

テクニカルレポート



NSK テクニカルレポート

NSK テクニカルレポート 目次

	ページ		ページ
1. ISO寸法方式及び呼び番号			
1.1 ISO寸法方式	6	3.9 はめあいにおけるしめしろとすきま（ハウジング穴と外輪）	78
1.2 呼び番号の構成	8	3.10 しめしろの分散（軸と内輪）	80
1.3 インチシリーズ円すいころ軸受の呼び番号	10	3.11 しめしろの分散（ハウジング穴と外輪）	82
1.4 ミニアチュア玉軸受の呼び番号	12	3.12 圧延機用四列円すいころ軸受のはめあい（メートル系列）	84
1.5 呼び番号の補足	14		
2. 動定格荷重、疲れ寿命及び静定格荷重		4. 内部すきま	
2.1 動定格荷重	18	4.1 内部すきま	86
2.2 動等価荷重	22	4.2 残留すきまの求め方	88
2.3 3列組合せアンギュラ玉軸受の動等価荷重	24	4.3 はめあいによる軌道径の変化（内輪のはめあい）	90
2.4 荷重・回転数が変動する場合の平均荷重	26	4.4 はめあいによる軌道径の変化（外輪のはめあい）	92
2.5 回転荷重と静止荷重の合成	28	4.5 内輪・外輪の温度差によるラジアル内部すきまの減少量	94
2.6 複数個の軸受全体としての寿命計算	30	4.6 深溝玉軸受のラジアル・アキシャル内部すきまと接触角	96
2.7 使用機械別の荷重係数と疲れ寿命	32	4.6.1 ラジアル内部すきまとアキシャル内部すきま	96
2.8 ラジアルすきまと疲れ寿命	34	4.6.2 ラジアル内部すきまと接触角	98
2.9 深溝玉軸受の内輪・外輪の傾きと疲れ寿命	36	4.7 単列深溝玉軸受の角すきま	100
2.10 円筒ころ軸受の内輪・外輪の傾きと疲れ寿命	38	4.8 複列アンギュラ玉軸受のラジアル内部すきまとアキシャル内部すきま	102
2.11 疲れ寿命と信頼度	40	4.9 複列アンギュラ玉軸受の角すきま	104
2.12 油膜パラメータと転がり疲れ寿命	42	4.10 組合せ円すいころ軸受の内部すきま測定方法（差幅測定による方法）	106
2.13 EHL油膜パラメータの計算図表	44	4.11 円すいころ軸受の取付け時の内部すきま調整方法	108
2.13.1 油膜パラメータ	44		
2.13.2 油膜パラメータ計算図表	44	5. 軸受内部の荷重分布及び変位	
2.13.3 油不足及びせん断発熱の影響	48	5.1 軸受内の荷重分布	110
2.14 疲労解析	50	5.2 ラジアル玉軸受における内部すきまと負荷率	112
2.14.1 疲労度の計測	50	5.3 ラジアル内部すきまと最大転動体荷重	114
2.14.2 表面疲労と内部疲労	52	5.4 純ラジアル荷重を受ける玉軸受の接触面圧と接触域	116
2.14.3 実用軸受の解析（1）	54	5.5 純ラジアル荷重を受けるころ軸受の接触面圧と接触域	120
2.14.4 実用軸受の解析（2）	56	5.6 転がり接触跡と荷重のかかり方	128
2.15 500min^{-1} 、3 000時間の寿命を基準とした動定格荷重の換算	58	5.6.1 玉軸受の場合	128
2.16 基本静定格荷重と静等価荷重	60	5.6.2 ころ軸受の場合	130
		5.7 円筒ころ軸受におけるラジアル荷重とラジアル変位	132
		5.8 深溝玉軸受の内輪・外輪の傾き角、最大転動体荷重及びモーメント	134
		5.8.1 内輪・外輪との傾き角と最大転動体荷重	134
		5.8.2 内輪・外輪の傾き角とモーメント	136
		5.9 単式スラスト軸受の偏心荷重による荷重分布	138
3. はめあい		6. 荷重と変位	
3.1 荷重の性質とはめあい	62	6.1 定位置予圧と定圧予圧	140
3.2 荷重による必要しめしろ	64	6.2 定位置予圧された軸受の荷重と変位	142
3.3 温度上昇によるしめしろの変化（アルミハウジング・プラスチックハウジング）	66	6.3 組合せアンギュラ玉軸受の平均予圧荷重	150
3.4 はめあい計算	68	6.4 単列ラジアル玉軸受のアキシャル変位	156
3.5 はめあい面の面圧と最大応力	70	6.5 円すいころ軸受のアキシャル変位	160
3.6 圧入力・引抜力	72		
3.7 軸受内径・軸受外径の寸法許容差	74		
3.8 はめあいにおけるしめしろとすきま（軸と内輪）	76		

	ページ
7. 起動トルクと回転トルク	
7.1 アンギュラ玉軸受の予圧と起動トルク	162
7.2 円すいころ軸受の予圧と起動トルク	164
7.3 高速玉軸受の回転トルクの計算式	166
7.4 円すいころ軸受の回転トルクの計算式	168
8. 軸受の形式と許容アキシャル荷重	
8.1 ラジアル玉軸受の接触角の変化と許容アキシャル荷重	172
8.1.1 アキシャル荷重による接触角の変化	172
8.1.2 深溝玉軸受の許容アキシャル荷重	176
8.2 円筒ころ軸受の許容アキシャル荷重	178
9. 潤滑	
9.1 強制循環給油法における給油量	180
9.2 工作機械主軸用軸受のグリース封入量	182
9.3 深溝玉軸受の空間容量とグリース封入量	184
9.4 アンギュラ玉軸受の空間容積	186
9.5 円筒ころ軸受の空間容積	188
9.6 円すいころ軸受の空間容積	190
9.7 自動調心ころ軸受の空間容積	192
9.8 NSK専用グリース	194
9.8.1 誘導モータ軸受用 (NS7, NSCグリース)	194
9.8.2 高温高速玉軸受用 (ENS, ENRグリース)	196
9.8.3 整流子モータ軸受用 (EA3, EA6グリース)	198
9.8.4 ウォータポンプ軸受用 (WPHグリース)	200
10. 軸受材料	
10.1 転がり軸受用鋼の各国規格対照	202
10.2 長寿命軸受鋼 (NSK-Z鋼)	204
10.3 高温軸受材料	206
10.4 軸受鋼の寸法安定性	208
10.5 軸受及び軸・ハウジング材料の性質	210
10.6 軸受材料としてのエンジニアリングセラミックス	212
10.7 軸受材料に使用される代表的ポリマーの特性	216
10.8 保持器用ナイロン材の特性	218
10.9 保持器用耐熱樹脂材料	220
10.10 玉軸受用シール材料の特徴と使用温度範囲	222

	ページ
11. 歯車の荷重計算	
11.1 平歯車, はすば歯車, やまば歯車にかかる力の計算	224
11.2 すくばかさ歯車にかかる力の計算	228
11.3 まがりばかさ歯車にかかる力の計算	230
11.4 ハイポイドギヤにかかる力の計算	232
11.5 ウォームギヤにかかる力の計算	236
12. その他一般	
12.1 転がり軸受に関するJIS	238
12.2 内輪・外輪と転動体の接触部における永久変形量	240
12.2.1 玉軸受の場合	240
12.2.2 ころ軸受の場合	242
12.3 転動体の自転・公転速度	246
12.4 軸受の回転速度と保持器の滑り速度	248
12.5 転動体の遠心力	250
12.6 温度上昇と寸法変化	252
12.7 軸受容積と見かけの比重	254
12.8 円すいころ軸受の保持器の出張り量	256
12.9 軸受軌道輪単体の固有振動数	258
12.10 軸受の振動と音響	260
12.11 軸受システムの設計に対するFEMの応用	262
13. NSK専用軸受	
13.1 ジャイロ用超精密玉軸受	266
13.2 真空用軸受—X線管用玉軸受—	272
13.3 高真空用玉軸受	276
13.4 軽接触密封玉軸受	278
13.5 トランスミッション用密封クリーン軸受	280
13.6 圧延機ロールネック用密封クリーン軸受	282
13.7 チェーンコンベア用軸受	284

1. ISO寸法方式及び呼び番号

1.1 ISO寸法方式

転がり軸受の主要寸法、すなわち、内径・外径・幅及び面取寸法は、標準化されていて世界各国とも同じ寸法を採っている。わが国のJISも同じである。これらの主要寸法は、ISO寸法方式に従っている。ISOとはInternational Organization for Standardization（国際標準化機構）の略号である。

転がり軸受の主要寸法としてISOの寸法方式には内径 d 、外径 D 、幅 B （又は高さ T ）及び面取寸法 r が内径0.6mmから外径2500mmまでにわたって定められている。更に、その範囲を拡張する方法も規定されていて、内径 d ($d > 500\text{mm}$) は標準数R40から採ることになっている。

寸法方式を拡張する場合、ラジアル軸受では外径 $D = d + f_D d^{0.9}$ 、幅 $B = f_B (D - d) / 2$ という式による。幅 B の寸法はできればJIS Z 8601（標準数）の数値R80から採ることになっている。係数 f_D 、 f_B の値はそれぞれ直径系列、幅系列ごとに定められている（表1）。面取寸法 r は幅 B の7%及び断面高さ $(D - d) / 2$ の7%の二つの値のうち、小さい方の値を超えず、かつ、定められている $r_{s, \min}$ の値に最も近い値を採ることになっている。なお、これらの諸寸法にはいずれも端数整理法が定めてある。

表1の係数 f_D と内径 d とから外径が求められるが直径系列9, 0, 2, 3が多く用いられている。直径系列記号4, 3, 2, 1, 0, 9, 8, 7になるに従って、同じ内径寸法に対する外径の割合が小さくなる（図1）。これらの直径系列は係数 f_D と組み合わせ、更にいくつかの幅系列のものに分れる。寸法系列は幅系列と直径系列との組合せによって構成されている。

円すいころ軸受ではインチ系のものがアメリカなどで多く使用されているが、これらについてはISO寸法方式はない。メートル寸法を採用している日本や欧州諸国ではISOで規定しているメートル系の方式を採用している。

スラスト玉軸受（単式平面座）の内径 d 、外径 D 、高さ T 及び面取寸法 r の各寸法の拡張も、ラジアル軸受の場合と同様に定められている。すなわち、外径は $D = d + f_D d^{0.8}$ 、高さは $T = f_T (D - d) / 2$ 、という式による。面取寸法 r は高さ T の7%及び断面高さ $(D - d) / 2$ の7%の二つの値のうち、小さい方の値を超えず、かつ、定められている $r_{s, \min}$ の値に最も近い値を採ることになっている。係数 f_D 、 f_T の値は、表2に示すとおりである。

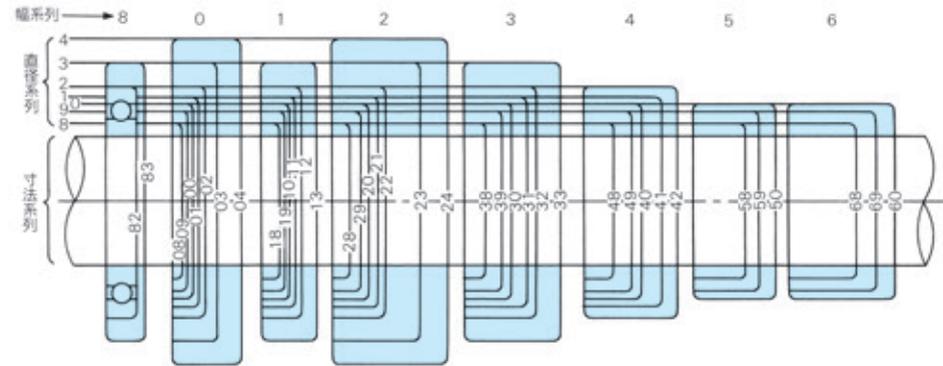


図1 ラジアル軸受の断面の寸法系列による割合

表1 ラジアル軸受の f_D 、 f_B の値

直径系列	7	8	9	0	1	2	3	4
f_D	0.34	0.45	0.62	0.84	1.12	1.48	1.92	2.56

幅系列	0	1	2	3	4	5	6	7
f_B	0.64	0.88	1.15	1.5	2	2.7	3.6	4.8

表2 スラスト軸受の f_D 、 f_T の値

直径系列	0	1	2	3	4	5
f_D	0.36	0.72	1.20	1.84	2.68	3.80

高さ系列	7	9	1
f_T	0.9	1.2	1.6

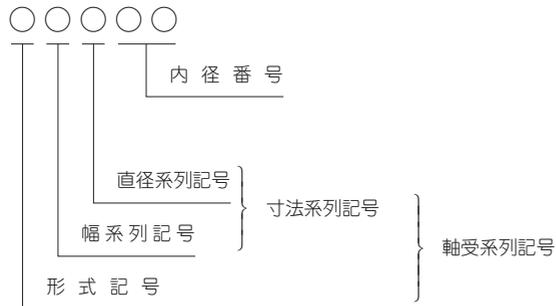
1.2 呼び番号の構成

転がり軸受は重要な機械要素であり、その主要寸法は国際的に標準化されている。呼び番号も国際的に統一すべくISOで審議されたが、現在、まだ各国メーカーがそれぞれのものを用いており、統一されないことになってしまった。

国内メーカーは主にSKFの呼び番号を骨子として一般に4けた又は5けたの数字で表わしており、このうち普通よく用いられる軸受については、JISにも規定されている。

呼び番号の構成内容は、次のとおりである。

幅系列記号と直径系列記号をまとめて寸法系列記号という。ラジアル軸受では直径系列記号としては、7, 8, 9, 0, 1, 2, 3, 4があり、この順序で同じ軸受内径に対する外径が大きくなる。普通多く用いられるのは9, 0, 2, 3である。幅系列記号には0, 1, 2, 3, 4, 5, 6があり、それぞれの直径系列記号に対してこの幅系列記号の組合せがあり得るが、多く用いられているのは0, 1, 2, 3である。幅寸法は、それぞれの直径系列記号との組合せに対しこの順に広くなる。標準のラジアル玉軸受では幅系列記号が省略されて、呼び番号は4けたで表わされる。円筒ころ軸受も幅系列記号0では、幅系列記号を省略する。



スラスト玉軸受も同様に、直径系列記号と高さ系列記号との組合せにより、それぞれの寸法系列がある。

内径番号は、内径20mm以上については内径寸法の1/5の数字である（06なら内径30mm）、内径17mm以下については、表1に示すような内径番号を用いる。

呼び番号の異なる各国メーカーにおいても内径番号だけはこの方式によっているところが多い。

形式記号には軸受の種類と形式により、数字又は文字が用いられる。文字が用いられる円筒ころ軸受では、ころ案内つばの位置によりN, NU, NF, NJなどいろいろの形式がある。呼び番号の構成を表2に示す。

表1

内径番号	内径 d (mm)
/0.6 ⁽¹⁾	0.6
1	1
/1.5 ⁽¹⁾	1.5
2	2
/2.5 ⁽¹⁾	2.5
3	3
4	4
5	5
6	6
7	7
8	8
9	9
00	10
01	12
02	15
03	17

注⁽¹⁾ NSKでは、0.6mmはなく、1.5及び2.5mmについては1X、2Xとしている

表2 呼び番号の構成内容

軸受の種類・形式		形式記号	幅系列記号 ⁽¹⁾ 高さ系列記号	直径系列記号	内径番号	呼び番号の例	
ラジアル玉軸受	単列深溝形	6	[0] 省略	2	9	629	
		6	[1] 省略	0	10	6010	
		6	[0] 省略	3	03	6303	
	単列アンギュラ形	7	[0] 省略	2	15	7215A	
		複列アンギュラ形	3	[3] 省略	2	06	3206
			5	[3] 省略	3	12	5312
複列自動調心形	1	[0] 省略	2	05	1205		
	2	[2] 省略	2	11	2211		
ラジアルころ軸受	円筒ころ軸受	NU	1	0	16	NU 1016	
		N	[0] 省略	2	20	N 220	
		NU	2	2	24	NU 2224	
		NN	3	0	16	NN 3016	
円すいころ軸受	自動調心ころ軸受	3	0	2	14	30214	
		2	3	0	34	23034	
スラスト玉軸受	単式平面座形	5	1	1	24	51124	
	複式平面座形	5	2	3	12	52312	
	単式調心座形	5	3 ⁽²⁾	3	18	53318	
	複式調心座形	5	4 ⁽²⁾	2	13	54213	
スラストころ軸受	スラスト自動調心ころ軸受	2	9	2	30	29230	

注⁽¹⁾ スラスト軸受では高さ記号

⁽²⁾ これは高さ系列記号というより形式を表わすものである。

備考 形式記号、幅(高さ)系列記号及び直径系列記号の組合せが軸受系列記号となる。

1.3 インチシリーズ円すいころ軸受の呼び番号

インチシリーズ円すいころ軸受の呼び番号の構成については、ABMA (The American Bearing Manufacturers Association) Standardに規定がある。ABMAに示されている呼び番号は、新設計の軸受に適用されるもので、すでに広く用いられているインチシリーズの円すいころ軸受の呼び番号は、そのまま今後も使用される。TIMKEN社でも新設計のものはABMA規定の呼び番号を用いているようであり、この規定に従う呼び番号も多数ある。呼び番号は表1のように構成される。

表1 呼び番号の構成

荷重限度符号	接触角番号	シリーズ番号	追番	追付号
AA	○	○○○	○○	AA

備考 Aはアルファベット、○は数字を表わす。

(例) **LM 1 19 49**

荷重限度符号

メートル系列軸受には、軽荷重用、中荷重用、重荷重用などの言葉が使われるが、荷重限度符号はこれと同じような意味で、軽→重の順に次の符号がある。

EL, LL, L, LM, M, HM, H, HH, EH, J, T
最後のTはスラスト軸受にのみ使われる。

接触角番号

そのシリーズの接触角を表わす番号で次のように区分されている。

カップアングル(=呼び接触角×2)		番号
以上	未満	
0°	24°	1
24°	25° 30′	2
25° 30′	27°	3
27°	28° 30′	4
28° 30′	30° 30′	5
30° 30′	32° 30′	6
32° 30′	36°	7
36°	45°	8
45°	(スラスト軸受以外)	9

追付号

接尾字である追付号は、1つあるいは2つの文字よりなり、標準形の外觀及び内部を変更したときに使われる。

B フランジ付き外輪
X 標準形をごくわずかに変更したもの
WA 内輪の背面にスロット溝が一つあるもの
その他 省略

追番

追付号を除いた終りから1, 2番目の数字が、その軸受の内輪又は外輪の固有の数字である。

外輪の追番は10~19までとし、そのシリーズの最小外径の外輪に10を用いる。内輪の追番は30~49までとし、そのシリーズの最大内径の内輪に49を用いる。

シリーズ番号

1~3けたで表わされ、そのシリーズの最大内径との関係は、次のとおりである。

シリーズ中の最大内径 (mm)		シリーズ番号
超え	以下	
0	25.4	00 ~ 19
25.4	50.8	20 ~ 99 000 ~ 029
50.8	76.2	039 ~ 129
以下省略		

1.4 ミニアチュア玉軸受の呼び番号

軸受外径寸法が9 mm未満（インチ系の軸受は9.525mm未満）の玉軸受は、ミニアチュア玉軸受と呼ばれ、VTR、コンピュータ周辺機器、各種計器類、ジャイロ、マイクロモータなどに用いられている。

ミニアチュア玉軸受も一般の軸受と同様、基本番号の後に付けられる各種の表示記号によって軸受のさまざまな性能が表わされる。これらのうち一般の軸受の表示記号と異なる点は、すきま記号が必ず付くこと、とくに摩擦トルクの小さいものに対してトルク記号が付けられることなどである。

NSKでは、ミニアチュア玉軸受のすきまとして客先各位の要求を満足できるようにすきまの範囲をつめた表1の6段階としている。MC3が一般の軸受の普通すきまに相当する。

次にミニアチュア玉軸受の精度規格としては、メートル系軸受にはJIS規格を、インチ系軸受にはABMA規格を適用している。

ミニアチュア玉軸受は、用いられる機械の性質上摩擦トルクの小さいことを要求されることがしばしばあるので、低摩擦トルク用としてのトルク規格が定められており、これが適用される場合にはトルク記号が表示される。保持器記号、シール・シールド記号は一般の軸受と同じ記号が用いられる。ステンレス鋼を示す材料記号はインチ系軸受及びメートル系特定寸法軸受の場合は基本番号の前にSをつけて表示し、メートル系標準寸法軸受の場合は基本番号の後ろにhをつけて表示する。表1は、ミニアチュア玉軸受の表示記号の配列、記号の意味などを示したものである。

記号	内 容
ZZS	シールド
ZZ	シールド

記号	内 容
J	波形保持器
W	冠形保持器
T	合成樹脂保持器

保持器記号を省略することもある。

記号	内 容
省略	軸受鋼 (SUJ2)
h	ステンレス鋼 (SUS440C)
S	ステンレス鋼 (SUS440C)

区 分	材料記号
インチ系軸受	S
メートル系特定寸法軸受	—
メートル系標準寸法軸受	—

表1 ミニアチュア玉軸受の呼び番号構成

記号	ラジアルすきま (μm)
MC1	0~5
MC2	3~8
MC3	5~10
MC4	8~13
MC5	13~20
MC6	20~28

ANSI/ABMA規格		JIS規格	
記号	精度等級	記号	精度等級
省略	ABEC1	省略	0級
3	ABEC3	P6	6級
5P	CLASS5P	P5	5級
7P	CLASS7P	P4	4級

記号	内 容
AF2	エアロシェルフルイド12
NS7	NSハイリユープ

基本番号	材料記号	保持器記号	シール・シールド記号	すきま記号	精度記号	トルク記号	潤滑記号
FR133	—	J	ZZS	MC4	7P	L	AF2
MR74	—	W	ZZS	MC3	P5	—	NS7
692	h	J	ZZ	MC3	P5	—	NS7
602	—	J	ZZS	MC4	—	—	NS7

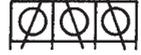
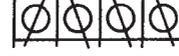
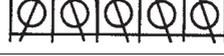
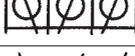
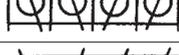
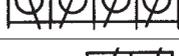
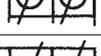
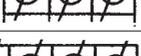
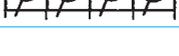
1.5 呼び番号の補足

転がり軸受はさまざまな用途や使用方法に適するようにいろいろな性能をもっており、呼び番号の後に付けられる記号によって区別される。これらの記号は各社統一されるのが望ましいが、現状で

はそこまで標準化されておらず、JISに制定されている内部すきま記号、精度記号などを除いては各社独特のものである。NSKで用いている補助記号について紹介する。

記号	内容	例
A	内部設計が標準と異なるもの	6307A HR32936JA
A ⁽¹⁾	アンギュラ玉軸受の標準接触角 $\alpha = 30^\circ$ のもの	7215A
AH ⁽¹⁾	取外しスリーブの形式記号	AH 3132
A5 ⁽¹⁾	アンギュラ玉軸受の標準接触角 $\alpha = 25^\circ$ のもの	7913A5
B	円筒ころ軸受ころ内接円径・外接円径及びその許容差がJISの規定と一致しないもの インチシリーズ円すいころ軸受のカップにフランジが付いているもの	NU 306 B 779/772B
B ⁽¹⁾	アンギュラ玉軸受の標準接触角 $\alpha = 40^\circ$ のもの	7310B
C ⁽¹⁾	アンギュラ玉軸受の標準接触角 $\alpha = 15^\circ$ のもの 円すいころ軸受の接触角 α 約 20° のもの	7205C HR 32205 C
CA	高負荷容量の自動調心ころ軸受（もみ抜き保持器）	22324CA
CD	高負荷容量の自動調心ころ軸受（打抜き保持器）	22228CD
C1 C2 C3 C4 C5	C1 すきま（C2より小） C2 すきま（普通すきまより小） C3 すきま（普通すきまより大） C4 すきま（C3より大） C5 すきま（C4より大）	6218C3
CC CC1 CC2 CC3 CC4 CC5	円筒ころ軸受の非互換性の普通すきま 円筒ころ軸受の非互換性のC1すきま 円筒ころ軸受の非互換性のC2すきま 円筒ころ軸受の非互換性のC3すきま 円筒ころ軸受の非互換性のC4すきま 円筒ころ軸受の非互換性のC5すきま	N 238 CC2
CC9	テーパ穴円筒ころ軸受の非互換性すきま(CC1より小さい)	NN3017KCC9
CG15	特殊ラジアルすきま（すきまの中央値を用いて表示する）	6022CG15
CM	単列深溝玉軸受及び円筒ころ軸受の一般電動機用特定すきま（非互換性）	NU 312 CM

注 (1) 基本番号の一部である。

記号	内容	例
D ⁽¹⁾	円すいころ軸受の接触角 α 約 28° のもの	30305D
DU	片側接触ゴムシール付き	6306DU
DDU	両側接触ゴムシール付き	6205DDU
DB	2列組合せ (背面組合せ)	 7208ADB
DBB	4列組合せ	 7318ADBB
DBD	3列組合せ	 7318ADBD
DBT	4列組合せ	 7318ADBT
DBTD	5列組合せ	 7318ADBDT
DF	2列組合せ (正面組合せ)	 7320ADF
DFD	3列組合せ	 7320ADFD
DFF	4列組合せ	 7320ADFF
DFT	4列組合せ	 7320ADFT
DT	2列組合せ (並列組合せ)	 7320ADT
DTD	3列組合せ	 7320ADTD
DTT	4列組合せ	 7320ADTT

記号	内容	例
E	軌道輪に切欠き、又は油穴の付いているもの	6214E
	高負荷容量の円筒ころ軸受	NU 309ET
E4	自動調心ころ軸受、シーブ用円筒ころ軸受の外輪に油溝・油穴が付いているもの	230/560ME4
F	鋼製もみ抜き保持器	230/570F
g	浸炭鋼 (SAE4320Hなどを用いたもの)	456g/454g
h	軌道輪、転動体ステンレス鋼	6203h
H	アダプタの形式記号	H 318X
	高負荷容量のラジアル及びスラスト自動調心ころ軸受	22210H 29418H
HJ	L形つば輪の形式記号	HJ 210
HR ⁽²⁾	高負荷容量の円すいころ軸受	HR 30308J
J	円すいころ軸受の外輪軌道の小端径・角度と外輪幅が ISO 規定と一致するもの	HR 30308J
	鋼板2枚、打抜き保持器	R6JZZ
K	内輪内径がテーパ穴のもの (テーパ1:12)	1210K
	外輪間座付き	30310DF+K
K30	内輪内径がテーパ穴のもの (テーパ1:30)	24024CK30
KL	内輪・外輪間座付き (KLの後の数字は間座幅)	7310ADB +KL10
L	内輪間座付き	100TAC20D+L
M	鋼合金もみ抜き保持器	6219M
MC3	小径ミニチュア玉軸受の標準的なすきま	683MC3
N	外輪外径止め輪溝付き	6310N
NR	止め輪付き軸受	6209NR
NRX	特殊寸法の止め輪付き	6209NRX
NRZ	片側鋼板シールド、同じ側に止め輪付き (ZNRと逆)	6207NRZ
PN0	インチ系の円すいころ軸受の精度等級CLASS 0 相当	575/572PN0
PN3	インチ系の円すいころ軸受の精度等級CLASS 3 相当	779/772BPN3

注⁽²⁾ 軸受系列記号の前に付く

記号	内容		例
S11	使用温度限界200以下		22230CAMKE4 C3 S11
T	合成樹脂保持器		7204CT
V	保持器なし		NA4906V
	片側非接触ゴムシール付き		6204V
VV	両側非接触ゴムシール付き		6306VV
W	鋼板1枚、打抜き保持器		NU 210W
	インチ系円すいころ軸受で軌道輪に切欠きのあるもの		456W/454
X	内径・外径・幅のうちいずれか一つを±1mm未満変更したもの		6310X
	スラスト軸受で内輪外径が外輪外径より小さい寸法になっているもの		51130X
X26	寸法安定 化処理し た軸受	使用温度限界 150以下	32226X26
X28		使用温度限界 200以下	32226X28
X29		使用温度限界 250以下	23032CDC4 X29
Y	黄銅板打抜き保持器		608Y
Z	片側鋼板シールド付き		6203Z
ZN	片側鋼板シールド、反対側に止め輪溝付き		6208ZN
ZNR	片側鋼板シールド、反対側に止め輪付き		6208ZNR
ZZ	両側鋼板シールド付き		6203ZZ

2. 動定格荷重, 疲れ寿命及び静定格荷重

2.1 動定格荷重

JISには基本動定格荷重について、次のように定義されている。

転がり軸受の基本動定格荷重とは、軸受が100万回転の基本定格寿命(90%寿命)に理論上耐えるような一定(の大きさ)の静止荷重、ラジアル軸受では内輪と外輪とが相対的に純ラジアル変位を生じるような、荷重のラジアル分力を採り、スラスト軸受では中心アキシアル荷重を採る。

このような基本動定格荷重は、表1に示される式によって計算できる。この計算式はG. Lundberg & A. Palmgrenの理論に基づくもので、1962年にISO R 281:1962として採択され、わが国においては昭和40年3月にJIS B 1518:1965として制定された。その後、これらの規格は若干の修正を経てそれぞれISO 281:2007, JIS B 1518:2013になっている。

軸受の疲れ寿命は、次式により計算することができる。

$$\text{玉軸受では } L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \dots\dots\dots(1)$$

$$\text{ころ軸受では } L = \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} \dots\dots\dots(2)$$

ここで、L: 定格疲れ寿命 (10⁶ rev.)

P: 動等価荷重 (N), {kgf}

C: 基本動定格荷重 (N), {kgf}

表1の計算式における係数 f_c の値は、軸受形式によりそれぞれ異なり、表2~3に示すとおりである。ラジアル玉軸受の f_c の値は、JIS B 1518と同じであり、ラジアルころ軸受の f_c の値は、採り得る最大値に改められているだけである。したがって、加工精度や材料によって定まる係数 f_c の水準は、20年来変更されていないわけである。

この間、軸受の材料は言うに及ばず加工精度においても格段の品質向上があり、実際の軸受寿命も大幅に延長されている。このような軸受に対して、前述の疲れ寿命計算式を適用できるようにするには、寿命延長効果を反映した動定格荷重によって計算するのが容易であろう。このような考え方から、ISO 281, JIS B 1518では定格係数 b_m を乗じて基本動定格荷重を増大させることになった。定格係数 b_m の値は、表4による。

表1 基本動定格荷重の計算式

転がり軸受の形式	記号	計算式	
ラジアル玉軸受	C_r	$D_w \leq 25.4\text{mm}$	$b_m f_c (i \cos \alpha)^{0.7} Z^{2/3} D_w^{1.8}$
		$D_w > 25.4\text{mm}$	$3.647 b_m f_c (i \cos \alpha)^{0.7} Z^{2/3} D_w^{1.4}$
スラスト玉軸受	C_a	$D_w \leq 25.4\text{mm}, \alpha = 90^\circ$	$b_m f_c Z^{2/3} D_w^{1.8}$
		$D_w \leq 25.4\text{mm}, \alpha \neq 90^\circ$	$b_m f_c (\cos \alpha)^{0.7} \tan \alpha Z^{2/3} D_w^{1.8}$
		$D_w > 25.4\text{mm}, \alpha = 90^\circ$	$3.647 b_m f_c Z^{2/3} D_w^{1.4}$
		$D_w > 25.4\text{mm}, \alpha \neq 90^\circ$	$3.647 b_m f_c (\cos \alpha)^{0.7} \tan \alpha Z^{2/3} D_w^{1.4}$
ラジアルころ軸受	C_r		$b_m f_c (i L_{we} \cos \alpha)^{7/9} Z^{3/4} D_{we}^{29/27}$
スラストころ軸受	C_a	$\alpha = 90^\circ$	$b_m f_c L_{we}^{7/9} Z^{3/4} D_{we}^{29/27}$
		$\alpha \neq 90^\circ$	$b_m f_c (L_{we} \cos \alpha)^{7/9} \tan \alpha Z^{3/4} D_{we}^{29/27}$
計算式で用いられる量記号		b_m : 通常使用する材料および製造品質による定格係数 f_c : 基本動定格荷重の計算に用いる係数(値はJIS B 1518参照) i : 転動体の列数 α : 呼び接触角(°) Z : 1列当たりの転動体数の個数 D_w : 玉の呼び直径(mm) D_{we} : ころ直径(mm) L_{we} : ころの有効長さ(mm)	

注 (') ころの長さの中央における直径。円すいころでは、ころの大端及び小端の面取りがないと仮定したそれぞれの直径の算術平均値であり、非対称凸面ころでは、ころとつばがない軌道(通常は外輪)との間の無負荷時の接点におけるころの直径の近似値である。

備考 玉軸受の計算式の $D_w^{1.8}$ は、 $D_w > 25.4\text{mm}$ のとき $3.647 D_w^{1.4}$ となる。

表2 ラジアル玉軸受の f_c の値

$\frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}^{(1)}}$	f_c		
	単列深溝玉軸受 単・複列アンギ ュラ玉軸受	複列深溝玉軸受	自動調心玉軸受
0.05	46.7 {4.76}	44.2 {4.51}	17.3 {1.76}
0.06	49.1 {5.00}	46.5 {4.74}	18.6 {1.90}
0.07	51.1 {5.21}	48.4 {4.94}	19.9 {2.03}
0.08	52.8 {5.39}	50.0 {5.10}	21.1 {2.15}
0.09	54.3 {5.54}	51.4 {5.24}	22.3 {2.27}
0.10	55.5 {5.66}	52.6 {5.37}	23.4 {2.39}
0.12	57.5 {5.86}	54.5 {5.55}	25.6 {2.61}
0.14	58.8 {6.00}	55.7 {5.68}	27.7 {2.82}
0.16	59.6 {6.08}	56.5 {5.76}	29.7 {3.03}
0.18	59.9 {6.11}	56.8 {5.79}	31.7 {3.23}
0.20	59.9 {6.11}	56.8 {5.79}	33.5 {3.42}
0.22	59.6 {6.08}	56.5 {5.76}	35.2 {3.59}
0.24	59.0 {6.02}	55.9 {5.70}	36.8 {3.75}
0.26	58.2 {5.93}	55.1 {5.62}	38.2 {3.90}
0.28	57.1 {5.83}	54.1 {5.52}	39.4 {4.02}
0.30	56.0 {5.70}	53.0 {5.40}	40.3 {4.11}
0.32	54.6 {5.57}	51.8 {5.28}	40.9 {4.17}
0.34	53.2 {5.42}	50.4 {5.14}	41.2 {4.20}
0.36	51.7 {5.27}	48.9 {4.99}	41.3 {4.21}
0.38	50.0 {5.10}	47.4 {4.84}	41.0 {4.18}

注 (1) D_{pw} は、玉のピッチ径である。

備考 { } の数値はkgfの値を算出する場合の係数である。

表3 ラジアルころ軸受の f_c の値

$\frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}^{(2)}}$	f_c
0.01	52.1 {5.32}
0.02	60.8 {6.20}
0.03	66.5 {6.78}
0.04	70.7 {7.21}
0.05	74.1 {7.56}
0.06	76.9 {7.84}
0.07	79.2 {8.08}
0.08	81.2 {8.28}
0.09	82.8 {8.45}
0.10	84.2 {8.59}
0.12	86.4 {8.81}
0.14	87.7 {8.95}
0.16	88.5 {9.03}
0.18	88.8 {9.06}
0.20	88.7 {9.05}
0.22	88.2 {9.00}
0.24	87.5 {8.92}
0.26	86.4 {8.81}
0.28	85.2 {8.69}
0.30	83.8 {8.54}

注 (2) D_{pw} は、ころのピッチ径である。

備考 1. 上表の f_c の値は、ころの長さ方向の応力分布がほぼ均等になるような軸受に適用する。

2. { } の数値はkgfの値を算出する場合の係数である。

表4 定格係数 b_m の値

軸受形式	b_m	
ラジアル軸受	深溝玉軸受	1.3
	マグネット玉軸受	1.3
	アンギュラ玉軸受	1.3
	ユニット用玉軸受	1.3
	自動調心玉軸受	1.3
	自動調心ころ軸受	1.15
	入れ溝付き玉軸受	1.1
	円筒ころ軸受	1.1
	円すいころ軸受	1.1
スラスト軸受	ソリッド形針状ころ軸受	1.1
	玉軸受	1.3
	自動調心ころ軸受	1.15
	円すいころ軸受	1.1
	円筒ころ軸受	1
	針状ころ軸受	1

2.2 動等価荷重

軸受に作用する荷重は、ラジアル荷重又はアキシアル荷重が単独にかかる場合もあるが、実際にはラジアル荷重とアキシアル荷重とが同時にかかる合成荷重のことが多く、その大きさや方向が変動することもある。

このような場合、軸受の疲れ寿命計算には、軸受にかかる荷重をそのまま使うことができないので、いろいろな回転条件や荷重条件のもとで、軸受が実際にもつ疲れ寿命と等しい寿命を与えるような、大きさが一定の、軸受中心を通る仮想荷重を考える。この仮想荷重を動等価荷重という。

等価ラジアル荷重を P_r 、ラジアル荷重を F_r 、アキシアル荷重を F_a 、接触角を α とすると、等価ラジアル荷重と軸受荷重との関係は、近似的に次のようになる。

$$P_r = XF_r + YF_a \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 X : ラジアル荷重係数 } **表1**参照
 Y : アキシアル荷重係数 }

アキシアル荷重係数は接触角により変わる。ころ軸受の場合、アキシアル荷重の大小にかかわらず接触角は一定であるが、単列深溝玉軸受やアンギュラ玉軸受ではアキシアル荷重が大きくなると接触角も大きくなる。この接触角の変化は、基本静定格荷重 C_{or} とアキシアル荷重 F_a の比で表わすことができる。したがって、**表1**にはこの比に対応する接触角のときのアキシアル荷重係数を示してある。アンギュラ玉軸受でも接触角が25°、30°、40°と大きくなると、普通の使用条件では接触角の変化がアキシアル荷重係数に与える影響を、無視しても差支えない。

ラジアル荷重とアキシアル荷重とを同時に受ける接触角 $\alpha \neq 90^\circ$ のスラスト軸受の等価アキシアル荷重 P_a は、次のようになる。

$$P_a = XF_r + YF_a \dots\dots\dots (2)$$

表1 係数 X 及び Y の値

軸受の形式		$\frac{C_{or}}{F_a}$	単列軸受				複列軸受				e								
			$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$		$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$										
			X	Y	X	Y	X	Y	X	Y									
単列深溝玉軸受		5	1	0	0.56	1.26	—	—	—	—	0.35								
		10										1.49	0.29						
		15										1.64	0.27						
		20										1.76	0.25						
		25										1.85	0.24						
		30										1.92	0.23						
50	2.13	0.20																	
アンギュラ玉軸受		5	1	0	0.44	1.10	1	1.23	0.72	1.79	0.51								
		10										1.21	1.36	1.97	0.47				
		15										1.28	1.43	2.08	0.44				
		20										1.32	1.48	2.14	0.42				
		25										1.36	1.52	2.21	0.41				
		30										1.38	1.55	2.24	0.40				
		50										1.44	1.61	2.34	0.39				
		25°										—	0.41	0.87	1	0.92	0.67	1.41	0.68
		30°										—	0.39	0.76	1	0.78	0.63	1.24	0.80
		40°										—	0.35	0.57	1	0.55	0.57	0.93	1.14
自動調心玉軸受		—	—	—	—	1	$0.42 \cot \alpha$	0.65	$0.65 \cot \alpha$	$1.5 \tan \alpha$									
マグネット玉軸受		—	—	—	—	—	—	—	—	0.2									
円すいころ軸受 自動調心ころ軸受		—	—	—	—	1	$0.45 \cot \alpha$	0.67	$0.67 \cot \alpha$	$1.5 \tan \alpha$									
スラスト玉軸受		45°	—	0.66	1	1.18	0.59	0.66	1	1.25									
		60°	—	0.92	1	1.90	0.55	0.92	1	2.17									
スラストころ軸受		—	—	$\tan \alpha$	1	$1.5 \tan \alpha$	0.67	$\tan \alpha$	1	$1.5 \tan \alpha$									

備考1. 同じ2個の単列アンギュラ玉軸受を使用する場合は次による。
 (1) DF組合せ又はDB組合せとしたときには、複列軸受のX、Yを適用する。ただしアキシアル荷重比 C_{or}/F_a を求めるときの C_{or} 値は組合せ軸受の C_{or} の1/2とする。
 (2) DT組合せとしたときには、単列軸受のX、Yを適用し、 C_{or} 値は組合せ軸受の C_{or} の1/2とする。
 2. この表はアキシアル荷重比 C_{or}/F_a のとり方がJIS、ISO規格と異なっている。

2.3 3列組合せアンギュラ玉軸受の動等価荷重

アンギュラ玉軸受を用いて大きなアキシャル荷重を受ける場合、図に示すように単列軸受を3個並べて用いることがある。その組合せには3通りがあり、DBD、DFD、DTDの組合せ記号で表わされている。

これらの組合せ軸受の疲れ寿命計算においても、単列軸受や複列軸受の場合と同じように軸受にかかるラジアル荷重とアキシャル荷重から求められる動等価荷重を使って計算する。

動等価ラジアル荷重を P_r 、ラジアル荷重を F_r 、アキシャル荷重を F_a とすると、動等価ラジアル荷重と軸受荷重との関係は近似的に、次のようになる。

$$P_r = XF_r + YF_a \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 X : ラジアル荷重係数 } 表1参照
 Y : アキシャル荷重係数 }

アキシャル荷重係数は、接触角により変化する。接触角の小さいアンギュラ玉軸受では、アキシャル荷重が大きくなると接触角も大きく変化する。この接触角の変化は、基本静定格荷重 C_{or} とアキシャル荷重 F_a との比で表わすことができる。したがって、接触角15°のアンギュラ玉軸受の場合、この比に対応する接触角のときのアキシャル荷重係数を示してある。接触角が25°、30°と40°のアンギュラ玉軸受では、接触角の変化がアキシャル荷重係数に与える影響は無視して差支えないので、アキシャル荷重係数を一定としている。

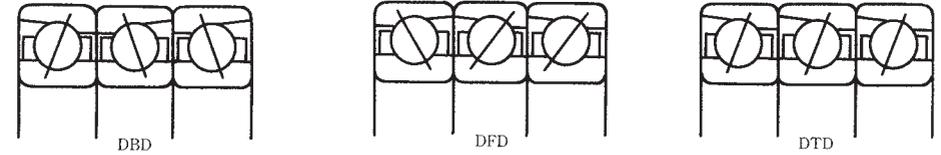


表1 3列組合せアンギュラ玉軸受の係数 X 及び Y

接触角 α	j	$\frac{C_{or}}{jF_a}$	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	3列組合せ玉軸受の基本定格荷重	
			X	Y	X	Y		C_r	C_{or}
15°	1.5	5	1	0.64	0.58	1.46	0.51	1個の軸受の2.16倍	1個の軸受の3倍
		10		0.70		1.61			
		15		0.74		1.70			
		20		0.76		1.75			
		25		0.78		1.81			
		30		0.80		1.83			
40	0.83	1.91	0.39						
25°	—	—	1	0.48	0.54	1.16	0.68		
30°	—	—	1	0.41	0.52	1.01	0.80		
40°	—	—	1	0.29	0.46	0.76	1.14		
15°	3	5	1	2.28	0.95	2.37	0.51	1個の軸受の2.16倍	1個の軸受の3倍
		10		2.51		2.61			
		15		2.64		2.76			
		20		2.73		2.85			
		25		2.80		2.93			
		30		2.85		2.98			
40	2.98	3.11	0.39						
25°	—	—	1	1.70	0.88	1.88	0.68		
30°	—	—	1	1.45	0.84	1.64	0.80		
40°	—	—	1	1.02	0.76	1.23	1.14		
15°	1	5	1	0	0.44	1.10	0.51	1個の軸受の2.16倍	1個の軸受の3倍
		10				1.21			
		15				1.28			
		20				1.32			
		25				1.36			
		30				1.38			
40	1.44	0.39							
25°	—	—	1	0	0.41	0.87	0.68		
30°	—	—	1	0	0.39	0.76	0.80		
40°	—	—	1	0	0.35	0.57	1.14		

2.4 荷重・回転数が変動する場合の平均荷重

軸受に作用する荷重がいろいろ変動する場合、その変動する荷重条件における軸受の疲れ寿命と等しい寿命となるような平均荷重を求めて、疲れ寿命を計算する。

(1) 荷重と回転速度との関係が段階的に分けられる場合 (図1)

- 荷重 F_1 を受けて、回転速度 n_1 で作動時間 t_1
- 荷重 F_2 を受けて、回転速度 n_2 で作動時間 t_2
- ⋮
- 荷重 F_n を受けて、回転速度 n_n で作動時間 t_n のとき

平均荷重 F_m は、次式によって求める。

$$F_m = \sqrt[p]{\frac{F_1^p n_1 t_1 + F_2^p n_2 t_2 + \dots + F_n^p n_n t_n}{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_n t_n}} \quad \dots (1)$$

ここで F_m : 変動する荷重の平均値 (N), (kgf)

$p=3$ 玉軸受の場合

$p=10/3$ ころ軸受の場合

また、平均回転速度 n_m は、次式によって求められる。

$$n_m = \frac{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_n t_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n} \quad \dots (2)$$

(2) 荷重がほぼ直線的に変動する場合 (図2)

平均荷重 F_m は、近似的に次式によって求められる。

$$F_m \doteq \frac{1}{3} (F_{\min} + 2 F_{\max}) \quad \dots (3)$$

ここで F_{\min} : 変動荷重の最小値 (N), (kgf)

F_{\max} : 変動荷重の最大値 (N), (kgf)

(3) 荷重が正弦曲線的に変動する場合 (図3)

平均荷重 F_m は、近似的に次式によって求められる。

(a) のとき $F_m \doteq 0.65 F_{\max}$ (4)

(b) のとき $F_m \doteq 0.75 F_{\max}$ (5)

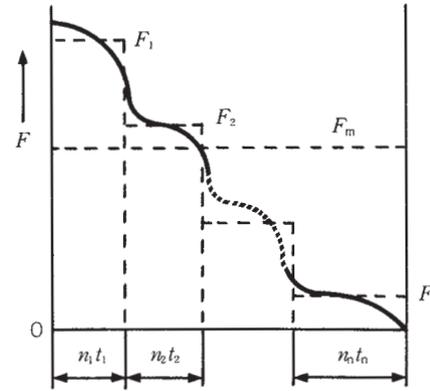


図1 段階的な変動荷重

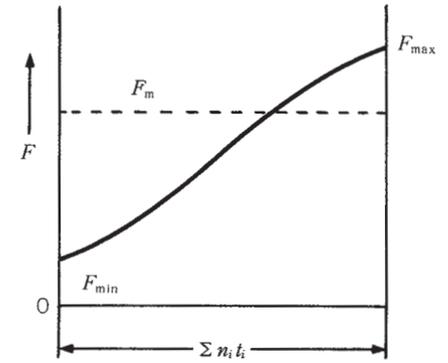
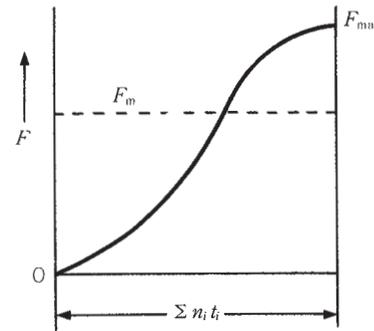
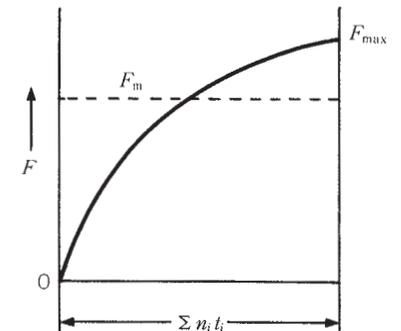


図2 単調な変動荷重



(a)



(b)

図3 正弦曲線的に変動する荷重

2.5 回転荷重と静止荷重の合成

転がり軸受にかかる荷重として一般に回転荷重, 静止荷重及び方向不定荷重とがある。

場合によっては不平衡あるいは振動源用おもりなどによる回転荷重と, 重力あるいは動力伝達などによる静止荷重との両者が同時にかかることがある。このように回転荷重と静止荷重とによる方向不定荷重がかかった場合の合成平均荷重は, 次のように求める。回転荷重と静止荷重との合成荷重は, それらの大小により図1のように二通りの場合がある。

すなわち, 回転荷重 > 静止荷重の場合は図1 (a) のように大きさの変化する回転荷重により, 回転荷重 < 静止荷重の場合には図1 (b) のように大きさの変化する揺動荷重となる。そして, これらいずれの場合にも合成荷重 F は, 次式で表わされる。

$$F = \sqrt{F_R^2 + F_S^2 - 2F_R F_S \cos\theta} \dots\dots\dots (1)$$

ここで, F_R : 回転荷重 (N), {kgf}
 F_S : 静止荷重 (N), {kgf}
 θ : 回転荷重と静止荷重とのなす角度

この F は, F_R と F_S との大きさにより, $F_R \gg F_S$ 又は $F_R \ll F_S$ の場合 $F_R + F_S$ を最大荷重 F_{max} , $|F_R - F_S|$ を最小荷重 F_{min} とする正弦曲線的に変動する荷重式(2.1), (2.2)で近似的に求めることができる。

$$F_R \gg F_S \text{ のとき } F = F_R - F_S \cos\theta \dots\dots\dots (2.1)$$

$$F_R \ll F_S \text{ のとき } F = F_S - F_R \cos\theta \dots\dots\dots (2.2)$$

また, $F_R \doteq F_S$ の場合には, 式(3.1), (3.2)で近似的に求められる。

$$F_R > F_S \text{ のとき } F = F_R - F_S + 2F_S \sin \frac{\theta}{2} \dots\dots\dots (3.1)$$

$$F_R < F_S \text{ のとき } F = F_S - F_R + 2F_R \sin \frac{\theta}{2} \dots\dots\dots (3.2)$$

式(1), (2.1), (3.1), (3.2)の曲線を示すと, 図2のようになる。

式(2.1), (2.2)又は式(3.1), (3.2)のように変動する荷重の平均値 F_m は, それぞれ式(4.1), (4.2)又は式(5.1), (5.2)で表わされる。

$$F_m = F_{min} + 0.65 (F_{max} - F_{min})$$

$$F_R \geq F_S \text{ のとき } F_m = F_R + 0.3F_S \dots\dots (4.1)$$

$$F_R \leq F_S \text{ のとき } F_m = F_S + 0.3F_R \dots\dots (4.2)$$

$$F_m = F_{min} + 0.75 (F_{max} - F_{min})$$

$$F_R \geq F_S \text{ のとき } F_m = F_R + 0.5F_S \dots\dots (5.1)$$

$$F_R \leq F_S \text{ のとき } F_m = F_S + 0.5F_R \dots\dots (5.2)$$

一般の場合, F は式(4.1), (4.2) ~ (5.1), (5.2)の間にあるので, 式(4.1), (4.2)及び式(5.1), (5.2)の第2項の係数0.3又は0.5が, F_S/F_R 又は F_R/F_S とともに直線的に変化するものとする, これら係数は,

$$0.3 + 0.2 \frac{F_S}{F_R}, 0 \leq \frac{F_S}{F_R} \leq 1$$

又は $0.3 + 0.2 \frac{F_R}{F_S}, 0 \leq \frac{F_R}{F_S} \leq 1$ となる。

したがって F_m は, 次式で表わすことができる。

$F_R \geq F_S$ のとき

$$F_m = F_R + (0.3 + 0.2 \frac{F_S}{F_R}) F_S$$

$$= F_R + 0.3F_S + 0.2 \frac{F_S^2}{F_R} \dots\dots\dots (6.1)$$

$F_R \leq F_S$ のとき

$$F_m = F_S + (0.3 + 0.2 \frac{F_R}{F_S}) F_R$$

$$= F_S + 0.3F_R + 0.2 \frac{F_R^2}{F_S} \dots\dots\dots (6.2)$$

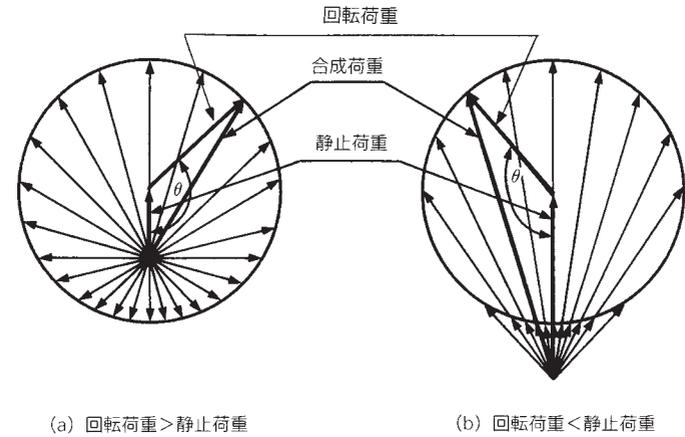


図1 回転荷重と静止荷重との合成荷重

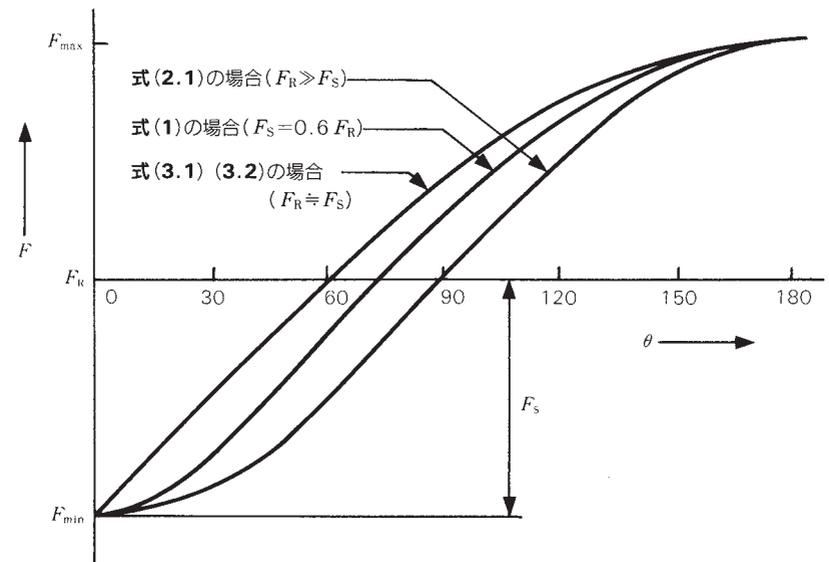


図2 合成荷重の線図

2.6 複数個の軸受全体としての寿命計算

1台の機械に何個かの転がり軸受が使用されている場合、個々の軸受にかかる荷重がわかれば、それぞれの軸受の疲れ寿命を求めることができる。しかし、機械はどの部分の軸受が破損しても運転できなくなるのが普通なので、1台の機械に使用されている軸受全体としての疲れ寿命を知ることが必要な場合もある。

軸受の疲れ寿命は、非常にばらつきが大きいためであり、我々の使っている疲れ寿命計算式 $L = \left(\frac{C}{P}\right)^p$ は、軸受の90%寿命（数多くの同じ軸受を同じ条件で回転させたとき、90%の軸受が到達できる総回転数又は時間であり、定格疲れ寿命ともいう。）を表わすものである。

すなわち、1個の軸受に対する計算疲れ寿命の値は、90%の確率をもつものである。

複数個の軸受全体が、ある期間、耐え得る確率は個々の軸受が同じ期間、耐え得る確率の積になるので、複数個の軸受全体としての定格疲れ寿命は、単に、個々の軸受の定格疲れ寿命のうち、最も短いものによって決まるのではなく、これより更に短いものになる。

いま、個々の軸受の定格疲れ寿命を L_1, L_2, L_3, \dots とし、軸受全体としての定格疲れ寿命を L とすれば、式(1)のように表わされる。

$$\frac{1}{L^e} = \frac{1}{L_1^e} + \frac{1}{L_2^e} + \frac{1}{L_3^e} + \dots \quad (1)$$

ここで、 $e=1.1$ （玉軸受、ころ軸受とも）

式(1)の L は、図1を用いれば簡単に求めることができる。

式(1)の L_1 の値を図1の L_1 尺に、 L_2 の値を L_2 尺にとり、直線で結んで L 尺との交点を読めば、

$$\frac{1}{L_A^e} = \frac{1}{L_1^e} + \frac{1}{L_2^e} \text{ の } L_A \text{ の値が求まる。この } L_A \text{ の値を}$$

L_1 尺にとり、 L_3 の値を L_2 尺にとって直線で結び、 L 尺との交点を読めば、

$$\frac{1}{L^e} = \frac{1}{L_1^e} + \frac{1}{L_2^e} + \frac{1}{L_3^e} \text{ の } L \text{ の値が求まる。}$$

例題

自動車前輪軸受の計算疲れ寿命が

内側軸受 280 000km

外側軸受 320 000km

であるとすれば、この車輪の軸受の疲れ寿命は、図1より160 000kmとなる。右側車輪の軸受の疲れ寿命がこの値であれば、左側車輪の軸受疲れ寿命も同じと考えられるので、前輪軸受全体としての疲れ寿命は図1より85 000kmとなる。

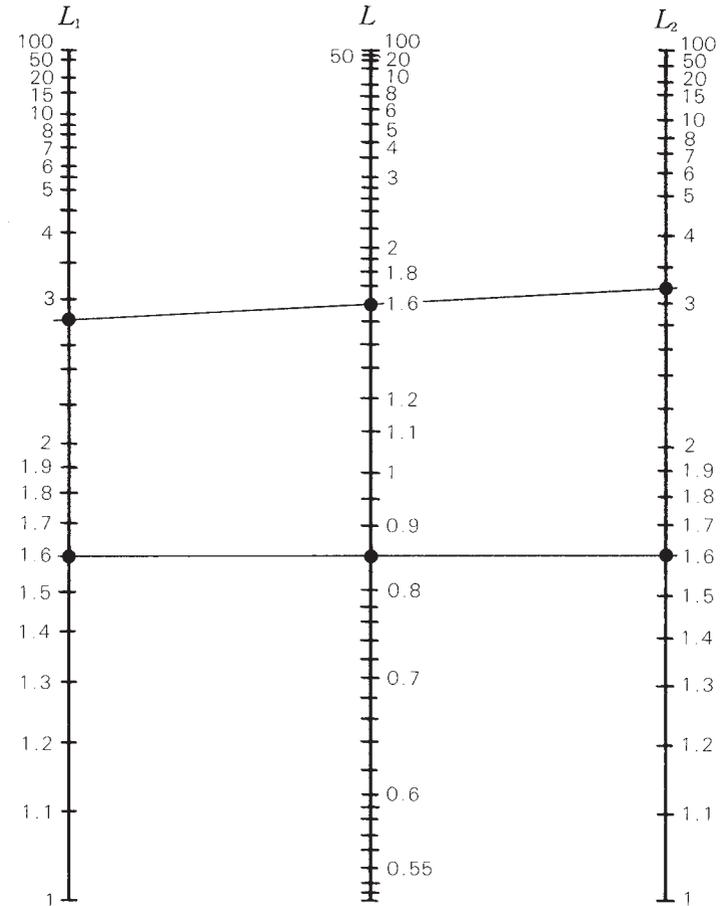


図1 寿命計算図表

2.7 使用機械別の荷重係数と疲れ寿命

転がり軸受が使用される機械において、適正な軸受を選定するには、通常、軸受到作用する荷重、回転速度、その他の条件を検討する。軸受到かかる荷重には、普通、その軸受が支える回転体の重量、歯車やベルトの伝達力より生じる荷重、そのほか、計算で推定しうる荷重などが基本的なものとして考えられる。実際には、これらの荷重に加えて、回転体のアンバランスによって生じる荷重、運転中の振動・衝撃による荷重などが付加される。そして、これらの荷重を正確に求めることはむずかしい。そこで、軸受の選定に必要な動等価荷重 P を想定するには、前述の基本的な荷重 F_n にある係数を乗じて、実際的な平均荷重に換算する。この係数を荷重係数 f_w と呼び、経験的な値を用いている。使用機械別、運転条件別に荷重係数 f_w の目安値を、表1に示す。以上のことから、例えば、ラジアル荷重 F_{rc} 、アキシアル荷重 F_{ac} が作用する使用箇所の場合、荷重係数をそれぞれ f_{w1} 、 f_{w2} とすれば、動等価荷重 P は

$$P = X f_{w1} F_{rc} + Y f_{w2} F_{ac} \dots\dots\dots (1)$$

となる。

軸受を選定するに当たって、疲れ寿命をいたずらに大きく採ることは、それだけ軸受が大きくなるので、経済的ではない。また、軸の強度、剛性、取付寸法などの点で必ずしも、軸受の疲れ寿命だけを基準にできない場合もある。経済的なしかも、適性な軸受の選定に当たっては、一般に、使用機械、使用条件によって、目安となる軸受の設計寿命を考える。

疲れ寿命係数 f_n と呼ばれる経験的な値がそれで、使用機械・運転条件別に整理して表わしたものが表2である。したがって、軸受の用途に応じた疲れ寿命係数 f_n から、

$$C \geq \frac{f_n \cdot P}{f_n} \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 C ：基本動定格荷重 (N), {kgf}
 f_n ：速度係数

によって、基本動定格荷重 C を求め、それに該当する軸受を選定することが望ましい。

表1 荷重係数 f_w の値

運 転 条 件	使 用 機 械 例	f_w
衝撃のない円滑運転のとき	電動機、工作機械、空調機械	1 ~ 1.2
普通の運転のとき	送風機、コンプレッサ、エレベータ、クレーン、製紙機械	1.2 ~ 1.5
衝撃・振動を伴う運転のとき	建設機械、クラッシャ、振動ふるい、圧延機	1.5 ~ 3

表2 疲れ寿命係数 f_n と使用機械例

区 分	f_n 値と使用機械				
	~3	2~4	3~5	4~7	6~
ときどき又は短時間使用する	・家庭用掃除機、洗濯機などの小形電動機 ・電動工具	・農業機械			
常時使用しないが、確実な運転が要求される		・家庭用冷暖房機の電動機 ・建設機械	・コンベア ・エレベータ		
不連続であるが、比較的長時間運転する	・圧延機ロールネック	・小形電動機 ・デッキクレーン ・一般荷役クレーン ・ピニオンスタンド ・乗用車	・工場電動機 ・工作機械 ・一般歯車装置 ・振動ふるい ・クラッシャ	・クレーンシーブ ・コンプレッサ ・重要な歯車装置	
1日8時間以上常時運転するか、連続で長時間運転する		・エスカレータ	・遠心分離機 ・空調設備 ・送風機 ・木工機械 ・大形電動機 ・客車車軸	・鉱山ホイスト ・プレスフライホイール ・車両用主電動機 ・機関車車軸	・製紙機械
24時間連続運転で、事故による停止が許されない					・水道設備 ・発電所設備 ・鉱山用排水ポンプ

2.8 ラジアルすきま と疲れ寿命

転がり軸受の疲れ寿命計算式は、カタログなどに示されているとおり、式(1)で表わされる。

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 L : 定格疲れ寿命 (10⁶ rev.)
 C : 基本動定格荷重 (N), {kgf}
 P : 動等価荷重 (N), {kgf}
 p : 指数 (玉軸受 $p = 3$
 ころ軸受 $p = \frac{10}{3}$)

この場合の定格疲れ寿命 L は、ラジアル軸受では軸受内部の荷重分布が負荷率 $\epsilon = 0.5$ の状態 (図1) にあることが前提になっている。

負荷率 ϵ は、荷重の大きさと軸受内部すきまにより変化するが、その関係については5.2項 (ラジアル玉軸受における 内部すきま と負荷率) に解説してある。

軸受内部すきまが零のとき $\epsilon = 0.5$ の荷重分布状態が得られる。したがって、通常行なう疲れ寿命計算は すきま 零としての値を計算しているものである。ラジアルすきまの影響を考慮した場合の軸受の疲れ寿命は次のようにして求める。

軸受のラジアルすきま Δ_r と負荷率 ϵ の関数 $f(\epsilon)$ との間には式(2)、式(3)が成り立つ。

深溝玉軸受の場合

$$\left. \begin{aligned} f(\epsilon) &= \frac{\Delta_r \cdot D_w^{1/3}}{0.00044 \left(\frac{F_r}{Z}\right)^{2/3}} \dots\dots\dots (N) \\ f(\epsilon) &= \frac{\Delta_r \cdot D_w^{1/3}}{0.002 \left(\frac{F_r}{Z}\right)^{2/3}} \dots\dots\dots \{kgf\} \end{aligned} \right\} \dots (2)$$

円筒ころ軸受の場合

$$\left. \begin{aligned} f(\epsilon) &= \frac{\Delta_r \cdot L_{we}^{0.8}}{0.000077 \left(\frac{F_r}{Z_i}\right)^{0.9}} \dots\dots\dots (N) \\ f(\epsilon) &= \frac{\Delta_r \cdot L_{we}^{0.8}}{0.0006 \left(\frac{F_r}{Z_i}\right)^{0.9}} \dots\dots\dots \{kgf\} \end{aligned} \right\} \dots (3)$$

ここで、 Δ_r : ラジアルすきま (mm)
 F_r : ラジアル荷重 (N), {kgf}
 Z : 転動体の数
 i : 転動体の列数
 D_w : 玉の直径 (mm)
 L_{we} : ころの有効長さ (mm)
 L_ϵ : すきま Δ_r のときの寿命
 L : すきま零のときの寿命で式(1)より求める

ラジアル内部すきま Δ_r のときの負荷率 ϵ と $f(\epsilon)$ 及び L_ϵ/L の関係は、表1に示すとおりである。上式より $f(\epsilon)$ を求めて ϵ 及び L_ϵ/L を知ることができる。

例として6208、及びNU208について、ラジアルすきまと軸受の疲れ寿命との関係を示すと、図2のようになる。

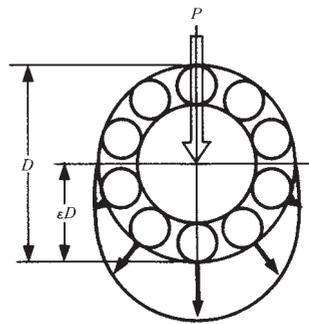


図1 $\epsilon = 0.5$ の荷重分布

表1 ϵ と $f(\epsilon)$, L_ϵ/L

ϵ	深溝玉軸受		円筒ころ軸受	
	$f(\epsilon)$	$\frac{L_\epsilon}{L}$	$f(\epsilon)$	$\frac{L_\epsilon}{L}$
0.1	33.713	0.294	51.315	0.220
0.2	10.221	0.546	14.500	0.469
0.3	4.045	0.737	5.539	0.691
0.4	1.408	0.889	1.887	0.870
0.5	0	1.0	0	1.0
0.6	- 0.859	1.069	- 1.133	1.075
0.7	- 1.438	1.098	- 1.897	1.096
0.8	- 1.862	1.094	- 2.455	1.065
0.9	- 2.195	1.041	- 2.929	0.968
1.0	- 2.489	0.948	- 3.453	0.805
1.25	- 3.207	0.605	- 4.934	0.378
1.5	- 3.877	0.371	- 6.387	0.196
1.67	- 4.283	0.276	- 7.335	0.133
1.8	- 4.596	0.221	- 8.082	0.100
2.0	- 5.052	0.159	- 9.187	0.067
2.5	- 6.114	0.078	-11.904	0.029
3	- 7.092	0.043	-14.570	0.015
4	- 8.874	0.017	-19.721	0.005
5	-10.489	0.008	-24.903	0.002
10	-17.148	0.001	-48.395	0.0002

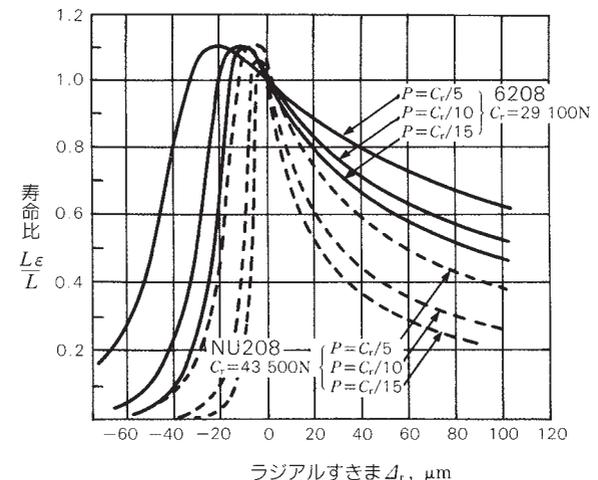


図2 ラジアル内部すきまと寿命比

2.9 深溝玉軸受の内輪・外輪の傾きと疲れ寿命

転がり軸受は高い精度で作られているので、使用状態でも、この精度が維持されるように、取付周りの軸やハウジングの加工精度、組立精度に留意しなければならない。実際には、軸受周りの加工精度にも限度があり、外部からの荷重などによる軸のたわみなどによって、内輪・外輪に傾きのある状態で使われることが多い。

深溝玉軸受の寸法、運転時の内部すきま、荷重などによって異なるが、許容される傾き角は、一般に、 $0.0006 \sim 0.003 \text{rad}$ ($2' \sim 10'$) である。

ここでは62系列、63系列の深溝玉軸受の中から代表例として4形番について、ある範囲以下の内輪・外輪の傾きと疲れ寿命との関係を紹介する。

傾きがないときの疲れ寿命を $L_{\theta=0}$

傾きがあるときの疲れ寿命を L_{θ} として

$L_{\theta}/L_{\theta=0}$ を計算によって求めると、傾きによる疲れ寿命への影響がわかる。この結果を図1～図4に示す。

計算上、荷重条件として、ラジアル荷重 F_r (N), {kgf}, アキシアル荷重 F_a (N), {kgf} を一般的な

使用条件の一例として、それぞれ軸受の動定格荷重 C_r (N), {kgf} のおおよそ10% (普通荷重), 1% (軽予圧程度) とした。ラジアル内部すきまを普通すきまとし、軸をj5程度として、内輪の膨張による内部すきまの減少も考慮した。

更に、内輪・外輪の温度差が運転時に 5°C ある状態を想定し、有効すきまが、最小、最大及び平均値のおおのこの場合について $L_{\theta}/L_{\theta=0}$ を算出した。

図1～図4に示されるとおり、傾きがおおよそ $0.0006 \sim 0.003 \text{rad}$ ($2' \sim 10'$) の範囲では、疲れ寿命の低下が5～10%以内にとどまるので、大きな影響はない。

しかし、傾きがある範囲を超えると、疲れ寿命が急激に低下することが図からわかるので、十分な注意が必要である。

さらに、すきまが小さい場合、図示されているように、傾きの小さい時は、ほとんど影響がないが、傾きが大きくなると、寿命の低下の度合いが大きい。

このようなことから、軸受を使用する場合は、取付誤差を可能な限り、小さくするよう配慮すべきである。

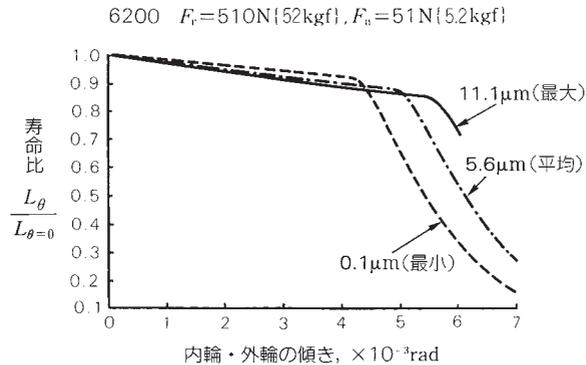


図1

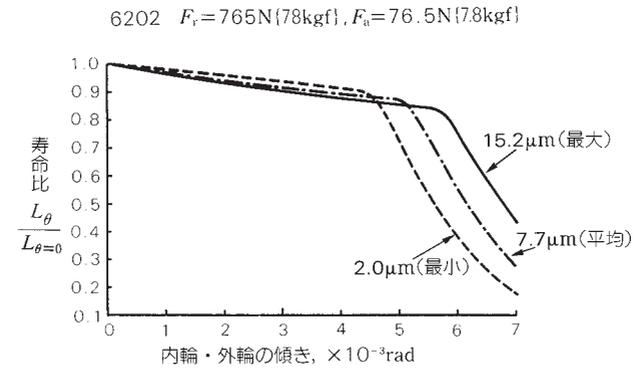


図2

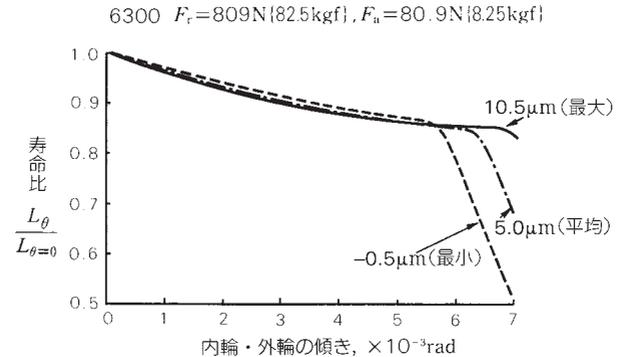


図3

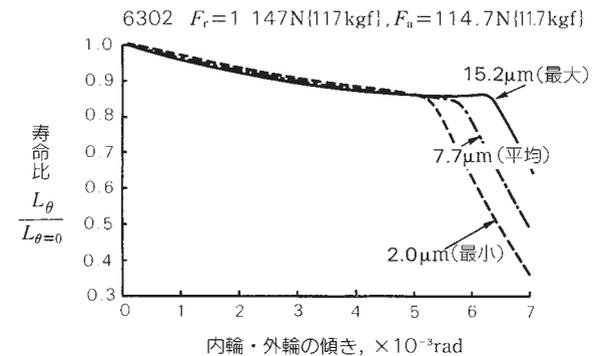


図4

2.10 円筒ころ軸受の内輪・外輪の傾きと疲れ寿命

転がり軸受で支持されている軸に たわみ がある場合や, 取付部の肩に精度不良がある場合には, 軸受の内輪と外輪との間に傾きを生じ, 軸受の疲れ寿命が低下する。寿命低下の割合は, 軸受の形式や内部設計によって異なり, また使用時のラジアル内部すきま や負荷する荷重の大きさによっても相違がある。

標準設計の円筒ころ軸受NU215とNU315について, 内輪・外輪の傾きと疲れ寿命の関係を求めると, 図1～図4のようになる。

ここで, 横軸は 内輪・外輪の傾き (rad)

縦軸は 疲れ寿命比 $L_{\theta}/L_{\theta=0}$ で

傾きがないときの疲れ寿命 $L_{\theta=0}$

傾きがあるときの疲れ寿命 L_{θ} とする。

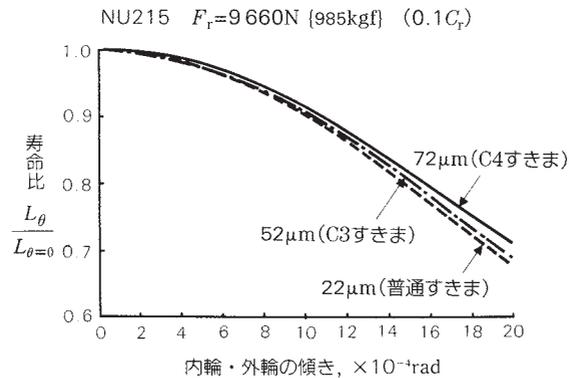


図1

図1及び図2は, 荷重一定(軸受の基本動定格荷重 C_r の10%)で, 内部すきまが普通すきま, C3すきま, C4すきまの場合を示し, 図3及び図4は, すきま一定(普通すきま)で, 荷重が基本動定格荷重 C_r のそれぞれ5%, 10%, 20%の場合を示している。

なお, すきまの値としては, はめあい が m5/H7, 内輪・外輪の温度差を5°Cとしたときの有効すきまの中央値を使用している。

すきまや荷重に対する疲れ寿命比の傾向は, 他の円筒ころ軸受も同様であるが, 寿命比そのものは軸受系列・寸法によって異なり, 広幅の22, 23系列の軸受では, 寿命低下が急激である。大きな傾きが予想される用途には, 特別に設計された軸受を用いることが望ましい。

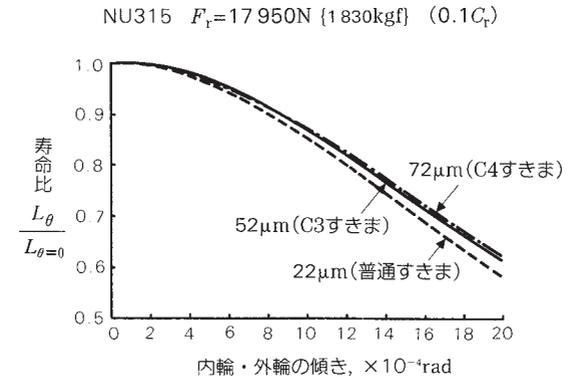


図2

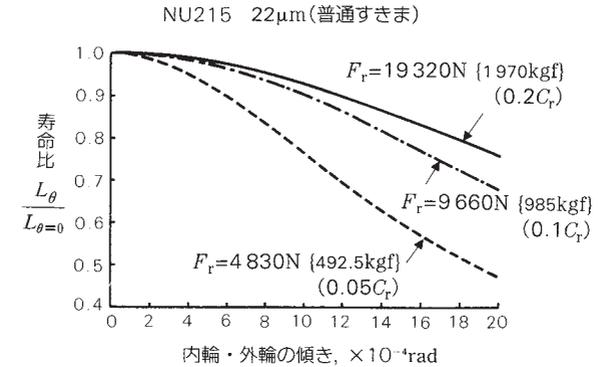


図3

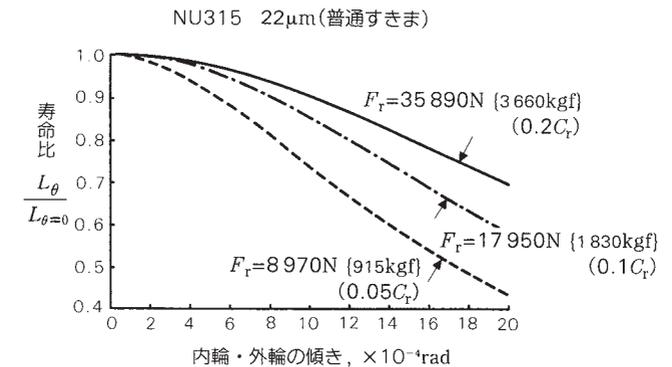


図4

2.11 疲れ寿命と信頼度

航空機, 人工衛星, あるいはロケットなどのように部品の故障が全体の損傷を引き起こすおそれがあり, しかも故障の修理ができないような場合には, 一段と高い信頼性が各構成部品に要求されている。この考え方は, 一般の耐久消費材にも適用されつつあり, また機械設備に対する効果的な予防保全にも活用し得るものである。

転がり軸受の定格疲れ寿命 (rating life) とは一群の同じ軸受を同じ条件で個々に運転したとき, そのうちの90%の軸受が材料の転がり疲れによる損傷を起こさずに回転できる総回転数, あるいは, 一定回転速度では総回転時間をいう。すなわち, 信頼度90%と定められている。90%にとった理由としては, 人間の寿命などによく使われる平均値では, その寿命値よりもだいぶ前に寿命に達してしまうものが多く, またもし最小値を基準にした場合にはその寿命値よりもはるかに長い寿命を示すものが多過ぎるからである。また統計的な信頼度としては95%をとることが多いが, 軸受の場合には, 実用上と経済的な点から, 経験的に90%とやや信頼度をゆるめて採ったものである。しかしながら90%の信頼度は, 今日の航空機や電子計算機あるいは通信設備などの部品には許されず99%とか99.9%信頼度という要求もある。

一群の同じ軸受を同一条件で個々に運転したときの疲れ寿命の分布は, 図1のとおりである。ワイブル方程式は, 損傷率10~60% (残存確率90~40%) の範囲ではその疲れ寿命分布によく適合する。しかし, 損傷率10%以下 (残存確率90%以上) の範囲においては, 図2に示すように転がり疲れ寿命はワイブル分布の理論曲線よりも寿命が長くなる。これは, 非常に数多くの各種軸受を寿命試験し, データを集積, 解析した結果得られた結論である。

これらをもとに損傷率10%以下の軸受寿命, 例えば95%寿命, あるいは98%寿命を検討する場合には, 下表に示す信頼度係数 a_1 を寿命検討に際し用いる。いま, 定格疲れ寿命 L_{10} が10 000時間と計算された軸受を98%寿命 L_2 にて検討したいときには $L_2 = 0.33 \times L_{10} = 3 300$ 時間 と算出できる。これにより機械設備に必要な信頼性の大小, あるいは分解点検の難易などに軸受寿命の信頼度をマッチさせることが可能となる。

表1 信頼度係数

信頼度 %	90	95	96	97	98	99
寿命 L	L_{10} 定格寿命	L_5	L_4	L_3	L_2	L_1
信頼度係数 a_1	1	0.64	0.55	0.47	0.37	0.25

転がり疲れ以外に軸受の耐久性を決定づけるものに, 潤滑, 摩耗, 音響, 精度などがある。広い意味での軸受寿命はこれらについても当然考えなければならぬが, これらの耐久限界は使用箇所, 使用条件により異なる。

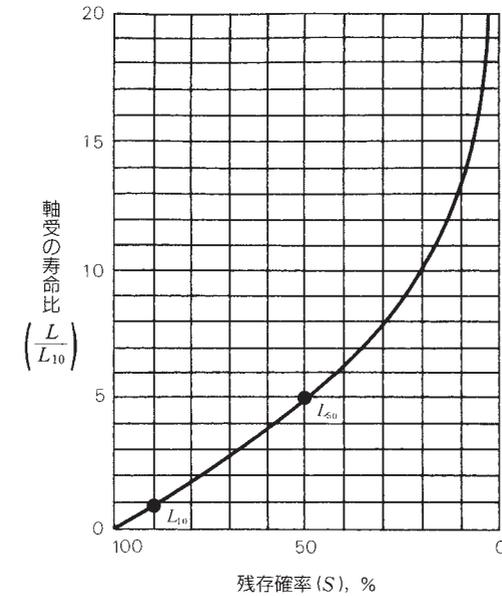


図1 軸受寿命と残存確率

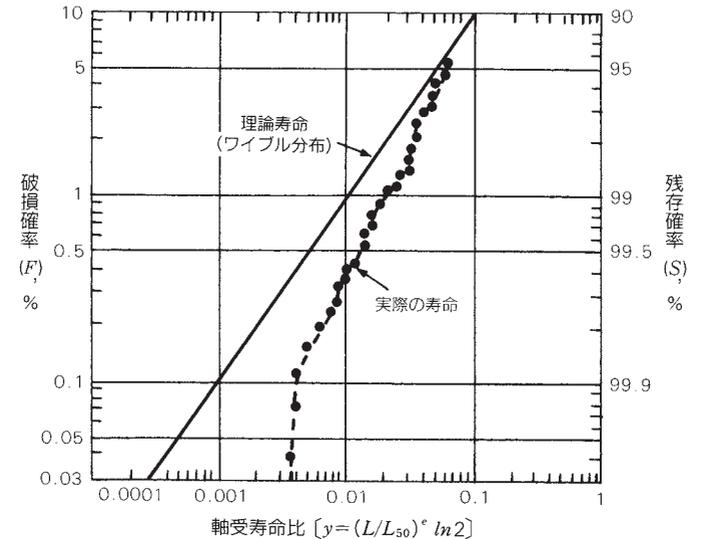


図2 低損傷率域における寿命分布

2.12 油膜パラメータと転がり 疲れ寿命

多くの実験や経験によれば、転がり軸受の転がり疲れ寿命は潤滑と密接に関係する。

転がり疲れ寿命は、軸受の軌道面・転動面が回転に伴い繰返し応力を受けることによって材料が疲労し、その表面の一部にはく離が生じるまでの総回転数である。

このはく離の起点となり得るものとしては、非金属介在物や空孔などの材料内部のミクロな不均質部がある場合と、軌道面・転動面の微小突起間の接触により生じる極めて微小なき裂や表面の傷・圧こんなど、材料表面のミクロな欠陥のある場合とがある。そして、前者によるはく離は内部起点はく離、後者によるはく離は、表面起点はく離と呼ばれている。

転がり接触面の潤滑状態の良否は、形成される油膜厚さと表面粗さとの比である油膜パラメータ A によって表わされ、 A が大きいほど潤滑状態は良い。すなわち、 A が大きい（一般には3程度以上）場合には、表面の微小突起間の接触による表面起点はく離が起りにくくなり、表面に傷・圧こん等の欠陥がなければ、寿命は主として内部起点はく離によって決まる。逆に A の減少につれて表面微小突起間の接触による表面起点はく離が生じやすくなり、寿命も短縮する。この様子を示すと、図1のようなになる。

NSKでは、約370個のころ軸受について $A=0.3 \sim 3$ の範囲で潤滑剤・軸受材料等を変えた寿命実験を行い、この関係を明らかにした(図2の●▲)。これまでに報告されている同様な実験の中から主なものをまとめて示すと、図2のようなになる。これによると、寿命変化の少ない $A=3 \sim 4$ 付近の寿命値に較べて、 $A=1$ 付近になると寿命は急激に減少し、 $A \leq 0.5$ 付近ではおよそ1/10以下にもなってしまう。これは表面起点はく離が支配的となった結果である。

したがって、転がり軸受の疲れ寿命を延長する立場からいえば、潤滑条件を良好にして油膜パラメータが大きき(理想的には3程度以上に)なるようにすることが望ましい。

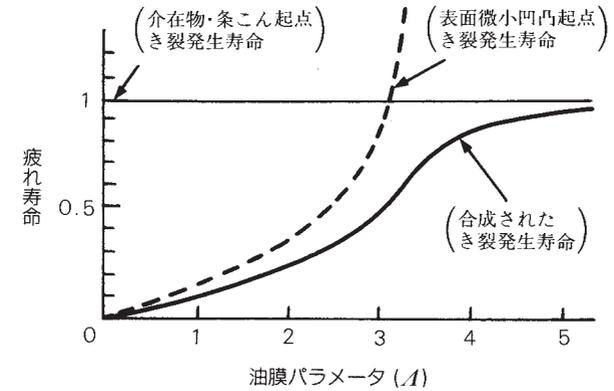


図1 A に応じた寿命の表れ方 (Tallianほか)

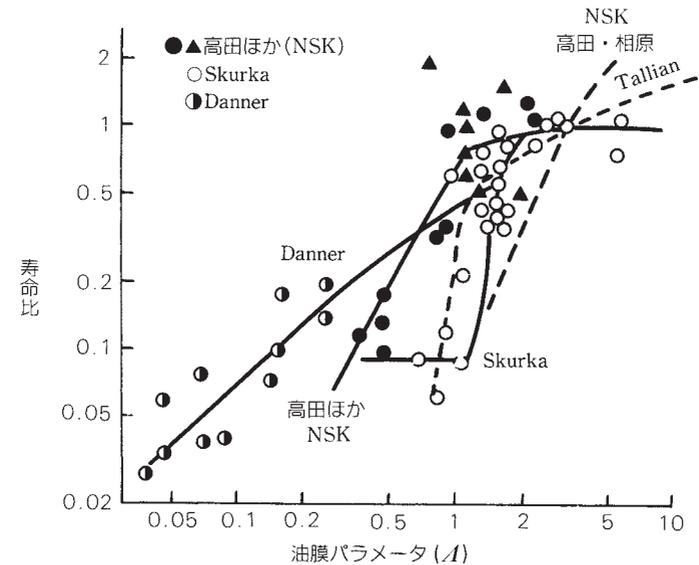


図2 A と転がり疲れ寿命との実験例
($A=3$ での寿命を基準として表したもの)

2.13 EHL油膜パラメータの計算図表

転がり軸受の潤滑は、弾性流体潤滑 (Elasto-hydrodynamic Lubrication EHL) 理論で説明される。EHL に関する諸量の中で最も重要な油膜パラメータ (油膜-表面粗さ比) を簡略に求める方法を、紹介する。

2.13.1 油膜パラメータ

軸受の軌道面・転動面は非常に滑かであるが、ミクロ的にみると細かい凹凸をもっている。EHL 油膜厚さは、ちょうどこの表面粗さと同じオーダであるので、表面粗さを抜きにしては潤滑条件を論じられない。例えば、平均油膜厚さが同じでも、表面粗さにより2面が完全に分離される場合〔図1 (a)〕と、表面突起間で金属接触する場合〔同 (b)〕とがある。潤滑の効果、表面の損傷に関して (b) が劣ることは、容易に理解される。

そこで導入されたのが油膜厚さと粗さとの比であり、次に示す油膜パラメータ(A)として、EHLの研究・応用面で広く使われている。

$$A = h/\sigma \dots\dots\dots (1)$$

ここで h : EHL油膜厚さ

$$\sigma: \text{合成表面粗さ } \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$$

σ_1, σ_2 は接触する2面の粗さ(2乗平均粗さ)(rms)

油膜パラメータと油膜形成の間には、図2の関係があり、潤滑の程度は図中の3領域に分けられる。

2.13.2 油膜パラメータ計算図表

図表化には、Dowson-Higginsonの最小油膜厚さ式

$$H_{\min} = 2.65 \frac{G^{0.54} U^{0.7}}{W^{0.13}} \dots\dots\dots (2)$$

を用いる。油膜厚さについては、最も薄くなる最大転動体荷重下の内輪油膜厚さを考える。

式(2)は速度の項 R 、粘度の項 A 、負荷に関する項 F 、軸受諸元に関する項 J にグループ化すると、

$$A = t \cdot R \cdot A \cdot F \cdot J \dots\dots\dots (3)$$

のように表現できる。 t は定数である。

R と A は軸受によらない量にできる。また、 F は、荷重 P を $98\text{N}\{10\text{kgf}\}$ と $98\text{kN}\{10\text{tf}\}$ の間で考えると、 $F \propto P^{-0.13}$ として2.54倍変化するが、実用荷重は軸受寸法で大体決まってくるので、20~30%の変化におさまる。そこで、 F は軸受諸元の項 J と一括して考える [$F = F(J)$]。その結果、従来からの考えに基づいた (traditionalな) 式(3)は、次のようにグループ化できた。

$$A = T \cdot R \cdot A \cdot D \dots\dots\dots (4)$$

ここで T : 軸受の形式 (Type) で決まる係数

R : 速度 (Rotation) に関する係数

A : 粘度 (圧力, 粘度係数 d : Alpha) に関する係数

D : 軸受寸法 (Dimension) に関する係数

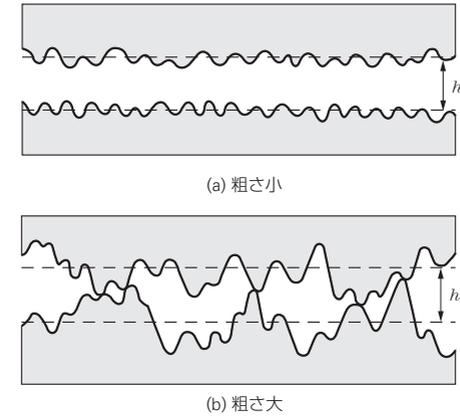


図1 油膜と表面粗さ

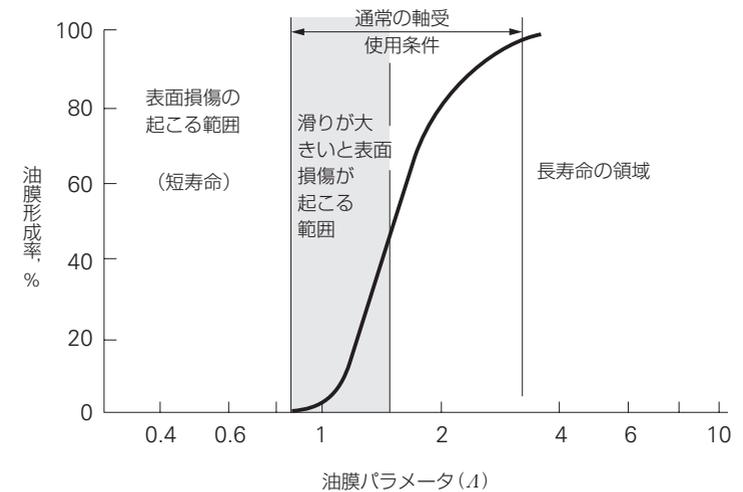


図2 軸受特性に与える潤滑油膜の効果

EHLに関する諸量で最も重要な油膜パラメータ A は、先の簡略式で表わされ、 A が小さい領域では転がり軸受の疲れ寿命が短くなる。

$A = T \cdot R \cdot A \cdot D$ の式で、 $R \cdot A \cdot D$ の各項については、 R が回転速度 n (min^{-1})、 A が油の粘度 η_0 ($\text{mPa} \cdot \text{s}$)、 $\{\text{cp}\}$ 、 D は軸受内径 d (mm) で表わされ、以下に計算手順を示す。

- (1) 軸受の形式より、 T の値を求める (表1)。
 - (2) 図3より、 n (min^{-1}) に対する R 値を求める。
 - (3) 図4より、絶対粘度 ($\text{mPa} \cdot \text{s}$)、 $\{\text{cp}\}$ と油の種類から A の値を求める。
- 一般には、動粘度 ν_0 (mm^2/s)、 $\{\text{cSt}\}$ が用いられるので、次式で換算する。

$$\eta_0 = \rho \cdot \nu_0 \dots\dots\dots (5)$$

ρ は密度 (g/cm^3) であるが、概略として次の値を用いる。

- 鉱油 $\rho = 0.85$
- ジエスエル油 $\rho = 0.9$
- シリコン油 $\rho = 1.0$

また、鉱油がナフテン系かパラフィン系が不明のときには、図4でパラフィン系の線図を用いる。

(4) 図5より、軸受の直径系列と内径 d (mm) から D の値を求める。

表1 T 値

軸受形式	T 値
玉軸受	1.5
円筒ころ軸受	1.0
円すいころ軸受	1.1
自動調心ころ軸受	0.8

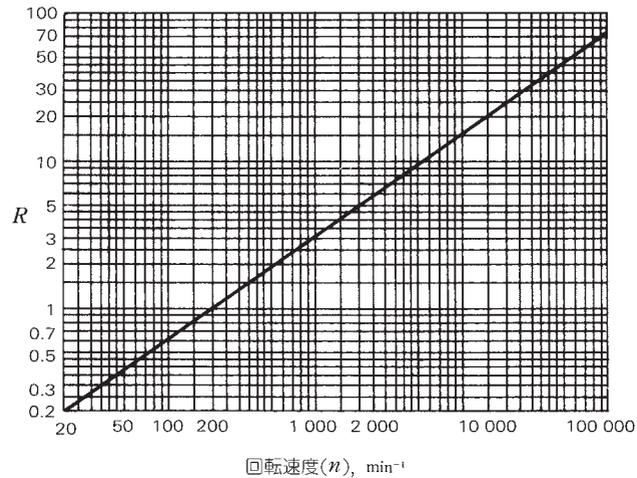


図3 速度項に関する係数 (R)

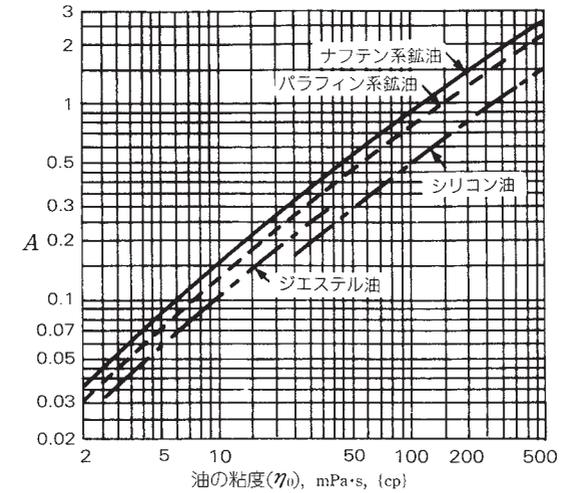


図4 潤滑剤粘度に関する係数 (A)

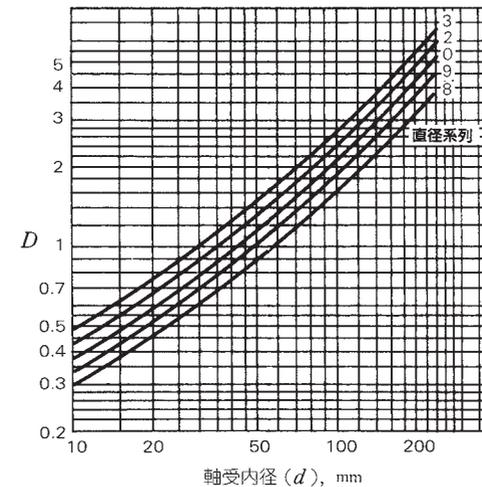


図5 軸受諸元に関する係数 (D)

EHL油膜パラメータの計算例を, 次に示す.

〔例1〕 深溝玉軸受6312をパラフィン系鉱油 ($\eta_0=30\text{mPa}\cdot\text{s}$, {cp}) を用いて, 回転速度 $n=1\,000\text{min}^{-1}$ で使用するときの油膜パラメータを求める.

(解) 軸受カタログより $d=60\text{mm}$, $D=130\text{mm}$
 表1より $T=1.5$
 図3より $R=3.0$
 図4より $A=0.31$
 図5より $D=1.76$
 よって, $A=2.5$

〔例2〕 円筒ころ軸受NU240 をパラフィン系鉱油 ($\eta_0=10\text{mPa}\cdot\text{s}$, {cp}) を用いて, $n=2\,500\text{min}^{-1}$ で使用するときの油膜パラメータを求める.

(解) 軸受カタログより $d=200\text{mm}$, $D=360\text{mm}$
 表1より $T=1.0$
 図3より $R=5.7$
 図4より $A=0.13$
 図5より $D=4.8$
 よって, $A=3.6$

2.13.3 油不足及びせん断発熱の影響

上で得た油膜パラメータは, 接触部の入口部に油が十分に満ちている (fully flooded) という条件と, 入口部の温度が一定 (isothermal) という条件を満足しているときの値である. しかし, 潤滑条件, 運転条件によっては, これらの条件が満たされない場合がある.

一つは, 油不足 (starvation) とされる状態であり, 図表から求まる油膜パラメータより, 実際の値は小さくなる. 潤滑に供される油量が限られている場合, 油不足になる可能性がある. グリース潤滑も油不足条件になると考えられる. このような条件では, 油膜パラメータは図表から得られる値の50~70%が目安となる.

いま一つの影響は, 特に高速時における接触部入口での激しいせん断による油の局所的な温度上昇で, このため油の粘度が低下し, 油膜パラメータが等温理論の値より小さくなる. せん断発熱の影響については, MurchとWilsonの解析があり, 油膜パラメータの減少係数が与えられている. いま, 粘度と速度 (転動体セットのピッチ径 D_{pw} × 毎分回転数 n , ($d_m n$)) をパラメータとして計算すると, 概略値として図6を得る. この減少係数 Hi を前項で求めた油膜パラメータに乗ずれば, せん断発熱を考慮した油膜パラメータが求まる. すなわち,

$$A = Hi \cdot T \cdot R \cdot A \cdot D \dots\dots\dots (6)$$

である.

なお, 転動体のピッチ径 $D_{pw}(d_m)$ は, 軸受内径・外径の平均値 (mm) としてもよい.

計算 (例1) の条件は, $d_m n = 9.5 \times 10^4$, $\eta_0 = 30\text{mPa}\cdot\text{s}$, {cp} であり, 図6からは Hi は1に近く, せん断発熱の影響はほとんどない. (例2) の条件は, $d_m n = 7 \times 10^5$, $\eta_0 = 10\text{mPa}\cdot\text{s}$, {cp} で $Hi = 0.76$ と油膜パラメータが25%ほど小さくなっている. それゆえ A は3.6でなく, 実際には2.7となる.

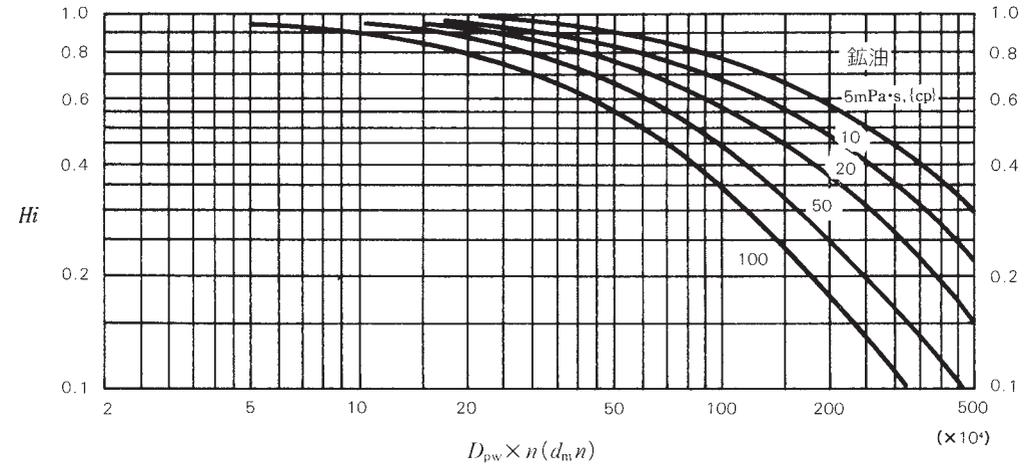


図6 せん断発熱による油膜厚さの減少係数 (Hi)

2.14 疲労解析

転がり軸受の疲労寿命を予知し、残存寿命を推定するためには、軸受の疲労破壊現象をすべて解明することが必要であり、そのような段階に到達するには、まだ長い年月を要することであろう。しかし、転がり疲れは、接触点の圧縮応力下で進行する疲労なので、破損するまでに生ずる材質変化の極めて大きいことが知られている。したがって、早期にクラックを発生する欠陥が軌道の表面にあるとか、軌道が化学的影響を受けるときなど、材質変化の蓄積よりクラックの進展が先行するような場合を除けば、材質変化を検出することによって、軸受の疲労度を推定することが可能である。

2.14.1 疲労度の計測

軸受の疲労の進行度は、X線装置によって軌道面の残留応力、回折線半価幅、残留オーステナイト量の変化を測定して求められる。

これらの値は、疲労の進行に伴い図1のように変化する。残留応力は、早期に増加し飽和値に近づくので、微小な疲労の検知に利用できるが、大きな疲労度の領域では、回折線半価幅と残留オーステナイトの変化が疲労の進行との関連を示す。これらのX線計測値を、まとめて一つのインデックス（疲労度インデックス）とし、軸受の耐久試験時間との関係を求めた。

多くの玉軸受、円すいころ軸受及び円筒ころ軸受を種々の荷重条件、潤滑条件下で耐久試験して、計測値を蓄積した。同時に、実機に使用されている軸受についても計測を重ねた。

図2は、それらのデータをまとめたものである。疲労現象の複雑さを反映して、ばらつきは大きい。疲労度インデックスと耐久試験時間あるいは使用時間とは相関があり、ある程度の不確かさを許容すれば、疲労度の判定を量的に取り扱うことができる。

図2で、内部疲労と示されているのは、疲労が内部のせん断応力に支配される場合であり、表面疲労とは潤滑油の汚れや油膜の破断によって、表面の疲労が内部より早く大きく発生する場合の相関を示したものである。

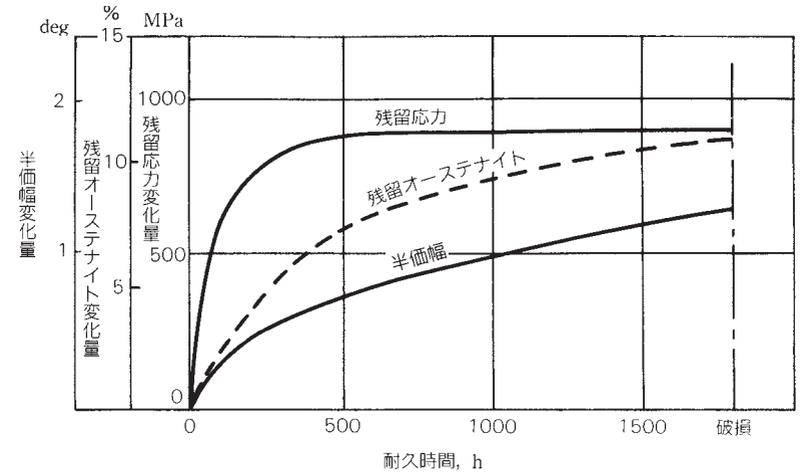


図1 X線計測値の変化

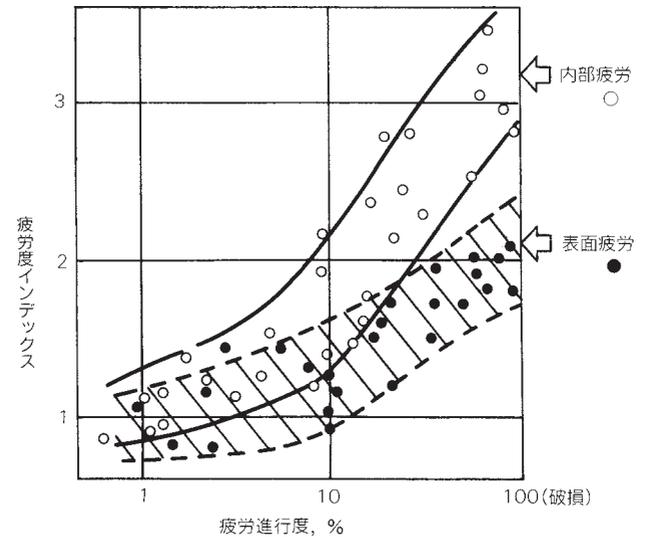


図2 疲労の進行度と疲労度インデックス

2.14.2 表面疲労と内部疲労

転がり軸受は極めて滑らかな仕上げ面をもち、比較的良好な潤滑条件に恵まれているので、従来、転動面下の内部のせん断応力が、軸受の破損を支配すると考えられてきた。

転がり接触によるせん断応力は、表面下のある深さで最大値を示し、破損の起点となるクラックは、まず最初、内部に発生する。このような内部疲労によって、軌道が破損する場合、疲労度を深さ方向に測定すると、図3の玉軸受の例のように、疲労度はせん断応力の理論計算どおりに高くなっていることが確かめられる。

図3のような疲労度のパターンが見られるのは、潤滑条件が良く、転がり接触点に十分な厚さの油膜が形成されている場合が多い。

軸受のカタログに記載されている基本動定格荷重は、軸受がこのような内部疲労パターンで破損する場合のデータを用いて定められている。

図4は、油膜形成が不十分な潤滑条件下で、耐久試験をした円筒ころ軸受の例である。計算寿命よりはるかに早い時期から、表面の疲労度が上昇していることがわかる。

この試験においては、内部の疲労が大きく現れる以前に、軸受はすべて破損してしまった。

このように、表面の疲労により軸受が破損してしまうのは、潤滑剤の粘度が低過ぎて油膜の形成が不十分であったり、潤滑剤に異物や水分が混入する場合など、潤滑条件が原因となっていることが多い。

当然のことながら、表面疲労による軸受の破損は、内部疲労による破損に先立って生じるものである。

多くの機械装置に使用されている軸受では、この表面疲労を引き起す危険にさらされることが多く、軸受の本来の寿命ともいえる内部疲労による破損以前に、表面疲労によって破損する例が多い。

実際の機械に使用された軸受を疲労解析してみると、内部疲労のパターンではなく、図4のような表面疲労の形を示していることが圧倒的に多い。

このように、実際に使用された軸受の疲労度の分布を知ることによって、軸受の残存寿命だけでなく、潤滑条件、荷重条件などについても有効な情報を得ることが可能である。

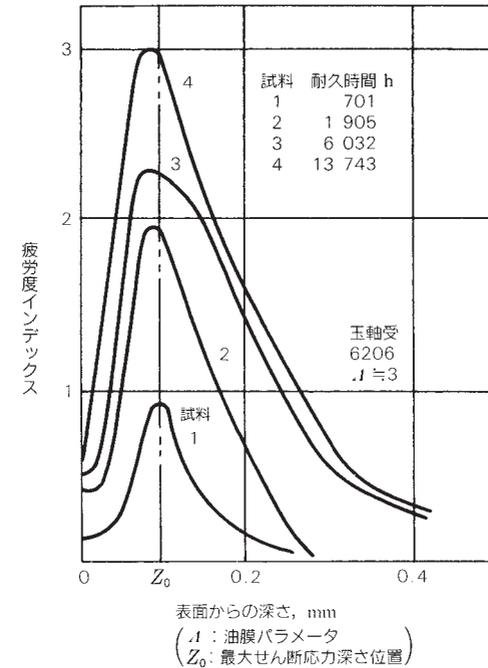


図3 内部疲労の進行

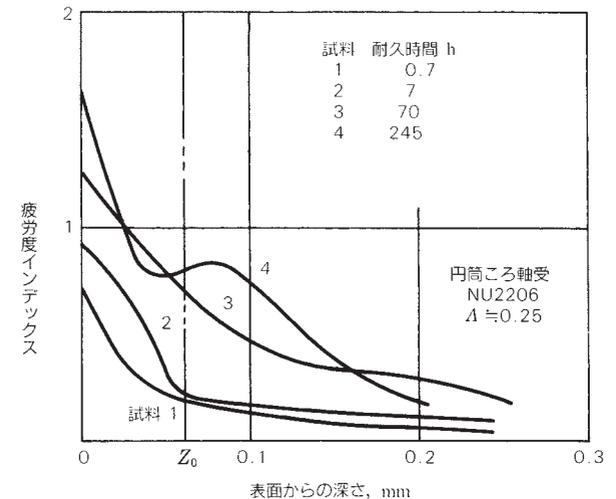


図4 表面疲労の進行

2.14.3 実用軸受の解析 (1)

自動車のトランスミッション用軸受は、省エネルギーという時代的要求によって、小形軽量化とともに耐久寿命の延長という困難な問題を課せられている。

図5は、実際に走行した乗用車のトランスミッション各部位に使用されている軸受を、疲労解析した一例である。さまざまな自動車のミッションの軸受を解析してみると、すべて図5に示したような表面疲労のパターンであり、皮肉なことに、軸受寿命算定の基準となっている内部疲労の進行はほとんど見られない。

つまり、これらの軸受は、外部からの軸受荷重による疲労は小さく、本来ならば極めて長期間使用できるのに、転動面において発生する表面的な力によって、早期に疲労による被害のあることを示している。

この原因は、ギヤオイルの中の微小な異物のかみ込みによる圧こんの影響であり、このために表面部の疲労が著しいことが明らかになった。

図5の中でも、荷重的に最も厳しいカウンタ・フロント軸受の疲労に次いで、荷重的には最も楽なカウンタ・リヤ軸受の疲労が大きいのは、カウンタ軸の軸受はギヤオイルに浸されていて、それだけ異物のかみ込みが多いためである。

図6は、2種類の軸受のミッションにおける実機耐久テストの寿命結果と、疲労解析のデータである。

以上の解析結果から、ギヤオイル中の異物の侵入を防ぎ、油だけが入るようにした特殊シール付き軸受（密封クリーン軸受）は、めざましい寿命延長を示しており、シールのない開放軸受の10倍以上の寿命となっている。

疲労パターンを見ると、密封クリーン軸受では内部疲労パターンに変わっており、表面疲労の低減が画期的な寿命増大をもたらしていることがよくわかる。

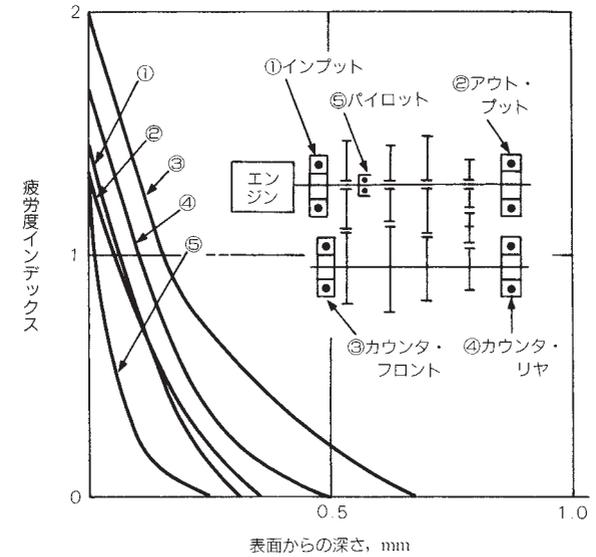


図5 トランスミッション用軸受(実車走行品)の疲労度分布

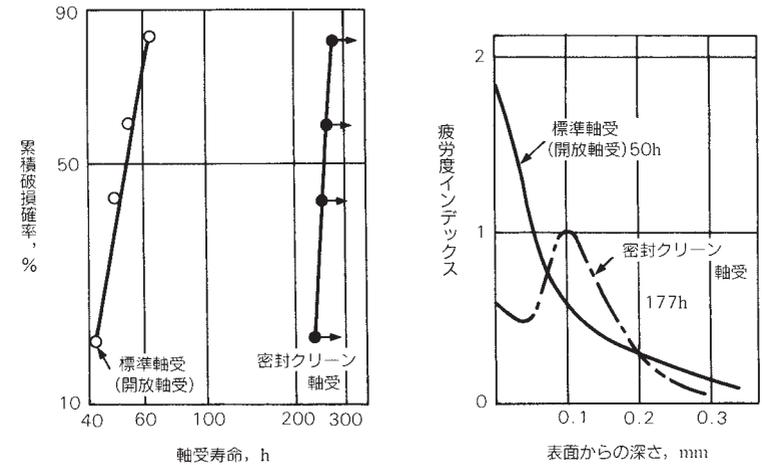


図6 トランスミッション耐久テストにおける開放軸受と密封クリーン軸受との比較

2.14.4 実用軸受の解析 (2)

疲労度の測定によって疲労破損原因の推定が可能なのは、先に述べた例のとおりであるが、そのほかにもいろいろな応用が可能である。すなわち、残存寿命の予測、内輪、外輪、転動体など部品ごとの破損寿命の予測、軌道面上の破損箇所の予測や、表面、内部の疲労の把握が可能である。このような情報をより適正な設計のために応用することができる。具体的には、その情報を軸受の小形軽量化につなげることも、また、それによって潤滑条件を適正化すること、密封クリーン軸受の適用を拡大すること、定格荷重をアップすることなどである。ころ軸受においては、ころの端荷重を防ぎ、より理想的な線接触の状態にすることなどに応用し始めており、今後、更に疲労度測定の精度が向上すれば、適正な設計のために大いに役立てることができよう。

このほかに残存寿命の推定を利用して、耐久試験期間の短縮を図った例や、保守交換期間の適正化に応用する例も、今後増えてくるであろう。

図7は、針状ころ軸受を使用したピニオンギヤ軸軌道面の疲労度分布を測定したものである。ギヤに最も近い軌道の端に大きな疲労が生じており、ころの端荷重対策が必要であることを示唆している。

図8は、軸受の耐久試験の途中で試験を打ち切り、それぞれの疲労度の測定から寿命を予測し、ワイプル図表上に耐久寿命を推定した例である。

疲労解析技術の進歩に伴い、以上紹介したような実用例は、今後もますます多くなると思われる。

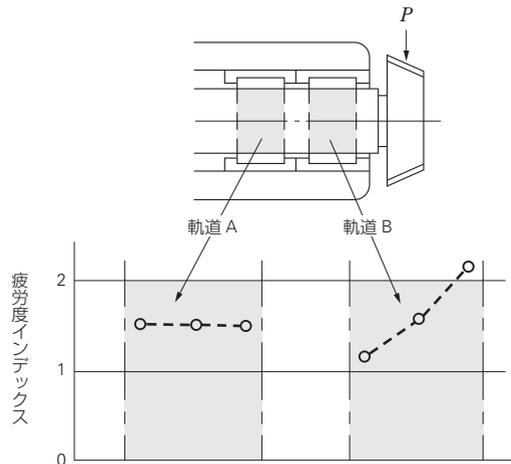


図7 ピニオン軸軌道面の疲労度の分布

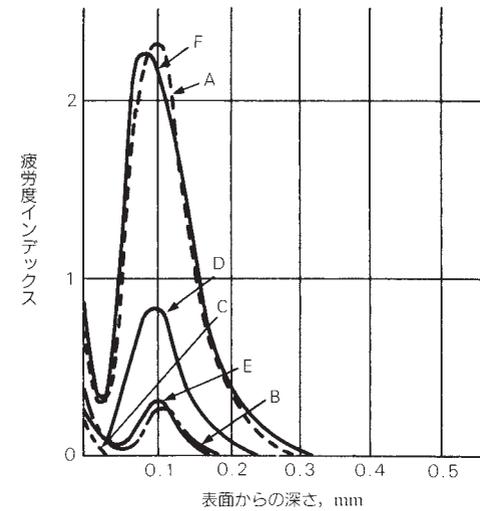
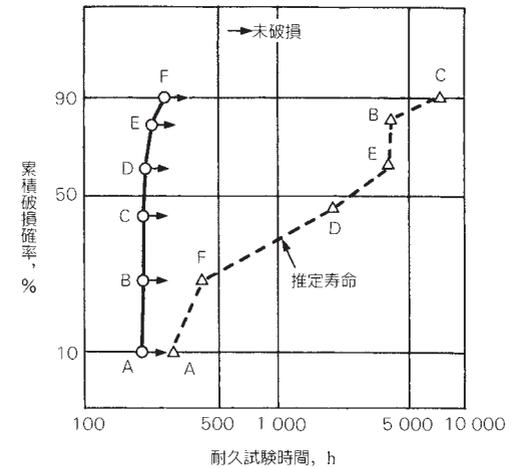


図8 軸受耐久試験における途中打ち切り品の寿命推定

2.15 500min⁻¹, 3 000時間の寿命を基準とした動定格荷重の換算

転がり軸受の基本動定格荷重は、内輪を回転させ外輪を静止させた条件で一群の同じ軸受を個々に運転したとき、定格疲れ寿命が100万回転になるような方向と大きさが変動しない荷重をいい、33.3min⁻¹, 500時間(33.3×500×60=10⁶)を基準とすることになっており、その計算式はJIS B 1518に規定されている。しかし外国のメーカーでは、これと異なる独自の動定格荷重の計算式を用いている場合があり、その比較を行なうとき、いろいろな基準の違いから困ることがある。その一つに総回転数の相違がある。

例えば、円すいころ軸受では米国のTIMKEN社の場合、総回転数は500min⁻¹で3 000時間、すなわち500×3 000×60=90 000 000回転を基準として動定格荷重を定めており、TORRINGTON社では、JISと同様に33.3min⁻¹, 500時間、すなわち33.3×500×60=1 000 000回転を基準としている。この両社の動定格荷重の計算式が、総回転数の基準以外は基本的に同一と仮定すれば、次のようにその総回転数の基準の違いを、動定格荷重において換算することができる。

$$L_T = \left(\frac{C_T}{P_T} \right)^p \times n_T \dots\dots\dots (1)$$

$$L_R = \left(\frac{C_R}{P_R} \right)^p \times n_R \dots\dots\dots (2)$$

ここで、L：定格疲れ寿命を総回転数で表す
 C：基本動定格荷重 (N), {kgf}
 P：荷重 (N), {kgf}
 p：指数
 n：総回転数の基準 (rev.)

とし、添字TはTIMKENのものを表わし、添字RはTORRINGTONのものを表わすものとする。

いま軸受の内部諸元が全く両社とも同一と仮定するとき、荷重 P_T=P_Rと置いてみると式(1)(2)より

$$\frac{L_T}{L_R} = \frac{\left(\frac{C_T}{P_T} \right)^p \times n_T}{\left(\frac{C_R}{P_R} \right)^p \times n_R} = 1 \dots\dots\dots (3)$$

$$C_R^p = \frac{n_T}{n_R} C_T^p \dots\dots\dots (4)$$

式(4)においてn_T=90 000 000, n_R=1 000 000と置き、指数 p= $\frac{10}{3}$ (ころ軸受に対し適用する)とすれば

$$\begin{aligned} C_R &= \left(\frac{n_T}{n_R} \right)^{\frac{1}{p}} C_T \\ &= \left(\frac{90\,000\,000}{1\,000\,000} \right)^{\frac{3}{10}} C_T \\ &= 90^{\frac{3}{10}} C_T \\ &= 3.857 C_T \dots\dots\dots (5) \end{aligned}$$

となる。すなわちTIMKEN社の軸受の動定格荷重C_Tの3.857倍が、TORRINGTON社のC_Rに等しいことになる。ただし、実際には軸受の内部諸元はいずれの軸受メーカーでも独自の立場から設計、製作を行なっているため、必ずしも同一とは限らない。

また、ポンドとSI単位との違いがある場合には単純な換算を行なえばよい。

式(3)～(5)の関係は、前述のごとく動定格荷重の計算式が基本的に同一としたときに成立するものであり、それらの式が、明らかに異なる基準に基づいて求められている場合には、その見掛けの数値のみの比較や換算は単なる参考と考え、同一の計算方式により再計算して比較しないと、正しい判断を行なうことはできない。

2.16 基本静定格荷重と静等価荷重

(1) 基本静定格荷重

転がり軸受は過大な荷重を受けたり瞬間的に大きな衝撃荷重を受けると、転動体と軌道面との間に、局部的な永久変形を生じる。その変形量は、荷重が大きくなるに従って大きくなり、ある限度を超えると、軸受の円滑な回転を妨げるようになる。

基本静定格荷重とは、最大応力を受けている転動体と軌道の接触部の中央において、次の計算上の接触応力を生じさせるような静荷重をいう。

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

この接触応力を受けている接触部において、転動体の永久変形量と軌道の永久変形量との和は、転動体の直径のほぼ 0.0001倍となる。

基本静定格荷重 C_0 の値は、それぞれの軸受について、ラジアル軸受では C_{0r} 、スラスト軸受では C_{0sa} として軸受寸法表に記載されている。

なお、ISO規格の基本静定格荷重の基準の変更に伴って、NSK玉軸受では新しい C_0 が従来の値のおよそ0.8～1.3倍になり、ころ軸受ではおよそ1.5～1.9倍になっている。そのために、表1に示す静許容荷重係数 S_0 の値も改められているので、ご注意ください。

この静定格荷重はいままで述べたことでわかるとおり、転動体や軌道輪の破壊(割れ)に対する荷重ではない。転動体を圧碎するのに必要な荷重は静定格荷重の7倍以上であるから、一般の機械設計で考える破壊荷重に対する安全係数としては十分である。

(2) 静等価荷重

合成荷重やアキシャル荷重だけをうけるラジアル軸受あるいはアキシャル荷重とともにわずかのラジアル荷重をうけるスラスト軸受については、静等価荷重を考えなければならない。

静等価荷重とは、軸受が静止している場合(極低速回転、低速揺動を含む)、実際の荷重条件のもとで生じる最大の接触応力に等しい接触応力を、最大荷重を受ける転動体と軌道との接触部に生じさせるような大きさの仮想荷重をいう。ラジアル軸受では、軸受中心を通るラジアル荷重を採り、スラスト軸受では、中心軸に一致した方向のアキシャル荷重を採る。

(a) ラジアル軸受の静等価荷重

ラジアル軸受の静等価荷重は、次の二つの式から求めた値のうち、大きいほうの値を採用する。

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \dots\dots\dots (1)$$

$$P_0 = F_r \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 P_0 : 静等価荷重 (N), {kgf}

F_r : ラジアル荷重 (N), {kgf}

F_a : アキシャル荷重 (N), {kgf}

X_0 : 静ラジアル荷重係数

Y_0 : 静アキシャル荷重係数

(b) スラスト軸受の静等価荷重

$$P_0 = X_0 F_r + F_a \quad \alpha \neq 90^\circ \dots\dots\dots (3)$$

ここで、 P_0 : 静等価荷重 (N), {kgf}

α : 呼び接触角

ただし、 $F_a < X_0 F_r$ のときは、この式の正確さは低下する。

式(1),(3)の X_0 、 Y_0 の値は、表2による。
 なお、 $\alpha = 90^\circ$ のスラスト軸受では、 $P_0 = F_a$ とする。

(3) 静許容荷重係数

軸受到許容される静等価荷重は、基本静定格荷重と軸受到要求される条件や軸受の使用条件によって異なる。

基本静定格荷重に対する安全度を検討するための静許容荷重係数 S_0 は、式(4)によって求められ、一般に推奨される S_0 の値を、表1に示す。

静定格荷重の変更に伴って、特に C_0 値が大きくなっているころ軸受に対する f_s の値が変更されているので、適用に当たっては十分注意していただきたい。

$$f_s = \frac{C_0}{P_0} \dots\dots\dots (4)$$

ここで、 C_0 : 基本静定格荷重 (N), {kgf}

P_0 : 静等価荷重 (N), {kgf}

スラスト自動調心ころ軸受については、普通、 $f_s \geq 4$ とする。

表1 静安全係数 S_0 (最小) の値

運転条件	S_0 の下限	
	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

表2 静等価荷重

軸受形式	単列		複列		
	X_0	Y_0	X_0	Y_0	
深溝玉軸受	0.6	0.5	0.6	0.5	
アンギュラ玉軸受	$\alpha = 15^\circ$	0.5	0.46	1	0.92
	$\alpha = 20^\circ$	0.5	0.42	1	0.84
	$\alpha = 25^\circ$	0.5	0.38	1	0.76
	$\alpha = 30^\circ$	0.5	0.33	1	0.66
	$\alpha = 35^\circ$	0.5	0.29	1	0.58
	$\alpha = 40^\circ$	0.5	0.26	1	0.52
自動調心玉軸受	$\alpha \neq 0$	0.5	0.22cot α	1	0.44cot α
	$\alpha = 0$				
円筒ころ軸受	$\alpha = 0$				
スラスト玉軸受	$\alpha = 90^\circ$				
スラストころ軸受	$\alpha = 90^\circ$				
スラスト玉軸受	$\alpha \neq 90^\circ$				
スラストころ軸受	$\alpha \neq 90^\circ$				

3. はめあい

3.1 荷重の性質と はめあい

軸がり軸受にかかる荷重を大きさで分類すれば、軽荷重、普通荷重、重荷重に分けられ、荷重の大きさの時間的な変化の状況によって分類すれば、静荷重、変動荷重、衝撃荷重に区分することができる。また、荷重の方向に関して類別したものが回転荷重（円周荷重ともいう）、静止荷重（点荷重ともいう）、又は方向不定荷重である。

回転荷重、静止荷重、又は方向不定荷重は、軸受にかかる荷重そのものの性質ではなく、軸受の個々の軌道輪についてみたときの荷重の性質である。内輪及び外輪の はめあい を決める際、回転荷重であるか静止荷重であるかによって、まず、しまりばめ にしなければならないか、すきまばめでもよいかを判別される。

回転荷重とは軌道輪自体の回転又は回転に関係なく、その軌道輪に大して荷重の向きが連続的に変化するような荷重をいう。

静止荷重とは軌道輪自体の静止又は回転に関係なく、荷重の向きがいつもその軌道輪の一定の部分に向かっているような荷重をいう。

一例として、軸受に対する荷重方向が一定で、内輪回転、外輪静止で使用される場合には、内輪は回転荷重を受け、外輪は静止荷重を受けている。また、軸受荷重の大部分が回転による不平衡荷重であるような場合には、内輪回転、外輪静止で用いられても、内輪が静止荷重を受け、外輪が回転荷重を受けることになる（表 1 参照）。

使用条件によっては上述のような簡単な場合にならず、質量による一定方向の荷重のほか、不平衡に起因する荷重、振動による荷重、動力伝達による荷重などを受けて合成された荷重方向は、複雑に変動することもある。その軌道輪に対して、荷重の向きが不規則で決められないか、回転荷重

と静止荷重が繰り返されるような荷重が方向不定荷重である。

回転荷重を受ける軌道輪の はめあい は、原則として しまりばめ にしなければならない。もし回転荷重を受ける軌道輪が すきまばめ で取り付けられると、軌道輪は、軸又はハウジングの はめあい面 で滑りを生じ、荷重が大きい場合には、はめあい面を傷つけたり、フレッチングコーションを生じたりする。はめあいの程度は、加えられる荷重、及び運転中の内輪と軸との温度差、あるいは外輪とハウジングとの温度差のもとにおいても、なお しめしろ がなくならぬよう考慮して決める。軸受の使用条件により、内輪には k5、m5、n6 など、外輪には N7、P7 などが主に用いられる。

大形の軸受では、取付け・取外しが困難になるのを避けるために、回転荷重を受ける軌道輪を すきまばめ にすることもある。このような場合には、軸の材料に硬いものを用い、表面をよく仕上げ、潤滑剤を与えて滑りによる害を最小限に防ぐことが必要である。

静止荷重を受ける軌道面では、軸又はハウジングとの間で滑りを生じさせるような要素はないので、はめあいは すきまばめ 又は中間ばめ でよい。その ゆるさ の程度は、使用条件に要求される精度や、軌道輪の変形によって荷重分布範囲が狭められたりしないよう考慮して決める。内輪では g6、h6、js5（j5）など、外輪では H7、JS7（J7）などが多く用いられる。

方向不定荷重の場合の はめあい については、一律には決められないが、多くは内輪・外輪ともに しめしろ をもった はめあい にする。

表 1 内輪の回転荷重と静止荷重

内輪回転荷重	(1) 荷重方向一定で内輪が回転、外輪が静止 (2) 内輪静止、外輪回転で、荷重の向きも外輪と同じ速度で回転（不平衡荷重など）
内輪静止荷重	(1) 外輪静止、内輪回転で、荷重の向きも内輪と同じ速度で回転（不平衡荷重など） (2) 荷重方向一定で外輪が回転、内輪が静止

3.2 荷重による必要しめしろ

転がり軸受にしめしろをもたせたはめあいを決めるとき、荷重の大きさが大きな要素になる。内輪は軸受荷重を受けることによって、ラジアル方向に圧縮されるとともに、幾分、ひろがり気味になるので、最初に与えたしめしろは減少する。

ラジアル荷重による内輪のしめしろ減少量 Δd_F を求めるには、従来、Palmgren の与えた式が一般的に使われている。

$$\left. \begin{aligned} \Delta d_F &= 0.08 \sqrt{\frac{d}{B}} F_r \times 10^{-3} \quad (\text{N}) \\ &= 0.25 \sqrt{\frac{d}{B}} F_r \times 10^{-3} \quad (\text{kgf}) \end{aligned} \right\} \dots\dots (1)$$

ここで、 Δd_F ：荷重による内輪のしめしろ減少量 (mm)

- d ：呼び内輪内径 (mm)
- B ：呼び内輪幅 (mm)
- F_r ：ラジアル荷重 (N), {kgf}

したがって、荷重に対する必要な有効しめしろ Δd は、式(1)で求められる値より大きくする必要がある。荷重の比較的小さい範囲(およそ $0.2C_{or}$ 以下)ただし、 C_{or} ：静定格荷重、一般的用途としては大部分このような荷重条件下にある)では十分であるが、 C_{or} に近いような極めて大きな荷重で使われる特殊条件下では、しめしろ不足となる。

ラジアル荷重が $0.2C_{or}$ を超えるような重荷重の場合には、荷重に対する必要な有効しめしろとして、曾田(「軸受」岩波全書)の与えている式(2)による。

$$\left. \begin{aligned} \Delta d &\geq 0.02 \frac{F_r}{B} \times 10^{-3} \quad (\text{N}) \\ &\geq 0.2 \frac{F_r}{B} \times 10 \quad \{\} \end{aligned} \right\} \dots\dots (2)$$

ここで、 Δd ：荷重に対する必要な有効しめしろ (mm)

- B ：呼び内輪幅 (mm)
- F_r ：ラジアル荷重 (N), {kgf}

NU219 を用いた NSK でのクリープ実験結果も、必要な有効しめしろと軸受荷重(クリープ発生限界の荷重)との関係は直線関係になり、式(2)の直線とよく一致することを確認している。

図1に NU219 についての式(1)と式(2)との比較を示した。NU219 の場合、式(1)によるしめしろでは、およそ $0.25C_{or}$ 以上の重荷重ではしめしろ不足となり、クリープを生じる。

荷重が大きい場合、式(2)により、荷重による必要なしめしろを計算する。この場合には、はめあいによる円周応力が大きくなり過ぎないように注意する必要がある。

計算例

NU219 の場合、 $B = 32$ (mm),
 $F_r = 98\ 100\text{N}$ { $10\ 000\text{kgf}$ } とすると
 $C_{or} = 183\ 000\text{N}$ { $18\ 600\text{kgf}$ }

$$\frac{F_r}{C_{or}} = \frac{98\ 100}{183\ 000} = 0.536 > 0.2$$

であるから、必要な有効しめしろは式(2)より

$$\Delta d = 0.02 \times \frac{98\ 100}{32} \times 10^{-3} = 0.061 \quad (\text{mm})$$

となり、図1のグラフと一致する。

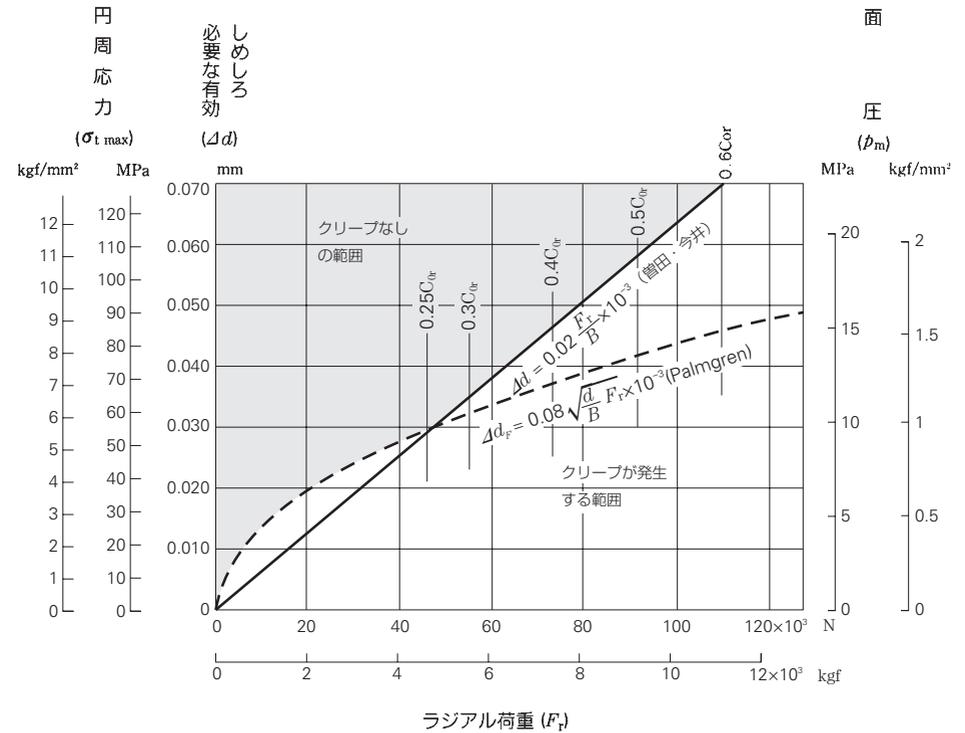


図1 はめあいにおける荷重と必要な有効しめしろ

3.3 温度上昇による しめしろ の変化

(アルミハウジング・プラスチックハウジング)

装置の軽量化や量産性を目的として、転がり軸受用のハウジングにアルミ系の軽合金を使用したリ、プラスチック（ポリアセタール樹脂など）を使用する例も多い。

ハウジングの材質として、非鉄材料を使用する場合には、軸受（外輪）との線膨張係数の相違から、運転時に軸受部の温度上昇があると、外輪はめあい面の すきま又はしめしろ は、常温での状態とは異なってくる。線膨張係数の大きいプラスチック材料ではこの変化は特に顕著である。

温度上昇による外輪はめあい面の すきま又はしめしろの変化量 ΔD_T は式(1)で表わされる。

$$\Delta D_T = (\alpha_1 \cdot \Delta T_1 - \alpha_2 \cdot \Delta T_2) D \text{ (mm)} \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 ΔD_T ：温度上昇による はめあい面の すきま 又は しめしろ の変化量

α_1 ：ハウジングの線膨張係数 (1/°C)

ΔT_1 ：はめあい面近傍におけるハウジングの温度上昇 (°C)

α_2 ：軸受外輪の線膨張係数…軸受鋼の場合

$$\alpha_2 = 12.5 \times 10^{-6} \text{ (1/°C)}$$

ΔT_2 ：はめあい面近傍における外輪の温度上昇 (°C)

D ：呼び軸受外径 (mm)

ハウジングの温度上昇と外輪の温度上昇とは一般的に異なるが、はめあい面においては両者が近似的に等しいものと仮定すると ($\Delta T_1 \doteq \Delta T_2 = \Delta T$ とすると)、式(1)は式(2)のようになる。

$$\Delta D_T = (\alpha_1 - \alpha_2) \Delta T \cdot D \text{ (mm)} \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 ΔT ：はめあい面における外輪及びハウジングの温度上昇 (°C)

ハウジングがアルミ製の場合 ($\alpha_1 = 23.7 \times 10^{-6}$)、式(2)の関係を図示すると、図1のようになる。

プラスチックハウジングに比較的好く使われる材質としては、ポリアセタール樹脂がある。プラスチックの線膨張係数は、温度によって変化したリ方向性を示すことがあったりするが、ポリアセタール樹脂の場合

成形品でおよそ 9×10^{-5}

とされている。いま仮に、 $\alpha_1 = 9 \times 10^{-5}$ とした場合の式(2)の関係を、図2に示すとおりである。

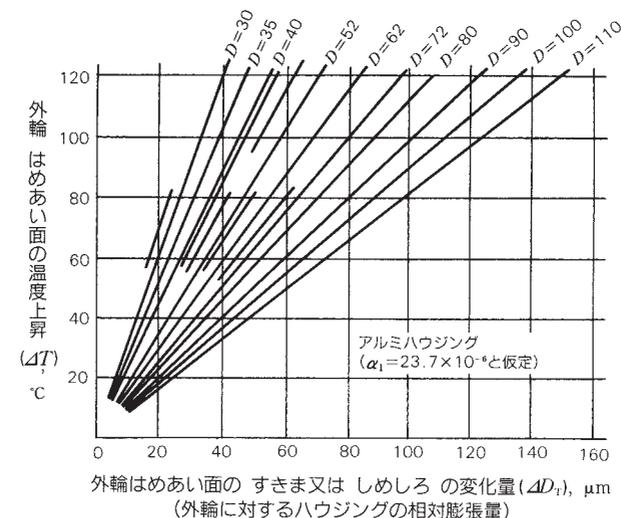


図1 アルミ製ハウジングの場合

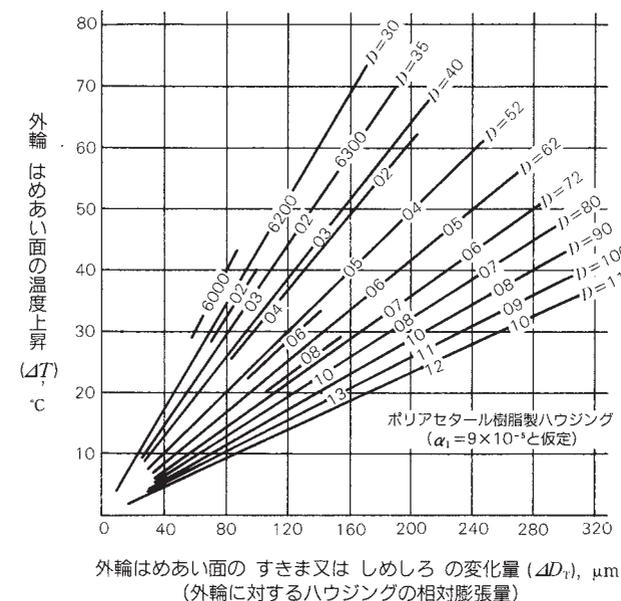


図2 ポリアセタール樹脂製ハウジングの場合

3.4 はめあい計算

転がり軸受の内輪・外輪を取り付けるのに、しめしろを与えたはめあい（しきりばめ）より、すきまを与えたはめあい（すきまばめ）のほうが容易である。

しかし、はめあい面にすきまがあったり、しめしろが少ない場合、軸受の荷重条件によっては、はめあい面でクリープが起り、面を傷つけたり摩耗したりするので、しめしろを十分与えてそれを防がなければならない。

最も一般的な荷重条件は、荷重方向が一方向に一定であって内輪（すなわち、軸）が回転し、外輪が静止している場合である。これを内輪回転荷重又は外輪静止荷重という。すなわち、内輪は円周荷重を受け、外輪は点荷重を受ける場合である。

自動車の車輪のように、外輪が円周荷重を受け（外輪回転荷重）、内輪が点荷重を受ける場合もある。

いずれにしても、点荷重ではしめしろはほとんど問題にならず、しめしろを大きくしなければならぬのは円周荷重を受ける軌道輪である。

回転体の不平衡や振動などによる方向不定荷重のときのしめしろは、円周荷重と同じ程度に考えることが多い。そのしめしろについては、軸受メーカーのカタログその他に示されているような軸やハウジング穴の許容差を採れば、普通は十分である。

はめあい面にしめしろを与えて取り付けると、軌道輪は変形し、応力を生ずるが、その計算は均一な内圧又は外圧を受ける厚肉円筒の場合と同じに扱われる。これを軸受の内輪・外輪の場合についてまとめると表1のようになる。

なお、軸とハウジングの縦弾性係数及びポアソン比は内輪・外輪と同じとして求めたものである。

ところで、はめあいによって、われわれの確め得るのは測定上の見かけのしめしろであって、必要なのは有効しめしろである（表中のしめしろ Δd 、 ΔD は有効しめしろ）。有効しめしろは、また、はめあいによる軸受の内部すきまの減少量とも関係するので、見かけのしめしろと有効しめしろとの関係は重要である。有効しめしろが見かけのしめしろより小さいのは、主として、はめあいによる面のつぶれによるものである。

見かけのしめしろ Δd_a と有効しめしろ Δd との関係は必ずしも一様でなく、粗さを仮定した計算式と実験の結果とは多少の誤差を伴うが、一般には、呼び軸受内径 d に対して次の式によることのできる。

$$\text{研削軸には } \Delta d = \frac{d}{d+2} \Delta d_a$$

$$\text{旋削軸には } \Delta d = \frac{d}{d+3} \Delta d_a$$

軸受の内部すきまに関する軌道径の膨張収縮については、軌道径をそのまま採ったほうがよく、断面積を等しくするような平均外径（又は平均内径）を採る必要はない。

表1 はめあい計算

区分	内輪と軸	外輪とハウジング
面圧 p_m (MPa) {kgf/mm ² }	中空軸のとき $p_m = \frac{\Delta d}{d} \frac{1}{\left[\frac{m_s - 1}{m_s E_s} - \frac{m_i - 1}{m_i E_i} \right] + 2 \left[\frac{k_0^2}{E_s (1 - k_0^2)} + \frac{1}{E_i (1 - k^2)} \right]}$ 中実軸のとき $p_m = \frac{\Delta d}{d} \frac{1}{\left[\frac{m_s - 1}{m_s E_s} - \frac{m_i - 1}{m_i E_i} \right] + \frac{2}{E_i (1 - k^2)}}$	$p_m = \frac{\Delta D}{D} \frac{1}{\left[\frac{m_e - 1}{m_e E_e} - \frac{m_h - 1}{m_h E_h} \right] + 2 \left[\frac{h^2}{E_e (1 - h^2)} + \frac{1}{E_h (1 - h_0^2)} \right]}$
内輪軌道径膨張量 ΔD_i (mm) 外輪軌道径収縮量 ΔD_e (mm)	$\Delta D_i = 2d \frac{p_m}{E_i} \frac{k}{1 - k^2}$ $= \Delta d \cdot k \frac{1 - k_0^2}{1 - k^2 k_0^2} \quad (\text{中空軸})$ $= \Delta d \cdot k \quad (\text{中実軸})$	$\Delta D_e = 2D \frac{p_m}{E_e} \frac{h}{1 - h^2}$ $= \Delta D \cdot h \frac{1 - h_0^2}{1 - h^2 h_0^2}$
最大応力 $\sigma_{t \max}$ (MPa) {kgf/mm ² }	内輪内径ははめあい面の円周方向応力が最大 $\sigma_{t \max} = p_m \frac{1 + k^2}{1 - k^2}$	外輪内径面の円周方向応力が最大 $\sigma_{t \max} = p_m \frac{2}{1 - h^2}$
記号	d = 軸径, 内輪内径 d_0 = 中空軸内径 D_i = 内輪軌道径 $k = d/D_i$, $k_0 = d_0/d$ E_i = 内輪の縦弾性係数 $= 208\,000 \text{MPa} \{21\,200 \text{kgf/mm}^2\}$ E_s = 軸の縦弾性係数 m_i = 内輪のポアソン数 $= 3.33$ m_s = 軸のポアソン数	D = ハウジング内径, 外輪外径 D_0 = ハウジング外径 D_e = 外輪軌道径 $h = D_e/D$, $h_0 = D_0/D_0$ E_e = 外輪の縦弾性係数 $= 208\,000 \text{MPa} \{21\,200 \text{kgf/mm}^2\}$ E_h = ハウジングの縦弾性係数 m_e = 外輪のポアソン数 $= 3.33$ m_h = ハウジングのポアソン数

3.5 はめあい面の面圧と最大応力

転がり軸受が十分にその機能を発揮するためには、はめあいが適正でなければならない。通常、回転輪である内輪はしまりばめ、静止輪である外輪はすきまばめにする。はめあいを選ぶに際しては、荷重の大きさ、軸受と軸及びハウジングとの温度差、軸・ハウジングの材質、仕上程度、肉厚、軸受の取付・取外方法などが問題になる。

使用条件に対してしめしろが不足すると、軌道輪のゆるみ、クリープ、フレッチング、発熱などを生じる。しめしろ過大の場合には軌道輪に割れが生じることもある。しめしろの大きさは軸受メーカーのカatalogその他に示されているような軸やハウジング穴の寸法にすれば普通問題ない。

はめあい面の面圧や応力を知りたい場合には、その計算は、均一な内圧又は外圧を受ける厚肉円筒の場合として扱われるが、これについては、はめあい計算の3.4項に計算式がまとめられている。

これを更に利用しやすいように、普通いちばん問題になる軸受内輪と鋼中実軸のはめあいの場合について、面圧と最大応力を線図にしたのが、図2と図3である。

図2は、それぞれの交差域クラスの軸と軸受内径との寸法許容差によるしめしろが平均値の場合の、面圧 p_m とそのときの最大応力 $\sigma_{t\max}$ （内径はめあい面の円周方向応力が最大になる）とを軸径に対して示したものである。

図3は同じくしめしろが最大の場合の面圧 p_m とそのときの最大応力 $\sigma_{t\max}$ を示したものである。

図3はそれぞれのはめあい許容差の場合に $\sigma_{t\max}$ が許容差を超える場合があるかどうかを検討するときに便利である。焼入軸受鋼の引張強さは1570～1960MPa{160～200kgf/mm²}ぐらいであるが、はめあいによる最大応力としては127MPa{13kgf/mm²}程度を超えないようにするのが安全であろう。

なお、参考までにしまりばめした内輪の円周応力 σ_t 、半径応力 σ_r の分布を示すと図1のようである。

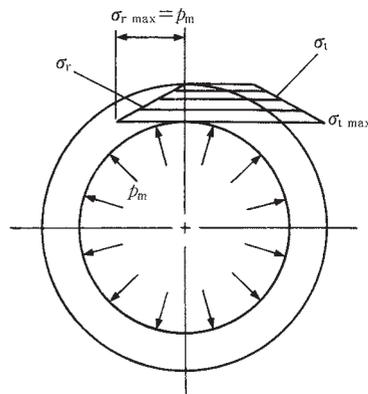


図1 円周方向応力 σ_t と半径応力 σ_r の分布

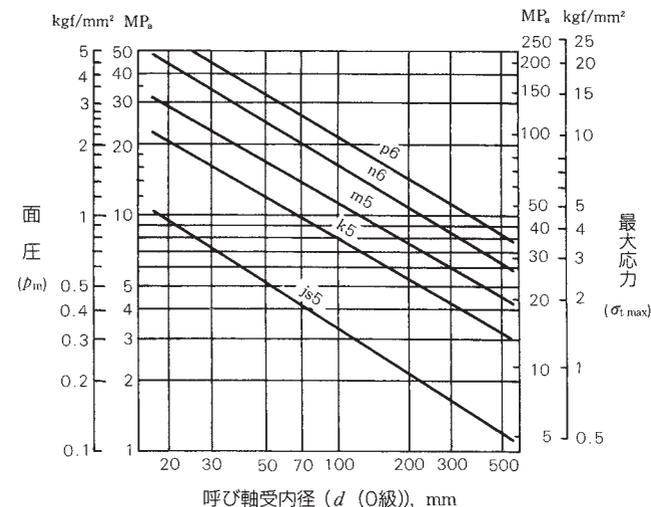


図2 各はめあいにおける平均しめしろによる面圧 p_m と最大応力 $\sigma_{t\max}$

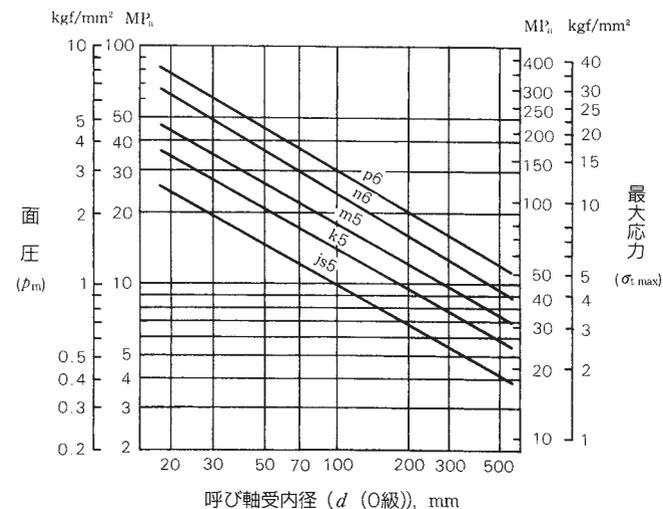


図3 各はめあいにおける最大しめしろによる面圧 p_m と最大応力 $\sigma_{t\max}$

3.6 圧入力・引抜力

転がり軸受を軸又はハウジング穴に しめしろをもって取り付けの際の圧入力は、厚肉円筒のはめあい理論から求めることができる。圧入力（又は引抜力）は、はめあい面の表面積と面圧と摩擦係数とによって決まる。

内輪を軸に圧入する際の圧入力（又は引抜力） K は、式(1)のように表わされる。

$$K = \mu p_m \pi d B \text{ (N), (kgf)} \quad \text{..... (1)}$$

ここで、 μ ：はめあい面の摩擦係数

- $\mu = 0.12$ (内輪を円筒軸、外輪をハウジング穴に圧入するとき)
- $\mu = 0.18$ (内輪を円筒軸、外輪をハウジング穴から引抜くとき)

p_m ：面圧 (MPa), (kgf/mm²)

例えば、内輪の場合、面圧 p_m は3.4項表1より求められる。

$$p_m = \frac{E}{2} \frac{\Delta d}{d} \frac{(1 - k^2)(1 - k_0^2)}{1 - k^2 k_0^2}$$

d ：軸径 (mm)

B ：呼び軸受幅 (mm)

Δd ：有効しめしろ (mm)

E ：鋼の縦弾性係数 (MPa), (kgf/mm²)

$E = 208\,000$ MPa { $21\,200$ kgf/mm²}

k ：内輪の肉厚比

$$k = d/D_i$$

D_i ：内輪軌道径 (mm)

k_0 ：中空軸の肉厚比

$$k_0 = d_0/d$$

d_0 ：中空軸の内径 (mm)

中空軸では $d_0 = 0$ したがって $k_0 = 0$ である。

k の値は軸受の形式や寸法系列によって異なるが、およそ $k = 0.7 \sim 0.9$ の範囲内にある。

いま $k = 0.8$ として、中空軸の場合について計算すると式(1)は、次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} K &= 118\,000 \mu \Delta d B \text{ (N)} \\ &= 12\,000 \mu \Delta d B \text{ (kgf)} \end{aligned} \right\} \text{..... (2)}$$

式(2)を線図にしたものが、図1である。

外輪とハウジング穴の間の圧入力、引抜力についても同様に求めると図2のようになる。

実際の圧入力や引抜力は、軌道輪と軸（又はハウジング穴）が傾いて取り付けられたり、加えられる力が軌道輪の円周上に一様に与えられなかったりすると、計算上の値より、はるかに大きくなる。したがって、図1、図2から得られる圧入力（引抜力）は、一つの目安と考えるべきで、引抜工具などを設計する場合には、図から得られる値の5～6倍の荷重に耐えられる強度（剛性）が必要である。

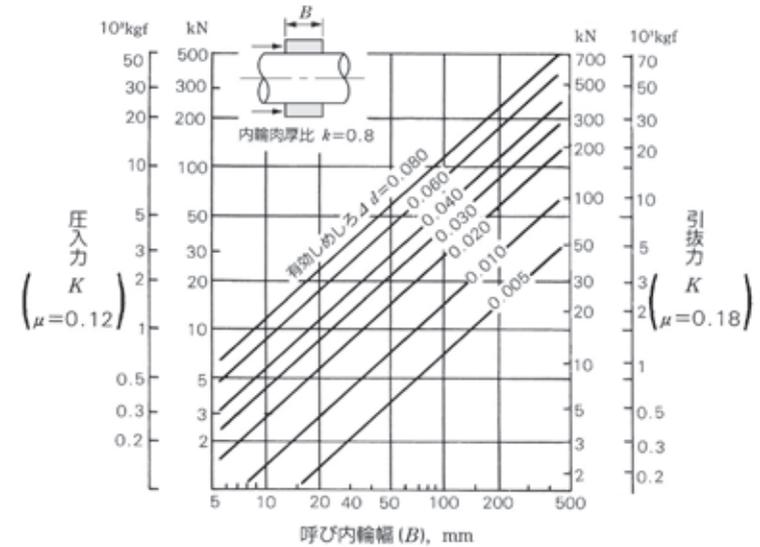


図1 内輪の圧入力、引抜力

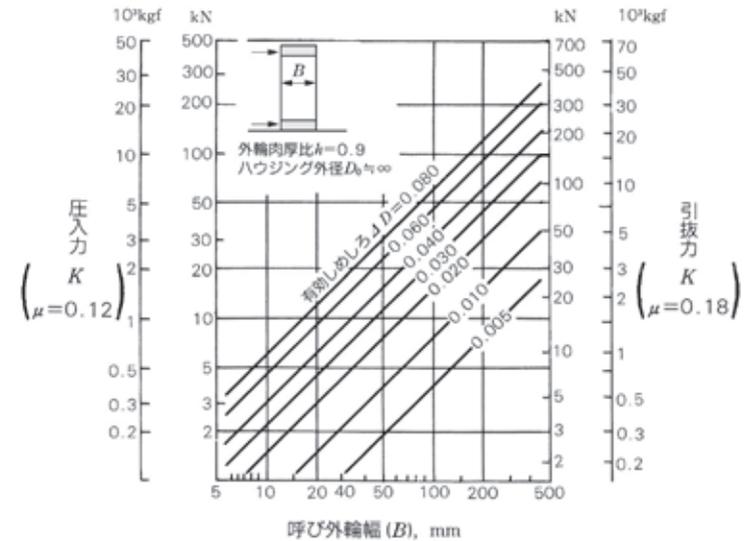


図2 外輪の圧入力、引抜力

3.7 軸受内径・軸受外径の寸法許容差

転がり軸受の軸受内径、軸受外径及び幅についての寸法精度（許容差及び許容値）は、JIS で定められている。軸・ハウジング穴との はめあい に重要な内輪内径面及び外輪外径面の寸法について、従来の JIS では、内径面と外径面それぞれの全面についての平均直径 d_m 、 D_m に対して上・下の寸法許容差を適用していた。同時に内径 d 及び外径 D に対する上・下の寸法許容差の規定があった。しかし、内径・外径の真円度や円筒度に相当する形状の偏差に対しては、特別な規定がなく、 d_m 、 D_m 及び d 、 D の最大・最小の許容寸法から、だ円や円筒形状の不良の限度を社内規定で抑えていた。

ISO 規格と整合させた新 JIS（昭和61年7月1日改正の JIS B 1514 : 1986 転がり軸受の精度）では、各ラジアル平面における内径及び外径の平均直径 d_{mpI} 、 d_{mpII} 、……及び D_{mpI} 、 D_{mpII} 、……の寸法差 Δ_{dmpI} 、 Δ_{dmpII} 、……及び Δ_{DmpI} 、 Δ_{DmpII} 、……が、それぞれ上・下の寸法許容差内になければならないことを規定している。

また、新 JIS では、真円度に相当するラジアル平面内の内径及び外径の不同 V_{dp} 及び V_{Dp} が最大値で規定されており、円筒度に相当する各ラジアル平面の平均内径相互間の不同 V_{dmp} 、平均外径相互間の不同 V_{Dmp} が最大値で抑えられている。

〔全ラジアル平面で〕

$$d_m = \frac{d_s(\text{最大}) + d_s(\text{最小})}{2}$$

$$= \frac{d_{spI}(\text{最大}) + d_{spII}(\text{最小})}{2}$$

〔ラジアル平面 I で〕

$$d_{mpI} = \frac{d_{spI}(\text{最大}) + d_{spI}(\text{最小})}{2}$$

$$\Delta_{dmpI} = d_{mpI} - d$$

$$V_{dpl} = d_{spI}(\text{最大}) - d_{spI}(\text{最小})$$

〔3 ラジアル平面で〕

$$V_{dmp} = d_{mpI} - d_{mpII}$$

添字 s は、実際に測定した 1 箇所の意味、
p はラジアル平面の意味。

表 1 等級 0 級

呼び軸受内径 d (mm)		平面内平均 内径の寸法差	
		Δ_{dmp}	
を超え	以下	上	下
省略	省略	省略	省略
10	18	0	-8
18	30	0	-10
30	50	0	-12
50	80	0	-15
80	120	0	-20
120	180	0	-25
省略	省略	省略	省略

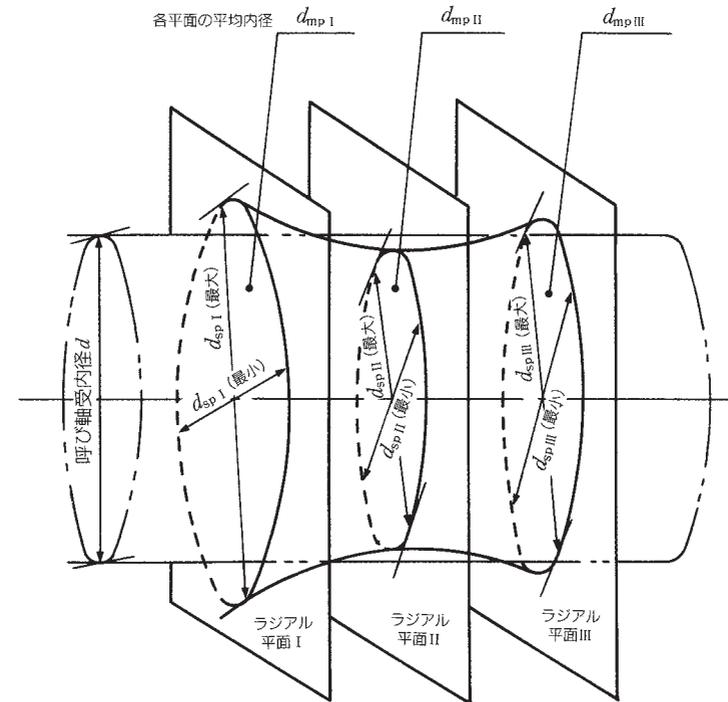
注 (1) 組合せ軸受用として製作された

のラジアル軸受（円すいころ軸受を除く）内輪の許容差及び許容値

単位：μm

直径系列			平面内平均 内径の不同	内輪ラジアル 振れ K_{ia}	単体軸受		組合せ軸受(1)		内輪幅 不同 V_{Bs}
7, 8, 9	0, 1	2, 3, 4			内輪又は外輪幅の寸法差 Δ_{Bs} (又は Δ_{Cs})				
平面内内径不同 V_{dp}			V_{dmp}	最大	最大	上	下	上	下
最大									
省略	省略	省略	省略	省略	省略	省略	省略	省略	省略
10	8	6	6	10	0	-120	0	-250	20
13	10	8	8	13	0	-120	0	-250	20
15	12	9	9	15	0	-120	0	-250	20
19	19	11	11	20	0	-150	0	-380	25
25	25	15	15	25	0	-200	0	-380	25
31	31	19	19	30	0	-250	0	-500	30
省略	省略	省略	省略	省略	省略	省略	省略	省略	省略

個々の軌道輪に適用する



3.9 はめあいにおけるしめしろとすきま (ハウジング穴と外輪)

ハウジング穴と外輪との はめあい におけるしめしろの最大、最小は、表1に示すようになっている。内輪の常用はめあいがほとんどしまりばめであるのに対して、外輪の常用はめあいは、すきまばめか中間ばめである。表1にみられるように J6 から N7 の範囲では、ハウジング穴の最大寸法と軸受外径の最小寸法とが組み合わされれば すきま を生じ、穴の最小寸法と軸受外径の最大寸法とを組み合わせると しめしろ を生じる、いわゆる中間ばめ である。

軸受にかかる荷重が内輪回転荷重であれば外輪のはめあいは、すきまばめ (普通多くは H7 である) で差し支えないが、外輪に対して荷重の向きが回転したり変動したりする場合には、外輪にも しめしろ を与えて取り付けなければならない。この場合にはその荷重条件によって、完全なしまりばめにするか又は目標しめしろを示した中間ばめを選ぶことになる。

表1 ハウジング穴と外輪との はめあい

呼び寸法の区分 (mm)	軸受(O級)の平均外径の寸法差 Δ _{Imp}		ハウジング穴の公差域														
			G7		H6		H7		H8		J6		JS6		J7		
			すきま	すきま	すきま	すきま	すきま	しめしろ	すきま	しめしろ	すきま	しめしろ	すきま	しめしろ			
を越え 以下	上	下	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最大	最大	最大			
6	10	0	-8	28	5	17	0	23	0	30	0	13	4	12.5	4.5	16	7
10	18	0	-8	32	6	19	0	26	0	35	0	14	5	13.5	5.5	18	8
18	30	0	-9	37	7	22	0	30	0	42	0	17	5	15.5	6.5	21	9
30	50	0	-11	45	9	27	0	36	0	50	0	21	6	19	8	25	11
50	80	0	-13	53	10	32	0	43	0	59	0	26	6	22.5	9.5	31	12
80	120	0	-15	62	12	37	0	50	0	69	0	31	6	26	11	37	13
120	150	0	-18	72	14	43	0	58	0	81	0	36	7	30.5	12.5	44	14
150	180	0	-25	79	14	50	0	65	0	88	0	43	7	37.5	12.5	51	14
180	250	0	-30	91	15	59	0	76	0	102	0	52	7	44.5	14.5	60	16
250	315	0	-35	104	17	67	0	87	0	116	0	60	7	51	16	71	16
315	400	0	-40	115	18	76	0	97	0	129	0	69	7	58	18	79	18
400	500	0	-45	128	20	85	0	108	0	142	0	78	7	65	20	88	20
500	630	0	-50	142	22	94	0	120	0	160	0	—	—	72	22	—	—
630	800	0	-75	179	24	125	0	155	0	200	0	—	—	100	25	—	—
800	1 000	0	-100	216	26	156	0	190	0	240	0	—	—	128	28	—	—

注 (1) しめしろの最小値を表わす。
備考 Jの公差域に代って、JSの公差域が推奨される。

におけるしめしろとすきま

単位: μm

クラス別しめしろとすきま																呼び寸法の区分 (mm)			
JS7		K6		K7		M6		M7		N6		N7		P6				P7	
すきま	しめしろ	すきま	しめしろ	すきま	しめしろ	すきま	しめしろ	すきま	しめしろ	すきま	しめしろ	すきま	しめしろ	しめしろ	しめしろ			すきま	しめしろ
最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最小	最大	最小	最大	を越え	以下
15	7	10	7	13	10	5	12	8	15	1	16	4	19	4	21	1	24	6	10
17	9	10	9	14	12	4	15	8	18	1 ⁽¹⁾	20	3	23	7	26	3	29	10	18
19	10	11	11	15	15	5	17	9	21	2 ⁽¹⁾	24	2	28	9	31	5	35	18	30
23	12	14	13	18	18	7	20	11	25	1 ⁽¹⁾	28	3	33	10	37	6	42	30	50
28	15	17	15	22	21	8	24	13	30	1 ⁽¹⁾	33	4	39	13	45	8	51	50	80
32	17	19	18	25	25	9	28	15	35	1 ⁽¹⁾	38	5	45	15	52	9	59	80	120
38	20	22	21	30	28	10	33	18	40	2 ⁽¹⁾	45	6	52	18	61	10	68	120	150
45	20	29	21	37	28	17	33	25	40	5	45	13	52	11	61	3	68	150	180
53	23	35	24	43	33	22	37	30	46	8	51	16	60	11	70	3	79	180	250
61	26	40	27	51	36	26	41	35	52	10	57	21	66	12	79	1	88	250	315
68	28	47	29	57	40	30	46	40	57	14	62	24	73	11	87	1	98	315	400
76	31	53	32	63	45	35	50	45	63	18	67	28	80	10	95	0	108	400	500
85	35	50	44	50	70	24	70	24	96	6	88	6	114	28	122	28	148	500	630
115	40	75	50	75	80	45	80	45	110	25	100	25	130	13	138	13	168	630	800
145	45	100	56	100	90	66	90	66	124	44	112	44	146	0	156	0	190	800	1 000

3.10 しめしろの分散 (軸と内輪)

転がり軸受の残留すきまは、軸受のラジアル内部すきまから、内輪・外輪のはめあいによる軌道径の膨張・収縮量を差し引くことによって得られる。

この残留すきまの計算においては、通常、軸受のラジアルすきま及びはめあいに関する寸法(軸径、内輪内径、ハウジング穴径、外輪外径)は、それぞれの公差内に正規分布しているものとして、しめしろや残留すきまの分散が計算される。いま、軸径と内輪内径とが同じ合格率をもった正規分布であるとすれば、その組合せであるしめしろが軸径又は内輪内径の合格率と同じ確率でその中に入るような範囲 R (分散) は、次の式より求められる。

$$R = \sqrt{R_s^2 + R_i^2} \dots \dots \dots (1)$$

ここで、 R_s : 軸径の許容差 (規格値の範囲)
 R_i : 内輪内径の許容差 (規格値の範囲)

0級のラジアル軸受の内輪内径 d の寸法許容差と5級軸、6級軸のはめあいにおけるしめしろの平均値と分散 R を、表1に示す。

表1 軸と内輪の

呼び寸法区分 (mm)	軸受(0級)の平面内平均内径の寸法差	5級軸とのしめしろの				
		上	下	h 5	js 5	j 5
—	3	0	-8	2	4	4
3	6	0	-8	1.5	4	4.5
6	10	0	-8	1	4	5
10	18	0	-8	0	4	5
18	30	0	-10	0.5	5	5.5
30	50	0	-12	0.5	6	6.5
50	65	0	-15	1	7.5	7
65	80	0	-15	1	7.5	7
80	100	0	-20	2.5	10	8.5
100	120	0	-20	2.5	10	8.5
120	140	0	-25	3.5	12.5	10.5
140	160	0	-25	3.5	12.5	10.5
160	180	0	-25	3.5	12.5	10.5
180	200	0	-30	5	15	12
200	225	0	-30	5	15	12
225	250	0	-30	5	15	12
250	280	0	-35	6	17.5	13
280	315	0	-35	6	17.5	13
315	355	0	-40	7.5	20	14.5
355	400	0	-40	7.5	20	14.5
400	450	0	-45	9	22.5	16

注 (1) しめしろの平均値がマイナスになっているのは、

はめあいにおけるしめしろの平均値と分散

単位 : μm

はめあい			6級軸との はめあい									
平均値		しめしろの分散 $R = \sqrt{R_s^2 + R_i^2}$	しめしろの平均値 (1)									しめしろの分散 $R = \sqrt{R_s^2 + R_i^2}$
k 5	m 5		h 6	js 6	j 6	k 6	m 6	n 6	p 6	r 6		
6	8	± 4.5	1	4	5	7	9	11	13	17	± 5	
7.5	10.5	± 4.5	0	4	6	9	12	16	20	23	± 5.5	
8	13	± 5	-0.5	4	6.5	9.5	14.5	18.5	23.5	27.5	± 6	
9	15	± 5.5	-1.5	4	6.5	10.5	16.5	21.5	27.5	32.5	± 7	
11.5	17.5	± 6.5	-1.5	5	7.5	13.5	19.5	26.5	33.5	39.5	± 8	
13.5	20.5	± 8	-2	6	9	16	23	31	40	48	± 10	
16	25	± 10	-2	7.5	10	19	28	37	49	58	± 12	
16	25	± 10	-2	7.5	10	19	28	37	49	60	± 12	
20.5	30.5	± 12.5	-1	10	12	24	34	44	58	72	± 15	
20.5	30.5	± 12.5	-1	10	12	24	34	44	58	75	± 15	
24.5	36.5	± 15.5	0	12.5	14	28	40	52	68	88	± 17.5	
24.5	36.5	± 15.5	0	12.5	14	28	40	52	68	90	± 17.5	
24.5	36.5	± 15.5	0	12.5	14	28	40	52	68	93	± 17.5	
29	42	± 18	0.5	15	16.5	33.5	46.5	60.5	79.5	106.5	± 21	
29	42	± 18	0.5	15	16.5	33.5	46.5	60.5	79.5	109.5	± 21	
29	42	± 18	0.5	15	16.5	33.5	46.5	60.5	79.5	113.5	± 21	
33	49	± 21	1.5	17.5	17.5	37.5	53.5	67.5	89.5	127.5	± 23.5	
33	49	± 21	1.5	17.5	17.5	37.5	53.5	67.5	89.5	131.5	± 23.5	
36.5	53.5	± 23.5	2	20	20	42	59	75	100	146	± 27	
36.5	53.5	± 23.5	2	20	20	42	59	75	100	152	± 27	
41	59	± 26	2.5	22.5	22.5	47.5	65.5	82.5	110.5	168.5	± 30	

すきまであることを表わす。

3.11 しめしろの分散（ハウジング穴と外輪）

軸と内輪のはめあいにおけるしめしろの分散に続いて、ハウジング穴と外輪とのはめあいにおけるしめしろの分散は、表1のようになる。表中のしめしろの分散 R は、次の式より求められる。

$$R = \sqrt{R_e^2 + R_H^2} \dots \dots \dots (1)$$

ここで、 R_e ：外輪外径の許容差（規格値の範囲）
 R_H ：ハウジング穴径の許容差（規格値の範囲）

なお、これは正規分布にしたがう2つ以上の数の和が、やはり正規分布をすと云う特性（分散の加法性）に基づいている。

0級のラジアル軸受とハウジング6級穴、7級穴とのはめあいにおけるしめしろの平均値と分散 R を、表1に示す。

分散の加法性は、残留すきまの計算又は許容差内にある部品を組み合わせたときの、全体のばらつきを推定する場合などに広く利用される。

表1 ハウジング穴と外輪の

呼び寸法区分 (mm)	軸受(0級)の平面内平均外径の寸法差	6 級 穴					
		しめしろの					
を越え	以下	上	下	H 6	J 6	JS 6	
3	6	0	- 8	- 8	- 5	- 4	
6	10	0	- 8	- 8.5	- 4.5	- 4	
10	18	0	- 8	- 9.5	- 4.5	- 4	
18	30	0	- 9	-11	- 6	- 4.5	
30	50	0	- 11	-13.5	- 7.5	- 5.5	
50	80	0	- 13	-16	-10	- 6.5	
80	120	0	- 15	-18.5	-12.5	- 7.5	
120	150	0	- 18	-21.5	-14.5	- 9	
150	180	0	- 25	-25	-18	-12.5	
180	250	0	- 30	-29.5	-22.5	-15	
250	315	0	- 35	-33.5	-26.5	-17.5	
315	400	0	- 40	-38	-31	-20	
400	500	0	- 45	-42.5	-35.5	-22.5	
500	630	0	- 50	-47	-	-25	
630	800	0	- 75	-62.5	-	-37.5	
800	1000	0	-100	-78	-	-50	

注 (1) しめしろの平均値がマイナスになっているの

はめあいにおけるしめしろの平均値と分散

単位：μm

との はめあい				しめしろの分散 $R = \sqrt{R_e^2 + R_H^2}$	7 級穴との はめあい								しめしろの分散 $R = \sqrt{R_e^2 + R_H^2}$
平均値(1)					しめしろの平均値(1)								
K 6	M 6	N 6	P 6	H 7	J 7	JS 7	K 7	M 7	N 7	P 7			
- 2	1	5	9	± 5.5	-10	- 4	- 4	- 1	2	6	10	± 7	
- 1.5	3.5	7.5	12.5	± 6	-11.5	- 4.5	- 4	- 1.5	3.5	7.5	12.5	± 8.5	
- 0.5	5.5	10.5	16.5	± 7	-13	- 5	- 4	- 1	5	10	16	±10	
0	6	13	20	± 8	-15	- 6	- 4.5	0	6	13	20	±11.5	
- 0.5	6.5	14.5	23.5	± 9.5	-18	- 7	- 5.5	0	7	15	24	±13.5	
- 1	8	17	29	±11.5	-21.5	- 9.5	- 6.5	- 0.5	8.5	17.5	29.5	±16.5	
- 0.5	9.5	19.5	33.5	±13.5	-25	-12	- 7.5	0	10	20	34	±19	
- 0.5	11.5	23.5	39.5	±15.5	-29	-15	- 9	- 1	11	23	39	±22	
- 4	8	20	36	±17.5	-32.5	-18.5	-12.5	- 4.5	7.5	19.5	35.5	±23.5	
- 5.5	7.5	21.5	40.5	±21	-38	-22	-15	- 5	8	22	41	±27.5	
- 6.5	7.5	23.5	45.5	±23.5	-43.5	-27.5	-17.5	- 7.5	8.5	22.5	44.5	±31.5	
- 9	8	24	49	±27	-48.5	-30.5	-20	- 8.5	8.5	24.5	49.5	±35	
-10.5	7.5	24.5	52.5	±30	-54	-34	-22.5	- 9	9	26	54	±38.5	
- 3	23	41	75	±33.5	-60	-	-25	10	36	54	88	±43	
-12.5	17.5	37.5	75.5	±45	-77.5	-	-37.5	2.5	32.5	52.5	90.5	±55	
-22	12	34	78	±57.5	-95	-	-50	- 5	29	51	95	±67	

は、すきまであることを表す。

3.12 圧延機用四列円すいころ軸受のはめあい（メートル系列）

圧延装置には圧延ロールをはじめ減速機、ピニオンスタンド、圧下装置、テーブルローラなどがあり、それぞれに大小、種々の形式の軸受が用いられている。中でも使用条件やその重要度からみて、ロールネック軸受がもっとも注目され、またいろいろ問題も多い。

転がり軸受の内輪・外輪のはめあいは、原則的には荷重方向に対して回転する軌道輪を固い（はめあいにする）。ロールネック用軸受もこの原則から外れるものではなく、はめあいからいえば当然、荷重を受けて回転する内輪を固い（はめあい）にすべきである。

しかし、ロールは短期間で、ひんぱんに取り替えられるので、ロールネックと軸受との着脱は簡単容易でなければならない。このような実際上の必要性から、ロールネックと軸受内輪との（はめあいを）緩くして、軸受の着脱を容易にしている。このことは一方では、比較的大きい荷重を受けるロールネック用軸受の内輪が必ずクリーブを起すことになり、ロールネックの摩耗やかじりの原因となる。そのため、はめあい面にかなり大きいすきまをもたせて、そこの潤滑油膜が切れないようにし、はめあい面に極圧性の潤滑剤を塗っておくとよい。

緩い（はめあいを）用いるとき、ロールネックの寸法差は、表1に示す程度がよい。軸受内径の寸法差からみて、その（はめあいの）すきまは一般に用いる軸受の（はめあいの）すきまよりずっと大きいことがわかる。

軸受外輪とチョック（ハウジング穴）との（はめあいの）も一般に用いる場合と異なり、表2に示す程度がよい。

ロールネックと軸受内径とが表1に示すようなすきまを保っていても、鉄粉などの摩耗粉やごみが（はめあいの）面にあると、（はめあいの）面はやはり荒れるので注意すべきである。

先に述べたように、圧延機のロールネックといえども、やむを得ず、緩い（はめあいを）用いているのであるから、ロールの交換周期が長い場合には、当然固い（はめあいの）ほうがよい。

圧延機によっては、ロールネックをテーパにして油圧で軸受を着脱するものもある。

また、ロールネック用軸受に四列円筒ころ軸受を採用し、内輪をロールネックに固い（はめあいで）取り付けられる圧延機も多い。この場合、誘導加熱式内輪着脱装置を用いると、内輪の着脱は容易である。

表1 軸受内径とロールネックとの（はめあいの）

単位：μm

呼び軸受内径 d (mm)		平面内平均内径の寸法差 Δd_{mp}		ロールネックの径の寸法差		はめあいのすきま		ロールネックの摩耗限度
を越え	以下	上	下	上	下	最小	最大	
50	80	0	-15	-90	-125	75	125	250
80	120	0	-20	-120	-150	100	150	300
120	180	0	-25	-150	-175	125	175	350
180	250	0	-30	-175	-200	145	200	400
250	315	0	-35	-210	-250	175	250	500
315	400	0	-40	-240	-300	200	300	600
400	500	0	-45	-245	-300	200	300	600
500	630	0	-50	-250	-300	200	300	600
630	800	0	-75	-325	-400	250	400	800
800	1000	0	-100	-375	-450	275	450	900
1000	1250	0	-125	-475	-500	300	500	1000
1250	1600	0	-160	-510	-600	350	600	1200

表2 軸受外径とチョック内径との（はめあいの）

単位：μm

呼び軸受外径 D (mm)		平面内平均外径の寸法差 ΔD_{mp}		チョック内径の寸法差		はめあいのすきま		チョック内径摩耗限度だ円限界
を越え	以下	上	下	上	下	最小	最大	
120	150	0	-18	+57	+25	25	75	150
150	180	0	-25	+100	+50	50	125	250
180	250	0	-30	+120	+50	50	150	300
250	315	0	-35	+115	+50	50	150	300
315	400	0	-40	+110	+50	50	150	300
400	500	0	-45	+105	+50	50	150	300
500	630	0	-50	+100	+50	50	150	300
630	800	0	-75	+150	+75	75	225	450
800	1000	0	-100	+150	+75	75	250	500
1000	1250	0	-125	+175	+100	100	300	600
1250	1600	0	-160	+215	+125	125	375	750
1600	2000	0	-200	+250	+150	150	450	900

4. 内部すきま

4.1 内部すきま

転がり軸受の内部すきまは、いろいろな特性に関連する重要な項目の一つである。軸受の内輪・外輪を相対的に動かしたときの動き量が、軸受の内部すきまであって、ラジアル方向の動き量をラジアル内部すきま、アキシアル方向の動き量をアキシアル内部すきまという。

軸受にとって内部すきまはなぜ重要であるかといえば、すきまの大小が、軸受の基本動定格荷重ひいては寿命に影響を及ぼすこと、軸の振動又は軸受の音響に影響すること、また、転動体が正規の運動をするかどうかに関係することなど、軸受の性能と直接的な関係をもっているからである。

一方、軸受は普通、内輪又は外輪のいずれかにしめしろをもたせて取り付けることが多いが、しめしろのため内輪・外輪の膨張収縮があり、これがすきまを変化させる。また、軸受は運転中にある飽和温度になるが、このとき内輪・外輪や転動体が必ずしも同一温度ではなく、そこに温度差を生じる(図1)。これがまた、軸受のすきまに変化を与える。更に、軸受がある荷重を受けて回転するとき、その荷重によって軸受の内輪・外輪と転動体との間で弾性変位が起り、これも軸受のすきまに変化を与える。

このように軸受の特性に重要な影響をもつ軸受のすきまは、軸受のはめあい、内輪・外輪、転動体の温度差、軸受荷重などによって変化するので、非常に微妙であり複雑でもある。

それでは一体、すきまはどうあるのが理想的であるのか。これを考える前に、いろいろの場合にすきまは変化するので、そのときのすきまを次のように定義しておく。括弧内は量記号である。

測定すきま (Δ_1) 軸受に規定の測定荷重をかけてすきまを測定したときの内部すきま。見かけのすきまともいうもので、このすきまのなかには測定荷重による軸受の弾性変形量 (δ_{F0}) が含まれている。すなわち $\Delta_1 = \Delta_0 + \delta_{F0}$

理論内部すきま (Δ_0) 測定すきまから測定荷重による弾性変形量を差引いたラジアル内部のすきま。

$$\Delta_0 = \Delta_1 - \delta_{F0}$$

ころ軸受では δ_{F0} は無視できるので $\Delta_0 = \Delta_1$ としてよい。

残留すきま (Δ_r) 軸受を軸及びハウジングに取り付けたあとの軸受に残っているすきま。軸の質量などによる軸受の弾性変形は全く考えないすきまである。はめあいによる内輪・外輪の膨張収縮にもとづくすきまの減少量を δ_r とすれば、

$$\Delta_r = \Delta_0 - \delta_r$$

有効すきま (Δ) 軸受を機械に取り付け、ある条件で回転したときに達する温度状態にあって、しかも荷重による弾性変形が全くない状態を考えたときの軸受すきま。すなわち、内輪・外輪のはめあいによるすきまの減少 δ_r と内輪・外輪の温度差によるすきま変化 δ_t だけを考え、荷重は無負荷であるとしたときのすきま。この有効すきまが軸受にとって最も基本的なものである。軸受の基本動定格荷重は、すべて有効すきま $\Delta = 0$ のときのものである。

$$\Delta = \Delta_r - \delta_t = \Delta_0 - (\delta_r + \delta_t)$$

運転すきま (Δ_F) 軸受を取り付け、ある荷重で回転しているときのすきま。有効すきまに軸受荷重による弾性変形量 δ_F の影響を考慮したものである。通常、ほとんど計算に用いない。

$$\Delta_F = \Delta + \delta_F$$

軸受にとって最も重要なすきまは有効すきまであって、理論的には有効すきま Δ がごくわずかに負であるときが最も寿命が長い(有効すきまがわずかに負といっても、運転すきまは軸受荷重の影響を受けて正になるような有効すきまであって、厳密には負の量は軸受荷重の大小によって異なる)。

しかし、すべての軸受を一様に理想的な状態の有効すきまにすることは困難なので、有効すきまの最小値が零又はわずかに負になるように、理論内部すきま Δ_0 を考えなければならない。そのために

は、内輪・外輪のしめしろによるすきまの減少量 δ_r と内輪・外輪の温度差によるすきま変化量 δ_t とが正確に求められていなければならない。この計算方法については、以下に述べる。

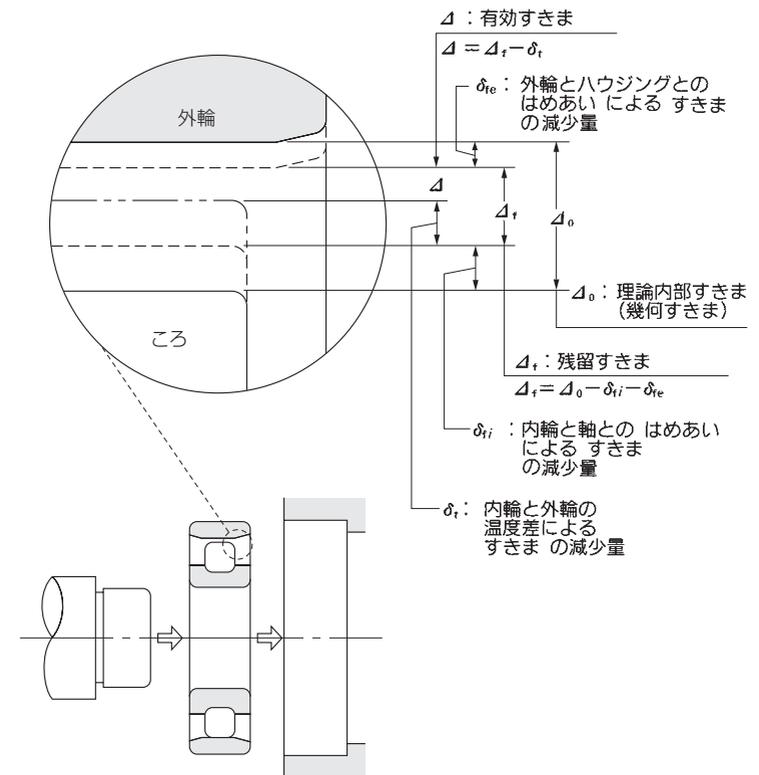


図1 ころ軸受のラジアル内部すきまの変化

4.2 残留すきまの求め方

4.1項において、軸受の内部すきまの種類について述べたが、残留内部すきまの求め方を例題によって以下に述べる。

内輪又は外輪を、軸又はハウジングに固い はめあいをすれば、軌道輪の膨張又は収縮によって当然ラジアル内部すきまが減少する。通常、軸受の使い方としては、内輪回転の場合が多いので、内輪と軸との はめあいは固く、外輪とハウジングとの はめあいは緩くする。したがって一般には、内輪の しめしろ による影響だけを考える。

いま、単列深溝玉軸受 6310 を例にとり、軸 k5、ハウジング穴を H7 とすれば、しめしろ は内輪のほうだけに生じる。

軸径、軸受内径及びラジアルすきま は、それぞれ正規分布をしており、その不良率を0.3%と仮定すれば、はめあい後の すきま (残留すきま) の平均値 $m_{\Delta f}$ 及び標準偏差 $\sigma_{\Delta f}$ は、次式で与えられる。以下、単位はmmとする。

$$\sigma_s = \frac{R_s/2}{3} = 0.0018$$

$$\sigma_i = \frac{R_i/2}{3} = 0.0020$$

$$\sigma_{\Delta_0} = \frac{R_{\Delta_0}/2}{3} = 0.0028$$

$$\sigma_f^2 = \sigma_s^2 + \sigma_i^2$$

$$m_{\Delta f} = m_{\Delta_0} - \lambda_i(m_s - m_i) = 0.0035$$

$$\sigma_{\Delta f} = \sqrt{\sigma_{\Delta_0}^2 + \lambda_i^2 \sigma_f^2} = 0.0035$$

ここで σ_s : 軸径の標準偏差

σ_i : 軸受内径の標準偏差

σ_f : しめしろの標準偏差

σ_{Δ_0} : ラジアルすきま (取付け前) の標準偏差

$\sigma_{\Delta f}$: 残留すきま (取付け後) の標準偏差

m_s : 軸径の平均値 ($\phi 50 + 0.008$)

m_i : 軸受内径の平均値 ($\phi 50 - 0.006$)

m_{Δ_0} : ラジアルすきま (取付け前) の平均値 (0.014)

$m_{\Delta f}$: 残留すきま (取付け後) の平均値

R_s : 軸径の公差 (0.011)

R_i : 軸受内径の公差 (0.012)

R_{Δ_0} : ラジアルすきま (取付け前) の範囲 (0.017)

λ_i : 見かけの しめしろ による内輪軌道径の膨張率 (図1から0.75)

なお、見かけの しめしろ による すきま減少量の平均値は $\lambda_i(m_s - m_i)$ で表わされる。

いま、残留すきま (取付け後のすきま) のばらつきが 99.7%の範囲内に入る範囲 $R_{\Delta f}$ を求めると、

$$R_{\Delta f} = m_{\Delta f} \pm 3\sigma_{\Delta f} = +0.014 \sim -0.007$$

すなわち、残留すきま Δ_f の平均値 $m_{\Delta f}$ は 0.0035で、その範囲は $+0.014 \sim -0.007$ となる。

なお、内輪・外輪の温度差による すきま の変化量 σ_f の計算方法については、4.5項に述べる。

単位 : mm

軸 径	$\phi 50$	+0.013 +0.002
軸 受 内 径 (d)	$\phi 50$	0 -0.012
ラジアル内部すきま (Δ_0)		0.006 ~ 0.023 (1)

注 (1) 普通すきまの値

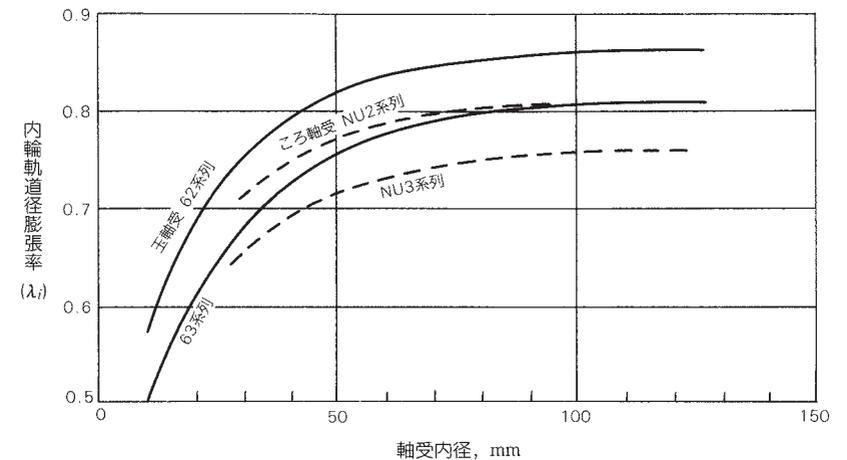


図1 見かけの しめしろ による内輪軌道径の膨張率 λ_i

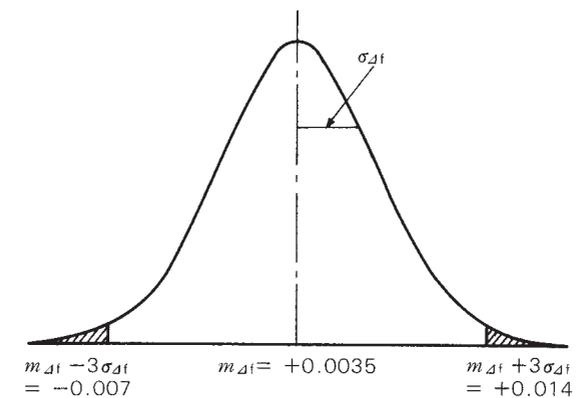


図2 残留すきま量の分布

4.3 はめあいによる軌道径の変化 (内輪のはめあい)

軸受のラジアル内部すきまを決定する際に検討すべき項目の一つとして はめあい によるラジアルすきま の減少がある。軸と内輪、ハウジング穴と外輪とを しまりばめ すれば、内輪は膨張し、外輪は収縮する。

膨張量、収縮量の計算式は3.4項に記載してあるが、内輪軌道径の膨張量 ΔD_i は式(1)のように表わされる。

$$\Delta D_i = \Delta d k \frac{1 - k_0^2}{1 - k^2 k_0^2} \dots\dots\dots (1)$$

- ここで Δd : 有効しめしろ (mm)
- k : 内輪の内径と軌道径との比
 $k = d/D_i$
- k_0 : 中空軸の内径・外径の比
 $k_0 = d_0/d$
- d : 内輪内径 (軸径) (mm)
- D_i : 内輪軌道径 (mm)
- d_0 : 中空軸内径 (mm)

式(1)を実用的な線図にしたものを図1に示す。図1の縦軸は、内輪軌道径の膨張量を しめしろ に対する割合で表わしたものである。横軸には中空軸の内径・外径比 k_0 をとり、内輪の内径/軌道径の比 k をパラメータにして線図を画いてある。

通常、はめあい によるラジアルすきま の減少量は、しめしろの約80%程度として計算されるが、これは中実軸の場合であり、中空軸ではその内径・外径の比 によって しめしろ が軌道径に影響する割合が変わってくる。約80%という値は内輪内径と内輪軌道径の比であって、これも軸受の形式や大きさ、直径系列などによって異なる。その状況を単列深溝玉軸受と円筒ころ軸受について示すと、それぞれ図2、図3のようになる。

なお、図1の線図は、軸の材質が鋼の場合にだけ適用すべきものである。

一例として、玉軸受 6220 を中空軸 (軸径 $d=100$ 、軸内径 $d_0=65$) に公差域クラス m5 で取り付ける場合のラジアルすきまの減少量を求める。

6220 の内径/軌道径の比 k は図2より $k=0.87$ 、軸の内外径比 k_0 は $k_0=d_0/d=0.65$ であるので、図1より軌道径膨張率は73%になる。

しめしろ は m5 の場合の平均値 $30\mu\text{m}$ であったとすると、内輪軌道径の膨張量、すなわち、はめあい によるラジアルすきまの減少量は $0.73 \times 30 = 22\mu\text{m}$ である。

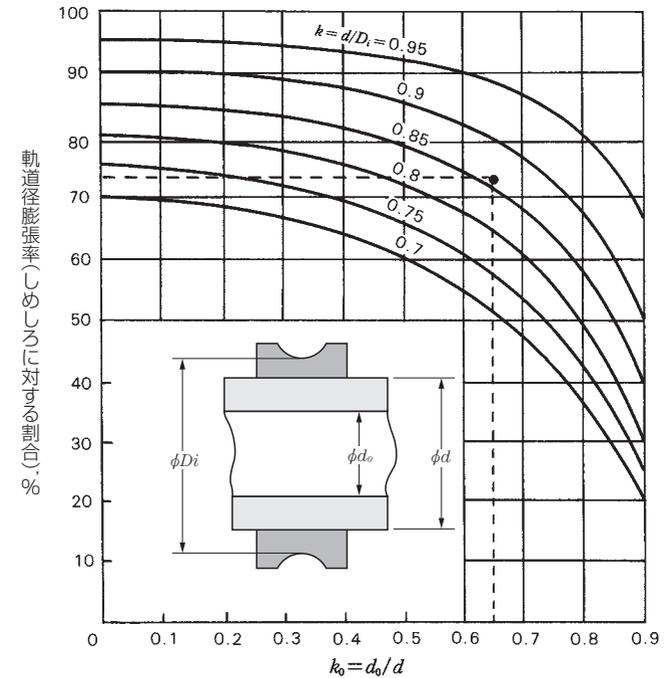


図1 はめあいによる軌道径の膨張
(鋼製軸と内輪のはめあい)

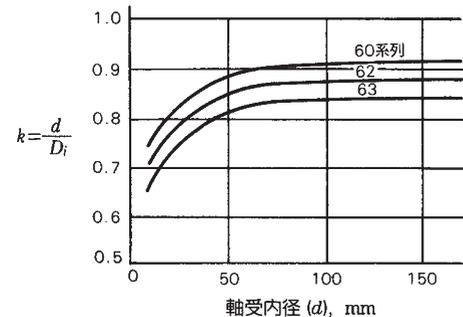


図2 深溝玉軸受内輪の内径と軌道径との比

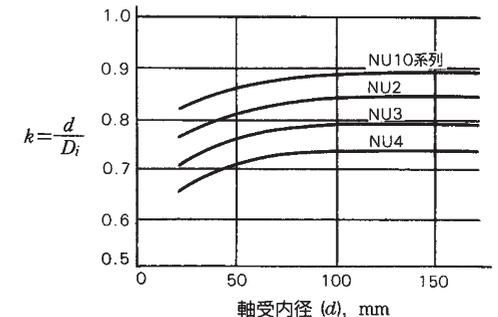


図3 円筒ころ軸受内輪の内径と軌道径との比

4.4 はめあいによる軌道径の変化 (外輪の はめあい)

4.3項の内輪の はめあい に続いて、外輪の はめあい による軌道径の収縮について述べる。

軸受の荷重条件が内輪回転荷重（外輪静止荷重）であれば、内輪は しまりばめ、外輪は中間ばめ又は すきまばめ で使用されるが、外輪回転荷重（内輪静止荷重）又は方向不定荷重の場合には、外輪は しまりばめ にしなければならず、内輪しまりばめ の場合と同様、はめあい によるラジアル内部すきま の減少が問題になる。ただし、外輪に与える しめしろ の量は応力的制約、取付上の制約などにより内輪の しめしろ ほど多くは与えにくい。また、外輪回転荷重、方向不定荷重は内輪回転荷重に比べて使用例としても少ないので、実際に外輪の しめしろ によるラジアルすきまの減少量を検討する場合は少ない。

外輪軌道径の収缩量 ΔD_e は、式(1)のように表わされる。

$$\Delta D_e = \Delta D \cdot h \frac{1 - h_0^2}{1 - h^2 h_0^2} \dots \dots \dots (1)$$

- ここで ΔD : 有効しめしろ (mm)
- h : 外輪の軌道径と外径との比
 $h = D_e / D$
- h_0 : ハウジングの内径・外径の比
 $h_0 = D / D_0$
- D : 軸受外径(ハウジング内径)(mm)
- D_e : 外輪軌道径 (mm)
- D_0 : ハウジング外径 (mm)

式(1)を線図にしたものが図1である。縦軸は、外輪軌道径の収縮量を しめしろ に対する割合で表わしたものである。横軸にはハウジングの内径・外径の比 h_0 をとり、外輪の軌道径と外径との比 h を0.7から0.95まで0.05とびに変えて線図を画いてある。 h の値は、軸受の形式や大きさや直径系列などによって異なるが、単列深溝玉軸受と円筒ころ軸受について示すと、それぞれ図2、図3のようである。

外輪回転荷重の例としては自動車前輪、テンションプーリ、コンペア、滑車などがある。

いま一例として、玉軸受 6207 を N7 の はめあい公差で鋼製ハウジングに取り付ける場合のラジアルすきま の減少量を求める。ただし、ハウジングの外径は $D_0=95$ と仮定する。軸受外径は $D=72$ である。玉軸受 6207 の場合 図2 より $h=0.9$ である。 $h_0=D/D_0=0.76$ であるから、図1より軌道径収縮率は71%である。しめしろはN7の場合の平均値 $18\mu\text{m}$ であったとすると、外輪軌道径の収縮量すなわち はめあい によるラジアルすきま の減少量は、 $0.71 \times 18 \div 13\mu\text{m}$ である。

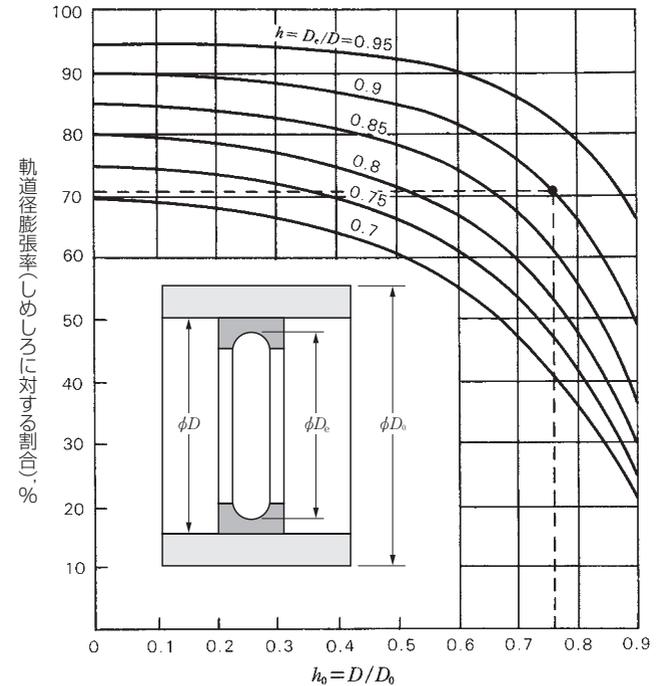


図1 しまりばめ による軌道径の収縮
(鋼製ハウジングと外輪の はめあい)

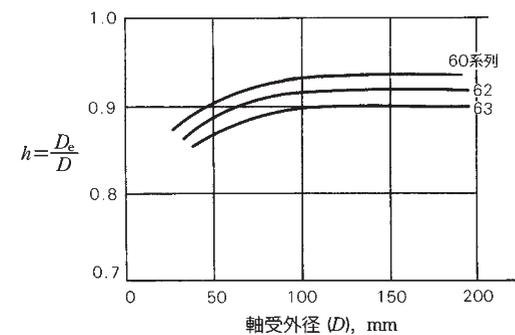


図2 深溝玉軸受外輪の軌道径と
外径との比

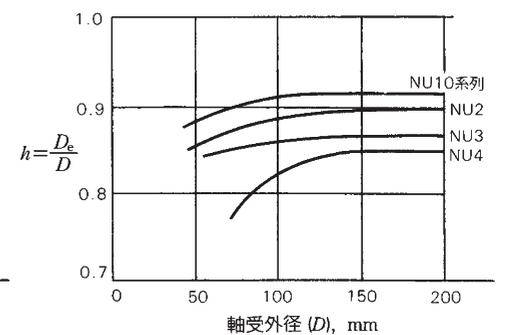


図3 円筒ころ軸受外輪の軌道径
と外径との比

4.5 内輪・外輪の温度差によるラジアル内部すきまの減少量

4.2項において軸受の残留すきまについて述べたので、内輪・外輪の温度差によるラジアル内部すきまの減少量の求め方、及び有効内部すきまの最終的結果を、例題により示す。

軸受がある荷重を受けて回転すると、各部の温度が上昇する。転動体の温度も運転条件によって変化するが、測定しにくく、推定も難しいので、一般的には内輪の温度と同じとして計算を行なっている。

いま4.2項と同様に、単列深溝玉軸受 6310 を例にとり内輪・外輪の温度差を 5 °C とすると、温度差によるラジアルすきまの減少量は、次式で求められる。

$$\begin{aligned} \delta_i &= \alpha \Delta_i D_o \approx \alpha \Delta_i \frac{4D+d}{5} \dots\dots\dots (1) \\ &= 12.5 \times 10^{-6} \times 5 \times \frac{4 \times 110 + 50}{5} \\ &= 6 \times 10^{-3} \text{ (mm)} \end{aligned}$$

ここで δ_i : 内輪・外輪の温度差によるラジアルすきまの減少量 (mm)
 α : 軸受鋼の線膨張係数 (1/°C)
 $\alpha \approx 12.5 \times 10^{-6}$
 Δ_i : 内輪及び転動体と外輪との温度差(°C)
 D : 外輪外径(玉軸受6310では110mm)
 d : 内輪内径(玉軸受6310では50mm)
 D_o : 外輪軌道径 (mm)

外輪軌道径は、次式によりおおむね求めることができる。

$$\begin{aligned} \text{玉軸受 } D_o &= (4D+d)/5 \\ \text{ころ軸受 } D_o &= (3D+d)/4 \end{aligned}$$

4.2項の例で求めた残留すきま Δ_r と、ここで求めた内輪・外輪の温度差によるラジアルすきまの減少量 δ_i により、有効すきま Δ は、次式により求められる。

$$\begin{aligned} \Delta &= \Delta_r - \delta_i = (+0.014 \sim -0.007) - 0.006 \\ &= +0.008 \sim -0.013 \end{aligned}$$

また、ラジアル荷重 3 350N {340kgf} (基本動定格荷重の約 5 %) が軸受にかかった場合の有効すきまと寿命との関係とを求めると、図 1 のようになり (2.8項参照)、有効すきま -13 μ m の点で最大寿命を示す。すなわち、有効すきまの下限が -13 μ m 以上であればよいことがわかる。

ここに、ラジアルすきまについてまとめると、
 (1) 一般に表示したり図面に用いたりするラジアルすきまは、理論内部すきま Δ_0 である。

(2) 軸受にとって最も重要なラジアルすきまは、有効すきま Δ であって、内輪・外輪のはめあいによるラジアルすきまの減少量 δ_r と内輪・外輪の温度差によるラジアルすきまの減少量 δ_i を理論内部すきま Δ_0 から引いたものである。
 $\Delta = \Delta_0 - (\delta_r + \delta_i)$

(3) この有効すきま Δ は、理論的にはごくわずかが負であるときが一般に寿命最大となり、更に負になると寿命は急激に減少する。したがって、有効すきまの最小値をこれ以上にすることが望ましい。

(4) 有効すきまと寿命との関係 (厳密には荷重の影響も入る) を求めておけば、運転すきま Δ_r はとくに考慮する必要はない。問題となるのは有効すきま Δ である。

(5) 軸受の基本動定格荷重 C_r は、有効すきま $\Delta = 0$ として示されている。

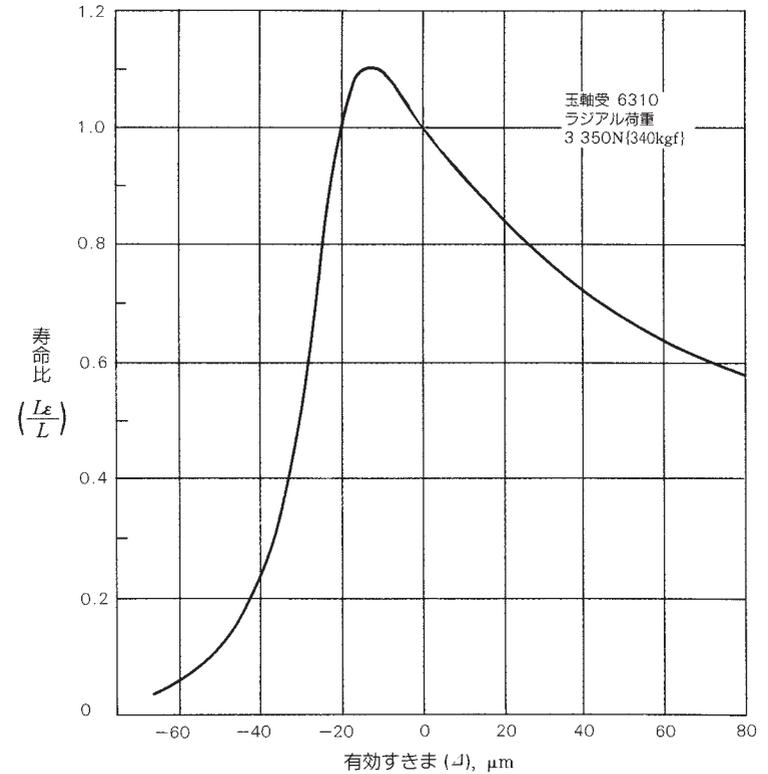


図 1 玉軸受 6310 における有効すきまと寿命との関係

備考 L_ϵ : 有効すきま $\Delta = \epsilon$ のときの寿命
 L : 有効すきま $\Delta = 0$ のときの寿命

4.6 深溝玉軸受のラジアル・アキシアル内部すきま と接触角

4.6.1 ラジアル内部すきま とアキシアル内部すきま

単列深溝玉軸受の内部すきまはラジアルすきま Δ_r で規定されている。二つの軌道輪のうち、一方の軌道輪を固定したとき、他方の固定されていない軌道輪が荷重を加えないでラジアル方向に動きうる量をラジアルすきまといい、アキシアル方向に動きうる量をアキシアルすきまという。

ラジアル方向とアキシアル方向とのすきまの関係は図1に示すように、その幾何学的関係から求められる。

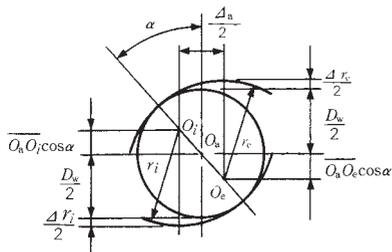


図1 Δ_r , Δ_a との関係

図1における記号は、次のとおりである。

- O_a : 玉の中心
- O_e : 外輪の溝曲率の中心
- O_i : 内輪の溝曲率の中心
- D_w : 玉の直径 (mm)
- r_e : 外輪の溝半径 (mm)
- r_i : 内輪の溝半径 (mm)
- α : 接触角 (°)
- Δ_r : ラジアルすきま (mm)
- Δ_a : アキシアルすきま (mm)

なお、図1において $\Delta_r = \Delta r_e + \Delta r_i$ である。

幾何学的な関係からすきま及び接触角の相互の関係は、次のようになる。

$$\Delta_r = 2(1 - \cos\alpha)(r_e + r_i - D_w) \dots\dots\dots (1)$$

$$\Delta_a = 2\sin\alpha(r_e + r_i - D_w) \dots\dots\dots (2)$$

$$\frac{\Delta_a}{\Delta_r} = \cot \frac{\alpha}{2} \dots\dots\dots (3)$$

$$\Delta_a \doteq 2(r_e + r_i - D_w)^{1/2} \Delta_r^{1/2} \dots\dots\dots (4)$$

$$\alpha = \cos^{-1} \left(\frac{r_e + r_i - D_w - \frac{\Delta_r}{2}}{r_e + r_i - D_w} \right) \dots\dots\dots (5)$$

$$= \sin^{-1} \left(\frac{\Delta_a/2}{r_e + r_i - D_w} \right) \dots\dots\dots (6)$$

それぞれの軸受について $(r_e + r_i - D_w)$ は定数であるから、 Δ_r と Δ_a と α とは一定の関係で結ばれていることがわかる。

先に述べたように、深溝玉軸受のすきまはラジアルすきま Δ_r で与えられており、使用箇所によってはアキシアルすきま Δ_a を知りたい場合がある。深溝玉軸受のラジアルすきまとアキシアルすきまとの関係は式(4)で決まり、式(4)を書き直せば式(7)となる。

$$\Delta_a \doteq K \Delta_r^{1/2} \dots\dots\dots (7)$$

ここで、 K : 定数

$$K = 2(r_e + r_i - D_w)^{1/2}$$

図2にその一例を示す。また、それぞれの軸受についての K の値は、表1に示すとおりである。

計算例

玉軸受6312において、ラジアルすきま0.017 mmのとき、表から $K=2.09$

したがって、アキシアルすきま Δ_a は $\Delta_a = 2.09 \times \sqrt{0.017} = 2.09 \times 0.13 = 0.27$ (mm) となる。

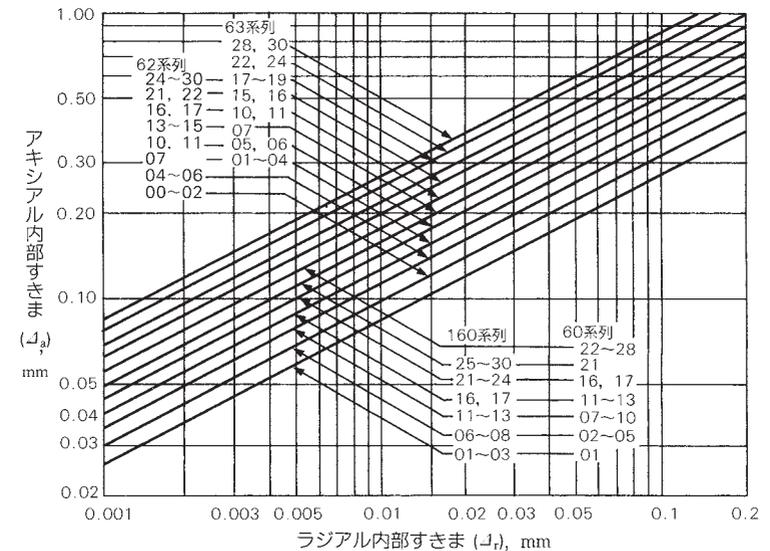


図2 深溝玉軸受のラジアルすきま とアキシアルすきま

表1 ラジアル・アキシアルすきま換算の定数 K の値

内径番号	K			
	160系列	60系列	62系列	63系列
00	—	—	0.93	1.14
01	0.80	0.80	0.93	1.06
02	0.80	0.93	0.93	1.06
03	0.80	0.93	0.99	1.11
04	0.90	0.96	1.06	1.07
05	0.90	0.96	1.06	1.20
06	0.96	1.01	1.07	1.19
07	0.96	1.06	1.25	1.37
08	0.96	1.06	1.29	1.45
09	1.01	1.11	1.29	1.57
10	1.01	1.11	1.33	1.64
11	1.06	1.20	1.40	1.70
12	1.06	1.20	1.50	2.09
13	1.06	1.20	1.54	1.82
14	1.16	1.29	1.57	1.88
15	1.16	1.29	1.57	1.95
16	1.20	1.37	1.64	2.01
17	1.20	1.37	1.70	2.06
18	1.29	1.44	1.76	2.11
19	1.29	1.44	1.82	2.16
20	1.29	1.44	1.88	2.25
21	1.37	1.54	1.95	2.32
22	1.40	1.64	2.01	2.40
24	1.40	1.64	2.06	2.40
26	1.54	1.70	2.11	2.49
28	1.54	1.70	2.11	2.59
30	1.57	1.76	2.11	2.59

4.6.2 ラジアル内部すきま と接触角

単列深溝玉軸受は、スラスト軸受として用いることもでき、その場合には、接触角をなるべく大きくして用いるのが有利である。

玉軸受の接触角は、ラジアルすきまと、内輪・外輪の溝曲率半径によって幾何学的に決まり、式(1)～式(6)の関係を用いて、62、63系列について、ラジアルすきまと、接触角との関係を図示すると、図3のようになる。初期接触角 α_0 は、アキシャル荷重が零の状態での初期の接触角であって、荷重を受ければ、この接触角は変化する。

α_0 が 20° を超えるような場合には、アキシャル荷重を受けたときの玉と軌道面の接触域が軌道からはみ出ないかどうかを検討する必要がある(8.1.2項参照)。

アキシャル荷重だけがかかる条件で 사용되는深溝玉軸受のラジアルすきまには、接触角を大きくするために通常、普通すきまより大きいすきまが用いられる。C3すきま、C4すきまのときの初期接触角を、いくつかの軸受について示すと、表2のようになる。

表2 C3, C4 すきまにおける初期接触角 α_0

軸受の呼び番号	C3における α_0	C4における α_0
6205	$12.5^\circ \sim 18^\circ$	$16.5^\circ \sim 22^\circ$
6210	$11.5^\circ \sim 16.5^\circ$	$13.5^\circ \sim 19.5^\circ$
6215	$11.5^\circ \sim 16^\circ$	$15.5^\circ \sim 19.5^\circ$
6220	$10.5^\circ \sim 14.5^\circ$	$14^\circ \sim 17.5^\circ$
6305	$11^\circ \sim 16^\circ$	$14.5^\circ \sim 19.5^\circ$
6310	$9.5^\circ \sim 13.5^\circ$	$12^\circ \sim 16^\circ$
6315	$9.5^\circ \sim 13.5^\circ$	$12.5^\circ \sim 15.5^\circ$
6320	$9^\circ \sim 12.5^\circ$	$12^\circ \sim 15^\circ$

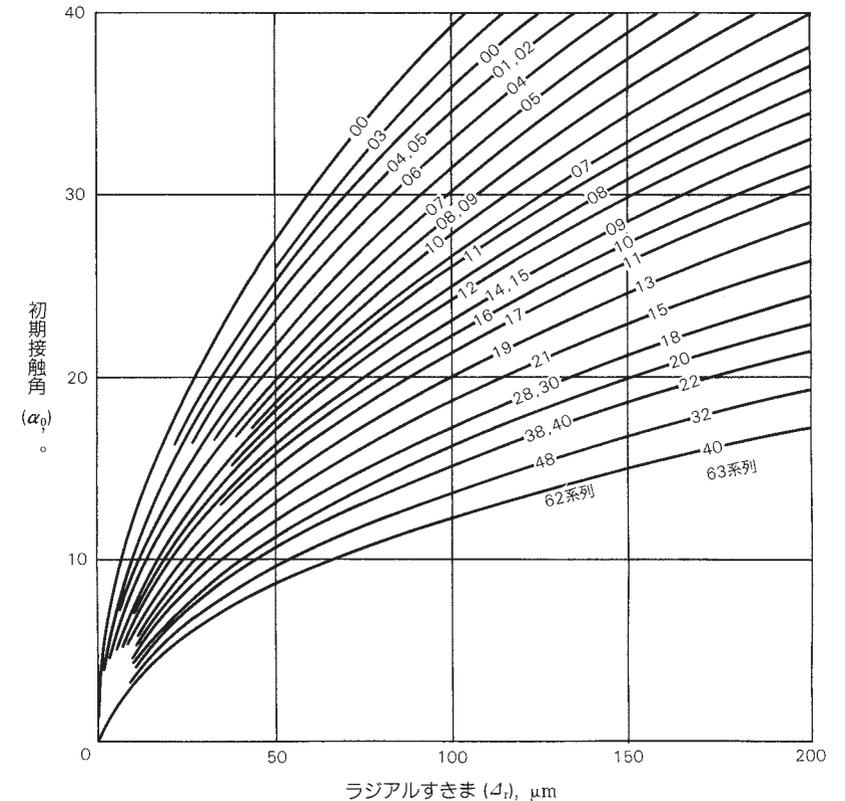


図3 ラジアルすきま と接触角

4.7 単列深溝玉軸受の角すきま

軸受にかかる荷重を考慮する場合には一般にラジアル荷重、アキシアル荷重、あるいはそれらの合成荷重などが対象になることが多いが、これらの荷重下においては、普通、内輪・外輪は平行に移動するものとして取扱われる。

実際の軸受ではハウジング軸心の傾きや、荷重を受けた場合の軸のたわみ、あるいは軸受が傾いて取り付けられることなどによって、内輪・外輪は平行でない状態で用いられていることがある。

このような場合には、内輪・外輪の傾き角が以下に述べる軸受の角すきまの1/2を超えると、異常な応力が発生することになり、温度上昇、早期はくりなどの原因になる。モーメント荷重を受ける場合の荷重分布や等価荷重の求め方などについては、くわしい報告があるが、それ以前の問題として個々の軸受について角すきまがどのくらいあるかを知っておくことも、軸受を使う場合に大切なことである。

角すきまとは、二つの軌道輪のうち一方の軌道輪を固定したとき、他方の固定されない軌道輪が左右両側へ自由に傾き得る角度のことであり、これはラジアルすきまと一義的な関係がある。

角すきま θ_0 は、近似的に式(1)から求められる。

$$\tan \frac{\theta_0}{2} \doteq \frac{2\{\Delta_r(r_e+r_i-D_w)\}^{1/2}}{D_{pw}} = K_0 \cdot \Delta_r^{1/2} \dots\dots\dots (1)$$

- ここで Δ_r : ラジアルすきま (mm)
- r_e : 外輪の溝半径 (mm)
- r_i : 内輪の溝半径 (mm)
- D_w : 玉の直径 (mm)
- D_{pw} : 玉のピッチ径 (mm)
- K_0 : 定数

$$K_0 = \frac{2(r_e+r_i-D_w)^{1/2}}{D_{pw}}$$

定数 K_0 は個々の軸受については一定であり、単列深溝玉軸受60, 62, 63系列について K_0 の値を示すと、表1のようなになる。

また、ラジアルすきま Δ_r と角すきま θ_0 の関係をグラフにして示すと、図1のようなになる。

内輪・外輪の傾き角としては、 $\pm\theta_0/2$ になる。

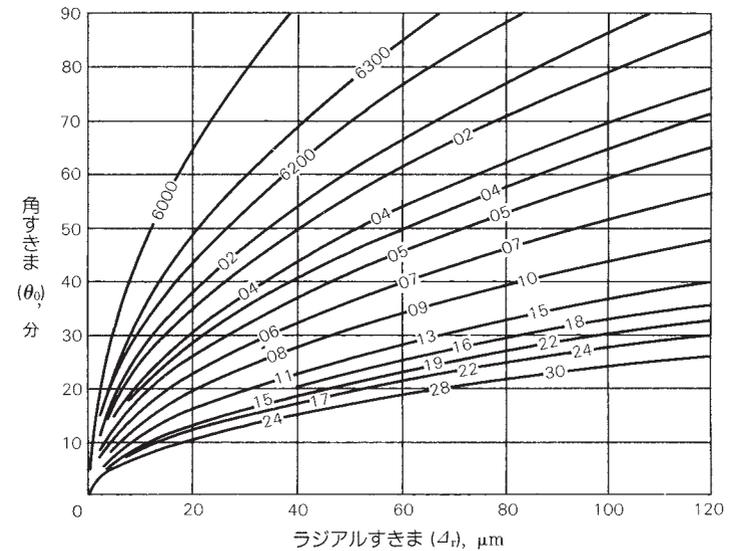


図1 ラジアルすきま と角すきま

表1 ラジアルすきま・角すきま換算の定数 K_0 の値

内径番号	K_0		
	60系列	62系列	63系列
	$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$
00	67.4	45.6	50.6
01	39.7	42.3	43.3
02	39.7	36.5	36.0
03	35.9	34.0	33.7
04	30.9	31.7	29.7
05	27.0	27.2	27.0
06	23.7	23.0	22.9
07	21.9	23.3	23.5
08	19.5	21.4	22.4
09	18.2	19.8	21.1
10	16.8	19.0	20.0
11	16.6	18.1	19.4
12	15.5	17.4	18.5
13	14.6	16.6	17.8
14	14.3	16.1	17.1
15	13.5	15.2	16.6
16	13.3	14.9	16.0
17	12.7	14.5	15.5
18	12.5	14.1	15.1
19	11.9	13.7	14.6
20	11.5	13.4	14.2
21	11.4	13.2	14.0
22	11.7	12.9	13.6
24	10.9	12.2	12.7
26	10.3	11.7	12.1
28	9.71	10.8	11.8
30	9.39	10.0	11.0

4.8 複列アンギュラ玉軸受のラジアル内部すきまとアキシャル内部すきま

複列アンギュラ玉軸受のラジアル内部すきま Δ_r とアキシャル内部すきま Δ_a との関係は、**図1**に示すように幾何学的関係から求められる。

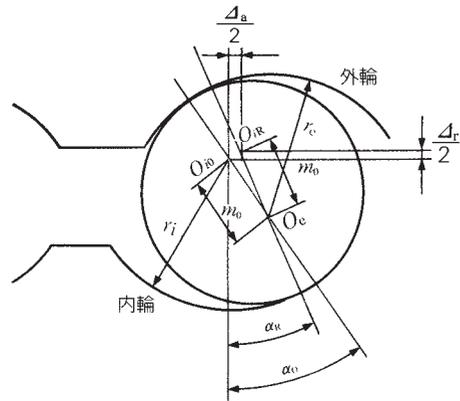


図1

図1における記号は、次のとおりである。

- Δ_r : ラジアルすきま (mm)
- Δ_a : アキシャルすきま (mm)
- α_0 : 内輪・外輪をアキシャル方向に押し付けたときの初期接触角
- α_R : 内輪・外輪をラジアル方向に押し付けたときの初期接触角
- O_e : 外輪溝の曲率中心 (固定と考える)
- O_{i0} : 内輪をアキシャル方向に押し付けたときの内輪の溝曲率中心
- O_{ir} : 内輪をラジアル方向に押し付けたときの内輪の溝曲率中心
- m_0 : 内輪・外輪の溝曲率中心間距離
 $m_0 = r_i + r_e - D_w$
- D_w : 玉の直径 (mm)
- r_i : 内輪溝半径 (mm)
- r_e : 外輪溝半径 (mm)

図1より次の諸関係が成立つ。

$$m_0 \sin \alpha_0 = m_0 \sin \alpha_R + \frac{\Delta_a}{2} \quad \text{..... (1)}$$

$$m_0 \cos \alpha_0 = m_0 \cos \alpha_R - \frac{\Delta_r}{2} \quad \text{..... (2)}$$

$$\sin^2 \alpha_0 = 1 - \cos^2 \alpha_0 \text{より} \\ (m_0 \sin \alpha_0)^2 = m_0^2 - (m_0 \cos \alpha_0)^2 \quad \text{..... (3)}$$

式(1)、**(2)**を**式(3)**へ代入すると、

$$\left(m_0 \sin \alpha_R + \frac{\Delta_a}{2}\right)^2 = m_0^2 - \left(m_0 \cos \alpha_R - \frac{\Delta_r}{2}\right)^2 \quad \text{..... (4)}$$

$$\therefore \Delta_a = 2 \sqrt{m_0^2 - \left(m_0 \cos \alpha_R - \frac{\Delta_r}{2}\right)^2} - 2m_0 \sin \alpha_R \quad \text{..... (5)}$$

α_R は52, 53系列では $\alpha_R = 25^\circ$, 32, 33系列では $\alpha_R = 32^\circ$ に設計されている。もし $\alpha_R = 0^\circ$ とすれば、**式(5)**は

$$\Delta_a = 2 \sqrt{m_0^2 - \left(m_0 - \frac{\Delta_r}{2}\right)^2} \\ = 2 \sqrt{m_0 \Delta_r - \frac{\Delta_r^2}{4}}$$

ここで、 $\frac{\Delta_r^2}{4} \doteq 0$ なので

$$\therefore \Delta_a \doteq 2m_0^{1/2} \Delta_r^{1/2} \quad \text{..... (6)}$$

となつて、これは単列深溝玉軸受のラジアルすきまとアキシャルすきまとの関係に等しくなる。

m_0 の値は、内輪・外輪の溝半径から決まるものであり、NSKの52, 53系列及び32, 33系列の複列アンギュラ玉軸受については、**式(5)**の Δ_r と Δ_a との関係を図示すると、**図2**、**図3**のようになる。

すきまの値が小さい範囲では、近似的に、

$$\Delta_a \doteq \Delta_r \cot \alpha_R \quad \text{..... (7)}$$

として計算してもかまわないが、すきまの値が大きくなると ($\Delta_r/D_w > 0.002$ くらいになると) **式(7)**からの差異が大きくなってくる。

接触角 α_R の値は、ラジアルすきまの値に無関係に一定であるが、内輪・外輪をアキシャル方向に押し付けたときの初期接触角 α_0 は、ラジアルすきまの値によって変わる。

その関係は、**式(2)**で表わされている。

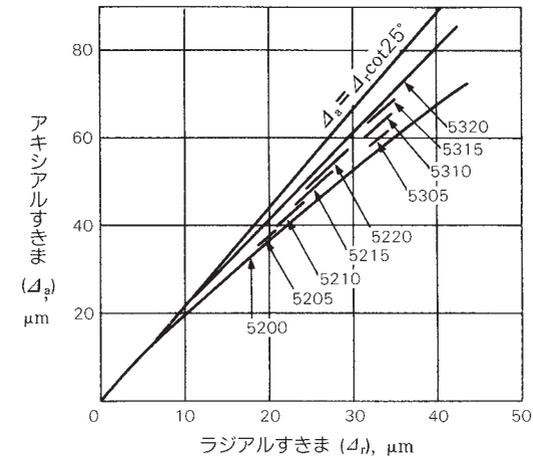


図2 52, 53系列のラジアル・アキシャルすきま

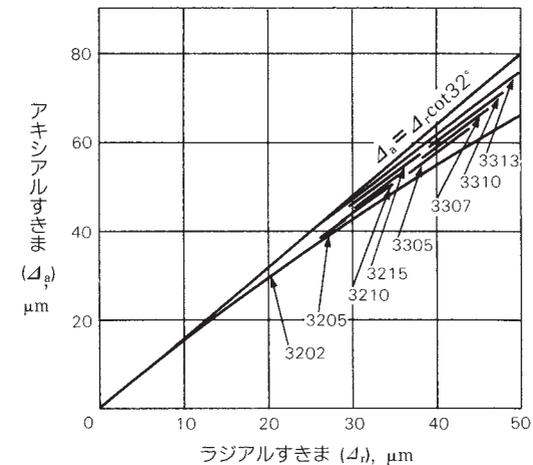


図3 32, 33系列のラジアル・アキシャルすきま

4.9 複列アンギュラ玉軸受の角すきま

複列軸受の角すきまも、単列軸受の角すきまと同様、内輪・外輪のいずれか一方固定したとき、他方の固定されない軌道輪が左右へ自由に傾き得る最大角度のことをいう。

中立位置から左右へ傾き得るので、角すきまは内輪・外輪の許容傾き角（モーメントを生じることなく内輪・外輪が中立位置から一方へ傾き得る最大角度）の2倍である。

複列アンギュラ玉軸受のアキシャルすきまと角すきまとの関係は、式(1)のように表わされる。

$$\Delta_a = 2m_0 \left\{ \sin \alpha_0 + \frac{\theta R_i}{2m_0} - \sqrt{1 - \left(\cos \alpha_0 + \frac{\theta l}{4m_0} \right)^2} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

- ここで Δ_a : アキシャルすきま (mm)
- m_0 : 内輪・外輪の溝曲率中心間距離 (mm)
- $m_0 = r_e + r_i - D_w$ (mm)
- r_e : 外輪の溝半径 (mm)
- r_i : 内輪の溝半径 (mm)
- α_0 : 初期接触角 (°)
- θ : 角すきま (rad)
- R_i : 軸心より内輪溝の曲率中心までの距離 (mm)
- l : 左右両列の内輪溝の曲率中心間距離 (mm)

NSKの複列アンギュラ玉軸受 52, 53系列及び 32, 33系列について、式(1)の関係を表わしたものが、図1である。

複列アンギュラ玉軸受のラジアルすきまとアキシャルすきまとの関係は4.8項に示されているが、この関係を用いて図1を角すきま θ とラジアルすきま Δ_r との関係に直したものが、図2である。

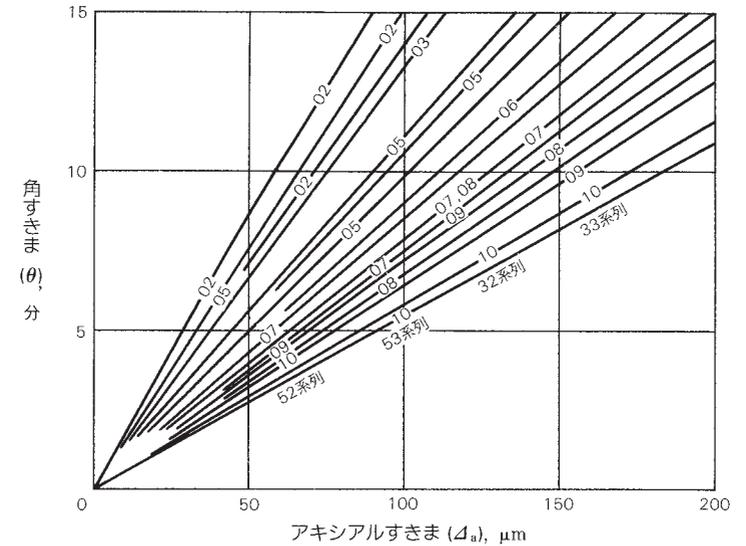


図1 アキシャルすきまと角すきまとの関係

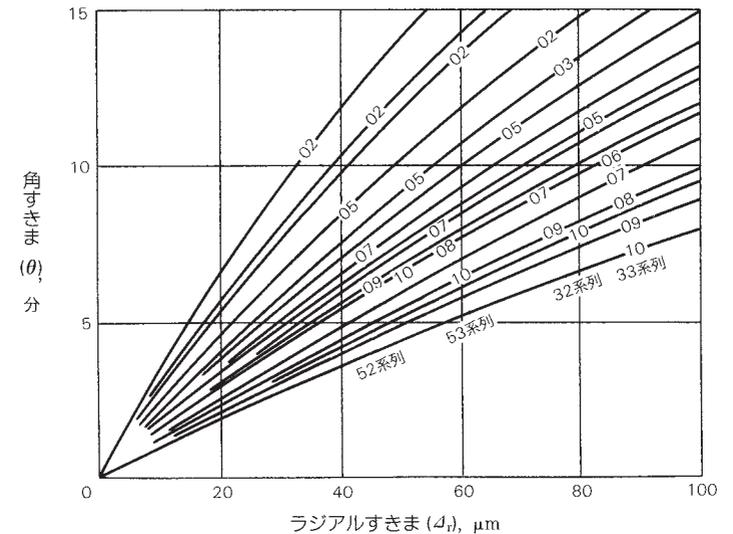


図2 ラジアルすきまと角すきまとの関係

4.10 組合せ円すいころ軸受の内部すきま測定方法(差幅測定による方法)

組合せ円すいころ軸受には、背面組合せ(DB形)正面組合せ(DF形)があり(図1, 図2), それらはそれぞれの特長をいかして、組合せ品1組として又は他の軸受と対にして、固定側又は自由側の軸受として用いられる。

組合せ円すいころ軸受は、DB形において、保持器が外輪背面より出張るので、外輪間座(図1のK間座)を付けて、保持器同志が接触しないようにして用いる。内輪についても、これに対応して適正幅の内輪間座(図1のL間座)を付けて、すきまを確保する。DF形についても、図2のようにK間座を付けて用いる。

一般に、このような軸受を用いる際には、運転中の発熱を考慮し、適正すきまを与えて使うことが多く、軸受支持部の剛性を高める必要がある場合には、予圧を与えて使う。これらの適正すきまを与えて組み付ける場合や、予圧(負のすきま)にして組み付ける場合には、間座の寸法調整によって適正すきまを与える。

以下、DB組合せの場合のすきま測定方法について紹介する。

- (1) 図3のように、軸受Aを定盤の上ののせ、外輪を回転(10回転以上)し、ころを安定させてから、差幅 $f_A = T_A - B_A$ を測定する。
- (2) 次に、図4のようにもう一方の軸受Bを同様に、差幅 $f_B = T_B - B_B$ を測定する。
- (3) 次に図5のようにK, L間座の幅寸法を測定する。

以上の測定結果から、図3~5に示す記号を用いると、組合せ円すいころ軸受のアキシャルすきま Δ_a は式(1)により求めることができる。

$$\Delta_a = (L - K) - (f_A + f_B) \dots \dots \dots (1)$$

例えば、組合せ円すいころ軸受 HR32232JDB + KLR10AC3 について、規格と軸受現品のすきまを確認するには、まずC3すきまをNSK軸受総合カタログCAT.No.1102(A93ページ)より読みとると $\Delta_r = 110 \sim 140 \mu\text{m}$ である。これを差幅測定方法の結果と比較するため、式(2)を用いアキシャルすきま Δ_a に換算する。

$$\Delta_a = \Delta_r \cot \alpha \approx \Delta_r \frac{1.5}{e} \dots \dots \dots (2)$$

ここで e : 軸受呼び番号ごとに決まる定数(総合カタログの軸受寸法表に記載)

同カタログ(B127ページ)より、 $e = 0.44$ を用いて

$$\Delta_a = (110 \sim 140) \times \frac{1.5}{e} \approx 380 \sim 480 \mu\text{m}$$

となる。

軸受の差幅測定による式(1)のアキシャルすきま Δ_a が、上記の範囲内であれば、軸受すきまはC3であることが確認できる。

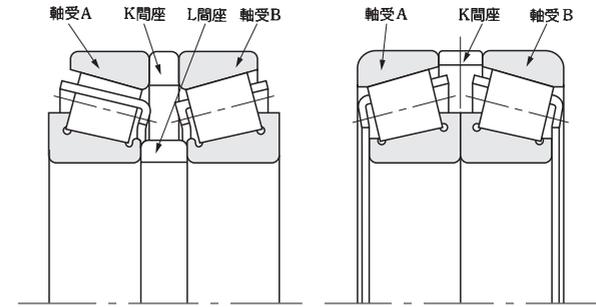


図1 DB組合せ

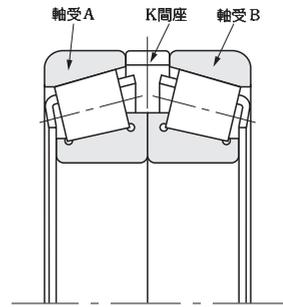


図2 DF組合せ

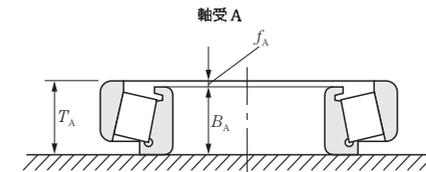


図3

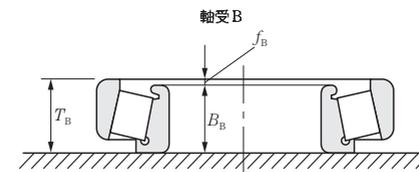


図4

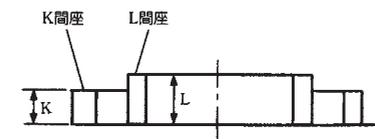


図5

4.11 円すいころ軸受の取付け時の 内部すきま調整方法

単列の円すいころ軸受は、通常、2個対向させアキシャルすきまを調整して使用される。対向使用の方法には、背面組合せ（DB組合せ）と正面組合せ（DF組合せ）とがある。

背面組合せのすきま調整は、軸ナット又は軸端ボルトで内輪を締め付けることにより行う。図1に軸端ボルトを使用する例を示す。この場合、締付側の内輪と軸とのはめあいをすきまばめとし、内輪がアキシャル方向に移動できるようにしておかなければならない。

正面組合せにおいては、外輪をアキシャル方向に押さえるふたとハウジングとの間にシムを入れ、所定のアキシャルすきまに調整する（図2）。この場合、締付側の外輪とハウジングとのはめあいを、すきまばめとして、外輪がアキシャル方向に動くようにする必要がある。押えふたに外輪を圧入する構造（図3）にすれば、その必要がなく、取付け・取外しも容易となる。

理論的には、軸受のすきまが、運転状態においてわずかに負であるとき、疲れ寿命が最も長くなるが、負のすきま量が大きくなると、疲れ寿命が急激に低下することと、発熱も大きくなることから、一般には、運転状態におけるすきまが零よりわずかに大きなすきまになるようにする。そのために、運転状態における軸受の内輪・外輪の温度差によるすきまの減少量、軸とハウジングとのアキシャル方向の熱膨張の差を考慮して、取付け後の軸受すきまを求める。

実用的には、NSK軸受総合カタログCAT.No.1102、A93 ページ「複列及び組合せ円すいころ軸受（円筒穴）のラジアル内部すきま」のC1ないしC2すきまを採ることが多い。

なお、ラジアルすきま Δ_r とアキシャルすきま Δ_a との関係は、次のとおりである。

$$\Delta_a = \Delta_r \cot \alpha \approx \Delta_r \frac{1.5}{e}$$

ここで α ：接触角
 e ：軸受呼び番号ごとに決まる定数
（総合カタログの軸受寸法表に記載）

工作機械の主軸、自動車の終減速機などに用いられる円すいころ軸受は、軸の回転精度、軸受の剛性を高めるなどの目的から負のすきまで使用される。このような使用方法を予圧法といい、その方法には、定位置予圧と定圧予圧とがある。通常、定位置予圧が主として用いられる。

定位置予圧には、適切な予圧量が得られるように、あらかじめ調整されている組合せ軸受を使用する方法と、ナットの締め加減やシムの調整などにより、所定の予圧を与える方法とがある。

定圧予圧は、ばねや油圧などを利用して、軸受に適当な予圧を与える方法である。

これらの予圧法を採用している幾つかの例を、次に示す。

図4は、自動車の終減速機である。小歯車の軸受は、内輪間座とシムにより予圧を調整し、大歯車の軸受では、外輪押えねじの締付トルクによって予圧を管理する。

図5は、トラックの後車輪で、軸ナットにより内輪をアキシャル方向に締め付けて、予圧をかけている例である。この場合、軸受の起動摩擦モーメントを測定して予圧を管理する。

図6は、旋盤主軸の例であり、軸ナットの締付けにより予圧を調整する。

図7は、あらかじめ予圧ばねの荷重と変位との関係を求めておき、ばねの変位量によって、予圧が調整されている定圧予圧の例である。

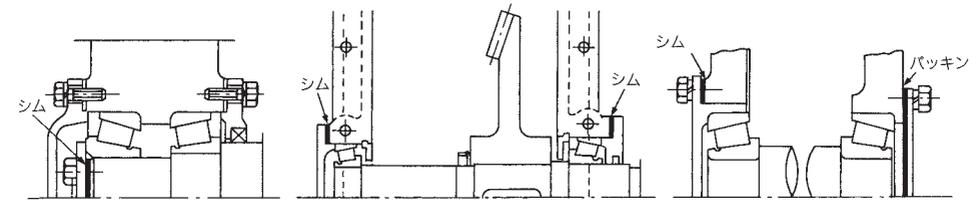


図1 内輪で すきま調整した
DB 組合せ

図2 外輪で すきま調整した
DF 組合せ

図3 外輪圧入の押えふたで
すきま調整した例

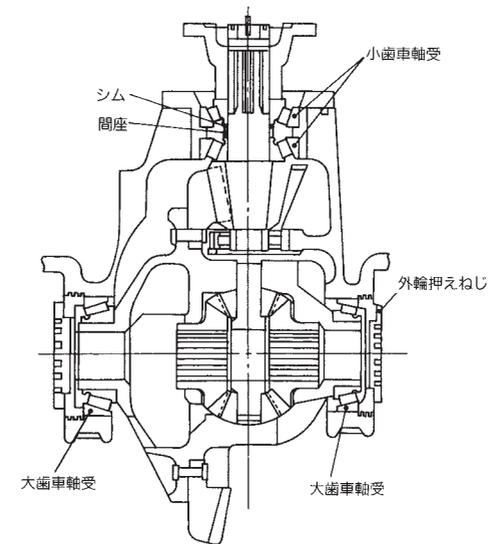


図4 自動車終減速機

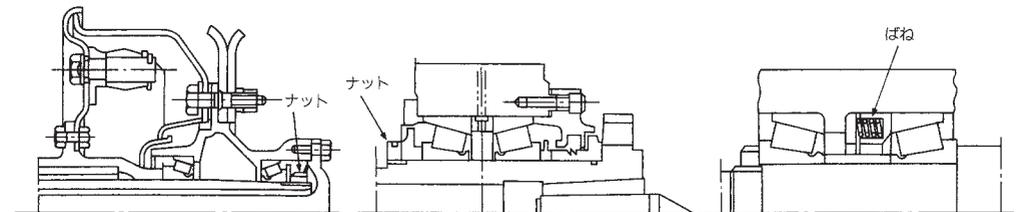


図5 トラック後車輪

図6 旋盤主軸

図7 ばね による定圧予圧

5. 軸受内部の荷重分布及び変位

5.1 軸受内の荷重分布

接触角 α の単列軸受（アンギュラ玉軸受、円すいころ軸受など）にラジアル荷重 F_r 、アキシャル荷重 F_a が作用する場合を考える。 F_a と F_r との比によって負荷圏の範囲は変動し、軌道の一部分が荷重を受ける場合もあり、軌道の全円周が荷重を受ける場合もある。負荷圏の広さは負荷率 ε によって表わされる。軌道円周上の一部分が荷重を受けているときには、 ε は負荷圏の投影長さとの比であり、このような場合には $\varepsilon \leq 1$ である（図1参照）。

これに対して軌道の全円周が荷重を受ける場合には、

$$\varepsilon = \frac{\delta_{\max}}{\delta_{\max} - \delta_{\min}} \geq 1 \text{ である。}$$

ここで、

δ_{\max} : 最大荷重を受ける転動体の全弾性変位量
 δ_{\min} : 最小荷重を受ける転動体の全弾性変位量
 軸受の任意の転動体の受ける荷重 $Q(\psi)$ は、その接触面での弾性変位 $\delta(\psi)$ の t 乗に比例する。したがって、 $\psi=0$ における最大転動体荷重を Q_{\max} 、弾性変位量を δ_{\max} とすると

$$\frac{Q(\psi)}{Q_{\max}} = \left(\frac{\delta(\psi)}{\delta_{\max}} \right)^t \text{ (1)}$$

$t=1.5$ (点接触), $t=1.1$ (線接触)

最大転動体荷重 Q_{\max} と、ラジアル荷重 F_r 、アキシャル荷重 F_a との間には、次の関係が与えられる。

$$F_r = J_r Z Q_{\max} \cos \alpha \text{ (2)}$$

$$F_a = J_a Z Q_{\max} \sin \alpha \text{ (3)}$$

ここで、 Z は転動体数である。 J_r と J_a は点接触、線接触に対して式(1)から導かれるものであり、 ε の値に対する J_r, J_a の値を表1に示す。 $\varepsilon=0.5$ の場合、すなわち半円周が荷重を受ける場合、 F_a と F_r の関係は表1より、次のようになる。

$$F_a = 1.216 F_r \tan \alpha \text{ (点接触)}$$

$$F_a = 1.260 F_r \tan \alpha \text{ (線接触)}$$

ラジアル軸受の基本定格荷重は、この状態において意義をもつものである。

軸受の内部すきま $\Delta=0$ のとき、 $\varepsilon=0.5$ となり、 J_r の値を表1から選んで式(2)を書きかえると

$$Q_{\max} = 4.37 \frac{F_r}{Z \cos \alpha} \text{ (点接触) (4)}$$

$$Q_{\max} = 4.08 \frac{F_r}{Z \cos \alpha} \text{ (線接触) (5)}$$

軸受がアキシャル荷重だけを受ける場合、 $F_r=0$ 、 $\varepsilon=\infty$ 、 $J_a=1$ であり、式(3)を書きかえると、式(6)となる。

$$Q = Q_{\max} = \frac{F_a}{Z \sin \alpha} \text{ (6)}$$

この場合はすべての転動体は、等しい荷重を受ける。

すきま零の単列深溝玉軸受に純ラジアル荷重がかかる場合には

$$Q_{\max} = 4.37 \frac{F_r}{Z} \text{ (7)}$$

である。すきまのある軸受 ($\Delta > 0$) がラジアル荷重を受けると、 $\varepsilon < 0.5$ となり、最大転動体荷重は式(7)よりも大きくなる。外輪がすきまばめで取り付けられた場合、外輪の変形もまた負荷圏を縮小させるように作用する。一般には軸受は内部すきまをもって使用されるので、実用的関係として式(7)の代わりに式(8)が用いられている。

$$Q_{\max} = 5 \frac{F_r}{Z} \text{ (8)}$$

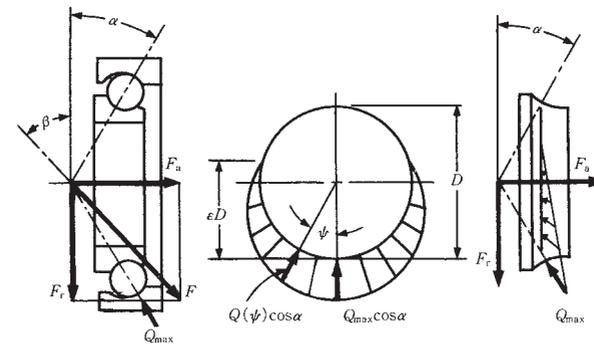


図1

表1 単列軸受の J_r, J_a の値

ε	点 接 触			線 接 触		
	$\frac{F_r \tan \alpha}{F_a}$	J_r	J_a	$\frac{F_r \tan \alpha}{F_a}$	J_r	J_a
0	1	0	0	1	0	0
0.1	0.9663	0.1156	0.1196	0.9613	0.1268	0.1319
0.2	0.9318	0.1590	0.1707	0.9215	0.1737	0.1885
0.3	0.8964	0.1892	0.2110	0.8805	0.2055	0.2334
0.4	0.8601	0.2117	0.2462	0.8380	0.2286	0.2728
0.5	0.8225	0.2288	0.2782	0.7939	0.2453	0.3090
0.6	0.7835	0.2416	0.3084	0.7480	0.2568	0.3433
0.7	0.7427	0.2505	0.3374	0.6999	0.2636	0.3766
0.8	0.6995	0.2559	0.3658	0.6486	0.2658	0.4098
0.9	0.6529	0.2576	0.3945	0.5920	0.2628	0.4439
1.0	0.6000	0.2546	0.4244	0.5238	0.2523	0.4817
1.25	0.4338	0.2289	0.5044	0.3598	0.2078	0.5775
1.67	0.3088	0.1871	0.6060	0.2340	0.1589	0.6790
2.5	0.1850	0.1339	0.7240	0.1372	0.1075	0.7837
5	0.0831	0.0711	0.8558	0.0611	0.0544	0.8909
∞	0	0	1	0	0	1

5.2 ラジアル玉軸受における内部すきまと負荷率

ラジアルすきまがある場合の荷重分布状態はすきまがない場合とは異なる。

軸受に任意の方向の荷重が作用するとき、内輪・外輪は互いに平行を保ったまま移動するものとし、内輪・外輪の中立位置からの相対的な移動を、アキシャル方向に δ_a 、ラジアル方向に δ_r とする。また、ラジアルすきまを Δ_r とすると図1において、角度 ψ の位置における転動体の総弾性変位量 $\delta(\psi)$ は、接触角 α が一定として、式(1)のようになる。

$$\delta(\psi) = \delta_r \cos\psi \cos\alpha + \delta_a \sin\alpha - \frac{\Delta_r}{2} \cos\alpha \quad \dots(1)$$

したがって、 $\psi=0$ における最大変位量 δ_{max} は、

$$\delta_{max} = \delta_r \cos\alpha + \delta_a \sin\alpha - \frac{\Delta_r}{2} \cos\alpha \quad \dots(2)$$

式(1),(2)より

$$\delta(\psi) = \delta_{max} \left\{ 1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos\psi) \right\} \quad \dots(3)$$

ここで、 ε は式(4)で表される。

$$\varepsilon = \frac{\delta_{max}}{2\delta_r \cos\alpha} = \frac{1}{2} \left\{ 1 + \frac{\delta_a}{\delta_r} \tan\alpha - \frac{\Delta_r}{2\delta_r} \right\} \quad \dots(4)$$

アキシャル方向の相対変位がない場合 ($\delta_a=0$) を考えると、式(2),(4)はそれぞれ

$$\delta_{max} = \left(\delta_r - \frac{\Delta_r}{2} \right) \cos\alpha \quad \dots(2)'$$

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{\Delta_r}{2\delta_r} \right) \quad \dots(4)'$$

$$\therefore \delta_{max} = \frac{\varepsilon}{1 - 2\varepsilon} \Delta_r \cos\alpha \quad \dots(5)$$

一方、Hertzの式より

$$\delta_{max} = c \frac{Q_{max}^{2/3}}{D_w^{1/3}} \quad \dots(6)$$

また、最大転動体荷重 Q_{max} は、

$$Q_{max} = \frac{F_r}{J_r Z \cos\alpha} \quad \dots(7)$$

式(5),(7)を、式(6)へ代入して整理すると、ラジアルすきまと、ラジアル荷重と、負荷率との関係を示す式(8)が得られる。

$$\Delta_r = \left(\frac{1 - 2\varepsilon J_r^{-2/3}}{\varepsilon} \right) c \left(\frac{F_r}{Z} \right)^{2/3} D_w^{-1/3} \cos^{-5/3} \alpha \quad \dots(8)$$

ここで Δ_r : ラジアルすきま (mm)

ε : 負荷率

J_r : ラジアル積分 (111ページ, 表1)

c : Hertzの弾性定数

F_r : ラジアル荷重 (N), (kgf)

Z : 玉数

D_w : 玉の直径 (mm)

α : 接触角 (°)

一例として玉軸受 6208 について式(8)の関係を示すと、図2のようになる。

例えばラジアルすきま $20\mu\text{m}$ として $F_r = \frac{C_r}{10} = 2910\text{N}$ (297kgf) がかったとすると、図2より負荷率 $\varepsilon = 0.36 \rightarrow J_r = 0.203$ (111ページ表1の関係より) によって、このとき最大転動体荷重 Q_{max} は

$$Q_{max} = \frac{F_r}{J_r Z \cos\alpha} = \frac{2910}{0.203 \times 9} = 1590\text{N} \{163\text{kgf}\}$$

となる。

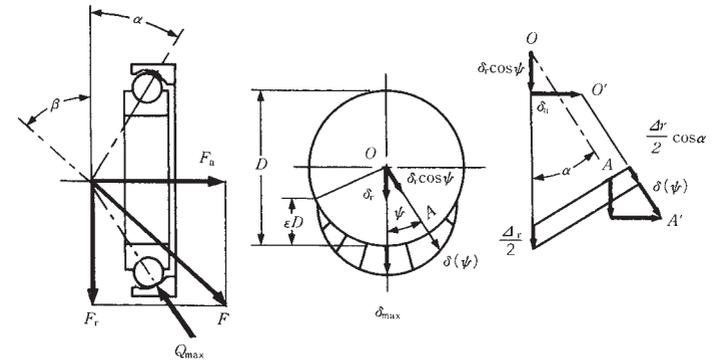


図1

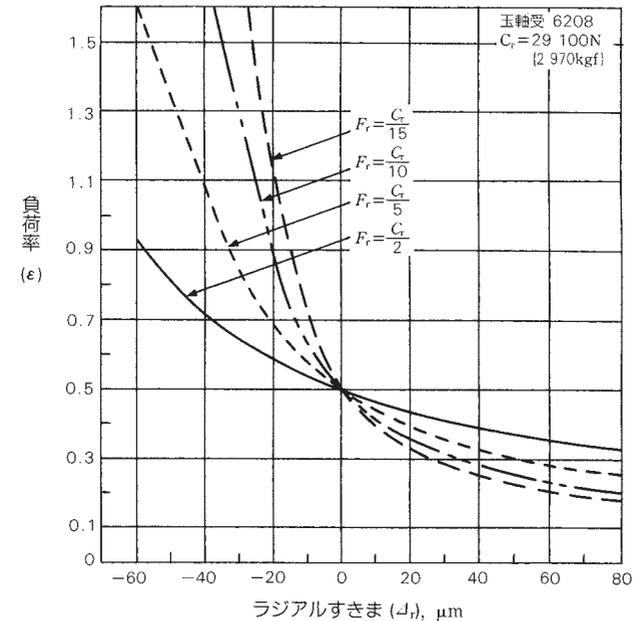


図2

5.3 ラジアル内部すきま と最大転動体荷重

深溝玉軸受にラジアル荷重がかかる場合を考えると、ラジアル内部すきま $\Delta_r=0$ のとき、負荷率 $\varepsilon=0.5$ であり、 $\Delta_r>0$ のとき、(すきまがあるとき) $\varepsilon<0.5$ 、 $\Delta_r<0$ のとき $\varepsilon>0.5$ となる(図1)。

ラジアル荷重が大きくなるほど、すきまによる負荷率の変化が少なくなることは5.2項の図2に示されている。

ラジアルすきまと負荷率との関係がわかると、これを応用して、ラジアルすきまと寿命との関係や、ラジアルすきまと最大転動体荷重との関係などを知ることができる。

最大転動体荷重 Q_{max} は式(1)のように表わされる。

$$Q_{max} = \frac{F_r}{J_r Z \cos \alpha} \dots\dots\dots (1)$$

ここで F_r : ラジアル荷重 (N), {kgf}

J_r : ラジアル積分

Z : 玉数

α : 接触角 (°)

J_r は負荷率 ε によって決まり (5.1項の表1)、負荷率 ε は5.2項で述べたようにラジアル荷重とラジアルすきまにより決まる。

一例として深溝玉軸受 6208 について、ラジアルすきまと最大転動体荷重との関係を示すと、図2のようになる。図2からわかるとおり、最大転動体荷重は、ラジアルすきまの増加とともに負荷圏が縮小することによって増大し、ラジアルすきまが幾分負のところでは負荷圏が十分広くなるので、最大転動体荷重は最も小さくなる。すきまが更に小さくなると、負のすきまによる各転動体の圧縮荷重が増えることにより、最大転動体荷重も急激に増えることになる。

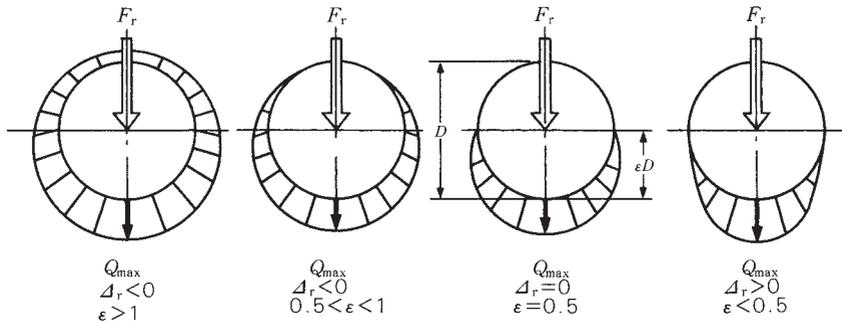


図1 ラジアルすきま と荷重分布

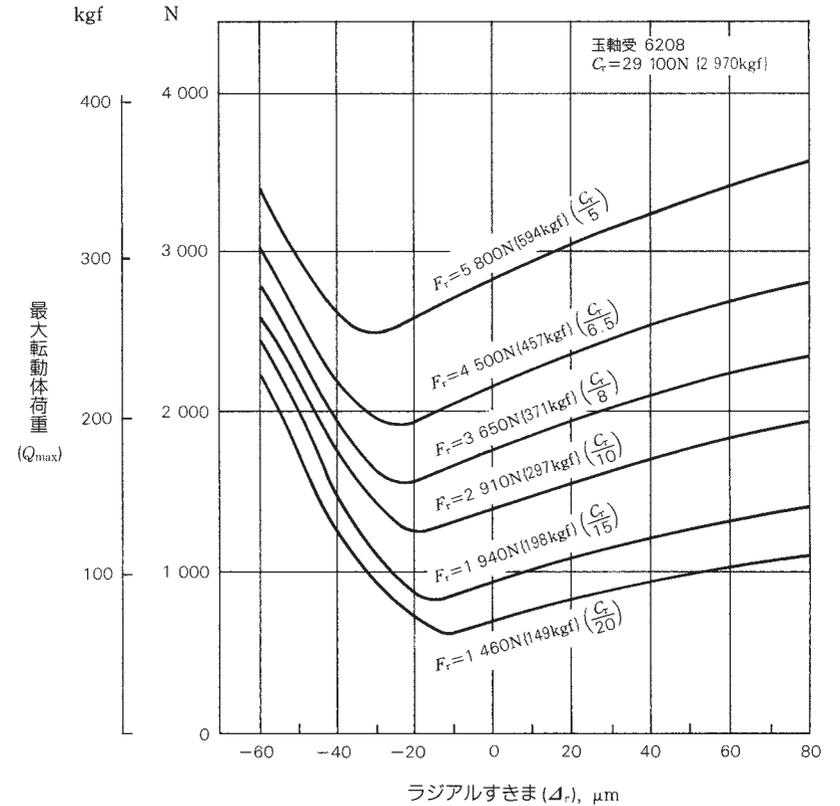


図2 ラジアルすきま と最大転動体荷重

5.4 純ラジアル荷重を受ける玉軸受の接触面圧と接触域

玉軸受における転動体と軌道輪の接触の問題は、Hertzの理論の典型的な応用問題であり、理論と実験とはよく一致することが確かめられている。また、玉軸受の寿命や摩擦などを論じる場合の基礎ともなっている。

通常、外輪軌道と玉との接触より、内輪軌道と玉との接触条件のほうが厳しい。更に走行跡（転がり接触跡）を観察する場合、外輪軌道より内輪軌道のほうが容易なため、深溝玉軸受における内輪軌道と玉との接触域の幅と荷重との関係について取り上げた。

玉と内輪軌道とは無負荷の状態では互いに点で接触しているが、荷重がかかると弾性変形を生じ、だ円面で接触するようになる（図1）。

玉軸受が荷重を受けたとき、玉と軌道との接触域のだ円面における最大面圧を P_{max} 、接触域のだ円の長径を $2a$ 、短径を $2b$ とすると、Hertzの式より、それぞれ次のように表わされる。

$$P_{max} = \frac{1.5}{\pi} \left\{ \frac{3}{E} \left(1 - \frac{1}{m^2}\right) \right\}^{-2/3} \frac{1}{\mu\nu} (\Sigma\rho)^{2/3} Q^{1/3} = \frac{A_1}{\mu\nu} (\Sigma\rho)^{2/3} Q^{1/3} \quad (\text{MPa}), \{ \text{kgf/mm}^2 \} \quad (1)$$

ここに 定数 A_1 : 858 …… (N) のとき
: 187 …… {kgf} のとき

$$2a = \mu \left\{ \frac{24 \left(1 - \frac{1}{m^2}\right) Q}{E \Sigma\rho} \right\}^{1/3} = A_2 \mu \left(\frac{Q}{\Sigma\rho} \right)^{1/3} \quad (\text{mm}) \quad (2)$$

ここに 定数 A_2 : 0.0472 …… (N) のとき
: 0.101 …… {kgf} のとき

$$2b = \nu \left\{ \frac{24 \left(1 - \frac{1}{m^2}\right) Q}{E \Sigma\rho} \right\}^{1/3} = A_2 \nu \left(\frac{Q}{\Sigma\rho} \right)^{1/3} \quad (\text{mm}) \quad (3)$$

ここで E : 縦弾性係数 鋼の場合 (208 000 MPa), {21 200 kgf/mm²}
 m : ポアソン数 (鋼の場合 $m=10/3$)
 Q : 転動体荷重 (N), {kgf}
 $\Sigma\rho$: 主曲率の総和
ラジアル玉軸受では

$$\Sigma\rho = \frac{1}{D_w} \left(4 - \frac{1}{f} \pm \frac{2\gamma}{1 \mp \gamma} \right) \quad (4)$$

(符合は、上は内輪
下は外輪)

ここで D_w : 玉の直径 (mm)
 f : 溝半径の玉径に対する比
 γ : $D_w \cos\alpha / D_{pw}$
 D_{pw} : 玉のピッチ径 (mm)
 α : 接触角 (°)

μ, ν は、式(5)の $\cos\tau$ をパラメータにして、図2による。

$$\cos\tau = \frac{\frac{1}{f} \pm \frac{2\gamma}{1 \mp \gamma}}{4 - \frac{1}{f} \pm \frac{2\gamma}{1 \mp \gamma}} \quad (5)$$

(符合は、上は内輪
下は外輪)

ラジアル荷重 F_r が玉軸受にかかるとき生じる最大転動体荷重を Q_{max} 、玉数を Z とすると、 F_r と Q_{max} は実用上、式(6)のように表わすことができる。

$$Q_{max} = 5 \frac{F_r}{Z} \quad (6)$$

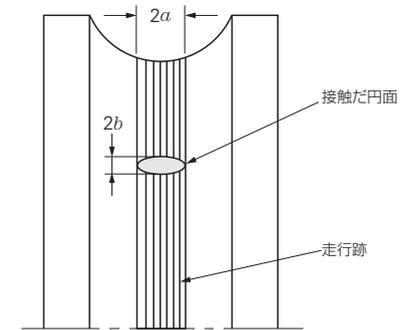


図1 内輪軌道の走行跡(転がり接触跡)

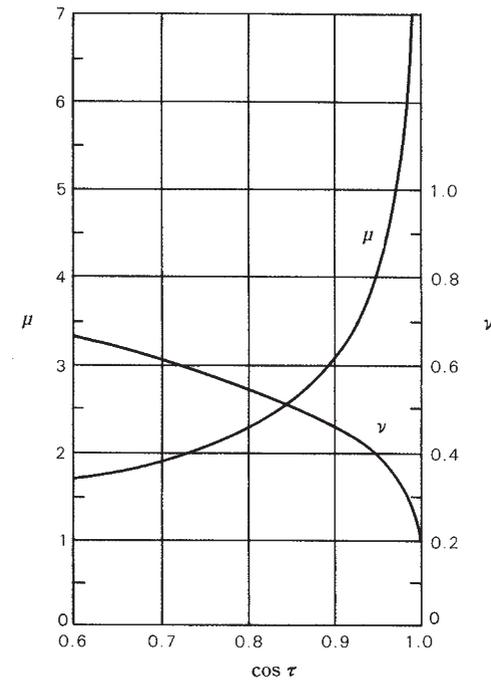


図2 $\cos\tau$ に対する μ, ν の値

したがって、式(1)、(2)、(3)は、式(4)、(6)を代入して、次のように表わすことができる。

$$\left. \begin{aligned} P_{\max} &= K_1 \cdot F_r^{1/3} \quad (\text{MPa}) \\ &= 0.218K_1 \cdot F_r^{1/3} \quad \{\text{kgf}/\text{mm}^2\} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (7)$$

$$\left. \begin{aligned} 2a &= K_2 \cdot F_r^{1/3} \quad (\text{N}) \\ &= 2.14K_2 \cdot F_r^{1/3} \quad \{\text{kgf}\} \end{aligned} \right\} (\text{mm}) \dots\dots\dots (8)$$

$$\left. \begin{aligned} 2b &= K_3 \cdot F_r^{1/3} \quad (\text{N}) \\ &= 2.14K_3 \cdot F_r^{1/3} \quad \{\text{kgf}\} \end{aligned} \right\} (\text{mm}) \dots\dots\dots (9)$$

定数 $K_1 \sim K_3$ は、呼び番号ごとに表1による。

通常、玉軸受の軌道には、図1に示すような $2a$ の幅に相当する転動体の走行跡（接触跡）が付くので、軌道に生じたその跡から逆に軸受荷重を推定することができる。したがって、設計上予測されている荷重以外に何らかの異常荷重を受けたかどうか判断することができる。

例題

深溝玉軸受 6210 に純ラジアル荷重 $F_r = 3\,500\text{ N}$ （基本動定格荷重の10%）がかかったときの最大面圧 P_{\max} 及び玉と内輪軌道との接触幅 $2a$ 、 $2b$ を算出してみる。

表1の $K_1 \sim K_3$ の値より、下記のように求めることができる。

$$\begin{aligned} P_{\max} &= K_1 \cdot F_r^{1/3} = 143 \times 3\,500^{1/3} = 2\,170 (\text{MPa}) \\ 2a &= K_2 \cdot F_r^{1/3} = 0.258 \times 3\,500^{1/3} = 3.92 (\text{mm}) \\ 2b &= K_3 \cdot F_r^{1/3} = 0.026 \times 3\,500^{1/3} = 0.39 (\text{mm}) \end{aligned}$$

表1 深溝玉軸受の

軸受の内径番号	軸受系列60		
	K_1	K_2	K_3
00	324	0.215	0.020
01	305	0.205	0.019
02	287	0.196	0.019
03	274	0.189	0.018
04	191	0.332	0.017
05	181	0.320	0.016
06	160	0.326	0.017
07	148	0.342	0.017
08	182	0.205	0.021
09	166	0.206	0.021
10	161	0.201	0.021
11	148	0.219	0.023
12	144	0.214	0.022
13	140	0.209	0.022
14	130	0.224	0.023
15	127	0.219	0.023
16	120	0.235	0.024
17	117	0.229	0.024
18	111	0.244	0.025
19	108	0.238	0.025
20	108	0.238	0.025
21	102	0.243	0.026
22	98.2	0.268	0.028
24	95.3	0.261	0.027
26	88.1	0.263	0.028
28	85.9	0.257	0.027
30	81.8	0.264	0.028

定数 K_1, K_2, K_3 の値

軸受系列62			軸受系列63		
K_1	K_2	K_3	K_1	K_2	K_3
303	0.205	0.019	215	0.404	0.018
226	0.352	0.017	200	0.423	0.019
211	0.336	0.017	184	0.401	0.019
193	0.356	0.017	171	0.415	0.019
172	0.382	0.018	161	0.431	0.020
162	0.367	0.018	142	0.426	0.020
143	0.395	0.019	129	0.450	0.021
128	0.420	0.020	118	0.474	0.021
157	0.262	0.026	112	0.469	0.023
150	0.252	0.025	129	0.308	0.030
143	0.258	0.026	122	0.318	0.031
133	0.269	0.027	116	0.327	0.032
124	0.275	0.028	110	0.336	0.032
120	0.280	0.028	105	0.344	0.033
116	0.284	0.029	100	0.352	0.034
112	0.275	0.028	96.5	0.356	0.035
109	0.293	0.030	92.8	0.364	0.035
104	0.302	0.031	89.4	0.371	0.036
98.7	0.310	0.031	86.3	0.377	0.037
94.3	0.318	0.032	83.4	0.384	0.037
90.3	0.325	0.033	78.6	0.394	0.038
87.2	0.329	0.033	76.7	0.400	0.039
83.9	0.336	0.034	72.7	0.412	0.040
80.7	0.343	0.035	72.0	0.411	0.040
77.8	0.349	0.035	68.5	0.422	0.041
77.2	0.348	0.036	65.5	0.431	0.042
74.3	0.337	0.035	62.5	0.414	0.041

5.5 純ラジアル荷重を受けるころ軸受の接触面圧と接触域

二つの円筒が軸を平行にして接する場合の接触面圧 P_{\max} 及び接触域における接触幅 $2b$ (図1)は、Hertz によって 式(1)、(2) のように与えられている。

$$P_{\max} = \sqrt{\frac{E \cdot \Sigma \rho \cdot Q}{2\pi(1 - \frac{1}{m^2})L_{we}}} = A_1 \sqrt{\frac{\Sigma \rho \cdot Q}{L_{we}}} \quad (\text{MPa}), \{\text{kgf/mm}^2\} \quad \text{..... (1)}$$

ここに 定数 A_1 : 191 (N) のとき
: 60.9 {kgf} のとき

$$2b = \sqrt{\frac{32(1 - \frac{1}{m^2})Q}{\pi \cdot E \cdot \Sigma \rho \cdot L_{we}}} = A_2 \sqrt{\frac{Q}{\Sigma \rho \cdot L_{we}}} \quad (\text{mm}) \quad \text{..... (2)}$$

ここに 定数 A_2 : 0.00668 (N) のとき
: 0.0209 {kgf} のとき

ここで E : 縦弾性係数 鋼の場合
(208 000MPa), {21 200kgf/mm²}
 m : ポアソン数 鋼の場合 $m=10/3$
 $\Sigma \rho$: 両円筒の曲率の和 (mm⁻¹)
 $\Sigma \rho = \rho_{11} + \rho_{11}$
 ρ_{11} : 円筒 I (ころ) の曲率 (mm⁻¹)
 $\rho_{11} = 1/D_w/2 = 2/D_w$
 ρ_{11} : 円筒 II (軌道) の曲率 (mm⁻¹)
 $\rho_{11} = 1/D_i/2 = 2/D_i$
又は $-1/D_e/2 = -2/D_e$
 D_i は内輪軌道径
 D_e は外輪軌道径
 Q : 両円筒にかかる法線方向の荷重
(N), {kgf}
 L_{we} : 両円筒の有効長さ (mm)

ラジアルころ軸受にラジアル荷重 F_r がかかるとき、最大転動体荷重 Q_{\max} は実用上式(3) のように表わされる。

$$Q_{\max} = \frac{4.6F_r}{i Z \cos \alpha} \quad (\text{N}), \{\text{kgf}\} \quad \text{..... (3)}$$

ここで i : ころの列数
 Z : 1列当りのころ数
 α : 接触角 (°)

したがって、最大面圧 P_{\max} 及び最大荷重を受けるころと軌道との接触域における接触幅 $2b$ は、式(4)、(5) のようになる。

$$\left. \begin{aligned} P_{\max} &= K_1 \sqrt{F_r} \quad (\text{MPa}) \\ &= 0.319K_1 \sqrt{F_r} \quad \{\text{kgf/mm}^2\} \end{aligned} \right\} \quad \text{..... (4)}$$

$$\left. \begin{aligned} 2b &= K_2 \sqrt{F_r} \quad (\text{N}) \\ &= 3.13K_2 \sqrt{F_r} \quad \{\text{kgf}\} \end{aligned} \right\} \quad \text{..... (5)}$$

円筒ころ軸受、円すいころ軸受について、定数 K_1 、 K_2 の値は、呼び番号ごとに表1～表6による。 K_{1i} 、 K_{2i} はころと内輪との接触における定数であり、 K_{1e} 、 K_{2e} はころと外輪との接触における定数である。

例題

円筒ころ軸受 NU210 に純ラジアル荷重 $F_r=4\ 800\text{N}$ (基本動定格荷重の10%) がかったときの最大面圧 P_{\max} 及びころと軌道との接触幅 $2b$ を算出してみる。

表1の K_{1i} 、 K_{1e} 、 K_{2i} 、 K_{2e} より、下記のように求めることができる。

ころと内輪との接触域において

$$P_{\max} = K_{1i} \sqrt{F_r} = 17.0 \times \sqrt{4\ 800} = 1\ 180 (\text{MPa})$$

$$2b = K_{2i} \sqrt{F_r} = 2.55 \times 10^{-3} \times \sqrt{4\ 800} = 0.18 (\text{mm})$$

ころと外輪との接触域において

$$P_{\max} = K_{1e} \sqrt{F_r} = 14.7 \times \sqrt{4\ 800} = 1\ 020 (\text{MPa})$$

$$2b = K_{2e} \sqrt{F_r} = 2.95 \times 10^{-3} \times \sqrt{4\ 800} = 0.20 (\text{mm})$$

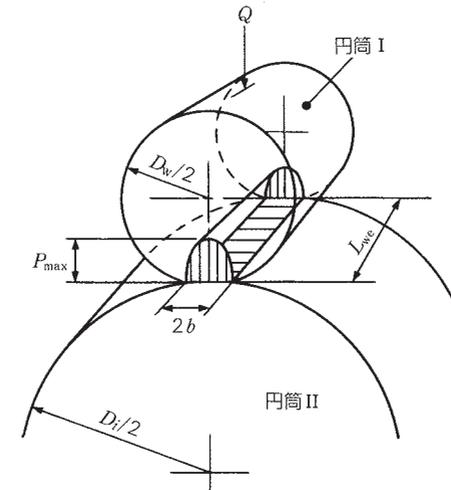


図1 接触面圧 P_{\max} 及び接触幅 $2b$

表 1 円筒ころ軸受の定数 K_{1i} , K_{1e} , K_{2i} , K_{2e} の値

軸受の 呼び番号	軸受系列 NU2				軸受の 呼び番号	軸受系列 NU3			
	K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}		K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}
			$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$				$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$
NU205W	30.6	25.8	2.90	3.44	NU305W	24.2	19.6	3.03	3.73
NU206W	26.1	22.2	2.87	3.39	NU306W	20.5	16.8	2.89	3.52
NU207W	21.6	18.2	2.83	3.36	NU307W	17.7	14.6	2.76	3.35
NU208W	18.5	15.7	2.70	3.20	NU308W	16.1	13.4	2.76	3.32
NU209W	17.7	15.2	2.63	3.07	NU309W	14.4	11.8	2.85	3.46
NU210W	17.0	14.7	2.55	2.95	NU310W	13.1	10.8	2.79	3.37
NU211W	15.4	13.3	2.54	2.93	NU311W	11.5	9.44	2.76	3.36
NU212W	14.0	12.2	2.53	2.92	NU312W	10.8	8.91	2.76	3.34
NU213W	12.5	10.8	2.44	2.82	NU313W	10.3	8.54	2.79	3.37
NU214W	12.4	10.9	2.45	2.81	NU314W	9.35	7.78	2.68	3.22
NU215W	11.5	10.1	2.44	2.80	NU315W	8.83	7.31	2.77	3.34
NU216W	11.0	9.57	2.49	2.86	NU316W	8.43	7.05	2.68	3.20
NU217W	10.2	8.94	2.48	2.85	NU317W	8.04	6.68	2.76	3.32
NU218W	9.10	7.87	2.45	2.84	NU318W	7.45	6.22	2.68	3.21
NU219W	8.98	7.77	2.56	2.96	NU319W	7.14	5.97	2.68	3.20
NU220W	8.23	7.13	2.47	2.85	NU320W	6.61	5.52	2.66	3.19
NU221W	7.82	6.78	2.47	2.85	NU321W	6.42	5.34	2.76	3.31
NU222W	7.36	6.34	2.53	2.93	NU322W	6.06	5.04	2.78	3.34
NU224W	7.02	6.08	2.53	2.92	NU324W	5.38	4.44	2.75	3.33
NU226W	6.76	5.91	2.46	2.82	NU326W	5.07	4.21	2.75	3.32
NU228W	6.27	5.48	2.47	2.83	NU328W	4.80	3.99	2.75	3.31
NU230W	5.80	5.07	2.47	2.83	NU330W	4.61	3.85	2.79	3.34

表 2 円筒ころ軸受の定数 K_{1i} , K_{1e} , K_{2i} , K_{2e} の値

軸受の 呼び番号	軸受系列 NU4				軸受の 呼び番号	軸受系列 NU22			
	K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}		K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}
			$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$				$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$
NU405W	19.2	15.1	3.08	3.92	NU2205W	25.4	21.4	2.40	2.85
NU406W	16.4	12.9	3.06	3.90	NU2206W	21.1	17.9	2.32	2.73
NU407W	14.6	11.7	2.99	3.74	NU2207W	17.0	14.3	2.22	2.63
NU408W	12.9	10.2	2.96	3.73	NU2208W	15.4	13.0	2.25	2.66
NU409W	12.0	9.65	2.97	3.70	NU2209W	14.7	12.6	2.18	2.55
NU410W	10.9	8.73	2.98	3.73	NU2210W	14.1	12.3	2.12	2.45
NU411W	10.3	8.37	2.87	3.54	NU2211W	13.0	11.3	2.15	2.48
NU412W	9.35	7.56	2.85	3.52	NU2212W	11.3	9.79	2.04	2.35
NU413W	8.90	7.23	2.85	3.51	NU2213W	9.93	8.62	1.94	2.24
NU414W	7.90	6.41	2.86	3.52	NU2214W	9.88	8.64	1.95	2.23
NU415W	7.34	5.92	2.84	3.52	NU2215W	9.54	8.32	2.02	2.32
NU416W	6.84	5.50	2.82	3.51	NU2216W	8.90	7.76	2.02	2.31
NU417M	6.49	5.18	2.83	3.55	NU2217W	8.22	7.17	1.99	2.28
NU418M	6.07	4.87	2.83	3.53	NU2218W	7.46	6.45	2.01	2.33
NU419M	5.76	4.69	2.73	3.36	NU2219W	7.03	6.08	2.00	2.32
NU420M	5.44	4.41	2.72	3.35	NU2220W	6.82	5.90	2.05	2.36
NU421M	5.15	4.17	2.71	3.35	NU2221M	6.44	5.58	2.03	2.34
NU422M	4.87	3.95	2.71	3.34	NU2222W	5.96	5.14	2.05	2.38
NU424M	4.37	3.54	2.72	3.37	NU2224W	5.65	4.89	2.03	2.35
NU426M	3.92	3.16	2.71	3.36	NU2226W	5.28	4.61	1.92	2.20
NU428M	3.80	3.07	2.74	3.38	NU2228W	4.82	4.22	1.90	2.18
NU430M	2.97	2.97	2.65	3.23	NU2230W	4.55	3.98	1.93	2.21

表3 円筒ころ軸受の定数 K_{1i} , K_{1e} , K_{2i} , K_{2e} の値

軸受の 呼び番号	軸受系列 NU23				軸受の 呼び番号	軸受系列 NU30			
	K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}		K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}
			$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$				$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$
NU2305W	19.0	15.4	2.38	2.93	NN3005	31.3	27.3	2.36	2.72
NU2306W	17.0	14.0	2.41	2.93	NN3006	28.1	24.7	2.36	2.69
NU2307W	15.6	12.9	2.43	2.96	NN3007T	24.3	21.5	2.24	2.53
NU2308W	12.9	10.7	2.22	2.67	NN3008T	23.1	20.4	2.31	2.61
NU2309W	11.9	9.79	2.36	2.86	NN3009T	20.7	18.4	2.25	2.52
NU2310W	10.6	8.76	2.26	2.73	NN3010T	20.1	18.1	2.20	2.45
NU2311W	9.53	7.83	2.29	2.78	NN3011T	17.5	15.6	2.18	2.43
NU2312W	8.85	7.31	2.26	2.74	NN3012T	16.7	15.0	2.09	2.32
NU2313W	8.32	6.90	2.26	2.72	NN3013T	15.9	14.5	2.02	2.22
NU2314W	7.50	6.24	2.15	2.58	NN3014T	14.4	13.0	2.04	2.25
NU2315W	6.98	5.78	2.19	2.64	NN3015T	14.0	12.8	2.01	2.20
NU2316W	6.66	5.58	2.11	2.53	NN3016T	12.6	11.4	1.99	2.19
NU2317W	6.21	5.17	2.14	2.57	NN3017T	12.3	11.2	1.96	2.15
NU2318W	6.11	5.10	2.20	2.63	NN3018T	11.4	10.3	1.98	2.18
NU2319W	5.65	4.73	2.12	2.53	NN3019T	11.1	10.2	1.95	2.14
NU2320W	5.40	4.51	2.18	2.60	NN3020T	10.9	10.0	1.92	2.09
NU2321M	4.80	3.99	2.06	2.48	NN3021T	9.75	8.84	2.00	2.21
NU2322M	4.48	3.73	2.05	2.47	NN3022T	9.04	8.18	2.00	2.20
NU2324M	4.00	3.31	2.05	2.48	NN3024T	8.66	7.90	1.93	2.11
NU2326M	3.62	3.00	1.96	2.37	NN3026T	7.86	7.14	1.99	2.19
NU2328M	3.43	2.86	1.97	2.36	NN3028	7.55	6.90	1.92	2.11
NU2330M	3.24	2.70	1.96	2.34	NN3030	7.08	6.47	1.92	2.10

表4 円すいころ軸受の定数 K_{1i} , K_{1e} , K_{2i} , K_{2e} の値

軸受の 呼び番号	軸受系列 302				軸受の 呼び番号	軸受系列 303			
	K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}		K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}
			$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$				$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$
HR30205J	20.6	17.4	1.94	2.29	HR30305J	17.8	14.3	2.34	2.92
HR30206J	17.7	14.9	1.99	2.36	HR30306J	15.7	12.8	2.30	2.83
HR30207J	15.8	13.3	2.07	2.45	HR30307J	13.7	11.1	2.26	2.78
HR30208J	14.5	12.3	2.13	2.52	HR30308J	12.1	10.0	2.09	2.51
HR30209J	13.7	11.7	2.03	2.37	HR30309J	10.9	9.07	2.11	2.54
HR30210J	12.7	11.0	1.96	2.28	HR30310J	10.1	8.37	2.16	2.60
HR30211J	11.4	9.80	2.02	2.36	HR30311J	9.38	7.79	2.19	2.64
HR30212J	11.0	9.41	2.11	2.46	HR30312J	8.66	7.19	2.19	2.64
HR30213J	10.0	8.62	2.05	2.38	HR30313J	8.04	6.68	2.20	2.65
HR30214J	9.62	8.28	2.07	2.40	HR30314J	7.49	6.22	2.20	2.65
HR30215J	9.11	7.89	1.99	2.30	HR30315J	7.09	5.88	2.23	2.68
HR30216J	8.79	7.57	2.12	2.47	HR30316J	6.79	5.64	2.28	2.74
HR30217J	8.04	6.93	2.07	2.40	HR30317J	6.30	5.24	2.22	2.68
HR30218J	7.69	6.63	2.10	2.44	30318	6.42	5.34	2.41	2.89
HR30219J	7.27	6.26	2.11	2.45	30319	6.09	5.06	2.37	2.85
HR30220J	6.74	5.81	2.07	2.40	30320	5.84	4.86	2.43	2.92
HR30221J	6.36	5.48	2.06	2.39	30321	5.62	4.67	2.44	2.94
HR30222J	5.94	5.12	2.03	2.36	HR30322J	4.99	4.15	2.33	2.81
HR30224J	5.74	4.97	2.06	2.38	HR30324J	4.75	3.95	2.39	2.88
30226	5.83	5.07	2.23	2.57	30326	4.69	3.93	2.46	2.94
HR30228J	5.36	4.64	2.24	2.58	30328	4.47	3.75	2.50	2.98
30230	5.10	4.41	2.31	2.67	30330	4.15	3.48	2.50	2.98

表5 円すいころ軸受の定数 K_{1i} , K_{1e} , K_{2i} , K_{2e} の値

軸受の 呼び番号	軸受系列 322				軸受の 呼び番号	軸受系列 323			
	K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}		K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}
			$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$				$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$
HR32205	18.5	15.6	1.72	2.04	HR32305J	15.0	12.0	1.93	2.40
HR32206J	15.7	13.2	1.76	2.08	HR32306J	12.9	10.5	1.86	2.28
HR32207J	13.3	11.2	1.73	2.05	HR32307J	11.5	9.38	1.87	2.30
HR32208J	12.8	10.8	1.88	2.22	HR32308J	10.1	8.38	1.71	2.06
HR32209J	12.0	10.3	1.79	2.09	HR32309J	9.22	7.65	1.75	2.11
HR32210J	11.7	10.0	1.80	2.08	HR32310J	8.26	6.86	1.73	2.08
HR32211J	10.4	8.90	1.83	2.14	HR32311J	7.62	6.33	1.74	2.10
HR32212J	9.43	8.08	1.80	2.10	HR32312J	7.13	5.92	1.77	2.13
HR32213J	9.64	7.40	1.82	2.13	HR32313J	6.62	5.50	1.78	2.15
HR32214J	8.58	7.39	1.84	2.14	HR32314J	6.21	5.16	1.79	2.16
HR32215J	8.28	7.18	1.81	2.09	HR32315J	5.80	4.81	1.79	2.15
HR32216J	7.70	6.63	1.86	2.15	HR32316J	5.46	4.54	1.80	2.16
HR32217J	7.38	6.36	1.90	2.21	HR32317J	5.26	4.36	1.83	2.20
HR32218J	6.56	5.65	1.80	2.09	HR32318J	5.00	4.15	1.83	2.20
HR32219J	6.14	5.29	1.78	2.07	32319	4.97	4.13	1.89	2.27
HR32220J	5.77	4.97	1.77	2.06	HR32320J	4.43	3.68	1.84	2.21
HR32221J	5.39	4.64	1.74	2.02	32321	4.36	3.62	1.88	2.27
HR32222J	5.12	4.41	1.75	2.03	HR32322J	4.03	3.35	1.87	2.25
HR32224J	4.82	4.18	1.72	1.98	HR32324J	3.75	3.11	1.87	2.25
32226	4.48	3.90	1.68	1.93	32326	3.59	3.01	1.89	2.26
HR32228J	4.02	3.48	1.67	1.93	32328	3.21	2.71	1.75	2.08
32230	4.06	3.55	1.74	1.99	32330	2.95	2.51	1.65	1.94

表6 円すいころ軸受の定数 K_{1i} , K_{1e} , K_{2i} , K_{2e} の値

軸受の 呼び番号	軸受系列 303D				軸受の 呼び番号	軸受系列 320			
	K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}		K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}
			$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$				$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$
30305D	22.0	18.4	2.42	2.91	HR32005XJ	21.1	18.4	1.58	1.82
30306D	19.0	15.8	2.48	2.98	HR32006XJ	18.2	15.9	1.61	1.85
HR30307DJ	14.8	12.4	2.18	2.62	HR32007XJ	16.4	14.4	1.57	1.79
HR30308DJ	13.0	10.8	2.18	2.61	HR32008XJ	14.4	12.7	1.48	1.67
HR30309DJ	11.9	9.94	2.22	2.66	HR32009XJ	13.3	11.8	1.47	1.65
HR30310DJ	10.8	9.02	2.21	2.65	HR32010XJ	13.0	11.6	1.45	1.62
HR30311DJ	10.0	8.37	2.22	2.66	HR32011XJ	11.3	10.0	1.46	1.64
HR30312DJ	9.33	7.79	2.26	2.71	HR32012XJ	10.8	9.69	1.41	1.57
HR30313DJ	8.66	7.23	2.27	2.71	HR32013XJ	10.6	9.57	1.39	1.54
HR30314DJ	8.20	6.85	2.28	2.74	HR32014XJ	9.68	8.70	1.44	1.60
HR30315DJ	7.83	6.54	2.34	2.80	HR32015XJ	9.32	8.43	1.39	1.54
HR30316DJ	7.37	6.15	2.33	2.80	HR32016XJ	8.15	7.35	1.36	1.51
HR30317DJ	6.93	5.79	2.34	2.80	HR32017XJ	8.00	7.25	1.34	1.48
HR30318DJ	6.96	5.81	2.48	2.98	HR32018XJ	7.36	6.64	1.37	1.52
HR30319DJ	6.34	5.30	2.37	2.84	HR32019XJ	7.22	6.54	1.35	1.50
—	—	—	—	—	HR32020XJ	7.10	6.45	1.34	1.47
—	—	—	—	—	HR32021XJ	6.61	5.99	1.36	1.50
—	—	—	—	—	HR32022XJ	6.19	5.59	1.39	1.54
—	—	—	—	—	HR32024XJ	6.10	5.52	1.42	1.56
—	—	—	—	—	HR32026XJ	5.26	4.74	1.41	1.57
—	—	—	—	—	HR32028XJ	5.15	4.67	1.39	1.54
—	—	—	—	—	HR32030XJ	4.77	4.32	1.38	1.53

5.6 転がり接触跡と荷重のかかり方

5.6.1 玉軸受の場合

転がり軸受が荷重を受けて回転しているとき、その内輪及び外輪の軌道には、転動体とともにその接触部で大きな応力を生ずる。例えば、ラジアル荷重として軸受の基本動定格荷重 C_r の10%ほどの荷重（普通荷重）を受けると、深溝玉軸受の場合、その最大面圧は約2 000MPa {204kgf/mm²} となり、ころ軸受でもほぼ 1 000MPa {102kgf/mm²} に達する。

このような高い接触面圧で軸受が用いられるため、転動体と軌道との接触部分はごくわずかに弾性変形したり、潤滑条件によっては摩擦も進行する。このため使用した軸受の軌道面では、荷重を受けた部分と受けない部分の反射光が異なって見える。荷重を受けて反射光のくすんでいる部分を走行跡（転がり接触跡）といい、その走行跡から転動体と軌道との当りの状態を知ることができる。

軸受形式によってもその走行跡は異なるが、その跡をよく観察すれば、ラジアル荷重だけを負荷したもの、大きなアキシャル荷重を受けたもの、モーメント荷重を受けたもの、あるいはハウジングに極端な剛性むらがあったことなどが判別できる。

内輪回転荷重で深溝玉軸受が用いられ、ラジアル荷重 F_r のみを負荷する場合、軸受取付後の残留すきま $\Delta_r > 0$ の一般の条件では、負荷範囲 ψ は 180° より小さく（図1）、内輪・外輪の走行跡は、図2ようになる。

ラジアル荷重 F_r と同時にアキシャル荷重 F_a がかかると、負荷範囲 ψ は図3のように広がる。アキシャル荷重だけを負荷するときには、各転動体は均一に負荷され、内輪・外輪ともに $\psi = 360^\circ$ の負荷圏となり、走行跡はアキシャル方向に片寄って生じる。

また、内輪回転荷重で用いられる深溝玉軸受又はアンギュラ玉軸受に、アキシャル荷重とともに内輪・外輪の相対的な傾きが生じると、図4のように外輪には片寄りと同時に傾いた走行跡が生じる。軸のたわみ 大きい場合にも同様な傾向となる。

このように、実際に使用した軸受の走行跡を調べることによって、その走行跡と設計上の外力から考えられる走行跡の形状とを比較し、軸受に異常なアキシャル荷重がかからなかったか、取付誤差が大きくなかったかなどをチェックすることが可能である。

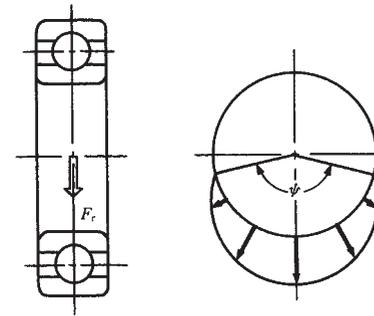


図1 ラジアル荷重だけの負荷範囲

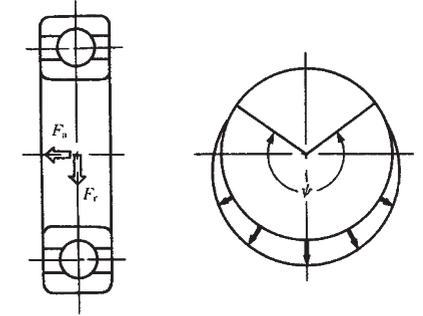


図3 ラジアル荷重+アキシャル荷重の負荷範囲

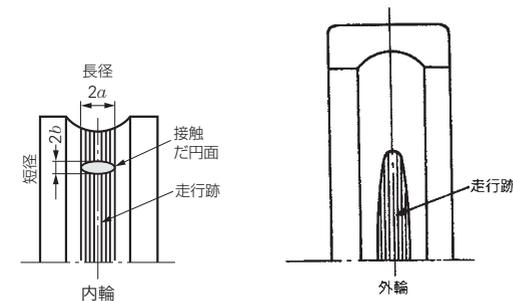


図2 軌道輪の走行跡(転がり接触跡)

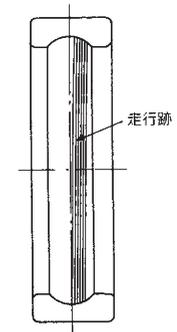


図4 外輪軌道の走行跡(転がり接触跡)の片寄りと傾き

5.6.2 ころ軸受の場合

ころ軸受における負荷状態と転がり接触跡（走行跡）については、以下のとおりである。

通常、ころ軸受のころ（又は軌道）にクラウニングがない場合、内輪と外輪との相対的な傾きがなくとも、ころと軌道との接触している幅の端部には応力集中が生じ〔図5(a)〕、走行跡の端部に顕著な当りとなって現われる。この端部の応力が過大であると、早期にフレーキングが発生するので、ころ（又は軌道）にクラウニングを施して応力を緩和させている〔図5(b)〕。クラウニングがあっても、内輪と外輪との傾きがあると、接触部の応力は、図5(c)のようになる。

図6(a)は内輪回転している円筒ころ軸受に正しくラジアル荷重がかかったときの外輪軌道の走行跡を示している。これに対して、内輪と外輪とに相対的な傾きがある場合や、軸のたわみが大いときには、図6(b)のように軌道の走行跡は、その幅の方向に濃淡を生じる。そして、負荷圏の出入口では走行跡が傾斜して見える。

複列円すいころ軸受では、内輪回転でラジアル荷重だけを負荷したときの外輪の走行跡は、図7(a)のようになり、アキシャル荷重のみを負荷したときには図7(b)のようになる。また、内輪と外輪との相対的な傾きが大い状態でラジアル荷重を負荷した場合には、両側軌道で180°ずれた位置に走行跡が生じ、図7(c)のようになる。

およそ1～2.5°の許容調心角をもっている自動調心ころ軸受に、ラジアル荷重がかかったときの走行跡は、左右の軌道で等しくなる。アキシャル荷重のみを負荷する場合には、軌道の片側のみに走行跡が生じる。ラジアル荷重とアキシャル荷重との合成荷重がかかると、左右の負荷範囲に、それに応じた走行跡の差を生じることになる。

したがって、主としてラジアル荷重を受ける自由側の自動調心ころ軸受では、走行跡が左右で等しくなるはずである。走行跡の長さが大きく異なるような場合は、軸の熱膨張などによって生じた内部アキシャル荷重を軸受のアキシャル方向の移動によって逃げきれなかったことを示している。

以上のほか、軌道の走行跡は、軸やハウジングの影響を受けることも多い。軸受外径面の当り又はフレットングコロージョンの模様などと、軌道の走行跡の強弱を比較して、軸やハウジングの形状不良や剛性むらなどが推定できる。

このように、軌道の走行跡を観察することが、軸受のトラブル防止に役立つことが多い。

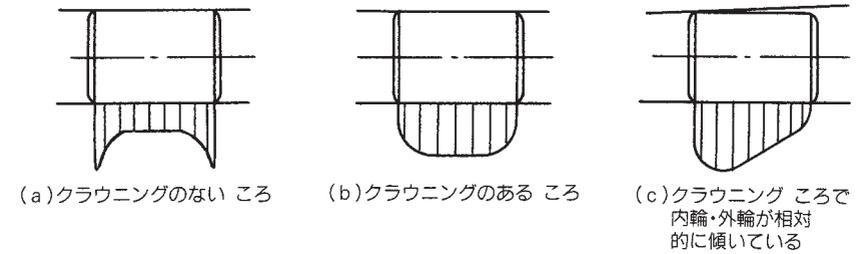


図5 円筒ころの応力分布

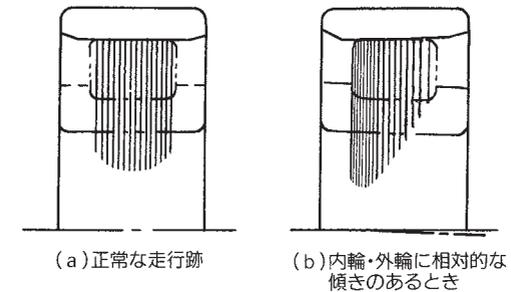


図6 円筒ころ軸受外輪の走行跡(転がり接触跡)

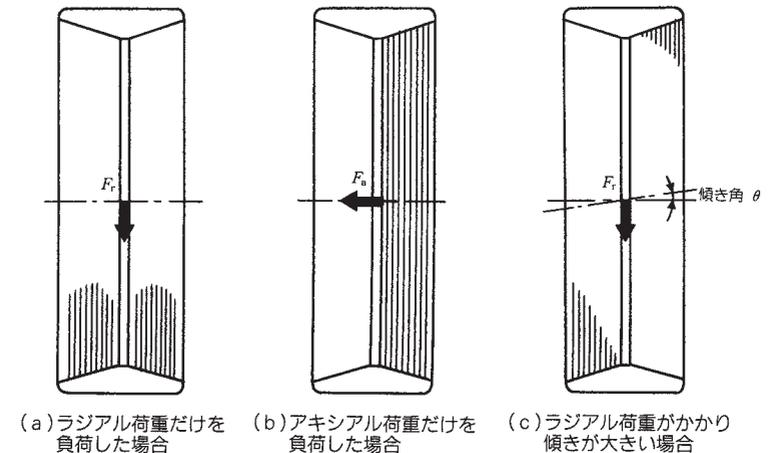


図7 複列円すいころ軸受外輪の走行跡(転がり接触跡)

5.7 円筒ころ軸受におけるラジアル荷重とラジアル変位

工作機械用転がり軸受に要求される重要な性能の一つとして、荷重を受けたときの変位が少ないこと、すなわち剛性の大きいことが挙げられる。

ラジアル荷重に対して最も剛性が大きく、かつ、高速で使用できる軸受の形式は、複列円筒ころ軸受である。そのために、工作機械主軸のラジアル軸受には、NN30K、NNU49Kなどの系列の軸受が主として用いられている。

ラジアル荷重に対する軸受の変位量は、軸受の内部すきまによって変わってくるが、工作機械主軸用の円筒ころ軸受では、残留すきまは数マイクロン以下に調整されるので、すきま零としての計算式がほぼ当てはまる。

円筒ころ軸受のラジアル方向の弾性変位量 δ_r は、式(1)のように表わされる。

$$\left. \begin{aligned} \delta_r &= 0.000077 \frac{Q_{\max}^{0.9}}{L_{we}^{0.8}} \quad (\text{N}) \\ &= 0.0006 \frac{Q_{\max}^{0.9}}{L_{we}^{0.8}} \quad \{\text{kgf}\} \end{aligned} \right\} (\text{mm}) \dots (1)$$

ここで Q_{\max} : 最大転動体荷重 (N), {kgf}
 L_{we} : ころの有効長さ (mm)

最大転動体荷重 Q_{\max} とラジアル荷重 F_r との関係は、軸受の内部すきま零の場合、次のようになる。

$$Q_{\max} = \frac{4.08}{iZ} F_r \quad (\text{N}), \{\text{kgf}\} \dots (2)$$

ここで i : ころの列数 (複列軸受の場合 $i=2$)
 Z : 1列当たりのころ数
 F_r : ラジアル荷重 (N), {kgf}

したがって、ラジアル荷重 F_r とラジアル変位 δ_r の関係は、式(1)へ、式(2)を代入することにより式(3)のようになる。

$$\left. \begin{aligned} \delta_r &= K F_r^{0.9} \quad (\text{N}) \\ &= 7.8K F_r^{0.9} \quad \{\text{kgf}\} \end{aligned} \right\} (\text{mm}) \dots (3)$$

$$\text{ここで } K = \frac{0.000146}{Z^{0.9} L_{we}^{0.8}}$$

K は個々の複列円筒ころ軸受について決まる定数であり、表1に NN30系列の軸受について K の値を示す。ラジアル荷重 F_r とラジアル変位 δ_r との関係は、図1に示す。

表1 NN30系列の軸受の定数 K の値

軸受	K	軸受	K	軸受	K
	$\times 10^{-6}$		$\times 10^{-6}$		$\times 10^{-6}$
NN3005	3.31	NN3016T	1.34	NN3032	0.776
NN3006T	3.04	NN3017T	1.30	NN3034	0.721
NN3007T	2.56	NN3018T	1.23	NN3036	0.681
NN3008T	2.52	NN3019T	1.19	NN3038	0.637
NN3009T	2.25	NN3020T	1.15	NN3040	0.642
NN3010T	2.16	NN3021T	1.10	NN3044	0.581
NN3011T	1.91	NN3022T	1.04	NN3048	0.544
NN3012T	1.76	NN3024T	0.966	NN3052	0.526
NN3013T	1.64	NN3026T	0.921	NN3056	0.492
NN3014T	1.53	NN3028	0.861	NN3060	0.474
NN3015T	1.47	NN3030	0.816	NN3064	0.444

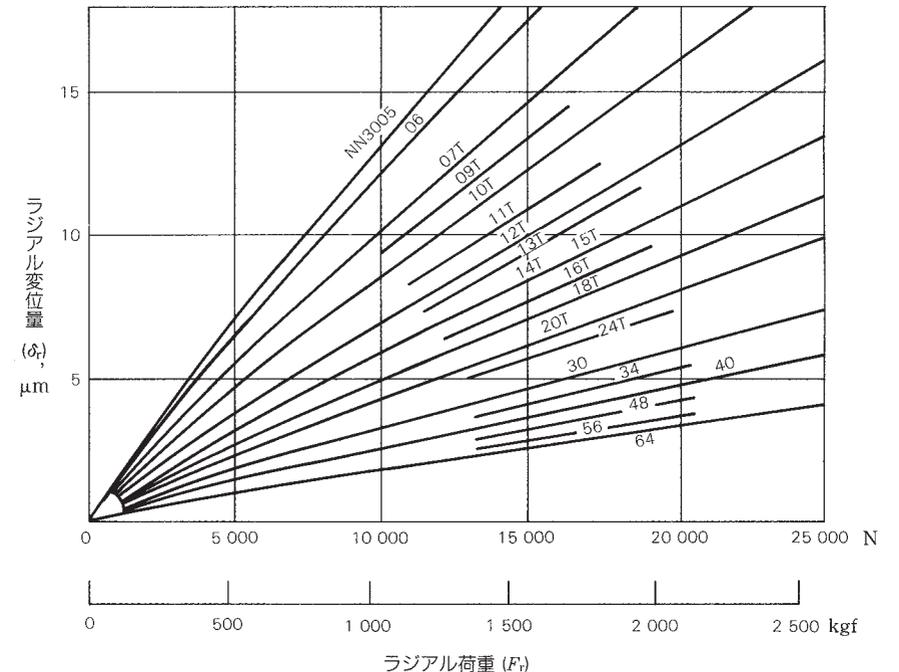


図1

5.8 深溝玉軸受の内輪・外輪の傾き角、最大転動体荷重及びモーメント

5.8.1 内輪・外輪との傾き角と最大転動体荷重

深溝玉軸受では軸の傾斜、取付誤差などによって、内輪・外輪が傾けられて使用されることがある。使用中の許容傾き角は、内輪・外輪の傾き角 θ と、最大転動体荷重 Q_{max} との関係を求め、その Q_{max} をある値に設定することによって算出できる。

軌道溝が標準溝半径の場合、 θ と Q_{max} (図1参照) との関係は、式(1)で表わされる。

$$Q_{max} = K D_w^2 \left\{ \sqrt{\left(\frac{R_i}{m_0} \theta\right)^2 + \cos^2 \alpha_0} - 1 \right\}^{3/2} \quad (1)$$

(N), {kgf} …………… (1)

ここで K : 軸受の材料・設計により決まる定数
 深溝玉軸受の場合

$$K = 712 \text{ (N-系)}$$

$$K = 72.7 \text{ {kgf-系}}$$

Q_{max} : 最大転動体荷重 (N), {kgf}

D_w : 玉の直径 (mm)

R_i : 軸心より内輪溝の曲率中心までの距離 (mm)

m_0 : $r_i + r_e - D_w$

r_i, r_e はそれぞれ内輪, 外輪の溝半径 (mm)

θ : 内輪・外輪の傾き角 (rad)

α_0 : 初期接触角 (°)

$$\cos \alpha_0 = 1 - \frac{\Delta_r}{2m_0}$$

Δ_r : ラジアル内部すきま (mm)

ラジアル荷重 F_r として基本静定格荷重 C_{0r} に相当する荷重 17 800N {1 820kgf} がかった場合及び基本動定格荷重 C_r に相当する荷重 29 100N {2 970kgf} がかった場合、 Q_{max} はそれぞれ5.1項、式(8)により次のようになる。

$$F_r = C_{0r} \text{ のとき } Q_{max} = 9\ 915\text{N} \text{ (1\ 011kgf)}$$

$$F_r = C_r \text{ のとき } Q_{max} = 16\ 167\text{N} \text{ (1\ 650kgf)}$$

使用中の内輪・外輪許容傾き角 θ は、使用条件などにも左右されるので一概に言えないが、 Q_{max} を C_{0r} のときの Q_{max} の約20%、 $Q_{max} = 2\ 000\text{N}$ {204kgf} とすれば、図2から

ラジアル内部すきま

$$\Delta_r = 0 \text{ のとき } \theta = 18'$$

$$\Delta_r = 0.050\text{mm} \text{ のとき } \theta = 24.5'$$

となる。

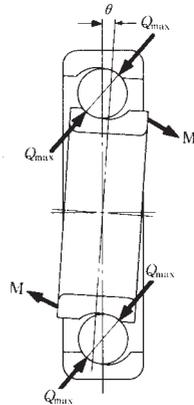


図1

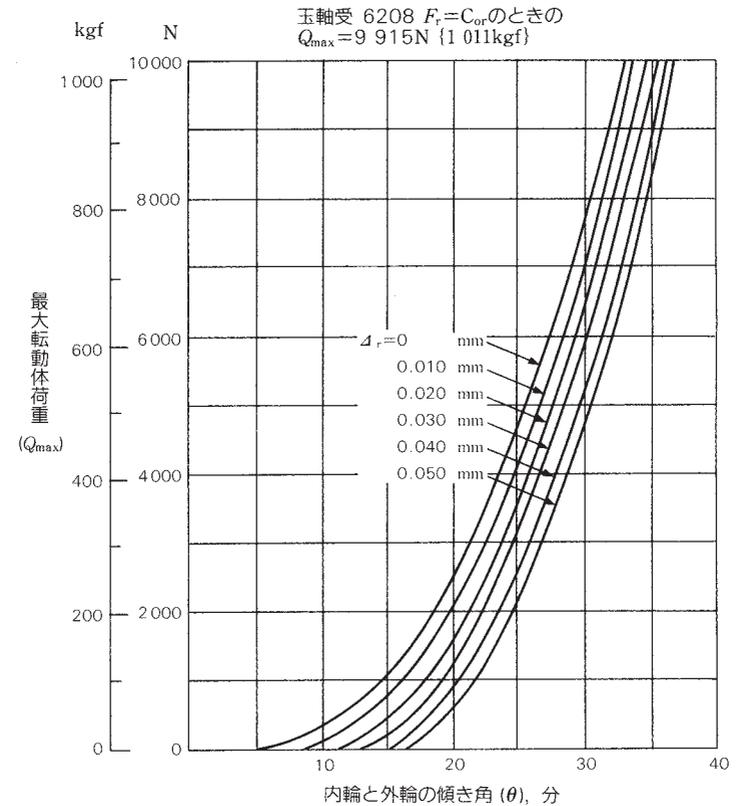


図2 内輪と外輪との傾き角と最大転動体荷重

深溝玉軸受 6208 について、ラジアル内部すきま Δ_r を変えて、 θ と Q_{max} との関係を示すと、図2のようになる。

5.8.2 内輪・外輪の傾き角とモーメント

各転動体の位置を、最大転動体荷重を受ける転動体位置からの角度 ψ (図3) で表わせば、標準溝半径の場合、転動体荷重 $Q(\psi)$ は、式(1)に準じて式(2)で表わされる。

$$Q(\psi) = K D_w^2 \left\{ \sqrt{\left(\frac{R_i}{m_0} \theta\right)^2 \cos^2 \psi + \cos^2 \alpha_0} - 1 \right\}^{3/2} \quad \text{(N), \{kgf\}} \quad \dots \dots \dots (2)$$

この $Q(\psi)$ による内輪・外輪の相対的な傾きのモーメント $M(\psi)$ は、次のように表わされる。

$$M(\psi) = \frac{D_{pw}}{2} \cos \psi Q(\psi) \sin \alpha(\psi)$$

ここで、 D_{pw} : 玉のピッチ径 (mm)

$\alpha(\psi)$ は、 ψ の位置における転動体の接触角で、次式による。

$$\sin \alpha(\psi) = \frac{\left(\frac{R_i}{m_0} \theta\right) \cos \psi}{\sqrt{\left(\frac{R_i}{m_0} \theta\right)^2 \cos^2 \psi + \cos^2 \alpha_0}}$$

軸受に生じているモーメント M は、これらの転動体荷重によるモーメントを合計すればよいので、内輪・外輪の傾き角 θ とモーメント M との関係は、式(3)で表わされる。

$$M = \sum_{\psi=0}^{2\pi} \frac{D_{pw}}{2} \cos \psi Q(\psi) \sin \alpha(\psi)$$

$$= \frac{K D_{pw} D_w^2}{2} \sum \frac{\left\{ \sqrt{\left(\frac{R_i}{m_0} \theta\right)^2 \cos^2 \psi + \cos^2 \alpha_0} - 1 \right\}^{3/2} \left(\frac{R_i}{m_0} \theta\right) \cos^2 \psi}{\sqrt{\left(\frac{R_i}{m_0} \theta\right)^2 \cos^2 \psi + \cos^2 \alpha_0}}$$

(mN·m), \{kgf·mm\} \quad \dots \dots \dots (3)

ここで K : 軸受の材料・設計により決まる定数

深溝玉軸受 6208 について、すきまを変えて計算した結果を、図4に示す。また、最大転動体荷重 Q_{max} を 2 000N {204kgf} で抑えた場合の軸受の許容モーメントは、図2(135ページ)から、ラジアル内部すきま

- $\Delta_r=0$ のとき $\theta = 18'$
- $M = 60 \text{ N}\cdot\text{m}$ {6.2kgf·m}
- $\Delta_r=0.050\text{mm}$ のとき $\theta = 24.5'$
- $M = 70 \text{ N}\cdot\text{m}$ {7.1kgf·m}

となる。

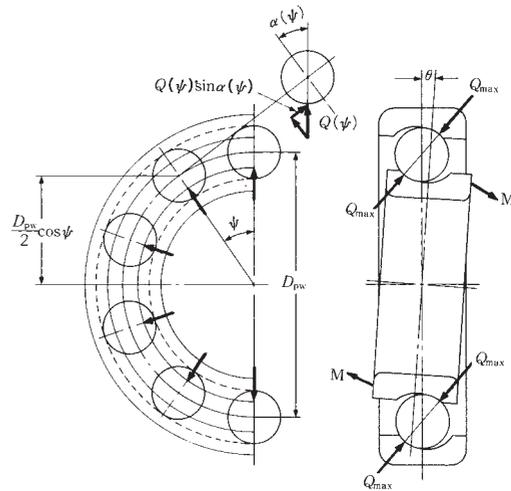


図3

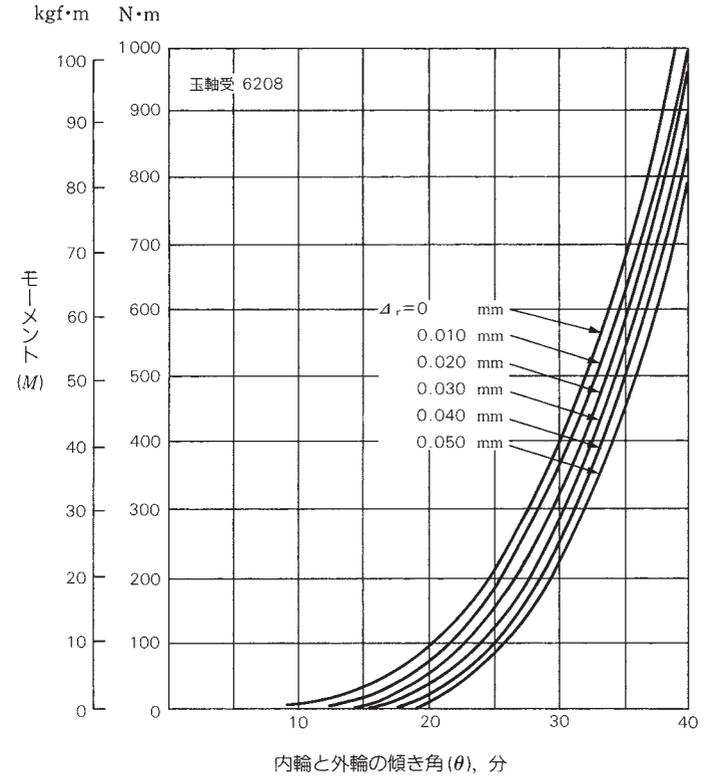


図4 内輪と外輪との傾き角とモーメント

5.9 単式スラスト軸受の偏心荷重による荷重分布

接触角 $\alpha=90^\circ$ の単式スラスト軸受に純アキシャル荷重 F_a が作用した場合、各転動体は均一な荷重 Q を受け

$$Q = \frac{F_a}{Z} \quad \text{である。}$$

ここで Z : 転動体の数

$\alpha=90^\circ$ の単式スラスト軸受に偏心荷重 F_a がかかる場合、**図1** のようになる。

図1において、最大荷重を受ける転動体の全弾性変位量 δ_{\max} と、任意の転動体の全弾性変位量 $\delta(\psi)$ は、次式から求まる。

$$\delta_{\max} = \delta_T + \frac{\theta D_{pw}}{2} \quad \text{..... (1)}$$

$$\delta(\psi) = \delta_T + \frac{\theta D_{pw}}{2} \cos\psi \quad \text{..... (2)}$$

式(1)、(2)より

$$\delta(\psi) = \delta_{\max} \left\{ 1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos\psi) \right\} \quad \text{..... (3)}$$

ここで、

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{2\delta_T}{\theta D_{pw}} \right) \quad \text{..... (4)}$$

軸受の任意の転動体を受ける荷重 $Q(\psi)$ は、その接触面での弾性変位 $\delta(\psi)$ の t 乗に比例する。したがって、 $\psi=0$ における最大転動体荷重を Q_{\max} 、弾性変位量を δ_{\max} とすると

$$\frac{Q(\psi)}{Q_{\max}} = \left\{ \frac{\delta(\psi)}{\delta_{\max}} \right\}^t \quad \text{..... (5)}$$

$t=1.5$ (点接触), $t=1.1$ (線接触)

式(3)、(5)より

$$\frac{Q(\psi)}{Q_{\max}} = \left\{ 1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos\psi) \right\}^t \quad \text{..... (6)}$$

軸受に作用する偏心荷重 F_a は、各転動体荷重の総和に等しいから、転動体の数を Z とすると

$$\begin{aligned} F_a &= \sum_{\psi=0}^{2\pi} Q(\psi) \\ &= \sum_{\psi=0}^{2\pi} Q_{\max} \left\{ 1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos\psi) \right\}^t \\ &= Q_{\max} Z J_A \quad \text{..... (7)} \end{aligned}$$

図1で、 $\psi=90^\circ$ の軸についてのモーメント M は

$$\begin{aligned} M &= \sum_{\psi=0}^{2\pi} Q(\psi) \frac{D_{pw}}{2} \cos\psi \\ &= \sum_{\psi=0}^{2\pi} Q_{\max} \frac{D_{pw}}{2} \left\{ 1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos\psi) \right\}^t \cos\psi \\ &= Q_{\max} Z \frac{D_{pw}}{2} J_R \quad \text{..... (8)} \end{aligned}$$

J_A 、 J_R は点接触、線接触に対して式(7)、(8)から導かれるものであり、 ε の値に対する J_R 、 J_A の値を、**表1** に示す。

例題

単式スラスト玉軸受 51130X ($\phi 150 \times \phi 190 \times 31$) に、軸受中心から80mmの位置にアキシャル荷重 10 000N(1 020kgf) がかったときの最大転動体荷重を求める。

$$e = 80 \quad D_{pw} \doteq \frac{1}{2}(150 + 190) = 170$$

$$\frac{2e}{D_{pw}} = \frac{2 \times 80}{170} = 0.941$$

$$Z = 32$$

表1より $2e/D_{pw}=0.941$ に対する J_A は、 $J_A=0.157$ であるから、**式(7)** を変形し

$$Q_{\max} = \frac{F_a}{Z J_A} = \frac{10\,000}{32 \times 0.157} = 1\,990 \text{ (N)}$$

$$= \frac{1\,020}{32 \times 0.157} = 203 \text{ {kgf}}$$

となる。

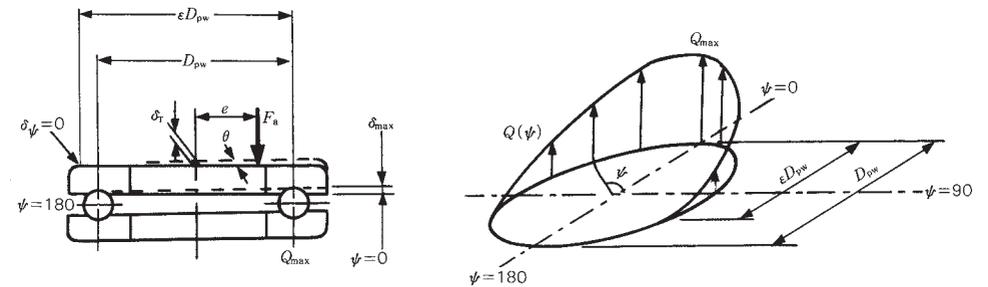


図1

表1 単式軸受の J_R 、 J_A

ε	点 接 触			線 接 触		
	$\frac{2e/D_{pw}}{2M/D_{pw}F_a}$	J_R	J_A	$\frac{2e/D_{pw}}{2M/D_{pw}F_a}$	J_R	J_A
0	1.0000	1/32	1/32	1.0000	1/32	1/32
0.1	0.9663	0.1156	0.1196	0.9613	0.1268	0.1319
0.2	0.9318	0.1590	0.1707	0.9215	0.1737	0.1885
0.3	0.8964	0.1892	0.2110	0.8805	0.2055	0.2334
0.4	0.8601	0.2117	0.2462	0.8380	0.2286	0.2728
0.5	0.8225	0.2288	0.2782	0.7939	0.2453	0.3090
0.6	0.7835	0.2416	0.3084	0.7480	0.2568	0.3433
0.7	0.7427	0.2505	0.3374	0.6999	0.2636	0.3766
0.8	0.6995	0.2559	0.3658	0.6486	0.2658	0.4098
0.9	0.6529	0.2576	0.3945	0.5920	0.2628	0.4439
1.0	0.6000	0.2546	0.4244	0.5238	0.2523	0.4817
1.25	0.4338	0.2289	0.5044	0.3598	0.2078	0.5775
1.67	0.3088	0.1871	0.6060	0.2340	0.1589	0.6790
2.5	0.1850	0.1339	0.7240	0.1372	0.1075	0.7837
5.0	0.0831	0.0711	0.8558	0.0611	0.0544	0.8909
∞	0	0	1.0000	0	0	1.0000

e : 軸受中心から荷重点までの距離
 D_{pw} : 転動体のピッチ径

6. 荷重と変位

6.1 定位置予圧と定圧予圧

荷重を受けたとき、軸受の変位をできるだけ小さくするために、工作機械主軸とか、ハイポイドギヤピニオン軸などの軸受には、予圧を与えて軸受の剛性の増大を図っている。

軸受に予圧を与える方法には一般的に、間座などで寸法的に決める方法（定位置予圧、**図1**）と、ばねによる方法（定圧予圧、**図2**）とがある。

予圧を与えた場合の剛性増加に対する効果は、定位置予圧の場合、カタログなどにも示されているように**図3**の予圧線図により表わされる。すなわち、**図3**において予圧 F_{a0} を与えておくことによって、外力 F_a （アキシアル荷重）に対するアキシアル方向の変位は δ_a で表わされる関係になる。定位置予圧の予圧線図は、対向させる2個の軸受A、Bの変位曲線をもとにしてかれる。

これに対して、定圧予圧の予圧線図は、軸受Bの変位曲線の代りに予圧ばねの変位曲線（直線になる）を、軸受Aの変位曲線と対向させてかくことによって作ることができる。

図4に定圧予圧の予圧線図を示す。ばねの剛性は、軸受の剛性に比べれば通常十分小さいので、ばねの変位曲線はほぼ横軸に平行な直線となる。したがって定圧予圧の剛性増加は、軸受単体に、あらかじめ F_{a0} の荷重を加えておいた場合の、単体軸受の剛性増加とほぼ同じである。

図5に7212Aについて定圧予圧による剛性の比較例を示す。

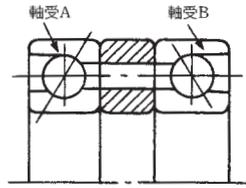


図1 定位置予圧

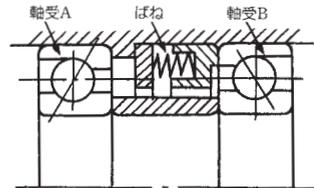


図2 定圧予圧

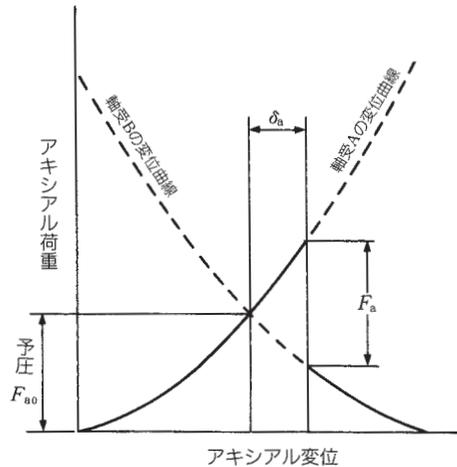


図3 定位置予圧の予圧線図

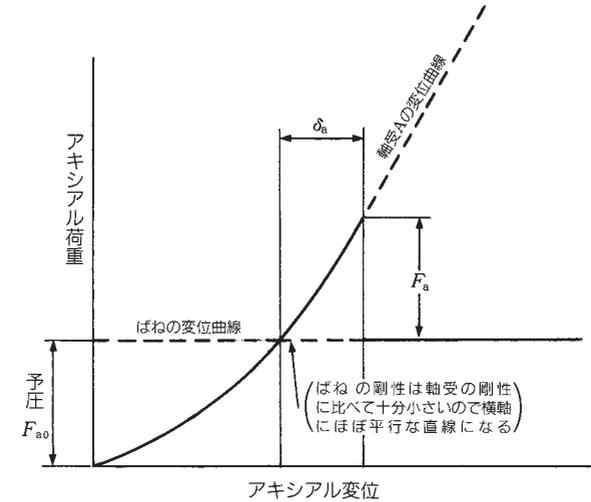


図4 定圧予圧の予圧線図

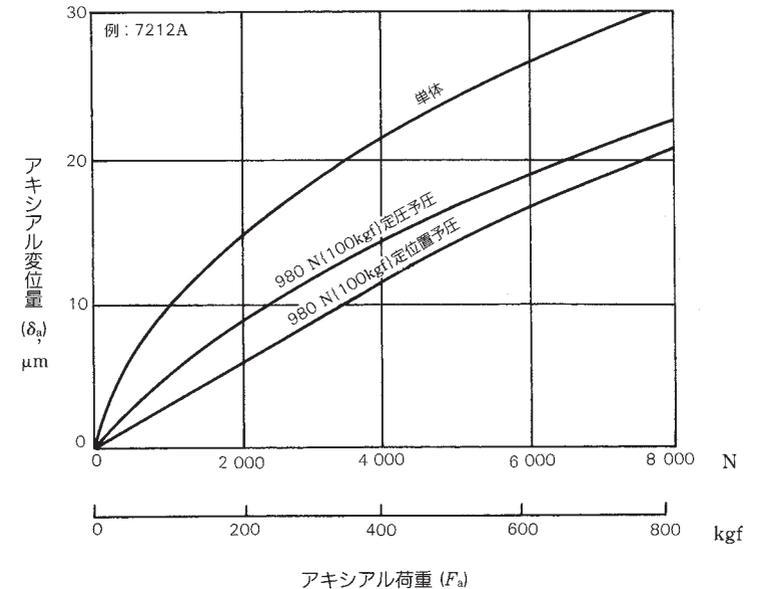


図5 予圧方法による剛性の比較

6.2 定位置予圧された軸受の荷重と変位

一群の同じ玉軸受又は円すいころ軸受を2個以上並べて一組として機能させるときの軸受を組合せ軸受という。組合せ軸受としてもっとも多く用いられる軸受の形式は単列アンギュラ玉軸受で、主として工作機械の主軸のように荷重を受けたときの軸受の変位をできるだけ少なくしたい要求がある場合に使用される。

2列組合せの場合には背面組合せ、正面組合せ、及び並列組合せの3とおりがあり、それぞれ組合せ記号DB、DF、DTで表される(図1)。

DB及びDF組合せは、両方向のアクシアル荷重を受けることができる。DB組合せはDF組合せと比較して作用点距離が大きいので、モーメント荷重が作用する用途に適しており、多く使用される。

DT組合せは、一方方向のアクシアル荷重しか受けられないが、2個の軸受にアクシアル荷重を等しく分担させることができるので、一方方向の荷重が大きい場合に用いられる。

DB及びDF組合せ軸受では、あらかじめ予圧・調整された組合せ軸受の予圧水準の中から適当に選ぶことにより、内輪・外輪のラジアル及びアクシアル方向の変位を必要限度内に小さくすることができる。

なお、DT組合せ軸受だけでは予圧することはできない。

予圧の大きさは、図3～図5に示す軸受間のすきま δ_{a0} を変えることにより調整でき、標準的には、微予圧(EL)、軽予圧(L)、中予圧(M)、重予圧(H)と大きさが段階的に決められている。従って、軸の振れや荷重による変位を極力抑えたいところにDB、DF組合せ軸受が多く用いられている。

3列組合せの場合にも3とおりがあり、それぞれ組合せ記号DBD、DFD、DTDで表される(図2)。このほか、目的によっては、4列組合せ、5列組合せがある。

組合せ軸受は予圧を与えて用いることが多いが、予圧荷重の大きさは、回転による軸受温度上昇、起動トルク、回転トルク、騒音、更に軸受寿命にも影響を及ぼすので、必要以上に予圧を大きくすることは避け、適切な予圧を与えるようにしなければならない。

単列アンギュラ玉軸受にアクシアル荷重 F_a がかかった場合のアクシアル変位量 δ_a は、一般に次式によって求められる。

$$\delta_a = c F_a^{2/3} \dots \dots \dots (1)$$

ここで c : 個々の軸受の形式寸法によって決まる定数

図3に2列DB組合せ、図4及び図5に3列DBD組合せの予圧線図を示す。

図3の組合せ軸受の内輪を、アクシアル方向に締め付けると、A側・B側軸受は、それぞれ δ_{a0A} 、 δ_{a0B} だけ変位して、内輪間のすきま δ_{a0} がなくなる。この状態で予圧 F_{a0} が与えられたことになる。この予圧された軸受に、外からアクシアル荷重 F_a がA側にかかる、A側は更にアクシアル方向に δ_{a1} だけ変位し、B側は同じ量だけ変位が減少して、A側・B側軸受の変位はそれぞれ $\delta_{aA} = \delta_{a0A} + \delta_{a1}$ 、 $\delta_{aB} = \delta_{a0B} - \delta_{a1}$ となる。すなわちA側にかかっている力は、予圧を含めて $(F_{a0} + F_a - F_a')$ であり、B側には $(F_{a0} - F_a')$ がかかる。

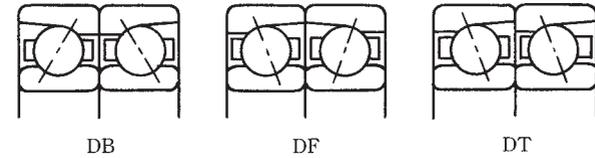


図1 2列組合せ

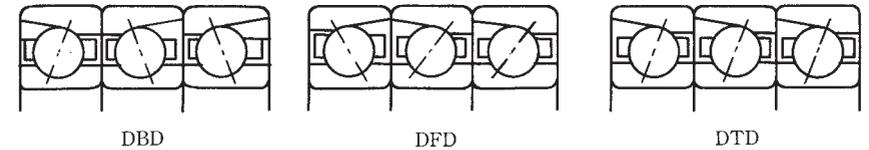


図2 3列組合せ軸受

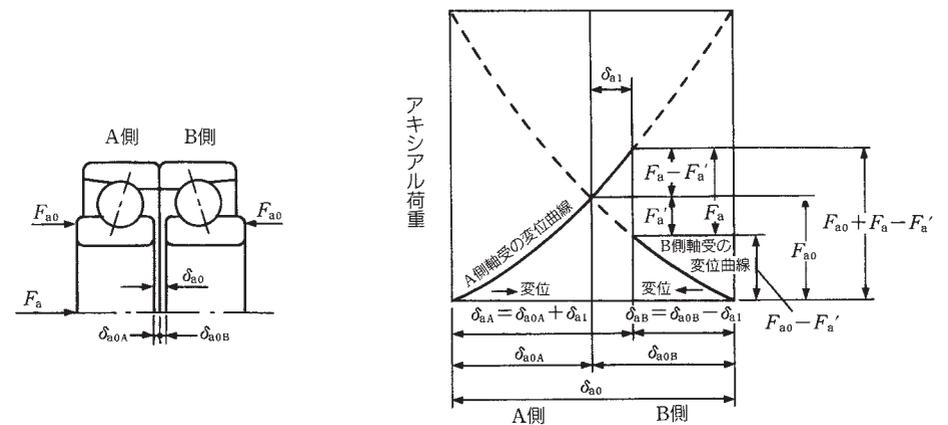


図3 2列DB組合せの予圧線図

予圧する場合、A側には所定の寿命及び速度条件に対して、アキシャル荷重 ($F_{a0} + F_a - F'_a$) に耐えられる負荷容量が必要である。 δ_{a0} は**表3**～**表7**に示されている。

図4において外からアキシャル荷重 F_a が軸受AA側にかかる場合、AA側、B側の軸受の変位、アキシャル荷重は、**表1**のようになる。

図5において外からアキシャル荷重 F_a が軸受A側にかかる場合、A側、BB側の軸受の変位、アキシャル荷重は、**表2**のようになる。

予圧の大きさに対するアキシャル荷重とアキシャル変位量の関係を 7018C、7018Aの2列DBD組合せ及び3列DBD組合せについて示すと、**図6**～**図11**のようになる。

表1

方向	変位	アキシャル荷重
AA側	$\delta_{a0A} + \delta_{a1}$	$F_{a0} + F_a - F'_a$
B側	$\delta_{a0B} - \delta_{a1}$	$F_{a0} - F'_a$

表2

方向	変位	アキシャル荷重
A側	$\delta_{a0A} + \delta_{a1}$	$F_{a0} + F_a - F'_a$
BB側	$\delta_{a0B} - \delta_{a1}$	$F_{a0} - F'_a$

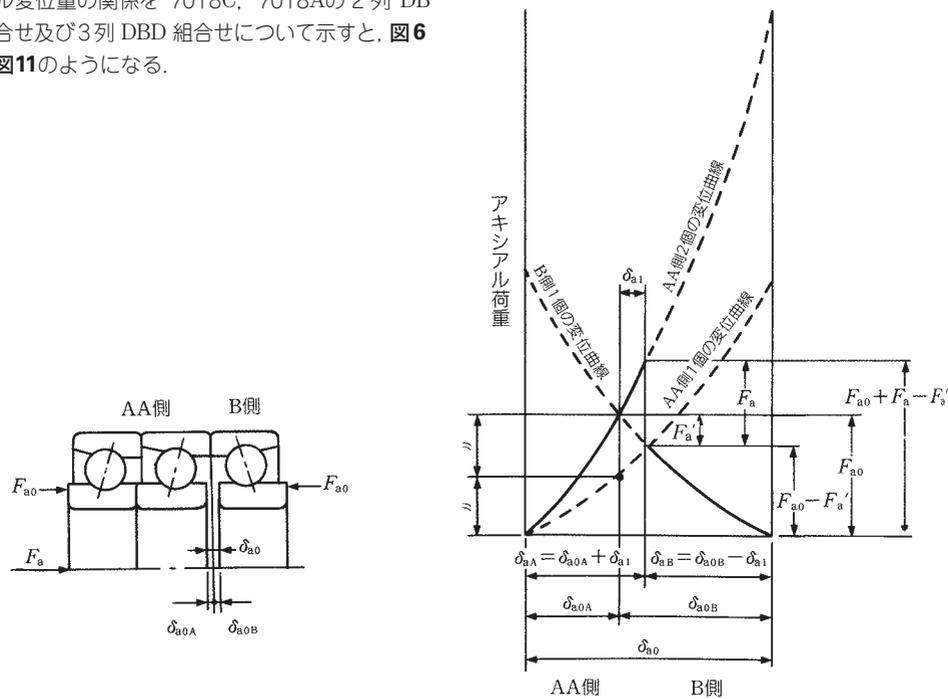


図4 3列DBD組合せの予圧線図
(アキシャル荷重がAA側に加わる場合)

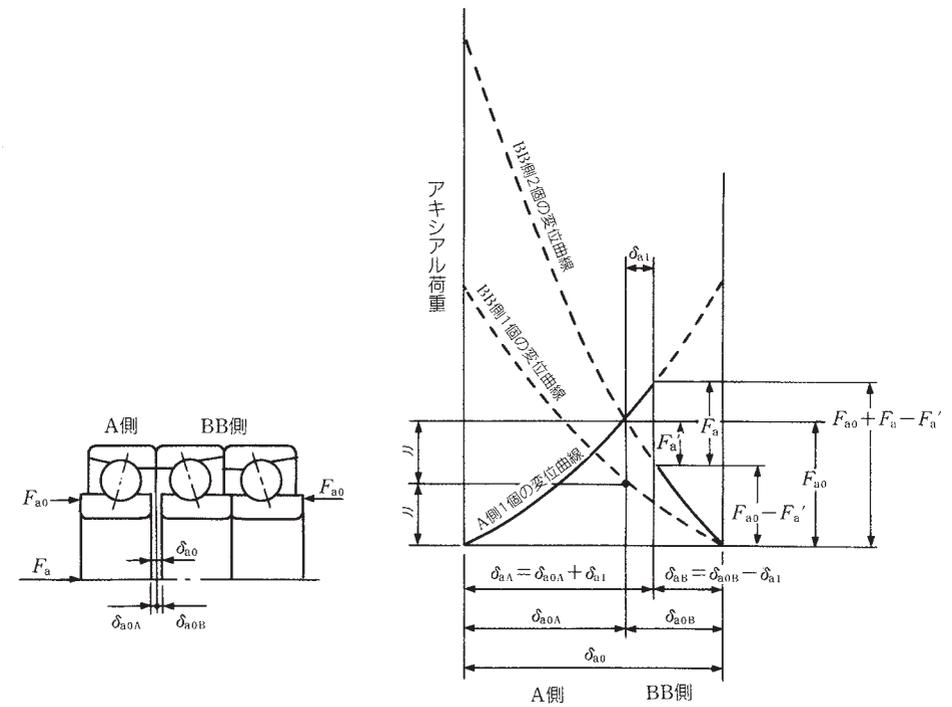


図5 3列DBD組合せの予圧線図
(アキシャル荷重がA側に加わる場合)

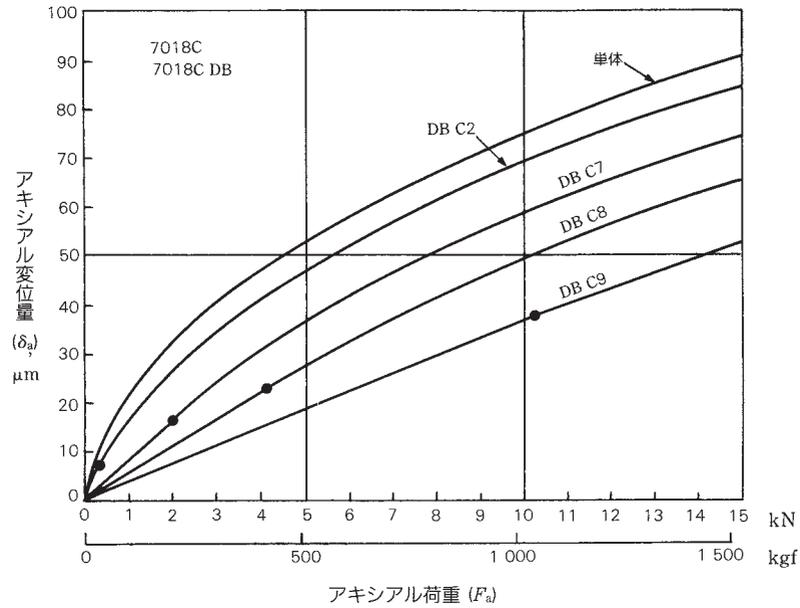


図 6

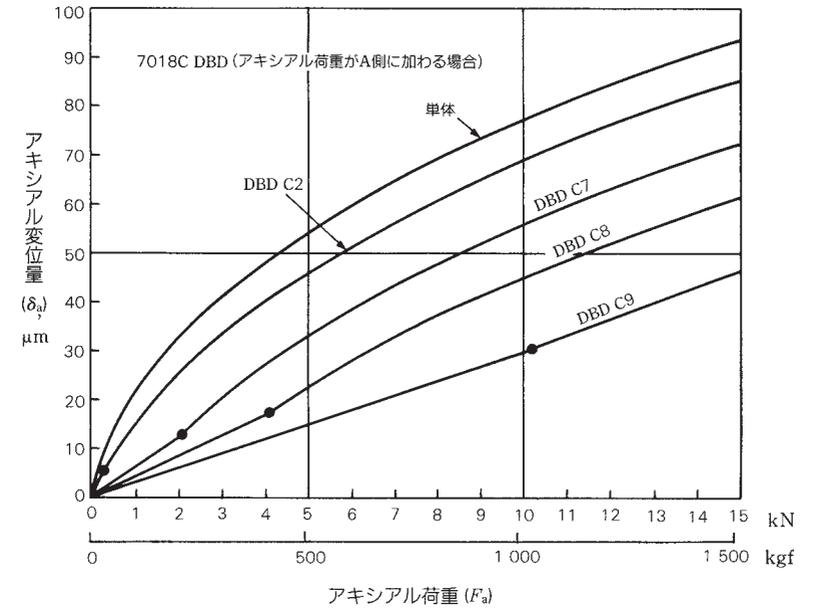


図 8

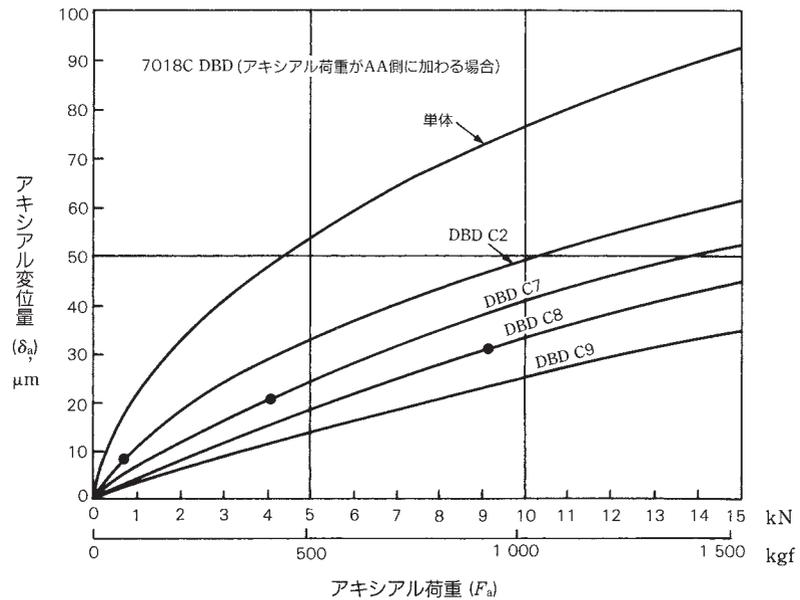


図 7

備考 図中荷重－変位曲線上に示した●は、予圧が抜ける点を示し、アキシャル荷重がこれより大きくなると、反スラスト側の軸受は荷重を受けなくなる。

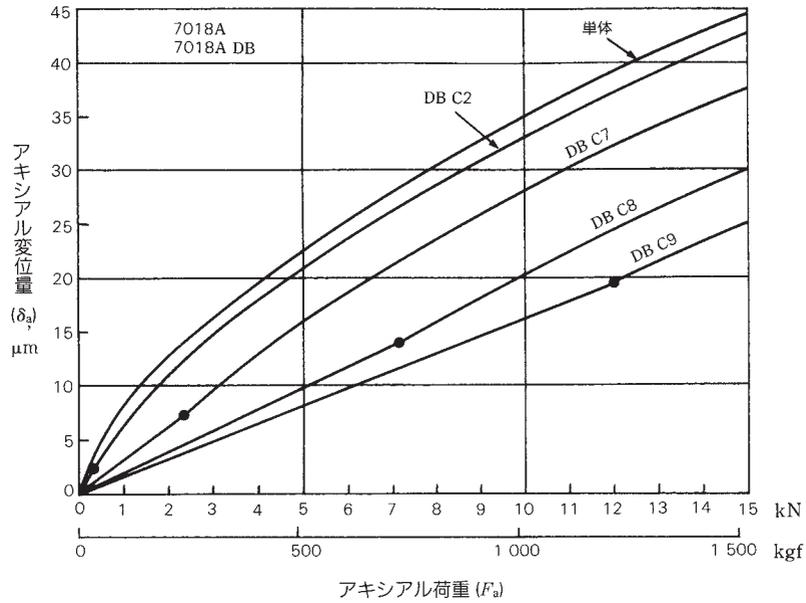


図9

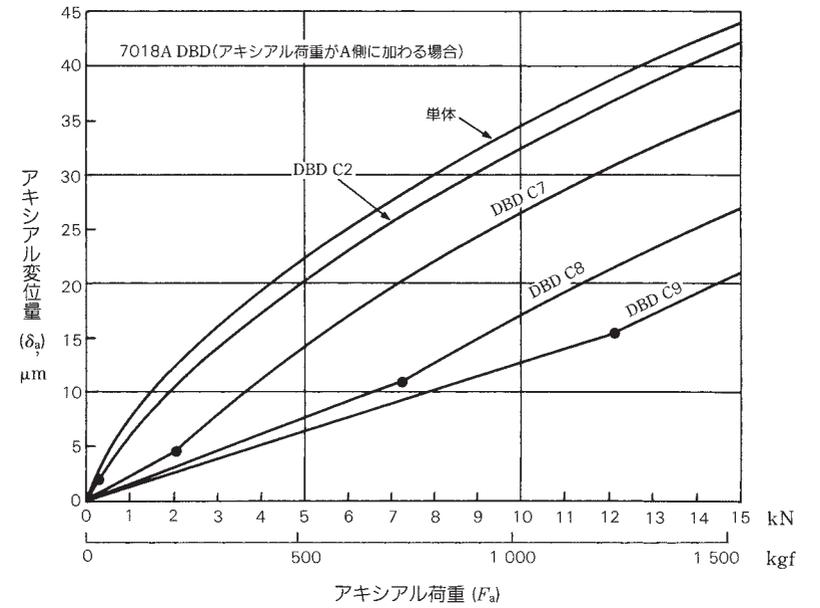


図11

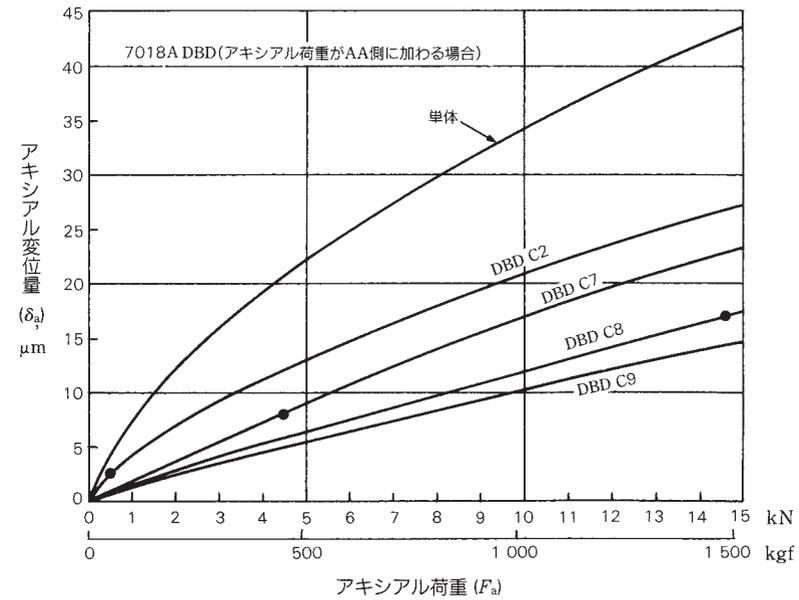


図10

備考 図中荷重－変位曲線上に示した●は、予圧が抜ける点を示し、アキシャル荷重がこれより大きくなると、反スラスト側の軸受は荷重を受けなくなる。

6.3 組合せアンギュラ玉軸受の平均予圧荷重

アンギュラ玉軸受は、研削盤、フライス盤、高速旋盤などの主軸に広く使用されている。NSKでは、種々の用途に対して適当な予圧が自由に選択できるように予圧量をEL予圧、L予圧、M予圧、H予圧の4段階に分けている。これらの4段階の予圧を、DB、DFなどの組合せ軸受に適用する場合、そのアキシャルすきまをそれぞれ記号EL、L、M、Hで表わしている。

工作機械主軸に広く使用されている接触角 15°及び 30°の組合せアンギュラ玉軸受の平均予圧荷重及びアキシャルすきま（測定値）の平均値を表3～表7に示す。

なお、アキシャルすきま測定の際の測定荷重は、表1による。

これらの予圧を与えるためのアキシャルすきまは、工作機械主軸そのほかに用いられるJIS 5級以上の高精度組合せ軸受用として定められているもので、軸と内輪、ハウジング穴と外輪のはめあいは、表2の目標値による。

なお、ハウジング穴と外輪とのはめあいには、軸受を固定側に使用する場合目標すきまの下限を、自由側に使用する場合には上限をねらう。

予圧量の選定の目安は、研削スピンドルやマシンニングセンタ主軸軸受などでは通常、L予圧又はEL予圧が、剛性が必要な旋盤主軸用軸受ではM予圧程度が一般的である。

軸受の予圧荷重は、しまりばめの場合表3～表7に示された値より増大し、予圧荷重が過大になると軸受の温度上昇、焼付けなどの原因となるので、はめあいには十分注意する必要がある。

表1 アキシャルすきまの測定荷重

呼び軸受外径D(mm) を越え 以下		測定荷重 (N)
10*	50	24.5
50	120	49
120	200	98
200	—	196

*10mmはこの区分に含まれる。

表2 はめあいの目標値

単位：μm

内径d 又は外径D (mm)		軸と内輪	ハウジング穴と外輪
を越え	以下	目標しめしろ	目標すきま
—	18	0～2	—
18	30	0～2.5	2～6
30	50	0～2.5	2～6
50	80	0～3	3～8
80	120	0～4	3～9
120	150	—	4～12
150	180	—	4～12
180	250	—	5～15

表3 軸受系列79Cの予圧荷重とアキシャルすきまの平均値

軸受の 呼び番号	EL予圧		L予圧		M予圧		H予圧	
	予圧荷重 (N)	アキシャル すきま (μm)	予圧荷重 (N)	アキシャル すきま (μm)	予圧荷重 (N)	アキシャル すきま (μm)	予圧荷重 (N)	アキシャル すきま (μm)
7900C	7	5	15	2	29	-1	59	-6
7901C	8.6	4	15	2	39	-3	78	-8
7902C	12	3	25	0	49	-4	100	-11
7903C	12	3	25	0	59	-5	120	-12
7904C	19	1	39	-3	78	-8	150	-15
7905C	19	1	39	-2	100	-9	200	-17
7906C	24	0	49	-3	100	-8	200	-16
7907C	34	2	69	-2	150	-9	290	-18
7908C	39	1	78	-3	200	-12	390	-22
7909C	50	0	100	-5	200	-11	390	-21
7910C	50	0	100	-4	250	-13	490	-24
7911C	60	-1	120	-5	290	-15	590	-26
7912C	60	-1	120	-5	290	-15	590	-25
7913C	75	-2	150	-7	340	-16	690	-27
7914C	100	-4	200	-10	490	-22	980	-36
7915C	100	-4	200	-9	490	-21	980	-35
7916C	100	-4	200	-9	490	-21	980	-34
7917C	145	-6	290	-14	640	-25	1 270	-41
7918C	145	-3	290	-9	740	-23	1 470	-39
7919C	145	-3	290	-9	780	-24	1 570	-40
7920C	195	-5	390	-13	880	-28	1 770	-46

備考 アキシャルすきま欄の数値は、測定値である。

表4 軸受系列70Cの予圧荷重とアキシャルすきまの平均値

軸受の 呼び番号	EL予圧		L予圧		M予圧		H予圧	
	予圧荷重 (N)	アキシャル すきま (μm)						
7000C	12	3	25	0	49	-5	100	-12
7001C	12	3	25	0	59	-6	120	-14
7002C	14	3	29	-1	69	-7	150	-16
7003C	14	2	29	-1	69	-7	150	-16
7004C	24	0	49	-4	120	-12	250	-22
7005C	29	-1	59	-5	150	-14	290	-24
7006C	39	1	78	-3	200	-13	390	-24
7007C	60	-1	120	-7	250	-16	490	-28
7008C	60	-1	120	-6	290	-17	590	-30
7009C	75	-3	150	-8	340	-19	690	-33
7010C	75	-2	150	-8	390	-20	780	-34
7011C	100	-4	200	-11	490	-24	980	-40
7012C	100	-4	200	-10	540	-25	1 080	-42
7013C	125	-6	250	-13	540	-24	1 080	-39
7014C	145	-7	290	-14	740	-30	1 470	-48
7015C	145	-7	290	-14	780	-31	1 570	-49
7016C	195	-6	390	-14	930	-31	1 860	-52
7017C	195	-6	390	-14	980	-32	1 960	-52
7018C	245	-8	490	-18	1 180	-37	2 350	-60
7019C	270	-9	540	-19	1 180	-36	2 350	-58
7020C	270	-9	540	-18	1 270	-37	2 550	-60

備考 アキシャルすきま欄の数値は、測定値である。

表5 軸受系列72Cの予圧荷重とアキシャルすきまの平均値

軸受の 呼び番号	EL予圧		L予圧		M予圧		H予圧	
	予圧荷重 (N)	アキシャル すきま (μm)						
7200C	14	3	29	-1	69	-8	150	-18
7201C	19	1	39	-3	100	-12	200	-22
7202C	19	1	39	-3	100	-11	200	-21
7203C	24	0	49	-4	150	-16	290	-28
7204C	34	-2	69	-7	200	-20	390	-33
7205C	39	1	78	-4	200	-14	390	-27
7206C	60	-1	120	-7	290	-20	590	-35
7207C	75	-3	150	-10	390	-25	780	-43
7208C	100	-5	200	-13	490	-29	980	-47
7209C	125	-7	250	-16	540	-30	1 080	-49
7210C	125	-7	250	-15	590	-31	1 180	-50
7211C	145	-8	290	-17	780	-38	1 570	-60
7212C	195	-11	390	-22	930	-42	1 860	-67
7213C	220	-12	440	-23	1 080	-44	2 160	-70
7214C	245	-9	490	-20	1 180	-42	2 350	-69
7215C	270	-10	540	-21	1 230	-42	2 450	-68
7216C	295	-12	590	-24	1 370	-47	2 750	-76
7217C	345	-14	690	-27	1 670	-53	3 330	-85
7218C	390	-15	780	-29	1 860	-57	3 730	-90
7219C	440	-18	880	-33	2 060	-63	4 120	-99
7220C	490	-20	980	-36	2 350	-68	4 710	-107

備考 アキシャルすきま欄の数値は、測定値である。

表6 軸受系列70Aの予圧荷重とアキシャルすきまの平均値

軸受の 呼び番号	EL予圧		L予圧		M予圧		H予圧	
	予圧荷重 (N)	アキシャル すきま (μm)						
7000A	25	0	100	-5	210	-10	330	-15
7001A	25	0	110	-5	220	-10	360	-15
7002A	25	0	110	-5	240	-10	390	-15
7003A	25	0	120	-5	250	-10	420	-15
7004A	25	0	130	-5	280	-10	470	-15
7005A	25	0	140	-5	290	-10	510	-15
7006A	50	0	190	-5	390	-10	640	-15
7007A	50	0	210	-5	420	-10	700	-15
7008A	50	0	220	-5	460	-10	760	-15
7009A	50	0	230	-5	480	-10	1 180	-20
7010A	50	0	250	-5	530	-10	1 270	-20
7011A	50	0	250	-5	880	-15	1 270	-20
7012A	50	0	250	-5	930	-15	1 370	-20
7013A	50	0	270	-5	980	-15	1 470	-20
7014A	50	0	270	-5	1 080	-15	2 060	-25
7015A	50	0	280	-5	1 080	-15	2 160	-25
7016A	100	0	760	-10	1 770	-20	3 040	-30
7017A	100	0	780	-10	1 860	-20	3 240	-30
7018A	100	0	780	-10	2 450	-25	3 920	-35
7019A	100	0	810	-10	2 550	-25	4 120	-35
7020A	100	0	840	-10	2 750	-25	4 310	-35

備考 アキシャルすきま欄の数値は、測定値である。

表7 軸受系列72Aの予圧荷重とアキシャルすきまの平均値

軸受の 呼び番号	EL予圧		L予圧		M予圧		H予圧	
	予圧荷重 (N)	アキシャル すきま (μm)						
7200A	25	0	100	-5	210	-10	—	—
7201A	25	0	110	-5	220	-10	360	-15
7202A	25	0	110	-5	240	-10	390	-15
7203A	25	0	120	-5	250	-10	410	-15
7204A	25	0	260	-10	440	-15	650	-20
7205A	50	0	350	-10	580	-15	840	-20
7206A	50	0	380	-10	630	-15	910	-20
7207A	50	0	400	-10	660	-15	1 270	-25
7208A	50	0	440	-10	730	-15	1 470	-25
7209A	50	0	450	-10	1 080	-20	1 860	-30
7210A	50	0	480	-10	1 180	-20	2 060	-30
7211A	50	0	490	-10	1 670	-26	2 650	-35
7212A	50	0	510	-10	1 670	-25	2 750	-35
7213A	50	0	550	-10	1 860	-25	3 040	-35
7214A	100	0	1 080	-15	2 650	-30	3 920	-40
7215A	100	0	1 080	-15	2 750	-30	4 220	-40
7216A	100	0	1 080	-15	2 650	-30	4 020	-40
7217A	100	0	1 180	-15	3 430	-35	5 790	-50
7218A	100	0	1 670	-20	4 310	-40	5 980	-50
7219A	360	-5	1 670	-20	4 220	-40	6 670	-55
7220A	370	-5	1 670	-20	5 100	-45	7 650	-60

備考 アキシャルすきま欄の数値は、測定値である。

6.4 単列ラジアル玉軸受のアキシャル変位

接触角 α_0 のラジアル玉軸受にアキシャル荷重 F_a が加わり、内輪がアキシャル方向に δ_a 変位した場合、**図1**のように内輪の溝半径の中心 O_i も δ_a 移動し、 O_i' となり、接触角は α となる。

このとき、転動体荷重 Q 方向の軌道溝及び転動体の弾性変形量を δ_N とすると、**図1**より

$$(m_0 + \delta_N)^2 = (m_0 \cdot \sin \alpha_0 + \delta_a)^2 + (m_0 \cdot \cos \alpha_0)^2$$

$$\therefore \delta_N = m_0 \left\{ \sqrt{(\sin \alpha_0 + \frac{\delta_a}{m_0})^2 + \cos^2 \alpha_0} - 1 \right\} \dots (1)$$

また転動体荷重 Q と弾性変形量 δ_N の間には、次の関係が成立する。

$$Q = K_N \cdot \delta_N^{3/2} \dots (2)$$

ただし、 K_N ：材料・寸法・形状により決まる定数

$$\therefore \text{ここで } m_0 = \left(\frac{r_e}{D_w} + \frac{r_i}{D_w} - 1 \right) D_w = B \cdot D_w$$

とおくと、**式(1)**、**(2)**より

$$Q = K_N (B \cdot D_w)^{3/2} \left\{ \sqrt{(\sin \alpha_0 + h)^2 + \cos^2 \alpha_0} - 1 \right\}^{3/2}$$

$$\text{ただし、 } h = \frac{\delta_a}{m_0} = \frac{\delta_a}{B \cdot D_w}$$

$$\text{また、 } K_N = K \cdot \frac{\sqrt{D_w}}{B^{3/2}} \text{とおくと}$$

$$Q = K \cdot D_w^2 \left\{ \sqrt{(\sin \alpha_0 + h)^2 + \cos^2 \alpha_0} - 1 \right\}^{3/2} \dots (3)$$

一方、軸受にかかるアキシャル荷重と転動体荷重の関係は、**図2**より分かるように

$$F_a = Z \cdot Q \cdot \sin \alpha \dots (4)$$

と表わされる。また、**図1**より

$$(m_0 + \delta_N) \sin \alpha = m_0 \cdot \sin \alpha_0 + \delta_a$$

$$\therefore \sin \alpha = \frac{m_0 \cdot \sin \alpha_0 + \delta_a}{m_0 + \delta_N} = \frac{\sin \alpha_0 + \frac{\delta_a}{m_0}}{1 + \frac{\delta_N}{m_0}}$$

式(1)を代入すると

$$\sin \alpha = \frac{\sin \alpha_0 + h}{\sqrt{(\sin \alpha_0 + h)^2 + \cos^2 \alpha_0}} \dots (5)$$

すなわち、軸受にかかるアキシャル荷重 F_a とアキシャル方向変位 δ_a の関係は、**式(4)**に**式(3)**、**(5)**を代入して、次のように求めることができる。

$$F_a = K \cdot Z \cdot D_w^2 \cdot \frac{\left\{ \sqrt{(\sin \alpha_0 + h)^2 + \cos^2 \alpha_0} - 1 \right\}^{3/2} \times (\sin \alpha_0 + h)}{\sqrt{(\sin \alpha_0 + h)^2 + \cos^2 \alpha_0}} \dots (6)$$

ここで、 K ：軸受の材料・設計により決まる定数

D_w ：玉の直径

Z ：玉数

α_0 ：初期接触角（単列深溝玉軸受の場合、**4.6項**（96ページ）の**式(5)**より求める。）

しかし、実際のアキシャル変位は軸・ハウジングの肉厚及び材質や軸受とのはめあいによって異なる。したがって、これら組立条件によってのアキシャル変位については、NSKにご相談ください。

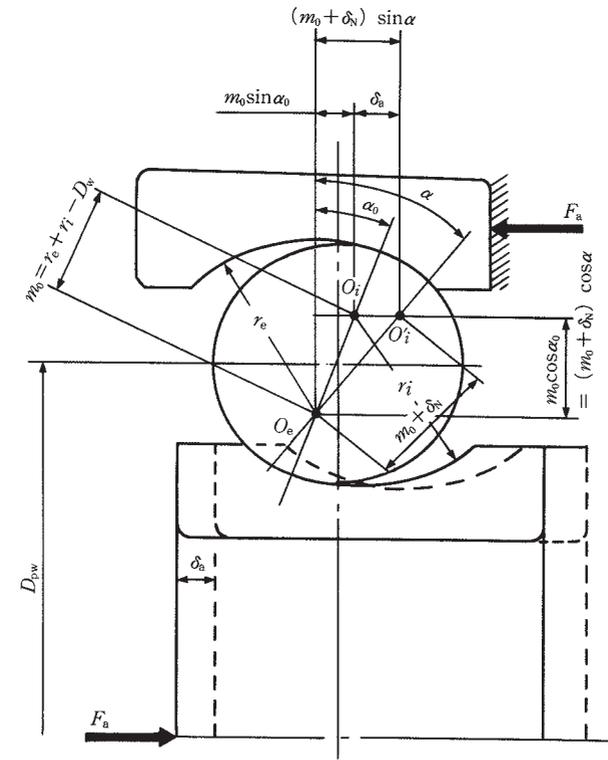


図1

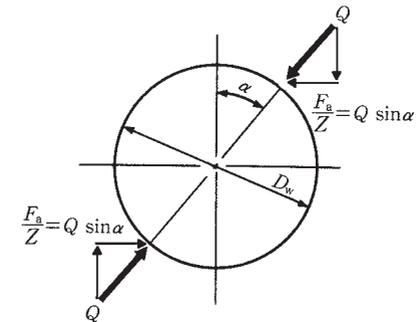


図2

図3に単列深溝玉軸受 6210 及び 6310 について、初期接触角 $\alpha_0=0^\circ, 10^\circ, 15^\circ$ の各々の場合のアクシアル荷重とアクシアル方向変位の関係を示す。初期接触角 α_0 が大きいほど軸受のアクシアル方向剛性は大きくなり、6210 と 6310 の同じアクシアル荷重に対するアクシアル変位量の差が小さくなっている。また α_0 は軸受の溝半径とラジアルすきまとによって決まる。

図4に72系列の初期接触角 15° (C), 30° (A), 40° (B) のアクシアル荷重とアクシアル方向変位との関係を示す。

アンギュラ玉軸受の場合、初期接触角が大きいので、系列70と73の軸受についても接触角と内径番号が同じであれば72系列とほとんど同じ値である。

アンギュラ玉軸受は回転精度を抑え、また外部荷重に対する軸受の弾性変形量を少なくするために組合せ軸受として予圧を与えて用いられることが多い。

外部荷重に対する弾性変形量を必要限度以下に抑えるため予圧量を決定するには荷重対変形の特徴を知る必要がある。荷重と変位の関係は式(6)より分かるように $F_a \propto \delta_a^{3/2}$ 又は $\delta_a \propto F_a^{2/3}$ と表わすことができ、アクシアル方向変位量 δ_a は、アクシアル荷重 F_a の2/3乗に比例する。このアクシアル荷重の指数が1より小さいことは、アクシアル荷重の増加に従ってアクシアル方向に変位する割合が小さくなることを意味し(図4参照)、予圧を与えて変位を抑えるという目的の裏付けとなっている。

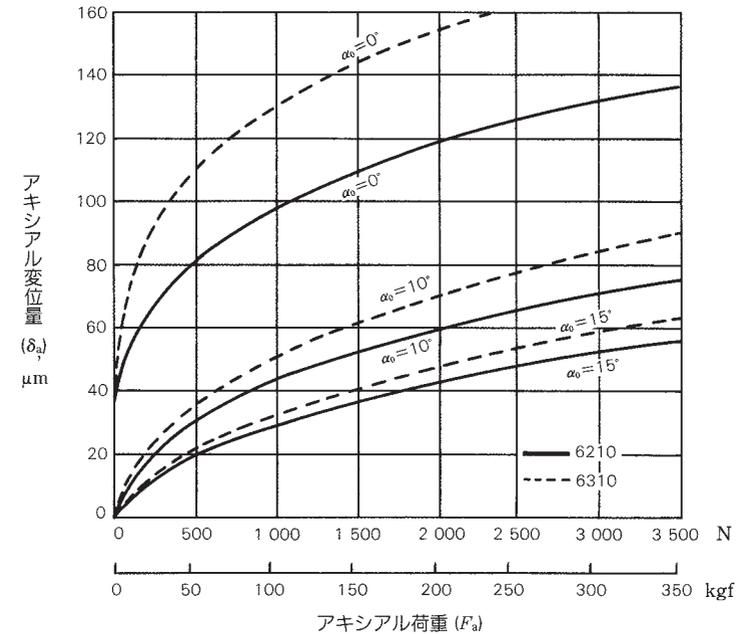


図3 深溝玉軸受のアクシアル荷重とアクシアル変位

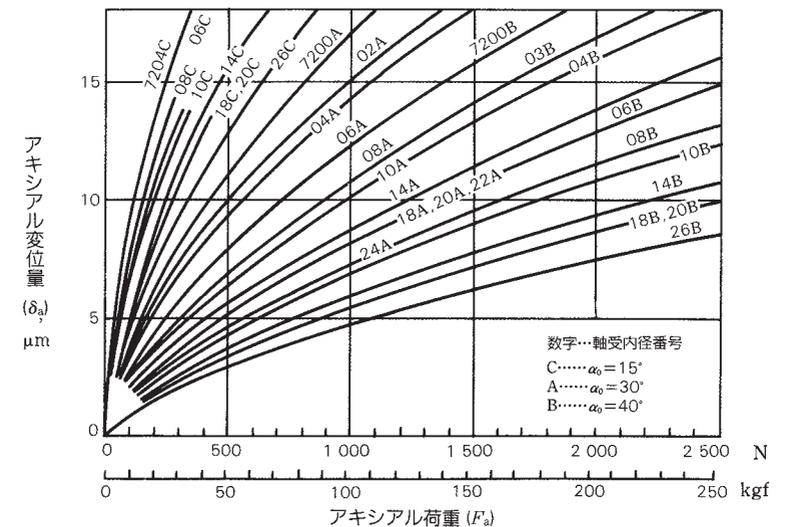


図4 アンギュラ玉軸受のアクシアル荷重とアクシアル変位

6.5 円すいころ軸受のアキシャル変位

円すいころ軸受もアンギュラ玉軸受と同様に2個を一对に用いられるので、その取扱いもアンギュラ玉軸受と同様である。

例えば、工作機械主軸用軸受や自動車のデフピニオン軸受などの場合、軸の剛性を高めるために予圧を与えて使用することがある。

予圧を与えて軸受を使用する場合、アキシャル荷重とアキシャル変位の関係を知ることは重要なことである。

円すいころ軸受では軸受のみのアキシャル変位として、Palmgrenの実験式(1)が、実測とほぼ一致する。

しかし、実際のアキシャル変位は軸・ハウジングの肉厚及び材質や軸受との はめあい によって異なる。したがって、これら組立条件によってのアキシャル変位については、NSKにご相談ください。

$$\left. \begin{aligned} \delta_a &= \frac{0.000077}{\sin\alpha} \cdot \frac{Q^{0.9}}{L_{we}^{0.8}} \quad (\text{N}) \\ &= \frac{0.0006}{\sin\alpha} \cdot \frac{Q^{0.9}}{L_{we}^{0.8}} \quad \{\text{kgf}\} \end{aligned} \right\} \dots\dots (1)$$

ここで、 δ_a :内輪・外輪のアキシャル変位量 (mm)
 α :接触角=カップアングルの1/2 (°)
 (165ページ図1参照)
 Q : 転動体荷重 (N), {kgf}

$$Q = \frac{F_a}{Z \sin\alpha}$$

L_{we} : ころの有効長さ (mm)
 F_a : アキシャル荷重 (N), {kgf}
 Z : ころ数

式(1)は式(2)のように表わすことができる。

$$\delta_a = K_a \cdot F_a^{0.9} \dots\dots (2)$$

ただし、

$$K_a = \frac{0.000077}{(\sin\alpha)^{1.9} Z^{0.9} L_{we}^{0.8}} \dots\dots (\text{N})$$

$$= \frac{0.0006}{(\sin\alpha)^{1.9} Z^{0.9} L_{we}^{0.8}} \dots\dots \{\text{kgf}\}$$

ここで、 K_a : 軸受の内部設計により決まる定数
 円すいころ軸受におけるアキシャル荷重とアキシャル変位とをグラフにしたものが、図1である。

円すいころ軸受では変位量は、アキシャル荷重の0.9乗に比例するのに対し、玉軸受では2/3乗に比例するので、変位を抑えるために予圧を与える効果は玉軸受のほうが大きい。

円すいころ軸受の場合、むやみに大きな予圧を与えると発熱、焼付き、寿命低下の原因となるので、特に注意が必要である。

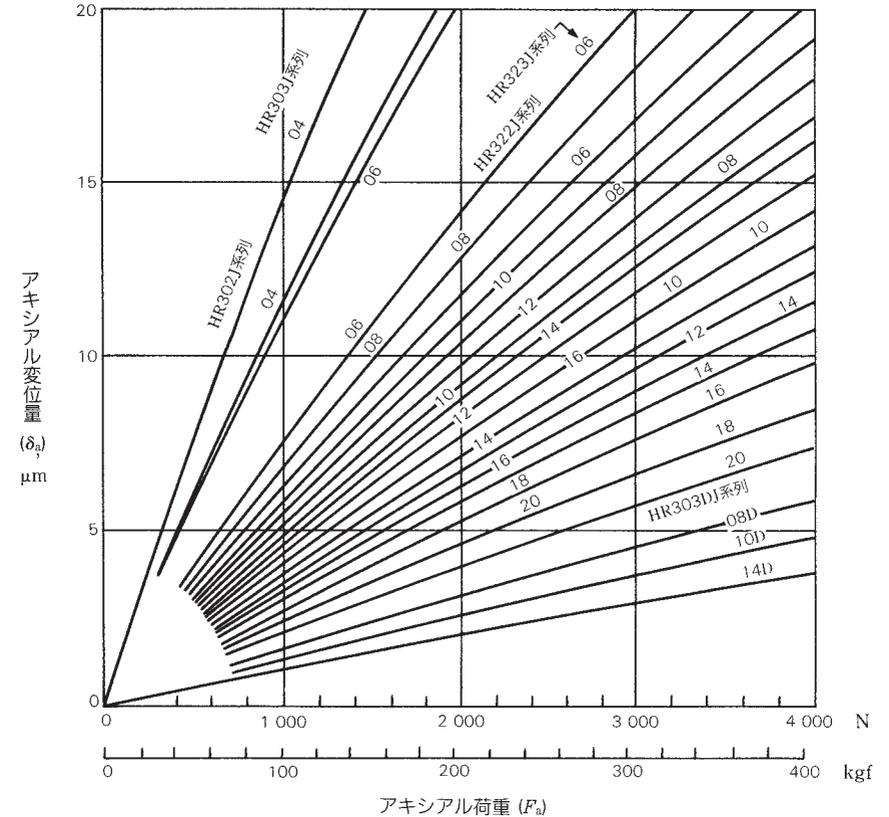


図1 円すいころ軸受のアキシャル荷重とアキシャル変位

7. 起動トルクと回転トルク

7.1 アンギュラ玉軸受の予圧と起動トルク

アンギュラ玉軸受は、円すいころ軸受と同様に、単体で用いるのではなく、2個を対向させて使うか、2個以上の組合せ軸受として使われる。

背面組合せ軸受、正面組合せ軸受は、予圧により軸受の剛性を調整することができ、その予圧には微予圧 (EL)、軽予圧 (L)、中予圧 (M)、重予圧 (H) の標準予圧がある。予圧を大きくすれば、軸受の摩擦トルクも増える。

アンギュラ玉軸受の起動トルクは、玉と内輪・外輪の接触面におけるスピン摩擦によるトルクが大部分を占める。

スピンによる軸受の起動トルク M は、式(1)のように表わされる。

$$M = M_s Z \sin \alpha \quad (\text{mN} \cdot \text{m}), \{\text{kgf} \cdot \text{mm}\} \quad \cdots \cdots (1)$$

ここで、 M_s : 接触角 α の軸を中心としたスピン摩擦

$$M_s = \frac{3}{8} \mu_s Q a E(k) \quad (\text{mN} \cdot \text{m}), \{\text{kgf} \cdot \text{mm}\}$$

μ_s : 接触面の滑り摩擦係数

Q : 転動体荷重 (N), {kgf}

a : 接触だ円の長半径 (mm)

$$E(k) : k = \sqrt{1 - \left(\frac{b}{a}\right)^2}$$

を母数とする第2種完全だ円積分

b : 接触だ円の短半径 (mm)

Z : 玉の数

α : 接触角 (°)

接触角 15°のアンギュラ玉軸受の実験結果は、式(1)で $\mu_s = 0.15$ としたときの計算結果とよく合う。図1に 70C 及び 72C 系列の軸受の摩擦トルクの計算結果を示す。

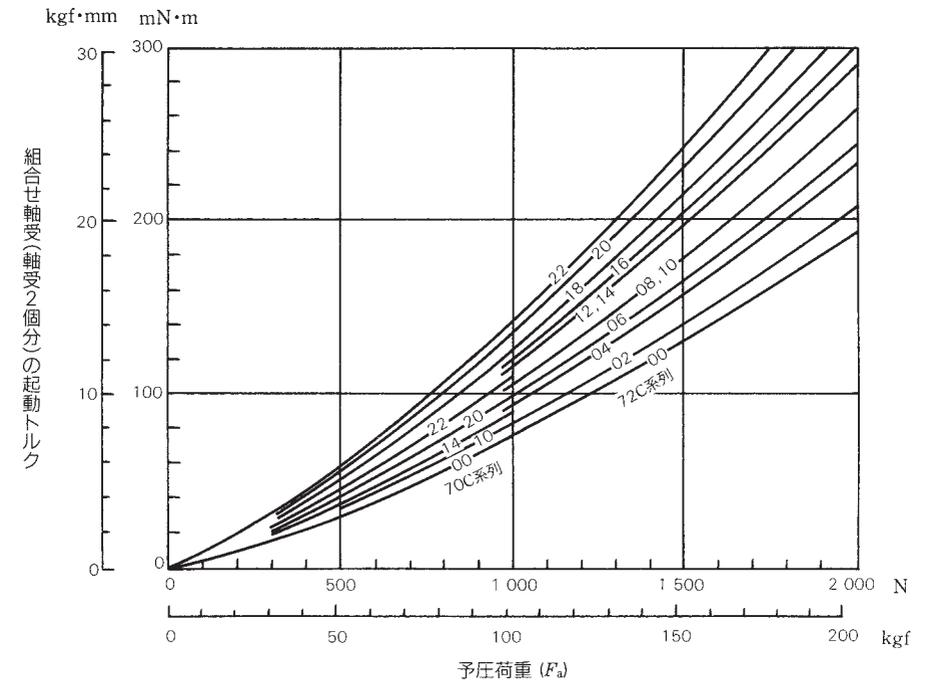


図1 アンギュラ玉軸受($\alpha = 15^\circ$)背面又は正面組合せの予圧荷重と起動トルク

7.2 円すいころ軸受の予圧と起動トルク

円すいころ軸受にアキシアル荷重 F_a がかかる時、ころに生じる力の釣合いは、式(1)、(2)及び(3)のように表わされる。

$$Q_e = \frac{F_a}{Z \sin \alpha} \dots\dots\dots (1)$$

$$Q_i = Q_e \cos 2\beta = \frac{\cos 2\beta}{Z \sin \alpha} F_a \dots\dots\dots (2)$$

$$Q_r = Q_e \sin 2\beta = \frac{\sin 2\beta}{Z \sin \alpha} F_a \dots\dots\dots (3)$$

ここで Q_e : 外輪にかかる転動体荷重 (N), {kgf}
 Q_i : 内輪にかかる転動体荷重 (N), {kgf}
 Q_r : 内輪大つばにかかる転動体荷重 (N), {kgf}
 ($Q_r \perp Q_i$ とする)
 Z : ころ数
 α : 接触角=カップアングルの1/2 (°)
 β : ころ円すい角の1/2 (°)
 D_{wi} : ころ最大径 (mm) (図1)
 e : ころ端面とつばとの接触位置 (図1)

図1において、外輪に円周方向の力 F を加えて、ころがその方向に転がる時、ころ回転の瞬間中心 A に関する接触点 C の起動トルクは、 $e \mu_e Q_r$ である。

したがって、摩擦トルクとの釣合いは

$$D_{wi} F = e \mu_e Q_r \text{ (mN}\cdot\text{m), {kgf}\cdot\text{mm}} \dots\dots (4)$$

ここで μ_e : ころ端面と内輪大つばとの摩擦係数

軸受1個の起動トルク M は式(5)のように表わされる。

$$M = F Z l$$

$$= \frac{e \mu_e l \sin 2\beta}{D_{wi} \sin \alpha} F_a \text{ (mN}\cdot\text{m), {kgf}\cdot\text{mm}} \dots\dots\dots (5)$$

$D_{wi} = 2 \overline{OB} \sin \beta$, $l = \overline{OB} \sin \alpha$
 であるから、式(5)へ代入することにより

$$M = e \mu_e \cos \beta F_a \text{ (mN}\cdot\text{m), {kgf}\cdot\text{mm}} \dots\dots\dots (6)$$

この起動トルク M はころ端面と内輪大つばとの滑り摩擦抵抗だけを考慮して求めたものであるが、円すいころ軸受では荷重の大きさがある程度以上(予圧として云々する程度の大きさ)では、ころ端面と内輪大つばとの間の滑り摩擦抵抗が軸受の起動トルクにとって決定的であり、その他の原因による起動トルクは無視し得るものと考えられる。式(5)において、 e 及び β は軸受の設計上決まる値であり、したがって、 μ_e の値を仮定すれば起動トルクを計算することができる。

μ_e や e の値はばらつきなしには考えられず、同一呼び番号の軸受でも、個々の軸受の起動トルクはばらつくものである。 e の値として設計上の値を用いる場合、いくつかの実験例によれば、平均的には $\mu_e = 0.20$ として計算すると、軸受の起動トルクの平均的な値を推定できる。円すいころ軸受の各系列について計算した結果を、図2に示す。

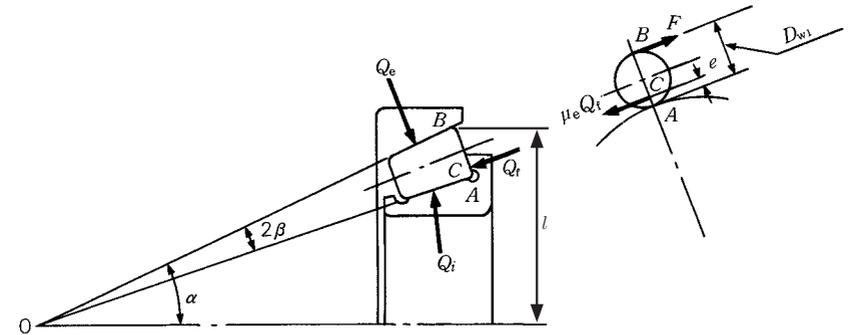


図1

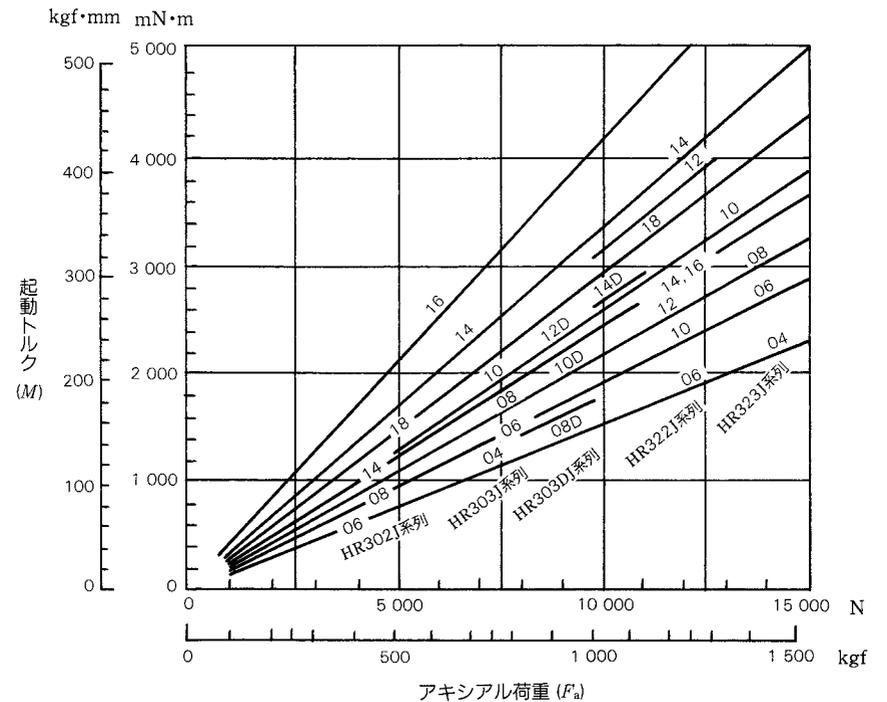


図2 円すいころ軸受のアキシアル荷重と起動トルク

7.3 高速玉軸受の回転トルクの計算式

ジェット潤滑されたアキシャル荷重下的高速玉軸受の回転トルクの計算式を紹介する。この計算式は、内径 10～30mm のアンギュラ玉軸受の実験結果によっており、より大きい寸法の軸受に対しても適用できる。

回転トルク M は、式(1)のように荷重項 M_i と高速項 M_v の和として求められる。

$$M = M_i + M_v \quad (\text{mN}\cdot\text{m}), \{\text{kgf}\cdot\text{mm}\} \quad \dots\dots (1)$$

荷重項 M_i は流体摩擦以外の速度に無関係な摩擦項であり、実験により式(2)のように表わされる。

$$M_i = 0.672 \times 10^{-3} D_{pw}^{0.7} F_a^{1.2} \quad (\text{mN}\cdot\text{m}) \quad \dots\dots (2)$$

$$= 1.06 \times 10^{-3} D_{pw}^{0.7} F_a^{1.2} \quad \{\text{kgf}\cdot\text{mm}\}$$

ここで D_{pw} : 転動体のピッチ径 (mm)
 F_a : アキシャル荷重 (N), {kgf}

速度項 M_v は流体摩擦項であり、回転速度の影響を受け、式(3)のように表わされる。

$$M_v = 3.47 \times 10^{-10} D_{pw}^3 n_i^{1.4} Z_B^a Q^b \quad (\text{mN}\cdot\text{m}) \quad \dots\dots (3)$$

$$= 3.54 \times 10^{-11} D_{pw}^3 n_i^{1.4} Z_B^a Q^b \quad \{\text{kgf}\cdot\text{mm}\}$$

ここで n_i : 内輪の回転速度 (min^{-1})
 Z_B : 外輪温度における油の絶対粘度 (cp)
 Q : 給油量 (kg/min)

粘度及び給油量の影響する指数 a と b は、回転速度によって変化し、それぞれ式(4)、(5)のように表わされる。

$$a = 24 n_i^{-0.37} \quad \dots\dots (4)$$

$$b = 4 \times 10^{-9} n_i^{1.6} + 0.03 \quad \dots\dots (5)$$

高速玉軸受の回転トルクの測定結果の一例を図1に示す。また、この計算式による値と測定結果の比較を図2に示す。なお、接触角が 30° を超えるとスピン摩擦の影響が大きくなり、この計算式では回転トルクが多少小さめに計算される。

例題

高速アンギュラ玉軸受 20BNT02 ($\phi 20 \times \phi 47 \times 14$) を次の条件で使用するときの回転トルクを求める。

$n_i = 70\,000 \text{min}^{-1}$
 $F_a = 590 \text{N}, \{60 \text{kgf}\}$
 ジェット潤滑油の粘度 10cp
 給油量 1.5kg/min

式(2)より

$$M_i = 0.672 \times 10^{-3} D_{pw}^{0.7} F_a^{1.2}$$

$$= 0.672 \times 10^{-3} \times (33.5)^{0.7} \times (590)^{1.2}$$

$$= 16.6 \quad (\text{mN}\cdot\text{m})$$

$$M_i = 1.06 \times 10^{-3} \times (33.5)^{0.7} \times (60)^{1.2}$$

$$= 1.7 \quad \{\text{kgf}\cdot\text{mm}\}$$

式(4)及び(5)より

$$a = 24 n_i^{-0.37}$$

$$= 24 \times (70\,000)^{-0.37} = 0.39$$

$$b = 4 \times 10^{-9} n_i^{1.6} + 0.03$$

$$= 4 \times 10^{-9} \times (70\,000)^{1.6} + 0.03 = 0.26$$

式(3)より

$$M_v = 3.47 \times 10^{-10} D_{pw}^3 n_i^{1.4} Z_B^a Q^b$$

$$= 3.47 \times 10^{-10} \times (33.5)^3 \times (70\,000)^{1.4} \times (10)^{0.39} \times (1.5)^{0.26}$$

$$= 216 \quad (\text{mN}\cdot\text{m})$$

$$M_v = 3.54 \times 10^{-11} \times (33.5)^3 \times (70\,000)^{1.4} \times (10)^{0.39} \times (1.5)^{0.26}$$

$$= 22.0 \quad \{\text{kgf}\cdot\text{mm}\}$$

$$M = M_i + M_v = 16.6 + 216 = 232.6 \quad (\text{mN}\cdot\text{m})$$

$$M = M_i + M_v = 1.7 + 22 = 23.7 \quad \{\text{kgf}\cdot\text{mm}\}$$

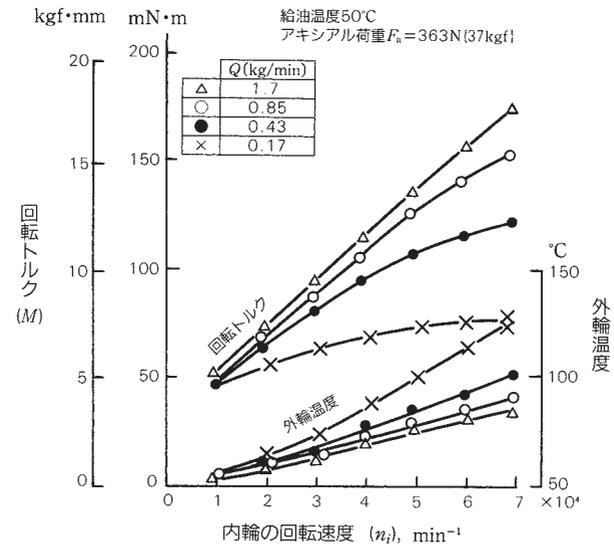


図1 実測例

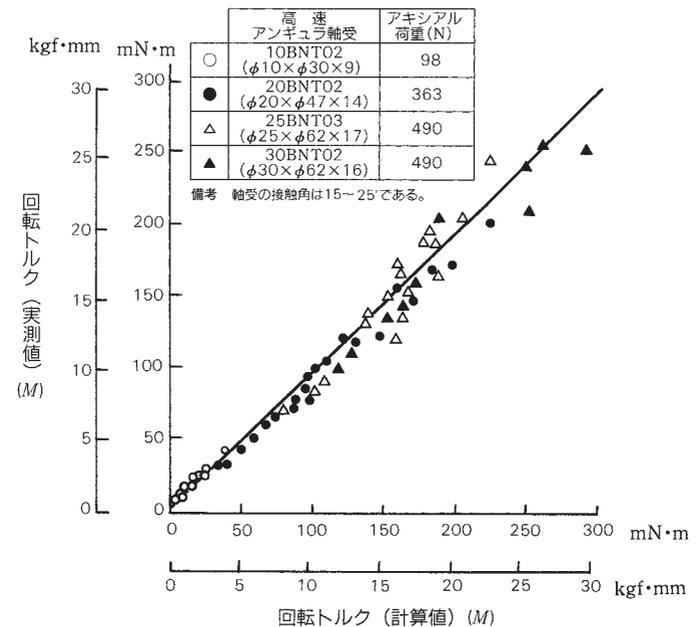


図2 実測値と計算値の比較

7.4 円すいころ軸受の回転トルクの計算式

円すいころ軸受をアキシアル荷重下で使用する
場合の回転トルクの計算式をその主体である次の
二つの摩擦を基礎にして解析した。

- (1) ころと内輪・外輪軌道面の転がり抵抗（摩
擦）——弾性ヒステリシスと EHL の粘性
転がり抵抗——
- (2) 内輪つばところ端面間の滑り摩擦

円すいころ軸受にアキシアル荷重 F_a が加わ
ると、力の釣合いにより、**図 1**の力が ころにかか
る。

$$Q_e \doteq Q_i = \frac{F_a}{Z \sin \alpha} \dots\dots\dots (1)$$

$$Q_i = \frac{F_a \sin 2\beta}{Z \sin \alpha} \dots\dots\dots (2)$$

- ここで Q_e : 外輪にかかる転動体荷重
- Q_i : 内輪にかかる転動体荷重
- Q_i : 内輪大つばにかかる転動体荷重
- Z : ころ数
- α : 接触角（カップアングルの $\frac{1}{2}$ ）
- β : ころ円すい角の $\frac{1}{2}$

一方、各部に働く摩擦力を考えるとき、単純
化のため ころ中央の直径 D_w を用いてモデル化す
ると、**図 2**のようになる。

- ここで M_i, M_e : 転がり抵抗（モーメント）
- F_{si}, F_{se}, F_{st} : 滑り摩擦
- R_i, R_e : 内輪・外輪の軌道中央の半径
- e : ころ端面と つば との接触高さ

図 2において、ころの滑り摩擦力とモーメント
との釣合いを考えると、次式が得られる。

$$F_{se} - F_{si} = F_{st} \dots\dots\dots (3)$$

$$M_i + M_e = \frac{D_w}{2} F_{se} + \frac{D_w}{2} F_{si} + \left(\frac{D_w}{2} - e \right) F_{st} \dots\dots\dots (4)$$

式(3) 及び **(4)** を用いて外輪（内輪）にかかる
回転トルク M を求めると、ころ数 Z 倍して、

$$M = Z (R_e F_{se} - M_e)$$

$$= \frac{Z}{D_w} (R_e M_i + R_i M_e) + \frac{Z}{D_w} R_e e F_{st}$$

$$= M_R + M_S$$

となり、軌道面の摩擦 M_R と つば部の摩擦 M_S
とに分離される。また、 M_R と M_S はそれぞれ転
がり摩擦と滑り摩擦でもある。

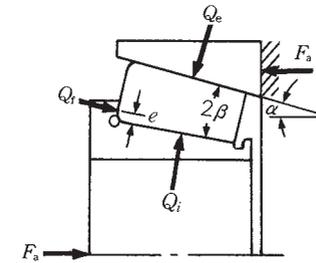


図 1 ころにかかる力

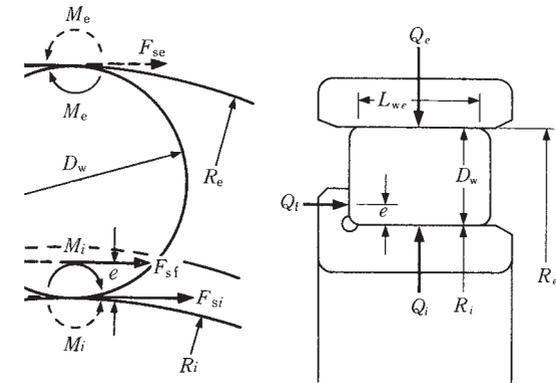


図 2 摩擦発生箇所のモデル

円すいころ軸受の回転トルク M は、軌道面の転がり摩擦 M_R と つば面の滑り摩擦 M_S とで表わされる。

$$M = M_R + M_S = \frac{Z}{D_w} (R_i M_i + R_e M_e) + \frac{Z}{D_w} P_e e F_{sf} \dots \dots \dots (5)$$

つば面の滑り摩擦 M_S
 M_S 中の F_{sf} は滑りによる接線力なので、動摩擦係数 μ を用い $F_{sf} = \mu Q_t$ と直す。更に、アキシャル荷重 F_a に置き換えると、次式のようになる。

$$M_S = e \mu \cos \beta F_a \dots \dots \dots (6)$$

これは起動トルクの式と同じ形であるが、 μ は一定でなく、回転条件やなじみにより減少する。その意味では、式(6)は次式で表わせる。

$$M_S = e \mu_0 \cos \beta F_a f'(A, t, \sigma) \dots \dots \dots (7)$$

ここで、 $\mu_0 \approx 0.2$ とし、 $f'(A, t, \sigma)$ はなじみや油膜形成によって減少する関数で、起動時には1とする。

軌道面の転がり摩擦 M_R
 軌道部分の転がり抵抗は、そのほとんどが油の粘性抵抗 (EHL 転がり抵抗) である。式(5)中の M_i, M_e がこれに相当し、理論式も存在するが実験の結果修正を要し、補正項を付け次式を導いた。

$$M_{i,e} = \left[f(w) \left(\frac{1}{1 + 0.29L^{0.78}} \right) \frac{4.318}{\alpha_0} (G \cdot U)^{0.658} W^{0.0126} R^2 L_{we} \right]_{i,e} \dots \dots \dots (8)$$

$$f(w) = \left(\frac{kF_a}{E' D_w L_{we} Z \sin \alpha} \right)^{0.3} \dots \dots \dots (9)$$

したがって、 M_R は式(8)、(9)を用いて

$$M_R = \frac{Z}{D_w} (R_i M_i + R_e M_e)$$

から求まる。

軸受の回転トルク M

上記により、円すいころ軸受の回転トルク M は、式(10)のように表わせる。

$$M = \frac{Z}{D_w} (R_i M_i + R_e M_e) + e \mu_0 \cos \beta F_a f'(A, t, \sigma) \dots \dots \dots (10)$$

図3、図4のように、式(10)による値と実測値とはかなりよく一致し、精度の高い回転トルクの見積りが可能となった。必要に応じ、NSKにご相談ください。

[記号の説明]

- G, W, U : EHL無次元量
- L : 熱負荷係数
- α_0 : 潤滑油粘度の圧力係数
- R : 等価半径
- k : 定数
- E' : 等価弾性係数
- α : 接触角=カップアングルの1/2
- R_i, R_e : 内輪外輪軌道半径 (中央)
- β : ころ円すい角の1/2
- i, e : それぞれ内輪・外輪を示す。
- L_{we} : ころの有効長さ

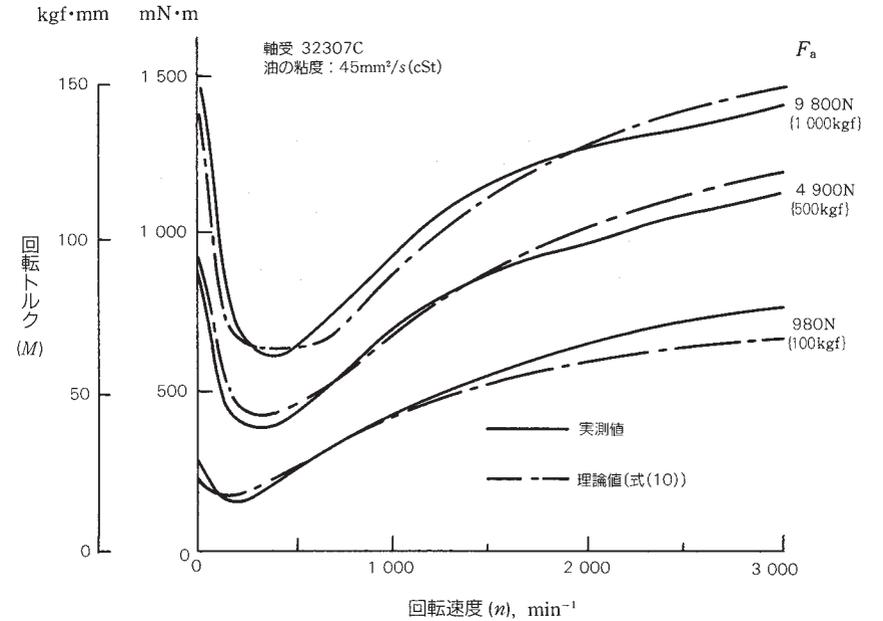


図3 理論値と実測値との比較

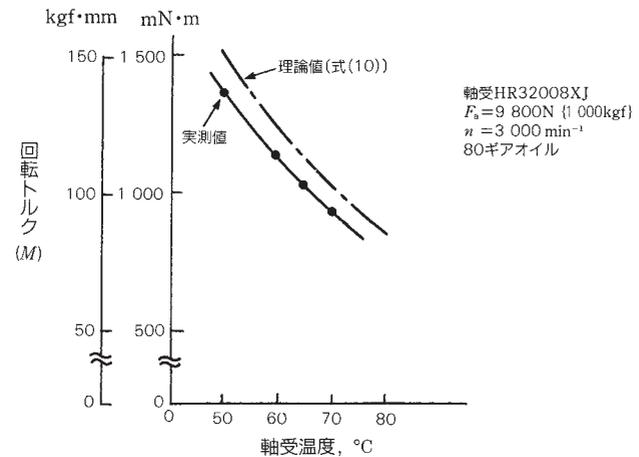


図4 粘度変化と回転トルク

8. 軸受の形式と許容アキシャル荷重

8.1 ラジアル玉軸受の接触角の変化と許容アキシャル荷重

8.1.1 アキシャル荷重による接触角の変化

ラジアル玉軸受にアキシャル荷重がかかると、転動体と軌道とに弾性変形を生じて接触角が増大し、接触幅も広がる。発熱、焼付きなどが生じたときに、軸受を分解し走行跡を観察して、その使用中の接触角の変化を調べて異常なアキシャル荷重がかかっていなかったかどうかを推定することができる。

軸受にかかるアキシャル荷重 F_a と転動体荷重 Q 、荷重がかかったときの接触角 α の間には、次の関係がある (6.4項 (156ページ) の式(3)、(4) 及び式(5) を参照)。

$$F_a = Z Q \sin \alpha$$

$$= K Z D_w^2 \{ \sqrt{(\sin \alpha_0 + h)^2 + \cos^2 \alpha_0} - 1 \}^{3/2} \cdot \sin \alpha \quad \dots \dots \dots (1)$$

$$\alpha = \sin^{-1} \frac{\sin \alpha_0 + h}{\sqrt{(\sin \alpha_0 + h)^2 + \cos^2 \alpha_0}} \quad \dots \dots \dots (2)$$

ただし $h = \frac{\delta_a}{m_0} = \frac{\delta_a}{r_o + r_i - D_w}$

すなわち、式(2)において δ_a を変化させて、軌道面を観察して得られた接触角に相当する α を求め、その δ_a 、 α を式(1)に入れて軸受にかかったアキシャル荷重 F_a を推定することができる。

しかし、この場合、軸受の設計諸元が分からないと求められないので、アキシャル荷重から、接触角 α を近似的に求められるようにした。

基本定格荷重 C_{0r} は、単列ラジアル玉軸受の場合、式(3) で表わされる。

$$C_{0r} = f_0 Z D_w^2 \cos \alpha_0 \quad \dots \dots \dots (3)$$

ただし f_0 : 軸受各部の形状及び適用する応力水準によって定まる係数

式(1)、(3) より、式(4) が求められる。

$$\frac{f_0}{C_{0r}} F_a = A F_a$$

$$= K \{ \sqrt{(\sin \alpha_0 + h)^2 + \cos^2 \alpha_0} - 1 \}^{3/2} \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha_0} \quad \dots \dots \dots (4)$$

K : 軸受の材料・設計により決まる定数

すなわち、 h を仮定し式(2) より α を求め、その h と α を式(4) に代入することにより、 $A F_a$ が求められる。

この関係を利用して、アンギュラ玉軸受の内径番号ごとに A の値を表1に示し、図1に $A F_a$ と α の関係を示す。

例 題 1

アンギュラ玉軸受 7215C に純アキシャル荷重 $F_a = 35.0$ kN (基本定格荷重の50%) がかったときの接触角の変化を算出してみる。

表1より $A = 0.212$ が求められ、図1より $A F_a = 0.212 \times 35.0 = 7.42$ 、 $\alpha = 26^\circ$ が得られる。初期接触角 15° であったものがアキシャル荷重がかかったことにより 26° に変化したことになる。

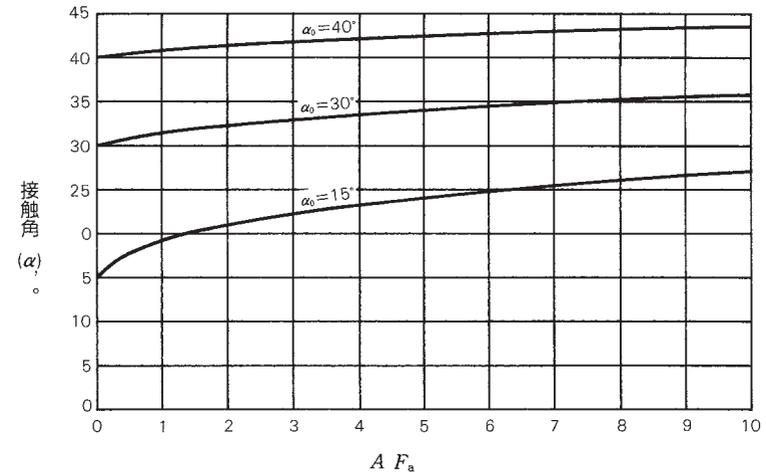


図1 アンギュラ玉軸受のアキシャル荷重による接触角の変化

表1 アンギュラ玉軸受における定数 A の値

単位: kN⁻¹

軸受の内径番号	軸受系列 70			軸受系列 72			軸受系列 73		
	15°	30°	40°	15°	30°	40°	15°	30°	40°
05	1.97	2.05	2.31	1.26	1.41	1.59	0.838	0.850	0.961
06	1.45	1.51	1.83	0.878	0.979	1.11	0.642	0.651	0.736
07	1.10	1.15	1.38	0.699	0.719	0.813	0.517	0.528	0.597
08	0.966	1.02	1.22	0.562	0.582	0.658	0.414	0.423	0.478
09	0.799	0.842	1.01	0.494	0.511	0.578	0.309	0.316	0.357
10	0.715	0.757	0.901	0.458	0.477	0.540	0.259	0.265	0.300
11	0.540	0.571	0.681	0.362	0.377	0.426	0.221	0.226	0.255
12	0.512	0.542	0.645	0.293	0.305	0.345	0.191	0.195	0.220
13	0.463	0.493	0.584	0.248	0.260	0.294	0.166	0.170	0.192
14	0.365	0.388	0.460	0.226	0.237	0.268	0.146	0.149	0.169
15	0.348	0.370	—	0.212	0.237	0.268	0.129	0.132	0.149
16	0.284	0.302	0.358	0.190	0.199	0.225	0.115	0.118	0.133
17	0.271	0.288	0.341	0.162	0.169	0.192	0.103	0.106	0.120
18	0.228	0.242	0.287	0.140	0.146	0.165	0.0934	0.0955	0.108
19	0.217	0.242	0.273	0.130	0.136	0.153	0.0847	0.0866	0.0979
20	0.207	0.231	0.261	0.115	0.119	0.134	0.0647	0.0722	0.0816

同様に深溝玉軸受についてはそれらの値を、
表2及び図2に示す。

例題2

深溝玉軸受 6215 に純アキシャル荷重 $F_a = 24.75$ kN（基本静定格荷重の50%）がかかったときの接触角の変化を算出してみる。ただし、ラジアル内部すきまは普通すきまの中央値（0.020mm）として計算する。

4.6項（99ページ図3）より初期接触角 10° が得られる。また、表2より $A = 0.303$ が求められ、図2より $A F_a = 0.303 \times 24.75 \div 7.5$ 、 $\alpha \div 24^\circ$ が得られる。

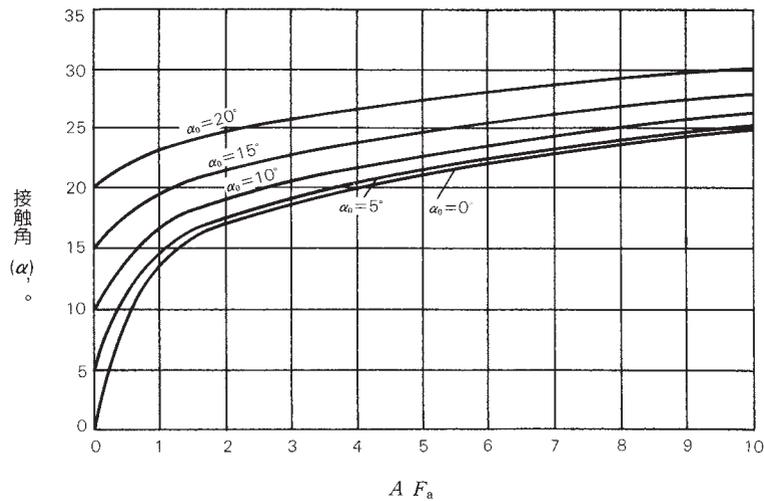


図2 深溝玉軸受のアキシャル荷重による接触角の変化

表2 深溝玉軸受における定数Aの値

単位：kN⁻¹

軸受の内径番号	軸受系列 62				
	0°	5°	10°	15°	20°
05	1.76	1.77	1.79	1.83	1.88
06	1.22	1.23	1.24	1.27	1.30
07	0.900	0.903	0.914	0.932	0.958
08	0.784	0.787	0.796	0.811	0.834
09	0.705	0.708	0.716	0.730	0.751
10	0.620	0.622	0.630	0.642	0.660
11	0.490	0.492	0.497	0.507	0.521
12	0.397	0.398	0.403	0.411	0.422
13	0.360	0.361	0.365	0.373	0.383
14	0.328	0.329	0.333	0.340	0.349
15	0.298	0.299	0.303	0.309	0.317
16	0.276	0.277	0.280	0.285	0.293
17	0.235	0.236	0.238	0.243	0.250
18	0.202	0.203	0.206	0.210	0.215
19	0.176	0.177	0.179	0.183	0.188
20	0.155	0.156	0.157	0.160	0.165

8.1.2 深溝玉軸受の許容アキシャル荷重

ここで言う許容アキシャル荷重とは、ラジアル軸受にアキシャル荷重がかかると接触角が変化し、玉と軌道との接触部に生じる接触だ円が、軌道溝の肩に乗り上げる限界の荷重を指し、基本静定格荷重 C_{0r} から静アキシャル荷重係数 Y_0 を利用して求めた静等価荷重 P_0 の限界値とは異なる。また、軸受にかかるアキシャル荷重が P_0 の限界値以下でも接触だ円が溝の肩をこえることがあるので注意を要する。

ラジアル玉軸受の許容アキシャル荷重 $F_{a \max}$ は、次のように求めることができる。

8.1.1項の式(1)の右辺と式(2)より F_a に対する接触角 α が求められ、 Q は

$$Q = \frac{F_a}{Z \sin \alpha}$$

より求められる。

また、図1の θ は5.4項 式(2)より、次のように求められる。

$$2a = A_2 \mu \left(\frac{Q}{\Sigma \rho} \right)^{1/3}$$

$$\therefore \theta \doteq \frac{a}{r}$$

したがって、許容アキシャル荷重は

$$\gamma \geq \alpha + \theta$$

となる最大のアキシャル荷重を求めればよい。しかしながら、この計算では軸受の内部諸元がわからないと、許容アキシャル荷重が求められないので、図2に深溝ラジアル玉軸受の許容アキシャル荷重を求めた結果を示す。

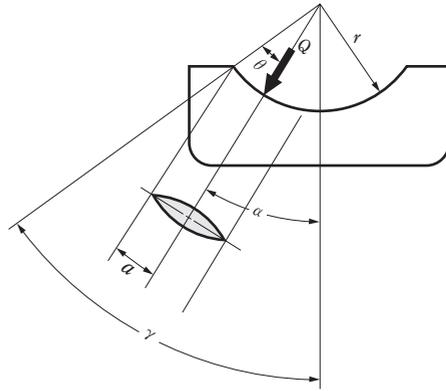


図1

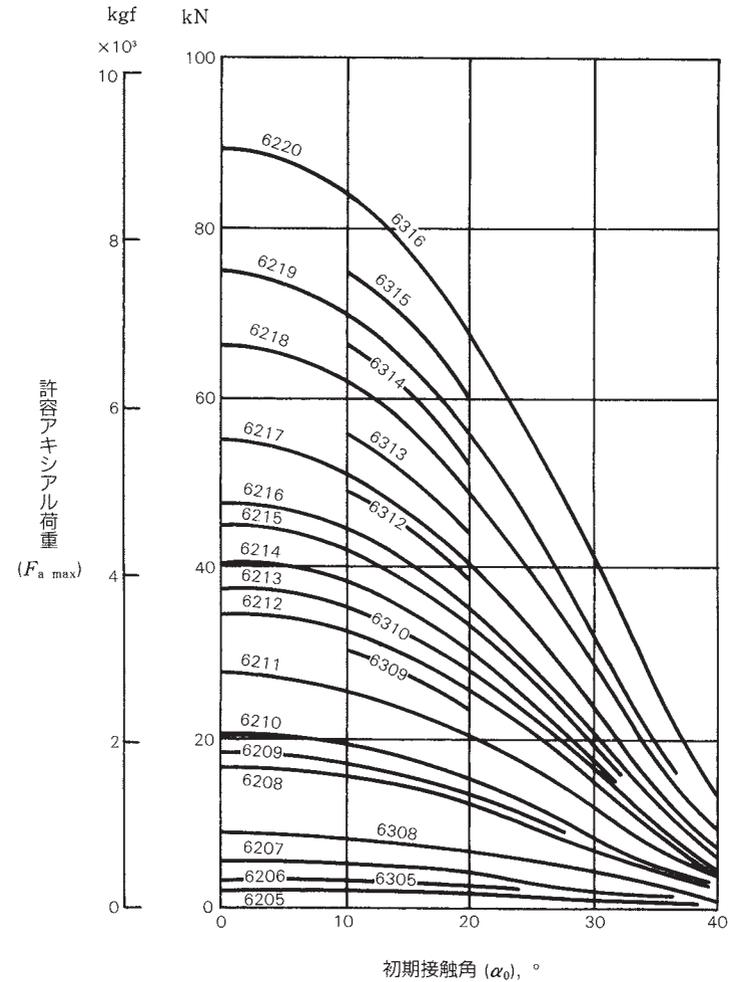


図2 深溝玉軸受の許容アキシャル荷重

8.2 円筒ころ軸受の許容アキシャル荷重

円筒ころ軸受で内輪、外輪ともに つば 又は つば輪をもつ形式の軸受は、ラジアル荷重と同時にある程度のアキシャル荷重を受けることができる。

その許容アキシャル荷重は、ころ端面と つば面との滑りによる発熱、焼付きなどによって制約される。

直径系列3の軸受にグリース潤滑又は油潤滑で、連続的に負荷させたときの許容アキシャル荷重を 図1 に示す。

グリース潤滑の場合（実験式）

$$C_A = 9.8f \left\{ \frac{900(k \cdot d)^2}{n+1500} - 0.023 \times (k \cdot d)^{2.5} \right\} \text{ (N)}$$

$$= f \left\{ \frac{900(k \cdot d)^2}{n+1500} - 0.023 \times (k \cdot d)^{2.5} \right\} \text{ (kgf)}$$

..... (1)

油潤滑の場合（実験式）

$$C_A = 9.8f \left\{ \frac{490(k \cdot d)^2}{n+1000} - 0.000135 \times (k \cdot d)^{3.4} \right\} \text{ (N)}$$

$$= f \left\{ \frac{490(k \cdot d)^2}{n+1000} - 0.000135 \times (k \cdot d)^{3.4} \right\} \text{ (kgf)}$$

..... (2)

ここで C_A : 許容アキシャル荷重 (N), {kgf}
 d : 呼び軸受内径 (mm)
 n : 軸受の回転速度 (min^{-1})

なお、円筒ころ軸受に安定した耐アキシャル荷重能力を発揮させるためには、軸受及び軸受周りに次のような配慮が必要である。

- アキシャル荷重を負荷させるときには、必ずラジアル荷重が負荷されていること。
- ころ端面と つば面との間に、潤滑剤が十分行きわたるようにすること。
- 極圧性の高い潤滑剤を使用すること。
- 慣らし運転を十分に行なうこと。
- 軸受の取付精度を良くすること。
- 必要以上にラジアルすきま を大きく採らないこと。

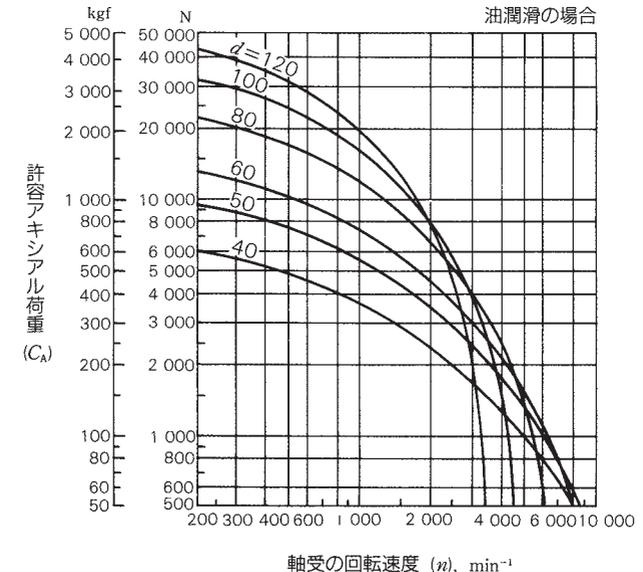
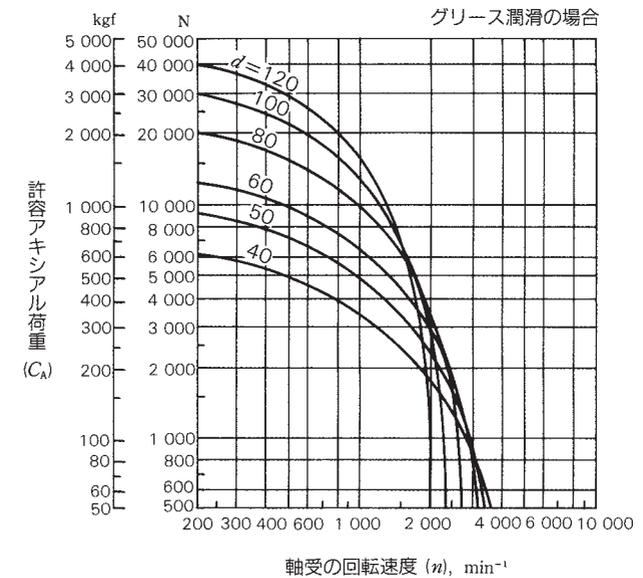
また、軸受の回転速度が極めて低い場合、許容回転数の50%を超えるような場合、又は内径200mm を超えるような大型円筒ころ軸受の場合は、潤滑、冷却などについて個々に十分な検討が必要である。このような場合は NSK にご相談ください。

f : 負荷係数

区 分	f の値
連続負荷のとき	1
間欠負荷のとき	2
短時間負荷のとき	3

k : 寸法係数

区 分	k の値
軸受の直径系列2	0.75
軸受の直径系列3	1
軸受の直径系列4	1.2



直径系列3の軸受 ($k=1.0$) に連続負荷する ($f=1$) 場合

図1 円筒ころ軸受の 許容アキシャル荷重

9. 潤 滑

9.1 強制循環給油法における給油量

転がり軸受を高速で用いる場合、軸受自体の転がり摩擦及び潤滑剤の かくはん により発熱し、かなり温度が上昇する。

それらの発生熱を積極的に搬出することは、軸受の過熱を防ぎ、十分な潤滑油膜を確保し、高速での軸受の安定した継続運転を可能にする。

熱の搬出方法にはいろいろあるが、潤滑油を軸受内に多量に供給循環させて直接軸受から熱を奪う方法が効果的である。この方法を強制循環給油法と呼んでいる。

この場合、給油量をどの程度にするかは、その機械・装置の許容温度、放熱効果、あるいは油の かくはん による発熱などにも関係するため、実績を基に決めることが多い。

軸受の強制循環給油量の目安を算出する経験式を、次に示す。

$$Q = \frac{0.19 \times 10^{-5}}{T_2 - T_1} d \mu n F \text{ (N)} \left. \begin{array}{l} \\ \\ \\ \end{array} \right\} \dots \text{ (1)}$$

$$= \frac{1.85 \times 10^{-5}}{T_2 - T_1} d \mu n F \text{ (kgf)}$$

ここで、 Q ：給油量 (l/min)

T_1 ：給油口の油温 (°C)

T_2 ：排油口の油温 (°C)

d ：軸受内径 (mm)

μ ：軸受形式によって決まる概略の動摩擦係数(表1)

n ：軸受の回転速度 (min⁻¹)

F ：軸受にかかる荷重 (N), {kgf}

強制循環給油法を採用している装置には、大形の産業機械、例えば製紙機械やプレス機械、製鉄機械、各種減速機などがあり、それら機械には大形の軸受が多く用いられている。

ここに一例として、減速機用自動調心ころ軸受の給油量の計算例を示す。

軸 受 22324 CAM E4 C3

$d = 120 \text{ mm}$

$\mu = 0.0028$

回転速度 $n = 1\,800 \text{ min}^{-1}$

軸受荷重 $F = 73\,500 \text{ N}$, {7 500 kgf}

温度差 $T_2 - T_1 = 20^\circ \text{C}$ と仮定

$$Q \doteq \frac{0.19 \times 10^{-5}}{20} \times 120 \times 0.0028 \times 1\,800$$

$$\times 73\,500 \doteq 4.2$$

以上から、約 4 l/min の給油量となる。この値を目安に、給油・排油口径の制限などを考慮して、適量を決定する。

なお、排油管、排油口径は、油がハウジング内に留り過ぎないように十分に大きくする必要があり、

軸受内径が、200mm を超えるような大形の軸受で、重荷重を受ける場合には、式(1)による油量は、多めに算出されるので、実用的にはその値を 2/3 ~ 1/2 にするとよい。

表 1 動摩擦係数の概略値

軸 受 形 式	μ の概略値
深溝玉軸受	0.0013
アンギュラ玉軸受	0.0015
自動調心玉軸受	0.0010
スラスト玉軸受	0.0011
円筒ころ軸受	0.0010
円すいころ軸受	0.0022
自動調心ころ軸受	0.0028
保持器付き針状ころ軸受	0.0015
総ころ形針状ころ軸受	0.0025
スラスト自動調心ころ軸受	0.0028

9.2 工作機械主軸用軸受のグリース封入量

マシニングセンターやNC旋盤に代表されるように、最近の工作機械では、加工能率を上げ、かつ加工面の精度を良くするために主軸回転速度を早くする傾向が強い。それに伴って加工精度に悪影響を及ぼす主軸温度上昇が問題になる。

また、特に内径150mm以下の主軸用軸受には、グリース潤滑が採用されることが一般的になってきている。

グリース潤滑の場合、軸受に封入されるグリース量が多いと、特にグリース封入直後の初期運転中に異常発熱を生じ、結果としてグリースを劣化させるおそれがある。それを避けるためには十分に時間をかけて、慎重に慣らし運転を行う必要がある。

NSKでは過去の経験から、精密軸受の標準的な封入量として以下を推奨している。

高速主軸用アンギュラ玉軸受

…空間容積の15～30%

高速主軸用円筒ころ軸受

………空間容積の10～15%

封入量が多いとグリース寿命は延びるが、慣らし運転に必要な時間が長くなる、昇温が大きくなるというデメリットもあるため、使用条件に合わせて適切に設定する必要がある。

また内径30mm以下の小さな軸受については15%ではグリースの絶対量が非常に少なくなるため、信頼性確保の観点から20%程度とするのがよい。

表1に、アンギュラ玉軸受の空間容積率の15%、円筒ころ軸受の空間容積の10%相当のグリース封入量を示す。

アンギュラ玉軸受のグリース封入量を、空間容積の20%とする場合は表1の1.3倍、空間容積の30%とする場合は表1の2倍としてください。

なお、高速軸受に封入するグリースとしては、合成油（ジエステル、ジエステル+鉱油）ベースのちょうど番号2号～3号グリースが適している。グリース寿命は、使用温度に大きく影響を受けるため、雰囲気温度を含む軸受の温度を低く抑えることがグリースの長寿命につながる。

表1 工作機械主軸用軸受の推奨グリース封入量

単位：g/軸受

内径番号	呼び 軸受内径 (mm)	アンギュラ玉軸受：軸受空間容積の15%						円筒ころ軸受：軸受空間容積の10%			
		79系列 BNR19 BER19 BSR19	70系列 BNRD10 BERD10	72系列	BSR10 BNR10 BER10 BAR10 BTR10	TAC29F TAC29D	TAC20F TAC20D	NN49系列 NNU49系列	NN39系列	NN30系列	N10系列
5	5	—	—	0.02	—	—	—	—	—	—	—
6	6	—	0.04	0.07	0.03	—	—	—	—	—	—
7	7	—	0.07	—	0.04	—	—	—	—	—	—
8	8	—	0.11	0.09	0.09	—	—	—	—	—	—
00	10	0.05	0.12	0.14	0.10	—	—	—	—	—	—
01	12	0.06	0.13	0.22	0.11	—	—	—	—	—	—
02	15	0.11	0.17	0.27	0.17	—	—	—	—	—	—
03	17	0.12	0.22	0.38	0.22	—	—	—	—	—	—
04	20	0.21	0.41	0.63	0.41	—	—	—	—	—	—
05	25	0.25	0.48	0.79	0.50	—	—	—	—	0.3	—
06	30	0.29	0.64	1.2	0.53	—	—	—	—	0.6	0.4
07	35	0.44	0.91	1.6	0.72	—	—	—	—	0.7	0.5
08	40	0.70	1.1	2.0	0.85	—	—	—	—	0.9	0.6
09	45	0.77	1.4	2.5	1.1	—	—	—	—	1.2	0.9
10	50	0.84	1.5	2.8	1.1	—	1.6	—	—	1.3	1.0
11	55	1.1	2.2	3.7	1.6	—	2.2	—	—	1.8	1.3
12	60	1.1	2.4	4.5	1.7	—	2.3	—	—	2.0	1.4
13	65	1.2	2.5	5.3	1.8	—	2.5	—	—	2.0	1.5
14	70	2.0	3.4	6.0	2.6	—	3.7	—	—	3.0	2.2
15	75	2.1	3.4	6.5	2.7	—	3.9	—	—	3.3	2.4
16	80	2.3	4.7	8.1	3.6	—	4.9	—	—	4.4	3.3
17	85	3.3	4.9	10	3.8	—	5.1	—	—	4.5	3.4
18	90	3.4	6.2	12	5.1	—	7.1	—	—	6.0	4.2
19	95	3.3	6.4	15	5.3	—	7.4	—	—	6.2	4.3
20	100	4.6	6.7	18	5.7	4.9	7.7	5.0	4.2	6.3	4.5
21	105	4.8	8.4	21	7.1	—	9.3	5.2	—	8.7	5.4
22	110	4.9	11	25	8.5	5.3	11	5.4	4.4	10	6.9
24	120	7.3	11	29	9.1	7.0	12	7.8	6.1	12	7.8
26	130	8.4	17	32	14	8.9	18	11	7.9	17	12
28	140	9.2	19	39	16	—	41	11	8.7	18	13
30	150	13	23	49	20	30	51	18	13	22	15
32	160	16	29	—	25	34	62	18	14	27	20
34	170	16	40	—	30	36	79	19	14	35	25
36	180	24	49	—	42	50	108	26	22	48	33
38	190	26	50	—	47	47	118	28	22	50	35
40	200	35	66	—	57	74	145	41	32	65	43
44	220	39	87	—	66	77	184	45	35	88	59
48	240	41	96	—	71	89	199	48	38	92	63
52	260	72	142	—	103	147	278	82	65	130	94
56	280	75	151	—	—	158	—	89	69	146	100

備考 1. グリース封入量を体積に換算する場合には上記封入量に比重0.93を除いてください。
2. 内径280mmを超えるサイズにつきましては、NSKへご相談ください。

9.3 深溝玉軸受の空間容積とグリース封入量

転がり軸受のグリース潤滑は、軸受周辺の構造を簡素化でき、グリースの品質向上に伴って、ますます広く採用されるようになってきた。

グリース潤滑の採用に当たって重要なことは、使用条件に適したグリースの選定であるが、軸受及びハウジング内部に充てんする量も、軸受の温度上昇、トルクなどに大きく影響するので注意が必要である。

軸受内部空間及びハウジング内へ充てんするグリース量は、ハウジングの構造、空間容積、グリース銘柄、雰囲気などによって異なるが、一般的な目安は以下のとおりである。

まず、軸受内部には十分にグリースを詰める。このとき、保持器案内面などにもグリースを押し込む必要がある。次に、ハウジング内部の軸及び軸受を除いた空間容積に対して、軸受の回転速度がカタログに示されている許容回転数の

50%以下のとき 1/2 ~ 2/3

50%以上のとき 1/3 ~ 1/2

程度の量を充てんする。

用途によっては、トルクの低減、発熱の防止などを考慮し、封入量を更に少なくすることもあり、また極低速の場合、防じん、防水などの面からフルバックに近い状態で使用することもある。

したがって、適正封入量を決めるには、ハウジング及び個々の軸受の空間容積を正しく知る必要がある。そのために参考として、開放形深溝玉軸受について、その空間容積を表1に示す。

なお、開放形深溝玉軸受の空間容積は、内輪と外輪の間のできる空間から、玉と保持器の体積を差し引いた容積である。

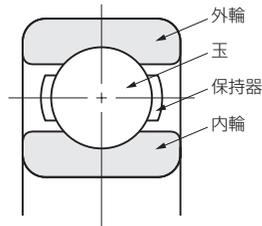


表1 開放形深溝玉軸受の空間容積

単位：cm³

軸受の内径番号	軸受の空間容積			軸受の内径番号	軸受の空間容積		
	軸受系列				軸受系列		
	60	62	63		60	62	63
00	1.2	1.5	2.9	14	34	61	148
01	1.2	2.1	3.5	15	35	67	180
02	1.6	2.7	4.8	16	47	84	213
03	2.0	3.7	6.4	17	48	104	253
04	4.0	6.0	7.9	18	63	127	297
05	4.6	7.7	12	19	66	155	345
06	6.5	11	19	20	68	184	425
07	9.2	15	25	21	88	216	475
08	11	20	35	22	114	254	555
09	14	23	49	24	122	310	675
10	15	28	64	26	172	355	830
11	22	34	79	28	180	415	1 030
12	23	45	98	30	220	485	1 140
13	24	54	122	32	285	545	1 410

備考 上表は、鋼板打抜き保持器を用いた軸受の空間容積である。高力黄銅もみ抜き保持器を用いた軸受の空間容積は、上表のおよそ50～60%である。

9.4 アンギュラ玉軸受の空間容積

アンギュラ玉軸受は、工作機械のスピンダル、たて形ポンプモータ、ウォーム減速機など種々の用途に使われる。

その多くはグリース潤滑で用いられるが、グリース潤滑の場合には、軸受の温度上昇や耐久性能がグリースの充てん量に影響されることがある。したがって、軸受性能を十分に発揮させるには、使用条件に合ったグリースを適量封入することが肝要である。このためには、使用する軸受の空間容積を知っておく必要がある。

アンギュラ玉軸受には、軸受系列、接触角又は保持器形式などの組合せにより多くの種類があるが、そのなかでもより多く使われている軸受の空間容積を次に示す。

表1は一般的な用途の打抜き保持器付き軸受、**表2**は高力黄銅のみ抜き保持器付き軸受の空間容積である。

各表の接触角記号A、B及びCは、それぞれ軸受の呼び接触角が30°、40°及び15°であることを表わす。

**表1 アンギュラ玉軸受の空間容積—その1
(打抜き保持器付き)**

単位：cm³

軸受の内径番号	軸受の空間容積			
	軸受系列—接触角記号			
	72 A	72 B	73 A	73 B
00	1.5	1.4	2.9	2.8
01	2.1	2.0	3.7	3.5
02	2.8	2.7	4.8	4.6
03	3.7	3.6	6.2	5.9
04	6.2	5.9	8.4	8.0
05	7.8	7.4	13	12
06	12	11	20	19
07	16	15	26	24
08	20	19	36	34
09	25	24	48	45
10	28	27	63	60

**表2 アンギュラ玉軸受の空間容積—その2
(高力黄銅のみ抜き保持器付き)**

単位：cm³

軸受の内径番号	軸受の空間容積				
	軸受系列—接触角記号				
	70 C	72 A 72 C	72 B	73 A 73 C	73 B
00	0.9	1.0	1.0	2.2	2.1
01	0.9	1.6	1.6	2.5	2.5
02	1.2	1.9	1.9	3.4	3.3
03	1.6	2.7	2.7	4.6	4.4
04	3.0	4.7	4.2	6.1	5.9
05	3.5	6.0	5.3	9.2	9.0
06	4.3	8.5	8.1	14	13
07	6.5	12	11	18	17
08	8.3	14	14	25	24
09	10	18	17	34	33
10	11	20	20	45	44
11	16	26	25	57	55
12	17	33	31	71	69
13	18	38	37	87	83
14	24	43	42	107	103
15	24	47	45	129	123
16	34	58	57	152	146
17	37	71	70	179	172
18	44	88	85	207	201
19	44	105	105	261	244
20	47	127	127	282	278

9.5 円筒ころ軸受の空間容積

円筒ころ軸受に対しても、ハウジング周りの構造が簡素化でき、保守が容易となるグリース潤滑が採用されることが多い。グリース潤滑に当たっては、軸受それぞれの使用条件に応じたグリース銘柄を選ぶとともに、ハウジングを含めてその封入量、封入位置などに注意する必要がある。

円筒ころ軸受は、その構造上、内輪又は外輪のつば 又は つば輪の有無、位置によってNU形、NJ形、N形、NF形、NH形、NUP形などに分類でき、同じ寸法系列の軸受であっても空間容積が異なっている。また、使用されている保持器の形式すなわち、打抜き保持器付きか高力黄銅などのもみ抜き保持器付きかによっても異なる。

ここでは、グリース封入量を決めるための参考として、円筒ころ軸受の中で最も多く使用されているNU形軸受の空間容積を、**表1**及び**表2**に示す。

また、NU形以外の形式については、NU形との空間容積比から求めることができる。**表3**に円筒ころ軸受の各形式について、概略の空間容積比を示す。

例えば、打抜き保持器付きNJ310の空間容積を求める場合、**表1**のNU310の空間容積 52cm^3 に、**表3**のNJ形の容積比0.90を乗じれば、おおよその空間容積 47cm^3 が算出できる。

表1 NU形円筒ころ軸受の空間容積—その1
(打抜き保持器付き)

単位： cm^3

軸受の内径番号	軸受の空間容積			
	軸受系列			
	NU2	NU3	NU22	NU23
05	6.6	11	7.8	16
06	9.6	17	12	24
07	14	22	18	35
08	18	31	22	44
09	20	42	23	62
10	23	52	26	80
11	30	68	35	102
12	37	85	45	130
13	44	107	57	156
14	51	124	62	179
15	58	155	70	226
16	71	177	85	260
17	85	210	104	300
18	103	244	134	365
19	132	283	164	415
20	151	335	200	540

表2 NU形円筒ころ軸受の空間容積—その2
(高力黄銅もみ抜き保持器付き)

単位： cm^3

軸受の内径番号	軸受の空間容積			
	軸受系列			
	NU2	NU3	NU22	NU23
05	5.0	7.6	5.7	10
06	7.4	12	7.9	16
07	9.6	16	12	27
08	12	21	15	32
09	15	29	16	45
10	18	38	17	58
11	22	52	24	77
12	26	62	31	88
13	31	74	43	104
14	37	92	44	129
15	42	102	50	149
16	51	122	60	181
17	64	164	74	200
18	79	193	96	279
19	94	218	116	280
20	115	221	137	355

表3 円筒ころ軸各形式の空間容積比

NU形	NJ形	N形	NF形
1	0.90	1.05	0.95

9.6 円すいころ軸受の空間容積

円すいころ軸受は、ラジアル荷重と一方向のアキシアル荷重を受けることができ、負荷能力も大きい。そのため、単列軸受を対向させたり組合せ軸受として、荷重条件の比較的厳しい機械装置に広く使用されている。

その多くは、保守・点検などの面からグリース潤滑で用いられている。その潤滑に際して重要なことは、軸受の使用条件に適したグリースの選定と、ハウジング内部空間を考慮した適正な充てん量である。

そのための参考として、円すいころ軸受の空間容積を表1に示す。

ここで、円すいころ軸受の空間容積とは、図1に示すように軸受外郭寸法の容積から、内輪、外輪、ころ及び保持器を除いた空間をいう。

なお、グリースの封入に当たっては内輪つば面、ポケット面などには、十分グリースがいきわたるようにするとよい。また、グリース漏れや、回転トルクが問題となる場合には、グリースの封入量、封入状態などにも配慮する必要がある。

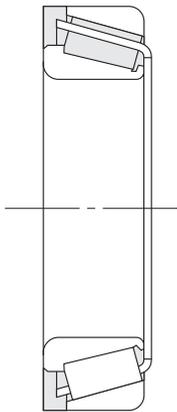


図1 円すいころ軸受の空間容積

表1

軸受の内径番号	空間容積 (cm³)	
	HR329 J	HR320 XJ
02	—	—
03	—	—
04	—	3.5
/22	—	3.6
05	—	3.7
/28	—	5.3
06	—	6.2
/32	—	6.6
07	4.0	7.5
08	5.8	9.1
09	—	11
10	—	12
11	8.8	19
12	9.0	20
13	—	21
14	17	29
15	—	30
16	—	40
17	—	43
18	28	58
19	29	60
20	37	64

円すいころ軸受の空間容積

単位：cm³

軸受の空間容積							
軸受系列							
HR330 J	HR331 J	HR302 J	HR322 J	HR332 J	HR303 J	HR303 DJ	HR323 J
—	—	—	—	—	4.5	—	—
—	—	3.3	4.3	—	5.7	—	—
—	—	5.3	6.6	—	7.2	—	9.2
—	—	—	7.3	—	9.1	—	—
4.3	—	6.3	7.4	7.5	11	13	15
—	—	8.8	9.8	10	16	—	—
6.7	—	9.2	11	12	18	21	23
—	—	11	13	14	20	—	—
8.9	—	13	17	18	23	26	35
11	—	18	23	25	31	35	45
—	18	22	24	26	41	48	58
15	20	23	26	29	55	59	77
21	29	30	36	40	72	78	99
23	—	39	47	53	88	95	130
25	—	45	62	65	110	120	150
33	—	53	67	69	130	150	190
34	—	58	73	74	160	180	230
—	—	75	91	100	200	200	270
49	76	92	120	130	230	250	320
—	110	110	150	—	260	310	370
—	—	140	170	—	310	350	430
—	150	150	210	240	380	460	580

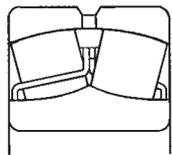
9.7 自動調心ころ軸受の空間容積

自動調心ころ軸受は調心性があり、かつ大きなラジアル負荷能力と両方向のアキシャル負荷能力とをもっている。そのため、自動調心ころ軸受は、取付誤差や軸心の狂いが生じやすい箇所、軸受スパンが長く軸などのたわみが大きい箇所、あるいは大きなラジアル荷重や衝撃荷重を受ける用途などに広く採用されている。また、プランマブロック用にも多く使われている。

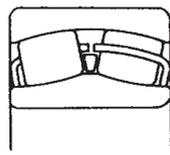
ハウジング周りの密封構造が簡略化でき、保守点検が容易なため、グリース潤滑は自動調心ころ軸受に対しても広く採用されている。この場合、使用条件に適したグリースの選定と、ハウジング内部空間を考慮した適正な充てん量を封入することが重要である。

そのための参考として、自動調心ころ軸受EA形、C形、CD形、CA形の4形式について、軸受の空間容積を、表1に示す。

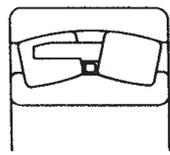
なお、一般的な使用条件では、軸受の内部空間にはグリースを多く詰め、軸受以外のハウジング内部空間には、その容積の1/3～2/3程度を詰めるのが適当である。



EA形



C形, CD形



CA形

表1 自動調心ころ軸受の空間容積
(EA形, C形, CD形, CA形)

単位: cm³

軸受の内径番号	軸受の空間容積				
	軸受系列				
	230	231	222	232	223
11	—	—	29	—	78
12	—	—	42	—	96
13	—	—	48	—	113
14	—	—	52	—	139
15	—	—	57	—	170
16	—	—	71	—	206
17	—	—	91	—	234
18	—	—	110	130	283
19	—	—	135	—	327
20	—	—	169	203	410
22	100	150	242	294	560
24	109	228	297	340	700
26	161	240	365	405	955
28	170	292	400	530	1 230
30	209	465	505	680	1 430
32	254	575	680	850	1 710
34	355	610	785	1 090	2 070
36	465	785	810	1 120	2 460
38	565	970	1 160	1 340	2 830
40	715	1 160	1 400	1 640	2 900
44	940	1 500	1 880	2 270	3 750
48	1 030	1 900	2 550	3 550	4 700
52	1 530	2 940	3 300	4 750	5 900
56	1 820	3 150	3 400	4 950	7 250
60	2 200	4 050	4 300	6 200	8 750

備考 22211～26, 22311～24はEA形の軸受,
23122～48, 23218～44はC形の軸受,
23022～36, 22228～36はCD形の軸受,
23038～60, 23152～60, 22238～60, 23248～60及び
22326～60はCA形の軸受の空間容積を示す。

9.8 NSK専用グリース

9.8.1 誘導モータ軸受用

NS7, NSCグリース

NS7, NSCグリースは、誘導モータの軸受に使用することを主目的にNSKが開発したグリースである。これらのグリースは、酸化安定性、熱安定性、低温流動性に優れた合成油と、耐水性、せん断安定性に優れたリチウム石けんとから構成されている。

NS7, NSCグリースは、 -40°C から $+140^{\circ}\text{C}$ 程度までの広い温度範囲で使用可能である。基油粘度はNS7が最も低く、NSCが高い。したがって、低温性能を重視するときにはNS7グリースが、高温性能を重視するときにはNSCグリースが適している。

表1 NS7, NSCグリースの性状

項目	NS7	NSC	試験方法
外観	淡褐色	淡褐色	—
増ちょう剤	Li石けん	Li石けん	—
基油	ポリオールエステルジエステル	ポリオールエステルジフェニルエーテル	—
基油動粘度 mm^2/sec	40°C	24.1	JIS K 2283
	100°C	4.8	
混和ちょう度 25°C , 60W	250	235	JIS K 2220 : 2013(簡条 7)
滴点 $^{\circ}\text{C}$	192	192	JIS K 2220 : 2013(簡条 8)
銅板腐食 100°C , 24h	合格	合格	JIS K 2220 : 2013(簡条 9)
蒸発量 % 99°C , 22h	0.30	0.25	JIS K 2220 : 2013(簡条10)
離油度 % 100°C , 24h	1.2	1.1	JIS K 2220 : 2013(簡条11)
酸化安定度 kPa 99°C , 100h	20	20	JIS K 2220 : 2013(簡条12)
混和安定度 25°C , 10°W	308	330	JIS K 2220 : 2013(簡条15)
水洗耐水度 % 38°C , 1h	1	1	JIS K 2220 : 2013(簡条16)
低温トルク $\text{mN}\cdot\text{m}$	-30°C 起動	{115}	JIS K 2220 : 2013(簡条18)
	(-40°C) 回転	{25}	
耐さび試験 0.1% NaCl 25°C , 48h, 100% RH	1, 1, 1	1, 1, 1	ASTM D 1743

備考 { }の数値は -40°C の低温トルク値である。

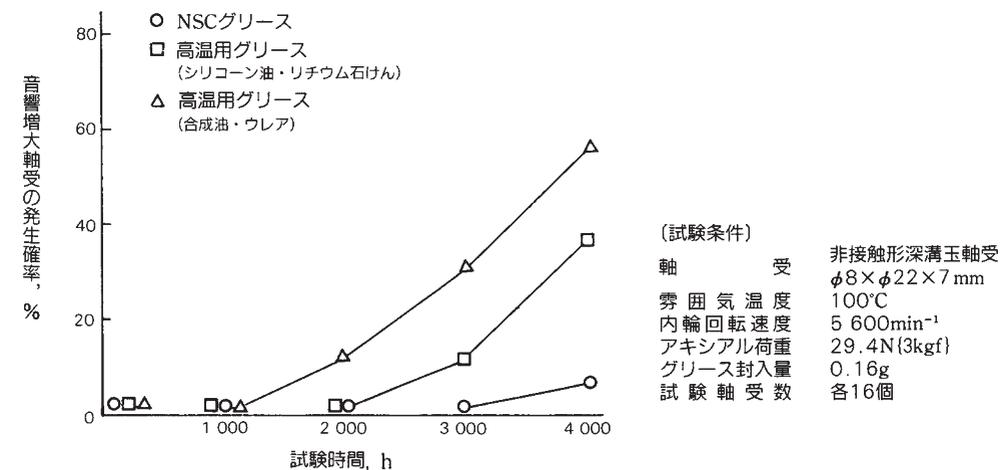
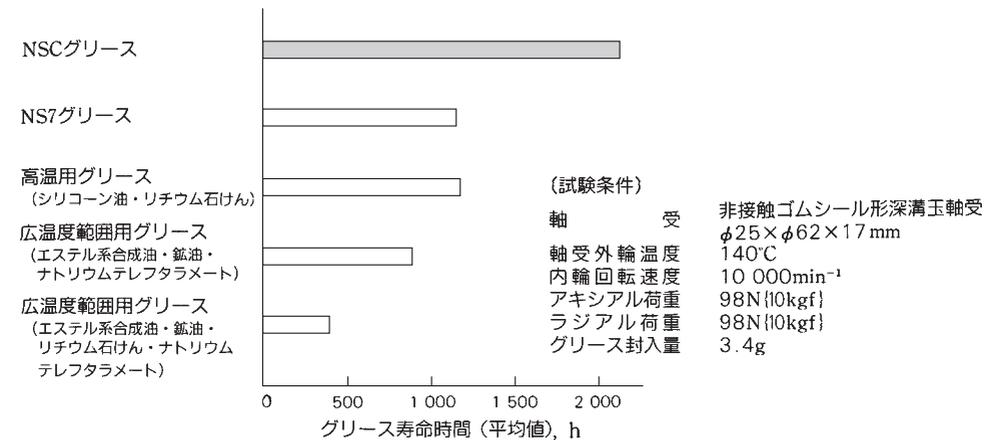
特徴

- (1) 高温耐久性能が優れており、グリース寿命が長い。
- (2) 低温性能が優れており、低温起動時に軸受の異常音・振動を発生させにくい。
- (3) 高速回転性能が優れており、グリース漏れが少ない。
- (4) 低温、常温での軸受の摩擦トルクを小さくすることができる。
- (5) きょう(灰)雑物が少なく、音響性能が良好である。更に、NSCグリースは優れた音響性能を長期間維持することができる(音響寿命が長い)。
- (6) 耐水性が優れている。
- (7) 塩水に対する防せい(錆)性能が優れている。

用途

- 家電製品用モータ(ビデオテープレコーダ、エアコンファンモータ、レンジフードファンモータ)
- OA機器用モータ(ハードディスクドライブスピンドル、フロッピーディスクドライブスピンドル、ステッピングモータ、IC冷却ファンモータ)

- 産業用モータ(プロアモータ、ポンプモータ、大形・中形モータ)
- 自動車用モータ(ワイパーモータ)
- 電装機器(スタータ、ディストリビュータ)



9.8.2 高温高速玉軸受用

ENS, ENRグリース

自動車の高機能化、省燃費化、長寿命化のために、エンジンの周辺に取り付けられる電装品やエンジン補機の軸受に対する要求性能は厳しさを増している。これらの軸受は高温帯囲気の中で高速回転で使用されるものが多く、また、機器の取付け位置によっては、塩水や泥水が軸受の中に侵入する可能性もあり、更に振動や高い荷重の負荷されるものもある。これらの過酷な使用環境で使われる軸受に最適なグリースがENS, ENRである。

特徴
ENS, ENRグリースは、基油に酸化安定性・熱安定性・低温流動性に優れたポリオールエステル、増ちょう剤に耐熱性・耐水性・せん断安定性に優れたウレア化合物を用いており、高品質の添加剤を配合している。その特徴は、以下のとおりである。

る。

- (1) 高温耐久性能が優れており、160°Cの高温条件でもグリース寿命が長い。
- (2) せん断安定性が優れているため、高速回転や外輪回転においてもグリース漏れが少ない。
- (3) 基油の粘度が低く流動点も低いいため低トルク性能を示し、低温起動時にも軸受の異常音を生じさせにくい。
- (4) 増ちょう剤の耐水性が優れているため、軸受中に水が浸入しても軟化流出しにくい。
- (5) 適切な防せい(錆)剤の配合により、グリース寿命の低下がなく防せい(錆)性能が良好である。特にENRグリースは防せい力が強く、高濃度の塩水が軸受中に浸入してもさびを発生させにくい。
- (6) 但し、アクリル系材料を膨潤させたり、ふっ素系材料を劣化させるので注意が必要である。

用途

- 電装機器（電磁クラッチ、オルタネータ、スタータ、アイドラプリー）

- エンジン補機（タイミングベルトテンショナー、クラッチレリーズ）
- OA機器（複写機ヒートロール）
- 各種モータ（インバータモータ、サーボモータ）

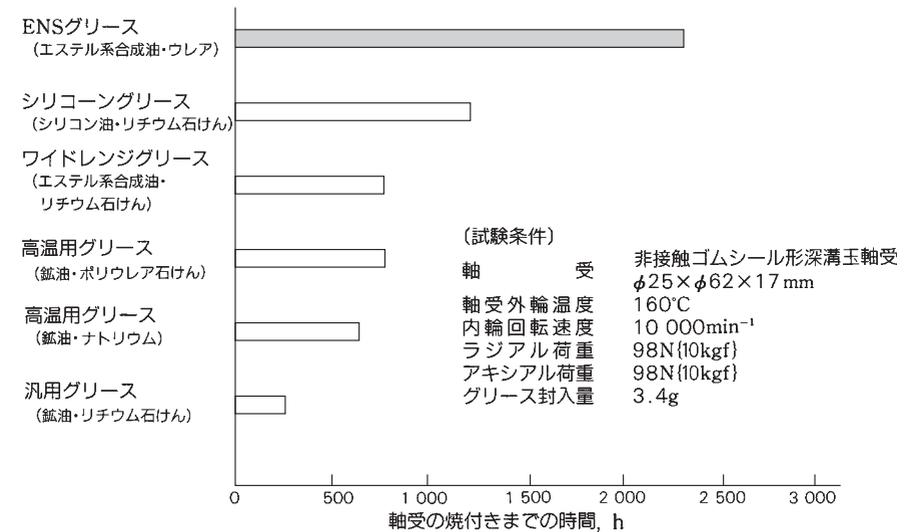


図1 グリース寿命

表1 ENS, ENRグリースの性状

項目	ENS	ENR	試験方法
外観	乳白色	乳白色	—
増ちょう剤	ジウレア	ジウレア	—
基油	ポリオールエステル	ポリオールエステル	—
基油動粘度 mm ² /sec	40°C	30.5	JIS K 2283
	100°C	5.4	
混和ちよう度 25°C, 60W	264	237	JIS K 2220 : 2013(簡条 7)
滴点 °C	260以上	260以上	JIS K 2220 : 2013(簡条 8)
銅板腐食 100°C, 24h	合格	合格	JIS K 2220 : 2013(簡条 9)
蒸発量 % 99°C, 22h	0.39	0.48	JIS K 2220 : 2013(簡条10)
離油度 % 100°C, 24h	1.1	1.4	JIS K 2220 : 2013(簡条11)
酸化安定度 kPa 99°C, 100h	25	30	JIS K 2220 : 2013(簡条12)
混和安定度 25°C, 10 ⁴ W	310	288	JIS K 2220 : 2013(簡条15)
水洗耐水度 % 79°C, 1h	2	1	JIS K 2220 : 2013(簡条16)
低温トルク mN·m -30°C	起動	150	JIS K 2220 : 2013(簡条18)
	回転	60	
耐さび試験 0.1% NaCl 25°C, 48h, 100% RH	1, 1, 1	1, 1, 1	ASTM D 1743

表2 軸受防せい試験

試験条件	ENS	ENR	ワイドレンジグリース (エステル系合成油・Li石けん)	ワイドレンジグリース (エステル系合成油・鉱油・Naテフタラメート)	高温用グリース (鉱油・Liコンプレックス石けん)	高温用グリース (鉱油・ポリウレア)
0.1% 塩水, 25°C, 48h	1, 1, 1	1, 1, 1	1, 1, 1	1, 1, 1	3, 3, 3	1, 1, 1
0.5% 塩水, 52°C, 24h	2, 2, 3	1, 1, 1	1, 2, 2	1, 1, 1	—	1, 2, 2
1.0% 塩水, 52°C, 24h	—	1, 1, 1	—	1, 2, 2	—	—

〔試験方法〕 ASTM D 1743に準じる

軸受 円すいころ軸受 09074R/09194R (φ19.05×φ49.23×23.02 mm)

相対湿度 100%

〔評価点〕 1……さびなし 2……小ささび 3個以下 3……評価2より悪いとき

9.8.3 整流子モータ軸受用

EA3, EA6グリース

電動ファンは、自動車のラジエータやカークーラコンプレッサの冷却に使用されている。FF車ではエンジン直結型の冷却用ファンが使用できないため、電動ファンが装着される。このため、電動ファンはFF車の増加に伴いその生産量が増加してきた。

電動ファンはエンジンの近くに取り付けられるため、そのモータの軸受温度は、130～160°C程度になり、今後、ますます高温になる傾向にある。回転速度が2 000～3 000min⁻¹と他の電装品軸受に比べて低いにもかかわらず、従来のグリースでは短時間で焼付きを生じた。この原因の一つとしてカーボンブラシ摩耗粉の軸受中への侵入が考えられる。このような厳しい環境の中で使用される電動ファンモータ用軸受に最適なグリースが

EA3, EA6である。

クリーナモータは吸引効率向上のため、回転速度がますます高くなる傾向にあり、最近では40 000～50 000min⁻¹もの高速回転で使用されるようになってきた。

高速化に伴い、従来にも増して優れた低トルク、低騒音、長寿命性能がグリースに求められる。このようなクリーナモータ用軸受に最適なグリースがEA3である。

特徴と用途

EA3グリースは、基油に酸化安定性、熱安定性、低温流動性が優れたポリ α オレフィン、増ちょう剤に耐熱性・耐水性が優れたウレア化合物を用いており、更に高品質の添加剤を配合している。EA6は、高温でのグリース寿命を更に向上させるためにEA3の基油粘度を高くしたグリースである。

表1 EA3, EA6グリースの性状

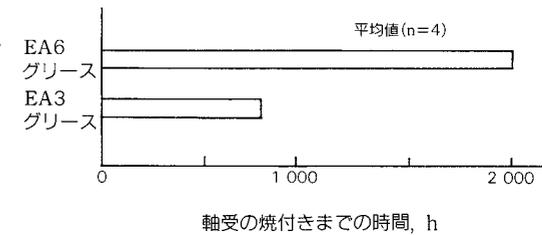
項目	EA3	EA6	試験方法
外観	淡黄色	淡黄色	—
増ちょう剤	ジウレア	ジウレア	—
基油	ポリ α オレフィン	ポリ α オレフィン	—
基油動粘度 mm ² /sec	40°C	112	JIS K 2283
	100°C	15	
混和ちょう度 25°C, 60W	230	220	JIS K 2220 : 2013(簡条 7)
滴点 °C	260以上	260以上	JIS K 2220 : 2013(簡条 8)
銅板腐食 100°C, 24h	合格	合格	JIS K 2220 : 2013(簡条 9)
蒸発量 % 99°C, 22h	0.40	0.40	JIS K 2220 : 2013(簡条10)
離油度 % 100°C, 24h	0.5	0.5	JIS K 2220 : 2013(簡条11)
酸化安定度 kPa 99°C, 100h	25	25	JIS K 2220 : 2013(簡条12)
混和安定度 25°C, 10 ⁴ W	364	320	JIS K 2220 : 2013(簡条15)
水洗耐水度 % 79°C, 1h	2	1	JIS K 2220 : 2013(簡条16)
低温トルク mN·m -30°C	起動	150	JIS K 2220 : 2013(簡条18)
	回転	24	
耐さび試験 0.1% NaCl 25°C, 48h, 100% RH	1, 1, 1	1, 1, 1	ASTM D 1743

(1) 酸化安定性、耐摩耗生、更にグリース自身によるシール性能が優れているため、カーボンブラシ摩耗粉の軸受中への侵入を防ぎ、電動ファンモータの軸受においてグリース寿命が長い。なお、低トルク性能を重視するときにはEA3が、軸受温度が150°Cを超えるときにはEA6が適している。

(2) EA3グリースは低トルク、低騒音性能が優れており、更に流動性も良好なため40 000～50 000min⁻¹の高速回転でも優れた潤滑性能を示し、クリーナモータの軸受においてグリース寿命が長い。

(3) そのほか、防せい(錆)性にも優れ、ゴムやプラスチックに対する影響も少ない。

(4) 但し、ふっ素系材料を劣化させるので注意が必要である。



(試験条件)

軸受 非接触ゴムシール形深溝玉軸受
 $\phi 8 \times \phi 16 \times 4$ mm
 軸受外輪温度 150～160°C
 内輪回転速度 1 700～2 000min⁻¹
 印加電圧 DC13.5V
 グリース封入量 0.06g

図1 電動ファンモータによる耐久試験

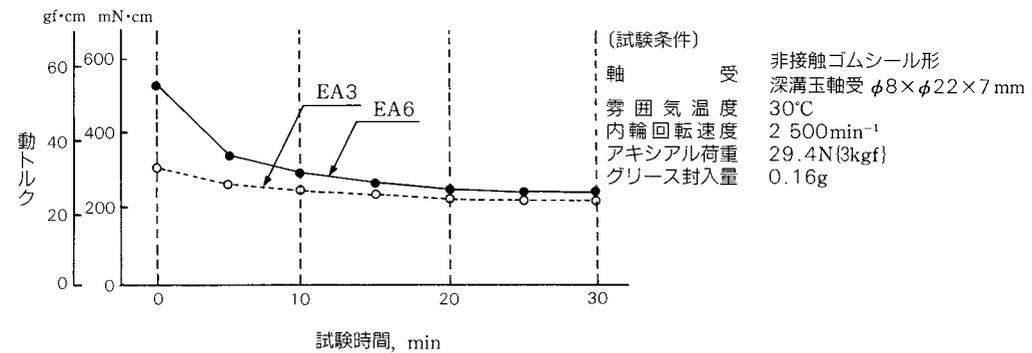


図2 動摩擦トルク

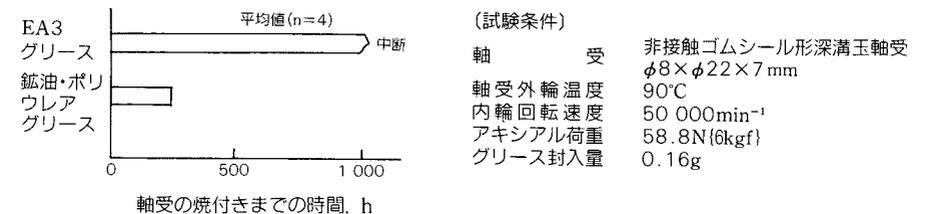


図3 グリース寿命

9.8.4 ウォータポンプ軸受用

WPHグリース

自動車用水ポンプは、エンジンの冷却水を循環させるポンプである。水ポンプの軸受には、玉と玉又は玉ところを使用した軸径 16mm、外筒径 30mm程度の大きさの軸受ユニットが多く用いられている。水ポンプ軸受ユニットには高性能オイルが設けられているが、冷却水が侵入することがある。軸受に生じた不具合の多くは、クーラントの軸受中への侵入に起因するものである。

最近、エンジンの高性能化、高効率化が図られ、軸受の回転速度は増加する傾向にある。更に冷却水温度やエンジン周辺温度の上昇に伴い軸受温度は高くなり、また、ポリ Vベルト採用車種の増加とともに軸荷重も大きくなってきた。

このように過酷な環境で使用される水ポンプ軸受、軸受ユニットに対し信頼性が高く最適なグリースがWPHである。

特徴

WPHグリースは、基油に酸化安定性、熱安定性が優れたポリ α オレフィン、増ちょう剤に耐熱性、耐水性が優れたウレア化合物を用いて、更に高品質の添加物を配合している。その特徴は、以下のとおりである。

- (1) クーラントが軸受中に侵入しても軟化流出しにくく、良好な潤滑性能を長時間維持することができ、軸受にフレーキング（はくり）を発生させにくい。
- (2) 高温耐久性にも優れており、軸受温度が上昇しても劣化、焼付きを生じにくい。
- (3) 優れた防せい（錆）性能があり、水やクーラントが軸受中に侵入してもさびを発生させにくい。
- (4) 但し、ふっ素系材料を劣化させるので注意が必要である。

表 1 WPHグリースの性状

項目	WPH	試験方法
外観	白色	—
増ちょう剤	ジウレア	—
基油	ポリオ α オレフィン	—
基油動粘度 mm ² /sec	40°C	JIS K 2283
	100°C	
混和ちょう度 25°C, 60W	240	JIS K 2220 : 2013(箇条 7)
滴点 °C	259	JIS K 2220 : 2013(箇条 8)
銅板腐食 100°C, 24h	合格	JIS K 2220 : 2013(箇条 9)
蒸発量 % 99°C, 22h	0.20	JIS K 2220 : 2013(箇条10)
離油度 % 100°C, 24h	0.2	JIS K 2220 : 2013(箇条11)
酸化安定度 kPa 99°C, 100h	20	JIS K 2220 : 2013(箇条12)
混和安定度 25°C, 10 ⁵ W	306	JIS K 2220 : 2013(箇条15)
水洗耐水度 % 79°C, 1h	0	JIS K 2220 : 2013(箇条16)
低温トルク mN·m -30°C	起動	JIS K 2220 : 2013(箇条18)
	回転	
耐さび試験 0.1% NaCl 25°C, 48h, 100% RH	1, 1, 1	ASTM D 1743
	45	

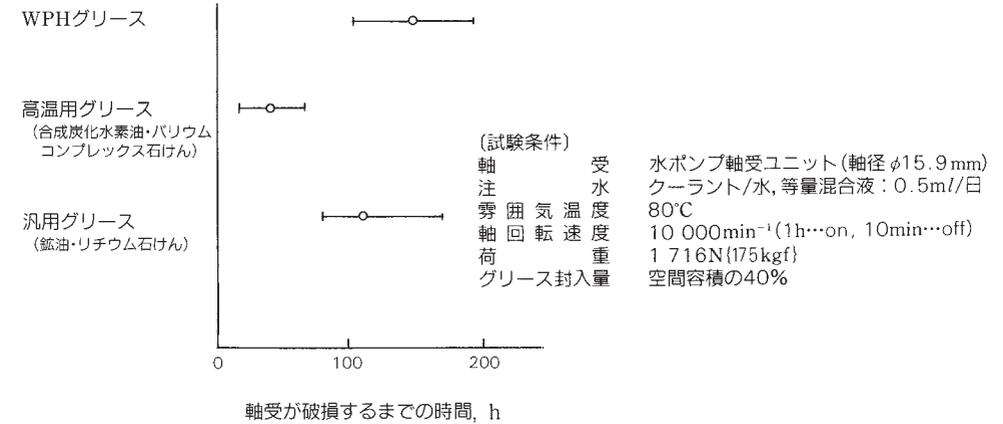


図 1 水ポンプ軸受ユニットによるグリース耐水性能試験

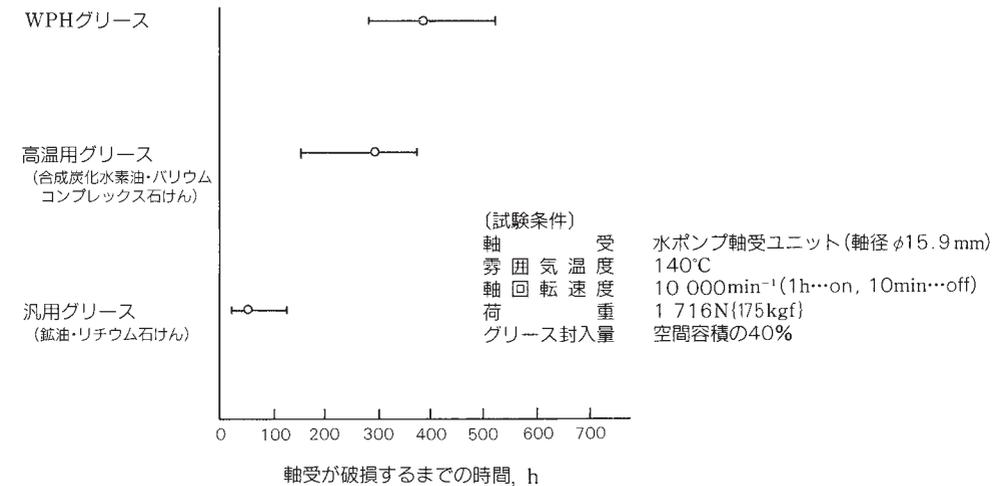


図 2 水ポンプ軸受ユニットによる寿命試験

10. 軸受材料

10.1 転がり軸受用鋼の各国規格対照

転がり軸受は機械要素として、その寸法系列が国際的に標準化されており、これに用いられる材料についても、ISO 683/17（熱処理鋼、合金鋼及び快削鋼/Part 17 玉軸受及びころ軸受用鋼）がある。しかし、各国のそれぞれの規格体系の中で、軸受用などの材料として規格化されており、メーカーが独自の修正を加えている場合もある。

近年、軸受を用いる商品の国際化が進んでおり、これらの鋼種の規格の対照を行なう機会も多いので、代表的な軸受用鋼について、規格の対照と相違点・特徴について示す。

JIS G 4805	ASTM	その他主要国規格
SUJ2	—	—
—	A 295-20 52100	—
—	—	100Cr6 (DIN)
—	—	100C6 (NF)
—	—	535A99 (BS)
SUJ3	—	—
—	A 485-17 Grade 1	—
—	A 485-17 Grade 2	—
SUJ4	—	—
SUJ5	—	—
—	A 485-17 Grade 3	—

注※1：P ≤ 0.025, S ≤ 0.025

備考 ASTM：アメリカ材料試験協会規格, DIN：

JIS G 4052 G 4053	ASTM A 534-90	C
SCr420H	—	0.17~0.23
—	5120H	0.17~0.23
SCM420H	—	0.17~0.23
—	4118H	0.17~0.23
SNCM220H	—	0.17~0.23
—	8620H	0.17~0.23
SNCM420H	—	0.17~0.23
—	4320H	0.17~0.23
SNCM815	—	0.12~0.18
—	9310H	0.07~0.13

注※2：P ≤ 0.030, S ≤ 0.030

注※3：P ≤ 0.025, S ≤ 0.015

表1 高炭素クロム軸受鋼の各国規格対照と化学成分

化 学 成 分 (%)						用 途	備 考
C	Si	Mn	Cr	Mo	その他		
0.95~1.10	0.15~0.35	≤0.50	1.30~1.60	≤0.08	※1	軸受鋼の代表鋼種で極小~中形のあらゆる軸受に使用されている。	規格範囲に若干の差異があるが、いずれも同等鋼種である。
0.93~1.05	0.15~0.35	0.25~0.45	1.35~1.60	≤0.10	P ≤ 0.025 S ≤ 0.015		
0.93~1.05	0.15~0.35	0.25~0.45	1.35~1.60	≤0.10	P ≤ 0.025 S ≤ 0.015		
0.95~1.10	0.15~0.35	0.20~0.45	1.35~1.60	≤0.10	P ≤ 0.030 S ≤ 0.025		
0.95~1.10	0.15~0.35	0.40~0.70	1.20~1.60	≤0.15	P ≤ 0.035 S ≤ 0.040		
0.95~1.10	0.40~0.70	0.90~1.15	0.90~1.20	≤0.08	※1	大形軸受用	SUJ3とGrade1は同等鋼種であるがGrade2はSUJ3より焼入性が高い。
0.90~1.05	0.45~0.75	0.95~1.25	0.90~1.20	≤0.10	P ≤ 0.025 S ≤ 0.015		
0.95~1.10	0.15~0.35	0.65~0.90	1.10~1.50	0.20~0.30	P ≤ 0.025 S ≤ 0.015		
0.95~1.10	0.15~0.35	≤0.50	1.30~1.60	0.10~0.25	※1	使用量は少ない	焼入性がSUJ2より高い。
0.95~1.10	0.40~0.70	0.90~1.15	0.90~1.20	0.10~0.25	※1	超大形軸受用	Grade3は、SUJ5の相当鋼種であるが焼入性は、Grade3の方が高い。
0.90~1.05	0.15~0.35	0.60~0.90	0.90~1.50	0.15~0.30	P ≤ 0.025 S ≤ 0.015		

ドイツ規格, NF：フランス規格, BS：イギリス規格

表2 浸炭軸受用鋼の JIS, ASTM 規格対照と化学成分

化 学 成 分 (%)						用 途	備 考
Si	Mn	Ni	Cr	Mo	その他		
0.15~0.35	0.55~0.95	≤0.25	0.85~1.25	—	※2	小形軸受用	類似鋼種である。
0.15~0.35	0.60~1.00	≤0.25	0.60~1.00	≤0.10	※3		
0.15~0.35	0.55~0.95	≤0.25	0.85~1.25	0.15~0.30	※2	小形軸受用	類似鋼種であるが、4118HはSCM420Hより焼入性が劣る。
0.15~0.35	0.60~1.00	—	0.30~0.70	0.08~0.15	※3		
0.15~0.35	0.60~0.95	0.35~0.75	0.35~0.65	0.15~0.30	※2	小形軸受用	規格範囲に若干の差異があるが、同等鋼種である。
0.15~0.35	0.60~0.95	0.35~0.75	0.35~0.65	0.15~0.25	※3		
0.15~0.35	0.40~0.70	1.55~2.00	0.35~0.65	0.15~0.30	※2	中形軸受用	規格範囲に若干の差異があるが、同等鋼種である。
0.15~0.35	0.40~0.70	1.55~2.00	0.35~0.65	0.20~0.30	※3		
0.15~0.35	0.30~0.60	4.00~4.50	0.70~1.00	0.15~0.30	※2	大形軸受用	類似鋼種である。
0.15~0.35	0.40~0.70	2.95~3.55	1.00~1.45	0.08~0.15	※3		

10.2 長寿命軸受鋼 (NSK-Z鋼)

転がり軸受に使用される高炭素クロム軸受鋼 (SUJ2, SAE52100) の転がり疲労寿命は、非金属介在物に強く依存することがよく知られている。

非金属介在物は硫化物系、酸化物系、窒化物系に大別されるが、長年の寿命試験から転がり疲労寿命に対し、酸化物系非金属介在物が特に有害であることが明らかとなった。

図1に酸化物系非金属介在物量を示すパラメータ 鋼中酸素量と、寿命との関係を示す。

酸化物系非金属介在物量を低減させるため、鋼中酸素量を可能な限り低く抑え、Ti, Sなどの不純物も著しく低減させた長寿命材料がZ鋼である。

Z鋼は、数多くの寿命試験データをもとに、鋼材メーカーと共に製鋼設備・操業条件を改善して得られた成果である。

鋼中酸素量の推移を、図2に示す。

図2中のサンプル材を寿命試験した結果を、図3に示す。鋼中酸素量の低減につれて寿命は長くなる傾向を示し、高品質のZ鋼は従来の脱ガス鋼に比べ寿命で約1.8倍の長寿命になっている。

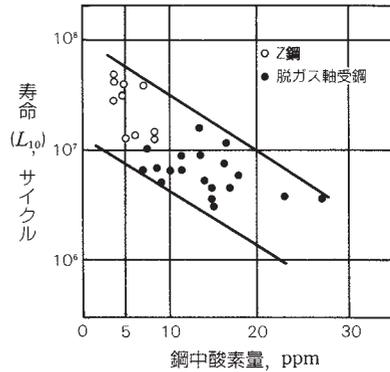
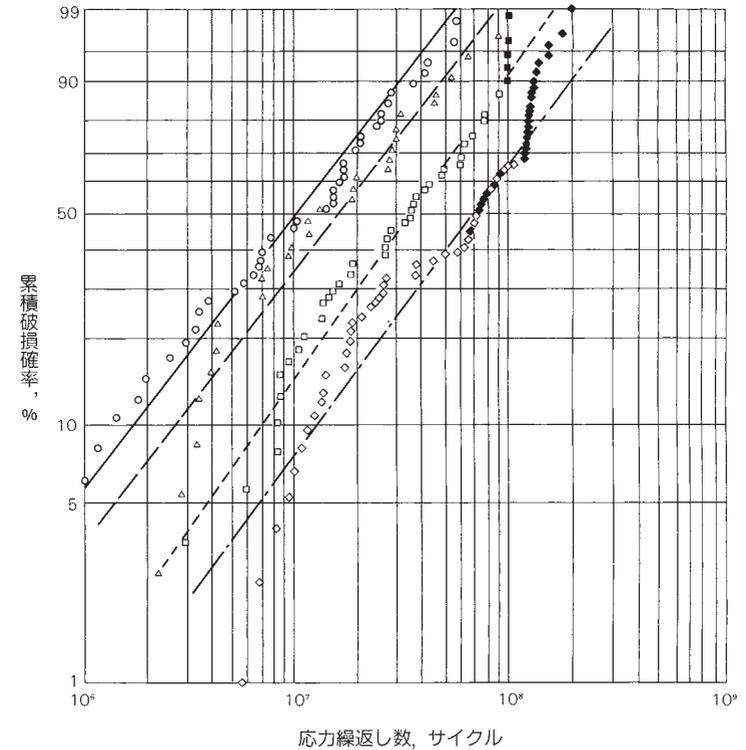


図1 軸受鋼の鋼中酸素量と寿命



鋼の区分	試験個数	破損個数	ワイブルスロープ	L_{10}	L_{50}
○ 大気溶解材	44	44	1.02	1.67×10^6	1.06×10^7
△ 真空脱ガス材	30	30	1.10	2.82×10^6	1.55×10^7
□ MGH真空脱ガス材	46	41	1.16	6.92×10^6	3.47×10^7
◇ Z鋼	70	39	1.11	1.26×10^7	6.89×10^7

備考 グラフの■◆は試験継続中であることを表す。

図3 軸受鋼のスラスト寿命試験結果

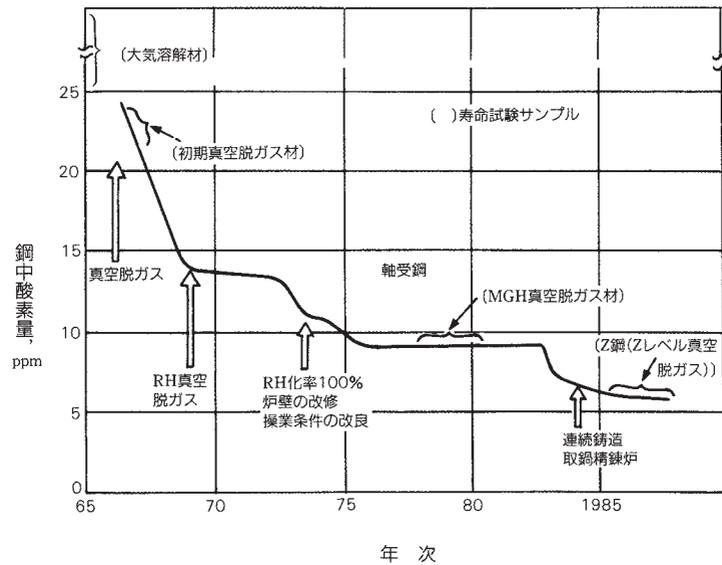


図2 NSK 軸受鋼の鋼中酸素量の推移

10.3 高温軸受材料

高温対策をした転がり軸受でも、その使用温度の上限は、潤滑剤の制約から約400°C程度とされている。しかし、耐久時間、回転速度、荷重などを限定すれば、500～600°C程度でも使用されている例がある。

高温用軸受材料としては、その使用温度において、硬さ、疲れ強さ、組織変化及び寸法安定性が使用目的に適する水準に達している必要があり、特に硬さは重要である。

一般的に使用される鉄系の高温用材料としては、高速度鋼のSKH4やCr-Mo-V鋼のAISI M50が多い。耐熱性と耐食性が要求される場合には、マルテンサイト系ステンレスのSUS 440Cが使用されることもある。

これらの材料の化学成分を、軸受鋼SUJ2とともに表1に示し、それらの高温硬さを図1に示す。

軸受鋼の高温硬さは、焼戻し温度を超えると同様に低下する(図1)。通常の焼戻し(160～200°C)をした軸受の使用温度の上限は、120°C程度であるが、高温焼戻し(230～280°C)をすれば、低荷重なら200°C程度まで使用することができる。

SKH4は、X線管用軸受材として実績が多く、固体潤滑剤を併用して450°C程度の使用に十分耐えている。M50は、主に航空機の高温高速軸受用として多く使われ、その使用温度の上限は、320°C程度である。

高温硬さと耐食性がが必要な場合、SUS 440Cに高温焼戻し(470～480°C)を施すと、SUJ2とM50との間の硬さが得られるので、200°Cまで十分使用できる。600°C以上の高温環境では、高速度鋼でも硬さが不足するので、Ni系合金のハステロイやCo系合金のステライトなどが使われる。

更に高温に対しては、近年、高温耐食材料として注目されているファインセラミックスの窒化けい素(Si_3N_4)、炭化けい素(SiC)などが挙げられる。加工性やコストにまだ難点があるが、今後ますます利用されるであろう。

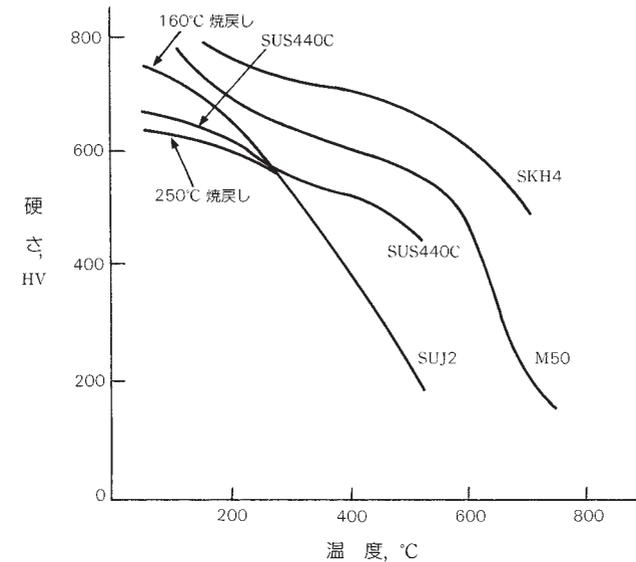


図1 高温用材料の高温硬さ

鋼種	化学成分 %	
	C	Si
SUJ2	1.02	0.25
SKH4	0.78	≦0.45
M50	0.83	≦0.25
SUS 440C	1.08	≦1.0

備考 不等号のない数字は中央値を表わす

表1 高温軸受用材料

化学成分 %							備考
Mn	Ni	Cr	Mo	W	V	Co	
≦0.5	—	1.45	≦0.08	—	—	—	一般用 } 高温用 耐食高温用
≦0.4	—	4.15	—	18.0	1.25	10.0	
≦0.35	≦0.10	4.0	4.25	≦0.25	1.0	≦0.25	
≦1.0	≦0.60	17.0	≦0.75	—	—	—	

10.4 軸受鋼の寸法安定性

転がり軸受の寸法が使用中に経時変化を起こすことを、時効変形とっている。この時効変形により内輪が膨張すると、軸と内輪の間のしめしろが減少し、内輪クリープの原因の一つとなる。

軸と内輪が相対滑りを起こす、このクリープ現象が甚だしくなると、軸受は発熱から焼付きに至り、機械全体に重大な損傷を招くことになる。したがって、軸受の使用条件によっては、軸受の時効変形についても十分な対策を採ることが必要である。

軸受の時効変形の原因は、熱処理後の鋼中の残留オーステナイトの経時的な熱分解現象であり、相変態に伴い軸受が徐々に膨張することになる。

軸受の寸法安定性は、上記の理由から熱処理時の焼戻し温度と、軸受使用温度の相対関係で異なってくる。焼戻し温度が高いほど軸受の寸法安定性がよく、軸受使用温度が高いほど、残留オーステナイトの分解傾向は増加する。

図1は、軸受の寸法安定性に及ぼす軸受温度の影響を示した例である。図の右側には、さまざまな軸の公差域クラスによる内輪と軸とのしめしろを、軸径に対する%比率で付記している。図1に見られるように、軸受温度が高くなると寸法安定性は著しく不利になる。このような条件下では、一般の軸受では軸と内輪とのしめしろが徐々に減少することが予想される。そのために、寸法安定化処理を施した軸受を用いて、はめあい面が緩むことを防ぐ必要がある。

以上のように軸受温度が高くなる場合、内輪クリープのおそれがあるので、軸受選定には注意を要する。事前にNSKへご相談いただくことが望ましい。

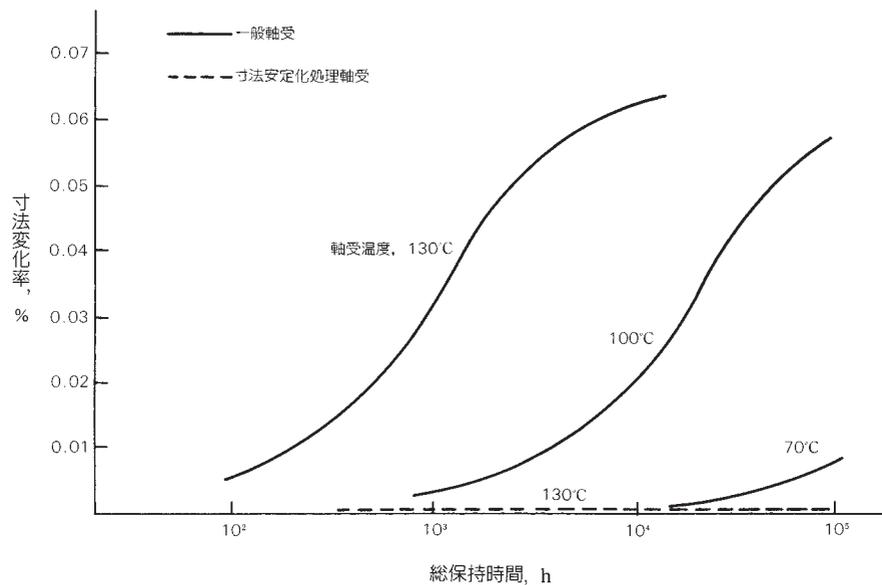
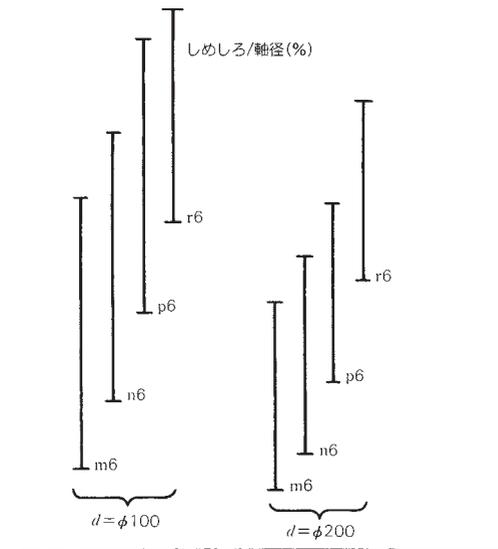


図1 軸受温度と寸法変化率



10.5 軸受及び軸・ハウジング材料の性質

転がり軸受は高荷重に耐え、高速回転でき、かつ長期間の使用に耐えることが必要である。また、軸受の性能を十分に発揮させるためには、軸・ハウジングの材料の性質をよく知っていることも大切である。

軸受及び軸・ハウジングに用いられる代表的な材料の物理的・機械的性質を、参考として表1に示す。

用途	材料	熱処理
軸受	SUJ2	焼入れ、焼戻し
	SUJ2	球状化焼なまし
	SCr420	焼入れ、低温焼戻し
	SAE4320 (SNCM420)	焼入れ、低温焼戻し
	SNCM815	焼入れ、低温焼戻し
	SUS440C	焼入れ、低温焼戻し
	SPCC	焼なまし
	S25C	焼なまし
軸	CAC301 (HB _s C1)	—
	S45C	焼入れ、650℃焼戻し
	SCr430	焼入れ、520~620℃急冷
	SCr440	焼入れ、520~620℃急冷
	SCM420	焼入れ、150~200℃空冷
	SNCM439	焼入れ、650℃焼戻し
	SC46	焼ならし
SUS420J2	1038℃油冷 400℃空冷	
ハウジング	FC200	鑄造のまま
	FCD400	鑄造のまま
	A1100	焼なまし
	AC4C	鑄造のまま
	ADC10	鑄造のまま
	SUS304	焼なまし

注 * JISの規格値又は参考値

**ロックウェルCスケール硬さで表され

参考 SUJ2, SCr420の比例限は、それぞれ

表1 軸受及び軸・ハウジング材料の物理的・機械的性質

密度 g/cm ³	比熱 KJ/(kg·K)	熱伝導率 W/(m·K)	電気抵抗率 μΩ·cm	線膨張係数 (0~100℃) ×10 ⁻⁶ /℃	縦弾性係数 MPa (kgf/mm ²)	降伏点 MPa (kgf/mm ²)	引張強さ MPa (kgf/mm ²)	伸び %	硬さ HB	備考		
7.83	0.47	46	22	12.5	208 000 {21 200}	1 370 {140}	1 570 ~1 960 {160 ~200}	0.5以下	650 ~740	高炭素クロム軸受鋼2種		
7.86				11.9		420 {43}	647 {66}	27	180			
7.83				48		21	12.8	882 {90}	1 225 {125}	15	370	クロム鋼
				44		20	11.7	902 {92}	1 009 {103}	16	**293 ~375	ニッケル・クロム・モリブデン鋼
7.89	40	35	—	—	*1 080 {110} 以上	*12以上	*311 ~375	同上				
7.68	0.46	24	60	10.1	200 000 {20 400}	1 860 {190}	1 960 {200}	—	**580	マルテンサイト系ステンレス鋼		
7.86	0.47	59	15	11.6	206 000 {21 000}	—	*275 {28} 以上	*32以上	—	冷間圧延鋼板		
		50	17	11.8		323 {33}	431 {44}	33	120	機械構造用炭素鋼		
8.5	0.38	123	6.2	19.1	103 000 {10 500}	—	*431 {44} 以上	*20以上	—	高力黄銅鑄物		
7.83	0.48	47	18	12.8	207 000 {21 100}	440 {45}	735 {75}	25	217	機械構造用炭素鋼		
						*637 {65} 以上	*784 {80} 以上	*18以上	*229 ~293	クロム鋼		
						*784 {80} 以上	*930 {95} 以上	*13以上	*269 ~331	同上		
						—	*930 {95} 以上	*14以上	*262 ~352	クロム・モリブデン鋼		
—	—	—	—	—	206 000 {21 000}	294 {30}	520 {53}	27	143	低炭素鋼		
7.75	0.46	22	55	—	200 000 {20 400}	1 440 {147}	1 650 {168}	10	400	マルテンサイト系ステンレス鋼		
7.3	0.50	43	—	10.4	98 000 {10 000}	—	*200 {20} 以上	—	*217 以下	ねずみ鑄鉄		
7.0	0.48	20	—	11.7	169 000 {172 000}	*250 {26} 以上	*400 {41} 以上	*12以上	*201 以下	球状黒鉛鑄鉄		
2.69	0.90	222	3.0	23.7	70 600 {7 200}	34 {3.5}	78 {8}	35	—	工業用純アルミ		
2.68	0.88	151	4.2	21.5	72 000 {7 350}	88 {9}	167 {17}	7	—	砂型鑄物用アルミ合金		
2.74	0.96	96	7.5	22.0	71 000 {7 240}	167 {17}	323 {33}	4	—	ダイカスト用アルミ合金		
8.03	0.50	15	72	15.7~ 16.8	193 000 {19 700}	245 {25}	588 {60}	60	150	オーステナイト系ステンレス鋼		

るのが普通であるが、比較のためブリネル硬さに換算して示した。
833MPa(85kgf/mm²), 440MPa(45kgf/mm²)とする。

10.6 軸受材料としてのエンジニアリングセラミックス

セラミックスは、金属材料に比べると耐食性、耐熱性、耐摩耗性などの面で優れているが、もろ（脆）さの点で用途が限定されていた。しかし、その脆さを克服したエンジニアリングセラミックスは、金属材料に替わる素材として多方面から注目されている。既に、切削工具、バルブ、ノズル、断熱部材、構造物部材などに広く利用されている。

軸受材料としても注目されており、ボールが窒化けい素製のアンギュラ玉軸受が、工作機械主軸に実用化されている。そして、発熱特性や機械剛性の点から、従来になかった機能を発揮している。

主なエンジニアリングセラミックスと金属（代表として軸受鋼）の諸特性を、表1に示す。

軸受材料としてのエンジニアリングセラミックスは、金属と比較して次の点で有利である。

- 低密度なので、軽量化、高速回転化が図れる。
- 硬さが高く、摩擦係数が小さいので、耐摩耗性に優れている。
- 熱膨張係数が小さく、寸法安定性がよい。
- 耐熱性に優れ、高温における強度劣化が少ない。
- 耐食性に優れている。
- 電気絶縁性がよい。
- 非磁性材料である。

これらの特性をいかして、熔融金属中の回転装置用軸受、クリーンルームや半導体製造装置内の清浄な環境における無潤滑軸受などへの用途開発が積極的に進められている。

エンジニアリングセラミックスには、窒化けい素をはじめ、炭化けい素、アルミナ、部分安定化ジルコニアなど多くの種類があり、それぞれ特徴をもっている。

軸受として使用する場合には、各セラミックス材料の諸特性をよく理解して、使用条件に適した材料を選定することが必要である。

加工性やコストには、まだ問題があるものの、今後、材料設計、製造技術などの改善により、高温用、腐食環境用、真空無潤滑用の軸受などへの適用が更に進められていくだろう。

軸受材料としてエンジニアリングセラミックスに求められる最も重要な性能は、転がり疲れ寿命に対する信頼性である。セラミック軸受は特に高温や高速に使用され、その損傷は周辺の装置や機械の性能に重大な影響を与えることが多い。そこで、転がり寿命に対する信頼性を高めるために、原料粉末から焼結、加工に至るまで様々な工夫がなされている。

材料	密度 g/cm ³	硬さ HV
窒化けい素 (Si ₃ N ₄)	3.1~3.3	1 500~2 000
炭化けい素 (SiC)	3.1~3.2	1 800~2 500
アルミナ (Al ₂ O ₃)	3.6~3.9	1 900~2 700
部分安定化ジルコニア (ZrO ₂)	5.8~6.1	1 300~1 500
軸受鋼	7.8	700

備考 表中の値は概略値である。

表1 主なエンジニアリングセラミックスと金属材料（軸受鋼）の諸特性

縦弾性係数 GPa {×10 ⁴ kgf/mm ² }	抗折強度 MPa {kgf/mm ² }	破壊靱性値 MPa·m ^{1/2}	熱膨張係数 ×10 ⁻⁶ /°C	熱衝撃抵抗 °C	熱伝導率 W/(m·K) {cal/cm·s°C}	電気抵抗 Ω·cm
250~330 {2.5~3.3}	700~1 000 {70~100}	5.2~7.0	2.5~3.3	800~1 000	12~50 {0.03~0.12}	10 ¹³ ~10 ¹⁴
310~450 {3.1~4.5}	500~900 {50~90}	3.0~5.0	3.8~5.0	400~700	46~75 {0.11~0.18}	100~200
300~390 {3.0~3.9}	300~500 {30~50}	3.8~4.5	6.8~8.1	190~210	17~33 {0.04~0.08}	10 ¹⁴ ~10 ¹⁶
150~210 {1.5~2.1}	900~1 200 {90~120}	8.5~10.0	9.2~10.5	230~350	2~3 {0.005~0.008}	10 ¹⁰ ~10 ¹²
208 {2.1}	—	14~18	12.5	—	50 {0.12}	10 ⁻⁵

図1は、原料、組織、成分などが異なる6種類のHIP（雰田気加圧焼結法）材の窒化けい素製セラミック玉の、ラジアル玉軸受による試験結果のワイブルプロットである。その試験は、軸受鋼製の内輪・外輪に、直径3/8インチのセラミック玉を組み込み、表2の条件によった。

図1のX、Yが材料製造プロセスを厳密に管理して開発したNSKのセラミック玉である。内輪、外輪、玉ともに軸受鋼である軸受の同じ条件下の理論計算寿命(L_{10})は263時間なので、NSKのセラミック玉は軸受鋼の理論計算寿命の玉の8倍以上の寿命をもっていることがわかる。ほかのセラミック玉は短時間で「はくり」を生じることが多く、ばらつきも大きかった。

「はくり」の形態は、いずれも独特な疲労の様相を呈しており（写真1）、その多くは金属異物、焼結助剤偏析、ポア（空孔）を起点とした欠陥支配型であることが明らかになっている。

一般に、エンジニアリングセラミックスの強度特性として、抗折強度、硬さ、 K_{Ic} （破壊じん（靱）性値）などが重要特性として挙げられている。転がり寿命に対しては、これらの強度特性のほかに、材料素地の清浄度や最適焼結法による助剤偏析、ポアなどの欠陥のない材料が求められる。

したがって、エンジニアリングセラミックスをより信頼性の高い軸受材料とするためには、素材メーカーの原料粉末から焼結に至る全プロセスを通して、きめ細かな配慮が必要である。

表2 試験条件

試験軸受	6206(セラミック玉8個, ナイロン保持器)
支持軸受	6304
ラジアル荷重	3 800N {390kgf}
最大接触面圧	2 800MPa {290kgf/mm ² }
回転数	3 000min ⁻¹
潤滑	FBKオイル RO-68

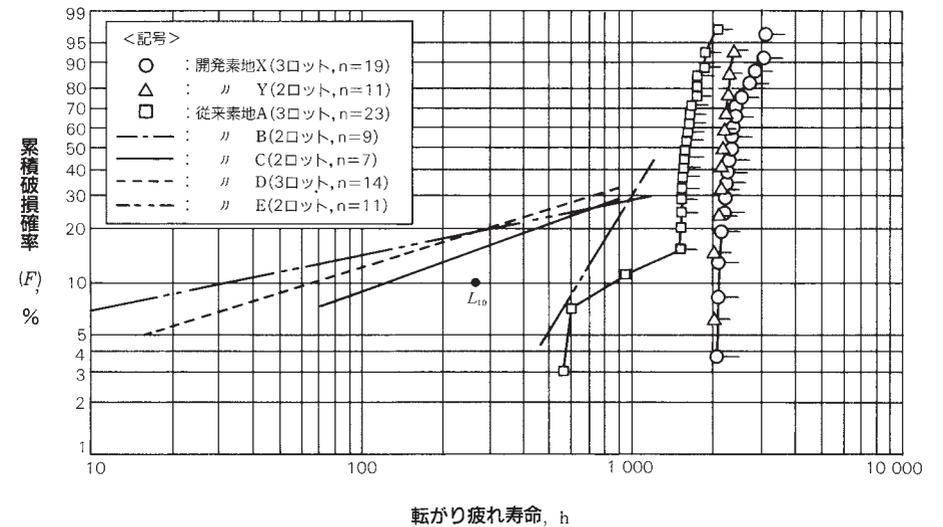


図1 寿命評価結果のワイブルプロット

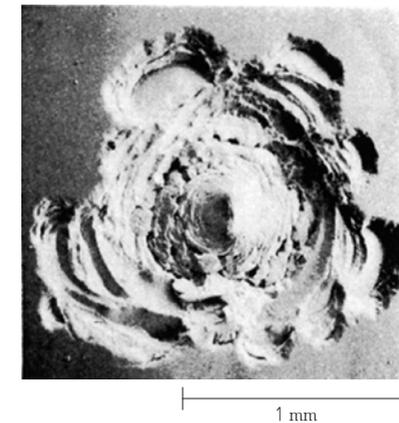


写真1 はくりの外観

10.7 軸受材料に使用される代表的 ポリマーの特性

軽量、易成形性、高耐食性などの観点から高分子材料は、保持器を含む軸受材料として広く使用されている。その場合、高分子材料は単独で使用されることもあるが、低摩擦、低摩耗、非スティックスリップ性、高限界PV値、相手材に対する非擦傷性、機械的特性、耐熱性などの軸受材料としての諸要求性能を満足させるために、各種の機能充てん剤を配合した複合材料として改質され使用されることが多い。

表1に軸受材料として使用されている代表的なポリマー材料の特性を示す。

プラスチック	弾性率 (GPa) ⁽¹⁾
ポリエチレン HDPE UHMWPE	0.115 0.5
ポリアミド ナイロン6 ナイロン66 ナイロン11	2.5 3.0 1.25
ポリテトラフロロエチレン PTFE	0.40
ポリブチレンテレフタレート PBT	2.7
ポリアセタール POM ホモポリマー コポリマー	3.2 2.9
ポリエーテルスルホン PES	2.46
ポリスルホン PSf	2.5
ポリアリレート (芳香族ポリエステル)	1.3 3.0
ポリフェニレンサルファイド PPS(GF40%)	4.2
ポリエーテルエーテルケトン PEEK	1.7
ポリメタフェニレン インフタルアミド	10 (繊維) 7.7 (成形品)
ポリプロメリトイミド (芳香族ポリイミドPI)	3 (フィルム) 2.5~3.2 (成形品)
ポリアミドイミド PAI	4.7
ポリエーテルイミド (芳香族ポリイミド)PI	3.6
ポリアミノビスマレイミ	—

注 (1) $\text{GPa} \approx 10^4 \text{kgf/cm}^2 = 10^3 \text{kgf/cm}^2$
 (2) 荷重たわみ温度欄中の数値の/より左側
 (3) は参考値である。

表1 代表的ポリマーの特性

強度 (¹) (GPa)	密度 (g/cm^3)	比弾性率 ($\times 10^4$ mm)	比強度 ($\times 10^4$ mm)	融点 ($^{\circ}\text{C}$)	ガラス 転移温度 ($^{\circ}\text{C}$)	荷重たわみ 温度(²) ($^{\circ}\text{C}$)	連続使用 温 度 ($^{\circ}\text{C}$)	備考
0.03 0.025	0.96 0.94	12.6 53.2	3.3 2.7	132 136	-20 -20	75/50 75/50	— —	クリープ大、じん(靱)性大、軟化する
0.07 0.08	1.13 1.14	221.2 263.2	6.2 7.0	215 264	50 60	150/57 180/60	80~120 80~120	吸水性大、じん性大
0.04	1.04	120.2	3.8	180	—	150/55	ナイロン6, 66より低い	吸水性小
0.028	2.16	18.5	1.3	327	115	120/—	260	クリープ大、焼結、低摩擦、 低凝着、不活性、 290 $^{\circ}\text{C}$ で安定
0.06	1.31	206.1	4.6	225	30	230/215	155	
0.07 0.06	1.42 1.41	225.3 205.7	4.9 4.3	175 165	-13 —	170/120 155/110	— 104	硬い、じん性大、吸水性小
0.086	1.37	179.6	6.3	—	225	210/203	180	200 $^{\circ}\text{C}$ まで使用可、 化学的に安定
0.07 0.075	1.24 1.35 1.40	201.6 96.3 214.3	5.6 5.2 5.4	— 350 350	— —	190 293 293	181/175 300 260~300	200 $^{\circ}\text{C}$ まで使用可、 化学的に安定
0.14	1.64	256.1	8.5	275	94	>260	220	360 $^{\circ}\text{C}$ で熱硬化
0.093	1.30	130.8	7.2	335	144	152	240	
0.7 0.18	1.38 1.33	724.6 579	50.7 13.5	375 415(分解)	>230 >230	280 280	220 220	難燃、耐熱繊維
0.17 0.1	1.43 1.43	203 203	7.0 7.0	熱分解 熱分解	417(分解) 417(分解)	360/250 360/250	300 ⁽³⁾ 260	350 $^{\circ}\text{C}$ まで不活性ガス中変化 なし 300 $^{\circ}\text{C}$ まで軸受として使用、 焼結、不溶融(成形品)
0.2	1.41	333.3	14.2	—	280	260	210	接着剤、エナメルとして 290 $^{\circ}\text{C}$ まで使用可、 溶融成形性の改良ポリイミド
0.107	1.27	240.9	—	—	215	210/200	170	溶融成形性の改良ポリイミド
0.35	1.6	—	21.9	—	—	330 ⁽³⁾	260	

の値は451kPaのときの値であり、そのほかは1.82MPaのときの値である。

10.8 保持器用ナイロン材の特性

近年、各種の転がり軸受において、金属製保持器に代えてプラスチック製保持器が多用されるようになってきた。プラスチック保持器を使用することの利点を要約すると、次のようになる。

- (1) 軽量であるため、高速回転用途に好適である。
- (2) 自己潤滑性があり、低摩擦であるため摩擦粉を出しにくく、軸受内部の高い清浄度を保持できる。
- (3) 低騒音であり、静かな環境に適す。
- (4) 高耐食性があり、さびることはない。
- (5) 耐衝撃性であり、高いモーメント負荷に耐える。
- (6) 複雑な形状の成形が容易であり、保持器性能向上に対する保持器形状選択の自由度が大きい。

一方、プラスチック保持器は金属製保持器と比較すれば耐熱性が低く、使用温度範囲（通常120℃以下）が限られている。また、ある種の化学薬品に侵されるため、使用に際しては十分注意する必要がある。

ポリアミド樹脂はプラスチック保持器材料の中でも代表的なものであるが、その中でもナイロン66 は高い耐熱性と機械的特性をもっているのも多用されている。

ポリアミド樹脂の特徴は、分子鎖中に水素結合能を有するアミド結合（—NHCO—）を含み、その濃度と水素結合の存在状態が、材料の耐熱性、機械的諸特性、吸水性などを規制する点にある。ナイロン66 のもつ高い吸水性（図1）は、寸法変化や剛性低下をもたらすため一般的には短所と見なされている。しかし、保持器材料としてみると、吸水は材料の可とう（撓）性を向上させ、転動体に対して大きな抱き代を必要とする保持器に対して軸受組立時の保持器破損を防止する効果がある。また、使用時の衝撃吸収に有効なじん（靱）性を向上させ得るなど、むしろ長所と見なすことができる。

ナイロンは少量の繊維強化で強度や耐熱性が著しく改良されるため、保持器の形式や用途によっ

てはガラス繊維強化材料が使用されるが、軸受組立上必要な保持器の変形性確保の観点から、比較的低いガラス繊維含有量の材料が多用されている（表1）。

ナイロン66 は、マイルドな使用条件の下では極めて優れた性能を示すことから、プラスチック保持器材料の主流として広い用途をもっている。しかしながら、高温の油中のような過酷な条件の下ではしばしば急激に劣化するため、使用に際して十分注意する必要がある。

表2には、種々の環境条件下での各種ナイロン66 材料の耐久性能を、強度が初期値の50%に低下するまでの時間として例示している。油中における材料の劣化は油の種類によって異なり、極圧添加剤を含む油中では劣化が著しい。硫黄系の極圧添加剤は、りん（燐）系の極圧添加剤よりも劣化を促進することが知られており、温度が高いほど劣化は顕著となる。

一方、グリース中や大気中では、油中と比較して材料の劣化は少ない。

また、ガラス繊維強化材料では、ガラス繊維による補強効果が材料劣化に基づく強度低下を抑制し、耐久時間を延長する。

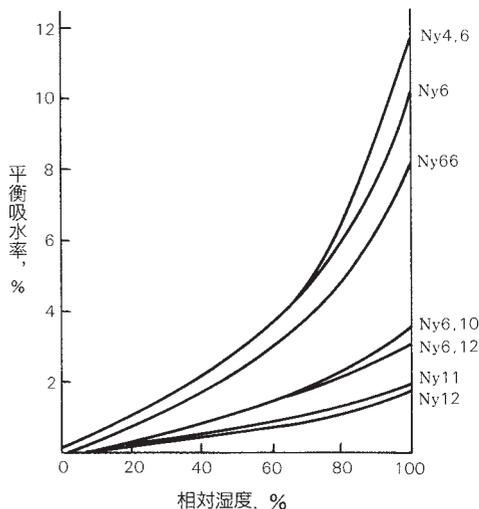


図1 各種ナイロンの平衡吸水率と相対湿度

表1 繊維強化ナイロン保持器の使用例

区分	軸受形式	主な用途例	保持器材料
玉軸受	ミニアチュア玉軸受	VTR, IC冷却ファン	ナイロン 66 (ガラス繊維含量0~10%)
	深溝玉軸受	オルタネータ, エアコンファンモータ	
	アンギュラ玉軸受	電磁クラッチ, 自動車ホイール	
ころ軸受	針状ころ軸受	自動車トランスミッション	ナイロン 66 (ガラス繊維含量10~25%)
	円すいころ軸受	自動車ホイール	
	E'形円筒ころ軸受	一般用	
	H形自動調心ころ軸受	一般用	

表2 ナイロン66 樹脂の環境耐久性

環境	温度(°C)	ガラス含量	物性値が50%低下するまでの時間 (h)				備考
			500	1 000	1 500	2 000	
油中	ギヤ油	120	D	→	→	→	極圧添加剤を含む
		140	A, D	→	→	→	
	合成潤滑油	100	A	→	→	→	極圧添加剤を含む
		120	A	→	→	→	
		130	A, C	→	→	→	
	作動油	150	B, D	→	→	→	極圧添加剤を含む
		80	D	→	→	→	
		120	D	→	→	→	
	ATF油	150	D	→	→	→	極圧添加剤を含む
		120	D	→	→	→	
		140	A, D	→	→	→	
	エンジン油	120	D	→	→	→	極圧添加剤を含む
120		D	→	→	→		
グリース中	80	D	→	→	→	極圧添加剤を含む	
	120	D	→	→	→		
	130	A, D	→	→	→		
大気中	160	A, C	→	→	→	極圧添加剤を含む	
	180	B	→	→	→		

ガラス含量：A<B<C<D

10.9 保持器用耐熱樹脂材料

現在、ポリアミド樹脂は中程度の使用環境条件下では卓越した性能を示し、比較的低価格であることも相まって軸受保持器材料として多用されている。しかしながら、120℃以上での連続使用や極圧添加剤を含む油類や酸などの薬品類と常時又は間欠的に接触する条件下では、経時的に材料が劣化し使用上問題がある。

150℃を超える高温雰囲気や腐食性薬品類と接触する過酷な環境で使用される軸受の保持器には、スーパーエンジニアリングプラスチック材料を使用しなければならない。スーパーエンジニアリングプラスチックは、耐熱性、耐薬品性、高温剛性、機械的強度などの材料性能は優れているが、保持器に対して要求される特性、例えば、成形時や軸受組立時に必要なじん（靱）性、ウエルド強度、耐疲労性などに問題があり、また、材料価格が高価であるという難点がある。表1には、保持器材料として適するか否かという観点から、射出成形可能な代表的スーパーエンジニアリングプラスチック材料を評価した結果を示す。

表1の中で、分岐型PPS樹脂は、現在広く用いられているが、じん性が低く、ぜい（脆）弱であるため、成形時の金型からの無理抜きが困難であり、このため保持器形状が制限される。また、軸受組立工程で、保持器の爪、柱、リングまたはフランジ部などが折損しやすいという問題もあり、必ずしも保持器には適しない。

これに対して、NSKで開発した耐熱プラスチック保持器は、重合工程で分子鎖を直鎖状に高分子量にまで成長させたものであり、分子鎖は実質的に分岐や架橋を含まず、このため、前者と比較して高いじん性をもっている。この直鎖型PPS樹脂は、優れた耐熱・耐油性、耐薬品性をもつとともに、保持器に必要なスナップフィット性、高温剛性などの良好な機械的特性を備えている。

NSKでは、直鎖型PPS樹脂の短所であった金型からの離型の困難さや結晶化速度が遅いことなどを改良し、保持器用の材料グレードを確立した。

直鎖型L-PPS樹脂は、コスト/性能のバランスからみて、高温環境で使用できる耐熱保持器材料としての所要性能を最も満足していると言える。

表1 代表的超エンジニアリングプラスチック材料の保持器適性

区 分	ポリエーテルスルホン (PES)	ポリエーテルイミド (PEI)	ポリアミドイミド (PAI)
分 類	非晶性樹脂	非晶性樹脂	非晶性樹脂
連続使用温度	180℃	170℃	210℃
物 理 的 特 性	<ul style="list-style-type: none"> ・じん（靱）性に劣る（保持器形状設計に要注意） ・ウエルド強度小 ・耐疲労性小 	<ul style="list-style-type: none"> ・じん性に劣る ・ウエルド強度小 ・耐疲労性小 	<ul style="list-style-type: none"> ・極めて脆く無理抜き成形不可 ・性能適性化には長期の特殊熱処理が必要 ・熱処理物は高剛性
耐 環 境 特 性	<ul style="list-style-type: none"> ・吸水性あり（寸法安定性に劣る） ・耐老化性良好 ・耐ストレスクラッキング性に劣る 	<ul style="list-style-type: none"> ・耐老化性良好 ・耐ストレスクラッキング性に劣る 	<ul style="list-style-type: none"> ・耐環境特性良好
材 料 価 格 優 位 性 順 位	3	2	5
保 持 器 材 料 としての 適 性	<ul style="list-style-type: none"> ・性能面で問題多い ・材料価格高価 	<ul style="list-style-type: none"> ・性能面で問題多い ・材料価格高価 	<ul style="list-style-type: none"> ・性能面では良好 ・材料価格、成形価格が高い（特殊用途向）

ポリエーテルエーテルケトン (PEEK)	分岐型ポリフェニレンサルファイド (PPS)	直鎖型ポリフェニレンサルファイド (L-PPS)	区 分
結晶性樹脂	結晶性樹脂	結晶性樹脂	分 類
240℃	220℃	220℃	連続使用温度
<ul style="list-style-type: none"> ・じん性、耐摩耗性、耐疲労性に優れる ・ウエルド強度小 	<ul style="list-style-type: none"> ・機械的特性に優れる ・じん性が低い 	<ul style="list-style-type: none"> ・機械的特性に優れる ・じん性良好 ・寸法安定性良好（吸水性なし） 	物 理 的 特 性
<ul style="list-style-type: none"> ・耐環境特性良好 	<ul style="list-style-type: none"> ・耐環境特性良好 	<ul style="list-style-type: none"> ・耐環境特性良好（ほとんどの薬品に侵されない）（EP剤添加高温油中で劣化せず） 	耐 環 境 特 性
4	1	1	材 料 価 格 優 位 性 順 位
<ul style="list-style-type: none"> ・性能面は極めて良好 ・材料価格が高い（特殊用途向） 	<ul style="list-style-type: none"> ・じん性に問題あり ・現状では性能/価格バランスとれていない 	<ul style="list-style-type: none"> ・性能/価格バランス良好（汎用用途向） 	保 持 器 材 料 としての 適 性

10.10 玉軸受用シール材料の特徴と使用温度範囲

シール玉軸受とは、図1、2に示すように、軸受にシールを取り付けた玉軸受をいい、非接触シール形と、接触シール形とがある。

そのゴムシール材料として、一般的な用途にはニトリルゴムが使用されており、ほかに温度条件によって、ポリアクリルゴム、シリコンゴム、ふっ素ゴムなどが使用される。

これらゴムには、それぞれ特有の性質があり、使用にあたっては、目的に応じ性質を考慮して選定する必要がある。

表1に各ゴム材料の主な特徴と、軸受用シールとしての使用温度範囲を示す。

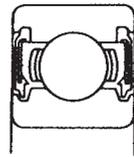
表1に示す使用温度範囲は、連続して使用する場合の目安値である。ゴムの熱老化は、温度と時間とに関係があり、使用される時間と、頻度によっては、更に広い温度範囲まで使用することができる。

非接触シールでは、リップ部の摩擦による発熱を無視することができ、ゴムを老化させる熱的要因は、ふんい気温度及び軸受温度による物性変化のみである。したがって熱老化による硬さの増加や、弾性を失っても、シール性能に与える影響は極めて軽微であり、接触シールより使用温度範囲を拡大して使用することができる。

一方、接触シールではシールリップ部の摩擦による摩耗や、熱による塑性変形、硬化などが問題となる。摩耗や塑性変形が生じた場合、リップと摺動面との間では接触圧が減少し、ついにはすきまを生じることになる。しかし、すきまが生じて、そのすきまは最低限の値にとどまるため、これにより、防じん性やグリース漏れなどの密封性が、著しく低下することはない。したがって、多少の塑性変形や、硬さの増大が生じて、実用上差支えない場合が多い。

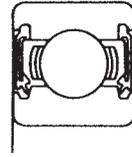
しかしながら、外部環境がごみや水などの多い場合には、軸受シールを補助シールとして使用し、主なシールを別個に設ける必要がある。

以上述べたとおり、ゴム材料の使用温度範囲は、選定上の一つの目安となるが、耐熱ゴムは高価なだけに、より経済的な選定を行うには、温度条件をよく把握し、選定することが重要である。また、耐熱性のみにとどまらず、各ゴムの特徴をよく吟味することも必要である。



非接触
ゴムシール形
(VV)

図1



接触
ゴムシール形
(DDU)

図2

表1 各ゴム材料の特徴と使用温度範囲

ゴム材料		ニトリル ゴ ム	ポリアクリル ゴ ム	シリコン ゴ ム	ふっ素 ゴ ム
主な特徴		<ul style="list-style-type: none"> ○最も一般的なシール材料 ○耐油性、耐摩耗性、機械的性質に優れる ○直射日光に老化しやすい ○他のゴムより価格が安い 	<ul style="list-style-type: none"> ○耐熱性、耐油性に優れる ○圧縮永久ひずみが大きい ○耐寒性に劣る ○高温材料では価格が安い ○エステル系グリースでの膨潤に要注意 	<ul style="list-style-type: none"> ○高度の耐熱性と耐寒性を有する ○圧縮永久ひずみを除く機械的性質が劣る。特に引裂強度に注意 ○低アニリン点鉱油、シリコングリース、シリコン油での膨潤に要注意 	<ul style="list-style-type: none"> ○高度の耐熱性を有する ○耐油性、耐薬品性に優れる ○耐寒性はニトリルと同程度 ○ウレアグリースでの劣化に要注意
使用温度 範囲 (¹) (°C)	非接触 シール	-50~+130	-30~+170	-100~+250	-50~+220
	接 触 シール	-30~+110	-15~+150	-70~+200	-30~+200

注 (¹) この使用温度は、ゴムシール材料の温度です。

11. 歯車の荷重計算

11.1 平歯車, はずば歯車, やまば歯車にかかるときの力の計算

歯車と軸受の二つの機械要素の間には、非常に密接な関係があり、多くの機械に使用されている歯車装置には、軸受がほとんど使われている。これらの歯車装置に使用する軸受の定格寿命計算、軸受の選定は、歯車のかみあい点における力が基本となる。

歯車のかみあい点における力は、次のように計算される。

平歯車：

$$P_1 = P_2 = \frac{9\,550\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} = \frac{9\,550\,000H}{n_2 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)}$$

..... (N)

$$= \frac{974\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} = \frac{974\,000H}{n_2 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} \dots \dots \text{ {kgf}}$$

$$S_1 = S_2 = P_1 \tan \alpha$$

被動歯車に作用する力 P_2 , S_2 の大きさはそれぞれ P_1 , S_1 に等しく、方向が反対である。

はずば歯車：

$$P_1 = P_2 = \frac{9\,550\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} = \frac{9\,550\,000H}{n_2 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)}$$

..... (N)

$$= \frac{974\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} = \frac{974\,000H}{n_2 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} \dots \dots \text{ {kgf}}$$

$$S_1 = S_2 = \frac{P_1 \tan \alpha_n}{\cos \beta}$$

$$T_1 = T_2 = P_1 \tan \beta$$

被動歯車に作用する力 P_2 , S_2 , T_2 の大きさは、それぞれ P_1 , S_1 , T_1 に等しく方向が反対である。

やまば歯車：

$$P_1 = P_2 = \frac{9\,550\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} = \frac{9\,550\,000H}{n_2 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)}$$

..... (N)

$$= \frac{974\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} = \frac{974\,000H}{n_2 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} \dots \dots \text{ {kgf}}$$

$$S_1 = S_2 = \frac{P_1 \tan \alpha_n}{\cos \beta}$$

- ここで、 P ：接線力 (N), {kgf}
 S ：分離力 (N), {kgf}
 T ：スラスト (N), {kgf}
 H ：伝動動力 (kw)
 n ：回転数 (min^{-1})
 d_p ：ピッチ径 (mm)
 α ：歯車圧力角
 α_n ：歯直角圧力角
 β ：ねじれ角

添字 1：駆動歯車のときを示す。
 添字 2：被動歯車のときを示す。

やまば歯車の場合、はずば歯車におけるスラストが互に打消し合うので接線力、分離力のみが働く。

接線力、分離力、スラストの力の方向は、**図 1** 及び **図 2** のようになる。

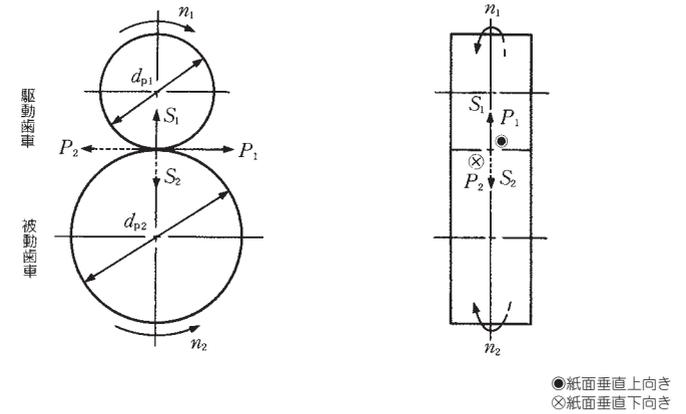


図 1 平歯車

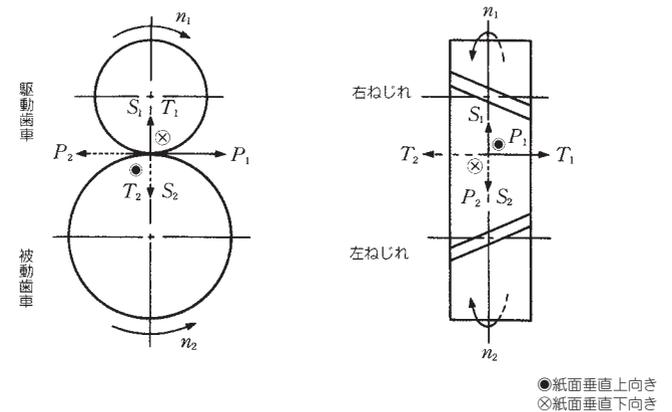


図 2 はずば歯車

はすば歯車のスラストの方向については、歯車の回転方向、歯のねじれ方向及び駆動するか、駆動されるかによって、いろいろの場合があり、それぞれの力の方向は、次のようになる。

軸受にかかる荷重は、次のようにして求める。

接線力：

$$P_1 = P_2 = \frac{9\,550\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} = \frac{9\,550\,000H}{n_2 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)}$$

..... (N)

$$= \frac{974\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} = \frac{974\,000H}{n_2 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} \dots \dots \text{(kgf)}$$

分離力： $S_1 = S_2 = P_1 \frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta}$

スラスト： $T_1 = T_2 = P_1 \cdot \tan\beta$

軸受 C, Dについても、同じ方法で求めることができる。

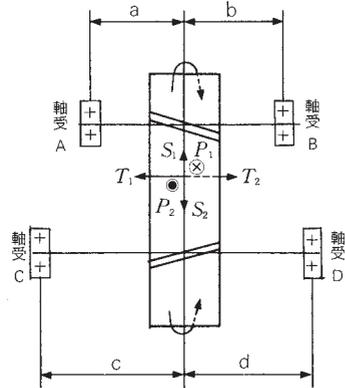


図3

表 1

荷重の区分	軸 受 A	軸 受 B	
ラジアル荷重	P_1 により	$P_A = \frac{b}{a+b} P_1$ ⊗	$P_B = \frac{a}{a+b} P_1$ ⊗
	S_1 により	$S_A = \frac{b}{a+b} S_1$ ↑	$S_B = \frac{a}{a+b} S_1$ ↑
	T_1 により	$U_A = \frac{d_{p1}/2}{a+b} T_1$ ↑	$U_B = \frac{d_{p1}/2}{a+b} T_1$ ↓
合成ラジアル荷重	$F_{RA} = \sqrt{P_A^2 + (S_A + U_A)^2}$		$F_{RB} = \sqrt{P_B^2 + (S_B - U_B)^2}$
アキシアル荷重	$F_x = T_1$ ←		

力の方向は図3の左側の図に対して示したものである。

●紙面垂直上向き
⊗紙面垂直下向き

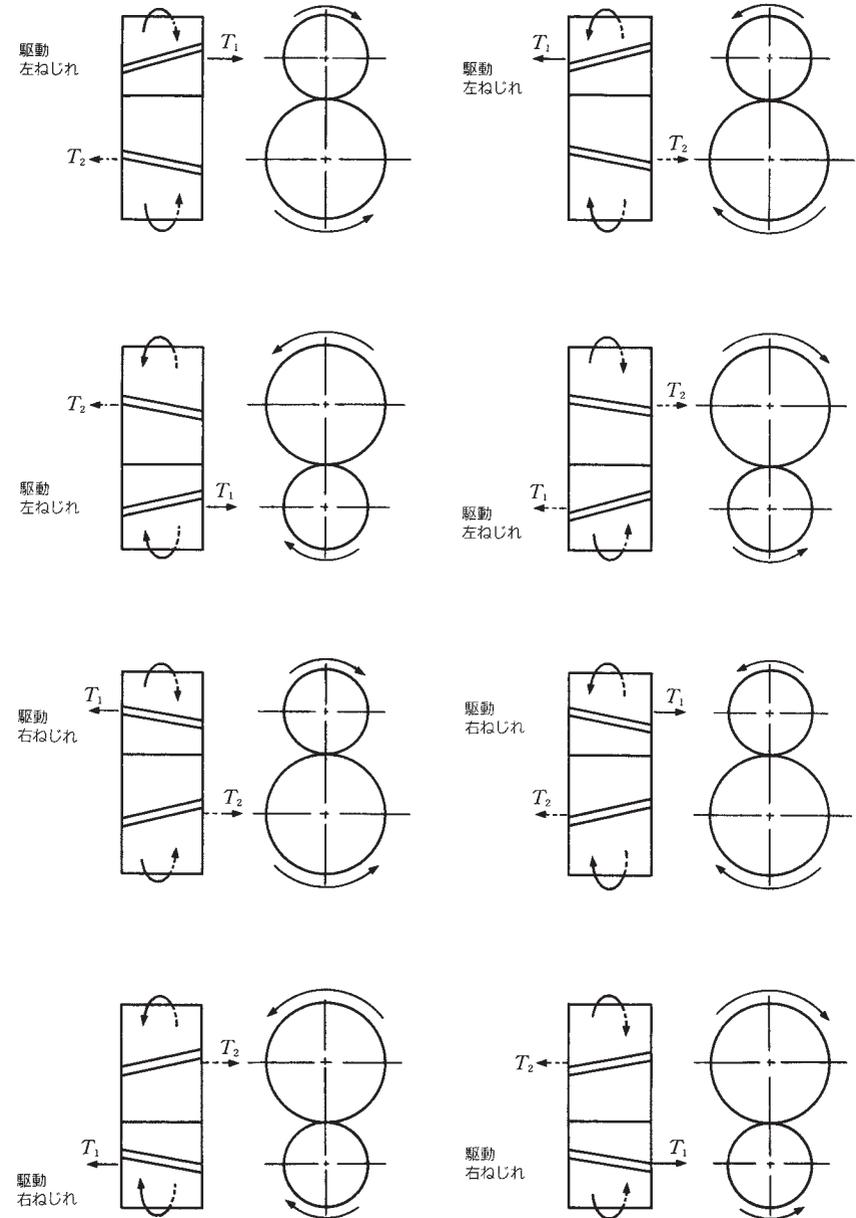
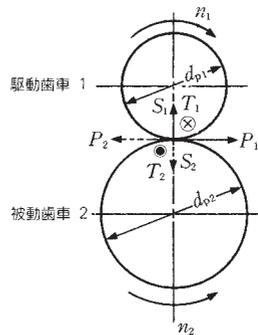


図4 スラストの方向

11.2 すぐばかさ歯車にかかる力の計算

すぐばかさ歯車のかみあい点における力は、次のように計算される。

$$P_1 = P_2 = \frac{9\,550\,000H}{n_1 \left(\frac{D_{m1}}{2}\right)} = \frac{9\,550\,000H}{n_2 \left(\frac{D_{m2}}{2}\right)} \dots\dots\dots (\text{N})$$

$$= \frac{974\,000H}{n_1 \left(\frac{D_{m1}}{2}\right)} = \frac{974\,000H}{n_2 \left(\frac{D_{m2}}{2}\right)} \dots\dots\dots \{\text{kgf}\}$$

ただし、 $D_{m1} = d_{p1} - w \sin \delta_1$
 $D_{m2} = d_{p2} - w \sin \delta_2$

$$S_1 = P_1 \tan \alpha_n \cos \delta_1$$

$$S_2 = P_2 \tan \alpha_n \cos \delta_2$$

$$T_1 = P_1 \tan \alpha_n \sin \delta_1$$

$$T_2 = P_2 \tan \alpha_n \sin \delta_2$$

ここで、 D_m ：平均ピッチ径 (mm)
 d_p ：ピッチ径 (mm)
 w ：歯幅 (ピッチ母線長さ) (mm)
 α_n ：歯直角圧力角
 δ ：ピッチ円すい角

一般には $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ が多い。このとき S_1 と T_2 (あるいは S_2 と T_1) とは大きさが等しく方向が反対である。

δ に対する S/P 及び T/P を図3に示す。
 軸受にかかる荷重は、次のようにして求めることができる。

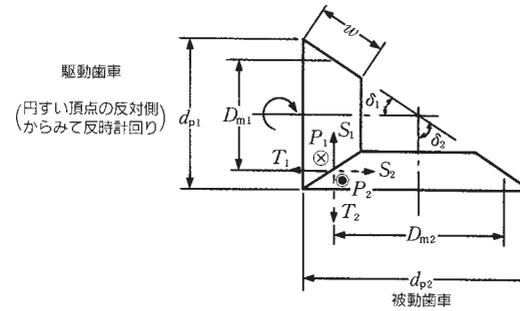


図1

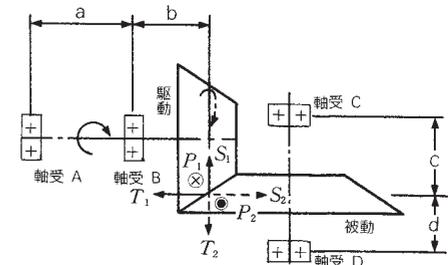


図2

表1

●紙面垂直上向き
 ⊗紙面垂直下向き

荷重の区分		軸受 A	軸受 B	軸受 C	軸受 D
ラジアル荷重	Pにより	$P_A = \frac{b}{a} P_1$ ●	$P_B = \frac{a+b}{a} P_1$ ⊗	$P_C = \frac{d}{c+d} P_2$ ●	$P_D = \frac{c}{c+d} P_2$ ●
	Sにより	$S_A = \frac{b}{a} S_1$ ↓	$S_B = \frac{a+b}{a} S_1$ ↑	$S_C = \frac{d}{c+d} S_2$ →	$S_D = \frac{c}{c+d} S_2$ →
	Tにより	$U_A = \frac{D_{m1}}{2 \cdot a} T_1$ ↑	$U_B = \frac{D_{m1}}{2 \cdot a} T_1$ ↓	$U_C = \frac{D_{m2}}{2(c+d)} T_2$ ←	$U_D = \frac{D_{m2}}{2(c+d)} T_2$ →
合成ラジアル荷重		$F_{rA} = \sqrt{P_A^2 + (S_A - U_A)^2}$	$F_{rB} = \sqrt{P_B^2 + (S_B - U_B)^2}$	$F_{rC} = \sqrt{P_C^2 + (S_C - U_C)^2}$	$F_{rD} = \sqrt{P_D^2 + (S_D + U_D)^2}$
アキシャル荷重		$F_a = T_1$ ←		$F_a = T_2$ ↓	

力の方向は図2に対して示したものである。

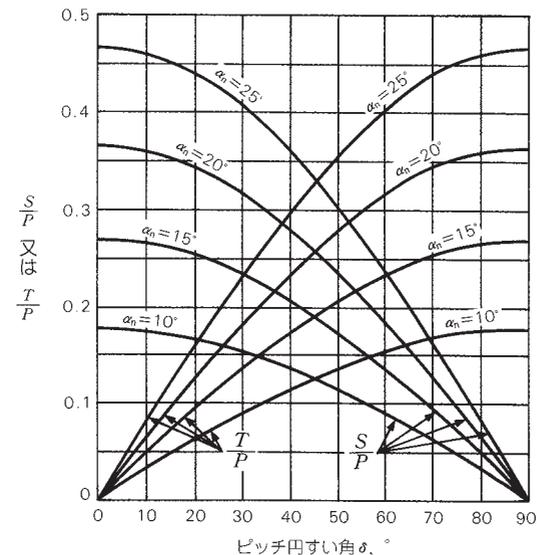


図3

11.3 まがりばかさ歯車にかかる力の計算

まがりばかさ歯車の場合、回転方向と歯のねじれ方向によって、かみあい点における力の大きさと方向とが変化する。

回転方向は歯車に対し円すいの頂点と反対側から見て、時計回り、反時計回りに区別する(図1参照)。歯のねじれ方向は図2のとおりに区別する。

かみあい点における力は、次のように計算される。

$$P_1 = P_2 = \frac{9\,550\,000H}{n_1 \left(\frac{D_{m1}}{2}\right)} = \frac{9\,550\,000H}{n_2 \left(\frac{D_{m2}}{2}\right)}$$

..... (N)

$$= \frac{974\,000H}{n_1 \left(\frac{D_{m1}}{2}\right)} = \frac{974\,000H}{n_2 \left(\frac{D_{m2}}{2}\right)}$$

..... {kgf}

ここで、 α_n : 歯直角圧力角
 β : ねじれ角
 δ : ピッチ円すい角
 w : 歯幅 (mm)
 D_m : 平均ピッチ径 (mm)
 d_p : ピッチ径 (mm)

ただし、 $D_{m1} = d_{p1} - w \sin \delta_1$
 $D_{m2} = d_{p2} - w \sin \delta_2$

分離力 S 、スラスト T は回転方向及び歯のねじれ方向によって、次のようになる。

(1) 右ねじれ時計回り、又は左ねじれ反時計回り

駆動歯車
 分離力

$$S_1 = \frac{P}{\cos \beta} (\tan \alpha_n \cos \delta_1 + \sin \beta \sin \delta_1)$$

スラスト

$$T_1 = \frac{P}{\cos \beta} (\tan \alpha_n \sin \delta_1 - \sin \beta \cos \delta_1)$$

被動歯車
 分離力

$$S_2 = \frac{P}{\cos \beta} (\tan \alpha_n \cos \delta_2 - \sin \beta \sin \delta_2)$$

スラスト

$$T_2 = \frac{P}{\cos \beta} (\tan \alpha_n \sin \delta_2 + \sin \beta \cos \delta_2)$$

(2) 右ねじれ反時計回り、又は左ねじれ時計回り

駆動歯車
 分離力

$$S_1 = \frac{P}{\cos \beta} (\tan \alpha_n \cos \delta_1 - \sin \beta \sin \delta_1)$$

スラスト

$$T_1 = \frac{P}{\cos \beta} (\tan \alpha_n \sin \delta_1 + \sin \beta \cos \delta_1)$$

被動歯車
 分離力

$$S_2 = \frac{P}{\cos \beta} (\tan \alpha_n \cos \delta_2 + \sin \beta \sin \delta_2)$$

スラスト

$$T_2 = \frac{P}{\cos \beta} (\tan \alpha_n \sin \delta_2 - \sin \beta \cos \delta_2)$$

計算結果が正(プラス)のときは力は歯車を引き離す方向にかかることを示し、負(マイナス)のときは歯車を引き寄せる方向にかかることを示す。

一般には、 $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ が多い。このとき T_1 と S_2 (あるいは S_1 と T_2) とは大きさが等しく方向が反対である。

軸受にかかる荷重は、11.2 すぐばかさ歯車にかかる力の計算と同じ方法で求めることができる。

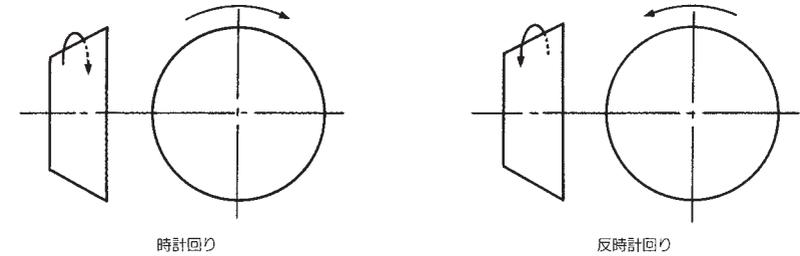


図1

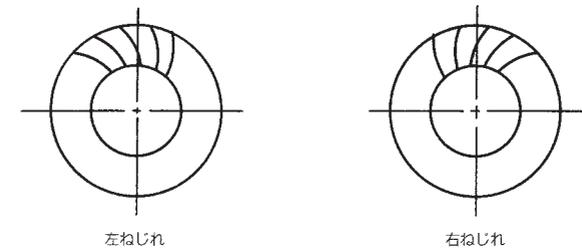


図2

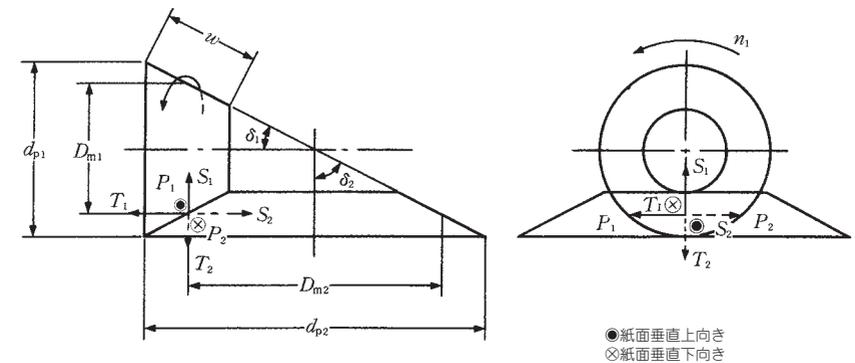


図3

11.4 ハイポイドギヤにかかる力の計算

ハイポイドギヤのかみあい点における力は、次のように計算される。

$$P_1 = \frac{9\,550\,000H}{n_1 \left(\frac{D_{m1}}{2}\right)} = \frac{\cos\beta_1}{\cos\beta_2} P_2 \dots\dots\dots \text{(N)}$$

$$= \frac{974\,000H}{n_1 \left(\frac{D_{m1}}{2}\right)} = \frac{\cos\beta_1}{\cos\beta_2} P_2 \dots\dots\dots \text{(kgf)}$$

$$P_2 = \frac{9\,550\,000H}{n_2 \left(\frac{D_{m2}}{2}\right)} \dots\dots\dots \text{(N)}$$

$$= \frac{974\,000H}{n_2 \left(\frac{D_{m2}}{2}\right)} \dots\dots\dots \text{(kgf)}$$

ただし

$$D_{m1} = D_{m2} \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1}$$

$$D_{m2} = d_{p2} - w_2 \sin\delta_2$$

- ここで、 α_n ：歯直角圧力角
 β ：ねじれ角
 δ ：ピッチ円すい角
 w ：歯幅 (mm)
 D_m ：平均ピッチ径 (mm)
 d_p ：ピッチ径 (mm)
 z ：歯数

分離力 S 、スラスト T は、回転方向及び歯のねじれ方向によって、次のようになる。

(1) 右ねじれ時計回り、又は左ねじれ反時計回り

駆動歯車

分離力

$$S_1 = \frac{P_1}{\cos\beta_1} (\tan\alpha_n \cos\delta_1 + \sin\beta_1 \sin\delta_1)$$

スラスト

$$T_1 = \frac{P_1}{\cos\beta_1} (\tan\alpha_n \sin\delta_1 - \sin\beta_1 \cos\delta_1)$$

被動歯車

分離力

$$S_2 = \frac{P_2}{\cos\beta_2} (\tan\alpha_n \cos\delta_2 - \sin\beta_2 \sin\delta_2)$$

スラスト

$$T_2 = \frac{P_2}{\cos\beta_2} (\tan\alpha_n \sin\delta_2 + \sin\beta_2 \cos\delta_2)$$

(2) 右ねじれ反時計回り、又は左ねじれ時計回り

駆動歯車

分離力

$$S_1 = \frac{P_1}{\cos\beta_1} (\tan\alpha_n \cos\delta_1 - \sin\beta_1 \sin\delta_1)$$

スラスト

$$T_1 = \frac{P_1}{\cos\beta_1} (\tan\alpha_n \sin\delta_1 + \sin\beta_1 \cos\delta_1)$$

被動歯車

分離力

$$S_2 = \frac{P_2}{\cos\beta_2} (\tan\alpha_n \cos\delta_2 + \sin\beta_2 \sin\delta_2)$$

スラスト

$$T_2 = \frac{P_2}{\cos\beta_2} (\tan\alpha_n \sin\delta_2 - \sin\beta_2 \cos\delta_2)$$

計算結果が正（プラス）のときには、力は歯車を引き離す方向にかかることを示し、負（マイナス）のときには、歯車を引き寄せる方向にかかることを示す。

なお、回転方向及び歯のねじれ方向については、

11.3 まがりばかさ歯車にかかる力の計算 と同様である。

軸受にかかる荷重は、**11.2** すぐばかさ歯車にかかる力の計算 と同じ方法で求めることができる。

分離力 S 及びスラスト T の概略値並びに方向を求めるための計算図表を、次に示す。

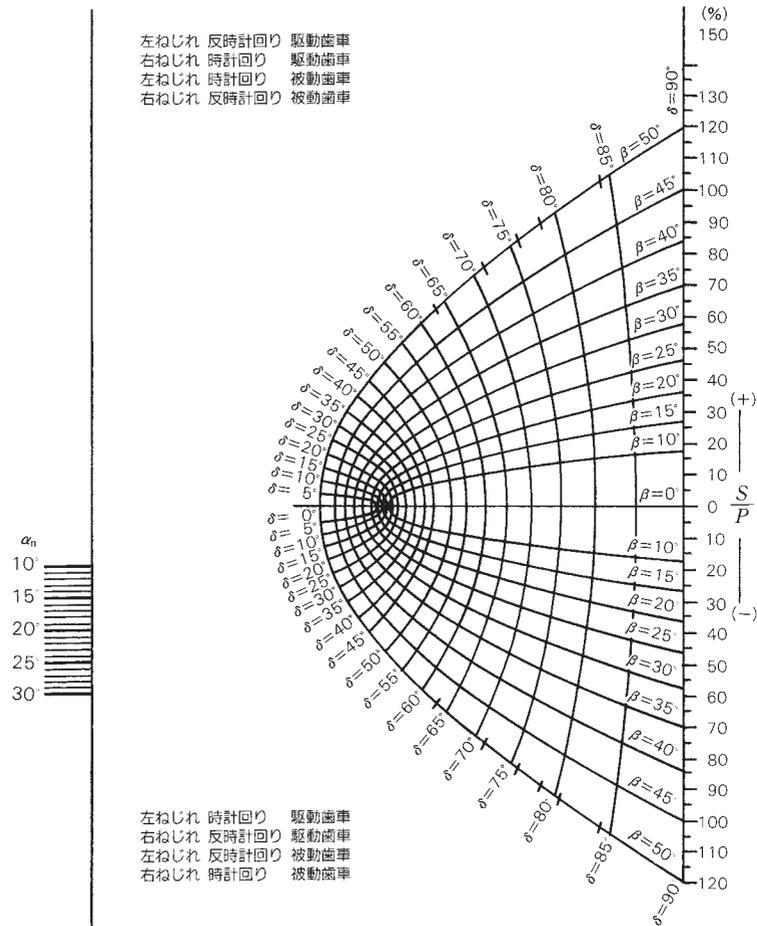
〔利用の仕方〕

分離力 S の求め方について示す。スラスト T も全く同様にして求める。

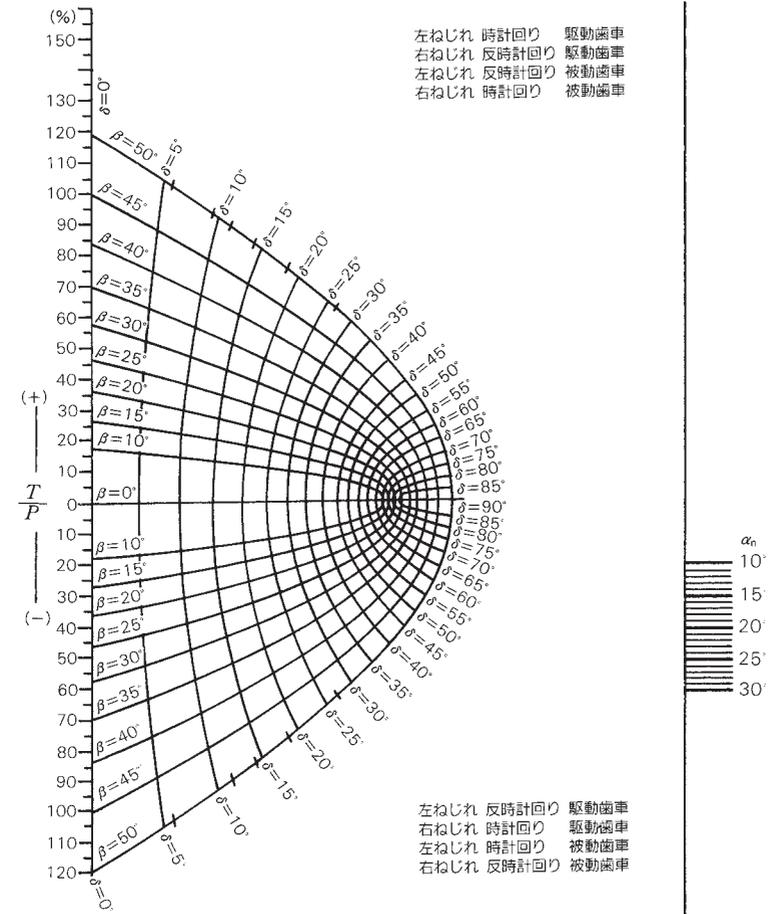
1. 図の左の縦尺の上に歯直角圧力角 α_n の値を採る。

2. 次に、ピッチ円すい角 δ とねじれ角 β との交点を求める。2点のうち回転方向及び歯のねじれ方向により $\beta=0$ の線より上方か下方の1点が決定される。

3. 上の2点を結ぶ直線を引き右側の縦尺を切る点を読む。この読みが接線力 P に対する分離力 S の割合を百分化にて与えるものである。



分離力 S の計算図表



スラスト T の計算図表

11.5 ウォームギヤにかかる力の計算

ウォームギヤは食違い軸歯車的一种であり、小さい容積で大きい減速比が容易に得られる。このウォームギヤのかみあい点における力は、表1に示すように計算される。

なお、表1における記号は、次のとおりである。

i : 歯数比 ($i = \frac{Z_2}{Z_1}$)

η : ウォームギヤの効率

$$\left[\eta = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \psi)} \right]$$

γ : 進み角 ($\gamma = \tan^{-1} \frac{d_{p2}}{i d_{p1}}$)

ψ : 摩擦角 ψ は $V_R = \frac{\pi d_{p1} n_1}{\cos \gamma} \times \frac{10^{-3}}{60}$

の値によって図1に示す値を用いる。

滑り速度 V_R が 0.2m/s 以下の場合には $\psi = 8^\circ$ 、 V_R が 6m/s を超えるときは $\psi = 1^\circ 4'$ を用いる。

- α_n : 歯直角圧力角
- α_a : 軸平面圧力角
- Z_w : 条数 (ウォームの歯数)
- Z_2 : ウォームホイールの歯数
- 添字 1 : ウォーム (駆動歯車) のとき
- 添字 2 : ウォームホイール (被動歯車) のとき

ウォームギヤでは、ウォームのねじれ方向及び回転方向によって、かみあい点に作用する力の方向は、図2.1～図2.4の4とおりの場合がある。

軸受にかかる荷重は、ウォームギヤのかみあい点におけるこれらの各分力の大きさと、方向から11.1 平歯車、はすば歯車、やまば歯車にかかる力の計算の表1と同じ方法で求めることができる。

表1

力	ウォーム	ウォームホイール
接線力 P	$\frac{9\,550\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} \dots\dots\dots (N)$	$\frac{9\,550\,000H i \eta}{n_1 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} = \frac{P_1 \eta}{\tan \gamma} = \frac{P_1}{\tan(\gamma + \psi)} \dots\dots\dots (N)$
	$\frac{974\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} \dots\dots\dots \{kgf\}$	$\frac{974\,000H i \eta}{n_1 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} = \frac{P_1 \eta}{\tan \gamma} = \frac{P_1}{\tan(\gamma + \psi)} \dots\dots\dots \{kgf\}$
スラスト T	$\frac{9\,550\,000H \eta}{n_2 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} = \frac{P_1 \eta}{\tan \gamma} = \frac{P_1}{\tan(\gamma + \psi)} \dots\dots\dots (N)$	$\frac{9\,550\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} \dots\dots\dots (N)$
	$\frac{974\,000H \eta}{n_2 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} = \frac{P_1 \eta}{\tan \gamma} = \frac{P_1}{\tan(\gamma + \psi)} \dots\dots\dots \{kgf\}$	$\frac{974\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} \dots\dots\dots \{kgf\}$
分離力 S	$\frac{P_1 \tan \alpha_n}{\sin(\gamma + \psi)} = \frac{P_1 \tan \alpha_a}{\tan(\gamma + \psi)} \dots\dots\dots (N), \{kgf\}$	$\frac{P_1 \tan \alpha_n}{\sin(\gamma + \psi)} = \frac{P_1 \tan \alpha_a}{\tan(\gamma + \psi)} \dots\dots\dots (N), \{kgf\}$

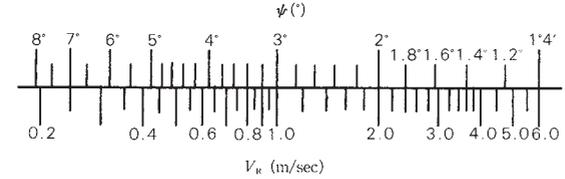


図1

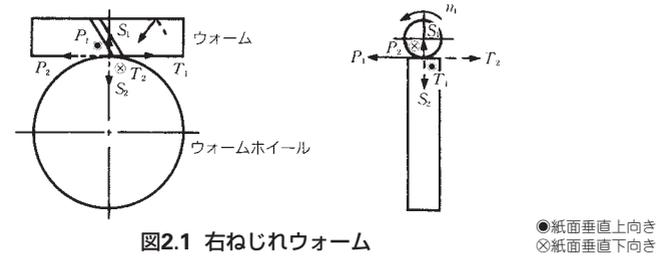


図2.1 右ねじれウォーム

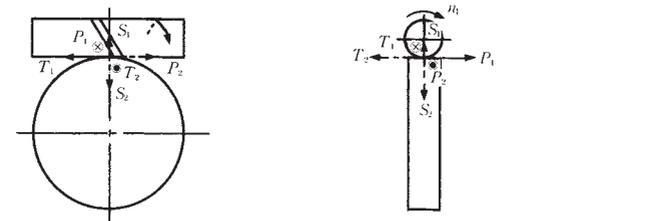


図2.2 右ねじれウォーム (ウォームの回転が図2.1と逆向き)

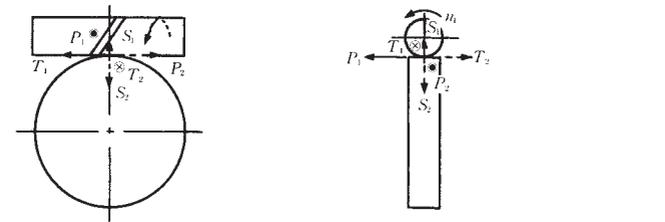


図2.3 左ねじれウォーム

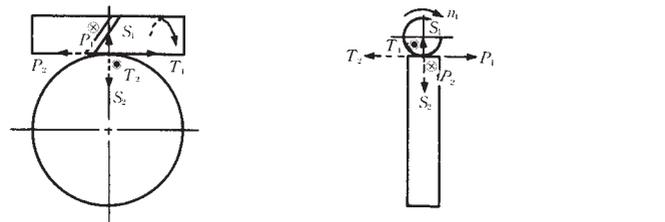


図2.4 左ねじれウォーム (ウォームの回転が図2.3と逆向き)

12. その他一般

12.1 転がり軸受に関する JIS

転がり軸受は重要な機械要素であり各種機械に用いられるため、国際的にも ISO（国際標準化機構）にて、標準化が行われている。世界各国でも、DIN（ドイツ）、ANSI（アメリカ）、BS（イギリス）などに転がり軸受に関する規格がある。

日本においては昭和40年、従来の転がり軸受関係の JIS が体系化され、制定されている。その後、ISO 規格に整合させたり、生産・販売の実態に合わせるなど個々に改正が行われている。日本で製作されている標準的な軸受はほとんど JIS によっており、これを補足する役割として BAS（日本ベアリング工業会規格）がある。

軸受に関する主な JIS 規格は、表 1 に示すとおりである。

表 1 転がり軸受に関する JIS 規格

No.	規格分類	規格番号	規格の名称
1	総則	B 1511	転がり軸受総則
2	共通規格	B 0005	製図—転がり軸受 -1:第1部 基本簡略図示方法 -2:第2部 個別簡略図示方法
3		B 0104	転がり軸受用語
4		B 0124	転がり軸受用量記号
5		B 1512	転がり軸受—主要寸法
6		B 1513	転がり軸受の呼び番号
7		B 1514	転がり軸受—軸受の公差—第1部：ラジアル軸受 —第2部：スラスト軸受 —第3部：面取寸法の最大値
8		B 1515	転がり軸受—公差—第1部：用語及び定義 —第2部：検証の原則及び方法
9		B 1516	転がり軸受の表示
10	B 1517	転がり軸受の包装	
11	B 1518	転がり軸受の動定格荷重及び定格寿命	
12	B 1519	転がり軸受の静定格荷重	
13	B 1520	転がり軸受のラジアル内部すきま	
14	B 1548	転がり軸受の騒音レベル測定方法	
15	B 1566	転がり軸受の取付関係寸法及びはめあい	
16	G 4805	高炭素クロム軸受鋼鋼材	
17	個別規格	B 1521	深溝玉軸受
18		B 1522	アンギュラ玉軸受
19		B 1523	自動調心玉軸受
20		B 1532	平面座スラスト玉軸受
21		B 1533	円筒ころ軸受
22		B 1534	円すいころ軸受
23		B 1535	自動調心ころ軸受
24		B 1536	転がり軸受—針状ころ軸受の主要寸法及び公差 —第1部：寸法系列48、49及び69 —第2部：内輪なしシェル形 —第3部：ラジアル保持器付き針状ころ —第4部：スラスト保持器付き針状ころ 及びスラストワッシャ —第5部：トラックローラ
25		B 1539	スラスト自動調心ころ軸受
26		B 1557	転がり軸受—インサート軸受ユニット
27	B 1558	転がり軸受—インサート軸受及び偏心固定輪	
28	部品規格	B 1501	玉軸受用鋼球
29		B 1506	転がり軸受—ころ
30		B 1509	転がり軸受—止め輪付きラジアル軸受—寸法、製品の幾何特性仕様(GPS)及び公差値
31	附属品規格	B 1551	転がり軸受用ブランマブロック軸受箱
32		B 1552	転がり軸受—アダプタ、アダプタスリーブ及び取外しスリーブ
33		B 1554	転がり軸受—ロックナット、座金及び止め金
34		B 1559	転がり軸受—インサート軸受用鑄造及び鋼板軸受箱
35	参考規格	K 2220	グリース

12.2 内輪・外輪と転動体の接触部における永久変形量

二つの物体が接触しているとき、その接触面内のある部分で、材料の弾性限度を超えるような荷重がかかったとすると、その部分で局所的な永久変形を生じる。軸受の転動面と軌道面のように、極めて精密に仕上げられた、しかも非常に硬い表面でも、微視的にみると完全な表面ではないので、真実接触面積は、見かけの接触面積に比べて驚くほど少なく、最初に接触する局部、例えば粗さ凸部の先端などは比較的小さい荷重で永久変形を生じる。このような微視的な永久変形は、軸受の機能にはほとんど影響がなく、単に軌道面からの反射光が変化する（走行跡がつく）くらいのものである。

ところで、荷重が更に大きくなると、永久変形量も増えて、ついには、巨視的にも見分けられるようになる。図1はその様子を示したものである。すなわち、玉軸受における点接触では、荷重の小さい間は、Hertzの理論どおり、弾性変位量は荷重 Q の p 乗（玉軸受のとき $p=2/3$ 、ころ軸受のとき $p=0.9$ ）に比例するが、荷重が大きくなると、永久変形量が増えて、弾性変位の理論値からのずれが大きくなる。

なお、通常の軸受においては、総永久変形量 δ_q のうち、約1/3は転動体に生じ、約2/3は軌道輪に生じる。

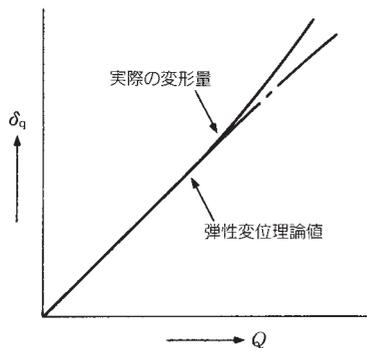


図1

12.2.1 玉軸受の場合

永久変形量 δ_q も、荷重 Q の関係として表わされ、その関係は、A.Palmgren によって玉軸受に対して式(1)のように与えられている。

$$\delta_q = 1.30 \times 10^{-7} \frac{Q^2}{D_w} (\rho_{11} + \rho_{11}) (\rho_{12} + \rho_{12}) \quad \left. \begin{array}{l} \text{(N) のとき} \\ \text{(kgf) のとき} \end{array} \right\}$$

$$= 1.25 \times 10^{-5} \frac{Q^2}{D_w} (\rho_{11} + \rho_{11}) (\rho_{12} + \rho_{12}) \quad \text{(mm)} \dots \dots \dots (1)$$

ここで、 δ_q : 転動体と軌道輪との間の総永久変形量 (mm)

Q : 転動体荷重 (N), {kgf}

D_w : 転動体直径 (mm)

ρ_{11}, ρ_{12} 及び ρ_{11}, ρ_{12} : 物体 I と II との接触点における主曲率半径の逆数 (1/mm)

式(1)を δ_q と Q との関係式で表わすと、式(2)のようになる。

$$\delta_q = K \cdot Q^2 \quad \left. \begin{array}{l} \text{(N)} \\ \text{(kgf)} \end{array} \right\} \text{(mm)} \dots \dots (2)$$

$$= 96.2 K \cdot Q^2$$

定数 K の値は、軸受系列と内径番号ごとに表1による。 K_i は内輪と転動体、 K_e は外輪と転動体との接触における定数である。

表1 深溝玉軸受における定数 K の値

軸受の内径番号	軸受系列 60		軸受系列 62		軸受系列 63	
	K_i	K_e	K_i	K_e	K_i	K_e
	$\times 10^{-10}$					
00	2.10	4.12	2.01	2.16	0.220	0.808
01	2.03	1.25	0.376	1.13	0.157	0.449
02	1.94	2.21	0.358	1.16	0.145	0.469
03	1.89	2.24	0.236	0.792	0.107	0.353
04	0.279	0.975	0.139	0.481	0.0808	0.226
05	0.270	0.997	0.133	0.494	0.0597	0.218
06	0.180	0.703	0.0747	0.237	0.0379	0.119
07	0.127	0.511	0.0460	0.178	0.0255	0.0968
08	0.417	0.311	0.129	0.0864	0.0206	0.0692
09	0.312	0.234	0.127	0.0875	0.0436	0.0270
10	0.308	0.236	0.104	0.0720	0.0333	0.0207
11	0.187	0.140	0.0728	0.0501	0.0262	0.0162
12	0.185	0.141	0.0547	0.0377	0.0208	0.0218
13	0.183	0.142	0.0469	0.0326	0.0169	0.0105
14	0.119	0.0914	0.0407	0.0283	0.0138	0.00863
15	0.118	0.0920	0.0402	0.0286	0.0117	0.00733
16	0.0814	0.0624	0.0309	0.0218	0.00982	0.00616
17	0.0808	0.0628	0.0243	0.0170	0.00832	0.00523
18	0.0581	0.0446	0.0194	0.0136	0.00710	0.00447
19	0.0576	0.0449	0.0158	0.0110	0.00611	0.00386
20	0.0574	0.0450	0.0130	0.00900	0.00465	0.00292
22	0.0296	0.0225	0.00928	0.00639	0.00326	0.00203
24	0.0293	0.0227	0.00783	0.00544	0.00320	0.00205
26	0.0229	0.0178	0.00666	0.00467	0.00255	0.00164
28	0.0227	0.0179	0.00656	0.00472	0.00209	0.00134
30	0.0181	0.0143	0.00647	0.00477	0.00205	0.00136

一例として、深溝玉軸受の62系列について δ_q と Q との関係を図示すると、**図2**のようになる。

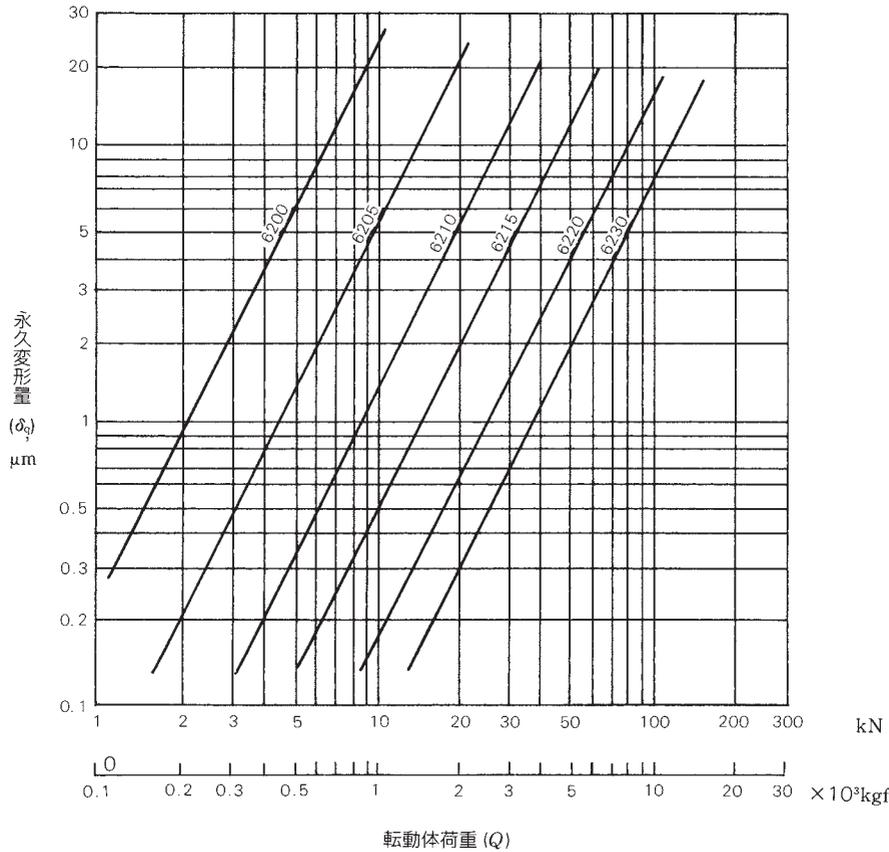


図2 転動体荷重と永久変形量

12.2.2 ころ軸受の場合

ころ軸受の場合、転動体と軌道輪との間の永久変形量 δ_q と荷重 Q との関係は、玉軸受と同様A.Palmgrenによって**式(3)**のように与えられている。

$$\left. \begin{aligned} \delta_q &= 2.12 \times 10^{-11} \cdot \frac{1}{\sqrt{D_w}} \cdot \left(\frac{Q}{L_{we}} \right)^3 \cdot (\rho_1 + \rho_{II})^{3/2} && \text{(N) のとき} \\ &= 2.00 \times 10^{-8} \cdot \frac{1}{\sqrt{D_w}} \cdot \left(\frac{Q}{L_{we}} \right)^3 \cdot (\rho_1 + \rho_{II})^{3/2} && \text{(kgf) のとき} \end{aligned} \right\} \text{(mm)..... (3)}$$

ここで、 L_{we} ：ころの有効長さ (mm)

ρ_1, ρ_{II} ：物体 I と II との接触点における主曲率半径の逆数 (1/mm)

このほかの量記号は、**12.2.1**の**式(1)**と同じである。

式(3)を δ_q と Q との関係式で表わすと、**式(4)**のようになる。

$$\left. \begin{aligned} \delta_q &= K \cdot Q^3 && \text{(N)} \\ &= 943K \cdot Q^3 && \text{(kgf)} \end{aligned} \right\} \text{(mm) ... (4)}$$

定数 K の値は、軸受の呼び番号ごとに**表2**による。 K_i は内輪と転動体、 K_o は外輪と転動体との接触における定数である。

一例として、円筒ころ軸受のNU2系列について δ_q と Q との関係を図示すると、**図3**のようになる。

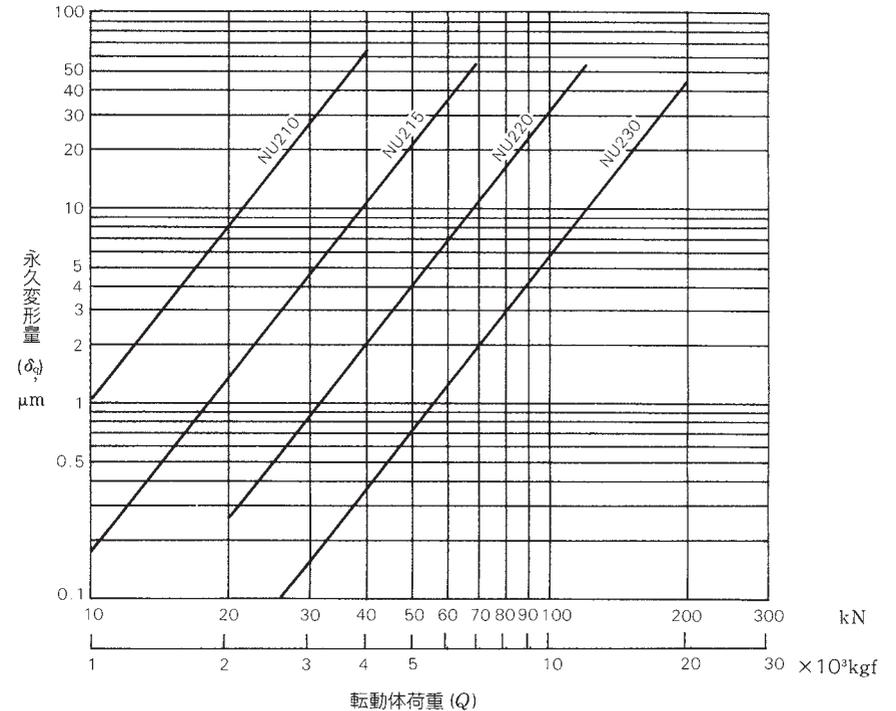


図3 転動体荷重と永久変形量

表2 円筒ころ軸受における定数 K の値

軸受系列 NU 2			軸受系列 NU 3		
呼び番号	K_i	K_e	呼び番号	K_i	K_e
	$\times 10^{-16}$	$\times 10^{-16}$		$\times 10^{-16}$	$\times 10^{-16}$
NU 205 W	113	67.5	NU 305 W	20.4	10.9
NU 206 W	50.7	30.9	NU 306 W	11.3	6.32
NU 207 W	19.1	11.4	NU 307 W	6.83	3.81
NU 208 W	10.8	6.53	NU 308 W	4.24	2.43
NU 209 W	10.6	6.64	NU 309 W	1.92	1.07
NU 210 W	10.4	6.74	NU 310 W	1.51	0.856
NU 211 W	6.23	4.06	NU 311 W	0.786	0.435
NU 212 W	3.93	2.57	NU 312 W	0.575	0.323
NU 213 W	2.58	1.69	NU 313 W	0.460	0.262
NU 214 W	2.54	1.70	NU 314 W	0.347	0.200
NU 215 W	1.74	1.15	NU 315 W	0.211	0.120
NU 216 W	1.38	0.915	NU 316 W	0.207	0.121
NU 217 W	0.976	0.648	NU 317 W	0.132	0.0761
NU 218 W	0.530	0.343	NU 318 W	0.112	0.0650
NU 219 W	0.426	0.277	NU 319 W	0.0903	0.0529
NU 220 W	0.324	0.210	NU 320 W	0.0611	0.0357
NU 221 W	0.249	0.162	NU 321 W	0.0428	0.0247
NU 222 W	0.156	0.0995	NU 322 W	0.0325	0.0187
NU 224 W	0.123	0.0800	NU 324 W	0.0176	0.00992
NU 226 W	0.121	0.0810	NU 326 W	0.0132	0.00750
NU 228 W	0.0836	0.0559	NU 328 W	0.0100	0.00576
NU 230 W	0.0565	0.0378	NU 330 W	0.00832	0.00484

軸受系列 NU 4		
呼び番号	K_i	K_e
	$\times 10^{-16}$	$\times 10^{-16}$
NU 405 W	4.69	2.28
NU 406 W	2.09	1.01
NU 407 W	1.61	0.821
NU 408 W	0.835	0.418
NU 409 W	0.607	0.312
NU 410 W	0.373	0.191
NU 411 W	0.363	0.194
NU 412 W	0.220	0.116
NU 413 W	0.173	0.0926
NU 414 W	0.0954	0.0509
NU 415 W	0.0651	0.0342
NU 416 W	0.0455	0.0237
NU 417 M	0.0349	0.0178
NU 418 M	0.0251	0.0130
NU 419 M	0.0245	0.0132
NU 420 M	0.0182	0.00972
NU 421 M	0.0137	0.00729
NU 422 M	0.0104	0.00559
NU 424 M	0.00611	0.00323
NU 426 M	0.00353	0.00185
NU 428 M	0.00303	0.00161
NU 430 M	0.00296	0.00163

12.3 転動体の自転・公転速度

転動体が、軌道輪の間で、滑ることなく転がっている場合、内輪軌道上を転がった距離と外輪軌道上を転がった距離が等しいことから、内輪及び外輪の回転速度 n_i 、 n_e と転動体の自転数 n_a との関係が求められる。

また、転動体の公転速度は、内輪軌道の周速と外輪軌道の周速（一般には内輪、外輪のいずれかが静止である）との算術平均であることから求められる。

転動体の自転及び公転の関係は、式(1)～(4)のように表される。

自転数

$$n_a = \left(\frac{D_{pw}}{D_w} - \frac{D_w \cos^2 \alpha}{D_{pw}} \right) \frac{n_e - n_i}{2} \quad (\text{min}^{-1}) \quad \text{..... (1)}$$

自転周速度

$$v_a = \frac{\pi D_w}{60 \times 10^3} \left(\frac{D_{pw}}{D_w} - \frac{D_w \cos^2 \alpha}{D_{pw}} \right) \frac{n_e - n_i}{2} \quad (\text{m/s}) \quad \text{..... (2)}$$

公転数（保持器回転数）

$$n_c = \left(1 - \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}} \right) \frac{n_i}{2} + \left(1 + \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}} \right) \frac{n_e}{2} \quad (\text{min}^{-1}) \quad \text{..... (3)}$$

公転周速度(転動体ピッチ径における保持器周速)

$$v_c = \frac{\pi D_{pw}}{60 \times 10^3} \left[\left(1 - \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}} \right) \frac{n_i}{2} + \left(1 + \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}} \right) \frac{n_e}{2} \right] \quad (\text{m/s}) \quad \text{..... (4)}$$

ここで、 D_{pw} ：転動体ピッチ径 (mm)

D_w ：転動体直径 (mm)

α ：接触角 (°)

n_e ：外輪回転速度 (min⁻¹)

n_i ：内輪回転速度 (min⁻¹)

$0 \leq \alpha < 90^\circ$ の場合及び $\alpha = 90^\circ$ の場合について内輪回転 ($n_i=0$)、外輪回転 ($n_e=0$) のときの転動体の自転、公転は、表1のようになる。

一例として、玉軸受 6210、6310 の内輪回転の場合の転動体自転数 n_a 、公転数 n_c を示すと、表2のようである。

表1 転動体の

接 触 角	自 転・公 転 速 度
$0^\circ \leq \alpha < 90^\circ$	n_a (min ⁻¹)
	v_a (m/s)
	n_c (min ⁻¹)
	v_c (m/s)
$\alpha = 90^\circ$	n_a (min ⁻¹)
	v_a (m/s)
	n_c (min ⁻¹)
	v_c (m/s)

表2 玉軸受 6210、6310の n_a 及び n_c

玉 軸 受	γ	n_a	n_c
6210	0.181	$-2.67n_i$	$0.41n_i$
6310	0.232	$-2.04n_i$	$0.38n_i$

備考 $\gamma = \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}}$

自転数 n_a 、自転周速度 v_a 、公転数 n_c 及び公転周速度 v_c

内 輪 回 転 ($n_i=0$)		外 輪 回 転 ($n_e=0$)	
$-\left(\frac{1}{\gamma} - \gamma\right) \frac{n_i}{2} \cdot \cos \alpha$		$\left(\frac{1}{\gamma} - \gamma\right) \frac{n_e}{2} \cdot \cos \alpha$	
$\frac{\pi D_w}{60 \times 10^3} n_a$			
$(1 - \gamma) \frac{n_i}{2}$		$(1 + \gamma) \frac{n_e}{2}$	
$\frac{\pi D_{pw}}{60 \times 10^3} n_c$			
$-\frac{1}{\gamma} \cdot \frac{n_i}{2}$		$\frac{1}{\gamma} \cdot \frac{n_e}{2}$	
$\frac{\pi D_w}{60 \times 10^3} n_a$			
$\frac{n_i}{2}$		$\frac{n_e}{2}$	
$\frac{\pi D_{pw}}{60 \times 10^3} n_c$			

備考 1. 土符号は時計方向回転のとき+, 反時計方向回転のとき-とする。

2. $\gamma = \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}}$ ($0^\circ \leq \alpha < 90^\circ$ の場合), $\gamma = -\frac{D_w}{D_{pw}}$ ($\alpha = 90^\circ$ の場合)

12.4 軸受の回転速度と保持器の滑り速度

転がり軸受の特長の一つは、滑り軸受に比べて摩擦の少ないことである。その理由は滑り摩擦に比べて転がり摩擦が小さいためである。しかし、転がり軸受においても多くの部分に滑り摩擦が生じるのは避けられない。

その主なものは、保持器と転動体との間の滑り摩擦、保持器案内面の滑り摩擦、転動体と軌道面との間の弾性変位に基づく滑り摩擦、ころ軸受におけるつばところ端面との滑り摩擦などである。

高速軸受においては、保持器と転動体との間の滑り摩擦、保持器案内面の滑り摩擦が一番問題になり、軸受の許容回転数は、この滑り摩擦によって左右されることにもなる。

滑り軸受においては、速度限界を表わすパラメータとして、PV値が用いられるが、転がり軸受の滑り部分も同様に考えることができる。Pは転動体と保持器との間の、又は保持器案内面における接触圧力であり、普通の使用状態では軸受にかかる荷重にあまり影響されない。

Vは滑り速度であり、したがって転がり軸受の速度限界は、通常、滑り速度のみ、言い換えれば、軸受の大きさと回転速度によって、ほぼ表わされる。

従来、軸受の許容回転数に対する目安として、 $D_{pw} \times n$ 値 ($d_m n$ 値) がしばしば用いられるが、これはすなわち、軸受内部の滑り速度を表わすものにほかならない。

外輪静止、内輪回転で、外輪案内保持器の場合案内面の相対滑り速度 V_e は、式(1)で表わされる。

$$V_e = \frac{\pi}{120 \times 10^3} (1 - \gamma) d_{e1} n_i \dots \dots \dots (1)$$

$$= K_e n_i \text{ (m/s)}$$

ここで、 d_{e1} : 案内面直径 (mm)

γ : 軸受の内部構造を表わすパラメータ

$$\gamma = \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}}$$

D_w : 転動体直径 (mm)

α : 軸受の接触角 (°)

D_{pw} (又は d_m)

: 転動体のピッチ径 (mm)

n_i : 内輪回転速度 (min^{-1})

$$K_e = \frac{\pi d_{e1}}{120 \times 10^3} (1 - \gamma)$$

深溝玉軸受62、63系列及び円筒ころ軸受NU2、NU3系列について、定数 K_e の値を、表2に示す。

なお、内輪案内保持器の場合の滑り速度を V_i 、保持器に対する転動体の最大滑り速度を V_a とすると、およそ次のような関係になる。

$$V_i \approx (1.15 \sim 1.18) V_e \text{ (直径系列2の軸受)}$$

$$\approx (1.20 \sim 1.22) V_e \text{ (直径系列3の軸受)}$$

$$V_a \approx (1.05 \sim 1.07) V_e \text{ (直径系列2の軸受)}$$

$$\approx (1.07 \sim 1.09) V_e \text{ (直径系列3の軸受)}$$

深溝玉軸受についての計算例

6210、6310について、 $n_i = 4 \text{ 500 min}^{-1}$ のときの $D_{pw} \times n$ ($d_m n$) 及び滑り速度は、表1のようになる。

表 1

玉軸受	$D_{pw} \times n$ $\times 10^4$	V_e (m/s) (外輪案内)	V_i (m/s)	V_a (m/s) (内輪案内)
6210	31.5	7.5	8.0	8.7
6310	36.9	8.5	9.1	10.3

備考 式(1)において、溝の深さを h_e とすれば

$$d_{e1} = D_{pw} + D_w - 2h_e = D_{pw} \left(1 + \frac{D_w - 2h_e}{D_{pw}} \right)$$

$$V_e = \frac{\pi}{120 \times 10^3} (1 - \gamma) \left(1 + \frac{D_w - 2h_e}{D_{pw}} \right) D_{pw} \cdot n$$

$$= K'_e \cdot D_{pw} \cdot n$$

軸受によって決まる定数 K'_e は、おおむね次の範囲にある。

$$K'_e = (0.23 \sim 0.245) \times 10^{-4}$$

表 2 玉軸受62、63系列及びころ軸受NU2、NU3系列の定数 K_e の値

軸受の内径番号	軸 受 系 列			
	62	63	NU 2	NU 3
	$\times 10^{-5}$	$\times 10^{-5}$	$\times 10^{-5}$	$\times 10^{-5}$
00	48	49	—	—
01	50	52	—	—
02	59	66	—	—
03	67	74	—	—
04	77	81	79	84
05	92	103	92	102
06	110	121	110	123
07	125	133	126	136
08	142	149	144	155
09	155	171	157	171
10	168	189	172	189
11	184	201	189	206
12	206	218	208	224
13	221	235	226	259
14	233	252	239	261
15	249	270	251	278
16	264	287	270	298
17	281	305	288	314
18	298	323	304	333
19	316	340	323	352
20	334	366	341	376
21	350	379	361	392
22	368	406	378	416
24	400	441	408	449
26	430	475	441	486
28	470	511	478	523
30	510	551	515	559
32	550	585	551	599
34	585	615	588	635
36	607	655	615	670
38	642	695	651	707
40	682	725	689	747

12.5 転動体の遠心力

通常の使用条件においては、軸受にかかる荷重に比べて転動体の遠心力は無視できる程度なので、軸受の寿命計算には、転動体の遠心力は考慮されない。

しかし、高速で、しかも軸受荷重が小さい場合には、転動体の遠心力が寿命に及ぼす影響は無視できなくなってくる。

深溝玉軸受や円筒ころ軸受では、転動体の遠心力のために寿命は減少する。アンギュラ玉軸受では、初めの接触角に対して、内輪の接触角が増加し外輪の接触角は減少して、疲労の確率は相対的に変化する。

遠心力が寿命に及ぼす影響の詳細は別として、転動体の遠心力 F_c は、内輪回転の場合、玉軸受及びころ軸受に対して、それぞれ式(1)及び式(2)で表わされる。

玉軸受

$$F_c = K_B n_i^2 \dots \dots \dots (1)$$

ただし、

$$K_B = 5.580 \times 10^{-12} D_w^3 D_{pw} (1-\gamma)^2 \dots \dots \dots (N)$$

$$= 0.569 \times 10^{-12} D_w^3 D_{pw} (1-\gamma)^2 \dots \dots \dots (kgf)$$

ころ軸受

$$F_c = K_R n_i^2 \dots \dots \dots (2)$$

ただし、

$$K_R = 8.385 \times 10^{-12} D_w^2 L_w D_{pw} (1-\gamma)^2 \dots \dots \dots (N)$$

$$= 0.855 \times 10^{-12} D_w^2 L_w D_{pw} (1-\gamma)^2 \dots \dots \dots (kgf)$$

ここで、 D_w ：転動体直径 (mm)

D_{pw} ：転動体ピッチ径 (mm)

γ ：軸受の内部構造を表わすパラメータ

$$\gamma = \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}}$$

α ：軸受の接触角 (°)

L_w ：ころの長さ (mm)

n_i ：内輪回転速度 (min⁻¹)

軸受 62, 63 系列及びころ軸受 NU2, NU3 系列について、 K_B , $K_R (=K)$ の値を表 1 に示す。

表 1 玉軸受 62, 63 系列及びころ軸受 NU2, NU3 系列の定数 K の値

軸受の内径番号	軸受系列 62		軸受系列 63		軸受系列 NU2		軸受系列 NU3	
	K		K		K		K	
	$\times 10^{-8}$							
00	0.78	{ 0.08 }	2.16	{ 0.22 }	—	—	—	—
01	1.37	{ 0.14 }	3.14	{ 0.32 }	—	—	—	—
02	1.77	{ 0.18 }	4.41	{ 0.45 }	—	—	—	—
03	2.94	{ 0.30 }	6.67	{ 0.68 }	—	—	—	—
04	5.49	{ 0.56 }	9.41	{ 0.96 }	5.00	{ 0.51 }	9.51	{ 0.97 }
05	6.86	{ 0.70 }	15.7	{ 1.6 }	6.08	{ 0.62 }	16.7	{ 1.7 }
06	13.7	{ 1.4 }	29.4	{ 3.0 }	11.8	{ 1.2 }	28.4	{ 2.9 }
07	25.5	{ 2.6 }	47.1	{ 4.8 }	22.6	{ 2.3 }	41.2	{ 4.2 }
08	36.3	{ 3.7 }	73.5	{ 7.5 }	35.3	{ 3.6 }	63.7	{ 6.5 }
09	41.2	{ 4.2 }	129	{ 13.2 }	39.2	{ 4.0 }	109	{ 11.1 }
10	53.9	{ 5.5 }	186	{ 19.0 }	43.1	{ 4.4 }	149	{ 15.2 }
11	84.3	{ 8.6 }	251	{ 25.6 }	63.7	{ 6.5 }	234	{ 23.9 }
12	128	{ 13.1 }	341	{ 34.8 }	91.2	{ 9.3 }	305	{ 31.1 }
13	161	{ 16.4 }	455	{ 46.4 }	127	{ 12.9 }	391	{ 39.9 }
14	195	{ 19.9 }	595	{ 60.7 }	135	{ 13.8 }	494	{ 50.4 }
15	213	{ 21.7 }	765	{ 78.0 }	176	{ 17.9 }	693	{ 70.7 }
16	290	{ 29.6 }	969	{ 98.8 }	233	{ 23.8 }	758	{ 77.3 }
17	391	{ 39.9 }	1 216	{ 124 }	302	{ 30.8 }	1 020	{ 104 }
18	518	{ 52.8 }	1 491	{ 152 }	448	{ 45.7 }	1 236	{ 126 }
19	672	{ 68.5 }	1 824	{ 186 }	559	{ 57.0 }	1 471	{ 150 }
20	862	{ 87.9 }	2 560	{ 261 }	689	{ 70.3 }	1 961	{ 200 }
21	1 079	{ 110 }	3 011	{ 307 }	844	{ 86.1 }	2 501	{ 255 }
22	1 344	{ 137 }	4 080	{ 416 }	1 167	{ 119 }	3 207	{ 327 }
24	1 736	{ 177 }	4 570	{ 466 }	1 422	{ 145 }	4 884	{ 498 }
26	2 177	{ 222 }	6 160	{ 628 }	1 569	{ 160 }	6 257	{ 638 }
28	2 442	{ 249 }	8 140	{ 830 }	2 157	{ 220 }	7 904	{ 806 }
30	2 707	{ 276 }	9 003	{ 918 }	2 903	{ 296 }	9 807	{ 1 000 }
32	2 962	{ 302 }	11 572	{ 1 180 }	3 825	{ 390 }	10 787	{ 1 100 }
34	4 168	{ 425 }	16 966	{ 1 730 }	4 952	{ 505 }	13 925	{ 1 420 }

備考 { } の値は、kgf 単位で計算する場合の定数 K 。

12.6 温度上昇と寸法変化

転がり軸受は極めて精密な機械要素の一つであり、温度変化による軸受の寸法精度の変化は無視できない。

そのため、軸受に関する測定は、原則として20°Cにおいて行うことが決められており、また規格に示された寸法も20°Cにおける値を表わすことになっている。

温度変化による寸法の変化は、寸法精度に影響するだけでなく、運転中の軸受内部すきまの変化や、内輪・外輪のしめしろにも変化をもたらす。

また、温度差による寸法変化を利用した焼ばめによって、大きいしめしろをもったはめあいを容易に行うこともできる。

温度上昇による寸法変化量 Δl は、式(1)のように表わされる。

$$\Delta l = \Delta T \alpha l \text{ (mm)} \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 Δl ：寸法変化量 (mm)

ΔT ：温度上昇 (°C)

α ：軸受鋼の線膨張係数

$$\alpha = 12.5 \times 10^{-6} \text{ (1/°C)}$$

l ：もとの寸法 (mm)

式(1)を図で表わすと、図1のようになる。

次のような場合に、図1を利用して、簡単に寸法変化の目安の数値を得ることができる。

- (1) 雰囲気温度による寸法測定値の補正をしたいとき
- (2) 運転中の内輪・外輪温度差による軸受内部すきまの変化量を知りたいとき
- (3) 焼ばめの際、しめしろと加熱温度の関係を知りたいとき
- (4) はめあい面に温度差が生じる場合に、しめしろの変化を知りたいとき

例題

内径110mmの内輪を公差域クラスn6の軸に焼ばめしたいとき、内輪は何度加熱すればよいか。

$\phi 110$ n6の軸と内輪のしめしろの最大は0.065であるが、内輪を容易に軸に押し込むためには0.03~0.04程度すきまがなければならない。したがって、内輪を膨張させる量は、0.095~0.105である。

いま、縦軸 $\Delta l = 0.105$ と、横軸 $l = 110$ との交点を図の上で求めると、 ΔT は70°Cと80°Cとの中間になる($\Delta T \approx 77^\circ\text{C}$ である)。したがって、内輪加熱温度は室温+80°Cにすれば十分である。

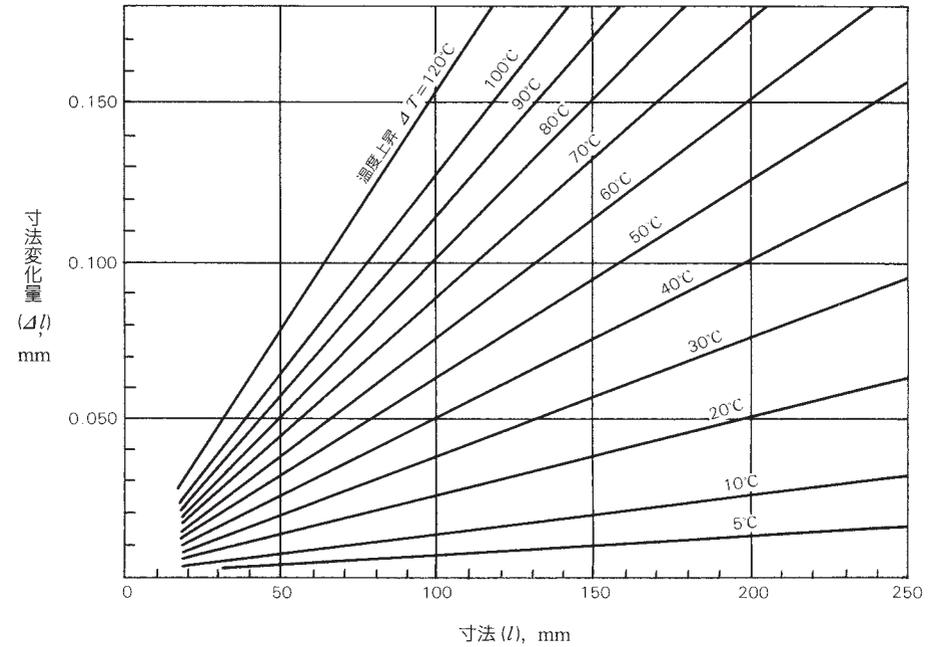


図1 軸受鋼の温度上昇と寸法変化

12.7 軸受容積と見かけの比重

軸受内径を d (mm), 軸受外径を D (mm), 幅を B (mm) とするとき, 軸受の容積 V は次のように表される.

$$V = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) B \times 10^{-3} (\text{cm}^3) \dots\dots\dots (1)$$

ラジアル軸受の主な寸法系列について軸受容積を示すと, 表1のようである.

円すいころ軸受の場合は組立幅を B として, 計算した値である.

軸受の質量を W (kg) とすると $W/V=k$ は見かけの比重と考えることができ, k の値は軸受の形式によってほぼ一定の値になる.

表2に寸法系列ごとにラジアル軸受の k の値を示す. 標準寸法でない軸受の質量を求めたい場合, 軸受容積 V を計算すれば, 表2の見かけの比重 k を用いて, 質量の概算値を知ることができる.

軸受の内径番号	ラジ	
	寸	
	10	30
00	3.6	5.4
01	4.0	6.0
02	5.4	7.9
03	7.4	10.3
04	12.9	17.1
05	14.9	20.0
06	21.7	31.7
07	28.8	41.1
08	35.6	50.0
09	45.2	65.0
10	49.0	70.5
11	71.7	104
12	76.7	111
13	81.6	118
14	113	170
15	119	179
16	159	239
17	175	270
18	217	334
19	226	348
20	236	362
21	298	469
22	369	594
24	396	649
26	598	945
28	632	1 020
30	773	1 240

表1 ラジアル軸受の容積

単位: cm³

アル軸受 (円すいころ軸受を除く)				円すいころ軸受		
法 系 列				寸 法 系 列		
02	22	03	23	20	02	03
5.6	8.8	9.7	15.0	—	—	—
6.9	9.7	11.5	16.3	—	—	—
8.4	11.0	15.7	20.5	—	—	17.2
12.3	16.5	21.1	28.6	—	13.6	23.0
19.9	25.6	27.1	38.0	—	21.7	29.4
24.5	29.4	43.0	60.6	—	26.5	46.1
36.9	46.2	63.9	90.8	28.4	39.3	69.8
52.9	71.5	85.3	126	37.0	56.8	92.4
67.9	86.7	117	168	45.2	74.5	129
77.6	93.9	157	225	56.5	84.9	170
88.0	101	203	301	61.3	95.6	220
115	137	259	384	92	125	281
147	187	324	480	98	159	350
184	249	398	580	104	198	434
202	261	484	705	142	221	525
221	275	580	860	150	241	627
269	342	689	1 020	204	293	750
336	432	810	1 190	230	366	880
412	550	945	1 410	289	446	1 020
500	671	1 095	1 630	301	538	1 200
598	809	1 340	2 080	313	650	1 460
709	985	1 530	2 390	400	767	1 660
833	1 160	1 790	2 860	502	898	1 950
1 000	1 450	2 300	3 590	536	1 090	2 480
1 130	1 810	2 800	4 490	818	1 240	3 080
1 415	2 290	3 430	5 640	866	1 540	3 740
1 780	2 890	4 080	6 770	1 060	1 940	4 520

表2 軸受形式と見かけの比重(k)

軸 受 形 式	主な軸受系列	見かけの比重 k
単列深溝玉軸受(プレス保持器付き)	60, 62, 63	5.3
NU形円筒ころ軸受	NU10, NU2, NU3	6.8
N形円筒ころ軸受	N10, N2, N3	6.5
円すいころ軸受	320, 302, 303	5.5
自動調心ころ軸受	230, 222, 223	6.4

12.8 円すいころ軸受の保持器の出張り量

円すいころ軸受の保持器は、通常、鋼板プレス製で図1のように外輪の側面から出張っている。軸受の取付周りの設計に当っては、ハウジング、間座などの部品に保持器が接触しないようにすることが重要である。併せて、グリース潤滑の場合、グリースの保持スペースを設けること、油潤滑の場合、油の流れを良くするなどの意味もあって、JIS B 1566「転がり軸受の取付関係寸法及びはめあい」や軸受カタログに記載されている S_a 、 S_b より大きな寸法を採用することが望ましい。

しかしながら、アキシャル方向の寸法制限があるなどの理由でこの寸法を小さく設計せざるを得ない場合には、外輪側面からの保持器の出張り量の最大値 δ_1 、 δ_2 (表1) に、可能な限り大きなスペースを加算して、取付関係寸法 S_a 、 S_b を選ぶべきである。

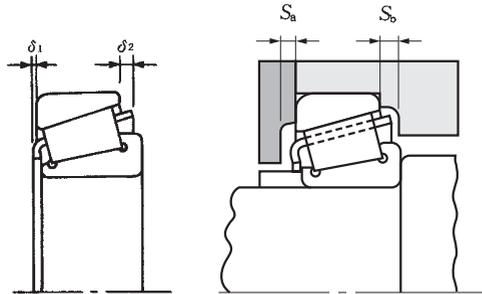


図1 保持器の出張り

図2 軸受の取付関係寸法

表1 円すいころ軸受の保持器の出張り量

単位：mm

軸受の内径番号	HR 329 J		HR 320 XJ	
	δ_1	δ_2	δ_1	δ_2
	02	—	—	—
03	—	—	—	—
04	1.2	2.1	1.5	2.9
/22	—	—	1.7	3.2
05	1.2	2.2	1.9	3.5
/28	—	—	1.9	3.6
06	0.9	2.5	2	3.1
/32	—	—	2.1	3.6
07	1.4	2.5	2.5	3.7
08	2.0	2.7	2.3	4.3
09	2.2	2.5	3	4.4
10	2.2	3.0	3	4.3
11	1.9	3.0	3.2	4.7
12	2.3	3.0	3.4	4.8
13	2.1	3.0	2.7	5.5
14	2.7	4.0	3.0	5.1
15	3.1	4.0	3.6	5.0
16	3.1	4.0	4.5	6.7
17	3.5	4.8	4.3	6.0
18	3.4	5.0	4.4	6.6
19	3.3	4.8	4.6	6.5
20	3.4	4.7	4.5	6.4

軸 受 系 列															
HR 330 J		HR 331 J		HR 302 J		HR 322 J		HR 332 J		HR 303 J		HR 303 DJ		HR 323 J	
δ_1	δ_2														
—	—	—	—	1.9	1.5	—	—	—	—	1.2	3.0	—	—	—	—
—	—	—	—	0.7	2.0	0.4	2.9	—	—	1.5	3.0	—	—	—	—
—	—	—	—	1.1	3.0	0.7	3.5	—	—	1.0	3.0	—	—	1.3	3.2
—	—	—	—	1.2	2.7	1.0	3.8	—	—	1.1	2.7	—	—	—	—
2.0	2.9	—	—	0.9	2.9	1.4	2.5	2.0	2.9	1.7	3.0	2.0	2.7	1.6	4.6
—	—	—	—	1.4	3.4	1.6	3.6	1.8	3.9	1.5	4.6	—	—	—	—
2.0	3.8	—	—	1.4	3.0	1.6	3.3	2.1	4.6	2.1	4.5	1.8	3.6	1.6	4.1
—	—	—	—	1.6	3.3	1.6	2.8	2.2	4.1	—	—	—	—	—	—
2.3	3.2	—	—	2.0	3.0	1.8	4.4	2.7	4.4	3.0	4.5	2.1	4.8	1.2	4.1
2.2	3.0	3.2	4.6	1.1	3.5	1.7	5.5	3.1	5.1	1.8	5.0	—	—	0.6	4.6
2.5	4.1	3.3	4.4	1.8	4.0	2.0	5.1	3.8	5.5	2.5	5.0	2.3	5.6	2.1	5.2
2.5	4.2	3.3	4.7	2.2	4.5	1.2	5.5	3.3	5.4	2.4	6.0	3.0	6.9	1.7	6.0
2.7	4.6	3.4	5.9	3.0	4.5	2.4	4.7	3.6	5.5	2.7	5.7	3.5	6.3	2.1	6.6
3.2	5.0	3.5	5.9	1.5	4.5	3.7	4.4	4.1	6.7	3.1	6.6	3.2	8.0	2.7	6.6
3.2	4.9	4.1	6.4	3.9	4.5	2.9	4.0	5.0	6.8	3.2	6.2	3.9	8.8	2.3	7.5
3.5	5.2	3.9	6.4	3.3	5.0	2.7	5.0	5.0	6.3	3.3	6.5	3.8	8.2	2.1	7.2
3.6	5.0	3.9	6.0	4.0	5.2	2.9	4.8	5.1	7.2	3.0	7.7	3.7	8.6	1.8	7.8
3.8	6.3	3.9	5.8	3.1	5.6	3.1	4.7	4.7	6.9	2.2	7.9	3.4	7.7	2.2	8.0
3.7	5.6	4.8	6.9	3.1	6.3	2.2	5.9	4.6	8.0	3.5	8.5	4.0	10.5	3.0	10.0
3.6	6.0	4.1	6.8	3.6	5.1	2.6	5.2	—	—	4.0	8.5	3.5	9.5	2.0	9.0
3.6	5.8	—	—	3.6	6.0	2.0	5.5	—	—	4.5	8.5	3.5	10.5	3.5	11.5
3.7	5.8	3.9	8.1	3.5	7.0	2.0	5.5	4.0	9.5	4.5	10.0	—	—	2.5	10.5

12.9 軸受軌道輪単体の固有振動数

転がり軸受軌道輪単体の固有振動の中で主なものは、ラジアル方向振動とアキシアル方向振動の二つである。このうちラジアル方向の固有振動は、**図1**に示されるような振動モードのものである。

これらのモードは、振動の方向がラジアル方向であり、そのモードには、その円周上の形状から1次（だ円モード）、2次（3角モード）、3次（4角モード）、……と各次数のモードがある。**図1**に示されるように、1次モードではモードの腹、（又は節）の数が4個であり、変形による波の数は2個となっている。2次、3次の場合には、それぞれ波の数は3個、4個となっている。

軌道輪単体のラジアル方向固有振動数については、薄肉円弧形棒理論に基づいた**式(1)**が実測値とよく合う。

$$f_{RiN} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{Eg}{\gamma}} \frac{I_x}{AR^4} \frac{n(n^2-1)}{\sqrt{n^2+1}} \quad (\text{Hz}) \quad (1)$$

ここで、 f_{RiN} : 軌道輪単体ラジアル方向 i 次の固有振動数 (Hz)

- E : 縦弾性係数 (MPa), {kgf/mm²}
- γ : 比重量 (N/mm³), {kgf/mm³}
- g : 重力加速度 (mm/s²)
- n : 各モードの変形波の数 ($i+1$)
- I_x : 軌道輪の中方軸における断面2次モーメント (mm⁴)
- A : 軌道輪の断面積 (mm²)
- R : 軌道輪の中立軸の半径 (mm)

式(1)の計算を行うには、軌道輪の断面2次モーメントの値などが必要であり、断面形状が複雑な軌道輪では正確に求めることはわずらわしい。

そこで、ラジアル玉軸受の外輪について、おおよその目安としてそのラジアル方向の固有振動数を知りたい場合、**式(2)**を用いるとよい。軸受の内径、外径及び断面形状によって決まる定数を用いて容易に固有振動数を求めることができる。

$$f_{RiN} = 9.41 \times 10^5 \frac{K(D-d)}{\{D-K(D-d)\}^2} \times \frac{n(n^2-1)}{\sqrt{n^2+1}} \quad (\text{Hz}) \dots\dots\dots (2)$$

- ここで、 d : 軸受内径 (mm)
- D : 軸受外径 (mm)
- K : 断面形状によって決まる定数
- $K=0.125$ (シール溝付き外輪)
- $K=0.150$ (開放形の外輪)

もう一つの主な振動モードは、アキシアル方向のものである。

このモードは振動の方向がアキシアル方向であり、**図2**には1次から3次までのモードが示されている。図は横から見たものであり、ラジアル方向の振動モードと同じように、1次、2次、3次モードの変形の波の数は、それぞれ2個、3個、4個となっている。

軌道輪単体のアキシアル方向固有振動数については、円弧形棒理論による式と、円筒殻の無伸張振動理論による式を合成して得られる谷口・遠藤の近似公式(3)がある。

$$f_{AiN} = \frac{\sqrt{3}}{6\pi} n(n^2-1)\rho \sqrt{(1-\nu^2) \left(\frac{\rho}{K}\right)^2 \frac{n^2(n^2+1)\rho^2+3}{n^2\rho^2+6(1-\nu)} + n^2 + \lambda} \times \frac{1}{R} \sqrt{\frac{Eg}{\gamma}} \quad (\text{Hz}) \dots\dots\dots (3)$$

- ここで、 $\kappa = H/2R$
- $\rho = B/2R$

$$\lambda = \frac{1+\nu}{2-1.26\sigma(1-\sigma^4/12)}$$

$$\sigma = \min\left(\frac{K}{\rho}, \frac{\rho}{K}\right)$$

ここで、 f_{AiN} : 軌道輪単体アキシアル方向 i 次の固有振動数 (Hz)

- E : 縦弾性係数 (MPa), {kgf/mm²}
- γ : 比重量 (N/mm³), {kgf/mm³}
- g : 重力加速度 (mm/s²)
- n : 各モードの変形波の数 ($i+1$)
- R : 軌道輪の中立軸の半径 (mm)
- H : 軌道輪の厚さ (mm)
- B : 軌道輪の幅 (mm)
- ν : ポアソン比

この式は、断面形状が長方形の場合のものであるが、軸受軌道輪の場合についても低次モードでは実測値とよく合う。

しかし、この計算は煩雑なので、玉軸受の外輪についておおよその目安としてアキシアル方向固有振動数を知りたいときには、**式(4)**によつてよい。軸受の内径、外径、幅寸法及び外輪の断面形状によって決まる数値を用いて求めることができる。

$$f_{AiN} = \frac{9.41 \times 10^5 n(n^2-1)R_0^2}{B \sqrt{\frac{0.91}{H_0^2} \cdot \frac{n^2(n^2+1)R_0^2+3}{n^2R_0^2+4.2} + n^2 + \frac{1.3}{2-1.26H_0+0.105H_0^5}}} \quad (\text{Hz}) \dots (4)$$

- ここで、 $R_0 = B/\{D-K(D-d)\}$
- $H_0 = K(D-d)/B$

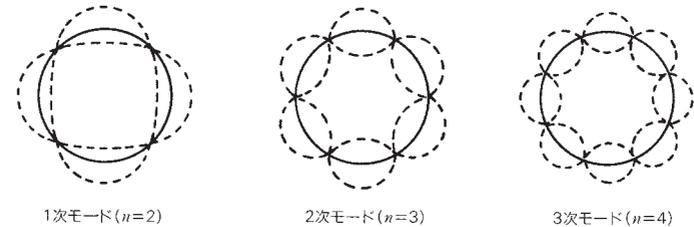


図1 ラジアル方向1～3次の振動モード

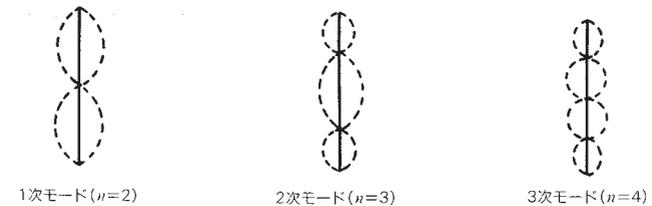


図2 アキシアル方向1～3次の振動モード

12.10 軸受の振動と音響

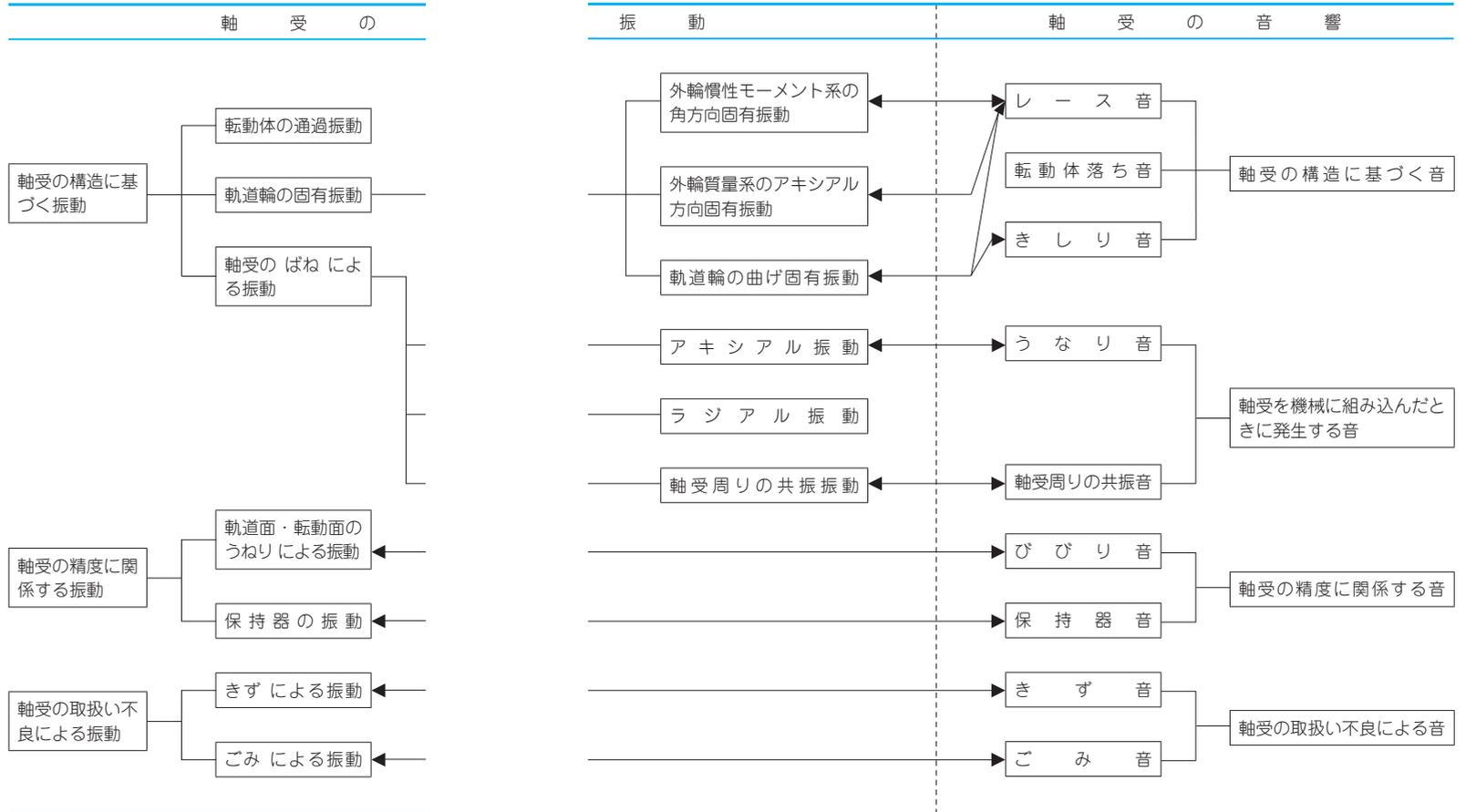
転がり軸受に発生する振動や音響は多種多様であり、その代表的なものを表1のように分類できる。表1は軸受の振動・音響を、現在の優れた加工技術を用いても発生する軸受の構造に基づくものと、それ以外の原因に基づくものとに大別し、更にそれらを幾つかのグループに分類したものである。しかし、各グループ間の境界は絶対的なものではない。軸受の構造に基づく振動・音響であっても、その大小が軸受の精度に関係していたり、逆に精度に関する振動であっても軸受周辺の影響などにより、軸受精度の向上だけでは皆無にできない。

表中の矢印は振動と音響との関連を示し、一般には振動と音響とは因果関係にある。このため、軸受の振動と音響は混同して扱われることがあるが、軸受の通常の使用条件では、1 kHz 近辺が両者の区別の目安となる。すなわち、ほぼ 1 kHz 以下の周波数領域では振動として、それ以上になると音響として問題になることが多い。

しかし、表1に示すような代表的な振動・音響については、その原因がほぼ解明され、実用上問題になることが少なくなっている。ただし、最近の軸受の使用環境の変化に伴い、新たな振動や音響がでてきている。特に低温環境下での異常音の例が多い。それらは軸受内部の摩擦に起因することが多いようである。

このような異常音も含め、軸受の振動・音響を防止したり減少させたりするには、問題にする振動又は音響をあらかじめ絞って対象を明確にしておくことが大切である。最近ではコンパクトで性能の良い録音機器が容易に入手できるので、それらを利用し問題の振動や音響が生じたとき、記録しておくことを推奨する。

表1 転がり軸受の振動と音響の関連



12.11 軸受システムの設計に対する FEMの応用

機械の設計段階で転がり軸受を選定する場合、軸やハウジングの寸法・精度・材質などに加えて、軸受周囲の機械構造や環境をも含めた動的・熱的な問題の検討が必要になることがある。

例えば、機械に組み込まれた軸受の実荷重分布と寿命の予測、異材質の組合せなどによる熱変形差に起因する過負荷やクリープの問題、あるいは、軸受の昇温・温度分布の推定などである。

NSK では、このような軸と軸受システムの解析・検討に有限要素法 (FEM) を用いて、軸受の最適設計を行なっている。

ここでは、熱伝導に関する問題について、FEM を利用した解析例を示す。図1は、軸とハウジングの外表面を水冷する場合、軸受の熱抵抗やはめあい部分の熱抵抗を考慮して、圧延機用軸受の定常状態における温度分布を計算した例である。

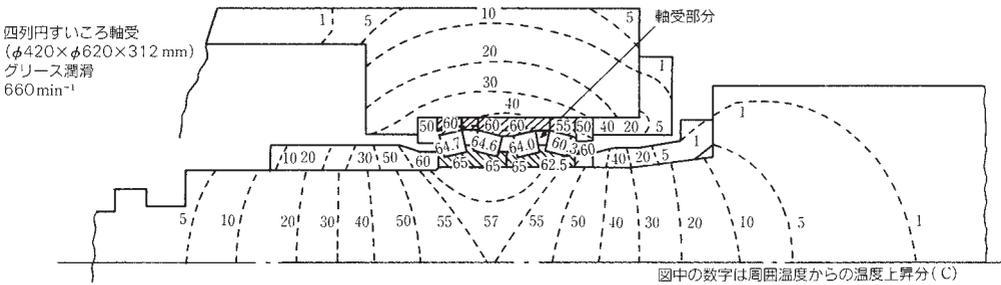


図1 圧延機中間ロール温度分布の計算例

この解析では、昇温による軸受の内部すきまの減少量や軸と内輪との間のはめあいにおけるすきまの増加量などわかる。図2は、旋盤主軸台について、回転開始後、時間の経過に伴う温度分布変化を計算したものである。図3は、そのときの軸受主要部分の温度変化の計算例である。この例では、回転開始後に軸受予圧が増加し、約10分後に軸受予圧荷重が極大値をとることなどが予想できる。

軸受システムの FEM 熱解析においては、発生熱量の算定や周囲環境との境界条件の設定が難しいことが多い。NSK では、FEM を更に有効利用できるように、FEM 解析したデータの蓄積、並びに解析技術の向上を進めている。

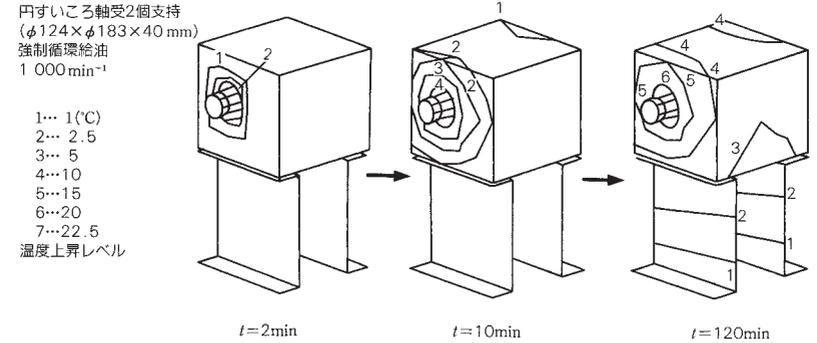


図2 旋盤主軸台の温度上昇の計算例

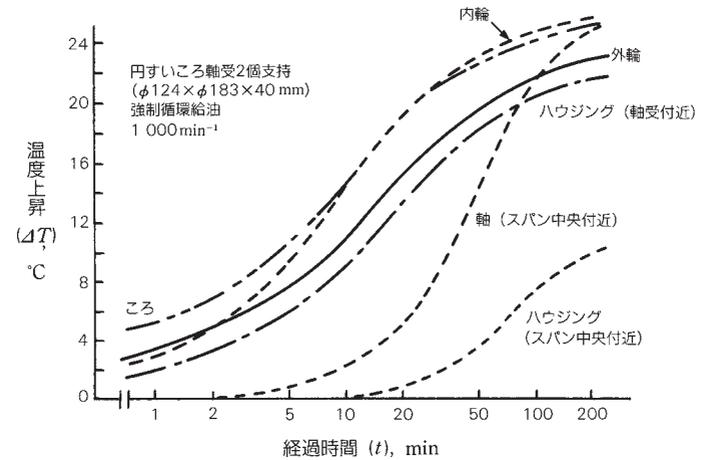


図3 軸受システムの温度上昇計算例

FEM 解析を応用した例として、厚板圧延機においてハウジングを支持するロッカープレートの形状が、円すいころ軸受(φ489 × φ635 × 321)の寿命とハウジング応力に及ぼす影響について検討した結果を紹介する。図4は、解析の対象としたハウジングとロッカープレートの概略である。ロッカープレート内側の逃し量 l を種々変えて解析した結果、次のことがわかった。

- (1) ハウジングに生じる応力(最大主応力)の最大値 δ_{max} は、ハウジング最下部に生じる。
- (2) l の増加とともに δ_{max} は増大するが、材料の疲労限に比べると小さい。
- (3) 軸受の転動体荷重分布は l によって大きく変化し、 $l/L=0.7$ 付近で軸受寿命は最大となる。

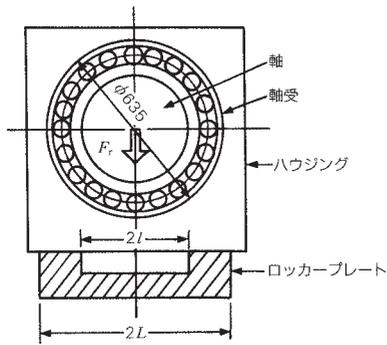


図4 圧延機ハウジングとロッカープレートの概略

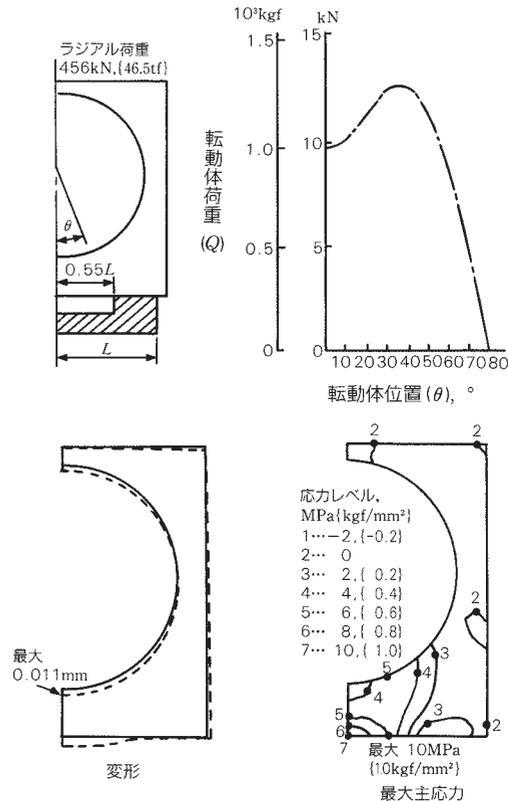


図5 ハウジング応力と軸受の転動体荷重分布の計算例

(4) ハウジングに発生する応力と軸受寿命から、この例では、 $l/L=0.5 \sim 0.7$ が適切と考える。

図5は、 $l/L=0.55$ のときのハウジングの応力分布と変形及び転動体荷重分布の計算結果である。

図6は、 l の変化に伴うハウジングの応力と軸受寿命の計算結果である。

以上のように FEM 解析は、軸受システムの設計に大きな役割を果たしており、その解析対象は表1に示すように多岐にわたっている。このほか、ころ軸受のつばの強度解析、保持器の固有モード解析など、軸受部品単体についても解析を行っており、NSK 軸受の設計の高度化に役立っている。

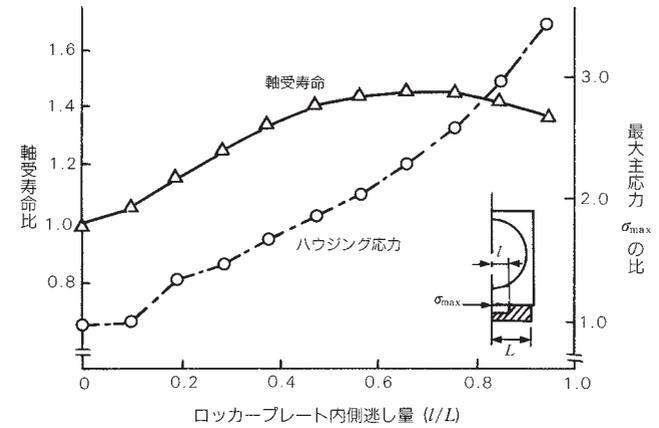


図6 ハウジング応力と軸受寿命の計算値

表1 FEM による軸受システム解析例

軸受の用途	軸受システムの解析例	解析目的
自動車	●ハブユニット ●テンションブリー ●デフ周辺構造 ●ステアリングジョイント	強度、剛性、クリープ、変形、軸受寿命
電機	●モータブラケット ●オルタネータ ●クリーナ用軸受 ●HDD用ピボット軸受ユニット	振動、剛性、変形、軸受寿命
鉄鋼機械	●ロールネック軸受周辺構造(冷延、熱延、テンパーミル) ●圧下スクリー軸受 ●連鋳ロール用ハウジング	強度、剛性、変形、温度分布、軸受寿命
工作機械	●マシニングセンタ主軸 ●研削スピンドル ●旋盤主軸 ●テーブル駆動系周辺構造	振動、剛性、温度分布、軸受寿命
その他	●ジェットエンジン主軸 ●車軸軸受箱 ●半導体関連機械 ●エンジンブロック ●旋回輪周辺構造	強度、剛性、熱変形、振動、変形、軸受寿命

13. NSK 専用軸受

13.1 ジャイロ用超精密玉軸受

(1) ジャイロとジャイロ用軸受

航空機や船舶などの航行姿勢や角速度を検知するジャイロは、検出する運動の方向、速度などの数によって構造的に1自由度及び2自由度のジャイロに分けられる(図1)。

それらのジャイロに使用される軸受の特性がジャイロの性能に大きく影響するため、超精密なミニアチュア軸受の中でも最高度の性能が要求されている。高速回転するロータ軸を支持する軸受及びその枠(ジンバル)を支持する軸受には、ともに安定した低摩擦トルクが要求される。

ジャイロ用転がり軸受の主な形式とその使用条件は、表1に示すとおりである。

ロータ用、ジンバル用ともに主としてインチ系列の超精密軸受が使われ、その主要寸法及びNSKの呼び番号の代表的なものを表2に示す。

なお、特殊形状のジャイロ専用軸受も多い。

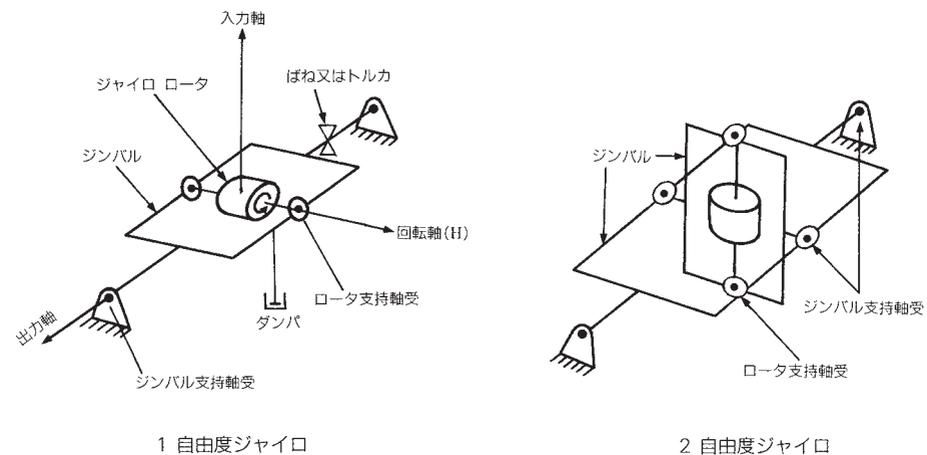
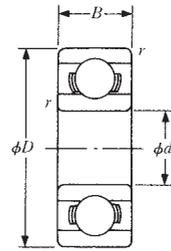


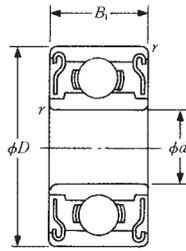
図1 ジャイロの形式

表1 ジャイロ用軸受の形式と使用条件

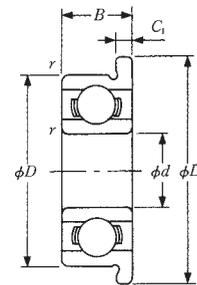
用途	主な軸受形式	使用条件例
ロータ用	アンギュラ玉軸受, エンドキャップ玉軸受	12 000, 24 000min ⁻¹ 又は36 000min ⁻¹ 60~80℃ ヘリウムガス中
ジンバル用	深溝玉軸受, その他特殊形状軸受	±2° 揺動 常温~80℃ シリコン油又は大気中



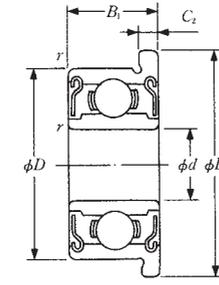
開放形



両シールド形



フランジ付き開放形



フランジ付き両シールド形

表2 ジャイロ用軸受の主要寸法と呼び番号

d	主要寸法(mm)				呼 び 番 号	
	D	B	B ₁	r (最小)	開 放 形	両シールド形
1.016	3.175	1.191	—	0.1	R 09	—
1.191	3.967	1.588	2.380	0.1	R 0	R 0 ZZ
1.397	4.762	1.984	2.779	0.1	*R 1	R 1 ZZ
1.984	6.350	2.380	3.571	0.1	*R 1-4	R 1-4 ZZ
2.380	4.762	1.588	—	0.1	*R 133	—
	4.762	—	2.380	0.1	—	R 133 ZZS
	7.938	2.779	3.571	0.15	*R 1-5	R 1-5 ZZ
3.175	6.350	2.380	2.779	0.1	*R 144	R 144 ZZ
	7.938	2.779	3.571	0.1	R 2-5	R 2-5 ZZ
	9.525	2.779	3.571	0.15	*R 2-6	R 2-6 ZZS
	9.525	3.967	3.967	0.3	*R 2	R 2 ZZ
	12.700	4.366	4.366	0.3	R 2 A	R 2 AZZ
3.967	7.938	2.779	3.175	0.1	R 155	R 155 ZZS
4.762	7.938	2.779	3.175	0.1	R 156	R 156 ZZS
	9.525	3.175	3.175	0.1	R 166	R 166 ZZ
	12.700	3.967	4.978	0.3	*R 3	R 3 ZZ
6.350	9.525	3.175	3.175	0.1	R 168 B	R 168 BZZ
	12.700	3.175	4.762	0.15	R 188	R 188 ZZ
	15.875	4.978	4.978	0.3	*R 4 B	R 4 BZZ
	19.050	5.558	7.142	0.4	R 4 AA	R 4 AAZZ
7.938	12.700	3.967	3.967	0.15	R 1810	R 1810 ZZ
9.525	22.225	5.558	7.142	0.4	R 6	R 6 ZZ

* ロータ用としてアンギュラ形の軸受もある。

主要寸法(mm)			呼 び 番 号	
D ₁	C ₁	C ₂	フランジ付 き開放形	フランジ付 き両シールド形
—	—	—	—	—
5.156	0.330	0.790	FR 0	FR 0 ZZ
5.944	0.580	0.790	FR 1	FR 1 ZZ
7.518	0.580	0.790	FR 1-4	FR 1-4 ZZ
5.944	0.460	—	FR 133	—
5.944	—	0.790	—	FR 133 ZZS
9.119	0.580	0.790	FR 1-5	FR 1-5 ZZ
7.518	0.580	0.790	FR 144	FR 144 ZZ
9.119	0.580	0.790	FR 2-5	FR 2-5 ZZ
10.719	0.580	0.790	FR 2-6	FR 2-6 ZZS
11.176	0.760	0.760	FR 2	FR 2 ZZ
—	—	—	—	—
9.119	0.580	0.910	FR 155	FR 155 ZZS
9.119	0.580	0.910	FR 156	FR 156 ZZS
10.719	0.580	0.790	FR 166	FR 166 ZZ
14.351	1.070	1.070	FR 3	FR 3 ZZ
10.719	0.580	0.910	FR 168 B	FR 168 BZZ
13.894	0.580	1.140	FR 188	FR 188 ZZ
17.52	1.070	1.070	FR 4 B	FR 4 BZZ
—	—	—	—	—
13.894	0.790	0.790	FR 1810	FR 1810 ZZ
24.613	1.570	1.570	FR 6	FR 6 ZZ

(2) ジャイロ軸受の特性

(2.1) ロータ用軸受

ロータ用軸受には、高速回転のもとで回転トルクが極めて低く変動がなく、かつ長時間安定していることが要求される。このため、油を含浸させた保持器を用いることが多い。潤滑油を溶剤で溶かして軸受に注入する潤滑方法もあるが、摩擦トルクは油量の影響を受けるので適切な濃度調整が必要である(図2)。この場合には油量を遠心分離で調整し、変動のない回転トルクにする。軸受の形式としては、エンドキャップと外輪を一体とした特殊な形状のものもある(図3)。

(2.2) ジンバル用軸受

ジンバル用軸受には、ジャイロの出力軸として低摩擦トルクと耐振動特性が要求される。表3に代表的な軸受について最大起動トルクを示すが、軌道溝の加工や保持器の特殊設計によって更に低い起動トルクが得られている。

また、外部振動によるフレッチングが懸念される場合、軌道に硬質被膜処理をして、耐振動特性を向上させた例もある。

ロータ用、ジンバル用軸受に対する仕様を表4に示す。

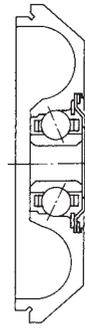


図3 エンドキャップ玉軸受の例

表3 軸受の最大起動トルク

軸受の呼び番号	測定荷重 mN {gf}	ラジアル内部すきま (μm)				
		MC2 3~8	MC3 5~10	MC4 8~13	MC5 13~20	MC6 20~28
		最大起動トルク (μN·m) (mgf·mm)				
R1	735 {75}	7.95 {810}	7.35 {750}	6.75 {690}	6.10 {620}	5.20 {530}
R1-5	735 {75}	13.2 {1 350}	12.3 {1 250}	11.8 {1 200}	10.7 {1 090}	9.70 {990}
R144	735 {75}	8.92 {910}	8.35 {840}	7.65 {780}	6.85 {700}	6.08 {620}
R2	735 {75}	14.7 {1 500}	13.7 {1 400}	12.7 {1 300}	11.8 {1 200}	11.4 {1 160}
R3	3 900 {400}	63.5 {6 500}	54.0 {5 500}	54.0 {5 500}	49.0 {5 000}	44.0 {4 500}
R4B	3 900 {400}	68.5 {7 000}	59.0 {6 000}	59.0 {6 000}	54.0 {5 500}	49.0 {5 000}

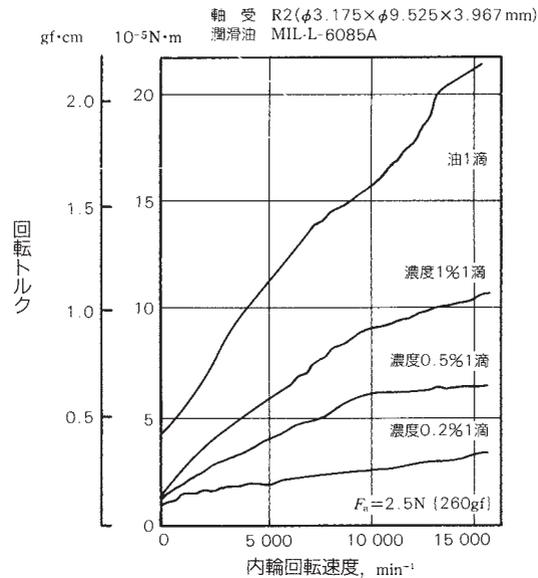


図2 油量と回転トルク

表4 ロータ用、ジンバル用軸受の仕様(例)

区分	ロータ用軸受	ジンバル用軸受
軸受形式	アンギュラ形	深溝形又はアンギュラ形
軸受の精度	CLASS 7P以上	CLASS 5P又はCLASS 7P
潤滑方法	油含浸保持器で自己潤滑(グリース併用あり)	油潤滑、適量注入
保持器	フェノール積層材	鋼板製(低トルク設計)
玉の精度	等級3程度のもの	等級5程度以上のもの
軸受の接触角(°)	20~28	—

13.2 真空用軸受

—X線管用玉軸受—

X線発生管の回転陽極用の玉軸受は、高真空、高温、高速という厳しい条件で使われる。

X線管は図1のような構造をもち、内部圧力は0.13mPa (10^{-6} Torr) 以下である。陰極（フィラメント）より陽極（ターゲット）に向かって熱電子が流れ、陽極上でX線が発生する。

ロータはモータの一部であり、外から電磁的に駆動される。回転速度は、 $3\,000 \sim 10\,000\text{min}^{-1}$ が多い。陽極の回転方式には、内輪回転及び外輪回転がある（図2）。一般に、内輪回転のほうが剛性が高く、軸受温度も低目であるが、構造は複雑になる。

陽極の発熱のため、陽極側の軸受は最高 $400 \sim 500^{\circ}\text{C}$ 、反対側の軸受でも $200 \sim 300^{\circ}\text{C}$ に達する。そのために軸受には、耐熱性に優れた高速度工具鋼が用いられる。

X線管の多くは医療用であるため、静粛な回転が必要である。しかし、構造上、剛性を高めにくい上に、激しい温度変化のため、軸受の内部すきまが大きく変化するので、防振には不利である。そのため、軸受及びその周辺の設計には細心の注意が払われている。

軸受は内径 $6 \sim 10\text{mm}$ のものが多く、図3に構造の例を示す。

- (a) は打抜き保持器付き
- (b) は外輪軌道全体を円筒面にしたもの
- (c) は外輪軌道の片側を円筒面にして熱膨張による内輪・外輪のずれを軸方向に逃がすようにしたもの。

なお、(b) 及び (c) は通常、総玉形の軸受である。

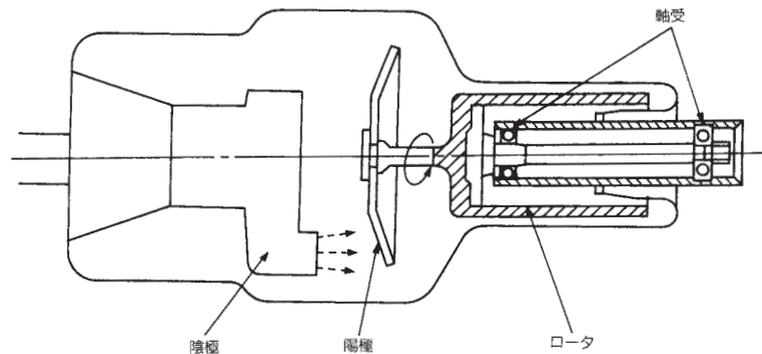


図1 X線管の構造例

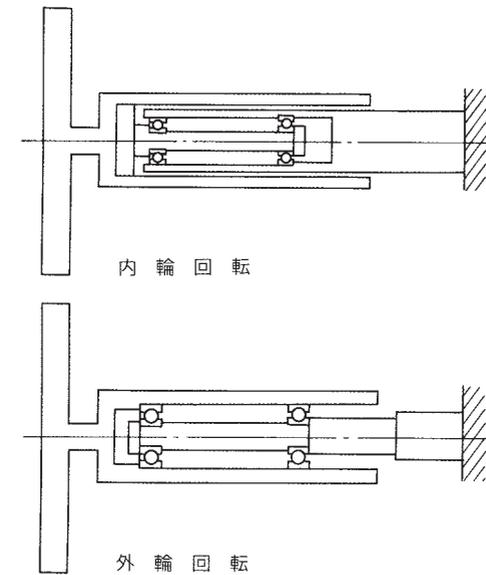


図2 陽極の軸受と回転方式

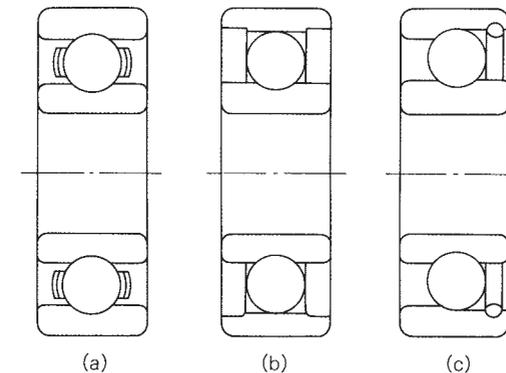


図3 X線管用軸受の構造例

X線管用玉軸受の最大の問題点は、その潤滑方法である。真空中で高温のため固体潤滑剤を用いるが、次のいずれかによることが多い。

- (1) 保持器ポケット面に二硫化モリブデンなど層状構造の固体潤滑剤をつける。
- (2) 玉や内輪・外輪軌道の表面に軟質金属（銀又は鉛）の薄い被膜をつける。

方法の(2)は、多くは総玉軸受の場合であり、被膜のつけ方は、めっき、イオンプレーティングなどによる。

軟質金属被膜をした玉軸受を真空中で耐久試験した結果を、次に示す。図4は、内径8mm、外径22mmの玉軸受を0.13mPa { 10^{-6} Torr} 中で、 $9\,000\text{min}^{-1}$ 、アキシャル荷重20N {2kgf}、常温で回転させたときの耐久時間の比較である。図5は、そのときの回転トルクの時間変化である。

玉だけをセラミックにした場合、無潤滑では軌道の摩耗が多かったが、軌道に被膜のあるときには、トルク変動も小さく安定している。図6は、更にハウジング温度を300°Cにした場合、内径9.5mm、外径22mmの玉軸受をアキシャル荷重5N {0.5kgf} 又は20N {2kgf}、 $9\,000\text{min}^{-1}$ で回転させた試験の一例である。

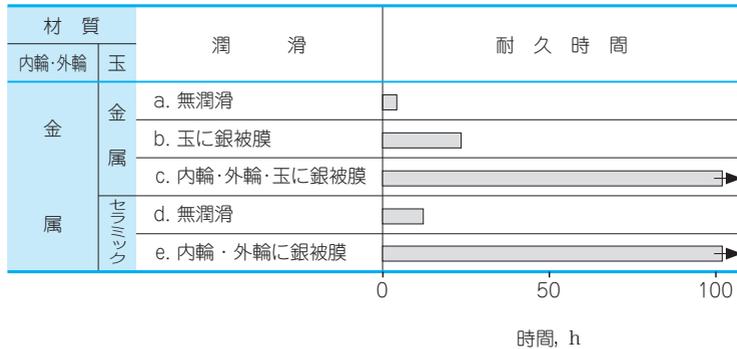


図4 潤滑条件と耐久時間(常温)

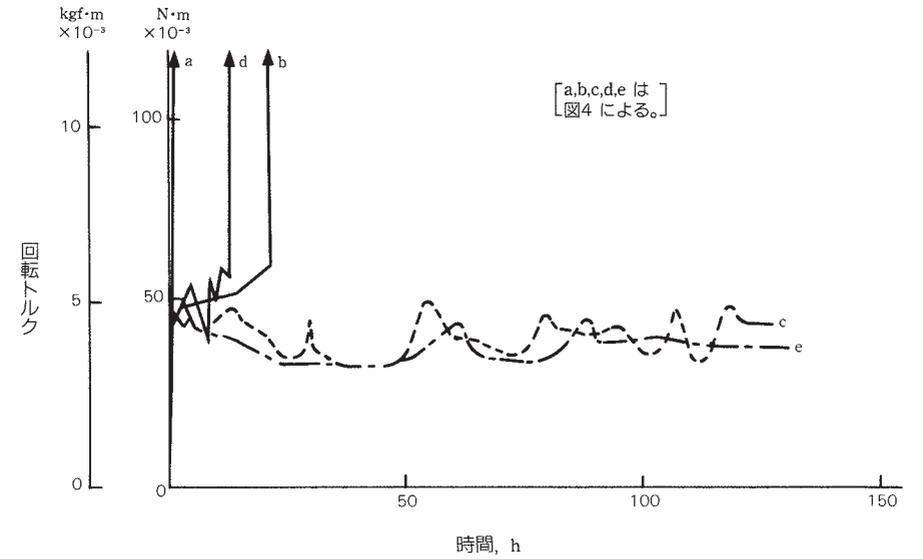


図5 トルクと耐久性

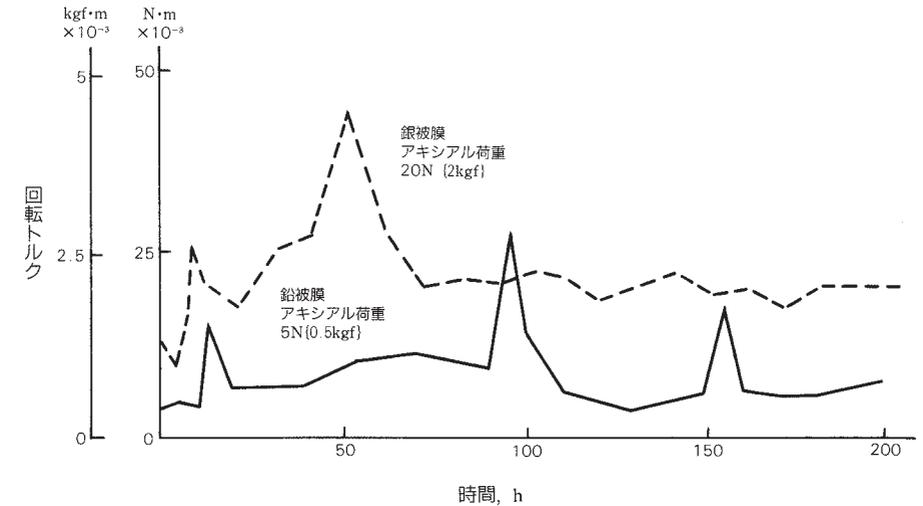


図6 潤滑条件と耐久時間(高温)

13.3 高真空用玉軸受

普通の潤滑油やグリースが使えないような高真空用として、固体潤滑剤の被膜を施した玉軸受がある。それらの軸受の呼び番号及び主要寸法を表1に示す。それらの軸受には、保持器付きと総玉形式とがあり、用途によってはフランシ付きやシールド付きの軸受も使われる。

保持器付き軸受では、保持器の形状・材質に適切なものを選ぶことにより、低速では低トルクで安定した回転を得ることができる。しかし、高速では保持器と玉との間の滑り摩擦が大きくなり、総玉形式の軸受のほうが適している。

表1 高真空用玉軸受の主要寸法

呼び番号	主要寸法(mm)		
	d	D	B
U-694hS	4	11	4
U-625hS	5	16	5
U-626hS	6	19	6
U-627hS	7	22	7
U-608hS	8	22	7
U-629hS	9	26	8
U-6000hS	10	26	8
U-6200hS	10	30	9
U-6001hS	12	28	8
U-6201hS	12	32	10
U-6002hS	15	32	9
U-6202hS	15	35	11
U-6003hS	17	35	10
U-6203hS	17	40	12
U-6004hS	20	42	12
U-6204hS	20	47	14
U-6005hS	25	47	12
U-6205hS	25	52	15
U-6006hS	30	55	13
U-6206hS	30	62	16
U-6007hS	35	62	14
U-6207hS	35	72	17
U-6008hS	40	68	15
U-6208hS	40	80	18

備考 軸受の形式は、開放形、シールド形及び総玉形とする。
材質は SUS440C である。

保持器付き軸受と比較すると総玉軸受は玉どうしの滑り接触のため回転トルクはやや大きい。摩擦が少なく、トルク変動も小さい。そのため総玉軸受は、低速から高速まで使われる。

固体潤滑剤としては、Ag (銀) や Pb (鉛) などの軟質金属、二硫化モリブデン (MoS₂) などの層状構造物が使われる。これらの固体潤滑剤の薄膜で潤滑された軸受の 100 ~ 9 000min⁻¹ における摩擦・摩擦特性の例を、表2及び図1~3に示す。表2から、Ag は特に摩擦をきらい場合に、Pbや MoS₂ は低トルクを要求される場合に推奨される。

表2 高真空用玉軸受の特性

被膜の種類	摩擦特性			アキシャル荷重との関係 図3	摩擦量
	トルク値	回転速度との関係			
		比較的低速 図1	比較的高速 図2		
Ag	大 △	ほとんど変化なし ○	回転速度とともに増加 △	荷重とともに急増 △	少ない ○
Pb	中 ○	ほとんど変化なし ○	回転速度とともに増加 △	荷重とともに微増 △	Agより多い △
MoS ₂	小 ○	ほとんど変化なし ○	ほとんど変化なし ○	荷重とともに微増 ○	Agより多い △

備考 ○：優れている △：比較して劣る

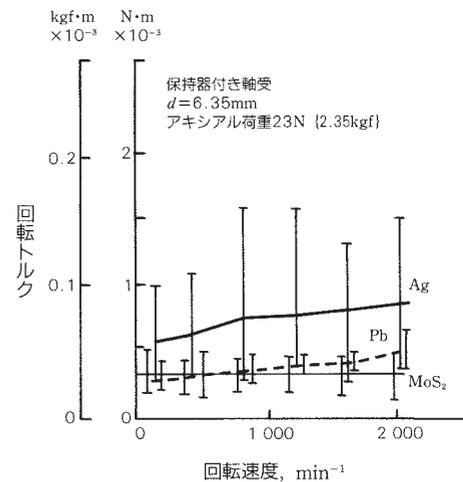


図1 回転速度と回転トルク

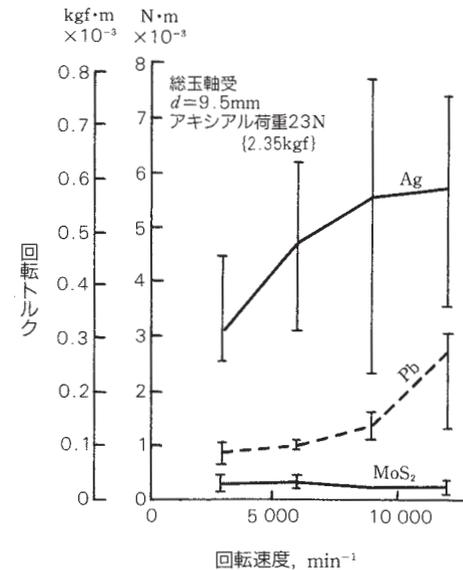


図2 回転速度と回転トルク

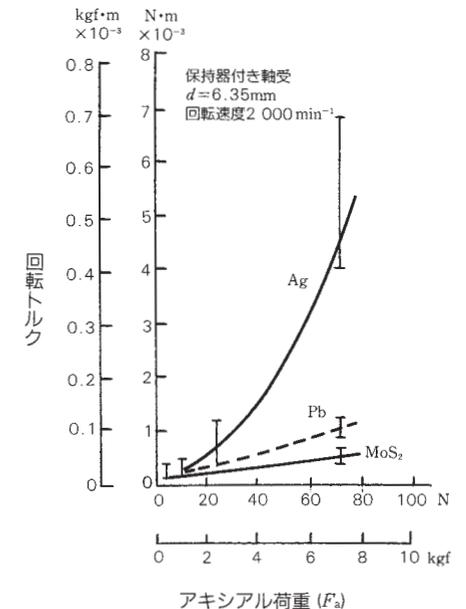


図3 アキシャル荷重と回転トルク

13.4 軽接触密封玉軸受

回転機器の小形軽量化や低トルク化に伴い、それらの機器に使用される軸受にも、高密封性能に併せて低トルク化が要求されるようになってきている。

これらの要求に応えたのが、DDW シール軸受であり、標準接触シールのDDU 軸受に比較して、次のような特長をもっている。

1. シールの主クリップと内輪とのしめしろが少なく、主リップの腕が長くかつ細いため、シールのリップ圧が小さく、低トルクとなっている。
2. 遠心力でダストを外へ飛ばす作用のある内輪シール溝の外側斜面に主リップが接触しているため、防じん性能が特に優れている。

3. 主リップが内輪シール溝の外側斜面に接触しているため、軸受内部圧力が主リップ部から逃げにくく、内圧が逃げる際に生じるグリースの漏れが発生しにくい。

現在、軸受内径 10～50mm の軸受が用意されているが、それ以上の寸法の軸受については、ご相談ください。

ニトリルゴムのシールの場合、DDWシールの色相は、緑色が標準である。非接触シールVV の黒、標準接触シールDDU の茶色と識別しやすい。図1にDDWシール軸受の概略図を、図2に評価試験の結果例を示す。

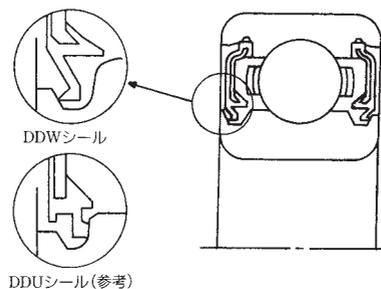
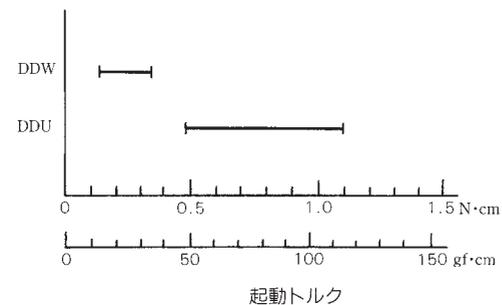


図1 DDW シール軸受

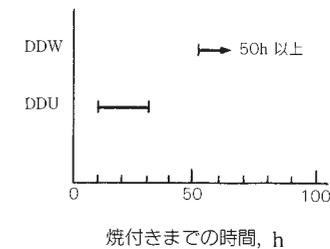
1. 起動トルク

雰囲気温度：常温



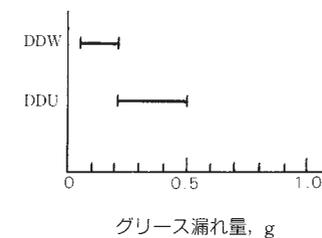
2. 防じん性能

回転速度：6 700 min⁻¹
ラジアル荷重：147N (15kgf)
雰囲気温度：100°C
ダスト量：200g/試験機



3. グリース漏れ性能(高速)

回転速度：20 000 min⁻¹
ラジアル荷重：147N (15kgf)
雰囲気温度：100°C
運転時間：24h



試験軸受：6203 各4個
グリース：エステル系リチウムグリース、空間容積の45%封入

図2 DDW シール軸受の評価試験例

13.5 トランスミッション用 密封クリーン軸受

トランスミッション用密封クリーン軸受は、ギヤボックス中の異物の侵入を防ぎ、軸受の疲れ寿命を飛躍的に増大させた特殊シール付き軸受である。

これらの軸受は、実機トランスミッション耐久試験において、標準の玉軸受の6～10倍ほどの耐久寿命をもっていることが確認されている。

ギヤボックス内のギヤ油中に浮遊している有害な微小異物の侵入を特殊なシールで防ぎ、異物のかみ込みによる軌道の圧こんを極力少なくしている。そのために、軸受の疲労パターンを、表面疲労のパターンから軸受本来の疲れ寿命の基準となっている内部疲労パターンに替え、軸受の長寿命化を図っている。また、最近のギヤ油の低粘度の傾向に対しても、あまり影響を受けず、開放形軸受に比べ有利である。

これらの密封クリーン軸受は、トランスミッション専用軸受として、通称、TM玉軸受と呼ばれ、次の四つの大きな特長をもっている。

1. トランスミッション用軸受として、満足できる設計仕様になっている。
2. 初期の潤滑を補助するため、ギヤ油と親和性のあるグリースを封入している。
3. 異物の侵入を防止し、潤滑油は流入できるシールリップ構造になっている(図1)。
4. 通常の接触シール軸受と比較し、低トルクである。

なお、これらのTM玉軸受は、表1に示すようにシリーズ化されており、現在使われている軸受系列62及び63の開放形軸受と呼び寸法が同じであり、取替えが可能である。

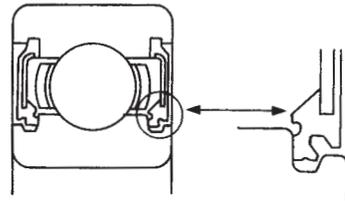


図1 断面及び拡大図

表1 TM玉軸受の諸元

呼び番号	主要寸法 (mm)			基本定格荷重			
	d	D	B	(N)		(kgf)	
				C_r	C_{or}	C_r	C_{or}
TM203	17	40	12	9 550	4 800	975	490
TM303	17	47	14	13 600	6 650	1 390	675
TM204	20	47	14	12 800	6 600	1 300	670
TM304	20	52	15	15 900	7 900	1 620	805
TM2/22	22	50	14	12 900	6 800	1 320	695
TM3/22	22	56	16	18 400	9 250	1 870	940
TM205	25	52	15	14 000	7 850	1 430	800
TM305	25	62	17	20 600	11 200	2 100	1 150
TM2/28	28	58	16	16 600	9 500	1 700	970
TM3/28	28	68	18	26 700	14 000	2 730	1 430
TM206	30	62	16	19 500	11 300	1 980	1 150
TM306	30	72	19	26 700	15 000	2 720	1 530
TM2/32	32	65	17	20 700	11 600	2 120	1 190
TM3/32	32	75	20	29 400	17 000	3 000	1 730
TM207	35	72	17	25 700	15 300	2 620	1 560
TM307	35	80	21	33 500	19 200	3 400	1 960
TM208	40	80	18	29 100	17 800	2 970	1 820
TM308	40	90	23	40 500	24 000	4 150	2 450
TM209	45	85	19	31 500	20 400	3 200	2 080
TM309	45	100	25	53 000	32 000	5 400	3 250
TM210	50	90	20	35 000	23 200	3 600	2 370
TM310	50	110	27	62 000	38 500	6 300	3 900
TM211	55	100	21	43 500	29 300	4 450	2 980
TM311	55	120	29	71 500	44 500	7 300	4 550
TM212	60	110	22	52 500	36 000	5 350	3 700
TM312	60	130	31	82 000	52 000	8 350	5 300
TM213	65	120	23	57 500	40 000	5 850	4 100
TM313	65	140	33	92 500	60 000	9 450	6 100
TM214	70	125	24	62 000	44 000	6 350	4 500
TM314	70	150	35	104 000	68 000	10 600	6 950

13.6 圧延機ロールネック用 密封クリーン軸受

圧延機ロールネック軸受の周辺には、多量のロール冷却水（又は圧延油）や、スケールなどが飛散している。その上、ロールとチョックの敏速な着脱の必要性などから、チョックに装着されたオイルシールは、損傷する機会が多く、ロールネック軸受は、冷却水やスケールなどが侵入しやすい環境条件におかれている。

使用後の軸受内のグリースを調査すると、多量の水分を含んでいたり、また、軸受の軌動を観察してみると、使用後短期間でスケールなどの異物をかみ込んだ圧こんが無数に付いていて、軌道面の疲労が進行している例が多い。

これらの調査と解析の結果から NSK が開発したロールネック用密封クリーン軸受は、既に国内外で数多く使用されている。

ロールネック用密封クリーン軸受の特長は、次のとおりである。

(1) グリースの補給工数の削減が可能になり、従来、1 軸受当り 1 日 1 回以上のグリース補給を行っていた工数が全く不要になる。このため、メンテナンスコストの大幅な削減が可能である。

(2) 軸受両端部にシールを内蔵することによって、取扱中のシール損傷の機会をなくし、水やスケールの軸受内への侵入を確実に防ぐことができる。この結果、転がり疲れ寿命が著しく向上し、焼付事故なども減少する。

(3) グリース使用量の削減が可能になった。例えば、5 スタンドの冷間圧延機ワークロールで、チョック 3 まわりの使用例を想定すると、軸受は総数 60 個（4 個 × 5 スタンド × 3 まわり）あり、その場合、年間 10 ～ 15 トンのグリースを節約できる。

(4) 軸受の分解洗浄の周期が延長された。従来、約 3 か月で分洗していたものが、6 か月以上の周期となり、作業工数が削減できる。ただし、圧延機の条件によって、適切な周期の設定が必要である。

(5) グリースの補給工数、グリース使用量の削減によりロールショップ、ミル周りの汚れが減り、作業環境が改善される。

図 1 にロールネック用密封クリーン軸受の組立の例を示す。代表的な密封クリーン軸受の寸法例を表 1 に示す。詳細については NSK カタログ大形転がり軸受 CAT.No.125 をご参照ください。

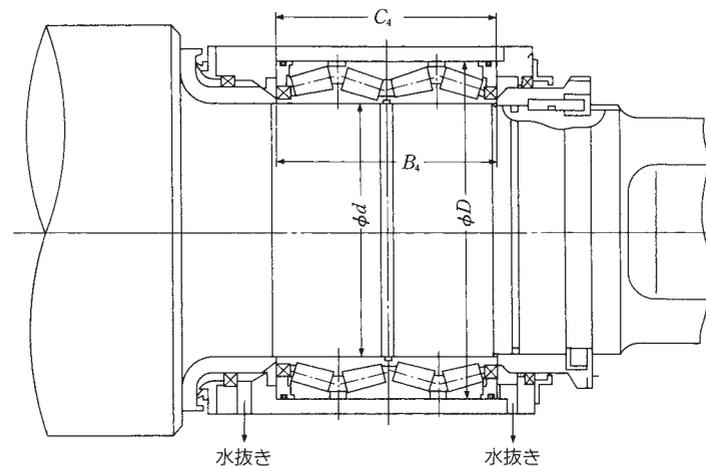


図 1 ロールネック用密封クリーン軸受組立図例

表 1 ロールネック用密封クリーン軸受の主要寸法

呼び番号	主要寸法 (mm)			
	d	D	B ₁	C ₄
STF 215 KVS 2851 Eg	215.900	288.925	177.800	177.800
STF 245 KVS 3402 Eg	245.000	345.000	310.000	310.000
STF 279 KVS 3954 Eg	279.400	393.700	320.000	320.000
STF 310 KVS 4301 Eg	310.000	430.000	310.000	310.000
STF 343 KVS 4551 Eg	343.052	457.098	254.000	254.000
STF 482 KVS 6151 Eg	482.600	615.950	330.200	330.200

13.7 チェーンコンベア用軸受

製鉄所などにおいて、各工程間の半製品や製品（コイルなど）の搬送には数多くのチェーンコンベアが用いられている。このチェーンコンベアには、専用軸受としてチェーンコンベア用軸受が使われている。リンクプレートを接続するピンに内輪が固定され、車輪の役目を果たす外輪がレールの上を転がりながら移動し、品物が搬送される。

チェーンコンベアの構造は、用途によって種々あるが、製鉄設備の中で、最も代表的なコンベアを **図1**、**図2** に示す。

チェーンコンベア用軸受は極低速で外輪回転し、比較的重荷重を受け、衝撃力も受ける。また、高温の雰囲気下で、水・スケールの多い悪環境下で使われる。したがって、ローラ（外輪）の耐摩耗性をもたせ、破壊強度を上げる必要から、厚肉に設計し、浸炭化又は特殊熱処理により耐衝撃力を増している。重荷重に耐えるため、総ころ形の円筒ころ軸受とし、まれに複列円すいころ軸受を用いることもある。

シールの構造によって、S形（サイドシール形、**図3**）及びラビリンス形（**図4**、**5**）とがあり、グリース密封性、防じん性及び防水性が考慮されている。特にS形は接触シールの採用により、密封性がより向上している。

通常、外輪外径は円筒面で、外輪幅より内輪幅が大きい形式（**図3**、**図4**）とほぼ内輪・外輪の幅が同じ形式（**図5**）とがある。

チェーンコンベア用軸受の特長をまとめると、以下のとおりである。

- (1) ローラ（外輪）は厚肉であり、浸炭化又は特殊熱処理により、衝撃荷重に強く、耐摩耗性がある。
- (2) 特殊テンパー処理により、高温下の使用に適している。
- (3) メンテナンスフリーを目的にした適正グリースが封入されており、耐久性、経済性に優れている。

(4) シール構造は、グリース密封性、防じん・防水性に優れ、衝撃力によるシール外れの防止対策がなされている。特にS形は接触シールの採用により、シール性の向上が図られており、軸受の長寿命化、補給グリースとその工数の大幅な削減、設備周辺部の清浄化が可能である。

軸受の諸元の一例を表**1**に示すが、表**1**に示す以外の軸受については、NSKにご相談下さい。

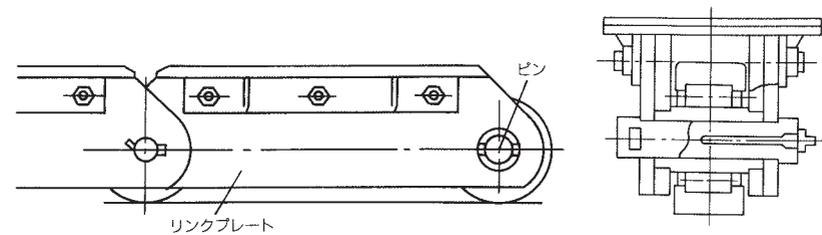


図1

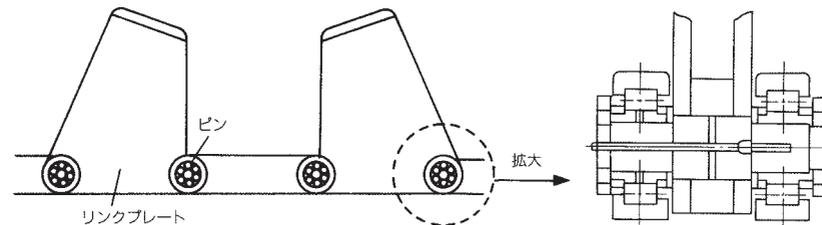


図2

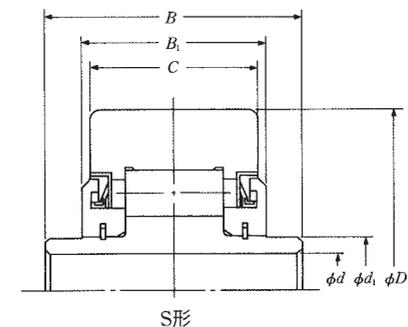


図3

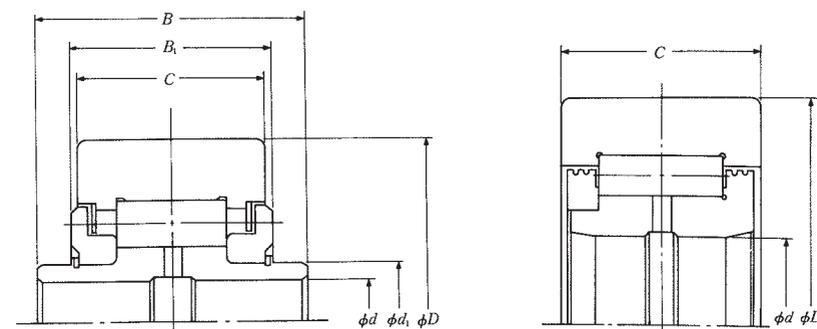


図4

図5

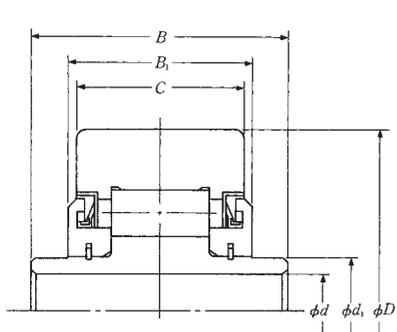


図3

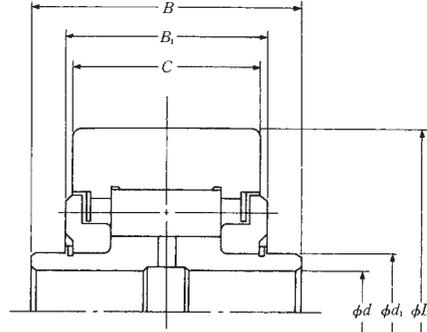


図4

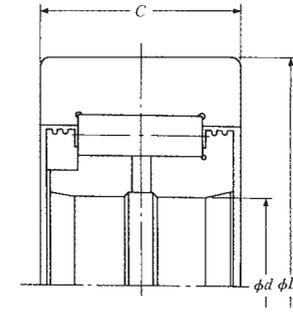


図5

表1 代表的なチェーンコンベア用軸受

呼び番号		図例	寸法 (mm)					
S形	ラビリンス形		d	d ₁	D	C	B	B ₁
—	28RCV05	4	28.2	44.03	125	50	91.4	65
28RCV13	28RCV06	3,4	28.2	39.95	125	55	85.4	60
30RCV16	30RCV07	3,4	30.2	45	135	71	110	78
30RCV17	30RCV09	3,4	30.3	50.03	135	65	103	78
30RCV21	30RCV05	3,4	30.2	45	135	55	94	62
30RCV23	—	3	30.3	50.03	135	65	111	78
30RCV25	—	3	30.3	50.03	135	65	105	70
38RCV07	—	3	38.25	55.75	150	70	114.2	83.2
38RCV13	38RCV05	3,4	38.7	56	150	70	114.2	76
38RCV19	—	3	38.7	56	150	70	116	78
—	38RCV06	4	38.25	55.75	150	70	114.2	75
41RCV07	41RCV05	3,4	41.75	64.16	175	80	125	85
—	41RCV06	4	41.75	64.16	175	85	134.8	90.5
45RCV09	45RCV06	3,4	45.3	70.03	180	90	140.6	95
—	48RCV02	5	48.2	—	140	50	—	—
—	70RCV02	5	70	—	180	80	—	—

基本定格				荷重			
S形		ラビリンス形		S形		ラビリンス形	
C _r	C _{or}						
(N)	(N)	(kgf)	(kgf)	(N)	(N)	(kgf)	(kgf)
—	—	—	—	198 000	233 000	20 200	23 800
160 000	177 000	16 400	18 100	175 000	198 000	17 800	20 200
275 000	330 000	28 000	34 000	285 000	350 000	29 100	35 500
253 000	298 000	25 800	30 500	253 000	298 000	25 800	30 500
196 000	215 000	20 000	22 000	196 000	215 000	20 000	22 000
253 000	298 000	25 800	30 500	—	—	—	—
242 000	282 000	24 700	28 700	—	—	—	—
294 000	350 000	30 000	35 500	—	—	—	—
294 000	350 000	30 000	35 500	305 000	365 000	31 000	37 500
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	305 000	365 000	31 000	37 500
380 000	485 000	39 000	49 500	380 000	485 000	39 000	49 500
—	—	—	—	415 000	540 000	42 000	55 000
435 000	590 000	44 500	60 000	485 000	690 000	49 500	70 500
—	—	—	—	229 000	278 000	23 400	28 400
—	—	—	—	380 000	675 000	39 000	69 000

本 社	TEL.03-3779-7111 (代)	FAX.03-3779-7431	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル)	〒141-8560
営 業 本 部				
販売技術統括部	TEL.03-3779-7315 (代)	FAX.03-3779-8698	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル)	〒141-8560
東 北 支 社	TEL.022-261-3735 (代)	FAX.022-261-3768	宮城県仙台市青葉区一番町 4-1-25 (JRE 東二番丁スクエア 3F)	〒980-0811
北 関 東 支 社	TEL.027-321-2700 (代)	FAX.027-321-3476	群馬県高崎市栄町 16-11 (高崎イースタワー 3F)	〒370-0841
東 京 支 社				
営 業 部	TEL.03-3779-7251 (代)	FAX.03-3495-8241	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル)	〒141-8560
販 売 技 術 部	TEL.03-3779-7307 (代)	FAX.03-3495-8241	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル)	〒141-8560
宇 都 宮 営 業 所	TEL.028-610-8701 (代)	FAX.028-610-8717	栃木県宇都宮市東宿郷 2-2-1 (ビッグ・ピースクエア 7F)	〒321-0953
西 関 東 支 社	TEL.046-223-9911 (代)	FAX.046-223-9910	神奈川県厚木市中町 2-6-10 (東武太朋ビル 5F)	〒243-0018
長 野 支 社	TEL.0266-58-8800 (代)	FAX.0266-58-7817	長野県諏訪市中洲 5336-2 (諏訪貿易流通会館轟ビル 4F)	〒392-0015
名 古 屋 支 社				
営 業 部	TEL.052-249-5750 (代)	FAX.052-249-5751	愛知県名古屋市中区新栄 2-1-9 (雲竜フレックスビル西館 2F)	〒460-0007
販 売 技 術 部	TEL.052-249-5720 (代)	FAX.052-249-5711	愛知県名古屋市中区新栄 2-1-9 (雲竜フレックスビル西館 2F)	〒460-0007
北 陸 支 社	TEL.076-260-1850 (代)	FAX.076-260-1851	石川県金沢市藤江南 1-40	〒920-0346
関 西 支 社				
営 業 部	TEL.06-6945-8158 (代)	FAX.06-6945-8175	大阪府大阪市中央区北浜東 1-26 (大阪日精ビル 8F)	〒540-0031
販 売 技 術 部	TEL.06-6945-8168 (代)	FAX.06-6945-8178	大阪府大阪市中央区北浜東 1-26 (大阪日精ビル 7F)	〒540-0031
中 国 支 社	TEL.082-285-7760 (代)	FAX.082-283-9491	広島県広島市南区大州 3-7-19 (広島日精ビル)	〒732-0802
福 山 営 業 所	TEL.084-954-6501 (代)	FAX.084-954-6502	広島県福山市曙町 5-29-10	〒721-0952
九 州 支 社	TEL.092-451-5671 (代)	FAX.092-474-5060	福岡県福岡市博多区博多駅東 2-6-1 (九勤筑紫通ビル 7F)	〒812-0013
熊 本 営 業 所	TEL.096-381-8500 (代)	FAX.096-381-0501	熊本県熊本市中央区水前寺 3-3-25 (増永水前寺ビル 2F)	〒862-0950

自動車営業本部				
東日本自動車第一部 (厚木)	TEL.046-223-8881 (代)	FAX.046-223-8880	神奈川県厚木市中町 2-6-10 (東武太朋ビル 5F)	〒243-0018
東日本自動車第二部 (大崎)	TEL.03-3779-7892 (代)	FAX.03-3779-7439	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル)	〒141-8560
東日本自動車第三部 (宇都宮)	TEL.028-610-9805 (代)	FAX.028-610-9806	栃木県宇都宮市東宿郷 2-2-1 (ビッグ・ピースクエア 7F)	〒321-0953
東日本自動車第三部 (豊田)	TEL.0565-85-0534 (代)	FAX.0565-34-5011	愛知県豊田市下市場町 5-10	〒471-0875
東日本自動車第三部 (日立)	TEL.029-222-5660 (代)	FAX.029-222-5661	茨城県水戸市城南 1-4-7 (第 5 フリンズビル 6F)	〒310-0803
中部日本自動車部 (豊田)	TEL.0565-31-1920 (代)	FAX.0565-31-3929	愛知県豊田市下市場町 5-10	〒471-0875
中部日本自動車部 (大阪)	TEL.06-6945-8169 (代)	FAX.06-6945-8179	大阪府大阪市中央区北浜東 1-26 (大阪日精ビル 3F)	〒540-0031
中部日本浜松自動車部	TEL.053-456-1161 (代)	FAX.053-453-6150	静岡県浜松市中区板屋町 111-2 (浜松アクトタワー 19F)	〒430-7719
西日本自動車部 (広島)	TEL.082-284-6501 (代)	FAX.082-284-6533	広島県広島市南区大州 3-7-19 (広島日精ビル)	〒732-0802

〈2025 年 10 月現在〉

最新情報はNSKホームページをご覧ください。

お問合せ：製品については、お近くの支社・営業所にお申し付けください。

製品の技術的な内容
についてのお問合せ

■ベアリング・精機製品関連 (ボールねじ・リニアガイド・モノキャリア) ☎ 0120-502-260
■メガトルクモータ・XYモジュール ☎ 0120-446-040

他国へ輸出する場合は、製品の輸出に必要な最新法規制の調査を行い、許可取得等の手続きをお願いします。

このカタログの内容については、技術的進歩および改良に対応するため製品の外觀、仕様を予告なしに変更することがあります。なお、カタログの制作には正確を期するために細心の注意を払いましたが、誤記脱漏による損害については責任を負いかねます。

このカタログの内容、テキスト、画像の無断転載・複製を禁止します。



この印刷物は環境に配慮した用紙・印刷方法を採用しています。