総合解説

日本トムソンは、わが国で初めてニードルベアリングの技術開発に着手し、その高い品質と豊富な種類を誇る総合メーカーです。

ニードルベアリングは、従来のボール等に替えて、ニードル（針）状の細いローラを組み込んだ、回転運動用ベアリングです。他の転がり軸受に比べ小形で軽量、それでいて負荷能力が大きいのが特長。機械全体をコンパクトにする省資源型のベアリングとして、自動車・産業機械・OA機器など幅広く使用され、高い信頼を得ています。

ニードルベアリングの特性

軸受は、大きく分けて転がり軸受と滑り軸受に分類でき、転がり軸受は転動体の種類によって玉軸受ところ軸受に分けられます。

IKOニードルベアリングは、針状ころを転動体として組み込んだ断面高さの小さい高精度な転がり軸受で、次のような特長をもっています。

転がり軸受のメリット

転がり軸受は、滑り軸受に比べ次のようなメリットがあります。

❶ 起動摩擦が小さく、動摩擦も小さい

起動摩擦と動摩擦との差が小さく、摩擦係数そのものが小さいので、駆動装置の小形化ができ、機械本体の小形、軽量化が可能で、機械のコスト低減と動力費の節減ができます。

❷ 長期間安定した精度が維持できる

摩耗が少ないので、長期間安定した精度が維持できます。

❸ 機械の信頼性が向上する

転がり疲れに基づく寿命予測ができるので、機械の信頼性が向上します。

❹ 潤滑構造を簡素化できる

多くの場合、グリース潤滑で十分なため潤滑構造を簡素化でき、メンテナンスも簡単です。

ニードルベアリングのメリット

IKOニードルベアリングは、他の転がり軸受に比べ次のような特長をもっています。

❶ 断面高さが小さく、大きな荷重に耐えられる

他の転がり軸受に比べ断面高さが小さく、大きな荷重に耐えられるので機械全体の小形化、軽量化が可能でコスト低減に役立ちます。

❷ 回転トルクが小さく、機械効率が向上する

回転半径が小さいので、同一摩擦の場合、回転トルクは小さく機械効率が向上します。

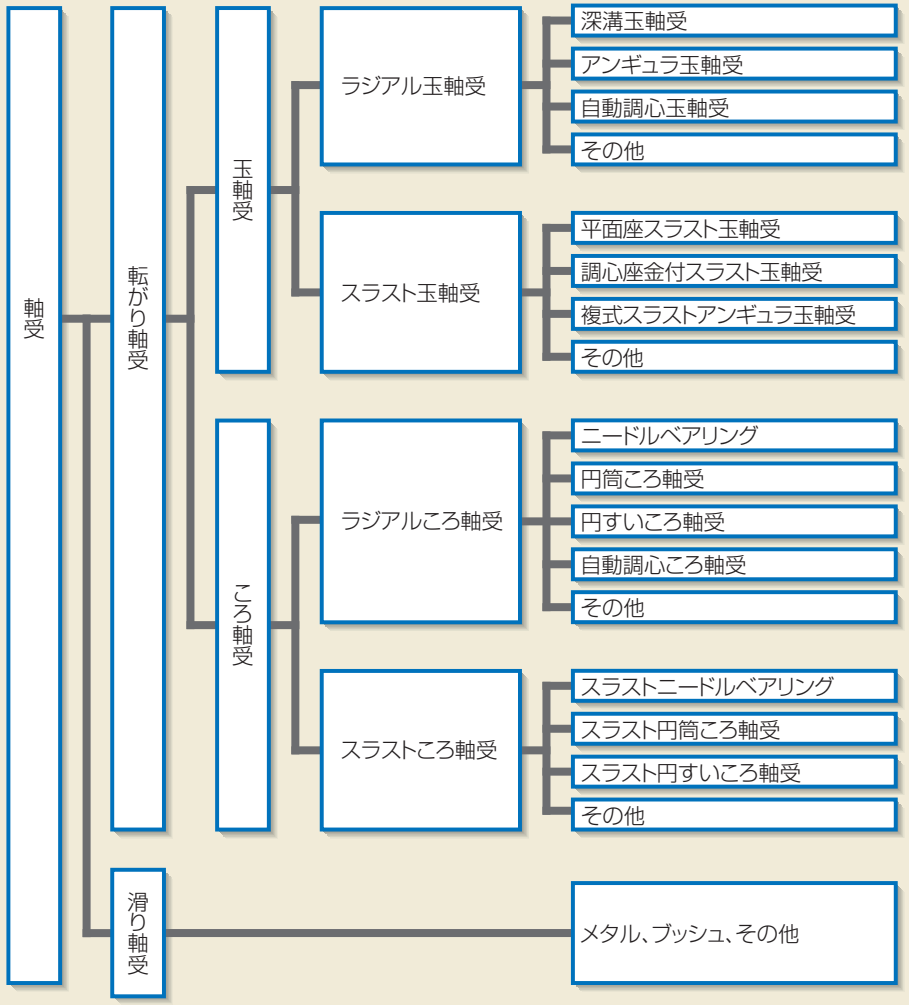
❸ 慣性力を小さくできる

軸受容積と質量が小さいので、軸受が運動する場合、軸受まわりの慣性力を小さくおさえられます。

❹ 揺動運動に最適

転動体の本数が多く、ピッチが小さいので揺動運動に適しています。

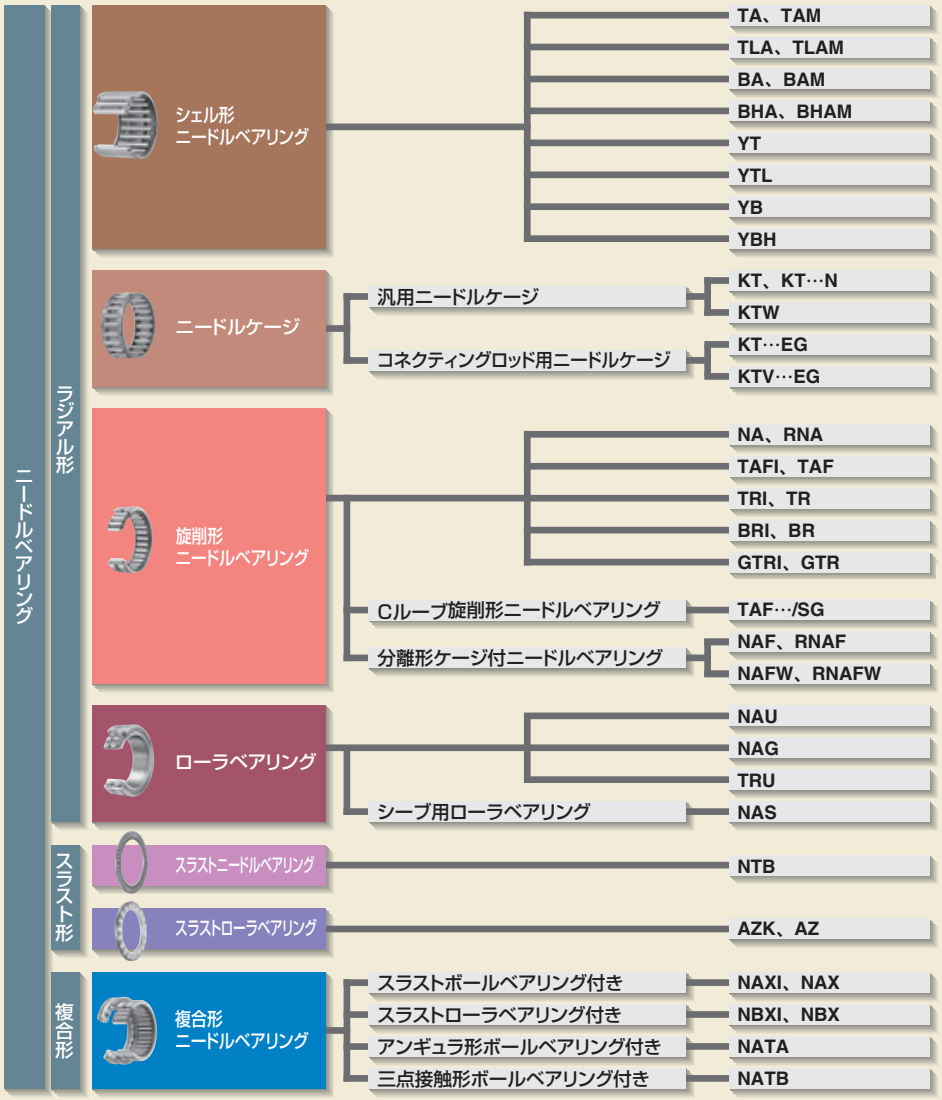
軸受の分類



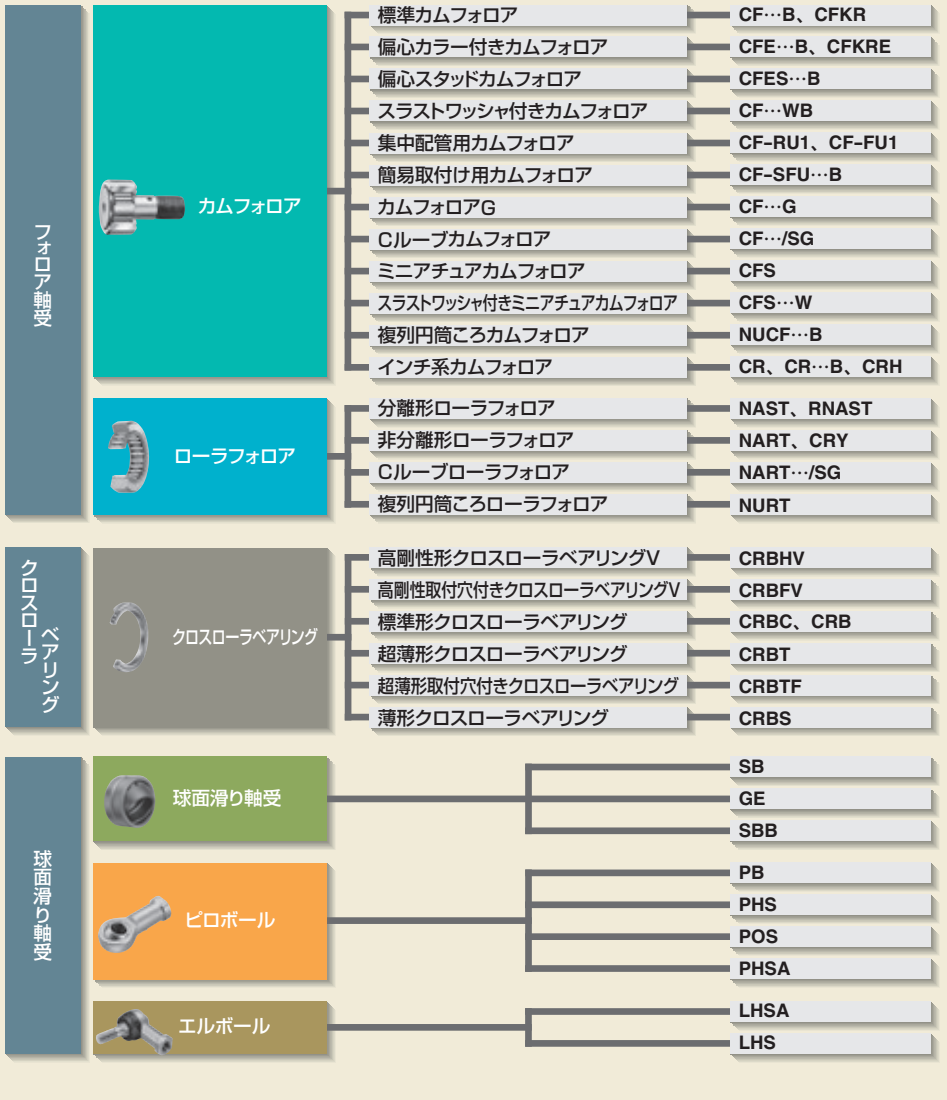
軸受の形式と特長

IKOニードルベアリングは、負荷できる荷重の方向でラジアル軸受とスラスト軸受に大別できます。ラジアル軸受としては、シェル形ニードルベアリング、旋削形ニードルベアリングなどが代表的であり、スラスト軸受には、スラストニードルベアリング及びスラストローラベアリングがあります。
カム機構や直線運動用に使用されるフォロア軸受にはカムフォロアとローラフォロアがあります。

IKO 軸受の形式と分類



クロスローラベアリングは、あらゆる方向の負荷を1個で同時に受けることができる特殊な形状の軸受です。
更に、転がり軸受以外の軸受として、ラジアル荷重やアキシアル荷重を負荷することができる自動調心形の球面滑り軸受やリンク機構部に使用されるピロボールやエルボールなどがあります。



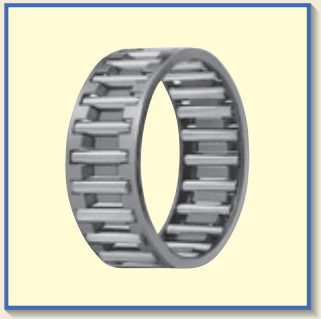
シェル形ニードルベアリング

薄い特殊鋼板を精密絞り加工し、浸炭焼入れしたシェル形外輪を使用しているので、外輪付きのニードルベアリングの中で断面高さが最も小さく軽量な軸受です。

取付けは、ハウジングに対して圧入固定のため、軸方向の固定が不要です。経済性が要求される量産品に最適です。

ラジアル形軸受　68ページ

汎用ニードルケージ

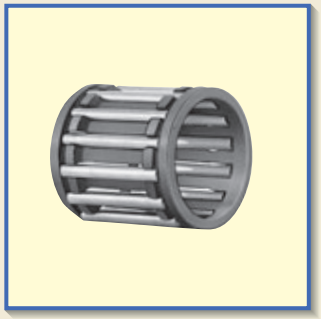


特殊形状をした剛性と精度の高い保持器によって針状ころを正確に案内する、回転性能の優れた軸受です。

直径の相互差の非常に小さい針状ころを組込み、かつ保持しているので、軌道面として熱処理·研削仕上げされた軸とハウジング穴とに組み合わせることにより、小さなスペースで使用できます。

ラジアル形軸受　118ページ

コネクティングロッド用ニードルケージ



高温下で、強い衝撃荷重、高速運動、厳しい潤滑条件など極めて複雑で苛酷な条件で使用されるオートバイ、軽自動車、船外機、スノーモビル、汎用エンジン及び高速コンプレッサなどのコネクティングロッド用のニードルケージです。

優れた剛性と耐摩耗性をもち、かつ、軽量で大きな定格荷重をもった軸受です。

ラジアル形軸受　134ページ

旋削形ニードルベアリング

素材を削り出し、熱処理後研削仕上げした外輪を使用した軸受です。外輪は安定した剛性をもち、軽合金などのハウジングでも容易に使用できます。

豊富な形式があり、重荷重、高速及び低速回転などのいろいろな条件に最適な軸受が選択できるので、汎用的な用途に最も適した軸受です。

ラジアル形軸受　140ページ

分離形ケージ付ニードルベアリング

内輪及び外輪とニードルケージを組み合わせたもので、内外輪は容易に分離できます。構造が簡単なため高精度で、しかもこれらの部品を選択し組み合わせることによって、ラジアルすきまが自由に選定できます。

また、ニードルケージを使用しているので回転性能に優れています。

ラジアル形軸受　218ページ

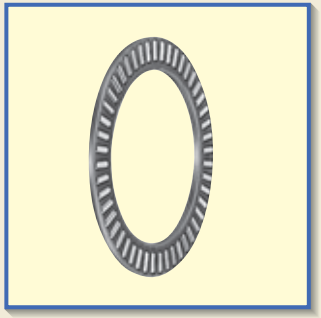
ローラベアリング

円筒ころを複列に組み込んだ定格荷重の大きな非分離形の軸受です。

ラジアル荷重だけでなく、内外輪のつばところの端面とによってアキシアル荷重も負荷できるので、固定側軸受として最適です。

ラジアル形軸受　234ページ

スラストベアリング



精密加工された保持器ところを組み合わせた、アキシアル荷重を受けることのできる軸受です。小さなスペースで使用でき、高剛性で大きな負荷能力をもっています。

針状ころを使用したスラストニードルベアリングと円筒ころを使用したスラストローラベアリングがあります。

スラスト形軸受 256ページ

複合形ニードルベアリング

保持器付ニードルベアリングを用いたラジアル形軸受とスラストボールベアリング又はスラストローラベアリングを用いたスラスト形軸受を組み合わせた軸受です。

ラジアル荷重とアキシアル荷重を同時に負荷することができます。

複合形軸受 272ページ

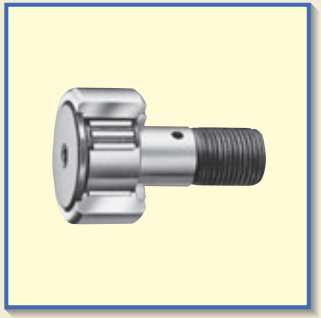
内輪

熱処理後高精度な研削加工を施した針状ころ軸受用の内輪です。

通常、針状ころ軸受は、軸を熱処理·研削仕上げして軌道面として使用しますが、軸の表面を規定の硬さや粗さに加工できない場合に、この内輪を使用します。

部品 282ページ

カムフォロア



厚肉の外輪に針状ころを組み込んだスタッド付きの軸受です。

この軸受は外輪回転用に設計されており、外輪を直接相手カムガイド面と接触させて使用します。

豊富な形式があり、カム機構や直線運動用のフォロア軸受として広く使用されています。

フォロア軸受 314ページ

ローラフォロア

厚肉の外輪に針状ころを組み込んだ軸受です。

この軸受は外輪回転用に設計されており、外輪を直接相手カムガイド面と接触させて使用します。

カム機構や直線運動用のフォロア軸受として使用されています。

フォロア軸受 394ページ

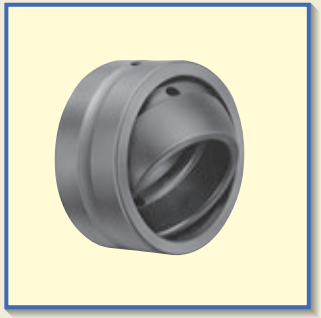
クロスローラベアリング

内輪と外輪の間に円筒ころを交互に直交させて配列した、高剛性でコンパクトな構造の軸受です。ラジアル荷重、アキシアル荷重及びモーメントなどのあらゆる方向の荷重を1個で同時に受けることができます。

コンパクトで高い剛性と回転精度を要求する産業用ロボット、工作機械及び医療機器などの旋回部に広く使用されています。

クロスローラベアリング 420ページ

球面滑り軸受



内外輪を球面接触させた自動調心形の滑り軸受です。大きなラジアル荷重と両方向のアキシアル荷重を同時に負荷することができます。

交番荷重や衝撃荷重のかかる用途に適した負荷容量の大きな給油式球面滑り軸受と、メンテナンスフリーの無給油式球面滑り軸受があります。

球面滑り軸受 448ページ

ピロボール

小さな容積で大きなラジアル荷重と両方向のアキシアル荷重を、同時に負荷できる自動調心形の球面滑り軸受です。

ピロボールロッドエンドは本体にめねじ又はおねじが加工されているので、取付けが容易です。

工作機械、繊維機械及び包装機械などの制御機構やリンク機構に使用されています。

球面滑り軸受 476ページ

エルボール

特殊亜鉛ダイカスト合金の本体と、それに交差した軸心をもつボールスタッドとを一体化した自動調心形の球面滑り軸受です。

滑り面の一定したすきまにより、低トルクで回転運動と傾斜運動を行うことができ、円滑な力の伝達ができます。

自動車、建設機械、農業用機械及び包装機械などのリンク機構に使用されています。

球面滑り軸受 490ページ

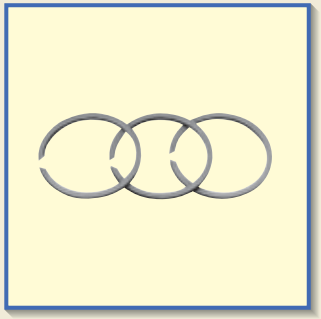
ニードルベアリング用シール

鋼製リングと特殊合成ゴムからなる断面高さの小さなシールです。

ニードルベアリングの断面高さに合わせて製作されており、軸受の側面に直接組み込むことによって、グリースの漏れと異物の侵入を防ぐ効果があります。

部品 506ページ

ニードルベアリング用サークリップ

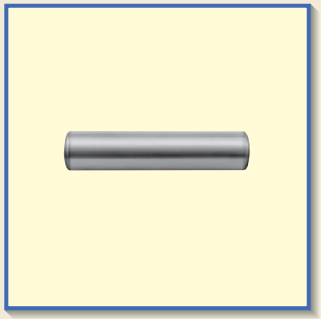


一般のサークリップでは使用不可能な場合が多いニードルベアリング用に特に設計したもので、断面高さが小さく、剛性の高いサークリップです。

軸用と穴用があり、軸受が軸方向に移動しないように位置決めするために使用します。

部品 522ページ

ニードルローラ

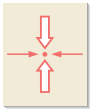
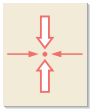


剛性と精度の高いニードルベアリング用のローラです。

軸受の転動体として、また、ピンやシャフトとしても広く使用されています。

部品 528ページ

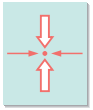
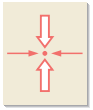
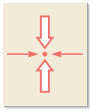
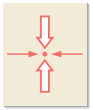
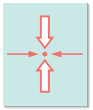
IKO 軸受の特長

軸受の名称		外観	運動の方向	負荷方向と負荷能力	許容回転数	摩擦	断面高さ	参照ページ
シェル形ニードルベアリング	保持器付き				◎	◎	◎	68～
	総ころ				△	△	◎	
ニードルケージ	汎用				◎	◎	◎	118～
	コネクティングロッド用				◎	◎	◎	134～
旋削形ニードルベアリング	保持器付き				○	◎	○	140～
	総ころ				△	△	○	
分離形ケージ付ニードルベアリング	保持器付き				◎	◎	○	218～
ローラベアリング	保持器付き				○	○	○	234～
	総ころ				△	△	○	
	シーブ用				△	△	△	

記号の説明　回転　傾斜　ラジアル荷重　アキシアル荷重　軽荷重　中荷重　重荷重　◎ 特に優れている　○ 優れている　△ 普通

軸受の名称		外観	運動の方向	負荷方向と負荷能力	許容回転数	摩擦	断面高さ	参照ページ
スラストベアリング	針状ころ				○	○	◎	256～
	円筒ころ				○	○	○	
複合形ニードルベアリング	スラストボールベアリング付き				○	○	△	272～
	スラストローラベアリング付き				○	○	△	
	アンギュラ形ボールベアリング付き				○	○	○	
	三点接触形ボールベアリング付き				○	○	○	
カムフォロア	保持器付き				○	○	△	314～
	総ころ				△	△	△	
ローラフォロア	分離形保持器付き				○	○	△	394～
	非分離形保持器付き				○	○	△	
	非分離形総ころ				△	△	△	

IKO軸受の特長

軸受の名称		外観	運動の方向	負荷方向と負荷能力	許容回転数	摩擦	断面高さ	参照ページ
クロスローラベアリング	保持器付きセパレータ付き				△	○	○	420 ～
	総ころ				△	△	○	
	超薄形薄形				△	○	◎	
球面滑り軸受	給油式				△	△	△	448 ～
	無給油式				△	△	△	
ピロボール	インサート形給油式				△	△	△	476 ～
	ダイカスト形給油式				△	△	△	
	無給油式				△	△	△	
エルボール	給油式				△	△	△	490 ～

記号の説明　回転　傾斜　ラジアル荷重　アキシアル荷重　軽荷重　中荷重　重荷重　◎ 特に優れている　○ 優れている　△ 普通

軸受選定の概要

IKO軸受の形式、寸法には多くの種類があり、使用する機械・装置が要求する種々の条件を検討し、最適な軸受を選定する必要があります。

軸受の選定には、定まった手順や規則はありませんが、一般的な手順を下図に示します。

軸受選定手順の一例

1 使用条件の確認
- ●使用機械、使用箇所を確認します。
- ●軸受への要求条件、性能、特殊環境などを確認します。

2 軸受形式の選定
- ●荷重の方向・大きさ、剛性、摩擦、許容回転数及び軸受スペースなどを考慮して、使用条件に適切な軸受の形式を選定します。

8ページ参照

3 軸受寸法の選定
- ●軸受荷重、軸受寿命、静的安全係数などを計算し、軸受寸法を選定します。

20ページ参照

4 精度等級の選定
- ●機械、装置の要求する精度により選定します。

33ページ参照

5 ラジアルすきまとはめあいの選定
- ●はめあい、温度、回転速度、内輪・外輪の傾きなどを考慮してラジアルすきまを選定します。

41ページ参照

6 軸受寸法、精度、ラジアルすきま及びはめあいの決定

7 潤滑、防じん方法の選定
- ●油潤滑かグリース潤滑かを選定します。
- ●潤滑剤を選定し、油潤滑の場合はその給油方法を選定します。
- ●潤滑剤に応じて密封方法を選定します。

53ページ参照

8 周辺部分の設計
- ●取付け、取外しの方法及び取付関係寸法を基に設計します。

61ページ参照

9 軸受及び周辺部分の最終仕様決定

基本動定格荷重と寿命

寿命

転がり軸受は、使用中にいろいろな原因によって、いつかは破損します。取付けの不具合、潤滑油の不足、ちりやほこりの侵入など使用上の不備に起因する摩耗、焼付き、割れなどの損傷は、原因を除けば避けられます。しかし、正常な使用状態でも疲労はくりによって、いずれは破損します。つまり軸受が負荷を受けて回転すると、軌道輪や転動体には常に一定の応力が繰返し加わります。その応力が表面の浅い部分に集中されるため、疲れ現象は表層部に限定されて表面の一部にうろこ状の破損形態を生じます。これをフレーキング（はくり）と呼び、使用に耐えなくなります。

軸受の寿命

転がり軸受の寿命は、軌道輪か転動体のいずれかの表面に、疲労による最初のフレーキング形跡が現れるまでの総回転数（又は一定回転速度での総回転時間）と定義されています。しかし、寸法、構造、材料、熱処理がまったく同一条件下にある軸受を運転しても、寿命は一定せずばらつきを生じます（図１参照）。これは材料の疲労限度そのものにばらつきがあるためです。

したがって、軸受寿命の基準としてすべての軸受の平均寿命をとることは、実際の軸受の選定上適切とはいえず、使用軸受の大部分が保証される寿命を考える方が実用的です。このため、次のように定義された基本定格寿命を使用します。

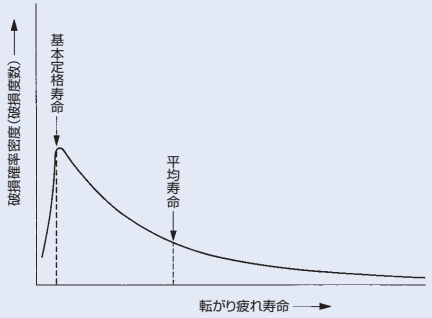


図1　転がり疲れ寿命のばらつき

基本定格寿命

基本定格寿命とは、一群の同じ軸受を同じ条件で個々に運転したとき、そのうちの 90% の軸受が転がり疲れによる材料の損傷を起こさずに回転できる総回転数と定義されています。

一定回転速度で回転する場合には、基本定格寿命を総回転時間で表すこともできます。

基本動定格荷重

基本動定格荷重とは、軸受の基本定格寿命が 100 万回転になるような、一定の静ラジアル荷重（ラジアル軸受）又は静中心アキシアル荷重（スラスト軸受）をいいます。

寿命計算式

転がり軸受の基本定格寿命、基本動定格荷重、動等価荷重（軸受荷重）との間には、次の関係があります。

$$L_{10}=\left(\frac{C}{P}\right)^{p} \quad \cdots\cdots(1)$$

ここに　L_{10} ：基本定格寿命　10^6rev.
　　C ：基本動定格荷重　N
　　P ：動等価荷重　N
　　p ：指数　ころ軸受10/3　玉軸受 3

したがって、毎分回転数が与えられれば、基本定格寿命は次の式で総回転時間として表すことができます。

$$L_h=\frac{10^6 L_{10}}{60n}=500 f_h^{\,p} \quad \cdots\cdots(2)$$

$$f_h=f_n\frac{C}{P} \quad \cdots\cdots(3)$$

$$f_n=\left(\frac{33.3}{n}\right)^{1/p} \quad \cdots\cdots(4)$$

ここに　L_h ：時間で表した基本定格寿命　h
　　n ：毎分回転数　min^{-1}
　　f_h ：寿命係数
　　f_n ：速度係数

なお、f_h 及び f_n は図２の寿命算出用スケールより求め、寿命を算出することもできます。

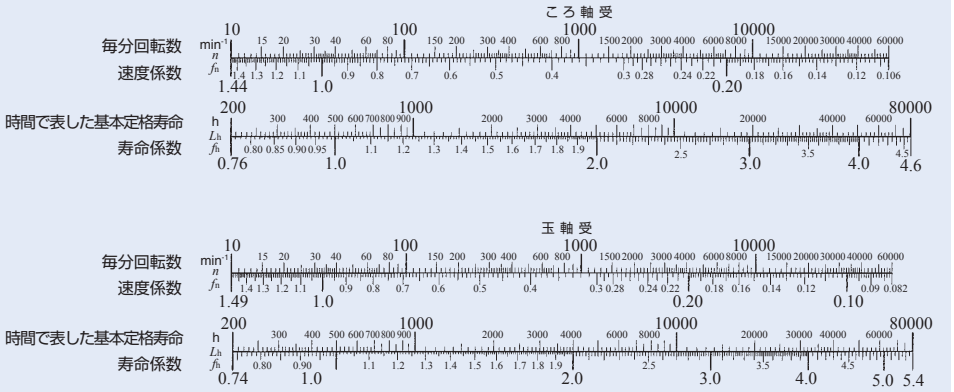


図２　寿命算出用スケール

使用機械と軸受の寿命係数

軸受は、使用機械や使用条件によって必要寿命時間を設定する必要があります。

表１に各種機械の軸受を選定するときの寿命係数の参考値を示します。

表1　使用機械と寿命係数 f_h

条件	使用機械と寿命係数 f_h				
	～3	2～4	3～5	4～7	6～
ときどき又は短時間使用する	・電動工具	・農業機械			
常時使用しないが、確実な運転が要求される		・建設機械	・コンベア ・エレベータ		
不連続であるが、比較的長時間運転する	・圧延機ロールネック	・小形電動機 ・デッキクレーン ・一般荷役クレーン ・乗用車	・工場電動機 ・工作機械 ・一般歯車装置 ・印刷機	・クレーンシーブ ・コンプレッサ ・重要な歯車装置	
1日8時間以上常時運転するか、連続で長時間運転する		・エスカレータ	・遠心分離機 ・送風機 ・木工機械 ・プラスチック押出機		・製紙機械
24時間連続運転で、事故による停止が許されない					・水道設備 ・発電所設備

揺動運動する軸受の寿命

揺動運動する軸受の寿命は、式 (5) によって求めることができます。

$$L_{OC} = \frac{90}{\theta}\left(\frac{C}{P}\right)^{p} \cdots\cdots (5)$$

ここに　L_{OC} ：揺動運動する軸受の揺動回数で表した定格寿命　10^6cycle
2θ ：揺動角　度（図3参照）
P ：動等価荷重　N

したがって、毎分の揺動回数 $n_1$min^{-1} が与えられると、20 ページの式 (2) の n のかわりに n_1 を代入することにより、総揺動時間としての基本定格寿命を求めることができます。

なお、2θ が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、フレッチングを生じることがありますので、IKO にお問い合わせください。

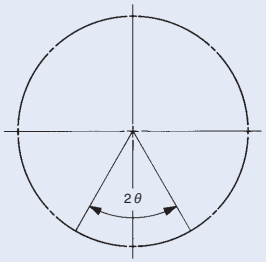


図 3　揺動運動

補正定格寿命

軸受を通常の用途に使用する場合、前述の式 (1)、(2) によって基本定格寿命を算出することができます。

この基本定格寿命は、信頼度が 90% で、一般に用いられている転がり軸受用材料及び通常の製品品質で製作し、通常の運転条件で運転したものに適用されます。

しかしながら、用途によっては高い信頼度、特別の軸受特性及び特殊な使用条件に対する寿命を求める必要が生じます。このような特別な場合の補正定格寿命は、それぞれの補正係数 a_1、a_2、a_3 を使って、次の式から求められます。

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 L_{10} \cdots\cdots (6)$$

ここに　L_{na}：補正定格寿命　10^6rev.
a_1 ：信頼度係数
a_2 ：軸受特性係数
a_3 ：使用条件係数

信頼度係数　a_1

転がり軸受の信頼度とは、一群の同じ軸受を同じ条件で運転したときに、寿命が特定の値以上になる軸受の個数の全体の個数に対する割合、また個々の軸受については、その軸受の寿命が特定の値以上になる確率をいいます。

信頼度 (100-n)% の補正定格寿命は式 (6) によって求められます。信頼度係数 a_1 の値は、表 2 によります。

表2 信頼度係数 a_1

信頼度　%	L_n	a_1
90	L_{10}	1
95	L_5	0.62
96	L_4	0.53
97	L_3	0.44
98	L_2	0.33
99	L_1	0.21

軸受特性係数　a_2

軸受の寿命は、材料の品質、軸受の製造技術及び内部設計によって増減が生じます。このような特別の寿命性能については、軸受特性係数 a_2 で補正します。

IKO 軸受は、軸受材料の高品質化及び製造技術の進歩により、軸受寿命が延びたことを考慮した基本動定格荷重を寸法表に記載していますので、通常の場合は、$a_2 = 1$ として式 (6) で計算します。

使用条件係数　a_3

軸受の使用条件、特に潤滑の寿命に対する影響を補正するための係数です。

軸受の寿命は、繰返し応力のかかる表面下の疲れ現象であるといえます。したがって、転動体と軌道面とは油膜で完全にへだてられ表面損傷が無視できる良好な潤滑条件の場合、$a_3 = 1$ とします。潤滑条件が良好でない場合、例えば、潤滑油の粘度が低い場合や転動体の周速が特に遅い場合などには、$a_3 < 1$ となります。

また、潤滑が特に良好な場合には $a_3 > 1$ の値をとることができます。潤滑条件が良好でなく $a_3 < 1$ の場合には、一般に軸受特性係数 a_2 は 1 を超える値はとれません。

なお、基本動定格荷重による軸受の選定については、それぞれの用途にふさわしい信頼度係数 a_1 を必要に応じて考慮し、従来からの同種機械での潤滑条件、温度条件、取付状態などを基準にして、機種別に、経験的に決められた (C/P) 又は f_h の値から行うことを推奨します。

制限条件

この寿命計算式が適用されるのは、軸受の取付け、潤滑が正常であり、軸受内への異物の侵入がなく、極端な使用条件でない場合に限られます。

これらの条件が満足されない場合には、寿命が低下することがあります。例えば、軸受の取付誤差、ハウジングや軸の過度の変形、高速回転時に転動体に働く遠心力、過大な予圧、ラジアル軸受の特に大きいラジアルすきまなどの影響は別に考慮しなければなりません。

また、動等価荷重が基本動定格荷重の 1／2 を超える場合にも、寿命計算式はそのままでは適用できないことがあります。

温度、硬さによる基本動定格荷重の補正

温度係数

軸受の使用温度は、その材質、構造により個々に決めていますが、特殊な耐熱処理を施すことにより 150℃を超えて使用することも可能です。軸受温度が 150℃を超えると、許容接触応力が漸減するため、基本動定格荷重は低下し、次の式で求められます。

$$C_t = f_t C \cdots\cdots (7)$$

ここに　C_t ：温度上昇を考慮に入れた基本動定格荷重　N
f_t ：温度係数（図4参照）
C ：基本動定格荷重　N

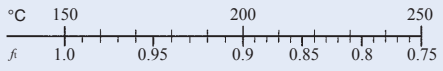


図 4　温度係数

また、120℃以上の高温で使用する場合、寸法の変化量が大きくなるため特殊な熱処理を施すことが必要です。ご要望の際は、IKO にお問い合わせください。

硬さ係数

軸受内輪又は外輪のかわりに、軸又はハウジングを軌道面として使用する場合には、軌道面として使用する部分の表面硬さは 58 ～ 64HRC が必要です。58HRCより低い場合、基本動定格荷重は低下し、次の式から求められます。

$$C_H = f_H C \cdots\cdots (8)$$

ここに C_H：硬さを考慮に入れた基本動定格荷重　N
f_H ：硬さ係数（図5参照）
C ：基本動定格荷重　N

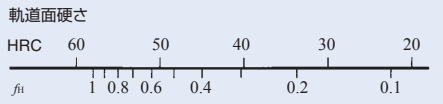


図 5　硬さ係数

基本静定格荷重と静的安全係数

基本静定格荷重

軸受が静止時に、ある接触応力を超える大きな荷重を負荷したり、比較的低速回転のときに、ある接触応力を超えるような激しい衝撃荷重を負荷すると、軌道輪や転動体に局部的な永久変形が生じて騒音や振動の原因となり、回転性能が低下します。この永久変形をある限度内にとどめ、回転に支障を与えないよう、静止時に負荷できる最大荷重の目安として基本静定格荷重を定めています。

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の接触部中央において、表3に示す接触応力になるような静荷重をいいます。ラジアル軸受では、方向と大きさが一定のラジアル荷重をとり、スラスト軸受では、中心軸に一致した方向で大きさが一定のアキシアル荷重をとります。

表3

軸受の種類	接触応力 MPa
ころ軸受	4 000
自動調心玉軸受	4 600
その他の玉軸受	4 200

静的安全係数

一般には、基本静定格荷重を静等価荷重の許容限度と考えていますが、通常、軸受の使用条件や軸受に要求される条件によってその限度を決めます。この場合の静的安全係数 f_s は次の式で求められ、一般的な値は表4に示すとおりです。

$$f_s = \frac{C_0}{P_0} \quad \cdots\cdots (9)$$

ここに　C_0：基本静定格荷重　N

P_0：静等価荷重　N

表4　静的安全係数

軸受の使用条件	f_s
高い回転精度を必要とする場合	≧3
普通の運転条件の場合	≧1.5
普通の運転条件で、円滑な運転を強く要求しない場合 ほとんど回転しない場合	≧1

ただし、シェル形ニードルベアリングは薄肉鋼板を精密絞り加工し、浸炭焼入れした外輪を使用していますので3以上の静的安全係数をとる必要があります。

軸受荷重の算定

軸受に作用する荷重には、軸受が支える物体の質量、回転体の自重、機械の運転で生じる荷重、ベルトや歯車など動力伝達時の荷重などがあります。これらの荷重は、中心軸に直角にかかるラジアル荷重及び中心軸に平行にかかるアキシアル荷重に分けられ、単独あるいは複合で作用します。しかも機械の使用箇所によっては振動や衝撃の大きさに差異があって、理論的な計算荷重は必ずしも正確を期しがたいので、通常これに経験上得た種々の係数を乗じて、実際の軸受にかかる荷重を求めます。

軸受への荷重配分

軸受のラジアル方向に静荷重が作用するときの計算例を表5に示します。

荷重係数

ラジアル荷重やアキシアル荷重を計算によって求めることができても、機械の振動や衝撃などによって、実際に軸受にかかる荷重は、計算荷重より大きくなることが多いため、荷重係数を乗じて次の式から求められます。

$$F = f_w F_c \quad \cdots\cdots (10)$$

ここに　F：軸受にかかる荷重　N

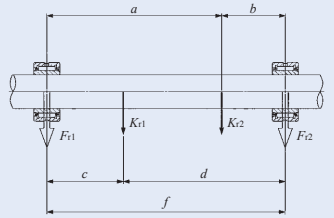
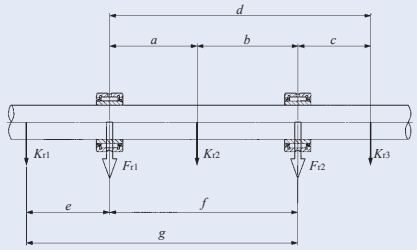
f_w：荷重係数（表6参照）

F_c：理論的な計算荷重　N

表6　荷重係数

荷重の程度	例	f_w
衝撃のない円滑な運転の場合	電動機、空調機、計測器、工作機械	1　～1.2
普通の運転の場合	減速機、車両、繊維機械、製紙機械	1.2～1.5
振動・衝撃荷重を伴う運転の場合	圧延機、クラッシャ、建設機械	1.5～3

表5　荷重配分の計算例

例	計算荷重
	$F_{r1} = \frac{dK_{r1} + bK_{r2}}{f}$ $F_{r2} = \frac{cK_{r1} + aK_{r2}}{f}$
	$F_{r1} = \frac{gK_{r1} + bK_{r2} - cK_{r3}}{f}$ $F_{r2} = \frac{aK_{r2} + dK_{r3} - eK_{r1}}{f}$

ベルト又はチェーン伝動のときの荷重

ベルト又はチェーンにより動力を伝達する場合、プーリ又はスプロケットホイールに働く力は、次の式から求められます。

$$T=9550000\frac{H}{n} \quad \cdots\cdots(11)$$

$$K_t=\frac{T}{R} \quad \cdots\cdots(12)$$

ここに T ：プーリ又はスプロケットホイールに働くトルク　N・mm
K_t ：ベルト又はチェーンの有効伝動力　N
H ：伝動動力　kW
n ：毎分回転数　min^{-1}
R ：プーリ又はスプロケットホイールの有効半径　mm

ベルト伝動の場合、プーリ軸にかかる荷重 K_r は、ベルトの有効伝動力 K_t に表 7 に示すベルト係数 f_b を乗じ、次の式から求められます。

$$K_r=f_bK_t \quad \cdots\cdots(13)$$

表7　ベルト係数

ベルトの種類	f_b
Vベルト	2　～2.5
タイミングベルト	1.3～2
平ベルト（テンションプーリ付き）	2.5～3
平ベルト	4　～5

チェーン伝動の場合は f_b に相当するチェーン係数として 1.2 ～ 1.5 の値をとり、ベルト伝動の場合と同様、式 (13) からスプロケットホイール軸にかかる荷重を求めます。

歯車伝動のときの荷重

歯車によって動力を伝達する場合、歯車に働く力はその種類によって異なります。平歯車の場合はラジアル荷重のみですが、はすば歯車、かさ歯車、ウォーム歯車の場合は、ラジアル荷重の他にアキシアル荷重も生じます。最も簡単な平歯車の場合を例にとれば、次の式から求められます。

$$T=9550000\frac{H}{n} \quad \cdots\cdots(14)$$

$$K_t=\frac{T}{R} \quad \cdots\cdots(15)$$

$$K_s=K_t\tan\theta \quad \cdots\cdots(16)$$

$$K_c=\sqrt{K_t^2+K_s^2}=K_t\sec\theta \quad \cdots\cdots(17)$$

ここに T ：歯車に働くトルク　N・mm
K_t ：歯車の接線方向の力　N
K_s ：歯車の半径方向の力　N
K_c ：歯車に直角に働く合成力　N
H ：伝動動力　kW
n ：毎分回転数　min^{-1}
R ：駆動歯車のピッチ円半径　mm
θ ：歯車の圧力角　度

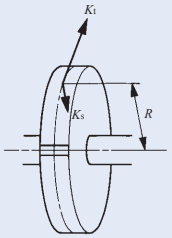


図 6

この場合、歯車に直角に働く合成力は軸直角荷重として働きますが、歯車の精度、仕上げの良否によって振動、衝撃の程度が異なります。よって軸にかかる荷重 K_r は、歯車に直角に働く合成力 K_c に表 8 の歯車係数 f_z を乗じ、次の式から求められます。

$$K_r=f_zK_c \quad \cdots\cdots(18)$$

表8　歯車係数

歯車の種類	f_z
精密歯車 （ピッチ誤差、形状誤差とも 0.02mm 以下）	1.05～1.1
普通機械加工歯車 （ピッチ誤差、形状誤差とも 0.02 ～ 0.1mm）	1.1　～1.3

変動する荷重に対する平均荷重

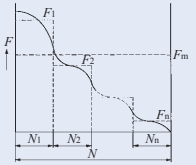
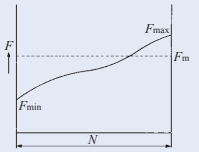
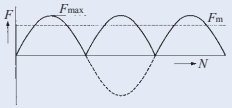
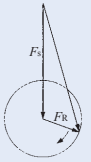
軸受にかかる荷重が変動する場合、軸受に同じ寿命を与えるように換算された平均荷重 F_m を用いて軸受寿命を計算します。平均荷重は、次の式から求められます。

$$F_m=\sqrt[p]{\frac{1}{N}\int_0^N F_n^p\,dN} \quad \cdots\cdots(19)$$

ここに F_m ：平均荷重　N
N ：総回転数　rev.
F_n ：変動荷重　N
p ：指数　ころ軸受10/3　玉軸受　3

一般的な変動荷重に対する平均荷重の計算例を表 9 に示します。

表9　変動荷重に対する平均荷重

例		平均荷重　F_m
段階的に変化する荷重		$F_m=\sqrt[p]{\frac{1}{N}(F_1{}^pN_1+F_2{}^pN_2+\cdots+F_n{}^pN_n)}$ ここに N_1：荷重F_1を受けて回転した総回転数　rev. N_2：荷重F_2を受けて回転した総回転数　rev. N_n：荷重F_nを受けて回転した総回転数　rev.
単調に変化する荷重		$F_m=\frac{1}{3}(2F_{max}+F_{min})$ ここに F_{max}：変動荷重の最大値　N F_{min}：変動荷重の最小値　N
正弦的に変化する荷重		$F_m\fallingdotseq0.65F_{max}$
		$F_m\fallingdotseq0.75F_{max}$
回転荷重と静止荷重とがある場合		$F_m=F_S+F_R-\frac{F_SF_R}{F_S+F_R}$ ここに F_S：静止荷重　N F_R：回転荷重　N

等価荷重

軸受にかかる荷重には、中心軸に直角にかかるラジアル荷重及び中心軸に平行にかかるアキシアル荷重に分けられ、単独又は複合で作用します。

動等価荷重

軸受にラジアル荷重とアキシアル荷重が同時に加わる場合に、これと同じ寿命を与えるような軸受中心に作用する仮想荷重を動等価荷重といいます。

ニードルベアリングの場合、ラジアル形はラジアル荷重のみをスラスト形はアキシアル荷重のみを受けるため、ラジアル形はラジアル荷重をスラスト形はアキシアル荷重をそのまま適用することができます。

〔ラジアル形の場合〕

$$P_r = F_r \quad \cdots\cdots (20)$$

〔スラスト形の場合〕

$$P_a = F_a \quad \cdots\cdots (21)$$

ここに　P_r：動等価ラジアル荷重　N
P_a：動等価アキシアル荷重　N
F_r：ラジアル荷重　N
F_a：アキシアル荷重　N

静等価荷重

軸受にラジアル荷重とアキシアル荷重が同時に加わる場合に、転動体と軌道面の接触面に生じる最大接触応力と同じ接触応力を生じさせるような軸受中心に作用する仮想荷重を静等価荷重といいます。

ニードルベアリングの場合、ラジアル形はラジアル荷重のみをスラスト形はアキシアル荷重のみを受けるため、ラジアル形はラジアル荷重をスラスト形はアキシアル荷重をそのまま適用することができます。

〔ラジアル形の場合〕

$$P_{0r} = F_r \quad \cdots\cdots (22)$$

〔スラスト形の場合〕

$$P_{0a} = F_a \quad \cdots\cdots (23)$$

ここに　P_{0r}：静等価ラジアル荷重　N
P_{0a}：静等価アキシアル荷重　N
F_r：ラジアル荷重　N
F_a：アキシアル荷重　N

主要寸法と呼び番号

主要寸法

IKO ニードルベアリングの主要寸法を示す量記号の表示例を以下に示します。詳しくは、各形式の寸法表を参照してください。

旋削形ニードルベアリング

d　：呼び軸受内径
D　：呼び軸受外径
B　：呼び内輪幅
C　：呼び外輪幅
F_w　：ころコンプリメントの呼び内接円径
r　：内輪及び外輪の面取寸法
$r_{s\ min}$：内輪及び外輪の最小許容実測面取寸法

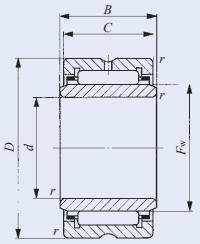


図 7　旋削形ニードルベアリング

シェル形ニードルベアリング

D　：呼び軸受外径
F_w：ころコンプリメントの呼び内接円径
C　：呼び外輪幅

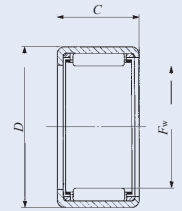


図 8　シェル形ニードルベアリング

ニードルケージ

E_w：ころコンプリメントの呼び外接円径
F_w：ころコンプリメントの呼び内接円径
B_c：呼び保持器幅

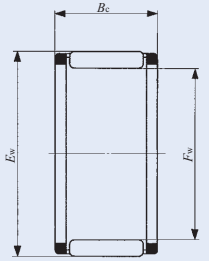


図 9　ニードルケージ

スラストローラベアリング

D_c：呼び保持器外径
d_c：呼び保持器内径
D_w：ころの呼び直径

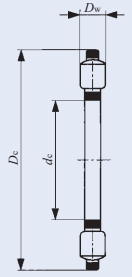


図 10　スラストローラベアリング

呼び番号

IKO 軸受の呼び番号は、基本番号と補助記号からなり、その配列と代表的な記号の内容を以下に示します。なお、記載している以外にも多くの記号がありますので、各軸受の呼び番号の項を参照してください。

表10　軸受の呼び番号の配列

基本番号		補助記号					
形式記号	主要寸法	材料記号	保持器記号	シールド記号 シール記号	軌道輪形状記号	すきま記号	等級記号
❶	❷	❸	❹	❺	❻	❼	❽

❶形式記号

形式記号は軸受の種類を表す記号で、8 ページに各形式の特性を示します。

❷主要寸法

呼び番号内の主要寸法の表示は、軸受の形式により異なり、基本的に次の 4 種類のいずれかで表示します。表 11 に各形式記号での主要寸法の表示を示します。

(a)寸法系列＋内径番号
(b)内径又は内接円径＋外径又は外接円径＋幅
(c)内径又は内接円径＋幅
(d)基本径

❸材料記号

記号	材料の種類
F	軌道輪及び転動体がステンレス鋼

❹保持器記号

記号	内容
N	合成樹脂製保持器
V	保持器なし

❺シール・シールド記号

記号	内容
Z	防じんカバー付き
ZZ	両シールド付き
U	片シール付き
UU	両シール付き
S(1)	スラストワッシャー体シール付き
2RS	両シール付き

注(1) スラストワッシャー体シールは両側に組み込まれます。

❻軌道輪形状記号

記号	内容
NR	外輪外径止め輪付き
OH(1)	軌道輪油穴付き
J	油穴なし

注(1) 軸受の形式により異なりますので、各軸受の項を参照してください。

❼すきま記号

記号	内容
C2	すきまC2
(無記号)	すきまCN
C3	すきまC3
C4	すきまC4
C5	すきまC5
T1	特殊ラジアルすきま (クロスローラベアリングに適用)
C1	
C2	

❽等級記号

記号	内容
(無記号)	JIS 0級
P6	JIS 6級
P5	JIS 5級
P4	JIS 4級

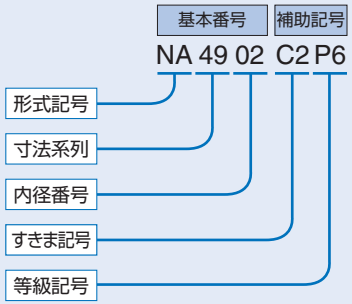
表11　主要寸法の表示

軸受の形式	基本番号	
	形式記号	主要寸法の表示
シェル形ニードルベアリング	TA、TLA、YT、YTL	内接円径＋外輪幅
	BA、BHA、YB、YBH	内接円径＋外輪幅 (1)
汎用ニードルケージ	KT、KTW	内接円径＋外接円径＋保持器幅
コネクティングロッド用ニードルケージ	KT…EG、KTV…EG	内接円径＋外接円径＋保持器幅
旋削形ニードルベアリング	NA、RNA	寸法系列＋内径番号
	TR、TAF、GTR	内接円径＋軸受外径＋軸受幅
	TRI、TAFI、GTRI	軸受内径＋軸受外径＋外輪幅
	BR	内接円径＋軸受外径＋軸受幅 (1)
	BRI	軸受内径＋軸受外径＋外輪幅 (1)
分離形ケージ付ニードルベアリング	RNAF、RNAFW	内接円径＋軸受外径＋軸受幅
	NAF、NAFW	軸受内径＋軸受外径＋軸受幅
ローラベアリング	NAU、NAG、NAS	寸法系列＋内径番号
	TRU	軸受内径＋軸受外径＋軸受幅
スラストベアリング	NTB、AS、WS、GS	軸受内径＋軸受外径
	AZ	軸受内径＋軸受外径＋軸受高さ
	AZK	軸受内径＋軸受外径＋針状ころの直径
複合形ニードルベアリング	NAX、NBX	内接円径＋軸受組立幅
	NAXI、NBXI	内輪内径＋軸受組立幅
	NATA、NATB	寸法系列＋内径番号
カムフォロア	CF…B、CFS、NUCF…B	スタッド径
	CFKR	軸受外径
	CR…B、CR、CRH…B	軸受外径 (1)
ローラフォロア	NAST、NART、NURT	軸受内径
	CRY	軸受外径 (1)
クロスローラベアリング	CRBHV、CRBFV、CRBC、CRB、CRBT、CRBTF、CRBS	軸受内径＋軸受幅
球面滑り軸受	SB…A、GE	内輪内径
	SBB	内輪内径 (1)
ピロボール	PB、PHS、POS、PHSA	内輪内径
エルボール ニードルベアリング用シール	LHSA、LHS OS、DS	ねじ寸法 軸径＋シール外径＋シール幅
ニードルベアリング用サークリップ	WR	軸径
	AR	穴径

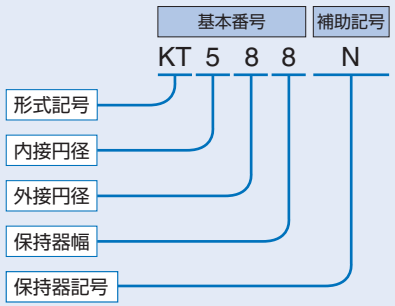
注(1)　インチ系の呼び寸法は1/16インチ単位で表します。

呼び番号の配列例

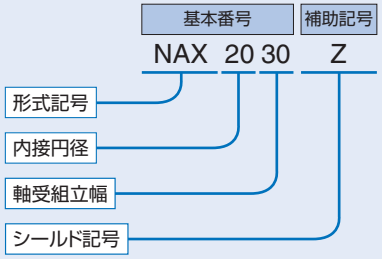
(a)寸法系列+内径番号　の例



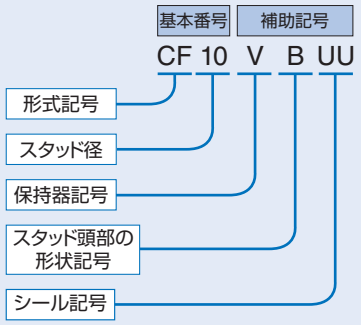
(b)内径又は内接円径+外径
又は外接円径+幅　の例



(c)内径又は内接円径+幅　の例



(d)基本径　の例



精度

IKO ニードルベアリングの精度は、JIS B 1514-1 ～-3 転がり軸受－軸受の公差に準じ、主要寸法の許容差及び許容値を規定しています。主要寸法の許容差及び許容値は、それぞれ図 11 のような項目について規定されています。

ニードルベアリングの精度の等級は 0 級、6 級、5 級及び 4 級の 4 等級に分けられ、この順序で精度は高くなっています。

表 12 にはラジアル軸受の内輪の精度、表 13 にはラジアル軸受の外輪の精度、表 14 にはラジアル軸受の最小実測内接円径の許容差、表 15 にはラジアル軸受の面取寸法の許容限界値を示します。スラスト軸受はスラスト軸受の精度の項を参照してください。また、シェル形ニードルベアリング、ローラベアリング、カムフォロア、ローラフォロア、複合形ニードルベアリング、クロスローラベアリングは、一部特殊な精度がありますので、各軸受の精度の項を参照してください。

備考

ラジアル軸受の精度で用いられている量記号の意味は、次のとおりです。

① Δは寸法差（deviation）を表しています。

② Vは寸法の不同又は変動（variation）を表しています。

③ 添字 $_s$ は「実測の」を、添字 $_m$ は「算術平均の」を、添字 $_p$ は「同一平面内の」を表しています。〔例〕V_{dsp} は各ラジアル平面での内径の最大値と最小値との差（真円度に相当する特性）の最大を規定し、V_{dmp} は各ラジアル平面での平均内径の相互間の不同（円筒度に相当する特性）の最大を規定しています。

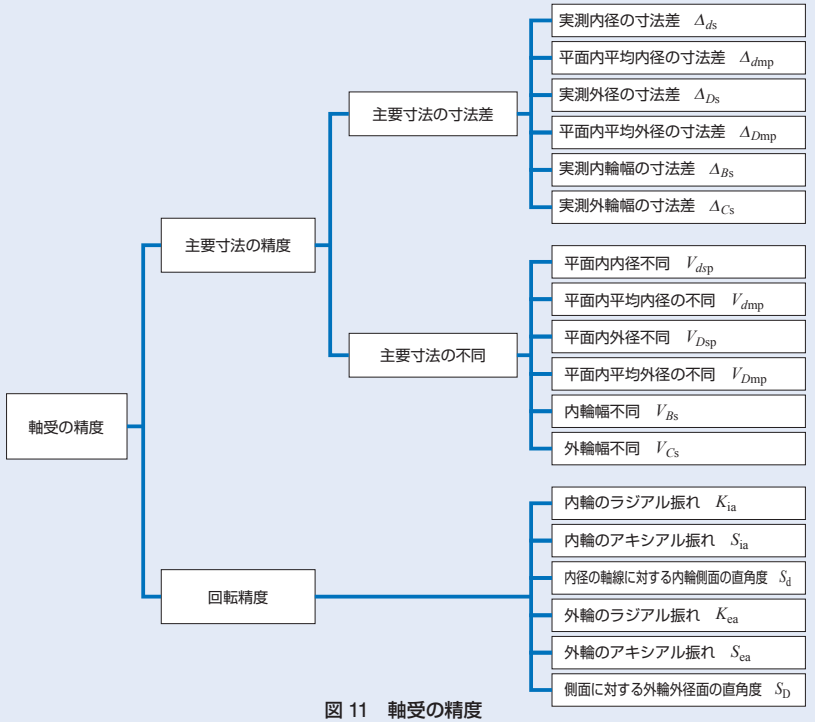


図 11　軸受の精度

表12　内輪の精度

単位　μm

d 呼び軸受内径 mm		Δ_{dmp} 平面内平均内径の寸法差								Δ_{ds} 実測内径の寸法差		V_{dsp} 平面内内径不同								V_{dmp} 平面内平均内径の不同			
		0級		6級		5級		4級		4級		直径系列 8、9(1)				直径系列0(2)							
を超え	以下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	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
		最大										最大				最大				最大			
2.5	10	0	− 8	0	− 7	0	− 5	0	− 4	0	− 4	10	9	5	4	8	7	4	3	6	5	3	2
10	18	0	− 8	0	− 7	0	− 5	0	− 4	0	− 4	10	9	5	4	8	7	4	3	6	5	3	2
18	30	0	− 10	0	− 8	0	− 6	0	− 5	0	− 5	13	10	6	5	10	8	5	4	8	6	3	2.5
30	50	0	− 12	0	−10	0	− 8	0	− 6	0	− 6	15	13	8	6	12	10	6	5	9	8	4	3
50	80	0	− 15	0	−12	0	− 9	0	− 7	0	− 7	19	15	9	7	19	15	7	5	11	9	5	3.5
80	120	0	− 20	0	−15	0	−10	0	− 8	0	− 8	25	19	10	8	25	19	8	6	15	11	5	4
120	180	0	− 25	0	−18	0	−13	0	−10	0	−10	31	23	13	10	31	23	10	8	19	14	7	5
180	250	0	− 30	0	−22	0	−15	0	−12	0	−12	38	28	15	12	38	28	12	9	23	17	8	6
250	315	0	− 35	0	−25	0	−18					44	31	18		44	31	14		26	19	9	
315	400	0	− 40	0	−30	0	−23					50	38	23		50	38	18		30	23	12	
400	500	0	− 45	0	−35							56	44			56	44			34	26		
500	630	0	− 50	0	−40							63	50			63	50			38	30		
630	800	0	− 75																				
800	1000	0	−100																				
1000	1250	0	−125																				
1250	1600	0	−160																				
1600	2000	0	−200																				

K_{ia} ラジアル振れ				S_d 内径の軸線に対する内輪側面の直角度		S_{ia}(3) アキシアル振れ		Δ_{Bs} 実測内輪幅の寸法差								V_{Bs} 幅不同				d 呼び軸受内径 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		
最大				最大		最大		上	下	上	下	上	下	上	下	最大				を超え	以下
10	6	4	2.5	7	3	7	3	0	− 120	0	−120	0	− 40	0	− 40	15	15	5	2.5	2.5	10
10	7	4	2.5	7	3	7	3	0	− 120	0	−120	0	− 80	0	− 80	20	20	5	2.5	10	18
13	8	4	3	8	4	8	4	0	− 120	0	−120	0	−120	0	−120	20	20	5	2.5	18	30
15	10	5	4	8	4	8	4	0	− 120	0	−120	0	−120	0	−120	20	20	5	3	30	50
20	10	5	4	8	5	8	5	0	− 150	0	−150	0	−150	0	−150	25	25	6	4	50	80
25	13	6	5	9	5	9	5	0	− 200	0	−200	0	−200	0	−200	25	25	7	4	80	120
30	18	8	6	10	6	10	7	0	− 250	0	−250	0	−250	0	−250	30	30	8	5	120	180
40	20	10	8	11	7	13	8	0	− 300	0	−300	0	−300	0	−300	30	30	10	6	180	250
50	25	13		13		15		0	− 350	0	−350	0	−350			35	35	13		250	315
60	30	15		15		20		0	− 400	0	−400	0	−400			40	40	15		315	400
65	35							0	− 450	0	−450					50	45			400	500
70	40							0	− 500	0	−500					60	50			500	630
80								0	− 750							70				630	800
90								0	−1000							80				800	1000
100								0	−1250							100				1000	1250
120								0	−1600							120				1250	1600
140								0	−2000							140				1600	2000

注(1)　NASを除く形式に適用します。
(2)　NASに適用します。
(3)　NATA、NATBに適用します。

表13　外輪の精度

単位　μm

D 呼び軸受外径 mm		Δ_{Dmp} 平面内平均外径の寸法差								Δ_{Ds} 実測外径の寸法差		V_{Dsp}(1) 平面内外径不同									
		0級		6級		5級		4級		4級		開放軸受								シール・シールド軸受	
												直径系列8、9(2)				直径系列0(3)				直径系列0(3)	
を超え	以下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	0級	6級	5級	4級	0級	6級	5級	4級	6級	
		最大										最大				最大				最大	
2.5	6	0	− 8	0	− 7	0	− 5	0	− 4	0	− 4	10	9	5	4	8	7	4	3	9	
6	18	0	− 8	0	− 7	0	− 5	0	− 4	0	− 4	10	9	5	4	8	7	4	3	9	
18	30	0	− 9	0	− 8	0	− 6	0	− 5	0	− 5	12	10	6	5	9	8	5	4	10	
30	50	0	− 11	0	− 9	0	− 7	0	− 6	0	− 6	14	11	7	6	11	9	5	5	13	
50	80	0	− 13	0	−11	0	− 9	0	− 7	0	− 7	16	14	9	7	13	11	7	5	16	
80	120	0	− 15	0	−13	0	−10	0	− 8	0	− 8	19	16	10	8	19	16	8	6	20	
120	150	0	− 18	0	−15	0	−11	0	− 9	0	− 9	23	19	11	9	23	19	8	7	25	
150	180	0	− 25	0	−18	0	−13	0	−10	0	−10	31	23	13	10	31	23	10	8	30	
180	250	0	− 30	0	−20	0	−15	0	−11	0	−11	38	25	15	11	38	25	11	8		
250	315	0	− 35	0	−25	0	−18	0	−13	0	−13	44	31	18	13	44	31	14	10		
315	400	0	− 40	0	−28	0	−20	0	−15	0	−15	50	35	20	15	50	35	15	11		
400	500	0	− 45	0	−33	0	−23					56	41	23		56	41	17			
500	630	0	− 50	0	−38	0	−28					63	48	28		63	48	21			
630	800	0	− 75	0	−45	0	−35					94	56	35		94	56	26			
800	1000	0	− 100	0	−60							125	75			125	75				
1000	1250	0	− 125																		
1250	1600	0	− 160																		
1600	2000	0	− 200																		
2000	2500	0	− 250																		

V_{Dmp} 平面内平均外径の不同				K_{ea} ラジアル振れ				S_D 側面に対する外輪外径面の直角度		S_{ea}(4) アキシアル振れ		Δ_{Cs} 実測外輪幅の寸法差		V_{Cs} 幅不同				D 呼び軸受外径 mm	
0級	6級	5級	4級	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		
最大				最大				最大		最大		上	下	最大				を超え	以下
6	5	3	2	15	8	5	3	8	4	8	5					5	2.5	2.5	6
6	5	3	2	15	8	5	3	8	4	8	5					5	2.5	6	18
7	6	3	2.5	15	9	6	4	8	4	8	5					5	2.5	18	30
8	7	4	3	20	10	7	5	8	4	8	5					5	2.5	30	50
10	8	5	3.5	25	13	8	5	8	4	10	5					6	3	50	80
11	10	5	4	35	18	10	6	9	5	11	6					8	4	80	120
14	11	6	5	40	20	11	7	10	5	13	7					8	5	120	150
19	14	7	5	45	23	13	8	10	5	14	8					8	5	150	180
23	15	8	6	50	25	15	10	11	7	15	10					10	7	180	250
26	19	9	7	60	30	18	11	13	8	18	10					11	7	250	315
30	21	10	8	70	35	20	13	13	10	20	13					13	8	315	400
34	25	12		80	40	23		15		23						15		400	500
38	29	14		100	50	25		18		25						18		500	630
55	34	18		120	60	30		20		30						20		630	800
75	45			140	75													800	1000
				160														1000	1250
				190														1250	1600
				220														1600	2000
				250														2000	2500

同じ軸受のdに対するΔ_{Bs}の許容差による。

同じ軸受のdに対するV_{Bs}の許容値による。

注(1)　0級、6級は、止め輪が取り付けられていないときに適用します。
(2)　NASを除く形式に適用します。
(3)　NASに適用します。
(4)　NATA、NATBに適用します。

表14　ころコンプリメントの最小実測内接円径

$F_{ws\,min}$(1)の許容差　　単位　μm

F_w 呼び内接円径 mm		$\Delta_{Fws\,min}$ 最小実測内接円径の寸法差	
を超え	以下	上	下
3	6	＋ 18	＋10
6	10	＋ 22	＋13
10	18	＋ 27	＋16
18	30	＋ 33	＋20
30	50	＋ 41	＋25
50	80	＋ 49	＋30
80	120	＋ 58	＋36
120	180	＋ 68	＋43
180	250	＋ 79	＋50
250	315	＋ 88	＋56
315	400	＋ 98	＋62
400	500	＋108	＋68

注(1)　軸受内輪のかわりに円筒を用いたとき、少なくとも一つのラジアル方向においてラジアルすきまがゼロになるような、その円筒の直径をいいます。

表15　ラジアル軸受の面取寸法の許容限界値　単位　mm

$r_{s\,min}$（実測面取寸法）の最小値	d 呼び軸受内径		$r_{s\,max}$（実測面取寸法）の最大値	
	を超え	以下	ラジアル方向	アキシアル方向
0.1	—	—	0.55(2)	0.55(2)
0.15	—	—	0.6 (2)	0.6
0.2	—	—	0.7 (2)	0.8
0.3	—	40	0.8 (2)	1
	40	—	0.8	1
0.4(1)	—	—	0.8	1.2
0.6	—	40	1.1 (2)	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
5	—	—	8	10
6	—	—	10	13

注(1)　JISには規定されていません。
(2)　JISとは数値が異なります。

備考　面取寸法の正確な形状は規定しないが、アキシアル平面におけるその輪郭は、内輪の側面と軸受内径面、又は外輪の側面と軸受外径面とに接する半径 $r_{s\,min}$ の仮想の円弧の外へ出てはならない。（図 12 参照）

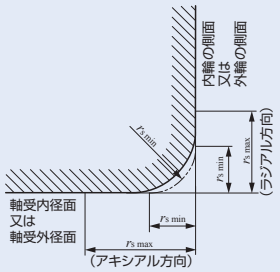


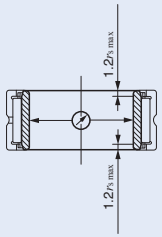
図12　面取寸法の最大値

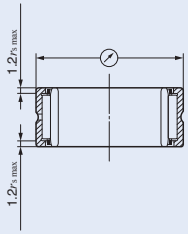
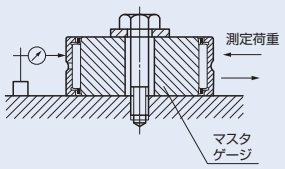
測定方法

IKO ニードルベアリングの測定方法は、JIS B 1515-1,-2 転がり軸受－公差によります。その測定方法の一例を表 16、表 17 に示します。

シェル形ニードルベアリングは通常の測定方法と異なりますので、70 ページの精度を参照してください。

表16　主要寸法の精度の測定方法

測定方法		精度の種類と定義	
軸受内径	適切なブロックゲージ又はマスタリングを使って、指示計器の指針を基準点に合わせる。 測定範囲内（内輪の側面よりそれぞれ最大許容面取り寸法の 1.2 倍を除く範囲）の一つの実測ラジアル平面内で角度を変え、最大実測内径（$d_{sp\,max}$）及び最小実測内径（$d_{sp\,min}$）を測定し記録する。 幾つかのラジアル平面内で角度を変えて繰返し測定・記録を行い、最大実測内径（$d_{s\,max}$）及び最小実測内径（$d_{s\,min}$）を決定する。 	d_{mp} 平面内平均内径	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値。 $d_{mp}=\frac{d_{sp\,max}+d_{sp\,min}}{2}$ d_{sp} ：特定のラジアル平面における実測内径。
		Δ_{dmp} 平面内平均内径の寸法差	平面内平均内径と呼び内径との差。 $\Delta_{dmp}=d_{mp}-d$ d： 呼び軸受内径
		V_{dsp} 平面内内径不同	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。 $V_{dsp}=d_{sp\,max}-d_{sp\,min}$
		V_{dmp} 平面内平均内径の不同	基本的には円筒状である内径面をもつ個々の軌道輪において、平面内平均内径の最大値と最小値との差。 $V_{dmp}=d_{mp\,max}-d_{mp\,min}$
		Δ_{ds} 実測内径の寸法差	実測内径と呼び内径との差。 $\Delta_{ds}=d_s-d$ d_s：実内径面とラジアル平面との交線に接する2本の平行な直線間の距離。

測定方法		精度の種類と定義	
軸受外径	適切なブロックゲージ又はマスタリングを使って、指示計器の指針を基準点に合わせる。 測定範囲内（外輪の側面よりそれぞれ最大許容面取り寸法の 1.2 倍を除く範囲）の一つの実測ラジアル平面内で角度を変え、最大実測外径（$D_{sp\,max}$）及び最小実測外径（$D_{sp\,min}$）を測定し記録する。 幾つかのラジアル平面内で角度を変えて繰返し測定・記録を行い、最大実測外径（$D_{s\,max}$）及び最小実測外径（$D_{s\,min}$）を決定する。  	D_{mp} 平面内平均外径	一つのラジアル平面内の実測外径の最大値と最小値の算術平均値。 $D_{mp}=\frac{D_{sp\,max}+D_{sp\,min}}{2}$ D_{sp}：特定のラジアル平面における実測外径。
		Δ_{Dmp} 平面内平均外径の寸法差	基本的には円筒状である外径面の平面内平均外径と呼び外径との差。 $\Delta_{Dmp}=D_{mp}-D$ D：呼び軸受外径
		V_{Dsp} 平面内外径不同	一つのラジアル平面内の実測外径の最大値と最小値との差。 $V_{Dsp}=D_{sp\,max}-D_{sp\,min}$
		V_{Dmp} 平面内平均外径の不同	基本的には円筒状である外径面をもつ個々の軌道輪において、平面内平均外径の最大値と最小値との差。 $V_{Dmp}=D_{mp\,max}-D_{mp\,min}$
		Δ_{Ds} 実測外径の寸法差	基本的には円筒状である外径面の実測外径と呼び外径との差 $\Delta_{Ds}=D_s-D$ D_s：実外径面とラジアル平面との交線に接する2本の平行な直線間の距離。
内接円径	基準面にマスタゲージを固定する。マスタゲージに軸受を取付け、軸受又はリングゲージ外径面の幅の中央付近に指示計器の測定子をラジアル方向に当てる。 外輪に、指示計器と同一及びその反対方向のラジアル測定荷重を交互に負荷し、指示計器により外輪の移動量を測定する。外輪の最大ラジアル移動量を記録する。軸受を回転させることにより、幾つかの異なる位置で繰返し測定し、最大実測内接円径（$F_{ws\,max}$）及び最小実測内接円径（$F_{ws\,min}$）を決定する。  	F_{ws} 転動体コンプリメントの実測内接円径	内輪なしのラジアル軸受において、転動体コンプリメントの内接円とラジアル平面との交線に接する2本の平行な直線間の距離。
		$F_{ws\,min}$ 転動体コンプリメントの最小実測内接円径	内輪なしのラジアル軸受において、転動体コンプリメントの実測内接円径の最小値。 備考　転動体コンプリメントの最小実測内径は少なくとも一つのラジアル方向にてラジアルすきまがゼロとなる円筒の直径。

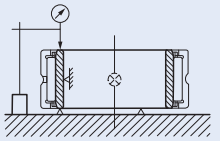
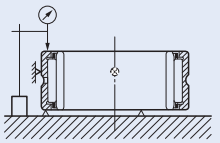
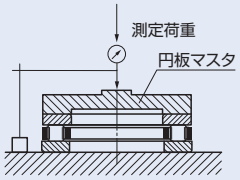
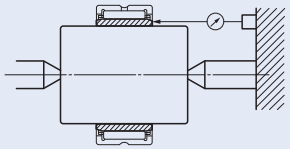
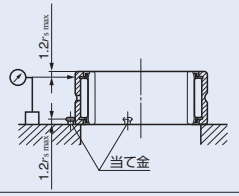
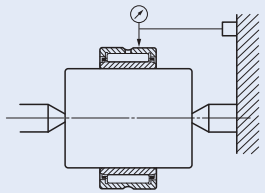
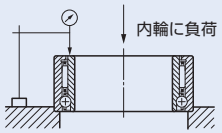
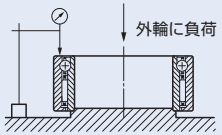
測定方法		精度の種類と定義	
内輪幅	基準面からの高さに合った適切なブロックゲージ又はマスタを使って、指示計器の指針を基準点に合わせる。 内輪もしくは外輪の基準側面を、高さが等しく等間隔に配置した 3 個の固定支持で受ける。内輪もしくは外輪の回転中心が得られるよう 90° に配置した 2 個の固定支持を、ラジアル方向から内径面もしくは外径面に当てる。 指示計器の測定子を、1 個の固定式支持に対応した位置の反対側の側面に当てる。 内輪もしくは外輪を 1 回転させ、最大実測内輪（外輪）幅（$B_{s\,max}$ 又は $C_{s\,max}$）及び最小実測内輪（外輪）幅（$B_{s\,min}$ 又は $C_{s\,min}$）を測定し、記録する。  	Δ_{Bs} 実測内輪幅の寸法差	実測内輪幅と呼び内輪幅との差。 $\Delta_{Bs}=B_s-B$
		V_{Bs} 内輪幅不同	個々の内輪において、実測内輪幅の最大値と最小値との差。 $V_{Bs}=B_{s\,max}-B_{s\,min}$
外輪幅		Δ_{Cs} 実測外輪幅の寸法差	実測外輪幅と呼び外輪幅との差。 $\Delta_{Cs}=C_s-C$
		V_{Cs} 外輪幅不同	個々の外輪において、実測外輪幅の最大値と最小値との差。 $V_{Cs}=C_{s\,max}-C_{s\,min}$
高さ	基準面に軸受を置く。基準面からの高さに合った適切なブロックゲージ又はマスタを使って、指示計器の指針を基準点に合わせる。 軸受に厚さの判った円板マスタを載せ、中心測定荷重を負荷し、円板マスタの中央に指示計器の測定子を当てる。 最小高さに達するまでハウジング軌道盤を数回回転し、指示計器を読む。  	Δ_{Ts} 実軸受高さの寸法差	スラスト軸受の実軸受高さと呼び軸受高さとの差。 $\Delta_{Ts}=T_s-T$ T_s：実軸受高さ T ：呼び軸受高さ

表17　回転精度の測定方法

精度の種類	測　定　方　法	
S_d 内径の軸線に対する内輪側面の直角度	直径のテーパ比が約 1：5000 の精密アーバを使用する。 そのテーパアーバに軸受を取付け、正確に回転するように両センタで支持する。 アーバ中心から、内輪の基準側面の平均直径の半分の位置で、内輪の基準側面に指示計器の測定子を当てる。 内輪を 1 回転させながら指示計器を読む。	
S_D 側面に対する外輪外径面の直角度	基準面に外輪の基準側面を置く。組立軸受の場合は、内輪が基準面に接触しないようにする。外輪の回転中心が得られるよう 90°に配置した 2 個の固定式支持を、外輪の円筒外径面に当てる。 1 個の固定式支持の真上に指示計器の測定子を当てる。指示計器の測定子と 2 個の固定式支持は、測定範囲限界位置（外輪の側面よりそれぞれ最大許容面取り寸法の 1.2 倍の位置）に当てる。 外輪を 1 回転させながら指示計器を読む。	
K_{ia} 内輪のラジアル振れ	直径のテーパ比が約 1：5000 の精密アーバを使用する。 そのテーパアーバに軸受を取付け、正確に回転するように両センタで支持する。 指示計器の測定子を、外輪軌道の中央部に対応する外輪外径面に当てる。 外輪の自重を転動体で支持し、外輪が回転しないよう保持する。アーバを 1 回転させながら指示計器を読む。	
K_{ea} 外輪のラジアル振れ	直径のテーパ比が約 1：5000 の精密アーバを使用する。 そのテーパアーバに軸受を取付け、正確に回転するように両センタで支持する。 指示計器の測定子を、外輪軌道の中央部に対応する外輪外径面に当てる。 内輪が回転しないよう保持する。外輪を 1 回転させながら指示計器を読む。	
S_{ia} 内輪のアキシアル振れ	外輪外径の中心を出すための案内部をもった基準面に外輪の基準側面を置く。転動体が軌道と確実に接触するよう中心測定荷重を内輪の基準側面に負荷する。 内輪の基準側面に指示計器の測定子を当て、内輪を 1 回転させながら指示計器を読む。	
S_{ea} 外輪のアキシアル振れ	内輪内径の中心を出すための案内部をもった基準面に内輪の基準側面を置く。転動体が軌道と確実に接触するよう中心測定荷重を外輪の基準側面に負荷する。 外輪の基準側面に指示計器の測定子を当て、外輪を 1 回転させながら指示計器を読む。	

すきま

軸受のすきまとは、軌道輪と転動体との間のすきまをいいます。内輪あるいは外輪のいずれか一方を固定し、固定されない側の軌道輪に規定の測定荷重を交互にラジアル方向に加えた場合、その動き量をラジアル内部すきまといいます。この場合の測定荷重は極めて小さく、その値は JIS B 1515-2 転がり軸受－公差－第 2 部：検証の原則及び方法 に規定されています。

❶内輪付ニードルベアリングのラジアル内部すきまは、JIS B 1520 転がり軸受のラジアル内部すきまにより、その値を表 18 に示します。ラジアル内部すきまは数値の小さい側から C2、CN、C3、C4、C5 となっており、通常の使用では、すきま CN が用いられます。ラジアル内部すきまの範囲を表 18 の値より小さくとりたい場合は、IKO にお問い合わせください。

❷シェル形ニードルベアリングのラジアル内部すきまは、規定のハウジングに圧入されてはじめて正規の寸法精度が得られますので、表 18 の値は適用できません。72 ページを参照してください。

❸カムフォロア、ローラフォロア及びクロスローラベアリングのラジアル内部すきまは、各軸受の項を参照してください。

表18　ニードルベアリングのラジアル内部すきまの値　　単位　μm

d 呼び軸受内径 mm		すきま区分									
		C2		CN		C3		C4		C5	
を超え	以下	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
—	10	0	25	20	45	35	60	50	75	—	—
10	24	0	25	20	45	35	60	50	75	65	90
24	30	0	25	20	45	35	60	50	75	70	95
30	40	5	30	25	50	45	70	60	85	80	105
40	50	5	35	30	60	50	80	70	100	95	125
50	65	10	40	40	70	60	90	80	110	110	140
65	80	10	45	40	75	65	100	90	125	130	165
80	100	15	50	50	85	75	110	105	140	155	190
100	120	15	55	50	90	85	125	125	165	180	220
120	140	15	60	60	105	100	145	145	190	200	245
140	160	20	70	70	120	115	165	165	215	225	275
160	180	25	75	75	125	120	170	170	220	250	300
180	200	35	90	90	145	140	195	195	250	275	330
200	225	45	105	105	165	160	220	220	280	305	365
225	250	45	110	110	175	170	235	235	300	330	395
250	280	55	125	125	195	190	260	260	330	370	440
280	315	55	130	130	205	200	275	275	350	410	485
315	355	65	145	145	225	225	305	305	385	455	535
355	400	100	190	190	280	280	370	370	460	510	600
400	450	110	210	210	310	310	410	410	510	565	665
450	500	110	220	220	330	330	440	440	550	625	735

備考　すきまCNの軸受に対しては、軸受の呼び番号中に記号は付けず、すきまC2、C3、C4及びC5の軸受は、それぞれC2、C3、C4及びC5を呼び番号中に表示します。
例　NA 4905 C2

すきまの選定

ニードルベアリングのラジアルすきまは、軸受のはめあい、軌道輪と転動体との温度差、荷重などによって変化し、これらは軸受の寿命、精度、音響、発熱などに大きな影響を与えます。ラジアルすきまが過大な場合は、振動、音響が増大し、過小の場合は、軌道面と転動体との接触部に異常に大きな力が加わり、異常発熱、寿命低下などをきたします。したがって、軸受が定常運転で温度も一定（飽和温度）になったとき、ゼロ又はわずかに正になるよう組付け前にすきまを与えておくのが理想的です。しかし、すべての軸受をこの理想状態にそろえることは困難です。一般的な使用条件下ではすきま CN が最も多く用いられ、表 21、表 22 のはめあいを使用したときに支障のないように製作されています。

すきま CN 以外のラジアル内部すきまを用いる場合には、表 19 を参考にしてください。

表19　すきまCN以外のラジアル内部すきまの選定例

使用条件	選定すきま
重荷重及び衝撃荷重が負荷し、しめしろが大きいとき	すきまC3以上
方向不定荷重が負荷し、内外輪ともしめしろが必要なとき	
外輪より内輪の温度が高いとき	
軸のたわみ又はハウジングの取付誤差が大きいとき	
振動、音響を小さくしたいとき 内外輪ともすきまばめのとき 予圧を与えたいとき	すきまC2以下

はめあいによるラジアルすきまの減少

しめしろを与えて内輪を軸に、外輪をハウジングにはめると、軌道輪は弾性変形によって膨張、収縮し、その結果ラジアルすきまは減少します。このときのラジアルすきまを残留（内部）すきまと呼びます。

ラジアルすきまの減少量は、次の式により求められますが、一般にはしめしろの 70 ～ 90% です。

$$\Delta_C = \Delta_F + \Delta_E \quad \cdots\cdots(24)$$

ここに　Δ_C ：ラジアルすきまの減少量　mm
　　Δ_F ：内輪外径の膨張量　mm
　　Δ_E ：外輪内径の収縮量　mm

❶内輪外径の膨張量

・中実軸の場合

$$\Delta_F = \Delta_{de}\frac{d}{F} \quad \cdots\cdots(25)$$

・中空軸の場合

$$\Delta_F = \Delta_{de}\frac{d}{F}\,\frac{1-(d_i/d)^2}{1-(d/F)^2\,(d_i/d)^2} \quad \cdots\cdots(26)$$

ここに　Δ_{de} ：内輪の有効しめしろ　mm
　　d ：内輪内径　mm
　　F ：内輪外径　mm
　　d_i ：中空軸の内径　mm

❷外輪内径の収縮量

・鋼のハウジングの場合（$D_0 = \infty$）

$$\Delta_E = \Delta_{De}\frac{E}{D} \quad \cdots\cdots(27)$$

・鋼のハウジングの場合（$D_0 \neq \infty$）

$$\Delta_E = \Delta_{De}\frac{E}{D}\,\frac{1-(D/D_0)^2}{1-(E/D)^2\,(D/D_0)^2} \quad \cdots\cdots(28)$$

ここに　Δ_{De} ：外輪の有効しめしろ　mm
　　D ：外輪外径　mm
　　E ：外輪内径　mm
　　D_0 ：ハウジング外径　mm

内外輪の温度差によるラジアルすきまの減少

回転によって発生した摩擦熱は、軸及びハウジングを通して放熱されたり、油や空気を通して外部に放熱されます。一般の使用状態においては、軸よりも外輪側の放熱のほうがよいので、温度も外輪側の方が低いのが普通です。運転中は転動体の温度が最も高く、内輪、外輪の順に低くなります。そのため熱膨張量が異なり、ラジアルすきまが減少します。このときのラジアルすきまを有効（内部）すきまと呼び、減少量は次の式で求められます。

$$\Delta\delta = \alpha\Delta_t E \quad \cdots\cdots(29)$$

ここに $\Delta\delta$ ：ラジアルすきまの減少量　mm
　　α ：軸受鋼の線膨張係数
　　≒12.5×10^{-6}　1/℃
　　Δ_t ：内輪と転動体を一体と考えたときの外輪との温度差　℃
　　E ：外輪内径　mm

Δ_t は普通の使用状態では 5 ～ 10℃、高速回転では 15 ～ 20℃と考えられています。したがって、温度差の大きな場合は、それに見合った大きさのラジアル内部すきまを選ぶ必要があります。

はめあい

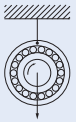
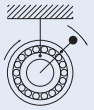
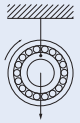
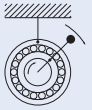
はめあいの目的

ニードルベアリングの機能を十分に発揮させるには、軌道輪を軸及びハウジングに正しくはめ合わせることが大切です。

はめあいの目的は、軸受の内輪と軸、外輪とハウジングとに必要に応じて適切なしめしろを与え、相互に有害な滑りが起らないようにすることにあります。

もし、しめしろが不足すると、はめあい面に円周方向の有害な滑り現象（クリープ）が生じ、はめあい面の異常摩耗、摩耗粉の軸受内部への侵入、異常発熱、振動などの原因となることがあり、適切なはめあいにする必要があります。

表20　ラジアル荷重の性質とはめあい

荷重の性質		回転条件	はめあい 内輪	はめあい 外輪
内輪回転荷重 外輪静止荷重		内　輪：回転 外　輪：静止 荷重方向：一定	しまりばめ	すきまばめ
		内　輪：静止 外　輪：回転 荷重方向：外輪とともに回転		
外輪回転荷重 内輪静止荷重		内　輪：静止 外　輪：回転 荷重方向：一定	すきまばめ	しまりばめ
		内　輪：回転 外　輪：静止 荷重方向：内輪とともに回転		
方向不定荷重	荷重の方向が変動したり、不つり合い荷重があるなど荷重方向が一定しない場合	内　輪：回転又は静止 外　輪：回転又は静止 荷重方向：方向が確定できない	しまりばめ	しまりばめ

はめあいを決めるための条件

軸受のはめあいを決める場合、その用途での荷重の性質、荷重の大きさ、温度条件、要求する回転精度、軸及びハウジングの材質・仕上げ程度・肉厚、取付け及び取外しの容易さなどを考慮する必要があります。

❶荷重の性質とはめあい

基本的には、内輪・外輪に対して、荷重の方向が相対的に回転しているか静止しているかによって、はめあいは決まります。

ラジアル荷重の性質とはめあいについては、一般に表 20 によります。

❷荷重の大きさとしめしろ

作用する荷重の大きさとしめしろとの関係は、荷重が大きいほどしめしろを大きくします。

内輪と軸との間にしめしろを与える場合、ラジアル荷重によるしめしろの減少を見込む必要があります。しめしろの減少量は、次の式から求められます。

・$F_r \leqq 0.2C_0$の場合

$$\Delta_{dF} = 0.08\sqrt{\frac{d}{B}F_r} \times 10^{-3} \cdots\cdots (30)$$

・$F_r > 0.2C_0$の場合

$$\Delta_{dF} = 0.02\frac{F_r}{B} \times 10^{-3} \cdots\cdots (31)$$

ここに　F_r　：軸受にかかるラジアル荷重　N
　　C_0　：基本静定格荷重　N
　　Δ_{dF}：内輪のしめしろの減少量　mm
　　d　：内輪内径　mm
　　B　：内輪幅　mm

❸温度条件としめしろの変化

はめあい面のしめしろは、軸受と軸及びハウジングとの温度差によっても影響を受けます。例えば蒸気を通す中空軸の場合、ハウジングの材質が軽合金の場合など、温度差及び線膨張係数の差異などを考慮する必要があります。

通常、内輪のしめしろは、運転中の軸受温度の上昇によって減少します。いま、軸受内部とハウジング周囲との温度差をΔ_Tとすると、内輪と軸とのはめあい面の温度差は、ほぼ（0.1 ～ 0.15）Δ_Tと仮定することができます。したがって、この温度差による内輪のしめしろの減少量は、次の式から求められます。

$$\Delta_{dT} = (0.1 \sim 0.15)\Delta_T \alpha d \fallingdotseq 0.0015\,\Delta_T d \times 10^{-3} \cdots (32)$$

ここに　Δ_{dT}　：内輪のしめしろの温度差による減少量　mm
　　Δ_T　：軸受内部とハウジング周囲との温度差　℃
　　α　：軸受鋼の線膨張係数
　　$\fallingdotseq 12.5 \times 10^{-6}$　1/℃
　　d　：内輪内径　mm

❹軸の仕上げ程度としめしろ

はめあい面の表面粗さの凸部は、はめあいの際につぶされるので、有効しめしろは、測定によって得られた見かけのしめしろより減少します。一般に、有効しめしろは次の式から求められます。

・研削軸の場合

$$\Delta_{de} = \frac{d}{d+2}\Delta_{df} \cdots\cdots (33)$$

・旋削軸の場合

$$\Delta_{de} = \frac{d}{d+3}\Delta_{df} \cdots\cdots (34)$$

ここに　Δ_{de}：内輪の有効しめしろ　mm
　　d　：内輪内径　mm
　　Δ_{df}：見かけのしめしろ　mm

❺最小しめしろ及び最大しめしろ

内輪に対して荷重の作用線が相対的に回転する場合、しめしろを与えて、内輪を軸に取り付けます。

最小しめしろ（必要な見かけのしめしろ）Δ_{df}は、鋼製の中実研削軸の場合、式 (30) 又は (31)(32)(33) より次のようになります。

$$\Delta_{df} \geqq \frac{d+2}{d}(\Delta_{dF} + 0.0015\,\Delta_T d \times 10^{-3}) \cdots\cdots (35)$$

最大しめしろは、軸径の 1/1000 以下が望まれます。外輪については、ハウジングの材質、肉厚及び形状などによって有効しめしろが変化するので、経験的に選定します。

はめあいの選定

適切なはめあいを選定するには、先に述べた諸条件を考慮する必要がありますが、従来の経験や実績も参考にする必要があります。

最も一般的に用いられるはめあいは、表 21 及び表 22 によります。

薄肉ハウジング又は中空軸を使用するときは、普通のはめあいより、しめしろを大きくします。

内輪なしニードルベアリングの軸とのはめあいは、表 23 によります。

シェル形ニードルベアリングとハウジング穴とのはめあいは、72 ページを参照してください。

なお、シェル形ニードルベアリング用内輪と軸とのはめあいは、表 22 によります。

表21　ニードルベアリングとハウジング穴とのはめあい（シェル形を除く）

使用条件		ハウジング穴(1)の公差域クラス	適用例（参考）
外輪回転荷重	薄肉ハウジングで重荷重 大きな衝撃荷重	P7(2)	フライホイール
	重荷重、普通荷重	N7(2)	車輪ボス、伝動歯車
	軽荷重、変動荷重	M7	滑車、テンションプーリ
方向不定荷重	大きな衝撃荷重	M7	エキセントリックホイール、ポンプ
	重荷重、普通荷重	K7	コンプレッサ
	普通荷重、軽荷重	J7	クランク軸、コンプレッサ
外輪静止荷重	衝撃荷重、重荷重	J7	一般の軸受部分、歯車軸
	普通荷重、軽荷重	H7	一般の軸受部分
	軸を通して熱伝導のある場合	G7	製紙ドライヤ
軽荷重、普通荷重で特に精密回転と高い剛性を必要とする場合		K6	工作機械主軸

注(1)　この表は、鋼又は鋳鉄のハウジングに適用します。軽合金の場合は、これよりいくらか固いはめあいにします。
　　二つ割りハウジングの場合、J7より固いはめあいにしないでください。
(2)　ラジアルすきまが過小にならないように注意してください。

備考　軽荷重、普通荷重及び重荷重とは、それぞれ$P \leqq 0.06C$、$0.06C < P \leqq 0.12C$及び$0.12C < P$であることを示します。
　　なお、Pは動等価ラジアル荷重、Cは使用する軸受の基本動定格荷重を示します。

表22　内輪付ニードルベアリングと軸とのはめあい

使用条件		軸径 mm		軸の公差域クラス(1)	適用例（参考）
		を超え	以下		
内輪静止荷重	軽荷重、普通荷重で低･中速回転	全軸径		g6	静止軸の車輪 制御レバー歯車 ロープシーブ テンションプーリ
	重荷重で中速回転			h6	
	特に静かな運転と精度が要求される場合			h5	
内輪回転荷重 又は 方向不定荷重	軽荷重	— 50 100 200	50 100 200 —	j5 k5 m6(2) n6(3)	電気器具、精密機械 工作機械、ポンプ 送風機、運搬車
	普通荷重	— 50 150 200	50 150 200 —	k5(4) m5、m6(2) n6(3) p6(3)	一般の軸受部分 ポンプ、歯車伝動装置 木工機械、内燃機関
	重荷重 衝撃荷重	— 150	150 —	n6(3) p6(3)	産業車両、建設機械 粉砕機

注(1)　この表は、鋼製の中実軸に適用します。
(2)　取付け後の内輪軌道径の膨張によるラジアルすきまの減少を検討する必要があります。
(3)　すきまCNより大きいラジアル内部すきまの軸受を使用する必要があります。
(4)　NATA及びNATBは、k5より固いはめあいにしないでください。

表23　内輪なしニードルベアリングに組み合わせる軸の公差域クラス

F_w 呼び内接円径 mm		ラジアル内部すきま		
		すきまCNより小さいすきま	すきまCN	すきまCNより大きいすきま
を超え	以下	軸の公差域クラス(1)		
—	65	k5	h5	g6
65	80	k5	h5	f6
80	160	k5	g5	f6
160	180	k5	g5	e6
180	200	j5	g5	e6
200	250	j5	f6	e6
250	315	h5	f6	e6
315	—	g5	f6	d6

注(1)　ハウジング穴が、K7より固いはめあいの場合は取付け後のころ内接円径の収縮量を考慮して、軸を小さめにします。

表24　ラジアル軸受（JIS　0級）の外輪とハウジング穴とのはめあいに関する数値　単位　μm

D 呼び軸受外径 mm		Δ_{Dmp} 平面内平均外径の寸法差		G7	H7	J7	K6	K7	M7	N7	P7
を超え	以下	上	下								
3	6	0	- 8	- 24～- 4	- 20～0	-14～ 6	-10～ 6	-11～ 9	- 8～12	- 4～16	0～ 20
6	10	0	- 8	- 28～- 5	- 23～0	-16～ 7	-10～ 7	-13～10	- 8～15	- 4～19	1～ 24
10	18	0	- 8	- 32～- 6	- 26～0	-18～ 8	-10～ 9	-14～12	- 8～18	- 3～23	3～ 29
18	30	0	- 9	- 37～- 7	- 30～0	-21～ 9	-11～11	-15～15	- 9～21	- 2～28	5～ 35
30	50	0	-11	- 45～- 9	- 36～0	-25～11	-14～13	-18～18	-11～25	- 3～33	6～ 42
50	80	0	-13	- 53～-10	- 43～0	-31～12	-17～15	-22～21	-13～30	- 4～39	8～ 51
80	120	0	-15	- 62～-12	- 50～0	-37～13	-19～18	-25～25	-15～35	- 5～45	9～ 59
120	150	0	-18	- 72～-14	- 58～0	-44～14	-22～21	-30～28	-18～40	- 6～52	10～ 68
150	180	0	-25	- 79～-14	- 65～0	-51～14	-29～21	-37～28	-25～40	-13～52	3～ 68
180	250	0	-30	- 91～-15	- 76～0	-60～16	-35～24	-43～33	-30～46	-16～60	3～ 79
250	315	0	-35	-104～-17	- 87～0	-71～16	-40～27	-51～36	-35～52	-21～66	1～ 88
315	400	0	-40	-115～-18	- 97～0	-79～18	-47～29	-57～40	-40～57	-24～73	1～ 98
400	500	0	-45	-128～-20	-108～0	-88～20	-53～32	-63～45	-45～63	-28～80	0～108

備考　負の値はすきま、正の値はしめしろを示します。

表25　ラジアル軸受（JIS　0級）の内輪と軸とのはめあいに関する数値　単位　μm

d 呼び軸受内径 mm		Δ_{dmp} 平面内平均内径の寸法差		g6	h5	h6	j5	k5	m5	m6	n6	p6
を超え	以下	上	下									
3	6	0	- 8	-12～ 4	- 5～ 8	- 8～ 8	- 2～11	1～14	4～17	4～ 20	8～ 24	12～ 28
6	10	0	- 8	-14～ 3	- 6～ 8	- 9～ 8	- 2～12	1～15	6～20	6～ 23	10～ 27	15～ 32
10	18	0	- 8	-17～ 2	- 8～ 8	-11～ 8	- 3～13	1～17	7～23	7～ 26	12～ 31	18～ 37
18	30	0	-10	-20～ 3	- 9～10	-13～10	- 4～15	2～21	8～27	8～ 31	15～ 38	22～ 45
30	50	0	-12	-25～ 3	-11～12	-16～12	- 5～18	2～25	9～32	9～ 37	17～ 45	26～ 54
50	80	0	-15	-29～ 5	-13～15	-19～15	- 7～21	2～30	11～39	11～ 45	20～ 54	32～ 66
80	120	0	-20	-34～ 8	-15～20	-22～20	- 9～26	3～38	13～48	13～ 55	23～ 65	37～ 79
120 140 160	140 160 180	0	-25	-39～11	-18～25	-25～25	-11～32	3～46	15～58	15～ 65	27～ 77	43～ 93
180 200 225	200 225 250	0	-30	-44～15	-20～30	-29～30	-13～37	4～54	17～67	17～ 76	31～ 90	50～109
250 280	280 315	0	-35	-49～18	-23～35	-32～35	-16～42	4～62	20～78	20～ 87	34～101	56～123
315 355	355 400	0	-40	-54～22	-25～40	-36～40	-18～47	4～69	21～86	21～ 97	37～113	62～138
400 450	450 500	0	-45	-60～25	-27～45	-40～45	-20～52	5～77	23～95	23～108	40～125	68～153

備考　負の値はすきま、正の値はしめしろを示します。

軸及びハウジングの設計

軸・ハウジングの精度と粗さ

はめあい面の精度と粗さ

ニードルベアリングの軌道輪は、薄肉であるため、軸又はハウジングに精度不良があった場合、その影響を受けて軸受性能を十分に発揮することができなくなります。一般の使用条件では、はめあい面は旋削仕上げでも使用できますが、荷重が大きく精度や音響の要求が厳しいところでは研削仕上げが必要です。

一般的なはめあい面の精度と表面粗さは、表 26 によります。

軌道面の精度と粗さ

ニードルベアリングは、他の軸受と異なり、軸・ハウジングを直接軌道面として使用することができます。この場合、軌道面の精度と表面粗さが軸受寿命、音響及び精度に影響を与えるので注意する必要があります。

一般的な軌道面の精度と表面粗さは、表 26 によります。

軸の傾斜

軸のたわみ、軸及びハウジングの加工精度、取付誤差などによって、軸と外輪とは多少傾きを生じることがあります。

このような場合、同一軸に 2 個以上の軸受を並べて取り付けて使用することは避け、定格荷重の大きい軸受を使用します。

軸の傾斜は、1 ／ 1000 以下を推奨します。

表27　基準寸法に対する公差等級ITの数値

基準寸法 mm		公差等級(1)		
		IT5	IT6	IT7
を超え	以下	公差　μm		
—	3	4	6	10
3	6	5	8	12
6	10	6	9	15
10	18	8	11	18
18	30	9	13	21
30	50	11	16	25
50	80	13	19	30
80	120	15	22	35
120	180	18	25	40
180	250	20	29	46
250	315	23	32	52
315	400	25	36	57
400	500	27	40	63
500	630	30	44	70

注(1)　JIS B 0401による。

表26　ニードルベアリングの軸・ハウジングの仕様

区分	軸		ハウジング穴	
	はめあい面になる場合	軌道面になる場合	はめあい面になる場合	軌道面になる場合
真円度	0.3×IT6(1) 又は 0.3×IT5(1)	0.3×IT6(1) 又は 0.3×IT5(1)	0.3×IT7(1) 又は 0.3×IT6(1)	0.3×IT7(1) 又は 0.3×IT6(1)
円筒度	0.5×IT6(2) 又は 0.5×IT5(2)	0.3×IT6(1) 又は 0.3×IT5(1)	0.5×IT7(2) 又は 0.5×IT6(2)	0.3×IT7(1) 又は 0.3×IT6(1)
表面粗さ　μmR_a (μmR_y)	0.8 (3.2)	0.2(3) (0.8)	1.6 (6.3)	0.2(3) (0.8)
硬さ	—	58～64HRC(4)	—	58～64HRC(4)

注(1)　軸及びハウジング穴の寸法公差の30%以下を推奨します。
(2)　軸及びハウジング穴の寸法公差の50%以下を推奨します。
(3)　要求する性能がやや低い場合は、$0.8\mu mR_a$($3.2\mu mR_y$)以内でも使用できます。
(4)　適切な硬化層深さが必要です。
備考　公差等級ITについては、表27をご参照ください。

軌道面の材質と熱処理

軸・ハウジングを直接軌道面として使用する場合、その材質は、次のものが一般的です。

高炭素クロム軸受鋼	SUJ2	JIS G 4805
機械構造用合金鋼	SCM415～421	JIS G 4053
機械構造用合金鋼	SNCM 220	JIS G 4053
機械構造用合金鋼	SCr 420	JIS G 4053
機械構造用合金鋼	SNC 415、815	JIS G 4053
機械構造用炭素鋼	S 15 CK	JIS G 4051

このほか、S50C、S55C(JIS G 4051) なども完全焼入れ、又は高周波焼入れを施して使用することができます。

焼入れ後、160～180℃で焼もどしを施した硬化層は、微細で均一なマルテンサイト組織にする必要があります。

浸炭焼入れ又は高周波焼入れによって軌道面を硬化する場合、その表面硬さを58～64HRCにするとともに、適切な硬化層深さの確保が必要です。熱処理研削後の最小有効硬化層深さは、硬さ550HVまでの表面からの距離を基準として、次の式から求められます。

$$E_{ht} \geqq 0.8D_w(0.1+0.002D_w) \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (36)$$

ここに　E_{ht}：最小有効硬化層深さ　mm
D_w：ころの直径　mm

なお、一般的に有効硬化層深さは、少なくとも0.3mm 以上とすることが必要です。

軸受の取付関係寸法

ニードルベアリングを取り付けるときに関係する軸及びハウジングの寸法は、各軸受の寸法表に示されています。(図 13 参照)

内輪と接する軸の肩の直径 d_a の最小値及び外輪と接するハウジングの肩の直径 D_a の最大値は、それぞれの肩の面取部分を除いた軸受側面と接触する有効な直径を示します。

また、軸の肩（又は内輪押さえ）の外径 d_a の最大値は、ハウジングと外輪に対して、軸と内輪とを容易に取付け・取外しを行うための寸法です。

軸及びハウジングの隅の丸みの最大許容実測半径 $r_{as\,max}$ は、肩と軸受の側面が密着するように、軸受の面取寸法 r の最小許容寸法 $r_{s\,min}$ より小さくする必要があります。その関係寸法を表 28 に示します。

なお、軸又はハウジングを研削仕上げするときの逃げ寸法は、表 29 の値を推奨します。

そのほか取付関係寸法を、必要に応じて、それぞれの軸受の項に示してありますので参照してください。

また、軸受の取外しを容易にするために、軸又はハウジングの肩の部分に、取外し用具の爪が入るように切欠きを設けておくと便利です。

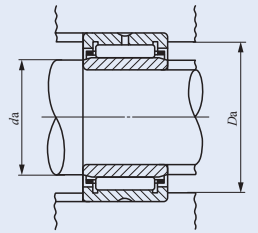


図 13　取付関係寸法

表28　軸・ハウジングの隅の丸みの最大許容実測半径 $r_{as\,max}$

単位　mm

$r_{s\,min}$ 最小許容実測面取寸法	$r_{as\,max}$ 軸・ハウジングの隅の丸みの最大許容実測半径
0.1	0.1
0.15	0.15
0.2	0.2
0.3	0.3
0.4	0.4
0.6	0.6
1	1
1.1	1
1.5	1.5
2	2
2.1	2
2.5	2
3	2.5
4	3
5	4

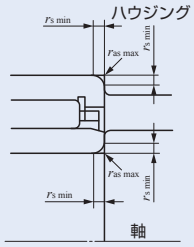
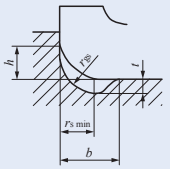


表29　研削仕上げの軸・ハウジングの逃げ寸法　単位　mm

$r_{s\,min}$ 最小許容実測面取寸法	逃げの寸法		
	t	r_{gs}	b
1	0.2	1.3	2
1.1	0.3	1.5	2.4
1.5	0.4	2	3.2
2	0.5	2.5	4
2.1	0.5	2.5	4
3	0.5	3	4.7
4	0.5	4	5.9
5	0.6	5	7.4
6	0.6	6	8.6
7.5	0.6	7	10



密封装置

転がり軸受がその機能を十分に発揮するためには、潤滑剤の漏れを防ぎ、外部からのごみ、水分などの有害な異物の侵入を防止する必要があります。そのため、密封装置はあらゆる運転条件に対して常に密封、防じんの目的を果たすものでなければなりません。また、密封方法を選定する場合には、潤滑剤の種類、シールの周速、運転温度、軸の偏心、シールの摩擦などを考慮すると同時に、組立て、分解などが容易にできることが必要です。

密封装置には、大別して非接触形式と接触形式とがあり、これらの特長を生かして、用途に応じて選定することが必要です。

非接触形式の密封装置

非接触形式の密封装置としては、油溝、フリンガ、ラビリンスなどがあり、遠心力と小さなすきまを利用したものです。

摩擦損失や摩耗を無視でき、特に高速回転及び高い運転温度の条件に適しています。しかし、すきまがあるため停止中の油漏れ、防じんには十分とはいえません。

❶油溝

軸又はハウジングの一方に、一層密封効果をもたせる場合にはその両方に油溝を設けます（図 14 参照）。軸とハウジングとのすきまはできるだけ小さい方が望ましく、加工・組立誤差、軸の変形などを考慮して、通常、表 30 の値とします。溝本数は 3 本以上とし、溝の幅は 3 ～ 5mm、深さは 4 ～ 5mm 程度とします。油溝にグリースを満たすと、防じん効果がさらに高まります。

ねじ溝形は、図 15 に示すように、回転方向が一定の水平軸に適用され、回転方向によって軸又はハウジングに右巻又は左巻のねじ溝を設け、適当な防じん装置と組み合わせて油潤滑に用いられます。

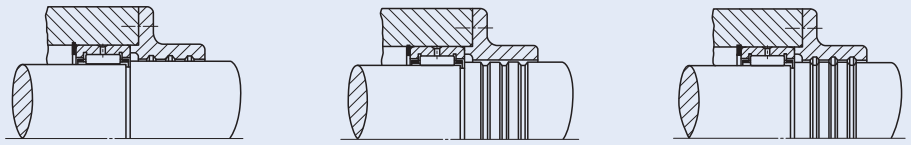


図 14

表30　油溝形式の軸とハウジングとのすきま　単位　mm

軸径	すきま
50以下	0.25～0.4
50を超え	0.5 ～1

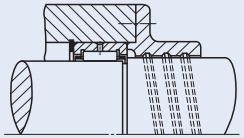


図15

❷フリンガ

軸に取り付けられた回転板の回転による遠心作用で、油切り、油漏れ及び異物の侵入を防止します。図 16(1) は、ハウジングの内側にフリンガを設けて、油漏れの防止を主目的としたものです。ごみを吸い込む作用があるため、比較的ごみの少ない環境で用います。図 16(2) は他の密封装置と併用し、外側にフリンガを備えて異物の侵入を防止するものです。

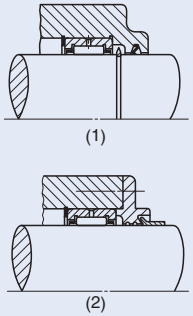


図 16

❸ラビリンス

加工には多少困難を伴いますが、密封効果は高く、特に高速で油漏れを防ぐのに適しています。低速の場合、ラビリンス部にグリースを満たすと防じんに有効です。図 17 ではハウジング又はふたを二つ割りにする必要があります。また、図 18 は組立てが容易な例で、オイルシールと併用すると更に密封効果は高くなります。

ラビリンスのすきまは、通常、表 31 に示す値とします。

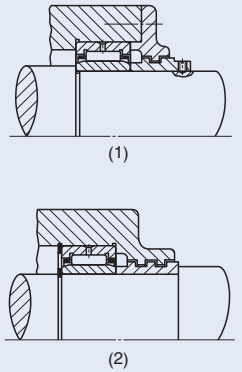


図 17

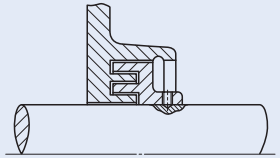


図 18

表31　ラビリンスのすきま　単位　mm

軸径	すきま	
	ラジアル方向	アキシアル方向
50以下	0.25～0.4	1～2
50を超え	0.5 ～1	3～5

接触形式の密封装置

材料の弾性によってシール面に圧力をかけ、回転・往復・揺動運動する軸の摺動面を密封する形式で、シール材料は合成ゴム、合成樹脂、フェルトなどが一般的に使用されています。

❶オイルシール

最も一般的な密封装置として、合成ゴムのオイルシールが多く使われます。リップは弾性に富み、軸と接触して密封効果が得られます。また、適当な緊迫力を保持するため、ばねを組み込んだものもあります。

リップと軸との摺動面は、常に境界潤滑と流体潤滑が混同した摩擦挙動を示しています。この接触面に潤滑剤がなくなると発熱、摩耗、焼付きを起こし、逆に、油膜が厚くなると油漏れを生じます。

通常のオイルシールは、JIS B 2402-1〜5 に規格されています。IKO ニードルベアリング用シール（506 ページ参照）は、ニードルベアリングの断面高さに合わせた寸法になっています。

オイルシールリップの材料は、普通ニトリルゴムが使用されます。材料とその使用温度範囲を表 32 に示します。

シールと接触する軸の仕上げは、表 33 のように、軸の周速によって適切な表面粗さが必要です。また、真円度をよくし、軸の偏心も 0.05mm 以下にすることが望まれます。

軸の摺動部の硬さは、耐摩耗性を高めるため、硬質クロムメッキ又は熱処理によって、40HRC 以上にする必要があります。

表32　シールの材料と使用温度

シールの材料		使用温度範囲 ℃
合成ゴム	ニトリルゴム	−25〜120
	アクリルゴム	−15〜130
	シリコンゴム	−50〜180
	ふっ素ゴム	−10〜180
四ふっ化エチレン樹脂		−50〜220

表33　軸の周速と表面粗さ

周速 m／s		表面粗さ
を超え	以下	$\mu mR_a(\mu mR_y)$
—	5	0.8(3.2)
5	10	0.4(1.6)
10	—	0.2(0.8)

❷フェルトシール

構造が簡単なため、古くからグリース潤滑の防じんに使用されています。フェルトは回転中ある程度含油するので、発熱、焼付きは起きにくくなっています。しかし、軸の周速が大きい（4m/s 以上）場合は使用できません。ちりやほこりの多いところでは、フェルトの接触面に吸着して、軸にきずを付けることがあります。これを防ぐためフェルトシールは、ある程度間隔を保って 2 個組み込むか、合成ゴムシールを併用することがあります。

潤滑

潤滑の目的

軸受の潤滑の主な目的は、軸受内部の摩擦と摩耗を減らし、発熱や焼付きを防止することにあります。したがって、潤滑剤と潤滑方法の適・不適が、軸受性能に影響を与えますので、それぞれ、使用条件に適した選定をする必要があります。

潤滑の効果として次の事項をあげることができます。

❶摩擦と摩耗の減少

軸受を構成する軌道輪、転動体及び保持器の相互に接触する部分において、金属接触を防止し、また、転動面の差動滑り、スキュー、スピン又は弾性変形による微小滑りなどに対して摩擦と摩耗を減少させます。

❷摩擦熱の除去

摩擦によって発生した熱、又は外部から伝わった熱を潤滑油が運び去り、軸受の過熱を防止します。一般的には循環給油方式が用いられます。

❸軸受寿命への影響

軸受の寿命は、軌道輪と転動体との転がり接触面が十分な油膜形成により隔てられている場合は長くなり、油の粘度が低く油膜が不十分な場合は短くなります。

❹さび止め

潤滑剤の存在により、軸受内部や表面のさびの発生を防止します。

❺防じん

グリース潤滑の場合、その効果は顕著です。循環給油、ジェット潤滑の場合、軸受付近の異物を洗い落とす効果があります。

潤滑方法

転がり軸受の潤滑方法は、一般的にはグリース潤滑と油潤滑による方法があります。また、特別な場合としては、固体潤滑剤を使用する方法もあります。

一般に、グリース潤滑は密封構造が簡単で、経済的であることが最大の利点であり、多く使用されています。また、一度グリースを充てんすれば、比較的長期間補給しなくても使用できます。しかし、油と比較すると流動抵抗が大きいので、攪拌熱も大きく、放熱性、冷却能力に劣ります。

油潤滑は、流動性がよいので熱の放散がよく、高速回転にも適します。更に、油中のごみのろ過が簡単なため、ごみによる音響、振動の発生を防止することもでき、軸受寿命を増大させます。また、運転条件に適した種々の潤滑方法が選定できるなど多くの利点があります。しかし、油漏れに対する十分な配慮が必要です。グリース潤滑と油潤滑の選定指針として、両者を比較すると表 34 のようになります。

なお、IKO 球面滑り軸受の潤滑剤については、455 ページを参照してください。

表34　グリース潤滑と油潤滑の比較

項目	グリース潤滑(1)	油潤滑
密封構造 ハウジング構造	簡単	やや複雑
温度	高温不可	高温可 （循環による冷却作用）
回転速度	低・中速	高速にも可
荷重	中程度以下	高荷重にも可
保守	容易	困難 （特に油漏れに要注意）
潤滑剤の取替え	やや繁雑	簡単
潤滑性能	良い	非常に良い
ごみのろ過	困難	容易
じんあいの侵入	対策容易	循環給油でろ過することにより除去可能

注(1)　一般の軸受用グリースを示します。

グリース潤滑

❶グリースの充てん量

グリースの充てん量は、ハウジングの構造、寸法、グリースの種類、雰囲気によって異なりますが、一般には、軸受又はハウジング内の空間の 1/3 ～ 1/2 が適当です。グリース量が多すぎると温度上昇の原因となり、特に高速回転の場合には注意が必要です。

図 19 は、グリースセクタによって側面にグリースだまりを数箇所設けたものです。注入したグリースが高速回転で飛散しても、グリースだまりに充満して、再び軸受内に流入します。その反対側の空間には、老化したグリースをため、定期的にカバーを取外し除去します。

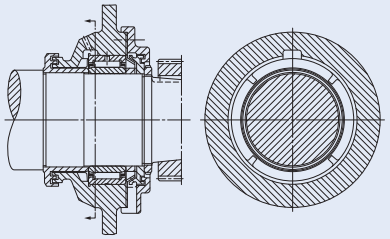
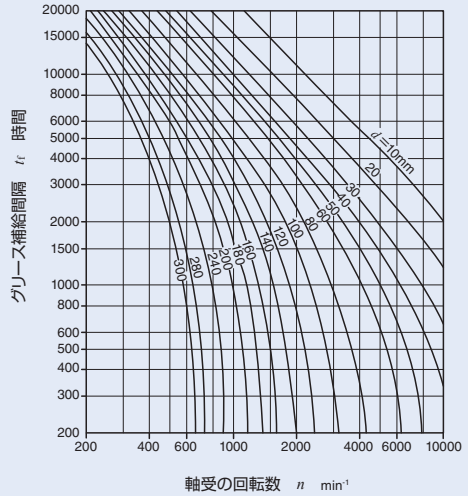


図 19

❷グリースの補給

グリースの寿命は、その種類や品質及び軸受の形式、寸法、使用条件、温度、摩耗の増加、異物や水分の混入などによって、異なります。

図 20 は、グリースの補給間隔を示し、一般的な目安として用いられます。この線図から得られる値は、普通の荷重条件で、機械本体が静止している場合に適用されます。また、運転状態での軸受外輪外径温度が 70℃以下を前提とします。70℃を超える場合には、おおよその目安として、15℃上昇するごとに補給間隔は 1/2 となります。



備考
dは軸受内径、内輪なしの場合は内接円径
F_wをdとしてt_fを求めます。

図 20　グリースの補給間隔

油潤滑

❶油浴潤滑

油潤滑の最も一般的な潤滑方法で、中速又は低速に用いられます。油量が多すぎると攪拌熱を発生し、少ないと摩擦による焼付きを起こすことがあり、適正な油量にする必要があります。油面は停止時、横軸の場合軸受の最下位の転動体中心付近とし、立軸の場合は転動体の約 50%が浸るようにします。

また、停止時及び運転時に油面の高さを容易に点検できるように、オイルゲージを備えることが望まれます。

❷滴下潤滑

可視式オイラ又は繊維のひもに伝わって滴下した油が、回転する保持器、軸、ナットなどによって生じた風圧で霧状になるか、油滴が回転体に衝突して霧状になってハウジング内を満たし潤滑する方法で、滴下油が摩擦熱を運び去るので、油浴式より冷却効果は大きく、高速で中程度の荷重の箇所に多く用いられます。

可視式オイラ（図 21）は、滴下する油量を調節できますが、ひも給油では油量の調節は困難です。油滴の量は軸受の形式、回転数などで異なりますが、毎分 5 ～ 6 滴程度が一般的です。

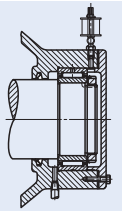


図 21　滴下潤滑

❸飛まつ潤滑

歯車や円板の回転によって油をはね飛ばし、飛まつにして給油する方法で、軸受が直接油に浸ることなく、かなり高速回転まで可能です。

軸受と歯車を共通の油で潤滑するようなギヤーケースでは、攪拌によって摩耗粉が、油とともに軸受に運ばれることがあります。その際には、ギヤーケースの底部に永久磁石を備えて摩耗粉を吸着するか、遮へい板によって防止します。

また、図 22 のように、飛散した油がケース内面に設けられた溝を伝わって油だまりに流れ、油面を一定に保ち、軸受へ的確に給油する方法があります。

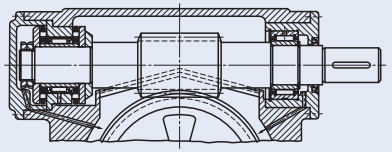


図 22　飛まつ潤滑

❹循環潤滑

給油部分が多くて、自動給油したほうが経済的なとき、又は冷却を要する高速回転などに用いられます。潤滑油は圧力が調整できるポンプで送られ、循環系統にフィルタやクーラが取り付けられるので、理想的な潤滑方法です。図 23 のように、給油と排油の位置はなるべく反対側に設け、特に油がたまり過ぎないように、排油口を大きくします。

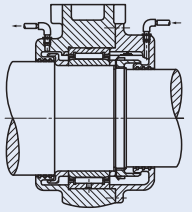


図 23　循環潤滑

❺噴霧潤滑（オイルミスト潤滑）

フィルタによってちりやほこりを除去し、乾燥した圧縮空気で油を霧状にして、軸受に供給する方法です。空気と油が軸受を通過するとき、空気が軸受を冷却し、油が軸受を潤滑します。そのうえハウジング内の圧力は、大気圧より高いので、外部からの水、異物の侵入が防止できるなど多くの利点があります。したがって、高速内面研削軸などの高速回転に適しています。

❻ジェット潤滑

超高速回転や高温で、苛酷な使用条件に用いられる信頼性の高い潤滑方法です。高速回転の軸受付近の空気は、軸受とともに回転して空気の壁ができるので、軸受に油を供給するための噴射速度は、内輪軌道面周速の 20%以上にする必要があります。図 24 のようにノズルから噴射した油は、内輪と保持器とのすきまに入るように吹き付けます。油量が多いので、排油口

を大きくすると同時に、強制排油を行うと一層効果的です。

$d_m n$ 値（軸受内径と外径との平均値 mm ×回転速度 min^{-1}）が 100 万以上の軸受の場合、噴射速度は 10 ～ 20m/s、ノズル径 1mm 程度で給油圧力 0.1 ～ 0.5MPa、給油量 500cc/min 以上とし、高速になるほど給油圧力、給油量を増すようにします。

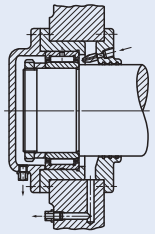


図 24　ジェット潤滑

潤滑剤

転がり軸受の潤滑剤としては、一般には、潤滑グリース又は潤滑油が使用されます。特別な用途には、固体潤滑剤が使用されます。

潤滑グリース

グリースは基油（液状の潤滑剤）と増ちょう剤とを加熱混合し、これに必要量の添加剤を加えた半固体の潤滑剤です。

グリースの種類は、基油、増ちょう剤及び添加剤の組合せにより、数多くのものがあります。分類方法は、通常、増ちょう剤と基油によることが多く、表 35 は各種グリースの一般的な特性を示します。また、潤滑グリースの銘柄と性能の参考例を 564 ページの表に示します。

表35　各種グリースの特性

名称（通称）／項目	カルシウムグリース（カップグリース）	ナトリウムグリース（ファイバグリース）	アルミニウムグリース（モービルグリース）	混合基グリース	バリウムグリース	リチウムグリース	リチウムグリース（ジエステルグリース）	リチウムグリース（シリコングリース）	非石けん基グリース（ノンソープグリース）（ベントングリース）	非石けん基グリース（ノンソープグリース）
基油	鉱油	鉱油	鉱油	鉱油	鉱油	鉱油	ジエステル油	シリコン油	鉱油	合成油
増ちょう剤	Ca 石けん	Na 石けん	Al 石けん	Na+Ca 石けん Li+Ca 石けん	Ba 石けん	Li 石けん	Li 石けん	Li 石けん	ベントン	シリカゲル、ポリウレアなど
外観	バター状	繊維状～バター状	糸引状～バター状	繊維状～バター状	繊維状～バター状	バター状	バター状	バター状	バター状	バター状
滴点 ℃	80 ～ 90	150 ～ 180	70 ～ 90	160 ～ 190	150 ～ 180	170 ～ 190	170 ～ 190	200 ～ 250	200 ～	なし
使用温度範囲 ℃	－ 10 ～ 70	－ 20 ～ 120	－ 10 ～ 80	－ 10 ～ 100	－ 10 ～ 135	－ 20 ～ 120	－ 50 ～ 120	－ 50 ～ 180	－ 10 ～ 150	～ 200
耐圧性	強～弱	強～中	強	強	強～中	中	中	弱	中～弱	中
耐水性	良	劣	良	良、Na 入り劣	良	良	良	良	良	良
機械的安定性	可	良	劣	良	劣	優	優	優	良	良～劣
特性	約 1 % の水分を含む。80℃以上になると水が蒸発し油と石けんに分解する。中荷重用。	長繊維状のものは高速に耐えないが耐圧性は良い。短繊維状のものは比較的高速用に可。	耐水性、防せい性があり、金属面に対し付着性がよい。	かなり高速回転まで可能。	耐水性、耐熱性に優れた万能グリース。	石けん基グリースでは最も優れた万能グリース。	低温性、摩擦特性が優れている。計器用小形軸受に適する。	主として高温用に使用される。高速、重荷重には適さない。	一般に耐熱性が良い。鉱油を基油としたグリースは一般用。合成油を基油としたグリースは、耐熱性、耐薬品性などの特殊用途に使用される。	

❶基油

グリースの基油には、普通、石油系潤滑油が用いられます。

グリースの潤滑性能は、主として、基油の潤滑性能によって決まるため、潤滑油の基油粘度を重視する必要があります。一般に、軽荷重·高速回転には低粘度、重荷重・低速回転には高粘度が適します。流動点、高温安定性の点では、石油系にかわりジエステル系、シリコン系の合成潤滑油が使用されます。

❷増ちょう剤

グリースの増ちょう剤として、表 35 に示すように、一般には金属石けん基が多く用いられます。特に Na 石けん基は水溶性で乳化しやすいので、湿気や水のかかる箇所には使えません。また、増ちょう剤の種類とグリースの滴点とは関係が深く、一般に滴点の高いグリースは使用温度の上限が高くなります。しかし、高滴点の増ちょう剤を用いたグリースでも基油の耐熱性が低い場合には、その上限温度は低くなります。

❸ちょう度

グリースの硬さの度合を表すもので、増ちょう剤が同じ場合は、その量に比例して硬くなります。

ちょう度（混和ちょう度）は、通常、グリースを 60 回かき混ぜた直後、規定の円すいが規定時間にグリースに進入する深さ (mm) の 10 倍で表します。

したがって、使用中の流動性を表す目安となり、軟らかいグリースのちょう度は、大きな数値となります。表 36 はグリースのちょう度番号、ちょう度と使用条件との一般的な関係を示します。

表36　グリースのちょう度と使用条件

NLGI ちょう度番号	混和ちょう度	使用条件
0	385 ～ 355	集中給油用
1	340 ～ 310	揺動用
2	295 ～ 265	一般用
3	250 ～ 220	一般用・高温用
4	205 ～ 175	グリースでシールする場合

❹添加剤

添加剤はグリースの性能を向上させるために添加する各種の物質で、添加量は少量です。例えば、軸受を長時間運転すると温度が上昇し、これにつれて潤滑剤も酸化し、酸化生成物を生じて軸受を腐食させます。そのため、長期間無給油で運転する場合には酸化防止剤を、また、重荷重が作用する箇所には極圧添加剤を加えたグリースの使用が適しています。

❺異種グリースとの混合適性

原則として、同一銘柄のグリースを使用することが望まれますが、グリースの混合が避けられない場合には、同種の増ちょう剤及び類似の基油のグリースを使用するようにします。

異種のグリースを混ぜると、グリース構造は相互に悪影響を及ぼすことがあり、また、個々のグリースちょう度より軟化しますので、注意が必要です。

潤滑油

転がり軸受の潤滑油には、精製された鉱油又は合成油が使用されます。また、特性を強化するため、酸化防止剤、極圧添加剤、清浄剤などの添加剤が必要に応じて加えられています。

潤滑油の選定に当たっては、運転温度において適正な粘度の油を選ぶことが重要です。粘度が低過ぎると、油膜形成が不十分となり、異常摩耗、焼付きの原因となります。また、粘度が高過ぎると、粘性抵抗により発熱したり、動力損失を大きくします。一般的な基準としては、荷重が大きいほど高粘度、回転数が高いほど低粘度の油を使用します。

普通の使用条件では、運転温度において、表 37 に示す粘度が目安となります。

潤滑油の粘度と温度との関係は、図 25 から求めることができます。また、軸受の使用条件における潤滑油の選定例を表 38 に示します。

表37　軸受の形式と潤滑油の必要粘度

軸受の形式	運転状態での動粘度
ニードルベアリング ローラベアリング	13 mm^2/s以上
クロスローラベアリング	20 mm^2/s以上
スラストニードルベアリング スラストローラベアリング	32 mm^2/s以上

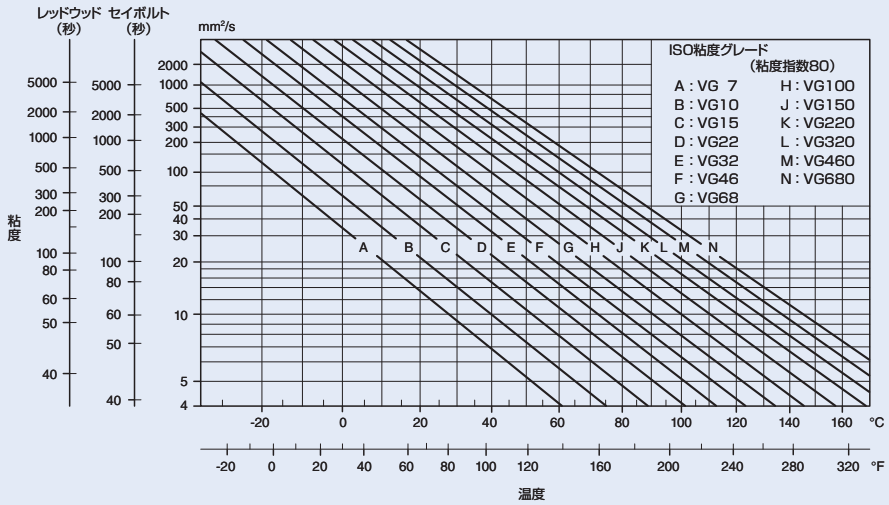


図 25　潤滑油の粘度と温度との関係

表38　軸受の使用条件と潤滑油の選定例

使用条件		ISO 粘度グレード (VG)											
		10	15	22	32	46	68	100	150	220	320	460	680
運転温度	−30〜 0℃	冷凍機油											
	0〜 50℃	軸 受 油											
		タービン油											
	50〜 80℃	軸 受 油											
		タービン油											
	80〜110℃	軸 受 油											
		タービン油										ギヤー油	
$d_m n$値 荷 重		大											小
		小											大

備考
- 潤滑油は JIS K 2211（冷凍機油）、JIS K 2239（軸受油）、JIS K 2213（タービン油）及び JIS K2219（ギヤー油）によります。
- 潤滑方法は、主として油浴又は循環潤滑の場合を示します。
- 運転温度の範囲で、温度が高温側の場合は高粘度の油を使用します。
- $d_m n$値は、軸受内径と外径との平均値mm×回転速度min^{-1}を示します。

Cルーブベアリング

C ルーブベアリングは、軸受空間に熱硬化形固形潤滑剤を封入した新しい発想の軸受です。多量の潤滑油と微粒子の超高分子ポリオレフィン樹脂を熱処理固形化したもので、軸受が回転することで潤滑剤が軌道面に常時適量しみだし、長時間にわたって軸受の潤滑性能を維持します。

C ルーブ旋削形ニードルベアリング、C ルーブカムフォロア、C ルーブローラフォロアは、216 ページ、368 ページ、412 ページに寸法表を記載しております。

なお、ニードルベアリング全般にも対応しますので、ご要望のときは IKO にお問い合わせください。

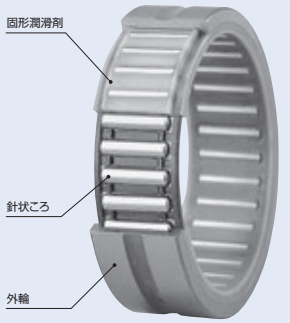
また、NSF H1 認証の潤滑油と FDA 規格に適合した樹脂を使用することにより、人体への影響に配慮した、食品機械用 C ルーブベアリングの対応も可能です。ご要望のときは IKO にお問い合わせください。

Cルーブベアリングの特長

- 給油しづらい箇所でのグリース消失対策に最適
- 給油間隔の延長により、メンテナンスを大幅に削減
- 給油による周囲の汚れがなく、油を嫌う用途に最適

Cルーブベアリングの使用上の注意

- C ルーブベアリングは、有機溶剤、白灯油などの脱脂能力を有する薬品での洗浄や放置は厳禁です。
- 使用温度は− 15 〜 80℃です。長時間使用する場合は 60℃以下を推奨します。
- 軸受を正常に回転させるためには、基本動定格荷重の 1%以上の荷重をかけてご使用ください。
- 許容回転数は一般のニードルベアリングとは異なります。$d_m n$ 値、$d_1 n$ 値、dn 値は、表 39 の値以下を目安としてください。



C ルーブベアリング

表39　Cルーブベアリングの $d_m n$ 値、$d_1 n$ 値、dn 値

代表形式		許容回転数
	主要形式記号	$d_m n$ (1)、$d_1 n$ (2)、dn (3)
Cルーブ旋削形ニードルベアリング	TAF･･･/SG	$d_m n$ = 20 000
Cルーブカムフォロア	CF･･･/SG	$d_1 n$ = 10 000
Cルーブローラフォロア(4)	NART･･･/SG	dn = 8 000

注(1)　$d_m n$値＝{(軸受内径[mm]＋軸受外径[mm])/2}×回転速度[min^{-1}]
(2)　$d_1 n$値＝(スタッド径[mm]×回転速度[min^{-1}])
(3)　dn値＝(内輪内径[mm]×回転速度[min^{-1}])
(4)　Cルーブローラフォロアの許容回転数は、往復回転で使用する場合に適用します。単一方向、連続回転で使用する場合は、IKOにお問い合わせください。

摩擦と許容回転数

摩擦

転がり軸受は、滑り軸受に比べて起動摩擦が小さく、しかも、起動摩擦と動摩擦の差が小さいので、機械の動力損失を減少させ、温度上昇を少なくすることができ、機械効率を高めます。

摩擦トルクは、軸受の形式、軸受荷重、回転速度、潤滑剤の特性などによって影響を受け、軽荷重・高速回転では潤滑剤によって、重荷重・低速回転では荷重によって変化します。

転がり軸受の摩擦トルクは、種々の要素で決まるため複雑ですが、便宜上、次の式で表されます。

・ラジアル軸受　$M=\mu P\frac{d}{2}$ ……(37)

・スラスト軸受　$M=\mu P\frac{d_m}{2}$ ……(38)

ここに　M ：摩擦トルク　N・mm
μ ：摩擦係数
P ：軸受荷重　N
d ：軸受内径　mm
d_m ：軸受内径と外径との平均値　mm

ニードルベアリングの摩擦係数は、潤滑や取付条件が適性であり、荷重がある程度以上大きく安定した運転条件では、およそ表 40 のとおりです。

表40　摩擦係数

軸受の形式	μ
保持器付ニードルベアリング	0.0010 ～ 0.0030
総ころニードルベアリング	0.0030 ～ 0.0050
スラストニードルベアリング	0.0030 ～ 0.0040
スラストローラベアリング	0.0030 ～ 0.0040

許容回転数

転がり軸受の回転速度を大きくしていくと、軸受内部の保持器、軌道輪及び転動体の、相互に滑り接触する部分の発熱のため、軸受の温度は次第に高くなり、軸受は焼付きを起こします。そのために、長期間安全に運転できる許容回転数が存在します。

発熱量は、ほぼ、接触部の滑り速度に比例しているため、この滑り速度が、軸受の回転数の限度を示す目安となっています。

したがって、軸受の許容回転数は、軸受の形式、大きさ、軸受荷重、潤滑方法、ラジアルすきまなどによって異なります。

寸法表に示した許容回転数は、経験的に得られた値であり、軸受の使用条件により変わり得るもので、絶対的な値ではありません。軸受まわりの構造と精度、潤滑剤、潤滑方法などを吟味すれば、軸受によっては 2 倍以上の回転数で異常なく運転することもできます。

使用温度範囲

ニードルベアリングの使用温度は、一般的に－ 20 ～ 120℃の温度範囲で使用することができます。

これ以外の温度条件下で使用する場合、封入グリースやシール、保持器材質などの使用温度範囲により制限を受ける場合があります。また、120℃以上の高温で使用する場合、寸法の変化量が大きくなるため特殊な熱処理を施すことが必要です。

形式によっては使用温度範囲が異なる場合がありますので、各軸受の項を参照してください。

軸受の取扱い

取扱い上の注意

軸受は非常に精密な機械要素ですので、取扱いも十分な慎重さが必要です。軸受取扱い上の注意事項として、次の点を考慮する必要があります。

❶軸受及びその周囲を清浄にする

ちりやほこりには特に注意し、軸受及び近接して取り付けられる部品を清浄に保ち、作業の用具・作業環境をきれいにしてください。

❷取扱いをていねいに行う

取扱い中に軸受に衝撃を与えると、軌道面や転動体にきずや圧痕、著しい場合は割れ･欠けが生じるため、注意が必要です。

❸適切な取扱用具を使用する

取付け、取外しの際には、軸受の形式に適した用具を使用してください。

❹軸受のさびに注意する

軸受には防せい油が塗布してありますが、素手で取り扱うと手の汗によってさびの発生原因となります。手袋を使用するか、素手の場合は鉱油を手に塗布するなどの注意が必要です。

保管

軸受は、弊社の梱包および荷姿で高温、低温、多湿を避け、水平な状態で室内に保管してください。

また、あらかじめ潤滑剤が封入されている製品において長期間保管された場合、内部の潤滑剤が経年劣化していることがありますので潤滑剤を再給脂してからご使用ください。

取付け

準備

軸受を取り付ける前に、軸及びハウジングの寸法や隅部が規定どおりであるかを確認します。

軸受の包装は、取付け直前にとくことが望ましく、グリース潤滑の場合には、軸受を洗浄せずにそのまま潤滑グリースを充てんします。油潤滑の場合にも、普通、洗浄の必要はありません。しかし、特に高精度を必要とするときや、高速で使用する場合は、清浄な洗浄油で十分に油分を除去して使用します。さび止め剤を除去した軸受は、さびが発生しやすいので、そのまま放置しないでください。

なお、軸受の形式によっては、潤滑グリースが封入されているものがありますので、各軸受の形式の項を参照してください。

取付方法

軸受の取付方法は、軸受の形式、はめあい条件によって異なります。一般に、ニードルベアリングの取付けは比較的容易ですが、非分離形でしめしろが大きいときは、慎重に取り扱う必要があります。

❶圧入による取付け

しめしろの小さい小・中形軸受は、圧入力も小さいので、常温のままプレスによって圧入する方法が用いられます。この場合、図 26 のような圧入用具を使用し、軸受側面に均等に力を加えて、慎重に取り付けます。分離形軸受では、内外輪を別々に取付けできるため作業は簡単ですが、内輪を取り付けた軸を、外輪に組み込む際に、軌道面及び転動体にきずを付けないよう注意が必要です。

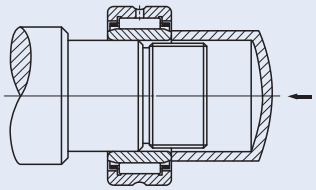


図 26

非分離形軸受を取り付けるとき、図 27 のように、当て金を使用して、内外輪を同時に押し込みます。外輪をたたいて内輪を軸にはめ込んだり、内輪をたたいて取り付ける方法は、軌道面と転動体にきずや圧痕が生じるので、絶対に避けなければなりません。

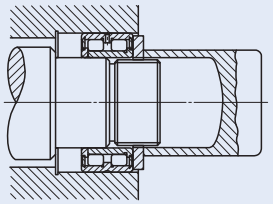


図 27

なお、作業を行うとき、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ます。

❷熱ばめによる取付け

しめしろの大きい場合や、大形軸受の取付けに用いられる方法で、外輪に対してはハウジングを、軸に対しては内輪を加熱し、直径の膨張を利用して無理なく短時間で取り付けられます。熱ばめの場合の温度は最高 120℃までとし、適切に加熱します。熱ばめの油は腐食性の少ない純鉱物油がよく、変圧器用絶縁油が最適とされています。取付け後、軸受は冷却すると軸方向にも収縮するので、内輪と軸の肩との間にすきまが生じないよう、収縮が終るまで軸方向に力を与えて密着させてください。

また、外輪とハウジングとのしめしろが大きい場合、ドライアイスなどを使用して軸受を冷却して取り付ける冷しばめの方法があります。取り付けた直後に、空気中の水分が軸受に付きやすいので、防せい処置に注意する必要があります。

圧入力と引抜力

内輪を軸にしめしろをもって圧入するときの圧入力、又は引き抜くときの引抜力の目安は、次の式から求められます。

$$K=f_k\frac{d}{d+2}\Delta_{df}B\left\{1-\left(\frac{d}{F}\right)^2\right\}\cdots\cdots\cdots\cdots(39)$$

ここに　K　：圧入力又は引抜力　N
f_k　：摩擦係数によって決まる抵抗係数
内輪を軸に圧入する場合　$f_k=4\times10^4$
内輪を軸から引き抜く場合　$f_k=6\times10^4$
d　：内輪内径　mm
Δ_{df}：見かけのしめしろ　mm
B　：内輪幅　mm
F　：内輪外径　mm

実際の圧入力や引抜力は、取付誤差などにより、計算で求めた値より大きくなることがあります。取外し用具を設計する場合、5 倍以上の荷重に耐えられる強度（剛性）が必要です。

運転検査

軸受を取り付けた後、取付けが正常であるかを確認するため、運転検査を行います。一般に、手回しで円滑に回転し、異常がないかを確認します。その後、動力運転で無負荷・低速回転から徐々に所定の条件にして、異常の有無を確認します。

音響はハウジングに聴音器などを当てて、耳で検査できます。運転検査では、次の異常の有無を確かめます。

❶手動運転の場合

(a)回転トルクのむら ……取付不良
(b)ゴトゴト音がしてひっかかる … 軌道面の圧痕・きず
(c)不規則な音 ……ごみや異物の侵入

❷動力運転の場合

(a)異常音、振動 ……軌道面の圧痕、すきまの過大
(b)異常温度 … 潤滑剤の不適、取付不良、すきまの過小

取外し

軸受の取外しは、機械の定期的分解又は故障などのときに行われます。軸受部と関連機構、潤滑などの点検によって、重要な資料が得られます。取付けのときと同様に、取外しの際には、軸受や各部品を損傷しないよう注意が必要です。

取外しの方法は、軸受の形式・はめあいなどに応じ適切な方法を選びます。特に、しまりばめをした軸受の取外しは、作業が難しくなるので、軸受まわりの構造について、設計段階で考慮しておくことが必要です。

外輪の取外し

しまりばめをした外輪を取り外すには、図 28 のように、あらかじめ、ハウジングの円周上数箇所に、外輪押出しボルト用のねじを設けておき、ボルトによって外輪を均等に押しながら取り外します。

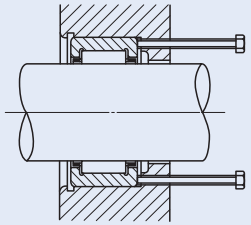


図 28

内輪の取外し

ニードルベアリングのように内外輪分離形式のものでは、図 29 に示すように、内輪の取外しは、プレスによって引き抜くのが最も簡単です。

また、図 30 のような引抜用具（プーラ）もよく使用されます。これは軸受の寸法に応じて設計されたもので、使用範囲の広いものに 3 爪プーラ（図 31）、2 爪プーラがあります。

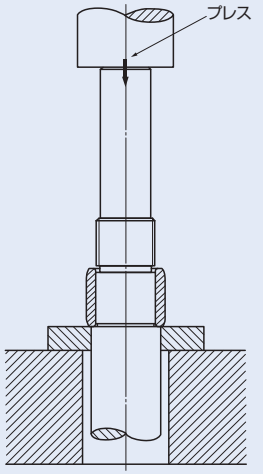


図 29

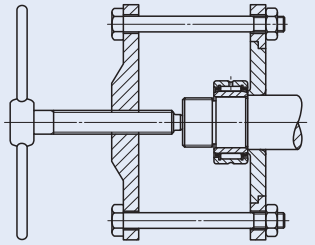


図 30

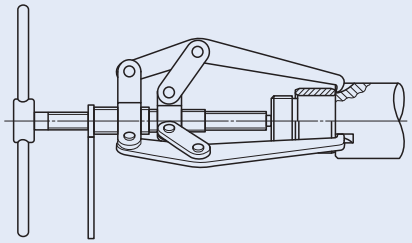


図 31

そのほか、軸の段付肩部が高く、内輪の取外しが困難な場合には、図 32、図 33 のように抜取用ピン穴をあけるか、段付肩部にプーラがかけられる溝を円周に数箇所設けて行います。

また、取外し後にその軸受を再利用しない場合には、直接トーチランプで加熱して取り外すことがあります。

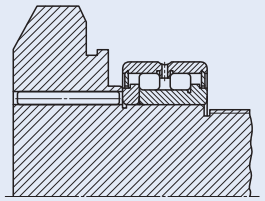


図 32

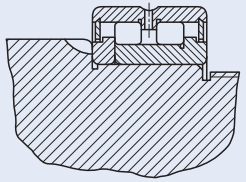


図 33

軸受の点検

軸受の洗浄

軸受を取り外して点検する場合には、まず、軸受外観の記録をとり、次に潤滑剤の残存量及び潤滑剤を採取した後、洗浄します。

軸受の洗浄は、普通、軽油又は白灯油を使用します。粗洗浄と仕上洗浄とに分け、軸受が容器の底のごみに直接触れないように、金網などで上底にしておきます。

粗洗浄の油中で、ブラシなどで軸受の潤滑グリースや異物などの付着物をきれいに除去します。このとき、異物が付いたまま軸受を回転させると、軌道面にきずを付けることがあるので注意が必要です。

次に、仕上洗浄は、軸受を洗浄油の中で回転させながらていねいに行います。なお、洗浄油はフィルタなどで清浄に保つことが望ましく、また、軸受洗浄後は直ちに防せい処理が必要です。

軸受の点検と判定

取り外した軸受の再使用が可能かどうかの判定は、軸受を洗浄した後の点検によります。軌道面、転動体、はめあい面の状態、保持器の摩耗状態、軸受のすきまの増加、寸法、回転精度などについて有害な損傷・異常がないかを注意深く点検します。

判定は、軸受の損傷の程度、機械の性能、重要度、運転条件、次回の点検までの期間などを考慮して、経験によって決めることになります。

保守・点検

保守・点検

機械に取り付けられている軸受が、良好な性能を維持するために、保守・点検を行います。

軸受の保守は、機械の運転状態の点検、潤滑剤の点検・補給又は取替え、定期分解による検査などについて行います。

運転中の機械に取り付けられている軸受の点検事項には、軸受の温度、音響、振動、潤滑剤の状態などがあります。

運転中に異常な状態を発見した場合には、62 ページの運転検査を参考に原因とその対策をたてます。また必要に応じて、軸受を取り外すときには、63 ページの取外しを参照してください。

軸受の損傷と原因・対策

転がり軸受は正しく選定、取付け、運転、保守を行えば、一般に、転がり疲れ寿命まで使用することができます。しかし、実際には、この寿命より早期に軸受が損傷することがあり、これは故障又は事故と呼ばれています。その原因は、軸受の取付け・取扱い、潤滑の不十分、異物の侵入などの例が見受けられます。

損傷した軸受だけを調査しても原因を確定することが難しいことがあり、軸受の使用機械、使用箇所、使用条件及び軸受まわりの構造などを知った上で、損傷発生前後の状況が分かれば、軸受の損傷の状況と幾通りかの原因を結びつけて検討し、同類の損傷再発を防止することが可能になります。

一般的な、軸受の損傷の発生原因とその対策については、表 41 を参照してください。

表41　軸受の損傷とその原因・対策

軸受の損傷状態		原因	対策
フレーキング	軌道の円周方向対称位置にフレーキング	ハウジングの真円度不良	ハウジング内径面の精度修正
	軌道面、ころの端部近辺にフレーキング	取付不良、軸のたわみ、心出し不良 軸・ハウジングの精度不良	取付け注意、心出し注意 軸・ハウジングの肩の直角度修正
	軌道に転動体ピッチ間隔のフレーキング	取付け時の大きな衝撃荷重 運転休止時のさび	取付けに注意 運転休止が長期のとき、防せい処置
	軌道面、転動体の早期フレーキング	すきま過小、過大な荷重 潤滑不良、さびなど	適正なはめあい、軸受すきまを選ぶ 潤滑剤の正しい選定
かじり	軌道面、ころの転動面のかじり	初期の潤滑不良 グリースが固すぎる 始動時の加速度大	軟らかいグリースの選定 急激な加速を避ける
	円筒ころの端面とつば案内面とのかじり	潤滑不良、取付不良 アキシアル荷重大	適正な潤滑剤の選定 正しい取付け
破損	外輪又は内輪の割れ	過大な衝撃荷重、しめしろ過大 軸の円筒度不良、取付部の隅の丸み大 サーマルクラックの発展 フレーキングの進展	荷重条件の見直し、はめあいの適正化 軸やスリーブの加工精度の修正、隅の丸みを軸受の面取寸法より小さくする。
	転動体の割れ つば欠け	フレーキングの進展 取付け時のつばへの打撃 運搬取扱いの不注意による落下	取扱い、取付け注意
	保持器破損	取付不良による保持器への異常な荷重 潤滑不良	取付誤差を小さくする 潤滑方法及び潤滑剤を検討
圧痕	軌道面に転動体ピッチ間隔の圧痕 （ブリネリング）	取付け時の衝撃荷重 静止時に過大な荷重	取扱い注意
	軌道面、ころの転動面の圧痕	金属粉、砂など異物のかみこみ	ハウジングの洗浄、密封装置の改善 清浄な潤滑剤の使用
異常摩耗	フォールス・ブリネリング （ブリネリングに似た現象）	輸送中など軸受静止時の振動 振幅の小さい揺動運動	軸とハウジングを固定する 潤滑剤として油を使う 予圧をかけて振動を軽減する
	フレッチング はめあい面に赤褐色状の摩耗粉を伴う局部摩耗	はめあい面の微小すきまで滑り摩耗	しめしろを大きくする 油を塗る
	軌道面、つば面、ころの転動面、保持器などの摩耗	異物侵入、潤滑不良、さび	密封装置の改善、ハウジングの洗浄 清浄な潤滑剤を使う
	クリープ はめあい面のかじり摩耗	はめあい面の滑り スリーブの締付不足	しめしろを大きくする スリーブの締付けを適正にする
焼付き	転動体、軌道面、つば面の変色、軟化溶着 保持器の変色	潤滑不良、すきま過小、取付不良	適正潤滑剤を適量供給 はめあい、軸受すきまの見直し 取付方法及び取付関係部品の見直し
電食	軌道面に洗たく板状の凹凸	通電によるスパークで溶融	軸受を絶縁する 通電を避けるためのアースをとる
さび、腐食	軸受内部、はめあい面などのさびや腐食	空気中の水分の結露 腐食性物質の侵入	高温、多湿のところでは保管に注意 防せい処置、密封装置の改善