

### 3. 定格荷重と寿命

#### 3.1 軸受の寿命

軸受は正常な条件で使用されていても、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、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。

#### 3.2 基本定格寿命と基本動定格荷重

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

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

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

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

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

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(3.1)、式(3.2)のような関係がある。

$$\text{玉軸受では } L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \dots\dots\dots (3.1)$$

$$\text{ころ軸受では } L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} \dots\dots\dots (3.2)$$

ここで、

$L_{10}$  : 基本定格寿命  $10^6$  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  $N^{(1)}$

ラジアル軸受  $P_r$

スラスト軸受  $P_a$

$n$  : 回転速度  $\text{min}^{-1}$

注1) 詳細については、「4. 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3.1および図3.1に示す。

表 3.1 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 $f_n$	$\left(\frac{33.3}{n}\right)^{1/3}$	$\left(\frac{33.3}{n}\right)^{3/10}$

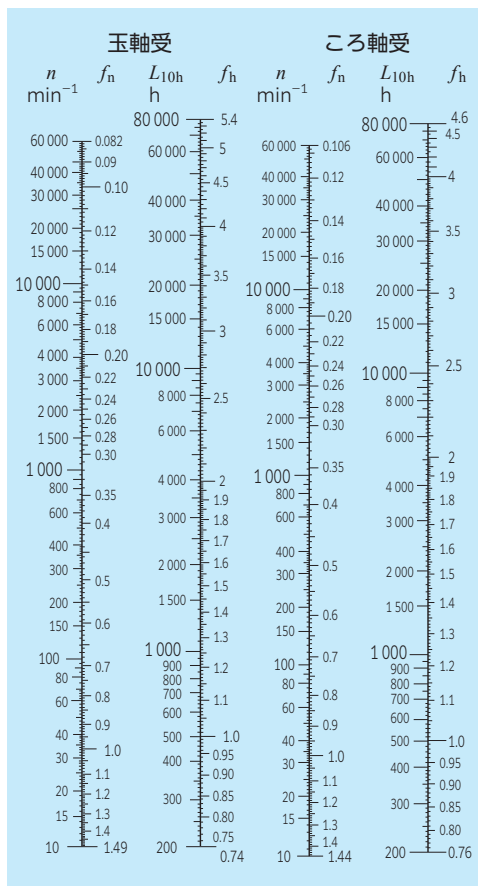


図 3.1 軸受寿命を求めるスケール

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 (3.3) で求めることができる。

$$L = \frac{1}{\left(\frac{1}{L_1^e} + \frac{1}{L_2^e} + \dots + \frac{1}{L_n^e}\right)^{1/e}} \dots\dots (3.3)$$

ここで、  
 L : 軸受全体としての総合基本定格寿命 h  
 L<sub>1</sub>, L<sub>2</sub>...L<sub>n</sub> : 個々の軸受 1, 2...n の基本定格寿命 h  
 e : 玉軸受 …… e = 10/9  
 ころ軸受 …… 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 (3.4) で求めることができる。

$$L_m = \left(\frac{\phi_1}{L_1} + \frac{\phi_2}{L_2} + \dots + \frac{\phi_j}{L_j}\right)^{-1} \dots (3.4)$$

ここで、  
 L<sub>m</sub> : 軸受の総合寿命 h  
 φ<sub>j</sub> : 各条件の使用頻度 (Σφ<sub>j</sub> = 1)  
 L<sub>j</sub> : 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 3.1 および式 (3.5) 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。

$$C = P \frac{f_h}{f_n} \dots\dots\dots (3.5)$$

### 3.3 補正定格寿命

軸受の基本定格寿命は 3.2 項に述べた計算式によって得られるが、用途によっては 90 % 以上の信頼度で軸受寿命を求める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 (3.6) で求めることができる。

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_{10} \dots\dots\dots (3.6)$$

ここで、  
 L<sub>na</sub> : 補正定格寿命 10<sup>6</sup> 回転  
 a<sub>1</sub> : 信頼度係数  
 a<sub>2</sub> : 軸受特性係数  
 a<sub>3</sub> : 使用条件係数

#### 3.3.1 信頼度係数 a<sub>1</sub>

信頼度係数 a<sub>1</sub> の値は、90 % 以上の信頼度に対して、表 3.2 で与えられる。

#### 3.3.2 軸受特性係数 a<sub>2</sub>

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<sub>2</sub> 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<sub>2</sub> = 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<sub>2</sub> > 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 3.3 に示す軸受特性係数 a<sub>2</sub> を乗じて寿命を補正する。

いずれの場合においても、ご不明点があれば NTN にご照会ください。

表 3.2 信頼度係数 a<sub>1</sub>

信頼度 %	L <sub>n</sub>	信頼度係数 a <sub>1</sub>
90	L <sub>10</sub>	1
95	L <sub>5</sub>	0.64
96	L <sub>4</sub>	0.55
97	L <sub>3</sub>	0.47
98	L <sub>2</sub>	0.37
99	L <sub>1</sub>	0.25
99.2	L <sub>0.8</sub>	0.22
99.4	L <sub>0.6</sub>	0.19
99.6	L <sub>0.4</sub>	0.16
99.8	L <sub>0.2</sub>	0.12
99.9	L <sub>0.1</sub>	0.093
99.92	L <sub>0.08</sub>	0.087
99.94	L <sub>0.06</sub>	0.080
99.95	L <sub>0.05</sub>	0.077

表 3.3 寸法安定化処理

記号	最高使用温度 °C	軸受特性係数 a <sub>2</sub>
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<sub>2</sub> については NTN にご照会ください。

#### 3.3.3 使用条件係数 a<sub>3</sub>

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<sub>3</sub> を用いる。

一般に潤滑の条件が良好な場合には a<sub>3</sub> = 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<sub>3</sub> > 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<sub>3</sub> < 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 mm<sup>2</sup>/s 以下、ころ軸受 20 mm<sup>2</sup>/s 以下)
- 回転速度が特に低い場合  
 (転動体のピッチ径 D<sub>pw</sub> mm と回転速度 n min<sup>-1</sup> との積が D<sub>pw</sub> · n < 10 000 の場合)
- 潤滑剤に異物、水分などが混入する場合

特殊な使用条件の場合には NTN にご照会ください。

その他、係数 a<sub>3</sub> としてではなく、傾きやラジアル内部すきまによっても、寿命が低下する可能性がある [「3.7 傾き角 (取付誤差) と寿命」項および「3.8 すきまと寿命」項をご参照ください]。

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<sub>2</sub> > 1 であっても、潤滑条件が良好でない場合は通常 a<sub>2</sub> × a<sub>3</sub> < 1 とする。

なお、基本定格寿命を求める式 (3.1)、式 (3.2) および式 (3.6) は非常に大きな荷重が作用するときは、転動体と軌道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<sub>r</sub> が C<sub>0r</sub> または 0.5C<sub>r</sub> のいずれかを超える場合、スラスト軸受では P<sub>a</sub> が 0.5C<sub>a</sub> を超える場合には適用できないことがある。

### 3.4 修正定格寿命

#### 3.4.1 経緯

軸受の補正定格寿命 L<sub>na</sub> は式 (3.6) で示した通りであるが、この中で a<sub>2</sub> と a<sub>3</sub> は独立したものでなく、相互に関連するとの考えで a<sub>23</sub> 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<sub>iso</sub> 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<sub>iso</sub> を用いた修正定格寿命 L<sub>nm</sub> は式 (3.7) で求めることができる。

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{iso} \cdot L_{10} \dots\dots\dots (3.7)$$

3.4.2 寿命修正係数  $a_{ISO}$

寿命修正係数  $a_{ISO}$  は材料の特性と潤滑条件とを統合して求める値であり、ISO 281:2007 においては式 (3.8) のような関数として与えられている。

$$a_{ISO} = f \left( \frac{e_c C_u}{P}, \kappa \right) \dots \dots \dots (3.8)$$

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 cleanliness の軸受鋼製軸受において、 $C_u$  に相当する接触応力として 1.5 GPa を推奨している。NTN 軸受の各呼び番号に対する疲労限荷重の値は、各寸法表に記載している。

$e_c$  : 汚染係数

潤滑剤 (油) に混入した硬質汚染粒子は、軌道面上に圧こんを形成し、これによる表面起点型損傷が生じる結果、軸受寿命は低下する。汚染係数  $e_c$  はこれを考慮した係数で、粒子の大きさ、硬さ、軸受の大きさ、潤滑剤の粘度 (油膜厚さ) に依存する。表 3.4 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。

$\kappa$  : 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  $\kappa$  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 (3.9) で求めることができる。

$$\kappa = v / v_1 \dots \dots \dots (3.9)$$

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 3.2 あるいは式 (3.10)、式 (3.11) で求めることができる。

表 3.4 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

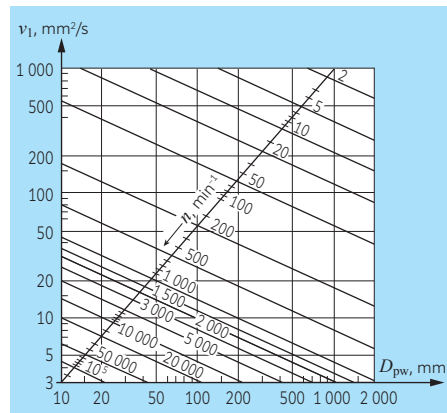


図 3.2 基準動粘度  $v_1$  を求める線図

$n < 1000 \text{ min}^{-1}$  の場合、  
 $v_1 = 45000n^{-0.83} D_{pw}^{-0.5} \dots \dots \dots (3.10)$

$n \geq 1000 \text{ min}^{-1}$  の場合、  
 $v_1 = 45000n^{-0.5} D_{pw}^{-0.5} \dots \dots \dots (3.11)$

図 3.3 にラジアル玉軸受における  $C_u / P$ 、 $e_c$ 、 $\kappa$  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 3.4 ~ 図 3.6 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。

3.4.3 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。

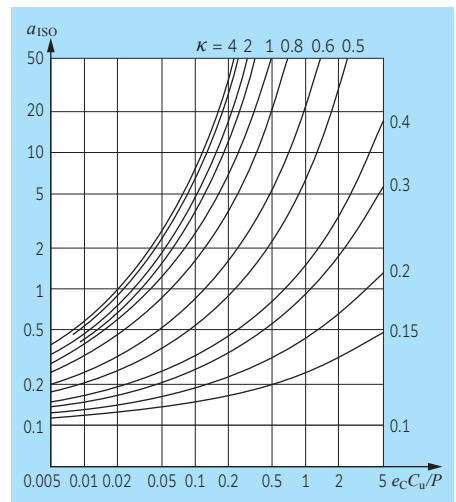


図 3.3 寿命修正係数  $a_{ISO}$  (ラジアル玉軸受)

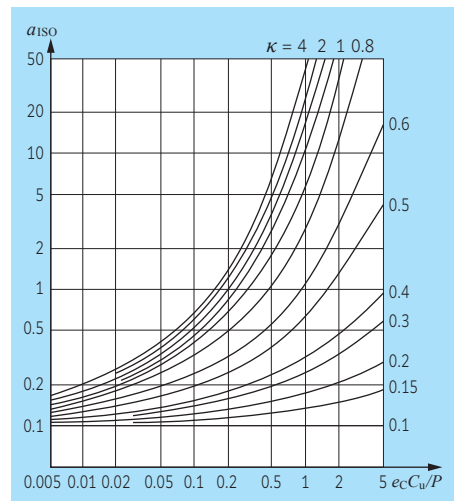


図 3.4 寿命修正係数  $a_{ISO}$  (ラジアルころ軸受)

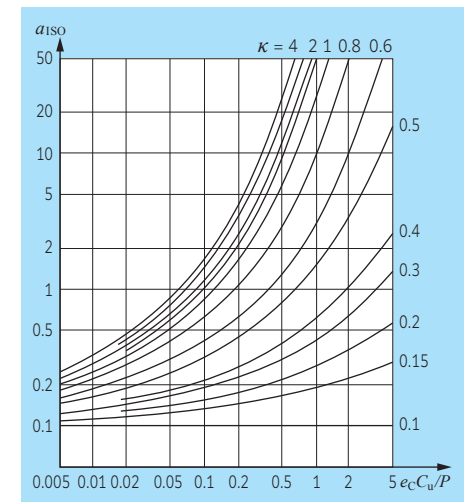


図 3.5 寿命修正係数  $a_{ISO}$  (スラスト玉軸受)

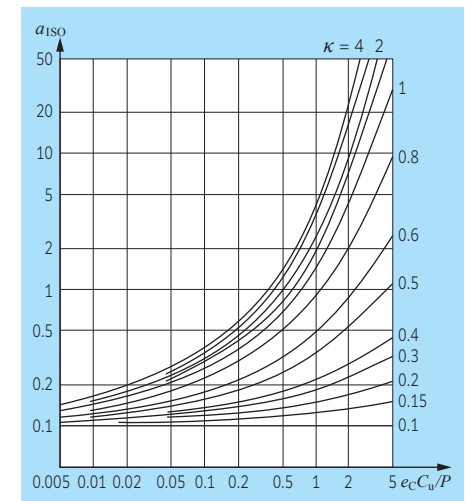


図 3.6 寿命修正係数  $a_{ISO}$  (スラストころ軸受)

3.5 使用機械と必要寿命

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

に目安となる必要寿命時間を表 3.5 に示す。

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

表 3.5 使用機械と必要寿命時間 (参考)

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

3.6 ワイブル分布と信頼度係数

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

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

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

また、軸受が使用されるアプリケーションによっては、90 % を超える信頼度での寿命検討が必要な場合もあり、このような場合に信頼度係数  $a_1$  を用いる。最新の ISO (ISO 281:2007) および JIS (JIS B 1518:2013) ではこの  $a_1$  の値が実測データをベースに見直された (図 3.7 参照)。表 3.2 には見直し後の最新の  $a_1$  値を記載している。

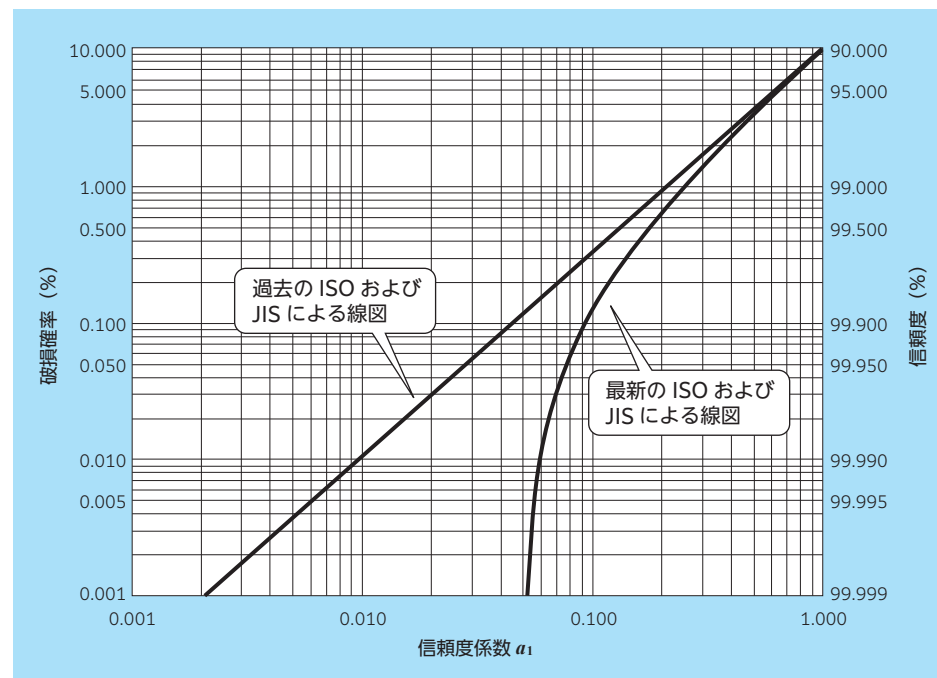


図 3.7 信頼度係数  $a_1$

3.7 傾き角（取付誤差）と寿命

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

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

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

深溝玉軸受，円筒ころ軸受について傾き角（取付誤差）と寿命の関係について詳細計算した結果を図 3.8 および図 3.9 に示す。

各軸受形式での許容傾き角・許容調心角の目安は，「14. 軸およびハウジングの設計」項表 14.6 (A-135) をご参照ください。

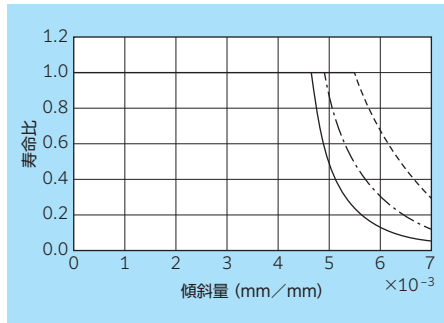


図 3.8 深溝玉軸受の傾き角と寿命比 例

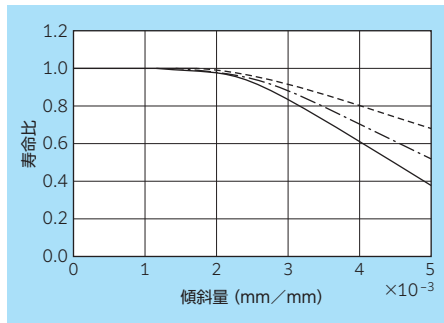


図 3.9 円筒ころ軸受の傾き角と寿命比 例

—————	軽荷重
- - - - -	普通荷重
· · · · ·	重荷重

3.8 すきまと寿命

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

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

標準的な目標としては運転状態で，すきま零の状態と見て大過ない。

1) すきまと転動体荷重  $W$

- ①軸受すきま  $> 0$  の場合 [図 3.11 参照]，  
負荷分布  $\epsilon < 0.5$  となり，最大転動体荷重は  
軸受すきま  $= 0$  の場合 [図 3.10 参照] に  
比べ大きくなる。

[負荷率  $\epsilon$  と概念図]

図3.10  
 $\epsilon = 0.5 \quad \psi = \pm 90^\circ$   
ラジアルすきま 0

図3.11  
 $0 < \epsilon < 0.5 \quad 0 < \psi < 90^\circ$   
ラジアルすきまあり

図3.12  
 $0.5 < \epsilon < 1$   
 $90^\circ < \psi < 180^\circ$   
ラジアル予圧状態，  
またはアキシャル荷重大

②図 3.13 は，軸受すきまがわずかにマイナス状態でも最長寿命を与える理想状態を示したグラフである。

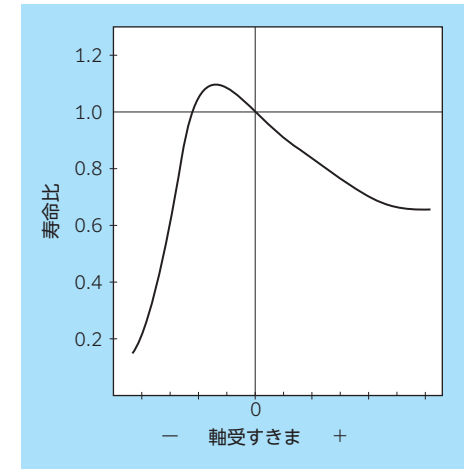


図 3.13 軸受すきまと寿命比

3.9 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。

3.10 許容静等価荷重

許容することのできる静等価荷重 (A-36 参照) は、一般には、3.9 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についての要求によって、基本静定格荷重より大きくとる場合や小さくとる場合がある。

一般には、式 (3.12) および表 3.6 に示す安全係数  $S_0$  を考慮して定める。

$$S_0 = C_0 / P_0 \dots\dots\dots (3.12)$$

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 3.6 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 シェル形針状ころ軸受では  $S_0$  の下限値を 3 とする。ただし、プレミアムシェル™ 軸受<sup>1)</sup> は  $S_0$  の下限値を 2 とする。  
 3 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。  
 4 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。  
 5 スラスト軸受で AS 形軌道盤を用いる場合は  $S_0$  の下限値を 3 とする。  
 注 1) 専用カタログ「プレミアムシェル™ 軸受(CAT. No. 3029/JE)」をご参照ください。

3.11 許容アキシャル荷重

ラジアル軸受でもアキシャル荷重を受けられるが、軸受形式によりそれぞれ荷重限界がある。

(1) 玉軸受

深溝玉軸受、アンギュラ玉軸受などの玉軸受は、アキシャル荷重が作用すると、接触角が荷重とともに変化し、その荷重が許容範囲を超えたとき玉

と軌道面との接触だ円が溝からはみだす。

この接触面は図 3.14 に示すように長軸半径が  $a$  となるだ円形をしている。この接触だ円が溝肩に乗げない限界荷重が最大許容アキシャル荷重となる。もしくは、溝肩に乗げなくとも、アキシャル荷重は、 $P_{max} < 4\ 200$  MPa でなければならない。この荷重は、軸受内部すきま、溝曲率、溝肩寸法などにより異なる。

なお、ラジアル荷重も負荷している場合は、最大転動体荷重にて限界荷重をチェックする。

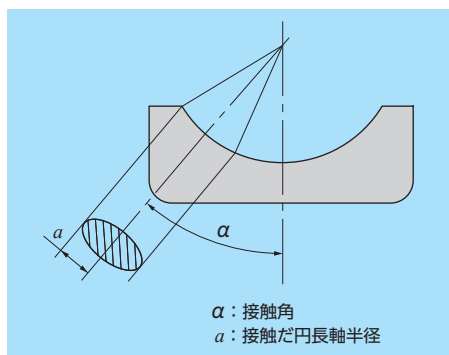


図 3.14 接触だ円

(2) 円すいころ軸受 (図 3.15 参照)

この軸受は軌道面と大つばのころ端面接触部の両方でアキシャル荷重を受ける。したがって、接触角  $\alpha$  を大きくすることにより大きなアキシャル荷重を受けることができる。しかし、ころ端面と大つば面とは滑り接触をしているため、回転速度、潤滑条件により異なるが限界がある。一般的に、この滑り面の面圧に滑り速度を乗じた PV 値でチェックしており、コンピュータで計算される。

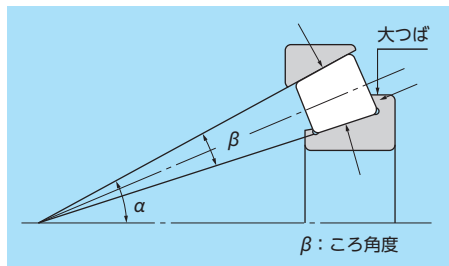


図 3.15 円すいころ軸受

(3) 円筒ころ軸受

内輪および外輪につばのある円筒ころ軸受は、ラジアル荷重 ( $F_r$ ) と同時にある程度のアキシャル荷重 ( $F_a$ ) を負荷させることができる。この場合の許容アキシャル荷重 ( $F_{a\ max}$ ) は、転がり疲れの現象に基づく基本動定格荷重とは異なり、以下の 2 通りの方法で定義している。実際に許容アキシャル荷重を求める場合は、式 (3.13) および式 (3.14) で求めることができる  $P_t$  および  $F_{ar}$  のうち、小さい方の値を採用する。

① つばの許容面圧を基準とする許容アキシャル荷重  $P_t$

ころ端面とつばの間の滑り面の発熱、焼付き、摩耗などによって限界を決めている許容アキシャル荷重である。中心アキシャル荷重を負荷する場合の、つばの許容面圧を基準とする許容アキシャル荷重  $P_t$  は、従来からの経験および実験に基づき、近似的に式 (3.13) で求めることができる。

$$P_t = k_1 \cdot d^2 \cdot P_z \dots\dots\dots (3.13)$$

ここで、

- $P_t$  : つばの許容面圧を基準とする許容アキシャル荷重 N
- $k_1$  : 軸受の内部設計により決まる係数 (表 3.7 参照)
- $d$  : 軸受内径 mm
- $P_z$  : つばの許容面圧 MPa (図 3.16 参照)

② ラジアル荷重を基準とする許容アキシャル荷重  $F_{ar}$

ラジアル荷重に対するアキシャル荷重の比率が大きいと、ころの正常な転がり運動が得られなくなる。ラジアル荷重を基準とする許容アキシャル荷重  $F_{ar}$  は、式 (3.14) で求めることができる。

$$F_{ar} = k_2 \cdot F_r \dots\dots\dots (3.14)$$

ここで、

- $F_{ar}$  : ラジアル荷重を基準とする許容アキシャル荷重 N
- $k_2$  : 軸受の内部設計により決まる係数 (表 3.7 参照)
- $F_r$  : ラジアル荷重 N

その他、円滑にアキシャル荷重を負荷させるために次の事項が重要である。

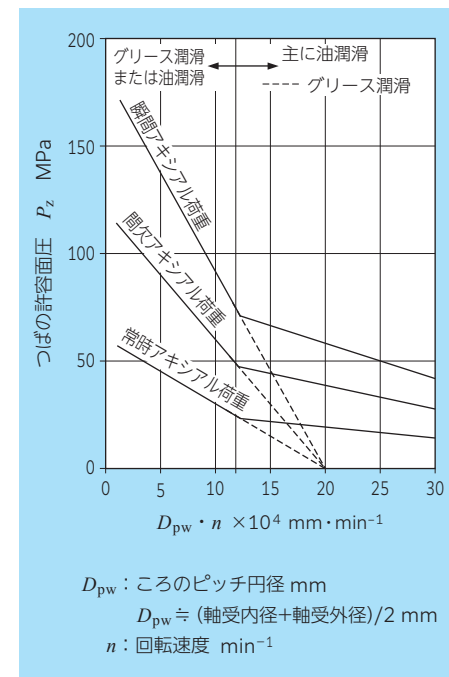


図 3.16 つばの許容面圧

表 3.7 係数  $k_1$  および  $k_2$

軸受系列	$k_1$	$k_2$
NJ, NUP10	0.040	0.4
NJ, NUP, NF, NH2		
NJ, NUP, NH22		
NJ, NUP, NF, NH3	0.065	0.4
NJ, NUP, NH23		
NJ, NUP, NH2EA (E)	0.050	0.4
NJ, NUP, NH22EA (E)		
NJ, NUP, NH3EA (E)	0.080	0.4
NJ, NUP, NH23EA (E)		
NJ, NUP, NH4	0.100	0.4
SL01-48	0.022	0.2
SL01-49	0.034	0.2
SL04-50	0.044	0.2

備考 EA 形と E 形は同じ値である。

- 1) 寿命や軌道面とところの間の摩耗に影響する  
場合があるため、必要以上のラジアル内部  
すきまをとらない。
- 2) ころ端面とつばとの間の滑り面の発熱、焼  
付き、摩耗抑制のため、極圧添加剤入りの  
潤滑剤を用いる。
- 3) 軸受のつばの破損防止のため、軸受のつば  
に対し、軸およびハウジングの肩高さを十  
分にとる。
- 4) 過酷なアキシャル荷重の下で使用するとき  
は、特に取付精度を良くし、さらに、慣ら  
し運転を行う。

大形円筒ころ軸受（例えば軸受内径 300 mm  
程度以上）にアキシャル荷重を負荷させるとき、  
およびモーメント荷重が同時にかかるときなどは  
NTN にご照会ください。

NTN には、高アキシャル荷重用円筒ころ軸  
受（HT タイプ）があります。詳細については、  
NTN にご照会ください。

### 3.12 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。

### 3.13 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。