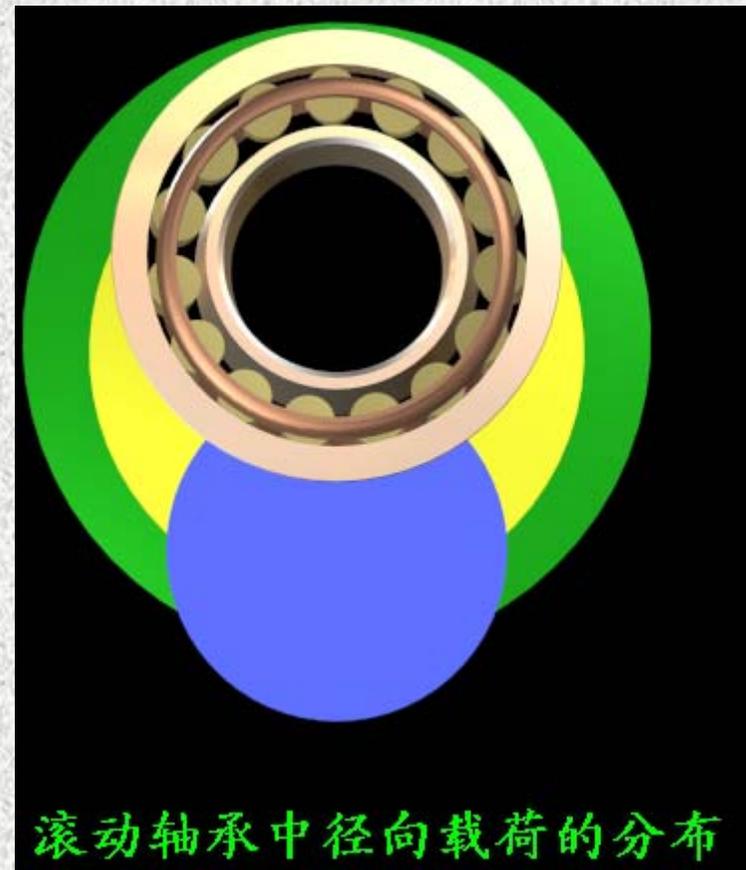
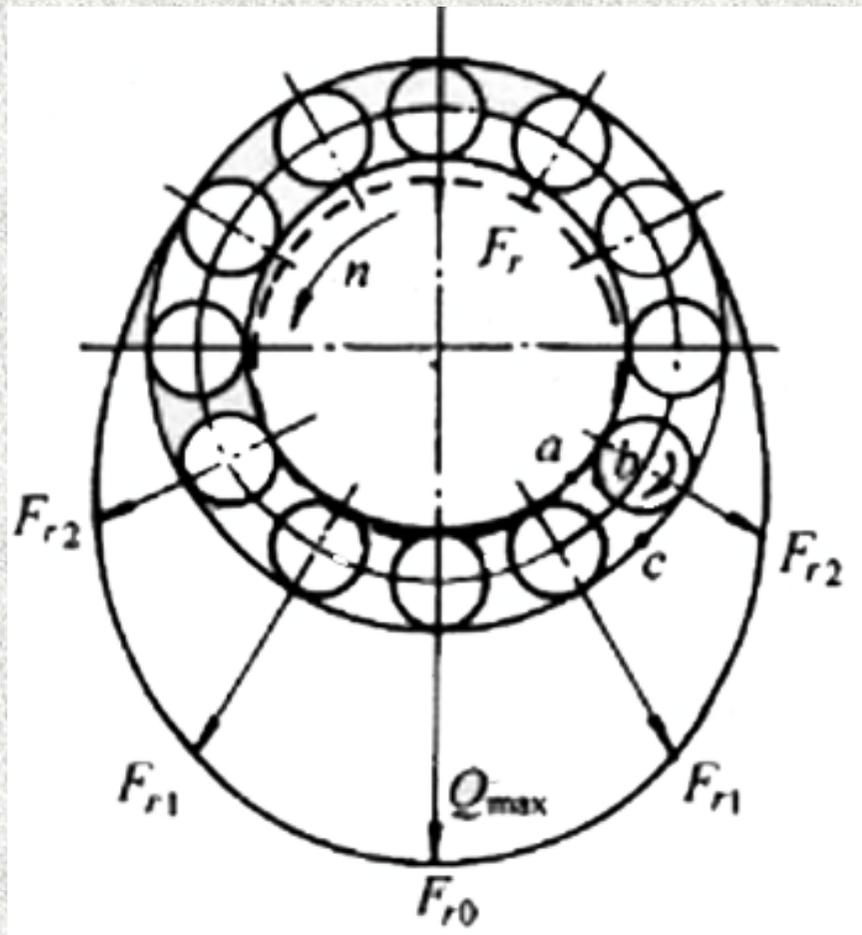
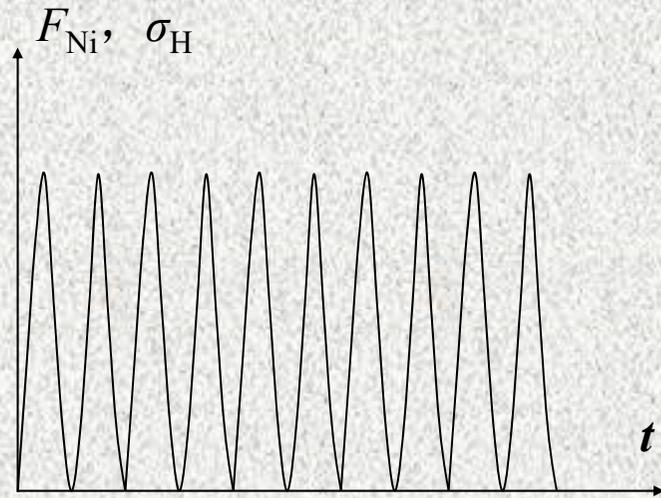
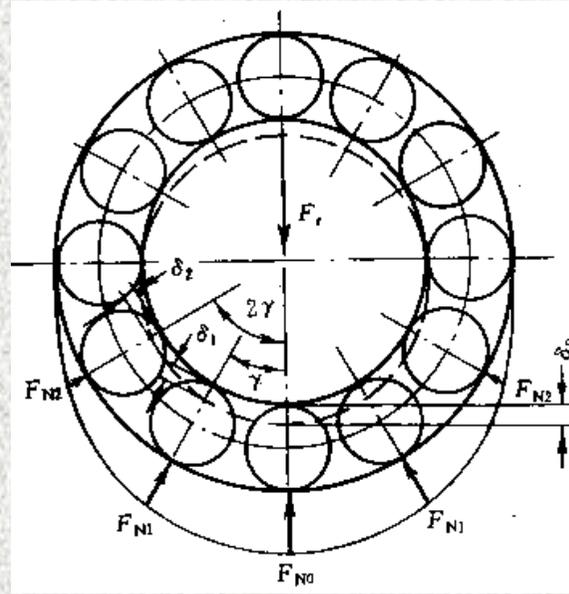


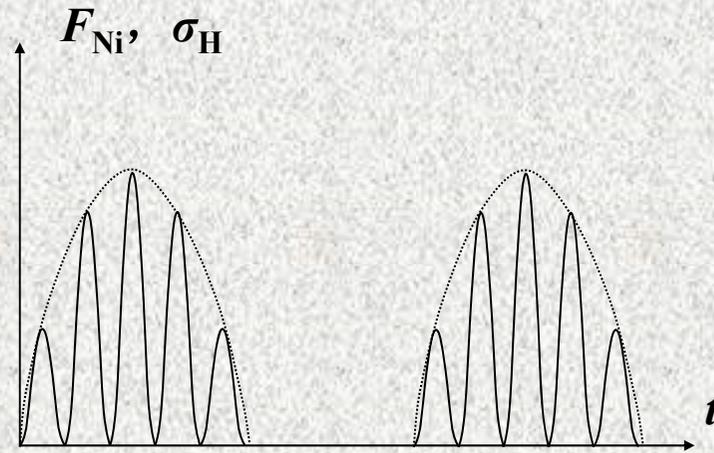
13.4 滚动轴承的失效形式和计算准则

一、滚动轴承内部载荷分布特征





固定套圈

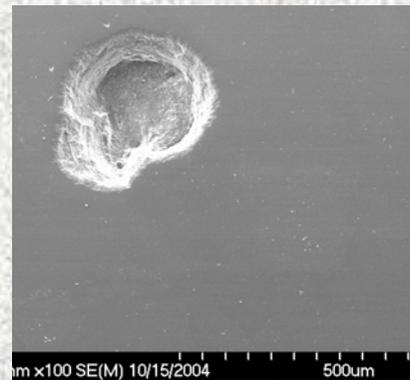
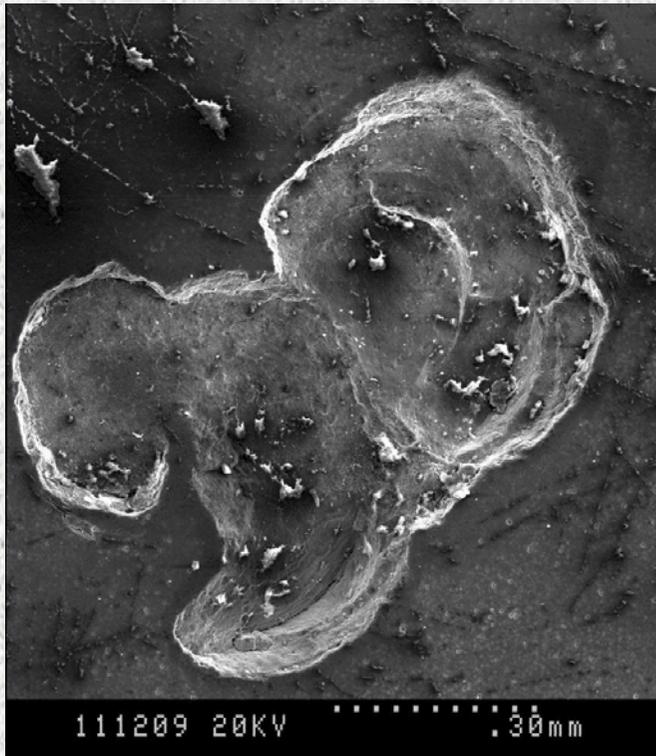


转动套圈

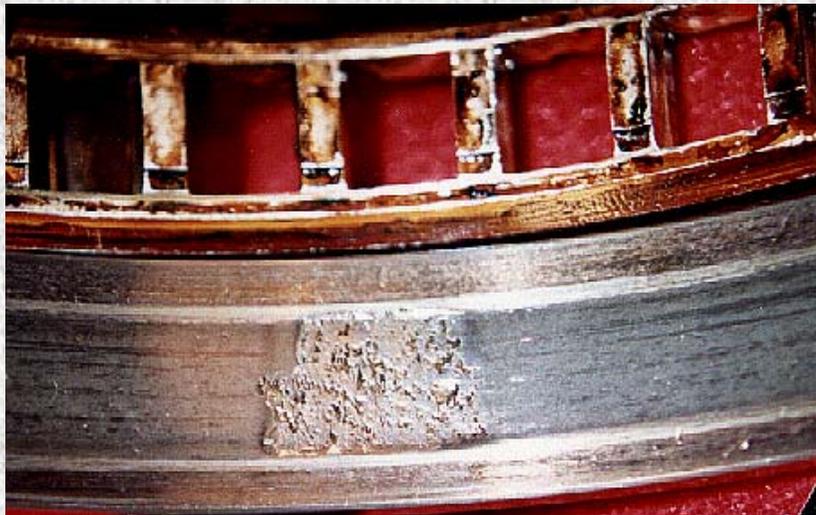
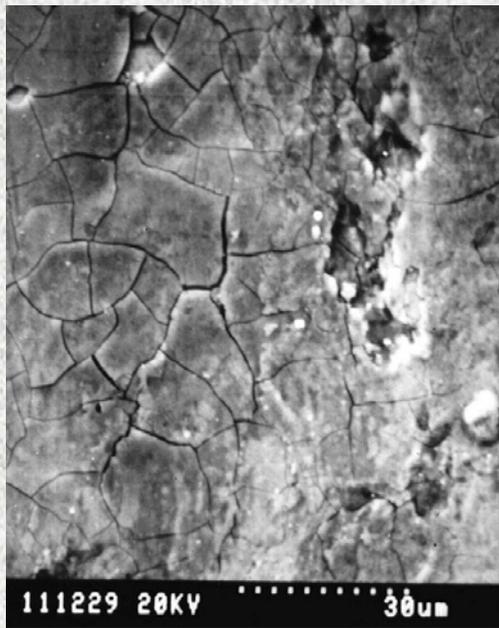
二、滚动轴承的失效形式与部位

1. 疲劳点蚀
2. 塑性变形，冲击载荷
3. 严重磨损（磨粒/冲击）
4. 热失稳胶合/发兰/发黑
5. 膨胀卡死/元件断裂

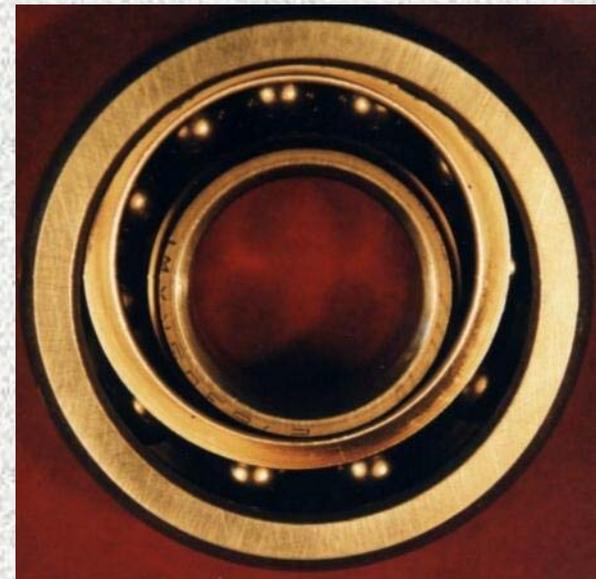
1. 疲劳点蚀



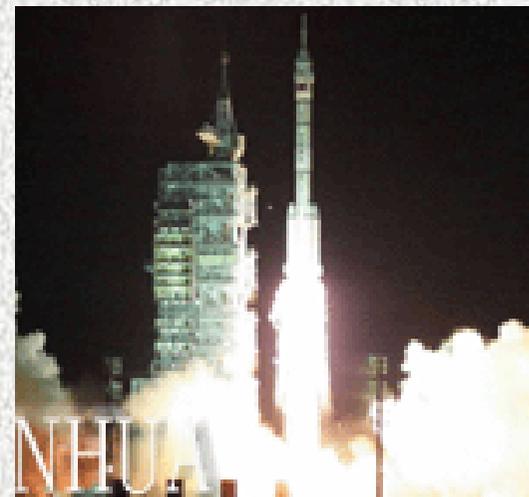
2. 塑性变形



3. 严重磨损



4. 热失稳胶合/发兰/发黑



5. 膨胀卡死/元件断裂



三、滚动轴承的计算准则

对于转动的滚动轴承，**疲劳点蚀**是其主要失效形式，因而主要是进行寿命计算，必要时再作静强度校核。

对于不转动、低速或摆动的轴承，**局部塑性变形**是其主要失效形式，因而主要是进行静强度计算。

对于高速轴承，**发热**以至**胶合**是其主要失效形式，因而除进行寿命计算外还应该校核极限转速。

13.5 滚动轴承的疲劳寿命计算

一、基本概念与公式

疲劳寿命

在一定载荷下运转的单个滚动轴承，出现疲劳点蚀前所经历的总转数或在一定转速下所经历的小时数，称为**滚动轴承的疲劳寿命**。疲劳寿命具有离散性。

轴承寿命的可靠度

一组相同轴承能达到或超过规定寿命的百分率，称为**轴承寿命的可靠度**。

基本额定寿命L

(Fatigue life for probability of survival of 0.9)

一批相同的轴承在相同条件下运转，其可靠度为90%时，能达到或超过的寿命称为**基本额定寿命**。 $L (13^6 r)$ 或 $L_h (h)$

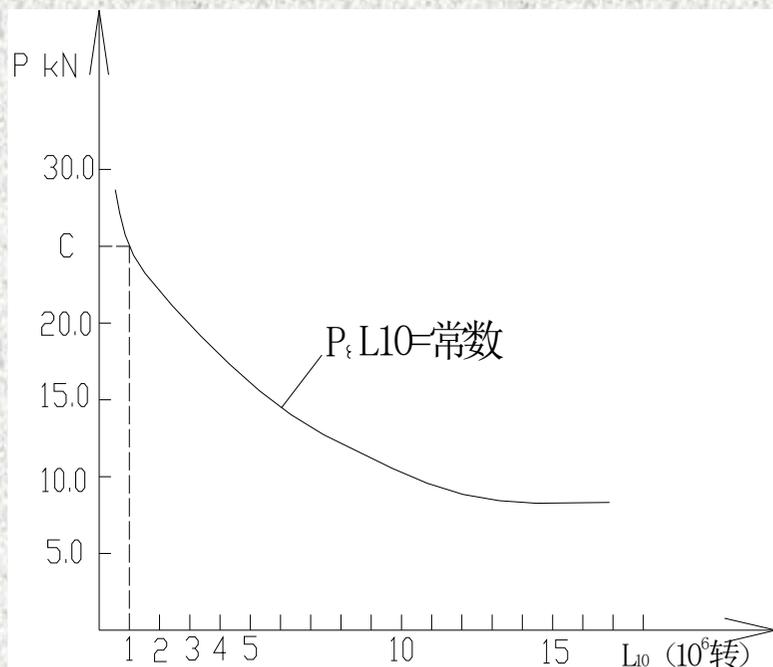
基本额定动负荷C (Basic dynamic load rating)

轴承工作在 130°C 以下，基本额定寿命为 $L=1 \times 13^6 r$ 时，轴承所能承受的最大载荷称为**基本额定动负荷**。

- 基本额定动负荷的方向:

- 1) 对于向心轴承, C为径向载荷 (Radial Load)
- 2) 对于推力轴承为中心轴向载荷 (Axial load)
- 3) 对于角接触向心轴承为载荷的径向分量

- 滚动轴承的载荷与寿命之间的关系:



$$P^\epsilon L = \text{常数}$$

ϵ —— 寿命指数:

对于球轴承, $\epsilon = 3$

对于滚子轴承, $\epsilon = 10/3$

对陶瓷轴承, $\epsilon = 16/3$

¹⁰

对可靠度 $R=0.9$ ，在载荷 P 作用下的

基本额定寿命公式为

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^{\varepsilon} (10^6 r)$$

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

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

温度系数 f_T

轴承工作温度 $t/^\circ\text{C}$	≤ 120	125	150	175	200	225	250	300	350
温度系数 f_T	1.0	0.95	0.90	0.85	0.80	0.75	0.70	0.60	0.50

载荷系数 f_P

载荷性质	举 例	f_P
无冲击或轻微冲击	电动机、汽轮机、通风机、水泵	1.0~1.2
中等冲击	车辆、机床、起重机、冶金设备、内燃机、减速器	1.2~1.8
剧烈冲击	破碎机、轧钢机、石油钻机、振动筛	1.8~3.0

寿命计算设计： $L_h \geq L_h'$ (预期寿命)

机械的种类及其工作情况	轴承预期寿命/h
不经常使用的仪器和设备,例如:汽车方向指示器,门窗开闭装置	500
航空发动机	1 000 ~ 2 000
短期或间断使用的机械,中断使用不致引起严重后果,例如:轻便手提式工具、农业机械、车间用升降滑车、装配吊车、自动运输设备等	4 000 ~ 8 000
间断使用的机械,中断使用能引起严重后果,例如:发电站辅助设备、供暖降温用电机、流水作业线自动传送装置、带式运输机、不经常使用的机床等	8 000 ~ 14 000
每天 8 h 工作的机械,例如: 一般齿轮传动装置 固定电机 机床、中间传动轴、一般机械、木材加工机械	14 000 ~ 20 000 16 000 ~ 24 000 20 000 ~ 30 000
24 h 连续工作的机械,例如: 空压机、水泵、矿山升降机 船舶螺旋桨轴推力轴承	50 000 ~ 60 000 60 000 ~ 100 000
24 h 连续工作,中断使用能引起严重后果,例如:纤维和造纸机械、电站主要设备、给排水装置、矿井水泵等	> 100 000

- 对 $R \neq 0.9$, 材料和润滑状态变化时, 需要考虑修正:

$$L_s = L_h \times a_1 \times a_2 \times a_3$$

a_1 – 可靠度修正系数; 当 $R > 0.9$, $a_1 < 1$

a_2 – 材质系数: 普通轴承钢, $a_2 = 1$; 真空脱气轴承钢, $a_2 > 1$; 真空重熔轴承钢, $a_2 > 1$

a_3 – 润滑状态系数, dn 值很低时, 不易润滑, $a_3 < 1$;

Timken Design Guide

Life adjustment factors can be used to further define the rating life in terms of reliability (a_1), material (a_2) and application conditions (a_3). The fatigue life formula embodying these adjustment factors is:

$$L_n = a_1 \times a_2 \times a_3 \times L_{10}$$

a_1 = Reliability Factor

It may be desirable for reliability (a_1) to determine the life when more than 90% of the bearings must still be operating.

Reliability L_n (Rating Life)	Reliability Factor (a_1)
90% L_{10}	1.0
95% L_5	.62
96% L_4	.53
97% L_3	.44
98% L_2	.33
99% L_1	.21

Example — if the L_{10} rating life of a bearing in a specific application is 4000 hours the L_1 life for 99% reliability would be $a_1 \times L_{10} = .21 \times 4000 = 840$ hours.

a_2 = Material Factor

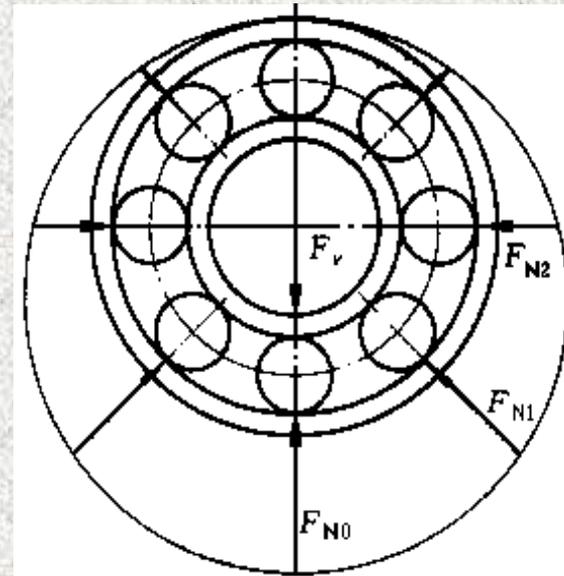
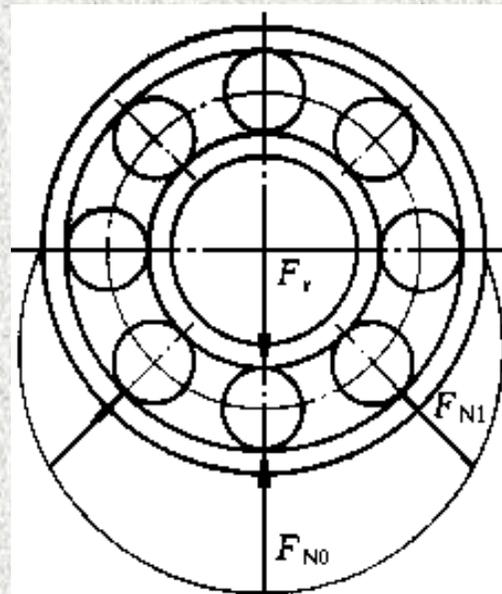
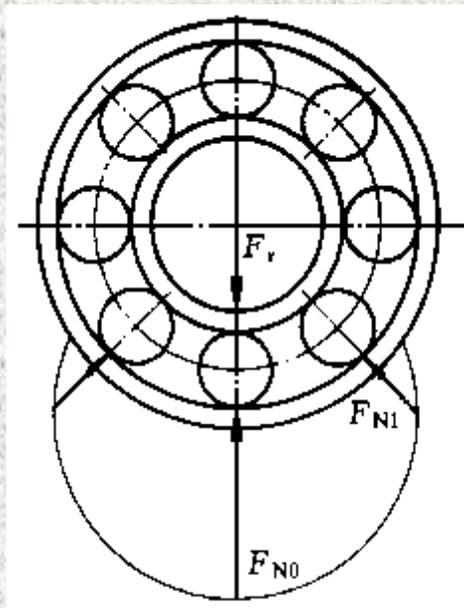
Certain materials have proven to have greater fatigue life than others operating under identical conditions. The theoretical L_{10} dynamic life is based on air-melt steel and standard AFBMA formulas. The life adjustment factors for materials frequently used are shown below. These are conservative values for use in critical aircraft applications.

Material	Material Factor (a_2)
Std. Vacuum Degassed 52100	3
Air Melt 440C	1
CEVM 52100	5
VIM-VAR M-50	10

a_3 = Application Factor

Life adjustment factors for application conditions such as lubrication quality, misalignment, temperature, etc. are more complex and may require more discreet analysis. For example, low viscosity oil (less than 70 ssu) and high temperatures (varies with steel) and speeds insufficient to generate a hydrodynamic oil film will require the use of an a_3 value of less than 1. Actual test experience in a particular application is the best way to develop accurate a_3 factors.

二、当量动载荷



二、当量动载荷

对于同时作用有径向载荷和轴向载荷的轴承，在进行轴承寿命计算时，为了和基本额定动负荷进行比较，须把实际载荷折算为与基本额定动负荷的方向相同的一假想载荷，在该假想载荷作用下轴承的寿命与实际载荷作用下的寿命相同，则称该假想载荷为**当量动载荷**，用**P**表示。

当量动载荷P的计算式为

$$P = XF_r + YF_a$$

F_r 、 F_a —— 轴承的径向载荷和轴向载荷

X 、 Y —— 径向系数和轴向系数

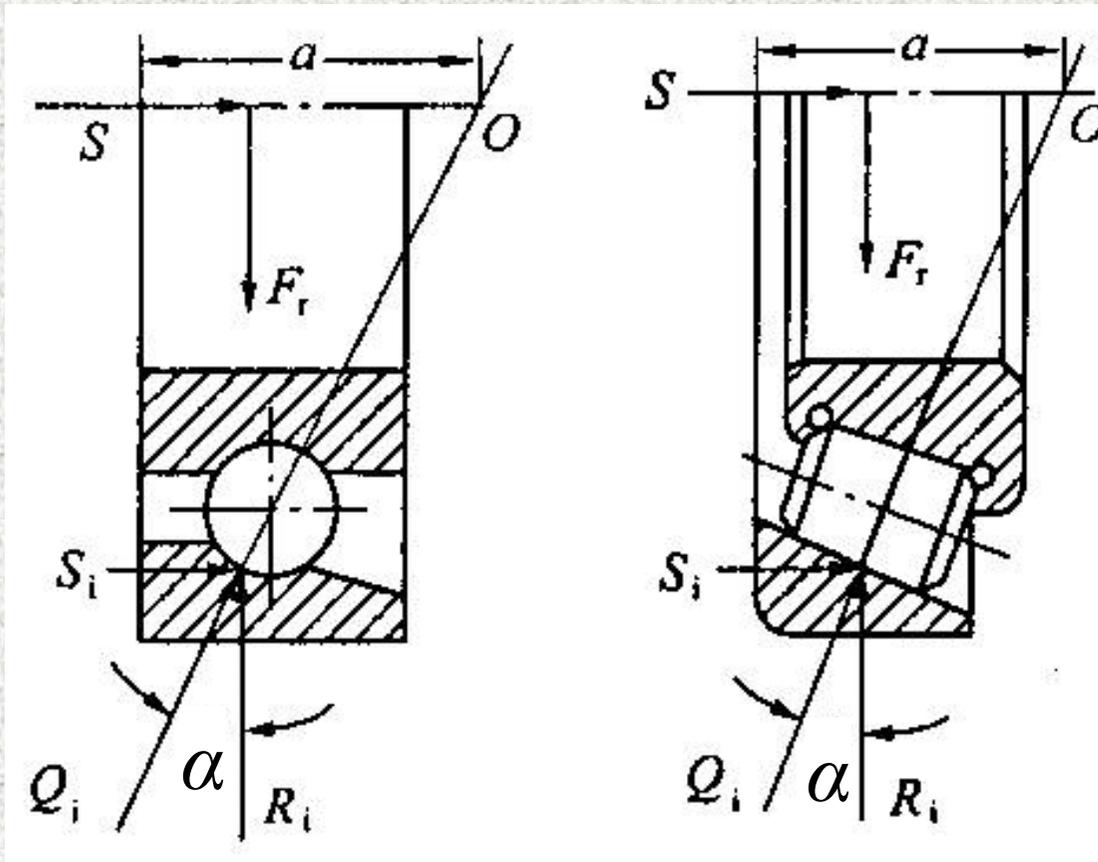
向心轴承只承受径向载荷时 $P = F_r$

推力轴承只承受轴向载荷时 $P = F_a$

表 11.16 向心轴承公差带的公差

轴承类型	$\frac{F_a}{C_0}$	e	$F_a/F_r > e$		$F_a/F_r \leq e$		
			X	Y	X	Y	
深沟球轴承	0.014	0.19	0.56	2.30	1	0	
	0.028	0.22		1.99			
	0.056	0.26		1.71			
	0.084	0.28		1.55			
	0.11	0.30		1.45			
	0.17	0.34		1.31			
	0.28	0.38		1.15			
	0.42	0.42		1.04			
	0.56	0.44		1.00			
角接触球轴承	$\alpha = 15^\circ$	0.015	0.38	0.44	1.47	1	0
		0.029	0.40		1.40		
		0.058	0.43		1.30		
		0.087	0.46		1.23		
		0.12	0.47		1.19		
		0.17	0.50		1.12		
		0.29	0.55		1.02		
		0.44	0.56		1.00		
		0.58	0.56		1.00		
	$\alpha = 25^\circ$	—	0.68	0.41	0.87	1	0
$\alpha = 40^\circ$	—	1.14	0.35	0.57	1	0	
圆锥滚子轴承 (单列)	—	$1.5 \tan \alpha$	0.4	$0.4 \cot \alpha$	1	0	
调心球轴承	—	$1.5 \tan \alpha$	0.65	$0.65 \cot \alpha$	1	$0.42 \cot \alpha$	

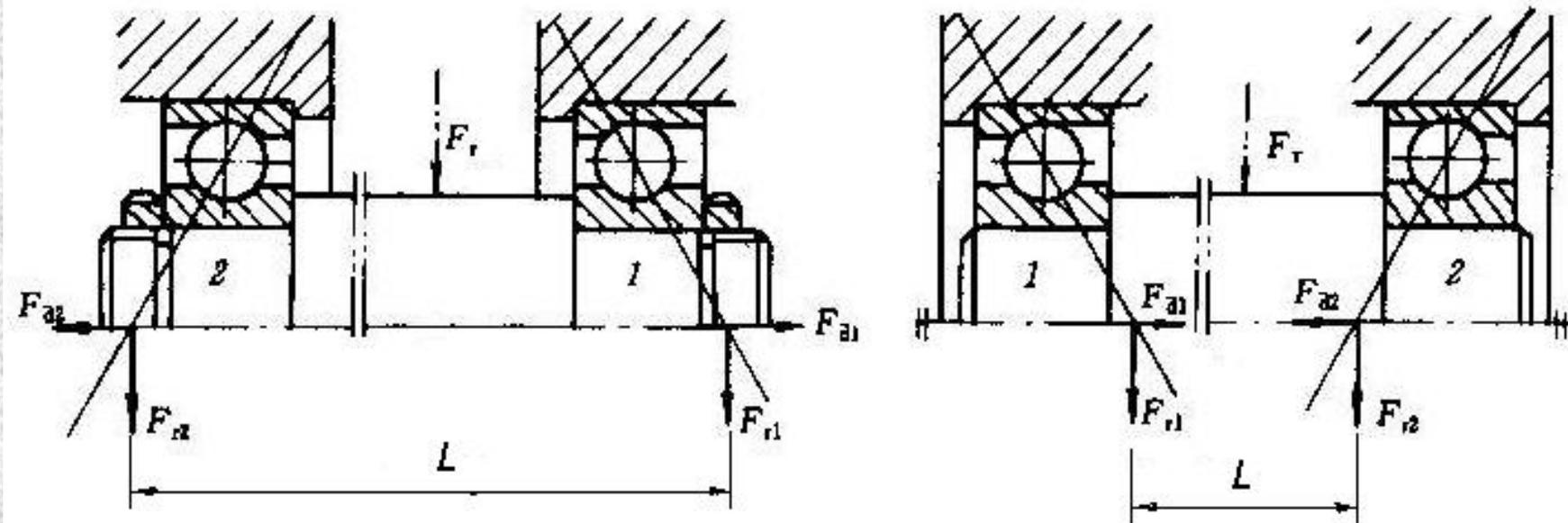
三、角接触轴承的内部轴向力

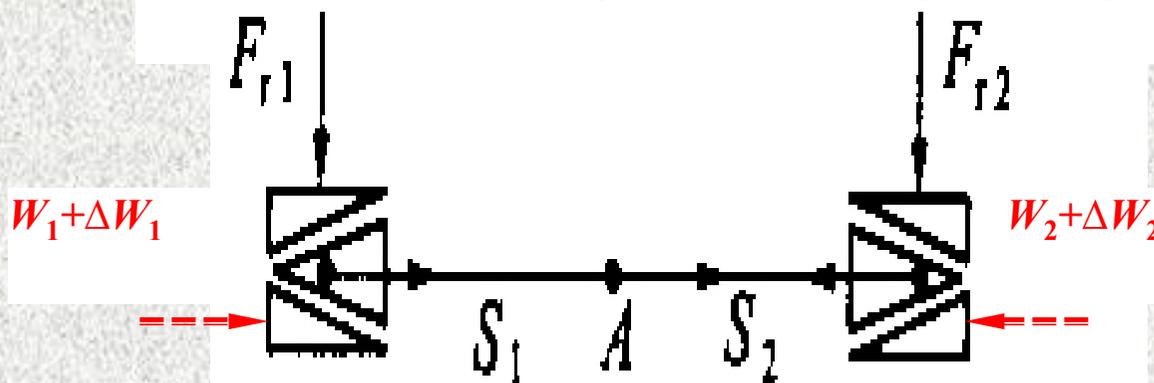
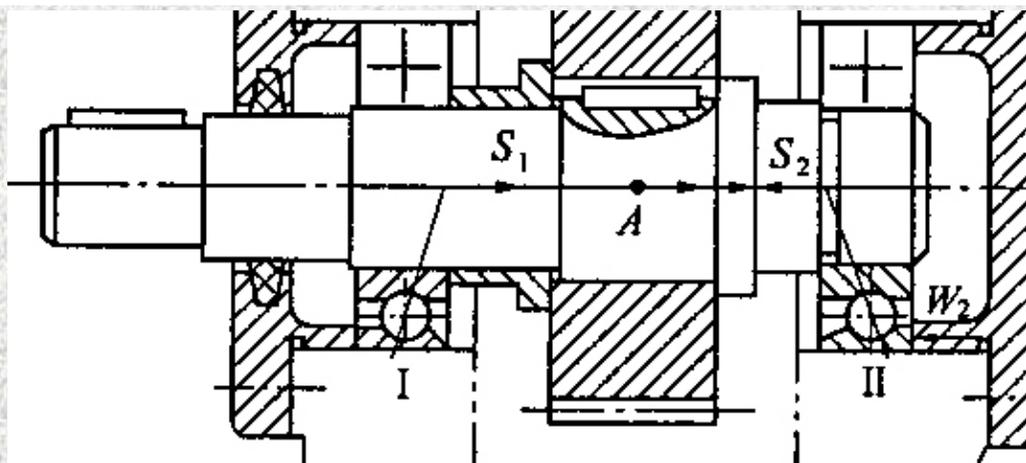


方向

大小

轴承类型	角接触向心球轴承 7000 型			圆锥滚子轴承 3000 型
	$\alpha = 15^\circ$	$\alpha = 25^\circ$	$\alpha = 40^\circ$	
S	$0.4F_r$	$0.7F_r$	F_r	$F_r / (2Y)$
				$\left(Y \text{ 是 } \frac{F_a}{F_r} > e \text{ 时的轴向系数} \right)$





若 $S_1 + A = S_2$

则 $F_{a1} = S_1, F_{a2} = S_2$

若 $S_1 + A > S_2$

则 $S_1 + A = S_2 + \Delta W_2, F_{a1} = S_1,$
 $F_{a2} = S_1 + A$

若 $S_1 + A < S_2$

则 $S_1 + A + \Delta W_1 = S_2, F_{a1} = S_2 - A,$
 $F_{a2} = S_2$

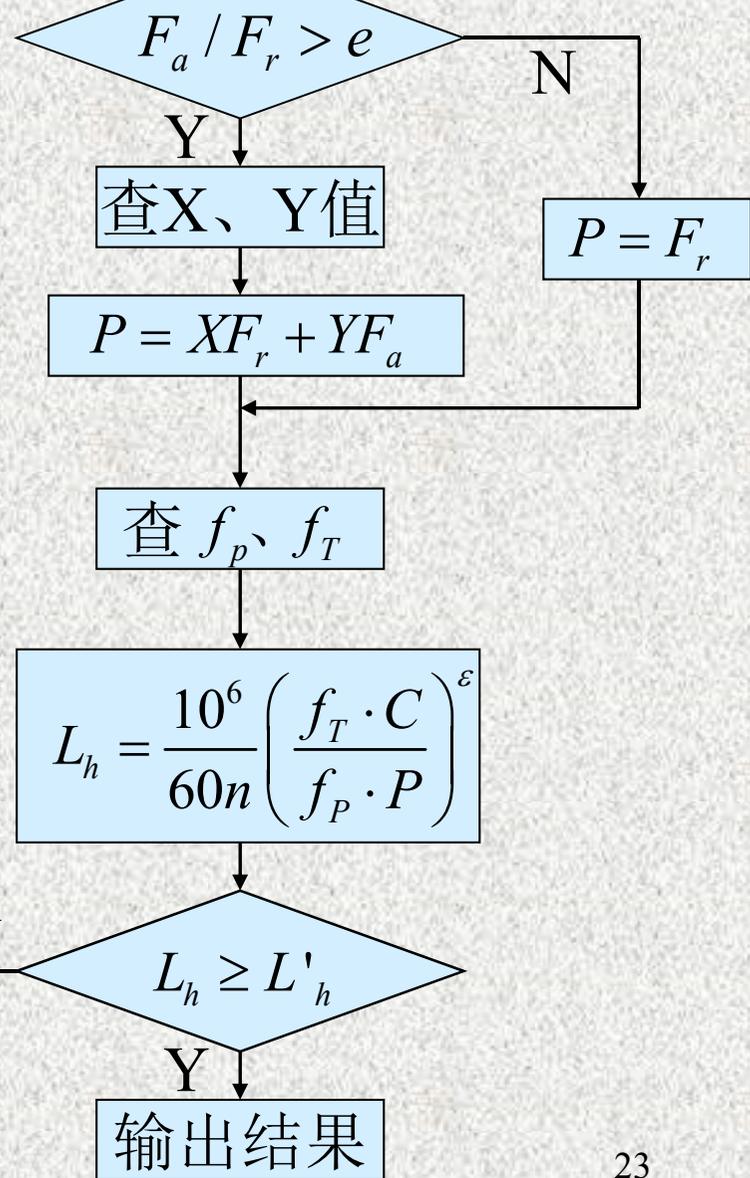
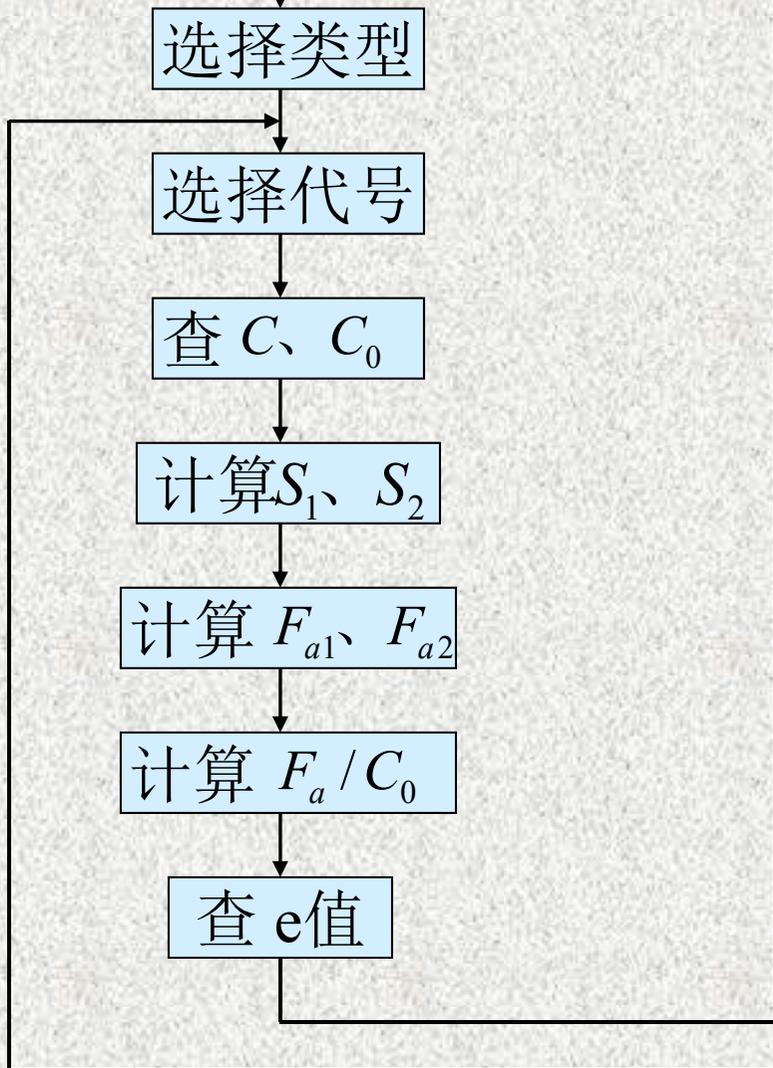
小结:

1——轴承的轴向载荷与轴承部件的结构，尤其是固定方式密切相关；

2——轴承的轴向载荷可根据分离体的轴向力平衡条件确定，阻止分离体做轴向移动的轴承的轴向载荷，为轴向外载荷与另一个轴承的内部轴向力的合力，而另一个轴承的轴向载荷为其自身的内部轴向力。

四、轴承寿命计算程序框图

已知 F_{r1} 、 F_{r2} 、 A 、 n 、 L'_h 、工况



13.6 滚动轴承的静强度计算

低速、静止、摆动的轴承，不会产生疲劳，但容易产生冲击塑性变形

滚动轴承中受载最大的滚动体与最弱座圈滚道的接触处的塑性变形量之和为滚动体的1/13 000时的载荷，是轴承的**基本额定静负荷 C_0**

新国标规定——接触应力 4200MPa (一般球)

4600MPa (调心球) 4000MPa (滚子)

滚动轴承的静强度校核公式为

$$C_0 \geq S_0 P_0$$

S_0 ——静强度安全系数

P_0 ——当量静载荷, N^{24}

当量静载荷 P_0 是一个假想载荷，其作用方向与基本额定静负荷相同，而在当量静载荷作用下，轴承的受载最大滚动体与滚道接触处的塑性变形总量与实际载荷作用下的塑性变形总量相同。

对于向心轴承、角接触轴承，当量静载荷取下面两式中计算出的较大值

$$\begin{cases} P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \\ P_0 = F_r \end{cases}$$

X_0 、 Y_0 ——分别为静径向系数和静轴向系数

13.7 滚动轴承的极限转速

- 滚动轴承的速度特性指标 dn ，单位 $\text{mm} \cdot \text{r}/\text{min}$

d —轴承内经， mm ； n —转速， r/min

- $dn \uparrow$ ，1) 离心力 \uparrow ，接触应力 \uparrow ，疲劳寿命 \downarrow ；
2) 摩擦功耗 \uparrow ，发热胶合 \uparrow ；
3) 油的黏度 \downarrow ，不易润滑。

- 滚动轴承的极限转速 n_{lim} 是指轴承在一定载荷和润滑条件下所允许的最高转速。

- 当轴承的当量动载荷P超过0.1C时,需将手册中的极限转速乘以小于 f_1 的载荷系数
- 当向心轴承受轴向载荷时,需将手册中查得的极限转速乘以小于 f_2 的载荷分布系数
- 轴承允许的极限转速为

$$n'_{lim} = f_1 f_2 n_{lim}$$

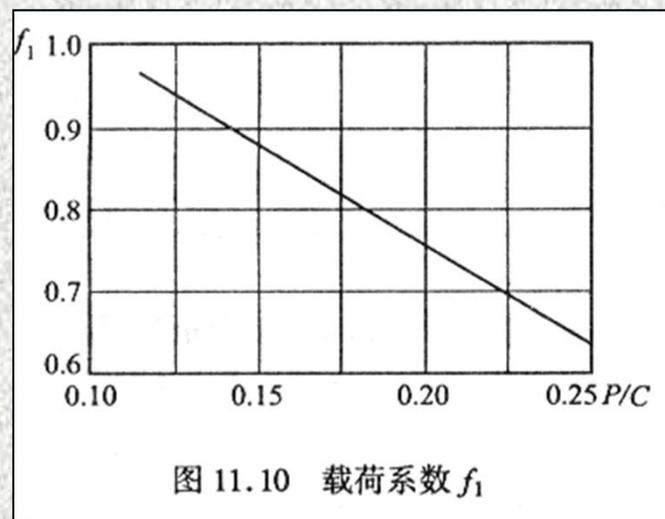


图 11.10 载荷系数 f_1

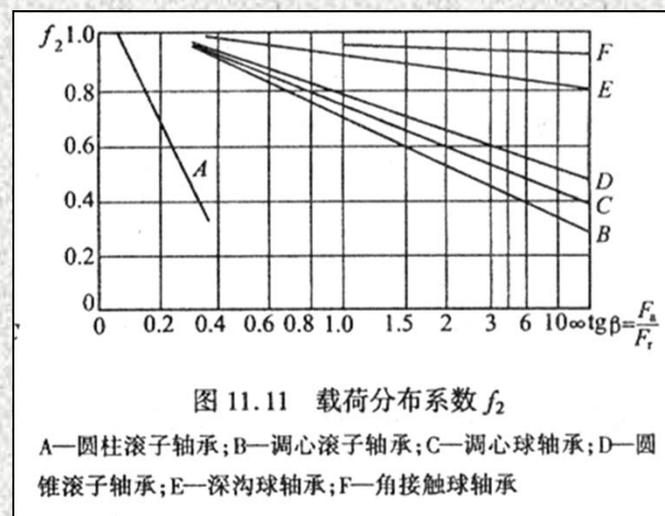


图 11.11 载荷分布系数 f_2

A—圆柱滚子轴承; B—调心滚子轴承; C—调心球轴承; D—圆锥滚子轴承; E—深沟球轴承; F—角接触球轴承

* 提高极限转速 n_{lim} 的途径：

1) 提高精度

2) 改用可靠的润滑条件：

滴油、浸油、喷油、油雾、油气

3) 采用新材料：陶瓷、青铜保持架、PTFE保持架、空心滚子、合理分担载荷、小滚子