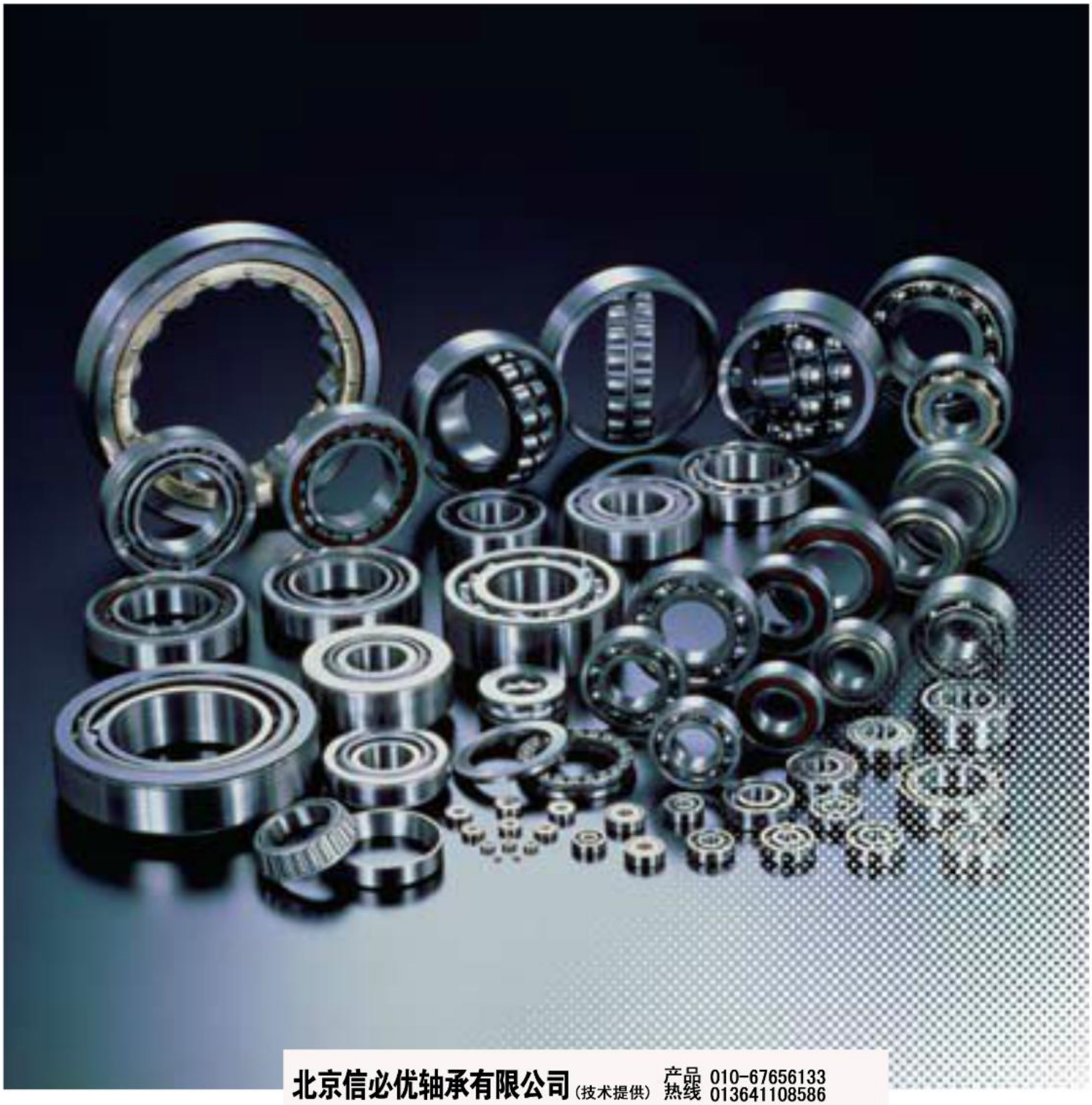
MOTION & CONTROL™

NSK

滚动轴承技术手册



北京信必优轴承有限公司（技术提供） 产品热线 010-67656133 013641108586

MOTION & CONTROL™
NSK

NSK滚动轴承技术手册

CAT. No.C728

北京信必优轴承有限公司(技术提供) 产品热线 010-67656133 013641108586

NSK 技术手册 目录

1. ISO 尺寸标准及轴承代号

1.1 ISO 尺寸标准

滚动轴承的主要尺寸，即内径、外径、宽度及倒角尺寸已经实现了标准化，世界各国都采用同一尺寸，日本的JIS也不例外。这些主要尺寸均遵循ISO尺寸标准，ISO则是International Organization for Standardization（国际标准化组织）的缩写。

在ISO尺寸标准中，对尺寸段在内径0.6 mm至外径2 500 mm以内的轴承主要尺寸—内径d、外径D、宽度B（或高度T）及倒角尺寸r都作了规定。而且，还规定了尺寸段扩展的方法，内径d(d>500 mm)将由标准值R40求出。

在扩展尺寸段时，向心轴承采用公式：外径$D=d+f_D d^{0.9}$，宽度$B=f_B(D-d)/2$。宽度B尽量由JIS Z 8601（标准数）的数列R80求出。系数f_D、f_B分别按照直径系列，宽度系列作了规定（见**表1**）。倒角尺寸r则要在宽度$B\times7\%$及剖面高度$(D-d)/2\times7\%$二者之中，选取既不超过较小值又最接近r_s min的数值。另外，上述各个尺寸都规定了尾数处理方法。

虽然可由**表1**的系数f_D与内径d求出外径，但大多采用直径系列9、0、2、3。按直径系列代号4、3、2、1、0、9、8、7的顺序，同一内径尺寸的外径差异渐小（见**图1**）。这些直径系列配上系数f_B，还可分出若干宽度系列。尺寸系列就由宽度系列和直径系列组合而成。

圆锥滚子轴承在美国等国家大多采用英制尺寸，尚无ISO尺寸标准，采用米制尺寸的日本和欧洲各国则采用ISO规定的米制尺寸标准。

推力轴承(单向平座圈)的内径d，外径D，高度T及倒角尺寸r等的扩展，也和向心轴承同样作了规定。即采用公式外径$D=d+f_D d^{0.8}$，高度$T=f_T(D-d)/2$。倒角尺寸r在高度$T\times7\%$及剖面高度$(D-d)/2\times7\%$二者之中，选取既不超过较小值而又最接近r_s min的数值。系数f_D、f_T，参见**表2**。

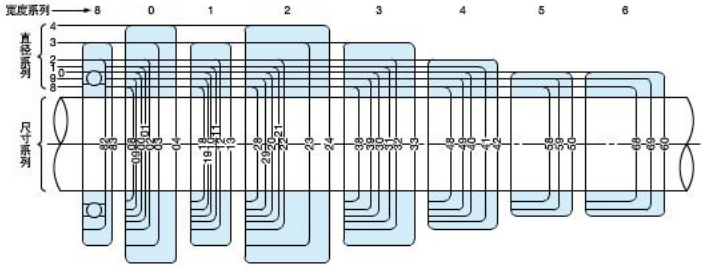


图1 向心轴承剖面尺寸系列的差异

表1 向心轴承的f_D、f_B值

直径系列	7	8	9	0	1	2	3	4
f_D	0.34	0.45	0.62	0.84	1.12	1.48	1.92	2.56

宽度系列	0	1	2	3	4	5	6	7
f_B	0.64	0.88	1.15	1.5	2	2.7	3.6	4.8

表2 推力轴承的f_D、f_T值

直径系列	0	1	2	3	4	5
f_D	0.36	0.72	1.20	1.84	2.68	3.80

高度系列	7	9	1
f_T	0.9	1.2	1.6

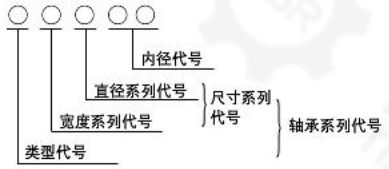
1.2 滚动轴承代号的构成

滚动轴承是重要的机械零部件，其主要尺寸均已实现了国际标准化。ISO虽曾审议过在国际上统一轴承代号的问题，但目前各国轴承企业依旧各行其是，尚未实现统一。

日本轴承企业主要参照SKF轴承代号的结构，一般以4位或5位数字表示。对通常大量使用的轴承，在JIS中已作了规定。

轴承代号的构成如下。

尺寸系列代号由轴承的宽度系列代号和直径系列代号组合而成。向心轴承的直径系列代号分为：7、8、9、0、1、2、3、4，按此顺序，内径相同的轴承外径渐大，常用的是9、0、2、3。宽度系列代号分为0、1、2、3、4、5、6 它们可以与任一直径系列代号组合，常用的是0、1、2、3。与任一直径系列代号组合后，宽度尺寸将按此顺序渐大。标准向心球轴承的宽度系列代号省略，轴承代号以4位数表示。宽度系列代号为0的圆柱滚子轴承也省略宽度系列代号。



同样，推力球轴承也采用直径系列代号与高度系列代号组合的方法，构成各种尺寸系列。

内径代号中，内径≧20 mm的采用内径尺寸1/5的数字（如06，表示内径为30 mm）。内径≦17 mm者，则采用**表1**所示内径代号。

尽管各国轴承企业采用不同的轴承代号，但对内径代号却都采用此种方式。

类型代号按照轴承类型与结构的不同，采用数字或者字母表示。采用字母表示的圆柱滚子轴承，按照滚子引导档边的部位，分为N、NU、NF、NJ等多种类型。轴承代号的构成，如**表2**所示。

表1

内径代号	内径 d (mm)
/0.6(1)	0.6
1	1
/1.5(1)	1.5
2	2
/2.5(1)	2.5
3	3
4	4
5	5
6	6
7	7
8	8
9	9
00	10
01	12
02	15
03	17

注：(1) NSK没有0.6 mm 并且将1.5及2.5 mm 定为1X、2X

表2 轴承代号的构成

轴承结构・类型		类型代号	宽度系列代号(1) 高度系列代号	直径系列代号	内径代号	轴承代号举例
向心球轴承	单列深沟球轴承	6	[0] 省略	2	9	629
		6	[1] 省略	0	10	6010
		6	[0] 省略	3	03	6303
	单列角接触球轴承	7	[0] 省略	2	15	7215A
	双列角接触球轴承	3	[3] 省略	2	06	3206
		5	[3] 省略	3	12	5312
	双列调心球轴承	1	[0] 省略	2	05	1205
		2	[2] 省略	2	11	2211
向心滚子轴承	圆柱滚子轴承	NU	1	0	16	NU 1016
		N	[0] 省略	2	20	N 220
		NU	2	2	24	NU 2224
		NN	3	0	16	NN 3016
	圆锥滚子轴承	3	0	2	14	30214
	调心滚子轴承	2	3	0	34	23034
推力球轴承	单向平面座圈型	5	1	1	24	51124
	双向平面座圈型	5	2	3	12	52312
	单向球面座圈型	5	3(2)	3	18	53318
	双向球面座圈型	5	4(2)	2	13	54213
推力滚子轴承	推力调心滚子轴承	2	9	2	30	29230

注 (1) 推力轴承为高度代号。
(2) 此处表示结构类型，而非高度系列代号。
备注：类型代号，宽(高)度系列代号及直径系列代号组成轴承基本代号。

1.3 英制圆锥滚子轴承代号

在ABMA (The American Bearing Manufacturers Association) Standard 中已对英制圆锥滚子轴承代号的构成做了规定。ABMA 所列轴承代号适用于新设计的轴承，已经广为采用，今后仍可继续使用。TIMKEN 公司似也采用了 ABMA 标准轴承代号，按此标准编制的轴承代号还有很多。轴承代号的构成如**表 1** 所示。

表1 轴承代号的构成

极限载荷代号	接触角代号	系列代号	后缀代号	补充代号
AA	○	○○○	○○	AA

备注：A表示英文字母，○表示数字。

（例）**LM 1 19 49**

极限载荷代号

米制系列轴承分为轻载专用，中载专用，重载专用等，极限载荷代号同样按轻→重的顺序分为下列代号。

EL、LL、L、LM、M、HM、H、HH、EH、J、T

最后的 T 仅限推力轴承使用。

接触角代号

表示该系列接触角的代号分类如下：

外圆锥角(=公称接触角×2) 以上	低于	号码
0°	24°	1
24°	25° 30′	2
25° 30′	27°	3
27°	28° 30′	4
28° 30′	30° 30′	5
30° 30′	32° 30′	6
32° 30′	36°	7
36°	45°	8
45°（推力轴承）		9

补充代号

末尾的补充代号，由1个或2个字母组成，在变更标准型的外观及内部结构时使用。

B 带止动挡边的外圈

X 标准型稍有变更

WA 内圈背面带止动槽

其他 省略

后缀代号

补充代号之前的 1、2 位数字是内、外圈专属代号。

外圈后缀代号为 10 ～ 19，该系列最小外径外圈为 10。

内圈后缀代号为 30 ～ 49，该系列最大内径内圈为 49。

系列代号

由1～3位数表示，它与该系列最大内径的关系如下：

系列中的最大内径 (mm) 超过	到	系列代号
0	25.4	00 ～ 19
25.4	50.8	20 ～ 99
		000 ～ 029
50.8	76.2	039 ～ 129

以下省略

1.4 微型球轴承代号

外径尺寸小于 9 mm（英制轴承小于 9.525 mm）的球轴承称为微型球轴承，用于录像机、电子计算机外围设备、各类测试仪器仪表、陀螺仪、微型电机等中。

与普通轴承一样，微型球轴承也在基本代号之后追加的各种标记表示不同性能。与普通轴承代号标记不同的是，带有游隙代号，对摩擦力矩较小的型号，还特意追加力矩代号等。

NSK 为了满足各界用户的需求，特将微型球轴承的游隙范围划分为**表 1** 所示 6 组。MC3 相当于普通轴承的标准游隙。

另外，微型球轴承的精度标准中，米制轴承适用 JIS 标准，英制轴承适用 ABMA 标准。

由于主机性能所需，往往要求微型球轴承的摩擦力矩要小，因而，规定了小摩擦力矩专用的标准，采用该标准的则应标注力矩代号。保持架代号，密封圈、防尘盖代号与普通轴承相同。英制轴承及特殊尺寸米制轴承在基本代号之前加上 S，标准尺寸米制轴承在基本代号之后加上 h，表示不锈钢的材料代号，**表 1** 表示微型球轴承标记代号的排列，代号的含义等。

表1 微型球轴承代号的构成

代号	内容
ZZS	防尘盖
ZZ	防尘盖

代号	内容
J	浪形保持架
W	冠形保持架
T	塑料保持架

有时省略保持架代号

代号	内容
省略	轴承钢 (SUJ2)
h	不锈钢 (SUS440C)
S	不锈钢 (SUS440C)

代号	径向游隙 (μm)
MC1	0～5
MC2	3～8
MC3	5～10
MC4	8～13
MC5	13～20
MC6	20～28

ANSI/ABMA 标准		JIS 标准	
代号	精度等级	代号	精度等级
省略	ABEC1	省略	0 级
3	ABEC3	P6	6 级
5P	CLASS5P	P5	5 级
7P	CLASS7P	P4	4 级

代号	内容
AF2	Aero shell fluid 12
NS7	NS Hilube grease

区分	材料代号
英制轴承	S
特殊尺寸米制轴承	—
标准尺寸米制轴承	—
	—

基本代号	材料代号	保持架代号	密封圈 防尘盖代号	游隙代号	精度代号	力矩代号	润滑脂代号
FR133	—	J	ZZS	MC4	7P	L	AF2
MR74	—	W	ZZS	MC3	P5	—	NS7
692	h	J	ZZ	MC3	P5	—	NS7
602	—	J	ZZS	MC4	—	—	NS7

1.5 滚动轴承的补充代号

滚动轴承具有多种性能以适应不同的用途，在轴承代号之后标注补充代号加以区别。固然各公司统一使用此类代号最为理想，但目前尚未实现标准化，除了JIS已经规定的内部游隙代号、精度代号等外，各公司都各行其是。现对NSK使用的补充代号介绍如下。

代 号	内 容	举 例
A	内部设计与标准不同	6307A HR32936JA
A (1)	角接触球轴承标准接触角α = 30°	7215A
AH (1)	退卸套类型代号	AH3132
A5 (1)	角接触球轴承标准接触角α = 25°	7913A5
B	圆柱滚子轴承滚子内切圆直径、外切圆直径及其公差与JIS标准不符 英制圆锥滚子轴承外圈带止动挡边	NU 306 B 779/772B
B (1)	角接触球轴承标准接触角 α = 40°	7310B
C (1)	角接触球轴承标准接触角 α = 15°	7205C
	圆锥滚子轴承接触角α约为20°	HR 32205C
CA	重载型调心滚子轴承（车制保持架）	22324CA
CD	重载型调心滚子轴承（冲压保持架）	22228CD
C1 C2 C3 C4 C5	C1游隙（小于C2游隙） C2游隙（小于标准游隙） C3游隙（大于标准游隙） C4游隙（大于C3） C5游隙（大于C4）	6218C3
CC CC1 CC2 CC3 CC4 CC5	非互换圆柱滚子轴承标准游隙 非互换圆柱滚子轴承C1游隙 非互换圆柱滚子轴承C2游隙 非互换圆柱滚子轴承C3游隙 非互换圆柱滚子轴承C4游隙 非互换圆柱滚子轴承C5游隙	N238 CC2
CC9	非互换锥孔圆柱滚子轴承游隙（小于CC1）	NN3017KCC9
CG15	特殊径向游隙（用游隙中间值表示）	6022CG15
CM	通用电机专用单列深沟球轴承及圆柱滚子轴承特殊游隙（非互换）	NU 312 CM

注 (1) 基本代号的一部分。

代 号	内 容	举 例
D (1)	圆锥滚子轴承接触角α约为28°	30305D
DU	单侧带接触橡胶密封圈	6306DU
DDU	双侧带接触橡胶密封圈	6205DDU
DB	成对双联（背对背）	7208ADB
DBB	四对组合	7318ADBB
DBD	三列组合	7318ADBD
DBT	四列组合	7318ADBT
DBTD	五列组合	7318ADBTD
DF	成对双联（面对面）	7320ADF
DFD	三列组合	7320ADFD
DFF	四列组合	7320ADFF
DFT	四列组合	7320ADFT
DT	成对双联（串联）	7320ADT
DTD	三列组合	7320ADTD
DTT	四列组合	7320ADTT

代 号	内 容	举 例
E	套圈带凹槽或带油孔	6214E
	重载型圆柱滚子轴承	NU 309ET
E4	调心滚子轴承、滑轮用圆柱滚子轴承外圈带油槽、油孔	230/560ME4
F	钢质车制保持架	230/570F
g	渗碳钢（用 SAE4320H 等）	456g/454g
h	套圈、滚动体为不锈钢	6203h
H	紧定套类型代号	H 318X
	重载型向心及推力调心滚子轴承	22210H 29418H
HJ	L 形平挡圈类型代号	HJ 210
HR (2)	重载型圆锥滚子轴承	HR30308J
J	圆锥滚子轴承外圈滚道小端直径、角度与外圈宽度符合 ISO 标准	HR30308J
	两枚钢板，冲压保持架	R6JZZ
K	内圈内孔为圆锥孔（锥度 1:12）	1210K
	外圈带隔圈	30310 DF+K
K30	内圈内孔为圆锥孔（锥度 1:30）	24024CK30
KL	内、外圈带隔圈（KL 之后的数字为隔圈宽度）	7310ADB +KL10
L	内圈带隔圈	100TAC20D+L
M	铜合金车制保持架	6219M
MC3	超小、微型球轴承标准游隙	683MC3
N	外圈外径带止动环槽	6310N
NR	带止动环	6209NR
NRX	带特殊尺寸止动环	6209NRX
NRZ	单侧带钢板防尘盖，同侧带止动环（与ZNR相反）	6207NRZ
PN0	与英制圆锥滚子轴承精度等级 CLASS 0 相当	575/572PN0
PN3	与英制圆锥滚子轴承精度等级 CLASS 3 相当	779/772BPN3

注 (2) 加于轴承基本代号之前

代 号	内 容		举 例
S11	工作温度上限到 200 °C		22230CAMKE4 C3S11
T	塑料保持架		7204CT
V	无保持架		NA4906V
	带单侧非接触橡胶密封圈		6204V
VV	带双侧非接触橡胶密封圈		6306VV
W	1 枚钢板，冲压保持架		NU210W
	英制圆锥滚子轴承中套圈有凹槽		456W/454
X	内径、外径、宽度三者之一变更不足±1mm		6310X
	推力轴承中轴圈内径小于座圈外径		51130X
X26	经过尺寸稳定化处理的轴承	工作温度上限低于 150 °C	32226X26
X28		工作温度上限低于 200 °C	32226X28
X29		工作温度上限低于 250 °C	23032CDC4 X29
Y	黄铜板冲压保持架		608Y
Z	单侧带钢板防尘盖		6203Z
ZN	单侧带钢板防尘盖，另一侧带止动槽		6208ZN
ZNR	单侧钢板防尘盖，另一侧带止动环		6208ZNR
ZZ	两侧带钢板防尘盖		6203ZZ

2. 滚动轴承的额定动载荷、疲劳寿命及额定静载荷

2.1 额定动载荷

在JIS标准之中，对基本额定动载荷作了如下定义。

滚动轴承的基本额定动载荷，是全体轴承的90 %不发生疲劳破坏且内圈总转数达100万转时所能承受的载荷；向心轴承采用使内、外圈发生单一径向相对位移的径向载荷；推力轴承采用中心轴向载荷。

这一基本额定动载荷可以利用**表1**所示计算公式求出。该计算公式的依据是G.Lundberg & A. Palmgren理论，1962年纳入ISO R 281-1962，日本于1965年3月制定了JIS B 1518-1965。后来，这些标准经过若干修订，分别形成了ISO 281-1990和JIS B 1518。

滚动轴承的疲劳寿命，可以利用下列计算公式求出。

球轴承为： $L = \left(\frac{C}{P}\right)^3$ ……(1)

滚子轴承为： $L = \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3}$ ……(2)

式中 L：额定疲劳寿命 (10^6rev.)
P：当量动载荷 (N),{kgf}
C：基本额定动载荷 (N),{kgf}

在**表1**的计算公式中，系数 f_c 值因轴承结构类型而有所差异，如**表2～3**所示。向心球轴承的 f_c 值等同于JIS B 1518，向心滚子轴承的 f_c 值改为测出的最大值。因此，可以说按照加工精度与材料确定的系数 f_c 值已经20年未曾变更。

其间，除轴承材料外、加工精度也有了显著的质量飞跃，实际轴承寿命也大为延长。对于这类轴承，采用反映出寿命延长效果的额定动载荷来计算疲劳寿命，是比较合适的。基于这一思路，在ISO 281-1990、JIS B 1518中采用乘以额定系数 b_m 来增大基本额定动载荷的办法。额定系数 b_m，参见**表4**。

表1 基本额定动载荷计算公式

区分		球轴承	滚子轴承
向心轴承		$b_m f_c (i\cos\alpha)^{0.7} Z^{2/3} D_w^{1.8}$	$b_m f_c (i L_{we}\cos\alpha)^{7/9} Z^{3/4} D_{we}^{29/27}$
单列推力轴承	$\alpha = 90°$	$b_m f_c Z^{2/3} D_w^{1.8}$	$b_m f_c L_{we}^{7/9} Z^{3/4} D_{we}^{29/27}$
	$\alpha \neq 90°$	$b_m f_c (\cos\alpha)^{0.7}\tan\alpha \ Z^{2/3} D_w^{1.8}$	$b_m f_c (L_{we}\cos\alpha)^{7/9}\tan\alpha\, Z^{3/4} D_{we}^{29/}$
计算公式中使用的代号及其含义		b_m：依据常规材料及加工量的额定系数 f_c：按轴承各部件形状、加工精度及材料规定的系数 i：1套轴承内的滚动体列数 α：公称接触角 (°) Z：每列滚动体数 D_w：球的直径 (mm) D_{we}：计算采用的滚子直径 (1)(mm) L_{we}：滚子有效长度 (mm)	

注 (1) 滚子长度中央直径。圆锥滚子轴承采用假定滚子大小端均未倒角的直径算术平均值，在非对数凸面滚子中，
用滚子与无挡边滚道（通常指外圈）之间空载接点时，则取滚子直径的近似值计算。

备 考： 球轴承的计算公式的 $D_w^{1.8}$ 在 $D_w > 25.4$ mm 时，为 $3.647D_w^{1.4}$

表 2 向心球轴承的 f_c 值

$\frac{D_w \cos\alpha}{D_{pw}}$(1)	f_c		
	单列深沟球轴承 单、双列角接触球轴承	双列深沟球轴承	调心球轴承
0.05	46.7 {4.76}	44.2 {4.51}	17.3 {1.76}
0.06	49.1 {5.00}	46.5 {4.74}	18.6 {1.90}
0.07	51.1 {5.21}	48.4 {4.94}	19.9 {2.03}
0.08	52.8 {5.39}	50.0 {5.10}	21.1 {2.15}
0.09	54.3 {5.54}	51.4 {5.24}	22.3 {2.27}
0.10	55.5 {5.66}	52.6 {5.37}	23.4 {2.39}
0.12	57.5 {5.86}	54.5 {5.55}	25.6 {2.61}
0.14	58.8 {6.00}	55.7 {5.68}	27.7 {2.82}
0.16	59.6 {6.08}	56.5 {5.76}	29.7 {3.03}
0.18	59.9 {6.11}	56.8 {5.79}	31.7 {3.23}
0.20	59.9 {6.11}	56.8 {5.79}	33.5 {3.42}
0.22	59.6 {6.08}	56.5 {5.76}	35.2 {3.59}
0.24	59.0 {6.02}	55.9 {5.70}	36.8 {3.75}
0.26	58.2 {5.93}	55.1 {5.62}	38.2 {3.90}
0.28	57.1 {5.83}	54.1 {5.52}	39.4 {4.02}
0.30	56.0 {5.70}	53.0 {5.40}	40.3 {4.11}
0.32	54.6 {5.57}	51.8 {5.28}	40.9 {4.17}
0.34	53.2 {5.42}	50.4 {5.14}	41.2 {4.20}
0.36	51.7 {5.27}	48.9 {4.99}	41.3 {4.21}
0.38	50.0 {5.10}	47.4 {4.84}	41.0 {4.18}

注：(1) D_{pw} 是球节圆直径
备注 { } 内的数值是计算 kgf 值时的系数

表 3 向心滚子轴承的 f_c 值

$\frac{D_{we} \cos\alpha}{D_{pw}}$(2)	f_c
0.01	52.1 {5.32}
0.02	60.8 {6.20}
0.03	66.5 {6.78}
0.04	70.7 {7.21}
0.05	74.1 {7.56}
0.06	76.9 {7.84}
0.07	79.2 {8.08}
0.08	81.2 {8.28}
0.09	82.8 {8.45}
0.10	84.2 {8.59}
0.12	86.4 {8.81}
0.14	87.7 {8.95}
0.16	88.5 {9.03}
0.18	88.8 {9.06}
0.20	88.7 {9.05}
0.22	88.2 {9.00}
0.24	87.5 {8.92}
0.26	86.4 {8.81}
0.28	85.2 {8.69}
0.30	83.8 {8.54}

注：(2) D_{pw} 是球节圆直径
备注 1 上表的 f_c 值适用于滚子长度方向应力分布基本均等的轴承。
2 { } 内的数值是计算 kgf 值时的系数

表 4 额定系数 b_m 值

轴承类型		b_m
向心轴承	深沟球轴承	1.3
	磁电机球轴承	1.3
	角接触球轴承	1.3
	带座外球面轴承用球轴承	1.3
	调心球轴承	1.3
	调心滚子轴承	1.15
	带装填球口的球轴承	1.1
	圆柱滚子轴承	1.1
	圆锥滚子轴承	1.1
	实体滚针轴承	1.1
推力轴承	球轴承	1.3
	调心滚子轴承	1.15
	圆锥滚子轴承	1.1
	圆柱滚子轴承	1
	滚针轴承	1

2.2 当量动载荷

轴承承受的载荷，虽有单一径向载荷或轴向载荷，但是，实际上却往往是同时承受径向载荷与轴向载荷的联合载荷，而且其大小和方向也会发生变化。

在这种情况下，计算轴承疲劳寿命不能直接采用轴承承受的载荷。为此，就要假定一个在各种旋转条件与载荷条件下，都能保证与轴承实际疲劳寿命等同，大小恒定，且通过轴承中心的假想载荷。这一假想载荷，称为当量动载荷。

设径向当量载荷为 P_r，径向载荷为 F_r，轴向载荷为 F_a，接触角为 α，则径向当量载荷与轴承载荷的关系将近似于下列公式

$$P_r = XF_r + YF_a \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (1)$$

式中，X：径向载荷系数
Y：轴向载荷系数
参见**表 1**

轴向载荷系数随接触角而变；滚子轴承接触角恒定，与轴向载荷无关；但单列深沟球轴承与角接触球轴承的接触角却随着轴向载荷加大而增大。接触角的这种变化，可以用基本额定静载荷 C_{0r} 与轴向载荷 F_a 的比值来表示。为此，在**表 1** 中列出了该比值相应接触角的轴向载荷系数。角接触球轴承在接触角增至 25°、30°、40° 时，可以忽略常规工况下接触角变化对轴向载荷系数产生的影响。

当同时承受径向载荷与轴向载荷、接触角 $\alpha \neq 90°$ 时，推力轴承的轴向当量载荷 P_a 为：

$$P_a = XF_r + YF_a \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (2)$$

表 1 系数 X 及 Y 值

轴承结构类型		$\frac{C_{0r}}{F_a}$	单列轴承 $F_a/F_r \leqq e$ X	单列轴承 $F_a/F_r \leqq e$ Y	单列轴承 $F_a/F_r > e$ X	单列轴承 $F_a/F_r > e$ Y	双列轴承 $F_a/F_r \leqq e$ X	双列轴承 $F_a/F_r \leqq e$ Y	双列轴承 $F_a/F_r > e$ X	双列轴承 $F_a/F_r > e$ Y	e
单列深沟球轴承		5	1	0	0.56	1.26	—	—	—	—	0.35
		10				1.49					0.29
		15				1.64					0.27
		20				1.76					0.25
		25				1.85					0.24
		30				1.92					0.23
		50				2.13					0.20
角接触球轴承	15°	5	1	0	0.44	1.10	1	1.23	0.72	1.79	0.51
		10				1.21		1.36		1.97	0.47
		15				1.28		1.43		2.08	0.44
		20				1.32		1.48		2.14	0.42
		25				1.36		1.52		2.21	0.41
		30				1.38		1.55		2.24	0.40
		50				1.44		1.61		2.34	0.39
	25°	—	1	0	0.41	0.87	1	0.92	0.67	1.41	0.68
	30°	—	1	0	0.39	0.76	1	0.78	0.63	1.24	0.80
	40°	—	1	0	0.35	0.57	1	0.55	0.57	0.93	1.14
调心球轴承		—	—	—	—	—	1	$0.42\cot\alpha$	0.65	$0.65\cot\alpha$	$1.5\tan\alpha$
磁电机球轴承		—	1	0	0.5	2.5	—	—	—	—	0.2
圆锥滚子轴承 调心滚子轴承		—	1	0	0.4	$0.4\cot\alpha$	1	$0.45\cot\alpha$	0.67	$0.67\cot\alpha$	$1.5\tan\alpha$
推力球轴承	45°	—	—	—	0.66	1	1.18	0.59	0.66	1	1.25
	60°	—	—	—	0.92	1	1.90	0.55	0.92	1	2.17
推力滚子轴承		—	—	—	$\tan\alpha$	1	$1.5\tan\alpha$	0.67	$\tan\alpha$	1	$1.5\tan\alpha$

备注：1 使用 2 套同型号单列角接触球轴承时，
(1) 采用 DF 成对双联或 DB 成对双联时、适用双列轴承的 X、Y 值。但在求轴向载荷比值 C_{0r}/F_a 时，C_{0r} 值为成对双联轴承 C_{0r} 的 1/2。
(2) 采用 DT 成对双联时，适用单列轴承的 X、Y 值，C_{0r} 值为成对双联轴承 C_{0r} 值的 1/2。
2 本表中轴向载荷比 C_{0r}/F_a 的求法与 JIS 及 ISO 标准有所不同。

2.3 三列组合角接触球轴承的当量动载荷

当使用角接触球轴承并要求承受较大轴向载荷时，如图所示，采用 3 套单列轴承组合的方法，组合方法有 3 种，分别以联装代号 DBD、DFD、DTD 来表示。

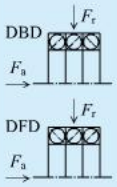
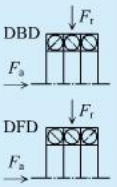
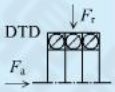
在计算这种组合轴承的疲劳寿命时，与单列轴承或双列轴承一样，也采用由轴承承受的径向载荷与轴向载荷求出的当量动载荷进行计算。

设当量动载荷为 P_r，径向载荷为 F_r，轴向载荷为 F_a，则径向当量动载荷与轴承载荷的关系将近似于下式。

$$P_r = XF_r + YF_a \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (1)$$

式中，X ：径向载荷系数
Y ：轴向载荷系数
参见表 1

轴向载荷系数，会随着接触角而变化。接触角较小的角接触球轴承在轴向载荷增大时，接触角也会变大。接触角的这一变化，可以用基本额定静载荷 C_{0r} 与轴向载荷 F_a 的比值来表示。因此，接触角为 15° 的角接触球轴承，就表示与该比值相应接触角的轴向载荷系数。接触角为 25°、30°、40° 的角接触球轴承因其接触角的变化对轴向载荷系数的影响可以忽略不计，故而轴向载荷系数视为恒值。

组合方式	载荷方向
三列中，2 套轴承承受轴向载荷型 （代号 DBD 或 DFD）	
三列中，1 套轴承承受轴向载荷型 （代号 DBD 或 DFD）	
三列串列型 （代号 DTD）	

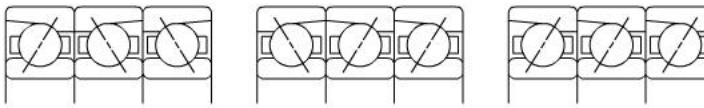


表 1 三组合角接触球轴承的系数 X 及 Y

接触角 α	j	$\frac{C_{0r}}{jF_a}$	$\frac{F_a}{F_r} \leqq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	三列组合球轴承的基本额定载荷	
			X	Y	X	Y		C_r	C_{0r}
15°	1.5	5	1	0.64	0.58	1.46	0.51	一套轴承的 2.16 倍	一套轴承的 3 倍
		10		0.70		1.61	0.47		
		15		0.74		1.70	0.44		
		20		0.76		1.75	0.42		
		25		0.78		1.81	0.41		
		30		0.80		1.83	0.40		
		50		0.83		1.91	0.39		
25°	—	—	1	0.48	0.54	1.16	0.68		
30°	—	—	1	0.41	0.52	1.01	0.80		
40°	—	—	1	0.29	0.46	0.76	1.14		
15°	3	5	1	2.28	0.95	2.37	0.51	一套轴承的 2.16 倍	一套轴承的 3 倍
		10		2.51		2.61	0.47		
		15		2.64		2.76	0.44		
		20		2.73		2.85	0.42		
		25		2.80		2.93	0.41		
		30		2.85		2.98	0.40		
		50		2.98		3.11	0.39		
25°	—	—	1	1.70	0.88	1.88	0.68		
30°	—	—	1	1.45	0.84	1.64	0.80		
40°	—	—	1	1.02	0.76	1.23	1.14		
15°	1	5	1	0	0.44	1.10	0.51	一套轴承的 2.16 倍	一套轴承的 3 倍
		10				1.21	0.47		
		15				1.28	0.44		
		20				1.32	0.42		
		25				1.36	0.41		
		30				1.38	0.40		
		50				1.44	0.39		
25°	—	—	1	0	0.41	0.87	0.68		
30°	—	—	1	0	0.39	0.76	0.80		
40°	—	—	1	0	0.35	0.57	1.14		

2.4 载荷、转速变化时的平均载荷

当作用于轴承的载荷纷繁变化的时候，为了使计算寿命与载荷工况的轴承疲劳寿命等同，就要先求出平均载荷，而后再计算疲劳寿命。

(1) 当载荷与转速的关系呈阶段性变化时（**图 1**）

承受载荷 F_1，以转速 n_1，运转 t_1（小时）

承受载荷 F_2，以转速 n_2，运转 t_2（小时）

⋮　　⋮　　⋮

承受载荷 F_n，以转速 n_n，运转 t_n（小时）

时的平均载荷 F_m，可由下式求出。

$$F_m = \sqrt[p]{\frac{F_1^p n_1 t_1 + F_2^p n_2 t_2 + \ldots + F_n^p n_n t_n}{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \ldots\ldots + n_n t_n}} \quad \cdots(1)$$

式中 F_m: 变载荷平均值 (N),{kgf}

p = 3 球轴承

p = 10/3 滚子轴承

且，平均转速 n_m，可由下式求出。

$$n_m = \frac{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \ldots\ldots + n_n t_n}{t_1 + t_2 + \ldots\ldots\ldots + t_n} \quad \cdots\cdots(2)$$

(2) 当载荷近似呈线性变化时（**图 2**）

平均载荷 F_m 可近似由下式求出。

$$F_m \fallingdotseq \frac{1}{3}(F_{min} + 2F_{max}) \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(3)$$

式中，F_{min}: 变载荷的最小值 (N),{kgf}

F_{max}: 变载荷的最大值 (N),{kgf}

(3) 当载荷呈正弦曲线交变时（**图 3**）

平均载荷 F_m 可近似由下式求出。

(a) 时 $F_m \fallingdotseq 0.65F_{max}$ ……(4)

(b) 时 $F_m \fallingdotseq 0.75F_{max}$ ……(5)

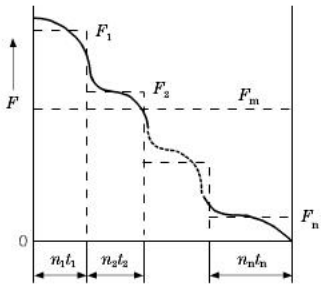


图 1 阶段性变载荷

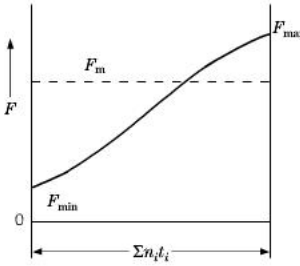


图 2 单一变载荷

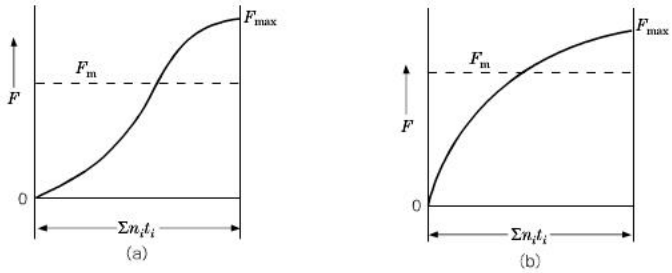


图 3 正弦曲线交变载荷

2.5 旋转载荷与静载荷的联合载荷

滚动轴承承受的载荷通常分为旋转载荷、静载荷及变载荷。有时，还会同时承受不平衡及振源配重等引起的旋转载荷与重力或动力传递引起的静载荷。当旋转载荷与静载荷联合施加这种变载荷时，其联合平均载荷可按下列方法求出。如**图 1** 所示，旋转载荷与静载荷的联合载荷按其载荷量大小分为 2 类。

当旋转载荷大于静载荷时，呈现**图 1**(a) 所示载荷量变化的旋转载荷；而当旋转载荷小于静载荷时，则呈现**图 1**(b) 所示载荷量变化的摆动载荷。但是，二种情况的联合载荷 F 均可以下列公式表示。

$$F=\sqrt{F_R^2+F_S^2-2F_RF_S\cos\theta}\cdots\cdots\cdots\cdots(1)$$

式中，F_R ：旋转载荷 (N),{kgf}

F_S ：静载荷 (N),{kgf}

θ ：旋转载荷与静载荷的夹角

此 F 值，可以按 F_R 与 F_S 的载荷量，在 $F_R \gg F_S$ 或 $F_R \ll F_S$ 时，以 F_R+F_S 为最大载荷 F_{max}，以 $|F_R-F_S|$ 为最小载荷 F_{min} 呈正弦曲线交变的载荷**公式 (2.1)**、**(2.2)** 近似求出。

$F_R \gg F_S$ 时，$F=F_R-F_S\cos\theta\cdots\cdots\cdots\cdots$**(2.1)**

$F_R \ll F_S$ 时，$F=F_S-F_R\cos\theta\cdots\cdots\cdots\cdots$**(2.2)**

而在 $F_R \fallingdotseq F_S$ 时，则可用**公式 (3.1)**、**(3.2)** 近似求出。

$F_R > F_S$ 时，

$$F=F_R-F_S+2F_S\sin\frac{\theta}{2}\cdots\cdots\cdots\cdots(3.1)$$

$F_R < F_S$ 时，

$$F=F_S-F_R+2F_R\sin\frac{\theta}{2}\cdots\cdots\cdots\cdots(3.2)$$

公式 (1)、**(2.1)**、**(3.1)**、**(3.2)** 的曲线图如**图 2** 所示。

按照公式 **(2.1)**、**(2.2)** 或公式 **(3.1)**、**(3.2)** 变化的载荷平均值 F_m 分别用公式 **(4.1)**、**(4.2)** 或公式 **(5.1)**、**(5.2)** 表示。

$$F_m=F_{min}+0.65\ (F_{max}-F_{min})$$

$F_R \geqq F_S$ 时 $F_m=F_R+0.3F_S\cdots\cdots$**(4.1)**

$F_R \leqq F_S$ 时 $F_m=F_S+0.3F_R\cdots\cdots$**(4.2)**

$$F_m=F_{min}+0.75\ (F_{max}-F_{min})$$

$F_R \geqq F_S$ 时 $F_m=F_R+0.5F_S\cdots\cdots$**(5.1)**

$F_R \leqq F_S$ 时 $F_m=F_S+0.5F_R\cdots\cdots$**(5.2)**

通常，F 处于**公式 (4.1)**、**(4.2)** ～ **(5.1)**、**(5.2)** 之间，故而，设**公式 (4.1)**、**(4.2)** 及**公式 (5.1)**、**(5.2)** 第 2 项的系数 0.3 或 0.5 与 F_S/F_R 或 F_R/F_S 一同呈线性变化，则其系数将为：

$$0.3+0.2\frac{F_S}{F_R},\quad 0\leqq\frac{F_S}{F_R}\leqq 1$$

或 $$0.3+0.2\frac{F_R}{F_S},\quad 0\leqq\frac{F_R}{F_S}\leqq 1$$

因此，F_m 便可由下列公式求出。

$F_R \geqq F_S$ 时

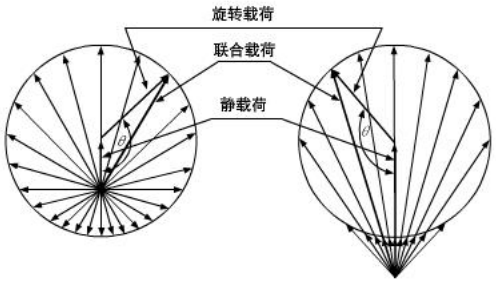
$$F_m=F_R+(0.3+0.2\frac{F_S}{F_R})F_S$$

$$=F_R+0.3F_S+0.2\frac{F_S^2}{F_R}\cdots\cdots(6.1)$$

$F_R \leqq F_S$ 时

$$F_m=F_S+(0.3+0.2\frac{F_R}{F_S})F_R$$

$$=F_S+0.3F_R+0.2\frac{F_R^2}{F_S}\cdots\cdots(6.2)$$



(a) 旋转载荷大于静载荷　　(b) 旋转载荷小于静载荷

图 1 旋转载荷与静载荷的联合载荷

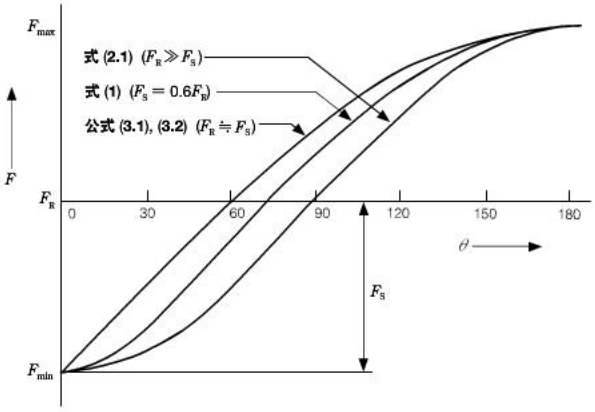


图 2 联合载荷曲线图

2.6 多套轴承总体寿命的计算

当 1 台机器使用多套滚动轴承时，只要了解每套轴承承受的载荷，就能算出各套轴承的疲劳寿命。然而，通常是在机器某一部位的轴承破损后，机器便无法运转，故而，有时就要了解这台机器所用轴承的总体疲劳寿命。

轴承的疲劳寿命离散较大、参差不齐，采用疲劳寿命计算公式 $L=\left(\frac{C}{P}\right)^p$ 只表示轴承可靠度系数为 90 % 时的寿命（指多套同一型号的轴承在相同工况下运转，90 % 的轴承所能达到的总转数或者时间，也称额定疲劳寿命）。即一套轴承的疲劳寿命计算值，具有 90 % 的概率。

多套轴承在一段时间内所能达到的总体概率是各套轴承在相同时间内所得概率的乘积，因而，多套轴承的总体额定疲劳寿命不单取决于各套轴承的额定疲劳寿命中最短的，还可能比其更短。

设各套轴承的额定疲劳寿命分别为 L_1、L_2、L_3……，轴承总体额定疲劳寿命为 L，则可以**公式 (1)** 表示。

$$\frac{1}{L^e}=\frac{1}{L_1^e}+\frac{1}{L_2^e}+\frac{1}{L_3^e}+\cdots\cdots\cdots\cdots(1)$$

式中 e = 1.1（球轴承、滚子轴承相同）

公式 (1) 中的值，可以利用**图 1** 简便地求出。

将**公式 (1)** 的 L_1 值由**图 1** 的 L_1 标尺上找出，将 L_2 值由图中 L_2 标尺上找出，连成直线后，读出与 L 标尺的交点，

即可求出公式 $\frac{1}{L_A^e}=\frac{1}{L_1^e}+\frac{1}{L_2^e}$ 中的 L_A 值

在 L_1 标尺上采集该 L_A 值，在 L_2 标尺上采集 L_3 值，二点连成直线，读出与 L 标尺的交点，

即可求出公式 $\frac{1}{L^e}=\frac{1}{L_1^e}+\frac{1}{L_2^e}+\frac{1}{L_3^e}$ 中的 L 值。

例　题

设汽车前轮轴承计算寿命为

内侧轴承　280 000 km

外侧轴承　320 000 km

按照**图 1**，该车轮轴承的疲劳寿命则为 160 000 km。可以认为，如果右轮轴承的疲劳寿命达到该值，则左轮轴承的疲劳寿命也会相同，故而，按照**图 1**，前轮轴承的总体疲劳寿命则为 85 000 km。

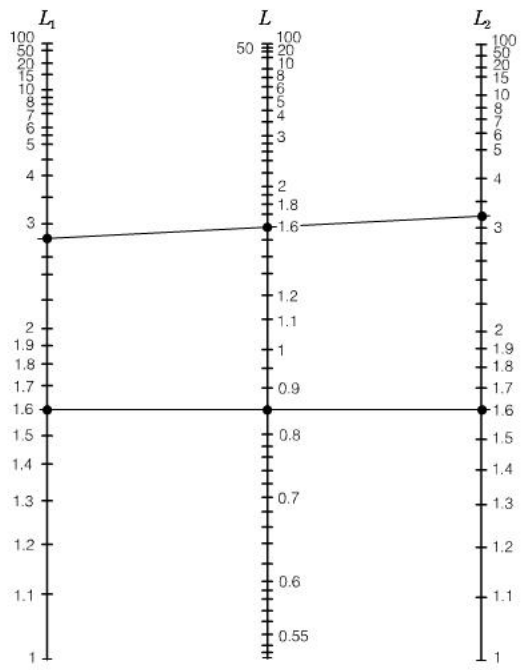


图 1 寿命计算图表

2.7 各类机械的载荷系数与疲劳寿命

在使用滚动轴承的主机优化轴承选型时，通常要考虑轴承承受的载荷、转速等条件。轴承承受的载荷，通常包括该轴承所支承的旋转机构的重量、齿轮或皮带传动产生的载荷、以及可以通过计算估测的载荷等。实际上，除了这些载荷以外，还要加上旋转机构失衡引起的载荷、运转中振动、冲击引起的载荷等等。而且，这些载荷又都难以精确掌握。因此，要想在轴承选型时确定必要的当量动载荷 P，可以将前文所述基本载荷 F_c 乘以某个系数，再换算成实际平均载荷。这一系数称为载荷系数 f_w，它采用经验数据。不同机械设备、不同运行工况的载荷系数 f_w 值，参见**表 1**。据此，设径向载荷 F_{rc}、轴向载荷 F_{ac} 施加于某一部位，载荷系数分别为 f_{w1}、f_{w2}，则当量动载荷 P 为

$$P = Xf_{w1}F_{rc} + Yf_{w2}F_{ac} \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (1)$$

在轴承选型时，假如一味追求过长的疲劳寿命，势必导致轴承尺寸增大，而不尽经济合理。另外，在轴承强度、刚度、安装尺寸等方面，也未必以轴承疲劳寿命为唯一选型标准。在经济合理地选择轴承时，通常要按照主机运行条件，考虑大致的轴承设计寿命指标。

所谓疲劳寿命系数 f_h 的经验数据就是这种指标，现按不同主机、不同运行条件归纳如**表 2**。按照轴承用途选择疲劳寿命系数 f_h，按下列公式求出基本额定动载荷 C，就能得心应手地选择轴承。

$$C \geqq \frac{f_h \cdot P}{f_n} \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (2)$$

式中，C：基本额定动载荷 (N),{kgf}

f_n：速度系数

表 1 载荷系数 f_w

运行条件	主机举例	f_w
无冲击平稳运行	电机、机床、空调机组	1 ～1.2
常规运行	鼓风机、空压机、电梯、起重机、造纸设备	1.2 ～1.5
伴有冲击、振动的运行	工程机械、破碎机、振动筛、轧机	1.5 ～3

表 2 疲劳寿命系数 f_h 与主机举例

分 类	f_h 值与主机				
	～3	2 ～4	3 ～5	4 ～7	6 ～
偶尔或短时间使用	· 家用吸尘器、洗衣机等小型电机 · 电动工具	· 农业机械			
不经常使用但要运行可靠		· 家用空调电机 · 工程机械	· 输送带 · 电梯		
非连续，但运行时间较长	· 轧机辊颈	· 小型电机 · 甲板起重机 · 普通装卸起重机 · 齿轮座 · 轿车	· 工业电机 · 机床 · 普通齿轮装置 · 振动筛 · 粉碎机	· 浮吊 · 空压机 · 关键齿轮装置	
每天运行 8 小时以上或长时间连续运行		· 自动扶梯	· 离心分离机 · 空调机组 · 鼓风机 · 木工机械 · 大型电机 · 客车轴箱	· 矿山专用卷扬机 · 冲床飞轮 · 车辆牵引电机 · 机车轴箱	· 造纸设备
24 小时连续运行，不允许故障停机					· 水厂设备 · 发电站设备 · 矿山排水泵

2.8 滚动轴承的径向游隙与疲劳寿命

滚动轴承疲劳寿命计算公式，已收入产品样本中，以**公式 (1)** 表示。

$$L=\left(\frac{C}{P}\right)^{p} \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (1)$$

式中，L ：额定疲劳寿命 (10^6 rev.)

C ：基本额定动载荷 (N)，{kgf}

P ：当量动载荷 (N)，{kgf}

p ：指数 $\left(\begin{array}{l}\text{球轴承 } p=3 \\ \text{滚子轴承 } p=\frac{10}{3}\end{array}\right)$

此时，额定疲劳寿命 L 的前提条件是，径向轴承的内部载荷分配处于承载率 $\varepsilon=0.5$ 的状态（见**图 1**）

承载率 ε 随着载荷大小与轴承内部游隙发生变化，其关系将在 **5.2** 节（向心球轴承的内部游隙与承载率）中阐述。

当轴承内部游隙为零时，可以形成 $\varepsilon=0.5$ 的载荷分配状态。因此，通常所作疲劳寿命计算都是游隙为零的数值。如果考虑径向游隙的影响，则可用下列公式求出轴承疲劳寿命。

轴承径向游隙 Δ_r 与承载率 ε 的函数 $f(\varepsilon)$ 之间存在**公式 (2)**、**公式 (3)** 的关系。

深沟球轴承时

$$\left.\begin{array}{l} f(\varepsilon)=\dfrac{\Delta_r \cdot D_w^{1/3}}{0.00044\left(\dfrac{F_r}{Z}\right)^{2/3}} \cdots\cdots (N) \\ f(\varepsilon)=\dfrac{\Delta_r \cdot D_w^{1/3}}{0.002\left(\dfrac{F_r}{Z}\right)^{2/3}} \cdots\cdots \{kgf\} \end{array}\right\} \cdots\cdots\cdots\cdots (2)$$

圆柱滚子轴承时

$$\left.\begin{array}{l} f(\varepsilon)=\dfrac{\Delta_r \cdot L_{we}^{0.8}}{0.000077\left(\dfrac{F_r}{Z \cdot i}\right)^{0.9}} \cdots\cdots (N) \\ f(\varepsilon)=\dfrac{\Delta_r \cdot L_{we}^{0.8}}{0.0006\left(\dfrac{F_r}{Z \cdot i}\right)^{0.9}} \cdots\cdots \{kgf\} \end{array}\right\} \cdots\cdots\cdots\cdots (3)$$

式中，

Δ_r ：径向游隙 (mm)

F_r ：径向载荷 (N)，{kgf}

Z ：滚动体个数

i ：滚动体列数

D_w ：球径 (mm)

L_{we} ：滚子有效长度 (mm)

L_ε ：游隙为 Δ_r 时的寿命

L ：游隙为零时的寿命，用**公式 (1)** 求出

径向内部游隙为 Δ_r 时，承载率 ε 与 $f(\varepsilon)$ 及 L_ε/L 的关系如**表 1** 所示。

由上式求出 $f(\varepsilon)$、即知 ε 及 L_ε/L。

图 2 以 6208 及 NU208 为例，表示了径向游隙与轴承疲劳寿命的关系。

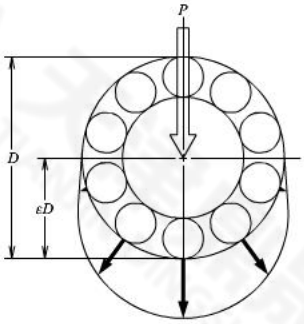


图 1 $\varepsilon=0.5$ 时的载荷分布

表 1 ε 与 $f(\varepsilon)$, L_ε/L

ε	深沟球轴承		圆柱滚子轴承	
	$f(\varepsilon)$	$\frac{L_\varepsilon}{L}$	$f(\varepsilon)$	$\frac{L_\varepsilon}{L}$
0.1	33.713	0.294	51.315	0.220
0.2	10.221	0.546	14.500	0.469
0.3	4.045	0.737	5.539	0.691
0.4	1.408	0.889	1.887	0.870
0.5	0	1.0	0	1.0
0.6	− 0.859	1.069	− 1.133	1.075
0.7	− 1.438	1.098	− 1.897	1.096
0.8	− 1.862	1.094	− 2.455	1.065
0.9	− 2.195	1.041	− 2.929	0.968
1.0	− 2.489	0.948	− 3.453	0.805
1.25	− 3.207	0.605	− 4.934	0.378
1.5	− 3.877	0.371	− 6.387	0.196
1.67	− 4.283	0.276	− 7.335	0.133
1.8	− 4.596	0.221	− 8.082	0.100
2.0	− 5.052	0.159	− 9.187	0.067
2.5	− 6.114	0.078	− 11.904	0.029
3	− 7.092	0.043	− 14.570	0.015
4	− 8.874	0.017	− 19.721	0.005
5	− 10.489	0.008	− 24.903	0.002
10	− 17.148	0.001	− 48.395	0.0002

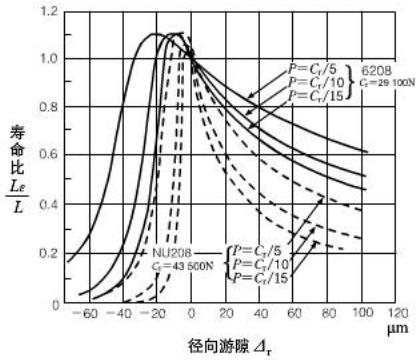


图 2 径向内部游隙与寿命比

2.9 深沟球轴承内、外圈的倾斜与疲劳寿命

由于滚动轴承以极高精度制成，故而，在工作状态下，也应保持它的精度。为此，必须保证所装轴及轴承座的加工精度与装配精度。事实上，轴承外围的加工精度也有限度，往往由于外加载荷等使轴发生挠曲等，而造成轴承内、外圈在倾斜状态下工作。许用倾角虽因深沟球轴承的尺寸、运行中的内部游隙、载荷等而有差异，但一般为0.0006～0.003 rad (2′～10′)。

下面，从62系列、63系列深沟球轴承中，选出4种型号为例，阐述在一定范围内，内、外圈的倾斜与疲劳寿命的关系。

设未倾斜时的疲劳寿命为 $L_{\theta=0}$，倾斜时的疲劳寿命为 L_{θ}，通过 $L_{\theta}/L_{\theta=0}$ 计算可知倾斜对疲劳寿命的影响，结果见**图1**～**图4**。

在计算时，载荷条件先按一般径向载荷 F_r(N)、{kgf}、轴向载荷 F_a(N)、{kgf}、分别为轴承额定动载荷 C_r(N)、{kgf} 的约10 %（标准载荷）、1 %（轻微载荷），以径向游隙为标准游隙，轴为j5，并考虑内圈膨胀造成的径向游隙减小量。

并且，假设内、外圈运行中的温差为5 °C的状态，分别按有效游隙的最小、最大及平均值计算出 $L_{\theta}/L_{\theta=0}$ 之值。

如**图1**～**图4**所示，当倾斜大致在0.0006～0.003 rad (2′～10′) 以内时，疲劳寿命仅缩短5～10 %，所以影响不大。

但是，当倾斜超出一定范围后，疲劳寿命则急剧缩短（见图），应该引起足够注意。

如图所示，当游隙过小时，微小倾斜几乎并无影响，但倾斜加剧后，寿命缩短的程度就增大了。

因此，在使用轴承时，应当尽可能减少安装误差。

6200 F_r=510N {52kgf}, F_a=51N {5.2kgf}

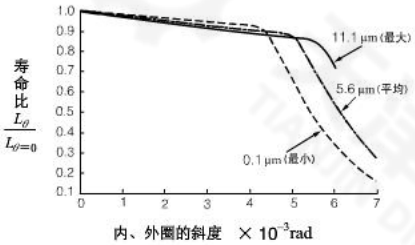


图1

6202 F_r=765N {78kgf}, F_a=76.5N {7.8kgf}

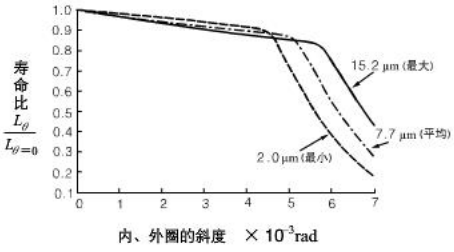


图2

6300 F_r=809N {82.5kgf}, F_a=80.9N {8.25kgf}

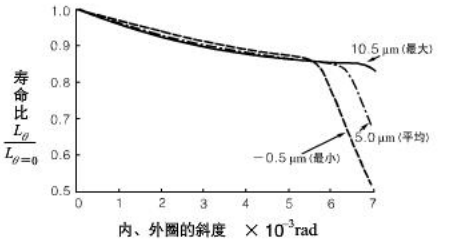


图3

6302 F_r=1 147N {117kgf}, F_a=114.7N {11.7kgf}

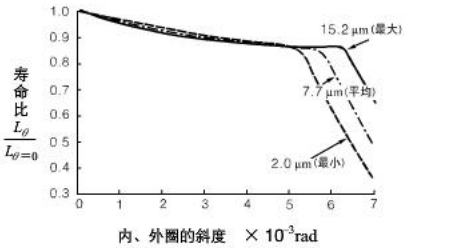


图4

2.10 圆柱滚子轴承内、外圈的倾斜与疲劳寿命

当滚动轴承支撑的轴发生挠曲或者安装部位的轴肩精度不佳时，轴承的内圈与外圈之间就会产生倾斜，轴承疲劳寿命将要缩短。寿命缩短的程度因轴承的类型及内部设计不同有所差异，还因运行时的径向内部游隙及承受载荷的大小而不同。以标准设计的圆柱滚子轴承 NU215 与 NU315 所计算的内、外圈倾斜与疲劳寿命的关系，如**图 1** ～**图 4** 所示。

图中，横坐标为内、外圈的斜度 (rad)

纵坐标为疲劳寿命比值 ($L_\theta / L_{\theta=0}$)

设未倾斜时的疲劳寿命为 $L_{\theta=0}$

倾斜时的疲劳寿命为 L_θ

图 1 及**图 2** 表示载荷恒定（轴承基本额定动载荷 C_r 的 10 %），内部游隙为标准游隙，C3 游隙，C4 游隙的情况；**图 3** 及**图 4** 表示游隙恒定（标准游隙），载荷分别为基本额定动载荷 5 %、10 %、20 % 时的情况。

另外，游隙值采用配合为 m5/H7，内、外圈温差为 5 °C 时有效游隙的中心值。

疲劳寿命比值随游隙与载荷变化的趋势虽与其他圆柱滚子轴承相同，但寿命比值本身却因轴承系列、大小而异，宽型 22、23 系列轴承的寿命缩短十分显著。在预测会有较大斜度的用途时，建议使用特殊设计的轴承。

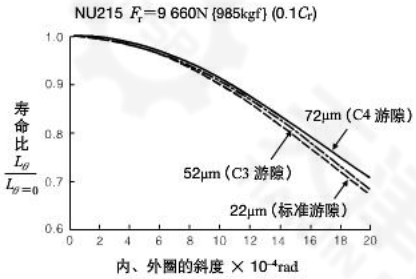


图 1

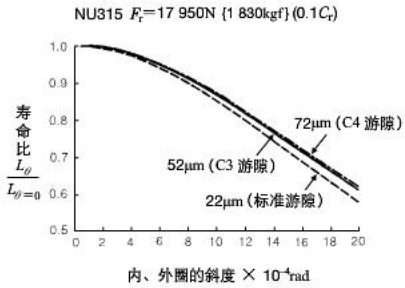


图 2

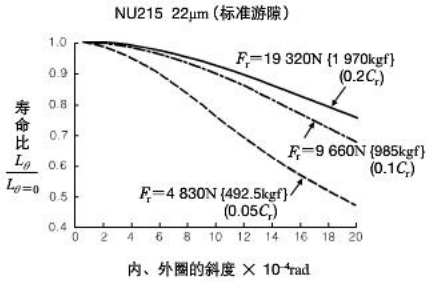


图 3

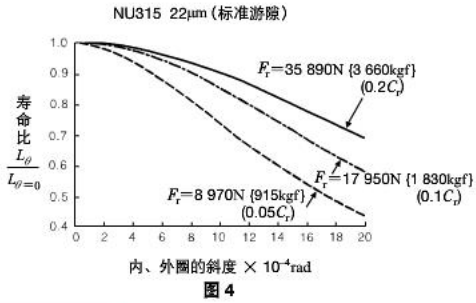


图 4

2.11 滚动轴承的疲劳寿命与可靠性

飞机、卫星或者导弹等类设备，一旦出现零部件故障，就可能导致整机损伤，且又无法修理，故而，对各个零部件的可靠性要求极高。这种观点也已扩及一般耐用消费品领域，并在机械设备的有效预防维护中得以运用。

滚动轴承的额定疲劳寿命 (rating life)，是指一组同类轴承在相同工况分别运行时，其中 90 % 的轴承未发生材料滚动疲劳导致的损伤而持续旋转的总转数或以恒定转速旋转的总旋转时间，将其可靠度定为 90 %。取值 90 % 的理由，源于在计算人的寿命等时常用的平均值中，很多人远未达到该寿命值早已寿终正寝；而如采用最低值的话，又有太多的人远比该寿命值长得多。在统计学上，可靠度多取为 95 %；而轴承则从实用和经济方面考虑，凭经验采用 90 %，将可靠度适度放宽。不过，90 % 的可靠度在当今的飞机、电子计算机或通信设备等的零部件方面却行不通，甚至有要求可靠度高达 99 %、99.9 % 的。

一组相同轴承在同样条件下旋转时的疲劳寿命分布，如**图 1** 所示。韦布尔方程式在失效概率 10～60 %（剩余概率 90～40 %）的范围内，与该疲劳寿命分布非常吻合。但在失效概率≦10 %（剩余概率≧90 %）的范围内，**图 2** 所示滚动疲劳寿命却比韦布尔理论分布曲线还长。这是对大批各类轴承进行寿命试验、采集数据、分析归纳后得出的结论。

由此，在研究失效概率≦10 % 的轴承寿命，例如 95 % 寿命或 98 % 寿命时，就采用了下表所示可靠度系数 a_1。现在，假设计算额定疲劳寿命为 L_{10} 为 10 000 小时，则 98 % 寿命 L_2 可如此计算：$L_2=0.33\times L_{10}=3\ 300$ 小时。这样，就能按机械设备所需可靠度的大小或拆卸检查的难易等保证轴承寿命的可靠度。

表 1 可靠度系数

可 靠 度 %	90	95	96	97	98	99
寿　命 L_n	L_{10} 额定寿命	L_5	L_4	L_3	L_2	L_1
可靠度系数 a_1	1	0.62	0.53	0.44	0.33	0.21

除了滚动疲劳以外，决定轴承耐久性的还有润滑、磨损、声音、精度等。从广义上讲，轴承寿命当然要考虑这一切，但这些耐久极限则因使用部位、运行条件而不相同。

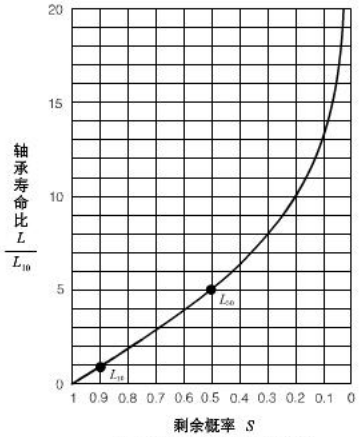


图 1 轴承寿命与剩余概率

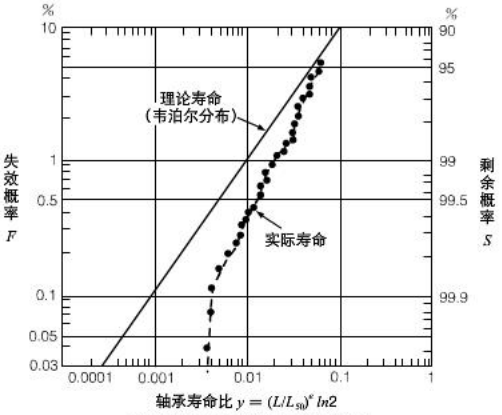


图 2 低失效概率时的寿命分布

2.12 滚动轴承的润滑油膜参数与滚动疲劳寿命

众多实验与经验表明，滚动轴承的滚动疲劳寿命与润滑密切相关。

滚动疲劳寿命，是轴承滚道面及滚动体表面因旋转承受交变应力，造成材料疲劳直至局部发生疲劳剥落这一过程的总转数。

造成这种剥落的起因分为：非金属夹杂物与空洞等材料内部微观缺陷；滚道面及滚动体表面的微小凸起之间因接触而产生极细龟裂及表面伤痕，导致材料表面出现微观缺陷。源于前者的剥落，称为内部起源剥落；源于后者的剥落，称为表面起源剥落。

滚动接触面上润滑状态的优劣，由形成的润滑油膜厚度与表面粗糙度之比 Λ（润滑油膜参数）表示，Λ 值越大，则润滑状态越好。即，当 Λ 大（一般要 3 左右）时，表面微小凸起之间接触就不易发生表面起源剥落；如果表面没有伤痕，则寿命主要取决于内部起源剥落。反之，随着 Λ 值变小，表面微小凸起之间接触就容易导致表面起源剥落产生，寿命也将缩短，见**图 1**。

NSK 在 Λ =0.3～3 的范围内，改变润滑剂、轴承材料等，对 370 余套滚子轴承进行寿命试验，证明了这种关系（见**图 2** 的●▲）。归纳迄今相关报告的试验结论，得出**图 2** 所示结果。据此可知，Λ =3～4 附近寿命值变化小，趋近 Λ ≒ 1 时，寿命急剧缩短，趋近 Λ ≦0.5 时，已缩至 1/10。这就是严重的表面起源剥落。

因此，从延长滚动轴承疲劳寿命的角度着眼，应该改善润滑条件，促使润滑油膜参数变大（理想值应为 3 左右）。

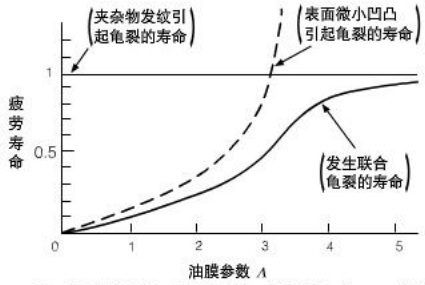


图 1 按油膜参数 Λ 表示的轴承疲劳寿命（Tallian 等）

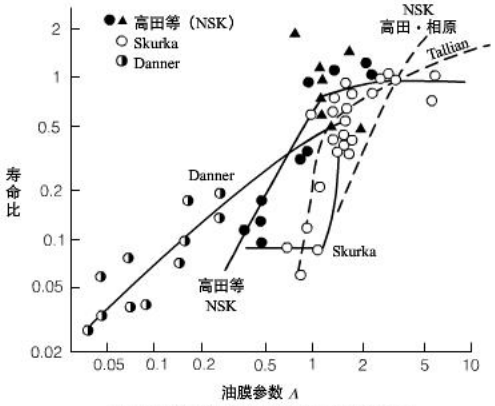


图 2 油膜参数 Λ 与滚动疲劳寿命试验例
（以 Λ = 3 时的寿命为基准表示）

2.13 EHL 油膜参数计算图表

滚动轴承的润滑，采用弹性流体润滑 (Elasto hydrodynamic Lubrication EHL) 理论加以解释，EHL 有关参数中最重要的是油膜参数（油膜—表面粗糙度比），本节将对油膜参数的计算方法略作介绍。

2.13.1 油膜参数

轴承滚道面、滚动面虽然十分光滑，但在微观上，却呈现细微的凸凹不平。EHL 油膜厚度与该表面粗糙度密切相关，故而，抛开表面粗糙度，便无法谈及润滑条件。例如，在平均油膜厚度相同的情况下，照样会因表面粗糙度而使二面完全分离「**图 1**(a)」或在表面凸起处发生金属接触「**图 1**(b)」。不难理解，(b) 在润滑效果、表面损伤方面较差。

于是，采用了油膜厚度与表面粗糙度的比值作为下式油膜参数 (Λ)，它在 EHL 研究及应用方面广为采用。

$$\Lambda = h/\sigma \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (1)$$

式中，h ： EHL 油膜厚度

σ ： 联合表面粗糙度 $\sqrt{\sigma_1^2+\sigma_2^2}$

σ_1，σ_2 为二个接触面的粗糙度（平均粗糙度×2) (rms)

油膜参数与油膜形成的关系如**图 2** 所示，润滑程度分为图示 3 个区段。

2.13.2 油膜参数计算图表

图表采用 Dowson-Higginson 的最小油膜厚度计算公式：

$$H_{min}=2.65\frac{G^{0.54}U^{0.7}}{W^{0.13}}\cdots\cdots\cdots\cdots (2)$$

对油膜厚度，按油膜最薄时滚动体最大载荷下的内圈油膜厚度考虑。

设速度项为 R，粘度项为 A，载荷项为 F，轴承参数项为 J，t 为常数，**式 (2)** 则可变为

$$\Lambda = t\cdot R\cdot A\cdot F\cdot J\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (3)$$

R 与 A 可以是与轴承无关的量，并设 F 值介于载荷 P = 98 N {10 kgf}～98 kN {10 tf} 之间，$F \propto P^{-0.13}$ 按 2.54 倍变化，但实用载荷已按轴承尺寸大致确定，变动幅度控制在 20～30 %，所以，F 是将轴承诸参数 J 综合考虑的 [$F=F(J)$]。其结果，基于传统思路 (traditional) 的**公式 (3)** 可以归纳为：

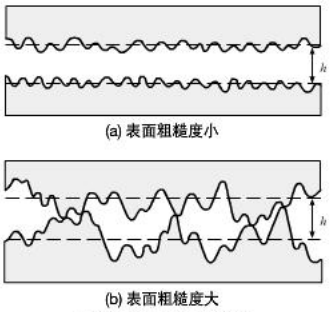
$$\Lambda = T\cdot R\cdot A\cdot D \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (4)$$

式中，T ： 取决于轴承结构类型 (Type) 的系数

R ： 速度 (Rotation) 系数

A ： 与粘度（压力，粘度系数 α: Alpha) 有关的系数

D ： 与轴承尺寸 (Dimension) 有关的系数



(a) 表面粗糙度小

(b) 表面粗糙度大

图 1 油膜与表面粗糙度

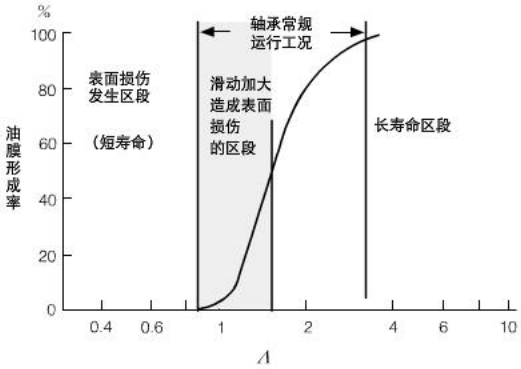


图 2 润滑油膜对轴承特性的作用

在 EHL 有关诸量中最为重要的油膜参数 Λ，如上文简略公式所示。在 Λ 较小的区段，滚动轴承的疲劳寿命缩短。

在公式 $\Lambda = T \cdot R \cdot A \cdot D$ 中，R 为转速 n(r/min)，A 为油粘度 η_0(mPa・s)，{cp}，D 为轴承内径 d(mm)，以下是计算步骤。

(1) 按轴承类型，求 T 值（**表 1**）

(2) 按**图 3** 求与 n(r/min) 相应的 R 值

(3) 按**图 4**，由绝对粘度 (mPa・s)，{cp} 与润滑油种类求 A 值

因通常采用动粘度 ν_0(mm²/s)，{cSt}，故可按下式换算。

$$\eta_0 = \rho \cdot \nu_0 \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (5)$$

ρ 为密度 (g/cm³)，略作下值。

矿物油　$\rho = 0.85$

二酯油　$\rho = 0.9$

聚硅油　$\rho = 1.0$

另外，无法确定矿物油是环烷基还是石蜡基时，可按**图 4** 采用石蜡基曲线图。

(4) 按**图 5**，由轴承直径系列与内径 d(mm) 求出 D 值。

表 1 T 值

轴承类型	T 值
球轴承	1.5
圆柱滚子轴承	1.0
圆锥滚子轴承	1.1
调心滚子轴承	0.8

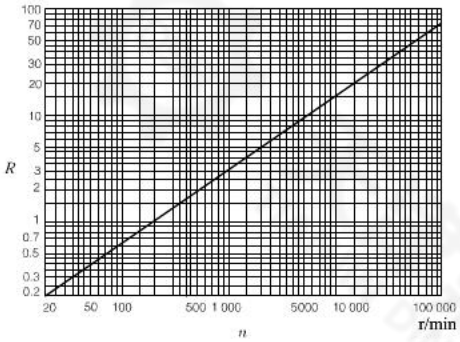


图 3 速度项相关系数 (R)

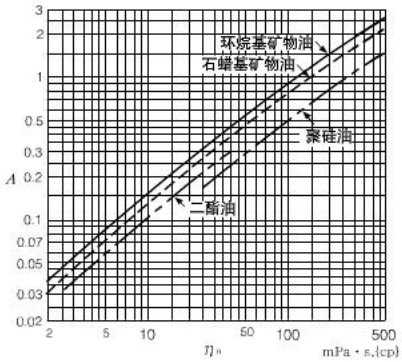


图 4 润滑剂粘度相关系数 (A)

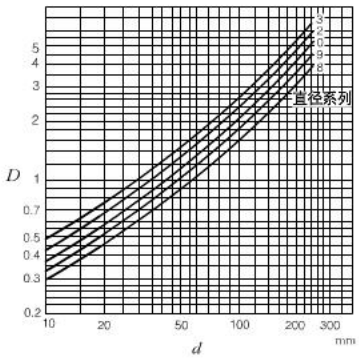


图 5 轴承参数相关系数 (D)

下面，举例介绍 EHL 油膜参数的计算。

[例 1] 试求深沟球轴承 6312 在采用石蜡基矿物油 (η_0=30 mPa・s, {cp})，转速 n=1 000 r/min 时的油膜参数。

(解) 由轴承样本查出 d = 60 mm，D = 130 mm，
由表 1 查出 T=1.5
由图 3 查出 R=3.0
由图 4 查出 A=0.31
由图 5 查出 D=1.76
故知 Λ=2.5

[例 2] 试求圆柱滚子轴承 NU240 在采用石蜡基矿物油 (η_0=10 mPa・s, {cp})，转速 n=2 500 r/min 时的油膜参数。

(解) 由轴承样本查出 d = 200，D = 360 mm
由表 1 查出 T = 1.0
由图 3 查出 R = 5.7
由图 4 查出 A = 0.13
由图 5 查出 D = 4.8
故知 Λ = 3.6

2.13.3 供油不足及剪切发热的影响

上文得出的油膜参数，以接触部位边缘充满润滑油 (fully flooded) 和边缘处温度恒定 (isothermal) 为先决条件。但是，有些润滑条件、运行工况却无法满足这些条件。

其一就是供油不足 (starvation)，实际数值小于由图表查出的油膜参数。在供油量有限的情况下，就可能出现供油不足，脂润滑也可能造成供油不足。在此类条件下，油膜参数取图表值的 50～70 %。

其二，在高速运行中，接触部位由于激烈的剪切作用造成局部油温升高，油粘度随之降低，使油膜参数小于等温理论数据。关于剪切发热的影响，已由 Murch 与 Wilson 的解析给出了油膜参数的减少系数。今以粘度与速度 (滚动体组节圆直径 D_{pw}×每分钟转速 n,($d_m n$)) 为参数计算、粗略数值如图 6 所示。将该系数乘以上节求出的油膜参数，可得出考虑了剪切发热的油膜参数，即：

$$\Lambda = Hi \cdot T \cdot R \cdot A \cdot D \cdots\cdots\cdots\cdots (6)$$

另外，滚动体的节圆直径 D_{pw}(d_m)，可以取轴承内外径的平均值 (mm)。

计算 **[例 1]** 的条件为 $d_m n$=9.5×10^4、η_0=30 mPa・s,{cp}，由图 6 可知 Hi 近似于 1，几乎没有剪切发热的影响。**[例 2]** 的条件是 $d_m n$=7×10^5、η_0=10 mPa・s,{cp} 时，Hi=0.76、油膜参数减小约 25 %。故而，Λ 不是 3.6，实际上只是 2.7。

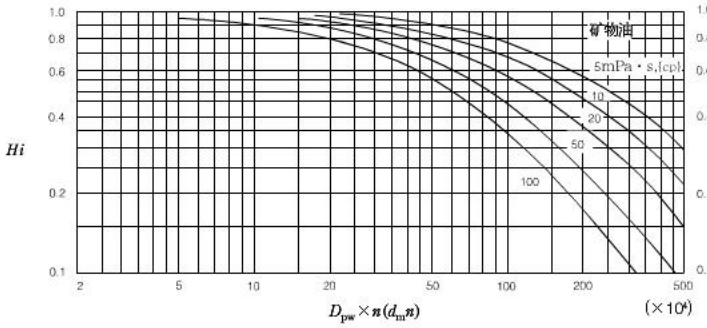


图 6 剪切发热引起的油脂厚度减少系数 (Hi)

2.14 滚动轴承的疲劳解析

要想预测滚动轴承的疲劳寿命，判断剩余寿命，就需了解所有的轴承疲劳破坏现象，为此将花费很长时间。然而，由于滚动疲劳是在接触点的压应力下发生的疲劳，要达到破损将发生极大的材料变化。因此，除了表面出现早期裂纹、滚道遭受化学影响、裂纹的扩展先于材料变化的情况外，检测材料变化就可能判断轴承的疲劳度。

2.14.1 疲劳度测试

轴承的疲劳度，可通过采用X光机测量滚道面的残留应力，衍射线半幅宽度，残留奥氏体量的变化来掌握。

这些数值，将随着疲劳加剧而出现**图1**的变化。由于残留应力将会在疲劳初期增大而趋近饱和值，故而，可用于检测轻微疲劳，但在疲劳度较大的区段里，衍射线半幅宽度与残留奥氏体的变化则与疲劳度的加剧有一定的关联。将这些X光测试值归纳为一个指数（疲劳度指数），就找到了与轴承耐久试验时间的关系。

我们使用多套球轴承、圆锥滚子轴承及圆柱滚子轴承在各种载荷条件、润滑条件之下，进行了耐久试验并积累了测试数据。同时，还对实际工况的轴承反复进行了测试。

图2是这些数据的归纳，它反应了疲劳现象的复杂性。离散度虽然比较大，但因疲劳度指数与耐久试验时间或使用时间有关，在允许一定误差时，就能对疲劳度作出量化判断。

图2显示的内部疲劳，是疲劳受到内部剪切应力作用的情况。表面疲劳是指由于润滑油被污染或油膜断裂而使表面疲劳先于内部疲劳发生的情况。

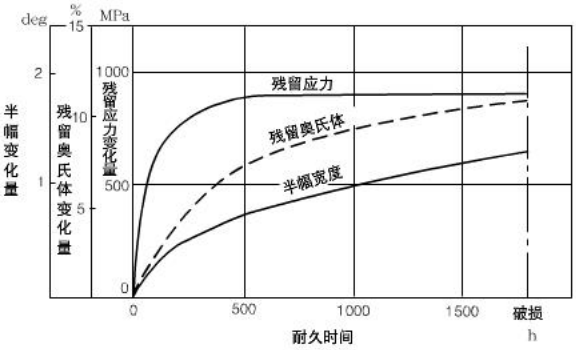


图1 X线测试值的变化

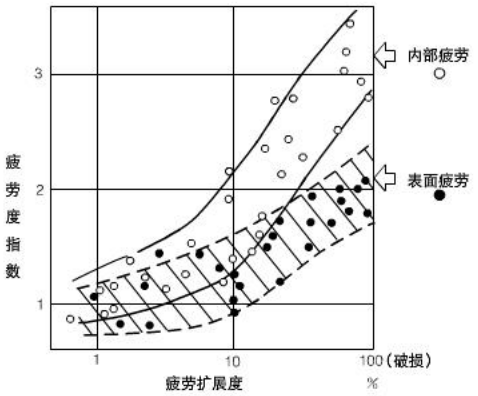


图2 疲劳扩展度与疲劳度指数

2.14.2 表面疲劳与内部疲劳

由于滚动轴承具有十分光滑的超精加工面，能形成较好的润滑条件，故而，以前总认为滚动面表层内部剪切应力决定轴承的破损。

滚动接触造成的剪切应力，在表层下一定深度的数值最大，导致破损起点的裂纹最先由内部发生。已经证实当滚道由于这一内部疲劳而造成滚道破损时，沿纵深方向测量疲劳度，结果如**图 3** 所示，疲劳度随剪切应力的理论计算值升高而增大。

图 3 所示疲劳度曲线，大都是润滑条件良好，滚动接触点上存在足够厚度油膜的情况。

轴承样本上列出的基本额定动载荷，是根据轴承因这种内部疲劳而发生破损时的数据加以规定的。

图 4，是在油膜形成不足的润滑条件下，进行耐久试验的圆柱滚子轴承实例。可以看出，尚未达到计算寿命之前，表面疲劳度早已经加剧了。

在该试验中，早在内部疲劳度加剧以前，轴承已经全部破损。

轴承由于此种表面疲劳而发生破损，大都起因于润滑条件，诸如润滑剂粘度过低，导致油膜形成不足；润滑剂中混进杂质或者水分等。

当然，表面疲劳引起的轴承破损，是在内部疲劳所致破损之前发生的。

在众多机械设备所使用的轴承中，容易引起表面疲劳的工况较多。早在决定轴承自然寿命的内部疲劳引起破损以前，就因表面疲劳而破损的情况不乏少数。

对机械设备实际使用的轴承进行疲劳解析发现，绝大多数不是内部疲劳形式，而是呈现**图 4** 所示表面疲劳形式。

因此掌握了实际使用的轴承疲劳度分配，不仅能够多了解轴承剩余寿命，而且还能获得润滑条件、载荷条件等方面的有用信息。

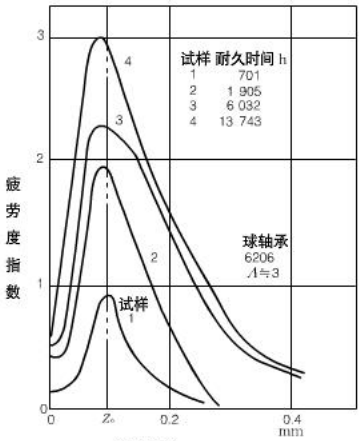


图 3 内部疲劳的演变过程

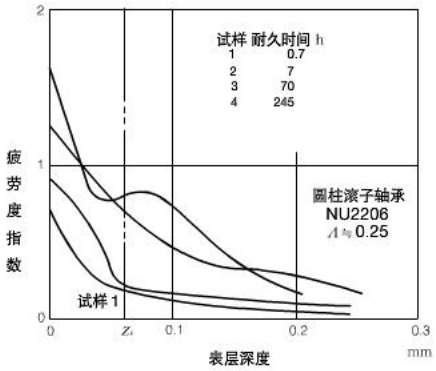


图 4 表面疲劳的演变过程

2.14.3 实用轴承解析 (1)

汽车变速箱专用轴承，由于顺应节能这一时代要求而面临小型轻量化和延长寿命两大难题。

图 5 是对实际运行的轿车变速箱各部位所用轴承进行疲劳解析的实例。对各种汽车的变速箱轴承进行解析发现，全都是**图 5** 所示表面疲劳曲线，几乎看不到决定轴承寿命计算基准的内部疲劳曲线。

就是说，这种轴承承受外加载荷造成的疲劳甚小，本应经久耐用，但却因滚动面产生的表面作用力而过早疲劳。

其原因是齿轮油中的微小杂质进入轴承造成压痕，致使表面疲劳先产生。

在**图 5** 中，载荷最小的中间轴后端轴承疲劳严重，仅次于载荷最大的中间轴前端轴承，就是因为它浸没于齿轮油中，进入较多的杂质所致。

图 6 是 2 种轴承在变速箱中实际运行试验的寿命结果与疲劳解析数据。

从以上解析结果可知，装有特殊密封圈的轴承（密封清洁轴承）可以过滤齿轮油中的杂质，只让油进入其中，从而使寿命显著延长，达到无密封圈开型轴承寿命的 10 倍以上。

从疲劳图像可以看出，在密封清洁轴承中，已演变为内部疲劳现象，表面疲劳减轻，从而使寿命大幅度延长了。

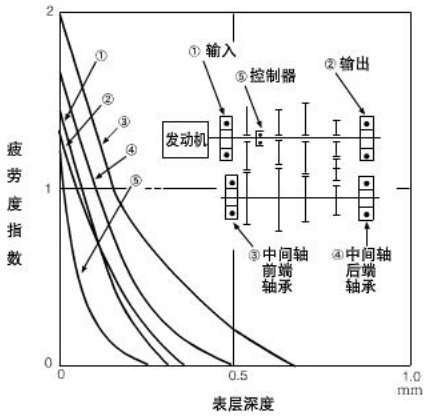


图 5 变速箱专用轴承（实际运行汽车装用）的疲劳度分布

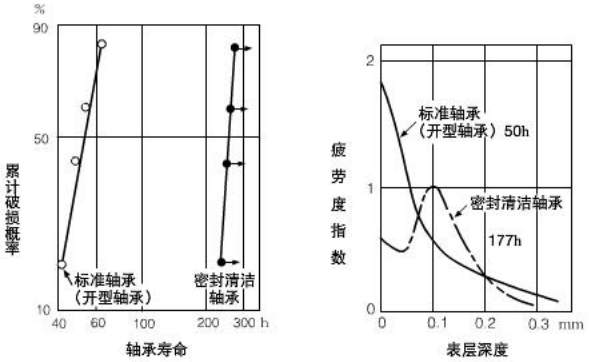


图 6 变速箱耐久试验中的开型轴承与密封清洁轴承比较

2.14.4 实用轴承解析 (2)

从上述各例已知，通过疲劳度测试可以推测出疲劳破损的原因。此外，还有多种应用，诸如预测轴承剩余寿命，预测内、外圈、滚动体等零件本身的破损寿命，预测滚道面的破损部位以及了解表面疲劳与内部疲劳程度等。这些应用都可用于优化设计之中。具体讲，可用于轴承小型轻量化研究，并据以改进润滑条件，扩大密封清洁轴承用途，提高额定承载等等。在滚子轴承方面，用于防止滚子边缘应力集中（edge load），产生更为理想的线接触状态。今后，随着疲劳度测量精度日益提高，它将对优化设计大有裨益。

此外，利用剩余寿命预测，缩短耐久试验时间，合理确定维修更换周期的应用，今后将会与日俱增。

图 7 是齿轮轴的滚针轴承滚道面疲劳度分布的例子，可以看出距齿轮最近的滚道一端产生了较大的疲劳，应当对滚子边缘应力集中（edge load）采取措施。

图 8 是轴承耐久试验过程中、中断试验后，通过测试轴承的疲劳度，预测轴承寿命，结果可示于韦布尔图表中。

可以预见，随着疲劳解析技术的进步，上述应用将越来越多。

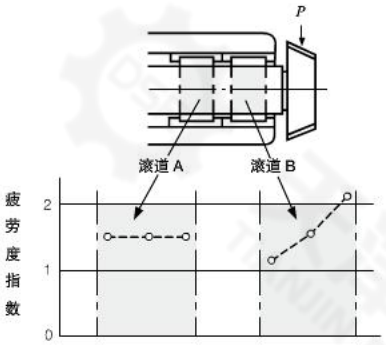
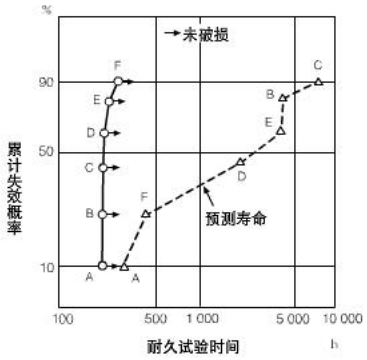


图 7 齿轮轴滚道面的疲劳度分布



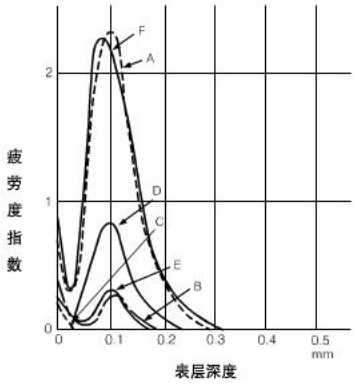


图 8 轴承耐久试验未完成样品的寿命预测

2.15 以转速 500 r/min、寿命 3 000 小时为基准的额定动载荷换算

滚动轴承的基本额定动载荷是指，一组同类型轴承在内圈旋转、外圈静止的条件下运转，额定疲劳寿命达到 100 万转、方向与大小不变的载荷。它以 33.3 r/min 运转 500 小时 ($33.3\times500\times60=10^6$) 为基准，计算公式已在 JIS B 1518 中作了规定。但是，外国企业有的采用与此不同的自定额定动载荷计算公式，在比较时，因牵涉诸多基准差异而造成困难，其中之一是总转数不同。

例如，圆锥滚子轴承，美国铁姆肯公司以 500 r/min 运转 3 000 小时，即总转数 $500\times3\,000\times60=90\,000\,000$ 转为基准确定额定动载荷；托林顿公司则与 JIS 一样，采用 33.3 r/min 运转 500 小时，即 $33.3\times500\times60=1\,000\,000$ 转为基准。假定这两家公司的额定动载荷计算公式除了总转数基准以外基本一致，则其总转数基准的差异即可按下式在额定动载荷中加以换算。

$$L_T=\left(\frac{C_T}{P_T}\right)^p\times n_T \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (1)$$

$$L_R=\left(\frac{C_R}{P_R}\right)^p\times n_R \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (2)$$

式中 L ：以总转数表示额定疲劳寿命
C ：基本额定动载荷 (N),{kgf}
P ：载荷 (N),{kgf}
p ：指数
n ：总转数基准 (rev)
下脚 T ：铁姆肯
R ：托林顿

今设两家公司轴承内部的各个参数完全一致，令载荷 $P_T=P_R$，由式(1)(2)可得：

$$\frac{L_T}{L_R}=\frac{\left(\frac{C_T}{P_T}\right)^p\times n_T}{\left(\frac{C_R}{P_R}\right)^p\times n_R}=1 \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (3)$$

$$C_R{}^p=\frac{n_T}{n_R}C_T{}^p \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (4)$$

在式 (4) 中，令 $n_T=90\,000\,000$，$n_R=1\,000\,000$，指数 $p=\frac{10}{3}$（适用于滚子轴承），则得：

$$\begin{aligned}C_R&=\left(\frac{n_T}{n_R}\right)^{\frac{1}{p}}C_T\\&=\left(\frac{90\,000\,000}{1\,000\,000}\right)^{\frac{3}{10}}C_T\\&=90^{\frac{3}{10}}C_T\\&=3.857C_T \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (5)\end{aligned}$$

即铁姆肯公司轴承产品额定动载荷 C_T 的 3.857 倍等于托林顿公司的 C_R。但实际上，轴承的内部结构参数各轴承公司都按自己的思路设计、生产，故而不尽统一。

另外，在出现磅（英制质量单位）与 SI 单位不同时，简单换算即可。

公式（3）～（5）的关系，如前所述，在额定动载荷的计算公式基本一致时可以成立。在这些公式明显按照不同基准计算时，其表观数据本身的比较与换算仅供参考。如不按同样计算方法重新计算比较，将无法作出准确判断。

2.16 基本额定静载荷与当量静载荷

(1) 基本额定静载荷

滚动轴承承受过大载荷或较大冲击载荷之时，滚动体与滚道面之间将会造成局部永久变形。其变形量随着载荷增大而增加，当超过一定限度时，就会影响轴承的平稳旋转。

基本额定静载荷，是指在承受最大应力的滚动体与滚道接触区的中央产生下列计算接触应力的静载荷。

在承受这一接触应力的接触区内，滚动体的永久变形量与滚道的永久变形量之和约为滚动体直径的 0.0001 倍。

调心球轴承	4 600 MPa {469 kgf/mm²}
其他球轴承	4 200 MPa {428 kgf/mm²}
滚子轴承	4 000 MPa {408 kgf/mm²}

基本额定静载荷 C_0 之值，按轴承类型分列于轴承尺寸表中，向心轴承为 C_{0r}，推力轴承为 C_{0a}。

另外，随着 ISO 标准中基本额定静载荷基准的变更，NSK 球轴承新的 C_0 值调整为以往的 0.8～1.3 倍，滚子轴承为 1.5～1.9 倍。为此，**表 1** 中的许用静载荷系数 f_S 值也已更新，请予注意。

由上述可知，这一额定静载荷并不是造成滚动体与套圈破坏（开裂）的载荷。压碎滚动体所需要的载荷超过额定静载荷的 7 倍以上，对于常规机械设计中考虑的破坏载荷而言，安全系数已足以应付。

(2) 当量静载荷

对于承受联合载荷或仅承受轴向载荷的向心轴承以及承受轴向载荷和轻微径向载荷的推力轴承，必须考虑当量静载荷才行。

实际承载条件下，最大承载滚动体与滚道之间的接触应力与该轴承承受纯径向载荷（向心轴承）或纯轴向载荷（推力轴承）产生的最大接触应力相等时，实际承载等效为径向载荷或轴向载荷后的载值为当量静载荷。向心轴承采用通过轴承中心的径向载荷，推力轴承采用与中心线方向一致的轴向载荷。

(a) 向心轴承的当量静载荷

向心轴承的当量静载荷取下列 2 公式求得的较大值

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \cdots\cdots (1)$$

$$P_0 = F_r \cdots\cdots (2)$$

式中，P_0 ：当量静载荷 (N),{kgf}

F_r ：径向载荷 (N),{kgf}

F_a ：轴向载荷 (N),{kgf}

X_0 ：径向静载荷系数

Y_0 ：轴向静载荷系数

(b) 推力轴承的当量静载荷

$$P_0 = X_0 F_r + F_a \quad \alpha \neq 90° \cdots\cdots (3)$$

式中，P_0 ：当量静载荷 (N),{kgf}

α ：名义接触角

但在 $F_a < X_0 F_r$ 时，此公式准确性降低。

式 (1)、(3) 的 X_0、Y_0 值见**表 2**。

另外，$\alpha = 90°$ 的推力轴承为：$P_0 = F_a$。

(3) 极限静载荷系数

极限当量静载荷，因基本额定静载荷、轴承要求的条件及轴承工况而有所差异。

按基本额定静载荷探讨安全度时，极限静载荷系数 f_S 采用**公式 (4)** 求出，一般推荐的 f_S 值见**表 1**。随着额定静载荷的变更，特对 C_0 值较大的滚子轴承 f_S 值作了变更，使用时，请多加注意。

$$f_S = \frac{C_0}{P_0} \cdots\cdots (4)$$

式中，C_0 ：基本额定静载荷 (N),{kgf}

P_0 ：当量静载荷 (N),{kgf}

推力球面滚子轴承通常采用 $f_S \geqq 4$。

表 1 许用静载荷系数 f_S

轴承工作条件	f_S 下限	
	球轴承	滚子轴承
特别需要静音运转的情况	2	3
伴有振动冲击的情况	1.5	2
常规运转条件的情况	1	1.5

表 2 当量静载荷

轴承结构类型		单列		双列	
		X_0	Y_0	X_0	Y_0
深沟球轴承		0.6	0.5	0.6	0.5
角接触球轴承	$\alpha = 15°$	0.5	0.46	1	0.92
	$\alpha = 20°$	0.5	0.42	1	0.84
	$\alpha = 25°$	0.5	0.38	1	0.76
	$\alpha = 30°$	0.5	0.33	1	0.66
	$\alpha = 35°$	0.5	0.29	1	0.58
	$\alpha = 40°$	0.5	0.26	1	0.52
	$\alpha = 45°$	0.5	0.22	1	0.44
调心球轴承	$\alpha \neq 0$	0.5	$0.22 \cot\alpha$	1	$0.44 \cot\alpha$
圆锥滚子轴承	$\alpha \neq 0$				
调心滚子轴承	$\alpha \neq 0$				
圆柱滚子轴承	$\alpha = 0$	$P_0 = F_r$			
推力球轴承	$\alpha = 90°$	$P_{0a} = F_a$			
推力滚子轴承	$\alpha = 90°$				
推力球轴承	$\alpha \neq 90°$	$P_{0a} = F_a + 2.3 F_r \tan\alpha$ （但 $F_a > 2.3 F_r \tan\alpha$）			
推力滚子轴承	$\alpha \neq 90°$				

3. 轴承配合

3.1 载荷的性质与轴承配合

轴承承受的载荷，按照载荷大小可分为轻载荷、常规载荷、重载荷，按照载荷的时间性变化可分为静载荷、变载荷、冲击载荷。另外，按照载荷方向又分为旋转载荷（也称圆周载荷），静止载荷（也称局部载荷）或变向载荷。

旋转载荷、静止载荷或者变向载荷，不是轴承承受的载荷本身的性质，而是相对一个个轴承套圈观察到的载荷性质。在决定内、外圈的配合时，先要看其属于旋转载荷还是静止载荷，而后判断采用过盈配合，还是间隙配合。

旋转载荷指载荷方向相对套圈呈现连续性变化，而与套圈本身旋转还是静止无关。

静止载荷是指载荷方向始终朝着套圈一定部位，而与套圈本身静止还是旋转无关。

举例来说，当载荷方向对轴承保持不变，而内圈旋转、外圈静止之时，内圈承受旋转载荷，外圈则承受静止载荷。而在轴承载荷大部分为旋转所致不均衡载荷之时，即使内圈旋转、外圈静止不动，内圈也将承受静止载荷，外圈则将承受旋转载荷（参见**表 1**）。

有的运行条件并不如上述那么简单，除了重量引起的定向载荷以外，还有不均衡引起的载荷、振动引起的载荷、动力传递引起的载荷等等形成的联合载荷，其方向将会变化莫测。对于该套圈，或者是载荷方向很不规则而难以确定，或者就是旋转载荷与静止载荷反复出现的变向载荷。

承受旋转载荷的套圈，原则上要采用过盈配合。如果采用间隙配合，套圈就会在轴或轴承座的配合面发生打滑；在载荷较大时，就会损伤配合面或造成微动磨损。配合的松紧，应考虑即使在承受载荷、在运行中内圈与轴存在温差或者外圈与轴承座存在温差的情况下，也能保证过盈量。按照不同的运行条件，轴承内圈主要采用 k5、m5、n6 等，外圈主要采用 N7、P7 等。

至于大型轴承，有时为了免除装、拆困难，也采用将承受旋转载荷的套圈间隙配合的方法。此种情况下，轴要用硬质材料，表面精加工，润滑充足，最大限度地防止打滑造成的损害。

承受静止载荷的套圈，由于与轴或轴承座之间不存在打滑的条件，故而，采用间隙配合，或者过渡配合。其程度，应以运行条件要求的精度及套圈发生变形后，不致造成载荷分布范围过小而定。通常内圈采用 g6、h6、js5 (j5) 等，外圈采用 H7、JS7 (J7) 等。

对于变向载荷不能千篇一律，但内、外圈大都采用加过盈量的配合。

表 1 内圈的旋转载荷与静止载荷

内圈旋转载荷	（1）载荷方向不变，内圈旋转，外圈静止 （2）内圈静止，外圈旋转，载荷方向与外圈同样速度旋转（非均衡载荷等）
内圈静止载荷	（1）外圈静止，内圈旋转，载荷方向与内圈同样速度旋转（非均衡载荷等） （2）载荷方向不变，外圈旋转，内圈静止

3.2 在载荷条件下的所需过盈量

滚动轴承采用过盈配合时，载荷大小是一项重要因素。

由于内圈承受载荷而受到径向挤压，并会稍有扩张，故而，预加的过盈量将会减少，以往计算内圈因径向载荷而减少的过盈量 Δd_F 时，大多采用 Palmgren 推导的公式。

$$\left.\begin{aligned}\Delta d_F &= 0.08\sqrt{\frac{d}{B}F_r}\times10^{-3}\quad(\mathrm{N})\\ &= 0.25\sqrt{\frac{d}{B}F_r}\times10^{-3}\quad\{\mathrm{kgf}\}\end{aligned}\right\}\cdots\cdots\cdots\cdots(1)$$

式中，Δd_F：内圈因载荷而减少的过盈量 (mm)

d ： 公称内圈内径 (mm)

B ： 公称内圈宽度 (mm)

F_r ： 径向载荷 (N),{kgf}

因此，满足载荷所需的有效过盈量 Δd 必须大于**公式 (1)** 的计算值。在载荷较小（约为 $0.2C_{0r}$ 以下，C_{0r} 为额定静载荷，一般用途大都属于此类载荷条件）的情况下该过盈量足够，但在载荷极大，接近 C_{0r} 的特殊条件下，将出现过盈量不足。

在径向载荷超过 $0.2C_{0r}$ 一类重载的情况下，所需的过盈量则应采用曾田（见《轴承》岩波版）推导的**公式 (2)**

$$\left.\begin{aligned}\Delta d &\geqq 0.02\frac{F_r}{B}\times10^{-3}\quad(\mathrm{N})\\ &\geqq 0.2\frac{F_r}{B}\times10^{-3}\quad\{\mathrm{kgf}\}\end{aligned}\right\}\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(2)$$

式中， Δd ： 满足载荷所需的有效过盈量 (mm)

B ： 公称内圈宽度 (mm)

F_r ： 径向载荷 (N),{kgf}

NSK 对 NU219 进行了蠕变试验，结果也证明所需过盈量与轴承载荷（发生蠕变的极限载荷）呈性线关系，与**公式 (2)** 的直线十分吻合。

图 1 是 NU219 采用**公式 (1)**、**(2)** 的比较，按**公式 (1)** 给出的过盈量，承受 $0.25C_{0r}$ 以上的重载时，即会因过盈量不足而发生蠕变。在载荷较大时，应采用**公式 (2)** 计算所需过盈量。届时，应当注意不要使配合引起的圆周应力过大。

计算举例

设NU219 中，B=32(mm),

F_r=98 100N, {10 000kgf}, 则，

C_{0r}=183 000N, {18 600kgf}

$$\frac{F_r}{C_{0r}}=\frac{98\ 100}{183\ 000}=0.536=>0.2$$

所需过盈量由**公式 (2)** 得

$$\Delta d=0.02\times\frac{98\ 100}{32}\times10^{-3}=0.061(\mathrm{mm})$$

与**图 1** 吻合。

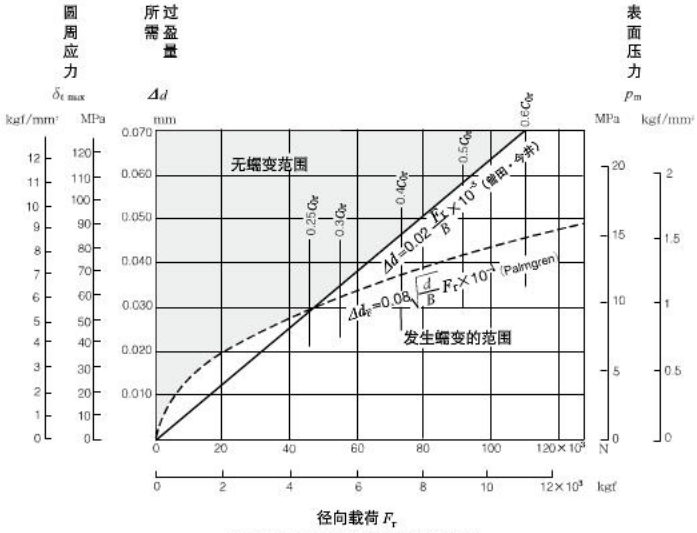


图 1 配合中的载荷与所需过盈量

3.3 温升引起的过盈量变化
（铝质轴承座、塑料轴承座）

为了减轻设备重量并便于批量生产，滚动轴承专用轴承座常采用铝基轻合金或塑料（聚缩醛树脂）。

在轴承座采用非铁材料时，因其与轴承（外圈）的线膨胀系数不同，故而，当轴承在运行中温度升高时，外圈配合面的间隙或过盈变动量将与常温状态不同。塑料的线膨胀系数很大，其变化尤为明显。

温升引起的外圈配合面间隙或过盈量变动量 ΔD_T 以**式 (1)** 表示。

$$\Delta D_T = (\alpha_1 \cdot \Delta T_1 - \alpha_2 \cdot \Delta T_2) D \text{ (mm)} \cdots (1)$$

式中，ΔD_T ：温升引起的配合面间隙或过盈变动量

α_1 ：轴承座的线膨胀系数 (1/℃)

ΔT_1 ：靠近配合面的轴承座温升 (℃)

α_2 ：轴承外圈的线膨胀系数

…轴承钢为：

$\alpha_2 = 12.5 \times 10^{-6}$ (1/℃)

ΔT_2 ：靠近配合面的外圈温升 (℃)

D ：公称轴承外径 (mm)

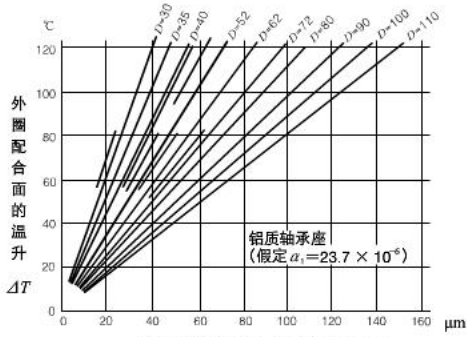
轴承座的温升与外圈的温升一般不同，假设在配合面上两者近似相等 ($\Delta T_1 \fallingdotseq \Delta T_2 = \Delta T$)，则**式 (1)** 可变为**式 (2)**。

$$\Delta D_T = (\alpha_1 - \alpha_2) \Delta T \cdot D \text{ (mm)} \cdots\cdots (2)$$

式中，ΔT：外圈及轴承座在配合面的温升 (℃)

轴承座为铝制时 ($\alpha_1 = 23.7 \times 10^{-6}$)，**式 (2)** 的关系示意如**图 1**。

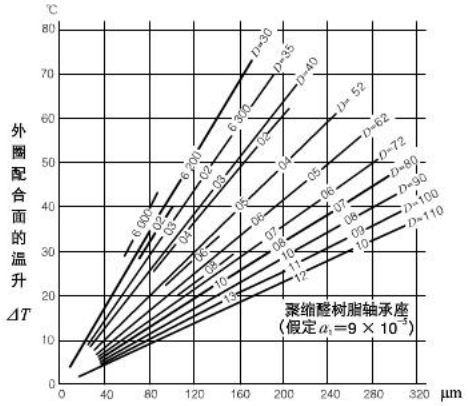
塑料轴承座比较常用的材料是聚缩醛树脂。塑料的线膨胀系数随温度变化并具有方向性，聚缩醛树脂成形品约为 9×10^{-5}。设 $\alpha_1 = 9 \times 10^{-5}$ 则**式 (2)** 的关系即如**图 2** 所示。



外圈配合面的间隙或过盈变动量 ΔD_T

（轴承座对外圈的相对膨胀量）

图 1 铝质轴承座的情况



外圈配合面的间隙或过盈变动量 ΔD_T

（轴承座对外圈的相对膨胀量）

图 2 聚缩醛树脂轴承座的情况

3.4 轴承配合的计算

就安装滚动轴承而言，留有间隙的配合（间隙配合）比加了过盈量的配合（过盈配合）更加容易。

然而，配合面留有间隙或者过盈量过小时，在轴承承载条件下，配合面会发生蠕变，造成表面划伤或者磨损，故应给以足够的过盈量。

最为常见的承载条件，是载荷方向单一不变，内圈（即轴）旋转，外圈静止不动的情况，称为内圈旋转载荷或外圈静止载荷。也就是内圈承受圆周载荷，外圈承受局部载荷的情况。

也有外圈承受圆周载荷（外圈旋转载荷），内圈承受局部载荷的情况，比如汽车的车轮就是一例。

总之，在套圈承受局部载荷时，过盈量没有问题，而应当加大过盈量的是承受圆周载荷的套圈。

在承受源于旋转体失衡与振动等变向载荷时，过盈量大小按圆周载荷考虑。其值可参考轴承厂家的产品样本等所列出的轴与轴承座孔允差。

当配合面过盈安装时，套圈虽会变形，产生应力，但其计算可按照承受均匀内外压力的厚壁圆环处理，有关轴承内、外圈配合计算的情况见**表 1**。

另外，轴与轴承座的弹性模量及泊松常数，可按同样方法求得。

不过，在进行配合时，我们能够确定的只是测量的名义过盈量，还必须找出有效过盈量（表中 Δd、ΔD 为有效过盈量）。由于有效过盈量还与配合所致轴承内部游隙减少量有关，故而名义过盈量与有效过盈量的关系颇为重要。有效过盈量小于名义过盈量的情况，主要是配合造成表面压伤所致。

名义过盈量 Δd_a 与有效过盈量 Δd 的关系不尽相同，虚拟表面粗糙度的计算公式与试验结果略有差异，但一般公称内径为 d 的轴承都可利用下列公式。

$$\text{磨制轴}\ \Delta d = \frac{d}{d+2}\Delta d_a$$

$$\text{车制轴}\ \Delta d = \frac{d}{d+3}\Delta d_a$$

与轴承内部游隙有关的滚道胀缩，可以直接采用滚道直径，不必刻意采用使截面积相等的平均外径（或平均内径）。

表 1 轴承配合计算

区　分	内圈与轴	外圈与轴承座
表面应力 p_m (MPa){kgf/mm²}	空心轴时 $p_m = \frac{\Delta d}{d}\frac{1}{\left[\frac{m_h-1}{m_h E_h}-\frac{m_i-1}{m_i E_i}\right]+2\left[\frac{k_0^2}{E_i(1-k_0^2)}+\frac{1}{E_i(1-k^2)}\right]}$ 实心轴时 $p_m = \frac{\Delta d}{d}\frac{1}{\left[\frac{m_h-1}{m_h E_h}-\frac{m_i-1}{m_i E_i}\right]+\frac{2}{E_i(1-k^2)}}$	$p_m = \frac{\Delta D}{D}\frac{1}{\left[\frac{m_h-1}{m_h E_h}-\frac{m_h-1}{m_h E_h}\right]+2\left[\frac{h^2}{E_h(1-h^2)}+\frac{1}{E_h(1-h_0^2)}\right]}$
内圈滚道直径膨胀量 ΔD_i (mm) 外圈滚道直径收缩量 ΔD_e (mm)	$\Delta D_i = 2d\frac{p_m}{E_i}\frac{k}{1-k^2}$ $= \Delta d \cdot k\frac{1-k_0^2}{1-k^2k_0^2}$　（空心轴） $= \Delta d \cdot k$　（实心轴）	$\Delta D_e = 2D\frac{p_m}{E_e}\frac{h}{1-h^2}$ $= \Delta D \cdot h\frac{1-h_0^2}{1-h^2h_0^2}$
最大应力 $\sigma_{t\,max}$ (MPa){kgf/mm²}	内圈内径配合面圆周方向的应力最大 $\sigma_{t\,max} = p_m\frac{1+k^2}{1-k^2}$	外圈内径面圆周方向的应力最大 $\sigma_{t\,max} = p_m\frac{2}{1-h^2}$
符号	d ＝轴径、内圈内径 d_0 ＝空心轴内径 D_i ＝内圈滚道直径 $k = d/D_i$, $k_0 = d_0/d$ E_i ＝内圈弹性模量 ＝208 000 MPa, {21 200 kgf/mm²} E_e ＝轴弹性模量 m_i ＝内圈泊松常数 ＝3.33 m_e ＝轴泊松常数	D ＝轴承座内径、外圈外径 D_0 ＝轴承座外径 D_e ＝外圈滚道直径 $h = D_e/D$, $h_0 = D/D_0$ E_e ＝外圈弹性模量 ＝208 000 MPa, {21 200 kgf/mm²} E_h ＝轴承座弹性模量 m_e ＝外圈泊松常数 ＝3.33 m_h ＝轴承座泊松常数

3.5 配合面的表面压力与最大应力

滚动轴承要想充分发挥它的功能，就必须得到适宜的配合。通常内圈（轴圈）采用过盈配合，外圈（座圈）采用间隙配合。在选择配合时，先要弄清下列问题，诸如载荷大小、轴承与轴及轴承座的温差、轴与轴承座的材料、加工精度、壁厚、轴承装拆方法等等。

在某些使用条件下，当过盈量不足时，会造成套圈松动、蠕变、微动磨损、发热等。如果过盈量太大，又会造成套圈开裂。过盈量的大小，只要采用轴承产品样本等所列轴及轴承座孔尺寸，一般就不会出现问题。

要想了解配合面的表面压力与应力，可以按照承受均匀内压或外压的厚壁圆环进行计算，其公式已在**3.4**节“轴承配合的计算”中作了归纳。

为了更加简便易行，已将通常最感棘手的轴承内圈与钢制实心轴配合时的表面压力与最大应力绘制成图（参见**图 2**，**图 3**）。

图 2 按照轴径表示各个公差带内，轴与轴承内径的容许偏差决定的过盈量按平均值计算时的表面压力 p_m 与当时的最大应力 $\sigma_{t\,max}$（内径配合面圆周应力达到最大）。

同样，**图 3** 表示过盈量最大时的表面压力 p_m 与当时的最大应力 $\sigma_{t\,max}$。

图 3 在各种配合公差条件下，研究 $\sigma_{t\,max}$ 是否有超差的情况时，十分便利。淬火轴承钢的拉伸强度约为 1 570～1 960 MPa{160～200 kgf/mm²}，但保证配合产生的最大应力不超过 127 MPa{13 kgf/mm²} 最为稳妥。

另外，如**图 1** 所示，还列出了采用过盈配合的内圈圆周应力 σ_t 与半径应力 σ_r 的分布情况。

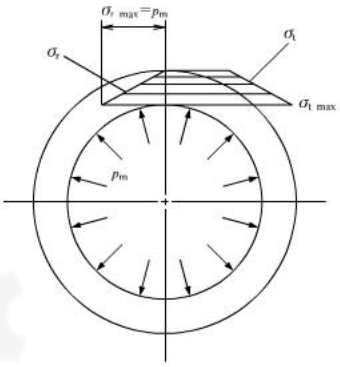


图 1 圆周方向应力 σ_t 与半径应力 σ_r 的分布

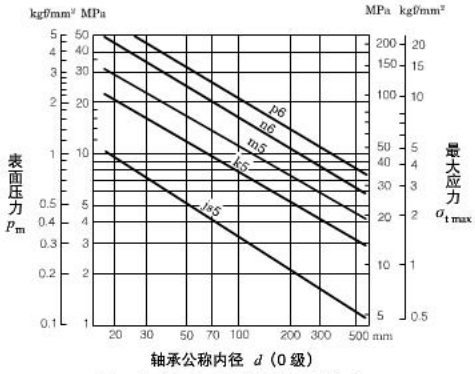


图 2 各个配合的平均过盈量引起的表面压力 p_m 与最大应力 $\sigma_{t\,max}$

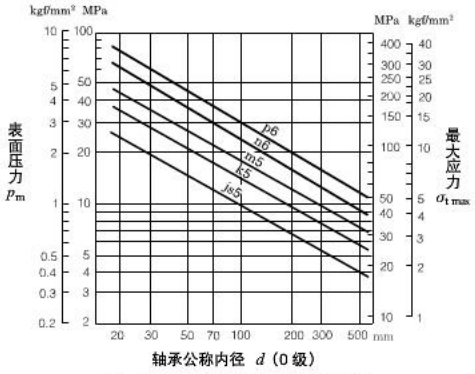


图 3 各个配合的最大过盈量引起的表面压力 p_m 与最大应力 $\sigma_{t\,max}$

3.6 压入力与拉拔力

采用过盈配合将滚动轴承安装于轴或轴承座时，其压入力可由厚壁圆环的配合理论求得。压入力（拉拔力）取决于配合面的表面压力与摩擦系数。

将内圈压装于轴上时，其压入力（或拉拔力）K 表示如**公式 (1)**

$$K = \mu\ p_m\ \pi\ d\ B\ \text{(N)},\ \{\text{kgf}\} \cdots\cdots\cdots (1)$$

式中，μ ：配合面的摩擦系数

$\mu = 0.12$（将内圈压上圆柱轴，外圈压进轴承座孔时）

$\mu = 0.18$（由圆柱轴上拔出内圈，由轴承座孔内拔出外圈时）

p_m ：表面压力 (MPa),{kgf/mm²}

例如内圈，表面压力 p_m 可由 **3.4** 节**表 1** 求出。

$$p_m = \frac{E}{2}\ \frac{\Delta d}{d}\ \frac{(1-k^2)(1-k_0^2)}{1-k^2k_0^2}$$

d ： 轴径 (mm)

B ： 轴承公称宽度 (mm)

Δd ： 有效过盈量 (mm)

E ： 钢的弹性模量 (MPa) , {kgf/mm²}

E=208 000 MPa, {21 200kgf/mm²}

k ： 内圈壁厚比

$k = d/D_i$

D_i ： 内圈滚道直径 (mm)

k_0 ： 空心轴的壁厚比

$k_0 = d_0/d$

d_0 ： 空心轴的内径 (mm)

实心轴时：$\because d_0=0 \quad \therefore k_0=0$。

k 值因轴承结构类型与尺寸系列而异，约为 $k = 0.7 \sim 0.9$。

今设 $k = 0.8$，计算实心轴时，**式 (1)** 变为

$$\left.\begin{aligned} K &= 118\ 000\mu\ \Delta d\ B\ \text{(N)} \\ &= 12\ 000\mu\ \Delta d\ B\ \{\text{kgf}\} \end{aligned}\right\} \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (2)$$

式 (2) 以线条图像表示，如**图 1**。

外圈与轴承座孔之间的压入力，拉拔力也可同样求出（参见**图 2**）。

在套圈与轴（或轴承座）安装倾斜或者施加的作用力未在套圈圆周均匀分布时，实际的压入力与拉拔力会比计算值大得多。所以，由**图 1**、**图 2** 求得的压入力（拉拔力）应视为 1 个参考值，在设计拆卸工具等时，应按从图中查出数据 5～6 倍的载荷考虑承载强度（刚度）。

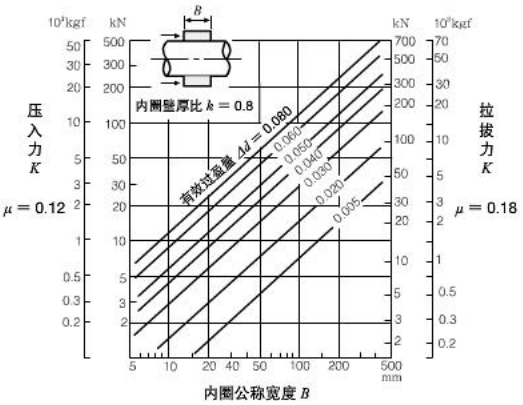


图 1 内圈的压入力与拉拔力

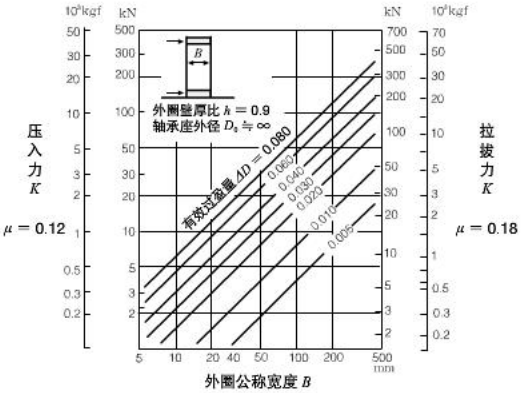


图 2 外圈的压入力与拉拔力

3.7 滚动轴承内、外径的公差

在JIS中，对于滚动轴承的内径、外径以及宽度的尺寸精度（公差及最大允许值）作了规定。对于与轴、轴承座有配合关系的内孔表面及外圈外径面的尺寸，在以往的JIS中，内孔表面与外径面各个面的平均直径 d_m、D_m 采用上下限公差。并且，对内径 d 及外径 D 的上下限公差作了规定。但是，对于内、外径圆度、圆柱度的形状偏差并未明确规定，而是以公司标准中规定了 d_m、D_m 及 d, D 的最大、最小极限值，来控制椭圆或圆柱度误差。

在新版JIS（1986年7月1日修订的JIS B 1514—1986滚动轴承的精度）中，规定各个单一径向平面的内径及外径的平均值 d_{mpI}, d_{mpII} ……及 D_{mpI}, D_{mpII}, ……的偏差 Δ_{dmpI}, Δ_{dmpII} ……及 Δ_{DmpI}, Δ_{DmpII}……必须控制在各自公差的上下限以内。

而且，在新版JIS中，还以最大值规定了相当于圆度的单一径向平面内的内径及外径变动量 V_{dp} 及 V_{Dp}，相当于圆柱度的各单一径向平面的平均内径变动量 V_{dmp}，平均外径变动量 V_{Dmp} 也按最大值进行控制。

表1 等级0级

公称轴承内径 d (mm)		单一平面平均内径偏差 Δ_{dmp}	
超过	到	上	下
省略	省略	省略	省略
10	**18**	0	−8
18	**30**	0	−10
30	**50**	0	−12
50	**80**	0	−15
80	**120**	0	−20
120	**180**	0	−25
省略	省略	省略	省略

注 (1) 专为组合轴承制作各类套圈

向心轴承（圆锥滚子轴承除外）内圈的公差及最大允许值

单位：μ

直径系列			单一平面平均内径变动量	内圈径向跳动	单套轴承		联装轴承 (1)		内圈宽度变动量
7, 8, 9	0, 1	2, 3, 4			内圈或外圈单一宽度偏差 Δ_{Bs}（或 Δ_{Cs}）				
单一径向平面内的内径变动量 V_{dp}			V_{dmp}	K_{ia}					V_{Bs}
最大			最大	最大	上	下	上	下	最大
省略	省略	省略	省略	省略	省略	省略	省略	省略	省略
10	8	6	6	10	0	−120	0	−250	20
13	10	8	8	13	0	−120	0	−250	20
15	12	9	9	15	0	−120	0	−250	20
19	19	11	11	20	0	−150	0	−380	25
25	25	15	15	25	0	−200	0	−380	25
31	31	19	19	30	0	−250	0	−500	30
省略	省略	省略	省略	省略	省略	省略	省略	省略	省略

（所有径向平面）

$$d_m = \frac{d_s(\text{最大}) + d_s(\text{最小})}{2} = \frac{d_{spI}(\text{最大}) + d_{spII}(\text{最小})}{2}$$

（径向平面Ⅰ）

$$d_{mpI} = \frac{d_{spI}(\text{最大}) + d_{spI}(\text{最小})}{2}$$

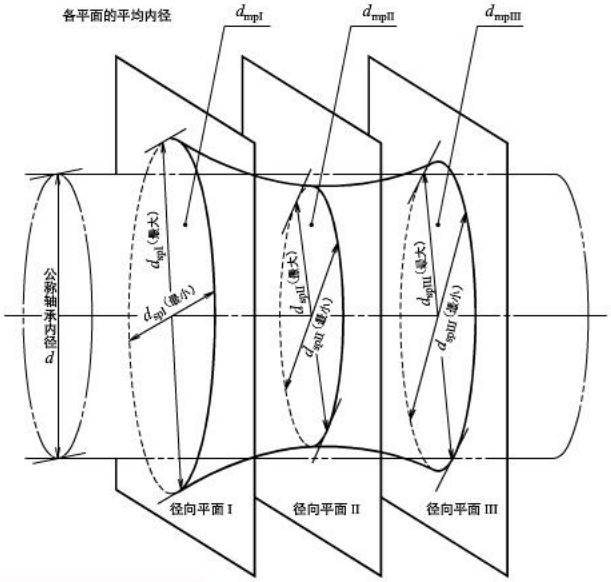
$$\Delta_{dmpI} = d_{mpI} - d$$

$$V_{dpI} = d_{spI}(\text{最大}) - d_{spI}(\text{最小})$$

（3个径向平面）

$$V_{dmp} = d_{mpI} - d_{mpII}$$

加注的s，表示实测的1点；p表示径向平面。



3.8 轴承配合中的过盈量与间隙（轴与内圈）

滚动轴承内径 d 及外径 D 的公差，已在 JIS B 1514 中作了规定。精度 0 级轴承的常用配合多为 js5 (j5)、k5、m5 等，而轴承座孔多用 H7、JS7 (J7) 等。如何针对不同情况选择配合，轴承厂家的产品样本已有说明。至于轴与内圈的配合，轴在各档公差带中的最大、最小过盈量，则如表 1 所示。样本推荐的配合通常以平均过盈量为目标值，所以，轴或轴承座应以公差的中心值为目标进行加工。

表 1 轴与内圈配合中的过盈量与间隙

单位：μ

公称尺寸分段 (mm)		轴承（0 级）单一平面内径偏差 Δ_{dmp}		轴公差带内各档的过盈量与间隙																				公称尺寸分段 (mm)	
				f6		g5		g6		h5		h6		js5		j5		js6		j6		k5		k6		m5		m6		n6		p6		r6			
				间隙		间隙	过盈量	间隙	过盈量	间隙	过盈量	间隙	过盈量	间隙	过盈量	间隙	过盈量	间隙	过盈量	间隙	过盈量	过盈量		过盈量		过盈量		过盈量		过盈量		过盈量		过盈量			
超过	到	上	下	最大	最小	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	超过	到
3	6	0	−8	18	2	9	4	12	4	5	8	8	8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3	6
6	10	0	−8	22	5	11	3	14	3	6	8	9	8	3	11	2	12	4.5	12.5	2	15	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	6	10
10	18	0	−8	27	8	14	2	17	2	8	8	11	8	4	12	3	13	5.5	13.5	3	16	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	10	18
18	30	0	−10	33	10	16	3	20	3	9	10	13	10	4.5	14.5	4	15	6.5	16.5	4	19	2	21	2	25	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	18	30
30	50	0	−12	41	13	20	3	25	3	11	12	16	12	5.5	17.5	5	18	8	20	5	23	2	25	2	30	9	32	9	37	—	—	—	—	—	—	30	50
50	65	0	−15	49	15	23	5	29	5	13	15	19	15	6.5	21.5	7	21	9.5	24.5	7	27	2	30	2	36	11	39	11	45	—	—	—	—	—	—	50	65
65	80	0	−15	49	15	23	5	29	5	13	15	19	15	6.5	21.5	7	21	9.5	24.5	7	27	2	30	2	36	11	39	11	45	20	54	—	—	—	—	65	80
80	100	0	−20	58	16	27	8	34	8	15	20	22	20	7.5	27.5	9	26	11	31	9	33	3	38	3	45	13	48	13	55	23	65	37	79	—	—	80	100
100	120	0	−20	58	16	27	8	34	8	15	20	22	20	7.5	27.5	9	26	11	31	9	33	3	38	3	45	13	48	13	55	23	65	37	79	—	—	100	120
120	140	0	−25	68	18	32	11	39	11	18	25	25	25	9	34	11	32	12.5	37.5	11	39	3	46	3	53	15	58	15	65	27	77	43	93	63	113	120	140
140	160	0	−25	68	18	32	11	39	11	18	25	25	25	9	34	11	32	12.5	37.5	11	39	3	46	3	53	15	58	15	65	27	77	43	93	65	115	140	160
160	180	0	−25	68	18	32	11	39	11	18	25	25	25	9	34	11	32	12.5	37.5	11	39	3	46	3	53	15	58	15	65	27	77	43	93	68	118	160	180
180	200	0	−30	79	20	35	15	44	15	20	30	29	30	10	40	13	37	14.5	44.5	13	46	4	54	4	63	17	67	17	76	31	90	50	109	77	136	180	200
200	225	0	−30	79	20	35	15	44	15	20	30	29	30	10	40	13	37	14.5	44.5	13	46	4	54	4	63	17	67	17	76	31	90	50	109	80	139	200	225
225	250	0	−30	79	20	35	15	44	15	20	30	29	30	10	40	13	37	14.5	44.5	13	46	4	54	4	63	17	67	17	76	31	90	50	109	84	143	225	250
250	280	0	−35	88	21	40	18	49	18	23	35	32	35	11.5	46.5	16	42	16	51	16	51	4	62	4	71	20	78	20	87	34	101	56	123	94	161	250	280
280	315	0	−35	88	21	40	18	49	18	23	35	32	35	11.5	46.5	16	42	16	51	16	51	4	62	4	71	20	78	20	87	34	101	56	123	98	165	280	315
315	355	0	−40	98	22	43	22	54	22	25	40	36	40	12.5	52.5	18	47	16	58	18	58	4	69	4	80	21	86	21	97	37	113	62	138	108	184	315	355
355	400	0	−40	98	22	43	22	54	22	25	40	36	40	12.5	52.5	18	47	18	58	18	58	4	69	4	80	21	86	21	97	37	113	62	138	114	190	355	400
400	450	0	−45	108	23	47	25	60	25	27	45	40	45	13.5	58.5	20	52	20	65	20	65	5	77	5	90	23	95	23	108	40	125	68	153	126	211	400	450
450	500	0	−45	108	23	47	25	60	25	27	45	40	45	13.5	58.5	20	52	20	65	20	65	5	77	5	90	23	95	23	108	40	125	68	153	132	217	450	500

备注 1. 当轴与内圈配合会产生的应力过大时，其数值省略。
2. 推荐以 js 公差带取代 j 公差带

3.9 轴承配合中的过盈量与间隙
（轴承座孔与外圈）

轴承座孔与外圈配合中的最大、最小值如**表 1** 所示。与内圈通常都采用过盈配合相反，外圈往往采用间隙配合或者过渡配合。由**表 1** 可知，在 J6～N7 的区段内，轴承座孔按最大尺寸与最小尺寸的轴承外圈组合，就会产生间隙；轴承座孔按最小尺寸与最大尺寸的轴承外圈组合，就会产生过盈量，即所谓过渡配合。

如果施加于轴承的是内圈旋转载荷，那么，外圈不妨采用间隙配合（通常多用 H7）。但是，当载荷方向对外圈旋转或者发生变动时，也尽量要采用过盈配合。届时，可以根据载荷条件，酌情选择完全过盈配合或者选择表示目标过盈量的过渡配合。

表 1 轴承座孔与外圈配合中的过盈量与间隙

单位：μ

公称尺寸分段 (mm)		轴承（0 级）单一平面外径偏差 Δ_{Dmp}		轴承座孔公差带内															
				G7		H6		H7		H8		J6		JS6		J7	
				间隙		间隙		间隙		间隙		间隙	过盈量	间隙	过盈量	间隙	过盈量
超过	到	上	下	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最大	最大	最大	最大	最大
6	10	0	−8	28	5	17	0	23	0	30	0	13	4	12.5	4.5	16	7
10	18	0	−8	32	6	19	0	26	0	35	0	14	5	13.5	5.5	18	8
18	30	0	−9	37	7	22	0	30	0	42	0	17	5	15.5	6.5	21	9
30	50	0	−11	45	9	27	0	36	0	50	0	21	6	19	8	25	11
50	80	0	−13	53	10	32	0	43	0	59	0	26	6	22.5	9.5	31	12
80	120	0	−15	62	12	37	0	50	0	69	0	31	6	26	11	37	13
120	150	0	−18	72	14	43	0	58	0	81	0	36	7	30.5	12.5	44	14
150	180	0	−25	79	14	50	0	65	0	88	0	43	7	37.5	12.5	51	14
180	250	0	−30	91	15	59	0	76	0	102	0	52	7	44.5	14.5	60	16
250	315	0	−35	104	17	67	0	87	0	116	0	60	7	51	16	71	16
315	400	0	−40	115	18	76	0	97	0	129	0	69	7	58	18	79	18
400	500	0	−45	128	20	85	0	108	0	142	0	78	7	65	20	88	20
500	630	0	−50	142	22	94	0	120	0	160	0	—	—	72	22	—	—
630	800	0	−75	179	24	125	0	155	0	200	0	—	—	100	25	—	—
800	1 000	0	−100	216	26	156	0	190	0	240	0	—	—	128	28	—	—

注 (1) 表示过盈量的最小值
备注 建议以 JS 公差带代替 J 公差带

各段的过盈量与间隙

JS7		K6		K7		M6		M7		N6		N7		P6		P7		公称尺寸分段 (mm)	
间隙	过盈量	间隙	过盈量	间隙	过盈量	间隙	过盈量	间隙	过盈量	间隙	过盈量	间隙	过盈量	过盈量		过盈量			
最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最小	最大	最小	最大	超过	到
15	7	10	7	13	10	5	12	8	15	1	16	4	19	4	21	1	24	6	10
17	9	10	9	14	12	4	15	8	18	1(1)	20	3	23	7	26	3	29	10	18
19	10	11	11	15	15	5	17	9	21	2(1)	24	2	28	9	31	5	35	18	30
23	12	14	13	18	18	7	20	11	25	1(1)	28	3	33	10	37	6	42	30	50
28	15	17	15	22	21	8	24	13	30	1(1)	33	4	39	13	45	8	51	50	80
32	17	19	18	25	25	9	28	15	35	1(1)	38	5	45	15	52	9	59	80	120
38	20	22	21	30	28	10	33	18	40	2(1)	45	6	52	18	61	10	68	120	150
45	20	29	21	37	28	17	33	25	40	5	45	13	52	11	61	3	68	150	180
53	23	35	24	43	33	22	37	30	46	8	51	16	60	11	70	3	79	180	250
61	26	40	27	51	36	26	41	35	52	10	57	21	66	12	79	1	88	250	315
68	28	47	29	57	40	30	46	40	57	14	62	24	73	11	87	1	98	315	400
76	31	53	32	63	45	35	50	45	63	18	67	28	80	10	95	0	108	400	500
85	35	50	44	50	70	24	70	24	96	6	88	6	114	28	122	28	148	500	630
115	40	75	50	75	80	45	80	45	110	25	100	25	130	13	138	13	168	630	800
145	45	100	56	100	90	66	90	66	124	44	112	44	146	0	156	0	190	800	1 000

3.10 过盈量的散差（轴与内圈）

滚动轴承的安装游隙，可以由轴承径向内部游隙减去滚道因内、外圈配合而产生的胀缩量求得。

在计算安装游隙时，通常假定轴承的径向游隙及配合的有关尺寸（轴径、内圈内径、轴承座孔内径、外圈外径）均呈正态分布于各公差段内，可计算出过盈量与安装游隙的散差。今设轴径与内圈内径为同样合格率的正态分布，那么，其配合的过盈量以与轴径或内圈内径合格率相同的概率代入式中，则得区段（散差）R 如下。

$$R = \sqrt{R_s^2 + R_i^2} \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (1)$$

式中，R_s：轴径公差（标准值范围）

R_i：内圈内径公差（标准值范围）

0 级向心轴承内圈内径 d 的尺寸允差与 5 级轴、6 级轴配合中的过盈量平均值与散差 (R) 如**表 1** 所示。

表 1 轴与内圈

公称尺寸分段 (mm)		轴承（0 级）单一平面平均内径偏差法		与 5 级过盈量		
超过	到	上	下	h5	js5	j5
—	3	0	− 8	2	4	4
3	6	0	− 8	1.5	4	4.5
6	10	0	− 8	1	4	5
10	18	0	− 8	0	4	5
18	30	0	− 10	0.5	5	5.5
30	50	0	− 12	0.5	6	6.5
50	65	0	− 15	1	7.5	7
65	80	0	− 15	1	7.5	7
80	100	0	− 20	2.5	10	8.5
100	120	0	− 20	2.5	10	8.5
120	140	0	− 25	3.5	12.5	10.5
140	160	0	− 25	3.5	12.5	10.5
160	180	0	− 25	3.5	12.5	10.5
180	200	0	− 30	5	15	12
200	225	0	− 30	5	15	12
225	250	0	− 30	5	15	12
250	280	0	− 35	6	17.5	13
280	315	0	− 35	6	17.5	13
315	355	0	− 40	7.5	20	14.5
355	400	0	− 40	7.5	20	14.5
400	450	0	− 45	9	22.5	16

注 (1) 过盈量的平均值为负值时，表示间隙配合。

配合中的过盈量平均值与散差

单位：μ

轴的配合			与 6 级轴的配合								
平均值		过盈量散差	过盈量平均值 (1)								过盈量散差
k5	m5	$R = \sqrt{R_s^2 + R_i^2}$	h6	js6	j6	k6	m6	n6	p6	r6	$R = \sqrt{R_s^2 + R_i^2}$
6	8	± 4.5	1	4	5	7	9	11	13	17	± 5
7.5	10.5	± 4.5	0	4	6	9	12	16	20	23	± 5.5
8	13	± 5	− 0.5	4	6.5	9.5	14.5	18.5	23.5	27.5	± 6
9	15	± 5.5	− 1.5	4	6.5	10.5	16.5	21.5	27.5	32.5	± 7
11.5	17.5	± 6.5	− 1.5	5	7.5	13.5	19.5	26.5	33.5	39.5	± 8
13.5	20.5	± 8	− 2	6	9	16	23	31	40	48	± 10
16	25	± 10	− 2	7.5	10	19	28	37	49	58	± 12
16	25	± 10	− 2	7.5	10	19	28	37	49	60	± 12
20.5	30.5	± 12.5	− 1	10	12	24	34	44	58	72	± 15
20.5	30.5	± 12.5	− 1	10	12	24	34	44	58	75	± 15
24.5	36.5	± 15.5	0	12.5	14	28	40	52	68	88	± 17.5
24.5	36.5	± 15.5	0	12.5	14	28	40	52	68	90	± 17.5
24.5	36.5	± 15.5	0	12.5	14	28	40	52	68	93	± 17.5
29	42	± 18	0.5	15	16.5	33.5	46.5	60.5	79.5	106.5	± 21
29	42	± 18	0.5	15	16.5	33.5	46.5	60.5	79.5	109.5	± 21
29	42	± 18	0.5	15	16.5	33.5	46.5	60.5	79.5	113.5	± 21
33	49	± 21	1.5	17.5	17.5	37.5	53.5	67.5	89.5	127.5	± 23.5
33	49	± 21	1.5	17.5	17.5	37.5	53.5	67.5	89.5	131.5	± 23.5
36.5	53.5	± 23.5	2	20	20	42	59	75	100	146	± 27
36.5	53.5	± 23.5	2	20	20	42	59	75	100	152	± 27
41	59	± 26	2.5	22.5	22.5	47.5	65.5	82.5	110.5	168.5	± 30

3.11 过盈量的散差（轴承座孔与外圈）

上节介绍了轴与内圈配合中的过盈量散差，**表 1** 则是轴承座与外圈配合中的过盈量散差。表中的过盈量散差 R 可由下式求得：

$$R=\sqrt{R_e^2+R_H^2} \quad \cdots\cdots(1)$$

式中，R_e：外圈外径公差（标准值范围）

R_H：轴承座孔直径公差（标准值范围）

而且，它遵循了一种特性（散差的相加性），即 2 个以上呈正态分布的数值之和，仍然呈现正态分布。

0 级向心轴承与轴承座 6 级孔、7 级孔配合中的平均值与散差 R 如**表 1** 所示。

散差的叠加性，在计算安装游隙或组装达到公差要求的零件时予测总体散差等中广受应用。

表 1 轴承座孔

与外圈配合中的过盈量平均值与散差

单位：μ

公称尺寸分段 (mm)		轴承（0 级）单一平面平均外径偏差法		与 6 级孔的配合								与 7 级孔的配合							
				过盈量的平均值 (1)				过盈量散差	过盈量的平均值 (1)							过盈量散差
超过	到	上	下	H6	J6	JS6	K6	M6	N6	P6	$R=\sqrt{R_e^2+R_H^2}$	H7	J7	JS7	K7	M7	N7	P7	$R=\sqrt{R_e^2+R_H^2}$
3	6	0	−8	−8	−5	−4	−2	1	5	9	±5.5	−10	−4	−4	−1	2	6	10	±7
6	10	0	−8	−8.5	−4.5	−4	−1.5	3.5	7.5	12.5	±6	−11.5	−4.5	−4	−1.5	3.5	7.5	12.5	±8.5
10	18	0	−8	−9.5	−4.5	−4	−0.5	5.5	10.5	16.5	±7	−13	−5	−4	−1	5	10	16	±10
18	30	0	−9	−11	−6	−4.5	0	6	13	20	±8	−15	−6	−4.5	0	6	13	20	±11.5
30	50	0	−11	−13.5	−7.5	−5.5	−0.5	6.5	14.5	23.5	±9.5	−18	−7	−5.5	0	7	15	24	±13.5
50	80	0	−13	−16	−10	−6.5	−1	8	17	29	±11.5	−21.5	−9.5	−6.5	−0.5	8.5	17.5	29.5	±16.5
80	120	0	−15	−18.5	−12.5	−7.5	−0.5	9.5	19.5	33.5	±13.5	−25	−12	−7.5	0	10	20	34	±19
120	150	0	−18	−21.5	−14.5	−9	−0.5	11.5	23.5	39.5	±15.5	−29	−15	−9	−1	11	23	39	±22
150	180	0	−25	−25	−18	−12.5	−4	8	20	36	±17.5	−32.5	−18.5	−12.5	−4.5	7.5	19.5	35.5	±23.5
180	250	0	−30	−29.5	−22.5	−15	−5.5	7.5	21.5	40.5	±21	−38	−22	−15	−5	8	22	41	±27.5
250	315	0	−35	−33.5	−26.5	−17.5	−6.5	7.5	23.5	45.5	±23.5	−43.5	−27.5	−17.5	−7.5	8.5	22.5	44.5	±31.5
315	400	0	−40	−38	−31	−20	−9	8	24	49	±27	−48.5	−30.5	−20	−8.5	8.5	24.5	49.5	±35
400	500	0	−45	−42.5	−35.5	−22.5	−10.5	7.5	24.5	52.5	±30	−54	−34	−22.5	−9	9	26	54	±38.5
500	630	0	−50	−47	—	−25	−3	23	41	75	±33.5	−60	—	−25	10	36	54	88	±43
630	800	0	−75	−62.5	—	−37.5	−12.5	17.5	37.5	75.5	±45	−77.5	—	−37.5	2.5	32.5	52.5	90.5	±55
800	1 000	0	−100	−78	—	−50	−22	12	34	78	±57.5	−95	—	−50	−5	29	51	95	±67

注 (1) 过盈量的平均值为负值时，表示间隙配合。

3.12 轧机专用四列圆锥滚子轴承的配合（米制系列）

轧机包含轧辊、减速机、齿轮座、轧制机构、辊道辊等部件，分别使用大小、类型各异的轴承。就其工作条件及重要性而言，轧辊轴承最受关注，而且各类问题也时有发生。

滚动轴承内、外圈的配合，原则上按载荷方向旋转的套圈采用过盈配合。轧辊轴承也不违背这一原则，在配合上当然应对承载旋转的内圈采用过盈配合。

但是，由于轧辊要在短时间内频繁更换，故而，轧辊与轴承的装拆必须轻而易举。由于这种实际需要，而使轧辊与轴承的配合略为宽松，以便轴承装拆。此举在另一方面必然会使承受较大载荷的轧辊轴承内圈产生边缘滑移、导致轧辊磨损与咬粘。为此，特将配合面留出足够间隙，保证配合面润滑油膜完整连续，并在配合面上涂极压润滑剂。

在采用宽松配合时，可以采用**表 1** 所示轧辊偏差值。由轴承内径偏差可知，其配合间隙要比常用轴承配合游隙大得多。

轴承外圈与轧辊座孔（轴承座孔）的配合也与一般不同，可按**表 2** 选择。

即使轧辊与轴承内径保持**表 1** 所示间隙，一旦配合面沾有铁粉等磨粒或垃圾，配合面就会发生损伤，应予注意。

虽然如上所述，轧辊轴承被迫采用间隙配合，但在轧辊更换周期较长时，当然还是采用紧配合为好。

有的轧机给轧辊施以锥度，采用液压方式装拆轴承。

此外，还有很多轧机采用轧辊专用四列圆柱滚子轴承，将内圈紧紧地装在轧辊上。此种情况下，采用感应加热式内圈装拆装置，将使内圈装拆变得容易。

表 1 轴承内径与轧辊的配合

单位：μm

公称轴承内径 d (mm)		单一平面平均内径偏差 Δ_{dmp}		辊径偏差		配合间隙		轧辊磨损极限
超过	到	上	下	上	下	最小	最大	
50	80	0	−15	−90	−125	75	125	250
80	120	0	−20	−120	−150	100	150	300
120	180	0	−25	−150	−175	125	175	350
180	250	0	−30	−175	−200	145	200	400
250	315	0	−35	−210	−250	175	250	500
315	400	0	−40	−240	−300	200	300	600
400	500	0	−45	−245	−300	200	300	600
500	630	0	−50	−250	−300	200	300	600
630	800	0	−75	−325	−400	250	400	800
800	1 000	0	−100	−375	−450	275	450	900
1 000	1 250	0	−125	−475	−500	300	500	1 000
1 250	1 600	0	−160	−510	−600	350	600	1 200

表 2 轴承外径与轴承座孔内径的配合

单位：μm

公称轴承外径 D (mm)		单一平面平均外径偏差 Δ_{Dmp}		轴承座孔内径偏差		配合间隙		轴承座孔内径磨损极限椭圆极限
超过	到	上	下	上	下	最小	最大	
120	150	0	−18	+57	+25	25	75	150
150	180	0	−25	+100	+50	50	125	250
180	250	0	−30	+120	+50	50	150	300
250	315	0	−35	+115	+50	50	150	300
315	400	0	−40	+110	+50	50	150	300
400	500	0	−45	+105	+50	50	150	300
500	630	0	−50	+100	+50	50	150	300
630	800	0	−75	+150	+75	75	225	450
800	1 000	0	−100	+150	+75	75	250	500
1 000	1 250	0	−125	+175	+100	100	300	600
1 250	1 600	0	−160	+215	+125	125	375	750
1 600	2 000	0	−200	+250	+150	150	450	900

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动等等。

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}），

即 $\Delta_1=\Delta_0+\delta_{FO}$

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，

则 $\Delta_f=\Delta_0-\delta_f$

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。

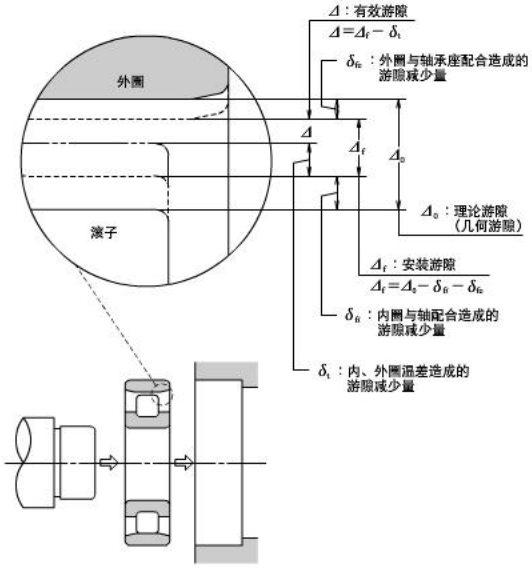


图 1 滚子轴承径向游隙的变化

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

σ_{Δ_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（ϕ50+0.008）

m_i ：轴承内径的平均值（ϕ50−0.006）

m_{Δ_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_{Δ_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。

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

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_t 的计算方法将在 **4.5** 节叙述。

单位：mm

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

注 (1) 普通组游隙值

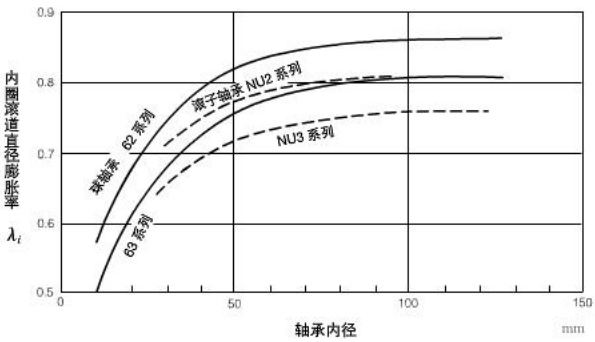


图 1 表观过盈量造成的内圈滚道直径膨胀率 λ_i

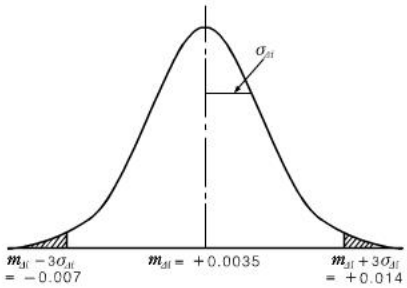


图 2 安装游隙量分布示意图

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。

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

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 μm，则内圈滚道直径的膨胀量即配合所致径向游隙减少量 =0.73×30=22 μm。

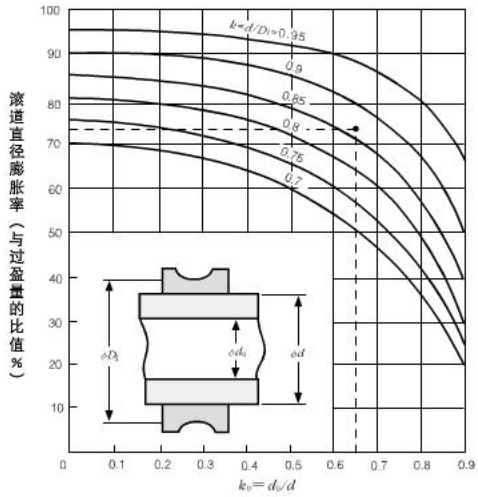


图 1 配合导致的滚道直径膨胀（钢制轴与内圈的配合）

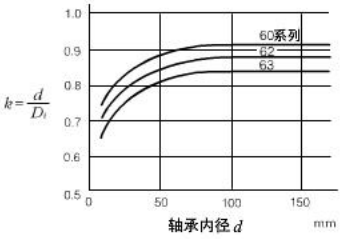


图 2 深沟球轴承内圈内径与滚道直径之比

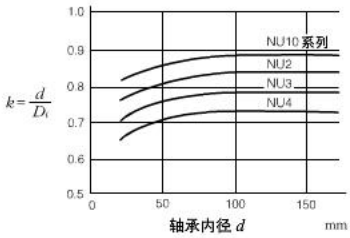


图 3 圆柱滚子轴承内圈内径与滚道直径之比

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。

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

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 μm，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 0.71×18 ≒ 13 μm。

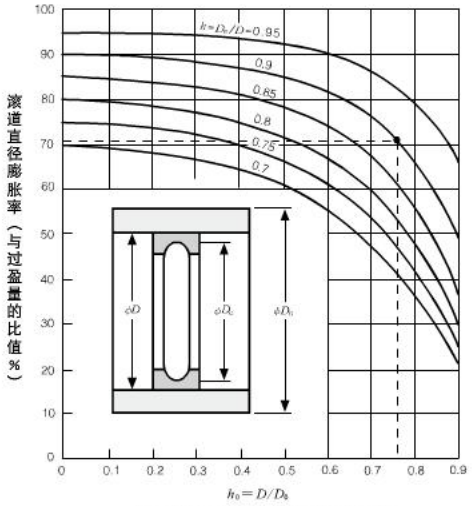


图 1 过盈配合导致的滚道直径收缩（钢制轴承座与外圈的配合）

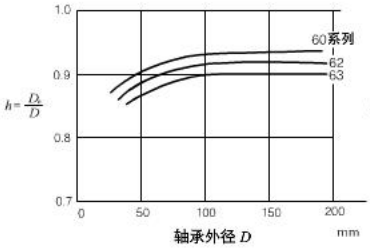


图 2 深沟球轴承外圈沟道直径与外径之比

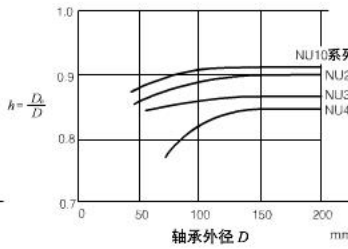


图 3 圆柱滚子轴承外圈滚道直径与外径之比

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。

$$\delta_t = \alpha \cdot \Delta_t \cdot D_e \fallingdotseq \alpha \cdot \Delta_t \frac{4D+d}{5} \cdots\cdots\cdots (1)$$

$$\fallingdotseq 12.5\times10^{-6}\times5\times\frac{4\times110+50}{5}$$

$$\fallingdotseq 6\times10^{-3}(\mathrm{mm})$$

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/°C)，$\alpha \fallingdotseq 12.5\times10^{-6}$

Δ_t ：内圈及滚动体与外圈的温差 (°C)

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。

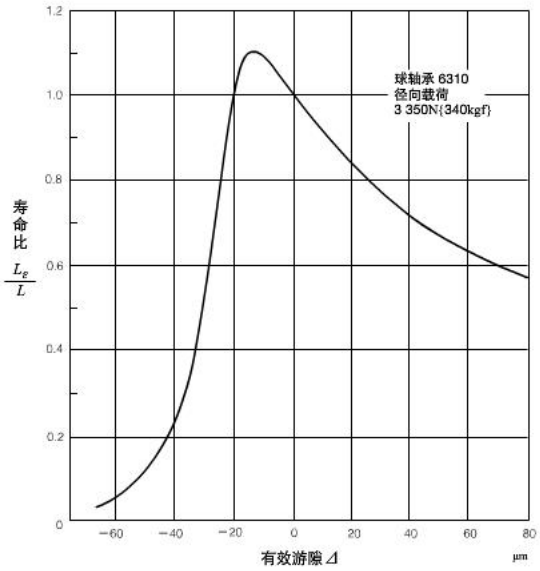


图 1 球轴承 6310 有效游隙与寿命的关系

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。

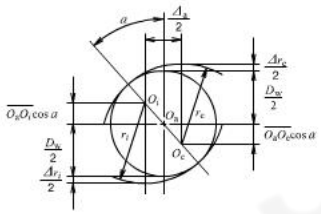


图 1 Δ_r、Δ_a 的关系

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。

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

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

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

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

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

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

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)**。

$$\Delta_a \fallingdotseq K\Delta_r^{1/2} \cdots\cdots(7)$$

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

$\Delta_a=2.09\times\sqrt{0.017}=2.09\times0.13=0.27$(mm)。

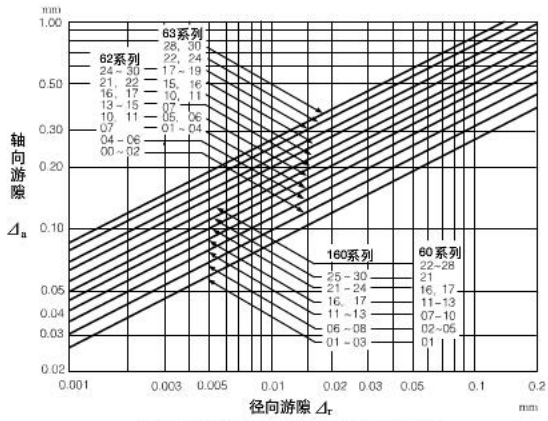


图 2 深沟球轴承的径向游隙与轴向游隙

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°

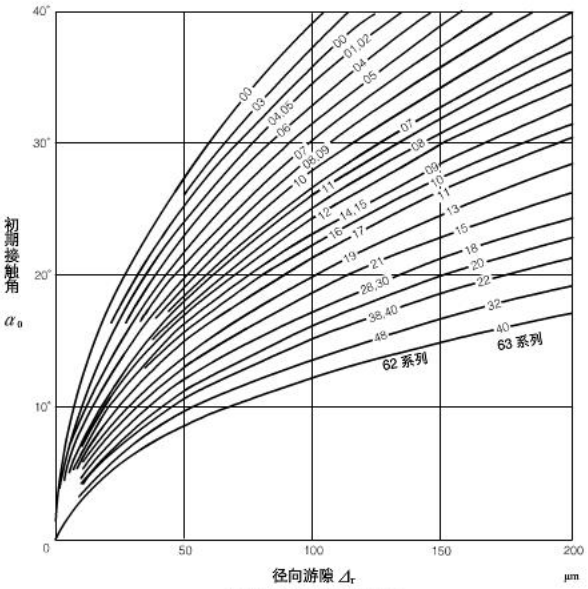


图 3 径向游隙与接触角

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。

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

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 $\pm\theta_0/2$。

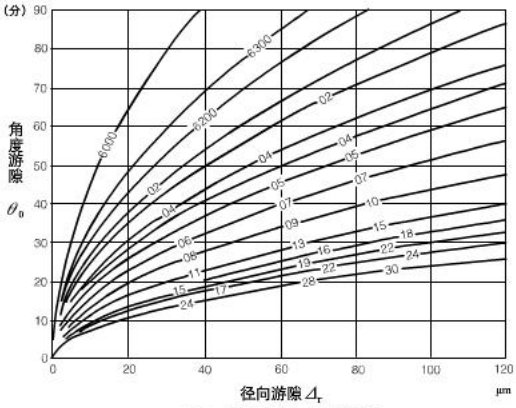


图 1 径向游隙与角度游隙

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。

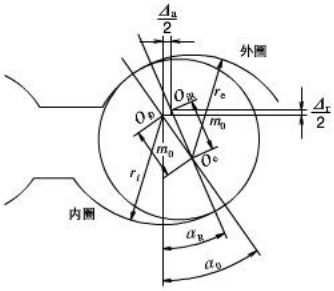


图 1

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_{ih} ： 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

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

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

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

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

将 **(1), (2)** 带入 **(3)**，则，

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

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

按照设计，α_R 在 52、53 系列中为 $\alpha_R=25°$，在 32、33 系列中为 $\alpha_R=32°$。设 $\alpha_R=0°$，则**式 (5)** 变为：

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

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

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

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

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：

$$\Delta_a\fallingdotseq\Delta_r\cot\alpha_R \quad \cdots\cdots(7)$$

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。

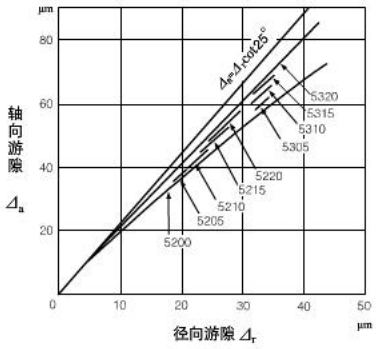


图 2　52、53 系列的径向、轴向游隙

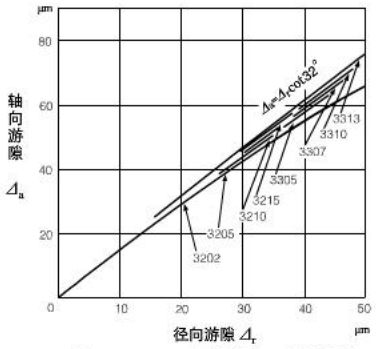


图 3　32、33 系列的径向、轴向游隙

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。

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

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。

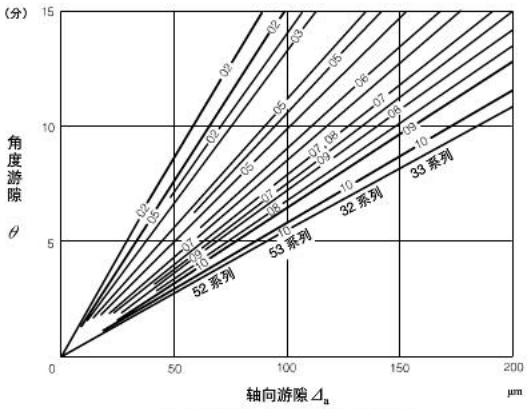


图 1 轴向游隙与角度游隙的关系

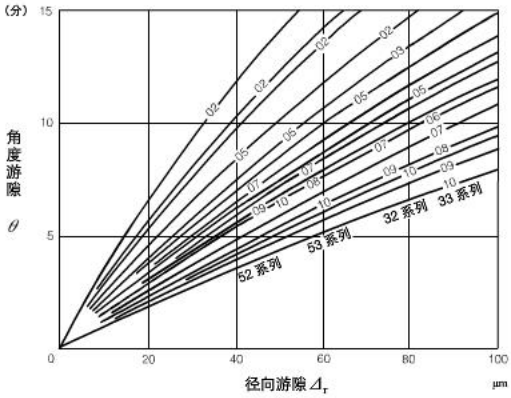


图 2 径向游隙与角度游隙的关系

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。

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

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 Δ_r=110～140 μm。

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。

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

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：

$$\Delta_a=(110\sim140)\times\frac{1.5}{e} \fallingdotseq 380\sim480\ \mu m$$

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。

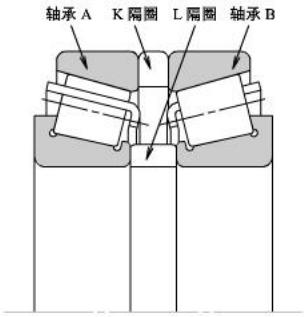


图 1 DB **双联**

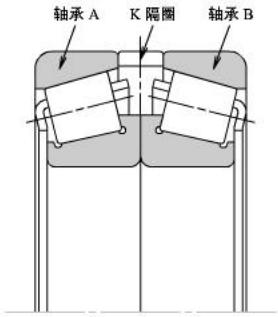


图 2 DF **双联**

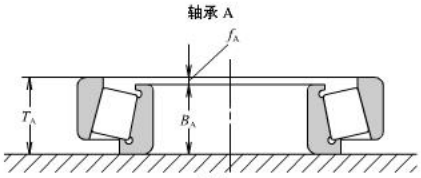


图 3

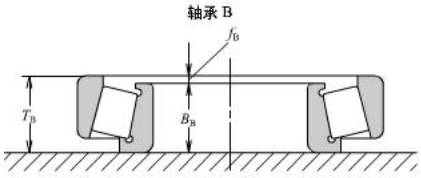


图 4

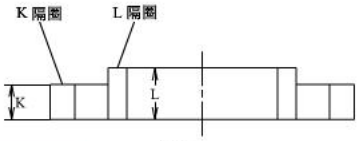


图 5

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，则在朝轴向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：

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

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。

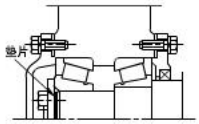


图 1 以内圈调整游隙的 DB 型

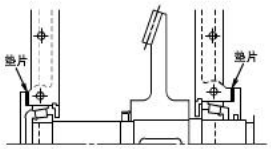


图 2 以外圈调整游隙的 DF 型

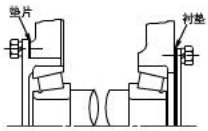


图 3 以压装外圈的压盖调整游隙一例

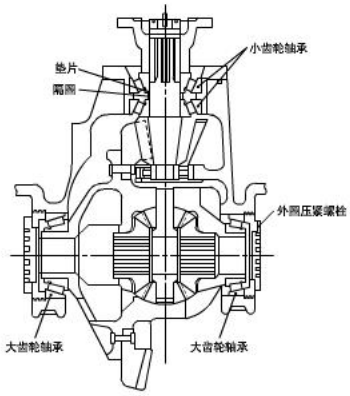


图 4 汽车主减速机

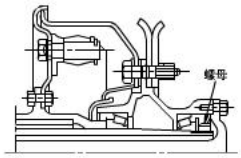


图 5 卡车后轮

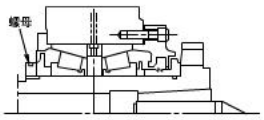


图 6 车床主轴

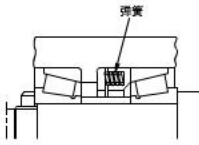


图 7 靠弹簧预紧

5 滚动轴承内部的载荷分布及位移

5.1 滚动轴承内部的载荷分布

试想以径向载荷 F_r，轴向载荷 F_a 加于接触角为 α 的单列轴承（角接触球轴承、圆锥滚子轴承等）的情况，既会因 F_a 与 F_r 之差使承载区发生变化，造成滚道局部承受载荷，或者造成整个滚道圆周承受载荷。载荷的大小由承载率 ε 表示。当滚道圆周局部承载时，ε 为承载区在纵轴上的投影长与滚道直径的比，此时 $\varepsilon \leqq 1$（见**图 1**）。

相反，当滚道全周承载时，则为：

$$\varepsilon = \frac{\delta_{max}}{\delta_{max} - \delta_{min}} \geqq 1$$

式中，

δ_{max}：承受最大载荷的滚动体总弹性位移量

δ_{min}：承受最小载荷的滚动体总弹性位移量

轴承任一滚动体承受的载荷 $Q(\psi)$ 都与其接触面上的弹性位移 $\delta(\psi)$ 的 t 次方成正比。所以设 $\psi=0$ 时的最大滚动体载荷为 Q_{max}，弹性位移量为 δ_{max}，则：

$$\frac{Q(\psi)}{Q_{max}} = \left(\frac{\delta(\psi)}{\delta_{max}}\right)^t \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (1)$$

$t=1.5$（点接触），$t=1.1$（线接触）

最大滚动体载荷 Q_{max} 与径向载荷 F_r，轴向载荷 F_a 之间存在如下关系。

$$F_r = J_r Z Q_{max} \cos\alpha \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (2)$$

$$F_a = J_a Z Q_{max} \sin\alpha \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (3)$$

式中，Z 是滚动体数。J_r 与 J_a 是按点接触或线接触方式分别由 (1) 推导的，与 ε 值对应的 J_r、J_a 值见**表 1**。当 $\varepsilon=0.5$ 即半圆周承受载荷时，F_a 与 F_r 的关系由**表 1** 得：

$F_a = 1.216\, F_r \tan\alpha$（点接触）

$F_a = 1.260\, F_r \tan\alpha$（线接触）

向心轴承的基本额定载荷，在此状态下的意义不可忽视。

当轴承的游隙 $\Delta=0$ 时，$\varepsilon=0.5$，J_r 值由**表 1** 选出带入**式 (2)**，则为：

$$Q_{max} = 4.37 \frac{F_r}{Z \cos\alpha} \text{（点接触）} \cdots\cdots (4)$$

$$Q_{max} = 4.08 \frac{F_r}{Z \cos\alpha} \text{（线接触）} \cdots\cdots (5)$$

当轴承仅承受轴向载荷时，$F_r=0$，$\varepsilon=\infty$，$J_a=1$，带入**式 (3)**，则为**式 (6)**。

$$Q = Q_{max} = \frac{F_a}{Z \sin\alpha} \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (6)$$

此时，所有滚动体均承受相等的载荷。对游隙为零的单列深沟球轴承施加单一径向载荷时，

$$Q_{max} = 4.37 \frac{F_r}{Z} \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (7)$$

对带游隙的轴承（$\Delta>0$）施加径向载荷时，$\varepsilon<0.5$，最大滚动体载荷按**式 (7)** 变大。外圈采用间隙配合时，外圈的变形又会使承载区缩小。一般来说，轴承都有游隙，实际使用的关系以**式 (8)** 代替**式 (7)**。

$$Q_{max} = 5 \frac{F_r}{Z} \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (8)$$

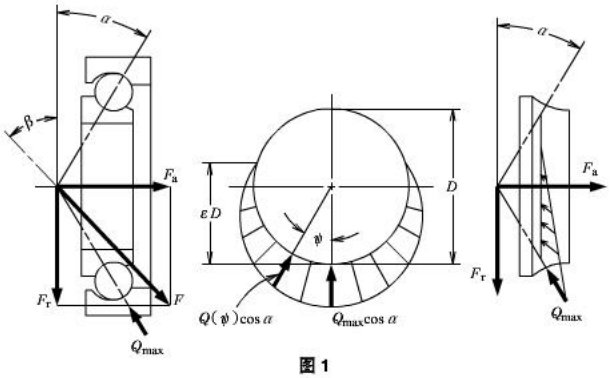


图 1

表 1 单列轴承的 J_r、J_a 值

ε	点接触			线接触		
	$\frac{F_r \tan\alpha}{F_a}$	J_r	J_a	$\frac{F_r \tan\alpha}{F_a}$	J_r	J_a
0	1	0	0	1	0	0
0.1	0.9663	0.1156	0.1196	0.9613	0.1268	0.1319
0.2	0.9318	0.1590	0.1707	0.9215	0.1737	0.1885
0.3	0.8964	0.1892	0.2110	0.8805	0.2055	0.2334
0.4	0.8601	0.2117	0.2462	0.8380	0.2286	0.2728
0.5	0.8225	0.2288	0.2782	0.7939	0.2453	0.3090
0.6	0.7835	0.2416	0.3084	0.7480	0.2568	0.3433
0.7	0.7427	0.2505	0.3374	0.6999	0.2636	0.3766
0.8	0.6995	0.2559	0.3658	0.6486	0.2658	0.4098
0.9	0.6529	0.2576	0.3945	0.5920	0.2628	0.4439
1.0	0.6000	0.2546	0.4244	0.5238	0.2523	0.4817
1.25	0.4338	0.2289	0.5044	0.3598	0.2078	0.5775
1.67	0.3088	0.1871	0.6060	0.2340	0.1589	0.6790
2.5	0.1850	0.1339	0.7240	0.1372	0.1075	0.7837
5	0.0831	0.0711	0.8558	0.0611	0.0544	0.8909
∞	0	0	1	0	0	1

5.2 向心球轴承的游隙与承载率

带有径向游隙时的载荷分布与不带径向游隙时的载荷分布是不同的。

当任意方向的载荷施加于轴承时，假如内、外圈会保持相互平行的状态移动，设偏离内、外圈中心位置的相对位移，轴向为 δ_a，径向为 δ_r，且，径向游隙为 Δ_r，则在**图 1** 中，位于角度 ψ 的滚动体弹性位移量 $\delta(\psi)$ 在接触角 α 不变时，即如**式 (1)**。

$$\delta(\psi)=\delta_r\cos\psi\cos\alpha+\delta_a\sin\alpha-\frac{\Delta_r}{2}\cos\alpha \cdots(1)$$

故而，$\psi=0$ 时的最大位移量 δ_{max} 为：

$$\delta_{max}=\delta_r\cos\alpha+\delta_a\sin\alpha-\frac{\Delta_r}{2}\cos\alpha \cdots(2)$$

由**式 (1)**、**(2)** 得：

$$\delta(\psi)=\delta_{max}\left\{1-\frac{1}{2\varepsilon}(1-\cos\psi)\right\} \cdots\cdots(3)$$

此时，ε 可按**式 (4)** 表示：

$$\varepsilon=\frac{\delta_{max}}{2\delta_r\cos\alpha}=\frac{1}{2}\left\{1+\frac{\delta_a}{\delta_r}\tan\alpha-\frac{\Delta_r}{2\delta_r}\right\} \cdots\cdots(4)$$

鉴于轴向并无相对位移的情况（$\delta_a=0$），则**式 (2)**、**(4)** 分别变为：

$$\delta_{max}=\left(\delta_r-\frac{\Delta_r}{2}\right)\cos\alpha \cdots\cdots(2)'$$

$$\varepsilon=\frac{1}{2}\left(1-\frac{\Delta_r}{2\delta_r}\right) \cdots\cdots(4)'$$

$$\therefore\ \delta_{max}=\frac{\varepsilon}{1-2\varepsilon}\Delta_r\cos\alpha \cdots\cdots(5)$$

另外，由赫兹公式得：

$$\delta_{max}=c\frac{Q_{max}^{2/3}}{D_w^{1/3}} \cdots\cdots(6)$$

而且，最大滚动体载荷 Q_{max} 为：

$$Q_{max}=\frac{F_r}{J_r Z\cos\alpha} \cdots\cdots(7)$$

将**式 (5)**、**(7)** 代入**式 (6)** 整理以后，就可得出表示径向游隙、径向载荷与承载率的关系**式 (8)**。

$$\Delta_r=\left(\frac{1-2\varepsilon}{\varepsilon}J_r^{-2/3}\right)c\left(\frac{F_r}{Z}\right)^{2/3}D_w^{-1/3}\cos^{-5/3}\alpha \cdots\cdots(8)$$

式中，Δ_r ： 径向游隙 (mm)

ε ： 承载率

J_r ： 径向积分 (111 页、**表 1**)

c ： 赫兹弹性常数

F_r ： 径向载荷 (N),{kgf}

Z ： 球数

D_w ： 球直径 (mm)

α ： 接触角 (°)

图 2 是球轴承 6208 按**式 (8)** 的关系表示之例。

设径向游隙为 20μm，加载 $F_r=\frac{C_r}{10}=$ 2 910 N, {297 kgf} 时，由**图 2** 得承载率 $\varepsilon=0.36$ → $J_r=0.203$（按 111 页**表 1** 的关系），此时最大滚动体载荷 Q_{max} 即为：

$$Q_{max}=\frac{F_r}{J_r Z\cos\alpha}=\frac{2\,910}{0.203\times 9}=1\,590\ \text{N},$$

{163 kgf}。

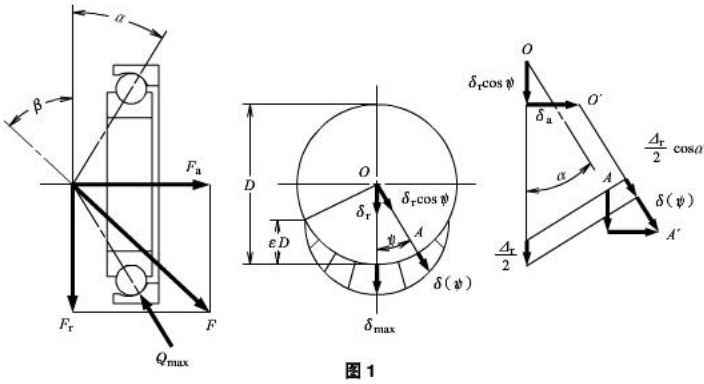


图 1

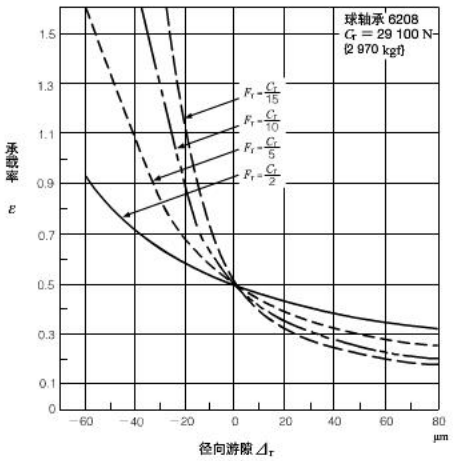


图 2

5.3 径向游隙与最大滚动体载荷

试对深沟球轴承施加径向载荷，当径向内部游隙Δ_r=0时，承载率ε=0.5；当Δ_r>0（带有游隙）时，ε<0.5；当Δ_r<0时，ε>0.5（**图1**）。

径向载荷越大，游隙引起的承载率变化越小（见 5.2 之**图 2**）。

只要了解径向游隙与承载率的关系，就可以由此查清径向游隙与寿命的关系、以及径向游隙与最大滚动体载荷的关系等。

最大滚动体载荷 Q_{max} 如**式 (1)** 所示。

$$Q_{max}=\frac{F_r}{J_r Z\cos\alpha} \quad \cdots\cdots(1)$$

式中，F_r ：径向载荷 (N){kgf}

J_r ：径向积分

Z ：球粒数

α ：接触角 (°)

J_r 由承载率 ε 决定（见 5.1 **表 1**），而承载率 ε 如 5.2 所述，则由径向载荷与径向游隙决定。

试以深沟球轴承 6208 为例，其径向游隙与最大滚动体载荷的关系如**图 2** 所示。由**图 2** 可知，最大滚动体载荷，随着径向游隙增加与承载区缩小而增大。由于径向游隙略呈负值时，承载区变宽，故而最大滚动体载荷变得最小。若游隙变得更小，负值游隙引起各滚动体的压缩载荷增大，最大滚动体载荷也将急剧增大。

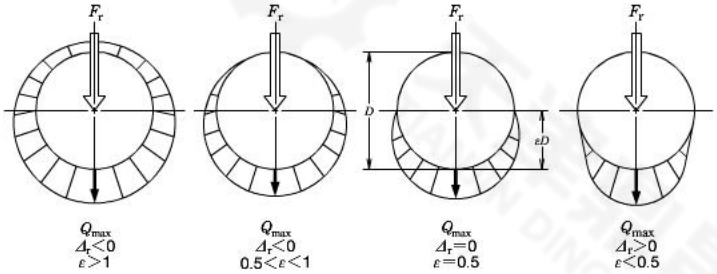


图 1 径向游隙与载荷分布

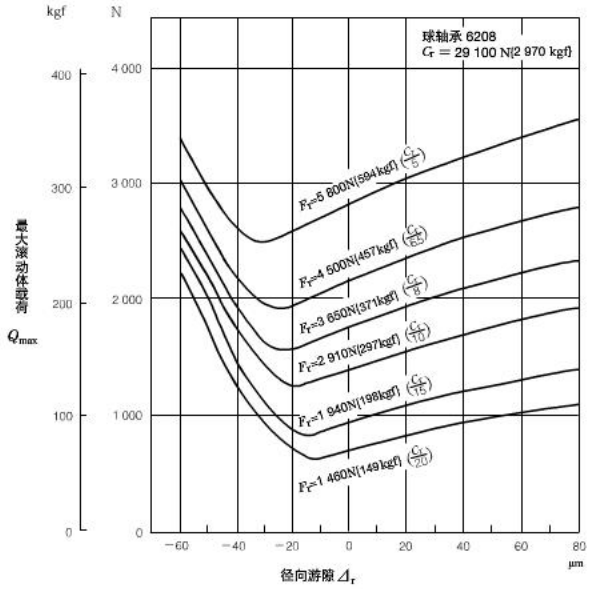


图 2 径向游隙与最大滚动体载荷

5.4 球轴承承受单一径向载荷时的接触应力与接触区域

球轴承中滚动体与套圈接触的问题，是赫兹理论的典型性应用问题，已经证明理论与实验非常吻合。而且，它还成为阐述球轴承寿命与摩擦等的基础。

通常，内圈沟道与球的接触要比外圈沟道与球的接触更为严重，进而观察走痕（滚动接触痕迹）时，由于内圈沟道比外圈沟道容易，故而就选择了深沟球轴承中内圈沟道与球的接触区宽度与载荷的关系。

球与内圈沟道在空载时，相互发生点接触，而当承受载荷时，便会产生弹性变形，形成在椭圆面上接触的情况（见图 **1**）。

当球轴承承受载荷时，设球与沟道接触区椭圆面上的最大接触应力为 $P_{\max}$，接触区椭圆的长轴为 $2a$，短轴为 $2b$，则由赫兹公式可导出下式：

$$P_{\max} = \frac{1.5}{\pi}\left\{\frac{3}{E}\left(1-\frac{1}{m^2}\right)\right\}^{-2/3}\frac{1}{\mu\nu}(\Sigma\rho)^{2/3}Q^{1/3}$$

$$= \frac{A_1}{\mu\nu}(\Sigma\rho)^{2/3}Q^{1/3}$$

(MPa),{kgf/mm²} ……………………**(1)**

式中，常数 A_1 ：858……(N) 时，

：187……{kgf} 时

$$2a = \mu\left\{\frac{24\left(1-\frac{1}{m^2}\right)Q}{E\Sigma\rho}\right\}^{1/3}$$

$$= A_2\,\mu\left(\frac{Q}{\Sigma\rho}\right)^{1/3} \text{(mm)}$$ ………………**(2)**

式中，常数 A_2 ：0.0472……(N) 时，

：0.101……{kgf} 时

$$2b = \nu\left\{\frac{24\left(1-\frac{1}{m^2}\right)Q}{E\Sigma\rho}\right\}^{1/3}$$

$$= A_2\,\nu\left(\frac{Q}{\Sigma\rho}\right)^{1/3} \text{(mm)}$$ …………………**(3)**

式中，E ：弹性模量（钢制 208 000 MPa），{21 200 kgf/mm²}

m ：泊松常数（钢制 $m = 10/3$）

Q ：滚动体载荷 (N),{kgf}

$\Sigma\rho$ ：主曲率总和

向心球轴承为：

$$\Sigma\rho = \frac{1}{D_w}\left(4-\frac{1}{f}\pm\frac{2\gamma}{1\mp\gamma}\right)$$ ………………**(4)**

（符号，上为内圈下为外圈）

式中，D_w ：球直径 (mm)

f ：沟道半径与球径比

γ ：$D_w\cos\alpha/D_{pw}$

D_{pw} ：球节圆直径 (mm)

α ：接触角 (°)

μ，ν 以式 **(5)** 的 $\cos\tau$ 为参数，参见图 **2**。

$$\cos\tau = \frac{\frac{1}{f}\pm\frac{2\gamma}{1\mp\gamma}}{4-\frac{1}{f}\pm\frac{2\gamma}{1\mp\gamma}}$$ ……………**(5)**

（符号，上为内圈下为外圈）

设径向载荷 F_r 加于球轴承时产生的最大滚动体载荷为 $Q_{\max}$，球数为 Z，F_r 与 $Q_{\max}$ 在实用中可以式 **(6)** 表示。

$$Q_{\max} = 5\frac{F_r}{Z}$$ ………………………………**(6)**

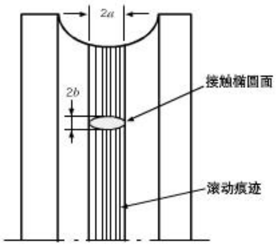


图 1 内圈沟道的走痕（滚动接触痕迹）

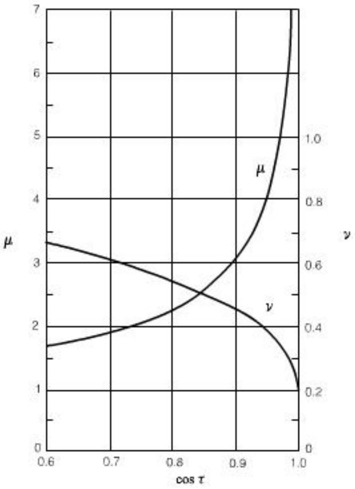


图 2 与 $\cos\tau$ 相对的 μ、ν 值

故而，将式 (4)、(6) 代入式 (1)、(2)、(3)，则可变为：

$$\left.\begin{aligned} P_{max} &= K_1 \cdot F_r^{1/3} \quad \text{(MPa)} \\ &= 0.218 K_1 \cdot F_r^{1/3} \ \{\text{kgf/mm}^2\} \end{aligned}\right\} \cdots\cdots\cdots (7)$$

$$\left.\begin{aligned} 2a &= K_2 \cdot F_r^{1/3} \quad \text{(N)} \\ &= 2.14 K_2 \cdot F_r^{1/3} \ \{\text{kgf}\} \end{aligned}\right\} \text{(mm)} \cdots\cdots\cdots (8)$$

$$\left.\begin{aligned} 2b &= K_3 \cdot F_r^{1/3} \quad \text{(N)} \\ &= 2.14 K_3 \cdot F_r^{1/3} \ \{\text{kgf}\} \end{aligned}\right\} \text{(mm)} \cdots\cdots\cdots (9)$$

常数 $K_1 \sim K_3$，按轴承代号列于**表 1**。

通常，球轴承的沟道表面都产生**图 1** 所示 $2a$ 宽度的滚动体走痕（接触痕迹），故而，可以由沟道内产生的这一痕迹反过来推测轴承载荷。这样，便可判断出除了设计时已经预测的载荷之外，是否还承受了某种异常载荷。

例 题

试计算深沟球轴承 6210 承受单一径向载荷 $F_r = 3\ 500$ N（基本额定动载荷的 10 %）时的最大接触应力 P_{max} 及球与内圈沟道的接触宽度 $2a$、$2b$。

由**表 1** 的 $K_1 \sim K_3$ 值，可以如下求出。

$P_{max} = K_1 \cdot F_r^{1/3} = 143 \times 3\ 500^{1/3} = 2\ 170$(MPa)

$2a = K_2 \cdot F_r^{1/3} = 0.258 \times 3\ 500^{1/3} = 3.92$(mm)

$2b = K_3 \cdot F_r^{1/3} = 0.026 \times 3\ 500^{1/3} = 0.39$(mm)

表 1 深沟球轴承

常数 K_1、K_2、K_3 值

轴承内径代号	轴承系列 60			轴承系列 62			轴承系列 63		
	K_1	K_2	K_3	K_1	K_2	K_3	K_1	K_2	K_3
00	324	0.215	0.020	303	0.205	0.019	215	0.404	0.018
01	305	0.205	0.019	226	0.352	0.017	200	0.423	0.019
02	287	0.196	0.019	211	0.336	0.017	184	0.401	0.019
03	274	0.189	0.018	193	0.356	0.017	171	0.415	0.019
04	191	0.332	0.017	172	0.382	0.018	161	0.431	0.020
05	181	0.320	0.016	162	0.367	0.018	142	0.426	0.020
06	160	0.326	0.017	143	0.395	0.019	129	0.450	0.021
07	148	0.342	0.017	128	0.420	0.020	118	0.474	0.021
08	182	0.205	0.021	157	0.262	0.026	112	0.469	0.023
09	166	0.206	0.021	150	0.252	0.025	129	0.308	0.030
10	161	0.201	0.021	143	0.258	0.026	122	0.318	0.031
11	148	0.219	0.023	133	0.269	0.027	116	0.327	0.032
12	144	0.214	0.022	124	0.275	0.028	110	0.336	0.032
13	140	0.209	0.022	120	0.280	0.028	105	0.344	0.033
14	130	0.224	0.023	116	0.284	0.029	100	0.352	0.034
15	127	0.219	0.023	112	0.275	0.028	96.5	0.356	0.035
16	120	0.235	0.024	109	0.293	0.030	92.8	0.364	0.035
17	117	0.229	0.024	104	0.302	0.031	89.4	0.371	0.036
18	111	0.244	0.025	98.7	0.310	0.031	86.3	0.377	0.037
19	108	0.238	0.025	94.3	0.318	0.032	83.4	0.384	0.037
20	108	0.238	0.025	90.3	0.325	0.033	78.6	0.394	0.038
21	102	0.243	0.026	87.2	0.329	0.033	76.7	0.400	0.039
22	98.2	0.268	0.028	83.9	0.336	0.034	72.7	0.412	0.040
24	95.3	0.261	0.027	80.7	0.343	0.035	72.0	0.411	0.040
26	88.1	0.263	0.028	77.8	0.349	0.035	68.5	0.422	0.041
28	85.9	0.257	0.027	77.2	0.348	0.036	65.5	0.431	0.042
30	81.8	0.264	0.028	74.3	0.337	0.035	62.5	0.414	0.041

5.5 滚子轴承承受单一径向载荷时的接触应力与接触区域

按照赫兹理论二枚圆柱与轴平行相接时的接触面压力 P_{max} 及接触区域内的接触宽度 $2b$（**图 1**），可由**式 (1)**、**(2)** 求出。

$$P_{max}=\sqrt{\frac{E\cdot\Sigma\rho\cdot Q}{2\pi(1-\frac{1}{m^2})L_{we}}}=A_1\sqrt{\frac{\Sigma\rho\cdot Q}{L_{we}}}$$

(MPa),{kgf/mm²} ……**(1)**

常数 A_1 ：191…(N) 时，

：60.9…{kgf} 时

$$2b=\sqrt{\frac{32(1-\frac{1}{m^2})Q}{\pi\cdot E\cdot\Sigma\rho\cdot L_{we}}}=A_2\sqrt{\frac{Q}{\Sigma\rho\cdot L_{we}}}$$

(mm) ……**(2)**

常数 A_2 ：0.00668…(N) 时，

：0.0209…{kgf} 时

式中，E ：弹性模量（钢制 208 000 MPa），{21 200 kgf/mm²}

m ：泊松常数（钢制）m=10/3

$\Sigma\rho$ ：两圆柱的曲率和 (mm⁻¹)

$\Sigma\rho=\rho_{I1}+\rho_{II1}$

ρ_{I1} ：圆柱 I（滚子）的曲率 (mm⁻¹)

$\rho_{I1}=1/D_w/2=2/D_w$

ρ_{II1} ：圆柱 II（滚道）的曲率 (mm⁻¹)

$\rho_{II1}=1/D_i/2=2/D_i$

或 $-1/D_e/2=-2/D_e$

D_i 为内圈滚道直径

D_e 为外圈滚道直径

Q ：加于两圆柱的法向载荷 (N),{kgf}

L_{we} ：两圆柱的有效长度 (mm)

对向心滚子轴承施加径向载荷 F_r 时，最大滚动体载荷 Q_{max} 在实用中以**式 (3)** 表示。

$$Q_{max}=\frac{4.6F_r}{i\,Z\cos\alpha}\ (\mathrm{N}),\{\mathrm{kgf}\}\ \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(3)$$

式中，i ：滚子列数

Z ：每 1 列的滚子数

α ：接触角 (°)

这样，最大接触应力 P_{max} 及承受最大载荷的滚子与滚道在接触区内的接触宽度 $2b$ 即为**式 (4)**、**(5)**。

$$\left.\begin{aligned}P_{max}&=K_1\sqrt{F_r}\quad(\mathrm{MPa})\\&=0.319\,K_1\sqrt{F_r}\quad\{\mathrm{kgf/mm^2}\}\end{aligned}\right\}\cdots\cdots\cdots(4)$$

$$\left.\begin{aligned}2b&=K_2\sqrt{F_r}\quad(\mathrm{N})\\&=3.13K_2\sqrt{F_r}\quad\{\mathrm{kgf}\}\end{aligned}\right\}\cdots\cdots\cdots(5)$$

圆柱滚子轴承，圆锥滚子轴承的常数 K_1、K_2 值，按轴承代号列于**表 1～表 6**。K_{1i}、K_{2i} 是滚子与内圈接触时的常数，K_{1e}、K_{2e} 是滚子与外圈接触时的常数。

例 题

试求圆柱滚子轴承 NU210，承受单一径向载荷 F_r=4 800 N（基本额定动载荷的 10 %）时的最大接触应力 P_{max} 及滚子与滚道的接触宽度 $2b$。

由**表 1** 的 K_{1i}、K_{1e}、K_{2i}、K_{2e}，可如下求出。

在滚子与内圈的接触区内

$P_{max}=K_{1i}\sqrt{F_r}=17.0\times\sqrt{4\,800}=1\,180$(MPa)

$2b=K_{2i}\sqrt{F_r}=2.55\times10^{-3}\times\sqrt{4\,800}=0.18$(mm)

在滚子与外圈的接触区内

$P_{max}=K_{1e}\sqrt{F_r}=14.7\times\sqrt{4\,800}=1\,020$(MPa)

$2b=K_{2e}\sqrt{F_r}=2.95\times10^{-3}\times\sqrt{4\,800}=0.20$(mm)

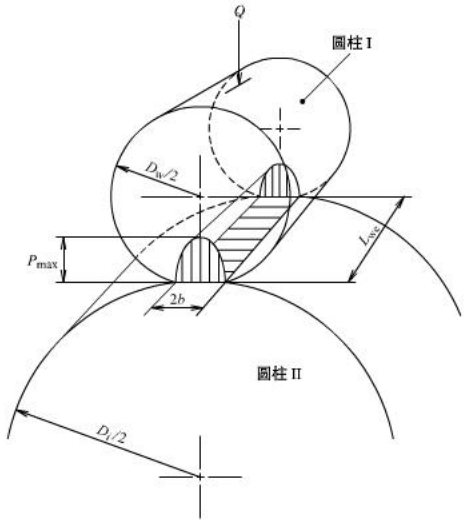


图 1 接触应力 P_{max} 及接触宽度 $2b$

表 1 圆柱滚子轴承常数 K_{1i}、K_{1e}、K_{2i}、K_{2e} 值

轴承代号	轴承系列 NU2				轴承代号	轴承系列 NU3			
	K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}		K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}
			$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$				$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$
NU205W	30.6	25.8	2.90	3.44	NU305W	24.2	19.6	3.03	3.73
NU206W	26.1	22.2	2.87	3.39	NU306W	20.5	16.8	2.89	3.52
NU207W	21.6	18.2	2.83	3.36	NU307W	17.7	14.6	2.76	3.35
NU208W	18.5	15.7	2.70	3.20	NU308W	16.1	13.4	2.76	3.32
NU209W	17.7	15.2	2.63	3.07	NU309W	14.4	11.8	2.85	3.46
NU210W	17.0	14.7	2.55	2.95	NU310W	13.1	10.8	2.79	3.37
NU211W	15.4	13.3	2.54	2.93	NU311W	11.5	9.44	2.76	3.36
NU212W	14.0	12.2	2.53	2.92	NU312W	10.8	8.91	2.76	3.34
NU213W	12.5	10.8	2.44	2.82	NU313W	10.3	8.54	2.79	3.37
NU214W	12.4	10.9	2.45	2.81	NU314W	9.35	7.78	2.68	3.22
NU215W	11.5	10.1	2.44	2.80	NU315W	8.83	7.31	2.77	3.34
NU216W	11.0	9.57	2.49	2.86	NU316W	8.43	7.05	2.68	3.20
NU217W	10.2	8.94	2.48	2.85	NU317W	8.04	6.68	2.76	3.32
NU218W	9.10	7.87	2.45	2.84	NU318W	7.45	6.22	2.68	3.21
NU219W	8.98	7.77	2.56	2.96	NU319W	7.14	5.97	2.68	3.20
NU220W	8.23	7.13	2.47	2.85	NU320W	6.61	5.52	2.66	3.19
NU221W	7.82	6.78	2.47	2.85	NU321W	6.42	5.34	2.76	3.31
NU222W	7.36	6.34	2.53	2.93	NU322W	6.06	5.04	2.78	3.34
NU224W	7.02	6.08	2.53	2.92	NU324W	5.38	4.44	2.75	3.33
NU226W	6.76	5.91	2.46	2.82	NU326W	5.07	4.21	2.75	3.32
NU228W	6.27	5.48	2.47	2.83	NU328W	4.80	3.99	2.75	3.31
NU230W	5.80	5.07	2.47	2.83	NU330W	4.61	3.85	2.79	3.34

表 2 圆柱滚子轴承常数 K_{1i}、K_{1e}、K_{2i}、K_{2e} 值

轴承代号	轴承系列 NU4				轴承代号	轴承系列 NU22			
	K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}		K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}
			$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$				$\times 10^{-3}$	$\times 10$
NU405W	19.2	15.1	3.08	3.92	NU2205W	25.4	21.4	2.40	2.85
NU406W	16.4	12.9	3.06	3.90	NU2206W	21.1	17.9	2.32	2.73
NU407W	14.6	11.7	2.99	3.74	NU2207W	17.0	14.3	2.22	2.63
NU408W	12.9	10.2	2.96	3.73	NU2208W	15.4	13.0	2.25	2.66
NU409W	12.0	9.65	2.97	3.70	NU2209W	14.7	12.6	2.18	2.55
NU410W	10.9	8.73	2.98	3.73	NU2210W	14.1	12.3	2.12	2.45
NU411W	10.3	8.37	2.87	3.54	NU2211W	13.0	11.3	2.15	2.48
NU412W	9.35	7.56	2.85	3.52	NU2212W	11.3	9.79	2.04	2.35
NU413W	8.90	7.23	2.85	3.51	NU2213W	9.93	8.62	1.94	2.24
NU414W	7.90	6.41	2.86	3.52	NU2214W	9.88	8.64	1.95	2.23
NU415W	7.34	5.92	2.84	3.52	NU2215W	9.54	8.32	2.02	2.32
NU416W	6.84	5.50	2.82	3.51	NU2216W	8.90	7.76	2.02	2.31
NU417W	6.49	5.18	2.83	3.55	NU2217W	8.22	7.17	1.99	2.28
NU418W	6.07	4.87	2.83	3.53	NU2218W	7.46	6.45	2.01	2.33
NU419W	5.76	4.69	2.73	3.36	NU2219W	7.03	6.08	2.00	2.32
NU420W	5.44	4.41	2.72	3.35	NU2220W	6.82	5.90	2.05	2.36
NU421W	5.15	4.17	2.71	3.35	NU2221W	6.44	5.58	2.03	2.34
NU422W	4.87	3.95	2.71	3.34	NU2222W	5.96	5.14	2.05	2.38
NU424W	4.37	3.54	2.72	3.37	NU2224W	5.65	4.89	2.03	2.35
NU426W	3.92	3.16	2.71	3.36	NU2226W	5.28	4.61	1.92	2.20
NU428W	3.80	3.07	2.74	3.38	NU2228W	4.82	4.22	1.90	2.18
NU430W	2.97	2.97	2.65	3.23	NU2230W	4.55	3.98	1.93	2.21

表 3 圆柱滚子轴承常数 K_{1i}、K_{1e}、K_{2i}、K_{2e} 值

轴承代号	轴承系列 NU23				轴承代号	轴承系列 NN30			
	K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}		K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}
			$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$				$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$
NU2305W	19.0	15.4	2.38	2.93	NN3005	31.3	27.3	2.36	2.72
NU2306W	17.0	14.0	2.41	2.93	NN3006	28.1	24.7	2.36	2.69
NU2307W	15.6	12.9	2.43	2.96	NN3007T	24.3	21.5	2.24	2.53
NU2308W	12.9	10.7	2.22	2.67	NN3008T	23.1	20.4	2.31	2.61
NU2309W	11.9	9.79	2.36	2.86	NN3009T	20.7	18.4	2.25	2.52
NU2310W	10.6	8.76	2.26	2.73	NN3010T	20.1	18.1	2.20	2.45
NU2311W	9.53	7.83	2.29	2.78	NN3011T	17.5	15.6	2.18	2.43
NU2312W	8.85	7.31	2.26	2.74	NN3012T	16.7	15.0	2.09	2.32
NU2313W	8.32	6.90	2.26	2.72	NN3013T	15.9	14.5	2.02	2.22
NU2314W	7.50	6.24	2.15	2.58	NN3014T	14.4	13.0	2.04	2.25
NU2315W	6.98	5.78	2.19	2.64	NN3015T	14.0	12.8	2.01	2.20
NU2316W	6.66	5.58	2.11	2.53	NN3016T	12.6	11.4	1.99	2.19
NU2317W	6.21	5.17	2.14	2.57	NN3017T	12.3	11.2	1.96	2.15
NU2318W	6.11	5.10	2.20	2.63	NN3018T	11.4	10.3	1.98	2.18
NU2319W	5.65	4.73	2.12	2.53	NN3019T	11.1	10.2	1.95	2.14
NU2320W	5.40	4.51	2.18	2.60	NN3020T	10.9	10.0	1.92	2.09
NU2321M	4.80	3.99	2.06	2.48	NN3021T	9.75	8.84	2.00	2.21
NU2322M	4.48	3.73	2.05	2.47	NN3022T	9.04	8.18	2.00	2.20
NU2324M	4.00	3.31	2.05	2.48	NN3024T	8.66	7.90	1.93	2.11
NU2326M	3.62	3.00	1.96	2.37	NN3026T	7.86	7.14	1.99	2.19
NU2328M	3.43	2.86	1.97	2.36	NN3028	7.55	6.90	1.92	2.11
NU2330M	3.24	2.70	1.96	2.34	NN3030	7.08	6.47	1.92	2.10

表 4 圆锥滚子轴承常数 K_{1i}、K_{1e}、K_{2i}、K_{2e} 值

轴承代号	轴承系列 302				轴承代号	轴承系列 303			
	K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}		K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}
			$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$				$\times 10^{-3}$	$\times 10$
HR30205J	20.6	17.4	1.94	2.29	HR30305J	17.8	14.3	2.34	2.92
HR30206J	17.7	14.9	1.99	2.36	HR30306J	15.7	12.8	2.30	2.83
HR30207J	15.8	13.3	2.07	2.45	HR30307J	13.7	11.1	2.26	2.78
HR30208J	14.5	12.3	2.13	2.52	HR30308J	12.1	10.0	2.09	2.51
HR30209J	13.7	11.7	2.03	2.37	HR30309J	10.9	9.07	2.11	2.54
HR30210J	12.7	11.0	1.96	2.28	HR30310J	10.1	8.37	2.16	2.60
HR30211J	11.4	9.80	2.02	2.36	HR30311J	9.38	7.79	2.19	2.64
HR30212J	11.0	9.41	2.11	2.46	HR30312J	8.66	7.19	2.19	2.64
HR30213J	10.0	8.62	2.05	2.38	HR30313J	8.04	6.68	2.20	2.65
HR30214J	9.62	8.28	2.07	2.40	HR30314J	7.49	6.22	2.20	2.65
HR30215J	9.11	7.89	1.99	2.30	HR30315J	7.09	5.88	2.23	2.68
HR30216J	8.79	7.57	2.12	2.47	HR30316J	6.79	5.64	2.28	2.74
HR30217J	8.04	6.93	2.07	2.40	HR30317J	6.30	5.24	2.22	2.68
HR30218J	7.69	6.63	2.10	2.44	30318	6.42	5.34	2.41	2.89
HR30219J	7.27	6.26	2.11	2.45	30319	6.09	5.06	2.37	2.85
HR30220J	6.74	5.81	2.07	2.40	30320	5.84	4.86	2.43	2.92
HR30221J	6.36	5.48	2.06	2.39	30321	5.62	4.67	2.44	2.94
HR30222J	5.94	5.12	2.03	2.36	HR30322J	4.99	4.15	2.33	2.81
HR30224J	5.74	4.97	2.06	2.38	HR30324J	4.75	3.95	2.39	2.88
30226	5.83	5.07	2.23	2.57	30326	4.69	3.93	2.46	2.94
HR30228J	5.36	4.64	2.24	2.58	30328	4.47	3.75	2.50	2.98
30230	5.10	4.41	2.31	2.67	30330	4.15	3.48	2.50	2.98

表 5 圆锥滚子轴承常数 K_{1i}、K_{1e}、K_{2i}、K_{2e} 值

轴承代号	轴承系列 322				轴承代号	轴承系列 323			
	K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}		K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}
			$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$				$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$
HR32205	18.5	15.6	1.72	2.04	HR32305J	15.0	12.0	1.93	2.40
HR32206J	15.7	13.2	1.76	2.08	HR32306J	12.9	10.5	1.86	2.28
HR32207J	13.3	11.2	1.73	2.05	HR32307J	11.5	9.38	1.87	2.30
HR32208J	12.8	10.8	1.88	2.22	HR32308J	10.1	8.38	1.71	2.06
HR32209J	12.0	10.3	1.79	2.09	HR32309J	9.22	7.65	1.75	2.11
HR32210J	11.7	10.0	1.80	2.08	HR32310J	8.26	6.86	1.73	2.08
HR32211J	10.4	8.90	1.83	2.14	HR32311J	7.62	6.33	1.74	2.10
HR32212J	9.43	8.08	1.80	2.10	HR32312J	7.13	5.92	1.77	2.13
HR32213J	9.64	7.40	1.82	2.13	HR32313J	6.62	5.50	1.78	2.15
HR32214J	8.58	7.39	1.84	2.14	HR32314J	6.21	5.16	1.79	2.16
HR32215J	8.28	7.18	1.81	2.09	HR32315J	5.80	4.81	1.79	2.15
HR32216J	7.70	6.63	1.86	2.15	HR32316J	5.46	4.54	1.80	2.16
HR32217J	7.38	6.36	1.90	2.21	HR32317J	5.26	4.36	1.83	2.20
HR32218J	6.56	5.65	1.80	2.09	HR32318J	5.00	4.15	1.83	2.20
HR32219J	6.14	5.29	1.78	2.07	32319	4.97	4.13	1.89	2.27
HR32220J	5.77	4.97	1.77	2.06	HR32320J	4.43	3.68	1.84	2.21
HR32221J	5.39	4.64	1.74	2.02	30321	4.36	3.62	1.88	2.27
HR32222J	5.12	4.41	1.75	2.03	HR32322J	4.03	3.35	1.87	2.25
HR32224J	4.82	4.18	1.72	1.98	HR32324J	3.75	3.11	1.87	2.25
32226	4.48	3.90	1.68	1.93	32326	3.59	3.01	1.89	2.26
HR32228J	4.02	3.48	1.67	1.93	32328	3.21	2.71	1.75	2.08
32230	4.06	3.55	1.74	1.99	32330	2.95	2.51	1.65	1.94

表 6 圆锥滚子轴承常数 K_{1i}、K_{1e}、K_{2i}、K_{2e} 值

轴承代号	轴承系列 303D				轴承代号	轴承系列 320			
	K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}		K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}
			$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$				$\times 10^{-3}$	$\times 10$
30305D	22.0	18.4	2.42	2.91	HR32005XJ	21.1	18.4	1.58	1.82
30306D	19.0	15.8	2.48	2.98	HR32006XJ	18.2	15.9	1.61	1.85
HR30307DJ	14.8	12.4	2.18	2.62	HR32007XJ	16.4	14.4	1.57	1.79
HR30308DJ	13.0	10.8	2.18	2.61	HR32008XJ	14.4	12.7	1.48	1.67
HR30309DJ	11.9	9.94	2.22	2.66	HR32009XJ	13.3	11.8	1.47	1.65
HR30310DJ	10.8	9.02	2.21	2.65	HR32010XJ	13.0	11.6	1.45	1.62
HR30311DJ	10.0	8.37	2.22	2.66	HR32011XJ	11.3	10.0	1.46	1.64
HR30312DJ	9.33	7.79	2.26	2.71	HR32012XJ	10.8	9.69	1.41	1.57
HR30313DJ	8.66	7.23	2.27	2.71	HR32013XJ	10.6	9.57	1.39	1.54
HR30314DJ	8.20	6.85	2.28	2.74	HR32014XJ	9.68	8.70	1.44	1.60
HR30315DJ	7.83	6.54	2.34	2.80	HR32015XJ	9.32	8.43	1.39	1.54
HR30316DJ	7.37	6.15	2.33	2.80	HR32016XJ	8.15	7.35	1.36	1.51
HR30317DJ	6.93	5.79	2.34	2.80	HR32017XJ	8.00	7.25	1.34	1.48
HR30318DJ	6.96	5.81	2.48	2.98	HR32018XJ	7.36	6.64	1.37	1.52
HR30319DJ	6.34	5.30	2.37	2.84	HR32019XJ	7.22	6.54	1.35	1.50
—	—	—	—	—	HR32020XJ	7.10	6.45	1.34	1.47
—	—	—	—	—	HR32021XJ	6.61	5.99	1.36	1.50
—	—	—	—	—	HR32022XJ	6.19	5.59	1.39	1.54
—	—	—	—	—	HR32024XJ	6.10	5.52	1.42	1.56
—	—	—	—	—	HR32026XJ	5.26	4.74	1.41	1.57
—	—	—	—	—	HR32028XJ	5.15	4.67	1.39	1.54
—	—	—	—	—	HR32030XJ	4.77	4.32	1.38	1.53

5.6 滚动接触痕迹与加载方法

5.6.1 球轴承

当轴承承载旋转时，其内、外圈滚道与滚动体都在接触部位产生很大的应力。例如，深沟球轴承承受约为轴承基本额定动载荷 C_r 10 % 的径向载荷（标准载荷）时，其最大接触应力约为 2 000 MPa,{204 kgf/mm^2}，滚子轴承约为 1 000 MPa,{102 kgf/mm^2}。

由于轴承在如此高的接触应力下工作，滚动体与滚道的接触部分就会产生轻微弹性变形，还会视润滑情况产生磨损。因此，在轴承运行的滚道面上，就会看到承载区和空载区的不同反光。承载区反光变色的部分称为走痕（滚动接触痕迹），由此走痕便可了解滚动体与沟道的接触状态。

不同型号的轴承，其走痕也不相同。仔细观察，就能判断出承受单一径向载荷，或承受较大轴向载荷，或承受力矩载荷还是轴承座带有刚度极端不均匀等等。

当深沟球轴承采用内圈旋转载荷工作，承受单一径向载荷 F_r 时，在轴承的安装游隙 $\Delta_r>0$ 的常规条件下，承载区 ψ 小于 180°（见**图 1**），内、外圈的走痕如**图 2** 所示。

一旦同时承受径向载荷 F_r 与轴向载荷 F_a，承载区 ψ 就将扩大（见**图 3**）。当承受单一轴向载荷时，各滚动体均匀承载，内、外圈的承载区均为 $\psi=360°$，滚动痕迹朝轴向偏斜。

而对采用内圈旋转载荷的深沟球轴承或角接触球轴承施加轴向载荷并使内、外圈相对倾斜时，外圈上便会出现**图 4** 所示偏向一侧的倾斜滚动痕迹。当轴的挠度过大时，也会出现同样的倾斜滚动痕迹。

如此调查轴承在实际使用中的滚动痕迹，就能将其与设计时按照外力设想的滚动痕迹形状加以比较，查明是否对轴承施加了异常轴向载荷，安装误差是否过大等等。

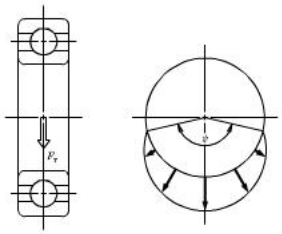


图 1 单一径向载荷的承载范围

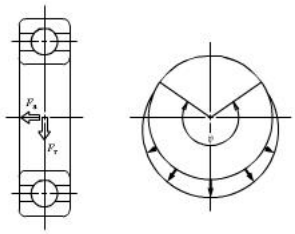


图 3 径向载荷＋轴向载荷的承载范围

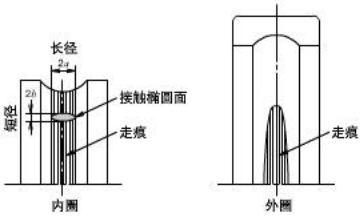


图 2 套圈上的走痕
（滚动接触痕迹）

图 4 外沟内的走痕
（滚动接触痕迹的偏斜）

5.6.2 滚子轴承

下面介绍滚子轴承的承载状态与滚动接触痕迹（走痕）。

通常，滚子轴承的滚子（或者滚道）如果没有凸度，即使内、外圈并未发生相对倾斜，滚子与滚道接触部位的端部也会形成应力集中（见**图 5**(a)），呈现非常明显的滚动痕迹。端部应力过大，就会早期疲劳剥落，故而要对滚子（或者滚道）施加凸度，来缓解应力（见**图 5**(b)）。即使带有凸度，一旦发生内、外圈相对倾斜，接触部位也会形成**图 5**(c) 所示的应力分布。

图 6(a) 表示对内圈旋转的圆柱滚子轴承施加径向载荷时，外圈滚道的走痕。内圈与外圈发生相对倾斜及轴的挠度过大时，如**图 6**(b) 所示滚道的走痕会在宽度方向呈现浓淡不均的情况。而且，在承载区的出入口，走痕显得倾斜了。

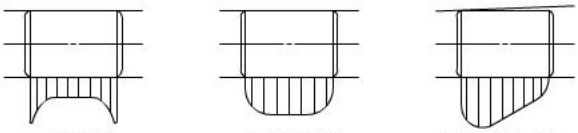
双列圆锥滚子轴承内圈旋转且仅承受径向载荷时，外圈的滚动痕迹如**图 7**(a) 所示；仅承受轴向载荷时，如**图 7**(b) 所示。另外，在内、外圈的相对倾斜较大时，承受径向载荷会在两侧滚道偏离 180° 的位置上，形成**图 7**(c) 所示滚动痕迹。

对可调角度约为 1～2.5° 的调心滚子轴承施加径向载荷时，走痕会在左右滚道上趋于相同。仅承受轴向载荷时，则只在滚道单侧产生走痕。而在施加径向载荷与轴向载荷的联合载荷时，左右承载区则会出现相应的走痕差异。

因此，主要承受径向载荷的自由端调心滚子轴承，其走痕自然左右相同。当两侧宽度差异较大时，说明轴的热膨胀等因素产生的内部轴向载荷，并未能通过轴承的轴向移动来消除。

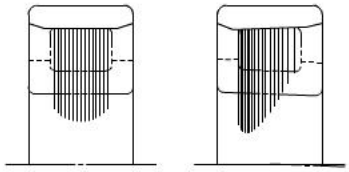
除了上述情况之外，滚道的走痕往往还要受到轴及轴承座的影响。对轴承外径面的接触情况或微动磨损以及滚道走痕的强弱进行比较，可以判断出轴及轴承座的形状缺陷或者刚度变化等情况。

通过观察滚道的走痕，常常会对防止轴承故障大有裨益。



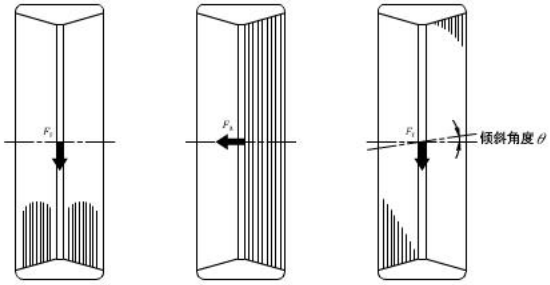
(a) 无凸度滚子　(b) 带凸度滚子　(c) 凸度滚子内、外圈相对倾斜

图 5 圆柱滚子的应力分布



(a) 正常走痕　(b) 内、外圈相对倾斜时

图 6 圆柱滚子轴承外圈的走痕（滚动接触痕迹）



(a) 仅承受径向载荷时　(b) 仅承受轴向载荷时　(c) 承受径向载荷倾斜严重时

图 7 双列圆锥滚子轴承外圈的走痕（滚动接触痕迹）

5.7 圆柱滚子轴承的径向载荷与径向位移

机床专用滚动轴承应具备的重要性能之一是，承受载荷时的位移要小，即刚度要高。

承受径向载荷，刚度要求高，且可供高速使用的轴承类型，就是双列圆柱滚子轴承，故而，机床主轴主要使用NN30K、NNU49K等系列轴承。

轴承对径向载荷的位移量，是随着轴承的内部游隙而发生变化的。但因机床主轴专用圆柱滚子轴承的安装游隙已调至几微米以下，故而，原则上可采用零游隙的计算方式。

圆柱滚子轴承的径向弹性位移量δ_r，如**式 (1)** 所示。

$$\left.\begin{aligned}\delta_r &= 0.000077\frac{Q_{max}^{0.9}}{L_{we}^{0.8}}(\mathrm{N})\\ &= 0.0006\frac{Q_{max}^{0.9}}{L_{we}^{0.8}}\{\mathrm{kgf}\}\end{aligned}\right\}(\mathrm{mm})\cdots\cdots(1)$$

式中， Q_{max} ： 最大滚动体载荷 (N),{kgf}

L_{we} ： 滚子有效长度 (mm)

最大滚动体载荷 Q_{max} 与径向载荷 F_r 的关系，在轴承内部游隙为零时为：

$$Q_{max} = \frac{4.08}{iZ}F_r\ (\mathrm{N}),\{\mathrm{kgf}\}\cdots\cdots\cdots(2)$$

式中， i ： 滚子列数 (双列轴承时 $i=2$)

Z ： 每列的滚子数

F_r ： 径向载荷 (N),{kgf}

故而，径向载荷 F_r 与径向位移 δ_r 的关系则以**式 (2)** 代入**式 (1)** 得出**式 (3)**。

式中，

$$\left.\begin{aligned}\delta_r &= K\ F_r^{0.9}\quad(\mathrm{N})\\ &= 7.8K\,F_r^{0.9}\{\mathrm{kgf}\}\end{aligned}\right\}(\mathrm{mm})\cdots\cdots\cdots\cdots(3)$$

$$K = \frac{0.000146}{Z^{0.9}L_{we}^{0.8}}$$

K 是按各种双列圆柱滚子轴承规定的常数，**表 1** 列出 NN30 系列轴承的 K 值。径向载荷 F_r 与径向位移 δ_r 的关系见**图 1**。

表 1 NN30 系列轴承常数 K 值

轴 承	K	轴 承	K	轴 承	K
	$\times 10^{-4}$		$\times 10^{-4}$		$\times 10^{-4}$
NN3005	3.31	NN3016T	1.34	NN3032	0.776
NN3006	3.04	NN3017T	1.30	NN3034	0.721
NN3007T	2.56	NN3018T	1.23	NN3036	0.681
NN3008T	2.52	NN3019T	1.19	NN3038	0.637
NN3009T	2.25	NN3020T	1.15	NN3040	0.642
NN3010T	2.16	NN3021T	1.10	NN3044	0.581
NN3011T	1.91	NN3022T	1.04	NN3048	0.544
NN3012T	1.76	NN3024T	0.966	NN3052	0.526
NN3013T	1.64	NN3026T	0.921	NN3056	0.492
NN3014T	1.53	NN3028	0.861	NN3060	0.474
NN3015T	1.47	NN3030	0.816	NN3064	0.444

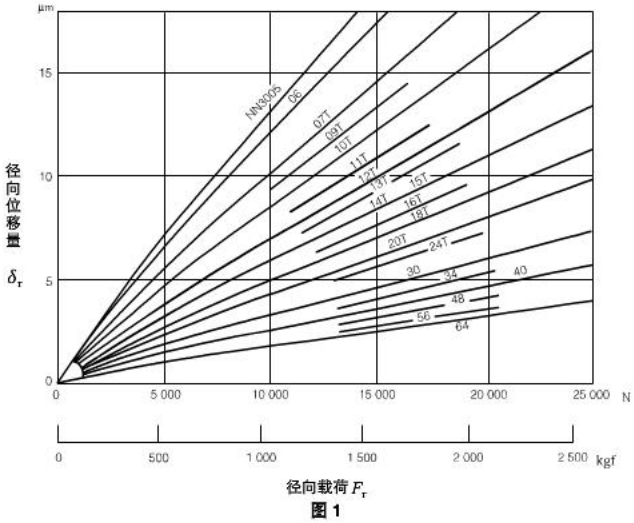


图 1

5.8 深沟球轴承内、外圈的倾斜角度，最大滚动体载荷及力矩

5.8.1 内、外圈的倾斜角度与最大滚动体载荷

深沟球轴承由于轴倾斜或者安装误差等原因，有时要在内、外圈倾斜的状态下工作。求出内、外圈倾斜角度θ与最大滚动体载荷Q_{max}的关系，就可通过设定某个数值计算出工作时的极限倾斜角度。

沟道为标准沟半径时，θ与Q_{max}（**图 1**）的关系如**式 (1)** 所示。

$$Q_{max}=K D_w^2\left\{\sqrt{\left(\frac{R_i}{m_0}\theta\right)^2+\cos^2\alpha_0}-1\right\}^{3/2}$$

(N){kgf}……(1)

式中，K：取决于轴承材料、设计的常数
深沟球轴承为
K=712(N－制)
K=72.7{kgf－制}

Q_{max}：最大滚动体载荷 (N),{kgf}

D_w：球直径 (mm)

R_i：由轴心至内圈沟曲率中心的距离 (mm)

m_0：$r_i+r_e-D_w$
r_i, r_e 分别为内外圈沟曲率半径 (mm)

θ：内、外圈的倾斜角度 (rad)

α_0：初期接触角 (°)

$$\cos\alpha_0=1-\frac{\Delta_r}{2m_0}$$

Δ_r：径向内部游隙 (mm)

深沟球轴承 6208，在改变径向内部游隙Δ_r后，θ与Q_{max}的关系如**图 2** 所示。

当施加相当于基本额定静载荷C_{0r}的径向载荷 17 800 N,{1 820 kgf} 及相当于基本额定动载荷C_r的载荷 29 100 N,{2 970 kgf} 时，Q_{max}按照**5.1** 项，**式 (8)** 计算如下：

$F_r=C_{0r}$时 Q_{max}=9 915 N, {1 011 kgf}
$F_r=C_r$时 Q_{max}=16 167 N, {1 650 kgf}

当轴承工作时，内、外圈的极限倾斜角度θ，因受运行条件等的左右，不可一概而论，但以Q_{max}约为C_{0r}时的 20 %，Q_{max}=2 000 N, {204 kgf}，则由**图 2** 可得径向内部游隙

Δ_r=0 时θ=18'
Δ_r=0.050mm 时θ=24.5'。

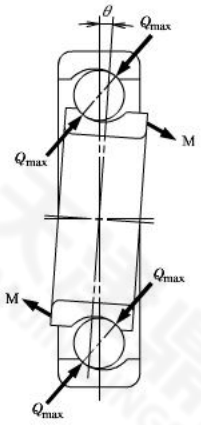


图 1

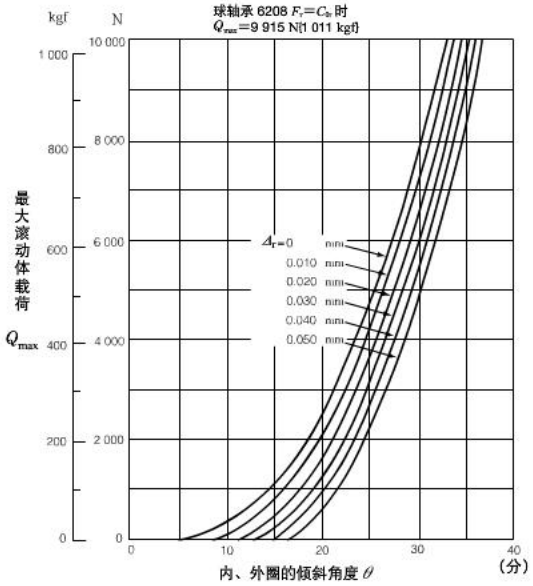


图 2 内、外圈的倾斜角度与最大滚动体载荷

5.8.2 内、外圈的倾斜角度与力矩

如果以与承受最大滚动体载荷的滚动体位置形成的角度 ψ（见**图 3**）表示各个滚动体的位置，则在标准沟道半径时，滚动体载荷 $Q(\psi)$ 便可参照**式 (1)** 用**式 (2)** 表示。

$$Q(\psi)=K D_w^{\,2}\left\{\sqrt{\left(\frac{R_i}{m_0}\theta\right)^2\cos^2\psi+\cos^2\alpha_0}-1\right\}^{3/2}$$

(N),{kgf}……**(2)**

由此 $Q(\psi)$ 值派生的内、外圈相对倾斜力矩 $M(\psi)$，如下所示。

$$M(\psi)=\frac{D_{pw}}{2}\cos\psi\ Q(\psi)\sin\alpha(\psi)$$

式中，D_{pw}：球节圆直径 (mm)

$\alpha(\psi)$ 是滚动体在 ψ 位置的接触角，可由下式求出。

$$\sin\alpha(\psi)=\frac{\left(\frac{R_i}{m_0}\theta\right)\cos\psi}{\sqrt{\left(\frac{R_i}{m_0}\theta\right)^2\cos^2\psi+\cos^2\alpha_0}}$$

由于轴承上形成的力矩 M 可以按这些滚动体载荷产生的力矩之和计算，故而，内、外圈倾斜角度 θ 与力矩 M 的关系可以**式 (3)** 表示。

$$M=\sum_{\psi=0}^{2\pi}\frac{D_{pw}}{2}\cos\psi\ Q(\psi)\sin\alpha(\psi)$$

$$=\frac{K D_{pw}D_w^{\,2}}{2}\sum\frac{\left\{\sqrt{\left(\frac{R_i}{m_0}\theta\right)^2\cos^2\psi+\cos^2\alpha_0}-1\right\}^{3/2}\left(\frac{R_i}{m_0}\theta\right)\cos^2\psi}{\sqrt{\left(\frac{R_i}{m_0}\theta\right)^2\cos^2\psi+\cos^2\alpha_0}}$$

(mN・m),{kgf/mm}……**(3)**

式中，K 是取决于轴承材料、设计的常数，对深沟球轴承 6208 改变游隙后计算的结果如**图 4** 所示。另外，最大滚动体载荷 Q_{max} 按 2 000 N,{204 kgf} 控制时的轴承许用力矩由**图 2**(135 页）得出径向内部游隙为：

Δ_r=0 时　θ=18'

M=60 N・m{6.2 kgf・m}

Δ_r=0.050 mm 时　θ=24.5'。

M=70 N・m{7.1 kgf・m}

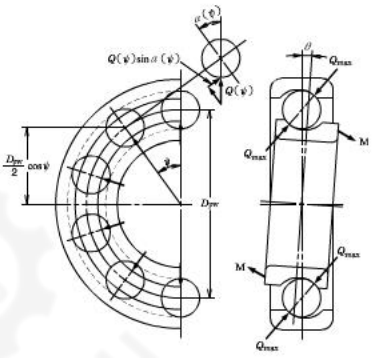


图 3

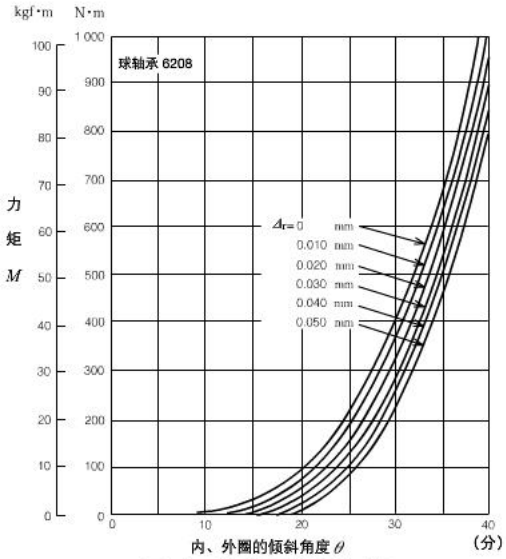


图 4 内、外圈的倾斜角度与力矩

5.9 单向推力轴承偏心承载导致的载荷分布

当单一轴向载荷 F_a 施加于接触角 $\alpha=90°$ 的单向推力轴承时，各滚动体将会承受均匀载荷 Q：

$$Q=\frac{F_a}{Z}$$

式中，Z：滚动体数

对 $\alpha=90°$ 的单向推力轴承施加偏心载荷 F_a 时，如**图 1** 所示。

在**图 1** 中，承受最大载荷的滚动体总弹性位移量 δ_{max} 与任一滚动体的总弹性位移量 $\delta(\psi)$，可由下式求出。

$$\delta_{max}=\delta_T+\frac{\theta D_{pw}}{2} \quad \cdots\cdots(1)$$

$$\delta(\psi)=\delta_T+\frac{\theta D_{pw}}{2}\cos\psi \quad \cdots\cdots(2)$$

由式 (1)、(2) 得：

$$\delta(\psi)=\delta_{max}\left\{1-\frac{1}{2\varepsilon}(1-\cos\psi)\right\} \quad \cdots\cdots(3)$$

式中，

$$\varepsilon=\frac{1}{2}\left(1+\frac{2\delta_T}{\theta D_{pw}}\right) \quad \cdots\cdots(4)$$

轴承任一滚动体承受的载荷 $Q(\psi)$，都与该接触面弹性位移 $\delta(\psi)$ 的 t 次方成正比。故而，设 $\psi=0$ 时的最大滚动体载荷为 Q_{max}，弹性位移为 δ_{max}，则：

$$\frac{Q(\psi)}{Q_{max}}=\left[\frac{\delta(\psi)}{\delta_{max}}\right]^t \quad \cdots\cdots(5)$$

$t=1.5$（点接触），$t=1.1$（线接触）

由式 (3)、(5) 得

$$\frac{Q(\psi)}{Q_{max}}=\left\{1-\frac{1}{2\varepsilon}(1-\cos\psi)\right\}^t \quad \cdots\cdots(6)$$

由于施加于轴承的偏心载荷 F_a 等于各滚动体载荷的总和，故而，设滚动体数为 Z，则

$$F_a=\sum_{\psi=0}^{2\pi}Q(\psi)=\sum_{\psi=0}^{2\pi}Q_{max}\left\{1-\frac{1}{2\varepsilon}(1-\cos\psi)\right\}^t=Q_{max}ZJ_A \quad \cdots\cdots(7)$$

在**图 1** 中，$\psi=90°$ 的轴力矩 M 为：

$$M=\sum_{\psi=0}^{2\pi}Q(\psi)\frac{D_{pw}}{2}\cos\psi=\sum_{\psi=0}^{2\pi}Q_{max}\frac{D_{pw}}{2}\left\{1-\frac{1}{2\varepsilon}(1-\cos\psi)\right\}^t\cos\psi=Q_{max}Z\frac{D_{pw}}{2}J_R \quad \cdots\cdots(8)$$

J_A、J_R 分别按点接触，线接触由式 (7)、(8) 推导而来，与 ε 值相应的 J_R、J_A 值如**表 1** 所示。

例 题

试对单向推力球轴承 51130X(ϕ150×ϕ190×31) 距轴承中心80 mm 处施加轴向载荷10 000 N，{1 020 kgf}，求最大滚动体载荷。

$$e=80 \quad D_{pw}\fallingdotseq\frac{1}{2}(150+190)=170$$

$$\frac{2e}{D_{pw}}=\frac{2\times80}{170}=0.941$$

$$Z=32$$

由**表 1** 知道 $2e/D_{pw}=0.941$ 时，$J_A=0.157$，故而，式 (7) 可变形为：

$$Q_{max}=\frac{F_a}{ZJ_A}=\frac{10\,000}{32\times0.157}=1\,990(\mathrm{N})=\frac{1\,020}{32\times0.157}=203\{\mathrm{kgf}\}$$

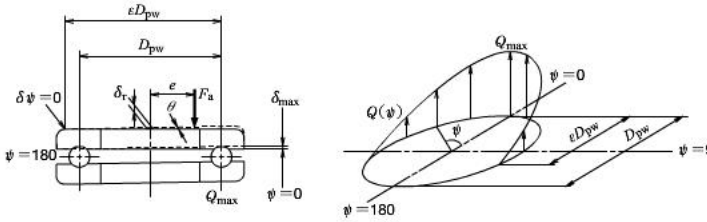


图 1

表 1 单向轴承的 J_R、J_A 值

ε	点接触			线接触		
	$2e/D_{pw}$ $2M/D_{pw}F_a$	J_R	J_A	$2e/D_{pw}$ $2M/D_{pw}F_a$	J_R	J_A
0	1.0000	1/Z	1/Z	1.0000	1/Z	1/Z
0.1	0.9663	0.1156	0.1196	0.9613	0.1268	0.1319
0.2	0.9318	0.1590	0.1707	0.9215	0.1737	0.1885
0.3	0.8964	0.1892	0.2110	0.8805	0.2055	0.2334
0.4	0.8601	0.2117	0.2462	0.8380	0.2286	0.2728
0.5	0.8225	0.2288	0.2782	0.7939	0.2453	0.3090
0.6	0.7835	0.2416	0.3084	0.7480	0.2568	0.3433
0.7	0.7427	0.2505	0.3374	0.6999	0.2636	0.3766
0.8	0.6995	0.2559	0.3658	0.6486	0.2658	0.4098
0.9	0.6529	0.2576	0.3945	0.5920	0.2628	0.4439
1.0	0.6000	0.2546	0.4244	0.5238	0.2523	0.4817
1.25	0.4338	0.2289	0.5044	0.3598	0.2078	0.5775
1.67	0.3088	0.1871	0.6060	0.2340	0.1589	0.6790
2.5	0.1850	0.1339	0.7240	0.1372	0.1075	0.7837
5.0	0.0831	0.0711	0.8558	0.0611	0.0544	0.8909
∞	0	0	1.0000	0	0	1.0000

e：轴承中心距承载点的距离

6 轴承的预紧与轴向位移

6.1 定位预紧与定压预紧

在承受载荷时，为了尽量减小轴承位移，便对机床主轴，双曲面齿轮轴等的轴承施加预紧，从而提高轴承的刚度。

对轴承进行预紧，通常有以隔圈等定位的方法（定位预紧，见**图 1**）和以弹簧定压的方法（定压预紧，见**图 2**）。

定位预紧对提高刚度的效果已录入产品样本中，如**图 3** 所示，施加预紧量 F_{a0}，则承受外力 F_a（轴向载荷）时产生的轴向位移为 δ_a。定位预紧曲线图是按照相对的 2 套轴承 A、B 的位移曲线绘制而成的。

相反，定压预紧曲线图则是以预紧弹簧的位移曲线（变为直线）代替轴承 B 的位移曲线，相对于轴承 A 的位移曲线绘制而成的。

图 4 表示定压预紧曲线图。由于弹簧的刚度一般比轴承小得多，故而，弹簧的位移曲线是一条与横坐标基本平行的直线。因此，通过定压预紧提高刚度，基本上就等于对单套轴承预先施加载荷 F_{a0} 来提高刚度。

图 5 是对轴承 7212A 采用预紧法提高刚度进行对比的实例。

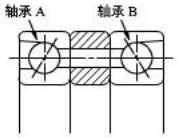


图 1 定位预紧

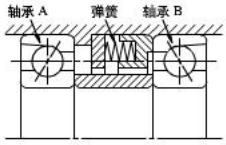


图 2 定压预紧

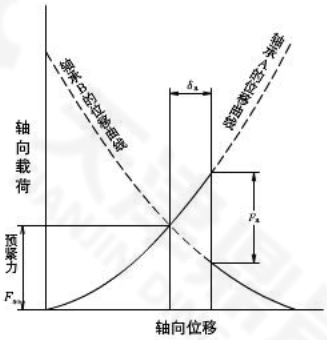


图 3 定位预紧曲线图

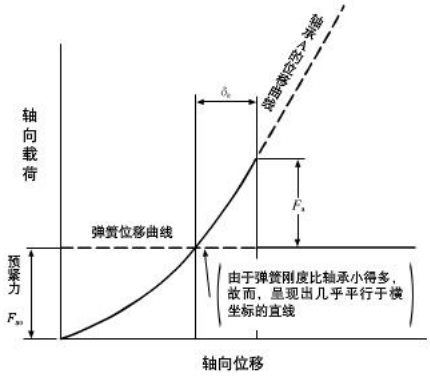


图 4 定压预紧曲线图

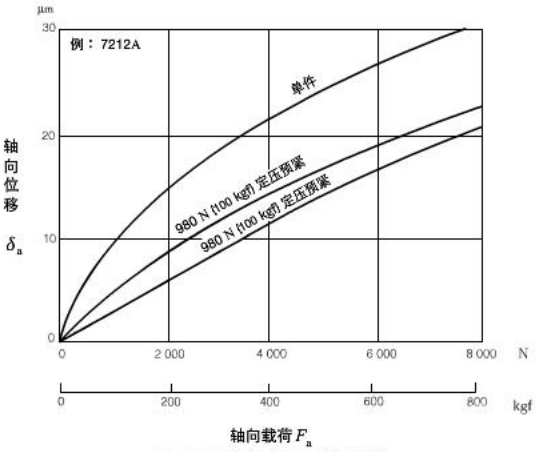


图 5 不同预紧方式的刚度比较

6.2 定位预紧后轴承的载荷与位移

将一组相同型号的球轴承或圆锥滚子轴承2套以上并为一组安装，发挥功能，叫组合轴承。组合轴承最常用的类型是单列角接触球轴承，主要用于机床主轴等场所要求承载并尽量减少轴承位移的情况。

双列组合分为背靠背、面对面及并列组合3种，其组合代号分别为DB、DF、DT（见**图1**）。

DB及DF组合，可以承受双向轴向载荷。DB组合比DF组合作用点距离更远，故而，广泛应用于承受力矩载荷的情况。

DT组合虽然只能承受单向轴向载荷，但2套轴承能平等分摊轴向载荷，故而，用于单向载荷较大的情况。

在DB及DF组合轴承中，通过预先加载和调整，对组合轴承的预紧水平进行优选，就能尽量将内、外圈的径向及轴向位移减少至所需范围之内。

再者，单凭DT组合并不能完成预紧。

预紧量的大小，可以利用**图3～图5**改变轴承间隙δ_{a0}进行调整，按大小标准分段：微载(EL)，轻载(L)，中载(M)，重载(H)。故而，在需要严格控制轴的跳动与载荷引起的位移时，广泛采用DB、DF组合轴承。

3列组合也分为3种，其代号分别为DBD、DFD、DTD（见**图2**）。此外，还有采用四列组合或五列组合的。

组合轴承大都预紧以后使用，预紧量的大小，将会影响到因旋转引起的轴承温升、启动力矩、旋转力矩、噪声及轴承寿命等，预紧必须适度，切忌施加过大的预紧量。

单列角接触球轴承承受轴向载荷F_a时，其轴向位移量δ_a通常可用下式求得。

$$\delta_a = c\,F_a^{2/3} \quad \cdots\cdots (1)$$

式中，c：取决于各种轴承外型尺寸常数。

图3是双列DB组合，**图4**及**图5**是3列DBD组合的预紧曲线图。

如**图3**所示，当轴向紧固组合轴承内圈时，A、B轴承分别产生δ_{a0A}与δ_{a0B}位移，内圈之间的游隙就将失去，这是施加了预紧量F_{a0}的状态。当外加轴向载荷F_a作用于该预紧轴承A侧时，A侧进一步朝轴向位移δ_{a1}，B侧则减小等量的位移，A、B两侧的位移分别为：$\delta_{aA} = \delta_{a0A} + \delta_{a1}$，$\delta_{aB} = \delta_{a0B} - \delta_{a1}$。即，考虑预紧在内加于A侧的外力是包含预紧量$(F_{a0} + F_a - F_a')$，加于B侧的则是$(F_{a0} - F_a')$。

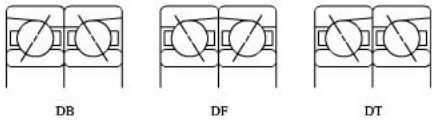


图1 2列双联

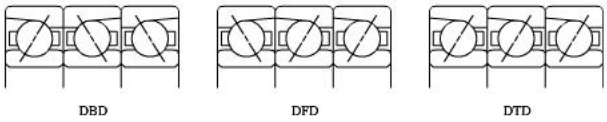


图2 3列组合轴承

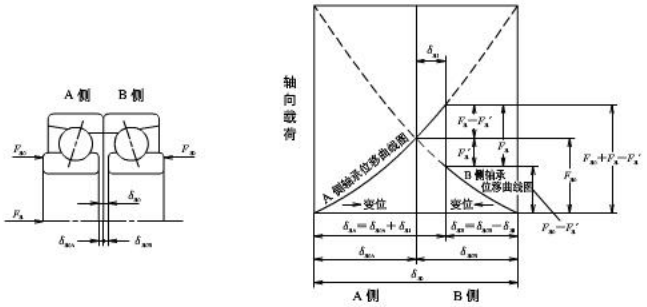


图3 2列DB组合轴承预紧曲线图

在预紧时，A 侧必须具备满足寿命要求及速度条件能够经受轴向载荷($F_{a0}+F_a-F_a'$)的承载容量。δ_{a0} 见 6.3 节**表 3～表 7**。

在**图 4** 中，当轴向载荷 F_a 加于轴承 AA 侧时，AA 侧 B 侧轴承的位移及轴向载荷如**表 1** 所示。

在**图 5** 中，当轴向载荷 F_a 加于轴承 A 侧时，A 侧、BB 侧的轴承位移及轴向载荷如**表 2** 所示。

7018C、7018A 双列 DB 组合及 3 列 DBD 组合型轴承与预紧量大小相关的轴向载荷和轴向位移的关系，如**图 6～图 11** 所示。

表 1

方 向	位 移	轴向载荷
AA 侧	$\delta_{a2A}+\delta_{a1}$	$F_{a0}+F_a-F_{a'}$
B 侧	$\delta_{a2B}-\delta_{a1}$	$F_{a0}-F_{a'}$

表 2

方 向	位 移	轴向载荷
A 侧	$\delta_{a2A}+\delta_{a1}$	$F_{a0}+F_a-F_{a'}$
BB 侧	$\delta_{a2B}-\delta_{a1}$	$F_{a0}-F_{a'}$

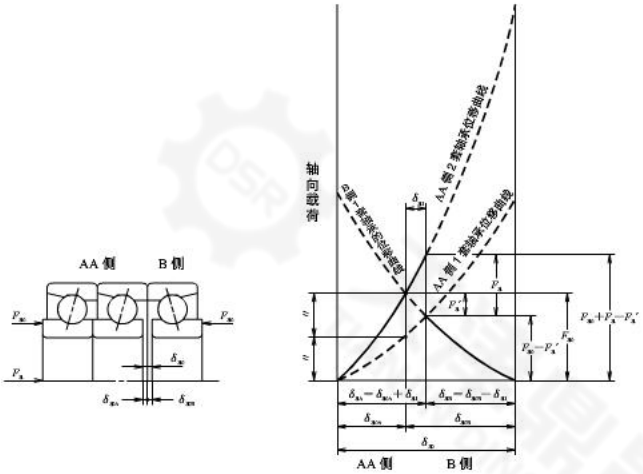


图 4　3 列 DBD 组合轴承预紧曲线图
(轴向载荷加于 AA 侧时)

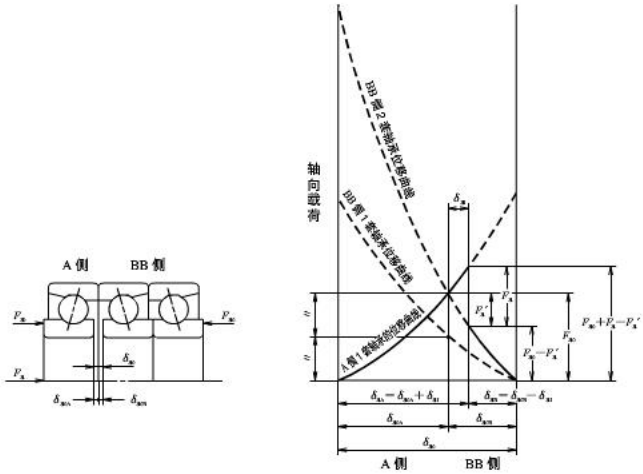


图 5　3 列 DBD 组合轴承预紧曲线图
(轴向载荷加于 A 侧时)

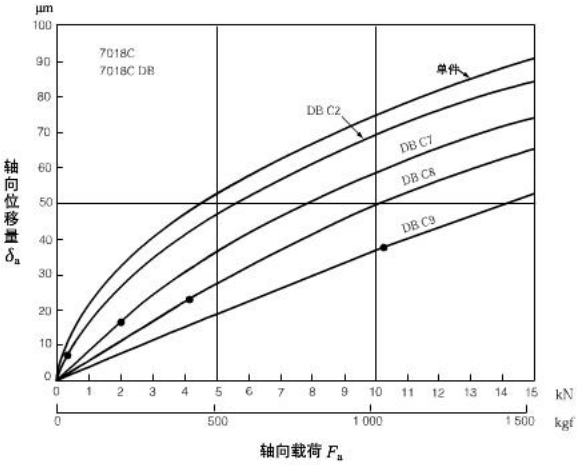


图 6

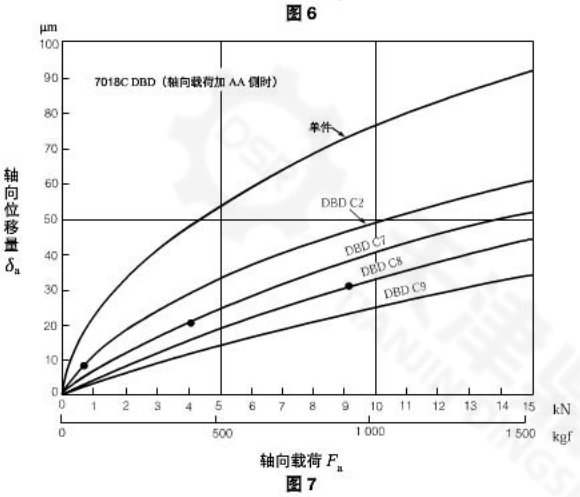


图 7

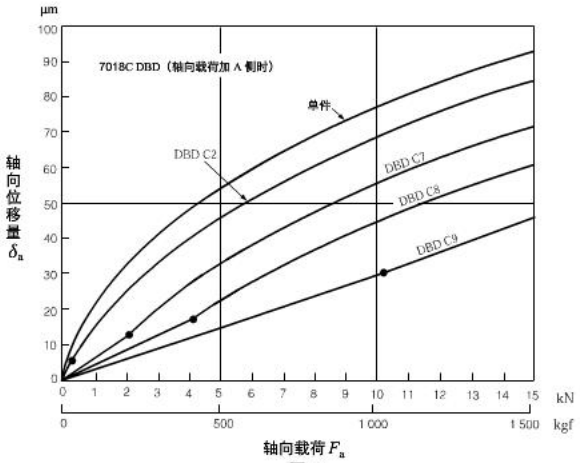


图 8

备注 图中载荷——位移曲线上所示的 ● 表示预紧量消失的位置，
当轴向载荷比它更大时，反推力一侧的轴承将不承受载荷。

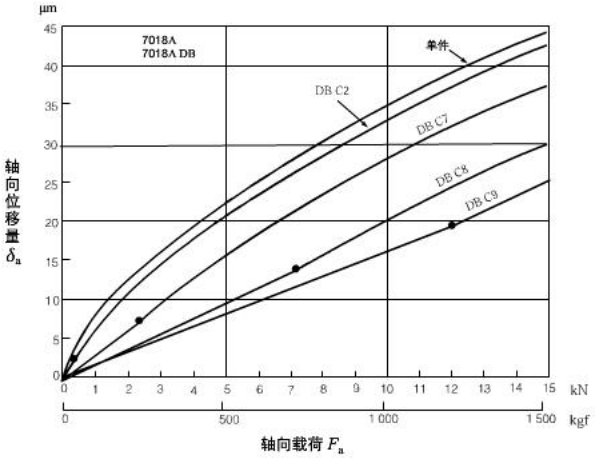


图 9

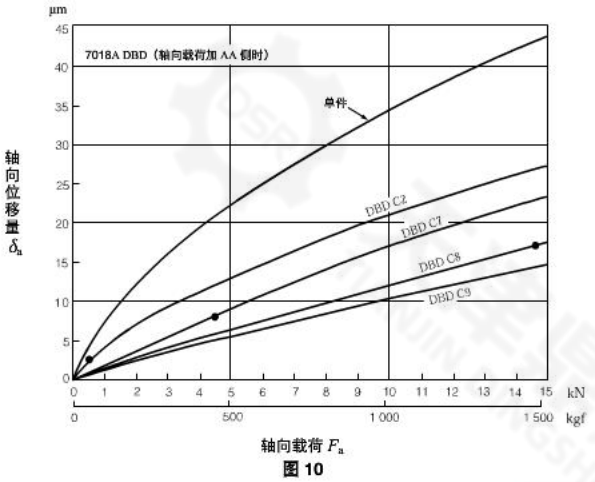


图 10

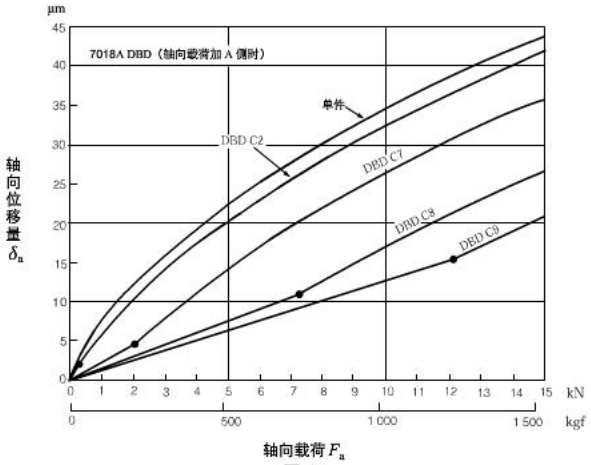


图 11

备注 图中载荷——位移曲线上所示的 ● 表示预紧量消失的位置，
当轴向载荷比它更大时，反推力一侧的轴承将不承受载荷。

6.3 组合角接触球轴承的平均预紧量

角接触球轴承，广泛使用于磨床、铣床、高速车床等的主轴之中。因不同用途随意选择合适的预紧量，NSK 特将其分为微预紧、轻预紧、中预紧、重预紧 4 档。这 4 档预紧量应用于 DB、DF 等组合轴承时，其轴向游隙分别用代号 EL、L、M、H 表示。

接触角为 15° 及 30° 的组合角接触球轴承广泛使用于机床主轴中，其平均预紧量及轴向游隙（测量值）的平均值如**表 3～表 7** 所示。

另外，测量轴向游隙时，采用的测量载荷如**表 1** 所示。

作为机床主轴及其它用途中广泛使用的 JIS5 级及以上级别的高精度组合轴承，对保证预紧量的轴向游隙作了规定。轴与内圈，轴承座孔与外圈的配合目标值，参见**表 2**。

再者，对于轴承座孔与外圈的配合，轴承装于固定端时取目标游隙的下限，装于自由端时取其上限。

选择预紧量指标时，磨床主轴或加工中心主轴轴承等通常采用轻、微预紧；要求刚度较高的车床主轴轴承，通常采用中预紧。

轴承的预紧量，采用过盈配合时，会大于**表 3～表 7** 所示数值。但如过大，则会使轴承温度过高、从而引起咬粘（俗称烧伤），故而，在配合时，此点应引起足够的重视。

表 1 轴向游隙的测量载荷

轴承公称外径 D (mm) 超过	到	测量载荷 (N)
10*	50	24.5
50	120	49
120	200	98
200	—	196

* 包括 10mm

表 2 配合的目标值

单位 μm

内径 d 或外径 D (mm) 超过	到	轴与内圈 目标过盈量	轴承座孔与外圈 目标游隙
—	18	0～2	—
18	30	0～2.5	2～ 6
30	50	0～2.5	2～ 6
50	80	0～3	3～ 8
80	120	0～4	3～ 9
120	150	—	4～12
150	180	—	4～12
180	250	—	5～15

表 3 轴承 79C 系列的预紧量与轴向游隙的平均值

轴承代号	微预紧 EL 预紧量 (N)	微预紧 EL 轴向游隙 (μm)	轻预紧 L 预紧量 (N)	轻预紧 L 轴向游隙 (μm)	中预紧 M 预紧量 (N)	中预紧 M 轴向游隙 (μm)	重预紧 H 预紧量 (N)	重预紧 H 轴向游隙 (μm)
7900C	7	5	15	2	29	－1	59	－6
7901C	8.6	4	15	2	39	－3	78	－8
7902C	12	3	25	0	49	－4	100	－11
7903C	12	3	25	0	59	－5	120	－12
7904C	19	1	39	－3	78	－8	150	－15
7905C	19	1	39	－2	100	－9	200	－17
7906C	24	0	49	－3	100	－8	200	－16
7907C	34	2	69	－2	150	－9	290	－18
7908C	39	1	78	－3	200	－12	390	－22
7909C	50	0	100	－5	200	－11	390	－21
7910C	50	0	100	－4	250	－13	490	－24
7911C	60	－1	120	－5	290	－15	590	－26
7912C	60	－1	120	－5	290	－15	590	－25
7913C	75	－2	150	－7	340	－16	690	－27
7914C	100	－4	200	－10	490	－22	980	－36
7915C	100	－4	200	－9	490	－21	980	－35
7916C	100	－4	200	－9	490	－21	980	－34
7917C	145	－6	290	－14	640	－25	1 270	－41
7918C	145	－3	290	－9	740	－23	1 470	－39
7919C	145	－3	290	－9	780	－24	1 570	－40
7920C	195	－5	390	－13	880	－28	1 770	－46

备注：轴向游隙栏内的数值为测量值。

表 4 轴承 70C 系列的预载荷与轴向游隙的平均值

轴承代号	微预紧 EL		轻预紧 L		中预紧 M		重预紧 H	
	预紧量 (N)	轴向游隙 (μm)	预紧量 (N)	轴向游隙 (μm)	预紧量 (N)	轴向游隙 (μm)	预紧量 (N)	轴向游隙 (μm)
7000C	12	3	25	0	49	−5	100	−12
7001C	12	3	25	0	59	−6	120	−14
7002C	14	3	29	−1	69	−7	150	−16
7003C	14	2	29	−1	69	−7	150	−16
7004C	24	0	49	−4	120	−12	250	−22
7005C	29	−1	59	−5	150	−14	290	−24
7006C	39	1	78	−3	200	−13	390	−24
7007C	60	−1	120	−7	250	−16	490	−28
7008C	60	−1	120	−6	290	−17	590	−30
7009C	75	−3	150	−8	340	−19	690	−33
7010C	75	−2	150	−8	390	−20	780	−34
7011C	100	−4	200	−11	490	−24	980	−40
7012C	100	−4	200	−10	540	−25	1 080	−42
7013C	125	−6	250	−13	540	−24	1 080	−39
7014C	145	−7	290	−14	740	−30	1 470	−48
7015C	145	−7	290	−14	780	−31	1 570	−49
7016C	195	−6	390	−14	930	−31	1 860	−52
7017C	195	−6	390	−14	980	−32	1 960	−52
7018C	245	−8	490	−18	1 180	−37	2 350	−60
7019C	270	−9	540	−19	1 180	−36	2 350	−58
7020C	270	−9	540	−18	1 270	−37	2 550	−60

备注：轴向游隙栏内的数值为测量值。

表 5 轴承 72C 系列的预载荷与轴向游隙的平均值

轴承代号	微预紧 EL		轻预紧 L		中预紧 M		重预紧 H	
	预紧量 (N)	轴向游隙 (μm)	预紧量 (N)	轴向游隙 (μm)	预紧量 (N)	轴向游隙 (μm)	预紧量 (N)	轴向游隙 (μm)
7200C	14	3	29	−1	69	−8	150	−18
7201C	19	1	39	−3	100	−12	200	−22
7202C	19	1	39	−3	100	−11	200	−21
7203C	24	0	49	−4	150	−16	290	−28
7204C	34	−2	69	−7	200	−20	390	−33
7205C	39	1	78	−4	200	−14	390	−27
7206C	60	−1	120	−7	290	−20	590	−35
7207C	75	−3	150	−10	390	−25	780	−43
7208C	100	−5	200	−13	490	−29	980	−47
7209C	125	−7	250	−16	540	−30	1 080	−49
7210C	125	−7	250	−15	590	−31	1 180	−50
7211C	145	−8	290	−17	780	−38	1 570	−60
7212C	195	−11	390	−22	930	−42	1 860	−67
7213C	220	−12	440	−23	1 080	−44	2 160	−70
7214C	245	−9	490	−20	1 180	−42	2 350	−69
7215C	270	−10	540	−21	1 230	−42	2 450	−68
7216C	295	−12	590	−24	1 370	−47	2 750	−76
7217C	345	−14	690	−27	1 670	−53	3 330	−85
7218C	390	−15	780	−29	1 860	−57	3 730	−90
7219C	440	−18	880	−33	2 060	−63	4 120	−99
7220C	490	−20	980	−36	2 350	−68	4 710	−107

备注：轴向游隙栏内的数值为测量值。

表 6 轴承 70A 系列的预载荷与轴向游隙的平均值

轴承代号	微预紧 EL		轻预紧 L		中预紧 M		重预紧 H	
	预紧量 (N)	轴向游隙 (μm)	预紧量 (N)	轴向游隙 (μm)	预紧量 (N)	轴向游隙 (μm)	预紧量 (N)	轴向游隙 (μm)
7000A	25	0	100	−5	210	−10	330	−15
7001A	25	0	110	−5	220	−10	360	−15
7002A	25	0	110	−5	240	−10	390	−15
7003A	25	0	120	−5	250	−10	420	−15
7004A	25	0	130	−5	280	−10	470	−15
7005A	25	0	140	−5	290	−10	510	−15
7006A	50	0	190	−5	390	−10	640	−15
7007A	50	0	210	−5	420	−10	700	−15
7008A	50	0	220	−5	460	−10	760	−15
7009A	50	0	230	−5	480	−10	1 180	−20
7010A	50	0	250	−5	530	−10	1 270	−20
7011A	50	0	250	−5	880	−15	1 270	−20
7012A	50	0	250	−5	930	−15	1 370	−20
7013A	50	0	270	−5	980	−15	1 470	−20
7014A	50	0	270	−5	1 080	−15	2 060	−25
7015A	50	0	280	−5	1 080	−15	2 160	−25
7016A	100	0	760	−10	1 770	−20	3 040	−30
7017A	100	0	780	−10	1 860	−20	3 240	−30
7018A	100	0	780	−10	2 450	−25	3 920	−35
7019A	100	0	810	−10	2 550	−25	4 120	−35
7020A	100	0	840	−10	2 750	−25	4 310	−35

备注：轴向游隙栏内的数值为测量值。

表 7 轴承 72A 系列的预载荷与轴向游隙的平均值

轴承代号	微预紧 EL		轻预紧 L		中预紧 M		重预紧 H	
	预紧量 (N)	轴向游隙 (μm)	预紧量 (N)	轴向游隙 (μm)	预紧量 (N)	轴向游隙 (μm)	预紧量 (N)	轴向游隙 (μm)
7200A	25	0	100	−5	210	−10	—	—
7201A	25	0	110	−5	220	−10	360	−15
7202A	25	0	110	−5	240	−10	390	−15
7203A	25	0	120	−5	250	−10	410	−15
7204A	25	0	260	−10	440	−15	650	−20
7205A	50	0	350	−10	580	−15	840	−20
7206A	50	0	380	−10	630	−15	910	−20
7207A	50	0	400	−10	660	−15	1 270	−25
7208A	50	0	440	−10	730	−15	1 470	−25
7209A	50	0	450	−10	1 080	−20	1 860	−30
7210A	50	0	480	−10	1 180	−20	2 060	−30
7211A	50	0	490	−10	1 670	−26	2 650	−35
7212A	50	0	510	−10	1 670	−25	2 750	−35
7213A	50	0	550	−10	1 860	−25	3 040	−35
7214A	100	0	1 080	−15	2 650	−30	3 920	−40
7215A	100	0	1 080	−15	2 750	−30	4 220	−40
7216A	100	0	1 080	−15	2 650	−30	4 020	−40
7217A	100	0	1 180	−15	3 430	−35	5 790	−50
7218A	100	0	1 670	−20	4 310	−40	5 980	−50
7219A	360	−5	1 670	−20	4 220	−40	6 670	−55
7220A	370	−5	1 670	−20	5 100	−45	7 650	−60

备注：轴向游隙栏内的数值为测量值。

6.4 单列向心球轴承的轴向位移

对接触角为α_0的向心球轴承施加轴向载荷F_a时，内圈沿轴向产生位移δ_a，如**图 1** 所示，内圈沿道曲率半径中心O_i也会移动δ_a，变为O_i'，此时接触角变为α。

设滚动体载荷Q方向的沟道及滚动体的弹性变形量为δ_N，则由**图 1** 可得：

$$(m_0+\delta_N)^2=(m_0\cdot\sin\alpha_0+\delta_a)^2+(m_0\cdot\cos\alpha_0)^2$$

$$\therefore\ \delta_N=m_0\left\{\sqrt{(\sin\alpha_0+\frac{\delta_a}{m_0})^2+\cos^2\alpha_0}-1\right\}\quad\cdots\cdots(1)$$

滚动体载荷Q与弹性变形量δ_N之间的关系如下式所示。

$$Q=K_N\cdot\delta_N^{3/2}\cdots\cdots(2)$$

式中，K_N：由材料、尺寸、形状决定的常数

$$\therefore\ m_0=(\frac{r_e}{D_w}+\frac{r_i}{D_w}-1)D_w=B\cdot D_w$$

由式（1）、（2）可得：

$$Q=K_N(B\cdot D_w)^{3/2}\left\{\sqrt{(\sin\alpha_0+h)^2+\cos^2\alpha_0}-1\right\}^{3/2}$$

其中，$h=\frac{\delta_a}{m_0}=\frac{\delta_a}{B\cdot D_w}$

设 $K_N=K\cdot\frac{\sqrt{D_w}}{B^{3/2}}$ 则，

$$Q=K\cdot D_w^2\left\{\sqrt{(\sin\alpha_0+h)^2+\cos^2\alpha_0}-1\right\}^{3/2}\quad(3)$$

另外，由**图 2** 可得施加于轴承的轴向载荷与滚动体载荷的关系为：

$$F_a=Z\cdot Q\cdot\sin\alpha\cdots\cdots(4)$$

再由**图 1** 得：

$$(m_0+\delta_N)\sin\alpha=m_0\cdot\sin\alpha_0+\delta_a$$

$$\therefore\sin\alpha=\frac{m_0\cdot\sin\alpha_0+\delta_a}{m_0+\delta_N}=\frac{\sin\alpha_0+h}{1+\frac{\delta_N}{m_0}}$$

将式 1 代入，则

$$\sin\alpha=\frac{\sin\alpha_0+h}{\sqrt{(\sin\alpha_0+h)^2+\cos^2\alpha_0}}\quad\cdots\cdots(5)$$

将式（3）、（5）代入式（4），即可求出轴承轴向载荷F_a与轴向位移δ_a的关系：

$$F_a=K\cdot Z\cdot D_w^2\cdot\frac{\left\{\sqrt{(\sin\alpha_0+h)^2+\cos^2\alpha_0}-1\right\}^{3/2}\times(\sin\alpha_0+h)}{\sqrt{(\sin\alpha_0+h)^2+\cos^2\alpha_0}}\quad\cdots\cdots(6)$$

式中，K：由轴承材料・设计决定的常数

D_w：钢球直径

Z：钢球个数

α_0：初期接触角（单列深沟球轴承）可由 **4.6** 项（96 页）式（5）求出。

但是，实际轴向位移会因轴、轴承座的壁厚材质及与轴的配合而不相同。因此，有关此类装配条件下的轴向位移，请向 NSK 咨询。

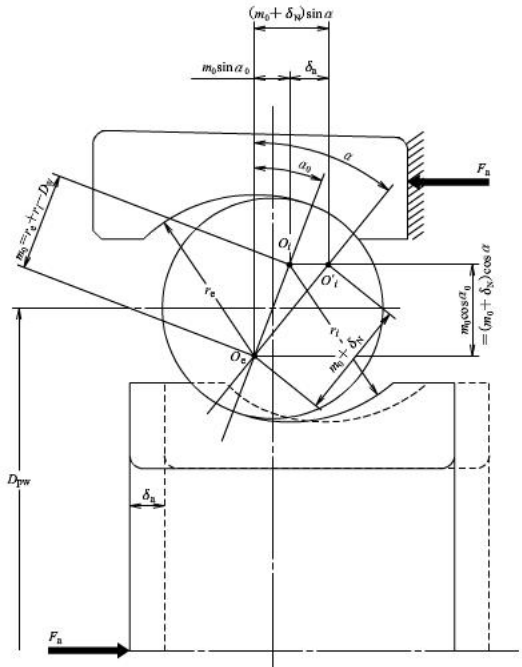


图 1

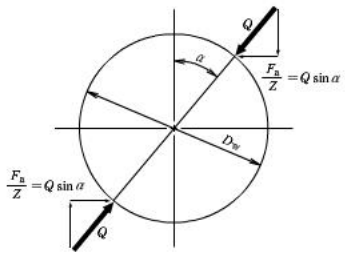


图 2

图 3 表示单列深沟球轴承 6210 及 6310 原始接触角分别为 $\alpha_0=0°$, 10°, 15° 时，轴向载荷与轴向位移的关系。原始接触角越大，轴承的轴向刚度越高，6210 与 6310 承受相等轴向载荷时的轴向位移量的差也越小。另外，α_0 取决于轴承沟道曲率半径与径向游隙。

图 4 表示 72 系列轴承在原始接触角分别为 15°(C)，30°(A)，40°(B) 时，轴向载荷与轴向位移的关系。

由于角接触球轴承的原始接触角较大，如果 70 系列，73 系列轴承也采用同一接触角和内径代号，就基本与 72 系列数值相同。

对于角接触球轴承，为了控制旋转精度并减小承受外加载荷时的弹性变形量，大都采用组合轴承的形式，并对其施加预紧。

为了将承受外加载荷时的弹性变形量控制在必要限度以内，在确定预紧量时就应了解变形量随承载变化的关系特性。承载与变形量的关系由**式（6）**可知 $F_a \propto \delta_a^{3/2}$ 或 $\delta_a \propto F_a^{2/3}$，即轴向变形量 δ_a 与轴向载荷 F_a 的 2/3 次方成正比。该轴向载荷的指数小于 1，就意味着随着轴向载荷的增加，轴向位移的幅度变小（见**图 4**），这就成为施加预紧、控制位移的根据。

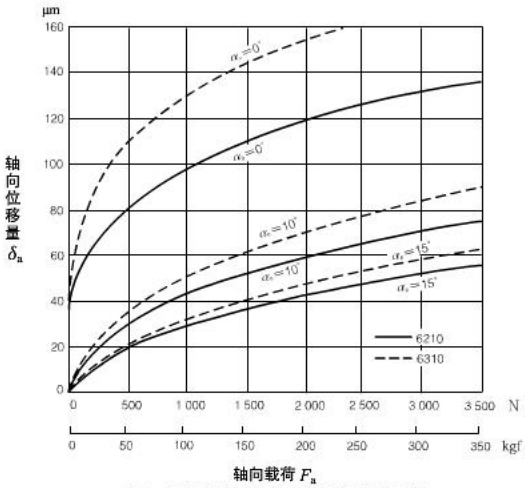


图 3 深沟球轴承的轴向载荷与轴向位移

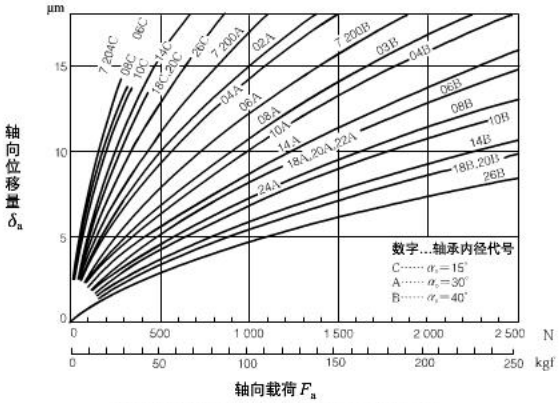


图 4 角接触球轴承的轴向载荷与轴向位移

6.5 圆锥滚子轴承的轴向位移

圆锥滚子轴承与角接触球轴承一样，也采用2套一组安装，其使用与角接触球轴承相同。

例如，机床主轴轴承及汽车减速器齿轮轴承等，为了提高轴的刚度，也都施加预紧。

了解轴向载荷与轴向位移的关系对施加预紧安装轴承非常重要。

圆锥滚子轴承本身的轴向位移，Palmgren的实验公式(1)与实测值基本吻合。

但是，实际轴向位移会因轴、轴承座壁厚、材质以及与轴承的配合情况而不同。故而，有关此类装配条件下的轴向位移，请向NSK咨询。

$$\left.\begin{aligned}\delta_a &= \frac{0.000077}{\sin\alpha}\cdot\frac{Q^{0.9}}{L_{we}^{0.8}} \quad (\mathrm{N})\\ &= \frac{0.0006}{\sin\alpha}\cdot\frac{Q^{0.9}}{L_{we}^{0.8}} \quad \{\mathrm{kgf}\}\end{aligned}\right\}\cdots\cdots(1)$$

式中，δ_a：内、外圈轴向位移量(mm)

α：接触角＝外圈锥角的1/2(°)，(见165页图1)

Q：滚动体载荷(N)，{kgf}

$Q=\dfrac{F_a}{Z\sin\alpha}$

L_{we}：滚子有效长度(mm)

F_a：轴向载荷(N)，{kgf}

Z：滚子个数

式(1)可由式(2)表示：

$$\delta_a = K_a\cdot F_a^{0.9} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(2)$$

其中，

$$K_a = \frac{0.000077}{(\sin\alpha)^{1.9}Z^{0.9}L_{we}^{0.8}} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(\mathrm{N})$$

$$= \frac{0.0006}{(\sin\alpha)^{1.9}Z^{0.9}L_{we}^{0.8}} \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\{\mathrm{kgf}\}$$

K_a是由轴承内部结构设计形式决定的常数，圆锥滚子轴承的轴向载荷与轴向位移见图1。

圆锥滚子轴承的位移量与轴向载荷的0.9次方成正比，而球轴承则与其2/3次方成正比，故而，施加预紧控制位移的效果，则是球轴承较大。

圆锥滚子轴承如果盲目地加大预紧，会造成发热、咬粘(俗称烧伤)、缩短寿命等，应特别注意。

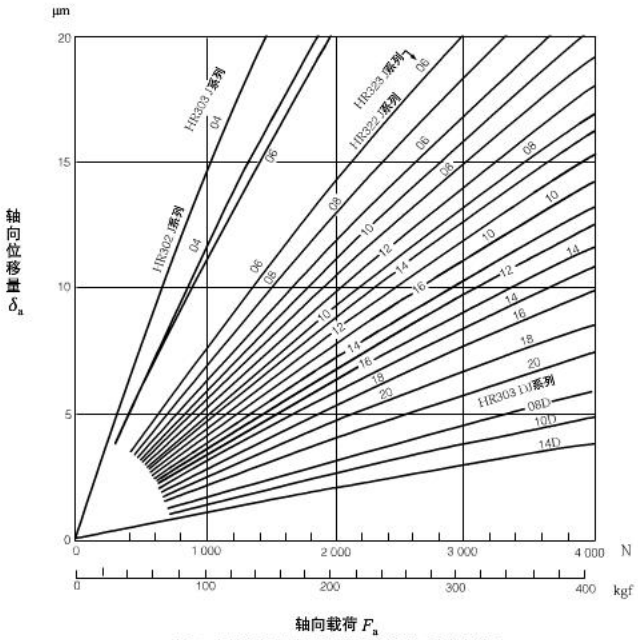


图1 圆锥滚子轴承的轴向载荷与轴向位移

7 滚动轴承的启动力矩与旋转力矩

7.1 角接触球轴承的预紧量与启动力矩

角接触球轴承与圆锥滚子轴承一样，一般不单套安装，而是 2 套成对安装或者 2 套以上组合使用。

对于背靠背组合轴承和面对面组合轴承，施加预紧量可以调节轴承的刚度，其标准预紧量分为微 (EL)、轻 (L)、中 (M)、重 (H)4 种。增大预紧量，轴承摩擦力矩也会增大。

角接触球轴承的启动力矩，主要是由于球与内、外圈接触面的自转摩擦产生的力矩。

轴承旋转产生的启动力矩 M 由式 (1) 表示。

$$M=M_s Z\sin\alpha \ \text{(mN·m), \{kgf·mm\}} \quad \cdots\cdots(1)$$

式中， M_s ： 以接触角 α 的轴为中心的旋转摩擦

$$M_s=\frac{3}{8}\mu_s\cdot Q\cdot a\ E(k) \quad \text{(mN·m), \{kgf·mm\}}$$

μ_s ： 接触面的滑动摩擦系数

Q ： 滚动体载荷 (N),{kgf}

a ： 接触椭圆的长轴半径 (mm)

$E(k)$ ： 以 $k=\sqrt{1-\left(\frac{b}{a}\right)^2}$ 为分母的第二种正椭圆积分

b ： 接触椭圆的短轴半径 (mm)

Z ： 球数

α ： 接触角 (°)

接触角为 15° 的角接触球轴承，其实验结果与式 (1) $\mu_s=0.15$ 的计算结果十分吻合。图 1 所示为 70C 及 72C 系列轴承摩擦力矩的计算结果。

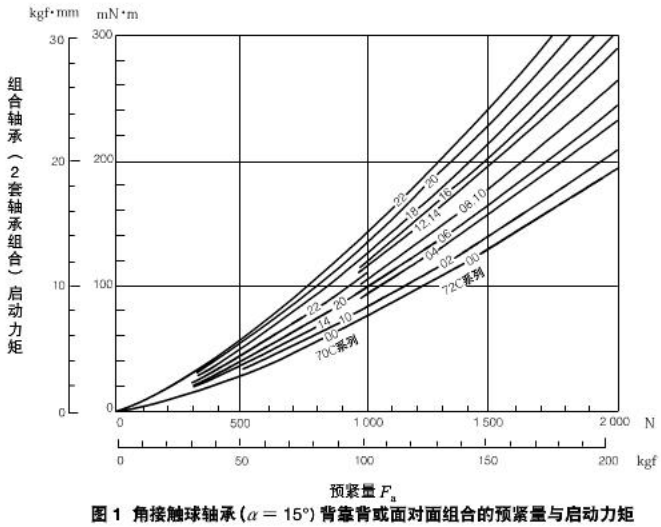


图 1 角接触球轴承 ($\alpha=15°$) 背靠背或面对面组合的预紧量与启动力矩

7.2 圆锥滚子轴承的预紧量与启动力矩

圆锥滚子轴承受轴向载荷 F_a 时，滚子受力平衡如式 (1)、(2)、(3) 所示。

$$Q_e = \frac{F_a}{Z \sin \alpha} \cdots\cdots (1)$$

$$Q_i = Q_e \cos 2\beta = \frac{\cos 2\beta}{Z \sin \alpha} F_a \cdots\cdots (2)$$

$$Q_f = Q_e \sin 2\beta = \frac{\sin 2\beta}{Z \sin \alpha} F_a \cdots\cdots (3)$$

式中，Q_e ： 外圈作用于滚动体的载荷 (N),{kgf}

Q_i ： 内圈作用于滚动体的载荷 (N),{kgf}

Q_f ： 内圈大挡边作用于滚动体的载荷 (N),{kgf}

（令 $Q_f \perp Q_i$）

Z ： 滚子数

α ： 接触角＝外圈锥度的 1/2(°)

β ： 滚子锥角的 1/2(°)

D_{w1} ： 滚子大端面直径 (mm)（图 1）

e ： 滚子端面与挡边的接触位置（图 1）

如图 1 所示，当外圈承受圆周切向力 F 时，滚子朝该方向滚动，接触点 C 产生与滚子旋转瞬时中心 A 相关的启动力矩 $e\ \mu_e\ Q_f$。

所以，摩擦力矩的平衡关系为

$$D_{w1} F = e\ \mu_e\ Q_f\ (\mathrm{mN{\cdot}m}),\{\mathrm{kgf{\cdot}mm}\} \cdots (4)$$

式中，μ_e：滚子端面与内圈大挡边的摩擦系数

1 套轴承的启动力矩 M 如式 (5) 所示。

$$M = F\ Z\ l$$

$$= \frac{e\ \mu_e\ l \sin 2\beta}{D_{w1} \sin \alpha} F_a\ (\mathrm{mN{\cdot}m}),\{\mathrm{kgf{\cdot}mm}\} \cdots\cdots (5)$$

$$D_{w1} = 2\ \overline{OB} \sin \beta,\ l = \overline{OB} \sin \alpha$$

代入式 (5)，则

$$M = e\ \mu_e\ \cos \beta\ F_a\ (\mathrm{mN{\cdot}m}),\{\mathrm{kgf{\cdot}mm}\} \cdots\cdots (6)$$

此启动力矩 M 只以滚子端面与内圈大挡边的滑动摩擦阻力求出。因为圆锥滚子轴承在载荷超过一定程度（相当于预紧量）时，滚子端面与内圈大挡边之间的摩擦阻力对于轴承的启动力矩起决定性作用，其他原因产生的启动力矩，可以忽略不计。在式 (5) 中，e 与 β 是由轴承设计时决定的参数，因此确定 μ_e 值，就可以计算出启动力矩。

μ_e 与 e 值具有一定的离散性，因而同一型号的单品轴承其启动力矩也都参差不齐。经一些实验事例证明，e 值用于设计时，只要按 $\mu_e = 0.20$ 的平均值计算，就能推测轴承启动力矩的平均值。

各系列圆锥滚子轴承的计算结果，如图 2 所示。

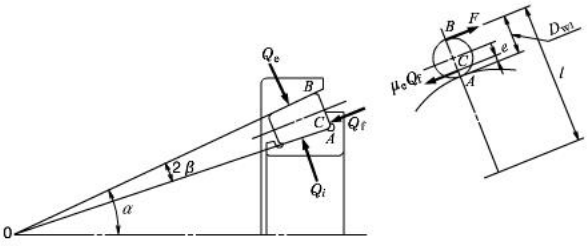


图 1

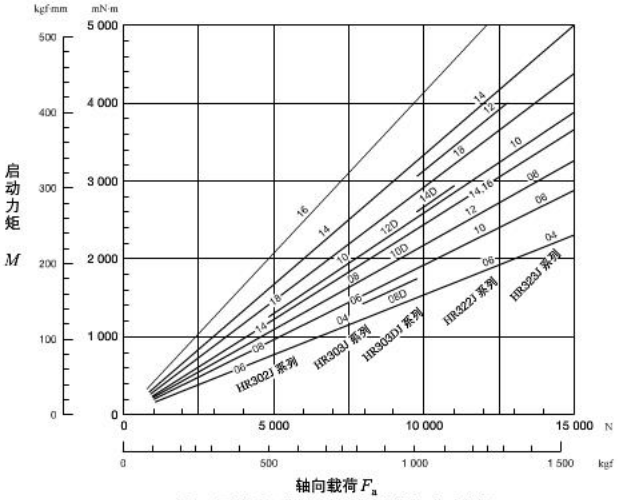


图 2 圆锥滚子轴承的轴向载荷与启动力矩

7.3 高速球轴承旋转力矩的计算公式

下面介绍高速球轴承采用喷油润滑，承受轴向载荷时，旋转力矩的计算公式。该公式以内径 10～30 mm 角接触球轴承的实验结果为依据，同时也适用于尺寸更大的轴承。

旋转力矩 M 可按**式 (1)** 以载荷 M_l 与速度 M_v 之和求出。

$$M = M_l + M_v\ (\mathrm{mN{\cdot}m}),\ \{\mathrm{kgf{\cdot}mm}\} \quad \cdots(1)$$

载荷 M_l 是与非流体摩擦速度无关的摩擦力，按照实验表示如**式 (2)**。

$$\left.\begin{aligned} M_l &= 0.672 \times 10^{-3} D_{pw}^{0.7} F_a^{1.2}\ (\mathrm{mN{\cdot}m}) \\ &= 1.06 \times 10^{-3} D_{pw}^{0.7} F_a^{1.2}\ \{\mathrm{kgf{\cdot}mm}\} \end{aligned}\right\} \cdots(2)$$

式中， D_{pw} ：滚动体节圆直径 (mm)

F_a ：轴向载荷 (N),{kgf}

速度 M_v 是流体摩擦力，受转速影响，如**式 (3)** 所示。

$$\left.\begin{aligned} M_v &= 3.47 \times 10^{-10} D_{pw}^{3} n_i^{1.4} Z_B^{a} Q^{b}\ (\mathrm{mN{\cdot}m}) \\ &= 3.54 \times 10^{-11} D_{pw}^{3} n^{1.4} Z_B^{a} Q^{b}\ \{\mathrm{kgf{\cdot}mm}\} \end{aligned}\right\} \cdots(3)$$

式中， n_i ： 内圈旋转速度 (r/min)

Z_B ： 在外圈温度下润滑油绝对粘度 (cp)

Q ： 供油量 (kg/min)

粘度及供油量的影响指数 a 与 b，将随转速而变化，分别如**式 (4)**、**(5)** 所示。

$$a = 24 n_i^{-0.37} \quad \cdots(4)$$

$$b = 4 \times 10^{-9} n_i^{1.6} + 0.03 \quad \cdots(5)$$

图 1 是高速球轴承旋转力矩测量实例，**图 2** 是计算值与测量值的对比。另外，当接触角超过 30° 时，自转摩擦的将增大，按此公式计算的旋转力矩会稍小一些。

例 题

试求高速角接触球轴承 20BNT02（ϕ 20 × ϕ 47×14）在下列工况下使用时的旋转力矩。

n_i = 70 000 r/min

F_a = 590 N,{60 kgf}

喷射润滑油的粘度 10cp

供油量 1.5 kg/min

由**式 (2)** 得：

$$\begin{aligned} M_l &= 0.672 \times 10^{-3} D_{pw}^{0.7} F_a^{1.2} \\ &= 0.672 \times 10^{-3} \times (33.5)^{0.7} \times (590)^{1.2} \\ &= 16.6\ (\mathrm{mN{\cdot}m}) \\ M_l &= 1.06 \times 10^{-3} \times (33.5)^{0.7} \times (60)^{1.2} \\ &= 1.7\ \{\mathrm{kgf{\cdot}mm}\} \end{aligned}$$

由**式 (4)** 及 **(5)** 得：

$$\begin{aligned} a &= 24 n_i^{-0.37} \\ &= 24 \times (70\,000)^{-0.37} = 0.39 \\ b &= 4 \times 10^{-9} n_i^{1.6} + 0.03 \\ &= 4 \times 10^{-9} \times (70\,000)^{1.6} + 0.03 = 0.26 \end{aligned}$$

由**式 (3)** 得：

$$\begin{aligned} M_v &= 3.47 \times 10^{-10} D_{pw}^{3} n_i^{1.4} Z_B^{a} Q^{b} \\ &= 3.47 \times 10^{-10} \times (33.5)^{3} \times (70\,000)^{1.4} \\ &\quad \times (10)^{0.39} \times (1.5)^{0.26} \\ &= 216\ (\mathrm{mN{\cdot}m}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_v &= 3.54 \times 10^{-11} \times (33.5)^{3} \times (70\,000)^{1.4} \\ &\quad \times (10)^{0.39} \times (1.5)^{0.26} \\ &= 22.0\ \{\mathrm{kgf{\cdot}mm}\} \end{aligned}$$

$M = M_l + M_v = 16.6 + 216 = 232.6\ (\mathrm{mN{\cdot}m})$

$M = M_l + M_v = 1.7 + 22 = 23.7\ \{\mathrm{kgf{\cdot}mm}\}$

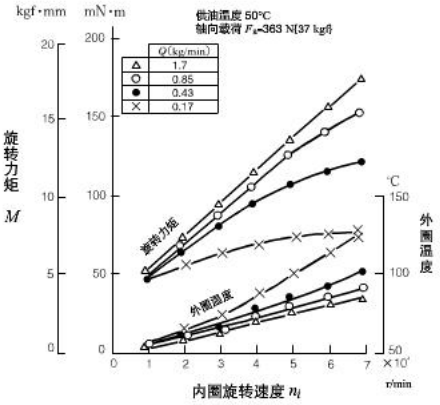


图 1 实测例

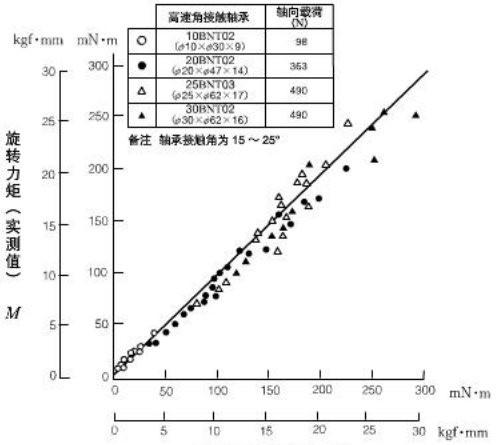


图 2 实测值与计算值的对比

7.4 圆锥滚子轴承旋转力矩的计算公式

圆锥滚子轴承在承受轴向载荷时，其旋转力矩的计算公式，主要基于下列 2 种摩擦来解析。

（1）滚子与内、外圈滚道面的滚动阻力（摩擦）－弹性滞后与 EHL 粘性滚动阻力－

（2）内圈挡边与滚子端面之间的滑动摩擦。

圆锥滚子轴承承受轴向载荷 F_a 时，经力平衡，滚子的受力如**图 1** 所示。

$$Q_e \fallingdotseq Q_i = \frac{F_a}{Z\sin\alpha} \quad \cdots\cdots(1)$$

$$Q_f = \frac{F_a \sin 2\beta}{Z\sin\alpha} \quad \cdots\cdots(2)$$

式中，Q_e：外圈作用于滚动体的载荷

Q_i：内圈作用于滚动体的载荷

Q_f：内圈大挡边作用于滚动体的载荷

Z：滚子数

α：接触角（外圈锥度的1/2）

β：滚子锥角的1/2

另一方面，考虑作用于各部位的摩擦力时，为了简化，采用滚子中央直径 D_w 建立模型，如**图 2** 所示。

式中，M_i，M_e：滚动阻力（力矩）

F_{si}，F_{se}，F_{sf}：滑动摩擦

R_i，R_e：内、外圈滚道中央半径

e：滚子端面与挡边的接触高度

在**图 2** 中，假设滚子的滑动摩擦力与力矩趋于平衡，则得下列公式。

$$F_{se} - F_{si} = F_{sf} \quad \cdots\cdots(3)$$

$$M_i + M_e = \frac{D_w}{2}F_{se} + \frac{D_w}{2}F_{si} + \left(\frac{D_w}{2} - e\right)F_{sf} \quad \cdots\cdots(4)$$

利用式 (3) 及 (4)，求出内、外圈作用于一个滚子的旋转力矩，再乘以滚子数 Z，即得 M。

$$M = Z\,(R_e\,F_{se} - M_e)$$

$$= \frac{Z}{D_w}(R_e M_i + R_i M_e) + \frac{Z}{D_w}R_e\,e\,F_{sf}$$

$$= M_R + M_S$$

即，M 由滚道面产生的摩擦、力矩 M_R 和挡边面产生的摩擦力矩 M_S 组成。其中，M_R 与 M_S 分别为滚动摩擦和滑动摩擦。

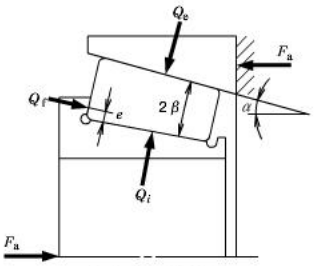


图 1 滚子受力图

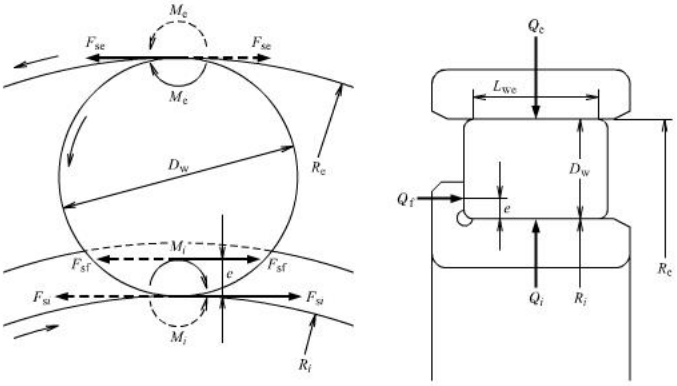


图 2 摩擦部位模型

圆锥滚子轴承的旋转力矩 M 可以用滚道面产生的滚动摩擦力矩 M_R 与挡边面产生的滑动摩擦力矩 M_S 来表示。

$$M = M_R + M_S = \frac{Z}{D_w}(R_e M_i + R_i M_e) + \frac{Z}{D_w} R_e e F_{sf} \quad \cdots\cdots(5)$$

挡边面产生的滑动摩擦力矩 M_S

M_S 中的 F_{sf} 是由滑动产生的切向力，故而，代入动摩擦系数 μ 表示为 $F_{sf} = \mu Q_f$。再代入轴向载荷 F_a，可得下式。

$$M_S = e\ \mu\ \cos\beta\ F_a \quad \cdots\cdots(6)$$

这与启动力矩的公式形式相同，μ 非恒值，随旋转条件及磨合情况而减小，反映在计算公式中如**式 (7)** 所示。

$$M_S = e\ \mu_0\ \cos\beta\ F_a f'(\Lambda,\ t,\ \sigma) \quad \cdots\cdots(7)$$

式中，$\mu_0 \approx 0.2$，$f'(\Lambda,\ t,\ \sigma)$ 是随磨合情况及油膜形成而减少的函数，启动时为 1。

滚道面产生的滚动摩擦力矩 M_R

滚道面产生的滚动摩擦，几乎都是油的粘性阻力（EHL 滚动阻力），相当于**式 (5)** 中的 M_i、M_e。虽然也有理论公式，但需要依据实验结果进行修正，添加了修正项的公式如下。

$$M_{i,\,e} = \left[f(w)\left(\frac{1}{1+0.29L^{0.78}}\right)\frac{4.318}{\alpha_0}(G\cdot U)^{0.658}W^{0.0126}R^2 L_{we}\right]_{i,\,e} \quad \cdots(8)$$

$$f(w) = \left(\frac{kF_a}{E' D_w L_{we} Z \sin\alpha}\right)^{0.3} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots(9)$$

故而，由**式 (8)** 及 **(9)** 可得 M_R：

$$M_R = \frac{Z}{D_w}(R_e M_i + R_i M_e)$$

轴承旋转力矩 M

如上所述，圆锥滚子轴承的旋转力矩 M 可由**式 (10)** 表示。

$$M = \frac{Z}{D_w}(R_e M_i + R_i M_e) + e\ \mu_0\ \cos\beta\ F_a f'(\Lambda,\ t,\ \sigma) \quad \cdots\cdots(10)$$

如**图 3**，**图 4** 所示，**式 (10)** 的值与实测值十分吻合，使得精确度高的旋转力矩估算成为可能。如有相关要求，请与 NSK 商洽。

（符号说明）

- G, W, U ：EHL 无量纲量
- L ：热负荷系数
- α_0 ：润滑油粘度的压力系数
- R ：等效半径
- k ：常数
- E' ：等效弹性系数
- α ：接触角＝外圈锥度的 1/2(°)
- R_i, R_e ：内、外圈滚道半径（中央）
- β ：滚子锥角的 1/2
- i, e ：分别表示内、外圈
- L_{we} ：滚子有效长度

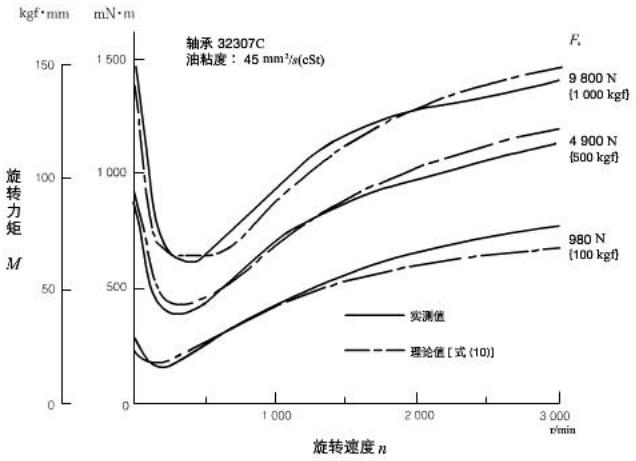


图 3 理论值与实测值的对比

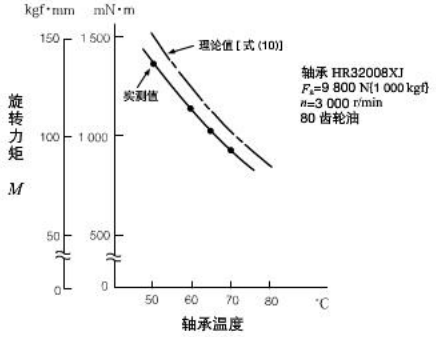


图 4 粘度变化与旋转力矩

8 滚动轴承的结构形式与极限轴向载荷

8.1 向心球轴承接触角的变化与极限轴向载荷

8.1.1 轴向载荷引起的接触角变化

当轴向载荷施加于向心球轴承时，滚动体与滚道均产生弹性变形，使接触角增大，接触区域增大。在产生发热、咬粘（俗称烧伤）等情况时，拆卸轴承，通过观察滚动痕迹，了解轴承在工作中接触角的变化，来判断是否施加了异常轴向载荷。

轴承的轴向载荷 F_a 和滚动体载荷 Q 与接触角 α 之间，存在如下关系（见 **6.4** 节 <156 页>**式 (3)**、**(4)**、**(5)**）。

$$F_a = Z Q \sin\alpha$$
$$= K Z D_w^2 \{\sqrt{(\sin\alpha_0 + h)^2 + \cos^2\alpha_0} - 1\}^{3/2} \cdot \sin\alpha \quad \cdots\cdots (1)$$

$$\alpha = \sin^{-1} \frac{\sin\alpha_0 + h}{\sqrt{(\sin\alpha_0 + h)^2 + \cos^2\alpha_0}} \quad \cdots\cdots (2)$$

$$h = \frac{\delta_a}{m_0} = \frac{\delta_a}{r_e + r_1 - D_w}$$

通过观察滚道，确定**式 (2)** 中变量 δ_a，求出与接触角相当的 α 值，将 δ_a、α 代入**式 (1)**，便可推算出轴承的轴向载荷 F_a。

依据轴承设计参数，由轴向载荷近似求出接触角 α。

单列向心球轴承基本额定静载荷 C_{0r} 如**式 (3)** 所示：

$$C_{0r} = f_0 \, Z \, D_w^2 \cos\alpha_0 \quad \cdots\cdots (3)$$

式中，f_0：由轴承滚道和滚动体形状以及适宜的应力水平决定的系数。

由**式 (1)**、**(3)** 可得**式 (4)**

$$\frac{f_0}{C_{0r}} F_a = A \, F_a$$
$$= K \{\sqrt{(\sin\alpha_0 + h)^2 + \cos^2\alpha_0} - 1\}^{3/2} \frac{\sin\alpha}{\cos\alpha_0} \quad \cdots\cdots (4)$$

K：由轴承材料、设计形式决定的常数

即，确定 h，由**式 (2)** 求出 α，再将该 h 与 α 代入**式 (4)**，便可求得 $A \, F_a$。

利用这一关系，按角接触球轴承的内径代号，逐一将 A 值列于**表 1**，$A \, F_a$ 与 α 的关系见**图 1**。

例 题 1

试计算纯轴向载荷 $F_a = 35.0$kN（基本额定静载荷的 50%）加于角接触球轴承 7215C 时，接触角的变化。

由**表 1** 得 $A = 0.212$，由**图 1** 得

$A \, F_a = 0.212 \times 35.0 = 7.42$、$\alpha \fallingdotseq 26°$。

初期接触角为 15° 的角接触球轴承在承受轴向载荷后，接触角变为 26°。

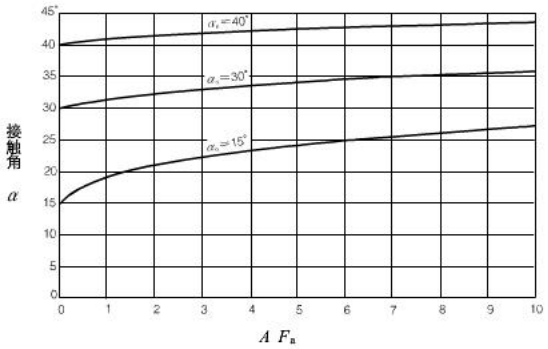


图 1 角接触球轴承承受轴向载荷引起的接触角变化

表 1 角接触球轴承的常数 A

单位：kN

轴承内径代号	轴承系列 70			轴承系列 72			轴承系列 73		
	15°	30°	40°	15°	30°	40°	15°	30°	40°
05	1.97	2.05	2.31	1.26	1.41	1.59	0.838	0.850	0.961
06	1.45	1.51	1.83	0.878	0.979	1.11	0.642	0.651	0.736
07	1.10	1.15	1.38	0.699	0.719	0.813	0.517	0.528	0.597
08	0.966	1.02	1.22	0.562	0.582	0.658	0.414	0.423	0.478
09	0.799	0.842	1.01	0.494	0.511	0.578	0.309	0.316	0.357
10	0.715	0.757	0.901	0.458	0.477	0.540	0.259	0.265	0.300
11	0.540	0.571	0.681	0.362	0.377	0.426	0.221	0.226	0.255
12	0.512	0.542	0.645	0.293	0.305	0.345	0.191	0.195	0.220
13	0.463	0.493	0.584	0.248	0.260	0.294	0.166	0.170	0.192
14	0.365	0.388	0.460	0.226	0.237	0.268	0.146	0.149	0.169
15	0.348	0.370	—	0.212	0.237	0.268	0.129	0.132	0.149
16	0.284	0.302	0.358	0.190	0.199	0.225	0.115	0.118	0.133
17	0.271	0.288	0.341	0.162	0.169	0.192	0.103	0.106	0.120
18	0.228	0.242	0.287	0.140	0.146	0.165	0.0934	0.0955	0.108
19	0.217	0.242	0.273	0.130	0.136	0.153	0.0847	0.0866	0.0979
20	0.207	0.231	0.261	0.115	0.119	0.134	0.0647	0.0722	0.0816

同样，深沟球轴承 $A\ F_a$ 与 α 的关系如**图 2** 所示，A 值见**表 2**。

例 题 2

试计算深沟球轴承 6215 承受纯轴向载荷 F_a = 24.75 kN（基本额定静载荷的 50 %）时，接触角的变化。此时，径向游隙取标准游隙的中值（0.020 mm）。

由 **4.6** 节（99 页 - **图 3**）可得原始接触角为 10°。由**表 2** 可得 A = 0.303，由**图 2** 可得 $A\ F_a$ = 0.303 × 24.75 ≒ 7.5，α ≒ 24°。

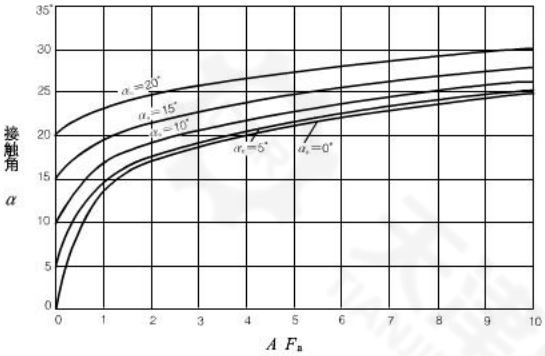


图 2 深沟球轴承承受轴向载荷后，接触角的变化

表 2 深沟球轴承的常数 A　　单位：kN^{-1}

轴承内径代号	轴承系列 62				
	0°	5°	10°	15°	20°
05	1.76	1.77	1.79	1.83	1.88
06	1.22	0.23	1.24	1.27	1.30
07	0.900	0.903	0.914	0.932	0.958
08	0.784	0.787	0.796	0.811	0.834
09	0.705	0.708	0.716	0.730	0.751
10	0.620	0.622	0.630	0.642	0.660
11	0.490	0.492	0.497	0.507	0.521
12	0.397	0.398	0.403	0.411	0.422
13	0.360	0.361	0.365	0.373	0.383
14	0.328	0.329	0.333	0.340	0.349
15	0.298	0.299	0.303	0.309	0.317
16	0.276	0.277	0.280	0.285	0.293
17	0.235	0.236	0.238	0.243	0.250
18	0.202	0.203	0.206	0.210	0.215
19	0.176	0.177	0.179	0.183	0.188
20	0.155	0.156	0.157	0.160	0.165

8.1.2 深沟球轴承的极限轴向载荷

本节所谓极限轴向载荷，是指向心球轴承承受轴向载荷时，由于接触角发生变化，球与沟道的接触椭圆边缘正好达到沟肩时的载荷。它与利用轴向静载荷系数 Y_0 求出的当量静载荷 P_0 的极限值不同，此极限值由基本额定静载荷 C_{0r} 决定。而且，需要注意的是，即使轴承的轴向载荷小于 P_0 的极限值，接触椭圆也可能爬越沟道挡边。

向心球轴承的极限轴向载荷 $F_{a\,max}$ 可由下式求出。

由 **8.1.1 式 (1)** 右端与**式 (2)**，可得承载 F_a 时的接触角 α，Q 由下式求得。

$$Q = \frac{F_a}{Z \sin\alpha}$$

另外，**图 1** 的 θ 可由 **5.4 节式 (2)** 求出。

$$2a = A_2\ \mu \left(\frac{Q}{\Sigma\rho}\right)^{1/3}$$

$$\therefore \theta \fallingdotseq \frac{a}{r}$$

故而，极限轴向载荷即最大轴向载荷，可以由下式求出。

$$\gamma \geqq \alpha + \theta$$

在计算中，如果不了解轴承内部参数，就无法求出极限轴向载荷，故而，将深沟球轴承的极限轴向载荷计算结果列于**图 2**。

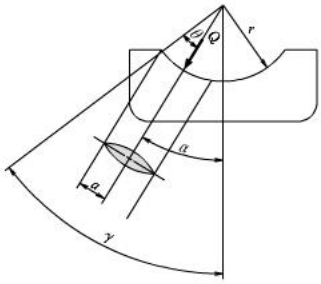


图 1

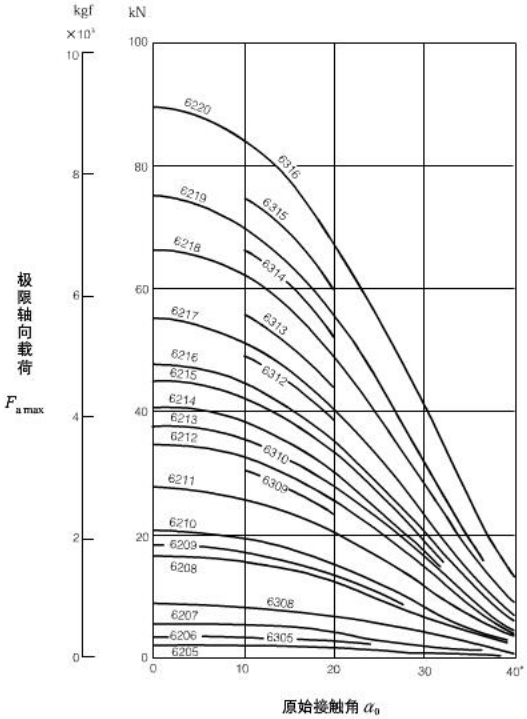


图 2　深沟球轴承的极限轴向载荷

8.2 圆柱滚子轴承的极限轴向载荷

内、外圈均带挡边或平挡圈的圆柱滚子轴承，在承受径向载荷的同时，还可以承受一定的轴向载荷。

其极限轴向载荷受到滚子端面与挡边面滑动发热，咬粘（俗称烧伤）等因素的制约。

直径系列为 3 的圆柱滚子轴承采用脂润滑或油润滑、连续承载时的极限轴向载荷如**图 1** 所示。

脂润滑（实验式）

$$C_A = 9.8f\left[\frac{900(k\cdot d)^2}{n+1\,500} - 0.023\times(k\cdot d)^{2.5}\right]\ (\mathrm{N})$$

$$= f\left[\frac{900(k\cdot d)^2}{n+1\,500} - 0.023\times(k\cdot d)^{2.5}\right]\ \{\mathrm{kgf}\} \quad \cdots\cdots(1)$$

油润滑（实验式）

$$C_A = 9.8f\left[\frac{490(k\cdot d)^2}{n+1\,000} - 0.000135\times(k\cdot d)^{3.4}\right]\ (\mathrm{N})$$

$$= f\left[\frac{490(k\cdot d)^2}{n+1\,000} - 0.000135\times(k\cdot d)^{3.4}\right]\ \{\mathrm{kgf}\} \quad \cdots\cdots(2)$$

式中， C_A ：极限轴向载荷 (N)，{kgf}
d ：轴承公称内径 (mm)
n ：轴承转速 (r/min)

另外，为了保证圆柱滚子轴承具有稳定的轴向承载能力，还要考虑轴承及其周围的情况：

○承受轴向载荷时，必须承受径向载荷；
○滚子端面与挡边面之间必须有充足的润滑剂；
○应使用极压性高的润滑剂；
○应充分进行磨合运转；
○轴承具有高安装精度；
○径向游隙不宜过大。

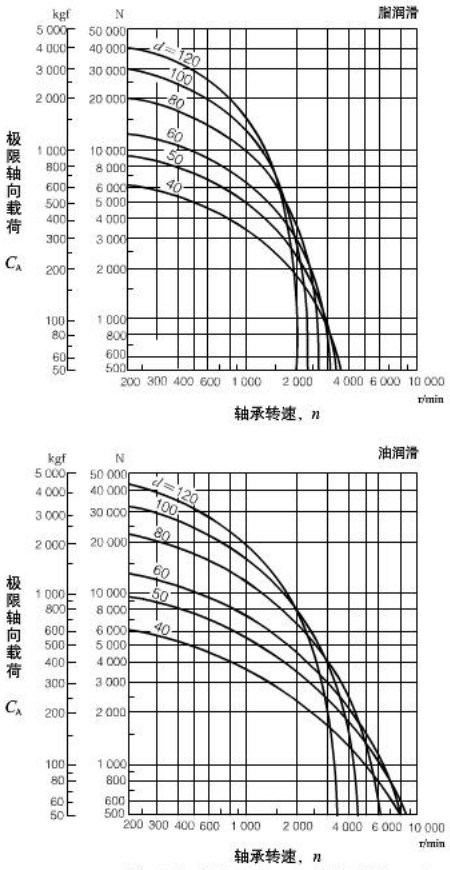
另外，轴承转速极低或高于极限转速的 50 %，以及轴承内径超过 200 mm 的圆柱滚子轴承，要对润滑、冷却等逐项详细研究。届时，请向 NSK 咨询。

f ：承载系数

分　类	f 值
连续承载时	1
间歇承载时	2
短时间承载时	3

k ：尺寸系数

分　类	k 值
轴承直径系列 2	0.75
轴承直径系列 3	1
轴承直径系列 4	1.2



直径系列 3 的轴承 (k = 1.0) 连续承载时 (f = 1)

图 1　圆柱滚子轴承的极限轴向载荷

9 轴承润滑

9.1 强制循环供油方式的供油量

轴承在高速运转时，由于轴承自身的滚动摩擦及润滑剂的搅拌产生的热量，使轴承温度迅速升高。

如将热量有效地传递出去，就能防止轴承过热，保证润滑油膜充足，从而使轴承在高速状态下能稳定持续地运转。

散热降温的方法很多，将润滑油大量循环供入轴承内部，直接吸收轴承热量的方法十分有效。这种方法，称为强制循环供油方式。

此时，供油量多少为好？由于牵涉到使用设备所允许的极限温度，散热效果和油搅拌发热等因素，故而，大都凭实践经验决定。

现将计算轴承强制循环供油量指标的经验公式介绍如下：

$$\left.\begin{aligned} Q &= \frac{0.19\times10^{-5}}{T_2-T_1}\,d\,\mu\,n\,F\ (\mathrm{N}) \\ &= \frac{1.85\times10^{-5}}{T_2-T_1}\,d\,\mu\,n\,F\ \{\mathrm{kgf}\} \end{aligned}\right\}\quad(1)$$

式中，Q ： 供油量 (l/min)

T_1 ： 注油口油温（℃）

T_2 ： 排油口油温（℃）

d ： 轴承内径 (mm)

μ ： 取决于轴承结构形式的动摩擦系数推算值（**表 1**）

n ： 轴承转速 (r/min)

F ： 轴承承受的载荷 (N),{kgf}

大型工矿设备常采用强制循环供油方式：例如造纸设备、冲压机械、冶金设备及各类减速机等，大多采用大型轴承。

现以减速机用自动调心滚子轴承为例，介绍供油量的计算方法。

轴　承　22324 CAM E4 C3

$d = 120$ mm

$\mu = 0.0028$

转　速　$n = 1\,800$ r/min

轴承载荷　$F = 73\,500$ N,{7 500 kgf}

温差设为　$T_2 - T_1 = 20$（℃）

$$Q \fallingdotseq \frac{0.19\times10^{-5}}{20}\times120\times0.0028\times1\,800$$

$$\times\ 73\,500 \fallingdotseq 4.2$$

由此可知，供油量约为 4 l/min。参照此值并考虑注油、排油管口径等因素，确定合适的供油量。

内径超过 200 mm 的大型轴承承受重载时，按公式计算的供油量偏多，实际使用中可取计算值的 1/2 ～ 2/3 即可。

表 1 动摩擦系数推算值

轴承类型	μ 推算值
深沟球轴承	0.0013
角接触球轴承	0.0015
调心球轴承	0.0010
推力球轴承	0.0011
圆柱滚子轴承	0.0010
圆锥滚子轴承	0.0022
调心滚子轴承	0.0028
带保持架滚针轴承	0.0015
满装型滚针轴承	0.0025
推力调心滚子轴承	0.0028

9.2 机床主轴专用轴承的润滑脂填充量

以加工中心和数控车床为代表的新型机床为了提高加工效率和加工精度，需要提高主轴转速。随之，影响加工精度的主轴温升就成了问题。

而且，尤其内径≦150 mm 的主轴专用轴承普遍采用脂润滑方式。

用脂润滑方式，如果填入轴承的润滑脂过多，尤其在刚刚填充后的初期运转中会造成异常发热，有可能导致润滑脂劣化。为了避免发生这种情况，就需要足够时间，进行充分地磨合运转。

NSK 凭借以往经验，为保证在无碍润滑性能的前提下简化磨合运转，特对机床主轴专用轴承的润滑脂标准填充量提出建议：圆柱滚子轴承为轴承空间容积的 10 %，角接触球轴承为其空间容积的 15 %。

表 1 列出了主轴常用轴承约为轴承空间容积 10 ～ 15 % 的润滑脂标准填充量。而在实际使用时，可以采用下列简易公式计算出参考值。

$$V_{10} = f \times 10^{-5}(D^2 - d^2)\,B$$

式中，V_{10} ：大概填充量 (cm^3)

D ：公称外径 (mm)

d ：公称内径 (mm)

B ：公称轴承宽度 (mm)

$f = 1.5$ NN30 系列
BA10X
BT10X 系列

$f = 1.7$ 70，72 系列

$f = 1.4$ NN49 系列

另外，高速轴承填充的润滑脂、球轴承应采用合成油、滚子轴承应采用以矿物油为基础油的优质润滑脂，这样可以保证效果良好。

表 1 机床主轴专用轴承的润滑脂标准填充量

单位：cm

轴承内径代号	轴承内径尺寸 (mm)	填充量（每套轴承）					
		圆柱滚子轴承		高速推力角接触球轴承	角接触球轴承		高速角接触球轴承
		NN30 系列	N10B 系列	BA,BT 系列	70 系列	72 系列	BNC10 系列
10	50	1.4	1.1	1.2	1.7	3.1	1.5
11	55	2.0	1.5	2.0	2.3	4.0	2.0
12	60	2.1	1.7	2.0	2.4	4.9	2.0
13	65	2.2	1.8	2.1	2.7	5.7	2.3
14	70	3.2	2.4	3.0	3.6	6.6	3.3
15	75	3.5	2.5	3.2	3.8	7.2	3.6
16	80	4.7	3.3	4.2	5.1	8.8	4.4
17	85	4.9	3.5	4.4	5.3	10.9	4.7
18	90	6.5	4.7	6.0	6.9	13.5	6.2
19	95	6.6	4.8	6.3	7.2	16.3	6.5
20	100	6.8	5.1	6.5	7.4	19.8	6.8
21	105	9.3	6.7	8.4	9.3	23.4	8.1
22	110	11	7.8	10.1	11.9	27.0	10.1
24	120	12.5	8.1	10.8	12.3	32.0	10.8
26	130	18	12.4	16.5	19.5	35.3	16.1
28	140	20	—	17.1	20.7	42.6	17.0
30	150	23	—	21.8	25.8	53.6	21.2
32	160	29	—	26.9	33.8	62.6	25.5
44	170	38	—	32.4	41.6	81.4	33.2

备注： 双列推力角接触球轴承○○ TAC20D，可按一同安装的双列圆柱滚子轴承 NN30，填充等量的润滑脂。

9.3 深沟球轴承的空间容积与润滑脂填充量

滚动轴承采用脂润滑，可以简化轴承周边结构，随着润滑脂质量的提高，已被广为采用。

在采用脂润滑时，关键是要选择适合运转条件的润滑脂，但轴承及轴承座内的填充量也对轴承温升、力矩等影响很大，故而也应引起充分的注意。

填入轴承空间及轴承座内的润滑脂量，因轴承座的结构、空间容积、润滑脂品牌、环境情况等而有所差别。通常指标如下。

首先，轴承内部应填充足够的润滑脂。届时，也要将润滑脂送入保持架引导面等部位。其次，要采用轴承座内除去轴及轴承外的空间净容积，按轴承转速与综合样本中所列极限转速的关系填充润滑脂：

到 50 % 时　　1/2 ～ 2/3

50 % 以上时　　1/3 ～ 1/2

有些场合还要考虑降低摩擦力矩，防止发热等因素而将填充量降至更少。另外，超低速轴承，由于要提高防尘、防水性能，而近乎填满。

因此，在确定适宜填充量时，必须掌握轴承座及每套轴承的空间容积。为此，在**表 1** 中列出了开型深沟球轴承的空间容积，以供参考。

另外，开型深沟球轴承的空间容积，是指内、外圈之间的空间扣除球与保持架体积之后的净容积。

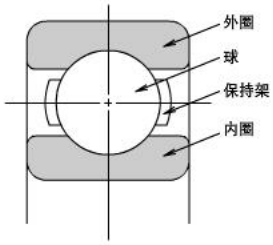


表 1 开型深沟球轴承的空间容积

单位：cm

轴承内径代号	轴承的空间容积 轴承系列 60	62	63	轴承内径代号	轴承的空间容积 轴承系列 60	62	63
00	1.2	1.5	2.9	14	34	61	148
01	1.2	2.1	3.5	15	35	67	180
02	1.6	2.7	4.8	16	47	84	213
03	2.0	3.7	6.4	17	48	104	253
04	4.0	6.0	7.9	18	63	127	297
05	4.6	7.7	12	19	66	155	345
06	6.5	11	19	20	68	184	425
07	9.2	15	25	21	88	216	475
08	11	20	35	22	114	224	555
09	14	23	49	24	122	310	675
10	15	28	64	26	172	355	830
11	22	34	79	28	180	415	1 030
12	23	45	98	30	220	485	1 140
13	24	54	122	32	285	545	1 410

备注：表中所列为采用钢板冲压保持架的轴承空间容积，采用超强黄铜车制保持架的轴承空间容积约为表值的 50 ～ 60 %。

9.4 角接触球轴承的空间容积

角接触球轴承，用于机床主轴、立式水泵电机、蜗轮减速机等等之中。

它大都采用脂润滑，而脂润滑的轴承，其温升及耐久性能都会受到润滑脂填充量的影响。因此，要想充分发挥轴承性能，根据使用条件适量填充润滑脂乃是关键所在。为此，必须首先了解所用轴承的空间容积。

角接触球轴承，由其轴承系列、接触角或保持架类型等等组合成众多种类，下面介绍常用轴承的空间容积。

表 1 是常规用途，带冲压保持架轴承的空间容积，**表 2** 是带超强黄铜保持架轴承的空间容积。

表中的接触角代号 A、B、C，表示轴承的公称接触角分别为 30°、40°、15°。

表 1 角接触球轴承的空间容积－1
（带冲压保持架）

单位：cm³

轴承代号	轴承的空间容积			
	轴承系列－接触角代号			
	72A	72B	73A	73B
00	1.5	1.4	2.9	2.8
01	2.1	2.0	3.7	3.5
02	2.8	2.7	4.8	4.6
03	3.7	3.6	6.2	5.9
04	6.2	5.9	8.4	8.0
05	7.8	7.4	13	12
06	12	11	20	19
07	16	15	26	24
08	20	19	36	34
09	25	24	48	45
10	28	27	63	60

表 2 角接触球轴承的空间容积－2
（带超强黄铜车制保持架）

单位：cm

轴承代号	轴承的空间容积				
	轴承系列－接触角代号				
	70C	72A 72C	72B	73A 73C	73B
00	0.9	1.0	1.0	2.2	2.1
01	0.9	1.6	1.6	2.5	2.5
02	1.2	1.9	1.9	3.4	3.3
03	1.6	2.7	2.7	4.6	4.4
04	3.0	4.7	4.2	6.1	5.9
05	3.5	6.0	5.3	9.2	9.0
06	4.3	8.5	8.1	14	13
07	6.5	12	11	18	17
08	8.3	14	14	25	24
09	10	18	17	34	33
10	11	20	20	45	44
11	16	26	25	57	55
12	17	33	31	71	69
13	18	38	37	87	83
14	24	43	42	107	103
15	24	47	45	129	123
16	34	58	57	152	146
17	37	71	70	179	172
18	44	88	85	207	201
19	44	105	105	261	244
20	47	127	127	282	278

9.5 圆柱滚子轴承的空间容积

圆柱滚子轴承，大多采用可以简化轴承座外围结构、易于维修的脂润滑方式。在使用时，按轴承使用条件选择合适的润滑脂，并且注意包含轴承座在内的润滑脂填充量、填充部位等。

圆柱滚子轴承在结构上又按其内 / 外圈有无挡边或平座圈，分为 NU 型、NJ 型、N 型、NF 型、NH 型、NUP 型等，即使同一尺寸系列的轴承，其空间容积也不相同。而且，因保持架类型即带冲压保持架或超强黄铜车制保持架而有所差异。

表 1，**表 2** 列出了圆柱滚子轴承中使用最多的 NU 型轴承的空间容积，用作决定润滑脂填充量的参考。

另外，对于 NU 型以外的其它类型，则可以通过其与 NU 型的空间容积比来决定，**表 3** 是各类圆柱滚子轴承大致的空间容积比。

例如，求带冲压保持架轴承 NJ310 的空间容积，以**表 1** 中 NU310 的空间容积 52 cm^3 乘以**表 3** 中 NJ 型的容积比 0.9，可算出 NJ310 的空间容积约为 47 cm^3。

表 1 NU 型圆柱滚子轴承的空间容积－1
（带冲压保持架） 单位：cm^3

轴承代号	轴承空间容积			
	轴承系列			
	NU2	NU3	NU22	NU23
05	6.6	11	7.8	16
06	9.6	17	12	24
07	14	22	18	35
08	18	31	22	44
09	20	42	23	62
10	23	52	26	80
11	30	68	35	102
12	37	85	45	130
13	44	107	57	156
14	51	124	62	179
15	58	155	70	226
16	71	177	85	260
17	85	210	104	300
18	103	244	134	365
19	132	283	164	415
20	151	335	200	540

表 2 NU 型圆柱滚子轴承的空间容积－2
（带超强黄铜车制保持架） 单位：cm^3

轴承代号	轴承空间容积			
	轴承系列			
	NU2	NU3	NU22	NU23
05	5.0	7.6	5.7	10
06	7.4	12	7.9	16
07	9.6	16	12	27
08	12	21	15	32
09	15	29	16	45
10	18	38	17	58
11	22	52	24	77
12	26	62	31	88
13	31	74	43	104
14	37	92	44	129
15	42	102	50	149
16	51	122	60	181
17	64	164	74	200
18	79	193	96	279
19	94	218	116	280
20	115	221	137	355

表 3 各类圆柱滚子轴承的空间容积比

NU 型	NJ 型	N 型	NF 型
1	0.90	1.05	0.95

9.6 圆锥滚子轴承的空间容积

圆锥滚子轴承能够承受径向载荷与单向轴向载荷，其承载能力很强。所以，在承载条件要求较严的机器设备中广泛采用单列轴承对置或组合。

出于维修保养等方面的考虑，大多数都采用脂润滑。其润滑的关键是选择适合运行条件的润滑脂与充分考虑轴承座内部空间的最佳填充量。

表 1 列出了圆锥滚子轴承的空间容积，以供参考。

文中圆锥滚子轴承的空间容积，是指由轴承外形尺寸体积扣除内、外圈、滚子及保持架体积后的净空间（见**图 1**）。

在填充润滑脂时，应使润滑脂充分填充至内圈挡边面、保持架兜孔面等。另外，在出现润滑脂泄漏及转矩过大等情况时，还应注意润滑脂的填充量及填充状态等等。

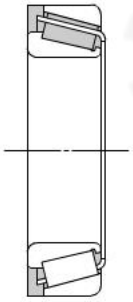


图 1 圆锥滚子轴承的空间容积

表 1

圆锥滚子轴承的空间容积

单位：cm^3

轴承代号	轴承的空间容积								
	轴承系列								
	HR329 J	HR320 XJ	HR330 J	HR331 J	HR302 J	HR322 J	HR332 J	HR303 J	HR303 DJ	HR323 J
02	—	—	—	—	—	—	—	4.5	—	—
03	—	—	—	—	3.3	4.3	—	5.7	—	—
04	—	3.5	—	—	5.3	6.6	—	7.2	—	9.2
/22	—	3.6	—	—	—	7.3	—	9.1	—	—
05	—	3.7	4.3	—	6.3	7.4	7.5	11	13	15
/28	—	5.3	—	—	8.8	9.8	10	16	—	—
06	—	6.2	6.7	—	9.2	11	12	18	21	23
/32	—	6.6	—	—	11	13	14	20	—	—
07	4.0	7.5	8.9	—	13	17	18	23	26	35
08	5.8	9.1	11	—	18	23	25	31	35	45
09	—	11	—	18	22	24	26	41	48	58
10	—	12	15	20	23	26	29	55	59	77
11	8.8	19	21	29	30	36	40	72	78	99
12	9.0	20	23	—	39	47	53	88	95	130
13	—	21	25	—	45	62	65	110	120	150
14	17	29	33	—	53	67	69	130	150	190
15	—	30	34	—	58	73	74	160	180	230
16	—	40	—	—	75	91	100	200	200	270
17	—	43	49	76	92	120	130	230	250	320
18	28	58	—	110	110	150	—	260	310	370
19	29	60	—	—	140	170	—	310	350	430
20	37	64	—	150	160	210	240	380	460	580

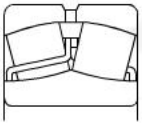
9.7 调心滚子轴承的空间容积

调心滚子轴承具有调心性并能承受较大径向载荷与双向轴向载荷。因此，在易于产生安装误差与轴心偏移的部位、轴承间距较大、轴严重挠曲的部位、或者承受较大径向载荷及冲击载荷的机构中广泛使用。而且，在立式带座外球面轴承中也大量使用。

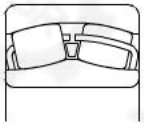
由于能够简化轴承座外围的密封结构，又易于维修保养，故而，调心滚子轴承也普遍采用脂润滑方式。选择适合运行条件的润滑脂并按轴承座的空间容积，填充适量的润滑脂乃是脂润滑的关键所在。

为作参考，**表 1** 列出了 EA 型、C 型、CD 型、CA 型调心滚子轴承的空间容积。

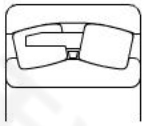
另外，在常规运行条件下，轴承的内部空间里应多填润滑脂，而轴承以外的轴承座，则以填充其容积的 1/3 ～ 2/3 为宜。



EA 型



C 型、CD 型



CA 型

表 1 调心滚子轴承的空间容积
（EA 型、C 型、CD 型、CA 型） 单位：cm^3

轴承代号	轴承空间容积				
	轴承系列				
	230	231	222	232	223
11	—	—	29	—	78
12	—	—	42	—	96
13	—	—	48	—	113
14	—	—	52	—	139
15	—	—	57	—	170
16	—	—	71	—	206
17	—	—	91	—	234
18	—	—	110	130	283
19	—	—	135	—	327
20	—	—	169	203	410
22	100	150	242	294	560
24	109	228	297	340	700
26	161	240	365	405	955
28	170	292	400	530	1 230
30	209	465	505	680	1 430
32	254	575	680	850	1 710
34	355	610	785	1 090	2 070
36	465	785	810	1 120	2 460
38	565	970	1 160	1 340	2 830
40	715	1 160	1 400	1 640	2 900
44	940	1 500	1 880	2 270	3 750
48	1 030	1 900	2 550	3 550	4 700
52	1 530	2 940	3 300	4 750	5 900
56	1 820	3 150	3 400	4 950	7 250
60	2 200	4 050	4 300	6 200	8 750

备注 22211 ～ 26、22311 ～ 24 为 EA 型轴承
23122 ～ 48、23218 ～ 44 为 C 型轴承
23022 ～ 36、22228 ～ 36 为 CD 型轴承
23038 ～ 60、23152 ～ 60、22238 ～ 60、23248 ～ 60 及 22326 ～ 60 为 CA 型轴承的空间容积。

9.8 NSK 专用润滑脂

9.8.1 感应电机轴承专用润滑脂 NS7，NSC

NS7、NSC 是 NSK 专为感应电机轴承研发的一种润滑脂，它们由氧化稳定性，热稳定性、低温流动性优异的合成油与耐水性，剪切稳定性出众的锂皂组成。

NS7、NSC 润滑脂可在－40 °C～＋140 °C 的大温区内使用。基础油的粘度 NS7 最低，NSC 则较高。故而，在强调低温性能时选用 NS7 润滑脂，而在要求高温性能时则选用 NSC 润滑脂。

特 长：

(1) 高温耐久性强，润滑脂寿命长。
(2) 低温性能优异，低温起动时轴承不易产生异音与振动。
(3) 高速旋转性能优良，很少发生漏脂。
(4) 在低温、常温下能够降低轴承摩擦力矩。
(5) 夹杂物极少，噪声性能优良。而且，NSC 润滑脂还能长期保持优异噪声性能（噪声寿命长）。
(6) 耐水性强。
(7) 抗盐水锈蚀性强。

用 途：

- 家电产品用电机（录像机、空调风扇电机、抽油烟机风扇电机）
- 办公设备用电机（硬盘驱动器主轴、软盘驱动器主轴、步进电机、IC 冷却风扇电机）
- 工业电机（鼓风机电机、水泵电机、大、中型电机）
- 汽车电机（雨刷电机）
- 汽车电器（起动马达、点火器）

表 1 NS7、NSC 润滑脂常规参数

项 目		NS7	NSC	试 验 方 法
外 观		浅褐色	浅褐色	—
增 稠 剂		锂皂	锂皂	—
基 础 油		多元醇酯，二酯	多元醇酯，二酯	—
基础油动态粘度 mm²/sec	40 °C	26.0	53.0	JIS K 2283
	100 °C	5.1	8.3	
混 合 稠 度	25 °C, 60 W	245	239	JIS K 2220 : 2003 (第7条)
滴 点	°C	192	192	JIS K 2220 : 2003 (第8条)
铜 板 腐 蚀	100 °C, 24 h	合 格	合 格	JIS K 2220 : 2003 (第9条)
蒸 发 量 %	99 °C, 22 h	0.30	0.25	JIS K 2220 : 2003 (第10条)
分 油 度 %	100 °C, 24 h	1.2	1.1	JIS K 2220 : 2003 (第11条)
氧化稳定度 kPa	99 °C, 100 h	20	20	JIS K 2220 : 2003 (第12条)
混合稳定度	25 °C, 10^5 W	294	315	JIS K 2220 : 2003 (第15条)
水冲洗耐水度 %	38 °C, 1 h	1.4	1.4	JIS K 2220 : 2003 (第16条)
低温力矩 Nm	－30 °C 起动	0.07	0.42	JIS K 2220 : 2003 (第18条)
	旋转	0.022	0.084	
防锈试验 25 °C, 48 h, 100 %RH	0.1 % NaCl	1,1,1	1,1,1	ASTM D 1743

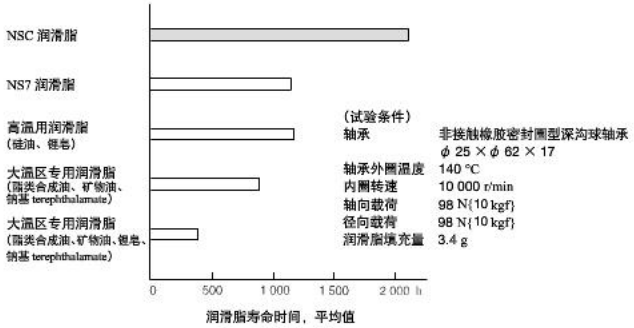


图 1 润滑脂寿命

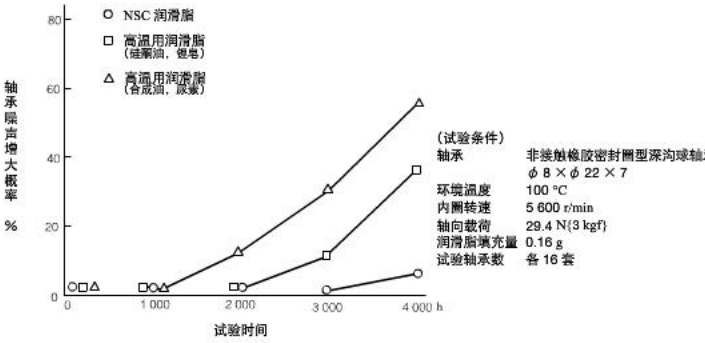


图 2 噪声寿命

9.8.2 高温轴承专用润滑脂 UMM

在滚动轴承使用的高温润滑脂中，增稠剂采用聚脲及锂基复合皂的矿物油类润滑脂具有很高的知名度，并为世界各国大量使用。但是，这些润滑脂的各种性能，诸如使用寿命、漏脂、噪声、防锈及质量的稳定性等等，尚有改进余地。

为此而研发的新一代油品 UMM 润滑脂的上述性能均优于市售高温用润滑脂且价格低廉。

特 长：

UMM 润滑脂的基础油采用精炼石蜡类矿物油，增稠剂采用耐热性，耐水性，剪切稳定性，噪声性能具佳的尿素化合物，并使用了优质的添加剂。故而，如**表 2** 所示，其耐久性、抗漏性、力矩、防锈、噪声等各种性能均优于市售高温润滑脂。

而且，由于价格低廉，更适宜需要大量润滑脂的大型轴承使用。

用 途：

- 变速箱轴承
- 其它，采用市售聚脲类，锂基复合皂类高温润滑脂的各类轴承

表 1 UMM 润滑脂常规参数

项 目		UMM	试 验 方 法
外 观		淡黄色奶油状	—
增 稠 剂		双脲	—
基 础 油		矿物油	—
基础油动态粘度 mm^2/sec	40 °C	74.4	JIS K 2283
	100 °C	9.2	
混 合 稠 度	25 °C, 60 W	267	JIS K 2220 : 2003 (第7条)
滴 点	°C	260 以上	JIS K 2220 : 2003 (第8条)
铜 板 腐 蚀	100 °C, 24 h	合 格	JIS K 2220 : 2003 (第9条)
蒸 发 量 %	99 °C, 22 h	0.23	JIS K 2220 : 2003 (第10条)
分 油 度 %	100 °C, 24 h	0.3	JIS K 2220 : 2003 (第11条)
氧 化 稳 定 度 kPa	99 °C, 100 h	29	JIS K 2220 : 2003 (第12条)
混 合 稳 定 度	25 °C, 10^5 W	310	JIS K 2220 : 2003 (第15条)
水冲洗耐水度 %	79 °C, 1 h	0.5	JIS K 2220 : 2003 (第16条)
低 温 力 矩 N·m −30 °C	起 动	0.73	JIS K 2220 : 2003 (第18条)
	旋 转	0.080	
防 锈 试 验	0.1 % NaCl 25 °C, 48 h, 100 %RH	1,1,1	ASTM D 1743

表 2 UMM 润滑脂与市售润滑脂的比较

项 目	UMM	市售润滑脂		
		矿物油 聚脲 A	矿物油 聚脲 B	矿物油 锂复合皂 C
耐热性・耐久性	○	×	△	△
剪切稳定性・漏脂	◎	△	×	◎
低 温 力 矩	○	△	○	△
防 锈 性	◎	△	◎	×
噪 声	◎	△	×	×
热硬化・久置硬化	○	×	○	△

◎ 优，○良，△普通，× 差

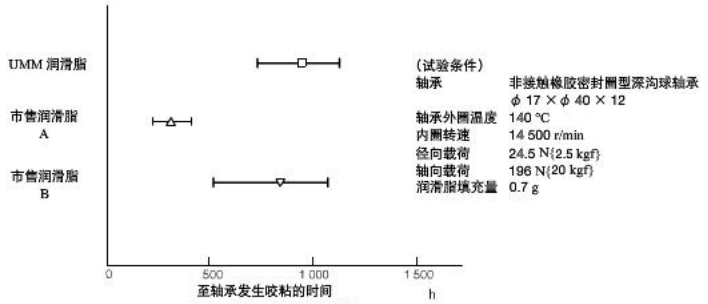


图 1 润滑脂寿命试验

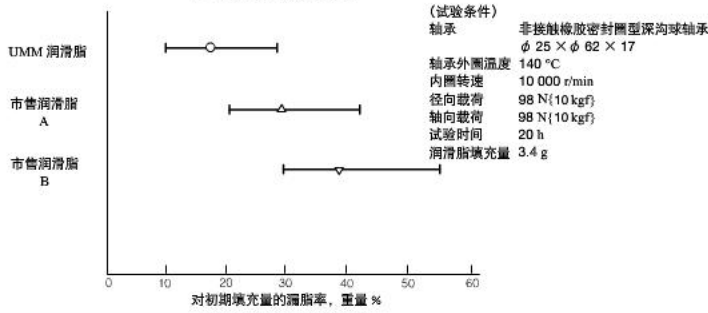


图 2 润滑脂泄漏试验

9.8.3 高温高速球轴承

专用润滑脂 ENS、ENR

由于汽车高性能、低燃耗、长寿命之需，对安装在发动机外围的电器及发动机辅机轴承的性能要求日益苛刻。这些轴承往往在高温工况下高速旋转，而且部分设备的安装位置又可能使盐水或者泥水侵入轴承内部，更有振动及重载的影响。在如此严酷工况下使用，轴承润滑脂的最佳选择就是 ENS、ENR。

特 长：

ENS、ENR 润滑脂的基础油采用氧化稳定性、热稳定性、低温流动性优异的多元醇脂，增稠剂采用耐热性、耐水性、剪切稳定性均佳的尿素化合物。并配以优异的添加剂，具有下列特长。

(1) 高温耐久性优异，处在 160 °C 的高温环境，润滑脂寿命依然很长。

(2) 由于剪切稳定性极好，故而无论高速旋转还是外圈旋转，都少有漏脂。

(3) 由于基础油粘度小，流动点低，故而显示出低力矩性能，即使在低温下起动，轴承也很少产生异音。

(4) 由于增稠剂耐水性良好，故而，即使水侵入轴承内部，润滑脂也不易变软外流。

(5) 配有适宜防锈剂，保证润滑脂寿命不减，防锈性能优异。尤其 ENR 润滑脂防锈能力特强，即使侵入高浓度盐水中，也不易发生锈蚀。

表 1 ENS、ENR 润滑脂常规参数

项 目		ENS	ENR	试 验 方 法
外 观		乳白色	乳白色	—
增 稠 剂		双脲	双脲	—
基 础 油		多元醇脂	多元醇酯	—
基础油动态粘度 mm²/sec	40 °C	31.6	31.6	JIS K 2283
	100 °C	5.8	5.8	
混 合 稠 度	25 °C, 60 W	276	237	JIS K 2220 : 2003 (第7条)
滴 点	°C	260 以上	260 以上	JIS K 2220 : 2003 (第8条)
铜 板 腐 蚀	100 °C, 24 h	合 格	合 格	JIS K 2220 : 2003 (第9条)
蒸 发 量 %	99 °C, 22 h	0.44	0.45	JIS K 2220 : 2003 (第10条)
分 油 度 %	100 °C, 24 h	1.4	0.8	JIS K 2220 : 2003 (第11条)
氧 化 稳 定 度 kPa	99 °C, 100 h	20	29	JIS K 2220 : 2003 (第12条)
混 合 稳 定 度	25 °C, 10^5 W	327	287	JIS K 2220 : 2003 (第15条)
水冲洗耐水度 %	79 °C, 1 h	1.0	0.7	JIS K 2220 : 2003 (第16条)
低 温 力 矩 Nm −30 °C	起 动	0.11	0.18	JIS K 2220 : 2003 (第18条)
	旋 转	0.027	0.031	
防 锈 试 验 25 °C, 48 h, 100 %RH	0.1 % NaCl	1,1,1	1,1,1	ASTM D 1743

用 途：

- 汽车发动机辅机（电磁离合器、交流发电机、起动电机、惰轮）
- 发动机辅机（同步皮带张紧轮、离合器释放器
- 办公设备（复印机加热辊）
- 各种电机（变频电机、伺服电机）

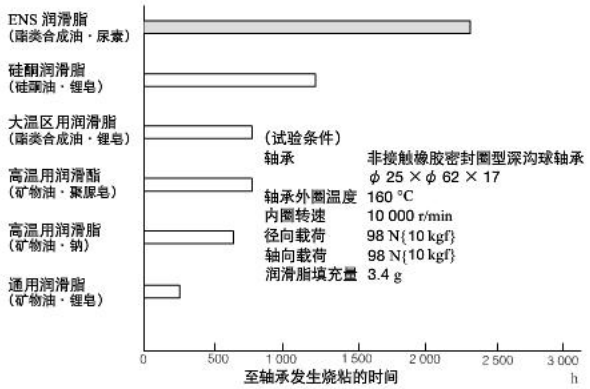


图 1 润滑脂寿命试验

表 2 轴承防锈试验

试验条件	ENS	ENR	通用润滑脂（酯类合成油，锂皂）	通用润滑脂（酯类合成油，矿物油，钠基合成油）	高温用润滑脂（矿物油，锂复合皂）	高温用润滑脂（矿物油，聚脲）
0.1% 盐水，25°C, 48h	1.1.1	1.1.1	1.1.1	1.1.1	3.3.3	1.1.1
0.5% 盐水，52°C, 24h	2.2.3	1.1.1	1.2.2	1.1.1	—	1.2.2
1.0% 盐水，52°C, 24h	—	1.1.1	—	1.2.2	—	—

（试验方法） 按照 ASTM D 1743
轴 承 圆锥滚子轴承 09074R/09194R（φ 19.05 × φ 49.23 × 23.02）
相对湿度 100 %
（评 级） 1……无锈 2……锈斑 3 个以下 3……比 2 差

9.8.4 整流子电机轴承

专用润滑脂 EA3、EA6

电扇用于汽车散热器及空调压缩机的冷却，由于 FF（前置发动机、前轮驱动）汽车无法直接在发动机上安装冷却扇。于是，随着 FF 汽车的增加，电扇的产量也迅速增长。

由于电扇装于发动机附近，故而，其电机轴承的工作温度高达 130 °C ～ 160 °C，未来还有进一步升温的趋势。尽管转速只有 2 000 ～ 3 000 r/min，低于其它汽车电器轴承，但使用传统润滑脂，却会短时间内就发生咬粘。其原因之一认为是碳刷磨粒侵入轴承之中。在如此恶劣的环境工作，电扇电机轴承最理想的润滑剂便是 EA3、EA6。

为了提高吸尘器的吸尘效果，电机转速日趋提高，近来已达 40 000 ～ 50 000 r/min 的高速。

随着电机转速的提高，就要求润滑脂具有更加优异的低力矩，低噪声和长寿命性能，而最适宜这种吸尘器电机轴承的润滑脂便是 EA3。

特长与用途

EA3 润滑脂的基础油选用氧化稳定性、热稳定性、低温流动性优异的聚 α 烯烃，增稠剂选用耐热性、耐水性极佳的尿素化合物，更配以优质的添加剂。EA6 则旨在进一步延长高温条件下的使用寿命而提高了 EA3 的基础油粘度。

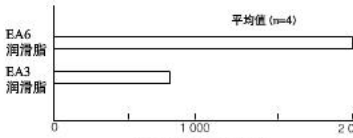
(1) 由于氧化稳定性，耐磨性更兼润滑脂本身的密封性绝佳，故而，可以防止碳刷磨粒侵入轴承之中，确保润滑脂在电风扇轴承中的寿命很长。在要求低力矩时选用 EA3，而在轴承工作温度超过 150 °C 时，选用 EA6。

(2) EA3 润滑脂以低力矩，低噪声见长，而且，流动性优异，故而，在 40 000 ～ 50 000 r/min 的高速工况下，仍能显示优异的润滑性能，在吸尘器轴承中，保持长寿命。

(3) 此外，其防锈性能亦佳，对橡胶及塑料的影响也很小。

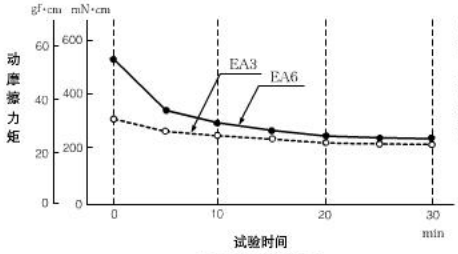
表 1 EA3、EA6 润滑脂常规参数

项目		EA3	EA6	试验方法
外观		淡黄色	淡黄色	—
增稠剂		双脲	双脲	—
基础油		聚 α 烯烃	聚 α 烯烃	—
基础油动态粘度 mm²/sec	40 °C	48.3	120.6	JIS K 2283
	100 °C	8.1	16.2	
混合稠度	25 °C, 60 W	214	210	JIS K 2220 : 2003 (第7条)
滴点	°C	260 以上	260 以上	JIS K 2220 : 2003 (第8条)
铜板腐蚀	100 °C, 24 h	合格	合格	JIS K 2220 : 2003 (第9条)
蒸发量 %	99 °C, 22 h	0.32	0.30	JIS K 2220 : 2003 (第10条)
分油度 %	100 °C, 24 h	0.1	0.1	JIS K 2220 : 2003 (第11条)
氧化稳定度 kPa	99 °C, 100 h	20	20	JIS K 2220 : 2003 (第12条)
混合稳定度	25 °C, 10^5 W	286	314	JIS K 2220 : 2003 (第15条)
水冲洗耐水度 %	79 °C, 1 h	0.9	0.9	JIS K 2220 : 2003 (第16条)
低温力矩 N·m −30 °C	起动	0.25	0.33	JIS K 2220 : 2003 (第18条)
	旋转	0.036	0.064	
防锈试验 25 °C, 48 h, 100 %RH	0.1 % NaCl	1,1,1	1,1,1	ASTM D 1743



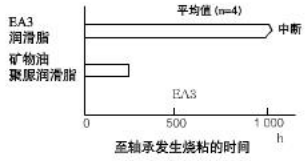
（试验条件）
轴承　非接触橡胶密封圈型深沟球轴承 ϕ 8 × ϕ 16 × 4
轴承外圈温度　150 °C ～ 160 °C
内圈转速　1 700 ～ 2 000 r/min
外加电压　DC13.5 V
润滑脂填充量　0.06 g

图 1 利用风扇电机进行的耐久试验



（试验条件）
轴承　非接触橡胶密封圈型深沟球轴承 轴承 ϕ 8 × ϕ 22 × 7
环境温度　30 °C
内圈转速　2 500 r/min
轴向载荷　29.4 N{3 kgf}
润滑脂填充量　0.16 g

图 2 动摩擦力矩



（试验条件）
轴承　非接触橡胶密封圈型深沟球轴承 ϕ 8 × ϕ 22 × 7
轴承外圈温度　90 °C
内圈转速　50 000 r/min
轴向载荷　58.8 N{3 kgf}
润滑脂填充量　0.16 g

9.8.5 水泵轴承

专用润滑脂 WPH

汽车水泵是发动机冷却水循环的设备，其轴承大多采用球与球或者球与滚子配置，轴径 16 mm，外径 30 mm 规格的轴承单元。水泵轴承单元固然装有高效密封圈，但是冷却水仍时有侵入。轴承发生的许多故障，都起因于冷却水侵入轴承。

最近，出现了追求发动机高性能，高效率并提高轴承转速的势头。加之，随着冷却水温度和发动机外围温度升高，轴承温度升高，且随着采用聚合物三角带的车型增加，车轴载荷也更大了。

在如此恶劣工况下使用的水泵轴承、轴承单元，最可靠、最理想的润滑脂就是 WPH。

特 长：

WPH 润滑脂的基础油选用氧化稳定性，热稳定性优异的聚 α 烯烃，增稠剂选用耐热性，耐水性极佳的尿素化合物，更辅以优质的添加剂，具有下列特长。

(1) 即使冷却水侵入轴承之中，润滑脂也不易变软流淌，能够长时间保持良好的润滑性能，确保轴承不易发生破损（剥落）。

(2) 高温耐久性也很优异，即使轴承温度升高，仍难发生变质，烧粘现象。

(3) 防锈性能颇佳，即使水或者冷却液侵入轴承内部，也不会发生锈蚀。

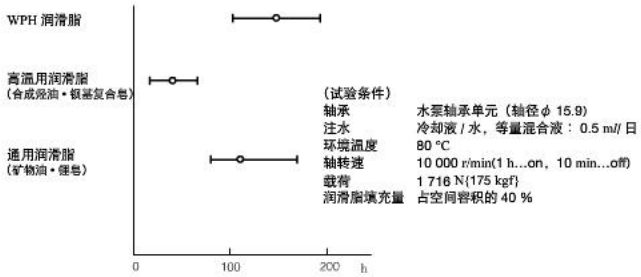


图 1 水泵轴承单元润滑脂耐水性能试验

表 1 WPH 润滑脂常规参数

项 目		WPH	试 验 方 法
外 观		淡黄色奶油状	—
增 稠 剂		双脲	—
基 础 油		聚 α 烯烃	—
基础油动态粘度 mm²/sec	40 °C	95.8	JIS K 2283
	100 °C	14.4	
混 合 稠 度	25 °C, 60 W	240	JIS K 2220 : 2003 (第7条)
滴 点	°C	259	JIS K 2220 : 2003 (第8条)
铜 板 腐 蚀	100 °C, 24 h	合 格	JIS K 2220 : 2003 (第9条)
蒸 发 量 %	99 °C, 22 h	0.20	JIS K 2220 : 2003 (第10条)
分 油 度 %	100 °C, 24 h	0.2	JIS K 2220 : 2003 (第11条)
氧 化 稳 定 度 kPa	99 °C, 100 h	20	JIS K 2220 : 2003 (第12条)
混 合 稳 定 度	25 °C, 10⁴ W	306	JIS K 2220 : 2003 (第15条)
水冲洗耐水度 %	79 °C, 1 h	0	JIS K 2220 : 2003 (第16条)
低 温 力 矩 N·m −30 °C	起 动	0.23	JIS K 2220 : 2003 (第18条)
	旋 转	0.042	
防 锈 试 验 25 °C, 48 h, 100 %RH	0.1 % NaCl	1,1,1	ASTM D 1743

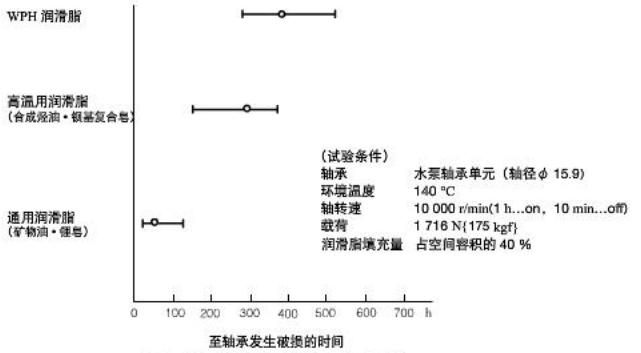


图 2 水泵轴承单元润滑脂寿命试验

9.8.6 汽车电装品轴承

专用润滑脂 MA7、MA8

由于追求汽车高性能、低燃耗、长寿命，而对发动机外围所装电器及发动机辅机轴承的性能要求更高。这类轴承由于发动机仓空间狭窄，而处于高温环境之中。加之，采用性能优良的聚合物 V 型带后，轴承长时间承受重载，还有盐水或泥水侵袭。处于如此恶劣的工况下，轴承最理想的润滑脂当属 MA7、MA8。

MA7 润滑脂基础油选用氧化稳定性、热稳定性均优的醚油，增稠剂选用耐热性、耐水性、剪切稳定性俱佳的尿素化合物，并辅以优质添加剂，是一种抗剥落性、抗烧粘性以及防锈蚀性极佳的润滑脂。

MA8 润滑脂基础油选用氧化稳定性、热稳定性俱佳的醚油加合成碳化氢油，增稠剂选用耐热性、耐水性、剪切稳定性俱佳的尿素化合物，并辅以优质添加剂，是一种抗剥落性、抗烧粘性、防锈蚀性以及低温环境的宁静性极佳的润滑脂。

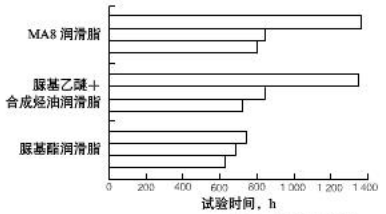
用 途

MA7 ： 交流发电机

MA8 ： 电磁离合器、惰轮

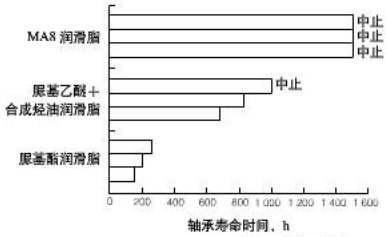
表 1 MA7、MA8 润滑脂常规参数

项 目		MA7	MA8	试 验 方 法
外 观		浅褐色	乳白色	—
增 稠 剂		双脲	双脲	—
基 础 油		醚基合成油	醚基油+合成烯烃油	—
基础油动态粘度 mm^2/sec	40 °C	100	76	JIS K 2283
	100 °C	13	11	
混 合 稠 度	25 °C, 60 W	290	276	JIS K 2220 : 2003 (第7条)
滴 点	°C	248	260 以上	JIS K 2220 : 2003 (第8条)
铜 板 腐 蚀	100 °C, 24 h	合 格	合 格	JIS K 2220 : 2003 (第9条)
蒸 发 量 %	99 °C, 22 h	0.18	0.27	JIS K 2220 : 2003 (第10条)
分 油 度 %	100 °C, 24 h	0.6	2.0	JIS K 2220 : 2003 (第11条)
氧 化 稳 定 度 kPa	99 °C, 100 h	20	24	JIS K 2220 : 2003 (第12条)
混 合 稳 定 度	25 °C, 10^4 W	336	340	JIS K 2220 : 2003 (第15条)
水冲洗耐水度 %	79 °C, 1 h	1.2	0.4	JIS K 2220 : 2003 (第16条)
低 温 力 矩 N·m	−30 °C 起 动	0.30	0.18	JIS K 2220 : 2003 (第18条)
	旋 转	0.20	0.039	
防 锈 试 验	0.1 % NaCl 25 °C, 48 h, 100 %RH	1,1,1	1,1,1	ASTM D 1743



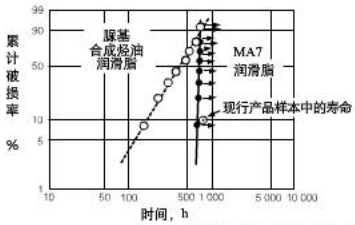
试验轴承 带接触橡胶密封件的双列角接触球轴承 ϕ 35 × ϕ 52 × 20
轴承内圈温度 130°C
外圈转速 12 600 r/min
径向载荷 1 382 N
润滑脂填充量 1.1 g

图 1 润滑脂寿命



试验轴承 带接触橡胶密封件的深沟球轴承 ϕ 12 × ϕ 37 × 12
环境温度 室温
外圈转速 1 000 ⟷ 6 000 r/min
皮带张力 1 176 N
润滑脂填充量 0.95 g

图 2 轴承寿命



轴承 带接触橡胶密封件的深沟球轴承 前侧 ϕ 17 × ϕ 47 × 14 后侧 ϕ 8 × ϕ 23 × 14
环境温度 室温
内圈转速 2 000 ⟷ 14 000 r/min
皮带轮载荷 1 568 N
润滑脂填充量 前侧 2.36 g 后侧 0.72 g

图 3 交流发电机在发动机试验下的轴承寿命

10 滚动轴承材料

10.1 各国滚动轴承专用钢材标准对照

滚动轴承列为重要的机械基础零部件，其尺寸系列已经实现国际标准化，其专用材料也已制定了 ISO 683/17（热处理钢，合金钢及易切削钢 / Part 17 球轴承及滚子轴承专用钢材）标准。不过，在各国标准体系之中，虽已将轴承专用材料纳入标准，却也不乏企业自行修订的情况。

近年以来，使用轴承的商品加快了国际化的步伐，有诸多场合需要将各国的钢材标准加以对照，为此，特举例有代表性的轴承钢材标准对照、差异及特点于后。

JIS G 4805	ASTM	其他主要国家标准
SUJ1	—	—
—	51100	—
SUJ2	—	—
—	A 295-89 52100	—
—	—	100Cr6(DIN)
—	—	100C6(NF)
—	—	535A99(BS)
SUJ3	—	—
—	A 485-03 Grade1	—
—	A 485-03 Grade2	—
SUJ4	—	—
SUJ5	—	—
—	A 485-03 Grade3	—

注：※P ≦ 0.025，S ≦ 0.025
备注 ASTM ：美国材料试验协会标准，DIN ：德国标准，

表 1 各国高碳铬轴承钢标准对照与化学成分

化学成分(%)						用途	备注
C	Si	Mn	Cr	Mo	其它		
0.95～1.10	0.15～0.35	≦ 0.50	0.90～1.20	—	※1	一般不大使用	标准范围稍有差异，但属同一钢种。
0.98～1.10	0.15～0.35	0.25～0.45	0.90～1.15	≦ 0.10	※1		
0.95～1.10	0.15～0.35	≦ 0.50	1.30～1.60	—	※1	轴承钢的代表性钢种，用于超小～中型轴承	标准范围稍有差异，但均属同一钢种。
0.93～1.05	0.15～0.35	0.25～0.45	1.35～1.60	≦ 0.10	P ≦ 0.025 S ≦ 0.015		
0.90～1.05	0.15～0.35	0.25～0.40	1.40～1.65	—	—		
0.95～1.10	0.15～0.35	0.20～0.40	1.35～1.60	≦ 0.08	P ≦ 0.030 S ≦ 0.025		
0.95～1.10	0.10～0.35	0.40～0.70	1.20～1.60	—	※1		
0.95～1.10	0.40～0.70	0.90～1.15	0.90～1.20	—	※1	大型轴承使用	SUJ3 与 Grade1 虽属同一钢种，但 Grade2 淬透性比 SUJ3 好。
0.90～1.05	0.45～0.75	0.90～1.20	0.90～1.20	≦ 0.10	P ≦ 0.025 S ≦ 0.015		
0.85～1.00	0.50～0.80	1.40～0.70	1.40～1.80	≦ 0.10	P ≦ 0.025 S ≦ 0.015		
0.95～1.10	0.15～0.35	≦ 0.50	1.30～1.60	0.10～0.25	※1	用量少	淬透性比 SUJ2 好。
0.95～1.10	0.40～0.70	0.90～1.15	0.90～1.20	0.10～0.25	※1	特大型轴承使用	Grade3 相当于 SUJ5，但 Grade3 的淬透性更好。
0.95～1.10	0.15～0.35	0.65～0.90	1.10～1.50	0.20～0.30	P ≦ 0.025 S ≦ 0.015		

NF ：法国标准，BS ：英国标准

JIS G 4052 G 4503	ASTM A 534-90	C
SCr420H	—	0.17～0.23
—	5120H	0.17～0.23
SCM420H	—	0.17～0.23
—	4118H	0.17～0.23
SNCM220H	—	0.17～0.23
—	8620H	0.17～0.23
SNCM420H	—	0.17～0.23
—	4320H	0.17～0.23
SNCM815	—	0.12～0.18
—	9310H	0.07～0.13

注 ※2 ：P ≦ 0.030，S ≦ 0.030
注 ※3 ：P ≦ 0.025，S ≦ 0.015

表 2 JIS，ASTM 渗碳轴承钢标准对照与化学成分

化学成分(%)						用途	备注
Si	Mn	Ni	Cr	Mo	其它		
0.15～0.35	0.55～0.95	0.25 以下	0.85～1.25	—	※2	小型轴承用	属于类似钢种
0.15～0.35	0.60～1.00	—	0.60～1.00	—	※3		
0.15～0.35	0.55～0.95	0.25 以下	0.85～1.25	0.15～0.35	※2	小型轴承用	虽为类似钢种，但 4118H 淬透性比 SCM420H 差
0.15～0.35	0.60～1.00	—	0.30～0.70	0.08～0.15	※3		
0.15～0.35	0.60～0.95	0.35～0.75	0.35～0.65	0.15～0.30	※2	小型轴承用	标准范围稍有差异，但属同一钢种
0.15～0.35	0.60～0.95	0.35～0.75	0.35～0.65	0.15～0.25	※3		
0.15～0.35	0.40～0.70	1.55～2.00	0.35～0.65	0.15～0.30	※2	中型轴承用	标准范围稍有差异，但属同一钢种
0.15～0.35	0.40～0.70	1.55～2.00	0.35～0.65	0.20～0.30	※3		
0.15～0.35	0.30～0.60	4.00～4.50	0.70～1.00	0.15～0.30	※2	大型轴承用	属于类似钢种
0.15～0.35	0.40～0.70	2.95～3.55	1.00～1.45	0.08～0.15	※3		

10.2 长寿命轴承钢（NSK-Z 钢）

众所周知，滚动轴承所用高碳铬轴承钢(SUJ2、SAE52100)的滚动疲劳寿命与非金属夹杂物密切相关。

非金属夹杂物大致分为硫化物类，氧化物类，氮化物类，经多年的寿命试验查明：氧化物类非金属夹杂物对滚动疲劳寿命危害最大。

图 1 表示氧化物类非金属夹杂物的物理参数，钢中含氧量与寿命的关系。

为降低氧化物类非金属夹杂物的含量，而尽可能控制钢中含氧量，并明显减少 Ti、S 等杂质的长寿命材料，它就是 Z 钢。

Z 钢是 NSK 凭借大量寿命试验数据，与钢厂联手改进炼钢设备、炼钢条件而取得的成果。

图 2 表示钢中含氧量的变化。

图 2 中的钢样寿命试验结果见**图 3**。随着钢中含氧量降低，寿命呈现延长趋势，优质 Z 钢的寿命达到传统脱气钢的 1.8 倍。

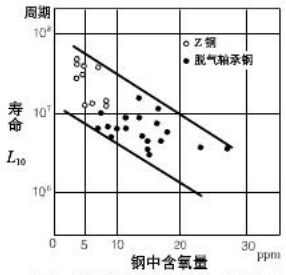


图 1 轴承钢中含氧量与寿命的关系

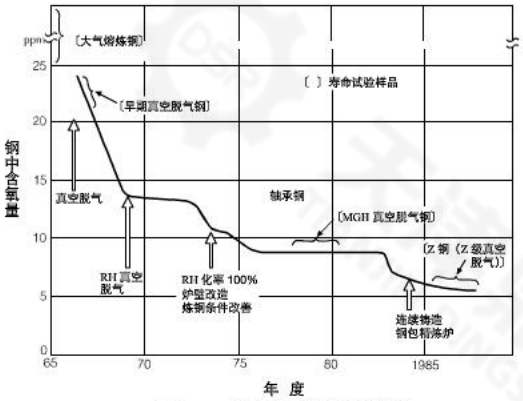
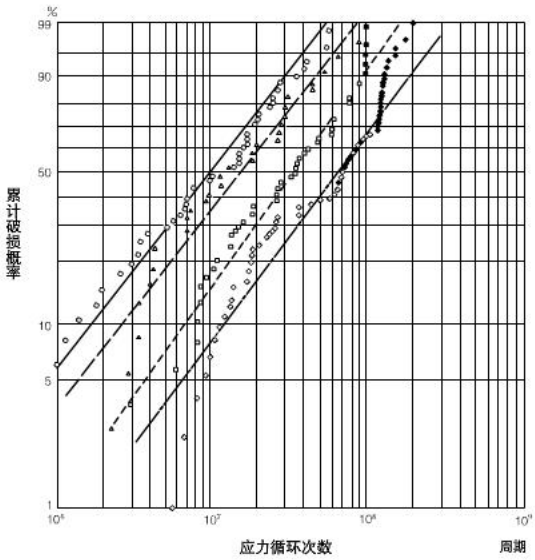


图 2 NSK 轴承钢中含氧量的变化



钢材分类	试验套数	破损套数	韦布尔斜率	L_{10}	L_{50}
○ 大气熔炼钢	44	44	1.02	1.67×10^6	1.06×10^7
△ 真空脱气钢	30	30	1.10	2.82×10^6	1.55×10^7
□ MGH 真空脱气钢	46	41	1.16	6.92×10^6	3.47×10^7
◇ Z 钢	70	39	1.11	1.26×10^7	6.89×10^7

备 注 图表中■◆表示试验还在继续

图 3 轴承钢推力寿命试验结果

10.3 高温轴承专用材料

滚动轴承即使采取了耐高温措施，却还要受润滑剂的制约，其工作温度上限仅约 400 °C。不过，在限定耐久时间、转速、载荷等的前提下，也有高达 500 ～ 600 °C 事例。

高温轴承专用材料在其工作温度下，必须达到硬度、抗疲劳强度、组织变化及尺寸稳定性均能满足使用要求，保证硬度尤为重要。

通常使用的铁质高温材料，多为高速钢 SKH 4 及 Cr-Mo-V 钢 AISI M50。要求耐热耐蚀的，也使用 SUS 440C 马氏体不锈钢。

这些材料连同轴承钢 SUJ2 的化学成分列于**表 1**，其高温硬度如**图 1** 所示。

如果超过回火温度，轴承钢的高温硬度同样也会降低（见**图 1**）。常规回火 (160 ～ 200 °C) 的轴承，其工作温度上限约为 120 °C，采取高温回火 (230 ～ 280 °C)，在低载时，工作温度可达 200 °C 左右。

SKH 4 多用于 X 光管专用轴承，配用固体润滑剂，足以在 450 °C 的高温下工作。M50 主要用于飞机专用高温高速轴承，其工作温度上限约为 320 °C。

在要求高温硬度与耐腐蚀性时，对 SUS 440C 高温回火（470 ～ 480 °C），可以达到介于 SUJ2 与 M50 之间的硬度，故而，可以在 200 °C 的高温下工作。在 600 °C 以上的高温工况里，连高速钢也会硬度不足，因而，采用耐热镍基与钴基铬钨合金等材料。

在要求温度更高的用途中，近年来引人注目的高温耐蚀材料有精细陶瓷氮化硅 (Si_3N_4)，碳化硅 (SiC) 等等，目前尚有难加工、成本高等诸多缺点，但未来定会逐步得到推广。

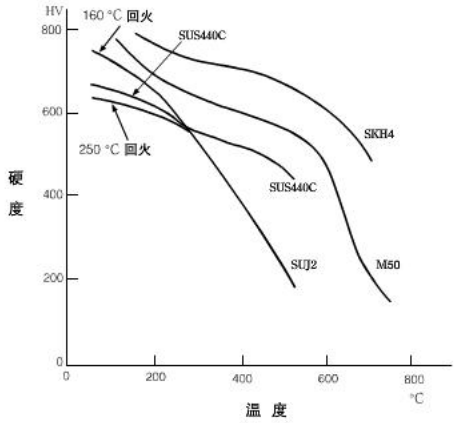


图 1 高温专用材料的高温硬度

表 1 高温轴承专用材料

钢 种	C	Si	Mn	Ni	Cr	Mo	W	V	Co	备 注
			化学成分 %							
SUJ2	1.02	0.25	≦ 0.5	—	1.45	—	—	—	—	通用
SKH4	0.78	≦ 0.4	≦ 0.4	—	4.15	—	18.0	1.25	10.0	高温专用
M50	0.81	≦ 0.25	≦ 0.35	≦ 0.10	4.0	4.25	≦ 0.25	1.0	≦ 0.25	高温专用
SUS 440C	1.08	≦ 1.0	≦ 1.0	≦ 0.60	17.0	≦ 0.75	—	—	—	耐蚀高温专用

备注 无不等号的数字为中值。

10.4 轴承钢的尺寸稳定性

滚动轴承的尺寸在使用中发生时效变化，称为时效变形。时效变形会引起内圈膨胀，轴与内圈之间的过盈量减少，构成内圈滑移的诱因。

一旦轴与内圈发生相对滑动这种滑移现象加剧，轴承就会由发热升级为咬粘（俗称烧伤），对整台机器造成重大损伤。因此，有些运行工况也要求对轴承的时效变形采取充分对策。

轴承时效变形的原因，是热处理后，钢中残余奥氏体发生的时效性热解现象，随着相变的进行，轴承渐渐膨胀起来。

由于上述理由，轴承的尺寸稳定性与热处理时的回火温度和轴承工作温度的相对关系就出现了差异。回火温度越高，轴承的尺寸稳定性越好；而轴承的工作温度越高，残余奥氏体热解趋势越强。

图 1 是轴承温度对其尺寸稳定性的影响一例。图右以对轴径的百分比罗列了各公差段内的轴与内圈的过盈量。由**图 1** 可知，轴承温度升高，对尺寸稳定性明显不利。可以料想，在如此工况之下，常规轴承内圈与轴的过盈量会逐渐变小。所以，要使用经过尺寸稳定化处理的轴承，以防配合松动。

如上所述，由于轴承温度升高有可能造成内圈滑移，故而，在轴承选型时应当注意。最好事先与 NSK 商谈。

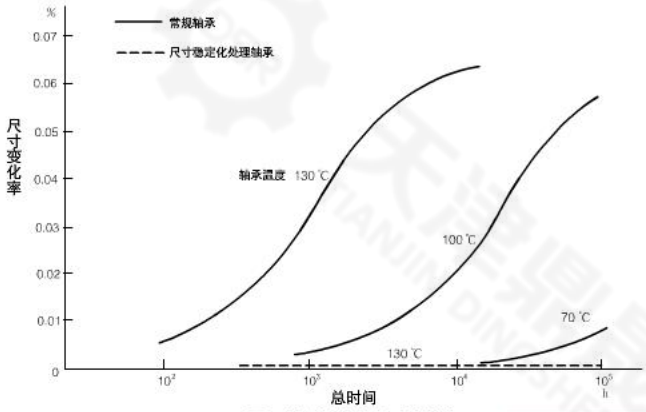
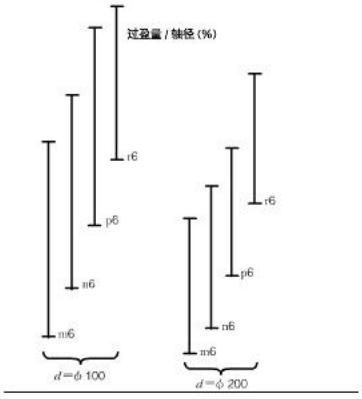


图 1 轴承温度与尺寸变化率



10.5 滚动轴承、轴及轴承座材料的特点

滚动轴承必须抗重载、能高速并且经久耐用，而要充分发挥轴承性能，熟悉轴及轴承座的材料特性也很重要。

表 1 列举了代表性滚动轴承、轴及轴承座材料的物理、机械特性，以供参考。

用途	材料	热处理
轴承	SUJ2	淬火，回火
	SUJ2	球化退火
	SCr420	淬火，低温回火
	SAE4320 (SNCM420)	淬火，低温回火
	SNCM815	淬火，低温回火
	SUS440C	淬火，低温回火
	SPCC	退火
	S25C	退火
	CAC301 (HB_8C1)	—
轴	S45C	淬火，650°C 回火
	SCr430	淬火，520 ～ 620°C 急冷
	SCr440	淬火，520 ～ 620°C 急冷
	SCM420	淬火，150 ～ 200°C 风冷
	SNCM439	淬火，650°C 回火
	SC46	退火
	SUS420J2	1 038°C 油冷 400°C 风冷
轴承座	FC200	铸造
	FCD400	铸造
	A1100	退火
	AC4C	铸造
	ADC10	铸造
	SUS304	退火

表 1 滚动轴承轴及轴承座材料的物理、机械特性

密度 g/cm³	比热 KJ/(kg·K)	传热率 W/(m·K)	电阻率 μΩ·cm	线膨胀系数 (0～100°C) x 10⁻⁶/°C	纵弹性模量 MPa {kgf/mm²}	屈服强度 MPa {kgf/mm²}	抗拉强度 MPa {kgf/mm²}	伸长率 %	硬度 HB	备注
7.83	0.47	46	22	12.5	208 000 {21 200}	1 370 {140}	1 570 ～ 1 960 {160 ～ 200}	到0.5	650 ～ 740	高碳铬轴承钢 2 种
7.86				11.9		420 {43}	647 {66}	27	180	
7.83		48	21	12.8		882 {90}	1 225 {125}	15	370	铬钢
		44	20	11.7		902 {92}	1 009 {103}	16	**293 ～ 375	镍铬钼钢
7.89		40	35	—		—	*1 080 {110} 以上	*12 以上	*311 ～ 375	同 上
7.68	0.46	24	60	10.1	200 000 {20 400}	1 860 {190}	1 960 {200}	—	**580	马氏体不锈钢
7.86	0.47	59	15	11.6	206 000 {21 000}	—	*275 {28} 以上	*32 以上	—	冷轧钢板
	0.48	50	17	11.8		323 {33}	431 {44}	33	120	机械结构用碳钢
8.5	0.38	123	6.2	19.1	103 000 {10 500}	—	431 {44} 以上	*20 以上	—	超强黄铜铸件
7.83	0.48	47	18	12.8	207 000 {21 100}	440 {45}	735 {75}	25	217	机械结构用碳钢
			22	12.5	208 000 {21 100}	*637 {65} 以上	*784 {80} 以上	*18 以上	*229 ～ 293	铬钼钢
		45	23			*784 {80} 以上	*930 {95} 以上	*13 以上	*269 ～ 331	同 上
	0.47	48	21	12.8		—	*930 {95} 以上	*14 以上	*262 ～ 352	铬铜钢
		38	30	11.3	207 000 {21 100}	920 {94}	1 030 {105}	18	320	镍铬钼钢
—	—	—	—	—	206 000 {21 000}	294 {30}	520 {53}	27	143	低碳铸钢
7.75	0.46	22	55	10.4	200 000 {20 400}	1 440 {147}	1 650 {168}	10	400	马氏体不锈钢
7.3	0.50	43	—		98 000 {10 000}	—	*200 {20} 以上	—	*到217	灰口铸铁
7.0	0.48	20	—	11.7		*250 {26} 以上	*400 {41} 以上	*12 以上	*到201	球墨铸铁
2.69	0.90	222	3.0	23.7	70 600 {7 200}	34 {3.5}	78 {8}	35	—	工业用纯铝
2.68	0.88	151	4.2	21.5	72 000 {7 350}	88 {9}	167 {17}	7	—	砂型铸造用铝合金
2.74	0.96	96	7.5	22.0	71 000 {7 240}	167 {17}	323 {33}	4	—	压铸用铝合金
8.03	0.50	15	72	15.7 ～ 16.8	193 000 {19 700}	245 {25}	588 {60}	60	150	奥氏体不锈钢

注 * JIS 标准值或参考值

** 通常以洛氏 C 标准硬度表示，为供比较，特换算为布氏硬度

833 MPa {85 kgf/mm²}，440 MPa {45 kgf/mm²}。

10.6 滚动轴承专用工程陶瓷材料

与金属材料相比，陶瓷具有耐腐蚀、耐热、抗磨损等方面的优势，但性脆这一缺点使其用途有了局限。然而，工程陶瓷克服了它的脆性，成为金属的替代材料，引起各界广泛关注。已在切削工具、阀门、喷嘴、隔热器材、工程构件等领域大量采用。

陶瓷轴承材料也令人耳目一新，氮化硅球角接触球轴承已用于机床主轴之中。而且，由于其发热低及机械刚度高的优点，还发挥了前所未有的功能。

主要工程陶瓷与金属（以轴承钢为代表）的各项特性比较，如**表 1** 所示。

与金属相比，轴承专用工程陶瓷具有下列优点

- ○ 因其密度很低，故可以实现轻质、高速旋转；
- ○ 因其硬度高、摩擦系数小，故而抗摩性能优异；
- ○ 热膨胀系数小，尺寸稳定性好；
- ○ 十分耐热，在高温下，强度少有降低；
- ○ 耐蚀性能极其优异；
- ○ 电绝缘性极佳；
- ○ 属于非磁性材料。

目前，人们正积极研发应用这些特性的用途，诸如金属溶液中的旋转装置专用轴承，洁净室与半导体生产设备内的洁净工况专用免润滑轴承等等。

工程陶瓷包括氮化硅、碳化硅、氧化铝、部分稳定化氧化锆等诸多种类，各有所长。

在用作轴承材料之时，必须充分理解各种陶瓷材料的一应特性，挑选合乎使用要求的材料。

尽管尚有难加工、成本高的问题，但是通过材料设计、制造技术等的不断改进，未来在高温、耐蚀工况，真空免润滑专用轴承等方面的应用将会长足发展。

轴承专用工程陶瓷所应具备的首要特性，就是在滚动疲劳寿命上的可靠性。陶瓷轴承大多用于高温高速工况，其损伤往往给外围设备、机械的性能造成重大的影响。因此，为了提高其在滚动寿命方面的可靠性，人们正在从原料粉末、烧结直至加工成品的全过程殚精竭虑，不懈研发。

材料	密度 g/cm³	硬度 HV
氮化硅 (Si_3N_4)	3.1 ～ 3.3	1 500 ～ 2 000
碳化硅 (SiC)	3.1 ～ 3.2	1 800 ～ 2 500
氧化铝 (Al_2O_3)	3.6 ～ 3.9	1 900 ～ 2 700
部分稳定化氧化锆 (ZrO_2)	5.8 ～ 6.1	1 300 ～ 1 500
轴承钢	7.8	700

备注 表中为概略值。

表 1 主要工程陶瓷与金属材料（轴承钢）的特性

纵弹性模量 Gpa {×10³kgf/mm²}	抗弯强度 MPa {kgf/mm²}	断裂韧性值 MPa・m^1/2	热膨胀系数 × 10⁻⁶/°C	冲击热阻 °C	热导率 W/(m・k) {cal/cm・s°C}	电阻率 Ω・cm
250 ～ 330 {2.5 ～ 3.3}	700 ～ 1 000 {70 ～ 100}	5.2 ～ 7.0	2.5 ～ 3.3	800 ～ 1 000	12 ～ 50 {0.03 ～ 0.12}	10^{13} ～ 10^{14}
310 ～ 450 {3.1 ～ 4.5}	500 ～ 900 {50 ～ 90}	3.0 ～ 5.0	3.8 ～ 5.0	400 ～ 700	46 ～ 75 {0.11 ～ 0.18}	100 ～ 200
300 ～ 390 {3.0 ～ 3.9}	300 ～ 500 {30 ～ 50}	3.8 ～ 4.5	6.8 ～ 8.1	190 ～ 210	17 ～ 33 {0.04 ～ 0.08}	10^{14} ～ 10^{16}
150 ～ 210 {1.5 ～ 2.1}	900 ～ 1 200 {90 ～ 120}	8.5 ～ 10.0	9.2 ～ 10.5	230 ～ 350	2 ～ 3 {0.005 ～ 0.008}	10^{10} ～ 10^{12}
208 {2.1}	—	14 ～ 18	12.5	—	50 {0.12}	10^{-5}

图 1 是 6 种原料、组织、成分等各不相同的 HIP（保护气加压烧结）氮化硅陶瓷球向心球轴承试验结果的韦布尔图表。该试验将直径 3/8 英寸的陶瓷球装入轴承钢内、外圈之间，依照**表 2** 的条件进行。

在**图 1** 中，X、Y 是 NSK 严格控制材料加工工艺研发的陶瓷球。在同样的条件下、内、外圈及球均为轴承钢的轴承理论计算寿命（L_{10}）为 263 小时，而 NSK 陶瓷球的寿命则达钢球的 8 倍以上。其他陶瓷球往往在短时间内就会发生剥落，偏差也非常大。

剥落的形态，全都呈现独特的疲劳状（见**照片 1**）。已经查明：大都以金属杂质、烧结催化剂析出及空洞引起的缺陷为主。

通常，工程陶瓷的强度如抗弯强度、硬度、K_{IC}（断裂韧性值）等都是重要的特性指标。对于滚动寿命而言，除了这些强度特性以外，还要求原材料纯净度高，采用最佳烧结工艺，消除催化剂析出及空洞等缺陷。

因此，为了使工程陶瓷成为可靠性更高的轴承材料，就应从生产厂家的原料粉末到烧结的全过程都过细控制，一丝不苟。

表 2 试验条件

试验轴承	6206（陶瓷球 8 粒，塑料保持架）
支承轴承	6304
径向载荷	3 800 N{390 kgf}
接触面最大压力	2 800 MPa{290 kgf/mm²}
转速	3 000 r/min
润滑	FBK 油　RO-68

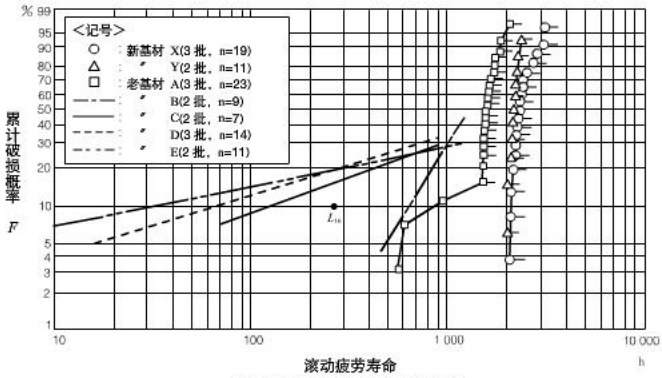
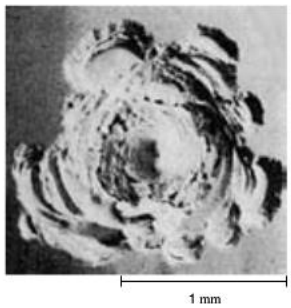


图 1 寿命评价结果韦布尔图表



照片 1 剥落外观

10.7 轴承材料中代表性聚合物的特点

基于质轻、易成形、耐蚀性强等等优点，高分子材料广泛用作保持架等轴承零部件。高分子材料既有单独使用的，也有很多为满足轴承材料低摩擦、低磨损、不滑移、极限 PV 值高、不擦伤配合材料、机械性能、耐热性好等的要求而添加各种功能性填料、制成改性复合材料使用的。

表 1 列出了代表性聚合物的特性。

塑料	弹性率 (GPa)(1)
聚乙烯 HDPE UHMWPE	 0.115 0.5
聚酰胺 尼龙 6 尼龙 66	 2.5 3.0
尼龙 11	1.25
聚四氟已烯 PTFE	0.40
聚丁烯对酞酸脂 PBT	2.7
聚缩醛 POM 同聚物 共聚物	 3.2 2.9
聚醚砜 PES	2.46
聚砜 PSf	2.5
多芳基树脂 （芳香族多芳基树脂） 芳香族聚脂	 1.3 3.0
聚苯基硫化物 PPS(GF40%)	4.2
聚醚醚酮 PEEK	1.7
聚间苯异酞 酰胺	10 （纤维） 7.7 （成形品）
聚丙烯苯六酰亚胺 （芳香族聚酰亚胺 PI） 芳香族聚酰亚胺	3 （薄膜） 2.5 ～ 3.2 （成形品）
聚酰亚二胺 PAI	4.7
聚醚亚二胺 （芳香族聚酰亚二胺）PI	3.6
聚胺顺丁烯二酸	—

表 1 代表性聚合物的特性

强度 (GPa)(1)	密度 g/cm³	比弹性率 (×10⁶mm)	强力指数 (×10⁶mm)	熔点 (°C)	玻璃化转变温度(°C)	承载挠曲温度(2)(°C)	连续使用温度(°C)	备注
0.03 0.025	0.96 0.94	12.6 53.2	3.3 2.7	132 136	－20 －20	75/50 75/50	— —	滑移大，韧性大，易软化
0.07 0.08	1.13 1.14	221.2 263.2	6.2 7.0	215 264	50 60	150/57 180/60	80 ～ 120 80 ～ 120	吸水性强，韧性大
0.04	1.04	120.2	3.8	180	—	150/55	比尼龙 6、66 低	吸水性弱
0.028	2.16	18.5	1.3	327	115	120/ —	260	滑移大，可烧结，低摩擦，低凝结，惰性，290°C 仍稳定
0.06	1.31	206.1	4.6	225	30	230/215	155	
0.07 0.06	1.42 1.41	225.3 205.7	4.9 4.3	175 165	－13 —	170/120 155/110	— 104	坚硬，韧性大，吸水性弱
0.086	1.37	179.6	6.3	—	225	210/203	180	工作温度可达 200°C，化学性能稳定
0.07	1.24	201.6	5.6	—	190	181/175	150	
0.07 0.075	1.35 1.40	96.3 214.3	5.2 5.4	350 350	— —	293 293	300 260 ～ 300	惰性，坚硬，用作 PTFE 填料。到 320°C 稳定
0.14	1.64	256.1	8.5	275	94	＞260	220	360°C 发生热硬化
0.093	1.30	130.8	7.2	335	144	152	240	
0.7 0.18	1.38 1.33	724.6 579	50.7 13.5	375 415(分解)	＞230 ＞230	280 280	220 220	耐燃，耐热纤维
0.17 0.1	1.43 1.43	203 203	7.0 7.0	热分解 热分解	417(分解) 417(分解)	360/250 360/250	300(3) 260	到 350°C 在惰性气体中不起变化，供到 300°C 的高温轴承使用，可烧结，不熔化（成形品）
0.2	1.41	333.3	14.2	—	280	260	210	作为粘接剂，涂料工作温度可达 290°C，改进熔化成形性的聚酰亚胺
0.107	1.27	240.9	—	—	215	210/200	170	改进熔化成形性的聚酰亚胺
0.35	1.6	—	21.9	—	—	330(7)	260	

注 (1) GPa ≒ 10^4 kgf/cm² = 10^2 kgf/mm²
(2) 承载挠曲温度的数字 / 左侧的数字是 451 kPa 时之值，其余为 1.82 MPa 时之值。
(3) 为参考值。

10.8 保持架用尼龙材料的特点

近年来，各种滚动轴承大都采用塑料保持架代替金属保持架。塑料保持架的优点如下：

(1) 由于质轻，适于高速旋转；
(2) 有自润滑特性，且磨损少、不易产生磨屑，易保持轴承内部洁净；
(3) 低噪声，适于宁静环境；
(4) 耐蚀性好，不会生锈；
(5) 抗冲击性强，经得起很大的力矩载荷；
(6) 易于加工成复杂形状，为提高保持架性能而选型的自由度很大。

相反，塑料保持架与金属保持架相比，其耐热性差，适用温度范围有限（通常≦120 ℃）。而且，会受某些化学药剂侵蚀，使用时务必注意。

聚酰胺脂树脂在塑料保持架材料中非常具有代表性，尤其是尼龙 66 具备了高耐热性以及机械性能而被广泛的应用。聚酰胺树脂的特点是，分子链中含有能结合氢元素的酰胺键（-NHCO-），其浓度与氢键的存在状态将左右材料的耐热性、各种机械特性及吸水性等。尼龙 66 具有很高的吸水性（见**图 1**）、会引起尺寸变化、降低刚度，被视为缺点。但是用作保持架材料，吸水能提高可挠性，对滚动体需要较大抱紧量的保持架，具有防止轴承装配时保持架破损的作用。而且，可以提高韧性，有助于吸收运行冲击，这可视为优点加以应用。

尼龙添加少量纤维就显著提高强度与耐热性，根据保持架的类型或用途采用玻璃纤维增强材料，但出于保证保持架在装配时的变形量考虑，大都采用玻璃纤维含量较少的材料（见**表 1**）。

由于尼龙 66 在柔性工况下显示极佳的性能，故而，作为塑料保持架的主要材料，用途十分广泛。不过，在高温油中的苛刻工况下，往往会急剧老化变质，故而，使用时须谨慎。

表 2 以强度降至初始值 50 % 的时间列出了各类尼龙 66 在不同工况下的耐久性能。在油中的老化程度因油的种类而异，在含有极压添加剂的油中老化显著。已知硫类极压添加剂比磷类极压添加剂更易加速老化，而且，温度越高，老化越严重。

另外，在润滑脂及大气之中，材料老化比油中缓慢。

而且，在玻璃纤维增强材料中，玻璃纤维增强的效果抑制了材料老化引起的强度下降，延长了耐久时间。

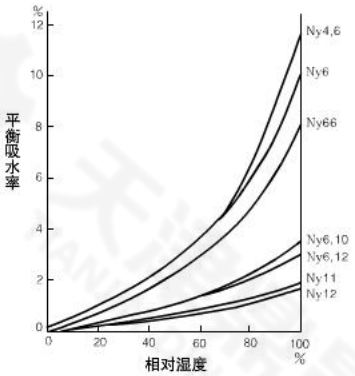


图 1 各种尼龙的平衡吸水率与相对湿度

表 1 纤维增强塑料保持架使用实例

分类	轴承类型	主要用途举例	保持架材料
球轴承	微型球轴承	VTR、IC 冷却风扇	尼龙 66（玻璃纤维含量 0 ～ 10 %）
	深沟球轴承	交流发电机、空调机风扇电机	
	角接触球轴承	电磁离合器、汽车车轮	
滚子轴承	滚针轴承	汽车变速箱	尼龙 66（玻璃纤维含量 10 ～ 25 %）
	圆锥滚子轴承	汽车车轮	
	ET 型圆柱滚子轴承	通用	
	H 型调心滚子轴承	通用	

表 2 尼龙 66 树脂的环境耐久性

环境		温度 (°C)	玻璃纤维含量	至物理指标降低一半的时间 (h) 500 / 1 000 / 1 500 / 2 000	备注
油中	齿轮油	120	— D		含极压添加剂
		140	— A D		
	合成润滑油	100	A		含极压添加剂
		120	A		
		130	— A C		
		150	— B D		
	工作油	80	— D		含极压添加剂
		120	— D		
		150	— D		
	ATF 油	120	— D		
		140	— A D		
	机油	120	— D		
润滑脂中		80	— D		
		120	— D		
		130	A D		
大气中		160	— A C		
		180	— D		

10.9 保持架用耐热树脂材料

如今，聚酰胺树脂已在中度运行工况下显示出优异性能，且因价格较为低廉，而被大量用作保持架材料。不过，在 120 °C 以上连续工作以及长时间或者间歇接触含有极压添加剂的油类、酸类等药剂的条件下，则会出现时效老化，影响使用。

用于超过 150 °C 的高温环境之中或接触腐蚀性药剂等严酷工况的轴承保持架，必须使用超强工程塑料。它的耐热、抗药、高温刚度、机械强度等材料性能均优，但保持架要求的一些特性，诸如成形及装配时所需要的韧性、溶融接合部的强度、抗疲劳性等却还不足，而且价格过高。**表 1** 从用作保持架的可行性着眼，列出了可注塑成形的代表性超强工程塑料评价情况。

在**表 1** 中，支链 PPS 树脂现已广泛使用，但因韧性差、较脆弱，在成形时不能硬从模具中拉出，故而，保持架形状受到局限。而且，还有轴承装配过程中，保持架爪、过梁、环或凸缘等易折断的问题，不大适合于作保持架使用。

相反，NSK 研发的耐热塑料保持架是在聚合工序就已使分子链成直链升华至高分子体，分子链实质上已不含支链或桥链，因而，韧性高于前者。这种直链 PPS 树脂具有优异的耐热、耐油、抗药性，且具有保持架所需的减震安全性及高温刚度等良好的机械特性。

NSK 还改进了直链 PPS 树脂脱模困难及结晶迟缓等缺点，保证了用作保持架的材料优势。

直链 L-PPS 树脂从性价比上看，堪称高温专用耐热保持架材料的佼佼者。

表 1 代表性超强工程塑料材料用作保持架的可行性

名称	聚醚 (PES)	聚醚亚二胺 (PEI)	聚酰亚二胺 (PAI)	聚醚醚酮 (PEEK)	支链聚苯基硫化物 (PPS)	直链聚苯基硫化物 (L-PPS)	名称
分类	非晶体树脂	非晶体树脂	非晶体树脂	结晶体树脂	结晶体树脂	结晶体树脂	分类
连续使用温度	180 °C	170 °C	210 °C	240 °C	220 °C	220 °C	连续使用温度
物理特性	・韧性差 （要注意保持架形状设计） ・焊接强度低 ・抗疲劳性差	・韧性差 ・焊接强度低 ・抗疲劳性差	・非常脆弱，成形时不能硬从模具中拉出 ・性能可行性需要长时间特殊热处理 ・热处理后材料刚度高	・韧性，抗摩损性，抗疲劳性均优 ・焊接强度差	・机械特性好 ・韧性差	・机械特性好 ・韧性良好 ・尺寸稳定性良好 （无吸水性）	物理特性
环境适应性	・有吸水性 （尺寸稳定性差） ・抗老化性良好 ・抗应力断裂性差	・抗老化性良好 ・抗应力断裂性差	・环境适用性良好	・环境适应性良好	・环境适应性良好	・环境适应性良好 ・几乎所有药品均不侵蚀 在添加 EP 剂的高温油中也不老化	环境适应性
材料价格优势排序	3	2	5	4	1	1	材料价格优势排序
用作保持架材料的可行性	・性能方面问题较多 ・材料价格偏高	・性能方面问题较多 ・材料价格偏高	・性能良好 ・材料价格，成形价格较高 （供应特殊用途）	・性能很好 ・材料价格偏高 （供应特殊用途）	・韧性差 ・目前性价比比较差	・性价比良好 （可供应常规用途）	用作保持架材料的可行性

10.10 球轴承密封圈材料的特点与适用温度范围

密封球轴承如**图 1**、**2** 所示，是指装有密封圈的球轴承，它分为非接触型密封圈和接触型密封圈二种。

橡胶密封圈材料，常规用途采用丁腈橡胶。此外，按照不同的温度要求，分别采用聚丙烯橡胶、硅酮橡胶、氟橡胶等材料。

这些橡胶都有自己的特异性质，使用时应按目的选用。**表 1** 列出了各种橡胶材料的主要特点与适应温度范围。

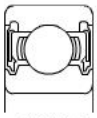
表 1 中的适用温度范围，是连续使用时的参考指标。橡胶的热老化与温度及时间有关，适宜的使用时间与频度，可能达到更大的温度范围。

非接触型密封圈唇部摩擦发热可以忽略不计，造成橡胶老化的发热因素只是环境温度及轴承温度引起的物理性变化。故而，即使受热老化硬化或失去弹性，对密封性能的影响也微乎其微，可以比接触型密封圈的适用范围更大。

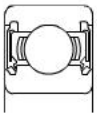
相反，接触型密封圈唇部摩擦引起的磨损，受热塑性变形、硬化等都是大问题。在发生磨损及塑性变形时，与唇部滑动面的接触压力就会减小，进而产生间隙。不过，即使产生间隙，其值也在最低限度以内，故而不会明显降低防尘防漏脂等密封性能。因此，即使发生一点塑性变形或者硬度增高，往往也会无碍使用。

但是，在外部环境垃圾或水等较多时，轴承密封圈只作辅助密封圈使用，必须另行设计主密封圈。

如上所述，橡胶材料的适用温度范围虽是选型时的一项参考，但因耐热橡胶价格昂贵，要想选型更加经济合理，关键是应充分掌握温度要求。而且，不能只限于耐热性一点，还应充分比较各种橡胶的特性。



非接触型
橡胶密封圈
(VV)
图 1



接触型
橡胶密封圈
(DDU)
图 2

表 1 各种橡胶材料特点与适用温度范围

橡胶材料		丁腈橡胶	聚丙烯橡胶	硅酮橡胶	氟橡胶
主要特点		○ 最普通的密封材料 ○ 耐油性，耐磨损性，机械性质优异 ○ 在直射日光下易老化 ○ 比其他橡胶便宜	○ 耐热性，耐油性优异 ○ 永久性压应变大 ○ 耐寒性差 ○ 在高温材料中最便宜	○ 耐热性与耐寒性很高 ○ 除永久性压应变外，机械性差。尤应注意撕裂强度 ○ 要注意低苯胺点矿物油，硅酮润滑脂，油的膨润问题	○ 有很高的耐热性 ○ 耐油性，耐药性优异 ○ 耐寒性同于丁腈橡胶
适用温度范围[1] (°C)	非接触密封圈	−50～+130	−30～+170	−100～+250	−50～+220
	接触密封圈	−30～+110	−15～+150	−70～+200	−30～+200

注 (1) 该工作温度为橡胶密封圈材料的温度。

11 齿轮载荷计算

11.1 正齿轮、斜齿轮、人字齿轮的受力计算

齿轮与滚动轴承这两种机械零部件之间，有着十分密切的联系，许多机器的齿轮机构内几乎都装有轴承。这些齿轮机构所用轴承的额定寿命计算与轴承选型的基本参数都基于齿轮啮合点的受力状况。

齿轮啮合点的受力计算如下：

正齿轮

$$P_1 = P_2 = \frac{9\,550\,000H}{n_1\left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} = \frac{9\,550\,000H}{n_2\left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} \quad \cdots\cdots(\mathrm{N})$$

$$= \frac{974\,000H}{n_1\left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} = \frac{974\,000H}{n_2\left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} \quad \cdots\{\mathrm{kgf}\}$$

$$S_1 = S_2 = P_1 \tan\alpha$$

作用于从动齿轮的力 P_2、S_2 大小分别与 P_1、S_1 大小相等，方向相反。

斜齿轮

$$P_1 = P_2 = \frac{9\,550\,000H}{n_1\left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} = \frac{9\,550\,000H}{n_2\left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} \quad \cdots\cdots(\mathrm{N})$$

$$= \frac{974\,000H}{n_1\left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} = \frac{974\,000H}{n_2\left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} \quad \cdots\{\mathrm{kgf}\}$$

$$S_1 = S_2 = \frac{P_1 \tan\alpha_n}{\cos\beta}$$

$$T_1 = T_2 = P_1 \tan\beta$$

作用于从动齿轮的力 P_2、S_2、T_2 分别与 P_1、S_1、T_1 大小相等，方向相反。

人字齿轮

$$P_1 = P_2 = \frac{9\,550\,000H}{n_1\left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} = \frac{9\,550\,000H}{n_2\left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} \quad \cdots\cdots(\mathrm{N})$$

$$= \frac{974\,000H}{n_1\left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} = \frac{974\,000H}{n_2\left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} \quad \cdots\{\mathrm{kgf}\}$$

$$S_1 = S_2 = \frac{P_1 \tan\alpha_n}{\cos\beta}$$

式中，P：切向力 (N)、{kgf}
S：分离力 (N)、{kgf}
T：轴向力 (N)、{kgf}
H：传动动力 (kw)
n：转速 (r/min)
d_p：节圆直径 (mm)
α：齿轮压力角
α_n：齿法向压力角
β：齿螺旋角
下标 1：主动齿轮
下标 2：从动齿轮

对于人字齿轮，因斜齿轮的轴向力互相抵消，故而只有切向力、分离力起作用。切向力、分离力、轴向力的方向，参见**图 1** 与**图 2**。

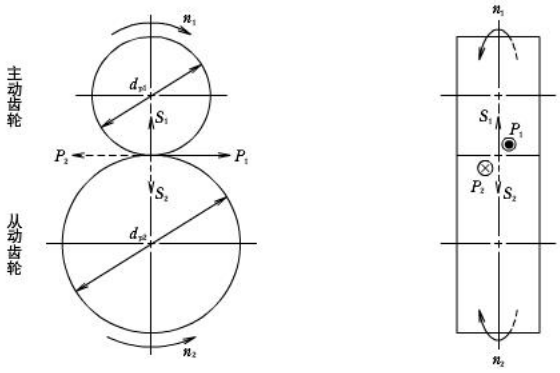


图 1 正齿轮

◉ 与纸面垂直向上
⊗ 与纸面垂直向下

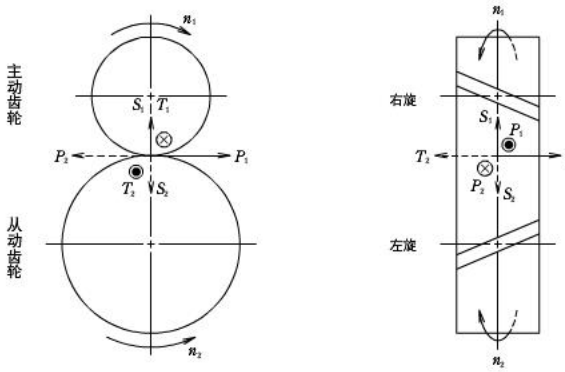


图 2 斜齿轮

◉ 与纸面垂直向上
⊗ 与纸面垂直向下

斜齿轮的轴向力方向，取决于齿轮旋转方向，齿的螺旋方向及属于主动齿轮还是从动齿轮，情况各不相同，其力的方向也不同，如下所示。

轴承载荷的计算方法如下：

切向力：

$$P_1 = P_2 = \frac{9\,550\,000H}{n_1\left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} = \frac{9\,550\,000H}{n_2\left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(\mathrm{N})$$

$$= \frac{974\,000H}{n_1\left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} = \frac{974\,000H}{n_2\left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} \cdots\{\mathrm{kgf}\}$$

分离力：$S_1 = S_2 = P_1 \dfrac{\tan\alpha_n}{\cos\beta}$

轴向力：$T_1 = T_2 = P_1 \cdot \tan\beta$

轴承 C、D 也可用同样方法求出。

表 1

载荷分类		轴 承 A	轴 承 B
径向载荷	由 P_1	$P_A = \frac{b}{a+b} P_1 \otimes$	$P_B = \frac{a}{a+b} P_1 \otimes$
	由 S_1	$S_A = \frac{b}{a+b} S_1 \uparrow$	$S_B = \frac{a}{a+b} S_1 \uparrow$
	由 T_1	$U_A = \frac{d_{p1}/2}{a+b} T_1 \uparrow$	$U_B = \frac{d_{p1}/2}{a+b} T_1 \downarrow$
联合径向载荷		$F_{rA} = \sqrt{P_A^2 + (S_A + U_A)^2}$	$F_{rB} = \sqrt{P_B^2 + (S_B - U_B)^2}$
轴向载荷		$F_a = T_1 \leftarrow$	

力的方向按图 3 左图表示。

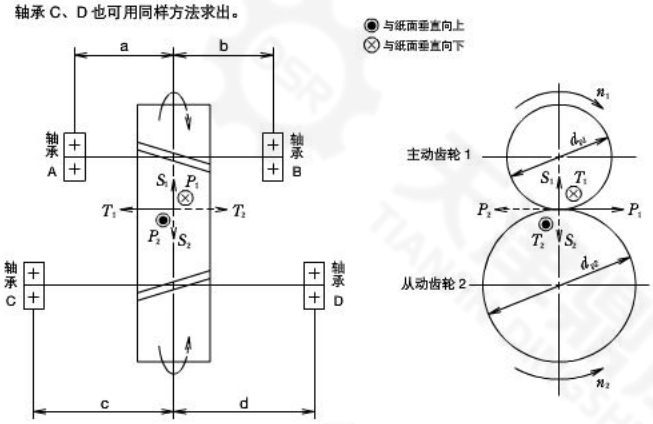


图 3

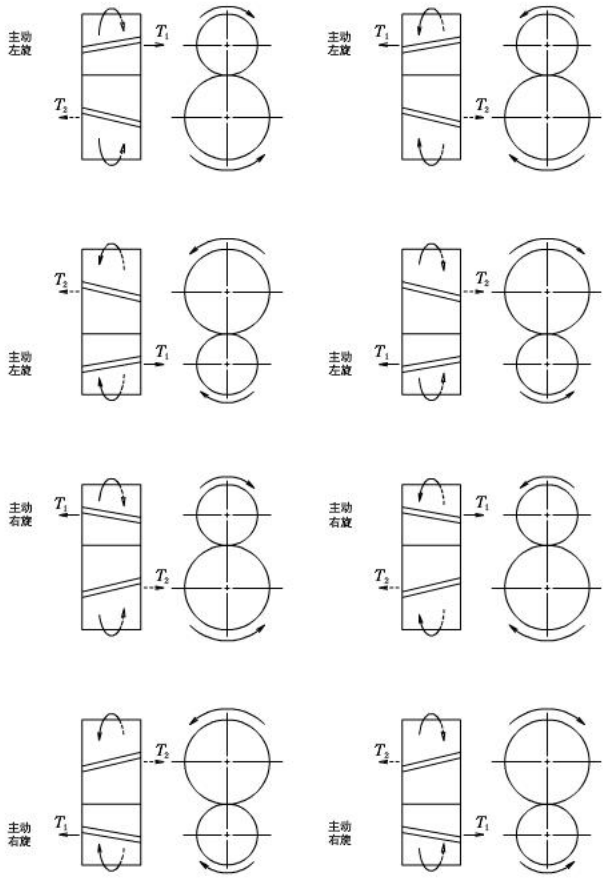


图 4 轴向力的方向

11.2 直齿锥齿轮的受力计算

直齿锥齿轮啮合点的受力计算如下：

$$P_1 = P_2 = \frac{9\,550\,000H}{n_1\left(\frac{D_{m1}}{2}\right)} = \frac{9\,550\,000H}{n_2\left(\frac{D_{m2}}{2}\right)} \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(\mathrm{N})$$

$$= \frac{974\,000H}{n_1\left(\frac{D_{m1}}{2}\right)} = \frac{974\,000H}{n_2\left(\frac{D_{m2}}{2}\right)} \cdots\{\mathrm{kgf}\}$$

式中， $D_{m1} = d_{p1} - w\sin\delta_1$

$D_{m2} = d_{p2} - w\sin\delta_2$

$S_1 = P_1\tan\alpha_n\cos\delta_1$

$S_2 = P_2\tan\alpha_n\cos\delta_2$

$T_1 = P_1\tan\alpha_n\sin\delta_1$

$T_2 = P_2\tan\alpha_n\sin\delta_2$

式中， D_m： 节圆直径 (mm)

d_p： 节径 (mm)

w： 齿宽（节径母线长度）(mm)

α_n： 齿法向压力角

δ： 分锥角

一般多为 $\delta_1 + \delta_2 = 90°$。其中，$S_1$ 与 T_2（或 S_2 与 T_1）大小相等，方向相反。

针对 δ 的 S/P 及 T/P 如**图 3** 所示，加于轴承的载荷，可按如下方法求出

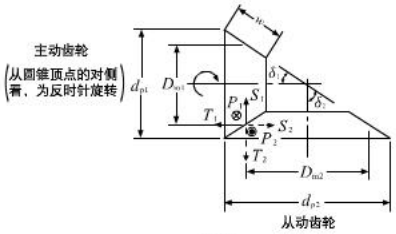


图 1

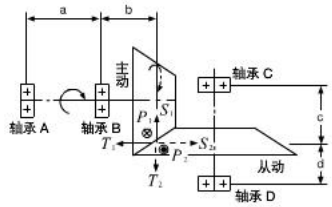


图 2

◉ 与纸面垂直向上

⊗ 与纸面垂直向下

表 1

载荷分类		轴 承 A	轴 承 B	轴 承 C	轴 承 D
径向载荷	由 P	$P_A = \frac{b}{a}P_1$ ◉	$P_B = \frac{a+b}{a}P_1$ ⊗	$P_C = \frac{d}{c+d}P_2$ ◉	$P_D = \frac{d}{c+d}P_2$ ◉
	由 S	$S_A = \frac{b}{a}S_1$ ↓	$S_B = \frac{a+b}{a}S_1$ ↑	$S_C = \frac{d}{c+d}S_2$ →	$S_D = \frac{d}{c+d}S_2$ →
	由 T	$U_A = \frac{D_{m1}}{2\cdot a}T_1$ ↑	$U_B = \frac{D_{m1}}{2\cdot a}T_1$ ↓	$U_C = \frac{D_{m2}}{2(c+d)}T_2$ ←	$U_D = \frac{D_{m2}}{2(c+d)}T_2$ →
联合径向载荷		$F_{rA} = \sqrt{P_A^2 + (S_A - U_A)^2}$	$F_{rB} = \sqrt{P_B^2 + (S_B - U_B)^2}$	$F_{rC} = \sqrt{P_C^2 + (S_C - U_C)^2}$	$F_{rD} = \sqrt{P_D^2 + (S_D + U_D)^2}$
轴向载荷		$F_a = T_1$ ←		$F_a = T_2$ ↓	

受力方向如**图 2** 所示

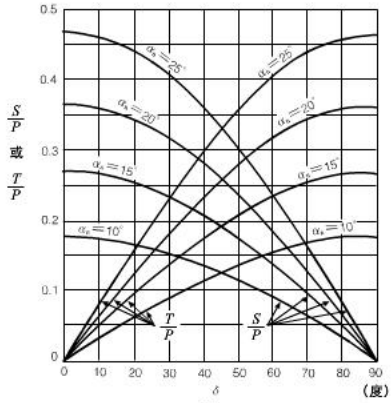


图 3

11.3 螺旋锥齿轮的受力计算

螺旋锥齿轮随齿轮旋转方向与齿螺旋方向的不同，啮合点的受力大小与方向也会不同。从齿轮圆锥顶点的对侧看，旋转方向分为顺时针旋转和逆时针旋转（参见**图 1**）。齿螺转方向如**图 2** 分类。

啮合点的受力计算如下：

$$P_1=P_2=\frac{9\,550\,000H}{n_1\left(\frac{D_{m1}}{2}\right)}=\frac{9\,550\,000H}{n_2\left(\frac{D_{m2}}{2}\right)}\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(\mathrm{N})$$

$$=\frac{974\,000H}{n_1\left(\frac{D_{m1}}{2}\right)}=\frac{974\,000H}{n_2\left(\frac{D_{m2}}{2}\right)}\cdots\{\mathrm{kgf}\}$$

式中，α_n ：齿法向压力角
β ：齿螺旋角
δ ：分锥角
w ：齿宽 (mm)
D_m ：节圆直径 (mm)
d_p ：节径 (mm)

但 $D_{m1}=d_{p1}-w\sin\delta_1$
$D_{m2}=d_{p2}-w\sin\delta_2$

分离力 S、轴向力 T 按旋转反向及齿螺旋方向如下。

(1) 右旋顺时针，或左旋逆时针

主动齿轮

分离力

$$S_1=\frac{P}{\cos\beta}(\tan\alpha_n\ \cos\delta_1+\sin\beta\ \sin\delta_1)$$

轴向力

$$T_1=\frac{P}{\cos\beta}(\tan\alpha_n\ \sin\delta_1-\sin\beta\ \cos\delta_1)$$

从动齿轮

分离力

$$S_2=\frac{P}{\cos\beta}(\tan\alpha_n\cos\delta_2-\sin\beta\ \sin\delta_2)$$

轴向力

$$T_2=\frac{P}{\cos\beta}(\tan\alpha_n\sin\delta_2+\sin\beta\ \cos\delta_2)$$

(2) 右旋逆时针，或左旋顺时针

主动齿轮

分离力

$$S_1=\frac{P}{\cos\beta}(\tan\alpha_n\cos\delta_1-\sin\beta\ \sin\delta_1)$$

轴向力

$$T_1=\frac{P}{\cos\beta}(\tan\alpha_n\sin\delta_1+\sin\beta\ \cos\delta_1)$$

从动齿轮

分离力

$$S_2=\frac{P}{\cos\beta}(\tan\alpha_n\cos\delta_2+\sin\beta\ \sin\delta_2)$$

轴向力

$$T_2=\frac{P}{\cos\beta}(\tan\alpha_n\sin\delta_2-\sin\beta\ \cos\delta_2)$$

计算结果为正（＋）时，表示力的方向背离啮合点方向，为负（－）时，表示力的方向是指向啮合点方向。

一般多为 $\delta_1+\delta_2=90°$。此时，T_1 与 S_2(或 S_1 与 T_2)，大小相等，方向相反。

轴承载荷计算与 **11.2** 直齿锥齿轮的受力计算相同。

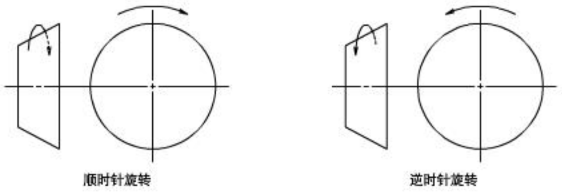

顺时针旋转　　逆时针旋转

图 1

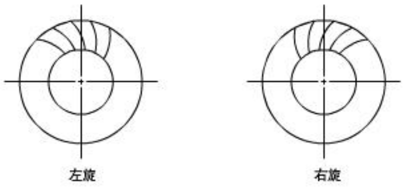
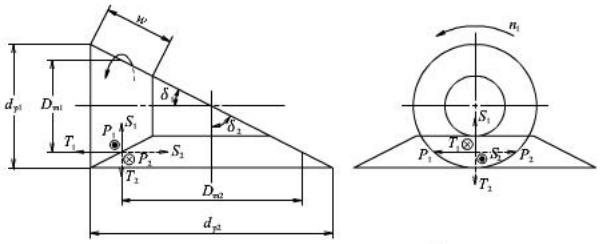

左旋　　右旋

图 2



◉ 与纸面垂直向上
⊗ 与纸面垂直向下

图 3

11.4 双曲线齿轮的受力计算

双曲线齿轮啮合点的受力计算如下：

$$P_1=\frac{9\,550\,000H}{n_1\left(\frac{D_{m1}}{2}\right)}=\frac{\cos\beta_1}{\cos\beta_2}P_2 \quad \cdots\cdots\cdots\cdots(\mathrm{N})$$

$$=\frac{974\,000H}{n_1\left(\frac{D_{m1}}{2}\right)}=\frac{\cos\beta_1}{\cos\beta_2}P_2 \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\{\mathrm{kgf}\}$$

$$P_2=\frac{9\,550\,000H}{n_2\left(\frac{D_{m2}}{2}\right)} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(\mathrm{N})$$

$$=\frac{974\,000H}{n_2\left(\frac{D_{m2}}{2}\right)} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\{\mathrm{kgf}\}$$

其中 $D_{m1}=D_{m2}\frac{z_1}{z_2}\cdot\frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1}$

$$D_{m2}=d_{p2}-w_2\sin\delta_2$$

式中，α_n ： 齿法向压力角

β ： 齿螺旋角

δ ： 分锥角

w ： 齿宽 (mm)

D_m ： 平均节圆直径 (mm)

d_p ： 节圆直径 (mm)

z ： 齿数

分离力 S、轴向力 T 的计算，按齿螺旋方向及齿轮旋转方向的不同，分别如下。

(1) 右旋顺时针，或左旋逆时针

主动齿轮

分离力

$$S_1=\frac{P_1}{\cos\beta_1}(\tan\alpha_n\cos\delta_1+\sin\beta_1\sin\delta_1)$$

轴向力

$$T_1=\frac{P_1}{\cos\beta_1}(\tan\alpha_n\sin\delta_1-\sin\beta_1\cos\delta_1)$$

从动齿轮

分离力

$$S_2=\frac{P_2}{\cos\beta_2}(\tan\alpha_n\cos\delta_2-\sin\beta_2\sin\delta_2)$$

轴向力

$$T_2=\frac{P_2}{\cos\beta_2}(\tan\alpha_n\sin\delta_2+\sin\beta_2\cos\delta_2)$$

(2) 右旋逆时针，或左旋顺时针

主动齿轮

分离力

$$S_1=\frac{P_1}{\cos\beta_1}(\tan\alpha_n\cos\delta_1-\sin\beta_1\sin\delta_1)$$

轴向力

$$T_1=\frac{P_1}{\cos\beta_1}(\tan\alpha_n\sin\delta_1+\sin\beta_1\cos\delta_1)$$

从动齿轮

分离力

$$S_2=\frac{P_2}{\cos\beta_2}(\tan\alpha_n\cos\delta_2+\sin\beta_2\sin\delta_2)$$

轴向力

$$T_2=\frac{P_2}{\cos\beta_2}(\tan\alpha_n\cos\delta_2-\sin\beta_2\sin\delta_2)$$

计算结果为正（+）时，表示力的方向背离啮合点方向，为负（−）时，表示力的方向是指向啮合点方向。

另外，旋转方向及齿旋方向参考 **11.3** 螺旋锥齿轮的受力计算。

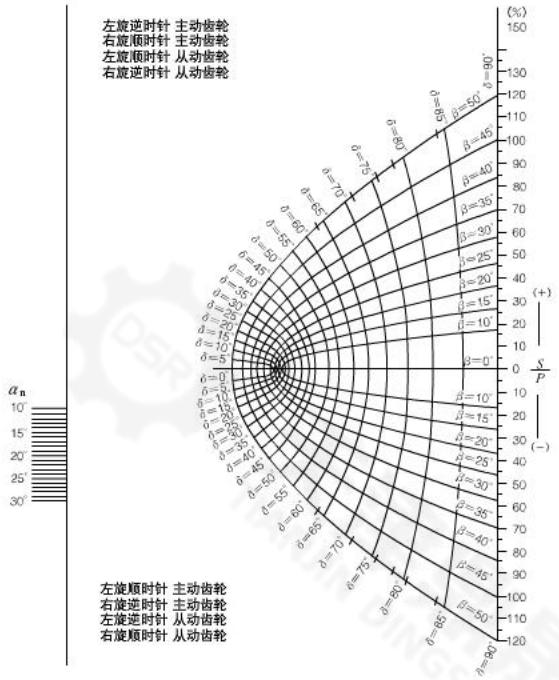
轴承载荷计算与 **11.2** 直齿锥齿轮的受力计算相同。

求分离力 S 与轴向力 T 的近似值及方向的计算图表如下。

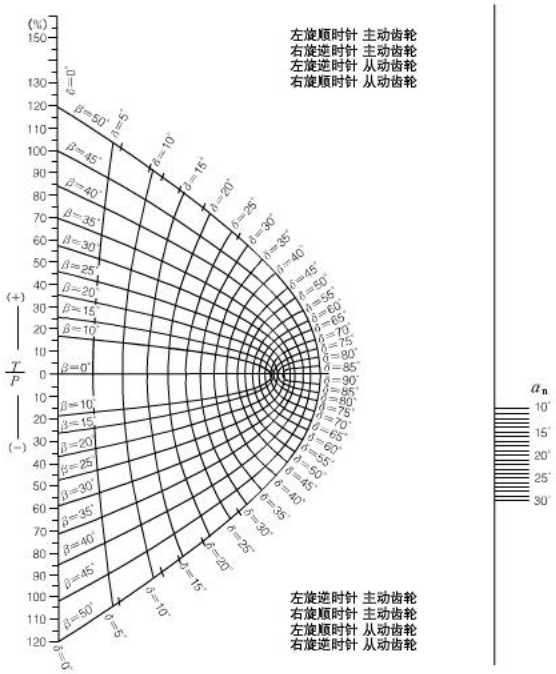
（使用方法）

分离力 S 的求法说明如下，轴向力 T 求法类同。

1. 先在图的左竖标尺上查出齿法向压力角 α_n 值。
2. 再求分锥角 δ 与螺旋角 β 的交点，在所得 2 点中，按旋转方向及齿旋方向，选定 $\beta=0$ 的直线上方或下方的 1 点。
3. 将上述所选 2 点连成直线，读出与右侧竖标尺交点的数值。该读值就是分离力 S 比切向力 P 的百分比。



分离力 S 计算图表



轴向力 T 计算图表

11.5 蜗轮受力计算

蜗轮是交叉轴齿轮的一种，它能以很小的空间获得很大的减速比。其啮合点的受力，可按**表 1** 计算。

另外，**表 1** 中的符号如下：

i ： 齿数比 $\left(i=\dfrac{Z_2}{Z_w}\right)$

η ： 蜗轮传动效率 $\left[\eta=\dfrac{\tan\gamma}{\tan(\gamma+\psi)}\right]$

γ ： 升角 $\left(\gamma=\tan^{-1}\dfrac{d_{p2}}{id_{p1}}\right)$

ψ ： 摩擦角ψ可按 $V_R=\dfrac{\pi d_{p1}n_1}{\cos\gamma}\times\dfrac{10^{-3}}{60}$

使用**图 1** 所示数值求得。

当滑动速度 $V_R<0.2$m/s 时用 $\psi=8°$，$V_R>6$m/s 时 $\psi=1°4'$。

α_n ： 齿法向压力角

α_a ： 轴端面压力角

Z_w ： 蜗杆齿条数

Z_2 ： 蜗轮齿数

下注 1 ： 蜗杆（主动齿轮）

2 ： 蜗轮（从动齿轮）

蜗轮啮合点作用力的方向，按蜗杆齿的旋向及旋转方向，分为**图 2.1 ～图 2.4** 所示 4 种。

加于轴承的载荷，可以按照蜗轮啮合点上各个分力的大小及方向，采用与 **11.1** 正齿轮、斜齿轮、人字齿轮的受力计算同样的方法计算。

表 1

力	蜗　杆	蜗　轮
切向力 P	$\dfrac{9\,550\,000H}{n_1\left(\dfrac{d_{p1}}{2}\right)}$ ……(N) $\dfrac{974\,000H}{n_1\left(\dfrac{d_{p1}}{2}\right)}$ ……{kgf}	$\dfrac{9\,550\,000H\eta}{n_1\left(\dfrac{d_{p2}}{2}\right)}=\dfrac{P_1\eta}{\tan\gamma}=\dfrac{P_1}{\tan(\gamma+\psi)}$ ……(N) $\dfrac{974\,000H\eta}{n_1\left(\dfrac{d_{p2}}{2}\right)}=\dfrac{P_1\eta}{\tan\gamma}=\dfrac{P_1}{\tan(\gamma+\psi)}$ ……{kgf}
轴向力 T	$\dfrac{9\,550\,000H\eta}{n_2\left(\dfrac{d_{p2}}{2}\right)}=\dfrac{P_1\eta}{\tan\gamma}=\dfrac{P_1}{\tan(\gamma+\psi)}$ ……(N) $\dfrac{974\,000H\eta}{n_2\left(\dfrac{d_{p2}}{2}\right)}=\dfrac{P_1\eta}{\tan\gamma}=\dfrac{P_1}{\tan(\gamma+\psi)}$ ……{kgf}	$\dfrac{9\,550\,000H}{n_1\left(\dfrac{d_{p1}}{2}\right)}$ ……(N) $\dfrac{974\,000H}{n_1\left(\dfrac{d_{p1}}{2}\right)}$ ……{kgf}
分离力 S	$\dfrac{P_1\tan\alpha_n}{\sin(\gamma+\psi)}=\dfrac{P_1\tan\alpha_a}{\tan(\gamma+\psi)}$ ……(N), {kgf}	$\dfrac{P_1\tan\alpha_n}{\sin(\gamma+\psi)}=\dfrac{P_1\tan\alpha_a}{\tan(\gamma+\psi)}$ ……(N), {kgf}

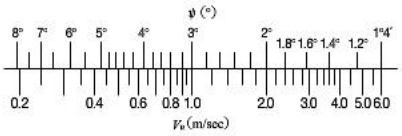


图 1

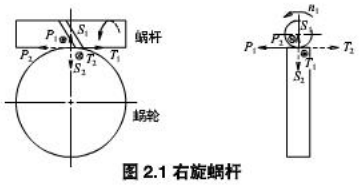


图 2.1 右旋蜗杆

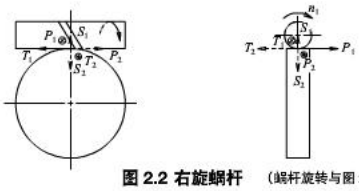


图 2.2 右旋蜗杆（蜗杆旋转与图 2.1 方向相反）

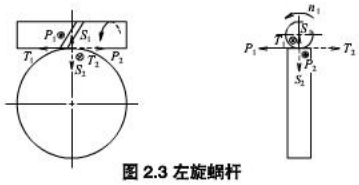


图 2.3 左旋蜗杆

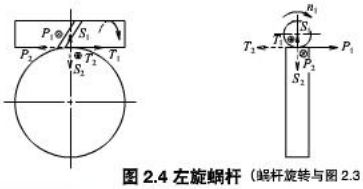


图 2.4 左旋蜗杆（蜗杆旋转与图 2.3 方向相反）

◉ 与纸面垂直向
⊗ 与纸面垂直向

12. 其 他

12.1 有关滚动轴承的 JIS（日本工业标准）

滚动轴承是重要的机械零部件，由于各种机械都在使用，故而，在国际上已由ISO（国际标准化组织）纳入标准化轨道。世界各国也都有涉及滚动轴承的标准，诸如DIN（德国）、ANSI（美国）、BS（英国）等等。

日本在 1965 年将以前涉及滚动轴承的 JIS 纳入体系，加以完善。后来，又与 ISO 标准接轨，结合生产、销售的实际情况等逐一作了修订。

日本生产的轴承基本上都执行 JIS，也有 BAS(日本轴承工业会标准)。

涉及轴承的 JIS，如**表 1** 所示。

表 1 有关滚动轴承的 JIS

No.	标准分类	标准代号	标准名称
1	总　则	B 1511	滚动轴承总则
	通用标准		制图 - 滚动轴承
2		B 0005	- 第 1 部：基本简略图示方法 - 第 2 部：专项简略图示方法
3		B 0104	滚动轴承专业词汇
4		B 0124	滚动轴承计量单位代号
5		B 1512	滚动轴承主要尺寸
6		B 1513	滚动轴承的公称代号
7		B 1514	滚动轴承 - 轴承公差 - 第 1 部：向心轴承 - 第 2 部：推力轴承 - 第 3 部：倒角尺寸最大值
8		B 1515	滚动轴承 - 公差 - 第 1 部：用语及定义 - 第 2 部：检验的原则及方法
9		B 1516	滚动轴承的表示
10		B 1517	滚动轴承的包装
11		B 1518	滚动轴承额定动载荷及额定寿命的计算方法
12		B 1519	滚动轴承额定静载荷的计算方法
13		B 1520	滚动轴承的径向内部游隙
14		B 1548	滚动轴承噪声水平测量方法
15		B 1566	滚动轴承有关安装尺寸及配合
16		G 4805	高碳铬轴承钢材
	专项标准		
17		B 1521	深沟球轴承
18		B 1522	角接触球滚针
19		B 1523	调心球轴承
20		B 1532	推力球轴承
21		B 1533	圆柱滚子轴承
22		B 1534	圆锥滚子轴承
23		B 1535	调心滚子轴承
24		B 1536	滚动轴承 - 滚针轴承主要尺寸及公差 - 第 1 部：48、49 及 69 尺寸系列 - 第 2 部：无内圈冲压外圈 - 第 3 部：带向心保持架的滚针轴承 - 第 4 部：带推力保持架的滚针轴承及推力垫圈 - 第 5 部：滚轮滚针
25		B 1539	推力球面滚子轴承
26		B 1557	滚动轴承单元
27		B 1558	滚动轴承单元专用球轴承
28	零部件标准	B 1501	球轴承专用钢球
29		B 1506	滚动轴承 - 滚子
30		B 1509	滚动轴承 - 带止动环的向心轴承 - 尺寸和精度
31	附件标准	B 1551	滚动轴承专用立式轴承座
32		B 1552	滚动轴承 - 衬套、紧定套及拆卸套
33		B 1554	滚动轴承 - 锁紧螺母、锁紧垫圈及挡块
34		B 1559	滚动轴承单元专用轴承座
35	参考标准	K 2220	润滑脂

12.2 内、外圈与滚动体接触部位的永久变形量

当二个物体接触之时，其接触面的某一部位一旦承受超过材料弹性极限载荷，该部位就会产生局部性永久变形。由于轴承滚动面与滚道面经过极其精密加工，而且是非常坚硬的表面，但在微观上不是完全无缺的表面，故而，真正的接触面积远比表观接触面积小得惊人，最初接触的局部，例如粗糙突起的尖角等承受较小的载荷，便会造成永久变形。这种微观性永久变形对轴承的性能基本上没有影响，仅仅滚道面的反光起了变化（出现滚动痕迹）。

然而，如果载荷增大，永久变形量也会增加，最终会在宏观上清晰可辨。**图 1** 是其示意，就是说，在球轴承发生点接触时，载荷小时会按赫兹理论，弹性变形量与载荷 Q 的 p 次方（球轴承 p = 2/3，滚子轴承 p = 0.9）成正比，但载荷加大，永久变形量增加，偏离弹性位移理论值的幅度就会加大。

另外，常规轴承的总永久变形量 δ_q，约 1/3 发生在滚动体，约 2/3 发生在套圈上。

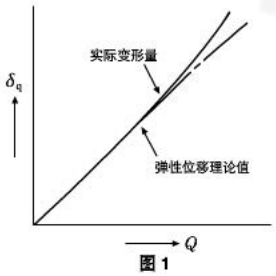


图 1

12.2.1 球轴承

永久变形量 δ_q 也以载荷 Q 的关系表示，其关系由 A. Palmgren 对球轴承的**式 (1)** 表示。

$$\left.\begin{aligned}\delta_q &= 1.30\times10^{-7}\frac{Q^2}{D_w}(\rho_{I1}+\rho_{II1})(\rho_{I2}+\rho_{II2}) \quad \text{(N)}\\ &= 1.25\times10^{-5}\frac{Q^2}{D_w}(\rho_{I1}+\rho_{II1})(\rho_{I2}+\rho_{II2}) \quad \text{\{kgf\}}\end{aligned}\right\}$$

(mm)……**(1)**

式中，

δ_q ：滚动体与套圈的总永久变形量 (mm)

Q ：滚动体载荷 (N){kgf}

D_w ：滚动体直径 (mm)

ρ_{I1}、ρ_{I2} 及 ρ_{II1}、ρ_{II2} ：物体 I 与 II 接触点主曲率半径的倒数 (1/mm)

式 (1) 按 δ_q 与 Q 的关系式表示得**式 (2)**

$$\left.\begin{aligned}\delta_q &= K\cdot Q^2 \quad \text{(N)}\\ &= 96.2K\cdot Q^2 \quad \text{\{kgf\}}\end{aligned}\right\}$$

(mm)……**(2)**

常数 K 值，按轴承系列与内径代号分列于**表 1**。K_i 为内圈与滚动体的接触常数，K_e 为外圈与滚动体的接触常数。

表 1 深沟球轴承的常数 K 值

轴承内径代号	轴承系列 60		轴承系列 62		轴承系列 63	
	K_i	K_e	K_i	K_e	K_i	K_e
	$\times10^{-10}$	$\times10^{-10}$	$\times10^{-10}$	$\times10^{-10}$	$\times10^{-10}$	$\times10^{-10}$
00	2.10	4.12	2.01	2.16	0.220	0.808
01	2.03	1.25	0.376	1.13	0.157	0.449
02	1.94	2.21	0.358	1.16	0.145	0.469
03	1.89	2.24	0.236	0.792	0.107	0.353
04	0.279	0.975	0.139	0.481	0.0808	0.226
05	0.270	0.997	0.133	0.494	0.0597	0.218
06	0.180	0.703	0.0747	0.237	0.0379	0.119
07	0.127	0.511	0.0460	0.178	0.0255	0.0968
08	0.417	0.311	0.129	0.0864	0.0206	0.0692
09	0.312	0.234	0.127	0.0875	0.0436	0.0270
10	0.308	0.236	0.104	0.0720	0.0333	0.0207
11	0.187	0.140	0.0728	0.0501	0.0262	0.0162
12	0.185	0.141	0.0547	0.0377	0.0208	0.0218
13	0.183	0.142	0.0469	0.0326	0.0169	0.0105
14	0.119	0.0914	0.0407	0.0283	0.0138	0.00863
15	0.118	0.0920	0.0402	0.0286	0.0117	0.00733
16	0.0814	0.0624	0.0309	0.0218	0.00982	0.00616
17	0.0808	0.0628	0.0243	0.0170	0.00832	0.00523
18	0.0581	0.0446	0.0194	0.0136	0.00710	0.00447
19	0.0576	0.0449	0.0158	0.0110	0.00611	0.00386
20	0.0574	0.0450	0.0130	0.00900	0.00465	0.00292
22	0.0296	0.0225	0.00928	0.00639	0.00326	0.00203
24	0.0293	0.0227	0.00783	0.00544	0.00320	0.00205
26	0.0229	0.0178	0.00666	0.00467	0.00255	0.00164
28	0.0227	0.0179	0.00656	0.00472	0.00209	0.00134
30	0.0181	0.0143	0.00647	0.00477	0.00205	0.00136

深沟球轴承 62 系列 δ_q 与 Q 关系一例如**图 2** 所示。

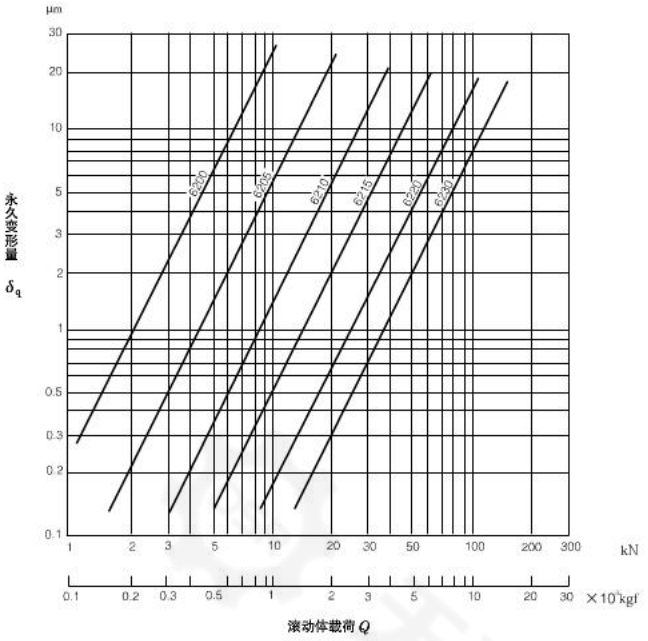


图 2 滚动体载荷与永久变形量

12.2.2 滚子轴承

滚子轴承的滚动体与套圈的永久变形量 δ_q 与载荷 Q 的关系，与球轴承同样，可按 A. Palmgren 得出**式 (3)**.

$$\left.\begin{aligned}\delta_q &= 2.12\times10^{-11}\cdot\frac{1}{\sqrt{D_w}}\cdot\left(\frac{Q}{L_{we}}\right)^3\cdot(\rho_I+\rho_{II})^{3/2} \quad \text{(N)}\\ &= 2.00\times10^{-8}\cdot\frac{1}{\sqrt{D_w}}\cdot\left(\frac{Q}{L_{we}}\right)^3\cdot(\rho_I+\rho_{II})^{3/2} \quad \{\text{kgf}\}\end{aligned}\right\}$$

(mm)……**(3)**

式中，L_{we}：滚子有效长度 (mm)

ρ_I、ρ_{II}：物体 I 与 II 接触点主曲率半径的倒数 (1/mm)

其它计量符号，与 **12.2.1** 的**式 (1)** 相同。

式 (3) 用 δ_q 与 Q 的关系式表示，则得**式 (4)**。

$$\left.\begin{aligned}\delta_q &= K\cdot Q^3 \quad \text{(N)}\\ &= 943K\cdot Q^3 \quad \{\text{kgf}\}\end{aligned}\right\}\ \text{(mm)}\cdots\cdots\textbf{(4)}$$

常数 K 值，按轴承公称代号，分列于**表 2**。

K_i 为内圈与滚动体的接触常数，K_e 为外圈与滚动体的接触常数。

圆柱滚子轴承 NU2 系列 δ_q 与 Q 的关系一例如**图 3** 所示。

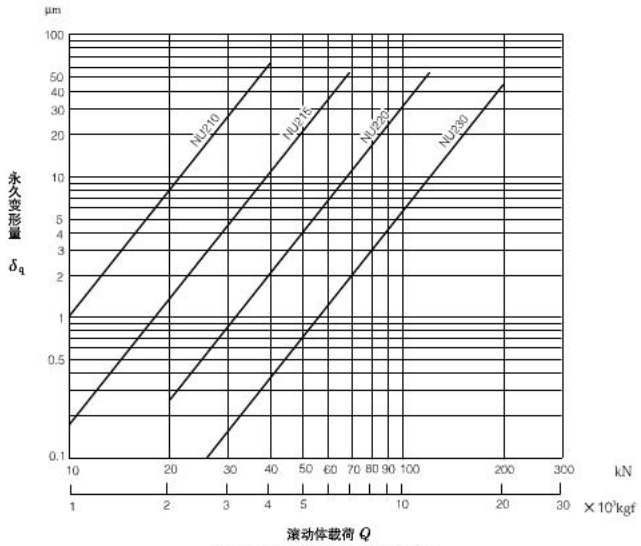


图 3 滚动体载荷与永久变形量

表 2 圆柱滚子轴承常数 K 值

轴承系列 NU2			轴承系列 NU3		
公称代号	K_i	K_o	公称代号	K_i	K_o
	$\times 10^{-16}$	$\times 10^{-16}$		$\times 10^{-16}$	$\times 10^{-16}$
NU205W	113	67.5	NU305W	20.4	10.9
NU206W	50.7	30.9	NU306W	11.3	6.32
NU207W	19.1	11.4	NU307W	6.83	3.81
NU208W	10.8	6.53	NU308W	4.24	2.43
NU209W	10.6	6.64	NU309W	1.92	1.07
NU210W	10.4	6.74	NU310W	1.51	0.856
NU211W	6.23	4.06	NU311W	0.786	0.435
NU212W	3.93	2.57	NU312W	0.575	0.323
NU213W	2.58	1.69	NU313W	0.460	0.262
NU214W	2.54	1.70	NU314W	0.347	0.200
NU215W	1.74	1.15	NU315W	0.211	0.120
NU216W	1.38	0.915	NU316W	0.207	0.121
NU217W	0.976	0.648	NU317W	0.132	0.0761
NU218W	0.530	0.343	NU318W	0.112	0.0650
NU219W	0.426	0.277	NU319W	0.0903	0.0529
NU220W	0.324	0.210	NU320W	0.0611	0.0357
NU221W	0.249	0.162	NU321W	0.0428	0.0247
NU222W	0.156	0.0995	NU322W	0.0325	0.0187
NU224W	0.123	0.0800	NU324W	0.0176	0.00992
NU226W	0.121	0.0810	NU326W	0.0132	0.00750
NU228W	0.0836	0.0559	NU328W	0.0100	0.00576
NU230W	0.0565	0.0378	NU330W	0.00832	0.00484

轴承系列 NU4		
公称代号	K_i	K_o
	$\times 10^{-16}$	$\times 10^{-16}$
NU405W	4.69	2.28
NU406W	2.09	1.01
NU407W	1.61	0.821
NU408W	0.835	0.418
NU409W	0.607	0.312
NU410W	0.373	0.191
NU411W	0.363	0.194
NU412W	0.220	0.116
NU413W	0.173	0.0926
NU414W	0.0954	0.0509
NU415W	0.0651	0.0342
NU416W	0.0455	0.0237
NU417W	0.0349	0.0178
NU418W	0.0251	0.0130
NU419W	0.0245	0.0132
NU420W	0.0182	0.00972
NU421W	0.0137	0.00729
NU422W	0.0104	0.00559
NU424W	0.00611	0.00323
NU426W	0.00353	0.00185
NU428W	0.00303	0.00161
NU430W	0.00296	0.00163

12.3 滚动体的自转与公转速度

当滚动体在套圈之间无滑动地旋转时，在内圈滚道上滚动的距离与外圈滚道上滚动的距离相等，由此可以求出内、外圈转速 n_i、n_e 与滚动体自转速度 n_a 的关系。

而滚动体的公转速度，可以由内圈滚道线速度与外圈滚道线速度（通常内、外圈之一静止不动）的算术平均值求得。

滚动体自转与公转的关系如**式 (1)～(4)** 所示。

自转速度

$$n_a = \left(\frac{D_{pw}}{D_w} - \frac{D_w \cos^2\alpha}{D_{pw}}\right)\frac{n_e - n_i}{2} \quad \text{(r/min)} \cdots\cdots (1)$$

自转线速度

$$v_a = \frac{\pi D_w}{60 \times 10^3}\left(\frac{D_{pw}}{D_w} - \frac{D_w \cos^2\alpha}{D_{pw}}\right)\frac{n_e - n_i}{2} \quad \text{(m/s)} \cdots\cdots (2)$$

公转速度（保持架转速）

$$n_c = \left(1 - \frac{D_w \cos\alpha}{D_{pw}}\right)\frac{n_i}{2} + \left(1 + \frac{D_w \cos\alpha}{D_{pw}}\right)\frac{n_e}{2} \quad \text{(r/min)} \cdots\cdots (3)$$

公转线速度（滚动体节圆直径上的保持架线速度）

$$v_c = \frac{\pi D_w}{60 \times 10^3}\left(\left(1 - \frac{D_w \cos\alpha}{D_{pw}}\right)\frac{n_i}{2} + \left(1 + \frac{D_w \cos\alpha}{D_{pw}}\right)\frac{n_e}{2}\right) \quad \text{(m/s)} \cdots\cdots (4)$$

式中，D_{pw} ：滚动体节圆直径 (mm)
D_w ：滚动体直径 (mm)
α ：接触角 (°)
n_e ：外圈转速 (r/min)
n_i ：内圈转速 (r/min)

$0 \leqq \alpha < 90°$ 及 $\alpha = 90°$，内圈旋转 ($n_e = 0$)、外圈旋转 ($n_i = 0$) 时，滚动体的自转、公转如**表 1** 所示。

例如**表 2** 是球轴承 6210、6310 内圈旋转的滚动体自转速度 n_a、公转速度 n_c。

表 1 滚动体自转速度 n_a、自转线速度 v_a、公转速度 n_c 及公转线速度 v_c

接 触 角	自转・公转速度	内圈旋转 ($n_e = 0$)	外圈旋转 ($n_i = 0$)
$0° \leqq \alpha < 90°$	n_a (r/min)	$-\left(\frac{1}{\gamma} - \gamma\right)\frac{n_i}{2} \cdot \cos\alpha$	$\left(\frac{1}{\gamma} - \gamma\right)\frac{n_e}{2} \cdot \cos\alpha$
	v_a (m/s)	$\frac{\pi D_w}{60 \times 10^3} n_a$	
	n_c (r/min)	$(1 - \gamma)\frac{n_i}{2}$	$(1 + \gamma)\frac{n_e}{2}$
	v_c (m/s)	$\frac{\pi D_{pw}}{60 \times 10^3} n_c$	
$\alpha = 90°$	n_a (r/min)	$-\frac{1}{\gamma} \cdot \frac{n_i}{2}$	$\frac{1}{\gamma} \cdot \frac{n_e}{2}$
	v_a (m/s)	$\frac{\pi D_w}{60 \times 10^3} n_a$	
	n_c (r/min)	$\frac{n_i}{2}$	$\frac{n_e}{2}$
	v_c (m/s)	$\frac{\pi D_{pw}}{60 \times 10^3} n_c$	

备注 1. 土将号顺时针方向旋转时为＋，逆时针方向旋转时为－。
2. $\gamma = \frac{D_w \cos\alpha}{D_{pw}}$ ($0° \leqq \alpha < 90°$ 时)，$\gamma = \frac{D_w}{D_{pw}}$ ($\alpha = 90°$ 时)

表 2 球轴承 6210、6310 的 n_a 及 n_c 值

球轴承	γ	n_a	n_c
6210	0.181	$-2.67n_i$	$0.41n_i$
6310	0.232	$-2.04n_i$	$0.38n_i$

备注 $\gamma = \frac{D_w \cos\alpha}{D_{pw}}$

12.4 滚动轴承旋转速度与保持架滑动速度

滚动轴承的优点之一，是比滑动轴承的摩擦少。其理由是，滚动摩擦比滑动摩擦小。但是，在滚动轴承中，也有很多部位难免产生滑动摩擦。

它主要是，保持架与滚动体之间的滑动摩擦，保持架引导面的滑动摩擦、滚动体与滚道面之间弹性位移造成的滑动摩擦，滚子轴承挡边与滚子端面的滑动摩擦等等。

在高速轴承中，保持架与滚动体之间的滑动摩擦，保持架引导面的滑动摩擦问题最大，轴承的极限转速也会受这种滑动摩擦的制约。

在滑动轴承中，用 PV 值表示速度极限，滚动轴承的滑动部分也可同样看待。P 是滚动体与保持架之间或保持架引导面的接触压力，在常规工况，对加于轴承的载荷影响不大。

V 是滑动速度，故而，滚动轴承的速度极限通常可以只用滑动速度，换言之，就是以轴承的大小与转速大致表示。

以前，常用 $D_{pw} \times n$ $(d_m n)$ 值作为轴承极限转速的参考值，它只表示轴承内部的滑动速度。

令内圈旋转，外圈不动，外圈引导保持架引导面的相对滑动速度 V_e，由**式 (1)** 表示。

$$V_e = \frac{\pi}{120 \times 10^3}(1-\gamma)\, d_{e1} n_i$$

$$= K_e n_i \text{ (m/s)} \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (1)$$

式中，d_{e1} ：引导面直径 (mm)

γ ：轴承内部结构参数

$$\gamma = \frac{D_w \cos\alpha}{D_{pw}}$$

D_w ：滚动体直径 (mm)

α ：轴承接触角 (°)

D_{pw}（或 d_m）

：滚动体节圆直径 (mm)

n_i ：内圈转速（r/min）

$$K_e = \frac{\pi d_{e1}}{120 \times 10^3}(1-\gamma)$$

深沟球轴承 62、63 系列及圆柱滚子轴承 NU2、NU3 系列常数 K_e 值如**表 2** 所示。

另外，设内圈保持架的滑动速度为 V_i，滚动体对保持架的最大滑动速度为 V_a，则为下列关系。

V_i ≒ (1.15 ～ 1.18)V_e（直径系列 2 的轴承）
≒ (1.20 ～ 1.22)V_e（直径系列 3 的轴承）
V_a ≒ (1.05 ～ 1.07)V_e（直径系列 2 的轴承）
≒ (1.07 ～ 1.09)V_e（直径系列 3 的轴承）

深沟球轴承的计算实例

以 6210、6310 为例，$n_i' = 4\,500$r/min 时，$D_{pw} \times n(d_m n)$ 及滑动速度如**表 1** 所示。

表 1

球轴承	$D_{pw} \times n \times 10^4$	V_e(m/s)(外圈引导)	V_a(m/s)	V_i(m/s)(内圈引导)
6210	31.5	7.5	8.0	8.7
6310	36.9	8.5	9.1	10.3

备注： 在式 (1) 中，如沟深为 h_e，则：

$$d_{e1} = D_{pw} + D_w - 2h_e = D_{pw}\left(1 + \frac{D_w - 2h_e}{D_{pw}}\right)$$

$$V_e = \frac{\pi}{120 \times 10^3}(1-\gamma)\left(1 + \frac{D_w - 2h_e}{D_{pw}}\right) D_{pw} \cdot n$$

$$= K'_e \cdot D_{pw} \cdot n$$

按轴承决定的常数 K'_e 大致范围为：

$K'_e = (0.23 \sim 0.245) \times 10^{-4}$

表 2 球轴承 62、63 系列及滚子轴承 NU2、NU3 系列常数 K_e 值

轴承内径代号	轴承系列 62	轴承系列 63	轴承系列 NU2	轴承系列 NU3
	$\times 10^{-5}$	$\times 10^{-5}$	$\times 10^{-5}$	$\times 10^{-5}$
00	48	49	—	—
01	50	52	—	—
02	59	66	—	—
03	67	74	—	—
04	77	81	79	84
05	92	103	92	102
06	110	121	110	123
07	125	133	126	136
08	142	149	144	155
09	155	171	157	171
10	168	189	172	189
11	184	201	189	206
12	206	218	208	224
13	221	235	226	259
14	233	252	239	261
15	249	270	251	278
16	264	287	270	298
17	281	305	288	314
18	298	323	304	333
19	316	340	323	352
20	334	366	341	376
21	350	379	361	392
22	368	406	378	416
24	400	441	408	449
26	430	475	441	486
28	470	511	478	523
30	510	551	515	559
32	550	585	551	599
34	585	615	588	635
36	607	655	615	670
38	642	695	651	707
40	682	725	689	747

12.5 滚动体的离心力

在常规运行工况下，与轴承承受的载荷相比，滚动体的离心力可以忽略不计，故而，在计算轴承寿命时，并不考虑滚动体的离心力。

然而，在高速且轴承载荷很小时，滚动体的离心力对寿命的影响则不容忽视。

在深沟球轴承与圆柱滚子轴承中，滚动体的离心力会使寿命缩短。在角接触球轴承中，相对于初期接触角，内圈接触角会加大，外圈接触角会减小，疲劳概率会相应变化。

暂不考虑离心力对寿命的影响，则在内圈旋转时，球轴承及滚子轴承滚动体的离心力计算公式分别如**式 (1)**、**式 (2)** 所示。

球轴承

$$F_c = K_B n_i^2 \quad \cdots\cdots (1)$$

$$K_B = 5.580 \times 10^{-12} D_w^3 D_{pw} (1-\gamma)^2 \quad \cdots\cdots (N)$$

$$= 0.569 \times 10^{-12} D_w^3 D_{pw} (1-\gamma)^2 \quad \cdots \{kgf\}$$

滚子轴承

$$F_c = K_R n_i^2 \quad \cdots\cdots (2)$$

$$K_R = 8.385 \times 10^{-12} D_w^2 L_w D_{pw} (1-\gamma)^2 \quad \cdots\cdots (N)$$

$$= 0.855 \times 10^{-12} D_w^2 L_w D_{pw} (1-\gamma)^2 \quad \cdots\cdots \{kgf\}$$

式中，D_w ： 滚动体直径 (mm)

D_{pw} ： 滚动体节圆直径 (mm)

γ ： 轴承内部结构参数

$$\gamma = \frac{D_w \cos\alpha}{D_{pw}}$$

α ： 轴承接触角 (°)

L_w ： 滚子长度 (mm)

n_i ： 内圈转速 (r/min)

球轴承 62、63 系列及滚子轴承 NU2、NU3 系列。

K_B、K_R ($= K$) 值见**表 1**。

表 1 球轴承 62、63 系列及滚子轴承 NU2、NU3 系列的常数 K 值

轴承内径代号	轴承系列 62 K		轴承系列 63 K		轴承系列 NU2 K		轴承系列 NU3 K	
	$\times 10^{-8}$	$\times 10^{-8}$	$\times 10^{-8}$	$\times 10^{-8}$	$\times 10^{-8}$	$\times 10^{-8}$	$\times 10^{-8}$	$\times 10^{-8}$
00	0.78	{ 0.08}	2.16	{ 0.22}	—		—	
01	1.37	{ 0.14}	3.14	{ 0.32}	—		—	
02	1.77	{ 0.18}	4.41	{ 0.45}	—		—	
03	2.94	{ 0.30}	6.67	{ 0.68}	—		—	
04	5.49	{ 0.56}	9.41	{ 0.96}	5.00	{ 0.51}	9.51	{ 0.97}
05	6.86	{ 0.70}	15.7	{ 1.6 }	6.08	{ 0.62}	16.7	{ 1.7 }
06	13.7	{ 1.4 }	29.4	{ 3.0 }	11.8	{ 1.2 }	28.4	{ 2.9 }
07	25.5	{ 2.6 }	47.1	{ 4.8 }	22.6	{ 2.3 }	41.2	{ 4.2 }
08	36.3	{ 3.7 }	73.5	{ 77.5 }	35.3	{ 3.6 }	63.7	{ 6.5 }
09	41.2	{ 4.2 }	129	{ 13.2 }	39.2	{ 4.0 }	109	{ 11.1 }
10	53.9	{ 5.5 }	186	{ 19.0 }	43.1	{ 4.4 }	149	{ 15.2 }
11	84.3	{ 8.6 }	251	{ 25.6 }	63.7	{ 6.5 }	234	{ 23.9 }
12	128	{ 13.1 }	341	{ 34.8 }	91.2	{ 9.3 }	305	{ 31.1 }
13	161	{ 16.4 }	455	{ 46.4 }	127	{ 12.9 }	391	{ 39.9 }
14	195	{ 19.9 }	595	{ 60.7 }	135	{ 13.8 }	494	{ 50.4 }
15	213	{ 21.7 }	765	{ 78.0 }	176	{ 17.9 }	693	{ 70.7 }
16	290	{ 29.6 }	969	{ 98.8 }	233	{ 23.8 }	758	{ 77.3 }
17	391	{ 39.9 }	1 216	{ 124 }	302	{ 30.8 }	1 020	{ 104 }
18	518	{ 52.8 }	1 491	{ 152 }	448	{ 45.7 }	1 236	{ 126 }
19	672	{ 68.5 }	1 824	{ 186 }	559	{ 57.0 }	1 471	{ 150 }
20	862	{ 87.9 }	2 560	{ 261 }	689	{ 70.3 }	1 961	{ 200 }
21	1 079	{110 }	3 011	{ 307 }	844	{ 86.1 }	2 501	{ 255 }
22	1 344	{137 }	4 080	{ 416 }	1 167	{119 }	3 207	{ 327 }
24	1 736	{177 }	4 570	{ 466 }	1 422	{145 }	4 884	{ 498 }
26	2 177	{222 }	6 160	{ 628 }	1 569	{160 }	6 257	{ 638 }
28	2 442	{249 }	8 140	{ 830 }	2 157	{220 }	7 904	{ 806 }
30	2 707	{276 }	9 003	{ 918 }	2 903	{296 }	9 807	{1 000 }
32	2 962	{302 }	11 572	{1 180 }	3 825	{390 }	10 787	{1 100 }
34	4 168	{425 }	16 966	{1 730 }	4 952	{505 }	13 925	{1 420 }

备注 { }的值为以 kgf 单位计算时的常数 K。

12.6 滚动轴承的温升与尺寸变化

滚动轴承是一种极其精密的机械零部件，因温度变化而导致的轴承尺寸精度变化不容忽视。

为此，轴承测试原则上定在 20 °C 进行，并且标准规定的尺寸也都是 20 °C 的数据。

温度变化引起的尺寸变化不仅影响尺寸精度，而且会造成运行中的轴承内部游隙变化与内、外圈过盈量变化。

而利用温差引起的尺寸变化进行热装，可使过盈量较大的配合零件的装配变得非常容易。

温升引起的尺寸变动量 Δl 如式 (1) 表示

$$\Delta l = \Delta T \ \alpha \ \ l \ (\mathrm{mm}) \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (1)$$

式中， Δl ：尺寸变化量 (mm)

ΔT ：温升 (°C)

α ：轴承钢的线膨胀系数

$\alpha = 12.5 \times 10^{-6} (1/°C)$

l ：原有尺寸 (mm)

式 (1) 图解如图 1。

在下列场合，利用图 1 可以轻而易举地得到尺寸变化的参考值。

(1) 考虑环境温度影响对测量值进行修正时；
(2) 调查运行中的内、外圈温差引起轴承内部游隙变动时；
(3) 热装时想要了解过盈量与加热温度的关系时；
(4) 在配合面产生温差后，想要了解过盈量的变化时。

例　题

要将内径 110 mm 的内圈热装于配合公差段为 n6 的轴时，内圈应加热至多少度？

ϕ110 n6 的轴与内圈的过盈量最大为 0.065，为使内圈容易压至轴上，必须有 0.03 ～ 0.04 的游隙。故而，内圈膨胀量为 0.095 ～ 0.105。

今在图上求纵坐标 Δl = 0.105，横坐标 l = 110 的交点，则 ΔT 位于 70 °C 与 80 °C 之间 (ΔT ≒ 77 °C)。所以，内圈加热温度为室温＋ 80 °C 即可。

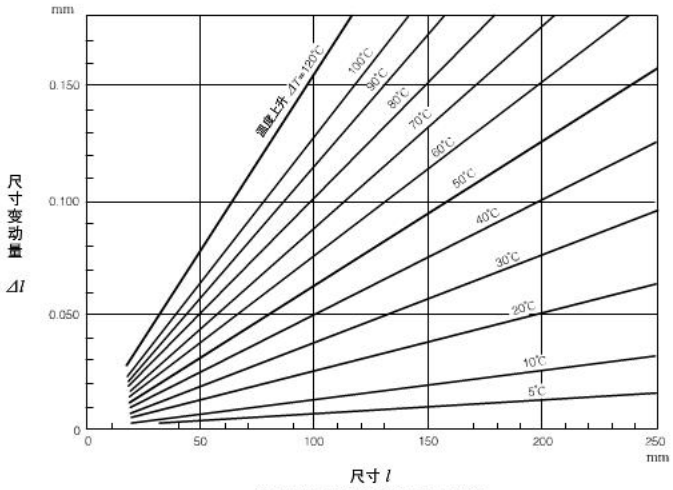


图 1 轴承钢的温升与尺寸变化

12.7 滚动轴承的容积与表观比重

设轴承内径为 d(mm)，外径为 D(mm)，宽度为 B(mm)，则轴承容积 V 可由下式表示。

$$V=\frac{\pi}{4}(D^2-d^2)B\times10^{-3}\ (\mathrm{cm}^3)\ \cdots\cdots(1)$$

向心轴承主要尺寸系列的轴承容积如**表 1** 所示。

圆锥滚子轴承是按装配宽度 B 计算的数值。

设轴承质量为 W(kg)，$W/V=k$ 可视为表观比重，k 按轴承类型，基本为定值。

表 2 按尺寸系列表示向心轴承的 k 值。要计算非标轴承的质量时，只要算出轴承容积 V，利用**表 2** 的表观比重 k，即可得到大概的质量数据。

表 1 向心轴承的容积

单位：cm

轴承内径代号	向心尺寸系列 10	向心尺寸系列 30	轴承（圆锥滚子轴承除外）寸系列 02	22	03	23	圆锥滚子轴承尺寸系列 20	02	03
00	3.6	5.4	5.6	8.8	9.7	15.0	—	—	—
01	4.0	6.0	6.9	9.7	11.5	16.3	—	—	—
02	5.4	7.9	8.4	11.0	15.7	20.5	—	—	17.2
03	7.4	10.3	12.3	16.5	21.1	28.6	—	13.6	23.0
04	12.9	17.1	19.9	25.6	27.1	38.0	—	21.7	29.4
05	14.9	20.0	24.5	29.4	43.0	60.6	—	26.5	46.1
06	21.7	31.7	36.9	46.2	63.9	90.8	28.4	39.3	69.8
07	28.8	41.1	52.9	71.5	85.3	126	37.0	56.8	92.4
08	35.6	50.0	67.9	86.7	117	168	45.2	74.5	129
09	45.2	65.0	77.6	93.9	157	225	56.5	84.9	170
10	49.0	70.5	88.0	101	203	301	61.3	95.6	220
11	71.7	104	115	137	259	384	92	125	281
12	76.7	111	147	187	324	480	98	159	350
13	81.6	118	184	249	398	580	104	198	434
14	113	170	202	261	484	705	142	221	525
15	119	179	221	275	580	860	150	241	627
16	159	239	269	342	689	1 020	204	293	750
17	175	270	336	432	810	1 190	230	366	880
18	217	334	412	550	945	1 410	289	446	1 020
19	226	348	500	671	1 095	1 630	301	538	1 200
20	236	362	598	809	1 340	2 080	313	650	1 460
21	298	469	709	985	1 530	2 390	400	767	1 660
22	369	594	833	1 160	1 790	2 860	502	898	1 950
24	396	649	1 000	1 450	2 300	3 590	536	1 090	2 480
26	598	945	1 130	1 810	2 800	4 490	818	1 240	3 080
28	632	1 020	1 415	2 290	3 430	5 640	866	1 540	3 740
30	773	1 240	1 780	2 890	4 080	6 770	1 060	1 940	4 520

表 2 轴承类型与表观比重 (k)

轴承类型	主要轴承系列	表观比重 k
单列深沟球轴承（带冲压保持架）	60, 62, 63	5.3
NU 型圆柱滚子轴承	NU10, NU2, NU3	6.8
N 型圆柱滚子轴承	N10, N2, N3	6.5
圆锥滚子轴承	320, 302, 303	5.5
调心滚子轴承	230, 222, 223	6.4

12.8 圆锥滚子轴承保持架的突出量

圆锥滚子轴承的保持架，通常采用钢板冲压、由外圈侧面突出（见**图 1**）。在设计轴承安装的周边结构时，关键是要保证保持架不接触轴承座、隔圈等零部件。而且，采用脂润滑时，要留足润滑脂存放空间；采用油润滑时，要保证油流动顺畅等等，故而建议选用大于 JIS B 1566“滚动轴承有关安装尺寸及配合”以及轴承样本所载 S_a、S_b 的尺寸。

不过，由于轴向尺寸的局限等原因，而被迫按小于该尺寸设计时，应当按保持架相对外圈的最大突出量 δ_1、δ_2（见**表 1**）并尽量留出余量。再选定安装尺寸 S_a、S_b。

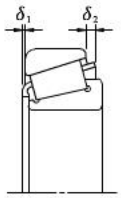


图 1 保持架的突出量

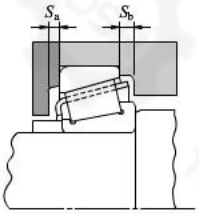


图 2 轴承有关安装尺寸

表 1 圆锥滚子轴承保持架的突出量

单位：mm

轴承内径代号	轴承系列																			
	HR 329 J		HR 320 XJ		HR 330 J		HR 331 J		HR 302 J		HR 322 J		HR 332 J		HR 303 J		HR 303 DJ		HR 323 J	
	δ_1	δ_2	δ_1	δ_2	δ_1	δ_2	δ_1	δ_2	δ_1	δ_2	δ_1	δ_2	δ_1	δ_2	δ_1	δ_2	δ_1	δ_2	δ_1	δ_2
02	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1.2	3.3	—	—	—	—
03	—	—	—	—	—	—	—	—	0.7	2.0	0.3	3.0	—	—	1.4	3.7	—	—	—	—
04	—	—	1.5	2.9	—	—	—	—	1.0	2.9	0.6	3.5	—	—	0.9	3.7	—	—	1.3	3.2
/22	—	—	1.6	3.1	—	—	—	—	—	—	0.9	3.8	—	—	1.1	2.9	—	—	—	—
05	—	—	1.9	3.5	2.0	3.1	—	—	0.8	2.9	0.9	3.8	2.0	3.3	1.6	3.4	—	—	1.5	4.5
/28	—	—	1.9	3.5	—	—	—	—	1.4	3.4	1.5	3.4	1.8	3.8	1.5	4.8	—	—	—	—
06	—	—	2.0	3.1	2.0	4.0	—	—	1.4	3.4	1.5	3.3	2.1	4.6	2.1	3.9	—	—	1.6	4.0
/32	—	—	2.0	3.9	—	—	—	—	0.7	3.3	1.6	2.8	2.2	4.4	—	—	—	—	—	—
07	1.3	2.7	2.5	3.7	2.2	3.4	—	—	2.0	3.1	1.7	4.3	2.6	4.7	2.9	4.8	2.1	4.8	1.1	4.1
08	1.9	2.9	2.3	4.2	2.2	3.2	—	—	1.1	4.7	1.4	5.1	3.1	5.5	1.8	4.9	2.0	5.0	0.5	4.5
09	—	—	2.9	4.7	—	—	3.3	4.7	1.8	3.9	1.9	5.1	3.7	6.0	2.5	5.1	2.3	5.5	2.0	5.2
10	—	—	3.0	4.6	2.4	4.4	3.3	5.1	1.8	5.5	1.7	6.2	3.3	5.8	2.2	5.9	3.7	6.8	1.5	5.7
11	1.9	3.3	3.1	5.1	2.9	4.8	3.3	6.3	2.7	4.8	2.1	4.5	3.5	6.6	2.6	5.7	3.3	6.0	1.8	6.4
12	2.3	3.5	3.1	5.0	2.9	5.1	—	—	1.2	5.9	3.4	4.2	3.9	7.0	3.1	6.5	3.2	8.0	2.7	6.5
13	—	—	2.5	5.9	3.0	5.1	—	—	3.9	4.8	2.8	4.0	4.9	7.4	3.1	6.2	3.9	10.0	2.3	7.4
14	2.5	4.1	2.9	5.6	3.5	5.5	—	—	3.3	5.3	2.7	5.0	5.5	7.0	3.2	6.5	3.8	8.2	2.1	7.2
15	—	—	3.5	5.5	3.5	5.4	—	—	3.9	5.3	2.8	4.7	5.0	7.9	3.0	7.6	3.7	8.6	1.8	7.7
16	—	—	4.5	7.2	—	—	—	—	3.1	5.5	3.1	4.6	4.7	7.6	2.2	7.8	3.4	9.2	2.2	7.9
17	—	—	4.2	6.5	3.7	6.0	4.8	7.6	3.1	6.3	2.1	5.8	4.6	8.7	3.4	8.5	4.0	10.3	2.8	9.8
18	3.4	5.5	4.4	7.2	—	—	4.8	7.5	3.6	5.1	2.6	5.1	—	—	—	—	3.2	9.6	2.1	8.9
19	3.3	5.2	4.5	7.1	—	—	—	—	3.5	5.9	1.9	5.4	—	—	—	—	3.0	10.3	—	—
20	3.4	5.1	4.5	7.1	—	—	3.8	8.8	3.2	6.9	2.0	5.6	3.8	9.4	—	—	—	—	2.1	10.3

12.9 单个轴承套圈的固有振动频率

滚动轴承单个套圈的固有振动，主要有径向振动和轴向振动二种。其中，径向固有振动模式如**图 1** 所示。

这些模式的振动方向是径向，按照其在圆周的形状分为 1 次（椭圆模式）、2 次（三角模式）、3 次（4 角模式）、……多种模式。如**图 1** 所示、1 次模式的波腹（或波节）数为 4 个，变形后的波数为 2 个。2 次、3 次的波数分别为 3 个、4 个。

单个套圈的径向频率，**式 (1)** 按薄壁圆弧棒理论计算，与实测值十分吻合。

$$f_{RiN}=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{Eg}{\gamma}\ \frac{I_x}{AR^4}}\ \frac{n(n^2-1)}{\sqrt{n^2+1}}\quad(\mathrm{Hz})\cdots(1)$$

式中，f_{RiN} ：单个套圈的径向 i 次固有频率 (Hz)

E ：弹性模量 (MPa),{kgf/mm²}

γ ：比重 (N/mm³),{kgf/mm³}

g ：重力加速度 (mm/s²)

n ：各模式的变形波数 $(i+1)$

I_x ：中轴线上的套圈截面 2 次力矩 (mm⁴)

A ：套圈的截面积 (mm²)

R ：套圈中轴线半径 (mm)

进行**式 (1)** 计算，需要套圈截面 2 次力矩等数据，截面形状复杂的套圈很难取得准确数据。

因此，想要了解向心球轴承外圈大致的径向固有频率时，用**式 (2)** 即可。利用由轴承内径、外径及截面形状决定的常数，可以很容易地求出固有频率。

$$f_{RiN}=9.41\times10^5\frac{K(D-d)}{\{D-K(D-d)\}^2}\times\frac{n(n^2-1)}{\sqrt{n^2+1}}\quad(\mathrm{Hz})\cdots\cdots(2)$$

式中，d ：轴承内径 (mm)

D ：轴承外径 (mm)

K ：由截面形状决定的常数

$K=0.125$（带密封槽的外圈）

$K=0.150$（开式外圈）

另一主要振动模式，是轴向振动。这一模式的振动方向是轴向，其 1 ～ 3 次模式如**图 2** 所示。该图是侧视图，与径向振动模式同样，1 次、2 次、3 次模式的变形波数分别为 2 个、3 个、4 个。

单个套圈的轴向固有频率，可以采用谷口远藤的近似**公式 (3)**。该公式是将“圆弧棒理论”与“圆筒壳不扩散理论”结合而得出的。

$$f_{AiN}=\frac{\frac{\sqrt{3}}{6\pi}n(n^2-1)\rho}{\sqrt{(1-\nu^2)\left(\frac{\rho}{\kappa}\right)^2\frac{n^2(n^2+1)\rho^2+3}{n^2\rho^2+6(1-\nu)}+n^2+\lambda}}\times\frac{1}{R}\sqrt{\frac{Eg}{\gamma}}\quad(\mathrm{Hz})\cdots\cdots(3)$$

$\kappa=H/2R$

$\rho=B/2R$

$$\lambda=\frac{1+\nu}{2-1.26\sigma(1-\sigma^4/12)}$$

$$\sigma=\min\left(\frac{\kappa}{\rho},\frac{\rho}{\kappa}\right)$$

式中，f_{AiN} ：单个套圈的轴向 i 次固有频率 (Hz)

E ：弹性模量 (MPa),{kgf/mm²}

γ ：比重 (N/mm³),{kgf/mm³}

g ：重力加速度 (mm/s²)

n ：各模式的变形波数 $(i+1)$

R ：套圈中轴线半径 (mm)

H ：套圈厚度 (mm)

B ：套圈宽度 (mm)

ν ：泊松比

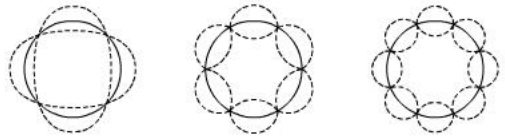
此式的截面形状是长方形的，换成轴承套圈的低次模式也与实测值十分吻合。

但因这一计算比较烦琐，如果想大概了解轴承外围的轴向固有频率时，可采用**式 (4)**。由轴承内径、外径、宽度尺寸及外圈截面形状决定的数据求出。

$$f_{AiN}=\frac{9.41\times10^5n(n^2-1)R_0^2}{B\sqrt{\frac{0.91}{H_0^2}\cdot\frac{n^2(n^2+1)R_0^2+3}{n^2R_0^2+4.2}+n^2+\frac{1.3}{2-1.26H_0+0.105H_0^5}}}\quad(\mathrm{Hz})\cdots(4)$$

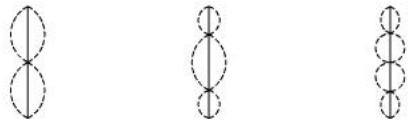
式中，$R_0=B/\{D-K(D-d)\}$

$H_0=K(D-d)/B$



1 次模式 (n=2)　2 次模式 (n=3)　3 次模式 (n=4)

图 1 径向 1 ～ 3 次振动模式



1 次模式 (n=2)　2 次模式 (n=3)　3 次模式 (n=4)

图 2 轴向 1 ～ 3 次振动模式

12.10 滚动轴承的振动与噪声

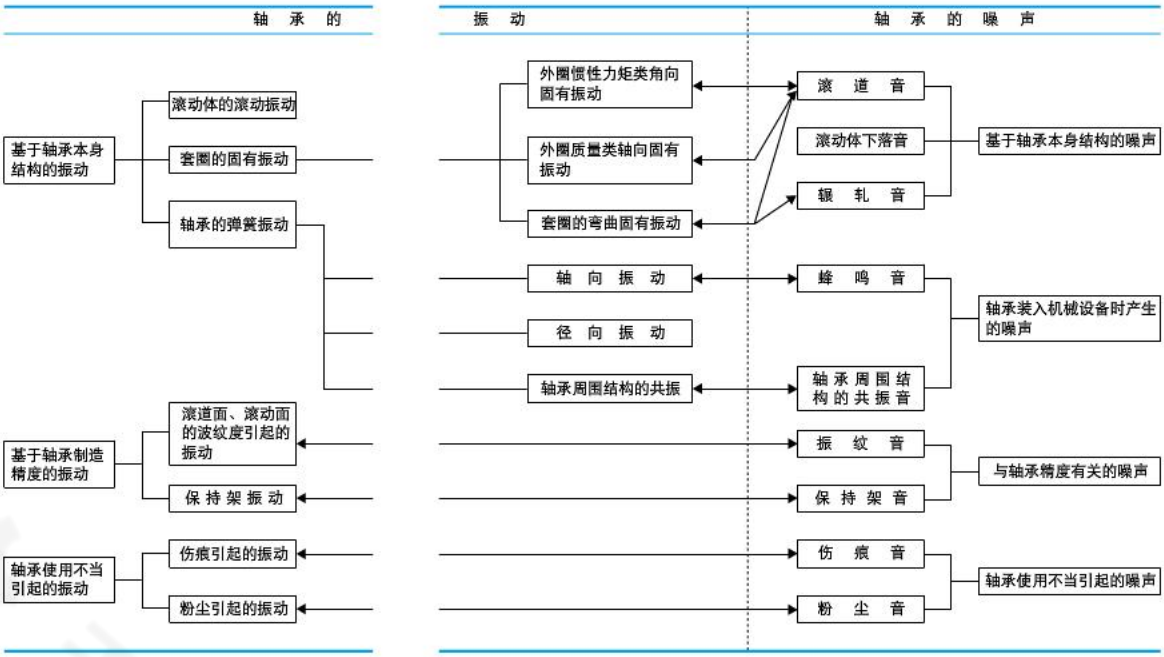
滚动轴承所产生的振动与噪声多种多样，其典型分类方法见**表 1**。**表 1** 将轴承的振动与噪声大致分为两类，即采用当代先进加工技术仍无法消除的振动与噪声和除此之外，由其它原因引起的振动与噪声。每一类又可详细地分为几个小类，各类之间并没有绝对的界限，即轴承的结构性振动与噪声也会受轴承精度的影响。反之，即使是与精度有关的振动，也会受到轴承外围结构的影响，并非单纯提高轴承精度便能彻底消除。

表中的箭头表示振动与噪声的关系。一般来说，振动与噪声存在因果关系，因此，有时轴承的振动与噪声可不作区分。但在一般使用条件下，将 1kHz 左右作为两者的区别界线，即将到 1kHz 作为振动，1kHz 以上作为噪声来处理。

表1中列出的典型的振动与噪声的原因已基本查明，在实际使用中已较少出现。但随着近年来轴承运行工况发生变化，又出现了新型振动与噪声，其中低温工况下的异常噪声尤为多见，它们大多是由轴承内部的摩擦引起的。

若要防止或要减少以上所述的各种异音，最重要的是要明确研究对象，即捕捉到所要研究的振动或噪声。目前，便携式录音设备已非常普及，可在发生问题时，先将振动或噪声记录下来。

表 1 滚动轴承振动与噪声的关系



12.11 FEM 在滚动轴承系统设计中的应用

在机械设计阶段选择滚动轴承时，往往要探讨轴及轴承座的尺寸、精度、材料等以及轴承外围的机械结构与环境的动态、热影响等问题。

例如，机械中轴承的实际载荷分配、寿命预测，不同材料搭配等的热变形差异引起的过载及蠕变问题或者轴承的温升与温度分布的判断等等。

NSK 采用 FEM（有限元法）对此类轴及轴承系统进行分析研讨，完成轴承优化设计。

本节以热传导为例，介绍 FEM 的实际应用。**图 1** 是轴与轴承座外表面采用水冷，并考虑轴承热阻与配合件热阻，计算轧机轴承常规状态下温度分布的例子。

分析弄清了温升导致轴承内部游隙的减少量及轴与内圈配合后的游隙增加量等。**图2**是计算车床主轴支撑台在开始旋转后，随着时间推移出现的温度分布变化之例。

图 3 是计算其中轴承主要部位温度变化之例。从此例可以推测，旋转开始以后，轴承预载荷立刻增大，约 10 分钟后已达最大值。

在使用 FEM 对轴承系统进行热量分析时，系统所产生的热量及外部环境条件往往很难确定。为了更加有效地应用 FEM，NSK 大量积累 FEM 分析数据，不断提高分析技术。

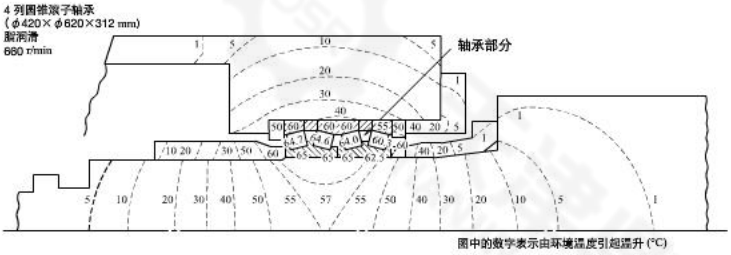


图 1 轧机中间轧辊温度分布计算实例

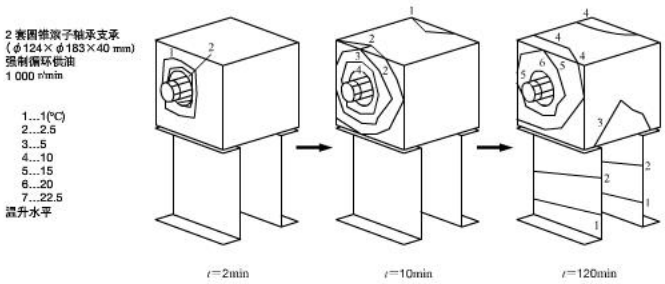


图 2 车床主轴支撑台温升的计算实例

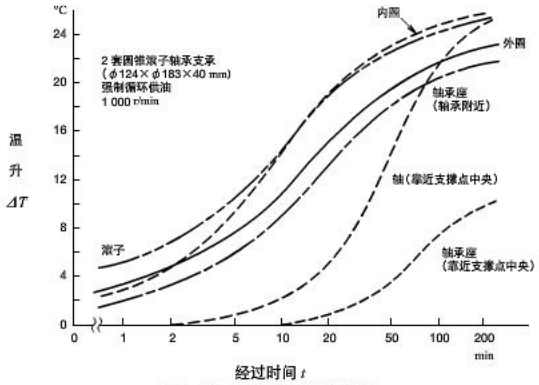


图 3 轴承系统温升计算实例

下面介绍应用 FEM 分析厚板轧机中支承轴承座的承载座形状对圆锥滚子轴承（ϕ 489 × ϕ 635 × ϕ 321）的寿命及轴承座应力影响的结果。**图 4** 是分析对象轴承座与承载座示意图。多次改变承载座内侧的开口槽宽度比，分析之后，得知：

(1) 轴承座产生的应力（最大主应力）最大值 σ_{max} 位于轴承座最下部；

(2) σ_{max} 随 l 的增加而增加，但小于材料的疲劳极限；

(3) 轴承滚动体的载荷分布因 l 而大幅度变化，当 $l/L = 0.7$ 左右时轴承寿命最长。

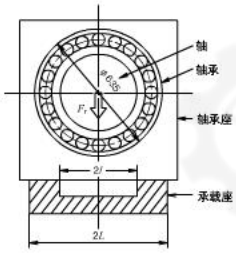


图 4 轧机轴承座与承载座示意图

(4) 从轴承座产生的应力与轴承寿命考虑，此例中：$l/L = 0.5 \sim 0.7$ 时最佳。

图 5 是 $l/L \fallingdotseq 0.55$ 时，轴承座的应力分布与变形以及滚动体载荷分布的计算结果。

图 6 是伴随 l 变化轴承的应力与轴承寿命的计算结果。

如上所述，FEM 解析在轴承系统设计中起了重要作用，如**表 1** 所示，其分析对象涵盖各个应用领域。此外，还可对单个轴承零部件，如滚子轴承挡边强度、保持架固有模式等进行分析，对提高 NSK 轴承设计水平提供了有益的帮助。

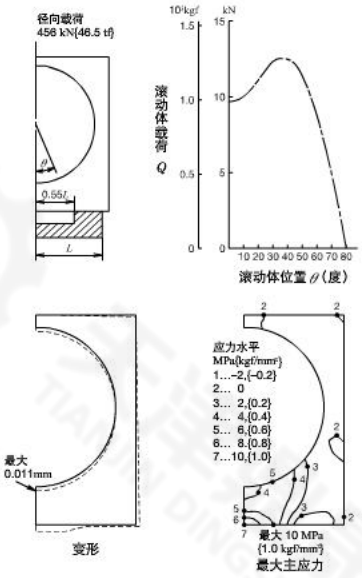


图 5 轴承座应力与轴承滚动体载荷量分布的计算实例

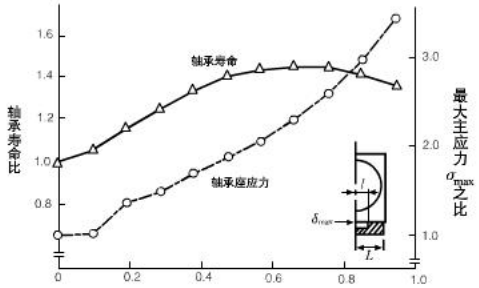


图 6 轴承座应力与轴承寿命计算值

表 1 轴承系统应用 FEM 分析事例

轴承用途	轴承系统分析事例	分析目的
汽　车	・轮毂轴承单元・皮带张紧轮・差速器外围结构 ・转向机联轴节	强度，刚度，滑移、变形，轴承寿命
电　机	・发动机支架・交流发电机・吸尘器马达用轴承 ・硬盘驱动用枢轴轴承组件，录像机主轴	振动，刚度，变形，轴承寿命
冶金设备	・轧辊轴承外围结构（冷轧，热轧，回火轧机） ・轧机螺杆轴承・连铸辊专用轴承座	强度，刚度，变形，温度分布，轴承寿命
机　床	・加工中心主轴・磨床主轴・车床主轴 ・工作台驱动装置外围结构	振动，刚度，温度分布、轴承寿命
其　它	・喷气发动机主轴・车轴轴承箱・半导体加工设备 ・发动机缸体 ・转盘外围结构	强度，刚度，热变形，振动，变形，轴承寿命

13. NSK 专用轴承

13.1 陀螺仪专用超精密球轴承

(1) 陀螺仪与陀螺仪专用轴承

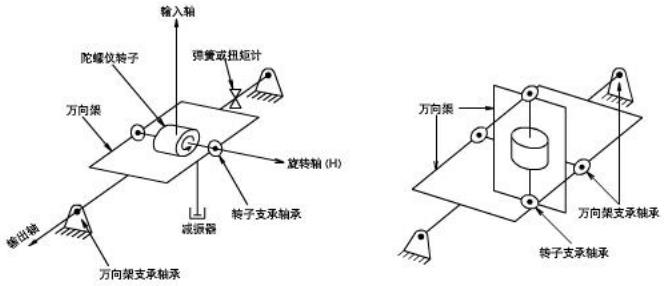
用于检测飞机、船舶等的航行方位及角速度的陀螺仪，按检测的运动方向、速度等，在结构上分为 1 自由度及 2 自由度陀螺仪。(**图 1**)

由于所用轴承的特性极大地影响陀螺仪的性能，故而，要求选用超精密微型轴承中性能最优的精品。支承高速转子轴以及支承其外框（万向架）的轴承均应具备稳定的低摩擦力矩。

陀螺仪专用滚动轴承的主要类型及适用条件如**表 1** 所示。

转子及万向架支承轴承主要采用英制超精密轴承，其主要尺寸及NSK 代表型号见**表 2**。

此外，尚有诸多特殊形状的陀螺仪专用轴承。

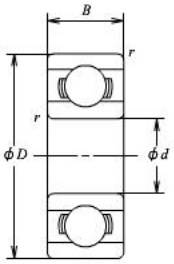


1 自由度陀螺仪　　2 自由度陀螺仪

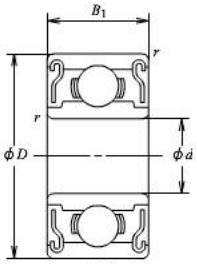
图 1 陀螺仪的类型

表 1 陀螺仪专用轴承的类型与适用条件

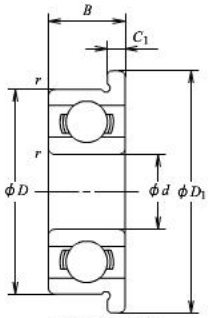
用　途	主要轴承类型	适用条件举例
转子专用	角接触球轴承， 端盖球轴承	12 000, 24 000 r/min 或 36 000 r/min 60 ～ 80 °C 氦气中
万向架专用	深沟球轴承， 其它特殊形状轴承	± 2 °C 摆动 常温～ 80 °C 硅油或大气中



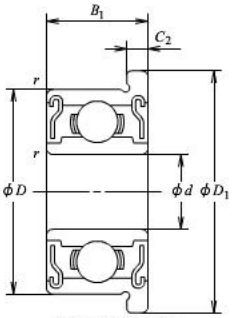
开放型



双防尘盖型



开放型带止动挡边



双防尘盖型带止动挡边

表 2 陀螺仪专用轴承的主要尺寸与公称代号

主要尺寸 (mm)					公称代号		主要尺寸 (mm)			公称代号	
d	D	B	B_1	r (最小)	开放型	双防尘盖型	D_1	C_1	C_2	带止动挡边开型	带止动挡边双防尘盖型
1.016	3.175	1.191	—	0.1	R 09	—	—	—	—	—	—
1.191	3.967	1.588	2.380	0.1	R 0	R 0 ZZ	5.156	0.330	0.790	FR 0	FR 0 ZZ
1.397	4.762	1.984	2.779	0.1	*R 1	R 1 ZZ	5.944	0.580	0.790	FR 1	FR 1 ZZ
1.984	6.350	2.380	3.571	0.1	*R 1-4	R 1-4 ZZ	7.518	0.580	0.790	FR 1-4	FR 1-4 ZZ
2.380	4.762	1.588	—	0.1	*R 133	—	5.944	0.460	—	FR 133	—
	4.762	—	2.380	0.1	—	R 133 ZZS	5.944	—	0.790	—	FR 133 ZZS
	7.938	2.779	3.571	0.15	*R 1-5	R 1-5 ZZ	9.119	0.580	0.790	FR 1-5	FR 1-5 ZZ
3.175	6.350	2.380	2.779	0.1	*R 144	R 144 ZZ	7.518	0.580	0.790	FR 144	FR 144 ZZ
	7.938	2.779	3.571	0.1	R 2-5	R 2-5 ZZ	9.119	0.580	0.790	FR 2-5	FR 2-5 ZZ
	9.525	2.779	3.571	0.15	*R 2-6	R 2-6 ZZS	10.719	0.580	0.790	FR 2-6	FR 2-6 ZZS
	9.525	3.967	3.967	0.3	*R 2	R 2 ZZ	11.176	0.760	0.760	FR 2	FR 2 ZZ
	12.700	4.366	4.366	0.3	R 2 A	R 2 AZZ	—	—	—	—	—
3.967	7.938	2.779	3.175	0.1	R 155	R 155 ZZS	9.119	0.580	0.910	FR 155	FR 155 ZZS
4.762	7.938	2.779	3.175	0.1	R 156	R 156 ZZS	9.119	0.580	0.910	FR 156	FR 156 ZZS
	9.525	3.175	3.175	0.1	R 166	R 166 ZZ	10.719	0.580	0.790	FR 166	FR 166 ZZ
	12.700	3.967	4.978	0.3	*R 3	R 3 ZZ	14.351	1.070	1.070	FR 3	FR 3 ZZ
6.350	9.525	3.175	3.175	0.1	R 168 B	R 168 B ZZ	10.719	0.580	0.910	FR 168 B	FR 168 B ZZ
	12.700	3.175	4.762	0.15	R 188	R 188 ZZ	13.894	0.580	1.140	FR 188	FR 188 ZZ
	15.875	4.978	4.978	0.3	*R 4 B	R 4 B ZZ	17.526	1.070	1.070	FR 4 B	FR 4 B ZZ
	19.050	5.558	7.142	0.4	R 4 AA	R 4 A AZZ	—	—	—	—	—
7.938	12.700	3.967	3.967	0.15	R 1810	R 1810 ZZ	13.894	0.790	0.790	FR 1810	FR 1810 ZZ
9.525	22.225	5.558	7.142	0.4	R 6	R 6 ZZ	24.613	1.570	1.570	FR 6	FR 6 ZZ

* 还供应转子专用角接触轴承

(2) 陀螺仪轴承的特性

(2.1) 转子专用轴承

转子专用轴承，要求在高速旋转中，转矩极低且长时间稳定不变，故而，多采用含油保持架。也有采用溶剂溶化润滑油注入轴承的润滑方法，但因摩擦力矩受油量的影响，故而，要调好适当的浓度（见**图 2**）。可采用离心分离法调节油量，以获得稳定的转矩。至于轴承类型，也有端盖与外圈合一的特殊形状轴承（见**图 3**）。

(2.2) 万向架专用轴承

万向架专用轴承充当输出轴，要具备低摩擦力矩与耐振动特性。**表 3** 列出代表性轴承的最大起动力矩，通过对滚道精加工及保持架特殊设计，可以得到更低的起动力矩。

另外，为防止外部振动所引起的微动磨损，对滚道进行表面覆膜硬化处理，以提高抗振性能。

转子专用，万向架专用轴承设计参数见**表 4**。

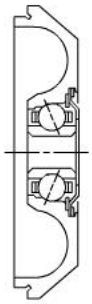


图 3 端盖球轴承一例

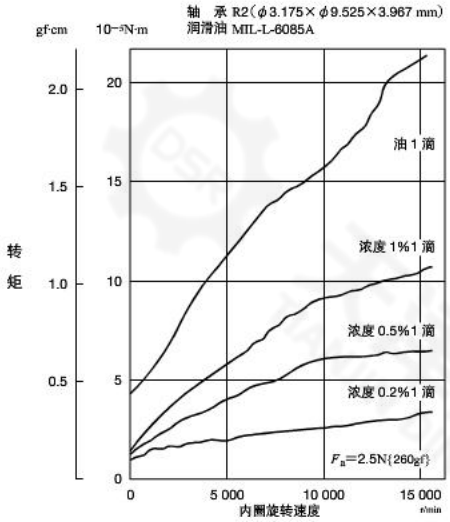


图 2 油量与转矩

表 3 轴承最大启动力矩

轴承公称代号	测量载荷 mN {gf}	径向游隙 (μm) MC2 3～8	MC3 5～10	MC4 8～13	MC5 13～20	MC6 20～28
		最大启动力矩 (μN・m){mgf・mm}				
R1	735 {75}	7.95 {810}	7.35 {750}	6.75 {690}	6.10 {620}	5.20 {530}
R1-5	735 {75}	13.2 {1 350}	12.3 {1 250}	11.8 {1 200}	10.7 {1 090}	9.70 {990}
R144	735 {75}	8.92 {910}	8.35 {840}	7.65 {780}	6.85 {700}	6.08 {620}
R2	735 {75}	14.7 {1 500}	13.7 {1 400}	12.7 {1 300}	11.8 {1 200}	11.4 {1 160}
R3	3 900 {400}	63.5 {6 500}	54.0 {5 500}	54.0 {5 500}	49.0 {5 000}	44.0 {4 500}
R4 B	3 900 {400}	68.5 {7 000}	59.0 {6 000}	59.0 {6 000}	54.0 {5 500}	49.0 {5 000}

表 4 转子与万向架专用轴承设计参数（例）

分　类	转子专用轴承	万向架专用轴承
轴承类型	角接触型	深沟型或角接触型
轴承精度	CLASS 7P 以上	CLASS 5P 或 CLASS 7P
润滑方法	含油保持架自行润滑（可兼用润滑脂）	油润滑，适量滴入
保持架	酚醛树脂压层材料	钢板制（低力矩设计）
球精度	3 级相当	5 级及以上
轴承接触角 (°)	20～28	—

13.2 真空工况 — X 射线管专用球轴承

X 射线管旋转阳极专用球轴承，用于高真空、高温、高速的严酷工况。

X射线管的结构如**图 1** 所示，内部压力≦0.13 mPa {10^{-4} Torr} 时，热电子由阴极流向阳极，在阳极上产生 X 射线。

转子是电机的组成部分之一，可以由外部电磁驱动，转速多为 3 000 ～ 10 000 r/min。阳极的旋转方式分为内圈旋转及外圈旋转两种（见**图 2**）。一般说来，内圈旋转的刚度较高，轴承温度也低，但其结构比较复杂。

由于阳极发热，阳极一侧的轴承温度最高可达 400 ～ 500 °C，另一侧的轴承也达到 200 ～ 300 °C。因此，轴承必须采用耐热性能优异的高速工具钢。

由于 X 射线管大多用于医疗，所以，必须静音旋转。但是，由于在结构上，刚度难以提高，而且温度变化剧烈引起轴承游隙变化较大，所以不利于减振。因此，轴承及其外围的设计必须慎之尤慎。

轴承内径多为 6 ～ 10 mm，其结构见**图 3**。

(a) 带冲压保持架
(b) 外圈沟道为圆柱面
(c) 为缓解由于热膨胀引起的内、外圈轴向错位，外圈单侧沟道设计成圆柱面。

另外，(b) 与 (c) 通常采用满装型球轴承。

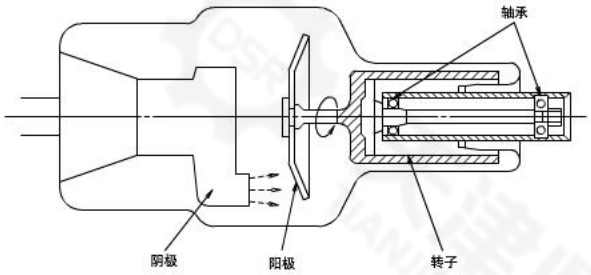


图 1 X 光管结构举例

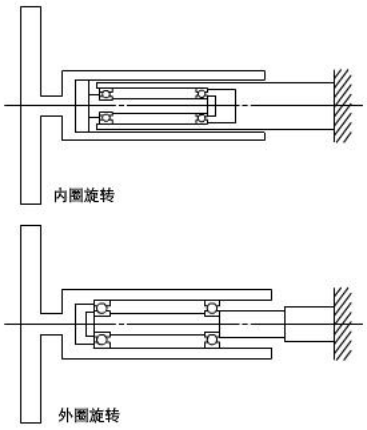


图 2 阳极旋转与旋转方式

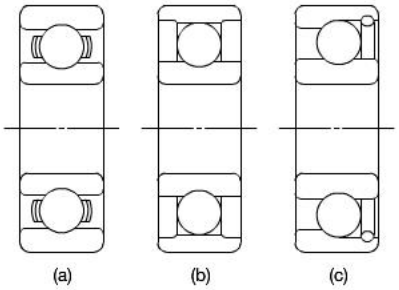


图 3 X 光管专用轴承结构举例

X射线管专用球轴承的最大难点是润滑方式。由于真空、高温，大多采用下列固体润滑方式。

(1) 在保持架兜孔表面贴敷叠层二硫化钼等固体润滑剂。

(2) 在钢球及内、外圈沟道表面镀软质金属（银或铅）薄膜。

方式 (2) 多用于满装钢球型轴承，镀膜方法有电镀、离子镀等。

软质金属镀膜球轴承在真空工况的耐久试验结果如下。**图 4** 是内径 8 mm、外径 22 mm 的球轴承在 0.13 mPa {10^{-3} Torr} 下，速度 9 000 r/min、轴向载荷 20 N{2 kgf} 的条件下、常温旋转的耐久时间比较。**图 5** 是试验中转矩随时间的变化。

在采用陶瓷球且无润滑时，沟道磨损严重，而沟道施镀润滑油膜后，力矩变化就很小，且非常稳定。**图 6** 是轴承座温度升至 300 ℃ 时，内径 9.5 mm、外径 22 mm 的球轴承承受轴向载荷 5 N{0.5 kgf} 或 20 N{2 kgf}、速度 9 000 r/min 时进行旋转试验的实例。

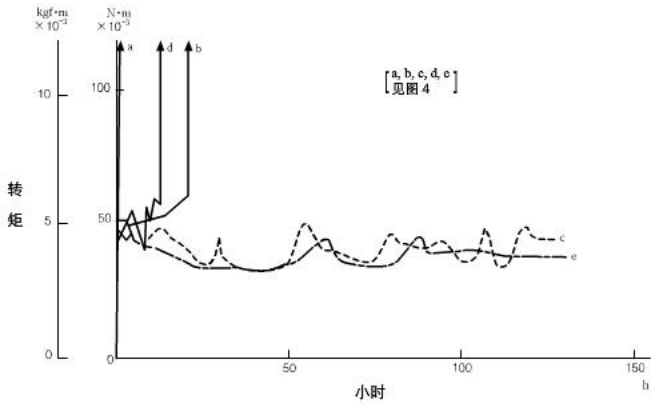


图 5 转矩与耐久性

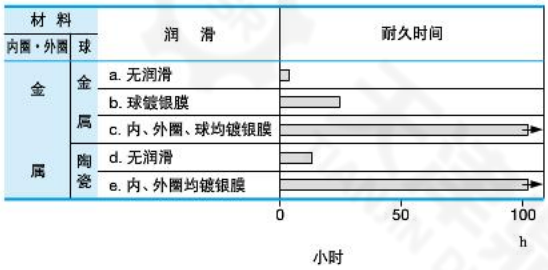


图 4 润滑条件与耐久时间（常温）

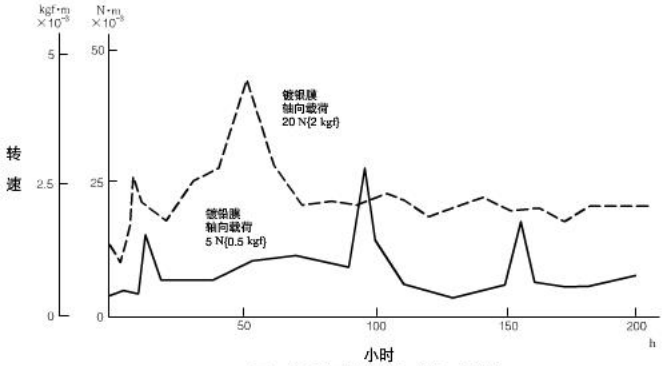


图 6 润滑条件与耐久时间（高温）

13.3 高真空工况专用球轴承

在不能使用常规润滑油或润滑脂的高真空工况下，采用固体润滑剂镀膜球轴承，其公称代号及主要尺寸见**表 1**。此类轴承分为带保持架型和满装钢球型两种，特殊用途还采用带止动挡边或带防尘盖的轴承。

带保持架的轴承，选择合适形状与材料的保持架可以保证在低速的情况下，以低力矩稳定旋转。但是，在高速时，保持架与球之间的滑动摩擦变大，则以满装钢球型轴承为宜。

与带保持架轴承相比，满装型轴承由于钢球相互接触，旋转力矩稍大，但磨损少，力矩变化也小。因而，满装钢球型球轴承从低速到高速均可使用。

所用固体润滑剂是银（Ag）、铅（Pb）等软质金属及二硫化钼（MoS_2）等片状结构体。采用此类固体润滑剂薄膜润滑的轴承在 100～9 000 r/min 速度范围的摩擦与磨损情况见**表 2** 及**图 1～3**。由**表 2** 可知，银适于低磨损的工况，铅或二硫化钼适于要求低力矩的工况。

表 1 高真空工况专用球轴承的主要尺寸

轴承代号	主要尺寸 (mm)		
	d	*D*	*B*
U-694hS	4	11	4
U-625hS	5	16	5
U-626hS	6	19	6
U-627hS	7	22	7
U-608hS	8	22	7
U-629hS	9	26	8
U-6000hS	10	26	8
U-6200hS	10	30	9
U-6001hS	12	28	8
U-6201hS	12	32	10
U-6002hS	15	32	9
U-6202hS	15	35	11
U-6003hS	17	35	10
U-6203hS	17	40	12
U-6004hS	20	42	12
U-6204hS	20	47	14
U-6005hS	25	47	12
U-6205hS	25	52	15
U-6006hS	30	55	13
U-6206hS	30	62	16
U-6007hS	35	62	14
U-6207hS	35	72	17
U-6008hS	40	68	15
U-6208hS	40	80	18

备注 轴承类型为开放型，防尘盖型及满装球型。
材料为 SUS440C

表 2 高真空工况专用球轴承的特性

镀膜种类	摩擦特性				磨损量
	力矩值	与转速的关系		与轴向载荷的关系 图 3	
		较低速 图 1	较高速 图 2		
Ag	大 △	基本不变 ○	与转速同步增加 △	与载荷同步剧增 △	少 ○
Pb	中 ○	基本不变 ○	与转速同步增加 △	与载荷同步微增 △	比 Ag 多 △
MoS_2	小 ○	基本不变 ○	基本不变 ○	与载荷同步微增 ○	比 Ag 多 △

备注 ○：优 △：差

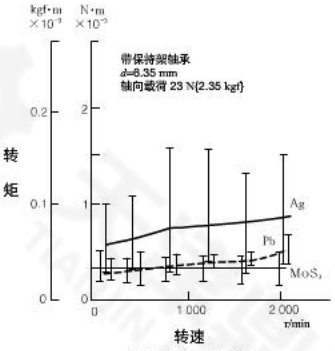


图 1 转速与转矩

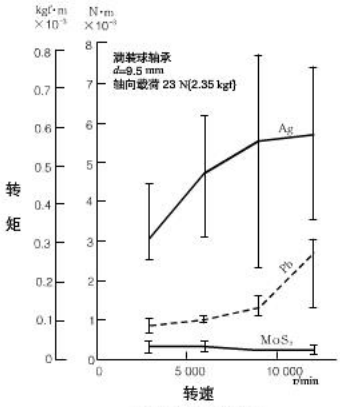


图 2 转速与转矩

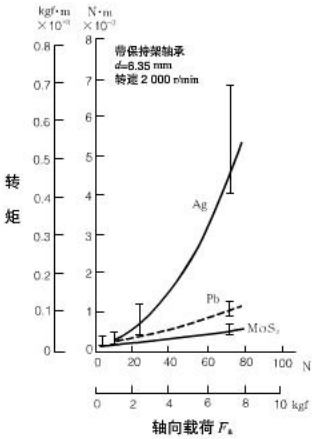


图 3 轴向载荷与转矩

13.4 轻接触密封球轴承

随着旋转设备的小型化与低力矩化，对其所用轴承也提出了高度密封的同时、降低力矩的要求。满足这一要求的是 DDW 密封轴承。它与标准接触密封型 DDU 轴承相比，具有下列特长：

1. 密封圈主密封唇与内圈的过盈量小，且因主密封唇细长，密封唇压力减小，力矩降低。
2. 且主密封唇与内圈密封槽外侧斜面接触，油脂在离心力的作用下向外飞溅，故而防尘性能极佳。
3. 由于主密封唇接触内圈密封槽外侧斜面，故而，轴承内部压力不易由主密封唇外逸，故不易发生内压外泄而伴生的漏脂现象。

NSK 目前有内径 10 ～ 50 mm 的轴承，如需更大尺寸的轴承，敬请联系。DDW 丁腈橡胶密封圈的标准颜色为绿色，容易和黑色的 VV 非接触密封圈、茶色的 DDU 标准密封圈区别。

图 1 是 DDW 密封轴承示意图，**图 2** 是评价结果实例。

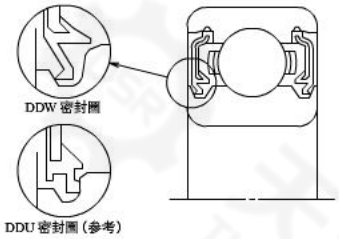


图 1 DDW 密封轴承

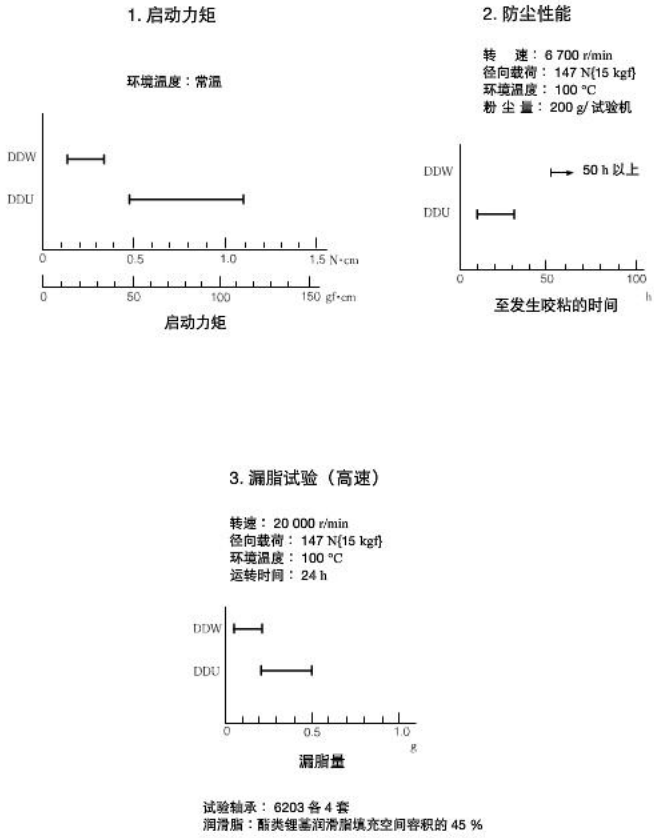


图 2 DDW 密封轴承评价试验实例

13.5 带轴轴承

随着 AV•OA 设备日益高档化的需求，对精密微型电机旋转机构所用轴承的性能要求日益苛刻。

随着 VTR•DAT 高档化、HDD 高密度化，LBP 印字质量高级化等的进程，各种设备都要求提高跳动精度（旋转同步跳动，非旋转同步跳动）降低振动与噪声、降低电耗，并提高主机安装作业效率。满足上述要求的就是带轴轴承。

带轴轴承是一种省去轴承内圈、直接在轴上加工出滚道，在两个外圈之间内装预紧弹簧的单元产品（见**图 1**），它比使用常规轴承具有下列优点：

(1) 提高记录、播放精度
- ○ 轴与内圈形成一体，消除了轴与内圈配合引起的复位倾向；
- ○ 可根据需求加厚外圈设计，减少过盈量造成的外圈变形。

(2) 降低电机电耗
- ○ 由于轴与内圈合二为一，钢球对同一轴径的节圆直径缩小，可以实现低力矩化。

(3) 可在保持轴刚度高的前提下缩小形体
- ○ 由于轴与内圈合二为一，便可缩小对同一轴径的外径尺寸。

（例）684ZZ：轴径 4 mm，外径 9 mm（无轴）
4BVD：轴径 4 mm，外径 8 mm（带轴）

(4) 简化装配作业
- ○ 可以省去预紧调节及相关零部件；
- ○ 可以省去轴与内圈选配及粘接固定作业。

带轴轴承参数，见**表 1**。

表 1 带轴轴承各种参数

	主要尺寸 (mm)			基本额定载荷 (N)		(kgf)	
d	D_1	D_2	W	C_r	C_{or}	C_r	C_{or}
3	6.45	7.05	3.5	435	124	45	13
4	8	10	4	550	173	56	18
5	9	10	4	640	223	65	23
6	10	12	4	710	271	73	28
7	13	15	5	980	365	100	37
8	15	17	6	1330	505	135	52

备注：关于轴的长度，请向 NSK 咨询。

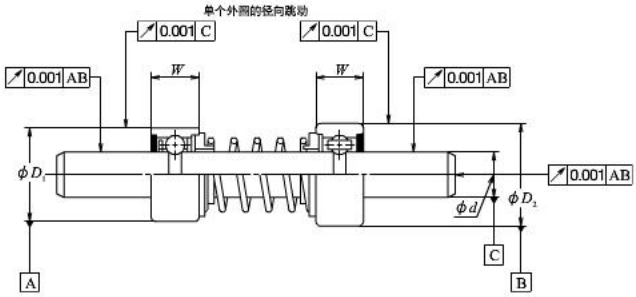


图 1 带轴轴承的构成与跳动精度

13.6 汽车空调机电磁离合器专用轴承

电磁离合器是驱使汽车空调压缩机运行的重要零部件，其所用轴承的性能要求也因压缩机的类型而异。**表 1** 是压缩机的类型与电磁离合器专用轴承适用条件的关系。

表 1 所列数值是实际应用的最高值，为了确保轴承的耐久性，还在更加严酷的条件下进行了台架试验。

电磁离合器轴承必须满足**表 1** 条件外，还应具备下列性能：

○ 高速耐久性；
○ 高温耐久性；
○ 为使圆盘与电枢保持合适游隙，轴承角度游隙要小。

为此，在决定轴承选型时，必须考虑下列要素：

○ 轴承内部设计应满足高速、长寿命的要求；
○ 选择适宜高温、高速的长寿命润滑脂；
○ 确定合适的径向游隙；
○ 采用漏脂少、防尘、防水性好的密封件等。

目前，电磁离合器专用轴承几乎都是内径 30 ～ 45 mm 的单列深沟球轴承联装或者双列角接触球轴承。

电磁离合器专用轴承，应具备高速性、润滑脂长效性以及合适的内部游隙与优异的密封性等等。对此，电磁离合器专用轴承的尺寸及特点如下。

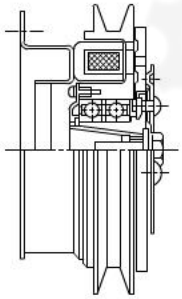


图 1 往复式压缩机专用电磁离合器

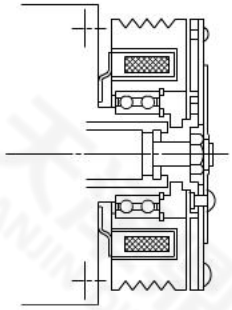


图 2 轴流式・旋转式压缩机专用电磁离合器

（1）轴承的类型与尺寸

电磁离合器专用轴承的类型、主要公称代号及主要尺寸，如**表 2** 所示。

表 1 压缩机的类型与轴承的适用条件

离合器专用轴承的适用条件		压缩机类型			
		往复式	叶片式	涡旋式	斜盘式
套圈的旋转情况	离合器 ON	内外圈旋转	外圈旋转	外圈旋转	外圈旋转
	离合器 OFF	外圈旋转	外圈旋转	外圈旋转	外圈旋转
最高转速	(r/min)	5 500	7 000	12 000	9 000
轴承最高温度	(°C) 内圈	120	120	120	160

表 2 电磁离合器专用轴承的主要尺寸

轴承类型	公称代号	主要尺寸 (mm)			
		d	D	B	r（最小）
单列深沟球轴承（2 套联装）	6006	30	55	13 × 2	1
	6008	40	68	15 × 2	1
双列角接触球轴承	30BD40	30	55	23	1
	35BD219	35	55	20	0.6
	40BD219	40	62	24	0.6
	30BD4718	30	47	18	0.5
	35BD5020	35	50	20	0.3
	35BD5220	35	52	20	0.5

(1.1) 双列角接触球轴承

它是使用最多的电磁离合器专用轴承，其主要特点如下：

○ 比联装单列深沟球轴承易安装，更经济；

○ 采用塑料保持架（寿命更长）；

○ 具有更利于皮带轮离合的接触角度（通常为25°）。

(1.2) 联装单列深沟球轴承

此类型已改为双列角接触球轴承，基本上已不再使用，但是外形尺寸较大的大型车辆及通用机械等尚有部分采用。

(2) 专用润滑脂

NSK 已研发出高温、高速工况专用的长效润滑脂 ENS、ENR 付诸实用。ENS、ENR 润滑脂的主要特点如下：

○ 高温耐久性优异，在 160 °C 的高温工况，润滑脂依然长期有效；

○ 剪切稳定性好，有效减少漏脂；

○ 配以适宜的防锈剂，可使润滑脂更加长效，而且防锈性强。尤其 ENR 润滑脂具有超强防锈能力，即使渗入一些水分或浓度较高的盐水，也不易发生锈蚀。

(3) 轴承密封圈

电磁离合器专用轴承的密封圈具备下列性能：

○ 润滑脂泄漏很少；

○ 防尘性、防水性好；

○ 力矩小。

NSK 备有全面达到上述性能要求的密封圈（见**表 3**）。

表 3 NSK 轴承密封圈的类型与性能

密封圈性能	密封圈类型		
	DU	DUK	DUM
漏　脂	△	○	◎
密封性（防尘、防水）	△	○	◎
力　矩	○	○	○
密封槽与密封唇的接触状态	1 点接触（有气孔）	2 点接触（无气孔）	1 点接触（无气孔）

备注 ◎ 优　○良　△较差

13.7 汽车变速箱专用密封清洁轴承

汽车变速箱专用密封清洁轴承，是一种带有特殊密封圈的轴承，它能防止齿轮箱中的异物混入，大幅提高轴承的疲劳寿命。

这类轴承在实际变速箱耐久试验中，已经证实耐久寿命达到标准球轴承的 6 ～ 10 倍。

凭借特殊密封圈防止齿轮箱的齿轮油中飘浮的有害微小异物的侵入，大大减少了异物侵入引起的滚道压痕。为此，就将轴承疲劳特性曲线由表面疲劳特性曲线替换成了以轴承原有疲劳寿命为基准的内部疲劳特性曲线，延长轴承寿命。而且，针对近来齿轮油粘降低度的趋势，也受影响不大，比开放型轴承优越。

此类变速箱专用轴承通称 TM 球轴承，他们具有下列四大特点：

1. 采用可以满足汽车变速箱专用轴承要求的设计标准；
2. 为了辅助初期润滑，填充了与齿轮油有亲和性的润滑脂；
3. 采用了防止异物侵入却能让润滑油流进的密封唇结构（**图 1**）；
4. 摩擦力矩低于常规接触型密封圈轴承。

另外，此类 TM 球轴承已实现系列化（见**表 1**），与现在使用的 62 及 63 系列开放型轴承的公称尺寸相同，可以替换。

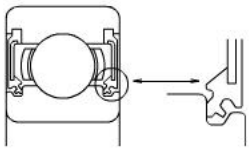


图 1 剖面及放大图

表 1 TM 球轴承各种参数

公称代号	主要尺寸 (mm)			基本额定载荷 (N)		基本额定载荷 {kgf}	
	d	D	B	C_r	C_{or}	C_r	C_{or}
TM203	17	40	12	9 550	4 800	975	490
TM303	17	47	14	13 600	6 650	1 390	675
TM204	20	47	14	12 800	6 600	1 300	670
TM304	20	52	15	15 900	7 900	1 620	805
TM2/22	22	50	14	12 900	6 800	1 320	695
TM3/22	22	56	16	18 400	9 250	1 870	940
TM205	25	52	15	14 000	7 850	1 430	800
TM305	25	62	17	20 600	11 200	2 100	1 150
TM2/28	28	58	16	16 600	9 500	1 700	970
TM3/28	28	68	18	26 700	14 000	2 730	1 430
TM206	30	62	16	19 500	11 300	1 980	1 150
TM306	30	72	19	26 700	15 000	2 720	1 530
TM2/32	32	65	17	20 700	11 600	2 120	1 190
TM3/32	32	75	20	29 400	17 000	3 000	1 730
TM207	35	72	17	25 700	15 300	2 620	1 560
TM307	35	80	21	33 500	19 200	3 400	1 960
TM208	40	80	18	29 100	17 800	2 970	1 820
TM308	40	90	23	40 500	24 000	4 150	2 450
TM209	45	85	19	31 500	20 400	3 200	2 080
TM309	45	100	25	53 000	32 000	5 400	3 250
TM210	50	90	20	35 000	23 200	3 600	2 370
TM310	50	110	27	62 000	38 500	6 300	3 900
TM211	55	100	21	43 500	29 300	4 450	2 980
TM311	55	120	29	71 500	44 500	7 300	4 550
TM212	60	110	22	52 500	36 000	5 350	3 700
TM312	60	130	31	82 000	52 000	8 350	5 300
TM213	65	120	23	57 500	40 000	5 850	4 100
TM313	65	140	33	92 500	60 000	9 450	6 100
TM214	70	125	24	62 000	44 000	6 350	4 500
TM314	70	150	35	104 000	68 000	10 600	6 950

13.8 双列圆柱滚子轴承 NN30 T 系列（装有聚酰胺树脂保持架）

机床中要求刚度极高的主轴系统，大多采用双列圆柱滚子轴承（NN30 系列）。

近年来，在要求缩短加工时间以提高效率，降低切削阻力以提高加工面精度，延长工具寿命，以及铝、铜、石墨类高速轻切削加工呼声日益高涨的情况下，更加加速了机床主轴向高速化发展。为适应这一时代要求，NSK 开发了双列圆柱滚子轴承。它装有聚酰胺保持架，在高转速、低摩擦、低噪声等方面比以往产品具有更多的优异特性。现介绍如下。

(1) 高转速特性

聚酰胺保持架，重量轻（约为铜合金的 1/6），且自润滑性能好，摩擦系数小。故而高速旋转时发热少，高速特性优异。

(2) 低噪声

由于摩擦系数小，又有优异的减振性和阻尼性，故而，比传统保持架的噪声更小。

(3) 润滑脂寿命延长

由于聚酰胺保持架避免了与滚子发生金属性接触，并具有优异的抗磨损特性，故而，高速旋转时由保持架磨损引起的润滑脂变色、变质很少，可使润滑脂寿命更长。

另外，主要用于主轴后端的单列圆柱滚子轴承（N10 系列），也改装聚酰胺保持架，以 N10B T 系列供应市场。

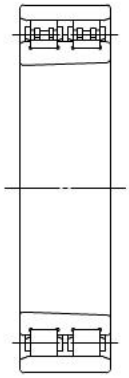


图 1

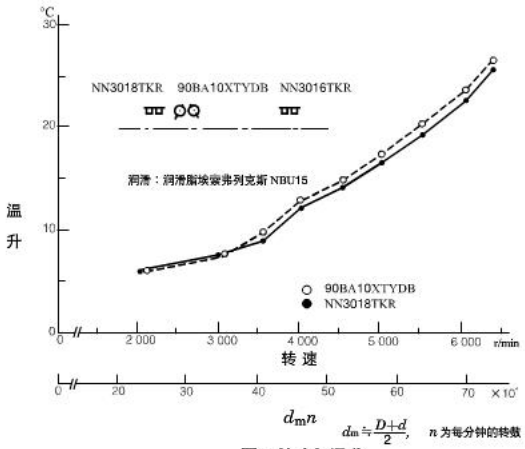


图 2 转速与温升

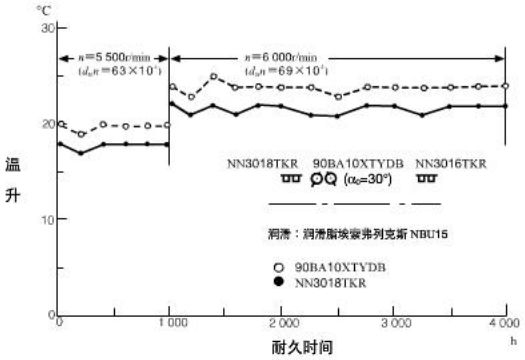


图 3 耐久试验中的温度变化

13.9 单列圆柱滚子轴承 N10B T 系列（装有聚酰胺树脂保持架）

在数控车床及加工中心等机床主轴中，驱动皮带的张力与传动齿轮的反力作用于支承主轴后端的轴承上。因而，使用承载能力较强的双列圆柱滚子轴承。

近年以来，随着主轴高速化，用联轴节直接连接电机的方式以及电机直接装在主轴内部的内置电机方式日益增多。此种情况下，后端支承轴承的载荷变小，故而采用发热更小的单列圆柱滚子轴承就多了起来。

NSK 在此类单列圆柱滚子轴承（N10 系列）中，采用了聚酰胺保持架，以 N10B T 系列供应市场。

其主要特点如下：

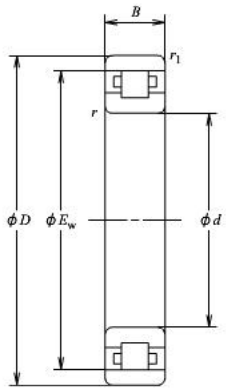
(1) 圆柱孔轴承、圆锥孔轴承都已系列化。

圆锥孔轴承通过调节内圈的轴向压入量，便于设定合适的径向游隙。

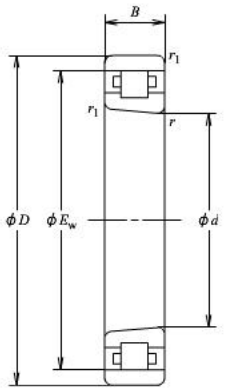
(2) 由于采用聚酰胺保持架，故而脂润滑油润滑均可。

由于与 NN30B T 同样采用聚酰胺保持架，故而，可比原有铜合金车制保持架的润滑脂寿命更长。加之，保持架引导方式由内圈引导改为滚子引导，故而采用油气润滑时，润滑油易于在保持架内径面与内圈外径面之间供油。

另外，与原有 N10 系列（轴承综合样本，机床专用精密滚动轴承样本刊载）的设计有所不同。



圆柱孔



圆锥孔

公称代号 圆柱孔	公称代号 圆锥孔	主要尺寸 (mm) d	D	B	r (最小)	r_1 (最小)	E_w	基本额定载荷 (N) C_r	C_{or}	(kgf) C_r	C_{or}
N1007B T	N1007B TKR	35	62	14	1	0.6	55	22 900	25 000	2 340	2 550
N1008B T	N1008B TKR	40	68	15	1	0.6	61	25 200	27 700	2 570	2 830
N1009B T	N1009B TKR	45	75	16	1	0.6	67.5	30 000	34 500	3 100	3 500
N1010B T	N1010B TKR	50	80	16	1	0.6	72.5	31 000	36 500	3 150	3 700
N1011B T	N1011B TKR	55	90	18	1.1	1	81	40 500	48 500	4 100	4 900
N1012B T	N1012B TKR	60	95	18	1.1	1	86.1	42 500	53 000	4 350	5 400
N1013B T	N1013B TKR	65	100	18	1.1	1	91	45 000	58 000	4 600	5 900
N1014B T	N1014B TKR	70	110	20	1.1	1	100	55 000	71 500	5 650	7 300
N1015B T	N1015B TKR	75	115	20	1.1	1	105	56 500	74 500	5 750	7 600
N1016B T	N1016B TKR	80	125	22	1.1	1	113	69 500	93 000	7 100	9 500
N1017B T	N1017B TKR	85	130	22	1.1	1	118	71 000	97 000	7 250	9 900
N1018B T	N1018B TKR	90	140	24	1.5	1.1	127	83 500	114 000	8 500	11 600
N1019B T	N1019B TKR	95	145	24	1.5	1.1	132	85 000	119 000	8 700	12 100
N1020B T	N1020B TKR	100	150	24	1.5	1.1	137	87 000	124 000	8 850	12 800
N1021B T	N1021B TKR	105	160	26	2	1.1	146	112 000	155 000	11 400	15 800
N1022B T	N1022B TKR	110	170	28	2	1.1	155	130 000	180 000	13 200	18 400
N1024B T	N1024B TKR	120	180	28	2	1.1	165	136 000	196 000	13 800	20 000
N1026B T	N1026B TKR	130	200	33	2	1.1	182	166 000	238 000	16 900	24 300

13.10 轧辊专用密封清洁轴承

在轧辊轴承周围，有大量飞溅的冷却水（或轧机油）及氧化皮。另外，由于轧辊和轴承座要经常进行装拆，容易使安装在轴承座中的密封圈受损，因此，轧辊轴承中易侵入冷却水和氧化皮。

通过对使用后的轴承进行调查，发现轴承润滑脂中含有大量水分。此外，由于氧化皮的侵入，轴承使用后不久，滚道面上即产生许多压痕。以这些压痕为起点，导致滚道面产生剥落的事例十分常见。

通过上述调查和分析，NSK 开发了轧辊专用密封清洁轴承，在国内外已被广泛使用。

轧辊用密封清洁轴承的特点如下：

(1) 可减少润滑脂补给频率。以前每套轴承每天要加脂一次，现在完全不需加脂，因而可以大幅度削减维护成本。
(2) 轴承本身自带密封圈，避免了装拆时的受损，从而有效防止水或氧化皮侵入轴承，显著提高了轴承的疲劳寿命，减少了咬粘等故障的发生频率。
(3) 可减少润滑脂用量。以 5 机架冷轧机工作辊为例，若每个机架有 3 组轴承座循环使用，则需使用的 60 套轴承（4 套 × 5 机架 × 3 组）每年可节省润滑脂 10 ～ 15 吨。
(4) 可延长轴承分解清洗的周期。以前为 3 个月，现在延长至 6 个月以上，减少了作业时间。不过，要按轧机的要求，科学设定周期。
(5) 润滑脂的补给频率与润滑脂用量减少，减轻了轧机周围和整个车间的污染，操作环境得到改善。

图 1 是轧辊专用密封清洁轴承装配例，典型的密封清洁轴承尺寸见**表 1**。详情请参阅 NSK 产品样本《大型滚动轴承》（CAT. No.125）。

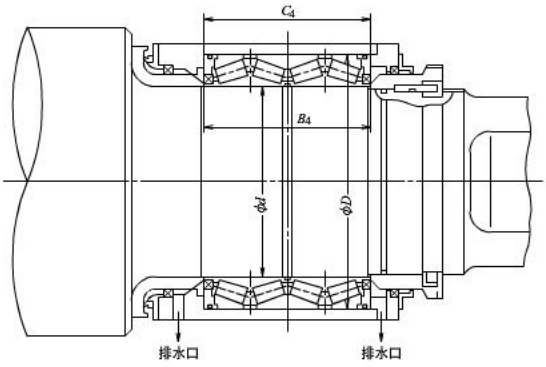


图 1 轧辊专用密封清洁轴承装配例

表 1 轧辊专用密封清洁轴承主要尺寸

公称代号	主要尺寸 (mm)			
	d	D	B_4	C_4
STF 343 KVS 4551 Eg	343.052	457.098	254.000	254.000
STF 457 KVS 5951 Eg	457.200	596.900	276.225	279.400
STF 482 KVS 6151 Eg	482.600	615.950	330.200	330.200

13.11 链式输送带专用轴承

在钢铁厂里，各工序间运送半成品或成品（卷材）设备中大量使用链式输送带，其所用轴承就是链式输送带专用轴承。连接链板的枢轴上固定着内圈，充当滚轮的外圈在轨道上滚进，运送物品。

链式输送带按用途不同，分为很多类型，**图 1，2** 是钢铁厂最有代表性的类型。

链式输送带专用轴承外圈以极低速度旋转，并承受较大载荷、冲击载荷。而且，又是在高温、多水、多氧化皮的恶劣工况下使用。因此，滚轮（外圈）要抗磨损，为了提高抗破坏强度，从而加大壁厚设计，并通过渗碳与特殊热处理增强抗冲击能力。为了承受重载，采用满装圆柱滚子轴承，偶尔也有采用双列圆锥滚子轴承的情况。

按密封圈的结构，分为 S 型（端面密封型，见**图 3**）及迷宫型（见**图 4、5**），充分考虑了润滑脂密封性、防尘性及防水性。尤其采用 S 型接触密封圈，进一步提高了密封性能。

通常，外圈外径为圆柱面，既有内圈宽度大于外圈的（见**图 3、4**），也有内、外圈宽度相同的（**图 5**）。

链式输送带专用轴承的特点如下：

(1) 滚轮（外圈）壁厚加大，且经过渗碳或特殊热处理，抗冲击载荷及抗磨损性能优异。

(2) 经过特殊回火处理，适于在高温下工作。

(3) 为免维修而预先填充适量润滑脂，耐久性佳，经济合理。

(4) 密封圈结构，有效提高了润滑脂密封性、防尘、防水性，并可防止冲击造成密封圈脱落。尤其是 S 型接触式密封圈，密封性更好，可延长轴承寿命，大幅度减少润滑脂补给频率，保持周围清洁。

轴承参数见**表 1**。如需**表 1** 中未列出的轴承，请与 NSK 联系。

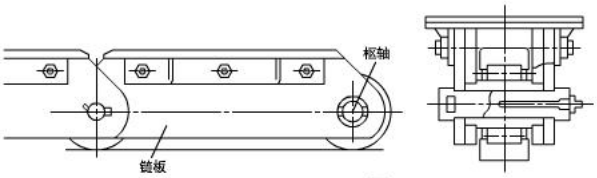


图 1

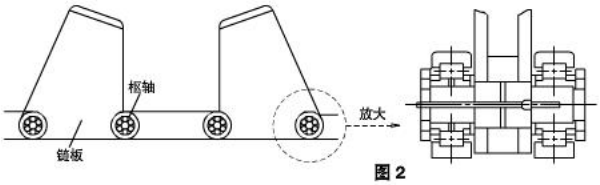


图 2

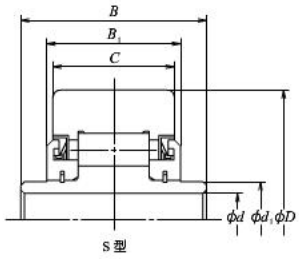


图 3

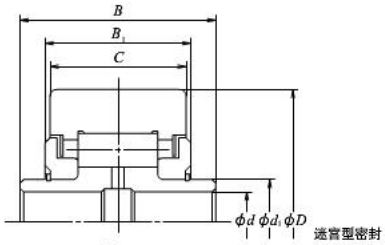


图 4

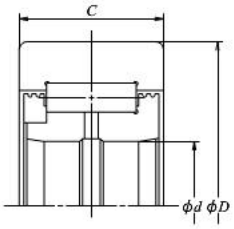


图 5

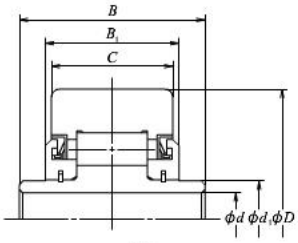


图 3

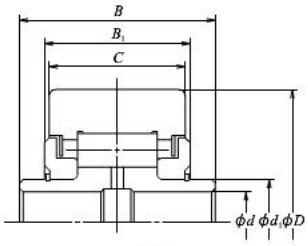


图 4

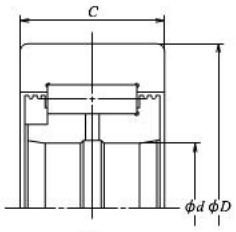


图 5

表 1 代表性链式传送带专用轴承

公称代号		图例	尺寸 (mm)						基本额定载荷							
									S 型				迷宫型			
									(N)		{kgf}		(N)		{kgf}	
S 型	迷宫型		d	d_1	D	C	B	B_1	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}
—	28RCV05	4	28.2	44.03	125	50	91.4	65	—	—	—	—	198 000	233 000	20 200	23 800
28RCV13	28RCV06	3,4	28.2	39.95	125	55	85.4	60	160 000	177 000	16 400	18 100	175 000	198 000	17 800	20 200
30RCV16	30RCV07	3,4	30.2	45	135	71	110	78	275 000	330 000	28 000	34 000	285 000	350 000	29 100	35 500
30RCV17	30RCV09	3,4	30.3	50.03	135	65	103	78	253 000	298 000	25 800	30 500	253 000	298 000	25 800	30 500
30RCV21	30RCV05	3,4	30.2	45	135	55	94	62	196 000	215 000	20 000	22 000	196 000	215 000	20 000	22 000
30RCV23	—	3	30.3	50.03	135	65	111	78	253 000	298 000	25 800	30 500	—	—	—	—
30RCV25	—	3	30.3	50.03	135	65	105	70	242 000	282 000	24 700	28 700	—	—	—	—
38RCV07	—	3	38.25	55.75	150	70	114.2	83.2	294 000	350 000	30 000	35 500	—	—	—	—
38RCV13	38RCV05	3,4	38.7	56	150	70	114.2	76	294 000	350 000	30 000	35 500	305 000	365 000	31 000	37 500
38RCV19	—	3	38.7	56	150	70	116	78	294 000	350 000	30 000	35 500	—	—	—	—
—	38RCV06	4	38.25	55.75	150	70	114.2	75	—	—	—	—	305 000	365 000	31 000	37 500
41RCV07	41RCV05	3,4	41.75	64.16	175	80	125	85	380 000	485 000	39 000	49 500	380 000	485 000	39 000	49 500
—	41RCV06	4	41.75	64.16	175	85	134.8	90.5	—	—	—	—	415 000	540 000	42 000	55 000
45RCV09	45RCV06	3,4	45.3	70.03	180	90	140.6	95	435 000	590 000	44 500	60 000	485 000	690 000	49 500	70 500
—	48RCV02	5	48.2	—	140	50	—	—	—	—	—	—	229 000	278 000	23 400	28 400
—	70RCV02	5	70	—	180	80	—	—	—	—	—	—	380 000	675 000	39 000	69 000

13.12 大型关节轴承

关节轴承是一种调心滑动轴承，它可以允许轴与轴承座在安装与使用中出现的偏心。由于结构形式的关系，它适用于速度较低的摆动与旋转部位。

图 1 所示向心关节轴承可以承受径向载荷，还能够承受较小的轴向载荷。尤其对于冲击载荷以及各类摇摆运动中，在 180° 方向上变化的径向载荷，可靠性极高。

关节轴承采用抗磨损性强的高碳铬轴承钢，经过磨加工后，再在滑动接触面进行磷酸盐覆膜及二硫化钼覆膜处理。此类关节轴承广泛使用于通用机械、工程机械、冶金机械等行业。近年来对大型关节轴承的需求日益增加，为此，NSK 将未列入产品样本 CAT. No.C 1419 的大型关节轴承的主要尺寸与极限载荷列于**表 1**，此尺寸系列符合国际标准。

此外，在进行轴承选型时，必须逐一充分考虑载荷大小，方向，摇摆周期、速度，摆动角度、环境条件、润滑方法等等，故请届时与 NSK 联系。

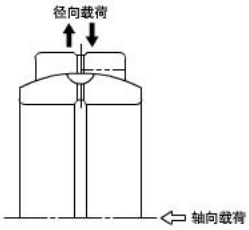


图 1 向心关节轴承

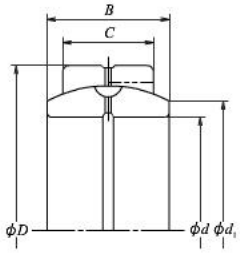


表 1 大型关节轴承参数表

公称代号	主要尺寸 (mm)					基本额定静负荷 (N)	(kgf)
	d	D	B	C	d_1 (参考)	C_a	C_a
180SPR595	180	260	105	80	192	10 600 000	1 080 000
200SPR595	200	290	130	100	212	14 700 000	1 500 000
220SPR595	220	320	135	100	238	16 200 000	1 650 000
240SPR595	240	340	140	100	265	17 700 000	1 800 000
260SPR595	260	370	150	110	285	21 100 000	2 150 000
280SPR595	280	400	155	120	310	24 700 000	2 520 000
300SPR595	300	430	165	120	330	26 500 000	2 700 000
320SPR059	320	440	160	135	344	30 500 000	3 100 000
340SPR059	340	460	160	135	366	32 000 000	3 250 000
360SPR059	360	480	160	135	388	33 500 000	3 400 000
380SPR059	380	520	190	160	407	42 000 000	4 300 000
400SPR059	400	540	190	160	429	44 000 000	4 500 000
420SPR059	420	560	190	160	450	46 000 000	4 700 000
440SPR059	440	600	218	185	472	56 500 000	5 750 000
460SPR059	460	620	218	185	494	59 000 000	6 000 000
480SPR059	480	650	230	195	516	64 500 000	6 600 000
500SPR059	500	670	230	195	536	67 000 000	6 850 000

13.13 铁路车辆轴箱专用 RCC 轴承

最近，出于社会环境与技术进步的考虑，铁路车辆对所用轴承高速化、免维修的要求越来越高。

在铁路车辆专用轴承之中，轴箱专用轴承要在通过轨道接口、接点时、经受巨大的振动冲击以及灰尘、雨雪等侵扰的严酷条件下，性能保持长期稳定可靠。

为了满足免维护及高可靠性的要求，NSK 开发了 RCC 轴承（铁路车辆轴箱专用密封圆柱滚子轴承）。

这种 RCC (Rotating end Cap type Cylindrical roller bearing) 轴承是一种密封轴承单元，它将特殊设计的油封直接安装在双挡边双列圆柱滚子轴承的两端，并填充了长效专用润滑脂（见**图 1**）。填充的专用润滑脂是广泛使用的 AAR（美国铁道协会认证）和 NSK 研发的车辆轴箱专用长效润滑脂。

RCC 轴承的特点如下：

(1) 采用单元结构，便于安装；

(2) 只需去掉端盖，轴端便会露出，便于进行车轴探伤及车轮刮研作业；

(3) 拆卸时，滚子与保持架组件能从内、外圈中卸下，便于清洗检修；

(4) 因为是外圈外径作过防锈镀膜的轴承单元，轴承箱即便是外圈外径面外露的套接（鞍）式也行，因此轴承外围结构简单，且重量轻。

NSK 的 RCC 轴承目前已经几乎被所有 JR 及民营铁道公司的货、客车采用，并取得了良好效果。主要的 NSK RCC 轴承单元如**表 1** 所示。

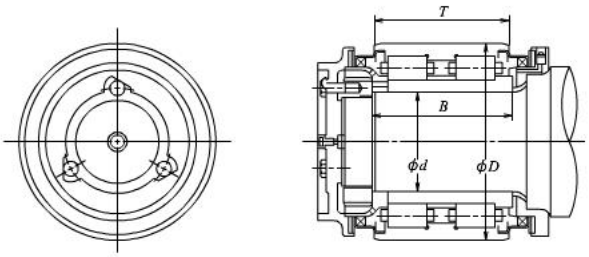


图 1 RCC **轴承结构**

表 1 NSK RCC 轴承单元

单元代号		主要尺寸 (mm)			基本额定动载荷	轴承公称代号（参考）
	d	D	B	T	C_r (N)	
J-801	130	240	160	160	825 000	130JRF03A
J-803	120	220	188	175	850 000	120JRF04A
J-805	120	220	157	155	765 000	120JRF06
J-806	120	220	172	160	765 000	120JRF07
J-807	130	240	160	160	825 000	130JRF03
J-810A	120	220	185.5	160	765 000	120JRF09
J-811	120	220	204	160	815 000	120JRT07
J-814	130	230	185.5	160	800 000	130JRF05
J-816	130	240	160	160	825 000	130JRF03A
J-817	120	220	175	175	850 000	120JRF04J
J-818	90	154	107	115	315 000	90JRF01
J-819	120	230	185.5	170	945 000	120JRF10
J-820	85	154	135	105	365 000	85JRF01

日本精工株式会社
地址：日本东京都品川区大崎1-6-3日精大厦 电话：0081-3-37797111
邮编：141-8560 传真：0081-3-37797431

恩斯克投资有限公司
恩斯克(中国)销售有限公司
恩斯克(上海)国际贸易有限公司 电话：021-62350198 传真：021-62351033
地址：上海市仙霞路319号远东国际广场A栋10楼
邮编：200051

恩斯克投资有限公司 北京分公司
地址：北京市朝阳区东三环北路5号北京发展大厦2118室 电话：010-65908161
邮编：100004 传真：010-65908166

恩斯克投资有限公司 广州分公司
地址：广东省广州市中山二路18号广东电信广场3101/3102/3106A室 电话：020-37864833
邮编：510080 传真：020-37864501

恩斯克投资有限公司 成都分公司
地址：四川省成都市忠烈祠西街99号绿洲大酒店1901室 电话：028-86614200
邮编：610016 传真：028-86614343

恩斯克(中国)销售有限公司 长春分公司
地址：吉林省长春市西安大路727号中银大厦A座1001室 电话：0431-88988682
邮编：130061 传真：0431-88988670

恩斯克(中国)销售有限公司 天津分公司
地址：天津市和平区南京路189号津汇广场2座908室 电话：022-83195030
邮编：300050 传真：022-83195033

恩斯克(中国)销售有限公司 南京分公司
地址：江苏省南京市汉中路89号金鹰国际商城22层A1座 电话：025-84726671
邮编：210029 传真：025-84726687

日本精工(香港)有限公司 电话：00852-27399933
地址：香港九龙尖沙咀广东道世界商业中心814室 传真：00852-27399323

日本精工(香港)有限公司 深圳代表处
地址：广东省深圳市罗湖区嘉宾路4018号覆士大厦8B08-09 电话：0755-25904886
邮编：518001 传真：0755-25904883

中国技术中心(CTC)
地址：江苏省昆山市经济技术开发区黄浦江南路258号 电话：0512-57715654
邮编：215335 传真：0512-57710748

昆山恩斯克有限公司
地址：江苏省昆山市经济技术开发区黄浦江南路258号 电话：0512-57715654
邮编：215335 传真：0512-57715689

苏州恩斯克轴承有限公司
地址：江苏省苏州市苏州新区泰山路22号 电话：0512-66655666
邮编：215129 传真：0512-66659138

东莞恩斯克转向器有限公司
地址：广东省东莞市城区莞龙路段横龙路莞城科技园 电话：0769-22620960
邮编：523119 传真：0769-23162867

张家港恩斯克精密机械有限公司
地址：江苏省张家港市经济开发区振兴路34号 电话：0512-58676496
邮编：215600 传真：0512-58180970

恩斯克八木精密锻造(张家港)有限公司
地址：江苏省张家港市经济开发区振兴路34号 电话：0512-58676496
邮编：215600 传真：0512-58180970

常熟恩斯克轴承有限公司
地址：江苏省常熟市东南开发区东南大道66号 电话：0512-52301111
邮编：215500 传真：0512-52306011

恩斯克华纳变速器零部件(上海)有限公司
地址：上海市奉贤区环城西路2518号 电话：021-33655757
邮编：201401 传真：021-33655262

杭州恩斯克万达电动转向系统有限公司
地址：杭州市萧山区闻堰镇亚太路1833号 电话：0571-82302689
邮编：311258 传真：0571-82302692

如有询问或需索要本资料，请与就近的NSK机构联系。

北京信必优轴承有限公司(技术提供) 产品热线 010-67656133 013641108586

MOTION & CONTROL™

NSK

Eco-awareness and reliability in motion

NSK used environmentally friendly paper and printing methods for this publication.