



第04章

轴承及轴设计

第01节 滑动与滚动

宋超阳

songcy@ieee.org

本章要点概述

- 滑动轴承概述
- 滑动轴承的结构形式
- 轴瓦的材料和结构
- 非液体摩擦滑动轴承的设计
- 液体摩擦动压向心滑动轴承的设计
- 其他轴承简介
- 轴的结构设计
- 轴设计中的物理约束
- 轴的设计
- 轴毂连接计算
- 滚动轴承概述
- 滚动轴承的主要类型及其代号
- 滚动轴承的选择
- 滚动轴承的工作情况及设计约束
- 滚动轴承的校核计算
- 新型轴承与滚动导轨简介
- 润滑
- 密封

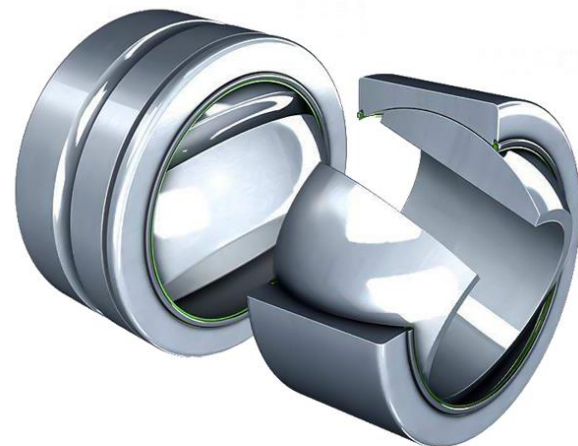
滑动轴承概述

与滚动轴承相比，滑动轴承具有承载能力高、抗振性好、工作平稳可靠、噪声小、寿命长等优点

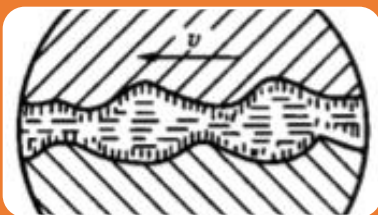
它广泛用于内燃机、轧钢机、大型电动机及仪表、雷达、天文望远镜等中

轴承的分类

- 用于支承旋转零件（如转轴、心轴等）的装置通称为轴承
- 按其承载方向的不同
 - 向心轴承：轴承上的反作用力与轴心线垂直，主要承受**径向载荷 F_r**
 - 推力轴承：轴承上的反作用力与轴心线方向一致，主要承受**轴向载荷 F_a**
- 按轴承工作时的摩擦性质不同
 - 滑动轴承
 - 根据其相对运动的两表面间油膜形成原理的不同
 - 流体动力润滑轴承（简称动压轴承）：主要介绍
 - 流体静力润滑轴承（简称静压轴承）：简要介绍
 - 滚动轴承
 - 后续介绍

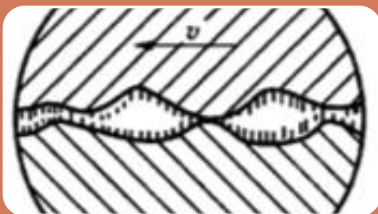


滑动轴承的摩擦状态



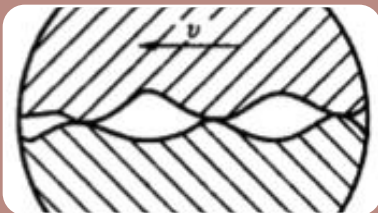
完全液体摩擦 ($f = 0.001 \sim 0.008$) : 重要轴承采用这种摩擦状态

- 完全液体摩擦状态, 是指滑动轴承中相对滑动的两表面完全被润滑油膜所隔开, 油膜有足够的厚度, 消除了两摩擦表面的直接接触。此时, 只存在液体分子之间的摩擦, 故摩擦系数很小, 显著地减少了摩擦和磨损



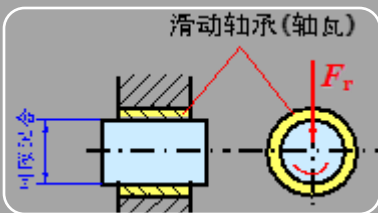
边界摩擦 ($f = 0.008 \sim 0.010$) : 边界油膜的厚度小于 $1\mu\text{m}$

- 当滑动轴承的两相对滑动表面有润滑油存在时, 由于润滑油与摩擦表面的吸附作用, 将在摩擦表面上形成一层极薄的边界油膜, 它能承受很高的压强而不破坏
- 相对滑动时, 两摩擦表面微观的尖峰相遇就会把油膜划破, 形成局部的金属直接接触



干摩擦: 应避免此种摩擦状态

- 两摩擦表面间没有任何物质时的摩擦状态。在实际中, 没有理想的干摩擦, 因为任何金属表面上总存在各种氧化膜, 很难出现纯粹的金属接触 (除非在洁净的实验室)
- 处在干摩擦状态时, 金属表面将产生大量的摩擦损耗和严重的磨损, 故滑动轴承中不允许出现干摩擦状态, 否则, 将导致强烈的升温, 把轴瓦烧毁



介于其间的摩擦状态: 多数滑动轴承处于这种摩擦状态

- 半液体摩擦状态, 两摩擦表面间已部分被液体隔开, 而尚余少许尖峰部分直接接触
- 半干摩擦状态: 大部分仍属边界摩擦状态, 少部分边界油膜破裂而属干摩擦状态

滑动轴承的摩擦状态

完全液体摩擦

- 液体摩擦状态——滑动轴承工作的最理想状态
- 对那些重要且高速旋转的机器，应确保轴承在完全液体摩擦状态下工作，这类轴承常称为液体摩擦滑动轴承

非液体摩擦状态

- 边界摩擦与半液体摩擦状态、半干摩擦状态并存的状态
- 对那些在低速而有冲击下工作的不太重要的机器，可按非液体摩擦状态设计轴承，称之为非液体摩擦滑动轴承

• 滑动轴承设计的主要任务是

- ① 合理地确定轴承的形式和结构
- ② 合理地选择轴瓦的结构和材料
- ③ 合理地选择润滑剂、润滑方法及润滑装置
- ④ 按功能要求和满足约束的原则，确定轴承的主要参数

滑动轴承的主要特点与适用场合

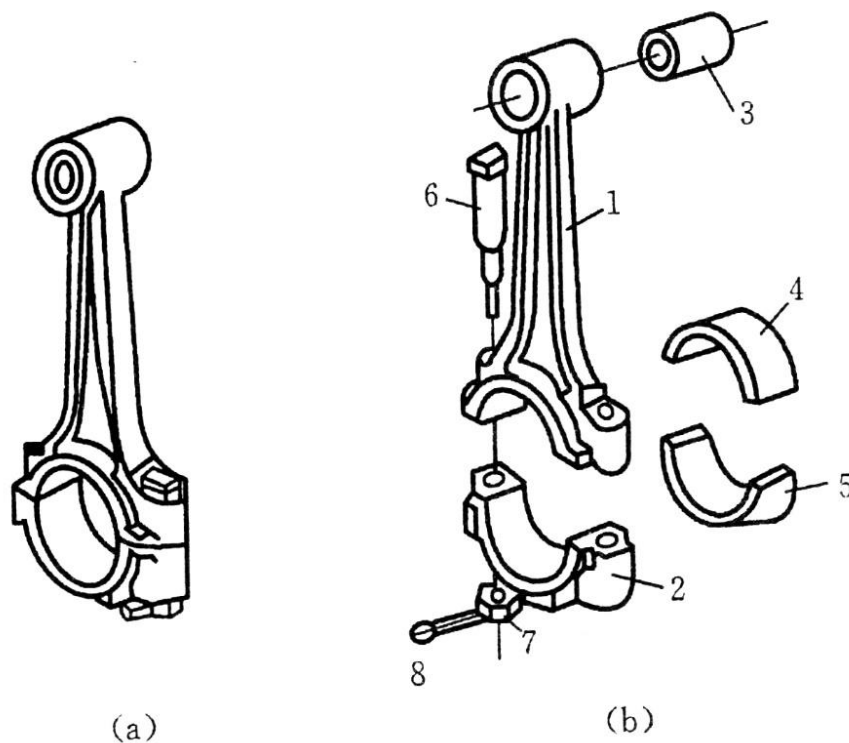
• 主要特点

工作平稳，无
噪声

适合于高速
(液体摩擦)

液体摩擦时功
率损失小

径向尺寸小而
且可剖分



• 适用场合:

低速轻载、精度
不高

• 非液体摩擦滑动
轴承

高速

• 滚动轴承寿命大
为降低

重载

• 滚动轴承造价高

支承精度特别高

• 滑动轴承零件少

承受巨大冲击和
振动载荷

• 油膜的缓冲和阻
尼作用

某些特殊场合

• 径向尺寸受限制、
曲轴轴承等

滑动轴承的结构形式

向心滑动轴承的结构形式

- **剖分式**：由轴承盖、轴承座、剖分轴瓦和螺栓组成
 - 轴瓦是直接和轴颈相接触的重要零件
 - 轴承盖和轴承座的剖分面常做出阶梯形的榫口，方便对中
 - 润滑油通过轴承盖上的油孔和轴瓦上的油沟流入轴承间隙润滑摩擦面
 - 轴承剖分面最好与载荷方向近于垂直，以防剖分面位于承载区出现泄漏，降低承载能力

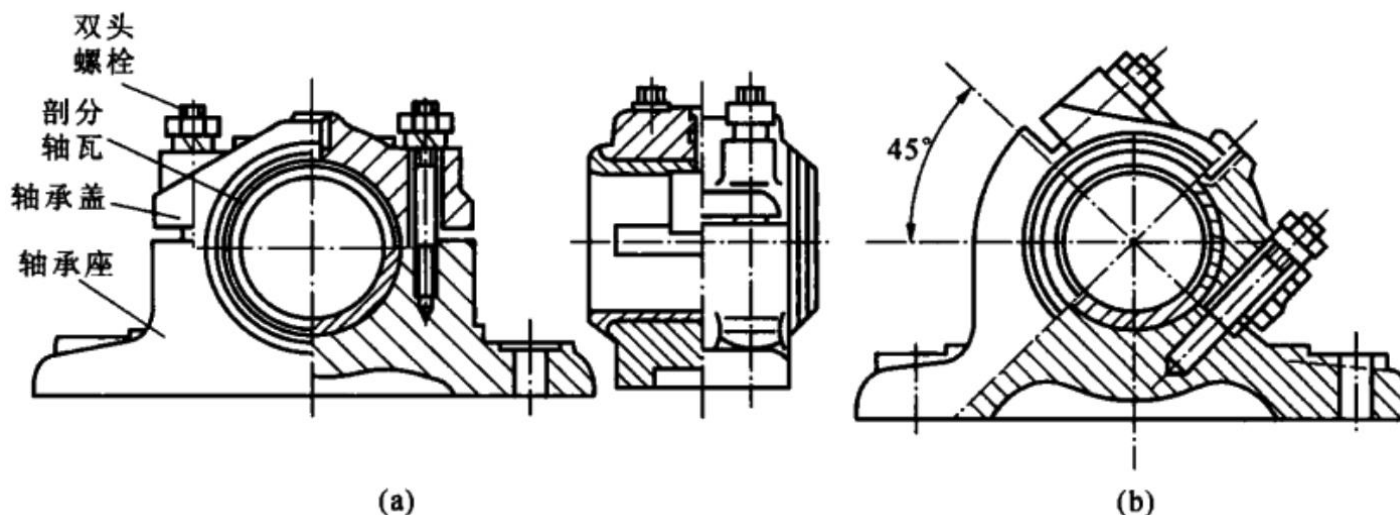


图 7-2 剖分式滑动轴承

(a) 正剖分式滑动轴承；(b) 斜剖分式滑动轴承

- 多数轴承采用正剖分式结构
 - 当径向载荷有较大偏斜时可采用斜剖分式结构
- 剖分式滑动轴承装拆比较方便，轴承间隙调整也可通过在剖分面上增减薄垫片实现
- 对于正、斜剖分式滑动轴承，已分别制定了标准JB/T 2561-2007、JB/T 2562-2007

向心滑动轴承的结构形式

- **整体式**：由轴承盖、轴承座、剖分轴瓦和螺栓组成
 - 套筒式轴瓦（或轴套）压装在轴承座中（对某些机器，也可直接压装在机体孔中）
 - 润滑油通过轴套上的油孔和内表面上的油沟进入摩擦面

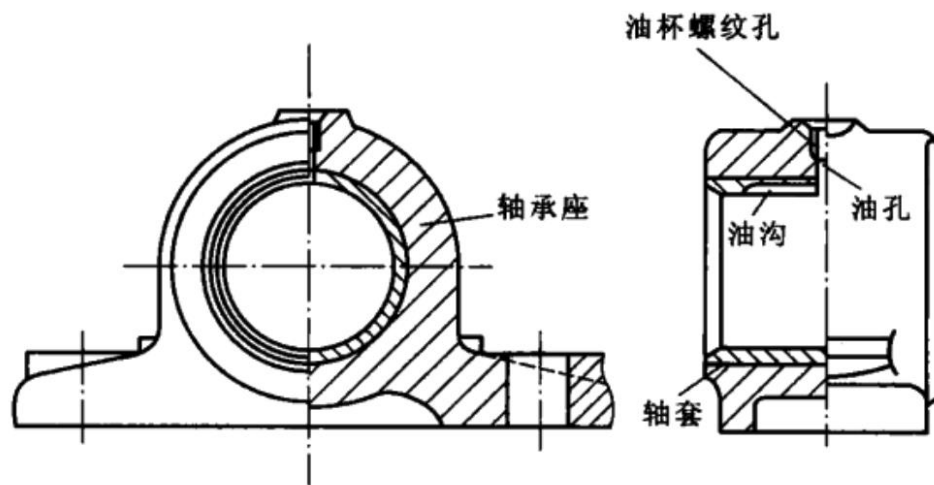


图 7-3 整体式向心滑动轴承

- 优点：轴承结构制造简单，刚度较大
- 缺点：轴瓦磨损后间隙无法调整，且轴颈只能从端部装入
- 因此，它仅适用于轴颈不大、低速轻载或间隙工作的机械
- 对于整体式滑动轴承，制定有标准 JB/T2560—2007，设计时可参考选用

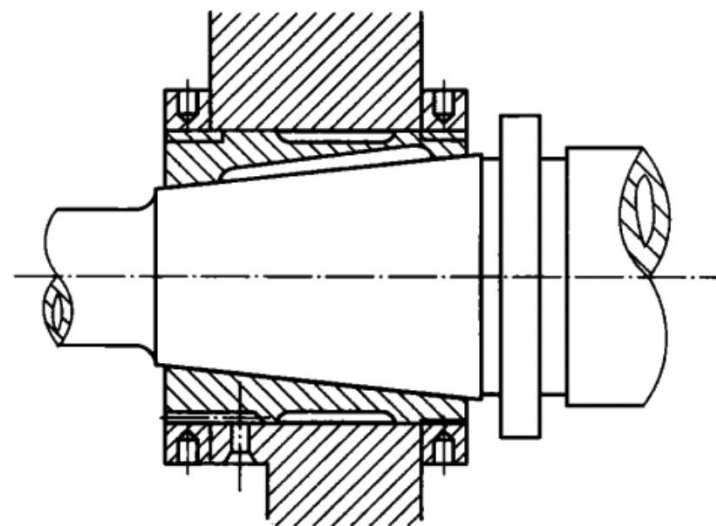
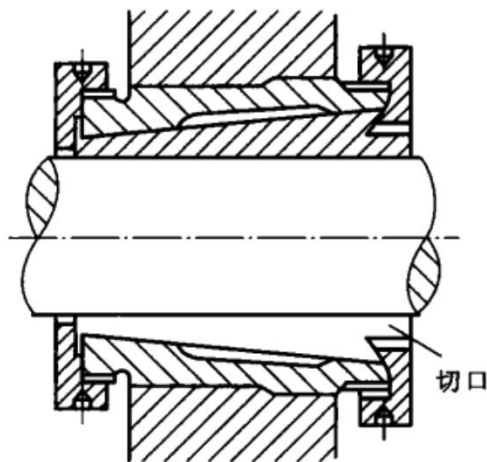
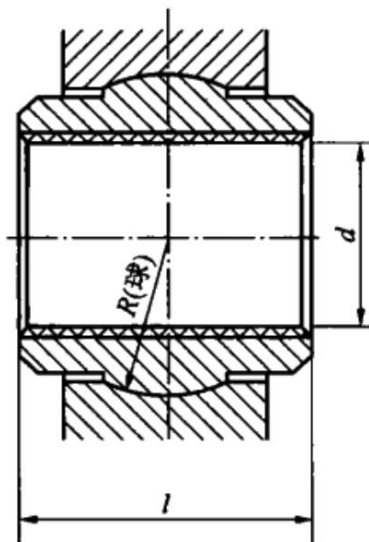
向心滑动轴承的结构形式

• 自动调心式:

- 轴瓦外表面做成球面形状，与轴承盖和轴承座的球状内表面相配合，球面中心通过轴颈的轴线，因此轴瓦可以自动调位，以适应轴颈在轴弯曲时产生的偏斜
- 轴承宽度与轴颈直径之比 (l/d) 称为宽径比
 - 当宽径比较大时，轴的弯曲变形或轴孔倾斜时，易造成轴颈与轴瓦端部的局部接触，引起剧烈的磨损和发热
- 因此，当 $l/d > 1.5$ 时，宜采用自动调心式轴承

• 间隙可调式:

- 轴瓦外表面为锥形，与内锥形表面的轴自动调心式轴承套相配合。轴瓦上开有一条纵向槽，调整轴套两端的螺母可使轴瓦沿轴向移动，从而可调整轴颈与轴瓦间的间隙



推力滑动轴承的结构形式

- 只能承受轴向载荷，与向心轴承联合使用才可同时承受轴向和径向载荷
- 对于尺寸较大的平面推力轴承，为了改善轴承的性能，便于形成液体摩擦状态，可设计成多油楔结构

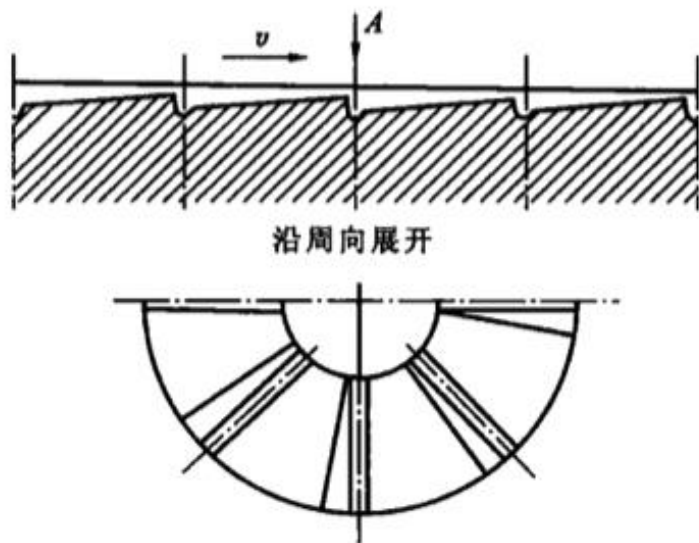


图 7-6 多油楔推力轴承

表 7-1 推力滑动轴承的结构形式

形式	简图	基本特点及应用	结构尺寸
实心式		支承面上压强分布极不均匀，中心处压强最大，线速度为 0，对润滑很不利，导致支承面磨损极不均匀，使用较少	d_1 由轴的结构确定
空心式		支承面上压强分布较均匀，润滑条件有所改善	d_1 由轴的结构确定 $d_0 = (0.4 \sim 0.6)d_1$
单环式		利用轴环的端面止推，结构简单，润滑方便，广泛用于低速、轻载的场合	d_1 由轴的结构确定 $d \approx d_1 + 2S$ $S = (0.1 \sim 0.3)d_1$ d_0 略大于 d_1
多环式		特点同单环式，可承受较单环式更大的载荷，也可承受双向轴向载荷	d_1 由轴的结构确定 $d \approx d_1 + 2S$ $S = (0.1 \sim 0.3)d_1$ $S_1 = (2 \sim 3)S$ d_0 略大于 d_1

轴瓦的材料和结构

轴瓦的材料

- 轴瓦是滑动轴承的重要零件
 - 在液体摩擦状态下工作时，轴颈与轴瓦间有油膜隔开，但在启动、停车、换向或转速变化时，两者仍不可避免地有直接接触
 - 轴瓦的磨损和胶合（烧瓦）是其主要的失效形式
- 对轴瓦材料的基本要求是

① 有足够的抗压强度和疲劳强度

② 低摩擦系数，有良好的耐磨性、抗胶合性、跑合性、嵌藏性和顺应性

③ 热膨胀系数小，有良好的导热性和润滑性以及耐腐蚀性

④ 有良好的工艺性

- 现有轴瓦材料尚不能满足上述全部要求，只能根据使用中最主要的要求选择材料

金属材料

- 如轴承合金、铜合金、铝合金和减磨铸铁等

粉末冶金材料

- 如含油轴承材料

非金属材料

- 如塑料、橡胶、硬木和石墨等

轴瓦的材料和结构

表 7-2 常用轴承材料的性能及用途

材料	牌 号	[ρ] /MPa	[v] /(m/s)	[ρv] /(MPa·m/s)	HBS		应用举例
					金属模	砂模	
耐 磨 铸 铁	耐磨铸铁-1 (HT)	0.05~9	2~0.2	0.2~1.8	180~229		铬镍合金灰铸铁,用于与经热处理(淬火或正火)的轴相配合的轴承
	耐磨铸铁-1 (QT)	0.5~12	5~1.0	2.5~12	210~260		球墨铸铁,用于与经热处理的轴相配合的轴承
					167~197		球墨铸铁,用于与不经淬火的轴相配合的轴承
铸 造 青 铜	ZCuSn ₁₀ P ₁	15	10	15(20)	90	80	磷锡青铜,用于在重载、中速、高温及冲击条件下工作的轴承
	ZQSn ₆₋₆₋₃	8	3	10(12)	65	60	锡锌铅青铜,用于在中载、中速条件下工作的轴承,起重机轴承及机床的一般主轴轴承
	ZCuAl ₁₀ Fe ₃	30	8	12(60)	110	100	铝铁青铜,用于受冲击载荷处,轴承温度可达 300℃。轴颈需淬火
	ZCuPb ₃₀	25(平稳)	12	30(90)	25	铅青铜,浇注在钢轴瓦上做轴承衬,可受很大的冲击载荷,也适用于精密机床的主轴轴承	
15(冲击)		8	(60)				
铸 锌 铝 合 金	ZZnAl ₁₀₋₅	20	9	16	100	80	用于 750 kW 以下的减速器、各种轧钢机辊轴承,工作温度低于 80℃
铸 锡 基 轴 承 合 金	ZSnSb ₁₁ Cu ₆	25(平稳)	80	20(100)	27		用做轴承衬,用于重载、高速、温度低于 110℃ 的重要轴承,如汽轮机,大于 750 kW 的电动机、内燃机,高转速的机床主轴的轴承等
		20(冲击)	60	15(10)			

(1) 轴承合金

• 轴承合金又称巴氏合金或白合金,其金相组织是在锡或铅的软基体中夹着铜、铜和碱土金属等硬合金颗粒。它的减磨性能最好,很容易和轴颈跑合,具有良好的抗胶合性和耐腐蚀性,但它的弹性模量和弹性极限都很低,机械强度比青铜、铸铁等低很多,一般只做轴承衬的材料。锡基合金的热膨胀性质比铝基合金好,更适用于高速轴承。

(2) 铜合金铜合金

• 有锡青铜、铝青铜和铅青铜三种。青铜有很高的疲劳强度,耐热性和减磨性均很好,工作温度可高达 250℃,但可塑性差,不易跑合,与之相配的轴颈必须淬硬。它适用于中速重载、低速重载的轴承。

(3) 粉末冶金

• 不同的金属粉末经压制烧结而成的多孔结构材料,称为粉末冶金材料,其孔隙占体积的 10%~35%,可储存润滑油,故用这种材料制成的轴承又称为含油轴承。运转时,轴瓦温度升高,油因膨胀系数比金属大,从而自动进入摩擦表面润滑轴承。停车时,因毛细管作用,润滑油又被吸入孔隙中。含油轴承加一次油便可工作较长时间,若能定期加油,则效果更好。但由于它韧性差,宜用于载荷平稳、低速和加油不方便的情况。

(4) 非金属材料

• 非金属轴瓦材料以塑料居多,其优点是:摩擦系数小,可承受冲击载荷,可塑性、跑合性良好,耐磨、耐腐蚀,可用水、油及化学溶液润滑。但它的导热性差(只有青铜的 1/2000~1/5000),耐热性低(120~150℃时焦化),膨胀系数大,易变形。为改善这些缺陷,可将薄层塑料作为轴承衬黏附在金属轴瓦上使用。塑料轴承一般用于温度不高、载荷不大的场合。

(5) 尼龙轴承

• 自润性、耐腐蚀性、耐磨性、减振性等都较好,但导热性不好,吸水性大,线膨胀系数大,尺寸稳定性不好,适用于速度不高或散热条件好的地方。

材料	牌 号	[ρ] /MPa	[v] /(m/s)	[ρv] /(MPa·m/s)	HBS		应用举例
					金属模	砂模	
铸 铅 基 轴 承 合 金	ZPbSb ₁₆ Sn ₁₆ Ch ₂	15	12	10(50)	30		用于不剧变的重载、高速的轴承,如车床、发电机、压缩机、轧钢机等轴的轴承,温度低于 120℃
	ZPbSb ₁₅ Sn ₃	20	15	15	20		用于冲击载荷 $\rho v \leq 10 \text{ Pa} \cdot \text{m/s}$ 或稳定载荷 $\rho \leq 20 \text{ Pa} \cdot \text{m/s}$ 下工作的轴承,如汽轮机、中等功率的电动机、拖拉机、发动机、空气泵的轴承
	铁质陶瓷 (含油轴承)	21	0.125	0.5(定期给油) 1.8(较少而足够的 润滑) 4(润滑充足)	50~85		常用于载荷平稳、低速及加油不方便处,轴颈最好淬火,径向间隙为轴径的 0.15%~0.02%
尼 龙 6 尼 龙 66 尼 龙 1010			0.25~0.75	0.09(无润滑)			用于速度不高或散热条件好的地方
			4.9~4.8	5	1.6(滴油连续工作) 2.5(滴油间歇工作)		

注:① 括弧中的[ρv]值为极限值,其余为润滑良好时的一般值;

② 耐磨铸铁的[ρ]及[ρv]与 v 有关,可用内插法计算,例如,对耐磨铸铁-1(QT),当 $v=3 \text{ m/s}$ 时,则[ρv]

$$= \left[2.5 + \frac{12-2.5}{5-1}(5-3) \right] \text{ MPa} \cdot \text{m/s} = 7.2 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}, \quad [\rho] = \frac{7.2}{3} \text{ MPa} = 2.4 \text{ MPa}.$$

轴瓦结构

- 常用的轴瓦结构
 - 整体式轴瓦（轴套）是套筒形的
 - 剖分式轴瓦多由两部分组成
- 轴瓦和轴承座不允许有相对移动
 - 为了防止轴瓦的移动，可将其两端做成凸缘，用于轴向定位，或用销钉（或螺钉）将其固定在轴承座上

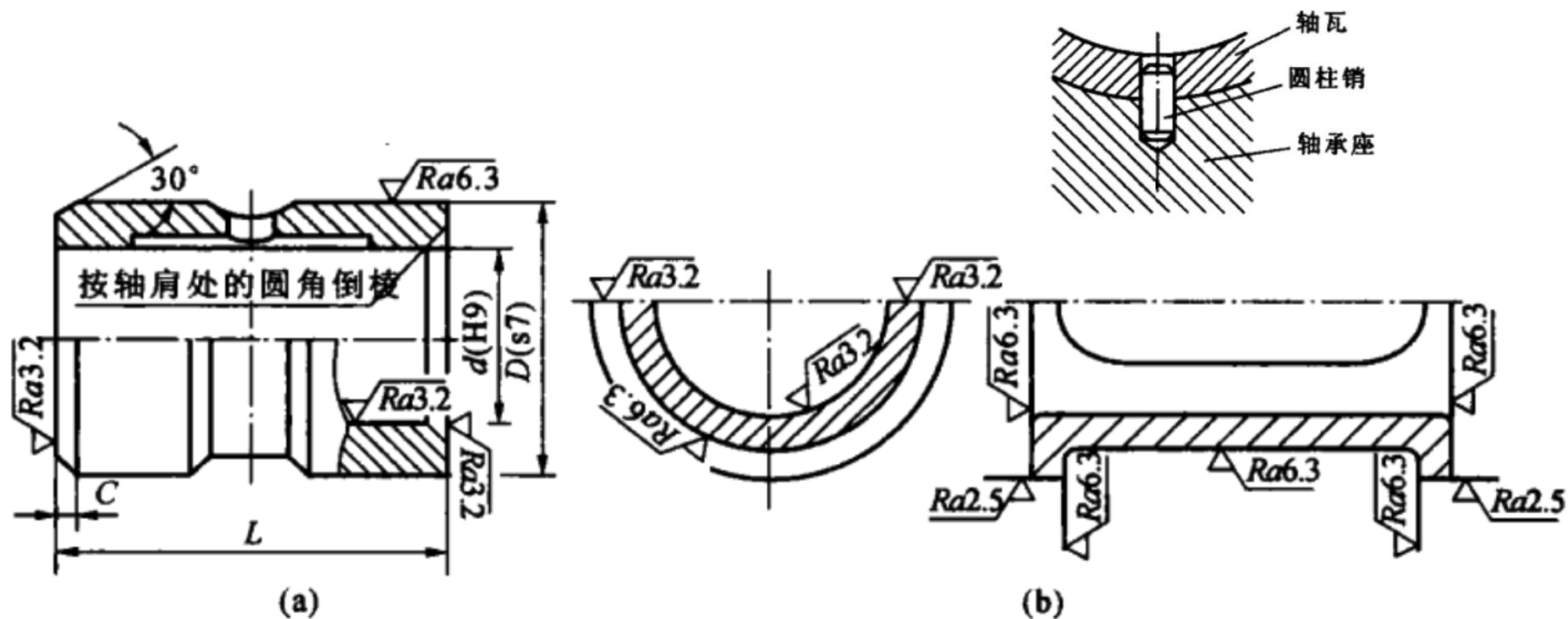


图 7-7 整体式轴瓦和剖分式轴瓦

(a) 整体式轴瓦；(b) 剖分式轴瓦

轴瓦结构

- 按制造工艺不同，分为整体铸造、双金属或三金属等多种形式
 - 为了改善轴瓦表面的摩擦性质，常在其内表面上浇铸一层或两层减磨材料，称为轴承衬，即轴瓦做成双金属结构或三金属结构
- 非金属轴瓦既可是整体非金属，也可是金属套上镶非金属材料
- 为了使滑动轴承获得良好的润滑，轴瓦或轴颈上需开设油孔及油沟，油孔用于供应润滑油，油沟用于输送和分布润滑油
 - 其位置和形状对轴承的承载能力和寿命影响很大
 - 通常，油孔应设置在油膜压力最小的地方，油沟应开在轴承不受力或油膜压力较小的区域，要求既便于供油又不降低轴承的承载能力

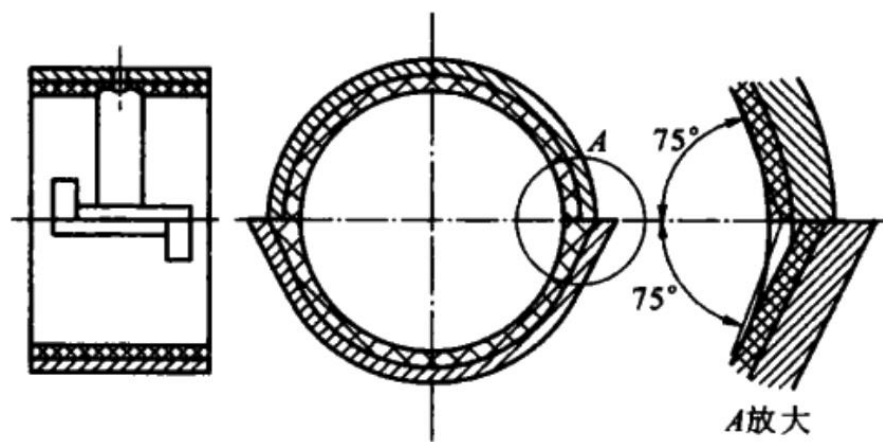


图 7-8 双金属轴瓦

轴瓦结构

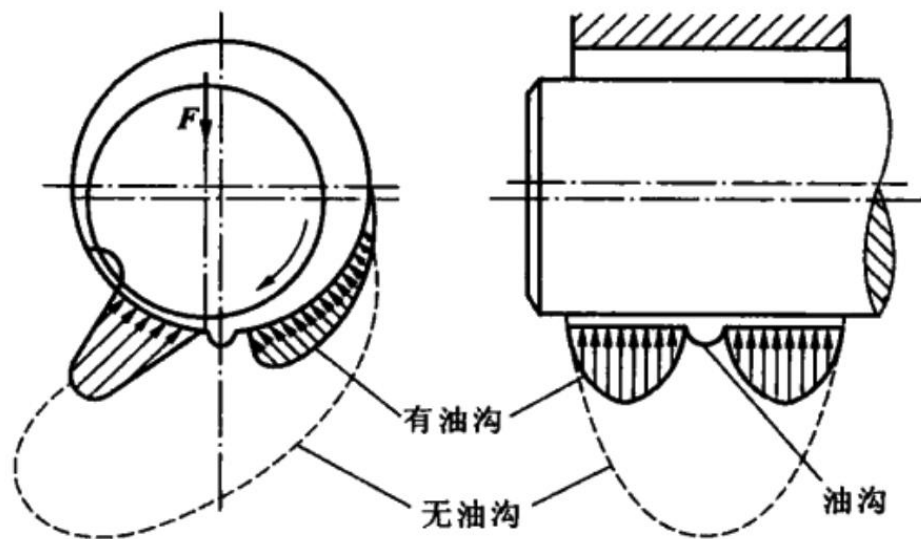


图 7-10 油沟对轴承承载能力的影响

油沟对轴承承载能力的影响，
不正确的油沟设计会降低油膜的承载能力

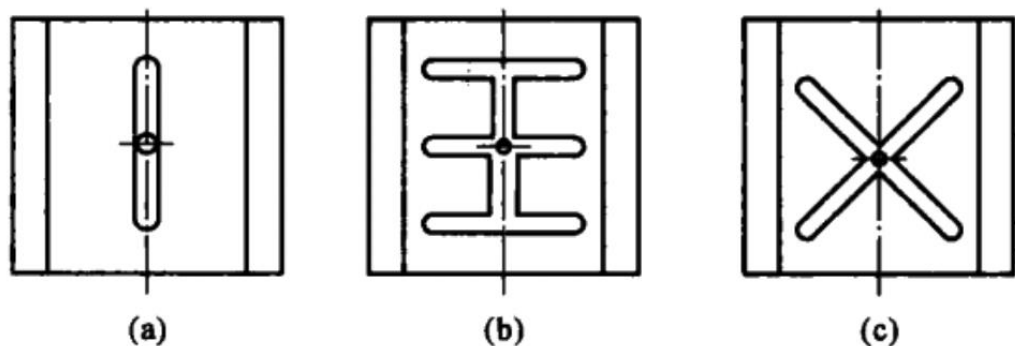


图 7-11 油沟(非承载轴瓦)

几种常见的油沟

- 油孔和油沟均位于轴承的非承载区，油沟的长度均较轴承宽度短
- 关于轴瓦的结构尺寸和标准可查阅有关资料

非液体摩擦滑动轴承的 设计

失效形式和设计约束条件

- 非液体摩擦滑动轴承工作时，轴承工作表面的磨损和因边界油膜的破裂导致的工作表面胶合或烧瓦是其主要失效形式
 - 因其摩擦表面不能被润滑油完全隔开，只能形成边界油膜，存在局部金属表面的直接接触
- 设计时，约束条件是边界油膜不破裂
 - 但由于人们对边界油膜的强度和破裂温度的影响机理尚未完全弄清，因此目前的设计计算仍然只能是间接的、条件性的
 1. 轴承的平均压强
 2. 轴承的 pv 值
 3. 轴承的滑动速度 v

轴承的平均压强

- 限制轴承的平均压强 $p \leq [p]$
 - 保证润滑油不被过大的压力挤出，避免工作表面的过度磨损

对于向心轴承，有 $p = \frac{F_r}{dl} \leq [p]$ (MPa)

- F_r : 径向载荷 (N)
- d : 轴颈直径 (mm)
- l : 轴承宽度 (mm)
- $[p]$: 轴瓦材料的许用压强

对于推力轴承，有 $p = \frac{4F_a}{\pi Z(d^2 - d_0^2)k} \leq [p]$ (MPa)

- F_a : 轴向载荷 (N)
- Z : 推力环数目
- d 、 d_0 : 接触面积的外径和内径 (mm)
- k : 考虑因开油沟使接触面积减小的系数， $k = 0.8 \sim 0.9$
- $[p]$: 许用压强，当 $Z > 1$ 时，考虑到多环推力轴承各环间的载荷分布不均匀，应把表中的许用值降低 50%

表 7-2 常用轴承材料的性能及用途

材料	牌 号	[p] /MPa	[v] /(m/s)	[pv] /(MPa·m/s)	HBS		应用举例
					金属模	砂模	
耐磨铸铁	耐磨铸铁-1 (HT)	0.05~9	2~0.2	0.2~1.8	180~229		铬镍合金灰铸铁,用于与经热处理(淬火或正火)的轴相配合的轴承
	耐磨铸铁-1 (QT)	0.5~12	5~1.0	2.5~12	210~260 167~197		球墨铸铁,用于与经热处理的轴相配合的轴承 球墨铸铁,用于与不经淬火的轴相配合的轴承
铸造青铜	ZCuSn ₁₀ P ₁	15	10	15(20)	90	80	磷锡青铜,用于在重载、中速、高温及冲击条件下工作的轴承
	ZQSn ₆₋₆₋₃	8	3	10(12)	65	60	锡锌铅青铜,用于在中载、中速条件下工作的轴承,起重机械轴承及机床的一般主轴轴承
	ZCuAl ₁₀ Fe ₂	30	8	12(60)	110	100	铝铁青铜,用于受冲击载荷处,轴承温度可达300℃,轴颈需淬火
	ZCuPb ₂₀	25(平稳) 15(冲击)	12 8	30(90) (60)	25		铅青铜,浇注在钢轴瓦上做轴承衬,可受很大的冲击载荷,也适用于精密机床的主轴轴承
铸铝合金	ZZnAl ₁₀₋₅	20	9	16	100	80	用于750kW以下的减速器、各种轧钢机轴承,工作温度低于80℃
铸锡基合金	ZSnSb ₁₂ Cu ₄	25(平稳)	80	20(100)	27		用做轴承衬,用于重载、高速、温度低于110℃的重要轴承,如汽轮机,大于750kW的电动机、内燃机、高转速的机床主轴的轴承等
		20(冲击)	60	15(10)			

材料	牌 号	[p] /MPa	[v] /(m/s)	[pv] /(MPa·m/s)	HBS		应用举例
					金属模	砂模	
铸锡基合金	ZPbSb ₁₄ Sn ₄ Ch ₂	15	12	10(50)	30		用于不剧变的重载、高速的轴承,如车床、发电机、压缩机、轧钢机等轴承,温度低于120℃
	ZPbSb ₁₂ Sn ₅	20	15	15	20		用于冲击载荷 $p v \leq 10 \text{ Pa} \cdot \text{m/s}$ 或稳定载荷 $p \leq 20 \text{ Pa} \cdot \text{m/s}$ 下工作的轴承,如汽轮机、中等功率的电动机、拖拉机、发动机、空压机的轴承
铁质陶瓷 (含油轴承)		21	0.125	0.5(定期给油) 1.8(较少而足够的润滑)	50~85		常用于载荷平稳、低速及加油不方便处,轴颈最好淬火,径向间隙为直径的0.15%~0.02%
		4.9~4.8	0.25~0.75	4(润滑充足)			
尼龙6 尼龙66 尼龙1010			5	0.09(无润滑)			用于速度不高或散热条件好的地方
				1.6(滴油连续工作) 2.5(滴油间歇工作)			

注:①括弧中的[pv]值为极限值,其余为润滑良好时的一般值;
②耐磨铸铁的[p]及[pv]与v有关,可用内插法计算,例如,对耐磨铸铁-1(QT),当v=3m/s时,则[pv]
= $[2.5 + \frac{12-2.5}{5}(5-3)] \text{ MPa} \cdot \text{m/s} = 7.2 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$, [p] = $\frac{7.2}{3} \text{ MPa} = 2.4 \text{ MPa}$ 。

轴承的 pv 值与滑动速度 v

- 由于 pv 值与摩擦功率损耗成正比，它简洁地表征了轴承的发热因素
 - 防止轴承温升过高，出现胶合破坏，即 $pv \leq [pv]$
- 对于向心轴承
 - $pv = \frac{F_t}{dl} \times \frac{\pi dn}{60 \times 1000} = \frac{F_t n}{19100l} \leq [pv]$ (MPa·m/s)
- 对于推力轴承，上式中 v 应取平均线速度
 - $v_m = \frac{\pi d_m n}{60 \times 1000}$, $d_m = \frac{d+d_0}{2}$
 - n : 轴的转速 (r/min)
 - $[pv]$: 轴瓦材料的许用值，考虑到推力轴承采用平均速度计算， $[pv]$ 值应比查表值有更大的降低，通常钢轴颈对金属轴瓦时，可取 $[pv] = 2 \sim 4$ MPa·m/s
- 当压强 p 较小时，即使 p 与 pv 都在许用范围内，也可能因滑动速度 v 过大而加剧磨损，故要求 $v \leq [v]$ (m/s)
 - 表中给出的许用值多数属于极限值，考虑到同一种轴承材料用于不同机器，因载荷性质、供油情况和散热条件不同，其寿命也各异
 - 因此，应按具体的机器寿命或修理间隔期决定许用值 $[p]$ 、 $[v]$ 、 $[pv]$
- 液体摩擦滑动轴承在启动和停车时，处于非液体摩擦状态，设计时应按上述方法初算

非液体摩擦滑动轴承的设计

设计方法

1) 选择轴承的结构形式及材料

- 设计时，一般根据已知的轴颈直径 d 、转速 n 和轴承载荷 F 及使用要求，确定轴承的结构形式及轴瓦结构，并按表 7-2 初定轴瓦材料

2) 初步确定轴承的基本尺寸参数

- 宽径比 l/d 是轴承的重要参数，可参考表 7-4 的推荐值，根据已知轴颈直径 d 确定轴承长度 l 及相关的轴承座外形尺寸，并按不同的使用和旋转精度要求，合理选择轴承的配合，以确保轴承具有一定的间隙

3) 校核是否满足约束条件

- 按 $p \leq [p]$ 、 $pv \leq [pv]$ 和 $v \leq [v]$ 对轴承进行校核计算，若不满足约束条件，则进行再设计
- 一般能满足约束条件的方案不是唯一的，设计时，应初步确定数种可行的方案，经分析、评价，确定出一种较好的设计方案

4) 选择润滑剂和润滑装置

表 7-2 常用轴承材料的性能及用途

材料	牌 号	[p] /MPa	[v] /(m/s)	[pv] /(MPa·m/s)	HBS		应用举例
					金属模	砂模	
耐磨铸铁	耐磨铸铁-1 (HT)	0.05~9	2~0.2	0.2~1.8	180~229		铬镍合金灰铸铁,用于与经热处理(淬火或正火)的轴相配合的轴承
	耐磨铸铁-1 (QT)	0.5~12	5~1.0	2.5~12	210~260	167~197	球墨铸铁,用于与经热处理的轴相配合的轴承 球墨铸铁,用于与不经淬火的轴相配合的轴承
铸造青铜	ZCuSn ₁₀ P ₁	15	10	15(20)	90	80	磷锡青铜,用于在重载、中速、高温及冲击条件下工作的轴承
	ZQSn ₄₋₄₋₃	8	3	10(12)	65	60	锡锌铅青铜,用于在中载、中速条件下工作的轴承,起重机轴承及机床的一般主轴轴承
	ZCuAl ₁₀ Fe ₃	30	8	12(60)	110	100	铝铁青铜,用于受冲击载荷处,轴承温度可达 300℃。轴颈需淬火
	ZCuPb ₃₀	25(平稳) 15(冲击)	12 8	30(90) (60)	25		铅青铜,浇注在钢轴瓦上做轴承衬,可受很大的冲击载荷,也适用于精密机床的主轴轴承
铸铝合金	ZZnAl ₁₀₋₅	20	9	16	100	80	用于 750 kW 以下的减速器、各种轧钢机辊轴承,工作温度低于 80℃
铸锡基轴承合金	ZSnSb ₁₁ Cu ₆	25(平稳) 20(冲击)	80 60	20(100) 15(10)	27		用做轴承衬,用于重载、高速、温度低于 110℃ 的重要轴承,如汽轮机,大于 750 kW 的电动机、内燃机,高转速的机床主轴的轴承等

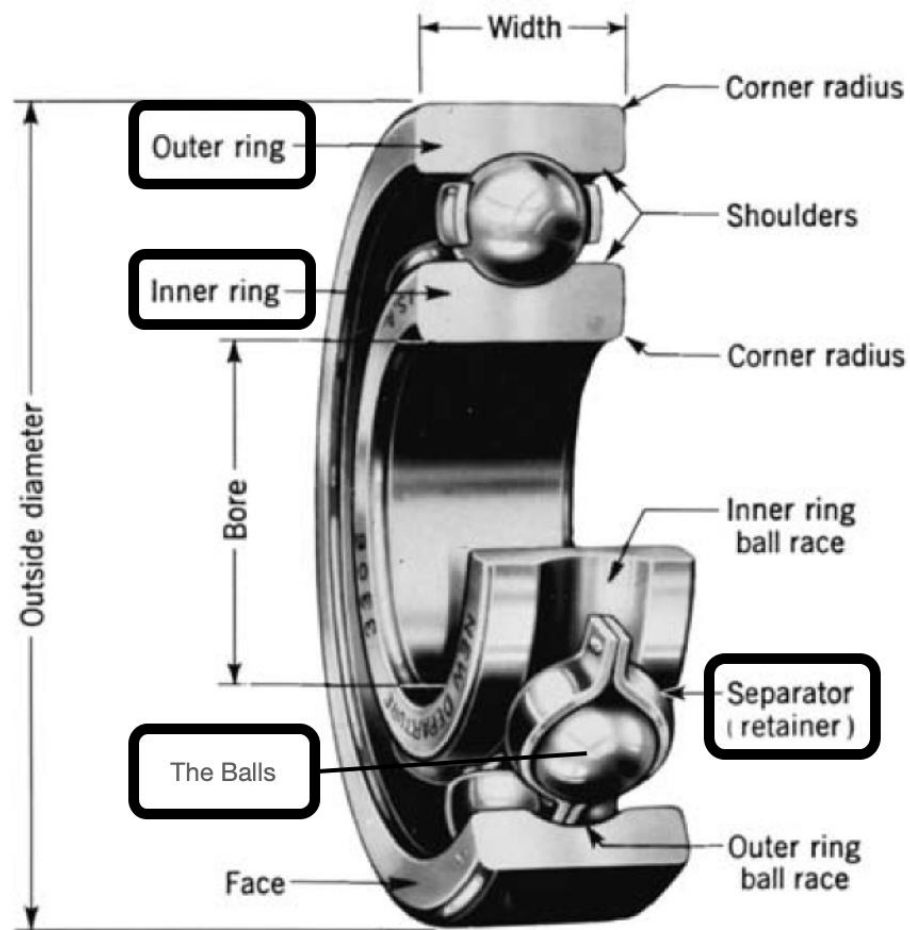
表 7-4 各种机器 l/d 推荐值

机 器	轴承或销	l/d	机 器	轴承或销	l/d
汽车及航空 活塞发动机	曲轴主轴承	0.75~1.75	柴油机	曲轴主轴承	0.6~2.0
	连杆轴承	0.75~1.75		连杆轴承	0.6~1.5
	活塞销	1.5~2.2		活塞销	1.5~2.0
空气压缩机 及往复式泵	主轴承	1.0~2.0	电机	主轴承	0.6~1.5
	连杆轴承	1.0~1.25	机床	主轴承	0.8~1.2
	活塞销	1.2~1.5		冲剪床	主轴承
铁路车辆	轮轴支承	1.8~2.0	起重设备		1.5~2.0
汽轮机	主轴承	0.4~1.0	齿轮减速器		1.0~2.0

滚动轴承概述

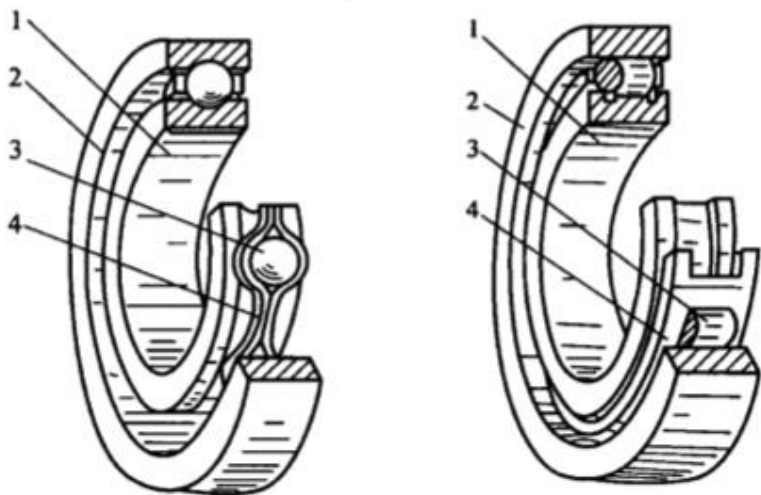
滚动轴承依靠其主要元件间的滚动接触来支承转动或摆动零件，其相对运动表面间的摩擦是滚动摩擦

滚动轴承是标准件，由专业轴承厂集中生产



All these bearings may be obtained with shields on one or both sides.

滚动轴承的基本结构



- ① 带有滚道的内圈 1 和外圈 2
- ② 滚动体 (球或滚子) 3
- ③ 隔开并导引滚动体的保持架 4

- 有些轴承可以少用一个套圈（少内圈或外圈），或者内、外两个套圈都不用，滚动体直接沿着轴或轴承座（或机座）上的滚道滚动
- 通常内圈随轴回转，外圈固定，但也可用于外圈回转而内圈不动，或是内、外圈同时回转的场合
- 内、外圈相对转动时，滚动体在内、外圈的滚道间滚动

- 常用的滚动轴承绝大多数已经标准化，并由专业工厂大量制造及供应各种常用规格的轴承
- 设计时，一般只需根据具体的工作条件，正确选择轴承的型号并对其工作能力进行校核计算即可



滚动轴承的基本结构

优点

- ① 摩擦力矩和发热较小，在通常的速度范围内，摩擦力矩很少随速度而改变，启动转矩比滑动轴承的要小得多（比后者小80%~90%）
- ② 维护比较方便，润滑剂消耗较少
- ③ 轴承单位宽度的承载能力较大
- ④ 大大地减少了有色金属的消耗。

缺点

- ① 径向外廓尺寸比滑动轴承大
- ② 接触应力高，承受冲击载荷能力较差，高速重载荷下寿命较低
- ③ 小批生产特殊的滚动轴承时成本较高
- ④ 减振能力比滑动轴承低

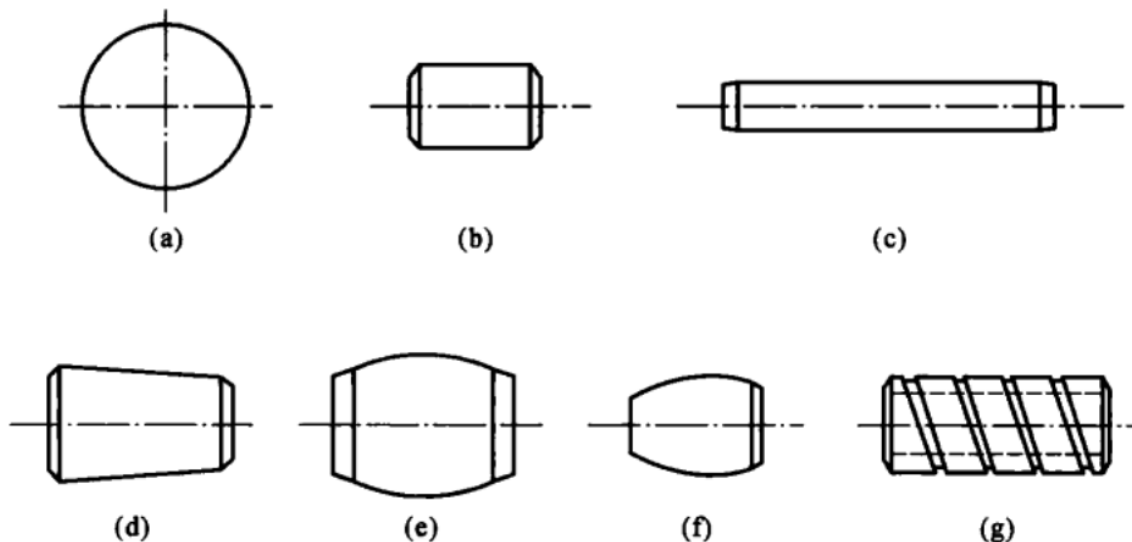
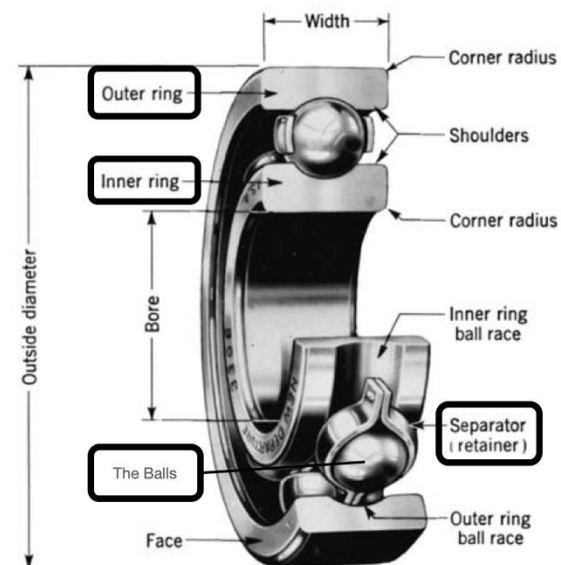


图 8-2 常用的滚动体

(a) 球; (b) 圆柱滚子; (c) 滚针; (d) 圆锥滚子; (e) 球面滚子; (f) 非对称球面滚子; (g) 螺旋滚子

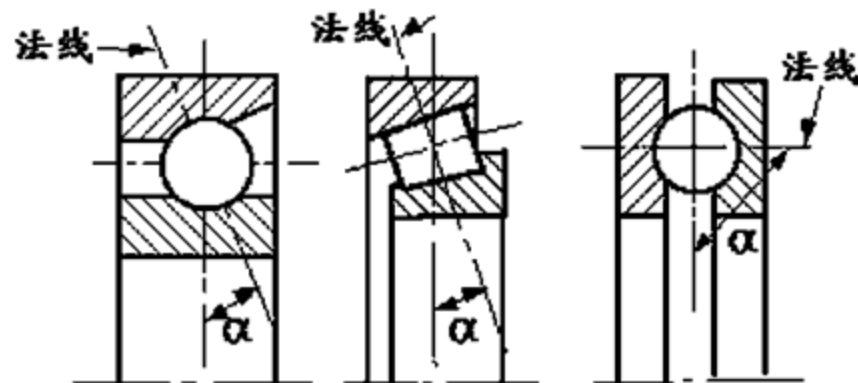


All these bearings may be obtained with shields on one or both sides.

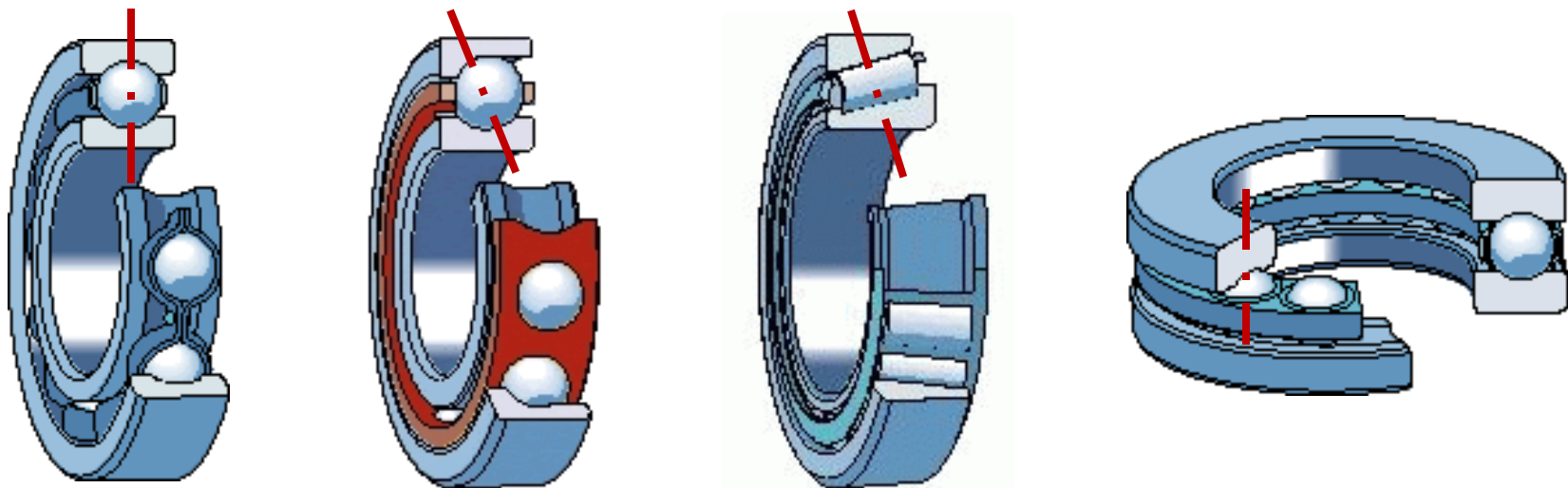
滚动轴承的 主要类型及其代号

滚动轴承的主要类型、性能与特点

- 按接触角 α 的大小和所能承受载荷的方向，可分为
 - 向心轴承： $0^\circ \leq \alpha \leq 45^\circ$
 - 推力轴承： $45^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$



接触角 α ：滚动体与套圈滚道接触点的法线与轴承径向平面之间的夹角



滚动轴承的主要类型、性能与特点

向心轴承 ($0^\circ \leq \alpha \leq 45^\circ$)

主要承受径向载荷

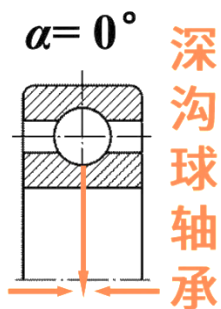
- 径向接触轴承: $\alpha = 0^\circ$
- 除主要承受径向载荷外
也能承受较小的轴向载荷
- 向心角接触轴承: $0^\circ < \alpha \leq 45^\circ$
- 可同时承受径向载荷和单向的轴向载荷

推力轴承 ($45^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$)

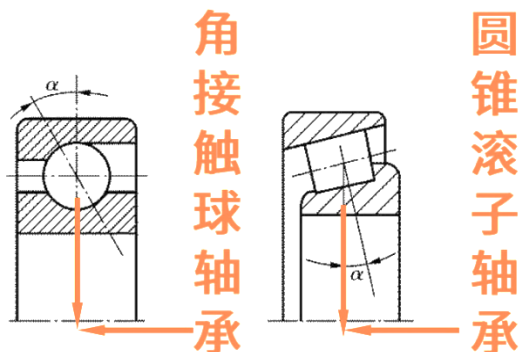
主要承受轴向载荷

- 推力角接触轴承: $45^\circ \leq \alpha < 90^\circ$
- 主要承受轴向载荷
但也能承受一定的径向载荷
- 轴向接触轴承: $\alpha = 90^\circ$
- 只能承受轴向载荷

径向接触轴承



向心角接触轴承

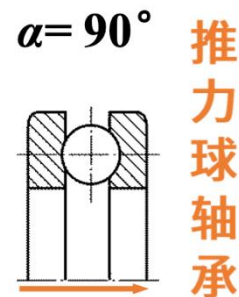


推力角接触轴承

推力调心滚子轴承



轴向接触轴承

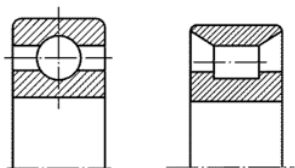


滚动轴承的主要类型、性能与特点

- 按接触角 α 的大小和所能承受载荷的方向，可分为
 - 向心轴承: $0^\circ \leq \alpha \leq 45^\circ$
 - 推力轴承: $45^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$

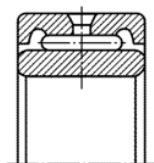
径向接触轴承
($\alpha = 0^\circ$)

Radial Contact



深沟球轴承
圆柱滚子轴承

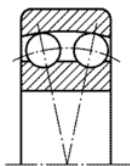
Deep Groove
Straight Roller



滚针轴承
Needle

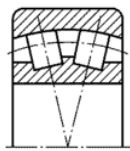
向心角接触轴承
($0^\circ < \alpha < 45^\circ$)

Radial Angle Contact



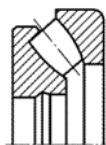
调心球轴承

Self-aligning



调心滚子轴承

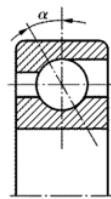
Self-aligning Roller



推力调心滚子轴承

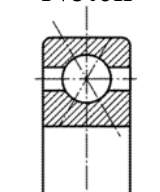
Spherical Roller Thrust

Four-Point Contact



角接触球轴承

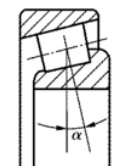
Filling Notch



四点接触球轴承

推力角接触轴承
($45^\circ < \alpha < 90^\circ$)

Thrust Angle Contact

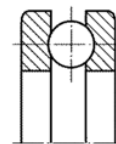


圆锥滚子轴承

Tapered Roller

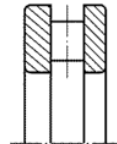
轴向接触轴承
($\alpha = 90^\circ$)

Axial Contact



推力球轴承

Thrust

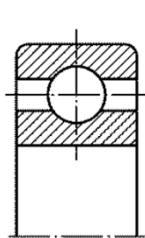


推力圆柱滚子轴承

Thrust Roller

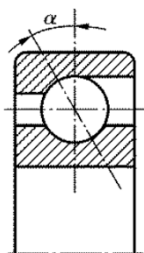
滚动轴承的主要类型、性能与特点

- 按滚动体的形状，可分为 球轴承 和 滚子轴承



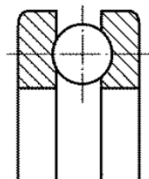
深沟球轴承

Deep Groove



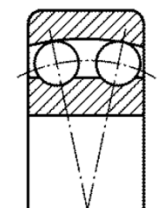
角接触球轴承

Filling Notch



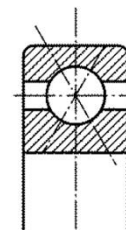
推力球轴承

Thrust



调心球轴承

Self-aligning

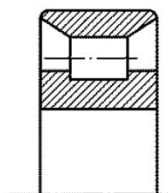


四点接触球轴承

Four-Point Contact

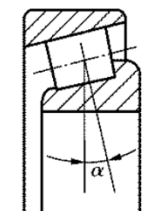
球轴承
Ball Roller

滚子轴承
Straight
Roller



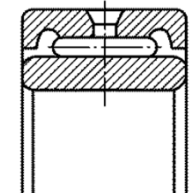
圆柱滚子轴承

Straight
Roller



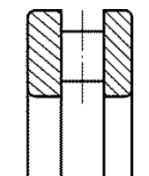
圆锥滚子轴承

Tapered
Roller



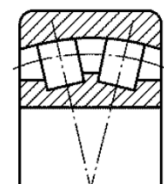
滚针轴承

Needle



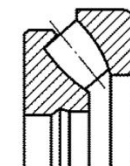
推力圆柱滚子轴承

Thrust
Roller



调心滚子轴承

Self-aligning
Roller

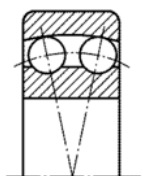


推力调心滚子轴承

Spherical
Roller Thrust

滚动轴承的主要类型、性能与特点

- 按照轴承功能分类，可分为 调心轴承 和 非调心轴承

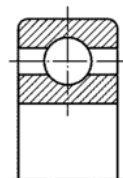


调心球
轴承

Self-aligning

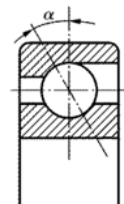
调心轴承
Self-Aligning

非调心轴承
Non-Self-Aligning



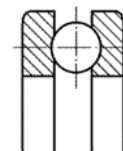
深沟球
轴承

Deep Groove



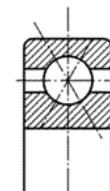
角接触
球轴承

Filling Notch



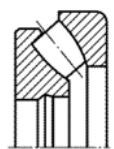
推力球
轴承

Thrust



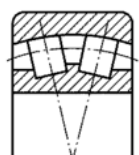
四点接触
球轴承

Four-Point
Contact



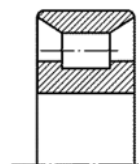
推力调
心滚子
轴承

Spherical Roller
Thrust



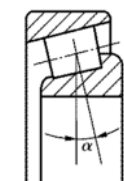
调心滚
子轴承

Self-aligning
Roller



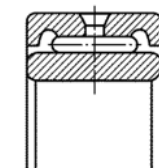
圆柱滚
子轴承

Straight Roller



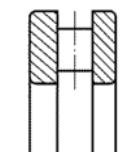
圆锥滚
子轴承

Tapered Roller



滚针
轴承

Needle



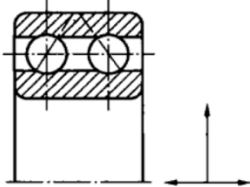
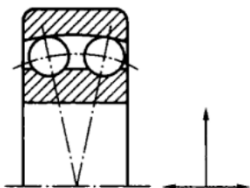
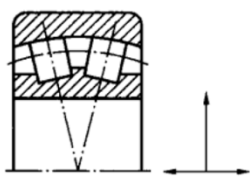
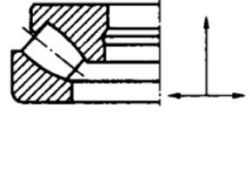
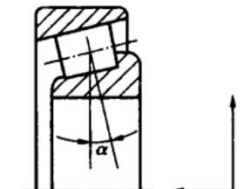
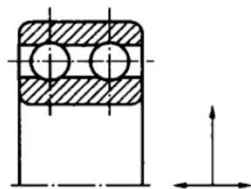
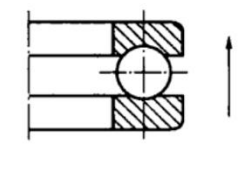
推力圆
柱滚子
轴承

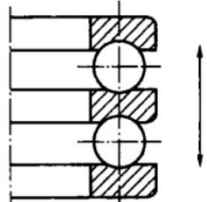
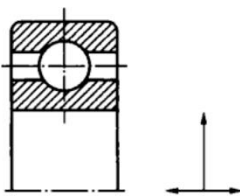
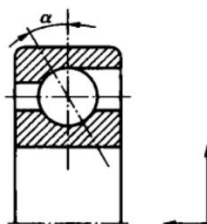
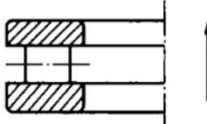
Thrust
Roller

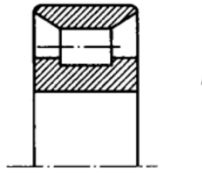
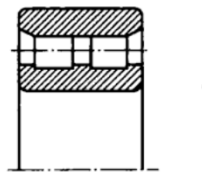
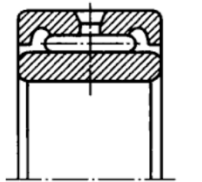
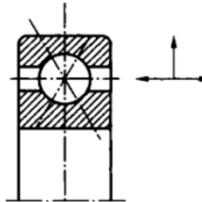
主要类型、尺寸系列代号及其特性

GB/T272-1993

表 8-1 滚动轴承的主要类型、尺寸系列代号及其特性(摘自 GB/T 272—1993)

轴承类型	结构简图、承受载荷方向	类型代号	尺寸系列代号	组合代号	特性
双列角接触球轴承		(0)	32	32	同时能承受径向载荷和双向的轴向载荷,它具有比角接触球轴承更大的承载能力,有较好的刚性
		(0)	33	33	
调心球轴承		1	(0)2	12	主要承受径向载荷,也可同时承受少量的双向的轴向载荷。外圈滚道为球面,具有自动调心性能。内、外圈轴线允许相对偏斜 2°~3°,适用于多支点轴、弯曲刚度小的轴以及难于精确对中的支承
		(1)	22	22	
		1	(0)3	13	
		(1)	23	23	
调心滚子轴承		2	13	213	用于承受径向载荷,其承载能力比调心球轴承约大一倍,也能承受少量的双向轴向载荷。外圈滚道为球面,具有调心性能,内、外圈轴线允许相对偏斜 0.5°~2°,适用于多支点轴、弯曲刚度小的轴以及难于精确对中的支承
		2	22	222	
		2	23	223	
		2	30	230	
		2	31	231	
		2	32	232	
		2	40	240	
		2	41	241	
推力调心滚子轴承		2	92	292	可以承受很大的轴向载荷和一定的径向载荷。滚子为非对称球面滚子,外圈滚道为球面,能自动调心,允许轴线偏斜 1.5°~2.5°。为保证正常工作,需施加一定的轴向预载荷,常用于水轮机轴和起重机转盘等重型机械部件中
		2	93	293	
		2	94	294	
圆锥滚子轴承		3	02	302	能承受较大的径向载荷和单向的轴向载荷,极限转速较低。内、外圈可分离,故轴承游隙可在安装时调整,通常成对使用,对称安装。适用于转速不太高、轴的刚性较好的场合
		3	03	303	
		3	13	313	
		3	20	320	
		3	22	322	
		3	23	323	
		3	29	329	
		3	30	330	
		3	31	331	
		3	32	332	
双列深沟球轴承		4	(2)2	42	主要承受径向载荷,也能承受一定的双向轴向载荷,它具有比深沟球轴承更大的承受载荷能力
		4	(2)3	43	
推力球轴承		5	11	511	推力球轴承的套圈与滚动体多半是可分离的。单向推力球轴承只能承受单向的轴向载荷。两个圈的内孔不一样大:内孔较小的是紧圈,与轴配合;内孔较大的是松圈,与机座固定在一起。极限转速较低,适用于轴向力大而转速较低的场合。没有径向限位能力,不能单独组成支承,一般要与向心轴承组成组合支承使用
		5	12	512	
		5	13	513	
		5	14	514	
		5	14	514	

轴承类型	结构简图、承受载荷方向	类型代号	尺寸系列代号	组合代号	特性
推力球轴承		5	22	522	双向推力轴承可承受双向轴向载荷,中间圈为紧圈,与轴配合,另两圈为松圈。 高速时,离心力大,球与保持架磨损,发热严重,寿命降低。没有径向限位能力,不能单独组成支承,一般要与向心轴承组成组合支承使用。 常用于轴向载荷大、转速不高的场合
		5	23	523	
		5	24	524	
深沟球轴承		6	17	617	主要承受径向载荷,也可同时承受少量的双向的轴向载荷,工作时内外圈轴线允许偏斜 $8' \sim 16'$ 。 摩擦阻力小,极限转速高,结构简单,价格便宜,应用最广泛。但承受冲击载荷能力较差。 适用于高速场合,在高速时,可用来代替推力球轴承
		6	37	637	
		6	18	618	
		6	19	619	
		16	(0)0	160	
		6	(1)0	60	
		6	(0)2	62	
6	(0)3	63			
角接触球轴承		7	19	719	能同时承受径向载荷与单向的轴向载荷,公称接触角 α 有 15° 、 25° 、 40° 三种。 α 越大,轴向承载能力也越大。通常成对使用,对称安装。极限转速较高。 适用于转速较高、同时承受径向和轴向载荷的场合
		7	(1)0	70	
		7	(0)2	72	
		7	(0)3	73	
		7	(0)4	74	
推力圆柱滚子轴承		8	11	811	能承受很大的单向轴向载荷,但不能承受径向载荷,它比推力球轴承承载能力要大;套圈也分紧圈和松圈两种。其极限转速很低,故适用于低速重载的场合。没有径向限位能力,故不能单独组成支承
		8	12	812	

轴承类型	结构简图、承受载荷方向	类型代号	尺寸系列代号	组合代号	特性
圆柱滚子轴承		N	10	N10	只能承受径向载荷,不能承受轴向载荷。承受载荷能力比同尺寸的球轴承大,尤其是承受冲击载荷能力大,极限转速较高。 对轴的偏斜敏感,允许外圈与内圈的偏斜度较小($2' \sim 4'$)。故只能用于刚性较大的轴上,并要求支承座孔很好地对中。 双列圆柱滚子轴承比单列轴承承受载荷的能力更高。 这类轴承的外圈、内圈可以分离,还可以不带外圈或内圈
		N	(0)2	N2	
		N	22	N22	
		N	(0)3	N3	
		N	23	N23	
		N	(0)4	N4	
双列圆柱滚子轴承		NN	30	NN30	双列圆柱滚子轴承比单列轴承承受载荷的能力更高。 这类轴承的外圈、内圈可以分离,还可以不带外圈或内圈
滚针轴承		NA	48	NA48	这类轴承采用数量较多的滚针做滚动体,一般没有保持架。径向结构紧凑,且径向承受载荷能力很大,价格低廉。 缺点是不能承受轴向载荷,滚针间有摩擦,旋转精度及极限转速低,工作时不允许内、外圈轴线有偏斜。 常用于转速较低而径向尺寸受限制的场合。内外圈可分离
		NA	49	NA49	
		NA	69	NA69	
四点接触球轴承		QJ	(0)2	QJ2	它是双半内圈单列向心推力球轴承,能承受径向载荷及任一方向的轴向载荷。 球和滚道四点接触,与其他球轴承比较,当径向游隙相同时轴向游隙较小
		QJ	(0)3	QJ3	

滚动轴承的代号 (GB/T 272—1993)



- **后置代号**：用于表示轴承的结构、公差及材料的特殊要求，用字母或数字表示；如：接触角为 15° 、 25° 和 40° 的角接触球轴承，分别用C、AC和B表示内部结构的不同
- 又如：轴承的公差等级分别为2级、4级、5级、6级 (6x) 和0级，共5个级别，依次由高级到低级，其代号分别为：/P2、/P4、/P5、/P6 (/P6x) 和 **/P0 (省略)**
- 再如：轴承的径向游隙系列分为1组、2组、0组、3组、4组和5组，共6个组别，径向游隙依次由小到大。**0组最常用，不标出**，其余用 /C1、/C2… 表示

滚动轴承的代号

• GB/T 272—1993

表 8-2 滚动轴承代号的构成

前置代号	基本代号 ^①					后置代号								
	五	四	三	二	一									
成套轴承分部件	类型代号	尺寸系列代号		内径代号		内部结构	密封与防尘套圈类型	保持架及其材料	轴承材料	公差等级	游隙	配置 ^②	其他	
		宽或高度系列代号	直径系列代号											

注：① 基本代号下面的一至五表示代号自右向左的位置序数；

② 配置代号如“/DB”表示两轴承背对背安装，“/DF”表示两轴承面对面安装（见图 8-7）。

滚动轴承的代号 (GB/T 272—1993)

前置代号

基本代号

后置代号

类型代号

尺寸系列代号

内径代号

滚动轴承的前置代号用于表示轴承的分部件，用字母表示

- 如 LN207 表示 N207 轴承的外圈可分离
- R 表示不带可分离内圈或外圈的轴承
如 RNU207 表示无内圈的 NU207 轴承
- K 表示轴承的滚动体与保持架组件
如 K81107 表示推力圆柱滚子轴承 81107 的滚子、保持架组件

滚动轴承的代号 (GB/T 272—1993)

前置代号

基本代号

后置代号

类型代号

尺寸系列代号

内径代号

基本代号 = 轴承内径代号 + 组合代号

- 组合代号由轴承类型代号和尺寸系列代号组成，凡是用“（）”括住的数字，在组合代号中省略
- 用来表明轴承的内径、直径系列、宽（或高）度系列和类型，一般用五位数字或数字和英文字母表示

表 8-1 滚动轴承的主要类型、尺寸系列代号及其特性 (摘自 GB/T 272—1993)

轴承类型	结构简图、承受载荷方向	类型代号	尺寸系列代号	组合代号	特 性	轴承类型	结构简图、承受载荷方向	类型代号	尺寸系列代号	组合代号	特 性	轴承类型	结构简图、承受载荷方向	类型代号	尺寸系列代号	组合代号	特 性
双列角接触球轴承		(0) (0)	32 33	32 33	同时能承受径向载荷和双向的轴向载荷,它具有比角接触球轴承更大的承载能力,有较好的刚性	推力调心滚子轴承		2 2 2	92 93 94	292 293 294	可以承受很大的轴向载荷和一定的径向载荷。滚子为半对称球面滚子,外圈滚道为球面,能自动调心,允许轴轴倾斜 1.5°~2.5°,为保证正常工作,需施加一定的轴向预载荷,常用于水轮机轴和起重机械等重型机械部件中	外圈无挡边圆柱滚子轴承		N N N N N	10 (0)2 22 (0)3 (0)4	N10 N2 N3 N3 N4	只能承受径向载荷,不能承受轴向载荷。承受载荷能力比同尺寸的球轴承大,尤其是承受冲击载荷能力大,极限转速较高。
调心球轴承		1 (1) 1 (1)	(0)2 22 (0)3 23	12 22 13 23	主要承受径向载荷,也可同时承受少量的双向的轴向载荷。外圈滚道为球面,具有自动调心性能,内、外圈轴线允许相对倾斜 2°~3°,适用于多支点轴、弯曲刚度小的轴以及难于精确对中的支承	圆锥滚子轴承		3 3 3 3 3 3	02 03 20 22 23 29 30 31 32	302 303 320 322 323 329 330 331 332	能承受较大的径向载荷和单向的轴向载荷,极限转速较低。内、外圈可分离,轴和轴承都能安装在安装时调整,通常成对使用,对称安装。 适用于转速不太高、轴的刚性较好的场合	双列深沟球轴承		4 4	(2)2 (2)3	42 43	主要承受径向载荷,也能承受一定的双向轴向载荷,它具有比深沟球轴承更大的承受载荷能力
调心滚子轴承		2 2 2 2 2 2 2	13 22 23 30 31 32 40 41	213 222 223 230 231 232 240 241	用于承受径向载荷,其承受载荷能力比调心球轴承约大一倍,也能承受少量的双向轴向载荷。外圈滚道为球面,具有调心性能,内、外圈轴线允许相对倾斜 0.5°~2°,适用于多支点轴、弯曲刚度小的轴以及难于精确对中的支承	推力球轴承		5 5 5 5	11 12 13 14	511 512 513 514	推力球轴承的滚圈与滚动体多半是可分离的,单向推力球轴承只能承受单向的轴向载荷,两个圈的内孔不一样大,内孔较小的是紧圈,与轴配合,内孔较大的是松圈,与机壳固定在一起。极限转速较低,适用于轴力大而转速较低的场合。没有径向限位能力,不能单独组成支承,一般要与向心轴承组成组合支承使用	角接触球轴承		7 7 7 7 7	19 (1)0 (0)2 (0)3 (0)4	719 720 702 703 704	能同时承受径向载荷与单向的轴向载荷,公称接触角 α 有 15°、25°、40° 三种,α 越大,轴向承载能力也越大。通常成对使用,对称安装,极限转速较高。适用于转速较高,同时承受径向和轴向载荷的场合
						推力圆柱滚子轴承		8 8	11 12	811 812	能承受很大的单向轴向载荷,但不能承受径向载荷,它比推力球轴承承载能力要大,套圈由分离圈和松圈两种,其极限转速很低,故适用于低速重载的场合。没有径向限位能力,故不能单独组成支承	四点接触球轴承		QJ QJ	(0)2 (0)3	QJ2 QJ3	它是双内圈单列向心推力球轴承,能承受径向载荷及任一方向的轴向载荷。球和滚道四点接触,与其他球轴承比较,当径向游隙相同时轴向游隙较小

滚动轴承的代号 (GB/T 272—1993)

前置代号

基本代号

后置代号

类型代号

尺寸系列代号

内径代号

基本代号 = 轴承内径代号 + 组合代号

第一、二位数字：轴承内径**第三位数字**：轴承的直径系列

- 即结构相同、内径相同的轴承在外径和宽度方面的变化系列

第四位数字：轴承的宽（或高）度系列

- 即结构、内径和直径系列都相同的轴承，在宽（或高）度方面的变化系列
- 当宽度系列为0系列（窄系列）或1系列（正常系列）时，对多数轴承在代号中没有标出宽度系列代号0或1
- 对于调心滚子轴承（2类）、圆锥滚子轴承（3类）和圆柱滚子轴承（N类），宽（或高）度系列代号0或1应标出，但无论哪类轴承，只有用“（）”括住的0或1才不标出

第五位数字：轴承类型代号用基本代号

- 对圆柱滚子轴承和滚针轴承等类型代号用字母表示

基本代号^①

五	四	三	二	一
类型代号	尺寸系列代号		内径代号	
	宽或高度系列代号	直径系列代号		

滚动轴承的代号 (GB/T 272—1993)

前置代号

基本代号

后置代号

类型代号

尺寸系列代号

内径代号

表 8-3 滚动轴承的内径代号

内径尺寸/mm	代号表示		举 例	
	第二位	第一位	代 号	内径尺寸/mm
10 12 15 17	0	0	深沟球轴承 6200	10
		1		
		2		
		3		
20 ^① ~480(5的倍数)	内径 ^② /5的商		调心滚子轴承 23208	40
22、28、32 及 500 以上	/内径 ^③		调心滚子轴承 230/500	500
			深沟球轴承 62/22	22

注：① 内径为 22、28、32 mm 的除外，轴承内径小于 10 mm 的轴承代号见轴承手册；

② 公称内径除以 5 的商数，商数为个位数时，需在商数左边加“0”，如 08；

③ 用公称内径(mm)直接表示，但在与尺寸系列之间用“/”分开。

滚动轴承的代号 (GB/T 272—1993)

前置代号

基本代号

后置代号

类型代号

尺寸系列代号

内径代号

表 8-4 轴承尺寸系列代号表示法

直径系列 代号	向心轴承							推力轴承			
	宽度系列代号							高度系列代号			
	窄 0	正常 1	宽 2	特宽 3	特宽 4	特宽 5	特宽 6	特低 7	低 9	正常 1	正常 2
超特轻 7	—	17	—	37	—	—	—	—	—	—	—
超轻 8	08	18	28	38	48	58	68	—	—	—	—
超轻 9	09	19	29	39	49	59	69	—	—	—	—
特轻 0	00	10	20	30	40	50	60	70	90	10	—
特轻 1	01	11	21	31	41	51	61	71	91	11	—
轻 2	02	12	22	32	42	52	62	72	92	12	22
中 3	03	13	23	33	—	—	63	73	93	13	23
重 4	04	—	24	—	—	—	—	74	94	14	24

滚动轴承的代号 (GB/T 272—1993)

前置代号

基本代号

后置代号

类型代号

尺寸系列代号

内径代号

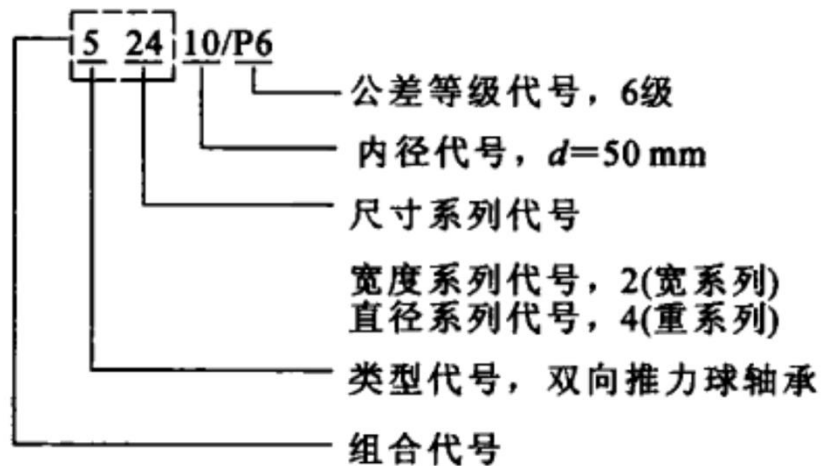
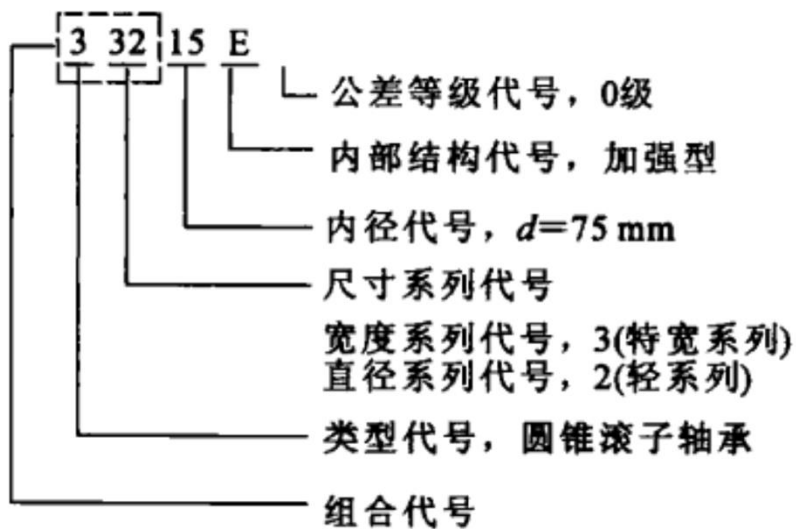
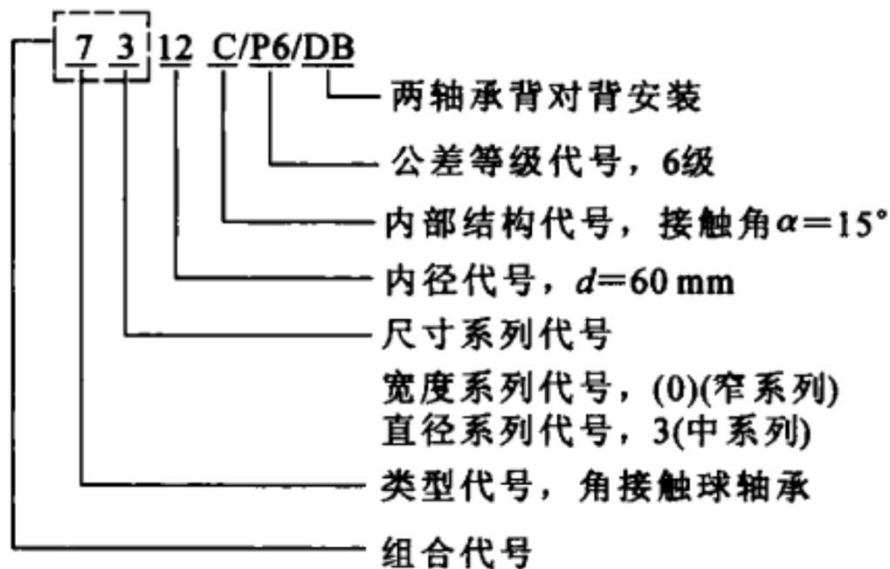
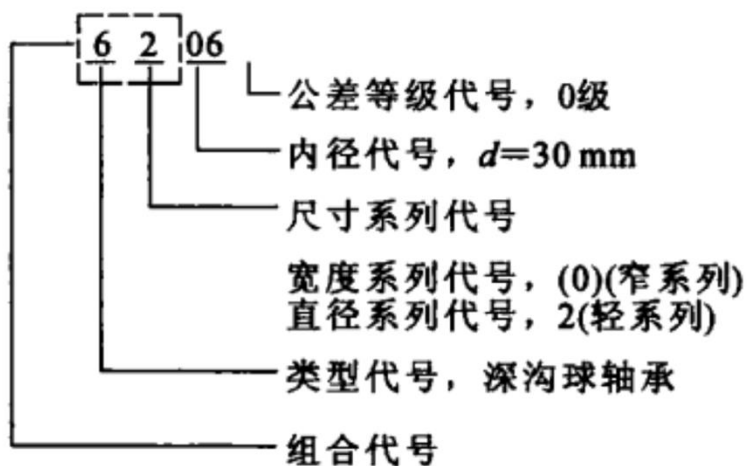
后置代号：用字母和数字等表示轴承的结构、公差及材料的特殊要求

- **内部结构代号**：表示同一类型轴承的不同内部结构，用字母紧跟着基本代号表示
 - 如公称接触角为 15° 、 25° 和 40° 的角接触球轴承，分别用C、AC和B表示，说明其内部结构的不同
- **轴承的公差等级**：分为2级、4级、5级、6级、6x级和0级，共六个级别，依次由高级到低级，其代号分别为/P2、/P4、/P5、/P6、/P6x和P0
 - 公差等级中：6x级仅适用于圆锥滚子轴承；0级为普通级，在轴承代号中不标出
- **常用轴承径向游隙系列**：分为1组、2组、0组、3组、4组和5组，共六个组别，径向游隙依次由小到大
 - 0组游隙是常用的游隙组别，在轴承代号中不标出
 - 其余的游隙组别在轴承代号中分别用/C1、/C2、/C3、/C4、/C5表示

后置代号

内部结构	密封与防尘套圈类型	保持架及其材料	轴承材料	公差等级	游隙	配置 ^②	其他
------	-----------	---------	------	------	----	-----------------	----

滚动轴承的代号 (GB/T 272—1993)



滚动轴承的选择

由于滚动轴承多为已标准化的外购件，因而在机械设计中，设计滚动轴承部件时，只需做以下两项工作

- (1) 正确选择出能满足约束条件的滚动轴承，包括合理选择轴承和校核所选出的轴承是否能满足疲劳强度、转速、静强度及经济等方面的约束
- (2) 进行滚动轴承部件的组合设计

类型选择

1、根据载荷的大小及性质

- 载荷大或冲击大——选滚子轴承（线接触）
- 载荷小或冲击小——选球轴承（点接触）

2、根据载荷的方向

- 纯径向载荷——选深沟球轴承（6类）、圆柱滚子轴承（N类）
- 纯轴向载荷——选推力轴承（5或8类），高速时可用3或7类
- 径、轴向载荷——角接触球轴承（7类）或圆锥滚子轴承（3类），轴向载荷不大时，可用深沟球轴承

3、根据转速的高低

- 转速高一选球轴承

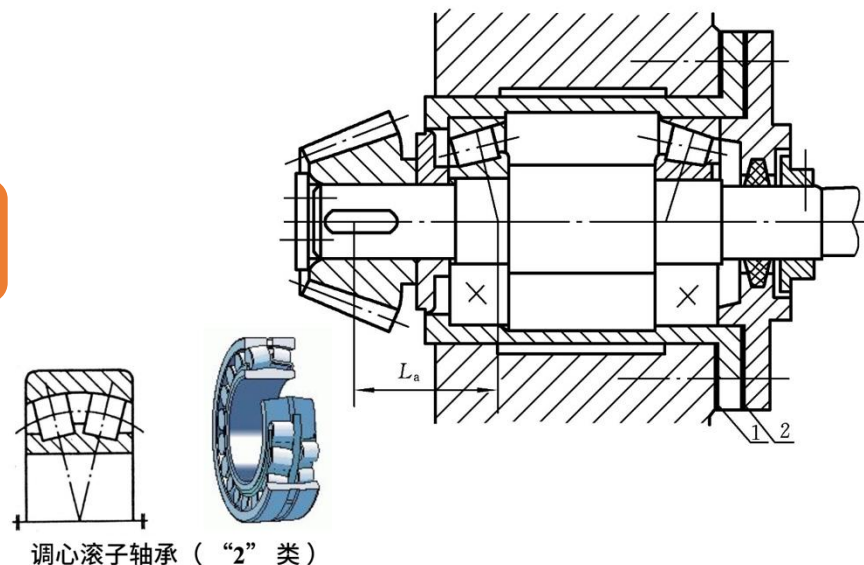
4、根据回转精度要求

- 精度要求高一选球轴承

类型选择

5、根据调心性能

- 轴刚性差、轴承座孔同轴度差或多点支承
- 选调心轴承（“1”类或“2”类）



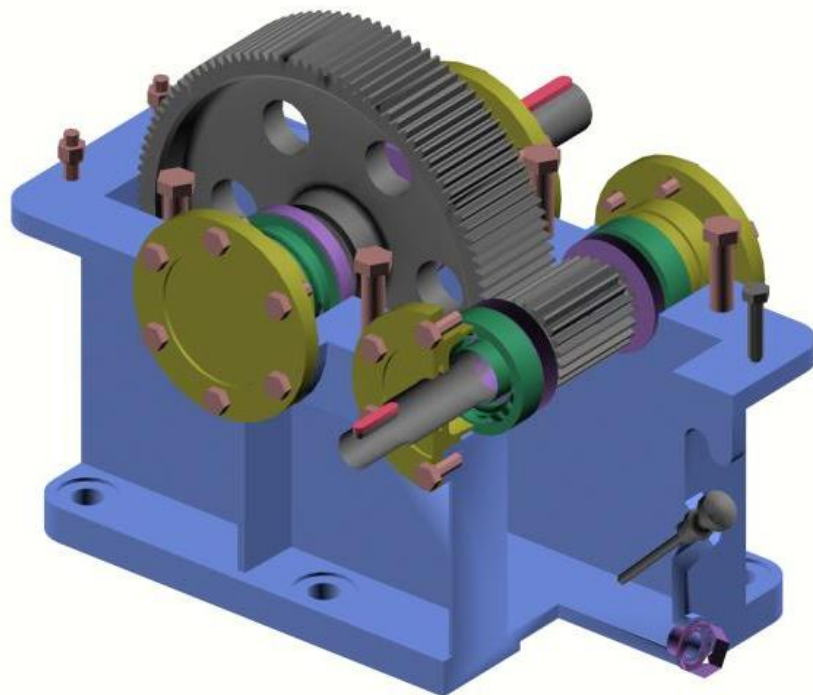
调心滚子轴承（“2”类）

6、便于轴承的装拆

- 只能沿轴向装拆轴系时（整体式轴承座），选内、外圈可分离的轴承，如圆推滚子轴承（“3”类）

7、经济性要求

- 一般情况下，滚子轴承比球轴承价格高。精度等级越高，价格越贵
- 尽量选择价格低的轴承



尺寸系列、内径等的选择

尺寸系列：承受载荷为主，结构的要求为辅

- 直径系列：载荷很小时：超轻或特轻系列；载荷很大时：重系列
- 一般情况下，可先选用轻系列或中系列，待校核后再根据具体情况进行调整
- 宽度系列：通常可选正常系列，若结构上有特殊要求，可根据具体情况选用其他系列

轴承内径的大小与轴颈直径有关

- 一般可根据轴颈直径初步确定

对于公差等级

- 若无特殊要求，一般选用0级
- 若有特殊要求，可根据具体情况选用不同的公差等级

由于设计问题的复杂性，对轴承的选择不应指望一次成功，必须在选择、校核乃至结构设计的全过程中，反复分析、比较和修改，才能选择出符合设计要求的较好的轴承方案

滚动轴承的 工作情况及设计约束

所选出的轴承是否能满足设计约束，选择方案是否最优，还需要经进一步的验算（或称校核）来判断

为此，必须了解轴承工作时其有关元件所受的载荷、应力的情况和应满足的设计约束，这是进行校核时应首先考虑的问题

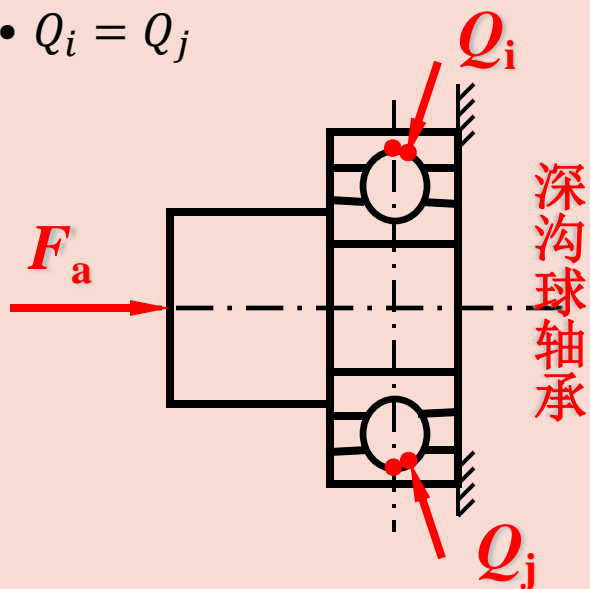
滚动轴承工作时轴承元件上的载荷分布

- 外载荷作用于轴承上是通过滚动体由一个套圈传递给另一个套圈
 - 滚动轴承的载荷分布与各个滚动体在接触处的弹性变形有关

当仅受纯轴向力 F_a 时

- 内圈产生少量位移，滚动体与滚道的接触点偏移
- 载荷由各滚动体平均分担

$$Q_i = Q_j$$



当仅受纯径向力 F_r 时

- 接触点产生弹性变形，内圈下沉 δ
- 最多只有半圈滚动体受载
- 承载区各滚动体的变形量不同，受载大小也不同

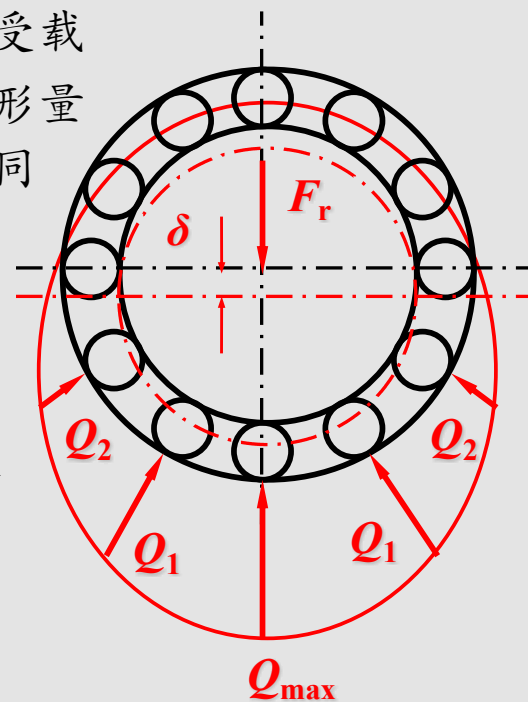
- 对于点接触轴承：

$$Q_{max} \approx \frac{5}{z} F_r$$

- z ：全部滚动体个数

- 对于线接触轴承：

$$Q_{max} \approx \frac{4.6}{z} F_r$$



向心轴承的 载荷分布

- 接触点产生弹性变形，内圈下沉 δ
- 最多只有半圈滚动体受载
- 承载区各滚动体的变形量不同，
受载大小也不同

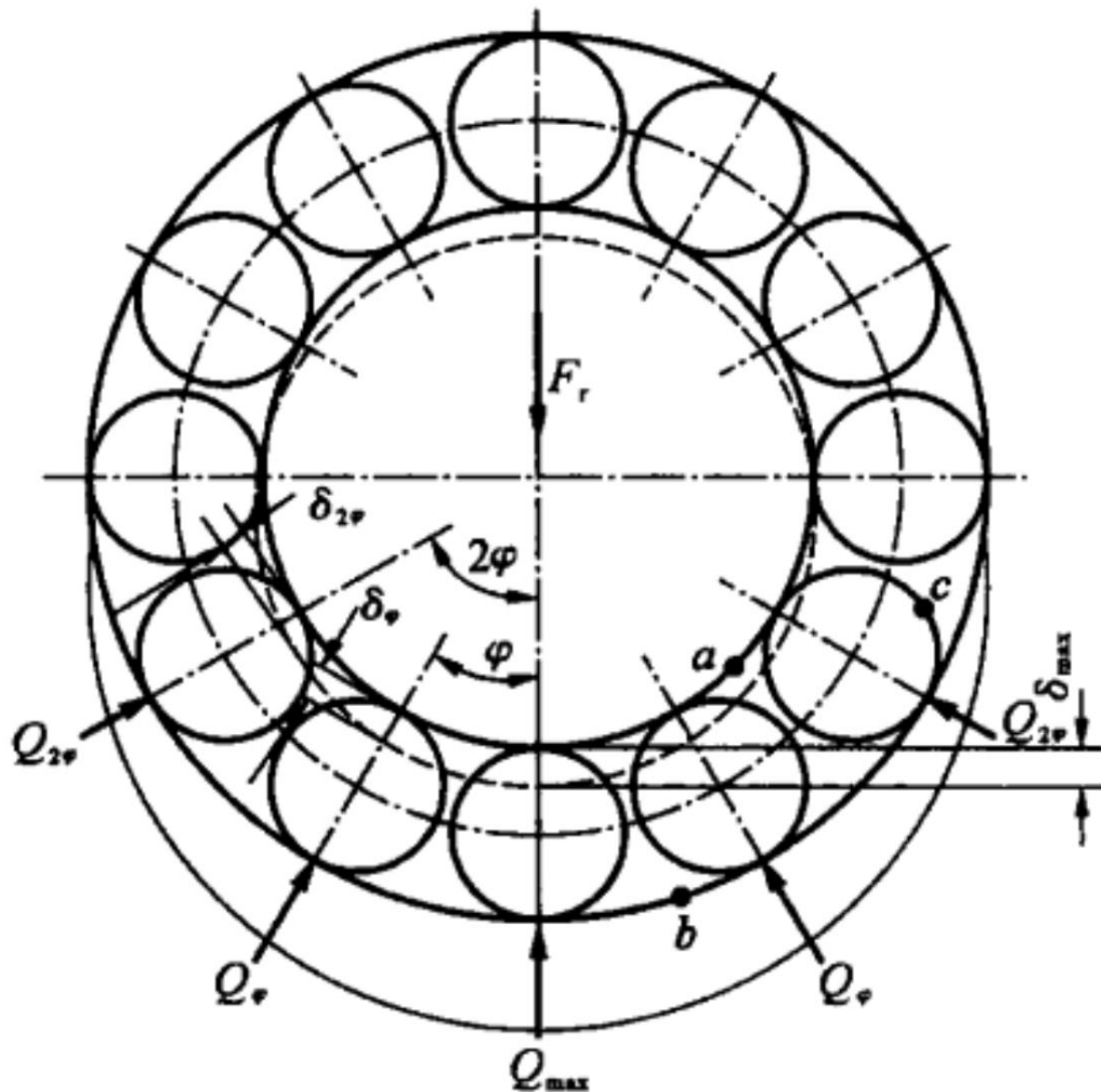


图 8-3 向心轴承中径向载荷的分布

单列角接触球轴承的载荷分布

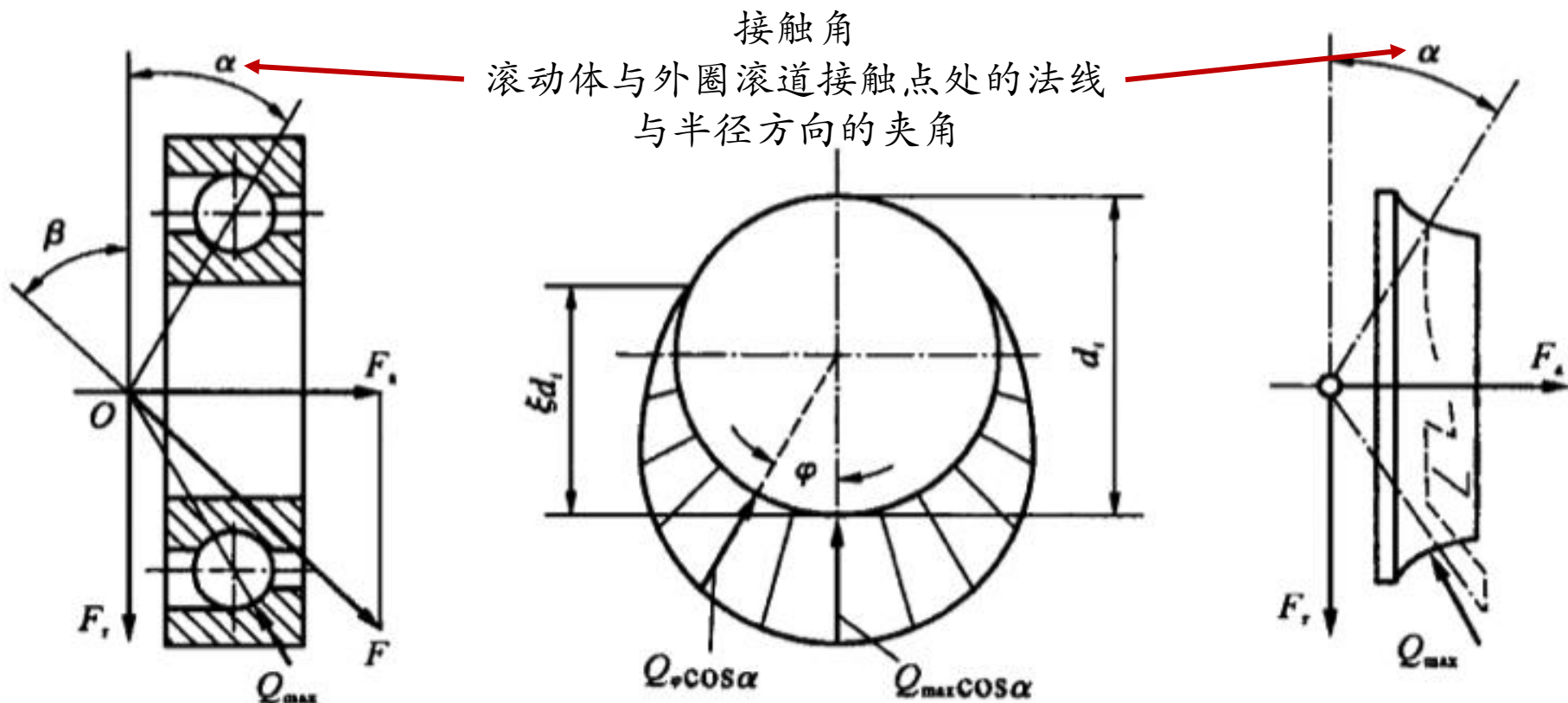


图 8-4 单列角接触球轴承的载荷分布

α —接触角； d_i —滚道直径； F_a —轴向力； F_r —径向力； β —轴承载荷 F 方向角； Q_p —滚动体载荷； φ —滚动体位置角； Q_{\max} —最大滚动体载荷； ξd_i —滚动体载荷的延伸区（当 $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ ① 时，随着 F_a 增加， ξ 也增加，且 $\xi \leq 1$ ，表示在不同的轴向力 F_a 作用下，承受载荷的滚动体数目不同）

单列角接触球轴承的载荷分布

- 轴承承受载荷时，滚动体沿接触角 α 的方向传力
- 径向分力 F_r 与 F 之间形成夹角 β (载荷角)
 - 当 β 不超过某一定值时，只有部分滚道承受载荷，每个滚动体所承受载荷的大小，取决于接触处的弹性变形

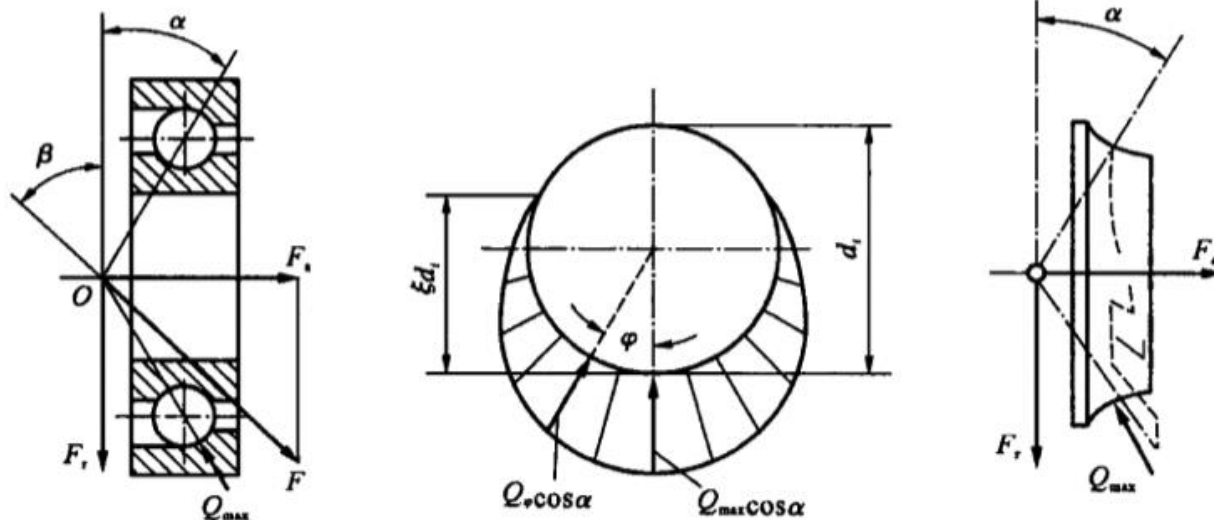


图 8-4 单列角接触球轴承的载荷分布

α —接触角; d_i —滚道直径; F_a —轴向力; F_r —径向力; β —轴承载荷 F 方向角; Q_φ —滚动体载荷; φ —滚动体位置角;
 Q_{max} —最大滚动体载荷; ξd_i —滚动体载荷的延伸区(当 $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ ① 时, 随着 F_a 增加, ξ 也增加, 且 $\xi \leq 1$, 表示在不同的轴向力 F_a 作用下, 承受载荷的滚动体数目不同)

根据赫兹公式可得:

- 点接触时 (如各种球轴承) 的载荷分布

$$\frac{Q_\varphi}{Q_{max}} = \left(\frac{\delta_\varphi}{\delta_{max}} \right)^{3/2}$$

$$Q_{max} = 4.37 F_r / (Z \cos \alpha) \quad (\xi = 0.5)$$

- 线接触时 (如单列圆锥滚子轴承) 的载荷分布

$$\frac{Q_\varphi}{Q_{max}} = \left(\frac{\delta_\varphi}{\delta_{max}} \right)^{1.08}$$

$$Q_{max} = 4.06 F_r / (Z \cos \alpha) \quad (\xi = 0.5)$$

Q_φ : 在位置 φ 处的滚动体载荷

Q_{max} : 最大滚动体载荷

δ_φ : 在位置 φ 处的滚动体位移

δ_{max} : 最大位移

轴承工作时元件上载荷及应力的变化

- 滚动体承受的载荷是变化的
 - 由滚动轴承的载荷分布可知，轴承工作时各滚动体所承受的载荷将由小逐渐增大，直到最大值 Q_{max} ，然后再逐渐减小
 - 滚动轴承各元件上所受的应力，都可近似看成脉动循环变化的接触应力

- 对于工作时旋转的内圈上任一点 a ，其在承受载荷区内，每次与滚动体接触就受载荷一次，因此对于固定的外圈，各点所受载荷随位置不同而大小不同，旋转内圈上 a 点的载荷及应力是周期性变化的

- 对位于承受载荷区内的任一点 b ，每一个滚动体滚过其便受载荷一次，而所受载荷的最大值是不变的，承受稳定的脉动载荷

- 滚动体工作时，有自转又有公转，因而，其上任一点 c 所受的载荷和应力也是变化的，其变化规律与内圈相似，只是变化频率增加

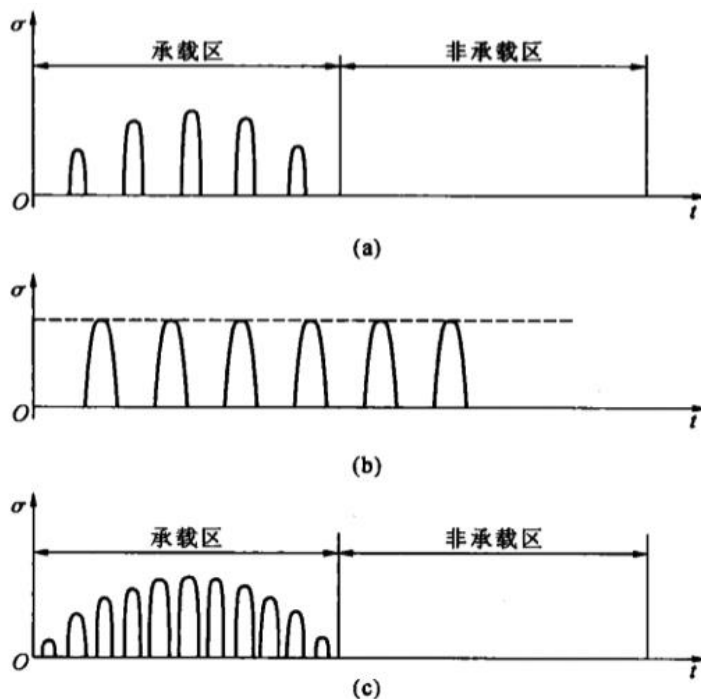


图 8-5 滚动轴承各元件上应力变化情况

滚动体承受的载荷是变化的

- 由滚动轴承的载荷分布可知，轴承工作时各滚动体所承受的载荷将由小逐渐增大，直到最大值 Q_{max} ，然后再逐渐减小
- 滚动轴承各元件上所受的应力，都可近似看成脉动循环变化的接触应力

滚动轴承失效形式

疲劳点蚀：最主要的失效形式

- 实践证明，有适当的润滑和密封，安装和维护条件正常时，绝大多数轴承由于滚动体沿着套圈滚动，在相互接触的物体表层内会产生变化的接触应力，经过一定次数循环后，就导致表层下不深处形成微观裂缝
- 微观裂缝被渗入其中的润滑油挤裂而引起点蚀

塑性变形：低速轴承的主要失效形式

- 在过大的静载荷或冲击载荷作用下，滚动体或套圈滚道上会出现不均匀的塑性变形凹坑
- 这种情况多发生在转速极低或摆动的轴承中

磨粒磨损与黏着磨损：使用维护不当而引起的，属于非正常失效

- 滚动轴承在密封不可靠以及多尘的运转条件下工作时，易发生磨粒磨损
- 通常在滚动体与套圈之间，特别是滚动体与保持架之间有滑动摩擦，如果润滑不好，发热严重时，可能使滚动体回火，甚至产生胶合磨损
- 转速越高、磨损越严重
- 不正常的安装、拆卸及操作，会引起轴承元件破裂等损坏，应该避免

滚动轴承设计约束

- 校核时需要满足的设计约束 主要是避免轴承失效
 - 保证轴承能在规定的期限内正常工作

中速运转的轴承，其主要失效形式是疲劳点蚀

- 设计约束是保证轴承具有足够的疲劳寿命，应按疲劳寿命进行校核计算

高速运转的轴承，由于其发热大，常产生过度磨损和烧伤

- 设计约束除保证轴承具有足够的疲劳寿命之外，还应限制其转速不超过极限值，即除进行寿命计算外，还要校核其极限转速

不转动或转速极低的轴承，主要失效形式是产生过大的塑性变形

- 设计约束是要防止其产生过大的塑性变形，需要进行静强度的校核计算

- 此外，轴承组合结构设计要合理，保证充分的润滑和可靠的密封，这对提高轴承的寿命和保证其正常工作是非常重要的

液动轴承的校核计算

根据对滚动轴承设计约束的分析，滚动轴承的校核计算主要有

疲劳寿命的校核计算

极限转速校核计算

静强度校核计算

滚动轴承的疲劳寿命计算

轴承的寿命

- 对于单个滚动轴承来说，是指其中一个套圈（或垫圈）或滚动体材料首次出现疲劳点蚀之前，一套圈（或垫圈）相对于另一套圈（或垫圈）所能运转的转数

可用数理统计的方法求出其寿命分布规律

- 在同一批轴承中，最低寿命和最高寿命相差几倍，甚至几十倍
- 对同一批轴承（结构、尺寸、材料、热处理以及加工等完全相同），在完全相同的工作条件下进行寿命试验，滚动轴承的疲劳寿命是相当离散的

基本额定寿命 (L_{10})

- 指一批相同的轴承，在相同条件下运转，其中90%轴承不发生疲劳点蚀以前能运转的总转数（以 $10^6 r$ 为单位）或在一定转速下所能运转的总工作小时数；工作载荷越大，轴承的寿命越短

基本额定动载荷 (C)

- 使轴承的基本额定寿命为 $10^6 r$ 时，轴承所能承受的载荷值，按手册查取
- 向心轴承：纯径向载荷，称为径向基本额定动载荷，用 C_r 表示
- 推力轴承：纯轴向载荷，称为轴向基本额定动载荷，用 C_a 表示
- 角接触球轴承或圆锥滚子轴承：使套圈间只产生纯径向位移的载荷的径向分量

滚动轴承疲劳寿命计算的基本公式

- 表示这类轴承的载荷 P 与基本额定寿命 L_{10} 之间的关系
 - 曲线上相应于寿命 $L_{10} = 1$ 的载荷 (25.6kN)，即为 6208 轴承的基本额定动载荷 C

- 此曲线用公式表示为 $L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^\varepsilon (10^6 \text{ r})$
 - P : 当量动载荷 (N)
 - ε : 寿命指数, 对于球轴承 $\varepsilon = 3$, 对于滚子轴承 $\varepsilon = \frac{10}{3}$

- 实际计算时, 用小时数表示寿命比较方便
 - 令 n 代表轴承的转速 (r/min), 则以小时数表示的轴承寿命为
 - $L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^\varepsilon \quad (\text{h})$

- 已知轴承的 C , 计算基本额定寿命 L_h
- 根据预期寿命 L'_h , 计算所需的 C' , 并据此选择轴承

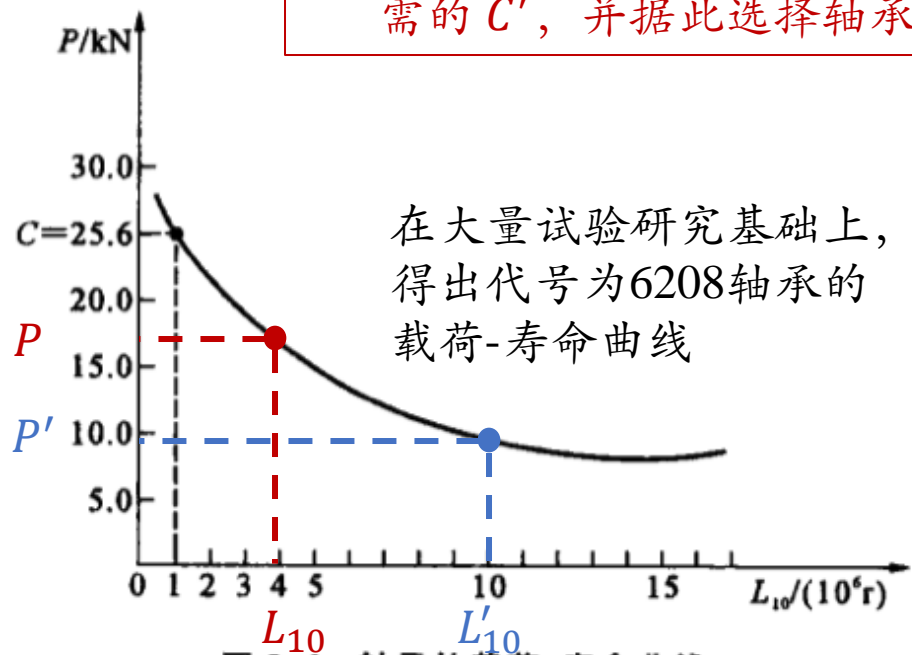


图 8-6 轴承的载荷-寿命曲线

滚动轴承疲劳寿命计算的基本公式

• 引入温度系数 f_t 的寿命公式

- 通常在轴承样本中列出的额定动载荷值，是对一般温度（120°C以下）下工作的轴承而言的
- 在较高温度下工作的轴承，轴承元件材料的组织将产生变化，硬度将要降低，影响其承受载荷的能力

$$L_{10} = \left(\frac{f_t C}{P} \right)^\varepsilon \quad (10^6 \text{ r})$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_t C}{P} \right)^\varepsilon \quad (\text{h})$$

$$C = \frac{P}{f_t} \varepsilon \sqrt{\frac{60nL_h}{10^6}} \quad (\text{N})$$

表 8-5 温度系数 f_t

轴承工作温度/°C	≤120	125	150	175	200	225	250	300	350
温度系数 f_t	1.00	0.95	0.90	0.85	0.80	0.75	0.70	0.6	0.5

滚动轴承疲劳寿命计算的基本公式

- 疲劳寿命校核计算应满足的约束条件为

$$L_h \geq L'_h$$

- L'_h 为轴承预期计算寿命

表 8-6 推荐的轴承预期计算寿命 L'_h

机器类型	预期计算寿命 L'_h /h
不经常使用的仪器或设备,如闸门开闭装置等	300~3 000
短期或间断使用、中断使用不致引起严重后果的机械,如手动机械等	3 000~8 000
间断使用的机械,中断使用后果严重,如发动机辅助设备、流水作业线自动传送装置、升降机、车间吊车、不常使用的机床等	8 000~12 000
每日 8 小时工作的机械(利用率较高),如一般的齿轮传动、某些固定电动机等	12 000~20 000
每日 8 小时工作的机械(利用率不高),如金属切削机床、连续使用的起重机械、木材加工机械、印刷机械等	20 000~30 000
24 小时连续工作的机械,如矿山升降机、纺织机械、泵、电动机等	40 000~60 000
24 小时连续工作、中断使用后果严重的机械,如纤维生产或造纸设备、发电站主电动机、矿井水泵、船舶桨轴等	100 000~200 000

如果当量动载荷 P 和转速 n 已知, 预期计算寿命 L'_h 也已选定, 工作温度低于 120°C 时, 则可由

$$C' = P \sqrt[\varepsilon]{\frac{60nL'_h}{10^6}} \text{ (N)}$$

计算出轴承应具有的基本额定动载荷 C' 值, 从而可根据 C' 值选用所需轴承的型号

滚动轴承的当量动载荷

- 滚动轴承的基本额定动载荷 C 是在一定条件下确定的
 - 向心轴承：内圈旋转、外圈静止时的径向载荷
 - 向心角接触轴承：使滚道半圈承受载荷的径向分量
 - 推力轴承：中心轴向载荷
- 实际载荷换算 \Rightarrow 当量动载荷后（假想的载荷 P ）
 - 必须将工作中的实际载荷换算为与基本额定动载荷条件相同的当量动载荷后才能进行计算
 - 在当量动载荷 P 作用下轴承寿命与工作中的实际载荷作用下的寿命相等

当量动载荷

不变的径向和轴向载荷作用下

$$P = XF_r + YF_a$$

- F_r : 轴承所受的径向载荷 (N), 即轴承实际载荷的径向分量
- F_a : 轴承所受的轴向载荷 (N), 即轴承实际载荷的轴向分量
- X : 径向动载荷系数, 将实际径向载荷 F_r 转化为当量动载荷的修正系数
- Y : 轴向动载荷系数, 将实际轴向载荷 F_a 转化为当量动载荷的修正系数

判断系数 e : 反映 F_a 对承载能力的影响

- 若 $\frac{F_a}{F_r} \leq e \Rightarrow X = 1, Y = 0$
- 若 $\frac{F_a}{F_r} > e \Rightarrow X \neq 0, Y \neq 0$

对于只能承受纯径向载荷的轴承: $P = F_r$

如向心圆柱滚子轴承、滚针轴承、螺旋滚子轴承

对于只能承受纯轴向载荷的轴承: $P = F_a$

如推力轴承

表 8-7 当量动载荷的 X、Y 系数

轴承类型		相对轴向载荷 $iF_a/C_{0r}^{(1)}$	判断系数 e	单列轴承				双列轴承或成对安装单列轴承(在同一支点上)			
名称	代号			$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$		$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$	
				X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
深沟球轴承	60000	0.14	0.19				2.30				2.30
		0.028	0.22				1.99				1.99
		0.056	0.26				1.71				1.71
		0.084	0.28				1.55				1.55
		0.11	0.30	1	0	0.56	1.45	1	0	0.56	1.45
		0.17	0.34				1.31				1.31
		0.28	0.38				1.15				1.15
		0.42	0.42				1.04				1.04
		0.56	0.44				1.00			1.00	
调心球轴承	10000	—	$1.5 \tan \alpha^{(2)}$	1	0	0.40	$0.40 \cot \alpha^{(2)}$	1	$0.42 \cot \alpha^{(2)}$	0.65	$0.65 \cot \alpha^{(2)}$
调心滚子轴承	20000	—	$1.5 \tan \alpha^{(2)}$	1	0	0.40	$0.40 \cot \alpha^{(2)}$	1	$0.45 \cot \alpha^{(2)}$	0.67	$0.67 \cot \alpha^{(2)}$

轴承类型		相对轴向载荷 $iF_a/C_{0r}^{(1)}$	判断系数 e	单列轴承				双列轴承或成对安装单列轴承(在同一支点上)			
名称	代号			$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$		$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$	
				X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
角接触球轴承	$\alpha=15^\circ$ 70000C	0.015	0.38				1.47		1.65		2.39
		0.029	0.40				1.40		1.57		2.28
		0.058	0.43				1.30		1.46		2.11
		0.087	0.46				1.23		1.38		2.00
		0.12	0.47	1	0	0.44	1.19	1	1.34	0.27	1.93
		0.17	0.50				1.12		1.26		1.82
		0.29	0.55				1.02		1.14		1.66
		0.44	0.56				1.00		1.12		1.63
		0.58	0.56				1.00		1.12		1.63
				—	0.68	1	0	0.41	0.87	1	0.92
		—	1.14			0.35	0.57		0.55	0.57	0.93
圆锥滚子轴承	30000	—	$1.5 \tan \alpha^{(2)}$	1	0	0.40	$0.40 \cot \alpha^{(2)}$	1	$0.45 \cot \alpha^{(2)}$	0.67	$0.67 \cot \alpha^{(2)}$

注: ① C_{0r} 为径向额定静载荷(N), 对于“相对轴向载荷”的中间值, X、Y 和 e 值可由线性内插法求得。

② 具体数值按不同型号的轴承查有关设计手册。

引入载荷系数的当量动载荷

- $P = XF_r + YF_a \Rightarrow P = f_p(XF_r + YF_a)$
- 引入载荷系数 f_p
 - 机器工作时还可能产生振动和冲击，轴承实际所受的载荷要比理论计算值大
 - 因此，应根据机器的实际工作情况，引入载荷系数 f_p ，对其进行修正

表 8-8 载荷系数 f_p

载荷性质	f_p	举 例
无冲击或轻微冲击	1.0~1.2	电动机、汽轮机、通风机、水泵等中
中等冲击或中等惯性力	1.2~1.8	车辆、动力机械、起重机、造纸机、冶金机械、选矿机、卷扬机、机床等中
强大冲击	1.8~3.0	破碎机、轧钢机、钻探机、振动筛等中

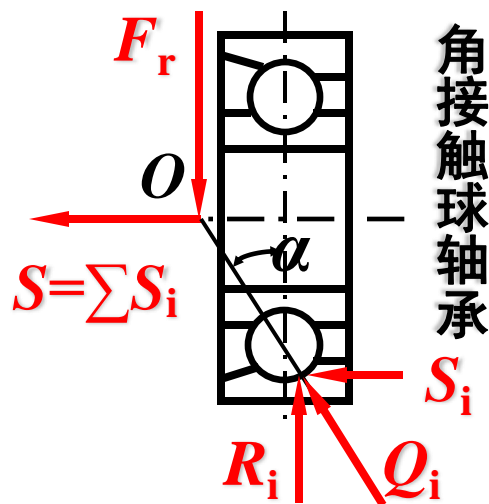
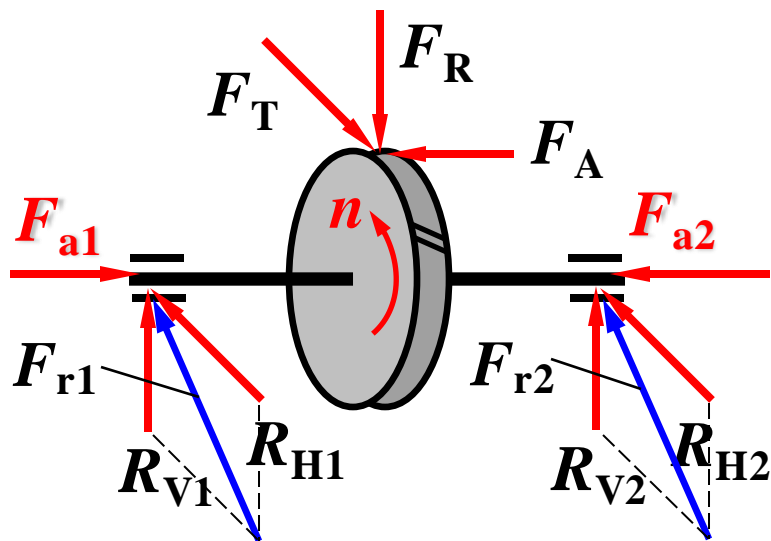
角接触球轴承与圆锥滚子轴承

• 承受纯径向载荷时，要产生派生的轴向力 S

- 径向载荷 $F_r = \sqrt{R_H^2 + R_V^2}$
- 轴向载荷 $F_a = ?$

O — 支反力作用点，即法线与轴线的交点

向心角接触轴承（角接触球轴承、圆锥滚子轴承）受纯径向载荷作用后，会产生派生轴向分力 S



角接触球轴承与圆锥滚子轴承

- 由纯径向载荷产生的派生轴向力S的情况
 - (a) 为正装：或称为“面对面”安装，采用这种安装方式可以使左、右两轴承的载荷中心靠近
 - (b) 为反装：或称为“背对背”安装，可使两载荷的中心距离加长

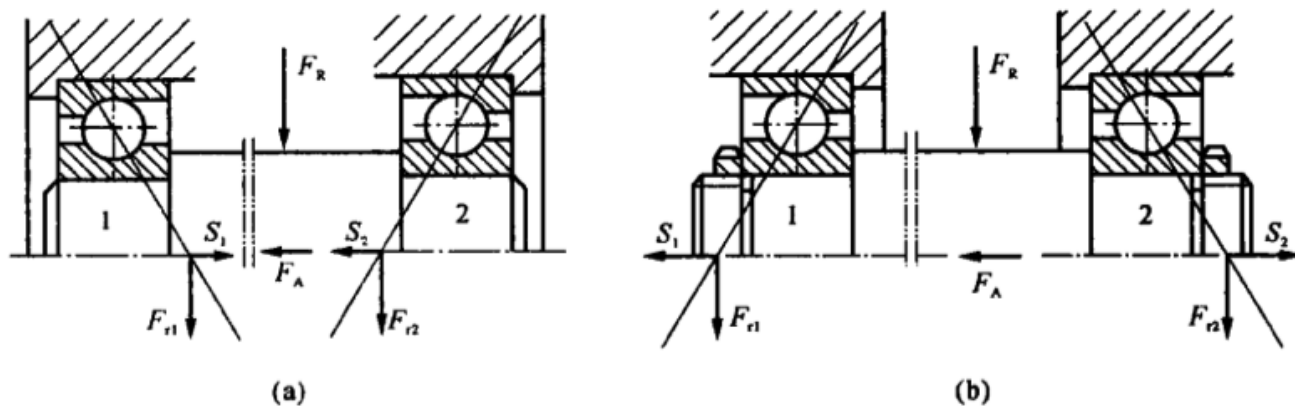


图 8-7 角接触球轴承的轴向载荷分析

(a) 正装；(b) 反装

F_R —— 作用于轴上的径向外载荷； F_A —— 作用于轴上的轴向外载荷

- 不同安装方式下所产生的派生轴向力S的方向不同，但其方向总是由轴承宽度中点指向轴承载荷中心的
- 轴承载荷中心：指轴承所受的总载荷，即轴向载荷与径向载荷的矢量和的作用线与轴承轴心线的交点

角接触球轴承与圆锥滚子轴承

- 角接触球轴承及圆锥滚子轴承的派生轴向力的大小取决于该轴承所受的径向载荷和轴承结构

表 8-9 约有半数滚动体接触时的派生轴向力 S 的计算公式

圆锥滚子轴承	角接触球轴承		
	70000C($\alpha=15^\circ$)	70000AC($\alpha=25^\circ$)	70000B($\alpha=40^\circ$)
$S = F_r / (2Y)^{\text{①}}$	$S = 0.5 F_r$	$S = 0.7 F_r$	$S = 1.1 F_r$

注：① Y 是对应于表 8-7 中 $F_a/F_r > e$ 时的 Y 值。

- 但计算支反力时，若两轴承支点间的距离不是很小，为简便起见，可以轴承宽度中点作为支反力的作用点，这样处理误差不大

角接触球轴承与圆锥滚子轴承

- 成对安装的向心角接触轴承

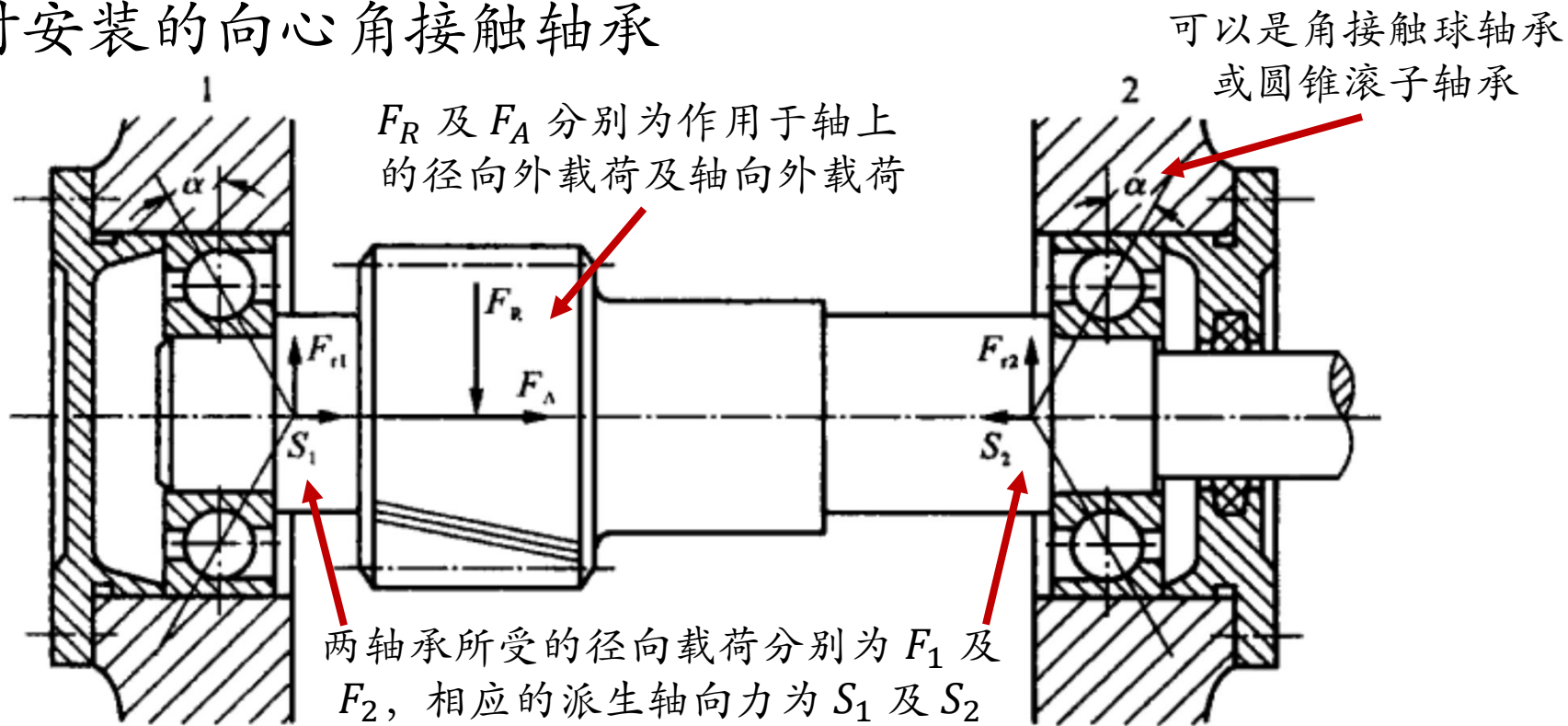


图 8-8 向心角接触轴承的轴向载荷

- 取轴与其相配合的轴承内圈为分离体，当达到轴向平衡时，应满足 $S_1 + F_A = S_2$

角接触球轴承与圆锥滚子轴承

- 若 $S_1 + F_A > S_2$
 - 此时轴有右移的趋势，轴承2被“压紧”，轴承1被“放松”
 - 但实际上轴并没有移动

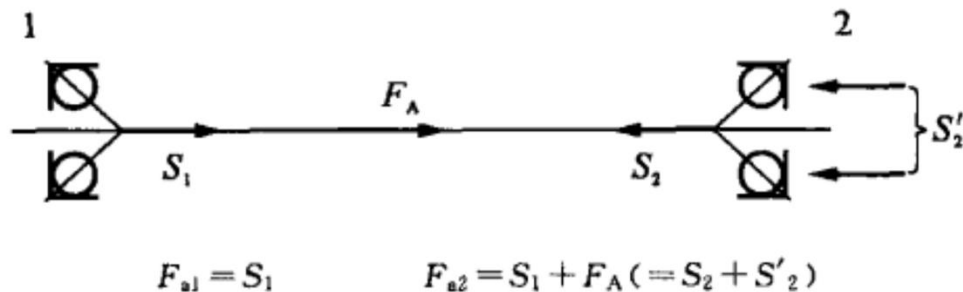


图 8-9 轴向力示意图($S_1 + F_A > S_2$ 时)

- 因此，根据力的平衡关系，作用在轴承2的外圈上的力应是 $S_2 + S'_2$

- $S_1 + F_A = S_2 + S'_2$

- 作用在轴承2上的总的轴向力为

- $F_{a2} = S_2 + S'_2 = S_1 + F_A$

- 作用在轴承1上的轴向力为

- 即轴承1只受其自身的派生轴向力作用： $F_{a1} = S_1$

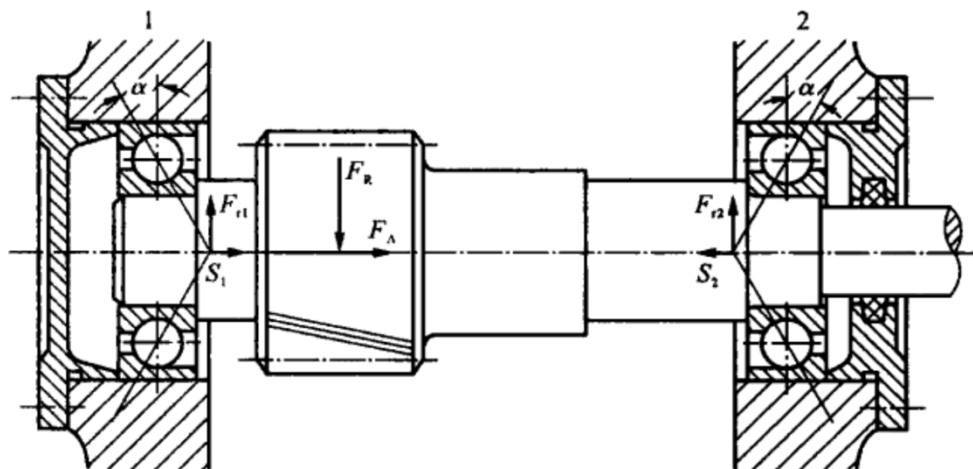


图 8-8 向心角接触轴承的轴向载荷

角接触球轴承与圆锥滚子轴承

- 若 $S_1 + F_A < S_2$
 - 此时轴有左移的趋势，轴承1被“压紧”，轴承2被“放松”
 - 为了保持轴的平衡，在轴承1的外圈上必有一个平衡力 S'_1 作用

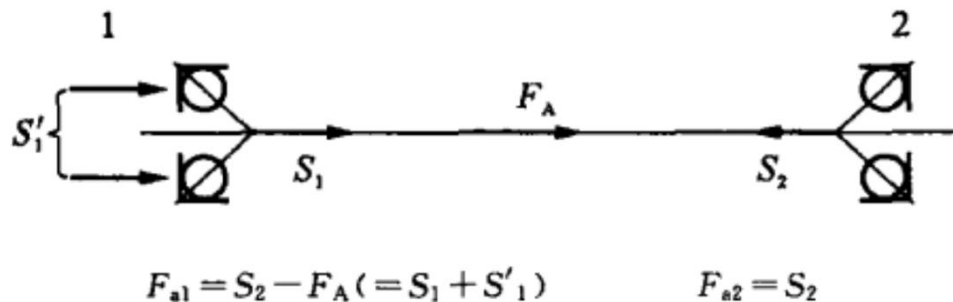


图 8-10 轴向力示意图 ($S_1 + F_A < S_2$ 时)

- 进行与上述同样的分析，得作用在轴承1及轴承2上的轴向力分别为
 - $F_{a1} = S_2 - F_A$
 - $F_{a2} = S_2$

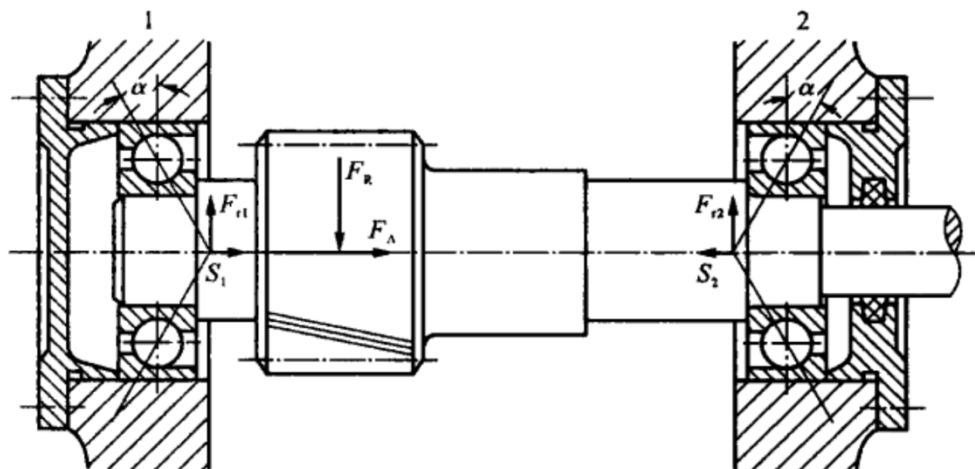


图 8-8 向心角接触轴承的轴向载荷

角接触球轴承与圆锥滚子轴承

- 综上所述，计算角接触球轴承和圆锥滚子轴承所受轴向力的方法可归结如下：

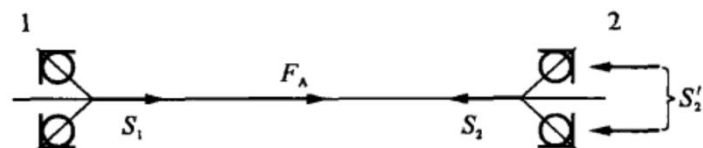
(1) 根据轴承的安装方式（即“面对面”或“背对背”）及轴承类型，确定轴承的派生轴向力 S_1 、 S_2 的方向和大小

(2) 确定作用于轴上的轴向外载荷的合力 F_A 的方向和大小

(3) 判明轴上全部轴向载荷（包括轴向外载荷和轴承的派生轴向载荷）的合力指向，再根据轴承的安装方式找出被“压紧”的轴承及被“放松”的轴承

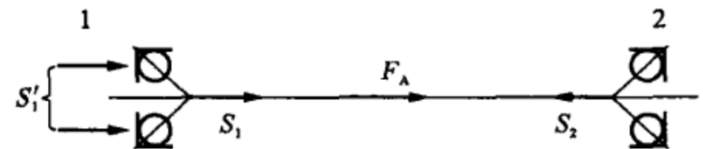
(4) 被“压紧”轴承的轴向载荷等于除自身的派生轴向载荷以外的其他所有轴向载荷的代数和（即另一个轴承的派生轴向载荷与外载荷 F_A 的代数和）

(5) 被“放松”轴承的轴向载荷等于轴承自身的派生轴向载荷



$$F_{a1} = S_1 \quad F_{a2} = S_1 + F_A (= S_2 + S'_2)$$

图 8-9 轴向力示意图 ($S_1 + F_A > S_2$ 时)



$$F_{a1} = S_2 - F_A (= S_1 + S'_1) \quad F_{a2} = S_2$$

图 8-10 轴向力示意图 ($S_1 + F_A < S_2$ 时)

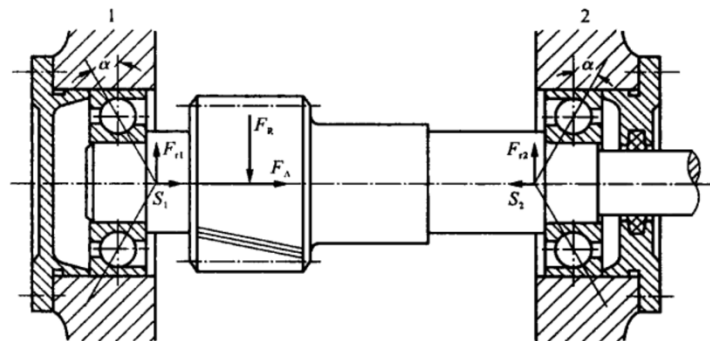


图 8-8 向心角接触轴承的轴向载荷

角接触球轴承与圆锥滚子轴承

- 同一支点成对安装同型号向心角接触轴承的计算特点
 - (“背对背”或“面对面”)轴系受力处于三支点静不定状态

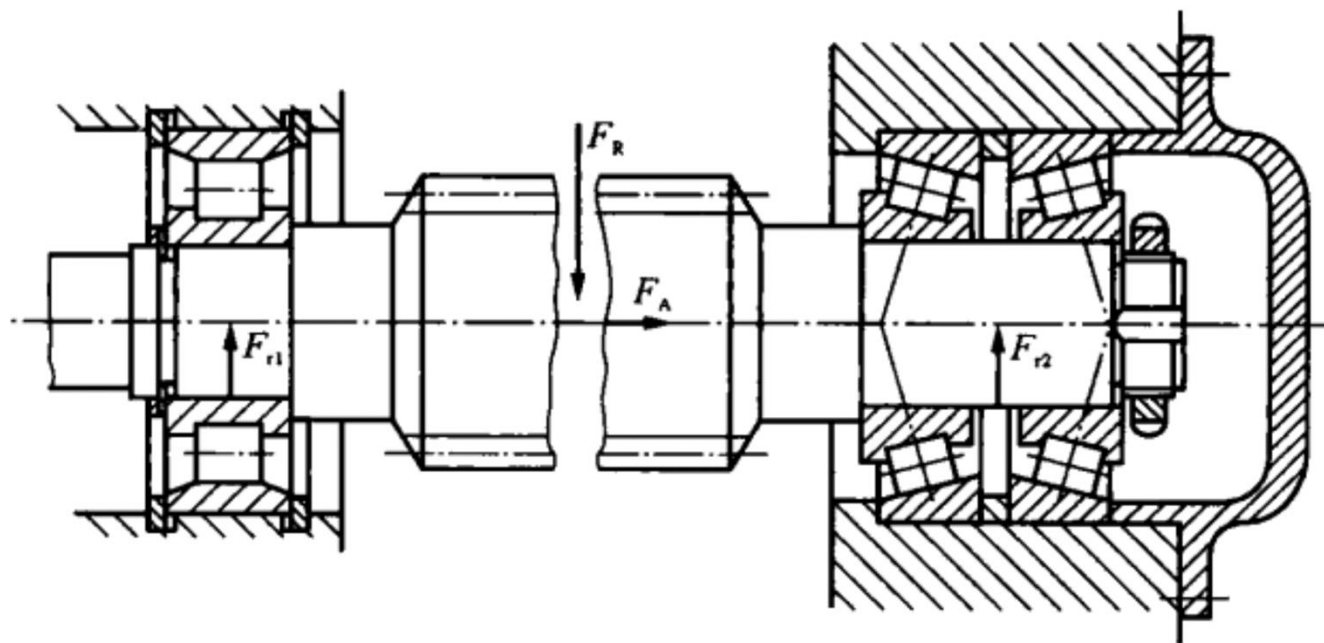


图 8-14 同一支点成对安装同型号向心角接触轴承

将成对轴承看做是双列轴承，并认为反力的作用点位于两轴承中点处

对角接触球轴承在计算径向当量载荷时用双列轴承的 X 和 Y 值，相对轴向载荷按单列轴承的 C_{Or} 值及轴承承受的轴向力 F 确定

对角接触滚子轴承在计算当量动载荷时的系数 X 及 Y 查表双列轴承的数值

- 对于角接触轴承的径向基本额定动载荷 $C_{r\Sigma}$
 - 点接触轴承: $C_{r\Sigma} = 2^{0.7} C_r = 1.625 C_r$
 - 线接触轴承: $C_{r\Sigma} = 2^{7/9} C_r = 1.71 C_r$
 - 单个轴承的基本额定静载荷 (C_{Or}) 和基本额定动载荷 (C_r)

计算时，需考虑到轴承的变形及由于轴向载荷大小，导致轴承反力作用点的变化，一般多采用近似计算

角接触球轴承与圆锥滚子轴承

- 滚动轴承的修正额定寿命 (GB/T6391—2003)
 - 通常是指按标准计算的基本额定寿命，此寿命是指 90% 可靠性的寿命
- 不同可靠性时可以使用修正额定寿命
 - 对于某些使用场合，需要计算另外等级的可靠性寿命时，可引入寿命修正系数 α_1
 - $L_n = \alpha_1 L_{10}$
 - L_{10} : 可靠性为 90% (破坏率为 10%) 时的寿命
 - $L_{10} = \left(\frac{f_t C}{P}\right)^\varepsilon (10^6 \text{ r})$
 - α_1 : 可靠性不为 90% 时的额定寿命修正系数
 - 查表获得

表 8-14 可靠性不为 90% 时的寿命修正系数 α_1

可靠性/(%)	L_n	α_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

极限转速校核

- 滚动轴承转速过高、会使摩擦表面间产生很高的温度，影响润滑剂的性能，破坏油膜，从而导致滚动体回火或元件胶合，使轴承失效
 - 高速滚动轴承，除疲劳寿命的约束外，还应满足转速的约束

$$n_{max} \leq n_{lim}$$

- n_{max} : 滚动轴承的最大工作转速
- n_{lim} : 滚动轴承的极限转速
- 载荷不太大 ($P \leq 0.1C$, C 为基本额定动载荷), 冷却条件正常, 轴承公差等级为 0 级时的最大允许转速
 - 滚动轴承的极限转速 n_{lim} 值可查表获得

- 重载荷 ($P \leq 0.1C$) 下工作时, 接触应力将增大

$$n_{max} \leq f_1 f_2 n_{lim}$$

- 向心轴承受轴向力作用时, 将使受载滚动体数目增加, 增大轴承接触表面间的摩擦, 使润滑状态变坏, 需要引入系数进行修正

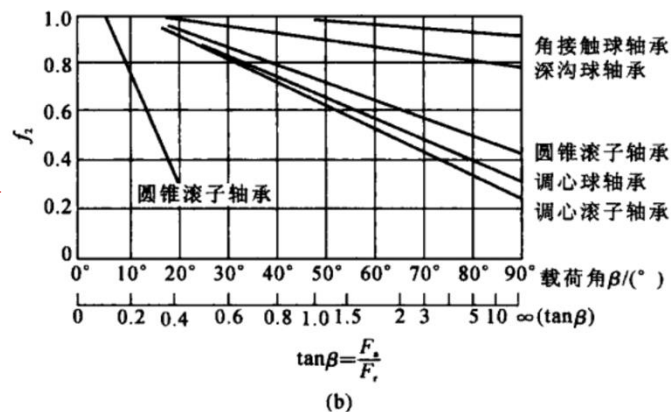
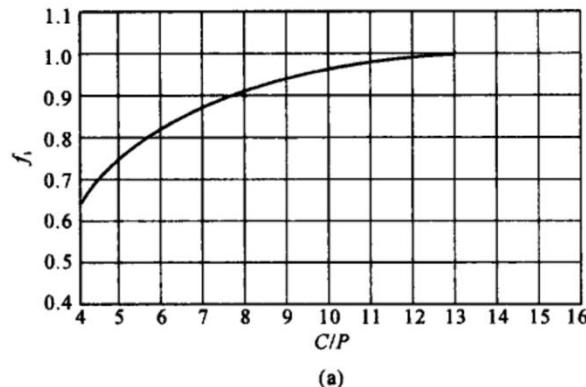


图 8-15 载荷系数 f_1 和载荷分布系数 f_2

(a) 载荷系数 f_1 ; (b) 载荷分布系数 f_2

静强度校核

- 对于那些在工作载荷下基本上不旋转的轴承（如起重机吊钩上用的推力轴承）或转速极低的轴承，其**主要的失效形式是产生过大的塑性变形**
 - 这时应按轴承的**静强度**来选择轴承的尺寸
 - 目的：防止轴承元件在静载荷和冲击载荷作用下产生过大的塑性变形
- 故其约束强度条件为 $\frac{C_{0r}}{P_{0r}} \geq S_0$ 或 $\frac{C_{0a}}{P_{0a}} \geq S_0$

表 8-15 静载荷安全系数 S_0

轴承使用情况	使用要求、载荷性质及使用场合	S_0
旋转轴承	对旋转精度和平稳性要求较高,或受强大冲击载荷	1.2~2.5
	一般情况	0.8~1.2
	对旋转精度和平稳性要求较低,没有冲击或振动	0.5~0.8
在工作载荷下基本上不旋转或摆动的轴承	水坝门装置	≥ 1
	吊桥	≥ 1.5
	附加动载荷较小的大型起重机吊钩	≥ 1
	附加动载荷很小的小型装卸起重机吊钩	≥ 1.6
各种使用场合下的推力调心滚子轴承		≥ 2

静强度校核

• 故其约束强度条件为 $\frac{C_{0r}}{P_{0r}} \geq S_0$ 或 $\frac{C_{0a}}{P_{0a}} \geq S_0$

• S_0 : 轴承静载荷安全系数, 查表获得 (上页)

• 在最大载荷滚动体与滚道接触中心处

• C_{0r} : **径向**额定静载荷, 与计算接触应力相当的径向静载荷

对调心球轴承
4600 MPa

对所有其他的
向心球轴承
4200 MP

对所有向心滚子轴承
4000 Mpa

对单列角接触球轴承, 其
径向额定静载荷是指使轴
承套圈间仅产生相对纯径
向位移的载荷的径向分量

• C_{0a} : **轴向**额定静载荷, 与计算接触应力相当的中心轴向静载荷

对推力球轴承为
4200 Mpa

对所有推力滚子轴
承为 4000 MPa

• P_{0r} : **径向**当量静载荷, 与实际载荷条件下相同接触应力的径向静载荷

• P_{0a} : **轴向**当量静载荷, 与实际载荷条件下相同接触应力的中心轴向静载荷

静强度校核

- P_{0r} : 径向当量静载荷, 与实际载荷条件下相同接触应力的径向静载荷
- P_{0a} : 轴向当量静载荷, 与实际载荷条件下相同接触应力的中心轴向静载荷

(1) 深沟球轴承, 角接触球轴承, 调心球轴承:

$$\left. \begin{aligned} P_{0r} &= X_0 F_r + Y_0 F_a \\ P_{0r} &= F_t \end{aligned} \right\} \text{(取计算值较大者)}$$

对于双向轴承

- 此公式适用于径向载荷与轴向载荷之比为任意值的情况

(2) 向心球轴承和向心滚子轴承:

$$\left. \begin{aligned} \alpha \neq 0^\circ \text{ 时, } P_{0r} &= X_0 F_r + Y_0 F_a \\ P_{0r} &= F_r \end{aligned} \right\} \text{(取计算值较大者)}$$

• $\alpha = 0^\circ$ 时, $P_{0r} = F_r$ (仅承受径向载荷的向心滚子轴承)

对于单向轴承

- 当 $F_r/F_a \leq 0.44 \cot \alpha$ 时, 该公式是可靠的
- 当 $F_r/F_a \leq 0.67 \cot \alpha$ 时, 该公式仍可给出满意的 P_{0a} 值

(3) $\alpha = 90^\circ$ 时的推力轴承:

$$P_{0a} = F_a$$

- X_0 为当量静载荷的径向载荷系数
- Y_0 为当量静载荷的轴向载荷系数
- F_r 为轴承径向载荷即轴承实际载荷的径向分量 (N)
- F_a 为轴承轴向载荷即轴承实际载荷的轴向分量 (N)
- α 为接触角

(4) $\alpha \neq 90^\circ$ 时的推力轴承:

$$P_{0a} = 2.3 F_r \tan \alpha + F_a$$

静强度校核

 表 8-16 系数 X_0 和 Y_0 的值

轴承类型		单列向心球轴承		双列向心球轴承		$\alpha \neq 0^\circ$ 的向心滚子轴承			
		X_0	$Y_0^{\text{①}}$	X_0	$Y_0^{\text{①·②}}$	X_0		$Y_0^{\text{①}}$	
深沟球轴承		0.6	0.5	0.6	0.5	单列	双列	单列	双列
角接触球 轴承 $\alpha/(\circ)$	15	0.5	0.46	1	0.92	0.5	1	0.22cot α	0.44cot α
	20	0.5	0.42	1	0.84				
	25	0.5	0.38	1	0.76				
	30	0.5	0.33	1	0.66				
	35	0.5	0.29	1	0.58				
	40	0.5	0.26	1	0.52				
	45	0.5	0.22	1	0.44				
圆锥滚子轴承		0.5	0.22cot α	1	0.44cot α				
调心球轴承 ($\alpha \neq 0^\circ$)		0.5	0.22cot α	1	0.44cot α				

注:①对于两套相同的单列深沟或角接触轴承以“背对背”或“面对面”排列安装(成对安装)在同一轴上作为一个支承整体运转情况下,计算其径向当量静载荷时用双列轴承的 X_0 和 Y_0 值,以 F_r 和 F_a 为作用在该支承上的总载荷。

②对于中间接触角的 Y_0 值,用线性内插法求得。

新型轴承与 滚动导轨简介

陶瓷轴承简介

- 军事装备及民用高性能设备都向着高速、高精度方向发展
 - 如：航空涡轮发动机和增压器的主轴轴承的 d 值已达到并超过 $3 \times 10^6 \text{ mm} \cdot \text{r/min}$
(d 为轴承内径 mm; n 为轴承转速, r/min)
 - 普通滚动轴承已适应不了这种工作条件, 因此人们研制出了陶瓷滚动轴承
- 陶瓷滚动轴承的结构与普通滚动轴承相似, 一般只是以陶瓷滚动体代替金属滚动体
 - 以陶瓷滚子或陶瓷球作为滚动体的组合陶瓷轴承, 作为高速、高精度轴承, 不仅在军事装备上可以充分发挥其卓越的性能, 而且可用于数控机床、加工中心和大型发电机组的主传动系统
- 氧化硅陶瓷滚动体的组合陶瓷滚子轴承 (即钢套圈和陶瓷滚子) 的优点

接触中不产生黏着和胶合, 摩擦磨损极小

热膨胀系数较低, 热变形小, 允许采用较小的游隙, 故热稳定性好, 旋转精度高

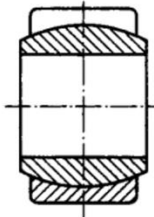
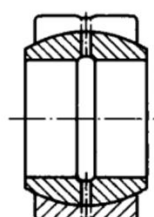

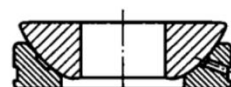
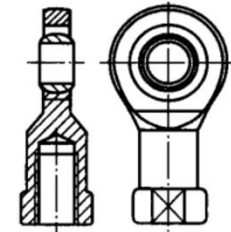
有自润滑性, 可以采用较为简单的润滑方式

滚动体离心力小, 因此外圈接触应力小, 疲劳寿命高

新型轴承与滚动导轨简介

关节轴承简介

- 工业机器人的手腕位于手臂末端，用来支承末端执行器并调整其姿态
 - 一般手腕由多个同轴回转副或销轴回转副的关节组成
 - 其关节部位的轴承采用关节轴承
- 关节轴承是以滑动接触表面为球面，主要适用于
 - 摆动运动、倾斜运动和旋转运动的球面滑动轴承
- 按受载荷方向不同，可分为
 - 角接触
 - 向心
 - 推力
 - 杆端关节轴承

序号	简图	结构形式代号和名称	承受载荷的方向和相对大小	说明
向心关节轴承		GE...E 型向心关节轴承	径向载荷和任一方较小的轴向载荷	单缝外圈；无润滑油槽
向心关节轴承		GE...ES 型向心关节轴承	径向载荷和任一方较小的轴向载荷	单缝外圈；有润滑油槽
角接触关节轴承		GAC...S 型角接触关节轴承	径向载荷和一方向的轴向(联合)载荷	内、外圈均为淬硬轴承钢；外圈有油槽和油孔
推力关节轴承		GX...S 型推力关节轴承	一方向的轴向载荷或联合载荷(此时，其径向载荷值不得大于轴向载荷的 0.5 倍)	轴圈和座圈均为淬硬轴承钢；座圈有油槽和油孔
杆端关节轴承		SI...E 型杆端关节轴承	径向载荷和任一方小于或等于 0.2 倍径向载荷的轴向载荷	系 GE...E 型轴承与杆端的组装体。杆端有内螺纹，材料为碳素结构钢；无润滑油槽

滚动导轨简介

- 在工业机器人的机械系统中，为消除一般直线运动机构中因使用螺旋传动、齿轮传动等传动副而出现的机械误差，一些移动关节可采用直线电动机导轨结构
 - 在导轨盒内装有电动机，包括滚动导轨与直线电动机

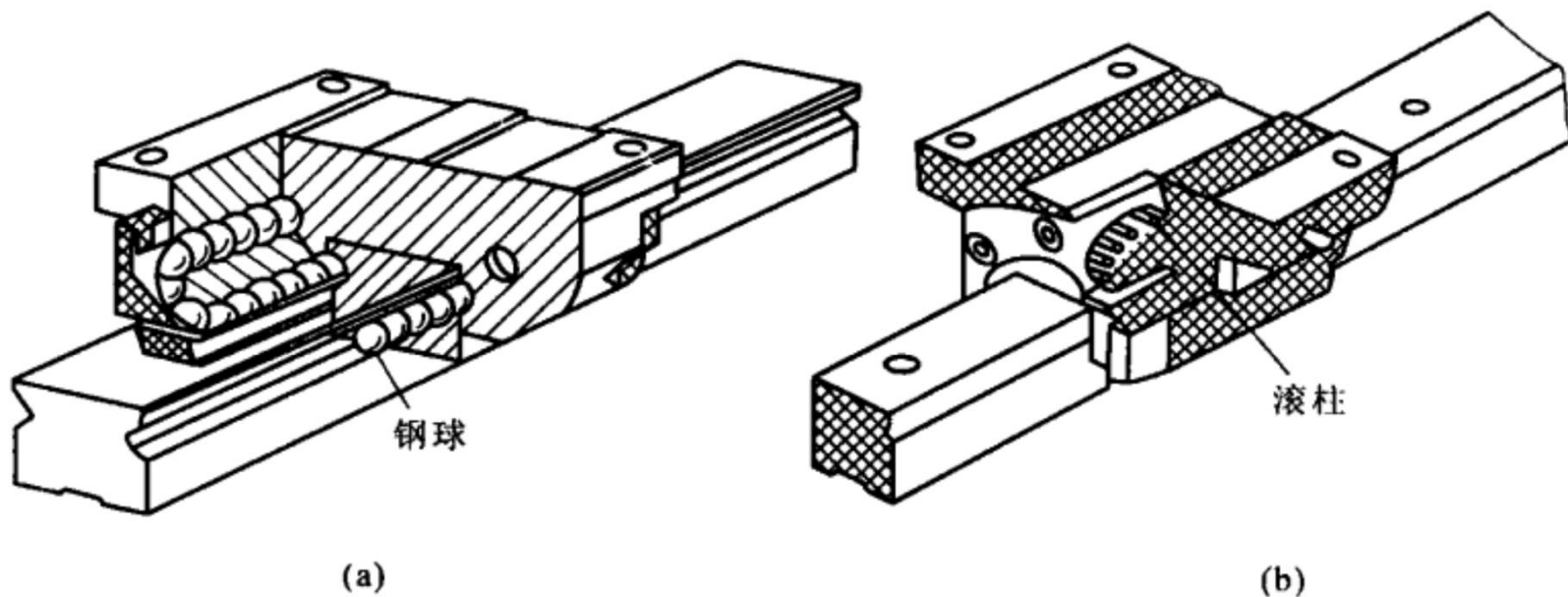
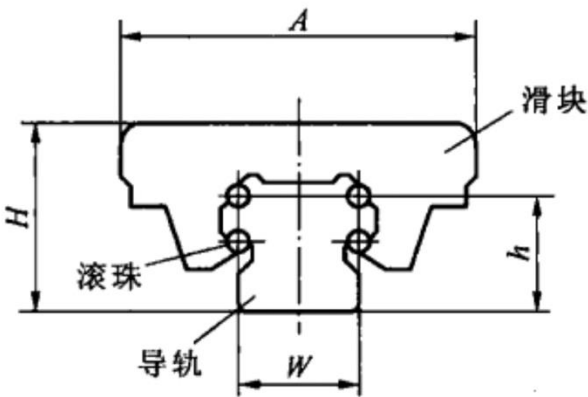
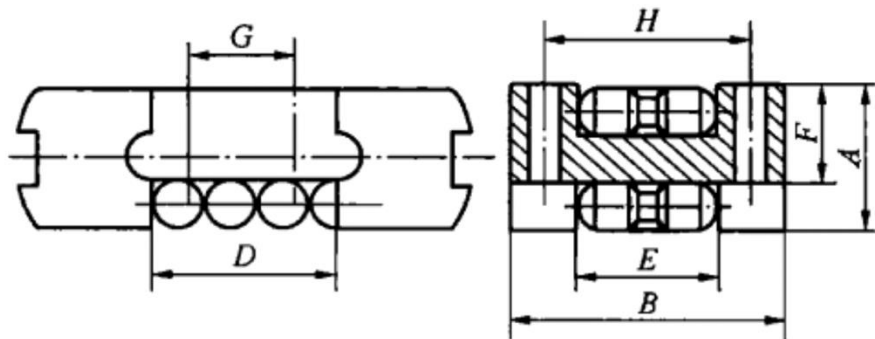


图 8-16 直线滚动导轨的滚动体

(a) 钢球式; (b) 滚柱式

类型	简图及特点
直线 滚动 导轨 副	 <p>滚动体与圆弧沟槽相接触,与点接触相比,承载能力大,刚性好;</p> <p>摩擦系数小,一般小于 0.005,仅为滑动导轨副的 $\frac{1}{20} \sim \frac{1}{40}$;</p> <p>节省动力,可以承受上、下、左、右四个方向的载荷;</p> <p>磨损小,寿命长,安装、维修、润滑方便。运动灵活、无冲击,在低速微量进给时,能很好地控制位置尺寸</p>
滚动 导轨 块	 <p>滚动体为圆柱滚子,承载能力大约为球轴承的 10 倍以上;</p> <p>摩擦系数小,且动、静摩擦系数之差较小,对反复启动、停车、反向且频率较高机构,可减少整机重量及动力消耗;</p> <p>灵敏度高,低速微调时控制准确,无爬行。滚动时导向性好,可提高机械随动性及定位精度。润滑系统简单,装拆、调整方便</p>



机械设计

Design & Learning Research Group

谢谢~

宋超阳
songcy@ieee.org