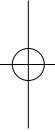
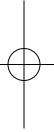


NTN

滚动轴承入门手册



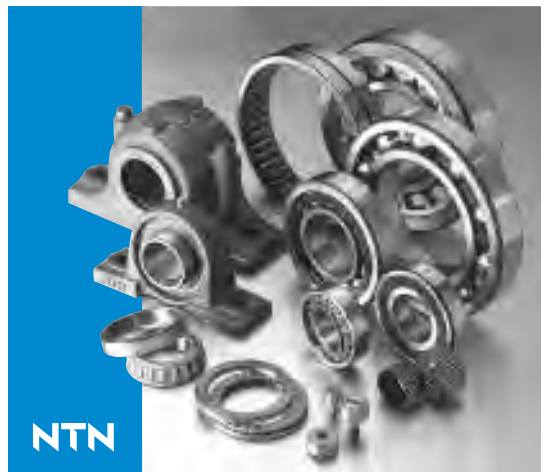
前 言

在移动物体时，大多数情况下都会产生名为摩擦力的作用力，要想移动物体就需要大于该摩擦力的力。包括各种机械在内，都要在动的物体上使用各式轴承，以减少这种摩擦力。

从支撑旋转轴这个意义上取名为轴承，但不只是局限于旋转，用于光滑面上的设备也叫做轴承。其中，采用滚珠轴承或滚子等滚动体来减少摩擦力的轴承就是滚动轴承。

滚动轴承虽历史悠久，但随着近年来日新月异的技术进步，通过技术革新，已使它成为各种机械、装置等极为重要的机械要素之一。

在滚动轴承入门手册中，我们进行了浅显易懂的说明，以期在理解滚动轴承基本内容的基础上，掌握正确的使用方法，并加以活用。



目 录

1	关于滚动轴承.....	4	9	轴承内部游隙和预压.....	45
	1.1 滑动摩擦和滚动摩擦.....	4		9.1 轴承内部游隙	45
	1.2 滑动轴承和滚动轴承.....	4		9.2 轴承内部游隙的选定	46
2	滚动轴承的分类和特点	5		9.3 轴承的预压	47
	2.1 构造.....	5		9.4 深沟球轴承径向内部游隙 及轴向内部游隙间的关系	49
	2.2 分类.....	6		9.5 向心推力球轴承的轴向负荷和 轴向移位	50
	2.3 轴承的制造工序.....	8		9.6 圆锥滚子轴承的轴向负荷和 轴向移位	52
	2.4 特点.....	9		9.7 球轴承的允许轴向负荷	52
3	轴承的选定.....	16	10	允许转速.....	53
	3.1 选定程序	16	11	轴承的特性.....	54
	3.2 形式与性能比较	17		11.1 摩擦	54
	3.3 轴承的配置	18		11.2 散热量	54
4	主要尺寸和公称编号	19		11.3 音响	55
	4.1 主要尺寸	19	12	润 滑.....	57
	4.2 公称编号	20		12.1 脂润滑	57
5	轴承精度.....	22		12.2 油润滑	62
	5.1 尺寸精度和旋转精度	22	13	轴承的密封装置	65
	5.2 精度的测量方法	26	14	轴承材料.....	66
6	额定负荷和寿命	27		14.1 轴承套圈和滚动体的材料.....	66
	6.1 轴承的寿命	27		14.2 保持架的材料.....	66
	6.2 基本额定寿命和基本额定动负荷	27	15	轴及轴承箱的设计.....	67
	6.3 修正额定寿命	28		15.1 轴承的固定	67
	6.4 使用机械和必要寿命	29		15.2 轴承安装的相关尺寸	68
	6.5 基本额定静负荷	29		15.3 轴及轴承箱的精度.....	69
	6.6 允许当量静负荷	30	16	轴承的使用	70
7	轴承负荷.....	32		16.1 轴承的安装	70
	7.1 作用于轴系的负荷.....	32		16.2 安装后的旋转检查.....	72
	7.2 轴承负荷分配	34		16.3 轴承的拆卸	72
	7.3 当量负荷	36		16.4 压入力及拉拔力.....	75
	7.4 允许轴向负荷	37	17	轴承的损伤及对策.....	76
8	轴承配合.....	39		参考资料（各国标准符号）.....	82
	8.1 轴承的配合	39			
	8.2 配合的选定	40			
	8.3 配合的计算	42			
	8.4 配合面的压力	43			
	8.5 压入和拔出所需的力	44			

1

1. 关于滚动轴承

1.1 滑动摩擦和滚动摩擦

如图1.1所示，拖动相同重量的物体时，其放置于地面上和放置于滚子上拖动时所需的必要拖动力有很大不同。这是由摩擦系数（ μ ）差异较大所致的。

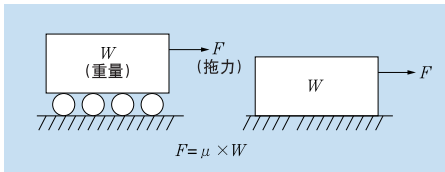


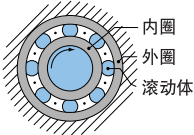
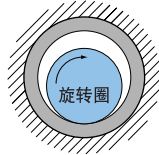
图1.1 摩擦力比较

移动临界力可通过 $F = \mu \times W$ 来计算，而滚动轴承的摩擦系数 μ 的值非常小，不到滑动轴承摩擦系数的1/100。

一般情况下，滚动轴承的摩擦系数范围为 $\mu = 0.001 \sim 0.005$ 。

1.2 滑动轴承和滚动轴承

1.2任何一种轴承都有多种类型，且各具特点，但此处只以一般特点对两者进行比较，如下表所示：

特性	滚动轴承	滑动轴承
构造	<p>一般都有内圈和外圈，中间装有滚珠或滚子等滚动体，靠滚动来支撑滚动负荷。</p> 	<p>用面来支持旋转负荷，有直接滑动接触的情况，也有将流体作为媒体，以一定的膜厚维持滑动的情况。</p> 
尺寸	由于其间装有滚动体，截面面积大。	截面面积非常小。
摩擦	启动时和旋转时，摩擦扭矩都极小。	启动时的摩擦扭矩大，旋转时因条件而异，有时也很小。
内部间隙和刚性	内部间隙设计为负值，能够让所使用的轴承具有刚性。	在存在间隙的状态下使用。从而轴承仅在间隙范围内移动。
润滑	原则上不可缺少润滑剂，由于使用了润滑脂等，容易维修且对污染更敏感。	有的轴承无需润滑就可以使用，但一般来说对污染较为迟钝。需要充分注意油润滑的条件。
温度	可在高温和低温下使用，润滑剂带来的冷却效果值得期待。	一般有高温和低温上的限制。

此外，滚动轴承的尺寸已实现国际标准化，因其出色的兼容性、可购买性与低价优势，得到了广泛应用。

2. 滚动轴承的分类和特点

2.1 构造

滚动轴承基本上由4部分（外圈、内圈、滚动体和保持架）构成。代表性轴承的各部分形状如图2.1所示。

· 轴承套圈（内圈和外圈）或滚道圈^①

滚动体滚动的表面称为滚道面，其接触面支撑施加在轴承上的负荷。一般内圈和轴配合使用，外圈和轴承箱配合使用。

^①在JIS标准中，推力轴承的轴承座圈叫做滚道圈，将内圈称为轴滚道圈，外圈称为轴承箱滚道圈。

· 滚动体

滚动体可分为球和滚子两大类，滚子按形状又分为圆柱滚子、滚针、圆锥滚子和球面滚子。滚动体在轴承座圈之间滚动，承担载重的任务。

· 保持架

它的作用是按照一定的间隔将滚动体保持在正确的位置上，同时防止滚动体脱落。保持架有铁板冲压后制成的冲压保持架、车削所制成的车制保持架、树脂成型保持架等。

轴承形式	成品	零件			
		外圈	内圈	滚动体	保持架
深沟球轴承					
圆柱滚子轴承					
圆锥滚子轴承					
自动调心滚子轴承					
滚针轴承					

图2.1 代表性滚动轴承的比较

2

2.2 分类

滚动轴承在构造可大致分为如图2.2所示的各类。其他还有各种形状的轴承，请参考各类样本。

代表性轴承各部分的术语如图2.3所示。

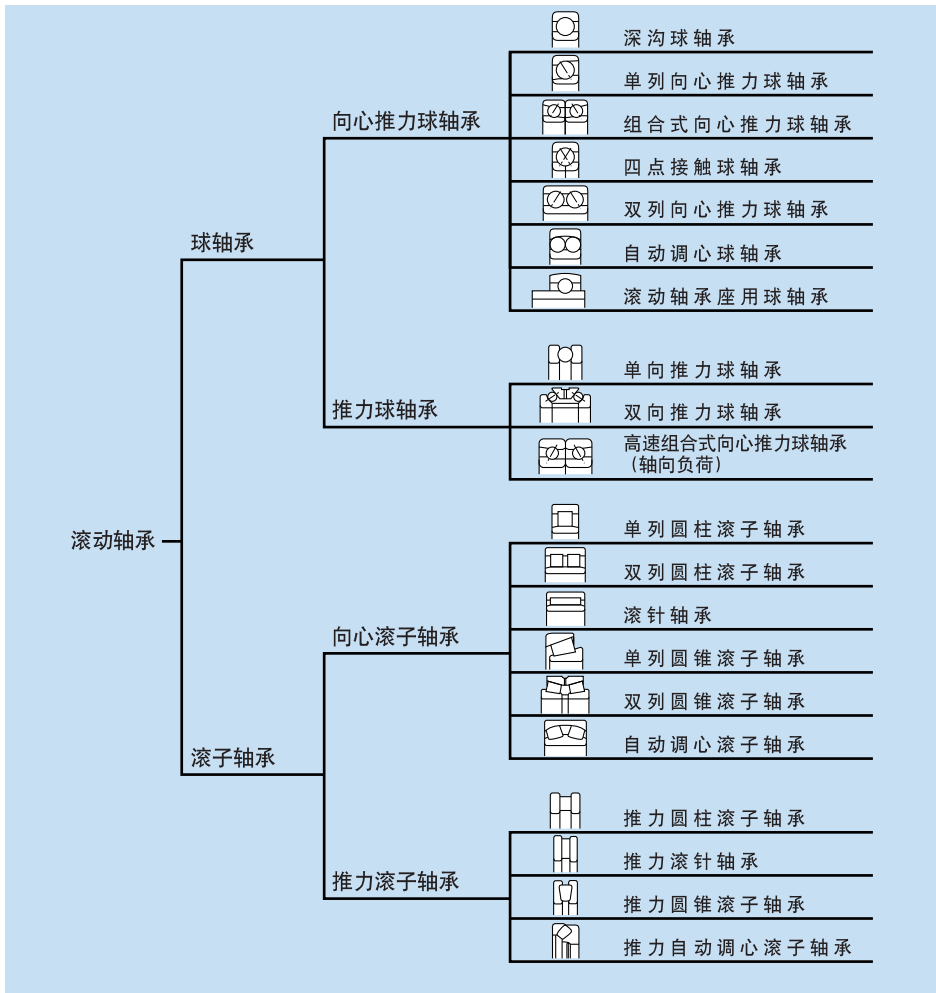


图2.2 滚动轴承

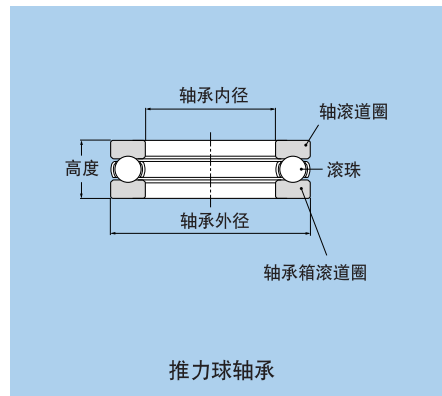
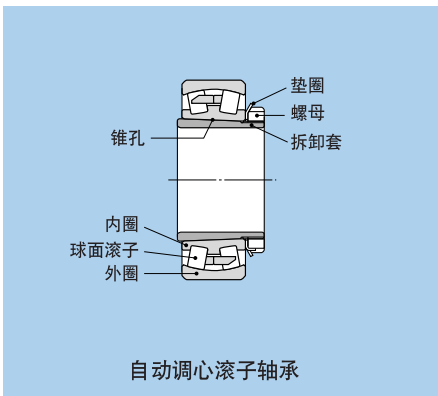
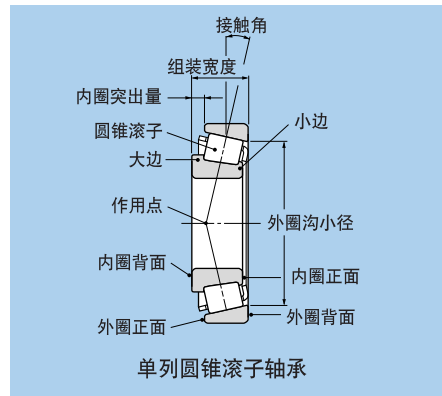
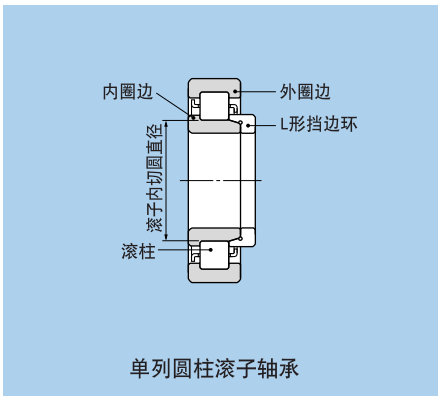
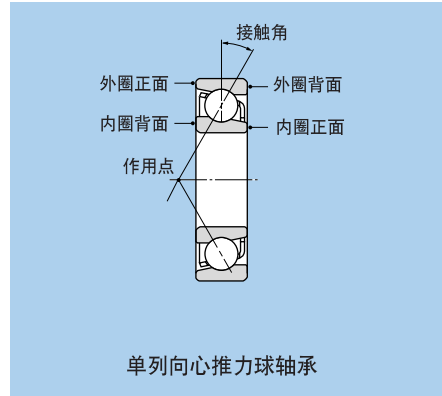
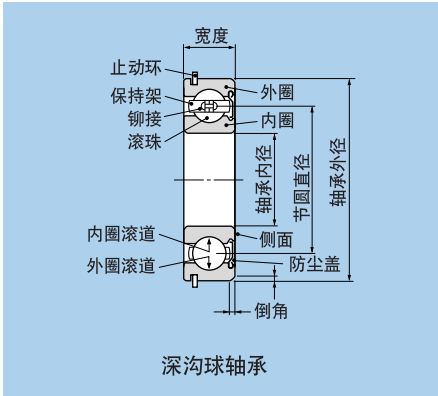


图2.3 轴承各部分的术语

2

2.3 轴承的制造工序

轴承的形式繁多，其制造工序也因轴承形式的不同而各不相同，但一般都是经过锻造工

序、车削工序、热处理工序、研磨工序和装配工序制造而成。

深沟球轴承的制造工序如下图所示。

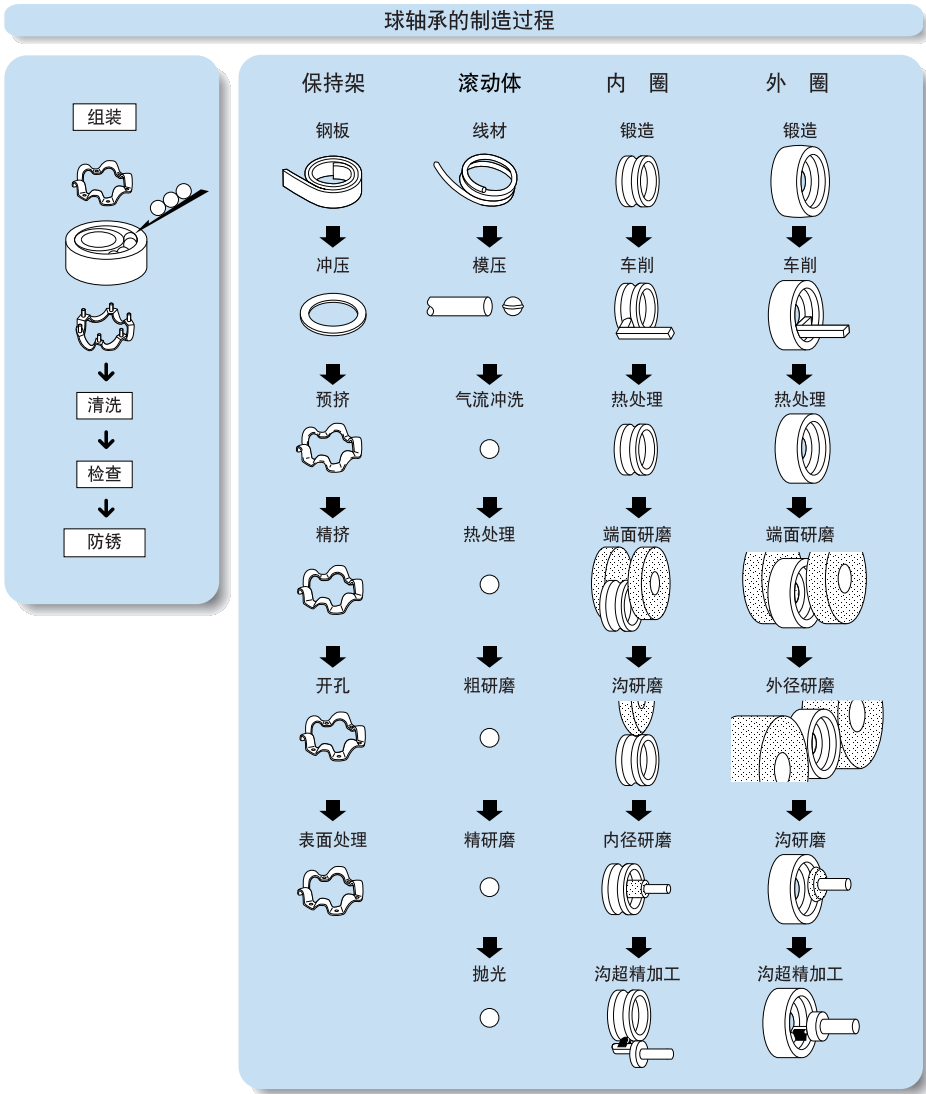
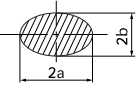
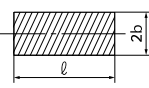


图2.4 深沟球轴承的制造工序

2.4 特点

● 球轴承和滚子轴承

表2.1 球轴承和滚子轴承的对比

	球 轴 承	滚 子 轴 承
与滚道的接触	点接触 当受力时,接触面是椭圆形。 	线接触 当受力时,接触面是长方形的。 
特点	因为是点接触,所以阻力小,球轴承适合于低扭力、高转速的应用条件。它们亦有低噪音的特性。	因为是线接触,滚子轴承的扭力是高于球轴承,刚性亦较高。
负荷能力	球轴承负荷能力低但可承受径向及轴向的负荷。	滚子轴承的负载能力较高。附挡边的圆柱滚子轴承可以承受轻微的轴向负荷。圆锥滚子轴承两个组合使用可以承受较大径向及轴向的负荷。

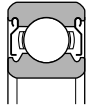
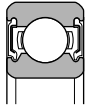
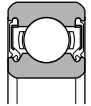
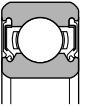
● 深沟球轴承

深沟球轴承是最普遍的轴承种类,它被广泛的运用在不同的领域。深沟球轴承包括易封入油脂的带防尘盖及密封圈的轴承。

深沟球轴承亦包括在轴承外圈有用来定位

的止动环轴承,膨胀补偿轴承用来控制因温升造成的尺寸改变及控制轴承与轴承箱的配合。TAB型的轴承可以在润滑油受污染的情况下使用。

表2.2 密封型球轴承的结构及特点

类型, 编号	防尘盖		密封圈		
	非接触式 ZZ	非接触式 LLB	接触式 LLU	低扭矩式 LLH	
结 构					
	● 钢板防尘盖附在外圈;内圈上有V型密封槽并和防尘盖保持一定间隙。	● 铁芯合成橡胶密封圈装在外圈上;密封圈的另一端对准内圈的V型密封槽,密封槽的表面和密封圈保持一定间隙。	● 铁芯合成橡胶密封圈装在外圈上;密封圈的另一端对准内圈的V型密封槽。密封槽的表面和密封圈接触。	● 基本构造与LU型类似,但密封圈的唇端是特殊设计,既防尘,亦降低了轴承扭矩。	
性能比较	摩擦扭矩	低	低	相对高	中等
	防 尘	好	比ZZ-型好	非常好	比LLB-型更好
	防 水	差	差	好	好
	高运转能力	与开放式一样	与开放式一样	受接触式密封圈限制	LLU-型更好
	允许温度 ①	根据润滑剂	-25°C~120°C	-25°C~110°C	-25°C~120°C

① 允许温度以标准品来表示。

注: 此表显示的只是双侧防尘盖及双侧密封圈,但单侧防尘盖(Z)及单侧密封圈(LB,LU,LH)同样有提供。单侧防尘盖及单侧密封圈没有封入润滑脂。

2

☞ 参考滚动轴承综合产品样本B.43页

● 向心推力球轴承

钢球和内外圈接触点相联的直线与径向构成一角度(接触角)。轴承通常有三种接触角度。

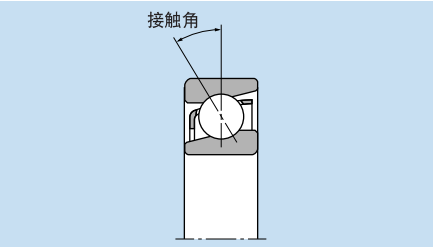
此种轴承可以承受轴向的负荷，但由于接触角的关系，此轴承不能单独使用，必须以配对或是组合的方式使用。

此外也有特殊内部结构设计，适用于高速运转的系列。具体请参考样本。

另外还有取代组合轴承，将内外圈各自一体化设计的双列向心推力球轴承，此种轴承的接触角为25°。

四点接触球轴承可以承受双向轴向负荷的向心推力球轴承。根据负荷情况此轴承要比较小心处理以避免高温升及磨损。

表2.3 接触角及符号



接触角

接触角及接触角符号			
接触角	15°	30°	40°
接触角符号	C	A ^①	B

① 标准角度为“A”

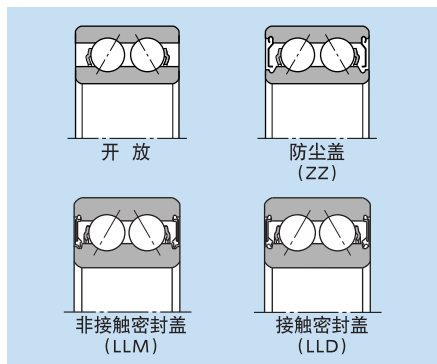
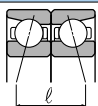
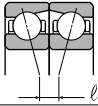



图2.5 双列向心推力球轴承的形式

表2.4 双联向心推力球轴承 — 类型及特性

双联型	特性
背对背双联 (DB) 	<ul style="list-style-type: none"> ● 可以承受径向及双向的轴向负荷。 ● 此组合形式的轴承作用点距离 l 大,所以力矩负荷能力大。 ● 可接受的倾斜角度小。
面对面双联 (DF) 	<ul style="list-style-type: none"> ● 可以承受径向及双向的轴向负荷。 ● 此组合形式的轴承作用点距离 l 小,所以力矩负荷能力小。 ● 可接受的倾斜角度大於背对背双联形式。
串联 (DT) 	<ul style="list-style-type: none"> ● 可以承受径向及单向轴向负荷。 ● 轴向负荷均匀分布在两轴承上,所以可承受较高的轴向负荷。

注：1. 为使双联向心推力轴承的游隙或预压调整到规定值,轴承是配套生产的,故必须采用同一生产号的轴承。
2. 也有3个以上的组合形式。

● 圆柱滚子轴承

因为滚动体是滚子，所以负荷能力较高。滚子以内/外圈的挡边引导。内外圈可分离，因此组装容易，可以分别以紧配合安装于轴或轴承箱。内外圈都可以以无挡边的形式自由地向轴向方向移动。

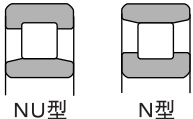
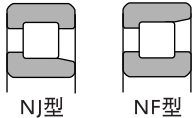
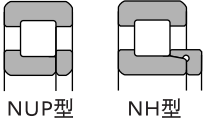
圆柱滚子轴承十分适合吸收轴膨胀，所以很适合作为自由端轴承。在有挡边的情况下，此轴承可以承受轻量的轴向负荷。HT型的圆

柱滚子轴承在设计上更改了滚子端面及挡边的设计，增加了承受轴向负荷的能力。E型的圆柱滚子轴承的特别设计增加了径向负载能力。小尺寸的轴承以E型的设计为标准。

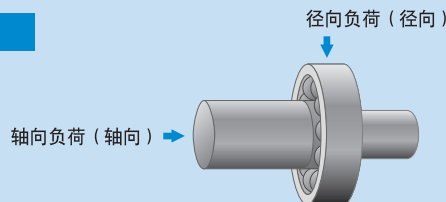
表2.5显示圆柱滚子轴承的标准形式。

除此之外，对于大载荷我们有多列滚子并列的轴承，亦有无保持架的全滚子SL型轴承。

表2.5 单列圆柱滚子轴承的类型及其特性

类型号	图例	特性
NU型 N型	 NU型 N型	<ul style="list-style-type: none"> ● NU型外圈有双挡边设计，「外圈、滚子及保持架的组装品」可以与内圈分离。N型内圈有双挡边设计，「内圈、滚子及保持架的组装品」可以与外圈分离。 ● 不能承受轴向负荷 ● 最适合于自由端轴承的类型，被广泛使用
NJ型 NF型	 NJ型 NF型	<ul style="list-style-type: none"> ● NJ型外圈有双挡边设计，内圈有单挡边设计。NF型内圈有双挡边设计，外圈有单挡边设计。 ● 可以接受单向轴向负荷 ● 在无固定端和自由端分别的时候，可以一对使用。
NUP型 NH型 (NJ + HJ)	 NUP型 NH型	<ul style="list-style-type: none"> ● NUP型无挡边内圈加有挡边环；NH型是NJ型加上L型挡边环。所有挡边环都是分离式的，所以内圈要轴向固定。 ● 可用于双向轴向负荷。 ● 可适用于固定端。

负荷方向和称呼



2

●圆锥滚子轴承

设计圆锥滚子轴承时,其内、外圈以及滚子的圆锥顶点是与轴承中心线上的某一点一致。因此,滚子在滚道面上作纯滚动运动,依靠来自内外圈滚道面的合成力,受内圈大挡边的挤压引导。

该类轴承特别适用于径向负荷和单向轴向负荷及其合成负荷,且负荷能力大。其接触角越大,则轴向负载能力越大。即用于承受纯径向负荷,也会有轴向分力产生,故通常以两套轴承配对使用。此时,游隙或预压量的设定可通过调整内圈或外圈的间隔来进行。安

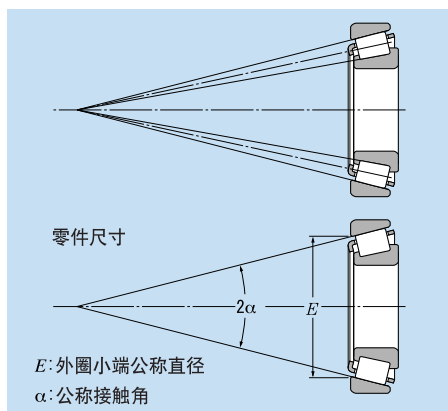


图2.6 圆锥滚子轴承

装游隙是比较难掌握的,需要特别注意。

NTN的标有4T-, ET-, T-, ECO.以及U标号的轴承,都以ISO及JIS的子单元部件尺寸(公称接触角、外圈的公称小端径)规格为标准,具有国际性的互换性。

NTN提供硬化处理的长寿命轴承(ETA-, ET-, 等)。NTN亦提供用于高负载场所的双列及四列的圆锥滚子轴承。

●自动调心滚子轴承

自动调心滚子轴承是内圈有两列滚道,外圈为球面滚道,滚动体为鼓形的轴承。外圈滚道面中心与轴承中心一致。因此,具有自动调心性能,即使由于在轴与轴承箱之间有安装误差或轴挠曲,使内外圈产生倾斜的场合下亦能正常使用。

不同的轴承型号是根据不同的内部结构进行区分。

除圆柱孔内径的轴承之外,亦生产锥孔内径的轴承。锥孔轴承在标准型号后加符号"K"。此轴承可以通过轴套或紧定套,容易的进行安装。因为此轴承可以承受较高的负荷,所以被大量使用在工业机械上。当轴承受到的轴向负荷增大时,单列滚子上施加的负荷则会消失,从而造成各种问题。因此,一定要注意使用条件。

表2.6 自动调心轴承类型


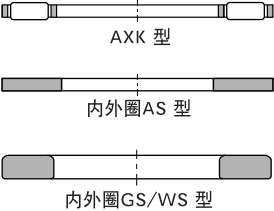
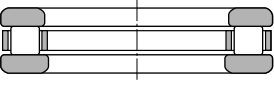
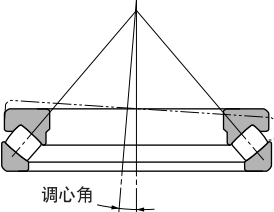
形	标准(B型)	C型	213型	E型
结构				
轴承系列	不包括C型	轴内径小于或等于50mm的222、223及213系列; 24024至24038系列	轴内径大于或等于55mm的213系列	22211至22218系列
滚子	不对称	对称	不对称	对称
引导方式	引导滚子的中挡边与内圈为一体结构	用双列滚子间配置引导环的结构,取代一体化中挡边	中挡边配置在外圈滚道	高精度保持架引导(无导圈,中心挡圈)
保持架类型	冲压保持架,车制保持架	冲压保持架	车制保持架	树脂保持架

● 推力轴承

推力轴承根据滚动体的形状及应用区分成不同的轴承型号。此轴承的允许运行速度较低，而且有特别的润滑要求。

除了下列列出的轴承外，推力轴承根据不同应用还分为许多类型。具体请参考专用目录。

表2.7 推力轴承的形式和特点

形 式	特 性
<p>● 单向推力球轴承</p> 	<p>在相当于内圈的轴滚道圈和相当于外圈的轴承箱滚道圈之间拥有利用保持架保持的滚珠，只能承受单向轴向负荷。</p>
<p>● 推力滚针轴承</p>  <p>AXK 型</p> <p>内外圈AS 型</p> <p>内外圈GS/WS 型</p>	<p>在滚道圈上有采用切制品制成的轴承和采用钢板冲压品制成的轴承，冲压品轴承的截面高度非常小，负荷容量大。</p>
<p>● 推力圆柱滚子轴承</p> 	<p>圆柱滚子一般都是单列轴承，也有排列2列、3列滚子，负荷容量加大的形式。</p>
<p>● 推力自动调心滚子轴承</p>  <p>调心角</p>	<p>为轴承箱滚道圈（外圈）的滚道面呈轴承中心轴上具有中心的球面，采用鼓形滚动体并具有调心性的轴承，可以承受大的轴向负荷。 此外，滚子端面、保持架等滑动面较多，即使低速旋转，也需要进行油润滑</p>





2

● 滚针轴承

滚针轴承的滚动体是针型的，最大直径5mm，而长度是直径的3至10倍。虽然滚针轴承横截面窄小，但负荷却比同尺寸比例的普通轴承大。因为滚针的数量多，所以刚性大而惯性小，适用于摆动的运动状态。

滚针轴承的种类繁多，这里只列出最具代表性的几种类型。详细请参阅有关此轴承的参考目录。

表2.8 主要的滚针轴承类型

形 式	特 性
● 带保持架滚针套 	在保持架上保持着滚针的形状为最基本的轴承。由于轴和轴承箱直接作为滚道面使用，需要充分注意硬度和加工面光滑度。此外，保持架的材质和形状也有各种形式。
● 实体滚针轴承 	上述的带保持架滚针上带有切制外圈的形状为基本形式，此外还有带内圈样式。将外圈制成双边式，在内径上安装保持架，从内侧插入滚针的形式最为常见，也有带密封圈样式。
● 冲压外圈滚针轴承 	为外圈深拉钢板制轴承，压入轴承箱中使用。因此，轴承箱的内径形状精度直接影响到轴承的性能，必须注意外壳的精度。由于轴承只靠一个方向上的压入来保持固定，不需要额外的固定环等，可以实现低成本设计。该形式还有带密封圈轴承和单侧闭合的闭合端式轴承。
● 滚轮滚针轴承 	为外圈外径面直接和对方材质接触，进行滚动使用的轴承。无需在外圈上覆盖轮胎，可以实现紧凑式设计。根据不同的使用条件、对象材质的硬度等，其摩擦损耗寿命也会有差异，需要注意。

● 轴承座

轴承座可以无须其他轴承周边的技术支持而支撑旋转装置。轴承箱可以用螺栓安装在机器上而内圈则可通过紧定螺钉固定在轴上。

轴承座可以无须其他轴承周边的技术支持而支撑旋转装置。**NTN**有多种型号的轴承座可供选择，其中包括枕形及法兰形。

轴承的外径和轴承箱的内径是相同形状的球面，所以它们具有调心性。

还有，在轴承内封入油脂时，双重防尘盖使防尘效果提高。详细请参考有关此轴承的专用目录。

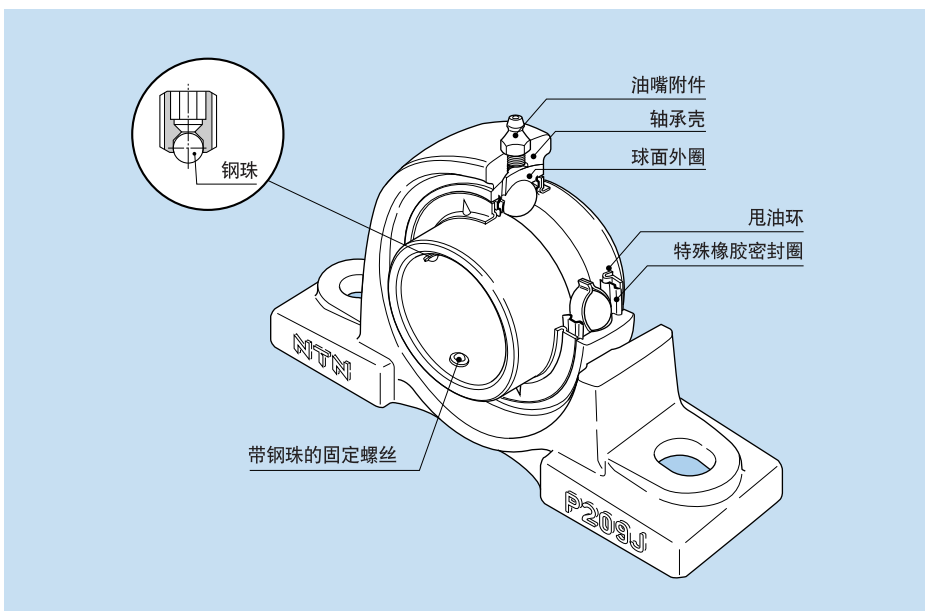


图2.7 油润滑轴承座

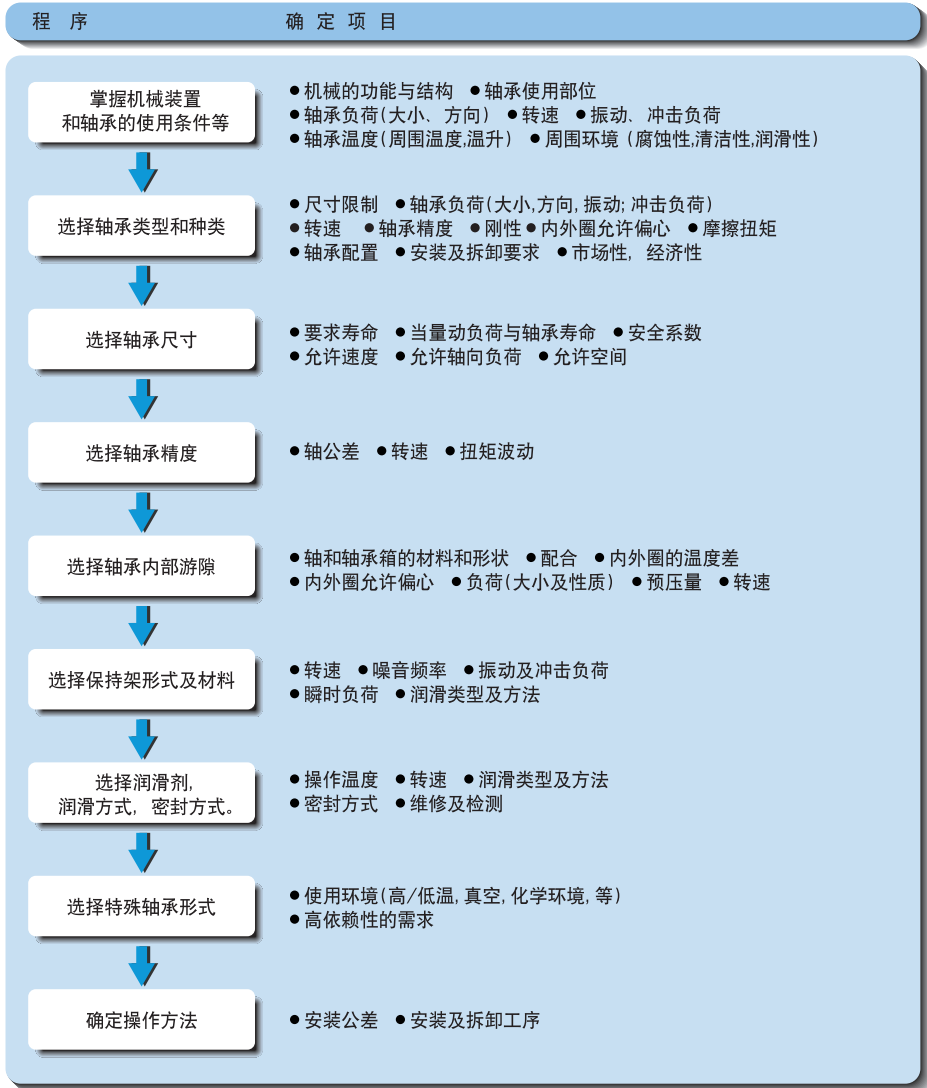
3. 轴承的选定

3.1 选定程序

滚动轴承的种类、类型及尺寸是多种多样的。为了使机械装置发挥出预期的性能，选择最适宜的轴承是至关重要的。

选定程序多种多样，但一般情况下如下图所示。















3



3.2 形式与性能比较

主要的滚动轴承性能比较一览表如下所示。

表3.1 滚动轴承的形式及特性

轴承型式	深沟球轴承	向心推力球轴承	圆柱滚子轴承	滚针轴承	圆锥滚子轴承	自动调心滚子轴承	推力球轴承
特性							
负荷能力							
高速旋转 ^①	☆☆☆☆	☆☆☆☆	☆☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆	☆
低噪声、振动 ^①	☆☆☆☆	☆☆☆	☆	☆			☆
低摩擦转矩 ^①	☆☆☆☆	☆☆☆	☆				
高刚性 ^①			☆☆	☆☆	☆☆	☆☆☆	
内外圈允许倾斜度 ^①	☆					☆☆☆	
内外圈分离 ^②			○	○	○		○

- ① ☆星号的数目表示轴承类型的表现程度。
- ② ○表示内外圈可分开。
- ③ 当内外圈有挡边时在滚子端面 and 挡边之间可以承受轴向载荷。



3

3.3 轴承的配置

通常，轴是以两个轴承在径向和轴向进行支撑。起固定轴与轴承箱之间的相对轴向位移的作用的轴承称为“固定侧轴承”。轴向可以相对移动的另一侧轴承称之为“自由侧轴承”。由此解决因温度变化而产生的轴的伸缩问题和安装轴承的间隔误差。

关于自由端轴承的移动方法，当使用圆柱滚子、滚针轴承等内外圈可分离的轴承时，

轴承在滚道面上移动；当使用深沟球轴承或球面滚子轴承等非分离的轴承时则在配合面上实现轴向移动。

轴承的间距较短的情况下，不区分固定侧和自由侧也可以使用。在这种情况下，通常用2个向心推力球轴承或圆锥滚子轴承成对安装来使用。

表3.2(1) 轴承配置示例（区分固定侧及自由侧的情况）

配置图		摘要	应用（参考）
固定侧	自由侧		
		1. 小型机械的一般性配置。 2. 除径向负荷外,还可承受一定程度的轴向负荷。	小型泵 汽车变速器 等。
		1. 可承受重负荷。 2. 固定侧轴承采用背对背组合,并施加预压,可提高轴系刚性。 3. 需要提高轴与轴承箱的精度,缩小安装误差。	一般产业机械的 减速器。
		1. 多用于重负荷、冲击负荷的一般产业。 2. 可承受径向负荷和双向负荷。 3. 适用于有轴挠曲和安装误差场合。	一般产业机械的 减速器。

表3.2(2) 轴承配置示例（无固定侧及自由侧分别的情况）

配置图		摘要	应用（参考）
		1. 可承受重负荷、冲击负荷,使用范围广泛。 2. 可施加预压来提高轴系刚性。但需要注意不要使预压过大。 3. 有力矩负荷的情况下,用背对背安装,有安装误差的情况下,用面对面安装。 4. 正面安装在内圈采用静配合时,便于安装。	减速机, 汽车车 轴等。

4. 主要尺寸和公称编号

4.1 主要尺寸

滚动轴承的主要尺寸如图4.1-4.3所示，轴承内径、外径、宽或高、倒角尺寸都是安装到轴和轴承箱上时的必要尺寸。

主要尺寸采用ISO标准化规格，日本国内由JIS进行规定。

公制滚动轴承的内径在0.6-2500mm的范围内规定有标准尺寸。此外，相对于内径，为了表示轴承截面大小，宽度系列等表示符号进行了规定。

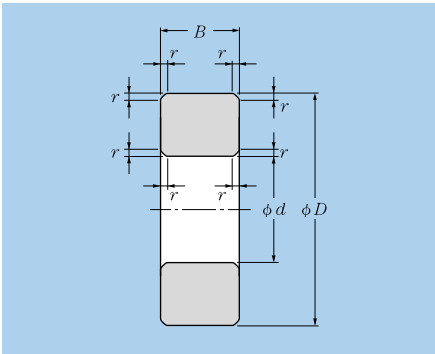


图4.1 向心轴承（圆锥滚子轴承除外）

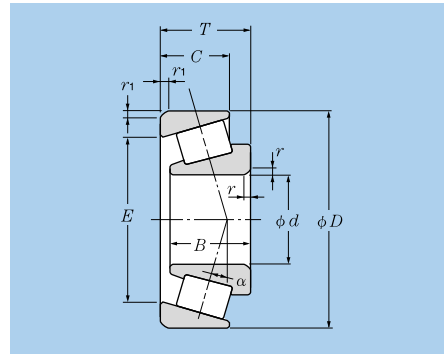


图4.2 圆锥滚子轴承

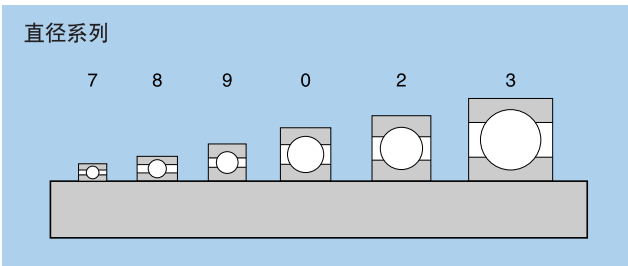


图4.3 向心轴承的直径系列

表4.1 尺寸系列编号

	尺寸系列		
		直径系列(外径尺寸)	宽度系列(宽度)
径向轴承 (除了圆锥滚子轴承)	编号	7. 8. 9. 0. 1. 2. 3. 4	8. 0. 1. 2. 3. 4. 5. 6
	尺寸	小 ←————→ 大	小 ←————→ 大
圆锥滚子轴承	编号	9. 0. 1. 2. 3	0. 1. 2. 3
	尺寸	小 ←————→ 大	小 ←————→ 大

4.2 公称编号

轴承型号是表示；轴承类型、尺寸、精度、内部结构等要素的代号。由基本型号和补助代号构成其排列顺序如表4.2所示。

主要符号内容如表4.3所示。



表4.2 轴承型号构成及排列

前置补助代号 特殊用途代号, 材料, 热处理代号	标准轴承号						
	轴承系列			内径尺寸号		接触角编号	
	轴承系列 编号	尺寸系列编号		编号	内径尺寸 mm	编号 [●]	接触角
宽度/高度系列 [●]		内径系列					
4T: 4T 圆锥滚子轴承	深沟球轴承 (系列6)			/0.6	0.6		向心推力球轴承
ET: ET圆锥滚子轴承	68	(1)	8	/1.5	1.5	(A)	标准角30°
E: 轴承表面热处理	69	(1)	9	/2.5	2.5	B	标准角40°
F: 不锈钢	60	(1)	0			C	标准角15°
N: 高速轴承	62	(0)	2	1	1		
M: 电镀轴承	63	(0)	3				
5S: 陶瓷滚动体	向心推力球轴承 (系列7)			∴	∴		圆锥滚子轴承
HL: HL滚子轴承	78	(1)	8	9	9	(B)	接触角大于10°
ECO: ECO-Top 圆锥滚子轴承	79	(1)	9				至17° (包括)
LH: 高温长寿命轴承, 尺寸稳定处理 (可达至250°C 高温)	70	(1)	0				接触角大于17°
TS3: 尺寸稳定处理 (可达至200°C 高温)	72	(0)	2	00	10	C	至24° (包括)
TS4: 尺寸稳定处理 (可达至250°C 高温)	73	(0)	3	01	12		接触角大于24°
	圆柱滚子轴承 (系列NU, N, NF, NNU, NN, etc.)			02	15	D	至32° (包括)
	NU10	1	0	03	17		
	NU2	(0)	2				
	NU22	2	2	/22	22		
	NU3	(0)	3				
	NUJ23	2	3	/28	28		
	NU4	(0)	4	/32	32		
	NNU49	4	9				
	NN30	3	0	∴	∴		
	圆锥滚子轴承 (系列3)			04	20		
	329X	2	9	05	25		
	320X	2	0	06	30		
	302	0	2				
	322	2	2				
	303	0	3	88	440		
	303D	0	3	92	460		
	313X	1	3	96	480		
	323	2	3				
	自动调心滚子轴承 (系列2)						
	239	3	9	/500	500		
	230	3	0	/530	530		
	240	4	0	/560	560		
	231	3	1				
	241	4	1				
	222	2	2				
	232	3	2	/2 360	2 360		
	213	1	3	/2 500	2 500		
	223	2	3				

● 括号 () 内的标号不表示在轴承型号中。

表4.3 公称编号的配置

公称编号的配置			
前缀 辅助符号	特殊用途符号 材料、热处理符号	形式符号	
基本编号	轴承系列	尺寸系列 符号	宽-高系列符号 直径系列符号
		内径编号	
	接触角符号		
后缀 辅助符号	内部变更符号		
	保持架符号		
	密封圈、防尘盖符号		
	轴承座圈形状符号		
	组合符号		
	内部间隙符号		
精度符号			
润滑符号			

TS3-7 3 05 B L1 DF+10 C3 P5

后置补助代号							
内部更动编号	保持架编号	密封盖/ 防尘盖编号	轴承座圈 形状符号	双联配置编号	内部游隙/预压	精度编号	润滑剂编号
U: 内部互换 圆锥滚子轴承	L1: 高强度车制 黄铜保持架	LLB: 橡胶密封圈 (非接触)	K: 圆锥内径, 标准比率 1:12	DB: 背对背排列 	C2: 游隙小于正常	P6: JIS 6级	/2AS: Shell Alvania S2 油脂
R: 非内部互换 圆锥滚子轴承	F1: 车制碳钢保 持架	LLU: 橡胶密封圈 (接触)	K30: 圆锥内径, 标准比率1:30	DF: 面对面排列 	(CN): 正常游隙	P5: JIS 5级	/3AS: Shell Alvania S3 油脂
ST: 低扭力 圆锥滚子轴承	G1: 方孔高强度 黄铜无铆钉保持架	LLH: 橡胶密封圈 (低扭矩)	N: 有止动槽	DT: 并列排列 	C3: 游隙大于正常	P4: JIS 4级	/8A: Shell Alvania EP2 油脂
HT: 高轴向负荷 圆柱轴承	G2: 销式保持架	ZZ: 钢板密封盖	NR: 有止动环	D2: 双联轴承	C4: 游隙大于C3	P2: JIS 2级	/5K: MULTEMP SRL
J: 冲压钢板保持架	T2: 树脂保持架		D: 有油孔	G: 自由组合	C5: 游隙大于C4	2: ABMA 2级	/5K: MULTEMP SRL
			D1: 有油槽及油孔	+α: 带隔圈 (α:表示隔圈 的标准尺寸)	CM: 电机用游隙	3: ABMA 3级	/LX11: Barierta JFE552
					/GL: 轻预压	0: ABMA 0级	/LP03: 热固性塑料 (固体油脂)
					/GN: 普通预压	00: ABMA00级	
					/GM: 中预压		
					/GH: 重预压		

注：关于本表以外的轴承系列代号、前置和后续补助代号，请与NTN联系。

5. 轴承精度

5.1 尺寸精度和旋转精度

轴承的精度，即尺寸精度和旋转精度，是由ISO或JIS规定的。

尺寸精度… ● 内径、外径、宽、装配高度的允许公差

● 倒角尺寸、锥孔的允许公差

形状精度… ● 内径偏差，平均内径偏差，外径

偏差，平均外径偏差的允许值

● 轴承座圈的宽度不同或高度不同（为推力轴承时）的允许值

旋转精度… ● 内圈、外圈的径向振摆及轴向振摆的允许值

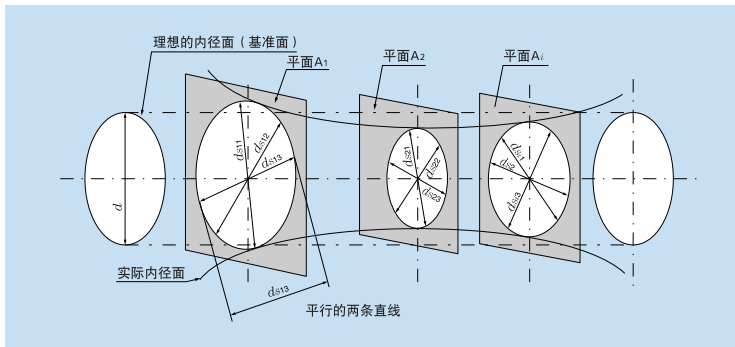
● 内圈横向振摆的允许值

● 外圈外端面垂直度的允许值

5

JIS术语解说

在表5.1的精度表中，有关尺寸精度的表述语句比较繁琐，下面将对JIS术语进行解说（但有关外径面的解说，因内容相同，故略去）。



模型图

公称内径 d : 为表示内径大小的基准尺寸，是对于实际内径面尺寸差的基准值。

实测内径 ds : 实际的轴承内径面和径向平面的相交线邻接的2条平行直线间的距离。

实测内径的尺寸差 Δds : ds 与 d 的差（实测内径和基准公称内径的差）

平面内平均内径 d_{mp} : 为一个径向平面内的实测内径的最大值和最小值的算术平均值。在模型图中的任意径向平面 A_i 中，将最大内径设为 ds_{i1} ，最小内径设为 ds_{i3} ，则为 $(ds_{i1}+ds_{i3})/2$ 的值，因此每个平面只有一个值。

JIS规定了精度等级，精度按照JIS0级（一般也称为普通级）→6级→5级→4级→2级的顺序，由低到高。

向心轴承的精度表举例如表5.1所示。

此外，还有JIS以外的各种标准，常见标准作为参考资料附在本手册的最后。

平均内径 d_m ：为圆柱面整个面上得到的实测内径的最大值和最小值的相加平均数。在模型图的平面A₁A₂…A_i全部面上，将测量的实测内径的最大值设为 ds_{11} ，最小值设为 ds_{23} ，则 $(ds_{11}+ds_{23})/2$ 则为平均内径，一个圆柱面只有一个值。

平均内径尺寸差 Δd_m ：平均内径与公称内径的差。

平面内平均内径的尺寸差 Δd_{mp} ：为在一个径向平面内实测内径的最大值和最小值的算术平均值和公称内径的差，JIS对该值进行了规定。

平面内内径偏差 V_{dp} ：为在一个径向平面内实测内径的最大值和最小值的差。在模型图的径向平面A₁上，将实测内径的最大值设为 ds_{11} ，最小值设为 ds_{13} ，差为 V_{dp} ，在一个平面上只能够得到一个值，该特性也是表示圆度的指标之一。JIS对该值进行了规定。

平面内平均内径偏差 V_{dmp} ：使每个产品在所有平面上获得的平面内平均内径的最大值和最小值的差，只能获得唯一值，表示一种圆柱度（但和几何学意义上的圆柱度不同）。JIS对该值进行了规定。

公称内圈宽度 B ：为轴承座圈的两个侧面间的理论距离。即，为表示轴承座圈宽度（两个侧面间的距离）的基准尺寸。

实测内圈宽度 B_s ：为内圈的两个实际侧面与和该内圈基准侧面邻接平面相垂直的直线相交的两个交点间的距离。表示内圈的实际宽度尺寸。

实测内圈宽度的尺寸差 ΔB_s ：为实测内圈宽度与公称内圈宽度的差。是实际的内圈宽度尺寸与表示内圈宽度的基准尺寸的差，在JIS进行了规定。

内圈宽度偏差 VB_s ：为实测内圈宽度的最大值和最小值的差，在JIS中进行了规定。

表 5.1 向心轴承（圆锥滚子轴承除外）的允许公差和允许值
(1) 内圈

轴承公称内径 <i>d</i> mm	平均内径尺寸差										内径偏差														
	Δ_{imp}										V_{ip}														
	超过		0级		6级		5级		4级 ^①		2级 ^①		直径系列9				直径系列0,1				直径系列2,3,4				
			上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	0级	6级	5级	4级	2级	0级	6级	5级	4级	2级	0级	6级	5级
0.6 ^② 2.5	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0	-2.5	10	9	5	4	2.5	8	7	4	3	2.5	6	5	4	3	2.5
2.5 10	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0	-2.5	10	9	5	4	2.5	8	7	4	3	2.5	6	5	4	3	2.5
10 18	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0	-2.5	10	9	5	4	2.5	8	7	4	3	2.5	6	5	4	3	2.5
18 30	0	-10	0	-8	0	-6	0	-5	0	-2.5	13	10	6	5	2.5	10	8	5	4	2.5	8	6	5	4	2.5
30 50	0	-12	0	-10	0	-8	0	-6	0	-2.5	15	13	8	6	2.5	12	10	6	5	2.5	9	8	6	5	2.5
50 80	0	-15	0	-12	0	-9	0	-7	0	-4	19	15	9	7	4	19	15	7	5	4	11	9	7	5	4
80 120	0	-20	0	-15	0	-10	0	-8	0	-5	25	19	10	8	5	25	19	8	6	5	15	11	8	6	5
120 150	0	-25	0	-18	0	-13	0	-10	0	-7	31	23	13	10	7	31	23	10	8	7	19	14	10	8	7
150 180	0	-25	0	-18	0	-13	0	-10	0	-7	31	23	13	10	7	31	23	10	8	7	19	14	10	8	7
180 250	0	-30	0	-22	0	-15	0	-12	0	-8	38	28	15	12	8	38	28	12	9	8	23	17	12	9	8
250 315	0	-35	0	-25	0	-18	—	—	—	—	44	31	18	—	—	44	31	14	—	—	26	19	14	—	—
315 400	0	-40	0	-30	0	-23	—	—	—	—	50	38	23	—	—	50	38	18	—	—	30	23	18	—	—
400 500	0	-45	0	-35	—	—	—	—	—	—	56	44	—	—	—	56	44	—	—	—	34	26	—	—	—
500 630	0	-50	0	-40	—	—	—	—	—	—	63	50	—	—	—	63	50	—	—	—	38	30	—	—	—
630 800	0	-75	—	—	—	—	—	—	—	—	94	—	—	—	—	94	—	—	—	—	55	—	—	—	—
800 1 000	0	-100	—	—	—	—	—	—	—	—	125	—	—	—	—	125	—	—	—	—	75	—	—	—	—
1 000 1 250	0	-125	—	—	—	—	—	—	—	—	155	—	—	—	—	155	—	—	—	—	94	—	—	—	—
1 250 1 600	0	-160	—	—	—	—	—	—	—	—	200	—	—	—	—	200	—	—	—	—	120	—	—	—	—
1 600 2 000	0	-200	—	—	—	—	—	—	—	—	200	—	—	—	—	200	—	—	—	—	150	—	—	—	—

① 适用于4级、2级的内径尺寸差 Δ_{is} 的允许差与平均内径尺寸差 Δ_{imp} 的允许差相同。但是,对于4级仅适用于直径系列0,1,2,3,4。对于2级,适用于全系列。

(2) 外圈

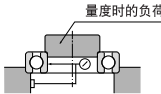
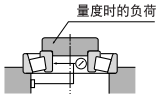
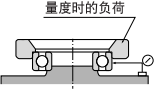
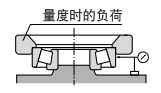
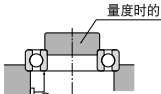
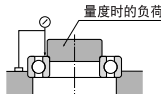
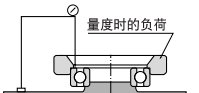
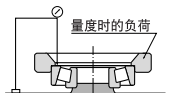
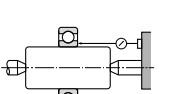
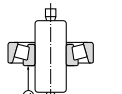
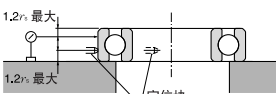
轴承公称外径 <i>D</i> mm	平均外径尺寸差										外径偏差 ^①														
	Δ_{omp}										V_{op}														
	超过		0级		6级		5级		4级 ^②		2级 ^②		直径系列9				直径系列0,1				直径系列2,3,4				
			上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	0级	6级	5级	4级	2级	0级	6级	5级	4级	2级	0级	6级	5级
2.5 ^② 6	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0	-2.5	10	9	5	4	2.5	8	7	4	3	2.5	6	5	4	3	2.5
6 18	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0	-2.5	10	9	5	4	2.5	8	7	4	3	2.5	6	5	4	3	2.5
18 30	0	-9	0	-8	0	-6	0	-5	0	-4	12	10	6	5	4	9	8	5	4	4	7	6	5	4	4
30 50	0	-11	0	-9	0	-7	0	-6	0	-4	14	11	7	6	4	11	9	5	5	4	8	7	5	5	4
50 80	0	-13	0	-11	0	-9	0	-7	0	-4	16	14	9	7	4	13	11	7	5	4	10	8	7	5	4
80 120	0	-15	0	-13	0	-10	0	-8	0	-5	19	16	10	8	5	19	16	8	6	5	11	10	8	6	5
120 150	0	-18	0	-15	0	-11	0	-9	0	-5	23	19	11	9	5	23	19	8	7	5	14	11	8	7	5
150 180	0	-25	0	-18	0	-13	0	-10	0	-7	31	23	13	10	7	31	23	10	8	7	19	14	10	8	7
180 250	0	-30	0	-20	0	-15	0	-11	0	-8	38	25	15	11	8	38	25	11	8	8	23	15	11	8	8
250 315	0	-35	0	-25	0	-18	0	-13	0	-8	44	31	18	13	8	44	31	14	10	8	26	19	14	10	8
315 400	0	-40	0	-28	0	-20	0	-15	0	-10	50	35	20	15	10	50	35	15	11	10	30	21	15	11	10
400 500	0	-45	0	-33	0	-23	—	—	—	—	56	41	23	—	—	56	41	17	—	—	34	25	17	—	—
500 630	0	-50	0	-38	0	-28	—	—	—	—	63	48	28	—	—	63	48	21	—	—	38	29	21	—	—
630 800	0	-75	0	-45	0	-35	—	—	—	—	94	56	35	—	—	94	56	26	—	—	55	34	26	—	—
800 1 000	0	-100	0	-60	—	—	—	—	—	—	125	75	—	—	—	125	75	—	—	—	75	45	—	—	—
1 000 1 250	0	-125	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1 250 1 600	0	-160	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1 600 2 000	0	-200	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
2 000 2 500	0	-250	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

② 适用于4级、2级的内径尺寸差 Δ_{os} 的允许差与平均内径尺寸差 Δ_{omp} 的允许差相同。但是,对于4级仅适用于直径系列0,1,2,3,4。对于2级,适用于全系列。

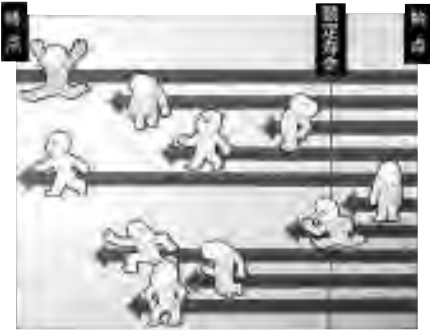
5.2 精度的测量方法

图中只给出较难理解的旋转精度的测量方法。

表5.2 转动精度测量方法

精度特性	量度方法		
内径径向振摆 (K_{ia})			内径径向振摆是内圈转一圈後，量度的最大和最小值的差
外径径向振摆 (K_{ea})			外径径向振摆是外圈转一圈後，量度的最大和最小值的差
内径轴向振摆 (S_{ia})			内径轴向振摆是内圈转一圈後，量度的最大和最小值的差
外径轴向振摆 (S_{ea})			外径轴向振摆是外圈转一圈後，量度的最大和最小值的差
内径侧摆 (S_{i1})			内径侧摆是内圈和心轴转一圈後，量度的最大和最小值的差
外径垂直度 (S_{D})			外径侧摆是外圈沿定位块转一圈後，量度的最大和最小值的差

6. 额定负荷和寿命



的一定负荷。径向轴承用纯径向负荷表示，推力轴承用纯轴向负荷表示，基本额定动负荷Cr或Ca分别在产品样本尺寸表中给出。



6

6.1 轴承的寿命

轴承寿命是选定轴承最为重要的要素之一。轴承寿命根据机械要求的功能可以分为多种种类。

- 疲劳寿命:** 因材料疲劳带来的滚动疲劳寿命
- 润滑寿命:** 因润滑剂劣化带来的烧伤等寿命
- 声音寿命:** 因旋转声增大，影响轴承功能的寿命
- 摩擦损耗寿命:** 因轴承内部的摩擦损耗，内径、外径的摩擦损耗而影响轴承功能的寿命
- 精度寿命:** 机械要求的旋转精度下降而无法使用的寿命

其中，疲劳寿命是轴承滚道面和滚动体之间产生的反复负载应力导致材料产生疲劳，继而发生剥离 (Flaking) 的现象，可以采用统计学手法，通过计算预测出寿命时间。

一般都将此疲劳寿命视为轴承寿命。

6.2 基本额定寿命和基本额定动负荷

将在同一条件下分别旋转的一组相同轴承，其90% (可靠度90%) 未因滚动疲劳引发剥离 (Flaking)，可继续旋转的总转数定义为基本额定寿命。

基本额定动负荷为表示滚动轴承动态负载能力的指标，是指赋予100万转基本额定寿命

基本额定寿命用 (6.1) 式或 (6.2) 式求得。

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \dots\dots\dots (6.1)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p \dots\dots\dots (6.2)$$

- 式中, L_{10} : 额定基本寿命 10^6 转
- L_{10h} : 额定基本寿命 h (小时)
- C : 额定基本动负荷 N {kgf}
- C_r : 向心轴承
- C_a : 推力轴承
- P : 当量动负荷 N {kgf}
- P_r : 向心轴承
- P_a : 推力轴承
- n : 转速, min^{-1}
- p : 球轴承 $p=3$
- 滚子轴承 $p=10/3$

在组装数套轴承的机械装置中，其中某一个轴承因滚动疲劳而破损的寿命应以所有轴承的寿命为考量(可由公式6.3求出)。

$$L = \frac{1}{\left(\frac{1}{L_1^e} + \frac{1}{L_2^e} + \dots + \frac{1}{L_n^e} \right)^{1/e}} \dots\dots\dots (6.3)$$

式中,

- L : 综合额定基本寿命, h
- $L_1, L_2 \dots L_n$: 每个轴承的额定基本寿命, h
- $e = 10/9$ ……球轴承
- $e = 9/8$ ……滚子轴承

当轴承承受按一定时间比率变化的负荷时, 其轴承寿命可以用以下公式计算(6.4)

$$L_m = (\sum \phi_j / L_j)^{-1} \dots \dots \dots (6.4)$$

式中,

- L_m : 综合额定基本寿命, h
- ϕ_j : 不同负荷条件下的频率 ($\sum \phi_j = 1$)
- L_j : 各种条件的寿命

进而可以用(6.3)式求得整个机械装置的轴承寿命。

关于寿命, 再简单一点说, 比如球轴承, 从(6.2)式可知, 如果负荷(当量动负荷)加大为2倍的话, 将产生3次方的影响, 寿命会减少到1/8。

此外, 如果转速提高2倍, 寿命将变为1/2。

6.3 修正额定寿命

如果能够充分把握机械的使用状况, 就可以更详细地推算出各种条件下的轴承寿命。即用(6.5)式求出修正额定寿命。

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_{10} \dots \dots \dots (6.5)$$

式中:

- L_{na} : 修正额定寿命 10^6 转
- a_1 : 可靠系数
- a_2 : 轴承特性系数
- a_3 : 使用条件系数

可靠性寿命修正系数 a_1

轴承寿命一般按照可靠度90%进行计算, 但例如用于飞机引擎的轴承, 在其寿命直接关系到人的生命安全等情况下, 可靠度必须大于90%。

此时, 用表6.1的值进行寿命修正。

表6.1 可靠性寿命修正系数 a_1

可靠性 %	L_n	可靠性系数 a_1
90	L_{10}	1.00
95	L_5	0.62
96	L_4	0.53
97	L_3	0.44
98	L_2	0.33
99	L_1	0.21

轴承特性系数 a_2

轴承材料及其质量, 和特殊的制造工艺影响了轴承的特性, 从而改变了轴承寿命。此时需要采用轴承特性系数 a_2 来对寿命进行修正。

轴承尺寸表所列基本动负荷, 是根据NTN采用的标准材料和工艺而定, 通常取 $a_2=1$ 。而采用特殊改进的材料和工艺生产的轴承, 有时也取 $a_2>1$, 有关问题可向NTN询问。

高碳铬钢轴承在120℃以上温度下长时间使用时, 用通用热处理方法, 其尺寸会有非常显著的变化, 所以需采用进行了尺寸稳定(TS处理)处理的轴承。这类高温用轴承由于进行尺寸稳定处理, 其硬度降低, 影响了轴承寿命。所以须乘以表6.2所示的轴承寿命系数。

表6.2 尺寸稳定化处理

符号	最大运行温度(℃)	轴承特性系数 a_2
TS2	160	1.0
TS3	200	0.73
TS4	250	0.48

使用条件的寿命修正系数 a_3

为根据润滑条件、转速、运转温度以及其他使用状态来修正寿命的系数。

一般来说，润滑条件良好时 $a_3=1$ ；润滑条件特别良好且轴承其它条件正常时 $a_3 > 1$ ；当 $a_3 < 1$ 时，通常如以下情况：

- 在使用温度下润滑粘度太低
(球轴承：13mm²/s以下，滚子轴承：20mm²/s以下)
- 旋转速度较低的情况
(例如转速 $n \text{ min}^{-1}$ 与轴承节圆直径 $D_p \text{ mm}$ 之积 $D_p \cdot n < 10,000$ の場合)
- 温度特高的场合
(因硬度降低，进行图6.1的修正)

而且，通过尺寸稳定性处理，并考虑到 a_2 系数时，只要在各个最高使用温度范围内严格使用，就没有必要进行图6.1的修正。此外还受到各种条件的影响， a_3 系数未被明确化。也有将 a_2 和 a_3 合在一起考虑 a_{23} 系数的做法，但目前仍需要继续积累相关数据。

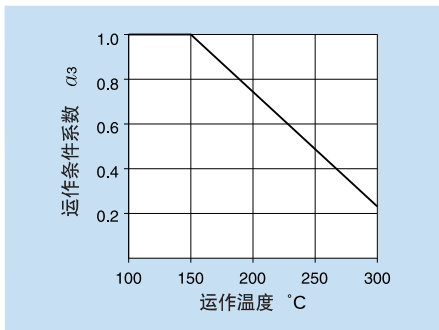


图6.1 使用条件的寿命修正系数

当轴承受到非常高的负荷，滚动体和滚子的接触面会产生有害的塑性变形，因此当向心轴承的 P_r 大于 C_{0r} 或 $0.5C_r$ 中的任一数值时，推力轴承的 P_a 大于 $0.5C_a$ 时，用于计算额定负荷的公式（6.1，6.2，及6.5）是不适用于这些情况。

6.4 使用机械和必要寿命

在选定轴承时，要求轴承寿命满足机械需要。一般情况下必要寿命时间参考值如表6.3所示。

6.5 基本额定静负荷

最大滚动体负荷的接触应力为下值时的轴承负荷定义为基本额定静负荷。

球轴承 4200 MPa {428kgf/mm²}

滚子轴承 4000 Mpa {408kgf/mm²}

上述数值是当滚动体的永久变形量达到直径的0.0001倍时所施加在滚动体与滚动面之间的负荷。根据经验，这个负荷是不影响轴承滚子滚动的极限负荷。

径向轴承的基本额定静负荷用 C_{0r} ，轴向轴承的基本额定静负荷用 C_{0a} 来表示。



表6.3 使用机械和必要寿命时间 (参考)

使用条件	使用机械和必要寿命时间 $L_{10h} \times 10^9 h$				
	~4	4~12	12~30	30~60	60~
短时间或断续使用机械	<ul style="list-style-type: none"> ●家庭电器 ●电动工具 	<ul style="list-style-type: none"> ●农业用机械 ●办公室机器 			
短时间或断续使用机械, 但要求可靠的机械	<ul style="list-style-type: none"> ●医疗器械 ●量度仪器 	<ul style="list-style-type: none"> ●家用空调马达 ●建设机械 ●电梯 ●起重机 	<ul style="list-style-type: none"> ●起重机(滑车轮) 		
有时需要长时间运转的机械	<ul style="list-style-type: none"> ●轿车 ●摩托车 	<ul style="list-style-type: none"> ●小马达 ●公交车、卡车 ●一般齿轮装置机械 ●木工机械 	<ul style="list-style-type: none"> ●机床主轴 ●工厂通用电机 ●破碎机 ●振动筛 	<ul style="list-style-type: none"> ●重要齿轮装置 ●橡胶、塑料用压延机 ●转轮印刷机 	
通常每天, 需要运转8小时以上的机械		<ul style="list-style-type: none"> ●轧铜机辊颈 ●自动扶梯 ●轮送机 ●离心分离机 	<ul style="list-style-type: none"> ●客车、货车(车轮) ●空调设备 ●大型电机 ●空气压缩机泵 	<ul style="list-style-type: none"> ●机车(车轴) ●牵引马达 ●矿山提升机 ●压边机飞轮 	<ul style="list-style-type: none"> ●阀门 ●造纸机械 ●船舶推进装置
一天24小时运转不允许有事故停机的机械					<ul style="list-style-type: none"> ●自来水设备 ●矿山排水/换水装置 ●电站设备

6

6.6 允许当量静负荷

对于作用于轴承的最大静负荷, 一般以安全系数 S_0 的值为基准来进行优劣判断。

$$S_0 = C_0 / P_0 \dots\dots\dots(6.6)$$

式中,

S_0 : 安全系数

C_0 : 额定静负荷 (C_{0r} 或 C_{0a}) N {kgf}

P_0 : 当量负荷 (P_{0r} 或 P_{0a}) N {kgf}

利用 S_0 进行的评估是根据先前的 C_{0r} 和 C_{0a} 定义, 建立在永久变量这一基础之上, 未考虑轴承座圈的断裂、滚子轴承的边缘负荷, 所以必须根据机械或使用位置, 凭经验确定。

表6.4 安全系数 S_0 的下限值;

运转条件	球轴承	滚子轴承
要求高旋转精度的场合	2	3
要求普通旋转的场合 (通用)	1	1.5
允许有少量旋转精度劣化的场合 (低速旋转、重负荷等用)	0.5	1

- 备注 1. 对于推力自调心滚子轴承, 取 S_0 的下限值为4。
 2. 对于冲压外圈滚针轴承, 取 S_0 的下限值为3。
 3. 在有振动、冲击负荷的情况下, 需加上冲击负荷系数来求 $P_0 \max$
 4. 如果深沟球轴承或向心推力球轴承受到大的轴向负荷, 接触的椭圆点会超出滚道表面。需要另外讨论。

一点建议

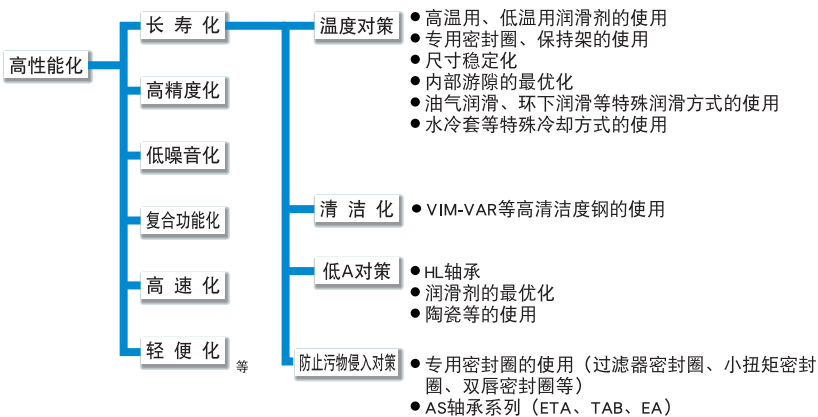
轴承小知识

轴承的高功能化和长寿化

在本手册中解说的寿命为JIS等规定的基本额定寿命。

但是，用于汽车、钢铁设备、机床等的轴承必须要在受限的条件下，在满足所要求功能的同时，实现长寿化。

NTN具备实现这些目标的各种技术。下面介绍其中的部分内容。



7. 轴承负荷

在计算轴承寿命和安全系数时，首先必须知道作用负荷的形态。也就是说轴承支撑的物体或旋转体的重量、皮带或齿轮等的牵引力，机械工作时产生的负荷等作用负荷的种类繁多，方向也各不相同，要将它们整理为径向负荷和轴向负荷，然后算出合成负荷。

7.1 作用于轴系的负荷

(1) 负荷系数

根据机械的不同，作用负荷要比按照振动冲击等计算的理论值大。为此，有时要乘以一个负荷系数后来作为实际负荷使用。

$$K = f_w \cdot K_C \dots\dots\dots (7.1)$$

式中：

K ：作用于轴系的实际负荷 N {kgf}

f_w ：负荷系数（表7.1）

K_C ：理论计算值 N {kgf}

表7.1 负荷系数 f_w

冲击种类	f_w	使用场所
几乎无冲击	1.0~1.2	电机，机床，检测仪器
有轻微冲击	1.2~1.5	铁道车辆，汽车，轧机，金属加工机械，造纸机械，印刷机械，飞机，纤维机械，汽车电动装置，办公机器
有强烈冲击	1.5~3.0	粉碎机，农业机械，工程机械，提升机

(2) 作用于齿轮的负荷

由齿轮传递动力时，齿轮种类（直齿轮、斜齿齿轮、锥齿轮等）不同，作用负荷也不一样。这里举一个最简单的直齿轮和斜齿齿轮负荷的计算例子。

轴输入扭矩已知的齿轮切向负荷

$$K_t = \frac{2T}{D_p} \dots\dots\dots (7.2)$$

式中：

K_t ：齿轮的圆周负荷 N {kgf}

T ：输入扭矩 N·mm {kgf·mm}

D_p ：齿轮节圆径 mm

轴输入的传导动力已知时

$$K_t = \frac{19.1 \times 10^6 \cdot H}{D_p \cdot n} \quad N$$

$$= \frac{1.95 \times 10^6 \cdot H}{D_p \cdot n} \quad \{kgf\} \dots\dots (7.3)$$

式中：

n ：旋转速度 min^{-1}

H ：传递动力 kW

$K_r = K_t \cdot \tan \alpha$ (直齿轮) $\dots\dots\dots (7.4)$

$$= K_t \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} \text{ (斜齿轮) } \dots\dots (7.5)$$

$K_a = K_t \cdot \tan \beta$ (斜齿轮) $\dots\dots (7.6)$

式中：

K_r ：齿轮径向负荷

K_a ：齿轮轴向负荷 N {kgf}

α ：齿轮压力角 度

β ：齿轮倾斜角 度

作为径向负荷的合成负荷

$$F_r = \sqrt{K_t^2 + K_r^2} \dots\dots\dots (7.7)$$

F_r ：齿轮轴的垂直负荷

用上式算出，但实际上计算轴承负荷时，由于轴向负荷 K_a 也对径向负荷产生影响，所以最后求合成负荷将会使计算变得简单。

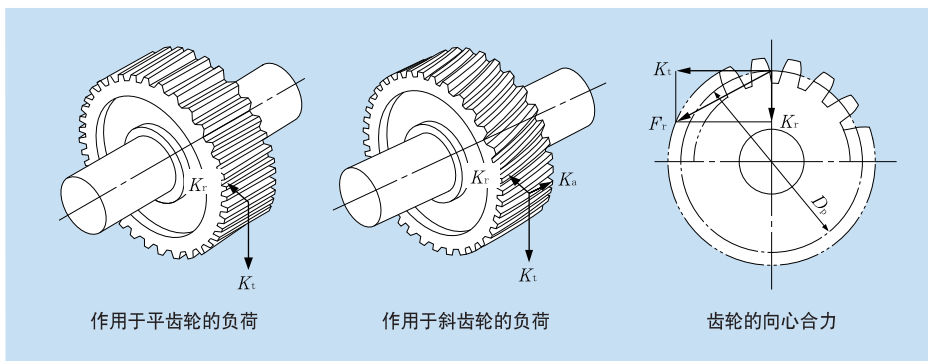


图7.1 作用于齿轮的负荷

(3) 作用于链条, 皮带轴的负荷

用链条或皮带传导动力时, 作用于链轮或带轮的负荷为

$$\left. \begin{aligned} K_t &= \frac{19.1 \times 10^6 \cdot H}{D_p \cdot n} \quad \text{N} \\ &= \frac{1.95 \times 10^6 \cdot H}{D_p \cdot n} \quad \{\text{kgf}\} \end{aligned} \right\} \dots\dots(7.8)$$

式中,

K_t : 链轮或皮带轮切线方向负荷

N {kgf}

H : 传递动力 kW

D_p : 链轮或皮带轮的节圆径 mm

用皮带驱动时, 由于要防止皮带打滑, 需施加一个初始张力, 而用链条时, 则要考虑振动, 通过式7.9算出径向负荷。

$$K_r = f_b \cdot K_t \dots\dots\dots(4.9)$$

式中

K_r : 链轮或皮带轮的径向负荷, N {kgf}

f_b : 链条. 皮带系数

表7.2 链条皮带系数 f_b

链条或皮带的种类	f_b
链条 (单条)	1.2~1.5
V型皮带	1.5~2.0
同步皮带	1.1~1.3
平皮带 (带紧轮)	2.5~3.0
平皮带	3.0~4.0

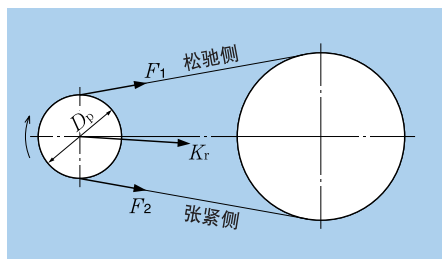


图7.2 作用于链条皮带的负荷

7

7.2 轴承负荷分配

靠轴承支撑的轴一般都受到各个方向的负荷作用。根据负荷的大小和方向，将作用于轴承的负荷整理为径向负荷和轴向负荷。

以最普通的减速机齿轮为模型给出计算过程。

在图7.3中设齿轮1为输出齿轮(直齿轮)，齿轮2为输入齿轮(斜齿齿轮)。

式中：

K_{t1}, K_{t2} : 齿轮圆周力(纸面的垂直方向)

K_{r1}, K_{r2} : 齿轮径向力

K_a : 齿轮轴向力

r_1, r_2 : 齿轮节圆半径

$$K_{t1} = \frac{r_2}{r_1} \cdot K_{t2}$$

K_{t1} 和 K_r , K_a 之间存在(7.4)(7.5)(7.6)式的关系

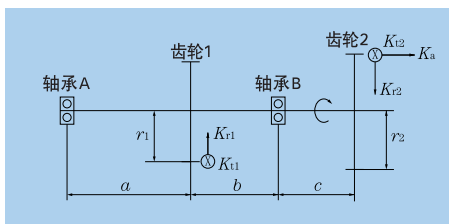


图7.3 齿轮负荷传递举例

(1) 作用于轴承A的负荷

K_{t1}, K_{t2} 产生的负荷

$$F_{rAt} = \frac{b}{a+b} \cdot K_{t1} - \frac{c}{a+b} \cdot K_{t2}$$

K_{r1}, K_{r2}, K_a 产生的负荷

$$F_{rAr} = \frac{b}{a+b} \cdot K_{r1} - \frac{c}{a+b} \cdot K_{r2} + \frac{r_2}{a+b} \cdot K_a$$

因此，作用于轴承A的径向负荷为

$$F_{rA} = \sqrt{F_{rAt}^2 + F_{rAr}^2}$$

(2) 作用于轴承B的负荷

(设轴承B受到轴向负荷)

K_{t1}, K_{t2} 产生的负荷

$$F_{rBt} = \frac{a}{a+b} \cdot K_{t1} + \frac{a+b+c}{a+b} \cdot K_{t2}$$

K_{r1}, K_{r2}, K_a 产生的负荷

$$F_{rBr} = \frac{a}{a+b} \cdot K_{r1} - \frac{a+b+c}{a+b} \cdot K_{r2} - \frac{r_2}{a+b} \cdot K_a$$

作用于轴承B的径向负荷为

$$F_{rB} = \sqrt{F_{rBt}^2 + F_{rBr}^2}$$

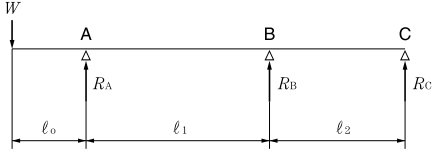
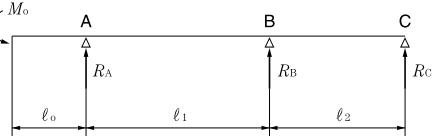
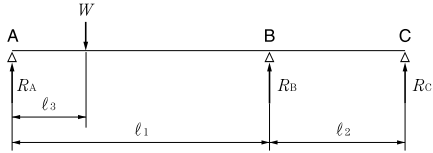
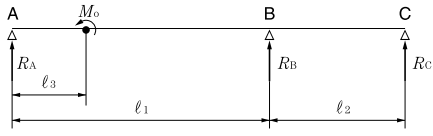
作用于轴承B的轴向负荷为 K_a 。

有时一根轴由3个轴承支撑，轴承间距较长时，作为3点支撑梁来计算轴承负荷。

具体的计算例子非常复杂，这里只就单纯负荷一例，给出轴承负荷式子(表7.3)。

实际上作用的负荷纷繁复杂，因此需要明确各个负荷的负荷方向，分别进行计算，最后算出合成负荷后，再计算寿命。

表7.3 三点支撑轴承的轴承负荷

负荷及力矩的方向	轴承负荷
	$R_B = -\frac{l_0(2l_2 + l_1)}{2l_1l_2}W$ $R_A = \frac{(l_1 + l_2 + l_0)W - l_2R_B}{l_1 + l_2}$ $R_C = -\frac{l_0W + l_1R_B}{l_1 + l_2}$
	$R_B = -\frac{(2l_2 + l_1)M_0}{2l_1l_2}$ $R_A = \frac{M_0 - l_2R_B}{l_1 + l_2}$ $R_C = -\frac{M_0 + l_1R_B}{l_1 + l_2}$
	$R_B = -\frac{l_3(l_1^2 + 2l_1l_2 - l_3^2)W}{2l_1^2l_2}$ $R_A = \frac{(l_1 + l_2 - l_3)W - l_2R_B}{l_1 + l_2}$ $R_C = \frac{l_3W - l_1R_B}{l_1 + l_2}$
	$R_B = -\frac{(-l_1^2 - 2l_1l_2 + 3l_3^2)M_0}{2l_1^2l_2}$ $R_A = \frac{M_0 - l_2R_B}{l_1 + l_2}$ $R_C = -\frac{M_0 + l_1R_B}{l_1 + l_2}$

7

7.3 当量负荷

7.3.1 当量动负荷

多数情况下，径向负荷和轴向负荷这两个方向的负荷同时作用于轴。此时，对于径向轴承换算为纯径向负荷，对于推力轴承换算为纯轴向负荷，赋予同等寿命的虚拟负荷就是当量动负荷。

(1) 径向当量动负荷

径向当量动负荷可通过式(7.10)求出。

$$P_r = XF_r + YF_a \dots\dots\dots(7.10)$$

式中

P_r : 径向当量动负荷 N {kgf}

F_r : 径向负荷 N {kgf}

F_a : 轴向负荷 N {kgf}

X : 径向负荷系数

Y : 轴向负荷系数

X, Y 的值在尺寸表中分别有所记载。

(2) 轴承具有接触角时

像向心推力轴承和圆锥滚子轴承那样拥有接触角 α 的轴承，它们的受力作用点在偏离轴承中心的位置上，一旦作用了径向负荷，轴向上就会产生分力。该力一般称为诱发推力，轴向上就会产生分力。该力一般称为诱发推力，大小可用(7.11)式求得。

$$F_a = \frac{0.5F_r}{Y_2} \dots\dots\dots(7.11)$$

式中，

F_a : 轴向分力 N {kgf}
(诱发推力)

F_r : 径向负荷 N {kgf}

Y_2 : 轴向负荷系数

这些轴承一般都对称配置使用，计算例子如表7.4所示。

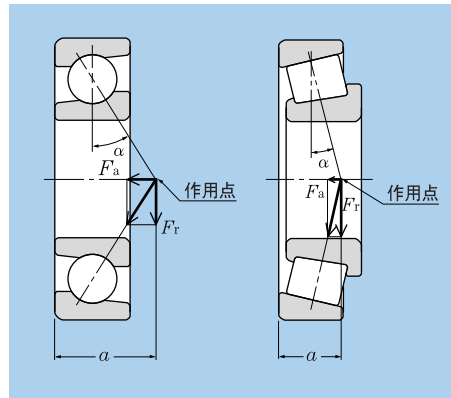


图7.4 轴承作用点和轴向分力

表7.4 轴向分力的计算例

轴承配置	负荷条件	轴向负荷	径向当量动负荷
	$\frac{0.5F_{rI}}{Y_I} \leq \frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} + F_a$	$F_{aI} = \frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} + F_a$	$P_{rI} = XF_{rI} + Y_I \left(\frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} + F_a \right)$
	$\frac{0.5F_{rI}}{Y_I} > \frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} + F_a$	$F_{aII} = \frac{0.5F_{rI}}{Y_I} - F_a$	$P_{rII} = XF_{rII} + Y_{II} \left(\frac{0.5F_{rI}}{Y_I} - F_a \right)$

备注: 1.轴承 I、II 上分别有 F_{rI} 、 F_{rII} ，另外还有负荷 F_a 的作用力。
2.适用于预压为0时

7.3.2 当量静负荷

按照实际的负荷条件，赋予与受到最大负荷的滚动体和滚道面的接触部分上产生的最大永久变形量相同的永久变形量的纯径向负荷或纯轴向负荷就叫做当量静负荷。

它用于在轴承静止时或极低速旋转时的负荷条件下进行轴承选定。

(1) 径向当量静负荷

径向轴承的等效静径向负荷采用 (7.12) 及 (7.13) 式所求出值中的较大者。

$$P_{0r} = X_0 F_r + Y_0 F_a \dots\dots\dots(7.12)$$

$$P_{0r} = F_r \dots\dots\dots(7.13)$$

式中，

P_{0r} : 径向当量静负荷 N {kgf}

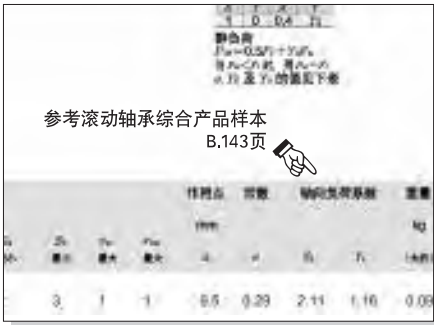
F_r : 径向负荷 N {kgf}

F_a : 轴向负荷 N {kgf}

X_0 : 径向静负荷系数

Y_0 : 轴向静负荷系数

X_0, Y_0 的值在样本的尺寸表中分别有记载



7.4 允许轴向负荷

即使径向轴承也受到轴向负荷的作用，但各种轴承形式都分别有负荷限制。

(1) 球轴承

深沟球轴承、向心推力球轴承等球轴承当受到轴向负荷作用时，接触角随负荷大小变化，当负荷超过允许范围时，滚珠和滚道面的接触椭圆将会从沟中挤出。

如图7.5所示，该接触面呈长轴半径为 a 的椭圆形。不让该接触椭圆从沟挡边挤出的极限负荷就是最大允许轴向负荷（即使不挤出沟挡边，可允许的轴向负荷 P_{max} 也必须小于4200MPa）。该负荷因轴承内部游隙、沟曲率、沟挡边尺寸等而异。

如果同时承受径向负荷时，要用最大滚动体负荷来确认极限负荷。

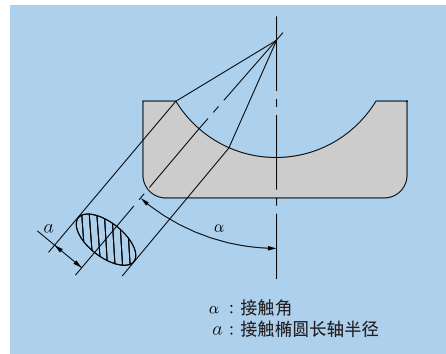


图7.5 接触椭圆

(2) 圆锥滚子轴承

该轴承同时用滚道面和大边的滚子端面接触部来承担轴向负荷。因此，加大接触角 α ，就可以增大轴向负荷的承载能力。但由于滚子端面和大挡边面之间是滑动接触，因不同的转速、润滑条件而有差异，同时还存在限制。一般用该滑动面的面压乘以滑动速度的PV值进行确认，用电脑进行计算。

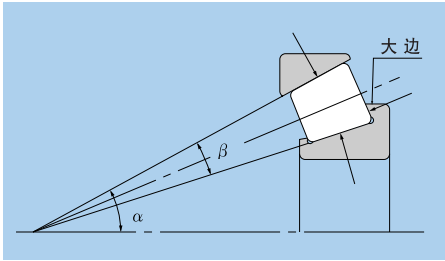


图7.6 圆锥滚子轴承

(3) 圆柱滚子轴承的允许轴向负荷

内圈及外圈有挡边类型的圆柱滚子轴承，在承受径向负荷的同时还可承受一定程度的轴向负荷。允许轴向负荷是根据滚子端面与挡边之间的滑动面发热、烧伤、磨损等来决定的。在承受中心轴向负荷时，根据以往的经验及实践允许轴向负荷可通过以下公式(1)求得：

$$P_t = k \cdot d^2 \cdot P_z \dots\dots\dots(7.14)$$

式中，

- P_t ：旋转时的允许轴向负荷 N {kgf}
 - k ：轴承内部设计所决定的系数(参照表7.5)
 - d ：轴承内径 mm
 - P_z ：挡边的允许表面压力 MPa {kgf/mm²}
- (参照图7.7)

当轴向负荷大于径向负荷时，滚子就无法进行正常的滚动运作。因而，允许轴向负荷值不得超过如 $F_{a \max}$ 如表7.5所示。

此外，为确保轴承受轴向负荷时仍能顺利运作，需注意以下事项。此外，还必须考虑润滑条件、安装关系尺寸以及精度等。

表7.5 因素 k 值 及 允许轴向负荷 ($F_{a \max}$)

轴承系列	k	$F_{a \max}$
NJ, NUP10	0.040	$0.4F_r$
NJ, NUP, NF, NH2, NJ, NUP, NH22		
NJ, NUP, NF, NH3, NJ, NUP, NH23	0.065	$0.4F_r$
NJ, NUP, NH2E, NJ, NUP, NH22E	0.050	$0.4F_r$
NJ, NUP, NH3E, NJ, NUP, NH23E	0.080	$0.4F_r$
NJ, NUP, NH4,	0.100	$0.4F_r$
SL01-48	0.022	$0.2F_r$
SL01-49	0.034	$0.2F_r$
SL04-50	0.044	$0.2F_r$

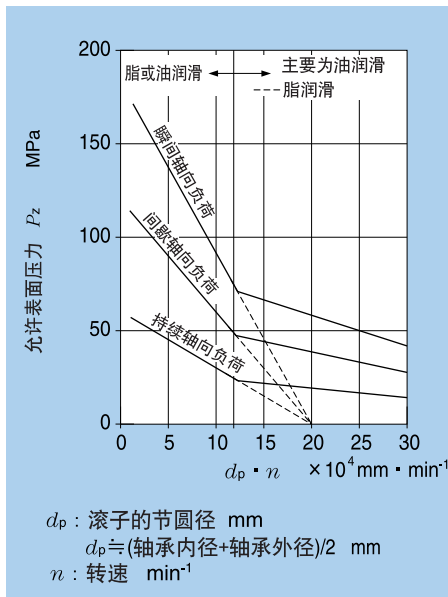


图7.7 挡边的允许表面压力

d_p ：滚子的节圆径 mm
 $d_p \triangleq (\text{轴承内径} + \text{轴承外径}) / 2$ mm
 n ：转速 min^{-1}

8. 轴承配合

8.1 轴承的配合

为支撑旋转负荷，轴承的内圈和外圈被安装在轴及轴承箱上。此时，内圈和轴以及外圈和外壳的配合将根据负荷的性质、轴承的组装方法、周围环境等，或在配合部位上留有一定的间隙，或取一定的过盈量，方法各异。配合基本上有3种类型。

- ① **间隙配合**：在配合部位上留有一定的间隙进行的安装。
- ② **过渡配合**：配合部分介于间隙和过盈之间的安装。
- ③ **过盈配合**：在配合面上留有定过盈量的固定安装。

在安装支撑负荷的轴承时，最为有效的方法是给予一定的过盈量并采用过盈配合进行固定。但在吸收安装、拆卸以及因温度变化引起的轴或轴承箱的伸缩等方面，给予一定的间隙也比较有利。而且，如果不按照负荷

给予一定的过盈量，有可能会发生因旋转导致的蠕变现象。如图8.1所示，蠕变是指当承受负荷而旋转的配合部位产生间隙 Δ 时，由于内圈内径和轴的圆周长不等产生滑动情况，从而导致异常发热、摩擦损耗、甚至摩擦损粉都有可能对轴承产生不良影响。即使没有间隙，如果负荷太大，也会发生蠕变，需要按照表8.2的参考值来决定配合方式。

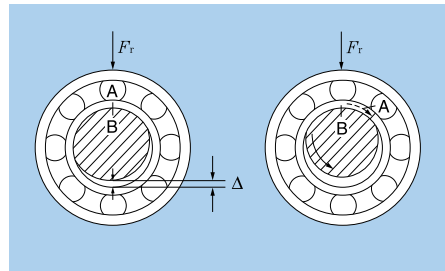


图8.1 轴承的蠕变

表8.1 径向负荷及轴承配合

插图	轴承旋转条件	轴承圈负荷	配合
静止负荷 	内径转动 外圈静止	内圈承受不定向负荷	内圈静配合
不定负荷 	内圈静止 外圈转动	外圈承受静止负荷	外圈动配合
静止负荷 	内径静止 外圈转动	外圈承受不定向负荷	内圈动配合
不定负荷 	内圈转动 外圈静止	内圈承受静止负荷	外圈静配合

因为根据轴承、轴和轴承箱的尺寸允许公差来确定过盈量或游隙的范围，所以在进行配合时必须进行充分的研究。

8.2 配合的选定

为了选定合适的配合，必须充分研究轴承的使用条件。

即

- 轴、轴承箱的材质、壁厚形状、刚性、加工面精度等

● 机械的使用条件

(负荷的性质、大小、转速、温度等)

考虑配合的基本思路为轴承是内圈滚动还是外圈滚动。这时，按照负荷是沿着哪个轴承座圈移动来确定，如表8.1所示。

安装轴承的轴和轴承箱的尺寸允许公差关系图示如图8.2所示。

各种轴承及各种使用条件相对应的配合一般基准，其部分内容在表8.2-8.4中给出。详情请参考《滚动轴承综合产品样本A51-58》。

表8.2 向心轴承 (JIS 0级, 6级, 6X级) 配合的一般标准

使用条件	球轴承		圆柱滚子轴承; 圆锥滚子轴承		自动调心滚子轴承		轴公差 范围等级	注	
	轴径 (mm)								
	超过	以下	超过	以下	超过	以下			
圆柱孔轴承 (0级, 6级, 及6X级)									
内圈旋转 负荷或不定向 负荷	轻负荷 ^① 或 波动负荷	— 18 100 —	18 100 200 —	— — 40 140 140 200	— — 40 140 200	— — — — — —	h5 js6 k6 m6	当要求精度较高时，可以用js5、k5和m5来代替js6、k6和m6。	
	普通负荷 ^②	— 18 100 140 200 — —	18 100 140 200 280 — —	— — 40 100 140 200 200 400 — —	— — 40 100 140 200 400 — —	— — 40 65 100 140 280 500	js5 k5 m5 m6 n6 p6 r6	因为不用考虑单列的角接触轴承和圆锥轴承由于配合而产生的内部游隙变化，所以可以用k6、m6来代替k5、m5。	
	重负荷 ^② 或 冲击负荷	— — —	— — —	50 140 200	140 200 —	50 100 140	100 140 200	n6 p6 r6	用大于标准游隙 (CN) 的轴承。
内圈静止 负荷	内圈需易于 在轴上移动	全 尺 寸						g6	当精度要求较高时，用g5。大轴承也可以用f6，以便移动。
	内圈不需易于 在轴上移动	全 尺 寸						h6	当精度要求较高时，用h5。
中心轴向负荷	全 尺 寸						js6	一般，轴和内圈并没有固定的配合。	
锥孔轴承 (0级) (带定紧套或拆卸套)									
全负荷	全 尺 寸						h9/IT5 ^③	用于传动轴h10/IT7 ^③	

① 用于轻负荷、正常负荷，及重负荷的标准
 { 轻负荷: 当量径向负荷 $\leq 0.06 C_r$
 正常负荷: $0.06 C_r < \text{当量径向负荷} \leq 0.12 C_r$
 重负荷: $0.12 C_r < \text{当量径向负荷}$

② IT5 及 IT7 是轴的表面精度，圆柱精度，及相对值

备注: 该表适用于钢制实心轴

表8.3 向心轴承（0级、6X级、6级）常用轴承箱的公差域等级

使用条件			轴承箱孔公差等级	注	
轴承箱形式	负荷类型	外圈轴向运动 ^②			
整体式轴承箱 或 剖分式轴承箱	外圈静止负荷	全部负荷条件	可以移动	H7 大轴承及外圈与轴承箱温度差高时也可用G7	
		轻负荷 ^① 或 普通负荷 ^①	可以移动	H8 —	
		轴传热的情況下	可以简单移动	G7 大轴承及内外圈温差高的情況下也可用F7	
整体式轴承箱	轻负荷或普通负荷的高精度转动	原则上不可以移动	K6	用于滚子轴承	
		可以移动	JS6	用于球轴承	
		静音操作	可以移动	H6 —	
	不定向负荷	轻负荷或普通负荷	可以移动	JS7	在精度要求较高的情況下用JS6、K6来代替JS7、K7
		普通负荷或重负荷 ^①	原则上不可以移动	K7	
		大冲击负荷	不可以移动	M7 —	
	外圈旋转负荷	轻负荷或波动负荷	不可以移动	M7 —	
		普通负荷或重负荷	不可以移动	N7 用于球轴承	
		重负荷或大冲击负荷	不可以移动	P7 用于滚子轴承	

- ① 用于轻负荷、正常负荷、及重负荷的标准
 { 轻负荷: 当量径向负荷 $\leq 0.06 C_r$
 正常负荷: $0.06 C_r < \text{当量径向负荷} \leq 0.12 C_r$
 重负荷: $0.12 C_r < \text{当量径向负荷}$
- ② 表示非剖分式的轴承, 外圈是否可以接受轴向移位。

- 备注 1: 该表适用于铸铁或钢制轴承箱。
 2: 如果轴承所承受的轴向负荷集中于轴承中心, 建议选择动配合的精度级。

表8.4 对推力轴承（0级、6X级、6级）常用轴的公差域等级

条件	轴径 mm		轴的公差域等级	注
	超过	到		
中心轴向负荷 (推力轴承全体)	全尺寸		js6	也用到h6
推力自动调心滚子轴承 合成负荷	全尺寸		js6	—
	—	200	k6	用来代替k6、m6、n6的js6、k6、m6也会使用
	200	400	m6	
内圈旋转负荷或不定向负荷	400	—	n6	

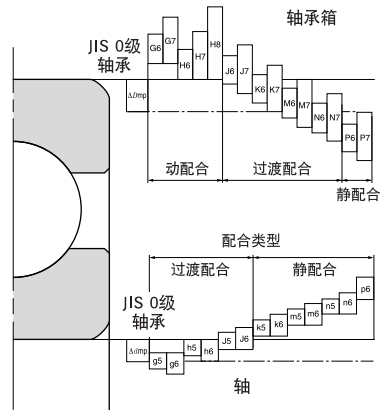


图8.2 配合的状态

8.3 配合的计算

如上所述, 配合的参考值虽已确定, 但实际上却因组装、负荷、温升等条件, 有时会发生蠕变、轴承座圈断裂、早期剥离等不良现象。

因此, 当需要过盈量时, 必须事先对下列项目进行确认。

(1) 负荷和过盈量

径向负荷如果作用于轴承, 内圈和轴的过盈量将减少, 所以按照负荷大小来改变过盈量。按照下式计算必要的过盈量(轴为钢制的中实轴)。

$$\left. \begin{aligned} F_r &\leq 0.3C_{0r} \\ \Delta_{dF} &= 0.08 (d \cdot F_r / B)^{1/2} \cdots N \\ &= 0.25 (d \cdot F_r / B)^{1/2} \cdots \{ \text{kgf} \} \end{aligned} \right\} \cdots (8.1)$$

$$\left. \begin{aligned} F_r &> 0.3C_{0r} \\ \Delta_{dF} &= 0.02 (F_r / B) \cdots N \\ &= 0.2 (F_r / B) \cdots \{ \text{kgf} \} \end{aligned} \right\} \cdots (8.2)$$

式中,

- Δ_{dF} : 相对径向负荷所必需的有效过盈量 μm
- d : 轴承内径 mm
- B : 内圈宽度 mm
- F_r : 径向负荷 $\text{N} \{ \text{kgf} \}$
- C_{0r} : 额定基本静负荷 $\text{N} \{ \text{kgf} \}$

(2) 温升和过盈量

一般来说, 运转中的轴承通过轴和轴承箱的传导, 温度将变高。结果导致内圈和轴之间的过盈量减少。此时, 必要的过盈量按照下式求出。

$$\Delta_{dT} = 0.0015 \cdot d \cdot \Delta T \cdots (8.3)$$

式中,

Δ_{dT} : 温度差要求的必需有效过盈量 μm

ΔT : 轴承与周围环境的温度差 $^{\circ}\text{C}$

d : 轴承内径 mm

(3) 配合面的表面光洁度和过盈量

因轴和轴承箱的配合面光洁度受到某种程度的破坏, 导致过盈量减少。过盈量的减少量因配合面的光滑度而异, 但在计算内圈膨胀率和外圈收缩率时, 都会进行一定的修正。

(4) 最大过盈量

以一定过盈量安装在轴上的轴承座圈上会产生拉伸应力。给予的过盈量过大, 可能会导致轴承座圈断损, 影响使用寿命。一般来说, 过盈量的目标上限值应小于轴径的 $1/1000$ 。

如为重负荷或冲击负荷, 要通过详细研究来计算配合应力, 一般情况下, 轴承钢不超过 $13\text{kgf}/\text{mm}^2$, 渗碳钢不超过 $18\text{kgf}/\text{mm}^2$ 较为安全。



8.4 配合面的压力

配合面的压力和最大应力如表8.5所示。

轴承内外径的滚道槽平均直径可以通过表8.6求出。

所谓有效过盈量，换言之就是安装后的实际过盈量，它小于通过量轴承内径和轴得出

的过盈量 Δd 。其差异在于安装时压损配合面光洁度。所以必须预计如下的改变。

光磨轴: 1.0 ~ 2.5 μm

车制轴: 5.0 ~ 7.0 μm

表8.5 配合面的压力及最大应力

配合条件		公式	代号(单位: N{kgf}, mm)
配合面的压力	钢制实心轴/内圈配合	$P = \frac{E}{2} \frac{\Delta_{\text{eff}}}{d} \left[1 - \left(\frac{d}{D_i} \right)^2 \right]$	d : 轴径, 内圈内径 d_o : 空心轴内径 D_i : 内圈滚道平均直径 Δ_{eff} : 有效过盈量 E : 弹性模量 =208,000Mpa {21,200kgf/mm ² }
	钢制空心轴/内圈配合	$P = \frac{E}{2} \frac{\Delta_{\text{eff}}}{\Delta_e} \frac{[1 - (d/D_i)^2] [1 - (d_o/d)^2]}{[1 - (d_o/D_i)^2]}$	
MPa {kgf/mm ² }	钢轴承箱/外圈配合	$P = \frac{E}{2} \frac{\Delta_{\text{eff}}}{D} \frac{[1 - (D_o/D)^2] [1 - (D/D_o)^2]}{[1 - (D_o/D_o)^2]}$	D : 轴承箱内孔尺寸, 轴承外径尺寸 D_o : 外圈滚道平均直径 D_o : 轴承箱外径尺寸 Δ_{eff} : 有效过盈量
最大应力	轴/内圈配合	$\sigma_{1 \text{ max}} = P \frac{1 + (d/D_i)^2}{1 - (d/D_i)^2}$	内圈内径面切线最大应力
MPa {kgf/mm ² }	轴承箱/外圈配合	$\sigma_{1 \text{ max}} = P \frac{2}{1 - (D_o/D)^2}$	外圈内径面切线最大应力

8

表8.6 滚道平均直径 (大约计算)

轴承类型		平均轴承槽尺寸	
		内圈 (D_i)	外圈 (D_o)
深沟球轴承	全型	1.05 $\frac{4d + D}{5}$	0.95 $\frac{d + 4D}{5}$
圆柱滚子轴承 ^①	全型	1.05 $\frac{3d + D}{4}$	0.98 $\frac{d + 3D}{4}$
自动调心滚子轴承	全型	$\frac{2d + D}{3}$	0.97 $\frac{d + 4D}{5}$

d : 内圈内径尺寸 mm D : 外圈外径尺寸 mm

① 有双挡边型的情况

8.5 压入和拉出所需的力

将内圈装到轴上, 将外圈压入到轴承箱里, 或者将轴承拔出的情况下, 通过式 (8.4) 和 (8.5) 可求出所需的力。

用于轴及内圈 :

$$K_a = \mu \cdot P \cdot \pi \cdot d \cdot B \dots\dots\dots (8.4)$$

用于轴承箱及外圈 :

$$K_D = \mu \cdot P \cdot \pi \cdot D \cdot B \dots\dots\dots (8.5)$$

式中,

K_a : 内圈压力和拉力 N{kgf}

K_D : 外圈压力和拉力 N{kgf}

P : 配合面的压力

Mpa {kgf/mm²} (参考表8.5)

d : 轴径, 轴承内圈内径 mm

D : 轴承箱内径, 轴承外圈外径 mm

B : 内/外圈宽

μ : 滑动摩擦系数 (参考表8.6)

8

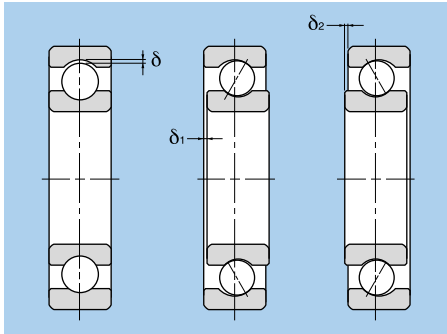
表8.7 压力和拉力滑动摩擦系数

类 型	μ
内(外) 圈压入圆柱轴(孔)	0.12
内(外) 圈拔出圆柱轴(孔)	0.18
内圈压入锥轴或套圈	0.17
内圈拔出锥轴	0.14
套圈压入轴/轴承	0.30
套圈拔出轴/轴承	0.33

9. 轴承内部游隙和预压

9.1 轴承内部游隙

如图9.1所示，把轴承安装到轴和轴承箱上之前的状态下，固定内圈或外圈之一，另一个方向上径向或轴向移动时的移动量称为径



径向内部游隙= δ
轴向内部游隙= $\delta_1 + \delta_2$

图9.1 轴承游隙

向内部游隙或轴向内部游隙。该内部游隙已在JIS中进行了标准化规定，以深沟球轴承的径向内部游隙为例，如表9.1所示。详情请参考《滚动轴承综合产品样本A58-69》。

此外，在测量游隙时，当然要施加一个测量负荷，特别是滚珠轴承，如表9.2所示，由于会因测量负荷产生弹性变形，所以要用测量负荷和修正值来确定。

表9.2 为消除测试负荷影响的径向游隙修正量
(深沟球轴承)

单位： μm

公称轴承内径 d mm 超过 到	测试负荷 N [kgf]	游隙修正				
		C2 普通	C3	C4	C5	
10 [●] 18	24.5 [2.5]	3~4	4	4	4	4
18 50	49 [5]	4~5	5	6	6	6
50 200	147 [15]	6~8	8	9	9	9

① 此内径包括在组内。

表9.1 深沟球轴承径向内部游隙

单位： μm

公称轴承内径 d mm 超过 到	C2		CN		C3		C4		C5	
	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
— 2.5	0	6	4	11	10	20	—	—	—	—
2.5 6	0	7	2	13	8	23	—	—	—	—
6 10	0	7	2	13	8	23	14	29	20	37
10 18	0	9	3	18	11	25	18	33	25	45
18 24	0	10	5	20	13	28	20	36	28	48
24 30	1	11	5	20	13	28	23	41	30	53
30 40	1	11	6	20	15	33	28	46	40	64
40 50	1	11	6	23	18	36	30	51	45	73
50 65	1	15	8	28	23	43	38	61	55	90
65 80	1	15	10	30	25	51	46	71	65	105
80 100	1	18	12	36	30	58	53	84	75	120
100 120	2	20	15	41	36	66	61	97	90	140
120 140	2	23	18	48	41	81	71	114	105	160
140 160	2	23	18	53	46	91	81	130	120	180
160 180	2	25	20	61	53	102	91	147	135	200
180 200	2	30	25	71	63	117	107	163	150	230
200 225	2	35	25	85	75	140	125	195	175	265
225 250	2	40	30	95	85	160	145	225	205	300
250 280	2	45	35	105	90	170	155	245	225	340
280 315	2	55	40	115	100	190	175	270	245	370
315 355	3	60	45	125	110	210	195	300	275	410
355 400	3	70	55	145	130	240	225	340	315	460
400 450	3	80	60	170	150	270	250	380	350	510
450 500	3	90	70	190	170	300	280	420	390	570
500 560	10	100	80	210	190	330	310	470	440	630
560 630	10	110	90	230	210	360	340	520	490	690

9.2 轴承内部游隙的选定

运转中的游隙将对轴承寿命、发热、振动或音响等轴承性能影响较大，故此选定与使用条件相匹配的游隙非常重要。在运转状态下，理论上当游隙为微小的负值时，显示的轴承寿命最长，但若再加大负值，寿命反而会急剧缩短。在运转中必须要充分考虑各种要素所带来的使用条件上的变动，一般来说，在选定初始轴承内部游隙时，要保证运转间隙比0稍大。

运转中的内部游隙可以通过下式求得。

$$\delta_{\text{eff}} = \delta_0 - (\delta_r + \delta_t) \dots\dots\dots (9.1)$$

式中：

- δ_{eff} : 运转游隙 mm
- δ_0 : 轴承游隙 mm
- δ_r : 过盈造成的游隙减少 mm
- δ_t : 内外圈温度差所引起的游隙减少 mm

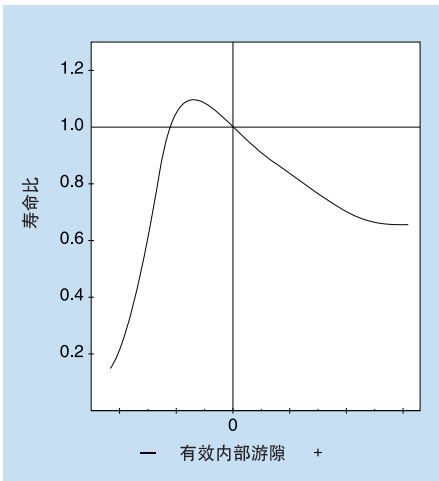


图9.2 内部游隙和寿命

(1) 过盈造成的游隙量减少

轴承采用静配合安装于轴承箱上时，内圈膨胀，外圈收缩，导致轴承内部游隙减少。

内圈或外圈的膨胀或收缩量，因轴承形式，轴和轴承箱的形状、尺寸及材料的不同而不同，大致近似于运转过盈量的70%~90%

$$\delta_r = (0.70 \sim 0.90) \Delta_{\text{def}} \dots\dots\dots (9.2)$$

式中：

δ_r : 过盈造成的游隙减少量 mm

Δ_{def} : 有效过盈量 mm

而且，如果想求出更精准的值，就必须考虑各部分的尺寸形状、材质等，并假设尺寸允许公差呈正态分布，一般用3 σ 进行计算。

(2) 内、外圈温度差造成的游隙量减少

轴承运转时，一般外圈温度比内圈或滚动体温度低5~10℃。若轴承箱散热量大或轴连着热源，则内外圈温度差更大，该温度差造成的内外圈热膨胀量之差便成为游隙减少量。

$$\delta_t = \alpha \cdot \Delta T \cdot D_0 \dots\dots\dots (9.3)$$

式中：

δ_t : 内圈和外圈温度差造成的游隙减少量 mm

α : 轴承材料的膨胀系数 $12.5 \times 10^{-6} / \text{C}^\circ$

ΔT : 内外圈温度差 C°

D_0 : 外圈的滚道直径 mm

外圈滚道直径 D_0 可用式(9.4)或(9.5)求出近似值

对于球轴承及自动调心滚子轴承

$$D_0 = 0.20 (d + 4D) \dots\dots\dots (9.4)$$

对于滚子轴承（自动调心滚子轴承除外）

$$D_0 = 0.25 (d + 3D) \dots\dots\dots (9.5)$$

式中：

d : 轴承内径 mm

D : 轴承外径 mm

9.3 轴承的预压

运转中的轴承是以微小游隙的状态来工作的，但像向心推力球轴承、圆锥滚子轴承这种采用一对相向轴承，使用时却是根据用途，在轴向上保持一定的负值状态。该状态称为预压。即滚动体与轴承座圈之间保持弹性接触的状态。

结果，可以获得下述效果：

- 轴承刚性变高
- 适于高速旋转
- 旋转精度和定位精度提高
- 振动及噪音得到抑制
- 滚动体打滑引起的擦伤减轻
- 防止外部振动产生的磨蚀

但是，预压过大将导致寿命缩短、异常发热、旋转扭矩增大等问题，必须加以注意。

(1) 预压的方法

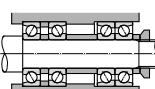
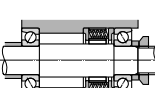
给轴承施加预压的方法有以下两种，一种是将相对向轴承固定，调整轴承的宽度尺寸、垫圈、垫片等尺寸，施加规定预压的定位预压；另一种是利用弹簧钢板进行预压的定压预压。

预压方法的具体例子如表9.3所示。

此外，组合式向心推力球轴承设置了标准预压量（参考产品样本）。

轴承内部游隙和预压		参考滚动轴承综合产品样本 A-68页					
表8.13 双联向心推力球轴承的标准预压							
标题内径 d mm		78C				79C, HSB9C	
		低 GL	标准 GN	中等 GM	高 GH	低 GL	标准 GN 中等 GM
超过	到						
-	12	-	-	-	-	-	-
12	18	-	-	-	-	20 [2]	49 [5] 98 [10]
18	32	10 [1]	29 [3]	78 [8]	147 [15]	29 [3]	78 [8] 196 [20] 245 [25]
32	40	10 [1]	29 [3]	78 [8]	147 [15]	29 [3]	78 [8] 196 [20] 245 [25]
40	50	20 [2]	49 [5]	98 [10]	196 [20]	39 [4]	98 [10] 196 [20] 245 [25]

表9.3 加预压的方法与特点

方法	基本方式	适用轴承	预压目的	方法与预压量	使用例
定位预压		向心推力球轴承	保持旋转轴精度，防止振动，及提高刚性	根据内外圈宽度的平面差或垫圈高度差施加一定的预压	磨床，车床，铣床，及度量工具
		圆锥滚子轴承 推力球轴承 向心推力球轴承	提高轴承部位刚性	通过松紧螺丝加预压，根据轴承启动转矩或套圈的移动量而定	印刷机，车床，铣床，汽车，轮毂，差动齿轮
定压预压		向心推力球轴承 深沟球轴承 圆锥滚子轴承（高速）	预压量不因负荷及温度变化而变化，从而保持精度，防止振动和噪音	采用盘簧、弹簧施加预压 深沟球轴承： $4 \sim 10 d \text{ N}$ $0.4 \sim 1.0 d \{ \text{kgf} \}$ d : 轴径 mm 有关向心推力球轴承请参考表8.13	内圆磨床，电动机，小型高速轴，张力卷取机

(2) 预压与刚性

轴向负荷作用于轴承时，为了减小轴承的轴向变位，多数情况下都是通过施加预压来提高刚性。在这里，来看一看预压状态下的轴承上作用外力时的负荷和变位的关系。

图9.3给出了弹性变量产生的各个轴承的变位情况。

图中，将内圈紧固在轴向上时，将赋予预压负荷 F_0 并产生弹性变位 δ_0 。在该状态下如果施加外力 F_a ，轴承I仅增加 δ_a 变位，而轴承II则减少。此时，轴承I、II上分别作用了负荷 F_I 和 F_{II} ，保持平衡状态。在没有预压的状态下，受外力 F_0 作用时的轴承I的变位量为 δ_b ，比 δ_a 要大得多。即表明预压可提高刚性。

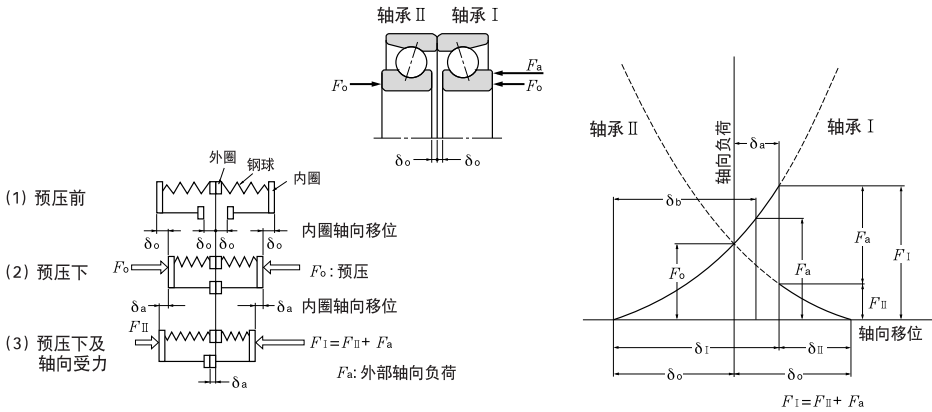


图9.3 定位预压模式图及预压曲线图

9.4 深沟球轴承径向及轴向游隙间的关系

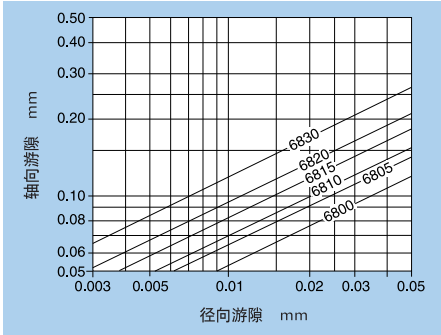


图9.4.1 68系列径向及轴向游隙

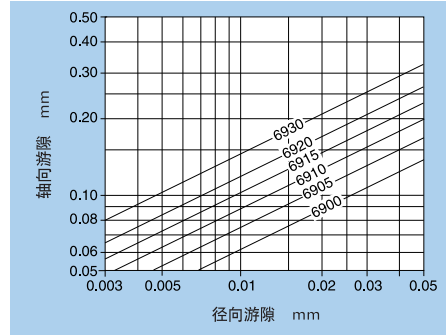


图9.4.2 69系列径向及轴向游隙

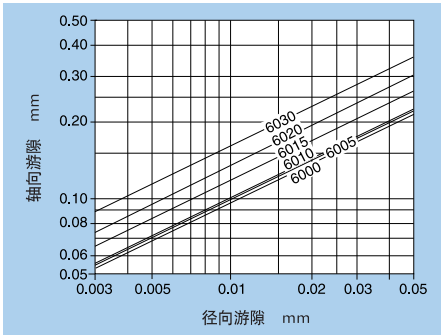


图9.4.3 60系列径向及轴向游隙

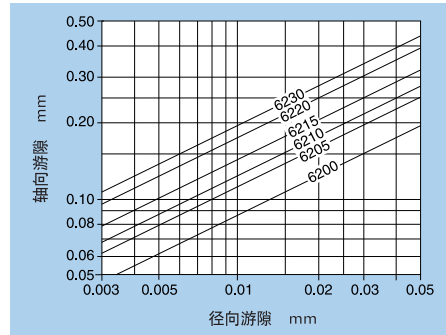


图9.4.4 62系列径向及轴向游隙

以上资料是根据基本尺寸、数据得出，非保证数值，仅供参考。

9.5 向心推力球轴承轴向负荷和轴向移位

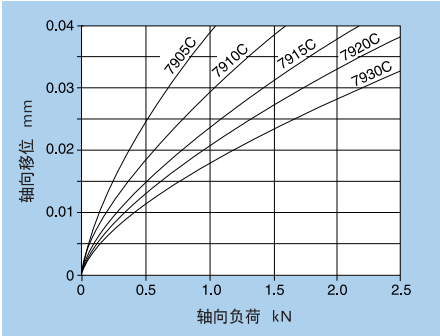


图9.5.1 79C系列轴向负荷及轴向移位

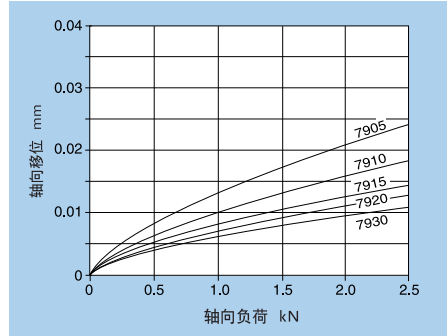


图9.5.2 79系列轴向负荷及轴向移位

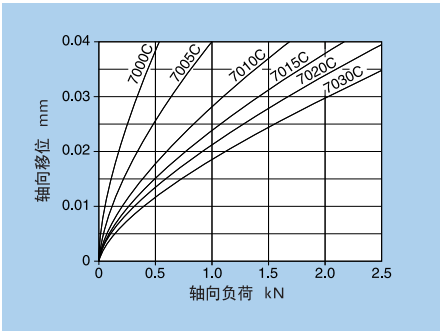


图9.5.3 70C系列轴向负荷及轴向移位

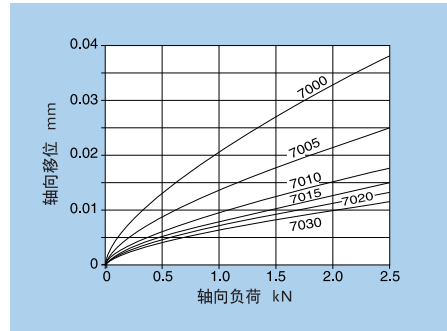


图9.5.4 70系列轴向负荷及轴向移位

以上资料是根据基本尺寸、数据得出，非保证数值，仅供参考。

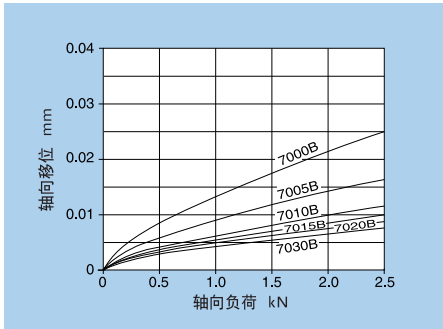


图9.5.5 70B系列轴向负荷及轴向移位

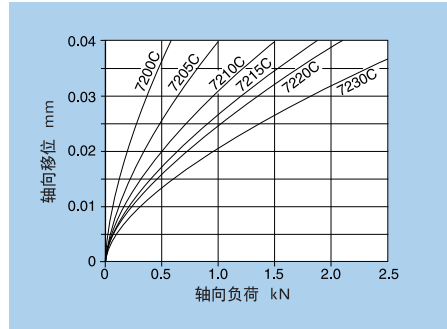


图9.5.6 72C系列轴向负荷及轴向移位

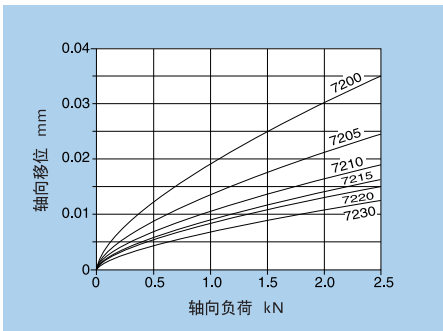


图9.5.7 72系列轴向负荷及轴向移位

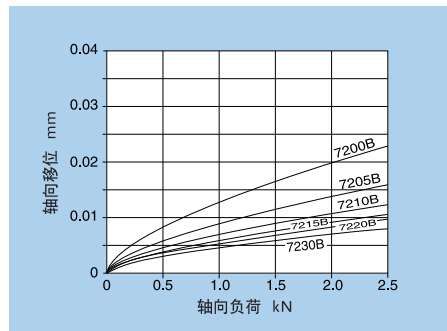


图9.5.8 72B系列轴向负荷及轴向移位

以上资料是根据基本尺寸、数据得出，非保证数值，仅供参考。

9.6 圆锥滚子轴承轴向负荷和轴向移位

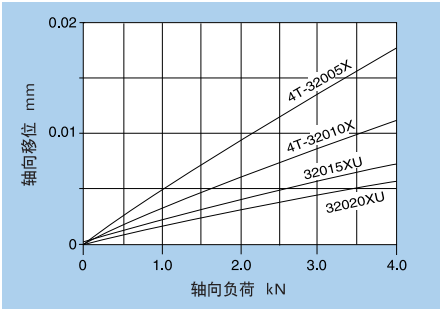


图9.6.1 320系列轴向负荷及轴向移位

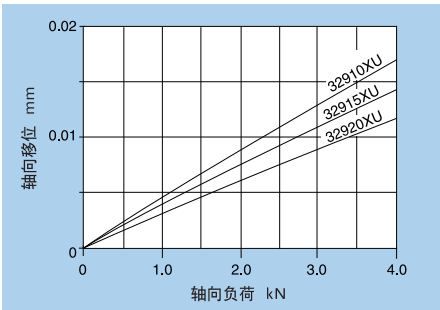


图9.6.2 329系列轴向负荷及轴向移位

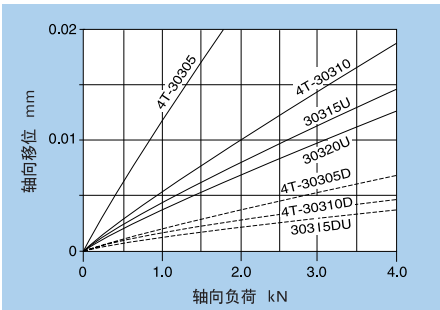


图9.6.3 303/303D系列轴向负荷及轴向移位

9.7 球轴承的允许轴向负荷

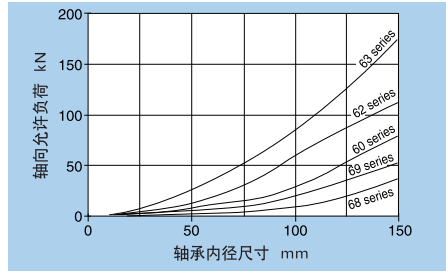


图9.7.1 深沟球轴承的允许轴向负荷

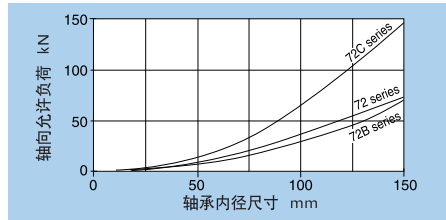


图9.7.2 向心推力球轴承的允许轴向负荷 (72, 72B, 72C系列)

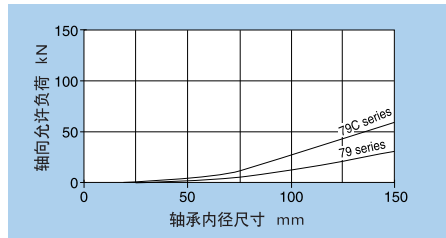


图9.7.3 向心推力球轴承的允许轴向负荷 (79, 79C系列)

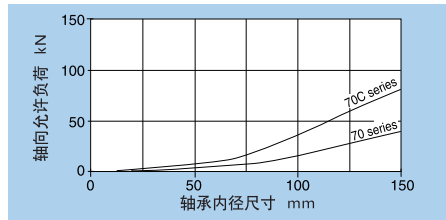


图9.7.4 向心推力球轴承的允许轴向负荷 (70, 70C系列)

注：当有轴向负荷施加于深沟球轴承或向心推力球轴承时，允许轴向负荷是指滚道挡肩可承受的负荷。

以上资料是根据基本尺寸、数据得出，非保证数值，仅供参考。

10. 允许转速

随著轴承转速的增大，轴承内部的摩擦热导致轴承温升增大。当超过一定限度时，则润滑剂性能明显劣化，引致轴承烧伤及无法持续稳定地旋转。所谓允许转速(min^{-1})，即是轴承不产生这种过热现象，而能够正常旋转的极限速度。

允许转速因轴承形式、精度、尺寸、游隙、保持架种类、负荷、润滑条件不同而各异。

在产品样本尺寸表中记载了润滑脂润滑和油润滑时允许转速的参考值，它们都基于下述条件。

- 合理的内部设计，带有内部游隙的轴承安装正确。
- 使用良好的润滑剂并合理进行补充和更换。
- 在普通的负荷条件 ($P \leq 0.09C_r$, $F_a/F_r \leq 0.3$) 下维持通常的工作温度。

负荷较大时，必须要进行修正（图10.1和图10.2）

此外，带密封圈轴承要按照密封圈接触部的圆周速度来确定速度。如果在纵轴上使用径向轴承，将对润滑剂的维持和保持架的导向等产生不利影响，因此设为允许转速的80%左右比较合适。如果使用的转速超过允许转速，则必须重新研究轴承规格、润滑条件等。

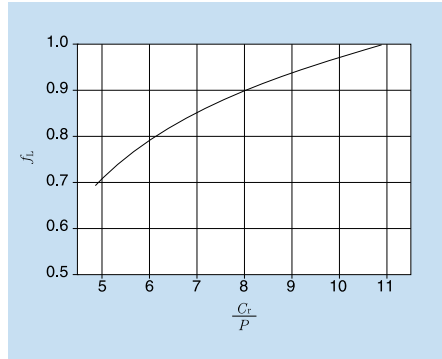


图10.1 轴承负荷的修正系数 f_1 值

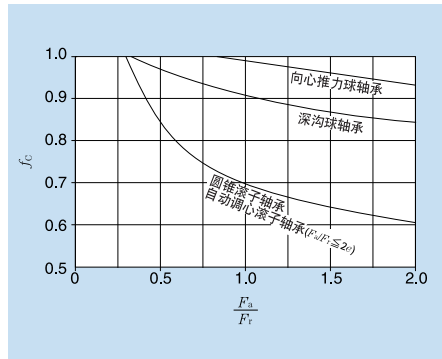


图10.2 合成负荷的修正系数 f_c 值

参考滚动轴承综合产品样本 B-94页

轴承系列	轴承类型	轴承代号	额定转速	极限转速	备注
47	球	648	25.7	22.8	11000
47	球	518	30.8	26.1	12000
52	球	1048	24.5	20.4	15000
52	球	1048	42.5	36.8	12000

轴承的高速使用例

用途	转速	轴承规格	内径/外径
汽车用 (发动机)	3000~5000	深沟球轴承	40/70
航空用 (发动机)	10000~15000	深沟球轴承	40/70
大型船舶 (推进器)	1000~1500	圆锥滚子轴承	100/180
燃气轮机 (涡轮)	10000~15000	深沟球轴承	40/70

11. 轴承的特性

11.1 摩擦

滚动轴承和滑动轴承相比，摩擦较小，特别是具有起动摩擦小的优点。

滚动轴承的摩擦有各种因素需要考虑。

- 滚动产生的摩擦（负荷）
- 保持架和滚动体以及保持架和导向面之间的滑动摩擦
- 滚子端面和导向边的滑动摩擦
- 润滑剂或密封装置的摩擦

滚动轴承的摩擦系数一般用下式表示。

$$\mu = \frac{2M}{Pd} \dots\dots\dots (11.1)$$

式中：

- μ : 摩擦系数
- M : 摩擦力矩 N · mm {kgf · fmm}
- P : 轴承负荷 N {kgf}
- d : 轴承内径 mm

滚动轴承的动摩擦系数如前所述，受到各种因素的影响，除轴承形式外，还因转速等的不同而不同，但基本上采用表11.1给出的值。

11

表11.1 轴承摩擦系数；

轴承类型	摩擦系数 $\mu \times 10^{-3}$
深沟球轴承	1.0~1.5
向心推力球轴承	1.2~1.8
自动调心球轴承	0.8~1.2
圆柱滚子轴承	1.0~1.5
滚针轴承	2.0~3.0
圆锥滚子轴承	1.7~2.5
自动调心滚子轴承	2.0~2.5
推力球轴承	1.0~1.5
推力滚子轴承	2.0~3.0

11.2 发热量

轴承的摩擦损失大部分都在轴承内部变成了热量，使轴承温度上升。摩擦力矩产生的热量用（11.2）式表示。

$$Q = \left. \begin{aligned} &0.105 \times 10^{-6} Mn \text{ N} \\ &= 1.03 \times 10^{-6} Mn \text{ {kgf}} \end{aligned} \right\} \dots (11.2)$$

式中：

- Q : 产生的热量 kW
- M : 摩擦力矩 N · mm {kgf · fmm}
- n : 轴承转速 min^{-1}

轴承温度取决于产生热量和散发热量之间的平衡情况。

一般来说，轴承温度在运转初期急剧上升，经过一段时间后变为较低的温度，并保持一定的稳定状态。达到该稳态状态的时间因轴承的大小、形式、转速、负荷、润滑、轴承箱的散热情况等种种条件而异，但如果一直无法达到稳态状态，就不得不认为发生了异常情况。其原因可考虑以下因素，并必须重新研究。

- 轴承内部游隙过小及预压过大
- 轴承安装不良
- 轴的热胀或安装不良引起的过大轴向负荷
- 润滑剂过多或过少或不足，或者润滑剂不合适
- 密封装置产生的热量

作为参考，给出了负荷和转速引起的温度上升数据（次页图11.1，图11.2）。

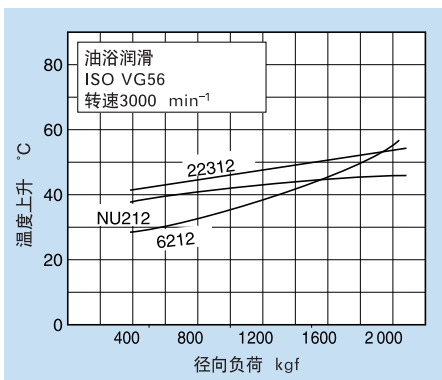


图11.1 径向负荷和温度上升

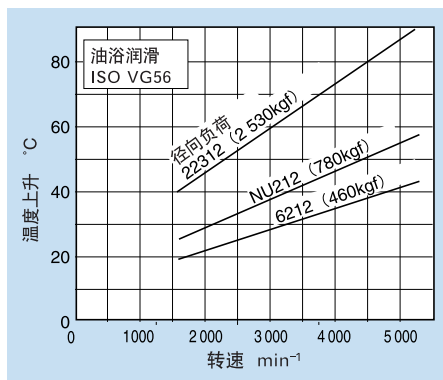


图11.2 转速和温度上升

11.3 音响

轴承的内圈或外圈旋转后，滚动体随着保持架一起在滚道面上滚动旋转，会产生种种振动和声音。即因滚道面及各个滑动部分的形状、光滑度以及润滑状况等产生振动和声音。

近年来，在信息相关设备等各个领域，提高产品质量的同时，对降低振动和降低音响的要求越来越高。虽说表现声音是一件非常困难的事情，但我们还是在这里对轴承的代表性异常声音进行了汇总，罗列在表11.2中。

一点建议

轴承小知识

▪ 何谓滚动摩擦？

就理论上来说，测量2个面之间的速度差必须为零的纯粹滚动摩擦相当困难。

而实际上，和滚动轴承中产生的其他因素（保持架和滚动体的摩擦，润滑剂的搅拌阻抗等）相比，其影响微不足道，因此现实中大多都采取忽略的做法。

可是，滚动运动这种现象本来也是2个面之间的摩擦引起的，因此滚动和滑动摩擦之间关系密切。

过去的各项实验表明，滚动摩擦系数大概为0.00001-0.001。

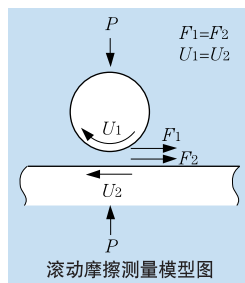


表11.2 异常声音的特点及其相关因素

声音的表现	特点	相关因素
吱嘎 叭	转速变化而音质不变(污物)。 转速变化音质也变(伤痕)。	污物。滚道面、钢球、滚子的表面粗糙。 滚道面、滚珠、滚子表面有伤。
沙	小型轴承	滚道面、钢球、滚子的表面粗糙。
沙沙	断断续续而有规律地响起。	迷宫式密封部分等的接触。保持架和密封圈的接触。
呜呜 咣咣(嗡嗡声)	声音大小和高低都跟着转速变化。在某一特定的转速下声音大。时大时小。有时会像汽笛、笛子的声音。	共振、配合不良(轴的形状不良)。滚道变形。 滚道面、钢球、滚子的颤振(大型轴承如有轻微声响,属于正常现象)。
嘎吱嘎吱 咔哒咔哒	手动旋转时的感觉。	滚道面有伤(规则)。滚珠、滚子有伤(不规则)。 污物、滚道的变形(部分为负间隙)。
咕隆咕隆 咔隆咔隆	·大型轴承) ·小型轴承) 在高速时连续发出声音。	滚道面、滚珠和滚子表面有伤。
嗡嗡 呜呜	切断电源的瞬间停止。	电机的电磁音。
吱啦吱啦	不规律响起(改变转数也没有变化)。 特别是小型轴承。	混入污物。
哗啦哗啦 咯噔 叭哒叭哒	·圆锥滚子轴承) ·大型轴承) 高速时发出有规律的 ·小型轴承) 连续响声	保持架如果声音清澈属于正常现象。 在低温时,润滑脂不适合→软一点较好。 保持架兜的摩擦损耗、润滑不够、轴承负荷不定时的运转。
当当 咣咣	低速时明显。 高速时连续发出声音。	保持架兜内的冲撞声,润滑不够。或减少间隙,或施加预压就可消除。如为满滚子的场合组合式,为滚子之间的冲撞声。
当当 咣咣	较大的金属撞击声。 低速的薄壁大型轴承(TTB)等。	滚动体的迸裂声。滚道的变形。 键的摩擦声。
嘘嘘嘘嘘 咻咻 咻咻	主要是圆柱滚子轴承,随着转速变化而变化。大的时候像金属声。补充润滑脂后暂时停止。	润滑剂(润滑脂)的稠度大。径向间隙过大。 润滑不够。
吱吱 叭叭 叭叭	金属间的咬合声。声音尖锐。	滚子轴承的滚子和挡边的咬合。间隙过小。 润滑不够。
毕毕剥剥	小型轴承,无规律响起。	润滑脂中气泡破碎的声音。
啪嗒啪嗒 吱吱嘎嘎	无规律响起的嘎吱声。	配合部的滑动。安装面的摩擦声。 键等的摩擦声。
整体音压大。		滚道面、滚珠、滚子的表面粗糙。摩擦损耗引起的滚道面、滚珠、滚子的变形。摩擦损耗引起的间隙变大。

12. 润滑

轴承润滑的目的是使滚动体表面或滑动体表面形成一层薄薄的油膜，以防止金属间直接接触。

润滑剂对滚动轴承的作用如下：

- (1) 减轻摩擦及磨损
- (2) 排出摩擦热
- (3) 延长轴承的寿命
- (4) 防止生锈
- (5) 防止异物侵入

为充分发挥以上作用，必须选用适宜於使用条件的润滑方法和优质润滑剂，为了选定能够防止尘埃入侵和外部异物入侵的密封装置，必须要做综合的研讨。

12.1 脂润滑

润滑脂使用简便，且用于脂润滑的密封装置的设计比较简单，因此脂润滑相对经济被广泛的使用。它多数用在预先润滑的轴承中（密封式轴承预先将润滑脂封入轴承），如果用非密封式的轴承将适量油脂填充到轴承箱，油脂还需定期的补充。

(1) 润滑脂的种类

在润滑脂的基油（矿物油或合成油）中添加增稠剂形成半固体状，再加入添加剂（抗氧化剂、高压添加剂、防锈剂等）而制成。因此，这些种类及其组合决定了润滑脂的性质。

表12.1给出了一个例子。

表12.1 一般润滑脂种与特性

名称	锂基脂			非皂基脂	
增稠剂	锂基皂			本顿、硅胶、尿素碳黑等	
基油	矿物油	二脂油	硅酮油	矿物油	合成油
滴点℃	170 ~ 190	170 ~ 190	200 ~ 250	250以上	250以上
使用温度范围℃	-30 ~ +130	-50 ~ +130	-50 ~ +160	-10 ~ +130	-50 ~ +200
机械稳定性	优	良	良	良	良
耐压性	良	良	不可	良	良
耐性	良	良	良	良	良
用途	用途最广。万能型滚动润滑脂	低温特性，摩擦特性优良。适宜小径轴承，及微型轴承	适宜于高温及低温。油膜强度低，不适宜于重负荷	从低温至高温均广为应用，通过基油与增稠剂的合适搭配，呈现良好的耐热性，耐寒性，耐药性。万能型的滚动轴承用润滑脂。	

此外，还有一个表示润滑脂软度的值—稠度。稠度编号越小就越软、越具有流动性，JIS对其进行了标准化规定。

表12.2

在60页的表12.3中给出了主要的润滑脂品种和性状。而且，混合不同种类的润滑脂将损害其性状，必须加以避免。

表12.2 润滑脂稠度

NLGI 型号	JIS (ASTM) 60次混合稠度	用途
0	355~385	集中供脂用
1	310~340	集中供脂用
2	265~295	泛用、密封轴承用
3	220~250	泛用、高温用
4	175~205	特殊用途

热固化型润滑脂

(固态润滑剂轴承用润滑剂)

为混合超高分子量聚乙烯和润滑脂，封入轴承内加热固化后的润滑剂。由于在聚乙烯内保持有润滑剂的状态，润滑剂泄漏极少，且因润滑剂本身不具有流动性，使点填充工艺具有扭矩小的优点。因此，这种润滑剂的特点是不会因流出而污染周围环境、可以防止污物侵入等。但如果高温下使用，却有油分流出增多、润滑寿命缩短的缺点，所以在高温以及高速运转的条件下使用时必须加以注意。图12.1和图12.2给出了封入润滑脂的例子，照片12.1和12.2显示的是显微镜照片。

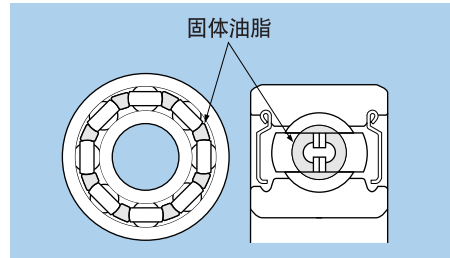


图12.1 深沟球轴承用固体油脂点入法

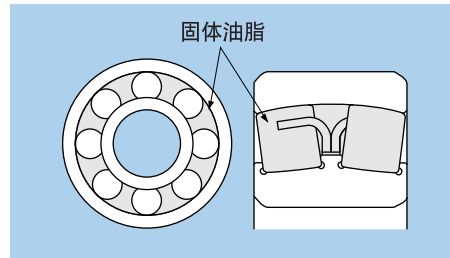
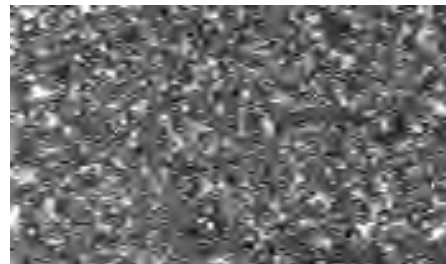


图12.2 自动调心滚子轴承完全填入法



照片12.1 未硬化状态的显微镜照片



照片12.2 在油中加热的聚乙烯粒子
左侧的小白点是加热前聚乙烯粒子的大小。

(2) 润滑脂的填充及补充

润滑脂填充量因轴承箱设计，空间容积，旋转速度和润滑脂的种类不同而各异。

填充量指标为轴承空间容量30%~40%及轴承箱空间容量的30%~60%。旋转速度高时，为降低温升而减少填充量。润滑脂填充过多，则温升变高、润滑脂易软化而泄漏或因氧化等变质而造成润滑脂性能下降。所以在高温时，油脂量要保持最少的情况。

另外，轴承的标准空间可以下列式子求出 (12.1)

$$V=K \cdot W \dots \dots \dots (12.1)$$

式中，

V：开放式轴承的空间容积 (大约) cm³

K：轴承空间系数 (见表11.4)

W：轴承重量 kg

此外，经过一段时间的使用，润滑脂的润滑性能会降低，因此要在一定的间隔时间补

充新的润滑脂，补充间隔时间因轴承形式、尺寸、转速、温度及润滑脂的各类而异。图12.3给出了参考值的曲线图，这是在通常使用条件下的参考值，由于受温度影响较大，当轴承的温度超过80℃的情况下，每上升10度，补充间隔就应缩短为1/1.5。

表12.4 轴承空间系数 K

轴承类型	保持架	K
深沟球轴承 ①	冲压保持架	61
NU-型圆柱滚子轴承 ②	冲压保持架	50
	车制保持架	36
N-型圆柱滚子轴承 ③	冲压保持架	55
	车制保持架	37
圆锥滚子轴承	冲压保持架	46
自动调心滚子轴承	冲压保持架	35
	车制保持架	28

- ① 不适用于160系列
- ② 不适用于NU4系列
- ③ 不适用于N4系列

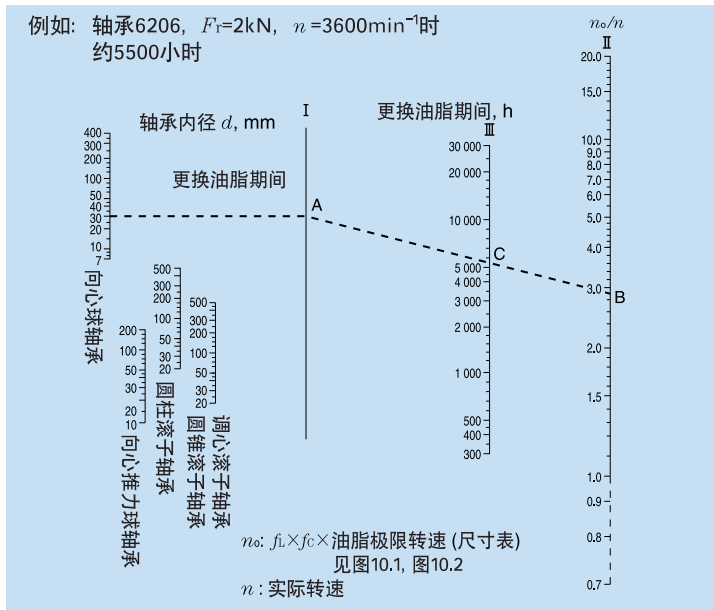


图12.3 补给润滑脂间隔时间图

表12.3 油脂品牌与特性

厂家	品牌	NTN号	增稠剂	基油
昭和Shell Sekiyu	Alvania Grease S2	2AS	锂	矿物油
	Alvania Grease S3	3AS	锂	矿物油
	Alvania EP Grease 2	8A	锂	矿物油
	Aero Shell Grease 7	5S	微凝胶体	柴油
Kyodo Yushi	Multemp PS No. 2	1K	锂	柴油
	Multemp SRL	5K	锂	四酯二脂
	E5	L417	尿素	乙太
Esso Sekiyu	Temprex N3 / Unilex N3	2E	复合锂	合成碳化氢
	Beacon 325	3E	锂	柴油
NOK Kluber	Isoflex Super LDS18	6K	锂	柴油
	Barrierta JFE552	LX11	氟	氟化油
	Grease J	L353	尿素	乙太
Toray Dow Corning, Silicon	SH33L	3L	锂	甲基苯基油
	SH44M	4M	锂	甲基苯基油
Nippon Oil	Multi Nok wide No. 2	6N	钠锂	柴油矿物油
	U-4	L412	尿素	合成碳化氢 + 二烷基联苯醚
Nihon Grease	MP-1	L448	双尿素	PAO+乙太
Idemitsu kosan	Apolo Autolex A	5A	锂	矿物油
Mobil Sekiyu	Mobile Grease 28	9B	金体	合成碳化氢
Cosmo Oil	Cosmo Wide Grease WR3	2M	钠对苯二酸盐	柴油矿物油
Daikin	Demnum L200	LX23	PTFE	氟化油

注: 有关特性请参考制造商的手册。

基油粘性		濃度	滴点 ℃	使用温度范围 ℃	颜色	特性
37.8℃	140mm ² /s	273	181	-25~120	琥珀色	所有应用
37.8℃	140mm ² /s	232	183	-30~135	琥珀色	所有应用
98.9℃	15.3mm ² /s	276	187	-20~110	褐色	低压力
98.9℃	3.1mm ² /s	288	Min. 260	-73~149	黄褐色	MIL-G-23827
37.8℃	15.3mm ² /s	265~295	190	-55~130	白色	低温及低扭力
40℃	26mm ² /s	250	192	-40~150	白色	大范围
40℃	72.3mm ² /s	300	240	-30~180	白色	高温
40℃	113mm ² /s	220~250	Min. 300	-30~160	绿色	高温
40℃	11.5mm ² /s	265~295	177	-60~120	褐色	低温及低扭力
40℃	16.0mm ² /s	265~295	Min. 180	-60~130	黄绿色	低温及低扭力
40℃	400mm ² /s	290	—	-35~250	白色	
40℃	75mm ² /s	—	280	-20~180	灰白色	高温
25℃	100mm ² /s	300	200	-70~160	浅红灰	低温
40℃	32mm ² /s	260	210	-40~180	褐色	高温
37.8℃	30.9mm ² /s	265~295	215	-40~135	浅褐色	大范围
40℃	58mm ² /s	255	260	-40~180	乳白色	高温
40℃	40.6mm ² /s	243	254	-40~150	浅褐色	大范围
37.8℃	50mm ² /s	265~295	192	-25~150	黄色	所有应用
40℃	28mm ² /s	315	Min. 260	-62~177	红色	MIL-G-81322C
37.8℃	30.1mm ² /s	265~295	Min. 230	-40~150	浅褐色	大范围
40℃	200mm ² /s	280	—	-60~300	白色	

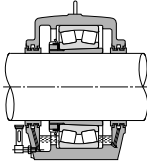
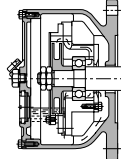
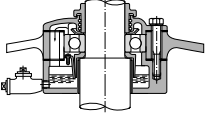
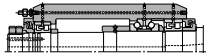
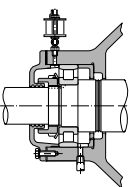
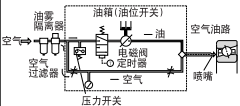
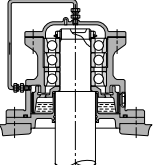
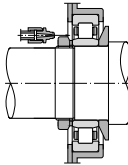


12.2 油润滑

油润滑除了易于在轴承内部的滚动及滑动部分实现润滑外，还具有可以排除轴承产生

的热量或来自外部的热量的作用。油润滑方式多种多样，主要方法如表12.5所示。

表12.5 油润滑的润滑方法

润滑方法	例	润滑方法	例
<p>(油浴润滑)</p> <ul style="list-style-type: none"> 油浴润滑是油润滑中最一般的方法，多用于低速或中速时。该润滑方法需注意油量管理。 通常，在用于横轴时，将油面控制在轴承静止时最下面滚动体的中心附近。轴承箱形状设计应尽量减少油面高度变化，并设置油表，以便停机及运转时检查油面。对于立轴，在低速滚动情况下50~80%浸油就可以。 		<p>(飞轮激溅供油)</p> <ul style="list-style-type: none"> 高速运转时，将飞轮一部分浸入油中，通过离心力甩上的油从上部油兜流到轴承上。 	
<p>(溅射供油)</p> <ul style="list-style-type: none"> 轴承不直接浸入油中，而通过安装在轴上简单叶轮等将油溅起的方法进行供油，可用于相当高的速度。 		<p>(喷雾润滑 (油雾润滑))</p> <ul style="list-style-type: none"> 用压缩空气将油喷成雾状来润滑轴承。 润滑剂的阻力小，适宜于高速旋转。 环境污染大。 	
<p>(滴注供油)</p> <ul style="list-style-type: none"> 这种方法上部备有转杯，使油滴在轴承箱内，与滚动体相撞而呈雾状润滑，少量的油通过轴承。 多用于较高速，中等负荷以下的场合。 多数情况下，油量为每分钟数滴。 		<p>(气、油润滑 (压缩空气+油))</p> <ul style="list-style-type: none"> 气、油润滑是将最少量的油适时地、连续地、定量地、正确地压送到每一个轴承。 因它能对轴承经常地、连续不断地、正确地供给新油，不会产生油劣化的现象，有冷却作用，还可控制轴承温升。 同时，用油量少且极微量的液体润滑剂，不致污染环境。另外NTN有气、油润滑装置销售，如有需要请与NTN联系。 	
<p>(循环供油)</p> <ul style="list-style-type: none"> 一般用于冷却轴承为目的场合或供油部分多且集中并需自动油时。 供油系统中设有冷却器来冷却润滑油，并装有过滤器以保持润滑剂的清洁。 为使注入的油确实起到润滑轴承的作用，油入口及出口设在轴承正反两面。 		<p>(喷射润滑)</p> <ul style="list-style-type: none"> 是从轴承侧面高速喷射润滑油的润滑方法。该方法适用于高速、高温等严苛的使用条件，可靠性极高。 现在广泛应用于喷气式发动引擎、涡轮机主轴等领域。 用于机床主轴轴承的内圈喷射润滑为其中的一种。 	

(1) 润滑油选择

在正常运转条件下，滚动轴承的润滑油多用**主油、普通机油、涡轮油**及其它矿物油等，但在150℃以上或-30℃以下的温度条件下，则用**二脂油、硅酮油、氟碳油**等合成油。

对润滑油来说，粘度是决定润滑性能的重要特性之一。粘度过低则油膜形成不充分，并损伤轴承表面；但粘度过高，粘性阻力大、温升，摩擦损失增大。一般旋转速度越大，使用越低粘度的润滑油；面负荷越重，使用粘度越高的润滑油。

表12.6列出了用于不同轴承类型的润滑油必须粘度。

图12.4为润滑油粘度 - 工作温度之对应关系图。用于选择与运转温度相适应的润滑油粘度。表12.7为根据轴承使用条件中，选择润滑油的基准。

对于滚动轴承的润滑，在其相应的温度下，务须具备表12.7所示的粘度。

表12.6 用于不同轴承类型的润滑油必须粘度

轴承类型	动粘度 mm ² /s
球轴承、圆柱滚子轴承、滚针轴承	13
自动调心滚子轴承、圆锥滚子轴承、推力滚针轴承	20
推力自动调心滚子轴承	30

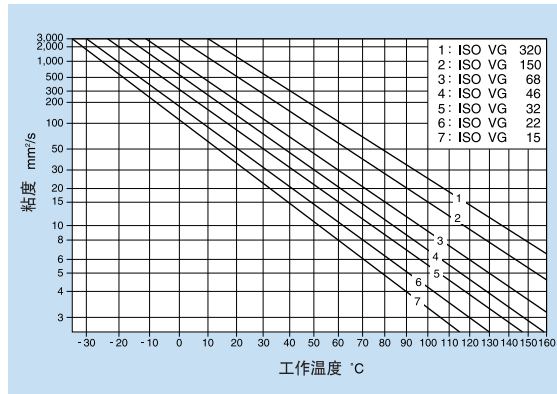


图12.4 润滑油粘度 - 工作温度之对应关系图

表12.7 标准润滑油的选择 (参考)

运转温度 °C	d _m -值	润滑油粘度的ISO等级		适用轴承
		普通负荷	重负荷或冲击力负荷	
-30~ 0	至允许转速	22, 32	46	全种类
0~ 60	至 15,000	46, 68	100	全种类
	15,000 ~80,000	32, 46	68	全种类
	80,000 ~150,000	22, 32	32	推力球轴承除外
	150,000~500,000	10	22, 32	单列向心球轴承, 圆柱滚子轴承
60~100	至 15,000	150	220	全种类
	15,000 ~80,000	100	150	全种类
	80,000 ~150,000	68	100, 150	推力球轴承除外
	150,000~500,000	32	68	单列向心球轴承, 圆柱滚子轴承
100 ~150	至允许转速	320		全种类
0~ 60	至允许转速	46, 68		自动调心滚子轴承
60~100	至允许转速	150		

注: 1. 只适用于油浴润滑或循环供油的润滑方式。
2. 如果应用条件不列于此表内, 请与 NTN 工程师联络。

(2) 供油量

对轴承强制供油时, 轴承的发生热量等於轴承箱散发的热量与带走热量之和。

使用标准轴承箱时的大致供油量可通过式(12.2)求出。

$$Q = K \cdot q \dots\dots\dots(12.2)$$

- Q: 每一套轴承的供油量 cm³/mm
- K: 由油允许温度而定的系数(表12.8)
- q: 通过曲线图求得的供油量 cm³/mm (图12.5)

表12.8 系数 K

排油温度-给油温度 °C	K
10	1.5
15	1
20	0.75
25	0.6

散热量根据轴承箱形状不同而异, 在实际运转中, 以计算值为参考按照实际情况选定油量。图12.5是假定发生的热量全部被油带走, 且轴径 d =0时算出的结果。。

另外, 假定无轴承箱散发热量而且所有热量都通过油释放的话, 可将图中第二轴径设为 d =0 求出。

此外, 油浴润滑情况下油的交换期限因使用条件, 油量和润滑油等因素而不同。油温 50°C 以下的场合, 一年更换一次, 80-100°C 的情况下, 希望至少三个月换一次。

例如: 轴承30220U, $F_1=9.5\text{kN}$, $n=1800\text{min}^{-1}$,
图例为将轴承温度高于加油温度的上升温度控制在15度时的例子。

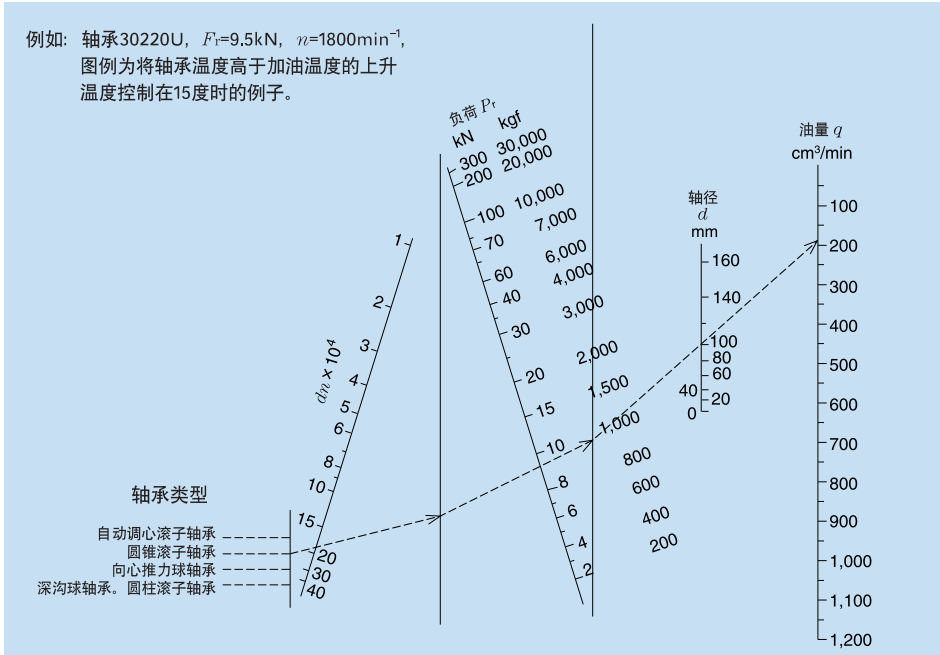


图12.5 求供油量曲线图

13. 轴承的密封装置

密封装置的目的是防止轴承内润滑剂外泄，同时防止外部污物、水分等侵入轴承内部。在轴承的运转条件下，始终具有良好的密封和防尘性能、低摩擦且没有异常发热、耐久性可靠、容易组装，这些都是密封装置的必要条件。

密封装置有非接触密封和接触密封两大类，此外还有各种组合类型，主要形式如表13.1所示。



表13.1 主要密封圈的构造及特征

类型	密封结构	名称	密封特性及其它要考到的因素
非接触密封		游隙密封	这是非常简单的设计，并减少径向游隙使之形成密封。
		环油槽密封 (轴承箱)	在轴承箱内径面上开几个同心圆环油槽，便可提高密封效果。因环油槽内能保存润滑脂，从而起到防止外部杂物浸入的作用。
		环油槽密封 (轴及轴承箱)	在轴外径面及轴承箱的内径面上开几个同心圆环油槽，大大的加强了密封效果。
		径向迷宫密封	在径向组合成凹凸式迷宫通路的密封，多用于剖分式轴承箱。比起轴向迷宫式密封的效果较好。
		甩油环 油流向	将甩油环放在轴承箱内侧，则可利用离心力防止外部尘埃侵入轴承箱内。
接触密封		Z形脂密封圈	用剖面大致呈Z形的密封圈，并在密封圈的空间内填入油脂。 这种密封方式大多用于轴承组件(轴承箱)。
		油密封圈	油密封圈最为常用，其形式与尺寸是根据JIS B 2402标准设计。 通常密封唇通过环状螺旋弹簧加适当接触压力，密封效果好。 运转後游隙会根据温升而减少，导致轴承和脂密封圈很紧密的接触。当轴承和脂密封圈很紧密的接触，运转後游隙会根据温升而减少。有见于此，选择游隙时要仔细的考虑线速度及温升。 密封唇的方向可随使用目的而定，防止油的泄漏或外物的入侵。
组合密封		油密封 + 甩油环 + Z-密封	这结合了油密封，甩油环及Z-密封以加强密封效果。如左图所示，这些密封构造防止了尘及异物进入轴承。它广泛的应用于矿山机械及在高尘埃的场合的轴承组件。

14. 轴承材料

14.1 轴承套圈及滚动体的材料

在承受负荷进行旋转的状态下，滚动轴承套圈和滚动体之间的小接触面会受到较大的反复应力，所以旋转时必须保持更高的精度。也就是说，轴承材料必须要满足下述要求。

- 硬度要硬
- 滚动疲劳寿命要长
- 摩擦损耗要小
- 抗冲击性要强
- 尺寸随时间变化要小
- 加工要容易且价格便宜

其中，对滚动疲劳寿命产生较大影响的物质就是钢中夹杂的非金属杂质。为减少这种非金属杂质，开发出各种制钢工艺，有助于提高寿命。

轴承套圈和滚动体一般都采用相同材料，常用材料为高碳铬轴承钢。JIS对钢种的化学成分进行了标准化规定，最广泛使用的SUJ2的成分表可参考表14.1。

表14.1 高碳铬轴承钢 (JIS G 4805)

钢种 符号	化学成份 %						
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
SUJ2	0.95~ 1.10	0.15~ 0.35	最大 0.50	最大 0.025	最大 0.025	1.30~ 1.60	最大 0.08

此外，还根据不同使用目的使用各种材料，如将表面进行浸碳淬火硬化，降低芯部硬度，提高韧性，抗冲击性出色的浸碳钢，用于高温环境的高速钢，适应腐蚀性好的不锈钢，超高速下使用的小比重陶瓷材料，用于液体中的树脂材料等。此外，即便是相同的轴承钢，在超过120度的高温下，尺寸变化也会加大，因此通过尺寸稳定化处理，开发抑制尺寸变化的轴承，通过表面浸碳氮化处理或变更热处理方法，开发长寿命轴承等活动非常活跃。

14.2 保持架的材料

保持架的主要目的是正确保持旋转中的滚动体，为满足所要求的功能，它必须具备能够抵抗旋转中受到的振动和冲击负荷的强度，保证滚动体和轴承套圈之间的摩擦小，重量要轻，并且必须耐轴承运转温度。

在小、中型轴承上大多使用冷轧或热轧钢板冲压制成的保持架，但根据不同用途，有的会使用不锈钢板。包括大型轴承在内，车制保持架还采用机械构造用碳素钢、高力黄铜乃至铝合金等材料。此外，对保持架强度有要求时，会采用SNCM（镍铬钼钢）的热处理产品，为进一步提高润滑特性，还采用镀铜、镀银的产品。最近，玻璃纤维、碳纤维等强化聚酰胺树脂的压注成型产品的使用逐渐增多。树脂保持架具有重量轻、耐腐蚀性强、衰减性、润滑性能优等特性。也有采用高温用特氟隆类材料的情况。

15. 轴及轴承箱的设计

因轴和轴承箱的设计，造成了轴承倾斜、变形、蠕变等现象，这对轴承的使用效果有很大的影响。为此，在设计轴及轴承箱时我们要注意以下几点：

- 轴承配置的选定，适合配置的轴承固定方法
- 适合轴承的轴及轴承箱的圆角处理和轴肩高度及直角度、振摆精度
- 配合部份的尺寸和形状精度及面光滑度
- 轴及轴承箱的外径形状（含厚度偏差）

15.1 轴承的固定

将滚动轴承固定於轴或轴承箱上时，若只靠过盈配合固定，往往是不够的。轴承承受轴向负荷时，需要使用各种方法防止套圈轴向移动。

作用轴向负荷时，对于主要作为自由端轴承使用的滚柱轴承，由于轴的弯折，有时会引起轴承座圈的移动，当然必须进行轴向上的固定。轴肩高度最好不超过沟底。

一般的固定方法如图15.1所示。

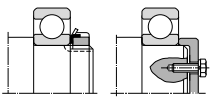
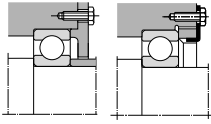
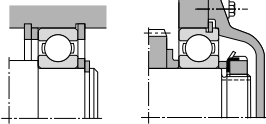
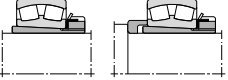
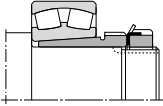
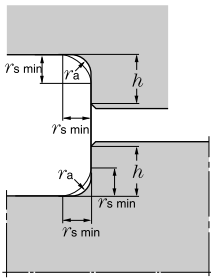
内圈夹紧	外圈夹紧	止动环固定	
			
<p>一般轴承是用紧固螺帽或螺栓将套圈端面固定於轴或轴承箱档肩面。</p>		<p>采用止动环，其规格是以JIS B2804、B2805 & B2806为标准。它使结构更简单。但由于涉及倒角，轴承安装尺寸及其它相关尺寸都必须仔细考虑。止动环并不适用于有高精度要求或有大的轴向负荷的场合。</p>	
紧定套固定		拆卸套固定	
			
<p>安装於圆框形轴时，用紧定套或拆卸套。通过轴和内圈之间的摩擦进行轴向固定。</p>			

图15.1 轴承固定方法

15.2 轴承安装的相关尺寸

轴或轴承档肩的高度 (h) 要比轴承倒角最大允许尺寸 ($r's \max$) 大, 并与轴承端面平坦部分接触。倒角圆度 ($r'a$) 要比轴承倒角最小允许尺寸 ($r's \min$) 小, 以免影响安装。一般采用表15.1所示挡肩高 (h) 及拐角圆度 ($r'a$)。承受大轴向负荷轴承的挡肩高 (h) 要比该表中值大。关系尺寸如表15.1所示。

表15.1 挡肩的高度及倒角圆度



单位: mm			
$r's \min$	$r'as \max$	h (min)	
		正常使用●	特殊使用◎
0.05	0.05	0.3	
0.08	0.08	0.3	
0.1	0.1	0.4	
0.15	0.15	0.6	
0.2	0.2	0.8	
0.3	0.3	1.25	1
0.6	0.6	2.25	2
1	1	2.75	2.5
1.1	1	3.5	3.25
1.5	1.5	4.25	4
2	2	5	4.5
2.1	2	6	5.5
2.5	2	6	5.5
3	2.5	7	6.5
4	3	9	8
5	4	11	10
6	5	14	12
7.5	6	18	16
9.5	8	22	20
12	10	27	24
15	12	32	29
19	15	42	38

- ① 如果轴承承受大轴向负荷, 肩高必须大於上述值
- ② 在轴承负荷低时, 上述值并不适用于圆锥滚子轴承, 向心推力球轴承及自动调心滚子轴承。

注: $r'as \max$ 是最大倒角圆度

此外, 为增加轴的强度加大轴角R, 在轴肩尺寸较小等情况下, 安装时要在轴肩与轴承之间设置垫圈 (图15.2)。

磨削加工轴时, 必须有磨削余量。此时的磨削余量尺寸如表15.2所示。

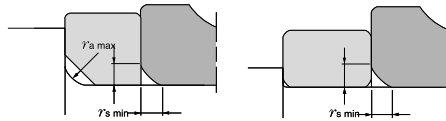
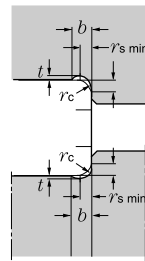


图15.2 轴承用垫圈进行安装

表15.2 精磨轴让刀尺寸 单位: mm

$r's \min$	让刀尺寸		
	b	t	r_c
1	2	0.2	1.3
1.1	2.4	0.3	1.5
1.5	3.2	0.4	2
2	4	0.5	2.5
2.1	4	0.5	2.5
2.5	4	0.5	2.5
3	4.7	0.5	3
4	5.9	0.5	4
5	7.4	0.6	5
6	8.6	0.6	6
7.5	10	0.6	7



15.3 轴及轴承箱的精度

在通常使用条件下，一般所必须的精度如表15.3所示。

此外，对各种形式的轴承还有倾斜允许限值的限制（表15.4）。

超过限值使用将可能会导致轴承寿命缩短，保持架破损等不良现象。

因此，对于轴及轴承箱的刚性、加工精度引起的安装误差，以及在轴承形式的选定上，都要予以充分的注意。

表15.3 轴及轴承箱的精度

项 目	轴	轴承箱
尺寸精度	IT6(IT5)	IT7(IT5)
圆度(最大)		
圆柱度	IT3	IT4
挡肩振摆公差	IT3	IT3
配合面的 光洁度	小型轴承	0.8a 1.6a
	中大型轴承	1.6a 3.2a

注：高精度轴承（P4, P5级），圆度-圆柱度在上表的相应精度应提高51%，更详细的资料请与NTN工程师联络。

表15.4 不同轴承类型的允许倾斜角/偏置

允许偏置	
深沟球轴承	1/1 000~1/300
向心推力球轴承	
单列	1/1 000
多列	1/10 000
背对背	1/10 000
面对面	1/1 000
圆柱滚子轴承	
轴承系列2, 3, 4	1/1 000
轴承系列22, 23, 49, 30	1/2 000
圆锥滚子轴承	
单列/背对背	1/2 000
面对面	1/1 000
滚针轴承	1/2 000
推力轴承 (不包括自动调心推力滚子轴承)	1/10 000
允许倾斜角	
自动调心球轴承	1/20~1/15
自动调心滚子轴承	1/50~1/30
自动调心推力滚子轴承	1/30



16. 轴承的使用

滚动轴承不同于一般的机械零件，属精密等级零件，为保持其精密度，使用时必须慎重细致。特别注意事项如下：

- 要保持轴承洁净：要注意包括影响到摩擦损耗、声音等的空气漂浮污物
- 不得施加冲击：影响到滚道面压痕，断裂，防止掉落、锤子等带来的冲击
- 防止锈蚀：不可用手直接拿取，最好在涂防锈剂包装状态下保存在湿度低于60%的场所

16.1 轴承的安装

安装轴承的轴、轴承箱、相关零件及安装工夹具都要保持干净，没有污物、毛刺、切屑等。还必须确认轴承安装部的尺寸精度、形状精度、光滑度等是否在允许公差内。

要使用的轴承安装前再打开包装。

一般来讲，在油润滑或润滑脂润滑的情况下，有可能因混入防锈剂而影响功能时，要用清洗油除去防锈剂后再安装。而且，如果在轴承清洗后涂润滑脂，最好使其干燥到一定程度后再涂。将轴承插入到轴或轴承箱中时，必须采用在轴承座圈（内圈或外圈）的全周施加均等压力来插入的方法。如果插入时在轴承座圈的某一处用力，将引起翘曲，而且如果在没有插入一侧的轴承座圈上施加力量，则会通过转动体施加负荷，使滚道面产生压痕，因此必须绝对避免。采用锤子等直接敲击轴承座圈插入的方法，除必然产生压痕外，还可能导致断裂或缺口。



(1) 圆柱孔轴承的安装

过盈量较小的轴承如图16.1所示，在压入侧轴承座圈端面垫上合适的夹具，使全周受力均等，利用压力机或锤子压入。此外，同时安装内、外圈时，如图16.2所示，要使用垫板并均等压入。无论哪种安装方式，在安装初期都必须充分注意不要让轴承倾斜。根据情况，可采用导向工具防止倾斜。内圈的过盈量较大时，一般需加热轴承以膨胀内圈，使轴承易于插入轴中。轴承内径的温度差引起膨胀量的关系如图16.3所示。

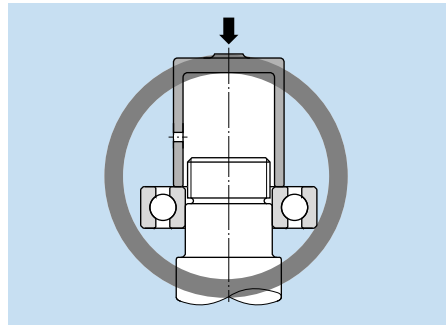


图16.1 压入内圈

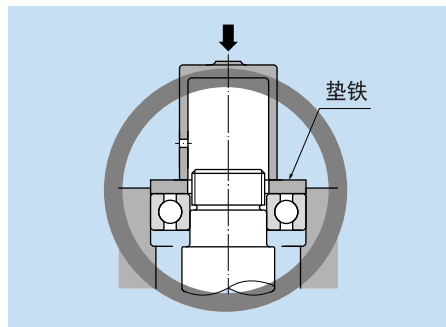


图16.2 同时压入内外圈

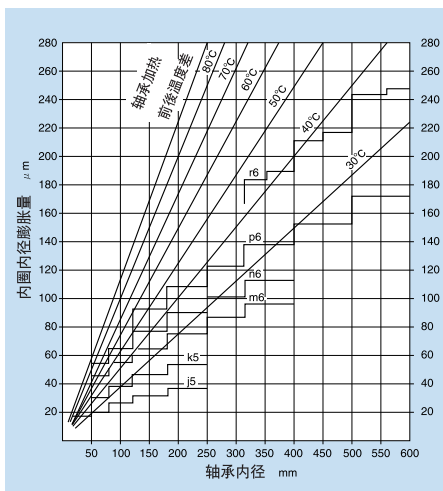


图16.3 加热内圈必要的温度

加热轴承最普遍采用的方法是浸泡在加热的清洁油中（但封入润滑脂的轴承不适用）。而且必须注意轴承不能加热超过120度。此外还有利用恒温槽在空气中加热的方法，像滚柱类的内圈分离式构造，也会采用感应加热装置（必须脱磁）。但将加热的轴承插入轴内后，在轴承冷却前，必须把内圈按向轴肩，防止产生游隙。

（2）锥孔轴承的安装

小型轴承采用紧定套或者拆卸套，用锁紧螺母推入安装（图16.4）。

由于大型轴承的推入力大，采用液压安装。图16.5为直接安装到锥形轴上的情况，采用的方法是向配合面供应高压油（喷油），减少配合面的摩擦，减小螺母的紧固扭矩。此外，还采用利用液压的液压螺母或采用液压套安装的方法。使用这种方式安装的轴承，当锥面沿轴向推入时，过盈量将随之加大，径向内部游隙随之减小。通过测量该游隙的减小

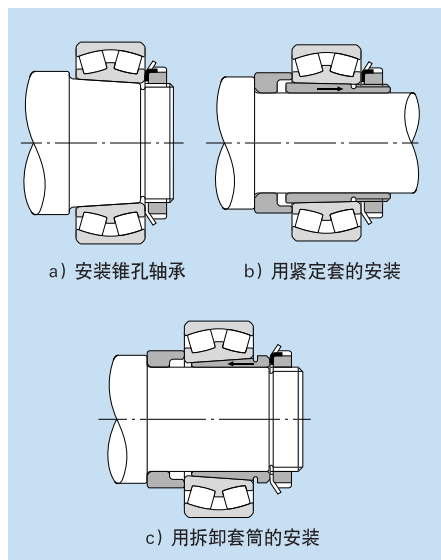


图16.4 用螺帽将轴承压入的方法

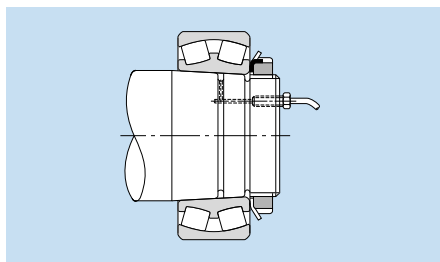


图16.5 用高压油直接安装轴承

量就可推定过盈量。如图16.6所示，测量自动调心滚子轴承的径向内部游隙时，让滚子落在正确的位置上，在无负载区的滚子与外圈之间插入塞尺进行测量。此时，防止让滚子旋转，保持静止状态进行测量尤为重要。此外，以测量轴向的推入量代替径向内部游隙减少量，也可获得适当的过盈量。

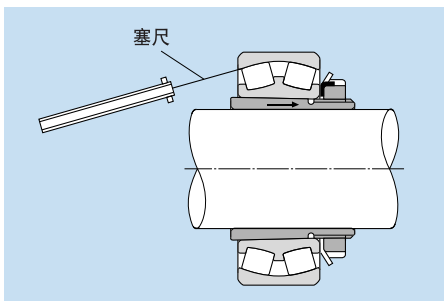


图16.6 自动调心滚子轴承的径向游隙测量

(3) 外圈的安装

采用过盈配合将外圈安装到轴承箱时，如过盈量较大，则依照轴承箱的尺寸形状加热轴承箱，然后插入外圈，但一般都会进行冷配合。即将外圈放在干冰等冷却剂中，使其收缩后插入。不过，若采用冷配合，轴承表面将可能出现空气中水分凝结的露水，因此必须采取正确的防锈措施，同时注意在使用时不要冻伤等。

16.2 安装后的旋转检查

轴承安装后，必须确认其安装是否正确。首先，用手旋转轴或轴承箱，确认是否咯哒作响、扭矩是否过重、是否有其他异常。如果没有异常，就先空载低速旋转，在确认旋转状态的同时，慢慢提高速度和负载。检查旋转中的噪音、振动及温度上升情况，如果觉得异常，则停机检查，必要时拆下轴承查找原因。将听诊器贴在轴承箱上听轴承的旋转声，确认声音大小和音质（参考表11.2）。

此外，如果振动较大，还可以通过测量振幅、频率来推断异常原因。轴承温度随着旋转时间而上升，在经过一定时间后趋于稳态。如果温度急剧上升，或数小时后温度还持续上升，无法恢复稳态，则必须停止旋转，查找原因。

可以考虑的原因包括润滑剂过多、密封圈过盈量过大、间隙过小、预压过大等。另外，将测量端子贴在外圈上来测量轴承温度是最合适的方法，但如果要测量轴承箱表面，或无明显问题时，也可用手触摸轴承箱进行确认。



16.3 轴承的拆卸

在进行定期检查或更换零件时，要将轴承拆除，轴和轴承箱基本上都可以继续使用，轴承的继续使用也不少见。因此，拆卸时不损坏这些零部件就显得非常重要了。为此，从一开始就必须采用容易进行拆卸作业的结构设计，准备合适的拆卸夹具。在拆卸有过盈量的轴承座圈时，只向该轴承座圈施加拉拔负荷，决不可通过滚动体来拉拔。

(1) 圆柱孔轴承的拆卸

拆卸小型轴承时，如图16.7和图16.8所示，常用方法是采用拉拔夹具或压力机。此外，如图16.9-图16.11所示，在设计时就必须事先考虑到。大型轴承采用过盈配合长时间使用后，

拉拔时需要较大负荷。此时，如图16.12所示，从设计阶段开始考虑，采用液压进行拆卸。此外，像滚柱轴承那种内外圈分离式的轴承，拆卸时还可以采用感应加热装置。

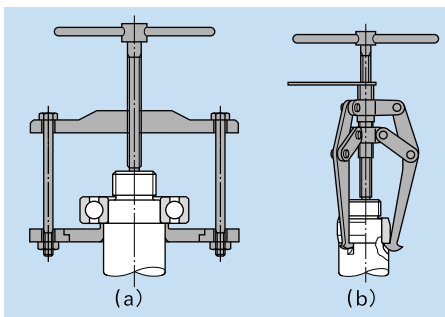


图16.7 用拉拔工具拆卸

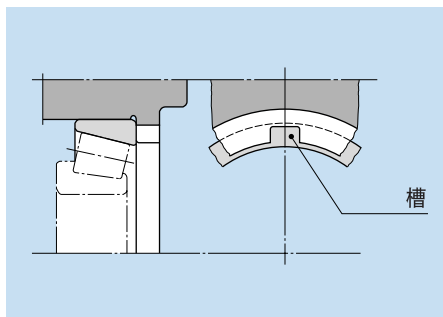


图16.10 拆卸外圈用的切口

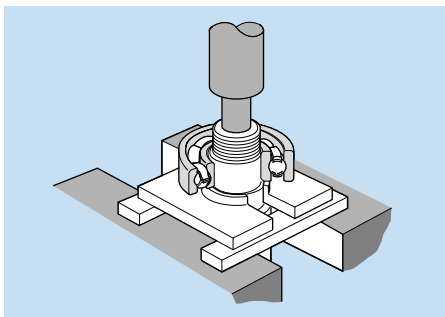


图16.8 用挤压方式拆卸

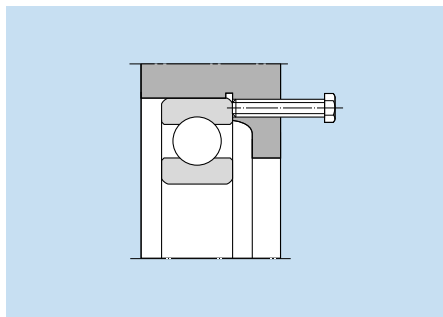


图16.11 拆卸外圈用的螺钉

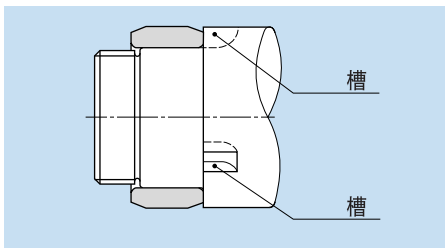


图16.9 拉拔用的切口槽

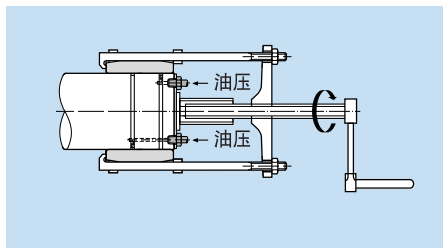


图16.12 用油压拆卸

(2) 锥孔轴承的拆卸

拧松用套筒安装的小型轴承的紧固螺母后，如图16.13所示，在内圈端面上挡上挡块，用锤子敲击拆卸。

采用锥轴、套筒及拆卸套安装的大型轴承，利用液压将使作业易于进行（图16.14，图16.15）。

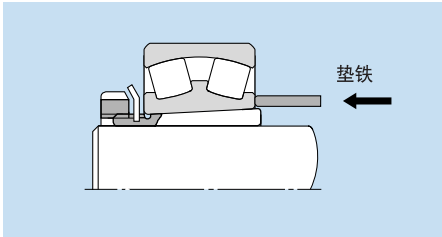


图16.13 拆卸带紧固件轴承

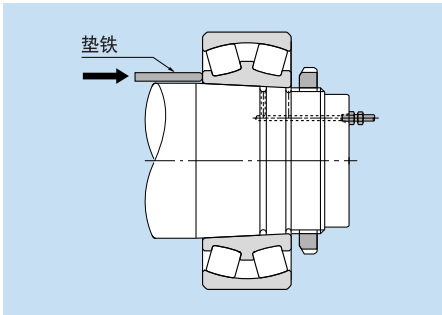


图16.14 用油压拆卸轴承

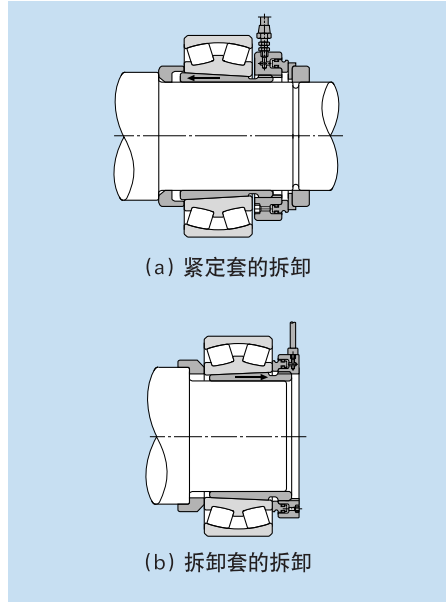


图16.15 用油压螺母拆卸

16.4 压入力及拉拔力

将轴承压入轴或外壳，或从中拉出所必须的力，通过下式求得。

轴与内圈的情况

$$K_d = \mu \cdot P \cdot \pi \cdot d \cdot B \dots\dots\dots (8.4)$$

外壳和外圈的情况

$$K_D = \mu \cdot P \cdot \pi \cdot D \cdot B \dots\dots\dots (8.5)$$

这里，

K_d : 内圈的压入或拉拔力 N{kgf}

K_D : 外圈的压入或拉拔力 N{kgf}

P : 配合面压 Mpa{kgf/mm²}

$$\text{内圈} = \frac{E}{2} \frac{\Delta d_{eff}}{d} \frac{(1-k^2)(1-k_0^2)}{1-k^2 k_0^2}$$

$$\text{外圈} = \frac{E}{2} \frac{\Delta D_{eff}}{D} \frac{(1-h^2)(1-h_0^2)}{1-h^2 h_0^2}$$

这里

$$k = \frac{d}{d_i} \quad k_0 = \frac{d_0}{d} \quad h = \frac{D_e}{D} \quad h_0 = \frac{D}{D_0}$$

- d : 内圈内径 (轴径) mm
- d_i : 内圈滚道径 mm
- d_0 : 中空轴内径 (为中实轴时, $d_0=0$) mm
- Δd_{eff} : 内圈有效过盈量 mm
- D : 外圈外径 (外壳内径) mm
- D_e : 外圈滚道径 mm
- D_0 : 外壳外径 mm
- ΔD_{eff} : 外圈有效过盈量 mm
- E : 纵向弹性膜数 $2.07 \times 10^6 \text{MPa}$
[21 200kgf/mm²]
- μ : 滑动摩擦系数 (表16.1)
- B : 内圈或外圈的宽度 mm

表16.1 压入、拉拔的滑动摩擦系数

适用项目	μ
将内(外)圈压入圆柱轴(孔)中时	0.12
将内(外)圈从圆柱轴(孔)中拔出时	0.18
将内圈压入锥轴或套中时	0.17
将内圈从锥轴中拔出时	0.14
将套压入轴、轴承时	0.30
将套从轴、轴承中拔出时	0.33



17. 轴承的损伤及对策

轴承在正确的使用下，可以使用到滚动疲劳寿命终止时。如果过早的出现损伤，很可能是因为选型，使用，润滑，密封装置等发生问题而导致。因为存在多种原因，因此从轴承损伤状况来推定原因非常困难。把握机器种类，安装部位，使用条件及周围构造等状况，从轴承损伤的类型推定产生原因，避免再发尤为重要。

表17.1 (a) ~ (e) 所示为轴承损伤、主要产生原因及其对策。

表17.1(a) 轴承的损伤与主要产生原因及其对策

现象	原因	措施
<p>●剥 离</p>  <p>滚道或滚动体表面剥离，剥离呈凹凸状。</p>	<ul style="list-style-type: none"> ● 负荷过大,使用不良 ● 安装不良 ● 轴或轴承箱精度不良 ● 游隙不够 ● 尘埃进入 ● 生锈 ● 润滑不当 ● 在高温升的情况下，硬度减低 	<ul style="list-style-type: none"> ● 重新选择轴承 ● 重新考虑游隙 ● 检查轴和轴承箱加工精度 ● 重新研究使用条件 ● 检查安装方法 ● 重新研究设计 ● 检查润滑剂及润滑方法
<p>●烧 伤</p>  <p>轴承严重温升，造成烧伤，不能转动。</p>	<ul style="list-style-type: none"> ● 游隙过小（包括变形部份游隙过小） ● 润滑不足或润滑剂不当 ● 负荷过大(预压过大) ● 滚子倾斜 ● 在高温升的情况下，硬度减低 	<ul style="list-style-type: none"> ● 检查润滑剂种类并确保填量 ● 设定适当游隙(增大游隙) ● 检查使用条件 ● 防止轴承中心线倾斜 ● 检查轴承周围设计（包括轴承受热情况） ● 检查安装方法及使用方法

表17.1(b) 轴承的损伤与主要产生原因及其对策

现象	原因	措施
<p>●裂纹 ●缺陷</p>  <p>有部分缺口且有裂纹</p>	<ul style="list-style-type: none"> ●冲击负荷过大 ●使用不良 (用铁锤敲击, 卡入异物等) ●因润滑不良形成表面变质层 ●过盈过大 ●有大剥离 ●摩擦裂纹 ●安装精度不良(倒角过大) 	<ul style="list-style-type: none"> ●检查润滑条件 (防止裂纹产生) ●选择正确的过盈量及材料 ●改善安装及使用方法 ●检查轴承周围的设计
<p>●保持架破损</p>  <p>铆钉松动或断裂, 保持架破裂。</p>	<ul style="list-style-type: none"> ●力矩负荷过大 ●高速旋转或转速变动频繁 ●润滑不良 ●卡入异物 ●振动大 ●安装不良(中心线倾斜) 	<ul style="list-style-type: none"> ●检查润滑剂·润滑方法 ●重新研究保持架的选择 ●研究轴、轴承箱的刚性 ●检查使用条件 ●改善安装方法·使用方法
<p>●滚道偏斜</p>  <p>滚动体在滚道表面留下偏斜的剥落, 压痕。</p>	<ul style="list-style-type: none"> ●轴或轴承箱的精度不良 ●安装不当 ●轴或轴承箱的刚性不足 ●轴承游隙过大造成轴摆动 	<ul style="list-style-type: none"> ●改善轴承游隙 ●检查轴和轴承箱的精度 ●检查轴和轴承箱的刚性

表17.1(c) 轴承的损伤与主要产生原因及其对策

现象	原因	措施
<p>●擦伤 ●卡伤</p>  <p>表面粗糙一伴有微小沉积物, 套圈挡边与滚子端面的卡伤。</p>	<ul style="list-style-type: none"> ● 润滑不良 ● 异物入侵 ● 轴承倾斜造成的滚子偏斜 ● 轴向负荷大造成挡边端面油膜被挤压, 形成无油状态 ● 表面粗糙 ● 滚动体发生严重滑动 	<ul style="list-style-type: none"> ● 再研究润滑剂及润滑方法 ● 改善密封性能 ● 检查使用条件 ● 设定适当的预压 ● 改善轴承安装及使用方法
<p>●生锈 ●腐蚀</p>  <p>表面局部或全部生锈, 滚动体呈齿锯状生锈</p>	<ul style="list-style-type: none"> ● 保管不良 ● 包装不当 ● 防锈剂不足 ● 水或酸性溶液等侵入 ● 直接用手接触轴承 	<ul style="list-style-type: none"> ● 防止保管中生锈 ● 改善密封性能 ● 定期检查润滑油 ● 注意轴承使用方法
<p>●磨蚀</p>  <p>有两种磨蚀类型。一是, 配合面产生红色磨损粉粒。 一是, 在滚动体上产生布氏压痕。</p>	<ul style="list-style-type: none"> ● 过盈不足 ● 轴承摆角不足 ● 润滑不足 (或处于无润滑状态) ● 不定负荷 ● 非稳定性振动 	<ul style="list-style-type: none"> ● 检查过盈及润滑剂分布状态 ● 运输时内外圈分开包装 ● 重新选择润滑剂 ● 重新选择轴承

表17.1(d) 轴承的损伤与主要产生原因及其对策

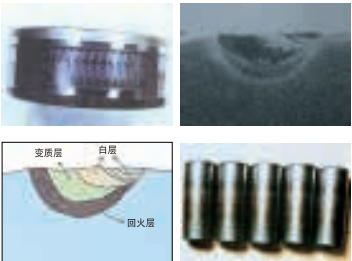
现象	原因	措施
<p>●磨 损</p>  <p>表面磨损造成尺寸变化，多伴有磨痕。</p>	<ul style="list-style-type: none"> ● 润滑剂中混异物 ● 润滑不良 ● 滚子偏斜 	<ul style="list-style-type: none"> ● 检查润滑剂及润滑方法 ● 改善密封性能 ● 防止定位误差
<p>●电 蚀</p>  <p>滚道有喷火口状凹坑，进一步发展则呈波纹形。</p>	<ul style="list-style-type: none"> ● 滚动体通电 	<ul style="list-style-type: none"> ● 增加电流旁通回路 ● 采取绝缘措施，避免电流通过轴承内部
<p>●压 痕 ●碰 伤</p>  <p>卡入固体异物，或机械冲击造成的凹坑，或安装时的擦伤。</p>	<ul style="list-style-type: none"> ● 固体异物入侵 ● 卡入剥离的碎片 ● 安装不良造成轴承掉落或机械冲击 ● 安装时中心线倾斜 	<ul style="list-style-type: none"> ● 改善安装，使用方法 ● 防止异物入侵 ● 若金属异物引起，则需检查其他部位

表17.1(e) 轴承的损伤与主要产生原因及其对策

现象	原因	措施
<p>●蠕变</p>  <p>内圈内表面或外圈外表面打滑造成镜面, 有时伴随有变色或划痕。</p>	<ul style="list-style-type: none"> ●配合处过盈不足 ●套筒紧固不够 ●异常升温 ●负荷过大 	<ul style="list-style-type: none"> ●重新研究过盈量 ●研究使用条件 ●检查轴和轴承箱精度 ●滚道套圈的宽度面固定
<p>●斑点及变色</p>  <p>滚道失去光泽, 表面粗糙的无光, 及有小凹痕在表面。</p>	<ul style="list-style-type: none"> ●异物入侵 ●润滑不足 	<ul style="list-style-type: none"> ●检查润滑剂及润滑方法 ●改善密封性能 ●检查润滑剂的洁净度
<p>●剥落</p>  <p>有剥离的现象(尺寸大约10 μm), 有无数象发丝似的还未剥离的裂纹。 (这种情况多发生在滚子轴承上)</p>	<ul style="list-style-type: none"> ●异物入侵 ●润滑不足 	<ul style="list-style-type: none"> ●检查润滑剂及润滑方法 ●改善密封性能 ●改善操作方法

一点建议

轴承小知识

▪ NTN技术的变迁 -TECHNICAL REVIEW的介绍-

NTN技术立足于滚动轴承，伴随着各产业的发展壮大而不断进步。从战后复兴时期的钢铁产业开始，铁路火车、汽车，乃至航空宇宙、高度信息化、环境领域等等，可以说哪个产业都离不开轴承。

可以从NTN TECHNICAL REVIEW（原轴承工程师）略见一斑。



创刊号
1950年10月发行



No.20
1959年12月发行
高速轴承特刊



No.42
1972年5月发行
航空机用轴承特刊



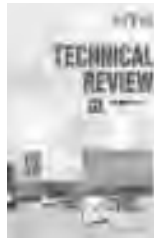
No.60
1992年1月发行
精密轴承特刊



No.68
2000年5月发行
环境特刊



No.70
2002年12月发行
特刊 汽车轮轴



No.71
2003年10月发行
工业机械特刊



No.72
2004年10月发行
特刊 机床用轴承、
精密商品



No.73
2005年10月发行
特刊 汽车商品



No.74
2006年10月发行
特刊 工业机械用商品



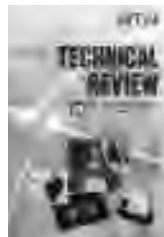
No.75
2007年10月发行
特刊 汽车领域
环境技术特刊



No.76
2008年10月发行
特刊 要素技术特刊



No.77
2009年10月发行
特刊 环境应对



No.78
2010年10月发行
特刊 产业机械用商品
·要素技术



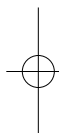
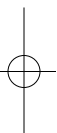
No.79
2011年11月发行
特刊 汽车技术

■ 参考资料

标准符号	标准名称
JIS	Japanese Industrial Standards (日本工业标准)
BAS	The Japan Bearing Industrial Association Standards (日本轴承工业标准)
ISO	International Organization for Standardization (国际标准化机构)
DIN	Deutsches Institut für Normung (德国标准)
ANSI	American National Standards (美国标准)
ABMA	The American Bearing Manufacturers Association (美国轴承制造商协会)
BS	British Standards (英国标准)
MIL	Military Specifications and Standards (美国军用采购标准)
SAE	Society of Automotive Engineers (美国汽车技术者协会)
ASTM	American Society for Testing and Materials (美国材料试验协会)
ASME	American Society of Mechanical Engineers (美国机械技术者协会)
JGMA	Japan Gear Manufacturers Association (日本齿轮工业协会标准)



NTN Bearing Handbook



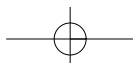
NAME

ADDRESS

PHONE

OFFICE

PHONE



HEADQUARTERS**NTN Corporation** URL <http://www.ntn.co.jp>

1-3-17, Kiyomachibori, Nishi-ku, Osaka-shi, Osaka 550-0003 Japan
Phone: +81-6-6443-5001

NTN USA Corporation URL <http://www.ntnamerica.com>

1600 E. Bishop Court, P.O. Box 7604, Mount Prospect, IL 60056-7604, U.S.A.
Phone: +1-847-298-7500 Fax: +1-847-294-1209

SALES NETWORK**NTN Bearing Corp. of America**

Head Office / 1600 E. Bishop Court, P.O. Box 7604, Mount Prospect, IL 60056-7604, U.S.A.
Phone: +1-847-298-7500 Fax: +1-847-699-9744

Central Sales Office / 2413 North Main Street, East Peoria, Illinois 61611
Phone: +1-309-699-8600 Fax: +1-309-699-8670

NTN Automotive Center / 39255 W. 12 Mile Road, Farmington Hills, MI 48331-2975, U.S.A.
Phone: +1-248-324-4700 Fax: +1-248-324-1103

NTN Bearing Corp. of Canada Ltd. URL <http://www.ntn.ca>

Head Office / 305 Courtneypark Drive West, Mississauga, Ontario, L5W 1Y2, Canada
Phone: +1-905-664-2700 Fax: +1-905-664-7749

Vancouver Branch / 106B - 3680 Bonneville Place Burnaby, B.C. V3N 4T6, Canada
Phone: +1-604-444-2007 Fax: +1-604-444-2665

Edmonton Branch / 4608-97th Street, Edmonton, Alberta T6E 5N9, Canada
Phone: +1-780-435-6200 Fax: +1-780-435-3600

Toronto Branch / 305 Courtneypark Drive West, Mississauga, Ontario L5W 1Y4, Canada
Phone: +1-905-664-9600 Fax: +1-905-664-9609

Montreal Branch / 4973 Levy Street, Ville, St-Laurent, Quebec, H4R 2N9, Canada
Phone: +1-514-333-8054 Fax: +1-514-333-1078

NTN Wälzlager (Europa) GmbH. URL <http://www.ntn-snr.com>

Head Office / Max-Planck-Str. 23, 40699 Erkrath, F.R.Germany
Phone: +49-211-2508-0 Fax: +49-211-2508-400
Stuttgart Branch / Plieninger Str. 63B, 70794 Filsterdtal F.R.Germany
Phone: +49-711-123901-0 Fax: +49-711-123901-660

NTN Bearings (UK) Ltd. URL <http://www.ntn-snr.com>

Wellington Crescent, Fradley Park, Lichfield, Staffordshire, WS13 8RZ, U.K.
Phone: +44-1543-445000 Fax: +44-1543-445035

NTN-SNR ROULEMENTS. URL <http://www.ntn-snr.com>

Head Office / 1, rue des Usines B.P. 2017, 74010 Annecy Cedex, France
Phone: +33-4-50-65-30-00 Fax: +33-4-50-65-32-91

Lyons Branch / Le Florentin, 71, Chemin du Moulin Carron, BP8-69570 DARDILLY, France
Phone: +33-4-78-66-68-00 Fax: +33-4-78-66-68-20

Paris Branch / 6, rue Auguste Comte, BP49, 92174 Vanves Cedex, France
Phone: +33-1-40-93-66-00 Fax: +33-1-40-93-66-10

Cran Gevrier Branch / 6 route de la Salle, 74960, Cran Gevrier, France
Phone: +33-4-50-65-93-00 Fax: +33-4-50-65-93-46

SNR Wälzlager GmbH.

Duesseldorf Branch / Max-Planck-Str. 23, 40699 Erkrath, F.R.Germany
Phone: +49-211-2508-0 Fax: +49-211-2508-400

Bielefeld Branch / Friedrich-Hagemann-Straße 66, 33719 Bielefeld, F.R.Germany
Phone: +49-521-3-24-00-0 Fax: +49-521-9-21-00-90

Stuttgart Branch / Plieninger Str. 63B, 70794 Filsterdtal F.R.Germany
Phone: +49-711-123901-0 Fax: +49-711-123901-660

NTN-SNR ITALIA S.P.A. / Via Riccardo Lombardi, 19/4, 20153 Milan, Italy
Phone: +39-02-47-99-86-00 Fax: +39-02-33-50-06-56

NTN-SNR IBERICA SA / Calle Barberán n.º 6, 28035 Madrid, Spain
Phone: +34-916-71-89-13 Fax: +34-916-73-65-48

NTN-SNR RULMENTI S.R.L. / Zona Industriale-Vest, 6 Strada Salzburg, 24 00 SIBIU, Romania
Phone: +40-269-20-35-00 Fax: +40-269-20-35-25

NTN-SNR Morocco / 73, boulevard Moulay Slimane, Ain Sebaâ Casablanca, BP 15873 Casa-Principal, Morocco
Phone: +212-522-66-76-80 Fax: +212-522-66-5166

NTN Bearing-Singapore (Pte) Ltd. URL <http://www.ntn.com.sg>

Head Office / No.9 Clementi Loop Singapore 129812
Phone: +65-64698066 Fax: +65-64695400

Philippine Representative Office / Unit 1002 Philippine Axia Life Centre Condominium Corporation Sen, Gil Puyat Ave Corner Tindalo Street Makati City, Philippines
Phone: +63-2-759-4407 Fax: +63-2-759-4409

Vietnam Representative Office / 303, 3rd of Thanh Dong Building 132 - 138 Kim Ma Str., Ba Dinh Dist., Ha Noi, Viet Nam
Phone: +84-4-37347661 Fax: +84-4-37347662

NTN Bearing India PVT. Ltd.

Head Office / SPIC Annexe Building, 2nd Floor No.46, Mount Road, Guindy Chennai 600032, India
Phone: +91-0-44-33707700 Fax: +91-0-44-33707701

Delhi Branch / 715-716, International Trade Tower, Nehru Place, New Delhi - 1100019, India
Phone: +91-0-11-40520406 Fax: +91-0-11-40520407

恩梯恩(中国)投资有限公司 URL <http://www.ntn.com.cn>

总公司 / 上海市松江工业区南乐路1666号6号楼
邮编: 201611 电话: 021-5774-5500 传真: 021-5778-2898

北京分公司 / 北京市朝阳区光华路1号北京嘉里中心南楼3018单元
邮编: 100020 电话: 010-6568-3069 传真: 010-6568-2278

广州分公司 / 广州市天河区天河路230-232万菱国际中心第3606室
邮编: 510620 电话: 020-3877-2943 传真: 020-3877-2942

南京分公司 / 南京市白下区汉中路上南京国际金融中心18楼A座
邮编: 210029 电话: 025-8477-5355 传真: 025-8477-5360

重庆分公司 / 重庆市江北区观音桥步行街9号嘉年华大厦15-6座
邮编: 400020 电话: 023-6796-0812 传真: 023-6796-0878

沈阳分公司 / 沈阳市和平区青年大街286号华润大厦2606室
邮编: 110004 电话: 024-3137-9186 传真: 024-3137-9185

恩梯恩(中国)投资有限公司 URL <http://www.ntnchina.com>

香港九龙旺角登打士街56号裕裕商业大厦1914-15室
电话: (852)2385-5097(4线) 传真: (852)2385-2138

NTN Bearing-Thailand Co., Ltd.

Head Office / 12th Floor, Panjathani Tower, 127/15 Nonsew Road, Chongnonsew Yannawa, Bangkok 10120, Thailand
Phone: +66-2-681-0401 Fax: +66-2-681-0408

Khon Kaen Branch / 189-191 Ruen Rom Road Tambon Nai-Muang, Amphur Muang, Kohn Kaen, 40000, Thailand
Phone: +66-43-223679 Fax: +66-43-223061

Haad Yai Branch / 198-198/1 Nipat U-Thid 2 Road, Amphur Haad Yai, Songkhla, 90110, Thailand
Phone: +66-74-236568 Fax: +66-74-231520

Bangna Branch / 35/35 Bangna-Trad Road, KM11 Bangplee, Samutprakarn, 10540, Thailand
Phone: +66-2-7501732 Fax: +66-2-7501731

Chiangmai Branch / 46/8-10 Thy wang Rd. Changmoi sub.district, Munag district, Chiangmai province, 50300 Thailand
Phone: +66-53-874328 Fax: +66-53-874330

NTN Bearing-Malaysia Sdn. Bhd.

Head Office / No.2, Jalan Arktik U 1/22, Hicom Glenmarie Industrial Park, 40150 Shah Alam, Selangor, Malaysia
Phone: +60-3-55696088 Fax: +60-3-55699200

Butterworth Branch / 4700, Jalan Permatang Pauh, 13400 Butterworth, Malaysia
Phone: +60-4-3328312 Fax: +60-4-3324407

Ipo Branch Office / 65, Medan Kidd, Kinta Manston, 30200 Ipoh, Malaysia
Phone: +60-5-2547743 Fax: +60-5-2530077

Kuantan Branch / B-72, Ground Floor, Jalan Berserah 25300 Kuantan, Malaysia
Phone: +60-9-5141132 Fax: +60-9-5141164

Johor Bahru Branch / 51 Jalan, Sri Bahagia 5, Taman Sri Bahagia, Tampoi, 81200 Johor Bahru, Malaysia
Phone: +60-7-2364929 Fax: +60-7-2370897

PT. NTN Bearing Indonesia

C-21, 22 MM2100 Industrial Town, Cikarang Barat, BEKASI 17520 West Java Indonesia
Phone: +62-21-252-22081 Fax: +62-21-252-22082

NTN-CBC (Australia) Pty. Ltd.

3, The Crescent, Kingsgrove, NSW 2008, Australia
Phone: +61-2-99479200 Fax: +61-2-95543311

NTN de Mexico, S.A. URL <http://www.ntnmexico.com.mx>

Mexico Head Office / Emilio Cárdenas No.158 Apdo.124, C.P.54030, Tlalhepanitla, Edo.deMéxico, Mexico
Phone: +52-55-5390-1133 Fax: +52-55-5565-8545

Guadalajara Branch / Calle 22 No.2465, Zona Industrial, C.P.44940, Guadalajara, Jalisco, Mexico
Phone: +52-33-3145-1448 Fax: +52-33-3145-1594

Monterrey Branch / Av. Ruiz Cortines No.1336 Ote, Col. La Purisima, C.P.67120, Cd. Guadalupe, Nuevo Leon, Mexico
Phone: +52-818-334-9931 Fax: +52-818-334-9932

Mexicali Branch / Blvd. Benito Juárez No.3293 Esq. Ayuntamiento, C.P.21360, Mexicali, B.C.N, Mexico
Phone: +52-686-563-3632 Fax: +52-686-582-2057

Veracruz Branch / Maria Auxiliadora No.687 Esq. J.F.Molina, C.P.91870, Col. Los Pinos, Veracruz, Mexico
Phone: 52-229-934-4757 Fax: +52-229-938-0457

NTN Sudamericana, S.A.**URL** <http://www.ntnsudamericana.com>

World Trade Center Panama
Calle 53 Este, Urbanización Marbella Piso No.16, Oficina 1601
Apartado Postal 832-0487, Panamá, Rep.de Panamá

Phone: +507-269-4777 Fax: +507-264-5592

NTN do Brasil Ltda. URL <http://www.ntn.com.br>

Av. Moema, 94-9^o Andar-conj. 92a94 CEP 04077-020-Indianópolis-São Paulo-SP, Brasil
Phone: +55-11-5051-0600 Fax: +55-11-5051-2807

NTN Korea Co., Ltd.

Head Office / 10th Floor, Press Center, 25, Taepyeong-ro 1-GA, Jung-Gu, Seoul 100-745, Korea
Phone: +82-2-720-3665 Fax: +82-2-720-3669

Busan Branch / Rm.707, 7th Floor, Daerim Bldg., 341-5 Bujeon 1-Dong, Busanjin-Gu, Busan, Korea, 614-843
Phone: +82-51-811-1351 Fax: +82-51-811-1353

NOTE: The appearance and specifications may be changed without prior notice if required to improve performance. Although care has been taken to assure the accuracy of the data compiled in this catalog, NTN does not assume any liability to any company or person for errors or omissions.