

Koyo®

JTEKT
Koyo | TOYODA







































転がり軸受 総合カタログ
Ball & Roller Bearings



JTEKT

株式会社ジェイテクト

CAT. NO. B2001-8

①構造と形式…A 1 ④配列の選定…A20 ⑦公差…A58 ⑩内部すきま…A 99 ⑬材料 ……A130 ⑯損傷例 ②選定の概要…A14 ⑤寸法の選定…A24 ⑧許容回転速度…A84 ⑪予圧…A112 ⑭軸・ハウジング…A133 …A152 ③形式の選定…A16 ⑥主要寸法と呼び番号…A52 ⑨はめあい…A86 ⑫潤滑…A117 ⑮取扱い ……A141			技 術 解 説								
 開放形…B 8 (67,68,69,160,60 62,63,64)	 密封形…B20 (Z, RU RD, RS)	 止め輪付き…B32 (N NR)	 ミニアチュア・小径…B40 (フランジ付き…B46)	 複列…B52 [42,43]	軸 受	深溝玉軸受					
 単列…B62 (79,70,72,73,74)	 組合せ…B90 (DB, DF DT)	 複列…B118 (32,33,52,53 52-2RS,53-2RS)			軸 受	アンギュラ玉軸受					
 開放形…B126 (12,22 13,23)	 シール付き…B132 (22-2RS 23-2RS)	 内輪幅広形…B134 [112,113]	 アダプタ…B136		軸 受	自動調心玉軸受					
 NU形	 NJ形	 NUP形	 N形	 NF形	 単列…B142 (NU10, NU2, NU22, NU32 NU3, NU23, NU33, NU4)	 L形つば輪…B168 (HJ)	 複列…B178 (NN30 NNU49)	 NN形	 NNU形	軸 受	円筒ころ軸受
 メートル系…B194 インチ系…B224 (329,320,330,331,302,322 332,303,303D,313,323,IS0)	 複列(外向き)…B268 (462,463,46T302,46T322 46T303,46T303D,46T323)	 複列(内向き)…B284 [452,453]			寸	円すいころ軸受					
 R, RR	 RH, RHR	 RHA	 アダプタ…B318	 取外しスリーブ…B326	 …B294 (239,230,240,231,241 222,232,213,223)					寸	自動調心ころ軸受
 単式…B338 (511,512, 513, 514 532, 533, 534 532U,533U,534U)	 複式…B348 (522, 523, 524 542, 543, 544 542U,543U,544U)	 …B356 (292,293,294)			法	スラスト玉軸受 スラスト自動調心ころ軸受					
保持器付き シェル形 ソリッド形 スラスト針状 スラスト円筒 メートル系…B380 メートル系…B414 メートル系…B432 メートル系…B444 …B448 インチ系 …B408 インチ系 …B424 インチ系 …B440 インチ系 …B452	コンバインド…B460、B462 内輪…B466 (小形一方クラッチ) [スラスト玉] [スラスト円筒ころ] …B482					表	針状ころ軸受				
[製品紹介] ・プランマブロック ……B486						表	プランマブロック				
<ul style="list-style-type: none"> ・Kシリーズ超薄肉形玉軸受 ……C 1 ・鉄道車両車軸用軸受…C21 ・リニア玉軸受…C31 ・付属部品…C45 	[製品紹介] <ul style="list-style-type: none"> ・特殊環境用軸受(EXSEVシリーズ) ……C57 ・工作機械主軸(アキシアル受け)用軸受…C59 ・精密ボールねじ用サポート軸受及び軸受ユニット ……C61 	<ul style="list-style-type: none"> ・シーブ用総ころ形円筒ころ軸受…C63 ・圧延機ロールネック用軸受…C65 			表	特定用途軸受					
<ul style="list-style-type: none"> ・カタログ・パンフレットの紹介…D 1 	<ul style="list-style-type: none"> ・商品紹介(ジェイテクト) ……D13 [軸受、自動車部品、センサ、工作機械、メカトロニクス] 	<ul style="list-style-type: none"> ・商品紹介(国内主要グループ会社) ……D19 			表	商品及びカタログ・パンフレットの紹介					
<ul style="list-style-type: none"> ・付表…E1～E28 					表	付 表					
<ul style="list-style-type: none"> ・索引…F1～F16 					表	索 引					

Koyo[®]

転がり軸受

CAT. NO. B2001-8

『Koyo 転がり軸受総合カタログ』 の発行にあたって

平素は、KOYO 製品に格別なご愛顧を賜りありがたく、厚く御礼申し上げます。

現在の高度な技術社会は、少ない資源を有効活用するための技術、環境を大切にするための技術、代替資源の開発、及びそれを活用する技術等、新たな目標に向かってたゆみなく前進しております。

そのため転がり軸受には、より一層の小形・軽量化、長寿命化、低フリクション化などの高機能化をはじめとして、各種特殊環境下における高信頼性まで、さまざまな分野における高度な技術が求められています。

このカタログは、さまざまな要求に応えた最適な軸受の選定が出来るよう、各種の技術検討と豊富な研究開発の成果を十分に盛り込んでいます。

転がり軸受の選定及びご使用の際には、本カタログが必ずお役に立つものと確信しております。

今後とも一層のご愛顧を賜りますようお願い申し上げます。

☆株式会社ジェイテクトは、わが国の外国為替および外国貿易法、その他の輸出関連法令によって規制されている製品および技術に関し、法令に違反して輸出しないことを基本方針としています。したがって、このカタログに記載されている製品を輸出する場合には、最寄りの支社・営業所までお問い合わせくださいますようお願いいたします。

★本カタログの記載内容は、改良等のため予告なしに変更する場合があります。なお、内容の正確さには万全の注意を払っておりますが、万が一誤記・脱漏・製本上の落丁等による損害は責任を負いかねます。

無断転載を禁ずる

総 目 次

技術解説

1 転がり軸受の構造と形式

- 1-1 構造 A 1
- 1-2 形式 A 1

2 軸受選定の概要 A 14

3 軸受形式の選定 A 16

4 軸受配列の選定 A 20

5 軸受寸法の選定

- 5-1 軸受の寿命 A 24
- 5-2 軸受の寿命計算 A 24
- 5-3 軸受到作用する荷重の計算 A 32
- 5-4 動等価荷重 A 38
- 5-5 基本静定格荷重と静等価荷重 A 42
- 5-6 円筒ころ軸受の許容アキシャル荷重 A 44
- 5-7 応用計算例 A 46

6 軸受の主要寸法と呼び番号

- 6-1 主要寸法 A 52
- 6-2 輪溝及び止め輪の寸法 A 53
- 6-3 呼び番号 A 54

7 軸受の公差

- 7-1 軸受の公差と等級 A 58
- 7-2 寸法・振れの測定方法(参考) A 80

8 軸受の許容回転速度

- 8-1 許容回転速度の補正 A 84
- 8-2 シール付き玉軸受の許容回転速度 A 85
- 8-3 高速運転時の注意事項 A 85
- 8-4 軸受の摩擦係数(参考) A 85

9 軸受の はめあい

- 9-1 はめあいの目的 A 86
- 9-2 軸・ハウジングの寸法公差と
はめあい A 86
- 9-3 はめあいの選定 A 87
- 9-4 推奨はめあい A 90

10 軸受の内部すきま

- 10-1 内部すきまの選定 A 99
- 10-2 運転すきま A 100

11 軸受の予圧

- 11-1 予圧の目的 A 112
- 11-2 予圧の方法 A 112
- 11-3 予圧と剛性 A 113
- 11-4 予圧量 A 114

12 軸受の潤滑

- 12-1 潤滑の目的と方法 A 117
- 12-2 潤滑剤 A 124

13 軸受の材料

- 13-1 軌道輪と転動体の材料 A 130
- 13-2 保持器の材料 A 132

14 軸及びハウジングの設計

- 14-1 軸・ハウジングの
公差と粗さ A 133
- 14-2 軸受の取付け関係寸法 A 134
- 14-3 軸の設計例(軸受の固定) A 136
- 14-4 密封装置 A 137

15 軸受の取扱い

- 15-1 取扱い上の一般的注意 A 141
- 15-2 軸受の保管 A 141
- 15-3 軸受の取付け A 141
- 15-4 試運転検査 A 146
- 15-5 軸受の取外し A 148
- 15-6 軸受の保守・点検 A 150
- 15-7 軸受異常の有無の
判別方法 A 151

16 軸受の損傷例 A 152

軸受寸法表

目 次 B 2

[標準シリーズ]

- 深溝玉軸受 B 4
- アンギュラ玉軸受 B 54
- 自動調心玉軸受 B 124
- 円筒ころ軸受 B 138
- 円すいころ軸受 B 184
- 自動調心ころ軸受 B 290
- スラスト玉軸受 B 336
- スラスト自動調心ころ軸受 B 354
- 針状ころ軸受 B 362
- ブランマブロック B 486

[特定用途シリーズ]

- K シリーズ超薄肉形玉軸受 C 1
- 鉄道車両車軸用軸受 C 21
- リニア玉軸受 C 31
- 軸受用ナット・座金・止め金 C 45
- 特殊環境用軸受 C 57
- 工作機械主軸(アキシャル受け)用軸受 C 59
- 精密ボールねじ用サポート軸受
及び軸受ユニット C 61
- シーブ用総ころ形円筒ころ軸受 C 63
- 圧延機ロールネック用軸受 C 65

[商品及びカタログ・パンフレットの紹介]

- カタログ・パンフレットの紹介 D 1
- JTEKT商品の紹介 D 13
- 国内主要グループ会社商品の紹介 D 19

付表

- 1 ラジアル軸受の主要寸法 E 1
- 2 円すいころ軸受の主要寸法 E 5
- 3 単式スラスト軸受(平面座形)の主要寸法 E 7
- 4 複式スラスト玉軸受(平面座形)の
主要寸法 E 9
- 5 輪溝及び止め輪の寸法 E 11
- 6 軸の寸法許容差 E 15
- 7 ハウジング穴の寸法許容差 E 17
- 8 基本公差の数値 E 19
- 9 ギリシア文字一覧表 E 20
- 10 SI接頭語 E 20
- 11 SI単位と換算率 E 21
- 12 inch-mm換算表 E 25
- 13 硬さ換算表 E 26
- 14 粗さ対比表 E 27
- 15 粘度換算表 E 28

索引

- 呼び番号索引 F 1
- 用語索引 F 13

1. 転がり軸受の構造と形式

1-1 構造

転がり軸受（以下、軸受と呼ぶ）は、一般に軌道輪（内輪・外輪）又は軌道盤、転動体及び保持器で構成される（図 1-1）。

内輪と外輪との間に、何個かの転動体が保持器によって互いに接触しないように、一定の間隔を保って配置され、円滑な転がり運動をするような構造になっている。

転動体の列数によって、単列・複列・多列（三列、四列など）と区分される。

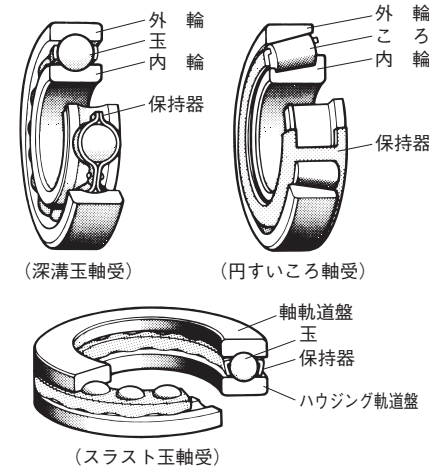


図 1-1 構造例

1) 軌道輪（内輪・外輪）、軌道盤

軌道輪で、転動体が転がる部分を軌道と呼び、その表面を軌道面という。玉軸受用の軌道輪では、転動体が転がる溝を軌道溝ともいう。

軌道輪のうち、一般に内輪は軸とはめ合わされて、外輪はハウジングとはめ合わされて用いられる。

スラスト軸受では、軸軌道盤、ハウジング軌道盤と呼ぶ。

2) 転動体

転動体には玉ところがあり、ころはその形状により各種の形式がある。

- 玉
 - 円筒ころ ($L_w \leq 3 D_w$)[※]
 - ▬ 棒状ころ ($3 D_w \leq L_w \leq 10 D_w, D_w > 6 \text{ mm}$)[※]
 - ▬ 針状ころ ($3 D_w \leq L_w \leq 10 D_w, D_w \leq 6 \text{ mm}$)[※]
 - 円すいころ (円すい台形)
 - 凸面ころ (たる形)
- ※ $\left[\begin{array}{l} L_w: \text{ころ長さ (mm)} \\ D_w: \text{ころ直径 (mm)} \end{array} \right]$

3) 保持器

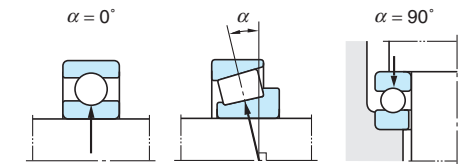
保持器は転動体を部分的に囲って、円周方向に一定の間隔に保たせる役目を果たしている。

保持器には 打抜き（プレス）保持器、もみ抜き（削り出し）保持器、成形保持器、ピン形保持器などがある。

保持器付き軸受は保持器のない総玉形・総ころ形軸受よりも摩擦抵抗が小さいので、高速回転に適する。

1-2 形式

軸受に荷重が加わるとき、軌道輪又は軌道盤と転動体との間に働く荷重の方向と軸受の中心軸に垂直な平面とのなす角を接触角 (α) という。



軸受はこの接触角 (α) の違いによって次の2種類に大別される。

- ・ラジアル軸受 ($0^\circ \leq \alpha \leq 45^\circ$)
…主にラジアル荷重を受ける。
- ・スラスト軸受 ($45^\circ < \alpha \leq 90^\circ$)
…主にアキシャル荷重を受ける。

転がり軸受の分類を図 1-2 に示し、各形式の特長を表 1-1 ~ 1-13 に示す。

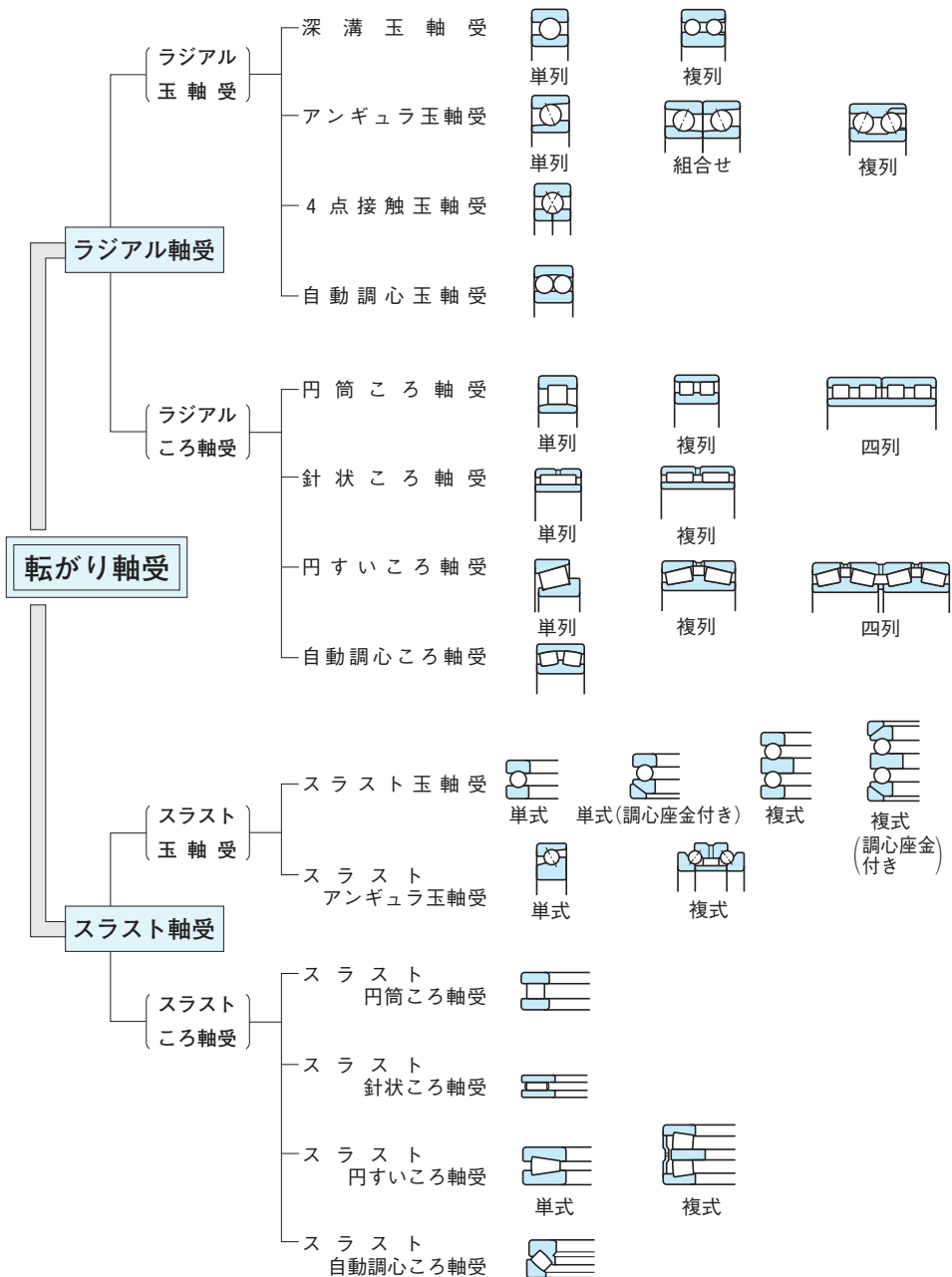


図 1-2(1) 転がり軸受の分類

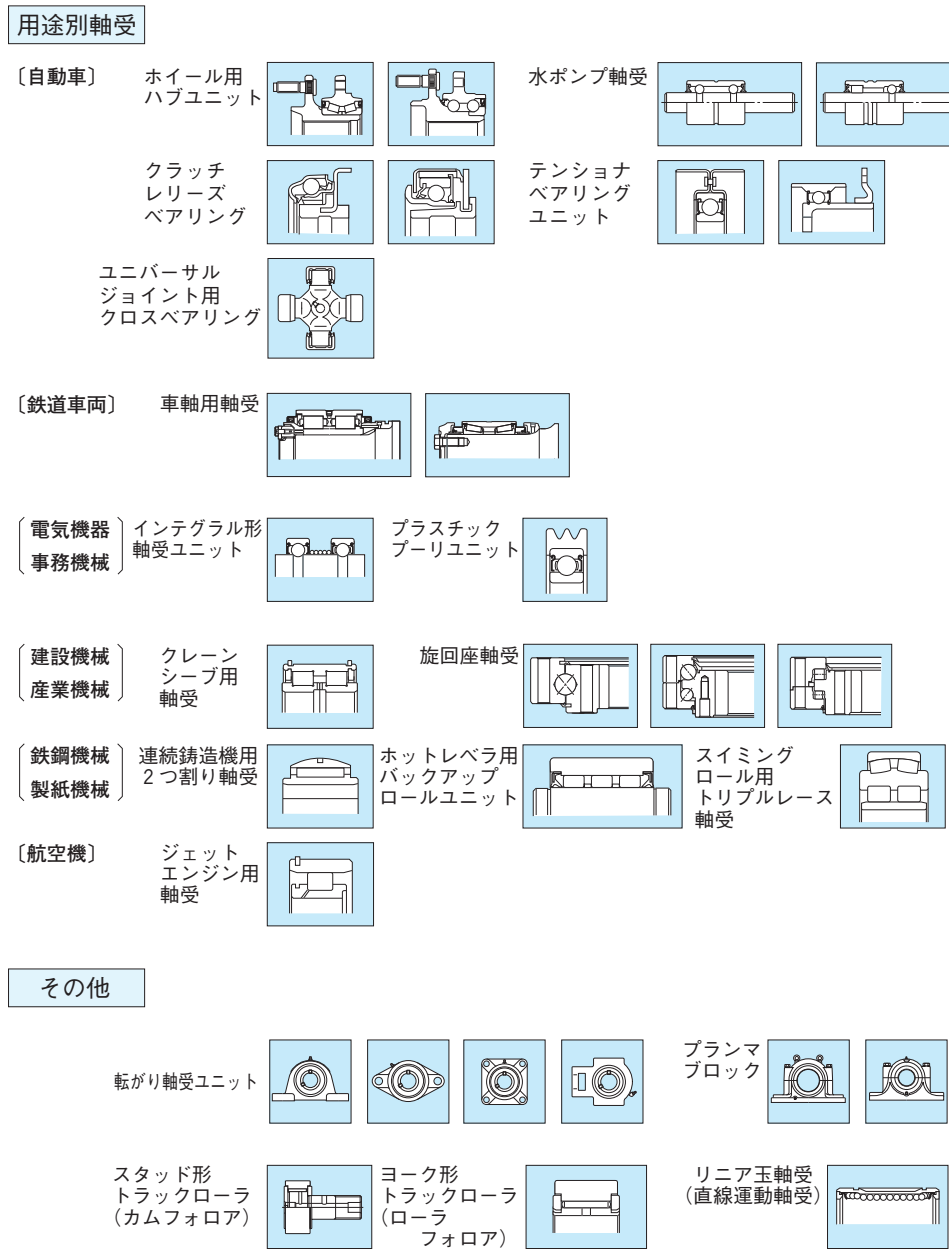


図 1-2(2) 転がり軸受の分類

1. 転がり軸受の構造と形式

表 1-1 深溝玉軸受

単 列							複 列
開放形	シールド付き	非接触シールド付き	接触シールド付き	極軽接触シールド付き	止め輪付き	フランジ付き	
	ZZ	2RU	2RS 2RK	2RD	NR	<small>(ミニアチュア・小径に適用)</small>	
680, 690,		600	620, 630, (ML)	……………ミニアチュア・小径			4200
6700, 6800, 6900, 16000, 6000, 6200, 6300, 6400							4300

- 転がり軸受の中で最も代表的な形式で、用途も広い。
- ラジアル荷重と両方向のアクシアル荷重を負荷できる。
- 高速回転・低騒音・低振動の用途に適する。
- 鋼板製シールドやゴムシールドを装着した密封形軸受にはあらかじめ適量のグリースを封入してある。
- 外輪に止め輪を取付けた軸受や、フランジを設けた軸受は、軸方向の位置決めが容易になり、ハウジングへの取付けが簡単である。

(主な適用保持器) 打抜き保持器(波形・冠形…単列, S形…複列)
銅合金又はフェノール樹脂もみ抜き保持器
合成樹脂成形保持器

(主な用途) 自動車: 後輪、トランスミッション、電装品 電気: 標準電動機、家庭電気器具
その他: 計器類、内燃機関、建設機械、鉄道車両、荷役運搬機械、農業機械、各種産業機械など。

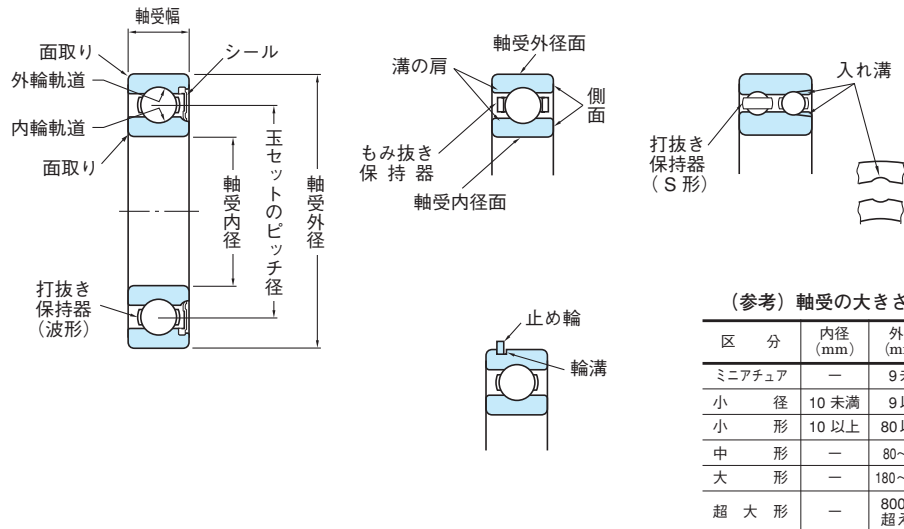


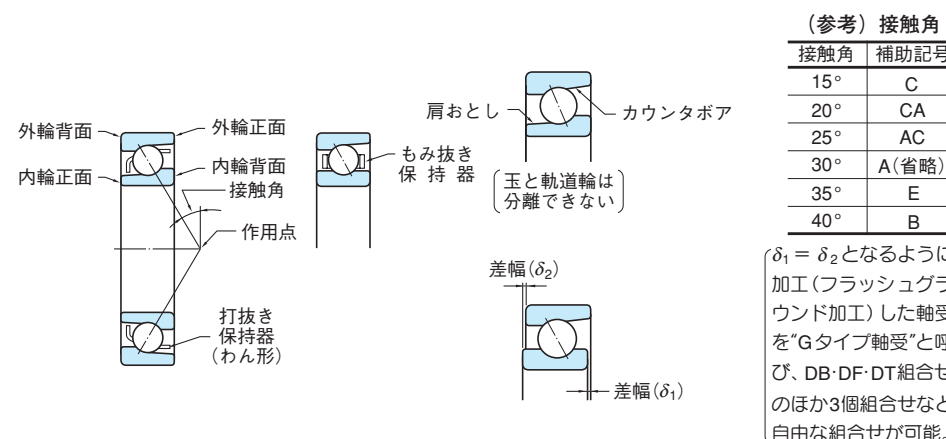
表 1-2 アンギュラ玉軸受

単 列	組 合 せ			複 列	
	背面組合せ	正面組合せ	並列組合せ		
	DB	DF	DT	(入れ溝付き)	
7000, 7200, 7300, 7400……………	……………			3200	5200
7000B, 7200B, 7300B, 7400B……………	……………			3300	5300
7900C, 7000C, 7200C, 7300C }……………	……………			接触角32°	接触角24°
HAR900C, HAR000C					

- 軌道輪と玉とは接触角を持ち、15°、30°及び40°を標準としている。
(接触角が大きい程……アクシアル負荷能力が大きい)
(接触角が小さい程……高速回転に有利)
- 単列軸受はラジアル荷重と一方のアクシアル荷重を負荷できる。
- DB, DF 組合せ及び複列軸受はラジアル荷重と両方向のアクシアル荷重を負荷できる。
DT 組合せ軸受は一方のアクシアル荷重が大きく、1個の軸受では定格荷重が不足する場合に使用される。
- 高速用 HAR シリーズは玉径を小さくし玉数を増加させた軸受で、工作機械の主軸に多く使用される。
- アンギュラ玉軸受は高精度・高速回転を必要とする用途に適する。
- 2個の単列アンギュラ玉軸受を背面組合せにして内輪・外輪を一体にした構造で、ラジアル荷重と両方向のアクシアル荷重を負荷できる。
- 入れ溝のない軸受には密封形もある。

(主な適用保持器) 打抜き保持器(わん形…単列, S形・冠形…複列)
銅合金又はフェノール樹脂もみ抜き保持器、合成樹脂成形保持器

(主な用途) 単列: 工作機械主軸、高周波モータ、ガスタービン、遠心分離機、小型自動車前輪、デフビニオン軸
複列: 油圧ポンプ、ルーツブロワ、エアコンプレッサ、各種変速機、燃料噴射ポンプ、印刷機械など。



1. 転がり軸受の構造と形式

表 1-3 4点接触玉軸受

一体形	内輪2分割形	外輪2分割形
	6200BI 6300BI	(6200BO) (6300BO)

- ラジアル荷重と両方向のアキシアル荷重を負荷できる。
- この軸受1個で、正面組合せ又は背面組合せのアンギュラ玉軸受と置き換えることができる。
- 純アキシアル荷重又はアキシアル荷重の大きい合成荷重がかかる用途に適している。
- この軸受はアキシアル荷重の方向によって、いずれかの接触角(α)をなす。従って、軌道輪と転動体とは、いずれかの接触角線上の2点で接触する。

〔主な適用保持器〕 銅合金もみ抜き保持器

〔主な用途〕 2輪車の変速装置、2輪車用ドライブシャフトのピニオン側、4輪車のステアリング、ミッションなど。

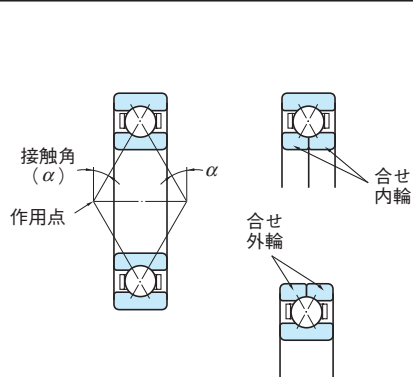


表 1-4 自動調心玉軸受

円筒穴形	テーパ穴形	シール付き
120, 130 1200, 1300 2200, 2300	K (テーパ1:12) 11200, 11300 …内輪幅広形	2RS
		2200 2RS 2300 2RS

- 外輪の軌道面が球面になっており、調心性があるので、軸やハウジングのたわみや心ちがいなどにより生じる軸心の狂いは自動的に調整される。
- 内輪テーパ穴の軸受はアダプタを用いることにより、軸への取付けが容易になる。

打抜き保持器 (菊形…12, 13, 22…2RS, 23…2RS)
あおい形…22, 23

木工機械、紡績機械の伝導軸、プランマブロック用など。

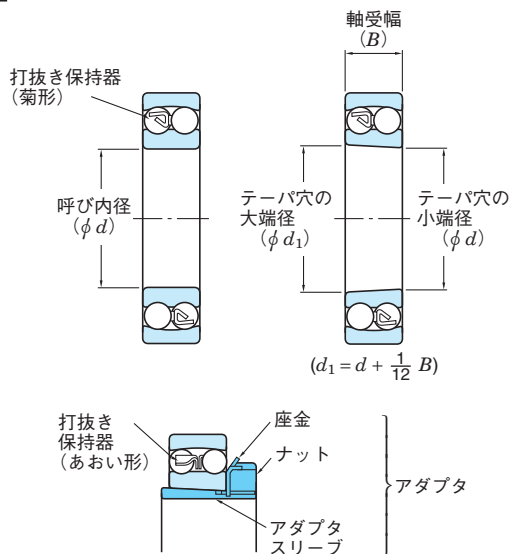


表 1-5 円筒ころ軸受

単列						複列		四列
NU	NJ	NUP	N	NF	NH	NN	NNU	〔主に圧延機 ロールネック用〕
NU1000, NU200(R), NU2200(R), NU3200, NU300(R), NU400, NU2300(R), NU3300						(円筒穴) NNU4900 NN3000	(テーパ穴) NNU4900K NN3000K	

- 円筒状のころと軌道とが線接触しており、ラジアル負荷能力が大きく、重荷重・衝撃荷重に適している。また、高速回転にも適している。
- N・NU形は、軸の熱膨張や取付誤差による軸とハウジングとの相対位置の変化に対応して、軸方向に移動できるので自由側軸受として最適である。

- NJ・NF形は一方方向の、NH・NUP形では両方向のある程度のアキシアル荷重を負荷できる。
- 内輪又は外輪を分離できるので、取付け・取外しが容易である。
- NN・NNU形はラジアル荷重に対する剛性が高いため、工作機械の主軸に多く使用されている。

〔主な適用保持器〕 打抜き保持器(Z形)、銅合金もみ抜き保持器、ピン形保持器、合成樹脂成形保持器

〔主な用途〕 中・大形電動機、トラクションモータ、発電機、内燃機関、ガスタービン、工作機械主軸、減速装置、各種産業機械、荷役運搬機械など。

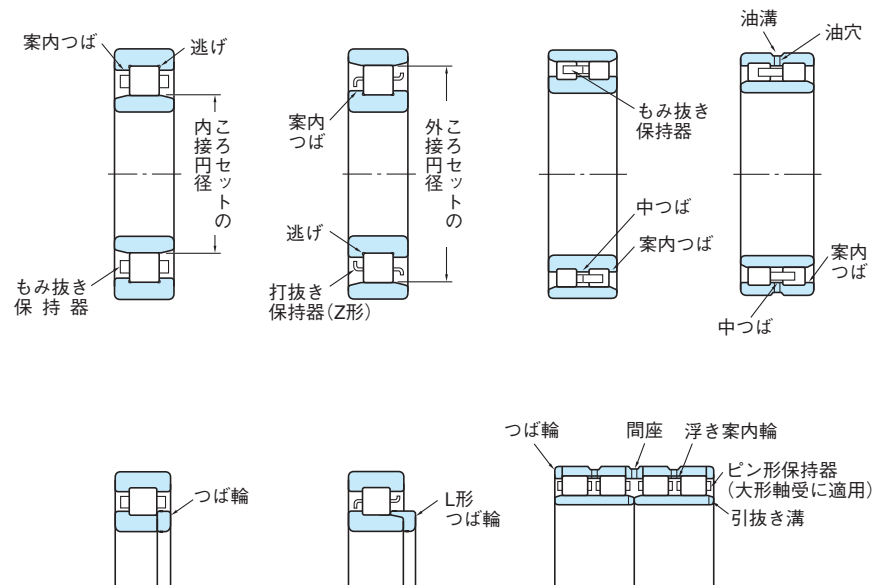


表 1-6 ソリッド形針状ころ軸受

単 列			複 列	
内輪付き	内輪なし	シール付き	内輪付き	内輪なし
NA4800 NA4900 NA6900 (NKJ, NKJS)	RNA4800 RNA4900 RNA6900 (NK, NKS, HJ)	NA49002RS — (HJ.2RS)	NA6900 ($d \geq 32$)	RNA6900 ($Fw \geq 40$)

- 内輪付き軸受はNU形円筒ころ軸受と同じ基本構造を持つが、針状ころを用いているので、取付けスペースを小さくでき、しかも大きなラジアル荷重を負荷できる。
- 内輪なしの軸受は、適正な公差・硬さに仕上げた軸を軌道面として使用する。

〔主な適用保持器〕 打抜き保持器

〔主な用途〕 自動車エンジン、変速機、ポンプ、パワーショベルホイールドラム、ホイスト、天井クレーン、コンプレッサ

(参考) 針状ころを用いた軸受には、ソリッド形以外にも多くの形式がある。
詳細は、寸法表針状ころ軸受のページと別途発行している専用カタログ「ニードルローラベアリング」CAT NO. B2020 をご参照ください。

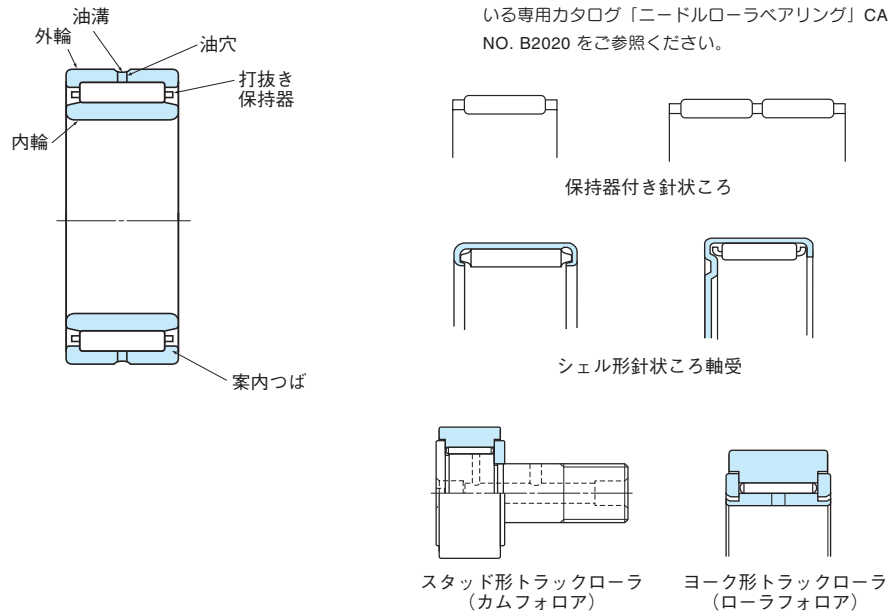


表 1-7 円すいころ軸受

単 列				複 列		四 列
フランジ付き		外向き (TDO形)	内向き (TDI形)	(主に圧延機ロールネック用)		
(並こう配)	(中こう配)	(急こう配)				
32900JR	30200JR	30200CR	30300DJ	46200	45200	37200
				46200A	45300	47200
32000JR	32200JR	32200CR	30300DJR	46300	(45T)	47300
33000JR	33200JR	30300CR	31300JR	46300A		(47T)
33100JR	30300JR	32300CR		(46T)		(4TR)
	32300JR					

- 円すい台形のころを組込んだ軸受で、ころは内輪の大つばで案内される。
- 外輪・内輪の軌道面ところの転動面はそれぞれの円すい面の頂点が軸受の中心線上の一点で交わるように設計されている。
- 単列軸受はラジアル荷重と一方方向のアキシャル荷重を、複列軸受はラジアル荷重と両方向のアキシャル荷重を負荷できる。
- 重荷重や衝撃荷重がかかる使用箇所に適する。
- 接触角 (α) の違いにより、並・中・急こう配があり、接触角が大きい程アキシャル荷重能力が大きい。
- 外輪と内輪サブユニット(内輪・ころ組立品)とは分離できるため、取付け・取外しが容易。
- 補助記号“J”または“JR”付きの軸受は国際的に互換性がある。
- インチ寸法系列品も多く使用されている。

〔主な適用保持器〕 打抜き保持器、合成樹脂成形保持器、ピン形保持器

〔主な用途〕 自動車：前輪、後輪、トランスミッション、デフピニオン。工作機械主軸、建設機械、大形農業機械、鉄道車両減速歯車装置、圧延機ロールネック及び減速装置など。

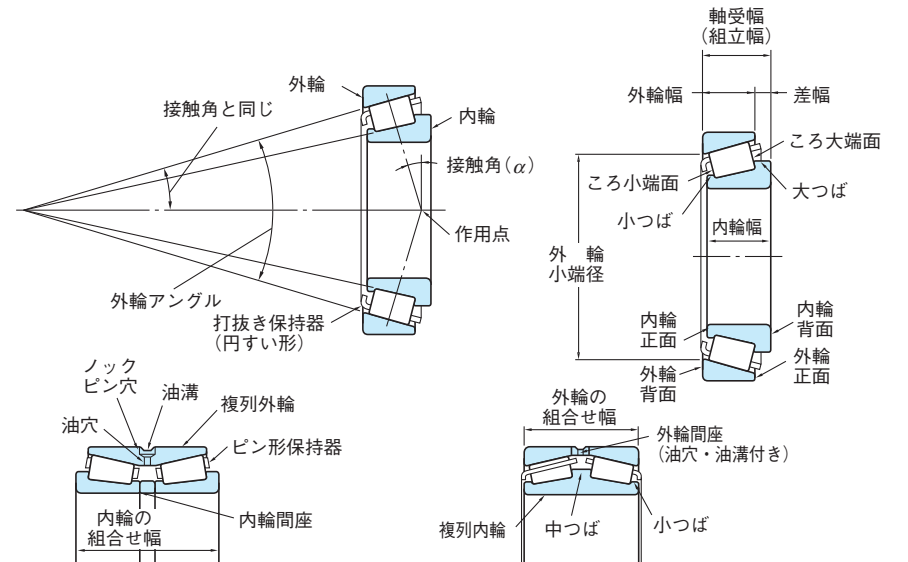


表 1-8 自動調心ころ軸受

円筒穴形		テーパ穴形
非対称ころ	対称ころ	
R, RR	RZ	RHA
23900R, 23000R(RZ, RHA), 23100R(RZ, RHA), 22200R(RZ, RHA), 21300R(RZ)		K 又は K30
24000R(RZ, RHA), 24100R(RZ, RHA), 23200R(RZ, RHA), 22300R(RZ, RHA)		
<p>■たる形の凸面ころを球面軌道を持った外輪と複列内輪との間に組込んだ軸受で、内部構造の違い(下図参照)により、R(RR)・RZ・RHAの3種類がある。</p> <p>■外輪軌道の円弧の中心は軸受の中心と一致しているため調心性がある。 従って、軸及びハウジングのたわみや軸心の狂いは自動的に調整される。</p> <p>■ラジアル荷重及び両方向のアキシャル荷重を負荷できる。特にラジアル負荷能力が大きく、重荷重や衝撃荷重のかかる使用箇所に適する。</p>	<p>■テーパ穴軸受はアダプタや取外しスリーブを使用することにより、軸への取付け・取外しが容易になる。 テーパ穴には次の2種類(テーパ比)がある。 1:30(補助記号K30) ……240、241系列に適用 1:12(補助記号K) ……他の系列の軸受に適用</p> <p>■外輪には油穴・油溝及び回り止め用ノックピン穴(1個)を設けることができる。 また、内輪にも油穴・油溝を設けることができる。</p>	
〔主な適用保持器〕 銅合金もみ抜き保持器、打抜き保持器		
〔主な用途〕 製紙機械、減速装置、鉄道車両軸、圧延機ピニオンスタンド、テーブルローラ、クラッシャ、振動スクリーン、印刷機械、木工機械、各種産業用減速機、ブランマブロック用など。		

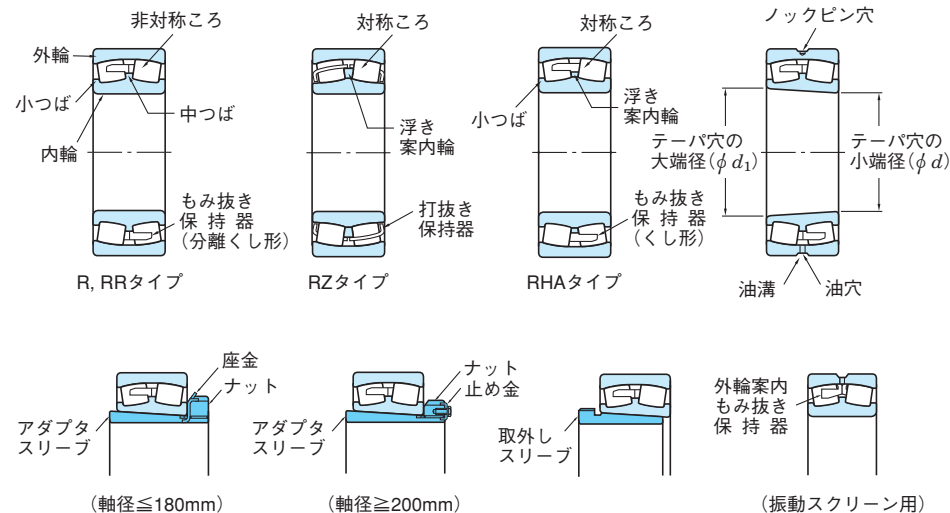


表 1-9 スラスト玉軸受

単式			複式		
平面座形	調心座形	調心座金付き	平面座形	調心座形	調心座金付き
51100	—	—	—	—	—
51200	53200	53200U	52200	54200	54200U
51300	53300	53300U	52300	54300	54300U
51400	53400	53400U	52400	54400	54400U
<p>■軌道溝を持った座金状の軌道盤と玉・保持器組立品とから構成されている。</p> <p>■軸に取付ける軌道盤を軸軌道盤(又はシャフトワッシャ)と呼び、ハウジングに取付ける軌道盤をハウジング軌道盤(又はハウジングワッシャ)と呼ぶ。複式軸受では中央の軌道盤(中央軌道盤)を軸に取付けて使用する。</p>			<p>■単式軸受は一方方向のアキシャル荷重を負荷し、複式軸受は両方向のアキシャル荷重を負荷することができる。(いずれもラジアル荷重は負荷できない。)</p> <p>■ハウジング軌道盤の取付け座が球面の軸受は調心性を持っているので、取付け誤差などの影響を軽減することができる。</p>		
〔主な適用保持器〕 打抜き保持器、銅合金又はフェノール樹脂もみ抜き保持器、合成樹脂成形保持器					
〔主な用途〕 自動車キングピン、工作機械主軸など。					

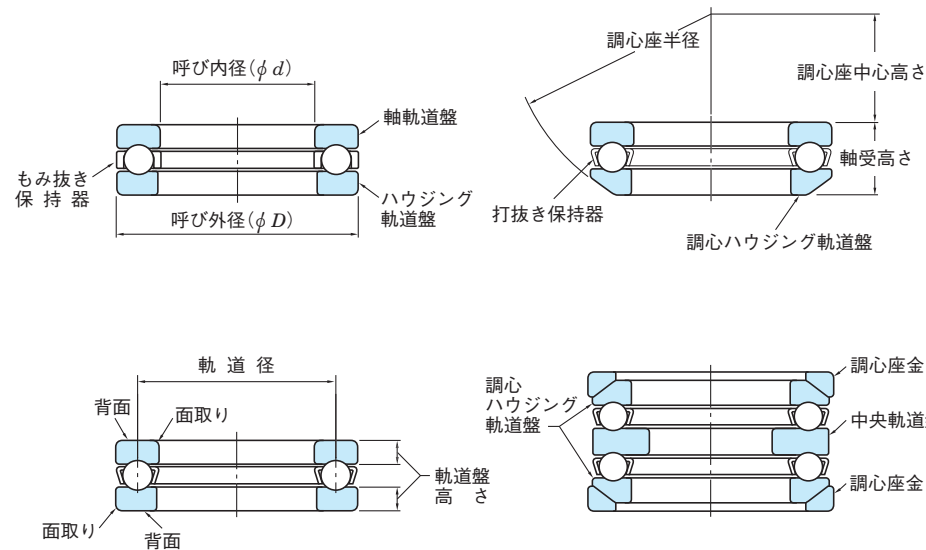
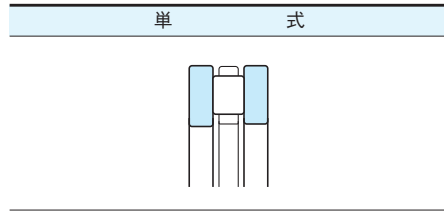


表 1-10 スラスト円筒ころ軸受



(811, 812, NTHA)

- 座金状の軌道盤（軸軌道盤・ハウジング軌道盤）と円筒ころ・保持器組立品により構成されている。
円筒ころにはクラウニング加工を施しているため、ころと軌道面間の圧力分布は均一となる。
- 一方向のアキシャル荷重を負荷することができる。
- アキシャル負荷能力が大きく、軸方向の剛性も高い。

〔適用保持器〕 銅合金もみ抜き保持器
〔主な用途〕 石油掘削装置、鉄鋼設備

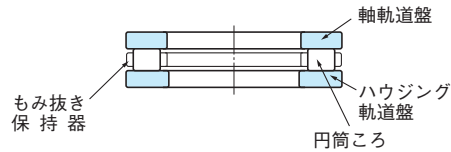
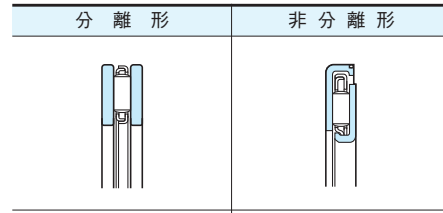


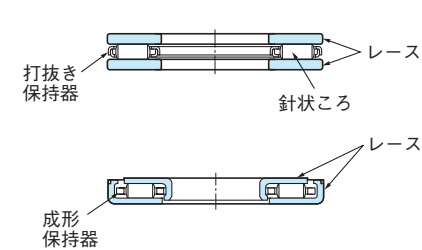
表 1-11 スラスト針状ころ軸受



(AXK, FNT, NTA) (FNTKF)

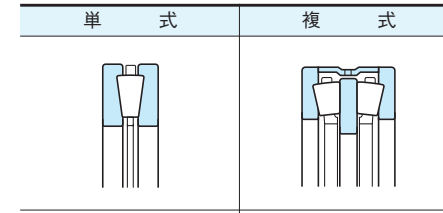
- 分離形は保持器付き針状ころとレースを組合せた軸受で、プレス加工の薄板レース（AS）又は削り加工の厚板レース（LS, WS.811, GS.811）と任意に組合せることができる。
- 非分離形は保持器付き針状ころと精密プレス加工されたレースとを一体化した軸受である。
- 一方向のアキシャル荷重を負荷することができる。
- この軸受は取付けスペースが非常に小さいため、機械のコンパクト化に役立つ。
- 保持器付き針状ころを用いて、相手側（軸・ハウジング）の取付け面をそのまま軌道面として使用することも多い。

打抜き保持器、合成樹脂成形保持器
自動車、耕うん機、工作機械などの変速装置



〔備考〕 レースの事をJISでは、スラストワッシャ又は軌道盤と呼ぶ。

表 1-12 スラスト円すいころ軸受



(T) (THR) (2THR)

- 円すい台形のころを用いた軸受で、ころ（大端部が凸面）は、軌道盤（軸軌道盤・ハウジング軌道盤）に設けられた つば により確実に案内される。
- 軸軌道盤・ハウジング軌道盤の軌道面とこの回転面は、それぞれの円すい面の頂点が軸受の中心線上の1点で交わるように設計されている。
- 単式軸受は一方向のアキシャル荷重を、複式軸受は両方向のアキシャル荷重を負荷できる。
- 複式軸受は中央の軌道盤（中央軌道盤）を軸側に取付けて使用する。ただし すきまばめ で使用されるため、中央軌道盤をスリーブなどで締付けて固定する必要がある。

〔適用保持器〕 銅合金もみ抜き保持器
〔主な用途〕 単式：クレーンフックや石油掘削機のスイベル
複式：圧延機ロールネック

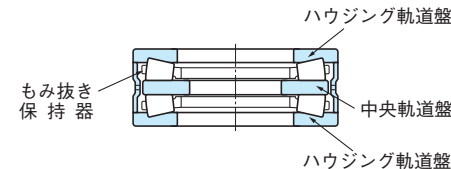
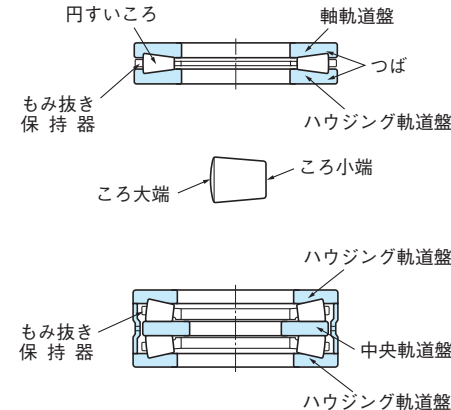
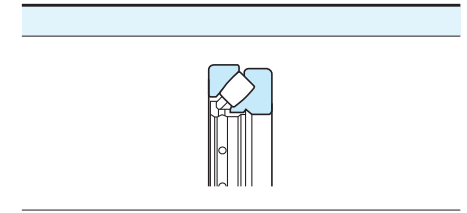


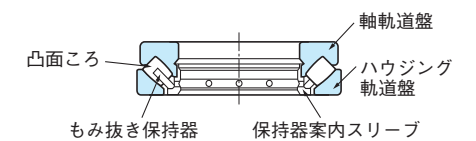
表 1-13 スラスト自動調心ころ軸受



29200
29300
29400

- たる形の凸面ころを斜めに配列した軸受で、ハウジング軌道盤の軌道面が球面になっているため、調心性がある。
従って、多少の軸の傾きを許容することができる。
- アキシャル負荷能力が非常に大きく、またアキシャル荷重がかかっている状態では多少のラジアル荷重も負荷することができる。
- 通常、油潤滑で使用される。

銅合金もみ抜き保持器
水力発電機、たて形電動機、船舶用プロペラシャフト、圧下スクリュ減速機、ジブクレーン、石炭ミル、押出機、成形機など



2. 軸受選定の概要

軸受には多くの形式があり、その寸法範囲も広い。従って、機械の設計目的に最も適した軸受を選定するためには、機械の使用条件と軸受への要求性能、軸受まわりの仕様さらに市場性、経済性など総合的な観点から検討する必要がある。

軸受の選定に際しては、一般的には軸径が先に決められるため軸受の呼び内径を基準にした上、軸受取付けスペースや軸受配列などの条件を考慮し、一応の軸受形式を決める。

次に、“使用機械に対する必要寿命”と“軸受にかかる荷重に基いた計算寿命”とを比較検討して軸受寸法を決めていく。

また、必要に応じて、公差、内部すきま、保持器、潤滑剤などの軸受内部仕様を決定する。

図 2-1 に一般的な選定手順と考慮すべき使用条件を示すが、一定の順序に従う必要はなく、むしろ最も重要な要求性能を満足させることを優先すればよい。



図 2-1(1) 軸受の選定手順例

図 2-1(2) 軸受の選定手順例

3. 軸受形式の選定

軸受形式の選定に際しては、軸受の使用条件を十分に把握することが重要であり、主な検討

事項について表 3-1 に示す。また、表 3-2 に軸受形式による性能比較を示す。

表 3-1(1) 軸受形式の選定

検 討 事 項	選 定 方 法	参 照 ページ
1) 軸受取付けスペース	機械の軸受取付けスペースに収まる軸受形式	A 52
2) 荷 重	軸受にかかる荷重の大きさ・方向・性質 (軸受の負荷能力は基本定格荷重で表わされ、その値は軸受寸法表に記載している。)	A 18 (表 3-2) A 87
3) 回転速度	機械の回転速度に適應できる軸受形式 (軸受に対する限界回転速度の目安としては、許容回転速度で表わしており、その値は軸受寸法表に記載している。)	A 18 (表 3-2) A 84
4) 回転振れ	必要な回転精度を持つ軸受形式 (軸受の寸法公差、回転振れ等は、JIS などにより形式別に規格化されている。)	A 18 (表 3-2) A 58
5) 剛 性	機械の軸系に必要な剛性を満たすことができる軸受形式 (軸受が荷重を受けると軸受体と軌道との接触部に弾性変形を生じる。“高い剛性”とはこの弾性変形量が小さいことを意味する。)	A 18 (表 3-2) A 112

表 3-1(2) 軸受形式の選定

検 討 事 項	選 定 方 法	参 照 ページ
6) 内輪と外輪の相対傾き(調心性)	軸受の内輪と外輪とに相対傾きを与えるような使用条件(荷重による軸のたわみ、軸・ハウジングの精度不良や取付け誤差)の確認とこれらに適應できる軸受形式 (軸受の許容調心角は、各形式の軸受寸法表の前の小解説に記載している。)	A 18 (表 3-2)
7) 取付け・取外し	定期検査などによる取付け・取外しの頻度や取付け・取外しの方法	A 18 (表 3-2)

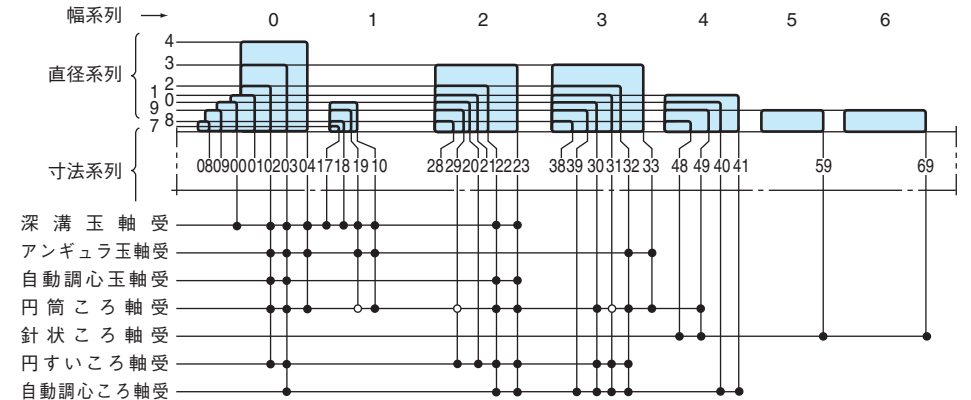


図 3-1 ラジアル軸受の寸法系列

表 3-2 軸受形式による性能比較

	深溝玉軸受	アンギュラ玉軸受			4点接触玉軸受	自動調心玉軸受	円筒ころ軸受				針状ころ軸受 (ソリッド形)	円すいころ軸受		自動調心ころ軸受	スラスト玉軸受		複式スラストアンギュラ玉軸受	スラスト円筒ころ軸受	スラスト針状ころ軸受	スラスト円すいころ軸受	スラスト自動調心ころ軸受	参照ページ	
		単列	組合せ	複列			NU・N	NJ・NF	NUP・NH	NN・NNU		単列	複列・四列		平面座	調心座金付き							
性能	ラジアル荷重	○	○	◎	◎	○	○	◎	◎	◎	◎	◎	◎	◎	×	×	×	×	×	×	×	△	—
	アキシャル荷重	○	◎	◎	◎	◎	△	×	△	△	×	×	×	△	○	○	◎	◎	◎	◎	◎	◎	—
	合成荷重	○	○	◎	◎	○	△	×	△	△	×	×	△	×	×	×	×	×	×	×	×	△	—
	振動衝撃	△	△	△	△	△	△	◎	◎	◎	◎	◎	◎	△	△	△	○	○	◎	◎	◎	◎	—
高速回転	◎	◎	◎	○	◎	△	◎	◎	◎	◎	◎	◎	○	△	△	○	△	△	△	△	△	△	A16 A84
高精度回転	◎	◎	◎	○	◎	△	◎	◎	◎	◎	◎	◎	○	△	△	○	△	△	△	△	△	△	A16.58 A117
低騒音 低トルク	◎	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	A16
剛性	○	○	◎	◎	○	○	○	○	○	◎	○	○	◎	○	○	○	○	◎	◎	◎	◎	◎	A16
内輪・外輪の傾	○	△	×	×	×	◎	△	△	△	△	△	△	△	◎	×	◎	×	×	×	×	×	◎	A17 各軸受寸法表の前の小解説
内輪・外輪の分離	×	×	×	×	■※	×	■	■	■	■	■	■	×	■	■	■	■	■	■	■	■	■	—
配列	固定側用	■	■	■	■	■	×	■	■	×	×	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	A20
	自由側用	□	□	□	□	□	■	□	□	■	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□	A20
備考		2個対向させて使用。	※DT組合せは一方のみ。	※入れ溝付きは一方のみ。	※非分離形もある。							2個対向させて使用。			※複式軸受は両方向可能。						※非分離形もある。		—
参照ページ	A4 B4	A5 B54		A6 —	A6 B124	A7 B138				A8 B362	A9 B184		A10 B290	A11 B336		— —	A12 B448	A12 B444	A13 —	A13 B354	—		

◎優 ○良 △少しは可能 ×不可 ↔両方向 ←一方のみ ■適用できる □適用できるがめあい面で軸の伸縮を逃がす必要がある。

4. 軸受配列の選定

回転機械における軸受は機械の種類により使用条件が異なり、軸受に対する要求性能も違いますが、一般に、一本の軸に2個以上使用されるのが通常である。

また、軸受の使い方としては、軸方向の位置決めのために1個の軸受を固定側とし、他の軸受を自由側軸受として使用する場合が多い。

表 4-1 固定側軸受と自由側軸受

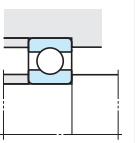
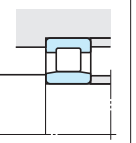
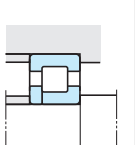
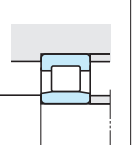
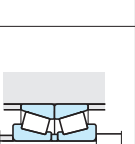
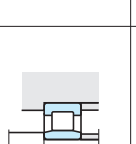
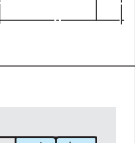
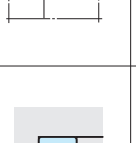
内 容	軸 受 配 列		適用軸受形式	図例
	固定側	自由側		
<ul style="list-style-type: none"> ● 軸受を軸方向に位置決めし、固定するために用いる。 ● この軸受にはラジアル荷重と同時にアキシャル荷重も負荷できる軸受を選定する。 ● 両方向のアキシャル荷重を受けるため、取付けに際しては、アキシャル荷重の大きさに応じて強度的な考慮も必要である。 			<ul style="list-style-type: none"> ● 深溝玉軸受 ● 組合せアンギュラ玉軸受 ● 複列アンギュラ玉軸受 ● 自動調心玉軸受 ● つば付き円筒ころ軸受 (NUP, NH形) ● 複列円すいころ軸受 ● 自動調心ころ軸受 	
<ul style="list-style-type: none"> ● 運転時の温度変化による軸の膨張・収縮を逃がすため、また軸方向の取付け位置の調整のために用いる。 ● ラジアル荷重のみを負荷し、内輪と外輪とを分離できる軸受が適している。 ● 非分離形軸受を使用する場合は、通常外輪とハウジングとの はめあい を すきまばめ として軸の伸縮を軸受とともに逃がすようにする。また、軸と内輪との はめあい面 で逃がす場合もある。 			<ul style="list-style-type: none"> ● 分離形 ● 円筒ころ軸受 (NU, N形) ● 針状ころ軸受 (NA形など) ● 非分離形 ● 深溝玉軸受 ● 組合せアンギュラ玉軸受 (背面組合せ) ● 複列アンギュラ玉軸受 ● 自動調心玉軸受 ● 複列円すいころ軸受 (TDO形) ● 自動調心ころ軸受 	例 1 例 11
<ul style="list-style-type: none"> ● 軸受間隔が短く、軸の伸縮の影響が少ない場合には、アキシャル荷重を負荷できるアンギュラ玉軸受や円すいころ軸受などを2個対向させて用いる。 ● 取付け後のアキシャルすきまはナットやシムなどで調整する。 			<ul style="list-style-type: none"> ● 深溝玉軸受 ● アンギュラ玉軸受 ● 自動調心玉軸受 ● 円筒ころ軸受 (NJ, NF形) ● 円すいころ軸受 ● 自動調心ころ軸受 	例 12 例 16
<ul style="list-style-type: none"> ● 固定側軸受にはラジアル荷重とアキシャル荷重との両方を負荷できる軸受を用いればよい。アキシャル荷重が大きい場合はスラスト軸受とラジアル軸受を併用する。 ● 自由側軸受には前述と同様にラジアル荷重だけを負荷できる軸受を選定し、軸の伸縮を逃がせるようにして用いる。 			<ul style="list-style-type: none"> ● 固定側 ● 組合せアンギュラ玉軸受 (背面組合せ) ● 複列円すいころ軸受 (TDO形) ● スラスト軸受とラジアル軸受の併用 	例 17 例 18

表 4-2(1) 軸受配列の例

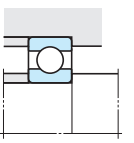
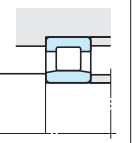
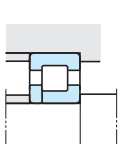
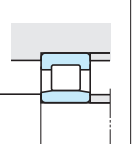
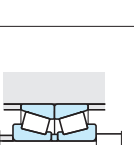
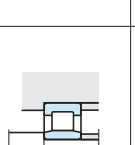
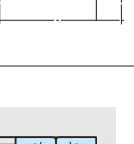
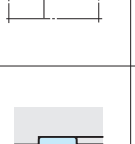
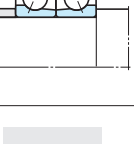
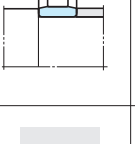
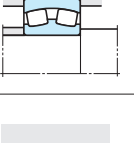
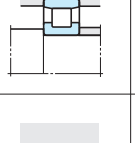
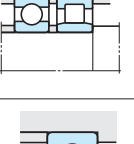
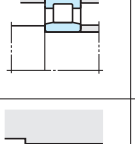
図例	軸 受 配 列		摘 要	適 用 例
	固定側	自由側		
例 1			<ul style="list-style-type: none"> ○ 高速回転にも適し、一般に広く使用されている。 ○ 軸受相互間の心のずれや軸の たわみ などが予想されるときは不適当である。 	中形電動機 送風機など
例 2			<ul style="list-style-type: none"> ○ 高速回転にも適し、例1よりも大きな荷重や衝撃荷重が作用する場合に適する。 ○ 分離形のため、内輪・外輪ともに しめしろ を必要とする場合に適する。 ○ 軸受相互間の心のずれや軸の たわみ が予想されるときは不適当である。 	車両用 主電動機
例 3			<ul style="list-style-type: none"> ○ 例 2 よりも更に大きな荷重や衝撃荷重が作用する場合に適する。 ○ この例は、固定側に高い剛性を必要とする配列で、背面組合せとし、予圧を与えて使用する。 ○ 軸、ハウジングとも精度を良くし、取付け誤差を小さくする必要がある。 	製鉄用 テーブル ローラ 旋盤主軸
例 4			<ul style="list-style-type: none"> ○ 例 3 よりもアキシャル荷重が小さい場合や高速回転の場合に適する。 ○ 内輪・外輪とも しめしろ を必要とする場合に適する。 ○ 固定側には組合せアンギュラ玉軸受の代りに複列アンギュラ玉軸受を使用することもある。 	電動機
例 5			<ul style="list-style-type: none"> ○ あまり大きなアキシャル荷重がかからない場合に適する。 ○ 内輪・外輪とも しめしろ を必要とするときにも適用できる。 	製紙用 カレンダー ロール ディーゼル 機関車車軸
例 6			<ul style="list-style-type: none"> ○ 高速回転でラジアル荷重が大きく、アキシャル荷重もかかるような用途に適している。 ○ 深溝玉軸受には、ラジアル荷重がかからないように、外径とハウジング内径との間に すきま をつける。 	ディーゼル 機関車変速機
例 7			<ul style="list-style-type: none"> ○ 最も一般的に使用される配列である。 ○ ラジアル荷重のほかに、ある程度のアキシャル荷重も負荷できる。 	ポンプ 自動車変速機

表 4-2(2) 軸受配列の例

図例	軸 受 配 列		摘 要	適 用 例
	固定側	自由側		
例8			<ul style="list-style-type: none"> 比較的大きいアキシャル荷重が、両方向に作用する場合に適する。 固定側には複列アンギュラ玉軸受の代りに、組合せアンギュラ玉軸受を使うこともある。 	ウォームギヤ減速機
例9			<ul style="list-style-type: none"> 取付け誤差や軸に たわみ がある場合に最も適した配列である。 大きいラジアル荷重のほかにある程度のアキシャル荷重も負荷できる。 	製鉄用テーブルローラ減速機 天井クレーン走行車輪
例10			<ul style="list-style-type: none"> 取付け誤差や軸に たわみ がある場合に最も適した配列である。 アダプタを用いて軸受の取付け・取外しを容易にした配列で、段加工やねじ加工をしない長い軸を使用する場合に適する。 アキシャル荷重を負荷する必要のある場合は、不適当である。 	一般産業機械 カウンタ軸
例11			<ul style="list-style-type: none"> 取付け誤差や軸に たわみ がある場合に最も適した配列である。 例10よりも大きな荷重や衝撃荷重が作用する場合に適する。 ラジアル荷重のほか、ある程度のアキシャル荷重を負荷できる。 	製鉄用テーブルローラ
固定側・自由側を区別しない場合				
例12			<ul style="list-style-type: none"> 小さな機械で、荷重が小さい場合に最も多く利用される配列である。 軽い予圧を与えて使用する場合には、一方の外輪の側面に、ばね又は厚さを調整したシムを入れる。 	小形電動機 小形減速機 小形ポンプ
例13	 背面取付け 正面取付け		<ul style="list-style-type: none"> 予圧を与え、軸に剛性を持たせる場合に適する。比較的大きいアキシャル荷重が大きく、かつ高速回転を要する箇所によく用いられている。 背面取付けはモーメントが作用する場合に適する。 予圧をかけて使用する場合には、予圧の調整に注意を要する。 	工作機械主軸

表 4-2(3) 軸受配列の例

図例	固定側・自由側を区別しない場合		摘 要	適 用 例
	背面取付け	正面取付け		
例14	 背面取付け 正面取付け		<ul style="list-style-type: none"> 例13よりも、更に大きいアキシャル荷重や衝撃荷重が作用する場合に適する。 予圧をかけ、軸に剛性を持たせる場合に適する。 背面取付けはモーメントが作用する場合に適する。 正面取付けは内輪にしめしろが必要な場合には、取付けが容易となる。また、一般に取付け誤差がある場合に有利である。 予圧をかけて使用する場合には、予圧の調整に注意を要する。 	減速機 自動車車軸
例15			<ul style="list-style-type: none"> 軽荷重、高速かつ高精度回転を必要とする場合に適する。 予圧をかけて軸に剛性を持たせる場合に適する。 図の背面組合せのほか、正面組合せや並列組合せを用いる場合もある。 	工作機械主軸
例16			<ul style="list-style-type: none"> 重荷重・衝撃荷重に耐えられる。 内輪・外輪とも しめしろ が必要な場合にも使用できる。 運転中にアキシャル内部すきまが過小にならないよう注意する。 	建設機械 終減速装置
たて軸の場合				
例17	 固定側 自由側		<ul style="list-style-type: none"> 固定側に組合せアンギュラ玉軸受、自由側に円筒ころ軸受を用いた例で高速回転に適する。 	たて形電動機 たて形ポンプ
例18	 自由側 固定側		<ul style="list-style-type: none"> 低速・重荷重で、アキシャル荷重がラジアル荷重より大きい場合に適する。 自動調心性があるので、軸心のずれや軸に たわみ が予想される場合に適する。 	クレーンの センタ軸 たて形ポンプ

5. 軸受寸法の選定

5-1 軸受の寿命

軸受が荷重を受けて回転すると、適正な使用条件下でも、内輪・外輪の軌道面及び転動体の転動面には絶えず繰返し荷重がかかるので、材料の疲れにより軌道面又は転動面にうろこ状の損傷(剥離又はフレーキングと呼ぶ)が現われる(A152参照)。

この損傷が生じるまでの総回転数を軸受の“疲れ”寿命”と呼ぶ。

軸受の“疲れ”寿命”は、構造・寸法・材料・加工方法などが同じ軸受を同じ条件で運転しても大きなばらつきを生じる。

これは材料そのものの疲れ現象のばらつきであり、統計的に考えるべき性質のものである。

そこで、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、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(すなわち、信頼度90%の寿命)を「軸受の基本定格寿命」と呼ぶ。

一定速度で運転する場合は、総回転時間で表わすこともできる。

しかし、軸受を実際の機械に取付けて運転したとき、軸受は疲れによる損傷以外の原因(摩擦・焼付き・クリープ・フレッチング・圧こみ・割れなど)で継続使用が不可能になる場合がある(A152 16. 軸受の損傷例 参照)。

これらは軸受の選定・組込み・潤滑などを十分考慮することにより避けることができる。

5-2 軸受の寿命計算

5-2-1 基本動定格荷重 C

軸受の転がり疲れに対する強さすなわち負荷能力を表わす基本動定格荷重とは、内輪を回転させ外輪を静止させた(又は内輪を静止させ外輪を回転させた)条件で、100万回転の基本定格寿命が得られるような、大きさや方向が一定の純ラジアル荷重(ラジアル軸受の場合)又は中心アキシアル荷重(スラスト軸受の場合)をいう。それぞれ基本動ラジアル定格荷重(C_r)又は基本動アキシアル定格荷重(C_a)と呼び、これらの値を軸受寸法表に記載している。

5-2-2 基本定格寿命 L_{10}

軸受の基本定格寿命 L_{10} は、軸受内部が標準設計され、JISで規定されるあるいはそれらに相当する軸受用鋼材で、高い製造品質で造られた軸受が、通常の使用条件で使用される信頼度90%の寿命である。軸受の基本動定格荷重、動等価荷重及び基本定格寿命の関係は、式(5-1)で表すことができる。

なお、この寿命計算式は、非常に大きな荷重条件(P が、基本静定格荷重 C_0 (A42参照)又は $0.5C$ のいずれかの値を超える場合)による軌道と転動体との接触面の塑性変形などの影響や、逆に非常に小さな荷重条件による軌道と転動体との接触面の滑りなどの影響がある場合は対象としない。

これらの条件が考えられる場合は、JTEKTにご相談下さい。

軸受が一定の回転速度で使用される場合には、式(5-2)に示すように寿命を時間で表した方が便利である。

また、鉄道車両や自動車などでは、式(5-3)で示すように寿命を走行距離(km)で表すことが多い。

$$\text{(総回転数)} \quad L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \dots\dots\dots (5-1)$$

$$\text{(時間)} \quad L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^p \dots (5-2)$$

$$\text{(走行距離)} \quad L_{10s} = \pi D L_{10} \dots\dots\dots (5-3)$$

ここに、

L_{10} : 基本定格寿命	10 ⁶ 回転	
L_{10h} : 基本定格寿命	h	
L_{10s} : 基本定格寿命	km	
P : 動等価荷重	N…(A 38 ページ参照)	
C : 基本動定格荷重	N	
n : 回転速度	min ⁻¹	
p : 玉軸受の場合 ……	$p = 3$	
	ころ軸受の場合 ……	$p = 10/3$
D : 車輪又はタイヤの直径寸法	mm	

従って、軸受の使用条件として、動等価荷重を P 、回転速度を n とすると、設計寿命を満たすのに必要な軸受の基本動定格荷重 C は式(5-4)で求められるので、この C を満足する軸受を軸受寸法表の中から選定することにより、軸受の寸法を決めることができる。

使用機械と軸受の必要寿命時間については、A31 表 5-5を参考にしてください。

$$C = P \left(L_{10h} \times \frac{60n}{10^6} \right)^{1/p} \dots\dots\dots (5-4)$$

[参考]

式(5-2)において、寿命係数(f_h)及び速度係数(f_n)を用いた計算式を次に示す。

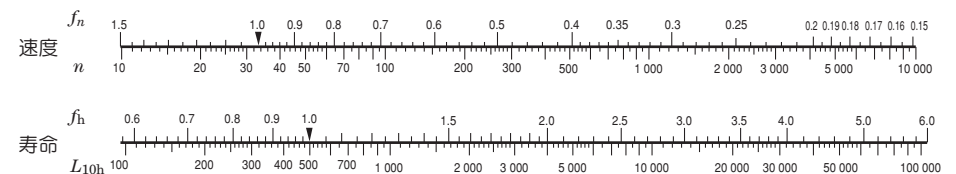
$$L_{10h} = 500 f_n^p \dots\dots\dots (5-5)$$

$$\text{寿命係数} : f_h = f_n \frac{C}{P} \dots\dots\dots (5-6)$$

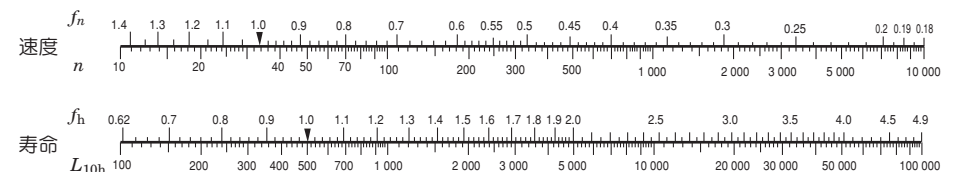
$$\begin{aligned} \text{速度係数} : f_n &= \left(\frac{10^6}{500 \times 60n} \right)^{1/p} \\ &= (0.03n)^{-1/p} \dots (5-7) \end{aligned}$$

f_n 、 f_h 及び L_{10h} の値は[参考図]として記載したノモグラムを用いて簡易的に求めることができる。

[玉軸受]



[ころ軸受]



[参考図] 回転速度(n)と速度係数(f_n)及び寿命係数(f_h)と寿命(L_{10h})

5-2-3 温度による基本動定格荷重の補正と寸法安定化処理軸受

軸受を高温で使用すると材料の組織が変化して硬さが低下し、常温で使用する場合より基本動定格荷重が減少する。一度材料の組織が変化すると、温度が常温に戻っても元へ戻らない。

従って、高温で使用する場合は、軸受寸法表に示した基本動定格荷重値に表5-1の温度係数を乗じて補正する必要がある。

表 5-1 温度係数の値

軸受温度, °C	125	150	175	200	250
温度係数	1	1	0.95	0.90	0.75

軸受を 120 °C 以上で長時間使用する場合、通常の熱処理では寸法変化量が大きくなるため、寸法安定化処理が必要となる。

寸法安定化処理した場合の記号と使用温度範囲を表 5-2 に示す。

ただし、寸法安定化処理を施した軸受は硬さが低くなるため、基本動定格荷重が減少する場合もある。

表 5-2 寸法安定化処理

寸法安定化処理記号	使用温度範囲
S0	100 °C を超え 150 °C 以下
S1	150 °C 200 °C
S2	200 °C 250 °C

5-2-4 修正定格寿命 L_{nm}

転がり軸受の寿命は、基本定格寿命として 1960 年代に規格化されたが、実際にアプリケーションで使用した場合、潤滑状態、使用環境の影響により実寿命と基本定格寿命とが大きくかけ離れる場合があった。そこで、計算で求める寿命をより実寿命に近づけるため 1980 年頃から修正定格寿命として、軸受特性係数 a_2 (軸受材料、製造工程、設計により寿命に関する特性が変化する場合の補正係数) 及び使用条件係数 a_3 (軸受寿命に直接影響する潤滑などの使用条件を考慮した補正係数) あるいはそれらは相互依存していることからまとめて a_{23} 係数として基本定格寿命に考慮する概念が検討された。これらの係数は、各軸受メーカーが独自で対応していたが、2007 年に ISO 281 で修正定格寿命として規格化され、2013 年に JIS B 1518 (動定格荷重及び定格寿命) が、ISO との整合性を図るため改正された。

式 (5-1) に示した基本定格寿命 (L_{10}) は、内部設計、材料、製造品質などが標準の転がり軸受において、通常使用条件での信頼度 90% の (疲れ) 寿命である。JIS B 1518:2013 は、ISO 281:2007 に基づき、さらに、様々な運転条件での正確な軸受寿命を求めるため、異なった信頼度並びにシステムアプローチとして各要因の変化や相互作用などの影響を、軸受内部の付加的応力として潤滑状態、潤滑剤の汚染及び疲労限荷重 C_u ((2) b を参照) を考慮した計算方法を規定した。これらを考慮した寿命修正係数 a_{ISO} を用いた寿命を修正定格寿命 L_{nm} といい、式 (5-8) で求められる。

$$L_{nm} = a_1 a_{ISO} L_{10} \dots \dots \dots (5-8)$$

ここに、

- L_{nm} : 修正定格寿命 10^6 回転
- L_{10} : 基本定格寿命 10^6 回転 (信頼度 90%)
- a_1 : 信頼度係数……(1) 項参照
- a_{ISO} : 寿命修正係数……(2) 項参照

【備考】 信頼度が 90% を超える L_{nm} を用いて軸受寸法を選定する場合には、軸及びハウジングの強度などについても特に注意する必要がある。

(1) 信頼度係数 a_1

信頼度は、“一群の同じ軸受を同一の条件で運転したとき、特定の寿命に達するか、又はそれを超えることが期待される軸受の個数の総個数に対する割合” で、信頼度が 90% 以上 (破損確率が 10% 以下) の修正定格寿命を求める場合の a_1 の値を表 5-3 に示す。

表 5-3 信頼度係数 a_1

信頼度, %	L_{nm}	a_1
90	L_{10m}	1
95	L_{5m}	0.64
96	L_{4m}	0.55
97	L_{3m}	0.47
98	L_{2m}	0.37
99	L_{1m}	0.25
99.2	$L_{0.8m}$	0.22
99.4	$L_{0.6m}$	0.19
99.6	$L_{0.4m}$	0.16
99.8	$L_{0.2m}$	0.12
99.9	$L_{0.1m}$	0.093
99.92	$L_{0.08m}$	0.087
99.94	$L_{0.06m}$	0.080
99.95	$L_{0.05m}$	0.077

(表5-3 JIS B 1518:2013 引用)

(2) 寿命修正係数 a_{ISO}

a) システムアプローチ

軸受寿命への様々な影響は、相互に依存している。修正寿命計算のシステムアプローチでは、寿命修正係数 a_{ISO} を求めるための実用的な手法として評価する(図 5-1 参照)。寿命修正係数 a_{ISO} は、式 (5-9) で求められ、軸受形式 (ラジアル玉軸受、ラジアルころ軸受、スラスト玉軸受、スラストころ軸受) ごとに以下の線図を用い求める。(図 5-2、5-3、5-4 及び 5-5 参照)

なお、実用上、寿命修正係数は、 $a_{ISO} \leq 50$ とする。

$$a_{ISO} = f \left(\frac{e_c C_u}{P}, \kappa \right) \dots \dots \dots (5-9)$$

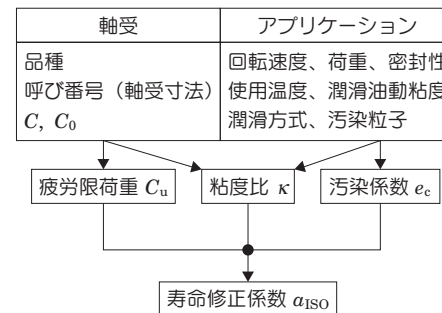


図 5-1 システムアプローチ

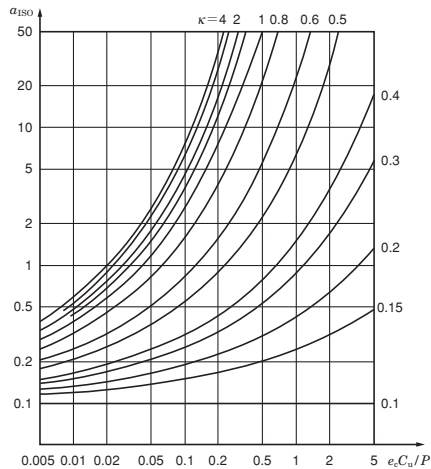


図 5-2 寿命修正係数 a_{ISO} (ラジアル玉軸受)

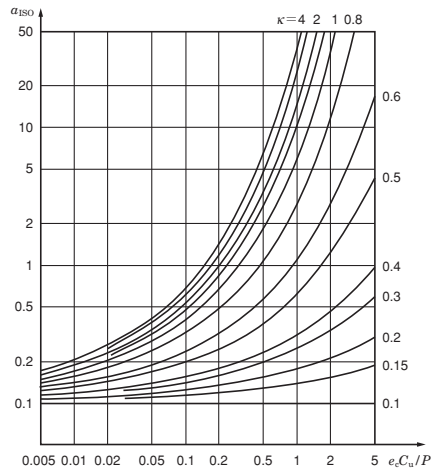


図 5-3 寿命修正係数 a_{ISO} (ラジアルころ軸受)

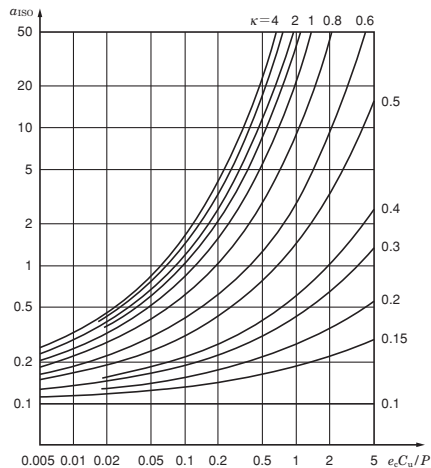


図 5-4 寿命修正係数 a_{ISO} (スラスト玉軸受)

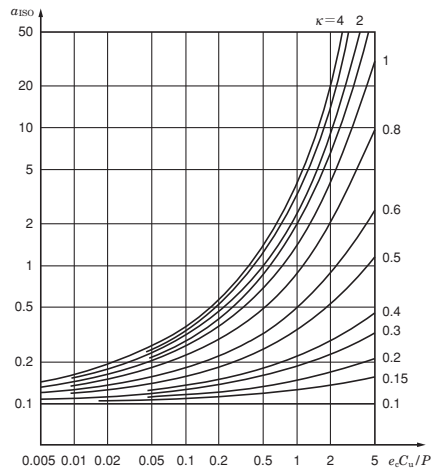


図 5-5 寿命修正係数 a_{ISO} (スラストころ軸受)

(図 5-2~5-5 JIS B 1518:2013 引用)

b) 疲労限荷重 C_u

規定鋼材又は同等品質の合金鋼は、潤滑条件、潤滑剤の清浄度及び他の運転条件が良好なら、ある荷重条件以下では疲れ寿命が無限となる。一般的な高品質の材料及び高い製造品質の軸受では、約 1.5 GPa の軌道面と転動体との接触応力のときに疲労限応力になる。材料品質及び／又は製造品質が低い場合には、疲労限応力は低くなる。

疲労限荷重 C_u は、“軌道の最大荷重接触部で疲労限応力となる、軸受にかかる荷重”であり、軸受形式、大きさ、材料などに影響する。

なお、特殊軸受など本カタログに記載のない軸受の疲労限荷重は、JTEKT にご相談下さい。

c) 汚染係数 e_c

汚染された潤滑剤の固体粒子が軌道面と転動体とで噛み込まれると、軌道面及び／又は転動体に圧こんが生じる場合がある。これらの圧こんで、局部的に応力が増加して、寿命が低下する。この潤滑剤の汚染による寿命低下は、汚染レベルから汚染係数 e_c として求めることができる。

ここで、表中の D_{pw} はピッチ径で、簡易的に $D_{pw} = (D + d) / 2$ である。

なお、特殊な潤滑条件や詳細検討などは、JTEKT にご相談下さい。

表 5-4 汚染係数 e_c の値

汚 染 レ ベ ル	e_c	
	$D_{pw} < 100 \text{ mm}$	$D_{pw} \geq 100 \text{ mm}$
極めて高い清浄度：粒子の大きさは潤滑剤の油膜厚さ程度で、実験室レベルの環境	1	1
高い清浄度：極めて細かなフィルタでろ過された油、標準的なグリース封入軸受及びシール軸受	0.8~0.6	0.9~0.8
標準清浄度：細かなフィルタでろ過された油、標準的なグリース封入軸受及びシールド軸受	0.6~0.5	0.8~0.6
軽度の汚染状態：潤滑剤が僅かに汚染	0.5~0.3	0.6~0.4
普通の汚染状態：シールなし、粗いフィルタ使用、摩耗粉及び周辺から粒子が侵入する環境	0.3~0.1	0.4~0.2
重度の汚染状態：著しく汚染された周辺環境かつ、軸受の密封性が不十分な状態	0.1~0	0.1~0
極度の汚染状態	0	0

(表 5-4 JIS B 1518:2013 引用)

d) 粘度比 κ

潤滑剤は、転がり接触表面に油膜を形成して軌道及び転動体を分離する。潤滑剤の油膜の状態は、基準動粘度 v_1 に対する運転時の動粘度 v の比である粘度比 κ で表し、式 (5-10) で求める。

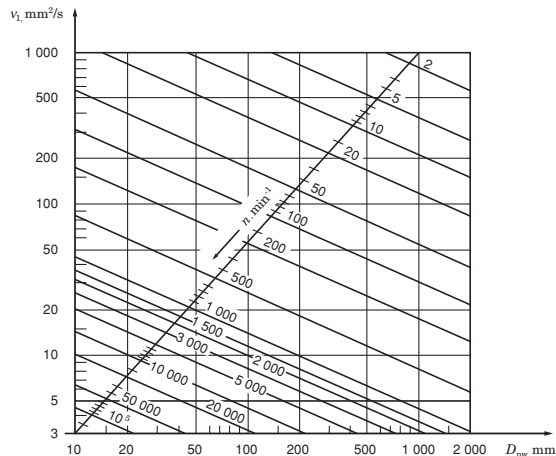
$\kappa > 4$ の場合には、 $\kappa = 4$ 、 $\kappa < 0.1$ の場合には適用外とする。

なお、グリース潤滑や極圧添加剤入り潤滑剤などの場合は、JTEKT にご相談下さい。

$$\kappa = \frac{v}{v_1} \dots\dots\dots (5-10)$$

v : 運転時の動粘度、運転温度での潤滑剤の粘度。(A129 図 12-3)

v_1 : 基準動粘度、軸受の速度及びピッチ径 D_{pw} で決まる (図 5-6 参照)



(図 5-6 JIS B 1518:2013 引用)

図 5-6 基準動粘度 v_1

5-2-5 複数個の軸受のシステム寿命

2個以上の軸受を使用する装置においては、1個の軸受が破損しても、その装置の機能が停止してしまうことが多い。

使用している軸受全体を一つの軸受システムとみなすと、その軸受システムの定格寿命は次式で求められる。

$$\frac{1}{L^e} = \frac{1}{L_1^e} + \frac{1}{L_2^e} + \frac{1}{L_3^e} + \dots \quad (5-11)$$

ここに、

L : 軸受システム全体としての定格寿命

L_1, L_2, L_3, \dots : 個々の軸受の定格寿命

e : 定数 $\left\{ \begin{array}{l} e = 10/9 \dots \dots \text{玉軸受} \\ e = 9/8 \dots \dots \text{ころ軸受} \\ \text{混合使用する場合には平均} \\ \text{値を採る} \end{array} \right.$

〔例〕

ある一つの軸が2個のころ軸受で支えられている場合を考え、一方の軸受が50 000時間、他方の軸受が30 000時間の定格寿命をもつものとするれば、この軸に使用されている軸受全体としての定格寿命は、式(5-11)より次のようになる。

$$\frac{1}{L^{9/8}} = \frac{1}{50\,000^{9/8}} + \frac{1}{30\,000^{9/8}}$$

$$L \doteq 20\,000 \text{ h}$$

すなわち、軸受全体の定格寿命は、個々の軸受の短いほうの定格寿命よりも、短くなる事が分かる。

この結論はきわめて重要であり、2個以上の軸受を使用する装置で、システムとしての軸受寿命を考える必要がある場合には、注意しなければならない。

5-2-6 使用機械と軸受の必要寿命時間

使用軸受の寿命をいたずらに長くすることは、必ずしも経済的ではない。使用機械や使用条件によって、その軸受の必要寿命を設定するのがよい。

表 5-5 に経験的に採用されている必要寿命時間を参考に示す。

表 5-5 軸受の必要寿命時間 (参考)

使用条件	使用機械	必要寿命時間 (h)
短時間、又は断続的に運転	家庭用電気器具・電動工具、農業機械、重量物巻上げ装置	4 000 ~ 8 000
常時使用しないが確実な運転	家庭冷暖房用電動機、建設機械、コンベヤ、エレベータ	8 000 ~ 12 000
不連続であるが長時間運転	圧延機ロールネック、小形電動機、クレーン	8 000 ~ 12 000
	工場電動機、一般歯車装置	12 000 ~ 20 000
	工作機械、振動スクリーン、クラッシャ	20 000 ~ 30 000
	コンプレッサ、ポンプ、重要な歯車装置	40 000 ~ 60 000
1日8h以上常時運転、又は連続で長時間運転	エスカレータ	12 000 ~ 20 000
	遠心分離機、空調設備、送風機、木工機械、鉄道車両車軸	20 000 ~ 30 000
	大形電動機、鉱山ホイスト、車両用主電動機、機関車車軸	40 000 ~ 60 000
24h連続運転、故障が許されない	製紙機械	100 000 ~ 200 000
	水道設備、発電所設備、鉱山排水設備	100 000 ~ 200 000

5-3 軸受に作用する荷重の計算

軸受に作用する荷重としては、軸受の支える物体の質量による力、歯車やベルトなどの伝動力及び運転中の機械に生じる荷重などがある。

これらの荷重を簡単な計算によって決定できる場合は非常に少ない。なぜならば、荷重は一定でなく変動する場合が多く、かつこの変動はその程度や大きさを決めることが困難な場合が多いからである。従って、軸受に作用する荷重を求めるには、理論的に計算できる数値に、経験に基づいて得た各種の係数を乗じて求める方法が採られている。

5-3-1 荷重係数

軸受に作用するラジアル荷重やアキシャル荷重が一般の力学計算により求められても、実際に軸受に作用する荷重は、機械の振動や衝撃によって計算値よりも大きくなるので、次式のように理論上の値に荷重係数を乗じて求めることが多い。

$$F = f_w \cdot F_c \dots\dots\dots (5-12)$$

ここに、
 F : 実際に作用する荷重 N
 F_c : 理論上の計算荷重 N
 f_w : 荷重係数 (表 5-6 参照)

表 5-6 荷重係数 f_w の値

運転条件	例	f_w
振動・衝撃がほとんどない場合	電動機 工作機械 計器類	1.0~1.2
普通の運転の場合 (軽い衝撃)	鉄道車両 自動車 製紙機械 送風機 コンプレッサ 農業機械	1.2~2.0
強い振動・衝撃がある場合	圧延機 粉碎機 建設機械 振動ふるい機	2.0~3.0

5-3-2 ベルト又はチェーン伝動の場合の荷重

ベルト伝動の場合、プーリ軸に作用する理論上の荷重はベルトの有効伝動力を求めればよい。

しかし、実際には、この有効伝動力に、機械の運転中の振動・衝撃を考慮した荷重係数 (f_w)、さらにベルトの張力を考慮したベルト係数 (f_b) を乗じて求める必要がある。

また、チェーン伝動の場合もベルト係数に相当する係数を乗じて求める必要があり、これらを式 (5-13) に示す。

$$F_b = \frac{2M}{D_p} \cdot f_w \cdot f_b$$

$$= \frac{19.1 \times 10^6 W}{D_p n} \cdot f_w \cdot f_b \dots\dots\dots (5-13)$$

ここに、
 F_b : プーリ軸又はスプロケット軸に実際に作用する荷重 N
 M : プーリ又はスプロケットに作用するトルク mN・m
 W : 伝動動力 kW
 D_p : プーリ又はスプロケットのピッチ円直径 mm
 n : 回転速度 min⁻¹
 f_w : 荷重係数 (表 5-6 参照)
 f_b : ベルト係数 (表 5-7 参照)

表 5-7 ベルト係数 f_b の値

ベルトの種類	f_b
タイミングベルト (歯付きベルト)	1.3~2.0
Vベルト	2.0~2.5
平ベルト (テンションプーリ付き)	2.5~3.0
平ベルト	4.0~5.0
チェーン	1.2~1.5

5-3-3 歯車伝動の場合の荷重

(1) 歯車に作用する荷重と歯車係数

歯車伝動の場合、歯車に作用する理論上の荷重には、接線方向荷重(K_t)・半径方向荷重(K_r)・軸方向荷重(K_a)があり、それぞれ伝動力と歯車の種類により力学的(2)項③④⑤)に求めることができる。

しかし、実際の歯車荷重はこれらの理論上の荷重に、機械の運転中の振動・衝撃を考慮した荷重係数(f_w …表 5-6)、さらに歯車の仕上げを考慮した歯車係数(f_g …表 5-8)を乗じて求める必要がある。

表 5-8 歯車係数 f_g の値

歯車の種類	f_g
精密歯車 (ピッチ誤差、歯形誤差とも0.02mm以下)	1.0~1.1
普通歯車 (ピッチ誤差、歯形誤差とも0.1mm以下)	1.1~1.3

(2) 歯車に作用する荷重の算定

③ 接線方向荷重(接線力) K_t
$K_t = \frac{2M}{D_p} = \frac{19.1 \times 10^6 W}{D_p n} \dots\dots\dots (5-14)$

(平歯車、はすば歯車、やまば歯車、
すぐばかさ歯車、まがりばかさ歯車)

③~⑤)において、

- K_t : 歯車の接線方向荷重 N
- K_r : 歯車の半径方向荷重 N
- K_a : 歯車の軸方向荷重 N
- M : 歯車に作用するトルク mN・m
- D_p : 歯車のピッチ円直径 mm
- W : 伝動動力 kW
- n : 回転速度 min^{-1}
- α : 歯車の圧力角 °
- β : 歯車のねじれ角 °
- δ : かさ歯車のピッチ円すい角 °

	④ 半径方向荷重(分離力) K_r	⑤ 軸方向荷重(アキシャル力) K_a
平歯車	$K_r = K_t \tan \alpha \dots\dots\dots (5-15)$	0
はすば歯車	$K_r = K_t \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} \dots\dots\dots (5-16)$	$K_a = K_t \tan \beta \dots\dots\dots (5-22)$
やまば歯車	$K_r = K_t \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} \dots\dots\dots (5-17)$	0
すぐば ¹⁾ かさ歯車	駆動側 $K_{r1} = K_t \tan \alpha \cos \delta_1 \dots\dots\dots (5-18)$	$K_{a1} = K_t \tan \alpha \sin \delta_1 \dots\dots\dots (5-23)$
	従動側 $K_{r2} = K_t \tan \alpha \cos \delta_2 \dots\dots\dots (5-19)$	$K_{a2} = K_t \tan \alpha \sin \delta_2 \dots\dots\dots (5-24)$
まがりば ^{1,2)} かさ歯車	駆動側 $K_{r1} = \frac{K_t}{\cos \beta} (\tan \alpha \cos \delta_1 \pm \sin \beta \sin \delta_1) \dots\dots\dots (5-20)$	$K_{a1} = \frac{K_t}{\cos \beta} (\tan \alpha \sin \delta_1 \mp \sin \beta \cos \delta_1) \dots\dots\dots (5-25)$
	従動側 $K_{r2} = \frac{K_t}{\cos \beta} (\tan \alpha \cos \delta_2 \mp \sin \beta \sin \delta_2) \dots\dots\dots (5-21)$	$K_{a2} = \frac{K_t}{\cos \beta} (\tan \alpha \sin \delta_2 \pm \sin \beta \cos \delta_2) \dots\dots\dots (5-26)$

[注] 1) 添付 1 は駆動側の歯車を示し、添付 2 は従動側の歯車を示す。
 2) 正負符号の区分は { 上段: 右ねじれ時計方向回転、又は左ねじれ反時計方向回転のとき } を示す。
 { 下段: 右ねじれ反時計方向回転、又は左ねじれ時計方向回転のとき } を示す。
 [備考] 回転方向はピッチ円すい角の頂点の背面から見た場合の方向をいう。

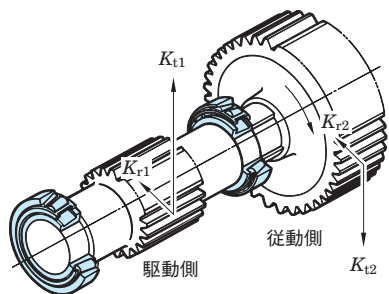


図 5-7 平歯車に作用する荷重

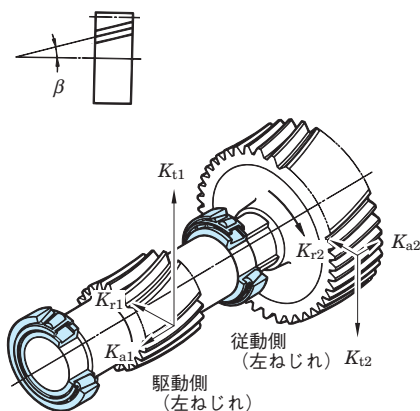


図 5-8 はすば歯車に作用する荷重

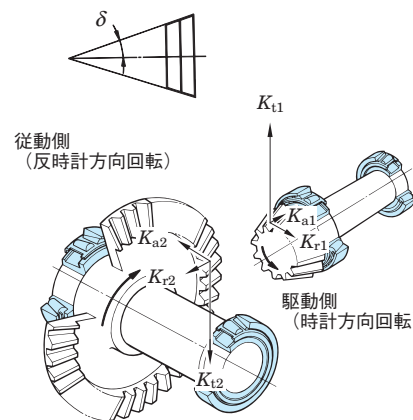


図 5-9 すぐばかさ歯車に作用する荷重

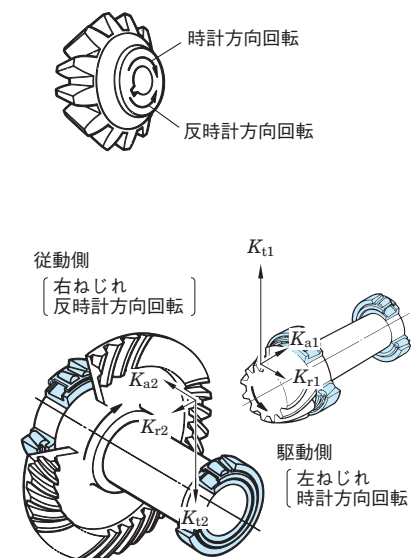


図 5-10 まがりばかさ歯車に作用する荷重

5-3-4 軸受への荷重配分

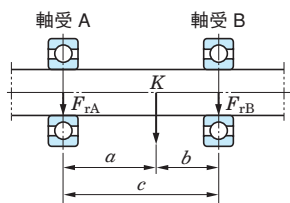
軸系に作用する荷重を、それらを支持する軸受に配分するためには、それぞれの荷重のラジアル分力を求めてから、荷重の方向に従ってそのベクトル和を求めればよい。

ラジアル荷重の配分例を次に示す。

〔備考〕例3～5の軸受には、外部（歯車）からのアキシアル荷重 K_a 、及びラジアル荷重の負荷によって生じる軸方向の分力が作用する。

この場合のアキシアル荷重の求め方はA38ページをご参照ください。

例1 基本 (1)

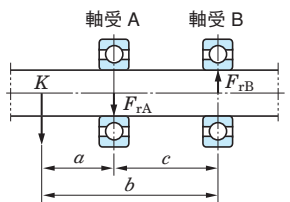


$$F_{rA} = \frac{b}{c}K$$

$$F_{rB} = \frac{a}{c}K$$

.....(5-27)

例2 基本 (2)

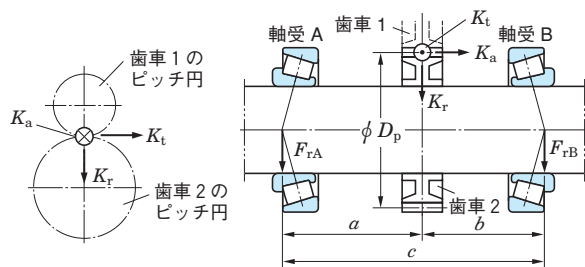


$$F_{rA} = \frac{b}{c}K$$

$$F_{rB} = \frac{a}{c}K$$

.....(5-28)

例3 歯車荷重の配分 (1)

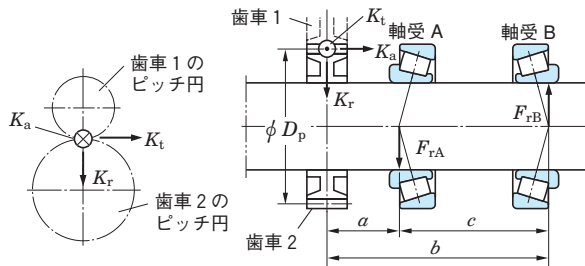


$$F_{rA} = \sqrt{\left(\frac{b}{c}K_t\right)^2 + \left(\frac{b}{c}K_r - \frac{D_p}{2c}K_a\right)^2}$$

$$F_{rB} = \sqrt{\left(\frac{a}{c}K_t\right)^2 + \left(\frac{a}{c}K_r + \frac{D_p}{2c}K_a\right)^2}$$

.....(5-29)

例4 歯車荷重の配分 (2)



$$F_{rA} = \sqrt{\left(\frac{b}{c}K_t\right)^2 + \left(\frac{b}{c}K_r - \frac{D_p}{2c}K_a\right)^2}$$

$$F_{rB} = \sqrt{\left(\frac{a}{c}K_t\right)^2 + \left(\frac{a}{c}K_r - \frac{D_p}{2c}K_a\right)^2}$$

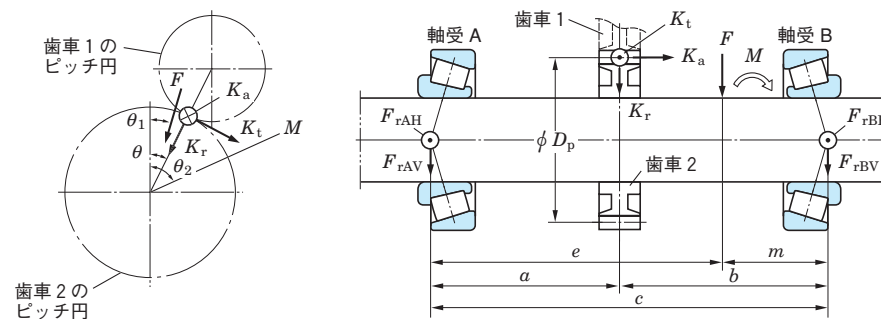
.....(5-30)

(例1～例5において、)

F_{rA} : 軸受Aに作用するラジアル荷重	N	D_p : 歯車のピッチ円直径	mm
F_{rB} : 軸受Bに作用するラジアル荷重	N	⊙: 荷重の方向を示す(紙面垂直に上向き)	
K : 軸荷重	N	⊗: 荷重の方向を示す(紙面垂直に下向き)	
K_t, K_r, K_a : 歯車荷重	N		

(A34ページ参照)

例5 歯車荷重と他の荷重が同時に作用する場合



〔歯車1と歯車2が角度θでかみあい、外部からの荷重F、さらに〕
モーメントMがそれぞれθ₁、θ₂の角度から作用する。

● 垂直方向（紙面の上下）のラジアル分力

$$F_{rAV} = \frac{b}{c}(K_r \cos \theta + K_t \sin \theta) - \frac{D_p}{2c}K_a \cos \theta + \frac{m}{c}F \cos \theta_1 - \frac{M}{c} \cos \theta_2$$

$$F_{rBV} = \frac{a}{c}(K_r \cos \theta + K_t \sin \theta) + \frac{D_p}{2c}K_a \cos \theta + \frac{e}{c}F \cos \theta_1 + \frac{M}{c} \cos \theta_2$$

● 水平方向（紙面に垂直）のラジアル分力

$$F_{rAH} = \frac{b}{c}(K_r \sin \theta - K_t \cos \theta) - \frac{D_p}{2c}K_a \sin \theta + \frac{m}{c}F \sin \theta_1 - \frac{M}{c} \sin \theta_2$$

$$F_{rBH} = \frac{a}{c}(K_r \sin \theta - K_t \cos \theta) + \frac{D_p}{2c}K_a \sin \theta + \frac{e}{c}F \sin \theta_1 + \frac{M}{c} \sin \theta_2$$

■ 合成ラジアル荷重

$$F_{rA} = \sqrt{F_{rAV}^2 + F_{rAH}^2}$$

.....(5-31)

$$F_{rB} = \sqrt{F_{rBV}^2 + F_{rBH}^2}$$

(θ、F、及びMを0とすれば)
例3と同じ結果が得られる。

5-4 動等価荷重

軸受はラジアル荷重とアキシャル荷重との合成荷重を受ける場合が多く、またその大きさが変動するなどいろいろな条件で使用される。

従って、軸受の受ける実際の荷重と基本動定格荷重とを、直接比較することはできない。

こうした場合、実際の荷重及び回転速度のときと同じ寿命となるような大きさとして方向が一定の、軸受中心を通る荷重に換算し比較検討する。

この換算した仮想荷重を動等価荷重 (P) という。

5-4-1 動等価荷重の計算

大きさとして方向が一定の合成荷重を受けるラジアル軸受及びスラスト軸受 ($\alpha \neq 90^\circ$) の動等価荷重は次式で求められる。

$$P = XF_r + YF_a \quad \dots\dots\dots(5-32)$$

ここに、

P : 動等価荷重 N

ラジアル軸受では、
P_r : 動等価ラジアル荷重
スラスト軸受では、
P_a : 動等価アキシャル荷重
と表す。

F_r : ラジアル荷重 N

F_a : アキシャル荷重 N

X : ラジアル荷重係数

Y : アキシャル荷重係数

(X, Yの値は軸受寸法表に記載)

■単列ラジアル軸受で $F_a/F_r \leq e$ の場合は $X=1$, $Y=0$ とする。従って動等価荷重は $P_r = F_r$ となる。

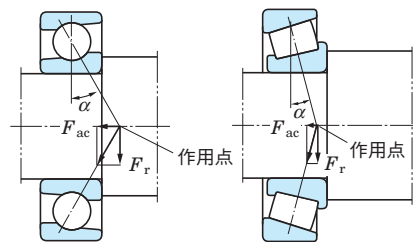
(eは F_a/F_r の限界値を示し、その値は軸受寸法表に記載している。)

■単列アンギュラ玉軸受及び円すいころ軸受では、荷重を受けると、図 5-11 に示すように軸方向の分力 (F_{ac}) を生じるので、通常2個対向させて使用する。

この軸方向の分力は次式で求められる。

$$F_{ac} = \frac{F_r}{2Y} \quad \dots\dots\dots(5-33)$$

これらの軸受にラジアル荷重と外部からのアキシャル荷重 (K_a) が作用する場合の動等価荷重の求め方を表 5-9 に示す。



(作用点位置寸法は軸受寸法表に記載している。)

図 5-11 軸方向の分力

■接触角 $\alpha = 90^\circ$ のスラスト玉軸受は、アキシャル荷重だけを受けるので、 $P_a = F_a$ となる。

■スラスト自動調心ころ軸受の場合は次式により求められる。

$$P_a = F_a + 1.2F_r \quad \dots\dots\dots(5-34)$$

ただし、 $F_r/F_a \leq 0.55$

表 5-9 単列アンギュラ玉軸受 又は 円すいころ軸受を 2個対向させた場合の動等価荷重の計算

軸 受 配 置		荷 重 条 件	軸 受 区 分	アキシャル荷重	動 等 価 荷 重
背面組合せ	正面組合せ				
		$\frac{F_{rB}}{2Y_B} + K_a \geq \frac{F_{rA}}{2Y_A}$	軸受A	$\frac{F_{rB}}{2Y_B} + K_a$	$P_A = XF_{rA} + Y_A \left(\frac{F_{rB}}{2Y_B} + K_a \right)$ ただし、 $P_A < F_{rA}$ のとき、 $P_A = F_{rA}$ とする。
			軸受B	—	$P_B = F_{rB}$
		$\frac{F_{rB}}{2Y_B} + K_a < \frac{F_{rA}}{2Y_A}$	軸受A	—	$P_A = F_{rA}$
			軸受B	$\frac{F_{rA}}{2Y_A} - K_a$	$P_B = XF_{rB} + Y_B \left(\frac{F_{rA}}{2Y_A} - K_a \right)$ ただし、 $P_B < F_{rB}$ のとき、 $P_B = F_{rB}$ とする。
		$\frac{F_{rB}}{2Y_B} \leq \frac{F_{rA}}{2Y_A} + K_a$	軸受A	—	$P_A = F_{rA}$
			軸受B	$\frac{F_{rA}}{2Y_A} + K_a$	$P_B = XF_{rB} + Y_B \left(\frac{F_{rA}}{2Y_A} + K_a \right)$ ただし、 $P_B < F_{rB}$ のとき、 $P_B = F_{rB}$ とする。
		$\frac{F_{rB}}{2Y_B} > \frac{F_{rA}}{2Y_A} + K_a$	軸受A	$\frac{F_{rB}}{2Y_B} - K_a$	$P_A = XF_{rA} + Y_A \left(\frac{F_{rB}}{2Y_B} - K_a \right)$ ただし、 $P_A < F_{rA}$ のとき、 $P_A = F_{rA}$ とする。
			軸受B	—	$P_B = F_{rB}$

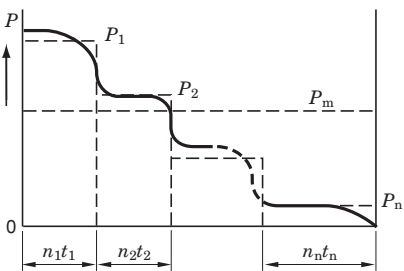
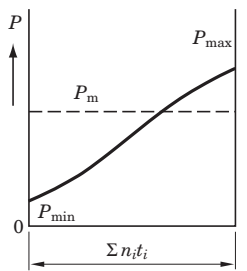
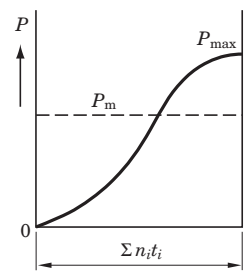
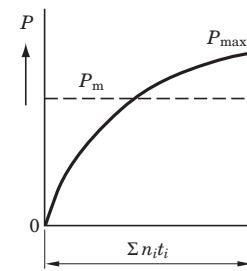
(備考) 1. 運転中、内部すきま及び予圧が0の場合に適用する。
2. ラジアル荷重は上図の矢印と逆の方向にかかった場合も正とする。

5-4-2 荷重が変動する場合の平均動等価荷重

軸受に作用する荷重の大きさや方向が変動する場合には、実際の変動条件における軸受寿命と同じ寿命を与えるような平均動等価荷重を求める必要がある。

各種の変動条件における平均動等価荷重 P_m の求め方を(1)~(4)に示す。

また、(5)に示すように静止荷重と回転荷重とが同時に作用する場合の平均動等価荷重は、式(5-39)で求めることができる。

(1) 段階的な変動	(2) 単調な変動	(3) 正弦曲線的な変動	(4) 正弦曲線的な変動 (正弦線の上半分)
			
$P_m = \sqrt[p]{\frac{P_1^p n_1 t_1 + P_2^p n_2 t_2 + \dots + P_n^p n_n t_n}{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_n t_n}} \quad \dots\dots(5-35)$	$P_m = \frac{P_{\min} + 2 P_{\max}}{3} \quad \dots\dots(5-36)$	$P_m = 0.68 P_{\max} \quad \dots\dots(5-37)$	$P_m = 0.75 P_{\max} \quad \dots\dots(5-38)$

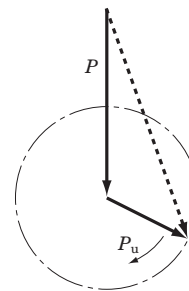
(1)~(4)において、

- P_m : 平均動等価荷重 N
- P_1 : 回転速度 n_1 で t_1 時間作用する動等価荷重 N
- P_2 : 回転速度 n_2 で t_2 時間作用する動等価荷重 N
- ⋮
- P_n : 回転速度 n_n で t_n 時間作用する動等価荷重 N
- P_{\min} : 動等価荷重の最小値 N
- P_{\max} : 動等価荷重の最大値 N
- $\Sigma n_i t_i$: $t_1 \sim t_i$ 時間での総回転数
- p : 玉軸受の場合 $\dots\dots p = 3$
- ころ軸受の場合 $\dots\dots p = 10/3$

(参考) 平均回転速度 n_m は次式で求められる。

$$n_m = \frac{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_n t_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n}$$

(5) 静止荷重と回転荷重が同時に作用



$$P_m = f_m (P + P_u) \quad \dots\dots(5-39)$$

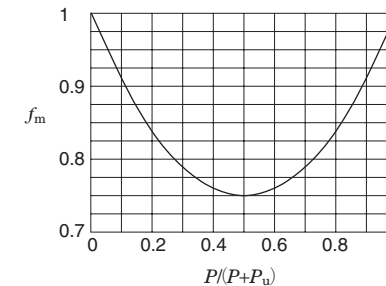


図 5-12 f_m 係数

ここに、

- P_m : 平均動等価荷重 N
- f_m : 係数 (図 5-12 による)
- P : 静止荷重 N
- P_u : 回転荷重 N

5-5 基本静定格荷重と静等価荷重

5-5-1 基本静定格荷重

軸受は過大な静荷重を受けたり、極低速回転でも衝撃荷重を受けると、転動体と軌道との接触面に局部的な永久変形を生じる。この永久変形量は荷重の増大とともに大きくなり、ある限度を超えると円滑な回転を妨げるようになる。

基本静定格荷重とは、最大荷重を受けている転動体と軌道との接触部中央において、次に示す計算接触応力に対応する静荷重をいう。

- ・自動調心玉軸受…4 600 MPa
- ・その他の玉軸受…4 200 MPa
- ・ころ軸受…4 000 MPa

これらの接触応力のもとで生じる転動体と軌道の総永久変形量は、転動体の直径の約 0.000 1 倍となる。

ラジアル軸受の基本静定格荷重を基本静ラジアル定格荷重、スラスト軸受のそれを基本静アキシアル定格荷重と呼び、それぞれ C_{0r} 、 C_{0a} と表わして軸受寸法表に記載している。

5-5-2 静等価荷重

静等価荷重とは、軸受が静止しているときや極低速回転の場合に、実際の荷重条件のもとで生じる接触応力と同じ接触応力を、最大荷重を受けている転動体と軌道との接触部中央に生じさせるような大きさに換算した仮想荷重をいう。

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アル荷重を採る。

静等価荷重は次式で求められる。

[ラジアル軸受] …次の二つの式で求められた値のうち大きい方を採る。

$$P_{0r} = X_0 F_r + Y_0 F_a \quad \dots\dots\dots (5-40)$$

$$P_{0r} = F_r \quad \dots\dots\dots (5-41)$$

[スラスト軸受]

$$(\alpha \neq 90^\circ)$$

$$P_{0a} = X_0 F_r + F_a \quad \dots\dots\dots (5-42)$$

[ただし、 $F_a < X_0 F_r$ のときは、
正確さが低下する]

$$(\alpha = 90^\circ)$$

$$P_{0a} = F_a \quad \dots\dots\dots (5-43)$$

ここに、

P_{0r} : 静等価ラジアル荷重 N

P_{0a} : 静等価アキシアル荷重 N

F_r : ラジアル荷重 N

F_a : アキシアル荷重 N

X_0 : 静ラジアル荷重係数

Y_0 : 静アキシアル荷重係数

(X_0 、 Y_0 の値は軸受寸法表に記載)

5-5-3 安全係数

軸受に許容される静等価荷重は、軸受の基本静定格荷重によって決まるが、前述の永久変形量(局部的な凹み)による軸受の使用限度は、軸受に要求される性能や使用条件により異なる。

従って、基本静定格荷重に対する安全度を検討するため、従来の経験を考慮した安全係数を定めている。

$$f_s = \frac{C_0}{P_0} \quad \dots\dots\dots (5-44)$$

ここに、

f_s : 安全係数 (表 5-10 参照)

C_0 : 基本静定格荷重 N

P_0 : 静等価荷重 N

表 5-10 安全係数 f_s の値

使用条件		f_s (最小)	
		玉軸受	ころ軸受
回転する場合	高い回転精度を要する場合	2	3
	普通の使用条件	1	1.5
	衝撃荷重のある場合	1.5	3
常には回転しない場合 (ときどき揺動する)	普通の使用条件	0.5	1
	衝撃荷重、不均一な分布荷重	1	2

[備考] スラスト自動調心ころ軸受の場合は $f_s \geq 4$ とする。

5-6 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・外輪ともに案内つば又はつば輪を持つ形式の軸受は、ラジアル荷重とともにある程度のアキシャル荷重をも負荷することができる。この場合のアキシャル荷重の負荷能力は、ころ端面の状態、案内つばの負荷能力、潤滑の状態、回転速度など各種の条件によって制約される。

特別な用途で大きなアキシャル荷重を受けさせることも可能であるが、一般には、実験と経験とに基づく次式より求めることができる。

$$F_{ap} = 9.8 f_a \cdot f_b \cdot f_p \cdot d_m^2 \quad \dots\dots\dots (5-45)$$

ここに、

F_{ap} : 最大許容アキシャル荷重 N

f_a : 荷重の状態による係数 (表 5-11)

f_b : 軸受の直径系列による係数 (表 5-12)

f_p : つばの許容面圧に関する係数(図 5-13)

d_m : 軸受の内径 d と外径 D との算術平均値

$$\left(\frac{d + D}{2} \right) \quad \text{mm}$$

表 5-11 荷重の状態による係数 f_a の値

区 分	f_a
連続負荷	1
間欠負荷	2
瞬間負荷	3

表 5-12 軸受の直径系列による係数 f_b の値

区 分	f_b
直径系列 9	0.6
直径系列 0	0.7
直径系列 2	0.8
直径系列 3	1.0
直径系列 4	1.2

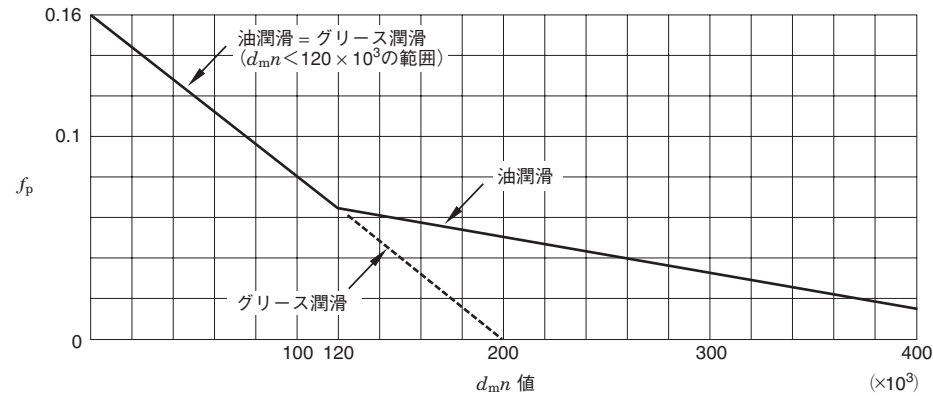


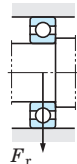
図 5-13 つばの許容面圧に関する係数 f_p と d_{mn} 値との関係

(n : 回転速度, min^{-1})

5-7 応用計算例

【例1】 軸受寿命（時間）の算定

(条件)
 深溝玉軸受：6308
 ラジアル荷重 $F_r = 3\,500\text{ N}$
 アキシャル荷重は作用しない。
 ($F_a = 0$)
 回転速度 $n = 800\text{ min}^{-1}$



① 軸受寸法表より基本動定格荷重 (C_r) を得る。

$$C_r = 50.9\text{ kN}$$

② 式(5-32) より、動等価ラジアル荷重 (P_r) を求める。

$$P_r = F_r = 3\,500\text{ N}$$

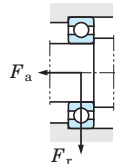
③ 式(5-2) より、軸受寿命 (L_{10h}) を求める。

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

$$= \frac{10^6}{60 \times 800} \times \left(\frac{50.9 \times 10^3}{3\,500}\right)^3 \approx 64\,100\text{ h}$$

【例2】 信頼度96%での軸受寿命（時間）の算定

(条件)
 深溝玉軸受：6308
 ラジアル荷重 $F_r = 3\,500\text{ N}$
 アキシャル荷重 $F_a = 1\,000\text{ N}$
 回転速度 $n = 800\text{ min}^{-1}$



① 軸受寸法表より、

●基本定格荷重 (C_r , C_{0r}) f_0 係数を得る。

$$C_r = 50.9\text{ kN} \quad f_0 = 13.2$$

$$C_{0r} = 24.0\text{ kN}$$

● $f_0 F_a / C_{0r}$ 値から比例補間法により求めた e 値を F_a / F_r 値と比較することにより、 X 及び Y 値を求める。

$$\frac{f_0 F_a}{C_{0r}} = \frac{13.2 \times 1\,000}{24.0 \times 10^3} = 0.550$$

$$e = 0.22 + (0.26 - 0.22) \times \frac{(0.550 - 0.345)}{(0.689 - 0.345)}$$

$$= 0.24$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1\,000}{3\,500} = 0.29 > e$$

従って、 $X = 0.56$

$$Y = 1.99 - (1.99 - 1.71) \times \frac{(0.550 - 0.345)}{(0.689 - 0.345)}$$

$$= 1.82$$

② 式(5-32) より、動等価荷重 (P_r) を求める。

$$P_r = X F_r + Y F_a = (0.56 \times 3\,500) + (1.82 \times 1\,000) = 3\,780\text{ N}$$

③ 式(5-2) より、信頼度90%での寿命 (L_{10h}) を求める。

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

$$= \frac{10^6}{60 \times 800} \times \left(\frac{50.9 \times 10^3}{3\,780}\right)^3 \approx 50\,900\text{ h}$$

【例3】 例2の条件での a_{ISO} 係数の算定

(条件)
 油潤滑
 (細かなフィルタでろ過された油)
 運転温度70℃
 信頼度96%

④ 潤滑油の選定

軸受寸法表より、ピッチ径 $D_{pw} = (40 + 90)/2 = 65$ を得る。

$d_{mn} = 65 \times 800 = 52\,000$ 。従い、A129ページの表 12-8からVG68選定。

⑤ a_{ISO} 係数の計算

運転温度70℃なので、A129ページの図 12-3より運転時粘度 $v = 20\text{ mm}^2/\text{s}$

図Aより、 $v_1 = 21.7\text{ mm}^2/\text{s}$

$$\kappa = v/v_1 = 20/21.7 = 0.92$$

油が細かなフィルタでろ過されているので表 5-4から e_c は0.5~0.6。

厳しく見積もるため $e_c = 0.5$ とする。

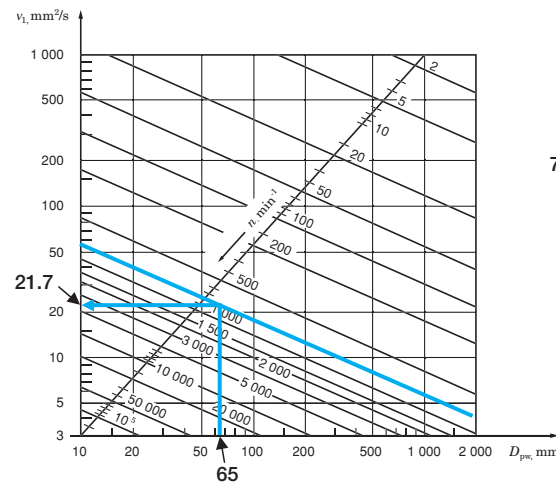
$$\frac{e_c \cdot C_u}{P} = \frac{0.5 \times 1\,850}{3\,780} = 0.24$$

よって、図Bより

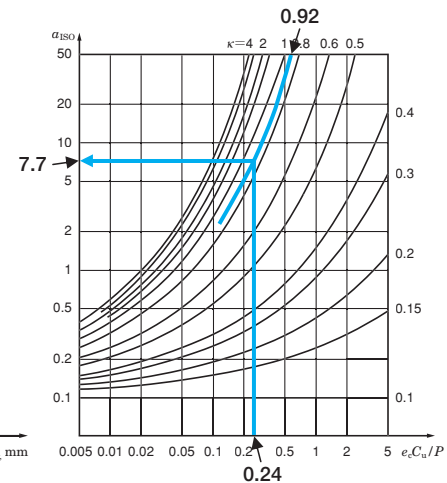
$$a_{ISO} = 7.7$$

⑥ 式(5-8)より、信頼度96%での寿命 L_{nm} を求める。表 5-3より、 $a_1 = 0.55$ とする。

$$L_{4m} = a_1 a_{ISO} L_{10} = 0.55 \times 7.7 \times 50\,900 \approx 216\,000\text{ h}$$



図A

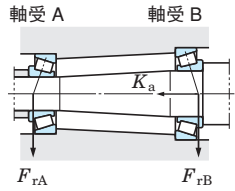


図B

a_{ISO} 係数の計算は、WEBページでも計算可能です。

〔例 4〕 軸受寿命 (総回転数) の算定

(条件)
円すいころ軸受
軸受 A : 30207 JR
軸受 B : 30209 JR
ラジアル荷重
 $F_{rA} = 5\,200\text{ N}$
 $F_{rB} = 6\,800\text{ N}$
アキシャル荷重 $K_a = 1\,600\text{ N}$



① 軸受寸法表より、次の諸元を得る。

	基本動定格荷重 (C_r)	e	$X^1)$	$Y^1)$
軸受 A	68.8 kN	0.37	0.4	1.60
軸受 B	83.9 kN	0.40	0.4	1.48

[注] 1) $F_a/F_r > e$ の場合の値を示す。

$F_a/F_r \leq e$ の場合は $X=1, Y=0$

② 円すいころ軸受にラジアル荷重が作用すると軸方向の分力が生じるので、これを考慮して軸系に作用するアキシャル荷重を求める。
(式5-33, 表5-9)

$$\frac{F_{rA}}{2Y_A} + K_a = \frac{5\,200}{2 \times 1.60} + 1\,600 = 3\,225\text{ N}$$

$$\frac{F_{rB}}{2Y_B} = \frac{6\,800}{2 \times 1.48} = 2\,297\text{ N}$$

従って、アキシャル荷重 $\frac{F_{rA}}{2Y_A} + K_a$ は軸受 B に作用する。

③ 表 5-9 より、動等価荷重 (P_r) を求める。

$$P_{rA} = F_{rA} = 5\,200\text{ N}$$

$$P_{rB} = XF_{rB} + Y_B \left(\frac{F_{rA}}{2Y_A} + K_a \right) = 0.4 \times 6\,800 + 1.48 \times 3\,225 = 7\,493\text{ N}$$

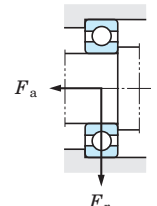
④ 式 (5-1) より、各軸受の寿命 (L_{10}) を求める。

$$L_{10A} = \left(\frac{C_{rA}}{P_{rA}} \right)^{10/3} = \left(\frac{68.8 \times 10^3}{5\,200} \right)^{10/3} \doteq 5\,480 \times 10^6 \text{ 回転}$$

$$L_{10B} = \left(\frac{C_{rB}}{P_{rB}} \right)^{10/3} = \left(\frac{83.9 \times 10^3}{7\,493} \right)^{10/3} \doteq 3\,140 \times 10^6 \text{ 回転}$$

〔例 5〕 軸受寸法の選定

(条件)
深溝玉軸受 : 62 系列
必要寿命時間 : 10 000 h 以上
ラジアル荷重 $F_r = 2\,000\text{ N}$
アキシャル荷重 $F_a = 300\text{ N}$
回転速度 $n = 1\,600\text{ min}^{-1}$



① 動等価荷重 (P_r) を仮算する。

$F_a/F_r = 300/2\,000 = 0.15$ となり、これは軸受寸法表のどの e の値よりも小さいので、
 $P_r = F_r = 2\,000\text{ N}$ と考えてよい。

② 式 (5-4) より、必要な基本動定格荷重 (C_r) を求める。

$$C_r = P_r \left(L_{10h} \times \frac{60n}{10^6} \right)^{1/p}$$

$$= 2\,000 \times \left(10\,000 \times \frac{60 \times 1\,600}{10^6} \right)^{1/3} = 19\,730\text{ N}$$

③ 軸受寸法表より、19 730 N 以上の C_r を持つ 62 系列の軸受としては、内径 25 mm の 6205 R を選定できる。

④ 6205 R の e 値を求めて、①の動等価荷重の値を確認する。

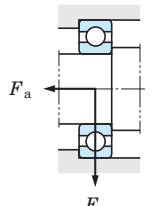
6205 R の C_{0r} は 9.3 kN、 f_0 は 12.8 であるから、
 $f_0 F_a / C_{0r} = 12.8 \times 300 / 9\,300 = 0.413$
次に、比例補間法によって e の値を求めると、
 $e = 0.22 + (0.26 - 0.22) \times \frac{(0.413 - 0.345)}{(0.689 - 0.345)} = 0.23$

従って、 $F_a/F_r = 0.15 < e$ であるから

$$P_r = F_r \text{ でよいことが分かる。}$$

〔例 6〕 軸受寸法の選定

(条件)
深溝玉軸受 : 63 系列
必要寿命時間 : 15 000 h 以上
ラジアル荷重 $F_r = 4\,000\text{ N}$
アキシャル荷重 $F_a = 2\,400\text{ N}$
回転速度 $n = 1\,000\text{ min}^{-1}$



① 動等価荷重 (P_r) を仮算する。

$F_a/F_r = 2\,400/4\,000 = 0.6$ であり、軸受寸法表の e の値と比較すると相当大きいので、アキシャル荷重が動等価荷重に影響することが分かる。

従って、 $X = 0.56, Y = 1.6$ (Y の値の平均程度) と仮定すれば、式 (5-32) より、
 $P_r = XF_r + YF_a = 0.56 \times 4\,000 + 1.6 \times 2\,400 = 6\,080\text{ N}$

② 式 (5-4) より、必要な基本動定格荷重 (C_r) を求める。

$$C_r = P_r \left(L_{10h} \times \frac{60n}{10^6} \right)^{1/p}$$

$$= 6\,080 \times \left(15\,000 \times \frac{60 \times 1\,000}{10^6} \right)^{1/3} = 58\,700\text{ N}$$

③ 軸受寸法表より、58 700 N 以上の C_r を持つ 63 系列の軸受としては、内径 45 mm の 6309 を選定できる。

④ 6309 の e の値を求めて、動等価荷重及び基本定格寿命を確認する。

$f_0 F_a / C_{0r} = 13.3 \times 2\,400 / 29\,500 = 1.082$ となるので、比例補間法により、 $e = 0.283, Y = 1.54$ を得る。
従って、 $F_a/F_r = 0.6 > e$ であるから
 $P_r = XF_r + YF_a = 0.56 \times 4\,000 + 1.54 \times 2\,400 = 5\,940\text{ N}$

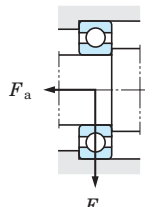
$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^p$$

$$= \frac{10^6}{60 \times 1\,000} \times \left(\frac{61.1 \times 10^3}{5\,940} \right)^3 \doteq 18\,100\text{ h}$$

⑤ 同様に、6308 の基本定格寿命を求めると、
 $L_{10h} \doteq 11\,500\text{ h}$ となり、必要寿命を満足しない。

〔例 7〕 円筒ころ軸受の許容アキシャル荷重の算定

(条件)
単列円筒ころ軸受 : NUP 310
回転速度 $n = 1\,500\text{ min}^{-1}$
油潤滑
アキシャル荷重が間欠的にかかる。



① 軸受寸法表より、NUP 310 の d_m 値を求める。

$$d_m = \frac{d + D}{2} = \frac{50 + 110}{2} = 80\text{ mm}$$

② 式 (5-45) における各係数を求める。

間欠負荷に対する係数 f_a は、表 5-11 より $f_a = 2$
直径系列 3 に対する係数 f_b は表 5-12 より $f_b = 1.0$

$d_m n = 80 \times 1\,500 = 12 \times 10^4$ に対する f_p は図 5-13 より、
 $f_p = 0.062$

③ 式 (5-45) により、許容アキシャル荷重 F_{ap} を求める。

$$F_{ap} = 9.8 f_a \cdot f_b \cdot f_p \cdot d_m^2$$

$$= 9.8 \times 2 \times 1.0 \times 0.062 \times 80^2 \doteq 7\,780\text{ N}$$

【例 8】 平歯車軸に組込まれた軸受の寿命（時間）の算定

(条件)

円すいころ軸受

軸受 A : 32309 JR

軸受 B : 32310 JR

歯車の種類 : 平歯車 (普通の機械加工)

歯車の圧力角 $\alpha_1 = \alpha_2 = 20^\circ$

歯車のピッチ円直径 $D_{p1} = 360 \text{ mm}$

$D_{p2} = 180 \text{ mm}$

歯車の伝動動力 $W = 150 \text{ kW}$

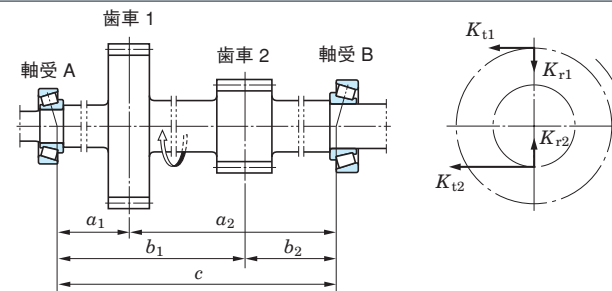
回転速度 $n = 1\,000 \text{ min}^{-1}$

運転状況 : 衝撃を伴う

取付け位置 $a_1 = 95 \text{ mm}, a_2 = 265 \text{ mm},$

$b_1 = 245 \text{ mm}, b_2 = 115 \text{ mm},$

$c = 360 \text{ mm}$



① 式(5-14), (5-15)より、歯車に作用する理論上の荷重 (接線方向荷重 : K_t 及び 半径方向荷重 : K_r) を求める。

[歯車 1]

$$K_{t1} = \frac{19.1 \times 10^6 W}{D_p n} = \frac{19.1 \times 10^6 \times 150}{360 \times 1\,000}$$

$$= 7\,958 \text{ N}$$

$$K_{r1} = K_{t1} \tan \alpha_1 = 2\,896 \text{ N}$$

[歯車 2]

$$K_{t2} = \frac{19.1 \times 10^6 \times 150}{180 \times 1\,000}$$

$$= 15\,917 \text{ N}$$

$$K_{r2} = K_{t2} \tan \alpha_2 = 5\,793 \text{ N}$$

② 軸受に作用するラジアル荷重を求める。

表 5-6 より、荷重係数 $f_w = 1.5$ 及び

表 5-8 より、歯車係数 $f_g = 1.2$ とする。

[軸受 A]

● K_{t1}, K_{t2} による荷重

$$K_{tA} = f_w f_g \left(\frac{a_2}{c} K_{t1} + \frac{b_2}{c} K_{t2} \right)$$

$$= 1.5 \times 1.2 \times \left(\frac{265}{360} \times 7\,958 + \frac{115}{360} \times \right.$$

$$\left. 15\,917 \right) = 19\,697 \text{ N}$$

● K_{r1}, K_{r2} による荷重

$$K_{rA} = f_w f_g \left(\frac{a_2}{c} K_{r1} - \frac{b_2}{c} K_{r2} \right)$$

$$= 1.5 \times 1.2 \times \left(\frac{265}{360} \times 2\,896 - \frac{115}{360} \times \right.$$

$$\left. 5\,793 \right) = 506 \text{ N}$$

● 軸受 A に作用するラジアル荷重 (F_{rA}) は K_{tA} と K_{rA} を合成することにより求められる。

$$F_{rA} = \sqrt{K_{tA}^2 + K_{rA}^2}$$

$$= \sqrt{19\,697^2 + 506^2}$$

$$= 19\,703 \text{ N}$$

[軸受 B]

● K_{t1}, K_{t2} による荷重

$$K_{tB} = f_w f_g \left(\frac{a_1}{c} K_{t1} + \frac{b_1}{c} K_{t2} \right)$$

$$= 1.5 \times 1.2 \times \left(\frac{95}{360} \times 7\,958 + \frac{245}{360} \times \right.$$

$$\left. 15\,917 \right) = 23\,278 \text{ N}$$

● K_{r1}, K_{r2} による荷重

$$K_{rB} = f_w f_g \left(\frac{a_1}{c} K_{r1} - \frac{b_1}{c} K_{r2} \right)$$

$$= 1.5 \times 1.2 \times \left(\frac{95}{360} \times 2\,896 - \frac{245}{360} \times \right.$$

$$\left. 5\,793 \right) = -5\,721 \text{ N}$$

● 軸受 B に作用するラジアル荷重 (F_{rB}) は軸受 A と同様の方法で求められる。

$$F_{rB} = \sqrt{K_{tB}^2 + K_{rB}^2}$$

$$= \sqrt{23\,278^2 + (-5\,721)^2}$$

$$= 23\,971 \text{ N}$$

③ 軸受寸法表より、次の諸元を得る。

	基本動定格荷重 (C_r)	e	X ¹⁾	Y ¹⁾
軸受 A	183 kN	0.35	0.4	1.74
軸受 B	221 kN			

[注] 1) $F_d/F_r > e$ の場合の値を示す。

$F_d/F_r \leq e$ の場合は $X=1, Y=0$

④ 外部からアキシアル荷重が作用しなくても、円すいころ軸受にラジアル荷重が作用すると軸方向の分力を生じるので、これを考慮して軸系に作用するアキシアル荷重を求める。

(式 5-33, 表 5-9)

$$\frac{F_{rB}}{2 Y_B} = \frac{23\,971}{2 \times 1.74} > \frac{F_{rA}}{2 Y_A} = \frac{19\,703}{2 \times 1.74}$$

従って、軸受 B の軸方向分力 ($F_{rB}/2Y_B$) が、この軸系のアキシアル荷重として軸受 A に作用する。

⑤ 表 5-9 において、 $K_a = 0$ として動等価荷重を求める。

$$P_{rA} = X F_{rA} + Y_A \frac{F_{rB}}{2 Y_B}$$

$$= 0.4 \times 19\,703 + 1.74 \times \frac{23\,971}{2 \times 1.74}$$

$$= 19\,867 \text{ N}$$

$$P_{rB} = F_{rB} = 23\,971 \text{ N}$$

⑥ 式(5-2)より、軸受の基本定格寿命を求める。

[軸受 A]

$$L_{10hA} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_{rA}}{P_A} \right)^p$$

$$= \frac{10^6}{60 \times 1\,000} \times \left(\frac{183 \times 10^3}{19\,867} \right)^{10/3}$$

$$\doteq 27\,300 \text{ h}$$

[軸受 B]

$$L_{10hB} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_{rB}}{P_B} \right)^p$$

$$= \frac{10^6}{60 \times 1\,000} \times \left(\frac{221 \times 10^3}{23\,971} \right)^{10/3}$$

$$\doteq 27\,400 \text{ h}$$

参 考

式(5-11)より、2個の軸受のシステム寿命 (L_{10hs}) を考えると、

$$L_{10hs} = \frac{1}{\left(\frac{1}{L_{10hA}^e} + \frac{1}{L_{10hB}^e} \right)^{1/e}}$$

$$= \frac{1}{\left(\frac{1}{27\,300^{9/8}} + \frac{1}{27\,400^{9/8}} \right)^{8/9}}$$

$$\doteq 14\,800 \text{ h}$$

6. 軸受の主要寸法と呼び番号

6-1 主要寸法

軸受の主要寸法とは、図 6-1 に示すように、内径、外径、幅又は高さ、面取寸法など輪郭を示す寸法で、軸及びハウジングに取付けるときに必要な軸受の寸法である。

これらの主要寸法は国際規格(ISO 15)で規定されており、JIS B 1512 (転がり軸受の主要寸法)も、このISO に準拠している。

すなわち、ラジアル軸受(円すいころ軸受は別表)、スラスト軸受の形式別に規定されている。

各々の主要寸法表を巻末の付表に示す。

これらの表では、軸受の内径番号・呼び内径寸法に対応する呼び外径寸法と呼び幅又は呼び高さ寸法及び呼び面取寸法が、直径系列及び寸法系列ごとに示されている。

参考 1) 直径系列とは呼び内径に対する段階的呼び外径の系列をいい、寸法系列とは、幅又は高さ系列と直径系列とを組合せたものをいう。

2) 巻末の付表に示した円すいころ軸受の主要寸法は従来の寸法系列(幅系列と直径系列)で表示している。

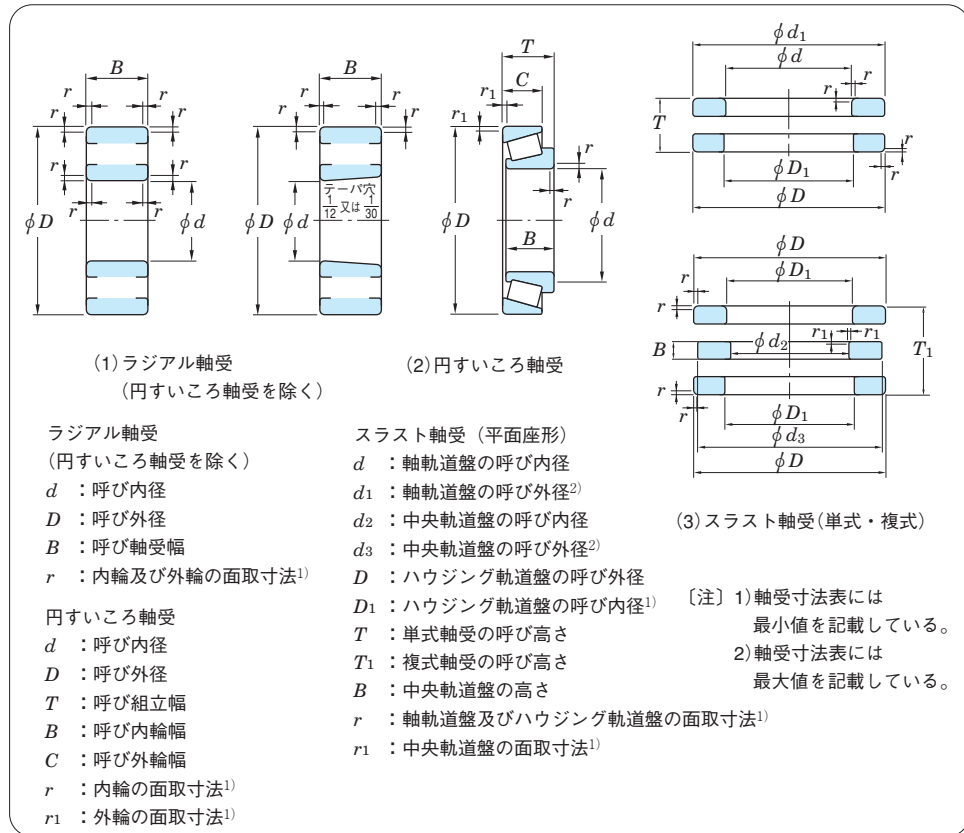


図 6-1 軸受の主要寸法

JIS B 1512-2000の円すいころ軸受の主要寸法はISO 355に準拠した新しい考え方の寸法系列(軸受寸法表の前の解説を参照)を採用しており、軸受寸法表にはこの寸法系列記号も参考として記載している。

ラジアル軸受とスラスト軸受の断面寸法の寸法系列による比較を図 6-2 及び図 6-3 に示す。

このように多くの寸法系列が規定されているが、全てが実用されているとは限らない。これらには、将来に備えて規定されたものも含んでいる。

6-2 輪溝及び止め輪の寸法

軸受外径に止め輪を取り付けるための輪溝寸法と、止め輪の寸法及び公差は、JIS B 1509 (転がり軸受-止め輪付きラジアル軸受-寸法及び精度)によっている。

これらの寸法表を巻末の付表に示す。

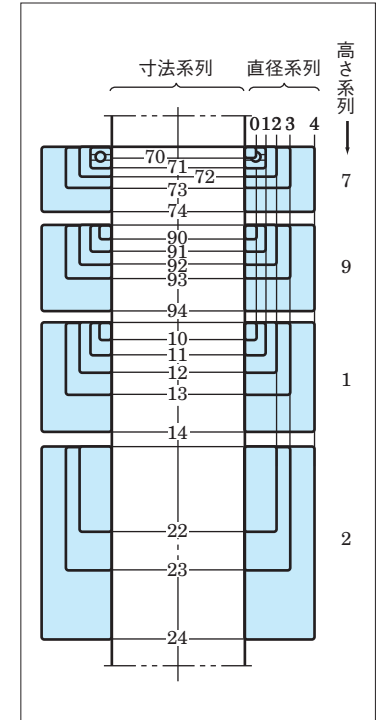


図 6-3 スラスト軸受の寸法系列の図式表示 (直径系列5は省略)

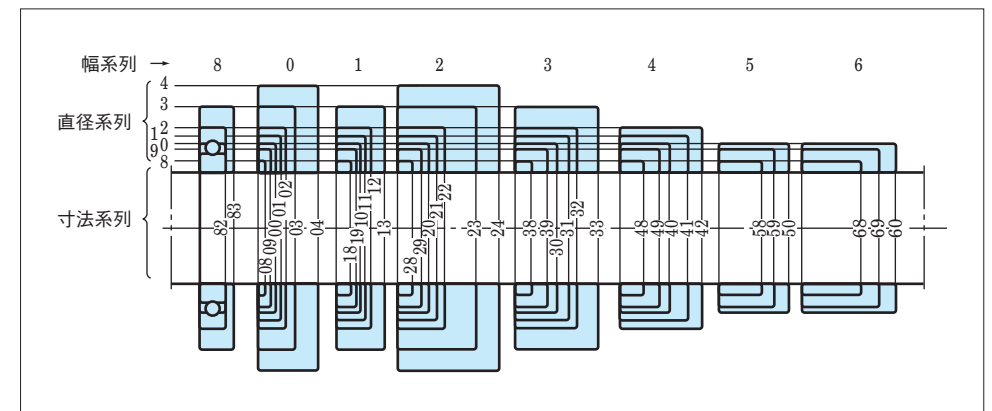


図 6-2 ラジアル軸受の寸法系列の図式表示 (直径系列7は省略)

6-3 呼び番号

軸受の呼び番号は、軸受の形式・主要寸法・回転精度・内部すきまなどの仕様を表わすもので、基本番号と補助記号とから構成されている。

JIS B 1512 (転がり軸受の主要寸法) に対応している標準軸受の呼び番号については、JIS B 1513 で規定されている。

ただし、JTEKT では JIS 以外の補助記号も用いている。

軸受の基本番号のうち軸受系列記号を表 6-1 に示し、呼び番号の全体の構成と配列順序を表 6-2 に示す。

[呼び番号の例]

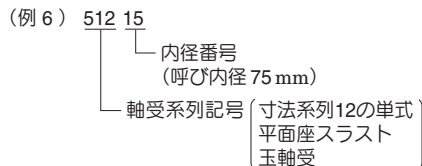
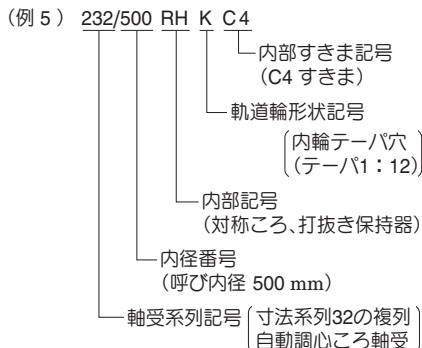
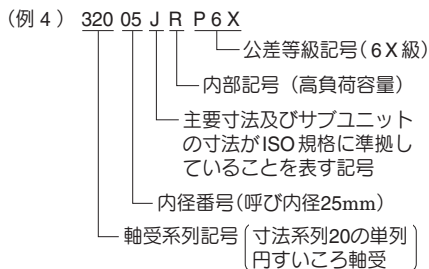
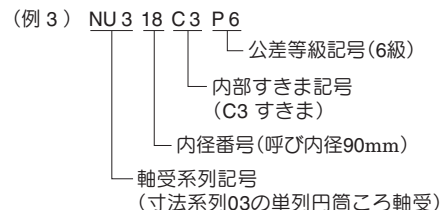
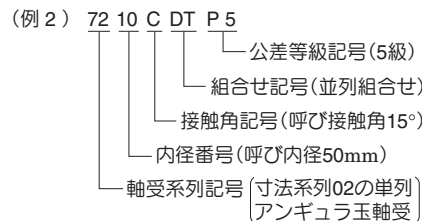
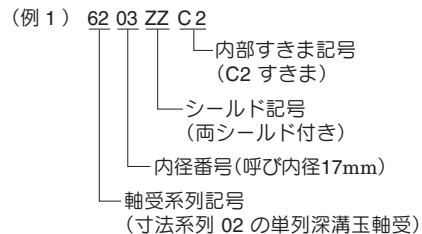


表 6-1 軸受系列記号

軸受形式	軸受系列記号	形式記号	寸法系列記号	
			幅系列 ¹⁾	直径系列
単列 深溝玉軸受	67	6	(1)	7
	68	6	(1)	8
	69	6	(1)	9
	160 ²⁾	6	(0)	0
	60	6	(1)	0
	62	6	(0)	2
	63	6	(0)	3
	64	6	(0)	4
複列 深溝玉軸受 (入れ溝付き)	42	4	(2)	2
	43	4	(2)	3
単列 アンギュラ 玉軸受	79	7	(1)	9
	70	7	(1)	0
	72	7	(0)	2
	73	7	(0)	3
74	7	(0)	4	
複列アンギュラ 玉軸受 (入れ溝付き)	32	(0)	3	2
	33	(0)	3	3
複列 アンギュラ 玉軸受	52	5	(3)	2
	53	5	(3)	3
自動調心 玉軸受	12	1	(0)	2
	22	2	(2)	2
	13	1	(0)	3
	23	2	(2)	3
	112 ²⁾	1	(0) ³⁾	2
	113 ²⁾	1	(0) ³⁾	3
単列円筒 ころ軸受	NU 10	NU ⁴⁾	1	0
	NU 2	NU ⁴⁾	(0)	2
	NU 22	NU ⁴⁾	2	2
	NU 32	NU ⁴⁾	3	2
	NU 3	NU ⁴⁾	(0)	3
	NU 23	NU ⁴⁾	2	3
	NU 4	NU ⁴⁾	(0)	4
	複列円筒 ころ軸受	NNU 49	NNU	4
NN 30	NN	3	0	
単列針状 ころ軸受	NA 48	NA	4	8
	NA 49	NA	4	9
	NA 59	NA	5	9
複列針状 ころ軸受	NA 69	NA	6	9

軸受形式	軸受系列記号	形式記号	寸法系列記号	
			幅系列	直径系列
円すいころ 軸受	329	3	2	9
	320	3	2	0
	330	3	3	0
	331	3	3	1
	302	3	0	2
	322	3	2	2
	332	3	3	2
	303	3	0	3
	313	3	1	3
	323	3	2	3
自動調心 ころ軸受	239	2	3	9
	230	2	3	0
	240	2	4	0
	231	2	3	1
	241	2	4	1
	222	2	2	2
	232	2	3	2
	213 ²⁾	2	0	3
	223	2	2	3
	単式 平面座形 スラスト 玉軸受	511	5	1
512		5	1	2
513		5	1	3
514		5	1	4
単式 調心座形 スラスト 玉軸受	532	5	3	2
	533	5	3	3
	534	5	3	4
複式 平面座形 スラスト 玉軸受	522	5	2	2
	523	5	2	3
	524	5	2	4
複式 調心座形 スラスト 玉軸受	542	5	4	2
	543	5	4	3
	544	5	4	4
スラスト 自動調心 ころ軸受	292	2	9	2
	293	2	9	3
	294	2	9	4

[注] 1) () で示した幅系列記号は、軸受系列記号では省略されている。
 2) 慣習的に用いている軸受系列記号である。
 3) 呼び外輪幅の幅系列を示す。(内輪のみ幅広になっている。)
 4) NU 形以外にも、NJ, NUP, N, NF, NH 形もある。

6. 軸受の主要寸法と呼び番号

表 6-2 呼び番号の構成

軸受系列号		基本番号		補助記号										補助記号		補助記号		補助記号		補助記号			
記号	内容	内径番号	接触角記号	内部記号		シールド・シールド記号		軌道輪形状記号		材料記号		組合せ記号		内部すきま記号		間座記号		保持器材料・形状記号		公差等級記号		グリース記号	
記号	内容	番号	内容	記号	内容	記号	内容	記号	内容	記号	内容	記号	内容	記号	内容	記号	内容	記号	内容	記号	内容	記号	内容
68	深溝玉軸受	/0.6	内径 0.6mm																				
69	∴	1	1																				
60	∴	/1.5	1.5	A(省略)	30°																		
∴	∴	2	2	AC	25°																		
∴	∴	/2.5	2.5	B	40°																		
	(標準軸受の記号は、表 6-1 参照)	3	3	C	15°																		
		∴	∴	CA	20°																		
		9	9	E	35°																		
		00	10																				
		01	12																				
		02	15	B(省略)	17°以下																		
		03	17	C	20°																		
		04	20	D	28° 30'																		
		/22	22	DJ	28° 48' 39"																		
		05	25																				
		/28	28																				
		06	30																				
		/32	32																				
		07	35																				
		∴	∴																				
		96	480																				
		/500	500																				
		/530	530																				
		∴	∴																				
		/2500	2500																				
		内径番号04～96の範囲では、内径番号を5倍すると呼び内径寸法(mm)となる。																					

[注] 1) JISでは保持器記号としている。

[備考] 上表は表6-1に示した軸受系列にのみ適用し、接触角記号及び補助記号は該当するものだけを左から順に配列する。

7. 軸受の公差

7-1 軸受の公差と等級

転がり軸受の公差には、主要寸法の公差（寸法差、不同）と回転精度（直角度、振れ）とがある。これらの公差は、JIS B 1514-1、JIS B 1514-2及びJIS B 1514-3（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、及び第3部：面取寸法の最大値）に規定されている。（JISは、ISO規格に準拠している。）

公差等級としては、0級のほかに6X級、6級、5級、4級、2級の6等級に分けて標準化されている。

公差は0級から順に厳しくなり、通常の用途には0級で十分であるが、表7-1に示すような条件や用途においては、5級あるいはそれ以上の厳しい公差の軸受が必要である。

これらの公差等級はISO規格に準拠したものであるが、各国の規格によっては、異なった呼び方をしているものがある。軸受形式別に適用される公差等級及び各国規格との対比を表7-2に示す。

表 7-1 高精度軸受の適用例

要求性能	用途例	適用公差等級
回転体に厳しい回転精度が要求される場合	音響・映像機器スピンドル（VTR、テープレコーダ）	5級、4級
	レーダ・パラボラアンテナ旋回軸	4級
	工作機械主軸	5級、4級、2級、ABEC 9
	電子計算機 磁気ディスクスピンドル	5級、4級、2級、ABEC 9
	アルミ箔ロールネック 多段ミルバックキグ軸受	5級 4級
回転速度が高い場合	歯科用スピンドル	2級、ABMA 5P、ABMA 7P
	過給機	5級、4級
	ジェットエンジン主軸・補機	5級、4級
	遠心分離機	5級、4級
	LNGポンプ	5級
	ターボ分子ポンプ主軸・タッチダウン	5級、4級
低摩擦及び低摩擦変動が要求される場合	工作機械主軸	5級、4級、2級、ABEC 9
	テンションリール	5級、4級
	制御機器（シンクロモータ、サーボモータ、ジャイロジンバル）	4級、ABMA 7P
	計測器 工作機械主軸	5級 5級、4級、2級、ABEC 9

■主要寸法の公差—（軸、ハウジングの取付け） に 関係する項目

- 内径・外径・幅・組立幅の許容差
- ころ内接円径及び外接円径の許容差
- 面取寸法の最大値
- 幅不同の許容値
- テーパー穴の許容差及び許容値

■回転精度—（回転体の振れに 関係する項目）

- 内輪・外輪のラジアル振れ及びアキシャル振れの許容値
- 内輪側面の直角度の許容値
- 外輪外径面の直角度の許容値
- スラスト軸受の軌道の厚さ不同の許容値

各種軸受の上記許容差と許容値を表7-3～7-10に示す。

また、テーパーラジアル軸受のテーパー穴の公差、及び面取寸法の最大値をそれぞれ表7-11、7-12に示す。

表 7-2 軸受形式と適用公差等級

軸受形式		適用規格	適用公差等級						適用表	
深溝玉軸受	アンギュラ玉軸受	JIS B 1514-1	0級	—	6級	5級	4級	2級	表 7-3	
			0級	—	6級	5級	4級	2級		
			0級	—	—	—	—	—		
			0級	—	6級	5級	4級	2級		
針状ころ軸受（ソリッド形）		JIS B 1536-1	0級	—	—	—	—	—		
円すいころ軸受	メートル系列（単列）	JIS B 1514-1	0級	6X級	（6級）	5級	4級	2級	表 7-5	
	メートル系列（複・四列）	BAS 1002	0級	—	—	—	—	—	表 7-6	
	インチ系列	ANSI/ABMA	Class 4	—	Class 2	Class 3	Class 0	Class 00	表 7-7	
	メートル系列（Jシリーズ）		Class PK	—	Class PN	Class PC	Class PB	—	表 7-8	
自動調心ころ軸受		JIS B 1514-1	0級	—	—	—	—	—	表 7-3	
スラスト玉軸受		JIS B 1514-2	0級	—	6級	5級	4級	—	表 7-9	
スラスト自動調心ころ軸受			0級	—	—	—	—	—	表 7-10	
精密ボールねじサポート軸受		JTEKT規格	—	—	—	5Z級	4Z級	—	—	
複式スラストアンギュラ玉軸受			—	—	—	5級相当	4級相当	—	—	
（参考） 比較等級	ISO	ラジアル軸受	ISO 492	Normal Class	Class 6X	Class 6	Class 5	Class 4	Class 2	—
		スラスト軸受	ISO 199	Normal Class	—	Class 6	Class 5	Class 4	—	—
	DIN BS NF	ラジアル及びスラスト軸受	DIN 620 BS 6107 NF E 22-335	Normal Class	Class 6X	Class 6	Class 5	Class 4	Class 2	—
		ラジアル軸受	ABMA std. 20	ABEC 1 RBEC 1	—	ABEC 3 RBEC 3	ABEC 5 RBEC 5	ABEC 7 —	ABEC 9 —	—
	ANSI ABMA	計器用玉軸受	ABMA std. 12	—	—	Class 3P	Class 5P Class 5T	Class 7P Class 7T	Class 9P	表 7-4
		円すいころ軸受	ABMA std. 19	Class 4 Class K	—	Class 2 Class N	Class 3 Class C	Class 0 Class B	Class 00 Class A	表 7-7

（参考）軸受に関連する規格及び団体

- JIS：日本工業規格（Japanese Industrial Standard）
- BAS：日本ベアリング工業協会規格（The Japan Bearing Industrial Association Standard）
- ISO：国際標準化機構（International Organization for Standardization）
- ANSI：アメリカ合衆国規格協会（American National Standards Institute, Inc.）
- ABMA：アメリカ軸受製造業者団体（American Bearing Manufacturers Association）
- DIN：ドイツ規格協会（Deutsches Institut für Normung）
- BS：イギリス規格協会（British Standards Institution）
- NF：フランス規格協会（Association Francaise de Normalisation）

表 7-3(2) ラジアル軸受の許容差及び許容値(円すいころ軸受を除く)

(3) 外 輪 (外径)

単位：μm

呼び外径 D mm	平面内平均外径の寸法差 Δ_{Dmp}										実測外径の寸法差 $\Delta_{Ds}^{(1)}$				外径不同 V_{Dsp}																呼び外径 D mm													
	0級		6級		5級		4級		2級		4級 ⁵⁾		2級		平面内 直径系列7, 8, 9				外径不同 V_{Dsp} 直径系列0, 1				直径系列2, 3, 4				系列 ¹⁾	平面内平均外径の不同 V_{Dmp}																
															0級 ²⁾	6級 ²⁾	5級 ²⁾	4級 ²⁾	0級 ²⁾	6級 ²⁾	5級 ²⁾	4級 ²⁾	0級 ²⁾	6級 ²⁾	5級 ²⁾	4級 ²⁾	2級	シール軸受、シールド軸受 直径系列 2, 3, 4	0級 ²⁾	6級 ²⁾		0級 ²⁾	6級 ²⁾	5級	4級	2級								
を 超 え	以 下	上 限	下 限	上 限	下 限	上 限	下 限	上 限	下 限	上 限	下 限	上 限	下 限	最 大				最 大				最 大				最 大	最 大					を 超 え	以 下											
— 2.5	0	—	8	0	—	7	0	—	5	0	—	4	0	—	2.5	0	—	4	0	—	2.5	10	9	5	4		8	7	4	3	6	5	4	3	2.5	10	9	6	5	3	2	1.5	—	2.5
2.5 6	0	—	8	0	—	7	0	—	5	0	—	4	0	—	2.5	10	9	5	4		8	7	4	3	6	5	4	3	2.5	10	9	6	5	3	2	1.5	—	2.5	6	18				
6 18	0	—	8	0	—	7	0	—	5	0	—	4	0	—	2.5	10	9	5	4		8	7	4	3	6	5	4	3	2.5	10	9	6	5	3	2	1.5	—	2.5	6	18				
18 30	0	—	9	0	—	8	0	—	6	0	—	5	0	—	4	12	10	6	5		9	8	5	4	7	6	5	4	4	12	10	7	6	3	2.5	2	—	18	30					
30 50	0	—	11	0	—	9	0	—	7	0	—	6	0	—	4	14	11	7	6		11	9	5	5	8	7	5	5	4	16	13	8	7	4	3	2	—	30	50					
50 80	0	—	13	0	—	11	0	—	9	0	—	7	0	—	4	16	14	9	7		13	11	7	5	10	8	7	5	4	20	16	10	8	5	3.5	2	—	50	80					
80 120	0	—	15	0	—	13	0	—	10	0	—	8	0	—	5	19	16	10	8		19	16	8	6	11	10	8	6	5	26	20	11	10	5	4	2.5	—	80	120					
120 150	0	—	18	0	—	15	0	—	11	0	—	9	0	—	5	23	19	11	9		23	19	8	7	14	11	8	7	5	30	25	14	11	6	5	2.5	—	120	150					
150 180	0	—	25	0	—	18	0	—	13	0	—	10	0	—	7	31	23	13	10		31	23	10	8	19	14	10	8	7	38	30	19	14	7	5	3.5	—	150	180					
180 250	0	—	30	0	—	20	0	—	15	0	—	11	0	—	8	38	25	15	11		38	25	11	8	23	15	11	8	8	—	—	23	15	8	6	4	—	180	250					
250 315	0	—	35	0	—	25	0	—	18	0	—	13	0	—	8	44	31	18	13		44	31	14	10	26	19	14	10	8	—	—	26	19	9	7	4	—	250	315					
315 400	0	—	40	0	—	28	0	—	20	0	—	15	0	—	10	50	35	20	15		50	35	15	11	30	21	15	11	10	—	—	30	21	10	8	5	—	315	400					
400 500	0	—	45	0	—	33	0	—	23	0	—	17	—	—	56	41	23	17		56	41	17	13	34	25	17	13	—	—	—	34	25	12	9	—	—	400	500						
500 630	0	—	50	0	—	38	0	—	28	0	—	20	—	—	63	48	28	20		63	48	21	15	38	29	21	15	—	—	—	38	29	14	10	—	—	500	630						
630 800	0	—	75	0	—	45	—	—	—	—	—	—	—	—	94	56	35	—		94	56	26	—	55	34	26	—	—	—	—	55	34	18	—	—	—	630	800						
800 1000	0	—	100	0	—	60	0	—	50	—	—	—	—	—	125	75	50	—		125	75	38	—	75	45	38	—	—	—	—	75	45	25	—	—	—	800	1000						
1000 1250	0	—	125	0	—	75	0	—	63	—	—	—	—	—	156	94	63	—		156	94	47	—	94	56	47	—	—	—	—	94	56	31	—	—	—	1000	1250						
1250 1600	0	—	160	0	—	90	0	—	80	—	—	—	—	—	200	113	80	—		200	113	60	—	120	68	60	—	—	—	—	120	68	40	—	—	—	1250	1600						
1600 2000	0	—	200	0	—	120	—	—	—	—	—	—	—	—	250	150	—	—		250	150	—	—	150	90	—	—	—	—	—	150	90	—	—	—	—	1600	2000						
2000 2500	0	—	250	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	313	—	—	—		313	—	—	—	188	—	—	—	—	—	—	188	—	—	—	—	—	—	2000	2500					

(4) 外 輪 (回転精度と幅)

単位：μm

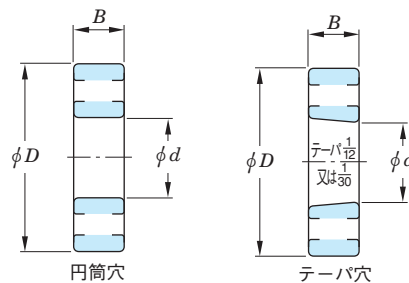
呼び外径 D mm	ラジアル振れ K_{ea}					側面に対する 外輪外径面の直角度度 $S_D^{(4)}$			アキシアル振れ $S_{ea}^{(3)(4)}$			実測幅の寸法差 $\Delta_{Cs}^{(3)}$		幅 不 同 $V_{Cs}^{(3)}$													
	0級		6級		5級		4級		2級		5級		4級		2級		0.6, 5, 4, 2級		0, 6級		5級			4級		2級	
を 超 え	以 下	最 大					最 大			最 大			上 限	下 限	最 大												
— 2.5	15	8	5	3	1.5	8	4	1.5	8	5	1.5	同じ軸受の d に対 する Δ_{Bs} の許容差 による。	同じ軸 受の d 対 する V_{Bs} の許容差 による。	5	2.5	1.5											
2.5 6	15	8	5	3	1.5	8	4	1.5	8	5	1.5			5	2.5	1.5											
6 18	15	8	5	3	1.5	8	4	1.5	8	5	1.5			5	2.5	1.5											
18 30	15	9	6	4	2.5	8	4	1.5	8	5	2.5			5	2.5	1.5											
30 50	20	10	7	5	2.5	8	4	1.5	8	5	2.5			5	2.5	1.5											
50 80	25	13	8	5	4	8	4	1.5	10	5	4			6	3	1.5											
80 120	35	18	10	6	5	9	5	2.5	11	6	5			8	4	2.5											
120 150	40	20	11	7	5	10	5	2.5	13	7	5			8	5	2.5											
150 180	45	23	13	8	5	10	5	2.5	14	8	5			10	7	4											
180 250	50	25	15	10	7	11	7	4	15	10	7			10	7	4											
250 315	60	30	18	11	7	13	8	5	18	10	7			11	7	5											
315 400	70	35	20	13	8	13	10	7	20	13	8			13	8	7											
400 500	80	40	23	15	—	15	12	—	23	15	—			15	9	—											
500 630	100	50	25	18	—	18	13	—	25	18	—			18	11	—											
630 800	120	60	30	—	—	20	—	—	30	—	—			20	—	—											
800 1000	140	75	40	—	—	23	—	—	40	—	—			23	—	—											
1000 1250	160	85	45	—	—	30	—	—	45	—	—	30	—	—													
1250 1600	190	95	60	—	—	45	—	—	60	—	—	45	—	—													
1600 2000	220	110	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—													
2000 2500	250	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—													

[注]

- 1) 直径系列0, 1, 2, 3, 4の軸受に適用する。
- 2) 止め輪が取り付けられていないときに適用する。
- 3) 深溝玉軸受、アンギュラ玉軸受に適用する。
- 4) フランジ付き軸受には適用しない。
- 5) シール軸受及びシールド軸受には適用しない。

[備考]

イタリック体の値はJTEKTの規格です。



d : 呼び内径
D : 呼び外径
B : 呼び軸受幅

7. 軸受の公差

表 7-4 計器用玉軸受(インチ系列)の許容差及び許容値=ANSI/ABMA規格=(参考)

(1) 内輪及び外輪幅

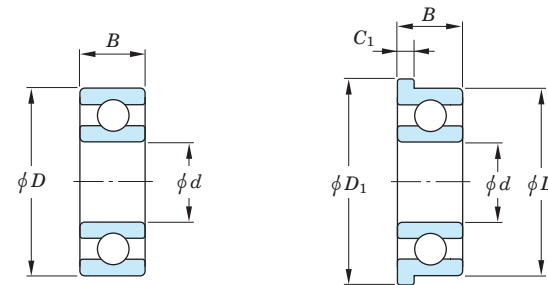
単位: μm

呼び内径 d mm	平面内平均内径の寸法差 Δ_{dmp}		実測内径の寸法差 Δ_{ds}		平面内内径不同 V_{dsp}		平面内平均内径の不同 V_{dmp}		ラジアル振れ K_{ia}			アキシャル振れ S_{ia}			内径の軸線に対する 内輪側面の直角度 S_d			内輪又は外輪の 実測幅の寸法差 Δ_{Bs}, Δ_{Cs}		内輪又は外輪の幅不同 V_{Bs}, V_{Cs}						
	Class 5P, 7P		Class 9P		Class 5P, 7P		Class 9P		Class 5P, 7P		Class 9P		Class 5P, 7P, 9P			Class 5P, 7P, 9P		Class 5P, 7P, 9P								
	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限	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				
— 10	0	-5.1	0	-2.5	0	-5.1	0	-2.5	2.5	1.3	2.5	1.3	3.8	2.5	1.3	7.6	2.5	1.3	7.6	2.5	1.3	0	-25.4	5.1	2.5	1.3
10 18	0	-5.1	0	-2.5	0	-5.1	0	-2.5	2.5	1.3	2.5	1.3	3.8	2.5	1.3	7.6	2.5	1.3	7.6	2.5	1.3	0	-25.4	5.1	2.5	1.3
18 30	0	-5.1	0	-2.5	0	-5.1	0	-2.5	2.5	1.3	2.5	1.3	3.8	3.8	2.5	7.6	3.8	1.3	7.6	3.8	1.3	0	-25.4	5.1	2.5	1.3

(2) 外輪

単位: μm

呼び外径 D mm	平面内平均外径の寸法差 Δ_{Dmp}		実測外径の寸法差 Δ_{Ds}		平面内外径不同 V_{Dsp}		平面内平均外径の不同 V_{Dmp}		ラジアル振れ K_{ea}			アキシャル振れ S_{ea}			側面に対する 外輪外径面の直角度 S_D			実測フランジ 外径の寸法差 Δ_{D1s}		実測フランジ 幅の寸法差 Δ_{C1s}									
	Class 5P, 7P		Class 9P		Class 5P, 7P		Class 9P		Class 5P, 7P, 9P			Class 5P, 7P, 9P			Class 5P, 7P, 9P			Class 5P, 7P		Class 5P, 7P									
	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限	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							
— 18	0	-5.1	0	-2.5	0	-5.1	+1	-6.1	0	-2.5	2.5	5.1	1.3	2.5	5.1	1.3	7.6	3.8	1.3	7.6	3.8	1.3	0	-25.4	0	-50.8			
18 30	0	-5.1	0	-3.8	0	-5.1	+1	-6.1	0	-3.8	2.5	5.1	2	2.5	5.1	2	7.6	5.1	2.5	7.6	5.1	2.5	7.6	3.8	1.3	0	-25.4	0	-50.8
30 50	0	-5.1	0	-3.8	0	-5.1	+1	-6.1	0	-3.8	2.5	5.1	2	2.5	5.1	2	7.6	5.1	2.5	7.6	5.1	2.5	7.6	3.8	1.3	0	-25.4	0	-50.8



d : 呼び内径
 D : 呼び外径
 B : 呼び軸受幅
 D_1 : 呼び外輪フランジ外径
 C_1 : 呼び外輪フランジ幅

7. 軸受の公差

表 7-5(1) メートル系列円すいころ軸受の許容差及び許容値＝JIS B 1514-1＝

(1) 内輪

単位：μm

Table with columns for inner diameter (呼び内径 d mm), manufacturing tolerances (平面内平均内径の寸法差, 実測内径の寸法差, etc.), and radial runout (ラジアル振れ). Rows list various size ranges from 10-18mm to 800-1000mm.

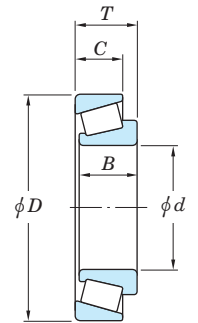
(2-1) 外輪

単位：μm

(2-2) 外輪 単位：μm

Table with columns for outer diameter (呼び外径 D mm), manufacturing tolerances (平面内外径の寸法差, 実測外径の寸法差, etc.), and radial runout (ラジアル振れ). Rows list various size ranges from 18-30mm to 1250-1600mm.

Table with columns for inner diameter (呼び内径 d mm) and outer diameter (呼び外径 D mm) for manufacturing tolerances (実測外輪幅の寸法差). Rows list various size ranges from 10-18mm to 800-1000mm.



同じ軸受の d に対する ΔBs の許容差と同じ

d：呼び内径
D：呼び外径
B：呼び内輪幅
C：呼び外輪幅
T：呼び組立幅

[注] 1) 等級6級の値はJTEKTの規格です。 2) 等級5級の軸受に適用する。 3) フランジ付き軸受には適用しない。
[備考] イタリアック体の値はJTEKTの規格です。

7. 軸受の公差

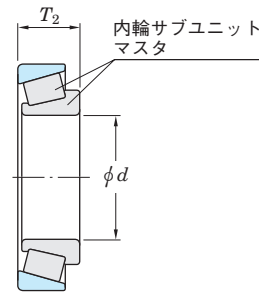
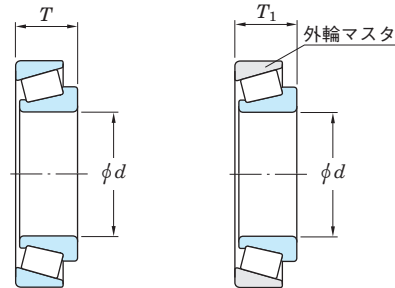
表 7-5(2) メートル系列円すいころ軸受の許容差及び許容値

(3) 組立幅及び有効幅

単位：μm

呼び内径 <i>d</i> mm	実組立幅の寸法差 ΔT_s								内輪サブユニットの実有効幅の寸法差 ΔT_{1s}							
	0 級		6X 級		5, 4 級		2 級		0 級		6X 級		5, 4 級		2 級	
	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限
— 10	+200	0	+100	0	—	—	+200	-200	+200	-200	+100	0	+50	0	+100	-100
10 18	+200	0	+100	0	+200	0	+200	-200	+200	-200	+100	0	+50	0	+100	-100
18 30	+200	0	+100	0	+200	0	+200	-200	+200	-200	+100	0	+50	0	+100	-100
30 50	+200	0	+100	0	+200	0	+200	-200	+200	-200	+100	0	+50	0	+100	-100
50 80	+200	0	+100	0	+200	0	+200	-200	+200	-200	+100	0	+50	0	+100	-100
80 120	+200	-200	+100	0	+200	-200	+200	-200	+200	-200	+100	-100	+50	0	+100	-100
120 180	+350	-250	+150	0	+350	-250	+350	-250	+200	-250	+150	-150	+50	0	+150	-150
180 250	+350	-250	+150	0	+350	-250	+350	-250	+200	-300	+150	-150	+50	0	+150	-150
250 315	+350	-250	+200	0	+350	-250	+350	-250	+200	-300	+150	-150	+100	0	+150	-150
315 400	+400	-400	+200	0	+400	-400 ¹⁾	+400	-400 ¹⁾	—	—	+200	-200	+100	0	+200	-200 ¹⁾
400 500	+450	-450	+200	0	+400	-400	+450	-450 ¹⁾	—	—	+225	-225	+100	0	+225	-225 ¹⁾
500 630	+500	-500	—	—	+500	-500 ¹⁾	+500	-500 ¹⁾	—	—	—	—	—	—	—	—
630 800	+600	-600	—	—	+600	-600 ¹⁾	+600	-600 ¹⁾	—	—	—	—	—	—	—	—
800 1 000	+750	-750	—	—	+750	-750 ¹⁾	+750	-750 ¹⁾	—	—	—	—	—	—	—	—

呼び内径 <i>d</i> mm	外輪の実有効幅の寸法差 ΔT_{2s}							
	0 級		6X 級		5, 4 級		2 級	
	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限
— 10	+100	0	+50	0	+100	-100	+100	-100
10 18	+100	0	+50	0	+100	-100	+100	-100
18 30	+100	0	+50	0	+100	-100	+100	-100
30 50	+100	0	+50	0	+100	-100	+100	-100
50 80	+100	0	+50	0	+100	-100	+100	-100
80 120	+100	-100	+50	0	+100	-100	+100	-100
120 180	+200	-100	+100	0	+200	-100	+100	-150
180 250	+200	-100	+100	0	+200	-100	+100	-150
250 315	+200	-100	+100	0	+200	-100	+100	-150
315 400	+200	-200	+100	0	+200	-200 ¹⁾	—	—
400 500	+225	-225	+100	0	+225	-225 ¹⁾	—	—
500 630	—	—	—	—	—	—	—	—
630 800	—	—	—	—	—	—	—	—
800 1 000	—	—	—	—	—	—	—	—



d : 呼び内径
T : 呼び組立幅
*T*₁ : 内輪サブユニットの呼び有効幅
*T*₂ : 外輪の呼び有効幅

[注] 1) 等級5級の軸受に適用する。
 [備考] イタリック体の値はJTEKTの規格です。

表 7-6 メートル系列 複列 及び 四列円すいころ軸受の許容差及び許容値(等級0級)=BAS 1002=

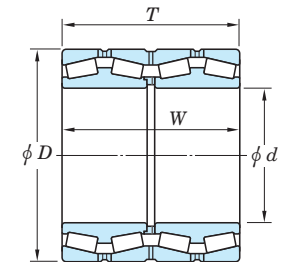
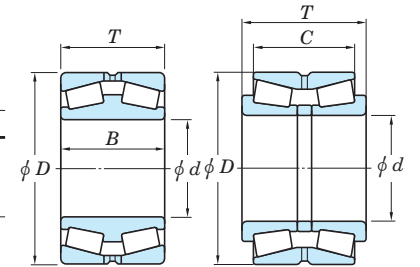
(1) 内輪幅、外輪幅及び組合せ幅

単位：μm

呼び内径 <i>d</i> mm	平面内平均内径の寸法差 Δd_{mp}		平面内内径不同 <i>V</i> _{Dsp}	平面内平均内径の不同 <i>V</i> _{dmp}	ラジアル振れ <i>K</i> _{ia}	内輪及び外輪の実測の寸法差 $\Delta B_s, \Delta C_s$		組合せ幅の寸法差			
	を越え 以下		最大	最大	最大	複列軸受 ΔT_s		四列軸受 $\Delta T_s, \Delta W_s$			
	上限	下限				上限	下限	上限	下限	上限	下限
30 50	0	-12	12	9	20	0	-120	+240	-240	—	—
50 80	0	-15	15	11	25	0	-150	+300	-300	—	—
80 120	0	-20	20	15	30	0	-200	+400	-400	+500	-500
120 180	0	-25	25	19	35	0	-250	+500	-500	+600	-600
180 250	0	-30	30	23	50	0	-300	+600	-600	+750	-750
250 315	0	-35	35	26	60	0	-350	+700	-700	+900	-900
315 400	0	-40	40	30	70	0	-400	+800	-800	+1000	-1000
400 500	0	-45	45	34	80	0	-450	+900	-900	+1200	-1200
500 630	0	-60	60	40	90	0	-500	+1000	-1000	+1200	-1200
630 800	0	-75	75	45	100	0	-750	+1500	-1500	—	—
800 1 000	0	-100	100	55	115	0	-1000	+1500	-1500	—	—

(2) 外輪 単位：μm

呼び外径 <i>D</i> mm	平面内平均外径の寸法差 ΔD_{mp}		平面内外径不同 <i>V</i> _{Dsp}	平面内平均外径の不同 <i>V</i> _{dmp}	ラジアル振れ <i>K</i> _{ea}
	を越え 以下		最大	最大	最大
	上限	下限			
50 80	0	-16	16	12	25
80 120	0	-18	18	14	35
120 150	0	-20	20	15	40
150 180	0	-25	25	19	45
180 250	0	-30	30	23	50
250 315	0	-35	35	26	60
315 400	0	-40	40	30	70
400 500	0	-45	45	34	80
500 630	0	-50	60	38	100
630 800	0	-75	80	55	120
800 1 000	0	-100	100	75	140
1 000 1 250	0	-125	130	90	160
1 250 1 600	0	-160	170	100	180



d : 呼び内径
D : 呼び外径
B : 呼び内輪幅
C : 呼び外輪幅
T, W : 呼び外輪(内輪)組合せ幅

表 7-7 インチ系列円すいころ軸受の許容差及び許容値＝ANSI/ABMA 19＝

(1) 内輪

単位：μm

適用軸受形式	呼び内径 <i>d</i> , mm (1/25.4)		実測内径の寸法差 Δ_{ds}									
			Class 4		Class 2		Class 3		Class 0		Class 00	
	を 超え	以下	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限
全形式	—	76.2 (3.0)	+13	0	+13	0	+13	0	+13	0	+8	0
	76.2 (3.0)	266.7 (10.5)	+25	0	+25	0	+13	0	+13	0	+8	0
	266.7 (10.5)	304.8 (12.0)	+25	0	+25	0	+13	0	+13	0	+8	0
	304.8 (12.0)	609.6 (24.0)	+51	0	+51	0	+25	0	—	—	—	—
	609.6 (24.0)	914.4 (36.0)	+76	0	—	—	+38	0	—	—	—	—
	914.4 (36.0)	1 219.2 (48.0)	+102	0	—	—	+51	0	—	—	—	—
1 219.2 (48.0)	—	+127	0	—	—	+76	0	—	—	—	—	

(2) 外輪

単位：μm

適用軸受形式	呼び外径 <i>D</i> , mm (1/25.4)		実測外径の寸法差 Δ_{Ds}									
			Class 4		Class 2		Class 3		Class 0		Class 00	
	を 超え	以下	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限
全形式	—	266.7 (10.5)	+25	0	+25	0	+13	0	+13	0	+8	0
	266.7 (10.5)	304.8 (12.0)	+25	0	+25	0	+13	0	+13	0	+8	0
	304.8 (12.0)	609.6 (24.0)	+51	0	+51	0	+25	0	—	—	—	—
	609.6 (24.0)	914.4 (36.0)	+76	0	+76	0	+38	0	—	—	—	—
	914.4 (36.0)	1 219.2 (48.0)	+102	0	—	—	+51	0	—	—	—	—
	1 219.2 (48.0)	—	+127	0	—	—	+76	0	—	—	—	—

(3) ラジアル振れ

単位：μm

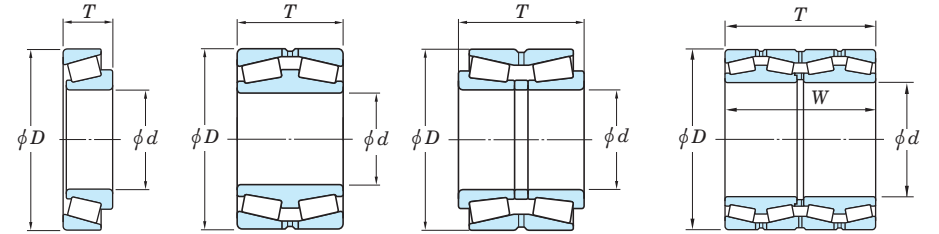
適用軸受形式	呼び外径 <i>D</i> , mm (1/25.4)		内輪及び外輪のラジアル振れ K_{ia}, K_{ea}				
			Class 4	Class 2	Class 3	Class 0	Class 00
	を 超え	以下	最大	最大	最大	最大	最大
全形式	—	266.7 (10.5)	51	38	8	4	2
	266.7 (10.5)	304.8 (12.0)	51	38	8	4	2
	304.8 (12.0)	609.6 (24.0)	51	38	18	—	—
	609.6 (24.0)	914.4 (36.0)	76	51	51	—	—
	914.4 (36.0)	1 219.2 (48.0)	76	—	76	—	—
	1 219.2 (48.0)	—	76	—	76	—	—

(4) 組立幅及び組合せ幅

単位：μm

適用軸受形式	呼び内径 <i>d</i> , mm (1/25.4)		呼び外径 <i>D</i> , mm (1/25.4)		実組立幅及び実組合せ幅の寸法差 Δ_{Ts}, Δ_{Ws}							
					Class 4		Class 2		Class 3		Class 0,00	
	を 超え	以下	を 超え	以下	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限
単列	—	101.6 (4.0)	—	—	+203	0	+203	0	+203	−203	+203	−203
	101.6 (4.0)	266.7 (10.5)	—	—	+356	−254	+203	0	+203	−203	+203	−203
	266.7 (10.5)	304.8 (12.0)	—	—	+356	−254	+203	0	+203	−203	+203	−203 ¹⁾
	304.8 (12.0)	609.6 (24.0)	—	508.0 (20.0)	—	—	+381	−381	+203	−203	—	—
	304.8 (12.0)	609.6 (24.0)	508.0 (20.0)	—	—	—	+381	−381	+381	−381	—	—
	609.6 (24.0)	—	—	—	+381	−381	—	—	+381	−381	—	—
複列	—	101.6 (4.0)	—	—	+406	0	+406	0	+406	−406	+406	−406
	101.6 (4.0)	266.7 (10.5)	—	—	+711	−508	+406	−203	+406	−406	+406	−406
	266.7 (10.5)	304.8 (12.0)	—	—	+711	−508	+406	−203	+406	−406	+406	−406 ¹⁾
	304.8 (12.0)	609.6 (24.0)	—	508.0 (20.0)	—	—	+762	−762	+406	−406	—	—
	304.8 (12.0)	609.6 (24.0)	508.0 (20.0)	—	—	—	+762	−762	+762	−762	—	—
	609.6 (24.0)	—	—	—	+762	−762	—	—	+762	−762	—	—
複列 (TNA形)	—	127.0 (5.0)	—	—	—	—	+254	0	+254	0	—	—
	127.0 (5.0)	—	—	—	—	—	+762	0	+762	0	—	—
四列	全寸法範囲		—	—	+1 524	−1 524	+1 524	−1 524	+1 524	−1 524	+1 524	−1 524

[注] 1) 等級Class 0 に適用する。



d : 呼び内径
D : 呼び外径
T, W : 呼び組立幅及び呼び外輪(内輪)組合せ幅

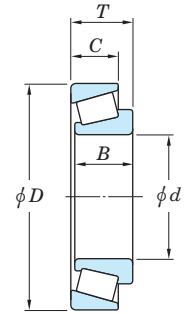
7. 軸受の公差

表 7-8 メートル系列 J シリーズ円すいころ軸受¹⁾ の許容差及び許容値

(1) 内輪の内径、幅 及び 組立幅

単位：μm

呼び内径 <i>d</i> mm	実測内径の寸法差 Δ_{ds}								実測内輪幅の寸法差 Δ_{Bs}								実組立幅の寸法差 Δ_{Ts}								呼び内径 <i>d</i> mm
	Class PK		Class PN		Class PC		Class PB		Class PK		Class PN		Class PC		Class PB		Class PK		Class PN		Class PC		Class PB		
	を 超え	以 下	上 限	下 限	上 限	下 限	上 限	下 限	上 限	下 限	上 限	下 限	上 限	下 限	上 限	下 限	上 限	下 限	上 限	下 限	上 限	下 限	上 限	下 限	
10 18	0	-12	0	-12	0	-8	0	-5	0	-100	0	-50	0	-200	0	-200	+200	0	+100	0	+200	-200	+200	-200	10 18
18 30	0	-12	0	-12	0	-8	0	-6	0	-100	0	-50	0	-200	0	-200	+200	0	+100	0	+200	-200	+200	-200	18 30
30 50	0	-12	0	-12	0	-10	0	-8	0	-100	0	-50	0	-200	0	-200	+200	0	+100	0	+200	-200	+200	-200	30 50
50 80	0	-15	0	-15	0	-12	0	-9	0	-150	0	-50	0	-300	0	-300	+200	0	+100	0	+200	-200	+200	-200	50 80
80 120	0	-20	0	-20	0	-15	0	-10	0	-150	0	-50	0	-300	0	-300	+200	-200	+100	0	+200	-200	+200	-200	80 120
120 180	0	-25	0	-25	0	-18	0	-13	0	-200	0	-50	0	-300	0	-300	+350	-250	+150	0	+350	-250	+200	-250	120 180
180 250	0	-30	0	-30	0	-22	0	-15	0	-200	0	-50	0	-350	0	-350	+350	-250	+150	0	+350	-250	+200	-300	180 250
250 315	0	-35	0	-35	0	-22	0	-15	0	-200	0	-50	0	-350	0	-350	+350	-250	+200	0	+350	-300	+200	-300	250 315



d : 呼び内径
D : 呼び外径
B : 呼び内輪幅
C : 呼び外輪幅
T : 呼び組立幅

(2) 外輪の外径、幅 及び 内・外輪のラジアル振れ

単位：μm

呼び外径 <i>D</i> mm	実測外径の寸法差 Δ_{Ds}								実測外輪幅の寸法差 Δ_{Cs}								内輪及び外輪のラジアル振れ K_{ia}, K_{ea}				呼び外径 <i>D</i> mm
	Class PK		Class PN		Class PC		Class PB		Class PK		Class PN		Class PC		Class PB		Class PK	Class PN	Class PC	Class PB	
	を 超え	以 下	上 限	下 限	上 限	下 限	上 限	下 限	上 限	下 限	上 限	下 限	上 限	下 限	上 限	下 限	最 大	最 大	最 大	最 大	
18 30	0	-12	0	-12	0	-8	0	-6	0	-150	0	-100	0	-150	0	-150	18	18	5	3	18 30
30 50	0	-14	0	-14	0	-9	0	-7	0	-150	0	-100	0	-150	0	-150	20	20	6	3	30 50
50 80	0	-16	0	-16	0	-11	0	-9	0	-150	0	-100	0	-150	0	-150	25	25	6	4	50 80
80 120	0	-18	0	-18	0	-13	0	-10	0	-200	0	-100	0	-200	0	-200	35	35	6	4	80 120
120 150	0	-20	0	-20	0	-15	0	-11	0	-200	0	-100	0	-200	0	-200	40	40	7	4	120 150
150 180	0	-25	0	-25	0	-18	0	-13	0	-200	0	-100	0	-250	0	-250	45	45	8	4	150 180
180 250	0	-30	0	-30	0	-20	0	-15	0	-250	0	-100	0	-250	0	-250	50	50	10	5	180 250
250 315	0	-35	0	-35	0	-25	0	-18	0	-250	0	-100	0	-300	0	-300	60	60	11	5	250 315
315 400	0	-40	0	-40	0	-28	—	—	0	-250	0	-100	0	-300	—	—	70	70	13	—	315 400

[注] 1) 呼び番号の前に補助記号「J」を付けた軸受。

(例) JHM720249/JHM720210 など

表 7-9 スラスト玉軸受の許容差及び許容値＝JIS B 1514-2＝

(1) 軸軌道盤及び中央軌道盤

単位：μm

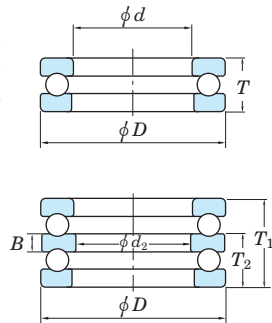
軸軌道盤又は中央軌道盤の呼び内径 d 又は d_2 , mm		軸軌道盤又は中央軌道盤の平面内平均内径の寸法差 Δd_{mp} 又は Δd_{2mp}				平面内内径不同 V_{dsp} 又は V_{d2sp}		軸軌道盤軌道又は中央軌道盤軌道の厚さ不同 $S_1^{(1)(2)}$			
		0, 6, 5 級		4 級		0, 6, 5 級	4 級	0 級	6 級	5 級	4 級
		上限	下限	上限	下限	最大		最大			
—	18	0	— 8	0	— 7	6	5	10	5	3	2
18	30	0	— 10	0	— 8	8	6	10	5	3	2
30	50	0	— 12	0	— 10	9	8	10	6	3	2
50	80	0	— 15	0	— 12	11	9	10	7	4	3
80	120	0	— 20	0	— 15	15	11	15	8	4	3
120	180	0	— 25	0	— 18	19	14	15	9	5	4
180	250	0	— 30	0	— 22	23	17	20	10	5	4
250	315	0	— 35	0	— 25	26	19	25	13	7	5
315	400	0	— 40	0	— 30	30	23	30	15	7	5
400	500	0	— 45	0	— 35	34	26	30	18	9	6
500	630	0	— 50	0	— 40	38	30	35	21	11	7
630	800	0	— 75	0	— 50	55	40	40	25	13	8
800	1 000	0	— 100	—	—	75	—	45	30	15	—
1 000	1 250	0	— 125	—	—	95	—	50	35	18	—

〔注〕1) 複式軸受では d_2 の区分によらず、同じ直径系列で同じ呼び外径に対応する単式軸受の d の区分による。
2) 接触角 90° のスラスト玉軸受及びスラスト円筒ころ軸受だけに適用する。

(2) ハウジング軌道盤

単位：μm

呼び外径 D , mm		平面内平均外径の寸法差 ΔD_{mp}				平面内外径不同 V_{Dsp}		軌道の厚さ不同 $S_c^{(1)(2)}$
		0, 6, 5 級		4 級		0, 6, 5 級	4 級	0, 6, 5, 4 級
		上限	下限	上限	下限	最大		最大
10	18	0	— 11	0	— 7	8	5	同じ軸受の d 又は d_2 に対する S_1 の許容値と同じ。
18	30	0	— 13	0	— 8	10	6	
30	50	0	— 16	0	— 9	12	7	
50	80	0	— 19	0	— 11	14	8	
80	120	0	— 22	0	— 13	17	10	
120	180	0	— 25	0	— 15	19	11	
180	250	0	— 30	0	— 20	23	15	
250	315	0	— 35	0	— 25	26	19	
315	400	0	— 40	0	— 28	30	21	
400	500	0	— 45	0	— 33	34	25	
500	630	0	— 50	0	— 38	38	29	
630	800	0	— 75	0	— 45	55	34	
800	1 000	0	— 100	0	— 60	75	45	
1 000	1 250	0	— 125	—	—	95	—	
1 250	1 600	0	— 160	—	—	120	—	



d : 軸軌道盤の呼び内径
 d_2 : 中央軌道盤の呼び内径
 D : ハウジング軌道盤の呼び外径
 B : 呼び中央軌道盤高さ
 T : 呼び高さ(単式軸受)
 T_1, T_2 : 呼び高さ(複式軸受)

〔注〕1) 平面座形軸受だけに適用する。
2) 接触角 90° のスラスト玉軸受及びスラスト円筒ころ軸受だけに適用する。

(3) 高さ及び中央軌道盤の高さ

単位：μm

呼び内径 d , mm		単式軸受		複式軸受					
		実軸受高さの寸法差 ΔT_s		実軸受高さの寸法差 $\Delta T_{1s}^{(1)}$		実軸受高さの寸法差 $\Delta T_{2s}^{(1)}$		中央軌道盤高さ B の寸法差 $\Delta B_s^{(1)}$	
		0 級		0 級		0 級		0 級	
を超え	以下	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限
—	30	0	— 75	+ 50	— 150	0	— 75	0	— 50
30	50	0	— 100	+ 75	— 200	0	— 100	0	— 75
50	80	0	— 125	+ 100	— 250	0	— 125	0	— 100
80	120	0	— 150	+ 125	— 300	0	— 150	0	— 125
120	180	0	— 175	+ 150	— 350	0	— 175	0	— 150
180	250	0	— 200	+ 175	— 400	0	— 200	0	— 175
250	315	0	— 225	+ 200	— 450	0	— 225	0	— 200
315	400	0	— 300	+ 250	— 600	0	— 300	0	— 250

〔注〕1) 複式軸受では d_2 の区分によらず、同じ直径系列で同じ呼び外径に対応する単式軸受の d の区分による。

〔備考〕イタリック体の値はJTEKTの規格です。

表 7-10 スラスト自動調心ころ軸受の許容差及び許容値(0級)＝JIS B 1514-2＝

(1) 軸軌道盤

単位：μm

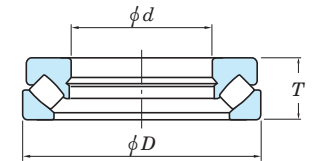
呼び内径 d , mm		平面内平均内径の寸法差 Δd_{mp}		平面内内径不同 V_{dsp}	参 考		
		上限	下限		内径の軸線に対する軸軌道盤側面の直角度 S_d	実軸受高さの寸法差 ΔT_s	
				最大	最大	上限	下限
50	80	0	— 15	11	25	+150	— 150
80	120	0	— 20	15	25	+200	— 200
120	180	0	— 25	19	30	+250	— 250
180	250	0	— 30	23	30	+300	— 300
250	315	0	— 35	26	35	+350	— 350
315	400	0	— 40	30	40	+400	— 400
400	500	0	— 45	34	45	+450	— 450

〔備考〕イタリック体の値はJTEKTの規格です。

(2) ハウジング軌道盤

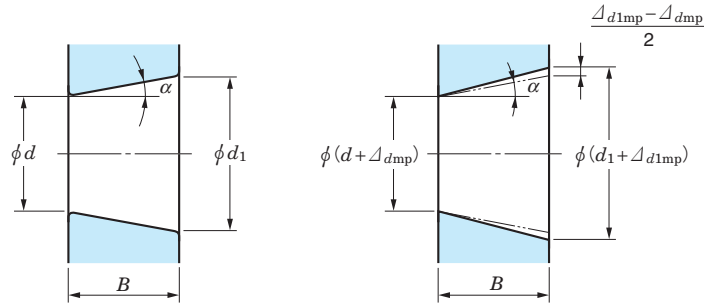
単位：μm

呼び外径 D , mm		平面内平均外径の寸法差 ΔD_{mp}	
を超え	以下	上限	下限
120	180	0	— 25
180	250	0	— 30
250	315	0	— 35
315	400	0	— 40
400	500	0	— 45
500	630	0	— 50
630	800	0	— 75
800	1 000	0	— 100



d : 軸軌道盤の呼び内径
 D : ハウジング軌道盤の呼び外径
 T : 軸受の呼び高さ

表 7-11 テーパ穴ラジアル軸受のテーパ穴の許容差及び許容値 (0級…JIS B 1514-1)



理論上のテーパ穴

平面内平均内径の寸法差をもつテーパ穴

(1) 基準テーパ比1/12のテーパ穴 単位: μm

呼び内径 d, mm		Δ _{dmp}		Δ _{d1mp} - Δ _{dmp}		V _{dsp} ¹⁾
を 超え	以下	上限	下限	上限	下限	最大
—	10	+22	0	+15	0	9
10	18	+27	0	+18	0	11
18	30	+33	0	+21	0	13
30	50	+39	0	+25	0	16
50	80	+46	0	+30	0	19
80	120	+54	0	+35	0	22
120	180	+63	0	+40	0	40
180	250	+72	0	+46	0	46
250	315	+81	0	+52	0	52
315	400	+89	0	+57	0	57
400	500	+97	0	+63	0	63
500	630	+110	0	+70	0	70
630	800	+125	0	+80	0	—
800	1000	+140	0	+90	0	—
1000	1250	+165	0	+105	0	—
1250	1600	+195	0	+125	0	—

(2) 基準テーパ比1/30のテーパ穴 単位: μm

呼び内径 d, mm		Δ _{dmp}		Δ _{d1mp} - Δ _{dmp}		V _{dsp} ¹⁾
を 超え	以下	上限	下限	上限	下限	最大
—	50	+15	0	+30	0	19
50	80	+15	0	+30	0	19
80	120	+20	0	+35	0	22
120	180	+25	0	+40	0	40
180	250	+30	0	+46	0	46
250	315	+35	0	+52	0	52
315	400	+40	0	+57	0	57
400	500	+45	0	+63	0	63
500	630	+50	0	+70	0	70

[注] 1) テーパ穴の全ラジアル平面に適用する。直径系列7及び8には適用しない。

[備考]

1. 量記号 d₁: テーパ穴の理論上の大端における基準直径 d₁ = d + $\frac{1}{12}B$ または d₁ = d + $\frac{1}{30}B$

Δ_{dmp}: テーパ穴の理論上の小端における平面内平均内径の寸法差

Δ_{d1mp}: テーパ穴の理論上の大端における平面内平均内径の寸法差

V_{dsp}: 平面内径不同 (内径のラジアル平面における実測内径の最大値と最小値との差)

B: 呼び内輪幅

α: テーパ穴の基準テーパ角度の $\frac{1}{2}$

(基準テーパ比1/12)

α = 2°23'9.4"

= 2.385 94°

= 0.041 643 rad

(基準テーパ比1/30)

α = 0°57'17.4"

= 0.954 84°

= 0.016 665 rad

表 7-12 外輪フランジ付きラジアル軸受のフランジ外径の許容差及び許容値

(1) フランジ外径の許容差

単位: μm

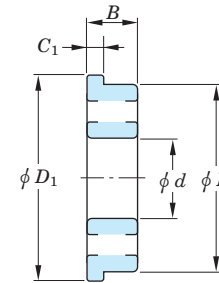
呼び外輪フランジ外径 D ₁ (mm)		実測外輪フランジ外径の寸法差, ΔD _{1s}			
		位置決めフランジ		非位置決めフランジ	
を 超え	以下	上限	下限	上限	下限
—	6	0	-36	+220	-36
6	10	0	-36	+220	-36
10	18	0	-43	+270	-43
18	30	0	-52	+330	-52
30	50	0	-62	+390	-62
50	80	0	-74	+460	-74

[備考] 一部、上記の精度を採用していないものもある。その際はJTEKTにご相談ください。

(2) 外輪フランジ幅の許容差及び許容値並びにフランジにかかわる回転精度の許容値 単位: μm

呼び外径 D (mm)	実測外輪フランジ幅の寸法差 ΔC _{1s} ¹⁾	外輪フランジ幅不同 V _{C1s} ¹⁾						フランジ背面に対する 外輪外径面の直角度 S _{D1}						外輪フランジ背面の アキシャル振れ S _{ea1}			
		0, 6, 5, 4, 2級		0, 6級	5級	4級	2級	深溝、アンギュラ玉軸受などの溝玉軸受		円すいころ軸受		深溝、アンギュラ玉軸受などの溝玉軸受		円すいころ軸受			
		を 超え	以下	上限	下限	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大			
—	2.5	5	2.5	1.5	8	4	1.5	8	4	1.5	11	7	3	7	4		
2.5	6	5	2.5	1.5	8	4	1.5	8	4	1.5	11	7	3	7	4		
6	18	5	2.5	1.5	8	4	1.5	8	4	1.5	11	7	3	7	4		
18	30	5	2.5	1.5	8	4	1.5	8	4	1.5	11	7	4	7	4		
30	50	5	2.5	1.5	8	4	1.5	8	4	2	11	7	4	7	4		
50	80	6	3	1.5	8	4	1.5	8	4	2.5	14	7	6	7	6		

[注] 1) 深溝玉軸受、アンギュラ玉軸受などの溝玉軸受に適用する。



d: 呼び内径

D: 呼び外径

B: 呼び軸受幅

D₁: 呼び外輪フランジ外径

C₁: 呼び外輪フランジ幅

7. 軸受の公差

表 7-13 面取寸法の最大値 =JIS B 1514-3=

(1) ラジアル軸受 (円すいころ軸受を除く) 単位: mm

r (最小) 又は r ₁ (最小)	呼び内径 d mm		r (最大) 又は r ₁ (最大)	
	を 超 え	以 下	ラジアル方向	アキシアル方向
0.05	—	—	0.1	0.2
0.08	—	—	0.16	0.3
0.1	—	—	0.2	0.4
0.15	—	—	0.3	0.6
0.2	—	—	0.5	0.8
0.3	—	40	0.6	1
0.6	—	40	1	2
1	—	50	1.5	3
1.1	—	120	2	3.5
1.5	—	120	2.3	4
2	—	80	3	4.5
2.1	—	280	4	6.5
2.5	—	100	3.8	6
3	—	280	5	8
4	—	—	6.5	9
5	—	—	8	10
6	—	—	10	13
7.5	—	—	12.5	17
9.5	—	—	15	19
12	—	—	18	24
15	—	—	21	30
19	—	—	25	38

【備考】1 呼び軸受幅が2 mm以下の軸受のアキシアル方向のr (最大) 又はr₁ (最大)の値は、ラジアル方向の値と同じとする。

2 面取表面の正確な形状は規定しないが、アキシアル平面におけるその輪郭は、内輪の側面と軸受内径面、又は外輪の側面と外径面とに接する半径r (最小) 又はr₁ (最小)の仮想の円弧の外へ出てはならない。

(2) 輪溝付きラジアル軸受の輪溝側、つば輪及びL形つば輪の面取寸法の最大値 単位: mm

r ₁ (最小)	呼び内径又は呼び外径 d又はD		r ₁ (最大)	
	を 超 え	以 下	ラジアル方向	アキシアル方向
0.2	—	—	0.5	0.5
0.3	—	40	0.6	0.8
0.5	—	40	1	1.5
0.6	—	40	1.3	1.5
1	—	50	1.5	2.2
1.1	—	120	2	2.7
1.5	—	120	2.3	3.5
2	—	80	3	4
2.1	—	280	4	4.5
2.5	—	100	3.8	5
3	—	280	5	5.5
4	—	—	6.5	6.5
5	—	—	8	8
6	—	—	10	10

【備考】 面取表面の正確な形状は規定しないが、アキシアル平面におけるその輪郭は、内輪の側面と内径面、又は外輪の側面と外径面とに接する半径r₁ (最小)の仮想の円弧の外へ出てはならない。

(3) 単列円筒ころ軸受のつばのない側及びアンギュラ玉軸受の外輪の正面側の面取寸法の最大値 単位: mm

r ₁ (最小)	呼び内径又は呼び外径 d又はD		r ₁ (最大)	
	を 超 え	以 下	ラジアル方向	アキシアル方向
0.1	—	—	0.2	0.4
0.15	—	—	0.3	0.6
0.2	—	—	0.5	0.8
0.3	—	40	0.6	1
0.6	—	40	1	2
1	—	50	1.5	3
1.1	—	120	2	3.5
1.5	—	120	2.3	4
2	—	80	3	4.5
2.1	—	280	4	6.5
2.5	—	100	3.8	6

【備考】 面取表面の正確な形状は規定しないが、アキシアル平面におけるその輪郭は、内輪の側面と内径面、又は外輪の側面と外径面とに接する半径r₁ (最小)の仮想の円弧の外へ出てはならない。

(4) メートル系列円すいころ軸受 単位: mm

r (最小) 又は r ₁ (最小)	呼び内径又は ¹⁾ 呼び外径 d又はD, mm		r (最大) 又は r ₁ (最大)	
	を 超 え	以 下	ラジアル方向	アキシアル方向
0.3	—	40	0.7	1.4
0.6	—	40	1.1	1.7
1	—	50	1.6	2.5
1.5	—	120	2.3	3
2	—	120	2.8	3.5
2.5	—	120	3.5	4
3	—	120	4	5.5
4	—	120	4.5	6.5
5	—	180	6.5	8
6	—	180	7.5	10
7.5	—	—	12.5	17
9.5	—	—	15	19

【注】 1 内輪はdの区分により、外輪はDの区分による。

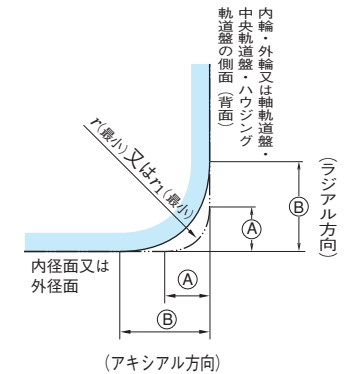
【備考】 1 面取表面の正確な形状は規定しないが、アキシアル平面におけるその輪郭は、内輪の背面と内径面、又は外輪の背面と外径面とに接する半径r (最小) 又はr₁ (最小)の仮想の円弧の外へ出てはならない。

2 イタリック体の値はJTEKTの規格です。

(5) スラスト軸受 単位: mm

r (最小) 又は r ₁ (最小)	r (最大) 又は r ₁ (最大)	
	ラジアル方向及びアキシアル方向	
0.05	0.1	
0.08	0.16	
0.1	0.2	
0.15	0.3	
0.2	0.5	
0.3	0.8	
0.6	1.5	
1	2.2	
1.1	2.7	
1.5	3.5	
2	4	
2.1	4.5	
3	5.5	
4	6.5	
5	8	
6	10	
7.5	12.5	
9.5	15	
12	18	
15	21	
19	25	

【備考】 面取表面の正確な形状は規定しないが、アキシアル平面におけるその輪郭は、軌道盤又は中央軌道盤の背面と内径面、若しくはハウジング軌道盤の背面と外径面とに接する半径r (最小) 又はr₁ (最小)の仮想の円弧の外へ出てはならない。

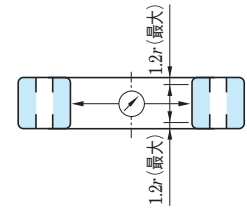
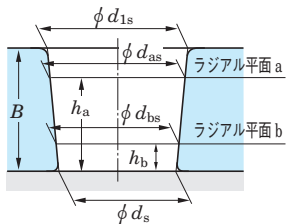
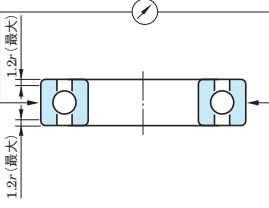


(A): r (最小) 又は r₁ (最小)
(B): r (最大) 又は r₁ (最大)

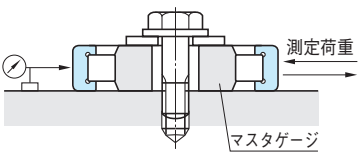
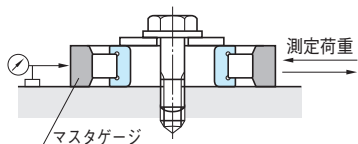
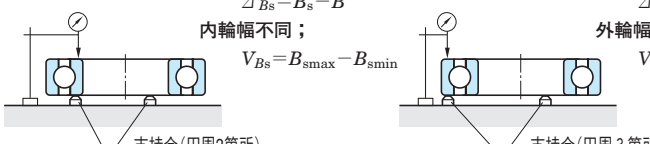
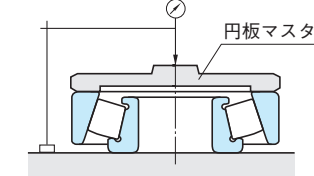
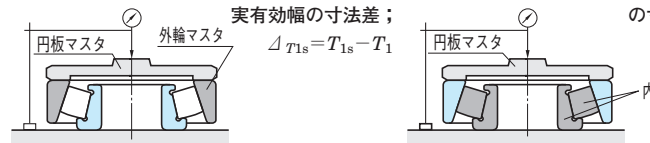
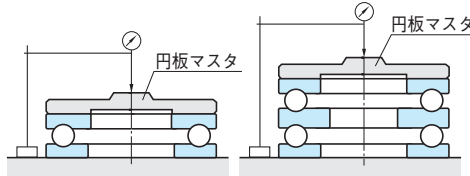
7-2 寸法・振れの測定方法 (参考)

寸法・振れの測定方法の詳細はJIS B 1515-2で規定されている。寸法公差・回転精度の測定方法の概要を以下に示す。

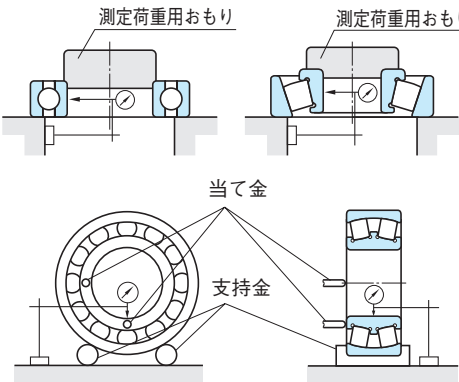
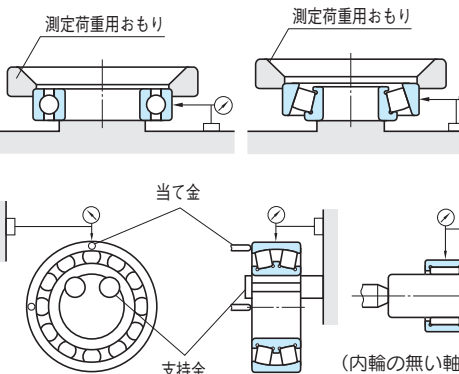
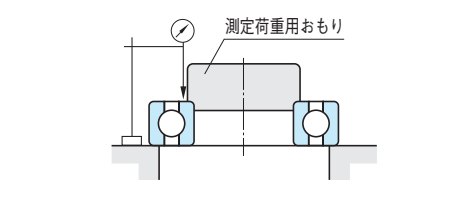
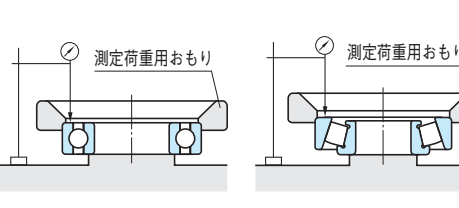
寸法公差 (1)

<p>軸受内径 (d)</p> <p>(円筒穴受)</p>	<p>一つのラジアル平面において得られた内径 (d_s) の最大値 (d_{spmax}) 及び最小値 (d_{spmin}) とを求める。 平面内平均内径 (d_{mp}) は、その最大値 (d_{spmax}) と最小値 (d_{spmin}) との算術平均値として求める。</p> $d_{mp} = \frac{d_{spmax} + d_{spmin}}{2}$  <p>平面内平均内径の寸法差; $\Delta d_{mp} = d_{mp} - d$ 平面内内径不同; $V_{dsp} = d_{spmax} - d_{spmin}$ 平面内平均内径の不同; $V_{dmp} = d_{mpmax} - d_{mpmin}$ 実測内径の寸法差; $\Delta d_s = d_s - d$</p>
<p>軸受内径 (d)</p> <p>(テーパ穴受)</p>	<p>理論上の小端における内径及び理論上の大端における内径; $d_s = \frac{d_{bs} \cdot h_a - d_{as} \cdot h_b}{h_a - h_b}$ $d_{1s} = \frac{d_{as}(B - h_b) - d_{bs}(B - h_a)}{h_a - h_b}$ 理論上の小端における平面内平均内径の寸法差; $\Delta d_{mp} = d_{mp} - d$ テーパに関する寸法差; $(\Delta d_{1mp} - \Delta d_{mp}) = (d_{1mp} - d_1) - (d_{mp} - d)$ 平面内内径不同; $V_{dsp} = d_{spmax} - d_{spmin}$</p> 
<p>軸受外径 (D)</p>	<p>平面内平均外径 (D_{mp}) は、一つのラジアル平面内において得られた軸受外径 (D_s) の最大値 (D_{spmax}) と最小値 (D_{spmin}) との算術平均値として求める。</p> $D_{mp} = \frac{D_{spmax} + D_{spmin}}{2}$  <p>平面内平均外径の寸法差; $\Delta D_{mp} = D_{mp} - D$ 平面内外径不同; $V_{Dsp} = D_{spmax} - D_{spmin}$ 平面内平均外径の不同; $V_{Dmp} = D_{mpmax} - D_{mpmin}$ 実測外径の寸法差; $\Delta D_s = D_s - D$</p>

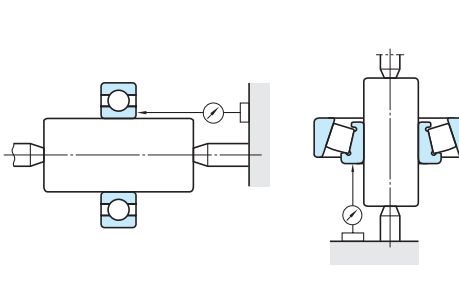
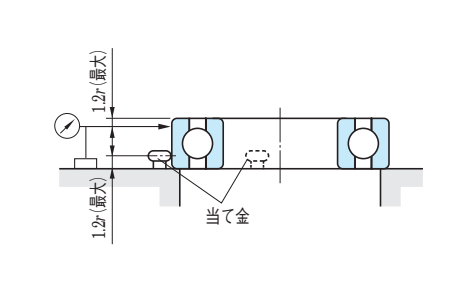
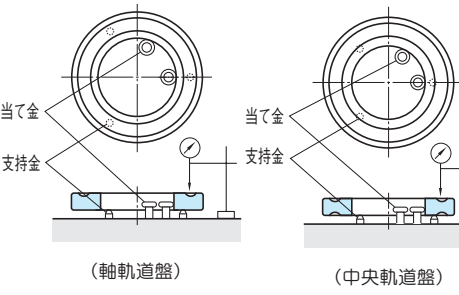
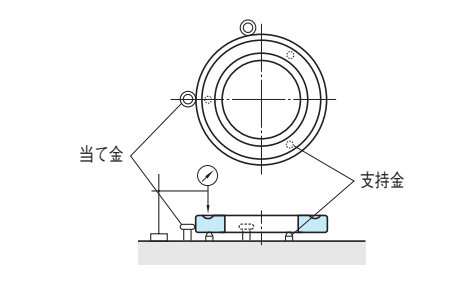
寸法公差 (2)

<p>ころ内接円径 (F_w)</p>	 <p>ころ内接円径の寸法差; $\Delta F_w = (d_G + \delta_{1m}) - F_w$ ころ内接円径の最小直径の寸法差; $\Delta F_{wmin} = (d_G + \delta_{1min}) - F_w$</p> <p>($d_G$) マスタゲージの外径寸法 (δ_{1m}) 外輪の動き量の算術平均値 (δ_{1min}) 外輪の動き量の最小値</p>
<p>ころ外接円径 (E_w)</p>	 <p>ころ外接円径の寸法差; $\Delta E_w = (D_G + \delta_{2m}) - E_w$</p> <p>($D_G$) マスタゲージの内径寸法 (δ_{2m}) マスタゲージの動き量の算術平均値</p>
<p>内輪幅 (B)</p> <p>外輪幅 (C)</p>	<p>実測内輪幅の寸法差; $\Delta B_s = B_s - B$ 内輪幅不同; $V_{Bs} = B_{smax} - B_{smin}$</p> <p>実測外輪幅の寸法差; $\Delta C_s = C_s - C$ 外輪幅不同; $V_{Cs} = C_{smax} - C_{smin}$</p> 
<p>円すいころ軸受の組立幅 (T)</p>	 <p>実組立幅の寸法差; $\Delta T_s = T_s - T$</p>
<p>円すいころ軸受の呼び有効幅 (T_1, T_2)</p>	<p>内輪サブユニットの 実有効幅の寸法差; $\Delta T_{1s} = T_{1s} - T_1$</p> <p>外輪の実有効幅の寸法差; $\Delta T_{2s} = T_{2s} - T_2$</p> 
<p>平面座スラスト玉軸受の呼び高さ (T, T_1)</p>	<p>実軸受高さの寸法差; $\Delta T_s = T_s - T$ (単式軸受) $\Delta T_{1s} = T_{1s} - T_1$ (複式軸受)</p> 

回転精度 (1)

<p>内輪のラジアル振れ (K_{ia})</p>		<p>内輪のラジアル振れ (K_{ia}) は、内輪を1回転させたときの測定器の読みの最大値と最小値との差として求める。</p> <p>〔注〕 円筒ころ軸受、ソリッド形針状ころ軸受、自動調心玉軸受及び自動調心ころ軸受のラジアル振れの測定は、外輪を支持金で固定して行う。</p>
<p>外輪のラジアル振れ (K_{ea})</p>	 <p>(内輪の無い軸受の場合)</p>	<p>外輪のラジアル振れ (K_{ea}) は、外輪を1回転させたときの測定器の読みの最大値と最小値との差として求める。</p> <p>〔注〕 円筒ころ軸受、ソリッド形針状ころ軸受、自動調心玉軸受及び自動調心ころ軸受のラジアル振れの測定は内輪を支持金で固定して行う。</p>
<p>内輪のアキシャル振れ (S_{ia})</p>		<p>内輪のアキシャル振れ (S_{ia}) は、内輪を1回転させたときの測定器の読みの最大値と最小値との差として求める。</p>
<p>外輪のアキシャル振れ (S_{ea})</p>		<p>外輪のアキシャル振れ (S_{ea}) は、外輪を1回転させたときの測定器の読みの最大値と最小値との差として求める。</p>

回転精度 (2)

<p>内径の軸線に対する内輪側面の直角度 (S_a)</p>		<p>内輪側面の直角度 (S_a) は、内輪をテーパアーバと共に1回転させたときの測定器の読みの最大値と最小値との差として求める。</p>
<p>側面に対する外輪外径面の直角度 (S_D)</p>		<p>外輪外径面の直角度 (S_D) は、外輪を当て金に沿って1回転させたときの測定器の読みの最大値と最小値との差として求める。</p>
<p>平面座ラスト玉軸受の軸軌道盤又は中央軌道盤の軌道の厚さ不同 (S_i)</p>	 <p>(軸軌道盤) (中央軌道盤)</p>	<p>軸軌道盤の軌道の厚さ不同 (S_i) は、軸軌道盤を当て金に沿って1回転させたときの測定器の読みの最大値と最小値との差として求める。中央軌道盤についても、同様な測定を二つの軌道溝に対して行い、軌道の厚さ不同 (S_i) を求める。</p>
<p>平面座ラスト玉軸受のハウジング軌道盤の軌道の厚さ不同 (S_e)</p>		<p>ハウジング軌道盤の軌道の厚さ不同 (S_e) は、ハウジング軌道盤を当て金に沿って1回転させたときの測定器の読みの最大値と最小値との差として求める。</p>

8. 軸受の許容回転速度

軸受の回転速度は、主に軸受内部の摩擦熱に起因する温度上昇によって制約を受け、ある限度以上の速度に達すると軸受の焼付きなどにより継続運転ができなくなる。

軸受の許容回転速度とは、焼付きに至るような発熱を生じさせないで継続運転できる回転速度の許容値をいう。

従って、この許容回転速度は、軸受の形式・寸法・公差、潤滑方法、潤滑剤の質及び量、保持器の形状や材料、荷重条件などによって異なる。

個々の軸受のグリース潤滑及び油潤滑（油浴）の場合の許容回転速度は、それぞれの軸受寸法表に記載している。その値は標準設計の軸受を普通の荷重条件 ($C/P \geq 16^*$, $F_a/F_r \leq 0.25$ 程度) で運転する場合の許容回転速度である。

なお、潤滑剤の種類、銘柄によっては、他の性能に優れているが高速回転には適さないものもある。よって、軸受の回転速度がカタログ記載値の80%を超える場合にはJTEKTにご相談ください。

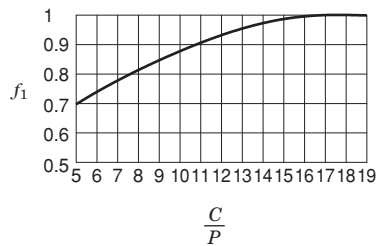


図 8-1a 荷重の大きさによる補正係数 f_1 の値 (Kタイプ、鉄道車両車軸軸受をのぞく)

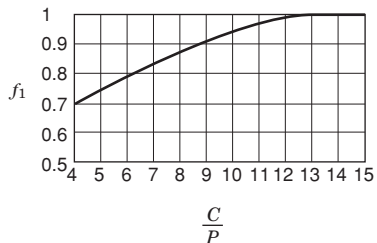


図 8-1b 荷重の大きさによる補正係数 f_1 の値 (Kタイプ、鉄道車両車軸軸受)

8-1 許容回転速度の補正

荷重条件として、 $C/P < 16^*$ (すなわち、動等価荷重 P が軸受の基本動定格荷重 C の 6% 程度以上) の場合、またアキシャル荷重がラジアル荷重の 25% を超えるような合成荷重を受ける場合には、式(8-1)を用いて許容回転速度を補正する必要がある。

$$n_a = f_1 \cdot f_2 \cdot n \dots\dots\dots (8-1)$$

ここに、

n_a : 補正した許容回転速度 min^{-1}

f_1 : 荷重の大きさによる補正係数

(図 8-1)

f_2 : 合成荷重による補正係数 (図 8-2)

n : 普通の荷重条件における許容回転速度 (軸受寸法表記載値) min^{-1}

C : 基本動定格荷重 N

P : 動等価荷重 N

F_r : ラジアル荷重 N

F_a : アキシャル荷重 N

* Kタイプ、鉄道車両車軸軸受の場合 13 (8%)

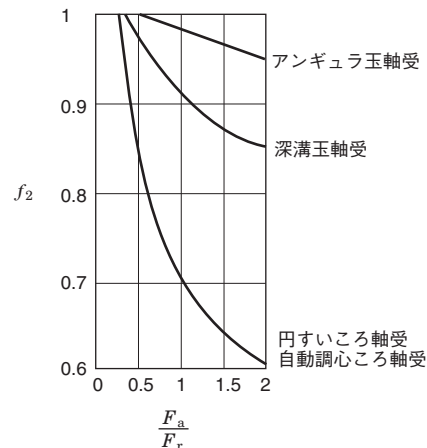


図 8-2 合成荷重による補正係数 f_2 の値

8-2 シール付き玉軸受の許容回転速度

接触形シール (RS, RKタイプ) 付き玉軸受の許容回転速度は、シール接触部の周速により制限される。この許容周速はシールのゴム材料で異なるが、Koyo標準接触シール(ニトリルゴム) 付き玉軸受においては 15 m/s を採用すればよい。

8-3 高速運転時の注意事項

軸受を高速運転で使用する場合、特に、寸法表に記載している許容回転速度に近い速度又は許容回転速度を超える速度で使用する場合の主な注意事項を次に示す。

なお、詳細はJTEKTにご相談ください。

- (1) 高精度軸受の使用
- (2) 軸受内部すきまの検討
(昇温による軸受内部すきまの減少量を考慮する。)
- (3) 保持器形式・材料の検討
(高速の用途には銅合金製又はフェノール樹脂製もみ抜き保持器が適している。また、高速用途に適した合成樹脂製成形保持器もある。)
- (4) 潤滑方法の検討
(強制循環給油、ジェット給油、オイルミスト潤滑やオイル/エア潤滑など高速用途に適した方法を採用する。)

8-4 軸受の摩擦係数 (参考)

転がり軸受の摩擦モーメントは滑り軸受と比較しやすいように、軸受の呼び内径を基準にして次式で表わすことができる。

$$M = \mu P \frac{d}{2} \dots\dots\dots (8-2)$$

ここに、

M : 摩擦モーメント $\text{mN} \cdot \text{m}$

μ : 摩擦係数

P : 軸受に作用する荷重 N

d : 呼び内径 mm

摩擦係数 μ は、軸受の形式、軸受荷重、回転速度、潤滑方法などによって大きく影響を受ける。通常の条件で安定した運転状態の場合の摩擦係数の目安値を表 8-1 に示す。

滑り軸受では、一般に $\mu = 0.01 \sim 0.02$ 程度で、場合によっては 0.1 ~ 0.2 にもなることがある。

表 8-1 各種軸受の摩擦係数 μ

軸 受 形 式	摩擦係数 μ
深 溝 玉 軸 受	0.001 0 ~ 0.001 5
ア ン ギ ュ ラ 玉 軸 受	0.001 2 ~ 0.002 0
自 動 調 心 玉 軸 受	0.000 8 ~ 0.001 2
円 筒 こ ろ 軸 受	0.000 8 ~ 0.001 2
総 ころ 形 針 状 ころ 軸 受	0.002 5 ~ 0.003 5
保持器付き針状ころ軸受	0.002 0 ~ 0.003 0
円 す い こ ろ 軸 受	0.001 7 ~ 0.002 5
自 動 調 心 こ ろ 軸 受	0.002 0 ~ 0.002 5
ス ラ ス ト 玉 軸 受	0.001 0 ~ 0.001 5
スラスト自動調心ころ軸受	0.002 0 ~ 0.002 5

9. 軸受の はめあい

9-1 はめあいの目的

はめあいの目的は、軸受の内輪又は外輪を軸又はハウジングにしっかりと固定して、相互のはめあい面で円周方向の有害な滑りが起こらないようにすることである。

この有害な滑り（クリープと呼ぶ）が生じると、異常発熱、はめあい面の摩耗、摩耗粉の軸受内部への侵入、振動など種々の弊害を引き起こし、軸受は十分な機能を発揮することができなくなる。

従って、一般的には、荷重を受けて回転する軸受の軌道輪にはしめしろを与えて軸又はハウジングに固定する必要がある。

9-2 軸・ハウジングの寸法公差と はめあい

軸径及びハウジング穴径の寸法公差は、メートル系列の場合にはJIS B 0401-1及び-2「寸法公差及びはめあいの方式－第1部、第2部」（ISO 286に準拠しており、巻末の付表に示す）で標準化されているため、この寸法公差を選択することにより軸受と軸又はハウジングとの はめあい が定まる。

軸径及びハウジング穴径の寸法公差と公差等級0級の軸受との はめあいの関係を図 9-1に示す。

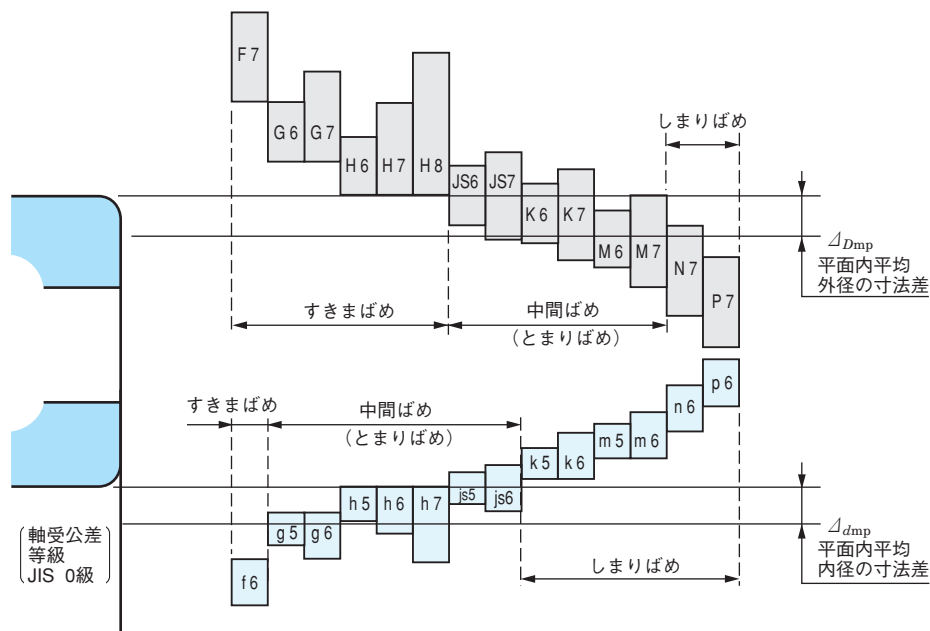


図 9-1 軸径及びハウジング穴径の寸法公差と はめあいの関係（0級の軸受の場合）

9-3 はめあいの選定

はめあいを選定するためには、軸受の使用条件を十分考慮する必要がある。

これを大別すると次のようになる。

- 荷重の性質及び大きさ
- 運転中の温度分布
- 軸受の内部すきま
- 軸・ハウジングの仕上程度、材料及び肉厚構造
- 取付け・取外しの方法
- 軸の熱膨張を はめあい面 で逃がす必要性の有無
- 軸受の形式及び寸法

以下これらの事項に関連し、はめあいの選定に関する重要な諸項目について述べる。

1) 荷重の性質

荷重の性質には内輪回転荷重、外輪回転荷重及び方向不定荷重があり、はめあい との関係を表 9-1に示す。

表 9-1 荷重の性質と はめあい

回転の区分	荷重の方向	荷重条件	はめあい		代表例
			内輪と軸	外輪とハウジング	
 内輪回転 外輪静止	 静止	内輪回転荷重 外輪静止荷重	しまりばめ が必要 (k, m, n, p, r)	すきまばめ でもよい (F, G, H, JS)	平歯車装置、 電動機
 内輪静止 外輪回転	 回転 外輪と ともに 回転		内輪静止荷重 外輪回転荷重	すきまばめ でもよい (f, g, h, js)	しまりばめ が必要 (K, M, N, P)
 内輪静止 外輪回転	 静止	内輪静止荷重 外輪回転荷重		すきまばめ でもよい (f, g, h, js)	しまりばめ が必要 (K, M, N, P)
 内輪回転 外輪静止	 回転 内輪と ともに 回転		不定	しまりばめ	しまりばめ
不定	回転又は静止	方向不定荷重		しまりばめ	しまりばめ

2) 荷重の大きさの影響

内輪はラジアル荷重によって半径方向に圧縮されると同時に少し広がり、円周長さが極くわずか長くなる傾向があるので、最初の しめしろが減少する。

しめしろ の減少量は次式で求められる。

[$F_r \leq 0.25 C_0$ の場合]

$$\Delta_{dF} = 0.08 \sqrt{\frac{d}{B}} \cdot F_r \times 10^{-3} \dots\dots\dots (9-1)$$

[$F_r > 0.25 C_0$ の場合]

$$\Delta_{dF} = 0.02 \frac{F_r}{B} \times 10^{-3} \dots\dots\dots (9-2)$$

ここに、

- Δ_{dF} : 内輪の しめしろ の減少量 mm
- d : 呼び内径 mm
- B : 呼び内輪幅 mm
- F_r : ラジアル荷重 N
- C_0 : 基本静定格荷重 N

従って、ラジアル荷重が C_0 値の 25% を超えるような重荷重の場合には軽荷重の場合よりかたい はめあい が必要である。

また、衝撃荷重の場合には、さらにかたい はめあい が必要である。

3) はめあい面の粗さの影響

はめあい面の塑性変形を考慮すると、はめあい後の有効しめしろ は、はめあい面の仕上げによって影響を受け、近似的に次式で表わされる。

[研削軸の場合]

$$\Delta_{deff} \doteq \frac{d}{d+2} \Delta_d \dots\dots\dots (9-3)$$

[旋削軸の場合]

$$\Delta_{deff} \doteq \frac{d}{d+3} \Delta_d \dots\dots\dots (9-4)$$

ここに、

- Δ_{deff} : 有効しめしろ mm
- Δ_d : 見かけの しめしろ mm
- d : 呼び内径 mm

4) 温度の影響

運転中の軸受温度は一般に周囲の温度より高くなる。また、一般に軸受が荷重を受けて回転する場合、内輪は軸より温度が高くなるので、熱膨張により有効しめしろが減少する。

今、軸受内部とハウジング周囲との温度差を Δ_t とすると、内輪と軸との はめあい面の温度差は近似的に $(0.10 \sim 0.15) \Delta_t$ と仮定して差支えない。

そこで温度差による しめしろ の減少量 Δ_{dt} は次式で求められる。

$$\Delta_{dt} = (0.10 \sim 0.15) \Delta_t \cdot \alpha \cdot d \doteq 0.0015 \Delta_t \cdot d \times 10^{-3} \dots\dots\dots (9-5)$$

ここに、

- Δ_{dt} : 温度差による しめしろ の減少量 mm
- Δ_t : 軸受内部とハウジング周囲との温度差 $^{\circ}\text{C}$
- α : 軸受鋼の線膨張係数 $\doteq 12.5 \times 10^{-6} \text{ } 1/^{\circ}\text{C}$
- d : 呼び内径 mm

従って、軸受温度が軸より高い場合には、かたい はめあい が必要である。

また、外輪とハウジングとの間では、その温度差や膨張係数の差によって逆に しめしろ が増大することがあるから、軸の熱膨張を外輪とハウジングとの はめあい面の間の滑りによって逃がす場合には注意を要する。

5) はめあい によって生じる軸受内の最大応力

しめしろ を与えて軸受を組み込んだ場合、軌道輪は膨張あるいは収縮して応力が生じる。

この応力が大きすぎると、軌道輪が破損することがあるので注意が必要である。

はめあい によって生じる軸受内の最大応力は表 9-2 に示す式で求められる。

目安値としては、しめしろ の最大を軸径の 1/1 000 以下、又は表 9-2 の計算式における最大応力 σ を 120MPa 以下にするのが安全である。

6) その他

とくに精密が必要な場合には、軸及びハウジングの精度を上げる。一般に、ハウジングは軸にくらべて加工が困難であり精度も良くないので、外輪との はめあい をゆるくする方がよい。

中空軸及び肉厚の薄いハウジングを用いる場合には、普通よりもかたい はめあい を必要とする。

割り形のハウジングを用いる場合には、外輪との はめあい をゆるくする。

アルミ鋳物などの軽合金製ハウジングの場合には、普通のものよりもいくらか かたい はめあい にする必要があるので、その際は、JTEKT にご相談ください。

表 9-2 はめあい によって生じる軸受内の最大応力

軸 と 内 輪	ハウジング穴と外輪
(中空軸の場合)	($D_h \neq \infty$ の場合)
$\sigma = \frac{E}{2} \cdot \frac{\Delta_{deff}}{d} \cdot \frac{\left(1 - \frac{d_0^2}{d^2}\right) \left(1 + \frac{d^2}{D_i^2}\right)}{\left(1 - \frac{d_0^2}{D_i^2}\right)}$	$\sigma = E \cdot \frac{\Delta_{Deff}}{D} \cdot \frac{\left(1 - \frac{D^2}{D_h^2}\right)}{\left(1 - \frac{D_e^2}{D_h^2}\right)}$
(中実軸の場合)	($D_h = \infty$ の場合)
$\sigma = \frac{E}{2} \cdot \frac{\Delta_{deff}}{d} \cdot \left(1 + \frac{d^2}{D_i^2}\right)$	$\sigma = E \cdot \frac{\Delta_{Deff}}{D}$

- ここに、
- σ : 最大応力 MPa
 - d : 呼び内径(軸径) mm
 - D_i : 内輪軌道径 mm
 - Δ_{deff} : 内輪の有効しめしろ mm
 - d_0 : 中空軸内径 mm
 - D_e : 外輪軌道径 mm
 - D : 呼び外径(ハウジング穴径) mm
 - Δ_{Deff} : 外輪の有効しめしろ mm
 - D_h : ハウジングの外径 mm
 - E : ヤング率 2.08×10^5 MPa

〔備考〕 上式は軸・ハウジングが鋼の場合である。鋼以外のハウジングを使用する場合はJTEKTにご相談ください。

9-4 推奨はめあい

適切な はめあい を選定するためには、9-3項で述べたように、軸受荷重の性質・大きさ、温度、取付け・取外しなどの条件を考慮する必要がある。

しかし、実際に はめあい を決める場合には従来の経験も考慮することが必要である。

メートル系列軸受の はめあい の目安を表9-3に示す。

また、各種形式の軸受における最も一般的な推奨はめあいを表9-4～9-8に表す。

表 9-3 メートル系列軸受¹⁾ の はめあい の目安

(1) ラジアル軸受の内径²⁾ に対する はめあい

軸受の等級	内輪回転荷重 又は 方向不定荷重						内輪静止荷重			
	軸 の 公 差 域 ク ラ ス									
0級, 6X級, 6級	r 6	p 6	n 6	m 6 m 5	k 6 k 5	js 6 js 5	h 5	h 6 h 5	g 6 g 5	f 6
5級	—	—	—	m 5	k 4	js 4	h 4	h 5	—	—
はめあい	しまりばめ			中間ばめ				すきまばめ		

(2) ラジアル軸受の外径²⁾ に対する はめあい

軸受の等級	外輪静止荷重			方向不定荷重 又は 外輪回転荷重					
	穴 の 公 差 域 ク ラ ス								
0級, 6X級, 6級	G 7	H 7 H 6	JS 7 JS 6	—	JS 7 JS 6	K 7 K 6	M 7 M 6	N 7 N 6	P 7
5級	—	H 5	JS 5	K 5	—	K 5	M 5	—	—
はめあい	すきまばめ		中間ばめ				しまりばめ		

(3) スラスト軸受の内径²⁾ に対する はめあい

軸受の等級	中心アキシアル荷重 (スラスト軸受全般)		合成荷重 (スラスト自動調心ころ軸受の場合)				
			内輪回転荷重 又は 方向不定荷重		内輪静止荷重		
	軸 の 公 差 域 ク ラ ス						
0級, 6級	js 6	h 6	n 6	m 6	k 6		js 6
はめあい	中間ばめ		しまりばめ			中間ばめ	

(4) スラスト軸受の外径²⁾ に対する はめあい

軸受の等級	中心アキシアル荷重 (スラスト軸受全般)		合成荷重 (スラスト自動調心ころ軸受の場合)				
			外輪静止荷重 又は 方向不定荷重		外輪回転荷重		
	穴 の 公 差 域 ク ラ ス						
0級, 6級	—	H 8	G 7	H 7	JS 7	K 7	M 7
はめあい	すきまばめ			中間ばめ			

〔注〕1) JIS B 1512に規定されている軸受。

2) これらの寸法許容差はJIS B 1514-1及び-2による。

表 9-4(1) ラジアル軸受 (0級, 6X級, 6級) の軸との推奨はめあい

条 件 ¹⁾	玉 軸 受		円筒ころ軸受 円すいころ軸受		自動調心 ころ軸受		軸の公差域 ク ラ ス	備 考	適用例 (参考)
	軸 径 (mm)								
	を 超 え 以 下		を 超 え 以 下		を 超 え 以 下				
円筒穴軸受 (0級, 6X級, 6級)									
内輪回転 荷 重 又は 方向不定 荷 重	軽荷重 又は 変動荷重 $\left[\frac{P_r}{C_r} \leq 0.05\right]$	— 18	— —	— —	— —	— —	h 5	精密を要する場合、 js 6, k 6, m 6 の代わりに js 5, k 5, m 5 を用いる。	電気器具 工作機械 ポンプ 送風機 運搬車など
		18 100	— 40	— —	— —	— —	js 6 k 6		
		100 200	40 140	— —	— —	— —	m 6		
内輪回転 荷 重 又は 方向不定 荷 重	普通荷重 $\left[0.05 < \frac{P_r}{C_r} \leq 0.10\right]$	— 18	— —	— —	— —	— —	js 5	単列のアンギュラ玉軸受 及び円すいころ軸受の場 合、はめあい による内 部すきま の変化を考 える必要がないので、 k 5, m 5 の代わりに k 6, m 6 を用いることが できる。	電動機 タービン 内燃機関 木工機械 など
		18 100	— 40	— 40	— 40	— 40	js 5 k 5 m 5		
		100 140	40 100	40 65	40 65	40 65	m 6		
		140 200	100 140	65 100	65 100	65 100	n 6		
		200 280	140 200	100 140	100 140	100 140	p 6		
— —	— —	200 280	140 280	140 280	r 6				
内輪静止 荷 重	重荷重 又は 衝撃荷重 $\left[\frac{P_r}{C_r} > 0.10\right]$	— —	50 140	50 100	50 100	50 100	n 6	普通すきまの軸受より大 きい内部すきまの軸受を 必要とする。	鉄道車両 の車軸 トラクション モータなど
		— —	140 200	100 140	100 140	100 140	p 6		
		— —	200 —	140 200	140 200	140 200	r 6		
内輪静止 荷 重	内輪が軸上を容易 に動く必要がある	全 軸 径					g 6	精密を要する場合、 g 5を用いる。 大きな軸受では、容易に 移動できるようにf 6でも よい。	静止軸の 車輪など
		全 軸 径					h 6	精密を要する場合、 h 5を用いる。	テンション プーリ ロープ シーブなど
中心アキシアル荷重のみ		全 軸 径					js 6	—	—
テーパ穴軸受 (0級) (アダプタ付き 又は 取外しスリーブ付き)									
全 荷 重		全 軸 径					h 9/IT 5 ²⁾	伝動軸などでは、 h10/IT 7 ²⁾ としてもよい。	—

〔注〕1) 軽荷重、普通荷重及び重荷重とは、動等価ラジアル荷重(P_r)が使用する軸受の基本動ラジアル定格荷重(C_r)のそれぞれ5%以下、5%を超え10%以下及び10%を超える荷重をいう。

2) IT 5及びIT 7は、軸の真円度公差、円筒度公差などの形状誤差が、それぞれIT 5、IT 7の公差範囲内になければならないことを表わす。IT 5、IT 7の基本公差の数値は巻末の付表を参照ください。

〔備考〕この表は、鋼製の中実軸に適用する。

表 9-4(2) ラジアル軸受 (0級、6X級、6級) のハウジングとの推奨はめあい

条 件			ハウジング穴の公差域クラス	備 考	適用例 (参考)	
ハウジング	荷重の種類など ¹⁾	外 輪 の ²⁾ 軸方向移動				
一体形又は二つ割り形	外輪静止荷重	すべての種類の荷重	容易に移動できる。	H 7	大形軸受 又は 外輪とハウジングとの温度差が大きい場合、G7でもよい。	一般の軸受装置、鉄道車両車軸軸箱、伝導装置など
		軽荷重 又は 普通荷重	容易に移動できる。	H 8	—	
		軸と内輪が高温になる。	容易に移動できる。	G 7	大形軸受 又は 外輪とハウジングとの温度差が大きい場合、F7でもよい。	乾燥シリンダ など
	方向不定荷重	軽荷重 又は 普通荷重で精密回転を要する。	原則として移動できない。	K 6	主に、ころ軸受に適用する。	
		移動できる。	JS 6	主に、玉軸受に適用する。		
		静粛な運転を要する。	容易に移動できる。	H 6	—	
外輪回転荷重	軽荷重 又は 普通荷重	通常、移動できる。	JS 7	精密を要する場合、JS7、K7の代わりにJS6、K6を用いる。	電動機、ポンプ、クランク軸の主軸受など	
	普通荷重 又は 重荷重	原則として移動できない。	K 7			
	大きな衝撃荷重	移動できない。	M 7	—	トラクションモーターなど	
	外輪回転荷重	軽荷重 又は 変動荷重	移動できない。	M 7	—	コンベヤローラ、索道滑車、テンションプーリーなど
普通荷重 又は 重荷重		移動できない。	N 7	主に、玉軸受に適用する。	玉軸受を装架した車輪ボスなど	
薄肉ハウジングで重荷重 又は 大きな衝撃荷重		移動できない。	P 7	主に、ころ軸受に適用する。	ころ軸受を装架した車輪ボス、連結棒の大端軸受など	

[注] 1) 荷重の区分は表9-4(1)の注1)による。

2) 非分離形軸受において、外輪が軸方向に移動できるか、できないかの区分を示す。

[備考] 1. この表は、鋳鉄製ハウジング又は鋼製ハウジングに適用する。

2. 中心アキシャル荷重だけが軸受にかかる場合は、外輪にラジアル方向のすきまを与えるような公差域クラスを選定する。

表 9-5(1) 精密ミニアチュア・小径玉軸受 ($d < 10\text{mm}$) の軸との推奨はめあい

単位: μm

荷重条件	軸受の公差等級	平面内平均内径の寸法差 Δ_{dmp}		軸径の寸法許容差		はめあい ¹⁾	適用例	
		上限	下限	上限	下限			
内輪回転荷重	中・高速 軽荷重 普通荷重	ABMA5P	0	-5.1	+2.5	-2.5	7.6T~2.5L 7.5T~2.5L	ジャイロロータ エアクリーナ 電動工具 エンコーダ
		JIS 5級	0	-5	+2.5	-2.5		
		ABMA7P JIS 4級	0	-5.1 -4	+2.5	-2.5	7.6T~2.5L 6.5T~2.5L	
	低速 軽荷重	ABMA5P	0	-5.1	-2.5	-7.5	2.6T~7.5L 2.5T~7.5L	ジャイロジナル シンクロ計器 サーボモータ フロッピディスクスピンドル
		JIS 5級	0	-5	-2.5	-7.5		
		ABMA7P JIS 4級	0	-5.1 -4	-2.5	-7.5	2.6T~7.5L 1.5T~7.5L	
外輪回転荷重	低~高速 軽荷重	ABMA5P	0	-5.1	-2.5	-7.5	2.6T~7.5L 2.5T~7.5L	ピンチロール テープガイドローラ リニアアクチュエータ
		JIS 5級	0	-5	-2.5	-7.5		
		ABMA7P JIS 4級	0	-5.1 -4	-2.5	-7.5	2.6T~7.5L 1.5T~7.5L	

[注] 1) 記号Tは しめしろ を、記号Lは すきま を表わす。

表 9-5(2) 精密ミニアチュア・小径玉軸受 ($D \leq 30\text{mm}$) のハウジングとの推奨はめあい

単位: μm

荷重条件	軸受の公差等級	平面内平均外径の寸法差 Δ_{Dmp}		ハウジング穴径の寸法許容差		はめあい ¹⁾	適用例	
		上限	下限	上限	下限			
内輪回転荷重	中・高速 軽荷重 普通荷重	ABMA 5P ABMA 7P	0	-5.1	+5	0	0~10.1L	ジャイロロータ エアクリーナ 電動工具 エンコーダ
		JIS 5級 ²⁾	0	-5 -6	+5	0	0~10 L 0~11 L	
		JIS 4級 ²⁾	0	-4 -5	+5	0	0~9 L 0~10 L	
	低速 軽荷重	ABMA 5P ABMA 7P	0	-5.1	+2.5	-2.5	2.5T~7.6L	ジャイロジナル シンクロ計器 サーボモータ フロッピディスクスピンドル
		JIS 5級 ²⁾	0	-5 -6	+2.5	-2.5	2.5T~7.5L 2.5T~8.5L	
		JIS 4級 ²⁾	0	-4 -5	+2.5	-2.5	2.5T~6.5L 2.5T~7.5L	
外輪回転荷重	低~高速 軽荷重	ABMA 5P ABMA 7P	0	-5.1	+2.5	-2.5	2.5T~7.6L	ピンチロール テープガイドローラ
		JIS 5級 ²⁾	0	-5 -6	+2.5	-2.5	2.5T~7.5L 2.5T~8.5L	
		JIS 4級 ²⁾	0	-4 -5	+2.5	-2.5	2.5T~6.5L 2.5T~7.5L	

[注] 1) 記号Tは しめしろ を、記号Lは すきま を表わす。

2) JIS 5級及びJIS 4級の軸受外径の寸法許容差 及び はめあいの欄の上段は、 $D \leq 18\text{mm}$ の場合、下段は $18 < D \leq 30\text{mm}$ の場合の値である。

表 9-6(1) メートル系列 J シリーズ円すいころ軸受の軸との推奨はめあい

■ 公差等級：Class PK， Class PN の軸受

荷 重 条 件		呼び内径 d mm		軸の公差域 クラス	備 考
		を 超 え	以 下		
内輪回転荷重	普通荷重	10	120	m 6	一般に、普通すきま より大きい すきま の軸受を用いる。
		120	500	n 6	
	重荷重 衝撃荷重 高速回転	10	120	n 6	
		120	180	p 6	
外輪回転荷重	衝撃のない 普通荷重	180	250	r 6	一般に、普通すきま より大きい すきま の軸受を用いる。
		250	500	r 7	
	重荷重 衝撃荷重 高速回転	10	120	n 6	
		120	180	p 6	
		180	250	r 6	
		250	500	r 7	

■ 公差等級：Class PC， Class PB の軸受

荷 重 条 件		呼び内径 d mm		軸の公差域クラス		備 考
				(軸受の公差等級)		
		を 超 え	以 下	PC	PB	
内輪回転荷重	精密工作機械 の主軸	10	315	k 5	k 5	一般に、普通すきま より大き い すきま の軸受を用いる。
		315	500	k 5	—	
	重荷重 衝撃荷重 高速回転	10	18	m 6	m 5	
		18	50	m 5	m 5	
		50	80	n 5	n 5	
		80	120	n 5	n 4	
		120	180	p 4	p 4	
		180	250	r 4	r 4	
		250	315	r 5	r 4	
		315	500	r 5	—	
外輪回転荷重	精密工作機械 の主軸	10	315	k 5	k 5	
		315	500	k 5	—	

表 9-6(2) メートル系列 J シリーズ円すいころ軸受のハウジングとの推奨はめあい

■ 公差等級：Class PK， Class PN の軸受

荷 重 条 件		呼び外径 D mm		ハウジング穴の 公差域クラス	備 考
		を 超 え	以 下		
内輪回転荷重	自由側又は固定側に 使用	18	315	G 7 F 6	外輪は軸方向に容易に移動できる。
	外輪の位置(軸方向) の調整が可能	315	400	J 7	外輪は軸方向に移動できる。
	外輪の位置(軸方向) の調整ができない	18	400	P 7	外輪は軸方向に固定される。
外輪回転荷重	外輪の位置(軸方向) の調整ができない	18	120	R 7	外輪は軸方向に固定される。
		120	180		
		180	400		

■ 公差等級：Class PC， Class PB の軸受

荷 重 条 件		呼び外径 D mm		ハウジング穴の 公差域クラス		備 考
				(軸受の公差等級)		
		を 超 え	以 下	PC	PB	
内輪回転荷重	自由側に使用	18	315	G 5	G 5	外輪は軸方向に容易に移動で きる。
		315	500	G 5	—	
	固定側に使用	18	315	H 5	H 4	外輪は軸方向に移動できる。
		315	500	H 5	—	
	外輪の位置(軸方向) の調整が可能	18	120	K 5	K 5	外輪は軸方向に固定される。
		120	180	JS 6	JS 6	
		180	250	JS 6	JS 5	
外輪の位置(軸方向) の調整ができない	250	315	K 5	JS 5	外輪は軸方向に固定される。	
	315	500	K 5	—		
外輪回転荷重	外輪の位置(軸方向) の調整ができない	18	315	N 5	M 5	外輪は軸方向に固定される。
		315	500	N 5	—	
		18	250	N 6	N 5	外輪は軸方向に固定される。
		250	315	N 5	N 5	
		315	500	N 5	—	

表 9-7(1) インチ系列円すいころ軸受の軸との推奨はめあい

■ 公差等級：Class 4, Class 2 の軸受

荷重条件		呼び内径 <i>d</i> mm (1/25.4)		実測内径 の寸法差 $\Delta_{ds}, \mu\text{m}$		軸径の寸法許容差 μm		備 考
		を超え	以下	上限	下限	上限	下限	
内輪回転荷重	普通荷重	—	76.2 (3.0)	+13	0	+ 38	+ 25	
		76.2 (3.0)	304.8 (12.0)	+25	0	+ 64	+ 38	
		304.8 (12.0)	609.6 (24.0)	+51	0	+127	+ 76	
		609.6 (24.0)	914.4 (36.0)	+76	0	+190	+114	
	重荷重 衝撃荷重 高速回転	—	76.2 (3.0)	+13	0	0.000 5 × <i>d</i> (mm)		一般に、普通すぎま より大きい すぎま の軸受を用いる。
		76.2 (3.0)	304.8 (12.0)	+25	0	の平均しめしろを 与える値		
外輪回転荷重	衝撃のない 普通荷重	—	76.2 (3.0)	+13	0	+ 13	0	
		76.2 (3.0)	304.8 (12.0)	+25	0	+ 25	0	
		304.8 (12.0)	609.6 (24.0)	+51	0	+ 51	0	
		609.6 (24.0)	914.4 (36.0)	+76	0	+ 76	0	
	衝撃のない 普通荷重	—	76.2 (3.0)	+13	0	0	- 13	内輪は軸方向に移動 できる。
		76.2 (3.0)	304.8 (12.0)	+25	0	0	- 25	
		304.8 (12.0)	609.6 (24.0)	+51	0	0	- 51	
		609.6 (24.0)	914.4 (36.0)	+76	0	0	- 76	
	重荷重 衝撃荷重 高速回転	—	76.2 (3.0)	+13	0	0.000 5 × <i>d</i> (mm)		一般に、普通すぎま より大きい すぎま の軸受を用いる。
		76.2 (3.0)	304.8 (12.0)	+25	0	の平均しめしろを 与える値		
		304.8 (12.0)	609.6 (24.0)	+51	0			
		609.6 (24.0)	914.4 (36.0)	+76	0			

■ 公差等級：Class 3, Class 0¹⁾ の軸受

荷重条件		呼び内径 <i>d</i> mm (1/25.4)		実測内径 の寸法差 $\Delta_{ds}, \mu\text{m}$		軸径の寸法許容差 μm		備 考
		を超え	以下	上限	下限	上限	下限	
内輪回転荷重	精密工作 機械の主軸	—	76.2 (3.0)	+13	0	+ 30	+ 18	
		76.2 (3.0)	304.8 (12.0)	+13	0	+ 30	+ 18	
		304.8 (12.0)	609.6 (24.0)	+25	0	+ 64	+ 38	
		609.6 (24.0)	914.4 (36.0)	+38	0	+102	+ 64	
	重荷重 衝撃荷重 高速回転	—	76.2 (3.0)	+13	0	0.000 5 × <i>d</i> (mm)		一般に、普通すぎま より大きい すぎま の軸受を用いる。
		76.2 (3.0)	304.8 (12.0)	+13	0	の平均しめしろを 与える値		
外輪回転荷重	精密工作 機械の主軸	—	76.2 (3.0)	+13	0	+ 30	+ 18	
		76.2 (3.0)	304.8 (12.0)	+13	0	+ 30	+ 18	
		304.8 (12.0)	609.6 (24.0)	+25	0	+ 64	+ 38	
		609.6 (24.0)	914.4 (36.0)	+38	0	+102	+ 64	

[注] 1) Class 0 の軸受は $d \leq 304.8\text{mm}$ の範囲。

表 9-7(2) インチ系列円すいころ軸受のハウジングとの推奨はめあい

■ 公差等級：Class 4, Class 2 の軸受

荷重条件		呼び外径 <i>D</i> mm (1/25.4)		実測外径 の寸法差 $\Delta_{Ds}, \mu\text{m}$		ハウジング穴径 の寸法許容差 μm		備 考
		を超え	以下	上限	下限	上限	下限	
内輪回転荷重	自由側又は 固定側に 使用	—	76.2 (3.0)	+ 25	0	+ 76	+ 51	外輪は軸方向に容易 に移動できる。
		76.2 (3.0)	127.0 (5.0)	+ 25	0	+ 76	+ 51	
		127.0 (5.0)	304.8 (12.0)	+ 25	0	+ 76	+ 51	
		304.8 (12.0)	609.6 (24.0)	+ 51	0	+152	+102	
	外輪の位置 (軸方向) の調整が可 能	—	76.2 (3.0)	+ 25	0	+ 25	0	外輪は軸方向に移動 できる。
		76.2 (3.0)	127.0 (5.0)	+ 25	0	+ 25	0	
外輪回転荷重	外輪の位置 (軸方向) の調整がで きない	—	76.2 (3.0)	+ 25	0	- 13	- 38	外輪は軸方向に固定 される。
		76.2 (3.0)	127.0 (5.0)	+ 25	0	- 25	- 51	
		127.0 (5.0)	304.8 (12.0)	+ 25	0	- 25	- 51	
		304.8 (12.0)	609.6 (24.0)	+ 51	0	- 25	- 76	
	外輪の位置 (軸方向) の調整がで きない	—	76.2 (3.0)	+ 25	0	- 13	- 38	外輪は軸方向に固定 される。
		76.2 (3.0)	127.0 (5.0)	+ 25	0	- 25	- 51	
		127.0 (5.0)	304.8 (12.0)	+ 25	0	- 25	- 51	
		304.8 (12.0)	609.6 (24.0)	+ 51	0	- 25	- 76	
	外輪の位置 (軸方向) の調整がで きない	—	76.2 (3.0)	+ 25	0	- 13	- 38	外輪は軸方向に固定 される。
		76.2 (3.0)	127.0 (5.0)	+ 25	0	- 25	- 51	
		127.0 (5.0)	304.8 (12.0)	+ 25	0	- 25	- 51	
		304.8 (12.0)	609.6 (24.0)	+ 51	0	- 25	- 76	

■ 公差等級：Class 3, Class 0¹⁾ の軸受

荷重条件		呼び外径 <i>D</i> mm (1/25.4)		実測外径 の寸法差 $\Delta_{Ds}, \mu\text{m}$		ハウジング穴径 の寸法許容差 μm		備 考
		を超え	以下	上限	下限	上限	下限	
内輪回転荷重	自由側に 使用	—	152.4 (6.0)	+ 13	0	+ 38	+ 25	外輪は軸方向に容易 に移動できる。
		152.4 (6.0)	304.8 (12.0)	+ 13	0	+ 38	+ 25	
		304.8 (12.0)	609.6 (24.0)	+ 25	0	+ 64	+ 38	
		609.6 (24.0)	914.4 (36.0)	+ 38	0	+ 89	+ 51	
	固定側に 使用	—	152.4 (6.0)	+ 13	0	+ 25	+ 13	外輪は軸方向に移動 できる。
		152.4 (6.0)	304.8 (12.0)	+ 13	0	+ 25	+ 13	
外輪の位置 (軸方向) の調整が可 能	—	152.4 (6.0)	+ 13	0	+ 13	0	外輪は軸方向に固定 される。	
	152.4 (6.0)	304.8 (12.0)	+ 13	0	+ 25	0		
	304.8 (12.0)	609.6 (24.0)	+ 25	0	+ 25	0		
	609.6 (24.0)	914.4 (36.0)	+ 38	0	+ 38	0		
外輪回転荷重	外輪の位置 (軸方向) の調整がで きない	—	152.4 (6.0)	+ 13	0	0	- 13	外輪は軸方向に固定 される。
		152.4 (6.0)	304.8 (12.0)	+ 13	0	0	- 25	
		304.8 (12.0)	609.6 (24.0)	+ 25	0	0	- 25	
		609.6 (24.0)	914.4 (36.0)	+ 38	0	0	- 38	
	外輪の位置 (軸方向) の調整がで きない	—	152.4 (6.0)	+ 13	0	- 13	- 25	外輪は軸方向に固定 される。
		152.4 (6.0)	304.8 (12.0)	+ 13	0	- 13	- 38	
		304.8 (12.0)	609.6 (24.0)	+ 25	0	- 13	- 38	
		609.6 (24.0)	914.4 (36.0)	+ 38	0	- 13	- 51	

[注] 1) Class 0 の軸受は $D \leq 304.8\text{mm}$ の範囲。

表 9-8(1) スラスト軸受 (0級、6級) の軸との推奨はめあい

条 件	軸 径 mm		軸の公差 域クラス	備 考
	を 超 え	以 下		
中心アキシャル荷重 (スラスト軸受全般)	全 軸 径		js 6	h 6 も用いられる。
合成荷重 (スラスト 自動調心 ころ軸受)	内輪静止荷重	全 軸 径	js 6	—
	内輪回転荷重 又は 方向不定荷重	200	k 6 m 6	k 6、m 6、n 6の代わりに、それぞれ js 6、k 6、m 6も用いられる。
		400	—	

表 9-8(2) スラスト軸受 (0級、6級) のハウジングとの推奨はめあい

条 件	ハウジング穴の 公差域クラス	備 考	
中心アキシャル荷重 (スラスト軸受全般)	—	ハウジング軌道盤 (外輪) にラジアル方向の すきま を 与えるように適切な公差域クラスを選定する。	
	H 8	スラスト玉軸受で精度を要する場合	
合成荷重 (スラスト 自動調心 ころ軸受)	外輪静止荷重	H 7	
	方向不定荷重 又は 外輪回転荷重	K 7	普通の使用条件の場合
		M 7	比較的ラジアル荷重が大きい場合

〔備考〕この表は、鋳鉄製ハウジング 又は 鋼製ハウジングに適用する。

10. 軸受の内部すきま

軸受の内部すきま とは、内輪・外輪の一方を固定し、他方を動かした場合の移動量をいう。

半径方向に動かした場合をラジアル内部すきまといい、軸方向に動かした場合をアキシャル内部すきまという。(図 10-1)

運転中における内部すきま(運転すきま といふ)の大きさは、転がり疲れ寿命、発熱、騒音、振動などの軸受の性能に影響を及ぼす。

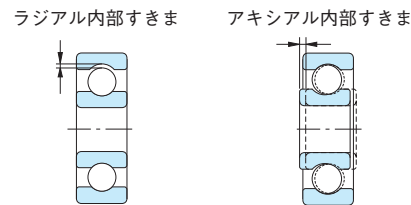


図 10-1 軸受の内部すきま

軸受の内部すきま の測定に際しては、一般に、安定した測定値を得るため、軸受に規定の測定荷重を加えて測定する。

従って、この測定すきま の値は、測定荷重による弾性変形量のみで 真のすきま より大きくなる。

ただし、ころ軸受の場合は、この弾性変形量が小さいため無視することができる。

取付け前の すきま は、一般には 真のすきまで規定されていることが多い。

10-1 内部すきまの選定

軸受を軸 又は ハウジングに取付けた時、はめあいによる軌道輪の膨張量、収縮量を差し引いた すきま を“残留すきま”という。

この残留すきま に、軸受内各部の温度差による寸法変化量を加減した すきま を“有効すきま”という。

機械に取り付けられた軸受がある荷重で回転している時の内部すきま、すなわち 有効すきまに軸受荷重による弾性変形量を加えた すきまを“運転すきま”という。

図10-2に示すように、この運転すきま がわずかに負であるとき、軸受の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は著しく低下する。よって一般には、運転すきま が0よりわずかに大きくなるように軸受内部すきま を選定するのが望ましい。

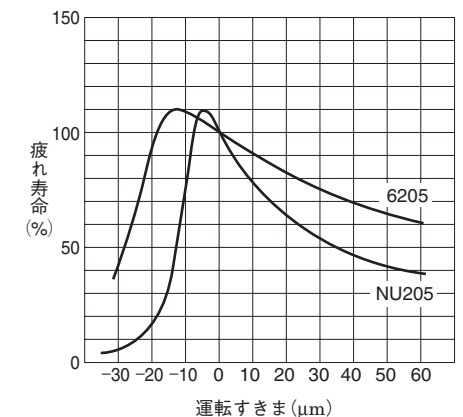


図10-2 運転すきまと疲れ寿命の関係

また、剛性を高めたり、騒音を小さくする必要のある場合には、運転すきま をより一層マイナス値となるように、また軸受の温度上昇が激しい場合には 運転すきま を一層プラス値になるように選定するなど、使用条件に応じて検討する必要がある。

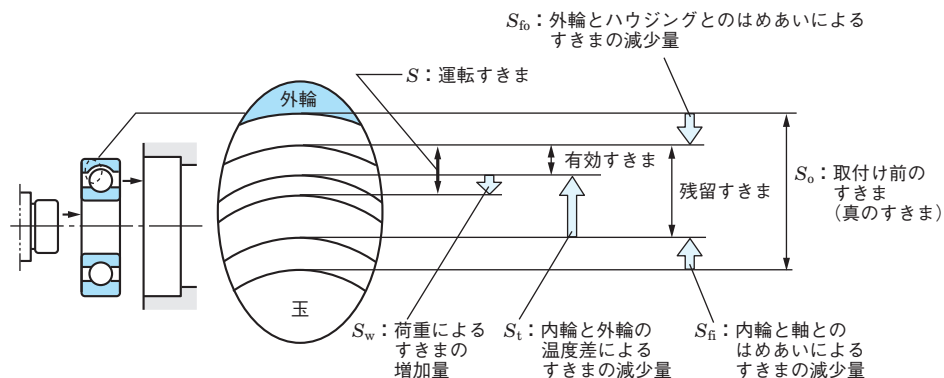
10-2 運転すきま

表 10-1 に軸及びハウジングが鋼製の場合の運転すきまの求め方を示す。

取付け前の軸受内部すきまの標準値を表 10-2 ~ 10-10 に示す。

また、表 10-11 に CN (普通) すきま以外のすきまの選定例を示す。

表 10-1 運転すきまの求め方



運転すきま (S)	$S = S_0 - (S_{fi} + S_{t1} + S_{t2}) + S_w$ <p>※ 荷重によるすきまの増加量 S_w についての計算式もあるが、一般には小さいので、考慮しなくてもよい。</p>	
はめあいによるすきまの減少量 (S_{fi})	<p>(中空軸の場合)</p> $S_{fi} = \Delta_{def} \frac{d}{D_i} \cdot \left(\frac{1 - \frac{d_0^2}{d^2}}{1 - \frac{d_0^2}{D_i^2}} \right)$ <p>(中実軸の場合)</p> $S_{fi} = \Delta_{def} \frac{d}{D_i}$	<p>($D_h \neq \infty$の場合)</p> $S_{fo} = \Delta_{Def} \frac{D_e}{D} \cdot \left(\frac{1 - \frac{D^2}{D_h^2}}{1 - \frac{D_e^2}{D_h^2}} \right)$ <p>($D_h = \infty$の場合)</p> $S_{fo} = \Delta_{Def} \frac{D_e}{D}$
内輪と外輪との温度差によるすきまの減少量 (S_{t1})	<p>ハウジングの状態によって異なるが、一般には外輪の膨張を 0 とし、近似的に次式で求められる。</p> $S_{t1} = \alpha (D_i \cdot t_i - D_e \cdot t_e)$	<p>ここで、$D_e = D_i + 2D_w$ 従って、$S_{t1} + S_{t2}$ は次式で求められる。 $S_{t1} + S_{t2} = \alpha \cdot D_i \cdot t_1 + 2\alpha \cdot D_w \cdot t_2$ <p>t_1 は内輪と外輪との温度差で、 $t_1 = t_i - t_e$ t_2 は転動体と外輪との温度差で、 $t_2 = t_w - t_e$</p> </p>
転動体の温度上昇によるすきまの減少量 (S_{t2})	$S_{t2} = 2\alpha \cdot D_w \cdot t_w$	

表 10-1 において、

S : 運転すきま	mm	Δ_{Def} : 外輪の有効しめしろ	mm
S_0 : 取付け前のすきま	mm	D_h : ハウジングの外径	mm
S_{fi} : はめあいによるすきまの減少量	mm	D_e : 外輪軌道径	mm
S_{fi1} : 内輪軌道径の膨張量	mm	$\left[\begin{array}{l} \text{玉軸受} \cdots D_e \doteq 0.2 (4D + d) \\ \text{ころ軸受} \cdots D_e \doteq 0.25 (3D + d) \end{array} \right]$	
S_{fi2} : 内輪軌道径の収縮量	mm	D : 呼び外径	mm
S_{t1} : 内輪と外輪の温度差によるすきまの減少量	mm	α : 軸受鋼の線膨張係数 (12.5×10^{-6}) / °C	
S_{t2} : 転動体の温度上昇によるすきまの減少量	mm	D_w : 転動体平均直径	mm
S_w : 荷重によるすきまの増加量	mm	$\left[\begin{array}{l} \text{玉軸受} \cdots D_w \doteq 0.3 (D - d) \\ \text{ころ軸受} \cdots D_w \doteq 0.25 (D - d) \end{array} \right]$	
Δ_{def} : 内輪の有効しめしろ	mm	t_i : 内輪の温度上昇	°C
d : 呼び内径 (軸径)	mm	t_e : 外輪の温度上昇	°C
d_0 : 中空軸の内径	mm	t_w : 転動体の温度上昇	°C
D_i : 内輪軌道径	mm	$\left[\begin{array}{l} \text{玉軸受} \cdots D_i \doteq 0.2 (D + 4d) \\ \text{ころ軸受} \cdots D_i \doteq 0.25 (D + 3d) \end{array} \right]$	

■軸、ハウジングの材料が鋼製でない場合の検討や自動車用軸受のすきま検討の際によく用いられる統計手法を加味したすきまの検討、また特殊な使用条件の場合の検討などは、JTEKTにご相談ください。

表 10-2 深溝玉軸受 (円筒穴) のラジアル内部すきま

単位: μm

呼び内径 d, mm		すきま									
		C2		CN		C3		C4		C5	
を 超え	以 下	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
2.5	6	0	7	2	13	8	23	14	29	20	37
6	10	0	7	2	13	8	23	14	29	20	37
10	18	0	9	3	18	11	25	18	33	25	45
18	24	0	10	5	20	13	28	20	36	28	48
24	30	1	11	5	20	13	28	23	41	30	53
30	40	1	11	6	20	15	33	28	46	40	64
40	50	1	11	6	23	18	36	30	51	45	73
50	65	1	15	8	28	23	43	38	61	55	90
65	80	1	15	10	30	25	51	46	71	65	105
80	100	1	18	12	36	30	58	53	84	75	120
100	120	2	20	15	41	36	66	61	97	90	140
120	140	2	23	18	48	41	81	71	114	105	160
140	160	2	23	18	53	46	91	81	130	120	180
160	180	2	25	20	61	53	102	91	147	135	200
180	200	2	30	25	71	63	117	107	163	150	230
200	225	2	35	25	85	75	140	125	195	175	265
225	250	2	40	30	95	85	160	145	225	205	300
250	280	2	45	35	105	90	170	155	245	225	340
280	315	2	55	40	115	100	190	175	270	245	370
315	355	3	60	45	125	110	210	195	300	275	410
355	400	3	70	55	145	130	240	225	340	315	460

〔備考〕 1. 測定すきまとして用いる場合には、測定荷重によって生じるラジアル内部すきまの増加量を加えて補正する。
その補正量を次に示す。
なお、C2すきまの補正量のうち、小さい方は最小すきまに、大きい方は最大すきまに適用する。
2. イタリック体の値はJTEKTの規格です。

呼び内径 d, mm		測定荷重 N	すきまの補正量、μm				
			C2	CN	C3	C4	C5
を 超え	以 下						
2.5	18	24.5	3~4	4	4	4	4
18	50	49	4~5	5	6	6	6
50	280	147	6~8	8	9	9	9

表 10-3 ミニアチュア・小径玉軸受のラジアル内部すきま

単位: μm

すきま記号	M1		M2		M3		M4		M5		M6	
	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
すきま	0	5	3	8	5	10	8	13	13	20	20	28

〔備考〕 測定すきまとして用いる場合には、次に示す補正量を加える。

測定荷重、N		すきまの補正量、μm							
ミニアチュア玉軸受		小径玉軸受		M1	M2	M3	M4	M5	M6
2.3		1		1	1	1	1	1	1

(ミニアチュア玉軸受……外径9mm未満
小径玉軸受………外径9mm以上、内径10mm未満)

表 10-4 組合せアンギュラ玉軸受のアキシャル内部すきま (測定すきま)¹⁾

単位: μm

呼び内径 d, mm		接触角 15°				接 触 角 30°									
		C2すきま		CNすきま		C2すきま		CNすきま		C3すきま		C4すきま			
を 超え	以 下	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
—	10	13	33	33	53	3	14	10	30	30	50	50	70	50	70
10	18	15	35	35	55	3	16	10	30	30	50	50	70	50	70
18	24	20	40	45	65	3	20	20	40	40	60	60	80	60	80
24	30	20	40	45	65	3	20	20	40	40	60	60	80	60	80
30	40	20	40	45	65	3	20	25	45	45	65	70	90	70	90
40	50	20	40	50	70	3	20	30	50	50	70	75	95	75	95
50	65	30	55	65	90	9	27	35	60	60	85	90	115	90	115
65	80	30	55	70	95	10	28	40	65	70	95	110	135	110	135
80	100	35	60	85	110	10	30	50	75	80	105	130	155	130	155
100	120	40	65	100	125	12	37	65	90	100	125	150	175	150	175
120	140	45	75	110	140	15	40	75	105	120	150	180	210	180	210
140	160	45	75	125	155	15	40	80	110	130	160	210	240	210	240
160	180	50	80	140	170	15	45	95	125	140	170	235	265	235	265
180	200	50	80	160	190	20	50	110	140	170	200	275	305	275	305

呼び内径 d, mm		接 触 角 40°							
		C2すきま		CNすきま		C3すきま		C4すきま	
を 超え	以 下	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
—	10	2	10	6	18	16	30	26	40
10	18	2	12	7	21	18	32	28	44
18	24	2	12	12	26	20	40	30	50
24	30	2	14	12	26	20	40	40	60
30	40	2	14	12	26	25	45	45	65
40	50	2	14	12	30	30	50	50	70
50	65	5	17	17	35	35	60	60	85
65	80	6	18	18	40	40	65	70	95
80	100	6	20	20	45	55	80	85	110
100	120	6	25	25	50	60	85	100	125
120	140	7	30	30	60	75	105	125	155
140	160	7	30	35	65	85	115	140	170
160	180	7	31	45	75	100	130	155	185
180	200	7	37	60	90	110	140	170	200

〔注〕 1) 測定すきまは測定荷重によって生じるすきまの増加量を含む。

表 10-5 複列アンギュラ玉軸受のラジアル内部すきま

単位：μm

呼び内径 d, mm		すきま					
		CD2		CDN		CD3	
を 超え	以 下	最 小	最 大	最 小	最 大	最 小	最 大
2.5	10	0	7	2	10	8	18
10	18	0	7	2	11	9	19
18	24	0	8	2	11	10	21
24	30	0	8	2	13	10	23
30	40	0	9	3	14	11	24
40	50	0	10	4	16	13	27
50	65	0	11	6	20	15	30
65	80	0	12	7	22	18	33
80	100	0	12	8	24	22	38
100	120	0	13	9	25	24	42
120	140	0	15	10	26	25	44
140	160	0	16	11	28	26	46
160	180	0	17	12	30	27	47
180	200	0	18	14	32	28	48

〔備考〕 深溝玉軸受、組合せ及び複列アンギュラ玉軸受におけるラジアル内部すきまとアキシアル内部すきまとの関係式をA111ページに示す。

表 10-6 自動調心玉軸受のラジアル内部すきま

単位：μm

呼び内径 d, mm		円筒穴軸受のすきま										テーパ穴軸受のすきま									
		C 2		C N		C 3		C 4		C 5		C 2		C N		C 3		C 4		C 5	
を 超え	以 下	最 小	最 大	最 小	最 大	最 小	最 大	最 小	最 大	最 小	最 大	最 小	最 大	最 小	最 大	最 小	最 大	最 小	最 大	最 小	最 大
2.5	6	1	8	5	15	10	20	15	25	21	33	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
6	10	2	9	6	17	12	25	19	33	27	42	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
10	14	2	10	6	19	13	26	21	35	30	48	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
14	18	3	12	8	21	15	28	23	37	32	50	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
18	24	4	14	10	23	17	30	25	39	34	52	7	17	13	26	20	33	28	42	37	55
24	30	5	16	11	24	19	35	29	46	40	58	9	20	15	28	23	39	33	50	44	62
30	40	6	18	13	29	23	40	34	53	46	66	12	24	19	35	29	46	40	59	52	72
40	50	6	19	14	31	25	44	37	57	50	71	14	27	22	39	33	52	45	65	58	79
50	65	7	21	16	36	30	50	45	69	62	88	18	32	27	47	41	61	56	80	73	99
65	80	8	24	18	40	35	60	54	83	76	108	23	39	35	57	50	75	69	98	91	123
80	100	9	27	22	48	42	70	64	96	89	124	29	47	42	68	62	90	84	116	109	144
100	120	10	31	25	56	50	83	75	114	105	145	35	56	50	81	75	108	100	139	130	170
120	140	10	38	30	68	60	100	90	135	125	175	40	68	60	98	90	130	120	165	155	205
140	160	15	44	35	80	70	120	110	161	150	210	45	74	65	110	100	150	140	191	180	240

表 10-7 電動機用軸受のラジアル内部すきま

1) 深溝玉軸受のラジアル内部すきま

単位：μm

呼び内径 d, mm		すきま	
		CM	
を 超え	以 下	最 小	最 大
10 ¹⁾	18	4	11
18	30	5	12
30	50	9	17
50	80	12	22
80	120	18	30
120	160	24	38

〔注〕 1) 10mmは、この寸法区分に含まれる。
〔備考〕 測定荷重による補正值は表10-2の場合と同じである。

2) 円筒ころ軸受のラジアル内部すきま

単位：μm

呼び内径 d, mm		すきま			
		互換性 CT		非互換性 CM	
を 超え	以 下	最 小	最 大	最 小	最 大
24	40	15	35	15	30
40	50	20	40	20	35
50	65	25	45	25	40
65	80	30	50	30	45
80	100	35	60	35	55
100	120	35	65	35	60
120	140	40	70	40	65
140	160	50	85	50	80
160	180	60	95	60	90
180	200	65	105	65	100

〔備考〕 表中の互換性とは、製造業者間の互換性ではなく、同一製造業者での軸受の互換性をいう。

表 10-8 円筒ころ軸受及びソリッド形針状ころ軸受のラジアル内部すきま

(1) 円筒穴軸受

単位：μm

呼び内径 d, mm		すきま									
		C 2		C N		C 3		C 4		C 5	
を 超え	以 下	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
—	10	0	25	20	45	35	60	50	75	—	—
10	24	0	25	20	45	35	60	50	75	65	90
24	30	0	25	20	45	35	60	50	75	70	95
30	40	5	30	25	50	45	70	60	85	80	105
40	50	5	35	30	60	50	80	70	100	95	125
50	65	10	40	40	70	60	90	80	110	110	140
65	80	10	45	40	75	65	100	90	125	130	165
80	100	15	50	50	85	75	110	105	140	155	190
100	120	15	55	50	90	85	125	125	165	180	220
120	140	15	60	60	105	100	145	145	190	200	245
140	160	20	70	70	120	115	165	165	215	225	275
160	180	25	75	75	125	120	170	170	220	250	300
180	200	35	90	90	145	140	195	195	250	275	330
200	225	45	105	105	165	160	220	220	280	305	365
225	250	45	110	110	175	170	235	235	300	330	395
250	280	55	125	125	195	190	260	260	330	370	440
280	315	55	130	130	205	200	275	275	350	410	485
315	355	65	145	145	225	225	305	305	385	455	535
355	400	100	190	190	280	280	370	370	460	510	600
400	450	110	210	210	310	310	410	410	510	565	665
450	500	110	220	220	330	330	440	440	550	625	735

(2) テーパ穴軸受

単位：μm

呼び内径 d, mm		テーパ穴軸受の非互換性すきま													
		C 9 NA ¹⁾		C 1 NA		C 2 NA		C N NA		C 3 NA		C 4 NA		C 5 NA	
を 超え	以 下	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
12	14	5	10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
14	24	5	10	10	20	20	30	35	45	45	55	55	65	75	85
24	30	5	10	10	25	25	35	40	50	50	60	60	70	80	95
30	40	5	12	12	25	25	40	45	55	55	70	70	80	95	110
40	50	5	15	15	30	30	45	50	65	65	80	80	95	110	125
50	65	5	15	15	35	35	50	55	75	75	90	90	110	130	150
65	80	10	20	20	40	40	60	70	90	90	110	110	130	150	170
80	100	10	25	25	45	45	70	80	105	105	125	125	150	180	205
100	120	10	25	25	50	50	80	95	120	120	145	145	170	205	230
120	140	15	30	30	60	60	90	105	135	135	160	160	190	230	260
140	160	15	35	35	65	65	100	115	150	150	180	180	215	260	295
160	180	15	35	35	75	75	110	125	165	165	200	200	240	285	320
180	200	20	40	40	80	80	120	140	180	180	220	220	260	315	355
200	225	20	45	45	90	90	135	155	200	200	240	240	285	350	395
225	250	25	50	50	100	100	150	170	215	215	265	265	315	380	430
250	280	25	55	55	110	110	165	185	240	240	295	295	350	420	475
280	315	30	60	60	120	120	180	205	265	265	325	325	385	470	530
315	355	30	65	65	135	135	200	225	295	295	360	360	430	520	585
355	400	35	75	75	150	150	225	255	330	330	405	405	480	585	660
400	450	45	85	85	170	170	255	285	370	370	455	455	540	650	735
450	500	50	95	95	190	190	285	315	410	410	505	505	600	720	815

[注] 1) すきまC 9 NAは、JISの公差等級5級、4級のテーパ穴円筒ころ軸受に適用する。

表 10-9 自動調心ころ軸受のラジアル内部すきま

(1) 円筒穴軸受

単位：μm

呼び内径 d, mm		すきま									
		C 2		C N		C 3		C 4		C 5	
を 超え	以 下	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
14	18	10	20	20	35	35	45	45	60	60	75
18	24	10	20	20	35	35	45	45	60	60	75
24	30	15	25	25	40	40	55	55	75	75	95
30	40	15	30	30	45	45	60	60	80	80	100
40	50	20	35	35	55	55	75	75	100	100	125
50	65	20	40	40	65	65	90	90	120	120	150
65	80	30	50	50	80	80	110	110	145	145	180
80	100	35	60	60	100	100	135	135	180	180	225
100	120	40	75	75	120	120	160	160	210	210	260
120	140	50	95	95	145	145	190	190	240	240	300
140	160	60	110	110	170	170	220	220	280	280	350
160	180	65	120	120	180	180	240	240	310	310	390
180	200	70	130	130	200	200	260	260	340	340	430
200	225	80	140	140	220	220	290	290	380	380	470
225	250	90	150	150	240	240	320	320	420	420	520
250	280	100	170	170	260	260	350	350	460	460	570
280	315	110	190	190	280	280	370	370	500	500	630
315	355	120	200	200	310	310	410	410	550	550	690
355	400	130	220	220	340	340	450	450	600	600	750
400	450	140	240	240	370	370	500	500	660	660	820
450	500	140	260	260	410	410	550	550	720	720	900
500	560	150	280	280	440	440	600	600	780	780	1 000
560	630	170	310	310	480	480	650	650	850	850	1 100
630	710	190	350	350	530	530	700	700	920	920	1 190
710	800	210	390	390	580	580	770	770	1 010	1 010	1 300
800	900	230	430	430	650	650	860	860	1 120	1 120	1 440
900	1 000	260	480	480	710	710	930	930	1 220	1 220	1 570

(2) テーパー穴軸受

単位：μm

呼び内径 d, mm		すきま									
		C 2		C N		C 3		C 4		C 5	
を 超え	以 下	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
18	24	15	25	25	35	35	45	45	60	60	75
24	30	20	30	30	40	40	55	55	75	75	95
30	40	25	35	35	50	50	65	65	85	85	105
40	50	30	45	45	60	60	80	80	100	100	130
50	65	40	55	55	75	75	95	95	120	120	160
65	80	50	70	70	95	95	120	120	150	150	200
80	100	55	80	80	110	110	140	140	180	180	230
100	120	65	100	100	135	135	170	170	220	220	280
120	140	80	120	120	160	160	200	200	260	260	330
140	160	90	130	130	180	180	230	230	300	300	380
160	180	100	140	140	200	200	260	260	340	340	430
180	200	110	160	160	220	220	290	290	370	370	470
200	225	120	180	180	250	250	320	320	410	410	520
225	250	140	200	200	270	270	350	350	450	450	570
250	280	150	220	220	300	300	390	390	490	490	620
280	315	170	240	240	330	330	430	430	540	540	680
315	355	190	270	270	360	360	470	470	590	590	740
355	400	210	300	300	400	400	520	520	650	650	820
400	450	230	330	330	440	440	570	570	720	720	910
450	500	260	370	370	490	490	630	630	790	790	1 000
500	560	290	410	410	540	540	680	680	870	870	1 100
560	630	320	460	460	600	600	760	760	980	980	1 230
630	710	350	510	510	670	670	850	850	1 090	1 090	1 360
710	800	390	570	570	750	750	960	960	1 220	1 220	1 500
800	900	440	640	640	840	840	1 070	1 070	1 370	1 370	1 690
900	1 000	490	710	710	930	930	1 190	1 190	1 520	1 520	1 860

表 10-10 複列・四列 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

単位：μm

呼び内径 d, mm		すきま									
		C 1		C 2		C N		C 3		C 4	
を超え	以下	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
14	18	0	10	10	20	20	30	30	40	40	50
18	24	0	10	10	20	20	30	30	40	40	55
24	30	0	10	10	20	20	30	30	45	45	60
30	40	0	12	12	25	25	40	40	55	55	75
40	50	0	15	15	30	30	45	45	60	60	80
50	65	0	15	15	30	30	50	50	70	70	90
65	80	0	20	20	40	40	60	60	80	80	110
80	100	0	20	20	45	45	70	70	100	100	130
100	120	0	25	25	50	50	80	80	110	110	150
120	140	0	30	30	60	60	90	90	120	120	170
140	160	0	30	30	65	65	100	100	140	140	190
160	180	0	35	35	70	70	110	110	150	150	210
180	200	0	40	40	80	80	120	120	170	170	230
200	225	0	40	40	90	90	140	140	190	190	260
225	250	0	50	50	100	100	150	150	210	210	290
250	280	0	50	50	110	110	170	170	230	230	320
280	315	0	60	60	120	120	180	180	250	250	350
315	355	0	70	70	140	140	210	210	280	280	390
355	400	0	70	70	150	150	230	230	310	310	440
400	450	0	80	80	170	170	260	260	350	350	490
450	500	0	90	90	190	190	290	290	390	390	540
500	560	0	100	100	210	210	320	320	430	430	590
560	630	0	110	110	230	230	350	350	480	480	660
630	710	0	130	130	260	260	400	400	540	540	740
710	800	0	140	140	290	290	450	450	610	610	830
800	900	0	160	160	330	330	500	500	670	670	920

表 10-11 CN(普通)すきま以外の すきま の選定例

使用条件	適用例	すきまの選定例
重荷重・衝撃荷重で、しめしろ が大きい場合	鉄道車両軸	C 3
振動・衝撃荷重で、内輪・外輪ともに しまりばめ の場合	振動ふるい機	C 3, C 4
	鉄道車両主電動機	C 4
	トラクタ終減速装置	C 4
軸の たわみ が大きい場合	自動車後輪	C 5
軸・内輪が加熱される場合	製紙機ドライヤ	C 3, C 4
	圧延機テーブルローラ	C 3
内輪・外輪ともに すきまばめ の場合	圧延機ロールネック	C 2
回転時の音響・振動を低くする場合	マイクロモータ	C 1, C 2, CM
軸の振れを抑えるため、組立後の すきま を調整 する場合	旋盤主軸	C 9 NA, C 1 NA

[参考] ラジアル内部すきま と アキシアル内部すきまとの関係

[深溝玉軸受の場合] $\Delta_a = \sqrt{\Delta_r (4m_o - \Delta_r)}$ (10-1)

[複列アンギュラ玉軸受の場合] $\Delta_a = 2 \sqrt{m_o^2 - (m_o \cos \alpha - \frac{\Delta_r}{2})^2} - 2m_o \sin \alpha$... (10-2)

[組合せアンギュラ玉軸受の場合] $\Delta_a = 2m_o \sin \alpha - 2 \sqrt{m_o^2 - (m_o \cos \alpha + \frac{\Delta_r}{2})^2}$... (10-3)

[複列・四列 及び 組合せ円すいころ軸受の場合] $\Delta_a = \Delta_r \cot \alpha \div \frac{1.5}{e} \Delta_r$ (10-4)

ここに、

Δ_a : アキシアル内部すきま mm

Δ_r : ラジアル内部すきま mm

$m_o = r_e + r_i - D_w$

r_e : 外輪軌道曲率半径 mm

r_i : 内輪軌道曲率半径 mm

D_w : 玉の直径 mm

α : 呼び接触角

e : F_a/F_r の限界値

(軸受寸法表に記載)

11. 軸受の予圧

一般に、軸受は運転状態において、適当なすきまを与えて使用することが多いが、用途によっては、軸受組付け時に負のすきまとなるように、あらかじめアキシャル荷重を与えて用いる場合がある。

このような使い方を予圧といい、アンギュラ玉軸受や円すいころ軸受に適用することが多い。

11-1 予圧の目的

- ラジアル方向や軸方向の位置決め精度を向上させるとともに、軸の振れを抑えて回転精度を向上。
(工作機械主軸用軸受、計測器用軸受)
- 軸受の剛性を高めて歯車のかみあい精度を向上。
(自動車終減速装置用軸受)
- 転動体の巡回滑り、公転滑り、自転滑りを抑制して、スミアリングを軽減。
(高速回転用アンギュラ玉軸受)
- 振動及び共振による異音の発生を防止。
(小形電動機用軸受)
- 軌道論に対して転動体を正しい位置に保つ。
(横軸使用のスラスト玉軸受、スラスト自動調心ころ軸受)

11-2 予圧の方法

予圧を与える方法には定位置予圧と定圧予圧とがあり、代表例を表 11-1 に示す。

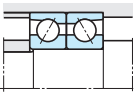
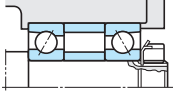
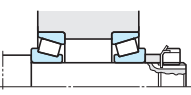
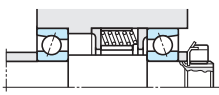
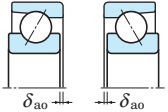
〔定位置予圧と定圧予圧の比較〕

- 同じ予圧量では、定位置予圧の方が軸方向変位量が少ない、すなわち、高い剛性を得やすい。
- 定圧予圧では、荷重の変動や運転中の軸とハウジングの温度差による軸の伸縮などをばねで吸収できるため、予圧量の変動が少なく、安定した予圧量を得ることができる。
- 定位置予圧の方が、大きい予圧量をかけることができる。

従って、高い剛性を必要とする用途には定位置予圧が適している。

また、高速回転・軸方向の振動防止・スラスト軸受の横軸使用などの用途には定圧予圧が適している。

表 11-1 予圧の方法

定位置予圧		定圧予圧	
			
● あらかじめ差幅調整(下図)した組合せ軸受を用いる方法。 	● あらかじめ寸法調整した間座を用いる方法。	● 軸方向の予圧を調整できるナット又はボルトを締付けて用いる方法。 この場合には、適正な予圧量となるように起動摩擦トルクを測定しながら調整する。	● コイルばね又は皿ばねを用いる方法。

11-3 予圧と剛性

アンギュラ玉軸受や円すいころ軸受において、剛性を高める目的で予圧を与える組合せ方としては、背面組合せの軸受が多く用いられている。

これは軸受の作用点間距離が大きくなることから、軸系の剛性が大きくなるためである。

背面組合せ軸受における予圧(定位置予圧法)と剛性すなわち軸方向変位量の関係を図 11-1 に示す。

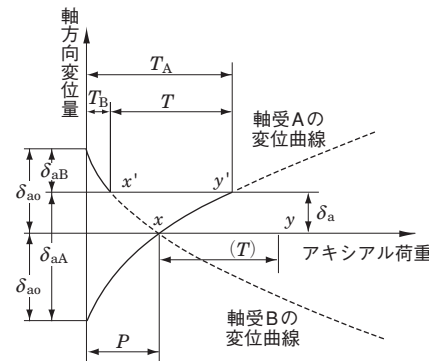
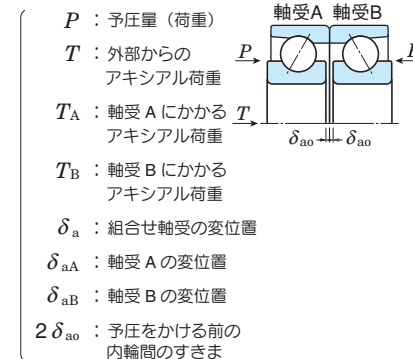


図 11-1 定位置予圧の場合の予圧線図

図 11-1 において、予圧 P を与える(内輪を軸方向に締付ける)と、軸受 A 及び B がそれぞれ δ_{a0} だけ変位して内輪間のすきま $2\delta_{a0}$ が 0 になる。

この軸受に外部からアキシャル荷重 T を加えたときの組合せ軸受としての変位量は δ_a として求めることができる。

〔参考〕 図 11-1 における δ_a の求め方

- ① 軸受 A の変位曲線を得る。
- ② 軸受 B の変位曲線を得る…予圧量 P との交点 x を通る横軸に対称となる曲線。
- ③ 外部からの荷重を T として、 x を通る横軸上に直線 $x-y$ を得る。この直線 $x-y$ を軸受 B の変位曲線に沿って平行移動させて、軸受 A の変位曲線との交点 y' を得る。
- ④ δ_a は、直線 $x'-y'$ と直線 $x-y$ との距離として求めることができる。

また、図 11-1 と同じ組合せ軸受を定圧予圧で使用方法の場合の予圧と剛性の関係を図 11-2 に示す。

この場合、ばねの剛性は無視できるため、軸受の単体にあらかじめ予圧量 P を加えておいた単体軸受の剛性にほぼ等しい。

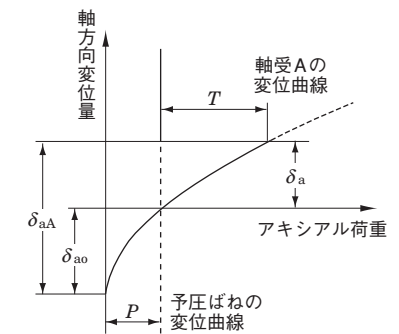


図 11-2 定圧予圧の場合の予圧線図

11-4 予圧量

予圧量はその目的に応じて寿命、温度上昇、摩擦トルクなどに悪影響を及ぼさない範囲で決めなければならない。

なお、なじみによる予圧の減少、軸及びハウジングの精度、取付け状況、潤滑状態なども十分考慮して決定する必要がある。

11-4-1 組合せアンギュラ玉軸受の予圧量

工作機械の主軸などに使用される5級以上の高精度組合せアンギュラ玉軸受の推奨予圧量を表11-2に示す。

JTEKTでは、種々の用途に対して適正な予圧を自由に選択できるように、微予圧(S)、軽予圧(L)、中予圧(M)、重予圧(H)の4種類の標準予圧量を設定している。

予圧量の選定の目安として、研削スピンドルには軽予圧又は中予圧、旋盤主軸やフライス盤主軸には中予圧又は重予圧が一般に用いられる。

また、軽又は中予圧で使用する高精度組合せアンギュラ玉軸受の推奨はめあいを表11-3に示す。

表 11-3 予圧で使用する高精度組合せアンギュラ玉軸受の推奨はめあい

(1) 軸の寸法許容差 単位：μm

(2) ハウジング穴の寸法許容差 単位：μm

軸径の 基準寸法 mm	内 輪 回 転		外輪回転
	軸径の 許容差	現物合せ ¹⁾ の場合の 軸と内輪 のしめしろ	
		軸径の 許容差	
6 10	-2 -6	0~2	0 -4
10 18	-2 -7	0~2	0 -5
18 30	-2 -8	0~2.5	0 -6
30 50	-2 -9	0~2.5	0 -7
50 80	-2 -10	0~3	0 -8
80 120	-2 -12	0~4	0 -10
120 180	-2 -14	0~5	0 -12

ハウジング穴 の基準寸法 mm	内 輪 回 転		外輪回転	
	ハウジング穴の許容差		ハウジング ¹⁾ と外輪の すきま	ハウジング 穴の許容差
	固定側軸受	自由側軸受		
18 30	± 4.5	+9 0	2~6	-6 -12
30 50	± 5.5	+11 0	2~6	-6 -13
50 80	± 6.5	+13 0	3~8	-8 -16
80 120	± 7.5	+15 0	3~9	-9 -19
120 180	± 9	+18 0	4~12	-11 -23
180 250	± 10	+20 0	5~15	-13 -27
250 315	± 11.5	+23 0	6~18	-16 -32

[注] 1) 現物合せとは、軸径寸法に合わせて軸受の内径寸法を決定することをいう。

[注] 1) 軸受を固定する時は下限側をねらい、自由側に使用する時は上限側をねらう。

表 11-2 高精度組合せアンギュラ玉軸受の標準予圧量

[S: 微予圧, L: 軽予圧, M: 中予圧, H: 重予圧]

単位: N

内径番号	7900 C			7000			7000 C				7200			7200 C				ACT 000		ACT 000 B		内径番号
	S	L	M	L	M	H	S	L	M	H	L	M	H	S	L	M	H	L	M	L	M	
00	5	15	30	30	80	145	6	20	50	100	50	145	245	10	30	80	145	-	-	-	-	00
01	7	20	40	30	80	145	6	20	50	100	60	145	295	15	40	100	195	-	-	-	-	01
02	8	25	50	50	145	245	10	30	80	145	80	245	390	15	50	145	245	-	-	-	-	02
03	8	25	50	60	145	295	15	40	100	165	100	245	540	25	70	145	345	-	-	-	-	03
04	15	40	80	60	145	295	15	40	100	245	145	295	635	25	80	195	390	-	-	-	-	04
05	15	50	100	100	245	490	20	60	145	295	145	390	785	35	100	245	490	-	-	-	-	05
06	15	50	100	145	295	635	25	80	195	390	145	590	930	35	100	295	590	195	345	295	685	06
07	25	70	135	145	390	785	35	100	245	490	245	785	1 270	50	145	390	785	195	390	390	735	07
08	25	80	145	145	390	785	35	100	295	590	390	880	1 570	65	195	440	880	245	440	440	835	08
09	35	100	195	245	540	980	50	145	345	635	490	1 080	1 770	85	245	540	1 080	245	490	490	930	09
10	35	100	195	245	635	1 180	50	145	390	735	540	1 180	2 060	85	245	590	1 180	295	540	540	1 030	10
11	40	115	235	295	785	1 370	65	195	440	880	635	1 370	2 450	100	295	735	1 470	390	685	685	1 270	11
12	40	115	235	390	880	1 570	65	195	490	980	785	1 470	2 940	110	345	785	1 670	390	735	735	1 420	12
13	50	145	295	440	980	1 770	85	245	540	1 080	835	1 670	3 330	125	390	930	1 860	440	835	785	1 520	13
14	65	195	390	490	1 080	2 060	85	245	635	1 270	930	1 860	3 730	160	490	980	2 060	590	1 130	1 030	2 010	14
15	65	195	390	590	1 180	2 160	100	295	685	1 370	980	2 160	3 920	195	590	1 180	2 350	590	1 130	1 080	2 110	15
16	65	195	390	635	1 370	2 350	100	295	735	1 470	1 080	2 450	4 310	225	685	1 370	2 750	685	1 370	1 270	2 500	16
17	85	245	490	735	1 570	2 550	125	390	880	1 770	1 270	2 940	4 900	260	785	1 570	2 940	735	1 420	1 320	2 600	17
18	100	295	590	785	1 670	2 840	145	440	980	1 960	1 470	3 240	5 390	260	785	1 770	3 430	980	1 860	1 770	3 380	18
19	100	295	590	880	1 770	3 140	160	490	1 080	2 060	1 670	3 430	5 880	290	880	1 960	3 920	980	1 960	1 860	3 530	19
20	100	345	685	880	1 960	3 530	175	540	1 180	2 160	1 860	3 920	6 370	325	980	2 160	4 410	1 030	2 010	1 910	3 680	20
21	100	345	685	980	2 160	3 920	195	590	1 270	2 350	2 060	4 310	7 060	355	1 080	2 350	4 900	1 180	2 250	2 150	3 770	21
22	145	390	785	1 080	2 380	4 410	210	635	1 470	2 550	2 260	4 900	7 850	385	1 180	2 450	5 290	1 320	2 600	2 450	4 760	22
24	145	490	980	1 180	2 650	4 900	225	685	1 670	2 840	2 450	5 390	8 830	420	1 270	2 840	5 490	1 420	2 800	2 550	5 100	24
26	195	590	1 180	1 370	3 140	5 390	245	735	1 770	3 140	2 750	5 880	9 320	485	1 470	3 140	5 880	1 770	3 380	3 230	6 230	26
28	195	635	1 270	1 470	3 430	5 880	260	785	1 960	3 920	2 940	6 370	9 810	520	1 570	3 430	6 370	2 010	3 920	3 720	7 210	28
30	245	735	1 470	1 770	3 920	6 860	275	835	2 160	4 410	3 330	6 860	10 300	585	1 770	3 730	6 860	2 500	4 850	4 660	8 920	30
32	245	785	1 570	2 160	4 410	7 850	290	880	2 350	4 900	3 630	7 350	10 800	645	1 960	4 120	7 850	2 500	4 850	4 660	8 920	32
34	345	880	1 810	2 450	4 900	8 830	325	980	2 450	5 390	3 920	7 850	11 800	645	2 160	4 410	8 340	3 090	6 030	5 730	11 100	34

11-4-2 スラスト玉軸受に加える予圧量

スラスト玉軸受を高速で回転させると、遠心力とジャイロモーメントによって玉と軌道面との間で滑りが生じ、軌道面にスミアリングなどの損傷を起こすことがある。

この滑りを防ぐためには、すきま なしで取付け、次式で求められる必要最小アキシャル荷重より大きいアキシャル荷重(予圧)をかける必要がある。

なお、外部からのアキシャル荷重が $0.001\ 3C_{0a}$ 以下の場合、潤滑条件が良好であれば軸受への悪影響はなく、軸受損傷の恐れはない。

一般にアキシャル荷重のかかる回転部分を高速回転で使用する場合は、深溝玉軸受やアンギュラ玉軸受を使用するのがよい。

11-4-3 スラスト自動調心ころ軸受に加える予圧量

スラスト自動調心ころ軸受は使用中にころと軌道面との間に生じる滑りによって、かじり やスミアリングなどの損傷を起こすことがある。

この滑りを防ぐためには、すきま なしで取付け、必要最小アキシャル荷重より大きいアキシャル荷重(予圧)をかける必要がある。

必要最小アキシャル荷重は次の2つの式で求められた値の大きい方を採る。

● スラスト玉軸受 (接触角 90°)

$$F_{a\ min} = 5.1 \left(\frac{n}{1\ 000} \right)^2 \cdot \left(\frac{C_{0a}}{1\ 000} \right)^2 \times 10^{-3} \dots\dots\dots (11-1)$$

● スラスト自動調心ころ軸受 (2つの式で求められた値の大きい方を採る)

$$F_{a\ min} = \frac{C_{0a}}{2\ 000} \dots\dots\dots (11-2)$$

$$F_{a\ min} = 1.8F_r + 1.33 \left(\frac{n}{1\ 000} \right)^2 \cdot \left(\frac{C_{0a}}{1\ 000} \right)^2 \times 10^{-4} \dots\dots\dots (11-3)$$

ここに、

- $F_{a\ min}$: 必要最小アキシャル荷重 N
- n : 回転速度 min^{-1}
- C_{0a} : 静アキシャル定格荷重 N
- F_r : ラジアル荷重 N

12. 軸受の潤滑

12-1 潤滑の目的と方法

軸受にとって潤滑はその性能を左右する重大な問題である。潤滑剤や潤滑方法の適・不適は軸受の寿命に大きい影響を与える。

潤滑の果す役割は次のとおりである。

- 軸受の各部を潤滑し、摩擦及び摩耗を減少させる。
- 摩擦やその他の原因で軸受内部に発生した熱をとり去る。
- 軸受の転がり接触面に常に適正な油膜を形成させて軸受の疲れ寿命を延長させる。
- 軸受のさび止め及び防じん

軸受の潤滑方法はグリース潤滑と油潤滑とに大別され、その一般的な比較を表 12-1 に示す。

表 12-1 グリース潤滑と油潤滑の比較

項 目	グリース	油
密封装置	簡 易	やや複雑 保守に注意が必要
潤滑性能	良 い	非 常 に 良 い
回転速度	低・中速	高速にも使用できる
潤滑剤の交換	やや複雑	簡 易
潤滑剤の寿命	比較的短い	長 い
冷却効果	な し	良 い (循環が必要)
ごみのろ過	困 難	容 易

12-1-1 グリース潤滑

グリース潤滑はグリースを一度充填すれば長期間補給しなくてもよく、その密封装置も比較的簡単な構造ですむので、広く用いられている。

グリース潤滑の方法には、シール・シールド付き軸受にあらかじめグリースを封入した密封方式や、ハウジング内部にグリースを適量充填し、一定期間毎に補給又は交換する充填給脂法がある。

また、給脂箇所の多い機械では各給脂箇所に配管して給脂する集中給脂法も用いられている。

1) グリースの充填量

ハウジング内へのグリース充填量はハウジングの構造や空間容積などによって異なるが、一般には空間容積の1/3~1/2程度でよい。

グリース充填量が多すぎると、かくはんにより発熱し、グリースの変質・劣化・軟化をもたらすため注意が必要である。

ただし、低速で使用する場合は、異物侵入防止のために空間容積の2/3~1程度充填する場合もある。

2) グリースの補給・交換

グリースの補給・交換は潤滑方式と密接に関連しているが、いずれの方式を採用するにせよ、清浄なグリースを使い、外部よりごみなどが侵入しないように注意することが必要である。

また、補給するグリースはできる限り同一銘柄のものが望ましい。

グリースを補給する場合、新しいグリースが確実に軸受内部に入るようにすることが大切である。

補給方法の一例を図 12-1 に示す。

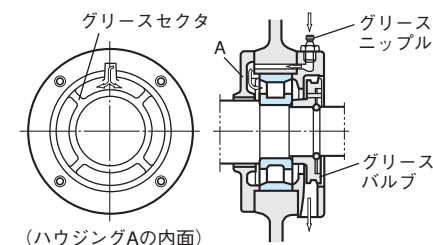


図12-1 グリース補給方法例(グリースセクタ)

この例では、ハウジング内部をグリースセクタにより仕切っているため、グリースは1つの仕切りだけに充滿され、軸受内部に流れ込む。

また、軸受内部から押し出されたグリースはグリースバルブの遠心力により軸受外部に排出

される。グリースバルブを用いない場合は、排出側のハウジング空間を広くし、古いグリースをここに溜めておき、定期的にかバーを外して取り出す。

3) グリースの補給間隔

正常な運転状況のもとでは、ほぼ図12-2程度をグリース寿命と考え補給・交換を行うのがよい。

4) 密封形玉軸受のグリース寿命

単列深溝玉軸受にグリースを封入し、シール又はシールドを用いて密封した軸受のグリース寿命は次式により推定できる。

$$\log L = 6.10 - 4.40 \times 10^{-6} d_m n - 3.125 \left(\frac{P_r}{C_r} - 0.04 \right) - (0.021 - 1.80 \times 10^{-8} d_m n) T \dots (12-1)$$

ここに、

L : グリース寿命 h

$d_m = \frac{D+d}{2}$ (D : 呼び外径、 d : 呼び内径) mm

n : 回転速度 min^{-1}

P_r : 動等価ラジアル荷重 N

C_r : 軸受の基本ラジアル定格荷重 N

T : 軸受の運転温度 $^{\circ}\text{C}$

式(12-1)の適用条件は次のとおりである。

a) 軸受の運転温度: $T^{\circ}\text{C}$

$T \leq 120$ の場合に適用する。

〔ただし、 $T < 50$ のときは
 $T = 50$ とする。〕

$T > 120$ のときはJTEKTにご相談ください。

c) 荷重条件: $\frac{P_r}{C_r}$

$\frac{P_r}{C_r} \leq 0.16$ の場合に適用する。

〔ただし、 $\frac{P_r}{C_r} < 0.04$ のときは
 $\frac{P_r}{C_r} = 0.04$ とする。〕

b) $d_m n$ 値

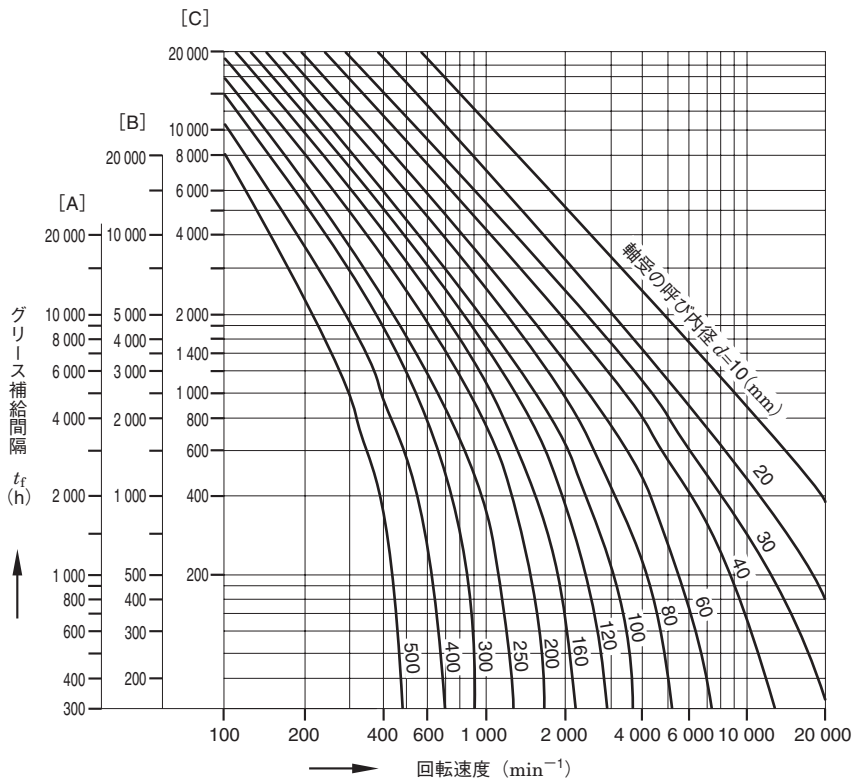
$d_m n \leq 500 \times 10^3$ の場合に適用する。

〔ただし、 $d_m n < 125 \times 10^3$ のときは
 $d_m n = 125 \times 10^3$ とする。〕

$d_m n > 500 \times 10^3$ のときはJTEKTにご相談

ください。

$\frac{P_r}{C_r} > 0.16$ のときはJTEKTにご相談ください。

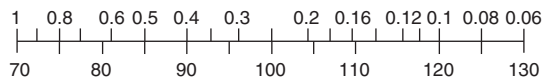


[注] 1) [A]: ラジアル玉軸受
[B]: 円筒ころ軸受、針状ころ軸受
[C]: 円すいころ軸受
自動調心ころ軸受
スラスト玉軸受

2) 温度補正
軸受温度が70℃を超えるとき、下記スケールより求めた補正係数 a を t_f に乗じて補正した時間 t_f' を用いる。

$$t_f' = t_f \times a$$

温度補正係数 a



軸受温度 $T^{\circ}\text{C}$

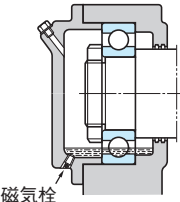
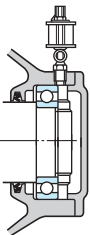
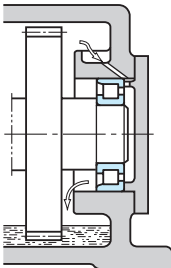
図 12-2 グリースの補給間隔

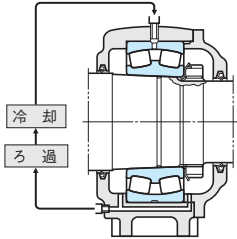
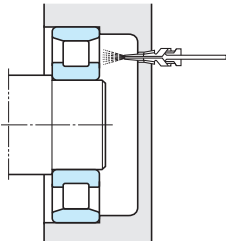
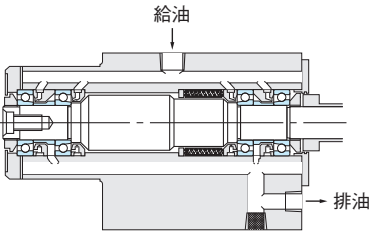
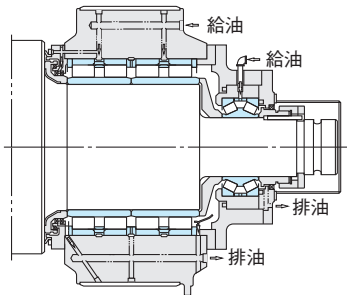
12-1-2 油潤滑

油潤滑は高速及びある程度の高温に耐え、軸受の振動や音響の低下にも効果があるので、グリース潤滑で解決できない多くの場面で用いられている。

表 12-2 に主な油潤滑の種類と方法を示す。

表 12-2 油潤滑の種類と方法

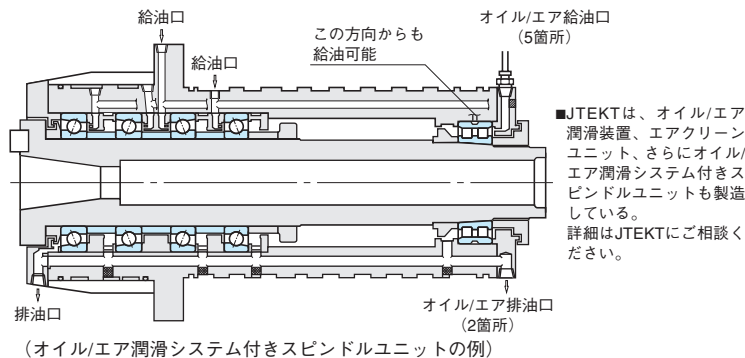
<p>① 油浴潤滑</p>	<ul style="list-style-type: none"> ● 軸受を油に浸して運転させる方法で最も簡単である。 ● 低・中速回転に適する。 ● 油量は油面計を取付けて調整する。 (横軸の場合) 最下位の転動体が半分つかる程度。 (縦軸の場合) 軸受の70~80%がつかる程度。 ● 摩耗鉄粉の油中への分散防止のため、磁気栓を用いるとよい。 	
<p>② 滴下給油</p>	<ul style="list-style-type: none"> ● 給油器を用いて油を滴下させ、回転部分の作用でハウジング内を油霧で充満させる方法で、冷却効果もある。 ● 比較的高速・中荷重まで使用可能である。 ● 滴下量は毎分 5~6 滴の例が多い。 (1mL/h 以下の調整は難しい) ● ハウジングの下部に油が溜りすぎないようにする。 	
<p>③ 飛沫給油</p>	<ul style="list-style-type: none"> ● 歯車や簡単な羽根車など軸に取付けて、油をはねかけ、飛沫にして給油する方法で、油槽から離れた軸受にも油の供給が可能である。 ● 比較的高速まで使用可能である。 ● 油面のレベルをある範囲内に保つ必要がある。 ● 摩耗鉄粉の油中への分散防止のため、磁気栓を用いるとよい。 また、軸受内部への異物侵入防止のためにはシールド板やバツフルを設けるとよい。 	

<p>④ 強制循環給油</p>	<ul style="list-style-type: none"> ● 循環式の給油系をもつ。給油された油は軸受内部を潤滑・冷却後、排油管を通りタンクにもどる。ろ過及び冷却された油は再びポンプにより強制的に給油される。 ● 高速回転や高温条件の場合に多く用いられる。 ● 潤滑油がハウジング内に溜りすぎないように、排油管の太さは給油管の2倍程度にするとよい。 ● 必要給油量…備考 1 参照。 	
<p>⑤ ジェット給油</p>	<ul style="list-style-type: none"> ● ノズルから一定圧(0.1~0.5MPa程度)の油を噴射させて給油する方法で冷却効果が大きい。 ● 高速・重荷重に適する。 ● 一般にノズル径は0.5~2mmとし、軸受の側面から5~10mmの位置に設け、発熱量が大きい場合は2~4個のノズルを用いるとよい。 ● ジェット給油は給油量が多いので、不必要な油の滞留を防ぐために排油ポンプを用いて強制排油するとよい。 ● 必要給油量…備考 1 参照。 	
<p>⑥ オイルミスト潤滑 (噴霧潤滑)</p>	<ul style="list-style-type: none"> ● オイルミスト発生装置で得られたドライミスト(霧状の油を含んだ空気)を給油管所に連続して送り、ハウジング又は軸受に設けたノズルによりウェットミスト(付着しやすい油の粒)にして、軸受に給油する方法である。 ● 必要ミスト量…備考 2 参照。 	<ul style="list-style-type: none"> ● 潤滑に必要な最小限の油膜を形成・保持させる方法で、油汚れの防止、軸受保守の簡素化、軸受疲れ寿命の延長、油の消費量の削減などの利点がある。 <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div data-bbox="1361 1158 1731 1445"> <p>(研削盤の例)</p>  </div> <div data-bbox="1765 1158 2112 1485"> <p>(圧延機の例)</p>  </div> </div>

⑦
オイル/エア
潤滑

- 微量の油を定量ピストンで吐出し、ミキシングバルブによって圧縮空気と混合させて、軸受に連続的に安定して供給する方法である。
- 微量の油の定量管理が可能で常に新しい潤滑油を供給できるので、工作機械主軸など高速回転の用途に適している。

- スピンドル内部には潤滑油とともに圧縮空気が供給されて内圧が高くなるので外部からのごみや切削液などの侵入防止にも効果がある。また、潤滑油は給油管を流れるので雰囲気汚染が非常に少ない。



備考 1 強制循環給油、ジェット給油の場合の必要給油量

$$G = \frac{1.88 \times 10^{-4} \mu \cdot d \cdot n \cdot P}{60 \cdot c \cdot r \cdot \Delta T}$$

ここに、	G : 必要給油量	L/min
	μ : 摩擦係数 (右表参照)	
	d : 呼び内径	mm
	n : 回転速度	min ⁻¹
	P : 軸受の動等価荷重	N
	c : 油の比熱、1.88~2.09kJ/kg·K	
	r : 油の密度	g/cm ³
	ΔT : 油の温度上昇	K

摩擦係数 μ の値

軸受形式	μ
深溝玉軸受	0.001 0~0.001 5
アンギュラ玉軸受	0.001 2~0.002 0
円筒ころ軸受	0.000 8~0.001 2
円すいころ軸受	0.001 7~0.002 5
自動調心ころ軸受	0.002 0~0.002 5

尚、上式で得られる値は発熱量を全て油で持ち去るために必要な給油量であり、放熱量を考慮していない。したがって、実際の給油量は上式で得られた計算値の1/2~2/3程度が一般的である。

しかし、放熱量は使用機械や使用条件により大きく異なるため、まず計算値の2/3の油量で運転し、軸受温度と給・排油温度を測定しながら、徐々に給油量を減らして最適油量を決めることが望ましい。

備考 2 オイルミスト潤滑における注意事項

1) 必要ミスト量 (ミスト圧 : 5 kPa)

$$Q = 0.11dR$$

$$Q = 0.028d_1$$

ここに、	Q : 必要ミスト量	L/min
	d : 呼び内径	mm
	R : 転動体の列数	
	d_1 : オイルシール内径	mm

ただし、高速回転 ($d_m n \geq 40$ 万) の場合には、給油量及びミスト圧を増やす必要がある。

2) 配管径及び油穴・油溝の設計

配管内のミスト流速が5m/sを超えると、ミストは急激に凝縮して油化する。

したがって、配管径やハウジング内の油穴・油溝の寸法を決める際には、ミスト流速が5m/sを超えないように設計する必要があり、次式にて求められる。

$$V = \frac{0.167Q}{A} \leq 5$$

ここに、	V : ミスト流速	m/s
	Q : ミスト量	L/min
	A : 配管又は油溝の断面積	cm ²

3) ミスト油

オイルミスト潤滑に使用する油は次の条件を満足するものを選ぶ必要がある。

- ミストになりやすいこと。
- 極圧性が高いこと。
- 熱及び酸化安定性が良いこと。
- さび止め性が良いこと。
- スラッジが発生しにくいこと。
- 抗乳化性が良いこと。

軸受の高速回転用として多くの利点をもつオイルミスト潤滑は、軸受の周辺構造や各種使用条件により、その効果が大きく影響されるため、採用に際しては実績豊富なJTEKTに相談ください。

12-2 潤滑剤

12-2-1 グリース

グリースとは、潤滑油を基油とし、これに増ちょう剤と呼ばれる親油性の強い固体を分散混和させて半固体状にした潤滑剤で、さらに、特定の性能を向上させるため、各種の添加剤を添加している。

(1) 基油

グリースの基油には、鉱油が多く用いられているが、低温流動性や高温安定性などの特殊性能が要求される場合には、ジエステル油、シリコン油、ポリグリコール油、ふっ素油などの合成油も用いられている。

一般に低粘度基油のグリースは低温や高速の用途に適し、高粘度基油のグリースは高温や重荷重の用途に適している。

(2) 増ちょう剤

グリースの増ちょう剤には、リチウム、ナトリウム、カルシウムなどの金属石けん基が主として用いられている。ただし、用途によっては非金属石けん基（シリカゲル、ベントンの無機質及び尿素化合物、ふっ素化合物などの有機質）の増ちょう剤も用いられている。

一般に、グリースの機械的安定性、使用温度範囲、耐水性などの特性は増ちょう剤によって定まる。

(リチウム石けん基グリース) …耐熱性・耐水性・機械的安定性が良い。

(カルシウム石けん基グリース) …耐水性は良いが、耐熱性に劣る。

(ナトリウム石けん基グリース) …耐熱性は良いが、耐水性に劣る。

(非金属石けん基グリース) …耐熱性が良い。

(3) 添加剤

グリースには使用目的に応じて、各種の添加剤が用いられている。

- 極圧添加剤…重荷重や衝撃荷重がかかる場合
 - 酸化防止剤…長期間グリースを補給しない場合
- その他、構造安定剤、さび止め剤、腐食防止剤などがある。

(4) ちょう度

ちょう度とはグリースの見かけの硬さを表わし、規定の金属製円すいが5秒間に自重で、グリース内に進入した深さ(mm)を10倍した数値で示す。従って、この数値が大きくなるほど軟らかいことがわかる。

表 12-4 にグリースのNLGIちょう度番号、ちょう度及び使用条件との関係を示す。

(NLGI: National Lubricating Grease Institute)

表 12-4 グリースのちょう度

NLGI ちょう度番号	ASTM(JIS) ちょう度 (25℃, 60回混和)	使用条件・用途
0	355~385	集中給脂用
1	310~340	集中給脂用、低温用
2	265~295	一般用
3	220~250	一般用、高温用
4	175~205	特殊用途

(5) 異種グリースの混合

異種のグリースを混合すると、グリースの性質が変化するので、原則としては銘柄の異なるグリースを混合してはならない。

やむを得ない場合は同じ増ちょう剤のグリースを選べばよいが、その場合でも添加剤などの違いにより悪影響を及ぼすことがあるので、あらかじめ試験するなど注意が必要である。

表 12-3 各種グリースの特性

	リチウムグリース			カルシウムグリース (カップグリース)	ナトリウムグリース (ファイバグリース)	複合基グリース		非金属石けん基グリース			
	リチウム石けん	合成油(ジエステル油)	合成油(シリコン油)	カルシウム石けん	ナトリウム石けん	リチウム複合石けん	カルシウム複合石けん	ベントン	尿素化合物	ふっ素化合物	
増ちょう剤	リチウム石けん			カルシウム石けん	ナトリウム石けん	リチウム複合石けん	カルシウム複合石けん	ベントン	尿素化合物	ふっ素化合物	増ちょう剤
基油	鉱油	合成油(ジエステル油)	合成油(シリコン油)	鉱油	鉱油	鉱油	鉱油	鉱油	鉱油・合成油	合成油	基油
滴点(℃)	170~190	170~230	220~260	80~100	160~180	250以上	200~280	—	240以上	250以上	滴点(℃)
温度範囲(℃)	-30~+120	-50~+130	-50~+180	-10~+70	0~+110	-30~+150	-10~+130	-10~+150	-30~+150	-40~+250	温度範囲(℃)
速度範囲	中—高速	高速	低—中速	低—中速	低—高速	低—高速	低—中速	中—高速	低—高速	低—中速	速度範囲
機械的安定性	優	良—優	良	可—良	良—優	良—優	良	良	良—優	良	機械的安定性
耐水性	良	良	良	良	不可	良—優	良	良	良—優	良	耐水性
耐圧性	良	可	不可—可	可	良—優	良	良	良—優	良—優	良	耐圧性
備考	各種転がり軸受用として最も用途が広い。	低温特性、摩擦特性に優れる。計器用や小形電動機用小径玉軸受に適する。	高温特性、低温特性に優れる。	低速・軽荷重の用途に適する。高温での使用は不可。	水分があると乳化しやすい。比較的高温で使用される。	機械的安定性と耐熱性に優れる。比較的高温で使用される。	極圧添加剤を加えたグリースは耐圧性に優れる。圧延機用軸受に使用される。	高温で、比較的荷重が大きい用途に適する。	耐水性、酸化安定性、熱安定性に優れる。高温、高速の用途に適する。	耐薬品性、耐溶剤性に優れる。250℃の高温でも使用できる。	備考

表 12-5 JTEKT軸受用標準グリースの代表例

グリース名	増ちょう剤	基油	外観	ちょう度 60W		NLGI ちょう度番号	使用温度範囲 ℃	用途例	
				不混和	混和				
アルバニア2	リチウム	鉱油	淡黄褐色	276	275	2	-10~100	自動車	ハンドルコラム
レアマックスAF-I	ウレア	鉱油	淡黄色粘ちよう状	-	300	1-2 ²⁾	0~150		ホイール (ハブユニット)
FS841	ふっ素樹脂	フロロシリコン油	白色	-	290	2	-40~220		ファンカップリング
サンライト2	リチウム	鉱油	黄褐色	-	280	2	-10~100		ユニバーサルジョイント (シェルタイプ)、ハンドルジョイント
ユニレックスN3	リチウムコンプレックス	鉱油	緑色	-	235	3	-10~130		クラッチリリース
W191	ウレア	PAO ¹⁾ 、鉱油	淡黄色	247	275	2	-30~130	水ポンプ軸受	
ダリナ2	マイクロゲル	鉱油	こはく色	-	280	2	0~150	鉄鋼	コンベア
エマループL	ウレア	鉱油	淡褐色粘ちよう状	-	350	0-1 ²⁾	-10~200		連続鋳造機
バルマックスRBG	特殊複合リチウム	鉱油	黄色粘ちよう状	-	300	1-2 ²⁾	-10~150		圧延機ロールネック
4Bグリース	カーボンブラック	エーテル油	黒色	-	260	2-3 ²⁾	-30~250	ミニアチュア、 小径玉軸受	複写機 (高温・導電性)、プリンタ (高温・導電性)
KZグリース	ふっ素樹脂	ふっ素油		-	280	2	0~250		複写機 (高温)、プリンタ (高温)
マルテンブPSNo.2	リチウム	鉱油、エステル油	桃白色粘ちよう状	-	275	2	-40~100		モータ (低温用)
KVCグリース	ウレア	PAO ¹⁾ 、エステル	乳桃色	-	244	3	-30~150		モータ (高温用)、ロータリエンコーダ、ファンモータ (高温用)
SRグリース	リチウム	エステル油	淡褐色粘ちよう状	-	250	3	-40~130	ミニアチュア、 小径玉軸受、 自動車	モータ、ステッピングモータ、ファンモータ センター軸受 (プロペラシャフト用)、ハンドルコラム
KDLグリース	ふっ素樹脂 (PTFE)	ふっ素油	白色	-	260	2-3 ²⁾	-30~200	半導体製造装置	高温用、クリーン用、真空用
KHD	リチウム	PAO ¹⁾	白色	-	199	4	-30~120		常温用、大気用
ネリタ2858	リチウム	鉱油 (XHVI)	黄褐色	-	279	2	-30~100	鉄道車両	車軸 (ABU)
アラペンRB320	リチウム、カルシウム	鉱油	黄褐色	-	315	1	-30~90		車軸 (一般)
イソフレックスNBU15	バリウム複合	エステル油	ベージュ	270	280	2	-40~100	工作機械主軸	ユニバーサルジョイント、キングピンスラスト
シェル カシーダグリースRLS2	アルミニウムコンプレックス	PAO ¹⁾	透明	-	280	2	-20~100	食品機械用	
アルバニアEP2	リチウム	鉱油	褐色	282	276	2	-10~80	旋回座、自動車	
アルバニア3	リチウム	鉱油	褐色	240	225	3	-10~100	農機具	

〔注〕 1) PAO : ポリ α オレフィン油

2) 各ちょう度番号が示すちょう度範囲の間に属する。

12-2-2 潤滑油

軸受の潤滑油には、酸化安定性及びさび止め性に優れ、油膜強度が高い高度精製鉱油が主に用いられているが、軸受の多様化にともない、各種の合成油も多く用いられている。また、これらには特定の性能を向上させるために各種の

添加剤（酸化防止剤、さび止め剤、消泡剤など）が使用されている。表12-6に各種潤滑油の特性を示す。

鉱油系潤滑油は JIS や MIL 規格で用途別に分類されている。

表 12-6 各種潤滑油の特性

潤滑油の種類	高度精製鉱油	主な合成油				
		ジエステル油	シリコーン油	ポリグリコール油	ポリフェニールエーテル油	ふっ素油
使用温度範囲(℃)	-40~+220	-55~+150	-70~+350	-30~+150	0~+330	-20~+300
潤滑性	優	優	可	良	良	優
酸化安定性	良	良	可	可	優	優
耐放射能	不可	不可	不可—可	不可	優	—

〔潤滑油の選定〕

潤滑油の選定に際しては、軸受の運転温度において適正な粘度の油を選ぶことが最も重要である。

まず軸受形式別の適正動粘度を表12-7より選び、次に使用条件による適正動粘度を表12-8より選ぶ。この値を目安とすればよい。

潤滑油の粘度は低すぎると油膜形成が不十分となり、高すぎると粘性抵抗により発熱する。

一般には、荷重が大きくなるほど、また、運転温度が高くなるほど高粘度の潤滑油が用いられ、回転速度が高くなるほど低粘度の潤滑油が用いられる。

潤滑油の粘度と温度との関係を図12-3に示す。

表 12-7 軸受形式による適正動粘度

軸受形式	運転温度における適正動粘度
玉軸受 円筒ころ軸受	13 mm ² /s以上
円すいころ軸受 自動調心ころ軸受	20 mm ² /s以上
スラスト自動調心ころ軸受	32 mm ² /s以上

表 12-8 使用条件による適正動粘度

運転温度	d _m n値	適正動粘度 (ISO粘度グレード又はSAE No.で示す)	
		軽荷重・普通荷重	重荷重・衝撃荷重
-30~0℃	全範囲	ISO VG 15,22,46 (冷凍機油)	—
0~60℃	300 000以下	ISO VG 46 (軸受油 タービン油)	ISO VG 68 SAE 30 (軸受油 タービン油)
	300 000~600 000	ISO VG 32 (軸受油 タービン油)	ISO VG 68 (軸受油 タービン油)
	600 000以上	ISO VG 7,10,22 (軸受油)	—
60~100℃	300 000以下	ISO VG 68 (軸受油)	ISO VG 68、100 SAE 30 (軸受油)
	300 000~600 000	ISO VG 32,46 (軸受油 タービン油)	ISO VG 68 (軸受油 タービン油)
	600 000以上	ISO VG 22,32,46 (軸受油 タービン油 マシン油)	—
100~150℃	300 000以下	ISO VG 68,100 SAE 30,40 (軸受油)	ISO VG 100~460 (軸受油 ギヤ油)
	300 000~600 000	ISO VG 68 SAE 30 (軸受油 タービン油)	ISO VG 68,100 SAE 30,40 (軸受油)

- 〔備考〕 1. $d_{mn} = \frac{D+d}{2} \times n$ (D: 呼び外径(mm)、d: 呼び内径(mm)、n: 回転速度(min⁻¹))
 2. 冷凍機油(JIS K 2211)、タービン油(JIS K 2213)、ギヤ油(JIS K 2219)、マシン油 (JIS K 2238)、軸受油(JIS K 2239)をご参照ください。
 3. 運転温度が-30℃以下又は150℃以上の場合にはJTEKTに相談ください。

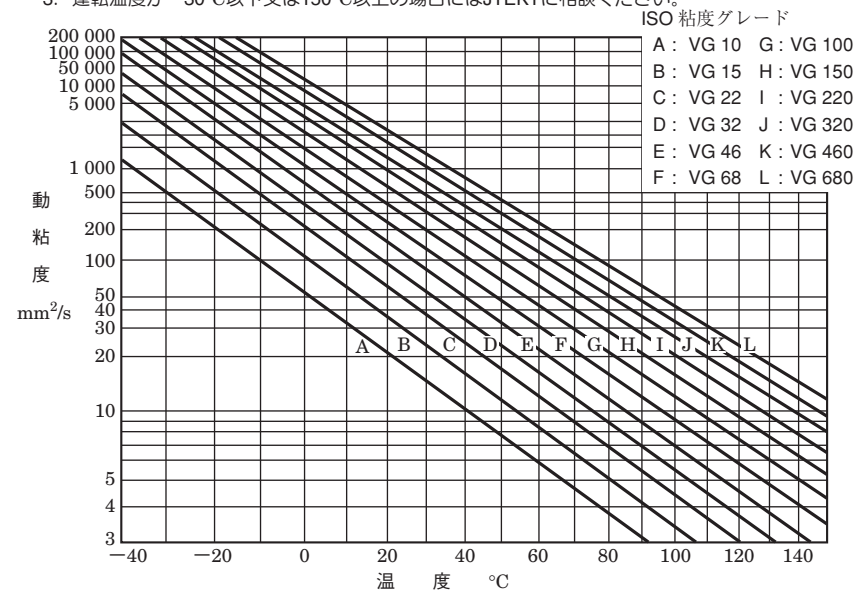


図 12-3 潤滑油の粘度と温度との関係(粘度指数 100の場合)

13. 軸受の材料

転がり軸受の材料としては、軌道輪や転動体に使われる鋼と、保持器に使われる鋼板、鋼、銅合金、又は合成樹脂などがある。

これらの軸受材料には、主として次のような特性が要求される。

- 1) 局所的な高い接触応力を受けるので、弾性限の高いもの。
- 2) 大きい接触荷重が繰返し負荷されるので、転がり疲れ強度の高いもの。
- 3) 高い硬さが得られるもの。
- 4) 耐摩耗性が大きいもの。
- 5) 衝撃荷重に対する靱性の高いもの。
- 6) 寸法安定性が良いもの。

軌道輪
転動体

軌道輪
転動体
保持器

13-1 軌道輪と転動体の材料

1) 高炭素クロム軸受鋼

軌道輪（内輪・外輪）と転動体（玉・ころ）の材料としては、一般にJISで規定されている高炭素クロム軸受鋼が使われる。

その化学成分を表13-1に示す。

このうち、多く使用されるのはSUJ 2であり、Mn量を多くしたSUJ 3は焼入性がよいので、肉厚の厚い軸受に使われる。

SUJ 5はSUJ 3にMoを添加してさらに焼入性を良くしたものである。

小形・中形軸受には、SUJ 2又はSUJ 3を使用し、肉厚が厚い大形・超大形軸受には、主にSUJ 5を使用している。

一般に、これらの材料は所定の形状に加工後、焼入れ・焼もどし処理を施し、57～64HRCの硬さにして使用する。

2) 浸炭軸受用鋼（はだ焼鋼）

軸受に衝撃荷重がかかる場合には、表面部は硬く、内部は柔らかい方がよい。そして表面部は適切な炭素量とち密な組織及び浸炭深さで、内部は適切な硬さで細かい組織が得られるような材料が必要である。

この目的のための軸受材料としては、クロム鋼・ニッケルクロムモリブデン鋼などが使われる。

代表的な鋼種を表13-2に示す。

3) 標準JTEKT仕様軸受鋼

一般に、材料中に含まれる非金属介在物が、軸受の転がり疲れ寿命に有害であることが知られている。

JTEKTでは、疲れ寿命に有害な非金属介在物の量を低減させるため、軸受鋼の化学成分を独自に設定している。

これにより、JTEKTの標準軸受は、JIS B 1518（及びISO 281）の対象である一般の軸受に比べて、およそ2倍の長寿命になっている。

これを反映し、JTEKT標準軸受の基本動定格荷重は、JIS B 1518（及びISO 281）で定められた動定格荷重の1.25倍の値としている。

なお、本総合カタログの特定用途軸受には、この標準JTEKT仕様軸受鋼は適用しませんので、

これらの軸受の長寿命化のご要求がある場合は、JTEKTにご相談下さい。

4) その他

特殊な用途には、各使用条件に応じて、次に示す特殊熱処理を使用することもできる。

【非常に高い信頼性】

- ・SH軸受* ……JTEKTの開発した熱処理技術で、高炭素クロム軸受鋼に特殊熱処理を施し、表面硬度の向上及び圧縮残留応力の付与により、特に耐異物特性で高い信頼性を実現。
- ・KE軸受** ……JTEKTの開発した熱処理技術で、浸炭軸受用鋼に特殊熱処理を施し、表面硬度の向上及び残留オーステナイト量の適正化により、特に耐異物特性で高い信頼性を実現。

* Special Heat treatmentの略称

** Koyo EXTRA-LIFE Bearingsの略称

表 13-2 浸炭軸受用鋼の化学成分

規格	記号	化学成分 (%)							
		C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo
JIS G 4053	SCr 415	0.13～0.18	0.15～0.35	0.60～0.85	0.030 以下	0.030 以下	—	0.90～1.20	—
	SCr 420	0.18～0.23	0.15～0.35	0.60～0.85	0.030 以下	0.030 以下	—	0.90～1.20	—
	SCM 420	0.18～0.23	0.15～0.35	0.60～0.85	0.030 以下	0.030 以下	—	0.90～1.20	0.15～0.30
	SNCM 220	0.17～0.23	0.15～0.35	0.60～0.90	0.030 以下	0.030 以下	0.40～0.70	0.40～0.65	0.15～0.30
	SNCM 420	0.17～0.23	0.15～0.35	0.40～0.70	0.030 以下	0.030 以下	1.60～2.00	0.40～0.65	0.15～0.30
	SNCM 815	0.12～0.18	0.15～0.35	0.30～0.60	0.030 以下	0.030 以下	4.00～4.50	0.70～1.00	0.15～0.30
SAE J 404	5120	0.17～0.22	0.15～0.35	0.70～0.90	0.035 以下	0.040 以下	—	0.70～0.90	—
	8620	0.18～0.23	0.15～0.35	0.70～0.90	0.035 以下	0.040 以下	0.40～0.70	0.40～0.60	0.15～0.25
	4320	0.17～0.22	0.15～0.30	0.45～0.65	0.025 以下	0.025 以下	1.65～2.00	0.40～0.60	0.20～0.30

表 13-1 高炭素クロム軸受鋼の化学成分

規格	記号	化学成分 (%)						
		C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
JIS G 4805	SUJ 2	0.95～1.10	0.15～0.35	0.50 以下	0.025 以下	0.025 以下	1.30～1.60	0.08 以下
	SUJ 3	0.95～1.10	0.40～0.70	0.90～1.15	0.025 以下	0.025 以下	0.90～1.20	0.08 以下
	SUJ 5	0.95～1.10	0.40～0.70	0.90～1.15	0.025 以下	0.025 以下	0.90～1.20	0.10～0.25
SAE J 404	52100	0.98～1.10	0.15～0.35	0.25～0.45	0.025 以下	0.025 以下	1.30～1.60	0.06 以下

【備考】高周波焼入れ用の材料には、上表の材料以外にもC 0.55～0.65%の含有量をもつ炭素鋼を使用する。

13-2 保持器の材料

転がり軸受の性能・信頼性に及ぼす保持器の影響は大きく、その材料選択も重要である。

保持器の形状・潤滑性能・強度・耐摩耗性などによって、使用する材料を選定することが必要である。

代表的な金属保持器材料を表 13-3、13-4 に示す。

また、フェノール樹脂をもみ抜き加工した保持器や、その他各種の合成樹脂を成形加工した保持器も多く用いている。

成形保持器用の主な合成樹脂材料としては、ポリアセタール、ポリアミド（ナイロン6.6、ナイロン4.6）、ふっ素樹脂などがあり、ガラス繊維や炭素繊維で強化して用いている。

表 13-3 打抜き保持器用鋼板(A)及びもみ抜き保持器用炭素鋼(B)の化学成分

規格	記号	化学成分 (%)							
		C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	
(A) JIS G 3141	SPCC	0.12以下	—	0.50以下	0.040 以下	0.045 以下	—	—	
JIS G 3131	SPHC	0.15以下	—	0.60以下	0.050 以下	0.050 以下	—	—	
BAS 361	SPB 2	0.13~0.20	0.04以下	0.25~0.60	0.030 以下	0.030 以下	—	—	
JIS G 4305	SUS 304	0.08以下	1.00以下	2.00以下	0.045 以下	0.030 以下	8.00~10.50	18.00~20.00	
(B) JIS G 4051	S 25 C	0.22~0.28	0.15~0.35	0.30~0.60	0.030 以下	0.035 以下	—	—	

表 13-4 もみ抜き保持器用高力黄銅鑄物の化学成分 (%)

規格	記号	Cu	Zn	Mn	Fe	Al	Sn	Ni	不純物	
									Pb	Si
JIS H 5120	CAC301 (HBsC*)	55~60	33~42	0.1~1.5	0.5~1.5	0.5~1.5	1.0 以下	1.0 以下	0.4 以下	0.1 以下

*: HBsCを用いた材料も使用しています。

14. 軸及びハウジングの設計

軸やハウジングの設計にあたって、注意すべき事項を次に示す。

1) 軸は太く短くする。
(軸の変形やわん曲を小さくするため)

2) ハウジングは十分な剛性を持つ構造にする。
(荷重による変形を小さくするため)

〔注〕 軽合金製ハウジングでは鋼製のブッシュをはめて剛性を持たせるのが望ましい。

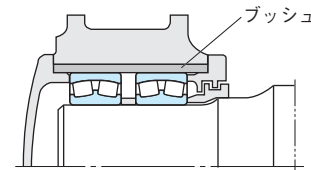


図 14-1 軽合金製ハウジングの例

3) 軸・ハウジングのはめあい面は、必要な公差や粗さに仕上げる。

また、肩の端面は軸心やハウジング内径面に対して直角に仕上げる。(表 14-1 参照)

4) 隅の丸みの半径(r_a)は軸受の面取寸法より小さくする。(表 14-2、14-3 参照)

〔注〕 一般には単純な円弧状(図 14-2)に仕上げる。

軸を研削仕上げにする場合は、逃げ(図 14-3)を設けてもよい。

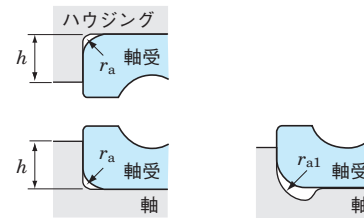


図 14-2 隅の丸みの半径 図 14-3 隅の逃げ

5) 肩の高さ(h)は、軸受の取外しを容易にするため、内輪外径より小さく、また外輪内径より大きくする。(図 14-2、表 14-2 参照)

6) 隅の丸みの半径を軸受の面取寸法より大きくしたり、肩の高さを低くする必要がある場合には、内輪と軸の肩の間(図 14-4)又は外輪とハウジングの肩の間に間座を入れる。

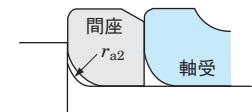


図 14-4 間座を入れた例

7) 軸の取付け用ねじや締付けナットは、軸に対してできるだけ直角になるように仕上げ、ねじは軸の回転方向と逆にすることが望ましい。

8) 割り形のハウジングでは、その合わせ面を丁寧に仕上げ、合わせ面の内径側に逃げをとる。

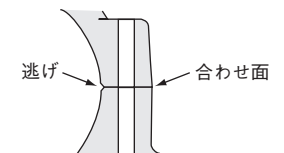


図 14-5 合わせ面の逃げ

14-1 軸・ハウジングの公差と粗さ

軸及びハウジングのはめあい面の加工は、一般の使用条件では旋削仕上げや精密中ぐり加工でよいが、回転の振れや音響に関して厳しい要求がある場合、また苛酷な荷重条件で使用する場合には、研削仕上げをする必要がある。

通常の使用条件における軸・ハウジングの推奨公差及び粗さを表 14-1 に示す。

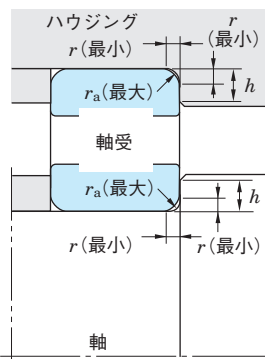
表 14-1 軸・ハウジングの推奨公差と粗さ

項目	軸受の等級 などの区分	軸	ハウジング穴
真円度公差	0級、6級	IT 3～IT 4	IT 4～IT 5
	5級、4級	IT 2～IT 3	IT 2～IT 3
円筒度公差	0級、6級	IT 3～IT 4	IT 4～IT 5
	5級、4級	IT 2～IT 3	IT 2～IT 3
肩の振れ公差	0級、6級	IT 3	IT 3～IT 4
	5級、4級	IT 3	IT 3
はめあい面の粗さ Ra	小形軸受	0.8 a	1.6 a
	大形軸受	1.6 a	3.2 a

〔備考〕基本公差 IT の数値は巻末の付表を参照ください。

表 14-2 軸・ハウジングの隅の丸みの半径とラジアル軸受の場合の肩の高さ

単位：mm



〔注〕

- 1) 大きいアキシャル荷重がかかる場合には、この値より大きい肩の高さが必要である。
- 2) アキシャル荷重が小さい場合に用いる。これらの値は、円すいころ軸受、アンギュラ玉軸受及び自動調心ころ軸受には適当でない。

〔備考〕

隅の丸みの半径はスラスト軸受にも適用される。

14-2 軸受の取付け関係寸法

取付け関係寸法とは、軸受を軸又はハウジングに取付けるのに必要な（軸・ハウジングの隅の丸みの寸法や肩の寸法などをいう。

これらの取付け関係寸法の基準値を表 14-2 に示す。（各軸受別の取付け関係寸法は、軸受寸法表に記載している。）

また、軸を研削仕上げする場合の逃げの寸法を表 14-3 に示す。

内輪又は外輪の面取寸法 r (最小)	軸 又は ハウジング		
	隅の丸みの半径 r_a (最大)	肩の高さ h (最小)	
		一般の ¹⁾ 場合	特別な ²⁾ 場合
0.05	0.05	0.3	0.3
0.08	0.08	0.3	0.3
0.1	0.1	0.4	0.4
0.15	0.15	0.6	0.6
0.2	0.2	0.8	0.8
0.3	0.3	1.25	1
0.5	0.5	1.75	1.5
0.6	0.6	2.25	2
0.8	0.8	2.75	2.5
1	1	2.75	2.5
1.1	1	3.5	3.25
1.5	1.5	4.25	4
2	2	5	4.5
2.1	2	6	5.5
2.5	2	6	5.5
3	2.5	7	6.5
4	3	9	8
5	4	11	10
6	5	14	12
7.5	6	18	16
9.5	8	22	20
12	10	27	24
15	12	32	29
19	15	42	38

スラスト軸受の場合は、軌道輪の支持面の広さや直角度に注意する必要がある。

スラスト玉軸受では、軸の肩の直径 d_a は玉のピッチ円径よりも大きく、ハウジング穴の肩径 D_a は玉のピッチ円径よりも小さくする。

（図 14-6）

スラストころ軸受では、ころの接触長さを全面支持する寸法に上げることが望ましい。

（図 14-7）

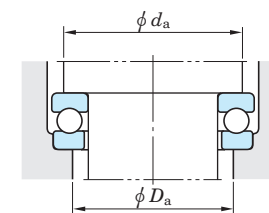
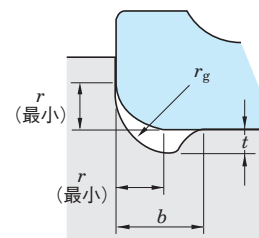


図 14-6 スラスト玉軸受の場合

表 14-3 軸を研削仕上げする場合の逃げの寸法



単位：mm

内輪の面取寸法 r (最小)	逃げの寸法		
	t	r_g	b
1	0.2	1.3	2
1.1	0.3	1.5	2.4
1.5	0.4	2	3.2
2	0.5	2.5	4
2.1	0.5	2.5	4
3	0.5	3	4.7
4	0.5	4	5.9
5	0.6	5	7.4
6	0.6	6	8.6
7.5	0.6	7	10

図 14-7 スラスト自動調心ころ軸受の場合

14-3 軸の設計例（軸受の固定）

軸受を軸に取付けるときには、軸方向の固定方法を考慮する必要がある。円筒穴軸受の場合の軸の設計例を表14-4に、テーパ穴軸受の場合を表14-5に示す。

表 14-4 円筒穴軸受の固定

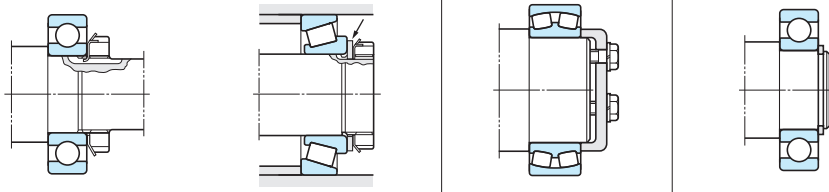
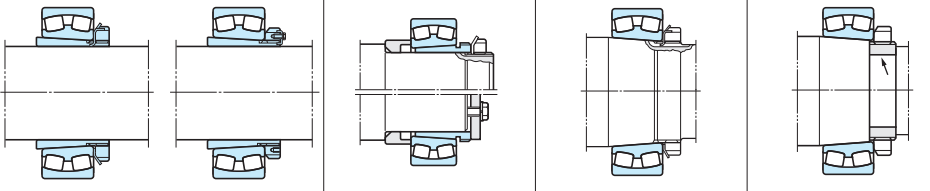
(a) 軸用ナット	(b) エンドプレート	(c) 止め輪
		
<p>ナットのゆるみ止めには座金を用いるが、円すいころ軸受やアンギュラ玉軸受をゆるい はめあい で取付ける場合は、右図のような厚さ数mmの座金を入れて締付けたとよい。</p>	<p>軸端にボルト穴を設けておく。</p>	<p>装置内の空間に制限がある場合や、軸の機械加工を簡素化する場合に用いられる。</p>

表 14-5 テーパ穴軸受の固定

(d) アダプタ	(e) 取外しスリーブ	(f) 軸用ナット	(g) 2つ割りリング
			
<p>アダプタスリーブを軸に取付けて、ナットを締付けるだけでよく、軸方向の位置決めが最も簡単。ナットのゆるみ止めには、座金(軸径180mm以下)や止め金(軸径200mm以上)を用いる。</p>	<p>ナット(上図)又はエンドプレート(下図)を用いて、取外しスリーブを押し込んで軸受を固定する。軸受の取外しが容易である。</p>	<p>(a) 図と同様に軸に直接ねじ加工したものでナットで締付けて固定する。</p>	<p>テーパ軸に溝を設け、その中に外径ねじ付きの2つ割りリングをはめ込み、ナットで締付けて固定する。ナットのゆるみ止めや、2つ割りリングの滑り止めには、キーを用いることが多い。</p>

14-4 密封装置

軸受の密封装置は、外部からの異物(ごみ、水分、金属粉など)の侵入防止と同時に軸受部分に保有する潤滑剤の漏れを防止するものである。密封装置が不完全であると、異物の侵入や潤滑剤の漏れにより、傷や焼付きなどの軸受損傷を引き起こす。

従って、密封装置の設計又は選定にあたっては、軸受の用途・使用条件に応じて、潤滑方法とともに慎重に検討する必要がある。

密封装置は、その構造により、非接触形と接触形とに大別され、次に示す条件を満足する必要がある。

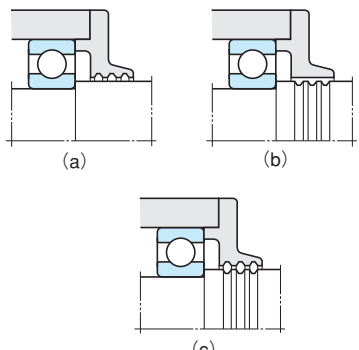
- 異常な摩擦(発熱)を引き起こさないこと。
- 組立や分解などの保守が容易であること。
- 経済的なものであること。

14-4-1 非接触形密封装置

軸と接触することがなく、摩擦部分をもたない非接触形密封装置としては、油溝・フリంగా(スリング)・ラビリスがある。

これらは小さなすきま又は遠心力を利用したもので、特に高速・高温の用途に適している。

表 14-6(1) 非接触形密封装置

(1) 油溝


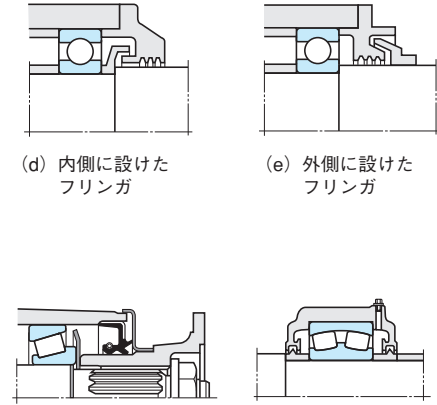
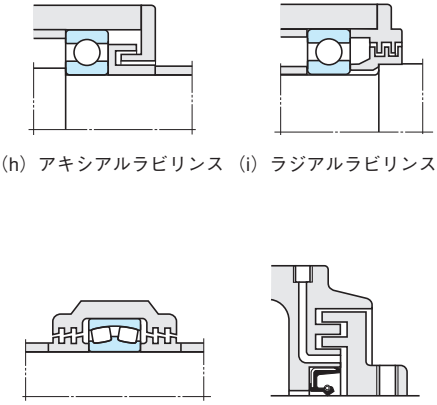
■ 軸とハウジングカバーとの間の小さなすきまの部分に3本以上の溝を設けたこの密封装置は、グリース潤滑で低速運転の用途を除いては、通常、他の密封装置と併用することが多い。

■ 油溝の中にちょう度150~200程度のカルシウムグリース(カップグリース)を詰めておくと防じん効果が期待できる。

■ 軸とハウジングのすきまは、できるだけ小さい方がよいが、通常、次に示す程度の値を採る。
 軸径50mm以下……0.25~0.4mm
 50mmを超え……0.5~1mm

■ 油溝の推奨寸法を次に示す。
 油溝の幅……2~5mm
 深さ……4~5mm

表 14-6(2) 非接触形密封装置

(2) フリンガ (スリンガ)	(3) ラビリン ス									
 <p>(d) 内側に設けたフリンガ (e) 外側に設けたフリンガ (f) カバータイプフリンガ (g) 油切り</p>	 <p>(h) アクシアルラビリン ス (i) ラジアルラビリン ス (j) 調心形ラビリン ス (k) グリース充填式アクシアルラビリン ス</p>									
<ul style="list-style-type: none"> ■ フリンガは遠心力によって油やごみをはね飛ばし、かつ、空気の流れを起こし、ポンプ作用によって油の漏れやごみの侵入を防ぐもので、多くは他の密封装置と併用される。 ■ フリンガをハウジングの内側に設けると(d図)ポンプ作用は外側から内側に働くので、潤滑剤の漏れの防止に役立ち、外側に設けると(e図)逆向きに働くので、外側からの異物の侵入防止に役立つ。 ■ カバータイプフリンガ(f図)は遠心力によってごみやほこりを振り切るので、外部からの異物の侵入防止に役立つ。 ■ 油切り(g図)もフリンガの一種であり、軸とハウジングとのすきまに突起を設けたもので、遠心力を利用して潤滑剤の漏れを防止する。 	<ul style="list-style-type: none"> ■ ラビリン スは軸とハウジングとの間に凸凹状のすきま(迷路)をもたせた密封装置で、特に高速軸の油漏れ防止に適している。 ■ アクシアルラビリン ス (h図) は組立てが容易なため、多く使用されているが、密封性能はラジアルラビリン ス(i図)の方が良い。 ■ 調心形ラビリン ス (j図) は、調心形軸受の場合に用いる。 ■ (i)や(j)はハウジング又はハウジングカバーを2つ割りにする必要がある。 ■ ラビリン スの推奨すきま値を次に示す。 <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; text-align: center;"> <thead> <tr> <th>軸 径</th> <th>ラジアル方向すきま</th> <th>アクシアル方向すきま</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>50mm 以下</td> <td>0.25~0.4mm</td> <td>1~2mm</td> </tr> <tr> <td>50mm を超え</td> <td>0.5 ~1 mm</td> <td>3~5mm</td> </tr> </tbody> </table> <ul style="list-style-type: none"> ■ ラビリン スのすきまにグリースを充填 (k図) すれば、密封効果をさらに高めることができる。 	軸 径	ラジアル方向すきま	アクシアル方向すきま	50mm 以下	0.25~0.4mm	1~2mm	50mm を超え	0.5 ~1 mm	3~5mm
軸 径	ラジアル方向すきま	アクシアル方向すきま								
50mm 以下	0.25~0.4mm	1~2mm								
50mm を超え	0.5 ~1 mm	3~5mm								

14-4-2 接触形密封装置

この形式は、合成ゴム・合成樹脂・フェルトなどの先端を軸などの回転部と摩擦接触させて密封作用を行うもので、合成ゴムを用いたオイルシールが最も多く用いられている。

1) オイルシール

オイルシールは完成部品として、数多くの形式・寸法が標準化されており、JTEKTでは各種のオイルシールを製造している。

オイルシールの各部の名称と機能を図14-8及び表14-7に示す。

また、代表的な形式例を表14-8に示す。

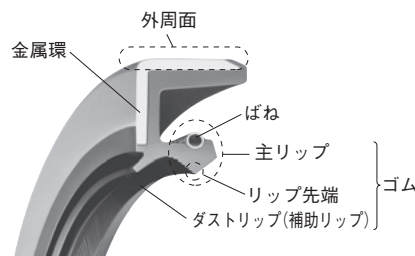


図 14-8 オイルシール各部の名称(参考)

表 14-7 オイルシール各部の機能

名 称	機 能
リップ先端	回転軸と接触しながら流体の漏れを防止する。 〔リップ先端と軸との間には、潤滑剤を塗布して、常に油膜がある状態にしておく。〕
主リップとばね	リップ先端に適正な緊迫力を保持させる。(安定した接触状態の保持) ばねは主リップの緊迫力を高め、また、その緊迫力を長期間保持させる。
外 周 面	オイルシールをハウジングに固定すると同時に、はめあい面からの流体の漏れを防止する。 〔外周金属品と外周ゴム品がある。〕
金 属 環	シールに強度を持たせる。
ダストリップ(補助リップ)	外部からの異物の侵入を防止する。 〔主リップとダストリップとの間には、通常、グリースを充てんして使用する。〕

表 14-8 主なオイルシール形式

金 属 環 付 き		補助金属環付き		金 属 環 な し	
ばね無し		ばね入り		ばね入り	
 HM [JIS GM形] MH [JIS G形]	 HMS [JIS SM形] MHS [JIS S形] CRS	 HMSH [JIS SA形]	 MS		
 HMA MHA	 HMSA [JIS DM形] MHSA [JIS D形] CRSA	 HMSAH [JIS DA形]	-		

- 下段のオイルシールはダストリップ(補助リップ) 付きである。
- その他、泥水シール・耐圧シール・ハウジング回転用外周シールなど、各種の用途に応じた特殊形式のオイルシールもある。

- オイルシールの一箇所を切断することにより、軸端以外からの取付けも可能。

補助リップのないオイルシールは、図14-9に示すように、使用目的に応じてリップの向きを変えて取付ける。

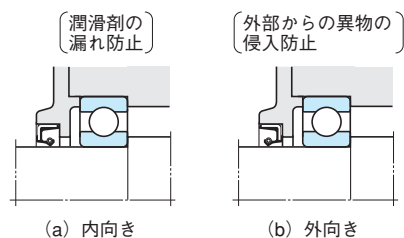


図 14-9 シールリップの方向と使用目的

外部にごみが多い場合や、水の侵入が予想される場合には、図 14-10 のように 2 個のオイルシールを組み合わせたり、ダブルリップのオイルシールを用いて、両リップの間にグリースを詰めておくとよい。

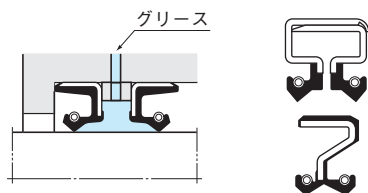


図 14-10 汚れた外部環境への組込み例

オイルシールは潤滑剤を密封するだけでなく、シール材料を検討することにより、アルコール類・酸・アルカリなどの化学薬品の密封にも使用することができる。

また、表14-9に示すように、材料によって許容周速や使用温度範囲も異なるので、用途に応じて選定することができる。

表 14-9 オイルシールの許容周速と温度範囲

シール材料	許容周速(m/s)	使用温度範囲(°C)
ニトリルゴム	15	-40 ~ +120
アクリルゴム	25	-30 ~ +150
シリコンゴム	32	-50 ~ +170
ふっ素ゴム	32	-20 ~ +180

オイルシールの密封性能を十分発揮させるためには、オイルシールと接触する軸の材料・表面硬さ・表面粗さなどにも注意する必要がある。

表 14-10 に軸の推奨条件を示す。

表 14-10 軸の推奨条件

材 料	機械構造用鋼、低合金鋼、ステンレス鋼
表面硬さ	低速用途：30HRC以上 高速用途：50HRC以上
表面粗さ (Ra)	0.2 ~ 0.6a 粗すぎると漏れや摩耗が生じやすい。細かすぎても油膜ができにくく、リップの焼付きの恐れが生じる。ら線状の研削痕があってはならない。

2) フェルトシール、その他

フェルトシールは古くから用いられてきたが、用途が次に示すように限られているので、合成ゴムを用いたオイルシールに変えていくことが望ましい。

- グリース潤滑の場合の軽い防じん
- 周速が 5m/s 以下

その他、接触形密封装置にはメカニカルシール、Oリング、パッキンなどがある。

JTEKTでは、表14-8に示したオイルシールのほか、自動車用特殊シール・圧延機用大形シール・泥水シール・耐圧シール・ハウジング回転用外周シール・Oリングなど豊富なシール製品を製造しています。

詳細については、別途発行している専用カタログ「オイルシール&Oリング」CAT. NO. R2001をご参照ください。

15. 軸受の取扱い

15-1 取扱い上の一般的注意

転がり軸受は、一般の機械部品にくらべ精度の高いものであるから、その取扱いに際してもそれに相当する十分な慎重さが望ましい。

- 1) 軸受及びその周辺をきれいにする。
- 2) ていねいに取扱う。

粗暴な取扱いによって強い衝撃を与えると、きず・圧こん・欠けなどの軸受損傷を引き起こす。

- 3) 適切な取扱い器具を使用する。

- 4) 軸受のさび止めに注意する。

湿気が多い場所での取扱いを避ける。また、手の汗がつかないように手袋を使用する。

- 5) 軸受をよく知っている人が取扱う。
- 6) 軸受取扱いの作業標準を定めておく。

- ・ 軸受の保管
- ・ 軸受及び取付けまわりの洗浄
- ・ 取付けまわりの寸法や仕上げ状況の点検
- ・ 取付け作業 ・ 取付け後の点検
- ・ 取外し作業 ・ 保守、点検（定期点検）
- ・ 潤滑剤の補給

15-2 軸受の保管

適切なさび止め油を塗布した軸受は、さび止め紙で包装して出荷されているので、この包装に損傷がない限り、軸受の品質は保証されている。

しかし、長期間保管する場合は、湿度65%以下、温度20℃前後で、床面より30cm以上離れた棚に保管することが望ましい。

また、直射日光の当たる場所や、冷たい壁と接する場所は避ける必要がある。

15-3 軸受の取付け

15-3-1 取付け前の注意事項

- 1) 軸受の準備

軸受はさび止め処理して包装されているので、取付け直前に包装を解くようにする。

また、軸受に塗布されているさび止め油は潤滑性能も良好なため、通常の用途の軸受やグリース封入軸受の場合には洗浄しないでそのまま使用する。しかし、計器用軸受や高速で使用する軸受の場合には、清浄な洗浄油を用いてさび止め油を除去する。この場合はさびが発生しやすいので長時間放置してはならない。

2) 軸及びハウジングの検査

軸及びハウジングを清浄にして、きずや機械加工によるかえりの無いことを確認する。

また、ハウジング内部にラップ剤 (SiC, Al₂O₃ など)、鑄物砂、削りくずなどが絶対残らないようにする。

次に、軸及びハウジングの寸法・形状・仕上げ程度が設計図どおりにできているかどうか確認する。

軸径及びハウジング内径は図15-1、15-2に示すように数箇所の位置で測定する。

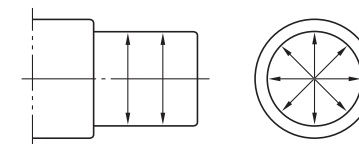


図 15-1 軸径の測定位置

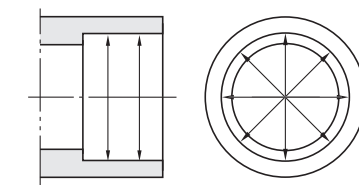


図 15-2 ハウジング内径の測定位置

その他、軸及びハウジングの隅の丸みの寸法や肩の直角度についても十分検査する。

検査に合格した軸及びハウジングに軸受を組み込むときには、その直前にそれぞれの はめあい面にマシン油を塗布しておくとい。

15-3-2 軸受の取付け方法

軸受の取付け方法は軸受の形式や はめあい条件によって異なる。

一般には、軸回転の場合が多いので、内輪には しまりばめ、外輪には すきまばめ を適用

するが、外輪回転の場合は、外輪を しまりばめにする。

軸受を しまりばめ で取付ける方法を大きく分類すると次のようになり、それぞれの取付け方法の詳細を表 15-1～15-3 に示す。

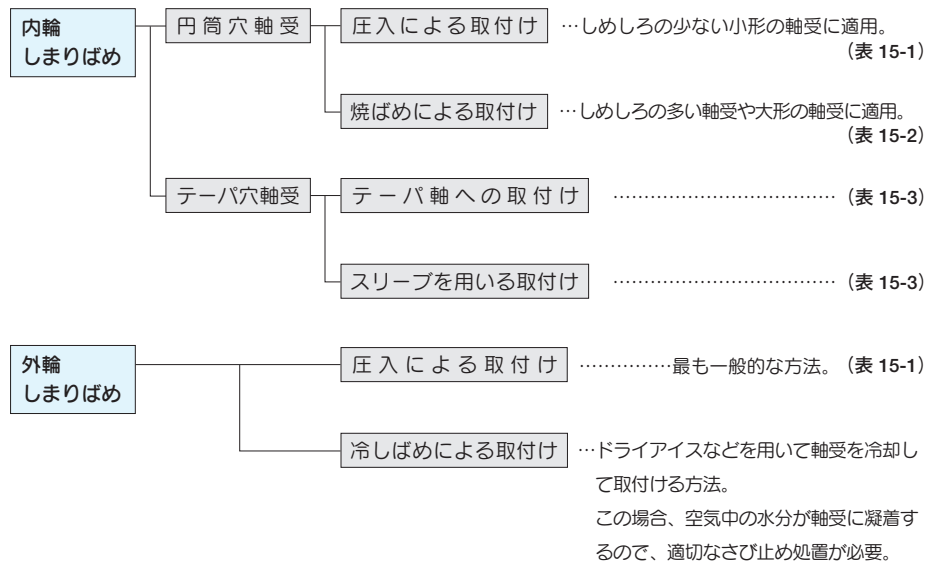


表 15-1 円筒穴軸受の圧入による取付け

圧入の方法	解 説
<p>(a) プレスの利用 (最も一般的)</p>	<p>■どの方法の場合も、軸受に均一な力がかかるようにするため、下図のような当て金を用いて静かに圧入する。このとき、当て金を外輪に当てて内輪を圧入したり、内輪に当てて外輪を圧入してはならない。</p> <p>(内輪の圧入) (外輪の圧入) (内輪の圧入)</p>
<p>(b) ボルトとナットの利用 〔軸端にねじ穴が必要。〕</p>	
<p>(c) ハンマの利用 〔やむを得ない場合に用いる。〕</p>	
	<p>■非分離形軸受で内輪・外輪ともにしめしろが必要な場合は、転動体に傷がつきやすいので、右図のように2種類の当て金を用いて、静かに圧入する。このとき、ハンマを用いてはならない。</p> <p>(内輪・外輪の同時圧入)</p>

参考 軸受の圧入又は引抜きに要する力

軸受内輪の圧入又は引抜きに要する力は、しめしろや軸の仕上げ程度によって異なるが、その目安値は次式によって求めることができる。

(中実軸の場合) $K_a = 9.8 \cdot f_k \cdot \Delta_{def} \cdot B \left(1 - \frac{d^2}{D_1^2} \right) \times 10^3$ (15-1)

(中空軸の場合) $K_a = 9.8 \cdot f_k \cdot \Delta_{def} \cdot B \frac{\left(1 - \frac{d^2}{D_1^2} \right) \left(1 - \frac{d_0^2}{d^2} \right)}{\left(1 - \frac{d_0^2}{D_1^2} \right)} \times 10^3$ (15-2)

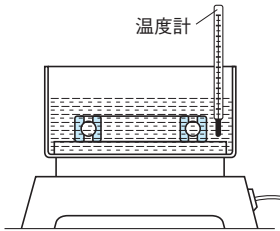


式(15-1)、(15-2)において、

- K_a : 圧入又は引抜きに要する力 N
- Δ_{def} : 有効しめしろ mm
- f_k : 抵抗係数
〔軸と内輪との摩擦を考慮した係数……右表参照〕
- B : 呼び内輪幅 mm
- d : 呼び内径 mm
- D_1 : 内輪の平均外径 mm
- d_0 : 中空軸の内径 mm

抵抗係数 f_k の値

条 件	f_k
・円筒軸に軸受を圧入する場合	4
・円筒軸から軸受を引抜く場合	6
・テーパ軸あるいはテーパスリーブに軸受を圧入する場合	5.5
・テーパ軸あるいはテーパスリーブから軸受を引抜く場合	4.5
・軸と軸受の間にテーパスリーブを圧入する場合	10
・軸と軸受の間からテーパスリーブを引抜く場合	11

表 15-2 円筒穴軸受の 焼ばめ による取付け

焼ばめの方法	解 説
 <p>(a) 油浴で加熱</p>	<p>■ 油の中で軸受を加熱膨張させて軸に取付ける焼ばめ方法は、軸受に無理な力がかからず、短時間で作業が行える。</p>  <p>(注意事項) ● 120℃以上で加熱すると軸受の硬さが低下するので、100℃以下で加熱する。 ● 加熱温度は軸受の大きさと しめしろ とから図15-3を参考に決めて決めることができる。 ● 軸受を油槽の底につけてはならない。金網台やつりかけ道具を用いる。 ● 焼ばめ後、軸受が冷えると軸方向にも収縮するので、内輪と軸の肩との間にすきまができないように軸ナットなどを用いて密着させておく。</p>
 <p>(b) 誘導加熱装置</p>	<p>■ 誘導加熱装置で軸受を加熱膨張させて軸に取付ける焼ばめ方法は、火や油を使わず電気により短時間で均一に加熱できるので、清潔でしかも効率よく作業が行える。</p> <p>(励磁コイルを内蔵し、通電すると電磁誘導作用により軸受に電流が流れ、軸受自体の抵抗により発熱する。)</p>

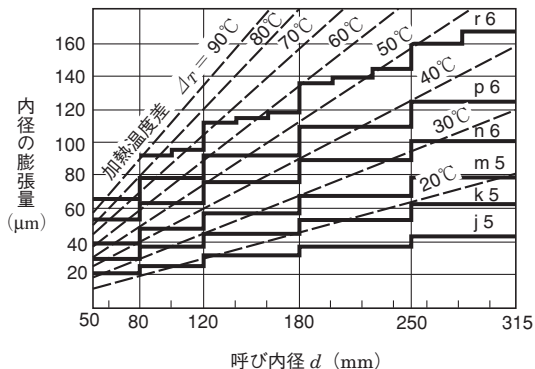


図 15-3 加熱温度と軸受内輪の膨張量

〔備考〕

- 1 太い実線は常温における軸受 (0級) と軸 (r6, p6, n6, m5, k5, j5) との最大しめしろ値を示す。
- 2 従って、この最大しめしろ値より大きい「内輪の膨張量」を得られるように加熱温度を決めればよい。

〔例えば、内径 90mm で 0 級の軸受を m5 の軸に取付ける場合、このときの最大しめしろ値 48μm より大きい膨張量を得るためには図より、室温 + 40℃ になるように加熱すればよいことがわかる。しかし、実際には取付け作業中の冷却も考慮して、さらに 20~30℃ 高く加熱しておくとうよい。〕

表 15-3 テーパー穴軸受の取付け

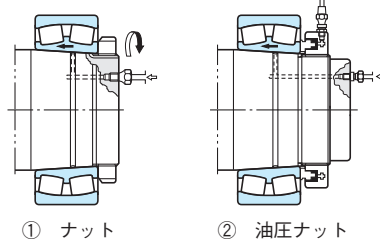
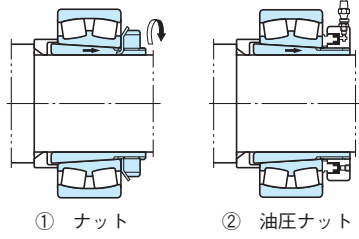
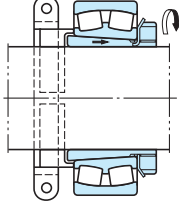
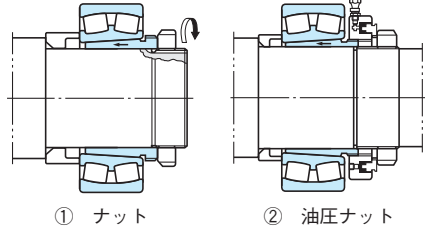
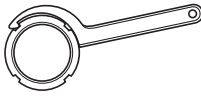
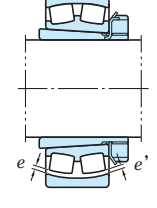
取 付 け 方 法	解 説
 <p>(a) テーパー軸への取付け</p>	<p>■ テーパー軸に軸受を直接取付ける場合、軸に油穴・油溝を加工して、軸受との はめあい面に高圧の油を送り込む(オイルインジェクション)ようにすると、はめあい面の摩擦が軽減されてナットの締付けトルクが小さくなる。</p> <p>■ アダプタや取外しスリーブを用いて取付ける場合で、軸に肩がなく、しかも正確な位置決めを必要とするときは、クランプを用いて軸受の位置を決めるとよい。</p>
 <p>(b) アダプタによる取付け</p>	 <p>(クランプによる軸受の位置決め)</p> <p>■ 軸受の押込みには、ナットが多く用いられており、特殊スパナなどで締付ければよい。また、油圧ナットを用いて押込む方法もある。</p>
 <p>(c) 取外しスリーブによる取付け</p>	 <p>特殊スパナ</p> <p>■ 自動調心ころ軸受では表 15-4 に示す押込み量を基準にして、ラジアル内部すきまの減少量を調べながら取付ける。</p>
 <p>(d) すきまの測定</p>	<p>すきまの減少量はすきまゲージを用いて調べる。その測定は、ころを正しい位置に落着かせて、ころと外輪との間にゲージを差込んで行えばよいが、両列のすきまの値がほぼ等しく ($e \approx e'$) なるようにする。</p> <p>測定箇所によっては測定値が異なるので、数箇所測定して平均するのが望ましい。</p> <p>■ 自動調心玉軸受では、外輪が容易に調心できる程度のすきまを残すように取付ければよい。</p>

表 15-4 テーパ穴自動調心ころ軸受の取付け

呼び内径 d mm	ラジアル内部 すきまの 減少量 μm	軸方向の押込み量 mm						必要最小残留すきま μm		
		テーパ 1/12		テーパ 1/30		CNすきま	C3すきま	C4すきま		
		最小	最大	最小	最大					
24	30	15	20	0.27	0.35	—	—	10	20	35
30	40	20	25	0.32	0.4	—	—	15	25	40
40	50	25	35	0.4	0.5	—	—	20	30	45
50	65	30	40	0.45	0.6	—	—	25	35	55
65	80	35	50	0.55	0.75	—	—	35	40	70
80	100	40	55	0.65	0.85	—	—	40	50	85
100	120	55	70	0.85	1.05	2.15	2.65	45	65	100
120	140	65	90	1.0	1.2	2.5	3.0	55	80	110
140	160	75	100	1.1	1.35	2.75	3.4	55	90	130
160	180	80	110	1.2	1.5	3.0	3.8	60	100	150
180	200	90	120	1.4	1.7	3.5	4.3	70	110	170
200	225	100	130	1.55	1.85	3.85	4.6	80	120	190
225	250	110	140	1.7	2.05	4.25	5.1	90	130	210
250	280	120	160	1.8	2.3	4.5	5.75	100	140	230
280	315	130	180	2.0	2.5	5.0	6.25	110	150	250
315	355	150	200	2.3	2.8	5.75	7.0	120	170	270
355	400	170	220	2.5	3.1	6.25	7.75	130	190	300
400	450	190	240	2.8	3.4	7.0	8.5	140	210	330
450	500	210	270	3.1	3.8	7.75	9.5	160	230	360
500	560	240	310	3.5	4.3	8.75	10.8	170	260	370
560	630	260	350	3.9	4.8	9.75	12.0	200	300	410
630	710	300	390	4.3	5.3	10.8	13.3	210	320	460
710	800	340	430	4.8	6.0	12.0	15.0	230	370	530
800	900	370	500	5.3	6.7	13.3	16.8	270	410	570
900	1000	410	550	5.9	7.4	14.8	18.5	300	450	640

〔備考〕 上表のラジアル内部すきまの減少量はCNすきまの軸受を中実軸に取付ける場合の値を示す。

C3すきまの軸受の場合は上表の最大値を目安にすればよい。

15-4 試運転検査

取付けが完了したら、それが適正であるかどうか調べるため、試運転検査を行う。

小形の機械ではまず手回しで回転調子を調べ、次のような異常がなければ動力運転による検査を行う。

- 引っかかり…異物の侵入、転がり部分の傷などに起因する。

- 過大トルク…密封装置の摩擦、すきま過小、(重い) 取付け誤差などに起因する。

- 回転トルクむら…取付け不良、取付け誤差などに起因する。

手回しができない大形の機械では、無負荷で始動し、直ちに動力を切って、惰走運転する。

このとき、異常な振動や音がなく、円滑に回転していることを確認してから動力運転に入る。

動力運転は、無負荷・低速で始動し、徐々に所定の条件まで上げるようにする。動力運転検査は、主に音響、温度上昇、振動によって判断

し、表 15-5、15-6に示すような異常が起これば、直ちに点検する。場合によっては、軸受を取外して点検する必要がある。

表 15-5 異常音とその原因・対策

異常音の種類		推定原因	対策
周期性がある	きず音 (リベット打ち音に類似) さび音 (リベット打ち音に類似) 圧こん音 (濁ったサイレン音に類似)	軌道面のきず 軌道面のさび 軌道面の圧こん	取付け方法・洗浄方法・さび止め方法の改善、軸受の交換
	剥離音 (ハンマで叩いているような大きな音)	軌道面の剥離	
周期性がない	ごみ音 (ガリガリという音、かわず音とも呼ぶ)	異物の侵入	洗浄方法・密封装置の改善、きれいな潤滑剤の使用、軸受の交換
	はめあい音 (ゴロゴロという音やハンマで叩いているような音)	はめあい不良、過大な軸受すきま	はめあい及び軸受すきまの検討、予圧量の検討、取付け精度の改善
	きず音、さび音、剥離音	転動体のきず、さび、剥離	軸受の交換
その他	異常に大きい金属音	潤滑不良に起因する場合は潤滑剤の検討を必要とするが、一般的には、軸受への悪影響はないので、そのまま使用してもよい。	はめあい・すきまの検討、予圧の調整、軸・ハウジングの加工精度や取付け精度の改善、密封装置の改善、潤滑剤の補給、適正な潤滑剤の選定
		異常荷重 取付け不良 潤滑剤の不足や不適	

軸受の音響検査は、一般に聴音棒を使用して調べる方法もあるが、音の振動を検出して異常の有無を検査する装置や音響エネルギーを検出して調べる異常診断装置を利用する方法もある。

軸受の温度検査は、一般にはハウジングの温度によって推定できるが、油穴などを利用して直接、軸受外輪の温度を測定するのが最も確実である。

軸受温度は、運転開始後、徐々に上昇して、異常がなければ1~2時間後に定常状態になる。

急激な温度上昇や異常に高温になる場合は、何らかの異常があると考えられる。

表 15-6 異常な温度上昇の原因・対策

推定原因	対策
潤滑剤の過多	潤滑剤の適量化、硬めのグリースの選定
潤滑剤の不足	潤滑剤の補給
潤滑剤の不適	適正な潤滑剤の選定
異常荷重	はめあい及びすきまの検討、予圧の調整
取付け不良 (摩擦過多)	軸・ハウジングの加工精度及び取付け精度の改善、はめあいの検討、密封装置の改善

15-5 軸受の取外し

軸受の取外しには、取外した軸受の利用方法を考慮しなければならない。

取外した軸受を廃却する場合は焼き切るなど、なるべく手間のかからない方法でよい。

再使用する場合や故障原因を究明する場合には、取付けと同様に入念に行い、軸受及び各部品を損傷しないように注意する必要がある。

特に、しめしろのある軸受を取外す場合は、傷がつきやすいので、設計の段階で取外しを考慮しておく。場合によっては、取外し用の治具を設計製作しておくとうい。

また、軸受を取外す前に、方向や位置を現品などに記録しておくこと、故障原因の究明に役立つ。

取外し方法

しまりばめの軸受を再使用又は故障原因の究明のために取外す場合の方法について、表15-7～15-9に示す。

また、引抜きに要する力は、A142ページに示した計算式により求めることができる。

表 15-7 円筒穴軸受の取外し

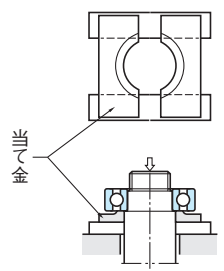
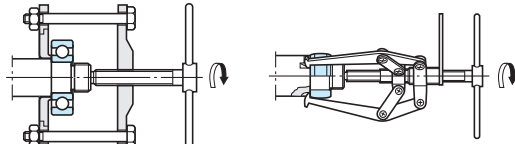
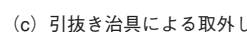
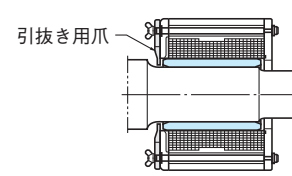
内輪の取外し方法	解 説
 <p>(a) プレスによる取外し</p>	<ul style="list-style-type: none"> ● 非分離形軸受の取外しには、できるだけ転動体に外力が作用しないように取扱うことが大切である。 ● (a)図のようにプレスを用いて引抜くことができれば、最も簡単である。このとき、引抜き力を内輪で受けられるように当て金などを用意するとよい。 ● (b)(c)図は専用の引抜き治具による方法で、いずれも治具の爪が内輪の側面に確実にかかるようにしなければならない。 ● (d) 図は誘導加熱装置を用いた例で、NU形・NJ形円筒ころ軸受の内輪の取付け、取外しの両方に利用できる。短時間で内輪を加熱・膨張させることができる。
 <p>(b) 引抜き治具による取外し</p>	
 <p>(c) 引抜き治具による取外し</p>	
 <p>(d) 誘導加熱装置による取外し</p>	

表 15-8 テーパー穴軸受の取外し

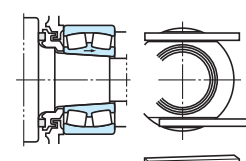
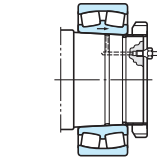
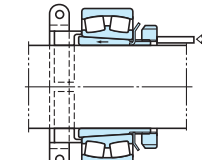
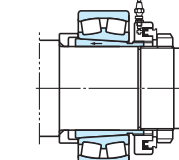
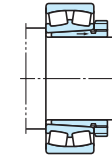
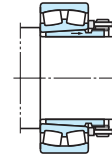
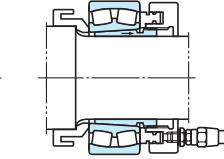
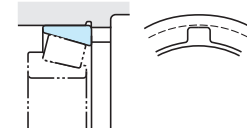
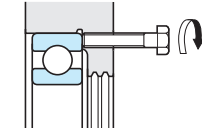
内輪の取外し方法	解 説
 <p>(a) くさびによる取外し</p>	<ul style="list-style-type: none"> ● (a)図はラビリンスの裏側の切欠きにくさびを打込んで取外す方法で、(b)図は はめあい面に高圧の油を送り込んで取外す方法である。いずれの場合も、急に軸受が抜け出る恐れがあるため、ストッパ(軸ナットなど)を設けておくとうい。 ● アダプタ付き軸受の取外しには、(c)図のように軸受をクランプで固定し、ナットをゆるめてからアダプタスリーブを叩き出す方法(小形の軸受に多い)と、(d)図のような油圧ナットを用いる方法とがある。 ● 取外しスリーブ付き軸受で小形のものには(e)図のようにナットを締込めば取外すことができる。大形のものには(f)図のようにナットに数箇所ボルト穴を設けて、ボルトを締込めば簡単に取外すことができる。 ● また(g)図のように油圧ナットを用いる方法もある。
 <p>(b) 油圧による取外し</p>	
 <p>(c) クランプを用いた取外し</p>	
 <p>(d) 油圧ナットによる取外し</p>	
 <p>(e) ナットによる取外し</p>	
 <p>(f) ボルトによる取外し</p>	
 <p>(g) 油圧ナットによる取外し</p>	

表 15-9 外輪の取外し

外輪の取外し方法	解 説
 <p>(a) 取外し用切欠き</p>	<ul style="list-style-type: none"> ● しめしろを持った外輪を取外すためには、ハウジングの肩の部分に切欠き又はボルト穴を設けるとよい。
 <p>(b) 取外し用ボルト穴とボルト</p>	

15-6 軸受の保守・点検

軸受本来の性能を十分発揮させ、長く維持させるためには、保守・点検を定期的に確実に行う必要がある。

適切な保守・点検により、異常を早期に発見し、事故を未然に防止することは、生産性・経済性の向上のためにも重要なことである。

15-6-1 洗浄

軸受を取外して点検する場合には、まず写真撮影などによって外観を記録する。

また、潤滑剤の残存量を確認し、調査のための試料を採取してから洗浄する。

- 汚れた軸受の洗浄は、粗洗浄と仕上げ洗浄に分けて行い、これらの容器の底には金網台などを設けておくとよい。
- 粗洗浄は、洗浄油の中でブラシなどを用いてグリースや付着物を落とす。このとき、油中で軸受を回転させると、異物などのため、軌道面に傷をつけることがあるので注意する。
- 仕上げ洗浄は、洗浄油の中で軸受を静かに回転させながら洗いに行う。

洗浄剤には、通常、中性無水の軽油や白灯油を使用するが、必要に応じて温アルカリ液などを使用することもある。いずれの場合も、常にろ過して清浄しておくことが大切である。

洗浄後は、直ちにさび止め油 又は さび止めグリースを軸受に塗布しておく。

15-6-2 点検と判定

取外した軸受の再使用が可能かどうかを判定するためには、寸法公差・回転精度・内部すきま・はめあい面・軌道面・転動面・保持器・シールなどに異常がないかを注意深く点検する。

判定は軸受の取扱いに慣れた人が、軸受を熟知した人が実施するのがよい。

判定基準は機械の性能、機械の重要度、点検周期などによっても変わる。

- 軸受構成部品の割れや欠け
- 軌道面、転動面のフレーキング
- その他、次項「16. 軸受の損傷例」で示した事例のうち著しいものなどの欠陥があれば、軸受の再使用はできないので、新しい軸受と交換しなければならない。

15-7 軸受異常の有無の判別方法

運転中の軸受に異常があるかどうかを分解点検しないで判別あるいは予知することは、生産性・経済性を高めるためにも重要である。

主な判別方法を次に示す。

1) 音を聞いて判別する方法

音を聞いて判別するには豊富な経験が必要のため、軸受部から出る音とそうでない音とを判別できるように十分訓練をする必要がある。

そのためできるだけ特定の人があたるのがよい。

音はハウジングに補聴器又は聴音棒をあてるとよく聞える。

2) 運転中の温度により判別する方法

比較判定のため、運転状態があまり変化しない場合に限って用いられる。このため温度は継続的に記録しておく必要がある。

異常現象が起こると、温度は高くなるばかりでなく不規則になってくる。音響検査と併用するのがよい。

3) 潤滑剤の状態により判別する方法

潤滑剤のサンプルを採取して汚損や異物、金属粉の混入状況などによって判断する。

この方法は近寄って見ることができない軸受とか大形の軸受の場合に有効である。

16. 軸受の損傷例

表 16-1(1) 軸受の損傷とその原因・対策



区 分	損 傷 例	損 傷 状 態	原 因	対 策
① フレーキング (剥離) (Flaking)	 <p>フレーキングとは、材料の転がり疲れによって、軌道面や転動面の表層部が“うろこ状に はがれる”現象をいう。</p> <p>この現象が生じたときを、軸受の寿命に達したものと判断している。しかし、早期に生じた場合には、何らかの異常が考えられるので、原因の究明と対策が必要である。</p> <p>〔参考〕 ピッチング(Pitting) 材料の転がり疲れにより生じる損傷には、ピッチングと呼ぶものもある。これは、軌道面に深さ 0.1mm 程度の微孔が生じる現象をいう。</p>	早期に生じたフレーキング	<ul style="list-style-type: none"> 軸受内部すきまの過小 潤滑剤の不適又は不足 過大な荷重 さび 	<ul style="list-style-type: none"> 適正な軸受内部すきまの選定 潤滑方法、潤滑剤の見直し
		ラジアル軸受で、軌道の片側に生じたフレーキング	<ul style="list-style-type: none"> 異常なアキシアル荷重 	<ul style="list-style-type: none"> 自由側軸受の外輪とハウジングのはめあい を すきまばめ にする
		軌道の円周方向対称位置に生じたフレーキング	<ul style="list-style-type: none"> ハウジングの真円度不良 	<ul style="list-style-type: none"> ハウジング穴の加工精度を修正 (特に、二つ割りハウジングの場合、精度の確保に注意を要する)
		ラジアル玉軸受で、軌道に対して斜めに生じたフレーキング	<ul style="list-style-type: none"> 取付け不良 軸のたわみ 	<ul style="list-style-type: none"> 芯出しを正確に修正 軸受内部すきまを大きくする
		ころ軸受で、軌道面や転動面の端部の近くに生じたフレーキング	<ul style="list-style-type: none"> 軸やハウジングの精度不良 	<ul style="list-style-type: none"> 軸やハウジングの肩の直角度を修正
		転動体の間隔と等しいピッチで、軌道に生じたフレーキング	<ul style="list-style-type: none"> 組込み時の大きな衝撃荷重 円筒ころ軸受や円すい軸受の場合の組込み傷 運転休止時のさび 	<ul style="list-style-type: none"> 組込み作業の改善 長期間、運転休止する場合はさび止め処理をしておく
② 割れ、欠け (Cracking) (Chipping)		外輪又は内輪の割れ	<ul style="list-style-type: none"> 過大なしめしろ 軸やハウジングの隅の丸みが過大 過大な衝撃荷重 フレーキングや焼付きの進展 	<ul style="list-style-type: none"> 適正な はめあい の選定 軸やハウジングの隅の丸みを軸受の面取寸法より小さくする 荷重条件の見直し
		転動体の割れ	<ul style="list-style-type: none"> 過大な衝撃荷重 フレーキングの進展 	<ul style="list-style-type: none"> 組込み作業、取扱いの改善 荷重条件の見直し
		つばの欠け	<ul style="list-style-type: none"> 組込み時のつばへの打撃 軸方向の過大な衝撃荷重 	<ul style="list-style-type: none"> 組込み作業の改善 荷重条件の見直し
③ 圧こん、打こん (Brinelling) (Nicks)	 <p>・圧こんとは、軸受の静止又は低速回転時に大きな荷重が加わり、軌道面と転動体の接触部分が塑性変形してくぼみを生じたものや異物をかみ込んで転がり面に小さいくぼみが生じたものをいう。</p> <p>・打こんとは、軸受をハンマなどで叩いたとき、打撃を直接受けた部分がへこんだものをいう。</p> <p>(圧こん)</p>	軌道面、転動面に生じた圧こん	<ul style="list-style-type: none"> 異物のかみ込み 	<ul style="list-style-type: none"> 軸受まわりの洗浄 密封装置の改善
		転動体の間隔と等しいピッチで、軌道に生じた圧こん(ブリネル圧こん)	<ul style="list-style-type: none"> 組込み時の衝撃荷重 静止時の過大荷重 	<ul style="list-style-type: none"> 組込み作業の改善 機械の取扱いの改善
		軌道面、転動面に生じた打こん	<ul style="list-style-type: none"> 取扱い不良 	<ul style="list-style-type: none"> 組込み作業、取扱いの改善

表 16-1(2) 軸受の損傷とその原因・対策

区分	損傷例	損傷状態	原因	対策
④ なし地、変色 (Pear Skin) (Discoloration)	 <p>(変色) (A-6720)</p>	<p>軌道面、転動面に生じたなし地状の圧こん</p>	<ul style="list-style-type: none"> 多数の小さな異物のかみ込み 	<ul style="list-style-type: none"> 軸受まわりの洗浄 密封装置の改善
		<p>軌道面、転動面、つば面、保持器案内面に生じた変色</p>	<ul style="list-style-type: none"> 軸受内部のすきまの過小 潤滑剤の不適又は不足 潤滑剤の老化又は変質 	<ul style="list-style-type: none"> 適正な軸受内部すきまの選定 潤滑方法、潤滑剤の見直し
⑤ すり傷、かじり (Scratch) (Scuffing)	 <p>(かじり) (A-6459)</p>	<p>軌道面、転動面に生じたすり傷</p>	<ul style="list-style-type: none"> 初期の潤滑不足 取扱い不良 	<ul style="list-style-type: none"> 組込み時、軌道面・転動面に潤滑剤を塗布しておく 組込み作業の改善
		<p>つば面とこころ端面に生じたかじり</p>	<ul style="list-style-type: none"> 潤滑剤の不適又は不足 取付け不良 過大なアキシャル荷重 	<ul style="list-style-type: none"> 潤滑方法、潤滑剤の見直し 軸受の取付け位置の見直し
⑥ スミアリング (Smearing)	 <p>(A-6640)</p>	<p>軌道面、転動面に生じたスミアリング</p>	<ul style="list-style-type: none"> 潤滑剤の不適又は不足 転動体の滑り <p>〔転動体が正常な自転を行わず、軌道面との間で滑りが生じたときに、潤滑油膜が切れるため〕</p>	<ul style="list-style-type: none"> 潤滑方法、潤滑剤の見直し 適正な予圧の設定
⑦ さび、腐食 (Rust) (Corrosion)	 <p>(A-7190)</p>	<p>軸受表面の一部又は全面に生じたさび</p>	<ul style="list-style-type: none"> 保管状態の不良 空気中の水分の結露 	<ul style="list-style-type: none"> 軸受保管の改善 密封装置の改善 長期間、運転休止する場合はさび止め処理をしておく
		<p>転動体の間隔と等しいピッチで、軌道に生じた さび、腐食</p>	<ul style="list-style-type: none"> 水、腐食性物質の侵入 	<ul style="list-style-type: none"> 密封装置の改善
⑧ 電食 (Electric Pitting)	 <p>(A-6652)</p>	<p>軌道面、転動面に生じたピッチング状又は洗濯板状の損傷</p> <p>〔手のつめでひっかいてみて洗濯板状に感じるものや、ピッチング状が目で見られる程度のものは使用できない。〕</p>	<ul style="list-style-type: none"> 電流の通過に伴って生じるスパーク 	<ul style="list-style-type: none"> 軸受に電流を通過させないようなバイパスの設置 軸受の絶縁

表 16-1(3) 軸受の損傷とその原因・対策

区分	損傷例	損傷状態	原因	対策
⑨ 摩耗 (Wear)	 <p>(A-4719)</p> <p>摩耗は、普通ころ端面とつば面、保持器ポケット面、保持器と軌道輪の案内面などの滑り摩擦面に多く生じるが、材料の疲れとは直接的な関係はない。 なお異物の侵入による摩耗や腐食による摩耗は、滑り面だけでなく、転がり面をも摩耗させる。</p>	<p>摩擦面に生じた摩耗 (ころ端面とつば面、保持器ポケット面など)</p>	<ul style="list-style-type: none"> ・潤滑剤の不適又は不足 	<ul style="list-style-type: none"> ・潤滑方法や潤滑剤の見直し ・密封装置の改善 ・軸受まわりの洗浄
		<p>軌道面や転動面に生じた摩耗</p>	<ul style="list-style-type: none"> ・異物の侵入 ・潤滑剤の不適又は不足 	
⑩ フレッチング (Fretting)	 <p>(A-6649)</p> <p>フレッチングとは、軸受が回転しない状態で振動を受けたり、小さい振動を受けたときに生じる一種の摩耗現象であり、さび色の摩耗粉を生じるのが特徴である。 なお、軌道面にフレッチングが生じたとき、その摩耗状態がプリネル圧こんのように見られることがあり、そのため“フォールス プリネリング (擬似圧こん)”と呼ばれることがある。</p>	<p>はめあい面に生じた赤さび色の摩耗粉 (フレッチング コロージョン)</p>	<ul style="list-style-type: none"> ・しめしろ不足 	<ul style="list-style-type: none"> ・しめしろ を大きくする ・はめあい面に潤滑剤を塗布 ・軸やハウジングの固定方法の改善 ・軸受に予圧をかける
		<p>転動体の間隔と等しいピッチで軌道に生じた圧こん状の摩耗 (フォールス プリネリング)</p>	<ul style="list-style-type: none"> ・軸受停止中の振動、揺動 	
⑪ クリープ (Creep)	 <p>(A-6647)</p> <p>クリープとは、軌道輪が運転中に軸又はハウジングに対して移動する現象をいう。</p>	<p>はめあい面の滑りによって生じたはめあい面の摩耗、変色、かじり</p>	<ul style="list-style-type: none"> ・しめしろ不足 ・スリーブの締付け不足 	<ul style="list-style-type: none"> ・しめしろ を大きくする ・スリーブの適正な締付け
⑫ 保持器破損 (Damage to cages)	 <p>(A-6455)</p> <p>保持器の材料は、硬さが低いので、外部から力が加わったり、他の部品と接触すると、きずや変形を生じやすい。場合によっては、欠けや割れにまで進行する。 きずの程度が大きいものは変形も伴っており、保持器の精度が低下して転動体の運動に悪い影響を与えることがある。</p>	<p>保持器のきず、変形、欠け、割れ、異常摩耗など リベットのゆるみ、切損</p>	<ul style="list-style-type: none"> ・過大な振動、衝撃、モーメント ・潤滑剤の不適又は不足 ・取付け不良 (傾いた状態での取付け) ・組込み時の打ち傷 	<ul style="list-style-type: none"> ・荷重条件の見直し ・潤滑方法や潤滑剤の見直し ・取付け誤差を小さくする ・保持器形式の見直し ・組付け作業の改善
⑬ 焼付き (Seizing)	 <p>(A-6679)</p> <p>何らかの原因で、軸受が異常発熱した状態。</p>	<p>軸受の発熱による変色、変形、溶着</p>	<ul style="list-style-type: none"> ・軸受内部すきまの過小 ・潤滑剤の不適又は不足 ・過大荷重 ・他の軸受損傷からの進展 	<ul style="list-style-type: none"> ・適正な軸受内部すきまの選定 ・潤滑方法や潤滑剤の見直し ・軸受形式の見直し ・軸受損傷の早期発見