



ME311 | 机械设计

2023年秋季

第04章

轴承及轴设计

(中)

宋超阳

南方科技大学

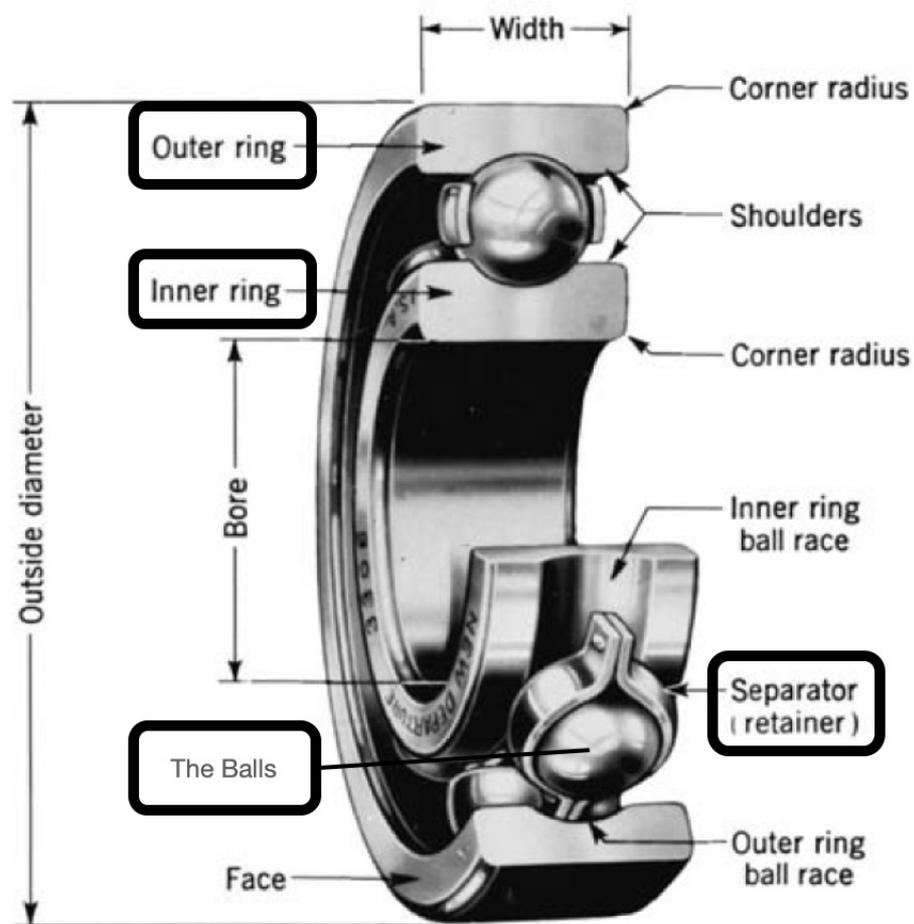
本章要点概述

- 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

滚动轴承概述

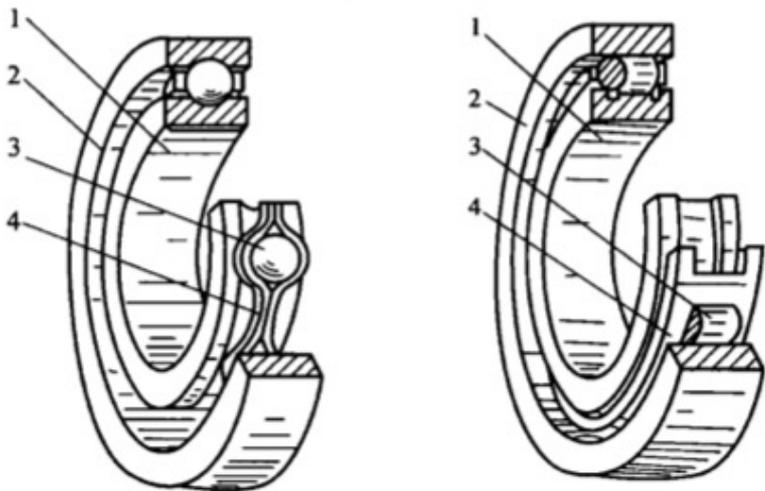
滚动轴承依靠其主要元件间的滚动接触来支承转动或摆动零件，其相对运动表面间的摩擦是滚动摩擦

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

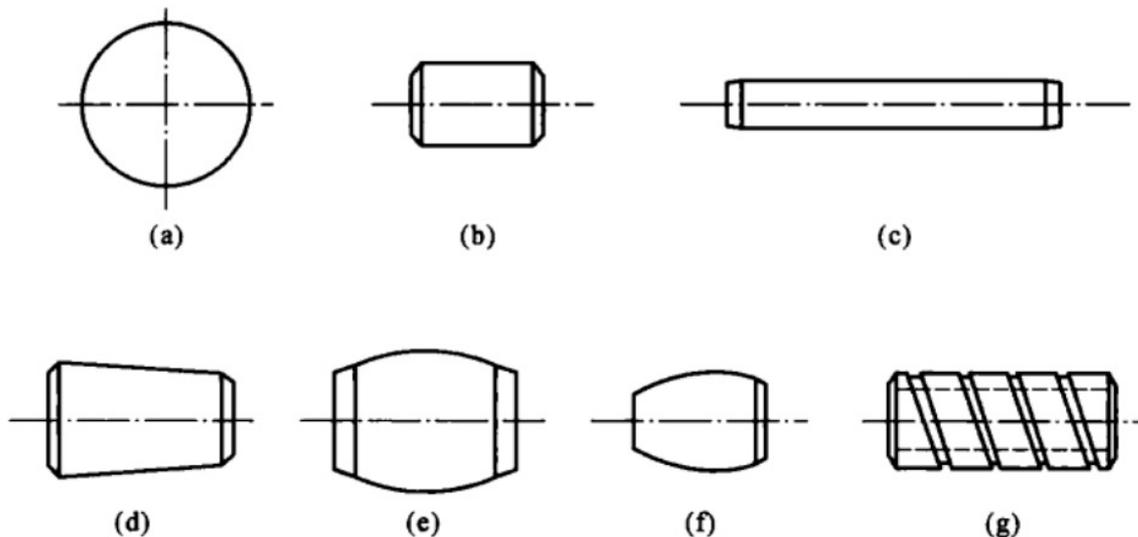
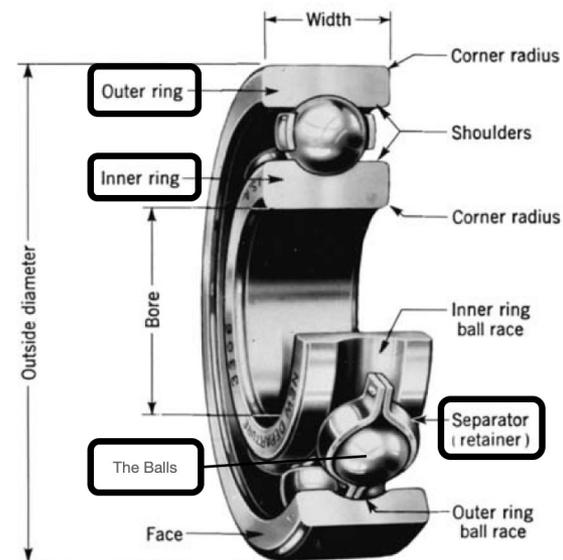


图 8-2 常用的滚动体

(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



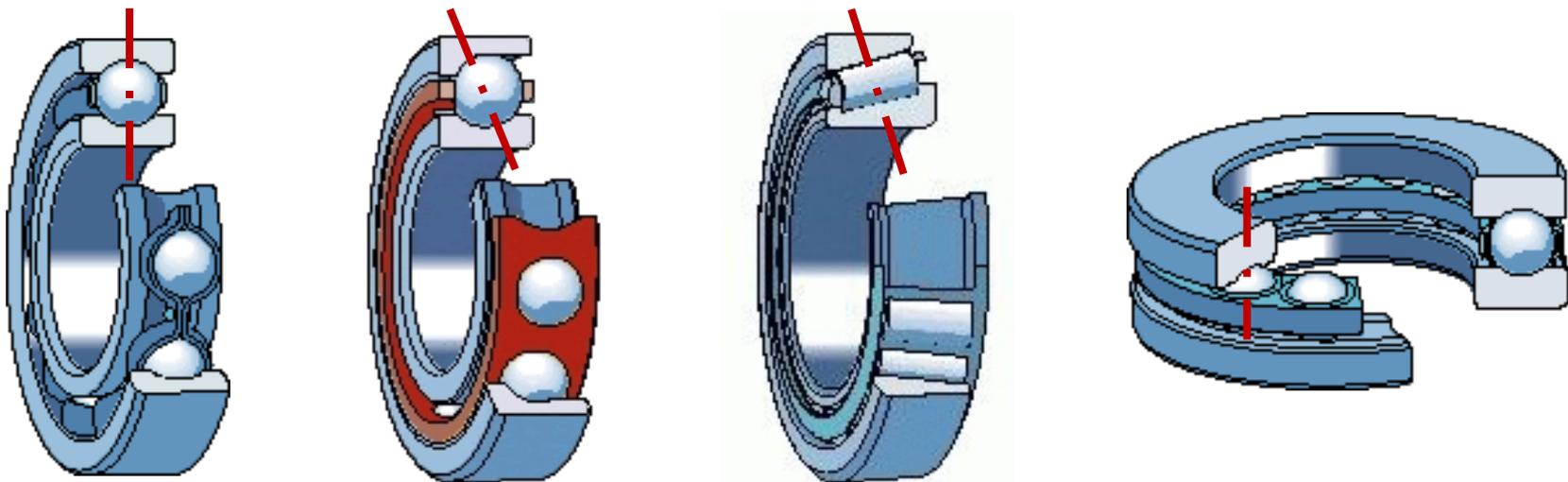
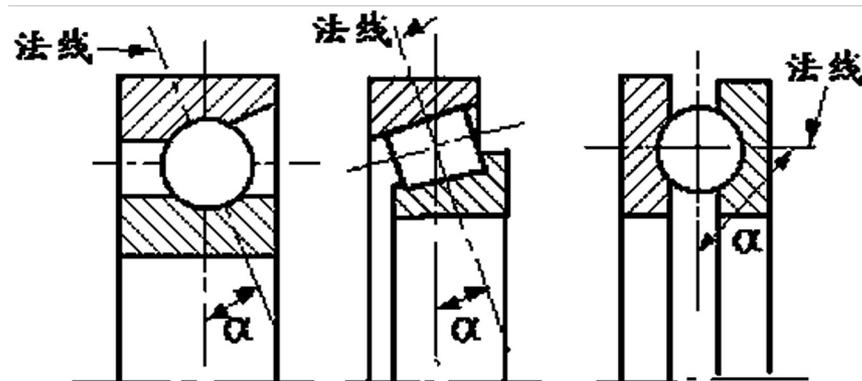
All these bearings may be obtained with shields on one or both sides.

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

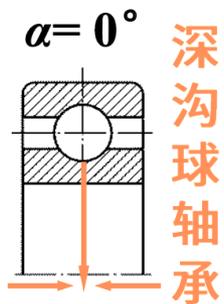
向心轴承 ($0^\circ \leq \alpha \leq 45^\circ$)
主要承受径向载荷

- 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

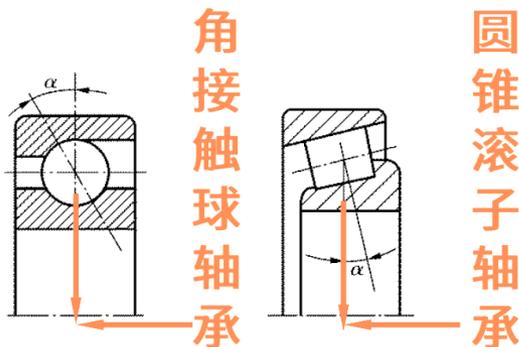
推力轴承 ($45^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$)
主要承受轴向载荷

- 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

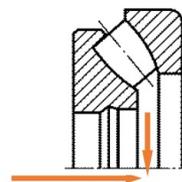


向心角接触轴承

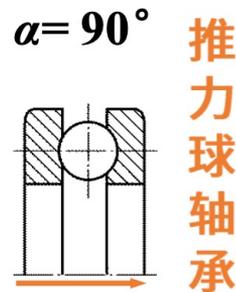


推力角
接触轴承

推力
调心
滚子
轴承



轴向接
触轴承

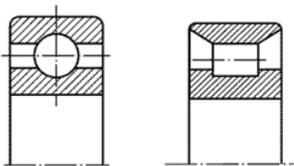


滚动轴承的主要类型、性能与特点

- 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

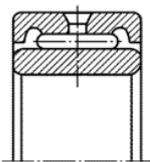


深沟球轴承

圆柱滚子轴承

Deep Groove

Straight Roller

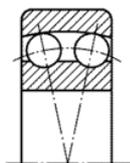


滚针轴承

Needle

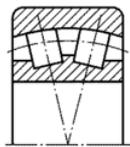
向心角接触轴承
($0^\circ < \alpha < 45^\circ$)

Radial Angle Contact



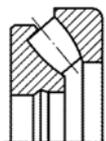
调心球轴承

Self-aligning



调心滚子轴承

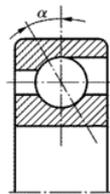
Self-aligning Roller



推力调心滚子轴承

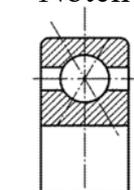
Spherical Roller Thrust

Four-Point Contact



角接触球轴承

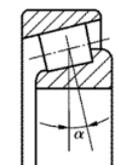
Filling Notch



四点接触球轴承

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

Thrust Angle Contact

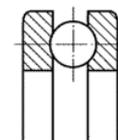


圆锥滚子轴承

Tapered Roller

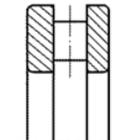
轴向接触轴承
($\alpha = 90^\circ$)

Axial Contact



推力球轴承

Thrust

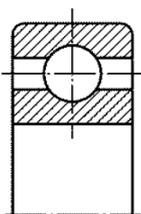


推力圆柱滚子轴承

Thrust Roller

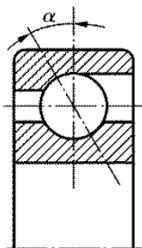
滚动轴承的主要类型、性能与特点

- 按滚动体的形状，可分为 球轴承 和 滚子轴承



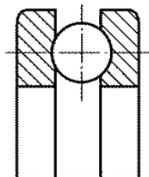
深沟球轴承

Deep Groove



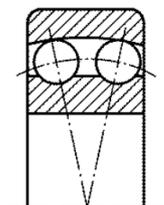
角接触球轴承

Filling Notch



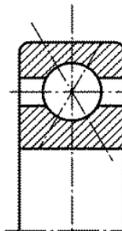
推力球轴承

Thrust



调心球轴承

Self-aligning

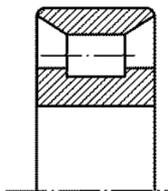


四点接触球轴承

Four-Point Contact

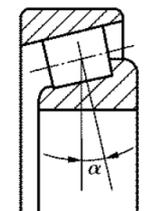
球轴承
Ball Roller

滚子轴承
Straight Roller



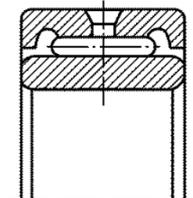
圆柱滚子轴承

Straight Roller



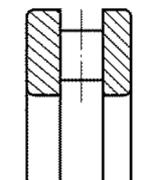
圆锥滚子轴承

Tapered Roller



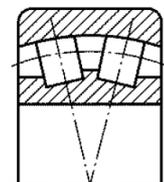
滚针轴承

Needle



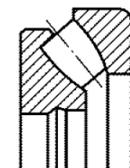
推力圆柱滚子轴承

Thrust Roller



调心滚子轴承

Self-aligning Roller

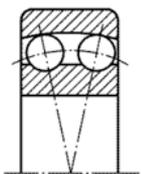


推力调心滚子轴承

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

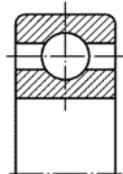


调心球轴承

Self-aligning

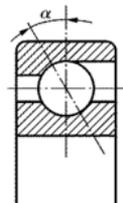
调心轴承
Self-Aligning

非调心轴承
Non-Self-Aligning



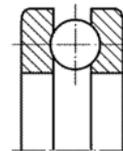
深沟球轴承

Deep Groove



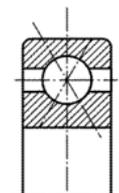
角接触球轴承

Filling Notch



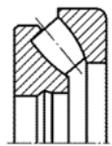
推力球轴承

Thrust



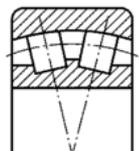
四点接触球轴承

Four-Point Contact



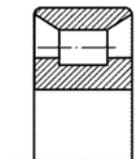
推力调心滚子轴承

Spherical Roller Thrust



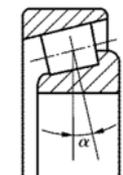
调心滚子轴承

Self-aligning Roller



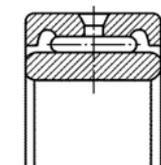
圆柱滚子轴承

Straight Roller



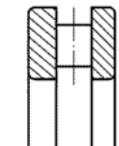
圆锥滚子轴承

Tapered Roller



滚针轴承

Needle



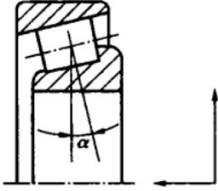
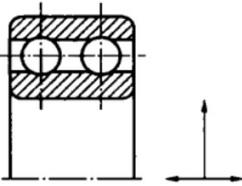
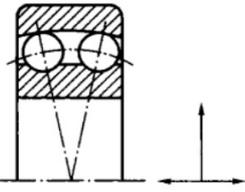
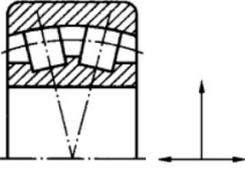
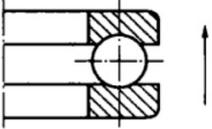
推力圆柱滚子轴承

Thrust Roller

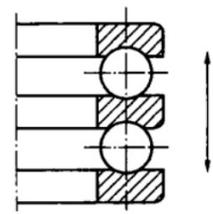
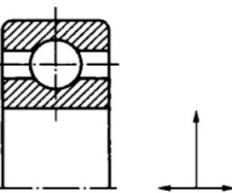
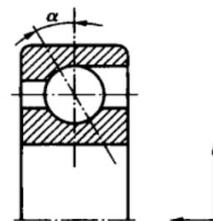
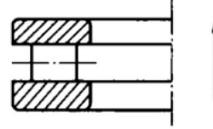
主要类型、尺寸系列代号及其特性

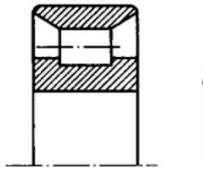
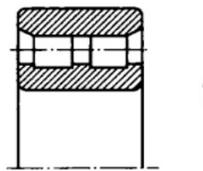
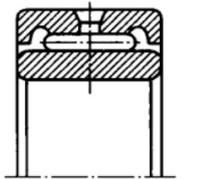
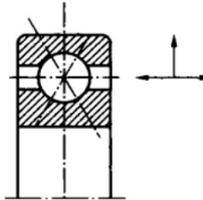
GB/T272-1993

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
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 $1.5^{\circ}\sim 2.5^{\circ}$ 。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	
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 $2^{\circ}\sim 3^{\circ}$,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、外圈轴线允许相对偏斜 $0.5^{\circ}\sim 2^{\circ}$,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	

滚动轴承的主要类型及其代号

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	双向推力球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	
		6	(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	外圈无挡边的圆柱滚子轴承		N N N N N	10 012 22 013 23	N10 N2 N22 N3 N23	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, 极限转速较低。
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、外圈轴颈允许相对偏斜 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	圆锥滚子轴承		3 3 3 3 3 3	02 03 13 20 22 23 29 30 31 32	302 303 313 320 322 323 329 330 331 332	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, 接触面成对使用, 对称安装。适用于转速不太高、轴的刚性较好的场合	双列圆锥滚子轴承		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、外圈轴颈允许相对偏斜 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	角接触球轴承		5 5 5 5	11 12 13 14	511 512 513 514	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, 适用于轴力大而转速较低场合。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	(1)0 (0)2 (0)3 (0)4	719 722 727 733 744	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。适用于高速场合, 在高速时, 可用聚酰胺材料球轴承
						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; 套圈也分紧圈和松圈两种, 其极限转速很低, 故适用于低速重载场合。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

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

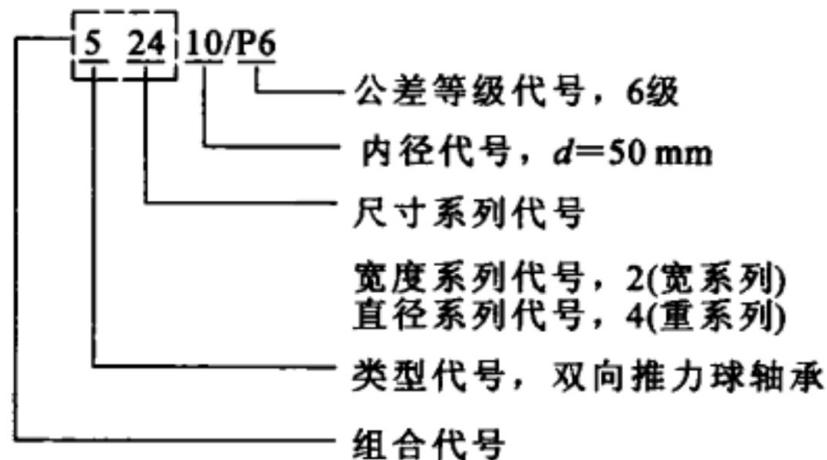
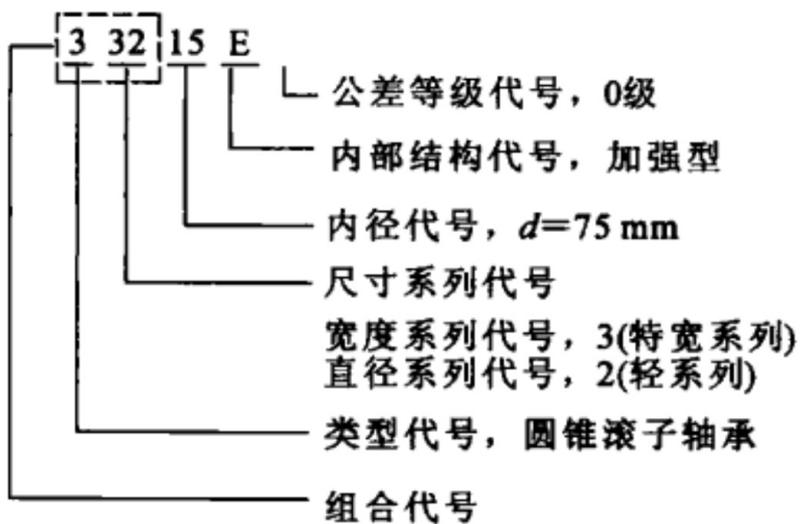
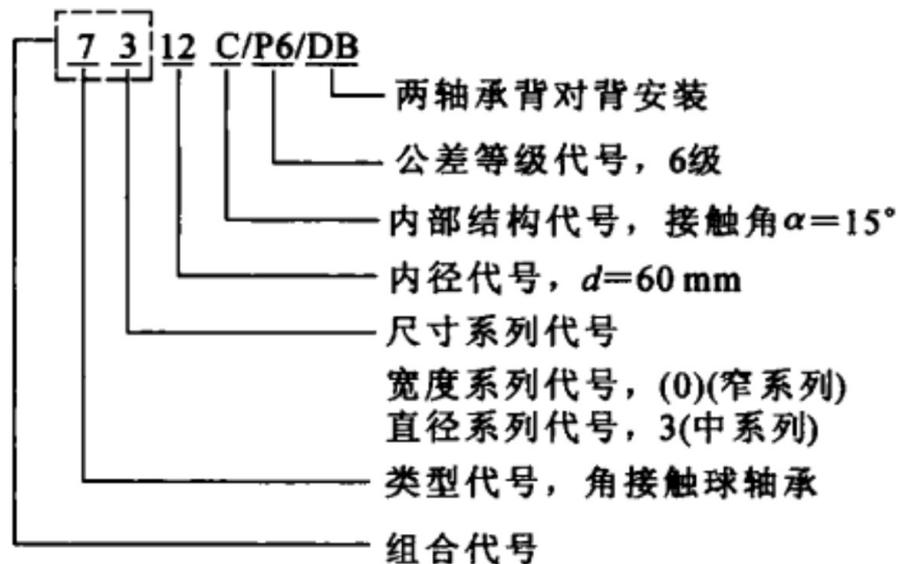
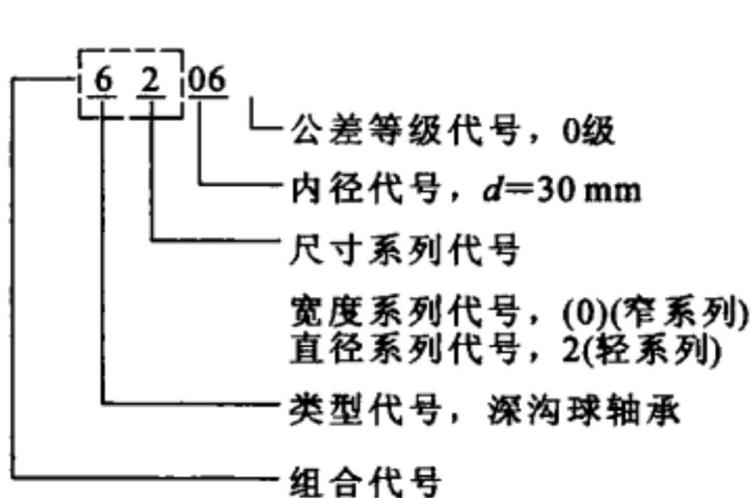
后置代号：用字母和数字等表示轴承的结构、公差及材料的特殊要求

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
------	-----------	---------	------	------	----	-----------------	----

- **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

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

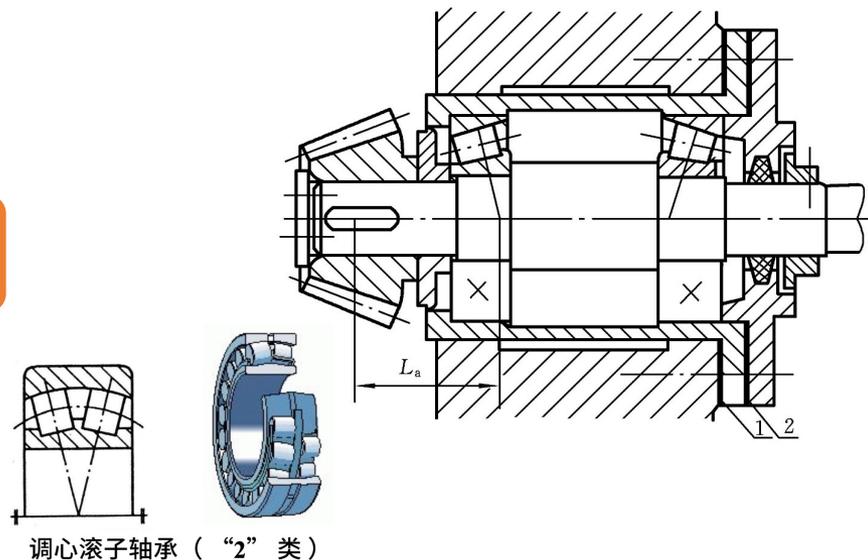
4、根据回转精度要求

- 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）

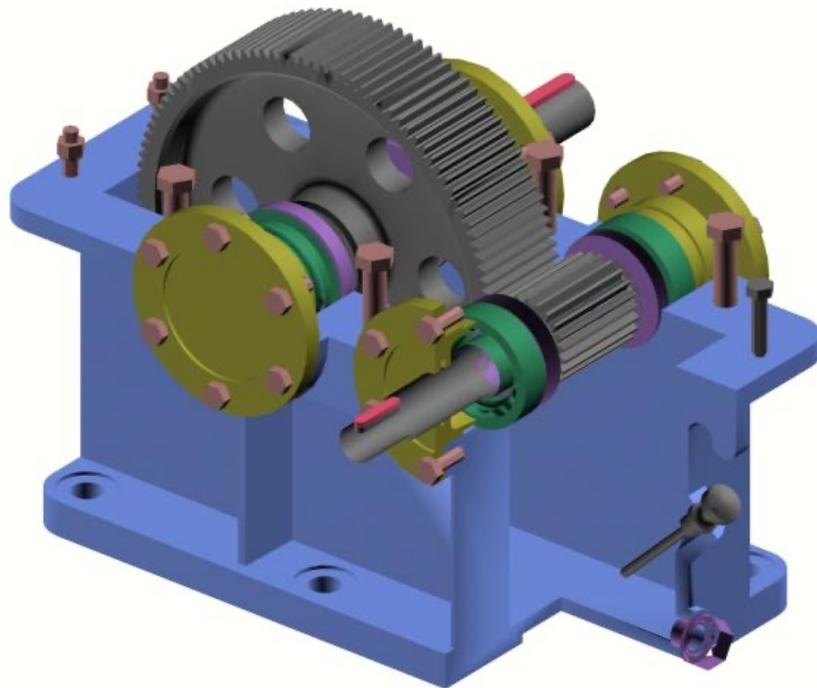


6、便于轴承的装拆

- 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

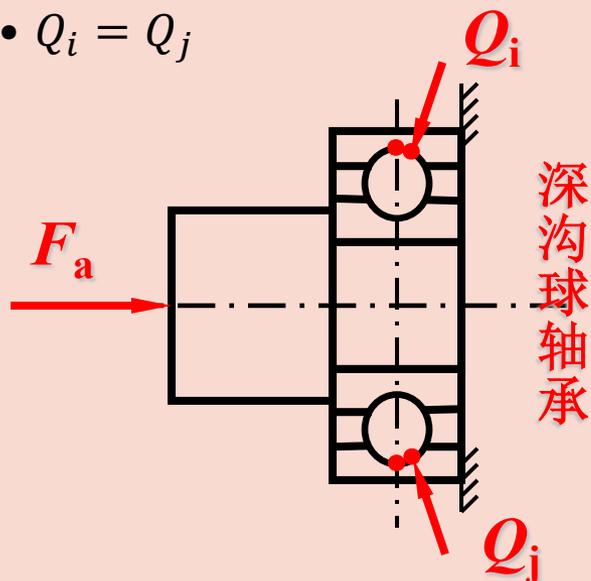
滚动轴承工作时轴承元件上的载荷分布

- 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

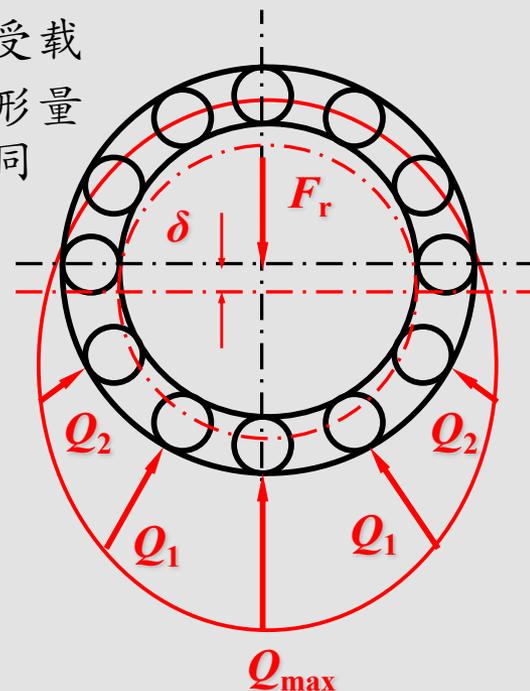
- 对于点接触轴承：

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

- 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

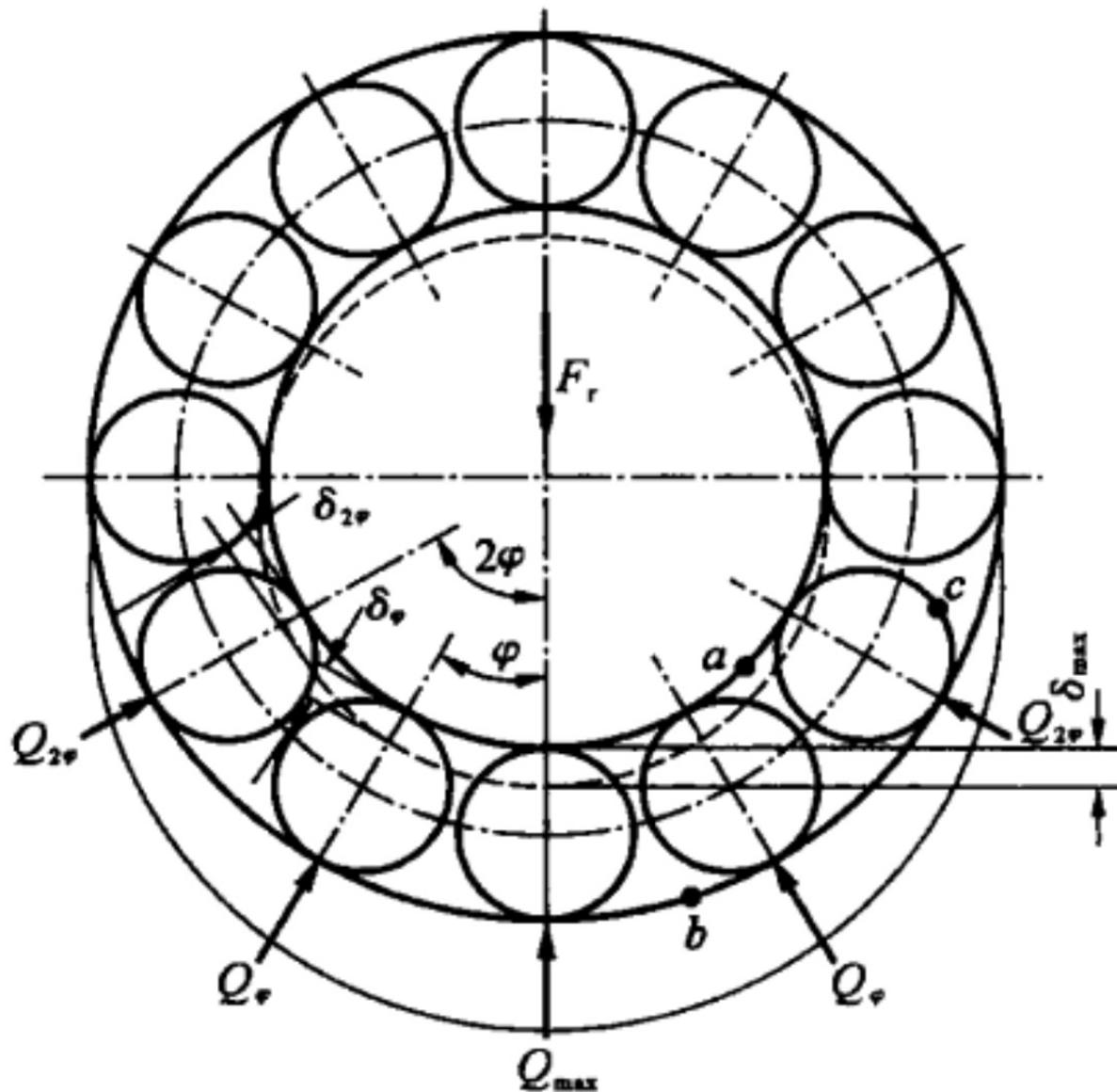


图 8-3 向心轴承中径向载荷的分布

单列角接触球轴承的载荷分布

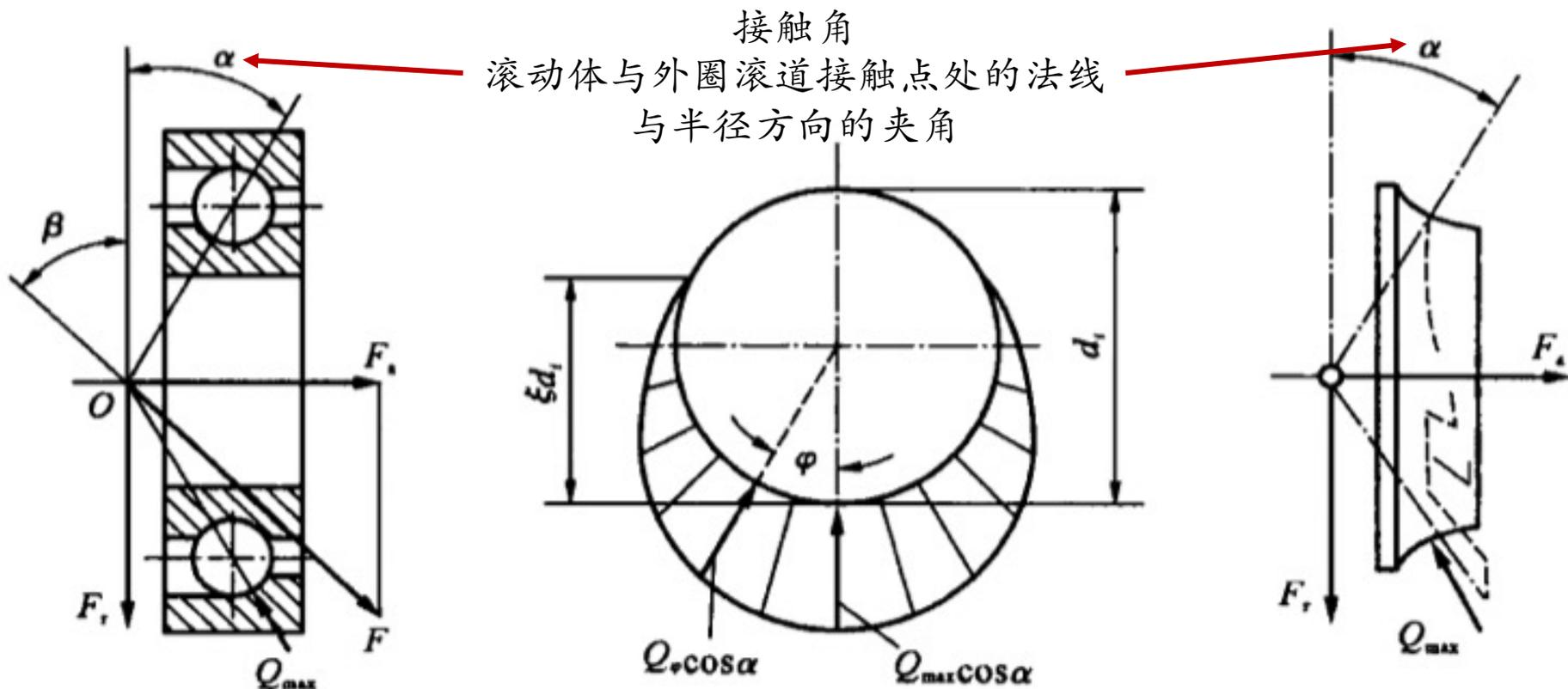


图 8-4 单列角接触球轴承的载荷分布

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_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）

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

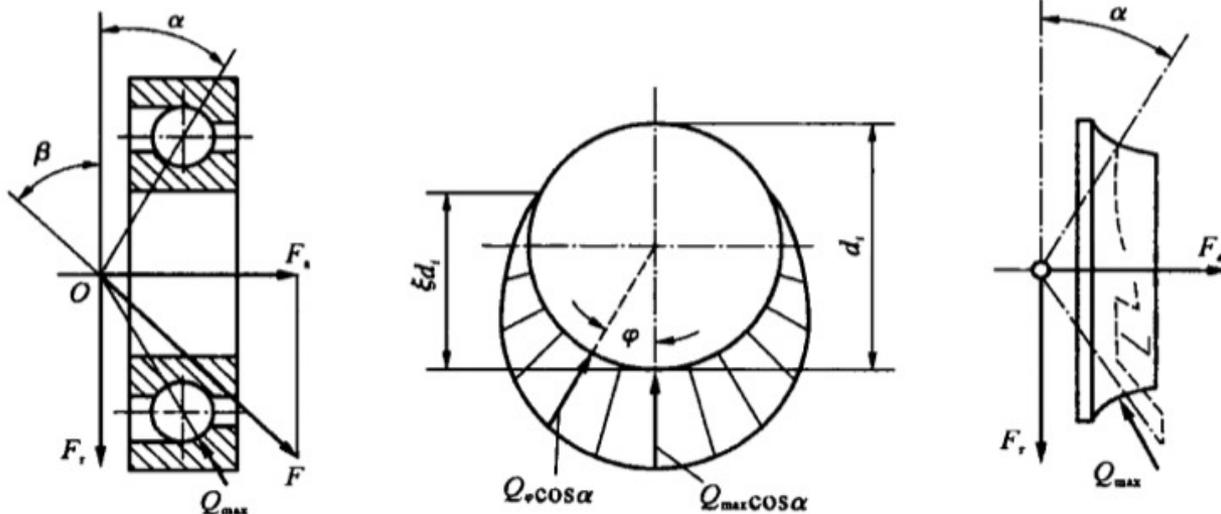


图 8-4 单列角接触球轴承的载荷分布

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

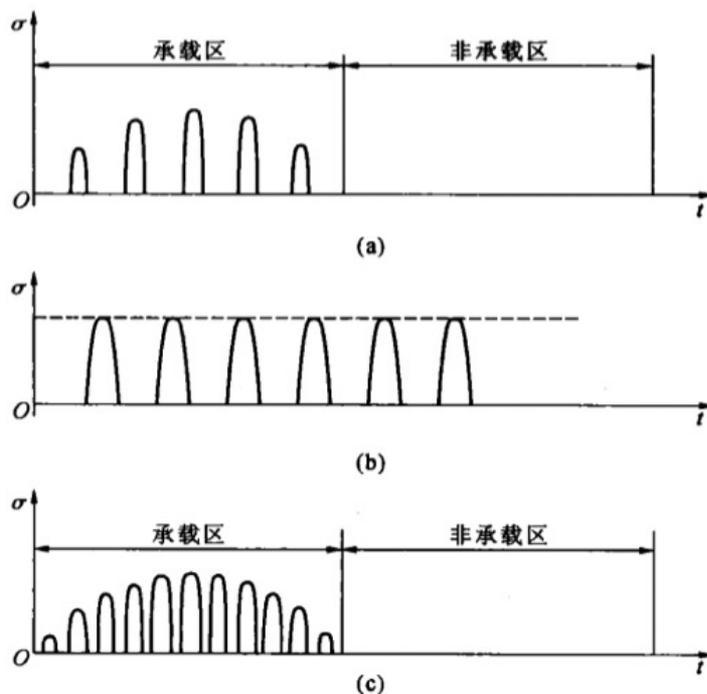


图 8-5 滚动轴承各元件上应力变化情况

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

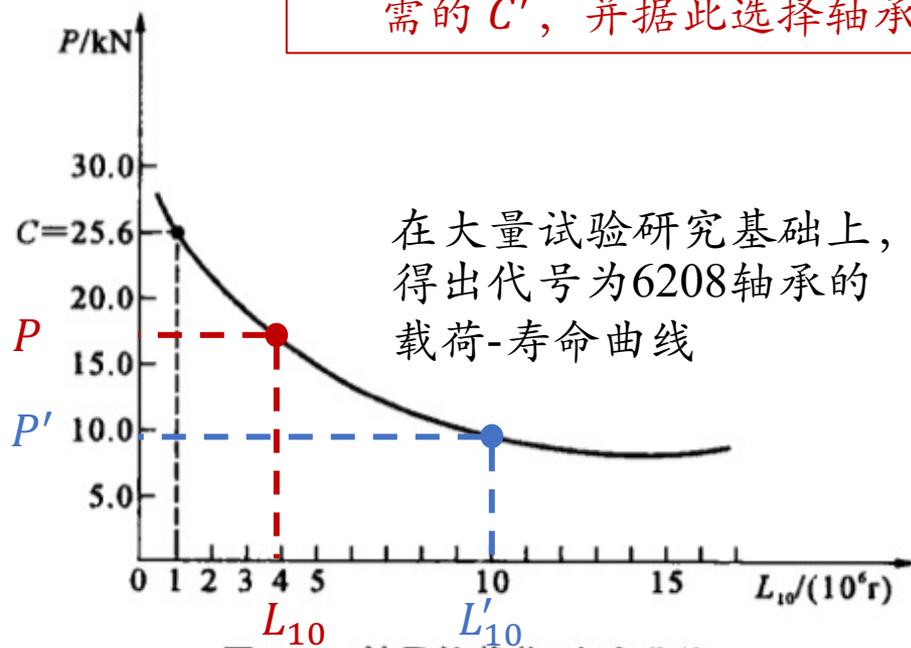


图 8-6 轴承的载荷-寿命曲线

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

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

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

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

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 $iF_a/C_{0r}^{(2)}$	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 $iF_a/C_{0r}^{(2)}$	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
	$\alpha=25^\circ$ 70000AC	—	0.68	1	0	0.41	0.87	1	0.92	0.67	1.41
	$\alpha=40^\circ$ 70000B	—	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

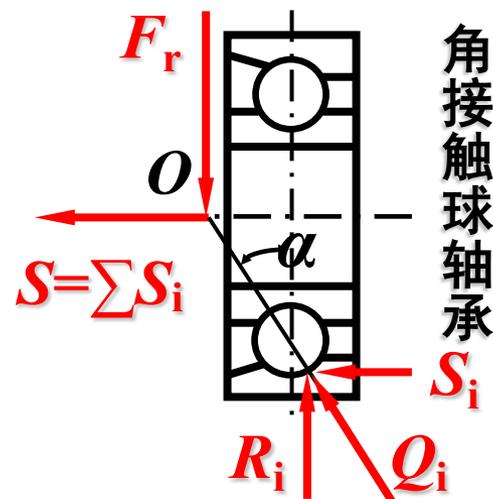
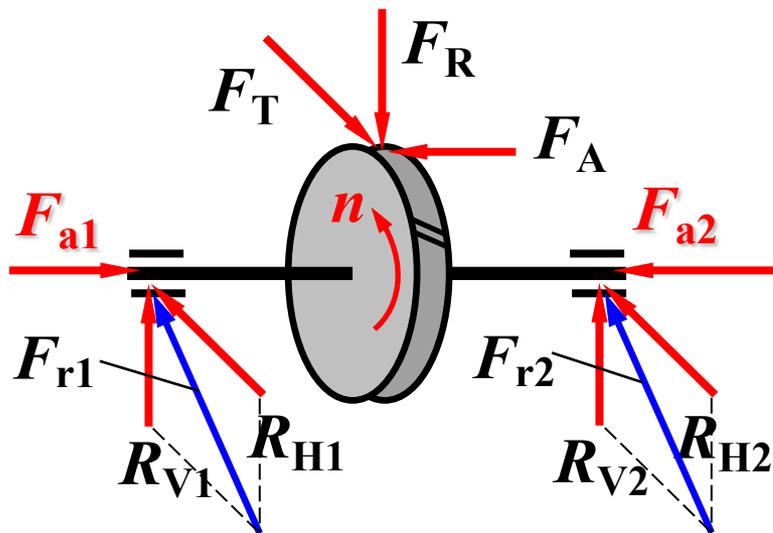
角接触球轴承与圆锥滚子轴承

• 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

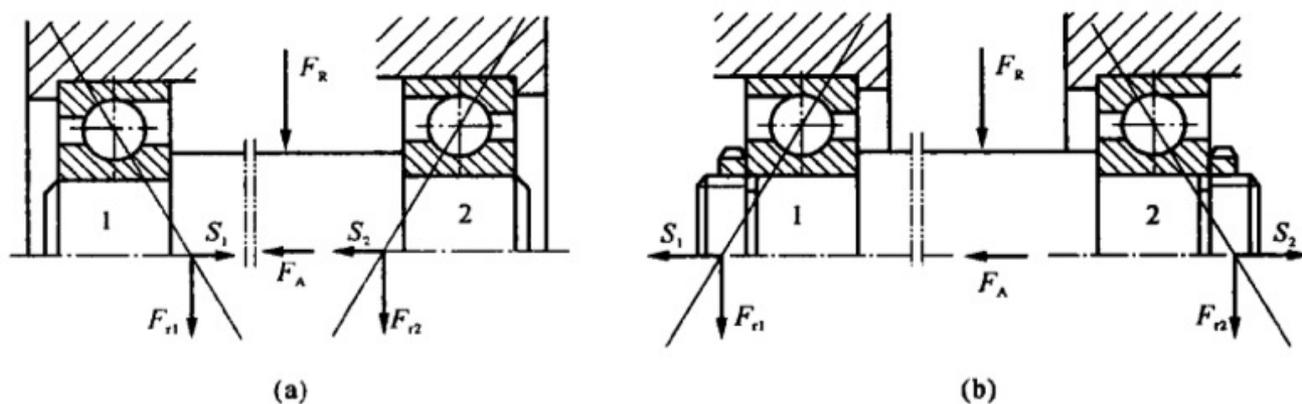


图 8-7 角接触球轴承的轴向载荷分析

(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 $F_n/F_r > e$ 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

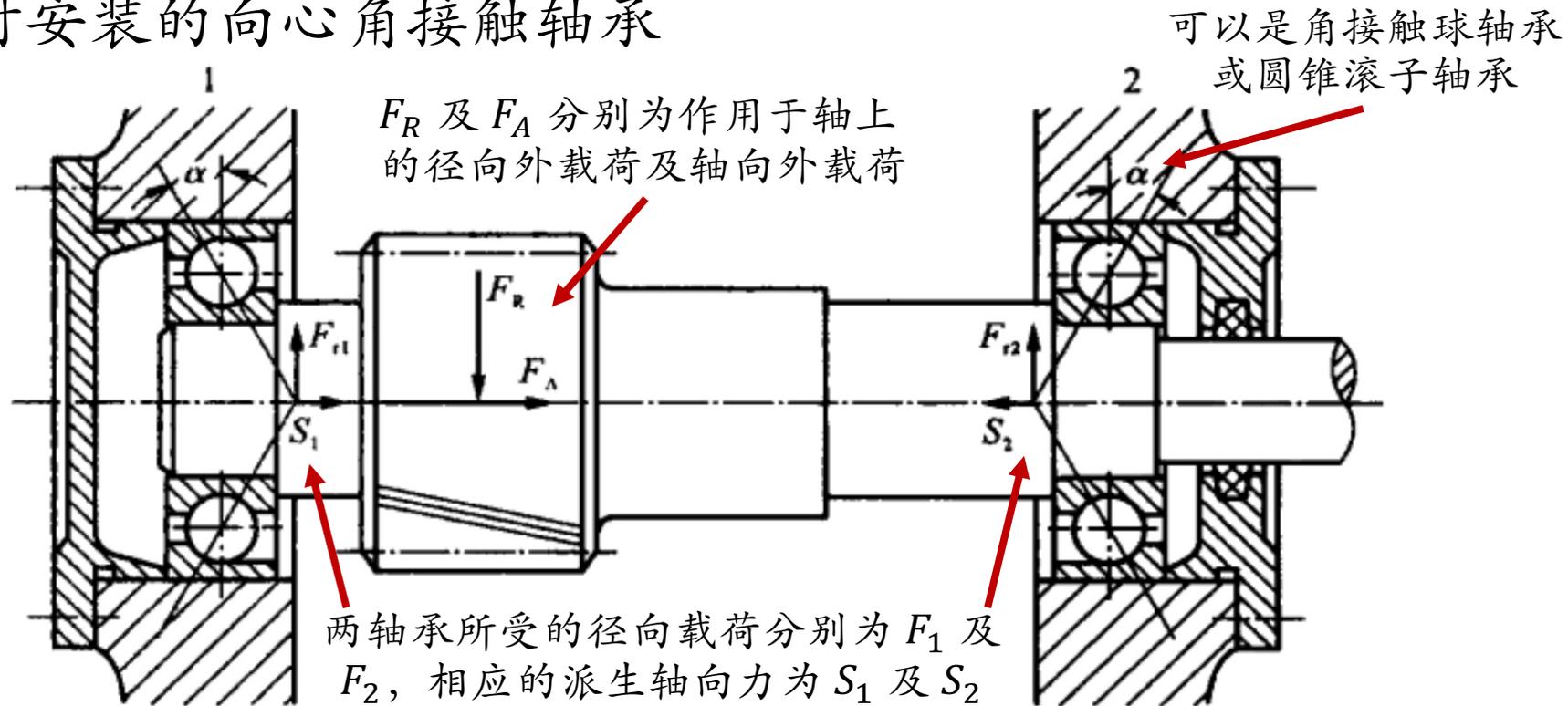


图 8-8 向心角接触轴承的轴向载荷

- 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
- 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： $F_{a1} = S_1$

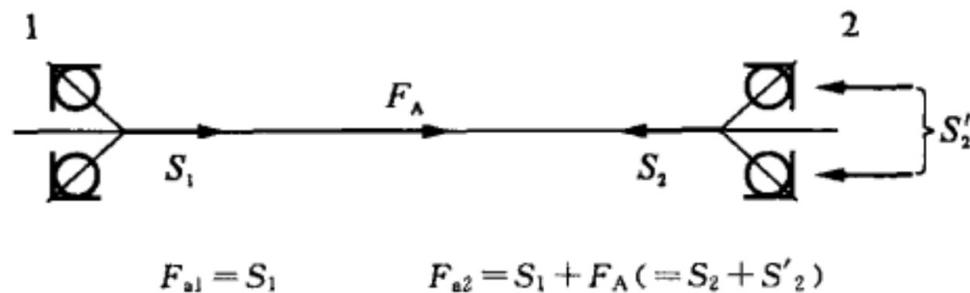


图 8-9 轴向力示意图 ($S_1 + F_A > S_2$ 时)

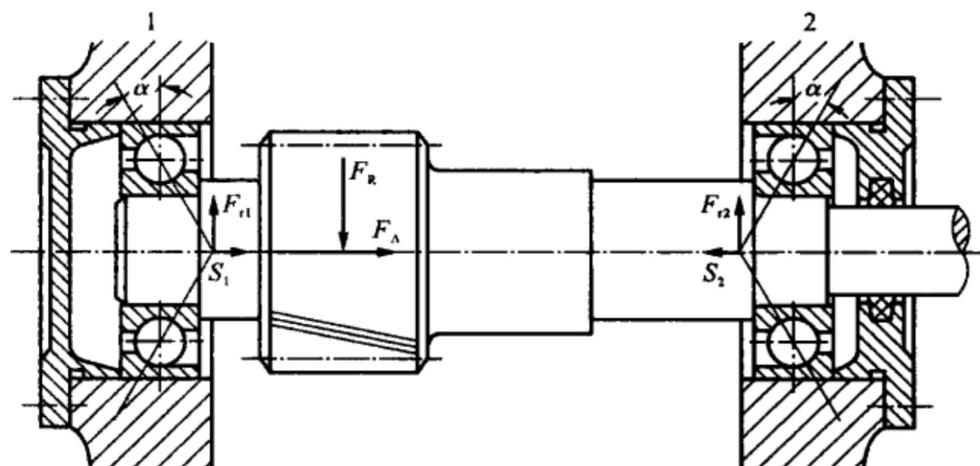


图 8-8 向心角接触轴承的轴向载荷

角接触球轴承与圆锥滚子轴承

- 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

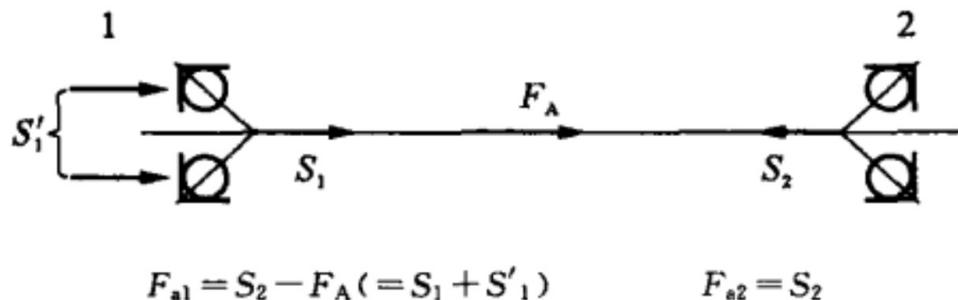


图 8-10 轴向力示意图 ($S_1 + F_A < S_2$ 时)

- 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
 - $F_{a1} = S_2 - F_A$
 - $F_{a2} = S_2$

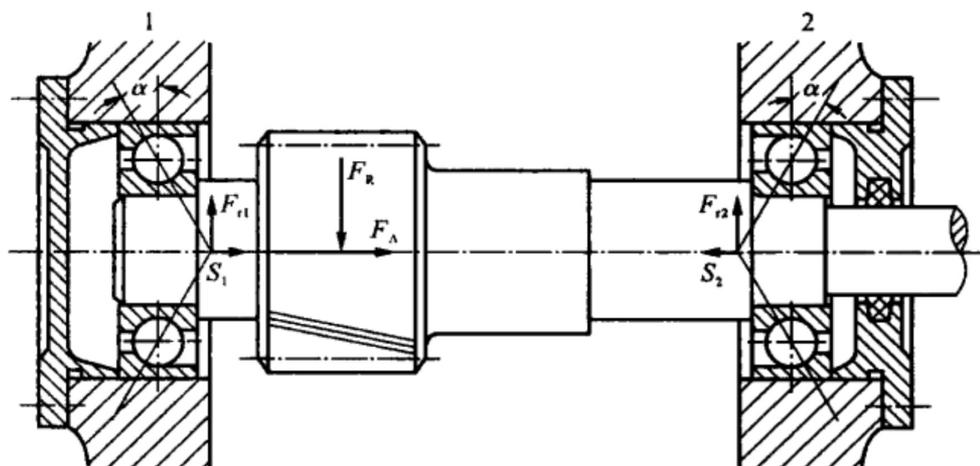


图 8-8 向心角接触轴承的轴向载荷

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：

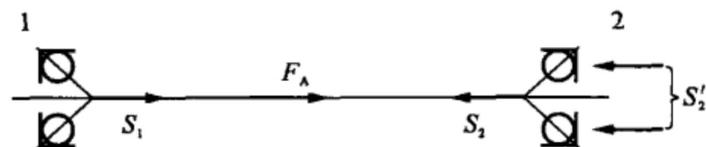
(1) 根据轴承的安装方式（即“面对面”或“背对背”）及轴承类型，确定轴承的派生轴向力 S_1 、 S_2 的方向和大小

(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

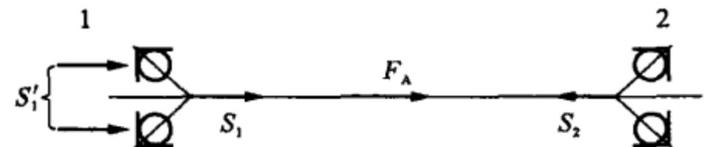
(4) 被“压紧”轴承的轴向载荷等于除自身的派生轴向载荷以外的其他所有轴向载荷的代数和（即另一个轴承的派生轴向载荷与外载荷 F_A 的代数和）

(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)

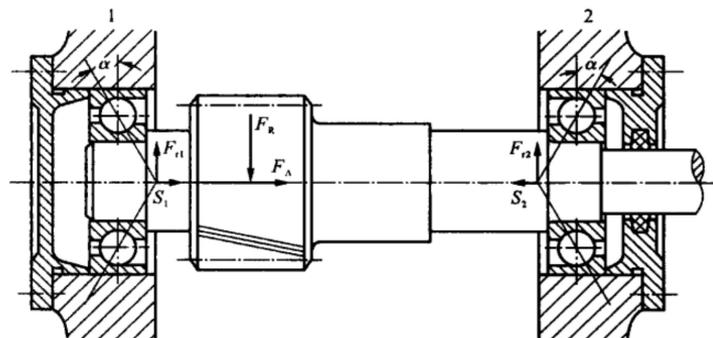


图 8-8 向心角接触轴承的轴向载荷

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

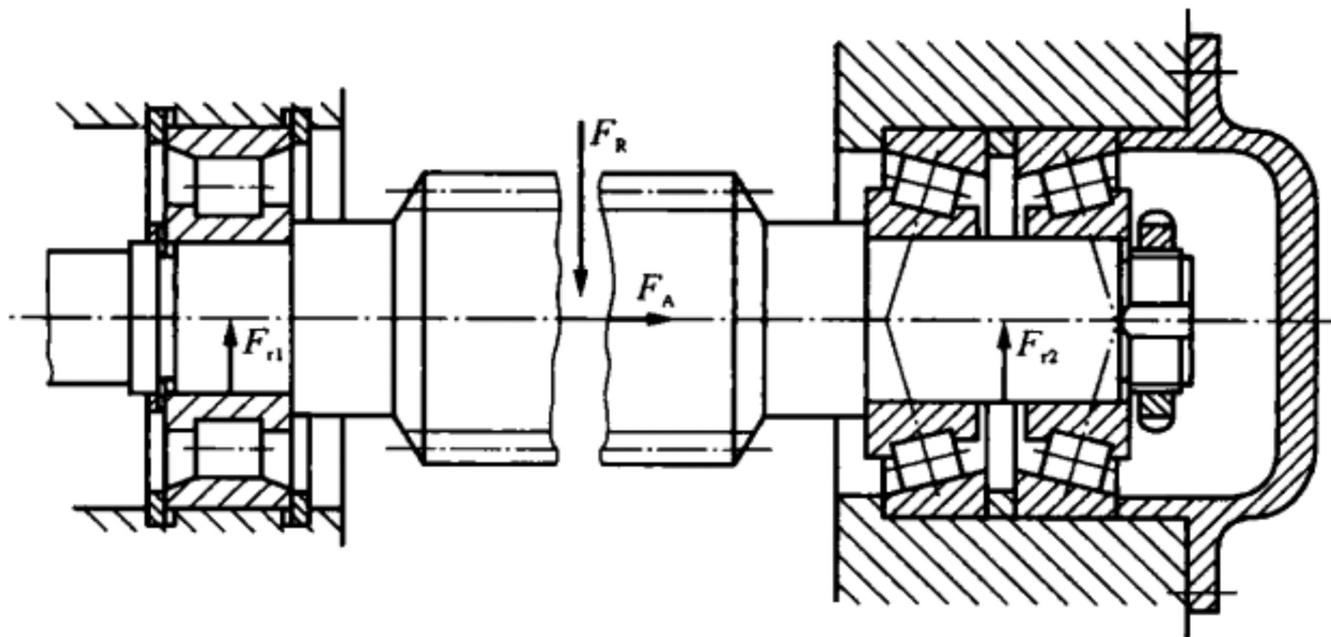


图 8-14 同一支点成对安装同型号向心角接触轴承

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

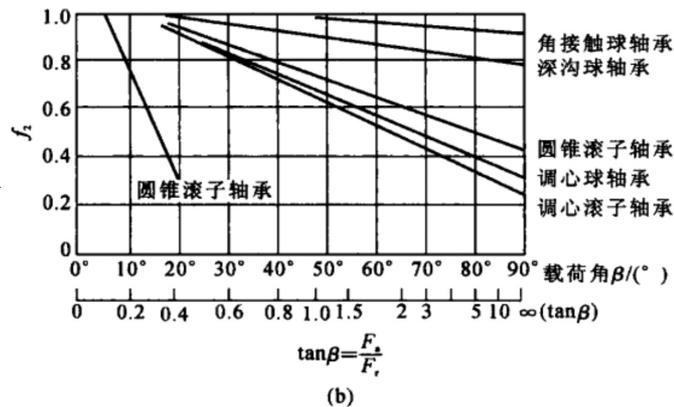
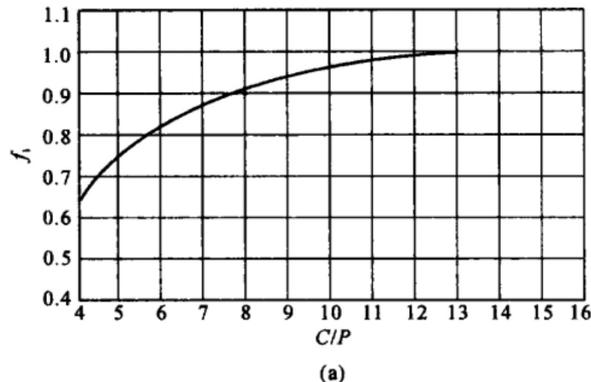


图 8-15 载荷系数 f_1 和载荷分布系数 f_2

(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:

$$P_{0a} = F_a$$

(4) $\alpha \neq 90^\circ$ 时的推力轴承:

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

- 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

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。



ME311 | 机械设计

2023年秋季

谢谢~

宋超阳
南方科技大学