

# 5

## 軸受・案内要素

bearings and linear guides

### 5.1

### 軸受の種類と特徴

features and types of bearings

軸受 (bearing) とは、一般に、軸を支え、これに回転運動あるいは直線運動を許す機械要素をいう。直線運動を許す軸受については、案内と呼ばれる場合もある。軸受には図 5.1 に示すような種類があるが、一般には、転がり軸受 (rolling contact bearing) とすべり軸受 (sliding contact bearing) が最もよく用いられる。近年では、電磁力を利用して軸を支持する磁気軸受 (magnetic bearing) や、超電導磁石のピン止め効果を用いた超電導磁気軸受 (superconducting magnetic bearing) などが開発されている。

また、軸受は、支持する荷重の方向により、以下に述べるように分類されること

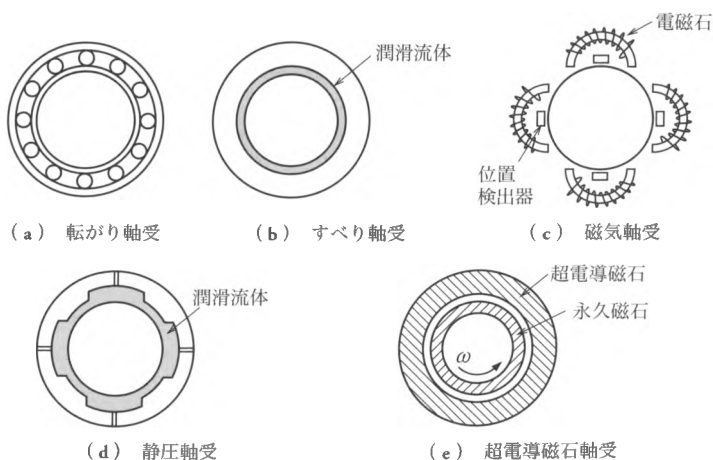


図 5.1 軸受の種類

もある。

① 半径方向荷重を支持する軸受 ラジアル軸受 (radial bearing) あるいはジャーナル軸受 (journal bearing)。

② 軸方向荷重を支持する軸受 スラスト軸受 (thrust bearing)。

軸受には、一般につぎのような特性が必要とされる。

- ① 摩擦抵抗が小さいこと (低トルクであること)。
- ② 摩耗が少ないこと (長寿命, 耐久性があること)。
- ③ 強度が十分であること (負荷容量, 剛性が高いこと)。
- ④ 回転振れが小さいこと (精度がよいこと)。
- ⑤ 潤滑油を使用する場合は, 給油しやすいこと (メンテナンスしやすいこと)。
- ⑥ 摩擦面にほこりが侵入しにくいこと (シール性がよいこと)。
- ⑦ 使い勝手がよいこと。
- ⑧ 環境に侵されないこと (腐食しないこと)。

## 5・2

### 転がり軸受

rolling bearings

表 5・1 に, 転がり軸受の理論的進展を示す。

転がり軸受は, 1910 年代の自動車の大量生産時代に国際的に規格化が進んだため, 互換性があり, 密封潤滑 (グリース潤滑) が容易であるなど使い勝手がよく, 安価なことから, 多くの機械製品に使用されている。表 5・2 には, 転がり軸受の特性を基準とした場合の各種軸受の特性を比較して示す。

表 5・1 転がり軸受の理論的進展

年 代	事 例
1881	ドイツ (H. R. Hertz) : 弾性接触理論を完成
1901	ドイツ (R. Stribeck) : 弾性接触理論を玉軸受に応用, 転がり軸受の工学的研究が始まる。
1928	軸受寿命の実験式
1947	軸受寿命の理論
1960	軸受の応力とひずみに関する静力学
1965 ~	弾性流体潤滑理論 (Elasto-Hydrodynamic Lubrication Theory) による油膜 (転動体と軌道間) の予測

表 5・2 転がり軸受の特性を基準とした場合の各種軸受の特性比較

形式 特性	油あるいは水潤滑軸受		気体軸受		接触型 すべり軸受	磁気軸受
	動圧型	静圧型	動圧型	静圧型		
運動精度	5	5	5	5	1	2
負荷容量	4	3	1	2	1	3
剛性	2	3	1	2	1	4
減衰性	5	5	3	3	3	4
温度上昇	1	2	5	5	1	5
クリーン度	3	3	5	5	2	5
消費動力	2	2	5	5	1	3
製作容易性	2	2	1	1	4	1
保守	3	2	3	2	3	3
寿命	5	5	5	5	1	5
価格	2	1	2	1	4	1

(注) 転がり軸受を基準として…5: すぐれる, 4: ややすぐれる, 3: 同程度, 2: やや劣る, 転がり軸受を基準として…1: 劣る。

軸受ハウジングや潤滑機器など軸受周辺装置を含めた転がり軸受システムの設計に際して、考慮すべきおもな項目としては、つぎのようなものがある。

- ① 荷重の大きさ・方向と種類。
- ② 要求寿命および精度。
- ③ 使用回転数
- ④ 潤滑方法
- ⑤ すきまおよびはめあい。
- ⑥ 使用温度や使用環境。

### 5・2・1 転がり軸受の種類と構造

structures and types of rolling bearings

転がり軸受の種類は、荷重方向によって、ラジアル軸受とスラスト軸受に分けられる。さらにこれらの軸受は、転動体として玉を用いる形式と、ころを用いる形式とに分けられる。表 5・3 に、おもな転がり軸受の種類と特徴を示す。

転がり軸受は、規格化されていることから、その呼び番号 (JIS B 1513) も規定されている。

表 5・3 おもな転がり

軸受形式 特性	ラジアル形					
	深溝玉軸受	アンギュラ玉軸受	組合せアンギュラ玉軸受	自動調心玉軸受	円筒ころ軸受	片つば付き筒ころ軸受
負荷能力 ↑ ラジアル荷重 ← アクシアル荷重						
高速回転	4	4	3	2	4	3
高回転精度	3	3	3		3	2
低騒音・振動	4	3	1		1	1
低摩擦トルク	4	3	2	1		
高剛性			2		2	2
耐振動・衝撃性					2	2
内輪・外輪の許容傾き	1			3	1	
内輪・外輪の分離					可	可

(注) 数字が大きいほど特性にすぐれていることを示す。  
NTN (株) カタログより。

呼び番号 = 基本番号 (軸受形式記号 + 直径系列記号 + 内径番号)

+ 補助記号 (密封装置, 軸受すきま, 精度等級など)

〔例〕 呼び番号 ( 6 3 08 ZZ C3 )

基本番号 補助記号

この軸受は、以下のようなことを表している。

- 6: 軸受形式記号であり、深溝玉軸受であることを表す。アンギュラ玉軸受…7, 円筒ころ軸受…2
- 3: 直径系列を示し、軸受外径に関係する。8, 9, 0, 2, 3の順で外径が大きくなる。
- 08: 内径番号であり、軸受内径を示す。内径番号の付け方は、内径寸法によって、つぎのように決められている。

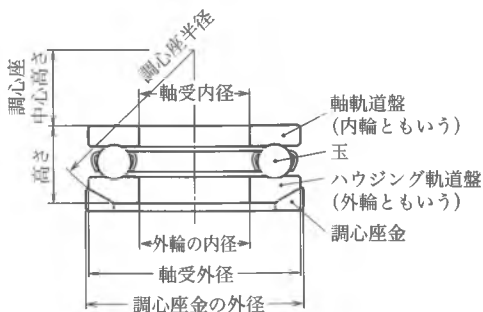
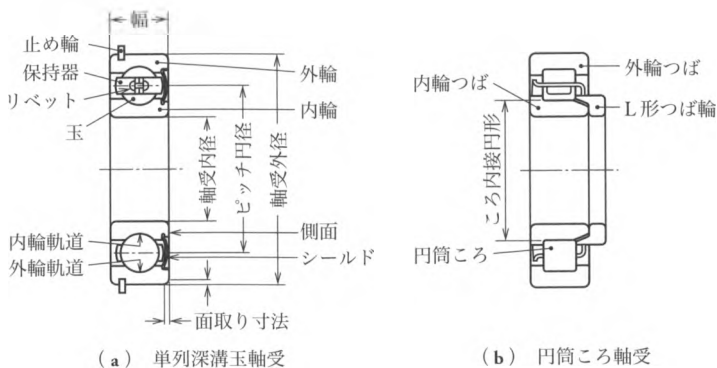
軸受の種類と特徴

ラジアル形				スラスト形		
両つば付き 円筒ころ軸受	針状ころ軸受	円すいころ軸受	自動調心ころ軸受	スラスト玉軸受	スラスト円筒ころ軸受	スラスト自動調心ころ軸受
3	3	3	2	1	1	1
1		3		1		
1	1					
2	2	2	3		3	3
2	2	2	3		3	3
		1	3			3
可	可	可		可	可	可

- ① 内径寸法が 9 mm までの場合…内径寸法がそのまま内径番号となる。
- ② 内径寸法が 10, 12, 15, 17 mm の場合…それぞれ 00, 01, 02, 03 が内径番号となる。
- ③ 内径寸法が 20 ~ 500 mm の場合…内径寸法は 5 mm 単位が標準となり、内径番号 × 5 が内径寸法となる。08 の場合は、内径寸法 40 mm を表す。
- ④ 内径寸法が 20 ~ 500 mm の範囲、かつ内径寸法が 5 mm 単位でない場合、内径寸法が 500 mm を超える場合…内径番号は “/” + 内径寸法で表す。

**ZZ**： シール記号であり、ZZ は両側シールド付きであることを示す。

**C3**： ラジアルすきまの大きさを表す。



(c) 単式スラスト玉軸受  
図 5.2 転がり軸受の構造

図 5.2 には転がり軸受の構造を示す。転がり軸受は、転動体と、内輪あるいは外輪と呼ばれ転動体を案内する部品、および転動体を保持する保持器、シール（シールド）で構成されている。

### 5.2.2 転がり軸受の精度

tolerance and accuracy in rolling bearings

転がり軸受の精度 (JIS B 1514) には、図 5.3 に示す項目について、主要寸法の許容差および回転精度 (rotating accuracy) の許容値が規定されている。主要寸法精度では、転がり軸受を軸やハウジングに取り付けるための寸法公差、回転精度では軸の振れ精度が、等級ごとに規定されている。精度等級 (class) は、0, 6, 5, 4, 2 級の順で高くなっており、一般の用途には、0 あるいは 6 級の転がり軸受を使用する。回転体の振れを小さく抑える場合や高速回転の場合、ならびに摩擦係数や

その変動を小さくする場合には、5～2級の高精度転がり軸受を使用する。表5・4に高精度転がり軸受の使用例を示す。

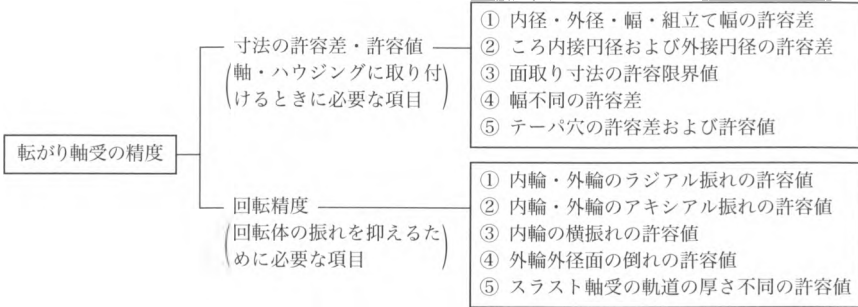


図5・3 転がり軸受の精度

表5・4 高精度転がり軸受の使用例

要求性能と使用条件	用途例	軸受精度
回転体の振れを小さく抑える必要がある場合	レーザ スキャナ モータ用軸受	5級, 4級
	工作機械主軸	5級, 4級
	印刷輪転機ロール用軸受	5級
	工作機械用回転テーブル	5級, 4級
	パラボラアンテナの旋回座	4级以上
高速回転を必要とする場合	歯科用スピンドル	4級
	ジャイロ	4級
	内研用高周波スピンドル	4級
	過給機	5級, 4級
	遠心分離器	5級, 4級
ジェットエンジン主軸, ガスタービン主軸	4级以上	

表5・5 転がり軸受の振れの分類と原因

分類		原因
転がり軸受の回転精度	回転同期振れ (repetitive run-out) (軸回転に同期)	回転軸側の偏肉
	回転非同期振れ (non repetitive run-out) (軸回転に非同期。ただし、周期性はある)	① 保持器 (転動体) 公転周期の振れ ( $f_c$ 成分) 転動体の寸法相互差, 不等配置などに起因。 ② 内外輪成分 ( $f_i, f_o$ 成分) 内外輪の特定うねり成分 (形状誤差) に起因。 ③ 転動体自転周期の振れ 転動体の形状誤差 (偶数成分) に起因。

転がり軸受の振れの分類と原因を表5・5に示す。回転に同期しない振れは、軸受を構成する部材の幾何学的誤差との因果関係がはっきりしている。振れの周波数を解析することにより、軸受の不具合箇所を特定することができるので、メンテナンスが容易である。

### 5・2・3

#### 転がり軸受の材料

material for rolling bearings

転がり軸受の材料には、以下のような特性が必要とされる。

- ① 静的強さ（耐圧痕性）。
- ② 動的強さ（転がり疲れ寿命）。
- ③ 用途によっては、耐衝撃性、耐熱性、耐焼付き性。
- ④ 長期の寸法安定性と加工性。

このような特性を満足できる材料として、現在では、つぎの2種類がおもに使用されている。

① **高炭素クロム軸受鋼** (SUJ2～4) Cを1%程度、Crを1～1.6%程度含む材料であり、表面から内部まで均一に焼入れを行うことから、完全硬化鋼と呼ばれる。HRC60～63 (HV700以上)の硬度で、一般機械用の軸受材料として用いられている。

② **表面硬化鋼** 自動車や車両などのように、耐衝撃性を必要とする場合には、表面に浸炭焼入れや浸炭窒化焼入れを施すことにより、表面層を硬化させた表面硬化鋼が用いられる。この場合、表面硬度はHRC60程度であり、内部はHRC40程度としている。これにより、表面に生じた亀裂の軸受内部への伝搬を防ぐとともに、じん（靱）性を確保している。この材料としては、クロム鋼 (SCr)、クロムモリブデン鋼 (SCM)、ニッケルクロムモリブデン鋼 (SNCM) などが使用される。

このほか、航空機用など150℃～300℃で使用される耐熱用軸受材として高速度鋼があり、AISI M50 (Cr:4%, Mo:4.25%, V:1%) が代表的な材料として使用されている。最近では転がり軸受の特殊用途が増えており、要求性能により、メーカごとに添加元素の種類や割合、焼入れ方法を工夫して対処している。

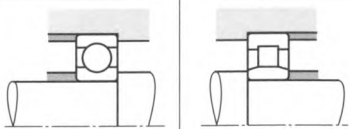
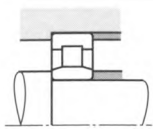
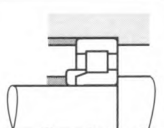
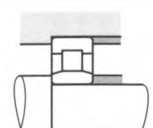
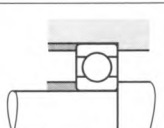
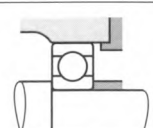
5・2・4

転がり軸受の配列

arrangement of rolling bearings

転がり軸受は、一般には、回転軸の両端で軸およびハウジングに固定して取り付けられる。しかし、軸やハウジングの加工誤差、温度変化による軸の寸法変化が、転がり軸受の機能に影響すると考えられる場合には、片側の転がり軸受を軸方向に移動可能にして、軸の膨張・収縮を逃がすように取り付ける。表 5・6 に固定側および自由側軸受の配列法を示す。

表 5・6 転がり軸受の配列と適用例

軸 受 配 列		摘 要	適用例 (参考)
固定側	自由側		
		① 軸の伸縮があっても、軸受に異常なアキシアル荷重がかからない標準的な配列である。 ② 取付け誤差の少ない場合、高速の用途に適する。	中形電動機、送風機など
		① 重荷重・衝撃荷重に耐え、アキシアル荷重もある程度負荷できる。 ② 円筒ころ軸受は、各形式とも分離形であるため、内輪・外輪ともにしめしろが必要なきに適する。	車両用主電動機など
		① きわめて一般的な配列である。 ② ラジアル荷重のほか、ある程度のアキシアル荷重も負荷できる。	両吸込み形渦巻きポンプ、自動車変速機など

日本精工 (株) カタログより。

5・2・5

転がり軸受の疲れ寿命

fatigue life of rolling bearings

(1) 疲れ寿命と定格寿命 (rolling fatigue life and basic rating life)

転がり軸受の軌道面あるいは転動体表面は、軸の回転によって繰返し荷重を受けることになるが、この繰返し荷重により、これらの面にはフレーキング (flaking) と呼ばれる疲れ現象が生じる。フレーキングは、軌道あるいは転動体表面の材料が疲労のため剥ぎ取られたような状態になり (図 5・4)、これが生じると、軸受は正

常な回転ができなくなる。この場合、時には軸受を使用している機械を損傷させてしまうような事態をきたすため、軸受の疲れ寿命を予測しておくことは、機械を設計する上で非常に重要となる。

転がり軸受における疲れ寿命は、軌道または転動体表面に、転がり疲れによるフレーキングがはじめて現れるまでの総回転数で表される。また、この疲れ寿命は、個々の軸受によってばらつきがあるため、軸受の定格疲れ寿命は、統計的な考え方を取り入れて定義されており、つぎのように与えられる。

定格疲れ寿命とは“一群の同じ軸受を同じ条件で個々に運転したとき、その90%の軸受がフレーキングを起こさずに回転できる総回転数”をいう。

## (2) 基本動定格荷重と基本静定格荷重 (basic load rating and static load rating)

定格疲れ寿命は、軸受に加わる荷重によって変化する。したがって、疲れ寿命と軸受の負荷能力との関係を与えるために、基本動定格荷重 (basic load rating) が定義されている。

基本動定格荷重とは“内輪を回転させ外輪を静止させた状態で、定格疲れ寿命が $10^6$ 回転になるような方向と大きさが変動しない荷重”をいう。

これらの関係は、基本動定格荷重  $C_r$ 、定格疲れ寿命  $L_n$  ( $10^6$  回転単位)、軸受に加わる負荷荷重  $P$  とすると、次式で与えられる。

$$L_n = \left( \frac{C_r}{P} \right)^p \quad (10^6 \text{ 回転}) \quad (5.1)$$

ここで、転動体が玉の場合  $p=3$ 、ころの場合は  $p=10/3$  で与えられる。

また、軸受を選定する際には、疲れ寿命を総回転数で表すよりは、寿命となるまでの時間で表すほうが便利な場合があるため、疲れ寿命を時間で表した定格時間寿命  $L_h$  が定義されている。時間寿命では、500 時間で  $10^6$  回転することを基本に考えると、 $33.3 \text{ min}^{-1}$  で回転することになるので、以下の式が導かれる。

$$\begin{aligned} L_h &= \frac{L_n}{60 \times n} = \left( \frac{C_r}{P} \right)^p \times \frac{10^6}{60n} = \frac{10^6}{60 \times 33.3} \left( \frac{C_r}{P} \right)^p \frac{33.3}{n} \\ &= 500 \left( \frac{C_r}{P} \right)^p \frac{33.3}{n} = 500 f_h^p \end{aligned} \quad (5.2)$$



図5.4 軸受内輪に生じたフレーキング  
〔日本精工 (株) New Bearing  
Docter より〕

ここで、 $f_h$ ：寿命係数で、 $f_h = f_n \left( \frac{C_r}{P} \right)$ 、 $f_n$ ：速度係数で、 $f_n = \left( \frac{33.3}{n} \right)^{\frac{1}{p}}$ 。

つぎに、軸受に衝撃的な荷重が作用する場合、寿命への影響を考慮するために荷重係数 $f_w$ が使われる。よって、荷重 $P' = f_w P$ とし、上式に代入すると、時間寿命は次式で与えられる。

$$L_h = 500 \left( \frac{C_r}{P'} \right)^p \frac{33.3}{n} \quad (5.3)$$

荷重係数 $f_w$ は、軸受に加わる荷重の種類によって表5・7のように与えられる。種々の機械において必要とされる一般的な寿命時間を表5・8に示す。

軸が複数の軸受によって支持される機械装置においては、いずれかの軸受が破損するまでの寿命を軸受全

体の寿命 $L$ として考えると、個々の軸受の定格寿命あるいは時間寿命から、以下のように与えられる。

$$L = \frac{1}{\left( \frac{1}{L_1^e} + \frac{1}{L_2^e} + \dots \right)^{\frac{1}{e}}} \quad (5.4)$$

ここで、玉軸受の場合 $e = 10/9$ 、ころ軸受の場合 $e = 9/8$ 。

一方、軸受に一定の大きさ以上の荷重が加わった場合、転動体および軌道面に永久変形が生じ、回転精度の劣化や音・振動が増大する。永久変形を考慮した最大負荷荷重を基本静定格荷重 (static load rating) と呼び、転動体と軌道面の最大接触面圧が下記の値になる静止荷重と定義している。この接触面圧になる荷重を受けると、転動体と軌道面の永久変形の和が転動体直径のほぼ $1/10^4$ 倍となる。

自動調心玉軸受：4.6 GPa

その他の玉軸受：4.2 GPa

ころ軸受：4.0 GPa

表5・7 荷重係数 $f_w$

衝撃の種類	$f_w$	使用箇所
ほとんど衝撃のない場合	1.0～1.2	電機機械、工作機械、計器類
軽い衝撃のある場合	1.2～1.5	鉄道車両、自動車、圧延機、金属機械、製紙機械、ゴム機械、印刷機械、航空機、繊維機械、電装品、事務機械
強い衝撃のある場合	1.5～3.0	粉碎機、農業機械、建設機械、物揚機械

NTN (株) カタログより。

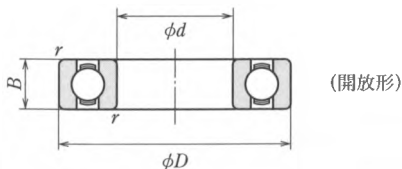
表5・9に、呼び径が20～55mmの単列深溝玉軸受の主要寸法と基本定格荷重、許容回転数を示す。

表5・8 機械に必要とされる一般的な寿命時間と使用区分

使用区分	使用機械と必要寿命時間 $L$ ( $\times 10^3$ 時間)				
	～4	4～12	12～30	30～60	60～
短時間またはときどき使用される機械	家庭用電気機器 電動工具	農業機械 事務機械			
短時間またはときどきしか使用されないが、確実な運転を必要とする機械	医療機器 計器	家庭冷暖房用モータ 建設機械 エレベータ クレーン	クレーン (シーブ)		
常時ではないが、長時間運転される機械	乗用車 二輪車	小形モータ バス・トラック 一般歯車装置 木工機械	工作機スピンドル 工場用汎用モータ クラッシャ 振動スクリーン	重要な歯車装置 ゴム・プラスチック用 カレンドロール 輪転印刷機	
常時1日8時間以上運転される機械		圧延機ロールネック エスカレータ コンベヤ 遠心分離機	客車・貨車 (車軸) 空調設備 大型モータ コンプレッサ・ポンプ	機関車 (車軸) トラクションモータ 鉱山ホイスト プレスフライホイール	バルブ・製紙機械 船用推進装置
1日24時間運転され事故による停止が許されない機械					水道設備 鉱山排水・換気設備 発電所設備

NTN(株)カタログより、

表5・9 深溝玉軸受の基本特性



主要寸法 (mm)				基本定格荷重 (N)		係数	許容回転数 (rpm)			呼び番号
d	D	B	r (最小)	$C_r$	$C_{or}$		$f_0$	グリース潤滑		
						開放形 非接触 シール形		接触 シール形	開放形 Z形	
20	32	7	0.3	4000	2470	15.5	22000	13000	26000	6804
	37	9	0.3	6400	3700	14.7	19000	12000	22000	6904
	42	8	0.3	7900	4450	14.5	18000	—	20000	16004
	42	12	0.6	9400	5000	13.8	18000	11000	20000	6004
	47	14	1	12800	6600	13.1	15000	11000	18000	6204
	52	15	1.1	15900	7900	12.4	14000	10000	17000	6304

(次ページにつづく)

22	44	12	0.6	9400	5050	14.0	17000	11000	20000	60/22
	50	14	1	12900	6800	13.5	14000	9500	16000	62/22
	56	16	1.1	18400	9250	12.4	13000	9500	16000	63/22
25	37	7	0.3	4500	3150	16.1	18000	10000	22000	6805
	42	9	0.3	7050	4550	15.4	16000	10000	19000	6905
	47	8	0.3	8850	5600	15.1	15000	—	18000	16005
	47	12	0.6	10100	5850	14.5	15000	9500	18000	6005
	52	15	1	14000	7850	13.9	13000	9000	15000	6205
28	62	17	1.1	20600	11200	13.2	11000	8000	13000	6305
	52	12	0.6	12500	7400	14.5	14000	8500	16000	60/28
	58	16	1	16600	9500	13.9	12000	8000	14000	62/28
30	68	18	1.1	26700	14000	12.4	10000	7500	13000	63/28
	42	7	0.3	4700	3650	16.4	15000	9000	18000	6806
	47	9	0.3	7250	5000	15.8	14000	8500	17000	6906
32	55	9	0.3	11200	7350	15.2	13000	—	15000	16006
	55	13	1	13200	8300	14.7	13000	8000	15000	6006
	62	16	1	19500	11300	13.8	11000	7500	13000	6206
	72	19	1.1	26700	15000	13.3	9500	6700	12000	6306
	58	13	1	15100	9150	14.5	12000	7500	14000	60/32
35	65	17	1	20700	11600	13.6	10000	7100	12000	62/32
	75	20	1.1	29900	17000	13.2	9000	6300	11000	63/32
	47	7	0.3	4900	4100	16.7	14000	7500	16000	6807
40	55	10	0.6	10600	7250	15.5	12000	7500	15000	6907
	62	9	0.3	11700	8200	15.6	11000	—	13000	16007
	62	14	1	16000	10300	14.8	11000	6700	13000	6007
	72	17	1.1	25700	15300	13.8	9500	6300	11000	6207
	80	21	1.5	33500	19200	13.2	8500	6000	10000	6307
45	52	7	0.3	4900	4350	17.0	12000	6700	14000	6808
	62	12	0.6	13700	10000	15.7	11000	6300	13000	6908
	68	9	0.3	12600	9650	16.0	10000	—	12000	16008
	68	15	1	16800	11500	15.3	10000	6000	12000	6008
	80	18	1.1	29100	17900	14.0	8500	5600	10000	6208
50	90	23	1.5	40500	24000	13.2	7500	5300	9000	6308
	058	7	0.3	5350	5250	17.2	11000	6000	13000	6809
	068	12	0.6	14100	10900	15.9	9500	5600	12000	6909
	075	10	0.6	14900	11400	15.9	9000	—	11000	16009
	075	16	1	20900	15200	15.3	9000	5300	11000	6009
55	085	19	1.1	31500	20400	14.4	7500	5300	9000	6209
	100	25	1.5	53000	32000	13.1	6700	4800	8000	6309
	065	7	0.3	6400	6200	17.2	9500	5300	11000	6810
	072	12	0.6	14500	11700	16.1	9000	5300	11000	6910
	080	10	0.6	15400	12400	16.1	8500	—	10000	16010
60	080	16	1	21800	16600	15.6	8500	4800	10000	6010
	090	20	1.1	35000	23200	14.4	7100	4800	8500	6210
	110	27	2	62000	38500	13.2	6000	4300	7500	6310
	072	9	0.3	8800	8500	17.0	8500	4800	10000	6811
	080	13	1	16000	13300	16.2	8000	4500	9500	6911
65	090	11	0.6	19400	16300	16.2	7500	—	9000	16011
	090	18	1.1	28300	21200	15.3	7500	4500	9000	6011
	100	21	1.5	43500	29300	14.3	6300	4300	7500	6211
	120	29	2	71500	44500	13.1	5600	4000	6700	6311

〔例題5・1〕 軸1（大歯車）から  $W = 10 \text{ kW}$ ,  $n_1 = 2000 \text{ rpm}$  の動力が軸2（小歯車）に伝達される。軸2を支える深溝玉軸受 a, b の軸受間距離は  $300 \text{ mm}$  であり、歯車は軸受 a から  $100 \text{ mm}$  の位置に取り付けられている。軸受の寿命時間が  $60000$  時間以上となるように、軸受 a, b をそれぞれ選択せよ。ただし、軸径は  $25 \text{ mm}$  以上とし、軸寸法および軸受外径をなるべく小さくし、荷重係数  $f_w = 1.2$  とする。また、歯車は圧力角  $20^\circ$  の標準歯車で、小歯車のピッチ円直径  $d_2 = 100 \text{ mm}$ , 大歯車のピッチ円直径  $d_1 = 180 \text{ mm}$  とする。

〔解〕 軸2の回転数  $n_2$  は、

$$n_2 = 2000 \times 180/100 = 3600 \text{ rpm}$$

大歯車から小歯車に伝達されるトルク  $T$  は、

$$T = 30W/\pi n_2 = 30 \cdot 10000/(3.14 \cdot 3600) = 26.5 \text{ Nm}$$

小歯車に加わる、トルク  $T$  とピッチ円直径  $d_2$  より、

$$P = T/(d_2/2) = 26.5/(0.1/2) = 530 \text{ N}$$

一方、円周方向力  $P$  は、歯面に対して垂直に加わる力  $P_n$  すなわち軸受に加わる力の円周方向成分であることから、 $P_n = P/\cos 20^\circ = 564 \text{ N}$  で与えられる。

したがって、軸2を支持する軸受 a, b に加わる力は、

$$F_{ra} = P_n \times 2/3 = 376 \text{ N}, \quad F_{rb} = P_n \times 1/3 = 188 \text{ N}$$

時間寿命の関係式より、

$$L_{ha} = 500 \left( \frac{C_{ra}}{f_w F_{ra}} \right)^3 \frac{33.3}{n} = 500 \left( \frac{C_{ra}}{1.2 \times 376} \right)^3 \frac{33.3}{3600} = 60000 \text{ h}$$

$$\therefore C_{ra} = 10600 \text{ N}$$

$$L_{hb} = 500 \left( \frac{C_{rb}}{f_w F_{rb}} \right)^3 \frac{33.3}{n} = 500 \left( \frac{C_{rb}}{1.2 \times 188} \right)^3 \frac{33.3}{3600} = 60000 \text{ h}$$

$$\therefore C_{rb} = 5300 \text{ N}$$

よって、表5・9より、内径  $25 \text{ mm}$  以上の軸受から選ぶと、軸受 a : 6205（外径  $52 \text{ mm}$ ）、軸受 b : 6905（外径  $42 \text{ mm}$ ）となる。

### （3） 動等価荷重 (equivalent load)

深溝玉軸受は、ラジアル荷重  $F_r$  とともに、ある程度のアキシャル荷重  $F_a$  も、同時に支持することが可能である。したがって、アキシャル荷重が加わる場合には、その影響を等価的なラジアル荷重に置き換えることにより、軸受の疲れ寿命を計算する方法が使われる。この等価的なラジアル荷重を動等価荷重と呼び、つぎの

ような式で与えられる。

$$P = XF_r + YF_a \quad (5.5)$$

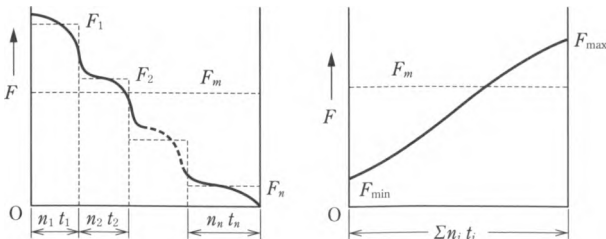
ここで、 $X$ 、 $Y$ はそれぞれラジアル荷重係数、アキシャル荷重係数といい、表5・10に、深溝玉軸受におけるそれらの値を示す。スラスト軸受においても、アキシャル荷重とともに、ある程度のラジアル荷重を受けることができるので、等価的なアキシャル荷重を考えることにより、疲れ寿命を求めることができる。

また、一般の機械では、軸受に加わる荷重は、一定の周期や一定の作業工程に沿って変化することが多い。この場合の軸受荷重は、軸受に同じ寿命を与えるように換算された平均荷重を用いる。

(i) 荷重が階段状に変化する場合〔図5・5(a)〕 軸受荷重  $F_1, F_2, \dots, F_n$  が作用し、このときの回転数および作動時間をそれぞれ  $n_1, n_2, \dots, n_n, t_1, t_2, \dots, t_n$  とすると、平均荷重  $F_m$  は、

$$F_m = \left[ \frac{\sum_{i=1}^n (F_i^p n_i t_i)}{\sum_{i=1}^n (n_i t_i)} \right]^{1/p} \quad (5.6)$$

ここで、玉軸受の場合  $p=3$ 、ころ軸受の場合  $p=10/3$ 。



(a) 段階的な変動荷重

(b) 単調な変動荷重

図5・5 負荷荷重の種類

表5・10 深溝玉軸受の荷重係数

(a) 動等価荷重

$P = XF_r + YF_a$					
$\frac{f_0 F_a}{C_{or}}$	$e$	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		$X$	$Y$	$X$	$Y$
0.172	0.19	1	0	0.56	2.30
0.345	0.22	1	0	0.56	1.99
0.689	0.26	1	0	0.56	1.71
1.03	0.28	1	0	0.56	1.55
1.38	0.30	1	0	0.56	1.45
2.07	0.34	1	0	0.56	1.31
3.45	0.38	1	0	0.56	1.15
5.17	0.42	1	0	0.56	1.04
6.89	0.44	1	0	0.56	1.00

(b) 静等価荷重

$$P_0 = 0.6F_r + 0.5F_a$$

ただし、 $F_r > 0.6F_r + 0.5F_a$  のときは、 $P_0 = F_r$  とする。

日本精工 (株) カタログより。

(ii) 荷重がほぼ直線状に変化する場合〔図5・5(b)〕平均荷重は、最小荷重  $F_{\min}$  と最大荷重  $F_{\max}$  を用いることにより、つぎのように与えられる。

$$F_m = (F_{\min} + 2F_{\max})/3$$

〔例題5・2〕 深溝玉軸受をラジアル荷重  $F_r = 3000$  N, アキシアル荷重  $F_a = 2000$  N, 回転数  $n = 250$  rpm で使用し, 寿命時間  $L_h = 50000$  h 以上が必要である。荷重係数を 1.2, 軸径を 55 mm 以下として, 軸受外径が最小になるように軸受を選択せよ。

〔解〕  $X = 0.56$ ,  $Y = 1.9$  と仮定すると, 軸に加わる動等価ラジアル荷重は,

$$P_r = XF_r + YF_a = 0.56 \times 3000 + 1.9 \times 2000 = 5480 \text{ N}$$

基本動定格荷重を求めると,

$$L_h = 500 \left( \frac{C_r}{f_w P_r} \right)^3 \frac{33.3}{n} = 500 \left( \frac{C_r}{1.2 \times 5480} \right)^3 \frac{33.3}{250} = 50000 \text{ h}$$

$$\therefore C_r = 59800 \text{ N}$$

軸受 6310 (外径 110 mm) を選択する。ここでは, 軸受 6310 の時間寿命を確かめる。

表5・9より, 軸受 6310 の基本静定格荷重  $C_{0r} = 38500$  N, 基本動定格荷重  $C_r = 62000$  N,  $f_0 = 13.2$  であるので,

$$f_0 F_a / C_{0r} = 13.2 \times 2000 / 38500 = 0.686$$

$$\text{よって, } Y = 1.71 + \{(0.689 - 0.686) / 0.344\} \times 0.28 = 1.71$$

$$P_r = XF_r + YF_a = 0.56 \times 3000 + 1.71 \times 2000 = 5100 \text{ N}$$

$$L_h = 500 \left( \frac{C_r}{f_w P_r} \right)^3 \frac{33.3}{n} = \frac{33.3}{n} = 500 \left( \frac{62000}{1.2 \times 5100} \right)^3 \frac{33.3}{250} = 69246 \text{ h} \geq 50000 \text{ h}$$

よって, 6310 を選択する。

なお, 軸受メーカーにより, カタログ中に  $f_0$  の表示がなく, 表5・10の  $f_0 F_a / C_{0r}$  の値が,  $F_a / C_{0r}$  として示されている場合があるが, その場合でも,  $f_0 F_a / C_{0r}$  を  $F_a / C_{0r}$  に置き換えて, 同様の手順で計算を行えばよい。

#### (4) アンギュラ玉軸受における疲れ寿命 (fatigue life on angular contact ball bearing)

アンギュラ玉軸受 (angular contact ball bearing) は, 図5・6に示すように, ある接触角をもって軌道面と転動体が接触している構造になっている。アンギュラ玉

軸受は、同寸法の深溝玉軸受よりも転動体数を多くすることが可能であり、より大きな荷重を支持できる。また、一方向のアクシアル荷重に対しては、深溝玉軸受よりも大きな荷重を支持できるという特徴がある。アンギュラ玉軸受には、単列や複列、あるいは複数の単列を組み合わせたものがある。接触角には、15°、25°、30°、40°の4種類があり、それぞれ接触角記号として、C、A5、A（または省略）、Bを呼び番号の後に付記する。接触角が大きいくほど、より大きなアクシアル荷重用に、小さいほど高速回転用に使用される。

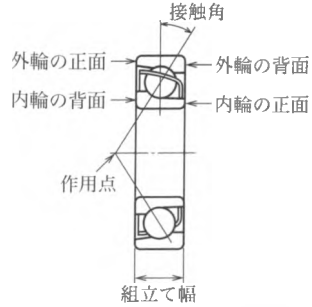


図5・6 単列アンギュラ玉軸受

アンギュラ玉軸受にラジアル荷重が加わった場合、図5・7のように、接触角があるためアクシアル方向に分力を生じるが、この分力は、次式で与えられる。

$$F_{ai} = \frac{0.6}{Y} F_r \tag{5・7}$$

ここで、 $F_{ai}$ ：アクシアル方向分力、 $F_r$ ：ラジアル荷重、 $Y$ ：アクシアル荷重係数。なお、軸受メーカーにより、式(5・7)中の係数0.6を0.5として取り扱っている場合もある。アンギュラ玉軸受はこの分力を生じるため、一般的に軸受同士を対向させて使用する。

図5・7に示すように、アンギュラ玉軸受1、2に、それぞれラジアル荷重 $F_{r1}$ 、 $F_{r2}$ が加わり、さらに軸方向にアクシアル荷重 $F_{ae}$ が作用している場合を考える。アクシアル荷重係数をそれぞれ $Y_1$ 、 $Y_2$ とすると、各ラジアル荷重によって生ずるアクシアル方向分力は、 $0.6 \cdot F_{r1} / Y_1$ 、 $0.6 \cdot F_{r2} / Y_2$ となる。また、ラジアル荷重係数を $X$ とすれば、動等価ラジアル荷重 $P_1$ 、 $P_2$ は、以下のように求めることができる。

$F_{ae} + (0.6 / Y_2) F_{r2} \geq (0.6 / Y_1) F_{r1}$  のときは、軸受1へのアクシアル荷重が大きく

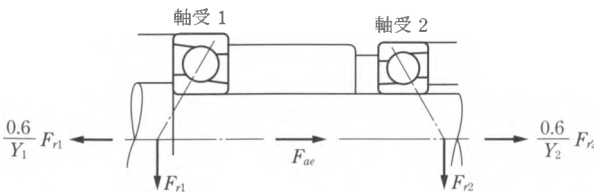


図5・7 アンギュラ玉軸受における分力

なるため、軸受1のみアキシャル荷重の影響を考慮し、軸受2では、その影響を無視する。よって、動等価ラジアル荷重は、つぎようになる。

$$P_1 = XF_{r1} + Y_1 \left( F_{ae} + \frac{0.6}{Y_2} F_{r2} \right), \quad P_2 = F_{r2} \quad (5.8)$$

反対に、 $(0.6/Y_2)F_{r2} \leq (0.6/Y_1)F_{r1} - F_{ae}$  のときは、軸受2のみ影響を考慮し、

$$P_1 = F_{r1}, \quad P_2 = XF_{r2} + Y_2 \left( \frac{0.6}{Y_1} F_{r1} - F_{ae} \right) \quad (5.9)$$

となる。

表 5.11 アンギュラ玉軸受の荷重係数と特性例

(a) 動等価荷重

$P = XF_r + YF_a$										
呼び 接触角	$\frac{if_0 F_a^*}{C_{0r}}$	$e$	単列・並列組合せ				背面組合せ, 正面組合せ			
			$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$		$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$	
			X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
15°	0.178	0.38	1	0	0.44	1.47	1	1.65	0.72	2.39
	0.357	0.40	1	0	0.44	1.40	1	1.57	0.72	2.28
	0.714	0.43	1	0	0.44	1.30	1	1.46	0.72	2.11
	1.070	0.46	1	0	0.44	1.23	1	1.38	0.72	2.00
	1.430	0.47	1	0	0.44	1.19	1	1.34	0.72	1.93
	2.140	0.50	1	0	0.44	1.12	1	1.26	0.72	1.82
	3.570	0.55	1	0	0.44	1.02	1	1.14	0.72	1.66
	5.350	0.56	1	0	0.44	1.00	1	1.12	0.72	1.63
25°	—	0.68	1	0	0.41	0.87	1	0.92	0.67	1.41
30°	—	0.80	1	0	0.39	0.76	1	0.78	0.63	1.24
40°	—	1.14	1	0	0.35	0.57	1	0.55	0.57	0.93

\* $i$ は背面組合せ, 正面組合せの場合は2とし, 単列・並列組合せの場合は1とする。

(b) 静等価荷重

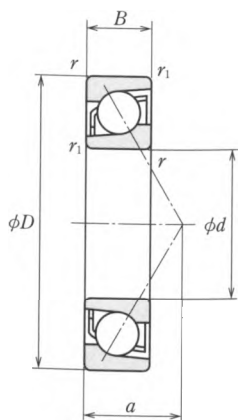
$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$				
呼び接触角	単列, 並列組合せ		背面組合せ, 正面組合せ	
	$X_0$	$Y_0$	$X_0$	$Y_0$
15°	0.5	0.46	1	0.92
25°	0.5	0.38	1	0.76
30°	0.5	0.33	1	0.66
40°	0.5	0.26	1	0.52

ただし, 単列または並列組合せの場合  $F_r > 0.5F_r + Y_0 F_a$  のときは  $P_0 = F_r$  とする。

(次ページにつづく)

(c) 単列の基本特性

	主要寸法 (mm)		基本定格荷重 (N)		許容回転数 (rpm)		呼び番号
	$d$	$D$	$C_r$	$C_{Or}$	グリース潤滑	油潤滑	
40	62	62	14300	11200	14000	18000	7908 A5
		62	15100	11700	16000	22000	7908 C
		68	19500	15400	10000	14000	7008 A
		68	20600	15900	15000	20000	7008 C
		80	35500	25100	9500	13000	7208 A
		80	32000	23000	6700	9000	7208 B
		80	36500	25200	14000	19000	7208 C
		90	49000	33000	7100	9000	7308 A
		90	45000	30500	6300	8500	7308 B
	45	68	68	15100	12700	12000	17000
		68	16000	13400	14000	20000	7909 C
		75	23100	18700	9500	13000	7009 A
		75	24400	19300	14000	19000	7009 C
		85	39500	28700	8500	12000	7209 A
		85	36000	26200	6300	8500	7209 B
		85	41000	28800	12000	17000	7209 C
		100	63500	43500	6300	8500	7309 A
		100	58500	40000	5600	7500	7309 B
50		72	72	15900	14200	11000	15000
		72	16900	15000	13000	18000	7910 C
		80	24500	21100	8500	12000	7010 A
		80	26000	21900	12000	17000	7010 C
		90	41500	31500	8000	11000	7210 A
		90	37500	28600	5600	8000	7210 B
		90	43000	31500	12000	16000	7210 C
		110	74000	52000	5600	7500	7310 A
		110	68000	48000	5000	6700	7310 B
	55	80	80	18100	16800	10000	14000
		80	19100	17700	12000	16000	7911 C
		90	32500	27700	7500	11000	7011 A
		90	34000	28600	11000	15000	7011 C
		100	51000	39500	7100	10000	7211 A
		100	46500	36000	5300	7100	7211 B
		100	53000	40000	10000	14000	7211 C
		120	86000	61500	5000	6700	7311 A
		120	79000	56500	4500	6300	7311 B



日本精工(株)カタログより。

表 5・11 にアンギュラ玉軸受の荷重係数と特性例を示す。同表に見られるように、接触角が  $15^\circ$  の場合、荷重係数  $Y$  は  $f_0 F_a / C_{Or}$  の値によって変化するが、 $25^\circ$ 、 $30^\circ$ 、 $40^\circ$  の場合には、 $f_0 F_a / C_{Or}$  の値によらず一定である。

〔例題 5・3〕 工作機械用主軸に、アンギュラ玉軸受 1 (7210A) と同軸受 2 (7208A) を図 5・8 のように取り付け、軸受 1 に 1800 N、軸受 2 に 2500 N、さらに、軸受 1 から軸受 2 に向かってスラスト力  $F_{ae} = 1000$  N が加わっている場合、それぞれの軸受の寿命時間を求めよ。なお、回転速度 2000 rpm とし、荷重係数は  $f_w = 1.0$  とする。

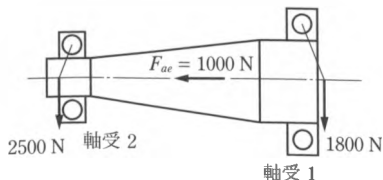


図 5・8 例題 5・3 の図

〔解〕 軸受の接触角が  $30^\circ$  であることから、表 5・11(a) より、 $X = 0.39$ 、 $Y = 0.76$  となる。

したがって、軸受 1、2 に加わるスラスト荷重  $F_{a1}$ 、 $F_{a2}$  を、ラジアル荷重によって生じるスラスト分力を考慮して求めると、以下のようになる。

$$F_{a1} = \frac{0.6}{Y_2} F_{r2} + F_{ae} = \frac{0.6}{0.76} \times 2500 + 1000 = 2974 \text{ N}$$

$$F_{a2} = \frac{0.6}{Y_1} F_{r1} = \frac{0.6}{0.76} \times 1800 = 1421 \text{ N}$$

したがって、 $F_{a1} > F_{a2}$  で、かつ  $F_{a1}/F_{r1} = 2974/1800 > 0.8$  であるので、動等価ラジアル荷重は、

$$\begin{aligned} P_1 &= X_1 F_{r1} + Y_1 \left( \frac{0.6}{Y_2} F_{r2} + F_{ae} \right) \\ &= 0.39 \times 1800 + 0.76 \times \left( \frac{0.6}{0.76} \times 2500 + 1000 \right) = 2962 \text{ N} \end{aligned}$$

$$P_2 = 2500 \text{ N}$$

となる。これらより、それぞれの軸受の寿命時間を、表 5・11(c) から得られる動定格荷重の値をもとに求めると、

$$L_{h1} = 500 \times \left( \frac{41500}{2962} \right)^3 \frac{33.3}{2000} = 22896 \approx 22800 \text{ h}$$

$$L_{h2} = 500 \times \left( \frac{35500}{2500} \right)^3 \frac{33.3}{2000} = 23836 \approx 23800 \text{ h}$$

となる。

(5) 疲労寿命の補正

軸受が荷重を受けて回転すると内外輪軌道面、転動体には繰り返し応力が作用するので、材料が疲労してフレーキングと呼ばれる表面損傷を起こすことは先に述べた。そして定格寿命については、式(5・1)で計算することができることがわかっていいる。しかし、式(5・1)は軸受に加わる荷重しか考慮していないため、実際に機械システムに組み込まれた際の寿命と隔たりが大きくなる場合もある。そこで、様々な使用条件・環境を疲労寿命に反映させるため、式(5・1)を基本式として、係数を乗じた以下の補正式が使われている。

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10} \tag{5・10}$$

ここで、 $L_{nm}$  は修正定格寿命、 $L_{10}$  は信頼度 90% の基本定格寿命、 $a_1$  は信頼度係数、 $a_{ISO}$  は寿命修正係数である。

信頼度係数  $a_1$  については、表 5・12 に示すように統計学的な値が決まっており、信頼度が高くなるほど小さな値となる。信頼度を 99% まで高めると、信頼度 90% の寿命の約 1/5 となってしまう。

表 5・12 信頼度係数  $a_1$

信頼度 (%)	$L_n$	信頼度係数 $a_1$
90	$L_{10}$	1.00
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

寿命修正係数  $a_{ISO}$  は、回転速度、荷重、使用温度、潤滑油動粘度、汚染粒子など軸受使用条件の過酷さを考慮して決められる係数である。2013 年に改正された JIS B 1518 から採用されたが、 $a_{ISO}$  は次式で定義される。

$$a_{ISO} = f\left(\frac{e_c C_u}{P}, \kappa\right) \tag{5・11}$$

ここで、 $e_c$  は汚染係数、 $C_u$  は疲労限荷重、 $\kappa$  は粘度比、 $P$  は軸受荷重（動等価荷重）である。汚染係数は、潤滑油の汚染度合いを示す係数である。潤滑油の汚染レベルが

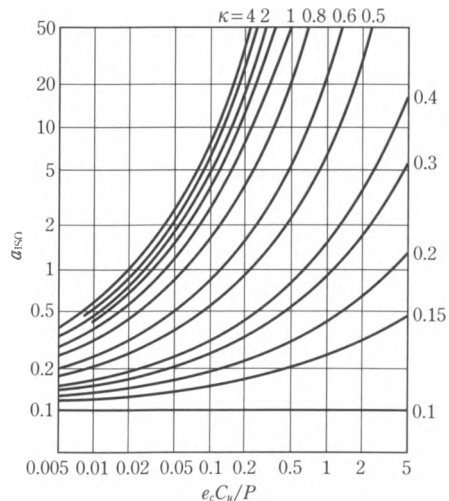


図 5・9 ラジアル玉軸受の寿命補正係数

高くなると疲労寿命も短くなる。具体的な汚染レベルと汚染係数の値については、JISに規定されている。疲労限荷重は軸受材料によって異なるが、軌道の最大荷重接触部で疲労限応力となる軸受荷重であり、軸受形式、大きさ、材料によって決まってくる。粘度比は、転動体と軌道面に形成される油膜状態であり、基準動粘度に対する軸受運転時の動粘度の比で表される。これらが関与した関数となっているが、JISに示されている寿命修正係数の具体例を図5・9に示す。しかし、寿命補正係数を正確に求めるためには軸受内部の設計値を使うので、正確な寿命補正係数を知りたい場合には、軸受メーカーに問い合わせる必要がある。

### 5・2・6 転がり軸受の許容回転数

limiting speed of rolling bearings

転がり軸受を高速で使用すると、発熱が大きくなり、転動体と軌道面が焼付きを起こし、使用できなくなるため、転がり軸受では、使用可能な回転数を定めている。この回転数を許容回転数 (limiting speed) という。許容回転数  $n$  は、軸受寸法表に記載されているが、この値の70%以上で使用する場合には、高速用のグリースや潤滑油を用いる必要がある。また許容回転数は、 $C_r/P$ の値や  $F_a/F_r$ の値によっても影響を受けるため、それらに対する補正係数が与えられている。

$$n_1 = f_1 \cdot f_2 \cdot n$$

ここで、 $n_1$ ：補正後の許容回転数。また、補正係数はメーカーのカatalogに記載されている表から近似式を求めると、下記の式となる。

$$f_1 = -4.8 \times 10^{-3} (C_r/P)^2 + 0.122 (C_r/P) + 0.221 \quad (5 < C_r/P < 12 \text{ のとき})$$

$$f_1 = 1 \quad (12 < C_r/P \text{ のとき})$$

$$f_2 = -0.02 \times (F_a/F_r) + 1.01 \quad (\text{アンギュラ玉軸受のとき } 0.6 < F_a/F_r < 2.0)$$

$$f_2 = -6.84 \times 10^{-2} \ln(F_a/F_r) + 0.908 \quad (\text{深溝玉軸受のとき } 0.3 < F_a/F_r < 2.0)$$

許容回転数を超えて使用する場合には、ジェット潤滑 (jet lubrication)、噴霧潤滑 (oil mist lubrication)、オイルエア潤滑 (oil/air lubrication)、アンダーレース潤滑 (under-race lubrication) などの高速用油潤滑法を用い、かつ種々の条件について十分な検討を行う必要があるが、このような検討がなされた場合、記載された許容回転数の1.5～2.5倍の許容回転数で使用することが可能である。

なお、温度上昇は軸の周速に大きく影響されるため、転動体のピッチ円直径  $d_m$  [通常は  $d_m = (\text{外径} + \text{内径})/2$  mm] に回転数を乗じた  $d_m n$  値を高速性の指標として用いることが多い。表5・13に各転がり軸受における標準的な限界  $d_m n$  値を示す。

表 5-13 転がり軸受の許容  $d_m n$  の値 ( $\times 10^4$ )

形 式	潤滑法	グリース潤滑	油浴潤滑	循環潤滑	オイルミスト潤滑	ジェット潤滑
深溝玉軸受 $D < 200$		55	65	80	105	150
深溝玉軸受 $D > 200$		50	60	70	95	140
単列アンギュラ $\alpha = 15^\circ$		73	90	100	110	150
単列アンギュラ $\alpha = 30^\circ$		45	60	80	90	120
単列アンギュラ $\alpha = 40^\circ$		40	55	70	—	—
複列アンギュラ		33	43	—	—	—
円筒ころ軸受		53	65	85	85	130
円錐ころ軸受		28	38	50	50	75
スラスト玉軸受		10	15	20	—	—

高速仕様の設計を行い、潤滑を適切に行えば、玉軸受では、 $d_m n > 300$  万 mm/min の実績がある。

### 5-2-7 転がり軸受における予圧の効果

preload effect for rolling bearings

転がり軸受は、単体ではすきまをもっているが、実用においては、軸方向に予め負荷を加えて、すきまのない状態（内外輪軌道面と転動体がすべて接触した状態）で用いられる。この負荷を予圧 (preload) という。予圧を与える目的 (効果) としては、つぎのようなことがあげられる。

- ① 軸振れを小さくし、回転精度を高める。
- ② 軸受の剛性を高める。
- ③ 回転中の軸受騒音を減少させる。
- ④ 転動体のすべりを抑制し、高速回転を可能とする。

予圧を与える方法としては、図 5-10 に示すように 2 種類の方法がある。また、

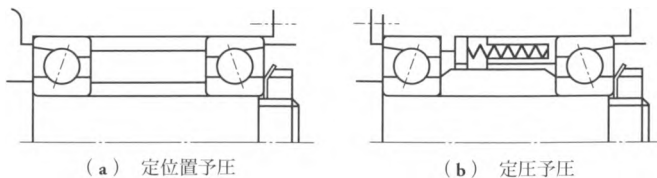


図 5-10 予圧の方法例

図5・11に示すように、定位置予圧 (position preload) は、予圧量が同じであれば、定圧予圧に比べてより高い軸受剛性を得ることができる。また、ばねなどが不要であり、コンパクトである。しかし、変位に対する予圧量の変化が大きいため調整がむずかしく、温度変化によっては、予圧がなくなってしまう (予圧抜け) こともある。定圧予圧 (constant-pressure preload) は、ばねなどを取り付けるための空間が必要になるが、予圧量の変化が少ないため、高速回転装置に多く用いられている。

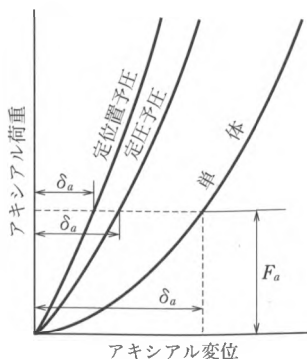


図5・11 予圧の効果

### 5・2・8

#### 転がり軸受のはめあい

fits for rolling bearings

転がり軸受を取り付ける場合、適当なしめしろをとらないと、クリープ (creep) と呼ばれる、はめあい面間のすべりが生じる場合がある。クリープが発生すると、はめあい面に摩耗粉が生じ、それが原因となって、軸やハウジングの損傷、異常発熱や振動を引き起こすことがある。したがって、軸受のはめあい (fits) は、表5・14に示すように、荷重を受けて回転する軌道輪に適当なしめしろを与えて、はめあい面を十分固定し、クリープを生じさせないようにすることが必要である。ただし、しめしろが大きすぎると、変形によって生じた応力により、軌道輪が割れてしまう場合もあるので、注意が必要である。概して荷重に対してレース面が相対的に移動する場合には、レース面と穴とのはめあいをしまりばめとする。

### 5・2・9

#### 転がり軸受の潤滑法

lubricating method for rolling bearings

転がり軸受を用いる際には、金属接触を避けるために、潤滑剤 (lubricants) を用いて軌道面を潤滑する必要がある。転がり軸受の潤滑剤には、グリース潤滑 (grease lubrication) と油潤滑 (oil lubrication) の2種類があるが、表5・15にそれぞれの特徴を示す。潤滑を行うことにより、転動体および軌道面の摩耗・摩擦が減少し、焼付きを防止することができる。また、ごみの侵入や錆の防止、冷却などの役割もある。

表 5・14 ラジアル荷重の性質とはめあい

軸受の回転条件	図例	荷重の性質	はめあい
内輪：回転 外輪：静止 荷重方向：一定	 静止荷重	内輪回転荷重	内輪：しまりばめとする。
内輪：静止 外輪：回転 荷重方向：外輪とともに回転	 不釣合い荷重	外輪静止荷重	外輪：すぎまばめでもよい。
内輪：静止 外輪：回転 荷重方向：一定	 静止荷重	内輪静止荷重	内輪：すぎまばめでもよい。
内輪：回転 外輪：静止 荷重方向：内輪とともに回転	 不釣合い荷重	外輪回転荷重	外輪：しまりばめとする。

(株)ジェイテクトカタログより。

表 5・15 グリース潤滑と油潤滑の特性比較

項目	グリース潤滑	油潤滑
ハウジング構造密封装置	簡略化できる	やや複雑になり、保守に注意が必要
回転速度	許容回転数は、油潤滑の場合の65～80%	グリース潤滑に比べ、高い回転数でも使用可能
冷却作用・冷却効果	なし	熱を効果的に熱を効果的に放出できる(循環給油法の場合など)
潤滑剤の流動性	劣る	非常によい
潤滑剤の取替え	やや複雑	比較的簡単
ごみのろ過	困難	容易
潤滑剤の漏れ汚染	漏れによる汚染が少ない	油漏れにより汚染を嫌う箇所には不適

グリースは、潤滑作用をする基油と増ちょう（稠）剤（Na, Ca, Li, Alなどの金属石けん）および添加剤が混合されてつくられた半固体状の潤滑剤であり、軸受内に充てんして使用される。また、グリースの種類は多数あるので、使用目的にあったグリースを選択する必要がある。

油潤滑法は、潤滑油を転がり軸受に供給する方法によって、多数の種類に分類される。また、油の種類も多数あるので、転がり軸受の使用法に応じて選択する必要がある。油の粘度の選定にあたっての一般の基準は、①低荷重、高速回転では低粘度油、②高荷重、低速回転では高粘度油である。

また、潤滑油の粘度（viscosity）は、温度により大きく影響を受ける。図5・12に、潤滑油の動粘度と温度の関係、および各軸受形式における必要粘度を示す。図5・13に、油量と転がり軸受の温度上昇および使用回転数領域の関係、さらに油潤滑法の種類を示す。

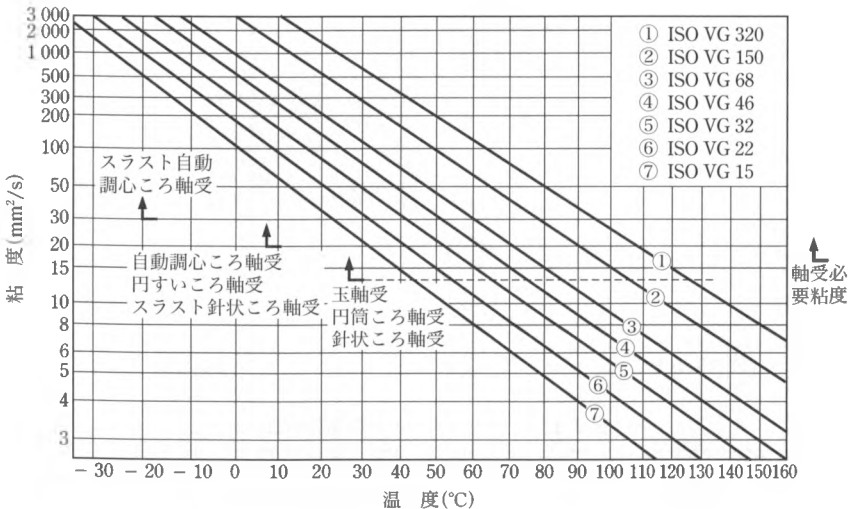
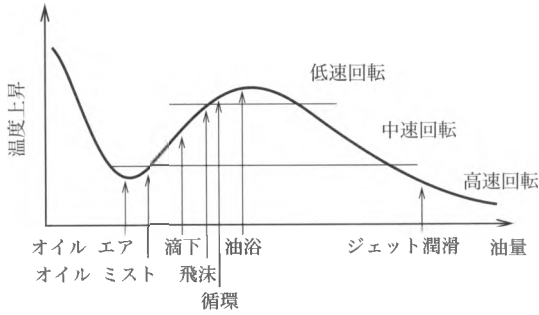
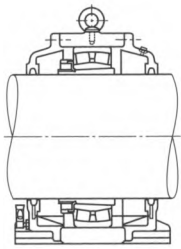


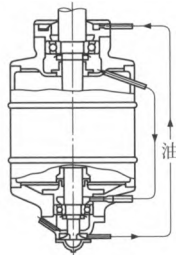
図5・12 潤滑油の粘度-温度線図および軸受形式による必要粘度



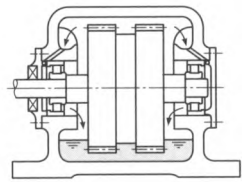
(1) 性能



(a) 油浴法の例



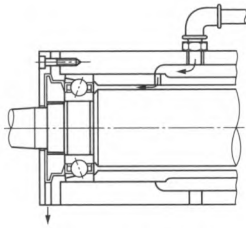
(b) 循環給油法の例



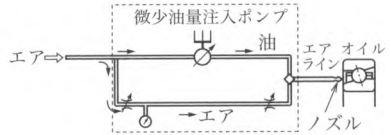
(c) 飛沫給油法の例



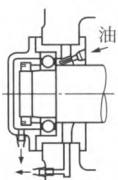
(d) 滴下給油法の例



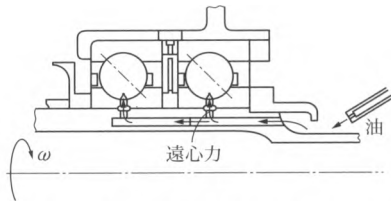
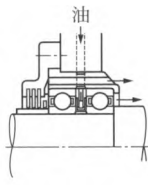
(e) 噴霧給油法の例



(f) エアオイル潤滑給油システム



(g) ジェット給油法の例



(h) アンダーレース潤滑法による軸受

(2) 種類

図 5-13 油潤滑法の種類と性能

## 5.3

## すべり軸受

sliding bearings

## 5.3.1

## すべり軸受の潤滑状態

types of lubrication

運動する軸がすべり摩擦を受けるような軸受を一般に、すべり軸受というが、すべり軸受では、軸と軸受の両表面間の潤滑状態によって、その用途や軸受特性が大きく変わる。すべり軸受の潤滑状態は、ストライベック (Stribeck) によって、潤滑油の粘度  $\eta$ 、すべり速度  $V$ 、単位面積当たりの垂直荷重  $p$  を含むパラメータを用いて整理する方法 (ストライベック線図) が提案され、図 5.14 に示すように、つぎの 4 種類に大別される。

① **境界潤滑** 同図中の領域 1 に相当する。この領域では、軸と軸受の両表面間のすべり速度が小さいため、その間には、油の数分子層からなる吸着層 (厚さ数 nm) のみが存在し、直接、接触した状態 (固体接触状態) になる。摩擦係数は、吸着層の油性に依存するが、それが破断した場合には、二面間の物理化学的相互作用によって決定されることに

なる。材料の組合せにもよるが、摩擦係数は 0.1 ~ 0.5 程度の大きな値となり、軸受の設計では、この領域の潤滑にならないようにしている。

② **流体潤滑** 同図中の領域 3 に相当し、流体膜に発生する圧力による両表面の潤滑流体によって、完全に分離された状態になっている。したがって、長時間の運転に対しても表面はまったく摩擦耗することがなく、理想的な潤滑状態といわれる。摩擦係数は、潤滑流体のせん断力によって決定され、すべり速度、潤滑流体の粘性係数が大きくなるにつれて上昇する。

③ **混合潤滑** 同図中の領域 2 に相当する部分であり、この領域では、軸および軸受表面粗さと潤滑膜の厚さがほぼ同程度の大きさになっている。したがって、この潤滑状態では固体接触状態と流体潤滑状態が混在しており、荷重は固体接触部と

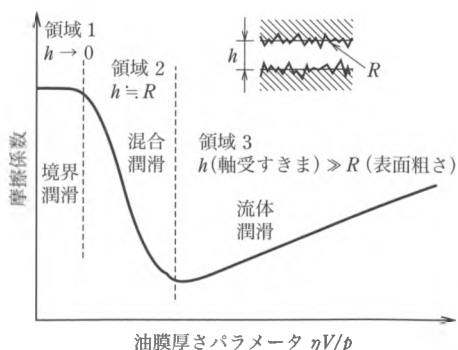


図 5.14 ストライベック線図

流体潤滑部に発生する圧力によって支持される。摩擦係数も、固体接触部と流体潤滑部のそれぞれの和として表され、流体潤滑域が増すにつれて摩擦係数は低下してくる。

④ **固体潤滑** 油を使用せずに、せん断強さが低く低摩擦材であるプラスチックや、自己潤滑性のある固体潤滑剤などの物質を表面に被覆し、摩擦係数を下げ、表面の損傷を防ぐ方法であり、これを固体潤滑という。また、このような摩擦状態を乾燥摩擦という。

### 5・3・2

#### すべり軸受の種類と材料

types of sliding bearings and materials

すべり軸受の種類は、潤滑状態によって表5・16のように分類され、それぞれの種類に応じた軸受材料を選ぶ必要がある。表5・17に、軸受材料に必要な特性を示す。

#### (1) 固体潤滑軸受（自己潤滑性軸受）の材料

固体潤滑剤や低摩擦材は、それ自体に摩擦低減作用（自己潤滑性）をもつ材料であり、低速、軽荷重での使用（AV、OA 機器、家電品、自動車部品）や、保守がなくても数10年以上の使用に耐える必要がある場合（橋梁やダム部品）、潤滑油を

表5・16 すべり軸受の種類

潤滑状態	軸受の種類	軸受材料	用途
固体潤滑 (無潤滑・ 微量の潤 滑油)	自己潤滑軸受	低摩擦材を用いた軸受 樹脂：四フッ化エチレン (PTFE)、ポリア ミド (PA)、フェノール (PF) など、 軟質金属：鉛、スズ、亜鉛、金、銀	AV 機器、OA 機器、 家電品、自動車部品、 水中ポンプ
		固体潤滑剤を付加した軸受 固体潤滑剤：黒鉛、二硫化モリブデン (MoS <sub>2</sub> )	モータブラシ、ケミ カルポンプ、橋梁支 承、ダムゲート
境界潤滑	含油軸受	含油焼結金属、含油黒鉛	自動車、家電品、 AV 機器、OA 機器、 工作機械
混合潤滑	潤滑油使用軸受 (動圧型油潤滑軸受)	樹脂、鋳鉄、りん青銅、鉛青銅、黒鉛	射出成形機、自動車、 印刷機械
流体潤滑	潤滑剤使用軸受： 動圧型、静圧型 (油潤滑、水潤滑、 気体潤滑)	油動圧軸受：鋳鉄、りん青銅、鉛青銅、ケル メット、ホワイトメタル、アルミ合金など。 その他の軸受：合金鋼（水潤滑の場合は錆び ないもの）、セラミックス、アルミ合金（表 面硬化処理が必要）	発電機、タービン、 送風機、工作機械、 情報機器、AV 機器、 自動車

表 5・17 すべり軸受材料に必要とされる特性

特性の種類	要求特性	特性の内容
負荷能力 (強さ, 硬さ)	耐疲労性	繰り返し加わる荷重に対して疲労破壊が生じにくいこと。
	耐高圧性	大きな荷重が加わっても十分耐えうる強さをもつこと。
	耐摩耗性	摩耗しにくいこと。
	耐キャビテーション性	軸受すきま内に発生するキャビテーションにより損傷しないこと (流体潤滑軸受の場合)。
	耐高温特性	回転による発熱などにより, 材料が軟化しないこと。
順応性 (軟らかさ)	なじみ性	軸が傾いて片当たりをする場合など, 軸の状態にならって変形し, 軸を損傷しないこと。
	異物埋収性	潤滑油中にごみなどの異物が入った場合, 軸や軸受表面を傷つけないように, ごみを軸受材料内に埋収できること。
	耐焼付き性	固体接触が局部的に生じても焼付きにくいこと。
化学特性	耐食性	耐食性物質や油中硫黄分などと反応しにくいこと。

使用できない場合 (宇宙空間など), 接触部において潤滑油が不足しがちな場合に用いられる。概して, すべり速度が小さく, 摩擦熱があまり発生しない箇所に用いられる。

固体潤滑剤および低摩擦材としては, 以下のようなものがあげられる。

① 固体潤滑剤 (層状構造体) …グラファイト (C), 二硫化モリブデン ( $\text{MoS}_2$ ), 二硫化タングステン ( $\text{WS}_2$ ),

② 低摩擦材

樹脂: 四フッ化エチレン (PTFE), ポリアミド (PA), ナイロン, フェノール (PF)。

軟質金属: 鉛, スズ, 亜鉛, 金, 銀。

固体潤滑軸受に用いられる材料としては, プラスチック系すべり軸受材料, および固体潤滑剤を用いたすべり軸受材料があるが, これらには, おもに表 5・18, 表 5・19 に示すような形式がある。

(2) 境界・混合潤滑軸受の材料

油で潤滑することを基本とするが, すべり面に十分な油が供給できないような場合に用いる軸受である。したがって, 軸受材料として, すべり面同士が接触しても焼付きを起こさない, 摩耗が少ない, 疲労強度が高いことなどが必要となる。このような材料としては, 銅合金, アルミ合金, 樹脂があり, 一般に, 図 5・15(a) に示すように, 軸受メタル (裏金) 表面に被覆して使用される。また, 同図(b)に示

表 5・18 プラスチック系すべり軸受材料の形式

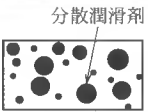
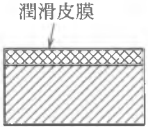
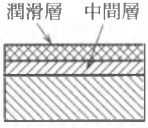

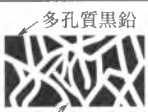
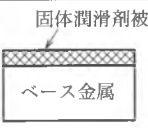
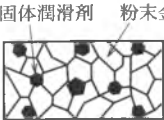
材料形式	特徴	構造図
固体潤滑剤分散型	プラスチックにグラファイトなどの固体潤滑剤や潤滑油などを配合し、分散させた材料で、形状加工が容易なことから、最も多く使用されている。	 <p>分散潤滑剤</p>
被覆型	金属の基材表面に PTFE やグラファイトなどの固体潤滑剤でコーティング膜を形成したもので、種々の箇所へのコーティングが可能なことから、特定箇所の摺動性向上などに使用される。	 <p>潤滑皮膜</p>
複層型	裏金と金属粉末焼結層とプラスチック層の複層構造からなる材料で、金属層を使用していることから、放熱特性にすぐれるため、分散型に比して高負荷までの使用に耐える。	 <p>潤滑層 中間層</p>
メッシュ型	金属メッシュのすきまに PTFE などの固体潤滑剤を含浸したもので、金属メッシュの柔軟性を利用し、軸受すきまを小さくし、がたつきをなくすることができる。	 <p>潤滑剤 メッシュ材</p>

表 5・19 固体潤滑剤を用いたすべり軸受材料の形式

材料形式	特徴	構造図
単体型	多孔質黒鉛の固体潤滑剤中に樹脂や金属を含浸させたもので、導電性があり、耐薬品性にすぐれている。 用途：モータブラシ、ケミカルポンプ用軸受、シール	 <p>多孔質黒鉛 フッ素樹脂</p>
薄膜型	ベース金属に複合めっき、蒸着、溶射などを用いて固体潤滑剤の被膜を構成させたもので、複雑な形状、薄肉材料に適用可能。 用途：カメラシャッターブレード、軸の表面処理	 <p>固体潤滑剤被膜 ベース金属</p>
埋込み型	金属ベースに設けた穴や溝に、固体潤滑剤を埋め込んだもので、固体潤滑剤とベース金属の組合せにより、適用選択の範囲が広い、大型形状のものも製作できる。 用途：ダムゲートブッシュ、橋梁用支承、原子炉機器	 <p>固体潤滑剤 ベース金属</p>
複合型	固体潤滑剤と粉末金属を混合し、焼結したもので、小型単純形状のものに適する。導電性はある。 用途：温度上昇が考えられる部分の OA 機器集電材。	 <p>固体潤滑剤 粉末金属</p>

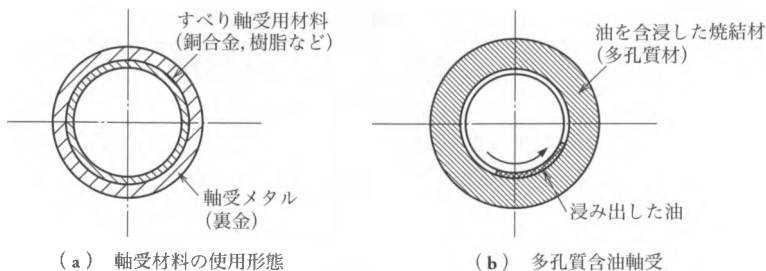


図 5-15 接触型すべり軸受の構造と種類

すような金属系やプラスチック系の焼結材（多孔質材）に油を浸み込ませた含油軸受がある。

この軸受では、軸が回転すると、摩擦熱により潤滑油が熱膨張して軸受内から油がしみ出し、停止すると、潤滑油が収縮して軸受内に戻るようになっている。転がり軸受に比べ、騒音が小さいことや安価なことから、自動車、家電品、AV・OA機器に広く使用されている。

含油軸受の材料としては、表 5-20 に示すような種類がある。

表 5-20 含油軸受用材料の種類

含油軸受	金属系	焼結材	銅系、鉄系、鉄-銅系
		成長鋳鉄材	
	プラスチック系	ポリアセタール樹脂、ポリアミド樹脂、フェノール樹脂、ポリエステル樹脂	
	木質系	リグナムバイタ、ブナ、カエデ	

### (3) 流体潤滑軸受の材料

この種の軸受の場合、混合潤滑状態で用いられる場合と流体潤滑状態で用いられる場合がある。したがって、混合潤滑状態では、なじみ性（うねりや、軸受と軸との軸心ずれによる片当たりを、塑性変形または摩擦によって相手形状に倣<sup>なら</sup>い修復する性質）、耐摩耗性、耐焼付き性が軸受材料として重要な特性であり、流体潤滑状態では、耐疲労性、耐焼付き性、耐食性が重要になる。

この種のすべり軸受は、図 5-16 に示すように、裏金上にライニング合金を接合した二層軸受材や、ライニング合金の上にさらにオーバーレイめっき（鉛-スズ合金など）を施した三層軸受材を用いるのが一般的になってきた。裏金付きとしたことで疲労強度、負荷荷重が高くなるとともに、ライニング合金の必要量が減るため、

より経済的となる利点がある。また、連続圧延法などを用いることで連続生産が可能となり、生産効率が増えられるなどの利点もある。軟質のオーバーレイは、なじみ性や異物埋取性が重要視される箇所に用いられる。

表 5-21 に、おもに、ライニング用すべり軸受材料を示す。

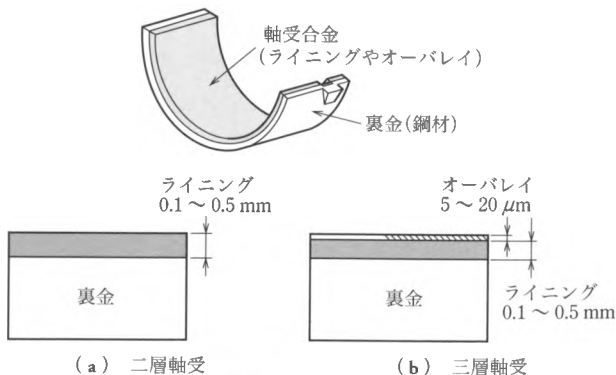


図 5-16 すべり軸受の構造

表 5-21 ライニング用すべり軸受材料の種類

材料の種類	特徴	用途	
銅合金	銅-鉛系	鉛を含む銅合金 (Pb: 20 ~ 30%, Cu) であり、ケルメット (kelmet) と呼ばれることもある。鉛成分が少ないほど耐疲労性、負荷容量が高くなるが、なじみ性、耐焼付き性が劣る。	エンジン主軸受、コンロッド大端軸受。
	青銅-鉛系	青銅マトリックス中に鉛が分散している形の材料で、なじみ性には劣るが、耐荷重性、耐摩耗性にすぐれる。	コンロッド小端軸受、油圧機器のウェアプレート。
アルミニウム合金	Al-Sn 系	ヨーロッパで開発され、耐食性にすぐれる。また中程度のなじみ性、異物埋取性、耐疲労性をもつ。	乗用車用や高負荷エンジンのクランク軸受。
	Al-Sn-Si 系	日本で開発されたもので、クランク軸(球状黒鉛鋳鉄)に対して耐疲労性、耐焼付き性にすぐれる。なじみ性、異物埋取性、耐食性も兼ね備える。	乗用車用エンジンクランク軸受材料の大半を占める。
	Al-Si 系 Al-Zn-Si-Cu 系	高い機械的強度を示すが、なじみ性、異物埋取性に劣る。	大型建設機械のディーゼルエンジン。
ホワイトメタル	スズ基ホワイトメタル	比較的機械的性質にすぐれ、良好な耐食性を示す。ほかのライニング材料に比べ、耐熱性に劣る。	船用機関軸受、高速回転用ティルティングパッド軸受、圧延機械などの限られた分野で使用される。
	鉛系ホワイトメタル	価格が安く、親油性にすぐれるが、耐食性に劣り、用途が限定される。	

## 5・3・3

## すべり軸受の設計パラメータ

design parameters of sliding bearings

## (1) 固体潤滑軸受および境界・混合軸受

これらの軸受の設計では、図5・17に示すように、許容最高速度  $V_{\max}$  (m/s)、許容最高面圧  $p_{\max}$  (MPa)、許容最高  $pV$  値 (MPa·m/s) の3種類の設計パラメータが影響する。これらの値は、軸受の材料や使用条件により異なるため、カタログなどで調べる必要がある。一般に、軸受径 ( $D$ ) と軸受幅 ( $L$ ) との比 ( $L/D$ ) は0.5～2.0程度に、軸受すきま ( $C$ ) と軸半径 ( $r$ ) との比 ( $C/r$ ) は、発熱により軸および軸受が膨張することを考慮し、0.001～0.005程度とすることが多い。

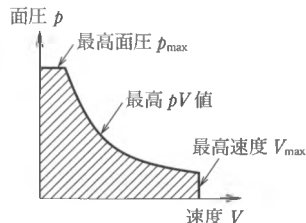


図5・17 接触型すべり軸受の設計パラメータ

表5・22に、プラスチック軸受、固体潤滑剤軸受、含油軸受の使用条件を示す。

## (2) 流体潤滑軸受

この種の軸受を流体潤滑領域で使用する場合には、流体潤滑理論 (fluid film lubrication theory) を用いることにより、数値的に正確な軸受特性を求めることが可能になってきた。しかし、起動停止時の接触や衝撃力が加わった場合など、混合潤滑領域における特性や発熱などを考慮すると、設計にはいまだ経験値が重要となっている。流体潤滑下にあるすべり軸受が安全に稼働できる限界には、図5・18に示すようなものがある。

この種の軸受の主要な設計パラメータとしては、つぎのようなものがある。

① すきま比 ( $C/r$ ) 通常、0.0005～0.002の値とする。軸の回転精度が必要な場合はすきま比を小さくし、高速回転で発熱が著しい場合は、潤滑油による冷却作用を増すため、すきま比を大きくとる。

② 幅径比 ( $L/D$ ) 0.25～2.0の値をとる。幅径比を大きくとることにより、軸受面圧が減少し、最小膜厚が大きくなるが、エンジン用軸受などのように、軸受と軸との軸心ずれや放熱が問題となる場合は、 $L/D$ を小さめにとる。

③ 最大許容圧力 ( $p$ ) 軸受面の単位面積あたりに加わる圧力は、軸受材料の疲労強度の限界を超えないようにする必要がある。

④  $\eta n/p$  値 この値はストライベック線図の横軸の値に用いられており、油膜

表 5・22 各種すべり軸受材料の許容最高面圧、許容最高速度、許容 $pV$ 値と使用温度範囲

## (a) プラスチック材使用軸受

種類	許容最高面圧 (MPa)	許容最高速度 (m/s)	許容最高 $pV$ 値 (MPa・m/s)	使用温度範囲 (°C)
ポリオレフィン系	3～5	0.25～0.5	0.8	-60～+60
ポリアミド系 (PA)	10～20	0.35	1.0～2.45	-40～+80
ポリアセタール系 (POM)	5～18	0.85～1.65	2.45	-40～+80
ポリエステル系	14.5～17.5	0.85	2.45	-40～+140
ポリフェニレンサルファイド系	14.5	2.50	0.65	-60～+200
ポリテトラフルオロエチレン系	7	1.65	1.0	-200～+200

## (b) 埋込み型固体潤滑剤軸受

ベース金属	潤滑剤の種類	許容最高面圧 (MPa)	許容最高速度 (m/s)	許容最高 $pV$ 値 (MPa・m/s)	使用温度範囲 (°C)
高力黄銅	黒鉛	24.5	0.25	1.63	400
	MoS <sub>2</sub>	39.2	0.25	1.63	400
	PTFE	49.0	0.25	1.63	120
青銅	MoS <sub>2</sub>	7.8	0.42	0.98	400
鋳鉄	黒鉛	4.9	0.25	0.65	400

編集委員会 (編)：機械設計便覧 (第3版)，丸善，1992。

## (c) 含油軸受

種類	許容最高面圧 (MPa)	許容最高速度 (m/s)	許容最高 $pV$ 値 (MPa・m/s)	使用温度範囲 (°C)
成長鋳鉄 (定期給油)	15	2.5	3.3	150
複合複層焼結 (無給油)	30	0.5	2.5	150
フェノール樹脂 (定期給油)	20	1.6	1.6	100
含油アセタール樹脂 (無給油)	20	1.2	3.3	80
複層型アセタール樹脂 (無給油)	30	1.6	5.0	120
複層型充填剤入り PTFE (無給油)	50	0.6	3.6	280

編集委員会 (編)：機械設計便覧 (第3版)，丸善，1992。

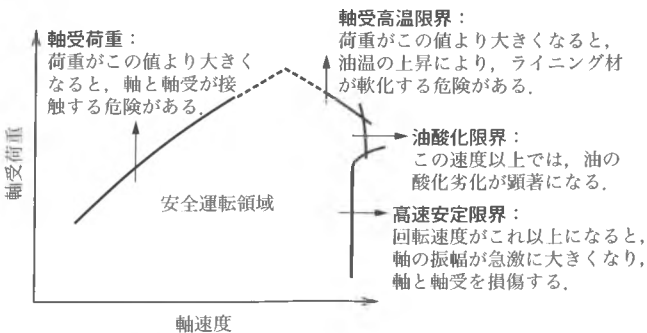


図 5・18 流体潤滑下のすべり軸受の安全運転領域

厚さに関する。一般に、この値が大きくなるほど油膜厚さは厚くなるが、実際の膜厚さは軸受面の表面粗さや変形などに影響されるため、 $\eta n/p$  の値によってのみでは一義的に決定できない。したがって、用途や材質によって経験的に  $\eta n/p$  値が

表 5-23 流体潤滑用ライニング材の許容最高面圧と使用温度範囲

軸受材料	軸受材の硬さ (HB)	軸の最小必要硬さ (HB)	最大許容圧力 (MPa)	使用温度範囲 (°C)
銅-鉛系	20 ~ 30	300	10 ~ 18	170
青銅-鉛系	40 ~ 80	300	20 ~ 32	220 ~ 250
アルミ合金系	45 ~ 50	300	28	100 ~ 150
スズ基ホワイトメタル	20 ~ 30	< 150	6 ~ 10	150
鉛系ホワイトメタル	15 ~ 20	< 150	6 ~ 8	150
三層軸受材 (ホワイト被覆)		< 230	> 30	100 ~ 150

日本機械学会(編)：機械工学便覧，B1より。

表 5-24 軸受設計資料

機械名	軸受	最大許容圧力 $p$ (MPa)	最大許容圧力速度係数 $pV$ (MPa·m/s)	適正粘度 $\eta$ (mPa·s)	最小許容 $\eta n/p$ 値 <sup>*1</sup> ( $\times 10^{-8}$ )	標準すきま比 $C/r$	標準幅径比 $L/D$
自動車用ガソリン機関	主軸受 クランクピン ピストンピン	$6^{*3} \sim 12^{*4}$	200	7 ~ 8	3.4	< 0.001	0.8 ~ 1.8
		$10^{*2.3} \sim 35^{*4}$	400		2.4	< 0.001	0.7 ~ 1.4
		$15^{*2.3} \sim 40^{*4}$	—		1.7	< 0.001	1.5 ~ 2.2
往復ポンプ，圧縮機	主軸受 クランクピン ピストンピン	$2^{*2}$	2 ~ 3	30 ~ 80	6.8	< 0.001	1.0 ~ 2.2
		$4^{*2}$	3 ~ 4		4.8	< 0.001	0.9 ~ 2.0
		$7^{*2.3}$	—		2.4	< 0.001	1.5 ~ 2.0
車両	軸	3.5	10 ~ 15	100	11.2	< 0.001	1.8 ~ 2.0
蒸気タービン	主軸受	$1^{*2} \sim 2^{*4}$	40	2 ~ 16	26	< 0.001	0.5 ~ 2.0
発電機，電動機，遠心ポンプ	回転子軸受	$1^{*2} \sim 1.5^{*2}$	2 ~ 3	25	43	< 0.0013	0.5 ~ 2.0
伝動軸	軽荷重 自動調心 重荷重	$0.2^{*2}$	1 ~ 2	25 ~ 60	24.0	< 0.001	2.0 ~ 3.0
		$1^{*2}$			6.8	< 0.001	2.5 ~ 4.0
		$1^{*2}$			6.8	< 0.001	2.0 ~ 3.0
工作機械	主軸受	$0.5 \sim 2$	$0.5 \sim 1$	40	0.26	< 0.001	1.0 ~ 4.0
打抜き機，シャー	主軸受 クランクピン	$28^{*2}$	—	100	—	< 0.001	1.0 ~ 2.0
		$55^{*2}$				< 0.001	1.0 ~ 2.0
圧延機	主軸受	20	50 ~ 80	50	2.4	< 0.0015	1.1 ~ 1.5
減速歯車	軸受	$0.5 \sim 2$	5 ~ 10	30 ~ 50	8.5	< 0.001	2.0 ~ 4.0

(注) <sup>\*1</sup> 設計の基準に用いるときは安全のため、この値の2~3倍をとる。

<sup>\*2</sup> 滴下またはリング給油，<sup>\*3</sup> はねかけ給油，<sup>\*4</sup> 強制給油。

日本機械学会(編)：機械工学便覧，B1より。

与えられている。ここで、 $n$ :1秒当たりの回転数 (rps)。

⑤  $pV$  値 軸受の消費動力を  $A_f$ 、負荷荷重を  $P$ 、摩擦係数を  $\mu$ 、すべり速度を  $V$ 、角速度を  $\omega$ 、軸半径を  $r$  とすると、軸受の消費動力は、 $A_f = \mu P \cdot \omega r = \mu P V$  となる。したがって、 $pV$  値は軸受の消費動力に関係するパラメータであり、単位時間当たりの発熱量あるいは温度上昇の大きさを表すことになる。

表 5-23 に、ライニング用すべり軸受材の許容最高面圧と使用温度範囲を示す。また表 5-24 に、種々の用途における設計パラメータの値を示す。表中の  $n$  (回転数) の単位は (rps) が用いられている。

### (3) 粘性係数と動粘度の単位

SI 単位における粘性係数  $\eta$  の単位は (Pa·s) で与えられるが、一般的には、ポアズ (P) が広く使用され、その 1/100 の単位をセンチポアズ (cP) といい、以下のように与えられる。

$$\begin{aligned} \text{センチポアズ (cP)} &= 1/100 \text{ dyn}\cdot\text{s}/\text{cm}^2 = 10^{-2} \times 10^{-5} \times 10^4 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2 \\ &= 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s} \end{aligned}$$

市販の潤滑油の単位として動粘度  $\nu$  が用いられるが、動粘度は、SI 単位では ( $\text{m}^2/\text{s}$ ) で与えられる。また一般には、ストークス (St) が用いられることが多く、その 1/100 の単位をセンチストークス (cSt) といい、以下のように与えられる。

$$\text{センチストークス (cSt)} = 1/100 \text{ cm}^2/\text{s} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

粘性係数と動粘度の関係は、潤滑油の密度を  $\rho$  とすると、

$$\eta = \rho \nu$$

で与えられる。

## 5-3-4

### すべり軸受の消費動力 (ペトロフの法則)

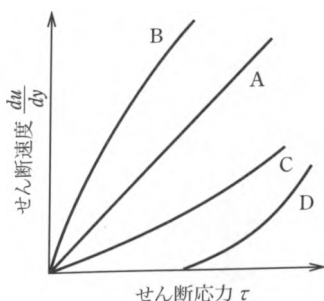
power loss of sliding bearings

すべり軸受の消費動力を求めるためには、油のせん断応力を知る必要があるが、一般には、せん断応力が速度勾配に比例するニュートン流体 (Newtonian fluid) が仮定される。この場合、せん断応力  $\tau$  は、

$$\tau = \eta \frac{du}{dy} \quad (5-12)$$

と与えられる (ニュートンの粘性法則)。 $\eta$  は比例定数であり、粘性係数と呼ばれる。

潤滑流体には、ニュートン流体のほかに、非ニュートン流体といわれる流体があ



- A: ニュートン液体  
 B: ダイラタント流体 (高濃度けん濁液)  
 C: 擬塑性流体 (高分子ポリマー添加油, 乳化油)  
 D: 塑性流体 (ゲル, グリース)

図 5-19 潤滑油の特性

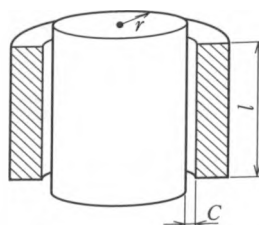


図 5-20 すべり軸受におけるペトロフの法則の図

り、これらの流体では、せん断応力は必ずしも速度勾配に比例しない。非ニュートン流体としては、高分子を含む潤滑流体、高濃度エマルジョン、グリースなどがあり、図 5-19 に示すような特性をもっている。

ニュートン流体を用いたジャーナルすべり軸受の消費動力を簡易的に求める方法として、ペトロフ (Petroff) の法則が知られている。

いま、図 5-20 に示すように、半径  $r$  の軸が、半径すきま  $C$ 、軸受長さ  $l$  の軸受中心で回転数  $N$  (rpm) で回転している。このとき、油のせん断応力  $\tau$  は、

$$\tau = \eta \frac{du}{dy} = \eta \frac{U}{C} = \frac{\eta}{C} \frac{2\pi r N}{60} \quad (5-13)$$

となる。したがって、トルク  $T$  は、

$$T = (\tau \cdot 2\pi r l) \cdot r = \left( \frac{\eta}{C} \frac{2\pi r N}{60} \cdot 2\pi r l \right) \cdot r = \frac{4\pi^2 r^3 l}{C} \frac{\eta N}{60} \quad (5-14)$$

また、軸受荷重を  $P$ 、軸受の摩擦係数を  $\mu$  とすると、トルク  $T$  はつぎのように与えられる。

$$T = \mu P r = \mu (2rlp) r = 2r^2 \mu l p \quad [\because p = P / (2rl)] \quad (5-15)$$

式(5-14) = 式(5-15)から、摩擦係数  $\mu$  を求めると、

$$\mu = \frac{\pi^2}{30} \frac{\eta N}{p} \frac{r}{C} \quad (5-16)$$

となる。式中には、すべり軸受の設計パラメータである  $\eta n/p$  と  $C/r$  が含まれている。

〔例題 5・4〕 回転数  $N = 3000$  rpm, 軸受荷重  $P = 5000$  N を受けるガソリン自動車用主軸受の直径  $d$  と軸受幅  $l$  を表 5・24 (表中  $D, L$ ) をもとに求め, さらに軸受の消費動力を求めよ.

〔解〕 この種の軸受の設計手法としては種々の方法が考えられるが, ここでは, 題意によって, 表 5・24 から求める方法について考える.

同表より,  $l/d = 1.0$ ,  $\eta = 8$  mPa·s とすると, 最大許容圧力  $p$  については,

$$p = \frac{P}{ld} = \frac{P}{d^2} \leq 25 \text{ MPa}$$

よって,  $d \geq 0.0141$  m

最大許容速度係数  $pV$  については,

$$pV = \frac{P}{d^2} \cdot \frac{d}{2} \cdot \frac{2\pi N}{60} \leq 400 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$$

よって,  $d \geq 0.00196$  m

$\eta n/p$  については, 3 倍した値を仮定すると,

$$\frac{\eta n}{p} \times 3 = \frac{\eta d^2 n}{P} \times 3 \geq 3.4 \times 10^{-8} \times 3$$

よって,  $d \geq 0.036$  m

以上の条件を満足する  $d$  を求めると,  $d = 36$  mm となる.

よって,  $l = 36$  mm となる.

つぎに, 軸受の消費動力  $A_f$  は, ペトロフの式から,  $r/C = 1000$  とすると,

$$\begin{aligned} A_f &= \mu P \cdot r\omega = \frac{\pi^2}{30} \frac{\eta N}{p} \frac{r}{C} P V \\ &= \frac{\pi^2}{30} \times \frac{8 \times 10^{-3} \times 3000}{3.9 \times 10^6} \times 10^3 \times 5000 \times \frac{0.036 \times 2\pi \times 3000}{2 \times 60} = 57 \text{ W} \end{aligned}$$

## 5・4

### 流体潤滑理論

fluid film lubrication theory

### 5・4・1

#### 流体潤滑理論と基礎方程式

fluid film lubrication theory and governing equation

油を注ぐことによって物体がスムーズに動くようになるということは, 誰もが経

験的に知っていることである。しかし、相対運動をする二面間に存在する流体に圧力が発生し、それにより、物体が支持されスムーズに動くようになるということは、比較的近代になるまで知られていなかった。

イギリスの鉄道技術者であるタワー（B. Tower）は、1883年に列車用支持軸受（軸径4 inchの部分軸受）の実験を行っている際に、軸の回転によって軸受内に圧力が発生することを発見した。軸受内の発生圧力を測定したところ、負荷荷重とほぼ一致することから、車軸は潤滑流体内に発生した圧力によって非接触に支持されていることが明らかとなった。

同じくイギリスのマンチェスター（Manchester）大学の教授であるレイノルズ（O. Reynolds）は、1886年に流体の運動方程式と連続の式を組み合わせることにより、軸受内の圧力分布を求める基礎方程式（レイノルズ方程式：Reynolds equation）を導き、流体潤滑理論の基礎を築いた。

レイノルズは、上記の支配方程式を導く際に、いくつかの仮定を行っている。

- ① 潤滑流体は、非圧縮性のニュートン流体とする。すなわち、せん断応力 $\tau$ は速度勾配 $du/dy$ に比例する。
- ② すきま内の流れは層流、粘性、等温流れとする。
- ③ 潤滑膜厚さが軸受の他の寸法に比べて小さいことから、潤滑流体の圧力および粘度は膜厚方向に一定とする。
- ④ 相対運動する二面の境界面での流体の速度は、それぞれの面のもつ速度と同じであり、すべりは生じない。

上記の仮定を考慮し、図5・21に示すようなくさび状の油膜形状をもつ流体内の圧力分布を支配する基礎方程式（一次元のレイノルズ方程式）を導いてみる。二面

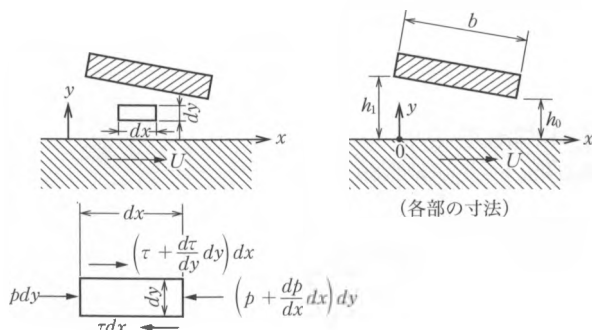


図5・21 くさび膜内の微小領域における流体力の釣合い

の片方は固定され、他方は速度  $U$  で運動しているとする。くさび膜内の微小領域における力の釣合いを考えると、同図より以下の関係が得られる。

$$pdy + \left( \tau + \frac{d\tau}{dy} dy \right) dx = \left( p + \frac{dp}{dx} dx \right) dy + \tau dx \quad (5 \cdot 17)$$

式(5・17)を整理すると、

$$\frac{dp}{dx} = \frac{d\tau}{dy} \quad (5 \cdot 18)$$

さらに、潤滑流体をニュートン流体と仮定したことから、 $\tau = \eta du/dy$  の関係が成り立ち、これを式(5・18)に代入すると、次式が得られる。なお、 $\eta$  は比例係数であり、粘性係数といわれる。

$$\frac{dp}{dx} = \eta \frac{d^2 u}{dy^2} \quad (5 \cdot 19)$$

式(5・19)の左辺は  $y$  の関数ではないので、式(5・19)は  $y$  に関して単純に積分することができる。よって、

$$u = \frac{1}{2\eta} \frac{dp}{dx} y^2 + C_1 y + C_2 \quad (5 \cdot 20)$$

が得られる。境界条件、 $y=0$  で  $u=U$ 、 $y=h$  で  $u=0$  を式(5・20)に代入し、積分定数を求めて整理すると、次式が得られる。

$$u = U \frac{h-y}{h} - \frac{1}{2\eta} \frac{dp}{dx} y(h-y) \quad (5 \cdot 21)$$

$u$  の第1項は、面が運動することにより生ずる流量であり、クエット流れ (Couette flow) と呼ばれる。第2項は、圧力差によって生ずる流れであり、ポアズイユ流れ (Poiseuille flow) と呼ばれる。

式(5・21)を積分することにより、軸受すきま  $h$  を流れる単位幅当たりの流量を求めることができる。

$$Q = \int_0^h u dy = \frac{U}{2} h - \frac{h^3}{12\eta} \frac{dp}{dx} \quad (5 \cdot 22)$$

一方、流量の連続条件から、 $dQ/dx=0$  が成り立つ必要がある。式(5・22)を流量連続条件の式に代入し整理すると、

$$\frac{d}{dx} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{dp}{dx} \right) = 6U \frac{dh}{dx} \quad (5 \cdot 23)$$

が得られる。式(5・23)を一次元のレイノルズ方程式という。

## 5・4・2

## 傾斜平面軸受の軸受特性

characteristics of plane slider bearing

一次元のレイノルズ方程式を解くことによって、図5・21に示したような無限幅の傾斜平面軸受の特性を求めることができる。

## (1) すきま内圧力分布を求める

図に示すように、 $x=0$ における軸受すきまを  $h=h_1$ 、 $x=b$ におけるすきまを  $h=h_0$  とすると、軸受すきま  $h$  は  $x$  の関数として、つぎのように与えられる。

$$\begin{aligned} h &= h_1 - (h_1 - h_0) \cdot x/b = h_0 \{ h_1/h_0 + (1 - h_1/h_0) \cdot x/b \} \\ &= h_0(\alpha + 1 - \alpha X) = h_0 H \end{aligned} \quad (5.24)$$

ここで、

$$\alpha = h_1/h_0 - 1, \quad X = x/b, \quad H = h/h_0 \quad (5.25)$$

とおき、式(5.23)で与えられた一次元のレイノルズ方程式に式(5.24)、(5.25)を代入し、整理すると、

$$\frac{d}{dX} \left( H^3 \frac{dp}{dX} \right) = \frac{6\eta Ub}{h_0^2} \frac{dH}{dX} \quad (5.26)$$

さらに、式(5.26)において、 $p = (6\eta Ub/h_0^2) \cdot P$  とおくと、以下のような無次元レイノルズ方程式が得られる。

$$\frac{d}{dX} \left( H^3 \frac{dP}{dX} \right) = \frac{dH}{dX} \quad (5.27)$$

式(5.27)を  $X$  に関して積分すると、

$$H^3 \frac{dP}{dX} = H + C_1 \quad (5.28)$$

が得られる。 $dP/dX=0$  となる軸受すきまを  $H=H_i$  とすると、式(5.28)より、 $C_1 = -H_i$  が得られる。よって、

$$\frac{dP}{dX} = \frac{H - H_i}{H^3} = \frac{1}{H^2} - \frac{H_i}{H^3} \quad \therefore dP = \frac{dX}{H^2} - \frac{H_i}{H^3} dX \quad (5.29)$$

となる。式(5.29)を積分すると、

$$P = \frac{1}{\alpha(1+\alpha-\alpha X)} - \frac{H_i}{2\alpha(1+\alpha-\alpha X)^2} + C_2 \quad (5.30)$$

境界条件として、 $x=0$ 、 $x=b$ すなわち  $X=0$ 、 $X=1$  で  $P=0$  となることから、 $H_i$ 、 $C_2$  を求めると、

$$H_i = \frac{2(1+\alpha)}{2+\alpha}, \quad C_2 = \frac{-1}{\alpha(2+\alpha)} \quad (5.31)$$

が得られる。よって、無次元圧力  $P$  は次式のように求められる。

$$P = \frac{\alpha X(1-X)}{(2+\alpha)(1+\alpha-\alpha X)^2} \quad (5.32)$$

## (2) 負荷容量を求める

求められたすきま内圧力を積分することにより、全負荷容量  $w$  が得られる。いま、軸受幅を  $a$  とすると、単位幅当たりの負荷容量は以下ようになる。

$$\frac{w}{a} = \int_0^b p dx = \frac{6\eta U b^2}{h_0^2} \int_0^1 P dX \quad (5.33)$$

式(5.33)の両辺を  $6\eta U b^2/h_0^2$  で除すると、無次元負荷容量  $W$  が得られる。

$$W = \frac{w}{a} \frac{h_0^2}{6\eta U b^2} = \int_0^1 P dX = \frac{1}{\alpha} \left[ \frac{\ln(1+\alpha)}{\alpha} - \frac{2}{(2+\alpha)} \right] \quad (5.34)$$

また、式(5.34)を整理し直すと、

$$\frac{h_0}{b} = \sqrt{6W} \sqrt{\frac{\eta U a}{w}} = \left[ \frac{6}{\alpha} \left\{ \frac{\ln(1+\alpha)}{\alpha} - \frac{2}{(2+\alpha)} \right\} \right]^{1/2} \sqrt{\frac{\eta U a}{w}} \quad (5.35)$$

となり、作動条件と油膜厚さの関係が得られる。

## (3) 摩擦力を求める

摩擦力は、油膜のせん断力を軸受面全体にわたって積分することによって得られる。したがって、油膜のせん断力を求めると、

$$\begin{aligned} \tau|_{y=h,0} &= \eta \frac{du}{dy} \Big|_{y=h,0} = \eta \cdot \left[ \frac{1}{\eta} \frac{dp}{dx} \left( y - \frac{h}{2} \right) - \frac{U}{h} \right]_{y=h,0} \\ &= \pm \frac{dp}{dx} \left( \frac{h}{2} \right) - \frac{U}{h} \eta \end{aligned} \quad (5.36)$$

さらに、式(5.36)を軸受面全体にわたって積分することにより、摩擦力  $f$  は、以下のように求まる。

$$\begin{aligned} f_{h,0} &= \int_0^a \int_0^b \tau \Big|_{h,0} dx dz = \int_0^a \int_0^b \left( \pm \frac{dp}{dx} \cdot \frac{h}{2} - \frac{\eta U}{h} \right) dx dz \\ &= \pm \int_0^a \int_0^b \frac{dp}{dx} \cdot \frac{h}{2} dx dz - \eta U \int_0^a \int_0^b \frac{1}{h} dx dz \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= \pm \int_0^a \left\{ p \frac{h}{2} \Big|_0^b - \int_0^b p \frac{dh}{2} \right\} dz - \eta U a \int_0^b \frac{1}{h} dx dz \\
 &= \mp \int_0^a \int_0^b \frac{p}{2} \cdot \left( -\frac{\alpha}{b} h_0 \right) dx dz - \eta U a \int_0^b \frac{1}{h_0(1+\alpha-\alpha \cdot x/b)} dx dz \\
 &= \pm \frac{w a h_0}{2b} - \frac{\eta U a b}{h_0 \alpha} \ln(1+\alpha) \tag{5.37}
 \end{aligned}$$

速度  $U$  で運動する面が受ける摩擦力は、 $h=0$  における値であることから、式(5.37)より、摩擦力  $f$  の絶対値を求めると、

$$f_0 = \frac{w a h_0}{2b} + \frac{\eta U a b}{h_0 \alpha} \ln(1+\alpha) \tag{5.38}$$

となる。

〔例題 5.5〕 一次元の傾斜面スライダにおいて、最小軸受すきま  $h_0 = 30 \mu\text{m}$ 、移動速度  $U = 2 \text{ m/s}$ 、軸受長さ  $b = 100 \text{ mm}$ 、 $\alpha = 2$ 、 $\eta = 0.01 \text{ Pa}\cdot\text{s}$  としたとき、軸受内に発生する最大圧力とその位置を求めよ。

〔解〕 式(5.32)を  $X$  について微分することにより、 $P$  の極大値を得ることができる。よって、

$$P = \frac{\alpha X(1-X)}{(2+\alpha)(1+\alpha-\alpha X)^2}$$

であるから、

$$\begin{aligned}
 \frac{dP}{dX} &= \frac{\alpha}{(2+\alpha)} \{ (1-X)(1+\alpha-\alpha X)^{-2} - X(1+\alpha-\alpha X)^{-2} \\
 &\quad + 2\alpha X(1-X)(1+\alpha-\alpha X)^{-3} \} \\
 &= \frac{\alpha}{(2+\alpha)} \frac{1}{(1+\alpha-\alpha X)^3} \{ (1-X)(1+\alpha-\alpha X) - X(1+\alpha-\alpha X) \\
 &\quad + 2\alpha X(1-X) \} = 0
 \end{aligned}$$

$$\therefore X = (1+\alpha)/(2+\alpha) = 0.75, \quad x = bX = 100 \times 0.75 = 75 \text{ mm}$$

$$\text{したがって、} P_{\max} = \alpha / \{ 4(2+\alpha)(1+\alpha) \} = 0.042$$

$$\therefore p_{\max} = (6\eta U b / h_0^2) \cdot P_{\max}$$

$$\therefore p_{\max} = \{ 6 \times 0.01 \times 2 \times 0.1 / (30 \times 10^{-6})^2 \} \times 0.042 = 0.56 \text{ MPa}$$

5・4・3 ジャーナル軸受の軸受特性

characteristics of journal bearings

ジャーナル軸受は、回転軸を支持する軸受であり、潤滑流体中に発生する圧力により、回転軸を完全に非接触支持することができる。したがって、軸受寿命をほとんど無限とすることが可能である。この軸受の形状は、図5・22に示すように、真円、部分円弧、多円弧などいろいろな種類がある。

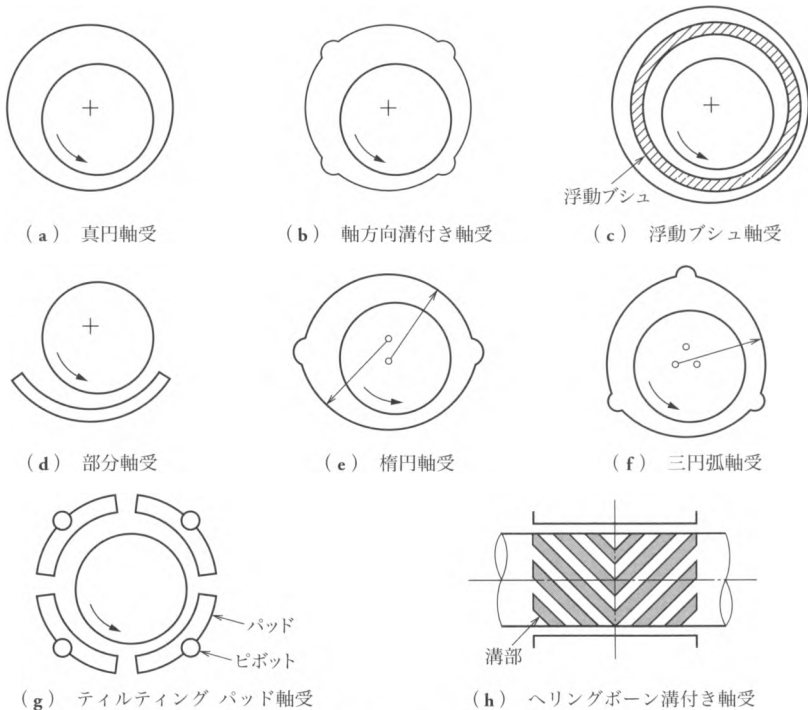


図5・22 流体潤滑ジャーナル軸受の種類

図5・23に、真円形状の軸受に静的な荷重  $W$  をかけた場合の軸心位置と潤滑流体中に発生する圧力を示す。軸受中心と軸中心の距離を  $e$ 、平均軸受すきまを  $C$  とすると、 $\epsilon = e/C$  を偏心率という。また、軸中心と軸受中心を結んだ線と荷重の作用線とのなす角  $\phi$  を偏心角と呼ぶ。偏心率と偏心角を与えることにより、軸心位置を決定することができる。

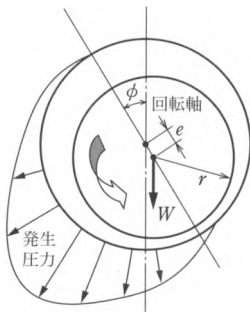


図5・23 荷重負荷時の軸心位置と圧力分布

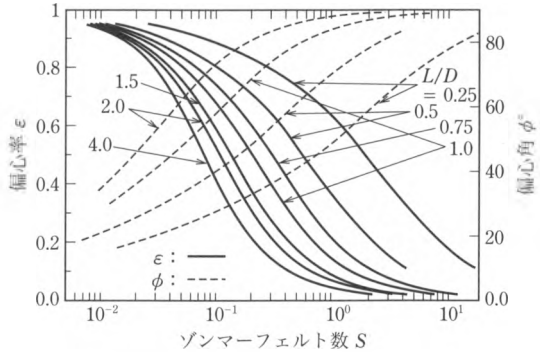


図5・24 真円軸受の特性

軸受すきま内の圧力は、以下のような二次元のレイノルズ方程式を数值的に解くことにより得られる。

$$\frac{\partial}{r \partial \theta} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{r \partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6U \frac{\partial h}{r \partial \theta} \quad (5 \cdot 39)$$

ここで、 $h = C + e \cos \theta = C(1 + \varepsilon \cos \theta)$  は局所軸受すきまで、最小軸受すきまは、 $h = C(1 - \varepsilon)$  で与えられる。 $\theta$ : 円周方向座標、 $y$ : 軸方向座標。

図5・24に真円軸受の特性を示す。特性は、ギュンベル (Gümbel) の境界条件〔軸受端の圧力  $= p_a$  (周囲圧力)、 $\pi \leq \theta \leq 2\pi$  で、 $p = p_a$ 〕を用いて求められている。横軸は、ゾンマーフェルト数  $S = \eta n (r/C)^2 / p = \eta n L D (r/C)^2 / P$  と呼ばれる変数で、ジャーナル軸受の特性を表すために使われる無次元パラメータである。ここで、 $n$ : 回転数/秒、 $L$ : 軸受幅、 $r$ : 軸半径、 $D = 2r$ : 軸直径である。

図5・24を用いることにより、軸受荷重と偏心率あるいは最小軸受すきま、偏心角の関係を求めることができる。ゾンマーフェルト数が大きい領域では、荷重が小さく偏心率が小さい。また、偏心角は  $90^\circ$  に近い値を示す。一方、ゾンマーフェルト数が小さい領域では、荷重が大きくなり偏心率が大きくなる。また、偏心角はゼロに近づく。

ジャーナル軸受は、回転することにより、摩擦損失を生じるが、その値はペトロフの法則より求められる。よって、その損失動力は、 $A_f = \mu P V$  で与えられる。またこの損失動力は、潤滑油の温度上昇の原因となるため、高速回転や高荷重回転の場合には、温度上昇を抑制するために強制給油を行う必要がある。図5・25に、ジャーナル軸受の給油法のうち、代表的な2例を示す。

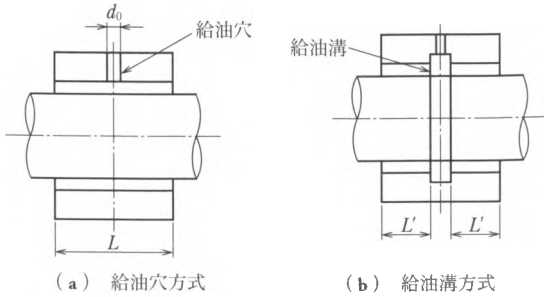


図 5・25 ジャーナル軸受の給油法の代表例

$P_s$  を給油圧力とすると、穴給油および円周溝給油からの流入流量  $q_s$  は、それぞれ以下のように与えられる。

$$\text{穴給油: } q_s = \frac{8h_1^3}{\eta} p_s \cdot Q \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (Q = 0.277a^3 - 0.253a^2 + 0.176a + 0.008)$$

ここで、 $a = d_0/L$  ( $0.1 \leq a \leq 0.8$ ,  $d_0$ : 給油口直径,  $L$ : 軸受幅),  $h_1 = C(1 + \epsilon \cos \phi)$  ( $h_1$ : 給油口位置の軸受すきま)。

$$\text{円周溝給油: } q_s = \frac{\pi C^3 D}{6\eta L'} \left(1 + \frac{3}{2}\epsilon^2\right) \cdot p_s \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

ここで、 $L'$ : 給油溝から軸受端までの軸受幅。

一方、強制給油によって軸受端から流出する潤滑油が運び去るエネルギー  $A_o$  は、

$$A_o = \rho q_s k \Delta T \tag{5・40}$$

ここで、 $k = (0.4 \sim 0.6) \times 4.2 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$  ( $k$ : 比熱),  $\Delta T$ : 温度上昇分,  $\rho$ : 油の密度 ( $= 890 \text{ kg/m}^3$ )。

したがって、潤滑油の温度上昇  $\Delta T$  は、軸受の消費動力  $A_f$  と潤滑油が運び去るエネルギー  $A_o$  を等値することによって得られる。よって、

$$\Delta T = \mu PV / \rho q_s k \tag{5・41}$$

〔例題 5・6〕 単一給油口をもつ蒸気タービン用軸受において、回転数を  $N = 1500 \text{ rpm}$ , 軸径を  $D = 200 \text{ mm}$ , 幅径比  $L/D = 1.0$ , すきま比を  $C/r = 0.001$  とするとき、軸心位置と加えうる負荷荷重の値を求めよ。また、単一給油口 ( $d_0 = 40 \text{ mm}$ ) からの給油圧力が  $0.6 \text{ MPa}$  のときの油温を求めよ。

〔解〕 表 5・24 より、ここでは  $\eta n/p$  の値を 2 倍とし、

$$\eta n/p \times 2 = 26 \times 10^{-8} \times 2 = 52 \times 10^{-8}$$

よって、同表より  $\eta = 10 \text{ mPa}\cdot\text{s}$  とすると、ゾンマーフェルト数は、

$$S = \eta n (r/C)^2 / p = 52 \times 10^{-8} \times (1000)^2 = 0.52$$

図 5・24 より偏心率を求めると、 $\varepsilon = 0.27$  となる。また、そのときの偏心率  $\phi = 79^\circ$  となる。

加えうる負荷荷重はゾンマーフェルト数より、

$$P = 10 \times 10^{-3} \times 1500/60 \times 0.2 \times 0.2 \times (1000)^2 / 0.52 = 19200 \text{ N}$$

よって、

$$p = P/LD = 0.48 \text{ MPa}$$

$$pV = 0.48 \times 10^6 \times 0.1 \times 2 \times \pi \times 1500/60 = 7.54 \text{ MPa}\cdot\text{m/s}$$

となり、ともに表 5・24 の値を満足している。

つぎに、軸受の消費動力は、式(5・14)のトルクより、

$$\begin{aligned} A_f &= T\omega = 2\pi\eta r^2 l\omega^2 \frac{r}{C} \\ &= 2\pi \times 10 \times 10^{-3} \times \left(\frac{0.2}{2}\right)^2 \times 0.2 \times 10^3 \times \left(\frac{2\pi \times 1500}{60}\right)^2 = 3100 \text{ W} \end{aligned}$$

また、強制油量は以下のようになる。まず偏心率が  $\varepsilon = 0.27$ 、偏心率が  $\phi = 79^\circ$  であることから、穴給油位置の軸受すきま  $h_1$  は、ほぼ、

$$h_1 = 0.1 \times 10^{-3} \times (1 + 0.27 \cos 79^\circ) = 0.1 \times 10^{-3} \times 1.05$$

で与えられる。よって、強制油量は、 $d_0/L = 40/200 = 0.2$  であることより、

$$q_s = \frac{8 \times \{0.1 \times 10^{-3} \times (1.05)\}^3}{0.01} \times 0.6 \times 10^6 \times Q$$

$$Q = 0.277 \cdot 0.23 - 0.253 \cdot 0.22 + 0.176 \cdot 0.2 + 0.008 = 0.0353$$

$$\therefore q_s = 1.96 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

式(5・40)より、上昇温度は、

$$\Delta T = A_o / \rho k q_s = 3100 / (890 \times 0.5 \times 4.2 \times 10^3 \times 1.96 \times 10^{-5}) = 84.5 \text{ K}$$

#### 5・4・4

#### 静圧軸受の基本構造

basic structure of hydrostatic bearings

静圧軸受 (hydrostatic bearing) は、図 5・26 に示すように、軸受外に加圧源をもち、加圧流体を、絞りを通して軸受すきま内に供給する構造となっている。静圧軸受には、加圧流体として油や水などの非圧縮性流体を用いるものと、空気などの圧縮性流体を用いるものがある。絞りとしては、油静圧軸受の場合、毛細管絞りや

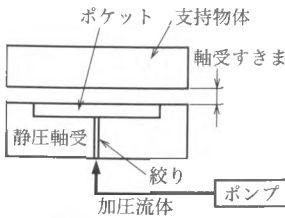


図 5.26 静圧軸受の基本構造

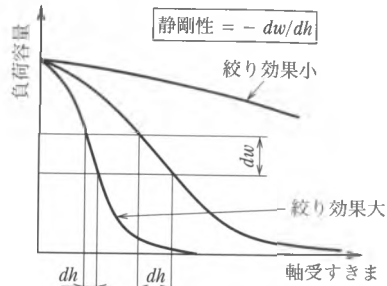


図 5.27 静圧軸受における軸受すきまと負荷容量の関係

オリフィス絞りが用いられ、気体静圧軸受の場合は、0.1～1.0 mm 程度の小さな給気孔を絞りとして用いるのが一般的である。また、多孔質材を用いた多孔質静圧気体軸受といわれる軸受もある。

図 5.27 には、静圧軸受の負荷容量と軸受すきまの関係を示す。加圧流体は絞りを通して軸受内に導かれるが、絞りのもつ流路抵抗のため、軸受すきまが大きくなるにつれ、絞り出口の圧力が低下する。したがって、軸受内圧力の総和として与えられる負荷容量も減少することになる。静圧軸受の剛性 ( $k = -dw/dh$ ) は、軸受すきま-負荷容量曲線を微分した値であるが、絞りは、この剛性を得るうえで重要な役割を果たしている。すなわち、軸受すきまが大きくなると負荷容量が低下することが、静圧軸受の剛性を生み出すことになる。

### 5.4.5 静圧軸受の負荷容量

load carrying capacity

極座標系のレイノルズ方程式は、つぎのように与えられる。

$$\frac{d}{dr} \left( r \frac{dp}{dr} \right) = 0 \tag{5.42}$$

$r = r_0 R$ ,  $p = p_s P$  とおき、式(5.42)を無次元化すると、

$$\frac{d}{dR} \left( R \frac{dP}{dR} \right) = 0 \rightarrow R \frac{d^2 P}{dR^2} + \frac{dP}{dR} = 0 \quad \therefore P = A_1 \ln(R) + A_2 \tag{5.43}$$

となる。

境界条件として、軸受端  $R = 1$  では  $P = 0$ 、ポケット内圧力を  $P_i$  とすると、 $R = R_a$  では  $P = P_i$  となる。したがって、式(5.43)より、

$$A_1 = \frac{P_i}{\ln(Ra)}, \quad A_2 = 0$$

が得られる。

つぎに、毛細管に入る流量  $q_c$  と軸受すきまに入る流量  $q_b$  との連続条件から、

$$q_c = \frac{\pi d^4}{128\eta l} (p_s - p_i), \quad q_b = -\frac{h^3}{12\eta} \cdot 2\pi r a \cdot \frac{dp}{dr}, \quad q_c = q_b \quad (5.44)$$

よって、式(5.44)を、 $r = r_0 R$ 、 $p = p_s P$  と  $A_1 = \frac{P_i}{\ln(Ra)}$  を考慮して整理すると、

$$-\frac{3d^4}{64h^3 l} \ln(Ra)(1 - P_i) = P_i$$

$$\therefore P_i = \frac{\gamma}{1 + \gamma} \quad \left[ \because \gamma = -\frac{3d^4}{64h^3 l} \ln(Ra) \right] \quad (5.45)$$

円板型ポケット付き静圧軸受の負荷容量  $w$  は、軸受面の圧力を積分することにより求めることができる。よって、

$$w = (\text{ポケット部の圧力の総和}) + (\text{ランド部の圧力の総和})$$

$$= \pi r a^2 p_i + \int_{r_a}^{r_0} p \cdot 2\pi r \cdot dr = \pi r a^2 p_i + 2\pi r_0^2 p_s \int_{Ra}^1 P R dR$$

$$= \pi r a^2 p_i + 2\pi r_0^2 p_s \cdot P_i \cdot \left( -\frac{Ra^2}{2} - \frac{1 - Ra^2}{4 \ln(Ra)} \right) \quad (5.46)$$

となる。式(5.46)の両辺を  $\pi r_0^2 p_s$  で除すると、無次元負荷容量  $W$  が求まる。

$$W = \frac{w}{\pi r_0^2 p_s} = -\frac{1 - Ra^2}{2 \ln(Ra)} P_i \quad (5.47)$$

**【例題 5.7】** 縦形のターボ圧縮機の軸（質量 =  $5 \times 10^3$  kg）を、回転スタート時に非接触となるように、5個の円板型ポケットスラスト軸受を用いて浮上させたい。給油圧力を 2.0 MPa とし、40  $\mu\text{m}$  浮上させるための軸受を設計せよ。

**【解】** 1個当たりの軸受の支持する荷重： $w = \frac{5000}{5} \times 9.8 = 9800$  N

無次元負荷容量  $W = 0.5$  と仮定すると、 $W = 0.5 = \frac{w}{\pi r_0^2 p_s} = \frac{9800}{\pi r_0^2 2 \times 10^6}$  より、

$$r_0 = 0.056 \text{ m} = 5.6 \text{ cm.}$$

$R_a = 0.7$  と仮定すると,  $W = 0.5 = -\frac{1-R_a^2}{2\ln(R_a)} P_i = -\frac{1-0.7^2}{2\ln(0.7)} P_i$  より,  $P_i = 0.7$  となる.

一方,  $P_i = \frac{\gamma}{1+\gamma}$  より,  $\gamma = \frac{P_i}{1-P_i} = 2.3 = -\frac{3d^4}{64lh^3} \ln(R_a)$  となる.

よって,  $\frac{d^4}{l} = -\frac{2.3 \times (40 \times 10^{-6})^3 \times 64}{3 \times \ln(0.7)} = 8.75 \times 10^{-12} \text{ m}^3$

が得られる. 毛細管径としては, 一般的に 1 mm 以下の径が選ばれるので, ここでは  $d = 0.6 \text{ mm}$  とすると,  $l = 15 \text{ mm}$  が得られる.

以上, 軸受としては, 軸受半径  $r_0 = 56 \text{ mm}$ , 毛細管径  $d = 0.6 \text{ mm}$ , 毛細管長さ  $l = 15 \text{ mm}$  とすればよい.

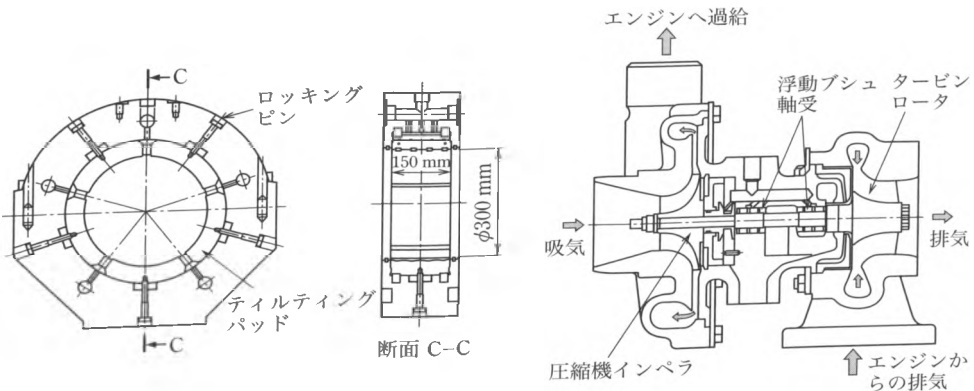
5・4・6

流体潤滑軸受の応用例

applications of fluid film lubrication bearings

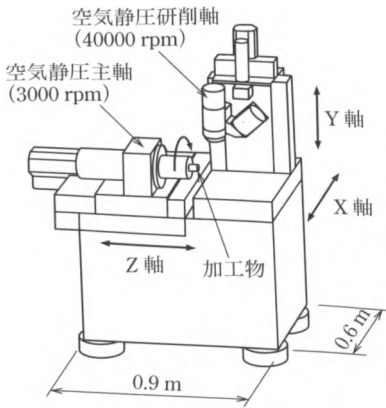
流体潤滑軸受は, 一般に高い運動精度や高い剛性が得られることから, 超精密加工機や精密測定機に多数応用されている. 図 5・28 にその応用例を示した.

空気軸受は, 摩擦が小さいことやクリーンなことから, 高速回転スピンドルやハードディスクの浮動ヘッド, レーザ スキャナ用軸受などの情報関連機器に使用されている.



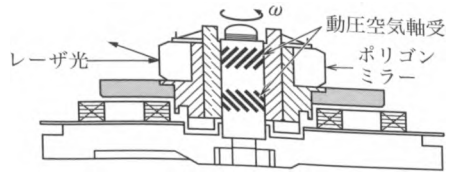
(a) 発電機用大型テイルテイングパッド軸受

(b) ターボチャージャ<sup>1)</sup>  
(次ページにつづく)

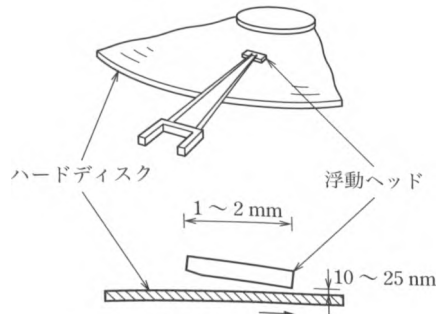


X, Y, Z 軸分解能 : 1 nm

(c) 4軸超精密加工機<sup>2)</sup>



(d) レーザスキャナモータ



(e) ハードディスク用浮動ヘッド

図 5-28 流体潤滑軸受の応用例

## 5-5

### リニア軸受

linear bearing

リニア軸受は、多数の転動体を介して直線運動の案内作用を行わせる機械要素の総称として、1999年に、転がり軸受に準拠してISOで規格化された。リニア軸受は、OA機器をはじめ工作機械、半導体製造装置、工業用ロボット、各種搬送装置など多くの産業分野で幅広く使用されている。リニア軸受には、大きく分けてスリーブ形とガイドウェイ形がある。

#### 5-5-1

#### スリーブ形リニア玉軸受（直動玉軸受）

recirculating linear ball bearing-sleeve type

この種の軸受は、比較的軽荷重用の直動案内要素として利用されている。図5-29に示すように、スリーブ形リニア玉軸受すなわち直動玉軸受（ボールブッシュ）は、軸受取付けのために外筒外周に止め輪溝を設け、鋼球とプラスチック製保持器、保持器止め輪およびシールから構成される。外筒の内側に保持器を固定し

て取り付け、その保持器の軌道溝内を玉が循環運動する構造になっている。外筒は軸受鋼または浸炭鋼を材料とする円筒の数箇所（3～6か所）に、玉の転動する軌道面が長手方向に設けられている。

プラスチック製保持器は、その両端を外部からシールするとともに、保持器止め輪によって外筒に固定され、位置決めされている。保持器には、玉が循環する2本の直線部分と両端の曲面部分とをもつ長楕円形状の軌道溝が成型加工されている。軸側の直線溝部分には、玉の一部が露出し、しかも玉が脱落しないように、玉径よりやや幅のせまい切欠き窓が設けられ、この部分にある鋼球が、軸表面と接触しながら、保持器の軌道溝内で循環運動をして軸を支持することになる。

また、防塵対策として使用されるシールの材料は、標準品としてゴム材が、指定すればフェルト材が用意されている。

リニア玉軸受の大きな特徴の一つは、摩擦抵抗が小さいことである。循環式軸受の起動摩擦係数は、作用荷重が小さい場合には0.005以下、作用荷重が基本動定格荷重の1/2程度では0.002程度に低下する。動摩擦係数は、通常0.001～0.005で、同一荷重条件ならば、玉列数の多いものほど値は低下する。

静定格荷重 $C_0$ および動定格荷重 $C$ としては、通常、図5・30の荷重状態(A)における値がカタログに示されているが、荷重状態(B)に対しては、それぞれ玉列配置係数 $f_0$ および $f_B$ を乗じて補正を行う。

リニア玉軸受の場合、静定格荷重に対応するヘルツ応力は、最大玉荷重が働く軸側の軌道面で5.3 GPaが採られ、このとき、ヘルツ変形に加えて玉径 $D_w$ の1/10000弱の塑性変形が接触部に生起する。このような $C_0$ は、通常 $C_0 > C$ になっていて、寿命を問題にするときの外部荷重すなわちラジアル荷重 $F$ は、 $F < C/2$ に制限されるのがふつうである。

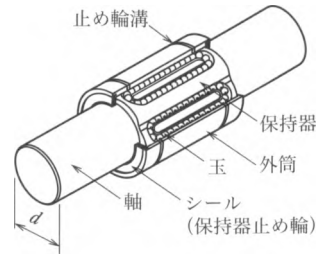
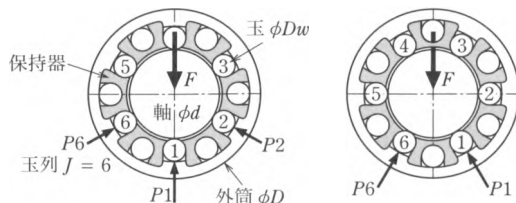


図5・29 直動玉軸受の構造



荷重状態(A)

荷重状態(B)

図5・30 荷重状態と玉列配置および負荷分布状態

## 5・5・2

## ガイド ウェイ形リニア軸受

recirculating linear bearing-guide way type

ガイド ウェイ形リニア軸受には、ボールガイドおよびローラガイドがある。これらは、図5・31のように、断面がほぼ矩形形状のレールと、多数の転動体を介してレールにまたがるように組み合わせられるキャリッジ（軸受とも呼ばれる）から構成されている。キャリッジは、レールに設けられた軌道面上を転動体が循環運動をできるように、軌道面と循環路用の穴が複数条列（2～6条列）加工されており、キャリッジの移動にともなって荷重を支持しながら転がり、循環運動を行う。転動体はキャリッジの両端に設けられたエンドキャップにより方向転換を行って、再び負荷支持部へ移動する循環式をとるものが大半である。

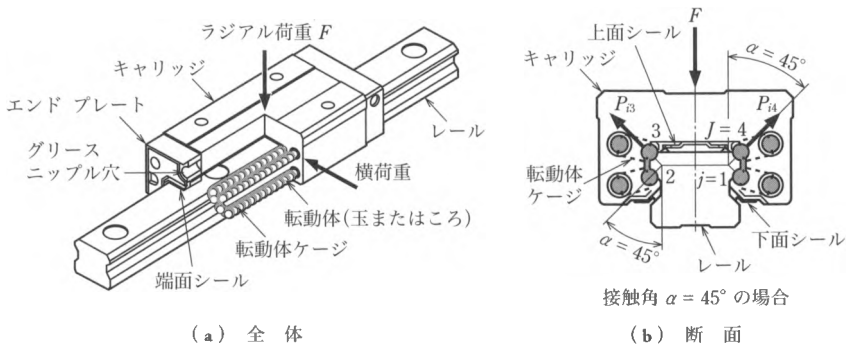


図5・31 ボールガイド（ケージ付き）の構造

また、従来の転がり案内は、ほとんど転動体間にケージを設けない総転動体形式であったが、最近の傾向として、転動体間にケージやコマを設けて、軌道面上および循環路内で転動体同士の直接接触を防止することにより、摩擦変動の低減、長寿命、低騒音化などの性能を向上させたものが市販されている。

ガイド ウェイ形リニア軸受は、使用される転動体が玉かころか、またレールとキャリッジの間に配置される転動体の条列数と接触角の構造により、図5・32に示すように分類される。転動体の条列数として、主体となるものは左右に各2条、計4条列を配置するものである。レールとキャリッジ間で、アンギュラ玉軸受の背面組合せと正面組合せと、同様にしてDF構造となるものとDB構造になるものに分類される。DF構造は、作用モーメント  $M_0$  に対して剛性は小さくなるが、逆に取

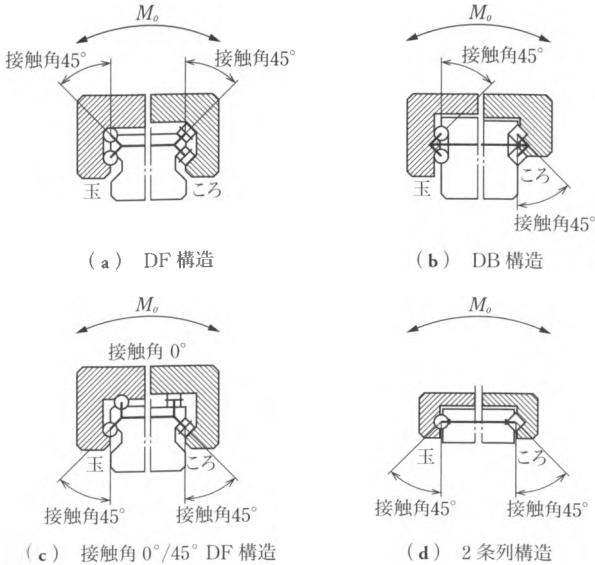


図 5・32 ガイドウェイの代表的種類

付け面誤差に対して鈍感である。一方、DB 構造は、 $M_o$  に対して剛性にすぐれているが、取付け面誤差に対して敏感になる特徴を備えている。

また、ガイドウェイ形リニア軸受では、リニア案内を構成したとき、それぞれの案内面できさげ (scraper) 作業による手間のかかるすり合せ作業を必要としない。これは、取付け面の加工誤差に比較的鈍感であり、組付け精度を容易に得られるうえ、すべり案内のように、油膜を確保するためのきさげによる油だまりをつくる必要がないことである。さらに、予圧 (preloading) はキャリッジとレール軌道面間の寸法よりも数  $\mu\text{m}$  大きい、オーバサイズの転動体を挿入することにより付与されるので、内部で転動体が弾性変形して、容易にガイドシステムを構成することができる。

予圧の付与効果は、つぎのような特性を得る。

- ① ガタのない直線運動。
- ② 案内面の剛性向上とミスアライメントの吸収。
- ③ 軸方向摩擦の増大による減衰性の向上。

予圧を付与し過ぎると、

- ① 転がり寿命を低下させる。

② 発熱が増え、潤滑剤の寿命を低下させる。

③ 摩擦および摩擦変動が増加する。

などの機能低下をもたらすので、機械に応じて最適値を用いて付与する必要がある。一般に、予圧は上記の特性と問題点を考慮し、基本動定格荷重のほぼ 10% 以下に調整されることが多い。

### 5・5・3 定格寿命 $L_{10}$

rating life  $L_{10}$

リニア軸受も、回転用転がり軸受と同様に、基本動定格荷重  $C$  で作用荷重  $F$  に対して、軸受が破損する確率が 10% で、破損しない確率が 90% で表される定格寿命  $L_{10}$  の実用的な計算は、次式で行われる。

$$L_{10} = f_s \left( \frac{C}{F} \right)^p \quad (\text{単位: } 50 \text{ km または } 100 \text{ km}) \quad (5.48)$$

$$\text{直動玉軸受: } f_s = \left( \frac{f_B f_T f_C f_H}{f_W} \right)^3, \quad p = 3 \quad (5.49)$$

$$\text{ボールガイド: } f_s = \left( \frac{f_T f_C f_H}{f_W} \right)^3, \quad p = 3 \quad (5.50)$$

$$\text{ローラガイド: } f_s = \left( \frac{f_T f_C f_H}{f_W} \right)^{10/3}, \quad p = 10/3 \quad (5.51)$$

ここで、 $f_T$ 、 $f_C$ 、 $f_H$ 、 $f_W$  は安全係数的な考え方にもとづく経験的な値で、各メーカーによって定められている。それぞれ  $f_T$ : 温度係数、 $f_C$ : 接触係数、 $f_W$ : 荷重係数である。また、リニア玉軸受の場合、 $f_B$  は表 5・25 に示す玉列配置係数である。

表 5・25 荷重状態 (B) に対する  $C_0$  または  $C$  に乗する係数  $f_0$  または  $f_B$

列数	3	4	5	6	7	8	9	10
$f_0$	1	1.414	1.463	1.280	1.150	1.115	1.105	1.083
$f_B$	0.812	1.149	1.190	1.059	0.984	0.988	1.006	1.005

(注) 荷重状態 (A) に対して、 $f_0 = f_B = 1$  にとる。

なお、ISO では、単位走行寿命を 100 km とすることになったが、わが国では、伝統的に 50 km ( $2 \times 10^6$  inch) が用いられてきたため、過渡的に 50 km がまだ使用されている。そこで、 $C_{50}$  と  $C_{100}$  をそれぞれ単位走行距離が 50 km の場合と 100 km の場合に対応する基本動定格荷重とすると、その換算式は次式になる。

$$C_{50} = \sqrt[2]{2} C_{100} \tag{5・52}$$

したがって、転動体が玉の場合、 $C_{50} = 1.26C_{100}$  となり、転動体がころの場合、 $C_{50} = 1.23C_{100}$  になる。

また、温度係数  $f_T$  を表 5・26 に示す。軌道面温度が  $100^\circ\text{C}$  を超える場合に使用する。もちろん、このような場合には、シールや保持器も高温仕様にする必要がある。直動玉軸受外筒やボールガイドのキャリッジ長さ  $L$  の倍数  $N_L$  に対する接触係数  $f_c$  を表 5・27 に示す。外筒の長い直動玉軸受や複数のリニアガイドを密着させて使用するときのモーメント荷重や軸変形などの影響を考慮する場合に使用する。

直動玉軸受の軸やガイドウェイのレールの軌道面硬度は、 $\text{HRC} \geq 58$  の場合には定格荷重の補正をする必要はないが、硬度が低い場合には、表 5・28 の硬さ係数  $f_H$  による寿命計算の補正を行う。

表 5・26 温度係数  $f_T$

軌道面温度 ( $^\circ\text{C}$ )	100	120	140	160	180	200
$f_T$	1.0	0.97	0.93	0.88	0.82	0.73

表 5・27 接触係数  $f_c$

$N_L$	$f_c$
2	0.81
3	0.72
4	0.66
5	0.61
通常の使用	1.00

表 5・28 硬さ係数  $f_H$

硬さ HRC	> 58	56.2	55	54	52	49	45.6
$f_H$	1	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4

また、振動や衝撃などを考慮する場合の荷重係数  $f_w$  を表 5・29 に示す。運転速度との関係で適宜使用する。

なお、リニア案内システムの設計では、モーメント荷重が作用した場合には、寿命値は著しく低減（たとえば  $1/10$  以下）するので、注意しなければならない。

表 5・29 荷重係数  $f_w$

振動・衝撃	速度 $V$ (m/s)	$f_w$
微	低速： $V \leq 0.25$	1 ~ 1.2
小	低速： $0.25 < V \leq 0.1$	1.2 ~ 1.5
中	中速： $1.0 < V \leq 2.0$	1.5 ~ 2.0
大	高速： $V > 2.0$	2.0 ~ 3.5

リニア軸受をリニア案内システムに利用する場合には、複数の軸受で外部荷重を支持することが多い。この場合の直動システムとしての寿命計算は、以下のように考える。

$k$  番目の軸受には外部荷重  $F_k$  が作用し、軸受の基本動定格荷重を  $C_k$  とすると、軸受  $k$  の 90% 定格寿命を  $(L_{10})_k$ 、全軸受数を  $K$  とすると、

$$(L_{10})_k = f_s \left( \frac{C_k}{F_k} \right)^p \quad (k=1, 2, \dots, K) \quad (5.53)$$

各軸受がいずれも90%の信頼度で残存しなければならないという確率乗法定理を用いると、次式が求められる。

$$L_{10 \text{ sys}} = \left[ (L_{10})_1^{-m} + (L_{10})_2^{-m} + \dots + (L_{10})_K^{-m} \right]^{\frac{1}{m}} = \left[ \sum_{k=1}^K (L_{10})_k^{-m} \right]^{\frac{1}{m}} \quad (5.54)$$

ここで、 $L_{10 \text{ sys}}$ ：直動システムの90%定格寿命、 $m$ ：リニア軸受の寿命分布に対するワイブルこう配で、転動体が玉の場合  $m=10/9$ 、転動体がころの場合  $m=9/8$ 。

上式より、直動システムの寿命は、 $K$ 個の軸受中最も短寿命の軸受よりもさらに短寿命になり、 $K$ 個の軸受がすべて同一寿命  $(L_{10})_1$  のときは、

$$L_{10 \text{ sys}} = K^{-1/m} (L_{10})_1 \quad (5.55)$$

となる。

したがって、全軸受数  $K=4$  のボールガイドシステムの場合ワイブルこう配が  $m=10/9$  であるから、

$$L_{10 \text{ sys}} = 4^{-0.9} (L_{10})_1 = 0.287 (L_{10})_1$$

となり、ボールガイドシステムの寿命は、1個のボールガイドの  $L_{10}$  寿命の0.287倍になることに注意されたい。

## 5章

### 練習問題

問題5・1 転がり軸受の構造と種類について述べよ。

問題5・2 転がり軸受の精度とは何か。

問題5・3 転がり軸受材料に必要とされる性質について述べよ。また、完全硬化鋼および表面硬化鋼の特徴を比較せよ。

問題5・4 転がり軸受の疲れ寿命とは何か。また、定格寿命とは何か。式を用いて説明せよ。

問題5・5 動定格荷重および静定格荷重とは何か。また、寿命時間で表す場合について述べよ。

問題5・6 軸受番号 6308ZZC5, 7220ADBC3, NU318EM で表される軸受はどの

ような軸受かを説明せよ。

**問題 5・7** ラジアル荷重  $F_r = 2000 \text{ N}$  が加わる深溝玉軸受がある。回転数  $n = 1500 \text{ rpm}$  で使用し、寿命時間  $L_h = 20000$  時間以上が必要である。軸受内径および外径ができるだけ小さい軸受を選ぶとすると、軸受を選定せよ。ただし、荷重係数  $f_w = 1.2$  とする。

**問題 5・8** 深溝玉軸受 1, 2 に図示のような力が加わり、 $1000 \text{ rpm}$  で回転している。軸受 1 は軸方向に固定し、軸受 2 は自由となっている。

(a) 軸受 1 として軸受 6307 を使い、荷重係数を 1.5 としたとき、寿命時間を求めよ。

(b) 軸受 2 としては、(a) で得られた軸受 1 の寿命時間を用いて動定格荷重を求め、与えられた表 5・9 中で、軸受外径の最も小さいものを選定せよ。

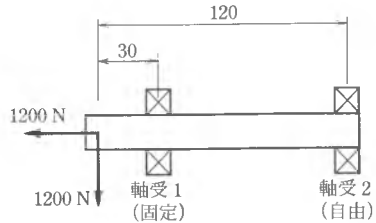
**問題 5・9** 図に示すように、回転軸の一端にモータが取り付けられ、その他端に直径  $300 \text{ mm}$  のホイールが取り付けられている。そのホイールにはワイヤが巻き付けられており、さらにその終端には、質量  $100 \text{ kg}$  のおもりが取り付けられている。軸が軸受 1、軸受 2 により支持されているとき、以下の問いに答えよ。

(a) モータの回転数を  $1500 \text{ rpm}$  とするとき、モータに必要な動力を求めよ。

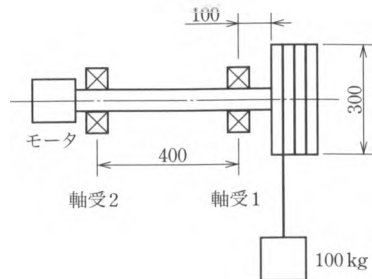
(b) モータの回転数を  $1500 \text{ rpm}$  としてこの装置を用いるとき、軸受 1、軸受 2 の寿命時間が  $20000$  時間以上で、できるだけ  $20000$  時間に近い値となるような軸受を選定せよ。ただし、おもりの慣性力は考慮せず、 $f_w = 1.5$  とする。また軸受は、その外径が最小のものを資料から選べ。

(c) この軸受系の総合寿命を求めよ。

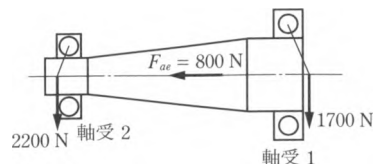
**問題 5・10** 工作機械用主軸にアンギュラ玉軸受 1 (7210C) と軸受 2 (7208C) を図示のように取り付け、図中のように使用



問題 5・8 の図



問題 5・9 の図



問題 5・10 の図

条件で用いる場合、軸受の寿命時間を求めよ。内輪の回転速度は 2000 rpm とし、荷重係数は  $f_w = 1.0$  とする。

問題 5・11 転がり軸受の許容回転数および許容  $d_{mn}$  値について説明せよ。

問題 5・12 転がり軸受の潤滑法について述べよ。

問題 5・13 転がり軸受における予圧の効果とその手法について述べよ。

問題 5・14 転がり軸受のはめあいにはなぜ必要か。

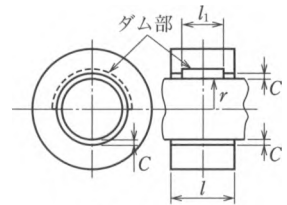
問題 5・15 境界潤滑、混合潤滑および流体潤滑について説明せよ。また、すべり軸受の種類を潤滑状態と関連付けて説明せよ。

問題 5・16 すべり軸受の材質に必要とされる性質を述べよ。また、軸受用材料の例を挙げ、その特徴について簡単に述べよ。

問題 5・17 ニュートンの粘性法則について述べよ。

問題 5・18 ペトロフの法則について説明せよ。

問題 5・19 大型発電機用蒸気タービンの軸受には、摩擦を低減するために、図示のように、軸受の上部半分的位置に、ダムといわれる軸受すきまを十分に大きくとる部分を設ける構造が用いられる。回転数を  $n$ 、軸受すきまを  $C$ 、軸半径を  $r$ 、潤滑流体の粘性係数を  $\eta$ 、軸受幅を  $l$ 、ダムの幅を  $l_1$  とするとき、この軸受の摩擦係数を求めよ。ただし、ダム部の摩擦は考えなくてよい。



問題 5・19 の図

問題 5・20 すべり軸受の設計基準として用いられるとくに重要な量をあげ、それらについて簡単な説明を加えよ。

問題 5・21 軸受幅  $l = 40$  mm、軸受直径  $d = 40$  mm のすべり軸受に支持された軸が  $n = 1000$  rpm で回転しているとき、軸受の消費動力を 50 W 以下としたい。このときの潤滑油の粘性係数を求めよ。ただし、 $r/C = 1000$  とせよ。

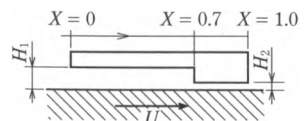
問題 5・22 傾斜面軸受において、軸受幅  $a = 10$  mm、軸受長さ  $b = 10$  mm、すべり速度  $U = 10$  m/s、潤滑油の粘性係数  $\eta = 0.01$  Pa·s、 $\alpha = 3$ 、最小軸受すきま  $h_0 = 30$   $\mu$ m とするとき、負荷容量を求めよ。

問題 5・23 図に示すような一次元のステップ軸受

の圧力分布を以下の手順に従って求めよ。

一次元の無次元レイノルズ方程式：

$$\frac{d}{dX} \left( H^3 \frac{dP}{dX} \right) = \frac{dH}{dX}$$



問題 5・23 の図

(a) ステップ部以外では、軸受すきまが一定であることから、 $dH/dX=0$ となる。このことを考慮して、ステップ部以外での一次元の無次元レイノルズ方程式を求めよ。

(b) (a)で求めた無次元レイノルズ方程式を解き、圧力を  $X$  の関数として求めよ。ただし、積分定数は、残しておいてかまわない。

(c) 軸受すきま  $H_1$  の領域を領域 1 とし、圧力分布を  $P_1=f_1(X)$  とする。また軸受すきま  $H_2$  の領域を領域 2 とし、圧力分布を  $P_2=f_2(X)$  とする。  $X=0$  で  $P_1=0$ 、  $X=1$  で  $P_2=0$ 、  $X=0.7$  (ステップ部分) で  $P_1=P_2=1.5$  とするとき、積分定数の値を求めよ。

問題 5-24 流体潤滑ジャーナル軸受の適用例を調べよ。

問題 5-25 円周溝をもつ蒸気タービン用軸受において、回転数を  $n=1500$  rpm、軸径を  $D=200$  mm、 $L'/D=0.4$ 、すきま比を  $C/r=0.001$  とするとき、軸心位置と加えうる負荷荷重の値を求めよ。また、円周溝への給油は滴下とし、溝内圧力が大気圧と同等と仮定したときの油温を求めよ。

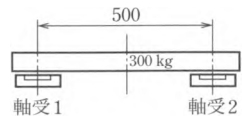
問題 5-26 静圧軸受の基本的な構造を示し、絞りの役割について説明せよ。また、静圧軸受の特徴について述べよ。

問題 5-27 質量 150 kg の回転軸を鉛直に立て、その下端にポケット付き円形静圧スラスト軸受を置いて支持する。毛細管の絞り直径を  $d=0.7$  mm、長さを  $l=15$  mm、給油圧力を 1.0 MPa、軸受外周直径とポケット外周直径の比を 0.7 とするとき、軸受すきまを  $40\mu\text{m}$  以上とするために必要な軸受直径を求めよ。

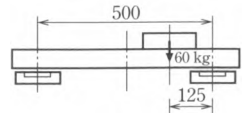
問題 5-28 図に示すように、2 個の同じ寸法の円板形ポケット静圧スラスト軸受 1, 2 を用いて、テーブルを水平に保持する装置がある。以下の問に答えよ。

(a) 図(a)のように、テーブルの質量 ( $m=300$  kg) が軸受 1, 2 に均等に加わっているとき、軸受 1 および 2 の軸受すきまを求めよ。ただし、軸受 1, 2 の毛細管直径  $d=0.5$  mm、毛細管長さ  $l=12$  mm、軸受半径  $r_0=50$  mm、軸受ポケット半径  $r_a=30$  mm であり、軸受 1, 2 への給油圧力を  $p_s=0.5$  MPa とする。

(b) 図(b)のような位置に物体 (質量 60 kg) を置くとき、軸受 2 の給油圧力を増すことにより、テーブルを水平に保とうと思う (軸受 1, 2 の軸受すきまを



(a)



(b)

問題 5-28 の図

同じにすること)。このときの軸受1の軸受すきまを求めよ。

(c) 軸受2への給油圧力を求めよ。