

17. 技術データ

17.1 ラジアル内部すきまとアキシアル内部すきまとの関係

17.1.1 深溝玉軸受

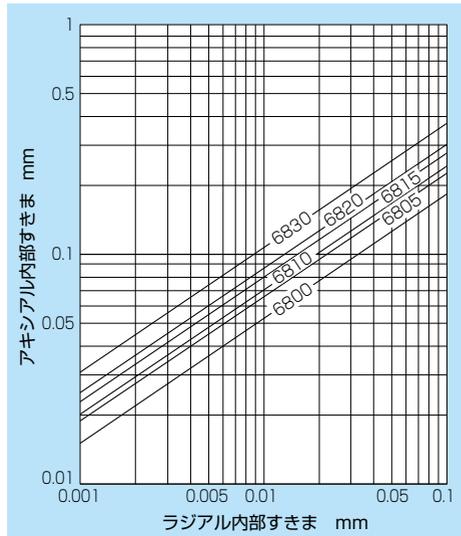


図 17.1.1 68 系列のラジアル内部すきまとアキシアル内部すきま

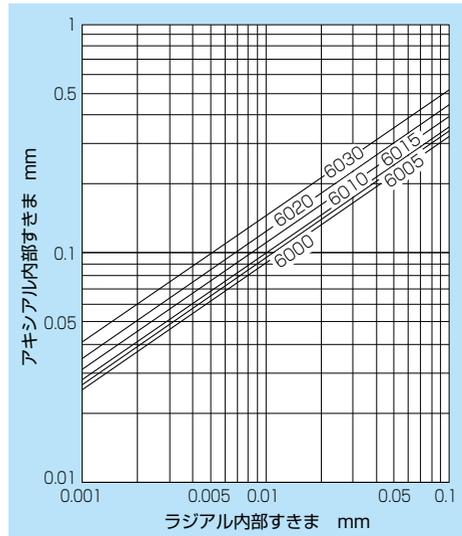


図 17.1.3 60 系列のラジアル内部すきまとアキシアル内部すきま

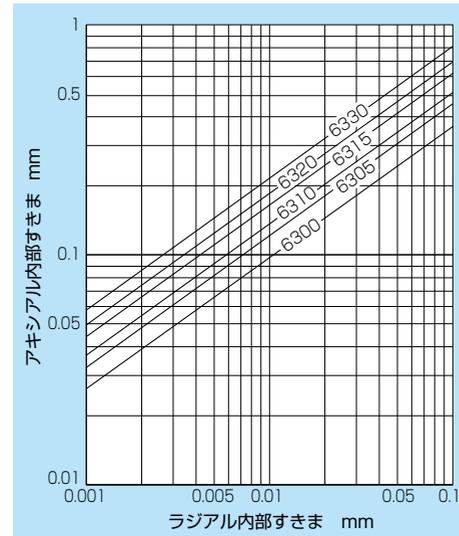


図 17.1.5 63 系列のラジアル内部すきまとアキシアル内部すきま

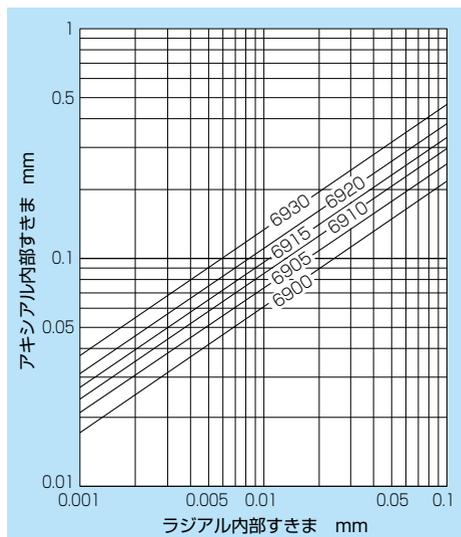


図 17.1.2 69 系列のラジアル内部すきまとアキシアル内部すきま

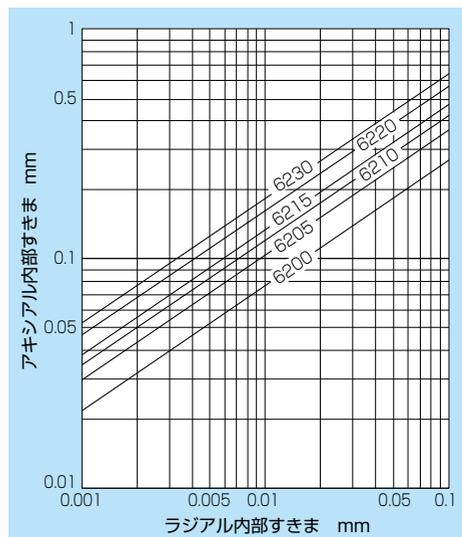


図 17.1.4 62 系列のラジアル内部すきまとアキシアル内部すきま

備考 その他の形式および型番については、NTN にご照会ください。

*この技術データは代表数値をもとにした計算値であり保証値ではありません。

17.1.2 複列アンギュラ玉軸受

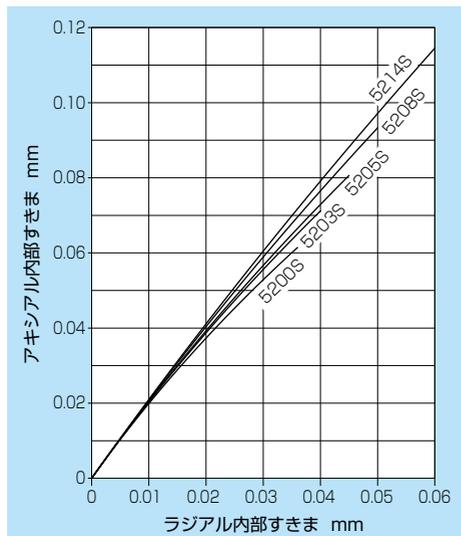


図 17.1.6 52S 系列のラジアル内部すきまとアキシャル内部すきま

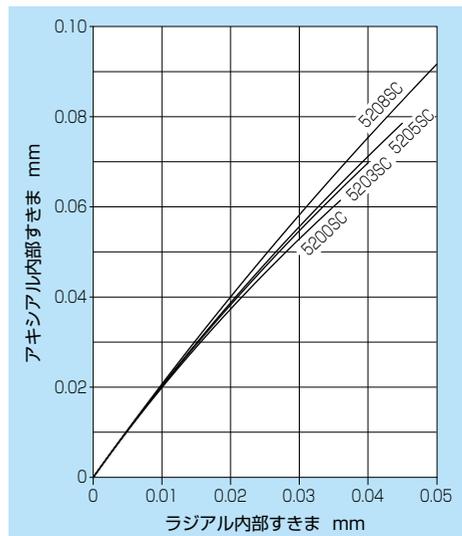


図 17.1.8 52SC 系列のラジアル内部すきまとアキシャル内部すきま

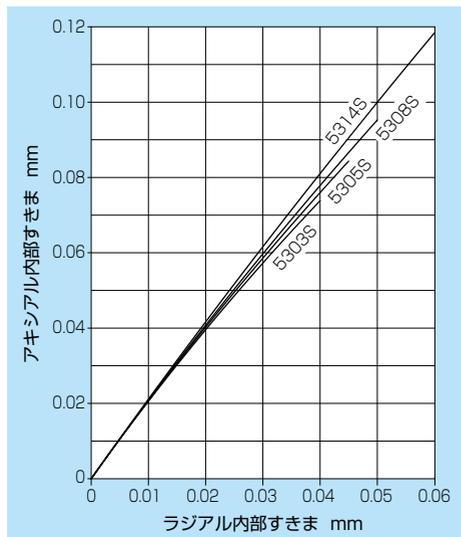


図 17.1.7 53S 系列のラジアル内部すきまとアキシャル内部すきま

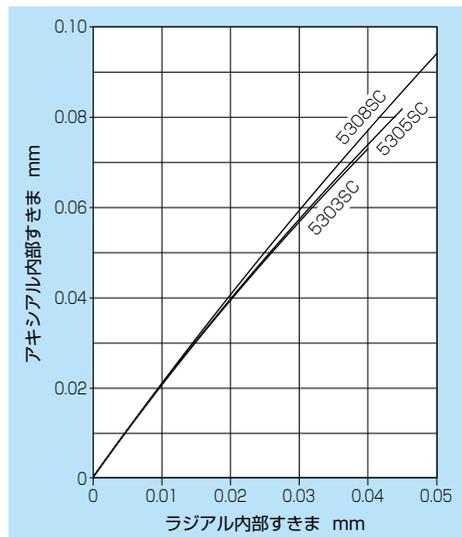


図 17.1.9 53SC 系列のラジアル内部すきまとアキシャル内部すきま

備考 その他の形式および型番については、NTN にご照会ください。

*この技術データは代表数値をもとにした計算値であり保証値ではありません。

17.1.3 自動調心ころ軸受

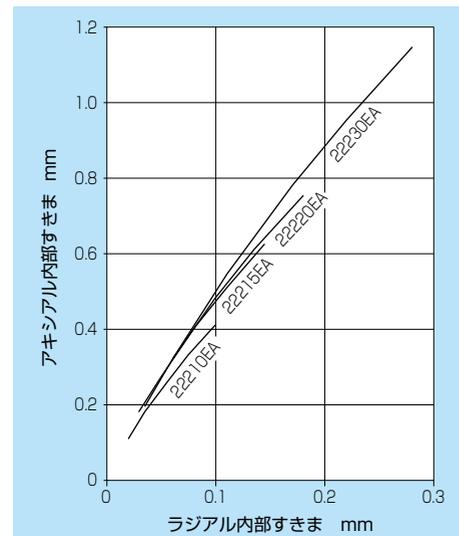


図 17.1.10 222 系列のラジアル内部すきまとアキシャル内部すきま

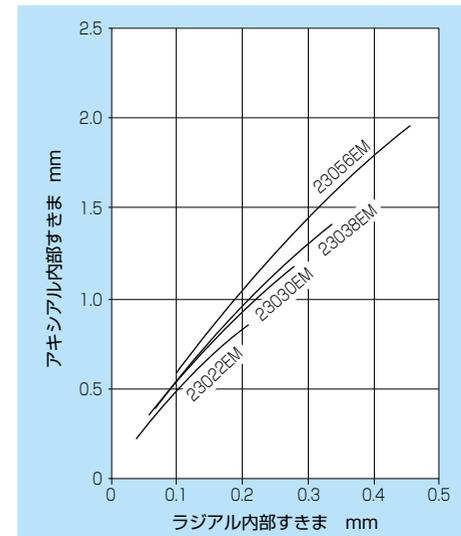


図 17.1.12 230 系列のラジアル内部すきまとアキシャル内部すきま

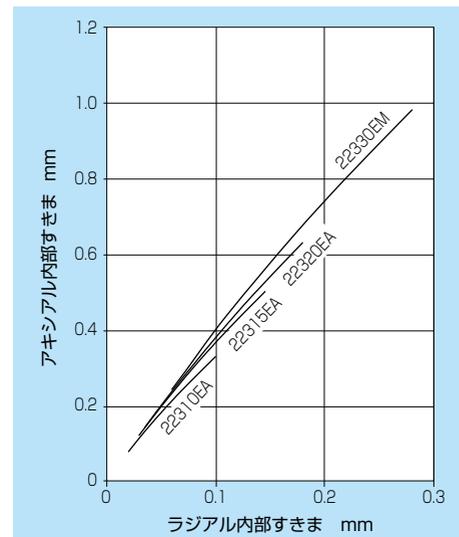


図 17.1.11 223 系列のラジアル内部すきまとアキシャル内部すきま

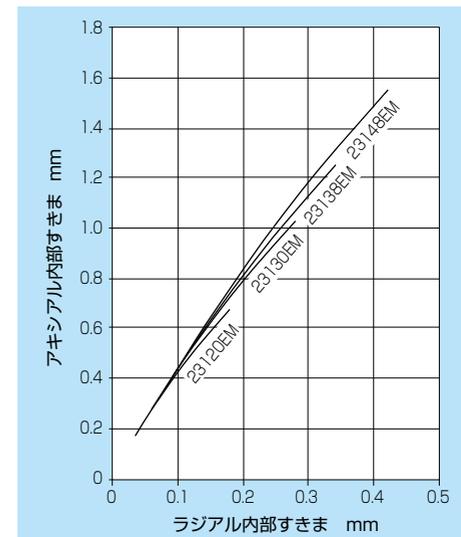


図 17.1.13 231 系列のラジアル内部すきまとアキシャル内部すきま

備考 その他の形式および型番については、NTN にご照会ください。

*この技術データは代表数値をもとにした計算値であり保証値ではありません。

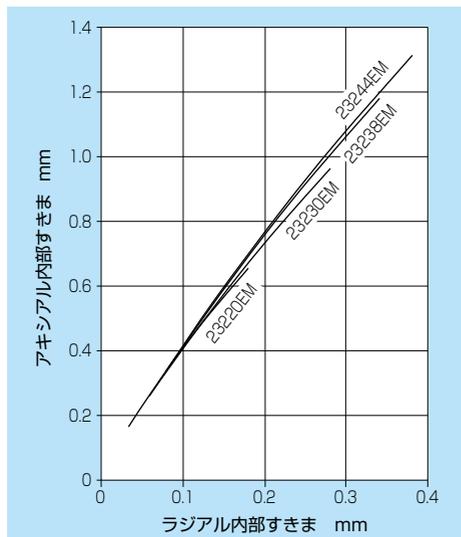


図 17.1.14 232 系列のラジアル内部すきまとアキシャル内部すきま

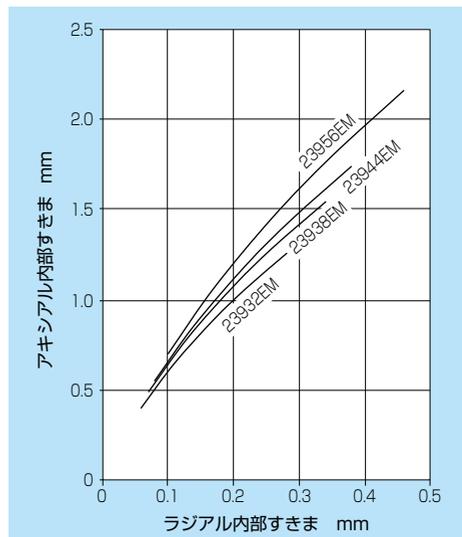


図 17.1.15 239 系列のラジアル内部すきまとアキシャル内部すきま

備考 その他の形式および型番については、NTN にご照会ください。

*この技術データは代表数値をもとにした計算値であり保証値ではありません。

17.2 アキシャル荷重とアキシャル変位量との関係

17.2.1 アンギュラ玉軸受

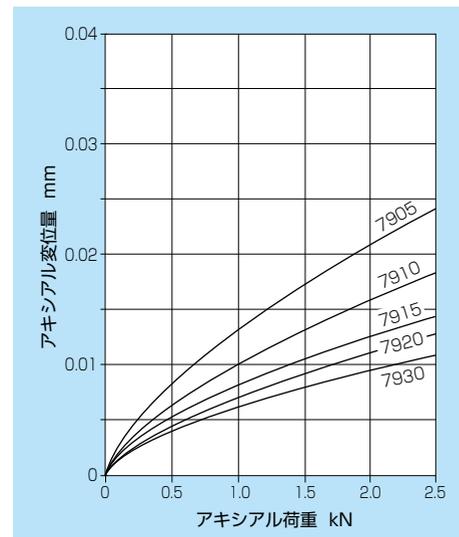


図 17.2.1 79 系列のアキシャル荷重とアキシャル変位量

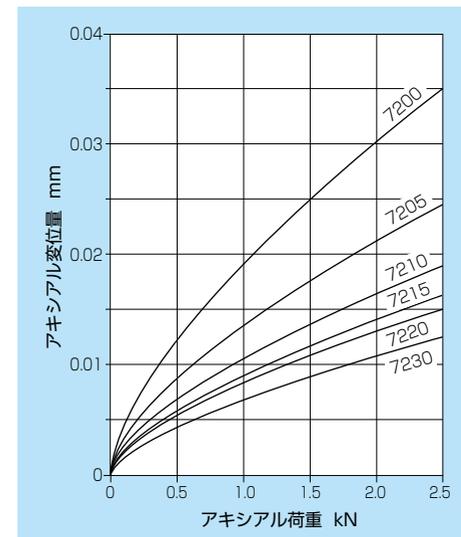


図 17.2.3 72 系列のアキシャル荷重とアキシャル変位量

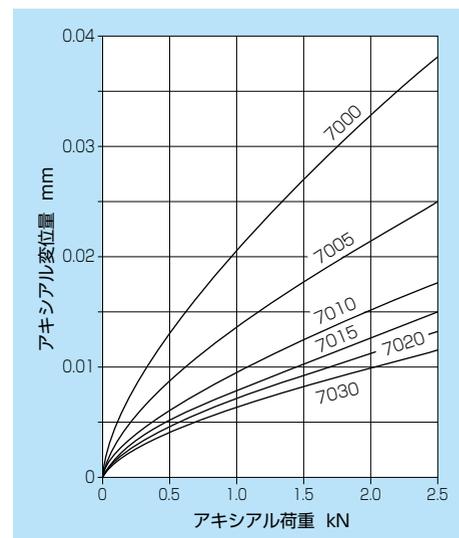


図 17.2.2 70 系列のアキシャル荷重とアキシャル変位量

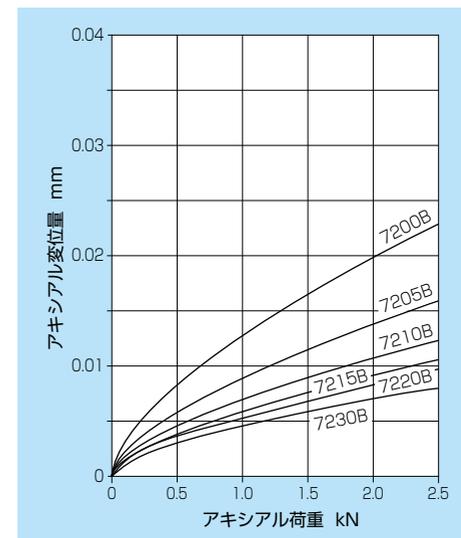


図 17.2.4 72B 系列のアキシャル荷重とアキシャル変位量

備考 その他の形式および型番については、NTN にご照会ください。

*この技術データは代表数値をもとにした計算値であり保証値ではありません。

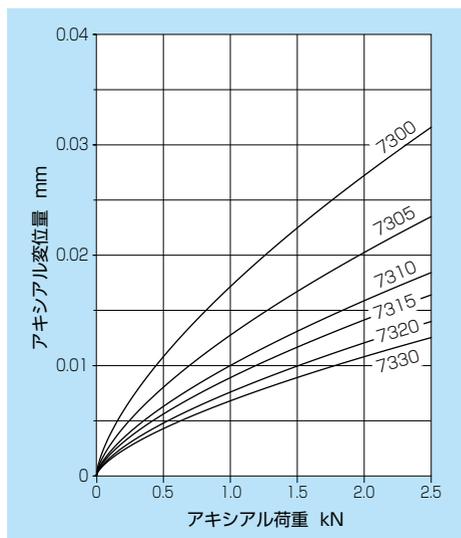


図 17.2.5 73 系列のアキシャル荷重とアキシャル変位量

備考 その他の形式および型番については、NTN にご照会ください。

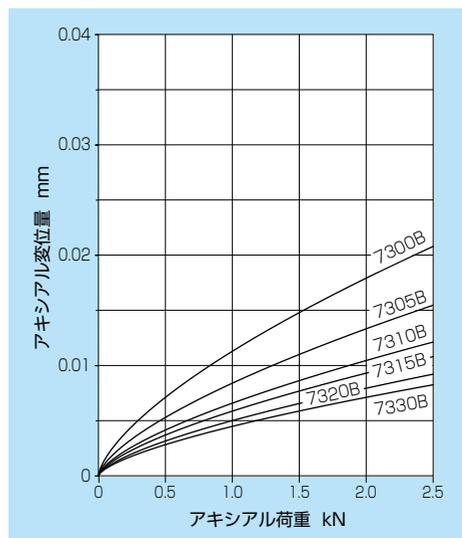


図 17.2.6 73B 系列のアキシャル荷重とアキシャル変位量

*この技術データは代表数値をもとにした計算値であり保証値ではありません。

17.2.2 円すいころ軸受

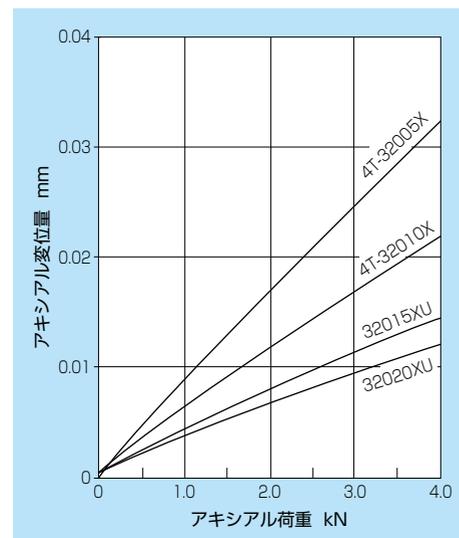


図 17.2.7 320 系列のアキシャル荷重とアキシャル変位量

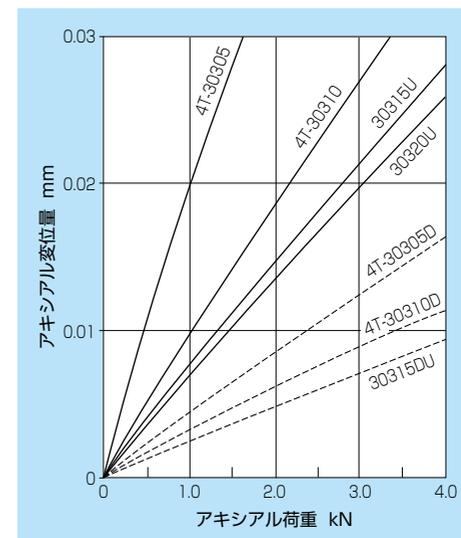


図 17.2.9 303 系列と 303D 系列のアキシャル荷重とアキシャル変位量

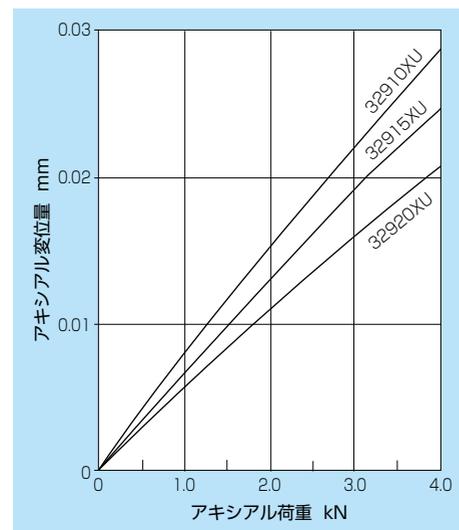


図 17.2.8 329 系列のアキシャル荷重とアキシャル変位量

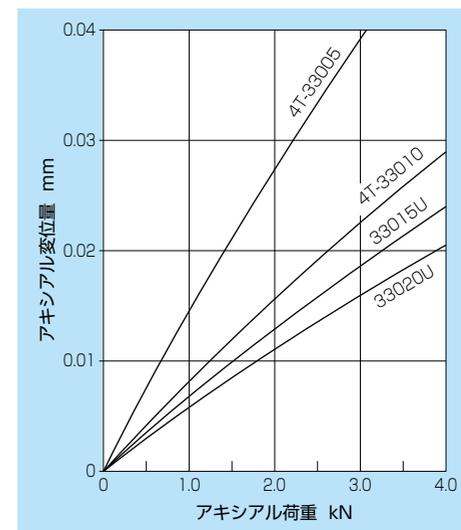


図 17.2.10 330 系列のアキシャル荷重とアキシャル変位量

備考 1 軸およびハウジングが剛体である場合の値である。
 2 軸・ハウジングの形状およびはめあい条件によっては、アキシャル変位量が大きくなる場合がある。
 3 その他の形式および型番については、NTN にご照会ください。

*この技術データは代表数値をもとにした計算値であり保証値ではありません。

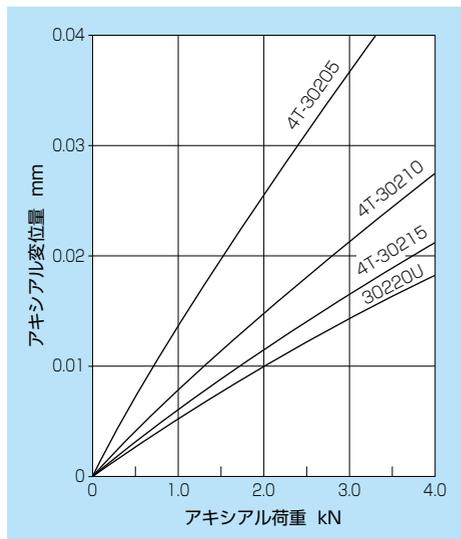


図 17.2.11 302 系列のアキシャル荷重とアキシャル変位量

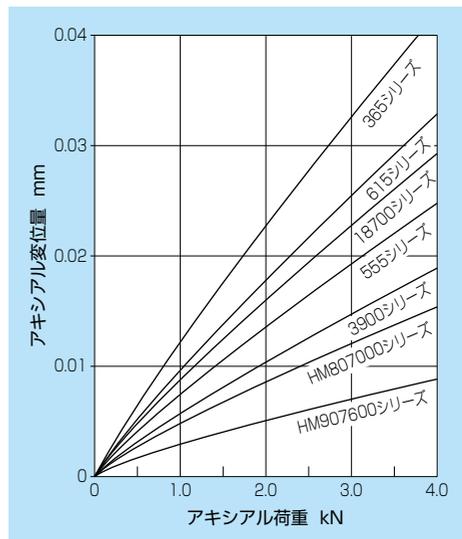


図 17.2.12 インチ系列のアキシャル荷重とアキシャル変位量

- 備考 1 軸およびハウジングが剛体である場合の値である。
 2 軸・ハウジングの形状およびはめあい条件によっては、アキシャル変位量が大きくなる場合がある。
 3 その他の形式および型番については、NTNにご照会ください。

*この技術データは代表数値をもとにした計算値であり保証値ではありません。

17.3 許容アキシャル荷重

17.3.1 深溝玉軸受

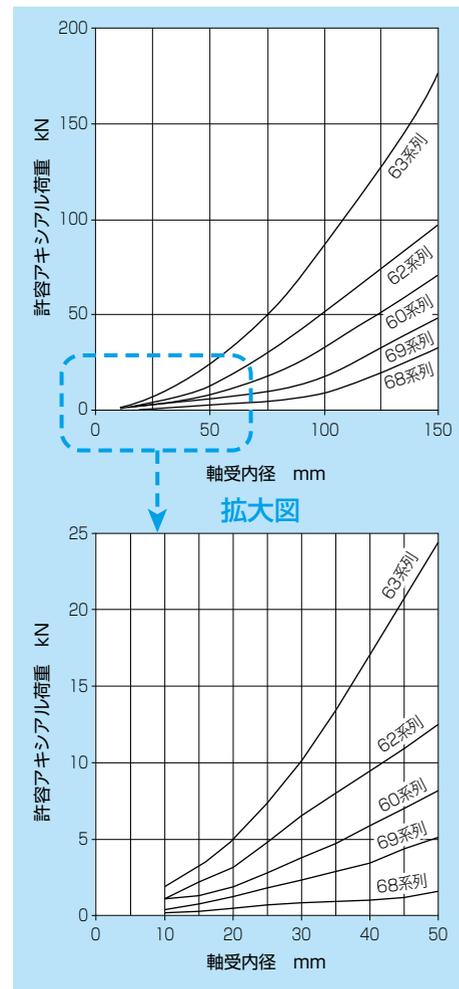


図 17.3.1 深溝玉軸受の許容アキシャル荷重

- 備考 1 許容アキシャル荷重の計算はラジアルすきまCNの中央値である。
 2 アキシャル荷重が作用した時に、接触だ円が軌道面の肩に乗り上げる荷重を許容アキシャルとする。
 3 その他の形式および型番については、NTNにご照会ください。

17.3.2 アンギュラ玉軸受

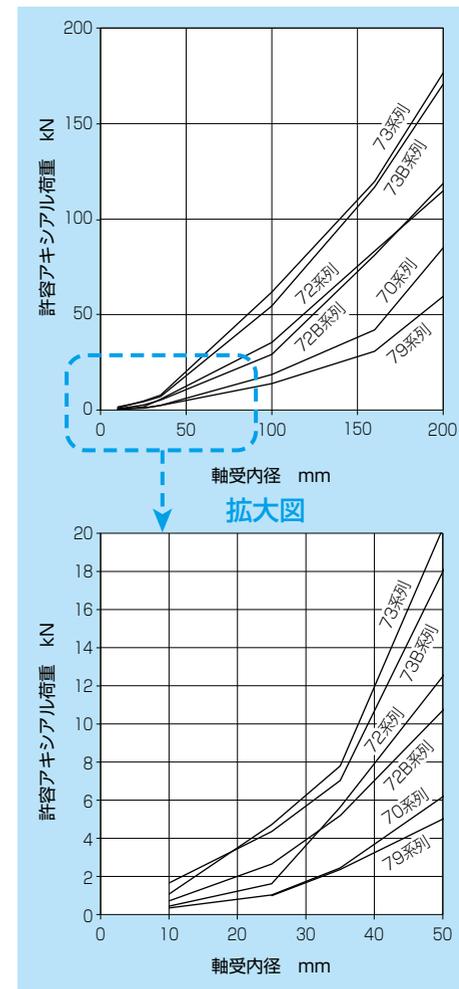


図 17.3.2 アンギュラ玉軸受の許容アキシャル荷重

- 備考 1 アキシャル荷重が作用した時に、接触だ円が軌道面の肩に乗り上げる荷重を許容アキシャル荷重とする。
 2 その他の形式および型番については、NTNにご照会ください。

17.4 はめあい面の圧力

はめあい面に生じる圧力および最大応力の計算式を表 17.4.1 に示す。

軸受の内輪、外輪の平均溝径は、近似的に表 17.4.2 より求めることができる。

はめあい面圧に実際有効に働くしめしろ、すなわち、有効しめしろ Δ_{deff} は軸受内径や軸の寸法測定値より計算したしめしろ Δd (理論しめしろ) より小さい。これは主として仕上り面粗さの影響によるもので以下に示す減少量を見込む必要がある。

研削軸：1.0～2.5 μ m

旋削軸：5.0～7.0 μ m

表 17.4.1 はめあい面の圧力および最大応力

はめあい条件	計算式	記号(単位 N, mm)
はめあい面圧 MPa	2円筒一般式 $P = \frac{E_1 E_2}{E_2 \left\{ \frac{d^2 + d_2^2}{d^2 - d_2^2} + \nu_1 \right\} + E_1 \left\{ \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \nu_2 \right\}} \cdot \frac{\Delta de}{d^2}$	P : はめあい面圧 E_1, E_2 : 外円筒, 内円筒のヤング率 ν_1, ν_2 : 外円筒, 内円筒のポアソン比 Δde : 二円筒の有効しめしろ
	鋼製中実軸と内輪のはめあい $P = \frac{E}{2} \frac{\Delta_{deff}}{d} \left[1 - \left(\frac{d}{D_i} \right)^2 \right]$	d : 軸径, 内輪内径 d_o : 中空軸内径 D_i : 内輪平均溝径 Δ_{deff} : 有効しめしろ
	鋼製中空軸と内輪のはめあい $P = \frac{E}{2} \frac{\Delta_{deff}}{d} \frac{[1 - (d/D_i)^2] [1 - (d_o/d)^2]}{[1 - (d_o/D_i)^2]}$	E : 縦弾性係数 = 208 000 MPa
	鋼製ハウジングと外輪のはめあい $P = \frac{E}{2} \frac{\Delta_{deff}}{D} \frac{[1 - (D_o/D)^2] [1 - (D/D_h)^2]}{[1 - (D_o/D_h)^2]}$	D : ハウジング内径, 軸受外径 D_o : 外輪平均溝径 D_h : ハウジング外径 Δ_{deff} : 有効しめしろ
最大応力 MPa	軸と内輪のはめあい $\sigma_{t \max} = P \frac{1 + (d/D_i)^2}{1 - (d/D_i)^2}$	内輪内径面の円周方向応力が最大
	ハウジングと外輪のはめあい $\sigma_{t \max} = P \frac{2}{1 - (D_o/D)^2}$	外輪内径面の円周方向応力が最大

表 17.4.2 平均溝径(近似式)

軸受形式		平均溝径	
		内輪	外輪
深溝玉軸受	全形式	$1.05 \frac{4d+D}{5}$	$0.95 \frac{d+4D}{5}$
自動調心玉軸受	12	$1.03 \frac{3d+D}{4}$	$0.97 \frac{d+2D}{3}$
	13, 22	$1.03 \frac{3d+D}{4}$	$0.97 \frac{d+3D}{4}$
	23	$1.03 \frac{4d+D}{5}$	$0.97 \frac{d+4D}{5}$
円筒ころ軸受 ¹⁾	全形式	$1.05 \frac{3d+D}{5}$	$0.98 \frac{d+3D}{4}$
自動調心ころ軸受	B形, C形, 213形	$\frac{2d+D}{3}$	$0.97 \frac{d+4D}{5}$
	アルテージ	$\frac{3d+D}{4}$	$0.98 \frac{d+5D}{6}$
円すいころ軸受	全形式	$\frac{3d+D}{4}$	$\frac{d+3D}{4}$

備考 d : 内輪内径 mm D : 外輪外径 mm 注1) 平均溝径は両つば付きの場合の値を示す。

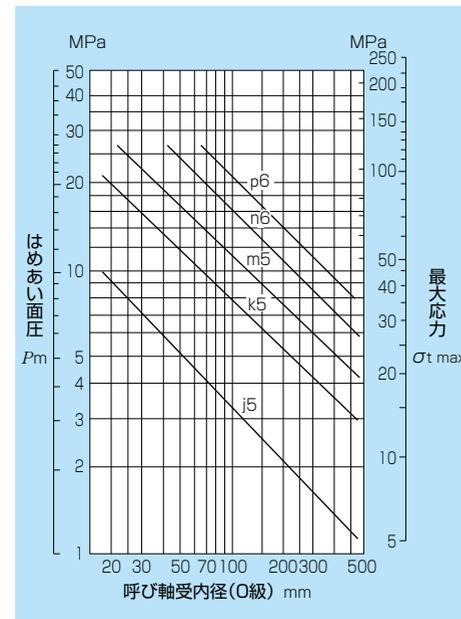


図 17.4.1 平均しめしろによる面圧 P_m と最大応力 $\sigma_{t \max}$

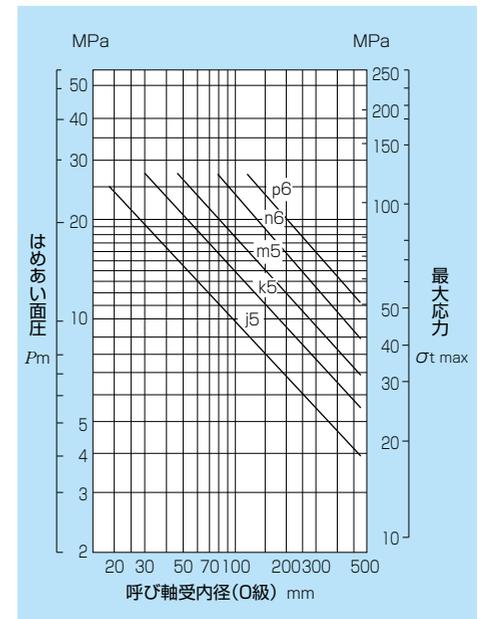


図 17.4.2 最大しめしろによる面圧 P_m と最大応力 $\sigma_{t \max}$

備考 推奨はめあいについては、「7.3.2 推奨はめあい」項をご参照ください。

17.5 圧入および引抜きに要する力

軸に内輪またはハウジングに外輪を圧入したり、あるいは引抜いたりする場合に要する力は、式(17.1)、式(17.2)により求めることができる。なお、式から得られる力は1つの目安であり、実際の取付けおよび取外しにおいては、これよりも大きい荷重が必要となる場合もある。

軸と内輪の場合

$$K_d = \mu \cdot P \cdot \pi \cdot d \cdot B \dots\dots\dots (17.1)$$

ハウジングと外輪の場合

$$K_D = \mu \cdot P \cdot \pi \cdot D \cdot B \dots\dots\dots (17.2)$$

ここで

- K_d : 内輪の圧入または引抜き力 N
- K_D : 外輪の圧入または引抜き力 N
- P : はめあい面の面圧 MPa(表 17.4.1 参照)
- d : 軸径, 内輪内径 mm
- D : ハウジング内径, 外輪外径 mm
- B : 内輪または外輪の幅
- μ : 滑り摩擦係数(表 17.5.1 参照)

表 17.5.1 圧入, 引抜きの滑り摩擦係数

項 目	μ
内(外)輪を円筒軸(穴)に圧入するとき	0.12
内(外)輪を円筒軸(穴)から引抜くとき	0.18
内輪をテーパー軸またはスリーブに圧入するとき	0.17
内輪をテーパー軸から引抜くとき	0.14
軸, 軸受にスリーブを圧入するとき	0.30
軸, 軸受からスリーブを引抜くとき	0.33

17.6 軸受技術計算ツール紹介

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、次の技術計算が可能ですので、ご利用ください。

- 軸受単体の基本定格寿命計算
- 歯車荷重と軸受の基本定格寿命計算
- 軸受荷重と軸受の基本定格寿命計算
- 運転すきまの計算
- 軸受の振動周波数の計算