

NTN

大形転がり軸受

1. 定格荷重と寿命	A- 5	5. 軸受内部すきま	A-38
1.1 軸受の寿命	A- 5	5.1 軸受内部すきま	A-38
1.2 基本定格寿命と基本動定格荷重	A- 5	5.2 軸受内部すきまの選定	A-38
1.3 補正定格寿命	A- 6	5.3 必要最小荷重	A-46
1.4 修正定格寿命	A- 7	6. 潤 滑	A-48
1.5 基本静定格荷重	A-10	6.1 潤滑の目的	A-48
1.6 許容静等価荷重	A-10	6.2 潤滑方法と特性	A-48
1.7 基本動定格荷重の見直しについて	A-11	6.3 グリース潤滑	A-49
1.8 寿命計算ツール紹介	A-11	6.4 熱固化型グリース (ポリループ®ベアリング用潤滑剤)	A-51
2. 軸受荷重の計算	A-12	6.5 油潤滑	A-54
2.1 軸系に作用する荷重	A-12	7. 軸受材料	A-58
2.2 平均荷重	A-12	7.1 軌道輪および転動体	A-58
2.3 等価荷重	A-14	7.2 保持器	A-60
3. 軸受の精度	A-17	7.3 シール用ゴム	A-60
3.1 寸法精度と回転精度	A-17	8. 軸およびハウジングの設計 ...	A-61
3.2 面取寸法とテーパー穴の許容差	A-28	8.1 軸受の固定	A-61
4. はめあい	A-30	8.2 軸受の取付関係寸法	A-62
4.1 はめあいについて	A-30	8.3 軸およびハウジングの精度	A-63
4.2 適切なはめあいの必要性	A-30		
4.3 はめあいの選定	A-30		

1. 定格荷重と寿命

1.1 軸受の寿命

軸受は正常な条件で使用されていても、内輪・外輪の軌道面や転動体の転動面は繰返し圧縮応力を受けて、材料の疲れによるスポーリング（フレーキング、剥離）が発生し使用に耐えれなくなる。

軸受の寿命とは、このようにスポーリングが内輪・外輪の軌道面または転動体の転動面に発生するまでの総回転数として定義される。

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

これらの原因を取除くことによって軸受の故障を避けることができる。

1.2 基本定格寿命と基本動定格荷重

一群の同じ軸受を同一条件で回転しても、寿命にはかなり大きなばらつきがある。これは材料の疲れそのものにばらつきがあるためである。

したがって、寿命としてはこのばらつきを統計的に処理して、次のように定義される基本定格寿命を用いる。

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

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

このカタログの軸受寸法表には、NTNで用いている標準的な材料および製造方法によって製作された軸受の基本動定格荷重を記載している。

基本定格寿命、基本動定格荷重および動等価荷重の間には、式(1.1)、式(1.2)のような関係がある。

$$\text{玉軸受では } L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \dots\dots\dots (1.1)$$

$$\text{ころ軸受では } L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} \dots\dots\dots (1.2)$$

ここで、

L_{10} : 基本定格寿命 10⁶回転

C : 基本動定格荷重 N

ラジアル軸受 C_r

スラスト軸受 C_a

P : 動等価荷重 N¹⁾

ラジアル軸受 P_r

スラスト軸受 P_a

n : 回転速度 min⁻¹

注1) 詳細については、[2.軸受荷重の計算]項をご参照ください。

回転速度 n と速度係数 f_n 、寿命係数 f_h および基本定格寿命 L_{10h} の関係を表1.1および図1.1に示す。

表 1.1 軸受の基本定格寿命・寿命係数・速度係数

区 分	玉軸受	ころ軸受
基本定格寿命 L_{10h}	$\frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^3 = 500f_h^3$	$\frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} = 500f_h^{10/3}$
寿命係数 f_h	$f_n \frac{C}{P}$	$f_n \frac{C}{P}$
速度係数 f_n	$\left(\frac{33.3}{n}\right)^{1/3}$	$\left(\frac{33.3}{n}\right)^{3/10}$

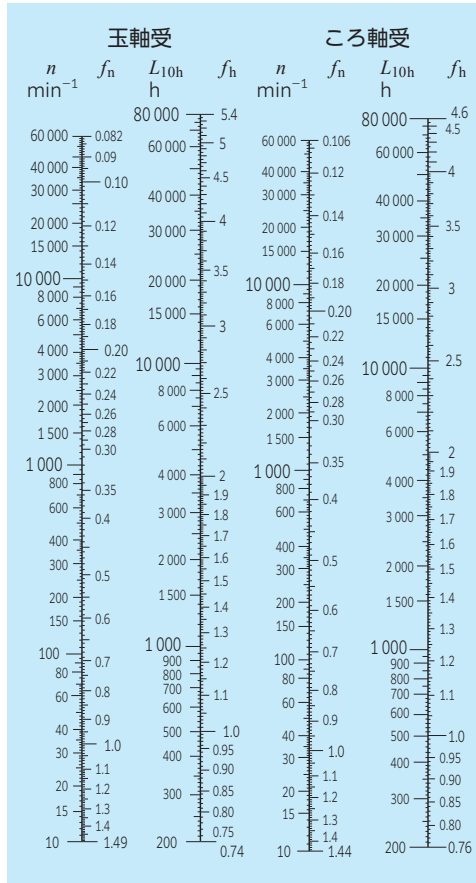


図 1.1 軸受寿命を求めるスケール

いくつかの軸受を組込んだ機械装置において、いずれかの軸受が転がり疲れによって破損するまでの寿命を軸受全体の総合寿命と考えると、これは式 (1.3) で求めることができる。

$$L = \frac{1}{\left(\frac{1}{L_1^e} + \frac{1}{L_2^e} + \dots + \frac{1}{L_n^e}\right)^{1/e}} \dots \dots (1.3)$$

ここで、
 L : 軸受全体としての総合基本定格寿命 h
 $L_1, L_2 \dots L_n$: 個々の軸受 1, 2 \dots n の基本定格寿命 h
 e : 玉軸受 $\dots \dots e = 10/9$
 ころ軸受 $\dots \dots e = 9/8$

一定の時間的割合で荷重条件が変化する場合の寿命は、式 (1.4) で求めることができる。

$$L_m = \left(\frac{\phi_1}{L_1} + \frac{\phi_2}{L_2} + \dots + \frac{\phi_j}{L_j}\right)^{-1} \dots (1.4)$$

ここで、
 L_m : 軸受の総合寿命 h
 ϕ_j : 各条件の使用頻度 ($\sum \phi_j = 1$)
 L_j : 各条件における寿命 h

軸受の使用条件として、動等価荷重 P 、回転速度 n とすると必要寿命を満足する軸受の基本動定格荷重 C は、表 1.1 および式 (1.5) で求めることができる。この C を満足する軸受をこのカタログの軸受寸法表の中から選定できる。

$$C = P \frac{f_h}{f_n} \dots \dots \dots (1.5)$$

1.3 補正定格寿命

軸受の基本定格寿命は 1.2 項に述べた計算式によって得られるが、用途によっては 90 % 以上の信頼度で軸受寿命を求める必要がある場合がある。また、特別に改良された軸受材料ならびに製造方法を用いて、軸受寿命を延長することができる。さらに、使用条件 (潤滑、温度、回転速度など) によっては軸受寿命に影響を及ぼすことがある。

これらを考慮して基本定格寿命を補正した寿命を補正定格寿命と呼び、式 (1.6) で求めることができる。

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_{10} \dots \dots \dots (1.6)$$

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

1.3.1 信頼度係数 a_1

信頼度係数 a_1 の値は、90 % 以上の信頼度に対して、表 1.2 で与えられる。

1.3.2 軸受特性係数 a_2

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

軸受寸法表に記載している基本動定格荷重は、NTN で用いている標準的な材料および製造方法によるもので、通常は $a_2 = 1$ をとるが、特別に改良された材料ならびに製造方法による軸受については、 $a_2 > 1$ をとることがある。

また、高炭素クロム軸受鋼製の軸受は、長時間の使用で寸法変化を起こすことがある。この寸法変化を低減する軸受として、寸法安定化処理 (TS 処理) を行った軸受がある。ただし、寸法安定化処理を行った軸受は硬さが低下するため、表 1.3 に示す軸受特性係数 a_2 を乗じて寿命を補正する。

いずれの場合においても、ご不明点があれば NTN にご照会ください。

表 1.2 信頼度係数 a_1

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

表 1.3 寸法安定化処理

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

特殊材料に寸法安定化処理を行った場合の軸受特性係数 a_2 については NTN にご照会ください。

1.3.3 使用条件係数 a_3

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

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

- $a_3 < 1$ となる。
- 軸受の使用温度における潤滑油の動粘度が低い場合
 (目安として、玉軸受 $13 \text{ mm}^2/\text{s}$ 以下、ころ軸受 $20 \text{ mm}^2/\text{s}$ 以下)
- 回転速度が特に低い場合
 (転動体のピッチ径 D_{pw} mm と回転速度 $n \text{ min}^{-1}$ との積が $D_{pw} \cdot n < 10\,000$ の場合)
- 潤滑剤に異物、水分などが混入する場合

特殊な使用条件の場合には NTN にご照会ください。

特別に改良された材料ならびに製造方法による軸受を用いた場合、 $a_2 > 1$ であっても、潤滑条件が良好でない場合は通常 $a_2 \times a_3 < 1$ とする。

なお、基本定格寿命を求める式 (1.1)、式 (1.2) および式 (1.6) は非常に大きな荷重が作用するときは、転動体と軌道との接触面に有害な塑性変形を生じる恐れがあり、ラジアル軸受では P_r が C_{0r} または $0.5C_r$ のいずれかを超える場合、スラスト軸受では P_a が $0.5C_a$ を超える場合には適用できないことがある。

1.4 修正定格寿命

1.4.1 経緯

軸受の補正定格寿命 L_{na} は式 (1.6) で示した通りであるが、この中で a_2 と a_3 は独立したものでなく、相互に関連するとの考えで a_{23} のように統合する概念があり、ISO に提案、検討されてきた。この結果、ISO 281:2007 において、軸受寿命に影響する特性、潤滑などの相互作用を考慮し、統合したシステムアプローチに基づいた寿命修正係数 a_{iso} が導入された。また、ISO 281 のこれらの決定を受け、2013 年に JIS B 1518 も同様の内容に改正された。

寿命修正係数 a_{iso} を用いた修正定格寿命 L_{nm} は式 (1.7) で求めることができる。

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{iso} \cdot L_{10} \dots \dots \dots (1.7)$$

1.4.2 寿命修正係数 a_{ISO}

寿命修正係数 a_{ISO} は材料の特性と潤滑条件とを統合して求める値であり、ISO 281:2007 においては式 (1.8) のような関数として与えられている。

$$a_{ISO} = f \left(\frac{e_c C_u}{P}, \kappa \right) \dots \dots \dots (1.8)$$

ここで、

C_u : 疲労限荷重

軌道の最大荷重接触部で疲労限応力となる、軸受にかかる荷重。軸受の形式、内部諸元、品質、材料強度に依存し、ISO 281:2007 では、高浄度の軸受鋼製軸受において、 C_u に相当する接触応力として 1.5 GPa を推奨している。NTN 軸受の各呼び番号に対する疲労限荷重の値は、各寸法表に記載している。

e_c : 汚染係数

潤滑剤 (油) に混入した硬質汚染粒子は、軌道面上に圧こんを形成し、これによる表面起点型損傷が生じる結果、軸受寿命は低下する。汚染係数 e_c はこれを考慮した係数で、粒子の大きさ、硬さ、軸受の大きさ、潤滑剤の粘度 (油膜厚さ) に依存する。表 1.4 のように軸受の大きさ (転動体のピッチ径 D_{pw} 、平均軸受直径 $(d+D)/2$ で代用可)、ろ過やシール構造 (前洗浄有無なども含む) で概略値が決められている。

κ : 潤滑剤の粘度比

軸受は、潤滑剤によって転がり接触面が分離されていることを前提に使用されるが、潤滑剤の粘度が低い場合には分離が不十分になり、金属接触が生じて表面起点型損傷が発生する。粘度比 κ はこの影響を考慮した係数で、潤滑剤の基準動粘度 v_1 に対する使用中の動粘度 v との比で式 (1.9) で求めることができる。

$$\kappa = v / v_1 \dots \dots \dots (1.9)$$

基準動粘度 v_1 は軸受の回転速度 n および大きさ (D_{pw}) に依存し、図 1.2 あるいは式 (1.10)、式 (1.11) で求めることができる。

表 1.4 汚染係数 e_c の値

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

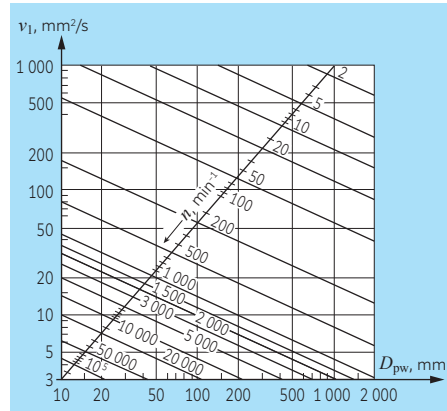


図 1.2 基準動粘度 v_1 を求める線図

$n < 1000 \text{ min}^{-1}$ の場合、
 $v_1 = 45000n^{-0.83} D_{pw}^{-0.5} \dots \dots \dots (1.10)$

$n \geq 1000 \text{ min}^{-1}$ の場合、
 $v_1 = 45000n^{-0.5} D_{pw}^{-0.5} \dots \dots \dots (1.11)$

図 1.3 にラジアル玉軸受における C_u/P 、 e_c 、 κ と a_{ISO} の関係を示す。図の使用に当たっては、以下の制約がある。

- 1) a_{ISO} は実用上、最大でも 50 とする。
- 2) $\kappa > 4$ の場合は、 $\kappa = 4$ とする。 $\kappa < 0.1$ の

場合は適用できない。

また、ラジアルころ軸受、スラスト玉軸受、スラストころ軸受についてもこれらの関係図 (図 1.4 ~ 図 1.6 参照) がある。基本的に、潤滑油種によらず適用可能であるが、グリース潤滑や特殊な添加剤、特殊な回転運動などの場合は、NTN にご照会ください。

1.4.3 修正定格寿命の適用軸受

寿命修正係数 a_{ISO} の計算に用いる疲労限荷重 C_u は軸受材料に依存する。NTN は、標準的な熱処理 (ずぶ焼入れ) を施した軸受鋼製軸受について、各呼び番号に対する疲労限荷重の値を各寸法表に記載し、 a_{ISO} の適用を可能としている。

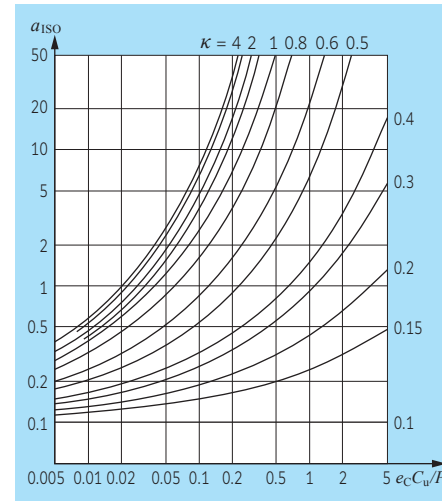


図 1.3 寿命修正係数 a_{ISO} (ラジアル玉軸受)

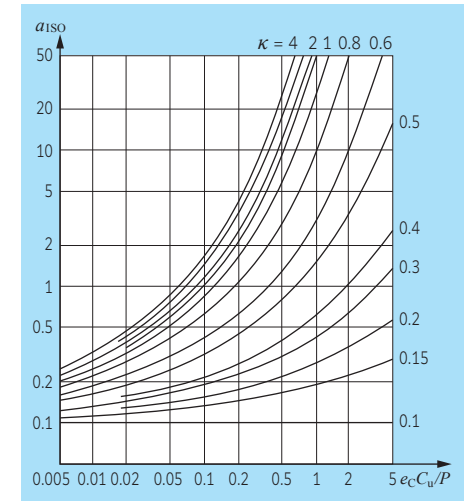


図 1.5 寿命修正係数 a_{ISO} (スラスト玉軸受)

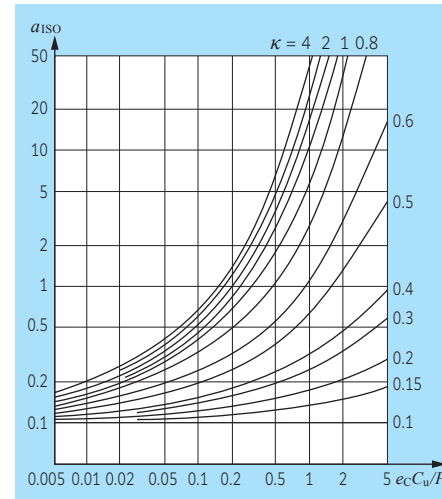


図 1.4 寿命修正係数 a_{ISO} (ラジアルころ軸受)

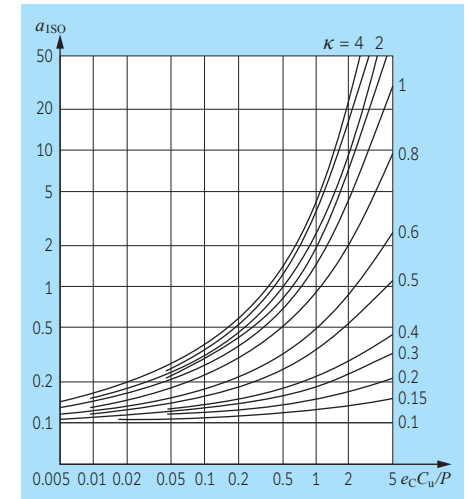


図 1.6 寿命修正係数 a_{ISO} (スラストころ軸受)

1.5 基本静定格荷重

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

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

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

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

1.6 許容静等価荷重

許容することのできる静等価荷重 (A-14 参照) は、一般には、1.5 項で述べた基本静定格荷重を限度とするが、回転の円滑さおよび摩擦トルクなどの要求によって、基本静定格荷重より小さくする場合がある。

一般には、式 (1.12) および表 1.5 に示す安全係数 S_0 を考慮して定める。

$$S_0 = C_0 / P_0 \dots\dots\dots (1.12)$$

ここで、

- S_0 : 安全係数
- C_0 : 基本静定格荷重 N
 - ラジアル軸受 C_{0r}
 - スラスト軸受 C_{0a}
- P_0 : 静等価荷重 N
 - ラジアル軸受 P_{0r}
 - スラスト軸受 P_{0a}

表 1.5 安全係数 S_0 の下限値

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

- 備考 1 スラスト自動調心ころ軸受では S_0 の下限値を 4 とする。
 2 振動・衝撃荷重がかかる場合は、衝撃による荷重係数を加味した P_0 を求める。
 3 深溝玉軸受、アンギュラ玉軸受に大きなアキシャル荷重が作用すると接触だ円が軌道面を乗上げることがあるので **NTN** にご照会ください。
 4 スラスト軸受で AS 形軌道盤を用いる場合は S_0 の下限値を 3 とする。

1.7 基本動定格荷重の見直しについて

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

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

※一部の軸受は、従来と同じ基本動定格荷重値を採用している。

1.8 寿命計算ツール紹介

NTN の WEB サイト (<https://www.ntn.co.jp/japan>) に掲載している軸受技術計算ツールを用いることで、軸受の基本定格寿命計算が可能ですので、ご利用ください。

2. 軸受荷重の計算

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

2.1 軸系に作用する荷重

2.1.1 荷重係数

実際に軸受が使用されている機械では、衝撃などにより、理論的に計算された軸荷重より通常は大きくなる。したがって、表 2.1 に示す荷重係数を乗じて、式 (2.1) にて軸系に作用する実際の荷重を求めることが多い。

$$K = f_w \cdot K_c \dots \dots \dots (2.1)$$

ここで、
 K : 軸系に作用する実際の荷重 N
 f_w : 荷重係数 (表 2.1 参照)
 K_c : 理論的な計算値 N

表 2.1 荷重係数 f_w

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

2.2 平均荷重

通常の機械に使用されている軸受にかかる荷重は、一定周期または一定の作業計画に従って変動することが多い。この場合の軸受荷重は、軸受に同じ寿命を与えるように換算された平均荷重 F_m を用いる。

(1) 荷重が段階状に変化する場合 (図 2.1 参照)

軸受荷重 $F_1, F_2 \dots F_n$ が作用し、このときの回転速度および時間がそれぞれ $n_1, n_2, \dots n_n, t_1, t_2, \dots t_n$ である場合の平均荷重 F_m は式 (2.2) で求めることができる。

$$F_m = \left[\frac{\sum (F_i^p n_i t_i)}{\sum (n_i t_i)} \right]^{1/p} \dots \dots \dots (2.2)$$

ここで、
 $p = 3$ 玉軸受
 $p = 10/3$ ころ軸受

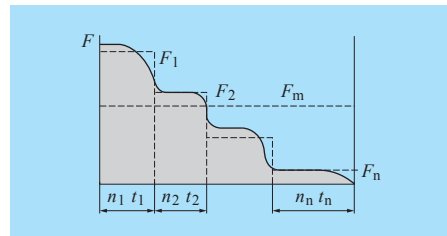


図 2.1 段階状に変化する荷重

(2) 荷重が連続的に変化する場合 (図 2.2 参照)

荷重が周期 t_0 で時間 t の関数 $F(t)$ で表すことのできる場合には、平均荷重は式 (2.3) で求めることができる。

$$F_m = \left[\frac{1}{t_0} \int_0^{t_0} F(t)^p dt \right]^{1/p} \dots \dots \dots (2.3)$$

ここで、
 $p = 3$ 玉軸受
 $p = 10/3$ ころ軸受

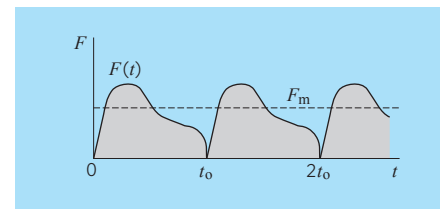


図 2.2 時間の関数として変化する荷重

(3) 荷重がほぼ直線状に変化する場合 (図 2.3 参照)

平均荷重 F_m は近似的に式 (2.4) で求めることができる。

$$F_m = \frac{F_{min} + 2F_{max}}{3} \dots \dots \dots (2.4)$$

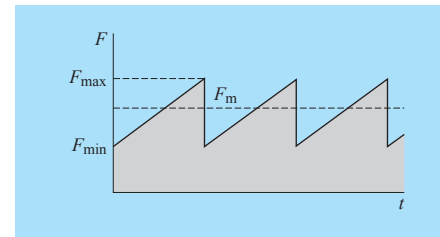


図 2.3 直線状に変化する荷重

(4) 荷重が正弦波状に変化する場合 (図 2.4 参照)

平均荷重 F_m は近似的に式 (2.5) および式 (2.6) で求めることができる。

(a) の場合 $F_m = 0.75F_{max} \dots \dots \dots (2.5)$

(b) の場合 $F_m = 0.65F_{max} \dots \dots \dots (2.6)$

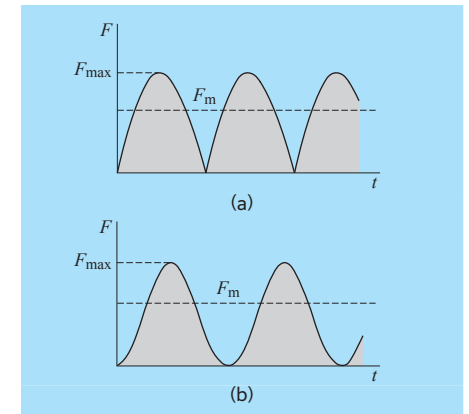


図 2.4 正弦波状に変化する荷重

2.3 等価荷重

2.3.1 動等価荷重

軸受にラジアル荷重とアキシャル荷重の両方が同時に働く場合に、これと同じ寿命を与えるような軸受の中心に作用する仮想荷重を動等価荷重という。

ラジアル軸受では純ラジアル荷重、スラスト軸受では純アキシャル荷重で表し、それぞれ動等価ラジアル荷重、動等価アキシャル荷重という。

(1) 動等価ラジアル荷重

動等価ラジアル荷重は式 (2.7) で求めることができる。

$$P_r = XF_r + YF_a \dots\dots\dots (2.7)$$

ここで、

P_r : 動等価ラジアル荷重 N

F_r : ラジアル荷重 N

F_a : アキシャル荷重 N

X : ラジアル荷重係数

Y : アキシャル荷重係数

X , Y の値はそれぞれの軸受の寸法表に記載している。

(2) 動等価アキシャル荷重

一般のスラスト軸受 (接触角 $\alpha = 90^\circ$) はラジアル荷重を受けることができないが、スラスト自動調心ころ軸受はいくらかのラジアル荷重を受けることができ、式 (2.8) によって動等価アキシャル荷重を求めることができる。

$$P_a = F_a + 1.2F_r \dots\dots\dots (2.8)$$

ここで、

P_a : 動等価アキシャル荷重 N

F_a : アキシャル荷重 N

F_r : ラジアル荷重 N

ただし、 $F_r / F_a \leq 0.55$ となる必要がある。

2.3.2 静等価荷重

静等価荷重とは、軸受にラジアル荷重とアキシャル荷重が同時に働いた場合に、最大荷重を受け、転動体と軌道との接触部中央に生じる永久変形量と等価な永久変形量を与えるような仮想荷重をいう。

ラジアル軸受では純ラジアル荷重で、スラスト軸受では中心上に作用する純アキシャル荷重で表し、それぞれ静等価ラジアル荷重および静等価アキシャル荷重という。

(1) 静等価ラジアル荷重

ラジアル軸受の静等価ラジアル荷重は式 (2.9) および式 (2.10) で求めた値のうち大きい方を採用する。

$$P_{0r} = X_0 F_r + Y_0 F_a \dots\dots\dots (2.9)$$

$$P_{0r} = F_r \dots\dots\dots (2.10)$$

ここで、

P_{0r} : 静等価ラジアル荷重 N

F_r : ラジアル荷重 N

F_a : アキシャル荷重 N

X_0 : 静ラジアル荷重係数

Y_0 : 静アキシャル荷重係数

X_0 , Y_0 の値はそれぞれの軸受の寸法表に記載している。

(2) 静等価アキシャル荷重

スラスト自動調心ころ軸受の静等価アキシャル荷重は式 (2.11) で求めることができる。

$$P_{0a} = F_a + 2.7F_r \dots\dots\dots (2.11)$$

ここで、

P_{0a} : 静等価アキシャル荷重 N

F_a : アキシャル荷重 N

F_r : ラジアル荷重 N

ただし、 $F_r / F_a \leq 0.55$ となる必要がある。

2.3.3 アンギュラ玉軸受および円すいころ軸受の荷重計算

アンギュラ玉軸受および円すいころ軸受の荷重の作用点は図 2.5 に示すような位置にあり、それぞれの軸受の寸法表に記載している。

これらの軸受にラジアル荷重が作用すると、アキシャル方向の分力が生じるため、2 個相對して使用される。この分力は荷重計算のときに考慮しなければならない。その大きさは式 (2.12) で求めることができる。

$$F_a = \frac{0.5F_r}{Y} \dots\dots\dots (2.12)$$

ここで、

F_a : アキシャル方向分力 N

F_r : ラジアル荷重 N

Y : アキシャル荷重係数

この場合に各軸受に作用するアキシャル荷重は、表 2.2 で求めることができる。

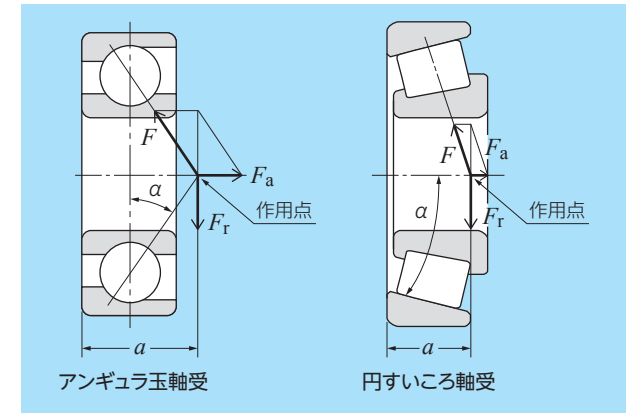


図 2.5 軸受の作用点およびアキシャル方向分力

表 2.2 軸受配置と等価荷重

軸 受 配 置	荷 重 条 件	アキシャル荷重
背面 Brg I Brg II 	$\frac{0.5F_{rI}}{Y_I} \leq \frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} + F_a$	$F_{aI} = \frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} + F_a$ —
正面 Brg II Brg I 	$\frac{0.5F_{rI}}{Y_I} > \frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} + F_a$	— $F_{aII} = \frac{0.5F_{rI}}{Y_I} - F_a$
背面 Brg I Brg II 	$\frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} \leq \frac{0.5F_{rI}}{Y_I} + F_a$	— $F_{aII} = \frac{0.5F_{rI}}{Y_I} + F_a$
正面 Brg II Brg I 	$\frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} > \frac{0.5F_{rI}}{Y_I} + F_a$	$F_{aI} = \frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} - F_a$ —

備考 1 予圧がゼロのときに適用する。
 2 ラジアル荷重は上図の矢印と逆方向の場合でも正として計算する。
 3 動等価ラジアル荷重は、アキシャル荷重を求めた後、各軸受寸法表の右上の表を用いて X , Y 係数を求め計算する。

3. 軸受の精度

3.1 寸法精度と回転精度

転がり軸受の精度，すなわち，寸法精度および回転精度は ISO 規格および JIS B 1514（転がり軸受の精度）シリーズに規定されている。寸法精度は，軸またはハウジングに軸受を取付けるときに必要な項目で，回転精度は，回転時の振れを規定している。

寸法精度

内径，外径，組立幅，面取寸法およびテーパ穴の許容差および形状誤差としての平面内内径不同，平面内平均内径不同，平面内外径不同，平面内平均外径不同，軌道の厚さ不同（スラスト軸受の場合）の許容値をいう。

回転精度

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

軸受の精度等級には普通精度の JIS 0 級から精度が高くなるに従い JIS 6 級，JIS 5 級，JIS 4 級および JIS 2 級が規定されている。

主な軸受形式について適用される規格および精度を表 3.1 に示す。また，JIS B 1514 シリーズに規定する精度と他の規格との比較対照表を表 3.2 に示す。

それぞれの許容差および許容値は，表 3.1 の適用欄に記載の表 3.3～表 3.10 に，面取寸法の許容値は表 3.11 に，ラジアル軸受のテーパ穴許容差および許容値は表 3.12 に示す。

表 3.1 軸受形式と適用規格および精度等級

軸受形式		適用規格	精度等級					適用表
深溝玉軸受		JIS B 1514-1 (ISO 492)	0級	6級	5級	4級	2級	表 3.3
アンギュラ玉軸受			0級	6級	5級	4級	2級	
自動調心玉軸受			0級	—	—	—	—	
円筒ころ軸受			0級	6級	5級	4級	2級	
自動調心ころ軸受			0級	—	—	—	—	
円すいころ軸受	メートル系(単列)	JIS B 1514-1	0級, 6×級	(6級) ¹⁾	5級	4級	—	表 3.4
	メートル系(複列・四列)	—	(0級) ¹⁾	—	—	—	—	表 3.6
	インチ系	ANSI/ABMA Std.19	Class 4	Class 2	Class 3	Class 0	Class 00	表 3.5
スラスト玉軸受		JIS B 1514-2 (ISO 199)	0級	6級	5級	4級	—	表 3.7
スラスト円筒ころ軸受			0級	6級	5級	4級	—	
スラスト自動調心ころ軸受			0級	—	—	—	—	
スラスト	メートル系	NTN規格	0級	—	—	—	—	表 3.8
円すいころ軸受	インチ系	ANSI/ABMA Std.23	Class 2	—	—	—	—	表 3.9

注 1) NTN の規格等級である。

表 3.2 精度等級の比較

規格	適用規格	精度等級					軸受形式
日本産業規格 (JIS)	JIS B 1514-1	0級, 6級	6級	5級	4級	2級	ラジアル軸受
	JIS B 1514-2	0級	6級	5級	4級	—	スラスト軸受
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	—	スラスト軸受
	ISO 578	Class 4	—	Class 3	Class 0	Class 00	円すいころ軸受 インチ系
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 ¹⁾	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)
工業会規格 (ABMA)	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 シリーズ，ISO 492，199 および DIN 620 は同等である。

2) JIS B 1514 シリーズと ABMA 規格では許容差または許容値が若干相違する。

表 3.5 インチ系円すいころ軸受の許容差および許容値
表 3.5 (1) 内輪

単位：μm

呼び軸受内径 d mm (inch)		実測内径の寸法差 Δd_s									
を超え	以下	Class 4		Class 2		Class 3		Class 0		Class 00	
		上	下	上	下	上	下	上	下	上	下
76.2 (3)	266.7 (10.5)	+25	0	+25	0	+13	0	+13	0	+8	0
266.7 (10.5)	304.8 (12)	+25	0	+25	0	+13	0	+13	0	—	—
304.8 (12)	609.6 (24)	+51	0	+51	0	+25	0	—	—	—	—
609.6 (24)	914.4 (36)	+76	0	—	—	+38	0	—	—	—	—
914.4 (36)	1 219.2 (48)	+102	0	—	—	+51	0	—	—	—	—
1 219.2 (48)	—	+127	0	—	—	+76	0	—	—	—	—

表 3.5 (2) 外輪

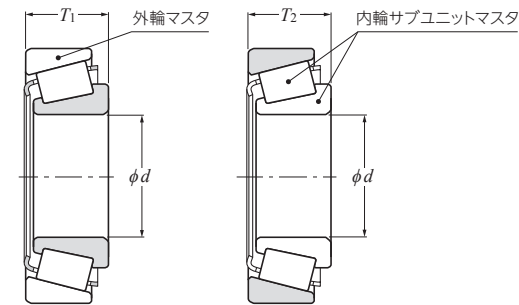
単位：μm

呼び軸受外径 D mm (inch)		実測外径の寸法差 ΔD_s									
を超え	以下	Class 4		Class 2		Class 3		Class 0		Class 00	
		上	下	上	下	上	下	上	下	上	下
—	266.7 (10.5)	+25	0	+25	0	+13	0	+13	0	+8	0
266.7 (10.5)	304.8 (12)	+25	0	+25	0	+13	0	+13	0	—	—
304.8 (12)	609.6 (24)	+51	0	+51	0	+25	0	—	—	—	—
609.6 (24)	914.4 (36)	+76	0	+76	0	+38	0	—	—	—	—
914.4 (36)	1 219.2 (48)	+102	0	—	—	+51	0	—	—	—	—
1 219.2 (48)	—	+127	0	—	—	+76	0	—	—	—	—

表 3.5 (3) 単列軸受の組立幅、四列軸受の組合せ幅および内輪サブユニットの有効幅、外輪の有効幅

単位：μm

呼び軸受内径 d mm (inch)		呼び軸受外径 D mm (inch)		単列軸受の実組立幅の寸法差 ΔT_s						四列軸受の 組合せ幅の寸法差 $\Delta B_{2s}, \Delta C_{2s}$			
を超え	以下	を超え	以下	Class 4		Class 2		Class 3		Class 0,00		Class 4,2,3,0	
				上	下	上	下	上	下	上	下	上	下
—	101.6 (4)	—	508.0 (20)	+203	0	+203	0	+203	-203	+203	-203	+1 524	-1 524
101.6 (4)	304.8 (12)			+356	-254	+203	0	+203	-203	+203	-203	+1 524	-1 524
304.8 (12)	609.6 (24)			+381	-381	+381	-381	+203	-203	—	—	+1 524	-1 524
304.8 (12)	609.6 (24)	508.0 (20)	—	+381	-381	+381	-381	+381	-381	—	—	+1 524	-1 524
609.6 (24)	—	—	—	+381	-381	—	—	+381	-381	—	—	+1 524	-1 524



内輪サブユニットの実有効幅の寸法差 ΔT_{1s}						外輪実有効幅の寸法差 ΔT_{2s}					
Class 4		Class 2		Class 3		Class 4		Class 2		Class 3	
上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下
+102	0	+102	0	+102	-102	+102	0	+102	0	+102	-102
+152	-152	+102	0	+102	-102	+203	-102	+102	0	+102	-102
—	—	+178	-178 ¹⁾	+102	-102 ¹⁾	—	—	+203	-203 ¹⁾	+102	-102 ¹⁾
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

注 1) 呼び軸受内径 d 寸法が 406.400 mm 以下に適用する。

表 3.5 (4) 内輪および外輪のラジアル振れ

単位：μm

呼び軸受外径 D mm (inch)		内輪のラジアル振れ K_{ia} および外輪のラジアル振れ K_{ea}				
を超え	以下	Class 4	Class 2	Class 3	Class 0	Class 00
		最大	最大	最大	最大	最大
—	304.8 (14)	51	38	8	4	2
304.8 (14)	609.6 (24)	51	38	18	—	—
609.6 (24)	914.4 (36)	76	51	51	—	—
914.4 (36)	—	76	—	76	—	—

表 3.6 メートル系円すいころ軸受の複列および四列軸受の許容差および許容値
表 3.6 (1) 内輪

単位：μm

呼び軸受内径 d mm を超え 以下	平面内平均内径の寸法差 Δd_{mp}		平面内内径不同 V_{dsp}	平面内平均内径の不同 V_{dmp}	ラジアル振れ K_{ia}	実測幅の寸法差 ΔB_s	組合せ幅の寸法差					
	上	下	最大	最大	最大	上	下	複列軸受 ΔB_{1s}		四列軸受 ΔB_{2s}		
								上	下	上	下	
80	120	0	-20	20	15	30	0	-200	+400	-400	+500	-500
120	180	0	-25	25	19	35	0	-250	+500	-500	+600	-600
180	250	0	-30	30	23	50	0	-300	+600	-600	+750	-750
250	315	0	-35	35	26	60	0	-350	+700	-700	+900	-900
315	400	0	-40	40	30	70	0	-400	+800	-800	+1 000	-1 000
400	500	0	-45	45	34	80	0	-450	+900	-900	+1 200	-1 200
500	630	0	-60	60	40	90	0	-500	+1 000	-1 000	+1 200	-1 200
630	800	0	-75	75	45	100	0	-750	+1 500	-1 500	+1 500	-1 500
800	1 000	0	-100	100	55	115	0	-1 000	+1 500	-1 500	+1 500	-1 500
1 000	1 250	0	-125	125	65	130	0	-1 250	+1 500	-1 500	+1 500	-1 500
1 250	1 600	0	-160	160	80	150	0	-1 600	+1 500	-1 500	+1 500	-1 500
1 600	2 000	0	-200	200	100	170	0	-2 000	+1 500	-1 500	+1 500	-1 500

備考 この規格は NTN 規格である。

表 3.6 (2) 外輪

単位：μm

呼び軸受外径 D mm を超え 以下	平面内平均外径の寸法差 ΔD_{mp}		平面内外径不同 V_{Dsp}	平面内平均外径の不同 V_{Dmp}	ラジアル振れ K_{ea}	実測幅の寸法差 ΔC_s	組合せ幅の寸法差				
	上	下	最大	最大	最大	上	下	複列軸受 ΔC_{1s}		四列軸受 ΔC_{2s}	
								上	下	上	下
80	120	0	-18	18	14	35	同じ軸受の d に対する ΔB_s の許容差 による	同じ軸受の d に対する ΔB_{1s} の許容差 による	同じ軸受の d に対する ΔB_{2s} の許容差 による		
120	150	0	-20	20	15	40					
150	180	0	-25	25	19	45					
180	250	0	-30	30	23	50					
250	315	0	-35	35	26	60					
315	400	0	-40	40	30	70					
400	500	0	-45	45	34	80					
500	630	0	-50	60	38	100					
630	800	0	-75	80	55	120					
800	1 000	0	-100	100	75	140					
1 000	1 250	0	-125	130	90	160					
1 250	1 600	0	-160	170	100	180					
1 600	2 000	0	-200	210	110	200					
2 000	2 500	0	-250	265	120	220					

備考 呼び軸受外径 D 寸法が 1 600 mm を超えるものについては、NTN 規格である。

表 3.7 スラスト玉軸受およびスラスト円筒ころ軸受の許容差および許容値
表 3.7 (1) 軸軌道盤

単位：μm

呼び軸受内径 d mm を超え 以下	平面内平均内径の寸法差 Δd_{mp}				平面内内径不同 V_{dsp}		軌道の厚さ不同 S_i				
	0級, 6級, 5級		4級		0級, 6級, 5級, 4級 最大		0級	6級	5級	4級	
	上	下	上	下	最大						
80	120	0	-20	0	-15	15	11	15	8	4	3
120	180	0	-25	0	-18	19	14	15	9	5	4
180	250	0	-30	0	-22	23	17	20	10	5	4
250	315	0	-35	0	-25	26	19	25	13	7	5
315	400	0	-40	0	-30	30	23	30	15	7	5
400	500	0	-45	0	-35	34	26	30	18	9	6
500	630	0	-50	0	-40	38	30	35	21	11	7
630	800	0	-75	0	-50	55	40	40	25	13	8
800	1 000	0	-100	—	—	75	—	45	30	15	—

表 3.7 (2) ハウジング軌道盤

単位：μm

呼び軸受外径 D mm を超え 以下	平面内平均外径の寸法差 ΔD_{mp}				平面内外径不同 V_{Dsp}		軌道の厚さ不同 S_e	
	0級, 6級, 5級		4級		0級, 6級, 5級, 4級 最大		0級, 6級, 5級, 4級 最大	
	上	下	上	下	最大			
80	120	0	-22	0	-13	17	10	同じ軸受の d に対する S_i の許容値による
120	180	0	-25	0	-15	19	11	
180	250	0	-30	0	-20	23	15	
250	315	0	-35	0	-25	26	19	
315	400	0	-40	0	-28	30	21	
400	500	0	-45	0	-33	34	25	
500	630	0	-50	0	-38	38	29	
630	800	0	-75	0	-45	55	34	
800	1 000	0	-100	0	-60	75	45	
1 000	1 250	0	-125	—	—	95	—	

表 3.7 (3) 軸受高さ

単位：μm

呼び軸受内径 d mm を超え 以下	単式軸受の実軸受高さの寸法差 ¹⁾ ΔT_s		
	上	下	
	80	120	0
120	180	0	-175
180	250	0	-200
250	315	0	-225
315	400	0	-300
400	500	0	-350
500	630	0	-400
630	800	0	-500
800	1 000	0	-600

注 1) この規格は等級 0 級の平面座軸受に適用する。
また、値は NTN 規格である。

表 3.8 スラスト自動調心ころ軸受の許容差および許容値

表 3.8 (1) 軸軌道盤

単位: μm

呼び軸受内径 d mm		平面内平均内径の寸法差 Δd_{mp}		平面内 内径不同 V_{dsp}	内径の軸線に対する 軸軌道盤側面の直角度 ¹⁾ S_d	実軸受高さの寸法差 ¹⁾ ΔT_s	
を 超え	以下	上	下	最大	最大	上	下
80	120	0	-20	15	25	+200	-200
120	180	0	-25	19	30	+250	-250
180	250	0	-30	23	30	+300	-300
250	315	0	-35	26	35	+350	-350
315	400	0	-40	30	40	+400	-400
400	500	0	-45	34	45	+450	-450
500	630	0	-50	38	50	+500	-500
630	800	0	-75	55	60	+750	-750

注 1) この規格は、JIS B 1539 に準拠している。

表 3.8 (2) ハウジング軌道盤 単位: μm

呼び軸受外径 D mm		平面内平均外径の寸法差 ΔD_{mp}	
を 超え	以下	上	下
120	180	0	-25
180	250	0	-30
250	315	0	-35
315	400	0	-40
400	500	0	-45
500	630	0	-50
630	800	0	-75
800	1 000	0	-100
1 000	1 250	0	-125
1 250	1 600	0	-160

表 3.9 メートル系スラスト円すいころ軸受の許容差

表 3.9 (1) 軸軌道盤

単位: μm

呼び軸受内径 d mm		平面内平均内径の寸法差 Δd_{mp}		実軸受高さの寸法差 ΔT_s	
を 超え	以下	上	下	上	下
80	120	0	-20	0	-150
120	180	0	-25	0	-175
180	250	0	-30	0	-200
250	315	0	-35	0	-225
315	400	0	-40	0	-300
400	500	0	-45	0	-350
500	630	0	-50	0	-400
630	800	0	-75	0	-500
800	1 000	0	-100	0	-600

表 3.9 (2) ハウジング軌道盤 単位: μm

呼び軸受外径 D mm		平面内平均外径の寸法差 ΔD_{mp}	
を 超え	以下	上	下
180	250	0	-30
250	315	0	-35
315	400	0	-40
400	500	0	-45
500	630	0	-60
630	800	0	-75
800	1 000	0	-100
1 000	1 250	0	-125

表 3.10 インチ系スラスト円すいころ軸受の許容差

表 3.10 (1) 軸軌道盤

単位: μm

呼び軸受内径 d mm		平面内平均内径の寸法差 Δd_{mp}		実軸受高さの寸法差 ΔT_s	
を 超え	以下	上	下	上	下
—	304.800	+25	0	+381	-381
304.800	609.600	+51	0	+381	-381
609.600	914.400	+76	0	+381	-381
914.400	1 219.200	+102	0	+381	-381

表 3.10 (2) ハウジング軌道盤 単位: μm

呼び軸受外径 D mm		平面内平均外径の寸法差 ΔD_{mp}	
を 超え	以下	上	下
—	304.800	+25	0
304.800	609.600	+51	0
609.600	914.400	+76	0
914.400	1 219.200	+102	0
1 219.200	—	+127	0

3.2 面取寸法とテーパ穴の許容差

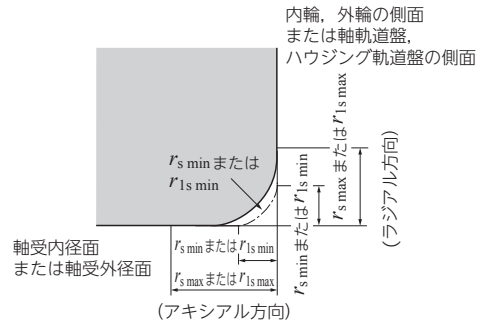


表 3.11 面取寸法の許容限界値
表 3.11 (1) ラジアル軸受 (円すいころ軸受を除く)
単位: mm

$r_s \text{ min}^{1)}$ または $r_{1s} \text{ min}$	呼び軸受内径 d		$r_s \text{ max}$ または $r_{1s} \text{ max}$	
	を超え	以下	ラジアル 方向	アキシャル 方向
0.6	— 40	40 —	1 1.3	2 2
1	— 50	50 —	1.5 1.9	3 3
1.1	— 120	120 —	2 2.5	3.5 4
1.5	— 120	120 —	2.3 3	4 5
2	— 80 220	80 220 —	3 3.5 3.8	4.5 5 6
2.1	— 280	280 —	4 4.5	6.5 7
2.5	— 100 280	100 280 —	3.8 4.5 5	6 6 7
3	— 280	280 —	5 5.5	8 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 または r_1 の最小許容寸法であり、寸法表に記載している。

表 3.11 (2) メートル系円すいころ軸受
単位: mm

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

注 2) 面取寸法 r または r_1 の最小許容寸法であり、寸法表に記載している。

注 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 または JIS B 1512-3 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およ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。

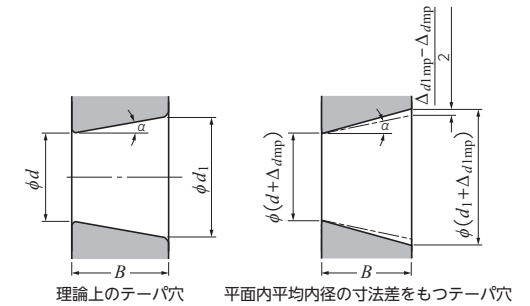


表 3.11 (3) スラスト軸受 単位: mm

$r_s \text{ min}$ または $r_{1s} \text{ min}^{4)}$	$r_s \text{ max}$ または $r_{1s} \text{ max}$ ラジアル方向 およびアキシャル方向
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 または r_1 の最小許容寸法であり、寸法表に記載している。

表 3.12 (1) ラジアル軸受のテーパ穴の許容差および許容値
基準テーパ比 1/12 のテーパ穴 (0 級) 単位: μm

d mm	Δd_{mp}		$\Delta d_{1mp} - \Delta d_{mp}$		$V_{dsp}^{1) 2)}$ 最大	
	を超え	以下	上	下		
80	120	+54	0	+35	0	22
120	180	+63	0	+40	0	40
180	250	+72	0	+46	0	46
250	315	+81	0	+52	0	52
315	400	+89	0	+57	0	57
400	500	+97	0	+63	0	63
500	630	+110	0	+70	0	70
630	800	+125	0	+80	0	—
800	1 000	+140	0	+90	0	—
1 000	1 250	+165	0	+105	0	—
1 250	1 600	+195	0	+125	0	—

表 3.12 (2) ラジアル軸受のテーパ穴の許容差および許容値
基準テーパ比 1/30 のテーパ穴 (0 級) 単位: μm

d mm	Δd_{mp}		$\Delta d_{1mp} - \Delta d_{mp}$		$V_{dsp}^{1) 2)}$ 最大	
	を超え	以下	上	下		
80	120	+20	0	+35	0	22
120	180	+25	0	+40	0	40
180	250	+30	0	+46	0	46
250	315	+35	0	+52	0	52
315	400	+40	0	+57	0	57
400	500	+45	0	+63	0	63
500	630	+50	0	+70	0	70

注 1) テーパ穴の全ラジアル平面に適用する。

注 2) 直径系列 7 および 8 には適用しない。

備考 量記号

基準テーパ比 $\frac{1}{12}$ では $d_1 = d + \frac{1}{12} B$

基準テーパ比 $\frac{1}{30}$ では $d_1 = d + \frac{1}{30} B$

Δd_{mp} : テーパ穴の理論上の小端における平面内平均内径の寸法差

Δd_{1mp} : テーパ穴の理論上の大端における平面内平均内径の寸法差

V_{dsp} : 平面内内径不同

B : 呼び内輪幅

α : テーパ穴の基準テーパ角度の $\frac{1}{2}$

基準テーパ比 $\frac{1}{12}$ では 基準テーパ比 $\frac{1}{30}$ では

$\alpha = 2^\circ 23' 9.4''$ $\alpha = 0^\circ 57' 17.4''$

$= 2.38594^\circ$ $= 0.95484^\circ$

$= 0.041643 \text{ rad}$ $= 0.016665 \text{ rad}$

4. はめあい

4.1 はめあいについて

転がり軸受は、内輪および外輪を軸またはハウジングに固定して荷重を受けたときに、軌道輪と軸またはハウジングとのはめあい面でラジアル方向、アキシャル方向および回転方向に相対的な動きが生じないように取付ける必要がある。はめあいにはしめしろの有無により、『しまりばめ』『中間ばめ』『すきまばめ』がある。なお、軸受の固定は、はめあいによる固定に加え、締付ナットまたはボルトや止め輪により、確実な軸方向固定方法の選定が必要である。軸受の固定の詳細については、「8.1 軸受の固定」項をご参照ください。

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

表 4.1 ラジアル荷重の性質とはめあい

図 例	回転の区分	荷重の性質	はめあい
	内輪回転 外輪静止	内輪回転荷重 外輪静止荷重	内輪：しまりばめ 外輪：すきまばめ
	内輪静止 外輪回転	内輪静止荷重 外輪回転荷重	内輪：すきまばめ 外輪：しまりばめ
	内輪回転 外輪静止	内輪回転荷重 外輪静止荷重	内輪：しまりばめ 外輪：すきまばめ
	内輪静止 外輪回転	内輪静止荷重 外輪回転荷重	内輪：すきまばめ 外輪：しまりばめ

4.2 適切なはめあいの必要性

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

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

4.3 はめあいの選定

適切なはめあいを選定するためには軸受の使用条件を十分検討する必要がある。

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

4.3.1 『しまりばめ』『すきまばめ』の使い分け

(1) 回転荷重が作用する軌道輪は『しまりばめ』にする必要がある（表 4.1 参照）。“回転荷重が作用する軌道輪”とは、対象とする軌道

輪に対してラジアル荷重の作用する方向が相対的に回転していることを意味する。

逆に、静止荷重が作用する軌道輪は『すきまばめ』にすることができる。

(2) 深溝玉軸受に代表される非分離形軸受では、内輪または外輪のいずれか一方を『すきまばめ』とするのが一般的である。

4.3.2 推奨はめあい

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

図 4.1 によく用いられる軸径およびハウジング穴径の寸法許容差と精度等級 0 級の軸受とのはめあいの関係を示す。

各種軸受および各種使用条件に対するはめあいの一般基準を表 4.2～表 4.5 に示す。

表 4.2：ラジアル軸受のはめあい

表 4.3：スラスト軸受のはめあい

表 4.4：電動機用軸受のはめあい

表 4.5：インチ系円すいころ軸受 (ANSI/ABMA CLASS 4) のはめあい

表 4.6：インチ系円すいころ軸受 (ANSI/ABMA CLASS 3, CLASS 0) のはめあい

4.3.3 しめしろの下限値と上限値

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

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

軸径の 1 / 1000 以下を目安とする。
必要なしめしろの計算式を次頁に示す。

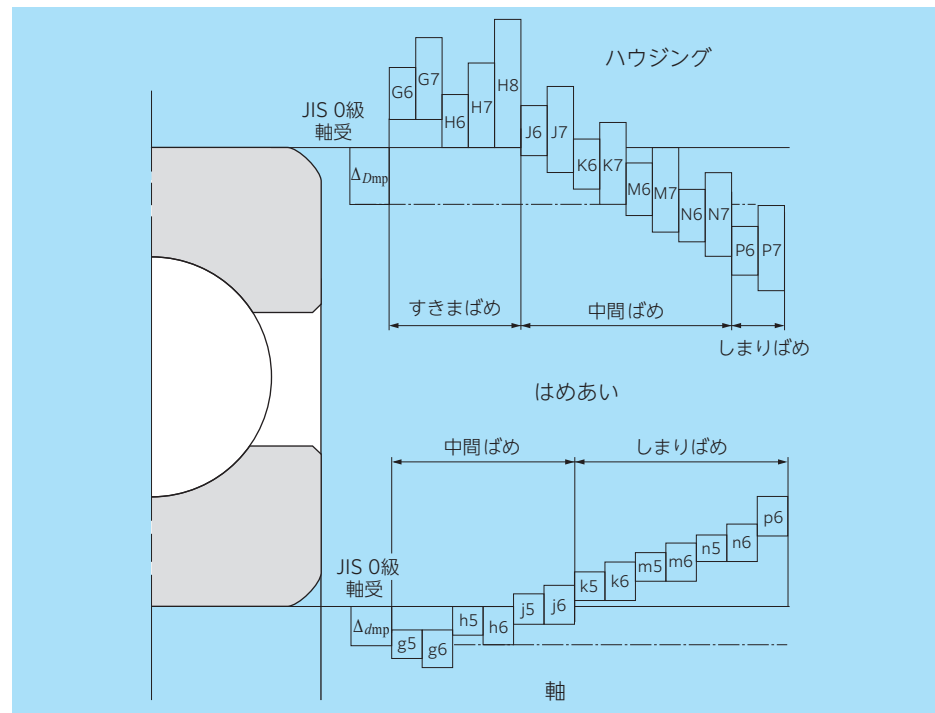


図 4.1 はめあいの状態

(1) はめあい面の粗さとしめしろ

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

- 研削仕上げ：1.0～2.5 μm
- 旋削仕上げ：5.0～7.0 μm

この減少量を見込んだしめしろを有効しめしろという。

(2) ラジアル荷重と必要しめしろ

軸受にラジアル荷重が作用した場合、内輪と軸とのしめしろが減少する。中実軸に取付ける場合の必要しめしろは荷重条件ごとに、式(4.1)、式(4.2)で求めることができる。

一般的な用途 ($F_r \leq 0.3C_{0r}$)
 $\Delta d_F = 0.08 (d \cdot F_r / B)^{1/2}$ (4.1)

重荷重条件下 ($F_r > 0.3C_{0r}$)
 $\Delta d_F = 0.02 (F_r / B)$ (4.2)

- ここで、
 Δd_F : ラジアル荷重による必要有効しめしろ μm
 d : 軸受内径 mm
 B : 内輪の幅 mm
 F_r : ラジアル荷重 N
 C_{0r} : 基本静定格荷重 N

なお、中空軸については、NTNにご照会ください。

(3) 温度差と必要しめしろ

軸受回転時の発熱によって内輪と軸に温度差が生じた場合、内輪と軸とのしめしろが減少する。そこで、軸受温度と周囲温度との差を ΔT とする有効しめしろ確保のための必要しめしろは式(4.3)で求めることができる。

$\Delta d_T = 0.0015 \cdot d \cdot \Delta T$ (4.3)

- ここで、
 Δd_T : 温度差による必要有効しめしろ μm
 ΔT : 軸受温度と周囲温度との差 °C
 d : 軸受内径 mm

(4) 最大しめしろ

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

(5) 軸やハウジングに鋼材以外を使用する場合のしめしろの変化量

軸やハウジングに鋼材以外を使用する場合、軸受回転時の温度上昇に伴い、各材料の線膨張係数の違いにより、内輪と軸、外輪とハウジングとのはめあいが増える。そこで、線膨張係数を考慮したはめあいの設定が必要となる。しめしろの変化量は式(4.4)で求めることができる。

$\Delta d_{TE} = (a_1 - a_2) \times d \times \Delta T$ (4.4)

- ここで、
 Δd_{TE} : 線膨張係数の違いによるしめしろの変化量 mm
 a_1 : 軸受の線膨張係数 1/°C
 a_2 : 軸およびハウジングの線膨張係数 1/°C
 d : はめあい部の基準寸法 mm
 ΔT : 軸受回転による温度上昇 °C

4.3.4 その他

- 大きなしめしろを必要とする場合
 - 大きな振動や衝撃荷重が作用するとき
 - 中空軸や薄肉ハウジングを使用するとき
 - 軽合金製または樹脂製のハウジングを使用するとき
- しめしろを小さくする場合
 - 高い回転精度を要求されるとき
 - 小径軸受または薄肉軸受を使用するとき
- SL形円筒ころ軸受には固有のはめあいを推奨する (C-73 ページ参照)。
- 軸受寸法は、原則として温度 20 °C において測定および管理をしている。

表 4.2 ラジアル軸受のはめあいの一般基準 (JIS 0 級, 6X 級, 6 級)
 表 4.2 (1) ラジアル軸受 (0 級, 6X 級, 6 級) に対して常用する軸の公差域クラス

条 件	玉 軸 受		円筒ころ軸受 円すいころ軸受		自動調心ころ軸受		軸の公差域 ク ラ ス	備 考	
	軸径 (mm)								
	を超え	以下	を超え	以下	を超え	以下			
円筒穴軸受 (0級, 6X級, 6級)									
内輪回転荷重または方向不定荷重	軽荷重 ¹⁾ または 変動荷重	18 100 —	100 200 —	— 40 140	40 140 200	— — —	— — —	js6 k6 m6	精密を要する場合、js6, k6, m6の代わりにjs5, k5, m5を用いる。
	普通荷重 ¹⁾	18 100 140 200 — —	100 140 200 280 — —	— 40 100 140 200 —	40 100 140 200 400 —	— 40 65 100 140 280	40 65 100 140 280 500	k5 m5 m6 n6 p6 r6	単列のアンギュラ玉軸受および円すいころ軸受の場合、はめあいによる内部すきまの変化を考慮する必要がないのでk5, m5の代わりにk6, m6を用いてもよい。
	重荷重 ¹⁾ または 衝撃荷重	— — —	— — —	50 140 200	140 200 —	50 100 140	100 140 200	n6 p6 r6	CNすきまの軸受より大きい内部すきまの軸受を用いる。
内輪静止荷重	内輪が軸上を容易に動く必要がある	全軸径						g6	精密を要する場合g5を用いる。大形軸受では、容易に移動できるようにf6を用いてもよい。
	内輪が軸上を容易に動かない	全軸径						h6	精密を要する場合、h5を用いる。
中心アキシャル荷重	全軸径						js6	一般的に、はめあいによる軸と内輪の固定はしない。	
テーパ穴軸受 (0級) (アダプタ付き または 取外しスリーブ付き)									
全 荷 重	全軸径						h9/IT5 ²⁾	伝動軸などでは、h10/IT7 ²⁾ を用いてもよい。	

表 4.2 (2) 軸とのはめあい [テーパ穴軸受 (0 級) アダプタ付き/取外しスリーブ付きのはめあい]

全 荷 重	全軸受形式	公差域 クラス	h9 /IT5 ²⁾	一般用途
			h10/IT7 ²⁾	伝動軸 など

注 1) 軽荷重, 普通荷重, 重荷重の目安
 $\left\{ \begin{array}{l} \text{軽荷重} \dots\dots\dots \text{動等価ラジアル荷重} \leq 0.05C_r \\ \text{普通荷重} \dots\dots\dots 0.05C_r < \text{動等価ラジアル荷重} \leq 0.10C_r \\ \text{重荷重} \dots\dots\dots 0.10C_r < \text{動等価ラジアル荷重} \end{array} \right.$
 2) IT5 および IT7 は、軸の真円度公差、円筒度公差などの値を示す。
 備考 1 上記の表は、鋼製の中実軸に適用する。
 2 ULTRAGE® シリーズ 自動調心ころ軸受は、「自動調心ころ軸受」項表 2 (B-181 ページ) をご参照ください。

表 4.2 (3) ラジアル軸受 (0 級, 6X 級, 6 級) に対して常用するハウジング穴の公差域クラス

条 件			ハウジング穴の公差域クラス	備 考
ハウジング	荷重の種類など	外輪のアキシャル方向の移動 ³⁾		
一体ハウジング または 二つ割り ハウジング	外輪 静止荷重	すべての種類の荷重	H7	大形軸受または外輪とハウジングの温度差が大きい場合、G7を用いてもよい。
		軽荷重 ¹⁾ または普通荷重 ¹⁾	H8	—
		軸と内輪が高温になる。	G7	大形軸受または外輪とハウジングとの温度差が大きい場合、F7を用いてもよい。
		軽荷重または普通荷重で精密回転を要する。	K6	主に、ころ軸受に適用する。
一体ハウジング	方向不定荷重	移動できる。	JS6	主に、玉軸受に適用する。
		原則として移動できない。	K7	精密を要する場合、JS7、K7の代わりにJS6、K6を用いる。
		大きな衝撃荷重	M7	—
	外輪回転荷重	移動できない。	M7	—
		普通荷重または重荷重	N7	主に、玉軸受に適用する。
		薄肉ハウジングで重荷重または大きな衝撃荷重 ²⁾	P7	主に、ころ軸受に適用する。

注 1) 軽荷重, 普通荷重, 重荷重の目安

- 軽荷重 動等価ラジアル荷重 $\leq 0.05C_r$
- 普通荷重 $0.05C_r < \text{動等価ラジアル荷重} \leq 0.10C_r$
- 重荷重 $0.10C_r < \text{動等価ラジアル荷重}$

2) 使い方により外輪が軸方向に移動し、不具合が発生する恐れがあることから、アキシャル方向の固定が必要である。
(例: 遊星歯車など)

3) 非分離形軸受について、外輪がアキシャル方向に移動できるか、できないかの区別を示す。

備考 1 上記の表は、鋼製または鋳鉄製ハウジングに適用する。

2 中心アキシャル荷重だけが軸受にかかる場合、外輪にラジアル方向のすきまを与えるような公差域クラスを選定する。

表 4.3 スラスト軸受のはめあいの一般基準 (JIS 0 級, 6 級)

表 4.3 (1) 軸とのはめあい

軸受形式	荷重条件	はめあい	軸径 mm を超え 以下	公差域クラス
スラスト軸受全般	中心アキシャル荷重のみ	中間ばめ	全軸径	js6 または h6
スラスト自動調心ころ軸受	合成荷重 内輪静止荷重 内輪回転荷重 または 方向不定荷重	中間ばめ	全軸径	js6
		しまりばめ	200 ~ 400 400 ~	k6 または js6 m6 または k6 n6 または m6

表 4.3 (2) ハウジングとのはめあい

軸受形式	荷重条件	はめあい	公差域クラス	備 考
スラスト軸受全般	中心アキシャル荷重のみ	すきまばめ	外輪とハウジングにすきまを与えるような公差域クラスを選定	
			H8	スラスト玉軸受で精度を要する場合に適用
スラスト自動調心ころ軸受	合成荷重 外輪静止荷重 方向不定荷重 または 外輪回転荷重	中間ばめ	H7	—
			K7	普通の使用条件に適用
			M7	比較的ラジアル荷重が大きい場合に適用

備考 上記の表は、鋼製または鋳鉄製ハウジングに適用する。

表 4.4 電動機用軸受のはめあい

軸受形式	軸とのはめあい		ハウジングとのはめあい	
	軸径 mm を超え 以下	公差域クラス	ハウジング穴径	公差域クラス
深溝玉軸受	18 ~ 100 100 ~ 160	k5 m5	全寸法	H6 または J6
円筒ころ軸受	40 ~ 160 160 ~ 200	m5 n6	全寸法	H6 または J6

表 4.5 インチ系円すいころ軸受のはめあいの一般基準 (ANSI/ABMA CLASS 4)

表 4.5 (1) 軸とのはめあい

単位: μm

使用条件	呼び軸受内径 d mm		内径の寸法差 Δ_{ds}		軸径の寸法許容差		はめあい ¹⁾	備考	
	を超え	以下	上	下	上	下			
内輪回転荷重	普通荷重	76.2	304.8	+25	0	+ 64	+ 38	64T ~ 13T	小さな衝撃荷重が作用する場合にも適用できる。
		304.8	609.6	+51	0	+127	+ 76	127T ~ 25T	
		609.6	914.4	+76	0	+191	+114	191T ~ 38T	
重荷重 衝撃荷重	普通荷重	76.2	304.8	+25	0	内輪内径1 mmあたり0.5 μm の平均しめしろとする。		最小しめしろは25 μm とし、軸の寸法公差範囲は軸受内径許容差範囲とあわせる。	457T ~ 305T
		304.8	609.6	+51	0	最小しめしろは25 μm とし、軸の寸法公差範囲は軸受内径許容差範囲とあわせる。			
		609.6	914.4	+76	0	+457 +381			
外輪回転荷重	普通荷重で 内輪が軸上を 動く必要が ない場合	76.2	304.8	+25	0	+ 25	0	25T ~ 25L	衝撃荷重が作用する場合には適用できない。
		304.8	609.6	+51	0	+ 51	0	51T ~ 51L	
		609.6	914.4	+76	0	+ 76	0	76T ~ 76L	
	普通荷重で 内輪が軸上を 動く必要が ある場合	76.2	304.8	+25	0	0	- 25	0 ~ 51L	
		304.8	609.6	+51	0	0	- 51	0 ~ 102L	
		609.6	914.4	+76	0	0	- 76	0 ~ 152L	

表 4.5 (2) ハウジングとのはめあい

単位: μm

使用条件	呼び軸受外径 D mm		外径の寸法差 Δ_{Ds}		ハウジング穴径の寸法許容差		はめあい ¹⁾	はめあいの種類	
	を超え	以下	上	下	上	下			
内輪回転荷重	自由側または 固定側に使用 する場合	76.2	127.0	+25	0	+ 76	+ 51	25L ~ 76L	すきまばめ
		127.0	304.8	+25	0	+ 76	+ 51	25L ~ 76L	
		304.8	609.6	+51	0	+152	+102	51L ~ 152L	
	外輪をアキシ アル方向に調 整する場合	76.2	127.0	+25	0	+ 25	0	25T ~ 25L	中間ばめ
		127.0	304.8	+25	0	+ 51	0	25T ~ 51L	
		304.8	609.6	+51	0	+ 76	+ 25	25T ~ 76L	
外輪回転荷重	外輪をアキシ アル方向に調 整しない場合	76.2	127.0	+25	0	- 25	- 51	76T ~ 25T	しまりばめ
		127.0	304.8	+25	0	- 25	- 51	76T ~ 25T	
		304.8	609.6	+51	0	- 25	- 76	127T ~ 25T	
	外輪をアキシ アル方向に調 整しない場合	76.2	127.0	+25	0	- 25	- 102	178T ~ 25T	
		127.0	304.8	+25	0	- 25	- 51	76T ~ 25T	
		304.8	609.6	+51	0	- 25	- 76	127T ~ 25T	
外輪をアキシ アル方向に調 整しない場合	609.6	914.4	+76	0	- 25	- 102	178T ~ 25T		

注 1) はめあいの記号 "L" はすきま, "T" はしめしろを示す。

表 4.6 インチ系円すいころ軸受のはめあいの一般基準 (ANSI/ABMA CLASS 3, CLASS 0)

表 4.6 (1) 軸とのはめあい

単位: μm

使用条件	呼び軸受内径 d mm		内径の寸法差 Δ_{ds}		軸径の寸法許容差		はめあい ¹⁾							
	を超え	以下	上	下	上	下								
内輪回転荷重	精密な 工作機械の 主軸	—	304.8	+13	0	+ 30	+18	30T ~ 5T						
		304.8	609.6	+25	0	+ 64	+38	64T ~ 13T						
		609.6	914.4	+38	0	+102	+64	102T ~ 25T						
重荷重 衝撃荷重 高速回転	—	304.8	609.6	+13	0	内輪内径1 mm あたり 0.25 μm を最小しめしろとする。								
						+25	0							
									+38	0				
外輪回転荷重	精密な 工作機械の 主軸	—	304.8	+13	0	+ 30	+18	30T ~ 5T						
									304.8	609.6	+25	0	+ 64	+38

備考 CLASS 0 の場合は呼び軸受内径 d が 304.8 mm 以下に適用する。

表 4.6 (2) ハウジングとのはめあい

単位: μm

使用条件	呼び軸受外径 D mm		外径の寸法差 Δ_{Ds}		ハウジング穴径の寸法許容差		はめあい ¹⁾	はめあいの種類	
	を超え	以下	上	下	上	下			
内輪回転荷重	自由側に使用 する場合	—	152.4	+13	0	+38	+25	13L ~ 38L	すきまばめ
		152.4	304.8	+13	0	+38	+25	13L ~ 38L	
		304.8	609.6	+25	0	+64	+38	13L ~ 64L	
	固定側に使用 する場合	—	152.4	+13	0	+25	+13	0 ~ 25L	中間ばめ
		152.4	304.8	+13	0	+25	+13	0 ~ 25L	
		304.8	609.6	+25	0	+51	+25	0 ~ 51L	
外輪回転荷重	外輪をアキシ アル方向に調 整する場合	—	152.4	+13	0	+13	0	13T ~ 13L	中間ばめ
		152.4	304.8	+13	0	+25	0	13T ~ 25L	
		304.8	609.6	+13	0	+25	0	25T ~ 25L	
	外輪をアキシ アル方向に調 整しない場合	—	152.4	+13	0	0	-13	25T ~ 0	しまりばめ
		152.4	304.8	+13	0	0	-25	38T ~ 0	
		304.8	609.6	+25	0	0	-25	51T ~ 0	
外輪をアキシ アル方向に調 整しない場合	609.6	914.4	+38	0	0	-38	76T ~ 0		
	普通荷重	—	152.4	+13	0	-13	-25	38T ~ 13T	しまりばめ
		152.4	304.8	+13	0	-13	-38	51T ~ 13T	
304.8		609.6	+25	0	-13	-38	64T ~ 13T		
外輪をアキシ アル方向に調 整しない場合	609.6	914.4	+38	0	-13	-51	89T ~ 13T		

注 1) はめあいの記号 "L" はすきま, "T" はしめしろを示す。

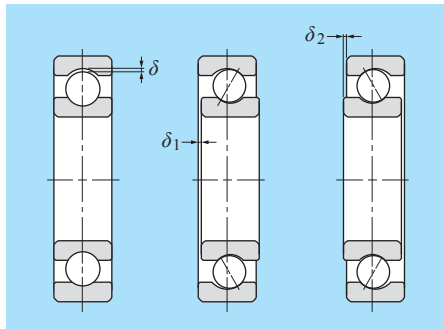
備考 CLASS 0 の場合は呼び軸受外径 D が 304.8 mm 以下に適用する。

5. 軸受内部すきま

5.1 軸受内部すきま

軸受内部すきまとは、軸またはハウジングに取り付ける前の状態で、図 5.1 に示すように内輪または外輪のいずれかを固定して、固定されていない軌道輪をラジアル方向またはアキシャル方向に移動させたときの軌道輪の移動量をいう。移動させる方向によって、それぞれラジアル内部すきままたはアキシャル内部すきまと呼ぶ。

軸受形式別に軸受内部すきまの値を表 5.2 ～表 5.9 に示す。



ラジアル内部すきま = δ アキシャル内部すきま = $\delta_1 + \delta_2$

図 5.1 軸受内部すきま

5.2 軸受内部すきまの選定

軸受の運転状態でのすきま（運転すきま）は、初期の軸受内部すきまより、はめあいおよび内輪と外輪の温度差によって一般には、小さくなる。この運転すきまは軸受の寿命、発熱、振動あるいは音響にも影響するので、最適に設定する必要がある。

5.2.1 軸受内部すきまの選定基準

理論的には、軸受の定常運転状態での運転すきまが、わずかに負であるとき、軸受寿命は最大となるが、実際にこの最適条件を常に保つことは困難である。何らかの使用条件の変動によって負のすきま量が大きくなると、著しい寿命低下と発熱を招くので、一般には、**運転すきまが、零よりわずかに大きくなるように初期の軸受内部すきまを選定する。**

通常の使用条件、すなわち、普通荷重のはめあいをを用い、回転速度、運転温度などが通常である場合には、普通すきまを選定することによって適切な運転すきまが得られる。

表 5.1 に CN（普通）すきま以外の内部すきまを適用する例を示す。

表 5.1 CN（普通）すきま以外のすきま適用例

使用条件	適用例	選定内部すきま
重荷重、衝撃荷重を負荷し、しめしろが大きい。	鉄道車両用車軸	C3
	振動スクリーン	C3, C4
方向不定荷重を負荷し、内輪・外輪ともにしまりばめにする。	鉄道車両トラクションモータ	C4
	トラクタ・終減速機	C4
軸または内輪が加熱される。	製紙機械・ドライヤ	C3, C4
	圧延機テーブルローラ	C3
軸の振れを抑えるため、すきまを調整する。	工作機械主軸（複列円筒ころ軸受）	C9NA, CONA

5.2.2 運転すきまの計算

軸受の運転すきまは、初期の軸受内部すきまと、はめあいによる内部すきまの減少量および内輪と外輪の温度差による内部すきまの減少量から、式 (5.1) で求めることができる。

$$\Delta_e = \Delta_0 - (\delta_f + \delta_t) = \Delta_f - \delta_t \dots\dots\dots (5.1)$$

ここで、

- Δ_e : 運転すきま mm
- Δ_0 : 軸受内部すきま (初期) mm
- Δ_f : 残留すきま (組込み後のすきま) mm
- δ_f : はめあいによる内部すきまの減少量 mm
- δ_t : 内輪と外輪の温度差による内部すきまの減少量 mm

(1) はめあいによる内部すきまの減少

しめしろを与えて軸受を軸またはハウジングに取り付けると、内輪は膨張し外輪は収縮するので、**軸受の内部すきまは減少する。**内輪または外輪の膨張あるいは収縮量は、軸受の形式、軸またはハウジングの形状、寸法および材料によって異なるが、近似的には**有効しめしろの 70～90%**であるため、はめあいによる内部すきまの減少量は、式 (5.2) で求めることができる。

$$\delta_f = (0.70 \sim 0.90) \Delta_{eff} \dots\dots\dots (5.2)$$

ここで、

- δ_f : はめあいによる内部すきまの減少量 mm
- Δ_{eff} : 有効しめしろ mm

(2) 内輪と外輪の温度差による内部すきまの減少量
軸受の運転中は、一般的に、外輪の温度が内輪または転動体の温度より 5～10℃ほど低くなる。ハウジングからの放熱が大きいとき、または軸が熱源に連なっていたり、中空軸の内部に加熱された流体が流れていたりすると、内輪と外輪の温度差は、さらに、大きくなる。この温度差による**内輪と外輪の熱膨張の差だけ内部すきまが減少し**、その減少量は式 (5.3) で求めることができる。

$$\delta_t = \alpha \cdot \Delta T \cdot D_o \dots\dots\dots (5.3)$$

ここで、

- δ_t : 内輪と外輪の温度差による内部すきまの減少量 mm
- α : 軸受材料の線膨張係数
12.5 × 10⁻⁶ /℃
- ΔT : 内輪と外輪の温度差 °C
- D_o : 外輪の軌道径 mm

外輪の軌道径 D_o は式 (5.4)、式 (5.5) で近似することができる。

玉軸受および自動調心ころ軸受に対して、
$$D_o = 0.20 (d + 4.0D) \dots\dots\dots (5.4)$$

ころ軸受 (自動調心ころ軸受を除く) に対して、
$$D_o = 0.25 (d + 3.0D) \dots\dots\dots (5.5)$$

- d : 軸受内径 mm
- D : 軸受外径 mm

ULTAGE® シリーズ軸受については、NTN にご照会ください。

なお、5.2.2 項の計算式は軸受、軸およびハウジングが鋼製である場合に限る。

表 5.2 深溝玉軸受のラジアル内部すきま

単位：μm

呼び軸受内径 d mm		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
80	100	1	18	12	36	30	58	53	84	75	120
100	120	2	20	15	41	36	66	61	97	90	140
120	140	2	23	18	48	41	81	71	114	105	160
140	160	2	23	18	53	46	91	81	130	120	180
160	180	2	25	20	61	53	102	91	147	135	200
180	200	2	30	25	71	63	117	107	163	150	230
200	225	2	35	25	85	75	140	125	195	175	265
225	250	2	40	30	95	85	160	145	225	205	300
250	280	2	45	35	105	90	170	155	245	225	340
280	315	2	55	40	115	100	190	175	270	245	370
315	355	3	60	45	125	110	210	195	300	275	410
355	400	3	70	55	145	130	240	225	340	315	460
400	450	3	80	60	170	150	270	250	380	350	520
450	500	3	90	70	190	170	300	280	420	390	570
500	560	10	100	80	210	190	330	310	470	440	630
560	630	10	110	90	230	210	360	340	520	490	700
630	710	20	130	110	260	240	400	380	570	540	780
710	800	20	140	120	290	270	450	430	630	600	860
800	900	20	160	140	320	300	500	480	700	670	960
900	1 000	20	170	150	350	330	550	530	770	740	1 040
1 000	1 120	20	180	160	380	360	600	580	850	820	1 150
1 120	1 250	20	190	170	410	390	650	630	920	890	1 260

表 5.3 複列・組合せアンギュラ玉軸受のラジアル内部すきま

単位：μm

呼び軸受内径 d mm		C1		C2		CN		C3		C4	
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
80	100	3	13	13	22	22	40	40	60	95	120
100	120	3	15	15	30	30	50	50	75	110	140
120	150	3	16	16	33	35	55	55	80	130	170
150	180	3	18	18	35	35	60	60	90	150	200
180	200	3	20	20	40	40	65	65	100	180	240
200	225	3	25	25	50	50	75	75	115	210	270
225	250	3	25	25	50	50	75	80	130	230	300
250	280	3	30	30	55	55	85	90	150	260	340
280	315	3	30	30	55	55	85	100	170	300	380
315	400	—	—	40	65	60	85	110	180	—	—
400	500	—	—	40	65	60	85	110	180	—	—

備考 1 上表は軸受の接触角の大きさによって下表のように適用する。
2 NTN 規格である。

接触角記号	標準接触角	適用すきま ²⁾
C	15°	C1, C2
A ¹⁾	30°	C2, CN, C3
B	40°	CN, C3, C4

注 1) 呼び番号には、表示しない。
2) 適用すきま以外については NTN にご照会ください。

表 5.4 電動機用軸受のラジアル内部すきま

単位：μm

呼び軸受内径 d mm		CM			
を 超え	以下	深溝玉軸受		円筒ころ軸受	
		最小	最大	最小	最大
80	100	18	30	35	55
100	120	18	30	35	60
120	140	24	38	40	65
140	160	24	38	50	80
160	180	—	—	60	90
180	200	—	—	65	100

備考 1 すきま記号“CM”を軸受呼び番号の後に付ける。
例：6220 CM
2 円筒ころ軸受は非互換性すきまである。

表 5.5 円筒ころ軸受(円筒穴)の互換性ラジアル内部すきま

単位：μm

呼び軸受内径 d mm		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
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
500	560	120	240	240	360	360	480	480	600	—	—
560	630	140	260	260	380	380	500	500	620	—	—
630	710	145	285	285	425	425	565	565	705	—	—
710	800	150	310	310	470	470	630	630	790	—	—
800	900	180	350	350	520	520	690	690	860	—	—
900	1 000	200	390	390	580	580	770	770	960	—	—
1 000	1 120	220	430	430	640	640	850	850	1 060	—	—
1 120	1 250	230	470	470	710	710	950	950	1 190	—	—

備考 呼び軸受内径 d 寸法が 500 mm を超えるものについては、NTN 規格である。

表 5.6 円筒ころ軸受の非互換性ラジアル内部すきま

呼び軸受内径 d mm		円筒穴軸受											
		C1NA		C2NA		NA ¹⁾		C3NA		C4NA		C5NA	
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	最小	最大
80	100	10	25	25	45	45	70	80	105	105	125	155	180
100	120	10	25	25	50	50	80	95	120	120	145	180	205
120	140	15	30	30	60	60	90	105	135	135	160	200	230
140	160	15	35	35	65	65	100	115	150	150	180	225	260
160	180	15	35	35	75	75	110	125	165	165	200	250	285
180	200	20	40	40	80	80	120	140	180	180	220	275	315
200	225	20	45	45	90	90	135	155	200	200	240	305	350
225	250	25	50	50	100	100	150	170	215	215	265	330	380
250	280	25	55	55	110	110	165	185	240	240	295	370	420
280	315	30	60	60	120	120	180	205	265	265	325	410	470
315	355	30	65	65	135	135	200	225	295	295	360	455	520
355	400	35	75	75	150	150	225	255	330	330	405	510	585
400	450	45	85	85	170	170	255	285	370	370	455	565	650
450	500	50	95	95	190	190	285	315	410	410	505	625	720
500	560	—	—	100	210	210	320	350	450	450	550	720	815
560	630	—	—	110	230	230	350	380	500	500	615	800	910
630	710	—	—	130	260	260	400	435	570	570	695	900	1 030
710	800	—	—	140	290	290	450	485	635	635	780	1 000	1 140
800	900	—	—	160	330	330	500	540	700	700	860	1 130	1 290
900	1 000	—	—	180	360	360	560	600	780	780	970	1 270	1 440
1 000	1 120	—	—	200	400	400	620	670	900	900	1 100	1 410	1 620
1 120	1 250	—	—	220	440	440	690	750	1 000	1 000	1 220	1 580	1 820

注 1) CN すきまの記号は "NA" である。例：NU320NA

表 5.7 複列・組合せ円すいころ軸受（メートル系）のアキシャル内部すきま
表 5.7 (1) 接触角 $\alpha \leq 27^\circ$

呼び軸受内径 d mm		接触角 $\alpha \leq 27^\circ$ ($e \leq 0.76$)							
		C2		CN		C3		C4	
を超え	以下	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
80	100	45	150	150	260	280	390	390	500
100	120	45	175	175	305	350	480	455	585
120	140	45	175	175	305	390	520	500	630
140	160	60	200	200	340	400	540	520	660
160	180	80	220	240	380	440	580	600	740
180	200	100	260	260	420	500	660	660	820
200	225	120	300	300	480	560	740	720	900
225	250	160	360	360	560	620	820	820	1 020
250	280	180	400	400	620	700	920	920	1 140
280	315	200	440	440	680	780	1 020	1 020	1 260
315	355	220	480	500	760	860	1 120	1 120	1 380
355	400	260	560	560	860	980	1 280	1 280	1 580
400	500	300	600	620	920	1 100	1 400	1 440	1 740
500	560	350	650	750	1 050	1 250	1 550	1 650	1 950
560	630	400	700	850	1 150	1 400	1 700	1 850	2 150
630	710	500	850	1 000	1 350	1 650	2 000	2 100	2 450
710	800	550	950	1 100	1 500	1 800	2 200	2 300	2 700
800	900	650	1 050	1 250	1 650	2 000	2 400	2 550	2 950
900	1 000	700	1 100	1 400	1 800	2 200	2 600	2 900	3 300
1 000	1 120	750	1 250	1 500	2 000	2 500	3 000	3 250	3 750
1 120	1 250	850	1 350	1 700	2 200	2 850	3 350	3 700	4 200
1 250	1 400	1 000	1 500	2 000	2 500	3 000	3 500	4 000	4 500

備考 1 この表はカタログに記載した軸受に適用し、記載以外の軸受については NTN にご照会ください。
2 アキシャル内部すきま (Δ_a) とラジアル内部すきま (Δ_r) の関係は、 $\Delta_r = 0.667 \times e \times \Delta_a$ で求めることができる。
e : 定数 (寸法表参照)
3 軸受系列 329X, 330, 322C, 323C, 303C, T4CB についてはこの表を適用しない。

単位：μm

テーパ穴軸受												呼び軸受内径 d mm	
C9NA ²⁾		C0NA ²⁾		C1NA		C2NA		NA ¹⁾		C3NA			
最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	を超え	以下
10	25	20	35	25	45	45	70	80	105	105	125	80	100
10	25	20	35	25	50	50	80	95	120	120	145	100	120
15	30	25	40	30	60	60	90	105	135	135	160	120	140
15	35	30	45	35	65	65	100	115	150	150	180	140	160
15	35	30	45	35	75	75	110	125	165	165	200	160	180
20	40	30	50	40	80	80	120	140	180	180	220	180	200
20	45	35	55	45	90	90	135	155	200	200	240	200	225
25	50	40	65	50	100	100	150	170	215	215	265	225	250
25	55	40	65	55	110	110	165	185	240	240	295	250	280
30	60	45	75	60	120	120	180	205	265	265	325	280	315
30	65	45	75	65	135	135	200	225	295	295	360	315	355
35	75	50	90	75	150	150	225	255	330	330	405	355	400
45	85	60	100	85	170	170	255	285	370	370	455	400	450
50	95	70	115	95	190	190	285	315	410	410	505	450	500
—	—	—	—	100	210	210	320	350	450	450	550	500	560
—	—	—	—	110	230	230	350	380	500	500	615	560	630
—	—	—	—	130	260	260	400	435	570	570	695	630	710
—	—	—	—	140	290	290	450	485	635	635	780	710	800
—	—	—	—	160	330	330	500	540	700	700	860	800	900
—	—	—	—	180	360	360	560	600	780	780	970	900	1 000
—	—	—	—	200	400	400	620	670	900	900	1 100	1 000	1 120
—	—	—	—	220	440	440	690	750	1 000	1 000	1 220	1 120	1 250

注 2) C9NA, C0NA および C1NA すきまは JIS 5 級以上の軸受に適用する。

表 5.7 (2) 接触角 $\alpha > 27^\circ$

単位：μm

呼び軸受内径 d mm		接触角 $\alpha > 27^\circ$ ($e > 0.76$)							
		C2		CN		C3		C4	
を超え	以下	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
80	100	20	70	70	120	130	180	180	230
100	120	20	70	70	120	150	200	210	260
120	140	20	70	70	120	160	210	210	260
140	160	30	100	100	160	180	240	240	300
160	180	40	110	110	180	200	270	280	340
180	200	50	120	120	190	230	300	310	380
200	225	60	140	140	200	260	340	340	420
225	250	80	160	170	260	290	380	380	470
250	280	90	190	190	280	320	420	430	520
280	315	90	200	200	310	360	470	470	580
315	355	100	220	230	350	400	510	520	630
355	400	120	260	260	400	450	590	590	730
400	500	140	280	280	420	510	640	650	780
500	630	160	310	310	460	530	650	680	820
630	800	180	350	350	520	590	760	760	930

備考 1 この表はカタログに記載した軸受に適用し、記載以外の軸受については NTN にご照会ください。
2 アキシャル内部すきま (Δ_a) とラジアル内部すきま (Δ_r) の関係は、 $\Delta_r = 0.667 \times e \times \Delta_a$ で求めることができる。
e : 定数 (寸法表参照)
3 軸受系列 329X, 330, 322C, 323C, 303C, T4CB についてはこの表を適用しない。

表 5.8 複列・組合せ円すいころ軸受（インチ系）のアクシアル内部すきま
表 5.8 (1) 接触角 $\alpha < 12^\circ$

単位：μm

呼び軸受内径 ¹⁾ d mm		接触角 $\alpha < 12^\circ$ ($e < 0.32$)							
		C2		CN		C3		C4	
を 超え	以下	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
63.5	127	55	165	290	400	400	510	510	620
127	203.2	85	230	320	470	470	620	620	770
203.2	304.8	140	320	370	550	550	730	730	910
304.8	406.4	200	420	660	880	880	1 100	1 100	1 320
406.4	508	260	520	710	970	970	1 230	1 230	1 490
508	609.6	340	640	790	1 090	1 090	1 390	1 390	1 690
609.6	711.2	430	780	1 120	1 470	1 470	1 820	1 820	2 170
711.2	762	—	—	—	—	—	—	—	—
762	914.4	—	—	—	—	—	—	—	—

注 1) 呼び軸受内径は同一シリーズ内の最小寸法とする。
備考 NTN 規格である。

表 5.8 (2) $12^\circ \leq$ 接触角 $\alpha < 15^\circ$

単位：μm

呼び軸受内径 ¹⁾ d mm		$12^\circ \leq$ 接触角 $\alpha < 15^\circ$ ($0.32 \leq e < 0.40$)							
		C2		CN		C3		C4	
を 超え	以下	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
63.5	127	45	135	240	330	330	420	420	510
127	203.2	70	190	270	390	390	510	510	630
203.2	304.8	120	270	310	460	460	610	610	760
304.8	406.4	160	340	550	730	730	910	910	1 090
406.4	508	210	420	590	800	800	1 010	1 010	1 220
508	609.6	280	530	650	900	900	1 150	1 150	1 400
609.6	711.2	350	640	930	1 220	1 220	1 510	1 510	1 800
711.2	762	420	750	990	1 320	1 320	1 650	1 650	1 980
762	914.4	520	890	1 070	1 440	1 440	1 810	1 810	2 180

注 1) 呼び軸受内径は同一シリーズ内の最小寸法とする。
備考 NTN 規格である。

表 5.8 (3) $15^\circ \leq$ 接触角 $\alpha < 20^\circ$

単位：μm

呼び軸受内径 ¹⁾ d mm		$15^\circ \leq$ 接触角 $\alpha < 20^\circ$ ($0.40 \leq e < 0.55$)							
		C2		CN		C3		C4	
を 超え	以下	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
63.5	127	35	105	190	260	260	330	330	400
127	203.2	55	155	210	310	310	410	410	510
203.2	304.8	90	210	240	360	360	480	480	600
304.8	406.4	130	270	440	580	580	720	720	860
406.4	508	170	340	470	640	640	810	810	980
508	609.6	220	420	520	720	720	920	920	1 120
609.6	711.2	280	510	740	970	970	1 200	1 200	1 430
711.2	762	340	600	780	1 040	1 040	1 300	1 300	1 560
762	914.4	410	700	850	1 140	1 140	1 430	1 430	1 720

注 1) 呼び軸受内径は同一シリーズ内の最小寸法とする。
備考 NTN 規格である。

表 5.8 (4) $20^\circ \leq$ 接触角 $\alpha < 30^\circ$

単位：μm

呼び軸受内径 ¹⁾ d mm		$20^\circ \leq$ 接触角 $\alpha < 30^\circ$ ($0.55 \leq e < 0.87$)							
		C2		CN		C3		C4	
を 超え	以下	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
63.5	127	30	80	140	190	190	240	240	290
127	203.2	40	110	160	230	230	300	300	370
203.2	304.8	70	160	180	270	270	360	360	450
304.8	406.4	95	195	320	420	420	520	520	620
406.4	508	120	240	350	470	470	590	590	710
508	609.6	160	310	380	530	530	680	680	830
609.6	711.2	210	380	540	710	710	880	880	1 050
711.2	762	250	440	580	770	770	960	960	1 150
762	914.4	300	520	630	850	850	1 070	1 070	1 290

注 1) 呼び軸受内径は同一シリーズ内の最小寸法とする。
備考 NTN 規格である。

表 5.8 (5) $30^\circ \leq$ 接触角 α

単位：μm

呼び軸受内径 ¹⁾ d mm		$30^\circ \leq$ 接触角 α ($0.87 \leq e$)							
		C2		CN		C3		C4	
を 超え	以下	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
63.5	127	15	50	90	125	125	160	160	200
127	203.2	25	70	100	145	145	190	190	240
203.2	304.8	45	100	110	170	170	230	230	290
304.8	406.4	60	130	200	270	270	340	340	410
406.4	508	80	160	220	300	300	380	380	460
508	609.6	100	200	—	—	—	—	—	—
609.6	711.2	130	250	—	—	—	—	—	—
711.2	762	160	290	—	—	—	—	—	—
762	914.4	190	330	—	—	—	—	—	—

注 1) 呼び軸受内径は同一シリーズ内の最小寸法とする。
備考 NTN 規格である。

表 5.9 自動調心ころ軸受のラジアル内部すきま

呼び軸受内径 <i>d</i> mm		円筒穴軸受									
		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
80	100	35	60	60	100	100	135	135	180	180	225
100	120	40	75	75	120	120	160	160	210	210	260
120	140	50	95	95	145	145	190	190	240	240	300
140	160	60	110	110	170	170	220	220	280	280	350
160	180	65	120	120	180	180	240	240	310	310	390
180	200	70	130	130	200	200	260	260	340	340	430
200	225	80	140	140	220	220	290	290	380	380	470
225	250	90	150	150	240	240	320	320	420	420	520
250	280	100	170	170	260	260	350	350	460	460	570
280	315	110	190	190	280	280	370	370	500	500	630
315	355	120	200	200	310	310	410	410	550	550	690
355	400	130	220	220	340	340	450	450	600	600	750
400	450	140	240	240	370	370	500	500	660	660	820
450	500	140	260	260	410	410	550	550	720	720	900
500	560	150	280	280	440	440	600	600	780	780	1000
560	630	170	310	310	480	480	650	650	850	850	1100
630	710	190	350	350	530	530	700	700	920	920	1190
710	800	210	390	390	580	580	770	770	1010	1010	1300
800	900	230	430	430	650	650	860	860	1120	1120	1440
900	1000	260	480	480	710	710	930	930	1220	1220	1570
1000	1120	290	530	530	780	780	1020	1020	1330	1330	1720
1120	1250	320	580	580	860	860	1120	1120	1460	1460	1870
1250	1400	350	640	640	950	950	1240	1240	1620	1620	2080
1400	1600	400	720	720	1060	1060	1380	1380	1800	—	—
1600	1800	450	810	810	1180	1180	1550	1550	2000	—	—

備考 呼び軸受内径 *d* 寸法が 1 000 mm を超えるものは、NTN 規格である。

5.3 必要最小荷重

一般に軸受は、無負荷あるいはごく軽荷重で運転した場合、転動体と軌道面の間に滑りを生じる場合がある。

このため、軸受運転時には、滑りを生じない必要最小限の荷重を負荷する必要がある。ラジアル軸受における必要最小ラジアル荷重の目安を以下に示す。

- 玉軸受（自動調心玉軸受を除く）：0.023 C_{0r}
- 自動調心玉軸受：0.018 C_{0r}
- ころ軸受：0.040 C_{0r}

ここで、

C_{0r} ：基本静定格荷重 N

*スラスト軸受の必要最小荷重については、NTN にご照会ください。

単位：μm

テーパ穴軸受										呼び軸受内径 <i>d</i> mm	
C2		CN		C3		C4		C5			
最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大		
55	80	80	110	110	140	140	180	180	230	80	100
65	100	100	135	135	170	170	220	220	280	100	120
80	120	120	160	160	200	200	260	260	330	120	140
90	130	130	180	180	230	230	300	300	380	140	160
100	140	140	200	200	260	260	340	340	430	160	180
110	160	160	220	220	290	290	370	370	470	180	200
120	180	180	250	250	320	320	410	410	520	200	225
140	200	200	270	270	350	350	450	450	570	225	250
150	220	220	300	300	390	390	490	490	620	250	280
170	240	240	330	330	430	430	540	540	680	280	315
190	270	270	360	360	470	470	590	590	740	315	355
210	300	300	400	400	520	520	650	650	820	355	400
230	330	330	440	440	570	570	720	720	910	400	450
260	370	370	490	490	630	630	790	790	1000	450	500
290	410	410	540	540	680	680	870	870	1100	500	560
320	460	460	600	600	760	760	980	980	1230	560	630
350	510	510	670	670	850	850	1090	1090	1360	630	710
390	570	570	750	750	960	960	1220	1220	1500	710	800
440	640	640	840	840	1070	1070	1370	1370	1690	800	900
490	710	710	930	930	1190	1190	1520	1520	1860	900	1000
530	770	770	1030	1030	1300	1300	1670	1670	2050	1000	1120
570	830	830	1120	1120	1420	1420	1830	1830	2250	1120	1250
620	910	910	1230	1230	1560	1560	2000	2000	2470	1250	1400
680	1000	1000	1350	1350	1720	1720	2200	—	—	1400	1600
750	1110	1110	1500	1500	1920	1920	2400	—	—	1600	1800

6. 潤滑

6.1 潤滑の目的

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

(1) 摩擦および摩耗の軽減

軸受構成部品の転がり部、滑り部の金属接触を防止し、摩擦、摩耗を軽減する。

(2) 軸受寿命の延長

転がり接触部に油膜を形成させて、転がり疲れ寿命を延長させる。

(3) 摩擦熱の排出および冷却

循環給油では、摩擦により発生した熱あるいは外部から伝わる熱を排出できる。

(4) その他

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

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

潤滑油量と摩擦損失、温度上昇との関係を図 6.1 に、特徴を表 6.1 に示す。

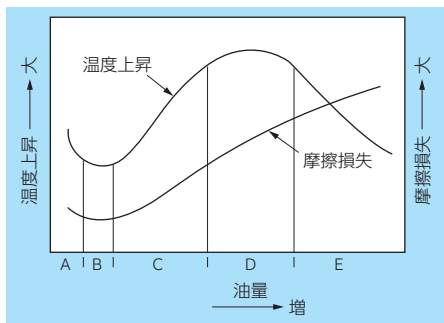


図 6.1

表 6.1 油量と摩擦損失、温度上昇 (図 6.1 参照)

領域	特徴	潤滑方法例
A	油量が非常に少ない場合、転動体と軌道面が部分的に金属接触し、軸受の摩耗、焼付きが発生する。	—
B	完全な油膜が形成され、摩擦は最小で軸受温度も低い。	グリース潤滑 オイルミスト エアオイル潤滑
C	さらに、油量が増えた場合で発熱と冷却が平衡している。	循環給油
D	温度上昇は油量に関係なくほぼ一定。	循環給油
E	油量が、さらに、増すと冷却効果が顕著になり軸受温度が下がる。	強制循環給油 ジェット潤滑

6.2 潤滑方法と特性

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

表 6.2 にグリース潤滑と油潤滑の特性比較を示す。

表 6.2 グリース潤滑と油潤滑の特性比較

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

◎：特に有利 ○：有利 △：やや不利 ×：不利

6.3 グリース潤滑

グリースは取扱いが容易で、密封装置の設計も簡素化することができるため、転がり軸受の潤滑に最も多く用いられている。グリース潤滑の方法にはあらかじめグリースを封入した密封形（シール、シールド形）軸受を使用する場合や開放形軸受を用いてハウジングおよび軸受内部に適量グリースを充填し、一定期間ごとに補給または交換する方法がある。

密封形軸受では適切なグリース封入量であればグリース漏れを起こす可能性は少ないが、グリースが流動し易くなる振動の多い使用条件下、あるいはグリースに多大な遠心力がかかる高速外輪回転では、(まれに) 漏れることがあるので NTN にご照会ください。

6.3.1 グリースについて

グリースは鉱油や合成油などの潤滑油（基油）を増ちょう剤で保持し、各種の添加剤を加えたものである。グリースの性能は基油、増ちょう剤および添加剤の種類や割合によって定まる。一般的なグリースの種類とその特性を表 6.5 に、銘柄と性状を表 6.6 に示す (A-52 ~ A-53 ページ参照)。同種類のグリースでも銘柄によって性能が大きく異なることがあるので、グリースの選定にあたってはグリースメーカーの性状データを確認するなど注意が必要である。

(1) 基油

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

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

(2) 増ちょう剤

増ちょう剤は基油の中に混合分散されて、グリースを半固体状に保つための材料である。増ちょう剤にはリチウム、ナトリウムまたはカルシウムなどの金属石けんのほか、シリカゲル、ベントンの無機質材料およびウレア、ふっ素樹脂などの有機質材料よりなる非石けん基増ちょう剤がある。グリースの使用限界温度、機械的安定性、耐水性などの特性は、主として増ちょう剤によって定まる。ナトリウム石けん基

のグリースは耐水性が一般に劣る。ベントンの、ウレアなどの非石けん基の増ちょう剤は高温特性が優れている。

(3) 添加剤

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

(4) ちょう度

ちょう度は、グリースの硬さまたは流動性を示す指標で数値が大きいほど軟らかい。転がり軸受の潤滑には普通 NLGI ちょう度番号 1, 2 または 3 が用いられる。グリースのちょう度と用途についての一般的な関係を表 6.3 に示す。

表 6.3 グリースのちょう度

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

(5) 異種グリースの混合

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

6.3.2 グリースの充填量

グリースの充填量はハウジングの設計、空間容積、回転速度、グリースの種類などによって異なる。充填量の目安は、軸受へは空間容積の30～40%、ハウジングへは空間容積の30～60%とする。回転速度の高い場合や温度上昇を低く抑えたいときには少なめにする。グリース充填量が多過ぎると攪拌や温度上昇が大きくなり、グリースの軟化や酸化などの変質によって、グリースの漏れ性能の低下を招く。なお、軸受内の空間容積の概略値は式(6.1)で求めることができる。

$$V = K \cdot W \dots\dots\dots (6.1)$$

ここで、
 V ：開放形軸受の空間容積（概略値） cm^3
 K ：軸受空間係数（表 6.4 参照）
 W ：軸受の質量 kg

表 6.4 軸受空間係数 K

軸受形式 ¹⁾		保持器形式	K	
深溝玉軸受 ²⁾		打抜き保持器	61	
アンギュラ玉軸受		打抜き保持器	54	
		もみ抜き保持器	33	
		樹脂保持器	33	
円筒ころ軸受	NU形 ³⁾	打抜き保持器	50	
		もみ抜き保持器	36	
	N形 ⁵⁾	打抜き保持器	55	
		もみ抜き保持器	37	
	ULTAGE®シリーズ(EA形) E形	NU形 ⁴⁾	もみ抜き保持器	33
			樹脂保持器	33
		N形 ⁴⁾	もみ抜き保持器	34
			樹脂保持器	35
円すいころ軸受		打抜き保持器	46	
自動調心ころ軸受	Cタイプ		打抜き保持器	35
	Bタイプ 213タイプ		もみ抜き保持器	28
	ULTAGE®シリーズ	EAタイプ	打抜き保持器	33
		EMタイプ	もみ抜き保持器	31

注 1) 本カタログ記載型番以外は除く。 2) 160 系列の軸受は除く。 3) NU4 系列は除く。
 4) もみ抜き保持器は G1 保持器に適用する。 5) N4 系列は除く。

グリースの充填は、グリースガンや注射器等で、軸受内部に規定量を封入し、封入後は手回しにて、転がり部に満遍なく、グリースが行き渡るようにする。

6.4 熱固化型グリース (ポリループ®ベアリング用潤滑剤)

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

ポリループ®ベアリングには、保持器上に多点封入したスポットパック仕様、軸受の空間容積をほぼ一杯に封入したフルパック仕様がある。

深溝玉軸受、小径玉軸受、ベアリングユニットはスポットパックを標準仕様とし、自動調心玉軸受、自動調心ころ軸受はフルパックを標準仕様としている。封入例を図 6.2 および図 6.3 に示す。

- 主な特長は、
 (1) 潤滑剤の漏れが少ない、
 (2) スポットパックは軸受トルクが小さい

詳細については、専用カタログ「ポリループ®ベアリング (CAT. No. 3022/J)」をご参照ください。

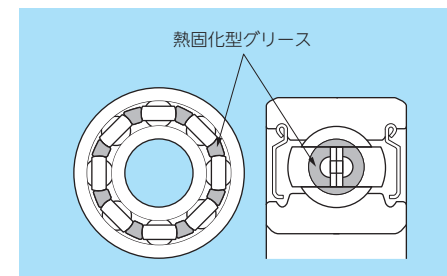


図 6.2 深溝玉軸受スポットパック仕様 (ZZ：両側鋼板シールド付き) (深溝玉軸受の標準仕様)

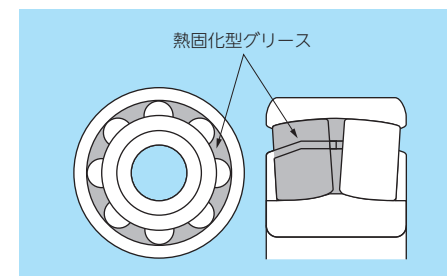


図 6.3 自動調心ころ軸受フルパック仕様 (自動調心ころ軸受の標準仕様)

表 6.5 グリースの種類と特性¹⁾

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

注 1) グリースの性能は、添加剤処方などで銘柄による差が大きいので、目安である。
 2) Na 石けん系グリースは、水、高温条件で乳化することがあるのでご注意ください。
 ウレア系グリースは、ふっ素樹脂 / ゴムを劣化させることがあるのでご注意ください。

表 6.6 グリースの銘柄と性状

銘柄	記号	増ちょう剤	基油	基油粘度 mm ² /s	
				40 °C	100 °C
アルバニア グリース S2	2AS	Li 石けん	鉱油	131	12.2
アルバニア グリース S3	3AS	Li 石けん	鉱油	131	12.2
アルバニア EP グリース 2	8A	Li 石けん	鉱油	220	15.9
マルテンプ PS No.2	1K	Li 石けん	エステル+PAO	15.9	—
マルテンプ SRL	5K	Li 石けん	エステル	24.1	—
SH44M	4M	Li 石けん	シリコン	80	19
インフレックス NBU15	15K	Ba コンプレックス石けん	ジエステル+鉱油	23	5
SHC POLYREE 462	L791	ウレア	PAO	460	40
SE-1	L749	ウレア	PAO+エステル	22	5
ME-1	L700	ウレア	エステル+PAO	61.3	9.3
EP-1	L542	ウレア	PAO	46.8	—
NA103A	L756	ウレア	PAO+エーテル	53.5	—
MP-1	L448	ウレア	合成油	40.6	7.1
グリース J	L353	ウレア	エステル	75	10
コスモワイドグリース WR3	2M	Na テレフタラメート	ジエステル+鉱油	31.6	6
モービルグリース 28	9B	ベントナイト	PAO	30	5.7
エーロシェルグリース 7	5S	マイクロゲル	ジエステル	10.3	3.1

備考 1 基油粘度、ちょう度、滴点は代表値である。
 2 使用温度範囲の上下限は使用環境、要求仕様などで異なるので、NTN にご照会ください。

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

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

60回混和ちょう度		滴点 °C	使用温度範囲 °C	特徴
代表値	NLGI No.			
283	2	181	-25~120	汎用 (深溝玉軸受標準グリース)
242	3	182	-20~135	汎用 (ベアリングユニット用玉軸受標準グリース)
284	2	184	-20~110	重荷重汎用
270	2	190	-50~130	低温低トルク用
250	2~3	192	-40~150	低温~高温、汎用 (ミニアチュア玉軸受・小径玉軸受標準グリース)
260	2~3	204	-40~160	高温用
280	2	220 以上	-40~130	高速用
280	2	270	-20~170	食品機械用
265	2	220 以上	-50~120	高速用
231	3	250 以上	-30~160	高温高速用
220	3	260 以上	-40~160	高温高速用
270	2	260 以上	-40~180	耐脆性剥離
243	3	250 以上	-40~150	高温高速用
305	1~2	280 以上	-20~180	高温用
238	3	230 以上	-40~150	低温~高温、汎用
293	1~2	307	-54~177	MIL-PRF-81322 低温~高温
296	1~2	260 以上	-73~149	MIL-PRF-23827C

6.5 油潤滑

一般に油潤滑は、軸受から発生する熱量または軸受に加えらるる熱量を外部に排除する必要があ

る場合に適している。
表 6.7 に主な油潤滑の潤滑方法を示す。

表 6.7 油潤滑の潤滑方法

潤滑法	実施例	潤滑法	実施例
<p>〔油浴潤滑〕</p> <ul style="list-style-type: none"> ●油潤滑で最も一般的な方法。低、中速の回転速度で広く使用されている。 ●油面はオイルゲージにて、横軸では停止時で転動体最下部の中心、縦軸で低速時には、転動体の50~80%であることを確認する。 		<p>〔ディスク給油〕</p> <ul style="list-style-type: none"> ●軸に取付けたディスクの一部を油面に浸し、はね上げられた油が軸受を潤滑する方法 	
<p>〔飛沫給油〕</p> <ul style="list-style-type: none"> ●軸に取付けた羽根などで、油を飛沫状にして給油する方法。相当高速まで使用可能 		<p>〔噴霧潤滑(オイルミスト潤滑)〕</p> <ul style="list-style-type: none"> ●圧縮空気により油を霧状にして潤滑する方法 ●潤滑油の抵抗が小さいので高速回転に適する。 	
<p>〔滴下給油〕</p> <ul style="list-style-type: none"> ●上部にオイルを備え、油滴をハウジング内で回転体に衝突させ霧状にして潤滑するか、少量の油が軸受を通過するようにする。 ●比較的高速で普通荷重以下の場合に用いる。 ●油量は毎分数滴程度の例が多い。 		<p>〔エアオイル潤滑〕</p> <ul style="list-style-type: none"> ●必要最小限の潤滑油を軸受ごとに最適間隔で計量し、圧縮空気で給油する方法 ●常に新しい油を連続的に給油する。 ●油の使用量はごく微量のため、雰囲気汚染しにくい。 	
<p>〔循環給油〕</p> <ul style="list-style-type: none"> ●軸受を冷却するため、あるいは給油部位が多く集中自動給油するとき用いる。 ●給油系統中にクーラを設け潤滑油を冷却したり、フィルタを使えば潤滑油を清浄に保てるなどの特長がある。 ●給油された油が確実に軸受を潤滑するよう、油の入口と出口を軸受に対し互いに反対側に設ける。 		<p>〔ジェット潤滑〕</p> <ul style="list-style-type: none"> ●軸受の側面から潤滑油を高速噴射させる方法。高速、高温など過酷な条件での信頼性が高い。 ●ジェットエンジンやガスタービンの主軸受などに用いられる。 ●アンダーレース潤滑は、この一種 	

6.5.1 潤滑油の選定

転がり軸受の潤滑油には、マシン油、タービン油などの鉱油が多く用いられるが、-30℃以下の低温または150℃以上の高温になる使用条件では、エステル油、シリコン油、ふっ素油などの合成油を用いる。

潤滑油にとって、粘度は潤滑性能を決定する重要な特性の一つである。粘度が低すぎると油膜形成が不十分となり、転がり面を損傷させる反面、粘度が高すぎると粘性抵抗が大きくなり温度上昇、摩擦損失を増大させる。一般に回転速度が高いほど、粘度の低いものを用い、重荷重になるほど、高粘度潤滑油を使用する。

転がり軸受の潤滑には、表 6.8 に示す動粘度を必要とし、使用条件に応じて適切な粘度の設定が必要である。図 6.4 は潤滑油の動粘度—温度線図を示す。これは、運転温度において適正な粘度をもつ潤滑油を選定するのに用いる。

参考として、表 6.9 に軸受の使用条件に基づく潤滑油粘度の選定の目安を示す。

表 6.8 軸受の潤滑油に必要な動粘度

軸受形式	動粘度 mm ² /s
玉軸受、円筒ころ軸受	13 以上
自動調心ころ軸受、円すいころ軸受	20 以上
スラスト自動調心ころ軸受	30 以上

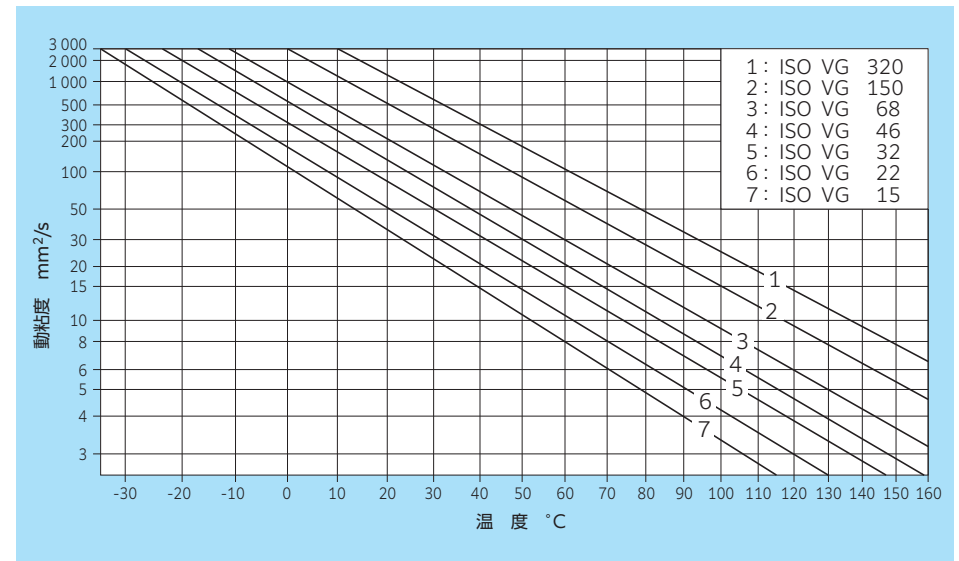


図 6.4 潤滑油の動粘度—温度線図

表 6.9 潤滑油粘度の選定の目安

軸受の運転温度 ℃	dn 値 ¹⁾	潤滑油のISO粘度グレード (VG)		適用軸受
		普通荷重	重荷重または衝撃荷重	
-30 ~ 0	許容回転速度まで	22, 32	46	全種類
0 ~ 60	15 000 まで	46, 68	100	全種類
	15 000 ~ 80 000	32, 46	68	全種類
	80 000 ~ 150 000	22, 32	32	スラスト玉軸受を除く
	150 000 ~ 500 000	10	22, 32	単列ラジアル玉軸受, 円筒ころ軸受
60 ~ 100	15 000 まで	150	220	全種類
	15 000 ~ 80 000	100	150	全種類
	80 000 ~ 150 000	68	100, 150	スラスト玉軸受を除く
	150 000 ~ 500 000	32	68	単列ラジアル玉軸受, 円筒ころ軸受
100 ~ 150	許容回転速度まで	320		全種類
0 ~ 60	許容回転速度まで	46, 68		自動調心ころ軸受
60 ~ 100	許容回転速度まで	150		

注 1) dn 値: [dn = 軸受内径寸法 d (mm) × 回転速度 n (min⁻¹)]

備考 1 潤滑方法は油浴潤滑, または循環給油の場合 2 使用条件が本表記載範囲外の場合は NTN にご照会ください。

6.5.2 給油量

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

標準的なハウジングを使用した場合に目安となる給油量は式 (6.2) で求めることができる。

$$Q = K \cdot q \dots\dots\dots (6.2)$$

ここで,

Q: 軸受 1 個あたりの給油量 cm³/min

K: 油の許容温度上昇によって定まる係数

(表 6.10 参照)

q: 線図により求まる給油量 cm³/min

(図 6.5 参照)

ハウジングの形式により放散熱量は相違するので, 実運転にあたっては式 (6.2) で求めた量の 1.5 ~ 2 倍程度から調整して, 実機に適した給油量を求めることが望ましい。

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

表 6.10 K の値

排油温度 - 給油温度 ℃	K
10	1.5
15	1
20	0.75
25	0.6

(例) フライホイールの円すいころ軸受 30220U をラジアル荷重 $F_r = 9.5 \text{ kN}$, 回転速度 $n = 1\,800 \text{ min}^{-1}$ で運転し, 給油温度に対する軸受温度上昇を 15 ℃ に抑えたいときの給油量 Q を求める。

d = 100 mm,

dn = 100 × 1 800 = 18 × 10⁴

図 6.5 から q = 180 cm³/min

軸受温度は排油温度にほぼ等しいと仮定すれば

表 6.10 から K = 1 であるから

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

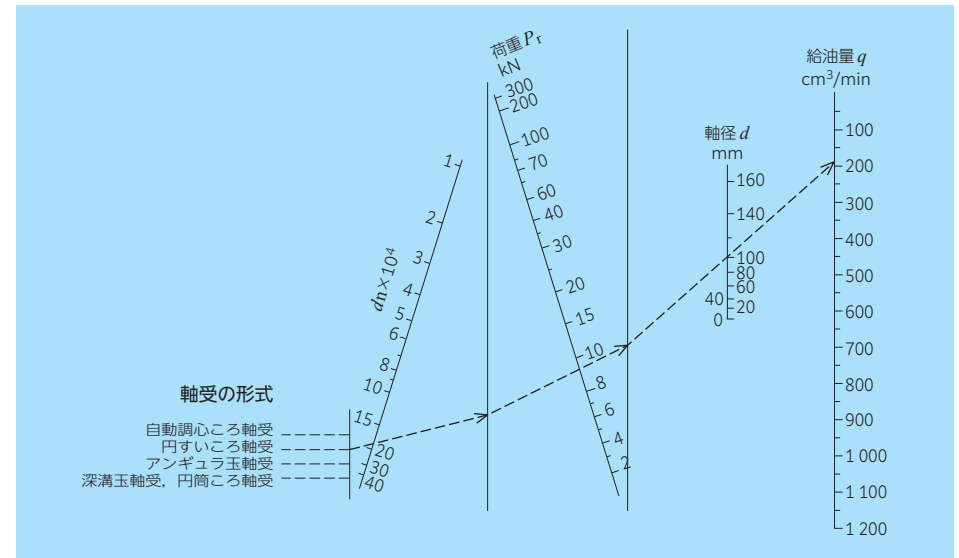


図 6.5 給油量を求める線図

6.5.3 潤滑油の交換限度

潤滑油の交換限度は使用条件, 油量および潤滑油の種類などによって異なるが, 油浴潤滑で油温が 50 ℃ 以下で使用される場合には, 一年に一回程度, 80 ~ 100 ℃ になる場合には, 少なくとも三ヶ月ごとに交換することを目安とする。重要な装置では定期的に潤滑油の潤滑性能, 清浄度の劣化などをモニタして交換限度を定めることが望ましい。

7. 軸受材料

7.1 軌道輪および転動体

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

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

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

7.1.1 軌道輪および転動体の材料

1) 高・中炭素合金鋼

一般に転がり軸受の軌道輪および転動体はいわゆる「ずぶ焼入れ」により、表面だけでなく内部まで硬くする材料が用いられる。この高・中炭素合金鋼としては、**高炭素クロム軸受鋼**が広く用いられる。また、大形軸受、断面寸法が大きな軸受に対しては、マンガンやモリブデンの添加により、焼入性を高めた軸受鋼が用いられる。その他に、中炭素鋼にシリコン、マンガンを添加し、高炭素クロム鋼と同等の焼入れ性をもった材料も使用している。

多く使用されるのはSUJ2であり、大形の軸受にはMnを多くして焼入れ性を高めたSUJ3が用いられる。SUJ5はSUJ3にMoを添加して、さらに、焼入れ性を高めたもので、超大形の軸受や肉厚の厚い軸受に用いられる。

2) 浸炭鋼 (はだ焼鋼)

浸炭焼入れは表面から適当な深さまで硬化させ、比較的硬さの低い心部 (コア) を形成させるものである。**硬さと靱性を兼ね備えており、耐衝撃性に優れている**。NTNの多くの円すいころ軸受は浸炭鋼 (はだ焼鋼) を使用している。

このうち小中形軸受に対してはクロム鋼、クロム・モリブデン鋼を、大形軸受に対してはニッケル・クロム・モリブデン鋼を使用している。

3) 耐熱軸受鋼

標準的な熱処理を施した高炭素クロム鋼の軸受は、高温で長時間使用すると、比較的大きな経年寸法変化が生じる。したがって、その最高使用温度に応じた**寸法安定化処理 (TS 処理)**を施した軸受が用いられる。この**寸法安定化処理**を行うことにより、硬さが低下するため、転がり疲労寿命は低下する (A-6「1.3.2 軸受特性係数 a_2 」項参照)。なお、通常の使用においても経年寸法変化を生じる。

150 ~ 200 °C 程度の準高温用軸受に用いられる材料としては、シリコンを添加し耐熱性を上げた材料があり、高温での硬さ低下および寸法変化が少なく、優れた転がり疲労寿命を示す。

さらに、高温で用いられる軸受には、使用中の軟化および寸法変化の少ない耐熱鋼が用いられる。耐熱鋼は、モリブデン系の高速度鋼やタングステン系の高速度鋼を使用している。また、耐熱性が要求され、かつ高速回転で用いられる軸受には、モリブデン系の耐熱浸炭鋼 (耐熱はだ焼鋼) を使用している。

4) 耐食軸受鋼

耐食性を求められる用途には、**ステンレス鋼**が用いられる。耐食性に寄与する合金元素であるクロムを多く含有したマルテンサイト系ステンレス鋼を使用している。

5) 高周波焼入れ鋼

浸炭焼入れ以外に軌道面を表面硬化する方法として、高周波焼入れが挙げられる。この場合、ずぶ焼入れ鋼よりも炭素量の少ない**中炭素鋼**が主に使用される。

大形軸受や断面寸法が大きな軸受で、深い硬化層が要求される場合には、クロムやモリブデンを添加した中炭素鋼を用いる。

6) その他の材料

超高速回転や耐食性用途には、セラミックス (Si_3N_4) 材料が使用される。

7.1.2 軸受材料の特性

1) 軸受の経年寸法変化

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

<経年寸法変化発生のメカニズム>

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

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

図 7.1 に、標準軸受を 120 °C で長時間保持した場合の経年寸法変化の実測値を例示する。

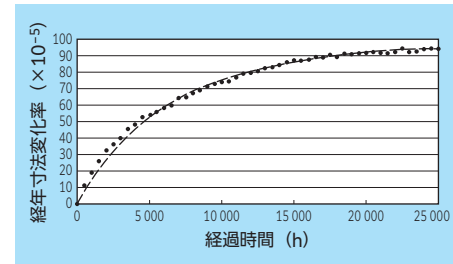


図 7.1 標準軸受を 120 °C で長時間保持した場合の経年寸法変化率 (実測値) 例

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

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

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

<経年寸法変化によって起こり得るトラブルおよび対策>

寸法変化では、特に内輪の膨張に注意する必要がある。経年寸法変化により内輪が膨張すると、内輪と軸のしめしろが減少し、クリープや軸方向の移動によって、重大な損傷につながる可能性がある。そのため、**軸受を長期間使用する場合には、経年寸法変化によるしめしろ減少についても十分考慮し、軸受仕様や軸受の固定方法を決定**しなければならない。例として、しめしろの増加 (「4. はめあい」項参照) やアキシアル方向の固定強化 (「8. 軸およびハウジングの設計」項参照) などが挙げられる。

<特に経年寸法変化に注意すべき状況>

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

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

7.2 保持器

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

7.2.1 金属材料

小形、中形軸受に用いる打抜き保持器の材料には、0.1%程度の低炭素の冷間または熱間圧延鋼板が使用されるほか、用途に応じてオーステナイト系ステンレス鋼板が使用される。大形軸受では、一般的に、もみ抜き保持器を用い、材料は機械構造用炭素鋼および高力黄銅鋳物が多く使用される。

7.2.2 樹脂材料

近年、金属に替わり、軽量かつ複雑な形状の成形が容易な樹脂製保持器が多用されるようになっている。一方で、樹脂は金属に比べ強度、耐熱性が低いなどの欠点を有するため、使用に際しては特徴を生かした樹脂材の選定が重要である。

樹脂材料は無充填で使われることは少なく、通常はガラス繊維 (GF) や炭素繊維 (CF) で強化して使われる。

【樹脂材料の特徴】

(利 点) (欠 点)

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

《ポリアミド (PA) : 66, 46》

強度、耐熱性、耐摩耗性、成形性などに優れ、廉価なため一般的な保持器材として最適である。本材料の特徴として、吸水性が高く、吸水による物性の低下や寸法変化があるという短所がある反面、吸水により可撓性、靱性が向上するため、保

持器の組立性、耐衝撃性という面では、長所にもなっている。ただし、高温下、硫黄系 (S系) やリン系 (P系) 極圧添加剤を含む潤滑油に曝されると急激に物性 (強度) が低下することがある。

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

《ポリフェニレンサルファイド (PPS)》

耐熱性が高く (連続使用温度は 220 ~ 240 °C)、耐薬品性、熔融流動性、成形性に対しても優れた性能を示す。

《ポリエーテルエーテルケトン (PEEK)》

熱可塑性樹脂の中で最も高い耐熱性を有する (連続使用温度は 240 ~ 260 °C)。自己潤滑性、耐衝撃性、耐薬品性にも優れているが、残念ながら非常に高価である。

《布入りフェノール樹脂》

熱硬化性樹脂である。フェノール樹脂の硬くて脆い、耐衝撃性が低いという短所を布入りすることで解消している。軽量が潤滑性が高く、機械的特性が良好である。熱硬化性のため射出成形ができず、保持器は機械加工で製作される。

7.3 シール用ゴム

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

《ニトリルゴム (NBR)》

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

《アクリルゴム (ACM)》

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

《ふっ素ゴム (FKM)》

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

8. 軸およびハウジングの設計

軸受は、軸およびハウジングの設計によっては、偏荷重等の影響を受け、軸受性能が大きく変化する可能性がある。たとえば、軸およびハウジングのはめあい部の寸法精度、形状精度誤差により、はめあい面のしめしろ不足となり、クリープが発生することがある。軸またはハウジングの加工精度不良や取付誤差があると、軸受の内輪または外輪に傾きが生じ、内外輪と転動体の接触面端部に大きな荷重が加わることで疲労寿命が低下したり、内外輪のつばと転動体の端面の当りが強くなることでつばが欠けたり、転動体の進み遅れにより保持器に異常な力が加わることで保持器破損が生じることがある。そこで、下記事項に注意して軸およびハウジングの設計を行う必要がある。

- (1) 軸受配列の選定、配列例に適用した軌道輪の固定方法
- (2) 軸受に適用した軸およびハウジングの隅の丸みと肩の高さ寸法
- (3) はめあい部の寸法、形状精度と肩の振れ公差
- (4) 軸受の許容傾き角、許容調心角に適用した軸およびハウジングの加工精度、取付誤差

ハウジングに十分な剛性がないと、内輪または外輪の変形が大きくなり、転動体荷重の分布が崩れ異常音が発生したり、疲労寿命が低下することがある。そのため、ハウジングは十分な剛性が必要である。

2 個以上の軸受を 1 軸に取付けるには、軸方向の取付誤差と熱膨張の逃げのため、1 個を固定側軸受として、他は自由側軸受とする。また、2 個以上の軸受を一つのハウジングに取付ける場合は、ハウジングの精度をよくするため、通し穴加工ができるように設計する。

8.1 軸受の固定

アキシャル荷重や予圧を受ける軸受を軸またはハウジングに固定する場合、軌道輪が軸方向に移動すると、重大な不具合につながる恐れがあることから、締付ナット、ボルト、止め輪等を用いて、アキシャル荷重に十分耐えられる、確実な軸方向固定方法を選定しなければならない。

また、[主として自由側軸受として使用される円筒ころ軸受 \(NU 形、N 形\) についても、モーメント荷重による軸たわみにより軌道輪が軸方向に移動する場合があります。軸受の損傷につながる恐れがあるので、軸方向の固定が必要である。](#)

表 8.1 に一般的な固定方法を、表 8.2 にテーパ穴軸受の固定方法について示す。

表 8.1 一般的な固定方法

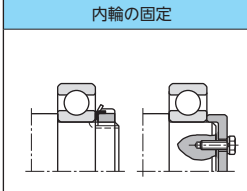
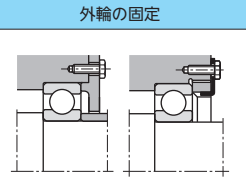
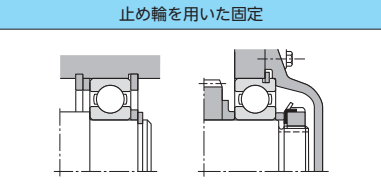
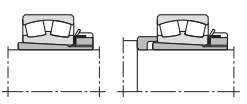
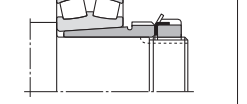
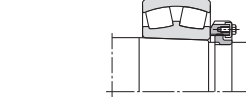
内輪の固定	外輪の固定	止め輪を用いた固定
		
最も一般的な固定方法は締付ナットまたはボルトを用いて、軸肩またはハウジング肩に軌道輪端面を締付けるものである。締付ナットやボルトは、軸受使用中、アキシャル荷重や振動による緩みが発生しないように固定しなければならない。		JIS B 2804, 2805, 2806 で規定されているような止め輪を使用すると構造が簡単になる。ただし、面取りとの干渉などの軸受取付関係寸法を満たさなければならない。また、大きなアキシャル荷重が止め輪に作用する場合、高精度を必要とする場合には適していない。

表 8.2 テーパー軸受の固定

アダプタスリーブによる固定	取外しスリーブによる固定	二つ割れリングによる固定
		
円筒軸に取付ける場合には、アダプタスリーブまたは取外しスリーブを用いて、アキシャル方向に固定できる。アダプタスリーブは、スリーブ内径と軸との摩擦力により固定されている。		テーパー軸に取付ける場合には、締付ナットおよび外径にねじを切った二つ割れリングを軸に設けた溝にはめ込み、締付ナットで固定される。

8.2 軸受の取付関係寸法

8.2.1 肩の高さと隅の丸み

軸およびハウジングの肩の高さ (h) は、軸受の面取りの最大許容寸法 ($r_{s \max}$) より大きくして軸受端面が平坦部で接触するように設計する。隅の丸み (r_a) は軸受の面取りの最小許容寸法 ($r_{s \min}$) より小さくし干渉しないようにする。

一般に表 8.3 に示す肩の高さ (h) および隅の丸み (r_a) を用いる。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とる。

表 8.3 肩の高さと隅の丸み 単位：mm

$r_{s \min}$	$r_{as \max}$	h (最小)	
		一般の場合 ¹⁾	特別な場合 ²⁾
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	1
0.6	0.6	2.25	2
1	1	2.75	2.5
1.1	1	3.5	3.25
1.5	1.5	4.25	4
2	2	5	4.5
2.1	2	6	5.5
2.5	2	6	5.5
3	2.5	7	6.5
4	3	9	8
5	4	11	10
6	5	14	12
7.5	6	18	16
9.5	8	22	20
12	10	27	24
15	12	32	29
19	15	42	38

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。

2) アキシャル荷重が小さい場合に用いる。これらの値は、円すいころ軸受、アンギュラ玉軸受および自動調心ころ軸受には適当でない。

備考 $r_{as \max}$ とは隅の丸みの最大許容値である。

8.2.2 間座および研削逃げを用いる場合

応力集中を緩和し軸の強度を増すために、隅の丸み ($r_{a \max}$) を軸受面取寸法より大きくする必要のあるとき [図 8.1 (a) 参照]、または軸の肩が低く十分な接触面積が得られないとき [図 8.1 (b) 参照] には、軸肩と軸受との間に間座を用いる。

軸またはハウジングのはめあい面を、研削仕上げした場合の逃げ寸法を表 8.4 に示す。

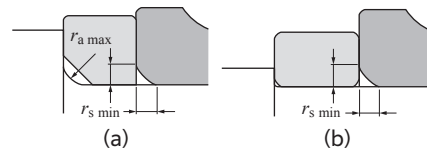
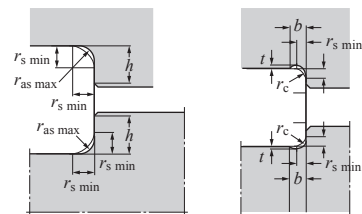


図 8.1 間座を用いる方法

表 8.4 研削逃げ寸法 単位：mm

$r_{s \min}$	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



8.2.3 スラスト軸受の取付関係寸法

スラスト軸受は負荷と剛性の面で軌道盤の支持面を十分に広くする必要があり、寸法表の取付関係寸法をとる (図 8.2, 図 8.3 参照)。

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

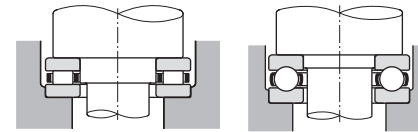


図 8.2

図 8.3

8.3 軸およびハウジングの精度

通常の使用条件における軸およびハウジングのはめあい部の寸法精度・形状精度および表面粗さと、はめあい面に対する肩の振れ公差を表 8.5 に示す。

表 8.5 軸およびハウジングの精度

項目	軸	ハウジング
寸法精度	IT6 (IT5)	IT7 (IT5)
真円度 (最大) 円筒度	IT3	IT4
肩の直角度	IT3	IT3
はめあい面の粗さ R_a	小形軸受	0.8
	中形・大形軸受	1.6
		1.6

備考 精密軸受 (P4, P5 精度) の場合、真円度・円筒度については本表精度の 1/2 程度に抑える必要があり、詳細については専用カタログ「精密転がり軸受 (CAT. No. 2260/J)」をご参照ください。