

极限转速

向心球及滚子轴承

- 我们还没有有一种用来测定球和滚子轴承运行的最高转速的精确方法。轴承持续良好的高速运转性能取决于轴承自身性能和其附件、轴、外壳和其它部件以及工作条件的特性。
- 轴承的可靠转速需受轴承运转温度所限制，而轴承的运转温度又取决于工作环境温度、轴、外壳、附件等等以及润滑剂的种类和用量。
- 内部设计合理的向心轴承如果安装正确，正常润滑就可以在高速运行很长一段时间。公差等级，保持架的设计及润滑剂都是影响轴承转速的因素。
- 公差为标准公差，带脂或油润滑的轴承通常具有良好的额定转速。
- 公差等级为P5或以上的轴承并使用套圈引导的朔料保持架加上一种有效的、非搅拌的冷却油雾系统，可以得到更高的转速。
- 在成对安装的情况下，就象高速机床的主轴上常见的轴承的预负荷和接触角就会影响其允许转速。

公差

向心球、球面滚子和圆柱滚子轴承

- 不同的使用场合要求不同的轴承精度。
- 按公差等级，P0级使用于正常使用情况下的球轴承，其他P6、P5、P4、P2级适用于要求精度更高的球轴承。
- P0级适用于正常使用情况下的滚子轴承，P6及P5级使用于要求精度更高的滚子轴承。

ISO符号—内圈

- Δd_{mp} : 单一平面平均内径的偏差（对于圆锥孔， Δd_{mp} 仅指内孔的理论小端）
- K_{ia} : 成套轴承内圈的径向跳动。
- V_{BS} : 内圈宽度的变动量，既平行差。
- S_d : 内圈基准面对内孔的跳动，既垂直差。
- S_{ia} : 成套轴承内圈端面（背面）对滚道的跳动。
- ΔB_S : 内圈单一宽度偏差，既宽度公差。

ISO符号—外圈

- ΔD_{mp} : 单一平面平均外径的偏差，既外径公差。
- K_{ea} : 成套轴承外圈的径向跳动。
- V_{CS} : 外圈宽度的变动量，既平行差。
- S_D : 外径表面母线对基准面（背面）的倾斜度的变动量，既垂直差。
- S_{ea} : 成套轴承外圈端面（背面）对滚道的跳动。
- ΔC_S : 外圈单一宽度偏差，既宽度公差。

径向游隙

- 所谓轴承内部游隙，即指轴承在未安装于轴或轴承箱时，将其内圈或外圈的一个方向固定，另一个未被固定的套圈做径向或轴向移动时的位移。根据移动方向可分为径向游隙和轴向游隙。
- 轴承在运转中的游隙称工作游隙，由于与轴或轴承箱配合的原因，一般要比初期游隙要小。工作游隙与轴承的寿命、温升、振动以及噪声有密切关系，所以必须将其设定为最佳状态。因此各类轴承的初期游隙各不相同。从理论上讲，轴承在正常运转时，稍带负的工作游隙，则轴承的寿命最大。但要保持这一最佳状态是非常困难的。随着使用条件的变化轴承的负游隙也会相应增大，从而导致轴承发热和寿命降低。
- 径向游隙（RIC）是轴承内部的径向游隙，我公司的径向游隙可以允许轴承在紧配合后在正常运行条件下有很宽的内部游隙。
- 调心滚子轴承如带有锥孔（K）则要求其配合时的过盈量比圆柱孔轴承的更大一点，更大的过盈量则引起RIC的减少，对于锥孔轴承，选择时要考虑到RIC的减少，这很重要。

附：滚动轴承径向游隙表

轴承尺寸选用

确定轴承尺寸参数

- 在许多场合，轴承的内径尺寸已经由机器或装置的结构所具体限定。不论工作寿命、静负荷安全系数和经济性是否都已达到要求，在最终选定轴承其余尺寸和结构型式之前，都必须首先经过尺寸验算。该验算包括将轴承实际载荷跟其载荷能力进行比较。
- 滚动轴承的静负荷与动负荷是有差别的。
- 静负荷是指轴承加载后是静止的（内外圈间无相对运动）或旋转速度非常底。在这种情况下，验算滚道和滚动体过量塑性变形的安全系数。
- 大部分轴承承受动负荷，内外圈作相对运动。尺寸验算校核滚道和滚动体早期疲劳损坏的安全系数。
- 只有在特殊情况下。才根据DIN ISO 281对实际可达到的工作寿命作名义寿命验算。对注重经济性能的设计来说，要尽可能充分地利用轴承的承载能力。要想越充分地利用轴承，那么对轴承尺寸选用的验算精度性能就越重要。

静负荷轴承

- 计算静负荷安全系数 F_s 有助于确定所选轴承是否具有足够的额定静负荷。

$$f_s = C_0 / P_0$$

其中 F_s 静负荷安全系数， C_0 额定静负荷[kN]， P_0 当量静负荷[kN]

- 静负荷安全系数 f_s 是防止滚动零件接触区出现永久性变形的安全系数。对于必须平稳运转、噪音特低的轴承，就要求 f_s 的数值高；只要求中等运转噪音的场合，可选用小一些的 F_s ；一般推荐采用下列数值：
 - $f_s=1.5 \sim 2.5$ 适用于底噪音等级
 - $f_s=1.3 \sim 1.5$ 适用于常规噪音等级
 - $f_s=0.7 \sim 1.0$ 适用于中等噪音等级
- 额定静负荷 C_0 [kN]已在表中为每一品规格的轴承列出。该负荷（对向心轴承来说是径向力，对推力轴承而言则是轴向力），在滚动体和滚道接触区域的中心产生的理论压强为：
 - 4600 N/mm^2 自调心球轴承
 - 4200 N/mm^2 它类型球轴承
 - 4000 N/mm^2 所有滚子轴承
- 在额定静负荷 C_0 的作用下，在滚动体和滚道接触区的最大承载部位，所产生的总塑性变量约为滚动体直径的万分之一。

静负荷轴承

- 当量静载荷负荷 P_o [kN]是一个理论值，对向心轴承而言是径向力，对推力轴承来说是轴向和向心力。 P_o 在滚动体和滚道的最大承载接触区域中心所产生的应力，与实际负荷组合所产生的应力相同。
- $P_o = X_o * F_r + Y_o * F_a$ [kN]
- 其中 P_o 当量静负荷， F_r 径向负荷， F_a 轴向负荷，单位都是千牛顿， X_o 径向系数， Y_o 轴向系数。
- 不同类型轴承的 X_o 、 Y_o 值及当量静负荷计算依据，可在各类轴承的表格或前言中找到。

动负荷轴承

- DIN ISO 281所规定的动负荷轴承计算标准方法的基础是材料疲劳失效（出现凹坑），寿命计算公式为：
- $L_{10}=L=(C/P)^P$ [10⁶转]
- 其中 $L_{10}=L$ 名义额定寿命 [10⁶转]
- C 额定动负荷 [kN]
- P 当量动负荷 [kN]
- P 寿命指数
- L_{10} 是以100万转为单位的名义额定寿命。对于一大组相同型号轴承来说，其中的90%应该达到或超过该值。
- 额定动负荷C [kN]是一项理论值，对向心轴承而言是径向力，对推力轴承来说是轴向力，其方向和大小恒定不变。当量负荷作用下的轴承寿命与实际负荷组合作用时相同。
- $P=X*F_r+Y*F_a$
- 其中：P当量动负荷， F_r 径向负荷， F_a 轴向负荷，单位都是千牛顿，X径向系数，Y轴向系数。
- 不同类型轴承X、Y值及当量动负荷计算依据，可在个轴承的表格或前言中找到。
- 球轴承和滚子轴承的寿命指数P有不同。
- 对球轴承， $P=3$
- 对滚子轴承， $P=10/3$

轴承的安装、使用与保养

安装程序

- 根据不同轴承尺寸和应用，可采用不同的安装方法，然而必须遵循其基本规划。

清洁度

- 选择一个清洁、干燥的环境，在没有灰尘和水气的场合工作，如不能达到该要求，装配人员尽最大努力使用保护屏罩和清洁布来保持清洁等。新轴承应在装配前在最后一刻才能打开原始包装，以防止灰尘污染。一般来说，新轴承出厂前涂的防锈油无须除掉，但如果用于脂润滑，并在极高极低温度时，或当润滑脂与防锈油不相容时，则必须仔细清洗干净并干燥轴承，以防止产生不良影响。带防尘盖和密封圈的轴承无须清洗。

工作计划

- 需知道先要做什么并准备好所需的全部工具，应对各元件的安装次序对照图纸或说明书认真研究，这可以节省工作时间，减少轴承染上灰尘的机会。

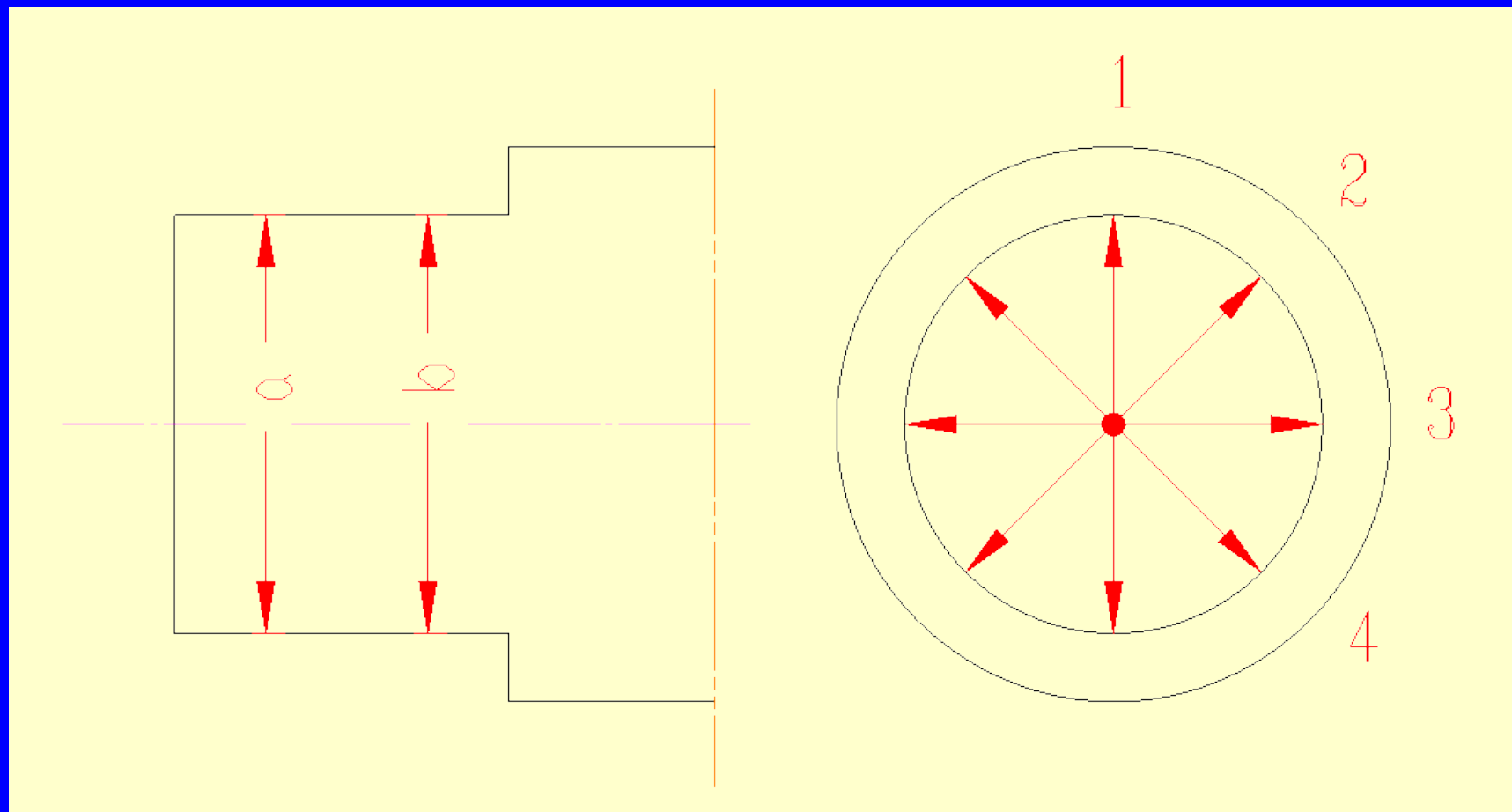
检查和准备

- 准备好所有需要的机器零件，并在安装前彻底地清洗。外壳孔要清洗干净，油孔吹干净。不可在轴承上使用空气软管。如使用盲孔，要用磁辊将生产中残留的金属碎片清出掉。与轴承接触的轴台肩和衬套应与轴线垂直，轴与台肩相接处圆角必须小到不与轴承孔圆角的半径相接触。
- 在最初安装时，要按图纸对所有零件的尺寸精度进行检查。对轴和外壳孔的尺寸和圆度应进行仔细的检查。

测量轴和轴承座

- 通常在检轴和轴承座的圆度时，一般采用卡规，在座上取两个截面，每个面取四个点测量
- 测量示意图如下

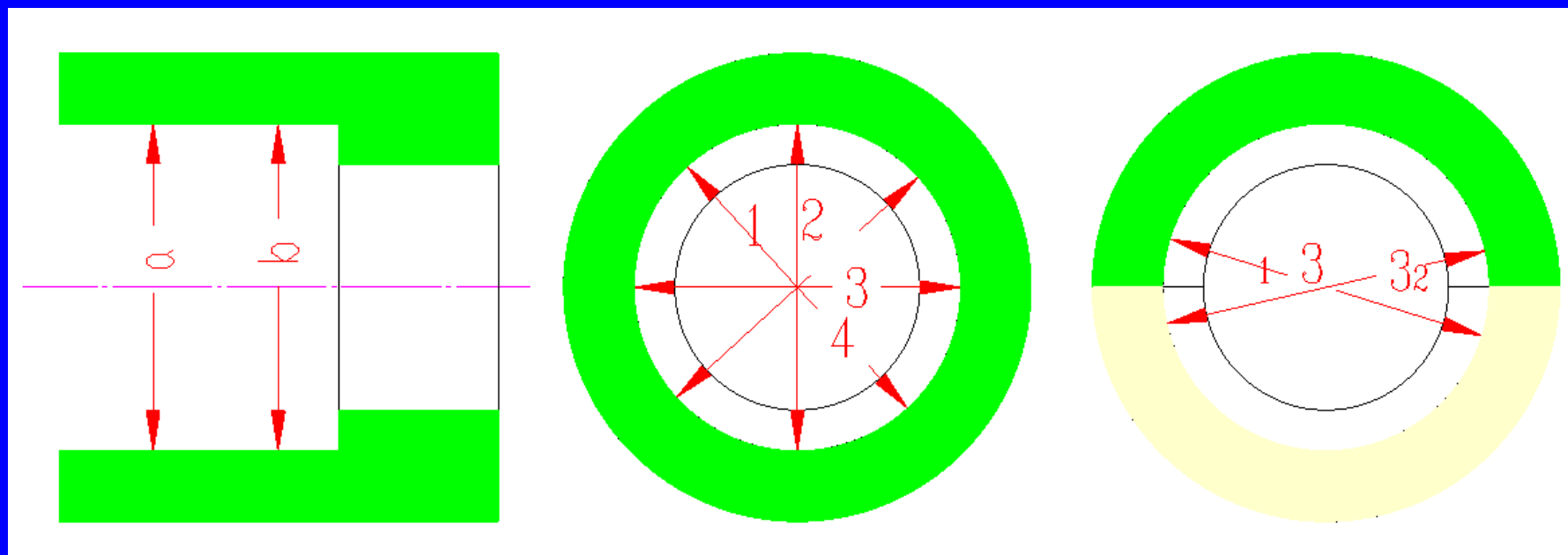
轴的测量



轴承座的测量

一体式轴承箱

分离式轴承箱



通常在检轴承座的圆度时，一般采用卡规，在座上取两个截面，每个面取4个点测量

轴和外壳孔的表面粗糙度

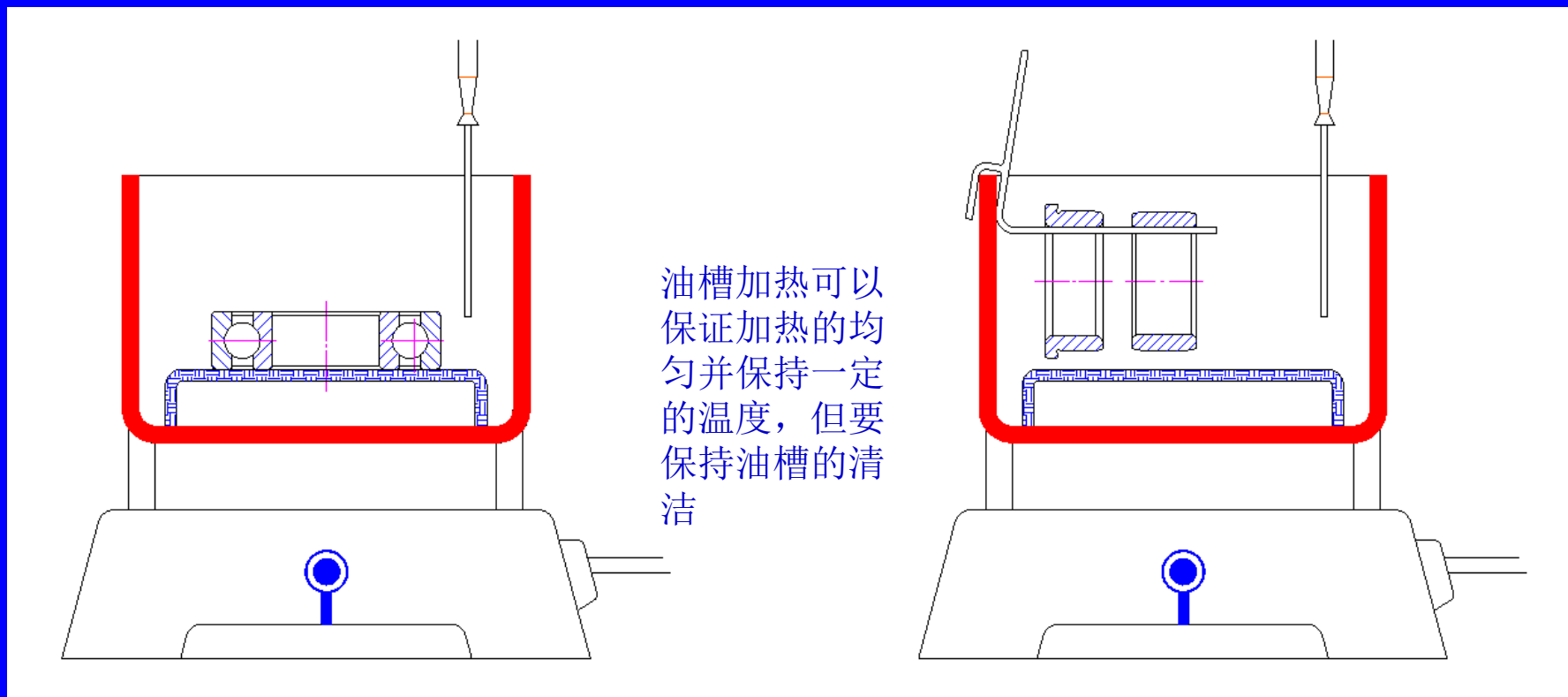
- 安装轴承的轴表面必须干净无任何划痕和毛刺。对于在外壳固定而轴旋转的应用情况下，轴上安装轴承的外圆的粗糙度建议最大为 $Ra=1.6\mu m$ 。如无法磨削加工，在许多情况下，可用精车达到表面粗糙度为 $Ra=3.2\mu m$ ，但过盈配合的量略需增加。可想本公司技术部门咨询推荐值。
- 对于要求浮动固定的外圈（如在外壳孔内轴向滑动），建议外壳孔粗糙度最大为 $Ra=1.6\mu m$ ，如果外圈不要求浮动，表面粗糙度最大 $Ra=3.2\mu m$ 一半已令人满意了。

安装

- **直孔轴承的安装**
- 热膨胀法
- 绝大多数情况下，轴承需要在轴上采用过盈配合。将轴承加热，使其足够膨胀，以便可以容易地滑上轴，因此安装十分简便，下面是两种常见加热法：
 - 1.加热油池
 - 2.感应加热

- 第一种方法是将轴承放在装有高燃点油的油池中加热。油温不可超过 100°C ，大多数应用情况， $80—90^{\circ}\text{C}$ 就足够了，通常轴承在油中停留时间为20或30分钟，使其充分膨胀，以便很容易地套上轴。
- 感应加热法特别使用于装配生产线上对小型轴承的安装，这种方法速度快，但必须小心。温度不可超过 90°C 。有必要通过试运行来获得准确的时间。可使用在预定温度下熔化的热电蜡笔来测量轴承温度。
- 当轴承还热的时候，将其垂直地靠在轴肩上，然后用锁紧垫圈锁紧螺母或夹板来进行固定。轴承冷却后，应旋紧锁紧螺母或甲板。
- 在外圈旋转的情况下，外圈与外壳孔为紧配合，此时，可对外壳进行加热。
- 轴承不可直接与热源相接触，一般是在离底部5厘米的地方放上一个网板，并用小的支撑块将轴承和网板分开。将轴承和局部温度很高的热源分开是很重要的，不然，轴承温度过高会降低其硬度，造成金属组织的变化。

图 加热油池



切勿将轴承与油槽加热器的侧面、底部直接接触

轴承环或整个轴承悬吊在油槽中

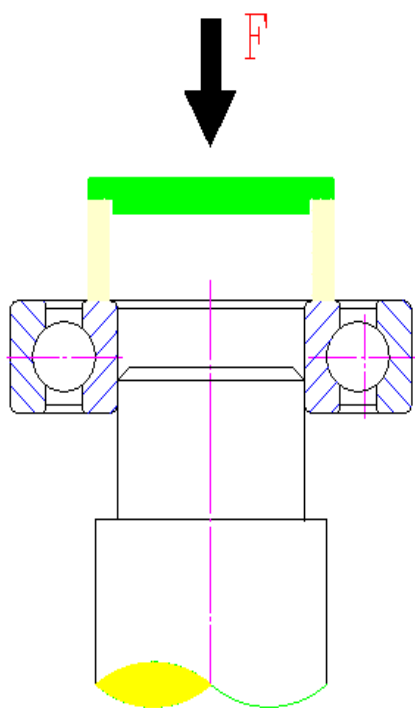
- 火焰燃烧器是常用的加热器，还需使用一个自动温度控制装置，如果安全规则不允许使用开式加热油池，可在水中混合15%的可溶油，但这种混合剂的最高可加热到90，而不会产生火焰.使用这种方法，必须经常检查油池，以确信水蒸发后的油水混合是否合适.这种油浴在轴承表面留下一层薄薄的可起到临时防锈功能的油膜，但在安装后，应尽早地进行正常润滑.并保证轴承内的可容油都被排干净.

- **直孔轴承的安装**

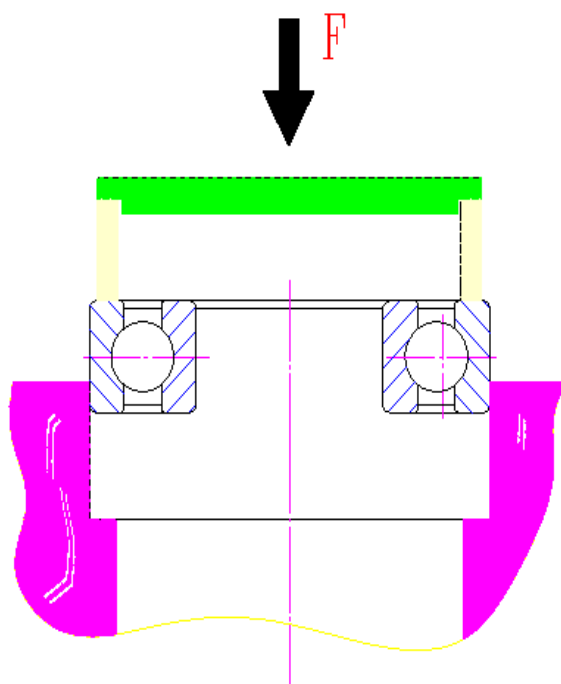
- **心棒压力法**

- 对于小尺寸的轴承，另一种可选择的安装法是使用一台心棒压力机和安装管（或榔头与安装套筒）将轴承压到轴上或压入轴承座空孔中，安装管可用软钢制成，内径比主轴稍大一些，外径不应超过规定的最大抬肩高度，管子两端应垂直，内外须干净，并具有足够的长度以保证轴承安装后，主轴端不露出。如果外圈被压入到外壳中，安装管的外径应比外壳孔稍小些，且内径不应小于规定的轴承座抬肩的直径。在轴上涂上一些轻机油以减少压配合所需要的力。小心将轴承放置于轴上，保证它与主轴轴线垂直。
- 切不可当轴承于轴为紧配合时，对外圈施加压力，或当轴承与外壳孔为紧配合时，对内圈施加压力。切不可直接敲击轴承套圈、保持架和滚动体。不可施压于一个套圈以拖动另一个套圈。

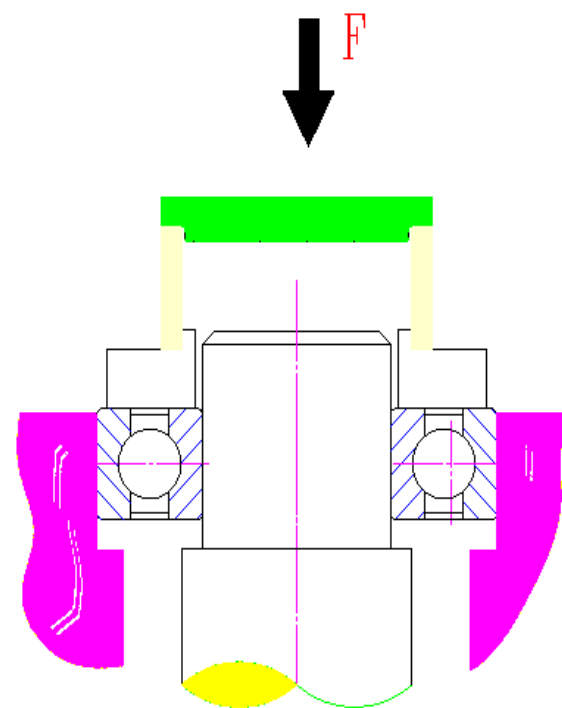
小型轴承用榔头与安
装套筒即可安装



轴为紧配合



轴承箱为紧配合



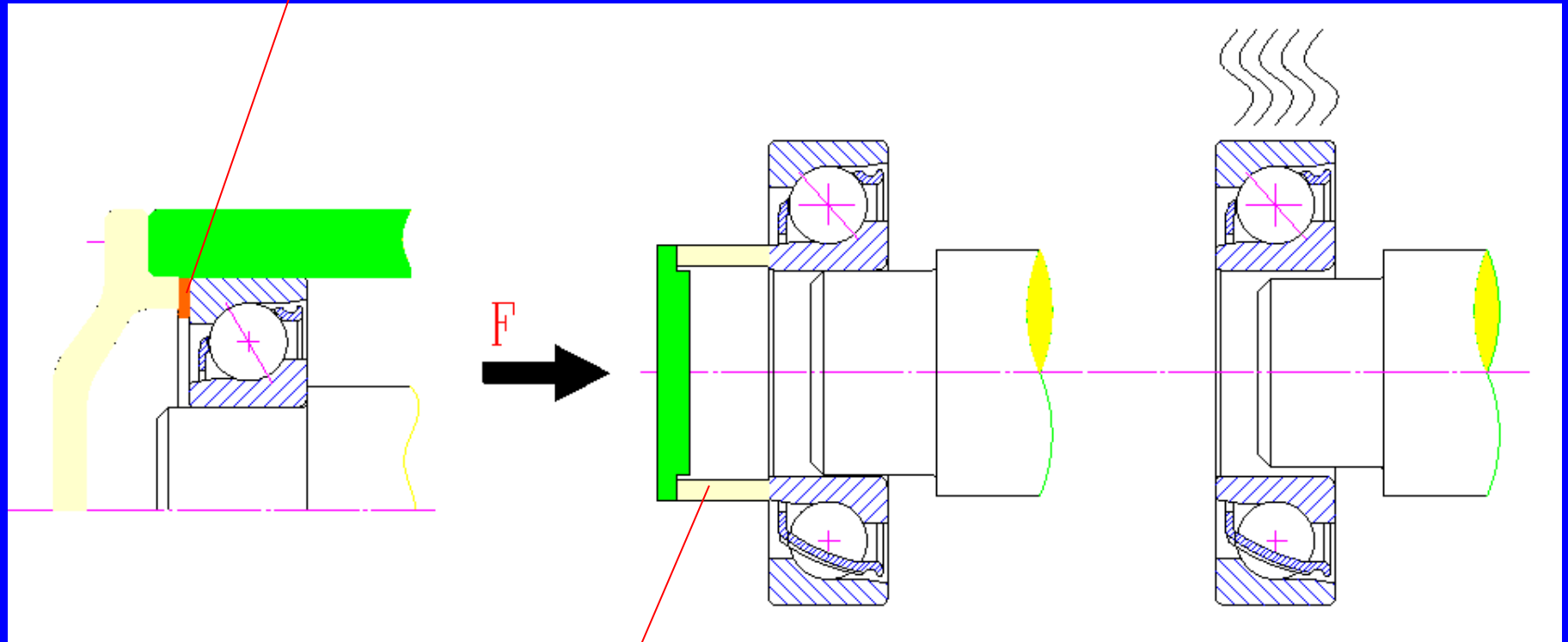
轴与轴承箱均为紧配合

角接触球轴承的安装

- 单列角接触球轴承只能承受单向的轴向负荷，这类轴承属于不可分离型，可成对（背靠背、面对面或同向）安装。
- 1. 单列角接触球轴承的安装：
- 2. 双列角接触球和四点接触球轴承的安装：
- 这类轴承出厂时已经预先调整过，所以不用担心它的间隙或负荷的方向。如果与轴为过盈配合，可以用套筒和榔头或加热法来安装。若内圈可分离，其次序为先装一个内环、外环、内环。小型轴承可以用套筒和榔头安装。
- 3. 带装球口的双列角接触球轴承安装：该轴承具有方向性，安装时应将没有装球口的
- 那一列承受较大的轴向负荷。

调整用的垫片

加热过的轴承

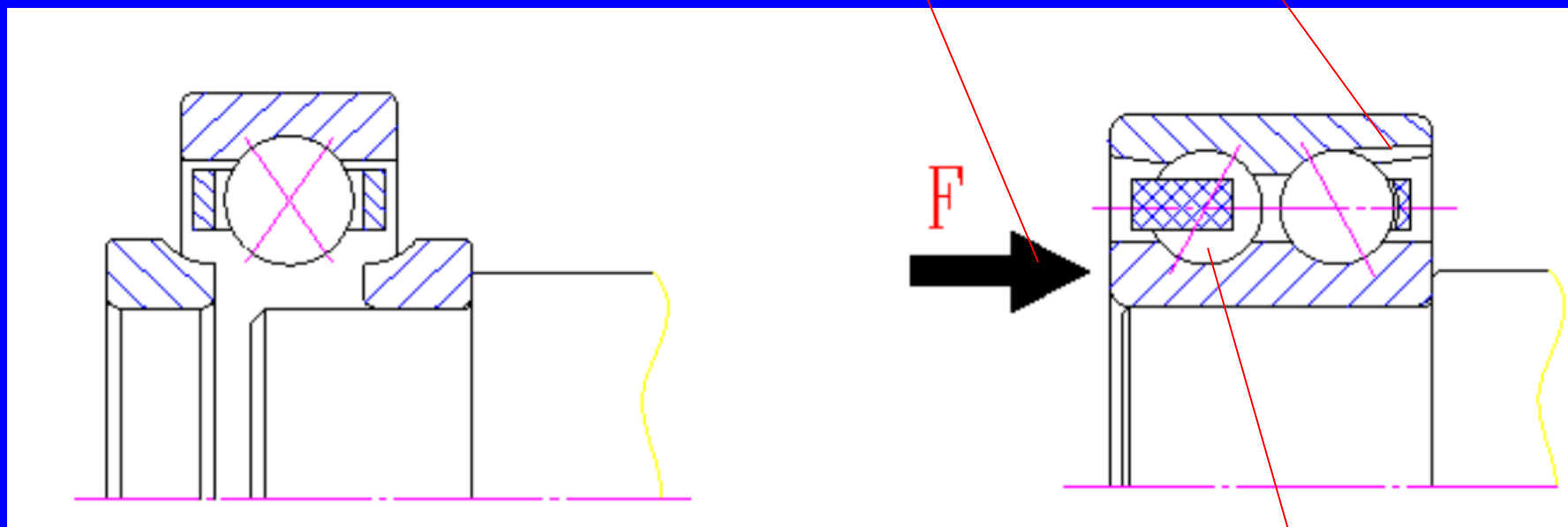


套筒

先安装朝内的内圈……

主要负荷方向

填球孔



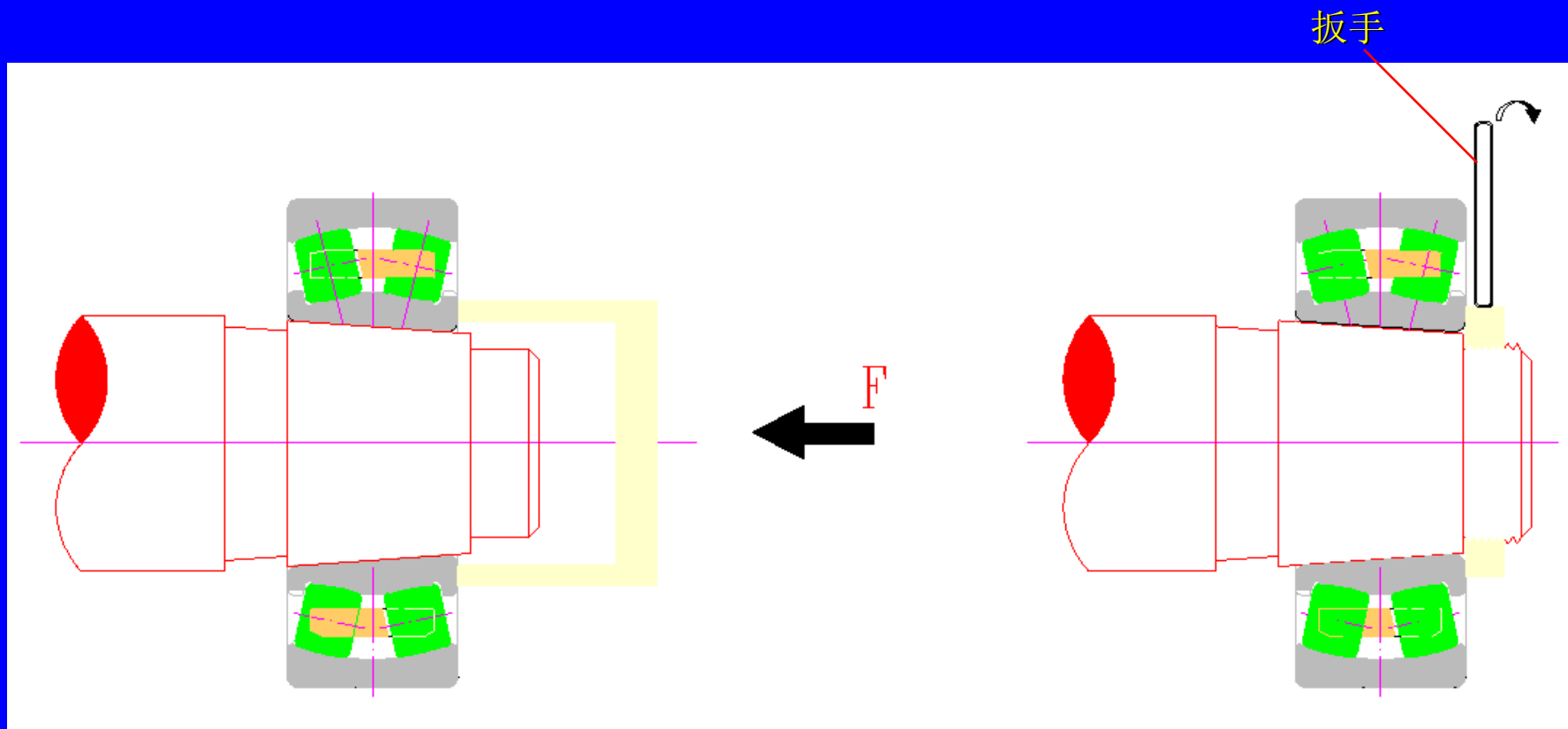
……然后外圈，跟着是朝外的内圈

不具填球孔的滚珠列

圆锥孔轴承的安装

- 小型轴承采用圆锥轴或拆卸套筒、紧定套筒等以螺帽将轴承均匀压入的方法进行安装。
- 大型轴承由于压力大，采用油压法进行安装，但配合面须注入高压油，减少配合面摩擦，减少螺帽紧固力。

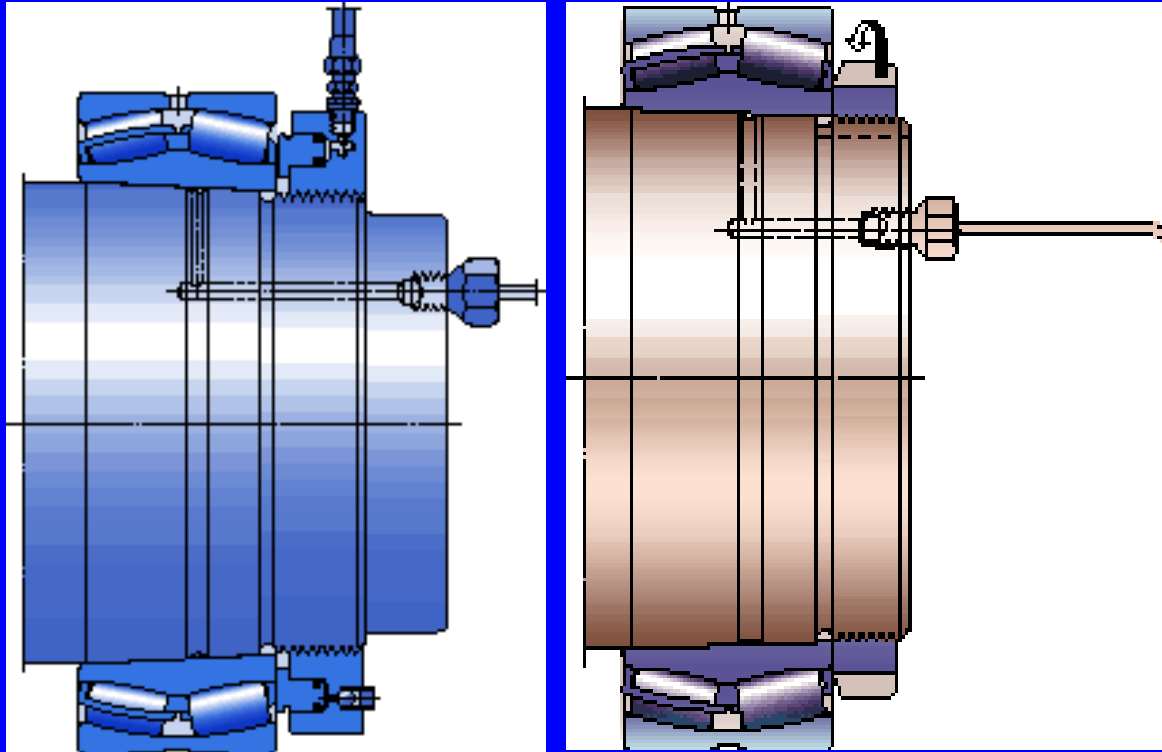
圆锥轴上的冷安装



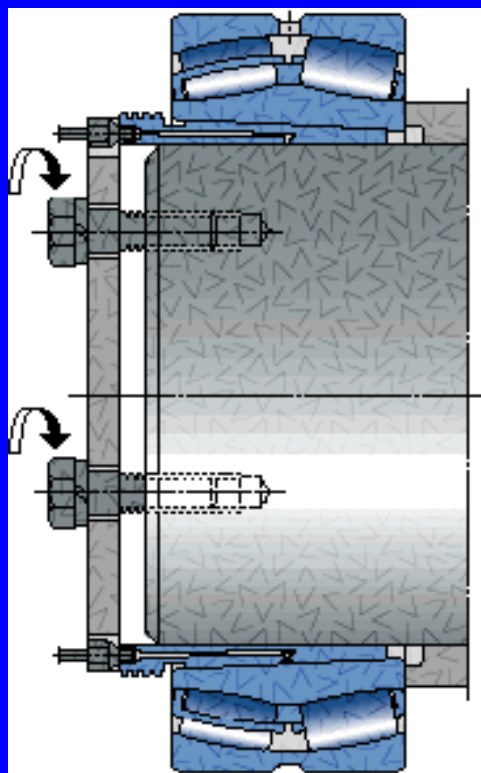
平头榔头与整体式套筒是安装小型轴承很有效的工具

有车削螺纹的轴，锁紧螺帽即可用以安装轴承，旋紧时可使用勾形扳手。较大型轴承可用冲击扳手配合手槌安装

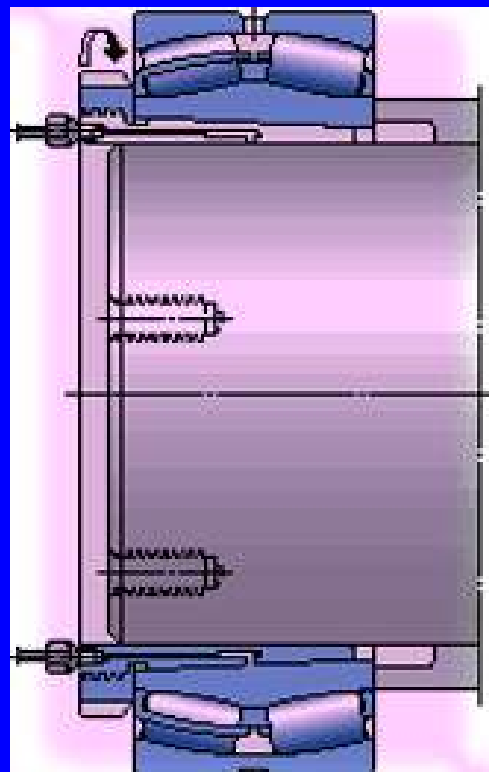
用紧定套安装的锥孔轴承



带退卸套轴承的安装



为防止退卸套与轴承的配合面间摩擦力不足，致使套筒脱离轴承，通常都以螺帽或固定板加以箝制。



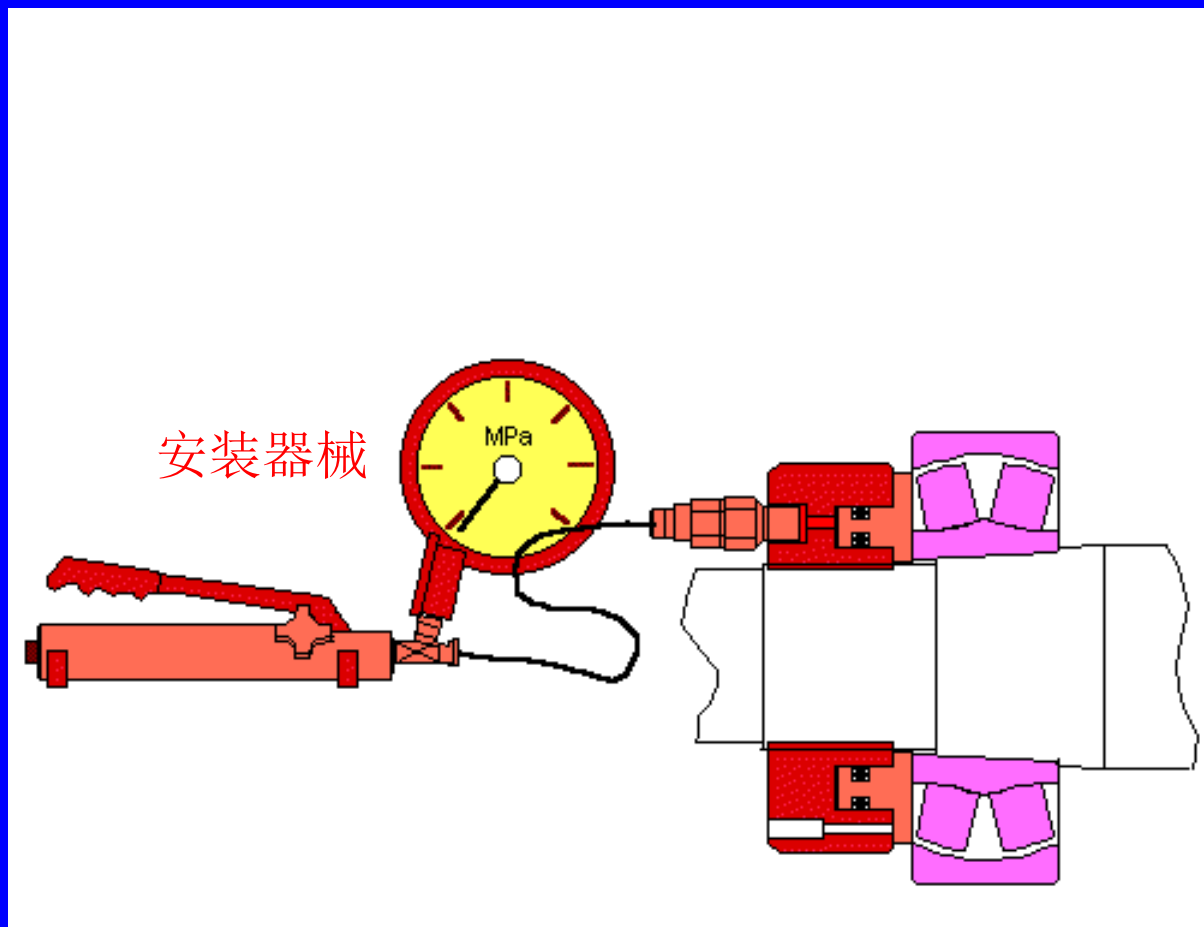
大型退卸套都有油道与油沟以配合注油法使用。使用时，油会被注入套筒与轴、套筒与轴承之接触面。

锥孔调心滚子轴承在轴上的安装

- 尽管我们可以通过测量轴承装配到圆锥轴上的距离来决定锥孔球面滚子轴承的配合，但更实用的是测量由于内圈的受力膨胀而减少的径向游隙，这需要确定安装前的起始径向游隙，并在安装时不断测量直至降低到合适的径向游隙。
- 为了确定起适径向游隙.可采用下列程序.使用最薄到0.04毫米的塞尺.先将轴承竖起，使内外圈端面平行.将大拇指按住内圈并摆动2~3次。向下按紧，使内圈和滚动体定位入座 .定位各滚子位置，使在内圈滚道顶部两边各有一个滚子，将两个顶部滚子向内推，以保证它们和内圈滚道保持合适的接触，当滚子处于正确位置时，塞入一个薄塞尺，沿着顶部的滚子慢慢地在滚子和外圈滚道间移动，然后换上一个厚一些的重复一遍，直到无法移动为止。在该无法移动的塞尺前的塞尺厚度就是安装前的径向游隙。

- 然后用下面例子里介绍确定径向游隙减少量的目标值。按装时，先
在主轴锥体上涂上一层稀机油。将轴承尽可能深地滑移到主轴上去。
当锁紧螺母上紧后，内圈的膨胀就达到了过盈配合。定期地测量径
向游隙，以获得它的减少量。重复此操作，直到获得了合适的减少
量（不可超过推荐的减少量），做最后一次检查时，要保证残留的
径向游隙等于或大与超过下表所示的最小安装游隙。
- 安装时，应检查无负荷滚子的径向游隙，如果底部的滚子没有达到
应有的位置，就将滚子抬起使其牢固地做定在内圈滚道内。
- 当达到推荐的径向游隙时，轴承就会合适地配合好了。然后，将锁
紧螺母的槽中，或固紧甲板。

径向间隙减少量与轴承的推进



干涉的程度完全由轴承在锥面的推进量而定。在推进的过程中，内部间隙会因内圈扩张而逐渐减小。由于小型球面滚子轴承检测空间有限，可使用在锥面上的轴向推进量，而不需量取间隙。

安装

轴承最少过盈量及最大过盈量的选择

当内圈受循环负荷时与轴承配合所需最少过盈量及最大过盈量按下列公式计算

$$Y_{\min} = -13Fr K / (b * 1000000) \quad (\text{mm})$$

$$Y_{\min} = -11.4Fr K d [\sigma_p] / [(2K-2) * 1000] \quad (\text{mm})$$

Fr ——轴承所受的最大径向载荷 (KN)

P/C	≤ 0.07	$0.07 > \leq 0.15$	≥ 0.15	GB275-84
K	2.8	2.3	2.0	

d ——轴承内径

b ——轴承内径有效宽度 ($b=B-2r$)

$[\sigma_p]$ ——许应力 轴承钢为400N/mm 淬硬钢为300N/mm

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：<https://d.book118.com/008103121067006055>