

www.netmaker.com  
GB 6391—1995

## 前 言

本标准是等同采用 ISO 281:1990《滚动轴承——额定动载荷和额定寿命》对 GB 6391—86《滚动轴承 额定动负荷和额定寿命的计算方法》进行修订的。

本标准与 GB 6391—86 相比,主要是在基本额定动载荷的计算公式中增加了  $b_m$  系数,因此,标准中相应增加了定义和符号,某些定义也作了修改。

本标准中的“当代常用的优质淬硬钢”系指真空脱气钢。

本标准在生效之日起,同时代替 GB 6391—86。

本标准的附录 A 是提示的附录。

本标准由中华人民共和国机械工业部提出。

本标准由全国滚动轴承标准化技术委员会归口。

本标准起草单位:机械工业部洛阳轴承研究所。

本标准起草人:陈 原。

本标准于 1986 年首次发布。

www.newmaker.com

GB/T 281-1995

## ISO 前言

国际标准 ISO 281 由 ISO/TC4(滚动轴承技术委员会)制定。

ISO 281 的第一版代替 ISO 281-1:1977 的第一版,并作为 ISO 281-1:1977 的技术修订版。

ISO 281 的附录仅用于查询。

GB/T 6391-1985



对于一套滚动轴承或一组在同一条件下运转的、近于相同的滚动轴承,该寿命是与90%的可靠度、常用的材料和加工质量以及常规的运转条件相关的寿命。

#### 3.4 修正额定寿命

考虑所要求的可靠性水平、特殊的轴承性能和具体的工作条件,而对基本额定寿命进行修正所得到的额定寿命。

#### 3.5 径向基本额定动载荷

系指一套滚动轴承假想能承受的恒定径向载荷,在这一载荷作用下的基本额定寿命为一百万转。对于单列角接触轴承,该载荷系指引起轴承套圈相互间产生纯径向位移的载荷的径向分量。

#### 3.6 轴向基本额定动载荷

系指假想地作用于滚动轴承的恒定的中心轴向载荷,在该载荷作用下滚动轴承的基本额定寿命为一百万转。

#### 3.7 径向当量动载荷

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作用下相同的寿命。

#### 3.8 轴向当量动载荷

系指一恒定的中心轴向载荷,在这一载荷作用下,滚动轴承具有与实际载荷作用下相同的寿命。

#### 3.9 额定载荷计算中用的滚子直径

滚子中部的直径。

注:对于圆锥滚子取滚子大端面和小端面理论尖角处直径的平均值。对于非对称外凸滚子近似地取零载荷下滚子与无挡边滚道间接触点处滚子的直径。

#### 3.10 额定载荷计算中用的滚子长度

滚子与接触长度最短的滚道间的理论最大接触长度。

注:正常情况下,或者取滚子理论尖角之间的距离减去滚子倒角,或者取不包括磨削越程槽的滚道宽度,择其小者。

#### 3.11 公称接触角

垂直于轴承轴线的平面与轴承套圈与滚动体之间作用力的合力作用线之间的夹角。

#### 3.12 球组节圆直径

通过轴承中一系列球中心的圆直径。

#### 3.13 滚子组节圆直径

通过轴承中一系列滚子中部并与滚子轴心线相交的圆直径。

#### 3.14 常规运转条件

可以假定这种工作条件为:轴承正确安装,无外来物侵入,充分地润滑,按常规加载,工作温度不过高或过低,以及不以特别高或特别低的速度运转。

## 4 符号

$C_r$ : 径向基本额定动载荷, N

$C_a$ : 轴向基本额定动载荷, N

$C_{or}$ : 径向基本额定静载荷<sup>1)</sup>, N

$C_{oa}$ : 轴向基本额定静载荷<sup>1)</sup>, N

$D_w$ : 球直径, mm

$D_{wr}$ : 额定载荷计算中用的滚子直径, mm

$D_{pw}$ : 球组或滚子组的节圆直径, mm

$F_r$ : 轴承径向载荷=实际轴承载荷的径向分量, N

1) 有关定义、计算方法和数值见 GB/T 4662—93(ISO 76:1987)。



轴承组的径向基本额定载荷按一套双列径向接触轴承计算。

5.1.1.2 两套相同的单列角接触球轴承并排安装在同一轴上，“背对背”或“面对面”组成一个整体（成对安装），这一轴承组的径向基本额定载荷按一套双列角接触轴承计算。

5.1.1.3 两套或多套相同的单列角接触球轴承并排安装在同一轴上，“串联”组成一个整体（成对安装或成组安装），制造精度和安装精度均能保证均匀的载荷分布，该轴承组的径向基本额定载荷等于轴承套数的 0.7 次幂乘以单列轴承的径向基本额定载荷。

5.1.1.4 如果由于某些技术上的原因，可以将轴承组视为若干套彼此可单独更换的单列轴承，则 5.1.1.3 的规定不适用。

5.2 径向当量动载荷

向心球轴承，在不变的径向和轴向载荷作用下，径向当量动载荷  $P_r$  为：

$$P_r = XF_r + YF_a$$

$X$  和  $Y$  的值列于表 3。

5.2.1 轴承组配

5.2.1.1 两套相同的单列角接触球轴承并排安装在同一轴上，“背对背”或“面对面”地组成为一个整体（成对安装），该轴承组的径向当量载荷按一套双列角接触轴承计算。

5.2.1.2 两套或多套相同的单列球轴承并排安装在同一轴上，“串联”组成一个整体（成对安装或成组安装），计算径向当量载荷时用单列轴承的  $X$  和  $Y$  值。“相对轴向载荷”（见表 3）按  $i=1$  和一套轴承的  $F_r$  和  $C_o$  值确定（计算整个轴承组的当量载荷时仍应按轴承组的总载荷  $F_r$  和  $F_a$  来考虑）。

5.3 基本额定寿命

5.3.1 向心球轴承的基本额定寿命  $L_{10}$  为：

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

$C_r$  和  $P_r$  的值按 5.1 和 5.2 计算。

该寿命公式也适用于估算 5.1.1 所述的两套或多套单列轴承组成的轴承组的寿命。其额定载荷  $C_r$  按整个轴承组计算，当量载荷  $P_r$  按作用于该轴承组的总载荷计算，所用的  $X$  和  $Y$  值按 5.2.1.2 的规定。

表 2 向心球轴承的  $f$  值

$\frac{D_w \cos \alpha^D}{D_w}$	单列径向接触沟型球轴承、单列和双列角接触沟型球轴承	双列径向接触沟型球轴承	单列和双列调心球轴承	可分离单列径向接触球轴承（磁电机轴承）
0.01	29.1	27.5	9.9	9.4
0.02	35.8	33.9	12.4	11.7
0.03	40.3	38.2	14.3	13.4
0.04	43.8	41.5	15.9	14.9
0.05	46.7	44.2	17.3	16.2
0.06	49.1	46.5	18.6	17.4
0.07	51.1	48.4	19.9	18.5
0.08	52.8	50	21.1	19.5
0.09	54.3	51.4	22.3	20.6
0.1	55.5	52.6	23.4	21.5
0.11	56.6	53.6	24.5	22.5
0.12	57.5	54.5	25.6	23.4
0.13	58.2	55.2	26.6	24.4
0.14	58.8	55.7	27.7	25.3
0.15	59.3	56.1	28.7	26.2

表 2(完)

$\frac{D_w \cos \alpha^1}{D_{pw}}$	单列径向接触沟型球轴承、单列和双列角接触沟型球轴承	双列径向接触沟型球轴承	单列和双列调心球轴承	可分离单列径向接触球轴承 (磁电机轴承)
0.16	59.6	56.5	29.7	27.1
0.17	59.8	56.7	30.7	27.9
0.18	59.9	56.8	31.7	28.8
0.19	60	56.8	32.6	29.7
0.2	59.9	56.8	33.5	30.5
0.21	59.8	56.6	34.4	31.3
0.22	59.6	56.5	35.2	32.1
0.23	59.3	56.2	36.1	32.9
0.24	59	55.9	36.8	33.7
0.25	58.6	55.5	37.5	34.5
0.26	58.2	55.1	38.2	35.2
0.27	57.7	54.6	38.8	35.9
0.28	57.1	54.1	39.4	36.6
0.29	56.6	53.6	36.9	37.2
0.3	56	53	40.3	37.8
0.31	55.3	52.4	40.6	38.4
0.32	54.6	51.8	40.9	38.9
0.33	53.9	51.1	41.1	39.4
0.34	53.2	50.4	41.2	39.8
0.35	52.4	49.7	41.3	40.1
0.36	51.7	48.9	41.3	40.4
0.37	50.9	48.2	41.2	40.7
0.38	50	47.4	41	40.8
0.39	49.2	46.6	40.7	40.9
0.4	48.4	45.8	40.4	40.9

1) 对于  $\frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}}$  的中间值,  $f_c$  值可由线性内插法求得。

表 3 向心球轴承的 X 和 Y 值

轴承类型	“相对轴向载荷” <sup>1)2)</sup>		单列轴承				双列轴承				e
			$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		
			X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
径向接触沟型球轴承	$\frac{f_c F_a^{(3)}}{C_{or}}$	$\frac{F_a}{iZD_w^3}$									
	0.172	0.172				2.3				2.3	0.19
	0.345	0.345				1.99				1.99	0.22
	0.689	0.689				1.71				1.71	0.26
	1.03	1.03				1.55				1.55	0.28
	1.38	1.38	1	0	0.56	1.45	1	0	0.56	1.45	0.3
	2.07	2.07				1.81				1.31	0.34
	3.45	3.45				1.15				1.15	0.38
	5.17	5.17				1.04				1.04	0.42
6.89	6.89				1				1	0.44	



表 3(完)

轴承类型	“相对轴向载荷” <sup>1)2)</sup>		单列轴承				双列轴承				e																																																																	
			$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$																																																																			
			X	Y	X	Y	X	Y	X	Y																																																																		
角 接 触 沟 型 球 轴 承	$\frac{f_0 F_a^{3/2}}{C_{or}}$	$\frac{F_a}{ZD_w}$	1	0	此类轴承的 X, Y 和 e 值用单列径向接触沟型球轴承的值				1	0.78	2.78	3.74	0.23																																																															
	0.173	0.172												1	0	0.46	1.34	1	0.75	2.18	3.06	0.29																																																						
	0.346	0.345																					1	0	0.44	1.19	1	0.72	1.65	2.28	0.4																																													
	0.692	0.689																														1	0	0.39	0.76	1	0.63	1.46	2.11	0.43																																				
	1.04	1.03																																							1	0	0.37	0.66	1	0.6	1.38	2	0.46																											
	1.38	1.38																																																1	0	0.35	0.57	1	0.57	1.26	1.82	0.5																		
	2.08	2.07																																																									1	0	0.33	0.5	1	0.47	1.14	1.66	0.55									
	3.46	3.45																																																																		1	0	0.43	1	1	1.09	0.7	1.63	0.57
	5.19	5.17																																																																										
	6.92	6.89	1	0	0.43	1	1	0.7	1.63	2.39	2.8	0.38																																																																
	0.175	0.172	1	0	0.43	1	1	0.7	1.63	2.39	2.8	0.38																																																																
	0.35	0.345	1	0	0.41	0.87	1	0.92	0.67	2.28	2.8	0.32																																																																
	0.7	0.689	1	0	0.39	0.76	1	0.78	0.63	2.47	2.8	0.36																																																																
	1.05	1.03	1	0	0.37	0.66	1	0.66	0.6	2.29	2.8	0.38																																																																
	1.4	1.38	1	0	0.35	0.57	1	0.55	0.57	2.18	2.8	0.4																																																																
	2.1	2.07	1	0	0.33	0.5	1	0.47	0.54	2	2.8	0.44																																																																
	3.50	3.45	1	0	0.43	1	1	1.09	0.7	1.79	2.8	0.49																																																																
	5.25	5.17	1	0	0.41	0.87	1	0.92	0.67	1.64	2.8	0.54																																																																
	7	6.89	1	0	0.39	0.76	1	0.78	0.63	1.63	2.8	0.54																																																																
	0.178	0.172	1	0	0.43	1	1	1.09	0.7	1.63	2.8	0.38																																																																
	0.357	0.345	1	0	0.41	0.87	1	0.92	0.67	2.28	2.8	0.4																																																																
	0.714	0.689	1	0	0.39	0.76	1	0.78	0.63	2.11	2.8	0.43																																																																
	1.07	1.03	1	0	0.37	0.66	1	0.66	0.6	2	2.8	0.46																																																																
	1.43	1.38	1	0	0.35	0.57	1	0.55	0.57	1.93	2.8	0.47																																																																
2.14	2.07	1	0	0.33	0.5	1	0.47	0.54	1.82	2.8	0.5																																																																	
3.57	3.45	1	0	0.43	1	1	1.09	0.7	1.66	2.8	0.55																																																																	
5.35	5.17	1	0	0.41	0.87	1	0.92	0.67	1.63	2.8	0.56																																																																	
7.14	6.89	1	0	0.39	0.76	1	0.78	0.63	1.63	2.8	0.56																																																																	
$\alpha=20^\circ$	—	—	—	—	0.43	1	1	1.09	0.7	1.63	2.8	0.57																																																																
$\alpha=25^\circ$	—	—	—	—	0.41	0.87	1	0.92	0.67	1.41	2.8	0.68																																																																
$\alpha=30^\circ$	—	—	1	0	0.39	0.76	1	0.78	0.63	1.24	2.8	0.8																																																																
$\alpha=35^\circ$	—	—	—	—	0.37	0.66	—	0.66	0.6	1.07	2.8	0.95																																																																
$\alpha=40^\circ$	—	—	—	—	0.35	0.57	—	0.55	0.57	0.93	2.8	1.14																																																																
$\alpha=45^\circ$	—	—	—	—	0.33	0.5	—	0.47	0.54	0.81	2.8	1.34																																																																
调心球轴承			1	0	0.4	$0.4 \cot \alpha$	1	$0.42 \cot \alpha$	0.65	$0.65 \cot \alpha$	$1.5 \tan \alpha$																																																																	
可分离单列径向接触球轴承(电机轴承)			1	0	0.5	2.5	—	—	—	—	—	0.2																																																																

1) 允许的最大值决定于轴承设计(游隙和滚道沟深度)。根据已知条件确定采用第一栏或第二栏的值。  
 2) 对于“相对轴向负荷”或接触角的中间值, X, Y 和 e 值可由线性内插法求得。  
 3)  $f_0$  值参见 GB/T 4662—93(ISO 76:1987)。



表 4(完)

$\frac{D_w^{1)}}$ $D_{pw}$	$f_c$ $\alpha=90^\circ$	$\frac{D_w \cos \alpha^{1)}}$ $D_{pw}$	$f_c$		
			$\alpha=45^\circ$ 2)	$\alpha=60^\circ$	$\alpha=75^\circ$
0.23	94.1	0.23	84.5		
0.24	95.3	0.24	84		
0.25	96.4	0.25	83.4		
0.26	97.6	0.26	82.8		
0.27	98.7	0.27	82		
0.28	99.8	0.28	81.3		
0.29	100.8	0.29	80.4		
0.3	101.9	0.3	79.6		
0.31	102.9				
0.32	103.9				
0.33	104.8				
0.34	105.8				
0.35	106.7				

1) 对于  $\frac{D_w}{D_{pw}}$  或  $\frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}}$  或接触角不是表中所列值时,  $f_c$  值可用内插法求得。  
2) 对于  $\alpha > 45^\circ$  的推力轴承,  $\alpha = 45^\circ$  的值可用于  $\alpha$  在  $45^\circ$  和  $60^\circ$  之间的内插计算。

6.1.2 双列或多列轴承

双列或多列推力球轴承, 承受同一方向载荷时的轴向基本额定动载荷  $C_a$  为:

$$C_a = (Z_1 + Z_2 + \dots + Z_n) \times \left[ \left( \frac{Z_1}{C_{a1}} \right)^{10/3} + \left( \frac{Z_2}{C_{a2}} \right)^{10/3} + \dots + \left( \frac{Z_n}{C_{an}} \right)^{10/3} \right]^{-3/10}$$

球数  $Z_1, Z_2, \dots, Z_n$  所对应的各列的额定载荷  $C_{a1}, C_{a2}, \dots, C_{an}$ , 按 6.1.1 中相应的单列轴承的公式计算。

6.2 轴向当量动载荷

$\alpha \neq 90^\circ$  的推力球轴承, 在恒定不变的径向和轴向载荷作用下的轴向当量动载荷  $P_a$  为:

$$P_a = XF_r + YF_a$$

$X$  和  $Y$  的值列于表 5。

$\alpha = 90^\circ$  的推力球轴承, 只能承受轴向载荷。此类轴承的当量动载荷为:

$$P_a = F_a$$

表 5 推力球轴承的  $X$  和  $Y$  值

$\alpha^{1)}$	单向轴承 <sup>2)</sup>		双向轴承				$e$
	$\frac{F_a}{F_r} > e$		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		
	$X$	$Y$	$X$	$Y$	$X$	$Y$	
45° <sup>3)</sup>	0.66		1.18	0.59	0.66		1.25
50°	0.73		1.37	0.57	0.73		1.49
55°	0.81		1.6	0.56	0.81		1.79
60°	0.92		1.9	0.55	0.92		2.17
65°	1.06	1	2.3	0.54	1.06	1	2.68
70°	1.28		2.9	0.53	1.28		3.43
75°	1.66		3.89	0.52	1.66		4.67

GB/T 6391-1995



表7 向心滚子轴承  $f_c$  的最大值

$\frac{D_{we} \cos \alpha^{1)}}{D_{pw}}$	$f_c$
0.01	52.1
0.02	60.8
0.03	66.5
0.04	70.7
0.05	74.1
0.06	76.9
0.07	79.2
0.08	81.2
0.09	82.8
0.1	84.2
0.11	85.4
0.12	86.4
0.13	87.1
0.14	87.7
0.15	88.2
0.16	88.5
0.17	88.7
0.18	88.8
0.19	88.8
0.2	88.7
0.21	88.5
0.22	88.2
0.23	87.9
0.24	87.5
0.25	87
0.26	86.4
0.27	85.8
0.28	85.2
0.29	84.5
0.3	83.8

1) 对于  $\frac{D_{we} \cos \alpha}{D_{pw}}$  的中间值,  $f_c$  值可由线性内插法求得。

### 7.1.1 轴承组配

7.1.1.1 两套相同的单列滚子轴承并排安装在同一轴上,“背对背”或“面对面”地组成为一个整体(成对安装),该轴承组的径向基本额定动载荷按一套双列轴承计算。

7.1.1.2 如果由于某些技术上的原因,可以将轴承组视为两套彼此可单独更换的轴承,则7.1.1.1的规定不适用。

7.1.1.3 两套或多套相同的单列滚子轴承并排安装在同一轴上,“串联”组成为一个整体(成对安装或成组安装),制造精度和安装精度均能保证载荷均匀分布,该轴承组的径向基本额定动载荷等于轴承套数的  $7/9$  次幂乘以单列轴承的径向基本额定载荷。

7.1.1.4 如果由于某些技术上的原因,可以将轴承组视为若干套彼此可单独更换的单列轴承,则7.1.1.3的规定不适用。

## 7 径向当量动载荷

$\alpha \neq 0^\circ$  的向心滚子轴承在恒定不变的径向和轴向载荷作用下的径向当量动载荷  $P_r$  为:

$$P_r = XF_r + YF_a$$

$X$  和  $Y$  的值列于表 8。

$\alpha = 0^\circ$  的向心滚子轴承, 只承受径向载荷时的径向当量动载荷为:

$$P_r = F_r$$

注:  $\alpha = 0^\circ$  的向心滚子轴承承受轴向载荷能力与轴承的设计和制造关系极大。因而,  $\alpha = 0^\circ$  的向心滚子轴承在承受轴向载荷时, 轴承用户应向轴承制造厂查询有关当量载荷和寿命的估算值。

## 7.2.1 轴承组配

7.2.1.1 两套相同的单列角接触滚子轴承并排安装在同一轴上, “背对背”或“面对面”地组成一个整体(成对安装), 计算径向当量载荷时, 根据 7.1.1 按一套双列轴承来考虑,  $X$  和  $Y$  用表 8 中双列轴承的值。

表 8 向心滚子轴承的  $X$  和  $Y$  值

轴承类型	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		$e$
	$X$	$Y$	$X$	$Y$	
单列 $\alpha \neq 0$	1	0	0.4	$0.4 \cot \alpha$	$1.5 \tan \alpha$
双列 $\alpha \neq 0$	1	$0.45 \cot \alpha$	0.67	$0.67 \cot \alpha$	$1.5 \tan \alpha$

7.2.1.2 两套或多套相同的单列角接触滚子轴承并排安装在同一轴上, “串联”组成一个整体(成对安装或成组安装), 计算径向当量载荷时, 用表 8 中单列轴承的  $X$  和  $Y$  值。

## 7.3 基本额定寿命

7.3.1 向心滚子轴承的基本额定寿命  $L_{10}$  为:

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

$C_r$  和  $P_r$  的值按 7.1 和 7.2 计算。

该寿命公式也适用于 7.1.1 中所述的两套或多套单列轴承组成的轴承组寿命的估算。此时, 额定载荷  $C_r$  按整个轴承组计算, 当量动载荷  $P_r$  按作用于轴承组的总载荷计算, 所用的  $X, Y$  值按 7.2.1。

7.3.2 该寿命公式在很宽的轴承载荷范围内均能给出满意的结果。但是载荷过重会使滚子与滚道接触的某些部分产生有害的塑性变形。因此, 当  $P_r$  超过  $0.5C_r$  时, 用户应向轴承制造厂查询, 以确定该寿命公式的适用性。

## 8 推力滚子轴承

## 8.1 轴向基本额定动载荷

## 8.1.1 单列轴承

8.1.1.1 如果承受同一方向载荷的全部滚子与同一垫圈滚道接触, 这一推力滚子轴承按一套单列轴承来考虑。

单列、单向或双向推力滚子轴承的轴向基本额定动载荷  $C_a$  为:

若  $\alpha = 90^\circ$

$$C_a = b_m f_c L_{we}^{7/9} Z^{3/4} D_{we}^{29/27}$$

若  $\alpha \neq 90^\circ$

$$C_a = b_m f_c (L_{we} \cos \alpha)^{7/9} \tan \alpha Z^{3/4} D_{we}^{29/27}$$

$Z$  为一个方向上承受载荷的滚子数。



GB/T 6391-1995



表10(完)



## 8 基本额定寿命

8.3.1 推力滚子轴承的基本额定寿命  $L_{10}$  为:

$$L_{10} = \left( \frac{C_a}{P_a} \right)^{10/3}$$

$C_a$  和  $P_a$  的值按 8.1 和 8.2 计算。

该寿命公式也适用于 8.1.3 所述的两套或多套单向推力滚子轴承组成的轴承组的寿命估算。此时, 额定载荷  $C_a$  按整个轴承组计算, 当量载荷  $P_a$  按作用于轴承组的总载荷计算, 所用的  $X$  和  $Y$  值按 8.2 中单向轴承的值。

8.3.2 该寿命公式在很宽的轴承载荷范围内均能给出满意的结果。但是, 载荷过重会使滚子与滚道接触的某些部分产生有害的塑性变形。因此, 当  $P_a$  超过  $0.5C_a$  时, 用户应向轴承制造厂查询, 以确定该寿命公式的适用性。

## 9 修正额定寿命

## 9.1 概述

使用基本额定寿命  $L_{10}$  作为衡量轴承性能的准则通常是令人满意的。这个寿命与 90% 的可靠度、当代常用的材料和加工质量以及常规运转条件相关。

然而, 许多使用场合却要求对各种不同的可靠度和特殊的轴承性能, 以及运转条件不属于正常情况时的寿命进行计算, 这就要对它们的影响作专门的考虑。

对于特殊的轴承性能和运转条件, 可靠度为  $(100-n)\%$  的修正基本额定寿命  $L_m$  按下式计算:

$$L_m = a_1 a_2 a_3 L_{10}$$

$a_1$  的值列于表 12,  $a_2$  和  $a_3$  的取值在 9.4 和 9.5 中讨论。  $L_{10}$  的值按 5.3、6.3、7.3 和 8.3 计算。

## 9.2 限制条件

在给定的使用场合下选择轴承尺寸时, 除要求的疲劳寿命外, 还应考虑其他一些因素, 诸如最大容许的轴承变形以及轴和轴承座最小的强度要求。当采用的修正额定寿命系数  $a_2$  和  $a_3$  大于 1 时应特别谨慎。

9.3 可靠性寿命修正系数  $a_1$ 

可靠度在 3.2 中定义, 修正额定寿命按 9.1 计算。寿命修正系数  $a_1$  的值列于表 12。

表 12 可靠性寿命修正系数  $a_1$

可靠度/%	$L_m$	$a_1$
90	$L_{10a}$	1
95	$L_{5a}$	0.62
96	$L_{4a}$	0.53
97	$L_{3a}$	0.44
98	$L_{2a}$	0.33
99	$L_{1a}$	0.21

9.4 特殊的轴承性能寿命修正系数  $a_2$ 

9.4.1 可以要求轴承具有特殊的性能, 就寿命而言, 可以采用特殊种类与质量的材料和特殊的制造工艺以及专门的设计来达到。这种特殊的寿命特性系通过寿命修正系数  $a_2$  来加以考虑。

根据目前的技术状况, 尚不能对  $a_2$  值与定量表示的材料特性或滚道几何形状之间的关系作出规定。因此  $a_2$  的选取要根据经验, 通常可以从轴承制造厂获得。

9.4.2 即使对钢材作可靠的分析和处理, 也没有足够的理由选取大于 1 的  $a_2$  值, 虽然  $a_2$  值可以大于 1, 但轴承必须采用夹杂物含量非常低的或经过特别分析的钢材来制造。然而, 若由于特殊的热处理造成

硬度降低而导致寿命下降,就应该选取相应减小的 $a_2$ 值。

9.4.3  $a_2$ 值选取时,还应考虑是否涉及滚动体与滚道之间接触应力均匀性提高或降低的特殊设计。

9.4.4 不能设想,采用特殊的材料、工艺或设计能克服润滑的不足。如果因润滑不足而 $a_2$ 值小于1时,那么 $a_2$ 通常也因此不取大于1的值。

9.5 运转条件的寿命修正系数 $a_3$

9.5.1 直接影响轴承寿命的运转条件中,载荷的方向和大小在当量载荷的计算(5.2、6.2、7.2和8.2)中已经考虑,偏离正常载荷分布的情况在范围一章中已经阐明。

这里考虑的运转条件包括润滑充分与否(在工作速度和温度下)、外来有害物质存在与否以及引起材料性能改变的条件(例如高温造成硬度降低)。这些条件对轴承寿命的影响可以通过引入寿命修正系数 $a_3$ 加以考虑。

9.5.2 本标准中基本额定寿命的计算是假定润滑充分的,即滚动体与滚道接触中存在一层厚度等于或稍大于接触表面综合粗糙度的油膜。这一要求得以满足,若不是由于运转条件引起材料性能改变而用更小的值的话,则取 $a_3=1$ 。

9.5.3 下述条件下应考虑 $a_3$ 值小于1。例如,工作温度下润滑剂的运动粘度对于球轴承小于 $13 \text{ mm}^2/\text{s}$ <sup>1)</sup>,对于滚子轴承小于 $20 \text{ mm}^2/\text{s}$ ,或转速特别低(亦即每分钟转速乘以 $D_{pw}$ 小于10 000)时。

只有当润滑条件非常理想而大大降低表面失效引起的疲劳破坏概率时,才能考虑取 $a_3$ 值大于1。

希望轴承制造厂提供合适的 $a_3$ 推荐值,以便按9.1计算修正额定寿命。

1)  $1 \text{ mm}^2/\text{s}=1 \text{ cSt}$ 。

www.newmaker.com

附录 A  
(提示的附录)  
参考文献

ISO/TR 8646:1985 《ISO 281/1:1977 的注解》。

---