

1. 结构特点

带座外球面球轴承由外球面球轴承和轴承座两大部分构成。轴承与座的配合面为球面，因此能自动调整补偿中心误差。

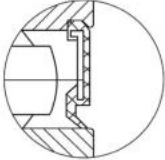
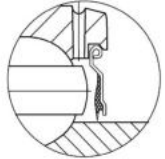
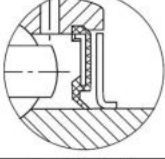
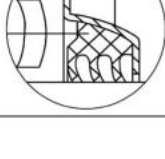
轴承按与轴的夹紧方式分类，通常有四类：带顶丝类；带偏心套类；圆锥孔带紧定套类；带同心套类。

轴承座按材质分类，通常有五类：铸灰铁座；铸球铁座，不锈钢座，塑料座和冲压座。

外球面球轴承设计有各种不同的密封装置，可根据不同的工作环境来选用不同的密封结构，从而保证轴承的可靠性和较长的使用寿命。

密封结构

表1

J型密封 	丁腈橡胶经硫化成形，利用橡胶的弹性固定在外圈密封槽内，可拆卸，橡胶内唇与内圈外径接触，具有耐磨、耐油及较好的机械稳定性。
H型密封 	冲压成型的优质钢骨架固定在外圈密封槽内，钢性接触，牢固可靠；骨架的内部粘有丁腈橡胶，橡胶内唇与内圈外径接触，防止砂，尘等杂物的侵入。
SL型密封 	里面装有一个RS型密封圈，固定在外圈密封槽内，外面有一个甩层的挡圈，刚性固定在内圈的外径上，这种迷宫式密封结构有效的防止尘埃的侵入和润滑脂的漏出。
TJ型密封 	台阶式挡圈，刚性更好，可以有效的防止挡圈下陷。
L3型密封 	密封圈的优质钢骨架与外圈牢固的铆合在一起，密封圈的三条丁腈橡胶唇与内圈外径紧密的接触，能有效的防止水，尘埃，砂砾等杂物的侵入。

2. 外球面球轴承

带有密封装置的外球面球轴承，其内部结构尺寸、钢球、保持架等均与深沟球轴承相同

2. 1 套圈和钢球的材质

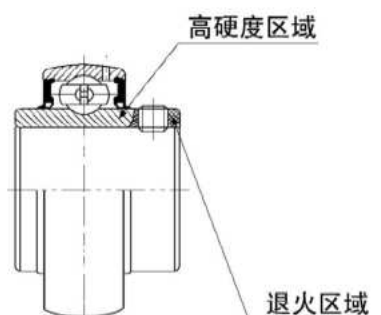
2. 1.1 GCr15轴承钢轴承

轴承套圈和钢球均采用高碳铬轴承钢GCr15制造，其化学成分如表2

表2

C	Cr	Si	Mn	S	P
0.95-1.05	1.40-1.50	0.15-0.35	0.25-0.45	≤0.025	≤0.025

轴承套圈的硬度为HRC59~64，钢球的硬度为61~66，具有高的耐磨性和高的接触疲劳强度。对于带顶丝类的外球面球轴承，内圈螺孔部位经特殊热处理，即：内圈经常规热处理后，再用专用设备对螺孔周围区域进行感应退火，然后做消除应力处理。这样沟道部位仍保持较高的硬度，螺孔周围的硬度下降了，保证顶丝在用较大力矩紧固时，螺孔不会因硬度太高而开裂。



2. 1.2 9Cr18不锈钢轴承

轴承套圈和钢球均采用高碳铬不锈钢9Cr18制造，其化学成分如表3

表3

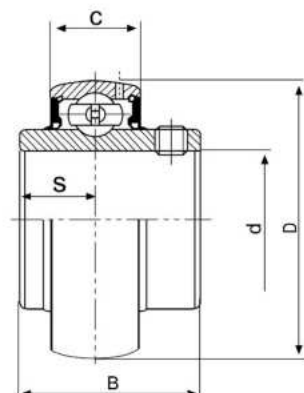
C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Cu	Ni+Cr
0.95-1.00	≤0.80	≤0.80	≤0.035	≤0.030	17.0-19.0	≤0.30	≤0.25	≤0.50

不锈钢轴承各部件材质见表4

表4

零件名称	材质
内、外圈	9Cr18
钢球	9Cr18
保持架	304
挡圈	304
止动钉	304
密封圈	304+硅橡胶
油脂	食品级工业润滑脂
使用温度	-20℃~+120℃

2. 2 轴承公差



2. 2.1 外圈公差

外圈公差应符合表5

表5 (μm)

D (mm)		△Dmp		Kea
超过	到	上偏差	下偏差	max.
30	50	0	-11	20
50	80	0	-13	25
80	120	0	-15	35
120	150	0	-18	40
150	180	0	-25	45
180	250	0	-30	50
250	315	0	-35	60

符号定义：

- (1) D: 轴承公称外径
- (2): △Dmp: 单一平面内轴承平均外径偏差
- (3): Kea: 成套轴承外圈的径向跳动

2. 2.2 内圈公差

1) 圆柱孔内圈的公差

圆柱孔内圈的公差应符合表6

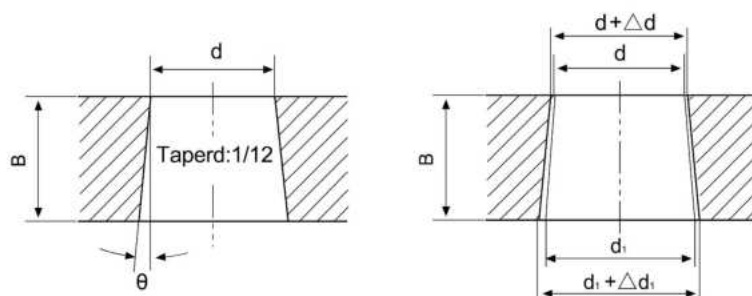
表6 (μm)

d (mm)		△dmp		Kia	△Bs	
超过	到	上偏差	下偏差	max.	上偏差	下偏差
10	18	+15	0	12	0	-120
18	30	+18	0	15	0	-120
30	50	+21	0	18	0	-120
50	80	+24	0	22	0	-150
80	120	+28	0	28	0	-200
120	180	+33	0	35	0	-250

符号定义：

- (1): d : 轴承公称内径
- (2) Δdmp : 单一平面内轴承平均内径偏差
- (3): Kea : 成套轴承内圈的径向跳动
- (4): ΔBs : 内圈单一宽度偏差

2) 圆锥孔内圈的公差



圆锥孔内圈的公差应符合表7

表7 (μm)

d (mm)		Δdmp		$\Delta d1mp - \Delta dmp$	
超过	到	上偏差	下偏差	上偏差	下偏差
10	18	+27	0	+18	0
18	30	+33	0	+21	0
30	50	+39	0	+25	0
50	80	+46	0	+30	0
80	120	+54	0	+35	0
120	150	+63	0	+40	0

符号定义：

- (1) d : 轴承公称内径
- (2) $d1$: 基本圆锥孔在理论大端的基本直径
 $d1$ 可按以下公式得出: $d1 = d + 0.083333B$
- (3) B : 内圈公称宽度
- (4): θ = 公称圆锥角 = $2^\circ 23' 9.4'' = 2.38594^\circ$
- (5): Δdmp : 单一平面内轴承平均内径偏差 (指理论小端)
- (6): $\Delta d1mp$: 单一平面内轴承平均内径偏差 (指理论大端)
- (7): $\Delta d1mp - \Delta dmp$: 用圆锥孔两端实际平均直径的偏差之差值的极限表示的锥度公差

2. 2.3 内圈的内孔倒角

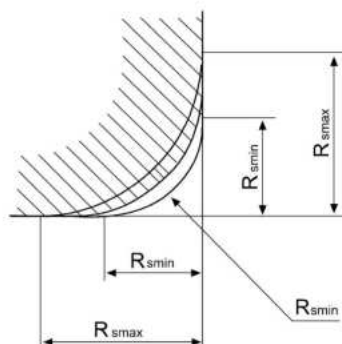


表8

(mm)

倒角尺寸 R(min)	径向	轴向	轴的圆角半径 r (max.)
	max.	max.	
1	1.5	3	1
1.5	2.3	4	1.5
2	3	4.5	2
2.5	3.8	6	2.5
3	5	8	3

2. 2.4 内圈基准端面到滚道中心的距离“S”的公差

内圈基准端面到滚道中心的距离“S”的公差应符合表9

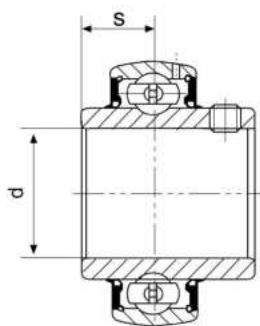


表9

(μm)

d(mm)		ΔS
超过	到	
—	50	± 200
50	80	± 250
80	120	± 300

2.3 径向游隙

外球面球轴承的径向游隙比深沟球轴承的径向游隙要大。圆柱孔外球面球轴承的径向游隙见表10，

圆锥孔外球面球轴承的径向游隙见表11，

表10 圆柱孔外球面球轴承的径向游隙

(μm)

轴承公称内径 d (mm)		圆柱孔外球面球轴承的径向游隙					
		C2		基本组		C3	
>	-	min.	max.	min.	max.	min.	max.
10	18	3	18	10	25	18	33
18	24	5	20	12	28	20	36
24	30	5	20	12	28	23	41
30	40	6	20	13	33	28	46
40	50	6	23	14	36	30	51
50	65	8	28	18	43	38	61
65	80	10	30	20	51	46	71
80	100	12	36	24	58	53	84
100	120	15	41	28	66	61	97
120	140	18	48	33	81	71	114

表11 圆锥孔外球面球轴承的径向游隙

(μm)

轴承公称内径 d (mm)		圆锥孔外球面球轴承的径向游隙					
		C2		基本组		C3	
>	-	min.	max.	min.	max.	min.	max.
10	18	10	25	18	33	25	45
18	24	12	28	20	36	28	48
24	30	12	28	23	41	30	53
30	40	13	33	28	46	40	64
40	50	14	36	30	51	45	73
50	65	18	43	38	61	55	90
65	80	20	51	46	71	65	105
80	100	24	58	53	84	75	120
100	120	28	66	61	97	90	140
120	140	33	81	71	114	105	160

当用有负荷测量仪测量径向游隙时，径向游隙值必须加上一个修正值，修正值见表12

表12

(μm)

轴承公称内径 d (mm)		测量负荷 (N)	径向游隙修正值		
>	≤		C2	基本组	C3
10	18	25	4	4	5
18	30	50	5	5	6
30	50	50	4	4	5
50	80	100	6	7	7
80	100	150	8	8	9

3 轴承座

LDK轴承座分为铸铁座，铸不锈钢座，塑料座，冲压座，锌铝合金座

3.1 轴承座的材质

3.1.1 铸铁座

铸铁座的材质分为灰口铸铁（HT200）和球墨铸铁（QT400，QT450），其机械性能见表13和表14

表13

牌号	铸件的有效厚度(mm)		最小抗拉强度 (σ_b /Mpa)	硬度 (HBS)
	大于	至		
HT200	2.5	10	220	157-236
	10	20	195	148-222
	20	30	170	134-200
	30	50	160	128-192

表14

牌号	抗拉强度 (σ_b /Mpa)	屈服强度 ($\sigma_{0.2}$ /Mpa)	硬度 (HBS)
	min		供参考
QT400	400	250	130-180
QT450	450	310	160-210

3.1.2 不锈钢座

不锈钢座采用0Cr18Ni9制造，其化学成分见表15

表15

牌号	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni
	≤						
0Cr18Ni9	0.07	1.00	2.00	0.035	0.030	17.00~19.00	8.00~11.00

3.1.3 塑料座

塑料座采用工程塑料PBT或PA制造，塑料盖采用PP制造

3.1.4 冲压座

冲压座采用优质碳素结构钢冲压成形，表面电镀处理

3.1.5 锌铝合金座

锌铝合金座采用锌铝合金制造

3.2 铸造座的公差

3.2.1 立式座

立式座公差见表16

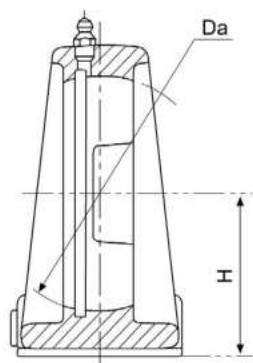


表16

(mm)

立式座型号			中心高公差 ΔH	
立式座	高中心立式座	窄立式座	上偏差	下偏差
P201-P210 P305-P310 AK201-AK210 PE201-PE210 PX05-PX09 LP201-LP208	PH201-PH210	PA201-PA210 PG201-PG210 PW201-PW210 PA201A-PA210A	+0.15	-0.15
P211-P218 PE211-PE215 P311-P319 AK211-AK215 PX10-PX17	PH211-PH212	PA211-PA212	+0.20	-0.20
P220 P320-P328			+0.30	-0.30

3.2.2 方形座、菱形座

方形座、菱形座公差见表17

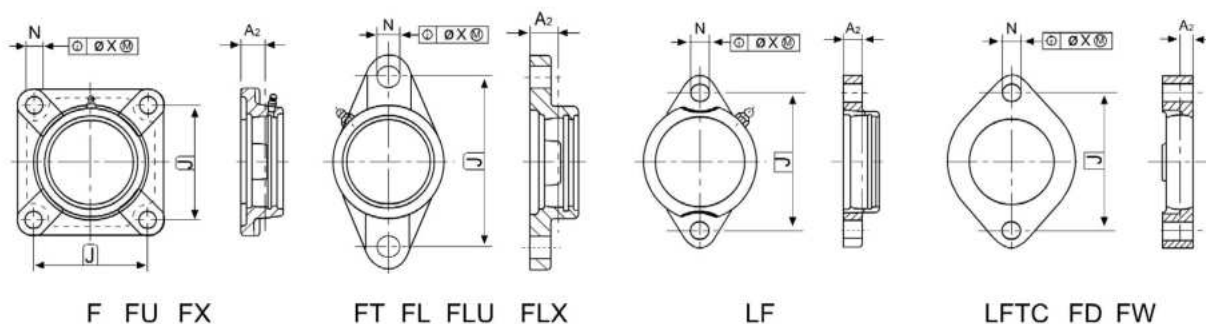


表17

(mm)

轴承座代号							中心高公差 ΔA_2		安装孔的位置度
F, FU	F, FL	FL, FT, FLU	FX, FLX	LF	LFTC	FD, FW	high	low	$X \leq$
203 204 205 206	-- -- 305 306	203 204 205 206	-- -- X05 X06	203 204 205 206	203 204 205 206	203 204 205 206	+0.52	-0.52	0.6
207 208 209 210	307 308 309 310	207 208 209 210	X07 X08 X09 X10	207 208	207 208	207 208	+0.52	-0.52	0.8
211 212 213 214 215 216 217 218	311 312 313 314 315 316 317 318	211 212 213 214 215 216 217 218	X11 X12 X13 X14 X15 X16 X17 X18				+0.62	-0.62	0.8
	319 320 322 324 326 328		X20				+0.62	-0.62	1.0

3.2.3 窄菱形座、三角形座

窄菱形座，三角形座公差见表 18

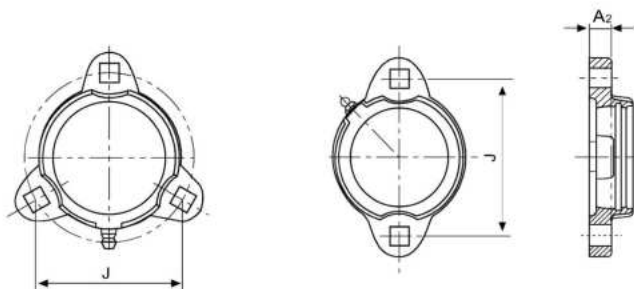


表18

(mm)

轴承座代号		中心高公差 ΔA_2		安装孔的公差
PFTD	FCT	上偏差	下偏差	ΔJ
203-206	203-206	+0.52	-0.52	± 0.70
207	207			± 0.80

3.2.4 带凸台方形座，圆形座

带凸台方形座，圆形座公差见表 19

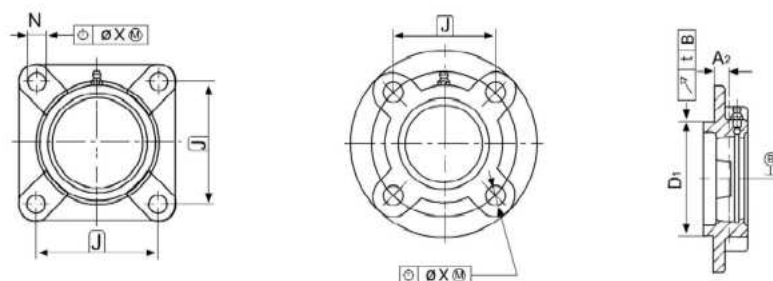


表19

(mm)

座的代号		中心高公差 ΔA_2		凸台直径公差 ΔD_1		凸台径向跳动	安装孔的位置度
FC	FS	上偏差	下偏差	上偏差	下偏差	$t \leq$	$X \leq$
203 204 205 206	305 306	+0.52	-0.52	0	-0.046	0.20	0.60
207 208 209 210	307 308 309 310			0	-0.054		0.80
211 212 213 214 215 216 217	311 312 313 314 315 316 317			0	-0.063	0.30	0.80
218	318	+0.62	-0.62	0	-0.072	0.30	0.80
	319 320 322 324 326 328	+0.62	-0.62	0	-0.072	0.40	1.00

3.2.5 可调菱形座，悬挂式座

可调菱形座，悬挂式座公差见表20

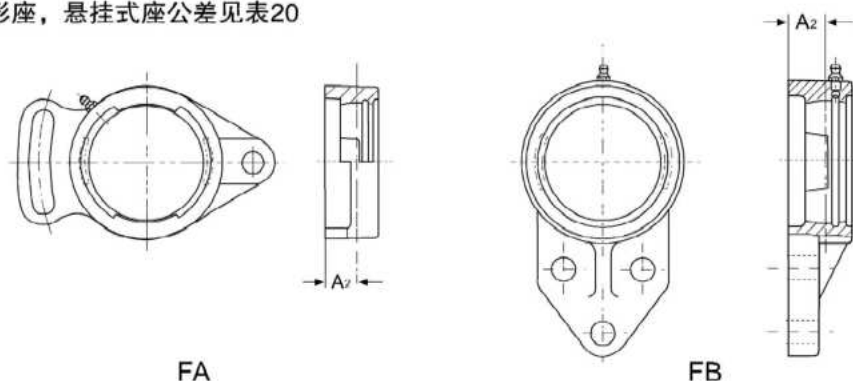


表 20

(mm)

座的代号		中心高公差 ΔA_z	
FA	FB	上偏差	下偏差
203-210	203-210	+0.52	-0.52
211-213	211-213	+0.62	-0.62

3.2.6 环形座

环形座公差见表21

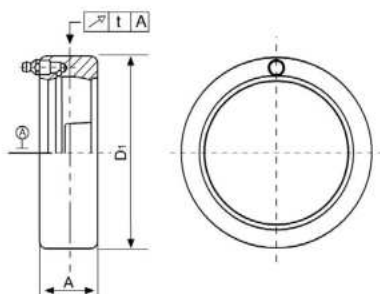


表 21

(mm)

座的代号		外径公差				外径径向跳动	宽度公差 ΔA	
		C200		C300			上偏差	下偏差
C	C	上偏差	下偏差	上偏差	下偏差	t≤		
203-205	305	0	-0.030	0	-0.035	0.20	+0.20	-0.20
206-208	306-308		-0.035		-0.040			
209-210	309-310		-0.040		-0.046	0.30	+0.25	-0.25
211-213	311-314				-0.052			
	315-318					0.40	+0.30	-0.30
	319							
	320-322							
	324-328							

3.2.7 滑块座

滑块座公差见表22

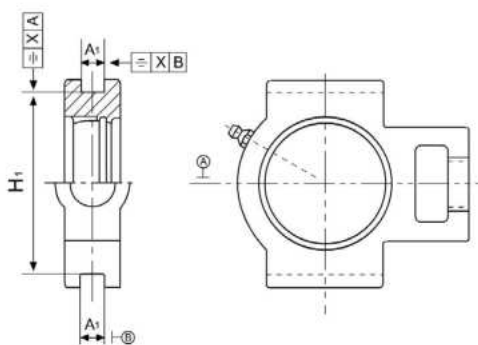


表 22

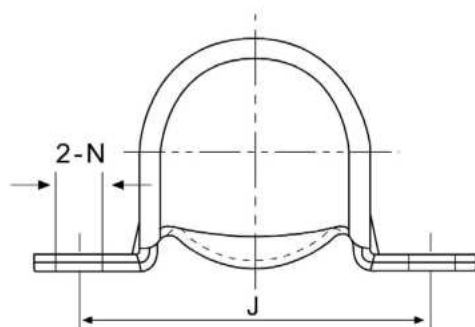
(mm)

座的代号				定位槽宽度偏差 ΔA_1		定位槽底部之间距离的偏差 ΔH_1		两槽侧面之间的对称度公差
				上偏差	下偏差	上偏差	下偏差	$X \leq$
T200	ST200	TX	T300	+0.5	-0.25	+0.25	-0.25	0.50
203-210	203-210	05-09	305-310	+1.0	-0.25	+0.25	-0.25	0.60
211-218	211-218	10-17	311-318	+1.0	-0.25	+0.25	-0.25	0.70
			319-322	+1.0	-0.25	+0.25	-0.25	0.80
			324-328	+1.0	-0.25	+0.25	-0.25	

3.3 冲压座的公差

3.3.1 冲压立式座

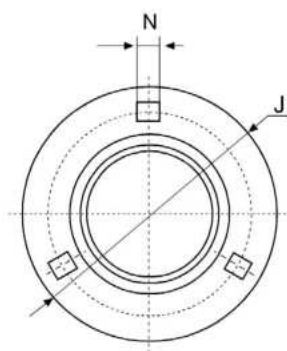
冲压立式座中心高H及螺孔N的极限偏差见下图



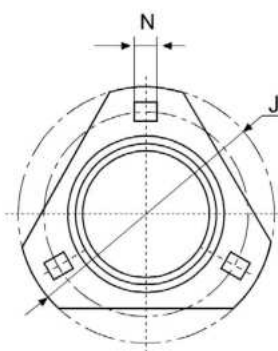
轴承座 型号	ΔJ		ΔN	
	上偏差	下偏差	上偏差	下偏差
PP203				
PP204				
PP205				
PP206	+0.40	-0.40	+0.50	-0.50
PP207				
PP208				
PP209				

3.3.2 冲压圆形座、冲压三角形座、冲压菱形座

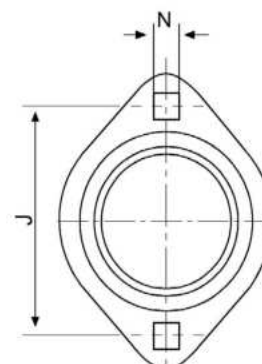
螺孔边长N的极限偏差以及螺孔轴线位置应符合下图



PF



PFT



PFL

轴承座 型号	ΔJ		ΔN	
	上偏差	下偏差	上偏差	下偏差
PP203				
PP204				
PP205				
PP206	+0.40	-0.40	+0.25	-0.25
PP207				
PP208				
PP209				

4 轴承的选用

轴承尺寸的选择主要是根据轴承所承受的载荷，轴承的寿命及可靠性等要求进行。基本额定负荷是用来评定轴承承载能力的技术指标，基本额定载荷包含基本额定动载荷和基本额定静负荷。

表征轴承在旋转（转速 $n > 10$ 转/分）时的承载能力为基本额定动载荷 C ，表征轴承在静止或缓慢旋转或振荡摆动（转速 $n \leq 10$ 转/分）时的承载能力为基本额定静载荷 C_0 。

外球面球轴承为向心球轴承类，主要承受径向力。因此，表征为径向基本额定动载荷 C_r 和径向基本额定静载荷 C_{or} 。

径向基本额定动载荷 C_r 和径向基本额定静载荷 C_{or} 的数值均在产品的外型尺寸表上显示（C1-C19页）。

通常，寿命计算是选用滚动轴承的重要依据。寿命一般指轴承的疲劳寿命。当正确使用轴承时，即载荷适中，安装正确，润滑良好，轴承的破坏主要是交变接触应力引起滚动表面层的疲劳剥落，这种损坏形式是不可能完全避免的。但是各种机械用途不同，对轴承的要求也不同，在所规定的期间内要求轴承保持某种性能。而轴承工作一段时间后，噪声、振动增加，磨损造成精度下降，润滑脂老化等都将导致轴承失效，或不能满足该种机械的要求。这种失效前的寿命，分别称为噪声寿命、磨损寿命、润滑寿命。

除上述寿命外，轴承不能再使用原因还有烧结、断裂、裂纹、卡伤、密封失效等，这些应作为轴承故障，故障来源于选择轴承不当、机械设计不良、安装、使用、维护保养方面的错误，与轴承寿命应相区别。

4.1 基本额定载荷和寿命

径向基本额定动载荷 C_r 系指一套滚动轴承理论上所能承受的恒定的径向载荷，在该载荷作用下，轴承的基本额定寿命为一百万转。

寿命：单个滚动轴承的寿命，指轴承的一个套圈或钢球材料上出现第一个疲劳扩展迹象之前，轴承的一个套圈相对另一个套圈旋转的转数。

可靠度：系指一组在相同条件下运转，近于相同的滚动轴承，期望达到或超过规定寿命的百分率。单个滚动轴承的可靠度为该轴承达到或超过规定寿命的概率。

基本额定寿命：对于单个滚动轴承或一组在相同条件下运转、近于相同的滚动轴承，其寿命是与90%的可靠度、当代常用材料和加工质量以及常规运转条件相关的寿命。

4.2 按基本额定动载荷选用轴承

4.2.1.基本额定寿命

滚动轴承额定寿命的计算方法，在国家标准GB/T6391-2003(等同国际标准ISO281: 1990) 中有明确规定。

向心球轴承的基本额定寿命计算公式：

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^3$$

$$\text{或 } \frac{C_r}{P_r} = L_{10}^{1/3}$$

其中 L_{10} : 基本额定寿命 (百万转)

C_r : 径向基本额定动载荷

P_r : 径向当量动载荷

径向当量动载荷 P_r : 系指一恒定的径向载荷，在该载荷作用下，滚动轴承具有与实际载荷条件下相同的寿命。

如果轴承在一个恒定的转速下工作，基本额定寿命可转换成小时数，其计算公式为：

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^3$$

$$\begin{aligned} \text{或 } L_{10h} &= \frac{10^6}{60n} L_{10} \\ &= \frac{16666}{n} \left(\frac{C}{P} \right)^3 \end{aligned}$$

其中: L_{10h} =基本额定寿命 (小时)

n =轴承工作转速 (转/分)

简易算法：假设需要500小时基本额定寿命；这里引入转速

因数 f_n 和寿命因数 f_h

$$f_n = \left(\frac{33\frac{1}{3}}{n} \right)^{1/3}$$

$$f_h = \left(\frac{L_{10h}}{500} \right)^{1/3}$$

这样，公式简化为：

$$C = \frac{f_h}{f_n} P$$

f_n 和 f_h 值能跟据工作转速和设定的寿命在图1中查出。再跟据所需要的径向当量动载荷，就能算出径向基本额定动载荷，然后，在该样本的产品目录 (c-1 ~ C-19页) 中，跟据相应的 C_r 值就能确定选用什么尺寸的轴承了。

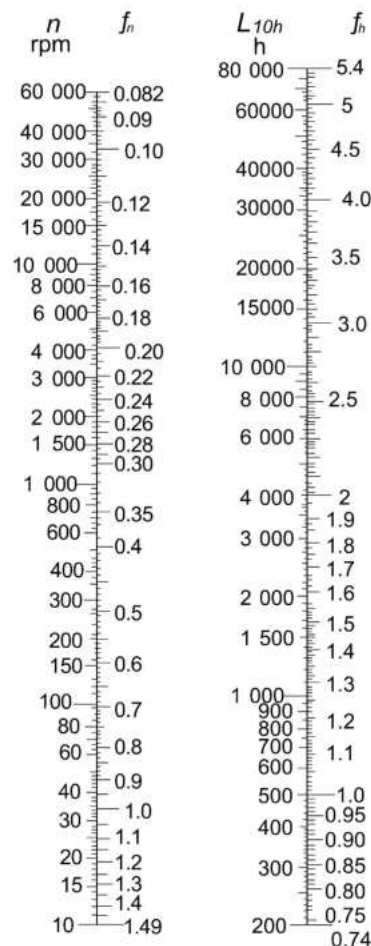


图1

如果轴承是在变载荷和变速下工作，在确定轴承寿命时，应用平均当量动载荷和平均转速来计算。平均当量动载荷一般按下式计算：

$$P_m = \sqrt[3]{\frac{1}{N} \int_0^N P^3 dN}$$

式中：P_m=平均当量动载荷

P=当量动载荷（函数式）

N=载荷变动一个周期内的总转数

4.2.2.轴承安全寿命的设定

当你选择轴承时，常常要跟据相应的机械类型、工作环境和可靠性要求来设定一个适当的安全寿命，总的来说，这个设定的安全寿命就决定了机械与这相关的维护保养周期。

4.2.3.当量动载荷“P”的计算方法

轴承的基本额定动载荷是在假定的运转条件下确定的，即向心轴承仅受径向载荷。而实际应用场合常常同时承受径向载荷和轴向载荷，这样，在进行轴承寿命计算时，必须把实际载荷转换为与额定动载荷条件相一致的当量动载荷。

当合成载荷的大小和方向恒定时，其当量动载荷的一般计算公式为：

$$P = X F_r + Y F_a$$

其中：P=当量动载荷（N）

F_r=径向载荷（N）=轴承实际载荷的径向分量（N）

F_a=轴向载荷（N）=轴承实际载荷的轴向分量（N）

X=径向系数

Y=轴向系数

外球面球轴承的轴向载荷能力也与轴承与轴固紧方式有关；

带紧定螺钉或带偏心套固紧类的轴承，如果轴与轴承的配合较好且螺钉足够紧（见表32紧固力矩），轴向载荷F，不能超过未被利用的允许径向载荷F的20%

如果是用紧定套锁紧的轴承，如果安装固紧正确，轴向载荷F最大也只能是未被利用的允许径向载荷F的15%–20%。

外球面球轴承的径向系数X和轴向系数Y，可从下表中查出（也可用插入法求得）

表23

$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$ P=F _r		C2组游隙			基本组游隙			C3组游隙		
			$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
	X	Y	X	Y		X	Y		X	Y	
0.025	1	0	0.56	2.0	0.22	0.46	1.75	0.31	0.44	1.42	0.4
0.04	1	0	0.56	1.8	0.24	0.46	1.62	0.33	0.44	1.36	0.42
0.07	1	0	0.56	1.6	0.27	0.46	1.46	0.36	0.44	1.27	0.44
0.13	1	0	0.56	1.4	0.31	0.46	1.30	0.41	0.44	1.16	0.48
0.25	1	0	0.56	1.2	0.37	0.46	1.14	0.46	0.44	1.05	0.53

当轴承承受恒定力矩载荷时，当量动载荷可按以下公式计算：

$$P_m = f_m \cdot P$$

其中： P_m =考虑力矩载荷的当量动载荷

f_m = 当力矩载荷较小时： $f_m=1.5$

当力矩载荷较大时： $f_m=2$

当轴承承受冲击载荷时，当量动载荷可按下式计算：

$$P_d = f_d \cdot P$$

其中： P_d =考虑冲击载荷的当量动载荷（N）

f_d =冲击载荷因数；可按以下方法选取：

当无冲击载荷或轻微冲击载荷时：

$f_d=1 \sim 1.2$

当有一定的冲击载荷时：

$f_d=1.2 \sim 1.8$

4.3.选用实例

某一轴承工作转速为1000r/m,仅承受一径向载荷 $F_r=3000N$,要求基本额定寿命最小20000小时，选择轴承尺寸。

根据转速 $n=1000r/m$ 能查出：

$$f_n = 0.322 \quad (\text{从图1中显示约近}0.32)$$

根据要求基本额定寿命20000小时（设定的安全寿命）能查出：

$$f_n = 3.42 \quad (\text{从图1中显示约近}0.34)$$

仅随承受一径向载荷

$$P = F_r = 3000(N)$$

用另一种简易方法计算轴承寿命，即图2的查表法。

具体做法是：连接转速 $n(1000r/m)$ 的点和设定的基本额定寿命 L_{10h} (20000小时)的点，划一直线，直线与中间C/P值刻线的交点就是所求的C/P值，从图中看出：

$C/P=10.6$,已知 $P=F_r=3000$,这样该轴承所需的基本额定动载荷为：

$$\begin{aligned} C &= \frac{f_n}{f_n} P \\ &= \frac{3.42}{0.322} \times 3000 = 31863(N) \end{aligned}$$

寿命计算图表

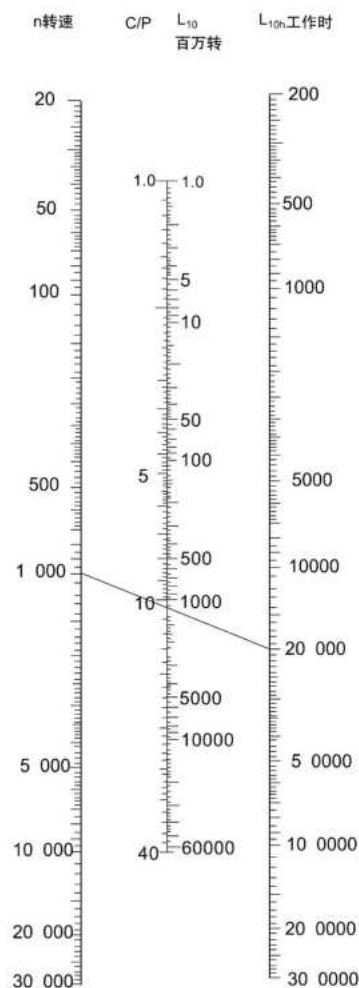


图2

然后，根据产品目录（C-1页和C-19页）中标出的各种尺寸轴承的基本额定载荷值，就能确定应该选什么尺寸的轴承了。

4.3. 额定寿命的修正

通常采用基本额定寿命 L_{10} 作为衡量轴承性能的准则就足以满足要求，该寿命是指90%可靠度下的寿命。

然而，对于某些应用场合，或许要求计算更高可靠度下的寿命，同时，对于许多应用场合，还希望更精确，更完善地考虑轴承质量和运转条件对寿命的影响，修正额定寿命 L_{NM} 则满足了这一要求【 n 表示失效概率，（ $100-n$ ）表示幸存概率（也表示可靠度）】。

寿命 L_{am} ，即（ $100-n$ ）%可靠度，特殊轴承性能和特定运转条件下的修正基本额定寿命，可以按下式计算：

$$L_{am} = a_1 a_{xyz} L_{10}$$

通常采用基本额定寿命 L_{10} 作为衡量轴承性能的准则就足以满足要求，该寿命是指90%可靠度下的寿命。

然而，对于某些应用场合，或许要求计算更高可靠度下的寿命，同时，对于许多应用场合，还希望更精确，更完善地考虑轴承质量和运转条件对寿命的影响，修正额定寿命 L_{NM} 则满足了这一要求【 n 表示失效概率，（ $100-n$ ）表示幸存概率（也表示可靠度）】。

可靠度寿命修正系数 a_1 的值列于表24。

表24 可靠度寿命修正系数 a_1

可靠度	L_{am}	A_1
90	L_{10m}	1
95	L_{5m}	0.62
96	L_{4m}	0.53
97	L_{3m}	0.44
98	L_{2m}	0.33
99	L_{1m}	0.21

寿命修正系数 a_{xyz}

a_{xyz} 包括以下影响因素：

- 材料（如洁净度、硬度、表面结构、疲劳极限、温度影响）；
- 润滑（如粘度、轴承转速、轴承尺寸、润滑剂类型、添加剂）；
- 环境（如污染程度、湿度）；
- 杂质颗粒（如制造过程产生的、安装后套圈过盈产生的内应力）；
- 安装（如装拆损伤，不同心）；
- 轴承载荷。

也就是说以上任何因素的改变，都直接影响到轴承的寿命。在选用轴承时，应充分考虑各方面因素的影响，给出合适的系数，从而避免选用不当达不到预期效果。

关于寿命计算方法，可参阅国家标准GB/T6391-2003

5. 润滑和工作温度

5.1. 润滑脂

带座外球而球轴承的轴承内，装填防锈润滑脂符合GB7324《锂基润滑脂》规定的2号工业锂基脂，其物理及化学性能参考表25.

表25

锥入度 (1/10mm)		265~295
滴点 (°C)		≥175
机械杂质 (pc/cm ³)	10-25µm 25-75µm 75-125µm 超过 125µm	不超过 5000 不超过 3000 不超过 500 0

5.2 .工作温度

一般轴承工作温度不超过120℃(外圈测量温度为100℃)，外球面球轴承持续工作温度在70℃以上时，必须考虑缩短再润滑周期，低温极限为不超过零下20℃。

如果要求轴承达到更高或更低的工作温度，请咨询我们以获得更多信息。

5.3 .再润滑周期

通常情况下，润滑脂寿命能满足轴承额定寿命的使用期。再润滑型轴承需定期加油脂以保证其长的寿命。

再润滑周期主要由轴承转速，工作温度以及周围环境所决定。再润滑周期可参考表26，

表26

dn 值	环境清洁度	轴承工作温度		Greasing interval
		°C	°F	
40,000 及以下	干净的	-15~65 达到 65~100	+5~150 达到 150~210	6至12个月 2至6个月
大于 40,00 ~70,000 及以下	干净的	-15~65 达到 65~100	+5~150 达到 150~210	2至6个月 1个月
任何 dn 值	脏的	65及以下 大于 65	150及以下 大于 150	1星期至1个月 1天至2个星期
任何 dn 值	很脏的	任何温度下	任何温度下	1天至1个星期
任何 dn 值	暴露在水雾中的	任何温度下	任何温度下	每天

5.4.压注油杯

LDK公司可提供的油杯包括A型（直通），B型（45°），C型（90°）三种类型，由黄铜或A3钢制作。LDK公司正常轴承座所带油杯类型按表27所示，表28列出的M6×1，M8×1，M10×1，1/4-28UNF，NPT1/8，以及G1/8油杯不同类型尺寸与设计，以满足客户对油杯的特殊要求。

表27

LDK公司正常轴承座所带油杯类型

座的代号	油杯类型及规格
203~210 305~309 X05~X09	A 型, M6x1
211~218 310~320 X05~X20	A 型, M8x1
322-328	A 型, M10x1

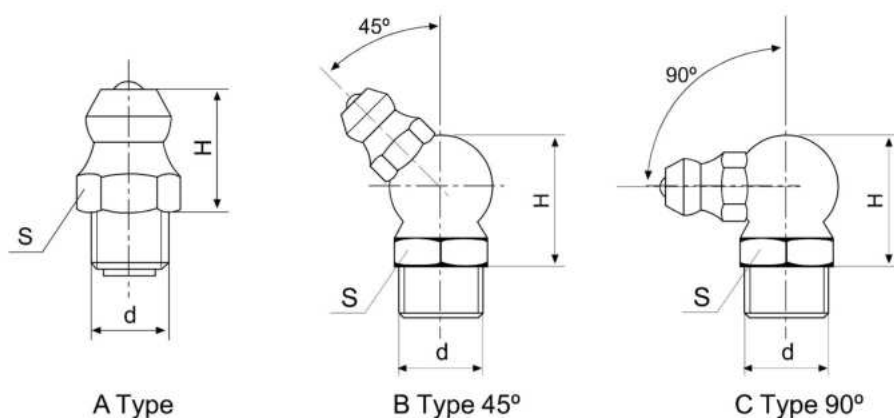


表28

油杯类型	d	H(mm)	S(mm)
A 型	M6x1	8	7
	M8x1	9	10
	M10x1	10	11
	1/4-28UNF	8	7
	G1/8	10	11
	NPT1/8	10	11
B 型	M6x1	15	10
	M8x1	15	10
	1/4-28UNF	15	10
	G1/8	15	11
C 型	M6x1	15	10
	M8x1	15	10
	1/4-28UNF	15	10
	G1/8	15	11

6. 极限转速

外球面球轴承的极限转速主要取决于轴承工作时产生的摩擦热大小，它与载荷情况，环境温度，润滑条件及寿命都有密切联系，而轴承与轴的良好配合也是实现高转速的保证。一般情况下，带顶丝类和带偏心套类外球面球轴承与轴采用间隙配合，轴的精度选用h7级公差；当载荷较轻、转速低时，轴的精度可选用h8或h9级公差；当高速、重载荷时、轴承与轴采用较紧的配合，轴的精度采用j7级公差。带紧定套类外球面球轴承与轴配合，轴的精度采用h9级公差，并保证IT5/2圆柱度要求，表中用(h9/IT5)表示。

CS200-2RS系列外球面球轴承极限转速与深沟球轴承极限转速相当，其极限转速参考值如表29中所示。

外球面球轴承在不同配合下的极限转速参考值如表29所示。

表29 极限转速（参考值） (r/min)

d (mm)	200 Series				300 Series				CS200-2RS
	Shaft Tolerances				Shaft Tolerances				
	j7(h9/IT5)	h7	h8	h9	j7(h9/IT5)	h7	h8	h9	
12	6700	5300	3800	1400	--	--	--	--	--
15	6700	5300	3800	1400	--	--	--	--	11000
17	6700	5300	3800	1400	--	--	--	--	10000
20	6000	4800	3400	1200	--	--	--	--	9000
25	5600	4000	3000	1000	5000	3600	2600	900	8000
30	4500	3400	2400	850	4300	3000	2200	800	6700
35	4000	3000	2000	750	3800	2800	2000	700	6000
40	3600	2600	1900	670	3400	2400	1700	630	5600
45	3200	2400	1700	600	3000	2200	1500	560	5000
50	3000	2200	1600	560	2600	2000	1400	500	4800
55	2600	2000	1400	500	2400	1800	1300	450	--
60	2400	1800	1200	450	2200	1700	1100	430	--
65	2200	1700	1100	430	2000	1500	1100	400	--
70	2200	1600	1100	400	1900	1400	1000	360	--
75	2000	1500	1000	380	1800	1300	900	340	--
80	1900	1400	950	340	1700	1200	850	320	--
85	1800	1300	900	320	1600	1100	800	300	--
90	1700	1200	800	300	1500	1100	750	280	--
95	--	--	--	--	1400	1000	700	260	--
100	--	--	--	--	1300	950	670	240	--
105	--	--	--	--	1200	900	630	220	--
110	--	--	--	--	1200	800	600	200	--
120	--	--	--	--	1100	750	530	190	--
130	--	--	--	--	1000	670	480	180	--
140	--	--	--	--	900	600	430	160	--

h9/IT5一栏适用于带紧定套外球面球轴承，其余j7-h9各栏适用于带顶丝和偏心套外球面球轴承。

7.轴的精度

在轴承内圈的一端有两个呈120°的内六角紧定螺钉，用以安装固定轴，正常工作状态下轴承与轴通常采用间隙配合，轴的尺寸精度按表30所示。

表30 用于圆柱孔轴承的轴的尺寸精度（间隙配合） (μm)

轴径 (mm)		轴的尺寸公差									
		低速		中速		较高速		高速			
		h9		h8		h7		j6		h6	
超过	到	上偏差	下偏差	上偏差	下偏差	上偏差	下偏差	上偏差	下偏差	上偏差	下偏差
10	18	0	-43	0	-27	0	-18	+8	-3	0	-11
18	30	0	-52	0	-33	0	-21	+9	-4	0	-13
30	50	0	-62	0	-39	0	-25	+11	-5	0	-16
50	80	0	-74	0	-46	0	-30	+12	-7	0	-19
80	120	0	-87	0	-54	0	-35	+13	-9	0	-22

但是如果轴承需要高的转速，或须承受高的负荷，这时轴承与轴的配合应该采用过渡配合，轴的尺寸精度按表30所示。

表30 用于圆柱孔轴承的轴的尺寸精度（过渡配合） (μm)

轴径 (mm)		轴的尺寸公差							
		较高速		较重载		高速		重载	
		m6		m7		n6		n7	
超过	到	上偏差	下偏差	上偏差	下偏差	上偏差	下偏差	上偏差	下偏差
10	18	+18	+7	+25	+7	+23	+12	+30	+12
18	30	+21	+8	+29	+8	+28	+15	+36	+15
30	50	+25	+9	+34	+9	+33	+17	+42	+17
50	80	+30	+11	+41	+11	+39	+20	+50	+20
80	120	+35	+13	+48	+13	+45	+23	+58	+23

带有紧定套的轴承，轴承内孔为1:12的锥孔，这样轴承适用于作为长轴的中间支承，这时与轴承配合的轴的尺寸精度按表31所示。

表31 用于圆锥孔轴承的轴的尺寸精度（过渡配合） (μm)

轴径 (mm)		轴的尺寸公差			
		短轴		长轴	
		h9		h10	
超过	到	上偏差	下偏差	上偏差	下偏差
10	18	0	-43	0	-70
18	30	0	-52	0	-84
30	50	0	-62	0	-100
50	80	0	-74	0	-120
80	120	0	-87	0	-140

用于工业风扇，风机的带座外球面球轴承，要求转速高，这时外球面球轴承与轴的配合要求较高，轴的精度一般选用h5或j5级公差，如表32所示。

表32 风机用轴承配合轴的尺寸精度（过渡配合） (μm)

轴径(mm)		轴的尺寸公差			
		h5		j5	
超过	到	上偏差	下偏差	上偏差	下偏差
18	30	0	-9	+5	-4
30	50	0	-11	+6	-5
50	80	0	-13	+6	-7
80	100	0	-15	+6	-9

8.轴承的安装与固定

8.1.带顶丝轴承

这种轴承宽内圈的一端装有呈120°的两个内六角紧定螺钉，紧定螺钉把轴承内圈与轴紧固，安装时，要有足够的力矩才能保证轴承与轴的紧固，表33为推荐的紧定螺钉的紧定力矩。

表33 紧定螺钉的紧定力矩

轴承代号		紧定螺钉 (公制)	紧定力矩 N.m(max)	紧定螺钉 (英制)	紧定力矩 ibf.in(max)
UC201~UC203	UC305~UC306	M5X0.8	3.9	10-32UNF	32
UC204~UC206		M6X1	4.9	1/4-28UNF	43
UC207~UC209		M8X1	8.0	5/16-24UNF	70.5
UC210~UC213	UC308~UC309	M10X1.25	16.8	3/8-24UNF	148
UC214~UC217		M12X1.25	27.1	7/16-20UNF	235
UC218	UC310~UC314	M12X1.25	29.4	1/2-20UNF	260
		M14X1.5	34.3	1/2-20UNF	300
		M16X1.5	54.2	5/8-18UNF	478
		M18X1.5	58.0		
		M20X1.5	78.0		

如果轴承工作在下列情况：1）轴承有振动；2）轴承有相对移动；3）轴承的载荷较大或者转速较高，在轴上紧定螺钉的相应位置应开有紧定槽或窝。（如图3所示）

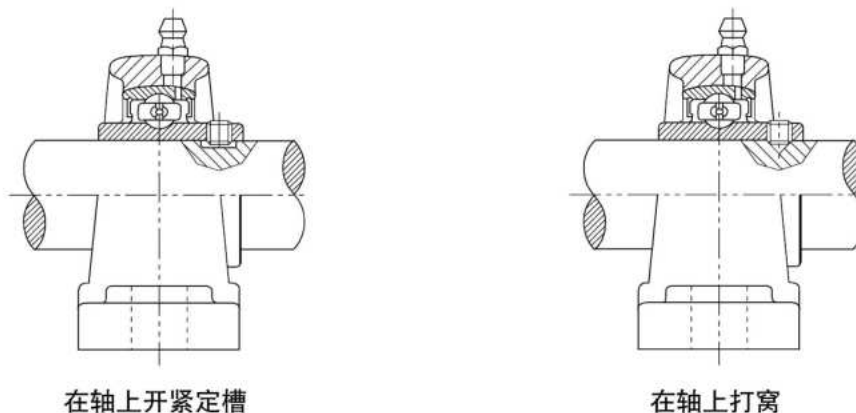


图3

8.2. 带紧定套轴承

这种轴承的内孔有1:12的锥度。安装时，先把紧定衬套放进轴承内孔、再嵌入防松垫片，然后装上螺母。安装轴时先用手尽力拧紧螺母，再用扳手拧进2/8~3/5圈即可。螺母拧紧后，把防松片弯进心松槽内，否则，可能因螺母松动而引起轴与紧定衬套间的相对滑动。如图4所示

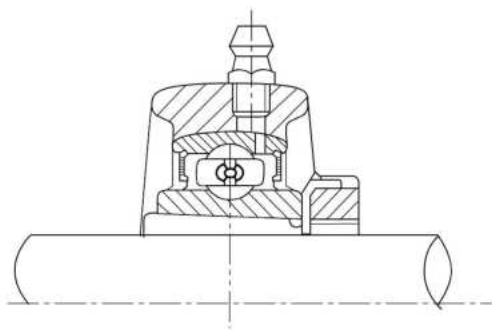


图4

8.3. 带偏心套轴承

这种轴承内圈加长端有一偏心台，偏心套一侧有偏心凹槽，安装在轴上时，偏心凸台和偏心凹槽对好，先向轴旋转相反的方向拧紧偏心套，再拧紧偏心套上的坚定螺钉。

8.4 .轴承座的安装

8.4 .1.带座轴承的正确安装顺序应该是：

先安装座，再装轴。原则上轴承座可以安装在任何地方但为了保证轴承的使用寿命，安装面必须平坦，牢固。一般情况下带立式及带法兰座轴承对安装平面倾斜角度的要求，相对轴的中心线不应超过 $\pm 2^\circ$ ，见图5

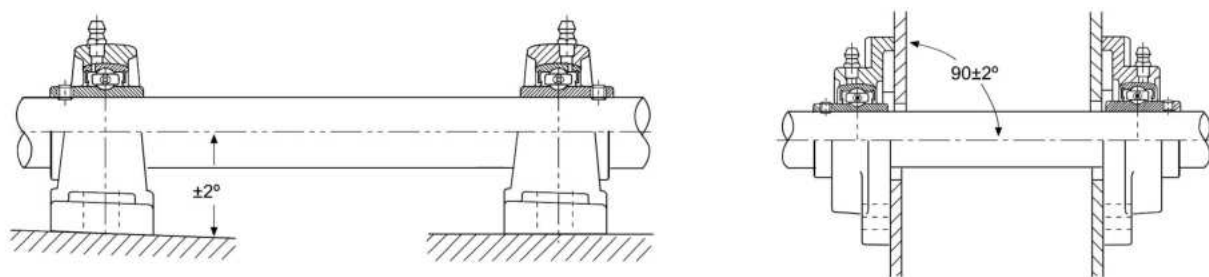
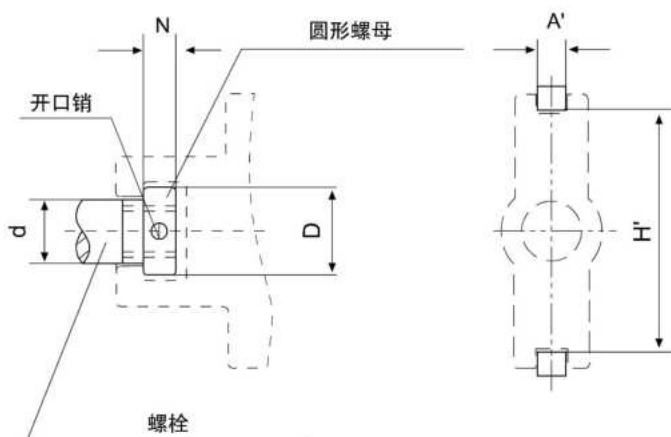


图5

但是轴承座上有骨架油封或通盖时，对安装平面倾斜角度的要求，相对轴的中心线不应超过 $\pm 1^\circ$ 。

8.4 .2.滑块座的安装

滑块座安装于两条平行导轨之间，通过调整螺栓来实现滑块座在导轨上移动，从而达到调整轴的中心距的目的，有关配合部分如图6所示。



滑块座安装尺寸及公差按表34及表35所示

表34 (mm)

座代号	H' ±0.5	A'	d	D	N
T204	77	11	16	28	12
T205	77	11	16	28	12
T206	90	11	18	32	12
T207	90	11	18	32	12
T208	103	15	24	42	14
T209	103	15	24	42	14
T210	103	15	24	42	14
T211	131	20	30	56	20
T212	131	20	30	56	26
T213	152	24	36	60	26
T214	152	24	36	60	26
T215	152	24	36	60	26
T216	167	24	36	60	26
T217	175	28	42	65	30

表35 (mm)

座代号	H' ±0.5	A'	d	D	N
ST204	77	12.5	16	28	12
ST205	77	12.5	16	28	12
ST206	90	12.5	18	32	12
ST207	90	12.5	18	32	12
ST208	103	16.5	24	42	14
ST209	103	16.5	24	42	14
ST210	103	16.5	24	42	14
ST211	131	25	30	56	20
ST212	131	25	30	56	26