综合解说

日本东晟株式会社在日本最早着手于滚针轴承的技术开发，是以高质量和产品种类的丰富齐全著称的综合生产厂家。

滚针轴承是用针状的细滚柱代替传统的滚珠等滚动体的旋转运动用轴承。与其他的滚动轴承相比，具有小型轻量，负荷能力大的特点。滚针轴承作为能减少机械体积利于小型化的节约资源型轴承，被广泛用于汽车、工业机械、自动化办公设备等，赢得了高度的信赖。

滚针轴承的特性

轴承大致可以划分为滚动轴承和滑动轴承，滚动轴承根据滚动体的种类又可划分为球轴承和滚子轴承。
IKO滚针轴承是以针状滚柱为滚动体装入的截面高度小、精度高的滚动轴承，具有如下的特长：

滚动轴承的优点

与滑动轴承相比，滚动轴承具有如下优点。

❶起动摩擦小，动摩擦也小

起动摩擦和动摩擦之差小，摩擦系数小，故驱动装置能够达到小型化，从而机械主体也能够小型化和轻量化，降低机械的成本并节省动力费用。

❷能长期维持稳定的精度

由于摩擦小，故能够长期维持稳定的精度。

❸提高机械的可靠性

因能根据滚动疲劳预测其使用寿命，故提高了机械的可靠性。

❹可简化润滑结构

在大多数情况下，只需润滑脂润滑就能充分保证其工作，故可简化润滑结构，维护也简便。

滚针轴承的优点

与其他的滚动轴承相比，IKO滚针轴承具有如下特长。

❶截面高度低，能承受重负载

与其他的滚动轴承相比，截面高度低，能承受重负载，故可使机械整体小型化和轻量化，有助于降低成本。

❷旋转扭矩小，提高机械的效率

旋转半径小，故同样的摩擦时，旋转扭矩小可提高机械的效率。

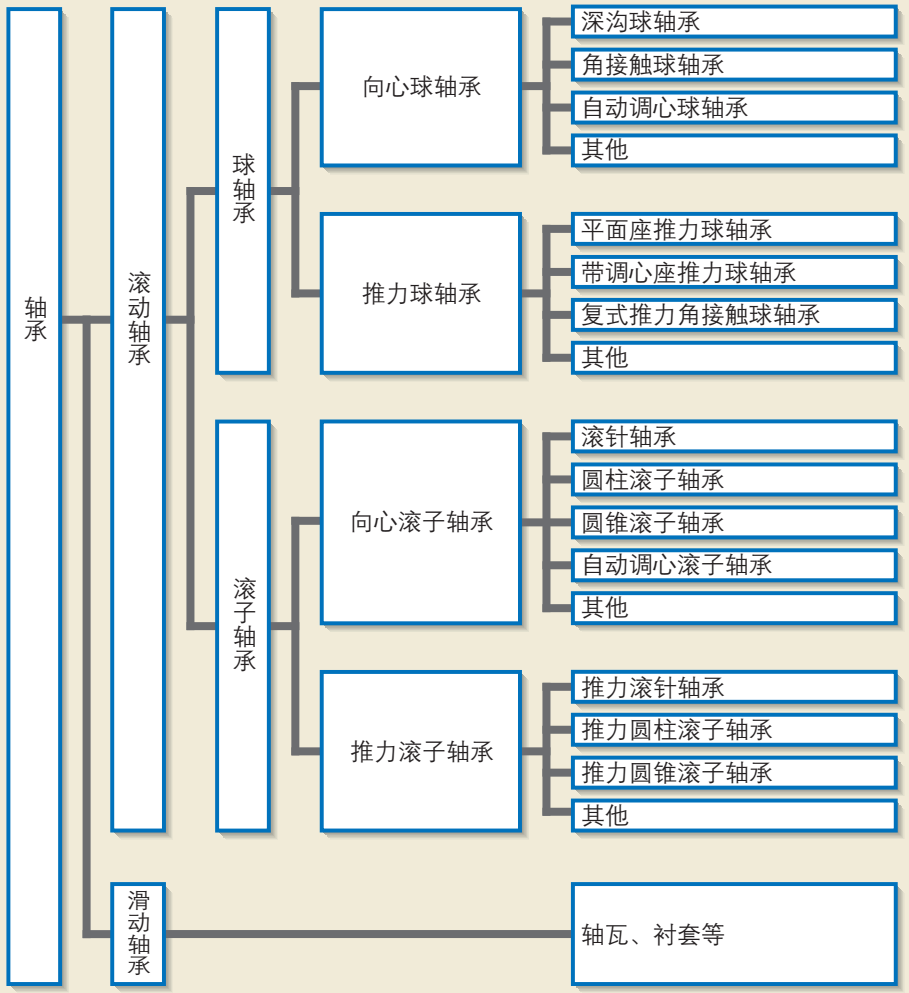
❸可缩小惯性力

由于轴承容积和质量小，故可缩小轴承运动时轴承周围的惯性力。

❹最适合于摆动运动

滚动体的根数多，间距小，故适合于摆动运动。

轴承的分类



轴承的型号和特长

IKO滚针轴承按能承受的负载方向大致可以划分为径向轴承和推力轴承。具有代表性的径向轴承有冲压外圈型滚针轴承，车削型滚针轴承等，推力轴承有推力滚针轴承及推力滚子轴承。

有使用于凸轮机构和直线运动处的凸轮从动轴承和滚子从动轴承。

IKO 轴承的型号和分类

- 滚针轴承
  - 径向型
    - 冲压外圈型滚针轴承
      - TA、TAM
      - TLA、TLAM
      - BA、BAM
      - BHA、BHAM
      - YT
      - YTL
      - YB
      - YBH
    - 滚针与保持架组件
      - 通用滚针与保持架组件
        - KT、KT…N
        - KTW
      - 连杆用滚针与保持架组件
        - KT…EG
        - KTV…EG
    - 车削型滚针轴承
      - NA、RNA
      - TAFI、TAF
      - TRI、TR
      - BRI、BR
      - GTRI、GTR
      - C-Lube自润滑车削型滚针轴承
        - TAF…/SG
      - 附带分离型保持架滚针轴承
        - NAF、RNAF
        - NAFW、RNAFW
    - 滚子轴承
      - NAU
      - NAG
      - TRU
      - 滑轮用滚子轴承
        - NAS
  - 推力型
    - 推力滚针轴承
      - NTB
    - 推力滚子轴承
      - AZK、AZ
  - 复合型
    - 复合型滚针轴承
      - 附带推力球轴承
        - NAXI、NAX
      - 附带推力滚子轴承
        - NBXI、NBX
      - 附带角接触推力球轴承
        - NATA
      - 附带三点接触型球轴承
        - NATB

交叉滚子轴承是一个轴承能同时承受各个方向的负载的特殊形状的轴承。

此外，滚动轴承以外，还有能承受径向负荷和轴向负荷的自动调心型关节轴承和用于联杆机构部的杆端关节轴承和L型杆端关节轴承等。

- 从动轴承
  - 凸轮从动轴承
    - 标准凸轮从动轴承 — CF
    - 杆端两头附带六角孔的凸轮从动轴承 — CFKR
    - 偏心杆端凸轮从动轴承 — CFES
    - 附带偏心轴套的凸轮从动轴承 — CFE
    - 附带推力垫圈的凸轮从动轴承 — CF…W
    - 集中配管用凸轮从动轴承 — CF-RU1、CF-FU1
    - 简易安装用凸轮从动轴承 — CF-SFU
    - 凸轮从动轴承G — CF…G
    - C-Lube自润滑凸轮从动轴承 — CF…/SG
    - 袖珍凸轮从动轴承 — CFS
    - 附带推力垫圈的袖珍凸轮从动轴承 — CFS…W
    - 双列圆柱滚子凸轮从动轴承 — NUCF
    - 英制系列凸轮从动轴承 — CR、CRH
  - 滚子从动轴承
    - 分离型滚子从动轴承 — NAST、RNAST
    - 非分离型滚子从动轴承 — NART、CRY
    - C-Lube自润滑滚子从动轴承 — NART…/SG
    - 双列圆柱滚子从动轴承 — NURT
- 交叉滚子轴承
  - 交叉滚子轴承
    - 高刚性型交叉滚子轴承 — CRBH
    - 标准型交叉滚子轴承 — CRBC、CRB
    - 超薄型交叉滚子轴承 — CRBT
    - 薄型交叉滚子轴承 — CRBS
    - 附带安装孔的高刚性交叉滚子轴承 — CRBF
- 关节轴承
  - 关节轴承
    - SB
    - GE
    - SBB
  - 杆端关节轴承
    - PB
    - PHS
    - POS
    - PHSA
  - L型杆端关节轴承
    - LHSA
    - LHS

冲压外圈型滚针轴承

采用将特殊薄铜板经精密冲压加工并渗碳淬火后的冲压外圈，是在附带外圈的滚针轴承中截面高度最小的轻量轴承。

与轴承座的安装采用压入固定，故无需轴向固定，适合于经济性的量产品。

径向型轴承 68页

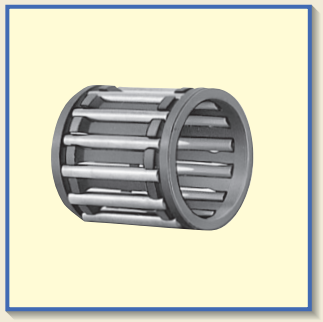
通用滚针与保持架组件

是针状滚子由特殊形状的高刚性和高精度保持架正确导向，旋转性能出色的轴承。

装入直径的相互公差极小的针状滚子，并将其保持在保持架内，搭配经热处理、研磨精加工作为轨道面的轴与轴承座，可在较小的空间使用。

径向型轴承 118页

连杆用滚针与保持架组件



这是一种适合在高温，有强烈冲击负荷、高速运动、润滑差等极为复杂且苛刻的条件下，使用于摩托车、小型汽车、 船外机、雪地摩托、通用发动机以及高速压缩机等的连杆位置的滚针与保持架组件。

是具备出色的刚性和耐磨性，且重量轻，额定负荷大的轴承。

径向型轴承 134页

车削型滚针轴承

这是使用将材料切削、热处理后磨削精加工的外圈的轴承。外圈具有稳定的刚性，即便是轻合金等的轴承座也可方便地使用。

型号丰富，可选择与重负荷、高速及低速旋转等各种条件相适宜的轴承，是最适合于一般用途的轴承。

径向型轴承 140页

附带分离型保持架滚针轴承

这是内圈、外圈与滚针保持架组合在一起的轴承，内外圈能方便地分离，结构简单，精度高，而且可以选择这些零件进行搭配，因而可以自由选择径向间隙。

由于采用滚针与保持架组件，故旋转性能出色。

径向型轴承 218页

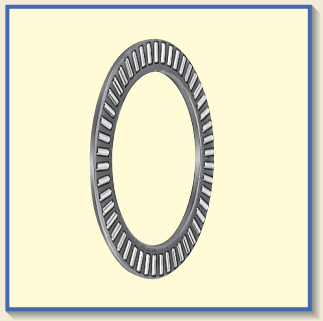
滚子轴承

这是装入双列圆柱滚子的非分离型轴承，额定负荷大。

不仅径向负荷，而且通过内外圈的挡边的端面也能承受轴向负荷，最适宜于作为固定侧轴承。

径向型轴承 234页

推力轴承

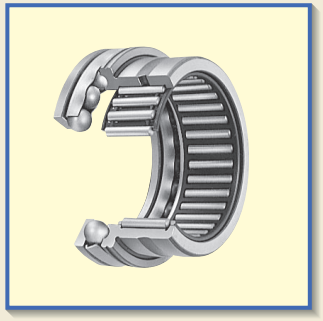


这是经精密加工的保持架与滚子搭配，能承受轴向负荷的轴承。能在小空间里使用，高刚性具备大负载能力。

有使用针状滚子的推力滚针轴承和使用圆柱滚子的推力滚子轴承。

推力型轴承 256页

复合型滚针轴承



这是将附带保持架的滚针轴承作为径向型轴承，与推力球轴承或推力滚子轴承组合而成的轴承。

能够同时承受径向负荷和轴向负荷。

复合型轴承 272页

内圈

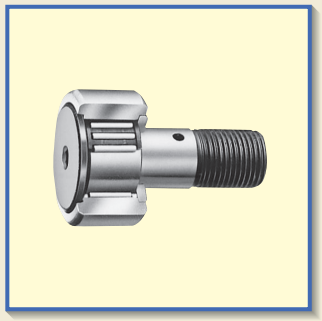
这是热处理后进行高精度研磨加工的滚针轴承用的内圈。

通常，针状滚子轴承是将经过热处理和磨削精加工后的轴作为轨道面使用，当轴的表面无法加工到规定的硬度或光洁度时，使用该内圈。

零件 282页

轴承的型号和特长

凸轮从动轴承



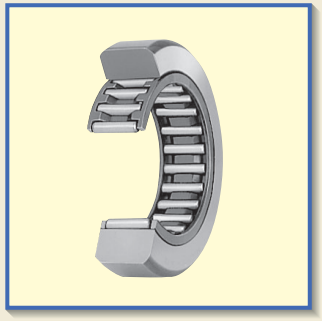
这是在厚壁外圈中装入针状滚子且带杆端的轴承。

此款轴承是为外圈旋转用而设计的，外圈直接与对方轨道面接触使用。

备有丰富的型号，作为凸轮机构和直线运动用的从动轴承被广为使用。

从动轴承 314页

滚子从动轴承



这是在厚壁外圈中装入针状滚子的轴承。

此款轴承是为外圈旋转用而设计的，外圈直接与对方轨道面接触使用。

作为凸轮机构和直线运动用的从动轴承使用。

交叉滚子轴承 390页

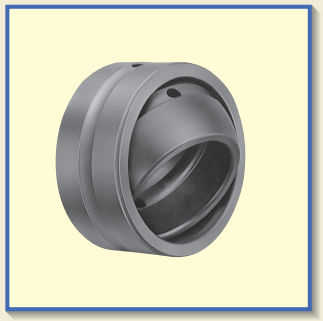
交叉滚子轴承

这是在内圈和外圈之间垂直交叉配置圆柱滚子的高刚性、紧凑结构的轴承。一个轴承能够同时承受径向负荷、轴向负荷及力矩负荷等各个方向的负荷。

此款轴承被广泛用于要求小巧，高刚性和旋转精度的产业用机器人、机床及医疗设备等的旋转部。

交叉滚子轴承 416页

关节轴承



这是使内外圈作球面接触的自动调心型滑动轴承。能够同时承受大径向负荷和双向的轴向负荷。

备有载荷大，适合于负荷交替变化和冲击负荷使用的加油式关节轴承和免维护的不加油式关节轴承。

关节轴承 442页

杆端关节轴承

这是小体积却能同时承受大径向负荷和双向轴向负荷的自动调心型关节轴承。

杆端关节轴承的杆端加工有内螺纹或外螺纹，易于安装。

用于机床、纺织机械及包装机械等控制机构和联杆机构。

关节轴承 470页

L型杆端关节轴承

这是由特殊压铸锌合金主体和与主体轴心交叉的球头销组合一体化的自动调心型关节轴承。

由于滑动面有一定间隙，所以低扭矩，能够进行旋转运动和倾斜运动，且能顺畅地传递力。

用于汽车、建筑机械、农用机械及包装机械等的联杆机构。

关节轴承 484页

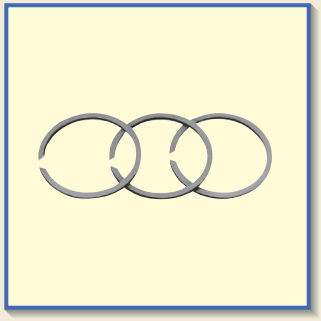
滚针轴承用密封垫片

这是由铜制环和特殊合成橡胶构成的截面高度低的密封垫片。

按照滚针轴承的截面高度制作，直接装于轴承的侧面，可起到防止润滑脂泄漏和异物侵入的作用。

零件 500页

滚针轴承用挡圈

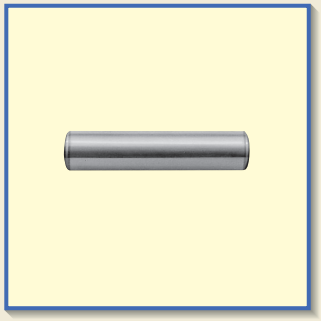


这是针对一般挡圈大多无法使用的滚针轴承而特别设计的产品，是一种截面高度低，刚性高档圈。

分为轴用和孔用，用于给轴承定位使其不在轴向移动。

零件 516页

滚针滚子



这是用于高刚性和高精度滚针轴承的滚子。

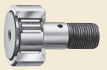
被广泛用作轴承的滚动体、销或轴。

零件 522页

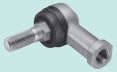
IKO轴承的特长

轴承的名称		外观	运动方向	负载方向和负载能力	容许转速	摩擦	截面高度	参照页
冲压外圈型滚针轴承	附带保持架		↻	↕	○	○	◎	68～
	满滚子		↻	↕	△	△	◎	
滚针与保持架组件	通用		↻	⇩⇧	◎	◎	◎	118～
	连杆用		↻	⇩⇧	◎	◎	◎	134～
车削型滚针轴承	附带保持架		↻	⇩⇧	○	◎	○	140～
	满滚子		↻	⬇⬆	△	△	○	
附带分离型保持架滚针轴承	附带保持架		↻	⇩⇧	◎	◎	○	218～
滚子轴承	附带保持架		↻	→⇩⇧←	○	○	○	234～
	满滚子		↻	→⇩⇧←	△	△	○	
	滑轮用		↻	→⬇⬆←	△	△	△	

标记的说明 ↻ 旋转　⤫ 倾斜　↓ 径向负荷　← 轴向负荷　↓ 轻负荷　⇩ 中负荷　⬇ 重负荷　◎ 特别出色　○ 出色　△ 普通

轴承的名称		外观	运动方向	负载方向和负载能力	容许转速	摩擦	截面高度	参照页
推力轴承	针状滚子		↻	·⇦	○	○	◎	256～
	圆柱滚子		↻	·⬅	○	○	○	
复合型滚针轴承	附带推力球轴承		↻	⇩⇧⇦	○	○	△	272～
	附带推力滚子轴承		↻	⇩⇧⬅	○	○	△	
	附带角接触球轴承		↻	⇩⇧←	○	○	○	
	附带三点接触型球轴承		↻	→⇩⇧←	○	○	○	
凸轮从动轴承	附带保持架		↻	⇩⇧	○	○	△	314～
	满滚子		↻	⬇⬆	△	△	△	
滚子从动轴承	附带分离型保持架		↻	⇩⇧	○	○	△	390～
	附带非分离型保持架		↻	⇩⇧	○	○	△	
	非分离型满滚子		↻	⬇⬆	△	△	△	

IKO轴承的特长

轴承的名称		外观	运动方向	负载方向和负载能力	容许转速	摩擦	截面高度	参照页
交叉滚子轴承	附带保持架带分离器				△	○	○	416～
	满滚子				△	△	○	
	超薄型薄型				△	○	◎	
关节轴承	加油式				△	△	△	442～
	不加油式				△	△	△	
杆端关节轴承	衬套嵌入型加油式				△	△	△	470～
	压铸型加油式				△	△	△	
	不加油式				△	△	△	
L型杆端关节轴承	加油式				△	△	△	484～

标记的说明　旋转　倾斜　径向负荷　轴向负荷　轻负荷　中负荷　重负荷　特别出色　出色　普通

选择轴承的概要

IKO轴承的型号和尺寸有很多种类，必须根据所使用的机械和装置所要求的各种条件，选择最合适的轴承。选择轴承虽然没有一定的步骤和规则，但一般可按下图所示步骤进行：

选择轴承的步骤之例

1 确认使用条件
- ●确认使用机械、使用部位。
- ●确认对轴承的要求条件、性能和特殊环境等。

2 选择轴承型号
- ●考虑负荷的方向、大小、钢性、摩擦、容许转数及轴承空间等，选择符合工作条件的轴承型号。

参照8页

3 选择轴承尺寸
- ●计算轴承负荷、轴承寿命、静态安全系数等，选择轴承尺寸。

参照20页

4 选择精度等级
- ●根据机械和装置所要求的精度选择。

参照33页

5 选择径向间隙和配合
- ●考虑配合、温度、转速、内圈和外圈的倾斜等选择径向间隙。

参照41页

6 确定轴承尺寸、精度、径向间隙及配合

7 选择润滑、防尘方法
- ●选择润滑油润滑还是润滑脂润滑。
- ●选择润滑剂，如果是润滑油润滑，则选择加油方法。
- ●根据润滑剂选择密封方法。

参照53页

8 设计周边部分
- ●基于安装、拆卸的方法及相关安装尺寸进行设计。

参照61页

9 确定轴承及周边部分的最终规格

基本额定动负荷与寿命

寿命

滚动轴承在使用中会因各种各样的原因而总有一天会破损。但是对于因为安装不良、润滑油不够、脏物和灰尘的侵入等使用不当而引起的磨损。烧结、裂纹等损伤，只要排除原因就可以避免这些损伤。但是，即使在正常的工作状态下也会因疲劳剥离而早晚会破损。即轴承负载旋转时，总是对轨道轮和滚动体反复施加一定的应力，由于这一应力集中于表面浅的部分，所以疲劳现象就会在所局限的表层产生，在部分表面出现鳞状破损。这称为表面剥落(Flaking)，不能继续使用。

轴承的寿命

滚动轴承的寿命定义为从轴承开始工作到轴承轨道轮或滚动体的表面，因疲劳最先出现表面剥落的总转数(或者在一定转速下的总旋转时间)。但是，即使尺寸、结构、材料、热处理完全相同条件的轴承运行时，寿命也会有所不同，不是一定的(参照图1)。这是因为材料的疲劳限度本身就存在差异。

因此，取所有轴承的平均寿命作为轴承寿命基准的方法，在实际轴承选择时并不能说是正确的，而从实用性出发把它考虑到大部分轴承能够得到保证的寿命。因而使用如下定义的基本额定寿命。

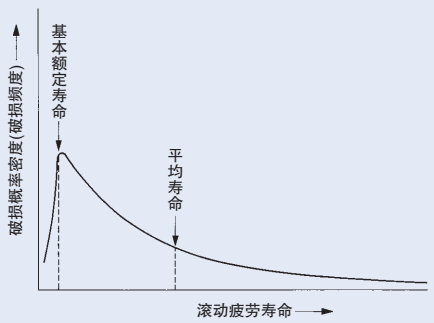


图1　滚动疲劳寿命的差异

基本额定寿命

基本额定寿命定义为一群相同的轴承在相同的条件下各自运行时，其中90%的轴承不发生因滚动疲劳而引起材料损伤而所能旋转的总圈数。

以固定转速旋转时，也可用总旋转时间表示基本额定寿命。

基本额定动负荷

基本额定动负荷是指轴承的基本额定寿命达到旋转100万次的一定的静径向负荷(径向轴承)，或者静中心轴向负荷(推力轴承)。

寿命计算式

滚动轴承的基本额定寿命、基本额定动负荷、当量动负荷(轴承负荷)之间存在如下的关系。

$$L_{10}=\left(\frac{C}{P}\right)^{p} \cdots\cdots (1)$$

式中　L_{10} ：基本额定寿命　10^6rev.

C ：基本额定动负荷　N

P ：当量动负荷　N

p ：指数　滚子轴承10/3　滚珠轴承 3

因此，如果给出每分钟转速，基本额定寿命可按下面的公式以总旋转时间表示。

$$L_h=\frac{10^6 L_{10}}{60n}=500 f_h^{\,p} \cdots\cdots (2)$$

$$f_h=f_n\frac{C}{P} \cdots\cdots (3)$$

$$f_n=\left(\frac{33.3}{n}\right)^{1/p} \cdots\cdots (4)$$

式中　L_h ：以时间表示的基本额定寿命　h

n ：每分钟转速　min^{-1}

f_h ：寿命系数

f_n ：速度系数

另外，也可根据图2的寿命计算用标尺求出 f_h 及 f_n，计算寿命。

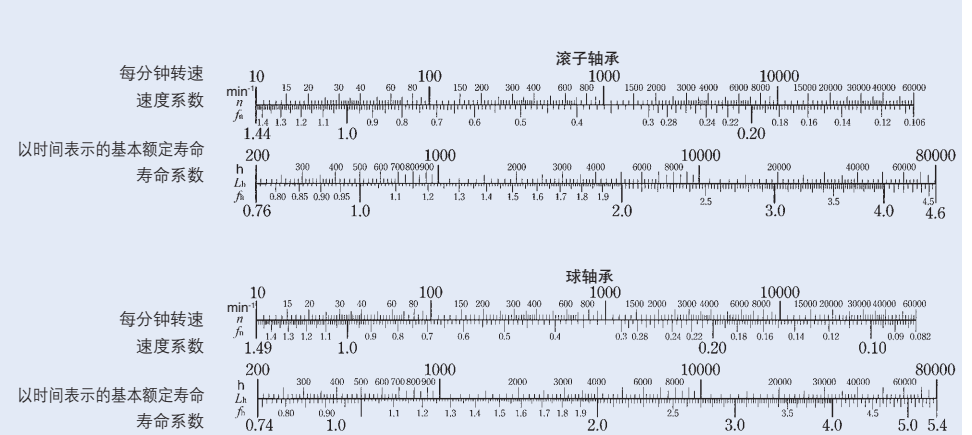


图2　寿命计算用标尺

使用机械与轴承的寿命系数

轴承需要根据使用机械和工作条件来设定必要寿命时间。

表1所示为选择各种机械的轴承时的寿命系数的参考值。

表1　使用机械和寿命系数 f_h

条件	使用机械和寿命系数 f_h				
	~3	2~4	3~5	4~7	6~
有时或短时间使用	・电动工具	・农用机械			
虽不时常使用，但要求切实的运行		・建筑机械	・输送机 ・电梯		
虽不连续但运行时间比较长	・滚轧机辊颈	・小型电动机 ・甲板起重机 ・一般货物起重机 ・轿车	・工厂电动机 ・机床 ・一般齿轮装置 ・印刷机	・起重机滑轮 ・压缩机 ・重要的齿轮装置	
一天8小时以上或连续长时间运行		・自动扶梯	・离心分离机 ・鼓风机 ・木工机械 ・塑料挤出机		・造纸机械
24小时继续运行，不允许因事故而停机					・自来水设备 ・发电站设备

摆动运动的轴承寿命

摆动运动的轴承寿命可用公式(5)求出。

$$L_{OC}=\frac{90}{\theta}\left(\frac{C}{P}\right)^{p} \cdots\cdots (5)$$

式中 L_{OC}：以摆动运动的轴承的摆动次数表示的额定寿命 10^6cycle

2θ：摆动角度(参照图3)

P ：当量动负荷 N

因此，给出每分钟的摆动次数$n_1$min^{-1}后，用n_1代入20页上的公式(2)，可求出作为总摆动时间的基本额定寿命。

此外，如果2θ小，轨道轮和滚动体的接触面不易形成油膜，有时会产生表面剥落，请向IKO咨询。

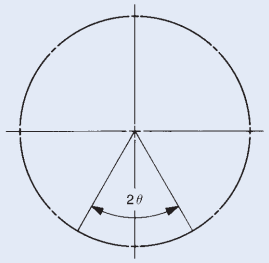


图3 摆动运动

修正额定寿命

轴承用于通常的用途时，可按照上述的公式(1)和(2)计算出基本额定寿命。

此基本额定寿命的可靠性为90%，适用于采用一般的滚动轴承材料，在通常产品质量控制下制作，并在普通运行条件下运行的轴承。

但某些用途会要求具有高度的可靠性、特殊的轴承特性以及特殊工作条件下的寿命。在这种特殊情况下，可分别使用修正系数a_1、a_2、a_3，由下面的公式求出修正额定寿命。

$$L_{na}=a_1a_2a_3L_{10} \cdots\cdots (6)$$

式中 L_{na}：修正额定寿命 10^6rev.

a_1：可靠性系数

a_2：轴承特性系数

a_3：工作条件系数

可靠性系数 a_1

滚动轴承的可靠性是指一群相同的轴承以相同的条件运行时，寿命达到特定值以上的轴承的个数在轴承总数中所占的比例，或对于各个轴承来说，该轴承的寿命达到特定值以上的概率。

可靠性(100-n)%的修正额定寿命可根据公式(6)求出。可靠性系数a_1的值如表2所示。

表2 可靠性系数 a_1

可靠性 %	L_n	a_1
90	L_{10}	1
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

轴承的寿命因材料的质量、轴承的制造技术以及内部设计而有所增减。这样的特殊寿命性能可由轴承特性系数a_2来修正。

IKO轴承在尺寸表中记载了基本额定负荷，这一基本额定动负荷考虑进了通过轴承材料的高质量化及制造技术的进步轴承寿命延长的因素，通常情况下，$a_2=1$并用公式(6)计算。

工作条件系数 a_3

这是为了修正轴承的工作条件，尤其是润滑对寿命的影响的系数。

轴承的寿命可以说是反复施加应力的表面下的疲劳现象。因此，良好的润滑条件是滚动体与轨道面被油膜完全隔开，表面损伤小到可以忽视的程度，在这种良好的润滑条件下，设a_3=1。如果润滑条件不佳，例如润滑油的粘度低或滚动体的圆周速度特别慢等时，$a_3<1$。

此外、润滑条件特别好时，可设$a_3>1$的值。如果润滑条件不好$a_3<1$时，一般轴承特性系数a_2不能取超过1的值。

根据基本额定动负荷来选择轴承时，建议根据需要考虑符合各种用途的可靠性系数a_1，并以以往的同类机械的润滑条件、温度条件、安装状态等为基准，根据凭经验决定的不同机型的(C/P)或f_h的值来选择。

限制条件

这里所述的寿命计算公式只限于正常的轴承安装和润滑，轴承内无异物侵入，非极端的工作条件。

如果不符合这些条件，寿命就可能会缩短。例如，轴承的安装误差、轴承座和轴的过度变形、高速旋转时作用在滚动体上的离心力。过大的预压、径向轴承的径向间隙过大等，这些都是必须另外考虑。

此外，如果当量动负荷超过基本额定动负荷的1/2，寿命计算公式可能就不能完全适用。

由温度、硬度对基本额定动负荷的修正

温度系数

轴承的工作温度因轴承的材质和结构而各不相同，经过特殊耐热处理的轴承可在超过+150℃下工作。这时，由于容许接触应力减小，所以基本额定动负荷下降，可用下面的公式求出。

$$C_t=f_tC \cdots\cdots (7)$$

式中 C_t：考虑了温度上升因素的基本额定动负荷 N

f_t：温度系数(参照图4)

C：基本额定动负荷 N

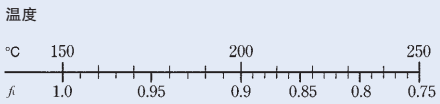


图4 温度系数

在120℃以上高温下使用时，由于尺寸变化量增大，必须对轴承施加特种热处理。如有需要，请向IKO咨询。

硬度系数

如果是用轴或轴承座代替轴承内圈或外圈作为轨道面使用时，作为轨道面使用的部分的表面硬度必须为58～64HRC。如果低于58HRC，则基本额定动负荷下降，可由下面的公式求出。

$$C_H=f_HC \cdots\cdots (8)$$

式中 C_H：考虑了硬度因素的基本额定动负荷 N

f_H：硬度系数(参照图5)

C：基本额定动负荷 N

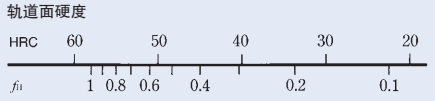


图5 硬度系数

基本额定静负荷与静态安全系数

基本额定静负荷

轴承静止，在负载超过某接触应力的大负荷时，或在低速旋转，受到超过某接触应力的剧烈冲击负荷时，轨道轮与滚动体会产生局部永久变形，出现噪音和振动，旋转性能也下降。为了将这种永久变形控制在某个限度内，不影响旋转，规定了基本额定静负荷作为静止时能承载的最大负荷的标准。

基本额定静负荷是指承受负荷最大的滚动体与轨道接触部中央，产生表3所示接触应力时的静负荷。径向轴承取方向和大小一定的径向负荷，推力轴承方向与中心轴一致，大小一定的轴向负荷。

表3

轴承种类	接触应力 MPa
滚子轴承	4 000
自动调心球轴承	4 600
其他球轴承	4 200

静态安全系数

一般来说，将基本额定静负荷作为当量静负荷的容许限度，通常，根据轴承的工作条件和轴承所要求的条件来决定该限度。这时的静态安全系数f_s可用下面的公式求出，一般的静态安全系数值如表4所示。

$$f_s=\frac{C_0}{P_0} \cdots\cdots (9)$$

式中 C_0：基本额定静负荷 N

P_0：当量静负荷 N

表4 静态安全系数

轴承的工作条件	f_s
需要高旋转精度时	≥3
普通的运行条件时	≥1.5
普通的运行条件，不强烈要求顺畅运行时基本不旋转时	≥1

但是，冲压外圈型滚针轴承由于使用薄钢板经精密冲压加工并渗炭淬火后的外圈，故需要3以上的静态安全系数。

轴承负荷的积算

作用在轴承上的负荷有轴承支撑的物体质量、旋转体的自重、机械运行所产生的负荷、皮带和齿轮等传动时的负荷等。这些负荷分为与中心轴成直角的径向负荷和与中心轴平行的轴向负荷，他们单独或复合作用于轴承。并且因机械的使用部位不同，振动和冲击的大小也存在差异，理论上计算的负荷并不一定正确，因此通常会乘以根据经验得出的各种系数，以此求出轴承实际所承受的负荷。

轴承的负荷分配

静负荷作用于轴承径向时的计算例如表5所示。

负荷系数

即使通过计算能求出径向负荷及轴向负荷，但实际作用在轴承上的负荷也大多会因机械的振动和冲击等而大于计算负荷，因此，可乘上负荷系数，根据下面的公式求出。

$$F=f_wF_c \cdots\cdots (10)$$

式中 F：作用于轴承的负荷 N

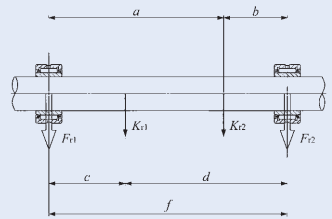
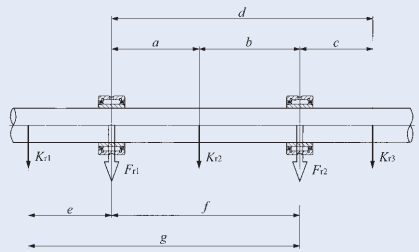
f_w：负荷系数(参照表6)

F_c：理论上的计算负荷 N

表6 负荷系数

负荷的程度	例	f_w
无冲击的顺畅运行时	电动机、空调机、计测器、机床	1 ~1.2
普通运行时	减速机、车辆、纺织机械、造纸机械	1.2~1.5
运行时产生振动和冲击负荷时	滚压机、碎石机、建筑机械	1.5~3

表5 负荷分配的计算例

例	计算负荷
	$F_{r1}=\frac{dK_{r1}+bK_{r2}}{f}$ $F_{r2}=\frac{cK_{r1}+aK_{r2}}{f}$
	$F_{r1}=\frac{gK_{r1}+bK_{r2}-cK_{r3}}{f}$ $F_{r2}=\frac{aK_{r2}+dK_{r3}-eK_{r1}}{f}$

皮带或链条传动时的负荷

由皮带或链条来传递动力时，可由下面的公式求出作用于皮带轮或链轮的力。

$$T=9550000\frac{H}{n} \cdots\cdots(11)$$

$$K_t=\frac{T}{R} \cdots\cdots(12)$$

式中 T：作用于皮带轮或链轮的扭矩 N・mm
K_t：皮带或链条的有效传动力 N
H：传递动力 kW
n：每分钟转速 min^{-1}
R：皮带轮或链轮的有效半径 mm

如为皮带传动，作用于皮带轮轴上的负荷K_r可用皮带的有效传动力K_t乘上表7中所示的皮带系数f_b，由下面的公式求出。

$$K_r=f_b K_t \cdots\cdots(13)$$

表7 皮带系数

皮带的种类	f_b
V形皮带	2 ~2.5
同步皮带	1.3~2
平皮带(附带张紧轮)	2.5~3
平皮带	4 ~5

如为链条传动，取1.2~1.5的值作为相当于f_b的链条系数，与皮带传动相同，由公式(13)求出作用于链轮轴上的负荷。

齿轮传动时的负荷

如果用齿轮传递动力，作用于齿轮的力因齿轮的种类而异。如果是正齿轮，仅为径向负荷，如果是斜齿轮、伞齿轮、蜗轮，除径向负荷外还产生轴向负荷。以最简单的正齿轮为例，可由下面的公式求出。

$$T=9550000\frac{H}{n} \cdots\cdots(14)$$

$$K_t=\frac{T}{R} \cdots\cdots(15)$$

$$K_s=K_t\tan\theta \cdots\cdots(16)$$

$$K_c=\sqrt{K_t^2+K_s^2}=K_t\sec\theta \cdots\cdots(17)$$

式中 T：作用于齿轮的扭力 N・mm
K_t：齿轮切线方向的力 N
K_s：齿轮半径方向的力 N
K_c：与齿轮成直角作用于齿轮上的合成力 N
H：传递动力 kW
n：每分钟转速 min^{-1}
R：驱动齿轮的节圆半径 mm
θ：齿轮的压力角 度

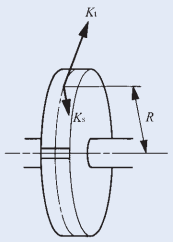


图6

在此例中，与齿轮成直角作用于齿轮上的合成力作为轴直角负荷，根据齿轮的精度、精加工的程度，振动和冲击的大小会有所不同。因此，作用于轴上的负荷K_r可用与齿轮成直角作用于齿轮上的合成力K_c乘上表8中的齿轮系数f_z，由下面的公式求出。

$$K_r=f_z K_c \cdots\cdots(18)$$

表8 齿轮系数

齿轮的种类	f_z
精密齿轮 (齿距误差、形状误差均在0.02mm以下)	1.05~1.1
普通机械加工齿轮 (齿距误差、形状误差均在0.02~0.1mm)	1.1 ~1.3

变动负荷的平均负荷

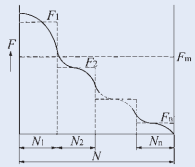
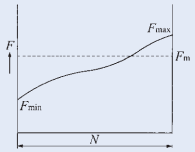
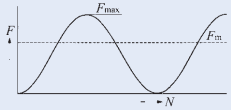
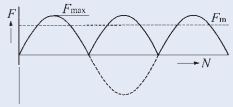
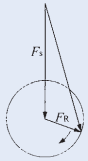
作用于轴承的负荷有变动时，为获得正确的结果，使用经换算的平均负荷F_m来计算轴承的寿命。平均负荷可由下面的公式求出。

$$F_m=\sqrt[p]{\frac{1}{N}\int_0^N F_n^p\,dN} \cdots\cdots(19)$$

式中 F_m：平均负荷 N
N：总转速 rev.
F_n：变动负荷 N
p：指数 滚子轴承10/3 球轴承 3

一般的相对于变动负荷的平均负荷的计算例如表9所示。

表9 相对于变动负荷的平均负荷

例		平均负荷 F_m
阶梯变化的负荷		$F_m=\sqrt[p]{\frac{1}{N}(F_1{}^pN_1+F_2{}^pN_2+\cdots+F_n{}^pN_n)}$ 式中 N_1：承受负荷F_1旋转的总转数 rev. N_2：承受负荷F_2旋转的总转数 rev. N_n：承受负荷F_n旋转的总转数 rev.
单调变化的负荷		$F_m=\frac{1}{3}(2F_{max}+F_{min})$ 式中 F_{max}：最大变动负荷 N F_{min}：最小变动负荷 N
正弦变化的负荷		$F_m\approx0.65F_{max}$
		$F_m\approx0.75F_{max}$
有旋转负荷和静止负荷时		$F_m=F_S+F_R-\frac{F_SF_R}{F_S+F_R}$ 式中 F_S：静止负荷 N F_R：旋转负荷 N

当量负荷

作用于轴承的负荷分为与中心轴成直角的径向负荷及与中心轴平行的轴向负荷，单独或复合地作用于轴承。

当量动负荷

如果径向负荷和轴向负荷同时作用于轴承，设一个作用于轴承中心的假想负荷，使其与同时受到径向负荷和轴向负荷的轴承寿命相同，这一假想负荷称为当量动负荷。

滚针轴承由于径向型只承受径向负荷，推力型只承受轴向负荷，所以径向型可适用径向负荷，推力型可适用轴向负荷。

[径向型时]

$$P_r = F_r \cdots\cdots (20)$$

[推力型时]

$$P_a = F_a \cdots\cdots (21)$$

式中 P_r：径向当量动负荷 N
P_a：轴向当量动负荷 N
F_r：径向负荷 N
F_a：轴向负荷 N

当量静负荷

如果径向负荷和轴向负荷同时作用于轴承，设一个作用于轴承中心的假想负荷，以产生与滚动体和轨道面的接触面所产生的最大接触应力相同的接触应力，这一假想负荷称为当量静负荷。

滚针轴承由于径向型只承受径向负荷，推力型只承受轴向负荷，所以径向型可适用径向负荷，推力型可适用轴向负荷。

[径向型时]

$$P_{0r} = F_r \cdots\cdots (22)$$

[推力型时]

$$P_{0a} = F_a \cdots\cdots (23)$$

式中 P_{0r}：径向当量静负荷 N
P_{0a}：轴向当量静负荷 N
F_r：径向负荷 N
F_a：轴向负荷 N

主要尺寸和公称型号

主要尺寸

IKO 表示滚针轴承的主要尺寸的代表负荷的标例如下所示，细节请参照各型号的尺寸表。

车削型滚针轴承

d ：轴承公称内径
D ：轴承公称外径
B ：内圈公称宽度
C ：外圈公称宽度
F_w ：滚子组的公称内接圆直径
r ：内圈及外圈的倒角尺寸
$r_{s\,min}$：内圈及外圈的最小容许实测倒角尺寸

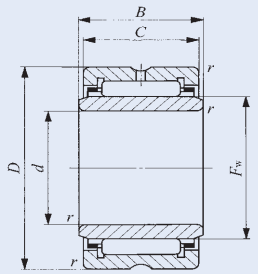


图7 车削型滚针轴承

冲压外圈型滚针轴承

D ：轴承公称外径
F_w：滚子组的公称内接圆直径
C ：外圈公称宽度

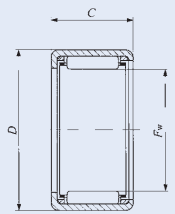


图8 冲压外圈型滚针轴承

滚针与保持架组件

E_w：滚子组的公称外接圆直径
F_w：滚子组的公称内接圆直径
B_c：保持架公称宽度

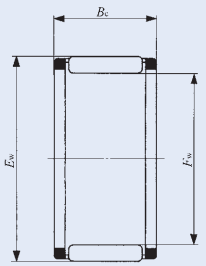


图9 滚针与保持架组件

推力滚子轴承

D_c：保持架公称外径
d_c：保持架公称内径
D_w：滚子的公称直径

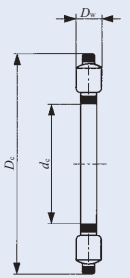


图10 推力滚子轴承

公称型号

IKO轴承的公称型号由基本型号和辅助标记组成，其排列和代表性的标记内容如下所示。另外，除记载之外还有很多标记，请参照各轴承的公称型号。

表10　轴承公称型号的排列

基本型号		辅助标记					
型号标记	主要尺寸	材料标记	保持架标记	密封垫片标记 屏蔽标记	轨道轮形标记	间隙标记	等级标记
❶	❷	❸	❹	❺	❻	❼	❽

❶型号标记

型号标记是表示轴承种类的标记，第8页上所示为各型号的特性。

❷主要尺寸

公称型号内对主要尺寸的标示因轴承的型号而异，基本上用下列四种中的一种标示。表11中所示为用各型号标记所表示主要尺寸。

(a)尺寸系列+内径型号
(b)内径或内接圆直径+外径或外接圆直径+宽度
(c)内径或内接圆直径+宽度
(d)基本直径

❸材料标记

标记	材料的种类
F	轨道轮及滚动体为不锈钢

❹保持架标记

标记	内容
N	合成树脂保持架
V	无保持架

❺密封垫片·屏蔽标记

标记	内容
Z	附带防尘罩
ZZ	附带双层屏蔽
U	附带单密封垫片
UU	附带双层密封垫片
2RS	附带双层密封垫片

❻轨道轮形标记

标记	内容
NR	附带外圈外径止动环
OH(1)	附带轨道轮油孔
J	无油孔

注(1)　因轴承的型号而异，请参照各轴承的章节。

❼间隙标记

标记	内容
C2	间隙C2
(无标记)	间隙CN
C3	间隙C3
C4	间隙C4
C5	间隙C5
T1	特殊径向间隙 (适用于交叉滚子轴承)
C1	
C2	

❽等级标记

标记	内容
(无标记)	JIS 0级
P6	JIS 6级
P5	JIS 5级
P4	JIS 4级

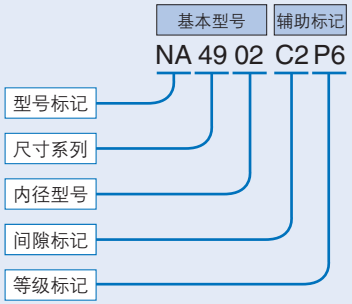
表11　主要尺寸的表示

轴承的型号	基本型号	
	型号标记	主要尺寸的表示
冲压外圈型滚针轴承	TA、TLA、YT、YTL	内接圆直径+外圈宽度
	BA、BHA、YB、YBH	内接圆直径+外圈宽度(1)
通用滚针与保持架组件	KT、KTW	内接圆直径+外接圆直径+保持架宽度
连杆用滚针与保持架组件	KT…EG、KTV…EG	内接圆直径+外接圆直径+保持架宽度
车削型滚针轴承	NA、RNA	尺寸系列+内径型号
	TR、TAF、GTR	内接圆直径+轴承外径+轴承宽度
	TRI、TAFI、GTRI	轴承内径+轴承外径+外圈宽度
	BR	内接圆直径+轴承外径+轴承宽度(1)
	BRI	轴承内径+轴承外径+外圈宽度(1)
附带分离型带保持架滚针轴承	RNAF、RNAFW	内接圆直径+轴承外径+轴承宽度
	NAF、NAFW	轴承内径+轴承外径+轴承宽度
滚子轴承	NAU、NAG、NAS	尺寸系列+内径型号
	TRU	轴承内径+轴承外径+轴承宽度
推力轴承	NTB、AS、WS、GS	轴承内径+轴承外径
	AZ	轴承内径+轴承外径+轴承高度
	AZK	轴承内径+轴承外径+针状滚子的直径
复合型滚针轴承	NAX、NBX	内接圆直径+轴承装配宽度
	NAXI、NBXI	内圈内径+轴承装配宽度
	NATA、NATB	尺寸系列+内径型号
凸轮从动轴承	CF、CFS、NUCF	杆端直径
	CFKR	轴承外径
	CR、CRH	轴承外径(1)
滚子从动轴承	NAST、NART、NURT	轴承内径
	CRY	轴承外径(1)
交叉滚子轴承	CRBH、CRBC、CRB CRBT、CRBS、CRBF	轴承内径+轴承宽度
关节轴承	SB…A、GE	内圈内径
	SBB	内圈内径(1)
杆端关节轴承	PB、PHS、POS、PHSA	内圈内径
L型杆端关节轴承	LHSA、LHS	螺纹尺寸
滚针轴承用密封垫片	OS、DS	轴径+密封垫片外径+密封垫片宽度
滚针轴承用挡圈	WR	轴径
	AR	孔径

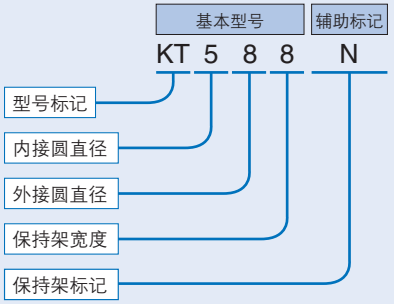
注(1)　英制单位的公称尺寸以1/16英寸单位表示。

公称型号的排列例

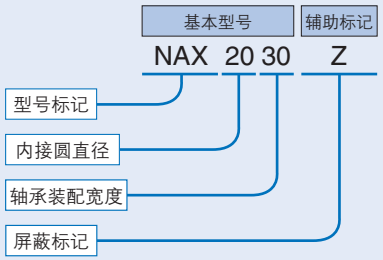
(a)尺寸系列+内径型号　之例



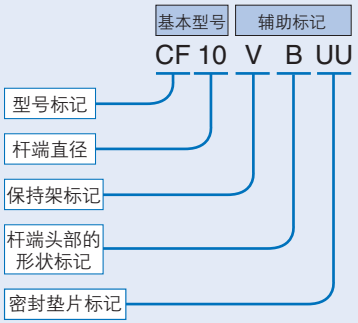
(b)内径或内接圆直径+外径
或外接圆直径+宽度　之例



(c)内径或内接圆直径+宽度　之例



(d)基本直径　之例



精度

IKO 滚针轴承的精度根据JIS B 1514-1～-3滚动轴承-轴承的公差，规定了主要尺寸的容许公差和容许值。主要尺寸的容许公差和容许值分别对如图11中所示项目作了规定。

滚针轴承的精度等级分为0级、6级、5级和4级四个等级，精度按此顺序提高。

表12中所示为径向轴承内圈的精度，表13中所示为径向轴承外圈的精度，表14中所示为径向轴承最小实测内接圆直径的容许差，表15中所示为径向轴承倒角尺寸的容许界限值。推力轴承请参照推力轴承精度的章节。此外，冲压外圈型滚针轴承、滚子轴承、凸轮从动轴承、滚子从动轴承、复合型滚针轴承、交叉滚子轴承有一部分为特殊精度、请参照各轴承精度的章节。

备注

径向轴承的精度所用的代表符号的含义如下：

①Δ表示尺寸公差(deviation)。

②V表示尺寸的不同或变动(variation)。

③下标s表示“实测的”，下标m表示“算数平均的”，缀字p表示“同一平面的”。

[例]V_{dsp}表示在各径向平面内径的最大值和最小值的差(相当于真圆度的特性)的最大值，V_{dmp}表示在各径向平面的平均内径相互之间的不同(相当于圆柱度的特性)的最大值。

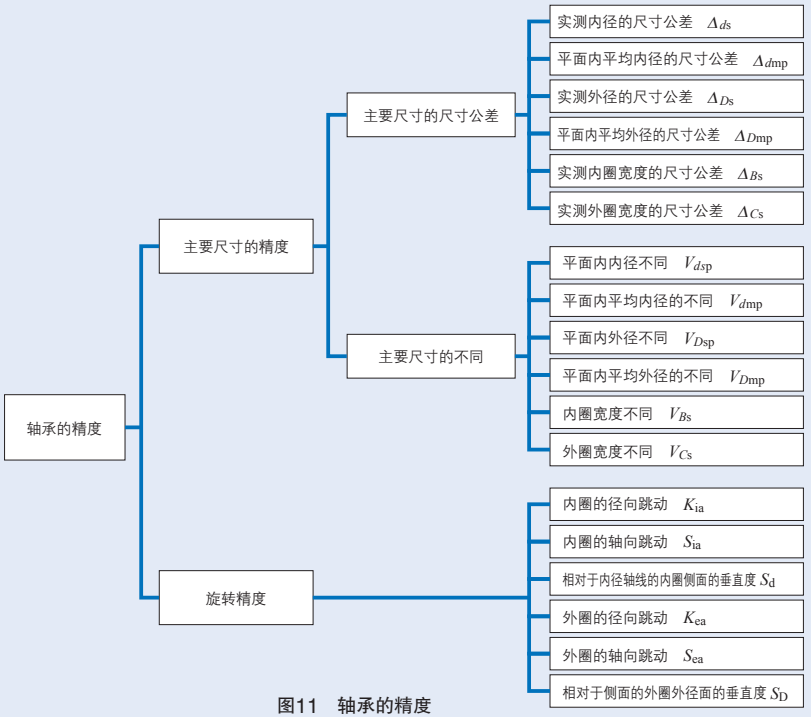


图11　轴承的精度

表12　内圈的精度

单位　μm

d 公称轴承内径 mm		Δ_{dmp} 平面内平均内径的尺寸公差								Δ_{ds} 实测内径的尺寸公差		V_{dsp} 平面内内径不同								V_{dmp} 平面内平均内径的不同			
		0级		6级		5级		4级		4级		直径系列8、9(1)				直径系列0(2)				0级	6级	5级	4级
超过	以下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	最大				最大				最大			
2.5	10	0	−8	0	−7	0	−5	0	−4	0	−4	10	9	5	4	8	7	4	3	6	5	3	2
10	18	0	−8	0	−7	0	−5	0	−4	0	−4	10	9	5	4	8	7	4	3	6	5	3	2
18	30	0	−10	0	−8	0	−6	0	−5	0	−5	13	10	6	5	10	8	5	4	8	6	3	2.5
30	50	0	−12	0	−10	0	−8	0	−6	0	−6	15	13	8	6	12	10	6	5	9	8	4	3
50	80	0	−15	0	−12	0	−9	0	−7	0	−7	19	15	9	7	19	15	7	5	11	9	5	3.5
80	120	0	−20	0	−15	0	−10	0	−8	0	−8	25	19	10	8	25	19	8	6	15	11	5	4
120	180	0	−25	0	−18	0	−13	0	−10	0	−10	31	23	13	10	31	23	10	8	19	14	7	5
180	250	0	−30	0	−22	0	−15	0	−12	0	−12	38	28	15	12	38	28	12	9	23	17	8	6
250	315	0	−35	0	−25	0	−18					44	31	18		44	31	14		26	19	9	
315	400	0	−40	0	−30	0	−23					50	38	23		50	38	18		30	23	12	
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																				
800	1000	0	−100																				
1000	1250	0	−125																				
1250	1600	0	−160																				
1600	2000	0	−200																				

K_{ia} 径向跳动				S_d 相对于内径轴线的内圈侧面的垂直度		S_{ia}(3) 轴向跳动		Δ_{Bs} 实测内圈宽度的尺寸公差								V_{Bs} 宽度不同				d 公称轴承内径 mm	
0级	6级	5级	4级	5级	4级	5级	4级	0级		6级		5级		4级		0级	6级	5级	4级		
最大				最大		最大		上	下	上	下	上	下	上	下	最大				超过	以下
10	6	4	2.5	7	3	7	3	0	−120	0	−120	0	−40	0	−40	15	15	5	2.5	2.5	10
10	7	4	2.5	7	3	7	3	0	−120	0	−120	0	−80	0	−80	20	20	5	2.5	10	18
13	8	4	3	8	4	8	4	0	−120	0	−120	0	−120	0	−120	20	20	5	2.5	18	30
15	10	5	4	8	4	8	4	0	−120	0	−120	0	−120	0	−120	20	20	5	3	30	50
20	10	5	4	8	5	8	5	0	−150	0	−150	0	−150	0	−150	25	25	6	4	50	80
25	13	6	5	9	5	9	5	0	−200	0	−200	0	−200	0	−200	25	25	7	4	80	120
30	18	8	6	10	6	10	7	0	−250	0	−250	0	−250	0	−250	30	30	8	5	120	180
40	20	10	8	11	7	13	8	0	−300	0	−300	0	−300	0	−300	30	30	10	6	180	250
50	25	13		13		15		0	−350	0	−350	0	−350			35	35	13		250	315
60	30	15		15		20		0	−400	0	−400	0	−400			40	40	15		315	400
65	35							0	−450	0	−450					50	45			400	500
70	40							0	−500	0	−500					60	50			500	630
80								0	−750							70				630	800
90								0	−1000							80				800	1000
100								0	−1250							100				1000	1250
120								0	−1600							120				1250	1600
140								0	−2000							140				1600	2000

注(1)　适用于除NAS之外的型号。
(2)　适用于NAS。
(3)　适用于NATA、NATB。

表13　外圈的精度

单位　μm

D 公称轴承外径 mm		Δ_{Dmp} 平面内平均外径的尺寸公差								Δ_{Ds} 实测外径的尺寸公差		V_{Dsp}(1) 平面内外径不同								
												开放轴承								密封、屏蔽轴承
		0级		6级		5级		4级		4级		直径系列8、9(2)				直径系列0(3)				直径系列0(3)
超过	以下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	最大				最大				最大
2.5	6	0	−8	0	−7	0	−5	0	−4	0	−4	10	9	5	4	8	7	4	3	9
6	18	0	−8	0	−7	0	−5	0	−4	0	−4	10	9	5	4	8	7	4	3	9
18	30	0	−9	0	−8	0	−6	0	−5	0	−5	12	10	6	5	9	8	5	4	10
30	50	0	−11	0	−9	0	−7	0	−6	0	−6	14	11	7	6	11	9	5	5	13
50	80	0	−13	0	−11	0	−9	0	−7	0	−7	16	14	9	7	13	11	7	5	16
80	120	0	−15	0	−13	0	−10	0	−8	0	−8	19	16	10	8	19	16	8	6	20
120	150	0	−18	0	−15	0	−11	0	−9	0	−9	23	19	11	9	23	19	8	7	25
150	180	0	−25	0	−18	0	−13	0	−10	0	−10	31	23	13	10	31	23	10	8	30
180	250	0	−30	0	−20	0	−15	0	−11	0	−11	38	25	15	11	38	25	11	8	
250	315	0	−35	0	−25	0	−18	0	−13	0	−13	44	31	18	13	44	31	14	10	
315	400	0	−40	0	−28	0	−20	0	−15	0	−15	50	35	20	15	50	35	15	11	
400	500	0	−45	0	−33	0	−23					56	41	23		56	41	17		
500	630	0	−50	0	−38	0	−28					63	48	28		63	48	21		
630	800	0	−75	0	−45	0	−35					94	56	35		94	56	26		
800	1000	0	−100	0	−60							125	75			125	75			
1000	1250	0	−125																	
1250	1600	0	−160																	
1600	2000	0	−200																	
2000	2500	0	−250																	

V_{Dmp} 平面内平均外径的不同				K_{ea} 径向跳动				S_D 相对于侧面的外圈外径面的垂直度		S_{ea}(4) 轴向跳动		Δ_{Cs} 实测外圈宽度的尺寸公差		V_{Cs} 宽度不同				D 公称轴承外径 mm	
0级	6级	5级	4级	0级	6级	5级	4级	5级	4级	5级	4级	0、6、5、4级		0级	6级	5级	4级		
最大				最大				最大		最大		上	下	最大				超过	以下
6	5	3	2	15	8	5	3	8	4	8	5	根据相对于同一轴承的d的Δ_{Bs}的容许公差。		根据相对于同一轴承的d的V_{Bs}的容许值。		5	2.5	2.5	6
6	5	3	2	15	8	5	3	8	4	8	5					5	2.5	6	18
7	6	3	2.5	15	9	6	4	8	4	8	5					5	2.5	18	30
8	7	4	3	20	10	7	5	8	4	8	5					5	2.5	30	50
10	8	5	3.5	25	13	8	5	8	4	10	5					6	3	50	80
11	10	5	4	35	18	10	6	9	5	11	6					8	4	80	120
14	11	6	5	40	20	11	7	10	5	13	7					8	5	120	150
19	14	7	5	45	23	13	8	10	5	14	8					8	5	150	180
23	15	8	6	50	25	15	10	11	7	15	10					10	7	180	250
26	19	9	7	60	30	18	11	13	8	18	10					11	7	250	315
30	21	10	8	70	35	20	13	13	10	20	13					13	8	315	400
34	25	12		80	40	23		15		23						15		400	500
38	29	14		100	50	25		18		25						18		500	630
55	34	18		120	60	30		20		30						20		630	800
75	45			140	75													800	1000
				160														1000	1250
				190														1250	1600
				220														1600	2000
				250														2000	2500

注(1)　0级、6级适用于不装止动环时。
(2)　适用于NAS之外的型号。
(3)　适用于NAS。
(4)　适用于NATA、NATB。

表14　滚子组的最小实测内接圆直径 $F_{ws\,min}$(1)的容许公差　　单位　μm

F_w 公称内接圆直径 mm		$\Delta F_{ws\,min}$ 最小实测内接圆直径的尺寸公差	
超过	以下	上	下
3	6	＋ 18	＋10
6	10	＋ 22	＋13
10	18	＋ 27	＋16
18	30	＋ 33	＋20
30	50	＋ 41	＋25
50	80	＋ 49	＋30
80	120	＋ 58	＋36
120	180	＋ 68	＋43
180	250	＋ 79	＋50
250	315	＋ 88	＋56
315	400	＋ 98	＋62
400	500	＋108	＋68

注(1) 指用圆柱代理轴承内圈时，至少在一个径向使径向间隙为零的圆柱直径。

表15　径向轴承的倒角尺寸的容许界限值　　单位　mm

$r_{s\,min}$ 最小容许实测倒角尺寸	d 公称轴承内径		$r_{s\,max}$ 最大容许实测倒角尺寸	
	超过	以下	径向	轴向
0.1	—	—	0.55(2)	0.55(2)
0.15	—	—	0.6 (2)	0.6
0.2	—	—	0.7 (2)	0.8
0.3	—	40	0.8 (2)	1
	40	—	0.8	1
0.4(1)	—	—	0.8	1.2
0.6	—	40	1.1 (2)	2
	40	—	1.3	2
1	—	50	1.5	3
	50	—	1.9	3
1.1	—	120	2	3.5
	120	—	2.5	4
1.5	—	120	2.3	4
	120	—	3	5
2	—	80	3	4.5
	80	220	3.5	5
	220	—	3.8	6
2.1	—	280	4	6.5
	280	—	4.5	7
2.5	—	100	3.8	6
	100	280	4.5	6
	280	—	5	7
3	—	280	5	8
	280	—	5.5	8
4	—	—	6.5	9
5	—	—	8	10
6	—	—	10	13

注(1) JIS未作规定。
(2) 与JIS的数值不同。

备注 虽未规定倒角表面的正确的形状，但轴向平面的轮廓不得超出内圈侧面和轴承内径面的接触半径，或者外圈侧面和轴承外径面的接触半径$r_{s\,min}$的假想圆弧。(参照图12)

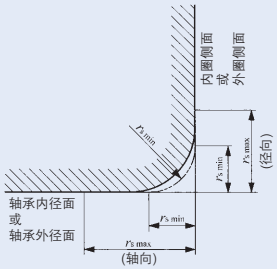


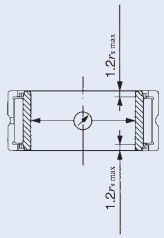
图12　最大倒角尺寸

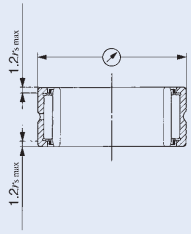
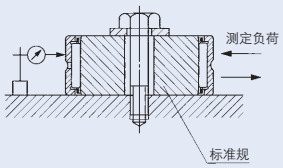
测定方法

IKO滚针轴承的测定方法根据JIS B 1515-1,-2滚动轴承-公差。表16和表17所示为该测定方法之例。

冲压外圈型滚针轴承的测定方法与通常的测定方法不同，请参照第70页的精度。

表16　主要尺寸的精度的测定方法

测定方法		精度的种类和定义	
轴承内径	使用适当的块规或校对环规，将指示器的指针基准点。 在测定范围内(从内圈侧面起各最大容许倒角尺寸的1.2倍之外的范围)的一个实测径向平面内改变角度，测定并记录最大实测内径($d_{sp\,max}$)及最小实测内径($d_{sp\,min}$)。 在多个径向平面内反复改变角度进行测定和记录，确定最大实测内径($d_{s\,max}$)及最小实测内径($d_{s\,min}$)。  	d_{mp} 平面内平均内径	一个径向平面内的实测内径的最大值和最小值的算数平均值。 $d_{mp} = \dfrac{d_{sp\,max} + d_{sp\,min}}{2}$ d_{sp} ：特定径向平面的实测内径。
		Δ_{dmp} 平面内平均内径的尺寸公差	平面内平均内径和公称内径之差。 $\Delta_{dmp} = d_{mp} - d$ d：公称轴承内径
		V_{dsp} 平面内内径不同	一个径向平面内的实测内径的最大值和最小值之差。 $V_{dsp} = d_{sp\,max} - d_{sp\,min}$
		V_{dmp} 平面内平均内径的不同	基本上是在各个具有圆筒状内径面的轨道圈上平面内平均内径的最大值和最小值之差。 $V_{dmp} = d_{mp\,max} - d_{mp\,min}$
		Δ_{ds} 实测内径的尺寸公差	实测内径和公称内径之差。 $\Delta_{ds} = d_s - d$ d_s：与实际内径面和径向平面之交线相接的2根平行直线间的距离。

测定方法		精度的种类和定义	
轴承外径	使用适当的块规或校对环规，将指示器的指针基准点。 在测定范围内(从外圈侧面起各最大容许倒角尺寸的1.2倍之外的范围)的一个实测径向平面内改变角度，测定并记录最大实测外径($D_{sp\ max}$)及最小实测外径($D_{sp\ min}$)。 在多个径向平面内反复改变角度进行测量和记录，确定最大实测外径($D_{s\ max}$)及最小实测外径($D_{s\ min}$)。  	D_{mp} 平面内平均外径	一个径向平面内的实测外径的最大值和最小值的算数平均值。 $D_{mp}=\dfrac{D_{sp\ max}+D_{sp\ min}}{2}$ D_{sp}：特定径向平面的实测外径。	
		Δ_{Dmp} 平面内平均外径的尺寸公差	基本上是圆筒状外径面的平面内平均外径和公称外径之差。 $\Delta_{Dmp}=D_{mp}-D$ D：公称轴承外径
		V_{Dsp} 平面内外径不同	一个径向平面内的实测外径的最大值和最小值之差。 $V_{Dsp}=D_{sp\ max}-D_{sp\ min}$
		V_{Dmp} 平面内平均外径不同	基本上是在各个具有圆筒状外径面的轨道圈上平面内平均外径的最大值和最小值之差。 $V_{Dmp}=D_{mp\ max}-D_{mp\ min}$
		Δ_{Ds} 实测外径的尺寸公差	基本上是圆筒状外径面的实测外径和公称外径之差。 $\Delta_{Ds}=D_s-D$ D_s：与实际外径面和径向平面之交线相接的2根平行直线间的距离。
内接圆直径	将校对环规固定于基准面。在校对环规上装上轴承，并将指示器的探头沿径向方向放在轴承或环规外径面宽度的中间附件。 使与指示器相同及相反方向的径向测量负荷交替作用在外圈上，用指示器测量外圈的移动量，并记录外圈的最大径向移动量。使轴承转动，在几个不同的位置反复测量，确定最大实测内接圆直径($F_{ws\ max}$)及最小实测内接圆直径($F_{ws\ min}$)。  	F_{ws} 滚动体组的实测内接圆直径	在没有内圈的径向轴承中，滚动体组的内接圆和径向平面之交线相接的2根平行直线间的距离。
		$F_{ws\ min}$ 滚动体组的最小实测内接圆直径	在没有内圈的径向轴承中，滚动体组的实测内接圆直径的最小值。 **备注** 滚动体组的最小实测内径为至少在一个径向方向径向间隙为零的圆筒的直径。

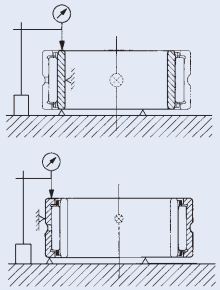
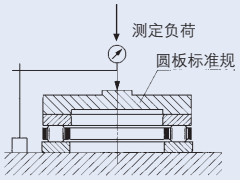
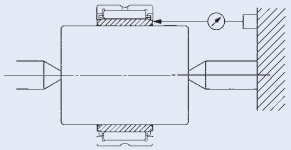
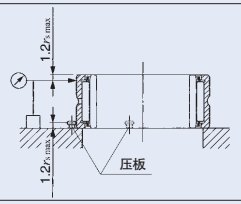
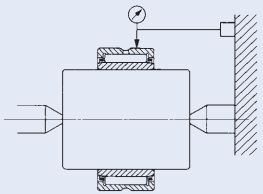
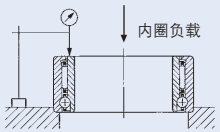
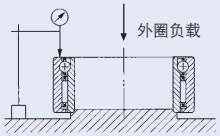
测定方法		精度的种类和定义	
内圈宽度	使用适当基础面高度的适当的块规或校对环规，将指示器的指针对准基准点。 用高度相同等间隔配置的3个固定支架支承住内圈或外圈的基准侧面。将2个配置成90° 的固定支架，沿径向方向放在内径面或外径面使得获得内圈或外圈的旋转中心。 指示器的探头放在与1个固定式支架相对应的位置的相反侧的侧面。 使内圈或外圈转动1圈，测量并记录最大实测内圈(外圈)宽度($B_{s\ max}$或$C_{s\ max}$)及最小实测内圈(外圈)宽度($B_{s\ min}$或$C_{s\ min}$)。 	Δ_{Bs} 实测内圈宽度的尺寸公差	实测内圈宽度和公称内圈宽度之差。 $\Delta_{Bs}=B_s-B$
		V_{Bs} 内圈宽度不同	每个内圈的实测内圈宽度的最大值和最小值之差。 $V_{Bs}=B_{s\ max}-B_{s\ min}$
外圈宽度		Δ_{Cs} 实测外圈宽度的尺寸公差	实测外圈宽度和公称外圈宽度之差。 $\Delta_{Cs}=C_s-C$
		V_{Cs} 外圈宽度不同	每个外圈的实测外圈宽度的最大值和最小值之差。 $V_{Cs}=C_{s\ max}-C_{s\ min}$
高度	在基准面上放上轴承，使用适当基础面高度的适当的块规或校对环规，将指示器的指针对准基准点。 在轴承上放上厚度已知的圆板环轨，负载中心测定负荷，将指示器的探头放在圆板环规的中间。 转动输出轴承座轨道盘直到到达最小高度，读取指示器的读数。  	Δ_{Ts} 实际轴承高度的尺寸公差	推力轴承的实际轴承高度和公称轴承高度之差。 $\Delta_{Ts}=T_s-T$ T_s：实际轴承高度 T：公称轴承高度

表17　旋转精度的测定方法

精度的种类	测定方法	
S_d 相对于内径轴线的内圈侧面的垂直度	使用直径的锥度比约为1:5000的精密心轴。 将轴承装在该锥形心轴上，并在两中心支撑住以便能正确旋转。 在从心轴中心到内圈基准侧面的平均直径的二分之一的位置，将指示器的探头放在内圈基准侧面。 边使内圈转动1圈，边读取指示器的读数。	
S_D 相对于侧面的外圈外径面的垂直度	将外圈的基准侧面放在基准面。如是组合轴承，不要使内圈接触到基准面。将2个配置成90°的固定式支架放在外圈的圆筒外径面使得能获得外圈的旋转中心。 指示器的探头放在1个固定式支架上面。指示器的探头和2个固定式支架放在测定范围界限位置(分别距离外圈侧面最大容许倒角尺寸的1.2倍的位置)。 边使外圈转动1圈，边读取指示器的读数。	
K_{ia} 内圈的径向跳动	使用直径的锥度比约为1:5000的精密心轴。 将轴承装在该锥形心轴上，并在两中心支撑住以便能正确旋转。 将指示器的探头放在对应于外圈轨道中间部分的外圈外径面。 用滚动体支撑住外圈的自重，保持外圈不转动。边使心轴转动1圈，边读取指示器的读数。	
K_{ea} 外圈的径向跳动	使用直径的锥度比约为1:5000的精密心轴。 将轴承装在该锥形心轴上，并在两中心支撑住以便能正确旋转。 将指示器的探头放在对应于外圈轨道中间部分的外圈外径面。 保持内圈不转动。边使外圈转动1圈，边读取指示器的读数。	
S_{ia} 内圈的轴向跳动	将外圈的基准侧面放在为给外圈外径定中心而具有导向部的基准面。在内圈的基准侧面负载中心测定负荷使滚动体切实与轨道接触。 将指示器的探头放在内圈的基准侧面，边使内圈转动1圈边读取指示器的读数。	
S_{ea} 外圈的轴向跳动	将内圈的基准侧面放在为给内圈内径定中心而具有导向部的基准面。在外圈的基准侧面负载中心测定负荷，使滚动体切实与轨道接触。 将指示器的探头放在外圈的基准侧面，边使外圈转动1圈边读取指示器的读数。	

间隙

轴承的间隙是指轨道轮与滚动体之间的间隙。将内圈或外圈固定，给未固定侧的轨道轮按径向交替施加规定的测定负荷时，其移动量称为径向内部间隙。这时的测定负荷极小，这个值在JIS B 1515-2滚动轴承-公差-第2部：验证的原则及方法中有所规定。

❶附带内圈的滚针轴承的径向内部间隙依据JIS B 1520滚动轴承的径向内部间隙，其值如表18中所示。径向内部间隙从数值小的开始，为C2、CN、C3、C4、C5，通常使用间隙CN。如果径向内部间隙的范围想要小于表18中所示的值，请向IKO咨询。

❷冲压外圈型滚针轴承的径向内部间隙只有压进规定的轴承座才能获得正确的尺寸精度，所以不能适用表18中的值。请参照第72页。

❸凸轮从动轴承、滚子从动轴承及交叉滚子轴承的径向内部间隙，请参照各轴承的章节。

表18　滚针轴承的径向内部间隙的值

单位　μm

d 公称轴承内径 mm		间隙分类									
		C2		CN		C3		C4		C5	
超过	以下	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
—	10	0	25	20	45	35	60	50	75	—	—
10	24	0	25	20	45	35	60	50	75	65	90
24	30	0	25	20	45	35	60	50	75	70	95
30	40	5	30	25	50	45	70	60	85	80	105
40	50	5	35	30	60	50	80	70	100	95	125
50	65	10	40	40	70	60	90	80	110	110	140
65	80	10	45	40	75	65	100	90	125	130	165
80	100	15	50	50	85	75	110	105	140	155	190
100	120	15	55	50	90	85	125	125	165	180	220
120	140	15	60	60	105	100	145	145	190	200	245
140	160	20	70	70	120	115	165	165	215	225	275
160	180	25	75	75	125	120	170	170	220	250	300
180	200	35	90	90	145	140	195	195	250	275	330
200	225	45	105	105	165	160	220	220	280	305	365
225	250	45	110	110	175	170	235	235	300	330	395
250	280	55	125	125	195	190	260	260	330	370	440
280	315	55	130	130	205	200	275	275	350	410	485
315	355	65	145	145	225	225	305	305	385	455	535
355	400	100	190	190	280	280	370	370	460	510	600
400	450	110	210	210	310	310	410	410	510	565	665
450	500	110	220	220	330	330	440	440	550	625	735

备注　对间隙CN的轴承，在轴承的公称型号中不附标记，间隙C2、C3、C4及C5的轴承要在公称型号中标示C2、C3、C4及C5。
例　NA　4905　C2

选择间隙

滚针轴承的径向内部间隙因轴承的配合、轨道轮与滚动体的温差、负荷等而变化，这些会对轴承的寿命、精度、声音、发热等带来很大的影响。径向间隙过大的话，振动、声音会增大，径向间隙过小，则会使轨道面与滚动体的接触部压力过大，造成异常发热、降低寿命等。因此，理想的是在装配前预先给予间隙，以使在轴承恒定运行达到一定温度(饱和温度)时，间隙为零或微小的正数。但是，要使所有的轴承都达到这一理想状态是很难的，在一般工作条件下用得最多的是间隙CN，制作成使用表21、表22中所示的配合时不会产生障碍。

使用间隙CN之外的径向内部间隙时，请参考表19。

表19　间隙CN之外的径向内部间隙的选择例

工作条件	选择间隙
承载重负荷及冲击负荷，过盈量大时	间隙C3以上
承载不定向的负荷，内外圈都需要过盈量时	
内圈温度比外圈高时	
轴的挠曲或轴承座的安装误差大时	
想要减小振动、声音时 内外圈都为间隙配合时 想要给予预压时	间隙C2以下

因配合而使径向间隙减少

留出过盈量，将内圈安装在轴上，外圈安装在轴承座后，轨道轮因弹性变形而膨胀、收缩，结果，径向间隙就减少了。这时的径向间隙称作剩余(内部)间隙。

径向间隙的减少量可根据下面的公式求出，一般为过盈量的70～90%。

$$\Delta_C = \Delta_F + \Delta_E \quad \cdots\cdots (24)$$

式中　Δ_C：径向间隙的减少量　mm
　　Δ_F：内圈外径的膨胀量　mm
　　Δ_E：外圈内径的收缩量　mm

❶内圈外径的膨胀量

・实心轴时

$$\Delta_F = \Delta_{de}\frac{d}{F} \quad \cdots\cdots (25)$$

・空心轴时

$$\Delta_F = \Delta_{de}\frac{d}{F}\,\frac{1-(d_i/d)^2}{1-(d/F)^2\,(d_i/d)^2} \quad \cdots\cdots (26)$$

式中　Δ_{de}：内圈的有效过盈量　mm
　　d　：内圈内径　mm
　　F　：内圈外径　mm
　　d_i　：空心轴的内径　mm

❷外圈内径的收缩量

・钢质轴承座时($D_0=\infty$)

$$\Delta_E = \Delta_{De}\frac{E}{D} \quad \cdots\cdots (27)$$

・钢质轴承座时($D_0 \neq \infty$)

$$\Delta_E = \Delta_{De}\frac{E}{D}\,\frac{1-(D/D_0)^2}{1-(E/D)^2\,(D/D_0)^2} \quad \cdots\cdots (28)$$

式中　Δ_{De}：外圈的有效过盈量　mm
　　D　：外圈外径　mm
　　E　：外圈内径　mm
　　D_0　：轴承座外径　mm

因内外圈的温差使径向间隙减少

旋转产生的摩擦热量通过轴和轴承座或者通过油和空气散热到外部，在一般的工作状态下，外圈侧的散热比轴散热更好，所以一般外圈侧的温度较低。运行中滚动体的温度最高，接下来依次是内圈、外圈。因此，热膨胀量不同，径向间隙减少。这时的径向间隙称作有效(内部)间隙，减少量可用下面的公式求出。

$$\Delta\delta = \alpha\,\Delta_t\,E \quad \cdots\cdots (29)$$

式中　$\Delta\delta$　：径向间隙的减少量　mm
　　α　：轴承钢的线膨胀系数
　　$\approx 12.5\times10^{-6}$　1/℃
　　Δ_t　：将内圈与滚动体作为一体考虑时与外圈的温差　℃
　　E　：外圈内径　mm

Δ_t 在普通工作状态下为5～10℃，高速旋转时为15～20℃。因此，如果温差大，需要选择大小与其相符的径向内部间隙。

配合

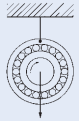
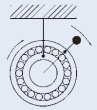
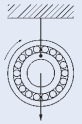
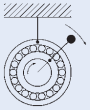
配合的目的

要想充分发挥出滚针轴承的功能，如何将轨道轮与轴和轴承座正确地配合是很重要的。

配合的目的在于根据需要给轴承内圈和轴、外圈和轴承座保留适当的过盈量，使相互不产生有害的打滑现象。

如果过盈量不足，配合面产生圆周方向的有害打滑现象，造成配合面异常磨损，磨损的粉末再进入轴承内部，引起异常发热和振动等，因此合适的配合是非常必要的。

表20　径向负荷的性质和配合

负荷的性质		旋转条件	配合 内圈	配合 外圈
内圈旋转负荷 外圈静止负荷		内　圈：旋转 外　圈：静止 负荷方向：一定	过盈配合	间隙配合
		内　圈：静止 外　圈：旋转 负荷方向：与外圈一起旋转		
外圈旋转负荷 内圈静止负荷		内　圈：静止 外　圈：旋转 负荷方向：一定	间隙配合	过盈配合
		内　圈：旋转 外　圈：静止 负荷方向：与内圈一起旋转		
不定向负荷	负荷的方向发生变动，负荷不均匀等负荷方向不确定时	内　圈：旋转或静止 外　圈：旋转或静止 负荷方向：方向无法确定	过盈配合	过盈配合

决定配合的条件

决定轴承的配合时，需要考虑其用途上的负荷的性质、负荷大小、温度条件、要求的旋转精度、轴及轴承座的材质、精加工程度和厚度、安装及装卸的难易度等。

❶ 负荷的性质和配合

基本上，根据负荷方向相对于内圈、外圈是相对旋转还是静止，来决定配合。

关于径向负荷的性质和配合，一般如表20所示。

❷ 负荷大小和过盈量

作用的负荷的大小和过盈量的关系为负荷越大，过盈量也越大。

如果在内圈和轴之间设过盈量，就需要估计因径向负荷引起的过盈量的减少。过盈量的减少量可由下面的公式求出。

・$F_r \leqslant 0.2C_0$时

$$\Delta_{dF} = 0.08\sqrt{\frac{d}{B}F_r} \times 10^{-3} \cdots\cdots(30)$$

・$F_r > 0.2C_0$时

$$\Delta_{dF} = 0.02\frac{F_r}{B} \times 10^{-3} \cdots\cdots(31)$$

式中 F_r ：作用于轴承的径向负荷 N
C_0 ：基本额定静负荷 N
Δ_{dF}：内圈的过盈量的减少量 mm
d ：内圈内径 mm
B ：内圈宽度 mm

❸ 温度条件和过盈量的变化

配合面的过盈量也受轴承与轴及轴承座的温差的影响。例如蒸气通过的空心轴、轴承座的材质为轻型合金等时，必须考虑温差及线膨胀系数的差异等。

通常，内圈的过盈量因运行中轴承温度的上升而减少。如果设现在轴承内部和轴承座周围的温差为Δ_T，那么内圈和轴的配合面的温差基本可假定为(0.1～0.15)Δ_T。因此，因该温差引起的内圈的过盈量的减少量可由下面的公式求出。

$$\Delta_{dT} = (0.1 \sim 0.15)\Delta_T \alpha d \approx 0.0015\,\Delta_T d \times 10^{-3} \cdots(32)$$

式中 Δ_{dT}：因温差引起的内圈过盈量的减少量 mm
Δ_T ：轴承内部和轴承座周围的温差 ℃
α ：轴承钢的线膨胀系数 $\approx 12.5 \times 10^{-6}$ 1/℃
d ：内圈内径 mm

❹ 轴的精加工程度和过盈量

配合面表面光洁度的凸起部分在配合时被压扁，因而有效过盈量比通过测定得到的表观过盈量小。一般情况下，有效过盈量可由下面的公式求出。

・磨削轴时

$$\Delta_{de} = \frac{d}{d+2}\Delta_{df} \cdots\cdots(33)$$

・车削轴时

$$\Delta_{de} = \frac{d}{d+3}\Delta_{df} \cdots\cdots(34)$$

式中 Δ_{de}：内圈的有效过盈量 mm
d ：内圈内径 mm
Δ_{df}：表观过盈量 mm

❺ 最小过盈量及最大过盈量

负荷的作用线相对于内圈旋转时，内圈安装在轴上时要设过盈量。

钢制的空心磨削轴时，根据公式(30)或(31)(32)(33)，最小过盈量(必须的表观过盈量)Δ_{df}如下。

$$\Delta_{df} \geqslant \frac{d+2}{d}(\Delta_{dF} + 0.0015\,\Delta_T d \times 10^{-3}) \cdots\cdots(35)$$

最大过盈量最好不到轴径的1/1000。外圈的有效过盈量因轴承座的材质、厚度及形状等的不同而不同，需根据经验选择。

选择配合

要选择正确的配合既要考虑前面所述的各个条件，又要参考过去的经验和实绩。

最常用的配合如表21和表22所示。

使用薄壁轴承座或空心轴时，过盈量应比普通的配合大。

与无内圈的滚针轴承的轴的配合见表23。

冲压外圈型滚针轴承和轴承座的配合参照第72页。

此外，冲压外圈型滚针轴承用的内圈和轴的配合见表22。

表21 滚针轴承和轴承座的配合(冲压外圈型除外)

工作条件		轴承座(1)的公差域等级	适用例(参考)
外圈旋转负荷	薄壁轴承座重负荷 大冲击负荷	P7(2)	飞轮
	重负荷、普通负荷	N7(2)	轮毂、传动齿轮
	轻负荷、变动负荷	M7	滑轮、张紧轮
不定向负荷	大冲击负荷	M7	偏心轮、泵
	重负荷、普通负荷	K7	压缩机
	普通负荷、轻负荷	J7	曲轴、压缩机
外圈静止负荷	冲击负荷、重负荷	J7	一般的轴承部分、齿轮轴
	普通负荷、轻负荷	H7	一般的轴承部分
	通过轴有热传导时	G7	造纸干燥机
轻负荷、普通负荷、尤其需要精密旋转和高刚性时		K6	机床主轴

注(1) 此表适用于钢或铸铁轴承座。如为轻型合金，应选用比此更紧一些的配合。
一分为二的轴承座的配合请勿比J7更硬。
(2) 请注意勿使径向间隙过小。

备注 轻负荷、普通负荷及重负荷分别表示为$P \leqslant 0.06C$、$0.06C < P \leqslant 0.12C$以及$0.12C < P$。
P表示径向当量动负荷，C表示所用轴承的基本额定动负荷。

表22　附带内圈的滚针轴承和轴的配合

工作条件		轴径 mm 超过	轴径 mm 以下	轴的公差域等级(1)	适用例(参考)
内圈静止负荷	轻负荷、普通负荷、低、中速旋转	所有的轴径		g6	静止轴的车轮 控制杆齿轮 绳索滑轮 张紧轮
	重负荷中速旋转			h6	
	尤其要求安静的运行和精度时			h5	
内圈旋转负荷 或 不定向负荷	轻负荷	— 50 100 200	50 100 200 —	j5 k5 m6(2) n6(3)	电气器具、精密机械 机床、泵 鼓风机、搬运车
	普通负荷	— 50 150 200	50 150 200 —	k5(4) m5、m6(2) n6(3) p6(3)	一般的轴承部分 泵、齿轮传动装置 木工机械、内燃机
	重负荷 冲击负荷	— 150	150 —	n6(3) p6(3)	产业车辆、建筑机械 粉碎机

注(1) 此表适用于钢制实心轴。
(2) 有必要研讨安装后因内圈轨道直径膨胀而使径向间隙的减少。
(3) 需要使用大于间隙CN的径向内部间隙的轴承。
(4) NATA及NATB请勿选用比k5更紧的配合。

表23　与无内圈的滚针轴承搭配的轴的公差域等级

F_w 公称内接圆直径 mm 超过	以下	径向内部间隙：小于间隙CN的间隙	间隙CN	大于间隙CN的间隙
		轴的公差域等级(1)		
— 65 80	65 80 160	k5 k5 k5	h5 h5 g5	g6 f6 f6
160 180 200	180 200 250	k5 j5 j5	g5 g5 f6	e6 e6 e6
250 315	315 —	h5 g5	f6 f6	e6 d6

注(1) 轴承座如是比K7更紧的配合时，应考虑到安装后的滚子内接圆直径的收缩量，选用较小的轴。

表24　对径向轴承(JIS　0级)的配合数值(与轴承座的配合)　　单位　μm

D 公称轴承外径 mm 超过	以下	Δ_{Dmp} 平面内平均外径的尺寸公差 上	下	G7	H7	J7	K6	K7	M7	N7	P7
3	6	0	−8	−24～−4	−20～0	−14～6	−10～6	−11～9	−8～12	−4～16	0～20
6	10	0	−8	−28～−5	−23～0	−16～7	−10～7	−13～10	−8～15	−4～19	1～24
10	18	0	−8	−32～−6	−26～0	−18～8	−10～9	−14～12	−8～18	−3～23	3～29
18	30	0	−9	−37～−7	−30～0	−21～9	−11～11	−15～15	−9～21	−2～28	5～35
30	50	0	−11	−45～−9	−36～0	−25～11	−14～13	−18～18	−11～25	−3～33	6～42
50	80	0	−13	−53～−10	−43～0	−31～12	−17～15	−22～21	−13～30	−4～39	8～51
80	120	0	−15	−62～−12	−50～0	−37～13	−19～18	−25～25	−15～35	−5～45	9～59
120	150	0	−18	−72～−14	−58～0	−44～14	−22～21	−30～28	−18～40	−6～52	10～68
150	180	0	−25	−79～−14	−65～0	−51～14	−29～21	−37～28	−25～40	−13～52	3～68
180	250	0	−30	−91～−15	−76～0	−60～16	−35～24	−43～33	−30～46	−16～60	3～79
250	315	0	−35	−104～−17	−87～0	−71～16	−40～27	−51～36	−35～52	−21～66	1～88
315	400	0	−40	−115～−18	−97～0	−79～18	−47～29	−57～40	−40～57	−24～73	1～98
400	500	0	−45	−128～−20	−108～0	−88～20	−53～32	−63～45	−45～63	−28～80	0～108

备注　负值表示间隙，正值表示过盈量。

表25　对径向轴承(JIS　0级)的配合数值(与轴的配合)　　单位　μm

d 公称轴承内径 mm 超过	以下	Δ_{dmp} 平面内平均内径的尺寸公差 上	下	g6	h5	h6	j5	k5	m5	m6	n6	p6
3	6	0	−8	−12～4	−5～8	−8～8	−2～11	1～14	4～17	4～20	8～24	12～28
6	10	0	−8	−14～3	−6～8	−9～8	−2～12	1～15	6～20	6～23	10～27	15～32
10	18	0	−8	−17～2	−8～8	−11～8	−3～13	1～17	7～23	7～26	12～31	18～37
18	30	0	−10	−20～3	−9～10	−13～10	−4～15	2～21	8～27	8～31	15～38	22～45
30	50	0	−12	−25～3	−11～12	−16～12	−5～18	2～25	9～32	9～37	17～45	26～54
50	80	0	−15	−29～5	−13～15	−19～15	−7～21	2～30	11～39	11～45	20～54	32～66
80	120	0	−20	−34～8	−15～20	−22～20	−9～26	3～38	13～48	13～55	23～65	37～79
120 140 160	140 160 180	0	−25	−39～11	−18～25	−25～25	−11～32	3～46	15～58	15～65	27～77	43～93
180 200 225	200 225 250	0	−30	−44～15	−20～30	−29～30	−13～37	4～54	17～67	17～76	31～90	50～109
250 280	280 315	0	−35	−49～18	−23～35	−32～35	−16～42	4～62	20～78	20～87	34～101	56～123
315 355	355 400	0	−40	−54～22	−25～40	−36～40	−18～47	4～69	21～86	21～97	37～113	62～138
400 450	450 500	0	−45	−60～25	−27～45	−40～45	−20～52	5～77	23～95	23～108	40～125	68～153

备注　负值表示间隙，正值表示过盈量。

轴及轴承座的设计

轴、轴承座的精度和光洁度

轴、轴承座的精度和光洁度

由于滚针轴承的轨道轮很薄，如果轴或轴承座的精度不够高，就很可能会影响轴承性能的充分发挥。在一般的工作条件下，也可使用车削精加工的配合面，但在负荷大，对精度和声音的要求高的地方就需要磨削精加工。

一般配合面的精度和表面光洁度见表26。

轨道面的精度和光洁度

滚针轴承与其他轴承不同，轴、轴承座可直接作为轨道面使用。这时，需注意轨道面的精度和表面光洁度会影响轴承寿命、声音及精度。

一般轨道面的精度和表面光洁度见表26。

轴的倾斜

轴的挠曲、轴及轴承座的加工精度、安装误差等会使轴和外圈多少产生一些倾斜。

在这种情况下，请避免同一个轴安装两个以上的轴承，而是使用额定负荷大的轴承。

建议轴的倾斜在1/1000以下。

表27　相对于基准尺寸的公差等级IT的数值(1)

基准尺寸 mm		公差等级		
		IT5	IT6	IT7
超过	以下	公差　μm		
—	3	4	6	10
3	6	5	8	12
6	10	6	9	15
10	18	8	11	18
18	30	9	13	21
30	50	11	16	25
50	80	13	19	30
80	120	15	22	35
120	180	18	25	40
180	250	20	29	46
250	315	23	32	52
315	400	25	36	57
400	500	27	40	63
500	630	30	44	70

注(1) 依据JIS B 0401标准。

表26　滚针轴承的轴、轴承座的规格

分类	轴		轴承座	
	作为配合面时	作为轨道面时	作为配合面时	作为轨道面时
真圆度	0.3×IT6(1) 或 0.3×IT5(1)	0.3×IT6(1) 或 0.3×IT5(1)	0.3×IT7(1) 或 0.3×IT6(1)	0.3×IT7(1) 或 0.3×IT6(1)
圆柱度	0.5×IT6(2) 或 0.5×IT5(2)	0.3×IT6(1) 或 0.3×IT5(1)	0.5×IT7(2) 或 0.5×IT6(2)	0.3×IT7(1) 或 0.3×IT6(1)
表面光洁度　μmR_a (μmR_y)	0.8 (3.2)	0.2(3) (0.8)	1.6 (6.3)	0.2(3) (0.8)
硬度	—	58～64HRC(4)	—	58～64HRC(4)

注(1) 建议轴及轴承座在尺寸公差的30%以下。
(2) 建议轴及轴承座在尺寸公差的50%以下。
(3) 要求的精度略低时，也可在0.8μmR_a(3.2μmR_y)以内使用。
(4) 需要适当的硬化层深度。
备注　有关公差等级IT，请参照表27。

轨道面的材质和热处理

将轴、轴承座直接作为轨道面使用时，一般应选用下列材质的轴和外壳。

高碳铬轴承钢	SUJ2	JIS G 4805
机械结构用合金钢	SCM415～421	JIS G 4053
机械结构用合金钢	SNCM 220	JIS G 4053
机械结构用合金钢	SCr 420	JIS G 4053
机械结构用合金钢	SNC 415、815	JIS G 4053
机械结构用合金钢	S 15 CK	JIS G 4051

此外，还可将S50C、S55C(JIS G 4051)等经完全淬火或高频淬火后使用。

淬火后，需在+160～+180℃温度下回火，使硬化层形成细微均匀的马氏体组织。

通过渗碳淬火或高频淬火硬化轨道面，在表面硬度达到58～64HRC的同时，必须确保适当的硬化层深度。热处理磨削后的最小有效硬化层深度，其基准为表面到硬度550HV位置的距离，由下面的公式求出。

$$E_{ht} \geqslant 0.8D_w(0.1+0.002D_w) \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (36)$$

式中　E_{ht}：最小有效硬化层深度　mm

D_w：滚子直径　mm

一般有效硬化层深度至少必须在0.3mm以上。

轴承安装方面的尺寸

滚针轴承安装相关的轴及轴承座的尺寸都记载在各轴承的尺寸表中。(参照图13)

与内圈相接的轴挡肩直径d_a的最小值及与外圈相接的轴承座挡肩径D_a的最大值，表示除去各挡肩倒角部分后与轴承侧面接触的有效直径。

轴挡肩(或内圈压板)的外径d_a的最大值是指相对轴承座和外圈，轴和内圈都便于安装和拆卸的尺寸。

轴及轴承座的拐角圆弧的最大容许实测半径$r_{as\ max}$必须小于轴承的倒角尺寸r的最小容许尺寸$r_{s\ min}$，以使轴挡肩与轴承侧面贴紧。其相关尺寸如表28所示。

对轴或轴承座进行磨削精加工时的开槽尺寸推荐表29中的值。

其他安装方面的尺寸分别根据需要记载于各轴承的章节，请参照。

为了方便地拆卸轴承，轴或轴承座的挡肩部分设缺口以便拆卸用具的卡爪能勾住。

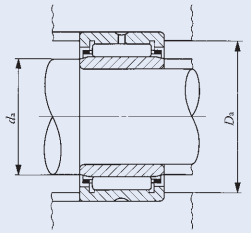


图13　安装方面的尺寸

表28　轴、轴承座的拐角圆弧的最大容许实测半径 $r_{as\,max}$

单位　mm

$r_{s\,min}$ 最小容许实测倒角尺寸	$r_{as\,max}$ 轴、轴承座的拐角圆弧的最大容许实测半径
0.1	0.1
0.15	0.15
0.2	0.2
0.3	0.3
0.4	0.4
0.6	0.6
1	1
1.1	1
1.5	1.5
2	2
2.1	2
2.5	2
3	2.5
4	3
5	4

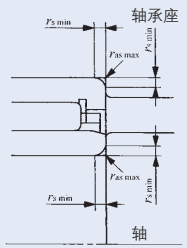
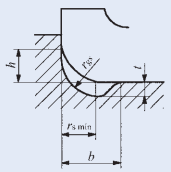


表29　磨削精加工的轴、轴承座的开槽尺寸　单位　mm

$r_{s\,min}$ 最小容许实测倒角尺寸	开槽尺寸		
	t	r_{gs}	b
1	0.2	1.3	2
1.1	0.3	1.5	2.4
1.5	0.4	2	3.2
2	0.5	2.5	4
2.1	0.5	2.5	4
3	0.5	3	4.7
4	0.5	4	5.9
5	0.6	5	7.4
6	0.6	6	8.6
7.5	0.6	7	10



密封装置

为了充分发挥滚动轴承的功能，应防止润滑剂漏出和脏污、水分等有害异物从外部进入。因此，密封装置必须能对所有的运行条件都始终起到密封和防尘作用。此外，在选择密封方法时还应考虑润滑剂的种类、密封垫片的圆周速度、工作温度、轴的偏心、密封垫片的摩擦等，以及易于装配和拆卸等。

密封装置大致可分为非接触形式和接触形式，应充分利用它们的特长，根据用途选择。

非接触形式的密封装置

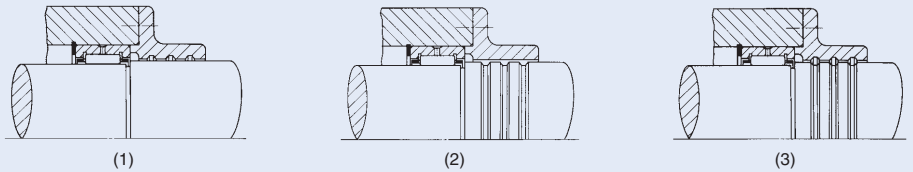
非接触形式的密封装置有油槽、甩油环、迷宫密封等，是利用离心力和小间隙的密封装置。

可不用考虑摩擦损失和磨损，尤其适用于高速旋转及高工作温度条件。但是，由于有间隙，所以对于停止时的漏油和防尘还不是特别充分。

❶ 油槽

在轴或者轴承座的一侧，或者达到更好的密封效果，可在两侧设油槽(参照图14)。轴和轴承座的间隙最好尽量小，考虑到加工、装配误差和轴的变形等，通常取表30中的值。油槽应在3条以上，宽度为3～5mm、深度为4～5mm左右。在油槽注满润滑脂可提高防尘效果。

螺纹槽形如图15所示，适用于旋转方向固定的水平轴，根据选择方向在轴或轴承座上设右旋或左旋的螺纹槽，与合适的防尘装置配合，使用润滑油润滑。



(1)　(2)　(3)

图14

表30　油槽形式的轴和轴承座的间隙　单位　mm

轴径	间隙
50以下	0.25～0.4
超过50	0.5　～1

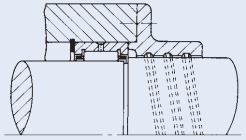
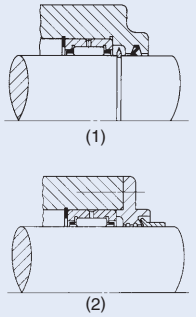


图15

❷ 甩油环

靠安装在轴上的旋转板旋转的离心作用，防止断油、漏油及异物侵入。图16(1)在轴承座的内侧设甩油环，主要目的是为了防止漏油。具有一定吸收脏物的作用，可在相对脏物较少的环境下使用。图16(2)所示为与其他密封装置并用，在外侧设甩油环防止异物侵入。



(1)

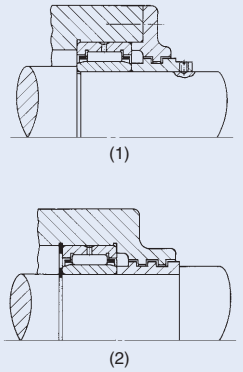
(2)

图16

❸ 迷宫密封

虽然在加工上多少有些难度，但密封效果好，尤其适用于高速运行条件下防止漏油。低速时，在迷宫密封部注满润滑脂可有效防尘。图17中需要将轴承座或盖子一切为二。图18为易于安装之例，如果与油封并用则密封效果更好。

迷宫密封的间隙通常为表31所示的值。



(1)

(2)

图17

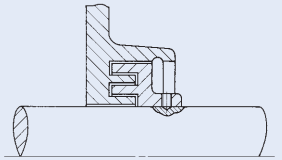


图18

表31　迷宫密封的间隙　单位　mm

轴径	间隙	
	径向	轴向
50以下	0.25～0.4	1～2
超过50	0.5　～1	3～5

接触形式的密封装置

通过材料本身的弹性对密封面施加压力，对作旋转、往复、摆动运动的轴的滑动面进行密封，密封材料一般使用合成橡胶、合成树脂、毡垫等。

❶ 油封

作为最常用的密封装置，大多使用合成橡胶油封。唇缘富于弹性，与轴接触获得密封效果。也有装入弹簧的类型，以保持适当的紧迫力。

唇缘和轴的滑动面一直为临界润滑和流体润滑混合的摩擦动作，如果没有了润滑剂，这一接触面就会产生发热、磨损、烧结，而反过来，油膜厚又会产生漏油。

通常的油封标准为JIS B 2402-1～5。IKO 滚针轴承用密封垫片(参照500页)为与滚针轴承的截面高度相适应的尺寸。

油封唇缘的材料使用普通丁腈橡胶，材料及其工作温度范围如表32。

与密封垫片接触的轴的精加工如表33所示，需根据轴的圆周速度加工到适当的表面光洁度，并且真圆度要好，轴的偏心也最好控制在不到0.05mm。

为了提高耐磨性，应通过镀硬铬或热处理，使轴的滑动部的硬度在40HRC以上。

表32　密封垫片的材料和工作温度

密封垫片的材料		工作温度范围 °C
合成橡胶	丁腈橡胶	－25～120
	丙烯酸橡胶	－15～130
	硅酮橡胶	－50～180
	含氟橡胶	－10～180
四氟化乙烯树脂		－50～220

表33　轴的圆周速度和表面光洁度

圆周速度 m/s		表面光洁度
超过	以下	μmR_a(μmR_y)
—	5	0.8(3.2)
5	10	0.4(1.6)
10	—	0.2(0.8)

❷ 毡垫密封

由于结构简单，很早就被用于润滑脂润滑的防尘。毡垫在旋转中会含一定程度的油，所以不易产生发热和烧结。但是，如果轴的圆周速度大(超过4m/s)就不能使用。在脏物和灰尘多的地方，有时被毡垫吸附在接触面上，会擦伤轴。为了防止出现这种情况，可以空一定的间隙装入2个毡垫，或与合成橡胶密封垫片并用。

润滑

润滑的目的

润滑轴承的主要目的是减少轴承内部的摩擦和磨损，防止发热和烧结。因此，润滑剂和润滑方法的恰到与否影响着轴承的性能，应根据工作条件选择。

润滑的效果如下。

❶ 减少摩擦和磨损

在构成轴承的轨道轮、滚动体及保持器相互接触的部分，防止金属接触，并对滚动面的差动打滑、歪斜打滑、旋转或弹性变形引起的微小打滑等，减少摩擦和磨损。

❷ 去除摩擦热量

润滑油带走因摩擦产生的热量或从外部传来的热量，防止轴承过热。一般采用循环加油的方式。

❸ 对轴承寿命影响

如果轨道轮和滚动体的滚动接触面之间被充分的油膜隔开，轴承的寿命就长，而如果油的稠度低油膜不充分，轴承的寿命就短。

❹ 防锈

通过润滑剂防止轴承内部和表面锈蚀。

❺ 防尘

润滑脂润滑效果显著。循环加油、喷射润滑具有洗去轴承附近异物的作用。

润滑方法

滚动轴承的润滑方法一般分为润滑脂润滑和润滑油润滑。在特别情况下也使用固体润滑剂。

一般来说润滑脂润滑的最大优点是密封装置简单、经济，所以广为使用。一次供脂可使用较长时间。但是，与润滑油相比，流动阻力大，搅拌热也大，散热性和冷却能力差。

润滑油润滑流动性好，故散热好，也适合于高速旋转。而且，润滑油中的垃圾过滤简单，能防止因异物产生的声音和振动，延长轴承寿命。另外，还有可根据运行条件选择适合的润滑方法等许多优点。但是，需要充分防止漏油。表34对润滑脂润滑和润滑油润滑的利弊作了比较，供用户选择时参考。

IKO 关节轴承的润滑剂请参照第449页。

表34　润滑脂润滑和润滑油润滑的比较

项目	润滑脂润滑(1)	润滑油润滑
密封装置 轴承座结构	简单	较复杂
温度	高温不可	高温可 (通过循环起到冷却作用)
转速	低、中速	高速亦可
负荷	中等程度以下	高负荷亦可
维护	容易	难 (尤其需要当心漏油)
润滑剂的更换	较繁琐	简单
润滑性能	好	非常好
异物过滤	难	容易
灰尘的侵入	容易防止	循环加油可以过滤去除

注(1) 表示一般的轴承用润滑脂。

润滑脂润滑

❶ 润滑脂的充填量

润滑脂的充填量因轴承座、尺寸、润滑脂种类和环境而不同，一般充填到轴承或轴承座内空间的1/3～1/2为宜。润滑脂的量过多会引起温度上升，尤其是高速旋转时需注意。

图19所示是在扇形润滑脂补充板的侧面设几处贮脂的位置。所以高速旋转时润滑脂即使飞散，也会补充到贮藏的地方，再流入轴承内。其相反侧的空间积存老化的润滑脂，要定期打开盖子将其去除。

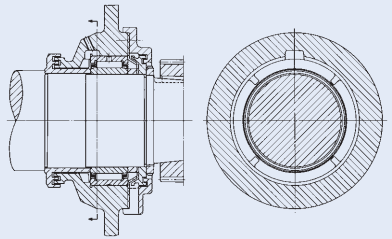
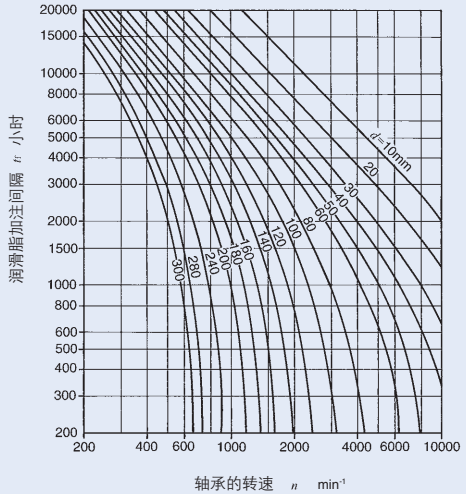


图19

❷ 润滑脂的加注

润滑脂的寿命因其种类和质量以及轴承的型号、尺寸、工作条件、温度、磨损的增加、异物和水分的混入等而不同。

图20所示为润滑脂的加注间隔，可作为一般标准使用。从曲线图得到的值使用于普通负荷条件，机械主体为静止状态。另外，前提条件是运行状态的轴承外圈外径温度不到+70℃。超过+70℃时，大约每上升15℃加注间隔缩短1/2。



备注
d无轴承内径、内圈时，将内接圆直径F_w作为d求出t_f。

图20　润滑脂的加注间隔

润滑油润滑

❶ 油浴润滑

这是润滑油润滑的最常见的润滑方式，用于中速或低速。油量过多会产生搅拌热，太少会因摩擦而引起烧结，需要控制适当的油量。在停止时，如是横轴，油面在轴承的最下位的滚动体中心附近，如是立轴滚动体的约50%应浸于润滑油中。

最好配备油位标尺以便于在停止时及运行时检查油面高度。

❷ 滴下润滑

这种润滑方式是通过可视式加油器或顺着纤维线滴下的润滑油，因旋转的保持器、轴、螺母等产生的风压而成雾状，或者油滴与旋转体碰撞而成雾状充满于轴承座内进行润滑，由于滴下的润滑油带走了摩擦热，故这种方式比油浴式的冷却效果好，多用于高速中等程度负荷的部位。

可视式加油器(图21)能够调节滴下的油量，而绳索加油难以调节油量。油滴量虽因轴承的型号、转速等而异，但一般每分钟为5到6滴。

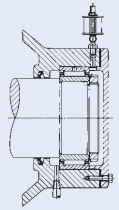


图21　滴下润滑

❸ 飞溅润滑

这是由齿轮或圆板旋转使润滑油飞溅，进行加油的方法，轴承不直接浸于润滑油中，可用于相当高的转速。

齿轮箱用相同的润滑油润滑轴承和齿轮，有时会将搅拌产生的磨损粉末与润滑油一起送到轴承，这时应在齿轮箱底部备置永久吸铁石吸附磨损粉或用屏蔽板来防止。

还有如图22所示的方法，飞溅的润滑油沿着设在箱内面的槽流入贮油器，保持固定的油位，切实给轴承加油。

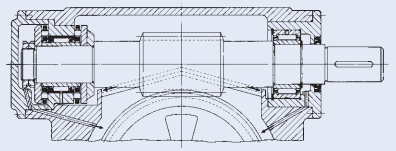


图22　飞溅润滑

❹ 循环润滑

在需要加油位置多，自动加油方式更经济、或需要冷却的高速旋转时，选用循环润滑。润滑油由能够调节压力的泵送油，循环系统可装入过滤器和冷却器，是理想的润滑方法。如图23所示，加油和排油的位置尽量设在相反侧，尤其排油口要大，不使油积存。

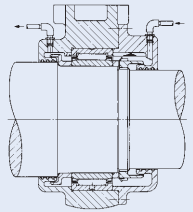


图23　循环润滑

❺ 喷雾润滑(油雾润滑)

这是经过滤器除掉异物和灰尘，再用干燥的压缩空气使油成为雾状供应给轴承的润滑方法。空气和油通过轴承时，空气冷却轴承，而油则润滑轴承。而且由于轴承座内的气压高于大气压，所以有防止外部的水和异物侵入等许多优点。因此，适合于高速内面磨削轴等高速旋转。

❻ 喷射润滑

这是在超高速旋转和高温等恶劣的工作条件下使用，具有高可靠性的润滑方法，高速旋转的轴承附件的空气与轴承一起旋转，形成空气墙，给轴承供应润滑油的喷射速度需在内圈轨道面圆周速度的20%以上。如图24所示，从喷嘴喷射出的润滑油被喷进内圈与保持器的间隙。由于油量多，故排油口要大，同时进行强制排油效果会更好。

如果$d_m n$值(轴承内径和外径的平均值mm × 转速min^{-1})超过100万的轴承，喷射速度应为10～20m/s，喷嘴直径为1mm左右，加油压力为0.1～0.5MPa，加油量为500cc/分钟以上，速度越高越要增大加油压力和加油量。

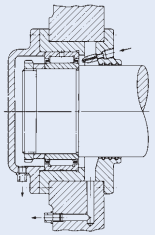


图24　喷射润滑

润滑剂

滚动轴承的润滑剂一般使用润滑脂或润滑油，对于特别用途使用固体润滑剂。

润滑脂

润滑脂是将基础油(液状润滑剂)和增稠剂加热混合，并添上必要量的添加剂呈半固态的润滑剂。

润滑脂的种类根据基础油、增稠剂及添加剂的配合有很多种类，通常大多是按照增稠剂和基础油进行分类，表35中所示为各种润滑脂的一般特性。润滑脂的品牌和性能参考例请看第558页。

表35　各种润滑脂的特性

名称(通称) / 项目	钙基润滑脂	钠基润滑脂	铝基润滑脂	混合基润滑脂	钡基润滑脂	锂基润滑脂			非皂基润滑脂(无皂基润滑脂)	
	(稠结润滑脂)	(纤维状润滑脂)	(美孚润滑脂)				(二酯润滑脂)	(硅酮润滑脂)	(皂土润滑脂)	
基础油	矿物油	矿物油	矿物油	矿物油	矿物油	矿物油	二酯油	硅油	矿物油	合成油
增稠剂	钙皂	钠皂	铝皂	钠＋钙皂 锂＋钙皂	钡皂	锂皂	锂皂	锂皂	皂土	硅胶 聚脲等
外观	黄油状	纤维状 黄油状	拉丝状 黄油状	纤维状 黄油状	纤维状 黄油状	黄油状	黄油状	黄油状	黄油状	黄油状
滴点 ℃	80 ～ 90	150 ～ 180	70 ～ 90	160 ～ 190	150 ～ 180	170 ～ 190	170 ～ 190	200 ～ 250	200 ～	无
工作温度范围 ℃	－ 10 ～ 70	－ 20 ～ 120	－ 10 ～ 80	－ 10 ～ 100	－ 10 ～ 135	－ 20 ～ 120	－ 50 ～ 120	－ 50 ～ 180	－ 10 ～ 150	～ 200
耐压性	强～弱	强～中	强	强	强～中	中	中	弱	中～弱	中
耐水性	好	差	好	好、加入钠差	好	好	好	好	好	好
机械的稳定性	可	好	差	好	差	优	优	优	好	好～差
特性	约含1％的水分。 超过+80℃后水蒸发分解成油和皂基。 中负荷用。	长纤维状的不耐高速但耐压性好。 短纤维状的可用于较高速。	具耐水性、防尘性，对金属面的粘附性好。	可用于相当高速的旋转。	是耐水性和耐热性出色的万能润滑脂。	是皂基润滑脂中最出色的万能润滑脂。	低温性、摩擦特性出色。 适合于计量仪表用的小型轴承。	主要用于高温用。 不适用于高速、重负荷。	一般耐热性好。 以矿物油为基础油的润滑脂为一般用。 以合成油为基础油的润滑脂用于耐热性和耐药品性等特殊用途。	

❶ 基础油

润滑脂的基础油一般采用石油类润滑油。

润滑脂的润滑性能主要是由基础油的润滑性能决定的，因而在选择润滑脂时必须重视基础油的粘度，一般来说，低粘度基础油的润滑脂适用于轻负荷高速旋转，高粘度基础油的润滑脂适用于重负荷低速旋转。从流动点、高温稳定性来说，使用二酯类、硅酮类合成润滑油而不使用石油类。

❷ 增稠剂

如表35所示，润滑脂的增稠剂一般大多采用金属皂基。尤其是钠皂基为水溶性，易于乳化，不适合用于湿气和会溅上水的部位。增稠剂的种类和润滑脂的滴点有密切关系，一般滴点高的润滑脂的工作温度上限高。但是，即便是使用了高滴点增稠剂的润滑脂，如果基础油的耐热性低，工作温度的上限也会降低。

❸ 稠度

稠度表示润滑脂的软硬度，增稠剂相同时，与其含量成比例地变硬。

通常，将润滑脂搅拌60下后以规定的圆锥体在规定的时间进入润滑脂的深度(mm)的10倍来表示稠度(混和稠度)。

因此，是表示使用中的流动性的大致标准，稠度树脂大表明润滑脂软。

表36所示为润滑脂的稠度号码、稠度和工作条件的一般关系。

表36　润滑脂的稠度和工作条件

NLGI稠度号码	混和稠度	工作条件
0	385 ～ 355	集中供脂用
1	340 ～ 310	摆动用
2	295 ～ 265	一般用
3	250 ～ 220	一般用、高温用
4	205 ～ 175	用润滑脂密封时

❹ 添加剂

添加剂是为了提高润滑脂的润滑性能而添加的各种物质，添加量为少量。例如轴承长时间运行后工作温度上升，润滑剂也发生氧化，产生的氧化生成物会腐蚀轴承。

因而要长期不补加润滑脂地运行就需使用添加过抗氧化剂的润滑脂，在重负荷作用的部位使用添加过极压添加剂的润滑脂。

❺ 不同润滑脂的混合适应性

原则上最好使用同一品牌的润滑脂，不得不混合使用润滑脂时，应选用同种增稠剂及类似基础油的润滑脂

将不同种类的润滑脂混合会对润滑脂结构相互产生不好的影响，导致各润滑脂的稠度软化，需注意。

润滑油

滚动轴承的润滑油使用精制矿物油或合成油，并根据需要添加抗氧化剂、极压添加剂、清洁剂等添加剂以增强特性。

选择润滑油时润滑油的粘度与工作温度相适应是很重要的，粘度过低，就形不成充分的油膜，会引起异常磨损和烧粘。然而粘度过高又会因粘性阻力产生发热或增大动力损失。一般标准是负荷越大使用粘度越高的润滑油，转速越高使用粘度越低的润滑油。

表37为在普通的工作条件和工作温度下，粘度的大致标准。

润滑油的粘度和温度的关系可由图25求出。轴承的工作条件和润滑油的选择例如表38所示。

表37　轴承的型号和所需的润滑油粘度

轴承的型号	运行状态下的动粘度
滚针轴承 滚子轴承	13 mm^2/s以上
交叉滚子轴承	20 mm^2/s以上
推力滚针轴承 推力滚子轴承	32 mm^2/s以上

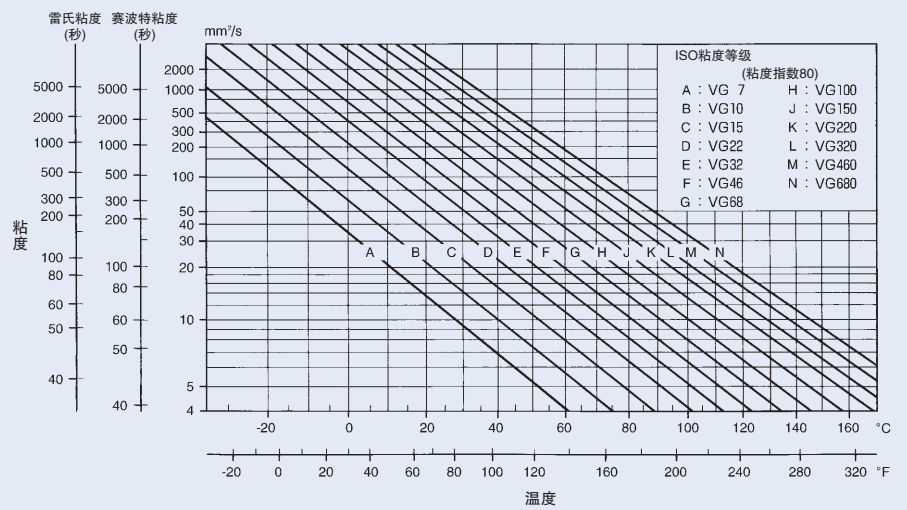


图25　润滑油的粘度和温度的关系

表38　轴承的工作条件和润滑油的选择例

工作条件		ISO粘度等级(VG)											
		10	15	22	32	46	68	100	150	220	320	460	680
工作温度	－30～　0℃	冷冻机油											
	0～　50℃	轴　承　油			涡轮机油								
	50～　80℃	轴　承　油			涡轮机油								
	80～110℃	轴　承　油					涡轮机油					齿轮油	
$d_m n$值		大											小
负　荷		小											大

备注　・润滑油为JIS K 2211(冷冻机油)、JIS K 2239(轴承油)、JIS K 2213(涡轮机油)及 JIS K2219(齿轮油)。
・润滑方法主要是油浴或循环润滑。
・在工作温度范围内，温度为高温侧时使用高粘度的润滑油。
・$d_m n$值表示轴承内径和外径的平均值mm×转速min^{-1}。

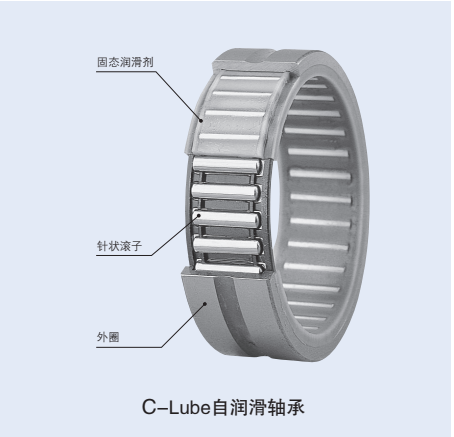
C-Lube自润滑轴承

C-Lube自润滑轴承是新设计的轴承空间中充填热硬化固态润滑剂的轴承，大量的润滑油和微粒子超高分子聚烯烃树脂经热处理固态化，通过轴承旋转润滑剂始终适量地渗出到轨道面，能长时间保持轴承的润滑性能。

C-Lube自润滑车削型滚针轴承、C-Lube自润滑凸轮从动轴承、C-Lube自润滑滚子从动轴承的尺寸表记载于第216页、362页及第408页。

此外，还适用于所有滚针轴承，如果需要请向IKO咨询。

还可适用于食品机械用C-Lube车削型滚针轴承，如有需要请向IKO咨询。



C–Lube自润滑轴承

C-Lube自润滑轴承的特长

・最适宜于使用在难以加油的部位
・通过延长加油间隔，大幅度减少维护
・不会因加油而弄脏周围环境，最适合用于讨厌油脂的地方。

C-Lube自润滑轴承的使用注意事项

・严禁用诸如有机溶剂、白灯油等具有脱脂能力的药品洗涤或放置于C-Lube自润滑轴承。
・工作温度为－15～80℃，长时间工作时，建议在60℃以下的温度下使用。
・请负载基本额定动负荷的1%以上的负荷使用，以使轴承正常旋转。
・容许转速与一般滚针轴承不同。$d_m n$值、$d_1 n$值以及dn值请以不超过表39所示的值为参考标准。

表39　C-Lube自润滑轴承的$d_m n$值、$d_1 n$值及dn值

代表型号		容许转速
	主要型号标记	$d_m n$ (1)、$d_1 n$ (2)、dn (3)
C-Lube自润滑车削型滚针轴承	TAF…/SG	$d_m n$＝20 000
C-Lube自润滑凸轮从动轴承	CF…/SG	$d_1 n$ ＝10 000
C-Lube自润滑滚子从动轴承	NART…/SG	dn ＝ 8 000

注(1)　$d_m n$值={(轴承内径[mm]＋轴承外径[mm])/2}×转速[min^{-1}]
(2)　$d_1 n$值=(杆端直径[mm]×转速[min^{-1}])
(3)　dn值＝(内圈内径[mm]×转速[min^{-1}])

摩擦和容许转速

摩擦

与滑动轴承相比，滚动轴承的起动摩擦小，且起动摩擦和动摩擦之差小，可减少机械的动力损失，减少温度上升，提高机械效率。

摩擦扭矩受轴承的型号、轴承负荷、转速、润滑特性等的影响，轻负荷、高速旋转时因润滑剂而变化，重负荷、低速旋转时因负荷而变化。

由于滚动轴承的摩擦扭矩取决于各种因素，较为复杂，为了方便，用下面的公式表示。

・径向轴承 $M=\mu P\dfrac{d}{2}$ ……(37)

・推力轴受 $M=\mu P\dfrac{d_m}{2}$ ……(38)

式中 M ：摩擦扭矩 N・mm
μ ：摩擦系数
P ：轴承负荷 N
d ：轴承内径 mm
d_m：轴承内径和外径的平均值 mm

在润滑和安装适当，负荷较大稳定的运行条件下，滚针轴承摩擦系数大致如表40中所示。

表40 摩擦系数

轴承的型号	μ
带保持架的滚针轴承	0.0010 ～ 0.0030
满滚子滚针轴承	0.0030 ～ 0.0050
推力滚针轴承	0.0030 ～ 0.0040
推力滚子轴承	0.0030 ～ 0.0040

容许转速

如果加大滚动轴承的转速，由于轴承内部的保持器、轨道轮及滚动体相互滑动接触的部分发热，使得轴承温度逐渐升高，发生烧结。因而存在能长期安全运行的容许转速。

发热量基本与接触部的滑动速度大致成正比，滑动速度是表示轴承转速限度的大致标准。

因此，轴承的容许转速因轴承的型号、大小、轴承负荷、润滑方法、径向间隙等而不同。

尺寸表中所示的容许转速是根据经验得出的，随轴承的工作条件而变化，不是绝对值。充分考虑轴承周围的结构和精度、润滑剂、润滑方法等因素，有些轴承有时能以表中数值2倍以上的转速正常进行。

工作温度范围

滚针轴承一般可在－20～120℃的温度范围内使用。

如果在上述之外的温度条件下工作，有时会受到封入的润滑脂、密封垫片和保持架等的工作温度范围的限制。在120℃以上高温下使用时，由于尺寸变化量增大，必须对轴承施加特种热处理。

此外，轴承型号不同，工作温度范围也不同，请参见各轴承的章节。

轴承的使用

使用时的注意事项

轴承是非常精密的机械元件，在操作使用上需要十分悉心。轴承使用时的注意事项需要考虑下面几点。

❶ 清洁保持轴承及其周围

尤其要注意尘土、尘埃，保持轴承及附近所安装的零件的清洁，保持工作用具和工作环境的清洁。

❷ 小心操作使用

操作中如果给轴承施加了冲击力，会使轨道面和滚动体产生伤痕、压痕，严重的还会发生裂纹、缺口，故需要小心操作。

❸ 使用适当的操作工具

安装和拆卸时请使用与轴承的型号相符合的工具。

❹ 注意轴承的生锈

轴承上虽然涂有防锈油，但如果用手直接接触的话，会因手汗而生锈，注意应戴手套或者在手上涂抹矿物油等。

安装

准备

安装轴承之前，检查轴和轴承座的尺寸以及角部是否与规定一致。

轴承的包装最好在临安装时拆包，如果是润滑脂润滑的，不要洗涤轴承直接充填润滑脂。润滑油润滑的一般也不需要洗涤。但是，如果是要在需要特别高精度的部位工作或以高速工作时，可用干净的清洗油充分洗去油后安装。去除了防锈剂的轴承容易生锈，请不要搁置。

有些型号的轴承已经封入润滑脂，请参见各轴承型号的章节。

安装方法

轴承的安装方法因轴承的型号和配合条件而异，一般滚针轴承比较容易安装，但非分离型过盈量大时，需要小心安装。

❶ 压入安装

过盈量小的中小型轴承，压入力也小，可在常温下用冲压机压入的方法。采用这一方法时，使用如图26所示的压入工具，在轴承侧面均匀用力，小心安装。分离型轴承由于内外圈能够分别安装，故安装作业简便，但在将装好了内圈的轴装配于外圈时需注意不要划伤轨道面及滚动体。

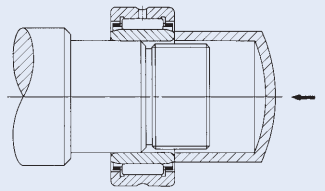


图26

安装非分离型轴承时，如图27所示，使用压板，将内外圈同时推入。切勿敲击外圈来将内圈装入轴上，或用敲击内圈的方法来安装，否则会使轨道面及滚动体产生伤痕或压痕。

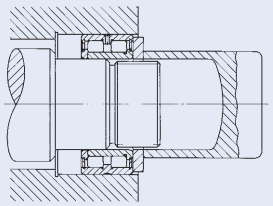


图27

另外，作业时，在配合面涂上高粘度的油可减少配合面的摩擦。

❷ 热配合安装

过盈量大或大型轴承采用这一安装方法，对外圈，将轴承座加热，对轴，将内圈加热，利用直径的膨胀在短时间内安装。热配合的温度最高为+120℃，应适当加热。热配合的油应用腐蚀性少的纯矿物油，最好为变压器用的绝缘油。安装后，轴承冷却后轴向也收缩，请沿轴向给予压力直到收缩停止，以使内圈和轴挡肩之间不产生间隙。

如果外圈和轴承座的过盈量大，可采用冷配合的方法，就是用干冰等冷却轴承后安装。刚安装好时，空气中的水分容易吸附到轴承上，因此需要注意进行防锈处理。

压入力和拉拔力

以过盈量将内圈压入轴时的压入力或拉拔时的拉拔力的参考值可用下面的公式求出。

$$K = f_k \frac{d}{d+2} \Delta_{df} B \left\{ 1 - \left(\frac{d}{F} \right)^2 \right\} \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (39)$$

式中 K ：压入力或拉拔力 N

f_k ：由摩擦系数而定的阻力系数

将内圈压入轴时 $f_k = 4 \times 10^4$

将内圈从轴上拉拔时 $f_k = 6 \times 10^4$

d ：内圈内径 mm

Δ_{df}：表观过盈量 mm

B ：内圈宽度 mm

F ：内圈外径 mm

因安装误差等因素，实际的压入力和拉拔力有时大于通过计算求出的数值。使用拆卸工具的话，需要超过5倍的能承受负载的强度(刚性)。

运行检查

轴承安装后进行运行检查以确认安装得是否正确。一般用手转动，检查是否有异常。然后动力运行，从无负荷、低速转动开始测试，逐步达到规定的条件，检查有无异常。

将听音器等放在轴承座上，用耳朵检查声音。在运行检查中可检查下列事项。

❶ 手动运行时

(a)旋转扭矩不均匀 ……安装不良

(b)发出咯哒咯哒声，且有阻滞…轨道面的压痕、伤痕

(c)不规则声音……有脏物、异物侵入

❷ 动力运行时

(a)声音异常、震动……轨道面的压痕、间隙过大

(b)温度异常……润滑剂不适当、安装不良、间隙过小

拆卸

在机械定期检修或故障等时要拆卸轴承。通过对轴承部和相关机构、润滑等的检查可以获得重要的资料。与安装时相同，拆卸时也应注意不要损伤轴承和各零件。

应根据轴承的型号和配合等选择适当的拆卸方法。尤其是过盈配合的轴承的拆卸比较难，需要在设计阶段就考虑轴承周围的结构。

拆卸外圈

如图28所示，拆卸过盈配合的外圈需预先在轴承座圆周上设几个推出外圈螺栓用的螺丝，用螺栓将外圈均匀地推出拆下。

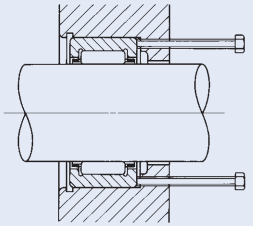


图28

拆卸内圈

像滚针轴承这种内外圈分离型的轴承，如图29所示，用冲压机拆卸内圈是最简单的方法。

另外，也常用图30所示的拉拔工具(拉出器)拆卸。这种拉出器是按照轴承的尺寸设计的，使用范围广的有3卡爪拉出器(图31)和2卡爪拉出器。

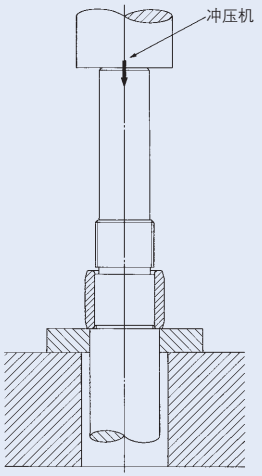


图29

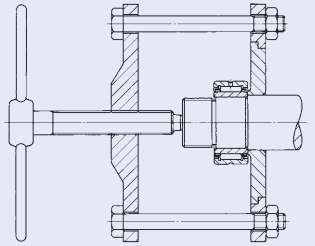


图30

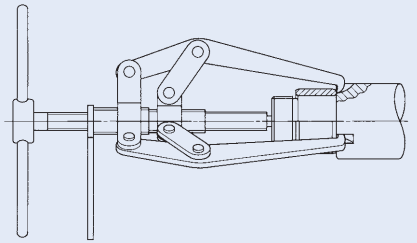


图31

此外，轴的阶梯肩部高，内圈不易拆卸时，可如图32、33所示，开设拉拔用销孔或在圆周上设几个能将拉出器设置于阶梯肩部的沟槽。

如果拆下后轴承不再使用的话，可直接用喷灯加热后拆下。

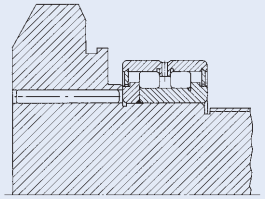


图32

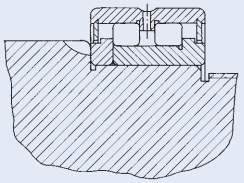


图33

轴承的检查

清洗轴承

拆下轴承进行检查时，首先做好轴承的外观记录，然后检查润滑剂的剩余量并提取润滑剂后进行清洗。

清洗轴承一般使用轻油或白灯油。清洗分粗洗和精洗，将轴承用金属网等垫起以防直接接触到容器底上脏物。

用刷子等将粗洗的油中轴承的润滑脂和异物等附着物彻底去除，否则轴承在有异物的状态下旋转有时会划伤轨道面，应注意。

然后进行清洗，在清洗油中转动轴承仔细清洗。清洗油最好用过滤器过滤以保持清洁，洗完后需立即给轴承进行防锈处理。

轴承的检查与判定

清洗后检查轴承判定拆下的轴承能否再次使用。仔细检查轨道面、滚动体、配合面的状态，以及保持架的磨损状态、轴承间隙的增加、尺寸及选择精度等有无损伤和异常。

判定时应考虑轴承的损伤程度、机械的性能、重要性、运行条件、距离下次检查的时间等，凭经验来判定。

维护检查

维护检查

为了维持安装于机械上的轴承的良好性能，应进行维护检查。

轴承的维护保养可通过检查机械的运行状态，检查、补充或更换润滑剂，定期检查等进行。

在运行中对安装于机械上的轴承的检查项目有轴承的温度、声音、振动润滑剂的状态等。

在运行中发现异常时，请参考第62页上的运行检查找出原因采取应对措施。拆下轴承时请参照第63页上的轴承拆卸。

轴承损伤的原因与应对措施

在正确选购、安装、运行、维护的情况下，一般滚动轴承能够使用到滚动疲劳寿命，但是实际上轴承在达到这一寿命之前就有可能损伤，这称作故障或事故。其原因是轴承的安装和使用不当，润滑不充分和有异物侵入等。

有时只检查受损伤的轴承还无法确定原因，需要了解轴承工作的机械、工作部位、工作条件以及轴承周围的结构等，掌握轴承发生损伤的前后的状况，才能将轴承的损伤状况与几种原因挂钩研究，防止同样的损伤再次发生。

常见的轴承损伤的发生原因及其应对措施请参照表41。

表41　轴承损伤的发生原因及其应对措施

轴承的损伤状态		原因	应对措施
表面剥落	轨道的圆周方向对称部位表面剥落	轴承座的圆度不佳	修正轴承座内径面的精度
	轨道面、滚子端部附件表面剥落	安装不良、轴的挠曲、定心不良 轴、轴承座的精度不良	小心安装、悉心定心 修正轴、轴承座的肩的直角角度
	轨道上滚动体间距间隔表面剥落	安装时受到较大冲击负荷 停止运行时生锈	小心安装 长期停止运行时应进行防锈处理
	轨道面、滚动体提早表面剥落	间隙过小、过大的负载 润滑不良、锈蚀等	选择适当的配合、轴承间隙 正确选择润滑剂
卡住	轨道面、滚子的滚动面卡住	初期润滑不良 润滑脂过硬 启动时加速度大	选择软润滑脂 避免急速加速
	圆柱滚子的端面与轴环导向面卡住	润滑不良、安装不良 径向负载大	选择适当的润滑脂 正确安装
破损	外圈或内圈裂纹	过大的冲击负荷、过盈量过大 轴的圆柱度不良、安装部的角的弧度大 热断裂深化 表面剥落深化	修正负载条件，配合恰当 修正轴和套筒的加工精度，使拐角圆弧小于轴承倒角尺寸。
	滚动体裂纹 轴环缺口	表面剥落深化 安装时敲击了轴环 搬运时不小心摔落	小心安装和操作
	保持架破损	因安装不良保持架异常负载 润滑不良	缩小安装误差 研究润滑方法及润滑剂
压痕	轨道面上有滚动体间距间隔的压痕 (表面变形现象)	安装时的冲击负荷 静止时的过大负载	小心操作
	轨道面、滚子的滚动面的压痕	卷入金属粉、沙等异物	改进轴承座的清洗和密封装置 使用清洁的润滑剂
异常磨损	假表面变形现象 (一种与表面变形现象相似的现象)	运输中等轴承静止时受到振动 振幅小的摆动	固定轴和轴承座 润滑剂使用油 使用预压减轻振动
	微振磨损 配合面伴有呈现红褐色状磨损粉末的局部磨损	在配合面的微小间隙状态下的滑动磨损	增加过盈量 涂抹油
	轨道面、轴环面、滚子滚动面、保持架等的磨损	异物侵入、润滑不良、锈蚀	改进密封装置、清洗轴承座 使用清洁的润滑剂
	磨损 配合面卡住磨损	配合面打滑 套筒拧得不够紧	增加过盈量 正确拧紧套筒
烧结	滚动体、轨道面、轴环面的变色、软化熔敷 保持架的变色	润滑不良、间隙过小、安装不良	适量供给润滑剂 修正配合、轴承间隙 改变安装方法及安装零件
电蚀	轨道面呈现洗衣搓板状凹凸	因通电的火花而熔融	给轴承绝缘 进行接地避免通电
生锈、腐蚀	轴承内部、配合面等生锈和腐蚀	空气中的水分结露 腐蚀性物质侵入	在高温潮湿的环境下保管时要注意 进行防锈处理、改进密封装置