

# ニードルローラ ベアリング

NEEDLE ROLLER BEARINGS



# 1 定格荷重と寿命

## 1-1 軸受の寿命

軸受は、適正な負荷のもと正常な取付、潤滑で使用されていても、軌道輪や転動体には常に一定の応力が繰返し加わります。その応力は表面の浅い部分に集中するため、いつかは表面の一部にうろこ状の破損形態が生じます。これをフレーキング（剝離）と呼びます。

軸受を正常な条件下で使用中に、繰返し応力によってフレーキングが発生し、使用に耐えなくなることを軸受の「寿命」と言います。一般的に、寿命は軌道面にフレーキングが発生するまでの軸受の総回転数で定義されます。ただし、材料の疲労限度にはばらつきがあるため、平均寿命を軸受寿命の基準と捉えることは、実際に軸受を選定する上では適切とは言えません。大部分の軸受に対して保証される寿命（基本定格寿命）を基準と考えるのが実用的です。

焼付き、摩耗、欠け、かじりなどで軸受が使用できなくなる現象は、使用環境・条件、軸受の選定方法が原因の「故障」となりますので、寿命とは区別してお考えください。

## 1-2 基本定格寿命

軸受の基本定格寿命は、一群の同じ軸受を同じ条件で個々に運転したときに、そのうちの90%が転がり疲労によるフレーキングを起こさずに回転できる総回転数と定義されています。

軸受の回転速度が一定で回転している場合には、基本定格寿命を時間で表すこともできます。

## 1-3 基本動定格荷重

軸受が100万回転の基本定格寿命に耐えるような、一定のラジアル荷重を基本動定格荷重と呼びます。

## 1-4 動等価荷重

### 動等価ラジアル荷重

実際の軸受到作用する荷重が、ラジアル荷重とアキシアル荷重の場合、その時の寿命と同じ寿命が得られるように、軸受中心に仮想的に作用させる荷重を動等価ラジアル荷重といいます。

ニードルベアリングの場合、ラジアル形はラジアル荷重しか負荷できないため、実際のラジアル荷重をそのまま適用します。

## 1-5 寿命計算式

軸受の基本定格寿命、基本動定格荷重、動等価荷重の間には、次の関係があります。

$$L_{10} = (C_r / P_r)^p \dots \dots \dots (1.1)$$

$L_{10}$  : 基本定格寿命 10<sup>6</sup>rev.  
 $C_r$  : 基本動定格荷重 N  
 $P_r$  : 動等価ラジアル荷重 N  
 $p$  : ころ軸受 p = 10/3 玉軸受 p = 3

軸受が一定回転数で回転していれば、基本定格寿命は次の式で総回転時間として表すことができます。

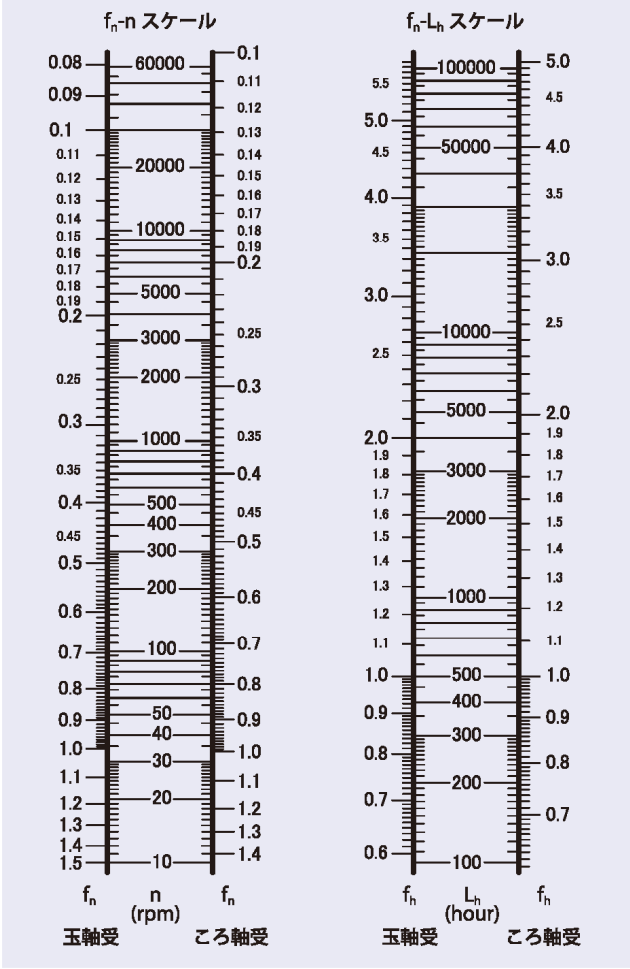
$$L_h = 10^6 L_{10} / 60n = 500 f_n^p \dots \dots \dots (1.2)$$

$$f_h = f_n C_r / P_r \dots \dots \dots (1.3)$$

$$f_n = (33.3 / n)^{1/p} \dots \dots \dots (1.4)$$

$L_h$  : 時間で表した基本定格寿命 h  
 $n$  : 毎分回転数 rpm  
 $f_h$  : 寿命係数  
 $f_n$  : 速度係数

## 基本定格寿命スケール



## 1-6 使用条件と軸受の寿命係数

### 使用機械と必要寿命

軸受を選定する際は、軸受が使用される機械やその使用条件によって必要寿命時間を設定する必要があります。

一般に目安となる必要寿命係数は表1のとおりです。

表1 使用条件と必要寿命係数（参考）

使用条件	寿命係数 $f_h$				
	～3	2～4	3～5	4～7	6～
短時間又は、ときどき使用する	家庭用電気製品 電動工具	農業機械 事務機器			
短時間又は、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	計器	家庭用エアコン 建設機械	エレベータ	クレーン	
常時ではないが、長時間運転する		小形モータ 一般歯車装置 木工機械 乗用車	工作機械 工場用汎用モータ クラッシャ	重要な歯車装置 ゴム・プラス チック用カレン ダロール 印刷機	
常時1日8時間以上運転する		圧延機 エスカレータ コンベヤ 遠心分離機	空調設備 大型モータ コンプレッサ・ ポンプ	鉱山ホイスト プレス機	製紙機械
1日24時間運転され事故による停止が許されない					水道設備 発電所設備

## 1-7 補正定格寿命

前述した基本定格寿命の計算式は信頼度が90%で、一般に使用される軸受用材料及び通常の条件で使用した軸受に適用されます。信頼度が90%以上の場合や特別の軸受特性及び特殊な使用条件における寿命を求める場合は、補正係数  $a_1, a_2, a_3$  を使って、次の式から補正定格寿命を算出します。

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 L_{10} \dots \dots \dots (1.5)$$

$L_{na}$  : 補正定格寿命 10<sup>6</sup> rev

$a_1$  : 信頼度係数

$a_2$  : 軸受特性係数

$a_3$  : 使用条件係数

### 1-7-1 信頼度係数

信頼度係数  $a_1$

破損確率がn%のときの信頼度(100-n)%に対する寿命補正係数です。信頼度係数  $a_1$  の値は表2になります。

表2 信頼度係数  $a_1$

信頼度 (%)	$L_n$	$a_1$
90	$L_{10}$	1
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

### 1-7-2 軸受特性係数

軸受特性係数  $a_2$

軸受材料の種類、品質、製造工程が特殊な場合は、寿命に関する特性が変化するため、軸受特性係数  $a_2$  で補正します。標準的な材料及び製造方法では  $a_2=1$  を採用しますが、軸受材料の高品質化及び製造技術の進歩により、特別に改良された材料や製造方法になる場合は、 $a_2 > 1$  で計算することがあります。

### 1-7-3 使用条件係数

使用条件係数  $a_3$

使用条件係数とは、軸受の使用条件を補正するものであり、特に潤滑が寿命に及ぼす影響を補正するための係数です。

良好な潤滑条件の場合には、転動体と軌道面とが油膜で完全に隔てられ、表面損傷が無視できるような条件では、 $a_3=1$  となります。潤滑剤動粘度が良好でない場合、特に低速回転の場合は、 $a_3 < 1$  となります。

潤滑条件が特に良好な場合には  $a_3 > 1$  の値をとることができます。一般的に  $a_3 < 1$  のとき、軸受特性係数  $a_2$  は1を超える値は設定できません。

## 1-8 温度、硬さによる基本動定格荷重の補正

### 1-8-1 温度係数

軸受を高温下で使用する場合には、軸受の硬さが低下し、常温での使用に比べ寿命も減少します。そのため温度上昇を考慮したときの基本動定格荷重を次の式で補正します。

$$C_1 = f_1 C_r \dots\dots\dots (1.6)$$

- $C_1$  : 温度上昇を考慮した基本動定格荷重 N
- $f_1$  : 温度係数 (図 1 参照)
- $C_r$  : 基本動定格荷重 N

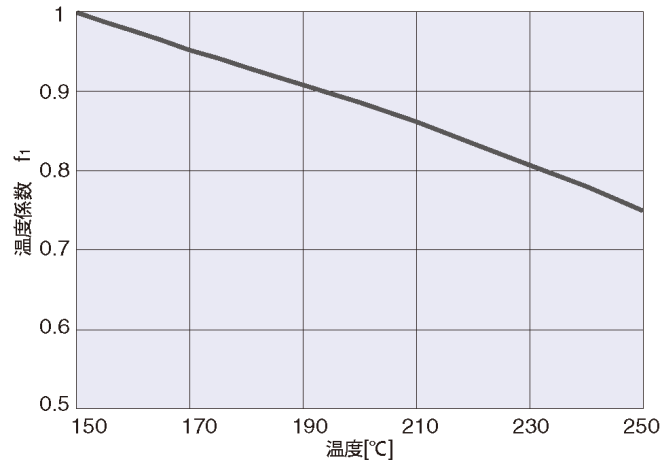


図 1

### 1-8-2 硬さ係数

軸受の軌道面の表面硬さは HRC 58 ~ 64 が必要です。表面硬さが HRC 58 より低い場合は、基本動定格荷重が低下します。表面硬さを考慮した基本動定格荷重は、次の式で求められます。

$$C_2 = f_2 C_r \dots\dots\dots (1.7)$$

- $C_2$  : 硬さを考慮した基本動定格荷重 N
- $f_2$  : 硬さ係数 (図 2 参照)
- $C_r$  : 基本動定格荷重 N

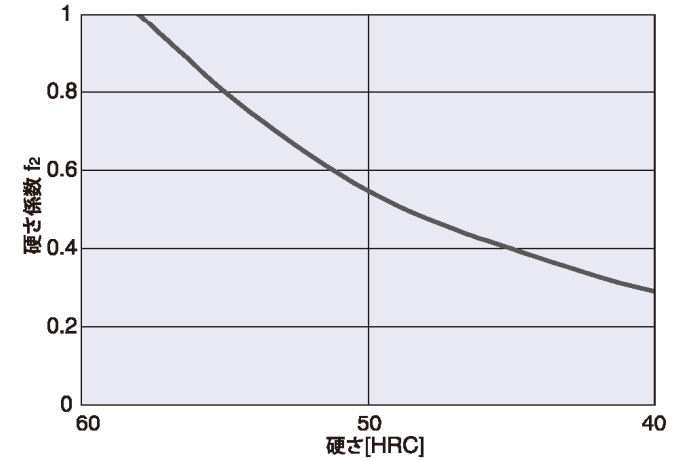


図 2

## 1-9 基本静定格荷重

基本静定格荷重は、最大荷重を受ける転動体と軌道の接触部中央において、下表に示す接触応力に対応する静荷重で規定されています。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 倍となります。

軸受の種類	接触応力 MPa
ころ軸受	4000

## 1-10 静等価荷重

実際の軸受に作用する荷重がラジアル荷重とアキシャル荷重の場合に生じる接触応力と同じ接触応力を軸受中心に仮想的に作用させる荷重を静等価荷重といいます。

ニードルベアリングの場合、ラジアル形はラジアル荷重のみを受けるため、ラジアル荷重をそのまま適用します。

$$P_{Or} = F_r \dots\dots\dots (1.8)$$

$P_{Or}$  : 静等価ラジアル荷重 N

## 1-11 静的安全係数

一般的に許容できる静等価ラジアル荷重は、基本静定格荷重を限度としますが、軸受に求められる条件はさまざまに異なるため、実際の使用時は安全を考慮し、その限度を設定します。静的安全係数  $f_s$  は次の式 (1.9) で求められ、一般的な値は表 3 のとおりです。

$$f_s = \frac{C_{Or}}{P_{Or}} \dots\dots\dots (1.9)$$

$f_s$  : 安全係数

$C_{Or}$  : 基本静定格荷重 N

表 3 静的安全係数

軸受の使用条件	$f_s$
高い回転精度を必要とする場合 衝撃荷重を受ける場合	$\geq 3$
普通の回転精度を要する場合	$\geq 1.5$
普通の回転精度で低速回転の場合	$\geq 1$

## 1-12 許容回転数

軸受の回転速度を上げていくと、軸受内部で発生する摩擦熱によって軸受の温度は次第に高くなり、焼付けなどの損傷が生じます。長時間に亘って安全運転が可能な限界の回転速度を許容回転数と呼びます。

許容回転数は、軸受の形状、寸法、荷重、内部すきま、潤滑方法などによって異なり、ある限度以上の発熱を起こさないで運転を続けることのできる経験的な値です。

## 2 軸受荷重

### 2-1 荷重係数

実際の機械では、振動・衝撃などによって、通常は理論上の荷重より大きな荷重がかかります。

実際の荷重を求めるには、表 4 に示す荷重係数を用いて、軸系に作用する荷重を計算してください。

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

$K$  : 軸系に作用する実際の荷重 N

$K_c$  : 理論的な計算値 N

$f_w$  : 荷重係数 (表 4)

表 4 荷重係数

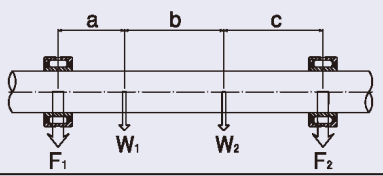
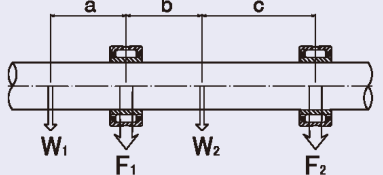
荷重の程度	例	$f_w$
衝撃のない円滑な運転	空調機、計測器、事務機器	1 ~ 1.2
普通の運転	減速機、車両、製紙機械	1.2 ~ 1.5
振動・衝撃荷重を伴う運転	圧延機、建設機械、粉碎機	1.5 ~ 3

### 2-2 荷重配分

軸受への荷重配分

軸系に作用する荷重を軸受に配分するには、軸系を軸受で支持された静的梁として計算します。表 5 に荷重配分の計算例を示します。

表 5 荷重配分の計算例

例	計算荷重
	$F_1 = \frac{W_1(b+c) + W_2c}{a+b+c}$ $F_2 = \frac{W_1a + W_2(a+b)}{a+b+c}$
	$F_1 = \frac{W_1(a+b+c) + W_2c}{b+c}$ $F_2 = \frac{W_2b - W_1a}{b+c}$



## 2-3 伝動荷重

### ベルトまたはチェーン伝動の際の荷重

ベルトまたはチェーンを使用し動力を伝えるとき、プーリまたはスプロケットホイールに働くトルクは、次の式から求められます。

$$T = 9550P/N \dots\dots\dots (2.2)$$

$$F_t = 2000 \cdot T/d \dots\dots\dots (2.3)$$

- $T$  : プーリ又はスプロケットホイールに働くトルク N・m
- $F_t$  : ベルト又はチェーンの伝動力 N
- $P$  : 伝動動力 kW
- $N$  : 毎分回転数 rpm
- $d$  : プーリ又はスプロケットホイールの有効直径 mm

ベルト伝動のとき、プーリ軸に作用する荷重  $F_r$  は、ベルトの伝動力  $F_t$  に表 6 に示すベルト係数  $f_b$  を乗じることと求められます。

$$F_r = f_b F_t \dots\dots\dots (2.4)$$

表 6 ベルト係数

ベルトの種類	$f_b$
Vベルト	2.0～2.5
平ベルト (テンションプーリ付き)	2.5～3.0
平ベルト (テンションプーリなし)	4.0～5.0

チェーン伝動のときはチェーン係数として  $f_b$ :1.2~1.5 を乗じることによりスプロケットホイール軸にかかる荷重を求めます。

### 歯車伝動の際の荷重

歯車で動力を伝達する場合、歯車に作用する力はラジアル荷重とアキシアル荷重に分けられ、荷重の方向、割合は歯車のタイプによってまちまちであり、そのため歯車によって計算方法が異なります。平歯車の場合、荷重方向はラジアル荷重のみですが接線方向と半径方向とに分けられ次の式から求められます。

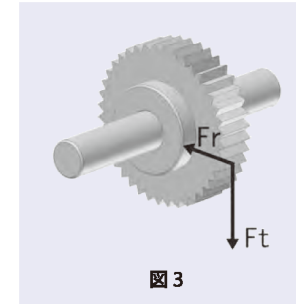
$$T = 9550P/N \dots\dots\dots (2.5)$$

$$F_t = 2000 \cdot T/d \dots\dots\dots (2.6)$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha \dots\dots\dots (2.7)$$

$$F_c = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} \dots\dots\dots (2.8)$$

- $T$  : 歯車にかかるトルク N・m
- $F_t$  : 接線方向の力 N
- $F_r$  : 半径方向の力 N
- $F_c$  : 歯車に直角に働く合成力 N
- $P$  : 伝動動力 kW
- $N$  : 回転数 rpm
- $d$  : 歯車のピッチ円直径 mm
- $\alpha$  : 歯車の圧力角度



式 (2.5)～式 (2.8) の計算式により求めた理論上の荷重のほかに、歯車、仕上げの精度によって振動、衝撃の程度が異なるため、この理論上の荷重に表 7 の歯車係数  $f_z$  を乗じた値を実際の荷重とします。

$$F = f_z F_c \dots\dots\dots (2.9)$$

表 7 歯車係数

歯車の種類	$f_z$
精密歯車 (ピッチ誤差、形状誤差とも 0.02 mm以下)	1.05～1.1
普通歯車 (ピッチ誤差、形状誤差とも 0.02～0.1mm)	1.1～1.3

## 平均荷重

軸受にかかる荷重が一定でなく、様々な周期で変動するとき、平均荷重に換算した荷重を用いて軸受の寿命を算出します。平均荷重の算出は次式より求めます。

### (1) 段階状の変化荷重

軸受荷重  $F_1, F_2 \dots F_n$  が作用した場合、各々の回転速度、時間が  $n_1, n_2 \dots n_n, t_1, t_2 \dots t_n$  であるときの平均荷重  $F_m$  は、式 (2.10) で表されます。

$$F_m = [(F_1^{10/3} \cdot n_1 t_1 + F_2^{10/3} \cdot n_2 t_2 + \dots + F_n^{10/3} \cdot n_n t_n) / (n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_n t_n)]^{3/10} \dots \dots \dots (2.10)$$

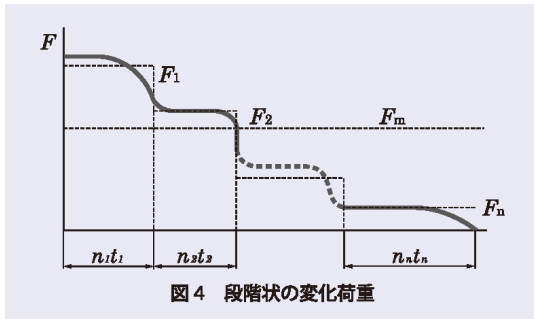


図4 段階状の変化荷重

### (2) 連続的な変化荷重

時間  $t$  の関数  $F(t)$  で荷重が表せるときの平均荷重は、式 (2.11) で表されます。

$$F_m = \left[ \frac{1}{t_0} \int_0^{t_0} F(t)^{10/3} dt \right]^{3/10} \dots \dots \dots (2.11)$$

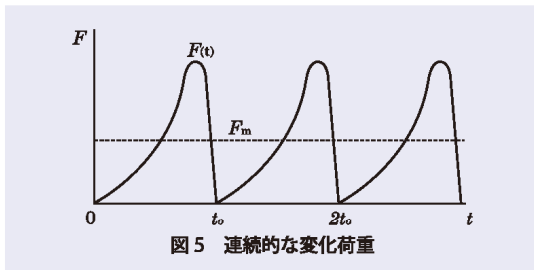


図5 連続的な変化荷重

### (3) ほぼ直線的な変化荷重

近似的な平均荷重は式 (2.12) で求めることができます。

$$F_m = \frac{F_{min} + 2F_{max}}{3} \dots \dots \dots (2.12)$$

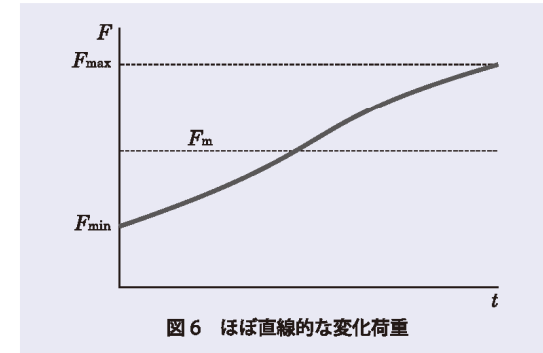


図6 ほぼ直線的な変化荷重

### (4) 正弦曲線状な変化荷重

近似的な平均荷重は式 (2.13)、及び式 (2.14) で求めることができます。

(a) の場合  $F_m = 0.75F_{max} \dots \dots \dots (2.13)$

(b) の場合  $F_m = 0.65F_{max} \dots \dots \dots (2.14)$

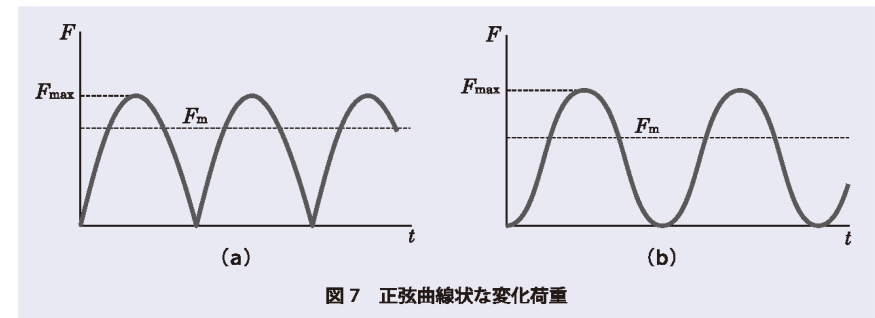


図7 正弦曲線状な変化荷重

### 3 軸受の精度

#### 3-1 精度

軸受の寸法精度、形状精度及び回転精度は ISO 規格及び JIS B 1514 (転がり軸受の精度) に規定されています。  
 ニードルベアリングの精度等級は、0 級から精度が高くなるに従って 6 級、5 級及び 4 級の 4 等級に規定されています。回転精度が要求される場合や高速回転の場合などには 5 級又は 4 級の高精度の軸受が用いられますが、一般用途では、ほとんどの場合 0 級が使用されています。

表 8 内輪の精度

単位:  $\mu\text{m}$

d 呼び軸受内径 (mm)	$\Delta_{dmp}$ 平面内平均内径の寸法差								$V_{dsp}$ 平面内内径不同				$V_{dmp}$ 平面内平均内径の不同				$K_{la}$ ラジアル振れ				$S_d$ 横振れ		$\Delta_{Bs}$ 実測内輪幅の寸法差				$V_{Bs}$ 幅不同				d 呼び軸受内径 (mm)
	0 級		6 級		5 級		4 級		0 級	6 級	5 級	4 級	0 級	6 級	5 級	4 級	0 級	6 級	5 級	4 級	5 級	4 級	0 級, 6 級		5 級, 4 級		0 級	6 級	5 級	4 級	
	を 超え	以下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	
2.5 <sup>1)</sup> 10	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	10	9	5	4	6	5	3	2	10	6	4	2.5	7	3	0	-120	0	-40	15	15	5	2.5	2.5 <sup>1)</sup> 10
10 18	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	10	9	5	4	6	5	3	2	10	7	4	2.5	7	3	0	-120	0	-80	20	20	5	2.5	10 18
18 30	0	-10	0	-8	0	-6	0	-5	13	10	6	5	8	6	3	2.5	13	8	4	3	8	4	0	-120	0	-120	20	20	5	2.5	18 30
30 50	0	-12	0	-10	0	-8	0	-6	15	13	8	6	9	8	4	3	15	10	5	4	8	4	0	-120	0	-120	20	20	5	3	30 50
50 80	0	-15	0	-12	0	-9	0	-7	19	15	9	7	11	9	5	3.5	20	10	5	4	8	5	0	-150	0	-150	25	25	6	4	50 80
80 120	0	-20	0	-15	0	-10	0	-8	25	19	10	8	15	11	5	4	25	13	6	5	9	5	0	-200	0	-200	25	25	7	4	80 120
120 150	0	-25	0	-18	0	-13	0	-10	31	23	13	10	19	14	7	5	30	18	8	6	10	6	0	-250	0	-250	30	30	8	5	120 150
150 180	0	-25	0	-18	0	-13	0	-10	31	23	13	10	19	14	7	5	30	18	8	6	10	6	0	-250	0	-250	30	30	8	5	150 180
180 250	0	-30	0	-22	0	-15	0	-12	38	28	15	12	23	17	8	6	40	20	10	8	11	7	0	-300	0	-300	30	30	10	6	180 250
250 315	0	-35	0	-25	0	-18	—	—	44	31	18	—	26	19	9	—	50	25	13	—	13	—	0	-350	0	-350	35	35	13	—	250 315

1) 2.5mmはこの寸法区分に含まれる。

表 9 外輪の精度

単位:  $\mu\text{m}$

D 呼び外輪外径 (mm)	$\Delta_{Dmp}$ 平面内平均外径の寸法差								$V_{Dsp}$ 平面内外径不同				$V_{Dmp}$ 平面内平均外径の不同				$K_{es}$ ラジアル振れ				$S_D$ 外径面の倒れ		$\Delta_{Cs}$ 実測外輪幅の寸法差				$V_{Cs}$ 幅不同				D 呼び外輪外径 (mm)
	0 級		6 級		5 級		4 級		0 級	6 級	5 級	4 級	0 級	6 級	5 級	4 級	0 級	6 級	5 級	4 級	5 級	4 級	0, 6, 5, 4 級		0 級	6 級	5 級	4 級			
	を 超え	以下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	を 超え	以下	
2.5 <sup>2)</sup> 6	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	10	9	5	4	6	5	3	2	15	8	5	3	8	4	同じ軸受の d に対する $\Delta_{Bs}$ の許容差による。	同じ軸受の d に対する $V_{Bs}$ の許容 値による。	5	2.5	2.5 <sup>2)</sup> 6				
6 18	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	10	9	5	4	6	5	3	2	15	8	5	3	8	4			5	2.5	6 18				
18 30	0	-9	0	-8	0	-6	0	-5	12	10	6	5	7	6	3	2.5	15	9	6	4	8	4			5	2.5	18 30				
30 50	0	-11	0	-9	0	-7	0	-6	14	11	7	6	8	7	4	3	20	10	7	5	8	4			5	2.5	30 50				
50 80	0	-13	0	-11	0	-9	0	-7	16	14	9	7	10	8	5	3.5	25	13	8	5	8	4			6	3	50 80				
80 120	0	-15	0	-13	0	-10	0	-8	19	16	10	8	11	10	5	4	35	18	10	6	9	5			8	4	80 120				
120 150	0	-18	0	-15	0	-11	0	-9	23	19	11	9	14	11	6	5	40	20	11	7	10	5			8	5	120 150				
150 180	0	-25	0	-18	0	-13	0	-10	31	23	13	10	19	14	7	5	45	23	13	8	10	5			8	5	150 180				
180 250	0	-30	0	-20	0	-15	0	-11	38	25	15	11	23	15	8	6	50	25	15	10	11	7			10	7	180 250				
250 315	0	-35	0	-25	0	-18	0	-13	44	31	18	13	26	19	9	7	60	30	18	11	13	8			11	7	250 315				

2) 2.5mmはこの寸法区分に含まれる。



表 10 面取寸法の許容限界値

単位:mm

$r_s$ min	d 呼び軸受内径		ラジアル方向	アキシアル方向
	を越え	以下	$r_s$ max	
0.15	—	—	0.3	0.6
0.2	—	—	0.5	0.8
0.3	—	40	0.6	1.0
	40	—	0.8	1.0
0.6	—	40	1.0	2.0
	40	—	1.3	2.0
1	—	50	1.5	3.0
	50	—	1.9	3.0
1.1	—	120	2.0	3.5
	120	—	2.5	4.0
1.5	—	120	2.3	4.0
	120	—	3.0	5.0
2	—	80	3.0	4.5
	80	220	3.5	5.0
	220	—	3.8	6.0
2.1	—	280	4.0	6.5
	280	—	4.5	7.0
2.5	—	100	3.8	6.0
	100	280	4.5	6.0
	280	—	5.0	7.0
3	—	280	5.0	8.0
	280	—	5.5	8.0
4	—	—	6.5	9.0

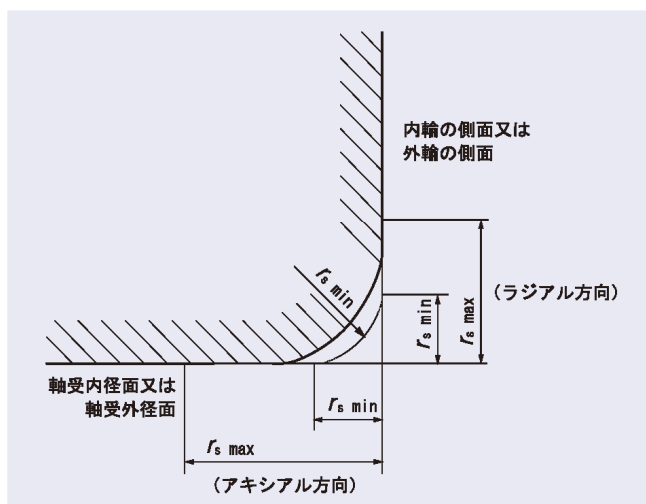
表 11 ころ内接円径の最小値の許容差

単位:μm

$F_w$ (mm) 内接円径		$\Delta F_w$ min の寸法差 ころ内接円径の最小直径の寸法差	
を越え	以下	上	下
3	6	+18	+10
6	10	+22	+13
10	18	+27	+16
18	30	+33	+20
30	50	+41	+25
50	80	+49	+30
80	120	+58	+36
120	180	+68	+43
180	250	+79	+50
250	315	+88	+56

軸受内輪の代わりに円筒を用いたとき、少なくとも1つのラジアル方向においてラジアルずきまがゼロとなるような、その円筒直径をいいます。

※備考 面取表面の正確な形状は規定しないが、アキシアル平面におけるその輪郭は、内輪の斜面と軸受内径面、又は外輪の側面と軸受外径面とに接する半径  $r_s$  min の仮想の円弧の外に出はならない。(下図参照)



### 3-2 測定方法

#### 軸受内径の測定方法

表 12 軸受内径

精度の種類と定義	
$d_{mp}$ 平面内平均内径	一つのラジアル平面内の実測内径の最大値と最小値の算術平均値。 $d_{mp} = \frac{d_{sp,max} + d_{sp,min}}{2}$ $d_{sp}$ : 特定のラジアル平面における実測内径。
$\Delta_{dmp}$ 平面内平均内径の寸法差	平面内平均内径と呼び内径との差。 $\Delta_{dmp} = d_{mp} - d$ $d$ : 呼び軸受内径
$V_{dsp}$ 平面内径不同	一つのラジアル平面内の実測内径の最大値と最小値との差。 $V_{dsp} = d_{sp,max} - d_{sp,min}$
$V_{dmp}$ 平面内平均内径の不同	基本的には円筒状である内径面をもつ個々の軌道輪において、平面内平均内径の最大値と最小値との差。 $V_{dmp} = d_{mp,max} - d_{mp,min}$
$\Delta_{ds}$ 実測内径の寸法差	実測内径と呼び内径との差。 $\Delta_{ds} = d_s - d$ $d_s$ : 実内径面とラジアル平面との交線に接する 2 本の平行な直線間の距離。

軸受内径の測定方法

適切なブロックゲージ又はマスタリングを使って、指示計器の指針を基準点に合わせます。

測定範囲内の一つの実測ラジアル平面内で角度を変え、最大実測内径 ( $d_{sp,max}$ ) 及び最小実測内径 ( $d_{sp,min}$ ) を測定し記録します。幾つかのラジアル平面内で角度を変えて繰返し測定・記録を行い、最大実測内径 ( $d_{s,max}$ ) 及び最小実測内径 ( $d_{s,min}$ ) を決定してください。

表 13 測定範囲限界 単位:mm

$r_s$ min		a
を超え	以下	
-	0.6	$r_{s,max} + 0.5$
0.6	-	$1.2 \times r_{s,max}$

#### 軸受外径の測定方法

表 14 軸受外径

精度の種類と定義	
$D_{mp}$ 平面内平均外径	一つのラジアル平面内の実測外径の最大値と最小値の算術平均値。 $D_{mp} = \frac{D_{sp,max} + D_{sp,min}}{2}$ $D_{sp}$ : 特定のラジアル平面における実測外径。
$\Delta_{Dmp}$ 平面内平均外径の寸法差	基本的には円筒状である外径面の平面内平均外径と呼び外径との差。 $\Delta_{Dmp} = D_{mp} - D$ $D$ : 呼び軸受外径
$V_{Dsp}$ 平面内外径不同	一つのラジアル平面内の実測外径の最大値と最小値との差。 $V_{Dsp} = D_{sp,max} - D_{sp,min}$
$V_{Dmp}$ 平面内平均外径の不同	基本的には円筒状である外径面をもつ個々の軌道輪において、平面内平均外径の最大値と最小値との差。 $V_{Dmp} = D_{mp,max} - D_{mp,min}$
$\Delta_{Ds}$ 実測外径の寸法差	基本的には円筒状である外径面の実測外径と呼び外径との差 $\Delta_{Ds} = D_s - D$ $D_s$ : 実外径面とラジアル平面との交線に接する 2 本の平行な直線間の距離。

軸受外径の測定方法

適切なブロックゲージ又はマスタリングを使って、指示計器の指針を基準点に合わせます。

測定範囲内の一つの実測ラジアル平面内で角度を変え、最大実測外径 ( $D_{sp,max}$ ) 及び最小実測外径 ( $D_{sp,min}$ ) を測定し記録します。幾つかのラジアル平面内で角度を変えて繰返し測定・記録を行い、最大実測外径 ( $D_{s,max}$ ) 及び最小実測外径 ( $D_{s,min}$ ) を決定してください。

## 転動体コンプリメントの実測内接円径の測定

表 15 転動体コンプリメントの実測内接円径の測定

精度の種類と定義	
$F_{ws}$ 転動体コンプリメントの実測内接円径	内輪なしのラジアル軸受において、転動体コンプリメントの内接円とラジアル平面との交線に接する 2 本の平行な直線間の距離。
$F_{ws\ min}$ 転動体コンプリメントの最小実測内接円径	内輪なしのラジアル軸受において、転動体コンプリメントの実測内接円径の最小値。 備考 転動体コンプリメントの最小実測内径は少なくとも一つのラジアル方向にてラジアルすきまがゼロとなる円筒の直径。

転動体コンプリメントの実測内接円径の測定

基準面にマスターゲージを固定します。マスターゲージに軸受を取り付け、軸受又はリングゲージ外径面の幅の中央に指示計器の測定子をラジアル方向に当てます。外輪に、指示計器と同一及びその反対方向のラジアル測定荷重を交互に負荷し、指示計器によって外輪の移動量を測定します。その際の測定荷重は表 16 のとおりです。

外輪の最大ラジアル移動量を記録します。軸受を回転させることによって、幾つかの異なる位置で繰り返し測定し、最大実測内接円径 ( $F_{ws\ max}$ ) 及び最小実測内接円径 ( $F_{ws\ min}$ ) を決定してください。

表 16 ラジアル測定荷重

$F_w$ mm		測定荷重 N
を越え	以下	最小
—	30	50
30	50	60
50	80	70
80	—	80

## 実測内輪幅（または外輪幅）の測定

表 17 実測内輪幅（または外輪幅）の測定

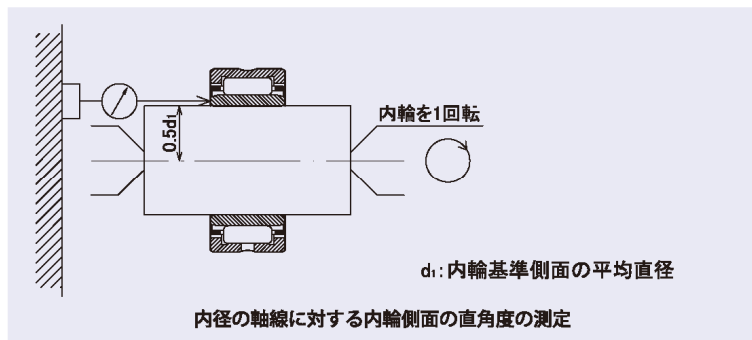
精度の種類と定義	
$\Delta_{Bs}$ 実測内輪幅の寸法差	実測内輪幅と呼び内輪幅との差。 $\Delta_{Bs}=B_s-B$
$V_{Bs}$ 内輪幅不同	個々の内輪において、実測内径幅の最大値と最小値との差。 $V_{Bs}=B_{s\ max}-B_{s\ min}$
$\Delta_{Cs}$ 実測外輪幅の寸法差	実測外輪幅と呼び外輪幅との差。 $\Delta_{Cs}=C_s-C$
$V_{Cs}$ 外輪幅不同	個々の外輪において、実測外輪幅の最大値と最小値との差。 $V_{Cs}=C_{s\ max}-C_{s\ min}$

実測内輪幅（または外輪幅）の測定

基準側面からの高さ合った適切なブロックゲージまたはマスターゲージを使って、指示計器の指針を基準点に合わせます。内輪または外輪の基準側面を、高さが等しく等間隔に配置した 3 個の固定式支持で受けます。内輪または外輪の回転中心が得られるよう 90° に配置した 2 個の固定式支持をラジアル方向から内径面または外径面に当てます。指示計器の測定子を、1 個の固定式支持に対応した位置の反対側の側面に当てます。内輪または外輪を 1 回転させ、最大実測内輪幅または外輪幅 ( $B_{s\ max}$  または  $C_{s\ max}$ ) 及び最小実測内輪幅または外輪幅 ( $B_{s\ min}$  または  $C_{s\ min}$ ) を測定してください。

### 内径の軸線に対する内輪側面の直角度の測定 ( $S_d$ )

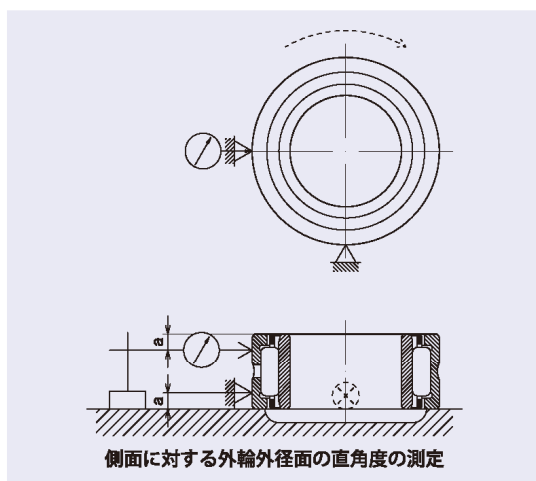
直径のテーパ比が約 1:5000 の精密アーバを使用し、テーパアーバに軸受を取り付けて正確に回転するように両センタで支持します。アーバ中心から内輪の基準側面の平均直径の半分の位置で、内輪の基準側面に指示計器の測定子を当て、内輪を 1 回転させながら指示計器を読んでもください。



### 側面に対する外輪外径面の直角度の測定 ( $S_D$ )

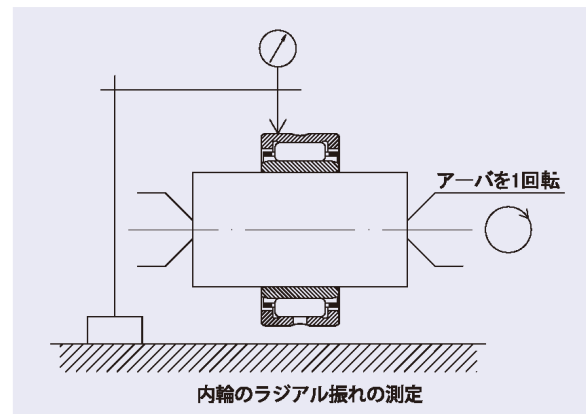
基準面に外輪の基準側面を置きます。組立軸受の場合は、内輪が基準面に接触しないようにしてください。外輪の回転中心が得られるよう 90°に配置した 2 個の固定式支持を外輪の円筒外径面に当てます。

1 個の固定式支持の真上に指示計器の測定子を当て、指示計器の測定子と 2 個の固定式支持は、測定範囲限界位置 (外輪の側面からそれぞれ最大許容面取り寸法の 1.2 倍の位置) に当てます。外輪を 1 回転させながら指示計器の値を読んでもください。



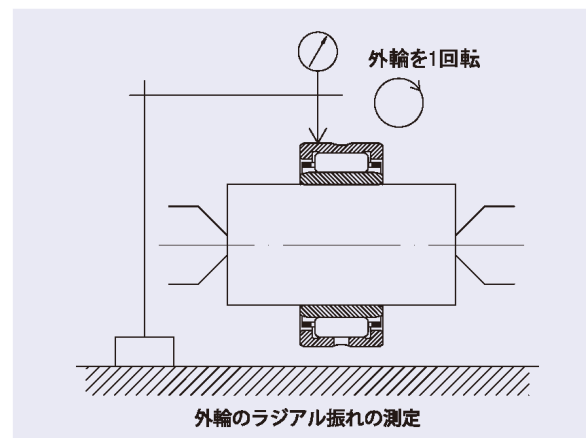
### 内輪のラジアル振れの測定 ( $K_{ia}$ )

直径のテーパ比が約 1:5000 の精密アーバを使用し、テーパアーバに軸受を取り付け、正確に回転するように両センタで支持します。外輪軌道の中央部に対応する外輪外径面に指示計器の測定子を当てます。外輪の自重を転動体で支持し、外輪が回転しないよう保持します。アーバを 1 回転させながら指示計器の値を読んでもください。



### 外輪のラジアル振れの測定 ( $K_{oa}$ )

直径のテーパ比が約 1:5000 の精密アーバを使用し、テーパアーバに軸受を取り付け、正確に回転するように両センタで支持します。外輪軌道の中央部に対応する外輪外径面に指示計器の測定子を当てます。内輪が回転しないよう保持します。外輪を 1 回転させながら指示計器の値を読んでもください。



## 4 軸受内部すきま

### 4-1 軸受のラジアル内部すきま

軸受におけるラジアル内部すきまとは、軸受を取り付ける前の外力を作用させない状態で内輪または外輪のいずれかを固定し、固定されない側の軌道輪をラジアル方向に移動したときの移動量をいいます。移動する際の測定荷重はJIS B 1515:2006 転がり軸受の測定方法に規定されています。

内輪付ニードルベアリングのラジアル内部すきまは、JIS B 1520:1995（転がり軸受のラジアル内部すきま）によって規定されています。表 18 に示す内部すきまは、小さい順に C2、CN、C3、C4、C5 と区分されており、一般的な使用では、CN が適用されます。

#### ■転がり軸受のラジアル内部のすきま

表 18 ラジアル軸受の内部すきま

区分	説明
C2	普通すきまより小さいラジアルすきま
CN	普通のラジアルすきま
C3, C4, C5	普通すきまより大きいラジアルすきま

表 19 ニードルベアリングのラジアル内部すきまの値

単位: μm

d 呼び軸受内径 (mm)		すきま区分									
		C2		CN		C3		C4		C5	
を越え	以下	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
-	10	0	25	20	45	35	60	50	75	-	-
10	24	0	25	20	45	35	60	50	75	65	90
24	30	0	25	20	45	35	60	50	75	70	95
30	40	5	30	25	50	45	70	60	85	80	105
40	50	5	35	30	60	50	80	70	100	95	125
50	65	10	40	40	70	60	90	80	110	110	140
65	80	10	45	40	75	65	100	90	125	130	165
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

※備考 これらの軸受に対しては（CN すきまを除く）接尾記号として C2・C3・C4 の呼び番号を表示します。例）NA 4903 C2

### 4-2 軸受のラジアル内部すきまの選定

#### すきまの選定

ニードルベアリングの運転状態におけるラジアル内部すきまは、初期ラジアル内部すきまに比べると一般には小さくなります。これは運転状態における外内輪の温度差やはめあいによるものであり、ラジアル内部すきまは軸受の寿命、振動、発熱などに大きな影響を及ぼします。

一般的にラジアル内部すきまが大きい場合は振動が増大し、小さい場合は転動体と軌道面の間に過大な力が加わり発熱や寿命の低下といった原因になります。ラジアル内部すきまはこれらを考慮し運転状態の内部すきまを使用条件に合わせて選定する必要があります。

一般的な使用条件である場合では CN すきまを選定することで適切なラジアル内部すきまが得られるように製作されています。

#### はめあいによるラジアル内部すきまの減少

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、外輪はそれぞれ膨張、収縮するため、ラジアル内部すきまは減少します。

#### 内外輪の温度差によるラジアルすきまの減少

軸受の回転により発生した摩擦熱は、軸やハウジングを通して外部に放熱されます。一般的な使用状態では軸よりハウジングからの放熱の方が大きいため内輪に比べて外輪の温度が低くなり内外輪の熱膨張量の差だけラジアル内部すきまが減少します。

## 5 はめあい

### 5-1 はめあいの目的

軸受における「はめあい」の目的とは、内輪と軸との間、外輪とハウジングとの間に必要に応じて適切な「しめしろ」を与え荷重を受けたときにはめあい面で滑りが生じないようにすることです。もし、はめあい面に滑りが発生し、はめあい面の異常摩耗、摩耗粉による異常発熱、回転不良、振動といったことから焼付きに至るなど、軸受の破損や短寿命につながる有害な現象を引き起こす要因となります。そのため使用用途にあった、適切なはめあいを選定する必要があります。

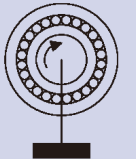
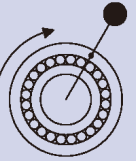
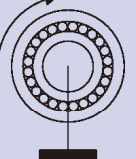
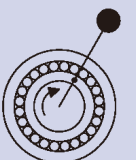
### 5-2 はめあいの選定

#### はめあいの選定条件

軸受の「はめあい」の選定条件としては、使用用途における荷重の方向や性質、大きさ、軸受の回転精度、軸及びハウジングの大きさ、取付け取外しの容易さなどを考慮しなければなりません。

一般的に荷重の性質、回転条件からは表 20 に示すような「はめあい」が決まります。

表 20 ラジアル荷重の性質とはめあい

軸受荷重の性質	はめあい		
	内輪	外輪	
 内輪回転荷重 外輪静止荷重	内輪回転 外輪静止 荷重方向一定	しまりばめ	
	 内輪静止 外輪回転 荷重は外輪とともに回転		すきまばめ
 外輪回転荷重 内輪静止荷重	内輪静止 外輪回転 荷重方向一定	すきまばめ	
	 内輪回転 外輪静止 荷重は内輪とともに回転		しまりばめ
方向不定荷重	荷重の方向が変動したり、 つり合い荷重があるなど 荷重方向が一定しない場合	内輪:回転又は静止 外輪:回転又は静止 荷重方向:方向が確定できない	しまりばめ

#### はめあいの選定

「はめあい」の選定には、前述のとおり荷重の性質、回転条件以外にも温度条件、軸、ハウジングの材質等の条件も考慮に入れる必要があります。しかしすべての諸条件を把握するのは困難なため、これまでの経験や実績を参考に「はめあい」を決定することが多いです。一般的に用いられる「はめあい」を表 21 及び表 22 に、内輪なしニードルベアリングにおける軸との「はめあい」を表 23 に示しています。

表 21 ニードルベアリングとハウジング穴とのはめあい

条件	ハウジング穴の公差域クラス	
外輪静止荷重	普通及び重荷重	J7
	二つ割ハウジングで普通荷重	H7
方向不定荷重	軽荷重	J7
	普通荷重	K7
	重荷重及び衝撃荷重	M7
外輪回転荷重	軽荷重	M7
	普通荷重	N7
	重荷重及び衝撃荷重	P7
軽荷重で高回転精度	K6	

表 22 内輪付きニードルベアリングと軸とのはめあい

条件	軸径 (mm)		公差域クラス	
	を越え	以下		
内輪回転荷重 又は 方向不定荷重	軽荷重	—	50	j5
		50	100	k5
	普通荷重	—	50	k5
		50	150	m5・m6
内輪静止荷重	中低速回転、軽荷重 中低速回転、普通荷重又は重荷重 高回転精度を要する場合	150 ~		m6・n6
		~ 150		m6・n6
		150 ~		n6・p6
全寸法	全寸法			g6
				h6
				h5

※備考 軽荷重  $P_1 \leq 0.06C_1$ 、普通荷重  $0.06C_1 < P_1 \leq 0.12C_1$ 、重荷重  $P_1 > 0.12C_1$   
 $P_1$ : 動等価ラジアル荷重  $C_1$ : 基本動定格荷重

表 23 内輪なしニードルベアリングと軸とのはめあい

呼び内接円径 Fw (mm)	ラジアル内部すきま			
	普通すきまより 小さいすきま	普通すきま	普通すきまより 大きいすきま	
を越え	軸の公差域クラス			
以下	軸の公差域クラス			
-	65	k5	h5	g6
65	80	k5	h5	f6
80	160	k5	g5	f6
160	180	k5	g5	e6
180	200	j5	g5	e6
200	250	j5	f6	e6
250	315	h5	f6	e6

※備考 ハウジング穴が、k7 よりきついのはめあいの場合は、取り付け後の内接円径の取縮量を考慮して、軸を若干小さくします。



### 5-3 はめあいの数値表

表 24 軸とのはめあい

単位:  $\mu\text{m}$

呼び軸受内径 及び 軸の呼び直径 d (mm)	軸の公差域クラス																				呼び軸受内径 及び 軸の呼び直径 d (mm)				
	e6		f6		g5		g6		h5		j5		k5		m5		m6		n6		p6		を 超え	以下	
	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下			
—	3	-14	-20	-6	-12	-2	-6	-2	-8	0	-4	+2	-2	+4	0	+6	+2	+8	+2	+10	+4	+12	+6	—	3
3	6	-20	-28	-10	-18	-4	-9	-4	-12	0	-5	+3	-2	+6	+1	+9	+4	+12	+4	+16	+8	+20	+12	3	6
6	10	-25	-34	-13	-22	-5	-11	-5	-14	0	-6	+4	-2	+7	+1	+12	+6	+15	+6	+19	+10	+24	+15	6	10
10	18	-32	-43	-16	-27	-6	-14	-6	-17	0	-8	+5	-3	+9	+1	+15	+7	+18	+7	+23	+12	+29	+18	10	18
18	30	-40	-53	-20	-33	-7	-16	-7	-20	0	-9	+5	-4	+11	+2	+17	+8	+21	+8	+28	+15	+35	+22	18	30
30	40	-50	-66	-25	-41	-9	-20	-9	-25	0	-11	+6	-5	+13	+2	+20	+9	+25	+9	+33	+17	+42	+26	30	40
40	50	-50	-66	-25	-41	-9	-20	-9	-25	0	-11	+6	-5	+13	+2	+20	+9	+25	+9	+33	+17	+42	+26	40	50
50	65	-60	-79	-30	-49	-10	-23	-10	-29	0	-13	+6	-7	+15	+2	+24	+11	+30	+11	+39	+20	+51	+32	50	65
65	80	-60	-79	-30	-49	-10	-23	-10	-29	0	-13	+6	-7	+15	+2	+24	+11	+30	+11	+39	+20	+51	+32	65	80
80	100	-72	-94	-36	-58	-12	-27	-12	-34	0	-15	+6	-9	+18	+3	+28	+13	+35	+13	+45	+23	+59	+37	80	100
100	120	-72	-94	-36	-58	-12	-27	-12	-34	0	-15	+6	-9	+18	+3	+28	+13	+35	+13	+45	+23	+59	+37	100	120
120	140	-85	-110	-43	-68	-14	-32	-14	-39	0	-18	+7	-11	+21	+3	+33	+15	+40	+15	+52	+27	+68	+43	120	140
140	160	-85	-110	-43	-68	-14	-32	-14	-39	0	-18	+7	-11	+21	+3	+33	+15	+40	+15	+52	+27	+68	+43	140	160
160	180	-85	-110	-43	-68	-14	-32	-14	-39	0	-18	+7	-11	+21	+3	+33	+15	+40	+15	+52	+27	+68	+43	160	180
180	200	-100	-129	-50	-79	-15	-35	-15	-44	0	-20	+7	-13	+24	+4	+37	+17	+46	+17	+60	+31	+79	+50	180	200
200	225	-100	-129	-50	-79	-15	-35	-15	-44	0	-20	+7	-13	+24	+4	+37	+17	+46	+17	+60	+31	+79	+50	200	225
225	250	-100	-129	-50	-79	-15	-35	-15	-44	0	-20	+7	-13	+24	+4	+37	+17	+46	+17	+60	+31	+79	+50	225	250
250	280	-110	-142	-56	-88	-17	-40	-17	-49	0	-23	+7	-16	+27	+4	+43	+20	+52	+20	+66	+34	+88	+56	250	280
280	315	-110	-142	-56	-88	-17	-40	-17	-49	0	-23	+7	-16	+27	+4	+43	+20	+52	+20	+66	+34	+88	+56	280	315

表 25 穴とのはめあい

単位:  $\mu\text{m}$

呼び軸受外径 及び 穴の呼び直径 D (mm)	穴の公差域クラス														呼び軸受外径 及び 穴の呼び直径 D (mm)		
	H7		J7		K6		K7		M7		N7		P7		を 超え	以下	
	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下			
—	3	+10	0	+4	-6	0	-6	0	-10	-2	-12	-4	-14	-6	-16	—	3
3	6	+12	0	+6	-6	+2	-6	+3	-9	0	-12	-4	-16	-8	-20	3	6
6	10	+15	0	+8	-7	+2	-7	+5	-10	0	-15	-4	-19	-9	-24	6	10
10	18	+18	0	+10	-8	+2	-9	+6	-12	0	-18	-5	-23	-11	-29	10	18
18	30	+21	0	+12	-9	+2	-11	+6	-15	0	-21	-7	-28	-14	-35	18	30
30	40	+25	0	+14	-11	+3	-13	+7	-18	0	-25	-8	-33	-17	-42	30	40
40	50	+25	0	+14	-11	+3	-13	+7	-18	0	-25	-8	-33	-17	-42	40	50
50	65	+30	0	+18	-12	+4	-15	+9	-21	0	-30	-9	-39	-21	-51	50	65
65	80	+30	0	+18	-12	+4	-15	+9	-21	0	-30	-9	-39	-21	-51	65	80
80	100	+35	0	+22	-13	+4	-18	+10	-25	0	-35	-10	-45	-24	-59	80	100
100	120	+35	0	+22	-13	+4	-18	+10	-25	0	-35	-10	-45	-24	-59	100	120
120	140	+40	0	+26	-14	+4	-21	+12	-28	0	-40	-12	-52	-28	-68	120	140
140	160	+40	0	+26	-14	+4	-21	+12	-28	0	-40	-12	-52	-28	-68	140	160
160	180	+40	0	+26	-14	+4	-21	+12	-28	0	-40	-12	-52	-28	-68	160	180
180	200	+46	0	+30	-16	+5	-24	+13	-33	0	-46	-14	-60	-33	-79	180	200
200	225	+46	0	+30	-16	+5	-24	+13	-33	0	-46	-14	-60	-33	-79	200	225
225	250	+46	0	+30	-16	+5	-24	+13	-33	0	-46	-14	-60	-33	-79	225	250
250	280	+52	0	+36	-16	+5	-27	+16	-36	0	-52	-14	-66	-36	-88	250	280
280	315	+52	0	+36	-16	+5	-27	+16	-36	0	-52	-14	-66	-36	-88	280	315

## 6 軸及びハウジングの設計

### 6-1 はめあい面の精度

ニードルベアリングは他の転がり軸受と比較して軌道輪が薄肉であるため、軸受を取り付ける軸やハウジングが正しく設計、製作されていないと軸受性能が十分に発揮できなくなります。一般的な軸及びハウジングの「はめあい」部の形状精度、表面粗さとはめあい面に対する肩の振れ公差を、表 26 に示します。

表 26 軸及びハウジングの精度 (推奨)

項目	軸	ハウジング
真円度公差	IT3 ~ IT4	IT4 ~ IT5
円筒度公差	IT3 ~ IT4	IT4 ~ IT5
肩の振れ公差	IT3	IT3 ~ IT4
はめあい面の粗さ	0.8a	1.6a

### 6-2 軌道面の精度

軸受構造をコンパクトにするためにニードルベアリングは、軸やハウジングを直接軌道面として使用することができます。その際、軸やハウジング軌道面の形状精度、表面粗さが軸受の寿命、異常の原因に影響を与えます。高回転精度で軸受寿命を確保するには、軌道面の精度、表面粗さを軸受の軌道面精度と同等にする必要があります。

一般的な軌道面の精度及び表面粗さは表 27 のとおりです。

表 27 軌道面の精度 (推奨)

項目	軸	ハウジング
真円度公差	IT3	IT3
円筒度公差	IT3	IT3
肩の振れ公差	IT3	IT3
表面粗さ	0.2a	

### 6-3 軌道面の材料と熱処理

軸・ハウジングを直接軌道面として使用する場合は表 28 に示す材料が一般的なものです。これら材料に適切な熱処理を施して表面硬さを HRC58 ~ 64 にする必要があります。

表 28 軌道に使用する材料

鋼種	代表例	規格
高炭素クロム軸受鋼	SUJ2	JIS G 4805
機械構造用合金鋼	SCM415 ~ 435	JIS G 4053
炭素工具鋼	SK85	JIS G 4401
ステンレス鋼	SUS440C	JIS G 4303

### 6-4 軸受の傾斜

外力による軸のたわみや取り付け誤差などによって、内輪と外輪との間に傾きが生じると異常摩耗、発熱といった寿命の低下に影響を与えます。この傾斜の許容量は、軸受の形式、荷重、軸受内部すきまなどによって異なりますが、一般的な場合として許容量は 1/2000 以下を推奨いたします。

### 6-5 軸受との取付寸法

ニードルベアリングの取り付けに対する軸及びハウジングの寸法 (図 8) は、各軸受の寸法表に掲載しています。

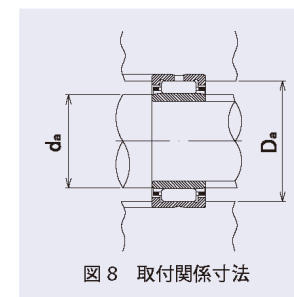


図 8 取付関係寸法

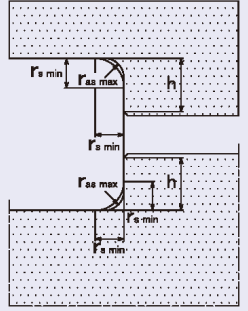
### 軸及びハウジングの隅の丸みと肩の高さ

ニードルベアリングを取り付ける軸及びハウジングの隅の丸みの最大許容半径 ( $r_{as\ max}$ ) は、その軸受の最小許容面取寸法 ( $r_{s\ min}$ ) に対応しています。

軸の肩の直径 ( $d_a$ ) は軸受の呼び内径 ( $d$ ) に肩の高さ ( $h$ ) の 2 倍を加えた値を最小値とします。又、ハウジングの肩の直径 ( $D_a$ ) は軸受外径 ( $D$ ) から肩の高さの 2 倍の値を減じた値を最大値とします。

表 29 軸・ハウジングの隅の丸みの最大許容実測半径  $r_{as\ max}$  単位:mm

$r_{s\ min}$ 最小許容実測面取寸法	$r_{as\ max}$ 軸・ハウジングの隅の丸みの 最大許容実測半径
0.1	0.1
0.15	0.15
0.2	0.2
0.3	0.3
0.4	0.4
0.6	0.6
1	1
1.1	1
1.5	1.5
2	2
2.1	2
2.5	2
3	2.5
4	3
5	4



肩の高さ、隅の丸み

表 30 基準寸法に対する公差等級 IT の数値 単位:μm

基準寸法 mm		公差等級					
を超え	以下	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7
3	6	1.5	2.5	4	5	8	12
6	10	1.5	2.5	4	6	9	15
10	18	2	3	5	8	11	18
18	30	2.5	4	6	9	13	21
30	50	2.5	4	7	11	16	25
50	80	3	5	8	13	19	30
80	120	4	6	10	15	22	35
120	180	5	8	12	18	25	40
180	250	7	10	14	20	29	46
250	315	8	12	16	23	32	52

## 7 潤滑

### 7-1 潤滑の目的

軸受を潤滑する主たる目的は、軸受の転がり面や滑り面の摩擦や摩耗を減らし焼付きを防止することにあります。潤滑の効果として詳細に説明すると次のような効果があります。

#### (1) 摩擦と摩耗の軽減

軌道輪、転動体、保持器が互いに接する部分の直接接触を防止します。

また、軌道面の滑りによる摩擦や摩耗を軽減します。

#### (2) 摩擦熱の除去

軸受内部の摩擦熱や外部から伝わる熱を潤滑油が運び去るため、軸受の過熱を防止します。

#### (3) 軸受寿命の延長

軌道輪と転動体の接触部分を油膜で隔てることで、軸受寿命の延長につながります。

#### (4) 錆止め

潤滑剤の油膜によって軸受内部や表面の酸化が抑えられ、錆の発生が防止できます。

#### (5) 防塵

グリース潤滑の場合は、充填されたグリースが異物の侵入を防止します。

以上のような効果を得るためには、使用条件による潤滑方法、潤滑剤の選定、潤滑剤の適量な使用、潤滑の性能を発揮させるための最適な密封装置が求められます。

### 7-2 グリース潤滑と油潤滑の比較

#### 潤滑方法

軸受の潤滑方法は、グリース潤滑と油潤滑があります。

グリース潤滑は、密封装置の構造が簡単な上に一度の充填で比較的長期間の運転が可能のため、経済的に大きな利点があり多くの軸受に使用されています。ただし、油潤滑と比較すると流動抵抗が大きいため、軸受の冷却能力、高速回転といったところでは遜色があります。

油潤滑は、流動性がよいので冷却能力が高く、高速回転にも適します。ただし、シール構造、油漏れを十分に考慮した設計が必要です。

グリース潤滑と油潤滑の選定時の指針用に、両者を比較したものを表 31 に示します。

表 31 グリース潤滑と油潤滑の比較

項目	潤滑方法	
	グリース潤滑	油潤滑
潤滑剤の交換	△	○
潤滑性能	○	◎
冷却効果	×	○
シール構造	○	△
動力損失	△	○
保守	○	△
高速回転	×	○

## 7-3 グリース潤滑

### グリース充填量

グリースの充填量は、一般的に軸受またはハウジング空間内の1/3～1/2が適当です。グリース量が多すぎると軸受内の温度上昇が大きくなり、グリースの軟化による漏れや酸化による潤滑性能の低下を招く原因となります。高速回転の場合には特に注意してください。

図9は、油孔付きリングによる側面からのグリース補給の例です。油孔を均等に円周上に配置し、補給されたグリースが同時に軸受内に入るようにすれば古いグリースと新しいグリースの交換が行えます。ただし、反対側の空間には、老化したグリースが溜まるため、定期的にかバーを取外して除去する必要があります。

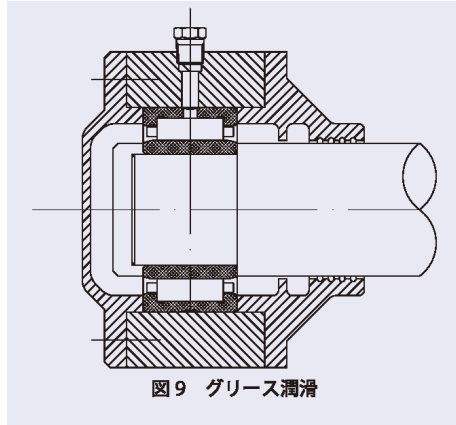


図9 グリース潤滑

### 潤滑グリース

グリースは液状の潤滑剤（基油）に潤滑剤を固める成分である増ちょう剤を加熱混合し、半固体にしたものです。

表 32 グリースの種類と特性（参考）

名称	リチウムグリース			ナトリウムグリース	混合基グリース	アルミニウムグリース	非石鹸基グリース	
	鈹油	ジエステル油	シリコン油	鈹油	Ca+Na 石鹸 Ca+Li 石鹸	Al 石鹸	鈹油	合成油
増ちょう剤	Li 石鹸			Na 石鹸			ペントン、ウレアなど	
基油	鈹油	ジエステル油	シリコン油	鈹油	鈹油	鈹油	鈹油	合成油
滴点 °C	170~190	170~190	200~250	150~180	150~180	70~90	250 以上	250 以上
使用温度範囲 °C	-25~+120	-50~+120	-50~+160	-20~+120	-20~+120	-10~+80	-10~+130	-50~+200
機械的安定性	優	良	良	優~良	優~良	良~不可	良	良
耐圧性	良	良	不可	良	優~良	良	良	良
耐水性	良	良	良	良~不可	良~不可	良	良	良
用途	万能型の転がり軸受用グリース。	低温特性、摩耗特性に優れる。	高温及び低温に適する。 高荷重用途に不適。	水分の混入により乳化する。 比較的高温特性用。	耐圧性、機械的安定性に優れている。 大型軸受に適する。	耐水性、粘着性に優れている。	耐熱性が高い。合成油を基油としたグリースは耐熱、対薬品などの特殊用途。 万能型の転がり軸受用グリース。	

※備考 使用温度範囲は一般特性値であり、保証値ではありません。

#### ①基油

グリースの基油としては鈹油、合成油があります。合成油としてはジエステル油、シリコン油などが用いられます。

主に基油の粘度によってグリースの潤滑性能が決まり、一般的に低粘度基油の場合、低温環境、高速回転に優れ、高粘度基油の場合、高温環境、高荷重に優れています。

#### ②増ちょう剤

増ちょう剤は基油を半固体状にするための材料です。増ちょう剤の種類により最高使用温度、耐水性、機械的安定性に影響を及ぼします。

増ちょう剤の材料としては一般的に金属石けん基が多く使われています。それ以外には滴点が高く、耐熱性に優れたウレア系増ちょう剤や水により乳化しやすいため耐水性が劣るナトリウム石けん系の増ちょう剤などがあります。

#### ③ちよう度

ちよう度はグリースの硬さを表す数値で、潤滑油の粘度に相当するものです。混和ちよう度が大きいほどグリースは柔らかいことを表します。（NLGI ちよう度番号が大きいほどグリースは硬いことを表します。）

表 33 グリースのちょう度と使用条件

NLGI ちょう度番号	混和ちょう度	使用条件
0	355 ~ 385	集中給油用
1	310 ~ 340	
2	265 ~ 295	一般用
3	220 ~ 250	一般用・高温用
4	175 ~ 205	グリースでシールする場合

表 34 潤滑グリースの銘柄 (参考)

区分	銘柄	メーカー	増ちょう剤 又は石けん基	ちょう度	滴点℃	使用温度 範囲℃	備考
汎用	アルバニヤ グリース S1	昭和シェル石油	Li	323	180	-35~120	汎用
	アルバニヤ グリース S2	昭和シェル石油	Li	283	181	-25~120	汎用
	アルバニヤ グリース S3	昭和シェル石油	Li	242	182	-20~135	汎用
広温度 範囲用	フォンブリン RT-15	ソルベイ ソレクシス	フッ素系	NO.2	300 以上	-20~250	高温用
	フォンブリン Y-VAC1	ソルベイ ソレクシス	フッ素系	NO.1	300 以上	-20~250	高真空用 (軟らかい)
	フォンブリン Y-VAC2	ソルベイ ソレクシス	フッ素系	NO.2	300 以上	-20~250	高真空用 (普通)
	フォンブリン Y-VAC3	ソルベイ ソレクシス	フッ素系	NO.3	300 以上	-20~250	高真空用 (やや硬い)
低温用	マルテンブ PS No.2	協同油脂	Li	NO.2	190	-50~130	低温用
その他	LOR#101	オイルセンター リサーチ	フッ素系	295	198	-40~188	耐摩耗性、耐荷重性、耐 水性、耐薬品性に優れ ている。
	HP300	ダウ・コーニング	フッ素系	280	なし	-65~250	耐荷重性・耐油性・耐溶 剤性・耐薬品性
	パリエルタ スーパー IS/V	NOKクリューパー	フッ素系	NO.2	なし	-35~260	高真空用
	パリエルタ IEL/V	NOKクリューパー	フッ素系	NO.2	なし	-65~200	高真空用
	ISO FLEX TOPAS NB 52	NOKクリューパー	バリウム複合 せっけん	NO.2	240 以上	-50~150	耐熱性、耐荷重性、耐水 性、高速性に優れてい る。
	デムナム L-200	ダイキン	フッ素系	280	なし	-60~300	高温安定性
	デムナム L-65	ダイキン	フッ素系	280	なし	-70~200	高温安定性
	G1/3 グリース	オアルーブ	非せっけん基 (有機クレー)	NO.2	なし	-23~180	高温高荷重用
	シェル カシーダ グリース RLS2	昭和シェル石油	アルミニウム 複合せっけん	NO.2	240 以上	-30~120	耐水性、酸化安定性、機 械的安定性に優れてい る。
	Super Lube item number 82329	ヘンケル	フッ素系	NO.2	なし	-42~232	極圧、高温
Castrol Micro- cote 296	カストロール	フッ素系	NO.2	256	-50~204	熱安定性、低揮発性、せん 断安定性、高真空用	

④添加剤

グリースの性能を向上させるために各種の添加剤が使用されます。長期にわたってグリースを無給油で使用するような用途の場合は酸化防止剤、腐食防止剤などの添加されたグリースを選定します。衝撃荷重、高荷重用途には極圧添加剤が添加されたグリースを選定します。

⑤異種グリースの混合

基本的に異なる種類のグリースは混合しないで下さい。異種グリースを混合するとちょう度の変化や添加剤の違いによって互いに悪影響を及ぼす場合があります。

## 7-4 油潤滑

油潤滑は、グリース潤滑よりも高速回転に適しており、冷却効果に優れています。軸受から発生する熱や軸受に加えられる熱を外部に放出したい場合に適しています。

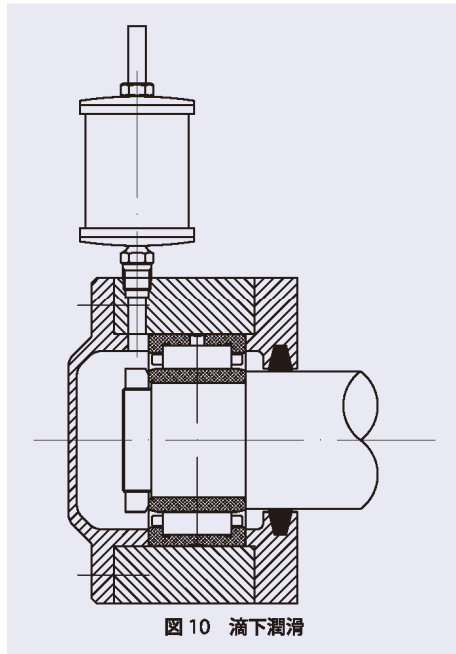
### ①油浴潤滑

油潤滑の最も一般的な方法で、中速～低速に用いられます。オイルゲージを設けて油量を適正に管理する必要があります。油面の高さは軸受の最下位の針状ころ中心付近が適正な油量です。また、油面高さの変化が少ないハウジング形状にすることが望ましいです。

### ②滴下潤滑

滴下潤滑には、オイルを備えて軸、軸受固定ナット等の回転体に潤滑油を滴下することによって潤滑油はハウジング内で飛散し摩擦面の潤滑を行う方式です。油浴潤滑より冷却効果は大きく、高速回転の潤滑に適しています。

油滴の量は軸受の形式、回転数などによって様々ですが、毎分数滴が一般的です。

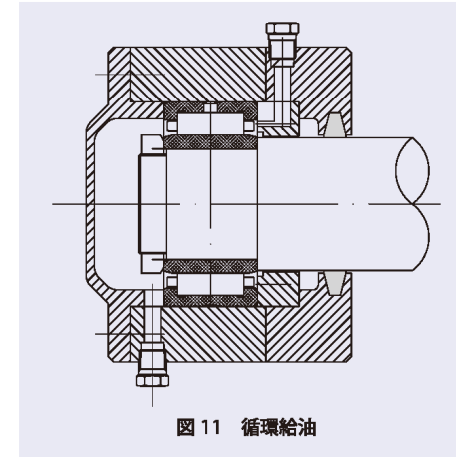


### ③飛沫潤滑

潤滑を必要とする歯車や円板の回転によって油をはね飛ばし、飛沫にして同じハウジング内にある軸受を潤滑する方法で、油浴潤滑とは異なり軸受は直接油に浸ることがなく、高速回転まで対応が可能です。はね掛け給油ともいいます。

### ④循環潤滑

給油箇所が多く自動給油した方が経済的な場合や軸受の冷却を目的とする場合に用いられます。給油系統中にはクーラやフィルタを設けることにより潤滑油の冷却や清浄保持が可能な潤滑方法です。図 11 のように、潤滑油の入口と出口を軸受に対して互いに反対側に設け、確実に排油できるように排油口をできるだけ大きくすることでハウジング内に油がたまり過ぎないようにします。



### 潤滑油

軸受の潤滑油には、スピンドル油、マシン油、タービン油など精製された鉱油または、合成油が使用されます。また、使用用途により酸化防止剤、極圧添加剤、清浄剤などが必要に応じて添加されたものを選定し使用します。

潤滑油を選定するにあたって最も考慮しなければならないのが適正な粘度であり、粘度が低過ぎると油膜形成が不十分となり、摩耗、焼付きの原因となります。また、粘度が高過ぎると、粘性抵抗により発熱やトルク増大の原因となります。一般的にはグリースの場合と同様に、高荷重ほど高粘度、高回転数ほど低粘度の油を使用します。



## 8 軸受の取扱い

### 8-1 注意事項

軸受は非常に精密な機械部品です。くれぐれも慎重にお取り扱いください。取扱い上の注意事項は以下のとおりです。

#### ①軸受及びその周辺を清潔に保つ

塵や埃などの異物は、軸受内部に入ると回転や運転寿命に有害な影響を与えます。軸受及びその周辺に取り付ける部品、作業工具、潤滑剤、洗浄油、作業環境などを常に清潔に保つようしてください。

#### ②丁寧に取扱う

軸受の取扱い時に落下等の衝撃を与えると、軌道面や転動体に傷や圧痕が生じます。異常の原因となりますので、軸受は丁寧に取扱ってください。

#### ③適切な作業工具を使用する

取り付け取り外しの際は、軸受の形式に適した工具をご使用ください。

#### ④軸受の錆に注意する

軸受には防錆油を塗布しておりますが、素手で取扱うと手の汗が錆の発生原因となります。取扱う際には手袋の着用、または素手で取扱う場合は手に鉱油を塗布するなどの処置を行って取扱ってください。

### 8-2 取り付け

#### 準備

軸受の取り付けは清潔で乾燥した場所で作業してください。また、作業前に取付治工具の汚れ等を除去した上、軸及びハウジング部品の寸法精度、形状精度、粗さが設計許容公差内にあることをご確認ください。

軸受の包装は、取り付け直前に開梱してください。グリース潤滑の場合は、軸受を洗浄せずにそのまま潤滑グリースを充填してください。油潤滑の場合も通常は洗浄の必要はありませんが、高精度が要求される場合や潤滑油が防錆剤と混合することによって潤滑機能が損なわれると考えられる場合は、洗浄油で十分に油分を除去してから取り付けてください。

#### 取り付け方法

##### ①圧入による取り付け

しめしろの小さいときはプレスを使用しての圧入が広く用いられています。図 12 のように内輪を軸に圧入する場合、内輪端面を均等に押せるように、慎重に圧入してください。作業の際、はめあい面に粘度の高い油を塗布すると、はめあい面の摩擦を減少させることができます。

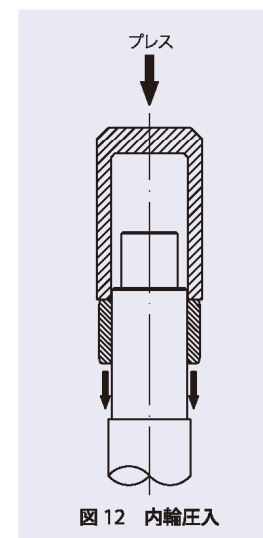


図 12 内輪圧入

##### ②焼きばめによる取り付け

焼きばめは、しめしろが大きい場合や大形軸受の取り付けに広く用いられます。軸に対しては内輪を誘導加熱装置や油などで熱し、内径を膨張させて軸に取り付ける方法です。加熱する温度は必ず 120℃以下にする必要があります。取り付け後、内輪はアキシャル方向にも収縮するため、冷却が完了するまで内輪と軸の肩との間にすきまができないように内輪を軸の肩に押し付けて密着させてください。

### 8-3 運転検査

軸受取り付け後、正しく取り付けられたことを確認するために運転検査を実施してください。取り付け不良がある場合、運転検査を行わず所定回転数で動力運転を行えば軸受の損傷や潤滑不良による焼付けを起こす危険性があります。軸受取り付け後は軸またはハウジングを手動で回転させて異常がないかを確認した上で、動力運転で無負荷・低速回転から所定の回転速度、負荷運転と段階的に異常の有無を確認してください。

運転検査における一般的な異常事項と主な原因は次のとおりです。

#### ①手動運転での確認事項

- ・ 回転トルクのムラ …… 取り付け不良
- ・ ひっかかり、異常音 …… 軌道面の圧痕・傷、ごみや異物の侵入
- ・ トルク過大 …… すきま過小

#### ②動力運転での確認事項

- ・ 異常音、振動 …… 軌道面の圧痕、ごみや異物の侵入、すきまの過大
- ・ 異常温度 …… 潤滑不良、取り付け不良、すきま過小

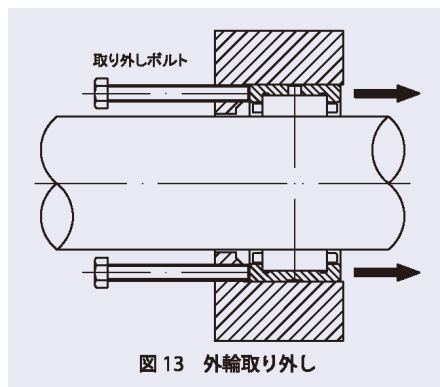
### 8-4 取り外し

軸受の取り外しは、定期的な機械の補修または故障などの際に行いますが、取り外した軸受を再使用する場合や不具合状況を調査する場合には、取り付け時と同様に軸受、その他部品を損傷しないように注意して行ってください。

取り外し方法は、軸受の形式・はめあい条件などに応じて適切な方法で行ってください。特にしまりばめの場合は、取り外し作業が困難になりますので、軸受周りの構造についての設計段階で、取り外し作業も考慮した設計を考える必要があります。

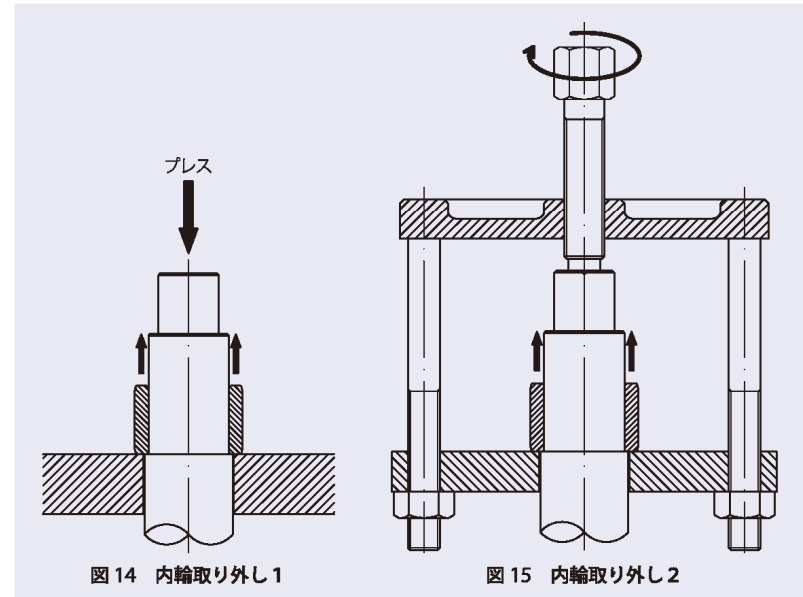
#### 外輪の取り外し

しまりばめを施した外輪を取り外すには、図 13 のように、ハウジング円周上の数ヶ所に外輪押し出し用の取り外しボルトを設けておくと、ねじを均等に締めていくことで外輪が押されて取り外すことができます。



#### 内輪の取り外し

内輪の取り外しは、プレス (図 14) で引き抜くのが最も簡単ですが、軸受の寸法に応じて製作された専用の取り外し工具 (図 15) も使われています。



### 8-5 保守・点検

軸受の性能を充分発揮させ、長く使用するには、定期的な保守・点検が重要で、軸受の異常を早期に発見することにもつながります。

運転中の軸受の点検事項には、軸受の温度、運転音、振動、潤滑剤の状態などがあり、これらの調査から潤滑剤の補給や部品の交換時期を判断します。

**旋削形**

# ニードルローラ ベアリング

**MACHINED RING  
NEEDLE ROLLER BEARINGS**





## 構造と特長

旋削形ニードルベアリングは、削り出しの外輪に保持器と針状ころを組み込んだ構造で、剛性が高く軸受け精度も高いものです。外輪剛性が高いため、軽金属のハウジングにも使用できます。

また、針状ころの直径が比較的小さいため、断面高さが小さくスペースの割には大きなラジアル荷重を負荷することができます。そのため、機械装置の小型化、軽量化を図ることが可能です。

内輪付きと内輪なしがあり、シャフトを直接軌道面として使用することもできます。

### 内輪なし

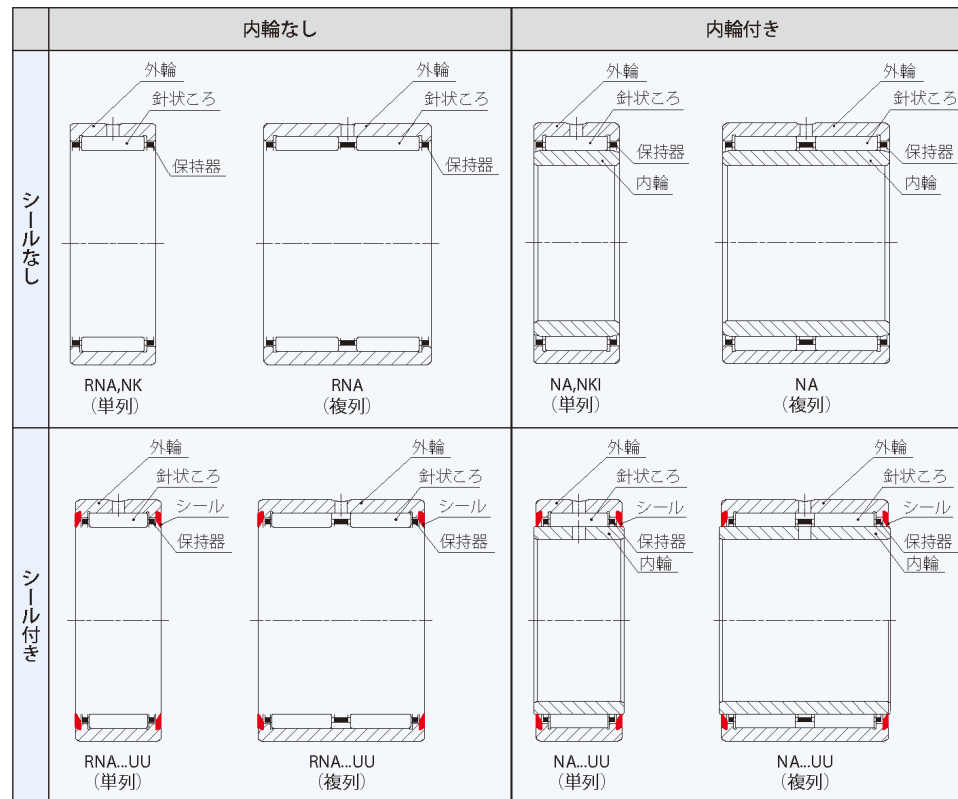
旋削形ニードルベアリングの軌道面として直接シャフトを軌道面として使用します。シャフトを直接軌道面とする場合は、6.2 項の精度を及び 6.3 項の焼き入れ硬度を参考にしてください。

### 内輪付き

シャフト表面を規定の硬度や精度、粗さにできない場合、内輪付きのものを使用します。内輪は焼き入れ及び研磨加工されたものですので、軌道に必要な硬度や精度、粗さに仕上がっていますのでそのまま使用可能です。

## シール付き

NA49UU、NA69UU は両端に密閉シールを組み込んだものです。合成ゴムによる密封シールは、潤滑材の漏洩防止、外部ダストの侵入防止に効果があります。





旋削形 分離形

# ニードルローラ ベアリング



MACHINED RING  
NEEDLE ROLLER BEARINGS





## 旋削形ニードルベアリング 分離形 (NAF)

### 種類と呼び番号

形式	適用軸径	特長	呼び番号
 RNAF(W)	$\phi 5 \sim \phi 100$	旋削形ニードルベアリング つばなし 内輪なし	形式 <b>RNAF</b> <b>W</b> 寸法 <b>30</b> <b>42</b> <b>32</b> 補助記号 <b>P6</b> ↓ ↓ ↓ ↓ ↓ ↓ ↓ ↓ ↓ 軸受形式      ころ内接円径      外径      幅      等級記号 (6級) (標準は無記号0級) 記号なし:単列      W:複列
 NAF(W)	$\phi 6 \sim \phi 90$	旋削形ニードルベアリング つばなし 内輪付き	形式 <b>NAF</b> <b>W</b> 寸法 <b>25</b> <b>42</b> <b>32</b> 補助記号 <b>C3</b> <b>P6</b> ↓ ↓ ↓ ↓ ↓ ↓ ↓ ↓ ↓ 軸受形式      内径      外径      幅      等級記号 (6級) (標準は無記号0級) 記号なし:単列      W:複列      すきま記号 (C3 すきま) (標準は無記号CN すきま)

標準品になりますのでJNSにお問い合わせ下さい。

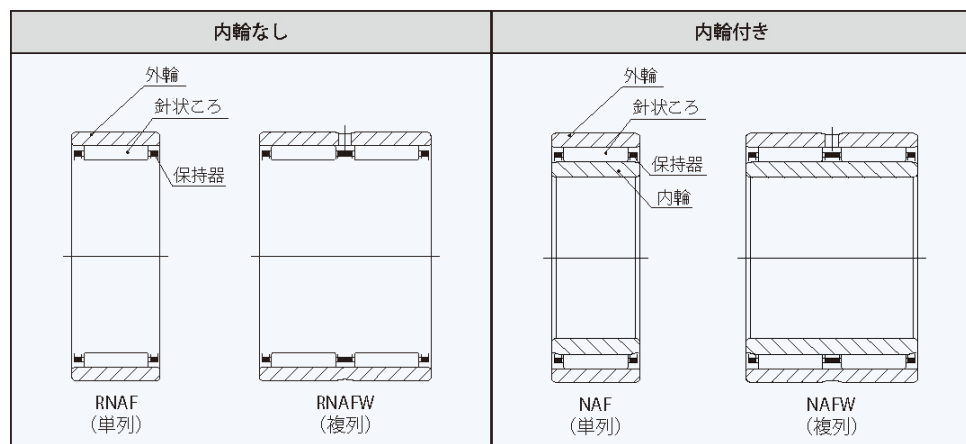
### 構造と特長

剛性のある機械加工製外輪と単列または複列の針状ころ付き保持器を持つことを特長とするメートル系の軸受です。外輪の内側につばがないため、針状ころ付き保持器と外輪及び内輪を、容易に分離できます。個々に装置への取付けが可能のため、組立がしやすくなる場合があります。つばにより針状ころ付き保持器が拘束されていませんので、これらの動きを拘束する構造にする必要があります。

またこのタイプにはシール付きはありません。

単列の標準品には、外輪の外径部に潤滑用の溝、油穴がなく、内輪にも油穴はありません。

複列の標準品には、外輪の外径部に潤滑用の溝、油穴がありますが、内輪にはありません。



複合形



# ニードルローラ ベアリング

COMBINED  
NEEDLE ROLLER BEARINGS



## 複合形ニードルベアリング (NKX..(Z)、NKXI..(Z))

## 種類と呼び番号


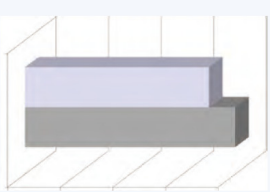
形式	適用軸径	特長	呼び番号
 NKX..(Z)	φ 10 ~ φ 70	旋削形複合ベアリング ラジアルベアリング: ニードルベアリング スラストベアリング: ボールベアリング つば付き 内輪なし	形式 <b>NKX</b> ↓ 軸受形式 寸法 <b>30</b> ↓ ころ内径 Z ↓ Z: 防塵カバー付き 記号無し: 防塵カバーなし
 NKXI..(Z)	φ 7 ~ φ 60	旋削形複合ベアリング ラジアルベアリング: ニードルベアリング スラストベアリング: ボールベアリング つば付き 内輪付き	形式 <b>NKXI</b> ↓ 軸受形式 寸法 <b>25</b> ↓ 内径 Z ↓ Z: 防塵カバー付き 補助記号 <b>C3</b> ↓ すきま記号 (C3 すきま) (標準は無記号 CN すきま) 記号無し: 防塵カバーなし

## 構造と特長

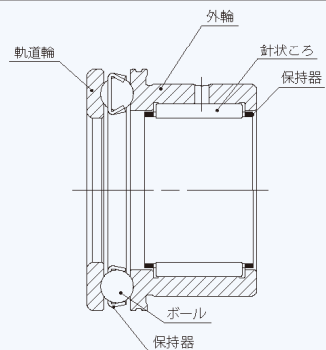
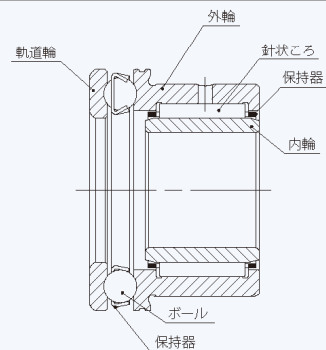
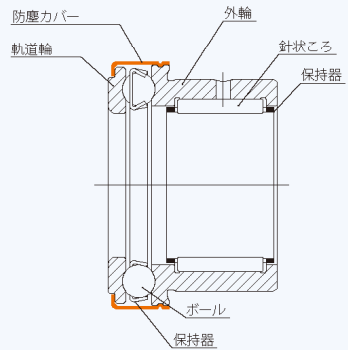
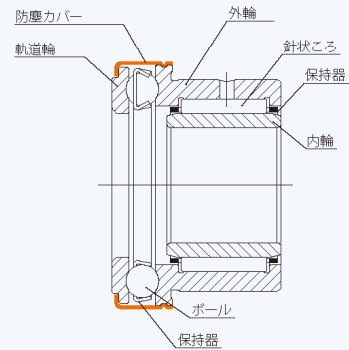
複合型ベアリングは、ラジアル荷重を負荷するラジアルニードルベアリングと、アキシャル荷重を負荷するスラストボールベアリングが組み合わされたベアリングです。

このベアリングは、ラジアル荷重とアキシャル荷重を同時に負荷することができるコンパクトなベアリングです。そのため、装置内でのベアリングの占有スペースを小さく押さえることができ、コンパクトに設計することが可能です。

また防塵カバー付きのタイプは、スラストベアリングが分離しないので取り扱いが容易でかつ、グリース潤滑の際、スラストベアリング内のグリースが遠心力によって飛散するのを防止することもできます。

Ca		Ca	
Cr		Cr	
	RNA, NK ニードルベアリング		NKX 複合形ニードルベアリング

Ca : アキシャル荷重  
Cr : ラジアル荷重

	内輪なし	内輪付き
防塵カバーなし	 NKX 形の構造	 NKXI 形の構造
防塵カバー付き	 NKX.Z 形の構造	 NKXI.Z 形の構造

## 精度規格

複合形ニードルベアリングのラジアル部の精度は P22 を参照下さい。スラスト部の精度は表 1 に示します。

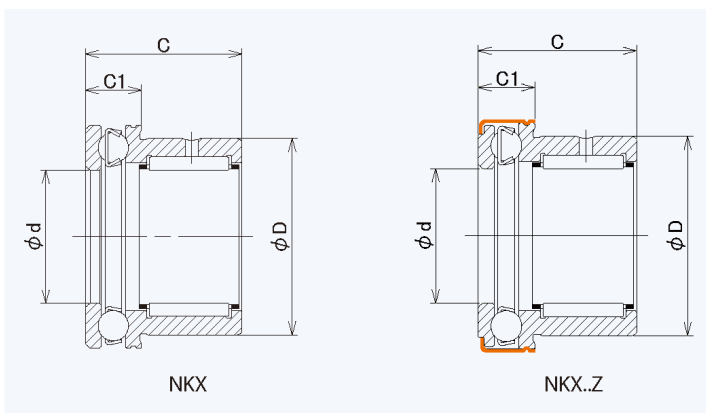
表 1 スラスト部の精度 単位：μm

呼び番号	内輪			外輪			内輪 / 外輪		
	$\Delta_{dmp}$ 平面内 平均内径の寸法差		$V_{dsp}$ 平面内 内径不同	$\Delta_{Dmp}$ 平面内 平均外径の寸法差		$V_{Dsp}$ 平面内 外径不同	$S_i/S_e$ 軌道の厚さ不同		
	上	下	最大	上	下	最大	0 級	6 級	5 級
							最大		
NKX10 ~ 15(Z) NKX17 ~ 12(Z)	0	-8	6	0	-11	8	10	5	3
NKX17 ~ 30(Z) NKX114 ~ 25(Z)	0	-10	8	0	-13	10	10	5	3
NKX35 ~ 50(Z) NKX130 ~ 45(Z)	0	-12	9	0	-16	12	10	6	3
NKX60 ~ 70(Z) NKX150 ~ 60(Z)	0	-15	11	0	-19	14	10	7	4

組立品の精度は表 2 に示します。

表 2 組立品の精度 単位：mm

d	D	C	C1
E8 (はめあい精度)	H5 (はめあい精度)	MAX. 0 MIN. -0.25	MAX. 0 MIN. -0.2



## ラジアル内部すきま

内輪付き複合形ニードルベアリング (NKXI) のラジアル内部すきまを表 3 に示します。

表 3 ラジアル内部すきま 単位：μm

呼び番号	ラジアル内部すきま	
	最小	最大
NKXI 7 ~ 25	20	45
NKXI 30 ~ 40	25	50
NKXI 45 ~ 50	30	60
NKXI 60	40	70
NKXI 70	40	75

## はめあい

複合形ニードルベアリングと軸、ハウジングとの推奨するはめあいを表 4 に示します。

表 4 推奨はめあい 単位：μm

軸公差		ハウジング公差
内輪なし	内輪付き	
H5 K5	K5	K6, M6

## 潤滑

複合形ニードルベアリングのラジアル部、スラスト部の潤滑については「7 潤滑 (P41)」を参照ください。スラスト部については防塵カバー付、防塵カバーなし両タイプともに出荷時グリースが封入されています。

## 定格寿命

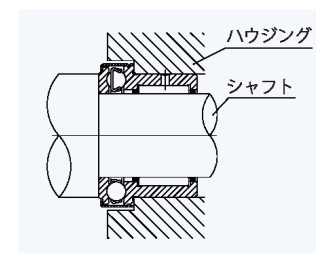
定格寿命は、ラジアルニードルベアリング、スラストボールベアリングのそれぞれについて「1 定格荷重と寿命 (P10)」の式により計算してください。荷重のラジアル方向成分をラジアルニードルベアリングが受け、スラスト方向成分をスラストボールベアリングが受けると考えます。それぞれの計算結果を使って下記の式を計算すると全体としての定格寿命になります。

$$L = \left[ \left( \frac{1}{L_r} \right)^{3/2} + \left( \frac{1}{L_s} \right)^{3/2} \right]^{-2/3} \dots\dots\dots (0.0)$$

- $L$  : 複合形ニードルベアリングとしての基本定格寿命 10<sup>6</sup> REV.
- $L_r$  : ラジアルニードルベアリングの基本定格寿命 10<sup>6</sup> REV.
- $L_s$  : スラストボールベアリングの基本定格寿命 10<sup>6</sup> REV.

## 取付け

複合形ニードルベアリングの取付け例を下記に示します。スラスト部のハウジングとのすきまは、外輪つば部外径 (NKX(I)) または防塵カバー外径 (NKX(I)..Z) よりも 0.5mm 以上大きくする必要があります。







# 内 輪

INNER RINGS



## 内輪 (IR, IRZ)

## 種類と呼び番号

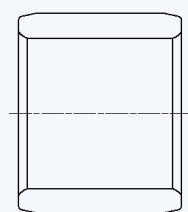
形式	適用軸径	特長	呼び番号
 IR	$\phi 5 \sim \phi 160$	内輪 (油穴なし)	形式 <b>IR</b> ↓ 軸受形式  寸法 <b>25</b> <b>30</b> <b>17</b> ↓   ↓   ↓ 内径 外径 幅
 IRZ	$\phi 10 \sim \phi 50$	内輪 (油穴あり)	形式 <b>IRZ</b> ↓ 軸受形式  寸法 <b>25</b> <b>30</b> <b>18</b> ↓   ↓   ↓ 内径 外径 幅

## 構造と特長

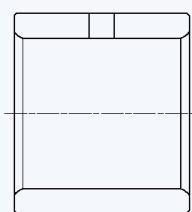
通常、ニードルベアリングはシャフトを熱処理し、研削仕上げを施して軌道面として使用しますが、シャフトの表面を規定の硬さや粗さに加工できない場合に内輪を使用します。

内輪は、熱処理後、高精度な研削仕上げを施しています。端面には面取りが施され、軸受を容易に挿入でき、密閉シールを傷つけないようになっています。使用条件に応じて、油穴有りと、油穴無しのものを選択できます。シャフトの軸シアル方向移動量が大きい場合及びベアリングの外側にシールを用いる場合には、広幅の内輪を用いることが望ましいです。

また内輪はブッシュとしても使用可能です。



IR  
(油穴なし)



IRZ  
(油穴あり)