

3. 軸受の定格荷重と寿命

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がり面は繰返し圧縮応力を受けて、材料の疲れによるフレーキングが発生し使用に耐えなくなります。

軸受の寿命とはこのようにフレーキングが内輪・外輪の軌道面又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ます。

このほか焼付き、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りますが、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、不適切な潤滑及び不完全な密封などがその原因です。これらの原因を取り除くことによって軸受の故障を避けることができます。

一般に工作機械主軸に作用する荷重は、軸受の動定格荷重に比べ比較的小さいため、軸受の疲労寿命が問題となることはほとんどないといえます。

定格寿命よりも使用条件による軸受機能（回転精度、剛性、発熱など）への影響が大きいので、次のような条件では特に考慮が必要です。

- (1) 軸受が高速で運転される場合
 - (2) 組込み後の軸受予圧が大きい場合
 - (3) 大きな軸たわみが考えられる場合
 - (4) 運転時内輪、外輪の温度差が大きい場合
- 詳細についてはNTNにご照会ください。

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ります。これは材料の疲れそのものによるばらつきがあるためです。

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ます。

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フレーキングを生じることなく回転できる実質的な総回転数をいいます。一定回転速度で回転させたときは、その総回転時間で表します。

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います。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アル荷重で表し、それぞれを基本動ラジアル定格荷重(C_r)又は基本動アキシアル定格荷重(C_a)と呼びます。

このカタログの軸受寸法表には、NTNで用いられている標準的な材料及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ます。基本定格寿命、基本動定格荷重及び動等価荷重の間には次のような関係があります。

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

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^3 \dots\dots\dots (3.2)$$

$$\text{ころ軸受では } L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^{10/3} \dots\dots\dots (3.3)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^{10/3} \dots\dots\dots (3.4)$$

ここで、

- L_{10} : 基本定格寿命 10⁶ 回転
- L_{10h} : 基本定格寿命 時間
- C : 基本動定格荷重 N {kgf}
 - ラジアル軸受 C_r
 - スラスト軸受 C_a
- P : 動等価荷重 N {kgf}
 - ラジアル軸受 P_r
 - スラスト軸受 P_a
- n : 回転速度 min⁻¹

いくつかの軸受を組み込んだ機械装置において、いずれかの軸受が転がり疲れによって破損するまでの寿命を軸受全体の総合寿命と考えると、これは式(3.5)によって求めることができます。

$$L = \frac{1}{\left(\frac{1}{L_1^e} + \frac{1}{L_2^e} + \dots + \frac{1}{L_n^e} \right)^{1/e}} \dots\dots\dots (3.5)$$

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...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には式(3.6)で寿命が求められる。

$$L_m = \left(\frac{1}{L_1} + \frac{1}{L_2} + \dots + \frac{1}{L_j} \right)^{-1} \dots\dots\dots (3.6)$$

ここで、

- L_m : 軸受の総合寿命
- j : 各条件の使用頻度 ($\sum j = 1$)
- L_j : 各条件における寿命

補正定格寿命

軸受の基本定格寿命（信頼度90%）は3.2項に述べた計算式によって得られますが、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ります。また特別に改良された軸受材料並びに製造方法を用いて、軸受寿命を延長することができます。更に、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ります。

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（3.7）を用いて求めることができます。

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_{10} \dots\dots\dots (3.7)$$

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

● 信頼度係数 a_1

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

表3.1 信頼度係数 a_1

信頼度 %	L_n	信頼度係数 a_1
90	L_{10}	1.00
95	L_5	0.62
96	L_4	0.53
97	L_3	0.44
98	L_2	0.33
99	L_1	0.21

● 軸受特性係数 a_2

軸受材料の種類及びその品質、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します。このような場合には、軸受特性係数 a_2 で寿命を補正します。

軸受寸法表に記載している基本動定格荷重は、NTNで用いられている標準的な材料及び製造方法によるもので、通常は $a_2 = 1$ を採ります。

さらに、特別に改良された材料並びに製造方法による軸受については、 $a_2 > 1$ を採ることがあり、この場合はNTNにご照会ください。

● 使用条件係数 a_3

軸受の使用回転速度及び温度上昇等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 を用います。

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、 $a_3 > 1$ を採ることができます。しかしながら、次のような場合には $a_3 < 1$ となります。

- 軸受の使用温度における潤滑油の動粘度が低い場合
(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
(回転速度 $n \text{ min}^{-1}$ と転動体の中心径 $d_m \text{ mm}$ との積が $d_m n < 10\,000$ の場合)
- 軸受の使用温度が高い場合
- 潤滑剤に異物、水分などが混入する場合

新寿命計算式

現在、軸受材料および軸受製造技術が飛躍的進歩したため、取付誤差が少なく、異物が全くなき、潤滑状態が良好であれば、式(3.7)で計算される定格寿命よりも数倍の長寿命が得られることが当社の実験により確認されています。NTN新寿命計算理論は、クリーンで良好な潤滑状態の時、ある接触面圧以下で寿命が無大になるという疲労限の考え方を導入しています。NTNでは、ISO281:1990/Amd2:2000で規定された疲労限の接触面圧1.5GPaを基準に計算しています。一方、軸受内に異物が混入した場合、異物の大きさ、異物量により実寿命が式(3.7)で計算される定格寿命よりも大幅に低下する場合があります。また、潤滑状態が悪い時も実寿命は定格寿命よりも低下します。NTN新寿命計算は、新しい寿命修正係数 a_{NTN} を使用して次式により求めるものです。

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{NTN} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p \dots\dots\dots (3.8)$$

寿命理論

(1) 従来のLundberg-Palmgren(L-P)理論

この理論では、転がり疲れを支配する応力として、転がり接触表面下 Z_0 の深さで表面に平行な面内に作用する動的最大せん断応力 σ_0 を考える。また、材料の耐久性が応力を受ける体積の増加につれて減少するとNeuberらの説を用い、深さ Z_0 付近で材料の弱い部分に生じる亀裂が、表面に達して破壊(フレーキング)に至ると仮定している。N回の繰り返し応力を受ける体積 V の残存確率 S はWeibull理論に準じて次式で表される。

$$\ell_n \frac{1}{S} = \frac{N^e}{z_0^h} V^{\frac{c}{e}} \dots\dots\dots (3.9)$$

ここで、

- S : 応力体積 V の残存確率
- N : 応力繰り返し数
- e : ワイブルスロープ(寿命のばらつきを表す指数)
- σ_0 : 最大せん断応力
- Z_0 : 最大せん断応力発生する表面からの深さ
- c, h : 指数

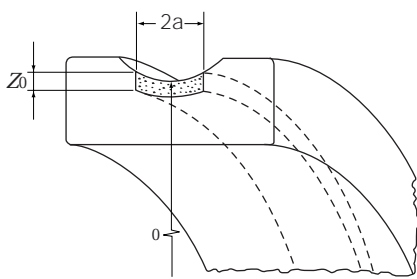


図3.1 L-P理論での転がり接触による応力体積

転がり疲れにおける寿命の基礎式である式(3.9)から、一般的な寿命計算式が次式で表される。

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \dots\dots\dots (3.10)$$

ここで、

- L_{10} : 基本定格寿命
- C : 基本動定格荷重
- P : 動等価荷重
- p : $(c-h+2)/3e$ (点接触)
 $(c-h+1)/2e$ (線接触)

(2) NTNの新寿命理論

L-Pは、ヘルツ接触により生じる材料内部のせん断応力による内部起点型はく離を求めているのに対し、NTNの新寿命理論は、表面起点型はく離も考慮し、図3.2に示すように材料の内部から接触面までを微小部分に分割し、局部応力 (σ_i) から領域毎の寿命 (L_i) を求めた後、全体の寿命 (L) を式(3.13)より求める。

$$\ell_n \frac{1}{S_i} = \frac{N_i^e}{z_i^h} V_i^{\frac{c}{e}} \dots\dots\dots (3.11)$$

$$L_i = N_i \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_0} \right)^{\frac{c}{e}} V_i^{\frac{1}{e}} z_i^h \dots\dots\dots (3.12)$$

$$L = \left\{ \sum_{i=1}^n L_i^{-e} \right\}^{-1/e} \dots\dots\dots (3.13)$$

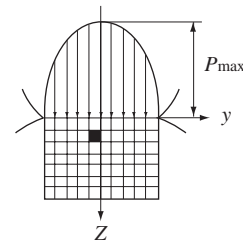


図3.2 計算モデル

ここで、

- S_i : 分割された応力体積 V_i の残存確率
- L : 全体の寿命
- Z_i : 分割された応力体積 V_i の表面からの深さ
- n : 分割された微小部分の数
- σ_u : 疲労限応力

- ・理想的な潤滑条件下で、その応力以下では、軸受は破損(フレーキング)しないという応力。
- ・ISO281:1990/Amd2:2000で、疲労限の最大接触面圧として1.5GPaを規定しており、NTNとしては、最大接触面圧1.5GPaに相当するVon Mises応力として取り扱う。
- ・ σ_i が σ_u (疲労限応力)より小さいときには、局部の寿命 (L_i) は無大になる。

NTN新寿命計算式

NTNの寿命修正係数 a_{NTN} と修正定格寿命 L_{nm} の関係を式 (3.14) に示す。

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{NTN} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p \dots\dots\dots (3.14)$$

ここで、

- L_{nm} : 修正定格寿命
- a_1 : 信頼度係数
- a_{NTN} : 材料特性、疲労限応力、異物混入および油膜パラメータ () を考慮した寿命修正係数 (0.1 a_{NTN} 50)
- C : 基本動定格荷重
- P : 動等価荷重
- p : 指数 3(玉軸受) 10/3(ころ軸受)

< 疲労限の影響 >

NTNの新寿命計算式は、図3.3のように、異物がまったくなく、良好な潤滑状態において、ある接触面圧以下では、寿命が無限大になるという疲労限の考え方を導入しています。

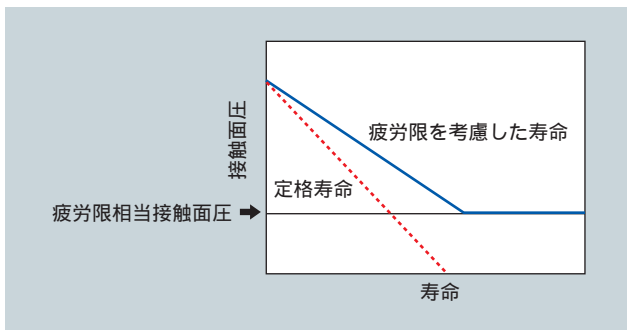


図3.3 疲労限の基本概念

< 異物の影響 >

異物の影響は、異物噛み込み圧痕を起点とする表面起点型はく離として取り扱っています。圧痕の大きさに相当する表層中央の応力集中部の異物の大きさおよび異物量が寿命に影響を及ぼすとして寿命計算を行っています。

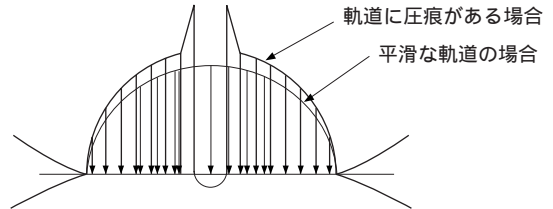


図3.4 圧痕がある場合の接触面圧分布

< 油膜のパラメータ () の影響 >

表層全体に油膜パラメータ () の影響による応力集中があると仮定して、と接触面圧から表層全体の応力を計算して、寿命計算を行っています。

[表層の2物体の状況]
計算モデル

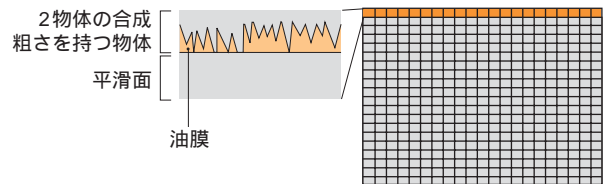


図3.5 表層への応力負荷モデル

新寿命計算式線図

汚染状況の定義を表3.2に示す。ISO清浄度コードおよびNAS等級は条件の厳しい玉軸受の数値で統一しています。

表3.2 汚染状況

汚染状況	極めて清浄	清 浄	普 通	軽度汚染	中度汚染	強度汚染	重度汚染
汚染度係数	1	0.8	0.5	0.4	0.3	0.2	0.1
適用の目安	フィルタ管理						フィルタなし
	10 μm未満	10~30 μm	30~50 μm	50~70 μm	70~100 μm	100 μmを超える	多量の粉塵混入
ISO清浄度コード (ISO4406)	13/10	15/12	17/14	19/16	21/18	23/20	25/22
NAS等級	0	3	6	8	9	10	12

(1) 異物の影響を考慮した荷重 (P/C) と寿命修正係数 a_{NTN} の関係

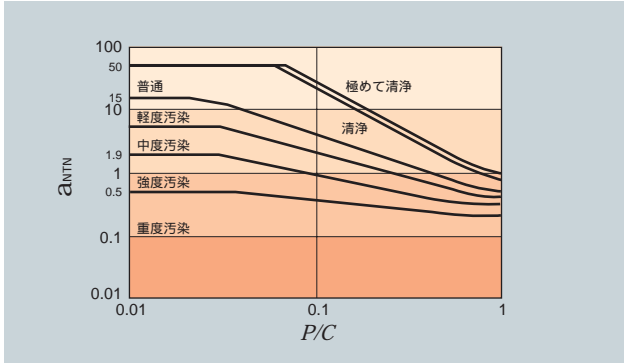


図3.6 P/C と a_{NTN} の関係 (玉軸受 異物の影響)

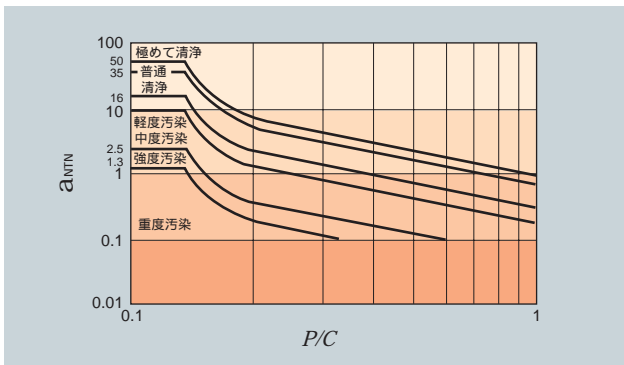


図3.7 P/C と a_{NTN} の関係 (ころ軸受 異物の影響)

(2) 油膜パラメータ () の影響を考慮した荷重 (P/C) と寿命修正係数 a_{NTN} の関係

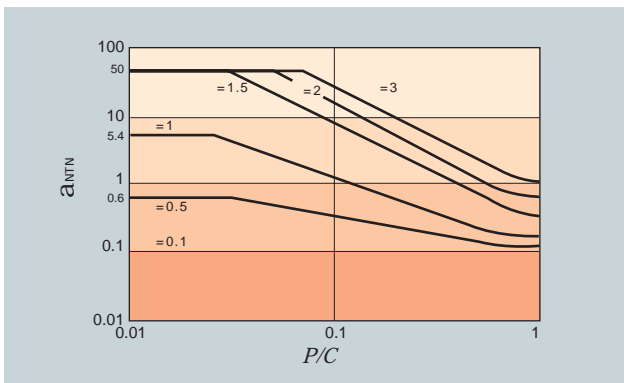


図3.8 P/C と a_{NTN} の関係 (玉軸受 の影響)

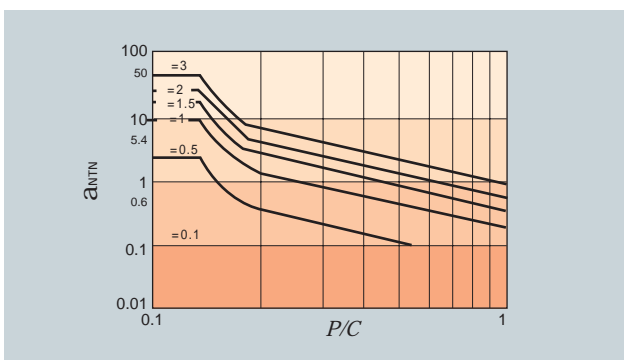


図3.9 P/C と a_{NTN} の関係 (ころ軸受 の影響)

② 静定格荷重と許容アキシャル荷重

基本静定格荷重

転がり軸受が軌道と転動体の接触面に局所的な永久変形が生じる荷重を受けると、荷重の増大に伴って変形量が大きくなり、ある限度を越えると軸受の円滑な回転を損なうことになります。

最大応力を受けている軌道と転動体の接触部中央で転動体直径の0.0001倍の総永久変形量が、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ます。

基本静定格荷重とは、この限度となる永久変形量を生じるような一定の静荷重として規定され、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ます。このような荷重がかかったとき、最大荷重を受けている軌道と転動体の接触部中央における接触応力は次のような値となります。

- 玉軸受 4 200MPa { 428kgf/mm² }
- 自動調心玉軸受 4 600MPa { 469kgf/mm² }
- ころ軸受 4 000MPa { 408kgf/mm² }

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_{or} 、 C_{oa} と表し軸受寸法表に記載しています。

許容静等価荷重

許容することのできる静等価荷重は、一般には前項で述べた基本静定格荷重を限度としますが、回転の円滑さ及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採る場合や小さく採る場合があります。

一般には、式 (3.15) 及び表3.3に示す安全係数 S_0 を考慮して定めます。

$$S_0 = C_0 / P_0 \dots \dots \dots (3.15)$$

ここで、

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

表3.3 安全係数 S_0 の下限値

運 転 条 件	玉軸受	ころ軸受
高い回転精度を要する場合	2	3
普通の回転精度を要する場合(汎用)	1	1.5
多少の回転精度の劣化を許容する場合(低速回転、重荷重用など)	0.5	1

注意：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。