

4 滚动轴承的游隙

4.1 轴承游隙

滚动轴承的游隙，是涉及诸多特性的关键指标之一。轴承内、外圈相对位移量就是轴承游隙，径向位移量称为径向游隙，轴向位移量称为轴向游隙。

对于轴承而言，游隙之所以重要，是因为游隙的大小直接影响轴承的性能，如影响轴承基本额定动载荷乃至寿命、影响轴的振动或者轴承音响、以及轴承滚动体是否正常运行等等。

另一方面，轴承通常采用内圈或外圈带过盈量安装，但过盈量会引起内、外圈胀缩，造成游隙变化。而且，轴承在运行中会达到某一饱和温度，但此时内、外圈及滚动体的温度并不相同，于是产生了温差（见图1）。这一温差，又导致游隙发生变化。加之轴承在承受一定载荷进行旋转时，由于该载荷的作用，轴承内、外圈及滚动体之间还会发生弹性位移，这也会引起轴承游隙变化。

对轴承性能有重要影响的轴承游隙，将随着轴承配合、内、外圈及滚动体的温差、轴承载荷等发生变化，所以，情况十分复杂。

那么，游隙怎样才算理想？由于游隙会在各种情况下发生变化，故而，在考虑这一问题前，我们先要对各种情况的游隙作出定义，括号内为表示代号。

测量游隙 (Δ_1)：给轴承施加一定测量载荷后，测出的游隙，又称表观游隙，其中包含测量载荷造成的轴承弹性变形量 (δ_{FO})，

$$\Delta_1 = \Delta_0 + \delta_{FO}$$

理论游隙 (Δ_0)：由测量游隙减去由测量载荷所引起的变形后的径向游隙。

$$\Delta_0 = \Delta_1 - \delta_{FO}$$

滚子轴承的 δ_{FO} 可以忽略不计，故而 $\Delta_0 = \Delta_1$

安装游隙 (Δ_f)：轴承安装于轴和轴承座后剩余的游隙，忽略轴的重量等导致的轴承弹性变形。设配合造成内、外圈胀缩导致的游隙减少量为 δ_f ，

$$\Delta_f = \Delta_0 - \delta_f$$

有效游隙 (Δ)：轴承装进设备并以规定条件旋转达到一定温度，且不存在载荷所引起的弹性变形时的轴承游隙，即只考虑内、外圈配合所致游隙减少量 δ_f 与内、外圈温差造成的游隙变动量 δ_t ，无载荷时的游隙，它是轴承最基本的参数，轴承的基本额定动载荷均是有效游隙 $\Delta=0$ 时的数值：

$$\Delta = \Delta_f - \delta_t = \Delta_0 - (\delta_f + \delta_t)$$

工作游隙 (Δ_F)：装好轴承，并施加一定载荷进行旋转时的游隙，它已考虑了轴承载荷引起的弹性变形量 δ_F 的影响。通常，不用于计算。

$$\Delta_F = \Delta + \delta_F$$

对于轴承而言，最重要的是有效游隙。从理论上讲，当有效游隙 Δ 为极小的负值时，轴承寿命最长（即使有效游隙微呈负值，也存在工作游隙受轴承载荷影响而为正值的情况，故而严格讲，负值大小会因轴承载荷大小而有所差异）。然而，

很难让所有轴承都得到同样理想状态的有效游隙，故而为了使有效游隙的最小值趋于零或微小负值，就要考虑理论游隙。因此，必须准确求出内、

外圈过盈量造成的游隙减少量 δ_f 与内、外圈温差造成的游隙变动量 δ_t 。其计算方法，将在后文介绍。

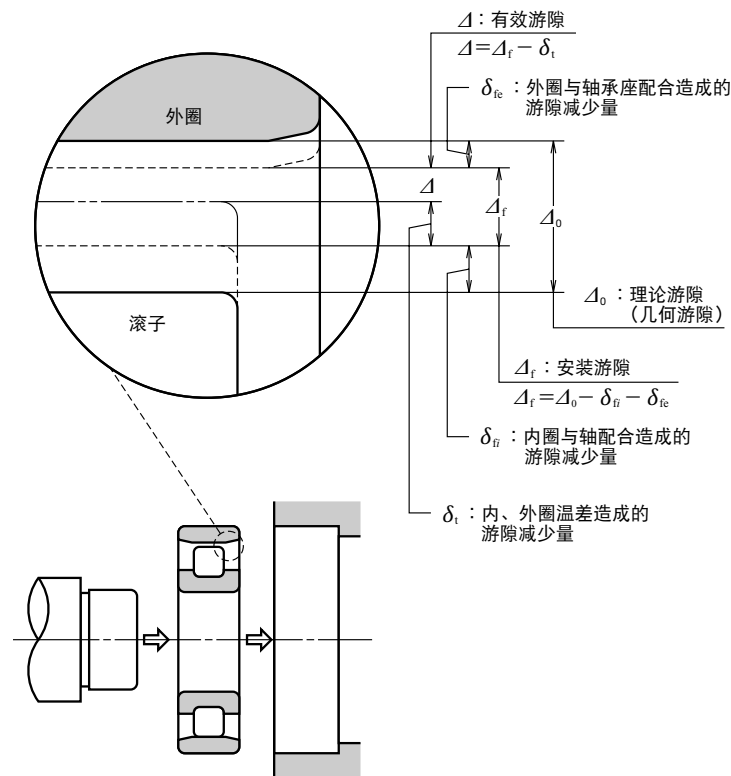


图1 滚子轴承径向游隙的变化

4.2 安装游隙的计算

4.1 节介绍了轴承游隙的类型，下面举例介绍安装游隙的计算方法。

如果将内圈或外圈紧配于轴或轴承座，则套圈膨胀或收缩当然会使径向游隙减少。通常，轴承往往采用内圈旋转，内圈与轴紧配合，外圈与轴承座松配合。因此，一般只考虑内圈过盈量的影响。

以单列深沟球轴承 6310 为例，设轴为 k5、轴承座孔为 H7，只有内圈存在过盈量。

设轴径、轴承内径及径向游隙均为正态分布，不良率为 0.3 %，则配合后的游隙（安装游隙）的平均值 $m_{\Delta f}$ 及标准偏差 $\sigma_{\Delta f}$ 可由下式求出。以下单位为 mm。

$$\sigma_s = \frac{R_s/2}{3} = 0.0018$$

$$\sigma_i = \frac{R_i/2}{3} = 0.0020$$

$$\sigma_{\Delta 0} = \frac{R_{\Delta 0}/2}{3} = 0.0028$$

$$\sigma_f^2 = \sigma_s^2 + \sigma_i^2$$

$$m_{\Delta f} = m_{\Delta 0} - \lambda_i(m_s - m_i) = 0.0035$$

$$\sigma_{\Delta f} = \sqrt{\sigma_{\Delta 0}^2 + \lambda_i^2 \sigma_f^2} = 0.0035$$

- 式中， σ_s ：轴径的标准偏差
 σ_i ：轴承内径的标准偏差
 σ_f ：过盈量的标准偏差
 $\sigma_{\Delta 0}$ ：径向游隙（安装前）的标准偏差
 $\sigma_{\Delta f}$ ：安装游隙（安装后）的标准偏差
 m_s ：轴径的平均值（ $\phi 50 + 0.008$ ）
 m_i ：轴承内径的平均值（ $\phi 50 - 0.006$ ）
 $m_{\Delta 0}$ ：径向游隙（安装前）的平均值（0.014）

- $m_{\Delta f}$ ：安装游隙（安装后）的平均值
 R_s ：轴径的公差（0.011）
 R_i ：轴承内径的公差（0.012）
 $R_{\Delta 0}$ ：径向游隙（安装前）的变动范围（0.017）
 λ_i ：表观过盈量引起的内圈滚道直径膨胀率（由图 1 中查得为 0.75）

另外，表观过盈量造成的游隙减少量平均值用 $\lambda_i(m_s - m_i)$ 表示。

以安装游隙（安装后的游隙）的散差分布在 99.7 % 以内，求 $R_{\Delta f}$ 的范围。

$$R_{\Delta f} = m_{\Delta f} \pm 3\sigma_{\Delta f} = +0.014 \sim -0.007。$$

即安装游隙 Δ_f 的平均值 $m_{\Delta f}$ 为 0.0035，其范围为 +0.014 ~ -0.007。如图 2 所示。

另外，内、外圈温差所致游隙变化量 δ_i 的计算方法将在 4.5 节叙述。

单位：mm

轴 径	$\phi 50 \begin{smallmatrix} +0.013 \\ +0.002 \end{smallmatrix}$
轴承内径 (d)	$\phi 50 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0.012 \end{smallmatrix}$
径向内部游隙 (Δ_0)	0.006 ~ 0.023 ⁽¹⁾

注 (1) 普通组游隙值

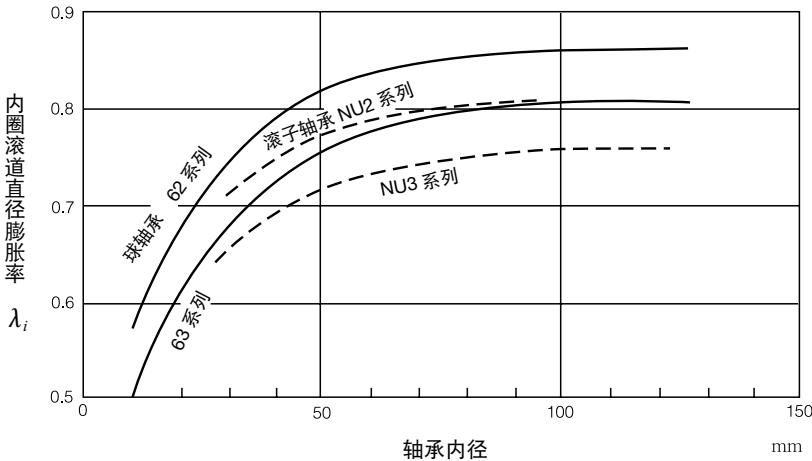


图 1 表观过盈量造成的内圈滚道直径膨胀率 λ_i

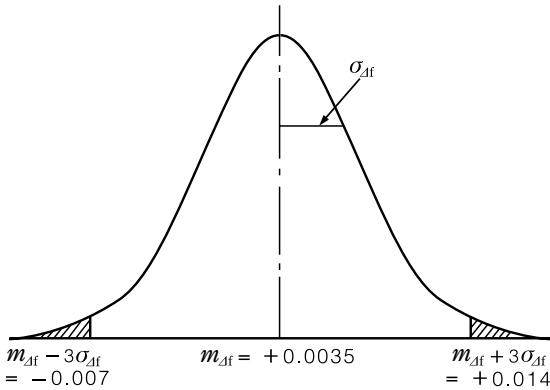


图 2 安装游隙量分布示意图

4.3 轴承配合引起的滚道直径变化
(内圈的配合)

在确定轴承径向游隙时，应考虑的项目就是配合引起的径向游隙减少。假如轴与内圈，轴承座孔与外圈采用过盈配合，则内圈膨胀，外圈收缩。膨胀量与收缩量的计算公式已在 3.4 节介绍，内圈滚道直径的膨胀量，则以式 (1) 表示。

$$\Delta D_i = \Delta d \cdot k \cdot \frac{1 - k_0^2}{1 - k^2 k_0^2} \dots\dots\dots (1)$$

式中， Δd ：有效过盈量 (mm)
 k ：内圈内径与滚道直径之比
 $k = d/D_i$
 k_0 ：空心轴内外径之比
 $k_0 = d_0/d$
 d ：内圈内径 (轴径) (mm)
 D_i ：内圈滚道直径 (mm)
 d_0 ：空心轴内径 (mm)

图 1 是与公式 (1) 对应的实用化图线，纵座标是内圈滚道直径膨胀量与过盈量的比率。横座标以空心轴的内外径比值 k_0 、内圈内径与滚道直径的比值 k 为参数绘出。

通常，配合引起的径向游隙的减少量按过盈量的约 80 % 计算，这是指实心轴的情况。空心轴时，过盈量对滚道直径的影响程度，则随轴的内外径比值变化。轴承内圈内径与内圈滚道直径之比，大约为 80 %，它也因轴承结构类型、尺寸大小及直径系列等而有所不同。图 2、图 3 分别以单列深沟球轴承和圆柱滚子轴承为例表示这种情况。

另外，图 1 的曲线仅限钢制轴使用。
试以球轴承 6220 为例，以公差带 m5 级装于空心轴 (轴径 $d=100$ ，轴内径 $d_0=65$) 上，求其径向游隙减少量。
由图 2 知，6220 的内径 / 滚道直径比值 $k = 0.87$ ，因轴的内外径之比 $k_0 = d_0/d = 0.65$ ，故由图 1 得滚道直径膨胀率为 73%。
设过盈量在 m5 时的平均值为 $30 \mu\text{m}$ ，则内圈滚道直径的膨胀量即配合所致径向游隙减少量 $= 0.73 \times 30 = 22 \mu\text{m}$ 。

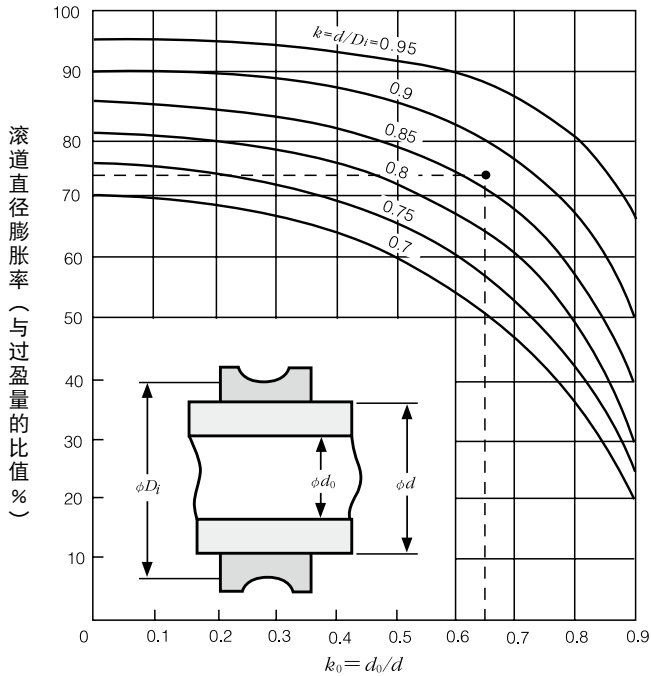


图 1 配合导致的滚道直径膨胀
(钢制轴与内圈的配合)

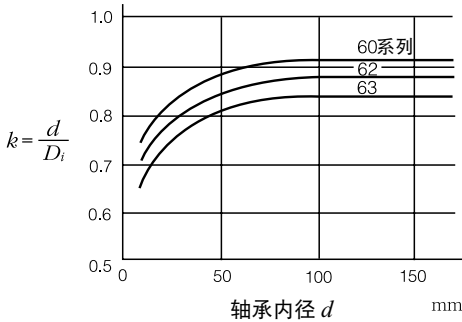


图 2 深沟球轴承内圈内径
与滚道直径之比

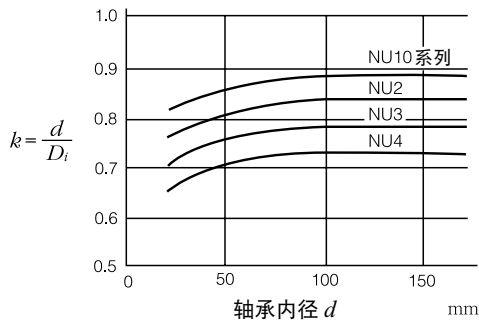


图 3 圆柱滚子轴承内圈内径
与滚道直径之比

4.4 轴承配合引起的滚道直径变化
(外圈的配合)

4.3 节谈了内圈的配合，本节介绍外圈配合引起的滚道直径收缩。

如果轴承载荷条件为内圈旋转载荷（外圈静止载荷），那么，内圈采用过盈配合，外圈则采用过渡配合或者间隙配合。但在外圈旋转载荷（内圈静止载荷）或方向不定载荷的情况下，外圈则须采用过盈配合，与内圈采用过盈配合时一样，也会出现配合导致径向游隙减少的问题。但外圈的过盈量，受到应力、轴承安装等限制而难以达到内圈那样大的过盈量。而且，与内圈旋转载荷相比，在实际使用中，很少出现外圈旋转载荷或方向不定载荷的情况。因而，对外圈过盈量导致径向游隙减少量的实际研究也不多。

外圈滚道直径的收缩量 ΔD_e ，以式 (1) 表示。

$$\Delta D_e = \Delta D \cdot h \cdot \frac{1 - h_0^2}{1 - h^2 h_0^2} \dots\dots\dots (1)$$

- 式中， ΔD ：有效过盈量 (mm)
 h ：外圈滚道直径与外径之比
 $h = D_e / D$
 h_0 ：轴承座内 · 外径之比
 $h_0 = D / D_0$
 D ：轴承外径 (轴承座内径) (mm)
 D_e ：外圈滚道直径 (mm)
 D_0 ：轴承座外径 (mm)

图 1 是公式 (1) 对应的线图。纵座标表示外圈滚道直径收缩量与过盈量的比率。横座标则是以轴承座内外径之比 h_0 ，外圈滚道直径与外径之比 h 在 0.7~0.95 之间，按每档 0.05 变化作

成的线图。 h 值因轴承类型与尺寸大小、直径系列等有所差异，单列深沟球轴承与圆柱滚子轴承则分别如图 2、图 3 所示。

外圈旋转载荷的实例，如汽车前轮、皮带张紧轮、输送机、滑轮等。

以球轴承 6207，以配合公差 N7 安装于钢制轴承座为例，试求径向游隙的减少量。假设轴承座外径 $D_0 = 95$ ，轴承外径 $D = 72$ ，由图 2 查知球轴承 6207 为 $h = 0.9$ ，因 $h_0 = D / D_0 = 0.76$ ，故由图 1 可知滚道直径收缩率为 71%。过盈量如取 N7 的平均值 $18 \mu\text{m}$ ，则外圈滚道直径的收缩量，即配合导致的径向游隙减少量为 $0.71 \times 18 \div 13 \mu\text{m}$ 。

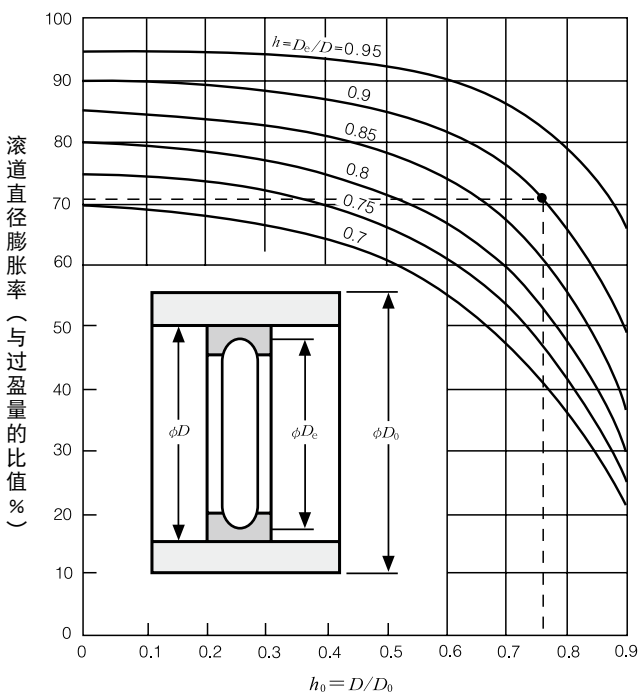


图 1 过盈配合导致的滚道直径收缩
(钢制轴承座与外圈的配合)

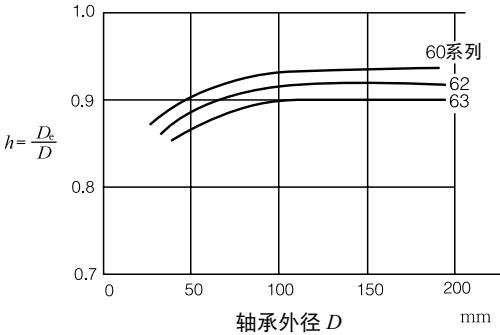


图 2 深沟球轴承外圈沟道直径与外径之比

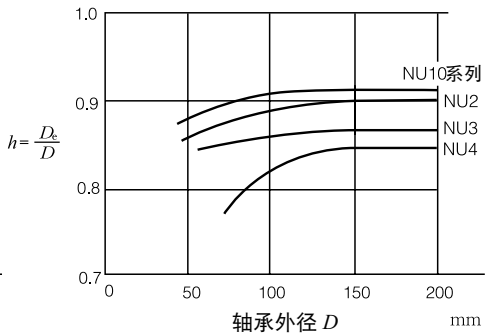


图 3 圆柱滚子轴承外圈滚道直径与外径之比

4.5 内、外圈温差引起的径向游隙减少量

在 4.2 节中，已经介绍了轴承的安装游隙，现举例介绍内、外圈温差导致的径向游隙减少量的计算方法以及有效游隙的最终结果。

当轴承承受一定载荷旋转时，各部位的温度都会有所升高。由于滚动体的温度也随运行条件变化，难以测量与判断，故而，通常都按与内圈等温计算。

现按 4.2 节，同样以单列深沟球轴承 6310 为例，设内、外圈温差为 5℃，则温差导致的径向游隙减少量可以下式求出。

$$\delta_t = \alpha \cdot \Delta_t \cdot D_e \div \alpha \cdot \Delta_t \frac{4D+d}{5} \dots\dots\dots(1)$$
$$\div 12.5 \times 10^{-6} \times 5 \times \frac{4 \times 110 + 50}{5}$$
$$\div 6 \times 10^{-3}(\text{mm})$$

- 式中， δ_t ：内、外圈温差导致的径向游隙减少量 (mm)
- α ：轴承钢的线膨胀系数 (1/℃)，
 $\alpha \div 12.5 \times 10^{-6}$
- Δ_t ：内圈及滚动体与外圈的温差 (℃)
- D ：外圈外径
(球轴承 6310 为 110 mm)
- d ：内圈内径
(球轴承 6310 为 50 mm)
- D_e ：外圈滚道直径 (mm)

外圈滚道直径，可由下式估算求出。

球轴承 $D_e = (4D + d)/5$

滚子轴承 $D_e = (3D + d)/4$

由 4.2 节例中求出的安装游隙 Δ_f 与本节求出的内、外圈温差导致的径向游隙的减少量 δ_t ，有效游隙 Δ 可以下式求出。

$$\Delta = \Delta_f - \delta_t = (+0.014 \sim -0.007) - 0.006$$
$$= +0.008 \sim -0.013$$

图 1 表示轴承承受径向载荷 3 350 N{340 kgf} (约为基本额定动载荷的 5 %) 时，有效游隙与寿命的关系 (参见 2.8 节)，有效游隙为 -13 μm 时，对应最大寿命值。就是说，只要有效游隙的下限大于 -13 μm 即可。

- 归纳起来，对于径向游隙，
- (1) 通常给出或图纸标出的径向游隙是理论游隙 Δ_0 。
 - (2) 对轴承来说，最重要的径向游隙，是有效游隙 Δ ，它是由理论游隙，减去内、外圈配合所致径向游隙减少量 δ_f 与内、外圈温差所致径向游隙减少量 δ_t 之后的数值。
$$\Delta = \Delta_0 - (\delta_f + \delta_t)$$
 - (3) 该有效游隙 Δ ，在理论上略呈负值时，通常寿命值最大；而负游隙过大，则轴承寿命骤然缩短。故而，要将有效游隙的最小值控制在这一数值以上。
 - (4) 在计算有效游隙与寿命的关系 (严格讲，还要考虑载荷影响) 时，不必考虑工作游隙 Δ_F ，问题的关键是有效游隙 Δ 。
 - (5) 轴承额定基本动载荷 C_r ，是按有效游隙 $\Delta = 0$ 时表示的。

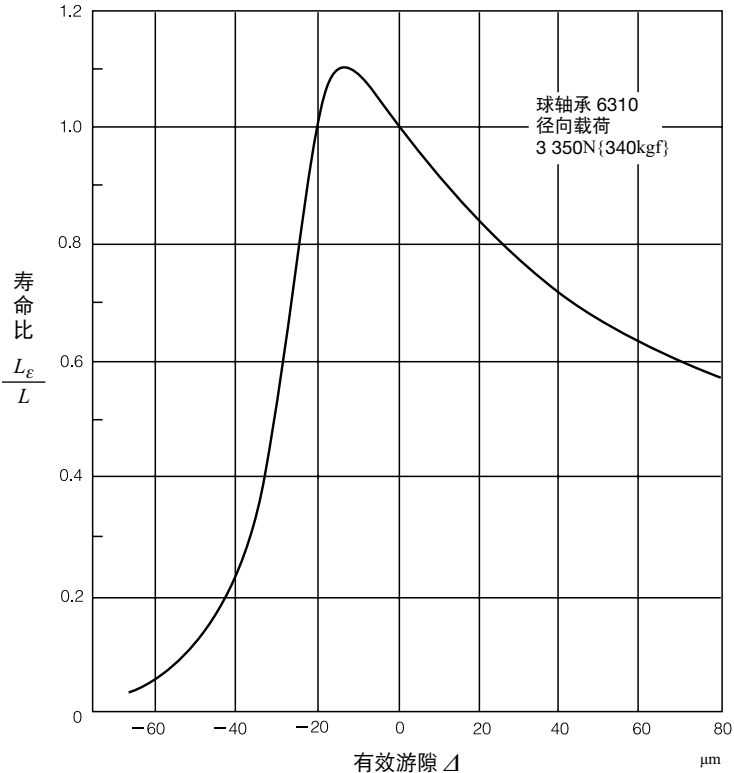


图 1 球轴承 6310 有效游隙与寿命的关系

备注 L_ε ：有效游隙 $\Delta = \varepsilon$ 时的寿命
 L ：有效游隙 $\Delta = 0$ 时的寿命

4.6 深沟球轴承的径 / 轴向游隙与接触角

4.6.1 径向游隙与轴向游隙

单列深沟球轴承的游隙按径向游隙规定，两个套圈中，一个固定，另一个既不固定，也不加载可沿径向位移的量称为径向游隙，可沿轴向位移的量称为轴向游隙。

径向、轴向游隙的关系如图 1 所示，可由其几何关系求得。

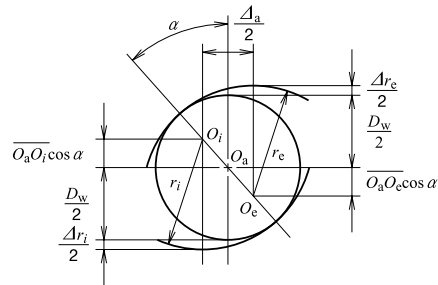


图 1 Δ_r、Δ_a 的关系

图 1 中的代号如下。

- O_a : 球心
- O_e : 外圈沟曲率中心
- O_i : 内圈沟曲率中心
- D_w : 球直径 (mm)
- r_e : 外圈沟半径 (mm)
- r_i : 内圈沟半径 (mm)
- α : 接触角 (°)
- Δ_r : 径向游隙 (mm)
- Δ_a : 轴向游隙 (mm)

另外，图 1 中， $\Delta_r = \Delta r_e + \Delta r_i$ 。

由几何学关系可知，游隙与接触角的关系如下。

$\Delta_r = 2(1 - \cos \alpha)(r_e + r_i - D_w) \dots\dots\dots(1)$

$\Delta_a = 2\sin \alpha (r_e + r_i - D_w) \dots\dots\dots(2)$

$\frac{\Delta_a}{\Delta_r} = \cot \frac{\alpha}{2} \dots\dots\dots(3)$

$\Delta_a \doteq 2(r_e + r_i - D_w)^{1/2} \Delta_r^{1/2} \dots\dots\dots(4)$

$\alpha = \cos^{-1} \left(\frac{r_e + r_i - D_w - \frac{\Delta_r}{2}}{r_e + r_i - D_w} \right) \dots\dots\dots(5)$

$= \sin^{-1} \left(\frac{\Delta_a/2}{r_e + r_i - D_w} \right) \dots\dots\dots(6)$

对于轴承而言，由于 $(r_e + r_i - D_w)$ 是个常数，所以， Δ_r 、 Δ_a 及 α 是相互关联的。

如上所述，深沟球轴承的游隙一般是指径向游隙，有时根据使用部位不同，需要知道轴向游隙。深沟球轴承的径向游隙与轴向游隙的关系以式 (4) 决定，式 (4) 可改写为式 (7)。

$\Delta_a \doteq K \Delta_r^{1/2} \dots\dots\dots(7)$

式中， K : 常数
 $K = 2(r_e + r_i - D_w)^{1/2}$

图 2 是其一例。另外，各类轴承的 K 值，见表 1。

计算例

球轴承 6312 在径向游隙为 0.017 mm 时，由表知 $K=2.09$

故而，轴向游隙 Δ_a 为
 $\Delta_a = 2.09 \times \sqrt{0.017} = 2.09 \times 0.13 = 0.27(\text{mm})$ 。

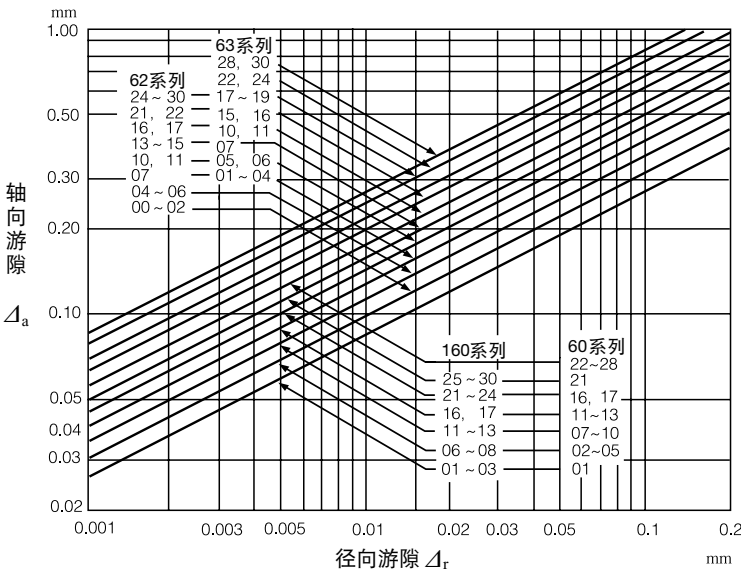


图 2 深沟球轴承的径向游隙与轴向游隙

表 1 径向、轴向游隙换算常数 K 值

内径代号	K			
	160 系列	60 系列	62 系列	63 系列
00	—	—	0.93	1.14
01	0.80	0.80	0.93	1.06
02	0.80	0.93	0.93	1.06
03	0.80	0.93	0.99	1.11
04	0.90	0.96	1.06	1.07
05	0.90	0.96	1.06	1.20
06	0.96	1.01	1.07	1.19
07	0.96	1.06	1.25	1.37
08	0.96	1.06	1.29	1.45
09	1.01	1.11	1.29	1.57
10	1.01	1.11	1.33	1.64
11	1.06	1.20	1.40	1.70
12	1.06	1.20	1.50	2.09
13	1.06	1.20	1.54	1.82
14	1.16	1.29	1.57	1.88
15	1.16	1.29	1.57	1.95
16	1.20	1.37	1.64	2.01
17	1.20	1.37	1.70	2.06
18	1.29	1.44	1.76	2.11
19	1.29	1.44	1.82	2.16
20	1.29	1.44	1.88	2.25
21	1.37	1.54	1.95	2.32
22	1.40	1.64	2.01	2.40
24	1.40	1.64	2.06	2.40
26	1.54	1.70	2.11	2.49
28	1.54	1.70	2.11	2.59
30	1.57	1.76	2.11	2.59

4.6.2 径向游隙与接触角

单列深沟球轴承也可以用作推力轴承，届时，尽量加大接触角为宜。

球轴承的接触角，由径向游隙与内、外圈沟曲率半径按几何学确定，利用式 (1)~(6) 的关系，图 3 针对 62、63 系列图解了径向游隙与接触角的关系；初期接触角 α_0 是轴向载荷为零时的接触角，一旦承受载荷，该接触角将发生变化。

当 α_0 超过 20° 时，就要考虑：轴承在承受轴向载荷时，钢球与滚道面的接触区是否超出滚道（参见 8.1.2 节）。

在仅承受轴向载荷条件下工作的深沟球轴承，为了加大其接触角，径向游隙通常都采用比标准游隙更大的游隙，几种轴承采用 C3 游隙，C4 游隙时的初期接触角，如表 2 所示。

表 2 C3、C4 游隙的初期接触角 α_0

轴承代号	C3 α_0	C4 α_0
6205	12.5° ~ 18°	16.5° ~ 22°
6210	11.5° ~ 16.5°	13.5° ~ 19.5°
6215	11.5° ~ 16°	15.5° ~ 19.5°
6220	10.5° ~ 14.5°	14° ~ 17.5°
6305	11° ~ 16°	14.5° ~ 19.5°
6310	9.5° ~ 13.5°	12° ~ 16°
6315	9.5° ~ 13.5°	12.5° ~ 15.5°
6320	9° ~ 12.5°	12° ~ 15°

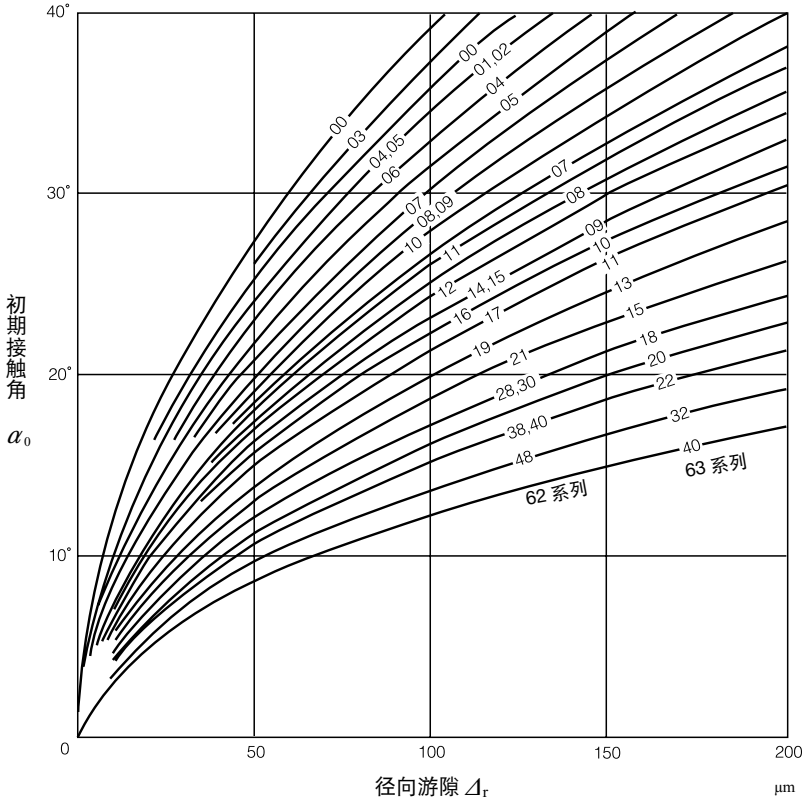


图 3 径向游隙与接触角

4.7 单列深沟球轴承的角度游隙

在考虑施加于轴承的载荷时，一般为径向载荷，轴向载荷或其联合载荷；在此类载荷条件下，内、外圈通常都视为平行位移。

实际上，由于轴承座偏心，轴在承载时发生挠曲或者轴承安装歪斜等，轴承时有处于内、外圈并不平行的状态下工作的情况。

在这种情况下，当内、外圈的倾角超过下文所述的轴承角度游隙的 1/2 时，就会产生异常应力，成为温升和早期剥落等的原因。至于承受力矩载荷时的载荷分配及当量载荷的计算方法等已有过详尽的报告，但首先了解各类轴承的角度游隙究竟多大，对于使用轴承也颇为重要。

角度游隙，是指二个套圈中，一个固定，另一个不加固定而向左右两侧随意倾斜所形成的角度，它与径向游隙有着密切的关系。

角度游隙 θ_0 可由式 (1) 近似求出。

$$\tan \frac{\theta_0}{2} \doteq \frac{2\{\Delta_r(r_e+r_i-D_w)\}^{1/2}}{D_{pw}}$$
$$=K_0 \cdot \Delta_r^{1/2} \dots\dots\dots(1)$$

式中， Δ_r ： 径向游隙 (mm)

r_e ： 外圈沟半径 (mm)

r_i ： 内圈沟半径 (mm)

D_w ： 球直径 (mm)

D_{pw} ： 球节圆直径 (mm)

K_0 ： 常数

$$K_0 = \frac{2(r_e+r_i-D_w)^{1/2}}{D_{pw}}$$

常数 K_0 按各类轴承恒定不变，单列深沟球轴承 60、62、63 系列的 K_0 值如表 1 所示。

另外，径向游隙 Δ_r 与角度游隙 θ_0 的关系如图 1 所示。

内、外圈的倾角，约为 $\pm\theta_0/2$ 。

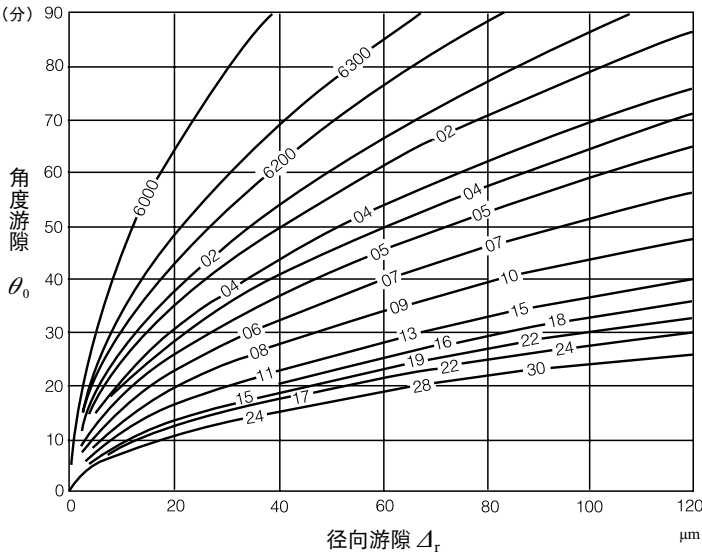


图 1 径向游隙与角度游隙

表 1 径向游隙・角度游隙换算常数 K_0 值

轴承代号	K_0		
	60 系列	62 系列	63 系列
	$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$
00	67.4	45.6	50.6
01	39.7	42.3	43.3
02	39.7	36.5	36.0
03	35.9	34.0	33.7
04	30.9	31.7	29.7
05	27.0	27.2	27.0
06	23.7	23.0	22.9
07	21.9	23.3	23.5
08	19.5	21.4	22.4
09	18.2	19.8	21.1
10	16.8	19.0	20.0
11	16.6	18.1	19.4
12	15.5	17.4	18.5
13	14.6	16.6	17.8
14	14.3	16.1	17.1
15	13.5	15.2	16.6
16	13.3	14.9	16.0
17	12.7	14.5	15.5
18	12.5	14.1	15.1
19	11.9	13.7	14.6
20	11.5	13.4	14.2
21	11.4	13.2	14.0
22	11.7	12.9	13.6
24	10.9	12.2	12.7
26	10.3	11.7	12.1
28	9.71	10.8	11.8
30	9.39	10.0	11.0

4.8 双列角接触球轴承的径向游隙与轴向游隙

双列角接触球轴承的径向游隙 Δ_r 与轴向游隙 Δ_a 的关系可由图 1 所示几何关系求出。

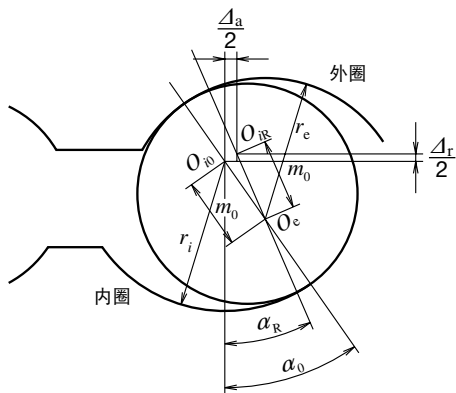


图 1

图 1 中的符号如下。

Δ_r : 径向游隙 (mm)

Δ_a : 轴向游隙 (mm)

α_0 : 将内、外圈推往轴向时的初期接触角

α_R : 将内、外圈推往径向时的初期接触角

O_e : 外圈沟曲率中心 (视为固定)

O_{i0} : 将内圈推往轴向时的内圈沟曲率中心

O_{iR} : 将内圈推往径向时的内圈沟曲率中心

m_0 : 内、外圈沟曲率中心的间距

$$m_0 = r_i + r_e - D_w$$

D_w : 球直径 (mm)

r_i : 内圈沟半径 (mm)

r_e : 外圈沟半径 (mm)

由图 1 可得下列各式

$$m_0 \sin \alpha_0 = m_0 \sin \alpha_R + \frac{\Delta_a}{2} \quad \dots\dots\dots(1)$$

$$m_0 \cos \alpha_0 = m_0 \cos \alpha_R - \frac{\Delta_r}{2} \quad \dots\dots\dots(2)$$

$$\sin^2 \alpha_0 = 1 - \cos^2 \alpha_0$$

$$(m_0 \sin \alpha_0)^2 = m_0^2 - (m_0 \cos \alpha_0)^2 \quad \dots\dots\dots(3)$$

将 (1), (2) 带入 (3), 则,

$$\left(m_0 \sin \alpha_R + \frac{\Delta_a}{2}\right)^2 = m_0^2 - \left(m_0 \cos \alpha_R - \frac{\Delta_r}{2}\right)^2 \quad \dots\dots\dots(4)$$

$$\therefore \Delta_a = 2\sqrt{m_0^2 - \left(m_0 \cos \alpha_R - \frac{\Delta_r}{2}\right)^2} - 2m_0 \sin \alpha_R \quad \dots\dots\dots(5)$$

按照设计, α_R 在 52、53 系列中为 $\alpha_R = 25^\circ$, 在 32、33 系列中为 $\alpha_R = 32^\circ$ 。设 $\alpha_R = 0^\circ$, 则式 (5) 变为:

$$\Delta_a = 2\sqrt{m_0^2 - \left(m_0 - \frac{\Delta_r}{2}\right)^2}$$

$$= 2\sqrt{m_0 \Delta_r - \frac{\Delta_r^2}{4}}$$

$$\frac{\Delta_r^2}{4} \doteq 0$$

$$\therefore \Delta_a \doteq 2m_0^{1/2} \Delta_r^{1/2} \quad \dots\dots\dots(6)$$

它与单列深沟球轴承的径向游隙与轴向游隙的关系相同。

m_0 值取决于内、外圈沟半径, NSK52、53 系列及 32、33 系列双列角接触球轴承按式 (5) Δ_r 与 Δ_a 的关系图解如图 2、图 3 所示。在游隙值较小的范围内, 可近似为:

$$\Delta_a \doteq \Delta_r \cot \alpha_R \quad \dots\dots\dots(7)$$

但游隙较大 ($\Delta_r/D_w > 0.002$) 时与式 (7) 的计算结果差异就会加大。

接触角 α_R 值恒定, 与径向游隙无关, 而内、外圈被推往轴向时的初期接触角 α_0 , 则随径向游隙而变。

其关系如式 (2) 所示。

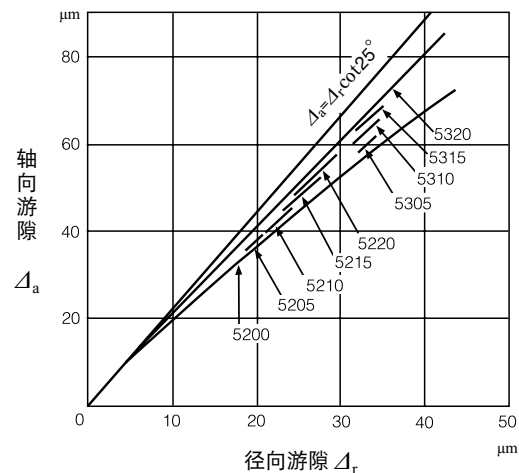


图 2 52、53 系列的径向、轴向游隙

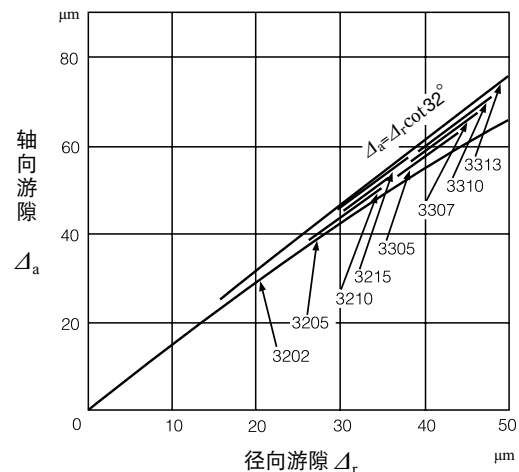


图 3 32、33 系列的径向、轴向游隙

4.9 双列角接触球轴承的角度游隙

与单列轴承的角度游隙同样，双列轴承的角度游隙，也是指内、外圈一个固定，另一个不固定而随意左右倾斜的最大角度。

由于可由中心位置左右倾斜，故而，角度游隙就是内、外圈极限倾斜角度（在不产生力矩的前提下，内、外圈可能由中心位置倾向一侧的最大角度）的2倍。

双列角接触球轴承的径向游隙与角度游隙的关系如式(1)所示。

$$\Delta_a = 2m_0 \left\{ \sin \alpha_0 + \frac{\theta R_i}{2m_0} - \sqrt{1 - \left(\cos \alpha_0 + \frac{\theta l}{4m_0} \right)^2} \right\}$$
.....(1)

- 式中， Δ_a : 轴向游隙 (mm)
 m_0 : 内、外圈沟曲率中心的距离 (mm)
 $m_0 = r_e + r_i - D_w$ (mm)
 r_e : 外圈沟半径 (mm)
 r_i : 内圈沟半径 (mm)
 α_0 : 初期接触角 (°)
 θ : 角度游隙 (rad)
 R_i : 轴心至内圈沟曲率中心的距离 (mm)
 l : 左右两列内圈沟曲率中心的间距 (mm)

NSK 双列角接触球轴承 52、53 系列及 32、33 系列按式 (1) 的关系表示如图 1。

双列角接触球轴承的径向游隙与轴向游隙的关系，如 4.8 节中所述。利用这个关系，将图 1 所示的关系转换成角度游隙 θ 与径向游隙 Δ_r 的关系，即得出图 2 所示内容。

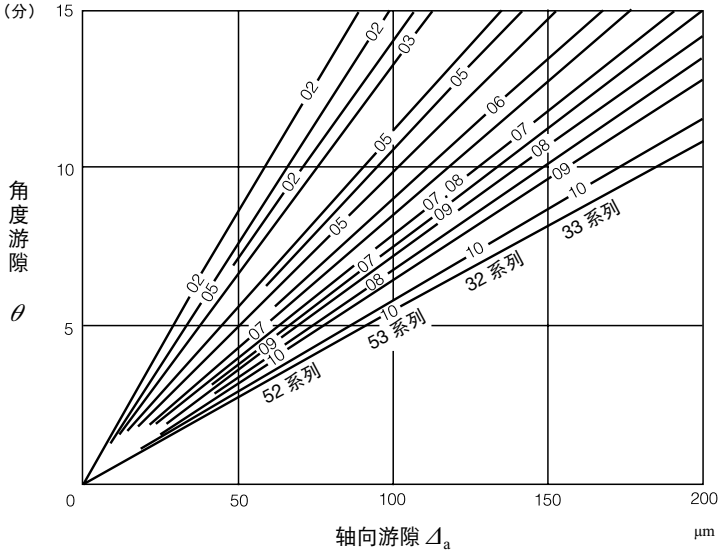


图 1 轴向游隙与角度游隙的关系

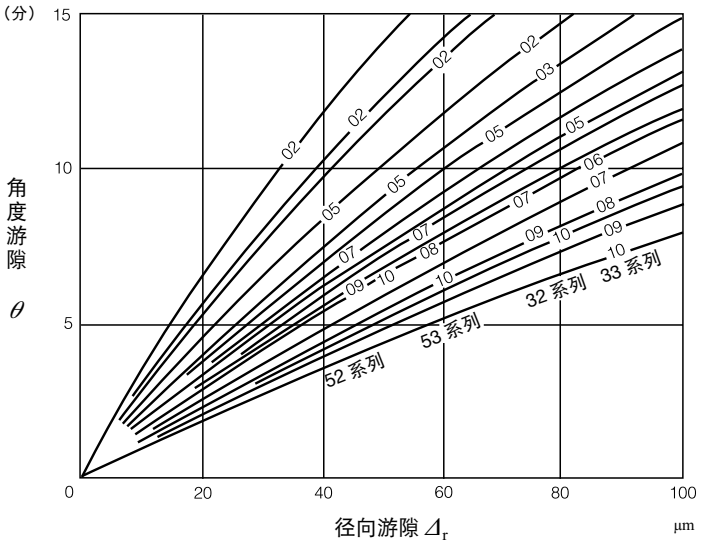


图 2 径向游隙与角度游隙的关系

4.10 成对双联圆锥滚子轴承游隙的测量方法（宽度差法）

成对双联圆锥滚子轴承分为背靠背 (DB) 型和面对面 (DF) 型 (见图 1、图 2), 它们各有所长, 可以联成组或与其它轴承成对组装于固定端或者自由端。

成对双联圆锥滚子轴承的 DB 型因保持架凸出外圈背面, 故而装上外隔圈 (图 1 隔圈 K), 使二列保持架不会接触。内圈也可装上宽度适宜的隔圈 (图 1 隔圈 L), 保证游隙。DF 型也安装隔圈 K, 如图 2 所示。

通常, 在采用这种轴承时, 往往考虑到运行之中发热而留出适宜的游隙; 在需要提高轴承支承部位的刚度时, 施加一定的预紧量。这种留出适宜游隙安装与施加预紧量 (负游隙) 安装, 都通过调整隔圈尺寸而保证适宜的游隙。

- (1) 如图 3 所示, 将轴承 A 放于平台之上, 旋转外圈 (10 转以上), 等滚子不动后测量宽度差 $f_A = T_A - B_A$ 。
- (2) 而后, 如图 4 所示, 同样测出另一侧的轴承 B 的宽度差 $f_B = T_B - B_B$ 。
- (3) 再按图 5 测出隔圈 K、L 的宽度尺寸。

采用图 3 ~ 5 的符号, 可用式 (1) 由上述结果求出联装圆锥滚子轴承的轴向游隙 Δ_a 。

$$\Delta_a = (L - K) - (f_A + f_B) \cdots \cdots (1)$$

例如组合圆锥滚子轴承 HR32232JDB + KLR 10AC3, 要将现有轴承的游隙与标准对照时, 可以先由 NSK 综合产品样本 CAT. No. CH1102 (A93 页) 中, 找出 $\Delta_r = 110 \sim 140 \mu\text{m}$ 。

为了与宽度差法测量的结果进行比较, 可以用下式 (2) 换算成轴向游隙 Δ_a 。

$$\Delta_a = \Delta_r \cot \alpha \approx \Delta_r \frac{1.5}{e} \cdots \cdots (2)$$

式中, e : 按每个轴承代号决定的常数 (见《综合产品样本》轴承尺寸表)

由同一样本 (B127 页) 查出 $e = 0.44$, 则得:

$$\begin{aligned} \Delta_a &= (110 \sim 140) \times \frac{1.5}{e} \\ &\approx 380 \sim 480 \mu\text{m} \end{aligned}$$

按式 (1) 宽度差法求得的轴向游隙 Δ_a 只要在上述范围之内, 就可以确定轴承游隙等于 C3。

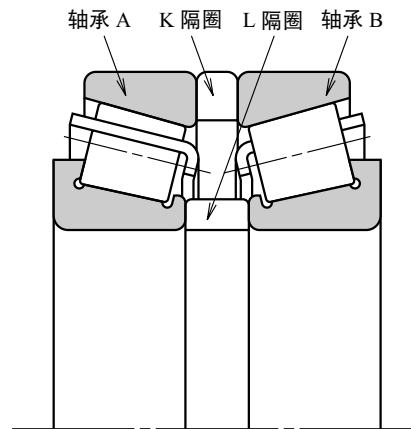


图 1 DB 双联

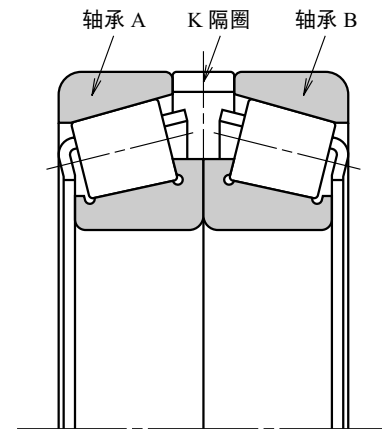


图 2 DF 双联

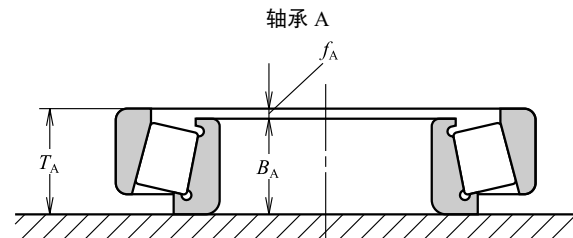


图 3

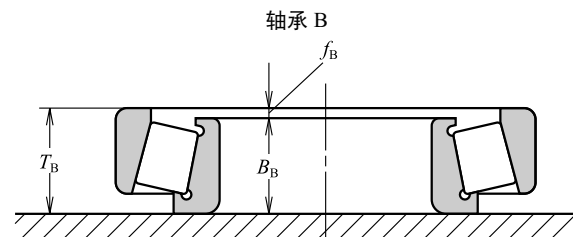


图 4

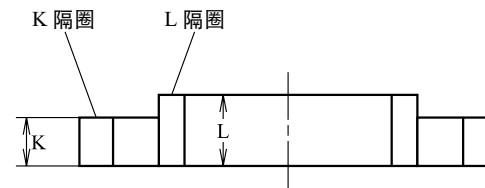


图 5

4.11 安装圆锥滚子轴承时
调整游隙的方法

通常采用二套单列圆锥滚子轴承相对安装来调整轴向游隙。其用法分为背靠背 (DB 型) 与面对面 (DF 型)。

背靠背型组合的游隙调整，凭借轴螺母或轴端螺栓拧紧内圈完成。**图 1** 是采用轴端螺栓，使紧固端内圈与轴采用间隙配合，内圈可以作轴向位移。

面对面型组合，则在朝向轴压紧外圈的压盖与轴承座之间加入垫片，调出所需的轴向游隙（见**图 2**）。此时，须使紧固端外圈与轴承座采用间隙配合，外圈可以作轴向位移。只要将外圈压入压盖（见**图 3**），也就迎刃而解，装拆都很方便。

从理论上讲，在运行状态下当轴承游隙略呈负值时，疲劳寿命达到最长；而当负值继续增大，疲劳寿命则会急剧缩短，发热也会加剧。因此，通常都将运行状态的游隙定为略大于零。这样，就要考虑轴承运行中，内、外圈温差导致的游隙减少量，轴与轴承座的热膨胀差，再计算安装后的轴承游隙。

从实用出发，大都采用 NSK 综合轴承样本 CAT. No. CH1102 (A93 页) “双列及组合圆锥滚子轴承（圆柱孔）径向游隙”中的 C1 或 C2 游隙值。

径向游隙 Δ_a 的关系如下：

$$\Delta_a = \Delta_r \cot \alpha \div \frac{1.5}{e}$$

式中， α ：接触角

e ：按每个轴承代号而定的常数
（见综合样本“轴承尺寸表”）

机床主轴、汽车主减速机等使用的圆锥滚子轴承，为着提高轴的旋转精度、轴承的刚度等而采用负游隙。这种方法称为预紧法，它分为定位预紧和定压预紧，一般常用定位预紧。

定位预紧分为使用预先调至适宜载荷的组合轴承和凭借螺母松紧及添加垫片施加所需载荷两种方法。

定压预紧则是利用弹簧或液压等手段，给轴承适度加载的方法。

下面列举几个实例。

图 4 是汽车主减速机。小齿轮轴承靠内隔圈与垫片调节预紧量，大齿轮轴承靠外圈紧固螺栓的紧固力矩控制预紧量。

图 5 是卡车后轮，靠轴螺母将内圈紧固于轴向，进行预紧。

图 6 是车床主轴，凭借螺母调节预紧量。

图 7 是先计算出预紧弹簧的载荷与位移的关系，再利用弹簧的位移量调节预紧量的定压预紧。

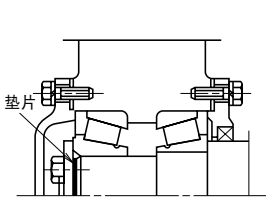


图 1 以内圈调整游隙
的 DB 型

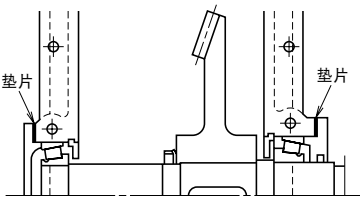


图 2 以外圈调整游隙
的 DF 型

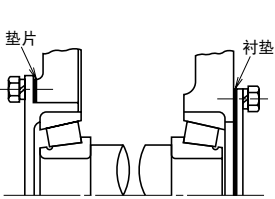


图 3 以压装外圈的压盖
调整游隙一例

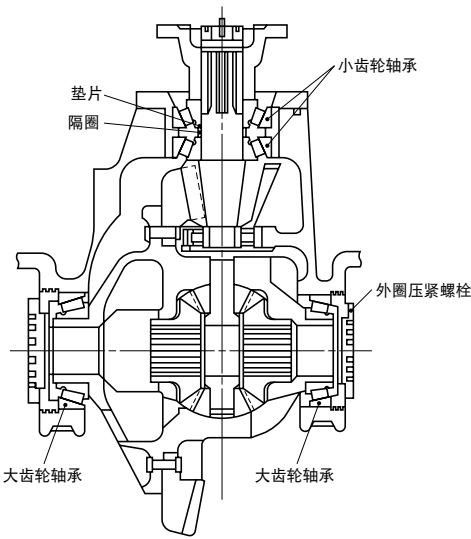


图 4 汽车主减速机

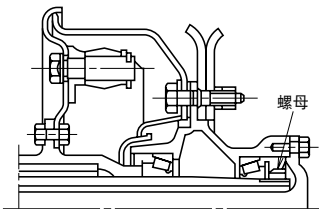


图 5 卡车后轮

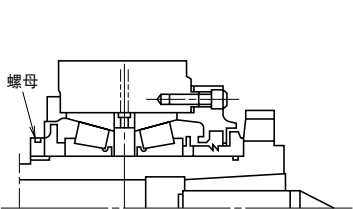


图 6 车床主轴

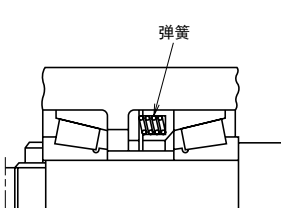


图 7 靠弹簧预紧