

機械設計工学 (第10回)

機械工学科
塩幡 宏規

◆有限幅の修正

軸受動特性解析では無限幅理論を用いているが、実際には有限でかつ端から油が漏れるため、負荷容量や摩擦抵抗の推定には有限幅であるための修正を行う必要がある。

◆発熱と冷却

摩擦損失はすべて熱  軸受金の変形・片当たりの原因

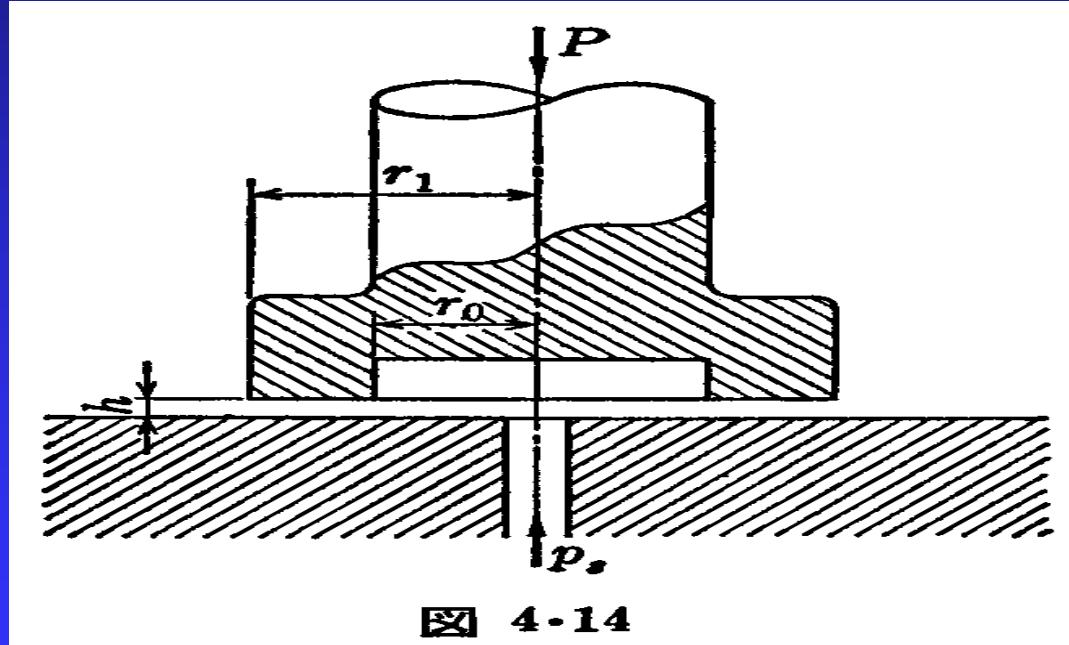
対策として

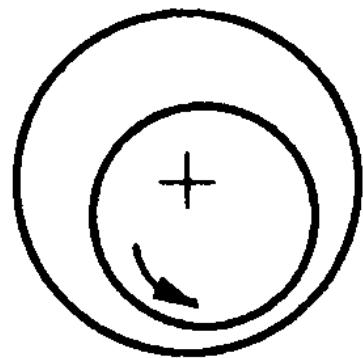
(a)自然冷却、通風冷却 摩擦発熱 $H = CA(t_b - t_a)$
C:定数, t_b :軸受表面温度, t_a :空気温度, A:放熱面積

(b)強制給油 摩擦発熱 $H = Gk(t_o - t_i)$
G:潤滑油の質量流量, t_i :潤滑油の入口温度,
 t_o :潤滑油の出口温度, A:潤滑油の比熱

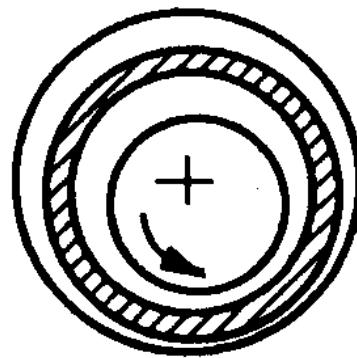
(3) 静圧軸受

外部から圧力の高い潤滑油を圧入して軸を浮き上がらせる。
高荷重・極低速度回転の軸受に適.

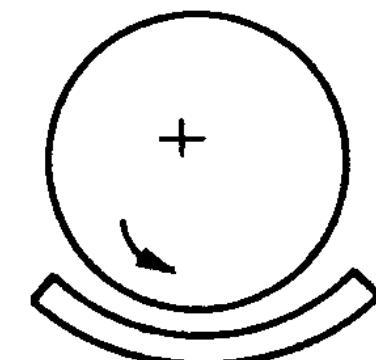




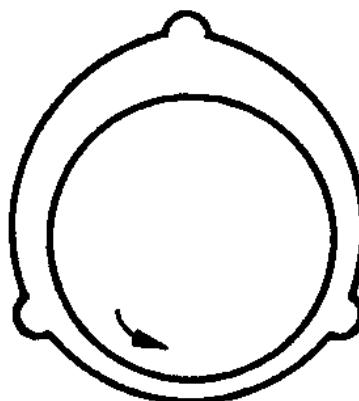
(a) 真円軸受



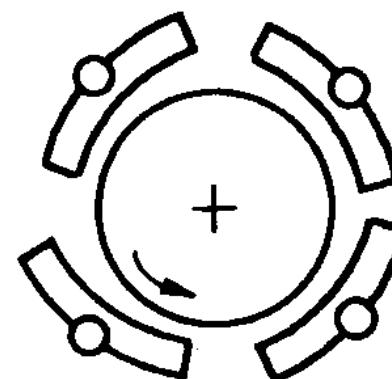
(b) 浮動ブシュ軸受



(c) 部分軸受



(d) 3円弧軸受



(e) ティルティングパ
ッド軸受

図 6・10 ジャーナル軸受の形状

4.5 すべり軸受の設計

軸受の機械的強度の確保

流体潤滑状態の確保

摩擦損失の低減などを考慮

◆軸受圧力

最大油膜圧力は軸受強度以下とする : $P/(dl) \leq p$

P :外力(N), d :ジャーナル径(mm),

l :有効軸受幅(mm), p :許容軸受圧力(Mpa)

◆軸受長さと軸径との比(l/d) : 適切な値が存在

大きい場合 : ジャーナルは曲げに対して耐えられない。変形による片当たり・焼付きの原因

小さい場合 : 油流出により安定性が悪くなる

◆ pV 値

回転速度が大になると、軸受温度は上昇し、油の粘性は低下し、軸受材料の性質も変わり焼き付けを起こすため、この値の大小で材料、潤滑剤、潤滑方法を選定する

◆ $\eta n/p$ 値

ゾンマーフェルト数の代わりに用い、この最小許容値を示して設計資料とする。

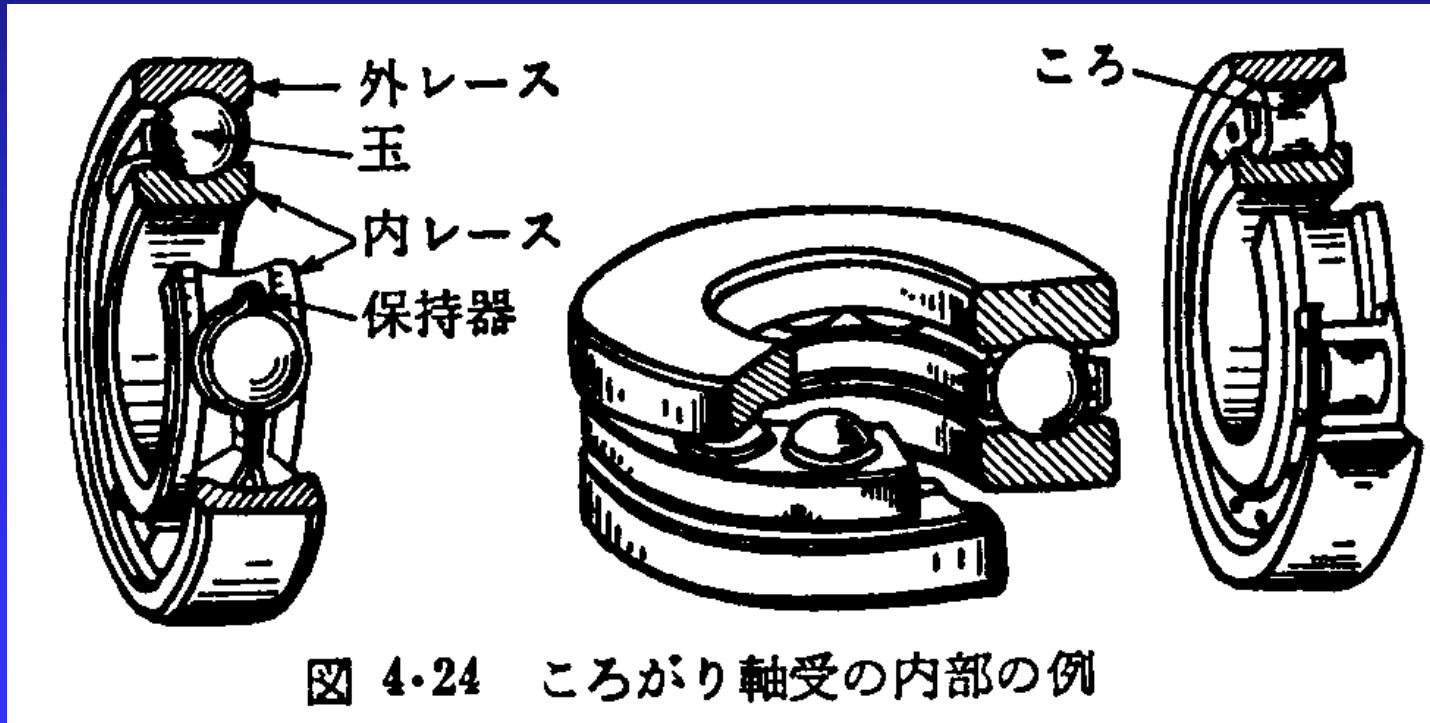
◆油膜厚さとすきま

最小油膜厚さは

$$h_0 = c(1 + \varepsilon \cos \theta)$$

4.6 ころがり軸受の種類と特性

外輪（外レース）と内輪（内レース）との間に転動体を入れて内レースを軸に固定し、外レースを軸箱にはめ込み、軸が回転した場合、転動体がころがり運動するようにしたものである。



転動体の列数によって1列を単列、2列を複列と呼ぶ。

表4.7 すべり軸受ところがり軸受の比較

	すべり軸受	ころがり軸受
摩 擦	一般に摩擦大. 特に起動摩擦が大	一般に摩擦小. 特に起動摩擦が小. 回転数、荷重、温度 の影響小
荷 重	・スラスト、ラジアル荷重別々 ・振動荷重に強い	・両荷重を1個の軸受で受けられる ・振動荷重に弱い
音 響	・静粛	・転動体、軌道面から騒音
取付け	簡単	・内外輪のはめあいに注意
潤 滑	・潤滑装置が必要 ・温度と粘度の関係	・グリース潤滑の場合はほとんど潤滑装置不要 ・粘度の影響小

転がり軸受の種類

軸受	内容
単列深みぞ形	<ul style="list-style-type: none">最も広く使用・内輪回転が普通・ラジアル荷重が主、スラスト荷重も可・構造簡単で精度良・高速回転にも適
マグネット形	<ul style="list-style-type: none">外輪軌道面に水平部が存在わずかな動きにも対応可深みぞ形よりも幅が狭い・軽荷重に使用
アンギュラ形	<ul style="list-style-type: none">玉と内・外輪との間に大きい接触角→(ラジアル、スラスト)荷重への負荷容量大
複列自動調心形	<ul style="list-style-type: none">外輪が球面の一部組立て時の軸心の狂いを自動調節/軸のたわみを許容し、軸受に無理がかからないスラスト負荷は大きくない

軸受	内 容
単式スラスト玉軸受	<ul style="list-style-type: none"> 1方向のスラストのみ 高速回転には不適 水平軸に用いる場合には予荷重が必要
複式 リ	<ul style="list-style-type: none"> 両方向のスラストに対応
円筒ころ軸受	<ul style="list-style-type: none"> 单列深みぞ形より大きな荷重に対応可 一般にスラスト荷重に不可 内・外輪につばをつければ多少は可
円すいころ軸受	<ul style="list-style-type: none"> ラジアル荷重と1方向のスラスト荷重 純ラジアル荷重の場合には、2個を相対して使用
自動調心ころ軸受	<ul style="list-style-type: none"> 外輪は球面、たる形のころが2列 自動調心作用あり 複列自動玉軸受より負荷容量大 多少のスラストにも対応 高荷重及び衝撃荷重にも対応

軸受	内容
針状軸受 ころ	<ul style="list-style-type: none"> ・普通のころより直径小（5mm以下），長さは直径の3倍以上 ・高速に適
スラストころ軸受	<ul style="list-style-type: none"> ・スラスト玉軸受より負荷容量が大 ・スラスト自動調心ころ軸受は自動調心性がある

4.7 ころがり軸受の規格

1. 寸法・材料

- ・ISOによる国際的な規格が存在.
- ・同一寸法でも複数の形式の軸受が存在.
- ・寸法系列は内径と幅系列を示し、軸受の型式には依存しない.
- ・軸受系列記号は軸受に依存しない.
- ・軸受の呼び番号は数字と記号で表示
- ・Ex. 7206 : 72は軸受系列記号、06は内径番号

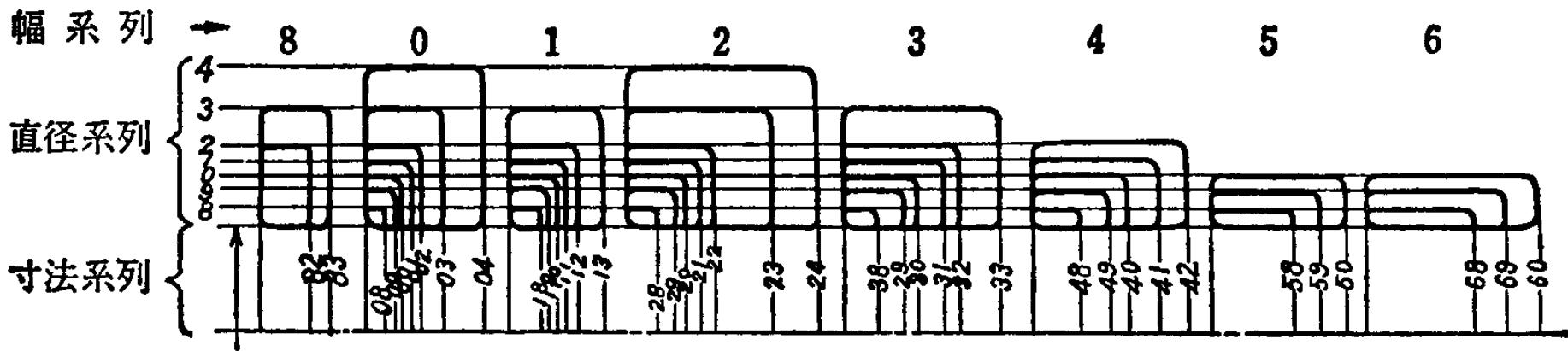


図 4・25 ラジアル軸受の寸法系列の図示表示

4.7 ころがり軸受の規格

1. 寸法・材料

- 寸法系列（幅系列、直径系列）。
- 同一外径に対し8種類の幅系列が存在する。
- 内径番号が04以上の場合は、これを5倍すれば内径寸法となる。
- Ex. 7206 : 72は軸受系列記号、06は内径番号
单列アンギュラ玉軸受

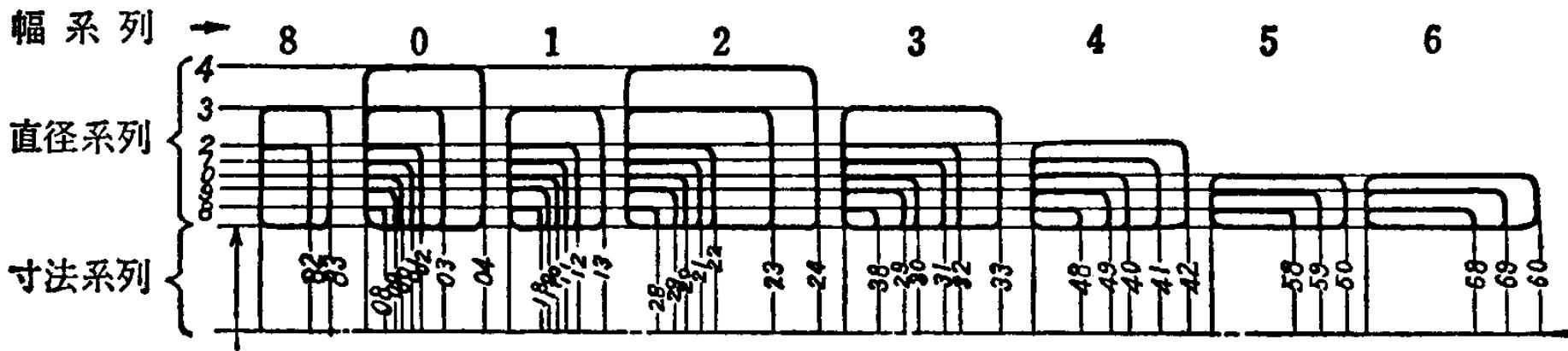


図 4・25 ラジアル軸受の寸法系列の図示表示

2. 精度

- ・公差が設けられ国際的に統一
- ・内輪偏心, 外輪偏心, みぞ横振れにも公差あり
0級, 6級, 5級, 4級の4段階
4級 : 工作機械の主軸, 特に研摩機のスピンドル用
5級 : 旋盤, フライス盤の主軸用
6級 : 電動機用, 高速回転の中間軸

4.8 ころがり軸受の選定

規格に基づいて選定すればよい

1. 寿命と基本動特性

- ・寿命：転動体、内・外輪に剥離が生じるまでの総回転数
- ・定格寿命：ばらつきを考慮して、同一条件の軸受のグループの90%が剥離を生じない回転しうる総回転数、または一定速度における運転時間。荷重によって変化。普通の使用条件では回転速度に無関係

ラジアル軸受：純ラジアル荷重

スラスト軸受：純スラスト荷重

10^6 回転で定格寿命となる一定荷重 → 基本動定格荷重
(または基本定格荷重)

転がり軸受の寿命計算

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^3 \cdots \cdots \text{(球軸受)}$$

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^{10/3} \cdots \cdots \text{(ころ軸受)}$$

L : 寿命 (単位 10^6 回転), P : 軸受荷重 (N),
 C : 基本動定格荷重 (N / (500時間 / 33.3 rpm))

n : 每分回転数 (rpm), $C_n : n$ (rpm) のとき,
500時間の寿命に耐える荷重は

$$C_n = C \left(\frac{33.3}{n} \right)^{1/3} \cdots \cdots \text{(球軸受)}$$

$$C_n = C \left(\frac{33.3}{n} \right)^{3/10} \cdots \cdots \text{(ころ軸受)}$$

速度係数

$$f_n = \left(\frac{33.3}{n} \right)^{1/3} \dots \dots \text{(球軸受)}$$

$$f_n = \left(\frac{33.3}{n} \right)^{3/10} \dots \dots \text{(ころ軸受)}$$

n : 每分回転数(rpm), $C_n \cdot n$ (rpm) のとき,
500時間の寿命に耐える荷重は

$$C_n = Cf_n$$

寿命：運転時間と回転速度で表す場合

寿命時間 : L_h (時間) , 寿命係数 : f_h

$$L_h = 500 \left(\frac{C_n}{P} \right)^3 = 500 \left(\frac{C f_n}{P} \right)^3$$

$$= 500 f_h^3 \dots\dots \text{(球軸受)}$$

$$f_h = \frac{C}{P} f_n$$

$$L_h = 500 \left(\frac{C_n}{P} \right)^{10/3} = 500 \left(\frac{C f_n}{P} \right)^{10/3}$$

$$= 500 f_h^{10/3} \dots\dots \text{(ころ軸受)}$$

2. 基本静定格荷重

「静止状態で荷重をかけて転動体、内外輪の永久変形を転動体の直径の1万分の1以内に抑え、以後の運転に支障の起こさないために、静止時に許しうる最大荷重」: C_0

$$C_0 < C$$

自重のみが軸受荷重に作用する場

合：軸受荷重 $< C_0$

3. 定格荷重に対する温度の影響

高温 → 材料組織が変化・硬さ減少 →
定格荷重は減少（表4.12）