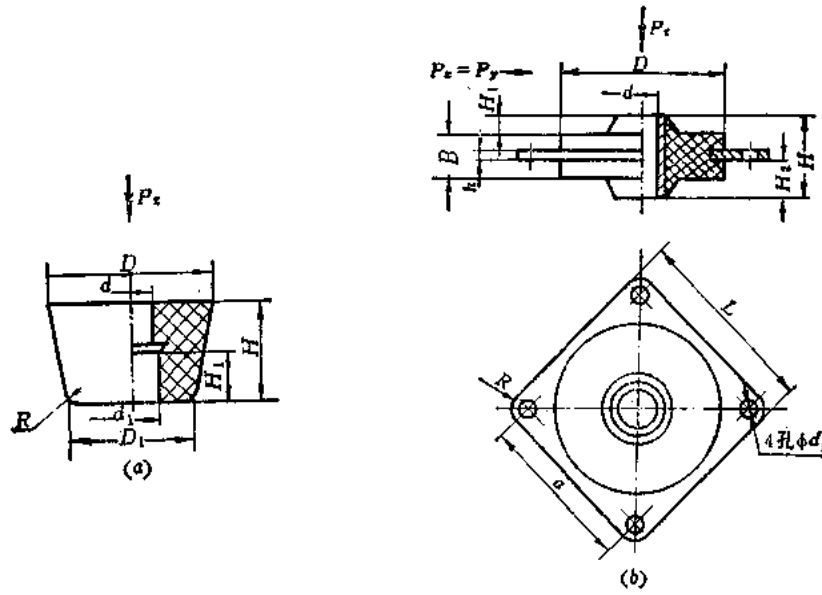


图18-5 橡皮减振器

a—JJ型支脚形减振器，b—JP型平板式减振器。

橡皮减振器的规格、尺寸见表 18-1 和表 18-2。

表18-1 JJ型支脚形减振器

型号	减振器变形为 1.6 ± 0.6 毫米时的 额定负荷 P_z (牛)	尺 寸 (毫米)							每个重量 (牛)
		H	H_1	D	D_1	d	d_1	R	
JJ-10	100	9	5	14	12	3.5	7	1.5	0.01
-40	400	13	7.5	28	24	4.8	9	2	0.1
-30	300	18	11	32		6	11		0.15
-60	600	25	12	50	36	7	13	5	0.5

表18-2 JP型平板式减振器

型号	减振器变形为 1.6 ± 0.4 毫米 时的额定负荷 P_z (牛)	尺 寸 (毫米)											每个重量 (牛)
		L	a	H	H_1	H_2	d	d_1	D	B	R	h	
JP1-1	4.5	32	25 ± 0.1	10	4	25	4.2	3.3	25	5.6	3.5	0.8	0.07
1-2	9.0												
1-3	13.5												
1-4	18.0												
1-5	22.5												
2-4	18.0	45	35 ± 0.15	16	4.5	6	6.2	4.2	38	9.5	5	1.2	0.25
2-6	27.0												
2-8	36.0												
2-10	45.0												
2-12	54.0												
3-15	67.5	57	45 ± 0.2	25	4.5	6	10.2	5.5	50	18	6.5	1.5	0.76
3-20	90.0												
3-25	112.5												
3-35	157.5												

三、弹簧-橡皮减振器

图 18-6 所示为弹簧-橡皮减振器结构。这种减振器主要由起减振作用的弹簧和起阻尼作用的橡皮组成。结构较复杂，但综合了上述两种减振器的特点。图示减振器的基本特点是：圆锥形弹簧的刚度可以设计得与负荷变化基本一致，而使减振系统的固有振动频率不变，故亦称之为等频率减振器。若变负荷而又要保证减振器的特性不变时，可选用类似这种形式的减振器。它的规格、尺寸见表 18-3。

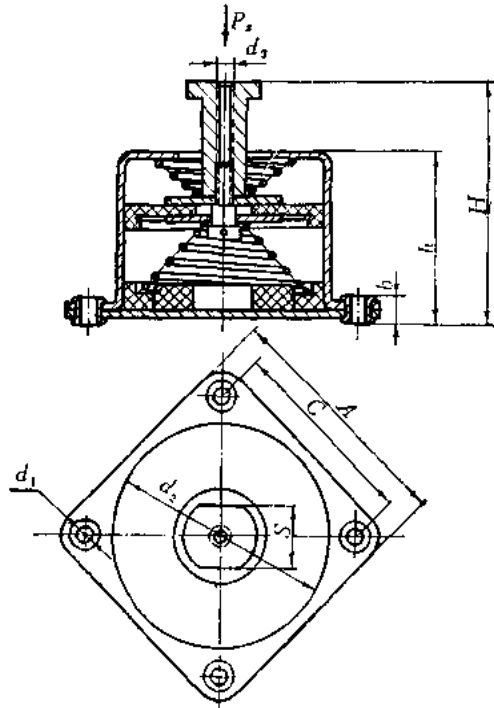


图18-6 弹簧-橡皮减振器

表18-3 JZN型阻尼式减振器

类别	额定负荷 P (牛)	变形 (毫米)		尺 寸 (毫米)									每个重量 (牛)
		最小负荷	最大负荷	A	C	H	h	d_1	d_2	d_3	b	S	
1	3~6	2.5 ± 1.0	5.0 ± 1.0	35	26	26	19.2	3.2	27	M3	2.7	6	0.2
2	6~10	3.0 ± 1.0	5.5 ± 1.0	48	36	40	29.2	5	39	M6	4.5	9	0.5
3	10~15	4.0 ± 1.0	7.0 ± 1.0	48	36	40	29.2	5	39	M6	4.5	9	0.5
4	15~30	5.0 ± 1.0	7.5 ± 1.0	48	36	40	29.2	5	39	M6	4.5	9	0.5
5	30~50	5.5 ± 1.0	7.5 ± 1.0	48	36	40	29.2	5	39	M6	4.5	9	0.5
6	50~70	5.5 ± 1.0	7.5 ± 1.0	48	36	40	29.2	5	39	M6	4.5	9	0.5
7	70~100	5.5 ± 1.0	8.0 ± 1.0	65	50	42	29.5	5	58	M6	5.5	14	1.3
8	100~150	5.5 ± 1.0	8.0 ± 1.0	65	50	42	29.5	5	58	M6	5.5	14	1.3

减振器选择举例

若有一航空相机需选用四个 JP 型平板式减振器，安装在飞机上，飞机的振动频率为 120(赫)。航空相机的重量为 120(牛)。应采用何种规格的减振器。

航空相机重 120(牛)，用四个减振器，每个减振器承受的重量为

$$W = \frac{120}{4} = 30(\text{牛})$$

因为振动频率为 $f = 120(\text{赫})$ ，故飞机振动的角频率为

$$\omega = 2\pi f = 2 \times 3.14 \times 120 = 753.6 (\text{秒}^{-1})$$

取频率比为 5，则

$$K = 0.04 m \omega^2 = 0.04 \frac{W}{g} \omega^2 = 0.04 \times \frac{30}{980} (753.6)^2 = \frac{1.2 \times 567900}{9800} = 69.54 (\text{牛/毫米})$$

根据表 18-2 可选用型号为 JP3-20 的减振器，这种减振器变形 1.6 ± 0.4 (毫米) 时的额定负荷为 90(牛)，所以，它的平均刚度为

$$K_m = \frac{90.0}{1.6} = 56.25 (\text{牛/毫米})$$

其最大刚度为

$$K_{\max} = \frac{90.0}{1.6 - 0.4} = 75 > 69.54 (\text{牛/毫米})$$

四个减振器的安装位置参见图 18-3。

第十九章 精密机械中的误差分析与精度

§1 概 述

一、误差分析的目的和任务

精度是衡量仪器和精密机械结构性能和质量最重要的一项指标。如果其它条件相同,最好的仪器或精密机械结构,就应该是其中精度最高的。如从使用观点出发,仪器和精密机械结构必须应该满足使用时精度高的预定目的。但精度要求的高低只能是相对的,任何仪器或精密机械的工作结果都不可能绝对精确,亦即它们都必然存在误差。精度与误差是同一事物的两个方面。精度的高低是用误差的数量来表示。设计和制造仪器或精密机械时,必须使误差限制在技术条件规定的精度范围之内。为此,仪器和精密机械设计的基本任务之一,必须是以它的误差分析为基础,对仪器结构中某些关键的和重要的零、部件进行误差分析,分析可能出现的各种误差因素及其对精度的影响,以便采取减少和控制误差的措施。为了合理地规定零件各部分尺寸的精度要求,还需要对零件的各个尺寸和组合件的各有关尺寸进行尺寸链分析,从而在保证技术要求的前题下,达到经济加工的目的。

误差分析与计算的任务有两个方面:

- (1) 根据已有机构的零件尺寸公差,用计算方法,确定机构的精度;
- (2) 根据给定的精度条件,设计机构。包括选择机构类型,确定公差,同时,考虑工艺和度量的各种因素。

二、误差的来源

仪器或精密机械的误差,主要来源于三个方面:

A. 原理误差

这类误差产生于设计过程中。例如,由于拟定工作原理图时所作的近似假定;为使结构简化而采用近似的简化机构;以及工作所需要的某些间隙、补偿量和调整裕量等。

B. 制造误差

这类误差产生于加工和装配过程中。例如,由于机床本身及其调整不精确;卡具及工件装卡不正确;刀具不准确及其磨损;工件材料性质不均匀及内应力产生的变形;工艺系统的弹性变形;切削过程中的温度影响;加工和装配过程中的弹性变形和残余变形等产生的零件尺寸误差、几何形状误差和表面相对位置误差,以及运动副的间隙等。

C. 使用误差

这类误差产生于使用过程中。例如,由于工作时构件产生的动力变形;工作环境的温度变化和工作表面的磨损和发热等引起的构件尺寸和几何形状的改变,表面相对位置的改

变, 运动副间隙的改变, 以及材料性质的改变。

制造误差是机构误差的第一次来源, 称为机构的原始误差。以下着重讨论这类误差。

三、原始误差的组成

就原始误差出现的性质来说, 可分为系统误差与偶然误差 (或称随机误差) 两类。

A. 系统误差

这种误差是固定不变的, 或者是按一定的规律变化。其方向和大小可以通过实验方法发现和预料, 因而完全有可能控制, 甚至加以消除。例如, 螺旋传动的空回误差可用单向传动或单面接触的螺旋副加以消除。度盘偏心误差可利用双向读数法, 在度盘相隔 180° 的两边进行读数, 然后, 取其平均值, 即可加以消除。

B. 偶然误差 (随机误差)

这种误差是由许多互不相关的独立因素引起的, 表面上看来是无规律变化的误差, 其方向和大小不能事先预料。因而只能部分地控制或减少, 而无法完全消除。例如, 在同一生产条件下加工一批零件, 虽然它们的尺寸都在公差范围以内, 但各零件所得到的同一尺寸, 彼此仍不相同。其中任一零件的误差在公差范围内的分布情况, 是属于偶然误差。

原始误差是许多系统误差和偶然误差的总和。几乎在所有加工和装配情况下, 总误差值是变化的。主要是无规律变化的偶然误差的影响, 其次是有规律变化的系统误差的影响。因此, 实际加工和装配后的尺寸也是在一定范围内变化的。下面进一步讨论偶然误差的性质。

§ 2 偶然误差的性质

一、偶然误差的分布曲线

偶然误差虽然从个别情况来看, 表面上没有一定的变化规律。但如对一批零件的尺寸或误差的分布情况, 利用数学统计原理作出的分布曲线进行分析, 即可判断这种加工方法所产生的尺寸误差的大小及其分布规律。

假如在同一生产条件下加工一批零件, 共 120 件, 如零件的公差范围为 $0 \sim 110$ 微米, 根据实际测量结果, 将零件误差范围分成若干相等的间隔 $h = 10$ 微米。并将每一误差间隔范围内零件的数量及其出现的概率, 列于表 19-1 中。

如以横坐标表示误差范围 x_i , 纵坐标表示每一误差间隔范围内零件出现的频率, 亦称概率密度 $y = n_i / N \cdot h$ 。可得到如图 19-1 所示的阶梯形图线。在每一误差间隔范围内零件出现的概率, 可用宽度 $= h$; 高度 $=$ 概率密度 y 的长方形面积表示。

若以误差间隔中心点的近似值对应的概率密度为纵坐标值, 连接各误差间隔中心点, 则可得得多角形实际分布曲线 (见图 19-1)。

若零件数量无限增多, 而误差间隔无限减小, 折线就会变为连续的钟形平滑曲线 (见图 19-2), 称为理论分布曲线, 即所谓常态分布曲线。

表19-1 一批零件尺寸误差分布情况

误差范围 (微米)	件数 n_i	概率 n_i/N
0~10	3	0.025
10~20	6	0.05
20~30	12	0.10
30~40	14	0.115
40~50	16	0.135
50~60	18	0.15
60~70	16	0.135
70~80	14	0.115
80~90	12	0.10
90~100	6	0.05
100~110	3	0.025
	$N = \sum n_i = 120$	$\sum \frac{n_i}{N} = 1$

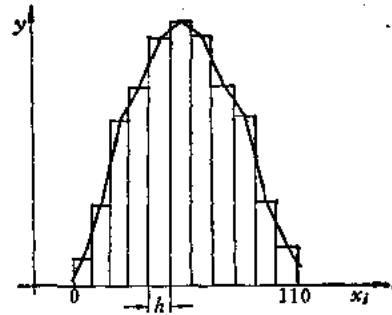


图19-1 零件误差实际分布曲线

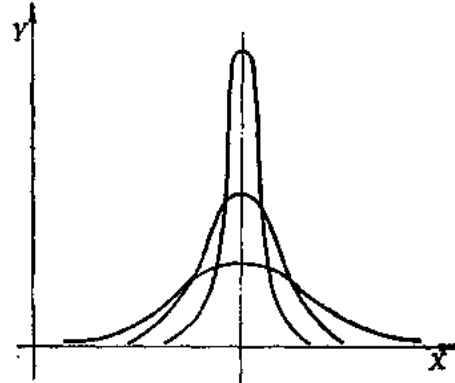


图19-2 零件误差理论分布曲线

二、偶然误差的分布特点

大量实践表明,在调整好的机床上,按自动取得尺寸的加工方法,一次连续加工一批零件,即只有许多独立偶然因素影响尺寸差异,而无人为因素参加,则其误差分布情况就近似地符合常态分布曲线。因此,可利用常态分布曲线的规律,来研究零件加工偶然误差的分布特点。而偶然量的分布特点,根据概率理论是由偶然量分布规律的示性数,即由平均值 $M(x)$ 和均方根值 σ 来决定(见图19-3)。

偶然数值的平均值,决定偶然数值分布中心的位置,其它各偶然数值基本上都分布在平均值的附近。常态分布曲线对其平均值横坐标 $M(x)$ 的轴心是对称的。

偶然数值的均方根值,决定偶然数值对其分布中心的分散程度。 σ 越小,分布曲线越高耸而狭窄,偶然数值的分布越密集;相反, σ 越大,分布曲线越低矮而宽长,偶然数值的分布越稀疏(见图19-2)。 σ 恰相当于转折点的坐标($\pm\sigma$)。

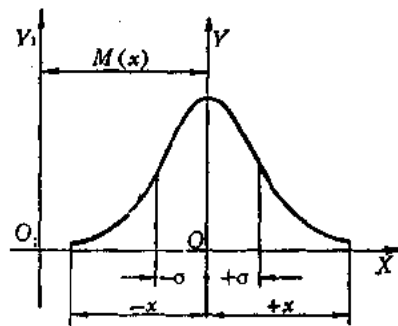


图19-3 常态分布曲线的示性数

分布曲线的两端向无限远处伸延,而以横坐标轴为其渐近线。曲线下 $\pm x$ 区间所夹的面积,为在 $\pm x$ 区间偶然数值出现的概率。

由于零件加工的尺寸偏差是公差范围内的偶然数值,故偶然误差的分布特点,完全可以用分布曲线来表示。

根据概率理论, 当 $x = \pm 3\sigma$ 时, 曲线下的面积占总面积的 99.73%, 即偶然值偏差的 99.73% 在 $\pm 3\sigma$ 范围内。故通常认为偏差全部散布在 $\pm 3\sigma$ 范围内, 其余 0.27% 部分出现的可能性极小, 可忽略不计。6 σ 可以认为是在一定条件下所得到零件的最大尺寸分布范围, $\pm 3\sigma$ 被称为界限偏差。

当 $x = \sigma$ 时, $\pm \sigma$ 区间曲线下的面积占总面积的 68.27%, 故通常认为在 $\pm \sigma$ 范围内为偏差出现最多的区域。而 $\pm \sigma$ 以外为不常出现的区域, 并以 σ 作为衡量偏差分布情况的标准。

三、偶然误差的合成

当有两个或多个独立偶然因素影响零件加工的尺寸偏差时, 以及两个或多个零件装在一起时的相关尺寸偏差, 都是按偶然误差的性质分布的。则零件加工的总误差等于各独立偶然误差之和, 零件装配相关尺寸的总误差也等于各部分误差之和, 即

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 + \cdots + \delta_n = \sum_{i=1}^n \delta_i \quad (19-1)$$

这种按代数和的方法计算简单, 可以保证所有的零件完全互换, 但当总误差 δ 一定时, 对零件的加工精度以及对影响零件加工精度的各种因素的控制, 均要求较高。但实际上, 各种误差因素的极限情况以及各零件误差的极限值出现的机会是比较少的, 而且这些极端情况同时出现 (最不利情况) 的机会就更小。由于一般情况下各偶然误差具有互相补偿的性能, 因此, 对偶然误差的合成, 可用几何和代替代数和, 得到各偶然误差综合时的实际可能值, 即

$$\delta = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2 + \cdots + \delta_n^2} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \delta_i^2} \quad (19-2)$$

§ 3 误差分析的一般方法

如前所述, 机构的各种误差主要是由原始误差引起的。进行误差分析, 首先必须找出一般情况下机构误差 (主要是机构从动件的位置误差) 与原始误差间的关系。为此, 所采用的一般方法主要有: 图解法、图解解析法、解析法。

一、图解法

如已知机构各构件的尺寸和主动件的位置, 以及各部分上的误差。则按照绘制机构图的方法画出实际机构与理想机构进行比较, 以决定其误差。所谓理想机构系指绝对精确地按照给定的运动规律进行运动的机构。实际上机构各构件的尺寸、形状不可能完全精确, 理想机构根本不存在。实际机构的运动与相应的理想机构总是有区别的。

例如, 曲柄滑块机构中, 如各结构参数在某

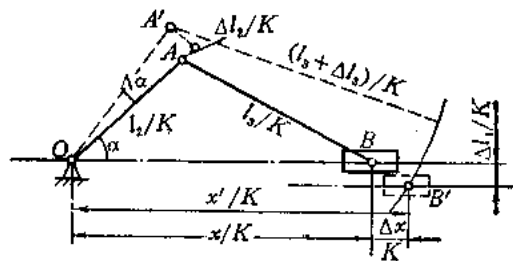


图19-4 图解法求机构误差

一位置已定，并已知各参数的误差 $\Delta\alpha$, Δl_1 , Δl_2 , Δl_3 ，则由图解法可得出机构从动件位置误差 Δx 的大小（见图 19-4）。

图中 K 为比例尺，一般情况下，由于原始误差与机构各构件的尺寸相比是很小的。故由图可以看出，要使所得结果比较精确，就必须使比例尺很大，这一点是相当困难的。

二、图解解析法

根据偶然误差独立作用原理，假定各原始误差对机构从动件位置产生的影响都是独立的。则依次运用图解法将各原始误差与机构从动件的位置误差表示在图上，然后根据图上的几何关系，分别建立各原始误差对机构从动件位置误差影响的解析关系式 $\Delta\varphi_i = f(\Delta q_i)$ ，即 $\Delta\varphi_1 = f(\Delta q_1)$, $\Delta\varphi_2 = f(\Delta q_2)$, \dots , $\Delta\varphi_n = f(\Delta q_n)$ 。然后再求其总和误差 $\Delta\varphi = \Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_2 + \dots + \Delta\varphi_n$ ，亦即

$$\Delta\varphi = \sum_{i=1}^n \Delta\varphi_i = \sum_{i=1}^n f(\Delta q_i) \quad (19-3)$$

图解解析法的优点是分别建立解析关系比较简单，几何图形比较直观。在实际应用上比较广泛。缺点是对于较复杂的机构，需要建立数量繁多的一系列的图形和解析关系式。

三、解析法

机构从动件的位置是主动件的位置、机构所有构件的尺寸和形状的函数。对于理想机构而言，从动件的位置可由下述方程式决定

$$\varphi_0 = f(q_i) \quad (19-4)$$

$$i = 1 \sim n, \text{ 亦即 } \varphi_0 = f(q_1, q_2, \dots, q_n)$$

式中 φ_0 ——决定机构从动件位置的坐标；

q_i ——决定机构主动件位置和机构各构件尺寸和形状的独立参数。

如用全微分法将式 (19-4) 全微分，即可求出机构从动件的位置误差与各原始误差的关系。

$$d\varphi_0 = \frac{\partial f}{\partial q_1} dq_1 + \frac{\partial f}{\partial q_2} dq_2 + \dots + \frac{\partial f}{\partial q_n} dq_n \quad (19-5)$$

由于各构件的原始误差值较各构件的尺寸要小得多，故可用误差值代替微分值，则

$$\Delta\varphi_0 = \frac{\partial f}{\partial q_1} \Delta q_1 + \frac{\partial f}{\partial q_2} \Delta q_2 + \dots + \frac{\partial f}{\partial q_n} \Delta q_n = \sum_{i=1}^n \frac{\partial f}{\partial q_i} \Delta q_i \quad (19-6)$$

如用泰勒级数法，首先写出与理想机构从动件的位置方程式相对应的实际机构从动件的位置的方程式

$$\begin{aligned} \varphi &= f(q_1 + \Delta q_1, q_2 + \Delta q_2, \dots, q_n + \Delta q_n) \\ &= f(q_i + \Delta q_i) \end{aligned} \quad (19-7)$$

式中 Δq_i ——机构主动件的坐标误差或各构件的原始误差。

如将式(19-7)按泰勒公式展成级数, 则

$$\varphi = f(q_i) + \frac{f'(q_i)}{1!} \Delta q_i + \frac{f''(q_i)}{2!} \Delta q_i^2 + \dots + \frac{f^{(n)}(q_i)}{n!} \Delta q_i^n \quad (19-8)$$

由于 Δq_i 与 q_i 相比数值很小, 故略去 Δq_i 二次方以上各项, 只取其前两项, 得到

$$\varphi = \varphi_0 + \sum_{i=1}^n \frac{\partial f}{\partial q_i} \Delta q_i \quad (19-9)$$

与理想机构从动件的位置方程式比较, 则得到实际机构从动件的位置误差

$$\Delta \varphi = \varphi - \varphi_0 = \sum_{i=1}^n \frac{\partial f}{\partial q_i} \Delta q_i \quad (19-10)$$

这与全微分法所得结果是一致的。由于每一项原始误差所引起的机构从动件位置误差为

$$\Delta \varphi_i = \frac{\partial f}{\partial q_i} \Delta q_i \quad (19-11)$$

式中偏导数相当于构件误差转化到从动件上的传动比。于是, 式(19-10)可写为

$$\Delta \varphi = \sum_{i=1}^n \Delta \varphi_i \quad (19-12)$$

由此式可以说明一个重要问题, 即机构从动件的位置误差是各个原始误差的线性函数。这样, 考虑一项误差时认为其它各个独立变数保持常量。这种性质称为原始误差的独立作用原理。

由于影响机构从动件位置误差的独立偶然因素很多, 在利用全微分法或泰勒级数法进行计算时, 如将所有因素都考虑进去是十分复杂的。有时对于杆数较多的机构, 要建立其从动件的位置与各参数间的关系, 是相当困难的。而要建立实际机构从动件的位置与各参数间的关系更是困难。实际上, 一般影响最大的仍是加工、装配过程中的原始误差。如以此为基础进行误差分析和近似估算, 其结果对设计仍具有重要的实际意义。

无论采用哪种方法进行误差分析和估算, 对某一具体零件或机构, 各参数的误差值均可直接测定, 只要将实际误差值代入即可。对于正在设计、尚未做出的零件或机构, 为了检查各参数给定的允许误差值是否合理, 也可用给定的允许误差值代入。但对各原始误差产生的影响进行综合时, 如各原始误差均为偶然量, 则应按几何和相加, 求其平方和的方根。如结果不满足精度要求时, 应调整个别参量的允许误差值。

§ 4 精度等级的选择与减少误差的措施

一、精度等级的选择

仪器结构中每一个零件的质量都直接影响整个产品的质量。而机械加工过程中由于许多因素的影响, 零件的尺寸不可能做得绝对准确。从使用上讲, 也没有必要绝对准确。只要误差在允许范围之内, 就能满足使用要求, 而加工要求越准确, 成本就越高。因此, 合

理地选择加工精度等级是精密机械结构设计中非常重要的问题之一。它不但影响产品的工作性能，而且也基本上决定了制造成本。设计人员规定加工精度等级时，既要满足产品的性能要求，又要保证具体生产条件下进行加工的经济性。

A. 根据性能要求选择精度等级

如由计算已知配合间隙或过盈的极限范围，则可由公差值选出相应的配合和精度等级。如没有计算数据，也可根据实际经验用类比法，即与工作条件相似并经实际验证的实例相比较，以确定精度等级。各级精度的应用范围可参考如下：

1级精度是结合尺寸中最高的精度等级，应用较少。主要用于特别精密机件的配合，例如，精密机床主轴与滚动轴承的配合，精密量仪读数系统中的主轴轴系的配合以及某些特殊重要零件（例如高精度对中心的光学系统透镜与镜框）的配合等。

2级精度是较高的精度等级，是公差与配合制度中最主要的精度等级。用于一切重要的互换性零件，并对配合的均匀性也有较高的要求时。应用较为普遍。例如高度密封性配合，高度对中的光学零件配合以及仪器和精密机械中一般重要的配合上。

3级和4级精度是中等的精度等级，用于重要机器和精密仪器中的一般性配合。例如有一定对中心要求的光学零件配合，以及作为高精度配合需要研配时的中间配合。

5级、6级和7级精度是较低的精度等级，用于普通机器的一般结合，重要机器和精密仪器的不重要结合。例如无对中要求的光学零件配合，以及精密零件的工序间尺寸等。

8级、9级和10级精度用于非结合尺寸。例如粗加工工序间尺寸和自由尺寸等。

B. 根据经济性考虑加工精度等级

由于影响加工精度的因素是很复杂的，而且不同的加工方法所能得到的精度也不同。各种加工方法的加工精度是在一定范围内变化的。为了达到较高的精度，一般就要增加成本，降低生产率，从而影响经济性。根据理论与实践的分析结果，一种加工方法的加工精度与加工成本的关系可大致用图19-5所示的曲线表示。曲线表明加工误差与加工成本成反比，但是这种关系也只是在一定范围内才比较明显，如图中B段所示。而A段几乎与纵坐标轴平行，说明加工精度提高到一定程度时，即使大大增加成本，但精度却提高甚微，甚至不能进一步提高。而C段则几乎与横坐标轴平行，说明即使零件加工精度要求很低，也必须耗费这种加工方法的最低成本。

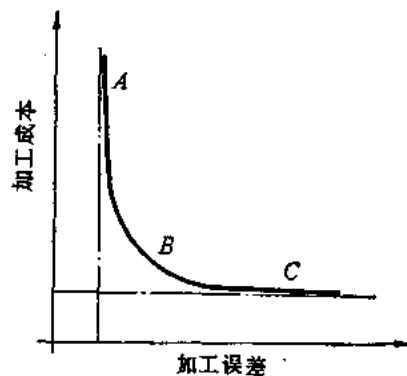


图19-5 加工精度与成本的关系

相当于A段的精度范围称为某种加工方法可能达到的精度；相当于C段的精度范围称为该加工方法能保证的精度（指在不利条件下所能达到的精度）；而相当于B段的精度范围称为经济精度，即用该加工方法来达到这样的精度范围，在经济上是比较合理的。而经济精度范围的确定，往往是与其它加工方法相比较而言，所以一种加工方法的经济精度的概念是相对的。表19-2列出了在正常生产条件下各种加工方法的经济精度的概略数据，作为规定零件公差数值的参考。

表19-2 各种加工方法的经济精度

加工方法	精度等级 (GB)		表面光洁度等级
	平均经济精度	变动范围	
粗车、粗镗、粗刨	7	6~9	▽3~▽4
半精车、半精镗、半精刨	6	5~6	▽5~▽6
精车、精镗、精刨	4	3~5	▽7~▽9
精镗车	2	1~3	▽9~▽10
粗铣	6	5~7	▽4~▽5
半精铣和精铣	4	3~6	▽5~▽7
钻孔	7	6~9	▽4~▽5
初铰	4	3~4	▽5~▽6
终铰	2	1~3	▽7~▽8
粗磨	5	4~6	▽6~▽7
半精磨	2	1~3	▽8~▽9
精磨	1	ISO制 2~5	▽9~▽10
研磨	1	ISO制 1~5	▽10~▽14

C. 减少误差的一般措施

减少误差的途径主要是两个方面。一个方面是合理地提高制造精度，这对保证仪器或精密机械的工作精度是完全必要的，也是最根本的。但是对一个高精度的仪器或精密机械产品，并不是每一个零件都需要很高的精度。即使要求较高的零件其制造精度也不能无限度地提高。如果过高地提高制造精度，以及单纯依靠提高制造精度来保证产品的质量，就会影响产品的经济指标，使成本大大提高，甚至也不一定完全满足产品精度要求。因此，提高精度只能是根据产品性能要求和生产具体条件，合理地选择较高的经济加工精度要求。另一个方面，就是设计时在误差分析的基础上，针对误差产生的原因和对产品质量的影响，在结构上从各方面采取有效措施，来减少误差值或消除误差的影响，从而保证产品的实际工作精度。这对于仪器和精密机械设计是一项十分重要而必不可少的工作。常用的减少误差的方法和措施归纳如下：

(1) 简化仪器的传动系统和结构，减少零件的数量，亦即减少了误差的来源。为此，应考虑采用近似的简化机构的可能性，以代替理论上完全正确，但原理、结构上复杂的机构。

(2) 结构条件允许时，适当增大机构的比例尺，可使机构原有的误差相对缩小。但机构的比例尺不能无限制地增大，否则，会造成结构和外形尺寸十分庞大。

(3) 合理布置示数装置在传动系统中的位置，尽可能使示数装置运动部分的位移量，不经传动系统直接反映被测量或引入量，这样，即可消除传动系统的误差对读数精度的影响。

(4) 使用条件允许时，如采用机械运动学结构或半机械运动学结构，不仅易于获得较高的经济加工精度，而且可以避免配合间隙所引起的误差和温度变化所带来的双重影响。

(5) 对精度要求很高的零件和结构，往往由于加工条件的限制，实际上难以完全达到要求。为此，可采用各种专门的调整装置，或使结构上具有调整的可能性，以满足精度

要求。

(6) 当示数传动系统具有正、反向运动时, 空回误差对读数精度的影响特别显著。为此, 可采用消除传动副间隙的结构, 或采用单面接触的结构, 以消除间隙对空回误差的影响。

(7) 示数传动系统中相对运动部分的摩擦是一个重要的误差根源, 必须力求减少。为此, 可采用摩擦系数小的材料, 摩擦阻力小的支承和导轨, 适当提高表面光洁度及适量润滑。

(8) 相对运动零件工作表面的磨损, 是逐渐丧失其原始精度的主要原因。为保证一定使用期限内的精度, 可采用耐磨性较好的材料, 避免接触面过小, 适当进行热处理及预压等。

(9) 为了避免由于刚度不足而引起的零件尺寸、几何形状及相对位置的改变, 结构设计时应合理地选择零件的材料、截面形状和尺寸, 改善零件的受力情况, 以保证满足刚度条件。

(10) 为了避免由于温度变化所引起的零件的变形、运动副间隙的改变以及材料弹性模量的改变等所造成的误差, 选择材料时应注意考虑其热膨胀性, 及采用温度补偿或校正装置。

上述减少误差的一般措施, 应根据仪器或精密机械产品的具体使用条件和使用要求, 针对其中对精度影响较大的问题, 有重点地进行全面考虑, 综合运用。

§5 尺寸链公差

一、一般概念

A. 研究尺寸链的目的

构成零件或机构的许多尺寸, 不论是配合尺寸或是自由尺寸, 它们之间并不是互相孤立、毫不相干的, 恰恰相反, 大多数尺寸都是相互关联、相互影响的。即某一个尺寸的变化, 多数情况下, 必然要影响到其它尺寸也发生变化。因此, 不仅要研究零件各个尺寸的误差和机构各相关部分尺寸的误差, 而且要研究它们之间的关系, 即所谓尺寸链问题。

例如, 对一个齿轮的三个长度尺寸(见图 19-6), 如果设计时需要保证齿宽 $15_{-0.035}$ 和齿轮轴向长度 $50_{-0.05}$, 则加工时在保证 $15_{-0.035}$ 和 $50_{-0.05}$ 两个尺寸在公差范围内的条件下, 尺寸35的误差自然也会保持在一定范围内。

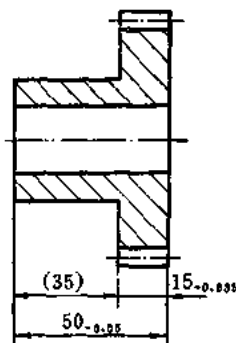


图19-6 齿轮的轴向尺寸链

$$35_{\max} = 50_{\max} - 15_{\min} = 50 - 15_{-0.035} = 35^{+0.035}$$

$$35_{\min} = 50_{\min} - 15_{\max} = 50_{-0.05} - 15 = 35_{-0.05}$$

故其界限尺寸为 $35^{+0.035}_{-0.05}$ 。由此可见, 尺寸35的变化是由与其关联的其它两个尺寸所决定的。如果对尺寸35任意给以公差而不符合上述界限尺寸, 就会产生矛盾。即使符合上述界限尺寸, 如果在图纸上三个界限尺寸同时注出, 就会造成混乱, 使图纸要求失去明确

性。有可能误认为首先要保证尺寸 15 和 35 的界限尺寸，则尺寸 50 便不能保证原来的公差 $50_{-0.05}$ 。

$$50_{\max} = 35_{\max} + 15_{\max} = 35^{+0.035} + 15 = 50^{+0.035}$$

$$50_{\min} = 35_{\min} + 15_{\min} = 35_{-0.05} + 15_{-0.035} = 50_{-0.085}$$

结果其界限尺寸变为 $50^{+0.035}$ 。因此，图纸上不应注出尺寸 35 及其界限偏差。

由此可见，进行结构设计时，为了合理规定各尺寸的公差，不仅要进行误差分析，而且要对零件的各尺寸、组合结构各有关零件的尺寸进行尺寸链分析和计算，从而在满足技术要求的前提下，达到经济加工的目的。

B. 尺寸链的有关名词术语

无论对一个零件或组合结构，彼此互相连续连接的许多尺寸，就组成尺寸链。所谓尺寸链就是按照一定形式排列的、相互联系的所有尺寸。对零件来说，即为加工尺寸链，对组合结构来说，即为装配尺寸链。

对于长度或轴向尺寸，可以组成很复杂的尺寸链。但是，在光滑圆柱体配合中，通常是由三个尺寸（孔径、轴径、公隙或公盈）组成的最简单的尺寸链，如图 19-7 所示。

构成尺寸链的每一个尺寸，称为尺寸链的“环”。尺寸链所有的各环可用尺寸线来代表，构成一个封闭的图形。在光滑圆柱体配合中，公隙或公盈的尺寸，图纸上没有注出，而在保证孔径和轴径尺寸及其公差的过程中自动得到的尺寸。但在尺寸链图形中，应作为一个独立的环，使尺寸链成为“封闭的”。因此，把尺寸链中形成封闭的尺寸称为“封闭环”。封闭环以外的，构成尺寸链的各环都称为“组成环”。组成环可分为增环与减环。所谓增环，系指在尺寸链中凡本身尺寸增加即可引起封闭环尺寸增加的那些组成环，例如图 19-7 中的孔径尺寸；所谓减环，系指在尺寸链中凡本身尺寸增加即可引起封闭环尺寸减少的那些组成环，例如图 19-7 中的轴径尺寸。

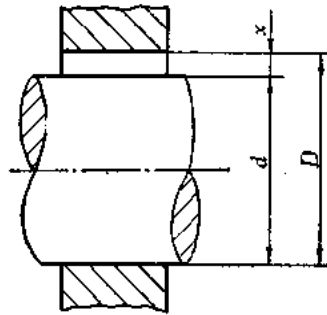


图 19-7 光滑圆柱体配合尺寸链

二、尺寸链的计算

尺寸链的计算用于解决下列两类问题：

- (1) 根据尺寸链组成环各环的公差，推算封闭环的公差；
- (2) 根据预定的封闭环公差，推算各组成环最合理的公差。

通常所遇到的尺寸链多是由平行环组成的，平行环尺寸链的简图由许多平行线构成（见图 19-8）。

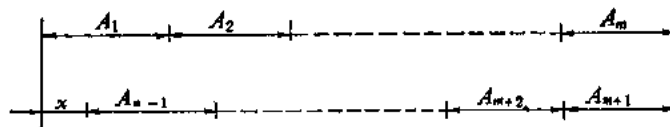


图 19-8 平行环尺寸链简图

A. 平行环尺寸链的理论解法

对于任何一个完全由平行环构成的尺寸链，其封闭环的公称尺寸，可用下述通式表示

$$x = \sum_1^m A_z - \sum_{m+1}^{n-1} A_j \quad (19-13)$$

式中 x ——封闭环的公称尺寸；

n ——尺寸链中，包括封闭环在内的所有环的数目；

m ——尺寸链中增环的数目；

A_z ——尺寸链中增环的公称尺寸；

A_j ——尺寸链中减环的公称尺寸。

当尺寸链各增环均为最大值，而各减环均为最小值时，即可得到封闭环的最大值

$$x_{\max} = \sum_1^m A_{z\max} - \sum_{m+1}^{n-1} A_{j\min} \quad (19-14)$$

反之，则可得到封闭环的最小值

$$x_{\min} = \sum_1^m A_{z\min} - \sum_{m+1}^{n-1} A_{j\max} \quad (19-15)$$

于是，封闭环的公差即可按下式求出

$$\begin{aligned} \delta_x &= x_{\max} - x_{\min} = \left(\sum_1^m A_{z\max} - \sum_{m+1}^{n-1} A_{j\min} \right) - \left(\sum_1^m A_{z\min} - \sum_{m+1}^{n-1} A_{j\max} \right) \\ &= \left(\sum_1^m A_{z\max} - \sum_1^m A_{z\min} \right) + \left(\sum_{m+1}^{n-1} A_{j\max} - \sum_{m+1}^{n-1} A_{j\min} \right) \\ &= \sum_1^m \delta_z + \sum_{m+1}^{n-1} \delta_j = \sum_{i=1}^{n-1} \delta_i \end{aligned}$$

即

$$\delta_x = \sum_{i=1}^{n-1} \delta_i \quad (19-16)$$

式中 δ_x ——封闭环公差；

δ_z ——各增环公差；

δ_j ——各减环公差；

δ_i ——各组成环公差。

式(19-16)说明，尺寸链封闭环的公差等于各组成环公差之和，此式称为尺寸链的公差方程式。对于封闭环的上偏差可用下式计算

$$\delta_{xx} = \sum_1^m \delta_{zs} - \sum_{m+1}^{n-1} \delta_{js} \quad (19-17)$$

对于封闭环的下偏差可用下式计算

$$\delta_{xx} = \sum_1^m \delta_{zs} - \sum_{m+1}^{n-1} \delta_{js} \quad (19-18)$$

式中 δ_{x_f} ——封闭环上偏差;
 δ_{x_s} ——封闭环下偏差;
 δ_{z_f} ——增环上偏差;
 δ_{z_s} ——增环下偏差;
 δ_{j_f} ——减环上偏差;
 δ_{j_s} ——减环下偏差。

利用尺寸链的公差方程式,即可由组成环的公差推算出封闭环的公差。当根据封闭环的预定公差来分配组成环的公差时,仍利用此式。但不难看出,当尺寸链的环数 $n > 2$ 时,此式为一不定式。而通常尺寸链的环数都大于 2,故必须假定各组成环公差之间的一定关系,才可以解决。一般即利用所谓等影响原则,假定各组成环公差相等,此时公差方程式变为

$$\delta_x = (n - 1)\delta_p \quad (19-19)$$

或
$$\delta_p = \frac{\delta_x}{n - 1}$$

式中 δ_p ——各组成环的平均公差。

考虑各个尺寸的精度要求,加工情况等因素,各组成环的公差可根据公差方程式加以验算,仍需满足各组成环的公差之和等于封闭环的公差。

用理论解法来解决尺寸链问题,可使计算简化,零件互换性好,装配过程简单,然而零件的加工却比较困难。特别是当尺寸链的环数较多时,用这种方法求得的组成环公差往往过小,以致使加工很困难。由于封闭环的偏差较大,应选择尺寸链中最不重要的尺寸作为封闭环。为了减少封闭环的偏差,应遵守最短尺寸链原则。故理论解法一般宜用于解决环数较少的高精度尺寸链,或低精度的多环尺寸链。

B. 平行环尺寸链的概率解法

用理论解法所求出的封闭环公差,仅表示理论上的最大可能性,实际上零件尺寸发生最大或最小偏差的可能性很小,而各组成环尺寸同时发生最大或最小偏差的可能性就更小。因此,实际上封闭环的偏差要小于理论解法推算出的数值。

由于在稳定的生产条件下,零件加工时的误差分布,一般是符合常态分布规律的。根据概率理论,以 σ 作为衡量误差分布情况的标准。对于尺寸链

$$x = A_1 + A_2 + \cdots + A_{n-1}$$

封闭环 x 的误差可用下式表示

$$\sigma_x = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \cdots + \sigma_{n-1}^2} \quad (19-20)$$

式中 σ_x ——封闭环误差的均方根偏差;

$\sigma_1, \sigma_2, \cdots, \sigma_{n-1}$ ——各组成环误差的均方根偏差。

如各环误差的分布均符合常态分布规律,则任一环的公差 δ_j 均为该环误差均方根偏差的 6 倍。即 $\delta_j = 6\sigma_j$ 。因此,可将均方根偏差表达式改为公差表达式,得到

$$\delta_{x_s} = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2 + \cdots + \delta_{n-1}^2} = \sqrt{\sum_{i=1}^{n-1} \delta_i^2} \quad (19-21)$$

式中 δ_{x_0} ——封闭环按概率计算的公差；

δ_i ——各组成环的公差。

即封闭环按概率计算的公差，等于各组成环公差的几何和。

当各环的误差不符合常态分布规律，或试制产品不可能按常态分布规律考虑各环尺寸的误差时，如利用概率法解决确定封闭环的公差，应引入可靠性的修正系数 K 。则封闭环的实际公差为

$$\delta_{x_0} = K \sqrt{\sum_{i=1}^{n-1} \delta_i^2} \quad (19-22)$$

系数 K 的数值为 $1 \sim \sqrt{3}$ ，一般情况下， K 值取 $1.2 \sim 1.5$ ，或取其平均值 1.35 。

封闭环概率值的最大最小值如下：

$$x_{0\max} = \frac{x_{\max} + x_{\min}}{2} + \frac{\delta_{x_0}}{2} \quad (19-23)$$

$$x_{0\min} = \frac{x_{\max} + x_{\min}}{2} - \frac{\delta_{x_0}}{2} \quad (19-24)$$

式中 x_{\max} 、 x_{\min} 系按理论解法求得。

尺寸链的概率解法也可用来根据预定的封闭环公差分配各组成环的公差。其实质在于当封闭环公差给定时，为了降低加工成本，将尺寸链中各组成环的公差放大，但不能保证完全互换。根据概率理论，要有一定百分数的危险，各环配合起来，有可能使封闭环的公差落在原定公差范围之外。故尺寸链的概率解法在单件或小批生产时不适用。在尺寸链环数少且尺寸偏差分布情况与常态分布规律差异较大，或环数虽多，但其中某一环的公差数量级远大于其余环的公差，而又与常态分布规律差异较大时也不宜采用。

设计时，通常先用理论解法计算尺寸链，然后再用概率解法作进一步计算。

三、封闭环公差的补偿

对于一些复杂产品，当封闭环尺寸精度要求较高时，如果采用减小各组成环公差的方法来满足，将会使加工成本大大提高，甚至仍不能满足精度要求。这时结构上就不能按完全互换法进行设计，而需要采用不完全互换法，在结构设计上考虑补偿。

所谓补偿，就是为了保证某一尺寸链封闭环的精度，预先在该尺寸链中加一个补偿环，在装配时，通过改变补偿环尺寸，使封闭环的尺寸保证在预定的公差范围内。如图 19-9 所示，一般在理论上 A_1 与 A_2 的公称尺寸应该相等。这样，所得到的轴向间隙 x 的精度 δ_x ，由 δ_1 和 δ_2 决定。按理论解法

$$\delta_x = \delta_1 + \delta_2$$

式中 δ_1 、 δ_2 —— A_1 与 A_2 的公差值。

如 δ_x 要求很高，则 δ_1 与 δ_2 的要求更高，故势必要提高零件的加工精度。为了既保证 δ_x 的要求，又使 δ_1 与 δ_2 易于达到，可在原尺寸链中加一个补偿环 K (见图 19-9)，在具体结构中是加一个补偿垫圈。于是

$$\delta_x = \delta_1 + \delta_2 + \delta_K$$

这样,在装配中就可通过选择不同厚度的垫圈尺寸 K ,来达到既保证 δ_x 的精度,又使 δ_1 与 δ_2 满足易于加工的要求。这种封闭环偏差的补偿方法不是在装配时才决定的,而是在设计时预先考虑好的。最常用的补偿方法有:

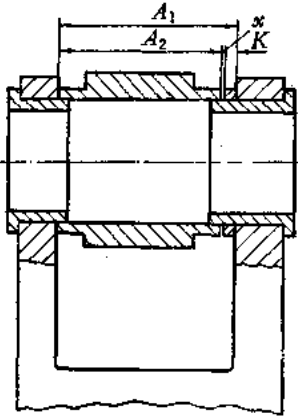


图19-9 组合结构中的补偿垫圈

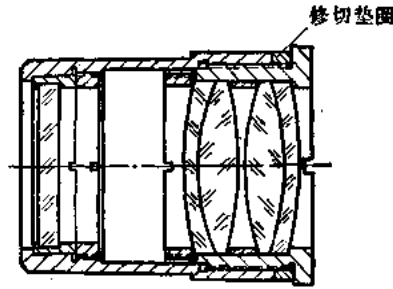


图19-10 组合结构中的修切垫圈

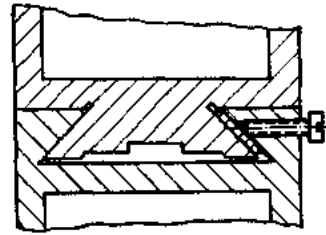


图19-11 导轨结构中的调整镶条

(1) 研磨——主要用于保证配合精度要求较高,具有相对运动的零件。如轴与轴孔的配合,直线运动导轨等。常用的研磨方法有工具研磨和配研两种。

(2) 修切——主要用于单件或小批量生产,即将尺寸链的封闭环预留修切的裕量,装配时根据实际尺寸的需要进行修切。有时在结构上专门设有供装配时修切的隔圈和垫圈等,如图19-10所示。这种方法在光学仪器中被广泛采用。

(3) 调整——在结构上利用螺旋、镶条、偏心零件等可调环节,或通过增减垫片数量等方法,在装配时进行调整。然后加以相对固定。如图19-11所示。

(4) 分组选配——当尺寸链组成的环数较少,精度要求高,大批量生产时,可以按零件测得的实际尺寸分组选配,以获得较高的配合精度。而在单件或小批量生产时,可以采用配套法(如配车)。这种方法在光学仪器中应用很广,例如高精度的螺旋副、轴系等常用配套法。

例题: 齿轮箱体部件如图19-12所示。根据使用要求须保证间隙 x 在0.2~0.7(毫米)范围内,已知各组成环尺寸(毫米):

$$A_1 = 140_{-0.34}^{+0.17}, \quad A_2 = A_5 = 5_{-0.05}^{+0.05}$$

$$A_3 = 122_{+0.17}^{+0.17}, \quad A_4 = 28_{+0.08}^{+0.08}$$

试验算装配后间隙 x 是否满足使用要求。

解: x 为封闭环, A_4 、 A_5 为增环, A_1 、 A_2 、 A_3 为减环。封闭环的公称尺寸为

$$x = \sum A_{增} - \sum A_{减} = (28 + 122) - (140 + 5 + 5) = 0$$

封闭环的上偏差和下偏差分别为

$$\delta_{x上} = \sum \delta_{增上} - \sum \delta_{减下} = (0.17 + 0.09) - (-0.05 - 0.34 - 0.05) = 0.7 \text{ (毫米)}$$

$$\delta_{x下} = \sum \delta_{增下} - \sum \delta_{减上} = (0 + 0) - (-0.2 - 0 - 0) = 0.2 \text{ (毫米)}$$

故间隙 x 满足使用要求。

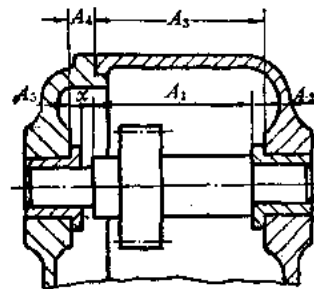


图19-12 齿轮箱体部件尺寸链计算

第二十章 精密机械的结构工艺性

§1 概 述

一、仪器结构的组成

任何一部仪器，根据结构和工艺的原则，都可看成是由零件、部件和组件所组成。

零件——是产品的基础，是组成产品的最基本元件，是一个不可分的单一整体，是一种不采用装配工序而制成的成品，通常是用一种材料经过不同的各种加工而制成的。如螺钉、弹簧、轴等。

部件——在生产过程中，由加工好的两个或两个以上的零件以可拆联接或永久联接的形式，按装配图要求，装配而成的一个单元。其目的在于将产品的装配分成若干初级阶段。如滚动轴承，直线导轨，减振器等。

组件——是由若干零件和部件按装配图要求，装配成的一种具有完整结构、独立用途、能完成一定工作任务的装置，从而将复杂产品的装配分成若干高级阶段。如微动装置、示数装置等。

组成仪器精密机械结构的零件、部件是多种多样的，但这些零件和部件基本上可以分为通用件和专用件两大类。

通用件——其结构特征和作用在任何仪器中基本相同，而与仪器各自的专门用途无关。其中已经标准化了的称为标准件。如螺钉、滚动轴承、弹簧、齿轮等。

专用件——其结构特征和作用是根据不同仪器的专门用途和要求所决定的，通常只能为某种特定的仪器所专用，不宜另作它用。如连杆、支架、壳体、底座等。

二、精密机械结构的特点和质量标准

精密机械也是机械的一种，在构造上也没有截然不同的区别，因而精密机械结构与普通机械结构具有某些共同特征。但由于使用目的和使用要求不同，同普通机械结构相比，精密机械结构一般还具有精度和灵敏度较高、外形尺寸小、重量轻、功率小、装调工艺性要求较高以及在特定环境条件（高温、低温、潮湿、颠簸、振动）下工作稳定性要求较高等特点。当然，以上特点并不是绝对的，也并不是所有精密机械结构都完全具有以上特点。

衡量精密机械结构质量的标准，主要是两个方面。一个是技术指标，即结构能否满足规定的使用技术性能的要求；另一个是经济指标，即结构能否经济地进行生产。

三、结构工艺性的基本概念

任何产品的生产都必须遵守优质、高产、低成本三项基本原则。而产品和零件能否保

证在满足使用技术性能要求的前提下经济地进行生产，就是所谓结构工艺性问题。

结构工艺性就是要求所设计的产品结构和零件，在一定的生产规模和具体的生产条件下，能够采用最有效的工艺方法，进行加工和装配。使生产过程最简单、最经济。所谓生产规模就是指产品生产的数量（单件、小批、中批、大批、大量）；所谓生产条件就是指该产品生产部门的生产能力，亦即现有的生产设备、加工能力、技术力量和技术水平。

结构工艺性的要求应贯穿产品全部设计过程中，要考虑到产品生产中各个阶段（毛坯制取、机械加工、装配调整）的要求和使用过程中检查维修的要求。研究结构工艺性问题，对指导新产品的研制工作极为重要，对简化设计和生产过程、提高劳动生产率、降低成本、保证产品质量，有着重大的经济意义。

结构工艺性是一个复杂而实际的问题，它所涉及的问题非常广泛，同时又是设计和生产中出现最多的问题。因此，对结构工艺性问题必须给予极大的重视。

§ 2 产品结构工艺性的一般原则

考虑结构工艺性时，应从整个产品着眼，而不能孤立地考虑某一零件，不能认为把具有工艺性的零件，简单地综合起来，就能获得整个产品的工艺性结构。因此，进行产品结构设计时，应考虑以下一般原则：

一、合理地划分产品的组件

产品结构应该容易分成若干组件，这些组件最好采用积木式，装配基准最好是单一的，能彼此独立地、并行地进行装调，然后再将这些组件进行总装。各组件之间的联系和相互配置应能保证相对位置精度，拆装方便，易于总装、总调。便于达到对任何个别机构的零、部件的检修和更换不影响其它部分。

二、尽量利用原有结构

设计新产品时应尽量吸取原有同类型产品的优点，尽量利用原有结构，借用同类型其它产品在生产中已经掌握了的结构，以及采用比较成熟的典型结构，按照新产品的技术性能要求，只对少部分结构另行设计，或仅作微小变动。这样，不仅可以大大简化设计和生产过程，而且易于保证产品质量。

三、力求结构简单

在保证产品技术性能要求的条件下，应力求结构简单，尽量简化传动链，最大限度地减少结构中零件、部件的数量。为此，对于传动比大的传动链，可以采用蜗杆蜗轮传动、行星轮系以及螺旋传动等机构。或者在结构尺寸允许的情况下，尽量采用较大的单级齿轮传动比。不仅减少了生产劳动量，而且减少了误差来源。

四、贯彻标准化、统一化的原则

标准化即国家或部门对产品的统一技术要求，是获得工艺结构的最重要条件。在结构设计中贯彻标准化、统一化的原则主要体现为：

- (1) 结构中最大限度地采用标准件;
- (2) 制定产品的各种参数时, 应最大限度地采用优先数系规定的数值;
- (3) 尽量统一结构中相近零件的形状、尺寸和材料牌号, 以便减少产品中零件和材料的品种。

这样, 可以大大简化设计程序, 便于管理、扩大互换性范围、提高产品质量和劳动生产率。

五、提高装配工艺性

A. 保证装配的可能性

例如图 20-1(a) 所示的结构, 由于轴的中部直径大于壳体两端轴承孔的直径, 轴无法从两端伸入, 因而无法实现装配。如改为图 20-1(b) 所示的结构, 在壳体左侧配上一个轴承套, 即可实现装配。

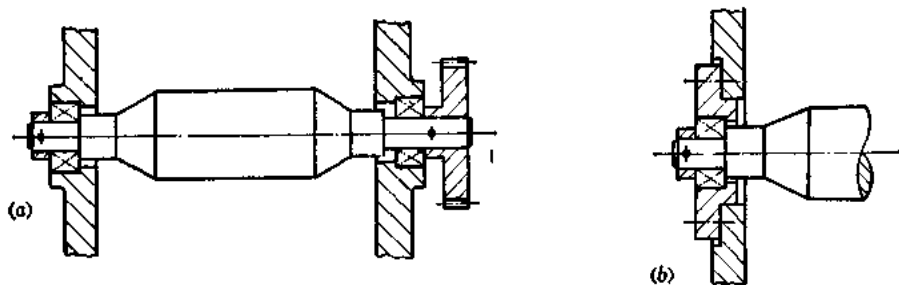


图20-1 保证装配的可能性

B. 保证装配工具伸入和工作的可能性

例如图 20-2(a) 所示的结构, 由于两个螺钉间的距离过小, 无法转动扳手。结构上必须留有扳手活动的空间, 如图 20-2(b) 所示。

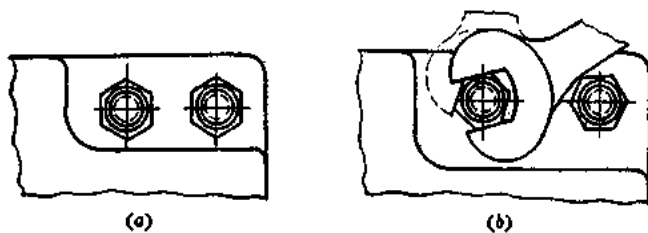


图20-2 保证转动扳手的可能性

C. 尽量减少专用工具, 必要时应做出装调工具孔

装配过程中, 有些零件的装配可能由于别的零件的阻碍致使普通装调工具无法伸入。例如图 20-3(a) 所示的结构, 对于轴承套的装调, 由于右侧是壳体的内腔, 左侧受齿轮的阻碍, 普通装调工具无法伸入。如将齿轮做出六个装调孔, 如图 20-3(b) 所示, 即可顺利进行装调。

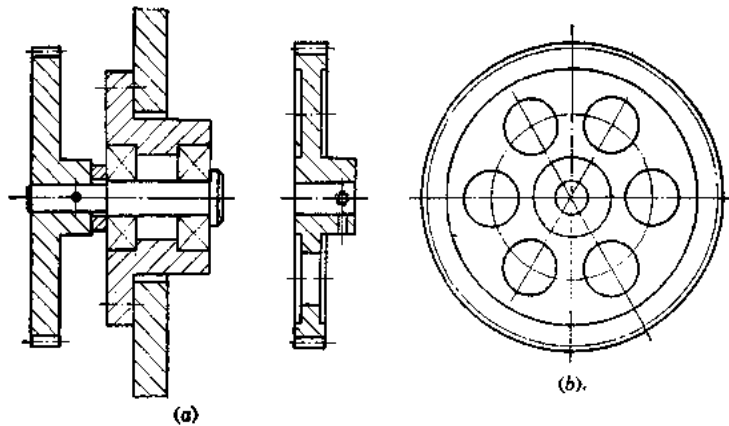


图20-3 用装调孔保证工具伸入

D. 设计时必须考虑到装配过程和顺序

例如图 20-4(a) 所示的结构, 由于光轴上所装的零件均应为基孔制, 但配合性质不同, 齿轮与轴配合为第一种动配合, 轴承内座圈与轴配合为第三种过渡配合。这样, 齿轮的装卸就会发生困难。而且轴承孔直径 D_1 小于齿顶圆直径 D_2 , 齿轮需要在壳体内装配, 就更增加了困难。如将光轴改为阶梯轴, 并使 $D_1 > D_2$ (如图 20-4(b) 所示), 则齿轮可先装在轴上, 两端再装上轴承, 然后一起装入壳体, 既保证了轴上零件的配合特性, 又使装配过程大为方便。

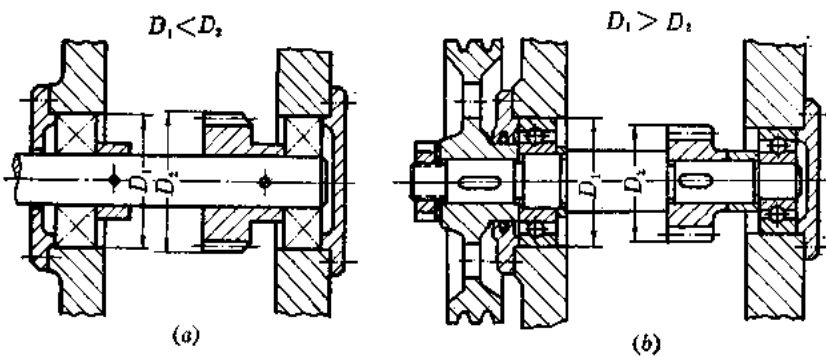


图20-4 设计时应考虑装配顺序

六、便于检修和更换零件

产品结构中除永久联接外, 零件应具有可拆卸性, 并尽可能使零、部件具有互换性。以保证顺利地进行拆装和更换零件。例如图 20-5(a) 所示的结构, 衬套与外壳是过渡配合, 若想拆下衬套是很困难的。如改为图 20-5(b) 所示的结构, 即可顺利拆卸。滚动轴承的安装结构与上述结构有类似之处。

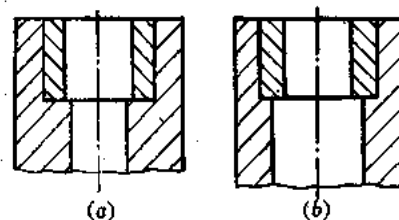


图20-5 结构应便于拆装和更换

七、结构应具有调整的可能性

对于精度要求高，难以完全靠加工精度保证的组件或部件，为了补偿加工时的误差，结构上应保证装配时零件的相对位置具有调整的可能性。例如图 20-6 所示的锥齿轮与轴的固定结构，在用圆锥销固定锥齿轮以前，锥齿轮的轴向位置需要进行调整。利用工艺螺钉将轴向调整好的锥齿轮临时固定，然后按此位置钻孔和铰孔、打入销钉。如果没有工艺螺钉，就很难保证钻孔后锥齿轮的轴向位置精度。

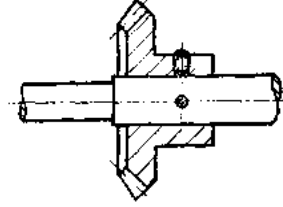


图20-6 零件装配位置应能调整

八、保证重复拆装后零、部件的相对位置精度不变

为了保证已经调整好的零、部件的相对位置在检修和重复拆装后精度不变，应根据定位原理，在调整好的零、部件上打入定位销。对于已有圆柱配合面的接合，只需一个定位销，对于没有圆柱配合面的接合，则需两个定位销。两个定位销的位置距离越远，定位精度越高。但不能对称分布，如图 20-7 所示。以免零件转动 180° 后错误定位。定位销孔应在被调整好的相对位置临时固定后，采用配钻的方法钻孔。

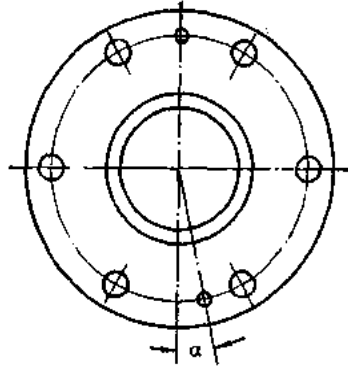


图20-7 定位销位置应合理分布

§3 零件工艺性的一般原则

在满足产品结构工艺性的同时，也要考虑到每个零件的工艺性要求。对零件的工艺性应注意以下一般原则：

一、合理地选取零件的材料和毛坯

选取零件的材料，不仅考虑满足零件性能的要求，还应考虑到材料的加工性能和经济性，应使零件的材料同加工方法及技术要求相适应。要在满足零件性能要求的情况下，尽量选取价格低、易于加工的材料。零件毛坯的选取，应根据零件的几何特征、生产数量、结合零件的材料、加工方法一起考虑。经常采用的毛坯有铸件（砂型铸造、硬模铸造、离心铸造、熔模铸造和压力铸造）、锻件（自由锻造和热模锻造）和型料（板料、管料和圆形、方形、六角形棒料以及工字形、角形、槽形等截面形状的类型）。此外还有塑料等非金属材料以及焊接毛坯等。各种毛坯都相应地有其加工方法和特定的应用条件。在确定毛坯制取方法时，应综合考虑以下原则：（1）尽量利用现有原材料和加工设备；（2）生产率高；（3）成本低；（4）尽量节约金属；（5）尽量减少切削加工量。一般对于机械加工的零件，在单件小批生产和新产品试制情况下，多选用粗制毛坯，即要由机械加工车间

负担零件制造的大部分劳动量；在大批、大量生产情况下，多选用精制毛坯，即由毛坯车间负担零件制造的大部分劳动量。

二、零件的形状应尽量简单、便于加工

(1) 零件尽可能由互相平行或垂直的平面、圆柱面、圆锥面等简单的几何形状所组成。如图 20-8 所示。这样便于在一次装夹中进行加工，容易保证零件上相互关联表面的垂直度、同轴度、平行度等要求。

(2) 被加工的平行平面，高度相差很少时，如无特殊要求，应取成同一水平面，以便一次加工。如图 20-9 所示。

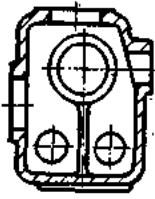


图20-8 零件表面尽量平行垂直



图20-9 平行凸起尽量高度一致

(3) 避免在斜面上钻孔，否则容易使钻孔时轴线偏移和倾斜。钻孔的平面应与钻头轴线垂直。如图 20-10 所示。

(4) 由于特殊要求，零件形状复杂或结构不合理时，可考虑采用组合结构，将原来的一个零件分为两个或两个以上的零件。如图 20-11 所示。这样可以便于加工，减少材料消耗，还可以使构件局部材料性能不同。

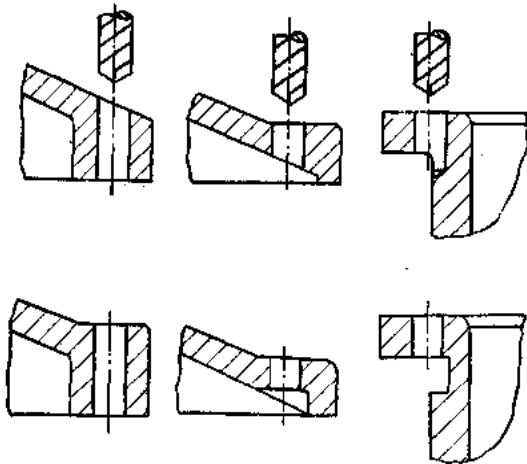


图20-10 钻孔平面应与钻头垂直

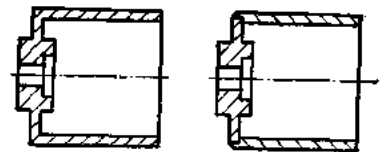


图20-11 适当采用组合结构零件

三、槽、孔的尺寸、形状应符合标准化规定

(1) 沟槽和盲孔的形状和尺寸以及通孔的尺寸均应符合标准刀具的形状和尺寸系列，如图 20-12 和图 20-13 所示。

(2) 零件上相同结构形状的尺寸参数相差不多时，如无特殊要求，应尽量统一，可以减少刀具的品种，节省更换刀具的辅助时间。如图 20-14 所示。

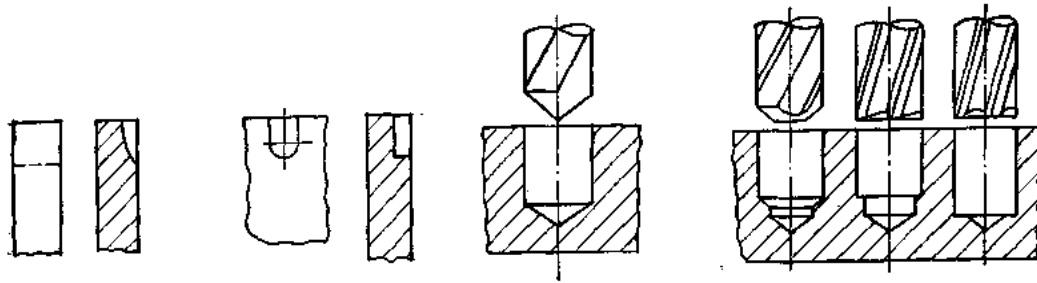


图20-12 沟槽应与标准刀具符合

图20-13 盲孔应与标准刀具符合

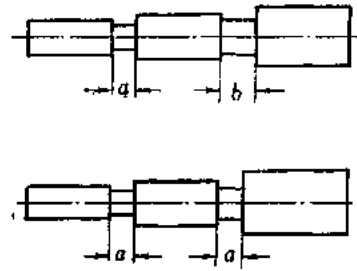


图20-14 相同结构参数尽量统一

四、保证刀具、量具工作的可能性

(1) 在零件需要切削加工的阶梯过渡部分，均应留有退让刀具的退刀槽和越程槽。如图 20-15 所示。

(2) 对于外圆锥表面的大端，应有一段圆柱面 *A*。对于内圆锥表面的小端，应有一段圆柱面 *A*。以便进行测量。如图 20-16 所示。

(3) 钻孔位置应避免与高壁靠近，以免钻卡头和钻床主轴与高壁发生干涉。如图 20-17 所示。

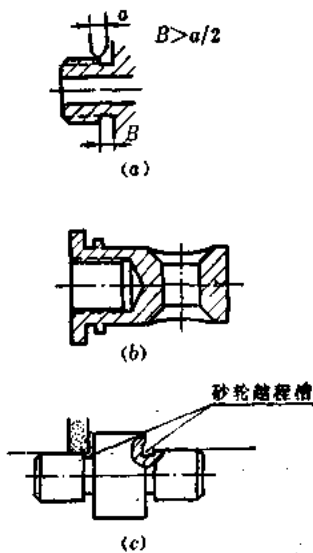


图20-15 阶梯部分的退刀槽和越程槽

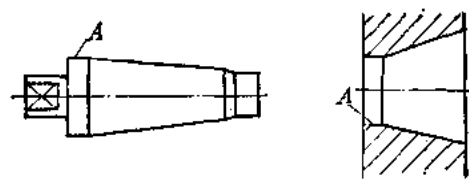


图20-16 保证圆锥表面便于测量

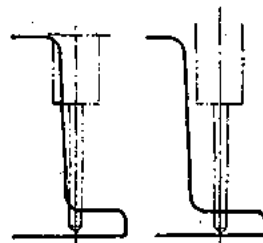


图20-17 钻孔位置避免靠近高壁

五、尽量减少加工面积

为了减少加工劳动量和刀具磨损量，对于配合表面应做成环带形（见图 20-18(a)），对于贴合平面应做成周边以内凹入或者局部凹入或凸起（见图 20-18(b)和(c)），这样还可以减少多余的接触点。

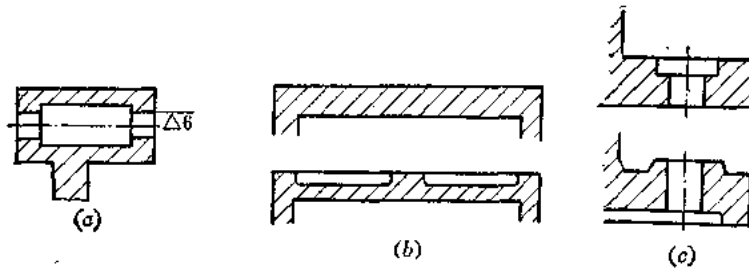


图20-18 尽量减少加工面接触面

六、保证零件具有足够的刚度

设计零件时，应尽可能提高零件的刚度，不仅避免加工和工作时产生影响精度的过大变形，而且还可以选用较大的切削用量。如图 20-19(a) 所示的零件应配置加强筋（见图 20-19(b)）。

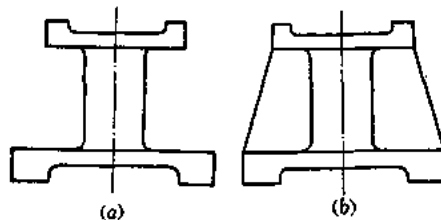


图20-19 保证零件具有足够的刚度

七、合理地选择尺寸基准

(1) 零件应该具有良好的定位基准（定位支持面），以保证该零件在加工中获得可靠的刚性固定。图 20-20(a) 所示为以底面作为定位基准。图 20-20(b) 所示为以圆柱面作为定位基准。

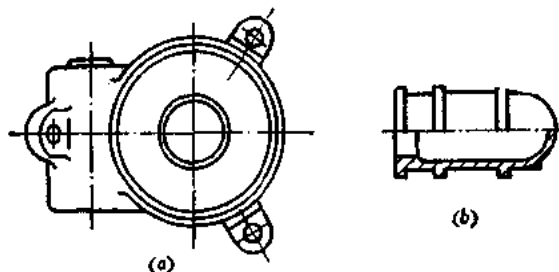


图20-20 零件应有良好定位基准

(2) 当零件的定位基准的稳定性不足时，应该规定出辅助基准，最好使定位基准（包括辅助基准）分布在同一个平面内。如图 20-21 所示。

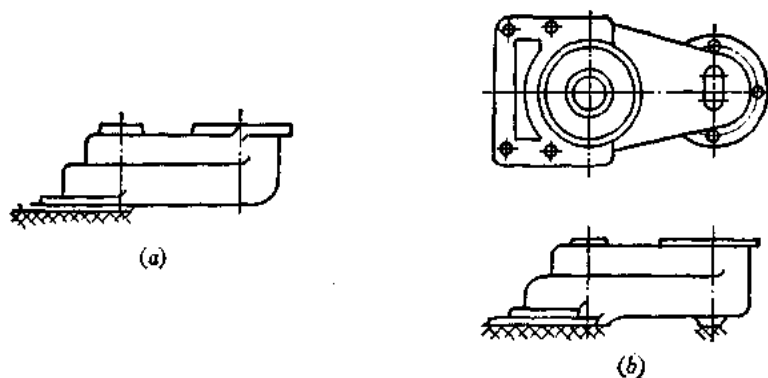


图20-21 合理规定零件辅助基准

(3) 为了减少定位误差, 最好能使设计基准与工艺基准 (包括装配基准、定位基准、测量基准) 完全重合一致。当然实际上不容易都能做到。

八、合理地规定零件的技术要求

零件的技术要求一般包括: 尺寸及其公差; 表面光洁度; 材料热处理及硬度要求; 表面处理方法和外观的要求; 表面过渡部分倒棱的要求, 以及零件重要表面间的相互位置精度等, 此外还常常用文字注明某些特殊要求。

零件的各项技术要求一方面影响零件的工作性能, 另一方面又直接关系到制造过程的经济性和可能性。合理地规定零件的技术要求, 应注意以下问题:

(1) 零件主要表面的精度要求和尺寸标注, 应当符合产品工作性能和装配精度所提出的要求。凡是对产品性能无直接影响或影响不大的尺寸, 其标注方法和公差应充分符合工艺过程的特点。

(2) 决定该零件与其它零件或组合件相互位置、几何关系、配合性质、运动关系的尺寸, 一般应根据装配基准标注, 尽可能考虑基准重合。其公差带的大小应根据尺寸链的计算来决定。

(3) 表面光洁度等级应该既符合零件的使用要求, 又考虑到制造过程的经济性。凡属非工作表面和塑性过大的材料, 以及未经热处理的材料, 不应提出过高的光洁度要求。表面光洁度还应与表面有关的尺寸精度相适应。

(4) 零件所用的热处理方法必须与材料的性质相适应。对零件所规定的硬度要求则应与材料的牌号和热处理的方法相适应。对零件所规定的表面处理方法则应与材料和零件的使用要求相适应。

(5) 对产品工作性能和使用性能无显著影响的尺寸, 包括零件上的退刀槽、圆角、倒棱等, 都应按自由尺寸标出。对于一般机械加工或精密铸造方法获得的尺寸相当于9级精度, 对于光学仪器零件的机械加工则按8级精度。

参 考 书 目

- 〔1〕 精密机械 北京工业学院 401 教研室 1974.6。
- 〔2〕 精密机械零件 北京工业学院四系 1976.2。
- 〔3〕 精密机械基础 北京工业学院 401 教研室 1974.1。
- 〔4〕 精密机械设计 北京工业学院 221 教研室 1973.12。
- 〔5〕 仪器零件及结构 天津大学等六院校 1961.9。
- 〔6〕 仪器制造工艺学 北京工业学院四系 1974.10。
- 〔7〕 光学仪器设计手册 光学仪器设计手册编辑组 1972。
- 〔8〕 光学测量与仪器 光学测量与仪器编辑组 1978.8。
- 〔9〕 光学仪器材料手册 光学仪器材料手册编辑组 1967。
- 〔10〕 精密机械设计手册 北京工业学院 401 教研室 1973。
- 〔11〕 GB1239-76 普通圆柱螺旋弹簧 机械研究院等。
- 〔12〕 滚动轴承产品样本 一机部洛阳轴承研究所 1975。
- 〔13〕 液体静压技术原理及应用 广州机床研究所 1978。
- 〔14〕 光学机械仪器设计 М. Я. 克鲁盖尔, Б. М. 库里日诺夫著 董大年 陈远绳译 1959。
- 〔15〕 计算机精度度的计算 Н. А. 扎别林著, 朱志琳译 1955。
- 〔16〕 测量仪器学 С. В. 耶利谢也夫著 1956。
- 〔17〕 Детали приборов Ф. В. Дроздов 1948。
- 〔18〕 Точные механизмы С. Т. Цуккерман 1948。
- 〔19〕 Конструкция точных приборов Цейс, Йена 1958。
- 〔20〕 Design of Aerostatic Bearing J. W. Powell 1970。
- 〔21〕 精密测定器の機構设计 味岡成康著 昭和45年。
- 〔22〕 精密機械の設計 林杵雄著。

参 考 书 目

- 〔1〕 精密机械 北京工业学院 401 教研室 1974.6。
- 〔2〕 精密机械零件 北京工业学院四系 1976.2。
- 〔3〕 精密机械基础 北京工业学院 401 教研室 1974.1。
- 〔4〕 精密机械设计 北京工业学院 221 教研室 1973.12。
- 〔5〕 仪器零件及结构 天津大学等六院校 1961.9。
- 〔6〕 仪器制造工艺学 北京工业学院四系 1974.10。
- 〔7〕 光学仪器设计手册 光学仪器设计手册编辑组 1972。
- 〔8〕 光学测量与仪器 光学测量与仪器编辑组 1978.8。
- 〔9〕 光学仪器材料手册 光学仪器材料手册编辑组 1967。
- 〔10〕 精密机械设计手册 北京工业学院 401 教研室 1973。
- 〔11〕 GB1239-76 普通圆柱螺旋弹簧 机械研究院等。
- 〔12〕 滚动轴承产品样本 一机部洛阳轴承研究所 1975。
- 〔13〕 液体静压技术原理及应用 广州机床研究所 1978。
- 〔14〕 光学机械仪器设计 М. Я. 克鲁盖尔, Б. М. 库里日诺夫著 董大年 陈远绳译 1959。
- 〔15〕 计算机机构精度的计算 Н. А. 扎别林著, 朱志琳译 1955。
- 〔16〕 测量仪器学 С. В. 耶利谢也夫著 1956。
- 〔17〕 Детали приборов Ф. В. Дроздов 1948。
- 〔18〕 Точные механизмы С. Т. Цукерман 1948。
- 〔19〕 Конструкция точных приборов Цейс, Йена 1958。
- 〔20〕 Design of Aerostatic Bearing J. W. Powell 1970。
- 〔21〕 精密测定器の機構设计 味岡成康著 昭和45年。
- 〔22〕 精密機械の設計 林杵雄著。