

転がり軸受の基礎(5)


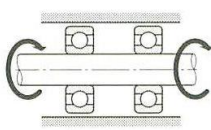

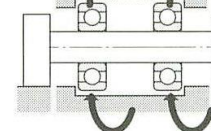
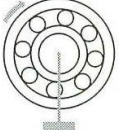
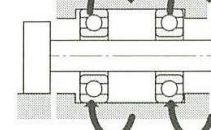

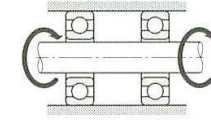
- 内容
- ・はめあい
 - ・内部すきまと予圧
 - ・許容回転速度


東京理科大学
野口 昭治

1. はめあい

はめあいの種類

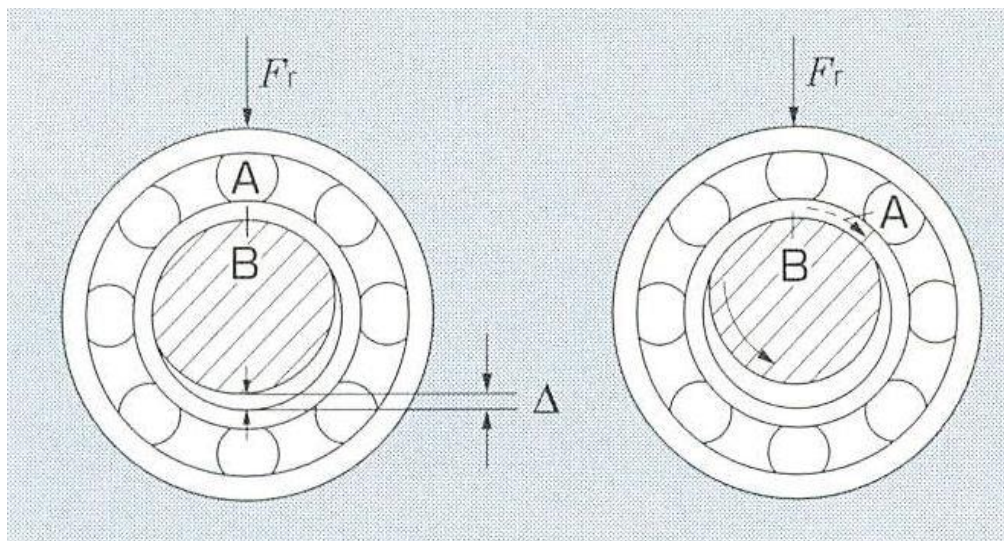
- ① すきまばめ : 内径 $>$ 軸直径
- ② 中間ばめ : 内径 \doteq 軸直径
- ③ しまりばめ : 内径 $<$ 軸直径

図 例	回転の区分	荷重の性質	はめあい
静止荷重 	 内輪回転 外輪静止	内輪回転荷重 外輪静止荷重	内輪：しまりばめ 外輪：すきまばめ
不釣合荷重 	 内輪静止 外輪回転	内輪静止荷重 外輪回転荷重	内輪：すきまばめ 外輪：しまりばめ
静止荷重 	 内輪静止 外輪回転	内輪静止荷重 外輪回転荷重	内輪：すきまばめ 外輪：しまりばめ
不釣合荷重 	 内輪回転 外輪静止	内輪回転荷重 外輪静止荷重	内輪：しまりばめ 外輪：すきまばめ


 転がり軸受では、
 静止荷重では回転
 輪、不釣合荷重
 では静止輪を
 “しまりばめ”
 にする

クリープ現象

しめしろが不足すると、しまりばめの箇所微小滑りが生じる



$$v = \pi c N / 60$$

v : クリープ速度

c : すきま,

N : 軸回転速度 (min^{-1})



仕様に応じた適切な“しめしろ”が必要

ラジアル軸受に対する軸の常用公差域クラス

条 件	玉 軸 受		円筒ころ軸受 円すいころ軸受		自動調心ころ軸受		軸の公差域 ク ラ ス	備 考	
	軸径 (mm)								
	を超え	以下	を超え	以下	を超え	以下			
円筒穴軸受 (0級, 6X級, 6級)									
内輪回転荷重又は方向不定荷重	軽荷重 ^① 又は 変動荷重	—	18	—	—	—	—	h5 js6 k6 m6	精密を要する場合, js6, k6, m6の代わりにjs5, k5, m5を用いることができる。
		18	100	—	40	—	—		
	普通荷重 ^①	100	200	40	140	—	—	js5 k5 m5 m6 n6 p6 r6	単列のアンギュラ玉軸受及び円すいころ軸受の場合, はめあいによる内部すきまの変化を考慮する必要がないのでk5, m5の代わりにk6, m6を用いることができる。
—		—	140	200	—	—			
18		100	—	40	—	—			
100		140	40	100	40	65			
140		200	100	140	65	100			
200	280	140	200	100	140				
—	—	200	400	140	280	n6 p6 r6	CNすきまの軸受より大きい内部すきまの軸受を用いる。		
—	—	—	—	280	500				
内輪静止荷重	内輪が軸上を容易に動く必要がある	全軸径						g6	精密を要する場合 g5を用いる。大きな軸受では, 容易に移動できるようにf6でもよい。
		全軸径						h6	精密を要する場合, h5を用いる。
中心アキシャル荷重	全軸径						js6	一般にはめあいによる軸と内輪の固定はしない。	
テーパ穴軸受 (0級) (アダプタ付き 又は 取外しスリーブ付き)									
全 荷 重	全軸径						h9/IT5 ^②	伝導軸などでは, h10/IT7 ^② としてもよい。	

① 軽荷重, 普通荷重及び重荷重は, 動等価ラジアル荷重が使用する軸受の基本動ラジアル定格荷重のそれぞれ6%以下, 6%を超え12%以下及び12%を超える荷重をいう。

② IT5及びIT7は, 軸の真円度公差, 円筒度公差などの値を示す。

備考 この表は, 鋼製の中実軸に適用する。

ラジアル軸受に対するハウジング穴の常用公差域クラス

条 件			ハウジング穴の公差域クラス	備 考		
ハウジング	荷重の種類など	外輪のアキシアル方向の移動 ^③				
一体ハウジング 又は 二つ割り ハウジング	外輪静止荷重	すべての種類の荷重	移動できる。	H7	大形軸受又は外輪とハウジングの温度差が大きい場合、G7でもよい。	
		軽荷重 ^① 又は普通荷重 ^①	移動できる。	H8	—	
		軸と内輪が高温になる。	容易に移動できる。	G7	大形軸受又は外輪とハウジングとの温度差が大きい場合、F7でもよい。	
一体ハウジング	外輪静止荷重	軽荷重又は普通荷重で精密回転を要する。	原則として移動できない。	K6	主に、ころ軸受に適用する。	
			移動できる。	JS6	主に、玉軸受に適用する。	
		静粛な運転を要する。	移動できる。	H6	—	
	方向不定荷重	外輪静止荷重	軽荷重又は普通荷重	移動できる。	JS7	精密を要する場合、JS7、K7の代わりにJS6、K6を用いる。
			普通荷重又は重荷重 ^①	原則として移動できない。	K7	
			大きな衝撃荷重	移動できない。	M7	
	外輪回転荷重	外輪静止荷重	軽荷重又は変動荷重	移動できない。	M7	—
			普通荷重又は重荷重	移動できない。	N7	主に、玉軸受に適用する。
			薄肉ハウジングで重荷重又は大きな衝撃荷重	移動できない。	P7	主に、ころ軸受に適用する。

① 表8.2の①による。

③ 非分離形軸受について、外輪がアキシアル方向に移動できるか、できないかの区別を示す。

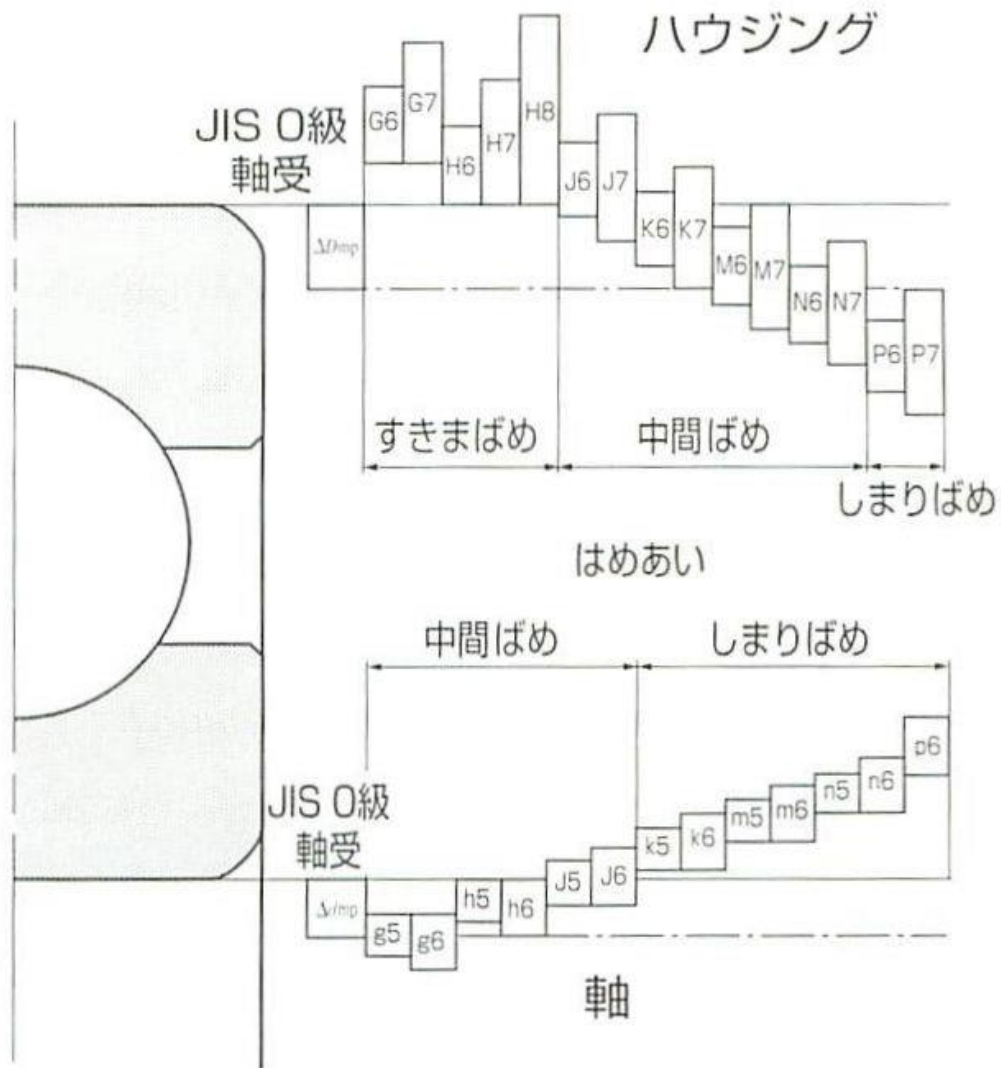
備考1. この表は、鋳鉄製ハウジング又は鋼製ハウジングに適用する。

2. 中心アキシアル荷重だけが軸受にかかる場合、外輪にラジアル方向のすきまを与えるような公差域クラスを選定する。

スラスト軸受に対する軸の常用公差域クラス

条 件		軸径 (mm)		軸の公差域 ク ラ ス	備 考
		を超え	以下		
中心アキシアル荷重 (スラスト軸受全般)		全軸径		js6	h6にも用いられる。
合成荷重 (スラスト自動調心ころ軸受)	内輪静止荷重	全軸径		js6	—
	内輪回転荷重又は方向不定荷重	— 200 400	200 400 —	k6 m6 n6	k6, m6, n6の代わりに, それぞれjs6, k6, m6も用いられる。

転がり軸受のはめあいの状態



はめあいの計算

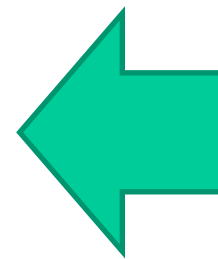
(1) 荷重としめしろ → ラジアル荷重が加わるとしめしろは減少する

$F_r \leq 0.3 C_{or}$ のとき

$$\left. \begin{aligned} \Delta d_F &= 0.08 (d \cdot F_r / B)^{1/2} \text{ N} \\ &= 0.25 (d \cdot F_r / B)^{1/2} \text{ \{kgf\}} \end{aligned} \right\}$$

$F_r > 0.3 C_{or}$ のとき

$$\left. \begin{aligned} \Delta d_F &= 0.02 (F_r / B) \text{ N} \\ &= 0.2 (F_r / B) \text{ \{kgf\}} \end{aligned} \right\}$$



荷重の大きさによって式が異なる

ここで、

Δd_F : ラジアル荷重による必要有効しめしろ
 μm

d : 軸受内径 mm

B : 内輪の幅 mm

F_r : ラジアル荷重 N \{kgf\}

C_{or} : 基本静定格荷重 N \{kgf\}

(2) 温度としめしろ

運転中の軸受温度 > 軸、ハウジングの温度



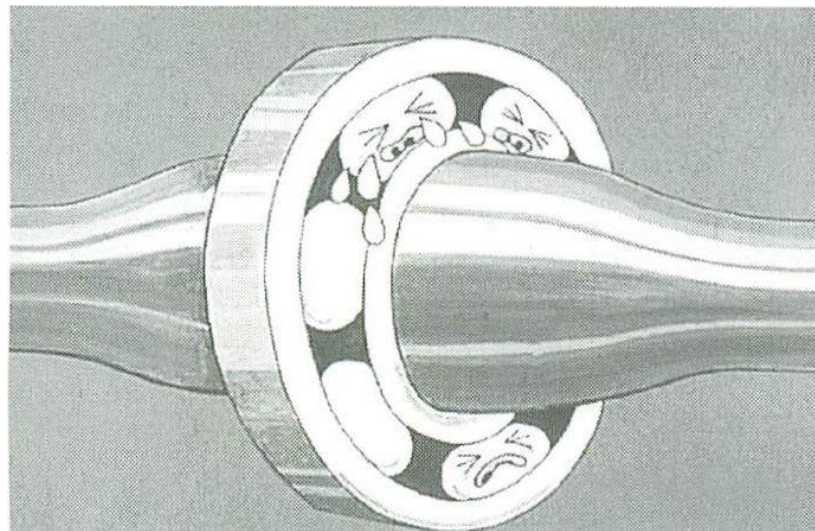
内輪と軸のしめしろは、減少する

$$\Delta d_r = 0.0015 \times d \times \Delta T$$

Δd_r : 温度差による有効
しめしろ

d : 軸受内径(mm)

ΔT : 軸受温度と周囲
温度との差(°C)



過大なしめしろに泣く玉

(3) 表面粗さとしめしろ

圧入により表面が粗さのレベルで塑性変形 → しめしろが減少

理論しめしろから

研削軸: $1.0 \sim 2.5 \mu\text{m}$

旋削軸: $5.0 \sim 7.0 \mu\text{m}$ 差し引く必要がある

(4) 最大しめしろ

しめしろは、軌道輪に引張応力を発生させるので、過大になると軌道輪割れや寿命低下の原因となる。



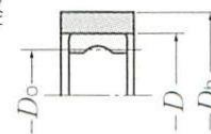
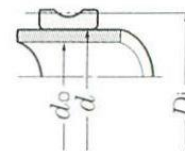
しめしろには限界値(最大しめしろ)が存在する

寸法的には、軸径の $1/1000$

応力的には、 13kgf/mm^2 (軸受鋼)、 18kgf/mm^2 (はだ焼鋼)

はめあい面の圧力

はめあい条件		計 算 式	記 号 (単位 N {kgf}, mm)
はめあい面圧	鋼製中実軸 と内輪の はめあい	$P = \frac{E}{2} \frac{\Delta d_{\text{eff}}}{d} \left[1 - \left(\frac{d}{D_i} \right)^2 \right]$	d : 軸径, 内輪内径 d_o : 中空軸内径 D_i : 内輪平均みぞ径 Δd_{eff} : 有効しめしろ E : 弾性係数 = 208 000 MPa { 21 200 kgf/mm ² }
	鋼製中空軸 と内輪の はめあい	$P = \frac{E}{2} \frac{\Delta d_{\text{eff}}}{d} \frac{[1 - (d/D_i)^2] [1 - (d_o/d)^2]}{[1 - (d_o/D_i)^2]}$	
MPa {kgf / mm ² }	鋼製ハウジング と外輪の はめあい	$P = \frac{E}{2} \frac{\Delta D_{\text{eff}}}{D} \frac{[1 - (D_o/D)^2] [1 - (D/D_h)^2]}{[1 - (D_o/D_h)^2]}$	D : ハウジング内径, 軸受外径 D_o : 外輪平均みぞ径 D_h : ハウジング外径 ΔD_{eff} : 有効しめしろ
最大応力 MPa {kgf / mm ² }	軸と内輪の はめあい	$\sigma_t \text{ max} = P \frac{1 + (d/D_i)^2}{1 - (d/D_i)^2}$	内輪内径面の切線応力が最大
	ハウジングと 外輪のはめあい	$\sigma_t \text{ max} = P \frac{2}{1 - (D_o/D)^2}$	外輪内径面の切線応力が最大



軸 受 形 式		平均みぞ径	
		内 輪 (D _i)	外 輪 (D _o)
深みぞ玉軸受	全形式	$1.05 \frac{4d + D}{5}$	$0.95 \frac{d + 4D}{5}$
円筒ころ軸受 ^①	全形式	$1.05 \frac{3d + D}{4}$	$0.98 \frac{d + 3D}{4}$
自動調心ころ軸受	全形式	$\frac{2d + D}{3}$	$0.97 \frac{d + 4D}{5}$

d : 内輪内径 mm D : 外輪外径 mm

① 平均みぞ径は両つば付きの場合の値を示す。

これらで計算した最大面圧が
 軸受鋼: 13kgf/mm²
 はだ焼鋼: 18kgf/mm²
 を超えないようにする

圧入及び引き抜きに要する力

軸と内輪の場合

$$K_d = \mu \cdot P \cdot \pi \cdot d \cdot B$$

ハウジングと外輪の場合

$$K_D = \mu \cdot P \cdot \pi \cdot D \cdot B$$

ここで

K_d : 内輪の圧入または引抜き力 N {kgf}

K_D : 外輪の圧入または引抜き力 N {kgf}

P : はめあい面の面圧 MPa {kgf/mm²}

d : 軸径, 内輪内径 mm

D : ハウジング内径, 外輪外径 mm

B : 内輪または外輪の幅

μ : 滑り摩擦係数

円筒穴、軸の場合は
引き抜きの方が大きな
力を必要とする



滑り摩擦係数の目安

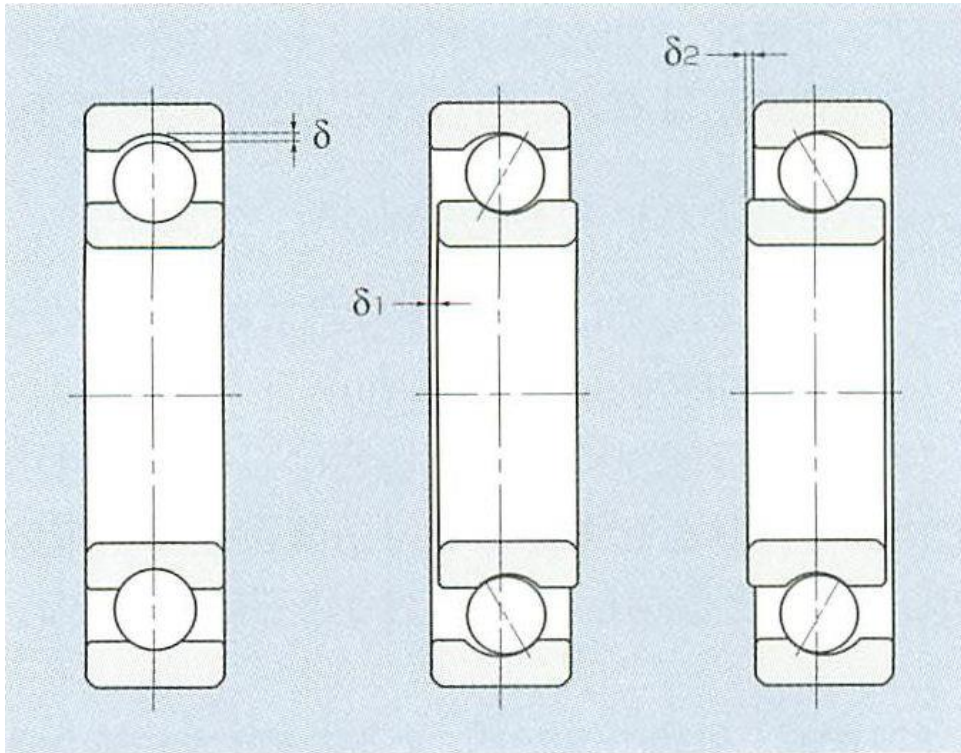
項目	μ
内(外)輪を円筒軸(穴)に圧入するとき	0.12
内(外)輪を円筒軸(穴)から引抜くとき	0.18
内輪をテーパ軸又はスリーブに圧入するとき	0.17
内輪をテーパ軸から引抜くとき	0.14
軸, 軸受にスリーブを圧入するとき	0.30
軸, 軸受からスリーブを引抜くとき	0.33

2. 軸受内部すきまと予圧

基本的に転がり軸受の内部には、“すきま”が存在する



すきまがないと生産ラインで自動組立ができず、量産できない



すきまには、

① ラジアルすきま

② アキシアルすきま

がある。

ラジアル内部すきま = δ

アキシアル内部すきま = $\delta_1 + \delta_2$

ラジアルすきま

深溝玉軸受のラジアルすきま(JIS)

単位 μm

呼び軸受内径 d mm を超え 以下	C2		CN		C3		C4		C5	
	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
— 2.5	0	6	4	11	10	20	—	—	—	—
2.5 6	0	7	2	13	8	23	—	—	—	—
6 10	0	7	2	13	8	23	14	29	20	37
10 18	0	9	3	18	11	25	18	33	25	45
18 24	0	10	5	20	13	28	20	36	28	48
24 30	1	11	5	20	13	28	23	41	30	53
30 40	1	11	6	20	15	33	28	46	40	64
40 50	1	11	6	23	18	36	30	51	45	73
50 65	1	15	8	28	23	43	38	61	55	90
65 80	1	15	10	30	25	51	46	71	65	105
80 100	1	18	12	36	30	58	53	84	75	120
100 120	2	20	15	41	36	66	61	97	90	140
120 140	2	23	18	48	41	81	71	114	105	160
140 160	2	23	18	53	46	91	81	130	120	180
160 180	2	25	20	61	53	102	91	147	135	200
180 200	2	30	25	71	63	117	107	163	150	230
200 225	2	35	25	85	75	140	125	195	175	265
225 250	2	40	30	95	85	160	145	225	205	300
250 280	2	45	35	105	90	170	155	245	225	340
280 315	2	55	40	115	100	190	175	270	245	370
315 355	3	60	45	125	110	210	195	300	275	410
355 400	3	70	55	145	130	240	225	340	315	460
400 450	3	80	60	170	150	270	250	380	350	510
450 500	3	90	70	190	170	300	280	420	390	570
500 560	10	100	80	210	190	330	310	470	440	630
560 630	10	110	90	230	210	360	340	520	490	690

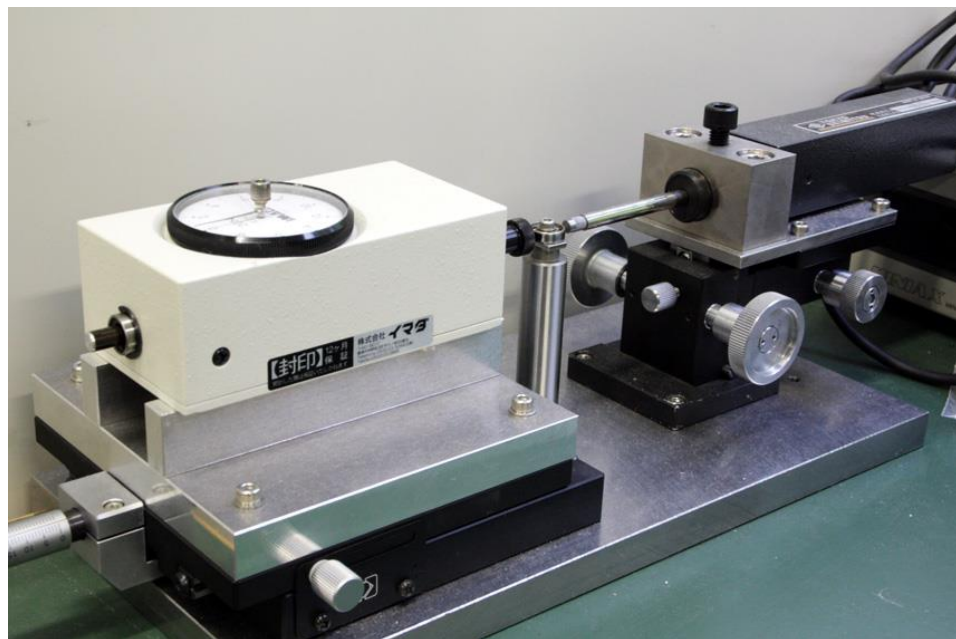
すきまの補正

測定時に加わる荷重による弾性変形を補正

深溝玉軸受の補正量

単位 μm

呼び軸受内径 d mm を超え 以下	測定荷重 N {kgf}	内部すきま補正量				
		C2	CN	C3	C4	C5
10(を含む) 18	24.5 {2.5}	3~4	4	4	4	4
18 50	49 {5}	4~5	5	6	6	6
50 200	147 {15}	6~8	8	9	9	9



内部すきまの選定

内部すきまは、寿命、発熱、振動等に影響を与える



運転すきまがわずかに負(マイナス)になるように選定する

$$\delta_{\text{eff}} = \delta_0 - (\delta_f + \delta_t)$$

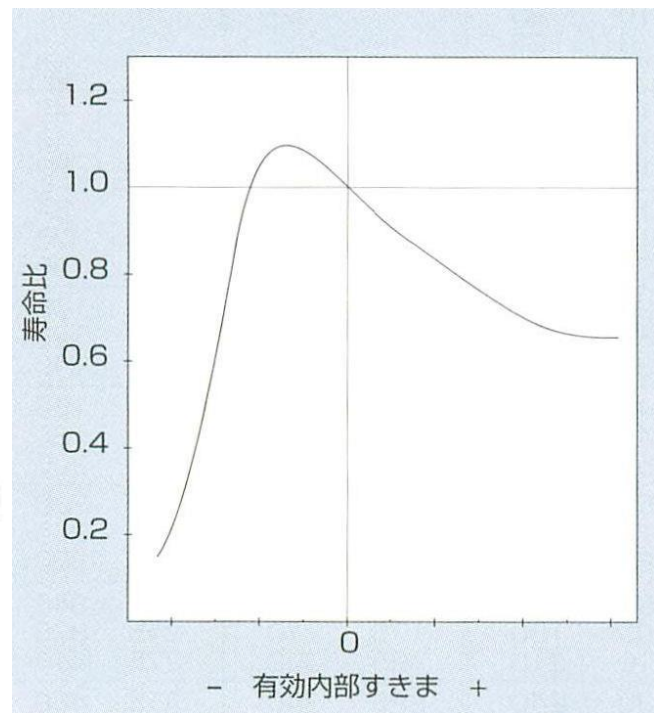
ここで、

δ_{eff} : 運転すきま mm

δ_0 : 軸受内部すきま mm

δ_f : しめしろによる内部すきま減少量 mm

δ_t : 内輪と外輪の温度差による
内部すきま減少量 mm



すきまと寿命比

(1) しめしろによるすきまの減少

しめしろがあると

① 内輪は膨張

② 外輪は収縮 するので、ラジアルすきまは減少する

$$\delta_f = (0.7 \sim 0.9) \times \Delta d_{\text{eff}}$$

(2) 内外輪温度差によるすきまの減少

転がり軸受では一般的に、内輪温度 > 外輪温度であり、
熱膨張量に差があるので、内外輪温度差はすきまを減少させる

$$\delta t = \alpha \times \Delta T \times D_o$$

α : 材料の線膨張係数 ($12.5 \times 10^{-6} / ^\circ\text{C}$)

ΔT : 内外輪温度差

D_o : 外輪の軌道径

$D_o = 0.2(d + 4D)$: 玉、自動調心ころ

$D_o = 0.25(d + 3D)$: ころ

軸受の予圧

軸受は2個対向して使われる→アキシアル荷重を負荷して
すきまを負にする← 予圧

予圧の目的(効果)

- ・軸受剛性を高める
- ・高速回転に適する
- ・回転精度、位置決め精度が向上する
- ・振動、騒音が抑制される
- ・転動体公転滑りが抑制される

軸受の
性能を
高める

しかし、

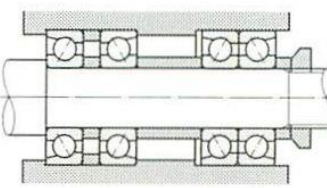
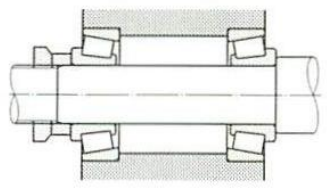
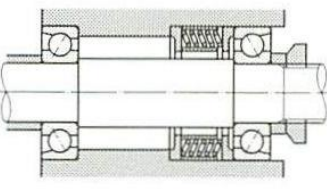
過大な予圧＝大きなアキシアル荷重なので、
寿命低下、トルク増大、高発熱
過小な予圧＝回転不安定、転動体公転滑り
増大

適切な
予圧量
が必要

(1) 予圧の方法(種類)

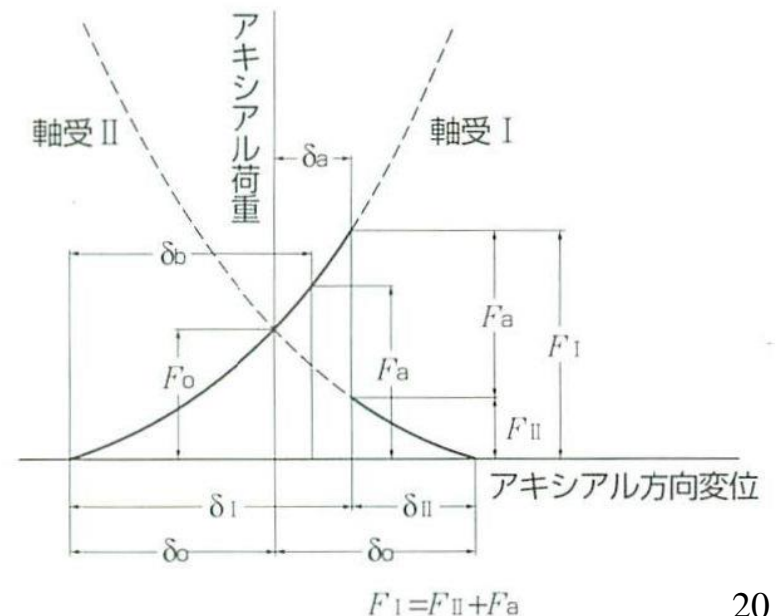
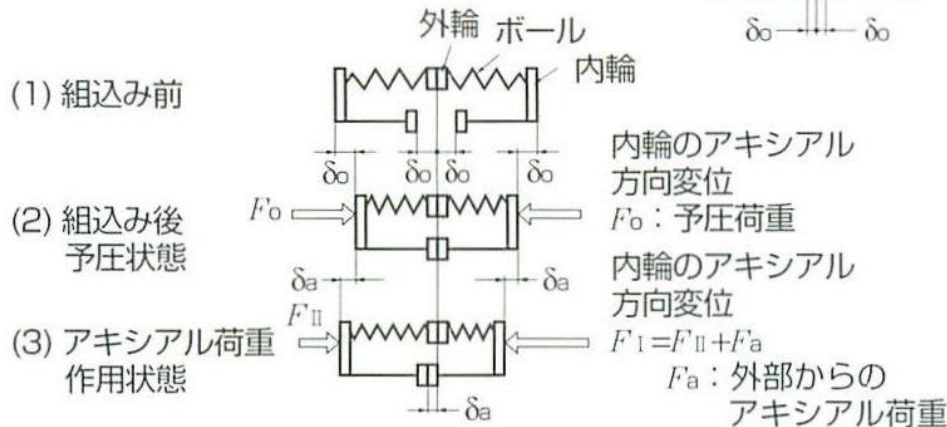
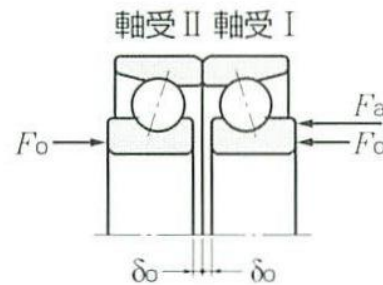
定位置予圧: 対向する軸受を固定して予圧
 定圧予圧: ばね等を用いて予圧

予圧の方法と特徴

予圧法	予圧の基本パターン	適用軸受	予圧の目的	方法と予圧量	使用例
定位置予圧		アンギュラ玉軸受	回転軸の精度保持, 振動防止, 剛性を高める。	内・外輪幅の平面差又は間座により所定量を予圧する。	研削盤 旋盤 フライス 測定器
		円すいころ軸受 スラスト玉軸受 アンギュラ玉軸受	軸受部の剛性を高める。	ねじの締付け加減により予圧する。予圧量は軸受の起動トルク又は軌道輪の移動量を測定してセットする。	旋盤 フライス 自動車 デフピニオン 印刷機 車輪
定圧予圧		アンギュラ玉軸受 深溝玉軸受 円すいころ軸受 (高速)	荷重, 温度などにより予圧量が変化せず, 精度保持, 振動, 騒音防止する。	コイルばね, さらばねなどにより予圧する。 深溝玉軸受 $4 \sim 10 d \text{ N}$ $0.4 \sim 1.0 d \text{ \{kgf\}}$ d : 軸径 mm	内面研削盤 電動機 小型高速軸 テンションリール

(2) 予圧と剛性

予圧は軸受を密着させる → 外力が作用した際の変形量を小さくできる → **剛性が高まる**
 (軸受のばね定数を大きくできる)

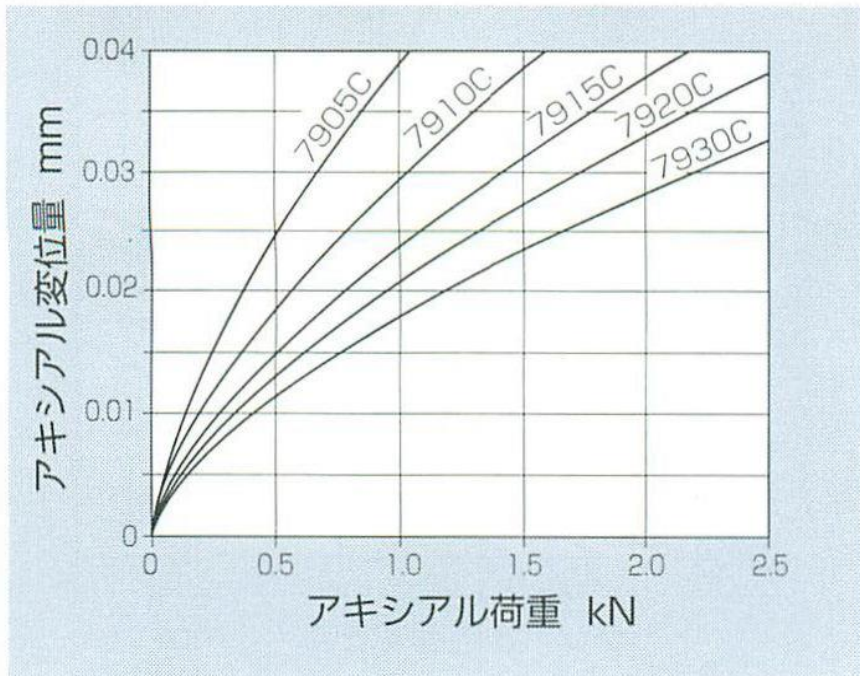


アンギュラ玉軸受のアキシアル荷重とアキシアル変位

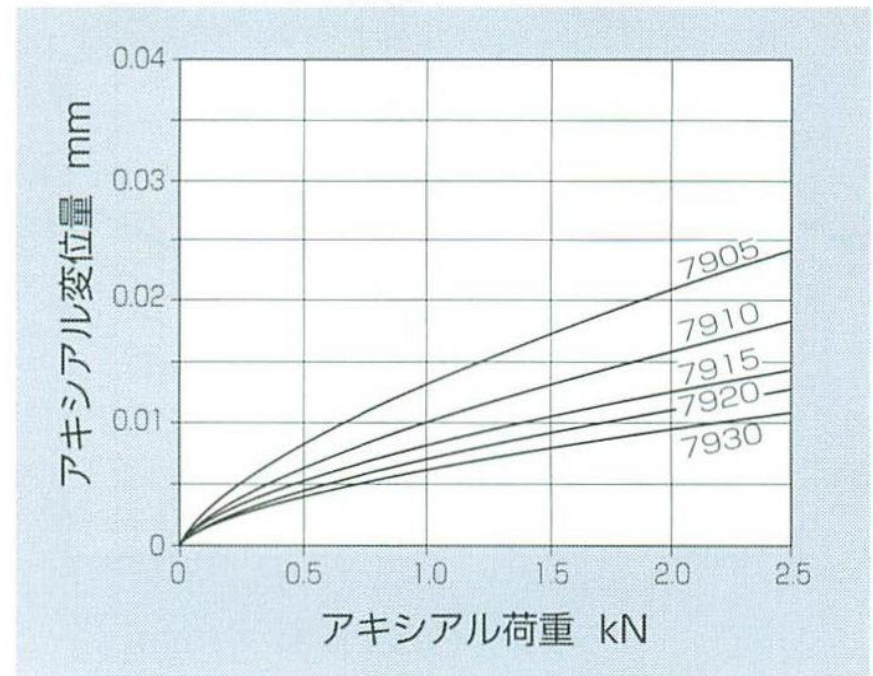
アキシアル荷重が小さい領域では変位が大きい→低剛性
アキシアル荷重が大きな領域では変位が小さい→高剛性



予圧量分だけ原点を右に移したことになり、変位が小さな領域から外力が加わることになる

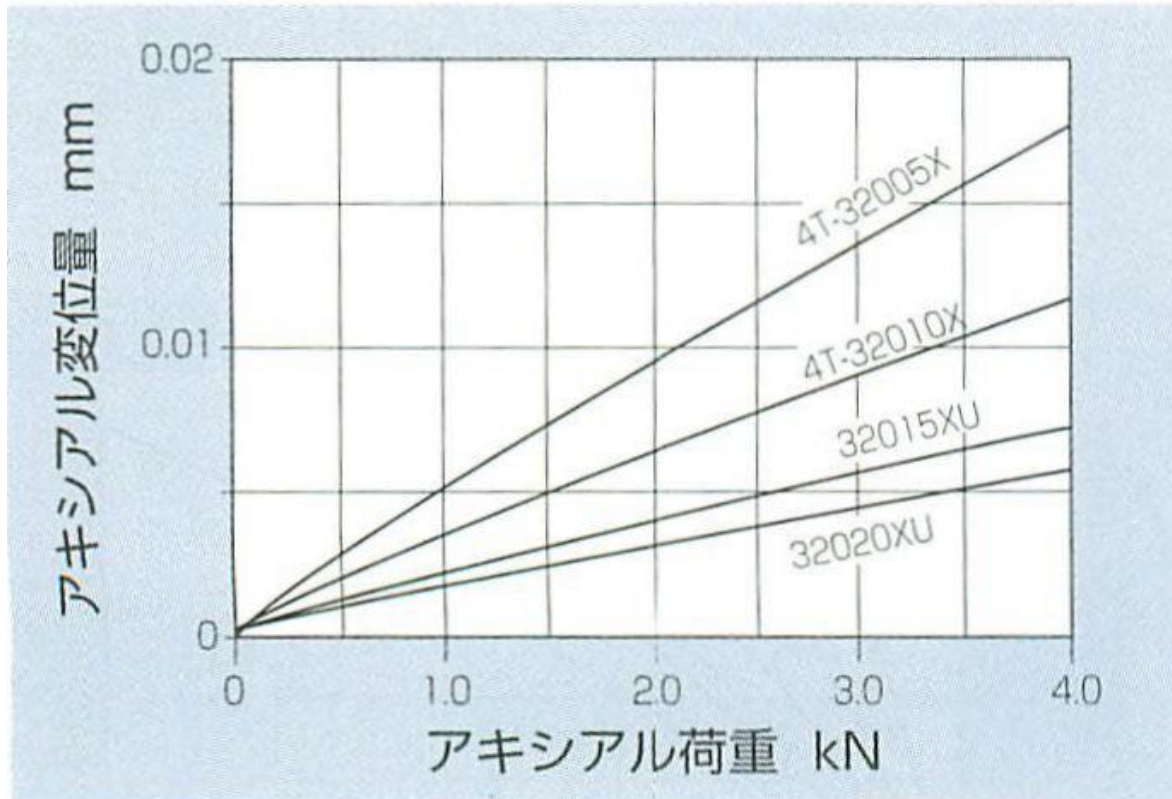


79C系列のアキシアル荷重とアキシアル変位量



79系列のアキシアル荷重とアキシアル変位量

円すいころ軸受のアキシアル荷重とアキシアル変位



荷重が一定以上になると、ほぼ比例関係となる

320系列のアキシアル荷重とアキシアル変位量

3. 許容回転速度

異常を起こさずに、回転し続けることができる経験的な回転速度(カタログ記載)



決定要因としては、

- ・内部すきま(発熱による膨張を考慮)
- ・潤滑状態(潤滑油、グリース、補給の有無)
- ・取付け状態(傾きや偏心)
- ・荷重条件(定格荷重の9%以下かつ $F_a/F_r \leq 0.3$)

- ・許容回転速度の80%以内で使うようにする
- ・グリース潤滑の方が許容回転速度は低い

転がり軸受の高速指標

軸受の高速性を評価するには、2つの尺度がある

(1) **角速度** : 回転輪の回転速度
軸受サイズに無関係

(2) **周速度** : 遠心力やすべり摩擦に影響
軸受サイズと関係がある

dm・N値 : 転動体PCD[mm] × 回転速度N[rpm]

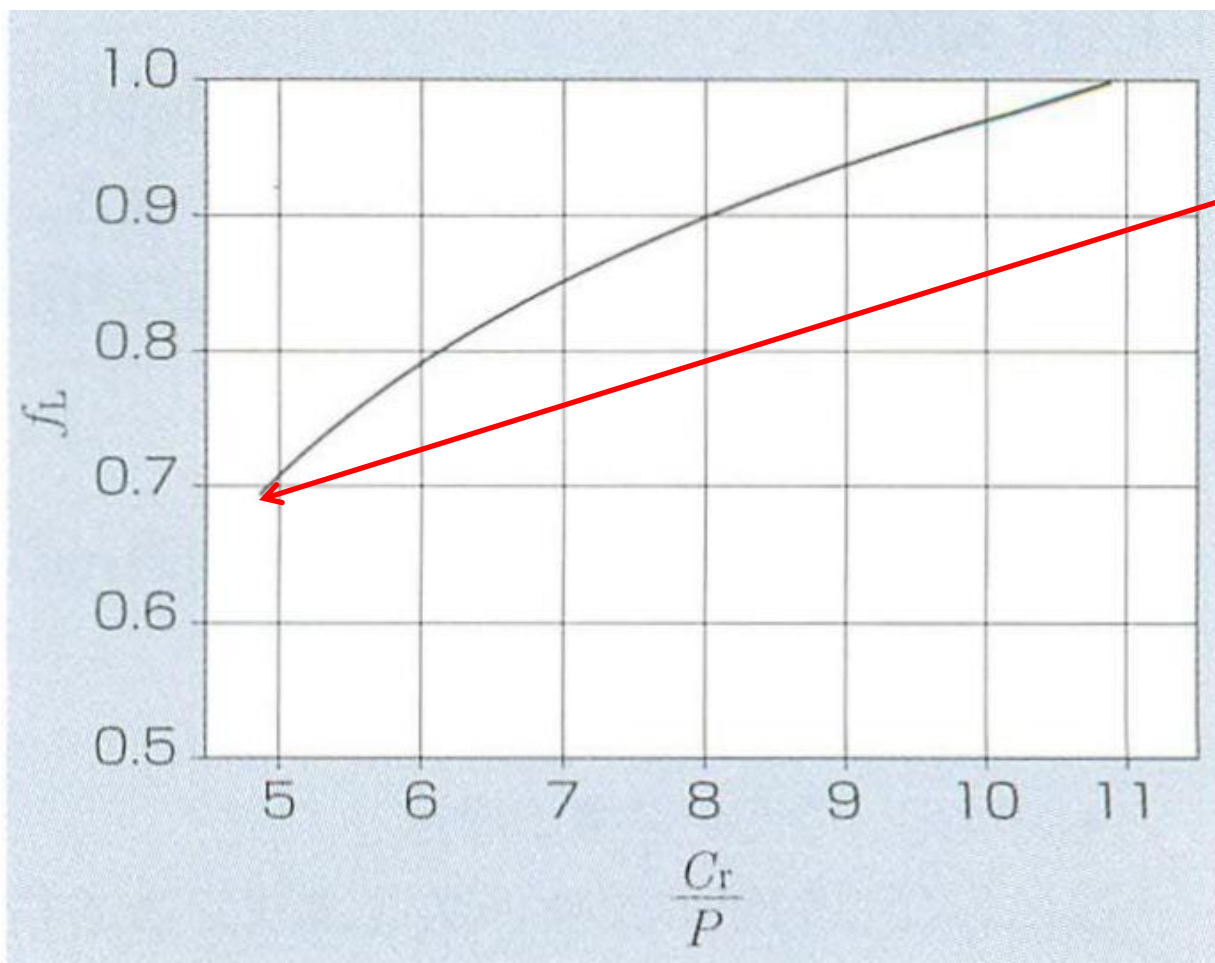
d・N値 : 内輪内径[mm] × 回転速度N[rpm]

dm・N値が100万以上になると高速と考える(最高では、400万を達成)

許容回転速度の補正

(1) 荷重による補正

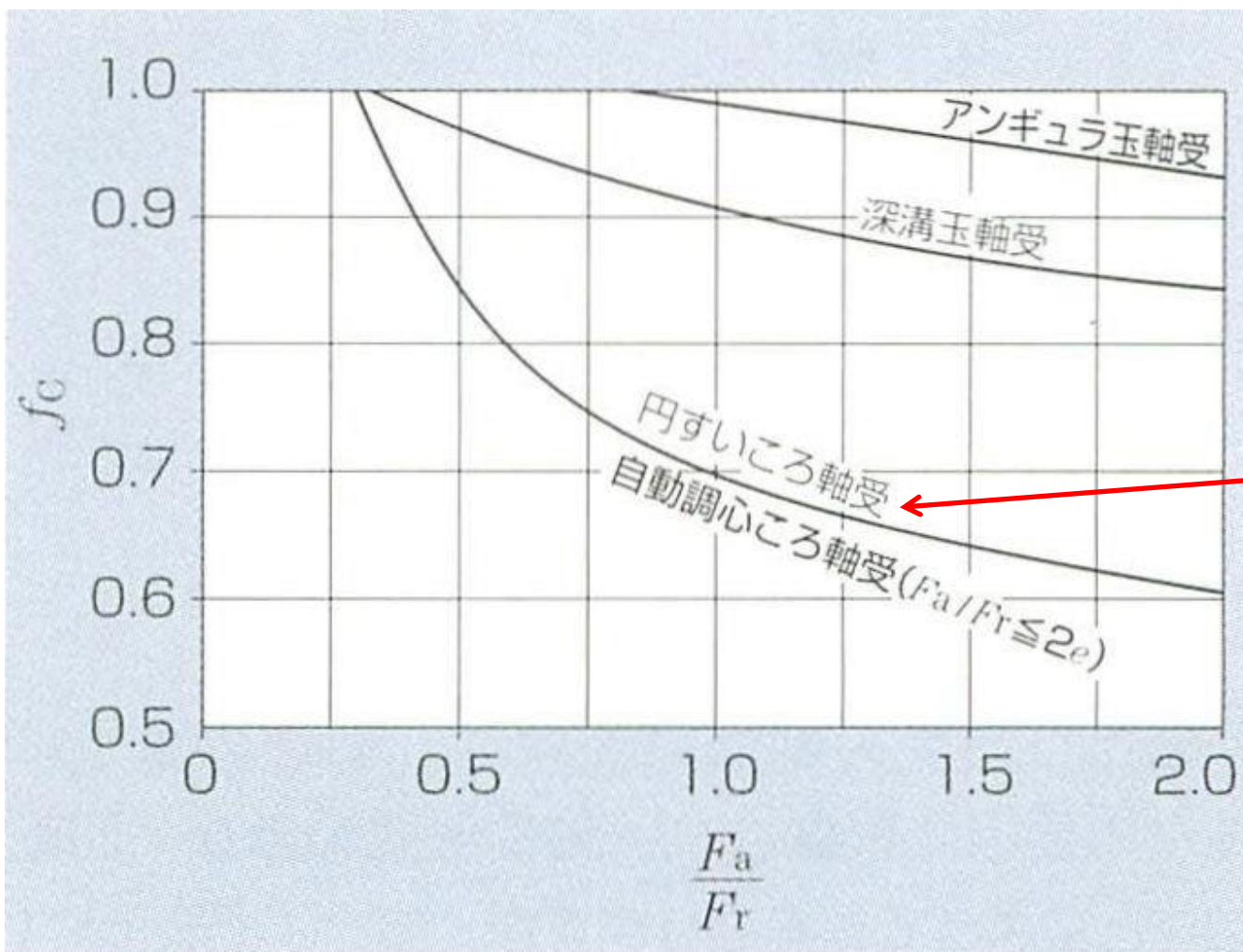
C_r/P が11より小さくなる($0.09C_r$ より大きくなる)と補正が必要になる。



0.2 C_r では、
70%となる

(2) 合成荷重による補正

F_a/F_r が0.3より大きくなると補正が必要になる。



つば面と滑り接触する軸受では、低下率が大きい