

## 第一章 习题

### 1-1 完全互换和不完全互换有什么区别？各应用于什么场合？

零件在装配或更换时，不需选择、调整或辅助加工(修配)的互换性为完全互换性。当装配精度要求较高时，采用完全互换性将使零件制造公差很小，加工困难，成本很高，甚至无法加工。这时，将零件的制造公差适当放大，使之便于加工，而在零件完工后再用测量器具将零件按实际尺寸的大小分为若干组，使每组零件间实际尺寸的差别减小，装配时按相应组进行(例如，大孔组零件与大轴组零件装配，小孔组零件与小轴组零件装配)。这样，既可保证装配精度和使用要求，又能解决加工困难，降低成本。此种仅组内零件可以互换，组与组之间不能互换的特性，称之为不完全互换性。

### 1-2 什么是标准、标准化？按标准颁发的级别分，我国有哪几种？

标准(Standard):是对重复性事物和概念所做的统一规定。

标准化(Standardization)是指在经济、技术、科学及管理等社会实践中，对重复性事物和概念，通过制订、发布和实施标准达到统一，以获得最佳秩序和社会效益的有组织的活动过程。

按标准颁发的级别分，我国的技术标准有四个层次：国家标准、行业标准、地方标准和企业标准。

### 1-3 公差、检测、标准化与互换性有什么关系？

公差(Tolerance): 允许零件几何参数的变动范围。

检测(Inspection and Measurement): 即检验和测量，是将被测几何参数与单位量值进行比较或判断的过程，由此确定被测几何参数是否在给定的极限范围之内。

标准化(Standardization)是指在经济、技术、科学及管理等社会实践中，对重复性事物和概念，通过制订、发布和实施标准达到统一，以获得最佳秩序和社会效益的有组织的活动过程。

互换性定义 (Interchangeability):指按同一规格标准制成的合格零部件在尺寸上和功能上具有相互替代的性能。

公差、检测、标准化与互换性的关系:

A 零件的尺寸大小一定时，给定的公差值越小，精度就越高；但随之而来的是加工困难。所以设计者不能任意规定公差值，必须按国家标准选取公差数值。

**B** 公差是限定零件加工误差范围的几何量,是保证互换性生产的一项基本措施。可用公差来控制产品的加工误差,以满足互换性和精度的要求。

**C** 零件在加工或加工后是否达到要求,其误差是否在给定的公差范围内,这些都需要按一定的标准进行正确的检验和测量。因此检测是保证互换性生产的又一项基本措施。因为检测本身也有误差,导致将合格品误判为废品,或将废品误判为合格品,所以应保证产品质量和考虑经济性两方面加以综合解决,并制定和贯彻统一的检测标准。

**D** 互换性是产品设计与制造的主要原则。在产品的设计和制造过程中执行互换性原则,按规定的几何、物理及其它质量参数的公差,制造装备的各部分,使其在装配和互换时,无需辅助加工和修配便能满足使用要求。

**E** 互换性与技术测量不仅将实现互换性生产的标准化领域或计量学领域的有关知识结合在一起,而且还与机械产品的设计、制造、质量监控、管理等方面密切相关,它不仅是随着机械工业的发展而发展的,而且与微型计算机、激光、新材料、遗传工程等带头学科的发展密切相关,这一点已被各国发达的科学生产技术所证实。

**F** 标准化是组织现代化生产的重要手段,是实现互换性的必要前提,是实现现代化的重要手段之一,也是反映现代化水平的重要标志之一。它对人类进步和科学技术发展起着巨大的推动作用。

从上述分析得出结论:

实现社会化大生产的技术措施是产品应该具有互换性及广泛的标准化。互换性是现代化生产的原则,在设计时必须切实遵循。不但在大批量生产时要求互换性;在单件、小批量生产时也必须遵循互换性原则。

#### **1.4 互换性的意义及作用?**

设计方面:可以最大限度地采用标准件、通用件和标准部件,大大简化了绘图和计算工作,缩短了设计周期,加速产品更新。有利于计算机辅助设计和产品的多样化。

制造方面:有利于组织专业化生产,便于采用先进工艺和高效率的专用设备,提高产品质量和生产率,降低制造成本。

装配过程:提高装配质量,缩短装配周期。

使用维修方面：缩短机器的维护时间，节约修护费用，提高机器的使用价值。

### 1-5 什么是优先数？我国标准采用了哪些系列？

优先数系(Series of preferred numbers)是国际上统一的数值分级制度，是重要的基础标准。

我国采用的优先数系是一种十进制等比数列，并规定了五个系列，它们分别用系列符号 R5、R10、R20、R40 和 R80 表示，其中前四个系列作为基本系列，R80 为补充系列，仅用于分级很细的特殊场合。各系列的公比为：R5 的公比 $\approx 1.60$ ；R10 的公比 $\approx 1.25$ ；R20 的公比 $\approx 1.12$ ；R40 的公比 $\approx 1.06$ ；R80 的公比 $\approx 1.03$ 。

### 1-6 判断下面说法是否正确。（对或错以 $\sqrt{}$ 或 $\times$ 表示）

- (1) 对大批量生产的同规格零件要求有互换性，单件生产则不必遵循互换性原则。 ( $\times$ )
- (2) 遵循互换性原则将使设计工作简化，生产效率提高，制造成本降低，使用维修方便。 ( $\sqrt{}$ )
- (3) 标准化是通过制定、发布和实施标准，并达到统一的过程，因而标准是标准化活动的核心。 ( $\sqrt{}$ )

### 1-7 填空：

- (1) 零部件具有互换性必须满足三个条件，即装配前不需要挑选，装配时不调整或修配，装配后满足使用要求。
- (2) 在生产中采用的分组装配法，是在设计阶段就确定了的，它属于不完全互换。
- (3) 为了控制加工误差，在设计时需要规定公差，在制造时需要进行检测。
- (4) 保证互换性生产的基础是标准化。
- (5) R5 系列中 10~100 的优先数是 10、16、25、40、63、100。
- (6) 优先数系 R10 系列中在 1~10 的进段中包含 11 个优先数。它们分别为 1.00, 1.25, 1.60, 2.00, 2.50, 3.15, 4.00, 5.00, 6.30, 8.00, 10.00

2-1 图样上给定的轴直径为  $\phi 45_{-0.017}^{+0.033}$ 。根据此要求加工了一批轴, 实测后得其中最大直径

(即最大实际尺寸) 为 45.033 mm, 最小直径 (即最小实际尺寸) 为  $\phi 45.000$  mm。问加工后的这批轴是否全部合格 (写出不合格零件的尺寸范围)? 为什么? 这批轴的尺寸公差是多少?

答: 轴直径的技术要求  $\phi 45_{-0.017}^{+0.033}$  决定了轴的极限尺寸为  $d_{\max} = 45.033$  mm 和

$d_{\min} = 45.017$  mm。所以轴合格条件为  $d_{\max} \geq d_a \geq d_{\min}$ ; 依据题意, 这批轴不能全部合格, 不合格零件的尺寸为  $45.000 \text{ mm} \leq d_a \leq 45.017 \text{ mm}$ 。一批轴的尺寸公差也是由图纸设计阶段决定的, 所以仍然为  $33 - 17 = 16 \mu\text{m}$

2-2 在同一加工条件下, 加工 30H6 孔与加工 100H6 孔, 应理解为前者加工困难还是后者加工困难或者两者加工的难易程度相当? 加工 50h7 轴与加工 50m7 轴, 应理解为前者加工困难还是后者加工困难或者两者加工的难易程度相当?

答: 在同一加工条件下, 加工 30H6 孔与加工 100H6 孔应理解为前者加工困难; 加工 50h7 轴与加工 50m7 轴应理解为两者加工的难易程度相当。

2-3 什么是基准制? 选择基准制的根据是什么? 在哪些情况下采用基轴制?

答: 基准制是指以两个相配合的零件中的一个零件为基准件, 并确定其公差带位置, 而改变另一个零件 (非基准件) 的公差带位置, 从而形成各种配合的一种制度。国家标准中规定有基孔制和基轴制两种配合制度。

配合制的选择与功能要求无关, 主要考虑加工的经济性和结构的合理性。

从制造加工方面考虑, 两种基准制适用的场合不同; 从加工工艺的角度来看, 对应用最广泛的中小直径尺寸的孔, 通常采用定尺寸刀具 (如钻头、铰刀、拉刀等) 加工和定尺寸量具 (如塞规、心轴等) 检验。而一种规格的定尺寸刀具和量具, 只能满足一种孔公差带的需要。对于轴的加工和检验, 一种通用的外尺寸量具, 也能方便地对多种轴的公差带进行检验。由此可见: 对于中小尺寸的配合, 应尽量采用基孔制配合。

**基轴制的选择:** 用冷拉光轴作轴时。冷拉圆型材, 其尺寸公差可达 IT7~IT9, 能够满足农业机械、纺织机械上的轴颈精度要求, 在这种情况下采用基轴制, 可免去轴的加工。只需按照不同

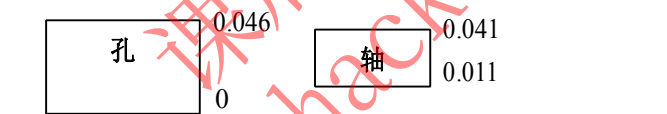
的配合性能要求加工孔，就能得到不同性质的配合。采用标准件时。滚动轴承为标准件，它的内圈与轴颈配合无疑应是基孔制，而外圈与外壳孔的配合应是基轴制。

**非配合制配合：**在实际生产中，由于结构或某些特殊的需要，允许采用非配合制配合。即非基准孔和非基准轴配合，如：当机构中出现一个非基准孔（轴）和两个以上的轴（孔）配合时，其中肯定会有一个非配合制配合。如图所示，箱体孔与滚动轴承和轴承端盖的配合。由于滚动轴承是标准件，它与箱体孔的配合选用基轴制配合，箱体孔的公差带代号为 **J7**，箱体孔与端盖的配合可选低精度的间隙配合 **J7/f9**，既便于拆卸又能保证轴承的轴向定位，还有利于降低成本。

基孔制、基轴制的优先、常用配合见表。

**2-4** 按给定的尺寸  $\phi 60_{-0}^{+0.046}$  mm（孔）和  $\phi 60_{+0.011}^{+0.041}$  mm（轴）加工孔和轴，现取出一对孔、轴，经实测后得孔的尺寸为 60.033mm，轴的尺寸为 60.037mm。试求该孔、轴的实际偏差以及该对孔、轴配合的实际盈、隙；并说明它们的配合类别。

**答：**图纸的设计要求



孔的公差带与轴的公差带相互交叠，设计的是过渡配合。设计的

最大间隙  $X_{\max} = 0.046 - 0.011 = 0.035 \text{ mm}$ ；

最大过盈  $Y_{\max} = 0 - 0.041 = -0.041 \text{ mm}$ 。

而取出的实际零件的孔的实际偏差  $60.033 - 60 = 0.033 \text{ mm}$ ；

轴的实际偏差  $60.037 - 60 = 0.037 \text{ mm}$ ；

这对实际的孔、轴配合因为轴的实际加工尺寸比孔大，所以是过盈配合。

过盈量为  $0.033 - 0.037 = -0.004 \text{ mm}$ 。

**2-5** 某一配合的配合公差  $T_f = 0.050 \text{ mm}$ ，最大间隙  $X_{\max} = +0.030 \text{ mm}$ ，问该配合属于什么配合类别？

**答：**因为  $T_f = T_h + T_s = |(ES - EI) + (es - ei)| = |(ES - ei) - (EI - es)| = |X_{\max} - Y_{\max}|$  (1)



$$\text{即 } T_f = |X_{\max} - Y_{\max}|$$

此时想求得  $Y_{\max}$ , 就必须判断绝对值内的正负。

情况 1: 设  $Y_{\max}$  是真过盈, 则  $Y_{\max} < 0$  应该为负, 则由式(1)知绝对值符号打开为正, 所以可由式(1)

$$\text{推导知 } Y_{\max} = -(T_f - X_{\max})$$

情况 2: 假设  $Y_{\max}$  不是过盈是间隙, 我们在课堂上已经阐述过, 此时它若是间隙则一定为最小间隙, 则由式(1)知绝对值符号内是最大间隙减去最小间隙, 绝对值打开后仍为正。结果同情况 1。

经过上述分析知, 由  $Y_{\max} = -(T_f - X_{\max}) = -(0.050 - 0.030) = -0.020 \text{ mm}$ , 所以配合是过渡配合。

## 2-6 什么叫一般公差?线性尺寸一般公差规定几级精度?在图样上如何表示?

答: 一般公差是指在车间的一般加工条件下可以保证的公差。它是机床设备在正常维护和操作情况下可以达到的经济加工精度。线性尺寸的一般公差的等级分精密级 **f**、中等级 **m**、粗糙级 **c**、最粗级 **v**; 极限偏差都对称分布。

在图样上、技术文件上或相应的标准(如企业标准、行业标准等)中用标准号和公差等级符号表示。例如, 选用中等级时, 表示为 **GB1804—m**。

2-7 写出与下列基孔(轴)制配合同名的基轴(孔)制配合, 并从配合性质是否相同的角度, 说明它们能否相互替换?

$$(1) \phi 50 \frac{H6}{m5}; \quad (2) \phi 50 \frac{H8}{m8}; \quad (3) \phi 30 \frac{H8}{r8}; \quad (4) \phi 30 \frac{H7}{s7}; \quad (5) \phi 30 \frac{H7}{e7}; \quad (6) \phi 30 \frac{H8}{f7}$$

答: 和本题相关的知识点回顾

同名配合: 基孔或基轴制中, 基本偏差代号相当, 孔、轴公差等级同级或孔比轴低一级的配合称同名配合。所有基孔或基轴制的同名的间隙配合的配合性质相同。基孔或基轴制的同名的过渡和过盈配合只有公差等级组合符合国标在换算孔的基本偏差时的规定, 配合性质才能相同。即  $D \leq 500 \text{ mm}$  的  $>IT8$  的 **K**、**M**、**N** 以及  $>IT7$  的 **P**~**ZC**, 还有  $D > 500 \text{ mm}$ 、 $D < 3 \text{ mm}$  的所有 **J**~**ZC** 形成配合时, 必须采用孔、轴同级。

$D \leq 500 \text{ mm}$  的  $\leq IT8$  的 **J**、**K**、**M**、**N** 以及  $\leq IT7$  的 **P**~**ZC** 形成配合时, 必须采用孔比轴低一级。

国家标准规定的一般、常用和优先的公差带与配合、一般公差的规定以及公差与配合的选择，其中配合的选择包括基准制的选择，公差等级的选择，配合（即与基准件相配合的非基准件的基本偏差代号）的选择。选择方法主要是类比法。应优先选用基孔制。

确定公差等级的基本原则是，在满足使用要求的前提下，尽量选取较低的公差等级。确定方法主要是类比法。

配合的选择应尽可能地选用优先配合，其次是常用配合，再次是一般配合。如果仍不能满足要求，可以选择其他的配合。选择方法主要是类比法。要非常熟悉各类基本偏差在形成基孔制（或基轴制）配合时的应用场合。

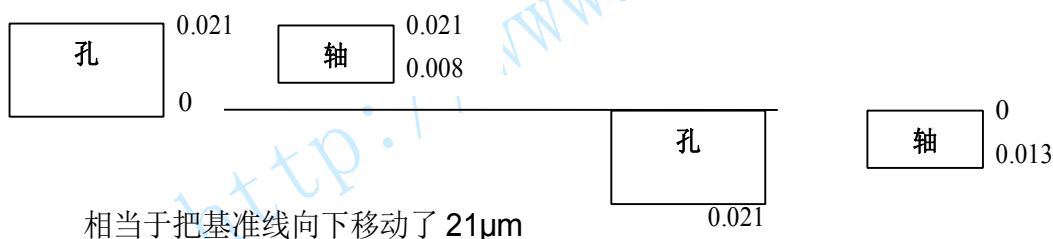
(1)  $\phi 50 \frac{H6}{m5}$ ；查表基本尺寸为 50mm，IT6=16  $\mu\text{m}$ ；IT5=11  $\mu\text{m}$ ；查轴的基本偏差 ei=9  $\mu\text{m}$ ，则由基孔制知：孔  $\phi 50 \begin{smallmatrix} +0.016 \\ 0 \end{smallmatrix}$ ；轴  $\phi 50 \begin{smallmatrix} +0.020 \\ +0.009 \end{smallmatrix}$

(2)  $\phi 50 \frac{H8}{m8}$ ；查表基本尺寸为 50mm，IT8=39  $\mu\text{m}$ ；查轴的基本偏差 ei=9  $\mu\text{m}$ ，则由基孔制知：孔  $\phi 50 \begin{smallmatrix} +0.039 \\ 0 \end{smallmatrix}$ ；轴  $\phi 50 \begin{smallmatrix} +0.048 \\ +0.009 \end{smallmatrix}$

同理其它几种，查表计算即可。

2-8 已知  $f \ 20H7/m6$  的尺寸偏差为  $\phi 20 \begin{smallmatrix} +0.021 \\ 0 \end{smallmatrix} / \phi 20 \begin{smallmatrix} +0.021 \\ +0.008 \end{smallmatrix}$ ，按配合性质不变，改换成基轴制配合，则 20M7/h6 中孔、轴尺寸的极限偏差为多少？

答：由题意可判断出基本尺寸 20mm 的 IT6=(0.021-0.008)=0.013  $\mu\text{m}$ ；IT7=0.021  $\mu\text{m}$ ；且由  $20H7/m6 \ \phi 20 \begin{smallmatrix} +0.021 \\ 0 \end{smallmatrix} / \phi 20 \begin{smallmatrix} +0.021 \\ +0.008 \end{smallmatrix}$  知是过渡配合，配合公差  $T_f = 13 + 21 = 34 \mu\text{m}$ 。若配合性质不变，改成基轴制配合为 20M7/h6 时，轴为  $\phi 20 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0.013 \end{smallmatrix}$ ；孔为  $\phi 20 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0.021 \end{smallmatrix}$



2-9 已知配合 40H8/f7，孔的公差为 0.039mm，轴的公差为 0.025 mm，最大间隙  $X_{\max} = +0.089$  mm。试求：

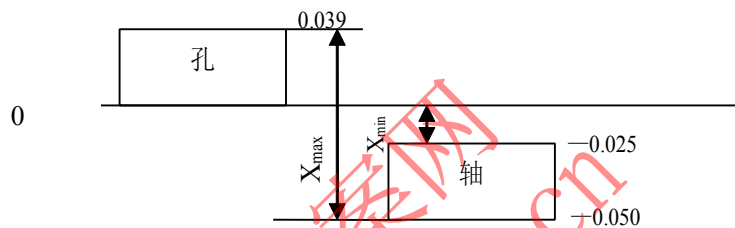
(1) 配合的最小间隙  $X_{\min}$ 、孔与轴的极限尺寸、配合公差并画公差带图解。

(2) 40JS7、 $f$  40H7、 $f$  40F7、 $f$  40H12 的极限偏差。(注：按题目已知条件计算，不要查有关表格。)

答：由 40H8/f7 知基孔制  $\phi 40 \begin{smallmatrix} +0.039 \\ 0 \end{smallmatrix}$  由  $X_{\max} = ES - ei = 0.089 \text{ mm}$  可推出  $ei = -0.050 \text{ mm}$ ，又  $T_d = 0.025 \text{ mm}$ ，则  $es = -0.025 \text{ mm}$ 。

$$X_{\min} = EI - es = 0 - (-0.025) = 0.025 \text{ mm}$$

公差带图解如下：



40JS7 极限偏差：应该为对称分布，由题意知  $IT7 = 25 \mu\text{m}$ ，所以  $\phi 40 \begin{smallmatrix} +0.0125 \\ -0.0125 \end{smallmatrix}$

40H7 极限偏差：应该下偏差为零，则  $\phi 40 \begin{smallmatrix} +0.025 \\ 0 \end{smallmatrix}$

40F7 极限偏差：由轴的条件镜像孔的偏差知  $\phi 40 \begin{smallmatrix} +0.050 \\ +0.025 \end{smallmatrix}$

40H12 极限偏差：应该下偏差为零，则  $\phi 40 \begin{smallmatrix} +0.25 \\ 0 \end{smallmatrix}$ 。计算过程如下：

$$IT12 = 160 i; i = 0.45 \sqrt[3]{D} + 0.001D; D = \sqrt{30 \times 50} = 38.73 \text{ mm};$$

$$i = 0.45 \sqrt[3]{D} + 0.001D = 0.45 \sqrt[3]{38.73} + 0.001 \times 38.73 = 1.5587 \mu\text{m}$$

$$IT12 = 160 i = 160 \times 1.5587 = 249.392 \mu\text{m} \approx 0.25 \text{ mm}$$

2-10 查表并计算下列四种配合的孔、轴极限偏差；配合的极限盈、隙；配合公差  $T_f$ ；并说明基准制及配合性质。

$$(1) \phi 60 \frac{H9(\quad)}{h9(\quad)}; (2) \phi 50 \frac{U7(\quad)}{h6(\quad)}; (3) \phi 50 \frac{H7(\quad)}{k6(\quad)}; (4) \phi 40 \frac{P7(\quad)}{m6(\quad)}$$

答：自己查表完成。

2-11 有下列三组孔与轴相配合，根据给定的数值，试分别确定它们的公差等级，并选用适当的配合。



(1) 配合的基本尺寸=25mm,  $X_{\max} = +0.086\text{mm}$ ,  $X_{\min} = +0.020\text{mm}$ 。

(2) 配合的基本尺寸=40mm,  $Y_{\max} = -0.076\text{mm}$ ,  $Y_{\min} = -0.035\text{mm}$ 。

(3) 配合的基本尺寸=60mm,  $Y_{\max} = -0.032\text{mm}$ ,  $X_{\max} = +0.046\text{mm}$ 。

答: (1) 已知: 配合的基本尺寸=25mm,  $X_{\max} = +0.086\text{mm}$ ,  $X_{\min} = +0.020\text{mm}$ 。

允许的间隙公差:  $T_x = [X_{\max}] - [X_{\min}] = |86 - 20| = 66 \mu\text{m}$

按工艺等价原则,  $T_D = T_d = T_x / 2 = 33 \mu\text{m}$

若选定孔的公差为:  $T_D = IT8 = 33 \mu\text{m}$ ,

若选定轴的公差为:  $T_d = IT7 = 21 \mu\text{m}$

则配合公差为:  $T_f = T_D + T_d = 33 + 21 = 54 \mu\text{m} < [T_x] = 66 \mu\text{m}$ , 可满足使用要求。

(2) (3) 道理同此, 同学们自己完成。

2-12 试验确定活塞与汽缸壁之间在工作时应有  $0.04 \sim 0.097\text{mm}$  的间隙量。假设在工作时要求活塞工作温度  $t_d = 150^\circ\text{C}$ , 汽缸工作温度  $t_D = 100^\circ\text{C}$ , 装配温度  $t = 20^\circ\text{C}$ , 活塞的线膨胀系数  $\alpha_d = 22 \times 10^{-6} / ^\circ\text{C}$ , 汽缸的线膨胀系数  $\alpha_D = 12 \times 10^{-6} / ^\circ\text{C}$ , 活塞与汽缸的基本尺寸为  $95\text{mm}$ , 试确定常温下装配时的间隙变动范围, 并选择适当的配合。

答: (1) 首先计算由于热变形引起的间隙变动量

$$\Delta X = X_{\text{工作}} - X_{\text{装配}} = D(\alpha_D \Delta t_D - \alpha_d \Delta t_d)$$

其中  $\Delta t_D = 100 - 20 = 80^\circ\text{C}$   
 $\Delta t_d = 150 - 20 = 130^\circ\text{C}$

$$\text{则 } \Delta X = 95 \times (12 \times 80 - 22 \times 130) \times 10^{-6} = -0.1805\text{mm}$$

$$\text{负号说明工作间隙减小。则 } X_{\text{装配}} = X_{\text{工作}} + 0.1805 = (0.04 \sim 0.097) + 0.1805$$

即  $X_{\text{装配MAX}} = 0.2775\text{mm}$ ;  $X_{\text{装配MIN}} = 0.2205\text{mm}$ , 由此可知, 装配间隙应增大, 并以此确定配合。

(2) 确定基准制: 缸体与活塞配合采用基孔制。

(3) 确定广义概念的孔和轴的公差等级

$$\text{由于配合公差 } T_f = |T_{\text{装配MAX}} - T_{\text{装配MIN}}| = T_h + T_s = 0.2775 - 0.2205 = 0.057\text{mm} = 57 \mu\text{m}$$

设  $T_h = T_s = T_f/2 = 28.5\mu\text{m}$ ，查表基本尺寸 95mm 的 IT6=22  $\mu\text{m}$ ，IT7=35  $\mu\text{m}$  接近。所以取孔和轴的公差差一级，即孔为 7 级，轴为 6 级。

(4)确定广义概念的孔和轴的基本偏差代号及公差带

因为基孔制，所以孔的基本偏差为 H，公差代号为  $\phi 95(^{0.035}_0)$ ，且有最小装配间隙

$$X_{\text{装配Min}} = EI - es = 0.2205\text{mm} = 220.5\mu\text{m}，\text{因此 } es = -220.5\mu\text{m}$$

查表轴的基本偏差为 b 时，是 -220  $\mu\text{m}$ ，最接近题意。所以轴为  $\phi 95(^{-0.220}_{-0.242})$ 。

(5)配合代号为  $\phi 95 \frac{H7}{b6}$

$$\begin{aligned} (6)\text{验算: } X_{\text{实际装配Max}} &= ES - ei = 0.035 - (-0.242) = 0.277\text{mm} < X_{\text{装配Max}} \\ -X_{\text{实际装配Min}} &= EI - es = 0 - (-0.220) = 0.220 < X_{\text{装配Min}} \end{aligned}$$

最小装配条件不满足要求。

(7)结果分析

在大批量生产方式下组织生产，一般规定  $|\Delta|/T_f < 10\%$  仍可满足使用要求。其中  $\Delta$  为实际极限盈隙与给定极限盈隙的差值。则

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= (277.5 - 277)/57 = 0.87\% \\ \Delta_2 &= (220.5 - 220)/57 = 0.87\% \end{aligned}$$

都小于 10%，说明选择的配合合适，可以满足生产要求。

2-13 某孔、轴配合，图样上标注为  $\phi 30\text{H}8(^{+0.033}_0)/\text{f}7(^{-0.020}_{-0.041})$ ，现有一孔已加工成 30.050mm。为保证原配合性质（即保证得到  $\phi 30\text{H}8/\text{f}7$  的极限盈、隙）试确定与该孔配合的（非标准轴）轴的上下偏差。

答：孔的极限尺寸  $D_{\text{max}} = 30.033\text{mm}$ ； $D_{\text{min}} = 30.000\text{mm}$ ，而实际孔  $D_a = 30.050\text{mm} = 30(^{+0.050}_0)$ ；

$$\text{原配合性质如下图 } X_{\text{max}} = 0.033 - (-0.041) = 0.074\text{mm}；X_{\text{min}} = 0 - (-0.020) = 0.020\text{mm}$$

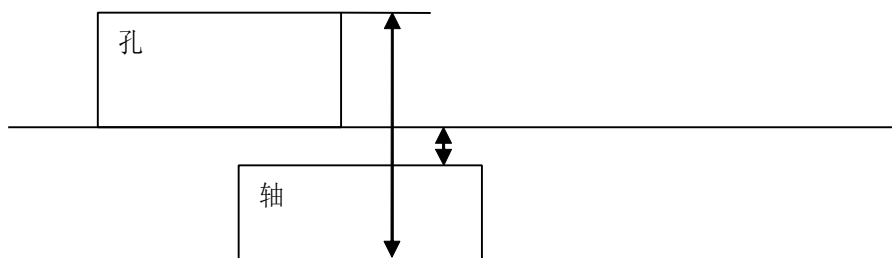
$$T_f = T_h + T_s = X_{\text{max}} - X_{\text{min}} = 0.033 + 0.021 = 0.054\text{mm}$$

$$\text{则 } X_{\text{max}} = 0.050 - ei；X_{\text{min}} = EI - es$$

$$0.050 - 0.033 = 0.017\text{mm}$$

整体全部上移 0.017mm，所以轴的极限尺寸为  $-0.041 + 0.017 = -0.024\text{mm}$ ；

$-0.020 + 0.017 = -0.003\text{mm}$ ；即轴为  $30(^{+0.003}_{-0.024})\text{mm}$  可以保证配合性质不变。



2-14 配合公差  $T_f$ :  $T_f = \text{孔公差 } T_h + \text{轴公差 } T_s$  (解释实质)

答: 配合公差  $T_f$  反映配合松紧的变化范围, 即配合的精确程度, 是功能要求(即设计要求); 而孔公差  $T_h$  和轴公差  $T_s$  又分别表示孔和轴加工的精确程度, 是制造要求(即工艺要求)。通过关系式  $T_f = \text{孔公差 } T_h + \text{轴公差 } T_s$  将这两方面的要求联系在一起。若功能要求(设计要求)提高, 即  $T_f$  减小, 则  $(T_h + T_s)$  也要减小, 结果使加工和测量困难, 成本增加。这个关系式正好说明“公差”的实质, 反映零件的功能要求与制造要求之间的矛盾或设计与工艺的矛盾。

配合公差带有大小和位置两个特性。大小由配合公差值决定, 表示配合的精度; 位置由极限间隙或过盈决定, 表示配合的松紧。对于一批装配零件来说, 其中的任何一对孔、轴配合, 不是间隙配合就是过盈配合。

### 第三章 习题

- 3-1 测量的实质是什么? 一个完整的测量过程包括哪几个要素?
- 3-2 什么是尺寸传递系统? 为什么要建立尺寸传递系统?
- 3-3 量块的“级”和“等”是根据什么划分的? 按“级”和按“等”使用有何不同?
- 3-4 计量器具的基本度量指标有哪些?
- 3-5 说明分度值、标尺间距、灵敏度三者有何区别。
- 3-6 举例说明测量范围与示值范围的区别。
- 3-7 何为测量误差? 其主要来源有哪些?
- 3-8 何为随机误差、系统误差和粗大误差? 三者有何区别? 如何进行处理?

3-9 为什么要用多次重复测量的算术平均值表示测量结果？以它表示测量结果可减少哪一类测量误差对测量结果的影响？

3-10 试从 83 块一套的量块中，同时组合下列尺寸：48.98mm，33.625mm，10.56 mm。

3-11 用比较仪对某尺寸进行了 15 次等精度测量，测得值如下：20.216，20.213，20.215，20.214，20.215，20.215，20.217，20.216，20.213，20.215，20.216，20.214，20.217，20.215，20.214。假设已消除了定值性系统误差，试求其测量结果。

3-12 在尺寸检测时，误收与误废是怎样产生的？检测标准中是如何解决这个问题的？

3-13 设有如下工件尺寸，试按《光滑工件尺寸的检验》标准选择计量器具，并确定验收极限。

(1)  $f$  200h9； (2)  $f$  30K7； (3) 一般公差尺寸 (GB/T1804—f) 的孔  $f$  120。

3-14 有一配合  $f$  50  $\frac{H8(+0.039)}{f7(-0.025)} \frac{0}{-0.050}$ ，试按泰勒原则分别写出孔、轴尺寸合格条件。在实际测量中如何体现这一合格条件？

3-15 计算检验  $f$  50  $\frac{H7}{f6}$  用工作量规及轴用校对量规的工作尺寸，并画出量规公差带图。

3-16 用千分尺对某轴颈等精度测量 10 次。各次测量值（单位为 mm）按测量顺序分别为：50.02 50.03 50.00 50.03 50.02 50.03 50.00 50.02 50.03 50.02

设测量列中不存在的定值系统误差，试确定：

- ①测量列算术平均值；
- ②残差，并判断测量列中是否存在变值系统误差；
- ③测量列中单次测量值的标准偏差；
- ④测量列中是否存在粗大误差；
- ⑤测量列算术平均值的标准偏差；
- ⑥测量列算术平均值的测量极限误差；
- ⑦以第 2 次测量值作为测量结果的表达式；
- ⑧以测量列算术平均值作为测量结果的表达式。

3-17 0mm 和 5.5mm 两块 2 级量块组成量块组，他们检定后都为 4 等，他们的中心长度实际偏差分别为+0.5 $\mu$ m 和-0.2 $\mu$ m。试分别计算按“级”和按“等”使用时量块组的工作尺寸和测量极限误差。

## 第四章 习题

4-1 形位公差项目分类如何？其名称和符号是什么？

答：形位公差项目共有 14 种。形状公差是对单一要素提出的要求，因此，没有基准要求；位置公差是对关联要素提出的要求，因此，在大多数情况下都有基准要求。对于线轮廓度和面轮廓度，若无基准要求，则为形状公差；若有基准要求则为位置公差。形位公差的项目和符号见下表 1。被测要素、基准要素的标注要求及其他附加符号见表 2。

表 1

| 公差    |    | 特征      | 符号 | 有无基准要求 |
|-------|----|---------|----|--------|
| 形状    | 形状 | 直线度     | —  | 无      |
|       |    | 平面度     |    | 无      |
|       |    | 圆度      | ○  | 无      |
|       |    | 圆柱度     |    | 无      |
| 形状或位置 | 轮廓 | 线轮廓度    |    | 无或有    |
|       |    | 面轮廓度    |    | 无或有    |
| 位置    | 定向 | 平行度     | // | 有      |
|       |    | 垂直度     |    | 有      |
|       |    | 倾斜度     |    | 有      |
|       | 定位 | 位置度     |    | 有或无    |
|       |    | 同轴(同心)度 |    | 有      |
|       |    | 对称度     |    | 有      |
|       | 跳动 | 圆跳动     |    | 有      |
|       |    | 全跳动     |    | 有      |

表 2

| 说明      | 符号                | 说明          | 符号                       |
|---------|-------------------|-------------|--------------------------|
| 被测要素的标注 | 直接                | 最大实体要求      | $\textcircled{M}$        |
|         | 加字母               | 最小实体要求      | $\textcircled{L}$        |
| 基准要素的标注 |                   | 可逆要求        | $\textcircled{R}$        |
| 基准目标的标注 |                   | 延伸公差带       | $\textcircled{P}$        |
| 理论正确尺寸  | $\square$         | 自由状态(非刚性零件) | $\textcircled{F}$        |
| 包容要求    | $\textcircled{E}$ | 全周轮廓        | $\textcircled{\nearrow}$ |

4-2 形位公差带与尺寸公差带有何区别？形位公差的四要素是什么？

**答：**尺寸公差带——允许零件尺寸加工误差变动的范围，称为尺寸公差带。

形位公差带——是用来限制被测实际要素变动的区域，它是形位误差的最大允许值。

形位公差包括形状公差和位置公差。形状公差就是被测实际要素在形状上相对理想要素所允许的最大变动量，是为了限制形状误差而设置的，一般用于单一要素；位置公差是关联实际要素的位置对基准所允许的变动量，是用来限制位置误差的。尺寸公差是用来限制零件实际尺寸的大小的，而形位公差是用来限制零件被测要素的实际形状和位置的变动范围。

形位公差的四要素是：形状、大小、方向和位置。

公差原则是处理尺寸公差与形位公差之间相互关系的原则。尺寸公差和形位公差都反映在一个零件的同一个或几个要素上，一般情况下，它们彼此独立又相互依存，在一定的条件下还可以相互转换。尺寸公差和形位公差不允许相互转换时为独立原则，此时图样上无任何附加的标记，尺寸公差与形位公差相互独立，互不关联，相互之间无任何补偿关系。分别满足各自要求。允许相互转换时为相关原则，相关原则又可分为：包容原则、最大实体原则、最小实体原则及可逆要求。概括地说，形位公差和尺寸公差的关系，可以总结为独立原则和实体相关原则。

#### 4-3 形位公差的研究对象是什么，如何分类，各自的含义是什么？

**答：**形位公差的研究对象是零件的几何要素，它是构成零件几何特征的点、线、面的统称。其分类及含义如下：

##### (1) 理想要素和实际要素

具有几何学意义的要素称为理想要素。零件上实际存在的要素称为实际要素，通常都以测得要素代替实际要素。

##### (2) 被测要素和基准要素

在零件设计图样上给出了形状或(和)位置公差的要素称为被测要素。用来确定被测要素的方向或(和)位置的要素，称为基准要素。

##### (3) 单一要素和关联要素

给出了形状公差的要素称为单一要素。给出了位置公差的要素称为关联要素。

##### (4) 轮廓要素和中心要素



由一个或几个表面形成的要素，称为轮廓要素。对称轮廓要素的中心点、中心线、中心面或回转表面的轴线，称为中心要素。

#### 4-4 形状公差有哪些，各自的含义是什么，如何标注？

答：形状公差有直线度、平面度、圆度和圆柱度。其含义和标注如下：

##### 1) 直线度

几种直线度公差在图样上标注的方式：形位公差在图样上用框格注出，并用带箭头的指引线将框格与被测要素相连，箭头指在有公差要求的被测要素上。一般来说，箭头所指的方向就是被测要素对理想要素允许变动的方向。通常形状公差的框格有两格，第一格中注上某项形状公差要求的符号，第二格注明形状公差的数值。

##### 2) 平面度

平面度公差带只有一种，即由两个平行平面组成的区域，该区域的宽度即为要求的公差值。

##### 3) 圆度

在圆度公差的标注中，箭头方向应垂直于轴线或指向圆心。

##### 4) 圆柱度

由于圆柱度误差包含了轴剖面 and 横剖面两个方面的误差，所以它在数值上要比圆度公差为大。圆柱度的公差带是两同轴圆柱面间的区域，该两同轴圆柱面间的径向距离即为公差值。

#### 4-5 定向公差有哪些，各自的含义是什么，如何标注？

答：定向公差有平行度、垂直度和倾斜度。其含义和标注如下：

##### 1) 平行度

对平行度误差而言，被测要素可以是直线或平面，基准要素也可以是直线或平面，所以实际组成平行度的类型较多。其中，基准符号是用一粗短划线和带圆圈的字母标注，字母方向始终是正位，基准是中心要素时，粗短划线的引出线必须和有关尺寸线对齐。

##### 2) 垂直度

垂直度和平行度一样，也属定向公差，所以在分析上这两种情况十分相似。垂直度的被测和基准要素也有直线和平面两种。

### 3) 倾斜度

倾斜度也是定向公差。由于倾斜的角度是随具体零件而定的，所以在倾斜度的标注中，总需用将要求倾斜的角度作为理论正确角度标注出，这是它的特点。

### 4-6 定位公差有哪些，各自的含义是什么，如何标注？

**答：**定位公差有同轴度、对称度、位置度、圆跳动和全跳动。其含义和标注如下：

#### 1) 同轴度

同轴度是定位公差，理论正确位置即为基准轴线。由于被测轴线对基准轴线的不同点可能在空间各个方向上出现，故其公差带为一以基准轴线为轴线的圆柱体，公差值为该圆柱体的直径，在公差值前总加注符号“ $\Phi$ ”。

#### 2) 对称度

对称度和同轴度相似，也是定位公差。但对称度的被测要素和基准要素可以是一直线或一平面，所以形式比同轴度要多。

#### 3) 位置度

位置度误差是被测实际要素偏离其理论位置的结果。理论位置由理论正确尺寸决定，所以标注位置度公差要求时，总要标出带框的理论正确尺寸。另外，有位置度要求的要素除线和面以外，还有点的位置。

#### 4) 圆跳动

圆跳动分径向、端面和斜向三种。跳动的名称是和测量相联系的。测量时零件绕基准轴线回转。测量用指示表的测头接触被测要素。回转时指示表指针的跳动量就是圆跳动的数值。指示表测头指在圆柱面上为径向圆跳动，指在端面为端面圆跳动，垂直指向圆锥素线上为斜向圆跳动。

#### 5) 全跳动

全跳动公差是关联实际被测要素对其理想要素的允许变动量。当理想要素是以基准轴线为轴线的圆柱面时，称为径向全跳动；当理想要素是与基准轴线垂直的平面时，称为端面（轴向）全跳动。但全跳动和圆跳动不同。径向圆跳动只是在某一横剖面测量的跳动量，端面圆跳动只是在端面某一半径上测量的跳动量。径向全跳动在用指示表和被测圆柱面接触测量时，除工件要围绕

基准轴线转动外，指示表还得相对于工件作轴向移动，以便在整个圆柱面上测出跳动量。端面全跳动在测量时，工件除要围绕基准轴线转动外，指示表还得相对于工件作垂直回转轴线的运动，以便在整个端面上测得跳动量。对同一零件，全跳动误差值总大于圆跳动误差值。

#### 4-7 轮廓公差有哪些，各自的含义是什么，如何标注？

答：形状公差有线轮廓度和面轮廓度。其含义和标注如下：

线轮廓度和面轮廓度根据有无基准要求可分属于形状和位置公差两种，无基准要求的属形状公差，有基准要求的属位置公差。

#### 4-8 形位公差的标注应注意哪些问题？

答：形位公差的标注应注意以下问题：

- (1) 形位公差内容用框格表示，框格内容自左向右第一格总是形位公差项目符号，第二格为公差数值，第三格以后为基准，即使指引线从框格右端引出也是这样。
- (2) 被测要素为中心要素时，箭头必须和有关的尺寸线对齐。只有当被测要素为单段的轴线或各要素的公共轴线、公共中心平面时，箭头可直接指在轴线或中心线，这样标注很简便，但一定要注意该公共轴线中没有包含非被测要素的轴段在内。
- (3) 被测要素为轮廓要素时，箭头指向一般均垂直于该要素。但对圆度公差，箭头方向必须垂直于轴线。
- (4) 当公差带为圆或圆柱体时，在公差数值前需加注符号“Φ”，其公差值为圆或圆柱体的直径。这种情况在被测要素为轴线时才有。同轴度的公差带总是一圆柱体，所以公差值前总是加上符号“Φ”；轴线对平面的垂直度，轴线的位置度一般也是采用圆柱体公差带，需在公差值前也加上符号“Φ”。
- (5) 对一些附加要求，常在公差数值后加注相应的符号，如(+)符号说明被测要素只许呈腰鼓形外凸，(-)说明被测要素只许呈鞍形内凹，(>)说明误差只许按符号的小端方向逐渐减小。如形位公差要求遵守最大实体要求时，则需加符号Ⓜ。在框格的上、下方可用文字作附加的说明。如对被测要素数量的说明，应写在公差框格的上方；属于解释性说明(包括对测量方法的要求)应写在公差框格的下方。例如：在离轴端 300mm 处；在 a, b 范围内等。

#### 4-9 公差原则有关的术语有哪些，各自的含义是什么？

答：公差原则有关的术语及含义如下：

1) 局部实际尺寸(简称实际尺寸)

在实际要素的任意正截面上，两对应点之间测得的距离，称为局部实际尺寸(线性尺寸)，简称实际尺寸。

2) 作用尺寸

作用尺寸可以分为体外作用尺寸和体内作用尺寸两种。

(1) 体外作用尺寸

在被测要素的给定长度上，与实际内表面(孔)体外相接的最大理想面，或与实际外表面(轴)体外相接的最小理想面的直径或宽度，称为体外作用尺寸。对于单一被测要素，内表面(孔)的(单一)体外作用尺寸以  $D_{fe}$  表示；外表面(轴)的(单一)体外作用尺寸以  $d_{fe}$  表示。

对于给出定向公差或定位公差的关联被测要素，确定其体外作用尺寸的理想面的中心要素，心须与基准保持图样上给定的方向或位置关系。其体外作用尺寸分别称为定向体外作用尺寸 ( $D_{fe}', d_{fe}'$ ) 和定位体外作用尺寸 ( $D_{fe}'', d_{fe}''$ )。

(2) 体内作用尺寸

在被测要素的给定长度上，与实际内表面(孔)体内相接的最小理想面，或与实际外表面(轴)体内相接的最大理想面的直径或宽度，称为体内作用尺寸。

对于单一被测要素，内表面(孔)的(单一)体内作用尺寸以  $D_{fi}$  表示，外表面(轴)的(单一)体内作用尺寸以  $d_{fi}$  表示。

3) 最大实体实效状态(MMVC)和最大实体实效尺寸(MMVS)

在给定长度上，实际尺寸要素处于最大实体状态，且其中心要素的形状或位置误差等于给出公差值时的综合极限状态，称为最大实体实效状态。

最大实体实效状态下的体外作用尺寸，称为最大实体实效尺寸。

内表面(孔)的最大实体实效尺寸以  $D_{Mv}$  表示，外表面(轴)的最大实体实效尺寸以  $d_{Mv}$  表示，有：

对于内表面(孔)  $D_{Mv} = D_M - t_{\text{M}} = D_{\min} - t_{\text{M}}$

对于外表面(轴)  $d_{Mv} = d_M + t_{\text{M}} = d_{\max} + t_{\text{M}}$

对于给出定向公差的关联要素，称为定向最大实体实效尺寸( $D_{MV}$ ， $d_{MV}$ )。

#### 4) 最小实体实效状态(LMVC)和最小实体实效尺寸(LMVS)

在给定长度上，实际尺寸要素处于最小实体状态，且其中心要素的形状或位置误差等于给出公差值时的综合极限状态，称为最小实效状态。对于给出定向公差的关联要素，称为定向最小实体实效状态；对于给出定位公差的关联要素，称为定位最小实体实效状态。

最小实体实效状态下的体内作用尺寸，称为最小实体实效尺寸。

内表面(孔)的最小实体实效尺寸以  $D_{LV}$  表示，外表面(轴)的最小实体实效尺寸以  $d_{LV}$  表示，有：

对于内表面(孔)  $D_{LV}=D_L + t_{\text{Ⓢ}}=D_{\text{max}} + t_{\text{Ⓢ}}$

对于外表面(轴)  $d_{LV}=d_L - t_{\text{Ⓢ}}=d_{\text{min}} - t_{\text{Ⓢ}}$

#### 5) 边界

由设计给定的具有理想形状的极限包容面，称为边界。边界的尺寸是该极限包容面的直径或宽度。

(1)最大实体边界(MMB) 尺寸为最大实体尺寸的边界称为最大实体边界。

(2)最小实体边界(LMB) 尺寸为最小实体尺寸的边界称为最小实体边界。

(3)最大实体实效边界(MMVB) 尺寸为最大实体实效尺寸的边界称为最大实体实效边界。

(4)最小实体实效边界(LMVB) 尺寸为最小实体实效尺寸的边界称为最小实体实效边界。

#### 4-10 独立原则的含义是什么，如何标注？

答：独立原则就是图样上给定的各个尺寸和形状、位置要求都是独立的，应该分别满足各自的要求。独立原则是尺寸公差和形位公差相互关系遵循的基本原则。

应用独立原则时，图样上没有加注符号，但应在图样或技术文件中注明：公差原则按 GB/T4249-1996。

#### 4-11 包容要求的含义是什么，如何标注？

答：包容要求(ER)是尺寸公差与形位公差相互有关的一种相关要求。它只适用于单一尺寸要素(圆柱面、两反向的平行平面)的尺寸公差与形位公差之间的关系。

采用包容要求的尺寸要素，应在其尺寸极限偏差或公差带代号之后加注符号  $\text{Ⓢ}$ 。

采用包容要求的尺寸要素，其实际轮廓应遵守最大实体边界，即其体外作用尺寸不超出其最大实体尺寸，且局部实际尺寸不超出其最小实体尺寸。

对于孔  $D_{fe} \geq D_m = D_{min}$  且  $D_a \leq D_L = D_{max}$

对于轴  $d_{fe} \leq d_m = d_{max}$  且  $d_a \geq d_L = d_{min}$

#### 4-12 最大实体要求的含义是什么，如何标注？

**答：**最大实体要求(MMR)是相关要求中的一种。既可以应用于被测要素，也可以应用于基准中心要素。

最大实体要求应用于被测要素时，应在被测要素形位公差框格中的公差值后标注符号“ $\text{M}$ ”；最大实体要求应用于基准中心要素时，应在被测要素的形位公差框格内相应的基准字母代号后标注符号“ $\text{M}$ ”。

##### 1) 最大实体要求用于被测要素

最大实体要求应用于被测要素时，被测要素的实际轮廓应遵守其最大实体实效边界，即在给定长度上处处不得超出最大实体实效边界。也就是说，其体外作用尺寸不得超出其最大实体实效尺寸。而且，其局部实际尺寸不得超出最大和最小实体尺寸。

对于内表面(孔)  $D_{fe} \geq D_{MV}$  且  $D_M = D_{min} \leq D_a \leq D_L = D_{max}$

对于外表面(轴)  $d_{fe} \leq d_{MV}$  且  $d_m = d_{max} \geq d_a \geq d_L = d_{min}$

最大实体要求应用于被测要素时，被测要素的形位公差值是在该要素处于最大实体状态时给出的。当被测要素的实际轮廓偏离其最大实体状态，即其实际尺寸偏离最大实体尺寸时，形位误差值可以超出在最大实体状态下给出的形位公差值，即此时的形位公差值可以增大。

若被测要素采用最大实体要求时，其给出的形位公差值为零，则称为最大实体要求的零形位公差，并以“ $0\text{M}$ ”表示。

##### 2) 可逆要求用于最大实体要求

可逆要求(RR)是当中心要素的形位误差值小于给出的形位公差值时，允许在满足零件功能要求的前提下扩大尺寸公差。

可逆要求用于最大实体要求时，被测要素的实际轮廓应遵守其最大实体实效边界。当其实际



尺寸向最小实体尺寸方向偏离最大实体尺寸时，允许其形位误差值超出在最大实体状态下给出的形位公差值，即形位公差值可以增大。当其形位误差值小于给出的形位公差值时，也允许其实际尺寸超出最大实体尺寸，即尺寸公差值可以增大的一种要求。因此，也可以称为“可逆的最大实体要求”。

采用可逆的最大实体要求，应在被测要素的形位公差框格中的公差值后加注符号“ $\textcircled{E}$ ”。

### 3) 最大实体要求应用于基准要素

最大实体要求应用于基准要素时，基准要素应遵守相应的边界。若基准要素的实际轮廓偏离其相应的边界，即其体外作用尺寸偏离其相应的边界尺寸，则允许基准要素在一定范围内浮动，其浮动范围等于基准要素的体外作用尺寸与其相应边界尺寸之差。

最大实体要求应用于基准要素时，基准要素应遵守的边界有两种情况：

- (1) 基准要素本身采用最大实体要求，应遵守最大实体实效边界。此时，基准代号应标注在最大实体实效边界的形位公差框格下方。
- (2) 基准要素本身不采用最大实体要求时，应遵守最大实体边界。此时，基准代号应标注在基准的尺寸线处，其连线与尺寸线对齐。

### 4-13 下列形位公差项目的公差带有何相同点和不同点？

- (1) 圆度和径向圆跳动公差带；
- (2) 端面对轴线的垂直度和端面全跳动公差带；
- (3) 圆柱度和径向全跳动公差带。

答：(1) 圆度是指被测圆柱面或圆锥面上任一正截面的圆周必须位于半径差为公差值  $t$  的两同心圆之间的区域。对被测球的球心也是如此。其公差带是在同一正截面上，半径差为公差值  $t$  的两同心圆之间的区域。

径向圆跳动公差被测要素围绕基准线并同时受基准表面的约束旋转一周时，在任意测量平面内的径向圆跳动量均不得大于给定的公差值。径向圆跳动公差带是在垂直于基准轴线的任一测量平面内半径差为公差值  $t$  且圆心在基准轴线上的两个同心圆之间的区域。

(2) 端面对轴线的垂直度是指被测面必须位于距离为公差值  $t$  且垂直于基准轴线的两平行平面之间。公差带是距离为公差值  $t$  且垂直于基准线的两平行平面之间的区域。

端面全跳动公差是被测要素在零件和测量仪器之间作相对位移下, 作若干次旋转, 此时在被测要素上各点间的示值差均不得大于给定的公差值, 测量仪器或零件的相对位移必须垂直于基准轴线的方向。端面全跳动公差带是距离为公差值  $t$  且与基准垂直的两平行平面之间的区域。

(3) 圆柱度公差是指被测圆柱面必须位于半径差为给定公差值的两同轴圆柱面之间。圆柱度公差带是半径差为公差值  $t$  的两同心圆柱面之间的区域。

径向全跳动公差是被测要素在零件和测量仪器之间作相对位移下, 围绕基准线作若干次旋转, 此时在被测要素上各点间的示值差均不得大于给定的公差值, 测量仪器或零件的相对位移必须沿着公共基准轴线的方向。径向全跳动公差带是半径为公差值  $t$  且与基准同轴的两圆柱面之间的区域。

4-14 最小包容区域、定向最小包容区域与定位最小包容区域三者有何差异? 若同一要素需同时规定形状公差、定向公差和定位公差时, 三者的关系应如何处理?

答: 最小包容区域是指对被测要素施以最小条件时所形成的包容区域最小, 即包容被测实际要素的两理想要素所形成的包容区域为最小。最小包容区域主要用于评定形状误差, 包括直线度、平面度、圆度、圆柱度。

定向最小包容区域即在上述最小包容区域概念基础上, 增加了对方向的约束。定向最小包容区域主要用于评定定向误差, 包括平行度、垂直度和倾斜度。

定位最小包容区域即在上述最小包容区域概念基础上, 增加了对位置条件的约束。定位最小包容区域主要用于评定定位误差, 包括位置度、同轴度和对称度。

若同一要素需同时规定形状公差、定向公差和定位公差时, 三者的关系为  $T_{\text{形状}} < T_{\text{定向}} < T_{\text{定位}}$

4-15 轮廓要素和中心要素的形位公差标注有什么区别?

答: 轮廓要素一般是外表面的素线, 其形位公差标注为一数值, 不加注符号“ $\phi$ ”; 中心要素是理想要素, 又因为中心要素都具有对称性质, 所以其形位公差标注时, 一律加注符号“ $\phi$ ”。

4-16 如何正确选择形位公差项目和形位公差等级? 具体应考虑哪些问题?

答：形位公差项目的选择：应充分发挥综合控制项目的职能，以减少图样上给出的形位公差项目及相应的形位误差检测项目。在满足功能要求的前提下，应选用测量简便的项目。

1 形位公差特征的选择的总原则：在保证零件功能要求的前提下，应尽量使形位公差项目减少，检测方法简便，以获得较好的经济效益。

(1) 考虑零件的几何特征

(2) 考虑零件的使用要求

(3) 考虑形位公差的控制功能：各项形位公差的控制功能不尽相同，选择时应尽量发挥能综合控制的公差项目的职能，以减少形位公差项目。

(4) 考虑检测的方便性：确定公差项目必须与检测条件相结合，考虑现有条件检测的可能性与经济性。当同样满足零件的使用要求时，应选用检测简便的项目。

2 形位公差等级(公差值)的选择：形位公差等级的选择原则与尺寸公差选用原则相同，即在满足零件使用要求的前提下，尽量选用低的公差等级。

(1) 形位公差和尺寸公差的关系：一般满足关系式： $T_{\text{形状}} < T_{\text{位置}} < T_{\text{尺寸}}$

(2) 有配合要求时形状公差与尺寸公差的关系  $T_{\text{形状}} = K T_{\text{尺寸}}$  在常用尺寸公差等级 IT5~IT8 的范围内，通常取  $K=25\% \sim 65\%$ 。

(3) 形状公差与表面粗糙度关系：一般情况下表面粗糙度的  $R_a$  值约占形状公差值的  $20\% \sim 25\%$ 。

(4) 考虑零件的结构特点

(5) 凡有关标准已对形位公差作出规定的，如与滚动轴承相配的轴和壳体孔的圆柱度公差、机床导轨的直线度公差、齿轮箱体孔的轴线的平行度公差等，都应按相应的标准确定。

除线轮廓度、面轮廓度以及位置度未规定公差等级外，其余 11 项均有规定。一般划分为 12 级，即 1~12 级，精度依次降低，仅圆度和圆柱度划分为 13 级，即增加了一个 0 级，以便适应精密零件的需要。

4-17 图 4-1 所示销轴的三种形位公差标注，它们的公差带有何不同？

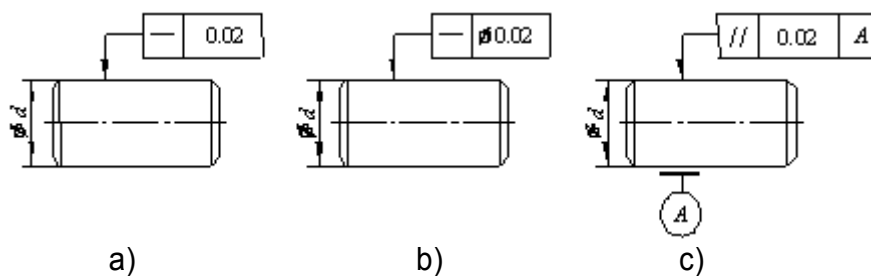


图 4-1 习题 4-17

答: a 图表示对圆柱外圆表面上素线直线度的要求,表示外圆表面的直线度在给定方向上是距离为 0.02mm 的两个平行平面之间的区域;

b 图标注错误,应该把公差指引线标注在与尺寸线对齐处,对齐表示对圆柱体的中心轴线的直线度要求在任意方向上都是 0.02mm,公差带形状是直径为 0.02mm 的圆柱体;

c 图表示圆柱外圆上表面的素线要平行于下表面的素线。其公差带形状是距离为 0.02mm 的两个平行平面之间的区域,且要求这两个平行平面都平行于基准线下表面的素线,也可以理解为两个平行平面的约束条件是平行于过中心轴线的理想中心剖面。

4-18 图 4-2 所示零件标注的位置公差不同,它们所要控制的位置误差区别何在? 试加以分析说明。

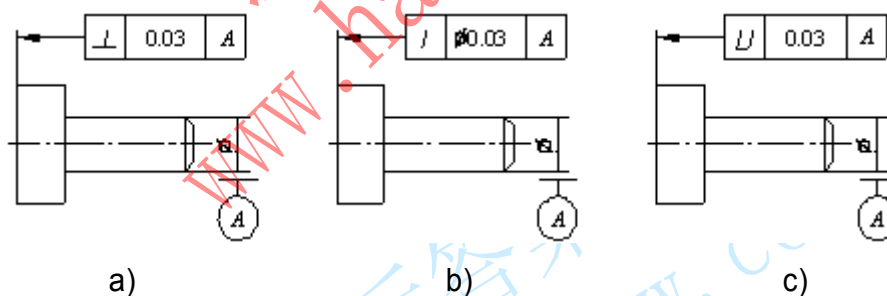


图 4-2 习题 4-18

答:

a 图表示被测端面必须位于距离为公差值 0.03mm 且垂直于基准轴线的两平行平面之间的区域;

b 图标注错误,应该把公差数值前的符号“ $\phi$ ”去掉,正确后表示被测端面在围绕基准轴线旋转一周时(零件和测量仪器之间没有相对轴向位移),在任一测量平面内的轴向跳动量均不得大于 0.03mm,其公差带是在与基准同轴的任一半径位置的测量圆柱面上距离为 0.03mm 的两圆之间的区域;

c 图表示被测端平面在零件和测量仪器之间作相对位移下, 围绕基准轴线旋转若干周时, 此时在被测端平面上各点间的示值差均不得大于 0.03, 测量仪器或零件的相对位移必须垂直于基准轴线的方向。其公差带是在与基准轴线垂直的, 且距离为 0.03mm 的两平行平面之间的区域。

通过上述的分析可知: a 图的垂直度并没有要求该端平面的平面度要求; b 图的端面圆跳动并没有要求端平面垂直于基准轴线; c 图的端面全跳动公差带可以综合控制端面对基准轴线的垂直度和平面度误差。

4-19 图 4-3 所示零件的技术要求是: ①  $2-\phi d$  轴线对其公共轴线的同轴度公差为 0.02mm; ② D 轴线对  $2-\phi d$  公共轴线的垂直度公差为 100/0.02mm; ③ D 轴线对  $2-\phi d$  公共轴线的偏离量不大于  $\pm 10\mu\text{m}$ 。试用形位公差代号标出这些要求。

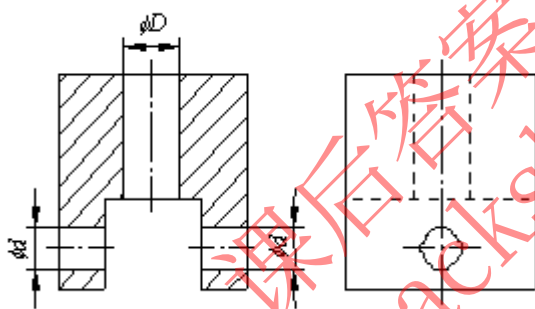


图 4-3 习题 4-19

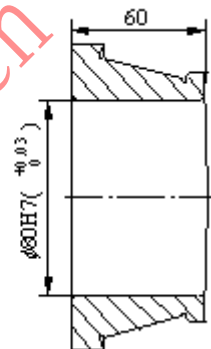


图 4-4 习题 4-20

答: 请同学们自己完成。

4-20 将下列形位公差要求标注在图 4-4 上:

- (1) 圆锥截面圆度公差为 0.006mm;
- (2) 圆锥素线直线度公差为 7 级 ( $L=50\text{mm}$ ), 并且只允许材料向外凸起;
- (3) 80H7 遵守包容要求, 80H7 孔表面的圆柱度公差为 0.005mm;
- (4) 圆锥面对 80H7 轴线的斜向圆跳动公差为 0.02mm;
- (5) 右端面对左端面的平行度公差为 0.005mm;
- (6) 其余形位公差按 GB/T1184 中 K 级制造。

答: 请同学们自己完成。

4-21 将下列形位公差要求, 分别标注在图 4-5 a、b 上:

(1) 标注在图 4-5a 上的形位公差要求:

- 1)  $40_{-0.03}^0$  圆柱面对两  $25_{-0.021}^0$  公共轴线的圆跳动公差为 0.015mm;
- 2) 两  $25_{-0.021}^0$  轴颈的圆度公差为 0.01mm;
- 3)  $40_{-0.03}^0$  左、右端面对  $2-25_{-0.021}^0$  公共轴线的端面圆跳动公差为 0.02mm;
- 4) 键槽  $10_{-0.036}^0$  中心平面对  $40_{-0.03}^0$  轴线的对称度公差为 0.015mm。

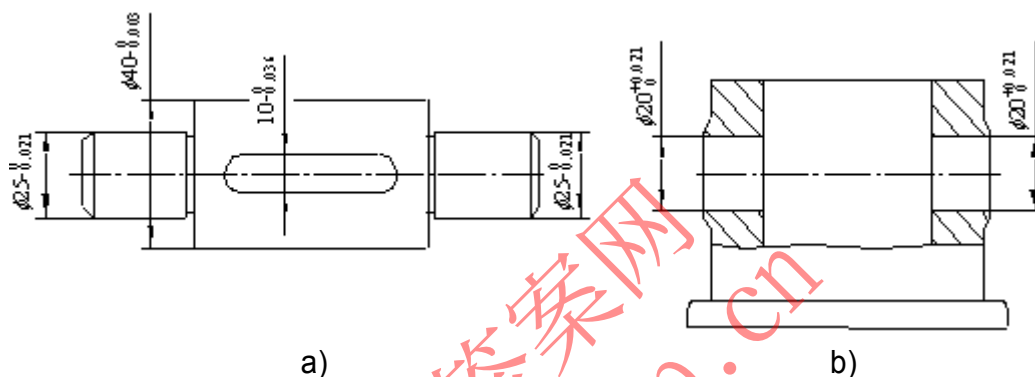


图 4-5 习题 4-21

(2) 标注在图 4-5b 上的形位公差要求:

- 1) 底平面的平面度公差为 0.012mm;
- 2)  $20_{+0.021}^0$  两孔的轴线分别对它们的公共轴线的同轴度公差为 0.015mm;
- 3)  $20_{+0.021}^0$  两孔的轴线对底面的平行度公差为 0.01mm, 两孔表面的圆柱度公差为 0.008mm。

答: 请同学们自己完成。

4-22 指出图 4-6 中形位公差的标注错误, 并加以改正(不允许改变形位公差特征符号)。

答:

- 1 圆度公差 0.01mm 不加符号 “ $\phi$ ”;
- 2 同轴度公差指引线指向尺寸线切对齐, 且公差值 0.05mm 前加符号 “ $\phi$ ”;
- 3 圆柱度公差 不加符号 “ $\phi$ ”;
- 4 直线度没有基准; 且圆度公差 0.01mm 不加符号 “ $\phi$ ”;
- 5 垂直度公差 0.02mm 前不加符号 “ $\phi$ ”;



3 圆度公差 0.01mm、直线度 0.02mm 和跳动公差 0.05mm 的联合公差指引线应垂直于内圆锥表面；且圆度公差不应有基准；跳动公差应该有基准 B。

4 平行度公差 0.03mm 应该有基准 A。

请同学们根据上述的错误分析自己在图中改正。

4-24 按图 4-8 所示的检测方法,测量被测实际表面的径向跳动时,百分表的最大与最小读数之差为 0.02mm,由于被测实际表面的形状误差很小,可忽略不计,因而有人说,该圆柱面的同轴度误差为 0.01mm,因为该圆柱面的轴线对基准轴线偏移了 0.01mm。这种说法是否正确?为什么?

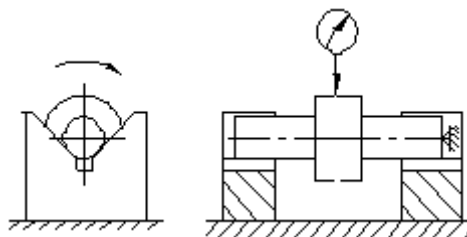


图 4-8 习题 4-24

答: 不正确。首先应该明确径向圆跳动与同轴度的含义。

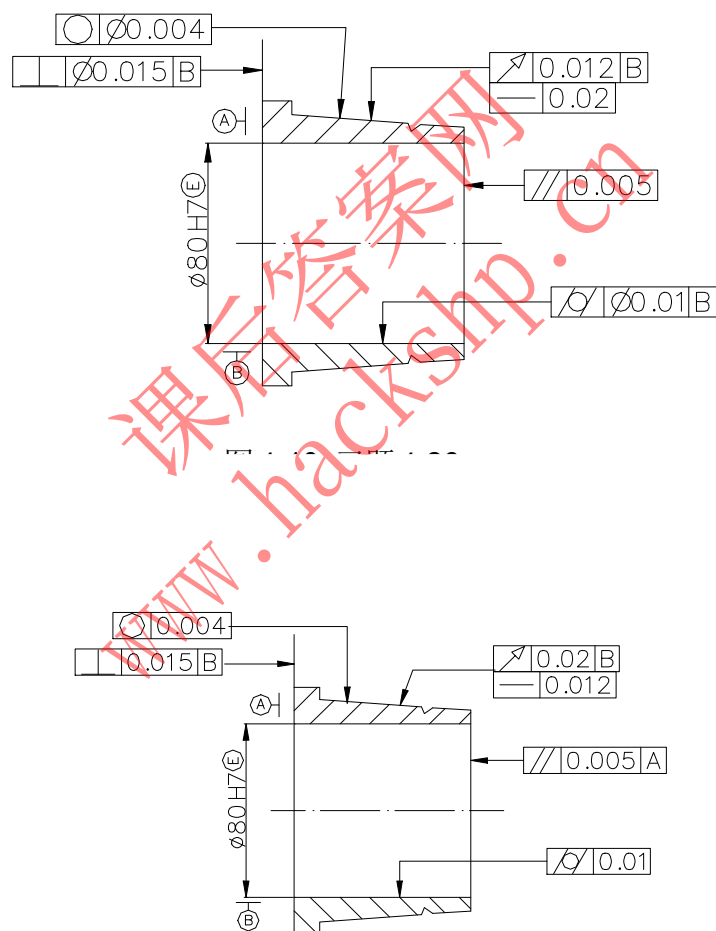
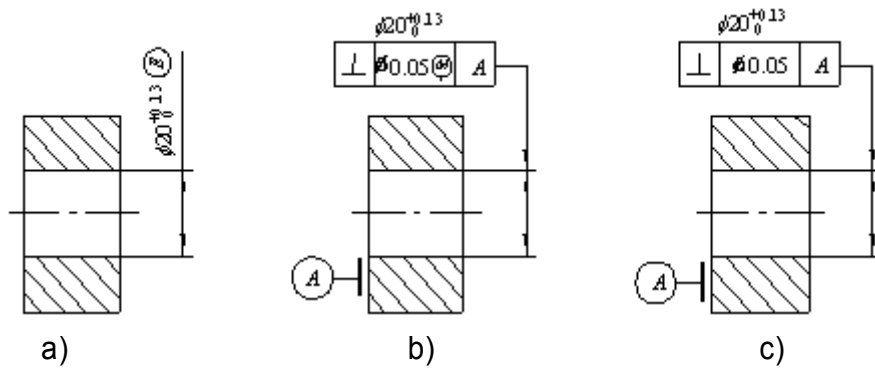
径向圆跳动是指: 被测圆柱面绕基准轴线(或联合基准轴线)旋转一周时,在任意测量平面内的径向圆跳动量均不得大于给定的公差值。其公差带形状是垂直于基准轴线的任一测量平面内半径差为公差值  $t$  且圆心在基准轴线上的两个同心圆之间的区域;

同轴度是指: 被测圆柱面的轴线必须位于公差值为  $t$  且与轴线同轴的圆柱体内。

由上述分析可知,径向圆跳动是在一个测量平面内测量,但是可以测多个平面,但每一次的测量均是在一个平面内完成;而同轴度是要求在轴长方向测量,所以二者不能等同。径向全跳动公差可以包含同轴度,径向圆跳动只能包含圆度和柱度。

4-25 图 4-9 所示轴套的 3 种标注方法,试分析说明它们所表示的要求有何不同(包括采用的公差原则、公差要求、理想边界尺寸、允许的垂直度误差等)? 并填入下表内。

| 图 序 | 采用的公差原则或公差要求 | 孔为最大实体尺寸时形位误差值                   | 孔为最小实体尺寸时形位误差值                      | 理想边界名称边界尺寸                                       |
|-----|--------------|----------------------------------|-------------------------------------|--------------------------------------------------|
| a   | 包容原则         | 最大实体尺寸 $\phi 20$ ;<br>形位误差值 0    | 最小实体尺寸 $\phi 20.13$ ;<br>形位误差值 0.13 | MMB; $\phi 20 \sim \phi 20.13$                   |
| b   | 最大实体原则       | 最大实体尺寸 $\phi 20$ ;<br>形位误差值 0.05 | 最小实体尺寸 $\phi 20.13$ ;<br>形位误差值 0.18 | MMVB; $\phi 20 \sim \phi 20.13$                  |
| c   | 独立原则         | 0.05                             | 0.05                                | 理想边界由零件的极限尺寸控制; 孔位于 $\phi 20 \sim \phi 20.13$ 之间 |



4-27 试将下列技术要求标注在图 4-11 上

(1)  $\phi d$  圆柱面的尺寸为  $\phi 30_{-0.025}^0$  mm, 采用包容要求,  $\phi D$  圆柱面的尺寸为  $\phi 50_{-0.039}^0$  mm, 采用独立原则。

(2)  $\phi d$  表面粗糙度的最大允许值为  $R_a = 1.25 \mu\text{m}$ ,  $\phi D$  表面粗糙度的最大允许值为  $R_a = 2 \mu\text{m}$ 。

(3) 键槽侧面对  $\phi D$  轴线的对称度公差为 0.02 mm。

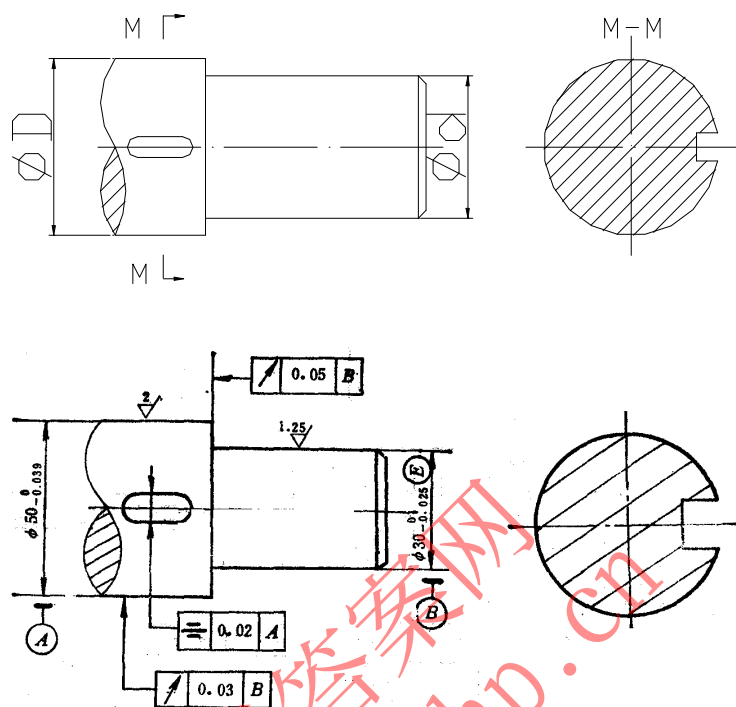


图 4-11 习题 4-27

4-28 如图 4-12 所示，被测要素采用的公差原则是\_\_\_\_，最大实体尺寸是\_\_\_\_mm，最小实体尺寸是\_\_\_\_mm，实效尺寸是\_\_\_\_mm，当该轴实际尺寸处处加工到 20 mm 时，垂直度误差允许值是

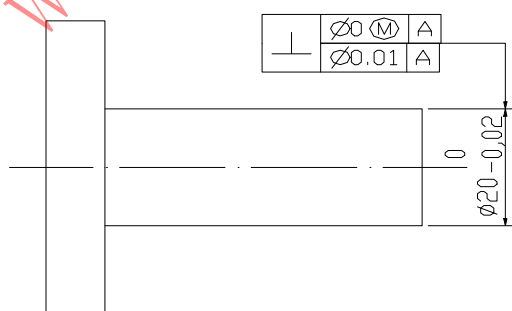


图 4-12 习题 4-28

答：包容要求       $\phi 20$      $\phi 19.98$        $\phi 20.01$       0       $\phi 0.01$

4-29 如图 4-13 所示，要求：

- (1) 指出被测要素遵守的公差原则。
- (2) 求出单一要素的最大实体实效尺寸，关联要素的最大实体实效尺寸。
- (3) 求被测要素的形状、位置公差给定值，最大允许值的大小。
- (4) 若被测要素实际尺寸处处为 $\phi 19.97\text{mm}$ ，轴线对基准 A 的垂直度误差为 $\phi 0.09\text{mm}$ ，判断其垂直度的合格性，并说明理由。

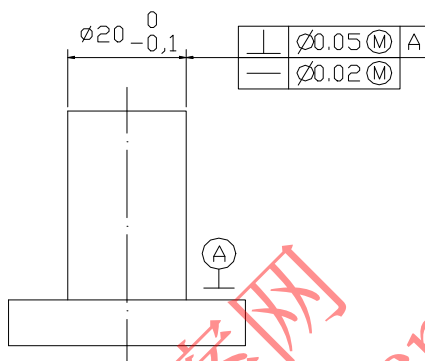


图 4-13 习题 4-29

答: (1) 被测要素遵守最大实体要求。

(2) 单一要素的实效尺寸= $\phi 20.02\text{mm}$

要素的实效尺寸= $\phi 20.05\text{mm}$

(3) 直线度公差给定值为 $\phi 0.02\text{mm}$ ，垂直度公差给定值为 $\phi 0.05\text{mm}$ 。

直线度误差的最大允许值为 $\phi 0.12\text{mm}$ ，垂直度误差的最大允许值为 $\phi 0.15\text{mm}$ 。

(4) 此时允许的垂直度误差为:  $0.03+0.05=0.08<0.09$ ，故不合格。

#### 各类公差原则的总结

体外作用尺寸实际上是**零件装配时起作用**的尺寸，是由被测要素的实际尺寸和形状(或位置)误差综合形成的。体内作用尺寸实际上是**零件强度起作用**的尺寸，也是由被测要素的实际尺寸和形状(或位置)误差综合形成的。实体尺寸是针对零件实体具有的材料量而言；实体实效尺寸是针对零件的实际要素处于实体状态且其中心要素的形状或位置误差等于给出公差值的综合极限状态。

各种公差要求分为独立原则和具有相关要求的公差原则：包容原则；最大实体原则；最小实体原则；可逆要求。

**独立原则：**图样上给定的尺寸、形状、和位置要求都是独立的，应分别满足要求。其功能对要素

的尺寸公差和形位公差的要求都是相互无关的。

**包容原则:**遵循最大实体原则, 适用于单一要素。当要素的实际尺寸偏离最大实体尺寸时, 尺寸偏离量补偿给形状公差。允许其形状误差增大(如允许轴线直线度增大), 才能使实际要素始终位于理想边界上, 即反映了尺寸公差与形位公差之间的补偿关系, 并形成包容要求的特点。

**最大实体原则:** 遵循最大实体实效原则。当要素的实际尺寸偏离最大实体实效尺寸时, 尺寸偏离量补偿给形状公差。

**最小实体原则:** 遵循最小实体实效原则。当要素的实际尺寸偏离最小实体实效尺寸时, 尺寸偏离量补偿给形状公差。

**可逆要求:** 在最大实体原则和最小实体原则基础上, 形位公差的偏离量可以反补偿给尺寸公差。

各种公差原则的要点比较如下表:

| 序号 | 采用的公差原则或公差要求 | 孔为最大实体尺寸时形位误差值 | 孔为最小实体尺寸时形位误差值 | 理想边界名称边界尺寸                  | 适用性                | 备注               |
|----|--------------|----------------|----------------|-----------------------------|--------------------|------------------|
| a  | 独立原则         | $D_{\min}$     | $D_{\max}$     | $D_{\min} < D_a < D_{\max}$ | 高运动精度或非配合          | 尺寸公差与形位公差相互独立    |
| b  | 包容原则         | 0              | 图上标注的公差值+尺寸偏离量 | 最大实体 MMB                    | 保证配合及配合精度要求高       | 单一要素             |
| c  | 最大实体原则       | 0 或图示公差        | 图上标注的公差值+尺寸偏离量 | 最大实体实效                      | 保证可装配性的场合          | 只有零件的中心要素才具备应用条件 |
| d  | 最小实体原则       | 图上标注的公差值+尺寸偏离量 | 0 或图示公差        | 最小实体实效                      | 保证零件强度和最小壁厚        |                  |
| e  | 可逆要求         |                |                |                             | 与最大实体原则和最小实体原则联合使用 | 不能独立使用, 采用时要慎重   |

### 关于尺寸公差和形位公差及公差原则等知识的大总结

工程图样形位精度要求是由给定的形位公差项目及公差值体现的, 根据不同的设计要求, 形位公差值有三种标注形式, 注出的、未注的以及由理想边界限定的形位公差。设计时, 形位公差与尺寸公差的关系由选定的公差原则确定。要么属于独立原则, 要么属于相关原则(包容原则或最大实体原则)。因此确定公差值是以一定的公差原则为前提, 即设计者应按独立原则或相关原则确定公差值, 或是确定应用相关原则时对某些形位精度有进一步要求时的形位公差值。



确定公差值的方法一般有计算法和类比法。为此必须找出形状公差、位置公差、尺寸公差值间的协调关系。为设计图形时提供正确选择，并为配置形位公差提供依据和方法。一般地，采用独立原则时，同一要素的形状公差  $T_{\text{形状}}$  应小于  $T_{\text{位置}}$ ，即  $T_{\text{形状}} < T_{\text{位置}}$ ，而尺寸公差与形位公差无关，两者独立；采用最大实体原则时，同一要素的  $T_{\text{形状}} < T_{\text{位置}}$ ，而形位公差受限于尺寸公差，两者均控制在最大实体边界内。当这种控制尚不能满足形位精度要求时，进一步给出形状和位置公差，这时必须使  $T_{\text{形状}} < T_{\text{位置}} < T_{\text{尺寸}}$ ，且遵守最大实体边界。这种协调关系是由误差规律所决定。

形状公差与位置公差的关系：由于同一要素的实际形状、实际方向和位置是在一次加工中同时得到的，因此它们必然密切相关。检测位置误差时，一般不排除被测要素的形状误差。当被测要素采用独立原则时，位置误差用指示式量仪直接在被测轮廓要素上测量；采用相关原则时，位置误差用综合量规，也是直接在被测轮廓要素上检验，形状和位置误差均控制在理想边界内。两种测量结果中均包含了该要素的形状误差。然而对于中心要素(轴线、中心平面)，检测时允许采用模拟方法，排除实际要素的形状误差，这是特殊情况。因此通常位置公差可以控制形状误差。一般地，定向公差可控制与其有关的形状误差，如面与面的平行度公差，可以控制该面的平面度和素线的直线度误差；垂直度可以控制该轴轴线直线度误差等。定位公差除可控制其形状误差，还可控制有关的定向误差，如轴线位置度公差。

形状公差、位置公差及尺寸公差值的数值关系：综合分析，无论采用那一种公差原则，同一被测要素的形状、位置、尺寸公差之间有着密切的联系，三者公差值间必然存在一定数量比例关系。设计时为正确合理地选择公差值，从以下几个方面论证三者公差数值的大致比例关系。

首先，分析《形状和位置公差》国家标准 GB1184—80 附录中规定的公差值选用原则：形位公差值的选用，应根据零件的功能要求，并考虑加工的经济性和零件的结构、刚性等情况，按表中数系确定公差值，且应满足以下要求：

- 1 是形状公差与位置公差的关系。在同一要素上给出的形状公差值应不大于其位置公差值。如要求平行的两平面，其要素的平面度公差值应小于对另一要素的平行度公差值；
- 2 是形状公差与尺寸公差的关系，如圆柱形零件的形状公差值(轴线直线度除外)一般情况下应小于尺寸公差值；

3 是位置公差值与尺寸公差值的关系, 如平行度公差值一般情况下应小于相应距离尺寸公差值, 以上各项原则说明尺寸公差与形状、位置公差的关系应为:  $T_{\text{尺寸}} > T_{\text{位置}} > T_{\text{形状}}$ 。

其次, 在满足零件功能的前提下, 考虑到加工的难易程度和除主参数(与形位公差值大小有关, 要素的基本尺寸为主参数。如回转体零件的直径, 方形零件的最大长度等)外, 还要综合考虑各种形状结构等影响, 需要适当调整公差等级。如孔相对轴、细长的轴和孔、距离较大的孔和轴、宽度较大(一般大于  $1/2$  长度)的零件表面, 还有线对线和线对面的平行度、垂直度均可降低 1—2 级选用公差值。再者, 据对 3000 多个圆柱形零件实测统计, 大部分机械加工零件的圆度、圆柱度误差与尺寸误差存在一定比例关系。对大部分工艺方法加工的圆柱形零件, 圆度和圆柱度误差约占尺寸误差的 25%。因此用一般工艺方法(无心磨削加工除外)加工的圆柱要素, 其尺寸公差能够控制相应的形状误差。标准中规定的圆度、圆柱度公差值与其相应尺寸公差值的关系是符合这一误差规律的。现将尺寸公差等级与对应的圆度、圆柱度公差等级(如 IT0 级对应于 0 级、IT1 级对应于 1 级等)的公差值进行比较, 圆度、圆柱度公差值占尺寸公差值 25% 以下。设计时, 一般由于尺寸公差尚不能满足形位精度要求时, 才另加注形位公差, 所以通常选择比对应尺寸公差值小的形位公差值。因此, 取  $T_{\text{形状}} \approx (10—25)\% \times T_{\text{尺寸}}$ 。可见, 根据实测统计的尺寸误差与形位误差规律, 公差值的常用取值方法也是遵循:  $T_{\text{尺寸}} > T_{\text{位置}} > T_{\text{形状}}$ 。

按《公差与配合》及《形状和位置公差》国家标准表中提供的公差值, 具体分析尺寸公差与形状、位置公差的数值关系。现以  $>10 \sim 18\text{mm}$  尺寸段各级尺寸公差值与同一尺寸段的各级圆度、圆柱度及定位公差值作一统计分析。查出 1T01 至 IT12 各级尺寸公差值, 再一一查出对应的各级圆度、圆柱度、定位公差及跳动公差等形位公差值进行分析比较, 对照表中各项公差值, 显而易见, 对应等级的位置公差值比尺寸公差值高一级, 而形状公差值比尺寸公差值高三级。再看它们的倍数关系。先比较圆柱面的圆度、圆柱度形状公差值  $T_{\text{形状}}$  与对应等级尺寸公差值  $T_{\text{尺寸}}$  的数值关系, 取其比值, 约得  $T_{\text{尺寸}}/T_{\text{形状}}=4$ , 说明同等级尺寸公差值是形状公差值的 4 倍。再比较同轴度、对称度、跳动等公差  $T_{\text{位置}}$  与对应尺寸公差值的关系, 取其比值得  $T_{\text{尺寸}}/T_{\text{位置}}=1.5$ , 即对应等级的尺寸公差值是位置公差值的 1.5 倍。而圆度、圆柱度公差值与有关的同轴度、跳动公差值的倍数关系为  $T_{\text{位置}}/T_{\text{形状}}=2.5$ 。据以上统计, 三者公差数值关系为  $T_{\text{尺寸}} \approx 1.5T_{\text{位置}} \approx 4T_{\text{形状}}$ 。

平面度、直线度及各定向公差与其尺寸公差的关系应具体分析。直线度、平面度及各定向公差中的面对面及面对线的平行度、垂直度、倾斜度, 由于这些被测要素与主参数的长度尺寸不发生联系, 在给定直线度、平面度及有关定向公差中轴线对平面、轴线对轴线的平行度、垂直度、倾斜度等方向误差, 是通过实际孔、轴表面相对于基准测得, 因此与该要素的尺寸公差密切相关。这种定量关系有待进一步探讨。

直线度、平面度形状公差与对应等级的平行度、垂直度、倾斜度等定向公差值的关系是确定的。

$$T_{\text{位置}} = (2 \sim 2.5) T_{\text{形状}}$$

设计时, 以满足零件功能要求为前提, 从采用的公差原则出发, 同一要素上的尺寸公差、位置公差、形状公差公差值的关系, 根据功能要求尺寸公差值确定后, 公差等级对应时, 一般可参考上述关系式来确定形状公差值和位置公差值。

## 第五章 习题

5-1 表面粗糙度的含义是什么?对零件的工作性能有哪些影响?

答:零件表面的微观几何形状误差就是表面粗糙度。微观上两个波峰或两个波谷之间的波长 $\lambda < 1\text{mm}$ 的几何形状误差是表面粗糙度。表面粗糙度越小, 则表面越光滑。

表面粗糙度轮廓对零件工作性能的影响表现在以下方面:

- 1) 耐磨性;
- 2) 配合性质稳定性;
- 3) 耐疲劳性;
- 4) 抗腐蚀性;
- 5) 结合密封性

5-2 轮廓中线的含义和作用是什么?为什么规定了取样长度, 还要规定评定长度?两者之间有什么关系?

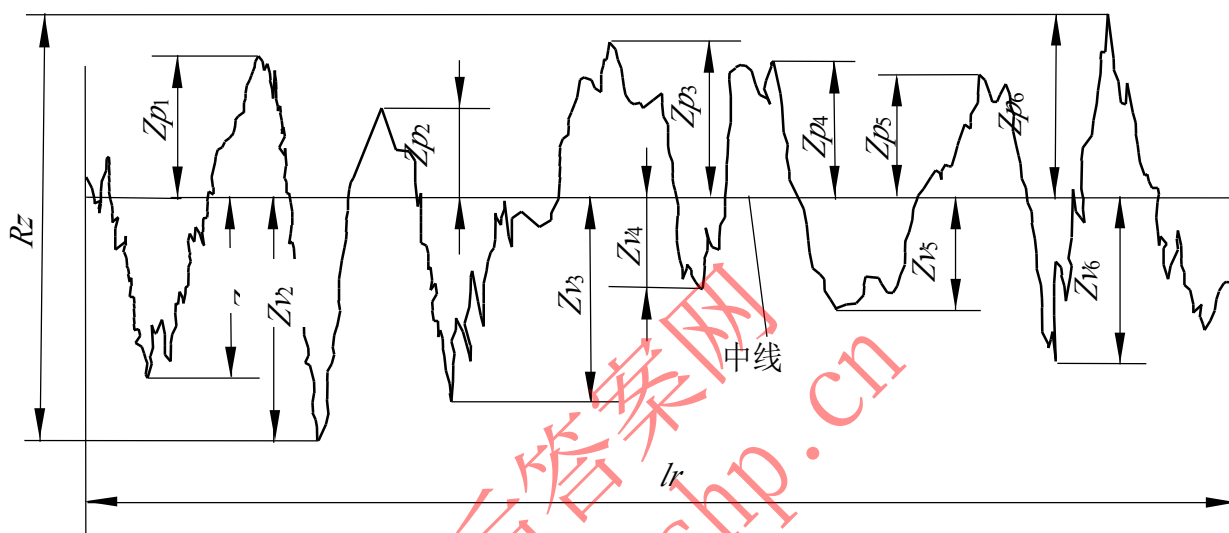
答:表面粗糙度轮廓中线是为了定量地评定表面粗糙度轮廓而确定的一条基准线。可以有轮廓最小二乘中线和轮廓算术平均中线。其中用最小二乘法求出的中线是唯一的, 而轮廓算术平均中线并不唯一。

取样长度是测量或评定表面粗糙度所规定的一段基准线长度,至少包含 5 个微峰和 5 个微谷。

评定长度 $l_n$ : 取标准评定长度 $l_n=5l_r$ 。若被测表面比较均匀,可选 $l_n<5l_r$ ; 若均匀性差,可选 $l_n>5l_r$ 。

### 5-3 什么是轮廓峰和轮廓谷?

答: 由基准中线测量起的峰高值即轮廓峰,如下图中的 $Z_{Pi}$ ; 由基准中线测量起的峰低值即轮廓谷,如下图中的 $Z_{Vi}$ 。



### 5-4 表面粗糙度的基本评定参数有哪些?简述其含义。

答: 有轮廓算术平均偏差 $R_a$ ; 微观不平度十点高度 $R_z$ ; 轮廓最大高度 $R_y$ ; 轮廓微观不平度的平均间距 $S_m$ 。每一个评定参数的具体含义请同学们自己完成。

### 5-5 表面粗糙度参数值是否选得越小越好?选用的原则是什么?如何选用?

答: 表面粗糙度参数值的选用,一般应按零件的表面功能要求和加工经济性进行综合考虑,选择合适的标准参数值。即在满足使用性能要求的前提下,尽可能选用较大的粗糙度参数值。并不是越小越好,这样做只能提高加工成本。

在确定表面粗糙度要求时,应对载荷、润滑、材料、运动方向、速度、温度、成本等因素进行考虑确定适当的标准参数值。具体选用表面粗糙度时,主要考虑以下原则:

- (1)在同一零件下,工作表面的粗糙度数值一般比非工作表面小;
- (2)配合性质要求较高的配合表面,要求配合稳定可靠,粗糙度值应选得小些。例如,在过盈配合中,配合牢固性、可靠性,要求愈高,则表面粗糙度数值愈小;在间隙配合中,工作时有相对运动的表面,比不作相对运动的表面粗糙度值要取得小;

- (3)摩擦表面比非摩擦表面的粗糙度数值小,且速度越快、压力越大的摩擦表面,其数值也越小。
- (4)对承受变动载荷的零件表面,以及最容易产生应力集中的部位(如沟槽处),粗糙度数值要小。
- (5)一般情况下,在同标准公差等级、同基本尺寸时,轴的粗糙度数值应比孔小;
- (6)配合零件的表面粗糙度应与尺寸和形状公差相协调。尺寸公差、形状公差越小,表面粗糙度数值也越小。在尺寸公差、形状公差和表面粗糙度参数值之间没有确定的函数关系;
- (7)运动精度要求高的表面,表面粗糙度数值要求小;
- (8)接触刚度或测量精度要求高的表面,表面粗糙度数值要求小。

表 尺寸公差、形状公差和表面粗糙度参数值之间的关系

| 形状公差 $t$ 与尺寸公差 $IT$ 的关系 | $R_a$ 与 $IT$ 的关系     | $R_z$ 与 $IT$ 的关系   |
|-------------------------|----------------------|--------------------|
| $T \approx 60\% IT$     | $R_a \leq 0.05 IT$   | $R_z \leq 0.2 IT$  |
| $T \approx 40\% IT$     | $R_a \leq 0.025 IT$  | $R_z \leq 0.1 IT$  |
| $T \approx 25\% IT$     | $R_a \leq 0.0125 IT$ | $R_z \leq 0.05 IT$ |
| $T < 25\% IT$           | $R_a \leq 0.15 IT$   | $R_z \leq 0.6 IT$  |

5-6 表面粗糙度的常用测量方法有哪几种?电动轮廓仪、光切显微镜和干涉显微镜各适于测量哪些参数?

答:表面粗糙度的常用测量方法有比较法、光切法、干涉法、针描法。光切显微镜主要用于测量 $R_z$ 值,其测量范围一般为 $R_z 0.05 \sim 60 \mu m$ ,也可用于 $R_y$ 的测量。干涉显微镜一般用于测量表面粗糙度值要求较低的表面,其测量范围 $R_z 0.05 \sim 0.8 \mu m$ 。电动轮廓仪可直接显示 $R_a$ 值,是一种直接接触式测量方法,测量范围 $R_a 0.02 \sim 5 \mu m$ 。

5-7 在一般情况下,下列每组中两孔表面粗糙度参数值的允许值是否应该有差异?如果有差异,那么哪个孔的允许值较小?为什么?

- ①60H8 与 20H8 孔;
- ②50H7/h6 与 50H7/g6 中的H7 孔;
- ③圆柱度公差分别为0.01mm和0.02mm的两个40H7 孔。



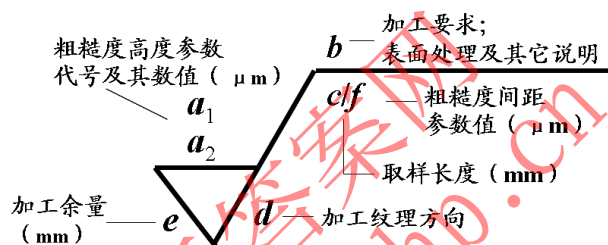
答：①60H8 与 20H8 的孔都是 8 级精度的孔。虽然基本尺寸  $\phi 20$  的尺寸较小，加工较  $\phi 60$  困难，但是二者精度等级相同，所以两者的表面粗糙度参数值没有差异；

②50H7/h6 与 50H7/g6 中的 H7 孔两者的表面粗糙度参数值没有差异；因为都是基本尺寸相同，公差等级相同且都是孔。

③圆柱度公差分别为 0.01mm 和 0.02mm 的两个 40H7 孔，0.01mm 的表面粗糙度参数值小。

5-8 表面粗糙度的图样标注中，什么情况注出评定参数的上限值、下限值？什么情况要注出最大值、最小值，上限值和下限值与最大值和最小值如何标注？

答：只注一个值时，表示为上限值；注两个值时，表示为上限值和下限值。



(1)首先按零件功能判断，有没有必要规定表面粗糙度要求，如无要求，则不标注，也不用检验。

(2)如有表面粗糙度要求，则应明确所要求的是上限值(或下限值)还是最大值；并且高度参数值和取值长度值是必须规定的，因此首先选择这两项。

(3)选择时，首先考虑这类零件表面的粗糙度要求是否已有标准规定，如有，则直接采用之。例如，与滚动轴承配合的相应配合件的表面粗糙度应由 GB275—93d 《滚动轴承与轴和外壳孔的配合》规定。

(4)如无标准规定，则按功能要求选择  $R_a$ ， $R_z$  及  $R_y$ 。其中， $R_a$  和  $R_z$  对功能影响基本是相似的。

(5)标准规定在常用的参数值范围内( $R_a$  为 0.025~6.3  $\mu m$ ， $R_z$  为 0.100~25  $\mu m$ )推荐优先选用  $R_a$ 。

选用  $R_a$  或  $R_z$  可以从现有仪器测量粗糙度参数的可测性来考虑。

采用  $R_y$  是从某些功能要求考虑的，如对疲劳强度的要求。由于表面本身太小或不是平面，因而测不到一个取样长度或不够五个最高峰和五个最低谷而计算不到  $R_z$  时用，例如钢球表面粗糙度，切削刀具刃口的表面粗糙度等。



当除有疲劳强度要求外,尚有耐磨性等其他功能要求时,可同时选用 $R_a$ 和 $R_y$ 或 $R_z$ 和 $R_y$ 两个高度参数。

(6)对取样长度一般都可选取标准中推荐的数值。只在有些采用大走刀量的加工方法时,才需要选用较大的取样长度。在表面尺度很小,不足一般的取样长度时,则选较小的取样长度。

(7)根据有些功能要求,可附加规定合适的表面加工纹理方向和类型,例如要求密封、防止泄漏的场合,表面加工纹理方向应垂直于泄漏的方向,对一些摩擦滑动表面,要求表面加工纹理方向和相对滑动方向平行等。

选用表面粗糙度时,可根据实际情况,参考机械设计手册采用类比法确定。

5-9 60H7/f6 和 60H7/h6 相比,何者应选用较小的表面粗糙度 $R_a$ 和 $R_z$ ,为什么?

答:如无标准规定,则按功能要求选择 $R_a$ ,  $R_z$ 及 $R_y$ 。其中, $R_a$ 和 $R_z$ 对功能影响基本是相似的。对两对 60H7/f6 和 60H7/h6 的孔和轴,因为孔的公差等级相同,轴的公差等级也相同,所以两对配合零件的表面表面粗糙度 $R_a$ 和 $R_z$ 也相同。**注意:**配合性质由公差关系决定,而与表面粗糙度无关,因为表面粗糙度是微观形变量。

5-10 解释图 5-1 中标注的各表面粗糙度要求的含义。

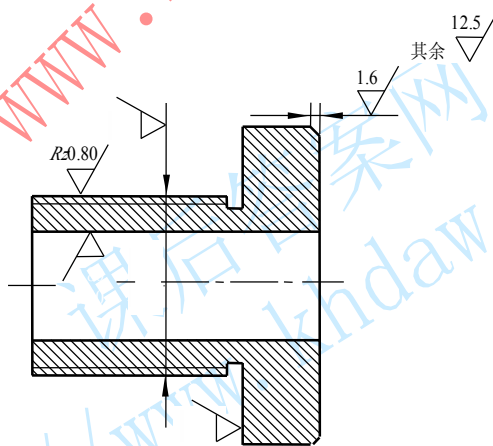


图 5-1 习题 5-10 图

答:请同学们自己完成。

5-11 试将下列的表面粗糙度轮廓技术要求标注在图 5-2 所示的机械加工零件的图样上。

①两  $d1$  圆柱面的表面粗糙度轮廓参数  $R_a$  的上限值为  $1.6\mu m$ , 下限值为  $0.8\mu m$ ;

- ②d2 轴肩的表面粗糙度轮廓参数  $R_z$  的最大值为  $20\mu\text{m}$ ;
- ③d2 圆柱面的表面粗糙度轮廓参数  $R_a$  的最大值为  $3.2\mu\text{m}$ , 最小值为  $1.6\mu\text{m}$ ;
- ④宽度为  $b$  的键槽两侧面的表面粗糙度轮廓参数  $R_a$  的上限值为  $3.2\mu\text{m}$ ;
- ⑤其余表面的表面粗糙度轮廓参数  $R_a$  的最大值为  $12.5\mu\text{m}$ 。

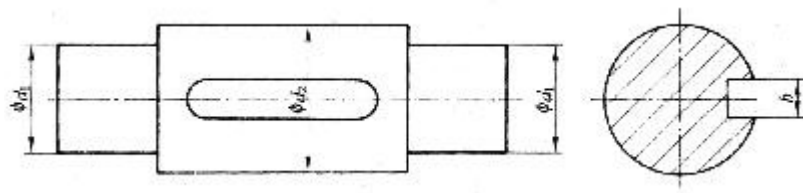


图 5-2 习题 5-11 图

答：请同学们自己完成。

## 第六章 习题

6-1 为了保证滚动轴承的工作性能，其内圈与轴颈配合、外圈与外壳孔配合，应满足什么要求？

答：滚动轴承与轴颈和壳体孔配合的基准制(由标准件决定)。由于滚动轴承是标准件，为便于互换和大量生产，所以内圈与轴颈的配合采用基孔制；外圈与壳体孔的配合采用基轴制。所以，外圈外径是基准轴，内圈内径是基准孔。但基准孔的公差带与一般基准孔H不同，其上偏差ES=0，下偏差EI为负值，轴承内圈通常与轴一起旋转，为防止结合面间相对滑动而产生磨损，应选用小过盈的配合。为此，滚动轴承国家标准将内圈内径的公差带规定在零线的下方，使它与形成标准过渡配合的公差带(j、js、k、m、n)相配时，得到较紧的配合。轴承外圈安装在外壳孔中，通常不旋转。考虑到工作时温度升高会使轴热胀伸长而产生轴向移动，因此两端轴承中有一端应是浮动支承，配合应较松；不然，轴会弯曲使轴承内部有可能卡死。为此，标准将外圈外径公差带规定在零线的下方，它与基本偏差h的公差带位置相同，但公差值是根据轴承特别需要，依其公差等级另行规定的。

值得注意的是：内圈与轴颈的配合的配合性质，不能只看轴的基本偏差代号。例如，内圈与基本偏差为h的轴配合，形成的是过渡配合，与k、m、n的轴形成的是过盈配合。

6-2 滚动轴承的几何精度是由轴承本身的哪两项精度指标决定的？

答：滚动轴承的几何精度是由轴承本身的尺寸精度和旋转精度两项精度指标决定的。

在国家标准GB / T307.3—1996《滚动轴承通用技术规则》中，按尺寸精度和旋转精度对滚动轴承的公差等级分级。向心轴承(圆锥滚子轴承除外)分为0，6，5，4，2五级；圆锥滚子轴承分为0，6X，5，4四级；推力轴承分为0，6，5，4四级，精度从0到2级依次增高，0级最低，2级最高。滚动轴承尺寸精度是指轴承内圈直径、轴承外圈直径和轴承宽度的尺寸精度。滚动轴承旋转精度是指成套轴承内(外)圈的径向跳动、成套轴承内(外)圈端面对滚道的跳动和端面对内孔的跳动。

6-3 GB/T 307.1—1996 对向心轴承、圆锥滚子轴承的公差等级分别规定了哪几级？试举例说明各个公差等级的应用范围。

答：向心轴承(圆锥滚子轴承除外)分为0, 6, 5, 4, 2五级；圆锥滚子轴承分为0, 6X, 5, 4四级；推力轴承分为0, 6, 5, 4四级，精度从0到2级依次增高，0级最低，2级最高。

0级轴承在机械制造中应用最广，通常用于旋转精度要求不高、中等负荷、中等转速的一般机械中，如汽车、拖拉机的变速机构；普通机床的进给机构；普通电机、泵、压缩机、汽轮机等旋转机构中的轴承。6, 5, 4级轴承用于旋转精度要求较高或转速较高的机构中。例如，普通机床主轴的前轴承多采用5级轴承，后轴承多采用6级轴承；高精度磨床和车床、精密螺纹车床和齿轮机床等的主轴轴承多采用4级轴承。2级轴承用于旋转精度特别高的旋转机构中，如高精度齿轮磨床的主轴轴承。

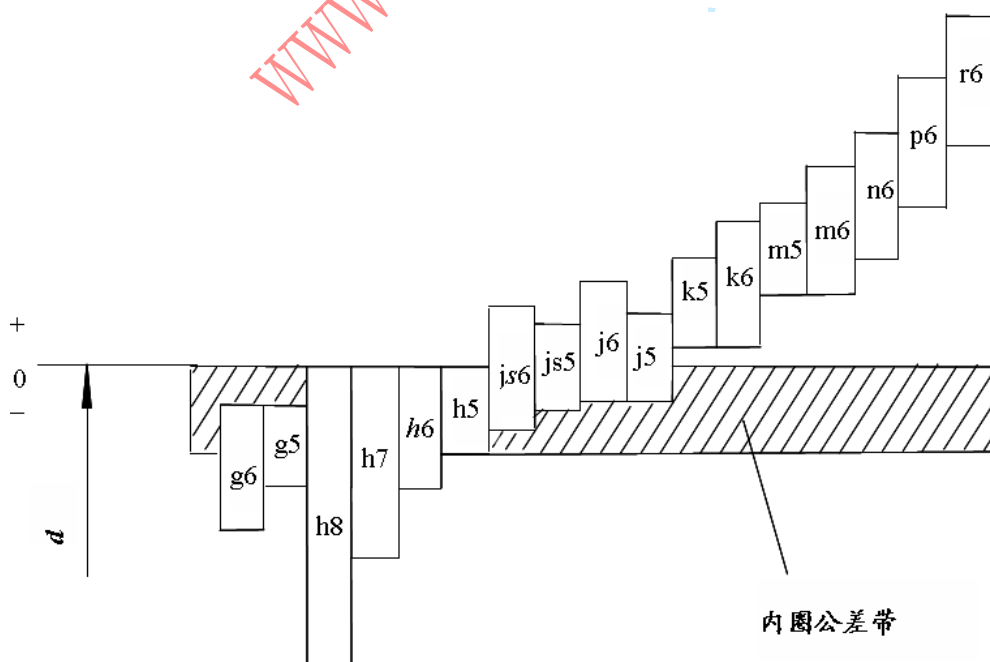
6-4 滚动轴承内圈与轴颈的配合和外圈与外壳孔的配合分别采用哪种基准制？

答：内圈与轴颈的配合采用基孔制；外圈与外壳孔的配合采用基轴制。

6-5 滚动轴承内圈内径公差带相对于公称直径为零线的分布有何特点？其基本偏差是怎样规定的？

答：此时的基孔制不同于正常的基孔制，此时的孔基本偏差是上偏差。

内圈基准孔公差带位于以公称内径为零线的下方。因而这种特殊的基准孔公差带与GB / T1801—79中基孔制的各种轴公差带构成的配合性质，相应地比这些轴公差带的基本偏差代号所表示的配合性质有不同程度的变紧，见图。



6-6 选择滚动轴承与轴颈、外壳孔的配合时、应考虑的主要因素有哪些？

**答：**滚动轴承配合的选择应考虑的主要因素有：轴承套圈相对于负荷的状况、负荷的类型和大小、轴承的尺寸大小、轴承游隙、轴和轴承座的材料、工作环境以及装拆等。

其中轴承套圈相对于负荷方向的运转状态(考虑滚道的磨损)

(1) 轴承套圈相对于负荷方向固定；

(2) 轴承套圈相对于负荷方向旋转

负荷的大小：轴承与轴颈或外壳孔配合的选择，应依据所承受载荷的性质(轻、正常、重负荷)依次越来越紧。

**6-7** 根据滚动轴承套圈相对于负荷方向的不同，怎样选择轴承内圈与轴颈配合和外圈与外壳孔配合的性质和松紧程度？试举例说明。

**答：**(1) 当套圈相对于负荷方向固定时，该套圈与轴颈或外壳孔的配合应稍松些，一般选用具有平均间隙较小的过渡配合或具有极小间隙的间隙配合。

(2) 当套圈相对负荷方向旋转时。该套圈与轴颈或外壳孔的配合应较紧，一般选用过盈小的过盈配合或过盈概率大的过渡配合。必要时，过盈量的大小可以通过计算确定。

(3) 当套圈相对于负荷方向摆动时，该套圈与轴颈或外壳孔的配合的松紧程度，一般与套圈相对于负荷方向旋转时选用的配合相同，或稍松一些。

轴承和轴的配合应用

| 运转状态                   |                                             | 负荷状态         | 其他状态         |             | 公差带      |                     |
|------------------------|---------------------------------------------|--------------|--------------|-------------|----------|---------------------|
| 说明                     | 举例                                          |              |              |             | 球轴<br>承  | 滚子轴<br>承            |
| 固 定<br>的 外<br>圈 负<br>荷 | 一般机<br>械、铁<br>路机车<br>车辆轴<br>箱、电<br>动机、<br>泵 | 轻、正常、重<br>负荷 | 轴向容易移动       | 轴处于高温下工作    | G7       |                     |
|                        |                                             |              |              | 采用剖分式外壳     | H7       |                     |
|                        |                                             | 冲击负荷         | 轴向能<br>或剖分   | 移动,采用整体式式外壳 | J7 . Js7 |                     |
| 摆动<br>负荷               |                                             | 轻正常负荷        |              |             |          |                     |
|                        |                                             | 正常重负荷        | 轴向不移动,采用整体式壳 |             |          | K7                  |
|                        |                                             | 冲击负荷         |              |             |          | M7                  |
| 旋转<br>的外<br>圈负<br>荷    | 张紧滑<br>轮、轮<br>毂轴承                           | 轻负荷          |              |             |          | J7      K7          |
|                        |                                             | 正常负荷         |              |             |          | K7<br>M7      M7 N7 |
|                        |                                             | 重负荷          |              |             |          | N7 .P7              |

表

| 径向负荷与套圈的<br>相对关系  | 负荷的类型 | 配合的选择                      |
|-------------------|-------|----------------------------|
| 相对静止              | 局部负荷  | 选松一些的配合,如较松的过渡配合或间隙较小的间隙配合 |
| 相对旋转              | 循环负荷  | 选紧一些的配合,如过盈配合或较紧的过渡配合      |
| 相对于套圈在有限<br>范围内摆动 | 摆动负荷  | 循环负荷或略松一点                  |

6-8 与滚动轴承配合的轴颈和外壳孔,除了采用包容要求(或最大实体要求的零形位公差)以外,为什么还要规定更严格的圆柱度公差?

答:应该标注的形位公差如下

- ① 轴颈遵守包容要求;
- ② 轴颈、外壳孔按GB/T275—93 分别规定圆柱度公差,
- ③ 轴肩、孔肩按GB/T275—93 分别规定对各自基准轴线的端面圆跳动公差;



- ④ 二外壳孔轴线分别对其公共轴线的同轴度公差采用采用最大实体要求零形位公差；
- ⑤ 二轴颈分别对其公共轴线以类比法按GB1184—80 选择径向圆跳动公差。

(4)轴承内外圈配合表面的形位公差和粗糙度要求

形状公差：因轴承套圈为薄壁件，装配后靠轴颈和外壳孔来矫正，故套圈工作时的形状与轴颈及外壳孔表面形状密切相关。应对轴颈和外壳孔表面提出圆柱度公差要求。

位置公差：为保证轴承工作时有较高的旋转精度，应限制与套圈端面接触的轴肩及外壳孔肩的倾斜，以避免轴承装配后波道位置不正而使旋转不平稳，因此规定了轴肩和外壳孔肩的端面跳动公差。轴和外壳孔的形位公差值按国家标准规定选取。

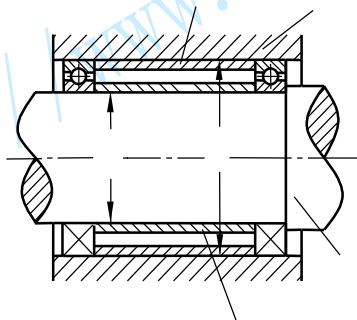
表面粗糙度的大小直接影响配合性质和连接强度，因此，对与轴承内、外圈配合的表面提出较高的粗糙度要求。相关的国家标准给出了与不同精度等级轴承相配合的表面粗糙度。

6-9 滚动轴承与轴颈及外壳孔的配合在装配图上的标注有何特点？

答：由于滚动轴承用单一平面内平均直径作为轴承的配合尺寸，其公差数值与国标GB/T1800.3—1998《极限与配合》中的标准公差数值不同。因此，在装配图上标注滚动轴承与轴和外壳孔的配合时，只需标注轴和外壳孔的公差带代号，不用标注轴承的公差等级代号，只需标注与之相配合的轴承座及轴颈的公差等级代号。

而在零件图上，应标注以下参数：尺寸公差、形状公差、位置公差、表面粗糙度。

6-10 如图 6-1 所示的车床床头箱，根据滚动轴承配合的要求，主轴轴颈和箱体孔的公差带分别选定为 60js6 和 95K7。试确定套筒 1 与主轴轴颈的配合代号(该配合要求 $X_{\max} \leq +0.25\text{mm}$ ， $X_{\min} \geq +0.08\text{mm}$ )和箱体孔与套筒 4 外圆柱面的配合代号(该配合要求 $X_{\max} \leq +0.25\text{mm}$ ， $X_{\min} \geq +0.08\text{mm}$ )。



1、4-套筒 2-主轴 3-箱体

图 6-1 习题 6-10 图

答：分析题意可知，轴承的外环与箱体孔的配合已知，采用基轴制；轴承的内环与轴颈的配合已知，采用基孔制。则可判断出 $\phi 95K7/h6$ 是轴承外环与箱体孔最终形成的配合面； $\phi 60H7/js6$ 是轴承内环与轴颈最终形成的配合面。

1) 首先分析筒 4 与箱体孔之间的配合：

因为箱体孔 $\phi 95K7$ ，筒 4 相当于轴，箱体孔首先要满足与轴承外环的配合，这之后箱体孔就已经确定，所以其与筒 4 两者形成的配合要采用基孔制。则为 $\phi 95H7$ 。查基本公差数值表知 $IT7=35\mu m$ ，有孔 $ES=35\mu m$ ， $EI=0$ 。两者形成的配合公差 $T_f = |X_{\max} - X_{\min}| = |250 - 80| = 170\mu m$ ，又已知孔 $T_h = 35\mu m$ ，则轴 $T_s = 170 - 35 = 135\mu m$ ；查标准公差表知 $IT10=140\mu m$ 最接近。则由题

$$\begin{aligned} X_{\max} &= ES - ei \Rightarrow ei = ES - X_{\max} = 35 - 250 = -215\mu m \\ X_{\min} &= EI - es \Rightarrow es = EI - X_{\min} = 0 - 80 = -80\mu m \end{aligned}$$

查轴的基本偏差表，对筒 4 这个轴而言，只能是上偏差 $es=-72\mu m$ 接近 $-80\mu m$ 成立，基本偏差是e，此时由 $es=-72\mu m$ 可计算出 $ei=es-T_s=-72-140=-212\mu m$

则校验两者形成的实际间隙

$$\begin{aligned} X'_{\max} &= ES - ei = 35 - (-212) = 247\mu m < 250\mu m \\ X'_{\min} &= EI - es = 0 - (-72) = 72\mu m < 80\mu m \end{aligned}$$

所以精度设计合理。

两者最终形成的配合是 $\phi 95H7/e10$ 。

2) 筒 1 与轴颈之间的配合：

因为轴颈 $\phi 60js6$ ，筒 1 相当于孔，轴颈首先要满足与轴承内环的配合，这之后轴颈就确定已经，所以其与筒 1 两者形成的配合要采用基轴制。则为 $\phi 60h7$ 。查基本公差数值表知 $IT7=30\mu m$ ，有 $es=0$ ， $ei=-30\mu m$ 。两者形成的配合公差 $T_f = |X_{\max} - X_{\min}| = |250 - 80| = 170\mu m$ ，又已知轴 $T_s = 30\mu m$ ，则轴 $T_h = 170 - 30 = 140\mu m$ ；查标准公差表知 $IT10=120\mu m$ 最接近。则由题意

$$\begin{aligned} X_{\max} &= ES - ei \Rightarrow ES = ei + X_{\max} = -30 + 250 = 220\mu m \\ X_{\min} &= EI - es \Rightarrow EI = es + X_{\min} = 0 + 80 = +80\mu m \end{aligned}$$

查孔的基本偏差表，对筒 1 这个孔而言，只能是上偏差 $EI=100\mu m$ 或 $EI=60\mu m$ 接近 $+80\mu m$ 成立，基本偏差分别是D和E，此时由 $EI_1=100\mu m$ 可计算出 $ES_1=EI_1+T_h=100+120=220\mu m$ ；由 $EI_2=60\mu m$ 可计算出 $ES_2=EI_2+T_h=60+120=180\mu m$ ；

则校验两者形成的实际间隙

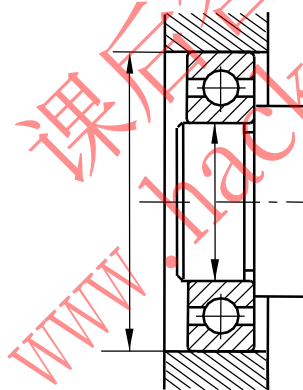
$$\begin{aligned} \text{第一组精度设计 } EI_1=100 \mu\text{m 时, } X'_{\max} &= ES - ei = 220 - (-30) = 250 \mu\text{m} \leq 250 \mu\text{m} \\ X'_{\min} &= EI - es = 100 - 0 = 100 \mu\text{m} > 80 \mu\text{m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{第二组精度设计 } EI_2=60 \mu\text{m 时, } X'_{\max} &= ES - ei = 180 - (-30) = 210 \mu\text{m} \leq 250 \mu\text{m} \\ X'_{\min} &= EI - es = 60 - 0 = 60 \mu\text{m} < 80 \mu\text{m} \end{aligned}$$

则对以上两组精度设计比较可以看出, 第一组合理。两者最终形成的配合是  $\phi 60D10/h7$ 。

6-11 如图 6-2 所示, 某闭式传动的减速器传动转轴上安装 0 级 609 深沟球轴承(内径 45mm, 外径 85mm), 其额定动负荷为 19700N。工作情况为: 外壳固定, 轴旋转。转速为 980r/min。承受的径向动负荷为 1300N。试确定:

- ①轴颈和外壳孔的尺寸公差带代号和采用的公差原则;
- ②轴颈和外壳孔的尺寸极限偏差以及它们与滚动轴承配合的有关表面的形位公差和表面粗糙度参数值; 将上述公差要求分别标注在装配图和零件图上。



习题 6-11 图

答: 选用配合与轴承所受的负荷类型和大小有关, 因为在负荷作用下, 轴承套圈会变形, 使配合面间的实际过盈量减小和轴承内部游隙增大。所以当受冲击负荷或重负荷时, 一般应选择比正常、轻负荷时更紧的配合。对向心轴承负荷的大小用径向当量动负荷( $P$ )与径向额定动负荷( $C$ )的比值区分。即: 当  $P \leq 0.07C$  时, 为轻负荷;  $0.07C < P < 0.15C$  时, 为正常负荷;  $P > 0.15C$  时, 为重负荷。负荷越大配合过盈越大。轴承尺寸大小随着轴承的尺寸增大, 选取过盈配合过盈越大, 选取间隙配合间隙越大。

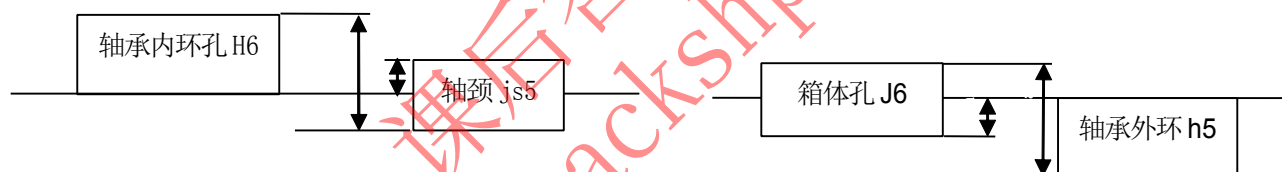
$P/C=0.0659$  属于轻负荷。闭式传动的减速器传动转轴上安装 0 级 609 深沟球轴承(内径 45mm, 外径 85mm), 查表 7-1, 7-2 应选用轴 j6, 孔选用 H7。

公差原则: 内环与轴颈采用基孔制; 外环与箱体孔采用基轴制。

下一问请同学们自己查表, 回顾轴颈和外壳孔与滚动轴承配合的有关表面的形位公差和表面粗糙度标注的有关知识要点后自己完成。

6-12 有一 D306 滚动轴承(公称内径  $d=30\text{mm}$ , 公称外径  $D=72\text{mm}$ ), 轴与轴承内圈配合为 js5, 壳体孔与轴承外圈的配合为 J6, 试画出公差带图, 并计算出它们的配合间隙与过盈以及平均间隙或过盈。

答: 因为轴与轴承内圈配合为 js5, 应用基孔制, 所以配合公差是  $\phi 30\text{H}6/\text{js}5$ ; 壳体孔与轴承外圈的配合为 J6; 应用基轴制, 所以配合公差是  $\phi 72\text{J}6/\text{h}5$ 。查标准公差表和基本偏差表, 确定出各数值后画出公差带图如下:



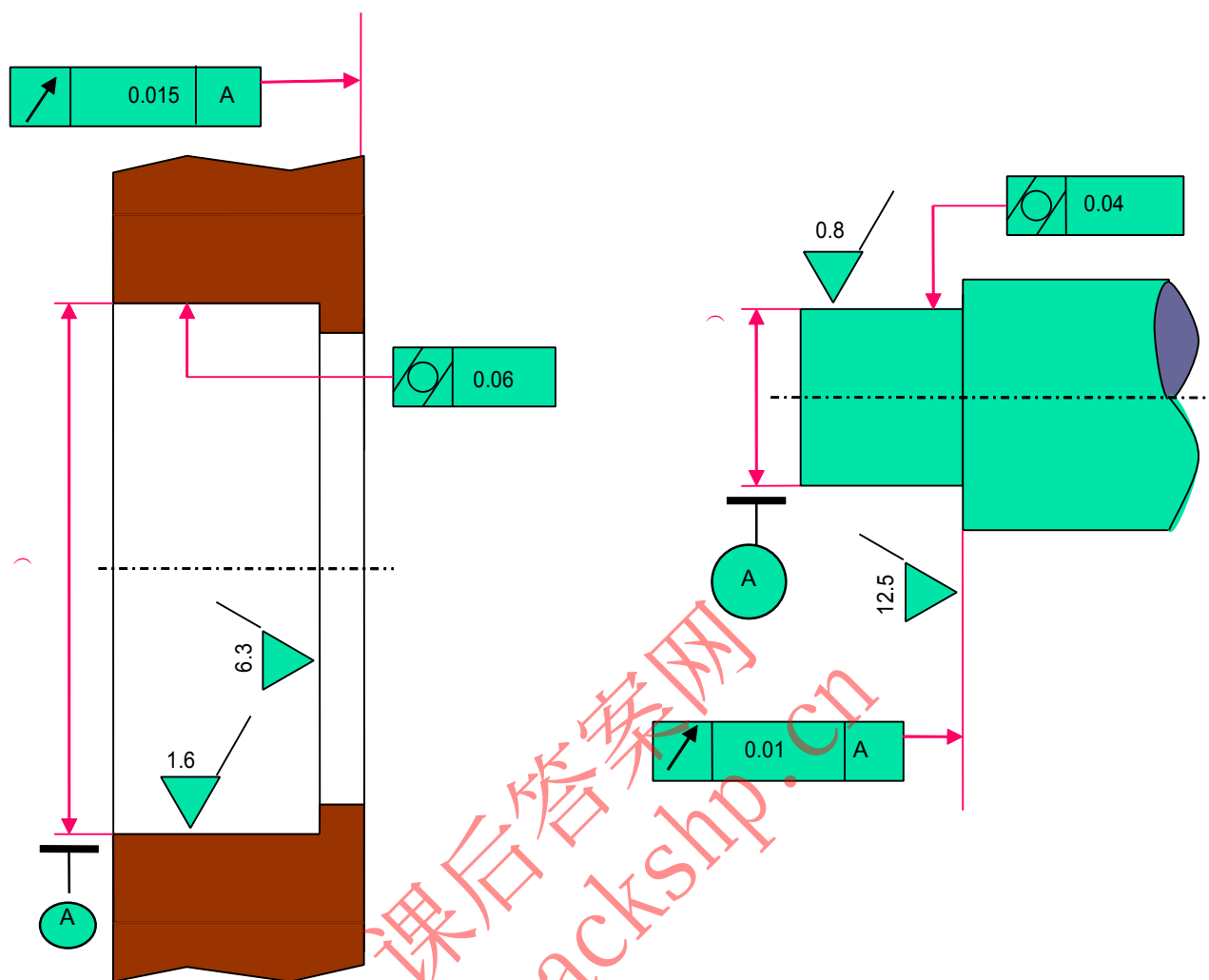
公差带图解

$$\text{轴承内环与轴颈之间的平均间隙 } X_{av} = \frac{X_{\max} + Y_{\max}}{2} = \frac{17.5 + 4.5}{2} = 11\mu\text{m}$$

$$\text{箱体孔与轴承外环之间的平均间隙 } X_{av} = \frac{X_{\max} + Y_{\max}}{2} = \frac{13 + 9.5}{2} = 11.25\mu\text{m}$$

6-13 某拖拉机变速箱输出轴的前轴承为轻系列单列向心球轴承(内径为  $\phi 40\text{mm}$ , 外径为  $\phi 80\text{mm}$ ), 试确定轴承的精度等级, 选择轴承与轴和壳体孔的配合, 并用简图表示出轴与壳体孔的形位公差与表面粗糙度的要求。

答: 查表对轻系列单列向心球轴承而言, 取轴承内环与轴颈配合  $\phi 40\text{H}7/\text{j}6$ ; 轴承外环与箱体孔配合为  $\phi 80\text{J}7/\text{h}6$ ;



7-1 为什么钻头、铰刀、铣刀等的尾柄与机床主轴孔联结多采用圆锥结合方式？从使用要求出发，这些工具圆锥应有那些要求？

7-2 有一外圆锥，已知最大圆锥直径  $D_e$  为  $f$  20mm，最小圆锥直径  $d_e$  为  $f$  5mm，圆锥长度为 100mm，试确定圆锥角、圆锥素线角和锥度。若圆锥角公差等级为 AT8，试查出圆锥角公差的数值( $AT_\alpha$ 和  $AT_D$ )。

7-3 国家标准规定了哪几项圆锥公差？对于某一圆锥工件，是否需要将几个公差项目全都给出？圆锥公差有哪几种给定方法？各适用在什么场合？如何在图样上标注？

7-4 圆锥直径公差与给定截面的圆锥直径公差有什么不同？

7-5 有一外圆锥，最大直径  $D=\phi 200\text{mm}$ ，圆锥长度  $L=400\text{mm}$ ，圆锥直径公差等级为 IT8 级，求直径公差所能限定的最大圆锥角误差  $\Delta\alpha_{\max}$ 。

7-6 在选择圆锥直径公差时，对结构型圆锥和位移型圆锥有什么不同？

7-7 某铣床主轴轴端与齿轮孔联结，采用圆锥加平键的连接方式，其基本圆锥直径为大端直径  $D=f$  88mm，锥度  $C=1:15$ 。试确定此圆锥的配合及内外圆锥体的公差。



## 第八章 习题

8-1 平键联接的主要几何参数有哪些？配合尺寸是哪个？

答：(1) 键高、键长、轴槽深、轮毂槽深等都属于非配合尺寸。

(2) 配合尺寸是键宽。

8-2 平键联接的配合采用何种基准制？有几种配合类型？一般键联接应采用哪种配合？

答：(1) 平键联接的配合采用基轴制；

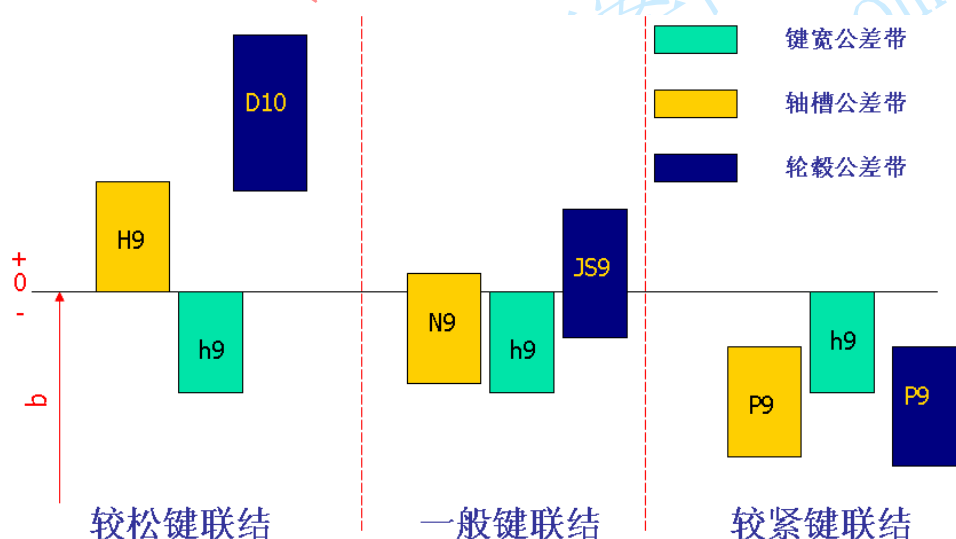
(2) 有较松连接、一般连接、较紧连接三种配合类型；

(3) 一般键联接应采用一般键连接。

平键联接的配合制：

由于使用的平键为标准件，且键又为外表面，因而，键与轴槽、键与轮毂槽的配合均采用基轴制。国家标准对键宽只规定了一种公差带  $h9$ 。

一般键与轴槽配合要求较紧，键与轮毂槽配合要求较松，相当于一个轴与两个孔相配合，且配合性质不同。国家标准对轴槽宽和轮毂槽宽各规定了三种公差带，构成三种配合形式，分别对应于较松键联结、一般键联结和较紧键联结。用于不同的场合。键宽与键槽宽公差带图如图示



8-3

较松键联结

一般键联结

较紧键联结

平键联

接有哪些形位公差要求？数值如何确定？

答：为了保证键宽与键槽宽之间具有足够的接触面积和可装配性，对键和键槽的位置误差要加以控制，应分别规定轴键槽对轴的基准线和轮毂槽对孔的基准轴线的对称度公差，一般可按对称度公差 7~9 级选取，查表时，公称尺寸是指键宽。该对称度公差与键槽宽度的尺寸公差及孔、轴尺寸公差的关系可以采用独立原则或最大实体要求。对称度公差等级可按 GB/T1184-1996《形状和位置公差 未注公差值》取为 7~9 级。

8-4 平键联接配合表面的粗糙度要求一般在多大数值范围内？

答：键和键槽配合面的表面粗糙度一般取  $Ra1.6\sim6.3\mu m$ ，非配合面取  $Ra12.5\mu m$ 。

8-5 矩形花键联接结合面有哪些？定心表面是哪个？

答：矩形花键联结结合面的主要尺寸：小径  $d$ 、大径  $D$ 、键宽和键槽宽  $B$ 。矩形花键联结的三种定心方式：小径  $d$  定心、大径  $D$  定心、键侧(键槽侧)  $B$  定心。GB1144-87 规定矩形花键联结采用小径定心时，定心表面精度要求高。

8-6 矩形花键联接结合面的配合采用何种基准制？有几种配合类型？应用如何？

答：矩形花键的配合采用基孔制，即内花键的  $D$ 、 $d$ 、和  $B$  的基本偏差不变，依靠改变外花键的  $D$ 、 $d$  和  $B$  的基本偏差，以获得不同松紧的配合。由这些公差带构成内、外花键的各种配合(配合的种类和配合特点见相关标准)，分别得到三种联接形式，即滑动联接、紧滑动联接和固定联接。配合选择主要应根据定心精度要求、传递转矩的大小以及是否有轴向移动来选择，具体参见相关内容。

a) 大径定心

b) 小径定心

c) 键宽定心

矩形花键的尺寸精度设计：矩形花键按使用要求分类为一般使用与精密传动两种。按联结使用要求分为滑动、紧滑动和固定三种配合类型。每种情况下花键配合的公差等级都不相同。

矩形花键的形位精度设计：对矩形花键的形位公差做如下规定：因为小径是花键联结的定心尺寸，必须保证其配合性质，所以内、外花键小径  $d$  的极限尺寸应遵守包容原则，即花键孔和轴的小径不能超越最大实体边界。为保证装配性和键侧受力均匀，规定花键的位置度公差应遵守最大实体原则，即不能够超过实效边界。

矩形花键联接公差与配合的选用：选择配合种类时，首先要根据内、外花键之间是否有轴向移动，确定固定联接还是非固定联接。对于内、外花键之间要求有相对移动，而且移动距离长、

移动频率高的情况，应选用配合间隙较大的滑动联接，以保证运动灵活性及配合面间有足够的润滑层。对于内、外花键之间定心精度要求高，传递扭矩大或经常有反向转动的情况，则选用配合间隙较小的紧滑动联接。对于内、外花键间无需在轴向移动，只用来传递扭矩，则选用固定联接。对于需规定内花键各键槽侧面和外花键各键齿侧面对小径定心表面轴线平行度公差 of 的较长花键，该平行度公差值根据产品性能，按相关标准确定。

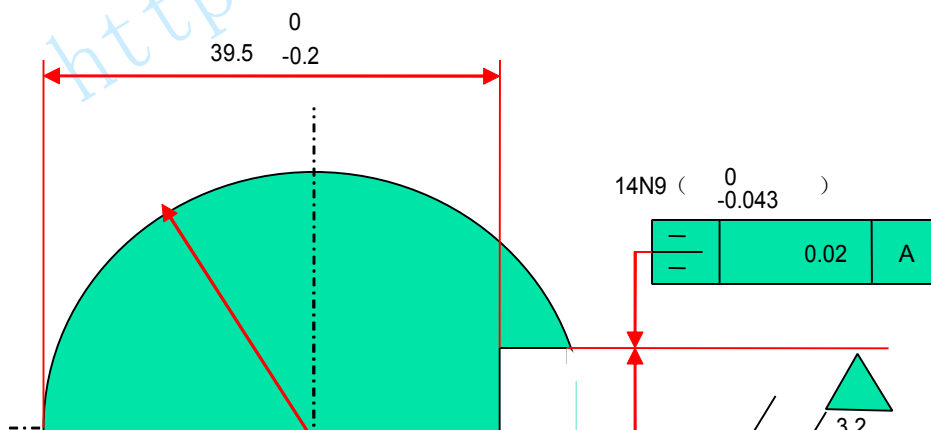
键槽和花键的形位公差和表面粗糙度：键槽的形位公差有键槽对轴线的对称度、键槽两工作侧面的平行度。键槽的两工作侧面为配合面，其表面粗糙度  $R_a$  值要小于槽底的表面粗糙度  $R_a$  值。具体规定见相关标准内容。内、外花键形位公差和表面粗糙度等的规定(或推荐)见相关标准内容。

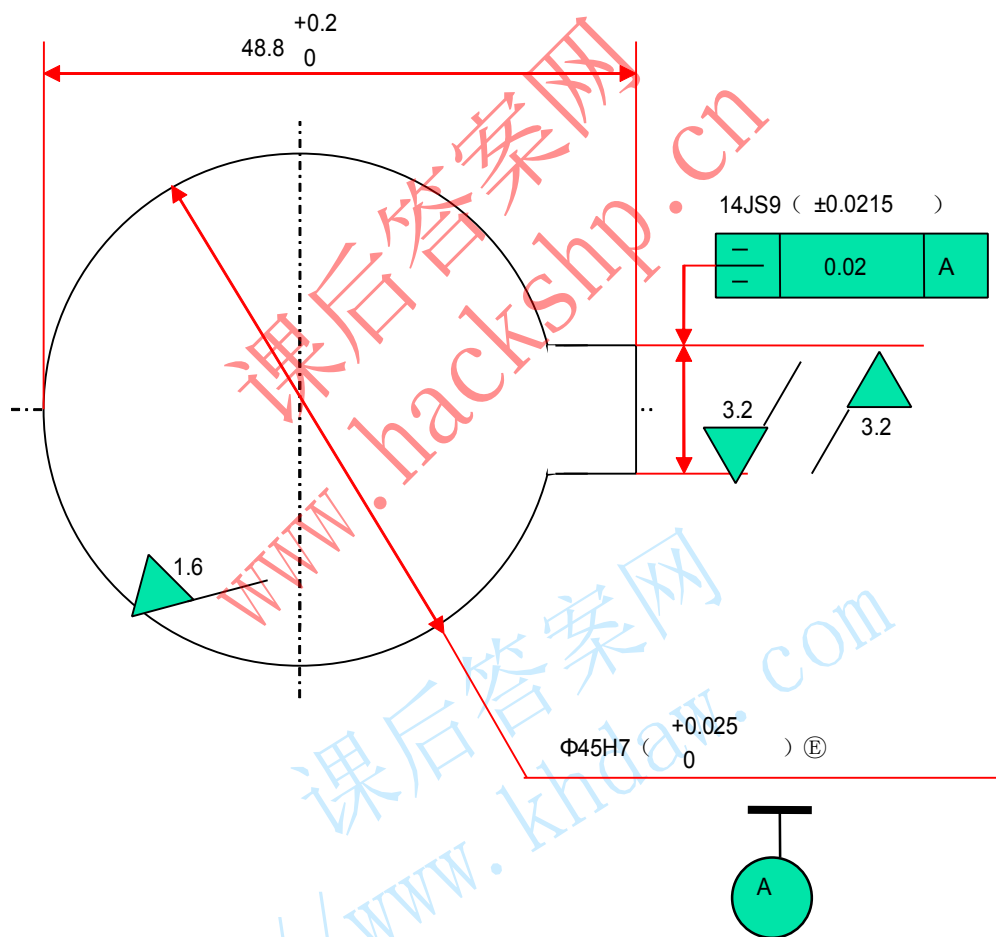
内、外花键尺寸公差带与配合及其选择

| 内花键 |     |         |        | 外花键 |      |     | 装配型式 |
|-----|-----|---------|--------|-----|------|-----|------|
| d   | D   | B       |        | d   | D    | B   |      |
|     |     | 拉削后不热处理 | 拉削后热处理 |     |      |     |      |
| H7E | H10 | H9      | H11    | f7E | a 11 | d10 | 滑动   |
|     |     |         |        | g7E |      | f9  | 紧滑动  |
|     |     |         |        | h7E |      | h10 | 固定   |
| H5E | h6E | H7,H9   |        | f5E | a 11 | d8  | 滑动   |
| g5E |     |         |        | f7  |      | 紧滑动 |      |
| h5E |     |         |        | h8  |      | 固定  |      |
| H6E |     |         |        | f6E |      | d8  | 滑动   |
|     |     |         |        | f7  |      | 紧滑动 | 紧滑动  |
|     |     |         |        | h8  |      | 固定  | 固定   |

8-7 某减速器中输出轴的伸出端与相配件孔的配合为  $45H7/m6$ ，并采用了一般键联接。试确定轴槽和轮毂槽的剖面尺寸及其极限偏差、键槽对称度公差和键槽表面粗糙度参数值，将各项公差值标注在零件图上。

答：对尺寸为  $45H7/m6$  轴槽和轮毂槽而言， $IT6=16$ ； $IT7=25$ ；





8-8 某车床床头箱中一变速滑动齿轮与轴的结合，采用矩形花键固定联接，花键的基本尺寸为  $6 \times 23 \times 26 \times 6$ ，齿轮内孔不需要热处理。试查表确定花键的大径、小径和键宽的公差带，并画出公差带图。

答：参照课本 155~158，请同学们自己完成。

8-9 试查出矩形花键配合  $6 \times 28 \frac{H7}{g7} \times 32 \frac{H10}{a11} \times 7 \frac{H11}{f9}$  中的内花键、外花键的极限偏差，画出公差带，并指出该矩形花键配合的用途及装配形式。

答：参照课本 155~158，请同学们自己完成。

## 第九章 习题

9-1 普通螺纹有哪些主要几何参数？它们是如何影响螺纹互换性的？

答：(1)大径：

(2)小径：

(3)中径：仅当中径有误差时，只要外螺纹中径小于内螺纹中径，就能保证其旋合性，但外螺纹中径过多地小于内螺纹中径，其联接强度就降低。

(4)螺距：螺距误差导致内外螺纹发生干涉，旋合性下降。即使通过“螺距误差中径当量”的补偿保证了旋合性，但其内外螺纹的牙侧接触面减少，使联接强度降低。

(5)牙侧角：牙侧角偏差将影响螺纹旋入性，对接触的均匀性也有影响，使联接强度降低。

9-2 国标为何不单独规定螺距公差和牙型半角公差，而只规定一个中径公差？

答：螺距公差会累积成螺距累积公差，使旋合性下降及连接强度降低；牙侧角公差会累积成牙侧角累积公差，影响旋入性和联接强度。

在影响螺纹互换性的五个参数中，除了大径和小径外，中径误差、螺距误差和牙侧角误差可以综合用中径公差加以控制。因为螺纹轴向上的螺距误差和牙侧角误差，均可折算成径向上的误差当量  $f_p(F_p)$  和  $f_a(F_a)$ ，因此，国家标准没有单独规定螺距公差和牙侧角公差，而只规定了一个中径公差。

9-3 中径合格的判断原则是什么？

答：泰勒原则，即实际螺纹的作用中径不能超出最大实体牙型的中径，而实际螺纹上的任何部位的单一中径不能超出最小实体的中径。保证螺纹互换性的条件为：

$$D_{2fe} \geq D_{2min} \quad d_{2fe} \leq d_{2max} \quad \text{—— 保证旋合性}$$

$$D_{2s} \leq D_{2max} \quad d_{2s} \geq d_{2min} \quad \text{—— 保证连接强度}$$

#### 9-4 普通螺纹的精度有几种？各用于何种场合？

答：当螺纹的公差等级一定时，旋合长度越长，加工时产生螺距累积偏差和牙型半角偏差可能越大。因此，螺纹按公差等级和旋合长度规定了三种精度等级：精密级、中等级、粗糙级。各精度等级的应用见本章有关内容。同一精度等级，随旋合长度的增加应降低螺纹的公差等级。

为了保证连接强度、接触高度和装拆方便，国标推荐优先采用 H/g，H/h 或 G/h 的配合。对于大批量生产的螺纹，为了装拆方便，应选用 H/g 或 G/h 组成配合。对单件小批生产的螺纹，可用 H/h 组成配合，以适应手工拧紧和装配速度不高等使用特性。在高温状态下工作的螺纹，为防止因高温形成金属氧化皮或介质沉积使螺纹卡死，可采用能保证间隙的配合。当温度在 450℃ 以下时，可用 H/g 组成配合；温度在 450℃ 以上时，可选用 H/e 配合，如火花塞螺纹就是选用的这种配合。对于需要镀涂的外螺纹，当镀层厚度为 10μm、20μm、30μm 时，可分别选用 e、f、g 与 H 组成配合。当内、外螺纹均需电镀时，则可由 G/e 或 G/f 组成配合。

(1)精密级：用于要求配合性质稳定，且保证相当定位精度的螺纹结合；

(2)中等级：用于一般螺纹的结合；

(3)粗糙级：用于不重要的螺纹结合或加工较困难的螺纹。

#### 9-5 普通螺纹中径公差带的位置有几种？内、外螺纹有何不同？

答：在同一公差等级中，内螺纹中径公差比外螺纹中径公差大 32% 左右，这是因为内螺纹加工比较困难。基本偏差为公差带两极限偏差中靠近零线的那个极限偏差，它确定了公差带相对基本牙型的位置。国标规定内螺纹基本偏差是下偏差 EI，有 H 和 G 两种公差带位置，外螺纹基本偏差是上偏差 es，有四种公差带位置 e、f、g、h。并且 H、h 的基本偏差为零，G 的基本偏差为正值，e、f、g 的基本偏差为负值。归纳如下：

(1)内螺纹中径的基本偏差有：H、G 两种；外螺纹中径的基本偏差有 e、f、g、h 四种。

(2)内螺纹中径的基本偏差是下偏差，外螺纹中径的基本偏差是上偏差。见孔庆华教材 P167

#### 9-6 说明 M20×2—6H/5g6g 的含义，并查出内、外螺纹的极限偏差。

答：M：右旋普通螺纹；20：公称直径 20mm；2：螺距 2mm；内螺纹的中径和顶径公差带是 6H，外螺纹中径公差是 5g、顶径公差是 6g。其余结合孔庆华教材 P166 表 7—12 和表 7—13。



9-7 已知普通螺纹副 M12×1—6H/6g, 加工后测得

内螺纹:  $D_{2a}=11.415\text{mm}$ ,  $\Delta P_{\Sigma}=+0.03\text{mm}$

$\Delta\alpha/2_{\text{左}}=-1^{\circ}10'$ ,  $\Delta\alpha/2_{\text{右}}=+1^{\circ}30'$

外螺纹:  $d_{2a}=11.306\text{mm}$ ,  $\Delta P_{\Sigma}=-0.04\text{mm}$

$\Delta\alpha/2_{\text{左}}=+40'$ ,  $\Delta\alpha/2_{\text{右}}=-1^{\circ}$

试判断内、外螺纹的中径是否合格?

答: 应用公式计算

$$d_{2fe}=d_{2s}-(f_p+f_{\alpha/2})$$

$$D_{2fe}=D_{2s}-(f_p+f_{\alpha/2})$$

$$f_p=1.732|\Delta P_{\Sigma}|$$

$$f_{\alpha/2}=0.073P(K_1|\Delta\alpha_1/2|+K_2|\Delta\alpha_2/2|)(\mu\text{m})$$

| $\Delta\alpha_1/2$ 、 $\Delta\alpha_2/2$ |               | $>0(+)$ | $<0(-)$ |
|-----------------------------------------|---------------|---------|---------|
| 外                                       | $K_1$ 、 $K_2$ | 2       | 3       |
| 内                                       | $K_1$ 、 $K_2$ | 3       | 2       |

应用公式判断

$$D_{2fe}\geq D_{2min} \quad d_{2fe}\leq d_{2max} \quad \text{—— 保证旋合性}$$

$$D_{2s}\leq D_{2max} \quad d_{2s}\geq d_{2min} \quad \text{—— 保证连接强度}$$

计算过程略去, 请同学们自己完成

9-8 有一螺栓 M20×2—5h, 加工后测得结果为: 单一中径为 18.681mm, 螺距累积误差的中径当量  $f_p=0.018\text{mm}$ , 牙型半角误差的中径当量  $f_a=0.022\text{mm}$ , 已知中径尺寸为 18.701mm, 试判断该螺栓的合格性。

答: 计算过程略去, 参照 9-7 题的公式, 请同学们自己完成

9-9 某螺母 M24×2—7H, 加工后实测结果为: 单一中径 22.710mm, 螺距累积误差的中径当量  $f_p=0.018\text{mm}$ , 牙型半角误差的中径当量  $f_a=0.022\text{mm}$ , 试判断该螺母的合格性。

9-10 加工 M18×2—6g 的螺纹，已知加工方法所产生的螺距累积误差的中径当量  $f_p=0.018\text{mm}$ ，牙型半角误差的中径当量  $f_a=0.022\text{mm}$ ，问此加工方法允许的中径实际最大、最小尺寸各是多少？

答：请同学们自己完成

9-11 已知螺纹尺寸和公差要求为 M24×2—6g，加工后测得：实际大径  $d_a=23.850\text{mm}$ ，实际中径  $d_{2a}=22.521\text{mm}$ ，螺距累积偏差  $\Delta P_\Sigma=+0.05\text{mm}$ ，牙型半角偏差分别为  $\Delta\alpha/2(\text{左})=+20'$ ， $\Delta\alpha/2(\text{右})=-25'$ ，试求顶径和中径是否合格，查出所需旋合长度的范围。

答：请同学们自己完成

9-12 某 T40×6-8 丝杠各个参数的公称值如下：大径、中径和小径基本尺寸分别为 40mm、37mm 和 33mm，螺距基本值为 6mm，牙型半角为  $15^\circ$ ，长度为 1.25m，试确定中径、大径、小径和牙侧角极限偏差，以及其他各项公差。

答：请同学们自己完成

## 第十章 习题

10-1 齿轮传动有哪些使用要求？当齿轮的用途和工作条件不同时，其要求的侧重点有何不同？

10-2 齿轮轮齿同侧齿面的精度检验项目有哪些？它们对齿轮传动主要有何要求？

10-3 切向综合偏差有什么特点和作用？

10-4 径向综合偏差(或径向跳动)与切向综合偏差有何区别？用在什么场合？

10-5 齿轮精度等级的选择主要有哪些方法？

10-6 如何考虑齿轮的检验项目？单个齿轮有哪些必检项目？

10-7 齿轮副的精度项目有哪些？

10-8 齿轮副侧隙的确定主要有哪些方法？齿厚极限偏差如何确定？

10-9 对齿坯有哪些精度要求？

10-10 齿厚上、下偏差如何确定？

10-11 公法线长度上、下偏差如何确定？

10-12 GB10095—1988 中齿轮的三个公差组各有哪些项目？对传动性能的主要影响是什么？

10-13 某直齿圆柱齿轮标注为  $6(F_a)$ 、 $7(F_p, F_\beta)$  GB/T 10095.1—2001, 其模数  $m=2\text{mm}$ , 齿数  $Z=60$ , 齿形角  $\alpha=20^\circ$ , 齿宽  $b=30\text{mm}$ 。若测量结果为: 齿距累积总偏差  $F_p=0.080\text{mm}$ , 齿廓总偏差  $F_a=0.010\text{mm}$ , 单个齿距偏差  $f_{pt}=13\mu\text{m}$ , 螺旋线总偏差  $F_\beta=16\mu\text{m}$ , 问是否满足齿轮精度的要求, 为什么?

10-14 大量生产某直齿圆柱齿轮, 其模数  $m=3.5\text{mm}$ , 齿数  $z=30$ , 标准压力角  $\alpha=20^\circ$ , 变位系数为零, 齿宽  $b=50\text{mm}$ , 精度等级为 7GB/T 10095.1-2001, 齿厚上、下偏差分别为  $-0.07\text{mm}$  和  $-0.14\text{mm}$ 。试确定:

- ①试确定其检验项目及其允许值;
- ②测量公法线长度时的跨齿数和公称公法线长度及其上、下偏差;
- ③齿面的表面粗糙度轮廓幅度参数及其允许值;
- ④齿轮坯的各项公差或极限偏差 (齿顶圆柱面不作为切齿时的找正基准, 也不作为测量齿厚的基准);
- ⑤用某种切齿方法生产第一批齿轮时, 这批齿轮按上列的必检精度指标进行测量后合格, 然后在工艺条件不变的情况下, 用这种切齿方法继续生产该齿轮而采用双啮仪测量, 其传递运动准确性和传动平稳性的评定指标的名称和公差值。

10-15 某直齿圆柱齿轮的模数  $m=3.5\text{mm}$ , 齿数  $z=30$ , 标准压力角  $\alpha=20^\circ$ , 变位系数为零, 精度等级为 8GB/T 10095.1-2001, 齿厚上、下偏差分别为  $-0.07\text{mm}$  和  $-0.14\text{mm}$ 。

(1) 以齿顶圆柱面作为测量弦齿厚的基准, 在不计及该圆柱面直径的实际偏差的影响时, 试确定:

- ①公称弦齿高  $h_e$  和公称弦齿厚  $s_{nc}$  的数值;
- ②该圆柱面直径的极限偏差和它对齿轮基准孔轴线的径向圆跳动公差;
- ③弦齿高和弦齿厚在齿轮图上的标注方法。

(2) 以齿顶圆柱面作为测量弦齿厚的基准, 且计及该圆柱面直径的实际偏差的影响, 试确定: ①该圆柱面直径的极限偏差和它对齿轮基准孔轴线的径向圆跳动公差; ②弦齿高和弦齿厚在齿轮图上的标注方法。

(3) 设齿轮齿顶圆柱面直径的实际尺寸为  $\phi 111.92\text{mm}$ , 计及该圆柱面直径的实际偏差对齿厚测量结果的影响, 则测齿卡尺的垂直卡尺应按什么尺寸调整?

10-16 某通用减速器中相互啮合的两个直齿圆柱齿轮的模数  $m=4\text{mm}$ ，标准压力角  $\alpha=20^\circ$ ，变位系数为零，齿数分别为  $z_1=30$  和  $z_2=96$ ，齿宽分别为  $b_1=75\text{mm}$  和  $b_2=70\text{mm}$ ，传递功率为  $7\text{kW}$ ，基准孔直径分别为  $d_1=\phi 40\text{mm}$  和  $d_2=\phi 55\text{mm}$ 。主动齿轮的转速  $n_1=1280\text{r/min}$ 。采用油池润滑。工作时发热引起温度升高，要求最小侧隙  $j_{bn \min}=0.21\text{mm}$ 。试确定：

- ①大、小齿轮的精度等级；
- ②大、小齿轮的各个必检精度指标的公差或极限偏差；
- ③大、小齿轮齿厚的极限偏差；
- ④大、小齿轮的公称公法线长度及相应的跨齿数、极限偏差；
- ⑤大、小齿轮的齿轮坯公差；
- ⑥大、小齿轮各个表面的表面粗糙度轮廓幅度参数及其允许值；

⑦画出小齿轮的零件图，并将上述技术要求标注在齿轮图上。齿轮的结构参看有关图册或手册进行设计。齿轮轮毂采用光滑孔和普通平键键槽，需要确定光滑孔的公差带代号、键槽宽度和深度的基本尺寸和极限偏差以及键槽中心平面对光滑基准孔轴线的对称度公差。

## 第十一章 习题

11-1 什么叫尺寸链？它有何特点？

11-2 如何确定尺寸链的封闭环?怎样区分增环与减环? 一个长度尺寸链中是否既要有增环,也要有减环?

11-3 解算尺寸链主要为解决哪几类问题?

11-4 完全互换法、大数互换法、分组法、调整法和修配法各有何特点?各适用于何种场合?

11-5 如图 11-1 所示各尺寸链的封闭环分别为  $A_0$ 、 $B_0$ 、 $C_0$ , 试用回路法判断各尺寸链的增、减环。

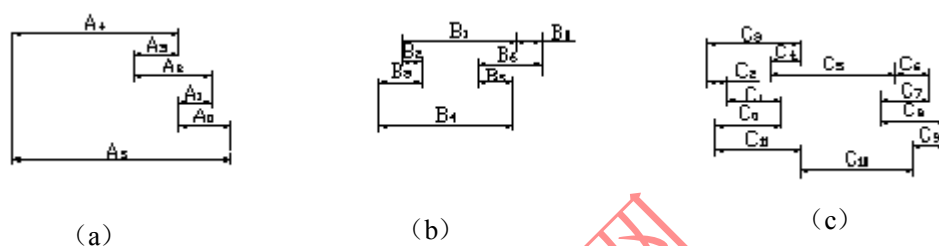


图 11-1

11-6 如图 11-2 所示套类零件, 有两种不同的尺寸标注方法。其中  $A_0 = 8^{+0.2}_0$  mm 为封闭环。试从尺寸链角度考虑, 哪一种标注方法更合理?

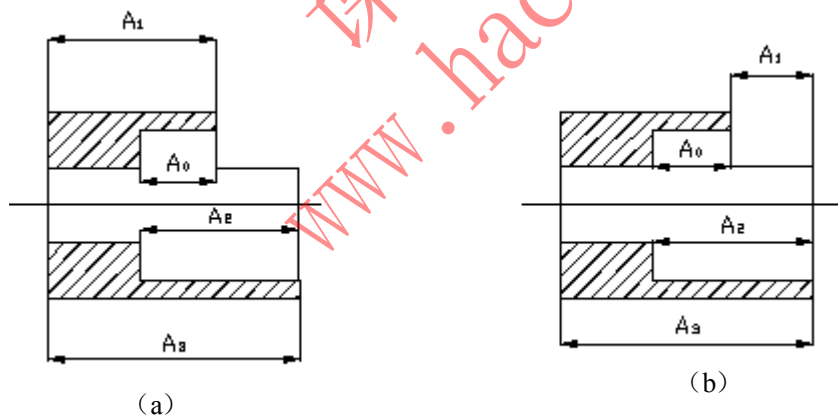


图 11-2

11-7 有一孔、轴配合, 装配前轴需镀铬, 镀层厚度为  $15\mu\text{m} \pm 2\mu\text{m}$ , 镀后应满足  $\phi 75\text{H}8/\text{f}7$  的配合, 问轴在镀前尺寸应是多少?(用完全互换法)

11-8 如图 11-3 所示, 加工一轴套, 加工顺序为: (1) 镗孔至  $A_1 = \phi 40^{+0.10}_0$  mm; (2) 插键槽  $A_2$ ; (3) 精镗孔  $A_3 = \phi 40.6^{+0.06}_0$  mm; (4) 要求达到  $A_4 = 44^{+0.30}_0$  mm。求键槽工艺尺寸  $A_4$  的基本尺寸和极限偏差。

11-9 如图 11-4 所示齿轮的端面与垫圈之间的间隙应保证在  $0.04 \sim 0.15\text{mm}$  范围内，试用完全互换法确定有关零件尺寸的极限偏差。

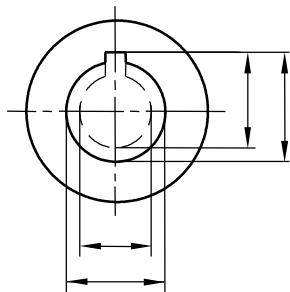


图 11-3 习题

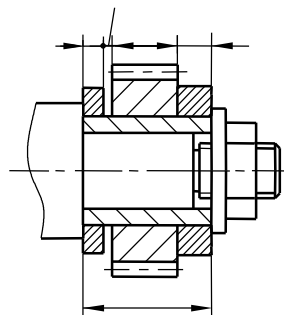


图 11-4 习题

11-10 设图 11-4 所示尺寸链各组成环的尺寸偏差的分布均服从正态分布，并且分布中心与公差带中心重合，试用概率法确定这些组成环尺寸的极限偏差，以保证齿轮端面与垫圈之间的间隙在  $0.04 \sim 0.15\text{mm}$  范围内。