

## 2. 軸受の選定と軸・ハウジングの設計

### ① 軸受の選定

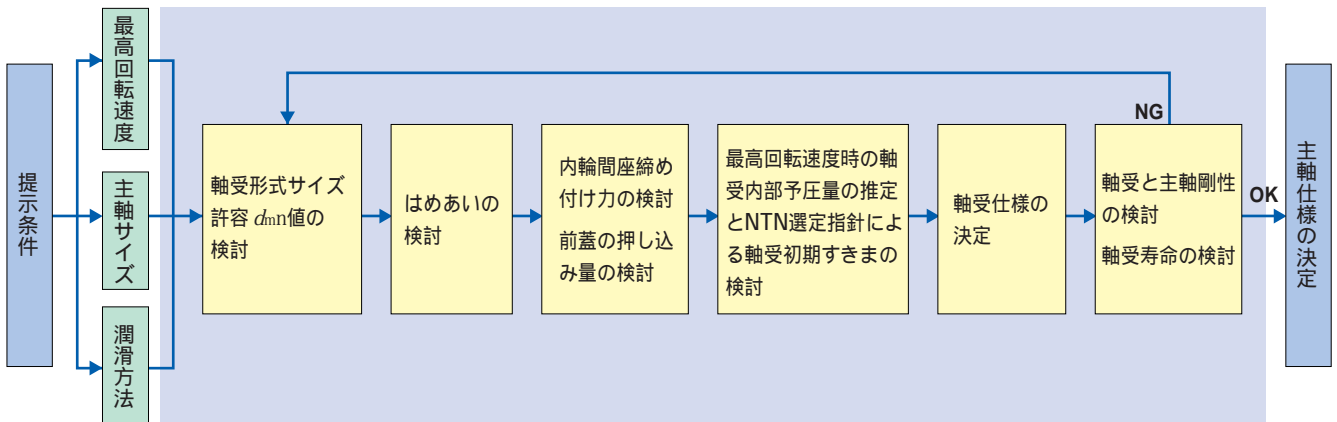
軸受を選定する場合、一般的には使用される機械の種類、部位、主軸仕様、軸受形式、潤滑方法、駆動方法等の条件から軸受寿命、精度、剛性、危険速度等の機能検討を行ない選

定します。表2.1に一般的な選定手順を示します。表2.2に工機主軸軸受の場合の検討フローチャートを示します。

表2.1 軸受の選定手順

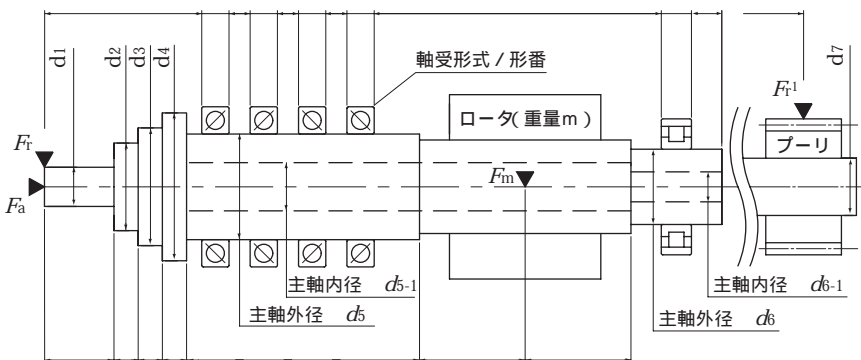
選定手順	検討事項	決定すべき事項	
軸受使用条件の把握と軸受形式の検討	機械装置の機能、構造 軸受の使用箇所 軸受到許容されるスペース 荷重の大きさと方向 振動、衝撃の程度 回転速度 軸受の配列（固定側、自由側）	軸受の音響、トルク 軸受の使用温度 軸受の剛性 取付け取外し方法 保守、点検 経済性 軸受内輪、外輪の傾き	軸受形式 配列の決定
軸受寸法の検討	機械装置の設計寿命 動等価荷重及び静等価荷重 安全係数 $S_o$	許容回転速度 許容アキシャル荷重	軸受寸法の決定
軸受精度の検討	回転軸の振れ精度 トルク変動	高速回転	軸受等級の決定
軸受内部すきまの検討	軸、ハウジングの材質、形状 はめあい 内輪、外輪の温度差	内輪、外輪の傾き 荷重、大きさ、性質 予圧量	軸受内部すきまの決定
保持器の検討	回転速度 音響	振動、衝撃 潤滑	保持器形式
潤滑方法の検討	使用温度 回転速度 潤滑方式	密封方式 保守・点検	潤滑方法・潤滑剤 密封方法の決定
特殊仕様の検討	使用条件（特殊環境：高温・低温、薬品など） 高信頼性		軸受の特殊仕様・決定
取付け取外しの検討	取付関係寸法 組立、分解手順		取付け取外し方法決定

表2.2 軸受検討フローチャート



工作機主軸用軸受の場合，選定に際し，基本検討を行うために必要な項目は表2.3のようになります。

表2.3 工作機械主軸用軸受の選定手順

(1) 機械	NC旋盤，マシニングセンタ，研削盤，その他
(2) 主軸姿勢	立軸，横軸，可変軸，傾斜軸，etc
(3) 主軸径，主軸サイズ	# 30，# 40，# 50，etc
(4) 主軸形状と取付関係	 <p>図2.1 主軸形状と取付関係寸法(例)</p>
(5) 希望軸受形式，軸受サイズ，予圧方式	フロント(アンギュラ 円筒ころ)リア(アンギュラ 円筒ころ) 予圧方式(定位置予圧 定圧予圧)
(6) 自由側のスライド方式	円筒ころ，ボールプッシュ(冷却有，無)
(7) 潤滑仕様	グリース，エアオイル，オイルミスト(マイクロルブ)
(8) 駆動方式	ビルトインモータ，ベルト駆動，カップリング
(9) 軸受部位の外筒冷却有無	有，無
(10) 外筒冷却条件	室温同調，機台同調，供給油量(L/min)
(11) 使用回転速度	最高回転速度 ( $\text{min}^{-1}$ ) 常用回転速度 ( $\text{min}^{-1}$ ) 使用回転速度範囲 ( $\text{min}^{-1}$ )
(12) 負荷荷重条件(切削条件)	負荷荷重位置 負荷荷重 ラジアル荷重 $F_r$ (N) アキシアル荷重 $F_a$ (N) 回転速度 加工頻度 希望寿命

## ② 精度

### 軸受の精度

転がり軸受の精度，すなわち寸法精度と回転精度はISO規格及びJIS B 1514（転がり軸受の精度）で規定されています。（表2.4，表2.5）寸法精度は軸・ハウジングに軸受を取り付けるときに必要な項目で，回転精度は軸受を1回転させ

た時の振れを規定しています。転がり軸受の精度測定方法はJIS B 1515に参考として規定されています。表2.6に回転精度の測定方法のうち主なものを示します。

表2.4 軸受形式と適用規格及び精度等級

軸受形式		適用規格	精度等級				
アンギュラ玉軸受		JIS B 1514 (ISO492)	0級	6級	5級	4級	2級
円筒ころ軸受			0級	6級	5級	4級	2級
針状ころ軸受			0級	6級	5級	4級	
円すいころ軸受	メートル系	JIS B 1514	0級,6X級	6級	5級	4級	
	インチ系	ANSI/ABMA Std.19	Class 4	Class 2	Class 3	Class 0	Class 00
	J系	ANSI/ABMA Std.19.1	Class K	Class N	Class C	Class B	Class A
複式スラストアンギュラ玉軸受		NTN規格			5級	4級	

表2.5 精度等級の比較

規格	適用規格	精度等級					軸受形式
日本工業規格 (JIS)	JIS B 1514	0級,6X級	6級	5級	4級	2級	全形式
国際規格 (ISO)	ISO 492	Normal class Class 6X	Class 6	Class 5	Class 4	Class 2	ラジアル軸受
	ISO 199	Normal Class	Class 6	Class 5	Class 4		スラスト玉軸受
	ISO 578	Class 4		Class 3	Class 0	Class 00	円すいころ軸受 インチ系
	ISO 1224			Class 5A	Class 4A		計器用精密軸受
ドイツ規格 (DIN)	DIN 620	P0	P6	P5	P4	P2	全形式
アメリカ規格 (ANSI)	ANSI/ABMA Std.20 <sup>注1)</sup>	ABEC-1 RBEC-1	ABEC-3 RBEC-3	ABEC-5 RBEC-5	ABEC-7	ABEC-9	ラジアル軸受 (円すいころ軸受を除く)
アメリカベアリング工業会規格 (ABMA)	ANSI/ABMA Std.19.1	Class K	Class N	Class C	Class B	Class A	円すいころ軸受 メートル系
	ANSI/ABMA Std.19	Class 4	Class 2	Class 3	Class 0	Class 00	円すいころ軸受 インチ系

注1) ABECは玉軸受に，RBECはころ軸受に適用する。

備考1. JIS B 1514，ISO 492，199及びDIN 620は同等である。

2. JIS B 1514，とABMA規格とは許容差又は許容値が若干相違する。

工作機主軸のような高い回転精度を得るためには、主軸仕様を満足する高精度軸受の選択が必要であり、一般的にはJIS精度5級、4級、2級の高精度品が用途に応じて選定されます。特に軸受のラジアル振れ、アキシャル振れ及び非繰り返し精度が主軸の回転精度に影響を与えるため注意が必要です。最近の超高精度工作機においては、この非繰り返し精度N.R.R.O. ( Non-Repetitive RunOut ) が重視されつつあり、

旋盤やマシニングセンターの主軸でN.R.R.O.精度管理軸受が使用されています。N.R.R.O.の詳細については次項を参照下さい。また高精度化については、軸受以外の要素（軸、ハウジング）の精度（真円度、円筒度、同軸度）も重要であり、軸及びハウジングの加工法、仕上精度についても十分な考慮が必要です。軸、ハウジングの精度については次項を参照下さい。

表2.6 回転精度の測定方法

精度の特性	測定方法		
内輪のラジアル振れ ( $K_{ia}$ )			内輪のラジアル振れは、内輪を1回転させたときの測定器の読みの最大値と最小値との差
外輪のラジアル振れ ( $K_{ea}$ )			外輪のラジアル振れは、外輪を1回転させたときの測定器の読みの最大値と最小値との差
内輪のアキシャル振れ ( $S_{ia}$ )			内輪のアキシャル振れは、内輪を1回転させたときの測定器の読みの最大値と最小値との差
外輪のアキシャル振れ ( $S_{ea}$ )			外輪のアキシャル振れは、外輪を1回転させたときの測定器の読みの最大値と最小値との差
内輪の横振れ ( $S_{di}$ )			内輪の横振れは、内輪をテーパマンドレルと共に1回転させたときの測定器の読みの最大値と最小値との差
外輪の外径面の倒れ ( $S_{ob}$ )			外輪の外径面の倒れは、外輪を当て金に沿って1回転させたときの測定器の読みの最大値と最小値との差

### 軸受のN.R.R.O.（非繰返し精度）について

転がり軸受の精度はJIS（日本工業規格）やISO（国際規格）に規定されており、回転精度としてラジアル振れ（ $K_{ia}$ ）、アキシアル振れ（ $S_{ia}$ ）などの名称で定義されています。表2.6に回転精度の測定方法を示しましたがいずれも1回転させた時の振れの大きさを読んでいます。（いずれも回転に同期する振れ精度です。）

これに対し、軸受の使用は1回転以上の連続した回転運動で使用されるのが一般的であり、実際の振れ精度は回転に同期しない成分、（例えば転動体径の相互差、内外輪軌道面の真円度）により、回転精度が回転毎に異なる軌跡を描きます。

この回転に同期しない成分の振れ幅をN.R.R.O.（Non-Repetitive RunOut）：非繰返し振れ精度と呼び、図2.3のリサージュ波形の幅に相当します。

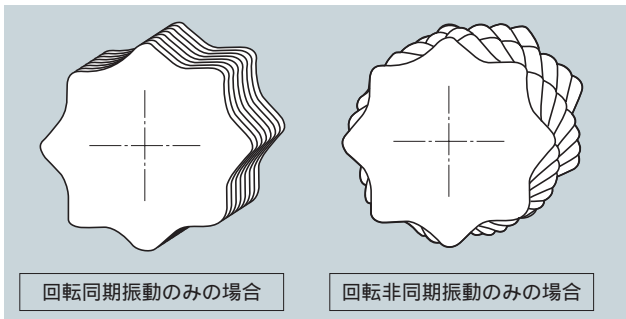


図2.2

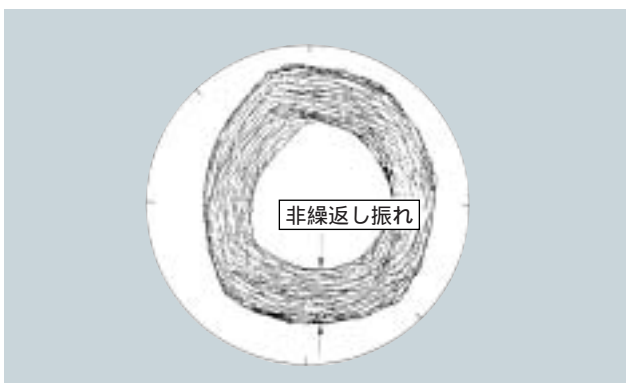


図2.3 リサージュ波形

軸受のN.R.R.O.の影響を旋盤の主軸を例に図2.4に示します。

主軸に取付けられた加工物（ワーク）の外径面がバイトにより、旋削される状態を表しています。加工物の外径が、回転を繰り返す度に異なる軌跡を描きながら切削すると、その表面形状が崩れることとなります。なお、N.R.R.O.に対しては、軸やハウジングの精度が悪い場合や組立てが適正ではなかった場合など、軸受軌道輪を変形させるような状態が生じれば回転に同期しない振れの原因になるので注意が必要です。

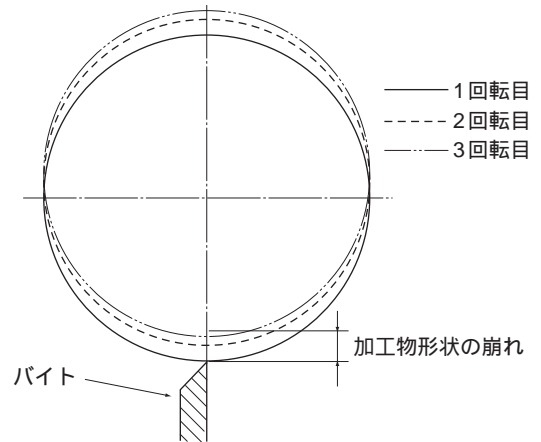


図2.4 加工モデル図

### 軸・ハウジングの精度

軸及びハウジングとのはめあいによって軸受の内部すきまは変化します。したがって軸受の機能を発揮するためには、適切なはめあいが必要となります（各項の推奨はめあいをご参照下さい）。

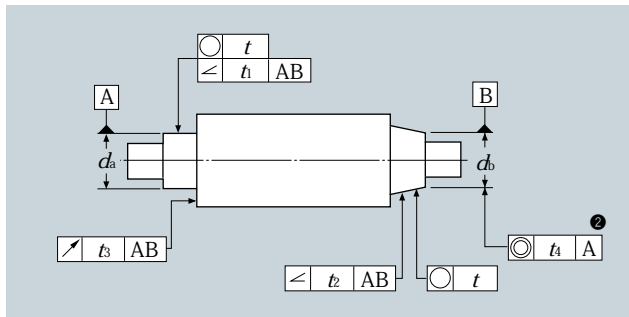
また軸受のアキシャル方向の締付力についても考慮する必要があります。アキシャル方向に軸受を締め付けるとき軸受の軌道面の変形を避けるために締付部品の寸法、締付力、締付ボルトの本数に注意する必要があります。

テーパ穴付円筒ころ軸受については、テーパに対する押込み量ですきまを調整するのでテーパの寸法精度、テーパ面の当たり、押込み時の軸心に対する内輪端面の直角度が重要な要素となります。

軸・ハウジングの精度の例を表2.7、表2.8に示します。

### スピンドル精度の例

表2.7 スピンドルの形状精度①

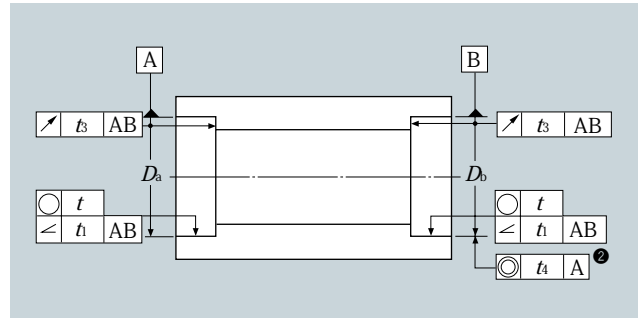


精度	記号	許容値③	許容IT基本公差		
			P5	P4	P2
真円度		$t$	$\frac{IT3}{2}$	$\frac{IT2}{2}$	$\frac{IT0}{2}$ ④
傾斜度	$\angle$	$t_1$	$\frac{IT3}{2}$	$\frac{IT2}{2}$	$\frac{IT0}{2}$ ④
	$\angle$	$t_2$	—	$\frac{IT3}{2}$	$\frac{IT2}{2}$
振れ		$t_s$	IT3	IT3	IT2
同軸度		$t_4$	IT5	IT4	IT3

- ①スピンドル形状公差・記号及び基準面についてはISO/R1101に準じる。
- ②軸受はめあい面の長さは、一般には、同軸度を測定するには狭すぎる場合が多い。したがって、はめあい面が基準面として十分な幅を備えている場合のみ適用される。
- ③許容形状精度に対する許容値を決定する場合には、軸径 $d_a$ 及び $d_b$ を基準寸法とする。例えばJIS5級の軸受を軸径50mmの軸に使用する場合、真円度の公差は $t = IT3/2 = 4/2 = 2 \mu m$ となる。
- ④軸受はめあい面の直径公差がIT3の場合にはIT0が望ましい。

### スピンドル用ハウジングの精度の例

表2.8 ハウジングの形状精度①



精度	記号	許容値③	許容IT基本公差		
			P5	P4	P2
直円度		$t$	$\frac{IT3}{2}$	$\frac{IT2}{2}$	$\frac{IT1}{2}$
傾斜度	$\angle$	$t_1$	$\frac{IT3}{2}$	$\frac{IT2}{2}$	$\frac{IT1}{2}$
振れ		$t_s$	IT3	IT3	IT2
同軸度		$t_4$	IT5	IT4	IT3

- ①ハウジング形状公差・記号及び基準面についてはISO/R1101に準じる。
- ②軸受はめあい面の長さは、一般には、同軸度を測定するには狭すぎる場合が多い。したがって、はめあい面が基準面として十分な幅を備えている場合のみ適用される。
- ③許容形状精度に対する許容値を決定する場合には、ハウジング内径 $D_a$ 、 $D_b$ を基準とする。例えばJIS5級の軸受を内径80mmのハウジングに組込む場合、真円度の公差は $t = IT3/2 = 5/2 = 2.5 \mu m$ となる。

### IT基本公差

表2.9 IT基本公差

呼び寸法の区分 mm		IT基本公差の数値 $\mu m$				
を超え	以下	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4
6	10	0.6	1	1.5	2.5	4
10	18	0.8	1.2	2	3	5
18	30	1	1.5	2.5	4	6
30	50	1	1.5	2.5	4	7
50	80	1.2	2	3	5	8
80	120	1.5	2.5	4	6	10
120	180	2	3.5	5	8	12
180	250	3	4.5	7	10	14
250	315	4	6	8	12	16
315	400	5	7	9	13	18
400	500	6	8	10	15	20

### ③ 軸受と剛性

工作機械の主軸剛性は、軸受剛性と軸剛性とに区別されず。軸受剛性は、負荷荷重が作用した時の転動体と軌道面の弾性変形により決定され、一般に剛性を上げるために予圧がかけられます。

同じ負荷条件では、玉軸受よりころ軸受の方が剛性が高いといえますが、ころ軸受の場合滑り面をもつため、高速回転に対しては不利となります。

軸剛性は、軸径を大きくする程剛性は増しますが、取り付ける軸受の寸法も大きくなるので $d_{mn}$ 値 ( $d_m$  転動体中心径 mm × n 回転速度  $\text{min}^{-1}$ ) も高くなり高速回転に対しては不利となります。

したがって、トータルとしての主軸剛性を検討の上、軸受剛性(軸受形式と予圧量)、軸剛性を決定する必要があります。

#### 軸受剛性

軸受の剛性は、その軸受を組込んだスピンドルの剛性に影響を与えます。

特に工作機械の主軸では運転時の剛性が生産性、加工物の仕上り精度面から要求されます。

軸受の剛性は、

- (1) 転動体の形式
- (2) 転動体の大きさ個数
- (3) 転動体の材質
- (4) 軸受の接触角
- (5) 軸受の予圧

などによって決まります。

#### 転動体の形式(ころと玉)

転動体と軌道面の接触は、ころ軸受の場合線接触、玉軸受の場合点接触です。したがって同じ荷重に対する軸受の弾性変形量はころ軸受の方が小さくなります。

#### 転動体の大きさ個数

軸受に使用される転動体の大きさ個数は目的とする性能によって決定されます。

転動体が大きくなるほど、軸受剛性は向上しますが、ジャイロ滑りや遠心力などの影響を受けやすくなるため、高速性は低下します。また、転動体個数が多いほど軸受剛性には有利ですが、発熱源が増加するため、温度上昇の面では不利となります。

そのため、高速仕様になるほど、より小さな転動体が用いられます。

NTN工作機械用アンギュラ玉軸受シリーズは、「高速」「高剛性」を両立するため、それぞれのタイプごとに内部仕様の最適化を図っています。

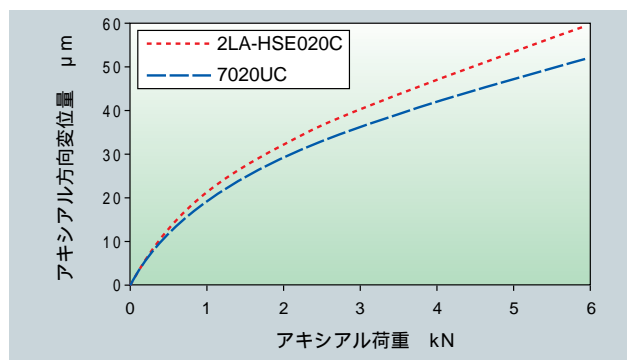


図2.5

#### 転動体の材質(軸受鋼とセラミックス)

転動体にセラミックスを使用した軸受は、窒化けい素の縦弾性係数(315GPa)が軸受鋼(210GPa)より大きいため、軸受の剛性は高くなります。

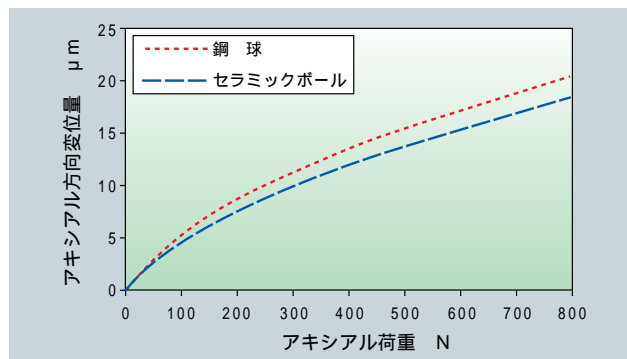


図2.6

#### 軸受の接触角

アンギュラ玉軸受では、軸受の接触角を小さくすればラジアル剛性は大きくなります。またスラスト軸受として使用する場合はアキシャル剛性を大きくするために接触角の大きい軸受を使用します。

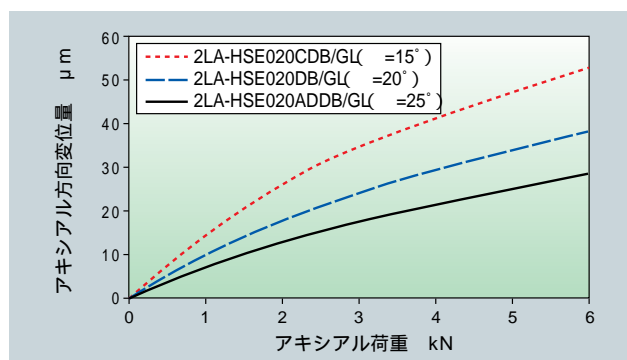


図2.7

軸受の予圧量

軸受の予圧量を大きくすると剛性は高くなります（図2.8参照）。しかし、軸受の予圧を大きくしすぎると、軸受の発熱、焼付き、早期はく離などが発生する可能性があります。アキシャル剛性をあげるために軸受を3列又は4列などの組み合わせで使用することがあります（図2.9参照）。

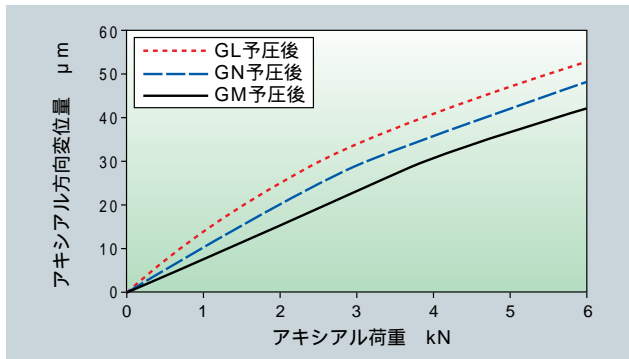


図2.8

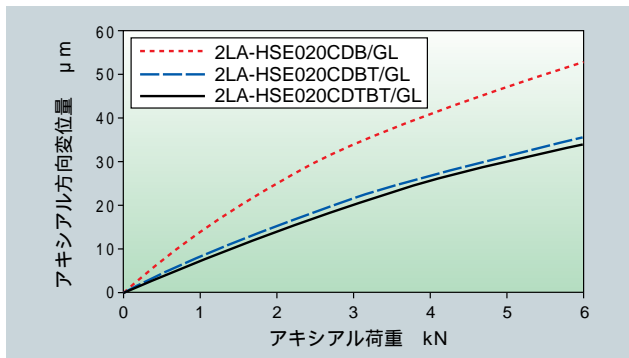


図2.9

予圧と剛性

軸受の予圧による剛性の増加効果を図2.11に示します。

図に示す組合せアンギュラ玉軸受の内輪をアキシャル方向に締め付けて密着させると軸受 I, II はそれぞれ  $\delta_0$  だけアキシャル方向に変位して予圧  $F_0$  が与えられたこととなります。この状態で、更に外部からアキシャル荷重  $F_a$  が加わると、軸

予圧方法と予圧量

軸受の予圧方法には、定位置予圧と定圧予圧があります（図2.10参照）。

定位置予圧は、軸受同士の位置が固定され剛性を高めるのに有効です。定圧予圧はばねを用いて予圧するので、運転中の熱影響及び荷重の影響による軸受間の位置の変化があっても、予圧量を一定に保つことができます。

組合せ軸受の標準予圧量は、各軸受個別解説に示します。

アンギュラ玉軸受が、工作機械の主軸などのように高速回転で使用される場合、ジャイロ滑り、遠心力による転動体と軌道面の接触面圧の増加を考慮して最適予圧量を設定する必要があります。このような場合はNTNにご照会ください。

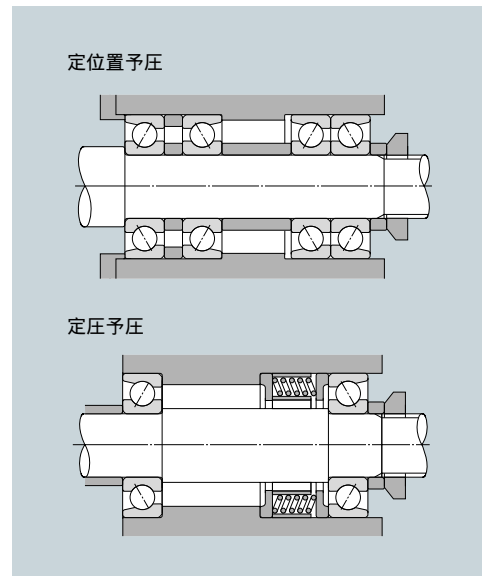


図2.10

受 I では  $\delta_a$  だけ変位が増加し軸受 II では減少します。

このとき、軸受 I, II に加えられている荷重は、それぞれ  $F_I, F_{II}$  です。予圧されていない状態で軸受 I にアキシャル荷重  $F_a$  を加えたときの変位を  $\delta_b$  とすると、 $\delta_a$  は  $\delta_b$  に比較して小さく、剛性が高くなっていることを示しています。

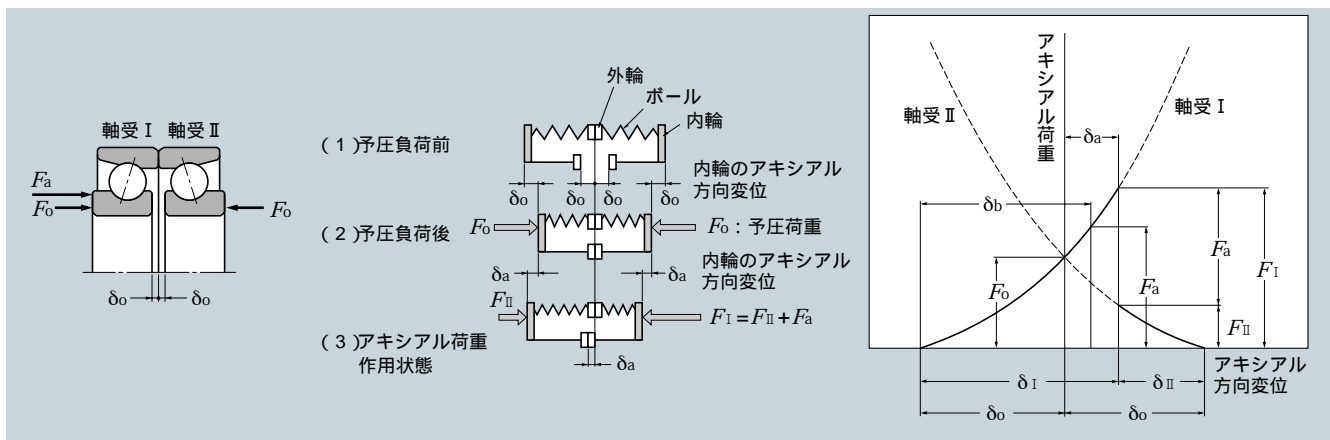


図2.11 予圧線図



### ジャイロ滑り

アンギュラ玉軸受の転動体（ボール）は、図2.12に示したようにA - A'軸を自転軸として回転します。回転運動している物体は、回転軸を垂直または水平にしようとする性質があるので、転動体は自転軸の方向を変えようとする力が生じ、これをジャイロモーメント（M）と呼びます。

[ジャイロモーメント > 転動体間の負荷荷重 × 摩擦係数] となると、軌道面にはジャイロ滑りが生じ、発熱や摩擦、焼付きの原因となります。よって高速回転する主軸軸受においては、このジャイロ滑りを防止するような予圧量の設定が必要となります。NTNでは経験的に、最高回転速度時の軌道面摩擦係数  $\mu_{max}$  が  $\mu_{max} = 0.03$  となるよう予圧量を与え、ジャイロ滑りを抑えています。なお、発生するジャイロモーメントは次式で与えられます。

$$M = k \times b \times c \times \sin$$

$$k = \frac{1}{10} \times m \times d_w^2$$

$$= 0.05 \times \times d_w^5$$

$$M = d_w^5 \times r^2 \times \sin$$

$M$  : ジャイロモーメント  
 $b$  : 転動体自転角速度  
 $c$  : 公転角速度  
 $m$  : 転動体の質量  
 $\rho$  : 転動体の密度  
 $d_w$  : 転動体径  
 $\alpha$  : 転動体自転軸角度  
 $n$  : 内輪回転速度

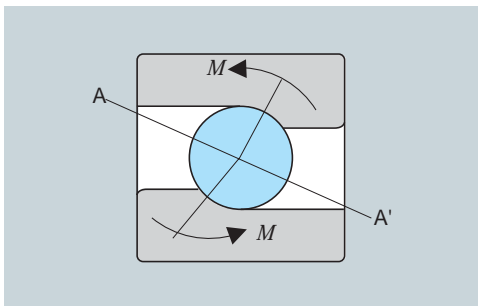


図2.12 ジャイロ滑り

### スピン滑り

アンギュラ玉軸受の転動体（ボール）は、回転中に内輪軌道面あるいは外輪軌道面のどちらか一方構造上避けられないスピン滑りを生じます。（図2.13）

一般に、低速域では内輪 - 転動体間が純転がりをし、外輪 - 転動体間がスピン滑りを生じます。（この状態を内輪コントロールと呼ぶ）

高速域では外輪 - 転動体間が純転がりをし、内輪 - 転動体間がスピン滑りを生じます。（この状態を外輪コントロールと呼ぶ）内輪コントロールから外輪コントロールへの移動点をコントロール変換点と呼びます。軸受形式や諸元により、スピン滑り量やコントロール変換点は異なりますが、一般的には外輪コントロール状態の方がスピン滑り量は大きくなります。

J. H. RumbargerとJ. D. Dunfeeによるとこのスピン滑り量が  $4.20 \times 10^6$  (N/mm<sup>2</sup>・mm/s) になると発熱や摩擦が増大すると述べられています。

一般に高速回転する主軸軸受においては、このスピン滑りを防止するような予圧の付加が必要となります。

図2.14 にスピン滑りによる軸受摩擦例を示します。

スピン摩擦は、運転時のスピンによるPV値（スピン滑り量）の大きさに左右されることから選定時に注意が必要です。軸受形式、形番、仕様により異なりますが、NTN工作機械主軸アンギュラ玉軸受については、使用領域のコントロール変換点に注意を払っていますので、スピン滑り量はそれほど大きくないものと考えます。

また、スピン摩擦は軌道面の潤滑状況にも大きく影響を受けます。どのような滑りでも同じですが、油膜が十分形成されない条件下では小さな滑り量でも摩擦の原因となりますので、潤滑面での配慮も必要です。

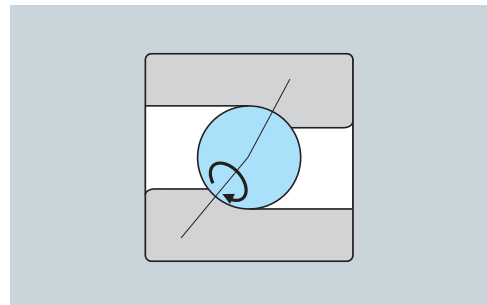
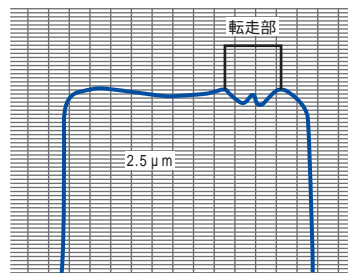


図2.13 スピン滑り

スピン滑りによる軸受摩擦は 状になると考えられる。下記にスピン滑りによって生じると考えられる内輪軌道面の摩擦例を示す。



軸受：7026T1  
 スラスト荷重：2kN  
 回転速度：5000min<sup>-1</sup>  
 潤滑：グリース  
 使用時間：50h

#### 状態摩擦の形成理由

- (1) 接触だ円とスピン滑りの方向
- (2) 滑り速度 (V)
- (3) だ円内での面圧 (P)
- (4) スピンによるPV値
- (5) 軌道面の摩擦

図2.14 スピン滑りによる軸受摩擦例

④ 軸及びハウジングの設計

軸及びハウジングの設計に際しては、軸及びハウジングの肩高さを十分確保し、精度を維持すると同時に軸受面取りとの干渉がないようにすることが重要です。

軸受の面取り寸法を表2.10、軸及びハウジングの肩高さと隅の丸みを表2.11に示します。

軸受面取寸法

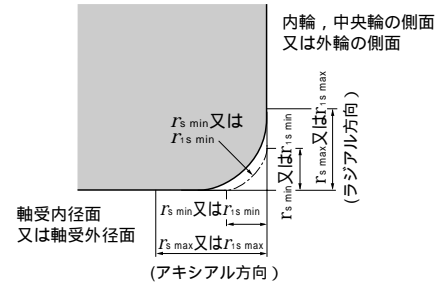


図2.15

表2.10 面取寸法の許容限界値

(1)ラジアル軸受(円すいころ軸受を除く)

単位 mm

$r_s \min^{(1)}$ 又は $r_{1s} \min$	呼び軸受内径 $d$		$r_s \max$ 又は $r_{1s} \max$	
	を超え	以下	ラジアル 方向	アキシャル 方向
0.05	-	-	0.1	0.2
0.08	-	-	0.16	0.3
0.1	-	-	0.2	0.4
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
5	-	-	8	10
6	-	-	10	13
7.5	-	-	12.5	17
9.5	-	-	15	19
12	-	-	18	24
15	-	-	21	30
19	-	-	25	38

注1) 面取寸法  $r$  又は  $r_1$  の最小許容寸法であり寸法表に記載してある。

(2)メートル系円すいころ軸受

単位 mm

$r_s \min^{(2)}$ 又は $r_{1s} \min$	呼び軸受内径 $d^{(3)}$		$r_s \max$ 又は $r_{1s} \max$	
	を超え	以下	ラジアル 方向	アキシャル 方向
0.3	-	40	0.7	1.4
	40	-	0.9	1.6
0.6	-	40	1.1	1.7
	40	-	1.3	2
1	-	50	1.6	2.5
	50	-	1.9	3
1.5	-	120	2.3	3
	120	250	2.8	3.5
	250	-	3.5	4
2	-	120	2.8	4
	120	250	3.5	4.5
	250	-	4	5
2.5	-	120	3.5	5
	120	250	4	5.5
	250	-	4.5	6
3	-	120	4	5.5
	120	250	4.5	6.5
	250	400	5	7
	400	-	5.5	7.5
4	-	120	5	7
	120	250	5.5	7.5
	250	400	6	8
	400	-	6.5	8.5
5	-	180	6.5	8
	180	-	7.5	9
6	-	180	7.5	10
	180	-	9	11

注2) 面取寸法  $r$  又は  $r_1$  の最小許容寸法であり寸法表に記載してある。

3) 内輪は  $d$  の区分により、外輪は  $D$  の区分による。  
備考 この規格はISO 355又はJIS B 1512で寸法系列が規定されている軸受(寸法表参照)に適用する。なお、この規定以外の軸受及びインチ系円すいころ軸受についてはNTNにご照会ください。

(3)スラスト軸受

単位 mm

$r_s \min$ 又は $r_{1s} \min^{(4)}$	$r_s \max$ 又は $r_{1s} \max$
	ラジアル方向 及び アキシャル方向
0.05	0.1
0.08	0.16
0.1	0.2
0.15	0.3
0.2	0.5
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
4	6.5
5	8
6	10
7.5	12.5
9.5	15
12	18
15	21
19	25

注4) 面取寸法  $r$  又は  $r_1$  の最小許容寸法であり寸法表に記載してある。

### 肩の高さと隅の丸み

軸及びハウジングの肩の高さ ( $h$ ) は、軸受の面取の最大許容寸法 ( $r_s \text{ max}$ ) 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します。隅の丸み ( $r_a$ ) は軸受の面取りの最小許容寸法 ( $r_s \text{ min}$ ) より小さくし干渉しないようにします。

一般に表2.11に示す肩の高さ ( $h$ ) 及び隅の丸み ( $r_a$ ) を用いますが、大きなアキシャル荷重を負荷する軸受には肩の高さ ( $h$ ) をこの表に示す値より大きく取ります。

応力集中を緩和し軸の強度を増すために、隅の丸み ( $r_a \text{ max}$ ) を軸受面取寸法より大きくする必要のあるとき (図2.16a)、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2.16b) には、軸肩と軸受との間に間座を用います。

軸またはハウジングのはめあい面を、研削仕上げした場合の逃げ寸法を表2.12に示す。

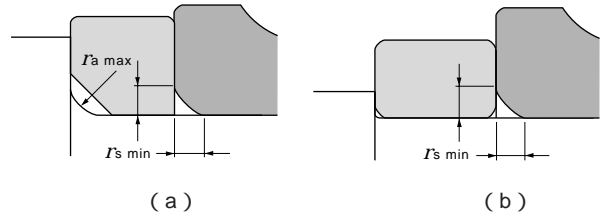


図2.16 間座を用いる方法

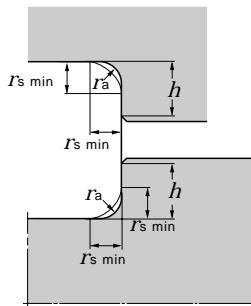


表2.11 肩の高さと隅の丸み 単位 mm

$r_s \text{ min}$	$r_a \text{ max}$	$h$ (最小)
		一般の場合 <sup>1)</sup>
0.05	0.05	0.3
0.08	0.08	0.3
0.1	0.1	0.4
0.15	0.15	0.6
0.2	0.2	0.8
0.3	0.3	1.25
0.6	0.6	2.25
1	1	2.75
1.1	1	3.5
1.5	1.5	4.25
2	2	5
2.1	2	6
2.5	2	6
3	2.5	7
4	3	9
5	4	11
6	5	14
7.5	6	18
9.5	8	22
12	10	27
15	12	32
19	15	42

注1) 大きなアキシャル荷重がかかる場合には、この値より大きな肩の高さが必要である。

備考:  $r_a \text{ max}$ とは隅の丸みの最大許容値である。

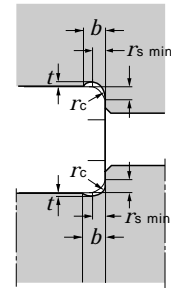


表2.12 研削逃げ寸法

$r_s \text{ min}$	逃げ寸法		
	$b$	$t$	$r_c$
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
2.5	4	0.5	2.5
3	4.7	0.5	3
4	5.9	0.5	4
5	7.4	0.6	5
6	8.6	0.6	6
7.5	10	0.6	7