



ニードルローラベアリング

1. 軸受の形式と特徴	A- 6	5. 軸受の精度	A-37	10. 潤滑	A-56	14. 軸受の取扱い	A-80
2. 軸受選定フローチャート	A-16	5.1 寸法精度と回転精度	A-37	10.1 潤滑の目的	A-56	14.1 軸受の保管	A-80
3. 定格荷重と寿命	A-18	5.2 JIS 用語の解説	A-38	10.2 潤滑方法と特性	A-56	14.2 洗浄	A-81
3.1 軸受の寿命	A-18	6. 軸受内部すきま	A-44	10.3 グリース潤滑	A-57	14.3 軸受の取付け	A-82
3.2 基本定格寿命と基本動定格荷重	A-18	6.1 軸受のラジアル内部すきま	A-44	10.4 油潤滑	A-61	14.4 回転検査	A-83
3.3 補正定格寿命	A-19	6.2 運転すきま	A-45	11. 軸受の密封装置	A-64	14.5 軸受の取外し	A-84
3.4 修正定格寿命	A-20	6.3 必要最小荷重	A-48	11.1 非接触シール・接触シール	A-64	14.6 軸受の保守・点検	A-85
3.5 軌道面の硬さが基本動定格荷重に 及ぼす影響	A-22	7. はめあい	A-49	11.2 組合せシール	A-66	14.7 はめあい面の圧力	A-87
3.6 揺動寿命	A-22	7.1 はめあいについて	A-49	11.3 すきまの設定	A-66	14.8 圧入および引抜きに要する力	A-88
3.7 直線運動をする軸受の寿命	A-23	7.2 適切なはめあいの必要性	A-49	11.4 NTN シール	A-66	15. 商品紹介	A-89
3.8 使用機械と必要寿命	A-24	7.3 はめあいの選定	A-49	11.5 シール材料と使用温度	A-67	15.1 HL 軸受について	A-89
3.9 ワイブル分布と信頼度係数	A-25	7.4 推奨はめあい	A-50	11.6 シール形式と許容速度	A-67	15.2 ポリループ® ベアリングについて	A-90
3.10 傾き角（取付誤差）と寿命	A-26	7.5 しめしろの下限値と上限値	A-50	11.7 軸の表面粗さ	A-67	15.3 ポリループ® ニードルベアリング について	A-90
3.11 すきまと寿命	A-27	7.6 その他	A-51	12. 軸受材料	A-68	16. 形式記号および補助記号	A-92
3.12 基本静定格荷重	A-28	8. 許容回転速度	A-54	12.1 軌道輪および転動体	A-68		
3.13 許容静荷重	A-28	8.1 定速回転	A-54	12.2 保持器	A-70		
3.14 基本動定格荷重の見直しについて	A-28	8.2 低速回転および急加減速	A-54	12.3 シール用ゴム	A-71		
4. 軸受荷重の計算	A-29	8.3 揺動回転	A-54	12.4 軸受周辺（軸，ハウジング）	A-71		
4.1 軸系に作用する荷重	A-29	9. 摩擦と発熱量	A-55	12.5 軸受の疲労解析技術の紹介	A-71		
4.2 軸受への荷重配分	A-34	9.1 摩擦	A-55	13. 軸およびハウジングの設計	A-76		
4.3 平均荷重	A-35	9.2 発熱量	A-55	13.1 軸受取付け部の設計	A-76		
4.4 軸受の定格寿命および安全係数の計算例	A-36			13.2 軸受の取付関係寸法	A-78		
				13.3 軸およびハウジングの精度	A-79		
				13.4 軌道面の精度	A-79		
				13.5 軌道に用いる材料と硬さ	A-79		
				13.6 軸受の許容傾き角	A-79		

寸法表 目次

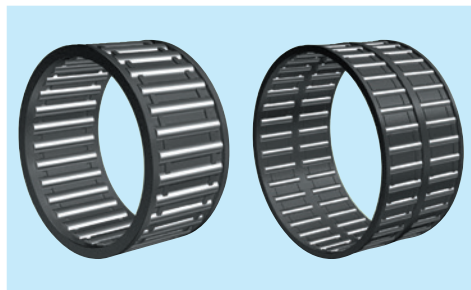
保持器付き針状ころ	B- 3	複合形軸受	B-123	CR, CR・X, CR・LL, CR・XLL	B-184	構成部品／シール	B-244
K, K・T2, K・S, K・ZW, KMJ・S, KV・S, K・L1	B- 6	NKX, NKX・Z	B-128	CRV・H, CRV・XH, CRV・LLH, CRV・XLLH	B-186	G, GD	B-246
コネクティングロッド用保持器付き 針状ころ	B-21	NKX+IR, NKX・Z+IR	B-130	CRV, CRV・X, CRV・LL, CRV・XLL	B-188	リニアボールベアリング シェル形・ ソリッド形	B-249
PK	B-25	NKXR, NKXR・Z	B-132	ローラフォロア	B-190	KH, KH・LL	B-255
KBK	B-27	NKXR+IR, NKXR・Z+IR	B-134	RNAB2, RNAB2・X	B-196	KLM, KLM・LL, KLM・S, KLM・SLL, KLM・P, KLM・PLL	B-256
シェル形針状ころ軸受	B-29	NKIA	B-136	NAB2, NAB2・X	B-198	リニアボールベアリング ストローク形	B-258
HK, HK・ZWD, HMK, BK, BK・ZWD	B-36	AXN	B-138	RNA22・LL, RNA22・XLL	B-200	KD, KD・LL	B-260
HK・L, HMK・L, HK・LL, HMK・LL	B-42	ARN	B-140	NA22・LL, NA22・XLL	B-202	リニアフラットローラ	B-262
HCK	B-46	カムフォロア	B-143	NATR, NATR・X, NATR・LL, NATR・XLL	B-204	FF, FF・ZW	B-264
ソリッド形針状ころ軸受	B-49	KRM・XH, KRMV・XH	B-156	NATV, NATV・X, NATV・LL, NATV・XLL	B-206	BF, RF	B-265
RNA48, RNA49, RNA59, RNA69, NK	B-56	KR, KR・X, KR・LL, KR・XLL	B-158	NACV, NACV・X, NACV・LL, NACV・XLL	B-208	リニアローラベアリング	B-266
NA48, NA49, NA59, NA69, NK+IR	B-66	KR・H, KR・XH, KR・LLH, KR・XLLH	B-160	NUTR2, NUTR2・X, NUTR3, NUTR3・X	B-210	RLM	B-267
MR	B-80	KRV, KRV・X, KRV・LL, KRV・XLL	B-162	NUTW, NUTW・X	B-212	付 表	C-1
RNA49・LL	B-84	KRT, KRT・X, KRT・LL, KRT・XLL	B-166	スラストころ軸受	B-215		
NA49・LL	B-85	KRV, KRV・X, KRV・LL, KRV・XLL	B-164	AXK11, AS11, WS811, GS811	B-220		
ソリッド形針状ころ軸受 分離形	B-87	KRT, KRT・X, KRT・LL, KRT・XLL	B-166	811, 812, 893, K811, K812, K893, WS811, WS812, WS893, GS811, GS812, GS893	B-222		
RNAO, RNAO・ZW	B-90	KRV, KRV・X, KRV・LL, KRV・XLL	B-168	AXA21, ARA821, ZS	B-228		
NAO, NAO・ZW	B-96	KRV, KRV・X, KRV・LL, KRV・XLL	B-172	AXB21, ARB821, ZS	B-230		
内 輪	B-101	KRV, KRV・X, KRV・LL, KRV・XLL	B-172	構成部品／針状ころ	B-233		
IR	B-103	KRV, KRV・X, KRV・LL, KRV・XLL	B-172	F, A	B-236		
MI	B-114	KRV, KRV・X, KRV・LL, KRV・XLL	B-172	構成部品／止め輪	B-238		
すきま調整形針状ころ軸受	B-117	KRV, KRV・X, KRV・LL, KRV・XLL	B-172	WR	B-239		
RNA49・S	B-120	KRV, KRV・X, KRV・LL, KRV・XLL	B-172	BR	B-241		
NA49・S	B-121	KRV, KRV・X, KRV・LL, KRV・XLL	B-172				

1. 軸受の形式と特徴

針状ころ軸受は、転動体が円筒状で直径が比較的小さく、長さが直径に比べ長い針状ころが組込まれた転がり軸受である。

針状ころ軸受は断面高さが小さく、他の形式の転がり軸受に比べそのスペースの割に負荷容量と剛性が高い。また、慣性力が小さいので揺動運動に適するなどの特長がある。この軸受を使用することにより、機械装置を小型化、軽量化することが可能となり、また、滑り軸受から転がり軸受に置換えることも容易である。針状ころ軸受には、次の形式がある。

保持器付き針状ころ



保持器付き針状ころは、針状ころおよび針状ころを案内し保持する保持器より構成される。

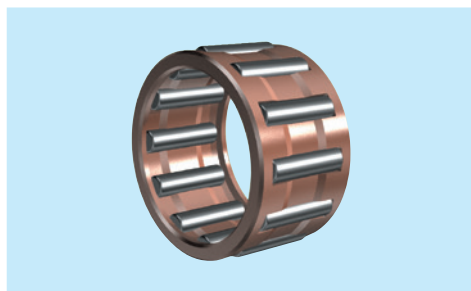
- 軸およびハウジングを直接軌道面とするため、断面高さが小さく、針状ころの直径が断面高さに相当する。
- 軸およびハウジングを直接軌道面とする場合、軸受の組込みが容易である。
- 単列と複列の形式がある。

コネクティングロッド用保持器付き針状ころ

コネクティングロッド用保持器付き針状ころは、針状ころおよび針状ころを案内し保持する保持器より構成され、二輪車・船外機・汎用エンジンなどの小型・中型の内燃機関または往復圧縮機のコネクティ

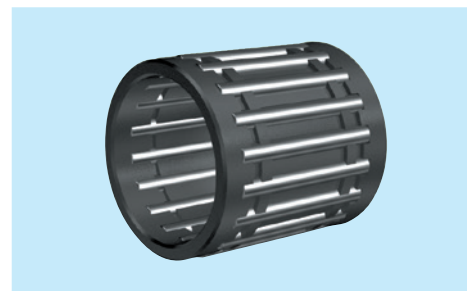
ングロッド用軸受として用いられる。コネクティングロッド用保持器付き針状ころは、強い衝撃荷重・複雑な運動・高速回転・高温の苛酷な環境に耐えるように、主として保持器仕様で配慮した軸受である。

大端用保持器付き針状ころ



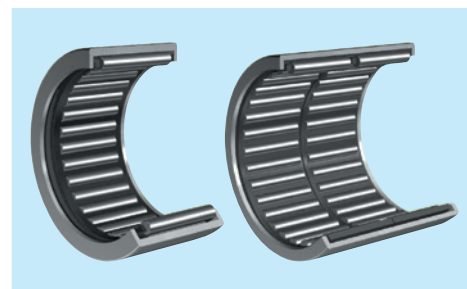
- クランク回転を伴い自転と公転とが同時に行われるため、軽量で強度をもたせた設計としている。また、適切な案内すきまを確保できるように保持器外径面は精密に仕上げられている。
- 保持器は、高張力の特殊鋼を用い表面硬化されている。
- 保持器の案内形式は、外径案内形式である。
- 苛酷な潤滑環境のため、保持器には非鉄金属の表面処理を行う場合がある。
- クランク軸が一体構造の箇所には、割り形の保持器も製作している。

小端用保持器付き針状ころ



- 強い衝撃荷重が負荷され、高速揺動運動するため、軽量で強度をもたせた設計としている。
- 保持器は、高張力の特殊鋼を用い表面硬化されている。
- 保持器の案内形式は内径案内形式であり、できるだけ案内面を長くして面圧を下げる構造としている。
- ころ長さはコネクティングロッドの幅に対して最大限にとり、小径の針状ころを数多く組込み接触圧力を小さくしている。

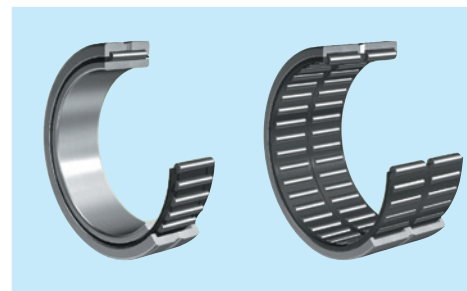
シェル形針状ころ軸受



薄い特殊鋼板を精密深絞り加工した外輪と針状ころおよび針状ころを案内する保持器より構成される軸受である。

- 外輪付き転がり軸受の中で最も断面高さが小さい形式であり、省スペース設計に適している。
- 硬化および研削された軸または内輪（IR シリーズ）を軌道面として使用する。
- 取付けが容易で、ハウジングに圧入されるため軸方向の固定を必要としない。
- オープンエンド形式のほかに軸端部をふさぐためのクローズエンド形式もある。
- シールを片側または両側に内蔵した形式もある。
- 保持器付き形式が標準であるが、総ころの特殊形式もある。

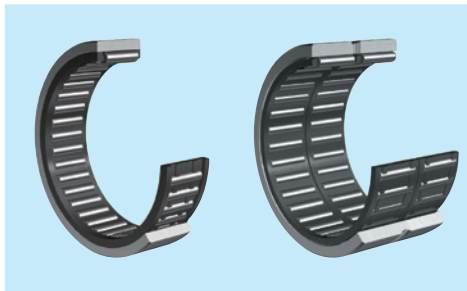
ソリッド形針状ころ軸受



機械加工された外輪と内輪と針状ころおよび針状ころを案内する保持器より構成され、保持器または針状ころが外輪のつばまたは側板にて案内されるため、分離できない構造の軸受である。また、軸を直接軌道面として使用する場合のために、内輪なしの形式もある。

- メートル系とインチ系のものがある。
- 断面高さが小さく、省スペース設計に適し、大きな負荷能力をもつ。
- 外輪がソリッド（削り出し）であるため、剛性が高く、軸受精度も高い。
- 外輪剛性が高いため、軽金属などのハウジングにも使用できる。
- 外輪には、油穴・油溝がある。
- 単列と複列の形式がある。
- 両側にシールを内蔵した形式もある。

ソリッド形針状ころ軸受 分離形



機械加工された外輪と内輪と針状ころおよび針状ころを案内し保持する保持器より構成され、外輪から保持器付き針状ころが分離できる軸受である。また、軸を直接軌道面として使用する場合のために、内輪なしの形式もある。

- 保持器付き針状ころと外輪および内輪が相互に独立に組付けられることもでき、組付けが容易である。
- 各部品が独立のため、組合せによって任意のラジアル内部すきまが選択できる。
- 断面高さが小さく、省スペース設計に適し、大きな負荷能力をもつ。
- 外輪がソリッド（削り出し）であるため、剛性が大きく、軸受精度も高い。
- 外輪剛性が高いため、軽金属などのハウジングにも使用できる。
- 単列と複列の形式があり、複列の場合は、外輪に油穴・油溝がある。

内 輪



通常、針状ころ軸受は内輪を使用せずに軸を軌道面として用いるが、軸の表面を規定の硬さや粗さに加工できない場合には内輪を使用する。高炭素クロム軸受鋼を使用し、熱処理後、高精度な研削仕上げを施している。

- プッシュとしても使用が可能である。
- メートル系とインチ系のものがある。
- 軌道面中央部に油穴を設けた形式もある。

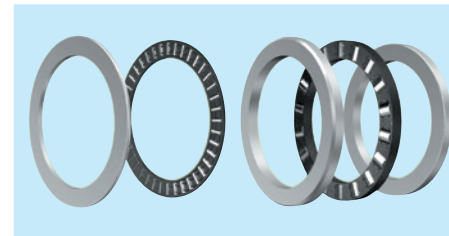
すきま調整形針状ころ軸受



機械加工された特殊断面をもつソリッド（削り出し）の外輪と内輪と針状ころおよび針状ころを案内し保持する保持器より構成され、外輪と保持器付き針状ころが分離できない軸受である。また、軸を直接軌道面として使用する場合のために、内輪なしの形式もある。

- 外輪をアキシャル方向に加圧することによって、外輪軌道径が収縮し、ころ内接円径を小さくできる。
- アキシャル方向の加圧荷重を調整し、外輪軌道径の収縮量を変えることで、ラジアル内部すきまを微細に調整することができる。
- 工作機械主軸などの高速回転精度を必要とする箇所に用いられる軸受であり、精度等級は **NTN 4 級** である。

スラストころ軸受



針状ころまたは円筒ころおよびころを案内し保持する保持器および円板状の軌道盤より構成され、アキシャル荷重を支持できる軸受である。また、軸受取付け面が熱処理・研削仕上げされ軌道面として使用できる場合は、軌道盤を用いず使用することもできる。

- 断面高さが小さく、省スペース設計に適し、大きな負荷能力をもつ。
- 軌道盤には、薄肉の鋼板を表面硬化した AS 形と機械加工されたソリッド形の WS 形、GS 形、ZS 形がある。

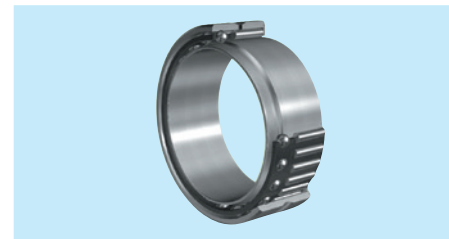
複合形針状ころ軸受 — スラスト軸受付き針状ころ軸受 —



ラジアル荷重を負荷するラジアル針状ころ軸受とアキシャル荷重を負荷するスラスト軸受を一体として複合化した軸受である。アキシャル荷重を負荷する軸受には、スラスト円筒ころ軸受形式とスラスト玉軸受形式の 2 形式がある。

- スラスト軸受には、防塵カバーを取付けた形式があり、油の飛散、外部からのほこりなどを防止する効果がある。

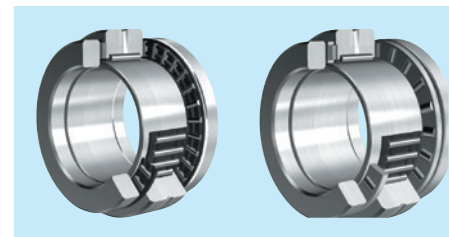
複合形針状ころ軸受 — アンギュラ玉軸受付き針状ころ軸受 —



ラジアル荷重を負荷するラジアル針状ころ軸受と比較的小さなアキシャル荷重を負荷する玉軸受および機械加工された内輪を一体として複合化した軸受である。

- スラスト軸受としてアンギュラ玉軸受を用いた複合形針状ころ軸受は、一方向のアキシャル荷重を負荷することができる。

複式スラストころ軸受付き針状ころ軸受

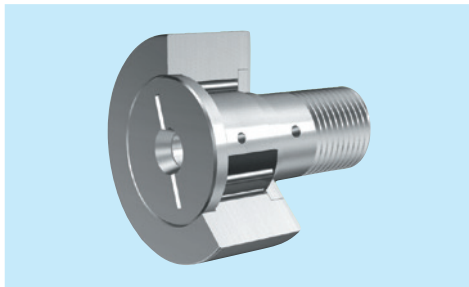


ラジアル荷重を負荷するラジアル針状ころ軸受の両側にアキシャル荷重を負荷するスラスト針状ころ軸受またはスラスト円筒ころ軸受を配置した複合軸受である。

- 両方向からの大きなアキシャル荷重を負荷することができる。
- 工作機械用のボールねじサポート軸受（精密軸受）として用いる。

トラックローラは厚肉の外輪をもつ針状ころ軸受で、カムローラ、ガイドローラ、偏心ローラ、ロッカーアームに用いられる。トラックローラには、大別してスタッド形トラックローラ（カムフォロア）およびヨーク形トラックローラ（ローラフォロア）があり、次のような種類がある。

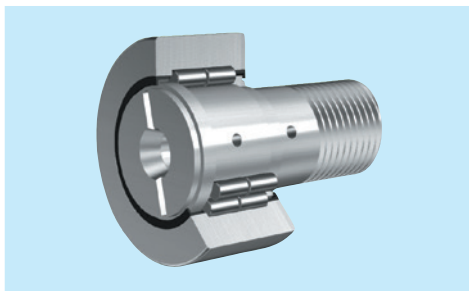
カムフォロア — 針状ころ形 —



厚肉外輪に保持器付き針状ころと内輪の代わりにスタッドを組み込んだ外輪回転用に設計された軸受である。スタッドにはねじが設けてあり取付けが容易である。転動体には針状ころが用いられ保持器付きのものと保持器をもたない総ころ形式がある。

- 保持器をもつものは保持器によってころが案内されるため、比較的高速に適している。
- 総ころ形式はころ本数が多いため負荷容量が大きい。
- 外径面は球面形状（クラウニング）と円筒面形状のものがある。
- メートル系とインチ系のものがある。
- シールを内蔵した形式もある。
- スタッド頭部にドライバー溝または六角形のソケットがあり、取付調整が容易である。

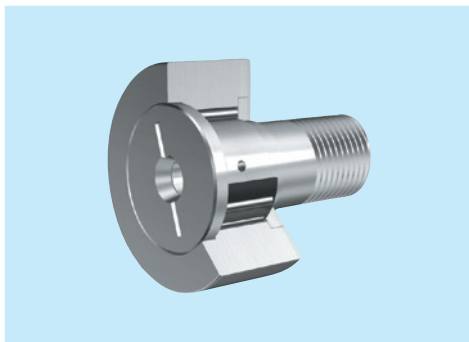
カムフォロア — 円筒ころ形 —



厚肉外輪に複列の円筒ころと内輪の代わりにスタッドを組み込んだ外輪回転用に設計された総ころ軸受である。スタッドにはねじが設けてあり、取付けが容易である。

- 針状ころ形に比べ、負荷能力が大きい。
- 外輪に鋼板プレートが圧入されており、側板と外輪との間でラビリンスシールを形成している。
- 外径面は球面形状（クラウニング）と円筒面形状のものがある。
- スタッド頭部にドライバー溝または六角形のソケットがあり、取付調整が容易である。

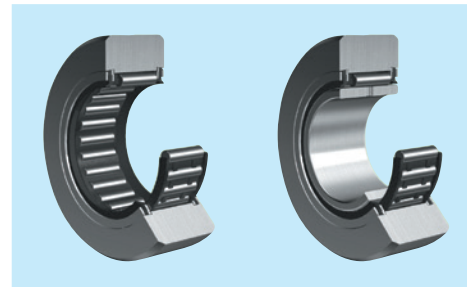
カムフォロア — 偏心形 —



この軸受は上記スタッドの取付け部と軌道面を偏心させた形式であり、スタッドを回転させることで軌道（トラック）に対する外輪の位置決めを容易に調整することができる。

- 直線状に複数のカムフォロアを配置する際に荷重配分の調整が容易である。
- 調整により、予圧をかけることが可能である。
- 取付け穴の加工精度を高精度に仕上げなくても整列ができる。
- 外径面は球面形状（クラウニング）と円筒面形状のものがある。
- スタッド頭部にドライバー溝または六角形のソケットがあり、取付調整が容易である。

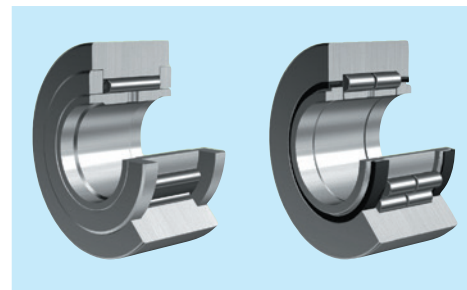
ローラフォロア — アキシャル方向案内なし —



厚肉外輪に保持器付き針状ころと鋼板で補強した合成ゴムシールを組み込んだ外輪回転用に設計された軸受である。

- 外輪と保持器付き針状ころとゴムシールは分離しない構造となっている。
- 外輪は、重荷重および衝撃荷重に耐えることができるように厚肉となっている。
- 外輪にはつば（または側板）がなく、**アキシャル方向に案内する機能がないため、軸にスラストワッシャ、フランジを設けなければならない。**
- 外径面は球面形状（クラウニング）と円筒面形状のものがある。
- 球面外輪の軸受は取付誤差による偏荷重の緩和に有効である。
- 円筒外輪の軸受は相手トラック面との接触面積が大きいので、負荷荷重が大きい場合やトラック面の硬さが低い場合に適している。

ローラフォロア — アキシャル方向案内あり —



厚肉外輪に保持器付き針状ころと内輪および側板を組み込んだ外輪回転用に設計された軸受である。転動体には針状ころが用いられ保持器付きのものと保持器をもたない総ころ形式がある。内輪に圧入された側板によって、外輪のアキシャル方向を案内している形式もある。

- 外輪は、重荷重および衝撃荷重に耐えることができるように厚肉となっている。
- 外径面は球面形状（クラウニング）と円筒面形状のものがある。
- 球面外輪の軸受は取付誤差による偏荷重の緩和に有効である。
- 円筒外輪の軸受は相手トラック面との接触面積が大きいので、負荷荷重が大きい場合やトラック面の硬さが低い場合に適している。
- アキシャル方向案内がない形式（RNA22、NA22形）に比べ軸にスラストワッシャなどの案内を設ける必要がないため、取扱いやすくなっている。

針状ころ軸受の構成部品として、次のものが用意されている。

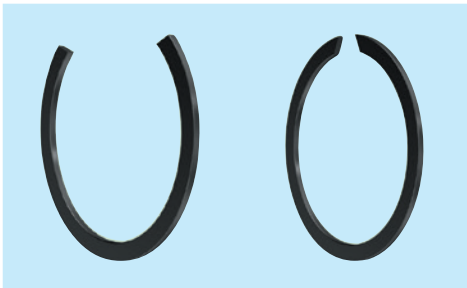
針状ころ



端面形状が平面および丸面のものを標準としている。高炭素クロム軸受鋼を使用し、熱処理後、研削および磨き仕上げを施している。

- 1個の保持器に組込まれる針状ころの直径の相互差は、 $2\mu\text{m}$ 以下としている。
- ころ転動面にクラウニングを施し、エッジロードを緩和できる形式もある。
- 転動体以外の用途（ピンやシャフト）にも単体で供給している。

止め輪



針状ころ軸受の内輪、外輪または保持器付き針状ころをアキシャル方向に位置決めする場合、または案内する場合に用いる専用の止め輪である。

- 形式としては軸用とハウジング用がある。
- 針状ころ軸受に合せて断面高さを小さくして、さらに、寸法範囲も小さいサイズまで対応している。
- アキシャル方向の案内には、保持器と止め輪の間に間座を用いることを推奨する。

シール

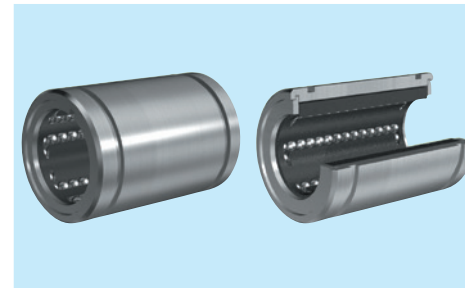


針状ころ軸受の小さな断面高さに合せて特別に設計された専用シールであり、異物の侵入防止およびグリースの保持機能を有する。

- 1枚のリップをもったG形と2枚のリップをもつGD形がある。
- 鋼板製のリングと合成ゴムで構成され、使用温度範囲は $-25 \sim 120^\circ\text{C}$ 、連続使用では 100°C 以下で用いる。
- シェル形針状ころ軸受とラジアル断面高さが合致しているので、ハウジングの追加工を必要とせず、取扱いが容易である。

直線運動用軸受のうち、このカタログでは次の製品について記載している。

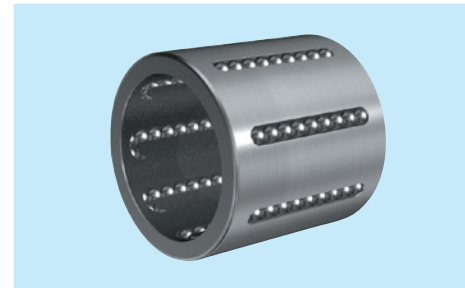
リニアボールベアリング — ソリッド形 —



機械加工された外輪と側板と鋼球および鋼球を保持する樹脂保持器より構成され、軸上で無限直線運動を行う高精度な軸受である。

- 標準形、すきま調整形および開放形があり、用途により使い分けができる。
- 片側もしくは両側にゴムシールを装着したものもあり、軸受内への異物の侵入を防ぐことができる。
- 鋼球は保持器により案内されるため、小さな摩擦抵抗で安定した直線運動が得られる。
- 回転運動はできない。

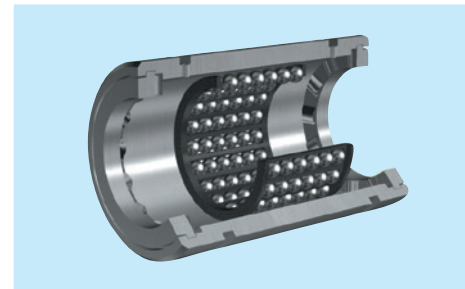
リニアボールベアリング — シェル形 —



薄い特殊鋼板を精密深絞り加工した外輪と鋼球および鋼球を保持する樹脂保持器より構成され、軸上で無限直線運動を行う高精度な軸受である。

- 外輪が薄い鋼板で製作されているため、断面高さが小さく、直動システム全体をコンパクトな設計構造とすることが可能である。
- 取付けが容易で、ハウジングに圧入されるため、軸方向の固定を必要としない。
- 回転運動はできない。
- 両側にゴムシールを装着したものもあり、軸受内への異物の侵入を防ぐことができる。

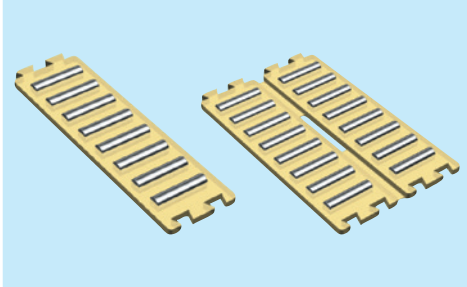
リニアボールベアリング — ストローク形 —



機械加工された外輪と側板と鋼球および鋼球を保持する保持器より構成され、軸上で回転運動と有限の往復運動を行う軸受である。外輪両端には、保持器のストッパとして止め輪が取り付けられており、止め輪と保持器との間には波ばねを備えていて保持器の衝撃を緩衝し摩擦などを防いでいる。

- 両側にゴムシールを装着したものもあり、軸受内への異物の侵入を防ぐことができる。
- 外輪には止め輪溝があり、固定が容易である。

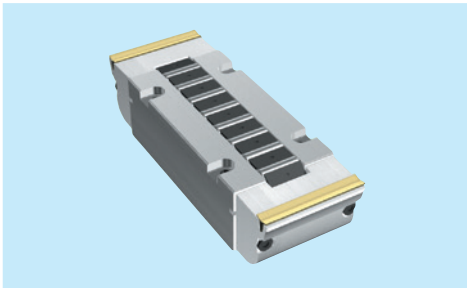
リニアフラットローラ



平面状の保持器と針状ころより構成され、直線運動部品で平面軌道上を往復直線運動する軸受である。

- 保持器には合成樹脂製のものと鋼板プレス製のものがある。
- 樹脂製保持器の FF 形はユニットを複数連結して用いることができる。
- 鋼板プレス製保持器は連結することはできないが任意の長さで供給が可能である。
- 樹脂製保持器で複列タイプは中央部に弾性継ぎ目がある。この部分で V 字形状に変形させることができ、V 面への取付け性が向上する。V 字形状への加工手順と注意点については、リニアフラットローラの形式説明をご参照ください。

リニアローラベアリング



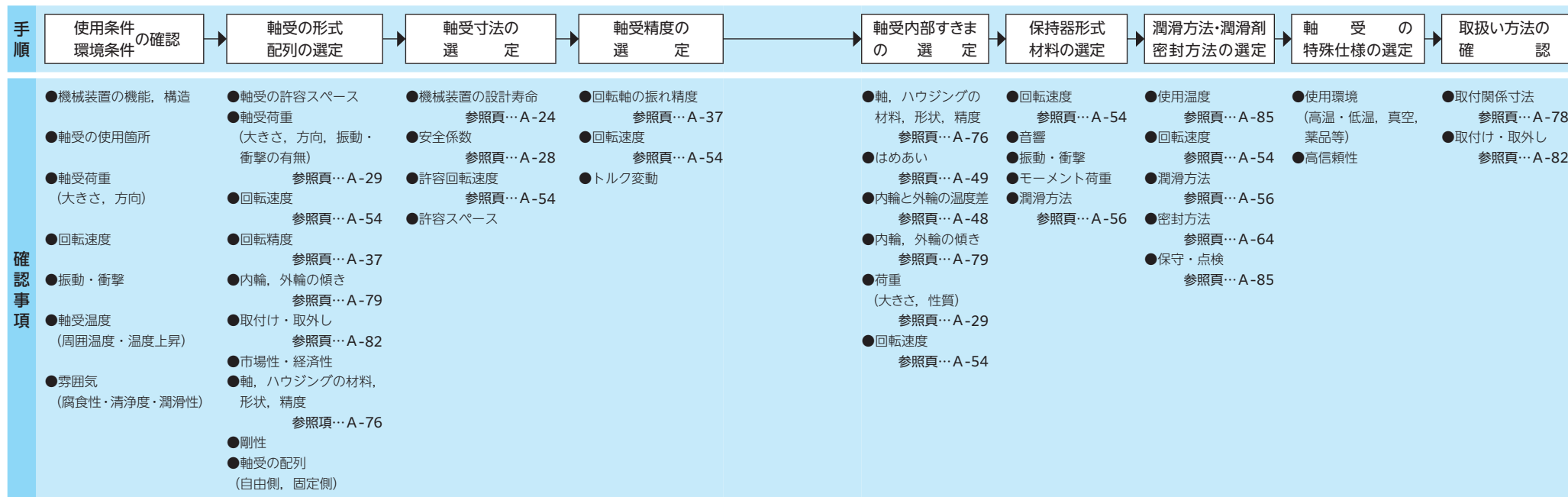
円筒ころが本体（軌道台）の内部を循環できる機能を有し、平面上を無限直線運動する軸受である。

- 保持器により隣接のころが接触しない構造となっており摩擦係数が低い。
- 円筒ころを用いているため定格荷重が大きい。

2. 軸受選定フローチャート

NTN は、多種多様な形式および寸法の転がり軸受（以下、軸受と略す）を提供している。その中から、最も適した軸受を選定することは、機械装置の性能を期待通りに発揮させるためには重要なことである。

軸受の選定手順の一例をフローチャートに示す。特殊な検討が必要な場合は **NTN** にご照会ください。



(1) 軸受の許容スペース

針状ころ軸受には多くの軸受形式、寸法系列がある。通常、機械装置に使用される軸受は、合理的な設計に基づいて決定された軸径を基準として、その機械装置の中で許容される空間に収まるよう、最適な軸受形式、寸法を選定する必要がある。

(2) 軸受荷重

軸受に作用する荷重の方向、性質、大きさは多様である。作用する荷重がラジアル荷重のみか、アキシャル荷重との合成荷重になるのか、荷重の方向や振動・衝撃の有無を含めた荷重の性質を考慮して軸受形式を決定する必要がある。また、荷重の大きさに基づいて、軸受の寸

法表に記載されている基本定格荷重を考慮しながら、軸受形式、寸法を決定する必要がある。

(3) 回転速度

軸受の許容回転速度は軸受の形式、寸法、精度、保持器の種類、荷重、潤滑条件、冷却条件によって異なる。

NTN 標準設計仕様のグリース潤滑および油潤滑の許容回転速度を寸法表に記載している。

(4) 回転精度

軸受の寸法精度、回転精度は ISO 規格、JIS 規格等で規定されている。

回転軸の振れ精度を高く要求される機械装置や高速回転の機械装置には精度等級 5 級以上の軸受を使用する。

軸受の選定においては、多くの要因を分析し、さまざまな観点から検討、評価する必要がある。

(5) 内輪、外輪の傾き

軸のたわみ、軸およびハウジングの加工精度、取付誤差により軸受の内輪と外輪に傾きを生じることがあるため、許容傾き角以下で使用する必要がある。

(6) 軸、ハウジングの精度

軸やハウジングを軌道面として使用する場合は、軸受の軌道面として必要な硬さや精度などを守る必要がある。

(7) 剛性

軸受が荷重を受けると転動体と軌道面の接触部に弾性変形が生じる。機械装置によってはこの変形をできるだけ小さくする必要がある。

一般的に、針状ころ軸受は玉軸受などに比べて高剛性である。さらに、剛性を高めたい場合は **NTN** にご照会ください。

(8) 軸受の配列

一般的に、軸は 2 個の軸受で支えられる。このとき、軸系をアキシャル方向に位置決めし、固定する軸受を固定側軸受、アキシャル方向に移動可能な軸受を自由側軸受と呼ぶ。これによって、温度変化による軸の伸縮を吸収し、かつ、軸受の取付間隔の誤差を吸収する（詳細は CAT.No.2203/J 転がり軸受総合カタログ 2.3 項をご参照ください）。

針状ころ軸受は一部を除き、ラジアル荷重しか受けられないため、基本的に自由側に使用する。

3. 定格荷重と寿命

3.1 軸受の寿命

軸受は正常な条件で使用されていても、軌道輪の軌道面や転動体の転動面は、繰返し圧縮応力を受けて、材料の疲れによるスポーリング（フレーキング、剝離）が発生し、使用に耐えなくなる。軸受の寿命とは、このようにスポーリングが軌道面または転動面に発生するまでの総回転数として定義される。

その他、焼付き、摩耗、割れ、欠け、かじり、さびなどによっても、軸受は使用できなくなるが、これらは軸受の故障と称すべきもので、寿命とは区別され、軸受選定の誤り、取付不良、不適切な潤滑および不完全な密封などがその原因である。これらの原因を排除することによって軸受の故障を避けることができる。

3.2 基本定格寿命と基本動定格荷重

一群の同じ軸受を同一条件で回転しても、寿命にはかなり大きなばらつきがある。これは材料の疲れそのものにばらつきがあるためである。したがって寿命としては、このばらつきを統計的に処理して、次のように定義される基本定格寿命を用いる。

基本定格寿命とは、一群の同じ軸受を同一条件で個々に回転させたとき、その 90 %（信頼度 90 %）が転がり疲れによるスポーリングを生じることなく回転できる総回転数をいう。一定回転速度で回転させたときは、その総回転時間で表す。

基本動定格荷重とは、転がり軸受の動的負荷能力を表すもので、100 万回転の基本定格寿命を与えるような一定荷重をいう。ラジアル軸受では純ラジアル荷重、スラスト軸受では純アキシャル荷重で表し、それぞれを基本動ラジアル定格荷重（ C_r ）または基本動アキシャル定格荷重（ C_a ）と呼ぶ。

このカタログの軸受寸法表には、NTN で用いている標準的な材料および製造方法によって製作された軸受の基本動定格荷重を記載している。特別な材料ならびに製造方法を用いた軸受の基本動定格荷重については、NTN にご照会ください。

基本定格寿命、基本動定格荷重および軸受荷重の間には式（3.1）の関係がある。

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \cdots \cdots (3.1)$$

ここで、

$p = 10/3 \cdots$ ころ軸受

$p = 3 \cdots$ 玉軸受

L_{10} ：基本定格寿命 10^6 回転

C ：基本動定格荷重 N

P ：軸受荷重 N

（ラジアル軸受： C_r ）
（スラスト軸受： C_a ）
（ラジアル軸受： P_r ）
（スラスト軸受： P_a ）

また、基本定格寿命を回転時間で表す場合には、式（3.2）で求めることができる。

$$L_{10h} = 500 f_h P \cdots \cdots (3.2)$$

$$f_h = f_n \frac{C}{P} \cdots \cdots (3.3)$$

$$f_n = \left(\frac{33.3}{n} \right)^{1/p} \cdots \cdots (3.4)$$

ここで、

L_{10h} ：基本定格寿命 h

f_h ：寿命係数

f_n ：速度係数

n ：回転速度 min^{-1}

式（3.2）は式（3.5）のように表すこともできる。

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p \cdots \cdots (3.5)$$

いくつかの軸受を組み込んだ機械装置において、いずれかの軸受が転がり疲れによって、破損するまでの寿命を軸受全体の総合寿命と考えると、これは式（3.6）で求めることができる。

$$L = \frac{1}{\left(\frac{1}{L_1^e} + \frac{1}{L_2^e} + \cdots \cdots \frac{1}{L_n^e} \right)^{1/e}} \cdots \cdots (3.6)$$

ここで、

$e = 9/8 \cdots \cdots$ ころ軸受

$e = 10/9 \cdots \cdots$ 玉軸受

L ：軸受全体としての総合基本定格寿命 h

$L_1, L_2 \cdots \cdots L_n$ ：個々の軸受 1, 2 $\cdots \cdots n$ の

基本定格寿命 h

一定の時間的割合で荷重条件が変化する場合の寿命は、式（3.7）で求めることができる。

$$L_m = \left(\frac{\phi_1}{L_1} + \frac{\phi_2}{L_2} + \cdots \cdots \frac{\phi_j}{L_j} \right)^{-1} \cdots \cdots (3.7)$$

ここで、

L_m ：軸受の総合寿命 h

ϕ_j ：各条件の使用頻度（ $\Sigma \phi_j = 1$ ）

L_j ：各条件における寿命 h

3.3 補正定格寿命

軸受の基本定格寿命は 3.2 項に述べた計算式によって得られるが、用途によっては 90 %以上の信頼度で軸受寿命を求めることが必要な場合がある。また、特別に改良された軸受材料ならびに製造方法を用いて、軸受寿命を延長することができる。さらに、使用条件（潤滑、温度、回転速度など）によっては軸受寿命に影響を及ぼすことがある。

これらを考慮して基本定格寿命を補正した寿命を補正定格寿命と呼び、式（3.8）で求めることができる。

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_{10} \cdots \cdots (3.8)$$

ここで、

L_{na} ：補正定格寿命 10^6 回転

a_1 ：信頼度係数

a_2 ：軸受特性係数

a_3 ：使用条件係数

3.3.1 信頼度係数 a_1

信頼度係数 a_1 の値は、90 %以上の信頼度に対して、表 3.1 で与えられる。

3.3.2 軸受特性係数 a_2

軸受材料の種類およびその品質、製造工程等が特殊である場合は、寿命に関する軸受特性が変化する。このような場合には、軸受特性係数 a_2 で寿命を補正する。

また、高炭素クロム軸受鋼製の軸受は、長時間の使用で寸法変化を起こすことがある。この寸法変化を低減する軸受として、寸法安定化処理（TS 処理）を行った軸受がある。ただし、寸法安定化処理を行った軸受は硬さが低下するため、表 3.2 に示す軸受特性係数 a_2 を乗じて寿命を補正する。

いずれの場合においても、ご不明点があれば NTN にご照会ください。

表 3.1 信頼度係数 a_1

信頼度 %	L_n	信頼度係数 a_1
90	L_{10}	1
95	L_5	0.64
96	L_4	0.55
97	L_3	0.47
98	L_2	0.37
99	L_1	0.25
99.2	$L_{0.8}$	0.22
99.4	$L_{0.6}$	0.19
99.6	$L_{0.4}$	0.16
99.8	$L_{0.2}$	0.12
99.9	$L_{0.1}$	0.093
99.92	$L_{0.08}$	0.087
99.94	$L_{0.06}$	0.080
99.95	$L_{0.05}$	0.077

表 3.2 寸法安定化処理

記号	最高使用温度 $^{\circ}\text{C}$	軸受特性係数 a_2
TS2	160	1.00
TS3	200	0.73
TS4	250	0.48

3.3.3 使用条件係数 a_3

軸受の使用回転速度および温度上昇などによる潤滑状態の悪化、潤滑剤の劣化あるいは異物の混入等がある場合の補正は使用条件係数 a_3 を用いる。

一般に潤滑の条件が良好な場合には $a_3 = 1$ であり、特に潤滑の条件が良好で、軸受に対するその他の要因も正常な場合には、 $a_3 > 1$ ととることができる。しかしながら、次のような場合には $a_3 < 1$ となる。

- 軸受の使用温度における潤滑油の動粘度が低い場合
（目安として、ラジアル針状ころ軸受 $13 \text{ mm}^2/\text{s}$ 以下、スラスト針状ころ軸受 $20 \text{ mm}^2/\text{s}$ 以下）
- 回転速度が特に低い場合
（転動体のピッチ径 $D_{pw} \text{ mm}$ と回転速度 $n \text{ min}^{-1}$ との積が $D_{pw} \cdot n < 10\,000$ の場合）
- 潤滑剤に異物、水分などが混入する場合

特殊な使用条件の場合には NTN にご照会ください。

その他、係数 a_3 としてではなく、傾きやラジアル内部すきまによっても、寿命が低下する場合がある〔3.10 傾き角（取付誤差）と寿命〕項および〔3.11 すきまと寿命〕項をご参照ください。

なお、基本定格寿命を求める式 (3.1) および式 (3.6) は非常に大きな荷重が作用するときは、転動体と軌道輪との接触面に有害な塑性変形を生じる恐れがあり、ラジアル軸受では P_r が C_{0r} または $0.5C_r$ のいずれかを超える場合、スラスト軸受では P_a が $0.5C_a$ を超える場合には適用できないことがある。

3.4 修正定格寿命

3.4.1 経緯

軸受の補正定格寿命 L_{na} は式 (3.8) で示した通りであるが、この中で a_2 と a_3 は独立したものでなく、相互に関連するとの考えで a_{23} のように統合する概念があり、ISO に提案、検討されてきた。この結果、ISO 281:2007 において、軸受寿命に影響する特性、潤滑などの相互作用を考慮し、統合したシステムアプローチに基づいた**寿命修正係数 a_{ISO}** が導入された。また、ISO 281 のこれらの決定を受け、2013 年に JIS B 1518 も同様の内容に改正された。

寿命修正係数 a_{ISO} を用いた**修正定格寿命 L_{nm}** は式 (3.9) で求めることができる。

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10} \quad \dots \dots \dots (3.9)$$

3.4.2 寿命修正係数 a_{ISO}

寿命修正係数 a_{ISO} は材料の特性と潤滑条件とを統合して求める値であり、ISO 281:2007 においては式 (3.10) のような関数として与えられている。

$$a_{ISO} = f\left(\frac{e_c C_u}{P}, \kappa\right) \quad \dots \dots \dots (3.10)$$

ここで、

C_u : 疲労限荷重

軌道の最大荷重接触部で疲労限応力となる、軸受にかかる荷重。軸受の形式、内部諸元、品質、材料強度に依存し、ISO 281:2007 では、高 cleanliness の軸受鋼製軸受において、 C_u に相当する接触応力として 1.5 GPa を推奨している。NTN 軸受の各呼び番号に対する疲労限荷重の値は、各寸法表に記載している。なお、軸外径面またはハウジング内径面を直接軌道面とする場合、参考値として取扱いください。

e_c : 汚染係数

潤滑剤（油）に混入した硬質汚染粒子は、軌道面上に圧こんを形成し、これによる表面起点型損傷が生じる結果、軸受寿命は低下する。汚染係数 e_c はこれを考慮した係数で、粒子の大きさ、硬さ、軸受の大きさ、潤滑剤の粘度（油膜厚さ）に依存する。表 3.3 のように軸受の大きさ（転動体のピッチ径 D_{pw} 、平均軸受直径 $(d + D) / 2$ で代用可）、ろ過やシール構造（前洗浄有無なども含む）で概略値が決められている。

κ : 潤滑剤の粘度比

軸受は、潤滑剤によって転がり接触面が分離されていることを前提に使用されるが、潤滑剤の粘度が低い場合には分離が不十分になり、金属接触が生じて表面起点型損傷が発生する。粘度比 κ はこの影響を考慮した係数で、潤滑剤の基準動粘度 ν_1 に対する使用中の動粘度 ν との比で式 (3.11) で求めることができる。

$$\kappa = \nu / \nu_1 \quad \dots \dots \dots (3.11)$$

基準動粘度 ν_1 は軸受の回転速度 n および大きさ（ D_{pw} ）に依存し、図 3.1 あるいは式 (3.12)、式 (3.13) で求めることができる。

表 3.3 汚染係数 e_c の値

汚染レベル	e_c	
	$D_{pw} < 100 \text{ mm}$	$D_{pw} \geq 100 \text{ mm}$
極めて高い清浄度 粒子の大きさは潤滑剤の油膜厚さ程度で、実験室レベルの環境	1	1
高い清浄度 極めて細かなフィルタでろ過された油、標準的なグリース封入軸受およびシール軸受	0.8~0.6	0.9~0.8
標準清浄度 細かなフィルタでろ過された油、標準的なグリース封入軸受およびシールド軸受	0.6~0.5	0.8~0.6
軽度の汚染状態 潤滑剤が僅かに汚染	0.5~0.3	0.6~0.4
普通の汚染状態 シールなし、粗いフィルタ使用、摩耗粉および周辺から粒子が侵入する環境	0.3~0.1	0.4~0.2
重度の汚染状態 著しく汚染された周辺環境、かつ、軸受の密封性が不十分な状態	0.1~0	0.1~0
極度の汚染状態	0	0

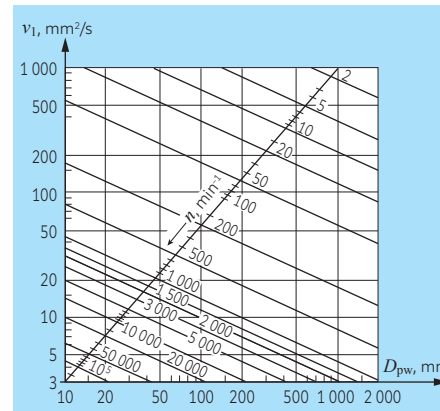


図 3.1 基準動粘度 ν_1 を求める線図

$$n < 1\,000 \text{ min}^{-1} \text{ の場合,} \\ \nu_1 = 45\,000 n^{-0.83} D_{pw}^{-0.5} \quad \dots \dots \dots (3.12)$$

$$n \geq 1\,000 \text{ min}^{-1} \text{ の場合,} \\ \nu_1 = 4\,500 n^{-0.5} D_{pw}^{-0.5} \quad \dots \dots \dots (3.13)$$

図 3.2 にラジアルころ軸受、図 3.3 にスラストころ軸受における C_u / P 、 e_c 、 κ と a_{ISO} の関係をそれぞれ示す。図の使用に当たっては、以下の制約がある。

- 1) a_{ISO} は実用上、最大でも 50 とする。

- 2) $\kappa > 4$ の場合は、 $\kappa = 4$ とする。 $\kappa < 0.1$ の場合は適用できない。

基本的に、潤滑油種によらず適用可能であるが、グリース潤滑や特殊な添加剤、特殊な回転挙動などの場合は、NTN にご照会ください。

3.4.3 修正定格寿命の適用軸受

各呼び番号に対する疲労限荷重の値を各寸法表に記載し、 a_{ISO} の適用を可能としている。

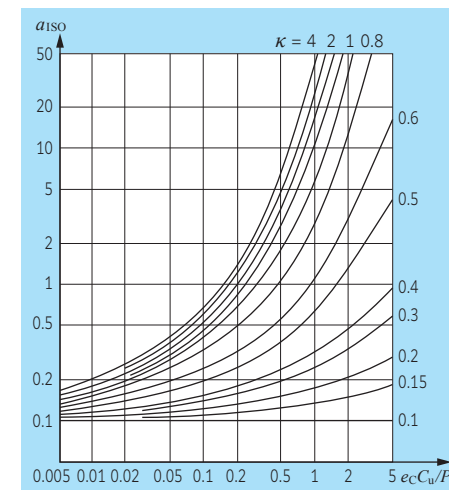


図 3.2 寿命修正係数 a_{ISO} (ラジアルころ軸受)

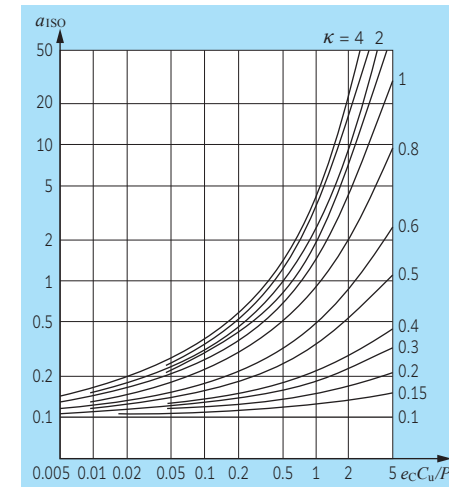


図 3.3 寿命修正係数 a_{ISO} (スラストころ軸受)

3.5 軌道面の硬さが基本動定格荷重に及ぼす影響

軸またはハウジングを軌道面とすると、軌道面の硬さは、58～64 HRCにするとともに、適切な深さまでの硬化層が必要である。

軌道面の硬化の方法は、必ず焼入れ、浸炭焼入れまたは高周波焼入れなどがあるが、硬さが低いと軸受の疲れ寿命は減少する。このような場合には図3.4に示す硬さ係数を乗じて基本動定格荷重を補正する。

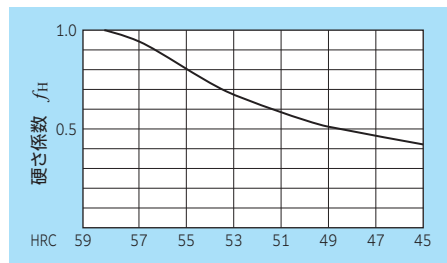


図 3.4 硬さ係数

3.6 揺動寿命

揺動運動を行うラジアル軸受の寿命計算は式(3.14)で求めることができる。

$$L_{osc} = \Omega L_{Rot} \dots\dots\dots (3.14)$$

ここで、

L_{osc} : 揺動寿命

L_{Rot} : 揺動回数 cpm と同じ回転速度 min^{-1} の場合の定格寿命

例) 90 cpm のときは 90 min^{-1} で計算した定格寿命

Ω : 揺動係数 (図 3.5 により揺動角の半角 β との関係を示す)。

一般的に、図 3.5 は揺動角 2β が、臨界揺動角 $2\beta_c$ 以上の場合に適用される。この臨界揺動角は軸受内部設計、主として 1 列に含まれる転動体の数によって、ほぼ定まる。

臨界揺動角以下で使用する場合には図 3.5 を用いた計算値に比べて寿命が短いので、揺動角がわからないときは、 $\beta = \beta_c$ として Ω を求める。個々の軸受の臨界揺動角は、NTN にご照会ください。

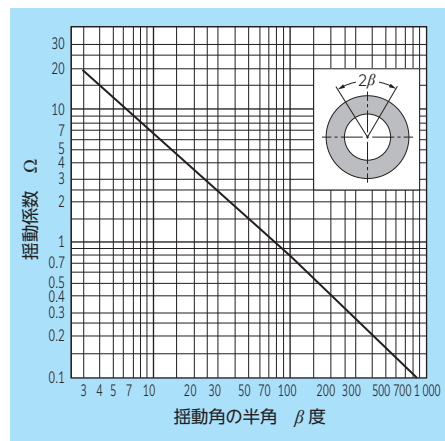


図 3.5 揺動半角 β と係数 Ω の関係

揺動角 2β が非常に小さい場合は軌道輪と転動体の接触面に油膜が形成されにくく、フレッチング（微動摩耗）を生じることがある。

内輪揺動の場合の臨界揺動角は式(3.15)で求めることができる。

$$\text{臨界揺動角 } 2\beta_c \geq \frac{720^\circ}{Z} \cdot \frac{D_{pw}}{D_{pw} - D_w \cos \alpha} \dots\dots\dots (3.15)$$

ここで、

Z : 転動体 (1 列) の数

D_{pw} : 転動体 PCD

D_w : 転動体直径

α : 接触角

(外輪揺動の場合は、右辺分母は $D_{pw} + D_w \cos \alpha$ となる)

3.7 直線運動をする軸受の寿命

直線運動をする軸受、例えばリニアボールベアリングやリニアフラットローラなどの場合、アキシャル方向の移動量、軸受荷重および定格寿命の間に式(3.16)および式(3.17)の関係がある。

転動体が玉の場合

$$L = 50 \times \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^3 \dots\dots\dots (3.16)$$

転動体がころの場合

$$L = 100 \times \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^{10/3} \dots\dots\dots (3.17)$$

ここで、

L : 定格寿命 km

C_r : 基本動定格荷重 N

P_r : 軸受荷重 N

図 3.6 は C_r/P_r と L の関係を示す。

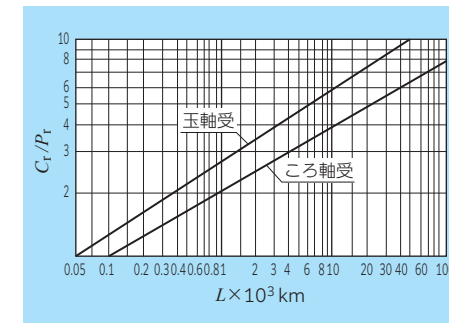


図 3.6 軸方向運動をする軸受の寿命

また、走行運動の周期および移動距離が一定の場合は、寿命時間を式(3.18)および式(3.19)で求めることができる。

転動体が玉の場合

$$L_h = \frac{50 \times 10^3}{60 \cdot S} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^3 \dots\dots\dots (3.18)$$

転動体がころの場合

$$L_h = \frac{100 \times 10^3}{60 \cdot S} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^{10/3} \dots\dots\dots (3.19)$$

ここで、

L_h : 走行寿命 h

S : 毎分走行距離 m/min

$$S = 2 \cdot L \cdot n$$

L : ストローク長さ m

n : ストロークサイクル cpm

3.8 使用機械と必要寿命

軸受の選定に当たって、その使用条件における軸受の必要寿命を設定しなければならないが、必要寿命は主として使用機械に求められている耐久期間と運転時の信頼度によって定められる。一般

に目安となる必要寿命時間を表 3.4 に示す。

軸受の寸法を決定するとき、軸受の疲れ寿命は重要な基準であるが、疲れ寿命以外にも軸およびハウジングの強度ならびに剛性も考慮しなければならない。

表 3.4 使用条件と必要寿命時間（参考）

使用区分	使用機械と必要寿命時間 L_{10h} $\times 10^3$ 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	家庭用エアコン 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	小型モータ バス・トラック 一般歯車装置 木工機械	工作機械スピンドル 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 カレンダーロール 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 鋳山ホイスト プレスフライホイール	パルプ・ 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 鋳山排水・ 換気設備 発電所設備

3.9 ワイブル分布と信頼度係数

「3.2 基本定格寿命と基本動定格荷重」項で述べたように、一群の同じ軸受を同一条件で回転しても、寿命にはかなり大きなばらつきがある。このばらつきは「ワイブル分布」によく従うことが一般に知られており、式 (3.1) の寿命計算式や、基本動定格荷重 C の計算式も、“軸受寿命がワイブル分布に従う”ことを前提とした上で、基礎理論が構築されている。

ワイブル分布のばらつきを表す指標として、ワイブルスロープといわれる係数があり、ISO や JIS の寿命計算の基礎理論では、玉軸受で 10/9、

ころ軸受で 9/8 という値を与えている。これによると、例えば、深溝玉軸受では、信頼度 90 % の L_{10} 寿命と信頼度 50 % の L_{50} 寿命との間には、5 倍以上の差が生じることになる。

また、軸受が使用されるアプリケーションによっては、90 % を超える信頼度での寿命検討が必要な場合もあり、このような場合に信頼度係数 a_1 を用いる。最新の ISO (ISO 281:2007) および JIS (JIS B 1518:2013) ではこの a_1 の値が実測データをベースに見直された (図 3.7 参照)。表 3.1 には見直し後の最新の a_1 値を記載している。

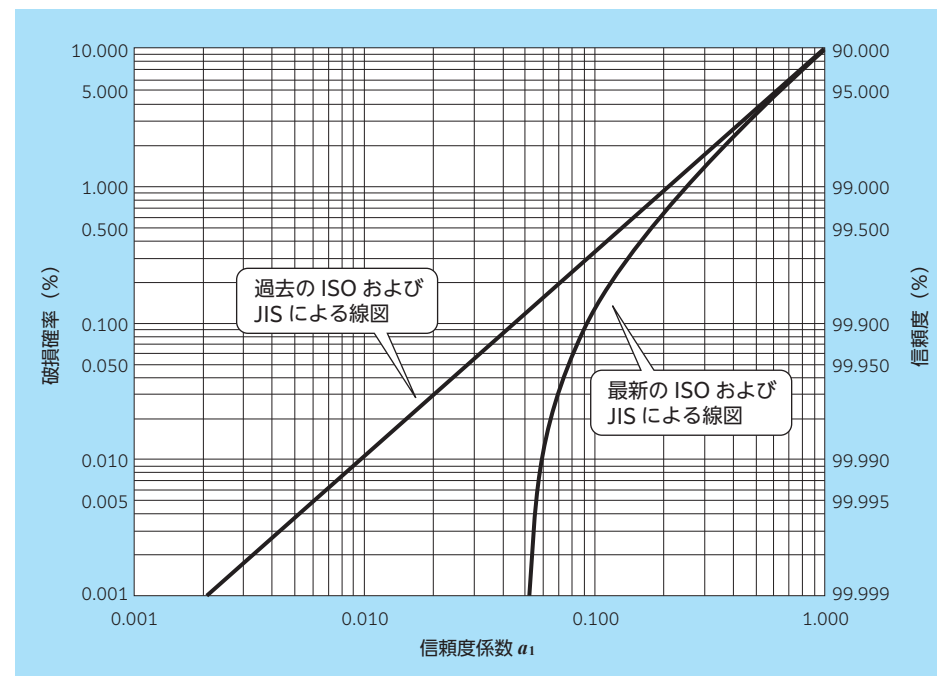


図 3.7 信頼度係数 a_1

3.10 傾き角（取付誤差）と寿命

軸，ハウジングの精度，剛性の不足などによって内輪と外輪の間に傾きが生じる場合に強制的なモーメント外力が働く。

モーメント荷重を受ける場合の軸受寿命計算は，一般に用いられる $L = (C_r / P_r)^p$ で求めることはできず，それぞれの軸受の内部設計，すきまなどを考慮して求める必要がある。

これらの寿命低下割合は，内部すきま，荷重条件および内部設計によっても異なるので，個々の条件により計算することが必要であり，一般的に，係数として与えることはできない。

傾き角（取付誤差）と寿命の関係について計算した結果を図 3.8 に示す。

傾き角と寿命の関係は，ラジアル内部すきま，軸受サイズおよび軸受仕様によって異なるため，詳細は NTN にご照会ください。

許容傾き角の目安は，13.6 軸受の許容傾き角（A-79 ページ）表 13.6 をご参照ください。

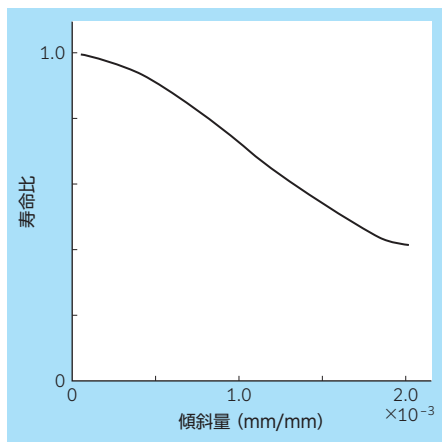


図 3.8 針状ころ軸受の傾き角と寿命比 例

3.11 すきまと寿命

転がり軸受のすきまが正常な運転状態でいかにあるべきかは一概には決められない。

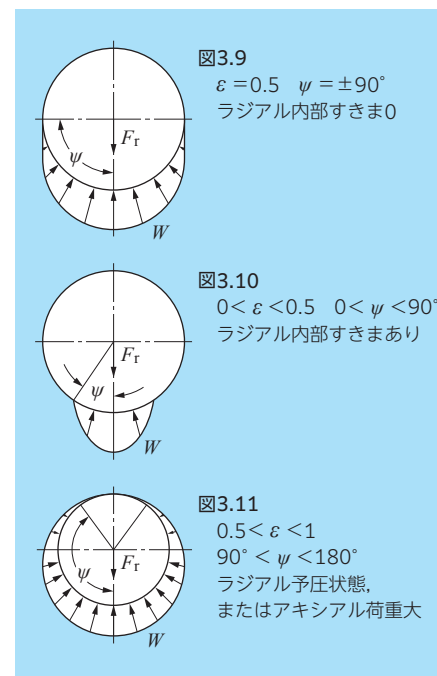
軸受が単に荷重を受けて，完全に回転する目的には，若干のすきまのある状態が好ましいが，すきまの過大は寿命の短縮や振動の原因になる。反対に，寿命の延長や軸の心振れを防ぐには負のすきま（予圧）とすることが好ましいが，予圧過大になると摩擦の増大や焼付きなどの原因になる。

一般的に，運転状態で零よりわずかに大きくなるように，初期の軸受内部すきまを選定する。

1) すきまと転動体荷重 W

- ①軸受すきま > 0 の場合 [図 3.10 参照]，
負荷率 < 0.5 となり，最大転動体荷重は
軸受すきま $= 0$ の場合 [図 3.9 参照] に比
べ大きくなる。

[負荷率 ε と概念図]



②図 3.12 は，軸受すきまがわずかにマイナス状態でも最長寿命を与える理想状態を示したグラフである。

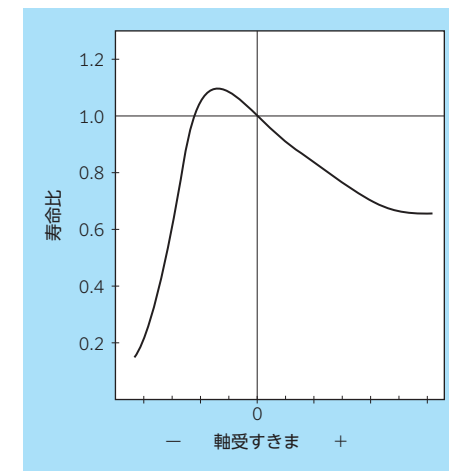


図 3.12 軸受すきまと寿命比

3.12 基本静定格荷重

基本静定格荷重とは、最大荷重を受けている転動体と軌道面との接触部中央における、次に示す計算接触応力に対応する静荷重として規定される。

ころ軸受 4 000 MPa
玉軸受 (自動調心玉軸受を除く) ... 4 200 MPa
自動調心玉軸受 4 600 MPa

これらの接触応力で発生する転動体と軌道面との総永久変形量は転動体直径の約 0.0001 倍となり、これが軸受の円滑な回転を妨げない限度であることが経験的に知られている。

ラジアル軸受の基本静定格荷重を**基本静ラジアル定格荷重**、スラスト軸受のそれを**基本静アキシャル定格荷重**と呼び、それぞれ C_{0r} 、 C_{0a} と表し軸受寸法表に記載している。

3.13 許容静荷重

許容することのできる静荷重は一般には、3.12 項に述べた基本静定格荷重を限度とするが、回転の円滑さおよび摩擦トルクについての要求によって、基本静定格荷重より小さくする場合がある。

一般には、次の式 (3.20) および表 3.5 に示す安全係数 S_0 を考慮して定める。

$$S_0 = \frac{C_0}{P_{0 \max}} \dots\dots\dots (3.20)$$

ここで、

S_0 : 安全係数

C_0 : 基本静定格荷重 N

(ラジアル軸受 : C_{0r})
(スラスト軸受 : C_{0a})

$P_{0 \max}$: 最大静荷重 N

(ラジアル軸受 : P_{0r})
(スラスト軸受 : P_{0a})

表 3.5 安全係数 S_0 の下限値

運 転 条 件	玉軸受	ころ軸受
静粛な回転が要求される用途	2	3
衝撃荷重を受ける用途	1.5	3
通常の回転用途	1	1.5

備考 1 シェル形針状ころ軸受では S_0 の下限値を 3 とする。ただし、プレミアムシェル™ 軸受¹⁾ は S_0 の下限値を 2 とする。

2 振動・衝撃荷重がかかる場合は、衝撃による荷重係数を加味した P_0 を求める。

3 スラスト軸受で AS 形軌道盤を用いる場合は S_0 の下限値を 3 とする。

注 1) 専用カタログ「プレミアムシェル™ 軸受 (CAT. No. 3029/JE)」をご参照ください。

3.14 基本動定格荷重の見直しについて

材料技術・製品技術・生産技術の継続的な改善活動を積み重ねた結果、現在の NTN 軸受は、過去の当社品と比較して長寿命になっていることが、長年にわたり蓄積してきた社内耐久試験結果から明らかになった。そこで今回、これらの軸受寿命データをもとに、ソリッド形針状ころ軸受の基本動定格荷重値を見直した。

具体的な基本動定格荷重値は、各軸受の寸法表に記載しているので、ご参照ください。

※その他の軸受は、従来と同じ基本動定格荷重値を採用している。

4. 軸受荷重の計算

軸受荷重を算定するためには、軸受が支持している軸系に作用している荷重を決定する必要がある。軸系に作用する荷重には、回転体の自重、機械が仕事をするために生じる荷重および動力伝達による荷重などがあり、これらは理論的に数値計算できるものもあるが、計算が困難な場合も多い。

軸受の主要な用途である動力伝達軸について作用する荷重の計算方法を示す。

4.1 軸系に作用する荷重

4.1.1 荷重係数

実際に軸受が使用されている機械では、衝撃などにより、理論的に計算された軸荷重より通常は大きくなる。したがって、表 4.1 に示す荷重係数を乗じて、式 (4.1) にて軸系に作用する実際の荷重を求めることが多い。

$$K = f_w \cdot K_c \dots\dots\dots (4.1)$$

ここで、

K : 軸系に作用する実際の荷重 N

f_w : 荷重係数 (表 4.1 参照)

K_c : 理論的な計算値 N

表 4.1 荷重係数 f_w

衝撃の種類	f_w	使用機械例
ほとんど 衝撃のない場合	1.0~1.2	電気機械、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 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

4.1.2 歯車に作用する荷重

歯車に作用する荷重は、接線方向 (K_t)、ラジアル方向 (K_s) およびアキシャル方向 (K_a) に分解できる。その大きさおよび方向は歯車の種類によって異なる。以下に 4 種類の歯車について、歯車に作用する荷重の計算方法を示す。

(1) 平行軸歯車に作用する荷重

平行軸に用いられる平歯車およびはすば歯車 (ヘリカルギヤ) にかかる荷重を図 4.1 ~ 図 4.3 に示す。

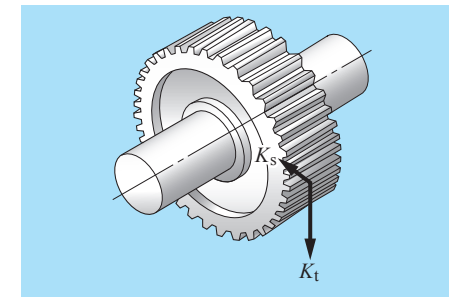


図 4.1 平歯車に作用する荷重

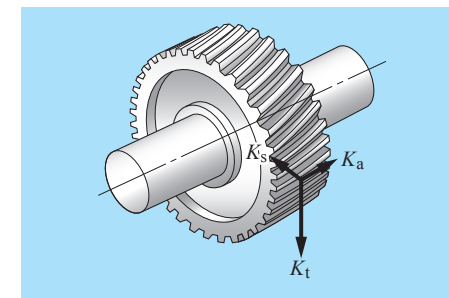


図 4.2 はすば歯車に作用する荷重

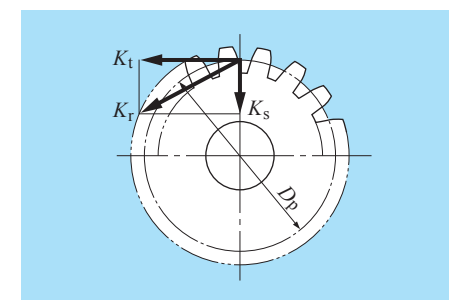


図 4.3 歯車のラジアル合成力

歯車に作用する荷重は式 (4.2) ~ 式 (4.6) で求めることができる。

軸入力トルクが分っている場合の歯車接線方向荷重

$$K_t = \frac{2T}{D_p} \dots\dots\dots (4.2)$$

軸入力として伝達動力が分っている場合

$$K_t = \frac{19.1 \times 10^6 \cdot H}{D_p \cdot n} \dots\dots\dots (4.3)$$

$$K_s = K_t \cdot \tan \alpha \text{ (平歯車)} \dots\dots\dots (4.4a)$$

$$= K_t \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} \text{ (はすば歯車)} \dots\dots\dots (4.4b)$$

$$K_r = \sqrt{K_t^2 + K_s^2} \dots\dots\dots (4.5)$$

$$K_a = K_t \cdot \tan \beta \text{ (はすば歯車)} \dots\dots\dots (4.6)$$

ここで、

K_t : 歯車の接線方向荷重 (接線力) N

K_s : 歯車のラジアル方向荷重 (分離力) N

K_r : 歯車軸に垂直な荷重 (ラジアル合成荷重, 接線力と分離力の合成力) N

K_a : 歯車軸に平行な荷重 (アキシャル荷重) N

T : 入力トルク N・mm

H : 伝達動力 kW

n : 回転速度 min^{-1}

D_p : 歯車のピッチ円径 mm

α : 歯車の圧力角 $^\circ$

β : 歯車のねじれ角 $^\circ$

実際の歯車荷重は, 上記の計算式で求めた理論荷重に振動, 衝撃が加わるので表 4.2 に示した歯車係数 f_z を乗じて求める。

表 4.2 歯車係数 f_z

歯 車 の 種 類	f_z
精密研削歯車 (ピッチ誤差, 形状誤差が0.02 mm以下)	1.05 ~ 1.1
普通切削歯車 (ピッチ誤差, 形状誤差が0.1 mm以下)	1.1 ~ 1.3

(2) 交差軸歯車に作用する荷重

交差軸に用いられるすぐばかさ歯車およびまがりばかさ歯車 (スパイラルベベルギヤ) には図 4.4 および図 4.5 に示す歯車荷重が作用する。計算式を表 4.3 に示す。

ここで, すぐばかさ歯車ではねじれ角 $\beta = 0$ として歯車荷重を求めることができる。

表 4.3 に用いられている記号および単位を以下に示す。

ここで、

K_t : 歯車の接線方向荷重 (接線力) N

K_s : 歯車のラジアル方向荷重 (分離力) N

K_a : 歯車軸に平行な荷重 (アキシャル荷重) N

H : 伝達動力 kW

n : 回転速度 min^{-1}

D_{pm} : 平均ピッチ円径 mm

α : 歯車の圧力角 $^\circ$

β : 歯車のねじれ角 $^\circ$

δ : 歯車のピッチ円すい角 $^\circ$

一般に二つの軸は直交しているので, 小歯車および大歯車荷重の間には, 式 (4.7), 式 (4.8) の関係がある。

$$K_{sp} = K_{ag} \dots\dots\dots (4.7)$$

$$K_{ap} = K_{sg} \dots\dots\dots (4.8)$$

ここで、

K_{sp} , K_{sg} : 小歯車, 大歯車の分離力 N

K_{ap} , K_{ag} : 小歯車, 大歯車のアキシャル荷重 N

まがりばかさ歯車では, ねじれ角の方向, 回転方向および駆動側か従動側かによって荷重の向きが異なる。分離力 (K_s) およびアキシャル荷重 (K_a) は図 4.5 に示す方向を正としている。回転方向とねじれ角の方向は歯車の端面から見て定義することになっており, 図 4.5 に示した歯車は時計方向回転で右ねじれ方向である。

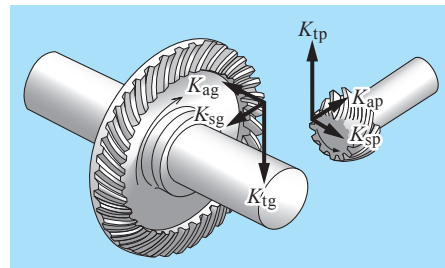


図 4.4 かさ歯車に作用する荷重

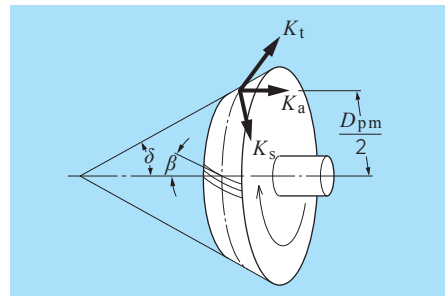


図 4.5 かさ歯車の諸元

表 4.3 かさ歯車に作用する荷重の計算式

荷重の種類	回転方向 ねじれ方向	時計方向 右	反時計方向 左	時計方向 左	反時計方向 右
接線方向荷重 (接線力) K_t		$K_t = \frac{19.1 \times 10^6 \cdot H}{D_{pm} \cdot n}$			
ラジアル方向荷重 (分離力) K_s	駆 動 側	$K_s = K_t \left[\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \sin \delta \right]$	$K_s = K_t \left[\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \sin \delta \right]$		
	従 動 側	$K_s = K_t \left[\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \sin \delta \right]$	$K_s = K_t \left[\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \sin \delta \right]$		
歯車軸に平行な荷重 (アキシャル荷重) K_a	駆 動 側	$K_a = K_t \left[\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \cos \delta \right]$	$K_a = K_t \left[\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \cos \delta \right]$		
	従 動 側	$K_a = K_t \left[\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \cos \delta \right]$	$K_a = K_t \left[\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \cos \delta \right]$		

(3) ハイポイドギヤに作用する荷重

まがりばかさ歯車の内, 食違い軸で動力を伝達する歯車装置をハイポイドギヤという。図 4.6 に作用する歯車荷重を表 4.4 に計算式を示す。

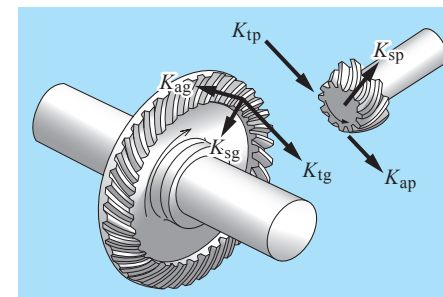


図 4.6

ここで、

K_t : 歯車の接線方向荷重 (接線力) N

K_s : 歯車のラジアル方向荷重 (分離力) N

K_a : 歯車軸に平行な荷重 (アキシャル荷重) N

H : 伝達動力 kW

n : 回転速度 min^{-1}

D_p : 歯車の平均ピッチ円径 mm

α : 歯車の圧力角 $^\circ$

β : 歯車のねじれ角 $^\circ$

δ_1 : 歯車の歯先円すい角 $^\circ$

δ_2 : 歯車の歯底円すい角 $^\circ$

* 駆動軸に p, 従動軸に g の添え字を付ける。

表 4.4 ハイポイドギヤに作用する荷重の計算式

荷重の種類	回転方向 ねじれ方向	時計方向 右	反時計方向 左	時計方向 左	反時計方向 右
接線方向荷重 (接線力) K_t	駆 動 軸 従 動 軸	式 (4.9)		式 (4.10)	
ラジアル方向荷重 (分離力) K_s	駆 動 軸	式 (4.11)		式 (4.12)	
	従 動 軸	式 (4.13)		式 (4.14)	
歯車軸に平行な荷重 (アキシャル荷重) K_a	駆 動 軸	式 (4.15)		式 (4.16)	
	従 動 軸	式 (4.17)		式 (4.18)	

$$K_{tp} = \frac{19.1 \times 10^6 H}{D_{pmp} n_p} \dots\dots\dots (4.9)$$

$$K_{tg} = \frac{19.1 \times 10^6 H}{D_{pmg} n_g} = \frac{\cos \beta_g}{\cos \beta_p} K_{tp} \dots\dots (4.10)$$

$$K_{sp} = \frac{K_{tp}}{\cos \beta_p} (\tan \alpha_p \cos \delta_{1p} + \sin \beta_p \sin \delta_{1p}) \dots\dots (4.11)$$

$$K_{sp} = \frac{K_{tp}}{\cos \beta_p} (\tan \alpha_p \cos \delta_{1p} - \sin \beta_p \sin \delta_{1p}) \dots\dots (4.12)$$

$$K_{sg} = \frac{K_{tg}}{\cos \beta_g} (\tan \alpha_g \cos \delta_{2g} - \sin \beta_g \sin \delta_{2g}) \dots\dots (4.13)$$

$$K_{sg} = \frac{K_{tg}}{\cos \beta_g} (\tan \alpha_g \cos \delta_{2g} + \sin \beta_g \sin \delta_{2g}) \dots\dots (4.14)$$

$$K_{ap} = \frac{K_{tp}}{\cos \beta_p} (\tan \alpha_p \sin \delta_{1p} - \sin \beta_p \cos \delta_{1p}) \dots\dots (4.15)$$

$$K_{ap} = \frac{K_{tp}}{\cos \beta_p} (\tan \alpha_p \sin \delta_{1p} + \sin \beta_p \cos \delta_{1p}) \dots\dots (4.16)$$

$$K_{ag} = \frac{K_{tg}}{\cos \beta_g} (\tan \alpha_g \sin \delta_{2g} + \sin \beta_g \cos \delta_{2g}) \dots\dots (4.17)$$

$$K_{ag} = \frac{K_{tg}}{\cos \beta_g} (\tan \alpha_g \sin \delta_{2g} - \sin \beta_g \cos \delta_{2g}) \dots\dots (4.18)$$

(4) ウォームギヤに作用する荷重

ウォームギヤはねじ歯車（ウォーム）とはすば歯車を組合せた歯車装置である。ウォーム軸のねじ方向（右ねじ、左ねじ）と回転方向により受ける荷重の方向が異なる。歯車に作用する荷重の方向を図4.8に、荷重の計算式を表4.5に示す。

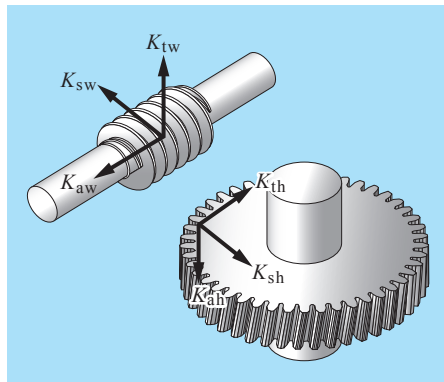


図4.7 ウォームギヤ

ここで、

K_t : 歯車の接線方向荷重（接線力） N

K_s : 歯車のラジアル方向荷重（分離力） N

K_a : 歯車軸に平行な荷重（アキシアル荷重） N

H : 伝達動力 kW

n : 回転速度 min^{-1}

D_p : 歯車の平均ピッチ円径 mm

α : 歯車の圧力角 $^\circ$

γ : ウォームの進み角 $^\circ$

*ウォーム軸に w, ウォーム歯車に h の添え字を付ける。

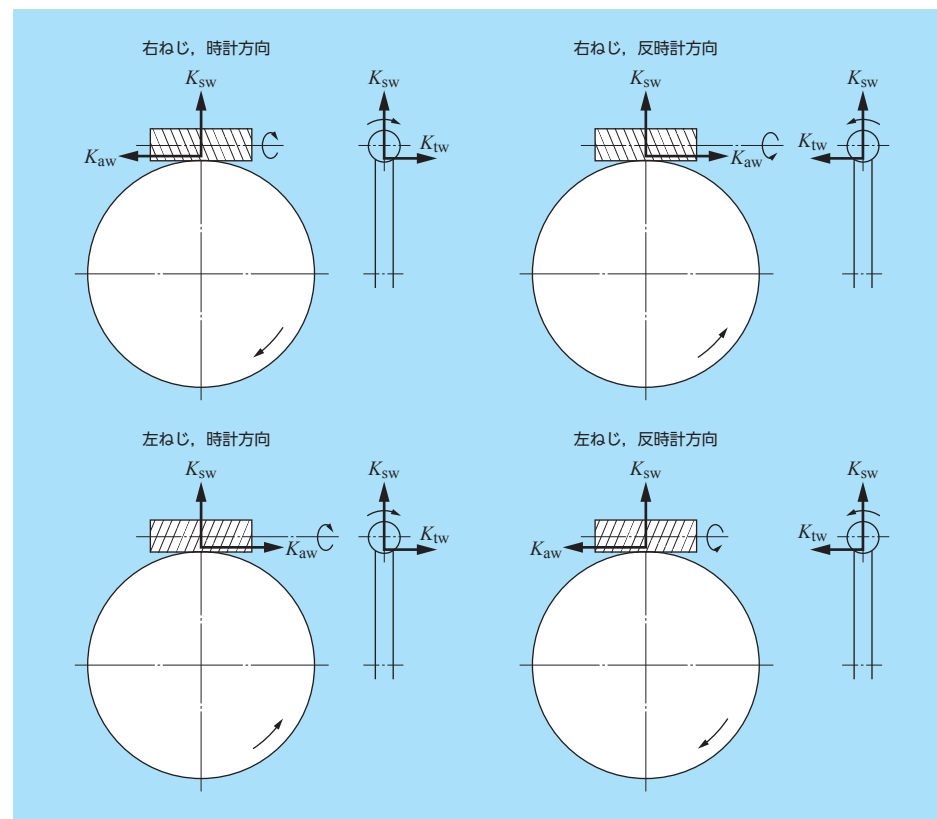


図4.8 ウォームギヤ荷重方向

表4.5 ウォームギヤに作用する荷重の計算式

歯車の種類	ウォーム軸	ウォーム歯車
接線方向荷重 (接線力) K_t	$K_{tw} = \frac{19.1 \times 10^6 H}{n D_{pw}}$	$K_{th} = \frac{K_{tw}}{\tan \gamma} = K_{aw}$
ラジアル方向荷重 (分離力) K_s	$K_{sw} = \frac{K_{tw} \tan \alpha}{\tan \gamma}$	$K_{sh} = \frac{K_{tw} \tan \alpha}{\tan \gamma} = K_{sw}$
歯車軸に平行な荷重 (アキシアル荷重) K_a	$K_{aw} = \frac{K_{tw}}{\tan \gamma}$	$K_{ah} = K_{tw}$

4.1.3 チェーン・ベルト軸に作用する荷重

図 4.9 に示すように、チェーン・ベルトによって動力を伝えるとき、スプロケットまたはプーリに作用する荷重は式 (4.19) で求めることができる。

$$K_t = \frac{19.1 \times 10^6 \cdot H}{D_p \cdot n} \quad \text{..... (4.19)}$$

ここで、

K_t : スプロケットまたはプーリに作用する荷重 N

H : 伝達動力 kW

D_p : スプロケットまたはプーリのピッチ径 mm

n : 回転速度 min^{-1}

ベルト駆動では、プーリとベルトが常に適当な荷重で押付けられるように、初期張力（イニシアルテンション）が与えられる。

この初期張力を考慮するとプーリに作用するラジアル方向荷重は式 (4.20) で求めることができる。チェーン駆動の場合には振動、衝撃を考慮すれば同じ式で求めることができる。

$$K_r = f_b \cdot K_t \quad \text{..... (4.20)}$$

ここで、

K_r : スプロケットまたはプーリのラジアル方向荷重 N

f_b : チェーン・ベルト係数 (表 4.6 参照)

表 4.6 チェーン・ベルト係数 f_b

チェーン・ベルトの種類	f_b
チェーン (単列)	1.2 ~ 1.5
Vベルト	1.5 ~ 2.0
タイミングベルト	1.1 ~ 1.3
平ベルト (テンションプーリ付き)	2.5 ~ 3.0
平ベルト	3.0 ~ 4.0

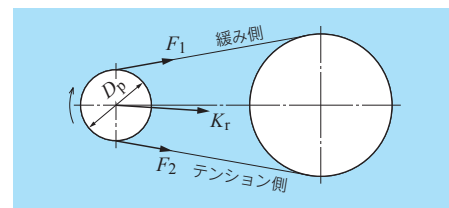


図 4.9 チェーン・ベルトに作用する荷重

4.2 軸受への荷重配分

軸系を、軸受で支持された静的はりと考えて、軸系に作用する荷重を軸受に配分する。

例えば図 4.10 に示す歯車軸では、軸受にかかる荷重は式 (4.21) および式 (4.22) で求めることができる。

$$F_{rA} = K_{rI} \frac{b}{l} - K_{rII} \frac{c}{l} - K_a \frac{D_p}{2l} \quad \text{..... (4.21)}$$

$$F_{rB} = K_{rI} \frac{a}{l} + K_{rII} \frac{a+b+c}{l} + K_a \frac{D_p}{2l} \quad \text{..... (4.22)}$$

ここで、

F_{rA} : 軸受 A に作用するラジアル荷重 N

F_{rB} : 軸受 B に作用するラジアル荷重 N

K_{rI} : 歯車 I に作用するラジアル荷重 N

K_a : 歯車 I に作用するアキシャル荷重 N

K_{rII} : 歯車 II に作用するラジアル荷重 N

D_p : 歯車 I のピッチ円径 mm

l : 軸受間隔 mm

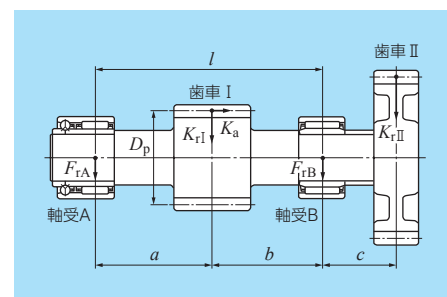


図 4.10 歯車軸

4.3 平均荷重

通常の機械に使用されている軸受にかかる荷重は、一定周期または一定の作業計画に従って変動することが多い。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 F_m を用いる。

(1) 荷重が段階状に変化する場合 (図 4.11 参照)

軸受荷重 $F_1, F_2 \dots F_n$ が作用し、このときの回転速度および時間がそれぞれ $n_1, n_2, \dots, n_n, t_1, t_2, \dots, t_n$ である場合の平均荷重 F_m は式 (4.23) で求めることができる。

$$F_m = \left\{ \frac{\sum (F_i^p n_i t_i)}{\sum (n_i t_i)} \right\}^{1/p} \quad \text{..... (4.23)}$$

ここで、

$p = 10/3$ ころ軸受

$p = 3$ 玉軸受

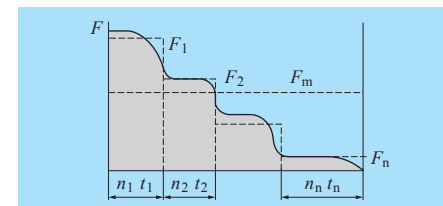


図 4.11 段階状に変化する荷重

(2) 荷重が連続的に変化する場合 (図 4.12 参照)

荷重が周期 t_0 で時間 t の関数 $F(t)$ で表すことのできる場合には、平均荷重は式 (4.24) で求めることができる。

$$F_m = \left\{ \frac{1}{t_0} \int_0^{t_0} F(t)^p dt \right\}^{1/p} \quad \text{..... (4.24)}$$

ここで、

$p = 10/3$ ころ軸受

$p = 3$ 玉軸受

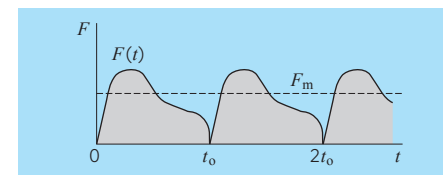


図 4.12 時間の関数として変化する荷重

(3) 荷重がほぼ直線状に変化する場合 (図 4.13 参照)

平均荷重 F_m は近似的に式 (4.25) で求めることができる。

$$F_m = \frac{F_{\min} + 2F_{\max}}{3} \quad \text{..... (4.25)}$$

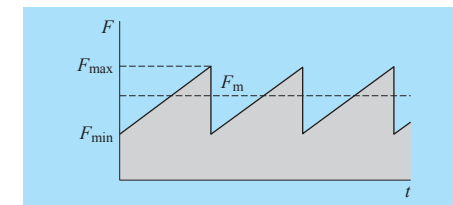


図 4.13 直線状に変化する荷重

(4) 荷重が正弦波状に変化する場合 (図 4.14 参照)

平均荷重 F_m は近似的に式 (4.26) および式 (4.27) で求めることができる。

(a) の場合 $F_m = 0.75 F_{\max}$ (4.26)

(b) の場合 $F_m = 0.65 F_{\max}$ (4.27)

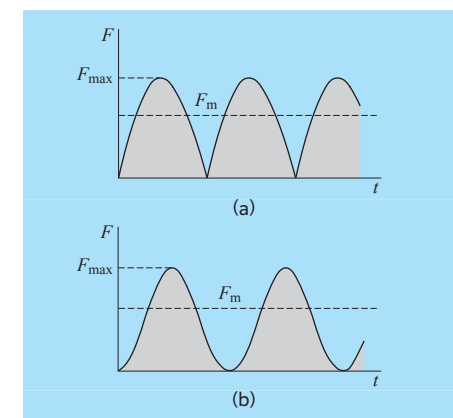


図 4.14 正弦波状に変化する荷重

4.4 軸受の定格寿命および安全係数の計算例

この項での計算例では、前提となる荷重も計算結果の荷重もすべて荷重係数などの係数を含んだ値と見なす。

(例 1)

シェル形針状ころ軸受 **HK1516F**

($C_r=10\,700\text{ N}$, $C_{0r}=14\,400\text{ N}$) が回転速度 $n=3\,000\text{ min}^{-1}$ でラジアル荷重 $P_r=2\,000\text{ N}$ を受ける場合、軸受寿命 L_{10h} および安全係数 S_0 を求めよ (振動・衝撃荷重はないものとする)。

軸受寿命 L_{10h} は式 (3.5) (A-18 ページ) から

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^p = \frac{10^6}{60 \times 3\,000} \left(\frac{10\,700}{2\,000} \right)^{10/3} = 1\,488\text{ 時間}$$

安全係数 S_0 は式 (3.20) (A-28 ページ) から

$$S_0 = \frac{C_{0r}}{P_{0\max}} = \frac{14\,400}{2\,000} = 7.2$$

(例 2)

ソリッド形針状ころ軸受 **RNA6901R**

($C_r=15\,400\text{ N}$) が表 4.7 に示されている条件で使用されるとき、軸受の総合寿命 L_m (信頼度 90 %) を求めよ。

表 4.7

条件 j	使用頻度 ϕ_j %	ラジアル荷重 P_{rj} N	回転速度 n_j min^{-1}
1	25	770	12 000
2	70	1 540	10 000
3	5	3 080	4 000

各条件について基本定格寿命 L_j は式 (3.5) (A-18 ページ) から

$$L_1 = \frac{10^6}{60n_1} \left(\frac{C_r}{P_{r1}} \right)^p = \frac{10^6}{60 \times 12\,000} \left(\frac{15\,400}{770} \right)^{10/3} = 30\,160\text{ 時間}$$

$$L_2 = \frac{10^6}{60n_2} \left(\frac{C_r}{P_{r2}} \right)^p = \frac{10^6}{60 \times 10\,000} \left(\frac{15\,400}{1\,540} \right)^{10/3} = 3\,591\text{ 時間}$$

$$L_3 = \frac{10^6}{60n_3} \left(\frac{C_r}{P_{r3}} \right)^p = \frac{10^6}{60 \times 4\,000} \left(\frac{15\,400}{3\,080} \right)^{10/3} = 891\text{ 時間}$$

よって軸受の総合寿命 L_m は式 (3.7) (A-19 ページ) から

$$L_m = \left(\frac{\phi_1}{L_1} + \frac{\phi_2}{L_2} + \frac{\phi_3}{L_3} \right)^{-1} = \left(\frac{0.25}{30\,160} + \frac{0.7}{3\,591} + \frac{0.05}{891} \right)^{-1} = 3\,856\text{ 時間}$$

5. 軸受の精度

5.1 寸法精度と回転精度

転がり軸受の精度、すなわち、寸法精度および回転精度は ISO 規格および JIS B 1536 (針状ころ軸受) シリーズに規定されている。寸法精度は、軸またはハウジングに軸受を取付けるときに必要な項目で、回転精度は、回転時の振れを規定している。

寸法精度

内径、外径、組立幅または高さ (スラスト軸受の場合)、面取寸法の許容差および形状誤差としての平面内内径不同、平面内平均外径の不同、平面内外径不同、平面内平均外径の不同、軌道盤の厚さ不同 (スラスト軸受の場合) の許容値をいう。

回転精度

内輪および外輪のラジアル振れ、アキシアル振れ、内輪側面の直角度および外輪外径面の直角度の許容値をいう。

ソリッド形針状ころ軸受の精度等級には普通精度の 0 級から精度が高くなるに従い 6 級、5 級、4 級が規定されている。

一般の用途では、ほとんどの場合 0 級の軸受が使用されるが、回転体の振れの精度を高く要求される場合、回転速度が高い場合、あるいは軸受の摩擦およびその変動を少なく要求される場合などには 5 級または 4 級の高精度の軸受を用いる。

NTN 針状ころ軸受には種々の軸受形式があるが、代表的な軸受の形式と適用精度等級を表 5.1 に示す。

また、JIS B 1536 シリーズに規定する精度と他の規格との比較対照表を表 5.2 に示す。

規格に用いる量記号を表 5.3、各等級別のラジアル軸受の精度規格を表 5.4、スラスト軸受の精度規格を表 5.5 に、面取寸法の許容値を表 5.6 に示す。

表 5.1 軸受形式と精度等級

軸受形式		適用精度等級				適用表
針状ころ軸受 すきま調整形針状ころ軸受		JIS 0級 —	NTN 6級 —	NTN 5級 —	NTN 4級 NTN 4級	表5.4 表5.4
	ラジアル軸受 スラスト軸受	JIS 0級 NTN 0級	NTN 6級 NTN 6級	NTN 5級 NTN 5級	— NTN 4級	表5.4 表5.5
複式スラストころ軸受付き 針状ころ軸受	ラジアル軸受 スラスト軸受	— —	— —	NTN 5級 NTN 5級	NTN 4級 NTN 4級	表5.4 表5.5
		NTN 0級 JIS 0級	NTN 6級 —	NTN 5級 —	NTN 4級 —	表5.5 表5.4

表 5.2 精度等級の比較

規 格	適用規格	精 度 等 級				軸受形式
日本産業規格 (JIS)	JIS B 1536 シリーズ	0級	—	—	—	全形式
国際規格 (ISO)	ISO 1206 ISO 3245 ISO 3030 ISO 3031 ISO 7063	Normal class	—	—	—	全形式
ドイツ規格 (DIN)	DIN 620	P0	P6	P5	P4	全形式
アメリカ規格 (ANSI) アメリカベアリング工業会規格 (ABMA)	ANSI/ABMA Std.20 ¹⁾	RBEC-1	RBEC-3	RBEC-5	—	ラジアル軸受

注 1) RBEC はころ軸受に適用する。

備考 1 JIS B 1536 シリーズ、ISO 規格および DIN 620 は同等である。

2 JIS B 1536 シリーズと ABMA 規格では許容差または許容値が若干相違する。

5.2 JIS 用語の解説

表 5.4 で使用している JIS 用語の解説を以下に示す。
(ただし、外径面に関しては同様のため割愛する)

表 5.3 規格に用いる量記号

用 語	量 記 号	説 明
呼び内径	d	内径の大きさを表す基準寸法で、実際の内径面の寸法差に対する基準値
実測内径	d_s	実際の軸受内径面とラジアル平面との交線に接する平行な 2 直線間の距離
実測内径の寸法差	Δd_s	d_s と d との差 (実測内径と基準となる呼び内径の差)
平面内平均内径	d_{mp}	一つのラジアル平面内の実測内径の最大値と最小値の算術平均、モデル図 (図 5.1 参照) にて、任意のラジアル平面 A_i において、最大内径を d_{si1} 、最小内径を d_{si3} とすれば $(d_{si1} + d_{si3})/2$ の値、したがって、平面ごとに一つの値をもつ。
平均内径	d_m	円筒面の全面にわたって得られた実測内径の最大値と最小値の算術平均、モデル図 (図 5.1 参照) にて平面 $A_1A_2\cdots A_i$ 全面において測定した実測内径の最大値を d_{s11} 、最小値を d_{s23} とすると $(d_{s11} + d_{s23})/2$ が平均内径、一つの円筒面で一つの値をもつ。
平均内径の寸法差	Δd_m	平均内径と呼び内径との差
平面内平均内径の寸法差	Δd_{mp}	一つのラジアル平面内の実測内径の最大値と最小値の算術平均と呼び内径との差、この値は JIS で規定されている。
平面内内径不同	V_{dsp}	一つのラジアル平面内の実測内径の最大値と最小値との差、モデル図 (図 5.1 参照) にて、ラジアル平面 A_1 において、実測内径の最大値を d_{s11} 、最小値を d_{s13} とすると、この差が V_{dsp} で一つの平面について一つの値が得られ、この特性は真円度を示す指標の一つといえる。この値は JIS で規定されている。
平面内平均内径の不同	V_{dmp}	すべての平面で得られた平面内平均内径の最大値と最小値との差、個々の製品に対しては、唯一の値が得られ、一種の円筒度を示す (ただし、幾何学的円筒度とは異なる)。この値は JIS で規定されている。
呼び内輪幅	B	軌道輪の理論上の両側面間の距離。すなわち、軌道輪の幅 (両側面間の距離) を表す基準寸法
実測内輪幅	B_s	内輪の実際の両側面と、この内輪の基準側面に接する平面に垂直な直線との両交点間の距離。内輪の実際の幅寸法を表す。
実測内輪幅の寸法差	ΔB_s	実測内輪幅と呼び内輪幅との差、実際の内輪幅寸法と内輪幅を表す基準寸法との差で、この値は JIS で規定されている。
内輪幅不同	V_{Bs}	実測内輪幅の最大値と最小値との差で、この値は JIS で規定されている。
内輪のラジアル振れ	K_{ia}	ラジアル振れにおいて、種々の角度位置における内輪内径面と、それに対する外輪外径面の 1 固定点との間のラジアル距離の最大値と最小値との差
内輪のアキシャル振れ	S_{ia}	ラジアル溝玉軸受では、内輪中心軸から内輪の軌道接触直径の半分のラジアル距離において、種々の角度位置における内輪の基準側面と、それに対する外輪外径面の 1 固定点との間のアキシャル距離の最大値と最小値との差

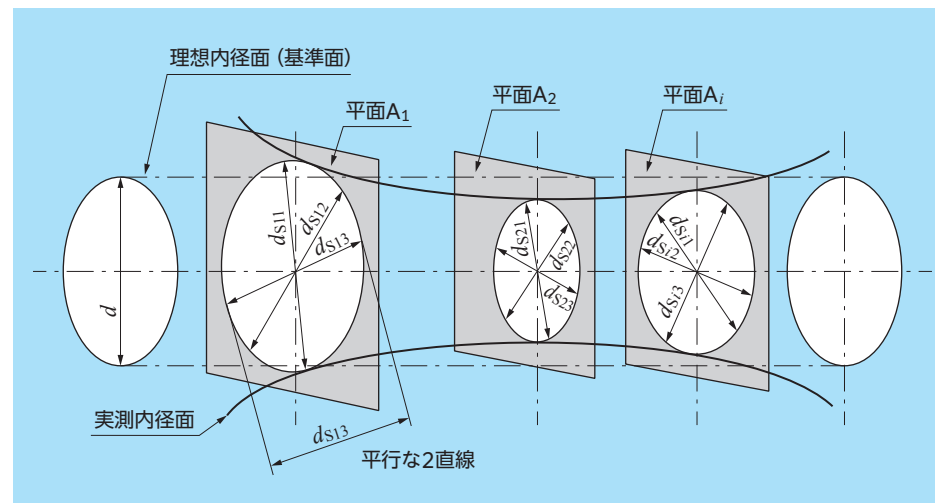


図 5.1 形状モデル図

表 5.4 ラジアル軸受の精度

表 5.4 (1) 内輪

呼び軸受内径		平面内平均内径の寸法差								平面内内径不同				平面内平均内径の不同			
d mm		Δ_{dmp}								V_{dp}				V_{dmp}			
を超え 以下		0級		6級		5級		4級		0級	6級	5級	4級	0級	6級	5級	4級
		上	下	上	下	上	下	上	下	最大				最大			
2.5 ¹⁾	10	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	10	9	5	4	6	5	3	2
10	18	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	10	9	5	4	6	5	3	2
18	30	0	-10	0	-8	0	-6	0	-5	13	10	6	5	8	6	3	2.5
30	50	0	-12	0	-10	0	-8	0	-6	15	13	8	6	9	8	4	3
50	80	0	-15	0	-12	0	-9	0	-7	19	15	9	7	11	9	5	3.5
80	120	0	-20	0	-15	0	-10	0	-8	25	19	10	8	15	11	5	4
120	150	0	-25	0	-18	0	-13	0	-10	31	23	13	10	19	14	7	5
150	180	0	-25	0	-18	0	-13	0	-10	31	23	13	10	19	14	7	5
180	250	0	-30	0	-22	0	-15	0	-12	38	28	15	12	23	17	8	6
250	315	0	-35	0	-25	0	-18	—	—	44	31	18	—	26	19	9	—
315	400	0	-40	0	-30	0	-23	—	—	50	38	23	—	30	23	12	—
400	400	0	-45	0	-35	—	—	—	—	56	44	—	—	34	26	—	—

注 1) 2.5 mm は、この寸法区分に含まれる。

2) 玉軸受に適用する。

表 5.4 (2) 外輪

呼び軸受外径		平面内平均外径の寸法差								平面内外径不同				平面内平均外径の不同			
D mm		Δ_{Dmp}								V_{Dp}				V_{Dmp}			
を超え 以下		0級		6級		5級		4級		0級	6級	5級	4級	0級	6級	5級	4級
		上	下	上	下	上	下	上	下	最大				最大			
6 ³⁾	18	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	10	9	5	4	6	5	3	2
18	30	0	-9	0	-8	0	-6	0	-5	12	10	6	5	7	6	3	2.5
30	50	0	-11	0	-9	0	-7	0	-6	14	11	7	6	8	7	4	3
50	80	0	-13	0	-11	0	-9	0	-7	16	14	9	7	10	8	5	3.5
80	120	0	-15	0	-13	0	-10	0	-8	19	16	10	8	11	10	5	4
120	150	0	-18	0	-15	0	-11	0	-9	23	19	11	9	14	11	6	5
150	180	0	-25	0	-18	0	-13	0	-10	31	23	13	10	19	14	7	5
180	250	0	-30	0	-20	0	-15	0	-11	38	25	15	11	23	15	8	6
250	315	0	-35	0	-25	0	-18	0	-13	44	31	18	13	26	19	9	7
315	400	0	-40	0	-28	0	-20	0	-15	50	35	20	15	30	21	10	8
400	500	0	-45	0	-33	0	-23	—	—	56	41	23	—	34	25	12	—
500	630	0	-50	0	-38	0	-28	—	—	63	48	28	—	38	29	14	—

注 3) 6 mm は、この寸法区分に含まれる。

4) 玉軸受に適用する。

単位 μm

ラジアル振れ				側面の直角度		アキシャル振れ		幅の寸法差				幅不同				呼び軸受内径	
K_{ia}				S_d		$S_{ia}^{2)}$		Δ_{Bs}				V_{Bs}				d mm	
0級	6級	5級	4級	5級	4級	5級	4級	0級, 6級	5級, 4級	0級	6級	5級	4級	0級	6級	5級	4級
最大				最大		最大		上	下	上	下	最大				を超え	以下
10	6	4	2.5	7	3	7	3	0	-120	0	-40	15	15	5	2.5	2.5 ¹⁾	10
10	7	4	2.5	7	3	7	3	0	-120	0	-80	20	20	5	2.5	10	18
13	8	4	3	8	4	8	4	0	-120	0	-120	20	20	5	2.5	18	30
15	10	5	4	8	4	8	4	0	-120	0	-120	20	20	5	3	30	50
20	10	5	4	8	5	8	5	0	-150	0	-150	25	25	6	4	50	80
25	13	6	5	9	5	9	5	0	-200	0	-200	25	25	7	4	80	120
30	18	8	6	10	6	10	7	0	-250	0	-250	30	30	8	5	120	150
30	18	8	6	10	6	10	7	0	-250	0	-250	30	30	8	5	150	180
40	20	10	8	11	7	13	8	0	-300	0	-300	30	30	10	6	180	250
50	25	13	—	13	—	15	—	0	-350	0	-350	35	35	13	—	250	315
60	30	15	—	15	—	20	—	0	-400	0	-400	40	40	15	—	315	400
65	35	—	—	—	—	—	—	0	-450	—	—	50	45	—	—	400	500

単位 μm

ラジアル振れ				外径面の直角度		アキシャル振れ		幅の寸法差				幅不同				呼び軸受外径	
K_{ea}				S_D		$S_{ea}^{4)}$		Δ_{Cs}				V_{Cs}				D mm	
0級	6級	5級	4級	5級	4級	5級	4級	0.6, 5, 4級				0級	6級	5級	4級	を超え	以下
最大				最大		最大						最大					
15	8	5	3	8	4	8	5	同じ軸受の d に対する Δ_{Bs} の許容差による。				5	2.5	5	2.5	6 ³⁾	18
15	9	6	4	8	4	8	5					5	2.5	5	2.5	18	30
20	10	7	5	8	4	8	5					5	2.5	5	2.5	30	50
25	13	8	5	8	4	10	5	同じ軸受の d に対する V_{Bs} の許容値による。				6	3	6	3	50	80
35	18	10	6	9	5	11	6					8	4	8	4	80	120
40	20	11	7	10	5	13	7					8	5	8	5	120	150
45	23	13	8	10	5	14	8					8	5	8	5	150	180
50	25	15	10	11	7	15	10					10	7	10	7	180	250
60	30	18	11	13	8	18	10					11	7	11	7	250	315
70	35	20	13	13	10	20	13					13	8	13	8	315	400
80	40	23	—	15	—	23	—					15	—	15	—	400	500
100	50	25	—	18	—	25	—					18	—	18	—	500	630

表 5.5 スラストころ軸受の精度

表 5.5 (1) 軸軌道盤および中央軌道盤

単位 μm

呼び軸受内径 d または d_2 mm を超え 以下		平面内平均内径の寸法差 Δd_{mp} または Δd_{2mp}				平面内外径不同 V_{dp} または V_{d2p}		軌道の厚さ不同 ¹⁾ S_i			
		0級, 6級, 5級 4級 上 下 上 下				0級, 6級, 5級 4級 最大		0級 6級 5級 4級 最大			
—	18	0	-8	0	-7	6	5	10	5	3	2
18	30	0	-10	0	-8	8	6	10	5	3	2
30	50	0	-12	0	-10	9	8	10	6	3	2
50	80	0	-15	0	-12	11	9	10	7	4	3
80	120	0	-20	0	-15	15	11	15	8	4	3
120	180	0	-25	0	-18	19	14	15	9	5	4
180	250	0	-30	0	-22	23	17	20	10	5	4
250	315	0	-35	0	-25	26	19	25	13	7	5
315	400	0	-40	0	-30	30	23	30	15	7	5
400	500	0	-45	0	-35	34	26	30	18	9	6
500	630	0	-50	0	-40	38	30	35	21	11	7

注 1) 複式軸受では、 d_2 の区分によらず同じ直径系列で、同じ呼び軸受外径の対応する単式軸受 d の区分による。

表 5.5 (2) ハウジング軌道盤

単位 μm

呼び軸受外径 D mm を超え 以下		平面内平均外径の寸法差 ΔD_{mp}				平面内外径不同 V_{Dp}		軌道の厚さ不同 S_e			
		0級, 6級, 5級 4級 上 下 上 下				0級, 6級, 5級 4級 最大		0級, 6級, 5級, 4級 最大			
10	18	0	-11	0	-7	8	5	同じ軸受の d または d_2 に対する S_i の許容値による。			
18	30	0	-13	0	-8	10	6				
30	50	0	-16	0	-9	12	7				
50	80	0	-19	0	-11	14	8				
80	120	0	-22	0	-13	17	10				
120	180	0	-25	0	-15	19	11				
180	250	0	-30	0	-20	23	15				
250	315	0	-35	0	-25	26	19				
315	400	0	-40	0	-28	30	21				
400	500	0	-45	0	-33	34	25				
500	630	0	-50	0	-38	38	29				
630	800	0	-75	0	-45	55	34				

表 5.6 面取寸法の許容限界値

表 5.6 (1) ラジアル軸受

単位 mm

$r_s \min^{1)}$	呼び軸受内径 d		ラジアル方向 $r_s \max$	アキシャル方向 $r_s \max$
	を超え	以下		
0.15	—	—	0.3	0.6
0.2	—	—	0.5	0.8
0.3	—	40	0.6	1
	40	—	0.8	1
0.6	—	40	1	2
	40	—	1.3	2
1	—	50	1.5	3
	50	—	1.9	3
1.1	—	120	2	3.5
	120	—	2.5	4
1.5	—	120	2.3	4
	120	—	3	5
2	—	80	3	4.5
	80	220	3.5	5
	220	—	3.8	6
2.1	—	280	4	6.5
	280	—	4.5	7
2.5	—	100	3.8	6
	100	280	4.5	6
	280	—	5	7
3	—	280	5	8
	280	—	5.5	8
4	—	—	6.5	9

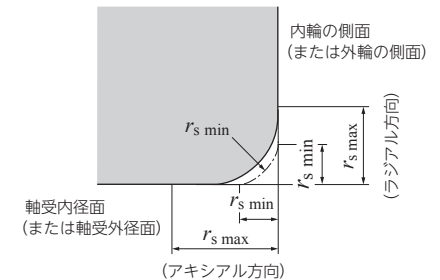
注 1) 面取寸法 r の最小許容寸法であり、寸法表に記載している。

表 5.6 (2) スラスト軸受

単位 mm

$r_s \min^{1)}$	ラジアル方向およびアキシャル方向 $r_s \max$	
	ラジアル方向	アキシャル方向
0.3	—	0.8
0.6	—	1.5
1	—	2.2
1.1	—	2.7
1.5	—	3.5
2	—	4
2.1	—	4.5
3	—	5.5

注 1) 面取寸法 r の最小許容寸法であり、寸法表に記載している。

表 5.7 基本公差

単位 μm

基本寸法 mm を超え 以下		IT基本公差の等級									
		IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10
3	6	0.8	1.2	2	3	4	6	10	14	25	40
6	10	1	1.5	2.5	4	5	8	12	18	30	48
		1	1.5	2.5	4	6	9	15	22	36	58
10	18	1.2	2	3	5	8	11	18	27	43	70
18	30	1.5	2.5	4	6	9	13	21	33	52	84
30	50	1.5	2.5	4	7	11	16	25	39	62	100
50	80	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120
80	120	2.5	4	6	10	15	22	35	54	87	140
120	180	3.5	5	8	12	18	25	40	63	100	160
180	250	4.5	7	10	14	20	29	46	72	115	185
250	315	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210
315	400	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230
400	500	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250
500	630	9	11	16	22	30	44	70	110	175	280
630	800	10	13	18	25	35	50	80	125	200	320
800	1000	11	15	21	29	40	56	90	140	230	360
1000	1250	13	18	24	34	46	66	105	165	260	420
1250	1600	15	21	29	40	54	78	125	195	310	500
1600	2000	18	25	35	48	65	92	150	230	370	600
2000	2500	22	30	41	57	77	110	175	280	440	700
2500	3150	26	36	50	69	93	135	210	330	540	860

6. 軸受内部すきま

6.1 軸受のラジアル内部すきま

6.1.1 軸受のラジアル内部すきま

軸受のラジアル内部すきま（初期のラジアル内部すきま）とは、軸受を軸またはハウジングに取付ける前の状態で、軌道輪（内輪または外輪）のいずれかを固定して、固定されていない軌道輪をラジアル方向に移動させたときの軌道輪の移動量という。

ソリッド形針状ころ軸受（内輪付き）の、ラジアル内部すきまの値を表 6.1 に示す。表 6.1 (1) は互換性すきまで、内輪または外輪を組換えても、このすきまの値を満足する。表 6.1 (2) は非互換性すきまで、すきまの範囲が狭く、内輪または外輪の組換えはできない。すきま記号は小さい方から C2、普通、C3、C4 となり、非互換性すきまの場合は記号“NA”が付く。

ソリッド形針状ころ軸受以外のラジアル内部すきまの値は、それぞれの寸法表に記載されている解説の項をご参照ください。

表 6.1 ソリッド形針状ころ軸受のラジアル内部すきま
表 6.1 (1) 互換性軸受 単位 μm

呼び軸受内径 d mm		ラジアル内部すきま							
		C2		普通 ¹⁾		C3		C4	
を超過	以下	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
—	10	0	30	10	40	25	55	35	65
10	18	0	30	10	40	25	55	35	65
18	24	0	30	10	40	25	55	35	65
24	30	0	30	10	45	30	65	40	70
30	40	0	35	15	50	35	70	45	80
40	50	5	40	20	55	40	75	55	90
50	65	5	45	20	65	45	90	65	105
65	80	5	55	25	75	55	105	75	125
80	100	10	60	30	80	65	115	90	140
100	120	10	65	35	90	80	135	105	160
120	140	10	75	40	105	90	155	115	180
140	160	15	80	50	115	100	165	130	195
160	180	20	85	60	125	110	175	150	215
180	200	25	95	65	135	125	195	165	235
200	225	30	105	75	150	140	215	180	255
225	250	40	115	90	165	155	230	205	280
250	280	45	125	100	180	175	255	230	310
280	315	50	135	110	195	195	280	255	340
315	355	55	145	125	215	215	305	280	370
355	400	65	160	140	235	245	340	320	415
400	450	70	190	155	275	270	390	355	465

注 1) この軸受にはすきま記号が付かない。

6.1.2 軸受内部すきまの選定

軸受の運転状態でのすきま（運転すきま）は、初期の軸受内部すきまより、はめあいおよび内輪と外輪の温度差によって、一般には、小さくなる。この運転すきまは軸受の寿命、発熱、振動あるいは音響にも影響するので、最適に設定する必要がある。

6.1.3 軸受内部すきまの選定基準

理論的には、軸受の定常運転状態での運転すきまが、わずかに負であるとき、軸受寿命は最大となるが、実際にこの最適条件を常に保つことは困難である。何らかの使用条件の変動によって負のすきま量が大きくなると、著しい寿命低下と発熱を招くので、一般には、**運転すきまが、零よりわずかに大きくなるように初期の軸受内部すきまを選定**する。通常の使用条件、すなわち、普通荷重のはめあいをを用い、回転速度、運転温度などが通常である場合には、普通すきまを選定することによって適切な運転すきまが得られる。

表 6.1 (2) 非互換性軸受 単位 μm

呼び軸受内径 d mm		ラジアル内部すきま							
		C2NA		普通 ²⁾		C3NA		C4NA	
を超過	以下	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
—	10	10	20	20	30	35	45	45	55
10	18	10	20	20	30	35	45	45	55
18	24	10	20	20	30	35	45	45	55
24	30	10	25	25	35	40	50	50	60
30	40	12	25	25	40	45	55	55	70
40	50	15	30	30	45	50	65	65	80
50	65	15	35	35	50	55	75	75	90
65	80	20	40	40	60	70	90	90	110
80	100	25	45	45	70	80	105	105	125
100	120	25	50	50	80	95	120	120	145
120	140	30	60	60	90	105	135	135	160
140	160	35	65	65	100	115	150	150	180
160	180	35	75	75	110	125	165	165	200
180	200	40	80	80	120	140	180	180	220
200	225	45	90	90	135	155	200	200	240
225	250	50	100	100	150	170	215	215	265
250	280	55	110	110	165	185	240	240	295
280	315	60	120	120	180	205	265	265	325
315	355	65	135	135	200	225	295	295	360
355	400	75	150	150	225	255	330	330	405
400	450	85	170	170	255	285	370	370	455

注 2) この軸受には記号“NA”のみ付く。例 NA4920NA

6.2 運転すきま

6.2.1 運転すきまの計算

軸受の運転すきまは、初期の軸受内部すきまと、はめあいによる内部すきま減少量および内輪と外輪の温度差による内部すきま減少量から求めることができる。

$$\Delta_e = \Delta_0 - (\delta_f + \delta_t) = \Delta_f - \delta_t \cdots \cdots (6.1)$$

ここで、

Δ_e : 運転すきま mm

Δ_0 : 軸受内部すきま（初期） mm

Δ_f : 残留すきま（組込み後のすきま） mm

δ_f : はめあいによる内部すきまの減少量 mm

δ_t : 内輪と外輪の温度差による内部すきまの減少量 mm

(1) はめあいによるすきまの減少

しめしろを与えて軸受を軸またはハウジングに取付けると、内輪は膨張し外輪は収縮するので、**軸受の内部すきまは減少する**。内輪または外輪の膨張あるいは収縮量は、軸受の形式、軸またはハウジングの形状、寸法および材料によって異なるが、近似的には**有効しめしろの 70～90 %**である。

$$\delta_f = (0.70 \sim 0.90) \Delta d_{\text{eff}} \cdots \cdots (6.2)$$

ここで、

δ_f : はめあいによる内部すきまの減少量 mm

Δd_{eff} : 有効しめしろ mm

(2) 残留すきま

軸受ごとの膨張率、収縮率を用いてはめあいによる内部すきまの減少量を計算した場合、残留すきまは以下の式で計算を行う。

①分布を考慮した計算

初期すきま、軸受内輪内径寸法、軸受外輪外径寸法、軸外径寸法、ハウジング内径寸法が正規分布に従うと仮定し、残留すきまをある不良率の範囲として求めるのが一般的である。

各寸法とすきまが正規分布に従うとすると、不良率 0.26 % のとき（規格範囲 = $\pm 3\sigma$ ）残留すきま Δ_f は次式で求めることができる。

$$\Delta_f = \Delta_{fm} \pm 3\sigma_{\Delta f} \cdots \cdots (6.3)$$

ここで、

Δ_f : 残留すきま mm

Δ_{fm} : 残留すきまの平均値 mm

$\sigma_{\Delta f}$: 残留すきまの標準偏差

残留すきまの平均値と標準偏差については、表 6.2 および表 6.3 をご参照ください。

②直和による計算

使用条件が厳しく、最悪状態で計算する場合、各寸法の最大値、最小値を用いて直和計算を行う。

$$\left. \begin{aligned} \Delta_{f \max} &= \Delta_{o \max} - \lambda_i \Delta d_{\min} - \lambda_o \Delta D_{\min} \\ \Delta_{f \min} &= \Delta_{o \min} - \lambda_i \Delta d_{\max} - \lambda_o \Delta D_{\max} \end{aligned} \right\} (6.4)$$

ここで、

$\Delta_{f \max}$ $\Delta_{f \min}$: 残留すきまの最大値、最小値 mm

$\Delta_{o \max}$ $\Delta_{o \min}$: 初期すきまの最大値、最小値 mm

$\Delta d_{\max}$ $\Delta d_{\min}$: 内輪しめしろの最大値、最小値 mm

$\Delta D_{\max}$ $\Delta D_{\min}$: 外輪しめしろの最大値、最小値 mm

λ_i λ_o : 内輪膨張率、外輪収縮率

(表 6.4 参照)

表 6.2 残留すきまの平均値と標準偏差

内輪のはめあい条件	外輪のはめあい条件	Δ_{fm} (残留すきまの平均値)	$\sigma_{\Delta f}$ (残留すきまの標準偏差)
しまりばめ	すきまばめ	$\Delta_{0m} - \lambda_1 \cdot \Delta_{dm}$	$\sqrt{\sigma_{\Delta 0}^2 + \lambda_1^2 \cdot \sigma_{\Delta d}^2}$
	しまりばめ	$\Delta_{0m} - \lambda_1 \cdot \Delta_{dm} - \lambda_0 \cdot \Delta_{Dm}$	$\sqrt{\sigma_{\Delta 0}^2 + \lambda_1^2 \cdot \sigma_{\Delta d}^2 + \lambda_0^2 \cdot \sigma_{\Delta D}^2}$
すきまばめ	すきまばめ	Δ_{0m}	$\sigma_{\Delta 0}$
	しまりばめ	$\Delta_{0m} - \lambda_0 \cdot \Delta_{Dm}$	$\sqrt{\sigma_{\Delta 0}^2 + \lambda_0^2 \cdot \sigma_{\Delta D}^2}$

表 6.3 計算に用いる記号および計算式

		平均値	標準偏差	規格範囲
軸径	D_s	D_{sm}	$\sigma_{D_s} = \frac{R_{D_s}}{6}$	R_{D_s}
内輪内径	d	d_m	$\sigma_d = \frac{R_d}{6}$	R_d
内輪しめしろ	Δ_d	$\Delta_{dm} = D_{sm} - d_m$	$\sigma_{\Delta d} = \sqrt{\sigma_{D_s}^2 + \sigma_d^2}$	
ハウジング内径	d_h	d_{hm}	$\sigma_{d_h} = \frac{R_{d_h}}{6}$	R_{d_h}
外輪外径	D	D_m	$\sigma_D = \frac{R_D}{6}$	R_D
外輪しめしろ	Δ_D	$\Delta_{Dm} = D_m - d_{hm}$	$\sigma_{\Delta D} = \sqrt{\sigma_D^2 + \sigma_{d_h}^2}$	
初期すきま	Δ_0	Δ_{0m}	$\sigma_{\Delta 0} = \frac{R_{\Delta 0}}{6}$	$R_{\Delta 0}$
残留すきま	Δ_f	Δ_{fm}	$\sigma_{\Delta f}$	
内輪膨張率	λ_1	表6.4 参照		
外輪収縮率	λ_0			

備考 内輪と軸あるいは、外輪とハウジングの温度差、線膨張係数の差を考慮する場合、膨張・収縮後の軸受内輪内径寸法、軸受外輪外径寸法、軸外径寸法、ハウジング内径寸法を先に求めて、有効しめしろと軌道輪の膨張率を算出する必要がある。

表 6.4 軌道径の膨張率、収縮率

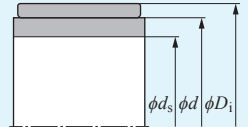
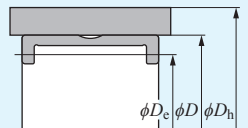
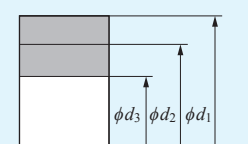
はめあい条件	計算項目	計算式	記号 (単位: mm)
内輪と中実軸との はめあい (内輪と軸ともに 鋼製の場合)	内輪の 膨張率	$\lambda_1 = \frac{d}{D_i}$	d : 軸径, 内輪内径 d_s : 中空軸内径 D_i : 内輪軌道径 
		$\lambda_1 = \frac{d}{D_i} \cdot \frac{\left\{1 - \left(\frac{d_s}{d}\right)^2\right\}}{1 - \left\{\left(\frac{d}{D_i}\right)^2 \cdot \left(\frac{d_s}{d}\right)^2\right\}}$	
内輪と中空軸との はめあい (内輪と軸ともに 鋼製の場合)	外輪の 収縮率	$\lambda_0 = \frac{D_e}{D} \cdot \frac{\left\{1 - \left(\frac{D}{D_h}\right)^2\right\}}{1 - \left\{\left(\frac{D_e}{D}\right)^2 \cdot \left(\frac{D}{D_h}\right)^2\right\}}$	D : ハウジング内径, 軸受外径 D_h : ハウジング外径 D_e : 外輪平均軌道径 (表6.6参照) 
外輪とハウジングとの はめあい (外輪とハウジング ともに鋼製の場合)	外輪の 収縮率 $D_h = \infty$	$\lambda_0 = \frac{D_e}{D}$	

表 6.5 2円筒のはめあい (一般式)

計算項目	計算式	記号 (単位: MPa, mm)
外円筒外径膨張率	$\lambda_1 = \frac{E_2 \left(\frac{d_1^2 + d_2^2}{(d_1^2 - d_2^2)} + 1 \right)}{E_2 \left\{ \frac{(d_1^2 + d_2^2)}{(d_1^2 - d_2^2)} + \nu_1 \right\} + E_1 \left\{ \frac{(d_2^2 + d_3^2)}{(d_2^2 - d_3^2)} - \nu_2 \right\}} \cdot \frac{d_2}{d_1}$	E_1, E_2 : 外円筒, 内円筒の縦弾性係数 ν_1, ν_2 : 外円筒, 内円筒のポアソン比 
内円筒内径の収縮率	$\lambda_2 = \frac{E_1 \left(\frac{d_2^2 + d_3^2}{(d_2^2 - d_3^2)} + 1 \right)}{E_2 \left\{ \frac{(d_1^2 + d_2^2)}{(d_1^2 - d_2^2)} + \nu_1 \right\} + E_1 \left\{ \frac{(d_2^2 + d_3^2)}{(d_2^2 - d_3^2)} - \nu_2 \right\}} \cdot \frac{d_3}{d_2}$	

備考 主要な材料の物性値、機械的特性値を表 12.7 および表 12.8 (A-75) に示す。

表 6.6 平均軌道径 (近似式)

軸受形式		外輪平均軌道径 D_e
ソリッド形針状ころ軸受 ¹⁾	内輪付き, 両つば外輪	$0.98 \frac{d + 3D}{4}$

注 1) 平均軌道径は両つば付きの場合の値である。その他の軸受形式は NTN にご照会ください。

(3) 内輪と外輪の温度差による内部すきまの減少量
軸受の運転中は、一般的に、外輪の温度が内輪または転動体の温度より 5 ～ 10 ℃ ほど低くなる。ハウジングからの放熱が大きいとき、または軸が熱源に連なっていたり、中空軸の内部に加熱された流体が流れていたりすると、内輪と外輪の温度差は、さらに、大きくなる。この温度差による**内輪と外輪の熱膨張の差だけ内部すきまが減少する。**

$$\delta_t = \alpha \cdot \Delta T \cdot D_o \cdots \cdots (6.5)$$

ここで、

δ_t : 内輪と外輪の温度差による内部すきまの減少量 mm

α : 軸受材料の線膨張係数
12.5 × 10⁻⁶ /℃

ΔT : 内輪と外輪の温度差 ℃

D_o : 外輪の軌道径 mm

$$D_o \div 0.25 (d + 3D)$$

d : 軸受内径 mm

D : 軸受外径 mm

外輪軌道径算出式は、両つば外輪のソリッド軸受に適用できる。その他の軸受形式については **NTN** にご照会ください。

軸またはハウジングを直接軌道面として用いるときは、軸を内輪、ハウジングを外輪とみなして温度差 (ΔT) を設定する。

6.3 必要最小荷重

一般に軸受は無負荷あるいはごく軽荷重で運転した場合、転動体と軌道面の間に滑りを生じる場合がある。高速回転の場合、保持器の滑りはスミアリングをはじめとする早期損傷の原因となり得るため、軸受運転時には、滑りを生じない必要最小限の荷重を負荷する必要がある。

ラジアル軸受における必要最小ラジアル荷重の目安を以下に示す。

ころ軸受: 0.040C_{0r}

ここで、

C_{0r}: 基本静定格荷重 N

* スラスト軸受の必要最小荷重については、**NTN** にご照会ください。

7. はめあい

7.1 はめあいについて

転がり軸受は、内輪および外輪を軸またはハウジングに固定して荷重を受けたときに、軌道輪と軸またはハウジングとのはめあい面でラジアル方向、アキシャル方向および回転方向に相対的な動きが生じないように取付ける必要がある。はめあいにはしめしろの有無により、『**しまりばめ**』『**中間ばめ**』『**すきまばめ**』がある。なお、軸受の固定は、はめあいによる固定に加え、締付ナットまたはボルトや止め輪により、確実な軸方向固定方法の選定が必要である。軸受の固定の詳細については、「13.1 軸受取付け部の設計」項をご参照ください。

軸受のはめあいによる固定では、軌道輪と軸またはハウジングとのはめあい面にしめしろを与えて、しまりばめとすることが最も有効な方法である。また、この方法は、薄肉の軌道輪を全周にわたり均等な荷重で支えているので、軸受の負荷能力を損なわないという利点もある。一方、しまりばめでは軸受の取付け、取外し作業の容易さが失われるほか、自由側軸受として非分離軸受を用いるときにはアキシャル方向の移動ができないため、必ずしも全ての場合に用いることはできない。

7.2 適切なはめあいの必要性

不適切なはめあい原因で、軸受の破損や短寿命になる場合があるので、選定には十分な検討が必要である。はめあいに起因する不具合には以下のような事例がある。

- 軌道輪の割れ、早期スポーリング（フレーキング、剥離）および軌道輪の移動
- クリープ、フレッチングコロージョンによる軌道輪および軸、ハウジングの摩耗
- 内部すきま過小による焼付き
- 軌道溝変形による回転精度不良、音響不良

7.3 はめあいの選定

適切なはめあいを選定するためには軸受の使用条件を十分検討する必要がある。

- 軸およびハウジングの材料、肉厚、仕上げ面精度など
- 機械の使用条件（荷重の性質と大きさ、回転速度、温度など）

7.3.1 『しまりばめ』『すきまばめ』の使い分け

(1) 回転荷重が作用する軌道輪は『しまりばめ』にする必要がある(表 7.1 参照)。“回転荷重が作用する軌道輪”とは、対象とする軌道輪に対してラジアル荷重の作用する方向が相対的に回転していることを意味する。

逆に、静止荷重が作用する軌道輪は『すきまばめ』にすることができる。

＜例＞内輪回転荷重：内輪に対してラジアル荷重の作用する方向が相対的に回転している。
(2) 深溝玉軸受に代表される非分離形軸受では、内輪または外輪のいずれか一方を『すきまばめ』とするのが一般的である。

表 7.1 ラジアル荷重の性質とはめあい

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		
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		

7.4 推奨はめあい

はめあいは軸径およびハウジング穴径の寸法許容差を選定することによって定まる。

図 7.1 によく用いられる軸径およびハウジング穴径の寸法許容差と精度等級 0 級の軸受とのはめあいの関係を示す。

一般に用いられているソリッド形針状ころ軸受(内輪付き)の推奨はめあいを表 7.2 に示す。表 7.3 にはめあい数値表を示す。

ソリッド形針状ころ軸受以外の推奨はめあいは、それぞれの寸法表に記載されている技術解説をご参照ください。

7.5 しめしろの下限値と上限値

使用上しめしろを必要とする場合には、以下の項目を考慮してしめしろを設定する。

● 下限値

- ① ラジアル荷重によるしめしろの減少
- ② 温度差によるしめしろの減少
- ③ はめあい面の粗さによるしめしろの減少
- ④ 変形によるしめしろの減少

● 上限値

軸径の $1/1000$ 以下を目安とする。

必要なしめしろの計算式を以下に示す。

(1) はめあい面の粗さとしめしろ

はめあいによってはめあい面が滑らかになる(面粗さが小さくなる)ため、しめしろが減少する。しめしろの減少量は、はめあい面の粗さによって異なり、一般的に、以下に示す減少量を見込む必要がある。

研削仕上げ： $1.0 \sim 2.5 \mu\text{m}$

旋削仕上げ： $5.0 \sim 7.0 \mu\text{m}$

この減少量を見込んだしめしろを有効しめしろという。

(2) ラジアル荷重と必要しめしろ

軸受にラジアル荷重が作用した場合、内輪と軸とのしめしろが減少する。中実軸に取付ける場合の必要しめしろは荷重条件ごとに、式 (7.1)、式 (7.2) で求めることができる。

一般的な用途 ($F_r \leq 0.3C_{0r}$)

$$\Delta d_F = 0.08 (d \cdot F_r / B)^{1/2} \dots\dots\dots (7.1)$$

重荷重条件下 ($F_r > 0.3C_{0r}$)

$$\Delta d_F = 0.02 (F_r / B) \dots\dots\dots (7.2)$$

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

C_{0r} ：基本静定格荷重 N

なお、中空軸については、NTN にご照会ください。

(3) 温度差と必要しめしろ

軸受回転時の発熱によって内輪と軸に温度差が生じた場合、内輪と軸とのしめしろが減少する。そこで、軸受温度と周囲温度との差を ΔT とする有効しめしろ確保のための必要しめしろは式 (7.3) で求めることができる。

$$\Delta d_T = 0.0015 \cdot d \cdot \Delta T \dots\dots\dots (7.3)$$

ここで、

Δd_T ：温度差による必要有効しめしろ μm

ΔT ：軸受温度と周囲温度との差 $^{\circ}\text{C}$

d ：軸受内径 mm

(4) 最大しめしろ

しめしろを与えて取付けられた軌道輪には引張応力または圧縮応力が作用するため、過大なしめしろは軌道輪の割損や寿命低下の原因となる。はめあいによる最大応力として、127 MPa 程度を超えないようにすることが安全である。なお、この値を超える場合は NTN にご照会ください。

はめあいによる最大応力の計算方法は、「14.7 はめあい面の圧力」項をご参照ください。

(5) 軸やハウジングに鋼材以外を使用する場合のしめしろの変化量

軸やハウジングに鋼材以外を使用する場合、軸受回転時の温度上昇に伴い、各材料の線膨張係数の違いにより、内輪と軸、外輪とハウジングとのはめあいに変化する。そこで、線膨張係数を考慮したはめあいの設定が必要となる。しめしろの変化量は式 (7.4) で求めることができる。

$$\Delta d_{TE} = (\alpha_1 - \alpha_2) \times d \times \Delta T \dots\dots\dots (7.4)$$

ここで、

Δd_{TE} ：線膨張係数の違いによるしめしろの変化量 mm

α_1 ：軸受の線膨張係数 $1/^{\circ}\text{C}$

α_2 ：軸およびハウジングの線膨張係数 $1/^{\circ}\text{C}$

d ：はめあい部の基準寸法 mm

ΔT ：軸受回転による温度上昇 $^{\circ}\text{C}$

(線膨張係数：「12. 軸受材料」項 表 12.5 および表 12.7 参照)

7.6 その他

(1) 大きなしめしろを必要とする場合

- 大きな振動や衝撃荷重が作用するとき
- 中空軸や薄肉ハウジングを使用するとき
- 軽合金製または樹脂製のハウジングを使用するとき

(2) しめしろを小さくする場合

- 高い回転精度を要求されるとき
- 小径軸受または薄肉軸受を使用するとき

(3) はめあいの選定は軸受内部すきまの選定に影響を及ぼすので検討が必要である (A-44 参照)。

(4) 軸受寸法は、原則として温度 20°C において測定および管理をしている。

表 7.2 ソリッド形針状ころ軸受のはめあいの一般基準 (JIS 0 級, NTN 6 級)

表 7.2 (1) 軸の公差域クラス (推奨)

条 件			公差域クラス
荷重の性質	荷重の大きさ	軸径 d mm	
内輪回転荷重 または 方向不定荷重	軽荷重	~ 50	j5
	普通荷重	~ 50	k5
		50~150	m5
		150~	m6
	重荷重および 衝撃荷重	~150 150~	m6 n6
内輪静止荷重	中低速回転, 軽荷重	全寸法	g6
	一般的な用途		h6
	高回転精度を 要する場合		h5

備考 軽荷重, 普通荷重, 重荷重の目安

軽荷重 動ラジアル荷重 $\leq 0.05C_r$
 普通荷重 $0.05C_r < \text{動ラジアル荷重} \leq 0.10C_r$
 重荷重 $0.10C_r < \text{動ラジアル荷重}$

表 7.2 (2) ハウジング穴の公差域クラス (推奨)

条 件		公差域クラス
外輪静止荷重	普通荷重および重荷重 二つ割りハウジングで普通荷重	
外輪回転荷重	軽荷重	M7
	普通荷重	N7
	重荷重および衝撃荷重	P7
方向不定荷重	軽荷重	J7
	普通荷重	K7
	重荷重および衝撃荷重	M7
軽荷重で高回転精度を要する場合		K6

備考 軽荷重, 普通荷重, 重荷重の目安

軽荷重 動ラジアル荷重 $\leq 0.05C_r$
 普通荷重 $0.05C_r < \text{動ラジアル荷重} \leq 0.10C_r$
 重荷重 $0.10C_r < \text{動ラジアル荷重}$

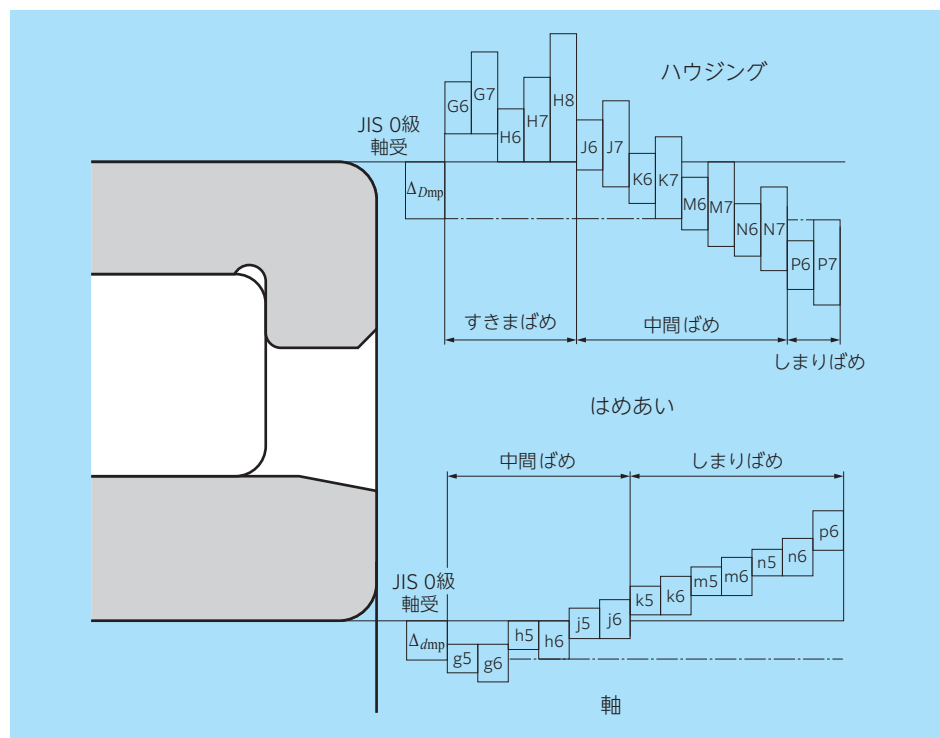


図 7.1 はめあいの状態

表 7.3 ラジアル軸受 (JIS 0 級) に対するはめあい数値表

表 7.3 (1) 軸とのはめあい

単位 μm

呼び軸受内径 d mm	平均内径 の寸法差 Δ_{dmp}	軸受 軸	軸受 軸	軸受 軸	軸受 軸	軸受 軸	軸受 軸	軸受 軸	軸受 軸	軸受 軸	軸受 軸
		軸受	軸	軸受	軸	軸受	軸	軸受	軸	軸受	軸
3 6	0 -8	4T~12L	8T~ 5L	8T~ 8L	11T~ 2L	14T~1T	17T~ 4T	20T~ 4T	24T~ 8T		
6 10	0 -8	3T~14L	8T~ 6L	8T~ 9L	12T~ 2L	15T~1T	20T~ 6T	23T~ 6T	27T~10T		
10 18	0 -8	2T~17L	8T~ 8L	8T~11L	13T~ 3L	17T~1T	23T~ 7T	26T~ 7T	31T~12T		
18 30	0 -10	3T~20L	10T~ 9L	10T~13L	15T~ 4L	21T~2T	27T~ 8T	31T~ 8T	38T~15T		
30 50	0 -12	3T~25L	12T~11L	12T~16L	18T~ 5L	25T~2T	32T~ 9T	37T~ 9T	45T~17T		
50 80	0 -15	5T~29L	15T~13L	15T~19L	21T~ 7L	30T~2T	39T~11T	45T~11T	54T~20T		
80 120	0 -20	8T~34L	20T~15L	20T~22L	26T~ 9L	38T~3T	48T~13T	55T~13T	65T~23T		
120 140	0 -25	11T~39L	25T~18L	25T~25L	32T~11L	46T~3T	58T~15T	65T~15T	77T~27T		
140 160											
160 180											
180 200	0 -30	15T~44L	30T~20L	30T~29L	37T~13L	54T~4T	67T~17T	76T~17T	90T~31T		
200 225											
225 250											
250 280	0 -35	18T~49L	35T~23L	35T~32L	42T~16L	62T~4T	78T~20T	87T~20T	101T~34T		
280 315											
315 355											
355 400	0 -40	22T~54L	40T~25L	40T~36L	47T~18L	69T~4T	86T~21T	97T~21T	113T~37T		
400 450											
450 500											

表 7.3 (2) ハウジングとのはめあい

単位 μm

呼び軸受外径 D mm	平均外径 の寸法差 Δ_{Dmp}	ハウジング 軸受	ハウジング 軸受	ハウジング 軸受	ハウジング 軸受	ハウジング 軸受	ハウジング 軸受	ハウジング 軸受	ハウジング 軸受
		H7	J7	K6	K7	M7	N7	P7	
6 10	0 -8	0~ 23L	7T~16L	7T~10L	10T~13L	15T~ 8L	19T~ 4L	24T~ 1T	
10 18	0 -8	0~ 26L	8T~18L	9T~10L	12T~14L	18T~ 8L	23T~ 3L	29T~ 3T	
18 30	0 -9	0~ 30L	9T~21L	11T~11L	15T~15L	21T~ 9L	28T~ 2L	35T~ 5T	
30 50	0 -11	0~ 36L	11T~25L	13T~14L	18T~18L	25T~11L	33T~ 3L	42T~ 6T	
50 80	0 -13	0~ 43L	12T~31L	15T~17L	21T~22L	30T~13L	39T~ 4L	51T~ 8T	
80 120	0 -15	0~ 50L	13T~37L	18T~19L	25T~25L	35T~15L	45T~ 5L	59T~ 9T	
120 150	0 -18	0~ 58L	14T~44L	21T~22L	28T~30L	40T~18L	52T~ 6L	68T~10T	
150 180	0 -25	0~ 65L	14T~51L	21T~29L	28T~37L	40T~25L	52T~13L	68T~ 3T	
180 250	0 -30	0~ 76L	16T~60L	24T~35L	33T~43L	46T~30L	60T~16L	79T~ 3T	
250 315	0 -35	0~ 87L	16T~71L	27T~40L	36T~51L	52T~35L	66T~21L	88T~ 1T	
315 400	0 -40	0~ 97L	18T~79L	29T~47L	40T~57L	57T~40L	73T~24L	98T~ 1T	
400 500	0 -45	0~108L	20T~88L	32T~53L	45T~63L	63T~45L	80T~28L	108T~ 0	

備考 はめあいの記号“L”はすきま, “T”はしめしろを示す。

8. 許容回転速度

8.1 定速回転

軸受の回転速度が大きくなるにつれて、軸受内部で発生する摩擦熱によって軸受の温度上昇が大きくなり、焼付きなどの損傷が発生し、軸受は安定した運転を続けることができなくなる。このような限度以上の発熱を生じさせないで軸受の運転が可能な限界回転速度を**許容回転速度** (min⁻¹) といい、軸受の形式、寸法、および潤滑条件等によって異なる。

軸受寸法表には、グリース潤滑および油潤滑の場合の許容回転速度の目安を記載しているが、この値は、

- **NTN** 標準設計仕様で適切な内部すきまの軸受が正しく取付けられていること、
- 良好な潤滑剤を使用し、しかも適切に補給および交換が行われていること、
- さらに、普通の荷重条件 ($P \leq 0.08C_r$) で通常の運転温度であること

が基準になっている。ただし、荷重が必要最小荷重〔6. 軸受内部すきま 6.3〕項参照〕に満たないとき、転動体が円滑な転がり運動をしない場合があるので、**NTN** にご照会ください。

また、**縦軸にラジアル軸受を使用する場合は**、横軸の場合に比べ潤滑剤の保持や保持器の案内など不利な面もあるので、**許容回転速度の 80 %程度**にとどめるのが適当である。その他、上記の基準が満たされない場合の許容回転速度については**NTN** にご照会ください。

なお、回転速度が寸法表に記載している許容回転速度を超える場合は、内部すきま、軸受精度などの検討を十分に行った軸受を用いて、潤滑方法として強制循環給油法を採用するなど特別な配慮を行うことが必要である。

ポリループベアリング〔15.2〕項参照〕には独自の許容回転速度の規定があるため、詳細については、専用カタログ「**ポリループベアリング (CAT. No. 3022/J)**」および「**ポリループニードルベアリング (CAT. No. 3605/J)**」をご参照ください。

8.2 低速回転および急加減速

軸受の回転速度が、特に低い場合〔回転速度 n (min⁻¹) と転動体のピッチ径 D_{pw} (mm) との積が、 $D_{pw} \cdot n < 10\,000$ の場合〕では、転動体と軌道面の接触部での弾性流体潤滑油膜の形成が期待できない。

このような使用条件下では、極圧添加剤 (EP 添加剤) 入りの潤滑剤を一般に使用する。

また、急加減速のある運転条件の場合、保持器破損等の故障が発生する可能性がある。

個々に検討する必要があるので、**NTN** にご照会ください。

8.3 揺動回転

微小な揺動運動では、軸受が 1 回転する以前に回転方向が変わる。

回転方法が正逆する瞬間には、回転速度は零となる。このとき、流体力学における潤滑油膜は形成・維持が期待できない。

このような使用条件下では、極圧添加剤 (EP 添加剤) 入りの潤滑剤を一般に使用する。

なお、揺動角が非常に小さい場合は軌道面と転動体との接触面に油膜が形成されにくく、フレッチング (微動摩耗) を生じることがある。

個々に検討する必要があるので、**NTN** にご照会ください。

9. 摩擦と発熱量

9.1 摩擦

摩擦が小さいことは軸受に求められる重要な機能の一つである。一般に転がり軸受は、滑り軸受に比べて**摩擦が小さく**、特に**起動摩擦が低い**という特長がある。

転がり軸受の摩擦係数は、**式 (9.1)** で求めることができる。

$$\mu = \frac{2M}{Pd} \dots\dots\dots (9.1)$$

ここで、

μ : 摩擦係数

M : 摩擦モーメント N・mm

P : 軸受荷重 N

d : 軸受内径 mm

転がり軸受の動摩擦係数は、軸受形式のほか荷重、潤滑および回転速度といった使用条件によって異なるが、おおよそ**表 9.1** に示す値をとる。

表 9.1 軸受の摩擦係数 (参考)

軸受形式	摩擦係数 $\mu \times 10^{-3}$
円筒ころ軸受	1.0 ~ 1.5
針状ころ軸受	2.0 ~ 3.0
スラストころ軸受	2.0 ~ 3.0

9.2 発熱量

軸受の摩擦損失は、そのほとんどが軸受内部で熱エネルギーに変わり、軸受の温度上昇をもたらす。摩擦モーメントにより発生する熱量は**式 (9.2)** で求めることができる。

$$Q = 0.105 \times 10^{-6} M \times n \dots\dots\dots (9.2)$$

ここで、

Q : 発生する熱量 kW

M : 摩擦モーメント N・mm

n : 軸受の回転速度 min⁻¹

発生する熱量と放出される熱量との平衡によって軸受温度は決まる。一般に軸受温度は、運転初期には急激に上昇するが、定常状態に達してほぼ一定になる。この定常状態に達するまでの時間は、発生する熱量と軸およびハウジングの熱容量・熱放散や潤滑油量・潤滑方法によって異なるが、いつまでも定常状態に達せず温度が安定しない場合には、何らかの異常があると判断しなければならない。

異常な温度上昇が発生した場合、機械装置を点検し、必要に応じて軸受を取外して調査する。異常な温度上昇の原因としては、以下が考えられる。

- ・ **軸受のこじれ** (モーメント荷重、取付誤差)
- ・ **内部すきま過小**
- ・ **潤滑剤の過多または不足**
- ・ **潤滑剤の不適**
- ・ **密封装置からの発熱**
- ・ **過大荷重**
- ・ **急加減速**
- ・ **外部からの熱伝達**

10. 潤 滑

10.1 潤滑の目的

転がり軸受を潤滑する主目的は、転がり面と滑り面に油膜を形成して、金属と金属の直接接触を防ぐことであり、転がり軸受の運転には潤滑剤が必須である。転がり軸受にとって潤滑は以下のような効果がある。

(1) 摩擦および摩耗の軽減

軸受構成部品の転がり部、滑り部の金属接触を防止し、摩擦、摩耗を軽減する。

(2) 軸受寿命の延長

転がり接触部に油膜を形成させて、転がり疲れ寿命を延長させる。

(3) 摩擦熱の排出および冷却

循環給油では、摩擦により発生した熱あるいは外部から伝わる熱を排出できる。

(4) その他

軸受内部への異物侵入の防止あるいは軸受表面を油脂で覆うことにより腐食（さび）を抑制する。

これらの効果を発揮させるためには、使用条件に適した潤滑方法を用いるとともに、良質な潤滑剤の選定、適切な潤滑剤の量および外部からの異物の侵入と潤滑剤の漏れを防ぐための適切な密封構造の設計が必要である。潤滑が十分に行われない場合は、摩擦が軽減されず軸受の過度の昇温を招いたり、異常摩耗を起こすことがあるので潤滑設計は十分に行われなければならない。

10.2 潤滑方法と特性

軸受の潤滑方法は、大別すると、**グリース潤滑**、**油潤滑**があるが、それぞれ特徴があるので要求機能にあった適切な潤滑方法を選択する必要がある。

表 10.1 にグリース潤滑と油潤滑の特性比較を示す。

表 10.1 グリース潤滑と油潤滑の特性比較

潤滑方法 項目	グリース潤滑	油潤滑
取扱い	◎	△
信頼性	○	◎
冷却効果	×	○（循環が必要）
シール構造	○	△
動力損失	○	○
環境汚染	○	△
高速回転	×	○

◎：特に有利 ○：有利 △：やや不利 ×：不利

10.3 グリース潤滑

グリースは取扱いが容易で、密封装置の設計も簡素化することができるため、転がり軸受の潤滑に最も多く用いられている。

この潤滑方法で重要なことはグリースの選定とグリースが確実に軸受内に入るようにすることである。特に保持器が軸受の内輪または外輪などで案内される場合には、案内面に十分グリースが供給されるように注意しなければならない。

また、グリースを補給する場合は、補給装置としてグリースセクタ、排出装置としてグリースバルブ等を設けることが望ましい。図 10.1 はグリースセクタおよびグリースバルブを設けた例である。グリースニップル等を用いて給脂されたグリースはグリースセクタに仕切られ、充满され軸受内に流れ込む。グリースは軸受内部を循環し、押出されたグリースはグリースバルブから排出される。

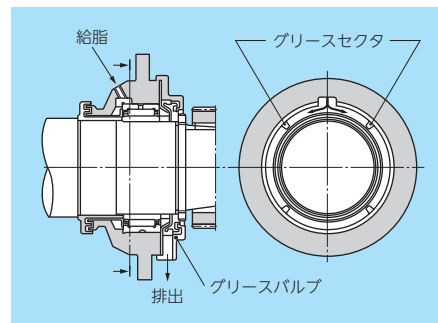


図 10.1 グリースセクタおよびグリースバルブを設けた例

10.3.1 グリースについて

グリースは鉱油や合成油などの**潤滑油（基油）を増ちょう剤で保持し、各種の添加剤を加えたものである**。グリースの性能は基油、増ちょう剤および添加剤の種類や組合せによって定まる。一般的なグリースの種類とその特性を表 10.3 に示す。同種類のグリースでも銘柄によって性能が大きく異なることがあるので、**グリースの選定にあたってはグリースメーカーの性状データを確認するなど注意が必要である**。

(1) 基油

グリースの基油には**鉱油**または**エステル油**、**合成炭化水素油**、**エーテル油**などの合成油が用いられる。

一般に低粘度基油のグリースは低温特性、高速性能に優れ、高粘度基油のグリースは高温・重荷重特性に優れている。

(2) 増ちょう剤

増ちょう剤は基油の中に混合分散されて、グリースを半固体状に保つための材料である。増ちょう剤には**リチウム**、**ナトリウム**または**カルシウム**などの金属石けんのほか、**シリカゲル**、**ベントン**などの無機質材料および**ウレア**、**ふっ素樹脂**などの有機質材料よりなる**非石けん基増ちょう剤**がある。グリースの**使用限界温度**、**機械的安定性**、**耐水性**などの特性は、主として**増ちょう剤によって定まる**。ナトリウム石けん基のグリースは耐水性が一般に劣る。ベントン、ウレアなどの非石けん基の増ちょう剤は高温特性が優れている。

(3) 添加剤

グリースには、使用目的に応じて各種の添加剤が用いられる。代表的なものに、**酸化防止剤**、**極圧添加剤（EP 添加剤）**、**防せい剤**、**腐食防止剤**などがある。重荷重または衝撃荷重を受ける軸受には極圧添加剤を含んだグリースを使用する。ほとんどの転がり軸受用グリースには酸化防止剤が添加されている。

表 10.3 グリースの種類と特性¹⁾

	石けん系				
	リチウム (Li) グリース			カルシウム (Ca) グリース	
増ちょう剤 ²⁾	Li 石けん			Li 複合石けん	Ca 石けん (カップグリース)
基油 ³⁾	鉱油	エステル油	シリコン油	鉱油	鉱油
滴点 ℃	170~190	170~190	200~210	>250	80~100
使用温度範囲 ℃	-30~120	-50~130	-50~160	-30~130	-20~70
機械的安定性	良	良	良	良	可
耐圧性	良	良	劣	良	可
耐水性	良	良	良	良	良
特徴 / 用途	欠点が少ないバランスがとれた性能である。 汎用グリース	低温特性、摩擦特性が優れる。 ミニアチュア玉軸受・小径玉軸受に適する。	低温、高温特性が優れる。 耐荷重性が劣る。	欠点が少ないバランスがとれた性能である。 比較的高温で使用可能である。	低速、軽荷重で使用される。 高温での使用不可である。

注 1) グリースの性能は、添加剤処方などで銘柄による差が大きいので、目安である。

2) Na 石けん系グリースは、水、高温条件で乳化することがあるのでご注意ください。
ウレア系グリースは、ふっ素樹脂 / ゴムを劣化させることがあるのでご注意ください。

(4) ちょう度

ちょう度は、グリースの硬さまたは流動性を示す指標で**数値が大きいほど軟らかい**。転がり軸受の潤滑には普通 NLGI ちょう度番号 1, 2 または 3 が用いられる。グリースのちょう度と用途についての一般的な関係を表 10.2 に示す。

表 10.2 グリースのちょう度

NLGI ちょう度番号	JIS [ASTM] 60 回混和 ちょう度	用途
0	355 ~ 385	集中給脂用
1	310 ~ 340	集中給脂用
2	265 ~ 295	一般用、密封形軸受用
3	220 ~ 250	一般用、高温用、密封形軸受用
4	175 ~ 205	特殊用途

(5) 異種グリースの混合

異種のグリースを混合するとちょう度に変化し（一般に軟らかくなる）許容使用温度が低くなるなどグリースの性状が変わるので、**原則として同一銘柄のグリース以外は混合してはならない**。異種のグリースの混合が避けられない場合には、少なくとも同種の増ちょう剤および類似の基油をもつグリースを選定する。

石けん系		非石けん系			
カルシウム (Ca) グリース	ナトリウム (Na) グリース	有機系			無機系
Ca 複合石けん	Na 石けん	ウレア	ウレア	PTFE	シリカゲル
鉱油	鉱油	鉱油	合成油	ふっ素油	エステル油
200~280	170~200	>260	>260	なし	>260
-20~130	-20~130	-30~140	-40~180	-40~250	-70~150
良	良	良~優	良~優	可~良	良
良~優	良	良~優	良~優	良	良
良	劣	良~優	良~優	良	良
耐圧性が優れる。	水分の混入で乳化することがある。 比較的高温で使用可能である。	耐水性、酸化安定性が優れる。	耐水性、酸化安定性が優れる。 高温、高速用途で使用される。	耐薬品性が優れる。 高温用途で使われる。	低温特性が優れる。

注 3) エステル油系グリースはアクリル系材料を、シリコン油系グリースはシリコン系材料を膨潤させることがあるのでご注意ください。
シリコン油系グリース、ふっ素油系グリースは、音響性能、防せい性能が劣るものがあるのでご注意ください。

10.3.2 グリースの充填量

グリースの充填量は、ハウジングの設計、空間容積、回転速度、グリースの種類などによって異なる。

充填量の目安は、**軸受およびハウジングの静止空間容積の 50 ~ 80 % 程度**とする。回転速度の高い場合や温度上昇を低く抑えたいときには少なめにする。**グリース充填量が多過ぎると攪拌や温度上昇が大きくなり、グリースの軟化や酸化などの変質によって、グリースの漏れ性能の低下を招く。**

軸受の温度上昇が大きく、グリース充填量を正確に管理する場合は、**NTN** にご照会ください。

10.3.3 グリースの補給

グリースは使用時間の経過とともに潤滑性能が低下するので、適当な間隔で新しいグリースを補給しなければならない。

グリース補給間隔は軸受形式、寸法、回転速度、軸受温度およびグリースの種類などによって異なる。図 10.2 にグリースの補給間隔の目安となる線図を示す。この線図は普通の転がり軸受用グリースを通常の使用条件で用いた場合の補給間隔を示すものである。軸受温度が高くなるにつれて、グリース補給間隔を短くする。おおよその目安としては軸受温度が 80℃以上では、温度が 10℃上がるごとに補給間隔を 1/1.5 とする。

〔例〕ソリッド形針状ころ軸受 NA4910R で、回転速度 $n = 1\,600\text{ min}^{-1}$ の場合のグリース補給間隔を求める。

寸法表から NA4910R は軸径（軸受内径） $d = 50\text{ mm}$ 、

許容回転速度 $n_0 = 4\,700\text{ min}^{-1}$ 。

したがって、

$$\frac{n_0}{n} = \frac{4\,700}{1\,600} \div 2.9$$

図 10.2 の $d = 50$ から横に線を引き、縦線 I との交点を A とする。縦線 II の $n_0/n = 3$ の B と A を直線で結び、縦線 III との交点 C を求めればグリースの補給間隔は約 4 600 時間となる。

10.3.4 熱固化型グリース

（ポリループ® ベアリング用潤滑剤）

熱固化型グリースとは、潤滑グリースと超高分子量ポリエチレンを主成分とする潤滑剤である。熱固化型グリースは常温ではグリース状であるが一度加熱し冷却する（焼成処理と呼ぶ）と、多量の潤滑剤が保持されたまま固化する。そのため、軸受に強い振動や大きな遠心力が作用する場合でも潤滑剤が漏れにくく、潤滑剤の漏れ防止および長寿命に貢献する。

詳細は A-90 ページまたは専用カタログ「ポリループニードルベアリング（CAT. No. 3605/J）」をご参照ください。

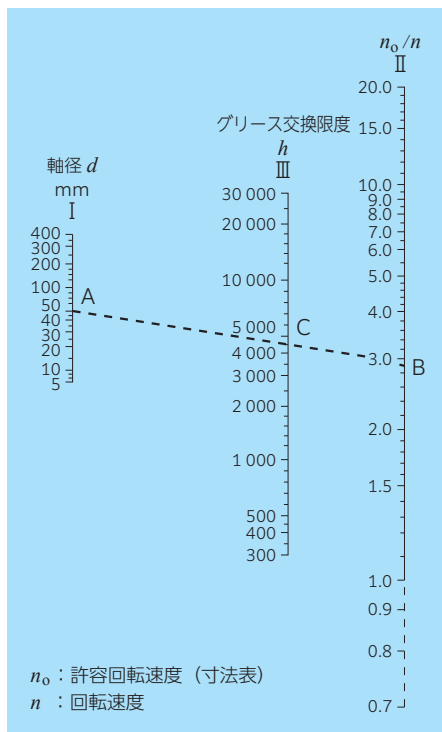


図 10.2 グリースの補給間隔を求める線図



10.4 油潤滑

一般に油潤滑は、軸受から発生する熱量または軸受に加えられる熱量を外部に排除する必要がある場合には油潤滑が適している。

10.4.1 潤滑方法

(1) 油浴潤滑

油浴潤滑は油潤滑の最も一般的な潤滑法であり、低速ないし中速の回転速度の場合に使用される。この潤滑法では油量の管理が重要である。

横軸では停止時に軸受の最下部の転動体の中心付近を油面とするのが普通である。ハウジングは油面高さの変化を小さくするような形状に設計すること、オイルゲージを備えて停止時および運転時に油面を容易に点検できるようにしておくことが望ましい。

縦軸の場合、低速では転動体が 50～80% 浸るようにすればよいが、高速時や軸受を多列で使用する場合には、次に述べる滴下給油、循環給油などの方法を採用することが望ましい。

(2) 飛沫給油

軸受を直接油に浸さず、軸に取付けた簡単な羽根車などで油を跳ね飛ばし、飛沫にして給油する方法で、相当高速まで使用可能である。

(3) 滴下給油

滴下給油は比較的高速で中荷重以下の場合に用いられる。上部にオイルを備え、油滴をハウジング内で回転体に衝突させ、霧状にして潤滑するか（図 10.3 参照）、少量の油が軸受を通過するようにする。油量は軸受の形式・寸法によって異なるが、毎分数滴程度の例が多い。

(4) 循環給油

循環給油は軸受の冷却を目的とする場合または、給油部分が多く集中的に自動給油する場合に用いられる。

給油系統中にクーラを設けて潤滑油を冷却したり、フィルタを入れて潤滑油を清浄に保てるなどの特長がある。

循環給油では給油された油が軸受を通過した後、確実に排油されることが必要であり、そのために油の入口および出口を軸受に対してお互いに反対側に設け、排油口をできるだけ大きくするか、または強制的に排油することが重要である（図 10.4 参照）。

(5) その他

ジェット潤滑、噴霧潤滑（オイルミスト潤滑）およびエアオイル潤滑などがある。

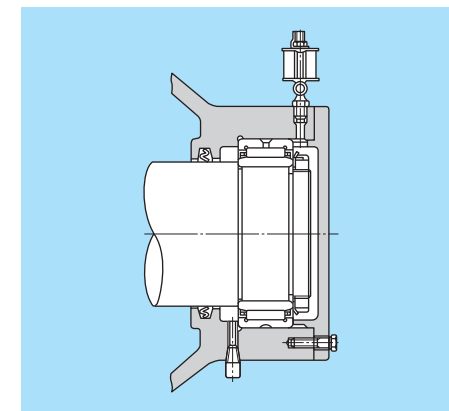


図 10.3 滴下給油

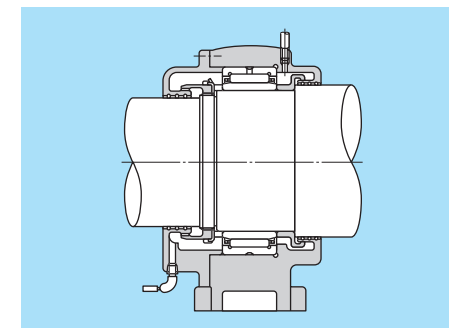


図 10.4 循環給油

10.4.2 潤滑油の選定

転がり軸受の潤滑油には、マシン油、タービン油などの鉱油が多く用いられるが、 -30°C 以下の低温または 150°C 以上の高温になる使用条件では、エステル油、シリコン油、ふっ素油などの合成油を用いる。潤滑油にとって、粘度は潤滑性能を決定する重要な特性の一つである。粘度が低すぎると油膜形成が不十分となり、転がり面を損傷させる反面、粘度が高すぎると粘性抵抗が大きくなり温度上昇、摩擦損失を増大させる。一般に回転速度が高いほど、粘度の低いものを用い、重荷重になるほど、高粘度潤滑油を使用する。

表 10.4 軸受の潤滑油に必要な動粘度

軸受形式	動粘度 mm^2/s
ラジアル針状ころ軸受	13以上
スラスト針状ころ軸受	20以上

備考 使用条件が本表記載範囲外の場合はNTNにご照会ください。

表 10.5 潤滑油の選定基準（参考）

軸受の運転温度 $^{\circ}\text{C}$	dn 値 ¹⁾	潤滑油のISO粘度グレード (VG)	
		普通荷重	重荷重または衝撃荷重
$-30 \sim 0$	許容回転速度まで	22 32	46
	15 000 まで	46 68	100
$0 \sim 60$	15 000 $\sim$ 80 000	32 46	68
	80 000 $\sim$ 150 000	22 32	32
$60 \sim 100$	15 000 まで	150	220
	15 000 $\sim$ 80 000	100	150
	80 000 $\sim$ 150 000	68	100 150
$100 \sim 150$	許容回転速度まで	320	

注 1) dn 値: [$dn = \text{軸受内径寸法 } d (\text{mm}) \times \text{回転速度 } n (\text{min}^{-1})$]

備考 1 潤滑方法は油浴潤滑、または循環給油の場合

2 使用条件が本表記載範囲外の場合はNTNにご照会ください。

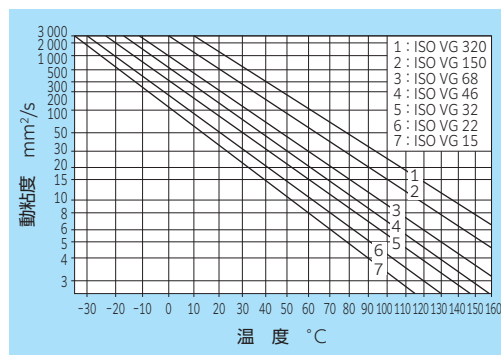


図 10.5 潤滑油の動粘度—温度線図

10.4.3 給油量

軸受に強制的に給油する場合は、軸受などからの発生熱量はハウジングなどからの放散熱量と油が奪う熱量との和に等しい。

標準的なハウジングを使用した場合に目安となる給油量は式 (10.1) で求めることができる。

$$Q = K \cdot q \quad \dots\dots\dots (10.1)$$

ここで、

Q : 軸受 1 個あたりの給油量 cm^3/min

K : 油の許容温度上昇によって定まる係数

(表 10.6 参照)

q : 線図により求まる給油量 cm^3/min

(図 10.6 参照)

ハウジングの形式により放散熱量は相違するので、実運転にあたっては式 (10.1) で求めた量の 1.5 $\sim$ 2 倍程度から調整して、実機に適した給油量を求めることが望ましい。

また、ハウジングからの放熱がなく、発生熱量の全てを油が奪うと仮定して計算する場合は、線図の軸径を $d = 0$ として求めるとよい。

(例) ソリッド形針状ころ軸受 NA4916R で、ラジアル荷重 $F_r = 9\,000\text{ N}$ 、回転速度 $n = 1\,700\text{ min}^{-1}$ で運転し、給油温度に対する軸受温度上昇を 15°C に抑えたいときの給油量 Q を求める。

$$d = 80\text{ mm}$$

$$dn = 80 \times 1\,700 = 13.6 \times 10^4$$

図 10.6 から $q = 180\text{ cm}^3/\text{min}$

軸受温度は排油温度にほぼ等しいと仮定すれば、表 10.6 から $K = 1$ であるから、

$$Q = K \times q = 1 \times 180 = 180\text{ cm}^3/\text{min}$$

10.4.4 潤滑油の交換限度

潤滑油の交換限度は使用条件、油量および潤滑油の種類などによって異なるが、油浴潤滑で油温が 50°C 以下で使用される場合には、一年に一回程度、 $80 \sim 100^{\circ}\text{C}$ になる場合には、少なくとも三ヵ月ごとに交換することを目安とする。重要な装置では定期的に潤滑油の潤滑性能、清浄度の劣化などをモニタして交換限度を定めることが望ましい。

表 10.6 K の値

排油温度—給油温度 $^{\circ}\text{C}$	K
10	1.5
15	1
20	0.75
25	0.6

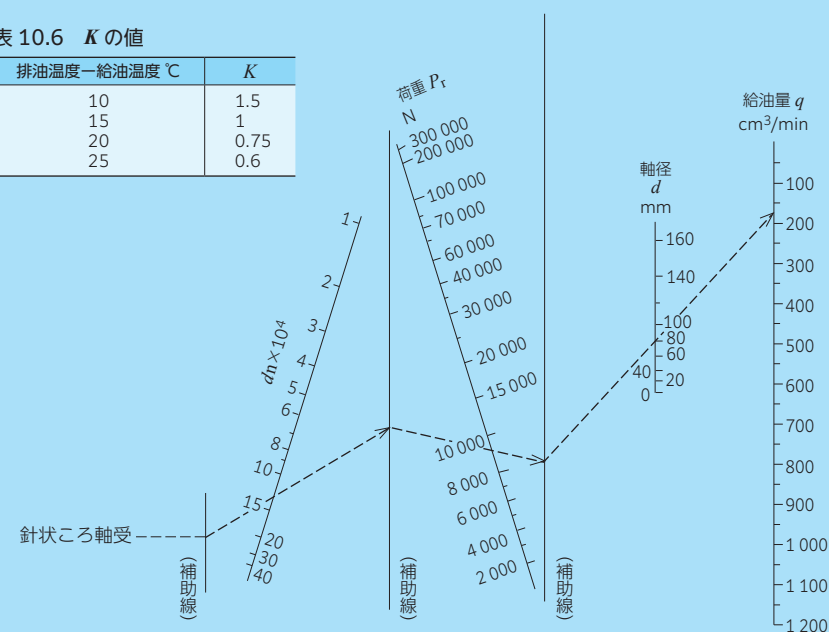


図 10.6 給油量を求める線図

11. 軸受の密封装置

密封装置（シール）の目的は、軸受部分に保持されている潤滑剤が外部に漏れるのを防止することと、外部からの粉塵、水分などが軸受内部に侵入するのを防ぐことである。密封装置の選定にあたっては、あらゆる条件において、これらの機能を維持できることを最優先とした上で、潤滑剤の種類（グリースか油か）、シール部の周速、軸の取付誤差、収容スペース、シールの摩擦とその結果としての温度上昇およびコストなどの考慮が必要である。

表 11.1 密封装置（非接触シール）

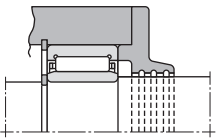
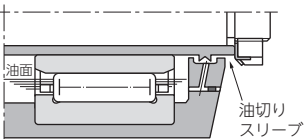
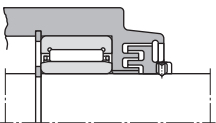
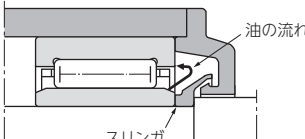
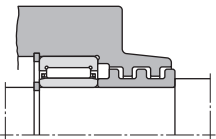
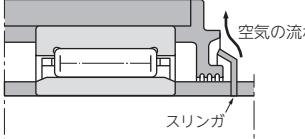
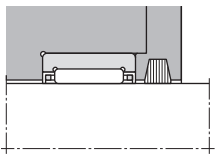
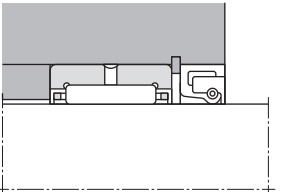
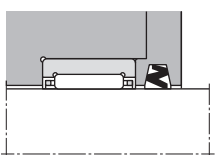
非 接 触 シ ー ル			
装 置	油溝シール ラビリンスシール（アキシャル、ラジアル）	スリングシール	エアシール
特 長	<油溝シール> 数本の溝を主にハウジング、あるいは軸のいずれか一方、または両方に付けて密封作用を行う。この場合、油溝にグリースを保持することにより外部からの異物の侵入防止にも効果がある。 <ラビリンスシール> 多段のラビリンスを設けて通路を長くして密封効果を高くしたもので、主にグリース潤滑に用いられる。一般に高速回転に適しているが、低速には溝にグリースを詰めると防塵効果があり、給脂用のグリースニップルを付けると便利である。	油潤滑ではスリーブに突起を設けることによって、スリーブに沿って流出した油を遠心力で振りきり、油を戻す効果がある。図11.6の例では外部からの異物侵入を防ぐ効果もある。	—
応 用 例	 図11.1 油溝シール	 図11.4 突起を設けたスリング	
	 図11.2 アキシャルラビリンスシール	 図11.5 遠心力で振りきるスリング	
	 図11.3 ラジアルラビリンスシール	 図11.6 外側に設けたスリング	

表 11.2 密封装置（接触シール）

接 触 シ ー ル		
装 置	シールリング（フェルトシール等） Oリング ピストンリング	オイルシール Vリングシール メカニカルシール
特 長	弾性体のリップ部に一定の接触圧を加えて摺動面に押付けることによって密封するシール形式である。一般に接触シールは非接触シールと比べ密封性能は優れているが、摩擦トルクおよび温度上昇は非接触シールより大きくなる。 <フェルトシール> 最も簡単な接触シールで、主にグリース潤滑の場合に用い、細かいダストを防ぐには適しているが、油の浸透および流出は、ある程度避けたいこともある。	<オイルシール> リップと軸との間の摺動部で密封するもので、密封効果が良く、最も一般に用いられる有効な密封装置である。外部からの異物や水分の侵入防止を目的とする場合はリップを外側に向け、ハウジング内の潤滑剤の漏れ防止にはリップを内側に向ける。また、漏れ防止と防塵の別々の目的で二つ以上のリップをもつ形式もある。
応 用 例	 図11.7 フェルトシール	 図11.10 オイルシール
	 図11.8 Z形グリースシール	
	 図11.9 GS形グリースシール	

11.2 組合せシール

粉塵、水分などが非常に多い環境または潤滑剤の漏れによる汚染が許されない箇所では、いくつかのシール形式を組合せて用いられる。

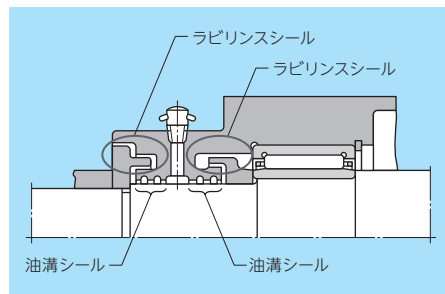


図 11.11 非接触シールの組合せ

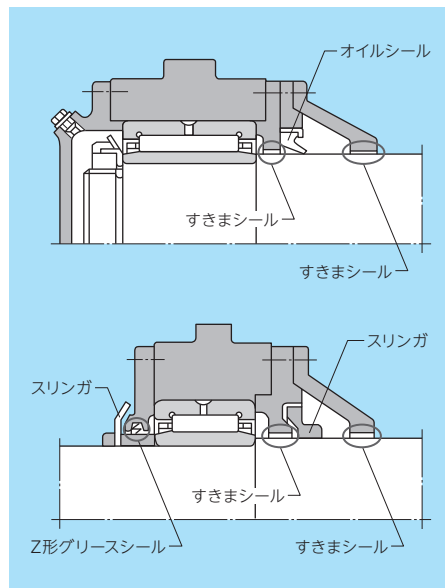


図 11.12 接触シールと非接触シールの組合せ

11.3 すきまの設定

油溝シールおよびラビリンスシールは、軸とハウジングのすきまが小さいほど密封効果は良いが加工、組立、軸の変形などを考慮して一般に以下の値をとる。

表 11.3 すきま (参考)

シール形式	軸径 mm	すきま mm	
		ラジアル方向	アキシャル方向
油溝シール	50以下	0.2~0.4	—
	50を超え 200以下	0.5~1.0	
ラビリンスシール	50以下	0.2~0.4	1.0~2.0
	50を超え 200以下	0.5~1.0	3.0~5.0

11.4 NTN シール

表 11.4 (A-67) に示すように、針状ころ軸受の場合には、専用の **NTN** シールがある。詳しくはシールの項 (B-244) をご参照ください。

表 11.4 密封装置 (NTN シール)

接触シール (G形, GD形)	
特長	針状ころ軸受に合せて、断面高さを小さく設計した針状ころ軸受専用シールである。鋼板で補強された合成ゴムの接触シールで、使用温度範囲は、-25 ~ 120 °C、連続使用では 100 °C 以下で用いる。使用温度が 120 °C を超えるなどの特殊な使用条件で使う場合は NTN にご照会ください。
応用例	

図 11.13 NTNシールを用いた例

表 11.5 シール形式と材料別の許容周速と許容温度 (参考)

シール形式と材料	許容周速 m/s [$V = \frac{\pi \times d \text{ (mm)} \times n \text{ (min}^{-1}\text{)}}{60 \times 1000}$]	許容温度 °C
オイルシール	ニトリルゴム	16 以下
	アクリルゴム	26 以下
	ふっ素ゴム	32 以下
Z 形グリースシール	ニトリルゴム	6 以下
V リングシール	ニトリルゴム	40 以下
		-20 ~ 120

11.5 シール材料と使用温度

オイルシールリップの材料は、普通はニトリルゴムであるが、雰囲気温度、密封対象物などによってアクリルゴム、ふっ素ゴムを使用する。それぞれの使用温度範囲を表 11.5 に示す。

11.6 シール形式と許容速度

接触シールの許容速度は、摺動面の表面粗さ、精度、潤滑、使用温度などによって異なるが、目安として表 11.5 にその値を示す。

11.7 軸の表面粗さ

シールリップが接触する軸の摺動面の表面粗さ、精度および硬さが密封性能およびシールの寿命に影響する。表面粗さの目安を表 11.6 に示す。軸の表面硬さは耐摩耗性を向上させるため、熱処理、硬質クロムめっき処理などによって少なくとも 40 HRC 以上、できれば 55 HRC 以上とすることが望ましい。

表 11.6 軸の表面粗さ (参考) 単位 μm

周速 m/s	表面粗さ	
	Ra	Rz
~ 5	0.8	3.2
5~10	0.4	1.6
10~	0.2	0.8

12. 軸受材料

12.1 軌道輪および転動体

転がり軸受は、軌道面と転動体との小さい接触面で大きな荷重を受けながら、高い精度を保って回転する必要がある。

このため、軌道輪および転動体は、硬さが高いこと、転がり疲労に強いこと、耐摩耗性のあることおよび寸法安定性の高いことなどの特性が要求される。特に転がり疲労寿命に大きく影響を及ぼすものとして、鋼中の非金属介在物が挙げられる。非金属介在物の中でも、硬い酸化物系の介在物は、疲労き裂の起点となりやすいため、非金属介在物の少ない清浄な鋼を用いる必要がある。

NTN の軸受は、真空脱ガス処理および炉外精錬を行うことにより有害な酸化物系の介在物を少なくした清浄な鋼を用いている。特に高信頼性を必要とする軸受には、さらに、清浄度の高い真空溶解材 (VIM・VAR) やエレクトロスラグ溶解材 (ESR) を使用している。

12.1.1 軌道輪および転動体の材料

1) 高・中炭素合金鋼

一般に転がり軸受の軌道輪および転動体は、いわゆる「ずぶ焼入れ」により、表面だけでなく内部まで硬くする材料が用いられる。この高・中炭素合金鋼としては、高炭素クロム軸受鋼が広く用いられる。また、大形軸受、断面寸法が大きな軸受に対しては、マンガンやモリブデンの添加により、焼入れ性を高めた軸受鋼が用いられる。

JIS で規定されている代表的な高炭素クロム軸受鋼の化学成分を表 12.1 (A-72) に示す。多く使用されるのは SUJ2 であり、大形の軸受には Mn を多くして焼入れ性を高めた SUJ3 が用いられる。SUJ5 は SUJ3 に Mo を添加して、さらに、焼入れ性を高めたもので、超大形の軸受や肉厚の厚い軸受に用いられる。

表 12.1 (A-72) 中には、これらの JIS の高炭素クロム軸受鋼に相当、あるいは近い化学成分の各国主要材料の化学成分も列挙した。JIS の SUJ2 の化学成分はアメリカ AISI、SAE 規格の 52100、ドイツ DIN 規格の 100Cr6、中国 GB 規格の GCr15 とほぼ同等である。

2) 浸炭鋼 (はだ焼鋼)

浸炭焼入れは表面から適当な深さまで硬化させ、比較的硬さの低い心部 (コア) を形成させるものである。硬さと靱性を兼ね備えており、耐衝撃性に優れている。JIS の代表的浸炭鋼 (はだ焼鋼) の化学成分を表 12.2 (A-73) に示す。

表中には類似の各国主要材料の化学成分も列挙した。JIS の SCM420 の化学成分はアメリカ AISI、SAE 規格の 4118、ドイツ DIN 規格の 20CrMo4 や 25CrMo4 とほぼ同等である。中国 GB 規格の G20CrMo はやや Cr と Mo 量が異なる。

12.1.2 軸受の経年寸法変化

軌道輪や転動体、保持器に用いられる代表材料の物性値、機械的特性値を表 12.7 および表 12.8 (A-75) に示す。

軸受は使用条件によっては長時間使用した場合に、寸法変化を起こすことがある。この現象を経年寸法変化という。

<経年寸法変化発生メカニズム>

標準的な軸受鋼の組織は、硬いマルテンサイトの素地に少量のオーステナイトが存在している。このオーステナイトは、軸受鋼焼入れ工程の冷却過程でマルテンサイトに変態せずに一部が残ったものであり、残留オーステナイトと呼ばれている。

残留オーステナイトは不安定な組織であるため、軸受使用中に安定な組織 (マルテンサイト) へと変態していく。この組織変態が軸受の経年寸法変化の原因である。

図 12.1 に、標準軸受を 120℃ で長時間保持した場合の経年寸法変化の実測値を例示する。

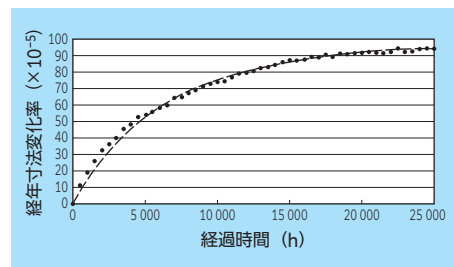


図 12.1 標準軸受を 120℃ で長時間保持した場合の経年寸法変化率 (実測値) 例

経年寸法変化率は、経過時間が長いほど、また、保持温度が高いほど、大きくなる。

使用条件によっては、一般的な軸受鋼製軸受の常時使用限界である 100℃ 以下の温度であっても、経年寸法変化が発生する点に十分注意しなければならない。

なお、寸法安定化処理 (TS 処理) を施した軸受では、経年寸法変化率が大幅に低下する。詳細については、NTN にご照会ください。

<経年寸法変化によって起こり得るトラブルおよび対策>

寸法変化では、特に内輪の膨張に注意する必要がある。経年寸法変化により内輪が膨張すると、内輪と軸のしめしろが減少し、クリープや軸方向の移動によって、重大な損傷につながる可能性がある。そのため、軸受を長期間使用する場合には、経年寸法変化によるしめしろ減少についても十分考慮し、軸受仕様や軸受の固定方法を決定しなければならない。例として、しめしろの増加 (「7. はめあい」項参照) やアキシアル方向の固定強化 (「13. 軸およびハウジングの設計」項参照) などが挙げられる。

<特に経年寸法変化に注意すべき状況>

軸受の経年寸法変化量は、軸受寸法×経年寸法変化率で表される。そのため、同一温度・同一経過時間の条件であれば、サイズの大きい軸受の方がより大きな経年寸法変化量を示す。したがって、サイズの大きい軸受をしめしろが小さいはめあいで使用する場合、特に経年寸法変化量に注意すべきである。

また、経年寸法変化は軸受を取付けた直後の回転検査などでは発生せず、長期間の運転後に判明する。そのため、長期間使用される機械や使用箇所では、定期的な保守点検がトラブル防止に有効である。詳細検討が必要な場合は、事前に NTN にご照会ください。

12.2 保持器

保持器の材料には回転中に受ける振動や衝撃荷重に耐えることのできる強度や転動体および軌道輪との摩擦が小さく、軽量でかつ軸受の運転温度に耐えることが要求される。

12.2.1 金属材料

溶接保持器や打抜き保持器の材料には、0.1 % 程度の低炭素の冷間圧延鋼板が使用される。

切削保持器には、0.1 % 程度の低炭素の鋼管用材料が使用されるほか、エンジンコンロッド大端用などの使用条件が厳しい用途には、低炭素のクロム・モリブデン鋼の浸炭焼入れ焼もどし処理されたものが使用される。また、焼付き防止対策として、銅めっきや銀めっきを施したものも使用される。

12.2.2 樹脂材料

近年、金属に替わり、軽量かつ複雑な形状の成形が容易な樹脂製保持器が多用されるようになっている。一方で、樹脂は金属に比べ強度、耐熱性が低いなどの欠点を有するため、使用に際しては特徴を生かした樹脂材の選定が重要である。表 12.3 (A-74) に主な保持器樹脂材料の特徴を示す。これらの材料は無充填で使われることは少なく、通常はガラス繊維 (GF) や炭素繊維 (CF) で強化して使われる。

【樹脂材料の特徴】

(利 点)	(欠 点)
・軽量	・金属と比べ強度が低い。
・耐食性が高い。	・金属と比べ耐熱性が低い。
・自己潤滑性が高く、摩擦粉を出しにくい。	・温度に対する強度、弾性率の変化が大きい。
・低騒音	・長期にわたり高温に曝されると物性 (強度) が変化する。
・複雑な形状の成形が容易であることから、設計の自由度が高い。	・ある種の薬品、油脂に侵され強度が低下することがある。
・生産性が高い。	・熱膨張係数が高く、金属よりも寸法変化が大きい。

《ポリアミド (PA) : 66, 46》

強度、耐熱性、耐摩耗性、成形性などに優れ、廉価なため一般的な保持器材として最適である。本材料の特徴として、吸水性が高く、吸水による物性の低下や寸法変化があるという短所がある反面、吸水により可撓性、靱性が向上するため、保持器の組立て性、耐衝撃性という面では、長所にもなっている。ただし、高温下、硫黄系 (S 系) やリン系 (P 系) 極圧添加剤を含む潤滑油に曝されると急激に物性 (強度) が低下することがある。

特にガラス繊維で強化したポリアミド 66 は保持器材として優れた性能を示すため、最も多く使用されている。

12.3 シール用ゴム

シール用ゴム材料には、耐熱性、耐油性の高い合成ゴムが使用され、耐熱性の違いにより使い分けられている。

表 12.4 (A-74) にゴム材料の代表的な特徴を示す。

《ニトリルゴム (NBR)》

耐油性、耐熱性、耐摩耗性が高く、一般的なゴムシールとして多く使用されている。許容温度範囲は -20 ~ 120 °C である。

《アクリルゴム (ACM)》

NBR よりも耐熱性が高く、NBR の適用温度以上で使用する。耐油性に優れているが、エステル油中では膨潤するため、注意が必要である。耐エステル油グレードを用意している。許容温度範囲は -15 ~ 150 °C である。

《ふっ素ゴム (FKM)》

ゴム材料として、耐熱性、耐油性、耐薬品性に優れている。アミンにより劣化するため、高温でアミンを析出するウレア系グリースとの組合せは注意を要する。許容温度範囲は -20 ~ 230 °C である。

12.4 軸受周辺 (軸, ハウジング)

軸, ハウジングに用いられる代表材料の物性値, 機械的特性値を表 12.5 (A-74) および表 12.6 (A-75) に示す。軸材料の場合, 基本的に大きな荷重が作用する用途では熱処理を施し, 曲げ強度や耐摩耗性 (フレッチング強度) を高めた鋼が使用される。このような用途では軸受用の鋼材も軸材料として使われることが多い。

ハウジング材料でも大きな荷重が作用する用途では熱処理を施し, 耐摩耗性 (フレッチング強度) を高めたものが使用されるが, 軽量化用途ではアルミニウム合金が多く使用されている。

12.5 軸受の疲労解析技術の紹介

転動疲労により, 塑性変形を受けた領域では, X 線応力測定で得られる各種 X 線分析値 (残留応力, 回折線半価幅, 残留オーステナイト) が変化する。この性質を利用して, X 線応力測定の結果から転動疲労の進行度 (疲労度) を推定する技術がある (図 12.2 参照)。NTN では 1980 年代半ばより, 市場で発生頻度の高い代表的な表面起点型損傷 (ピーリング, 圧こん起点型早期剥離) を対象として, X 線分析値 (図 12.2 では疲労度) と寿命比 (ピーリングまたは剥離が生じた運転時間を 100 % として, それまでの運転時間を百分率で表した値) の関係を調査してきた。この関係は, さまざまな転動条件 (表面粗さの組合せ, 荷重, 潤滑条件) で変化するため, あくまで参考値であるが, この関係図を使えばおおよその余寿命が見積られる。

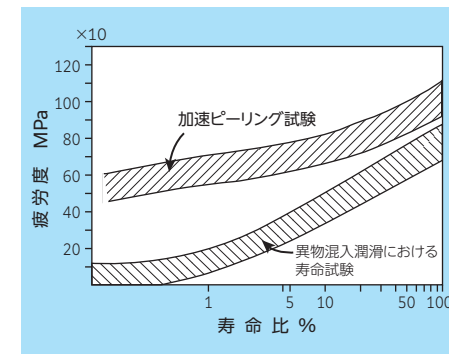


図 12.2 疲労度と寿命比の関係

最近では, 疲労後期にも感度が高い X 線回折環ピーク強度のばらつきも使った疲労度推定の研究が行われている。

表 12.1 代表的高炭素クロム軸受鋼の化学成分

国名	規格名	材料	主要化学成分 (%)									JISの相当鋼, 近似鋼
			C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	Cu	
日本	JIS G 4805 (2019)	SUJ2	0.95 ~1.10	0.15 ~0.35	≤0.50	≤0.025	≤0.025	≤0.25	1.30 ~1.60	≤0.08	≤0.25	
		SUJ3	0.95 ~1.10	0.40 ~0.70	0.90 ~1.15	≤0.025	≤0.025	≤0.25	0.90 ~1.20	≤0.08	≤0.25	
		SUJ4	0.95 ~1.10	0.15 ~0.35	≤0.50	≤0.025	≤0.025	≤0.25	1.30 ~1.60	0.10 ~0.25	≤0.25	
		SUJ5	0.95 ~1.10	0.40 ~0.70	0.90 ~1.15	≤0.025	≤0.025	≤0.25	0.90 ~1.20	0.10 ~0.25	≤0.25	
USA	ASTM A1040 (2010)	50100	0.98 ~1.10	0.15 ~0.35	0.25 ~0.45	≤0.025	≤0.025	≤0.25	0.40 ~0.60	≤0.10	≤0.35	
		51100	0.98 ~1.10	0.15 ~0.35	0.25 ~0.45	≤0.025	≤0.025	≤0.25	0.90 ~1.15	≤0.10	≤0.35	
	ASTM A295/295M (2014) AISI A295/295M (2014) SAE AMS 6440S (2015)	52100	0.93 ~1.05	0.15 ~0.35	0.25 ~0.45	≤0.025	≤0.015	≤0.25	1.35 ~1.60	≤0.10	≤0.30	SUJ2
	ASTM A485 (2014)	A485 Grade1	0.90 ~1.05	0.45 ~0.75	0.90 ~1.20	≤0.025	≤0.015	≤0.25	0.90 ~1.20	≤0.10	≤0.30	SUJ3
フランス ・ ドイツ	NF EN ISO 683-17 (2014) ・ DIN EN ISO 683-17 (2014)	100Cr6	0.93 ~1.05	0.15 ~0.35	0.25 ~0.45	≤0.025	≤0.015	—	1.35 ~1.60	≤0.10	≤0.30	SUJ2
		100CrMnSi4-4	0.93 ~1.05	0.45 ~0.75	0.90 ~1.20	≤0.025	≤0.015	—	0.90 ~1.20	≤0.10	≤0.30	SUJ3
		100CrMnSi6-4	0.93 ~1.05	0.45 ~0.75	1.00 ~1.20	≤0.025	≤0.015	—	1.40 ~1.65	≤0.10	≤0.30	
		100CrMo7	0.93 ~1.05	0.15 ~0.45	0.25 ~0.45	≤0.025	≤0.015	—	1.65 ~1.95	0.15 ~0.30	≤0.30	
		100CrMo7-3	0.93 ~1.05	0.15 ~0.45	0.60 ~0.80	≤0.025	≤0.015	—	1.65 ~1.95	0.20 ~0.35	≤0.30	
		100CrMnMoSi8-4-6	0.93 ~1.05	0.40 ~0.60	0.80 ~1.10	≤0.025	≤0.015	—	1.80 ~2.05	0.50 ~0.60	≤0.30	
中国	GB/T 18254 (2016)	GCr4	0.95 ~1.05	0.15 ~0.30	0.15 ~0.30	≤0.025	≤0.020	≤0.25	0.35 ~0.50	≤0.08	≤0.20	
		GCr15	0.95 ~1.05	0.15 ~0.35	0.25 ~0.45	≤0.025	≤0.025	≤0.30	1.40 ~1.65	≤0.10	≤0.25	SUJ2
		GCr15SiMn	0.95 ~1.05	0.45 ~0.75	0.95 ~1.25	≤0.025	≤0.025	≤0.30	1.40 ~1.65	≤0.10	≤0.25	
		GCr15SiMo	0.95 ~1.10	0.65 ~0.85	0.20 ~0.40	≤0.027	≤0.020	≤0.30	1.40 ~1.70	0.30 ~0.40	≤0.25	
		GCr18Mo	0.95 ~1.05	0.20 ~0.40	0.25 ~0.40	≤0.025	≤0.020	≤0.25	1.65 ~1.95	0.15 ~0.25	≤0.25	

表 12.2 各国主要材料成分比較表 [浸炭鋼 (はだ焼鋼)]

国名	規格名	材料	主要化学成分 (%)									JISの相当鋼, 近似鋼
			C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo		
日本	JIS G 4053 (2016)	SCM415	0.13 ~0.18	0.15 ~0.35	0.60 ~0.90	≤0.030	≤0.030	≤0.25	0.90 ~1.20	0.15 ~0.25		
		SCM420	0.18 ~0.23	0.15 ~0.35	0.60 ~0.90	≤0.030	≤0.030	≤0.25	0.90 ~1.20	0.15 ~0.25		
USA	AISI A29/29M (2015) SAE J404 (2009)	4118	0.18 ~0.23	0.15 ~0.35	0.70 ~0.90	≤0.035	≤0.040	≤0.25	0.40 ~0.60	0.08 ~0.15		SCM420
フランス ・ ドイツ	NF EN ISO 683-17 (2014) ・ DIN EN ISO 683-17 (2014)	20CrMo4	0.17 ~0.23	≤0.40	0.60 ~0.90	≤0.025	≤0.015	—	0.90 ~1.20	0.15 ~0.25		SCM420
		25CrMo4	0.22 ~0.29	≤0.40	0.60 ~0.90	≤0.035	≤0.035	—	0.90 ~1.20	0.15 ~0.30		SCM420
中国	GB/T 3203 (1982)	G20CrNi2Mo	0.17 ~0.23	0.15 ~0.40	0.40 ~0.70	≤0.030	≤0.030	1.60 ~2.00	0.35 ~0.65	0.20 ~0.30		SNCM420

表 12.3 保持器に使用される樹脂材料の代表的な特徴

ポリアミド (PA)		
66		46
分類	結晶性熱可塑性樹脂 ←	
融点 ℃	265	295
ガラス転移温度 ℃	66	78
連続使用温度 max ℃	120	150
価格 1(低) ~5(高)	1	2
特徴	成形性	◎
	靱性	◎
	強度	○
	耐油性	○~△
	吸湿/吸水	多
総合評価	一般的に安定した特性を示す。ポリアミド66に比べて成形性にやや難があるが、耐熱性が高い。	
適用	汎用	

備考 連続使用温度は材料の一般的な特性値を示す。
各軸受での適用温度範囲は、各軸受の形式一覧表をご参照ください。
記号説明 ◎：優 ○：良 △：可

表 12.4 シール用ゴム材料の代表的な特徴

ゴム種		ニトリルゴム	アクリルゴム	ふっ素ゴム
略号		NBR	ACM	FKM
特徴	伸び	○	○	△
	圧縮永久歪み	◎	×	○
	耐摩耗性	◎	○	◎
	耐老化性	○	◎	◎
	耐候、耐オゾン性	△	◎	◎
	耐水性	◎	△	◎
	許容温度範囲 ℃	-20~120	-15~150	-20~230
総合評価		耐油、耐熱、耐摩耗性が高い。ゴムシールとして多用されている。	NBRの適用温度以上で使用エステル油に対し膨潤しやすい。耐エステル油グレードがある。	高価 最高の耐熱性、耐薬品性があるが、ウレア系グリースに侵されやすい。

記号説明 ◎：優 ○：良 △：可 ×：不適

表 12.5 軸、ハウジング用材料の物性値

部位	材料	密度 ρ (g/cm ³)	硬度 (HV)	縦弾性係数 E (GPa)	線膨張係数 ($\times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$)	熱伝導度 (W/m $\cdot$ °C)	比熱 (J/kg $\cdot$ °C)	備考
軸	S25C	7.86	130	212	11.1	53	470	焼なまし
	S45C	7.85	230	205	(11.9)	(41)	460	調質
	SS400	7.86	—	205	11.3	50	460	
	SCM415	7.85	300	200	11.0	42	460	調質
	SCM425	7.85	320	208	12.8	45	470	調質
	SCM440	7.85	340	205	12.0	41	460	調質
	SNCM439	7.85	340	208	12.0	44	470	調質
ハウジング	FC200	7.2	≤240	100	10.0~11.0	43	530	ねずみ鋳鉄
	FC250	7.3	≤250	100	10.0~11.0	41	530	
	FCD450	7.2	150~220	154	12.0	34	620	球状黒鉛鋳鉄
	FCD500	7.2	160~240	154	11.0	30	—	
	FCD700	7.2	190~320	154	10.0	26	—	
	ADC12	2.7	(54 HRB)	71	21.0	96	(900)	Al-Si-Cu 合金
	SUS304	8.0	≤200	197	17.3	16	500	オーステナイト系ステンレス
	SUS410	7.8	≥170	204	10.8	(25)	460	マルテンサイト系ステンレス
	SUS410L	7.8	(200)	204	10.8	(25)	—	フェライト系ステンレス

備考 不等号は規格値 () は参考値

表 12.6 軸、ハウジング用材料の機械的特性値

部位	材料	硬度 (HV)	降伏点 (MPa)	引張強さ (MPa)	伸び (%)	備考
軸	S25C	180	≥270	≥440	≥27	焼ならし
	S45C	240	≥345	≥570	≥20	焼ならし
	SS400	—	(215)	≥400	≥17	構造用圧延鋼材
	SCM425	320	670	800	15	調質
	SCM440	340	835	980	17	調質
	SNCM439	340	900	980	18	調質
ハウジング	FC200	≤235	—	≥200	—	ねずみ鋳鉄 別鑄込み供試材
	FC250	≤250	—	≥250	—	
	FCD350-22	≤160	≥220	≥350	≥22	球状黒鉛鋳鉄 別鑄込み供試材
	FCD450-10	150~220	≥250	≥450	≥10	
	FCD500-7	160~240	≥320	≥500	≥7	
	FCD700-2	190~320	≥420	≥700	≥2	
	ADC12	(54 HRB)	150	310	3.5	Al-Si-Cu 合金
	SUS304	≤200	(205)	(520)	≥40	オーステナイト系ステンレス
	SUS410	≥170	(345)	(540)	≥25	マルテンサイト系ステンレス
	SUS410L	≤200	(195)	(400)	≥20	フェライト系ステンレス

備考 不等号は規格値 () は参考値

表 12.7 軸受用材料の物性値

材料	密度 ρ (g/cm ³)	縦弾性係数 E (GPa)	線膨張係数 ($\times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$)	熱伝導度 (W/m $\cdot$ °C)	比熱 (J/kg $\cdot$ °C)	備考
SUJ2	7.83	208	12.5	46	468	焼入れ焼もどし
SCM415	7.85	208	12.5	42	(470)	焼入れ焼もどし
SCM420	7.85	208	12.5	45	(470)	焼入れ焼もどし

備考 () は参考値

表 12.8 軸受用材料の機械的特性値

材料	硬度 (HV)	降伏点 (MPa)	引張強さ (MPa)	伸び (%)	絞り (%)	シャルピー衝撃値 (J/cm ²)	備考
SUJ2	700~750	(≥1 176)	(≥1 617)	≤0.5	—	(5~8)	焼入れ焼もどし
SCM415	245~340	—	≥830	≥16	≥40	≥69	焼入れ焼もどし
SCM420	275~370	(≥700)	≥930	≥14	≥40	≥59	焼入れ焼もどし

備考 機械的性質はサンプルサイズの影響が大きいのので注意のこと。 () は参考値、— は不明

13. 軸およびハウジングの設計

軸受が正しく選定されても、その軸受が取付けられる軸受周りが正しく設計されていなければ、軸受の機能を十分発揮することはできない。特に針状ころ軸受は他の転がり軸受と比べて軌道輪の肉厚が薄いので、軸およびハウジングの設計には特別な考慮を払わなければならない。

13.1 軸受取付け部の設計

保持器付き針状ころを単体で用いて軸の肩で直接、アキシャル方向に案内する場合（図 13.1 参照）は、保持器の側面が接触する軸の肩の部分は仕上げを良くし、また、かえりがあるてはならない。高速または重荷重で運転される際にはその接触面を焼入れし、研削仕上げする。

止め輪を用いて保持器のアキシャル方向案内を行う際（図 13.1 参照）は、止め輪の切断部が直接保持器に接触しないように保持器と止め輪の間にスラストリングを使用する。このときに用いる止め輪は、NTN 針状ころ軸受用として設計した NTN 軸用止め輪 WR 形をご使用ください（寸法表 B-239 ページ参照）。

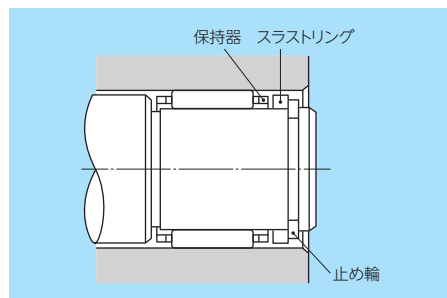


図 13.1 スラストリングによる固定

ラジアル針状ころ軸受はアキシャル方向には自由に動き得るので、軸のアキシャル方向位置決めとしては、片側に玉軸受あるいはスラスト軸受を使用する。しかし、アキシャル荷重が小さく、また、回転速度もあまり高くない場合には（例えば歯車箱のあそび歯車）図 13.2 に示すように軸にスラストリングを取付け、ハウジングの端面との間に滑り軸受を形成して、アキシャル方向の位置決めをする。このような設計では、その案内面に十分潤滑が行われるように注意する。図 13.3 はスラストリングの一例で案内面に油溝を加工したものである。この油溝と平面部の境は面を取り、ばりがあるてはならない。

一般に針状ころ軸受を正しく取付けるためには内輪、外輪とも、それぞれアキシャル方向に位置決めして、運転中にアキシャル方向に移動しないようにする。

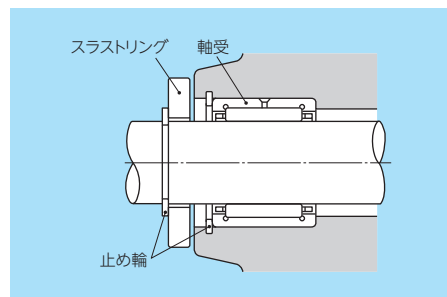


図 13.2 アキシャル方向固定

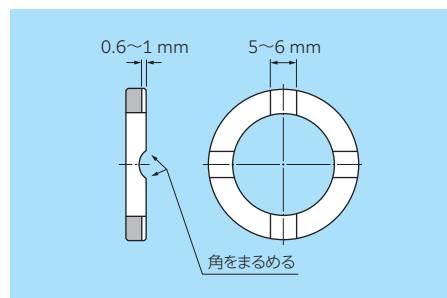


図 13.3 スラストリングの案内面の設計

(1) 内輪

内輪をアキシャル方向に簡単に固定するために NTN 軸用止め輪 WR 形（寸法表 B-239 ページ参照）が使用できる（図 13.4 参照）。その他、図 13.5 および図 13.6 に示すようにエンドプレートあるいは側輪を用いてアキシャル方向に固定することもできる。

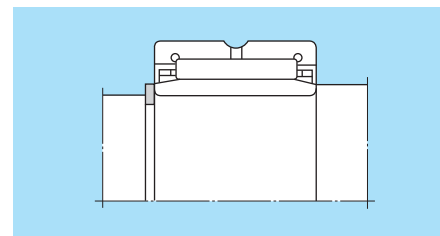


図 13.4 止め輪による内輪固定方法

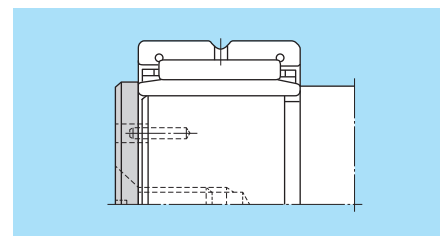


図 13.5 エンドプレートによる内輪固定方法

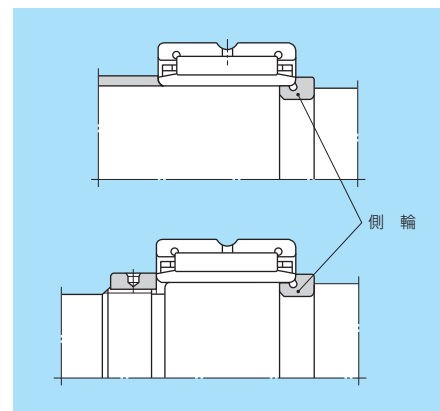


図 13.6 側輪による内輪固定方法

(2) 外輪

外輪をアキシャル方向に固定する例を図 13.7 および図 13.8 に示す。

外輪も NTN ハウジング用止め輪 BR 形（寸法表 B-241 ページ参照）が使用できる。NTN 止め輪は断面高さの小さい針状ころ軸受に適合した寸法を採用している。しかし、断面高さが十分大きい場合は、市販の JIS 規格止め輪を使用することもできる。

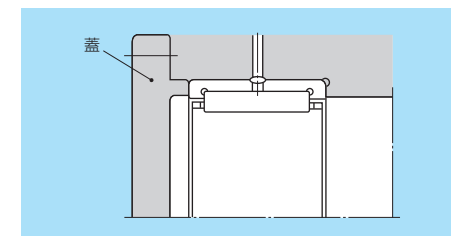


図 13.7 蓋による外輪固定方法

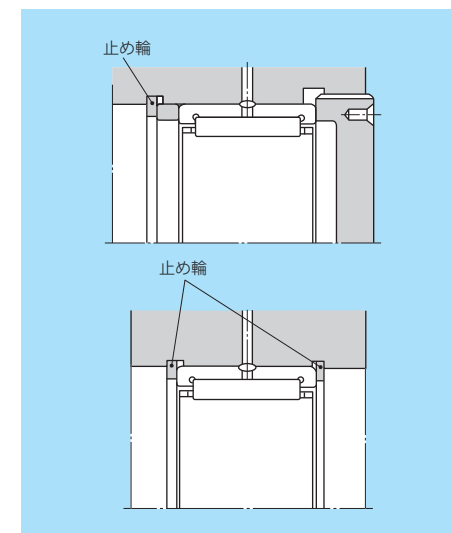


図 13.8 止め輪による外輪固定方法

13.2 軸受の取付関係寸法

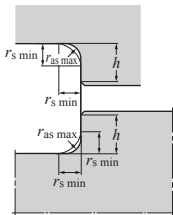
13.2.1 肩の高さと隅の丸み

軸およびハウジングの肩高さ h は、軸受の最大面取寸法 $r_{s \max}$ より大きくして、軸受端面が平坦部で接触するように設計する。隅の丸み $r_{as \max}$ は軸受の最小面取寸法 $r_{s \min}$ より小さくし、干渉しないようにする。一般に表 13.1 に示す軸およびハウジングの隅の丸みの半径と肩の高さを用いる。

軸受を取付けるときに関係のある軸およびハウジングの寸法は、各軸受の寸法表に記載されている。この寸法表に示す肩の直径は肩の面取りを除いた軸受側面と接触する有効な肩の直径を示している。

表 13.1 軸およびハウジングの隅の丸みの半径と肩の高さ

単位 mm		
$r_{s \min}$	$r_{as \max}$	h (最小)
0.15	0.15	0.6
0.2	0.2	0.8
0.3	0.3	1
0.6	0.6	2
1	1	2.5
1.1	1	3.25
1.5	1.5	4
2	2	4.5
2.1	2	5.5
2.5	2	5.5
3	2.5	6.5
4	3	8



13.2.2 間座および研削逃げを用いる場合

応力集中を緩和し軸の強度を増すために、隅の丸み $r_{as \max}$ を軸受面取寸法より大きくする必要がありとき [図 13.9 (a) 参照]、または軸の肩が低く十分な接触面積が得られないとき [図 13.9 (b) 参照] には、軸肩と軸受との間に間座を用いる。

軸またはハウジングとののはめあい面を研削仕上げた場合の寸法を表 13.2 に示す。

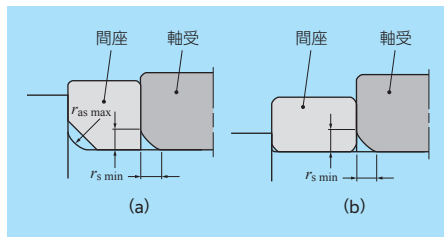
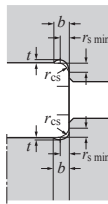


図 13.9 間座を用いる方法

表 13.2 軸およびハウジングの隅部の研削逃げ寸法

単位 mm			
$r_{s \min}$	b	t	r_{cs}
1	2	0.2	1.3
1.1	2.4	0.3	1.5
1.5	3.2	0.4	2
2	4	0.5	2.5
2.1	4	0.5	2.5
3	4.7	0.5	3
4	5.9	0.5	4



13.2.3 スラスト軸受の取付関係寸法

スラスト軸受は負荷と剛性の面で軌道輪の支持面を十分に広くする必要があり、寸法表記載の取付関係寸法をとる (図 13.10 参照)。

そのため、ラジアル軸受より軸受およびハウジングの肩高さは大きくなる (各スラスト軸受の取付関係寸法については寸法表に記載している)。

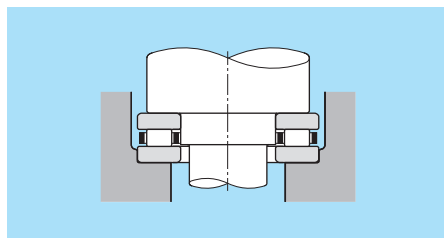


図 13.10

13.3 軸およびハウジングの精度

針状ころ軸受の軌道輪は薄肉になっているので、その軌道面の精度は取付けられる軸およびハウジングのはめあい部の精度が影響する。

通常の使用条件における軸およびハウジングとののはめあい部の寸法精度、形状精度および表面粗さとはめあい面に対する肩の振れ公差を、表 13.3 に示す。

二つ割りハウジングを使用する場合は、合せ面の内径側に逃げを取ることで、ハウジング合せ面を締付けたとき、外輪の変形を小さくさせる方法もある。

表 13.3 軸およびハウジングの精度 (推奨) 単位 μm

特 性	軸	ハウジング
寸法精度	IT6 (IT5)	IT7 (IT6)
真円度 (最大)	IT3	IT4
円筒度		
肩の直角度 (最大)	IT3	IT3
はめあい面の粗さ Ra	0.8	1.6

備考 () 内は精度等級 5 級以上の軸受に適用する。

13.4 軌道面の精度

針状ころ軸受では軸およびハウジングを直接その軌道面として用いることが少なくない。ラジアル内部すきまを規定の許容差内におさめ、高い回転精度を得るためには、軌道面の寸法精度、形状精度および表面粗さは、軸受の軌道面と同等でなければならない。軌道面の精度および表面粗さの仕様を表 13.4 に示す。

表 13.4 軌道面の精度 (推奨) 単位 μm

特 性	軸	ハウジング
寸法精度	IT5 (IT4)	IT6 (IT5)
真円度 (最大)	IT3 (IT2)	IT4 (IT3)
円筒度		
肩の直角度 (最大)	IT3	IT3
表面粗さ Ra	軸径 $\phi 80$ 以下 : 0.2 軸径 $\phi 80$ を超え $\phi 120$ 以下 : 0.3 軸径 $\phi 120$ を超え : 0.4	

備考 () 内は高回転精度の場合に適用する。

13.5 軌道に用いる材料と硬さ

軸またはハウジングの外径面または内径面を軌道面として用いるときは、十分な負荷容量を得るため、表面硬さを 58 ~ 64 HRC にする必要があり、表 13.5 に示す材料などに適切な熱処理をして使用する。

表 13.5 軌道に用いる材料

鋼 種	代表例	規 格
高炭素クロム軸受鋼	SUJ2	JIS G 4805
炭素工具鋼	SK85	JIS G 4401
ニッケルクロムモリブデン鋼	SNCM420	JIS G 4053
クロム鋼	SCr420	JIS G 4053
クロムモリブデン鋼	SCM420	JIS G 4053
ステンレス鋼	SUS440C	JIS G 4303

鋼を浸炭焼入れまたは浸炭浸焼入れにより表面硬化させるとき、JIS では表面から 550 HV までの深さを有効硬化層と定義している。有効硬化層深さのおおよその最小値は、式 (13.1) で求めることができる。

$$Eht_{\min} \geq 0.8D_w(0.1 + 0.002D_w) \cdots (13.1)$$

ここで、

$Eht_{\min}$: 最小有効硬化層深さ mm

D_w : ころの直径 mm

13.6 軸受の許容傾き角

軸のたわみ、軸およびハウジングの加工精度、取付誤差などによって、軸受の内輪と外輪とは多少の傾きを生じることがある。許容傾斜は軸受の形式、荷重、軸受内部すきまなどによって異なるが、寿命低下および保持器の破損の恐れがあるためその目安は一般用途の場合、表 13.6 に示す傾斜度以下で使用する必要がある。

表 13.6

軸受形式	許容傾き角
ラジアルころ軸受	1/2 000
スラストころ軸受	1/10 000

14. 軸受の取扱い

転がり軸受は、精密部品であり、その精密さを保つためには慎重で繊細な取扱いが必要である。取扱いに当たって、特に要求される事項は以下の通りである。

① 軸受およびその周辺を清浄に保つ

ちりやほこりなどの異物は軸受の回転および運転寿命に有害な影響を与える。軸受および近接して取付けられる部品を清浄に保ち、取扱い用具、潤滑剤、洗浄油、作業環境などをきれいにすること。

② 取扱いを丁寧にいう

取扱い中に軸受に衝撃を与えると、軌道面や転動体に傷や圧こん、著しい場合は割れ、欠けが生じ、事故の原因となるため注意が必要である。

③ 適切な取扱い器具を使用する

取付け、取外しの際には有り合せの器具で代用することは避けて、それぞれの軸受形式に適した器具を使用する。特にシェル形針状ころ軸受を取付ける場合には専用の取扱い治工具を使用すること。

④ 軸受のさびに注意する

軸受には防せい油が塗布してあるが、素手で取扱うと手の汗の付着がさびの発生原因となる。手は清潔に保ち、手袋を着用するか素手の場合は鉱油に手に塗布するなどの注意が必要である。

14.1 軸受の保管

軸受は防せい剤を塗布し、包装、梱包して出荷している。軸受を保管する場合は次の事柄に留意する。

1. 室温で相対湿度 60 % 以下の屋内が望ましい。過度な温度の変動や湿度の上昇は結露の発生要因となるため、直射日光が当たる場所や外壁と接する場所は避ける。

2. 床面に直接置かず、20 cm 以上の高さがある台に置く。また、外装箱を重ねて保管する場合、可能な限り 4 段積み以下とする（図 14.1 参照）。

3. 1 個箱で包装された軸受は、必ず寝かせた状態で保管する（図 14.2 参照）。直立させた状態での保管は、自重による軌道輪の変形要因となる。

特に運搬の際は軌道輪と転動体の間でフレッシング等の損傷原因となるため、外装箱に 1 個箱等を詰め込む場合は軸受を寝かせた状態で置き、緩衝材を敷詰めて梱包する（図 14.3 参照）。

なお、製品によっては外装箱に↑を示し、横倒しを禁止する場合がある。この場合は外装箱の表示内容に従ってください（図 14.4 参照）。

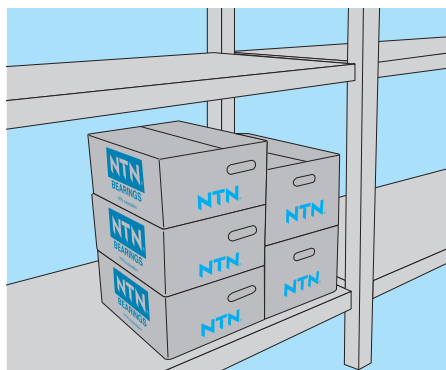


図 14.1 外装箱を棚で保管する場合

14.2 洗浄

異物がついたまま軸受を回転させると、軌道面などに傷をつける恐れがある。そのため、通常、取外した軸受は、軽油または白灯油などにて洗浄する。洗浄用容器は粗洗浄用と仕上洗浄用に分け、粗洗浄で軸受中の油や異物などの付着物を落とし、仕上洗浄に移すことが必要である。なお、洗浄する容器は図 14.5 のような中底に金網を設けたものを用意し、軸受が容器の底のダストに直接触れないようにするのが望ましい。

軸受洗浄後は腐食の危険性を避けるために直ちに防せい措置をすること。

なお、グリースが封入されている軸受（シールド軸受、シール軸受など）は洗浄により内部グリースが流出または劣化する場合があるので洗浄を行ってはならない。

また、洗浄時には法律上の条件（環境保護、保健、労働安全など）や洗浄剤製造業者の仕様書を考慮に入れなければならない。



図 14.2 1 個箱を棚で保管する場合

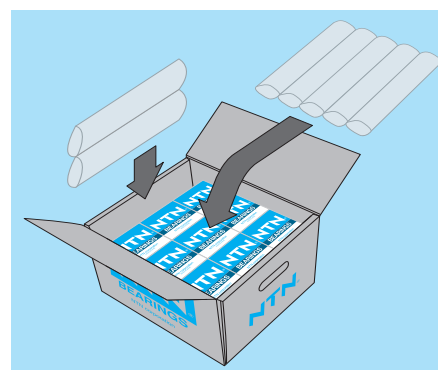


図 14.3 外装箱による運搬、保管の場合

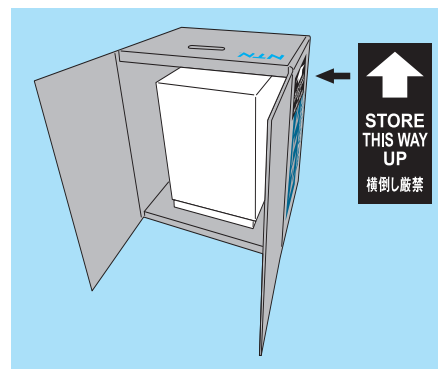


図 14.4 横倒し禁止

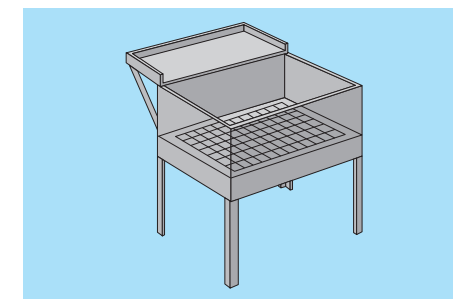


図 14.5 洗浄タンク

14.3 軸受の取付け

軸受の取付け方法は、形式やはめあい条件によって異なるが、一般的な取付けには次の方法がある。ただし、シェル形針状ころ軸受を取付ける場合は、寸法表に記載されている解説の項をご参照ください。

(1) 取付けのための準備

軸受を取付けるためには清浄で乾燥した作業場を用意することが望ましい。

軸受を取付ける軸、ハウジング関連部品および取付け治工具の汚れ、ばり、切り屑などを除去する。さらに、軸受取付け部の寸法精度、形状精度、粗さを検査して、これらが許容公差内にあることを確認する。

軸受は取付ける直前に解包する。一般にグリース潤滑で用いる場合には、防せい剤を洗浄せずそのまま取付けてもよい。しかし、油潤滑で用いるとき、またはグリース潤滑でもグリースが防せい剤と混合することによって潤滑機能を損なう場合には防せい剤を清浄な洗浄油で除去し、油を乾燥または十分にふき取ってから取付けること。

グリースが封入されている軸受（シールド軸受、シール軸受など）は洗浄してはならない。

(2) プレスによる圧入方法

一般には、プレスによる圧入方法が広く用いられ、圧入する軌道輪（内輪または外輪）に図 14.6 のように当て金を介して静かに圧入する。図 14.7 の右側に示す悪い例のように、転動体を介して力を加えてはならない。

外輪を叩いて内輪を軸にはめ込んだり、内輪を叩いて取付ける方法は軌道面と転動体に傷や圧こんが生じるので、絶対に避けること。また、はめあい面に粘度の高い油を塗布すると、はめあい面の摩擦を減少させることができる。

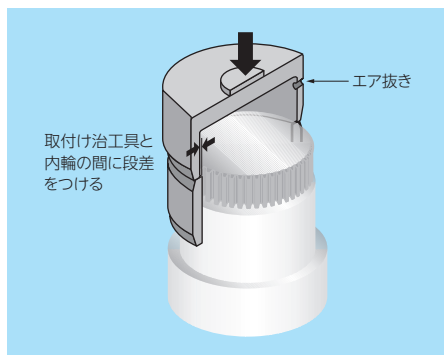


図 14.6 内輪の圧入

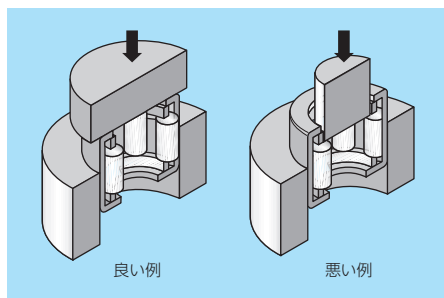


図 14.7 圧入方法

(3) 熱ばめ（焼ばめ）による方法

熱ばめ（焼ばめ）は内輪を清浄な油中などで熱して内径を膨張させ軸に取付ける方法で、この方法も広く用いられる。その際の油は腐食性の少ない純鉱物油などを適用する。この場合、内輪をはめ込んだ後に自然冷却させるが、そのときアキシャル方向にも収縮するので、内輪と軸の肩との間にすきまができないように十分冷えるまで肩に押付ける。図 14.8 に内輪内径の膨張量と加熱温度の関係を示す。しかし、内輪は 120℃ 以上に加熱してはならない。この方法はグリースが封入されている軸受（シールド軸受、シール軸受など）には使用してはならない。

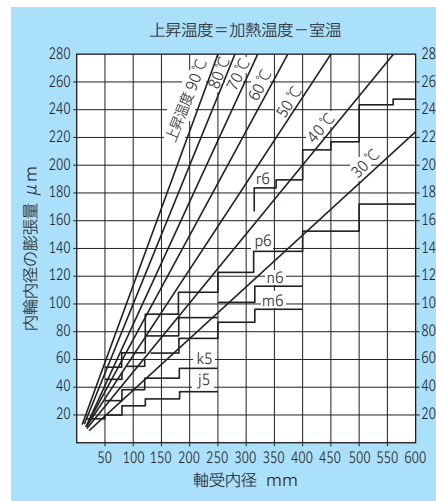


図 14.8 内輪の熱ばめ（焼ばめ）に必要な上昇温度

14.4 回転検査

軸受の取付け後に、正しく軸受が取付けられたことを確認するため回転検査を行う。急激に回転速度を上げると、取付不良がある場合に軸受の損傷を起こしたり、潤滑が正常に行われていない場合に軸受の焼付きを起こしたりすることがあるので避けなければならない。手で軸またはハウジングを回転させ、異常がなければ動力で無負荷、低速回転させ、**回転状態を確認しながら次第に回転速度および負荷を上げていく。**

回転中の騒音、振動および温度上昇を調べ、何らかの異常を認めた場合には、回転を止め機械装置を点検し必要に応じて軸受を取外して調査する。

軸受の回転音は、聴音器をハウジングにあてて音の大きさと音質を調べ、澄んだ音であれば正常である。高い金属音または不規則な音が発生する場合には何らかの異常があることを示す。振動測定器を用いて発生する振動の振幅、周波数特性を定量的に測定することにより異常原因の推定も可能である。

軸受温度は、ハウジングの外周温度から推定するのが一般的であるが、油穴などを利用して直接外輪温度が測定できれば、より正確な判断ができる。

軸受温度は回転時間とともに上昇し、ある一定時間後に定常状態に達する。温度上昇が急激であるとき、温度がいつまでも上昇するとき、または著しく高温となるときは異常な状態であり、点検する必要がある。

点検項目を表 14.1 に示す。

表 14.1

手動運転	トルクのむら トルク過大 ひっかかり 異常音	取付不良 すきま過小、シール摩擦大など 軌道面の圧こん・傷 ごみなどの異物の侵入
	異常音、振動	ごみなどの異物の侵入、 軌道面の圧こん、すきまの過大、 潤滑不良
動力運転	異常温度	潤滑剤の不適、取付不良、 すきまの過小

14.5 軸受の取外し

定期点検または部品取替えのとき、軸受の取外しが行われるが、軸、ハウジングはほとんどの場合再使用され、また、軸受も再使用される場合が少なくない。このため、軸受、軸、ハウジングおよびその他の部品を損傷することなく軸受の取外し作業が行えるような設計構造にするとともに、適切な取外し治具を用意しておく必要がある。軸受の再使用を前提に、しめしろのある軌道輪を取外すためには、引抜き荷重をその軌道輪だけにかけて取外す。転動体を介して軌道輪を引抜いてはいけな

また、**軸受が軸やハウジングから外れた瞬間、軸受や取外しに使用した治具が落下する可能性がある、十分注意する必要がある。**

14.5.1 円筒穴軸受の取外し

小形軸受の取外しには図 14.9 に示すような引抜き治具の使用を推奨する。また、図 14.10 のように適切な取外し治具を使用しプレスによる方法を用いると作業能率がよく、軸受などを損傷することがない。

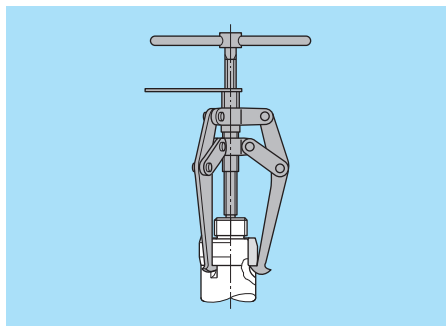


図 14.9 引抜き治具による取外し

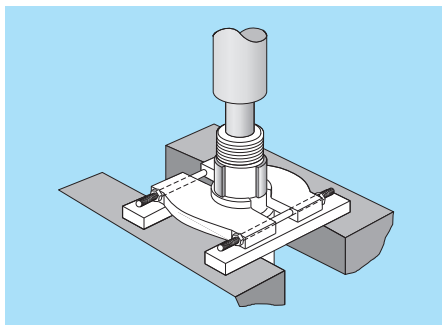


図 14.10 プレスによる取外し

引抜き作業を容易にするため図 14.11 に示すように、引抜き治具のつめのための切欠き溝を軸肩またはハウジング肩に設ける方法や、外輪を押し出すためのボルト用のねじ穴をハウジング肩にあらかじめあけておく方法などがある。

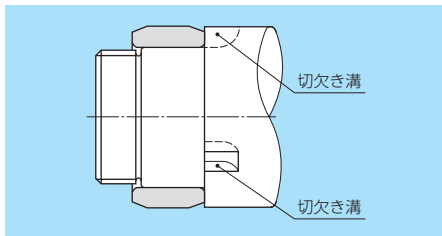


図 14.11 引抜き用切欠き溝(周方向3ヶ所の例)

14.6 軸受の保守・点検

運転中の機械装置の軸受状況を管理することは、軸受の故障などを未然に防ぐ上で重要なことで、次の項目が、軸受の保守管理の一般的な方法としてよく行われている。

① 機械の運転状態での点検

軸受の温度、音、振動の点検と、潤滑剤の性状調査から潤滑剤の補給や交換時期を判断する。

② 使用後の軸受の観察

使用後および定期点検時の軸受に現れた現象をよく観察し、損傷が発見された場合は再発防止策をとるようになる。

装置および機械の重要性に応じて、これらの点検項目や定期点検の期間を決めて実施することが保守管理の面から必要である。

14.6.1 機械の運転状態での点検

14.6.1.1 軸受の温度

一般に軸受の温度は、運転開始後に上昇し、ある時間経過すれば、これよりやや低い温度（通常は室温より 10～40℃程度高い）で定常状態になる。定常状態になるまでの時間は、軸受の大きさ、形式、回転速度、潤滑方法、軸受周りの放熱条件により異なるが、20分位から数時間を要する場合もある。

軸受の温度が定常状態にならず、異常に上昇するときは次のような原因が考えられるので、運転を停止して対策する必要がある。

<異常温度上昇の主要原因>

- ・潤滑剤の過剰の不足または過剰
- ・軸受の取付不良
- ・軸受内部すきまの過小あるいは荷重の過大
- ・密封装置の摩擦過大
- ・潤滑剤の不適合
- ・はめあい面のフリープ

軸受の温度は、その軸受の適性な寿命の保持、潤滑剤の劣化防止などのために、あまり高い状態になることは好ましくなく、一般に 100℃以下で使用することが望ましい。

14.6.1.2 軸受の音

軸受の回転音は、聴音器をハウジングに当てて音の大きさと音質を調べ、澄んだ音であれば正常と考えてよいが、その判断が難しく豊富な経験が必要である。音を文字で表現するのは困難で、個人の感覚差もあるので必ずしも適切とはいえないが、表 14.2 に軸受の典型的な異常音の特徴とその関係要因を示す。

14.6.1.3 潤滑剤の漏れ・異常劣化

以下に、潤滑剤の漏れ・異常劣化の主な原因を示す。使用条件、使用環境に応じ対策をとる必要がある。

- ・潤滑剤が多い
- ・潤滑剤の不適合
- ・取付不良
- ・密封装置の不適合
- ・使用による劣化
- ・使用条件の不適合
- ・異物の侵入

14.6.2 使用後の軸受の観察

使用後および定期点検時の軸受をよく観察し、損傷が発見された場合は適切な再発防止策を検討し実施する。詳細については、転がり軸受総合カタログ「16. 軸受の損傷と対策」項をご参照ください。

表 14.2 軸受の典型的な異常音の特徴とその関係要因

音響	特徴	原因 (推定)
ザー／ジャー／ジー	・回転速度の変化で音質が変わらない。 ・回転速度の変化で音質が変わる。	・異物の侵入 ・軌道面, 玉, ころの表面の荒れ ・軌道面, 玉, ころの表面のきず
シャー (小形軸受)	—	・軌道面, 玉, ころの表面の荒れ
シャ シャ	・断続的で規則的に発生する。	・ラビリンス部などの接触 ・保持器とシールの接触
ウーウー ゴーゴー	・回転速度の変化で大きさ, 高さが変わる。 特定の回転速度で音が大きい。大きくなったり小さくなったりする。サイレン, 笛の音に近いときがある (うなり音)。	・共振, はめあい不良 (軸の形状不良) ・軌道輪の変形 ・軌道面, 玉, ころのびびり (大形軸受の場合は軽度の音であれば正常)
ゴリ ゴリ コリ コリ	・手で回転させたときの感触	・軌道面のきず (規則的) ・玉, ころのきず (不規則) ・ごみ, 軌道輪の変形 (部分的に負のすきま)
ゴロ ゴロ (大形軸受) コロ コロ (小形軸受)	・高速になると連続音	・軌道面, 玉, ころの表面のきず
ウィーン ウィーン／ウー	・電源を切った瞬間に止まる。	・モータの電磁音
チリチリッ (主に小形軸受)	・不規則に発生 ・回転速度の変化では変わらない。	・異物の侵入
チャラチャラ (円すいころ軸受) カラカラ (大形軸受) パタパタ／パタパタ (小形軸受)	・規則的で高速では連続音 ・保持器音で澄んだ音なら正常	・潤滑剤の不適合 (低温時であれば柔らかいグリースを使用) ・保持器ポケットの摩耗, 潤滑不足, 軸受荷重不足による運転
カチ カチ カチンカチン カチャカチャ	・低速で目立つ。 ・高速では連続音	・保持器ポケット内の衝突音, 潤滑不足。 内部すきまを小さくするか予圧すると消える。 ・総ころの場合は, ころ同士の衝突音
カーンカーン カン カン	・金属の大きな衝突音 ・低速の薄肉大形軸受など	・転動体のはじける音 ・軌道輪の変形 ・キーのきしみ
キュルキュル キュ キュ ジャージャー	・主に円筒ころ軸受で回転速度の変化により変わり, 大きいときは金属音に聞こえる。 グリースを補給すると一時的に止まる。	・潤滑剤 (グリース) のちよう度過大 ・ラジアル内部すきま過大 ・潤滑剤不足
キー キー ギー ギー キーンキーン	・金属間のかじり音 ・甲高い音	・ころ軸受のころとつば面のかじり ・内部すきま過小 ・潤滑剤不足
ピチ ピチ	・小形軸受で不規則に発生	・グリース中の気泡の潰れる音
ピンピン ピンピン	・不規則にでるきしみ音	・はめあい部の滑り ・取付け面のきしみ ・キーなどのきしみ
全体的に音圧が大きい		・軌道面, 玉, ころの表面の荒れ ・摩耗による軌道面, 玉, ころの変形 ・摩耗による内部すきま過大

14.7 はめあい面の圧力

はめあい面に生じる圧力および最大応力の計算式を表 14.3 に示す。

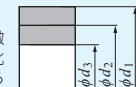
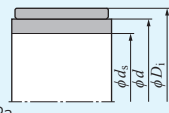
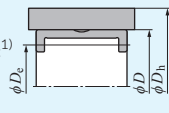
軸受の内輪, 外輪の平均軌道径は, 近似的に表 6.6 (A-47) より求めることができる。

はめあい面圧に実際有効に働くしめしろ, すなわち, 有効しめしろ Δd_{eff} は軸受内径や軸の寸法測定値より計算したしめしろ Δd (理論しめしろ) より小さい。これは主として仕上り面粗さの影響によるもので以下に示す減少量を見込む必要がある。

研削仕上げ: 1.0 ~ 2.5 μm

旋削仕上げ: 5.0 ~ 7.0 μm

表 14.3 はめあい面の圧力および最大応力

はめあい条件		計 算 式	記 号 (単位: MPa, mm)
はめあい面圧	2円筒一般式	$P = \frac{E_1 E_2}{E_2 \left\{ \frac{(d_1^2 + d_2^2)}{(d_1^2 - d_2^2)} + \nu_1 \right\} + E_1 \left\{ \frac{(d_2^2 + d_3^2)}{(d_2^2 - d_3^2)} - \nu_2 \right\}} \cdot \frac{\Delta d_e}{d_2}$	P : はめあい面圧 E_1, E_2 : 外円筒, 内円筒の縦弾性係数 ν_1, ν_2 : 外円筒, 内円筒のポアソン比 Δd_e : 2円筒の有効しめしろ 
	鋼製中実軸と内輪とのはめあい	$P = \frac{E}{2} \frac{\Delta d_{\text{eff}}}{d} \left[1 - \left(\frac{d}{D_i} \right)^2 \right]$	d : 軸径, 内輪内径 d_s : 中空軸内径 D_i : 内輪軌道径 Δd_{eff} : 有効しめしろ E : 縦弾性係数 = 208 000 MPa 
	鋼製中空軸と内輪とのはめあい	$P = \frac{E}{2} \frac{\Delta d_{\text{eff}}}{d} \frac{[1 - (d / D_i)^2] [1 - (d_s / d)^2]}{[1 - (d_s / D_i)^2]}$	
	鋼製ハウジングと外輪とのはめあい	$P = \frac{E}{2} \frac{\Delta D_{\text{eff}}}{D} \frac{[1 - (D_e / D)^2] [1 - (D / D_h)^2]}{[1 - (D_e / D_h)^2]}$	D : ハウジング内径, 軸受外径 D_e : 外輪平均軌道径 ¹⁾ D_h : ハウジング外径 ΔD_{eff} : 有効しめしろ 
最大応力	軸と内輪とのはめあい	$\sigma_{t \max} = P \frac{1 + (d / D_i)^2}{1 - (d / D_i)^2}$	$\sigma_{t \max}$: 最大応力 内輪内径面の円周方向応力が最大
	ハウジングと外輪とのはめあい	$\sigma_{t \max} = P \frac{2}{1 - (D_e / D)^2}$	外輪内径面の円周方向応力が最大

注 1) 外輪平均軌道径は A-47 表 6.6 による。

14.8 圧入および引抜きに要する力

軸に内輪またはハウジングに外輪を圧入したり、あるいは引抜いたりする場合に要する力は、**式 (14.1)**、**式 (14.2)** で求めることができる。なお、式から得られる力は一つの目安であり、実際の取付けおよび取外しにおいては、これよりも大きい荷重が必要となる場合もある。

軸と内輪の場合

$$K_d = \mu \cdot P \cdot \pi \cdot d \cdot B \cdots \cdots (14.1)$$

ハウジングと外輪の場合

$$K_D = \mu \cdot P \cdot \pi \cdot D \cdot B \cdots \cdots (14.2)$$

ここで、

K_d : 内輪の圧入または引抜き力 N

K_D : 外輪の圧入または引抜き力 N

P : はめあい面の面圧 MPa (表 14.3 参照)

d : 軸径, 内輪内径 mm

D : ハウジング内径, 軸受外径 mm

B : 内輪または外輪の幅 mm

μ : 滑り摩擦係数 (表 14.4 参照)

表 14.4 圧入、引抜きの滑り摩擦係数

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
内輪をテーパ軸また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

15. 商品紹介

15.1 HL 軸受について

軸受の剥離寿命の形態は、内部起点型と表面起点型に大別できる。表面起点型は潤滑条件が不十分な領域で起こるとされ、その寿命は弾性流体潤滑理論 (EHL 理論) により求められる油膜パラメータと相関があると広く認められている。

表面起点型剥離の発生を抑えるには、油膜パラメータを増加させることが必要であり、そのため従来から軸受メーカーは潤滑剤の改良や軸受転走面の表面粗さの向上に努めてきた。

近年、機械加工された部品の表面粗さの形態や方向性を変えることによって接触部での油膜形成能力が向上できるという考えが提唱されている。

NTN では、表面起点型剥離対策のため、マイクロ EHL 理論に基づき長寿命 HL (High Lubrication) 加工軸受を開発し、各分野で広く使用されている。

HL の詳細は、専用カタログ「HL 軸受 (CAT. No. 3020/J)」をご参照ください。

15.1.1 HL 軸受の基本的な考え

HL 軸受の基本的な考えを図 15.1 に示す。

H.S.Cheng らの接触部内潤滑流体の流れモデルに立脚し、図中のハッチングした部分は弾性変形による接触部で破線は潤滑流体の流れである。

潤滑流体の流れは (A) よりも (B) の方が抵抗が大きく、このことは接触内部に存在する流体の量が増加することを意味し、その結果転がり接触面の油膜厚さは増すことになる。

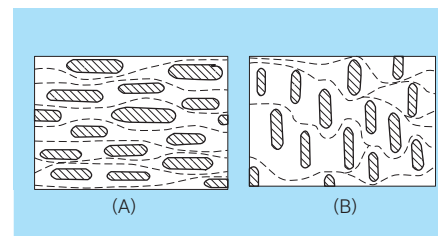


図 15.1 仕上げ面の方向性と潤滑流体流れモデル

15.1.2 HL 表面

図 15.2 に、ころの表面拡大写真を示す。図中の黒い部分が微小凹部であり、大きさ数 10 μm 程度の凹部 (マイクロオイルポット) が無数にランダムになっている。この表面の凹部は、加工条件を変えることにより、任意の大きさ、数を施すことができる。図 15.3 は、HL 表面の母線形状であり、微小凹部の深さはおよそ 1 μm 程度である。

15.1.3 使用用途例

HL 表面処理を施した軸受は、各種の分野で広く使用されている。

例えば、自動車のトランスミッション・油圧機器・各種減速装置等

特殊使用例としては、自動車エンジンのロッカーアーム用軸受の外径面に施し、焼付き防止対策として好評を得ている。

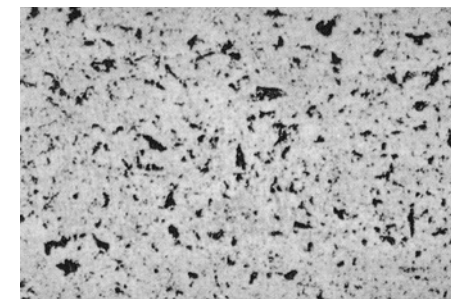


図 15.2 ころ表面拡大写真

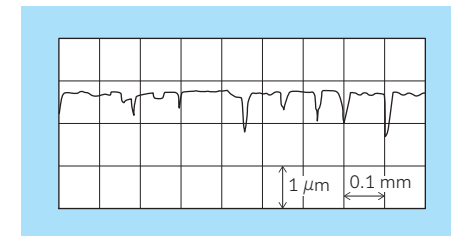


図 15.3 HL 表面母線形状

15.2 ポリループ® ベ어링について

ポリループベ어링とは、熱固化型グリース（潤滑グリースと樹脂が主成分）を潤滑剤として封入した軸受のことをいう。この熱固化型グリース（ポリループと呼ぶ）は、一度加熱し冷却する（熱処理と呼ぶ）とペースト状のグリースが多量の潤滑剤を保持したまま硬化する。

ポリループは熱処理後固形となるため、強い振動や大きな遠心力が軸受に作用する場合でも潤滑剤が漏れにくく、潤滑剤の漏れ防止および長寿命に貢献する。

15.2.1 特徴

(1) 潤滑剤の漏れが少ない

ポリループは熱処理後固形となるため、内部に多量の潤滑剤を保持する。この潤滑剤が、軸受の発熱・遠心力により、転動面に徐々に供給されるため潤滑剤の漏れが少なくなる。このため一般の潤滑グリースに比べ周囲環境への汚染防止となる。

(2) 潤滑特性が良い

強い振動や大きな遠心力が軸受に作用する場合でも潤滑剤が漏れにくく、また、ポリループは固形であるため水分の浸入があっても乳化して流出しにくいので、潤滑特性が一般の潤滑グリースに比べ優れている。

(3) シール効果

ポリループは外部からの侵入物（塵埃、水分など）に対して防壁となるが、**密封装置としては十分でない**ので、特にシール性を要する箇所で使用する場合は接触形ゴムシールの併用を推奨する。

15.3 ポリループ® ニードルベ어링について

15.3.1 種類

ニードルベ어링のポリループには一般用と高速用がある（表 15.1 参照）。なお、軸受の仕様は、空間容積ほぼいっぽいに封入したフルパック仕様となる。

15.3.2 使用上の注意点

- (1) 針状ころ軸受は、対応可能寸法が軸受形式ごとに異なるため、**NTN** にご照会ください。
- (2) 溶剤（アセトン、石油ベンジン、白灯油など）がかかる条件下では使用できない。

15.3.3 用途例

- 印刷機の紙送り部軸受
- フォークリフトのマストローラガイド軸受
- 二輪車スイングアームの支持軸受
- 工作機械の軸受
- プレス機械 ガイド軸受
- 自動織機 リンク部軸受

詳細は、専用カタログ「**ポリループニードルベ어링 (CAT. No. 3605/J)**」をご参照ください。



表 15.1

種類（記号）	一般用ポリループ（LP03）	高速用ポリループ（LP08）
主成分	（樹 脂）超高分子ポリエチレン （潤滑剤）Li-鉱油系グリース	（樹 脂）超高分子ポリエチレン （潤滑剤）ウレアー合成油系グリース
許容温度範囲 （許容温度：軸受外輪）	-20～80℃ 長時間使用 60℃以下 組立てに際し、焼ばめは可能であるが、加熱最高温度を100℃以下、保持時間を2時間以内で実施し、その際に軸受を回転させないようにご注意ください。	-20～100℃ 長時間使用 80℃以下
許容回転速度 F_w ：ころ内接円径（mm） n ：回転速度（min ⁻¹ ）	$F_w \cdot n \text{ 値} \leq 3 \times 10^4$	$F_w \cdot n \text{ 値} \leq 6 \times 10^4$

16. 形式記号および補助記号

表 16.1 形式記号

形式記号	軸受形式	形式記号	軸受形式
811	単式スラスト円筒ころ軸受 寸法系列11	KV・・S	保持器付き針状ころ
812	単式スラスト円筒ころ軸受 寸法系列12	MI	内輪 インチ系列
893	単式スラスト円筒ころ軸受 寸法系列93	MR	ソリッド形針状ころ軸受 内輪なし インチ系列
A	針状ころ 丸面形	NA22	ローラフォロア 内輪付き 寸法系列22
ARA821	複式スラスト円筒ころ軸受	NA48	ソリッド形針状ころ軸受 内輪付き 寸法系列48
ARB821	複式スラスト円筒ころ軸受	NA49	ソリッド形針状ころ軸受 内輪付き 寸法系列49
ARN	複式スラスト円筒ころ軸受付き針状ころ軸受	NA59	ソリッド形針状ころ軸受 内輪付き 寸法系列59
AS11	鋼板製スラストワッシャ 寸法系列11	NA69	ソリッド形針状ころ軸受 内輪付き 寸法系列69
AXA21	複式スラスト針状ころ軸受	NA49・・S	すきま調整形針状ころ軸受 内輪付き
AXB21	複式スラスト針状ころ軸受	NAB2	分離形ローラフォロア 内輪付き 直径系列2
AXK11	スラスト保持器付き針状ころ 寸法系列11	NACV	ローラフォロア 総ころ形 インチ系列
AXN	複式スラスト針状ころ軸受付き針状ころ軸受	NAO	ソリッド形針状ころ軸受 分離形 内輪付き
BF	リニアフラットローラ 金属製平形保持器	NATR	ローラフォロア
BK	クローズエンドシェル形針状ころ軸受	NATV	ローラフォロア 総ころ形
BR	ハウジング用止め輪	NIP	グリースニップル
CR	カムフォロア インチ系列	NK	ソリッド形針状ころ軸受 内輪なし
CRV	カムフォロア 総ころ形 インチ系列	NKIA59	複合形軸受 アンギュラ玉軸受付き針状ころ軸受 寸法系列59
F	針状ころ 平面形	NKX	複合形軸受 スラスト玉軸受付き針状ころ軸受 防塵カバーなし
FF	リニアフラットローラ	NKX・・Z	複合形軸受 スラスト玉軸受付き針状ころ軸受 防塵カバー付き
G	合成ゴムシール 1枚リップ	NKXR	複合形軸受 スラスト円筒ころ軸受付き針状ころ軸受 防塵カバーなし
GD	合成ゴムシール 2枚リップ	NKXR・・Z	複合形軸受 スラスト円筒ころ軸受付き針状ころ軸受 防塵カバー付き
GK	割形保持器付針状ころ	NUKR	カムフォロア 総ころ形
GS811	GS形ハウジング軌道盤 寸法系列11	NUKRT	カムフォロア 総ころ形 タップ穴付き
GS812	GS形ハウジング軌道盤 寸法系列12	NUKRU	カムフォロア 総ころ形 タップ穴付き 軸偏心形
GS893	GS形ハウジング軌道盤 寸法系列93	NUTR2	ローラフォロア 総ころ形 直径系列2
HCK	ユニバーサルジョイント用シェル形針状ころ軸受	NUTR3	ローラフォロア 総ころ形 直径系列3
HK	オープンエンドシェル形針状ころ軸受	NUTW	ローラフォロア 外輪中つば形
HMK	オープンエンドシェル形針状ころ軸受重荷重用	PK	保持器付き針状ころ コネクティングロッド用(大端部)
IR	内輪	RF	リニアフラットローラ ポリアミド樹脂保持器
K	保持器付き針状ころ	RLM	リニアローラベアリング
K811	スラスト保持器付き円筒ころ 寸法系列11	RNA22	ローラフォロア 内輪なし 寸法系列22
K812	スラスト保持器付き円筒ころ 寸法系列12	RNA48	ソリッド形針状ころ軸受 内輪なし 寸法系列48
K893	スラスト保持器付き円筒ころ 寸法系列93	RNA49	ソリッド形針状ころ軸受 内輪なし 寸法系列49
KBK	保持器付き針状ころ 小端用	RNA59	ソリッド形針状ころ軸受 内輪なし 寸法系列59
KD	リニアボールベアリング ストローク形	RNA69	ソリッド形針状ころ軸受 内輪なし 寸法系列69
KH	リニアボールベアリング シェル形	RNA49・・S	すきま調整形針状ころ軸受 内輪なし
KLM	リニアボールベアリング ソリッド形	RNAB2	分離形ローラフォロア 内輪なし 直径系列2
KLM・・S	リニアボールベアリング すきま調整形	RNAO	ソリッド形針状ころ軸受 分離形 内輪なし
KLM・・P	リニアボールベアリング 開放形	WR	軸用止め輪
KMJ・・S	保持器付き針状ころ	WS811	WS形軸軌道盤 寸法系列11
KR	カムフォロア	WS812	WS形軸軌道盤 寸法系列12
KRM	ミニアチュアカムフォロア	WS893	WS形軸軌道盤 寸法系列93
KRMV	ミニアチュアカムフォロア 総ころ形式	ZS	ZS形中央軌道盤
KRT	カムフォロア タップ穴付き		
KRU	カムフォロア 軸偏心形		
KRVT	カムフォロア 総ころ形 タップ穴付き		
KRV	カムフォロア 総ころ形		
KRVU	カムフォロア 総ころ形 軸偏心形		

表 16.2 補助記号例

	記 号	内 容
接頭記号	材料熱処理記号	TS- 寸法安定化処理を施した 高温用軸受 E- 浸炭鋼（はだ焼鋼）を用いた 軸受 8Q- 保持器軟酸化処理 F- ステンレス鋼を用いた軸受 C- 炭素鋼を用いた軸受
	膨張補正	EC- 膨張補正軸受
基 本 番 号		
接尾記号	内部構造記号	ZW A,B,C 複列保持器 内部構造変更
	保持器記号	J 鋼板打抜き保持器 L1 高力黄銅製保持器 T2 ポリアミド樹脂保持器 S 溶接保持器
	シール記号	L,LL 合成ゴムシール付き
	軌道輪形状記号	D 油穴付き D1 油穴、油溝付き H カムフォロア六角穴付き
	ころ記号	T クラウニングおよび特殊熱処理
記号	組合せ記号	D2,Dn 同一軸受を2個以上使用のもの
	すきま記号	C2 普通よりラジアル内部すきま小 C3 普通よりラジアル内部すきま大 C4 C3よりラジアル内部すきま大 NA 非互換性すきま
	精度等級記号	P6 NTN 6 級の軸受 P5 NTN 5 級の軸受 P4 NTN 4 級の軸受
	潤滑記号	/2AS アルバニア グリース S2 /3AS アルバニア グリース S3 /LP03 熱固化型グリース (一般用ポリループ)
	特殊記号	V1~Vn 特殊仕様・要求