

転がり軸受



SKF携帯アプリ

SKF携帯アプリはApple App Store、Google Playのどちらからでも利用可能です。右記アプリで、役立つ情報、臨界計算、SKFのナレッジ・エンジニアリングがすぐに利用できます。



Apple AppStore



Google Play

© SKF, Duoflex, CARB, ICOS, INSOCOAT, KMT, KMTA, Monoflex, Multiflex, NoWear, SensorMount, SKF Explorer, SYSTEM 24, Waveは、SKFグループの登録商標です。

™ AMP Superseal 1.6 Seriesは、TE connectivity family of companiesの商標です。

Appleは米国および他の国々で登録されたApple Inc.の商標です。

Google PlayはGoogle Inc.の商標または登録商標です。

© SKFグループ2016

この出版物の内容に関する著作権は発行者に帰属し、全てまたは一部を書面による事前の許可なく複製または抜粋することを禁じます。この出版物に含まれる情報の正確性については最善の注意を払っていますが、ここに含まれる情報の利用によって、直接的、間接的、または結果的に生じたいかなる損失または損害についても、弊社では一切責任を負わないものとします。

PUB BU/P1 10000/2 JA · November 2016

この出版物はカタログ番号6000 EN、6000/I EN、PUB PSD/P1 06003 EN、PUB BU/P1 10000 EN、PUB BU/P1 10000/1 ENの改訂版です。

一部の画像をShutterstock.comのライセンスに基づき使用しています。

注記

本書の記載内容に関する重要なアップデートおよび変更については、skf.jp/10kをご覧ください。

転がり軸受



転がり軸受

転がり軸受	1
単位換算	8
まえがき	9
This is SKF	14
SKF – the knowledge engineering company	16
アプリケーションと軸受選定の基本	18
A 軸受の基本	21
転がり軸受の選定	22
用語について	23
軸受のタイプおよび設計	26
主要寸法	40
基本的な軸受呼び番号システム	42
基本的な選定条件	46
B 軸受寸法の選定	61
軸受選定のためのシステムアプローチ	62
軸受寿命と定格荷重	63
寿命計算式を用いた軸受寸法の選定	64
動軸受荷重	84
静荷重負荷能力を用いた軸受寸法の選定	87
計算例	90
SKF計算ツール	92
SKFエンジニアリング・コンサルタントサービス	94
SKF寿命試験	95
C 摩擦	97
摩擦モーメントの推定	98
摩擦モーメントを計算するためのSKFモデル	99
起動トルク	114
動力損失と軸受温度	114
D 回転速度	117
軸受回転速度の基本	118
基準回転速度	118
限界回転速度	126
特殊なケース	127
高速回転での振動の発生	128

E	軸受の仕様	131
	寸法.....	132
	公差.....	132
	軸受内部すきま.....	149
	転がり軸受の材料.....	150
F	設計時の留意事項	159
	軸受システム.....	160
	軸受のラジアル方向の固定.....	165
	軸受のアキシャル方向の固定.....	204
	関連部品の設計.....	210
	内部すきま・予圧の選定.....	212
	シールソリューション.....	226
G	潤滑	239
	潤滑に関する基本事項.....	240
	グリース潤滑.....	242
	潤滑グリース.....	244
	SKFグリース.....	249
	再給脂.....	252
	再給脂の方法.....	258
	油潤滑.....	262
H	取り付け・取り外しと軸受の管理	271
	全般.....	272
	取り付け.....	275
	取り外し.....	285
	軸受の保管.....	291
	検査と清掃.....	291
	製品データ	292
1	深溝玉軸受	295
	製品データ表.....	
	1.1 単列深溝玉軸受.....	322
	1.2 密封型単列深溝玉軸受.....	346
	1.3 ICOSオイルシール軸受ユニット.....	374
	1.4 止め輪溝付き単列深溝玉軸受.....	376
	1.5 止め輪・シールド付き単列深溝玉軸受.....	382
	1.6 ステンレス鋼深溝玉軸受.....	386
	1.7 密封型ステンレス鋼深溝玉軸受.....	394
	1.8 入れ溝付き単列深溝玉軸受.....	410
	1.9 入れ溝・止め輪付き単列深溝玉軸受.....	414
	1.10 複列深溝玉軸受.....	416
2	Y-軸受 (インサート軸受)	421
	製品データ表.....	
	2.1 止めねじ付きY-軸受 (メートル系軸).....	458
	2.2 止めねじ付きY-軸受 (インチ系軸).....	460
	2.3 偏心固定カラー付きY-軸受 (メートル系軸).....	464
	2.4 偏心固定カラー付きY-軸受 (インチ系軸).....	466
	2.5 SKF ConCentra Y-軸受 (メートル系軸).....	468
	2.6 SKF ConCentra Y-軸受 (インチ系軸).....	469

2.7	テーパ穴付きY-軸受およびアダプタスリーブ (メートル系軸)	470
2.8	テーパ穴付きY-軸受およびアダプタスリーブ (インチ系軸)	471
2.9	標準内輪付きY-軸受 (メートル系軸)	472
3	アンギュラ玉軸受	475
	製品データ表	
3.1	単列アンギュラ玉軸受	506
3.2	複列アンギュラ玉軸受	522
3.3	密封型複列アンギュラ玉軸受	526
3.4	四点接触玉軸受	530
4	自動調心玉軸受	537
	製品データ表	
4.1	自動調心玉軸受	552
4.2	シール付き自動調心玉軸受	560
4.3	幅広内輪付き自動調心玉軸受	562
4.4	自動調心玉軸受およびアダプタスリーブ	564
5	円筒ころ軸受	567
	製品データ表	
5.1	単列円筒ころ軸受	604
5.2	高負荷容量円筒ころ軸受	640
5.3	単列総ころ円筒ころ軸受	644
5.4	複列総ころ円筒ころ軸受	656
5.5	シール付き複列総ころ円筒ころ軸受	668
6	針状ころ軸受	673
	製品データ表	
6.1	保持器付き針状ころ	722
6.2	シェル形針状ころ軸受	730
6.3	ソリッド形針状ころ軸受、つば付き、内輪なし	744
6.4	ソリッド形針状ころ軸受、つば付き、内輪付き	758
6.5	ソリッド形針状ころ軸受、つばなし、内輪なし	770
6.6	ソリッド形針状ころ軸受、つばなし、内輪付き	774
6.7	調心針状ころ軸受、内輪なし	776
6.8	調心針状ころ軸受、内輪付き	778
6.9	針状ころ/アンギュラ玉軸受	780
6.10	針状ころ/スラスト玉軸受、総玉スラスト軸受	784
6.11	針状ころ/スラスト玉軸受、保持器付きスラスト軸受	786
6.12	針状ころ/スラスト円筒ころ軸受	788
6.13	針状ころ軸受の内輪	790
6.14	針状ころ	794
7	円すいころ軸受	797
	製品データ表	
7.1	メートル系単列円すいころ軸受	824
7.2	インチ系単列円すいころ軸受	842
7.3	単列円すいころ軸受、外輪つば付き	864
7.4	正面組み合わせ軸受	866
7.5	背面組み合わせ軸受	872
7.6	並列組み合わせ軸受	876

8	球面ころ軸受	879
	製品データ表	
8.1	球面ころ軸受	904
8.2	シール付き球面ころ軸受	928
8.3	振動アプリケーション用球面ころ軸受	936
8.4	球面ころ軸受およびアダプタスリーブ	940
8.5	球面ころ軸受および取り外しスリーブ	946
8.6	シール付き球面ころ軸受およびアダプタスリーブ	954
9	CARBTロイダルころ軸受	957
	製品データ表	
9.1	CARBTロイダルころ軸受	980
9.2	シール付きCARBTロイダルころ軸受	996
9.3	CARBTロイダルころ軸受およびアダプタスリーブ	1000
9.4	CARBTロイダルころ軸受および取り外しスリーブ	1004
10	スラスト玉軸受	1009
	製品データ表	
10.1	単式スラスト玉軸受	1016
10.2	調芯性ハウジング軌道盤付き単式スラスト玉軸受	1026
10.3	複式スラスト玉軸受	1030
10.4	調芯性ハウジング軌道盤付き複式スラスト玉軸受	1034
11	スラスト円筒ころ軸受	1037
	製品データ表	
11.1	スラスト円筒ころ軸受	1048
12	スラスト針状ころ軸受	1057
	製品データ表	
12.1	スラスト保持器付き針状ころおよび適合軌道盤	1070
12.2	心出しつば付きスラスト針状ころ軸受および適合軌道盤	1074
13	スラスト球面ころ軸受	1077
	製品データ表	
13.1	スラスト球面ころ軸受	1090
14	トラックランナー軸受	1099
	製品データ表	
14.1	単列カムローラー	1126
14.2	複列カムローラー	1128
14.3	つば輪なしサポートローラー、内輪なし	1130
14.4	つば輪なしサポートローラー、内輪付き	1132
14.5	つば輪付きサポートローラー、内輪付き	1134
14.6	カムフォロア	1140
15	エンジニアリング製品	1149
15A	センサー軸受ユニット	1151
	製品データ表	
15A.1	モーターエンコーダ・ユニット	1166

15B	超高低温用軸受	1169
	製品データ表	
15B.1	超高低温用単列深溝玉軸受	1178
15B.2	超高低温用Y-軸受、メートル系軸	1182
15B.3	超高低温用Y-軸受、インチ系軸	1183
15C	ソリッドオイル軸受	1185
15D	SKFドライループ軸受	1191
15E	INSOCOAT軸受	1205
	製品データ表	
15E.1	INSOCOAT深溝玉軸受	1212
15E.2	INSOCOAT円筒ころ軸受	1214
15F	ハイブリッド軸受	1219
	製品データ表	
15F.1	ハイブリッド深溝玉軸受	1230
15F.2	シール付きハイブリッド深溝玉軸受	1232
15F.3	XLハイブリッド深溝玉軸受	1236
15F.4	ハイブリッド円筒ころ軸受	1238
15G	NoWearコーティング軸受	1241
15H	樹脂製玉軸受	1247
	製品データ表	
15H.1	樹脂製単列深溝玉軸受	1262
15H.2	樹脂製スラスト玉軸受	1266
16	軸受付属品	1269
	アダプタスリーブ	1270
	取り外しスリーブ	1275
	ロックナット	1278
	呼び番号システム	1288
16.1	メートル系軸用アダプタスリーブ	1290
16.2	インチ系軸用アダプタスリーブ	1298
16.3	インチ寸法のアダプタスリーブ	1304
16.4	取り外しスリーブ	1310
16.5	KM(L) および HM ..T ロックナット	1316
16.6	MB(L) 止め座金	1318
16.7	HM(E) ロックナット	1320
16.8	MS 固定クリップ	1324
16.9	N および AN インチ系ロックナット	1326
16.10	インチ系 W 止め座金	1330
16.11	インチ系 PL 固定プレート	1332
16.12	固定具一体型 KMK ロックナット	1333
16.13	固定ねじ付き KMFE ロックナット	1334
16.14	固定ピン付き KMT 精密ロックナット	1336
16.15	固定ピン付き KMTA 精密ロックナット	1338
16.16	軸方向固定ねじ付き KMD 精密ロックナット	1340
索引	1342	
テキスト索引	1343	
製品索引	1364	

単位換算

単位換算

特性	単位	換算			
長さ	インチ	1 mm	0.03937 in.	1 in.	25,40 mm
	フィート	1 m	3.281 ft.	1 ft.	0,3048 m
	ヤード	1 m	1.094 yd.	1 yd.	0,9144 m
	マイル	1 km	0.6214 mi.	1 mi.	1,609 km
面積	平方インチ	1 mm ²	0.00155 sq-in	1 sq-in	645,16 mm ²
	平方フィート	1 m ²	10.76 sq-ft	1 sq-ft	0,0929 m ²
体積	立方インチ	1 cm ³	0.061 cu-in	1 cu-in	16,387 cm ³
	立方フィート	1 m ³	35 cu-ft	1 cu-ft	0,02832 m ³
	英ガロン	1 l	0.22 gallon	1 gallon	4,5461 l
	米ガロン	1 l	0.2642 US gallon	1 US gallon	3,7854 l
速度	フィート毎秒	1 m/s	3.28フィート毎秒	1フィート毎秒	0,30480 m/s
	マイル毎時	1 km/h	0.6214 mph	1 mph	1,609 km/h
質量	オンス	1 g	0.03527 oz.	1 oz.	28,350 g
	ポンド	1 kg	2.205 lb.	1 lb.	0,45359 kg
	米トン	1 tonne	1.1023 short ton	1 short ton	0,90719 tonne
	英トン	1 tonne	0.9842 long ton	1 long ton	1,0161 tonne
密度	ポンド/立方インチ	1 g/cm ³	0.0361 lb/cu-in	1 lb/cu-in	27,680 g/cm ³
力	重量ポンド	1 N	0.225 lbf.	1 lbf.	4,4482 N
圧力、応力	ポンド/平方インチ	1 MPa	145 psi	1 psi	6,8948 × 10 ³ Pa
		1 N/mm ²	145 psi		
		1 bar	14.5 psi	1 psi	0,068948 bar
モーメント	重量ポンドインチ	1 Nm	8.85 lbf-in	1 lbf-in	0,113 Nm
仕事率	フィートポンド毎秒	1 W	0.7376 ft-lbf/s	1 ft-lbf/s	1,3558 W
	馬力	1 kW	1.36 hp	1 hp	0,736 kW
温度	°C	摂氏	$t_c = 0.555 (t_f - 32)$	華氏	$t_f = 1.8 t_c + 32$

まえがき

このカタログには、工業アプリケーションで一般的に使用されるSKF転がり軸受の標準的な製品群が記載されています。SKFでは最高レベルの品質とサービスをご利用いただけるよう、上記の製品群をSKFの販売チャンネルを通じて世界中へ供給しています。リードタイムおよび納品に関する詳細については、各地のSKFまたはSKF正規代理店までお問い合わせください。

このカタログのデータは、2012年の時点におけるSKFの最新の技術力および生産能力に基づいています。旧版のカタログとはデータが異なる場合もありますが、それは設計の見直し、技術開発、あるいは計算方法の改定が行われたことによるものです。SKFは、SKF製品に対して材料、設計、製造方法の継続的な改善や、技術開発により必要となった変更を行う場合があります。

はじめに

このカタログには、標準的なSKF転がり軸受、特殊エンジニアリング製品類、軸受用アクセサリなどに関する詳細な情報が記載されています。エンジニアリング製品には回転の速度と方向が測定できるモーターエンコーダユニットのほか、下記のような追加的要件を満たすべく特殊設計された樹脂製軸受や転がり軸受などがあります。

- 超高低温
- 電氣的絶縁
- ドライ潤滑
- 不十分な潤滑
- 回転速度の急速な変化
- 高い振動レベル
- 揺動運動

一般的な技術情報を記載した前半部は、特定のアプリケーションに最適かつ最も効率的な製品を選定するために参考としていただけるよ

う、構成されています。ここでは、軸受の実用寿命、回転速度能力、摩擦、設計上の一般的留意事項、潤滑などについて詳しく述べています。また、取り付けやメンテナンスに関する情報も含まれています。ただし、より実用的な取り付けおよびメンテナンス情報については、SKF軸受メンテナンスハンドブック (ISBN 978-91-978966-4-1)を参照してください。

最新の技術開発

旧版のカタログと比べ主な変更点は、Y-軸受と針状ころ軸受ならびに以下に挙げる製品の追加です。

SKFエネルギー効率化軸受

さらなる消費エネルギー削減に対する要求に応えるため、SKFはSKFエネルギー効率化(E2)性能クラスの転がり軸受を開発しました。SKF E2軸受は、同寸法の標準のSKFベアリングと比較して、摩擦モーメントを30%以上減少させるのが特徴です。

SKFエネルギー効率化軸受の呼び番号には、接頭記号E2がついています。



まえがき

高負荷容量円筒ころ軸受

SKF高負荷容量円筒ころ軸受は、総ころ軸受の高い負荷容量と保持器付き軸受の高速回転能力を併せ持っています。高負荷容量円筒ころ軸受は産業用ギアボックス、風力タービンのギアボックス、鉱業用機器などのアプリケーション向けに設計されています。



SKF高負荷容量円筒ころ軸受

SKFドライループ軸受

SKFドライループ軸受は、超高低温用アプリケーション向けの新しいオプションです。この軸受には、グラファイトと二硫化モリブデンを主成分としたドライ潤滑剤が充填されています。ドライ潤滑剤は、固形異物による損傷から転動体や軌道面を守ります。SKFドライループ軸受の特長は、高温アプリケーションでの効果的な潤滑、あらゆる温度において始動トルクが低く運転中の摩擦モーメントが小さいなどです。



SKFドライループ軸受

樹脂製玉軸受

樹脂製玉軸受は、湿度や化学物質に対する耐性が必須とされるアプリケーションにおいて、技術的・経済的両方の観点から最良のソリューションです。軸受軌道輪または座金に種々の樹脂材料を使用し、ボールはガラス製、ステンレス製、または樹脂製となっています。軽量、自己潤滑、静粛運転などの特性を持ち、腐食、化学物質、摩耗、疲労に対して耐性があります。



樹脂製玉軸受

SKF ConCentra Y-軸受 (インサート軸受)

SKF ConCentraロック技術によって、軸受を軸に取り付ける際に真の同心はめあいが可能となり、フレッチング腐食が実質的に排除されます。これらの軸受は、止めねじロック式の軸受と同様に取り付けが容易です。



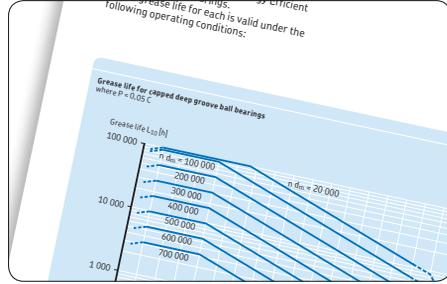
SKF ConCentra Y-軸受

密封型深溝玉軸受のグリース寿命計算

通常、密封型深溝玉軸受およびY-軸受(インサート軸受)は、軸受の寿命が来るまでグリースの寿命も持ちます。SKFは広範な研究を実施して、軸受の回転速度、運転温度、荷重、その他の要因などに基づいてグリース寿命が推定できる理論的アプローチを確立しました。

付加価値を持つ軸受の種類が拡充

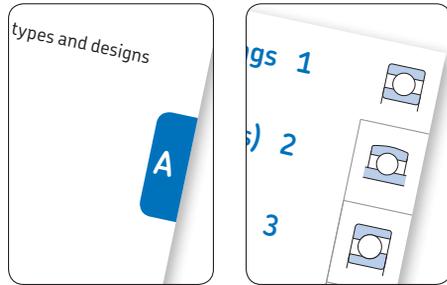
密封型軸受、SKF Explorer軸受、絶縁軸受、ハイブリッド軸受の種類がさらに増えました。



密封型軸受のグリース寿命推定

本カタログの使用方法

このカタログは、技術セクションと製品セクションの2つの大きなセクションに分かれています。技術セクションには転がり軸受の選定方法と適用方法に関する詳細が記載され、8つのメインピックにそれぞれA-Hの見出しをつけて取り扱っています。製品セクションは製品の種類ごとに章が設けられています。これら各章にはその軸受の種類に固有の情報やオプションのバリエーション、製品データ表などが記載されています。各製品の章は、章ごとのカッタブと見分けやすいマークによって区切られています。



分かりやすいマーク付きカッタブ

検索方法

このカタログは、個別の情報を素早く検索できるようにデザインされています。カタログの最初には総目次があります。巻末には製品索引とキーワードによる索引があります。



包括的なテキスト索引で、知りたい情報の記載場所を素早く検索。

単位

このカタログは世界中で使用されます。そのため、ここで使用する単位はISO 80000-1に準拠しています。ただし例外として、必要な場合にはヤードポンド法を使用しています。単位換算には換算表(→ [8ページ](#))を使用してください。

簡単に使用することができるよう、温度は°Cと°Fの両方で記載されています。温度は通常小数点以下が四捨五入されます。そのため、換算式を使用した場合、2つの値が常に正確に一致するとは限りません。

その他のSKF転がり軸受

このカタログに記載されていませんが、その他にも下記の転がり軸受があります。

- 超精密軸受
- 玉軸受ユニット、ころ軸受ユニット
- 一部固定の玉軸受
- 入れ溝付き大型深溝玉軸受
- 大型スラストアンギュラ玉軸受
- スラスト円すいころ軸受
- 複数列の玉軸受、ころ軸受
- 分割型ころ軸受
- クロス円すいころ軸受
- 旋回軸受
- リニア玉軸受
- インラインスケートおよびスケートボード用軸受
- クラスト圧延機用バックリング軸受
- 焼結工場の連続炉用割出ころユニット
- 鉄道車両用のアプリケーション特化軸受
- 自動車およびトラック用のアプリケーション特化軸受
- パルプ・製紙業用トリプルリング軸受
- 印刷機プレスローラ用軸受
- 決定的な重要性を持つ航空アプリケーション用軸受

上記製品に関する情報についてはSKFへお問い合わせいただくか、skf.comをご覧ください。

This is SKF

あるスウェーデンの工場の摩擦の問題を解決したシンプルでありながら新発想のソリューションから、そして1907年に15人の従業員から始まったSKFは、工業ナレッジのグローバルリーダーとなるまでに成長しました。そしてこの年月の間、軸受の専門知識を蓄積するばかりでなく、シール、メカトロニクス、サービス、および潤滑システムなどの分野も拡充してきました。現在、我々のナレッジネットワークは46 000人の従業員、15 000社の代理店パートナー、および130ヶ国以上にオフィスを擁し、さらに SKF Solution Factory も世界各地に増えつつあります。



研究・開発

我々は40業種以上の産業分野において、自社従業員が実際に現場で得た知識に基づいた実務経験を有しています。また、トライボロジー、状態監視、アセットマネジメント、軸受寿命理論などの分野では、世界トップレベルの自社専門家や提携大学などが高度な理論的研究・開発の先鋒を担っています。我々の研究・開発により、お客様が常に業界の第一線に立っていただくことが我々の願いです。



SKF Solution Factory は SKF ナレッジや製造に関する専門知識が世界各地で利用でき、お客様に SKF ならではのソリューションやサービスを提供しています。

SKF の IT や物流システム、アプリケーション技

最も過酷な課題に対応

知識と経験のネットワークおよび我々のコア技術をどのように組み合わせることが出来るかの理解が、最も過酷な課題に対応する革新的ソリューションを生み出します。資産ライフサイクルを通してお客様と密接に取り組むことで、お客様に利益と責任の伴った事業成長をしていただけるようお手伝いします。

持続可能な未来のために

2005年以来、SKFは自社およびサプライヤーの事業活動による環境への負の影響を削減する取り組みを行ってきました。我々の継続的な技術開発により、「SKF BeyondZero」と銘打った効率性を向上させエネルギー損失を低減する一連の製品やサービス、風力・太陽光・海洋発電などに生かされる新しい技術を開発してきました。これらを組み合わせた取り組みにより、我々だけでなくお客様の事業活動においても、環境への影響を低減させることに貢献しています。



術者を活用することで、SKF正規代理店は製品やアプリケーションに関する付加価値の高い総合的なナレッジを世界中のお客様にお届けしています。



SKF – ナレッジ・エンジニアリング・カンパニー

SKFナレッジ – お客様の事業発展

SKFライフサイクル・マネジメントは我々の技術プラットフォームと高度なサービスを統括し、それを資産ライフサイクルの各局面に適用して、より収益性の高い持続可能な事業発展となるよう、お客様のお手伝いをします。



いつも身近に

我々の目標は、お客様の生産性を向上させ、保守を最低限に抑え、より優れたエネルギー・資源効率性を達成し、長いサービス寿命と信頼性を持つ設計の最適化を図る、などのお手伝いをすることです。

革新的なソリューション

アプリケーションが直線運動であろうが回転運動であろうが、もしくはその組み合わせであろうが、SKF技術者はお客様の資産ライフサイクルのあらゆる局面において、アプリケーション全体を見ることにより機

械の性能向上を図ります。この取り組みは、軸受やシールなど個々の部品だけに着目するものではありません。アプリケーション全体の中で、個々の部品が隣接する部品とどのように作用し合うのかを見えています。

設計の最適化・検証

SKFは特許の3Dモデリングソフトを使用し、お客様の既存・新規設計の最適化を承ります。また、このソフトは仮想試験装置としても使用できるため、設計の整合性検証も行えます。



軸受

SKFは高性能の転がり軸受、すべり軸受、軸受ユニット、ハウジングなどの設計・開発・製造において、世界をリードしています。



機械保守

SKF状態監視技術や保守サービスは、計画外のダウンタイムを最小限に抑え、稼働効率を向上させ、保守費用を削減するお手伝いをします。



シールソリューション

SKFが提供する標準シールおよびカスタムエンジニアリング・シールなどのソリューションは、稼働時間を増やし、機械の信頼性を高め、摩擦や動力損失を低減し、潤滑剤の寿命を伸ばします。



メカトロニクス

SKFの航空機用フライ・バイ・ワイヤシステムおよびオフロード、農業、フォークリフトなどのアプリケーション用ドライブ・バイ・ワイヤシステムにより、グリースや油を多量に消費する機械システムや油圧システムが不要になります。



潤滑ソリューション

特殊な潤滑剤から最先端の潤滑システムや潤滑管理サービスにいたるまで、SKF潤滑ソリューションは潤滑に起因するダウンタイムや潤滑剤消費量の低減に貢献します。

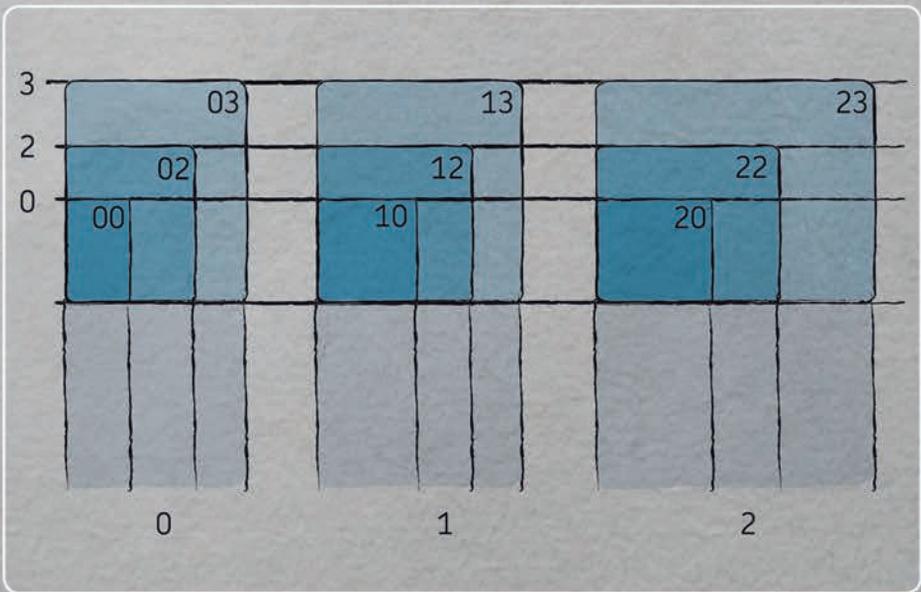


アクチュエータ・モーションコントロール

アクチュエータやボールねじからプロファイルレールガイドなどの幅広い製品群で、切実な直動システムの課題も、SKFはお客様とともに解決します。

アプリケーションと軸受選定の基本

軸受の基本	21	A
軸受寸法の選定	61	B
摩擦	97	C
回転速度	117	D
軸受の仕様	131	E
設計時の留意事項	159	F
潤滑	239	G
取り付け・取り外しと軸受の保管	271	H



軸受の基本

A

転がり軸受の選定	22	基本的な選定条件	46
用語について	23	利用できるスペース	47
記号について	23	荷重	48
軸受システム	24	荷重の大きさ	48
ラジアル軸受	24	荷重の方向	48
スラスト軸受	25	ミスアライメント	52
軸受のタイプおよび設計	26	精度	53
ラジアル軸受	26	回転数	53
スラスト軸受	33	摩擦	54
トラックランナー軸受	35	運転音の低さ	54
保持器	37	剛性	54
打抜き金属製保持器	37	アキシアル変位	55
もみ抜き金属製保持器	38	取り付けおよび取り外し	56
樹脂製保持器	38	円筒穴	56
保持器の案内	39	テーパ穴	56
材料	39	シールソリューション	58
主要寸法	40		
ISO一般計画	40		
インチ系軸受の一般計画	41		
基本的な軸受呼び番号システム	42		
基本呼び番号	42		
接頭記号と接尾記号	45		
基本的な軸受呼び番号システムが用いられない軸受の呼び番号	45		

転がり軸受の選定

軸受システムは、軸受のみで構成されているわけではありません。軸やハウジングなどの関連コンポーネントも一体となって、全体としてのシステムが完成します。潤滑剤およびシールエレメントも重要な役割を果たします。軸受の性能を最大限に引き出すには、軸受の摩擦を低減したり軸受を腐食から保護したりするために、適正な潤滑剤を適正量供給しなければなりません。また、シールエレメントは、潤滑剤を密封し軸受への異物侵入を防止するために重要です。清浄度は軸受の実用寿命に多大な影響を与えるため、汚染物質の侵入を阻止することはとりわけ重要です。そのため、SKFは広範な種類の産業用シールおよび潤滑システムを製造・販売しています。

軸受を選定するプロセスにおいては、多数の要因を検討する必要があります。なかでも、アプリケーションの動的挙動を理解することがとりわけ重要です。ここでの動的挙動とは、以下を意味します。

- 利用できるスペース
- 荷重 (大きさと同方向)
- ミスアライメント
- 精度および剛性
- 回転数
- 運転温度
- 振動レベル
- 汚染レベル
- 潤滑のタイプと方法

動的挙動の特定を行って初めて、最適な軸受のタイプおよび寸法を選定することができます。ただし、軸受選定プロセスにおいては、以下のようなその他の要素も考慮に入れる必要があります。

- 軸受配列内の他のコンポーネントの適切な形状および設計
- 適正なはめあいおよび軸受の内部すきままたは予圧
- 保持装置
- 適正なシール
- 潤滑剤のタイプおよび量
- 取り付け・取り外し方法

アプリケーションの設計に際しては、あらゆる決定事項が軸受システムの性能・信頼性・経済性に影響します。

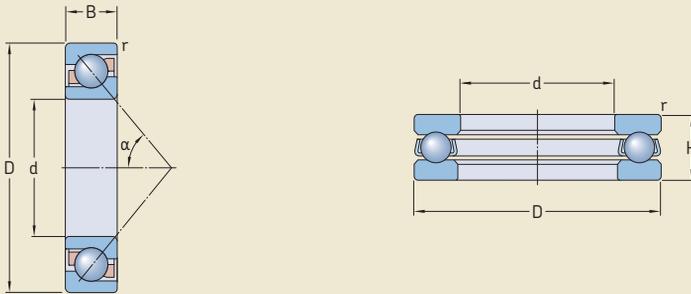
SKFは軸受のトップサプライヤーとして、多種多様な軸受タイプ、系列、設計、バリエーション、寸法を製造しています。これらのうち最も一般的な製品を、軸受のタイプおよび設計

(→ 26ページ)で紹介しています。本カタログに掲載されていない軸受もあります。これらの軸受の多くは、別カタログまたはオンライン skf.com/bearingsにてご覧いただけます。

本セクションおよびセクションB-Hでは、軸受システムを設計する際に必要な基本情報が、一般的な設計手順に従って順番に記載されています。あらゆるアプリケーションに必要な情報を全て記載することは不可能です。そのため、多くの場合、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスのご利用をご案内しています。この技術サービスは複雑な計算や軸受性能問題の診断・解決を代行し、お客様の軸受選定プロセスをアシストします。SKFは、アプリケーションの性能改善に取り組んでいる方々にも、このサービスをお勧めします。

本セクションおよびセクションB-Hに記載されている情報は一般的なものであり、ほとんどの転がり軸受に該当します。特定の軸受タイプに関する情報は、当該製品を扱った章に記載されています。ご要望に応じ、特殊なアプリケーション分野を扱ったその他のカタログおよびパンフレット類もご利用いただけます。SKF転がり軸受、軸受ユニット、ハウジング、すべり軸受、シールのほぼ全製品に関する詳細情報は、オンライン skf.com/bearingsにてご覧いただけます。

なお、製品表に記載されている定格荷重、定格速度、ならびに疲労荷重限界などの値は大幅に丸められていますので、ご承知置きください。



用語について

ここでは、頻繁に使用される軸受関連の用語について説明しています。軸受特有の用語および定義の詳細な説明集については、「ISO 5593 転がり軸受-語彙集」を参照してください。

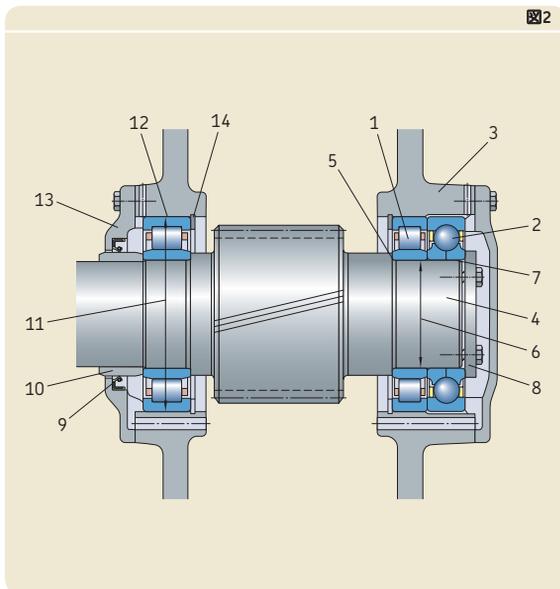
記号について

本カタログで使用している記号は、主としてISO標準に準拠しています。軸受主要寸法を示すために使用される一般的な記号のほとんどは、図1に示されています。その他の記号を以下に記します。いずれの記号も下付き文字とともに使用して、仕様を特定することができます。

- A = 回転数係数
= $n d_m$ [mm/min]
- C = 軸受定格荷重 [kN]
- d_m = 軸受平均直径 [mm]
= $0,5 (d + D)$
- F = 軸受の実際の荷重 [kN]
- L = 寿命、一般的に総回転数 (百万回転単位) または運転時間によって表す
- n = 回転速度 [r/min]
- P = 等価軸受荷重 [kN]
- P_u = 疲労荷重限界 [kN]
- η_c = 汚染度係数
- κ = 粘度比: [実際] 対 [必要]
- ν = 潤滑油の粘度 [mm²/s]

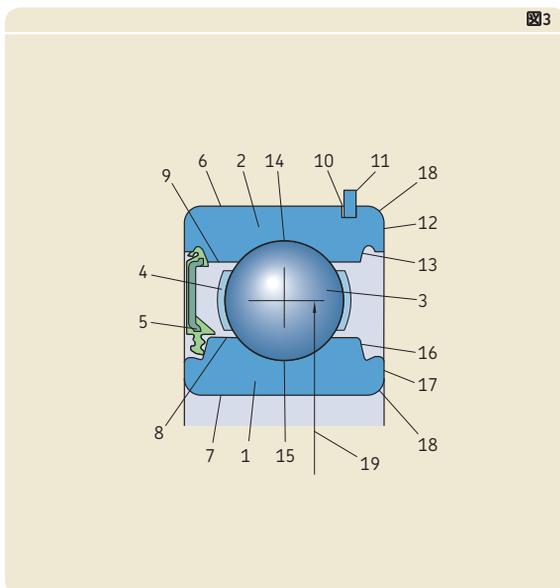
軸受システム (→ 図2)

- 1 円筒ころ軸受
- 2 四点接触玉軸受
- 3 ハウジング
- 4 軸
- 5 軸の取り付け肩部
- 6 軸径
- 7 軸座面
- 8 エンドプレート
- 9 ラジアル軸シール
- 10 間座
- 11 ハウジング内径
- 12 ハウジング座面
- 13 ハウジングカバー
- 14 止め輪

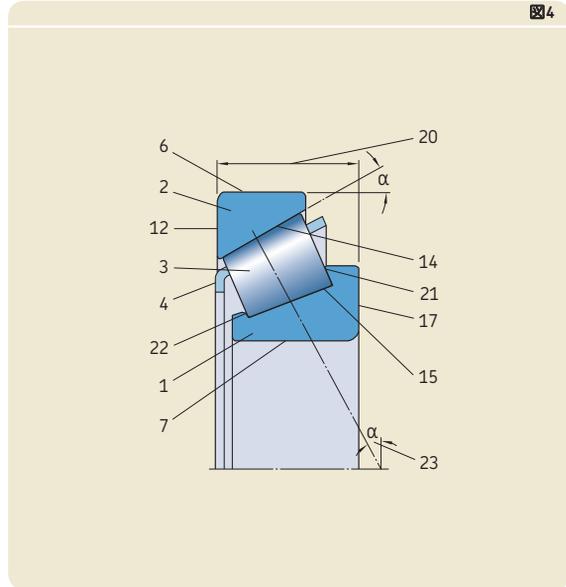


ラジアル軸受
(→ 図3および図4)

- 1 内輪
- 2 外輪
- 3 転動体: 玉、円筒ころ、針状ころ、円すいころ、球面ころ、トロイダルころ
- 4 保持器
- 5 密封装置 シール - エラストマー製 シールド - 鋼板製
- 6 外輪の外面
- 7 内輪の内径
- 8 内輪の肩部
- 9 外輪の肩部
- 10 止め輪溝
- 11 止め輪
- 12 外輪の側面
- 13 密封装置溝

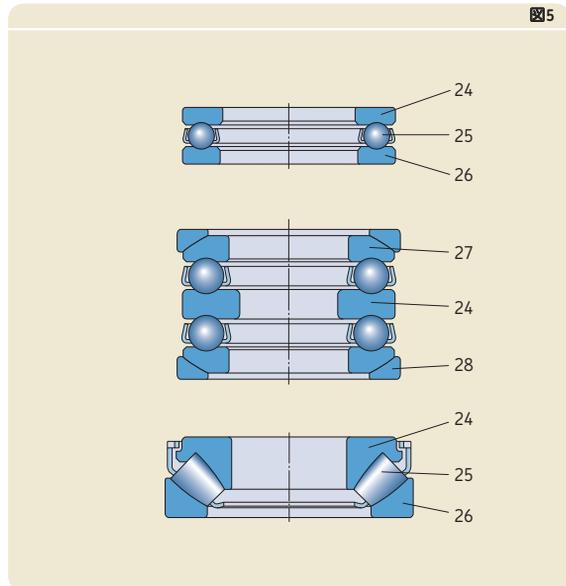


- 14 外輪軌道面
- 15 内輪軌道面
- 16 密封装置溝
- 17 内輪の側面
- 18 面取り部
- 19 軸受ピッチ円径
- 20 軸受全幅
- 21 大つば
- 22 小つば
- 23 接触角



スラスト軸受 (→ 図5)

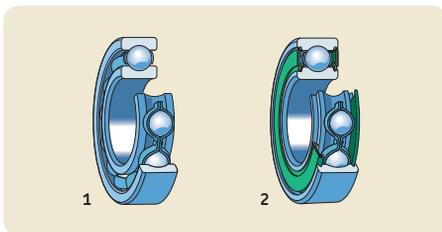
- 24 シャフトワッシャー
- 25 転動体および保持器アセンブリ
- 26 ハウジングワッシャー
- 27 調芯座付きハウジングワッシャー
- 28 調芯座金



軸受のタイプおよび設計

ラジアル軸受

ラジアル軸受は、軸に対して主に垂直な荷重に対応します。ラジアル軸受は一般的に、転動体のタイプと軌道面の形状によって分類されます。



深溝玉軸受 (→ 295ページ)

単列

解放型基本設計 (1)

シールド付き

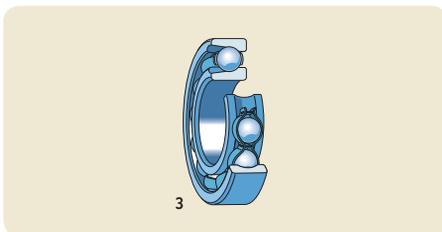
シールド付き (2)

単列、ステンレス鋼

解放型基本設計 (1)

シールド付き

シールド付き (2)

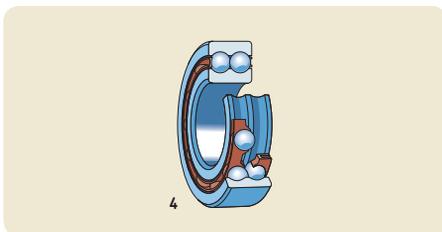


単列、入れ溝付き

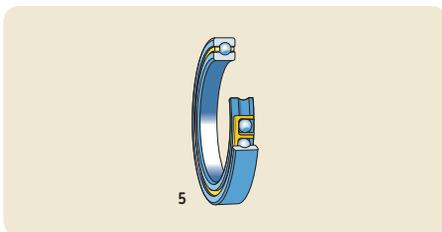
解放型基本設計 (3)

シールド付き

止め輪溝付き、止め輪付きまたは無し



複列 (4)

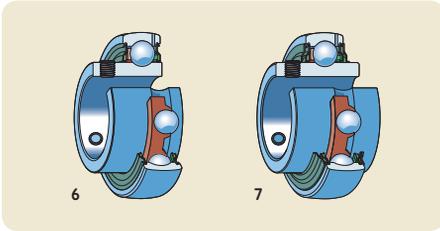


薄肉軸受¹⁾

解放型基本設計 (5)

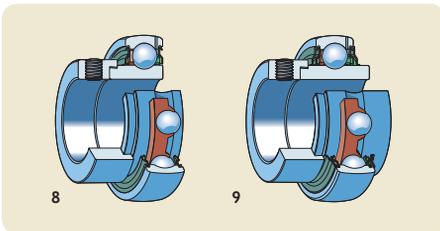
接触シールド付き

¹⁾ SKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

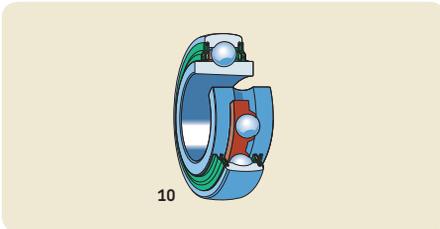


Y-軸受 (インサート軸受) (→ 421ページ)

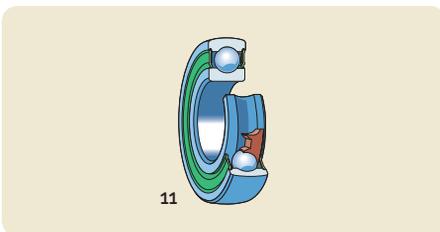
止めねじ付き
片側が幅広の内輪 (6)
両側が幅広の内輪 (7)



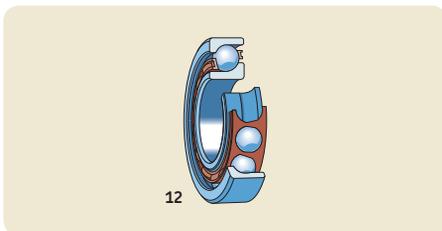
偏心固定輪付き
片側が幅広の内輪 (8)
両側が幅広の内輪 (9)



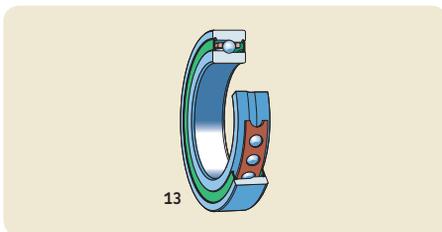
テーパ穴付き
アダプタスリーブ取り付け用に両側が幅広
の内輪 (10)



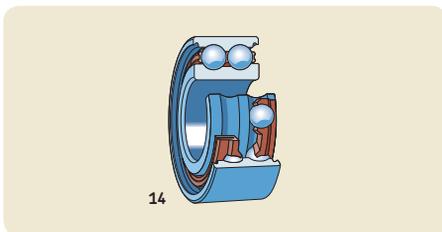
標準の内輪付き
軸上のしまりばめによる固定 (11)



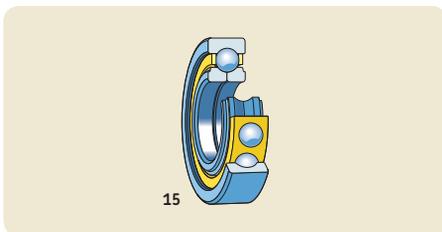
アンギュラ玉軸受 (→ 475ページ)
単列
単列取り付け用基本設計
ユニバーサルマッチ用設計 (12)



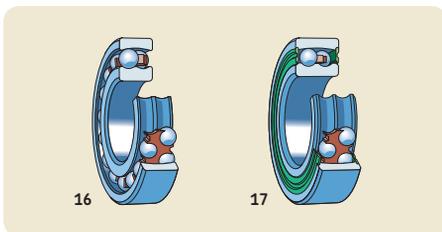
超精密単列¹⁾
基本設計
解放型または接触シール付き
高速度設計
解放型または接触シール付き (13)
高負荷容量設計
解放型または接触シール付き



複列
一体型内輪付き (14)
解放型基本設計
シールド付き
接触シール付き
二分割型内輪付き

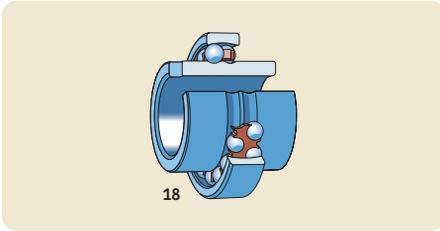


四点接触玉軸受 (15)

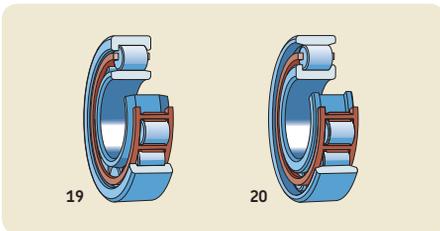


自動調心玉軸受 (→ 537ページ)
円筒穴またはテーパ穴付き
解放型基本設計 (16)
接触シール付き (17)

¹⁾ オンライン製品情報 skf.com/super-precision または別カタログを参照してください。



幅広内輪付き (18)



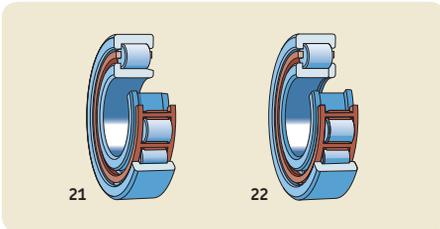
円筒ころ軸受 (→ 567ページ)

単列

NU型 (19)

アングルリング1つまたは2つ付き

N型 (20)

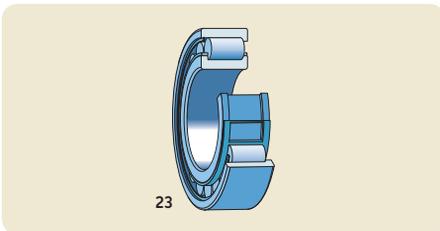


単列

NJ型 (21)

アングルリング付き

NUP型 (22)



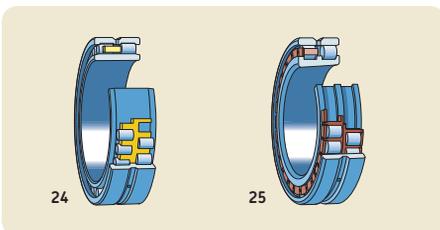
単列

高負荷容量

NCF型 (23)

NJF型

NUH型



複列¹⁾

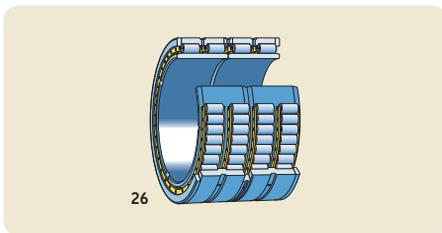
円筒穴またはテーパ穴付き

NNU型 (24)

NN型 (25)

NNUP型

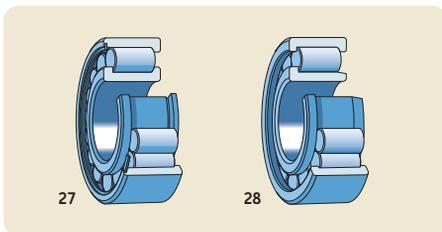
¹⁾ オンライン製品情報 skf.com/bearings または別カタログを参照してください。



円筒ころ軸受 (続き)

四列¹⁾

円筒穴またはテーパ穴付き
解放型 (26)
接触シール付き

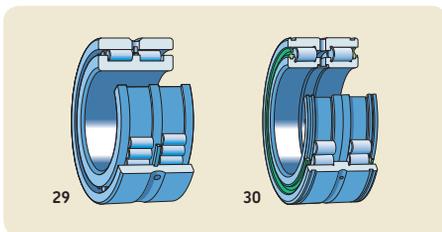


総ころ円筒ころ軸受

単列

NCF型 (27)

NJG型 (28)

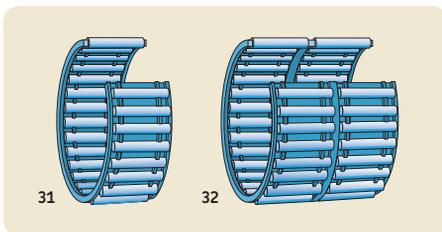


複列

内輪両つば付き (29)

内輪両つばおよび外輪片つば付き

接触シール付き (30)

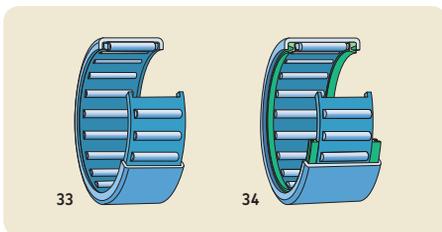


針状ころ軸受 (→ 673ページ)

保持器付き針状ころ

単列 (31)

複列 (32)



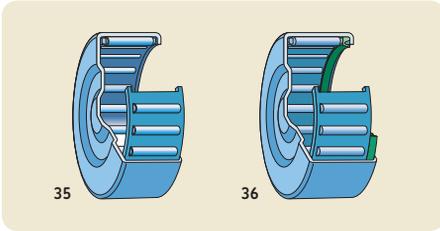
シェル形針状ころ軸受、両端解放型

単列および複列

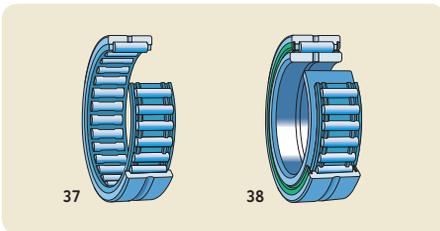
解放型基本設計 (33)

接触シール付き (34)

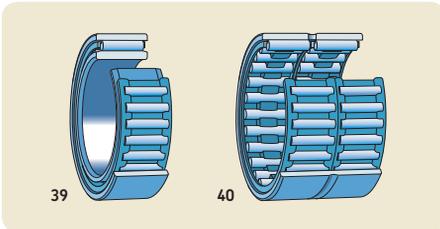
¹⁾ オンライン製品情報 skf.com/bearings または別カタログを参照してください。



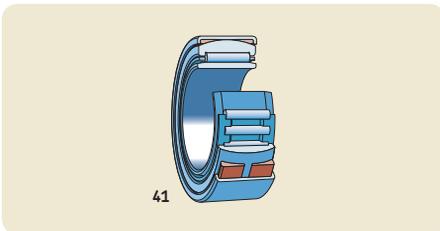
シエル形針状ころ軸受、一端密閉型
単列および複列
解放型基本設計 (35)
接触シール付き (36)



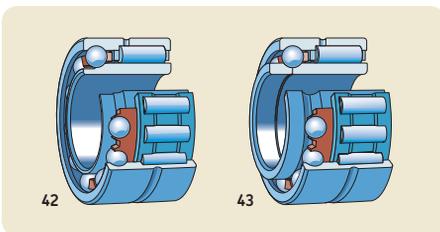
つば付き針状ころ軸受
単列および複列
内輪無し (37)
内輪付き
解放型基本設計
接触シール付き (38)



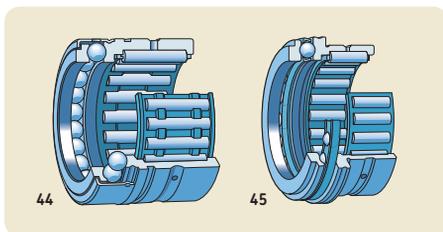
つば無し針状ころ軸受
単列および複列
内輪付き (39)
内輪無し (40)



調心型針状ころ軸受
内輪無し
内輪付き (41)

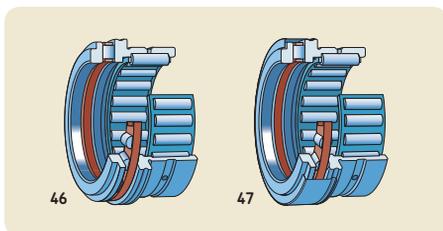


複合型針状ころ軸受
針状ころ / アンギュラ玉軸受
単式 (42)
複式 (43)

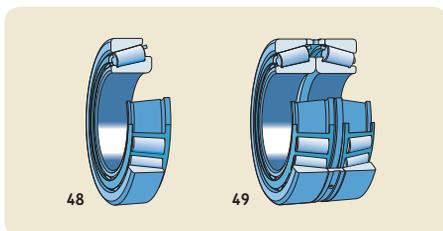


針状ころ軸受 (続き)

- 針状ころ / スラスト玉軸受
総玉セット付き (44)
- 保持器ガイド式玉セット付き
カバー付きまたは無し (45)

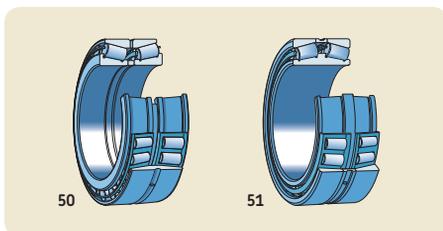


- 針状ころ / スラスト円筒ころ軸受
カバー無し (46)
- カバー付き (47)



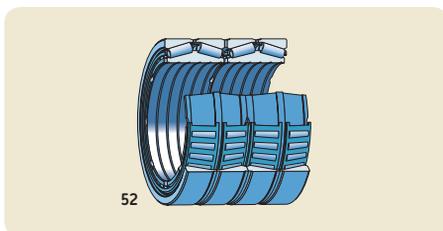
円すいころ軸受 (→ 797ページ)

- 単列
- 単列軸受 (48)
- 組み合わせ軸受
正面 (49)
- 背面
- 並列



複列¹⁾

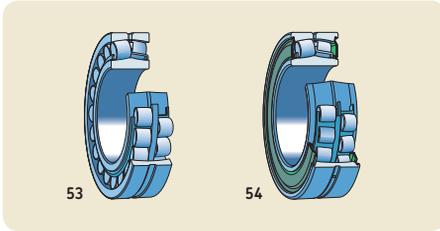
- TD0配列 (背面) (50)
- TD1配列 (正面) (51)



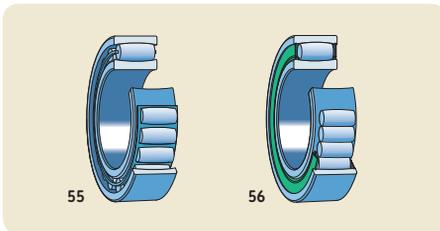
四列¹⁾

- TQ0配列
- 解放型設計 (52)
- 接触シール付き
- TQ1配列

¹⁾ オンライン製品情報 skf.com/bearings または別カタログを参照してください。

**球面ころ軸受 (→ 879ページ)**

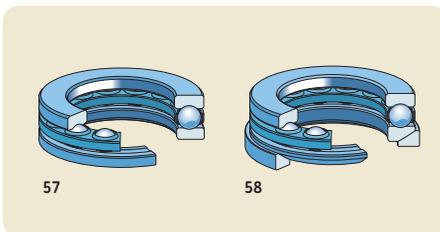
円筒穴またはテーパ穴付き
解放型基本設計 (53)
接触シール付き (54)
振動アプリケーション用

**CARBトロイダルころ軸受 (→ 957ページ)**

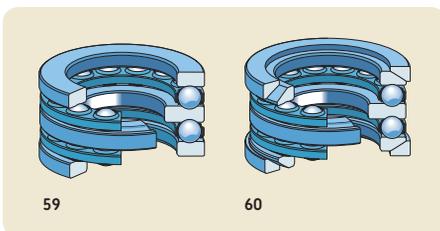
円筒穴またはテーパ穴付き
保持器付きころセット (55)
総ころセット付き
接触シール付き (56)

スラスト軸受

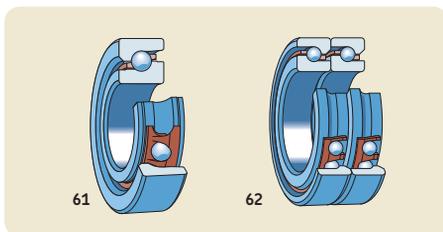
スラスト軸受は、主に軸方向に作用する荷重に対応します。スラスト軸受は一般的に、転動体のタイプと軌道面の形状によって分類されます。

**スラスト玉軸受 (→ 1009ページ)****単式**

平面ハウジングワッシャー付き (57)
調芯座付きハウジングワッシャー付き
調芯座付きワッシャー (58) または無し

**複式**

平面ハウジングワッシャー付き (59)
調芯座付きハウジングワッシャー付き
座金付き (60) または無し



スラストアンギュラ玉軸受¹⁾

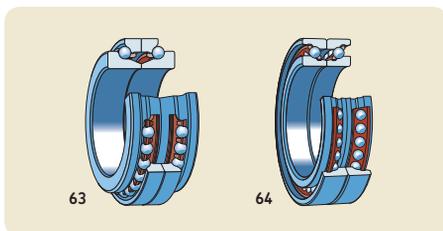
超精密軸受

単式

単列取り付け用基本設計 (61)

ユニバーサルマッチ用設計

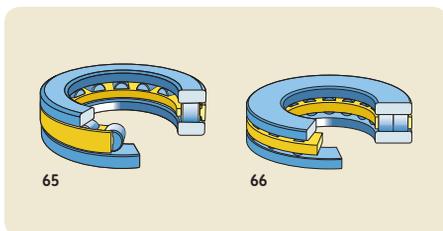
組み合わせ軸受 (62)



複式

基本設計 (63)

高速度設計 (64)



スラスト円筒ころ軸受 (→ 1037ページ)

単式

単列 (65)

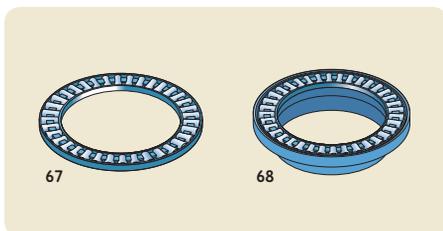
複列 (66)

複式

コンポーネント

スラスト保持器付き円筒ころ

軸およびハウジングワッシャー



スラスト針状ころ軸受 (→ 1057ページ)

単式

スラスト保持器付き針状ころ (67)

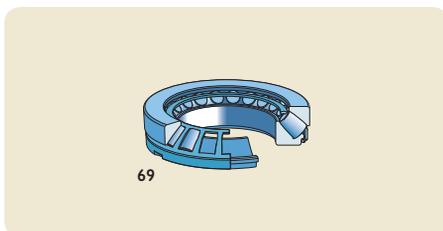
センタリングフランジ付きスラスト針状ころ

軸受 (68)

ユニバーサルワッシャー

薄肉ユニバーサルワッシャー

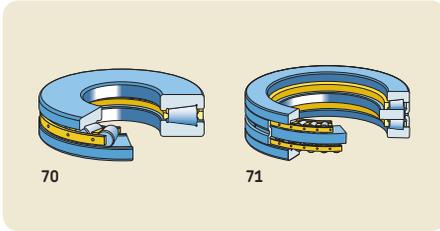
複式



スラスト球面ころ軸受 (→ 1077ページ)

単式 (69)

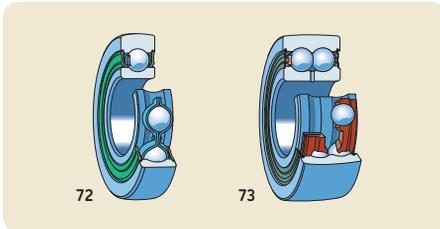
¹⁾ オンライン製品情報 skf.com/super-precision または別カタログを参照してください。



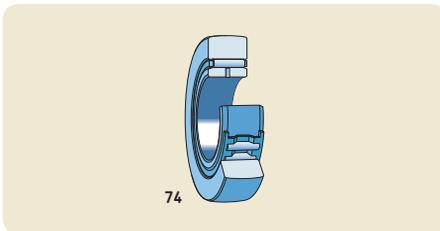
スラスト円すいころ軸受¹⁾
 単式
 カバー付きまたは無し (70)
 スクリューダウン軸受
 複式 (71)

トラックランナー軸受

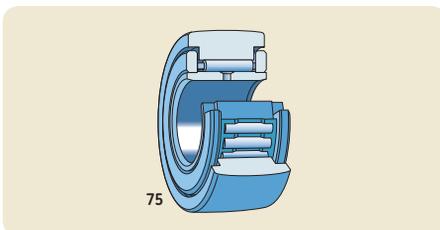
トラックランナー軸受(→ 1099ページ)は、外輪壁が厚い軸受です。すぐに取り付けられるこれらのユニットは、全タイプのカム駆動装置や軌道・コンベアシステムに使用されています。



カムローラー
 単列 (72)
 複列 (73)

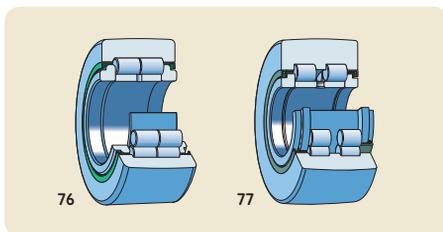


サポートローラー
 フランジリング無し
 接触シール付きまたは無し
 内輪無し
 内輪付き (74)



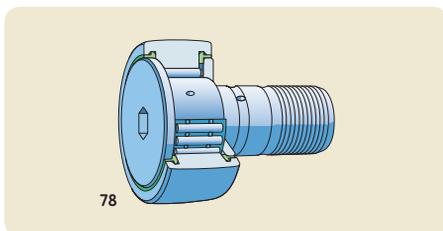
針状ころ軸受に基づいたフランジリング付き
 接触シール付きまたは無し
 保持器付きころセット (75)
 総ころセット付き

¹⁾ オンライン製品情報 skf.com/bearings または別カタログを参照してください。



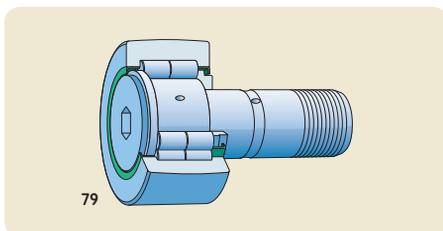
サポートローラー (続き)

円筒ころ軸受に基づいたフランジリング付き
ラビリンスシール付き (76)
接触シール付き (77)
層状シール付き



カムフォロアー

針状ころ軸受に基づく
接触シール付きまたは無し
同心座付き (78)
偏心カラー付き
保持器付きころセット (78)
総ころセット付き



円筒ころ軸受に基づく
ラビリンスシール付き (79)
接触シール付き
同心座付き (79)
偏心カラー付き

保持器

総転動体軸受を除き、すべての転がり軸受に保持器が含まれます。保持器の数は、軸受内の玉またはころのセット数および保持器の設計によって異なります。保持器の主な目的は次の通りです。

- 転動体同士の距離を適正に保って、軸受内の摩擦モーメントおよび摩擦熱を低減する。
- 転動体同士のスペースを均一に保って、荷重配分を最適化するとともに静かで調和の取れた運転を可能にする。
- 無荷重域で転動体を案内し、転がり条件の向上および損傷の原因となる横滑り運動の防止を図る。
- 分離可能な軸受では、取り付けまたは分解の際に軸受軌道輪がひとつ取り除かれても、保持器により転動体が保持される。

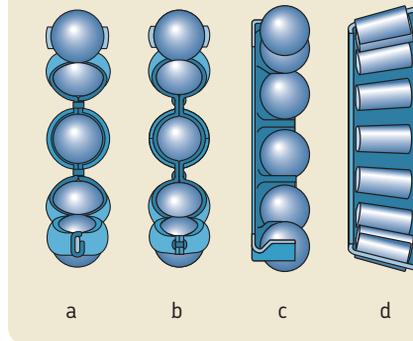
保持器には、摩擦、ひずみ、慣性力などの機械的応力がかかります。また、潤滑剤や潤滑剤の添加剤、または潤滑剤の経年劣化による副産物、有機溶剤、クーラントなどによる化学的ストレスにさらされる場合もあります。そのため、保持器の設計と材料は、個々のアプリケーションにおける転がり軸受の適性に重大な影響を及ぼします。このことから、SKFは様々な材料を使用して多種多様な保持器を開発し、様々な軸受タイプに対応しています。

各製品を取り扱った章では、標準の保持器と利用可能な代替選択肢について説明しています。標準以外の保持器付き軸受をご希望の際は、ご注文前に在庫状況をご確認ください。

保持器は製造プロセスおよび材料グループに基づき、以下のように分類されます。

- 打抜き金属製保持器
- もみ抜き金属製保持器
- 樹脂製保持器

図6

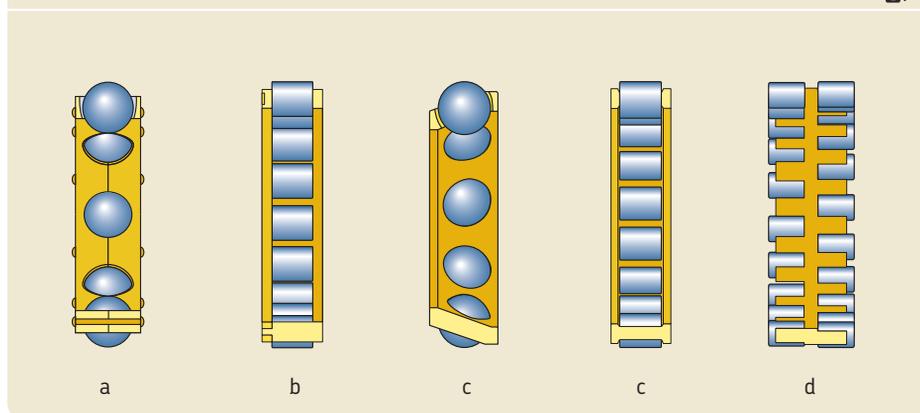


打抜き金属製保持器

SKF軸受用打抜き金属製保持器(→ 図6)は、一般的に鋼板および黄銅板(一部例外あり)で製造されています。軸受のタイプに応じ、以下の打ち抜き金属製保持器が利用可能です。

- つめ付きの保持器 (a)
- リベット止めの保持器 (b)
- スナップタイプの保持器 (c)
- ウィンドウタイプの保持器 (d)

打抜きの金属製保持器は軽量です。このタイプの保持器は軸受内に十分なスペースがあり、潤滑剤の効果を最大限に引き出します。



もみ抜き金属製保持器

SKF軸受用もみ抜き金属製保持器(→ 図7)は、黄銅、鋼鉄、または軽合金で製造されています。軸受のタイプ、設計、寸法に応じ、以下のもみ抜き金属製保持器が利用可能です。

- 二分割型のリベット止めもみ抜き金属製保持器 (a)
- 二分割型の内蔵リベット付きもみ抜き金属製保持器 (b)
- ウィンドウタイプの一体型もみ抜き金属製保持器 (c)
- くし形のもみ抜き金属製保持器 (d)

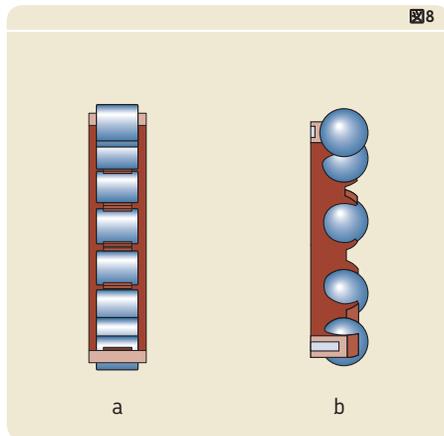
もみ抜き金属製保持器は一般的に高い回転数に耐えることができ、純粋な回転力以外の力が重複して保持器にかかるケースで広く使用されています。

樹脂製保持器

SKF軸受用樹脂製保持器(→ 図8)は、射出成形により製造されています。SKFは繊維で強化したフェノール樹脂製の保持器も製造していますが、これらは超精密軸受専用であるため本カタログでは記載されていません。軸受のタイプ、設計、寸法に応じ、以下の樹脂製保持器が利用可能です。

- ウィンドウタイプの樹脂製保持器 (a)
- スナップタイプの樹脂製保持器 (b)

樹脂製保持器は、強度と弾力性が同時に得られる点で優れています。潤滑された鋼鉄面上での樹脂の優れたすべり特性と、転動体と接触する保持器表面の滑らかさによって摩擦がほ



とんど生じないため、軸受内の摩擦熱および摩擦の発生を最小限に抑えることができます。また、材料の密度が低いことから、保持器によって発生する慣性力も小さくなります。さらに、樹脂製保持器の優れた運転特性により、たとえ潤滑状態が不良な場合でもある程度の時間ならば軸受が突然止まったり二次損傷を受けたりする恐れなしに、運転を続けることができます。

保持器の案内

打抜き金属製保持器は、一般的に転動体によって案内されます。

もみ抜き金属製保持器および樹脂製保持器は、軸受のタイプと設計に応じ、以下のいずれかの面上で径方向にセンタリングされます(→ 図9)。

- ・ 転動体 (a)
- ・ 内輪 (肩) (b)
- ・ 外輪 (肩) (c)

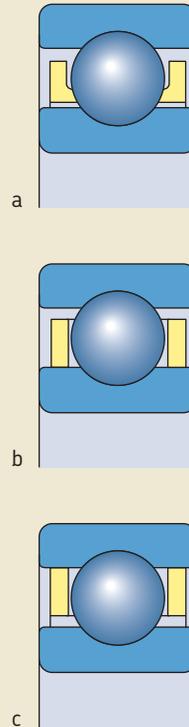
転動体によって案内される保持器では、潤滑剤が軸受内に入りやすくなります。

内輪または外輪によって案内される保持器は案内精度が高く、高い回転数、頻繁で急速な加速、または高い振動レベルなどに対応する必要がある軸受配列に一般的に使用されます。保持器の案内面に十分な潤滑剤が供給されるよう、正しい手順を踏まなければなりません。回転数が非常に高い場合は、SKFは油潤滑(→ 潤滑、239ページ)および関連製品の章またはそのいずれかを参照)を推奨します。

材料

保持器に使用されている材料については、保持器の材料(→ 152ページ)を参照してください。

図9



A

主要寸法

主要寸法とは、軸受の主な寸法のことです(→ 図10)。主要寸法は以下の寸法で構成されます。

- 内径 (d)
- 外径 (D)
- 幅または高さ (B、C、T、またはH)
- 面取り寸法 (r)

標準メートル系軸受の主要寸法は、ISO(国際標準化機構)標準による指定に従った以下の一般計画に含まれています。

- ISO 15 (Y-軸受以外のラジアル転がり軸受、一部のタイプの針状ころ軸受および円すいころ軸受に適用)
- ISO 104 (スラスト軸受に適用)
- ISO 355 (円すいころ軸受に適用)

ISO一般計画

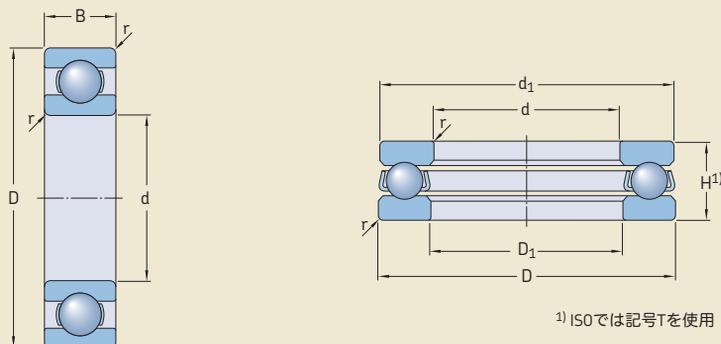
ラジアル軸受の主要寸法に関するISO一般計画には、直径系列7、8、9、0、1、2、3、4の順(外径の増加順)に並べられた標準内径それぞれに対し、標準化された外径系列が小さいものから順に示されています。これらの各直径系列の中に、幅系列も設けられています(幅の増加順に幅系列8、0、1、2、3、4、5、6)。

スラスト軸受の高さ系列(高さの増加順に高さ系列7、9、1、2)は、ラジアル軸受の幅系列に対応しています。

寸法系列は、幅または高さ系列の番号と直径系列の番号との組み合わせで構成されます(→ 図11)。

単列のメートル系円すいころ軸受に関するISO一般計画(ISO 355)では、主要寸法は、角度系列(角度の増加順に角度系列2、3、4、5、6、7)と呼ばれる接触角度 α の範囲によって分類されています。また、内径と外径との関係性、ならびに軸受全幅と断面の高さとの関係性に基づき、直径系列および幅系列も設けられています。ここでは、角度系列に直径系列および幅系列を組み合わせることで、寸法系列を求めます(→ 図12)。寸法系列は、角度系列の番号と2つの文字によって表されます。1つ目の文字は直径系列を示し、2つ目の文字は幅系列を示します。

図10



¹⁾ ISOでは記号Tを使用

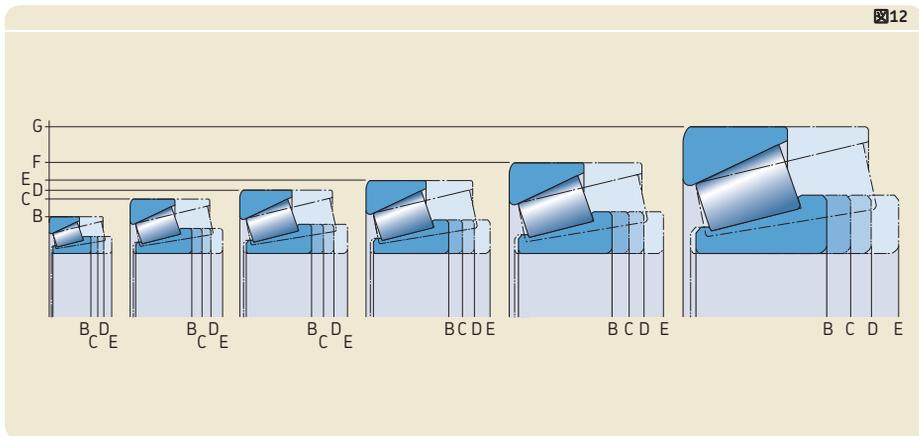
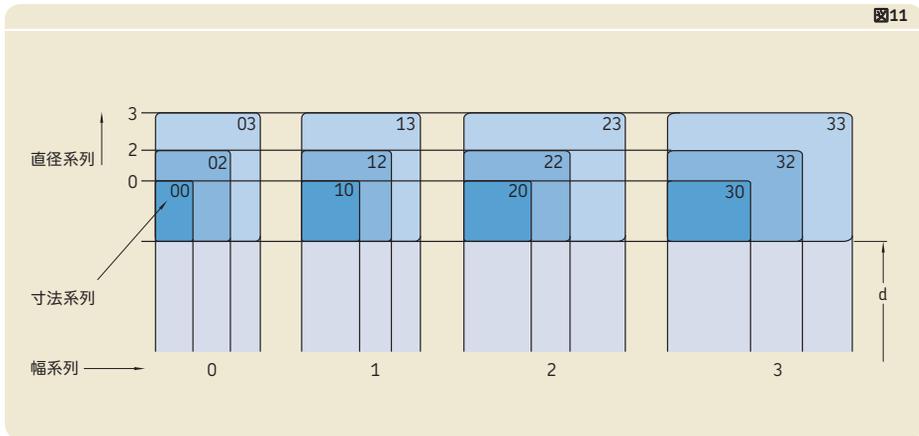


ごく少数の例外を除き、本カタログの軸受はISO一般計画に準拠しています。過去の事例から、これらの標準化された寸法を持つ軸受を使用して、大半の軸受アプリケーション要件を満たせることが実証されています。また、軸受間の互換性という点においては、ISO標準に従った主要寸法が前提となります。寸法規格の順守に関する具体的な情報は、各製品を取り扱った章に記載されています。

インチ系軸受の一般計画

インチ系の軸受では、円すいころ軸受が大きなグループを占めます。これらの軸受の寸法はAFBMA規格 19(ANSI B3.19)に準拠しています。この規格に置き換わったANSI/ABMA規格 19.2には、寸法は含まれていません。

インチ系の円すいころ軸受に加え、玉軸受および円筒ころ軸受の一部もインチ系で利用可能ですが、本カタログには記載されていません。



基本的な軸受呼び番号システム

ほとんどのSKF転がり軸受の呼び番号は、呼び番号システムにのっとっています。完全な軸受呼び番号の形式は、基本呼び番号に補足の呼び番号を付け足したものの(補足の呼び番号がない場合もあります)となっています(→ 線図1)。軸受のパッケージには必ず完全な呼び番号が印刷されていますが、軸受自体に記されているものは不完全な番号であるか、正しい形式とは異なる番号である場合があります。

基本呼び番号は以下の要素を示します。

- 軸受のタイプ
- 基本設計
- 主要寸法

接頭記号および接尾記号は、何らかの点で基本設計とは異なる設計および特長またはそのいずれかを持つ軸受コンポーネントまたはバリエーションを示します。

基本呼び番号

基本呼び番号は一般的に3~5桁による表記となっています。円筒ころ軸受など一部の製品は、アルファベットと数字の組み合わせが使用されている場合もあります。基本的な呼び番号システムを線図2に示しています。数字と文字の組み合わせは以下を意味します。

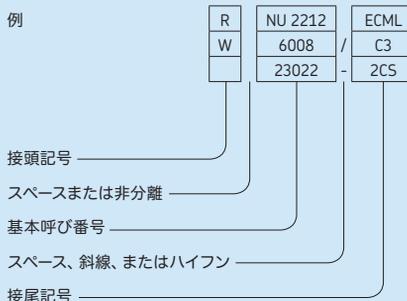
- 1つ目の数字または文字、または文字の組み合わせは、軸受のタイプとそれが基本バリエーションであることを示します。
- 続く2つの数字はISO寸法系列を示します。1つ目の数字は幅または高さ系列を示します(寸法B、T、またはH)。2つ目の数字は直径系列を示します(寸法D)。
- 基本呼び番号の末尾の2つの数字は、軸受内径の寸法コードを示します。寸法コードに5をかけたものがmmで表される内径(d)となります。

基本的な軸受呼び番号システムで最も重要な例外は次の通りです。

- 1 ごくまれに、軸受タイプを示す数字または寸法系列を示す最初の数字が省かれている場合があります。これらの数字は線図2にカッコ付きで記されています。

線図1

SKF転がり軸受の呼び番号



- 2 内径が10、12、15、または17 mmの軸受については、寸法コードが以下のように示されず。
 - 00 = 10 mm
 - 01 = 12 mm
 - 02 = 15 mm
 - 03 = 17 mm
- 3 内径が< 10 mm、または ≥ 500 mmの軸受については、一般的に内径はミリメートルで示されています(コードなし)。この場合、寸法表示は軸受呼び番号のその他の数字から斜線によって区切られ、618/8 (d = 8 mm)または511/530 (d = 530 mm)などのように表記されます。このような表記はISO 15に準拠し、内径が22、28、または32 mmの標準軸受にも該当します。この場合の表記例は62/22 (d = 22 mm)となります。
- 4 深溝玉軸受、自動調心玉軸受、アンギュラ玉軸受など内径が< 10 mmの一部の軸受についても内径がミリメートルで示されますが(コードなし)、系列呼び番号との斜線による区別はないため、629または129 (d = 9 mm)のように表記されます。
- 5 標準とされている内径と異なる内径を持つ軸受はコードで表記せず、小数点以下3桁までのミリメートル表示となります。この内径表示は基本呼び番号の一部として示されますが、基本呼び番号からは斜線で区切られ、6202/15.875 (d = 15,875 mm = $\frac{5}{8}$ インチ)のように表記されます。

呼び番号システム (接尾記号)

呼び番号例

	グループ			/	グループ					
	1	2	3		4					
					4.1	4.2	4.3	4.4	4.5	4.6
6205-RS1NRTN9/P63LT20CVB123	6205	-RS1NR	TN9	/		P63			LT20C	VB123
23064 CCK/HA3C084S2W33	23064	CC	K	/	HA3	C084		S2	W33	

基本呼び番号

スペース

接尾記号

グループ 1:内部設計

グループ 2:外部設計 (シール、止め輪薄など)

グループ 3:保持器の設計

斜線

グループ 4:バリエーション

グループ 4.1:材料、熱処理

グループ 4.2:精度、すきま、運転音の低さ

グループ 4.3:軸受セット、組み合わせ軸受

グループ 4.4:寸法安定化

グループ 4.5:潤滑

グループ 4.6:その他のバリエーション

系列呼び番号

標準の軸受はそれぞれ所定の軸受系列に所属し、寸法表示のない基本呼び番号で示されます。系列呼び番号は多くの場合、接尾記号A、B、C、D、Eまたはこれらの文字の組み合わせを含みます。これらの文字は内部設計の差異を示すために用いられます。

最も一般的な系列呼び番号が、**線図2**(→43ページ)のイラスト上に記されています。カッコ内の数字は、系列呼び番号では省かれています。

接頭記号と接尾記号

接頭記号と接尾記号は、軸受に関する追加情報を示します。接頭記号と接尾記号、およびこれらの意味については、当該製品を扱った章で説明しています。

接頭記号

接頭記号は主に軸受のコンポーネントを示すために用いられます。軸受のバリエーションを示す場合もあります。

接尾記号

接尾記号は、何らかの点でオリジナル設計または現行の基本設計とは異なる設計またはバリエーションを示します。接尾記号はグループ分けされています。複数以上の例外的特徴を示す場合、接尾記号は**線図3**に示す順番で表記されます。

基本的な軸受呼び番号システムが用いられない軸受の呼び番号

Y-軸受 (インサート軸受)

Y-軸受の呼び番号は、上述のシステムとは幾分異なります。これについては当該製品を扱った章で説明しています。

針状ころ軸受

針状ころ軸受の呼び番号は、完全には上述のシステムに従っていません。これについては当該製品を扱った章で説明しています。

円すいころ軸受

メートル系円すいころ軸受の呼び番号は、上述のシステムまたは1977年にISOによって整備された呼び番号システム(→ ISO 355)に従っています。インチ系円すいころ軸受は、関連するANSI/ABMA規格に準拠した呼び番号となっています。

円すいころ軸受の呼び番号システムについては、当該製品を扱った章で説明しています。

カスタマイズされた軸受

顧客固有の要件に適合させて設計した軸受は、一般的に図面番号による呼び番号がつけられます。図面番号は、軸受に関する情報を一切含みません。

その他の転がり軸受

超精密軸受、薄肉軸受、旋回軸受、リニア軸受など本カタログで取り扱っていない転がり軸受は、上述のシステムとは大幅に異なることもある呼び番号システムに従っています。これらの呼び番号システムについては、当該カタログで説明しています。

基本的な選定条件

軸受はその設計によって各々顕著な特性を持っています。これらの特性によって、所定のアプリケーションに最適な軸受が多かれ少なかれ決まります。例えば、深溝玉軸受はラジアル荷重およびアキシアル荷重に対応することができます。SKFエネルギー効率化性能クラスとしても利用可能なこれらの軸受はより高い運転精度を持たせて製造することができ、また、運転音が静かなバリエーションも利用が可能です。そのため、これらの軸受は小-中サイズの電気モーターに好適です。

球面ころ軸受およびトロイダルころ軸受は非常に大きな荷重に耐えることができ、自動調心となっています。このような特性により、これらの軸受は荷重が大きく軸のふれやミスアライメントが発生しやすいアプリケーションに向いています。

ただし多くの場合、複数の要素を検討して取舍選択をする必要があるため、一般的なルールというものはありません。標準軸受を選定する際に考慮すべき最も重要な要素の一部を次に挙げますが、あくまで例として参照してください。

- 利用できるスペース
- 荷重
- ミスアライメント
- 精度
- 回転数
- 摩擦
- 運転音の低さ
- 剛性
- アキシアル変位
- 取り付けおよび分解
- シールソリューション

軸受システムの総費用と投資に対する考え方も軸受の選定に影響を及ぼします。

軸受の配列を設計する際に考慮すべき最も重要な条件の一部について、本カタログの別項にて詳しく述べています。これらの条件としては、負荷容量および寿命、摩擦、許容回転数、軸受の内部すきま、または予圧、潤滑、シールソリューションなどが挙げられます。

個々の軸受タイプならびにその特性および利用可能な設計について詳しくは、各製品を扱った章に記載しています。

図13

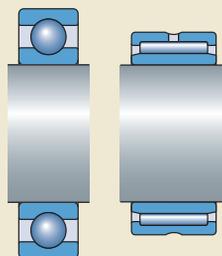


図14

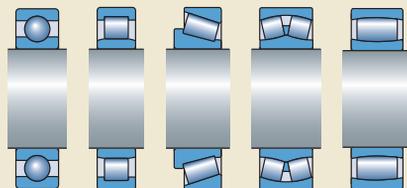
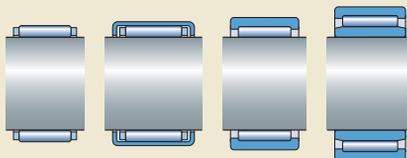


図15



本カタログでは、SKF転がり軸受の全製品をカバーしていません。ここに掲載されていない軸受については、カタログおよびパンフレットをご用意しています。詳しくはSKFまでお問い合わせください。

利用できるスペース

多くの場合、軸受の主要寸法は機械の設計によって予め決められています。例えば、軸径によって軸受の内径の大きさが決まります。

直径が小さい軸に対しては全タイプの玉軸受を使用することができますが、最も広く使用されているタイプは深溝玉軸受です。また、針状ころ軸受も適しています(→ 図13)。直径が大きい軸には、円筒ころ軸受、円すいころ軸受、球面ころ軸受、トロイダルころ軸受、深溝玉軸受を使用できます(→ 図14)。

径方向のスペースが限られている場合は、断面の高さが低い軸受を選択してください。このようなタイプのものには、針状ころおよび保持器のアセンブリ、シェル形針状ころ軸受、内輪付きまたは無しの針状ころ軸受があります(→ 図15)。直径系列8または9のその他のタイプの軸受も使用可能です。

軸方向のスペースが限られている場合は、円筒ころ軸受および深溝玉軸受の細い系列がラジアル荷重または合成荷重に対応することができます(→ 図16)。複合型針状ころ軸受(→ 図17)も使用可能です。純粋なアキシャル荷重に対しては、針状ころおよびスラスト保持器のアセンブリ(ワッシャー付きまたは無し)、ならびにスラスト玉軸受、スラスト円筒ころ軸受を使用できます(→ 図18)。

図16

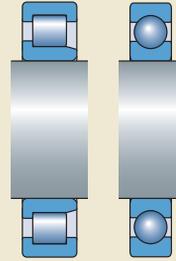


図17

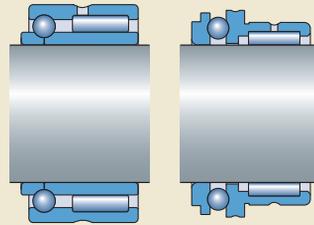
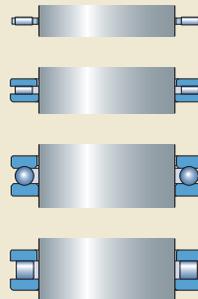


図18



軸受の基本

荷重

荷重の大きさ

荷重の大きさは、通常、軸受の寸法を決定する要素の一つとなります。一般的に、ころ軸受は同じ寸法の玉軸受に比べて大きい荷重に耐えることができます(→ 図19)。総転動体の軸受は、保持器付きの同一寸法の軸受よりも大きい荷重に対応できます。玉軸受は一般的に、荷重が軽-普通程度のアプリケーションで使用します。ころ軸受は荷重が大きいアプリケーションで使用します。

荷重の方向

ラジアル荷重

NU型およびN型の円筒ころ軸受、針状ころ軸受、トロイダルころ軸受は、純粋なラジアル荷重しか支えられません(→ 図20)。その他のラジアル軸受はすべて、ラジアル荷重に加えある程度のアキシャル荷重にも対応できます(→ 合成荷重、50ページ)。

アキシャル荷重

スラスト玉軸受および四点接触玉軸受(→ 図21)は、軽または普通程度の純粋アキシャル荷重に適しています。単式スラスト玉軸受は、一方方向のアキシャル荷重にしか対応できません。両方向に働くアキシャル荷重には、複式スラスト玉軸受が必要です。

図19

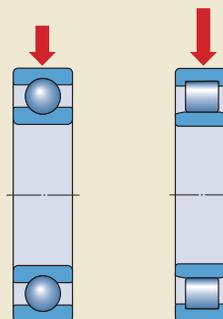


図20

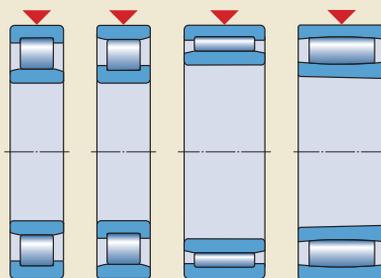
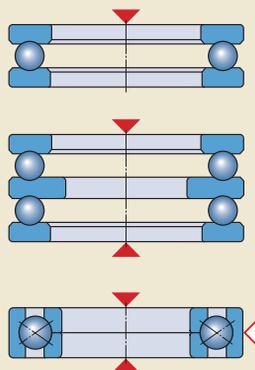
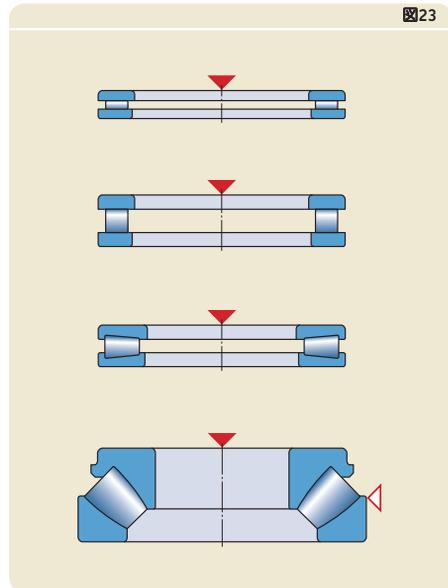
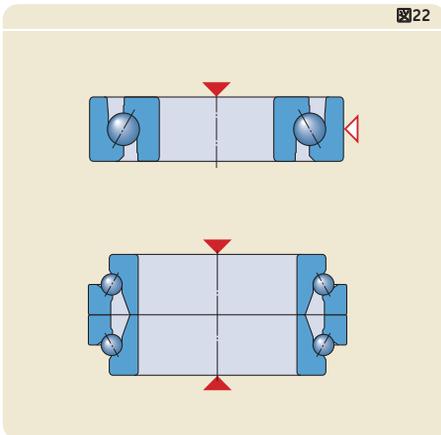


図21



スラストアンギュラ玉軸受は、高い回転数での普通程度のアキシャル荷重を支えることができます。このとき、単式軸受は同時に作用するラジアル荷重にも対応できますが、複式軸受は通常は純粋なアキシャル荷重にしか対応できません(→ 図22)。

一方向にのみ作用する普通-重程度の純粋なアキシャル荷重には、スラスト針状ころ軸受、スラスト円筒ころ軸受、スラスト円すいころ軸受が適しています。スラスト球面ころ軸受(→ 図23)は、一方向のアキシャル荷重ならびにラジアル荷重に対応することができます。大きく変動するアキシャル荷重に対しては、スラスト円筒ころ軸受2個またはスラスト球面ころ軸受2個をペアにして取り付けることができます。



合成荷重

合成荷重とは、ラジアル荷重とアキシャル荷重が同時に作用する場合の荷重を指します。軸受のアキシャル荷重対応能力は、接触角度 α によって左右されます。この角度が大きければ大きいほど、軸受のアキシャル荷重負荷容量が大きくなります。これは、計算係数Yによって示されます。係数Yは接触角度 α が大きくなるに従って小さくなります。角度 α または係数Yの各値は、当該製品を扱った章に記載されています。

深溝玉軸受のアキシャル荷重負荷容量は、軸受の内部設計および運転時の内部すきまによって異なります(→ 深溝玉軸受、295ページ)。

合成荷重には単列および複列のアンギュラ玉軸受ならびに単列円すいころ軸受が最も一般的に使用されますが、深溝玉軸受および球面ころ軸受も適しています(→ 図24)。さらに、自動調心玉軸受、NJ型およびNUP型の円筒ころ軸受、ならびにNJ型およびNU型のHJアングルリング付き円筒ころ軸受も、アキシャル荷重が比較的小さい場合は合成荷重に対して使用することができます(→ 図25)。

単列アンギュラ玉軸受、単列円すいころ軸受、NJ型の円筒ころ軸受、NU型のHJアングルリング付き円筒ころ軸受、スラスト球面ころ軸受は、一方向に作用するアキシャル荷重にしか対応できません。アキシャル荷重方向が変動する場合には、これらの軸受に第二の軸受を組み合わせる必要があります。このような場合には、ユニバーサルマッチのアンギュラ玉軸受および組み合わせ加工された円すいころ軸受の利用が可能です(→ ユニバーサルマッチ軸受、477ページ、または組み合わせ加工軸受、802ページ)。

図24

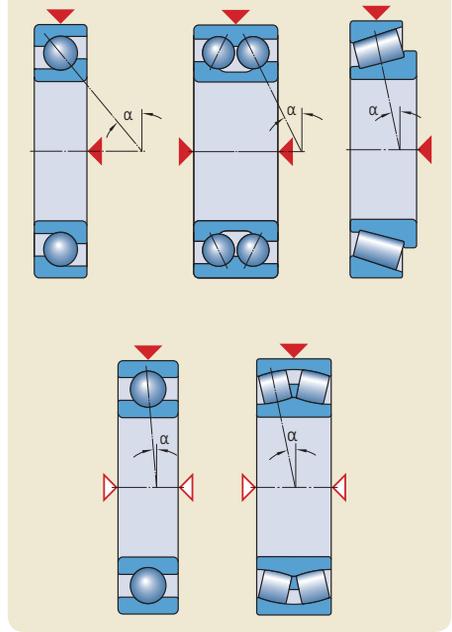
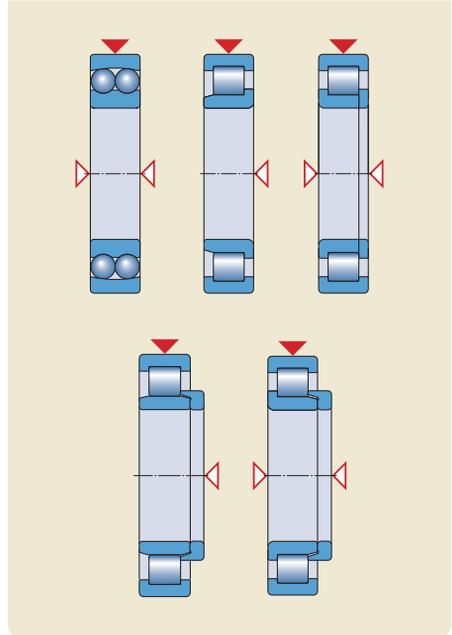


図25

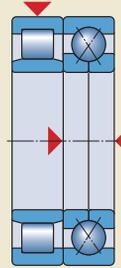


合成荷重のアキシャル成分が比較的大きい場合は、ラジアル荷重のかからない第二の軸受が必要となることがあります。この場合、スラスト軸受のほか、深溝玉軸受または四点接触玉軸受などの一部のラジアル軸受(→ 図26)が適しています。軸受に純粋なアキシャル荷重のみがかかるようにするためには、外輪外周に径方向のすきまを設けるように取り付けなければなりません。

モーメント荷重

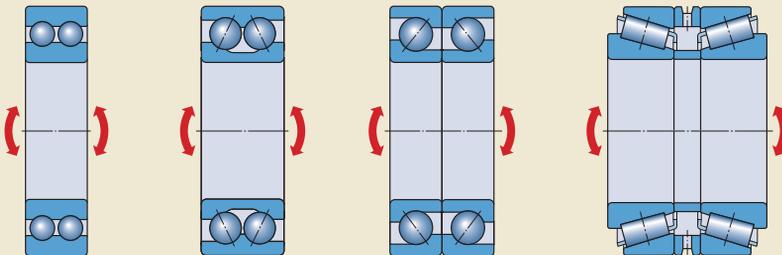
軸受上で偏心荷重が作用すると、曲げモーメントが発生します。深溝玉軸受およびアンギュラ玉軸受などの複列軸受が曲げモーメントに対応できますが、単列のアンギュラ玉軸受および円すいころ軸受を背面組み合わせにする方法がより適しています(→ 図27)。

図26



A

図27



ミスアライメント

運転時の荷重を受けて軸が変位する(曲がる)と、軸とハウジングとの間に角度上のミスアライメントが発生します。ミスアライメントは、軸受同士の間隔が大きすぎる場合にも発生します。

深溝玉軸受および円筒ころ軸受など剛性の高い軸受が耐えられる角度上のミスアライメントは数分です。それ以上の角度になると、軸受が損傷を受けてしまいます。自動調心玉軸受、球面ころ軸受、トロイダルころ軸受、スラスト球面ころ軸受などの自動調心軸受(→ 図28)は、軸の撓みならびに機械加工ミスまたは取り付けミスに起因して最初から存在するミスアライメントに対応することができます。許容可能なミスアライメントの値は、当該製品を扱った章に記載されています。予測されるミスアライメ

ントが許容値を上回る場合は、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

球面状のハウジングおよび座面ワッシャーを持つスラスト玉軸受、Y-軸受ユニット、調心針状ころ軸受(→ 図29)は、機械加工ミスまたは取り付けミスが原因で最初から存在するミスアライメントを補正することができます。

図28

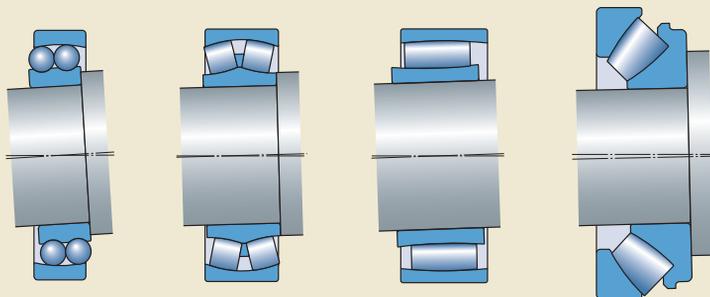
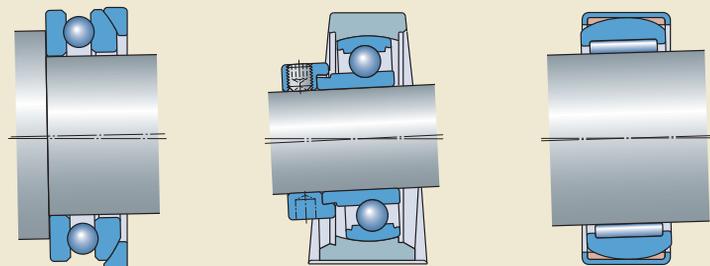


図29



精度

転がり軸受の精度は、回転精度および寸法精度による公差等級で示されます。

各転がり軸受の製造時の公差等級設定について詳しくは、各製品を扱った章で述べています。SKFは単列アンギュラ玉軸受、単列および複列円筒ころ軸受、単式および複式スラストアンギュラ玉軸受など、幅広い種類の超精密軸受を製造しています。超精密軸受について詳しくは、オンライン製品情報 skf.com/super-precision をご覧ください。

回転数

転がり軸受の運転可能回転数は、許容運転温度によって制限を受けます。そのため、高速運転には、低摩擦で摩擦熱の発生量が少ない軸受タイプが最も適しています。

最も高い回転数は、純粋なラジアル荷重の場合、深溝玉軸受および自動調心玉軸受(→ 図30)を使用すると達成できます。アンギュラ玉軸受(→ 図31)は一般的に合成荷重に使用します。これは特に、超精密アンギュラ玉軸受およびセラミック転動体付き深溝玉軸受(別名ハイブリッド軸受)に該当します。

スラスト軸受はその設計により、ラジアル軸受ほど高い回転数に対応することができません。

図30

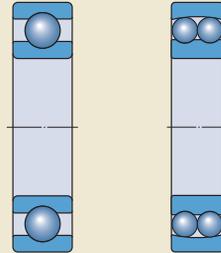


図31



A

摩擦

転がり軸受は「摩擦防止軸受」として知られていますが、当然ながら軸受内のある程度の摩擦損失は発生します。軸受内で転がり摩擦が発生する原因の一つに、転動体および荷重のかかった軌道面の弾性変形によるものがあります。その他にも、転動体と保持器との間、フランジと案内輪との間、シールと対向面との間などに発生する滑り摩擦など、いくつもの要因があります。潤滑剤内に発生する摩擦も全体の摩擦モーメントを増加させます。SKF転がり軸受の摩擦モーメントは計算可能です(→ 摩擦、97ページ)。

一般的に、玉軸受の摩擦モーメントはころ軸受より低くなります。摩擦が非常に小さいことが不可欠な要件である場合は、SKFエネルギー効率化(E2)軸受の使用を検討してください。SKF E2軸受では、摩擦モーメントが類似寸法のSKF標準軸受より少なくとも30%は低くなります。SKF E2軸受は次のような複数の軸受タイプで利用可能です。

- 単列深溝玉軸受
- Y-軸受(インサート軸受)
- 複列アンギュラ玉軸受
- 単列円すいころ軸受
- 球面ころ軸受
- 円筒ころ軸受

運転音の低さ

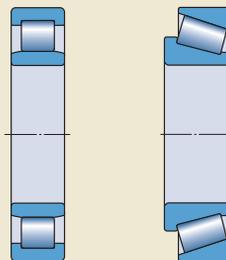
家庭用電化製品や事務機器の小型電気モーターなど、アプリケーションによっては運転時の騒音レベルが重要な要素となるために、軸受の選定に影響を及ぼす場合があります。SKFは特にこのようなタイプのアプリケーションを対象とした深溝玉軸受のバリエーションを製造しています。

剛性

転がり軸受の剛性は、荷重下での軸受の弾性変形の大きさ(復元力)によって特徴づけられません。一般的に、この変形は非常に小さなもので無視しても構いません。ただし、工作機械用スピンドルやトランスミッション差動装置などのアプリケーションにおいては、剛性が重要な運転パラメーターとなります。

転動体と軌道面との接触条件により、円筒ころ軸受または円すいころ軸受などのころ軸受(→ 図32)の剛性の度合いは玉軸受よりも高くなります。軸受の剛性は予圧をかけることでさらに強化することができます(→ 軸受予圧、214ページ)。

図32



アキシャル変位

軸やその他の回転する機械コンポーネントは、一般的に固定側の軸受と自由側の軸受で支持します(→ 軸受システム、160ページ)。

固定側の軸受は、軸方向の両方向において軸の位置を固定することができなければなりません。固定側の軸受として最適なのは合成荷重に対応できる軸受、または第二の軸受と組み合わせることで軸方向の案内ができる軸受です。

自由側の軸受は、軸の熱伸長などによって発生する誘起アキシャル荷重を回避するために、軸の軸方向運動に対応できなければなりません。自由側の軸受として適しているのは、針状ころ軸受、NU型およびN型の円筒ころ軸受などです(→ 図33)。NJ型の円筒ころ軸受および一部の総ころ設計の円筒ころ軸受も使用可能です。

比較的大きなアキシャル変位を余儀なくされるアプリケーションではミスアライメントが発生する恐れもあるため、自由側の軸受としてCARBトロイダルころ軸受が優れた選択であるといえます(→ 図34)。

これらの軸受はいずれも、軸とハウジング間のアキシャル変位に軸受内で対応することができます。軸受内の許容アキシャル変位値は、当該製品を扱った章に記載されています。

深溝玉軸受または球面ころ軸受など分割できない軸受(→ 図35)を自由側の軸受として使用する場合は、いずれか一つの軸受軌道輪のはめあいがゆるくなくてはなりません(→ 軸受のラジアル方向の固定、165ページ)。

図33

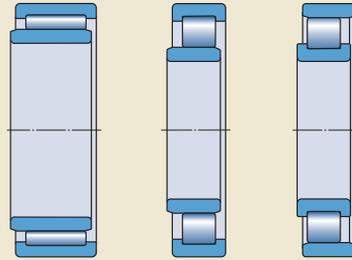


図34

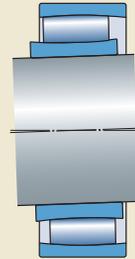
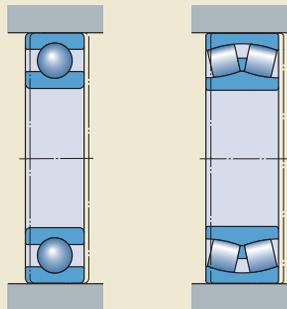


図35



取り付けおよび取り外し

円筒穴

円筒穴を持つ軸受は、特に内外輪ともにしまりばめが必要とされる場合、分割型のほうが取り付けおよび取り外しをより容易に行えます。分割型の軸受は、転動体および保持器アセンブリが付いた軌道輪をもう一方の軌道輪とは別に取り付けることができるため、頻繁に取り付けおよび取り外しを行う必要がある場合にも好適です。このような軸受には四点接触玉軸受、円筒ころ軸受、針状ころ軸受、円すいころ軸受(→ 図36)、ならびにスラスト玉軸受、スラストころ軸受などがあります。

テーパ穴

テーパ穴を持つ軸受(→ 図37)は、テーパ軸座面、またはアダプタあるいは取り外しスリーブを使用して円筒軸座面に容易に取り付けることができます(→ 図38)。

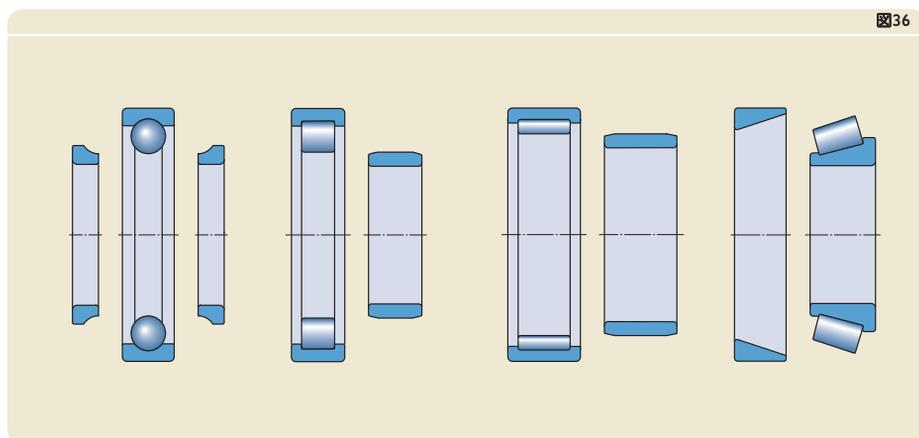


図37

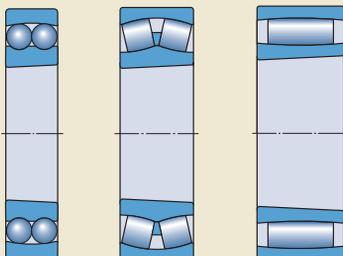
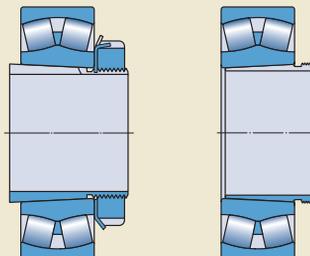


図38



A

軸受の基本

シールソリューション

潤滑剤を保持して軸受への異物侵入を防止するため、SKFは内蔵シールまたはシールドによる密封軸受を供給しています。

- シールド (→ 図39)
- 非接触シール (→ 図40)
- 低摩擦シール (→ 図41)
- 接触シール (→ 図42)

これらの軸受は、多くのアプリケーションにおいて、コスト効率に優れ省スペースが可能なソリューションを提供できます。密封軸受は以下の軸受タイプで利用可能です。

- 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
- 針状ころ軸受
- 球面ころ軸受
- CARBトroidアルころ軸受
- トラックランナー軸受
- Y-軸受 (インサート軸受)

一般的に、両側に密封装置の付いた軸受は寿命が来るまでもつように潤滑されているため、洗浄や再潤滑を行わないでください。これらの軸受には、適正量の高品質グリースが清潔な条件下で充填されています。

図39

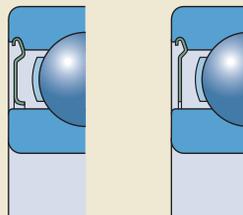


図40

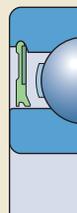


図41

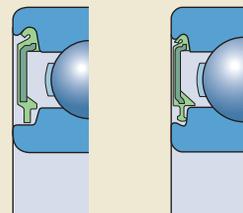
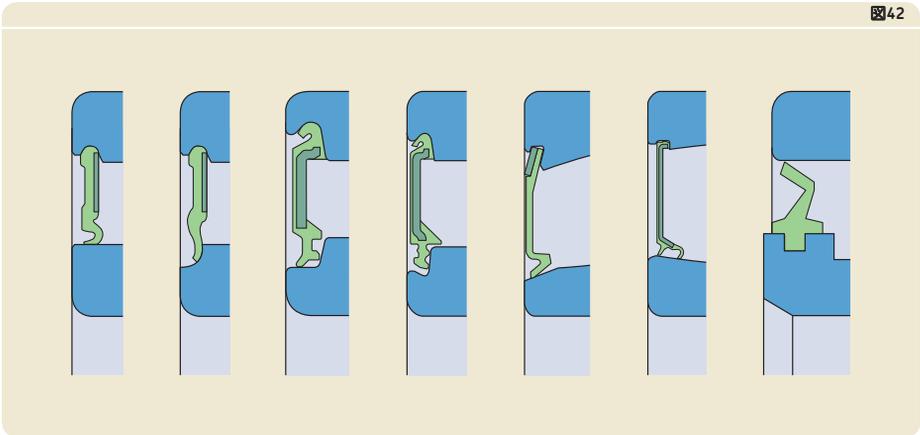
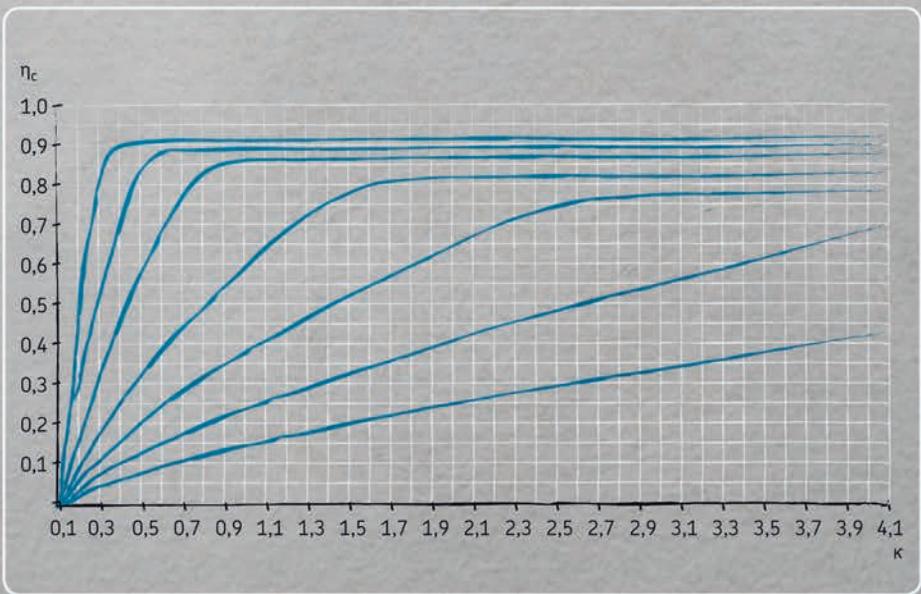


図42



A



軸受寸法の選定

軸受選定のためのシステムアプローチ	62	SKF計算ツール	92
軸受のシステム寿命	62	オンラインskf.com/bearingcalculator で利用可能な計算ツール	92
軸受寿命と定格荷重	63	SKF Bearing Beacon (SKFベアリングビー コン)	93
軸受寿命とは	63	Orpheus (オルフェウス)	93
定格荷重	63	Beast (ビースト)	93
動定格荷重	63	その他のプログラム	93
静定格荷重	64	SKFエンジニアリング・コンサルタン トサービス	94
寿命計算式を用いた軸受寸法の選定	64	先進のコンピュータプログラム	94
基本定格寿命	64	SKF寿命試験	95
SKF定格寿命	64		
SKF寿命補正係数 a_{SKF}	65		
潤滑状態 - 粘度比 k	71		
EP添加剤について	73		
汚染度係数 η_c	74		
運転条件が変動する場合の寿命計算	81		
運転温度による影響	82		
要求定格寿命	82		
動軸受荷重	84		
動軸受荷重の計算	84		
動等価軸受荷重	85		
必要最小荷重	86		
静荷重負荷能力を用いた軸受寸法 の選定	87		
静等価軸受荷重	88		
必要基本静定格荷重	88		
静荷重負荷能力の確認	89		
計算例	90		

軸受選定のためのシステムアプローチ

SKFの定格寿命計算式では、外部荷重による応力とともに、転がり接触面にかかるトライボロジータの応力を考慮します。これらの応力の組み合わせが軸受寿命に与える影響を理解することで、実際のアプリケーションにおける軸受の性能をより正確に予測することができます。

理論は複雑であるため、詳細な説明は、本カタログでは取り上げません。そのため、本書ではSKFの定格寿命(→ 64ページ)の項で、簡易化したアプローチについて述べています。軸受の潜在的な寿命をフルに活用する、ダウンサイジング化を図る、あるいは潤滑と汚染が軸受のサービス寿命に与える影響を理解するための手段としてお役立てください。

軸受のシステム寿命

転がり接触面の金属疲労は、転がり軸受のよく知られた損傷モードです。金属疲労は、過度な摩擦熱、潤滑不良または汚染された潤滑状態、外部の大きな荷重あるいは特定できない大きな荷重など様々な要因によって引き起こされます。

そのため、あるアプリケーション用の転がり軸受の種類と寸法を選定する際は、軌道面の疲労を基準に考えることが一般的となっています。ISO 281などの国際標準は、転がり接触面の金属疲労に基づいて制定されています。しかしながら、軸受全体をシステムとして捉えることは重要です。転動体、軌道面、保

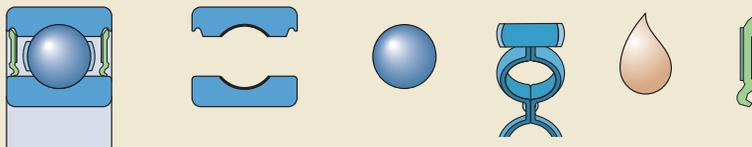
持器、潤滑剤、シール(該当する場合)といったシステムを構成する部品の寿命が軸受の耐久性に影響を及ぼし、場合によっては事実上決定づけてしまうことを留意しておく必要があります(→ 図1)。

本カタログの別項では、軸受をシステムとみなしたとき、その他の構成部品を強度と適合性の観点から説明しています。最高の性能を確保するためには、これらの記載事項を確認する必要があります。

図1

軸受システムの寿命

$$L_{\text{bearing}} = f(L_{\text{raceways}}, L_{\text{rolling elements}}, L_{\text{cage}}, L_{\text{lubricant}}, L_{\text{seals}})$$



軸受寿命と定格荷重

軸受寿命とは

転がり軸受の寿命は、ある回転速度で軸受を運転したとき、内輪または外輪の軌道面、あるいは転動体に金属疲労(スポーリング、はくり)の最初の兆候が現れるまでの総回転数または運転時間数で表されます。しかしながら、管理された実験室で外観上全く同じ軸受を全く同じ条件で運転した場合でさえ、軸受の耐久寿命は個々に異なります。したがって、軸受の寸法を計算する際には、「軸受寿命」という言葉の明確な定義が非常に重要となります。定格荷重に関してSKFが提供する情報はすべて、見かけ上同一の軸受が十分に大きな集団を構成するだけの数があるとき、その90%にあたる軸受が到達または超過すると期待される寿命に基づいています。

上記の定義に基づく定格寿命は、軸受アプリケーションの要求寿命を満足する必要があります。参考とする前例がない場合のために、様々な軸受アプリケーションの仕様寿命の参考値を表9および表10(→ 83ページ)に示します。

なお、軸受寿命の統計的な性質上、アプリケーションである軸受が損傷に至るまでの時間は、その軸受の損傷率が、類似した条件で運転されている軸受の母集団との関係から決定できる場合においてのみ定格寿命と関連付けることができます。参考とすることを理解しておく必要があります。例えば、ファンのアプリケーションにおいて、類似条件下で使用されている総数200個の軸受のうち、ひとつに損傷が認められた場合、損傷の確率はちょうど0.5%となり、このアプリケーションの信頼度は99.5%となります。

様々なアプリケーションに使用された軸受の損傷に関して、長年にわたりいくつかの研究が行われましたが、これらは、極めて多数(数百万個)の軸受の中で確認された損傷は比較的稀であり、典型的な軌道面のスポーリング(はくり)とも直接的には関係していなかったことを明らかにしています。これはつまり、90%の信頼度に基づいた設計ガイドライン、ならびに静的および動的安全係数を使用することで堅固な軸受ソリューションを選定することができ、典型的な疲労による損傷も概ね回避できることを意味しています。実際、フィールドで確認された損傷のほとんどが、摩耗、水分、腐食、不適切な取り付け作業、軸/ハウジングとの不適切なはめあい、転動体の滑り、予想外の汚染に関連するもの、ある

いは保持器やシールの損傷、潤滑システムの故障に関連するものでした。

定格荷重

一般的に軸受の選定は、実際に作用する荷重に対応した定格荷重、ならびに軸受寿命および信頼度に関する要求を基準に行います。基本動定格荷重の値Cおよび基本静定格荷重の値C₀は、製品データ表に記載されています。

軸受の動的荷重および静的荷重は、それぞれ個別に検証し、まれにしか発生しないような持続時間の短い大きな衝撃荷重なども考慮する必要があります。

動定格荷重

基本動定格荷重Cは、動的な応力を受ける軸受(荷重を受けた状態で回転する軸受)の寿命を計算するために使用します。この値Cは、ISO 281による基本定格寿命が1 000 000回転という結果となる軸受荷重を表します。このとき、荷重の大きさや方向は一定であり、ラジアル軸受についてはラジアル荷重が、スラスト軸受については中心にアキシアル荷重が作用すると想定しています。

SKF軸受の基本動定格荷重は、ISO 281で概要が記されている手順に従って定義されています。本カタログに記述されている定格荷重は、熱処理による最小硬度が58 HRCのクロム鋼製の軸受が、通常の条件下で使用される場合に適用されます。このため、樹脂製軸受(→ 1247ページ)は適用外となります。

SKF Explorer軸受は、材料および製造工程などが改善されているため、ISO 281に従って動定格荷重を計算する際は、係数を補正する必要があります。

B

軸受寸法の選定

静定格荷重

ISO 76で定義されている基本静定格荷重は、最も大きな荷重がかかる転動体と軌道面の接触部分の中心における接触応力の計算値に相当します。接触応力値は以下の通りです。

- 4 600 MPa (自動調心玉軸受)
- 4 200 MPa (その他すべての玉軸受)
- 4 000 MPa (すべてのころ軸受)

この応力によって、転動体および軌道面に永久変形が発生します。このときの総永久変形量は転動体の直径の約0,0001です。荷重はラジアル軸受については純ラジアル荷重、スラスト軸受については中心に作用するアキシャル荷重です。

基本静定格荷重 C_0 は次の条件下で使用します。

- 回転数が非常に低い場合 ($n < 10$ r/min)
- 非常にゆっくりした揺動運動をする場合
- 荷重がかかった状態で軸受が長時間静止する場合

軸受の静荷重の検証は、アプリケーションの静安全係数を確認することによって行います。定義は次の通りです。

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

ここで、

s_0 = 静安全係数

C_0 = 基本静定格荷重 [kN]

P_0 = 静等価軸受荷重 [kN]

静等価軸受荷重を算出する際は、軸受に発生し得る最大の荷重を用いてください。安全係数の推奨値および計算方法についての詳細は、静荷重負荷能力を用いた軸受寸法の選定(→ 87ページ)を参照してください。

寿命計算式を用いた軸受寸法の選定

基本定格寿命

ISO 281に準拠した軸受の基本定格寿命は次の通りです。

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

回転数が一定の場合、計算寿命は、通常運転時間数の形で表されます。計算式は次の通りです。

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 n} L_{10}$$

ここで、

L_{10} = 基本定格寿命 (信頼度90%) [100万回転]

L_{10h} = 基本定格寿命 (信頼度90%) [運転時間]

C = 基本動定格荷重 [kN]

P = 動等価軸受荷重 [kN] (→ 85ページ)

n = 回転速度 [r/min]

p = 寿命計算式の指数

– 玉軸受、 $p = 3$

– ころ軸受、 $p = 10/3$

SKF定格寿命

定格寿命は、最新の高品質軸受においても、そのアプリケーションの実用寿命と大幅に異なる場合があります。アプリケーションにおける実用寿命は、潤滑、汚染の度合い、取り付け作業の適切さ、その他の環境条件など、様々な要因に左右されます。

そのため、ISO 281には、定格寿命を補完するための寿命補正係数が規定されています。SKFの寿命補正係数 a_{SKF} には、ISO 281で規定されている疲労荷重限界 P_0 概念と同様の概念が適用されます。 P_0 値は製品データ表に記載されています。ISO 281と同様、SKF寿命補正係数 a_{SKF} は、運転条件を反映させるため、潤滑状態(粘度比 κ 、→ 71ページ)と汚染度係数 η_c (→ 74ページ)を考慮します。計算は次のように行います。

$$L_{nm} = a_1 a_{SKF} L_{10} = a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

回転数が一定の場合は、運転時間数で寿命を表すことができます。計算式は次の通りです。

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 n} L_{nm}$$

ここで、

L_{nm} = SKF定格寿命 (信頼度 $100 - n^1$ %) [100万回転]

L_{nmh} = SKF定格寿命 (信頼度 $100 - n^1$ %) [運転時間]

L_{10} = 基本定格寿命 (信頼度90%) [100万回転]

a_1 = 信頼度に適用される寿命補正係数 (→ 表1、ISO 281準拠の値)

a_{SKF} = SKF寿命補正係数 (→ 線図1-線図4)

C = 基本動定格荷重 [kN]

P = 動等価軸受荷重 [kN]

n = 回転速度 [r/min]

p = 寿命計算式の指数

- 玉軸受、 $p = 3$

- ころ軸受、 $p = 10/3$

表2(→ 70ページ)は、軸受寿命を100万回転以外の単位で表す場合に一般的に用いられる変換係数を示しています。

SKF寿命補正係数 a_{SKF}

この係数は、疲労荷重限界比(P_u/P)、潤滑状態(粘度比 κ)および軸受内の汚染度(η_c)の関係を表します。係数 a_{SKF} の値は、SKF標準軸受およびSKF Explorer軸受の $\eta_c(P_u/P)$ と粘度比 κ との関数として、軸受の種類ごとに4つの線図から求めることができます。線図の掲載ページは以下の通りです。

- ラジアル玉軸受 (→ 線図1、66ページ)
- ラジアルころ軸受 (→ 線図2、67ページ)
- スラスト玉軸受 (→ 線図3、68ページ)
- スラストころ軸受 (→ 線図4、69ページ)

これらの線図は、主として他の機械要素の疲労荷重限界に関連する値および安全係数を示すために作成されています。SKF定格寿命計算式は、本質的に簡易化されているため、たとえ運転条件が正確に特定されていても、 a_{SKF} 値を50以上とすることは有意ではありません。

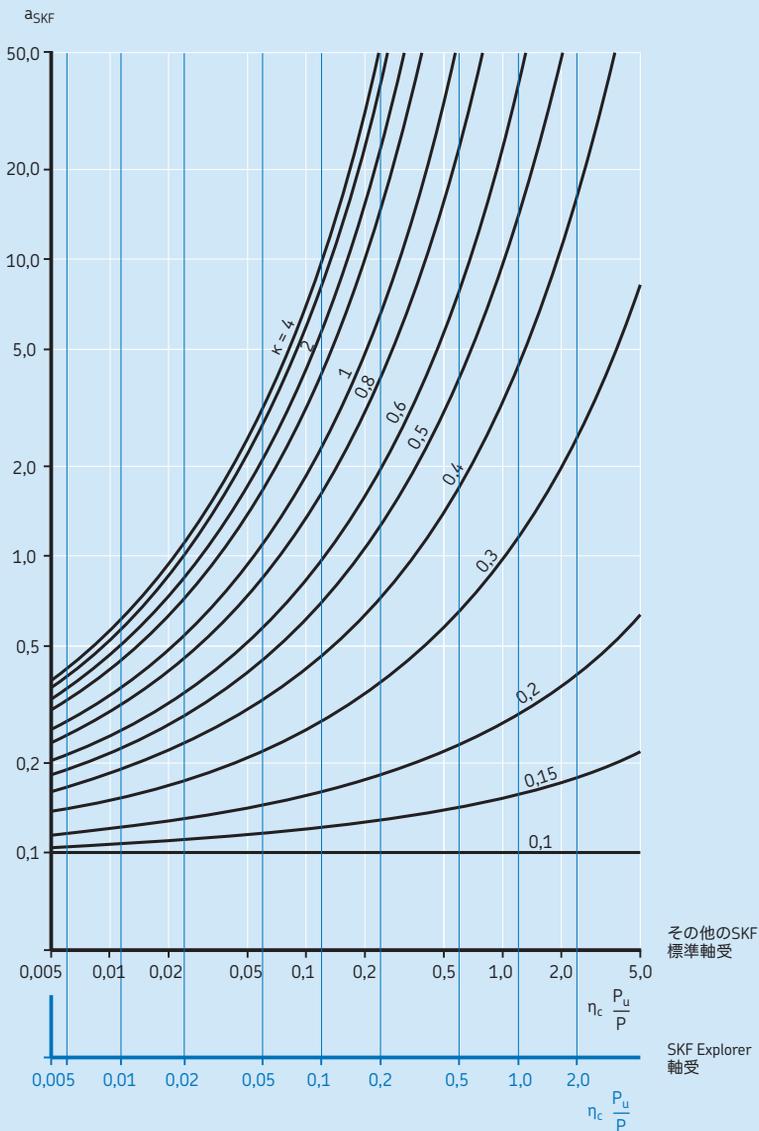


表1

寿命補正係数 a_1 の値			
信頼度	損傷確率	SKF定格寿命	係数
	n	L_{nm}	a_1
%	%	100万回転	-
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,64
96	4	L_{4m}	0,55
97	3	L_{3m}	0,47
98	2	L_{2m}	0,37
99	1	L_{1m}	0,25

¹⁾ 係数 n は、要求信頼度と100%との差異としての損傷確率を表します。

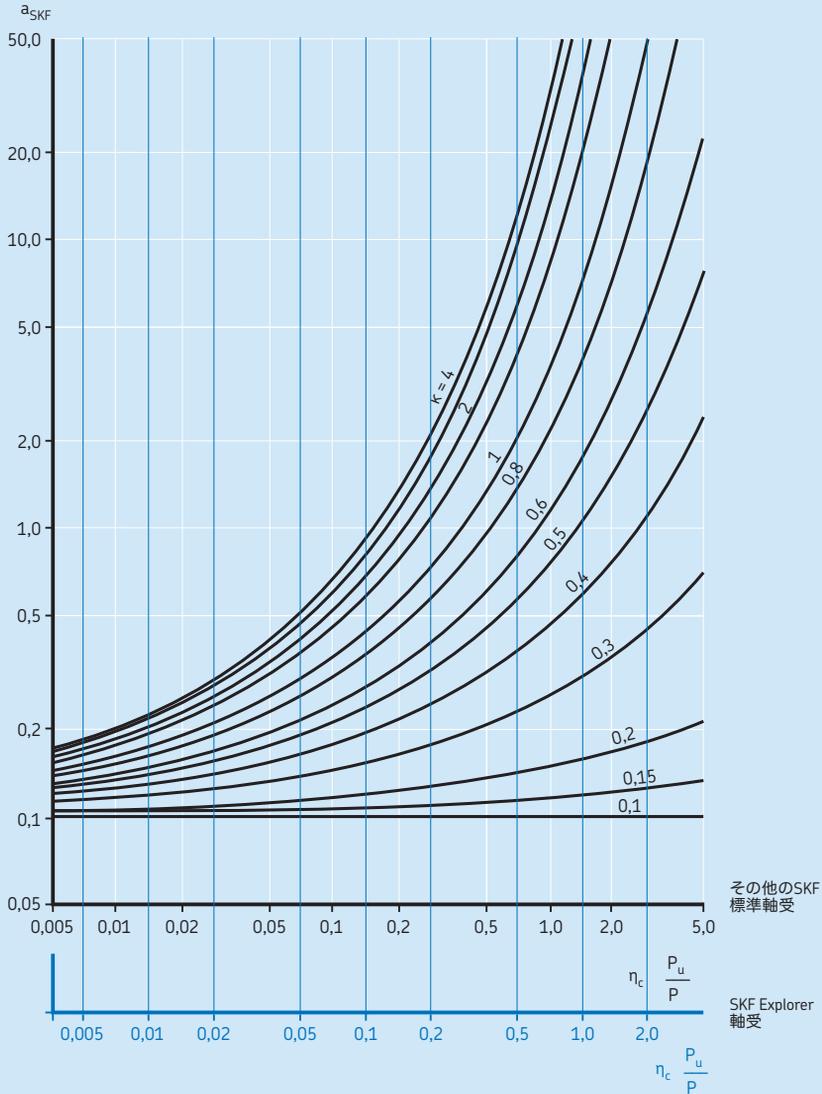
ラジアル玉軸受の係数 a_{SKF}



$\kappa > 4$ の場合、 $\kappa = 4$ の曲線を適用。

$\eta_c (P_u/P)$ の値がゼロに近づくにつれ、すべての κ 値に対して a_{SKF} が 0.1 に近づきます。

ラジアルころ軸受の係数 a_{SKF}

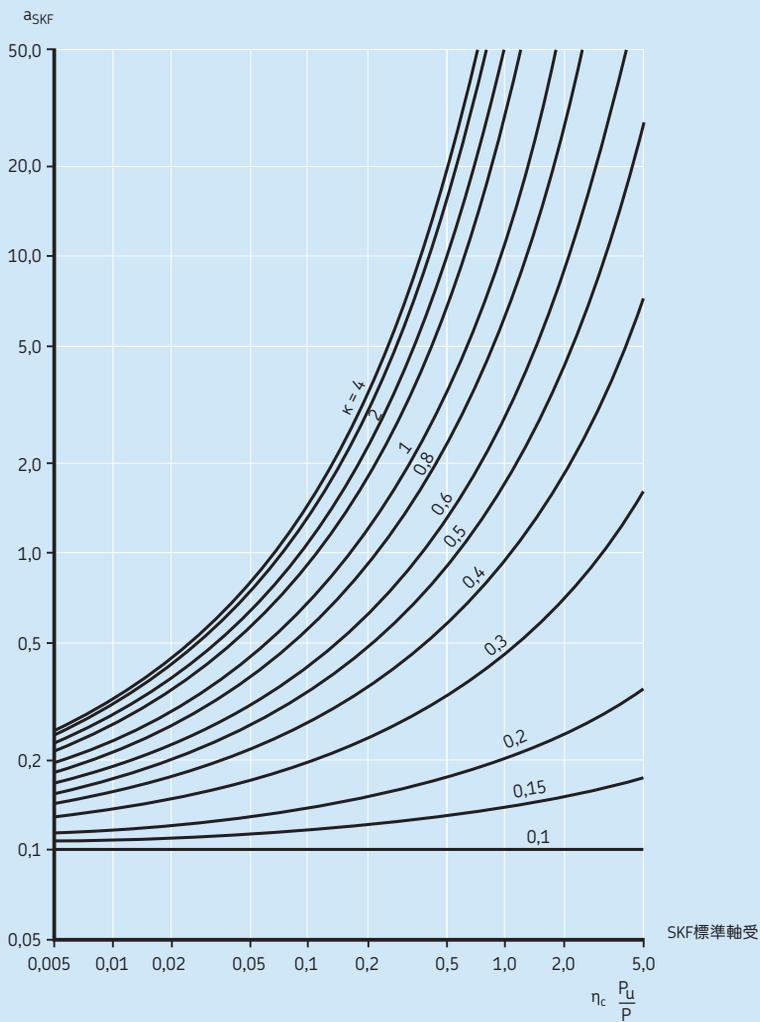


$\kappa > 4$ の場合、 $\kappa = 4$ の曲線を適用。

$\eta_c (P_u/P)$ の値がゼロに近づくにつれ、すべての κ 値に対して a_{SKF} が 0.1 に近づきます。



スラスト玉軸受の係数 a_{SKF}

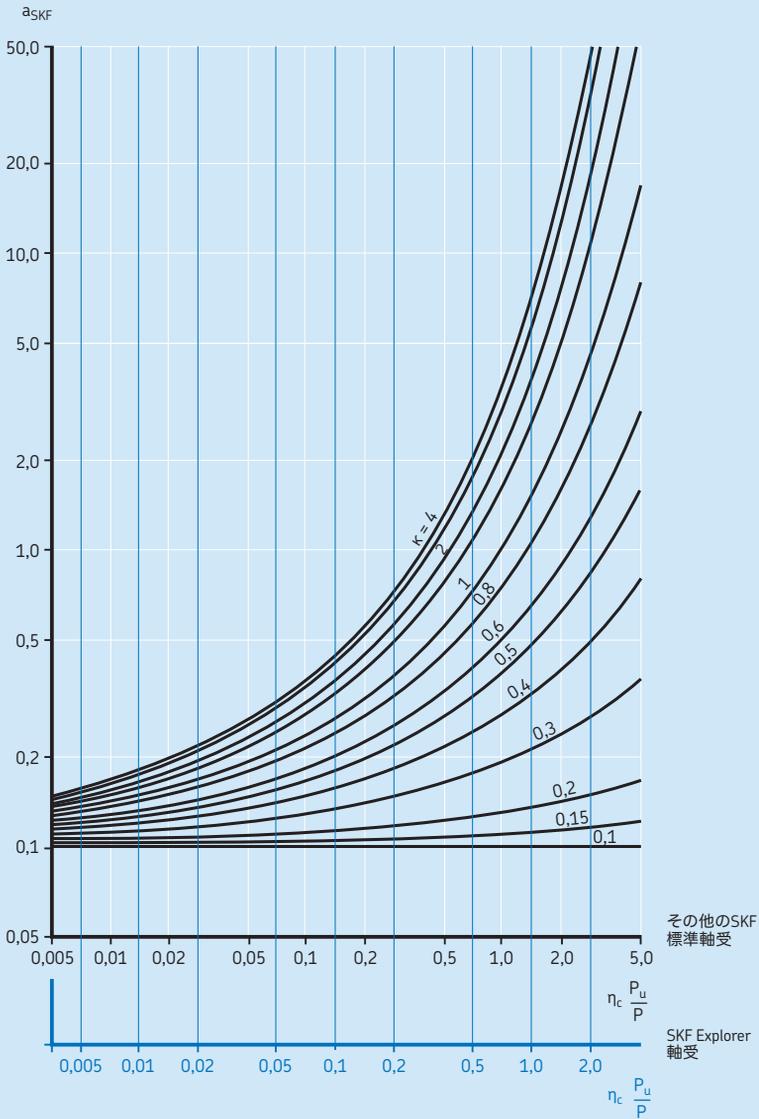


$\kappa > 4$ の場合、 $\kappa = 4$ の曲線を適用。

$\eta_c (P_U/P)$ の値がゼロに近づくにつれ、すべての κ 値に対して a_{SKF} が0,1に近づきます。

線図4

スラストころ軸受の係数 a_{SKF}



$\kappa > 4$ の場合、 $\kappa = 4$ の曲線を適用。

$\eta_c (P_u/P)$ の値がゼロに近づくにつれ、すべての κ 値に対して a_{SKF} が0,1に近づきます。



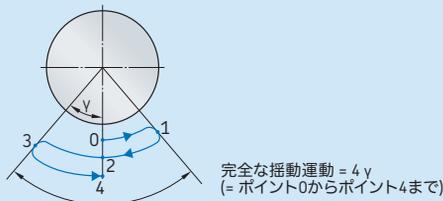
軸受寸法の選定

寿命補正係数 a_{SKF} の計算

係数 a_{SKF} は、skf.com/bearingselect でオンラインで利用できる SKF Bearing Select などの SKF エンジニアリングプログラムを使用して計算することができます。また、SKF は、転がり接触部の応力レベルを SKF 定格寿命計算式に組み込んで計算する高度なコンピュータプログラムも開発しました。このプログラムでは、ミスアライメント、軸のたわみ、ハウジングの変形など軸受寿命に影響を与えるその他の要因を考慮することが可能です(→ SKF 計算ツール、92ページ)。

表2

軸受寿命の単位変換係数



基本単位	変換係数 100万回転	運転時間	運動距離 (100万キロメートル)	揺動サイクル (100万サイクル) ¹⁾
100万回転	1	$\frac{10^6}{60n}$	$\frac{\pi D}{10^3}$	$\frac{180}{2\gamma}$
1運転時間	$\frac{60n}{10^6}$	1	$\frac{60n\pi D}{10^9}$	$\frac{180 \times 60n}{2\gamma 10^6}$
100万キロメートル	$\frac{10^3}{\pi D}$	$\frac{10^9}{60n\pi D}$	1	$\frac{180 \times 10^3}{2\gamma \pi D}$
100万揺動サイクル ¹⁾	$\frac{2\gamma}{180}$	$\frac{2\gamma 10^6}{180 \times 60n}$	$\frac{2\gamma \pi D}{180 \times 10^3}$	1

D = 車両のホイール直径 [m]

n = 回転速度 [r/min]

γ = 揺動振幅 (中心位置からの最大振れ角度) [°]

¹⁾ 振幅が小さい場合 ($\gamma < 10^\circ$) は不適用。



潤滑状態 - 粘度比 κ

潤滑剤の有効性は、主として転がり接触面間の分離の度合いによって決まります。適正な潤滑油膜が形成されるためには、アプリケーションが運転温度に達した段階で、潤滑剤の粘度が必要最低限のレベルにある必要があります。潤滑剤の状態は、通常の運転温度における実際の粘度 ν と、適正な潤滑に必要な定格粘度 ν_1 との比である粘度比 κ で表されます(→ 潤滑油の選定、266ページ)。定義は次の通りです。

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1}$$

ここで、

- κ = 粘度比
- ν = 運転時の潤滑剤の実際の粘度 [mm²/s]
- ν_1 = 軸受平均径および回転速度によって異なる潤滑剤の定格粘度 [mm²/s]

適正な潤滑を行うために必要な定格粘度 ν_1 (→粘度比 κ 、241ページ)は、軸受平均径 $d_m = 0,5(d + D)$ [mm]および軸受の回転速度 n [r/min]を用いて、線図5(→ 72ページ)から求めることができます。この線図には、転がり軸受に関するトライボロジーの最新の研究結果が取り入れられています。

運転温度が経験的にわかっている場合や何からの方法で特定できる場合、国際的に標準化され40 °C (105 °F)を基準温度として規定されている粘度が、その温度のときにどの程度の粘度になるかを線図6(→ 73ページ)から求めることができます。これは計算でも求めることができます。線図は粘度指数95について作成されています。表3はISO 3448に準拠した粘度等級を示したもので、40 °C (105 °F)における各等級の粘度範囲が記されています。球面ころ軸受、円すいころ軸受、スラスト球面ころ軸受など一部の種類の軸受は、深溝玉軸受や円筒ころ軸受などのその他の種類の軸受よりも、同等の運転条件下では、運転温度が通常高くなります。

表3

ISO 3448準拠の粘度等級

粘度等級	40 °C (105 °F)での動粘度上限		
	平均	最小	最大
-	mm ² /s		
ISO VG 2	2,2	1,98	2,42
ISO VG 3	3,2	2,88	3,52
ISO VG 5	4,6	4,14	5,06
ISO VG 7	6,8	6,12	7,48
ISO VG 10	10	9,00	11,0
ISO VG 15	15	13,5	16,5
ISO VG 22	22	19,8	24,2
ISO VG 32	32	28,8	35,2
ISO VG 46	46	41,4	50,6
ISO VG 68	68	61,2	74,8
ISO VG 100	100	90,0	110
ISO VG 150	150	135	165
ISO VG 220	220	198	242
ISO VG 320	320	288	352
ISO VG 460	460	414	506
ISO VG 680	680	612	748
ISO VG 1 000	1 000	900	1 100
ISO VG 1 500	1 500	1 350	1 650

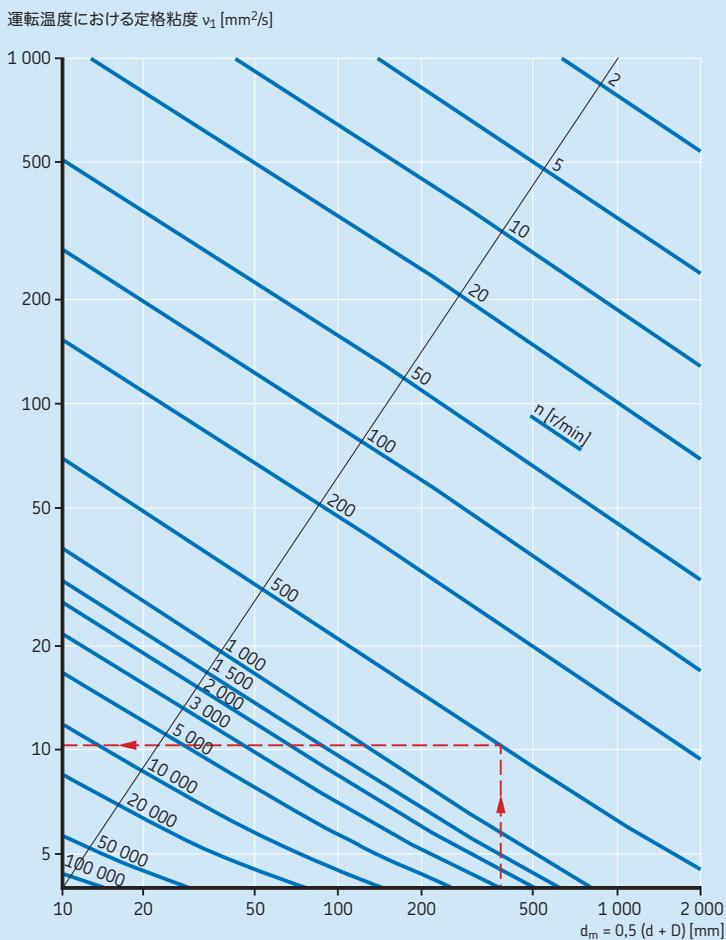
軸受寸法の選定

計算例

内径が $d = 340$ mm、外径が $D = 420$ mmの軸受を、回転数 $n = 500$ r/minで運転するとします。線図5から $d_m = 0,5 (d + D) = 380$ mmであるため、運転温度で適正な潤滑を確保するために必要な最小定格粘度 v_1 は約 11 mm²/sとなります。軸受の運転温度が 70 °C (160 °F)であるとすると、線図6から、基準温度 40 °C (105 °F)における実粘度 v が 32 mm²/s以上であるISO VG 32クラスの潤滑剤が必要という結果が得られます。

線図5

運転温度における推定定格粘度 v_1



EP添加剤について

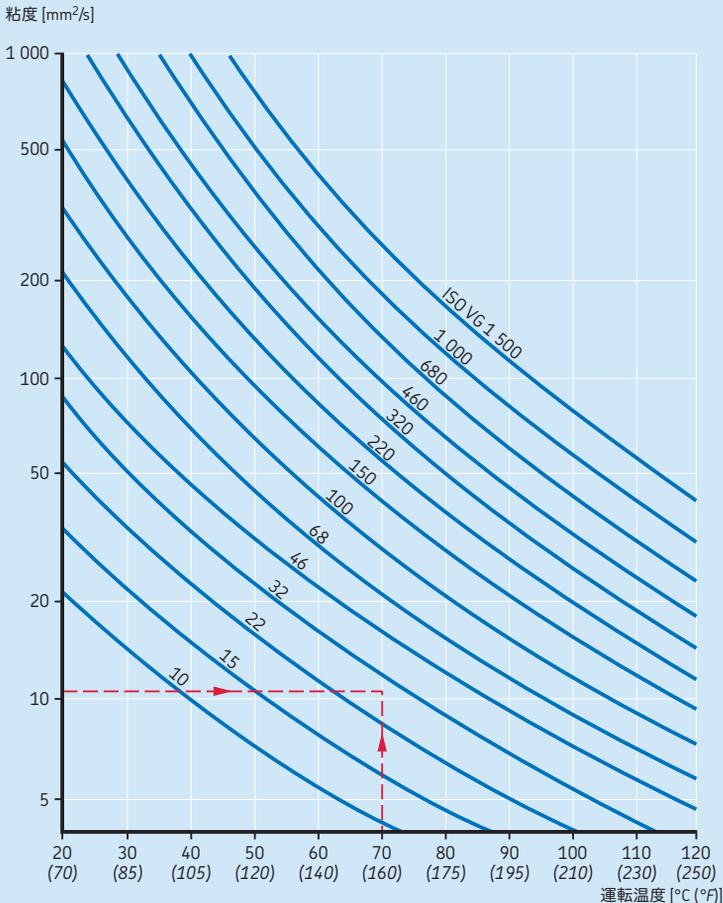
潤滑剤に含まれるEP添加剤は、ISO 281の基準に従って、 $\kappa < 1$ であり汚染度係数が $\eta_c \geq 0,2$ であるときに、軸受の実用寿命を延長させることができます。これらの条件が満たされており、有効なEP添加剤を含む実績の証明されている潤滑剤を使用する場合、 a_{SKF} の計算に $\kappa = 1$ という値を使用することができます。このとき、寿命補正係数は $a_{SKF} \leq 3$ に制限されますが、通常の潤滑剤より a_{SKF} が下回ることはありません。

それ以外の範囲については、アプリケーションの実際の κ 値を用いて寿命補正係数 a_{SKF} を求めることができます。汚染度が高い場合は(汚染係数 $\eta_c < 0,2$)、EP添加剤の有効性を試験で確認する必要があります。EP添加剤については、潤滑(→ 239ページ)に参照箇所があります。

B

線図6

ISO粘度等級に適用されている粘度と温度の関係
(鉱油、粘度指数95)



汚染度係数 η_c

この係数は、軸受寿命を計算する際、潤滑剤の汚染度を考慮するために導入されました。汚染による軸受疲労への影響は、軸受の寸法、相対的な潤滑油膜の厚さ、固体汚染物質の粒子の大きさおよび分布、汚染物質の種類(軟らかい、硬いなど)等、多くの要因によって左右されます。これらの要因が軸受寿命に及ぼす影響は複雑で、その多くは定量化が困難です。そのため、広い有効性を持つ正確な値を η_c に与えることは不可能です。しかしながら、ISO 281に基づいた目安値があるため、これらを表4に記します。

ISO汚染度等級およびろ過精度

潤滑システムの汚染度を分類するための標準的な方法は、ISO 4406に規定されています。この分類方法では、固体粒子の計数結果を等級番号(→表5および線図7、75および78ページ)によってコード化します。

軸受油の汚染度を確認する方法のひとつは、顕微鏡を使って粒子を数えることです。この方法では、 $\geq 5 \mu\text{m}$ および $\geq 15 \mu\text{m}$ の2段階に粒子サイズを分類します。別の新しい方法では、ISO 11171に基づき、光学式の自動粒子カウンタを使用します。自動粒子カウンタによる補正スケールは、顕微鏡で数える方法による補正スケールと異なります。自動粒子カウンタでは記号(c)を用い、 $\geq 4 \mu\text{m}(c)$ 、 $\geq 6 \mu\text{m}(c)$ 、 $\geq 14 \mu\text{m}(c)$ という3段階に粒子サイズを分類します。粒子が大きいほど軸受の疲労への影響

表4

係数 η_c の汚染度別目安値

条件	係数 η_c ¹⁾ 軸受平均直径	
	$d_m < 100 \text{ mm}$	$d_m \geq 100 \text{ mm}$
極めて清浄 ・ 粒子の大きさが潤滑油膜の厚さとほぼ同一 ・ 実験室のような条件	1	1
高い清浄度 ・ 極めて目の細かいフィルターで潤滑油をろ過する場合 ・ 典型的な例: 寿命が来るまで再給脂が不要なシール付き軸受	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
普通の清浄度 ・ 目の細かいフィルターで潤滑油をろ過する場合 ・ 典型的な例: 寿命が来るまで再給脂が不要なシールド付き軸受	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
若干の汚染 ・ 典型的な例: 一体型シールなし軸受、目の粗いろ過フィルター使用時、 摩耗粒子、汚染物質の若干の侵入がある場合	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
典型的な汚染 ・ 典型的な例: 一体型シールなし軸受、目の粗いろ過フィルター使用時、 周囲から摩耗粒子、周囲からの汚染物質の侵入がある場合	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
重度の汚染 ・ 典型的な例: 過度な摩耗または効果の低いシールにより高いレベルで汚 染される場合 ・ シールの効果が低い、またはシールが損傷している軸受装置	0,1 ... 0	0,1 ... 0
極めて重度の汚染 ・ 典型的な例: 汚染が非常に激しいために η_c の値がスケールの範囲外にある ため、軸受寿命が大幅に短縮される。	0	0

¹⁾ η_c のスケールは典型的な固体汚染物質にのみ適用されます。軸受寿命にとって有害な水やその他の液体などの汚染物質は含まれていません。重度に汚染された環境 ($\eta_c = 0$) では摩耗損傷が激しいため、軸受の有効寿命は定格寿命より大幅に短くなります。

が大きくなるため、通常は大きい方の2つの粒子サイズグループが使用されます。

一般的に、潤滑油の汚染度等級は線図7 (→ 78 ページ)にあるように、-/15/12 (A)または22/18/13 (B)と表記されます。

例Aは、1ミリリットルの潤滑油に $\geq 5 \mu\text{m}$ の粒子が160-320個、 $\geq 15 \mu\text{m}$ の粒子が20-40個含まれていることを示します。潤滑油のろ過は連続的に行われるのが理想的ですが、ろ過システムが導入されるか否かは、メンテナンスコストやダウンタイムのコストに対する装置の価格に左右されます。

ろ過精度は、ろ過能力を示すもので、ろ過比(β)として表されます。 β 値が大きいほど、規定したサイズの粒子に対するろ過能力が高いことを示します。ろ過精度 β は、ろ過前とろ過

後の規定した粒子数の比率として表されま
す。計算は次のように行うことができます。

$$\beta_{x(c)} = \frac{n_1}{n_2}$$

ここで、 $\beta_{x(c)}$ = 規定した粒子サイズ x に適用されるろ過精度

x = 自動粒子カウンタを用いた方法に基づく粒子サイズ (c) [μm]、ISO 11171に準拠して補正

n_1 = 単位容積あたりの x より大きい粒子数、ろ過前

n_2 = 単位容積あたりの x より大きい粒子数、ろ過後

B

表5

ISO分類 - 汚染度等級の割当

潤滑油1ミリリットルあたりの粒子数 超過	以下	汚染度 等級
2 500 000		> 28
1 300 000	2 500 000	28
640 000	1 300 000	27
320 000	640 000	26
160 000	320 000	25
80 000	160 000	24
40 000	80 000	23
20 000	40 000	22
10 000	20 000	21
5 000	10 000	20
2 500	5 000	19
1 300	2 500	18
640	1 300	17
320	640	16
160	320	15
80	160	14
40	80	13
20	40	12
10	20	11
5	10	10
2,5	5	9
1,3	2,5	8
0,64	1,3	7
0,32	0,64	6
0,16	0,32	5
0,08	0,16	4
0,04	0,08	3
0,02	0,04	2
0,01	0,02	1
0,00	0,01	0

注記:ろ過精度 β は、 $\beta_{3(c)}$ 、 $\beta_{6(c)}$ 、 $\beta_{12(c)}$ などの指数が示すとおり、ひとつの粒子サイズ(単位 μm)についての性能しか表しません。例えば、 $[\beta_{6(c)} = 75]$ という表記は、大きさが $6 \mu\text{m}$ またはそれ以上の粒子が75個あるとき、1個の粒子だけがろ過フィルターを通過することを意味します。

軸受寸法の選定

汚染度が明らかな場合の η_c の求め方

顕微鏡で数える方法または自動粒子カウンタを用いる方法(いずれもISO 4406に基づいて実施)、あるいは循環給油システムに適用されているフィルターのろ過率による間接的な方法によって潤滑油の汚染度が明らかな場合、この情報を用いて汚染度係数 η_c を求めることができます。汚染度係数 η_c は粒子数だけでは求めることができません。 κ などの潤滑状態および軸受の寸法にも大きく影響を受けます。ここではISO 281に基づいた簡易化した方法で、所定のアプリケーションにおける汚染係数 η_c を求めます。潤滑油汚染度コード(またはアプリケーションのろ過率)から、軸受の平均直径 $d_m = 0,5(d + D)$ [mm]およびその軸受の粘度比 κ (→ 線図8および線図9、79ページ)を用いて、汚染度係数 η_c を求めます。

線図8および線図9は、潤滑油フィルターのろ過の度合いおよび汚染コードが異なる循環給油システムにおける係数 η_c の一般的な値を示しています。油浴のアプリケーションにおいて、システム内に存在する汚染物質粒子が実質的に増加していないような場合は、同様の汚染係数を適用することができます。逆に、油浴内の粒子数が過度な摩耗や汚染物質の侵入によって、時間の経過とともに増加する場合は、これを反映させるために、ISO 281が油浴システム用に示している係数 η_c を選択する必要があります。

グリースによる潤滑については、表6に示されている5段階のISO汚染度値を用いて、同様の方法で η_c を求めることができます。

線図10と線図11(→ 80ページ)は係数 η_c の一般的な値を示しており、清浄度が高-普通程度のグリース潤滑(→ 表6)に適用できます。

表6

ISO 281に準拠したグリース潤滑アプリケーションにおける汚染度決定のための係数

汚染度	運転条件	c_1	c_2
高い清浄度	<ul style="list-style-type: none"> 非常に清浄な組み立て、運転条件に対して非常に優れたシールシステム、継続的に再潤滑または短期間隔で再給脂 寿命が来るまで再給脂が不要なシール付き軸受、運転条件に対して適正なシール能力を持つ 	0,0864	0,6796
普通の清浄度	<ul style="list-style-type: none"> 清浄な組み立て、運転条件に対して優れたシールシステム、メーカーの仕様に従って再潤滑 寿命が来るまで再給脂が不要なシールド付き軸受、運転条件に対して適正なシール能力を持つ 	0,0432	1,141
若干-典型的な汚染	<ul style="list-style-type: none"> 清浄な組み立て、運転条件に対して並程度のシールシステム、メーカーの仕様に従って再給脂 	0,0177	1,887 ¹⁾
重度の汚染	<ul style="list-style-type: none"> 作業場での組み立て、取り付け前に軸受およびアプリケーションを適切に洗浄していない、運転条件に対して効果の低いシール、再給脂の間隔がメーカーの推奨より長い 	0,0115	2,662
極めて重度の汚染	<ul style="list-style-type: none"> 汚染された環境での組み立て、不適切なシールシステム、再給脂の間隔が長すぎる 	0,00617	4,06

¹⁾ $d_m \geq 500$ mmの場合は1,677を適用

その他の汚染度または最も一般的な循環給油、油浴、グリース潤滑の場合は、軸受装置の汚染係数は次のような簡易化された計算式から求めることができます。

$$\eta_c = \min(c_1 \kappa^{0.68} d_m^{0.55}, 1) \left[1 - \left(\frac{c_2}{\sqrt[3]{d_m}} \right) \right]$$

min (#1, #2) = 2つの値のうち小さい方を使用

c_1 および c_2 は、ISO 4406に基づく潤滑油の清浄度、または表6の分類に基づいたグリースの清浄度を示す定数です。潤滑油をろ過する場合は、計測によって潤滑油の清浄度を評価する代わりに、それに対応するフィルターのろ過能力(ISO 16689に準拠)(→ 表7)を適用することもできます。



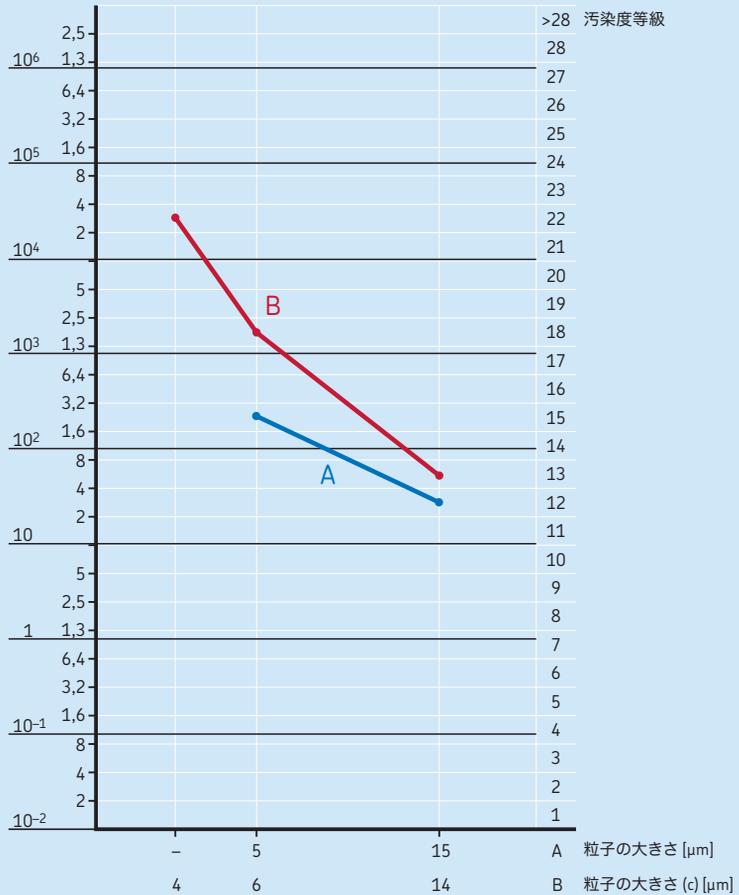
表7

ISO 281に準拠した油潤滑における汚染度定義係数

ろ過率 $\beta_{x(c)}$	ISO 4406 基本コード	インラインフィルター付きの 循環給油		フィルター不使用、またはフィルターが オフラインに設置されている油潤滑	
		c_1	c_2	c_1	c_2
$\beta_{6(c)} = 200$	-/13/10	0,0864	0,5663	0,0864	0,5796
$\beta_{12(c)} = 200$	-/15/12	0,0432	0,9987	0,0288	1,141
$\beta_{25(c)} = 75$	-/17/14	0,0288	1,6329	0,0133	1,67
$\beta_{40(c)} = 75$	-/19/16	0,0216	2,3362	0,00864	2,5164
-	-/21/18	-	-	0,00411	3,8974

ISO分類による汚染度および粒子数カウントの例

示されているサイズより大きい粒子
の数 (潤滑油1ミリリットルあたり)

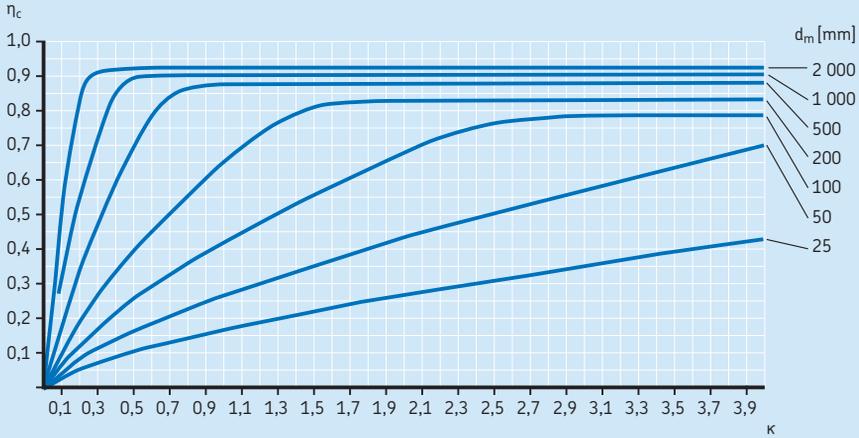


A = 顕微鏡で計数した粒子数 (-/15/12)
B = 自動粒子カウンタによる粒子数 (22/18/13)

線図8

以下の条件における汚染度係数 η_c

- 循環給油
- 固体汚染物質による汚染度がISO 4406準拠の-/15/12
- ろ過精度 $\beta_{12(c)} = 200$

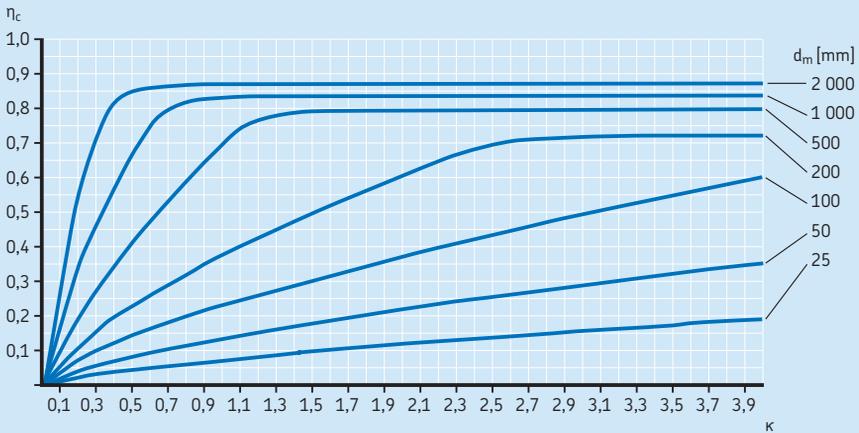


B

線図9

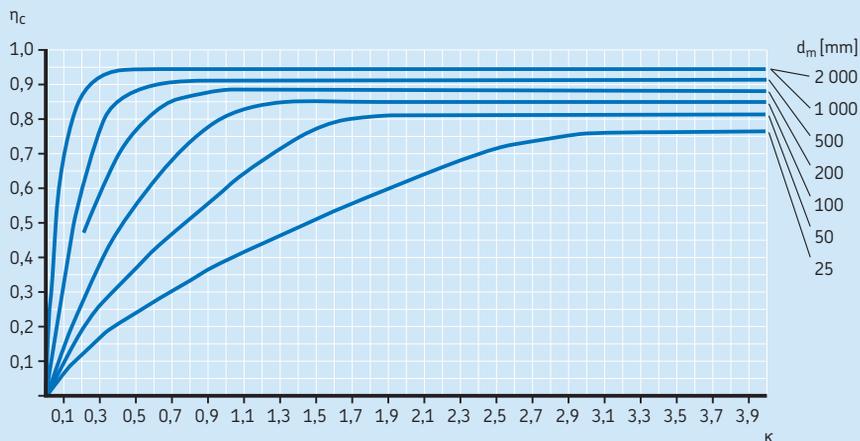
以下の条件における汚染度係数 η_c

- 循環給油
- 固体汚染物質による汚染度がISO 4406準拠の-/17/14
- ろ過精度 $\beta_{25(c)} = 75$



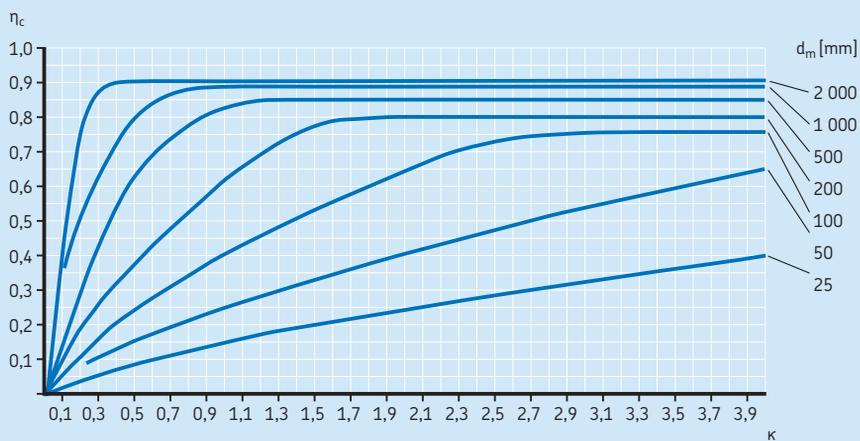
線図10

グリース潤滑で清浄度の高い場合の汚染度係数 η_c



線図11

グリース潤滑で清浄度が普通の場合の汚染度係数 η_c



運転条件が変動する場合の寿命計算

工業用変速機のような一部のアプリケーションでは、荷重の大きさおよび方向、回転速度、温度、潤滑状態などの運転条件が絶えず変化します。このような種類のアプリケーションでは、軸受寿命の計算をする前に、アプリケーションの荷重スペクトルまたは負荷サイクルの数を限定し、荷重条件を簡易化する必要があります(→ 線図12)。荷重が絶えず変化する場合は荷重をレベルごとに累算し、荷重スペクトルをレベル別のブロックに分類してヒストグラムとして表すことができます。このとき、各ブロックは運転時における百分率または時間比率となるようにしてください。荷重が大-普通程度の場合は、荷重が小さい場合より速いペースで軸受の劣化が進行します。そのため、衝撃荷重やピーク荷重は、たとえこれらの発生率が比較的低くても回転数が限られていても、荷重線図に正確に反映させることが重要です。

各負荷サイクル内では、軸受荷重および運転条件を一定の値に平均化することができます。各負荷サイクルから求められる運転時間数や回転数は、その特定の荷重条件における寿命の比率を示します。例えば、荷重条件 P_1 で要求される回転数を N_1 、そのアプリケーションの変動荷重サイクルを一巡するときの総回転数を N とすると、寿命サイクル比率 $U_1 = N_1/N$ は荷重条件 P_1 で消費されたもので、その計算寿命は L_{10m1} となります。運転条件が変動する場合、軸受寿命は次のように計算します。

$$L_{10m} = \frac{1}{\frac{U_1}{L_{10m1}} + \frac{U_2}{L_{10m2}} + \frac{U_3}{L_{10m3}} + \dots}$$

ここで、

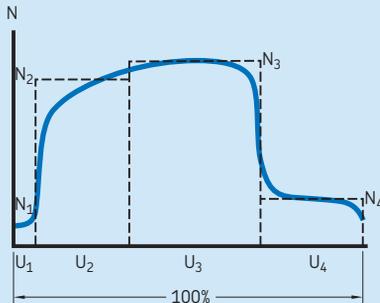
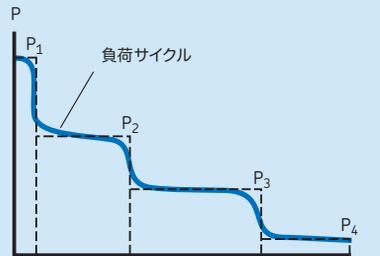
- L_{10m} = SKF定格寿命 (信頼度 90%) [100万回転]
- $L_{10m1}, L_{10m2}, \dots$ = 一定の条件1, 2, ...におけるSKF定格寿命 (信頼度 90%) [100万回転]
- U_1, U_2, \dots = 条件下1, 2, ...における寿命サイクル比率
注記: $U_1 + U_2 + \dots + U_n = 1$

この計算方法は、そのアプリケーションを代表する荷重線図を把握できるか否かに大きく依存します。なお、このような形の荷重履歴は、類似した種類のアプリケーションからも得ることができます。



線図12

軸受荷重 P が一定で回転数が N の負荷サイクル



軸受寸法の選定

運転温度による影響

運転中、材料内の組織変化によって軸受の寸法は変化します。このような組織変化は、温度、時間、応力による影響を受けます。

組織変化による寸法の変化が許容範囲を超えないようにするため、軸受の構成部品には特殊な熱処理が施されています(→表8)。

軸受の種類によりますが、無心焼入れまたは高周波焼入れした鋼鉄製標準軸受の推奨最高運転温度は120-200 °C (250-390 °F)となっています。最高運転温度は、施されている熱処理と直接的な関係があります。詳しくは、該当製品を扱った章の前書きを参照してください。

アプリケーションの通常運転温度が推奨温度上限より高い場合は、寸法安定化処理のクラスが高い軸受を検討してください。温度が上昇した状態で軸受が継続的に稼動するアプリケーションについては、軸受の寿命計算の際、動荷重負荷能力の補正が必要となる場合があります。詳しくはSKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

温度が上昇した状態で軸受が十分に機能するかどうかは、潤滑剤が潤滑特性を維持できるか、また、シールや保持器に使用されている材料が適切かどうかなどにも依存します(→潤滑、239ページ、および転がり軸受の材料、150ページ)。

高温で使用する軸受にS1よりクラスの高い寸法安定化処理が必要な場合は、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

要求定格寿命

軸受寸法を選定する際、SKF定格寿命を計算し、入手できればアプリケーションの仕様寿命と比較し確認してください。これは通常、機械の種類、運転時間および運転信頼度に依存します。過去に実績がない場合は、表9および表10に記されている値を目安値として使用することができます。

表8

寸法安定性 安定化クラス	許容上限温度	
	°C	°F
-		
SN	120	250
S0	150	300
S1	200	390
S2	250	480
S3	300	570
S4	350	660

表9

機械の種類ごとの仕様寿命の参考値

機械の種類	仕様寿命 運転時間
家庭用機器、農業機械、計測機器、医療用機器	300 ... 3 000
短時間または断続的に使用される機械: 電動工具、作業場の滑車装置、建設機械	3 000 ... 8 000
短時間または断続的に使用され、高い運転信頼度が求められる機械: 昇降機 (エレベーター)、梱包製品やドラム缶の吊り上げ等に使用するクレーン	8 000 ... 12 000
一日8時間運転 (ただし連続運転ではない) される機械: 汎用ギア駆動装置、工業用電動モーター、回転式クラッシャ	10 000 ... 25 000
一日8時間連続運転される機械: 工作機械、木工機械、エンジニアリング産業機械、ばら荷用クレーン、換気ファン、ベルトコンベアー、印刷機械、分離機、遠心分離機	20 000 ... 30 000
24時間連続使用される機械: 圧延機ギアユニット、中型電気機器、コンプレッサー、鉱山巻き上げ機、ポンプ、繊維機械	40 000 ... 50 000
風力発電機器 (これには主軸、ヨー、ピッチギアボックス、発電機軸受が含まれる)	30 000 ... 100 000
水道用機械、回転炉、ケーブル撚線機、船舶用推進装置	60 000 ... 100 000
大型電気機器、発電プラント、鉱山ポンプ、鉱山用換気ファン、船舶用中間軸受	> 100 000



表10

鉄道車両用車軸軸受およびユニットの仕様寿命の参考値

車両の種類	仕様寿命 100万キロメートル
貨車 (連続最大軸荷重に基づいたUIC仕様準拠)	0,8
大量輸送車両: 郊外電車、地下鉄車両、軽軌道車両、路面電車	1,5
幹線客車	3
幹線ディーゼル気動車・電車	3 ... 4
幹線ディーゼル機関車・電気機関車	3 ... 5

動軸受荷重

動軸受荷重の計算

軸受に作用する荷重は、伝達動力、作動力、慣性力などの外部の力が分かっている場合、あるいは計算可能な場合、力学の法則に従って計算することができます。単一の軸受について荷重成分を計算する場合は、計算を簡易化するため、軸はモーメントのかからない硬い支持台に乗っているビームとみなします。軸受、ハウジング、機械のフレームなどの弾性変形だけではなく、軸のたわみによって軸受内に発生するモーメントも考慮されません。

このような簡易化は、コンピュータプログラムを使用せずに軸受装置を計算する場合に必要となります。基本定格荷重および等価軸受荷重の標準化された計算方法も同様の仮定に基づいています。

上記のような仮定なしに、弾性理論に基づいて軸受荷重を計算することは可能ですが、これには複雑なコンピュータプログラムが必要となります。このようなプログラムでは、軸およびハウジングをシステム内の弾力性のある機械要素とみなします。

外部の力や慣性力などの荷重、軸および軸上の機械部品の重量による荷重が不明の場合は、これらを計算によって求めることができます。ただし、作用力や回転力、モーメント荷重、アンバランス荷重、衝撃荷重などの荷重を決定する際には、類似した機械または軸受装置の経験に基づいた推定値に頼る必要が生じる場合もあります。

ギア式変速装置

ギア式変速装置では、伝達動力と歯車の歯の設計特性から、歯にかかる理論上の力を求めることができます。ただしここには、歯車、入力軸または出力軸によって生じる動的力が加わります。歯車によって追加される動的な力は、歯車の形状不良および回転部品のアンバランスが原因となることがあります。歯車は、運転音の静粛さが要求され、非常な高精度で製作されるため、このような力は一般的には無視できる程度であり、軸受の計算を行う際に考慮されません。

変速装置に連結されている機械の種類や動作モードに由来する追加の力は、運転条件が明らかである場合のみ特定することができます。これらが軸受の定格寿命に及ぼす影響は、衝撃荷重および歯車効率を考慮した

「運転」係数を用いて検討します。様々な運転条件に適用される係数の数値は、通常、ギ

アメーカーが公開している情報の中に含まれています。

ベルト式駆動装置

ベルト駆動のアプリケーションの軸受荷重を計算する際は、「ベルトが引っ張る力」を考慮しなければなりません。ベルトが引っ張る力、すなわち円周方向荷重は、伝達されるトルクの大きさに左右されます。ベルトが引っ張る力には、ベルトの種類、ベルト張力、その他の動的な外力によって異なる係数を乗じる必要があります。これらの数値は通常ベルトメーカーが公開しています。もし、この情報が入手できない場合は、以下の数値を使用することができます。

- 歯付ベルト = 1,1 ~ 1,3
- Vベルト = 1,2 ~ 2,5
- 平ベルト = 1,5 ~ 4,5

軸間距離が短い場合、高負荷または衝撃負荷がかかる場合、あるいはベルト張力が大きい場合は、大きい値を適用してください。

動等価軸受荷重

前出の情報を使用して、軸受荷重 F を計算することができます。軸受荷重が基本動定格荷重 C の要件を満たすとき、すなわち、荷重の大きさおよび方向が一定で、ラジアル軸受に対してはラジアル方向に、またはスラスト軸受に対しては中心かつアキシャル方向に作用するとき $P = F$ となり、荷重を寿命計算式に直接代入することができます。

それ以外の場合は、最初に動等価軸受荷重を計算しなければなりません。動等価軸受荷重は、軸受に実際にその荷重をかけたときに軸受寿命に与える影響が同じとなるような大きさおよび方向が一定の仮想的な荷重と定義され、ラジアル軸受に対してはラジアル方向に、スラスト軸受に対しては中心かつアキシャル方向に作用します(→ 図2)。

ラジアル軸受は多くの場合、ラジアル方向およびアキシャル方向に作用する荷重を同時に受けます。得られる荷重の大きさおよび方向が一定していれば、次のような一般式から動等価軸受荷重 P を求めることができます。

$$P = X F_r + Y F_a$$

ここで、

P = 動等価軸受荷重 [kN]

F_r = 軸受の実際のラジアル荷重 [kN]

F_a = 軸受の実際のアキシャル荷重 [kN]

X = 軸受のラジアル荷重係数

Y = 軸受のアキシャル荷重係数

単列ラジアル軸受については、 F_a/F_r 比が一定の限界係数 e を上回ると、追加のアキシャル荷重のみが動等価荷重 P に影響を及ぼしま

す。複列の軸受の場合は、一般にアキシャル荷重が小さい場合でも大きな影響があります。

この一般式は、アキシャルおよびラジアルのいずれの荷重にも対応することができるスラスト球面ころ軸受にも適用できます。スラスト玉軸受、スラスト円筒ころ軸受、スラスト針状ころ軸受などのその他のスラスト軸受は、純粋なアキシャル荷重しか受けることができません。これらの軸受については、荷重が中心に作用することを前提に、計算式を次のように簡易化することができます。

$$P = F_a$$

動等価軸受荷重の計算に必要な情報およびデータは、各製品を扱った章に記載されています。

変動軸受荷重

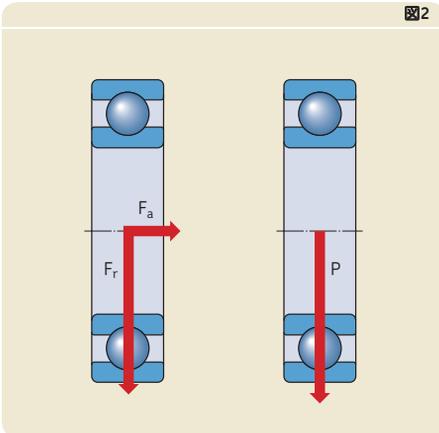
多くの場合、荷重の大きさは変動します。変動荷重を計算するための式は、運転条件が変動する場合の寿命計算(→ 81ページ)に記載されています。

負荷サイクル内の平均荷重

運転条件は、それぞれの負荷サイクル内で公称値とわずかに異なる場合があります。回転数および荷重方向などの運転条件は比較的一定しており、荷重の大きさが最小値 F_{min} と最大値 F_{max} の間で絶えず変化するような場合(→ 線図13、86ページ)、平均荷重は次式から求めることができます。

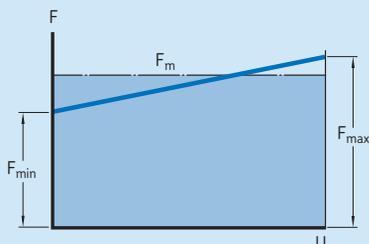
$$F_m = \frac{F_{min} + 2 F_{max}}{3}$$

図2



線図13

荷重の平均化



回転荷重

線図14で示すように、軸受にかかる荷重が、ローター重量などによる荷重 F_1 (大きさと方向が一定の荷重)と、ある一定の回転荷重 F_2 (アンバランス荷重)で構成されている場合、平均荷重は次式から求めることができます。

$$F_m = f_m (F_1 + F_2)$$

係数 f_m の値は線図15に記されています。

必要最小荷重

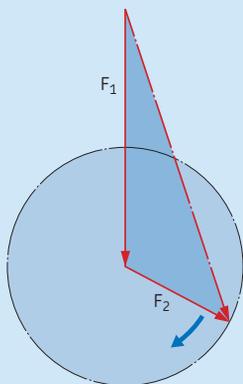
荷重が非常に小さいアプリケーションの場合、荷重と実用寿命の相関関係は、それほど重要ではありません。しばしば疲労以外の要因による損傷が支配的となります。

玉軸受およびころ軸受が十分に機能するためには、常に一定の最小荷重をかける必要があります。一般的な目安として、ころ軸受には0,02 Cに相当する最小荷重、玉軸受には0,01 Cに相当する最小荷重が必要です。加速度が大きい場合や急激な始動・停止がある場合、あるいは回転数が製品データ表に記されている限界回転数の50%を上回る場合は、最小荷重をかけることがより重要となります(→ 回転速度、117ページ)。最小荷重条件を満たすことができない場合は、NoWearコーティング軸受(→ 1241ページ)の使用を検討してください。

各種軸受の必要最小荷重を計算する際の推奨事項は、それぞれの製品を扱った章に記載されています。

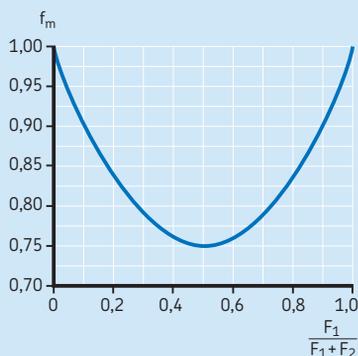
線図14

回転荷重



線図15

回転荷重



静荷重負荷能力を用いた軸受寸法の選定

以下の条件がひとつでも当てはまる場合は、軸受寿命ではなく静定格荷重 C_0 に基づいて軸受寸法を選定するようにしてください。

- 軸受が静止した状態で連続的あるいは断続的な(衝撃)荷重を受ける。
- 荷重を受けた軸受が低速で揺動運動または軸が傾く方向の運動をする。
- 荷重を受けた軸受が非常な低速 ($n < 10$ r/min) で回転し、長寿命が要求されない場合。すなわち、与えられた動等価荷重 P から計算寿命を基に軸受を選択した場合、必要とされる基本動定格荷重 C が非常に小さいため、使用条件下では深刻な過荷重状態となる場合。
- 軸受が回転した状態で、通常の運転荷重に加えて大きな衝撃荷重にも耐える必要がある。

これらすべてのケースにおける軸受の許容荷重は、転動体または軌道面に永久変形を発生させることなく軸受が耐えることのできる最大荷重となります。永久変形は、一般的に以下の要因で発生します。

- 静止中または低速で揺動する軸受に作用する大きな荷重
- 回転中の軸受に作用する大きな衝撃荷重

運転条件と荷重によっては、転動体の一部が平坦になったり軌道面に圧痕が生じる損傷につながる恐れがあります。圧痕は軌道面上に不規則にできる場合や、転動体の間隔に相当する位置に均等にできる場合があります。

永久変形が発生すると、通常、振動や騒音レベルのいずれかあるいは両方が増大し、摩擦が増大します。また、内部すき間が大きくなったり、はめあい特性が変化したりする場合もあります。

こうした変化は、そのアプリケーションの軸受に要求される性能によっては、有害なものになります。このことから、以下のような要求を満たす必要のある場合は、静荷重負荷能力が十分に大きい軸受を選定し、永久変形を発生させないか最小限にとどめる必要があります。

- 高い信頼度
- 静粛運転(電気モーターなど)
- 振動のない運転(工作機械など)
- 軸受の摩擦モーメントが一定(計測機器や試験装置など)
- 荷重負荷時の始動摩擦が低い(クレーンなど)

B

軸受寸法の選定

静等価軸受荷重

ラジアル成分とアキシャル成分からなる静荷重は、静等価軸受荷重に変換する必要があります。静等価軸受荷重は、実際にその荷重をかけたときと同じ最大転動体荷重を発生させる仮想的な荷重(ラジアル軸受に対してはラジアル荷重、スラスト軸受に対してはアキシャル荷重)と定義されます。これは次式から求めることができます。

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

ここで、

P_0 = 静等価軸受荷重 [kN]

F_r = 軸受の実際のラジアル荷重 (下記参照)

[kN]

F_a = 軸受の実際のアキシャル荷重 (下記参照)

[kN]

X_0 = 軸受のラジアル荷重係数

Y_0 = 軸受のアキシャル荷重係数

静等価軸受荷重の計算に必要な情報およびデータは、各製品を扱った章に記載されています。

P_0 の計算では、発生し得る最大荷重を用い、そのラジアル成分とアキシャル成分(→ 図3)を先の式に代入してください。軸受に静荷重が様々な方向に作用する場合は、これらの成分の大きさが変わります。このようなケースでは、静等価軸受荷重 P_0 値が最大となるような荷重成分を使用してください。

必要基本静定格荷重

静荷重負荷能力に基づいて軸受寸法を選定する際は、基本静定格荷重 C_0 と静等価軸受荷重 P_0 との関係性を表す安全係数 s_0 を用いて、要求基本静定格荷重を計算します。

必要基本静定格荷重 C_0 は次式から求めることができます。

$$C_0 = s_0 P_0$$

ここで、

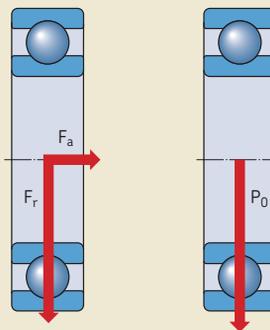
C_0 = 基本静定格荷重 [kN]

P_0 = 静等価軸受荷重 [kN]

s_0 = 静安全係数

経験に基づく静安全係数 s_0 の目安値を、表11に示します。温度が高くなると、静荷重負荷能力は減少します。詳しくはSKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

図3



静荷重負荷能力の確認

動的な荷重を受ける軸受で、静等価軸受荷重 P_0 が分かっている場合、静荷重負荷能力が適正かどうかを次式を使って確認することをお勧めします。

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

得られた s_0 値が推奨の目安値(→ 表11)に達しない場合は、より大きな基本静定格荷重を持つ軸受を選択してください。



表11

静安全係数 s_0 の目安値

運転の種類	回転軸受				非回転軸受			
	要求性能(静粛運転、振動のない運転など) 重要でない				重要			
	普通		普通		重要		重要	
	玉軸受	ころ軸受	玉軸受	ころ軸受	玉軸受	ころ軸受	玉軸受	ころ軸受
スムーズ、振動なし	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
普通	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
著しい衝撃荷重 ¹⁾	≥ 1,5	≥ 2,5	≥ 1,5	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

スラスト球面ころ軸受には $s_0 \geq 4$ の適用をお勧めします。

¹⁾ 衝撃荷重の大きさが分からない場合、 s_0 は上記以上の数値を用いてください。衝撃荷重の大きさが分かっている場合は、上記より小さい s_0 値を適用できます。

計算例

例1:基本定格寿命およびSKF定格寿命

SKF Explorer 6309 深溝玉軸受を、一定のラジアル荷重 $F_r = 10 \text{ kN}$ のもとで回転数 $3\,000 \text{ r/min}$ で使用するものとします。潤滑は油潤滑で、通常の運転温度における実動粘度が $\nu = 20 \text{ mm}^2/\text{s}$ の潤滑油を使用します。目標信頼度は90%で、非常に清浄な使用条件と仮定します。このときの基本定格寿命およびSKF定格寿命を求めます。

a) 信頼度90%の基本定格寿命の計算式は次の通りです。

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^3$$

軸受6309の製品データ表から、 $C = 55,3 \text{ kN}$ 。荷重は純ラジアル荷重であるため、 $P = F_r = 10 \text{ kN}$ (→ 動等価軸受荷重、85ページ)。

$$\begin{aligned} L_{10} &= \left(\frac{55,3}{10} \right)^3 \\ &= 169 \text{ 百万回転} \end{aligned}$$

運転時間で表す場合は、次式を使用します。

$$\begin{aligned} L_{10h} &= \frac{10^6}{60 n} L_{10} \\ L_{10h} &= \frac{1\,000\,000}{60 \times 3\,000} \times 169 \\ &= 940 \text{ 運転時間} \end{aligned}$$

b) 信頼度90%のSKF定格寿命の式は次の通りです

$$L_{10m} = a_1 a_{SKF} L_{10}$$

- 90%の信頼度が要求されているため、寿命 L_{10m} を計算します。 $a_1 = 1$ (→ 表1、65ページ)。
- 軸受6309の製品データ表から、 $d_m = 0,5(d + D) = 0,5(45 + 100) = 72,5 \text{ mm}$

- 線図5 (→ 72ページ) から、回転数が $3\,000 \text{ r/min}$ のときの運転温度における潤滑油の定格粘度は $\nu_1 = 8,15 \text{ mm}^2/\text{s}$ 。したがって、 $k = \nu/\nu_1 = 20/8,15 = 2,45$ となります。
- 製品データ表から、 $P_u = 1,34 \text{ kN}$ 、そして $P_u/P = 1,34/10 = 0,134$ 。運転条件は非常に清浄であるため、 $\eta_c = 0,8$ (→ 表4、74ページ) を適用し、 $\eta_c(P_u/P) = 0,107$ 。計算した値 $\kappa = 2,45$ と線図1 (→ 66ページ) のSKF Explorerの目盛りから、 $a_{SKF} = 8$ という値が得られます。次に、SKF定格寿命計算式により、

$$\begin{aligned} L_{10m} &= 1 \times 8 \times 169 \\ &= 1\,352 \text{ 百万回転} \end{aligned}$$

運転時間で表す場合は、次式を使用します。

$$\begin{aligned} L_{10mh} &= \frac{10^6}{60 n} L_{10m} \\ L_{10mh} &= \frac{1\,000\,000}{60 \times 3\,000} \times 1\,352 \\ &= 7\,512 \text{ 運転時間} \end{aligned}$$

例2:汚染条件の確認

現在のアプリケーションを見直す必要があります。標準のグリースを封入した一体型シール付きSKF Explorer 6309-2RS1深溝玉軸受を、例1と同一の条件で使用するものとします ($\kappa = 2,45$)。最小要求寿命の3,000運転時間を満たしつつ、よりコスト効率性に優れた軸受を使用することが可能かどうかを判断するには、このアプリケーションの汚染条件を確認する必要があります。

- グリース潤滑および一体型シールを考慮すると、汚染度の特性は「清浄度が高い」とみなすことができるため、表4 (→ 74ページ) から $\eta_c = 0,8$ であることが分かります。線図1 (→ 66ページ) のSKF Explorerの目盛りから、 $P_u/P = 0,134$ 、 $\eta_c(P_u/P) = 0,107$ 、また、 $\kappa = 2,45$ 、 $a_{SKF} = 8$ です。

$$L_{10mh} = 8 \times 940 = 7\,520 \text{ 運転時間}$$



- よりコスト効率に優れた軸受装置として、シールド付きSKF Explorer 6309-2Z軸受の使用を検討するものとします。汚染度の特性は「普通の清浄度」であることみなすことができるため、表4 (→ 74ページ) から $\eta_c = 0,5$ であることが分かります。線図1 (→ 66ページ) のSKF Explorerの目盛りから、 $P_u/P = 0,134$ 、 $\eta_c (P_u/P) = 0,067$ 、また、 $\kappa = 2,45$ 、 $a_{SKF} \approx 3,5$ です。

$L_{10mh} = 3,5 \times 940 = 3\ 290$ 運転時間

結論: このアプリケーションでは、シール付き軸受の代わりにシールド付き軸受を使用することで、コスト効率性の向上が可能であると判断できます。

例3: 動荷重および静荷重条件の検証

鉄鋼プラントの重量物移送設備に使用されるシール付きSKF Explorer球面ころ軸受 24026-2CS2/VT143 の負荷サイクルは、下表に記される運転条件となっています。

このアプリケーションの静荷重は、積載中に発生する慣性荷重および偶発的に何かが落下した場合の衝撃荷重を考慮に入れることで、かなり正確に求めることができます。

このアプリケーションの動荷重ならびに静荷重の条件を検証する必要がありますが、このとき、要求される運転時間 L_{10mh} は 60 000時間、最小の静安全係数は 1,5 である とします。

- 製品データ表および前書きから、

定格荷重:
 $C = 540\text{ kN}$; $C_0 = 815\text{ kN}$; $P_u = 81,5\text{ kN}$

寸法:
 $d = 130\text{ mm}$; $D = 200\text{ mm}$
 したがって、 $d_m = 0,5 (130 + 200) = 165\text{ mm}$

封入グリース
 NLGIちよう度等級2に分類される極圧グリースはリチウム石けんの増ちよう剤に鉱油系の基油を含み、温度範囲は $-20 \sim +110\text{ }^\circ\text{C}$ ($-5 \sim +230\text{ }^\circ\text{F}$)、また、基油粘度は $40\text{ }^\circ\text{C}$ および $100\text{ }^\circ\text{C}$ ($105\text{ }^\circ\text{F}$ および $210\text{ }^\circ\text{F}$) においてそれぞれ $200\text{ mm}^2/\text{s}$ および $16\text{ mm}^2/\text{s}$ となっています。

- 以下の計算式や値を用います。

1 $v_1 =$ 定格粘度、 mm^2/s
 (→ 線図5、72ページ) – 入力: d_m および回転数

2 $v =$ 実動粘度、 mm^2/s
 (→ 線図6、73ページ) – 入力: $40\text{ }^\circ\text{C}$ ($105\text{ }^\circ\text{F}$) および運転温度における潤滑剤の動粘度

3 $\kappa =$ 粘度比 – 計算 (v/v_1)

4 $\eta_c =$ 汚染度係数 (→ 表4、74ページ) – 「高い清浄度」、シール付き軸受:
 $\eta_c = 0,8$

例3/1

運転条件

負荷サイクル	動等価荷重 P	時間比率 U	回転数 n	温度 T		静等価荷重 P ₀
	kN	-	r/min	°C	°F	kN
1	200	0,05	50	50	120	500
2	125	0,40	300	65	150	500
3	75	0,45	400	65	150	500
4	50	0,10	200	60	140	500

軸受寸法の選定

- 5 L_{10h} = 計算式 (→ 64ページ) から導かれる基本定格寿命 - 入力: C、P、および n
- 6 a_{SKF} = 線図2から (→ 67ページ) - 入力: SKF Explorer軸受、 η_c 、 P_u 、P、および κ
- 7 $L_{10mh1,2, \dots}$ = 計算式 (→ 65ページ) から求められるSKF定格寿命 - 入力: a_{SKF} および $L_{10h1,2, \dots}$
- 8 L_{10mh} = 計算式 (→ 81ページ) から求められるSKF定格寿命 - 入力: L_{10mh1} 、 L_{10mh2} 、... および U_1 、 U_2 、...

84 300時間というSKF定格寿命は必要運転寿命を上回っているため、この軸受の動荷重条件が検証されたこととなります。

最後に、このアプリケーションの静安全係数を以下のように検証します。

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{815}{500} = 1,63$$

$$s_0 = 1,63 > s_{0 \text{ req}}$$

上記から、このアプリケーションの静安全係数が検証されたこととなります。静荷重が正確に特定されているため、計算された静安全係数と推奨の静安全係数との比較的小さな差異は無視することができます。

SKF計算ツール

SKFが有するモデリングおよびシミュレーションプログラムは、軸受業界の中で最も総合的でパワフルなツールのひとつです。SKFカタログの転がり軸受計算式を基にした使いやすいツールから、並列コンピュータを必要とする最も洗練された計算およびシミュレーションシステムまでカバーしています。

SKFは、お客様の多様なご要望にお応えするべく、単純な設計確認から中程度に複雑な調査、さらに軸受および機械設計用の最先端シミュレーションに至るまで幅広い種類のプログラムを開発してきました。これらのプログラムは、可能な限りお客様がお手元のコンピュータで使用できるようになっています。さらに、異なるシステム間での統合性および相互運用性にも特別に配慮しています。

オンラインskf.com/bearingcalculatorで利用可能な計算ツール

軸受選定や計算のための使いやすいツールは、オンラインskf.com/bearingcalculatorにてご利用いただけます。軸受の検索は、軸受型番または寸法から行うことが可能で、簡単な軸受装置の評価も行うことができます。ここで使用されている計算式は、本カタログで使用されているものと整合性があります。

SKFのインタラクティブなエンジニアリングツールは、最も広く利用されている各種CADプログラムで使用可能な軸受およびハウジングの図面を作成することができます。

例3/2

計算値

負荷サイクル	動等価荷重 P	定格粘度 v_1	運転粘度 v	$\kappa^{1)}$	η_c	基本定格寿命 L_{10h}	a_{SKF}	SKF定格寿命 L_{10mh}	時間比率 U	得られるSKF定格寿命 L_{10mh}
-	kN	mm ² /s	mm ² /s	-	-	h	-	h	-	h
1	200	120	120	1	0,8	9 136	1,2	11 050	0,05	84 300
2	125	25	60	2,3	0,8	7 295	7,8	57 260	0,40	
3	75	20	60	3	0,8	30 030	43	1 318 000	0,45	
4	50	36	75	2	0,8	232 040	50	11 600 000	0,10	

¹⁾ EP添加剤入りグリース

SKF Bearing Beacon (SKFベアリングビーコン)

SKF Bearing Beaconは、主流格の軸受アプリケーションプログラムで、SKFのエンジニアが、お客様の軸受システムに最適なソリューションを提案するために使用しています。SKFのエンジニアは仮想環境の中で、軸、ギア、ハウジングなどを含む機械システムに正確な軸受モデルを組み入れて、システムの挙動について詳細な分析を行うことができます。このプログラムでは、SKF定格寿命計算方法を用い、軸受の転がり疲労を解析することも可能です。SKF Bearing Beaconは、SKFの長年にわたる研究開発の成果です。

Orpheus (オルフェウス)

数値ツールOrpheusは、電気モーターやギアボックスなど騒音や振動が重要視される軸受アプリケーションの動的な挙動を調査・最適化するために使用されます。このプログラムは、軸受装置やギア、軸、ハウジングなどの周辺部品について、これらの動きの完全な非線形方程式を解くためにも使用されます。

Orpheusにより、形状偏差(うねり)やミスアライメントが明らかになり、軸受を含めたアプリケーションの動的挙動をより深く理解することができます。SKFのエンジニアは、このような情報を利用し、そのアプリケーションに最適な軸受の種類、寸法、取り付け方や予圧条件を決定します。

Beast (ビースト)

Beastは、SKFのエンジニアが利用するシミュレーションプログラムで、軸受内部の詳細な動力学をシミュレートします。これは仮想試験装置とみなすことができ、軸受の内部における力やモーメントなどの詳細な調査を、事実上どのような荷重条件下でも行うことが可能です。従来の物理的な試験と比べて短時間で、より多くの情報が得られることから、新しいコンセプトの「試験」や設計が可能となります。

その他のプログラム

上述のプログラムの他にも、SKFは専用のコンピュータプログラムを開発しています。SKFは、こうしたプログラムを活用することによって、厳しい運転条件下においても実用寿命の長い、最適化された表面仕上げを持つ軸受をお客様に提供しています。これらのプログラムは、弾性流体潤滑の接触部における潤滑剤の油膜厚さを計算することができます。さらに、このような接触部内部の三次元表面形状のゆがみに起因する局所的な油膜の厚さを詳細に計算し、その結果として短縮される軸受の疲労寿命の計算を行います。

SKFのエンジニアは、有限要素解析または一般的なシステム力学の解析を行うために、商用のパッケージも使用しています。これらのツールはSKF社内の開発システムに統合されており、お客様のデータやモデルとよりスピーディーで確実な連携が可能となっています。

B

SKFエンジニアリング・コンサルタントサービス

軸受装置の計算や設計を行うために必要な基本情報は、本カタログに記載されています。しかし、同様の軸受装置について過去のデータが十分でない場合や、経済性や運転信頼性が極めて重要である場合など、軸受寿命の予測を可能な限り正確に行うことが望ましいアプリケーションもあります。このようなケースでは、SKFエンジニアリング・コンサルタントサービスへのご相談をお勧めします。SKFエンジニアリング・コンサルタントサービスでは、回転機械部品の分野で100年間に渡り蓄積した経験をもとに、先端のコンピュータプログラムを駆使した計算およびシミュレーションのサービスを提供します。

スタッフは、SKFのアプリケーションノウハウをフルに活かしたサポートを提供します。SKFアプリケーションエンジニアリングの専門スタッフが提供するサービスは、次の通りです。

- 技術的な問題の分析
- 適切なシステムソリューションの提案
- 適切な潤滑剤および潤滑方法、ならびに最適なメンテナンス方法の選定

SKFエンジニアリング・コンサルタントサービスは、機器メーカーおよびエンドユーザーの皆様のために、機械および取り付け関連のサービス分野で新しいアプローチを提供しています。これらのサービスの利点の一例を挙げると、

- 開発プロセスの迅速化と商品化までの時間短縮
- 生産開始前の仮想試験による実施コストの削減
- 騒音および振動レベルを低減するための軸受装置の改善
- アップグレードによる出力密度の向上
- 潤滑システムまたはシールシステムの改良による実用寿命延長

先進のコンピュータプログラム

SKFエンジニアリング・コンサルタントサービスでは、最先端のコンピュータプログラムを使用して、以下のサービスを提供しています。

- 軸、ハウジング、ギア、カップリングなどで構成される完全な軸受装置全体の解析的モデリング
- 機械システムの各部品の弾性変形および応力を求める静的解析
- 運転条件下でのシステムの振動挙動を求める動的解析（「仮想試験」）
- 構造的や部品のたわみの視覚表示、動画表示
- システムのコスト、実用寿命、振動・騒音レベルの最適化

SKFエンジニアリング・コンサルタントサービスで計算やシミュレーションに使用する標準コンピュータプログラムについては、SKF計算ツール(→ 92ページ)で簡単に説明しています。

SKFエンジニアリング・コンサルタントサービスについての詳細は、最寄りのSKFにお問い合わせください。

SKF寿命試験

SKFの耐久試験は、オランダのSKF中央研究所で集中的に行われています。同研究所の試験設備は、その高度性および試験装置数において軸受業界に比類を見ないもので、ISO 17025による認証を受けています。さらに同研究所は、SKFの主要製造工場に併設されている研究施設のサポートも行っています。

SKFは、主として軸受製品の設計、材料、および製造工程を絶えず改善することができるよう、寿命試験に取り組んでいます。さらに、軸受アプリケーションの設計のために必要なエンジニアリングモデルを常時開発・改善することも極めて重要です。

典型的な耐久試験は、サンプルとなる軸受個体群を以下のような条件で運転して行います。

- 潤滑油膜が完全な状態
- 潤滑油膜が不完全な状態
- 汚染状態を予め設定した潤滑剤

SKFが実施する寿命試験には、以下のような目的もあります。

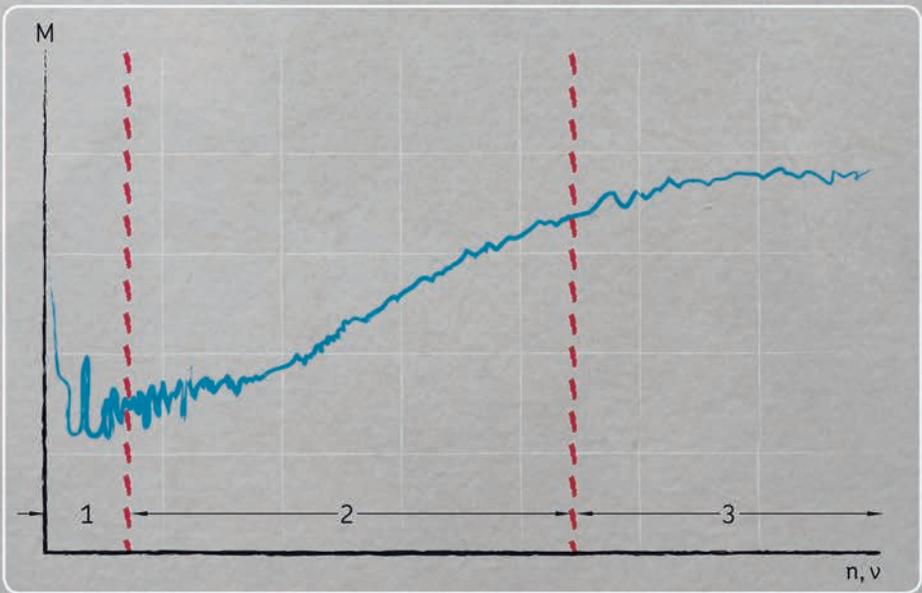
- 製品カタログで保証している性能の検証
- SKF標準軸受の品質監査
- 潤滑剤および潤滑状態が軸受寿命に及ぼす影響の研究
- 転がり接触疲労に関する理論発展の支援
- 他社製品との比較

厳格かつ確実に管理された寿命試験と、最先端設備機器を使った試験後の調査により、軸受の寿命に影響を与える要因についての系統的な研究が可能となります。

高性能のSKF Explorer軸受ならびにSKFエネルギー効率化(E2)軸受は、構成部品および軸受全体のレベルでの解析シミュレーションモデルおよび実験検証をもとに、影響因子を最適化することによって製品化された例です。



B



摩擦

摩擦モーメントの推定	98
摩擦モーメントを計算するための SKFモデル	99
転がり摩擦モーメント	100
入口部せん断発熱係数	101
動的補充 / 枯渇係数	102
滑り摩擦モーメント	103
潤滑状態の滑り摩擦への影響	103
シールの摩擦モーメント	109
抗力損失	110
油浴潤滑での抗力損失	110
オイルジェット潤滑の抗力損失	112
摩擦モーメントに影響を与える その他の要因	113
すきまおよびミスアライメントに よる摩擦への影響	113
封入グリースによる摩擦への影響	113
特殊な種類の軸受および性能クラスに 関する詳細	113
ハイブリッド軸受	113
SKFエネルギー効率化軸受	113
Y-軸受 (インサート軸受)	113
針状ころ軸受	113
起動トルク	114
動力損失と軸受温度	114

摩擦

転がり軸受内の摩擦は、軸受内部の発熱量を決定します。摩擦量は、荷重ならびに以下のよ
うな複数の要因に左右されます。

- 軸受の種類および寸法
- 回転速度
- 潤滑剤の性状および量

軸受内の総回転抵抗は、転動体と軌道面間、
転動体と保持器間、転動体とその案内面間
における転がり摩擦および滑り摩擦による抵抗
の総和です。また、摩擦は潤滑剤による抵抗や
接触シール(該当する場合)によっても発生しま
す。

摩擦モーメントの推定

条件によっては、一定の摩擦係数 μ を用いて、か
なり正確に摩擦モーメントを推定することがで
きます。これに該当する条件は次の通りです。

- 軸受荷重 $P \approx 0,1 C$
- 良好な潤滑状態
- 通常の運転条件

このような条件下での摩擦モーメントは、次の
式によって推定することができます。

$$M = 0,5 \mu P d$$

ラジアル針状ころ軸受の場合は、 d の代わりに F
または F_w を使用してください。

ここで、

- M = 摩擦モーメント [Nmm]
- μ = 軸受固有の摩擦係数 (→ 表1)
- P = 軸受動等価荷重 [N]
- d = 軸受内径 [mm]
- F = 内輪軌道径 [mm]
- F_w = ころ内接円径 [mm]

表1

開放型軸受の摩擦係数 μ
(接触シールなしの軸受)

軸受の種類	摩擦係数 μ
深溝玉軸受	0,0015
アンギュラ玉軸受	
- 単列	0,0020
- 複列	0,0024
- 四点接触	0,0024
自動調心玉軸受	0,0010
円筒ころ軸受	
- 保持器付き、 $F_a \approx 0$ の場合	0,0011
- 総ころ、 $F_a \approx 0$ の場合	0,0020
保持器付き針状ころ軸受	0,0020
円すいころ軸受	0,0018
球面ころ軸受	0,0018
保持器付きCARBトイダルころ軸受	0,0016
スラスト玉軸受	0,0013
スラスト円筒ころ軸受	0,0050
スラスト針状ころ軸受	0,0050
スラスト球面ころ軸受	0,0018

摩擦モーメントを計算するためのSKFモデル

一般的な軸受の摩擦モーメントは、回転速度または粘度の関数として線図1のように表すことができます。起動段階(領域1)では、回転速度または粘度が増加するに従い、流体(潤滑剤)油膜の形成に伴い摩擦モーメントは低下します。回転速度または粘度が増加を続け、軸受が完全な弾性流体潤滑(EHL)領域に入ると、流体油膜が厚くなる(κ 値の増加、241ページ)のに伴って摩擦も増大します(領域2)。回転速度または粘度が増加し続けると、最終的には動的枯渇状態に達し、この段階に至ると入口部せん断摩擦が発生して水平推移あるいは減少を始めます(領域3)。

詳細な情報については、入口部せん断発熱係数(→ 101ページ)および動的補充/枯渇係数(→ 102ページ)を参照してください。

転がり軸受内の総摩擦モーメントを正確に計算するには、以下のような摩擦発生源とそれらによるトライボロジー上の影響を考慮する必要があります。

- 転がり摩擦モーメント、ならびに高回転時の枯渇および接触入口部せん断発熱による影響

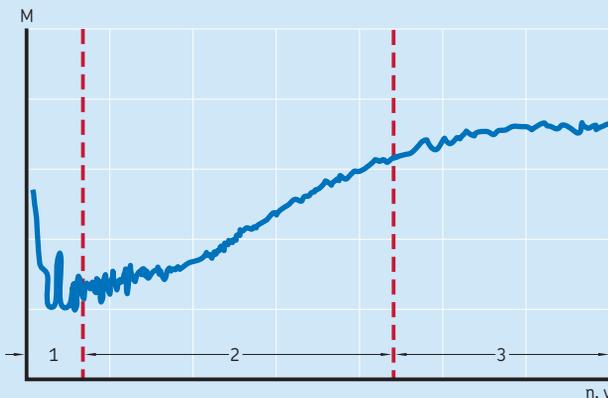
- 滑り摩擦モーメントおよび滑り摩擦モーメントが潤滑性能に及ぼす影響
- シールの摩擦モーメント
- 抗力損失、攪拌、飛沫などによる摩擦モーメント

摩擦モーメントを計算するためのSKFモデルは実際の軸受の挙動に忠実に従い、すべての接触面、設計変更、SKF軸受に対して行われた改善のほか、内外部の要因による影響なども考慮しています。



線図1

回転速度または粘度と軸受摩擦の関係



領域1: 混合潤滑
 領域2: 弾性流体潤滑 (EHL)
 領域3: EHL + 熱および枯渇による影響

摩擦

摩擦モーメントを計算するためのSKFモデルには、次式を用います。

$$M = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag}$$

ここで、

M = 総摩擦モーメント

M_{rr} = 転がり摩擦モーメント

M_{sl} = 滑り摩擦モーメント (→ 103ページ)

M_{seal} = シールの摩擦モーメント (→ 109ページ)

M_{drag} = 抗力損失、攪拌、飛沫などによる摩擦モーメント (→ 110ページ)

SKFモデルは、自社開発のより高度なコンピュータモデルを基本としています。SKFモデルは、以下のアプリケーション条件において、おおよその基準値を提供するよう構築されています。

- グリース潤滑:
 - 状態が安定している場合のみ (運転開始から数時間後)
 - 鉱油系の基油を含んだリチウム石けんグリースを使用
 - 軸受の空間容積の約30%にグリースを封入
 - 周囲温度が20 °C (70 °F)またはそれ以上
- 油潤滑:
 - 油浴式、オイルエア式、またはオイルジェット式潤滑
 - 粘度範囲が2 ~ 500 mm²/s
- 荷重が必要最小荷重と同等もしくはそれより大きく、かつ、少なくとも:
 - 0,01 C (玉軸受に適用)
 - 0,02 C (ころ軸受に適用)
- 荷重の大きさと方向が一定
- 通常の運転すきま
- 回転速度が一定しており、かつ許容回転速度を超えない

組み合わせ軸受については、各軸受ごとに摩擦モーメントを計算し、それらを合計することで計算できます。ラジアル荷重は2個の軸受に均等に配分します。アキシアル荷重は軸受の配列に応じて割り当ててください。

転がり摩擦モーメント

転がり摩擦モーメントは次式を用いて求めることができます。

$$M_{rr} = \phi_{ish} \phi_{rs} G_{rr} (v n)^{0,6}$$

ここで、

M_{rr} = 転がり摩擦モーメント [Nmm]

ϕ_{ish} = 入口部せん断発熱係数

ϕ_{rs} = 動的補充 / 枯渇係数 (→ 102ページ)

G_{rr} = 変数 (→ 表2、104ページ)、次の要因に依存:

- 軸受の種類
- 軸受平均径 d_m [mm]
= 0,5(d + D)
- ラジアル荷重 F_r [N]
- アキシアル荷重 F_a [N]

n = 回転速度 [r/min]

v = 潤滑油の運転温度における動粘度、またはグリースの基油粘度 [mm²/s]

注記:本項に記載されている式を用いると、計算がかなり複雑になります。そのため、skf.com/bearingcalculatorにて提供しておりますオンラインツールを使用して摩擦モーメントを計算することを強くお勧めします。

入口部せん断発熱係数

軸受内に存在する潤滑剤の全体量に対し、接触面に供給される潤滑剤はごく一部です。そして、そのごく少量の潤滑剤で、流体油膜が形成されます。そのため、接触面入り口付近の潤滑油が部分的にはね返され、逆流が生じます(→ 図1)。この逆流によって潤滑剤がせん断されるため熱が発生して、潤滑油の粘度が低下し、油膜の厚さところがり摩擦が低減します。

上述の影響について、入口部せん断発熱係数を次式から推定することができます。

$$\Phi_{ish} = \frac{1}{1 + 1,84 \times 10^{-9} (n d_m)^{1,28} v^{0,64}}$$

ここで、

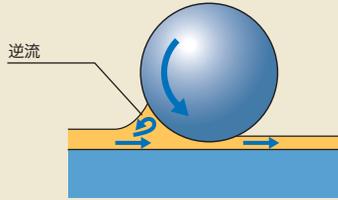
Φ_{ish} = 入口部せん断発熱係数 (→ 線図2)

n = 回転速度 [r/min]

d_m = 軸受平均径 [mm]
= 0,5 (d + D)

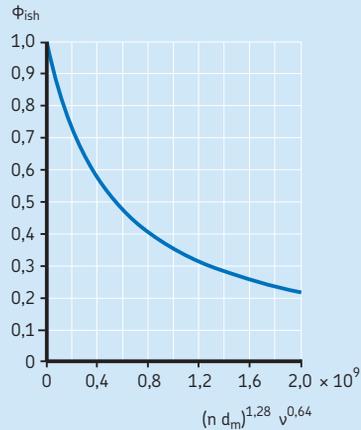
v = 潤滑油の運転温度における動粘度、
またはグリースの基油粘度 [mm²/s]

図1



線図2

入口部せん断発熱係数 Φ_{ish}



動的補充 / 枯渇係数

オイルエア潤滑、オイルジェット潤滑、油量の少ない油浴潤滑(油面の高さHが、最下部の転動体中心より低い場合)、およびグリース潤滑においては、連続回転によって余分な潤滑剤が軌道面から押し出されます。また、粘性や回転速度が高いアプリケーションにおいては、軌道面を十分に潤滑するだけの潤滑剤の補充が間に合わず、「動的枯渇」状態に陥ることもあります。動的枯渇状態になると流体油膜が薄くなり(κ値の低下、241ページ)、転がり摩擦が低下します。

上記のタイプの潤滑方法については、次式を用いて動的補充/枯渇係数を推定することができます。

$$\phi_{rs} = \frac{1}{e^{[K_{rs} v n (d + D) \sqrt{\frac{K_2}{2(D - d)}}]}}$$

ここで、

ϕ_{rs} = 動的補充/枯渇係数

e = 自然対数の底 $\approx 2,718$

K_{rs} = 補充/枯渇定数:

- 油量の少ない油浴潤滑およびオイルジェット潤滑 $\rightarrow 3 \times 10^{-8}$
- グリース潤滑およびオイルエア潤滑 $\rightarrow 6 \times 10^{-8}$

K_2 = 軸受の種類に対応した幾何的定数
(\rightarrow 表5、112ページ)

v = 運転温度における動粘度 [mm²/s]

n = 回転速度 [r/min]

d = 軸受内径 [mm]

D = 軸受外径 [mm]

滑り摩擦モーメント

滑り摩擦モーメントは次式を用いて求めることができます。

$$M_{sl} = G_{sl} \mu_{sl}$$

ここで、

M_{sl} = 滑り摩擦モーメント [Nmm]

G_{sl} = 変数 (→ 表2、104ページ)、次の要因に依存:

- 軸受の種類
- 軸受平均径 d_m [mm]
= $0,5 (d + D)$
- ラジアル荷重 F_r [N]
- アクシアル荷重 F_a [N]

μ_{sl} = 滑り摩擦係数

潤滑状態の滑り摩擦への影響

油膜が完全な場合および潤滑条件が一樣でない場合の滑り摩擦は、次式を用いて推定することができます。

$$\mu_{sl} = \phi_{bl} \mu_{bl} + (1 - \phi_{bl}) \mu_{EHL}$$

ここで、

μ_{sl} = 滑り摩擦係数

ϕ_{bl} = 滑り摩擦係数の重み係数

$$= \frac{1}{e^{2,6 \times 10^{-8} (n v)^{1,4} d_m}}$$

(→ 線図3)

e = 自然対数の底 $\approx 2,718$

n = 回転速度 [r/min]

v = 潤滑油の運転温度における動粘度、またはグリースの基油粘度 [mm^2/s]

d_m = 軸受平均径 [mm]

$$= 0,5 (d + D)$$

μ_{bl} = 潤滑剤中の添加剤に対応した係数、一般値 $\approx 0,15$

μ_{EHL} = 油膜が完全な状態における滑り摩擦係数

μ_{EHL} の値は以下のとおりです。

- 0,02 (円筒ころ軸受)
- 0,002 (円すいころ軸受)
- その他の軸受
 - 0,05 (鉱油を使用した潤滑)
 - 0,04 (合成潤滑油を使用した潤滑)
 - 0,1 (変速機油を使用した潤滑)

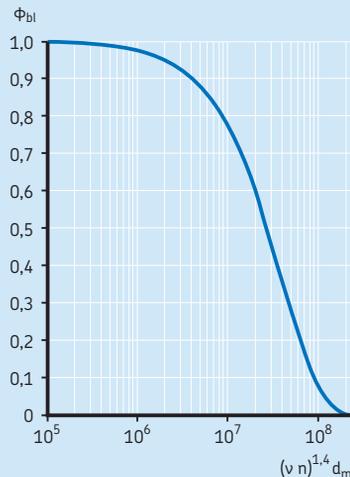
線図3は、潤滑の状態が滑り摩擦係数の重み係数に及ぼす影響を示しています。

- 油膜が完全な状態 (κ 値が増加、241ページ) では、滑り摩擦係数の重み係数 ϕ_{bl} はゼロに近づく傾向があります。
- 潤滑剤の粘度または回転速度が低い場合に発生しやすい、混合潤滑の状態では、滑り摩擦係数の重み係数 ϕ_{bl} は、金属面同士の接触によって摩擦が増大するため、1に近づく傾向があります。

C

線図3

滑り摩擦係数の重み係数 ϕ_{bl}



転がりおよび滑り摩擦モーメントに適用される幾何的変数および荷重依存変数 - ラジアル軸受

軸受の種類	転がり摩擦変数 G_{rr}	滑り摩擦変数 G_{sl}
深溝玉軸受	$F_a = 0$ の場合 $G_{rr} = R_1 d_m^{-1.96} F_r^{0.54}$ $F_a > 0$ の場合 $G_{rr} = R_1 d_m^{-1.96} \left(F_r + \frac{R_2}{\sin \alpha_f} F_a \right)^{0.54}$ $\alpha_f = 24,6 (F_a/C_0)^{0.24} [^\circ]$	$F_a = 0$ の場合 $G_{sl} = S_1 d_m^{-0.26} F_r^{5/3}$ $F_a > 0$ の場合 $G_{sl} = S_1 d_m^{-0.145} \left(F_r^5 + \frac{S_2 d_m^{1.5}}{\sin \alpha_f} F_a^4 \right)^{1/3}$
アンギュラ玉軸受 ¹⁾	$G_{rr} = R_1 d_m^{-1.97} [F_r + F_g + R_2 F_a]^{0.54}$ $F_g = R_3 d_m^4 n^2$	$G_{sl} = S_1 d_m^{0.26} [(F_r + F_g)^{4/3} + S_2 F_a^{4/3}]$ $F_g = S_3 d_m^4 n^2$
四点接触玉軸受	$G_{rr} = R_1 d_m^{-1.97} [F_r + F_g + R_2 F_a]^{0.54}$ $F_g = R_3 d_m^4 n^2$	$G_{sl} = S_1 d_m^{0.26} [(F_r + F_g)^{4/3} + S_2 F_a^{4/3}]$ $F_g = S_3 d_m^4 n^2$
自動調心玉軸受	$G_{rr} = R_1 d_m^{-2} [F_r + F_g + R_2 F_a]^{0.54}$ $F_g = R_3 d_m^{3.5} n^2$	$G_{sl} = S_1 d_m^{-0.12} [(F_r + F_g)^{4/3} + S_2 F_a^{4/3}]$ $F_g = S_3 d_m^{3.5} n^2$
円筒ころ軸受	$G_{rr} = R_1 d_m^{2.41} F_r^{0.31}$	$G_{sl} = S_1 d_m^{0.9} F_a + S_2 d_m F_r$
円すいころ軸受 ¹⁾ 単列軸受のアキシャル荷重係数 Y → 製品データ表を参照	$G_{rr} = R_1 d_m^{2.38} (F_r + R_2 Y F_a)^{0.31}$	$G_{sl} = S_1 d_m^{0.82} (F_r + S_2 Y F_a)$
球面ころ軸受	$G_{rr,e} = R_1 d_m^{-1.85} (F_r + R_2 F_a)^{0.54}$ $G_{rr,l} = R_3 d_m^{-2.3} (F_r + R_4 F_a)^{0.31}$ $G_{rr,e} < G_{rr,l}$ の場合 $G_{rr} = G_{rr,e}$ 上記以外の場合 $G_{rr} = G_{rr,l}$	$G_{sl,e} = S_1 d_m^{0.25} (F_r^4 + S_2 F_a^4)^{1/3}$ $G_{sl,l} = S_3 d_m^{0.94} (F_r^3 + S_4 F_a^3)^{1/3}$ $G_{sl,e} < G_{sl,l}$ の場合 $G_{sl} = G_{sl,e}$ 上記以外の場合 $G_{sl} = G_{sl,l}$
CARBトイダルころ軸受	$F_r < (R_2^{-1.85} d_m^{0.78} / R_1^{1.85})^{2.35}$ の場合 $G_{rr} = R_1 d_m^{-1.97} F_r^{0.54}$ 上記以外の場合 $G_{rr} = R_2 d_m^{2.37} F_r^{0.31}$	$F_r < (S_2 d_m^{-1.24} / S_1)^{1.5}$ の場合 $G_{sl} = S_1 d_m^{-0.19} F_r^{5/3}$ 上記以外の場合 $G_{sl} = S_2 d_m^{1.05} F_r$

幾何的定数 R および S は、105ページ以降の表3に掲載しています。
 F_r 、 F_a は常に正の荷重とみなします。
¹⁾ F_a に使用する値は外部アキシャル荷重。

表2b

転がりおよび滑り摩擦モーメントに適用される幾何学的変数および荷重依存変数 - スラスト軸受

軸受の種類	転がり摩擦変数 G_{rr}	滑り摩擦変数 G_{sl}
スラスト玉軸受	$G_{rr} = R_1 d_m^{1.83} F_a^{0.54}$	$G_{sl} = S_1 d_m^{0.05} F_a^{4/3}$
スラスト円筒ころ軸受	$G_{rr} = R_1 d_m^{2.38} F_a^{0.31}$	$G_{sl} = S_1 d_m^{0.62} F_a$
スラスト球面ころ軸受	$G_{rr,e} = R_1 d_m^{1.96} (F_r + R_2 F_a)^{0.54}$ $G_{rr,l} = R_3 d_m^{2.39} (F_r + R_4 F_a)^{0.31}$ $G_{rr,e} < G_{rr,l}$ の場合 $G_{rr} = G_{rr,e}$ 上記以外の場合 $G_{rr} = G_{rr,l}$	$G_{sl,e} = S_1 d_m^{-0.35} (F_r^{5/3} + S_2 F_a^{5/3})$ $G_{sl,l} = S_3 d_m^{0.89} (F_r + F_a)$ $G_{sl,e} < G_{sl,l}$ の場合 $G_{sl} = G_{sl,e}$ 上記以外の場合 $G_{sl} = G_{sl,l}$ $G_f = S_4 d_m^{0.76} (F_r + S_5 F_a)$ $G_{sl} = G_{sl} + \frac{G_f}{e^{10^{-6}} (n v)^{1.4} d_m}$



表3

転がりおよび滑り摩擦モーメントに適用される幾何学的定数

軸受の種類	適用幾何学的定数 転がり摩擦モーメント			滑り摩擦モーメント		
	R_1	R_2	R_3	S_1	S_2	S_3
深溝玉軸受	(-> 表3a)			(-> 表3a)		
アンギュラ玉軸受						
- 単列	5.03×10^{-7}	1.97	1.90×10^{-12}	1.30×10^{-2}	0.68	1.91×10^{-12}
- 複列	6.34×10^{-7}	1.41	7.83×10^{-13}	7.56×10^{-3}	1.21	7.83×10^{-13}
- 四点接触	4.78×10^{-7}	2.42	1.40×10^{-12}	1.20×10^{-2}	0.9	1.40×10^{-12}
自動調心玉軸受	(-> 表3b)			(-> 表3b)		
円筒ころ軸受	(-> 表3c)			(-> 表3c)		
円すいころ軸受	(-> 表3d)			(-> 表3d)		
球面ころ軸受	(-> 表3e)			(-> 表3e)		
CARBトロイダルころ軸受	(-> 表3f)			(-> 表3f)		
スラスト玉軸受	1.03×10^{-6}			1.6×10^{-2}		
スラスト円筒ころ軸受	2.25×10^{-6}			0.154		
スラスト球面ころ軸受	(-> 表3g)			(-> 表3g)		

表3a

深溝玉軸受の転がりおよび滑り摩擦モーメントに適用される幾何的定数

軸受系列	適用幾何的定数 転がり摩擦モーメント		滑り摩擦モーメント	
	R ₁	R ₂	S ₁	S ₂
2, 3	$4,4 \times 10^{-7}$	1,7	$2,00 \times 10^{-3}$	100
42, 43	$5,4 \times 10^{-7}$	0,96	$3,00 \times 10^{-3}$	40
60, 630	$4,1 \times 10^{-7}$	1,7	$3,73 \times 10^{-3}$	14,6
62, 622	$3,9 \times 10^{-7}$	1,7	$3,23 \times 10^{-3}$	36,5
63, 623	$3,7 \times 10^{-7}$	1,7	$2,84 \times 10^{-3}$	92,8
64	$3,6 \times 10^{-7}$	1,7	$2,43 \times 10^{-3}$	198
160, 161	$4,3 \times 10^{-7}$	1,7	$4,63 \times 10^{-3}$	4,25
617, 618, 628, 637, 638	$4,7 \times 10^{-7}$	1,7	$6,50 \times 10^{-3}$	0,78
619, 639	$4,3 \times 10^{-7}$	1,7	$4,75 \times 10^{-3}$	3,6

表3b

自動調心玉軸受の転がりおよび滑り摩擦モーメントに適用される幾何的定数

軸受系列	適用幾何的定数 転がり摩擦モーメント			滑り摩擦モーメント		
	R ₁	R ₂	R ₃	S ₁	S ₂	S ₃
12	$3,25 \times 10^{-7}$	6,51	$2,43 \times 10^{-12}$	$4,36 \times 10^{-3}$	9,33	$2,43 \times 10^{-12}$
13	$3,11 \times 10^{-7}$	5,76	$3,52 \times 10^{-12}$	$5,76 \times 10^{-3}$	8,03	$3,52 \times 10^{-12}$
22	$3,13 \times 10^{-7}$	5,54	$3,12 \times 10^{-12}$	$5,84 \times 10^{-3}$	6,60	$3,12 \times 10^{-12}$
23	$3,11 \times 10^{-7}$	3,87	$5,41 \times 10^{-12}$	0,01	4,35	$5,41 \times 10^{-12}$
112	$3,25 \times 10^{-7}$	6,16	$2,48 \times 10^{-12}$	$4,33 \times 10^{-3}$	8,44	$2,48 \times 10^{-12}$
130	$2,39 \times 10^{-7}$	5,81	$1,10 \times 10^{-12}$	$7,25 \times 10^{-3}$	7,98	$1,10 \times 10^{-12}$
139	$2,44 \times 10^{-7}$	7,96	$5,63 \times 10^{-13}$	$4,51 \times 10^{-3}$	12,11	$5,63 \times 10^{-13}$

表3c

円筒ころ軸受の転がりおよび滑り摩擦モーメントに適用される幾何的定数

軸受系列	適用幾何的定数 転がり摩擦モーメント		滑り摩擦モーメント	
	R_1		S_1	S_2
N、NU、NJ、またはNUP型の保持器付き軸受				
2,3	$1,09 \times 10^{-6}$		0,16	0,0015
4	$1,00 \times 10^{-6}$		0,16	0,0015
10	$1,12 \times 10^{-6}$		0,17	0,0015
12,20	$1,23 \times 10^{-6}$		0,16	0,0015
22	$1,40 \times 10^{-6}$		0,16	0,0015
23	$1,48 \times 10^{-6}$		0,16	0,0015
NCF ..ECJB、RN ..ECJB、NJF ..ECJA、RNU ..ECJA、またはNUH ..ECMH型の保持器付き高負荷容量軸受				
22	$1,54 \times 10^{-6}$		0,16	0,0015
23	$1,63 \times 10^{-6}$		0,16	0,0015
NCF、NJG、NNCL、NNCF、NNC、またはNNF型の純ころ軸受				
全系列	$2,13 \times 10^{-6}$		0,16	0,0015



表3d

円すいころ軸受の転がりおよび滑り摩擦モーメントに適用される幾何的定数

軸受系列	適用幾何的定数 転がり摩擦モーメント		滑り摩擦モーメント	
	R_1	R_2	S_1	S_2
302	$1,76 \times 10^{-6}$	10,9	0,017	2
303	$1,69 \times 10^{-6}$	10,9	0,017	2
313(X)	$1,84 \times 10^{-6}$	10,9	0,048	2
320 X	$2,38 \times 10^{-6}$	10,9	0,014	2
322	$2,27 \times 10^{-6}$	10,9	0,018	2
322 B	$2,38 \times 10^{-6}$	10,9	0,026	2
323	$2,38 \times 10^{-6}$	10,9	0,019	2
323 B	$2,79 \times 10^{-6}$	10,9	0,030	2
329	$2,31 \times 10^{-6}$	10,9	0,009	2
330	$2,71 \times 10^{-6}$	11,3	0,010	2
331	$2,71 \times 10^{-6}$	10,9	0,015	2
332	$2,71 \times 10^{-6}$	10,9	0,018	2
LL	$1,72 \times 10^{-6}$	10,9	0,0057	2
L	$2,19 \times 10^{-6}$	10,9	0,0093	2
LM	$2,25 \times 10^{-6}$	10,9	0,011	2
M	$2,48 \times 10^{-6}$	10,9	0,015	2
HM	$2,60 \times 10^{-6}$	10,9	0,020	2
H	$2,66 \times 10^{-6}$	10,9	0,025	2
HH	$2,51 \times 10^{-6}$	10,9	0,027	2
上記以外	$2,31 \times 10^{-6}$	10,9	0,019	2

表3e

球面ころ軸受の転がりおよび滑り摩擦モーメントに適用される幾何的定数

軸受系列	適用幾何的定数 転がり摩擦モーメント				滑り摩擦モーメント			
	R ₁	R ₂	R ₃	R ₄	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄
213 E, 222 E	1,6 × 10 ⁻⁶	5,84	2,81 × 10 ⁻⁶	5,8	3,62 × 10 ⁻³	508	8,8 × 10 ⁻³	117
222	2,0 × 10 ⁻⁶	5,54	2,92 × 10 ⁻⁶	5,5	5,10 × 10 ⁻³	414	9,7 × 10 ⁻³	100
223	1,7 × 10 ⁻⁶	4,1	3,13 × 10 ⁻⁶	4,05	6,92 × 10 ⁻³	124	1,7 × 10 ⁻²	41
223 E	1,6 × 10 ⁻⁶	4,1	3,14 × 10 ⁻⁶	4,05	6,23 × 10 ⁻³	124	1,7 × 10 ⁻²	41
230	2,4 × 10 ⁻⁶	6,44	3,76 × 10 ⁻⁶	6,4	4,13 × 10 ⁻³	755	1,1 × 10 ⁻²	160
231	2,4 × 10 ⁻⁶	4,7	4,04 × 10 ⁻⁶	4,72	6,70 × 10 ⁻³	231	1,7 × 10 ⁻²	65
232	2,3 × 10 ⁻⁶	4,1	4,00 × 10 ⁻⁶	4,05	8,66 × 10 ⁻³	126	2,1 × 10 ⁻²	41
238	3,1 × 10 ⁻⁶	12,1	3,82 × 10 ⁻⁶	12	1,74 × 10 ⁻³	9 495	5,9 × 10 ⁻³	1 057
239	2,7 × 10 ⁻⁶	8,53	3,87 × 10 ⁻⁶	8,47	2,77 × 10 ⁻³	2 330	8,5 × 10 ⁻³	371
240	2,9 × 10 ⁻⁶	4,87	4,78 × 10 ⁻⁶	4,84	6,95 × 10 ⁻³	240	2,1 × 10 ⁻²	68
241	2,6 × 10 ⁻⁶	3,8	4,79 × 10 ⁻⁶	3,7	1,00 × 10 ⁻²	86,7	2,9 × 10 ⁻²	31
248	3,8 × 10 ⁻⁶	9,4	5,09 × 10 ⁻⁶	9,3	2,80 × 10 ⁻³	3 415	1,2 × 10 ⁻²	486
249	3,0 × 10 ⁻⁶	6,67	5,09 × 10 ⁻⁶	6,62	3,90 × 10 ⁻³	887	1,7 × 10 ⁻²	180

表3f

保持器付きCARBトイダルころ軸受の転がりおよび滑り摩擦モーメントに適用される幾何的定数

軸受系列	適用幾何的定数 転がり摩擦モーメント		滑り摩擦モーメント	
	R ₁	R ₂	S ₁	S ₂
C 22	1,17 × 10 ⁻⁶	2,08 × 10 ⁻⁶	1,32 × 10 ⁻³	0,8 × 10 ⁻²
C 23	1,20 × 10 ⁻⁶	2,28 × 10 ⁻⁶	1,24 × 10 ⁻³	0,9 × 10 ⁻²
C 30	1,40 × 10 ⁻⁶	2,59 × 10 ⁻⁶	1,58 × 10 ⁻³	1,0 × 10 ⁻²
C 31	1,37 × 10 ⁻⁶	2,77 × 10 ⁻⁶	1,30 × 10 ⁻³	1,1 × 10 ⁻²
C 32	1,33 × 10 ⁻⁶	2,63 × 10 ⁻⁶	1,31 × 10 ⁻³	1,1 × 10 ⁻²
C 39	1,45 × 10 ⁻⁶	2,55 × 10 ⁻⁶	1,84 × 10 ⁻³	1,0 × 10 ⁻²
C 40	1,53 × 10 ⁻⁶	3,15 × 10 ⁻⁶	1,50 × 10 ⁻³	1,3 × 10 ⁻²
C 41	1,49 × 10 ⁻⁶	3,11 × 10 ⁻⁶	1,32 × 10 ⁻³	1,3 × 10 ⁻²
C 49	1,49 × 10 ⁻⁶	3,24 × 10 ⁻⁶	1,39 × 10 ⁻³	1,5 × 10 ⁻²
C 59	1,77 × 10 ⁻⁶	3,81 × 10 ⁻⁶	1,80 × 10 ⁻³	1,8 × 10 ⁻²
C 60	1,83 × 10 ⁻⁶	5,22 × 10 ⁻⁶	1,17 × 10 ⁻³	2,8 × 10 ⁻²
C 69	1,85 × 10 ⁻⁶	4,53 × 10 ⁻⁶	1,61 × 10 ⁻³	2,3 × 10 ⁻²

表3g

スラスト球面ころ軸受の転がりおよび滑り摩擦モーメントに適用される幾何的定数

軸受系列	適用幾何的定数 転がり摩擦モーメント				滑り摩擦モーメント				
	R ₁	R ₂	R ₃	R ₄	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅
292	1,32 × 10 ⁻⁶	1,57	1,97 × 10 ⁻⁶	3,21	4,53 × 10 ⁻³	0,26	0,02	0,1	0,6
292 E	1,32 × 10 ⁻⁶	1,65	2,09 × 10 ⁻⁶	2,92	5,98 × 10 ⁻³	0,23	0,03	0,17	0,56
293	1,39 × 10 ⁻⁶	1,66	1,96 × 10 ⁻⁶	3,23	5,52 × 10 ⁻³	0,25	0,02	0,1	0,6
293 E	1,16 × 10 ⁻⁶	1,64	2,00 × 10 ⁻⁶	3,04	4,26 × 10 ⁻³	0,23	0,025	0,15	0,58
294 E	1,25 × 10 ⁻⁶	1,67	2,15 × 10 ⁻⁶	2,86	6,42 × 10 ⁻³	0,21	0,04	0,2	0,54

シールの摩擦モーメント

接触シール付き軸受では、シールによる摩擦損失が軸受に起因する摩擦損失を上回る場合があります。両側にシールが付いている軸受におけるシールの摩擦モーメントは、次式を用いて推定することができます。

$$M_{\text{seal}} = K_{S1} d_s^\beta + K_{S2}$$

ここで、

M_{seal} = シールの摩擦モーメント [Nmm]

K_{S1} = 定数(→表4)、以下の要素に依存:

- シールの種類
- 軸受の種類および寸法

d_s = シールリップ接触部直径 [mm]
(→表4)

β = 指数 (→表4)、以下の要素に依存:

- シールの種類
- 軸受の種類

K_{S2} = 定数 (→表4)、以下の要素に依存:

- シールの種類
- 軸受の種類および寸法

シールが1つだけの場合、発生する摩擦は $0,5 M_{\text{seal}}$ です。

RSLシール付きで外径 $D > 25$ mmの深溝玉軸受には、シールが1つであるか2つであるかに関わらず、計算によって得られた M_{seal} 値を使用してください。



表4

シール摩擦モーメント: 指数および定数

シールの種類 軸受の種類	軸受外径 [mm]		指数および定数			シールリップ接触部 直径 $d_s^{1)}$
	D を超え	以下	β	K_{S1}	K_{S2}	
RSLシール 深溝玉軸受	-	25	0	0	0	d_2
	25	52	2,25	0,0018	0	d_2
RZシール 深溝玉軸受	-	175	0	0	0	d_1
RSHシール 深溝玉軸受	-	52	2,25	0,028	2	d_2
RS1シール 深溝玉軸受	-	62	2,25	0,023	2	d_1, d_2
	62	80	2,25	0,018	20	d_1, d_2
	80	100	2,25	0,018	15	d_1, d_2
	100		2,25	0,018	0	d_1, d_2
アンギュラ玉軸受	30	120	2	0,014	10	d_1
自動調心玉軸受	30	125	2	0,014	10	d_2
LSシール 円筒ころ軸受	42	360	2	0,032	50	E
CS、CS2、CS5シール 球面ころ軸受	62	300	2	0,057	50	d_2
	CARBトroidalころ軸受	42	340	2	0,057	50

¹⁾ 製品データ表に記載の寸法記号

摩擦

抗力損失

油浴潤滑の軸受は、部分的に、また特殊な場合には全体が、潤滑油に浸ります。油浴内で軸受が回転する際に発生する抗力損失は総摩擦モーメントに影響するため、考慮に入れる必要があります。抗力損失は軸受の回転速度や潤滑油の粘度および油面の高さだけでなく、潤滑油リザーバーの大きさや形状にも左右されます。ギアまたはカムなどの外部の機械要素を使用して軸受近傍で潤滑油を攪拌する場合においても、これを考慮する必要があります。

油浴潤滑での抗力損失

油浴潤滑における抗力損失を計算するためのSKFモデルは、転動体が潤滑油内で運動する際の抵抗を考慮し、潤滑油の粘度による影響が反映されるようになっています。この計算式を用いると、以下のような条件の場合に、かなり正確な結果を得ることができます。

- 潤滑油リザーバーが大きい。リザーバーの大きさおよび形状、または外部の潤滑油攪拌による影響を無視することができる。
- 軸が水平である。
- 内輪が一定の速度で回転する。回転速度が許容回転数を超えない。
- 潤滑油の粘度が以下の範囲内である:
 - 軸受の高さの半分以下が浸っている場合 (油面の高さ $H \leq D/2$)、 $\leq 500 \text{ mm}^2/\text{s}$
 - 軸受の高さの半分よりも上まで浸っている場合 (油面の高さ $H > D/2$)、 $\leq 250 \text{ mm}^2/\text{s}$

油面の高さHは、外輪軌道面と転動体間の、最下部の接触点から測定します(→ [図2、112ページ](#))。これは以下を用いてかなり正確に推定することができます。

- 円すいころ軸受: 外径 D [mm]
- その他すべてのラジアル転がり軸受: 外輪の平均直径 [mm]
 $= 0,5(D + D_1)$

玉軸受の抗力損失による抵抗摩擦モーメントは、次式を用いて推定することができます。

$$M_{\text{drag}} = 0,4 V_M K_{\text{ball}} d_m^5 n^2 + 1,093 \times 10^{-7} n^2 d_m^3 \left(\frac{n d_m^2 f_t}{v} \right)^{-1,379} R_s$$

ころ軸受の抗力損失による抵抗摩擦モーメントは、次式を用いて推定することができます。

$$M_{\text{drag}} = 4 V_M K_{\text{roll}} C_w B d_m^4 n^2 + 1,093 \times 10^{-7} n^2 d_m^3 \left(\frac{n d_m^2 f_t}{v} \right)^{-1,379} R_s$$

転動体に関する定数は、次のとおりです。

$$K_{\text{ball}} = \frac{i_{rw} K_z (d + D)}{D - d} 10^{-12}$$

$$K_{\text{roll}} = \frac{K_L K_z (d + D)}{D - d} 10^{-12}$$

抗力損失による摩擦モーメントの計算式に用いる変数および関数は、次のとおりです。

$$C_w = 2,789 \times 10^{-10} l_D^3 - 2,786 \times 10^{-4} l_D^2 + 0,0195 l_D + 0,6439$$

$$l_D = 5 \frac{K_L B}{d_m}$$

$$f_t = \begin{cases} \sin(0,5 t), & 0 \leq t \leq \pi \text{の場合} \\ 1, & \pi < t < 2\pi \text{の場合} \end{cases}$$

$$R_s = 0,36 d_m^2 (t - \sin t) f_A$$

$$t = 2 \cos^{-1} \left(\frac{0,6 d_m - H}{0,6 d_m} \right) \quad H \geq d_m \text{の場合、} H = d_m \text{を使用}$$

$$f_A = 0,05 \frac{K_z (D + d)}{D - d}$$

ここで、

M_{drag} = 抗力損失の摩擦モーメント [Nmm]

V_M = 抗力損失係数 (→ 線図4、112ページ)

B = 軸受幅 [mm]

- 円すいころ軸受の場合 → 幅 T
- スラスト軸受の場合 → 高さ H

d_m = 軸受平均径 [mm]
= $0,5 (d + D)$

d = 軸受内径 [mm]

D = 軸受外径 [mm]

H = 油面の高さ (→ 図2、112ページ) [mm]

i_{rw} = 玉の列数

K_z = 軸受の種類に対応した幾何的定数
(→ 表5、112ページ)

K_L = ころ軸受の種類に対応した幾何的定数
(→ 表5、112ページ)

n = 回転速度 [r/min]

v = 運転温度における動粘度 [mm²/s]

C

摩擦

垂直軸配列の抗力損失

垂直軸配列の抗力損失は、完全に潤滑油に浸った軸受用のモデルを使用しておおよその値を求めることができます。計算から得られた値 M_{drag} は、軸受全体の幅(高さ)に対する浸漬部の幅(高さ)の割合を表す係数を乗算する必要があります。

オイルジェット潤滑の抗力損失

オイルジェット潤滑の抗力損失は、油浴モデルを使い、油面の高さ H が最下部の回転体の直径の半分であるとみなして計算することができます。計算から得られた値 M_{drag} は、係数2で乗算する必要があります。この近似値は潤滑油の速度や方向によって異なります。しかし、軸受静止中に流れている潤滑油の油面の高さ H が分かっている場合、この値を抗力損失計算に直接使用して、より正確な推定を行うことができます。

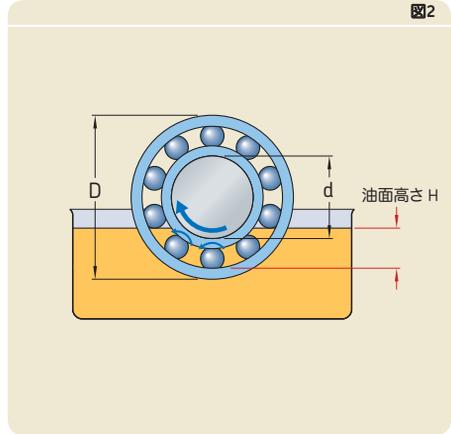


図2

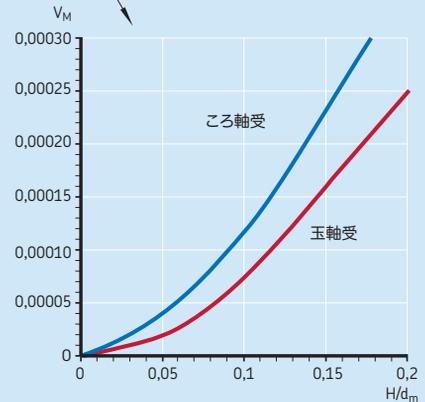
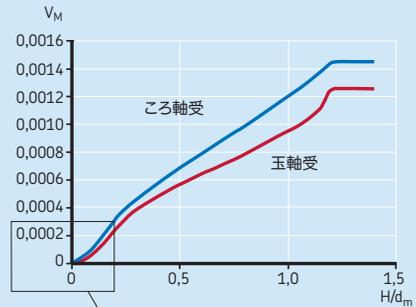
表5

幾何的定数 K_2 および K_L	幾何的定数	
	K_2	K_L
深溝玉軸受 - 単列および複列	3,1	-
アンギュラ玉軸受 - 単列	4,4	-
- 複列	3,1	-
- 四点接触	3,1	-
自動調心玉軸受	4,8	-
円筒ころ軸受 - 保持器付き	5,1	0,65
- 総ころ	6,2	0,7
円すいころ軸受	6	0,7
球面ころ軸受	5,5	0,8
CARBトイダルころ軸受 - 保持器付き	5,3	0,8
- 総ころ	6	0,75
スラスト玉軸受	3,8	-
スラスト円筒ころ軸受	4,4	0,43
スラスト球面ころ軸受	5,6	0,58 ¹⁾

¹⁾ 単列取り付けの軸受のみ

線図4

抗力損失係数 V_M



摩擦モーメントに影響を与えるその他の要因

すきまおよびミスアライメントによる摩擦への影響

軸受内にすきまの変化やミスアライメントが生じると、摩擦モーメントに影響を及ぼします。前出のモデルは、運転時の内部すきまとアライメントが正常な軸受を前提としています。しかし、軸受の運転温度や回転速度が高い場合、軸受の内部すきまが減少して摩擦が増加することがあります。ミスアライメントは一般的に摩擦を増大させます。ただし、自動調心玉軸受、球面ころ軸受、CARBトロイダルころ軸受、スラスト球面ころ軸受については、ミスアライメントによる摩擦増大分を無視することができます。

すきまの変化またはミスアライメントによる影響を受けやすいアプリケーションについては、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

封入グリースによる摩擦への影響

推奨の分量のグリースを使用して軸受の給脂または再給脂を行った直後は、軸受の摩擦値が、当初計算したものよりもかなり高い数値になることがあります。これは運転温度の上昇となって現れます。摩擦低下に必要な時間は、アプリケーションの回転速度およびグリースが軸受内の空間に充満するのに要する時間によって異なります。

この影響は、転がり摩擦モーメントに2~4の係数を乗算することによって推定できます。薄肉系列(幅狭系列)の軸受には係数2、肉厚系列の軸受には係数4を使用してください。

ただし、慣らし運転期間後は、軸受内の摩擦モーメントの数値は潤滑油で潤滑する軸受の数値と同等、あるいはそれ以下になります。封入されているグリースの量が多すぎる軸受は、摩擦値が大きくなる場合があります。詳細については再給脂(→ 252ページ)を参照するか、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

特殊な種類の軸受および性能クラスに関する詳細

ハイブリッド軸受

弾性係数が高い窒化ケイ素製の転動体によって、軌道面接触部を小さくできるため、転がりおよび滑り摩擦が大幅に低減されます。また、セラミック製の転動体は鋼鉄製の転動体に比べて密度が低く、遠心力が小さくなるため、このことによっても高速回転時の摩擦が低減されます。

標準ハイブリッド玉軸受

前出の計算式を応用して、ハイブリッドアンギュラ玉軸受の摩擦モーメントを計算することができます。このとき、標準アンギュラ玉軸受の幾何的定数 R_3 および S_3 にそれぞれ係数0,41を乗算した数値、すなわち0,41 R_3 および0,41 S_3 を使用してください。

高速回転のアプリケーションで使用するハイブリッド深溝玉軸受は、通常、軸方向に予圧がかかれています。このような条件下ではハイブリッド深溝玉軸受はアンギュラ玉軸受のように運動し、後者と同様に摩擦モーメントが低減されます。SKFは、ハイブリッド深溝玉軸受の摩擦モーメントを計算する際は、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスにお問い合わせされることをお勧めします。

ハイブリッド超精密軸受

SKF超精密軸受の摩擦モーメントについて詳しくは、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

SKFエネルギー効率化軸受

SKFエネルギー効率化(E2)軸受の摩擦モーメント値を得るには、skf.com/bearingcalculatorのオンラインツールを使用することをお勧めします。

Y-軸受(インサート軸受)

Y-軸受の摩擦モーメント値を得るには、skf.com/bearingcalculatorのオンラインツールを使用することをお勧めします。

針状ころ軸受

針状ころ軸受の摩擦モーメント値を得るには、skf.com/bearingcalculatorのオンラインツールを使用することをお勧めします。



起動トルク

転がり軸受の起動トルクは、軸受が回転を開始する際に発生する摩擦モーメントとして定義します。そのため、滑り摩擦モーメントおよびシールの摩擦モーメント(該当する場合)のみを考慮して計算します。周囲温度が20-30 °C (70 ~ 85 °F)の場合、起動トルクは次式から計算することができます。

$$M_{\text{start}} = M_{\text{sl}} + M_{\text{seal}}$$

ここで、

M_{start} = 起動摩擦モーメント [Nmm]

M_{sl} = 滑り摩擦モーメント [Nmm]

M_{seal} = シールの摩擦モーメント [Nmm]

ただし、接触角が大きいころ軸受では、起動トルクがかなり高くなる場合があります。313、322 B、323 B、T7FC系列の円すいころ軸受では最大4倍、スラスト球面ころ軸受では最大8倍になることがあります。

動力損失と軸受温度

摩擦に起因する軸受内の動力損失は、次式を用いて推定することができます。

$$N_R = 1,05 \times 10^{-4} M n$$

ここで、

N_R = 動力損失 [W]

M = 軸受の総摩擦モーメント [Nmm]

n = 回転速度 [r/min]

冷却係数 W_s は、軸受と周辺の温度差1度あたりの、軸受から奪われる熱として定義します。 W_s の値が分かっている場合、軸受のおおよその温度上昇は次式を用いて推定することができます。

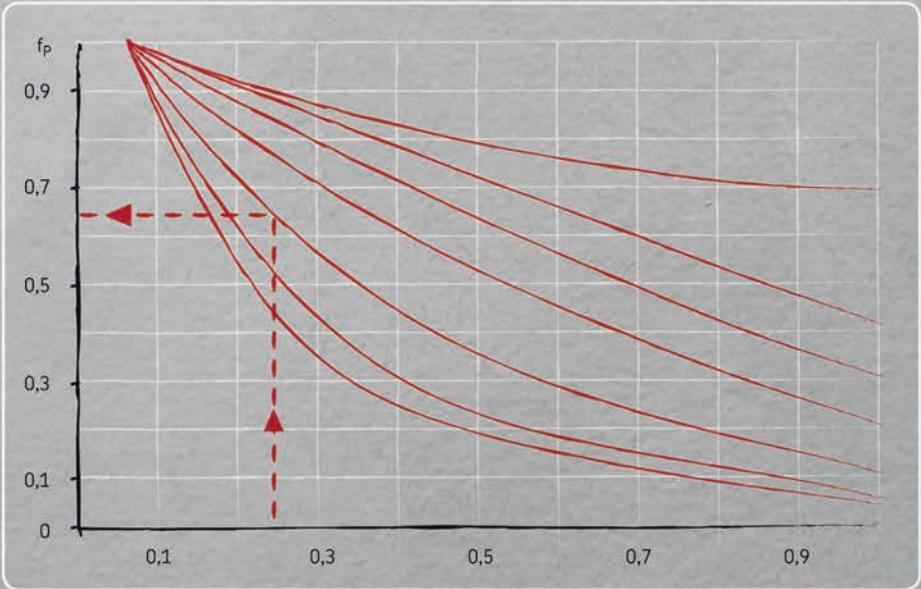
$$\Delta T = N_R / W_s$$

ここで、

ΔT = 温度上昇 [°C]

N_R = 動力損失 [W]

W_s = 冷却係数 [W/°C]



回転速度

軸受回転速度の基本	118
基準回転速度	118
荷重および潤滑油粘度に よる基準回転速度への影響	120
油潤滑	120
グリース潤滑	120
基準回転速度以上の回転速度	125
限界回転速度	126
特殊なケース	127
低速回転	127
揺動運動	127
高速回転での振動の発生	128
荷重を受ける転動体の数が変動 することによる励振	128
関連部品の精度	128
軸受がアプリケーションの 振動挙動に及ぼす影響	128



軸受回転速度の基本

転がり軸受を運転できる回転速度には限界があります。一般的には、潤滑剤の温度制限または軸受の構成部品の材料などによって、限界回転速度が決まります。

運転温度限界に達する回転速度は、軸受内での発熱、外部から受ける熱、軸受から放散される熱の程度によって異なります。

軸受内で発生する熱量は、軸受の種類および寸法、内部設計、荷重、潤滑剤や潤滑方式、アライメントなどによって異なります。その他にも、保持器の設計、精度、内部すきまなどの要因があります。

通常、製品データ表には、基準回転速度(熱基準)および限界回転速度(機械的限界)の二種類の回転速度が示されています。

一般的に、限界回転速度のほうが軸受の基準回転速度より高くなります。ただし、軸受系列によっては、軸受の機械的能力に比較して非常に良好な摩擦特性によって高速回転を維持できるものがあり、このようなケースでは基準回転速度のほうが限界回転速度より高くなる場合があります。しかし、運転条件がどれほど好条件であっても、あらゆるケースにおいて軸受の限界回転速度は守らなければなりません。

基準回転速度

基準回転速度(熱基準)は主に、軸受の回転能力を簡便に評価するもので、ISO 15312(→**線図1**)に規定されている通り、熱流量密度に関する標準化された基準値に基づいています。

このISO規格には、基準の運転条件と、その基準条件下での熱流量の標準値が示されています。**線図1**に示されている標準の基準熱流量密度は軸受アプリケーションで見られる値の範囲内にあり、**図中**ではその部分に濃い色を使用しています。

ある特定のアプリケーションにおける実際の温度上昇と熱流量を求めるには、軸受周辺の冷却条件について詳細な分析を行う必要があります。これは、ISOによる現行の定格回転速度規格の範囲を超えています。温度上昇の計算について詳しくは、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

基準回転速度の数値はISO 15312に基づいています。ISO規格は油潤滑を対象に定められていますが、グリース潤滑にも適用することができます。外輪回転はISO規格には含まれてい

ません。そのため、外輪が回転するアプリケーションでは、基準回転速度を下げる必要がある場合があります。詳しくはSKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

接触シール付き軸受は、その回転能力が転動体と軌道面との接触部に発生する摩擦熱によって決定されません。そのため、これらの軸受はISO規格の基準回転速度には含まれておらず、限界回転速度のみが製品データ表に記載されています。

ISO基準回転速度は、以下の運転条件で運転される開放型軸受に基づいています。

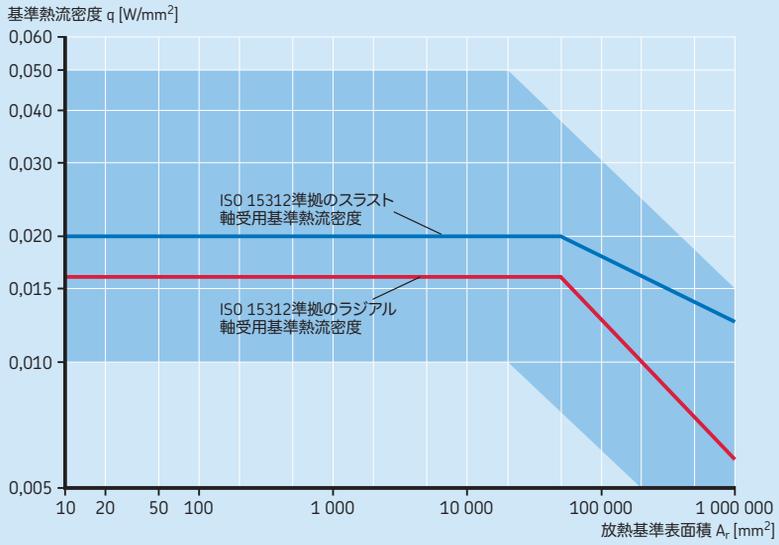
- 軽荷重:
 - ラジアル荷重 $P = 0,05 C_0$ (ラジアル軸受)
 - アキシャル荷重 $P = 0,02 C_0$ (スラスト軸受)
- 20 °C (70 °F)の基準周囲温度で、温度上昇が 50 °C (90 °F)
- 潤滑状態が良好で清浄な運転条件
- 普通の内部すきま (→ 軸受内部すきま、**149ページ**)

SKFの基準回転速度の数値は、すきま条件を除き、これらの条件に準拠しています。SKFの数値は、運転すきまが十分な場合に適用が可能です(→ 軸受内部すきま、**149ページ**)。場合によっては、初期すきまが普通より大きい軸受が必要となるケースもあります。

グリース潤滑の軸受は最初の起動開始時にピーク温度に達することがあるため、通常の運転温度に達するまで慣らし運転を必要とする場合があります。

線図1

熱流密度



D

回転速度

荷重および潤滑油粘度による基準回転速度への影響

荷重または粘度値が基準値より大きい場合、摩擦抵抗が増大するため基準回転速度を補正する必要があります。逆に、荷重または粘度値が基準値より小さければ、回転速度を上げることができます。

荷重および動粘度が基準回転速度に及ぼす影響は、下記の線図から推定することができます。

- ラジアル玉軸受 (→ 線図2)
- ラジアルころ軸受 (→ 線図3、122ページ)
- スラスト玉軸受 (→ 線図4、123ページ)
- スラストころ軸受 (→ 線図5、124ページ)

油潤滑

油潤滑の補正係数の数値は P/C_0 と軸受平均径 d_m の関数として、線図2-線図5から求めることができます。

- f_p は動等価軸受荷重 P の影響を表します
- f_v は粘度の影響を表します

ここで、
 P = 動等価軸受荷重 [kN]
 C_0 = 基本静定格荷重 [kN]
(→ 製品データ表)
 d_m = 軸受平均径 [mm]
= $0,5 (d + D)$

線図内の粘度値は、ISO VG 32などのISO名称で示されています。この例では、 40°C (105°F)における潤滑油の粘度が32であることを表します。

油潤滑の補正基準回転速度は、次式を用いて推定することができます。

$$n_{ar} = n_r f_p f_v$$

ここで、
 n_{ar} = 補正基準回転速度 [r/min]
 n_r = 称呼基準回転速度 [r/min]
(→ 製品データ表)
 f_p = 軸受荷重 P の補正係数
 f_v = 潤滑油粘度の補正係数

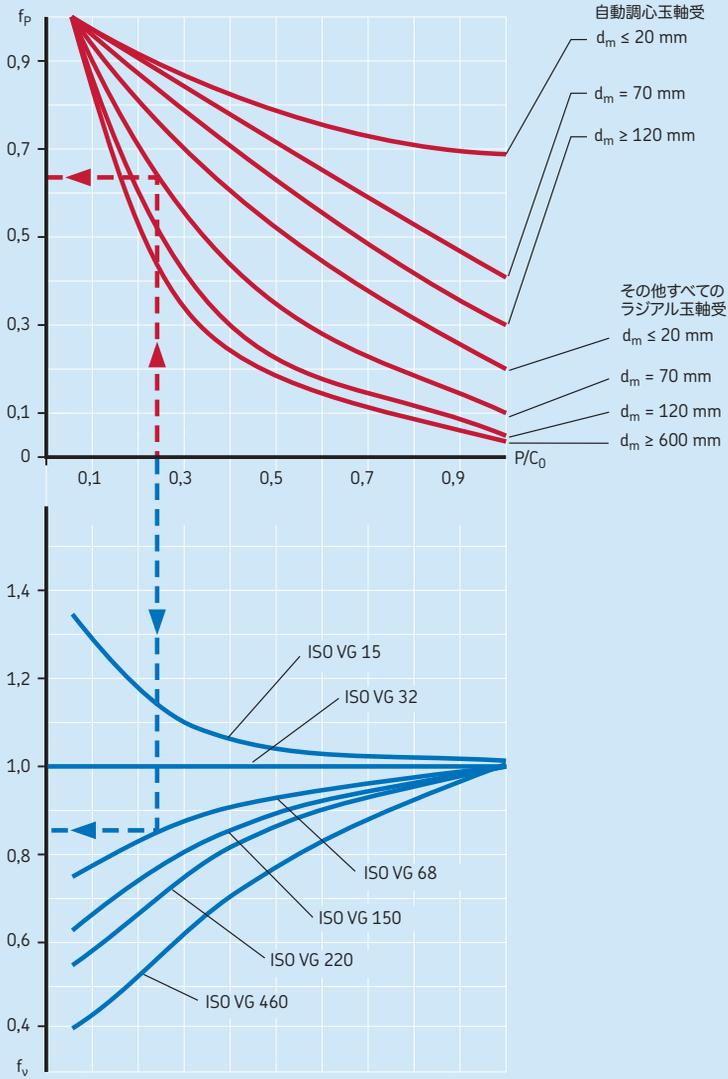
グリース潤滑

線図2-線図5に示す軸受荷重の補正係数(f_p)の数値は、グリース潤滑にも適用できます。 40°C (105°F)での基油粘度が $100\text{--}200\text{ mm}^2/\text{s}$ のグリースを使用する場合、粘度補正係数の数値は $f_v = 1$ となります。それ以外の基油粘度については、 f_v の値をISO VG 150潤滑油の値と比較する必要があります。グリース潤滑の補正基準回転速度は、次式を用いて推定することができます。

$$n_{ar} = n_r f_p \frac{f_v \text{ 実際の基油粘度}}{f_v \text{ ISO VG150}}$$

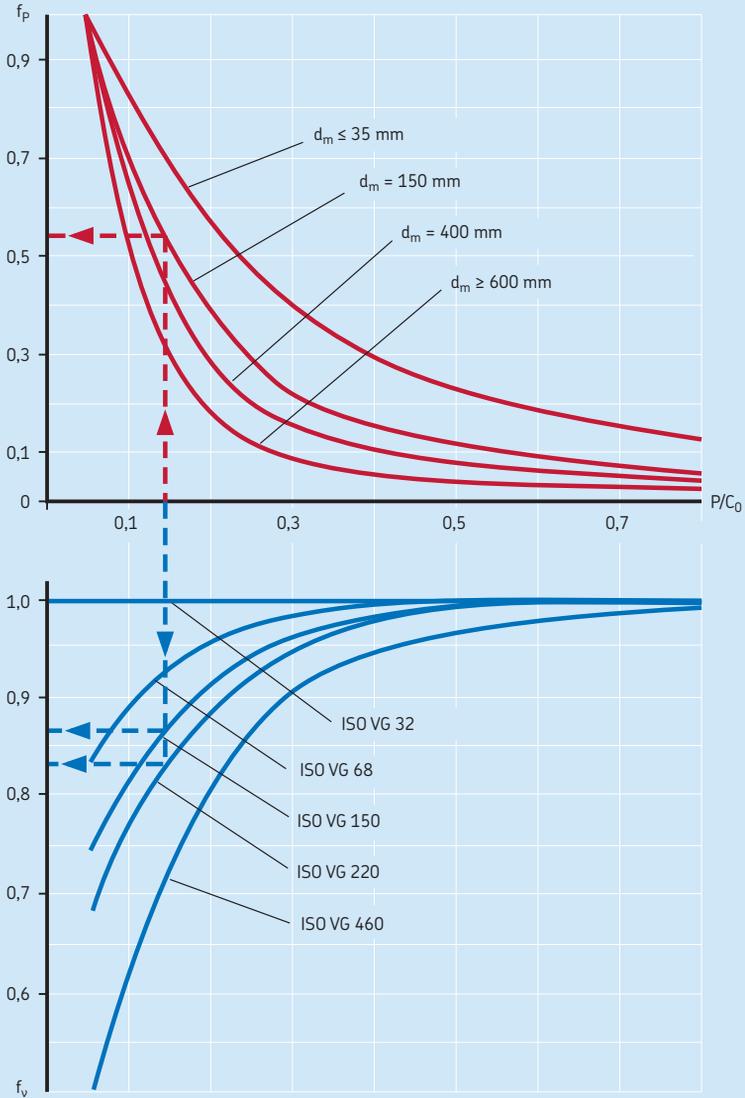
線図2

ラジアル玉軸受の補正係数 f_p および f_v



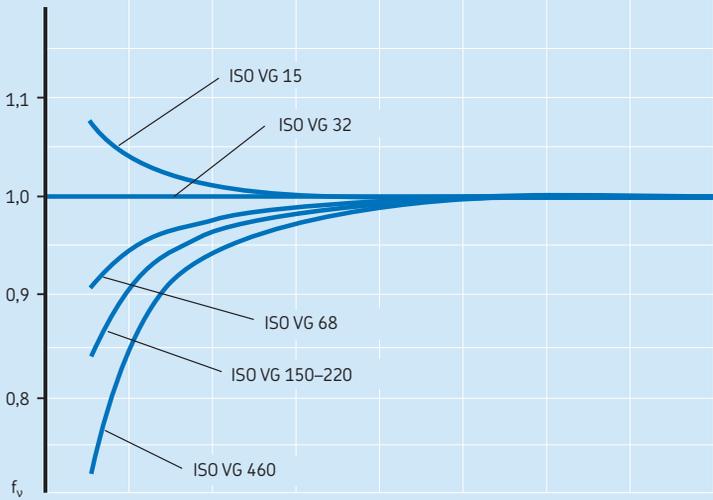
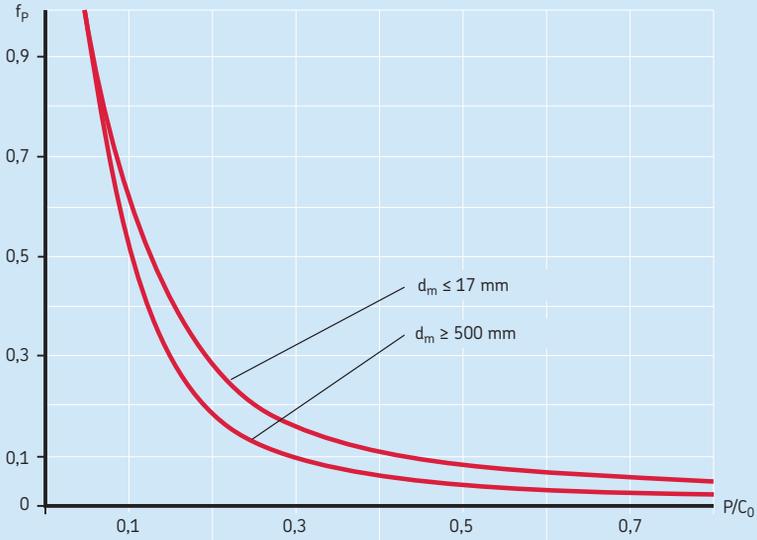
D

ラジアルころ軸受の補正係数 f_p および f_v



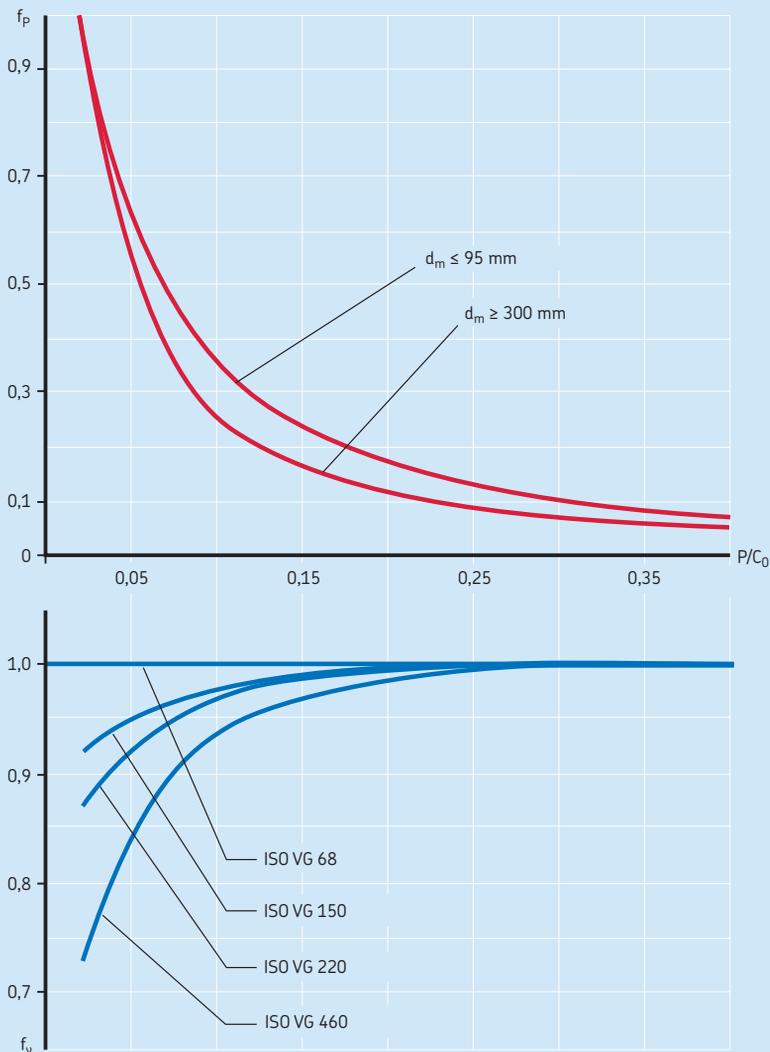
線図4

スラスト玉軸受の補正係数 f_p および f_v



D

スラストころ軸受の補正係数 f_p および f_v



例1

SKF Explorer 6210深溝玉軸受を油浴方式で潤滑します。40 °C (105 °F)における潤滑油の粘度は68 mm²/s、荷重P = 0,24 C₀です。この場合の補正基準回転速度を求めます。

軸受6210は、 $d_m = 0,5 (50 + 90) = 70$ mmおよび $n_r = 15\,000$ r/min。線図2、121ページから、 $d_m = 70$ mmおよび $P/C_0 = 0,24$ なので $f_p = 0,63$ 、また $P/C_0 = 0,24$ およびISO VG 68より $f_v = 0,85$ 。

$$n_{ar} = 15\,000 \times 0,63 \times 0,85 = 8\,030 \text{ r/min}$$

この軸受の限界回転速度は10 000 r/minで、限界回転速度が補正基準回転速度を上回る結果となりました。このようなケースでは、2つの定格回転速度のうちの低い方が、軸受の実用寿命にとって最も大きな意味を持ちます。一般的に、回転速度を補正基準回転速度以下にとめておくことが、軸受の実用寿命を延長させるための好ましい条件であるといえます。原理上では、軸受装置周辺の特定の温度条件をさらに精査すれば、軸受の限界回転速度まで回転速度を上げることも不可能ではありません。

例2

グリース潤滑のSKF Explorer 22222 E球面ころ軸受が受ける荷重は、 $P = 0,15$ C₀です。使用するグリースの基油粘度は、40 °C (105 °F)で220 mm²/sです。この場合の補正基準回転速度を求めます。

軸受22222 Eは、 $d_m = 0,5 (110 + 200) = 155$ mmおよび $n_r = 3\,000$ r/min。122ページの線図3から、 $d_m = 155$ mmおよび $P/C_0 = 0,15$ なので $f_p = 0,53$ 、 $P/C_0 = 0,15$ およびISO VG 220より f_v 実際 = 0,83、また $P/C_0 = 0,15$ およびISO VG 150より $f_{v,ISO VG 150} = 0,87$ となります。

$$n_{ar} = 3\,000 \times 0,53 \times 0,83/0,87 = 1\,520 \text{ r/min}$$

この回転速度以下であれば、軸受の温度上の条件は全般的に普通であると考えられます。状況によっては、限界回転速度である4 000 r/minまで回転速度を上げることも検討が可能です。その際は、アプリケーションの実際の摩擦条件および冷却条件に基づいて、アプリケーション内の温度上昇の評価を行うことが必要です。このようなケースでは、潤滑剤、放熱、軸受内部すきま、軸受座の精度などを検証し、より高い回転速度に対応できるように適応させる必要があります。上記のようなタイプの評価に関しては、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

基準回転速度以上の回転速度

前出の例で述べたように、運転温度の上昇をコントロールすることができ、軸受またはアプリケーションに悪影響が及ばない場合には、基準回転速度より高い回転速度で軸受を運転することが可能です。

軸受を基準回転速度より高い回転速度で運転する前に、保持器やシールなどを含めたすべての軸受構成部品が温度上昇に耐えられることを確認してください。また、すきまあるいは予圧値、潤滑剤などが高温に対応できるかどうかも確認してください。

運転温度は、軸受内摩擦の低減または軸受装置からの放熱が可能な場合、コントロールすることができま。

摩擦は、正確に計量した少量のグリースまたは潤滑油を軸受に供給する、最適化された潤滑システムを使用することによって、ある程度までは低減することができます。

熱は、いろいろな方法で軸受装置から放散させることができます。油潤滑式のアプリケーションで潤滑油を冷却する方法としては、ファン、補助冷却装置、潤滑油の循環システム(→油潤滑方式、262ページ)などが代表的です。

軸受軌道輪のひとつとその座面間のアキシャル変位に対応できる軸受に関しては、実際の運転条件下で軸受がアキシャル方向に移動できるかどうかを確認することが重要です。場合によっては、軸受の回転精度、保持器の設計、軸受の材料など、回転速度を制限するその他の要因の改善も必要となります。軸受の温度が上昇すると潤滑剤の粘度と有効性が低下し、潤滑剤による効果的な流体油膜の形成が難しくなります。

そしてほとんどの場合、これによって摩擦および摩擦熱が増大します。内輪温度が外輪温度より著しく高くなると、軸受内の運転すきまが減少して軸受が焼付く事態にもなりかねません。一般的に、基準回転速度より回転速度を上げるということは、内輪と外輪との温度差が通常より大きくなることを意味します。そのため、当初に選定した軸受よりも、内部すきまが大きいものが必要となる場合があります(→軸受内部すきま、149ページ)。また、定常温度が70 °C (160 °F)より高いと保持器と潤滑剤の実用寿命が短くなる場合があるため、軸受内の温度分布に加え、保持器と潤滑剤の温度制限も精査する必要があります(→樹脂製保持器、153ページおよび潤滑グリース、244ページ)。

基準回転速度(温度上の基準)より高い回転速度で運転するアプリケーションの具体的な評価については、SKFアプリケーションエンジ

回転速度

ニアリングサービスまでお問い合わせください。原則としては、摩擦および冷却条件がどれほど好条件であっても、軸受の限界回転速度は守らなければなりません。

限界回転速度

限界回転速度(機械的限界)は、保持器の形状安定性または強度、保持器案内面の潤滑状態、転動体に作用する遠心力および旋回力、軸受ハウジングの精度のほか、シールやシール付き軸受の潤滑剤など、回転速度を制限するその他の要因によって決定されます。

経験的にも、荷重条件と摩擦条件がいかに好条件であっても、技術的な理由から、あるいは運転条件を長時間安定させるためのコストが非常に高くつくことなどから、超えるべきではない最高回転速度が存在することが知られています。

製品データ表に示されている限界回転速度は、基本設計の軸受用です。限界回転速度が基準回転速度より高い場合、温度が基準値よりかなり高くなることが予想されます。このような条件においては、適切な手段を講じることが必要です(→ 基準回転速度以上の回転速度、125ページ)。これらの手段を適用できない場合は、軸受内部すきま、ハウジングおよび軸座の精度などを検証し、より要求の厳しい運転条件に対応できるよう適合させる必要があります(→ 総合的なラジアル振れ公差、200ページ)。

軸受システム内の材料の互換性についても、軸受の温度および要求実用寿命などの点から検討してください(→ 転がり軸受の材料、150ページおよび潤滑グリース、244ページ)。軸受材料の寸法安定化クラス毎の最大推奨温度(例えば、SNクラスで120 °C (250 °F))よりも定常運転温度が高い場合(→ 運転温度による影響、82ページ)、しめしろによる応力と軸受内部すきまを維持するために、寸法安定化クラスの高い軸受が必要となることがあります。

グリース潤滑では、保持器案内面の潤滑状態や運転温度におけるグリースちょう度など、その他の要因も考慮してください(→ グリース潤滑、242ページ)。

開放型玉軸受の一部は摩擦が非常に小さいため、示されている基準回転速度が限界回転速度より高い場合があります。そのため、計算によって基準回転速度を補正し、限界回転速度と比較する必要があります。これらのうち、低い方の回転速度を使用してください。

軸受を十分に機能させるためには、特に高い回転速度において、軸受が所定の最小荷重を受けていることが重要です。必要最小荷重に関する詳細については、各製品を扱った章の荷重を参照してください。

一部の円筒ころ軸受など特殊なケースでは、別の保持器を選択することで、表(→ 許容回転速度、表9、600ページ)が示す標準運転条件用の限界回転速度より高い回転速度で軸受を運転することが可能になります。

一般的に、限界回転速度がアプリケーションの要件を満足できない場合は、軸受、潤滑システム、またはアプリケーションの変更などが必要となります。変更としては、軸受の運転精度の改善、保持器の材料の変更、潤滑剤または潤滑方式の変更、放熱の改善などがあります。

変更に当たっては、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスにご相談になることをお勧めします。

特殊なケース

アプリケーションによっては、限界回転速度の他に考慮すべき重要な事項があるために、それらを優先することがあります。

低速回転

回転速度が非常に低い場合、転動体と軌道面の接触面での弾性流体潤滑油膜の形成が難しくなります。このようなアプリケーションでは、EP添加剤を含む潤滑剤の使用を検討してください(→ グリース潤滑、242ページ)。もしくは、ソリッドオイル(→ 1185ページ)の使用を検討してください。

揺動運動

このタイプの運動では、軸受が一回転する前に、回転方向が変わります。回転方向が逆転する瞬間に回転速度がゼロになるため、完全な流体潤滑油膜の維持が不可能となります。このことから、SKFは、軸受が受ける荷重を支えるための境界潤滑油膜の維持が可能な、有効性のあるEP添加剤を含んだ潤滑剤の使用をお勧めします。ハイブリッド軸受(→ 1219ページ)は潤滑条件が不十分な状態でも機能するため、急加減速、荷重の反転(方向の変化)などが生じるアプリケーションにおいて良好な結果をもたらします。

一般的に、揺動運動の回転速度はその上限が熱バランスではなく揺動運動に伴って作用する慣性力に左右されるため、揺動運動の回転速度に限界回転速度あるいは定格回転速度を設けることはできません。回転方向が逆転するたびに、慣性力によって転動体に若干の滑りが発生し、軌道面を傷つける恐れがあります。加減速の影響は転動体と保持器の質量、潤滑剤の種類と量、運転すきま、軸受の荷重などによって異なります。

D

高速回転での振動の発生

高速で運転される軸受では、軸受内に高周波の通過振動が発生し、甲高い異音がアプリケーションから聞こえることがあります。「軸受の異音」と感じるのは、軸受から発生し、周囲の構造によって伝播される振動に起因する音響効果です。軸受の周辺構造も、アプリケーションのノイズ特性の減衰または増幅に関係します。高速回転の軸受アプリケーションにおけるノイズ問題の有効な対策として、以下の要因を考慮してください。

荷重を受ける転動体の数が変動することによる励振

軸受がラジアル荷重を受ける際、荷重を支える転動体の数が、2個、3個、2個、3個というように運転中わずかながら変動します。これによって、荷重方向に変化が生じます。その結果としての振動を完全に防止することは不可能ですが、アキシアル予圧をすべての転動体に負荷することで低減することができます。ただし、この方法は、円筒ころ軸受、針状ころ軸受、CARBトローイダルころ軸受には適用できません。また、複列軸受には推奨できません。

関連部品の精度

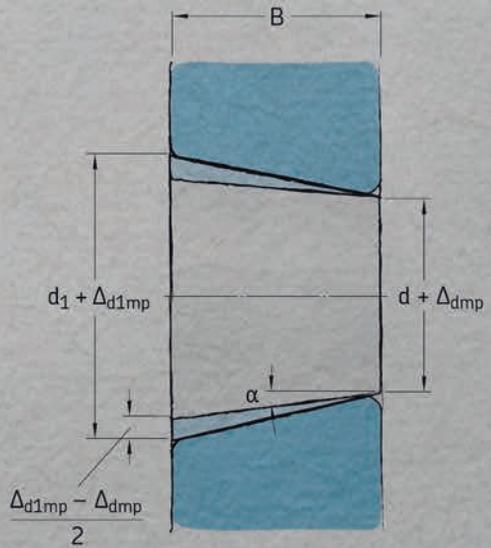
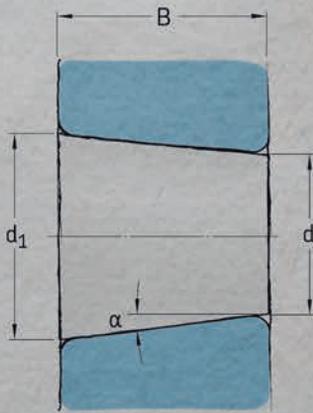
軸受軌道輪とハウジングまたは軸とのはめあいが締まりばめであるケースでは、軸受軌道輪の形状がハウジングまたは軸の形状の影響を受けることがあります。形状に偏りがあると、運転中の振動の原因となる恐れがあります。そのため、軸およびハウジングの座面を要求精度に加工することが重要です(→ 総合的なラジアル振れ公差、200ページ)。

固形汚染物質による軌道面の局所的損傷または圧こんも軌道面のミクロな形状精度が低下する原因となり、軸受内の振動が増大します。潤滑剤の清浄度を高く保ち、固形汚染物質から軸受を保護することで、アプリケーションの軸受ノイズの問題を軽減することができます。

軸受がアプリケーションの振動挙動に及ぼす影響

多くのアプリケーションにおいて、軸受の剛性は周囲の構造の剛性と同程度です。このことから、軸受を交換したり軸受装置の予圧またはすきまを調整したりすることで、アプリケーションの振動を低減できる可能性が生まれまます。振動を低減するには次の三つの方法があります。

- 致命的な励振をアプリケーションから取り除く。
- 励振を起こす部品と共振する部品との間の励振を減衰する。
- 構造の剛性を変更して、危険振動数を変える。



軸受の仕様

寸法.....	132
面取り寸法.....	132
公差.....	132
公差記号.....	132
直径系列の決定.....	132
公差表.....	133
面取り寸法の制限値.....	133
例.....	133
軸受内部すきま.....	149
転がり軸受の材料.....	150
軸受軌道輪および転動体の材料.....	151
無心焼入れ軸受鋼.....	151
高周波焼入れ軸受鋼.....	151
肌焼軸受鋼.....	151
ステンレス鋼.....	151
高温軸受鋼.....	151
セラミック.....	152
保持器の材料.....	152
金属製打抜き保持器.....	152
金属製もみ抜き保持器.....	153
樹脂製保持器.....	153
その他の材料の保持器.....	155
シール材料.....	155
アクリロニトリル-ブタジエンゴム.....	155
水素化アクリロニトリル-ブタ ジエンゴム.....	156
フッ素ゴム.....	156
ポリウレタン.....	157
潤滑剤.....	157
被膜処理.....	157



寸法

軸受の主要寸法については、主要寸法(→ 40 ページ)を参照してください。

面取り寸法

ラジアル方向(r_1, r_3)およびアキシャル方向(r_2, r_4)の最小面取り寸法値(→ 図1)は、製品データ表に記載されています。これらの値は以下の標準で規定されている基本計画に準拠しています。

- ラジアル転がり軸受についてはISO 15、ISO 12043、ISO 12044。
- ラジアル円すいころ軸受についてはISO 355。
- スラスト転がり軸受についてはISO 104。

隅部半径の寸法決めをする際に重要な、適正な最大面取り限界値は、ISO 582(→ 公差)に準拠しています。

公差

転がり軸受の寸法と回転精度は、国際的に標準化されています。「普通」の公差に加え、ISO 標準は以下のような近似の公差等級もカバーしています。

- 公差等級6はSKF P6公差等級に相当
- 公差等級5はSKF P5公差等級に相当

工作機械用スピンドルのような特殊なアプリケーションについても、SKFはさらに高精度の軸受を製造しています。これらの公差等級はP4、P4A、PA9A、SP、UPとなっています。詳しくは、超精密軸受(→ skf.com/super-precision)を参照してください。

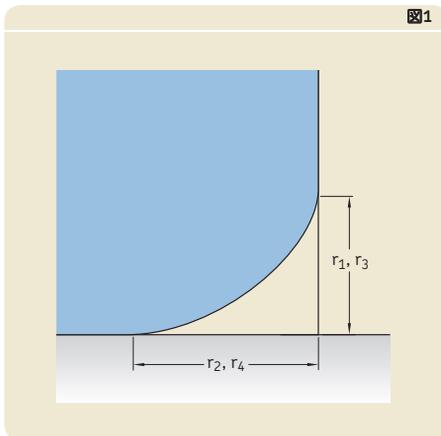
軸受の種類ごとの公差に関する詳細は、各製品を扱った章の公差を参照してください。通例、精度が「普通」より高い軸受は、公差等級を示す記号が呼び番号の末尾に付加されていません。

公差記号

公差記号の種類とそれらの定義は、表1(→ 134ページ)に記載されています。

直径系列の決定

メートル系転がり軸受の内径および外径の公差のばらつき V_{dp} および V_{Dp} (→ 表3-表5、137-139ページ - 円すいころ軸受を除く)は、すべての直径系列に一律に適用することはできません。ラジアル軸受の直径系列を決定するには、表2(→ 136ページ)を参照してください。



公差表

実際の公差は、以下のページの各表に記されています。

- 円すいころ軸受を除くラジアル軸受の普通公差 (→ **表3、137ページ**)
- 円すいころ軸受を除くラジアル軸受のP6等級公差 (→ **表4、138ページ**)
- 円すいころ軸受を除くラジアル軸受のP5等級公差 (→ **表5、139ページ**)
- メートル系円すいころ軸受の普通公差およびCL7C等級公差 (→ **表6、140ページ**)
- メートル系円すいころ軸受のCLN等級公差 (→ **表7、141ページ**)
- メートル系円すいころ軸受のP5等級公差 (→ **表8、142ページ**)
- インチ系円すいころ軸受の公差 (→ **表9、143ページ**)
- スラスト軸受の公差 (→ **表10、144ページ**)
- テーパ穴 (テーパ比1:12) の普通、P6、P5等級公差 (→ **表11、145ページ**)
- テーパ穴 (テーパ比1:30) の普通公差 (→ **表12、146ページ**)

標準化されている数値は、ISO 492、ISO 199、ANSI/ABMA Std 19.2に準拠しています。

面取り寸法の制限値

転がり軸受の関連部品の隅部寸法取りを適切に行えるよう、また、保持輪の位置決め計算を容易に行えるよう、各最小面取り寸法値(→ **製品データ表**)に対する最大面取り寸法制限値(→ **図2**)を以下の表に記しています。

- 円すいころ軸受を除くメートル系ラジアルおよびスラスト軸受の面取り寸法制限値 (→ **表13、147ページ**)
- メートル系ラジアル円すいころ軸受の面取り寸法制限値 (→ **表14、147ページ**)
- インチ系円すいころ軸受の面取り寸法制限値 (→ **表15、148ページ**)

メートル系軸受の制限値はISO 582に準拠しています。インチ系円すいころ軸受の制限値は、メートル系の制限値とは大きく異なり、ANSI/ABMA 19.2に記述がありますが標準化はされていません。

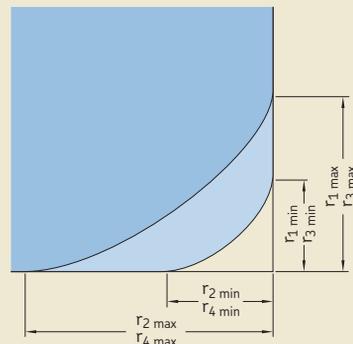
例

6211深溝玉軸受の面取りの最大半径値($r_{1\max}$)を求めます。製品データ表(→ **328ページ**)から、 $r_{1\min} = 1,5\text{ mm}$ 、 $d = 55\text{ mm}$ 。

表13(→ 147ページ)から、 $r_{5\min} = 1,5\text{ mm}$ および $d < 120\text{ mm}$ により、最大半径値は $r_{1\max} = 2,3\text{ mm}$ 。

E

図2



公差記号	
公差記号	定義
内径	
d	呼び内径
d_s	単一内径
d_{mp}	1 平均内径 (同一平面における単一最大内径と単一最小内径の算術平均) 2 テーパー穴の小端における平均内径 (単一最大内径と単一最小内径の算術平均)
Δ_{d_s}	単一内径と呼び内径の差 ($\Delta_{d_s} = d_s - d$)
$\Delta_{d_{mp}}$	平均内径と呼び内径の差 ($\Delta_{d_{mp}} = d_{mp} - d$)
V_{d_p}	内径のばらつき (同一平面における単一最大内径と単一最小内径の差)
$V_{d_{mp}}$	平均内径のばらつき (最大平均内径と最小平均内径の差)
d_1	テーパー穴の理論上の大端における呼び直径
d_{1mp}	テーパー穴の理論上の大端における平均内径 (単一最大内径と単一最小内径の算術平均)
$\Delta_{d_{1mp}}$	テーパー穴の理論上の大端における平均内径と呼び内径の差 ($\Delta_{d_{1mp}} = d_{1mp} - d_1$)
外径	
D	呼び外径
D_s	単一外径
D_{mp}	平均外径 (同一平面における単一最大外径と単一最小外径の算術平均)
Δ_{D_s}	単一外径と呼び外径の差 ($\Delta_{D_s} = D_s - D$)
$\Delta_{D_{mp}}$	平均外径と呼び外径の差 ($\Delta_{D_{mp}} = D_{mp} - D$)
V_{D_p}	外径のばらつき (同一平面における単一最大外径と単一最小外径の差)
$V_{D_{mp}}$	平均外径のばらつき (同一平面における最大平均外径と最小平均外径の差)
面取り寸法の制限値	
r_s	単一面取り寸法
$r_s \text{ min}$	$r_s, r_1, r_2, r_3, r_4 \dots$ の単一最小面取り寸法
r_1, r_3	ラジアル方向の面取り寸法
r_2, r_4	アキシアル方向の面取り寸法

表1(続き)

公差記号	定義
幅または高さ	
B、C	内輪の呼び幅、外輪の呼び幅
B _s 、C _s	単一内輪幅、単一外輪幅
B _{1s} 、C _{1s}	組合せ専用軸受 ¹⁾ の単一内輪幅、単一外輪幅
ΔB _s 、ΔC _s	単一内輪幅または単一外輪幅と呼び幅の差 (ΔB _s = B _s - B; ΔC _s = C _s - C; ΔB _{1s} = B _{1s} - B ₁ ; ΔC _{1s} = C _{1s} - C ₁)
V _{Bs} 、V _{Cs}	内外輪幅のばらつき (内輪、外輪それぞれにおける単一最大幅と単一最小幅の差)
T	1 円すいころ軸受の呼び幅 (組立幅)、内輪 (コーン) 背面と外輪 (カップ) 背面間の距離。 2 単式スラスト軸受の呼び高さ H (スラスト球面ころ軸受を除く → T ₄)
T ₁	1 円すいころ軸受 (マスターカップによるコーンアセンブリ) の呼び幅 2 座金付き単式スラスト玉軸受の呼び高さ H ₁
T ₂	1 円すいころ軸受 (マスターコーンによるカップアセンブリ) の呼び幅 2 複式スラスト軸受の呼び高さ H
T ₃	座金付き複式スラスト玉軸受の呼び高さ H ₁
T ₄	スラスト球面ころ軸受の呼び高さ H
ΔT _s	1 円すいころ軸受の単一有効幅と呼び幅の差 2 単式スラスト軸受の高さと呼び高さの差 (スラスト球面ころ軸受を除く → ΔT _{4s})
ΔT _{1s}	1 コーンの単一有効幅と呼び幅の差 2 座金付き単式スラスト玉軸受の高さと呼び高さの差
ΔT _{2s}	1 カップの単一有効幅と呼び幅の差 2 複式スラスト軸受の高さと呼び高さの差
ΔT _{3s}	座金付き複式スラスト玉軸受の高さと呼び高さの差
ΔT _{4s}	スラスト球面ころ軸受の高さと呼び高さの差
回転精度	
K _{ia} 、K _{ea}	組み立て済み軸受の内輪ラジアル振れ、外輪ラジアル振れ
S _d	(内輪の) 内径に対する横振れ量
S _D	外径面の倒れのばらつき (外輪側面に対する円筒外側面の傾斜角のばらつき)
S _{ia} 、S _{ea}	組み立て済み軸受の内輪アキシアル振れ、外輪アキシアル振れ
S _i 、S _e	厚さのばらつき、軌道面中央から軸座金背面まで (はめあい面)、およびハウジング座金背面まで (アキシアル振れ) をそれぞれ測定。

¹⁾ ユニバーサルマッチのアンギュラ玉軸受には不適用。



直径系列 (ラジアル軸受)			
軸受の種類	直径系列 7、8、9	0,1	
		2,3,4	
深溝玉軸受 ¹⁾	617、618、619 627、628 637、638、639	60 160、161 630	2、3 42、43 62、63、64、622、623
アンギュラ玉軸受		70	32、33 72、73 QJ 2、QJ 3
自動調心玉軸受 ²⁾	139	10、130	12、13、112 22、23
円筒ころ軸受		NU 10、20 NJ 10	NU 2、3、4、12、22、23 NJ 2、3、4、22、23 NUP 2、3、22、23 N 2、3
針状ころ軸受	NA 48、49、69		
総ころ円筒ころ軸受	NCF 18、19、28、29 NNC 48、49 NNCF 48、49 NNCL 48、49	NCF 30 NNF 50 NNCF 50	NCF 22 NJG 23
球面ころ軸受	238、239 248、249	230、231 240、241	222、232 213、223
CARBトroidalころ軸受	C 39、49、59、69	C 30、31 C 40、41	C 22、23 C 32

¹⁾ 軸受604、607、608、609は直径系列0に、
軸受623、624、625、626、627、628、629は直径系列2に、
軸受634、635、638は直径系列3に属します。

²⁾ 軸受108は直径系列0に、
軸受126、127、129は直径系列2に、
軸受135は直径系列3に属します。

表3

ラジアル軸受の普通公差 (円すいころ軸受を除く)

内輪

d	$\Delta_{dmp}^{1)}$		V_{dp} 直径系列 7, 8, 9 0, 1 最大 最大 最大			V_{dmp} 最大	Δ_{Bs}		Δ_{B1s}		V_{Bs} 最大	K_{ia} 最大
	を超え	以下	上	下	2, 3, 4		上	下	上	下		
mm	μm		μm			μm	μm		μm		μm	μm
-	2,5	0	-8	10	8	6	6	0	-40	-	12	10
2,5	10	0	-8	10	8	6	6	0	-120	0	15	10
10	18	0	-8	10	8	6	6	0	-120	0	20	10
18	30	0	-10	13	10	8	8	0	-120	0	20	13
30	50	0	-12	15	12	9	9	0	-120	0	20	15
50	80	0	-15	19	19	11	11	0	-150	0	25	20
80	120	0	-20	25	25	15	15	0	-200	0	25	25
120	180	0	-25	31	31	19	19	0	-250	0	30	30
180	250	0	-30	38	38	23	23	0	-300	0	30	40
250	315	0	-35	44	44	26	26	0	-350	0	35	50
315	400	0	-40	50	50	30	30	0	-400	0	40	60
400	500	0	-45	56	56	34	34	0	-450	0	50	65
500	630	0	-50	63	63	38	38	0	-500	0	60	70
630	800	0	-75	-	-	-	-	0	-750	-	70	80
800	1 000	0	-100	-	-	-	-	0	-1 000	-	80	90
1 000	1 250	0	-125	-	-	-	-	0	-1 250	-	100	100
1 250	1 600	0	-160	-	-	-	-	0	-1 600	-	120	120
1 600	2 000	0	-200	-	-	-	-	0	-2 000	-	140	140

外輪

D	Δ_{Dmp}		$V_{Dp}^{2)}$ 直径系列 7, 8, 9 0, 1 最大 最大 最大			密封軸受 ³⁾ 最大	$V_{Dmp}^{2)}$ 最大	$\Delta_{Cs}, \Delta_{C1s}, V_{Cs}$	K_{ea} 最大	
	を超え	以下	上	下	2, 3, 4					
mm	μm		μm			μm	μm	μm		
2,5	18	0	-8	10	8	6	10	6	値は、同一軸受の内輪の値と同じです。	15
18	30	0	-9	12	9	7	12	7		15
30	50	0	-11	14	11	8	16	8		20
50	80	0	-13	16	13	10	20	10	25	
80	120	0	-15	19	19	11	26	11	35	
120	150	0	-18	23	23	14	30	14	40	
150	180	0	-25	31	31	19	38	19	45	
180	250	0	-30	38	38	23	-	23	50	
250	315	0	-35	44	44	26	-	26	60	
315	400	0	-40	50	50	30	-	30	70	
400	500	0	-45	56	56	34	-	34	80	
500	630	0	-50	63	63	38	-	38	100	
630	800	0	-75	94	94	55	-	55	120	
800	1 000	0	-100	125	125	75	-	75	140	
1 000	1 250	0	-125	-	-	-	-	-	160	
1 250	1 600	0	-160	-	-	-	-	-	190	
1 600	2 000	0	-200	-	-	-	-	-	220	
2 000	2 500	0	-250	-	-	-	-	-	250	

1) テーパ穴の公差 (→ 表11, 145ページおよび表12, 146ページ) を参照。

2) すべての止め輪を取り外した状態の、取り付け前の軸受に適用。

3) 直径系列2と3の軸受にのみ適用。



ラジアル軸受のP6等級公差 (円すいころ軸受を除く)

内輪

d を 超え 以下	$\Delta_{dmp}^{1)}$		V_{dp} 直径系列 7, 8, 9 0, 1 最大 最大 最大			V_{dmp}	Δ_{Bs}		Δ_{B1s}		V_{Bs}	K_{ia}	
	上	下	最大	最大	最大	最大	上	下	上	下	最大	最大	
mm	μm		μm			μm	μm		μm		μm	μm	
-	2,5	0	-7	9	7	5	5	0	-40	-	-	12	5
2,5	10	0	-7	9	7	5	5	0	-120	0	-250	15	6
10	18	0	-7	9	7	5	5	0	-120	0	-250	20	7
18	30	0	-8	10	8	6	6	0	-120	0	-250	20	8
30	50	0	-10	13	10	8	8	0	-120	0	-250	20	10
50	80	0	-12	15	15	9	9	0	-150	0	-380	25	10
80	120	0	-15	19	19	11	11	0	-200	0	-380	25	13
120	180	0	-18	23	23	14	14	0	-250	0	-500	30	18
180	250	0	-22	28	28	17	17	0	-300	0	-500	30	20
250	315	0	-25	31	31	19	19	0	-350	0	-500	35	25
315	400	0	-30	38	38	23	23	0	-400	0	-630	40	30
400	500	0	-35	44	44	26	26	0	-450	0	-630	45	35
500	630	0	-40	50	50	30	30	0	-500	0	-800	50	40
630	800	0	-50	-	-	-	-	0	-750	-	-	55	45
800	1 000	0	-60	-	-	-	-	0	-1 000	-	-	60	50
1 000	1 250	0	-75	-	-	-	-	0	-1 250	-	-	70	60
1 250	1 600	0	-90	-	-	-	-	0	-1 600	-	-	70	70
1 600	2 000	0	-115	-	-	-	-	0	-2 000	-	-	80	80

外輪

D を 超え 以下	Δ_{Dmp}		V_{Dp} 直径系列 7, 8, 9 0, 1 最大 最大 最大			密封軸受 ³⁾	$V_{Dmp}^{2)}$	$\Delta_{Cs}, \Delta_{C1s}, V_{Cs}$	K_{ea}	
	上	下	最大	最大	最大	最大	最大		最大	
mm	μm		μm			μm	μm		μm	
2,5	18	0	-7	9	7	5	9	5	値は、同一軸受の内輪の 値と同じです。	8
18	30	0	-8	10	8	6	10	6		9
30	50	0	-9	11	9	7	13	7		10
50	80	0	-11	14	11	8	16	8		13
80	120	0	-13	16	16	10	20	10		18
120	150	0	-15	19	19	11	25	11		20
150	180	0	-18	23	23	14	30	14		23
180	250	0	-20	25	25	15	-	15		25
250	315	0	-25	31	31	19	-	19		30
315	400	0	-28	35	35	21	-	21		35
400	500	0	-33	41	41	25	-	25		40
500	630	0	-38	48	48	29	-	29		50
630	800	0	-45	56	56	34	-	34		60
800	1 000	0	-60	75	75	45	-	45		75
1 000	1 250	0	-75	-	-	-	-	-		85
1 250	1 600	0	-90	-	-	-	-	-		100
1 600	2 000	0	-115	-	-	-	-	-		100
2 000	2 500	0	-135	-	-	-	-	-		120

1) テーパー穴の公差 (→ 表11, 145ページ) を参照。

2) すべての止め輪を取り外した状態の、取り付け前の軸受に適用。

3) 直径系列0, 1, 2, 3の軸受にのみ適用。

表5

ラジアル軸受のP5等級公差 (円すいころ軸受を除く)

内輪

d	を 超え	以下	Δ_{dmp}		V_{dp} 直径系列 7, 8, 9 0, 1, 2, 3, 4		V_{dmp} 最大	Δ_{Bs}		Δ_{B1s}		V_{Bs} 最大	K_{ia} 最大	S_d 最大	$S_{ia}^{1)}$ 最大
			上	下	最大	最大		上	下	上	下				
mm			μm		μm		μm	μm		μm		μm	μm	μm	μm
-	2,5		0	-5	5	4	3	0	-40	0	-250	5	4	7	7
2,5	10		0	-5	5	4	3	0	-40	0	-250	5	4	7	7
10	18		0	-5	5	4	3	0	-80	0	-250	5	4	7	7
18	30		0	-6	6	5	3	0	-120	0	-250	5	4	8	8
30	50		0	-8	8	6	4	0	-120	0	-250	5	5	8	8
50	80		0	-9	9	7	5	0	-150	0	-250	6	5	8	8
80	120		0	-10	10	8	5	0	-200	0	-380	7	6	9	9
120	180		0	-13	13	10	7	0	-250	0	-380	8	8	10	10
180	250		0	-15	15	12	8	0	-300	0	-500	10	10	11	13
250	315		0	-18	18	14	9	0	-350	0	-500	13	13	13	15
315	400		0	-23	23	18	1	0	-400	0	-630	15	15	15	20
400	500		0	-28	28	21	1	0	-450	0	-630	18	17	18	23
500	630		0	-35	35	26	1	0	-500	0	-800	20	19	20	25
630	800		0	-45	-	-	-	0	-750	-	-	26	22	26	30
800	1 000		0	-60	-	-	-	0	-1 000	-	-	32	26	32	30
1 000	1 250		0	-75	-	-	-	0	-1 250	-	-	38	30	38	30
1 250	1 600		0	-90	-	-	-	0	-1 600	-	-	45	35	45	30
1 600	2 000		0	-115	-	-	-	0	-2 000	-	-	55	40	55	30

外輪

D	を 超え	以下	Δ_{Dmp}		V_{Dp} 直径系列 7, 8, 9 0, 1, 2, 3, 4		$V_{Dmp}^{2)}$ 最大	Δ_{Cs}	Δ_{C1s}	V_{Cs} 最大	K_{ea} 最大	S_D 最大	$S_{ea}^{1)}$ 最大
			上	下	最大	最大							
mm			μm		μm		μm			μm	μm	μm	μm
2,5	18		0	-5	5	4	3	値は、同一軸受の内輪の 値と同じです。		5	5	8	8
18	30		0	-6	6	5	3		5	6	8	8	
30	50		0	-7	7	5	4		5	7	8	8	
50	80		0	-9	9	7	5		6	8	8	10	
80	120		0	-10	10	8	5		8	10	9	11	
120	150		0	-11	11	8	6		8	11	10	13	
150	180		0	-13	13	10	7		8	13	10	14	
180	250		0	-15	15	11	8		10	15	11	15	
250	315		0	-18	18	14	9		11	18	13	18	
315	400		0	-20	20	15	10		13	20	13	20	
400	500		0	-23	23	17	12		15	23	15	23	
500	630		0	-28	28	21	14		18	25	18	25	
630	800		0	-35	35	26	18		20	30	20	30	
800	1 000		0	-50	50	29	25		25	35	25	35	
1 000	1 250		0	-63	-	-	-		30	40	30	45	
1 250	1 600		0	-80	-	-	-		35	45	35	55	
1 600	2 000		0	-100	-	-	-		38	55	40	55	
2 000	2 500		0	-125	-	-	-		45	65	50	55	

1) 深溝玉軸受およびアンギュラ玉軸受にのみ適用。

2) 密封軸受には不適用。

メートル系円すいころ軸受の普通公差およびCL7C等級公差

内輪、軸受幅、軌道輪幅

d	Δ_{dmp}		V_{dp}	V_{dmp}	Δ_{Bs}		K_{ia} 公差等級 普通 CL7C 最大		Δ_{Ts}		Δ_{T1s}		Δ_{T2s}		
	を 超え	以下			上	下	最大	最大	上	下	上	下	上	下	上
mm	μm		μm	μm	μm		μm		μm		μm		μm		
10	18	0	-12	12	9	0	-120	15	7	+200	0	+100	0	+100	0
18	30	0	-12	12	9	0	-120	18	8	+200	0	+100	0	+100	0
30	50	0	-12	12	9	0	-120	20	10	+200	0	+100	0	+100	0
50	80	0	-15	15	11	0	-150	25	10	+200	0	+100	0	+100	0
80	120	0	-20	20	15	0	-200	30	13	+200	-200	+100	-100	+100	-100
120	180	0	-25	25	19	0	-250	35	-	+350	-250	+150	-150	+200	-100
180	250	0	-30	30	23	0	-300	50	-	+350	-250	+150	-150	+200	-100
250	315	0	-35	35	26	0	-350	60	-	+350	-250	+150	-150	+200	-100
315	400	0	-40	40	30	0	-400	70	-	+400	-400	+200	-200	+200	-200

外輪

D	Δ_{Dmp}		V_{Dp}	V_{Dmp}	Δ_{Cs}	K_{ea} 公差等級 普通 CL7C 最大		
	を 超え	以下				上	下	最大
mm	μm		μm	μm	μm			
18	30	0	-12	12	9	値は、同一	18	9
30	50	0	-14	14	11	軸受の内輪	20	10
50	80	0	-16	16	12	の値と同じ	25	13
						です。		
80	120	0	-18	18	14		35	18
120	150	0	-20	20	15		40	20
150	180	0	-25	25	19		45	23
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	-

表7

メートル系円すいころ軸受のCLN等級公差

内輪、軸受幅、軌道輪幅

d	を 超え	以下	Δ_{dmp}		V_{dp}		V_{dmp}		Δ_{Bs}		Δ_{Cs}		K_{ia} 最大	Δ_{Ts}		Δ_{T1s}		Δ_{T2s}	
			上	下	最大	最大	上	下	上	下	上	下		上	下	上	下		
mm			μm		μm		μm		μm		μm		μm	μm		μm		μm	
10	18		0	-12	12	9	0	-50	0	-100	15	+100	0	+50	0	+50	0		
18	30		0	-12	12	9	0	-50	0	-100	18	+100	0	+50	0	+50	0		
30	50		0	-12	12	9	0	-50	0	-100	20	+100	0	+50	0	+50	0		
50	80		0	-15	15	11	0	-50	0	-100	25	+100	0	+50	0	+50	0		
80	120		0	-20	20	15	0	-50	0	-100	30	+100	0	+50	0	+50	0		
120	180		0	-25	25	19	0	-50	0	-100	35	+150	0	+50	0	+100	0		
180	250		0	-30	30	23	0	-50	0	-100	50	+150	0	+50	0	+100	0		
250	315		0	-35	35	26	0	-50	0	-100	60	+200	0	+100	0	+100	0		
315	400		0	-40	40	30	0	-50	0	-100	70	+200	0	+100	0	+100	0		

外輪

D	を 超え	以下	Δ_{Dmp}		V_{Dp}		K_{ea} 最大
			上	下	最大	最大	
mm			μm		μm		μm
18	30		0	-12	12	9	18
30	50		0	-14	14	11	20
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	50	38	100

E

メートル系円すいころ軸受のP5等級公差

内輪、軸受幅

d		Δ_{dmp}		V_{dp}	V_{dmp}	Δ_{Bs}		K_{ia}	V_{dp}	Δ_{Ts}	
を 超え	以下	上	下	最大	最大	上	下	最大	最大	上	下
mm		μm		μm	μm	μm		μm	μm	μm	
10	18	0	-7	5	5	0	-200	5	7	+200	-200
18	30	0	-8	6	5	0	-200	5	8	+200	-200
30	50	0	-10	8	5	0	-240	6	8	+200	-200
50	80	0	-12	9	6	0	-300	7	8	+200	-200
80	120	0	-15	11	8	0	-400	8	9	+200	-200
120	180	0	-18	14	9	0	-500	11	10	+350	-250
180	250	0	-22	17	11	0	-600	13	11	+350	-250
250	315	0	-25	19	13	0	-700	16	13	+350	-250
315	400	0	-30	23	15	0	-800	19	15	+400	-400

外輪

D		Δ_{Dmp}		V_{Dp}	V_{Dmp}	Δ_{Cs}	K_{ea}	S_D
を 超え	以下	上	下	最大	最大		最大	最大
mm		μm		μm	μm		μm	μm
18	30	0	-8	6	5	値は、同一軸受の 内輪の値と同じで す。	6	8
30	50	0	-9	7	5		7	8
50	80	0	-11	8	6		8	8
80	120	0	-13	10	7		10	9
120	150	0	-15	11	8		11	10
150	180	0	-18	14	9		13	10
180	250	0	-20	15	10		15	11
250	315	0	-25	19	13		18	13
315	400	0	-28	22	14		20	13
400	500	0	-33	25	17		23	15
500	630	0	-38	29	19		25	18

表9

インチ系円すいころ軸受の公差

内輪

d		Δ_{ds} 公差等級 普通、CL2		CL3、CL0	
を 超え	以下	上	下	上	下
mm		μm		μm	
-	76,2	+13	0	+13	0
76,2	101,6	+25	0	+13	0
101,6	266,7	+25	0	+13	0
266,7	304,8	+25	0	+13	0
304,8	609,6	+51	0	+25	0
609,6	914,4	+76	0	+38	0

外輪

D		Δ_{Ds} 公差等級 普通、CL2		CL3、CL0		K_{ia}	K_{ea}	S_{ia}	S_{ea}
を 超え	以下	上	下	上	下	普通 最大	CL2 最大	CL3 最大	CL0 最大
mm		μm		μm		μm			
-	304,8	+25	0	+13	0	51	38	8	4
304,8	609,6	+51	0	+25	0	51	38	18	9
609,6	914,4	+76	0	+38	0	76	51	51	26
914,4	1 219,2	+102	0	+51	0	76	-	76	38
1 219,2	-	+127	0	+76	0	76	-	76	-

単列軸受の取り付け幅

d		D		Δ_{Ts} 公差等級 普通		CL2		CL3、CL0	
を 超え	以下	を 超え	以下	上	下	上	下	上	下
mm		mm		μm		μm		μm	
-	101,6	-	-	+203	0	+203	0	+203	-203
101,6	266,7	-	-	+356	-254	+203	0	+203	-203
266,7	304,8	-	-	+356	-254	+203	0	+203	-203
304,8	609,6	-	508	+381	-381	+381	-381	+203	-203
304,8	609,6	508	-	+381	-381	+381	-381	+381	-381
609,6	-	-	-	+381	-381	-	-	+381	-381

E

スラスト軸受の公差

呼び径d、D を越え 以下	軸座金 公差等級 普通、P6、P5			公差等級 普通			ハウジング座金 公差等級 普通、P6、P5				値は、同一軸受 の軸座金の値と 同じです。
	Δ_{dmp} 上	下	V_{dp} 最大	$S_{1(1)}$ 最大	P6 $S_{1(1)}$ 最大	P5 $S_{1(1)}$ 最大	Δ_{Dmp} 上	下	V_{Dp} 最大	S_e 最大	
mm	μm		μm	μm	μm	μm	μm		μm	μm	
-	18	0	-8	6	10	5	3	0	-11	8	
18	30	0	-10	8	10	5	3	0	-13	10	
30	50	0	-12	9	10	6	3	0	-16	12	
50	80	0	-15	11	10	7	4	0	-19	14	
80	120	0	-20	15	15	8	4	0	-22	17	
120	180	0	-25	19	15	9	5	0	-25	19	
180	250	0	-30	23	20	10	5	0	-30	23	
250	315	0	-35	26	25	13	7	0	-35	26	
315	400	0	-40	30	30	15	7	0	-40	30	
400	500	0	-45	34	30	18	9	0	-45	34	
500	630	0	-50	38	35	21	11	0	-50	38	
630	800	0	-75	55	40	25	13	0	-75	55	
800	1 000	0	-100	75	45	30	15	0	-100	75	
1 000	1 250	0	-125	95	50	35	18	0	-125	95	
1 250	1 600	0	-160	120	60	40	25	0	-160	120	
1 600	2 000	0	-200	150	75	-	-	0	-200	150	
2 000	2 500	0	-250	190	90	-	-	0	-250	190	

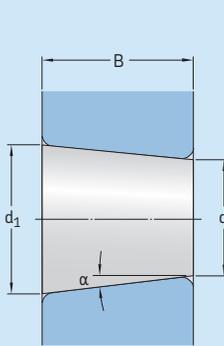
軸受高さ

D	Δ_{Ts}		Δ_{T1s}		Δ_{T2s}		Δ_{T3s}		Δ_{T4s} ISO		SKF		SKF Explorer 軸受			
	を越え	以下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下		
mm			μm	μm	μm	μm	μm	μm	μm	μm						
-	30		+20	-250	+100	-250	+150	-400	+300	-400	-	-	-	-	-	
30	50		+20	-250	+100	-250	+150	-400	+300	-400	-	-	-	-	-	
50	80		+20	-300	+100	-300	+150	-500	+300	-500	+20	-300	0	-125	0	-100
80	120		+25	-300	+150	-300	+200	-500	+400	-500	+25	-300	0	-150	0	-100
120	180		+25	-400	+150	-400	+200	-600	+400	-600	+25	-400	0	-175	0	-125
180	250		+30	-400	+150	-400	+250	-600	+500	-600	+30	-400	0	-200	0	-125
250	315		+40	-400	-	-	-	-	-	-	+40	-400	0	-225	0	-150
315	400		+40	-500	-	-	-	-	-	-	+40	-500	0	-300	0	-200
400	500		+50	-500	-	-	-	-	-	-	+50	-500	0	-420	-	-
500	630		+60	-600	-	-	-	-	-	-	+60	-600	0	-500	-	-
630	800		+70	-750	-	-	-	-	-	-	+70	-750	0	-630	-	-
800	1 000		+80	-1 000	-	-	-	-	-	-	+80	-1 000	0	-800	-	-
1 000	1 250		+100	-1 400	-	-	-	-	-	-	+100	-1 400	0	-1 000	-	-
1 250	1 600		+120	-1 600	-	-	-	-	-	-	+120	-1 600	0	-1 200	-	-

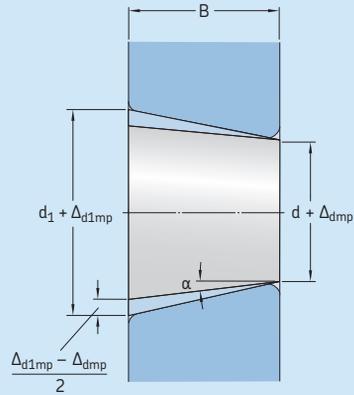
1) スラスト球面ころ軸受には不適用。

表11

テーパ穴 (テーパ比1:12) の普通、P6、P5等級公差



テーパ比1:12の半角
 $\alpha = 2^\circ 23' 9,4''$



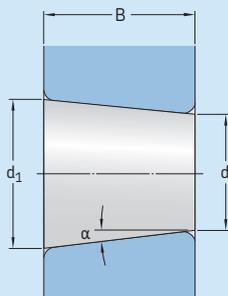
理論上の最大径 d_1
 $d_1 = d + \frac{1}{12} B$

内径 d		公差等級 普通、P6 Δ_{dmp}		$V_{dp}^{1)}$	$\Delta_{d1mp} - \Delta_{dmp}$		P5 Δ_{dmp}		$V_{dp}^{1)}$	$\Delta_{d1mp} - \Delta_{dmp}$	
を超え	以下	上	下	最大	上	下	上	下	最大	上	下
mm		μm		μm	μm		μm		μm	μm	
18	30	+21	0	13	+21	0	+13	0	13	+13	0
30	50	+25	0	15	+25	0	+16	0	15	+16	0
50	80	+30	0	19	+30	0	+19	0	19	+19	0
80	120	+35	0	25	+35	0	+22	0	22	+22	0
120	180	+40	0	31	+40	0	+25	0	25	+25	0
180	250	+46	0	38	+46	0	+29	0	29	+29	0
250	315	+52	0	44	+52	0	+32	0	32	+32	0
315	400	+57	0	50	+57	0	+36	0	36	+36	0
400	500	+63	0	56	+63	0	+40	0	-	+40	0
500	630	+70	0	70	+70	0	+44	0	-	+44	0
630	800	+80	0	-	+80	0	+50	0	-	+50	0
800	1 000	+90	0	-	+90	0	+56	0	-	+56	0
1 000	1 250	+105	0	-	+105	0	+66	0	-	+66	0
1 250	1 600	+125	0	-	+125	0	+78	0	-	+78	0
1 600	2 000	+150	0	-	+150	0	+92	0	-	+92	0

¹⁾ 内径のすべての単一ラジアル平面に適用。

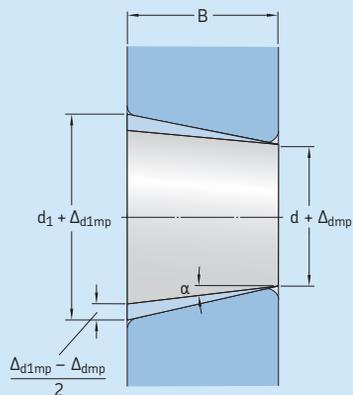


テーパ穴 (テーパ比1:30) の普通公差



テーパ比1:30の半角

$$\alpha = 0^\circ 57' 17,4''$$

理論上の最大径 d_1

$$d_1 = d + \frac{1}{30} B$$

内径 d		公差等級 普通 Δ_{dmp}		$V_{dp}^{1)}$ 最大	$\Delta_{d1mp} - \Delta_{dmp}$	
		上	下		上	下
を 超え	以下					
mm		μm		μm	μm	
-	80	+15	0	19	+30	0
80	120	+20	0	22	+35	0
120	180	+25	0	40	+40	0
180	250	+30	0	46	+46	0
250	315	+35	0	52	+52	0
315	400	+40	0	57	+57	0
400	500	+45	0	63	+63	0
500	630	+50	0	70	+70	0
630	800	+75	0	-	+100	0
800	1 000	+100	0	-	+100	0
1 000	1 250	+125	0	-	+115	0
1 250	1 600	+160	0	-	+125	0
1 600	2 000	+200	0	-	+150	0

1) 内径のすべての単一平面に適用。

表13

メートル系ラジアルおよびスラスト軸受の面取り寸法制限値 (円すいころ軸受を除く)

単一最少 面取り寸法	軸受呼び内径		最大面取り寸法		
	d		ラジアル軸受		
r_s min	を超え以下		$r_{1,3}$ 最大	$r_{2,4}$ 最大	$r_{1,2,3,4}$ 最大
mm	mm		mm		
0,05	-	-	0,1	0,2	0,1
0,08	-	-	0,16	0,3	0,16
0,1	-	-	0,2	0,4	0,2
0,15	-	-	0,3	0,6	0,3
0,2	-	-	0,5	0,8	0,5
0,3	-	40	0,6	1	0,8
	40	-	0,8	1	0,8
0,6	-	40	1	2	1,5
	40	-	1,3	2	1,5
1	-	50	1,5	3	2,2
	50	-	1,9	3	2,2
1,1	-	120	2	3,5	2,7
	120	-	2,5	4	2,7
1,5	-	120	2,3	4	3,5
	120	-	3	5	3,5
2	-	80	3	4,5	4
	80	220	3,5	5	4
	220	-	3,8	6	4
2,1	-	280	4	6,5	4,5
	280	-	4,5	7	4,5
2,5	-	100	3,8	6	-
	100	280	4,5	6	-
	280	-	5	7	-
3	-	280	5	8	5,5
	280	-	5,5	8	5,5
4	-	-	6,5	9	6,5
5	-	-	8	10	8
6	-	-	10	13	10
7,5	-	-	12,5	17	12,5
9,5	-	-	15	19	15
12	-	-	18	24	18

表14

メートル系ラジアル円すいころ軸受の面取り寸法制限値

単一最少 面取り寸法	軸受呼び内径/ 呼び外径		最大面取り寸法	
	d, D		$r_{1,3}$ 最大	$r_{2,4}$ 最大
r_s min	を超え以下		mm	
mm	mm		mm	
0,3	-	40	0,7	1,4
	40	-	0,9	1,6
0,5	-	40	1,1	1,7
	40	-	1,2	1,9
0,6	-	40	1,1	1,7
	40	-	1,3	2
1	-	50	1,6	2,5
	50	-	1,9	3
1,5	-	120	2,3	3
	120	250	2,8	3,5
	250	-	3,5	4
2	-	120	2,8	4
	120	250	3,5	4,5
	250	-	4	5
2,5	-	120	3,5	5
	120	250	4	5,5
	250	-	4,5	6
3	-	120	4	5,5
	120	250	4,5	6,5
	250	400	5	7
	400	-	5,5	7,5
4	-	120	5	7
	120	250	5,5	7,5
	250	400	6	8
	400	-	6,5	8,5
5	-	180	6,5	8
	180	-	7,5	9
6	-	180	7,5	10
	180	-	9	11



インチ系円すいころ軸受の面取り寸法制限値

単一最少 面取り寸法	内輪				外輪				
	軸受呼び内径		最大面取り寸法		軸受呼び外径		最大面取り寸法		
	r_s min を超え	以下	r_1 最大	r_2 最大	D を超え	以下	r_3 最大	r_4 最大	
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm		
0,6	1,4	–	101,6	r_1 min + 0,5	r_2 min + 1,3	–	168,3	r_3 min + 0,6	r_4 min + 1,2
		101,6	254	r_1 min + 0,6	r_2 min + 1,8	168,3	266,7	r_3 min + 0,8	r_4 min + 1,4
		254	–	r_1 min + 0,9	r_2 min + 2	266,7	355,6	r_3 min + 1,7	r_4 min + 1,7
						355,6	–	r_3 min + 0,9	r_4 min + 2
1,4	2,5	–	101,6	r_1 min + 0,5	r_2 min + 1,3	–	168,3	r_3 min + 0,6	r_4 min + 1,2
		101,6	254	r_1 min + 0,6	r_2 min + 1,8	168,3	266,7	r_3 min + 0,8	r_4 min + 1,4
		254	–	r_1 min + 2	r_2 min + 3	266,7	355,6	r_3 min + 1,7	r_4 min + 1,7
						355,6	–	r_3 min + 2	r_4 min + 3
2,5	4,0	–	101,6	r_1 min + 0,5	r_2 min + 1,3	–	168,3	r_3 min + 0,6	r_4 min + 1,2
		101,6	254	r_1 min + 0,6	r_2 min + 1,8	168,3	266,7	r_3 min + 0,8	r_4 min + 1,4
		254	400	r_1 min + 2	r_2 min + 4	266,7	355,6	r_3 min + 1,7	r_4 min + 1,7
		400	–	r_1 min + 2,5	r_2 min + 4,5	355,6	400	r_3 min + 2	r_4 min + 4
						400	–	r_3 min + 2,5	r_4 min + 4,5
4,0	5,0	–	101,6	r_1 min + 0,5	r_2 min + 1,3	–	168,3	r_3 min + 0,6	r_4 min + 1,2
		101,6	254	r_1 min + 0,6	r_2 min + 1,8	168,3	266,7	r_3 min + 0,8	r_4 min + 1,4
		254	–	r_1 min + 2,5	r_2 min + 4	266,7	355,6	r_3 min + 1,7	r_4 min + 1,7
						355,6	–	r_3 min + 2,5	r_4 min + 4
5,0	6,0	–	101,6	r_1 min + 0,5	r_2 min + 1,3	–	168,3	r_3 min + 0,6	r_4 min + 1,2
		101,6	254	r_1 min + 0,6	r_2 min + 1,8	168,3	266,7	r_3 min + 0,8	r_4 min + 1,4
		254	–	r_1 min + 3	r_2 min + 5	266,7	355,6	r_3 min + 1,7	r_4 min + 1,7
						355,6	–	r_3 min + 3	r_4 min + 5
6,0	7,5	–	101,6	r_1 min + 0,5	r_2 min + 1,3	–	168,3	r_3 min + 0,6	r_4 min + 1,2
		101,6	254	r_1 min + 0,6	r_2 min + 1,8	168,3	266,7	r_3 min + 0,8	r_4 min + 1,4
		254	–	r_1 min + 4,5	r_2 min + 6,5	266,7	355,6	r_3 min + 1,7	r_4 min + 1,7
						355,6	–	r_3 min + 4,5	r_4 min + 6,5
7,5	9,5	–	101,6	r_1 min + 0,5	r_2 min + 1,3	–	168,3	r_3 min + 0,6	r_4 min + 1,2
		101,6	254	r_1 min + 0,6	r_2 min + 1,8	168,3	266,7	r_3 min + 0,8	r_4 min + 1,4
		254	–	r_1 min + 6,5	r_2 min + 9,5	266,7	355,6	r_3 min + 1,7	r_4 min + 1,7
						355,6	–	r_3 min + 6,5	r_4 min + 9,5
9,5	12	–	101,6	r_1 min + 0,5	r_2 min + 1,3	–	168,3	r_3 min + 0,6	r_4 min + 1,2
		101,6	254	r_1 min + 0,6	r_2 min + 1,8	168,3	266,7	r_3 min + 0,8	r_4 min + 1,4
		254	–	r_1 min + 8	r_2 min + 11	266,7	355,6	r_3 min + 1,7	r_4 min + 1,7
						355,6	–	r_3 min + 8	r_4 min + 11

軸受内部すきま

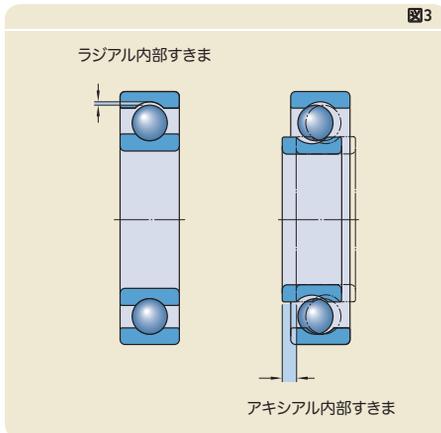
軸受内部すきま(→ 図3)は、一方の軌道輪がもう一方の軌道輪に対してラジアル方向(ラジアル内部すきま)またはアキシアル方向(アキシアル内部すきま)に動くことのできる合計距離として定義します。

取り付け前の軸受初期内部すきまと運転中内部すきまは区別する必要があります。後者は運転温度が一定になった軸受に適用されません。

ほぼすべてのアプリケーションで、運転中の内部すきまは軸受初期内部すきまより小さくなります。このような差異が生じる原因として、軸上およびハウジング内あるいはそのいずれかにしまりばめが必要であること、軸受軌道輪や関連部品が熱によって膨張することなどが挙げられます。

軸受の運転を支障なく続けるためには、運転中の内部すきまが十分であることが極めて重要です。原則として、玉軸受の運転すきま(または予圧)は実質的にゼロです。逆に円筒ころ軸受、針状ころ軸受、球面ころ軸受、CARBトroidルころ軸受は、運転中、常にごく小さな残留(ラジアル)すきまがなければなりません。これは、円すいころ軸受とアンギュラ玉軸受も同様です。ただし円すいころ軸受とアンギュラ玉軸受は、高い剛性が要求されるアプリケーションにおいては、ある程度の予圧をかけて取り付けることができます(→ 軸受予圧、214ページ)。

図3



E

初期すきまが「普通」というのは、軸およびハウジングの取り付け時に推奨のはめあいを実際に達成できて運転条件が通常であれば、適正な運転すきまが得られることを意味します。運転条件や取り付け条件が通常とは異なる場合、例えば内輪と外輪が双方ともしまりばめの場合や温度が激しく変化する場合などでは、内部すきまが「普通」より大きい軸受または小さい軸受が必要となります。このようなケースでは、取り付け後に軸受の残留(ラジアル)すきまを点検することを、SKFはお勧めします。

内部すきまが「普通」以外の軸受は、末尾記号C1-C5で区別されています(→表16)。

軸受の種類別のすきま数値は各製品を扱った章に記載されており、取り付け前の軸受に適用されます。組み合わせた単列(ユニバーサルマッチ)のアンギュラ玉軸受および円すいころ軸受、複列のアンギュラ玉軸受、四点接触玉軸受については、ラジアル方向のすきまよりアキシアル方向のすきまの方が重要であるため、ラジアルすきまではなくアキシアル内部すきまの数値が示されています。

すきままたは予圧に関する詳細は、内部すきま・予圧の選定(→212ページ)を参照してください。

転がり軸受の材料

軸受の性能と信頼性は、軸受各部品に使用されている材料によって、かなり決定付けられます。軸受軌道輪と転動体の材料を決定する際に考慮すべき代表的な要因は、負荷容量に必要な硬度、転がり接触面の疲労耐性、潤滑の状態が清浄であるか汚染されているか、軸受構成部品の寸法安定性、などです。保持器については、摩擦、歪み、慣性力のほか、場合によっては潤滑剤中の添加剤、溶剤、冷却剤、冷凍剤などによる化学反応を考慮する必要があります。これらの要因は、水分、温度上昇、衝撃荷重などを含むその他のパラメーターが単独で、あるいは組み合わさって存在することによって、その重要性は相関的な影響を受けます。

一体型接触シール付きの転がり軸受も、軸受の性能および信頼性に大きく影響する可能性があります。このような軸受の材料は、熱、化学薬品、酸化に対する耐性がなくてはなりません。両側に密封装置の付いた軸受は、通常、寿命が来るまでもつように潤滑されています。潤滑および潤滑剤について詳しくは、潤滑(→239ページ)を参照してください。

SKFは多様な材料、加工、皮膜処理を行う技能や設備を所持しています。そのため、SKFのアプリケーションエンジニアにご相談いただければ、特定のアプリケーションで優れた性能を発揮できる材料の選定をご案内することができます。

表16

内部すきまの補足呼び番号

接尾記号 内部すきま

C1	C2より小さい
C2	普通より小さい
CN	普通。すきまの減少分または変位分を示す追加の文字を併記する場合にのみ使用。
C3	普通より大きい
C4	C3より大きい
C5	C4より大きい

軸受軌道輪および転動体の材料

無心焼入れ軸受鋼

無心焼入れに最も一般的に使用される鋼鉄は炭素クロム鋼で、ISO 683-17に準拠し約1%の炭素と1.5%のクロムを含有しています。炭素クロム鋼は最も古くから使用されている鋼鉄の一種であり、長い軸受実用寿命への要求が高まり続ける中、現在最も集中的に研究開発が進められている材料です。この軸受鋼は、軸受製造と軸受性能の最適なバランスを実現する組成となっています。この鋼材は通常マルテンサイト系またはベイナイト系の熱処理を行い、58-65 HRCの硬度に仕上げます。

ここ数年間の加工技術の進歩で、さらに清浄度要求の厳しい仕様の実現も可能になり、SKF軸受鋼の均質性や品質が大きく飛躍しました。酸素や有害な非金属の混入率低減に成功したことは、転がり軸受鋼の特性の大幅改善につながりました。この鋼材を使用して生まれたのが、SKF Explorer軸受です。

高周波焼入れ軸受鋼

表面の高周波焼入れ処理では部品の軌道面のみを選択的に硬化し、その他の部分には硬化処理の影響が及びません。表面高周波焼入れの影響を受けない部分の特性は、鋼材の等級と焼入れ処理に先立つ製造工程によって決まることから、同一の部品内に異なる特性を混在させることができます。

このような例にフランジ付きハブ軸受ユニット(HBU)があり、高周波焼入れを施していないフランジには構造疲労に耐えられる特性が、軌道輪の方は焼入れ処理によって転がり接触疲れに耐えられる特性が付与されています。

肌焼軸受鋼

ISO 683-17に準拠し、炭素含有率が約0.15%のクロムニッケルとマンガンクロムの合金鋼が、SKFの転がり軸受構成部品の肌焼に最も広く使用される鋼材です。

高い張力でのしまりばめを適用しているアプリケーションや重い衝撃荷重が発生するアプリケーションでは、肌焼処理をした軌道輪および転動体またはそのいずれかを使用することを、SKFはお勧めします。

ステンレス鋼

SKFの軸受軌道輪と転動体に最も広く使用されているステンレス鋼は、ISO 683-17準拠のX65Cr14およびEN 10088-1準拠のX105CrMo17など、クロム含有率が高い鋼鉄です。

ただしアプリケーションによっては、ステンレス鋼よりも耐食皮膜の方が優れている場合もあります。その他の表面処理について詳しくは、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

高温軸受鋼

軸受の種類によりませんが、無心焼入れ処理および表面硬化処理を施した鋼鉄製標準軸受の推奨最高運転温度は120-200 °C (250-390 °F)の範囲となっています。最高運転温度は、熱処理と直接的な関係があります。

運転温度が250 °C (480 °F)までの場合は、特殊な熱処理(安定化)を施すことができます。ただし、熱処理によって軸受の負荷容量が低減するため、これを考慮する必要があります。

運転温度が長時間250 °C (480 °F)以上に上昇する軸受には、ISO 683-17に準拠して製造された80MoCrV42-16などの高合金鋼を使用してください。この鋼材は硬度を保持できるため、運転温度が極めて高い条件下でも軸受本来の性能特性が発揮されます。

高温軸受鋼材について詳しくは、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

軸受の仕様

セラミック

SKFの軸受軌道輪と転動体に一般的に使用されているセラミックは、ISO 26602準拠の軸受用窒化ケイ素材料です。これは、ガラス質相マトリックス中のβ窒化ケイ素の微細伸長結晶粒で構成されています。高硬度、低密度、低熱膨張率、高電気抵抗率、低誘電率、磁界に対する非反応性など、転がり軸受にとって好ましい特性を提供します(→ 表17)。

保持器の材料

金属製打抜き保持器

鋼板製保持器

鋼板製打抜き保持器は、その大半がEN 10111準拠の低炭素連続熱間圧延鋼板で製造されています。これらの軽量保持器は比較的強度が高く、摩擦と摩耗を一層低減するために表面加工を施すことができます。

通常ステンレス鋼製軸受に使用されている打抜き保持器は、EN 10088-1準拠のX5CrNi18-10ステンレス鋼材を使用して製造されています。

黄銅板製保持器

黄銅板製の保持器は、一部の小型~中型軸受に使用されます。これらの保持器に使用される黄銅はEN 1652に準拠しています。アンモニアを使用する冷凍コンプレッサなどのアプリケーションでは黄銅板に時期割れが発生する恐れがあるため、黄銅製もみ抜き保持器または鋼板製保持器を使用する必要があります。

表17

軸受鋼と軸受グレード窒化ケイ素の材料特性比較

材料特性	軸受鋼	軸受グレード窒化ケイ素
機械的特性		
密度 [g/cm ³]	7,9	3,2
硬度	700 HV10	1 600 HV10
弾性率 [kN/mm ²]	210	310
熱膨張率 [10 ⁻⁶ /K]	12	3
電気的特性 (1 MHzで測定)		
電気抵抗 [Ωm]	0,4 × 10 ⁻⁶ (薄体)	10 ¹² (不導体)
絶縁耐力 [kV/mm]	-	15
相対誘電率	-	8

金属製もみ抜き保持器

鋼鉄製もみ抜き保持器

鋼鉄製もみ抜き保持器は通常、EN 10 025:1990 + A:1993に準拠し、合金構造を持たないS355GT(St 52)タイプの鋼材で製造されています。滑り特性や耐摩耗性を向上させるため、表面処理を施した鋼鉄製もみ抜き保持器もあります。

鋼鉄製もみ抜き保持器は大型軸受に使用されるほか、黄銅製保持器を使用すると化学反応によって時期割れが生じる恐れのあるアプリケーションでも使用されます。鋼鉄製保持器は、運転温度が300 °C (570 °F)以下の場合に使用できます。一般的に転がり軸受に使用される鉱油または合成油ベースの潤滑剤の影響を受けることはなく、また、軸受を洗浄するための有機溶剤の影響も受けません。

黄銅製もみ抜き保持器

ほとんどの黄銅製保持器は、EN 1652準拠のCW612N鋳物または伸銅品から加工します。合成油やグリースなど最も一般的に使用されている軸受潤滑剤による影響を受けることがなく、通常の有機溶剤を使用した洗浄も可能です。黄銅製保持器は250 °C (480 °F)以上の温度で使用しないでください。

樹脂製保持器

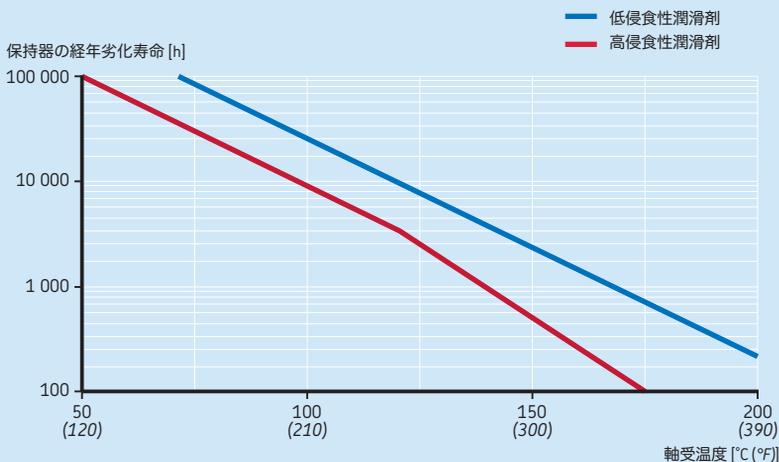
ポリアミド66

射出成形保持器の大半には、ポリアミド66 (PA66)が用いられています。この材料にはガラス繊維を含むものと含まないものがありますが、いずれも適度な強度と弾性を兼ね備えているという特性があります。樹脂材料の強度や弾性など機械的特性は温度に依存するほか、経年劣化による影響も受けます。経年劣化のプロセスで最も重要な要因となるのは、樹脂材料がさらされる温度、時間、媒体(潤滑剤)です。これらの要因とガラス繊維強化PA66の関係を、**線図1**に示しています。温度上昇や潤滑剤の侵食性増大に伴って、保持器の寿命が短くなる様子が分かります。

E

線図1

ガラス繊維強化ポリアミド66製保持器の経年劣化寿命



軸受の仕様

このことから、特定のアプリケーションに樹脂保持器が好適であるかどうかは、運転条件と要求寿命によって異なります。潤滑剤の侵食性が「強い」か「弱い」かの分類については、ガラス繊維強化PA66の「許容運転温度」に、様々な潤滑剤を使用した場合の情報が記載されています(→ 表18)。表18の許容運転温度は、保持器経年劣化寿命が10 000運転時間以上となる温度として定義されています。

表18に記載されているものよりさらに侵食性の強い媒体もあります。コンプレッサの冷媒として使用されるアンモニアはその代表的な例です。このようなケースでは、ガラス繊維強化PA66を70 °C (160 °F)以上の運転温度で使用しないでください。

樹脂材料には運転温度の下限もあります。温度が低いと樹脂の弾性が失われるため、極めて低温の条件においては保持器が破損する恐れがあります。そのため、ガラス繊維強化PA66は、運転温度が継続的に-40 °C (-40 °F)を下回るアプリケーションでは使用すべきではありません。

鉄道用軸箱など、運転パラメーターとして高度の強靭性が非常に重要なアプリケーションには、超強靭化PA66の使用が可能です。詳しくはSKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

表18

各種軸受潤滑剤使用時におけるPA66製保持器の許容運転温度

潤滑剤	許容運転温度 ¹⁾	
	°C	°F
-		
鉱油		
EP添加剤なし、機械油または作動油など	120	250
EP添加剤含有、産業用および自動車用ギアボックスオイルなど	110	230
EP添加剤含有、自動車のリアアクスルオイルおよびディファレンシャルギアオイル (自動車)、ハイポイド歯車オイルなど	100	210
合成油		
ポリグリコール、ポリアルファオレフィン	120	250
ジエステル、シリコン	110	230
リン酸エステル	80	175
グリース		
リチウムグリース	120	250
ポリウレア、ベントナイト、カルシウム錯体グリース	120	250

最高運転温度が≤ 120 °C (250 °F)のナトリウムグリース、カルシウムグリース、およびその他のグリースを使用する場合、樹脂製保持器の最高温度はグリースの最高運転温度と同一です。

¹⁾ 外輪外径面で測定。保持器経年劣化寿命が10 000運転時間以上となる温度として定義。

ポリアミド46

ガラス繊維強化ポリアミド46(PA46)は、一部の小型-中型CARBトイダルころ軸受用の標準の保持器材料です。許容運転温度は、ガラス繊維強化PA66より15℃(25°F)高くなっています。

PEEK樹脂

ガラス繊維強化ポリエーテルエーテルケトン(PEEK)は、高速、耐薬品性、高温など条件が厳しいアプリケーション用として、その使用が広まってきています。PEEKは高度な強度と柔軟性、高い運転温度範囲、高耐薬品性、高摩耗性、高加工性を兼ね備えた、極めて優れた特性の材料です。これらの秀でた特長により、ハイブリッド軸受および超精密軸受あるいはそのいずれかなど、一部の玉軸受および円筒ころ軸受ではPEEK保持器が標準として用意されています。温度または油脂添加剤による劣化の兆候は、200℃(390°F)まで見られません。ただし、高速で使用する場合の最高温度は、PEEKの軟化温度である150℃(300°F)に制限されます。

フェノール樹脂

軽量の繊維強化フェノール樹脂保持器は大きな慣性力に耐えることができますが、高い運転温度には対応できません。多くの場合、フェノール樹脂の保持器は超精密アンギュラ玉軸受の標準となっています。

その他の材料の保持器

上記の材料以外にも、特殊アプリケーションのSKF軸受にはその他のエンジニアリングポリマー、軽合金、特殊鋳鉄などで製造した保持器を取り付ける場合があります。その他の保持器材料について詳しくは、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

シール材料

SKF軸受に組み込まれているシールは、一般的にエラストマーを材料としています。材料の種類は軸受の系列と寸法、ならびにアプリケーションの要件によって異なります。SKFシールは、一般的に以下の材料で製造されています。

アクリロニトリル-ブタジエンゴム

アクリロニトリル-ブタジエンゴム(NBR)は、「万能」のシール材料です。アクリロニトリルとブタジエンゴムでできたこの共重合体は、以下の媒体に対して優れた耐性を持っています。

- 大部分の鉱油と鉱油系グリース
- ガソリン、軽油、灯油などの一般的な燃料
- 動物性および植物性油脂
- 熱水

このシールは、短時間ならばリップの無潤滑運転にも耐えることができます。許容運転温度範囲は-40~+100℃(-40~+210°F)です。また短時間であれば、最大120℃(250°F)の運転温度に耐えることができます。この材料は、これより温度が高くなると硬化します。

水素化アクリロニトリル-ブタジエンゴム

水素化アクリロニトリル-ブタジエンゴム (HNBR)はNBRより著しく優れた耐摩耗性を持っていて、この材料を使用したシールは実用寿命がより長くなります。また、HNBRは熱、高温のオイル中での経年劣化や硬化、オゾンへの露出などに対しても、NBRより優れた耐性を持っています。

運転温度の上限は150℃(300°F)で、これもNBRより著しく高くなっています。

フッ素ゴム

フッ素ゴム(FKM)は、高い耐熱性と耐薬品性を特徴としています。経年劣化とオゾンに対する耐性も良好で、気体透過率もごく小さくなっています。FKMは過酷な環境においても摩耗耐性が極めて良好で、最大200℃(390°F)の運転温度に耐えることができます。この材料で製造したシールは、短時間ならばリップの無潤滑運転にも対応できます。

FKMはオイルや油圧作動液、燃料や潤滑剤、鉱酸や脂肪族のほか、その他の材料のシールならば破損してしまう芳香族炭化水素に対する耐性も持っています。ただし、エステル、エーテル、ケトン、一部のアミン、高温の無水フッ化水素酸が存在する所では、FKMを使用しないでください。

FKMを材料としたシールを直火または300℃(570°F)を超える高温にさらすと、健康および環境上の危険が生じます。一度高温になったFKMは、冷えた後も危険です。安全注意事項を読み、指示に従ってください(→ **警告**)。

警告

フッ素ゴムおよびポリテトラフルオロエチレンに関する注意事項

フッ素ゴム(FKM)およびポリテトラフルオロエチレン(PTFE)は、最大200℃(390°F)までの通常の運転条件下では非常に安定しており無害です。しかし、裸火や切断トーチなど300℃(570°F)を超える極端な高温に曝されると、FKMおよびPTFEは有毒気体を発します。これらのガスは、吸引すると健康に害をおよぼすだけでなく、目に入っても有害です。さらに、一度このような高温になったシールは、冷却後も取り扱いに非常な危険を伴います。そのため、絶対に皮膚に触れないようにする必要があります。取り外し作業などで、高温に曝されたシール付き軸受に触れなければならぬ場合は、以下の安全措置を順守する必要があります。

- 必ず保護眼鏡、手袋、適切な呼吸具を着用してください。
- 取り外したシールは、「腐食性材料」を示す記号の付いた密封性のプラスチック容器に入れてください。
- 適正な製品安全データシート(MSDS)の安全注意事項に従ってください。

誤ってシールに触れてしまった場合は、たっぷりの水と石けんで手を洗い、目もたっぷりの水ですすいで、直ちに医師の診察を受けてください。ガスを吸い込んだ場合は直ちに医師の診察を受けてください。

使用者には製品のサービス寿命まで製品を正しく使用する責任と、製品を正しく処分する責任があります。FKMまたはPTFEの不適切な取り扱いや、それらを使用したことによって生じた負傷に関して、SKFは一切の責任を負いません。

ポリウレタン

ポリウレタン(PUR)は、耐摩耗性を持つ有機材料で、弾性に優れています。対応できる運転温度範囲は-20~+80℃(-5~175°F)です。鉱油系グリース、EP添加剤を全く含まない鉱油またはごくわずかに含む鉱油、水、水とオイルの混合流体などに対して良好な耐性を持っています。酸、アルカリ、極性溶剤に対しては耐性がありません。

潤滑剤

密閉装置付き軸受は、通常、工場でグリースを充填します。潤滑剤は、軸受の一部としてその中に組み込まれています。詳しくは、各製品を扱った章を参照してください。

被膜処理

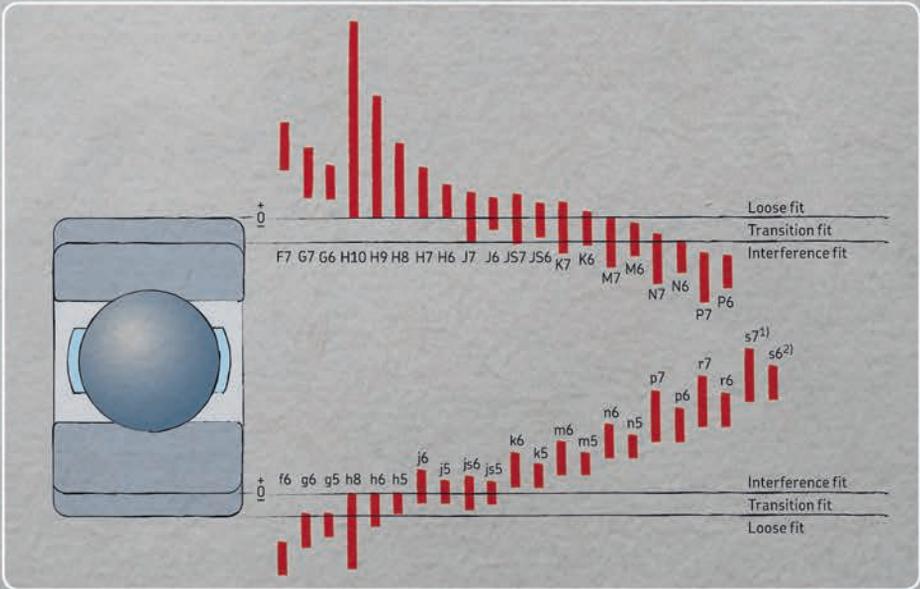
被膜処理は材料をアップグレードし、特定のアプリケーション条件に合わせて軸受に更なる利点を付加するために、広く利用されている手段です。SKFは2種類の異なる被膜処理技術を開発しており、どちらも多くのアプリケーションに適用されて好結果を出しています。

NoWearは耐摩耗表面被膜で、軸受内輪軌道面および転動体もしくはそのいずれかに、低摩擦性の炭素被膜を施します。これにより、潤滑状態が悪くても長期間運転を続けることができます。NoWearについて詳しくは、NoWearコーティング軸受(→ [1241ページ](#))を参照してください。

INSOCOAT軸受は、内輪または外輪に酸化アルミニウムをプラズマ噴射することによって外層に被膜を施した標準軸受です。この表面処理によって、迷走電流が軸受を通過する際に発生する恐れのある損傷に対し、耐性が備わっています。INSOCOAT軸受について詳しくは、INSOCOAT軸受(→ [1205ページ](#))を参照してください。

腐食性の高い環境では、特にそのまま取り付けられる軸受ユニットの場合、ジंकクロメートの被膜などその他の表面処理をステンレス鋼製軸受の代わりとして使用することができます。





設計時の留意事項

軸受システム	160	内部すきま・予圧の選定	212
固定側 / 自由側軸受システム	160	すきまと予圧	213
調整式軸受システム	163	軸受すきま	213
浮動式軸受システム	164	すきまの選定	213
軸受のラジアル方向の固定	165	軸受予圧	214
はめあいの選定	165	予圧に関する考慮事項	215
テーパ穴軸受	169	軸受予圧の効果	217
推奨のはめあい	169	アンギュラ玉軸受または円 すいころ軸受を使用した軸受 システムの予圧	218
軸およびハウジングの公差 およびはめあい	171	調整の手順	221
中空軸のはめあい	176	個別調整	221
軸受取り付け面および接触部 の寸法公差および形状公差	200	全体調整	224
寸法公差	200	ばねを用いた予圧	224
総合的なラジアル振れ公差	200	正しい予圧の選定	225
総合的なアキシャル振れ公差	200	予圧がかけられた軸受 システム用の軸受	225
テーパ軸はめあい面の公差	202	シールソリューション	226
軸受はめあい面の表面粗さ	204	シールの種類	226
軸受のアキシャル方向の固定	204	シールの種類の選定	227
固定方法	205	非接触シール	228
円筒穴軸受	205	接触シール	228
テーパ穴軸受	207	一体型軸受シール	229
取り付け関係寸法	208	シールド付き軸受	229
CARBトロイダルころ軸受	209	接触シール付き軸受	229
関連部品の設計	210	外部シール	231
軸上およびハウジング内の軌道面	210	非接触シール	231
取り付けおよび取り外しの準備	210	接触シール	234

軸受システム

回転軸を支持するために使用する軸受システムには、一般的に2つの軸受装置(軸の各側で1つずつ)が必要です。荷重方向などの要求条件に応じて、軸受装置には1つまたは複数(組み合わせ)の軸受が使用されます。一般的に、軸受システムの目的は軸を支え、ハウジングなどの静止部品に対してラジアル方向・アキシアル方向に軸を位置決めすることにあります。軸受システムはアプリケーション、荷重、必要回転精度、コストに応じて、以下のように多様に設計することができます。

- 固定側 / 自由側軸受システム
- 調整式軸受システム
- 浮動式軸受システム

ラジアル荷重、アキシアル荷重、モーメント荷重を支えることのできる単体の軸受からなる関節ジョイントのような軸受システムは、本カタログでは扱っていません。これらの軸受システムの詳細については、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

固定側 / 自由側軸受システム

一般的な工業アプリケーションの固定側/自由側軸受システムは、軸の熱膨張・熱収縮に対応できるように設計されます。このシステムでは、軸の一方の端の軸受装置で、軸をアキシアル方向に位置決めする必要があります。これは、軸上およびハウジング内で軸受をアキシアル方向に固定することで達成されます。軸の反対側の端の軸受装置は、自由側として軸方向に固定せず、軸受内部に誘起される荷重を避けるため、ハウジングに対する軸の熱変位を吸収できるよう設計します。

固定側の軸受には、合成(ラジアルおよびアキシアル)荷重に対応できるラジアル軸受を使用します。ラジアル軸受には、深溝玉軸受、複列または単列組み合わせのアンギュラ玉軸受、自動調心玉軸受、球面ころ軸受、組み合わせ円すいころ軸受、NUP型円筒ころ軸受、またはHJアンギュリングを組み合わせたNJ型円筒ころ軸受があります。

固定側の軸受装置は、上記以外に以下のような2つの軸受を組み合わせることもできます。

- 外輪または内輪の一方につばがない円筒ころ軸受など、ラジアル荷重のみを負荷するラジアル軸受。
- 深溝玉軸受、四点接触玉軸受、または複列スラスト軸受のように、アキシアル方向に位置決めすることができる軸受。

軸のアキシアル方向の位置決めを行う軸受は、ラジアル方向に固定してはなりません。通常、このような軸受は、ハウジング内にラジアル方向に小さなギャップを設けて取り付けます。

自由側の軸受が軸の熱変位に対応するには、以下の2つの方法があります。ひとつは、ラジアル荷重のみを負荷し、アキシアル方向の移動を軸受内で吸収できる軸受を使用する方法です。このような軸受には、CARBトイダルころ軸受、針状ころ軸受、外輪または内輪の一方

図1

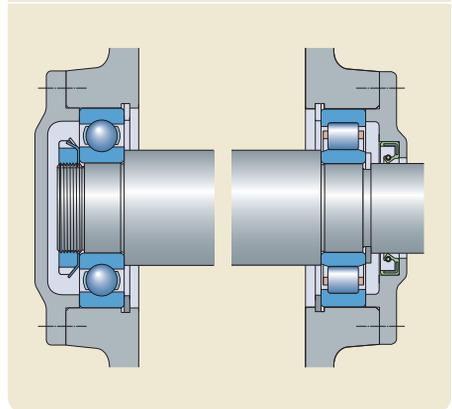
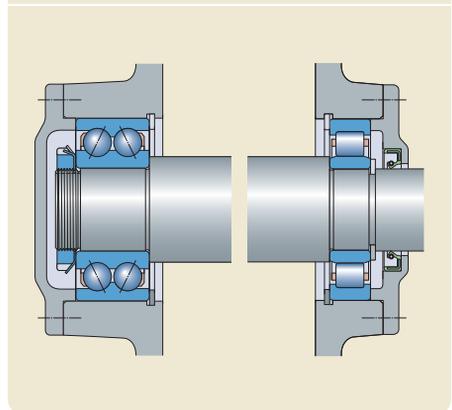


図2



につばのない円筒ころ軸受があります。もうひとつは、ハウジング内にラジアル方向の小さなギャップを設けてラジアル軸受を取り付け、外輪がアキシアル方向に自由に動くようにする方法です。

固定側/自由側の軸受の組み合わせは多数ありますが、その中で一般的な組み合わせを下に示します。

軸受内で「摩擦のない」アキシアル方向移動が求められる剛性の高い軸受装置には、以下のような組み合わせを検討してください。

- 深溝玉軸受 / 円筒ころ軸受 (→ 図1)
- 複列アンギュラ玉軸受 / NUまたはN型の円筒ころ軸受 (→ 図2)
- 組み合わせの単列円すいころ軸受 / NUまたはN型の円筒ころ軸受 (→ 図3)
- NUP型円筒ころ軸受 / NU型円筒ころ軸受 (→ 図4)
- NU型円筒ころ軸と四点接触玉軸受 / NU型円筒ころ軸受 (→ 図5)

図3

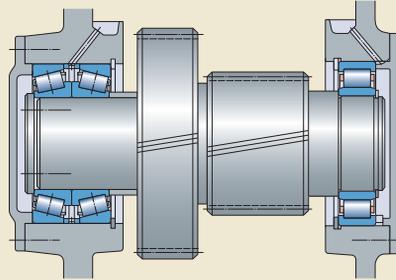


図4

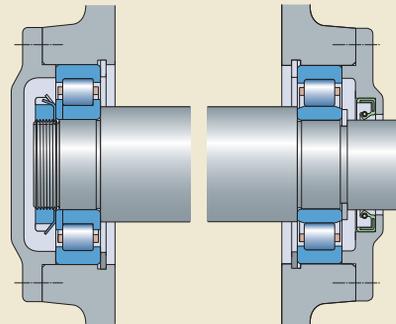
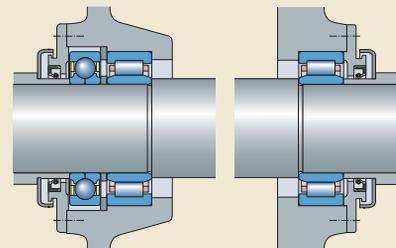


図5



F

設計時の留意事項

上記の軸受システムでは、ハウジングに対する軸の角度ミスアライメントを最小限に抑える必要があります。これが不可能な場合、SKFは以下のいずれかで構成される自動調心軸受システムを推奨します。

- 球面ころ軸受 / CARBトイダルころ軸受 (→ 図6)
- 自動調心玉軸受 / CARBトイダルころ軸受

この軸受システムでは、CARB軸受内でアキシアル方向の変位に対応するとともに、ハウジングに対する軸の角度ミスアライメントにも対応するため、軸受システム内に内部アキシアル荷重が誘発されるのを防ぐことができます。

内輪に回転荷重がかかる軸受では、軸の長さの変化を軸受と軸受取り付け面との間で吸収することになるため、アキシアル方向の移動を軸受外輪とハウジング間で行う必要があります。最も一般的な組み合わせは以下のとおりです。

- 深溝玉軸受 / 深溝玉軸受 (→ 図7)
- 自動調心玉軸受または球面ころ軸受 / 自動調心玉軸受または球面ころ軸受 (→ 図8)
- 組み合わせの単列アンギュラ玉軸受 / 深溝玉軸受 (→ 図9)

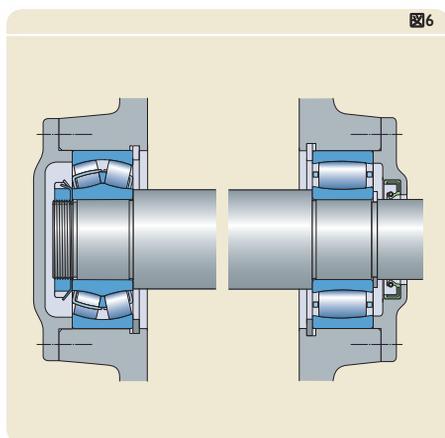


図6

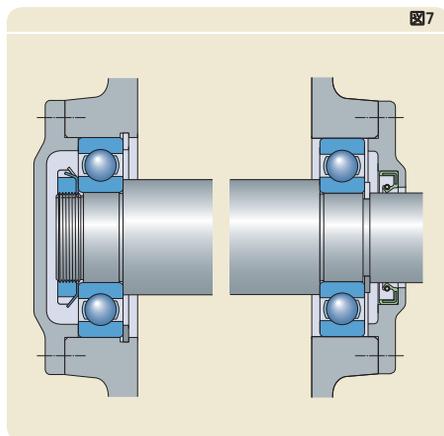


図7

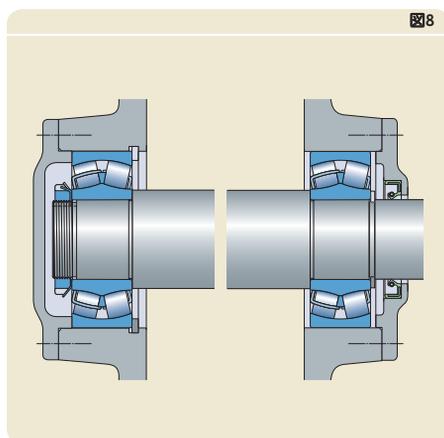


図8

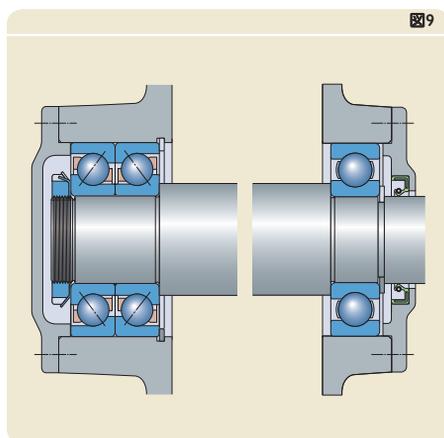


図9

調整式軸受システム

調整式軸受システムでは、ひとつの軸受装置で軸の片方向をアキシャル方向に固定し、もうひとつの軸受装置で反対方向に固定します。このシステムは両側固定と呼ばれ、一般に短い軸に用いられます。最も適した組み合わせは以下のとおりです。

- アンギュラ玉軸受 (→ 図10)
- 円すいころ軸受 (→ 図11)

単列のアンギュラ玉軸受または円すいころ軸受を両側固定の軸受システムに使用する場合、予圧が必要となる場合があります(→ 軸受予圧、214ページ)。

図10

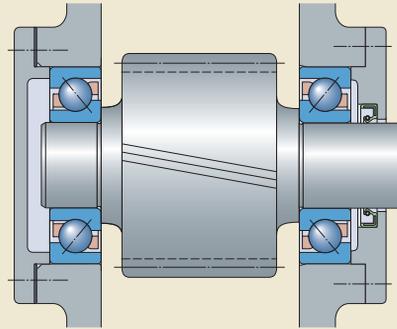
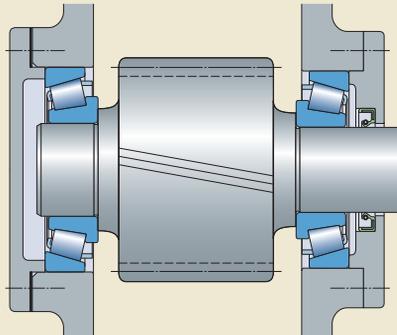


図11



F

浮動式軸受システム

調整式軸受システムと同様、浮動式軸受システムも両側固定式です。ただし、浮動式軸受システムは、軸のアキシアル方向の安定性がそれほど求められないアプリケーションや、軸上の他の部品によって軸がアキシアル方向に固定されているアプリケーションに、より適しています。このシステムに適した軸受は次のとおりです。

- 深溝玉軸受 (→ 図12)
- 自動調心玉軸受
- 球面ころ軸受

このシステムでは、各軸受のいずれかの軌道輪(できれば外輪)が、取り付け面上でアキシアル方向に移動できることが重要です。浮動式軸受システムは、オフセット軌道輪を用いて2つのNJ型円筒ころ軸受を対称的に配列することによっても構成することができます(→ 図13)。このケースでは、軸受内にアキシアル方向の移動が生じる場合があります。

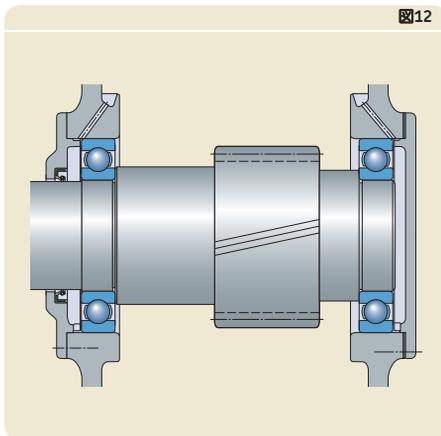


図12

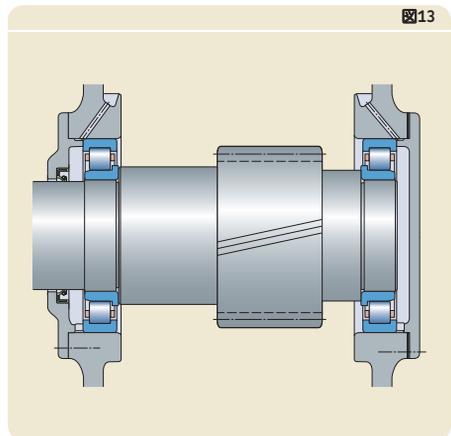


図13

軸受のラジアル方向の固定

軸受の負荷容量を最大限に活用するには、軌道輪または座金は全周、軌道輪は全幅にわたり支持されている必要があります。軸受の支持は、円筒またはテーパはめあい面によって、ラスト軸受の軌道輪では平坦な(平面の)支持面によって確実に均一に行う必要があります。このため、軸受取り付け面は適正な公差等級で製造されていて、溝や穴などによって分断されていない必要があります。さらに、荷重を受けた際に軌道輪が取り付け面に乗り上げたり取り付け面上で回転したりしないよう、軌道輪を確実に固定する必要があります。

一般に、ラジアル方向の満足な位置決めと適切な支持は、適正なしめしろで軌道輪を取り付けた場合にのみ得ることができます(→ 軸受すきま、213ページおよび軸受予圧、214ページ)。軌道輪の固定が不適切であったり不十分であったりすると、通常、軸受システムに損傷をきたす原因となります。しかし、(自由側の軸受として)アキシャル方向の移動が要求される場合、または取り付け・取り外しを容易に行いたい場合は、必ずしも締めりばめが使われるとは限りません。すきまばめが必要とされるケースでは、クリープ(回転)による摩耗を避けることができないため、これを制限するための特別な予防措置が必要となります。これらには、軸受取り付け面および取り付け部に表面硬化処理を施す、はめあい面に設けた特殊な潤滑溝で合わせ面を潤滑する、あるいは軸受軌道輪側面に位置決めスロットを設け、キーなどの固定具で固定するなどの方法があります(→ 図12、499ページ)。

はめあいの選定

はめあいを選定する際は、本項記載の情報とともに、本項以降の一般的なガイドラインを参考にしてください。

1. 回転条件

回転条件とは、荷重方向という観点から見たときの軸受軌道輪の状態を指します(→ 表1、166ページ)。基本的に、以下のような3つの条件があります。

- 回転荷重
- 静止荷重
- 方向不定荷重

回転荷重は、軌道輪が静止しているとき荷重方向が回転する状態、または荷重方向が一定

のとき軌道輪が回転する状態を指します。コネクティングロッド軸受に作用するような、回転ではなく揺動運動をする高荷重は、一般的に回転荷重とみなします。回転荷重を受ける軸受軌道輪は、取り付け時のすきま(すきまばめ)を大きくし過ぎると、取り付け面上でクリープを起こし、接触面の摩耗やフレッチング腐食などの原因となります。これを防止するには、回転軌道輪とその取り付け面間のはめあいを適正な締めりばめにする必要があります。締めりばめの度合いは運転条件によって決まります(→ 下記2および4)。

静止荷重は、軌道輪が静止し、荷重方向が一定の状態、または軌道輪が回転し、荷重方向も同じ速度で回転する状態を指します。このような条件では、軸受軌道輪が取り付け面上で回転することは通常ありません。そのため、他の理由がない限り、軌道輪を締めりばめにする必要はありません。

方向不定荷重は、高速回転アプリケーションにおける外部からの変動荷重、衝撃荷重、振動およびアンバランス荷重などを指します。このような荷重は方向が変化するため、正確に把握することができません。荷重の方向が不定で特にその荷重が大きい場合は、両軌道輪ともに締めりばめにすることを推奨します。通常内輪には、回転荷重用の推奨はめあいを使用します。ただし、ハウジング内での外輪の自由なアキシャル方向移動が要求され、荷重が大きい場合は、回転荷重用に推奨されているはめあいよりも若干ゆるめのはめあいを使用することができます。

設計時の留意事項

2. 荷重の大きさ

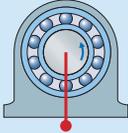
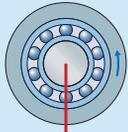
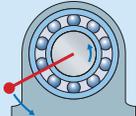
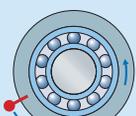
内輪とはめあい面間のしめしろの大きさは、軸受にかかる荷重の大きさに基づいて選定する必要があります。一般的に、軸受内輪は荷重の大きさに比例して変形します。この変形が内輪と軸間の締まりばめのゆるみとなり、その結果内輪が軸上でクリープ(回転)することがあります。荷重が大きければ大きいほど、ぎつい締まりばめが必要になります(→ 図14)。締まりばめは、軸受すきまおよび予圧に影響を及ぼします(→ 軸受すきま、213ページおよび軸受予

圧、214ページ)。衝撃荷重や振動にもきついはめあいが必要となる場合があるため、こうした条件も考慮する必要があります。

軸受荷重の大きさの定義は次のとおりです。

- 軽荷重: $P \leq 0,05 C$
- 普通荷重: $0,05 C < P \leq 0,1 C$
- 重荷重: $0,1 C < P \leq 0,15 C$
- 超重荷重: $P > 0,15 C$

表1

回転条件と荷重条件				
運転条件	略図	荷重条件	例	推奨のはめあい
内輪回転 外輪静止 方向一定荷重		内輪回転荷重	ベルト駆動軸	内輪締まりばめ
内輪静止 外輪回転 方向一定荷重		内輪静止荷重 外輪回転荷重	コンベアアイドラー 自動車のホイールハブ軸受	内輪すきまばめ可 外輪締まりばめ
内輪回転 外輪静止 内輪とともに荷重が回転		内輪静止荷重 外輪回転荷重	振動を伴うアプリケーション 振動スクリーン、振動モーター	外輪締まりばめ 内輪すきまばめ可
内輪静止 外輪回転 外輪とともに荷重が回転		内輪回転荷重 外輪静止荷重	旋動式破砕機 (メリーゴーランド駆動装置)	内輪締まりばめ 外輪すきまばめ可

3. 軸受内部すきま

軸またはハウジングに締めりばめで取り付けられている軸受は、軌道輪の弾性変形(膨張または収縮)により、軸受の内部すきまが小さくなります。しかし、ある程度の最小すきまは残す必要があります(→ 軸受すきま、213ページ)。きつい締めりばめの場合、普通すきまより大きい内部すきまの軸受を使用して、望ましくない予圧を回避する必要がある場合もあります(→ 図15)。

4. 温度差

多くのアプリケーションでは、内輪の温度が外輪の温度より高くなります。このために内部すきまが減少したり(→ 図16および軸受すきま、213ページ)、予圧が増加する(→ 軸受予圧、214ページ)ことがあります。

また、運転中の軌道輪は通常、軌道輪が取り付けられている部品よりも高い温度に達します。このため、内輪と軸とのはめあいにゆるみが生じたり、ハウジング内での必要なアキシャル方向移動が外輪の膨張によって妨げられることがあります。高速起動によって、軸受から発生する摩擦熱の放熱が間に合わず、内輪のはめあいがゆるむことがあります。また、軸受シールの摩擦熱によって内輪のはめあいがゆるむケースもあります。

したがって、温度差および軸受装置内の熱の流れる方向を考慮する必要があります。

5. 回転精度

高い回転精度が要求されるアプリケーションには、締めりばめを推奨します。すきまばめを使用すると剛性が低下し、振動が大きくなる原因となります。軸受取り付け面の公差等級が軸に対しては最低IT5、ハウジングに対してはIT6を満たしていることが必要です。また、総振れ公差も狭く管理する必要があります(→ 表11、202ページ)。

図14

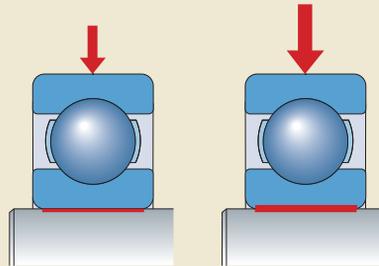


図15

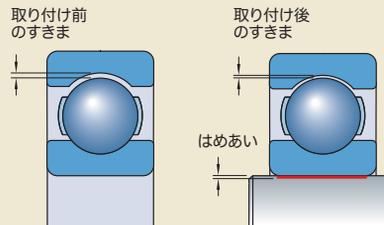
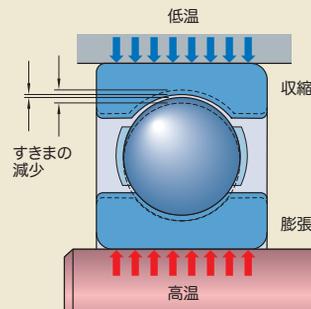


図16



6. 軸およびハウジングの設計と材料

取り付け面とのはめあいによって、軌道輪が変形(真円度外れ)することがあってはなりません。これは、取り付け面の表面が連続した状態ではない場合などに生じます。このため、外輪にM7またはそれ以上のきつい締まりばめが必要とされる場合は、分割型ハウジングを通常推奨していません。

分割型ハウジングについては、公差グループH(または最高でも公差グループk)から得られるはめあいよりきつくならないよう公差を選定します。

薄肉ハウジング、軽合金ハウジング、または中空軸で軸受軌道輪を適切に支持するには、肉厚の鋼製または鋳鉄ハウジング、あるいは中実軸用に通常推奨されるはめあいよりきつい締まりばめを使用する必要があります(→ 中空軸のはめあい、176ページ)。また、軸の材料の熱膨張率が標準的な鋼材より高い場合は、あまりきつくない締まりばめが必要となる場合があります。

7. 取り付け・取り外しの容易さ

一般的に、すきまばめの軸受は、締まりばめの軸受より取り付け・取り外しが容易です。締まりばめが必要で取り付け・取り外しも比較的容易に行う必要があるアプリケーションについては、分離型の軸受あるいはテーパ穴軸受を検討してください(→ テーパ穴軸受)。テーパ穴軸受は、段なしままたは段付きの軸にアダプタースリーブまたは取り外しスリーブを使って取り付けたり、軸のテーパはめあい面に直接取り付けることが可能です(→ 図25-図27、207ページ)。

8. 自由側の軸受の移動

自由側の軸受が、アキシアル方向の移動を内部(軸受内)で吸収することができない場合は、外輪がはめあい面上で常に自由にアキシアル方向に移動できなければなりません。これを行うには、静止荷重を負荷する軌道輪をすきまばめにします(→ 図20、205ページ)。外輪に静止荷重がかかり、ハウジングのはめあい面上で軸受をアキシアル方向に移動させて変位を吸収する一部のアプリケーションについては、焼き入れした中間ブッシュまたはスリーブをハウジング穴に取り付けることによって、軸受によるはめあい面損傷を防止することができます。ハウジングはめあい面が損傷することによって、アキシアル方向に移動が制限されたり、時間の経過とともに移動が完全に不可能となる場合があります。これは特に、ハウジングが軽合金製である場合に重要です。

針状ころ軸受、CARBトロイダルころ軸受、または一方の軌道輪につばがない円筒ころ軸受を使用する場合は、アキシアル方向の変位が軸受内部で吸収されるため、両方の軸受軌道輪を締まりばめにすることができます。

テーパ穴軸受

テーパ穴軸受は、軸のテーパはめあい面に直接取り付けたり、アダプタースリーブまたは取り外しスリーブ上に取り付けることができます(→ 図25-図28、207ページ)。軸の円筒はめあい面に取り付けるスリーブは、外側がテーパとなっています。軸受がスリーブに取り付けられる場合も軸に直接取り付けられる場合も、軸受内輪のはめあいは、円筒穴軸受の場合のように、はめあい面によって予め決まるものではありません。テーパ穴軸受のはめあいは、テーパはめあい面上またはスリーブ上で内輪が押し込まれる距離によって決まります。この際、内部すきまの減少には特別な注意を払う必要があります。詳細については、軸受すきま(→ 213ページ)、自動調心玉軸受(→ 537ページ)、球面ころ軸受(→ 879ページ)、CARBトroidalころ軸受(→ 957ページ)を参照してください。

アダプタースリーブまたは取り外しスリーブを使って軸受を取り付ける場合、スリーブを取り付ける軸の直径公差は大きくすることができますが、全体的なラジアル振れの公差は厳しくする必要があります(→ 軸受取り付け面および接触部の寸法公差および形状公差、200ページ)。

推奨のはめあい

転がり軸受の内径公差および外径公差は、国際的に標準化されています(→ 公差、132ページ)。

円筒穴と円筒外径を持つメートル系軸受を締めればめまたはすきまばめにするには、軸およびハウジング穴のはめあい面について、適切な公差等級をISO公差系列から選定します。転がり軸受の軸とハウジング面に関しては、考慮すべきISO公差等級は限られます。図17、170ページ(普通公差の軸受に適用)は、軸受の内径および外径面に関係する最も一般的に使用される公差等級を示したものです。

ISO公差等級はそれぞれ文字と数字によって区別されています。文字は、小文字が軸径、大文字がハウジング穴を表し、呼び寸法に対してどの公差域であるかを示します。数字は公差域の範囲を示します。数字が大きいくほど公差域も大きくなります。

鋼製の中実軸に適用される推奨の軸受はめあいを示す表は、以下のページに記載されています。

- 円筒穴ラジアル軸受(→ 表2、172ページ)
- スラスト軸受(→ 表3、174ページ)

铸铁および鋼製ハウジングに適用される推奨の軸受はめあいを示す表は、以下のページに記載されています。

- ラジアル軸受 – 一体型ハウジング(→ 表4、174ページ)
- ラジアル軸受 – 分割型または一体型ハウジング(→ 表5、175ページ)
- スラスト軸受(→ 表6、175ページ)

これらの推奨値は、上記の一般的な選定の目安に基づいており、軸受材料、ハウジング材料、設計、製造技術における進歩も考慮されています。最新の軸受およびハウジングは、負荷できる荷重が従来より著しく大きくなっています。本カタログの推奨値にはこのような改善点も反映されています。

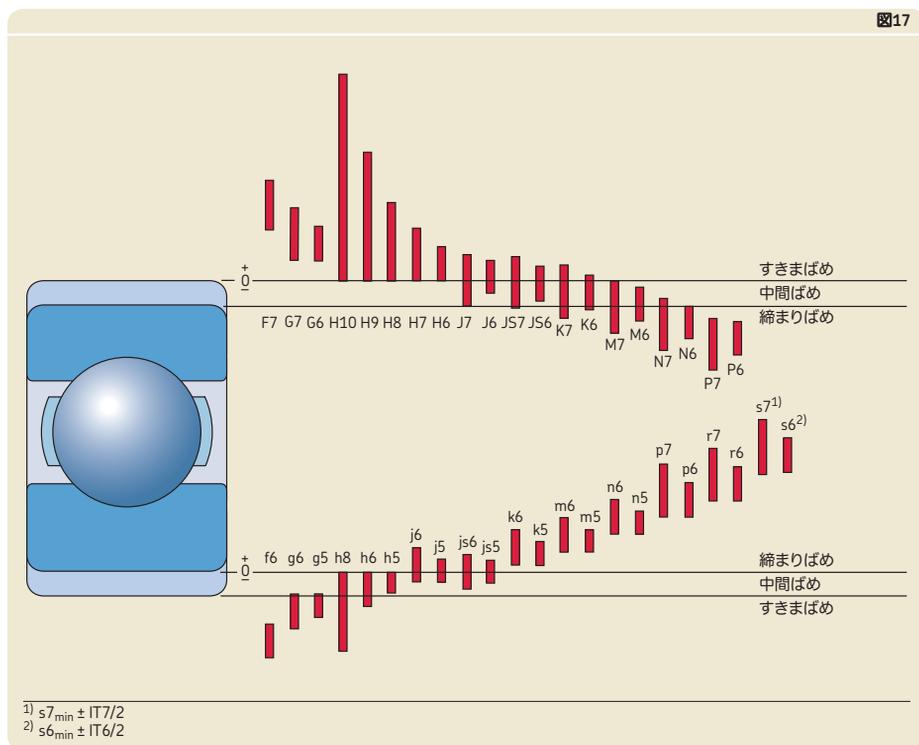
注意事項:すべてのISO公差等級は、ISO 14405-1に準拠した包絡線条件(H7(E) など)が満たされた場合に有効です。実用上の理由から、これは後出の表には記されていません。

ISO 14405-1を使用すると、より多くの選択肢からはめあいを選定することができます。詳細については、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

設計時の留意事項

ステンレス鋼製軸受または軸

表2-表6(→ 172-175ページ)の推奨のはめあいは、ステンレス鋼製の軸受に適用されます。ただし、表2(→ 172ページ)の脚注3は、ステンレス鋼の熱膨張率は標準鋼の熱膨張率よりものはるかに大きいため、適用されません。表2(→ 172ページ)の推奨値よりきついのはめあいが必要な場合は、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。また、高温でステンレス鋼の軸を使用する場合などは、軸受の初期すきまも考慮する必要があります(→ 軸受内部すきま、149ページ)。



軸およびハウジングの公差およびはめあい

表に記載されている軸公差値(→表7、178ページ)およびハウジング公差値(→表8、190ページ)を使用すると、下記のはめあい特性を確認することができます。

- 軸受の内径・外径寸法許容差についての普通公差の上限および下限
- 軸およびハウジング内径の寸法許容差についての、ISO 286-2に準拠した上限および下限
- はめあいの理論上のしめしろ(-)またはすきま(+)¹⁾の最小値および最大値
- はめあいの確率的しめしろ(-)またはすきま(+)²⁾の最小値および最大値

転がり軸受のはめあい面に適用される適正な数値は、以下の公差ごとに示されています。

- f5、f6、g5、g6、h5 (→表7a、178ページ)
- h6、h8、h9、j5、j6 (→表7b、180ページ)
- js4、js5、js6、js7、k4 (→表7c、182ページ)
- k5、k6、m5、m6、n5 (→表7d、184ページ)
- n6、p6、p7、r6、r7 (→表7e、186ページ)
- $s6_{\min} \pm IT6/2$ 、 $s7_{\min} \pm IT7/2$ (→表7f、188ページ)

転がり軸受のハウジング面に適用される適正な数値は、以下の公差ごとに示されています。

- F7、G6、G7、H5、H6 (→表8a、190ページ)
- H7、H8、H9、H10、J6 (→表8b、192ページ)
- J7、JS5、JS6、JS7、K5 (→表8c、194ページ)
- K6、K7、M5、M6、M7 (→表8d、196ページ)
- N6、N7、P6、P7 (→表8e、198ページ)

内径および外径の普通公差は、限界値が計算されており、 $d \leq 30$ mmまたは $D \leq 150$ mmのメートル系円すいころ軸受、 $D \leq 150$ mmのラスト軸受を除き、すべてのメートル系転がり軸受に適用されます。これら以外の軸受の直径公差は、その他の転がり軸受の普通公差とは異なります(→表3-表10、137-144ページ)。

確率的締まりばめまたはすきまばめの数値は、あらゆる組み合わせの99%をカバーしています。

普通よりも高い寸法精度の軸受を使用する場合、内径および外径公差はより厳しくなります。そのため、締まりばめまたはすきまばめの数値もそれに応じて調整する必要があります。これらの数値をより正確に求める計算につ

いては、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

注記:本カタログで使用しているすきま記号およびしめしろ記号はISO 286-1に準拠しています。すきまは「+」記号、しめしろは「-」記号で示します。

設計時の留意事項

鋼製中実軸のはめあい

円筒穴ラジアル軸受¹⁾

条件

例

内輪回転荷重または方向不定荷重

軽荷重および変動荷重 ($P \leq 0,05 C$)

コンベア、軽荷重のギアボックス軸受

普通 - 重荷重 ($P > 0,05 C$)

一般的な軸受アプリケーション、電気モーター、タービン、ポンプ、歯車装置、木工機械

重 - 超重荷重および困難な運転条件下の衝撃荷重 ($P > 0,1 C$)

重量鉄道車両の軸箱、トラクションモーター、圧延機、風力タービン

軽荷重で回転精度への要求が高い ($P \leq 0,05 C$)¹⁾

工作機械 (精密クラス軸受)

内輪静止荷重

軸上での内輪の容易なアキシアル方向移動が望ましい

非回転軸の車輪

軸上での内輪の容易なアキシアル方向移動は不要

テンションプーリー、綱車

アキシアル荷重のみ

あらゆるタイプの軸受アプリケーション

¹⁾ 針状ころ軸受 → 軸およびハウジングの公差、**716ページ**。Y-軸受 → 軸公差、**450ページ**。

²⁾ すべてのISO公差等級は、ISO 14405-1に準拠した包絡条件 (H7 (E) など) が満たされた場合に有効です。

³⁾ 普通 - 重荷重 ($P > 0,05 C$) を受ける玉軸受では、上表の軸公差を用いる場合、多くの場合、普通より大きいラジアル内部すきまが必要となります。ラジアルすきまが普通より大きい、内輪がクリープを起こさないようにきついはめあいが必要となる運転条件下は、次の公差を使用してください。

- 軸径が10 - 17 mmの場合、k4 (E)
- 軸径が > 140 - 300 mmの場合、n6 (E)
- 軸径が > 17 - 25 mmの場合、k5 (E)
- 軸径が > 300 - 500 mmの場合、p6 (E)
- 軸径が > 25 - 140 mmの場合、m5 (E)

詳細については、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

ステンレス鋼製軸受にはきついはめあいを使用しないでください。

⁴⁾ カッコ内の公差はステンレス鋼製軸受用です。

⁵⁾ 直径17 - 30 mmのステンレス鋼軸受には、公差等級 j5 (E) を適用してください。

表2

軸径 [mm] 玉軸受 ³⁾	円筒ころ 軸受	円すいころ 軸受	CARBおよび 球面ころ軸受	公差等級 ²⁾
≤ 17	-	-	-	js5 (h5) ⁴⁾
> 17 - 100	≤ 25	≤ 25	-	j6 (j5) ⁴⁾
> 100 - 140	> 25 - 60	> 25 - 60	-	k6
-	> 60 - 140	> 60 - 140	-	m6
≤ 10	-	-	-	js5
> 10 - 17	-	-	-	j5 (js5) ⁴⁾
> 17 - 100	-	-	< 25	k5 ⁵⁾
-	≤ 30	≤ 40	-	k6
> 100 - 140	> 30 - 50	-	25 - 40	m5
> 140 - 200	-	> 40 - 65	-	m6
-	> 50 - 65	-	> 40 - 60	n5 ⁶⁾
> 200 - 500	> 65 - 100	> 65 - 200	> 60 - 100	n6 ⁶⁾
-	> 100 - 280	> 200 - 360	> 100 - 200	p6 ⁷⁾
> 500	-	-	-	p7 ⁶⁾
-	> 280 - 500	> 360 - 500	> 200 - 500	r6 ⁶⁾
-	> 500	> 500	> 500	r7 ⁶⁾
-	> 50 - 65	-	> 50 - 70	n5 ⁶⁾
-	> 65 - 85	> 50 - 110	-	n6 ⁶⁾
-	> 85 - 140	> 110 - 200	> 70 - 140	p6 ⁸⁾
-	> 140 - 300	> 200 - 500	> 140 - 280	r6 ⁹⁾
-	> 300 - 500	-	> 280 - 400	s6 _{min} ± IT6/2 ⁸⁾
-	> 500	> 500	> 400	s7 _{min} ± IT7/2 ⁸⁾
8 - 240	-	-	-	js4
-	25 - 40	25 - 40	-	js4 (j5) ¹⁰⁾
-	> 40 - 140	> 40 - 140	-	k4 (k5) ¹⁰⁾
-	> 140 - 200	> 140 - 200	-	m5
-	> 200 - 500	> 200 - 500	-	n5
				g6 ¹²⁾
				h6
≤ 250	-	≤ 250	≤ 250	j6
> 250	-	> 250	> 250	js6

6) ラジアル内部すきまが普通より大きい軸受が必要となる場合があります。

7) $d \leq 150$ mm の場合、ラジアル内部すきまが普通より大きい軸受を推奨します。 $d > 150$ mm の場合は、ラジアル内部すきまが普通より大きい軸受が必要となる場合があります。

8) ラジアル内部すきまが普通より大きい軸受を推奨します。

9) ラジアル内部すきまが普通より大きい軸受が必要となる場合があります。円筒ころ軸受には、普通より大きいラジアル内部すきまを推奨します。

10) カッコ内の公差等級は円すいころ軸受用です。内輪を調整した軽荷重の円すいころ軸受には、公差等級 js5 (j5) または js6 (j6) を使用してください。

11) 高い回転精度が要求される場合は、普通より精度の高い軸受が必要となります。内径および外径の公差が厳しくなることで、確率的なしめしろが影響を受けます。このケースに関連する数値については、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

12) 大型軸受には公差等級 f6 (f6) を選択すると、軸上でのアキシャル方向移動が容易に行えます。

F

表3

鋼製中実軸のはめあい (スラスト軸受に適用)¹⁾

条件	軸径 [mm]	公差等級 ²⁾
アキシアル荷重のみ		
スラスト玉軸受	-	h6
スラスト球面ころ軸受に作用するラジアル方向とアキシアル方向の合成荷重		
内輪静止荷重	≤ 250 > 250	j6 js6
内輪回転荷重、または方向不定荷重	≤ 200 > 200 - 400 > 400	k6 m6 n6

¹⁾ スラスト円筒ころ軸受 → スラスト円筒ころ軸受、**1037ページ**。スラスト 針状ころ軸受 → 軸およびハウジングの公差等級、**1068ページ**。

²⁾ すべてのISO公差等級は、ISO 14405-1に準拠した包絡条件 (h7 (E) など) が満たされた場合に有効です。

表4

一体型鑄鉄ハウジングおよび鋼製ハウジングのはめあい (ラジアル軸受に適用)¹⁾

条件	例	公差等級 ²⁾³⁾	外輪の移動
外輪回転荷重			
薄肉ハウジング内の軸受に重荷重、重衝撃荷重 (P > 0,1 C)	ホイールハブころ軸受、クランクピン軸受	P7	移動不可
普通 - 重荷重 (P > 0,05 C)	ホイールハブ玉軸受、クランクピン軸受、クレーン移動車輪	N7	移動不可
軽荷重および変動荷重 (P ≤ 0,05 C)	コンベアローラー、ロープ車、ベルトテンショナプーリー	M7	移動不可
方向不定荷重			
重衝撃荷重	電気トラクションモーター	M7	移動不可
軽 - 普通荷重 (P > 0,05 C)、外輪のアキシアル方向移動は不要	電気モーター、ポンプ、クランク軸受	K7	多くの場合、移動不可
精密または静粛運転⁴⁾			
玉軸受	小型電気モーター	J6 ⁵⁾	多くの場合、移動可能
円すいころ軸受 ⁶⁾			

¹⁾ シェル形、自動調心型、複合型針状ころ軸受 → 軸およびハウジングの公差、**716ページ**。

²⁾ すべてのISO公差等級は、ISO 14405-1に準拠した包絡条件 (H7 (E) など) が満たされた場合に有効です。

³⁾ D ≤ 100 mmの玉軸受では、公差等級 IT6 のほうが望ましいことが多く、直径系列7、8、9など軌道輪が薄肉の軸受にはこの公差等級を推奨します。これらの直径系列には、総合的なラジアル振れ公差 IT4 も推奨します。

⁴⁾ 公差等級 P5 またはそれ以上の超精密軸受には、その他の推奨事項が適用されます。詳しくは、オンライン製品情報 skf.com/super-precision をご覧ください。

⁵⁾ ハウジング内でのアキシアル方向移動を容易にするため、公差等級 J6 (E) の代わりに公差等級 H6 (E) を選択することができます。

⁶⁾ SKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

表5

分割型または一体型鑄鉄ハウジングおよび鋼製ハウジングのはめあい (ラジアル軸受に適用)¹⁾

条件	例	公差等級 ²⁾³⁾	外輪の移動
方向不定荷重			
軽 - 普通荷重 ($P \leq 0.1 C$)、外輪のアキシャル方向移動が望ましい	中型電気モーターおよび発電機、ポンプ、クランク軸受	J7	多くの場合で移動可能ですが、(誘起)アキシャル方向力が生じる場合があります。
外輪静止荷重			
あらゆるタイプの荷重	一般的なエンジニアリング、鉄道軸箱	H7 ⁴⁾	移動可能
単純な使用条件での軽 - 普通荷重 ($P \leq 0.1 C$)	一般的なエンジニアリング	H8	移動可能
軸の熱膨張	ドライシリンダー、球面ころ軸受を使用した大型電気機器	G7 ⁵⁾	移動可能

¹⁾ シェル形、自動調心型、複合型針状ころ軸受 → 軸およびハウジングの公差、716ページ。

²⁾ すべてのISO公差等級は、ISO 14405-1に準拠した包絡条件 (H7 \oplus) など) が満たされた場合に有効です。

³⁾ $D \leq 100$ mmの玉軸受では、公差等級 IT6 のほうが望ましいことが多く、直径系列7、8、9など軌道輪が薄肉の軸受にはこの公差等級を推奨します。これらの直径系列には円筒度公差 IT4 も推奨します。

⁴⁾ 大型軸受 ($D > 250$ mm) 用、または外輪とハウジングとの温度差が > 10 °C (18 °F) である場合には、公差等級 H7 \oplus ではなく公差等級 G7 \oplus を使用してください。

⁵⁾ 大型軸受 ($D > 500$ mm) 用、または外輪とハウジングとの温度差が > 10 °C (18 °F) である場合には、公差等級 G7 \oplus ではなく、公差等級 F7 \oplus を使用してください。

表6

鑄鉄ハウジングおよび鋼製ハウジングのはめあい (スラスト軸受に適用)¹⁾

条件	公差等級 ²⁾	備考
アキシャル荷重のみ		
スラスト玉軸受	H8	精度があまり要求されない軸受装置では、ラジアルすきまを0,001 D以下にできます。
別の軸受でラジアル方向の位置決めをするスラスト球面ころ軸受	-	ラジアル荷重がスラスト軸受に作用しないよう、外輪に適正なラジアルすきまを設けて取り付ける必要があります。
スラスト球面ころ軸受に作用するラジアル方向とアキシャル方向の合成荷重		
外輪静止荷重	H7	詳しくは軸受装置の設計 (→ 1085ページ) を参照してください。
外輪回転荷重	M7	

¹⁾ スラスト円筒ころ軸受 → スラスト円筒ころ軸受、1037ページ。スラスト針状ころ軸受 → シェル形、自動調心型、複合型針状ころ軸受 → 軸およびハウジングの公差、716ページ。

²⁾ すべてのISO公差等級は、ISO 14405-1に準拠した包絡条件 (H7 \oplus) など) が満たされた場合に有効です。



設計時の留意事項

中空軸のはめあい

軸受を中空軸に締めりばめで取り付ける場合は、内輪と軸はめあい面間で同じ面圧を得るために、通常、中実軸に取り付ける場合よりきつい締めりばめにする必要があります。はめあいを選定する際は、以下の直径比が重要となります。

$$c_i = \frac{d_i}{d} \quad \text{および} \quad c_e = \frac{d}{d_e}$$

直径比 c_i が0,5未満の場合は、はめあいにそれほど影響しません。

内輪の平均外径、つまり肩と軌道面間の平均径(→ **線図1**)が分からない場合は、次の式を用いることで直径比 c_e を十分正確に推定することが可能です。

$$c_e = \frac{d}{k(D-d) + d}$$

ここで、

c_i = 中空軸の直径比

c_e = 内輪の直径比

d = 中空軸の外径(軸受内径) [mm]

D = 軸受外径 [mm]

d_i = 中空軸の内径 [mm]

d_e = 内輪の平均外径 [mm] (→ **線図1**)

k = 軸受の種類に適用される係数

- 22および23系列の自動調心玉軸受の場合は $k = 0,25$
- 円筒ころ軸受の場合は $k = 0,25$
- その他すべての軸受には $k = 0,3$

中空軸に取り付ける軸受に要求される締めりばめは、中実軸に同じ軸受を取り付ける場合の確率的しめしろの平均値に基づいて決定することができます。このとき、取り付け中に発生する合わせ面の塑性変形(面のつぶれ)は無視します。中実軸に取り付ける軸受の確率的しめしろ平均値 Δ_S は、**表7**(→ **178ページ**)に示されている確率的しめしろ最小値・最大値の平均値です。**線図1**は、直径比 c_i および c_e に応じて、軸受を中空軸に取り付ける場合の内輪の確率的しめしろ平均値 Δ_H と、中実軸に取り付ける場合の確率的しめしろ平均値 Δ_S との比率を数値で示したものです。

例

$d = 40$ mmおよび $D = 80$ mmの6208深溝玉軸受を、直径比 $c_i = 0,8$ の中空軸に取り付けるとします。このときの必要しめしろと適正な軸の許容公差を求めます。

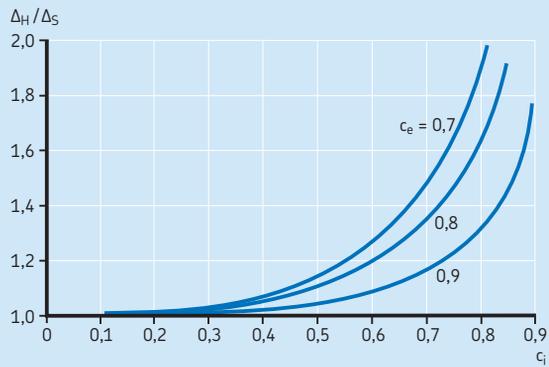
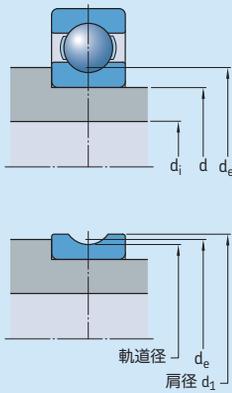
軸受を中実軸に取り付け、普通の荷重を受けると仮定すると、推奨の公差等級はk5(Ⓔ)となります。**表7d**(→ **184ページ**)から、軸径40 mmについての確率的しめしろ平均値は $\Delta_S = (22 + 5) / 2 = 13,5$ μm です。 $c_i = 0,8$ および

$$c_e = \frac{40}{0,3(80 - 40) + 40} = 0,77$$

で、**線図1**から比率 $\Delta_H / \Delta_S = 1,7$ 。したがって、中空軸の必要しめしろは $\Delta_H = 1,7 \times 13,5 = 23$ μm 。以上から、中実軸の場合のはめあいk5(Ⓔ)に近いはめあいを得ることのできる公差等級m6(Ⓔ)が、中空軸用のはめあいとして適していることとなります。

線図1

中空軸に必要なしめしろ Δ_H と鋼製中実軸の既知のしめしろ Δ_S との関係



F

軸公差と公差から得られるはめあい



軸 呼び径 d	軸受 内径公差 Δ_{amp}		軸径寸公差、寸公差から得られるはめあい 公差等級																																		
	下	上	f5(E)	f6(E)	g5(E)	g6(E)	h5(E)																														
を越え 以下		寸公差 (軸径) 理論上のしめしろ (-) / すきま (+) 確率的しめしろ (-) / すきま (+)																																			
mm	μm	μm																																			
-	3	-8	0	-6	-10	-6	-12	-2	-6	-2	-8	0	-4	-2	+10	-2	+12	-6	+6	-6	+8	-8	+4	-1	+9	0	+10	-5	+5	-4	+6	-7	+3				
				3	6	-8	0	-10	-15	-10	-18	-4	-9	-4	-12	0	-5	+2	+15	+2	+18	-4	+9	-4	+12	-8	+5	+3	+14	+4	+16	-3	+8	-2	+10	-7	+4
				6	10	-8	0	-13	-19	-13	-22	-5	-11	-5	-14	0	-6	+5	+19	+5	+22	-3	+11	-3	+14	-8	+6	+7	+17	+7	+20	-1	+9	-1	+12	-6	+4
10	18	-8	0	-16	-24	-16	-27	-6	-14	-6	-17	0	-8	+8	+24	+8	+27	-2	+14	-2	+17	-8	+8	+10	+22	+10	+25	0	+12	0	+15	-6	+6				
				18	30	-10	0	-20	-29	-20	-33	-7	-16	-7	-20	0	-9	+10	+29	+10	+33	-3	+16	-3	+20	-10	+9	+12	+27	+13	+30	-1	+14	0	+17	-8	+7
				30	50	-12	0	-25	-36	-25	-41	-9	-20	-9	-25	0	-11	+13	+36	+13	+41	-3	+20	-3	+25	-12	+11	+16	+33	+17	+37	0	+17	+1	+21	-9	+8
50	80	-15	0	-30	-43	-30	-49	-10	-23	-10	-29	0	-13	+15	+43	+15	+49	-5	+23	-5	+29	-15	+13	+19	+39	+19	+45	-1	+19	-1	+25	-11	+9				
				80	120	-20	0	-36	-51	-36	-58	-12	-27	-12	-34	0	-15	+16	+51	+16	+58	-8	+27	-8	+34	-20	+15	+21	+46	+22	+52	-3	+22	-2	+28	-15	+10
				120	180	-25	0	-43	-61	-43	-68	-14	-32	-14	-39	0	-18	+18	+61	+18	+68	-11	+32	-11	+39	-25	+18	+24	+55	+25	+61	-5	+26	-4	+32	-19	+12
180	250	-30	0	-50	-70	-50	-79	-15	-35	-15	-44	0	-20	+20	+70	+20	+79	-15	+35	-15	+44	-30	+20	+26	+64	+28	+71	-9	+29	-7	+36	-24	+14				
				250	315	-35	0	-56	-79	-56	-88	-17	-40	-17	-49	0	-23	+21	+79	+21	+88	-18	+40	-18	+49	-35	+23	+29	+71	+30	+79	-10	+32	-9	+40	-27	+15
				315	400	-40	0	-62	-87	-62	-98	-18	-43	-18	-54	0	-25	+22	+87	+22	+98	-22	+43	-22	+54	-40	+25	+30	+79	+33	+87	-14	+35	-11	+43	-32	+17
400	500	-45	0	-68	-95	-68	-108	-20	-47	-20	-60	0	-27	+23	+95	+23	+108	-25	+47	-25	+60	-45	+27	+32	+86	+35	+96	-16	+38	-13	+48	-36	+18				

数値は普通公差のほとんどの軸受に適用されます。例外については軸およびハウジングの公差およびはめあい (→ 171ページ) を参照してください。

表7a

軸公差と公差から得られるはめあい



軸 呼び径 d	軸受 内径公差 Δ_{dmp}		軸径寸法差、寸法差から得られるはめあい 公差等級																																		
	を 超え	以下	f5Ⓔ	f6Ⓔ	g5Ⓔ	g6Ⓔ	h5Ⓔ	寸法差 (軸径)						理論上のしめしろ (-) / すきま (+)																							
mm		μm	μm																																		
500	630	-50	0	-76	-104	-76	-120	-22	-50	-22	-66	0	-28	+26	+104	+26	+120	-28	+50	-28	+66	-50	+28	+36	+94	+39	+107	-18	+40	-15	+53	-40	+18				
				630	800	-75	0	-80	-112	-80	-130	-24	-56	-24	-74	0	-32	+5	+112	+5	+130	-51	+56	-51	+74	-75	+32	+17	+100	+22	+113	-39	+44	-34	+57	-63	+20
				800	1000	-100	0	-86	-122	-86	-142	-26	-62	-26	-82	0	-36	-14	+122	-14	+142	-74	+62	-74	+82	-100	+36	0	+108	+6	+122	-60	+48	-54	+62	-86	+22
1000	1250	-125	0	-98	-140	-98	-164	-28	-70	-28	-94	0	-42	-27	+140	-27	+164	-97	+70	-97	+94	-125	+42	-10	+123	-3	+140	-80	+53	-73	+70	-108	+25				
				1250	1600	-160	0	-110	-160	-110	-188	-30	-80	-30	-108	0	-50	-50	+160	-50	+188	-130	+80	-130	+108	-160	+50	-29	+139	-20	+158	-109	+59	-100	+78	-139	+29
				1600	2000	-200	0	-120	-180	-120	-212	-32	-92	-32	-124	0	-60	-80	+180	-80	+212	-168	+92	-168	+124	-200	+60	-55	+155	-45	+177	-143	+67	-133	+89	-175	+35

数値は普通公差のほとんどの軸受に適用されます。例外については軸およびハウジングの公差およびはめあい (→ 171ページ) を参照してください。

F

軸公差と公差から得られるはめあい



軸 呼び径 d	軸受 内径公差 Δ_{amp}		軸径寸公差、寸公差から得られるはめあい 公差等級																																		
	下	上	h6(E)	h8(E)	h9(E)	j5(E)	j6(E)																														
を越え 以下		寸公差 (軸径) 理論上のしめしろ (-) / すきま (+) 確率的しめしろ (-) / すきま (+)																																			
mm	μm	μm																																			
-	3	-8	0	0	-6	0	-14	0	-25	+2	-2	+4	-2	-8	+6	-8	-14	-8	+25	-10	+2	-12	+2	-6	+4	-6	+12	-5	+22	-9	+1	-10	0				
				3	6	-8	0	0	-8	0	-18	0	-30	+3	-2	+6	-2	-8	+8	-8	+18	-8	+30	-11	+2	-14	+2	-6	+6	-5	+15	-5	+27	-10	+1	-12	0
				6	10	-8	0	0	-9	0	-22	0	-36	+4	-2	+7	-2	-8	+9	-8	+22	-8	+36	-12	+2	-15	+2	-6	+7	-5	+19	-5	+33	-10	0	-13	0
10	18	-8	0	0	-11	0	-27	0	-43	+5	-3	+8	-3	-8	+11	-8	+27	-8	+43	-13	+3	-16	+3	-6	+9	-5	+24	-5	+40	-11	+1	-14	+1				
				18	30	-10	0	0	-13	0	-33	0	-52	+5	-4	+9	-4	-10	+13	-10	+33	-10	+52	-15	+4	-19	+4	-7	+10	-6	+29	-6	+48	-13	+2	-16	+1
				30	50	-12	0	0	-16	0	-39	0	-62	+6	-5	+11	-5	-12	+16	-12	+39	-12	+62	-18	+5	-23	+5	-8	+12	-7	+34	-7	+57	-15	+2	-19	+1
50	80	-15	0	0	-19	0	-46	0	-74	+6	-7	+12	-7	-15	+19	-15	+46	-15	+74	-21	+7	-27	+7	-11	+15	-9	+40	-9	+68	-17	+3	-23	+3				
				80	120	-20	0	0	-22	0	-54	0	-87	+6	-9	+13	-9	-20	+22	-20	+54	-20	+87	-26	+9	-33	+9	-14	+16	-12	+46	-12	+79	-21	+4	-27	+3
				120	180	-25	0	0	-25	0	-63	0	-100	+7	-11	+14	-11	-25	+25	-25	+63	-25	+100	-32	+11	-39	+11	-18	+18	-15	+53	-15	+90	-26	+5	-32	+4
180	250	-30	0	0	-29	0	-72	0	-115	+7	-13	+16	-13	-30	+29	-30	+72	-30	+115	-37	+13	-46	+13	-22	+21	-18	+60	-17	+102	-31	+7	-38	+5				
				250	315	-35	0	0	-32	0	-81	0	-130	+7	-16	+16	-16	-35	+32	-35	+81	-35	+130	-42	+16	-51	+16	-26	+23	-22	+68	-20	+115	-34	+8	-42	+7
				315	400	-40	0	0	-36	0	-89	0	-140	+7	-18	+18	-18	-40	+36	-40	+89	-40	+140	-47	+18	-58	+18	-29	+25	-25	+74	-23	+123	-39	+10	-47	+7
400	500	-45	0	0	-40	0	-97	0	-155	+7	-20	+20	-20	-45	+40	-45	+97	-45	+155	-52	+20	-65	+20	-33	+28	-28	+80	-26	+136	-43	+11	-53	+8				

数値は普通公差のほとんどの軸受に適用されます。例外については軸およびハウジングの公差およびはめあい (→ 171ページ) を参照してください。

表7b

軸公差と公差から得られるはめあい



軸 呼び径	軸受 内径公差	軸径寸法差、寸法差から得られるはめあい 公差等級											
		h6Ⓔ		h8Ⓔ		h9Ⓔ		j5Ⓔ		j6Ⓔ			
を 超え	以下	下	上	寸法差 (軸径) 理論上のしめしろ (-) / すきま (+) 確率的しめしろ (-) / すきま (+)									
mm	μm	μm											
500	630	-50	0	0	-44	0	-110	0	-175	-	-	+22	-22
				-50	+44	-50	+110	-50	+175	-	-	-72	+22
				-37	+31	-31	+91	-29	+154	-	-	-59	+9
630	800	-75	0	0	-50	0	-125	0	-200	-	-	+25	-25
				-75	+50	-75	+125	-75	+200	-	-	-100	+25
				-58	+33	-48	+98	-45	+170	-	-	-83	+8
800	1 000	-100	0	0	-56	0	-140	0	-230	-	-	+28	-28
				-100	+56	-100	+140	-100	+230	-	-	-128	+28
				-80	+36	-67	+107	-61	+191	-	-	-108	+8
1 000	1 250	-125	0	0	-66	0	-165	0	-260	-	-	+33	-33
				-125	+66	-125	+165	-125	+260	-	-	-158	+33
				-101	+42	-84	+124	-77	+212	-	-	-134	+9
1 250	1 600	-160	0	0	-78	0	-195	0	-310	-	-	+39	-39
				-160	+78	-160	+195	-160	+310	-	-	-199	+39
				-130	+48	-109	+144	-100	+250	-	-	-169	+9
1 600	2 000	-200	0	0	-92	0	-230	0	-370	-	-	+46	-46
				-200	+92	-200	+230	-200	+370	-	-	-246	+46
				-165	+57	-138	+168	-126	+296	-	-	-211	+11

数値は普通公差のほとんどの軸受に適用されます。例外については軸およびハウジングの公差およびはめあい (→ 171ページ) を参照してください。

F

軸公差と公差から得られるはめあい



軸 呼び径 d	軸受 内径公差 Δ_{amp}		軸径寸公差、寸公差から得られるはめあい 公差等級																																		
	下	上	js4 (E)	js5 (E)	js6 (E)	js7 (E)	k4 (E)																														
を越え		以下	寸公差 (軸径) 理論上のしめしろ (-) / すきま (+) 確率的しめしろ (-) / すきま (+)																																		
mm	μm		μm																																		
-	3	-8	0	+1,5	-1,5	+2	-2	+3	-3	+5	-5	+3	0	-9,5	+1,5	-10	+2	-11	+3	-13	+5	-11	0	-8,5	+0,5	-9	+1	-9	+1	-11	+3	-10	-1				
				3	6	-8	0	+2	-2	+2,5	-2,5	+4	-4	+6	-6	+5	+1	-10	+2	-10,5	+2,5	-12	+4	-14	+6	-13	-1	-9	+1	-9	+1	-10	+2	-12	+4	-12	-2
				6	10	-8	0	+2	-2	+3	-3	+4,5	-4,5	+7,5	-7,5	+5	+1	-10	+2	-11	+3	-12,5	+4,5	-15,5	+7,5	-13	-1	-9	+1	-9	+1	-11	+3	-13	+5	-12	-2
10	18	-8	0	+2,5	-2,5	+4	-4	+5,5	-5,5	+9	-9	+6	+1	-10,5	+2,5	-12	+4	-13,5	+5,5	-17	+9	-14	-1	-9,5	+1,5	-10	+2	-11	+3	-14	+6	-13	-2				
				18	30	-10	0	+3	-3	+4,5	-4,5	+6,5	-6,5	+10,5	-10,5	+8	+2	-13	+3	-14,5	+4,5	-16,5	+6,5	-20,5	+10,5	-18	-2	-10,5	+1,5	-12	+2	-14	+4	-17	+7	-16	-4
				30	50	-12	0	+3,5	-3,5	+5,5	-5,5	+8	-8	+12,5	-12,5	+9	+2	-15,5	+3,5	-17,5	+5,5	-20	+8	-24,5	+12,5	-21	-2	-13,5	+1,5	-15	+3	-16	+4	-20	+8	-19	-4
50	80	-15	0	+4	-4	+6,5	-6,5	+9,5	-9,5	+15	-15	+10	+2	-19	+4	-21,5	+6,5	-24,5	+9,5	-30	+15	-25	-2	-15,5	+1,5	-18	+3	-20	+5	-25	+10	-22	-5				
				80	120	-20	0	+5	-5	+7,5	-7,5	+11	-11	+17,5	-17,5	+13	+3	-25	+5	-27,5	+7,5	-31	+11	-37,5	+17,5	-33	-3	-22	+2	-23	+3	-25	+5	-31	+11	-30	-6
				120	180	-25	0	+6	-6	+9	-9	+12,5	-12,5	+20	-20	+15	+3	-31	+6	-34	+9	-37,5	+12,5	-45	+20	-40	-3	-27	+2	-28	+3	-31	+6	-37	+12	-36	-7
180	250	-30	0	+7	-7	+10	-10	+14,5	-14,5	+23	-23	+18	+4	-37	+7	-40	+10	-44,5	+14,5	-53	+23	-48	-4	-32	+2	-34	+4	-36	+6	-43	+13	-43	-9				
				250	315	-35	0	+8	-8	+11,5	-11,5	+16	-16	+26	-26	+20	+4	-4	+8	-46,5	+11,5	-51	+16	-61	+26	-55	-4	-37	+2	-39	+4	-42	+7	-49	+14	-49	-10
				315	400	-40	0	+9	-9	+12,5	-12,5	+18	-18	+28,5	-28,5	+22	+4	-49	+9	-52,5	+12,5	-58	+18	-68,5	+28,5	-62	-4	-42	+2	-44	+4	-47	+7	-55	+15	-55	-11
400	500	-45	0	+10	-10	+13,5	-13,5	+20	-20	+31,5	-31,5	+25	+5	-55	+10	-58,5	+13,5	-65	+20	-76,5	+31,5	-70	-5	-48	+3	-49	+4	-53	+8	-62	+17	-63	-12				

数値は普通公差のほとんどの軸受に適用されます。例外については軸およびハウジングの公差およびはめあい (→ 171ページ) を参照してください。

表7c

軸公差と公差から得られるはめあい



軸 呼び径	軸受 内径公差	軸径寸公差、寸公差から得られるはめあい 公差等級											
		js4Ⓔ		js5Ⓔ		js6Ⓔ		js7Ⓔ		k4Ⓔ			
を 超え	以下	下	上	寸公差 (軸径) 理論上のしめしろ (-) / すきま (+) 確率的しめしろ (-) / すきま (+)									
mm	μm	μm											
500	630	-50	0	-	-	+14	-14	+22	-22	+35	-35	-	-
				-	-	-64	+14	-72	+22	-85	+35	-	-
				-	-	-54	+4	-59	+9	-69	+19	-	-
630	800	-75	0	-	-	+16	-16	+25	-25	+40	-40	-	-
				-	-	-91	+16	-100	+25	-115	+40	-	-
				-	-	-79	+4	-83	+8	-93	+18	-	-
800	1 000	-100	0	-	-	+18	-18	+28	-28	+45	-45	-	-
				-	-	-118	+18	-128	+28	-145	+45	-	-
				-	-	-104	+4	-108	+8	-118	+18	-	-
1 000	1 250	-125	0	-	-	+21	-21	+33	-33	+52	-52	-	-
				-	-	-146	+21	-158	+33	-177	+52	-	-
				-	-	-129	+4	-134	+9	-145	+20	-	-
1 250	1 600	-160	0	-	-	+25	-25	+39	-39	+62	-62	-	-
				-	-	-185	+25	-199	+39	-222	+62	-	-
				-	-	-164	+4	-169	+9	-182	+22	-	-
1 600	2 000	-200	0	-	-	+30	-30	+46	-46	+75	-75	-	-
				-	-	-230	+30	-246	+46	-275	+75	-	-
				-	-	-205	+5	-211	+11	-225	+25	-	-

数値は普通公差のほとんどの軸受に適用されます。例外については軸およびハウジングの公差およびはめあい (→ 171ページ) を参照してください。



軸公差と公差から得られるはめあい

軸 呼び径 d	軸受 内径公差 Δ _{dmp}		軸径寸公差、寸公差から得られるはめあい 公差等級																																		
	下	上	k5Ⓔ		k6Ⓔ		m5Ⓔ		m6Ⓔ		n5Ⓔ																										
を超え	以下	下	上	寸公差 (軸径) 理論上のしめしろ (-) 確率的しめしろ (-)																																	
mm	μm	μm	μm																																		
-	3	-8	0	+4	0	+6	0	+6	+2	+8	+2	+8	+4	-12	0	-14	0	-14	-2	-16	-2	-16	-4	-11	-1	-12	-2	-13	-3	-14	-4	-15	-5				
				3	6	-8	0	+6	+1	+9	+1	+9	+4	+12	+4	+13	+8	-14	-1	-17	-1	-17	-4	-20	-4	-21	-8	-13	-2	-15	-3	-16	-5	-18	-6	-20	-9
				6	10	-8	0	+7	+1	+10	+1	+12	+6	+15	+6	+16	+10	-15	-1	-18	-1	-20	-6	-23	-6	-24	-10	-13	-3	-16	-3	-18	-8	-21	-8	-22	-12
10	18	-8	0	+9	+1	+12	+1	+15	+7	+18	+7	+20	+12	-17	-1	-20	-1	-23	-7	-26	-7	-28	-12	-15	-3	-18	-3	-21	-9	-24	-9	-26	-14				
				18	30	-10	0	+11	+2	+15	+2	+17	+8	+21	+8	+24	+15	-21	-2	-25	-2	-27	-8	-31	-8	-34	-15	-19	-4	-22	-5	-25	-10	-28	-11	-32	-17
				30	50	-12	0	+13	+2	+18	+2	+20	+9	+25	+9	+28	+17	-25	-2	-30	-2	-32	-9	-37	-9	-40	-17	-22	-5	-26	-6	-29	-12	-33	-13	-37	-20
50	80	-15	0	+15	+2	+21	+2	+24	+11	+30	+11	+33	+20	-30	-2	-36	-2	-39	-11	-45	-11	-48	-20	-26	-6	-32	-6	-35	-15	-41	-15	-44	-24				
				80	120	-20	0	+18	+3	+25	+3	+28	+13	+35	+13	+38	+23	-38	-3	-45	-3	-48	-13	-55	-13	-58	-23	-33	-8	-39	-9	-43	-18	-49	-19	-53	-28
				120	180	-25	0	+21	+3	+28	+3	+33	+15	+40	+15	+45	+27	-46	-3	-53	-3	-58	-15	-65	-15	-70	-27	-40	-9	-46	-10	-52	-21	-58	-22	-64	-33
180	250	-30	0	+24	+4	+33	+4	+37	+17	+46	+17	+51	+31	-54	-4	-63	-4	-67	-17	-76	-17	-81	-31	-48	-10	-55	-12	-61	-23	-68	-25	-75	-37				
				250	315	-35	0	+27	+4	+36	+4	+43	+20	+52	+20	+57	+34	-62	-4	-71	-4	-78	-20	-87	-20	-92	-34	-54	-12	-62	-13	-70	-28	-78	-29	-84	-42
				315	400	-40	0	+29	+4	+40	+4	+46	+21	+57	+21	+62	+37	-69	-4	-80	-4	-86	-21	-97	-21	-102	-37	-61	-12	-69	-15	-78	-29	-86	-32	-94	-45
400	500	-45	0	+32	+5	+45	+5	+50	+23	+63	+23	+67	+40	-77	-5	-90	-5	-95	-23	-108	-23	-112	-40	-68	-14	-78	-17	-86	-32	-96	-35	-103	-49				

数値は普通公差のほとんどの軸受に適用されます。例外については軸およびハウジングの公差およびはめあい (→ 171ページ) を参照してください。

表7d

軸公差と公差から得られるはめあい



軸 呼び径 d	軸受 内径公差 Δ_{dmp}		軸径寸法差、寸法差から得られるはめあい 公差等級										
	を 超え	以下	下	上	k5Ⓔ		k6Ⓔ		m5Ⓔ		m6Ⓔ		n5Ⓔ
				寸法差 (軸径)									
				理論上のしめしろ (-)									
				確率的しめしろ (-)									
mm		μm		μm									
500	630	-50	0	+29	0	+44	0	+55	+26	+70	+26	+73	+44
				-78	0	-94	0	-105	-26	-120	-26	-122	-44
				-68	-10	-81	-13	-94	-36	-107	-39	-112	-54
630	800	-75	0	+32	0	+50	0	+62	+30	+80	+30	+82	+50
				-107	0	-125	0	-137	-30	-155	-30	-157	-50
				-95	-12	-108	-17	-125	-42	-138	-47	-145	-62
800	1 000	-100	0	+36	0	+56	0	+70	+34	+90	+34	+92	+56
				-136	0	-156	0	-170	-34	-190	-34	-192	-56
				-122	-14	-136	-20	-156	-48	-170	-54	-178	-70
1 000	1 250	-125	0	+42	0	+66	0	+82	+40	+106	+40	+108	+66
				-167	0	-191	0	-207	-40	-231	-40	-233	-66
				-150	-17	-167	-24	-190	-57	-207	-64	-216	-83
1 250	1 600	-160	0	+50	0	+78	0	+98	+48	+126	+48	+128	+78
				-210	0	-238	0	-258	-48	-286	-48	-288	-78
				-189	-21	-208	-30	-237	-69	-256	-78	-267	-99
1 600	2 000	-200	0	+60	0	+92	0	+118	+58	+150	+58	+152	+92
				-260	0	-292	0	-318	-58	-350	-58	-352	-92
				-235	-25	-257	-35	-293	-83	-315	-93	-327	-117

数値は普通公差のほとんどの軸受に適用されます。例外については軸およびハウジングの公差およびはめあい (→ 171ページ) を参照してください。



表7e

軸公差と公差から得られるはめあい

軸 呼び径 d	軸受 内径公差 Δ_{amp}	+		軸径寸法差、寸法差から得られるはめあい 公差等級																																	
		0	-	n6(E)	p6(E)	p7(E)	r6(E)	r7(E)	寸法差 (軸径)																												
を超え	以下	下	上	理論上のしめしろ (-) 確率的しめしろ (-)																																	
mm	μm	μm																																			
50	80	-15	0	+39	+20	+51	+32	+62	+32	-	-	-	-	-54	-20	-66	-32	-77	-32	-	-	-	-	-50	-24	-62	-36	-72	-38	-	-	-	-				
				80	100	-20	0	+45	+23	+59	+37	+72	+37	+73	+51	+86	+51	-65	-23	-79	-37	-92	-37	-93	-51	-106	-51	-59	-29	-73	-43	-85	-44	-87	-57	-99	-58
								100	120	-20	0	+45	+23	+59	+37	+72	+37	+76	+54	+89	+54	-65	-23	-79	-37	-92	-37	-96	-54	-109	-54	-59	-29	-73	-43	-85	-44
120	140	-25	0	+52	+27	+68	+43					+83	+43	+88	+63	+103	+63	-77	-27	-93	-43	-108	-43	-113	-63	-128	-63	-70	-34	-86	-50	-100	-51	-106	-70	-120	-71
				140	160	-25	0	+52	+27	+68	+43	+83	+43	+90	+65	+105	+65	-77	-27	-93	-43	-108	-43	-115	-65	-130	-65	-70	-34	-86	-50	-100	-51	-108	-72	-122	-73
160	180	-25	0					+52	+27	+68	+43	+83	+43	+93	+68	+108	+68	-77	-27	-93	-43	-108	-43	-118	-68	-133	-68	-70	-34	-86	-50	-100	-51	-111	-75	-125	-76
				180	200	-30	0	+60	+31	+79	+50	+96	+50	+106	+77	+123	+77	-90	-31	-109	-50	-126	-50	-136	-77	-153	-77	-82	-39	-101	-58	-116	-60	-128	-85	-143	-87
200	225	-30	0					+60	+31	+79	+50	+96	+50	+109	+80	+126	+80	-90	-31	-109	-50	-126	-50	-139	-80	-156	-80	-82	-39	-101	-58	-116	-60	-131	-88	-146	-90
				225	250	-30	0	+60	+31	+79	+50	+96	+50	+113	+84	+130	+84	-90	-31	-109	-50	-126	-50	-143	-84	-160	-84	-82	-39	-101	-58	-116	-60	-135	-92	-150	-94
250	280	-35	0					+66	+34	+88	+56	+108	+56	+126	+94	+146	+94	-101	-34	-123	-56	-143	-56	-161	-94	-181	-94	-92	-43	-114	-65	-131	-68	-152	-103	-169	-106
				280	315	-35	0	+66	+34	+88	+56	+108	+56	+130	+98	+150	+98	-101	-34	-123	-56	-143	-56	-165	-98	-185	-98	-92	-43	-114	-65	-131	-68	-156	-107	-173	-110
315	355	-40	0					+73	+37	+98	+62	+119	+62	+144	+108	+165	+108	-113	-37	-138	-62	-159	-62	-184	-108	-205	-108	-102	-48	-127	-73	-146	-75	-173	-119	-192	-121
				355	400	-40	0	+73	+37	+98	+62	+119	+62	+150	+114	+171	+114	-113	-37	-138	-62	-159	-62	-190	-114	-211	-114	-102	-48	-127	-73	-146	-75	-179	-125	-198	-127
400	450	-45	0					+80	+40	+108	+68	+131	+68	+166	+126	+189	+126	-125	-40	-153	-68	-176	-68	-211	-126	-234	-126	-113	-52	-141	-80	-161	-83	-199	-138	-219	-141

数値は普通公差のほとんどの軸受に適用されます。例外については軸およびハウジングの公差およびはめあい (→ 171ページ) を参照してください。

表7e

軸公差と公差から得られるはめあい

軸 呼び径	軸受 内径公差	軸径寸法差、寸法差から得られるはめあい 公差等級												
				n6(E)		p6(E)		p7(E)		r6(E)		r7(E)		
を超え	以下	下	上	寸法差 (軸径) 理論上のしめしろ (-) 確率的しめしろ (-)										
mm	μm	μm												
450	500	-45	0	+80	+40	+108	+68	+131	+68	+172	+132	+195	+132	
				-125	-40	-153	-68	-176	-68	-217	-132	-240	-132	
				-113	-52	-141	-80	-161	-83	-205	-144	-225	-147	
500	560	-50	0	+88	+44	+122	+78	+148	+78	+194	+150	+220	+150	
				-138	-44	-172	-78	-198	-78	-244	-150	-270	-150	
				-125	-57	-159	-91	-182	-94	-231	-163	-254	-166	
560	630	-50	0	+88	+44	+122	+78	+148	+78	+199	+155	+225	+155	
				-138	-44	-172	-78	-198	-78	-249	-155	-275	-155	
				-125	-57	-159	-91	-182	-94	-236	-168	-259	-171	
630	710	-75	0	+100	+50	+138	+88	+168	+88	+225	+175	+255	+175	
				-175	-50	-213	-88	-243	-88	-300	-175	-330	-175	
				-158	-67	-196	-105	-221	-110	-283	-192	-308	-197	
710	800	-75	0	+100	+50	+138	+88	+168	+88	+235	+185	+265	+185	
				-175	-50	-213	-88	-243	-88	-310	-185	-340	-185	
				-158	-67	-196	-105	-221	-110	-293	-202	-318	-207	
800	900	-100	0	+112	+56	+156	+100	+190	+100	+266	+210	+300	+210	
				-212	-56	-256	-100	-290	-100	-366	-210	-400	-210	
				-192	-76	-236	-120	-263	-127	-346	-230	-373	-237	
900	1000	-100	0	+112	+56	+156	+100	+190	+100	+276	+220	+310	+220	
				-212	-56	-256	-100	-290	-100	-376	-220	-410	-220	
				-192	-76	-236	-120	-263	-127	-356	-240	-383	-247	
1000	1120	-125	0	+132	+66	+186	+120	+225	+120	+316	+250	+355	+250	
				-257	-66	-311	-120	-350	-120	-441	-250	-480	-250	
				-233	-90	-287	-144	-317	-153	-417	-274	-447	-283	
1120	1250	-125	0	+132	+66	+186	+120	+225	+120	+326	+260	+365	+260	
				-257	-66	-311	-120	-350	-120	-451	-260	-490	-260	
				-233	-90	-287	-144	-317	-153	-427	-284	-457	-293	
1250	1400	-160	0	+156	+78	+218	+140	+265	+140	+378	+300	+425	+300	
				-316	-78	-378	-140	-425	-140	-538	-300	-585	-300	
				-286	-108	-348	-170	-385	-180	-508	-330	-545	-340	
1400	1600	-160	0	+156	+78	+218	+140	+265	+140	+408	+330	+455	+330	
				-316	-78	-378	-140	-425	-140	-568	-330	-615	-330	
				-286	-108	-348	-170	-385	-180	-538	-360	-575	-370	
1600	1800	-200	0	+184	+92	+262	+170	+320	+170	+462	+370	+520	+370	
				-384	-92	-462	-170	-520	-170	-662	-370	-720	-370	
				-349	-127	-427	-205	-470	-220	-627	-405	-670	-420	
1800	2000	-200	0	+184	+92	+262	+170	+320	+170	+492	+400	+550	+400	
				-384	-92	-462	-170	-520	-170	-692	-400	-750	-400	
				-349	-127	-427	-205	-470	-220	-657	-435	-700	-450	

数値は普通公差のほとんどの軸受に適用されます。例外については軸およびハウジングの公差およびはめあい (→ 171ページ) を参照してください。

軸公差と公差から得られるはめあい

軸 呼び径		軸受 内径公差		軸径寸法差、寸法差から得られるはめあい 公差等級			
d		Δ_{amp}		s6 $\text{Ⓢ}_{min} \pm IT6/2$		s7 $\text{Ⓢ}_{min} \pm IT7/2$	
を 超え	以下	下	上	寸法差 (軸径) 理論上のしめしろ (-) 確率的しめしろ (-)			
mm		μm		μm			
200	225	-30	0	+144	+115	+153	+107
				-174	-115	-183	-107
				-166	-123	-173	-117
225	250	-30	0	+154	+125	+163	+117
				-184	-125	-193	-117
				-176	-133	-183	-127
250	280	-35	0	+174	+142	+184	+132
				-209	-142	-219	-132
				-200	-151	-207	-144
280	315	-35	0	+186	+154	+196	+144
				-221	-154	-231	-144
				-212	-163	-219	-156
315	355	-40	0	+208	+172	+218	+161
				-248	-172	-258	-161
				-237	-183	-245	-174
355	400	-40	0	+226	+190	+236	+179
				-266	-190	-276	-179
				-255	-201	-263	-192
400	450	-45	0	+252	+212	+263	+200
				-297	-212	-308	-200
				-285	-224	-293	-215
450	500	-45	0	+272	+232	+283	+220
				-317	-232	-328	-220
				-305	-244	-313	-235
500	560	-50	0	+302	+258	+315	+245
				-352	-258	-365	-245
				-339	-271	-349	-261
560	630	-50	0	+332	+288	+345	+275
				-382	-288	-395	-275
				-369	-301	-379	-291
630	710	-75	0	+365	+315	+380	+300
				-440	-315	-455	-300
				-423	-332	-433	-322
710	800	-75	0	+405	+355	+420	+340
				-480	-355	-495	-340
				-463	-372	-473	-362
800	900	-100	0	+458	+402	+475	+385
				-558	-402	-575	-385
				-538	-422	-548	-412

数値は普通公差のほとんどの軸受に適用されます。例外については軸およびハウジングの公差およびはめあい (→ 171ページ) を参照してください。

軸公差と公差から得られるはめあい



軸 呼び径	軸受 内径公差	軸径寸公差、寸公差から得られるはめあい 公差等級					
		s6 $\ominus_{\min} \pm IT6/2$		s7 $\ominus_{\min} \pm IT7/2$			
を 超え	以下	下	上	寸公差 (軸径) 理論上のしめしろ (-) 確率的しめしろ (-)			
mm	μm	μm					
900	1000	-100	0	+498	+442	+515	+425
				-598	-442	-615	-425
				-578	-462	-588	-452
1000	1120	-125	0	+553	+487	+572	+467
				-678	-487	-697	-467
				-654	-511	-664	-500
1120	1250	-125	0	+613	+547	+632	+527
				-738	-547	-757	-527
				-714	-571	-724	-560
1250	1400	-160	0	+679	+601	+702	+577
				-839	-601	-862	-577
				-809	-631	-822	-617
1400	1600	-160	0	+759	+681	+782	+657
				-919	-681	-942	-657
				-889	-711	-902	-697
1600	1800	-200	0	+866	+774	+895	+745
				-1066	-774	-1095	-745
				-1031	-809	-1045	-795
1800	2000	-200	0	+966	+874	+995	+845
				-1166	-874	-1195	-845
				-1131	-909	-1145	-895

数値は普通公差のほとんどの軸受に適用されます。例外については軸およびハウジングの公差およびはめあい (→ 171ページ) を参照してください。

表8a

ハウジング公差と公差から得られるはめあい

ハウジング 呼び内径 D	軸受 外径公差 Δ_{Dmp}		ハウジング内径寸法差、寸法差から得られるはめあい 公差等級																																
	F7(Ⓔ)	G6(Ⓔ)	G7(Ⓔ)	H5(Ⓔ)	H6(Ⓔ)	寸法差 (ハウジング内径) 理論上のすきま (+) 確率的すきま (+)																													
を超え 以下	上	下																																	
mm	μm		μm																																
6	10	0 -8	+13	+28	+5	+14	+5	+20	0	+6	0	+9	+13	+36	+5	+22	+5	+28	0	+14	0	+17	+16	+33	+7	+20	+8	+25	+2	+12	+2	+15			
			10	18	0 -8	+16	+34	+6	+17	+6	+24	0	+8	0	+11	+16	+42	+6	+25	+6	+32	0	+16	0	+19	+19	+39	+8	+23	+9	+29	+2	+14	+2	+17
						18	30	0 -9	+20	+41	+7	+20	+7	+28	0	+9	+0	+13	+20	+50	+7	+29	+7	+37	0	+18	0	+22	+23	+47	+10	+26	+10	+34	+2
30	50	0 -11							+25	+50	+9	+25	+9	+34	0	+11	0	+16	+25	+61	+9	+36	+9	+45	0	+22	0	+27	+29	+57	+12	+33	+13	+41	+3
			50	80	0 -13				+30	+60	+10	+29	+10	+40	0	+13	0	+19	+30	+73	+10	+42	+10	+53	0	+26	0	+32	+35	+68	+14	+38	+15	+48	+3
						80	120	0 -15	+36	+71	+12	+34	+12	+47	0	+15	0	+22	+36	+86	+12	+49	+12	+62	0	+30	0	+37	+41	+81	+17	+44	+17	+57	+4
120	150	0 -18							+43	+83	+14	+39	+14	+54	0	+18	0	+25	+43	+101	+14	+57	+14	+72	0	+36	0	+43	+50	+94	+20	+51	+21	+65	+5
			150	180	0 -25				+43	+83	+14	+39	+14	+54	0	+18	0	+25	+43	+108	+14	+64	+14	+79	0	+43	0	+50	+51	+100	+21	+57	+22	+71	+6
						180	250	0 -30	+50	+96	+15	+44	+15	+61	0	+20	0	+29	+50	+126	+15	+74	+15	+91	0	+50	0	+59	+60	+116	+23	+66	+25	+81	+6
250	315	0 -35							+56	+108	+17	+49	+17	+69	0	+23	0	+32	+56	+143	+17	+84	+17	+104	0	+58	0	+67	+68	+131	+26	+75	+29	+92	+8
			315	400	0 -40				+62	+119	+18	+54	+18	+75	0	+25	0	+36	+62	+159	+18	+94	+18	+115	0	+65	0	+76	+75	+146	+29	+83	+31	+102	+8
						400	500	0 -45	+68	+131	+20	+60	+20	+83	0	+27	0	+40	+68	+176	+20	+105	+20	+128	0	+72	0	+85	+83	+161	+32	+93	+35	+113	+9
500	630	0 -50							+76	+146	+22	+66	+22	+92	0	+28	0	+44	+76	+196	+22	+116	+22	+142	0	+78	0	+94	+92	+180	+35	+103	+38	+126	+10

数値は普通公差のほとんどの軸受に適用されます。例外については軸およびハウジングの公差およびはめあい (→ 171ページ) を参照してください。

表8a

ハウジング公差と公差から得られるはめあい



ハウジング 呼び内径 D	軸受 外径公差 $\Delta_{D_{mp}}$	ハウジング内径寸法差、寸法差から得られるはめあい 公差等級												
		寸法差 (ハウジング内径) 理論上のすきま (+) 確率的すきま (+)												
を 超え	以下	上	下	μm										
mm	μm	μm												
630	800	0	-75	+80	+160	+24	+74	+24	+104	0	+32	0	+50	
				+80	+235	+24	+149	+24	+179	0	+107	0	+125	
				+102	+213	+41	+132	+46	+157	+12	+95	+17	+108	
800	1000	0	-100	+86	+176	+26	+82	+26	+116	0	+36	0	+56	
				+86	+276	+26	+182	+26	+216	0	+136	0	+156	
				+113	+249	+46	+162	+53	+189	+14	+122	+20	+136	
1000	1250	0	-125	+98	+203	+28	+94	+28	+133	0	+42	0	+66	
				+98	+328	+28	+219	+28	+258	0	+167	0	+191	
				+131	+295	+52	+195	+61	+225	+17	+150	+24	+167	
1250	1600	0	-160	+110	+235	+30	+108	+30	+155	0	+50	0	+78	
				+110	+395	+30	+268	+30	+315	0	+210	0	+238	
				+150	+355	+60	+238	+70	+275	+21	+189	+30	+208	
1600	2000	0	-200	+120	+270	+32	+124	+32	+182	0	+60	0	+92	
				+120	+470	+32	+324	+32	+382	0	+260	0	+292	
				+170	+420	+67	+289	+82	+332	+25	+235	+35	+257	
2000	2500	0	-250	+130	+305	+34	+144	+34	+209	0	+70	0	+110	
				+130	+555	+34	+394	+34	+459	0	+320	0	+360	
				+189	+496	+77	+351	+93	+400	+30	+290	+43	+317	

数値は普通公差のほとんどの軸受に適用されます。例外については軸およびハウジングの公差およびはめあい (→ 171ページ) を参照してください。

F

ハウジング公差と公差から得られるはめあい

ハウジング呼び内径 D	軸受 外径公差 Δ_{Dmp}		ハウジング内径寸法差、寸法差から得られるはめあい 公差等級																													
	上	下	H7Ⓔ		H8Ⓔ		H9Ⓔ		H10Ⓔ		J6Ⓔ																					
を超え	以下		寸法差 (ハウジング内径) 理論上のしめしろ (-) / すきま (+) 確率的しめしろ (-) / すきま (+)																													
mm		μm	μm																													
6	10	0 -8	0	+15	0	+22	0	+36	0	+58	-4	+5	0	+23	0	+30	0	+44	0	+66	-4	+13	+3	+20	+3	+27	+3	+41	+3	+63	-2	+11
			0	+18	0	+27	0	+43	0	+70	-5	+6	0	+26	0	+35	0	+51	0	+78	-5	+14	+3	+23	+3	+32	+3	+48	+3	+75	-3	+12
			0	+21	0	+33	0	+52	0	+84	-5	+8	0	+30	0	+42	0	+61	0	+93	-5	+17	+3	+27	+3	+39	+4	+57	+4	+99	-2	+14
10	18	0 -8	0	+25	0	+39	0	+62	0	+100	-6	+10	0	+36	0	+50	0	+73	0	+111	-6	+21	+4	+32	+4	+46	+5	+68	+5	+106	-3	+18
			0	+30	0	+46	0	+74	0	+120	-6	+13	0	+43	0	+59	0	+87	0	+133	-6	+26	+5	+38	+5	+54	+5	+82	+6	+127	-2	+22
			0	+35	0	+54	0	+87	0	+140	-6	+16	0	+50	0	+69	0	+102	0	+155	-6	+31	+5	+45	+6	+63	+6	+96	+7	+148	-1	+26
120	150	0 -18	0	+40	0	+63	0	+100	0	+160	-7	+18	0	+58	0	+81	0	+118	0	+178	-7	+36	+7	+51	+7	+74	+8	+110	+8	+170	-1	+30
			0	+40	0	+63	0	+100	0	+160	-7	+18	0	+65	0	+88	0	+125	0	+185	-7	+43	+8	+57	+10	+78	+10	+115	+11	+174	0	+36
			0	+46	0	+72	0	+115	0	+185	-7	+22	0	+76	0	+102	0	+145	0	+215	-7	+52	+10	+66	+12	+90	+13	+132	+13	+202	+1	+44
250	315	0 -35	0	+52	0	+81	0	+130	0	+210	-7	+25	0	+87	0	+116	0	+165	0	+245	-7	+60	+12	+75	+13	+103	+15	+150	+16	+229	+2	+51
			0	+57	0	+89	0	+140	0	+230	-7	+29	0	+97	0	+129	0	+180	0	+270	-7	+69	+13	+84	+15	+114	+17	+163	+18	+252	+4	+58
			0	+63	0	+97	0	+155	0	+250	-7	+33	0	+108	0	+142	0	+200	0	+295	-7	+78	+15	+93	+17	+125	+19	+181	+20	+275	+5	+66
500	630	0 -50	0	+70	0	+110	0	+175	0	+280	-	-	0	+120	0	+160	0	+225	0	+330	-	-	+16	+104	+19	+141	+21	+204	+22	+308	-	-

数値は普通公差のほとんどの軸受に適用されます。例外については軸およびハウジングの公差およびはめあい (→ 171ページ) を参照してください。

表8b

ハウジング公差と公差から得られるはめあい

ハウジング 呼び内径	軸受 外径公差	ハウジング内径寸法差、寸法差から得られるはめあい 公差等級											
		H7Ⓔ		H8Ⓔ		H9Ⓔ		H10Ⓔ		J6Ⓔ			
を 超え	以下	寸法差 (ハウジング内径) 理論上のしめしろ (-) / すきま (+) 確率的しめしろ (-) / すきま (+)											
mm	μm	μm											
630	800	0	-75	0	+80	0	+125	0	+200	0	+320	-	-
				0	+155	0	+200	0	+275	0	+395	-	-
				+22	+133	+27	+173	+30	+245	+33	+362	-	-
800	1000	0	-100	0	+90	0	+140	0	+230	0	+360	-	-
				0	+190	0	+240	0	+330	0	+460	-	-
				+27	+163	+33	+207	+39	+291	+43	+417	-	-
1000	1250	0	-125	0	+105	0	+165	0	+260	0	+420	-	-
				0	+230	0	+290	0	+385	0	+545	-	-
				+33	+197	+41	+249	+48	+337	+53	+492	-	-
1250	1600	0	-160	0	+125	0	+195	0	+310	0	+500	-	-
				0	+285	0	+355	0	+470	0	+660	-	-
				+40	+245	+51	+304	+60	+410	+67	+593	-	-
1600	2000	0	-200	0	+150	0	+230	0	+370	0	+600	-	-
				0	+350	0	+430	0	+570	0	+800	-	-
				+50	+300	+62	+368	+74	+496	+83	+717	-	-
2000	2500	0	-250	0	+175	0	+280	0	+440	0	+700	-	-
				0	+425	0	+530	0	+690	0	+950	-	-
				+59	+366	+77	+453	+91	+599	+103	+847	-	-

数値は普通公差のほとんどの軸受に適用されます。例外については軸およびハウジングの公差およびはめあい (→ 171ページ) を参照してください。

F

ハウジング公差と公差から得られるはめあい

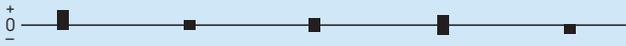


ハウジング 呼び内径 D	軸受 外径公差 Δ_{Dmp}	ハウジング内径寸法差、寸法差から得られるはめあい 公差等級											
		J7(E)		J5(E)		J56(E)		J57(E)		K5(E)			
を超え	以下	上	下	寸法差 (ハウジング内径) 理論上のしめしろ (-)/すきま (+) 確率的しめしろ (-)/すきま (+)									
mm	μm	μm											
6	10	0	-8	-7	+8	-3	+3	-4,5	+4,5	-7,5	+7,5	-5	+1
				-7	+16	-3	+11	-4,5	+12,5	-7,5	+15,5	-5	+9
				-4	+13	-1	+9	-3	+11	-5	+13	-3	+7
10	18	0	-8	-8	+10	-4	+4	-5,5	+5,5	-9	+9	-6	+2
				-8	+18	-4	+12	-5,5	+13,5	-9	+17	-6	+10
				-5	+15	-2	+10	-3	+11	-6	+14	-4	+8
18	30	0	-9	-9	+12	-4,5	+4,5	-6,5	+6,5	-10,5	+10,5	-8	+1
				-9	+21	-4,5	+13,5	-6,5	+15,5	-10,5	+19,5	-8	+10
				-6	+18	-2	+11	-4	+13	-7	+16	-6	+8
30	50	0	-11	-11	+14	-5,5	+5,5	-8	+8	-12,5	+12,5	-9	+2
				-11	+25	-5,5	+16,5	-8	+19	-12,5	+23,5	-9	+13
				-7	+21	-3	+14	-5	+16	-9	+20	-6	+10
50	80	0	-13	-12	+18	-6,5	+6,5	-9,5	+9,5	-15	+15	-10	+3
				-12	+31	-6,5	+19,5	-9,5	+22,5	-15	+28	-10	+16
				-7	+26	-3	+16	-6	+19	-10	+23	-7	+13
80	120	0	-15	-13	+22	-7,5	+7,5	-11	+11	-17,5	+17,5	-13	+2
				-13	+37	-7,5	+22,5	-11	+26	-17,5	+32,5	-13	+17
				-8	+32	-4	+19	-6	+21	-12	+27	-9	+13
120	150	0	-18	-14	+26	-9	+9	-12,5	+12,5	-20	+20	-15	+3
				-14	+44	-9	+27	-12,5	+30,5	-20	+38	-15	+21
				-7	+37	-4	+22	-7	+25	-13	+31	-10	+16
150	180	0	-25	-14	+26	-9	+9	-12,5	+12,5	-20	+20	-15	+3
				-14	+51	-9	+34	-12,5	+37,5	-20	+45	-15	+28
				-6	+43	-3	+28	-6	+31	-12	+37	-9	+22
180	250	0	-30	-16	+30	-10	+10	-14,5	+14,5	-23	+23	-18	+2
				-16	+60	-10	+40	-14,5	+44,5	-23	+53	-18	+32
				-6	+50	-4	+34	-6	+36	-13	+43	-12	+26
250	315	0	-35	-16	+36	-11,5	+11,5	-16	+16	-26	+26	-20	+3
				-16	+71	-11,5	+46,5	-16	+51	-26	+61	-20	+38
				-4	+59	-4	+39	-7	+42	-14	+49	-12	+30
315	400	0	-40	-18	+39	-12,5	+12,5	-18	+18	-28,5	+28,5	-22	+3
				-18	+79	-12,5	+52,5	-18	+58	-28,5	+68,5	-22	+43
				-5	+66	-4	+44	-7	+47	-15	+55	-14	+35
400	500	0	-45	-20	+43	-13,5	+13,5	-20	+20	-31,5	+31,5	-25	+2
				-20	+88	-13,5	+58,5	-20	+65	-31,5	+76,5	-25	+47
				-5	+73	-4	+49	-8	+53	-17	+62	-16	+38
500	630	0	-50	-	-	-14	+14	-22	+22	-35	+35	-	-
				-	-	-14	+64	-22	+72	-35	+85	-	-
				-	-	-4	+54	-9	+59	-19	+69	-	-

数値は普通公差のほとんどの軸受に適用されます。例外については軸およびハウジングの公差およびはめあい (→ 171ページ) を参照してください。

表8c

ハウジング公差と公差から得られるはめあい



ハウジング 呼び内径		軸受 外径公差		ハウジング内径寸法差、寸法差から得られるはめあい 公差等級													
D		Δ_{Dmp}		J7 \oplus		JS5 \oplus		JS6 \oplus		JS7 \oplus		K5 \oplus					
を 超え		以下		上		下		寸法差 (ハウジング内径) 理論上のしめしろ (-) / すきま (+) 確率的しめしろ (-) / すきま (+)									
mm		μm		μm													
630	800	0	-75	-	-	-16	+16	-25	+25	-40	+40	-	-				
				-	-	-16	+91	-25	+100	-40	+115	-	-				
				-	-	-4	+79	-8	+83	-18	+93	-	-				
800	1 000	0	-100	-	-	-18	+18	-28	+28	-45	+45	-	-				
				-	-	-18	+118	-28	+128	-45	+145	-	-				
				-	-	-4	+104	-8	+108	-18	+118	-	-				
1 000	1 250	0	-125	-	-	-21	+21	-33	+33	-52	+52	-	-				
				-	-	-21	+146	-33	+158	-52	+177	-	-				
				-	-	-4	+129	-9	+134	-20	+145	-	-				
1 250	1 600	0	-160	-	-	-25	+25	-39	+39	-62	+62	-	-				
				-	-	-25	+185	-39	+199	-62	+222	-	-				
				-	-	-4	+164	-9	+169	-22	+182	-	-				
1 600	2 000	0	-200	-	-	-30	+30	-46	+46	-75	+75	-	-				
				-	-	-30	+230	-46	+246	-75	+275	-	-				
				-	-	-5	+205	-11	+211	-25	+225	-	-				
2 000	2 500	0	-250	-	-	-35	+35	-55	+55	-87	+87	-	-				
				-	-	-35	+285	-55	+305	-87	+337	-	-				
				-	-	-5	+255	-12	+262	-28	+278	-	-				

数値は普通公差のほとんどの軸受に適用されます。例外については軸およびハウジングの公差およびはめあい (→ 171ページ) を参照してください。

F

ハウジング公差と公差から得られるはめあい



ハウジング 呼び内径 D	軸受 外径公差 Δ_{Dmp}		ハウジング内径寸法差、寸法差から得られるはめあい 公差等級									
	上	下	K6Ⓔ	K7Ⓔ	M5Ⓔ	M6Ⓔ	M7Ⓔ					
を超え	以下		寸法差 (ハウジング内径) 理論上のしめしろ (-)/すきま (+) 確率的しめしろ (-)/すきま (+)									
mm		μm	μm									
6	10	0 -8	-7	+2	-10	+5	-10	-4	-12	-3	-15	0
			-7	+10	-10	+13	-10	+4	-12	+5	-15	+8
			-5	+8	-7	+10	-8	+2	-10	+3	-12	+5
10	18	0 -8	-9	+2	-12	+6	-12	-4	-15	-4	-18	0
			-9	+10	-12	+14	-12	+4	-15	+4	-18	+8
			-7	+8	-9	+11	-10	+2	-13	+2	-15	+5
18	30	0 -9	-11	+2	-15	+6	-14	-4	-17	-4	-21	0
			-11	+11	-15	+15	-14	+4	-17	+5	-21	+9
			-8	+8	-12	+12	-12	+2	-14	+2	-18	+6
30	50	0 -11	-13	+3	-18	+7	-16	-5	-20	-4	-25	0
			-13	+14	-18	+18	-16	+6	-20	+7	-25	+11
			-10	+11	-14	+14	-13	+3	-17	+4	-21	+7
50	80	0 -13	-15	+4	-21	+9	-19	-6	-24	-5	-30	0
			-15	+17	-21	+22	-19	+7	-24	+8	-30	+13
			-11	+13	-16	+17	-16	+4	-20	+4	-25	+8
80	120	0 -15	-18	+4	-25	+10	-23	-8	-28	-6	-35	0
			-18	+19	-25	+25	-23	+7	-28	+9	-35	+15
			-13	+14	-20	+20	-19	+3	-23	+4	-30	+10
120	150	0 -18	-21	+4	-28	+12	-27	-9	-33	-8	-40	0
			-21	+22	-28	+30	-27	+9	-33	+10	-40	+18
			-15	+16	-21	+23	-22	+4	-27	+4	-33	+11
150	180	0 -25	-21	+4	-28	+12	-27	-9	-33	-8	-40	0
			-21	+29	-28	+37	-27	+16	-33	+17	-40	+25
			-14	+22	-20	+29	-21	+10	-26	+10	-32	+17
180	250	0 -30	-24	+5	-33	+13	-31	-11	-37	-8	-46	0
			-24	+35	-33	+43	-31	+19	-37	+22	-46	+30
			-16	+27	-23	+33	-25	+13	-29	+14	-36	+20
250	315	0 -35	-27	+5	-36	+16	-36	-13	-41	-9	-52	0
			-27	+40	-36	+51	-36	+22	-41	+26	-52	+35
			-18	+31	-24	+39	-28	+14	-32	+17	-40	+23
315	400	0 -40	-29	+7	-40	+17	-39	-14	-46	-10	-57	0
			-29	+47	-40	+57	-39	+26	-46	+30	-57	+40
			-18	+36	-27	+44	-31	+18	-35	+19	-44	+27
400	500	0 -45	-32	+8	-45	+18	-43	-16	-50	-10	-63	0
			-32	+53	-45	+63	-43	+29	-50	+35	-63	+45
			-20	+41	-30	+48	-34	+20	-38	+23	-48	+30
500	630	0 -50	-44	0	-70	0	-	-	-70	-26	-96	-26
			-44	+50	-70	+50	-	-	-70	+24	-96	+24
			-31	+37	-54	+34	-	-	-57	+11	-80	+8

数値は普通公差のほとんどの軸受に適用されます。例外については軸およびハウジングの公差およびはめあい (→ 171ページ) を参照してください。

表8d

ハウジング公差と公差から得られるはめあい



ハウジング 呼び内径		軸受 外径公差		ハウジング内径寸法差、寸法差から得られるはめあい 公差等級									
D	Δ_{Dmp}	K6Ⓔ K7Ⓔ M5Ⓔ M6Ⓔ M7Ⓔ											
		寸法差 (ハウジング内径) 理論上のしめしろ (-)/すきま (+) 確率的しめしろ (-)/すきま (+)											
を超え	以下	上	下										
mm		μm		μm									
630	800	0	-75	-50	0	-80	0	-	-	-80	-30	-110	-30
				-50	+75	-80	+75	-	-	-80	+45	-110	+45
				-33	+58	-58	+53	-	-	-63	+28	-88	+23
800	1000	0	-100	-56	0	-90	0	-	-	-90	-34	-124	-34
				-56	+100	-90	+100	-	-	-90	+66	-124	+66
				-36	+80	-63	+73	-	-	-70	+46	-97	+39
1000	1250	0	-125	-66	0	-105	0	-	-	-106	-40	-145	-40
				-66	+125	-105	+125	-	-	-106	+85	-145	+85
				-42	+101	-72	+92	-	-	-82	+61	-112	+52
1250	1600	0	-160	-78	0	-125	0	-	-	-126	-48	-173	-48
				-78	+160	-125	+160	-	-	-126	+112	-173	+112
				-48	+130	-85	+120	-	-	-96	+82	-133	+72
1600	2000	0	-200	-92	0	-150	0	-	-	-158	-58	-208	-58
				-92	+200	-150	+200	-	-	-150	+142	-208	+142
				-57	+165	-100	+150	-	-	-115	+107	-158	+92
2000	2500	0	-250	-110	0	-175	0	-	-	-178	-68	-243	-68
				-110	+250	-175	+250	-	-	-178	+182	-243	+182
				-67	+207	-116	+191	-	-	-135	+139	-184	+123

数値は普通公差のほとんどの軸受に適用されます。例外については軸およびハウジングの公差およびはめあい (→ 171ページ) を参照してください。

F

ハウジング公差と公差から得られるはめあい



ハウジング 呼び内径 D	軸受 外径公差 Δ_{Dmp}		ハウジング内径寸法差、寸法差から得られるはめあい 公差等級																										
	上	下	N6Ⓔ	N7Ⓔ	P6Ⓔ	P7Ⓔ																							
を超え	以下		寸法差 (ハウジング内径) 理論上のしめしろ (-)/すきま (+) 確率的しめしろ (-)/すきま (+)																										
mm		μm	μm																										
6	10	0 -8	-16	-7	-19	-4	-21	-12	-24	-9	-16	+1	-19	+4	-21	-4	-24	-1	-14	-1	-16	+1	-19	-6	-21	-4			
			10	18	0 -8	-20	-9	-23	-5	-26	-15	-29	-11	-20	-1	-23	+3	-26	-7	-29	-3	-18	-3	-20	0	-24	-9	-26	-6
						18	30	0 -9	-24	-11	-28	-7	-31	-18	-35	-14	-24	-2	-28	+2	-31	-9	-35	-5	-21	-5	-25	-1	-28
30	50	0 -11							-28	-12	-33	-8	-37	-21	-42	-17	-28	-1	-33	+3	-37	-10	-42	-6	-25	-4	-29	-1	-34
			50	80	0 -13				-33	-14	-39	-9	-45	-26	-51	-21	-33	-1	-39	+4	-45	-13	-51	-8	-29	-5	-34	-1	-41
						80	120	0 -15	-38	-16	-45	-10	-52	-30	-59	-24	-38	-1	-45	+5	-52	-15	-59	-9	-33	-6	-40	0	-47
120	150	0 -18							-45	-20	-52	-12	-61	-36	-68	-28	-45	-2	-52	+6	-61	-18	-68	-10	-39	-8	-45	-1	-55
			150	180	0 -25				-45	-20	-52	-12	-61	-36	-68	-28	-45	+5	-52	+13	-61	-11	-68	-3	-38	-2	-44	+5	-54
						180	250	0 -30	-51	-22	-60	-14	-70	-41	-79	-33	-51	+8	-60	+16	-70	-11	-79	-3	-43	0	-50	+6	-62
250	315	0 -35							-57	-25	-66	-14	-79	-47	-88	-36	-57	+10	-66	+21	-79	-12	-88	-1	-48	+1	-54	+9	-70
			315	400	0 -40				-62	-26	-73	-16	-87	-51	-98	-41	-62	+14	-73	+24	-87	-11	-98	-1	-51	+3	-60	+11	-76
						400	500	0 -45	-67	-27	-80	-17	-95	-55	-108	-45	-67	+18	-80	+28	-95	-10	-108	0	-55	+6	-65	+13	-83
500	630	0 -50							-88	-44	-114	-44	-122	-78	-148	-78	-88	+6	-114	+6	-122	-28	-148	-28	-75	-7	-98	-10	-109

数値は普通公差のほとんどの軸受に適用されます。例外については軸およびハウジングの公差およびはめあい (→ 171ページ) を参照してください。

表8e

ハウジング公差と公差から得られるはめあい



ハウジング 呼び内径	軸受 外径公差	ハウジング内径寸法差、寸法差から得られるはめあい 公差等級									
		N6Ⓔ	N7Ⓔ	P6Ⓔ	P7Ⓔ						
D	Δ_{Dmp}	寸法差 (ハウジング内径)									
		理論上のしめしろ (-) / すきま (+)									
を 超え	以下	上	下	確率的しめしろ (-) / すきま (+)							
mm	μm	μm									
630	800	0	-75	-100	-50	-130	-50	-138	-88	-168	-88
				-100	+25	-130	+25	-138	-13	-168	-13
				-83	+8	-108	+3	-121	-30	-146	-35
800	1 000	0	-100	-112	-56	-146	-56	-156	-100	-190	-100
				-112	+44	-146	+44	-156	0	-190	0
				-92	+24	-119	+17	-136	-20	-163	-27
1 000	1 250	0	-125	-132	-66	-171	-66	-186	-120	-225	-120
				-132	+59	-171	+59	-186	+5	-225	+5
				-108	+35	-138	+26	-162	-19	-192	-28
1 250	1 600	0	-160	-156	-78	-203	-78	-218	-140	-265	-140
				-156	+82	-203	+82	-218	+20	-265	+20
				-126	+52	-163	+42	-188	-10	-225	-20
1 600	2 000	0	-200	-184	-92	-242	-92	-262	-170	-320	-170
				-184	+108	-242	+108	-262	+30	-320	+30
				-149	+73	-192	+58	-227	-5	-270	-20
2 000	2 500	0	-250	-220	-110	-285	-110	-305	-195	-370	-195
				-220	+140	-285	+140	-305	+55	-370	+55
				-177	+97	-226	+81	-262	+12	-311	-4

数値は普通公差のほとんどの軸受に適用されます。例外については軸およびハウジングの公差およびはめあい (→ 171ページ) を参照してください。

F

軸受取り付け面および接触部の寸法公差および形状公差

軸やハウジング内径の軸受との円筒状はめあい面、スラスト軸受内外輪とのはめあい面、そして軸やハウジングの肩による軸受支持面(接触面)の精度は、使用する軸受の精度に対応している必要があります。本項では、寸法公差および形状公差の目安値について説明します。

寸法公差

普通公差の軸受に対しては、円筒取り付け面の寸法公差として、どんなに低くても軸にはIT6、ハウジングにはIT7の等級が必要です。アダプタースリーブまたは取り外しスリーブを使用する場合は、軸はめあい面の寸法公差がこれより広くても(IT9等級)許容されます(→ 表9)。ISO 286-1に準拠した標準のIT公差等級の数値は、表10に記載されています。寸法精度が高い軸受には、それに応じた厳しい等級を使用してください。

総合的なラジアル振れ公差

アプリケーションの要求条件によっては、ISO 1101に定義されているとおり、総合的なラジアル振れ公差のIT等級を規定の寸法公差より一段階から二段階、厳しくする必要があります。例えば仕様で、軸はめあい面の公差等級にm6(Ⓒ)が要求されている場合、総合的なラジアル振れ公差はIT5またはIT4とします。軸径が150 mmであるとする、総合的なラジアル振れの公差値 t_3 は、 $t_3 = IT5/2 = 18/2 = 9 \mu\text{m}$ です。総合的なラジアル振れ公差の目安値は、表11(→ 202ページ)に記載されています。

軸受をアダプタースリーブまたは取り外しスリーブに取り付ける場合、スリーブはめあい面の総合的なラジアル振れは、公差等級h9(Ⓒ)に対してIT5/2である必要があります(→ 表9)。

総合的なアキシャル振れ公差

軸受軌道輪の接触部の総合的なアキシャル振れ公差は、ISO 1101に定義されているとおり、関連する円筒はめあい面の直径公差より少なくとも一つ上のIT等級にする必要があります。スラスト軸受の内外輪のはめあい面については、総合的なアキシャル振れ公差がIT5を超えてはなりません。総合的なアキシャル振れ公差の目安値は、表11(→ 202ページ)に記載されています。

表9

スリーブ取り付けの軸径と形状公差

軸径 d 呼び寸法 を超え	以下	直径公差 h9(○) 寸法差		総合的なラジアル振れ IT5/2 最大
		上	下	
mm		μm		μm
10	18	0	-43	4
18	30	0	-52	5
30	50	0	-62	6
50	80	0	-74	7
80	120	0	-87	8
120	180	0	-100	9
180	250	0	-115	10
250	315	0	-130	12
315	400	0	-140	13
400	500	0	-155	14
500	630	0	-175	16
630	800	0	-200	18
800	1 000	0	-230	20
1 000	1 250	0	-260	24

表10

ISO標準に基づく公差等級数値

呼び寸法 を超え	以下	公差等級											
		IT1 最大	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12
mm		μm											
1	3	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100
3	6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120
6	10	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150
10	18	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180
18	30	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210
30	50	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250
50	80	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300
80	120	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350
120	180	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400
180	250	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460
250	315	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520
315	400	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570
400	500	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630
500	630	-	-	-	-	32	44	70	110	175	280	440	700
630	800	-	-	-	-	36	50	80	125	200	320	500	800
800	1 000	-	-	-	-	40	56	90	140	230	360	560	900
1 000	1 250	-	-	-	-	47	66	105	165	260	420	660	1050
1 250	1 600	-	-	-	-	55	78	125	195	310	500	780	1250
1 600	2 000	-	-	-	-	65	92	150	230	370	600	920	1 500
2 000	2 500	-	-	-	-	78	110	175	280	440	700	1 100	1 750

F

設計時の留意事項

テーパ軸はめあい面の公差

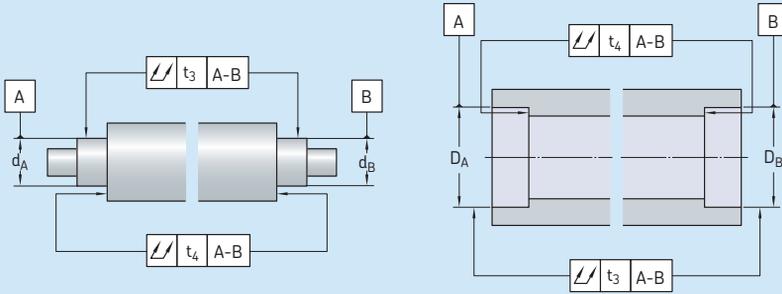
軸受を軸のテーパはめあい面に直接取り付け
る場合は、円筒はめあい面の場合よりも直径
の公差等級を広くすることができます。図18が
示すのはIT9等級の直径公差ですが、規定形状
公差は円筒はめあい面の形状公差と同等と
なっています。転がり軸受をテーパ軸はめあい
面に取り付ける場合のSKFの推奨は下記の通り
です。

- テーパ傾斜度の許容寸法差はIT7/2に準拠
した±公差である必要があり、軸受幅Bを基
準とします(→ 図18)。設計を考慮し、公差値
は「度」で表します。次の式を用いて値を求め
ることができます。

$$\Delta_k = \frac{IT7/2}{B}$$

表11

軸およびハウジングのはめあい面の形状公差



表面 特性	形状特性 記号	公差域	許容寸法差 軸受公差等級 ¹⁾		
			普通、CLN	P6	P5

円筒はめあい面

総合的なラジアル振れ t₃ IT5/2 IT4/2 IT3/2 IT2/2

平坦接触部

総合的なアキシアル振れ t₄ IT5 IT4 IT3 IT2

説明

通常の要求
に対応

回転精度または
安定した支持に
関する特殊な
要求に対応

¹⁾ 公差等級が普通より高い軸受 (公差等級 P4 など) については、超精密軸受 (→ skf.com/super-precision) を参照してください。

テーパ傾斜度の許容寸法差は、次の式を用いて求めることができます。

$$V_k = 1/k \pm \frac{IT7/2}{B}$$

ここで、

Δ_k = テーパ傾斜度の許容寸法差

V_k = テーパ傾斜度の許容分布範囲

B = 軸受幅 [mm]

IT7 = 軸受幅を基準とした公差等級の値 [mm]

k = テーパ係数

- テーパ比1:12の場合、k = 12

- テーパ比1:30の場合、k = 30

- 直径dを基準とした真直度公差等級IT5/2は、次のように定義されます。「公差域は、軸のテーパ面を通る各アキシャル平面において、間隔[t]の2本の平行線に制限される。」

- 直径dを基準とした真円度公差等級IT5/2は、軸のテーパ面に沿った各ラジアル平面における2つの同心円間の距離[t]として定義されます。高い回転精度が要求されるアプリケーションでは、代わりにIT4/2を使用してください。

図18ではテーパ面の寸法公差および形状公差のみを示しています。アキシャル方向にテーパ面を位置決めするためには、個々の仕様が分かっているなければなりません。

軸のテーパ面が推奨の公差内にあることを確認する場合は、2個のサドルを基準とする特殊なテーパゲージで計測することを推奨します。より実用的な手段として、精度は劣りますが、リングゲージ、テーパゲージ、サインバーなどを使用することができます。RKM、9205、GRA 30系列のリングゲージおよびDMBテーパゲージなどのSKF計測装置についての詳細は、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

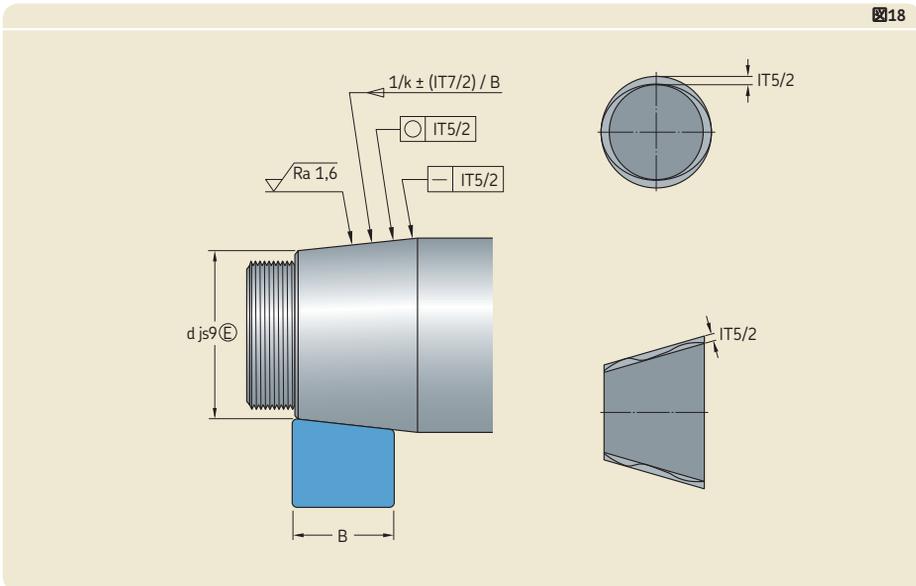


表12

軸受はめあい面の表面粗さ				
はめあい面直径		研磨はめあい面の推奨 R_a 値		
d (D) ¹⁾ を超え	以下	直径公差等級		
		IT7	IT6	IT5
mm		μm		
-	80	1,6	0,8	0,4
80	500	1,6	1,6	0,8
500	1 250	3,2 ²⁾	1,6	1,6

¹⁾ 直径が > 1 250 mm である場合は、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

²⁾ 取り付けにオイルインジェクション法を用いる場合は、 R_a が 1,6 μmを超えないようにしてください。

軸受はめあい面の表面粗さ

軸受はめあい面の表面粗さは、はめあい面の寸法公差および形状公差ほど軸受の性能に影響を及ぼしません。しかし、希望する締まりばめが得られるか否かは、はめあい表面の粗さに影響されます。はめあい表面の粗さは、はめあい精度に直接的に比例します。それほど重要性ではない軸受装置については、表面仕上げが比較的粗くても許容できます。

軸受はめあい面の公差等級ごとの平均表面粗さ R_a の目安値は、表12に記載しています。これらの推奨値は、一般的に想定される研磨仕上げの軸はめあい面に適用されます。

軸受のアキシアル方向の固定

一般的に、締まりばめだけでは、軸受軌道輪を円筒はめあい面に固定するのに不十分です。荷重や歪みにより、軌道輪がはめあい面でクリーブする恐れがあります。適切な方法により、軸受をアキシアル方向に固定する必要があります。

固定側の軸受では、内輪および外輪をアキシアル方向の両側で固定する必要があります。

自由側に非分離型の軸受を使用する場合は、締まりばめにする軌道輪(通常は内輪)を両側でアキシアル方向に固定する必要があります。もう一方の軌道輪は、はめあい面上をアキシアル方向に自由に移動でき、アキシアル方向の変位に対応できなければなりません。

自由側の軸受として、CARB、円筒、針状の各ころ軸受を使用する場合は、上記は該当しません。これらの軸受は内輪と外輪の両側をアキシアル方向に固定する必要があります。

両側固定の軸受システムの場合、各軸受の片側がアキシアル方向に固定されていれば十分です。

固定方法

円筒穴軸受

締めりばめで取り付ける軸受軌道輪は、一方の端面が軸(→ 図19)またはハウジングの肩に接するように取り付けるのが一般的です。反対側は、内輪の場合、通常MB菊座金付きKMロックナットを軸端に取り付けたり(→ 図19)、エンドプレートを使用(→ 図20)することによって固定します。外輪の場合、通常ハウジングカバー(→ 図21)またはねじ切りリング(→ 図22)を使用して固定します。

図20

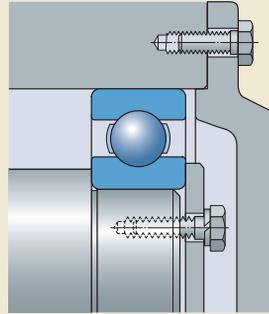


図21

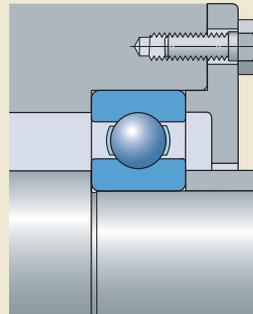


図19

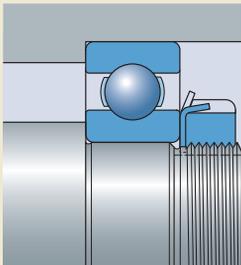
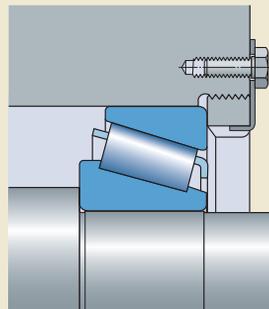


図22



F

設計時の留意事項

一体型軸やハウジングの肩の代わりに、スベークスリーブやカラーを、軌道輪どうの間、あるいは軌道輪と歯車などの隣接部品の間にも使用することもできます(→ 図23)。

転がり軸受のアキシャル方向の固定に止め輪を使用すると、スペースを節約できるとともに取り付け・取り外しが容易になり、軸およびハウジング内径の加工も簡素化されます。普通または大きなアキシャル荷重を支持する必要がある場合は、軸受軌道輪と止め輪の間にカラーを挿入し、止め輪に過大な曲げモーメントがかからないようにします(→ 図24)。止め輪と止め輪溝の間には通常アキシャル方向に遊びがありますが、必要であればカラーに適切な公差を選定するかシムを使用することによって、遊びを小さくすることができます。

軸受をアキシャル方向に固定する別の方法で、超精密軸受アプリケーションにおいてよく見られるのは、ステップスリーブを締めればめで軸に取り付けるといふものです。詳しくは、超精密軸受(→ skf.com/super-precision)を参照してください。

図23

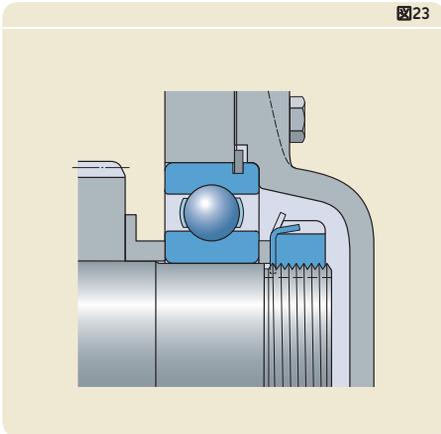
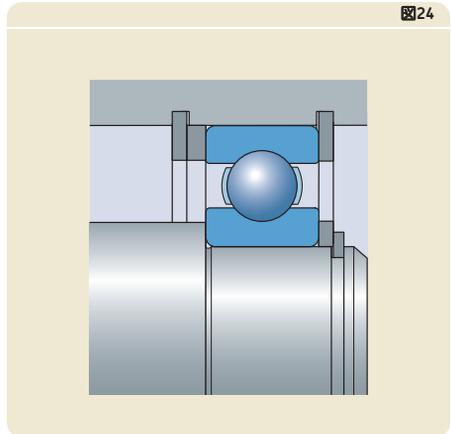


図24



テーパ穴軸受

テーパ軸はめあい面に直接取り付けられるテーパ穴軸受は、一般的にロックナットを使用して軸上でアキシアル方向に固定します(→ 図25)。

段付き軸でアダプタースリーブを使用する場合は、軸の肩と内輪端面との間にL形の間座(SKFの供給品ではありません)を取り付けます。反対側からロックナットによって軸受のスリーブ上の位置決めを行います(→ 図26)。取り付け用の段部分のない単純な軸を使用する場合(→ 図27)、軸とスリーブとの摩擦によって軸受のアキシアル負荷容量が制約されます(→ 自動調心玉軸受、537ページおよび球面ころ軸受、879ページ)。

軸受を取り外しスリーブに取り付ける場合は、ラビリンスリングとして設計されることので多い間座などを用いて、内輪を支持しなければなりません。取り外しスリーブのアキシアル方向の固定にはエンドプレートまたはロックナットを使用します(→ 図28)。

図26

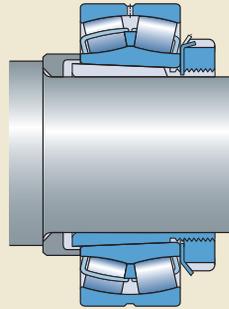


図27



図25

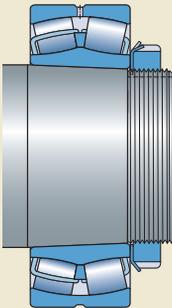
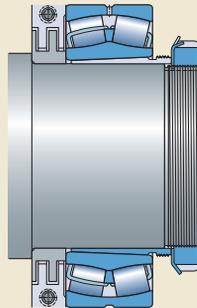


図28



F

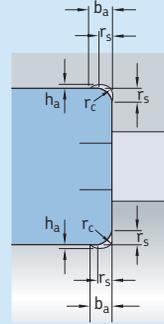
取り付け関係寸法

軸受に接する部品(軸およびハウジングの肩、スペーサスリーブなど)の寸法は、軸受軌道輪を確実に支持できるものである必要があります。ただし、軸受の回転部品と静止部品との接触は避ける必要があります。取り付け関係寸法は、製品データ表に記載されています。

軸またはハウジングのはめあい面から肩へ移行する部分は、製品データ表の寸法 r_a と r_b に従ってすみに丸みをつけるか、逃げを作ることができます(→表13)。すみ部の半径を大きくすると、すみ部内の応力分布が改善されます。そのため、大きい荷重を受ける軸は一般的に大きな半径を必要とすることから、十分な大きさの軸受軌道輪の支持面が確保できるよう、内輪と軸の肩との間にカラーを使用してください。軸の肩と接するカラーの側面は、すみ部に接触しないように設計する必要があります(→図29)。

表13

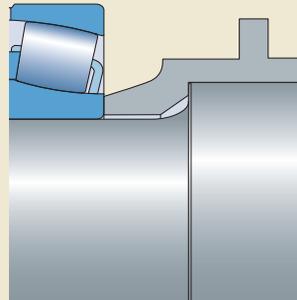
逃げる寸法



軸受面取り寸法

軸受面取り寸法 r_s	逃げる寸法		
	b_a	h_a	r_c
mm	mm		
1	2	0,2	1,3
1,1	2,4	0,3	1,5
1,5	3,2	0,4	2
2	4	0,5	2,5
2,1	4	0,5	2,5
3	4,7	0,5	3
4	5,9	0,5	4
5	7,4	0,6	5
6	8,6	0,6	6
7,5	10	0,6	7
9,5	12	0,6	9

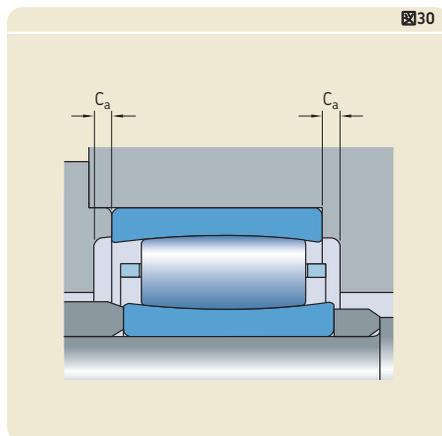
図29



CARBトイダルころ軸受

CARBトイダルころ軸受は、軸のアキシアル方向移動を軸受内で吸収することができます。ハウジングに対して軸が確実に移動できるようにするためには、軸受の両側に十分なスペース C_a を設ける必要があります(→ 図30)。

詳細については、CARBトイダルころ軸受(→ 957ページ)を参照してください。



関連部品の設計

軸上およびハウジング内の軌道面

軸受またはアセンブリの負荷容量を最大限に活用する場合は、軌道輪を一つしか持たない円筒または針状ころ軸受では、対となる部品に加工された軌道面の硬度が58-64 HRCの範囲にある必要があります。表面粗さは $R_a \leq 0,2 \mu\text{m}$ または $R_z \leq 1 \mu\text{m}$ が必要です。条件があまり厳しくないアプリケーションでは、剛性および表面粗さがこれより低くても使用することができます。

真円度は軌道面の実際の直径公差範囲の25%以内、総合的なラジアル振れ公差は同範囲の50%以内である必要があります。

スラストアセンブリの軌道面に許容されるアキシアル振れは、スラスト軸受の軸と外輪に許容されるアキシアル振れと同一です(→ 表10、144ページ)。

軌道面に適した材料としては、ISO 683-17に準拠した100Cr6などの無心焼入れ鋼、ISO 683-17に準拠した20Cr3または17MnCr5などの肌焼鋼、部分的な焼入れが可能な高周波焼入れ鋼などがあります。

軌道面を加工する部品の肌焼の推奨の深さについては、動荷重比および静荷重比(それぞれ P/C および P_0/C_0)、芯の硬さなど、様々な要因に左右されるため、一般化することが困難です。例えば芯の硬さが350 HVで、純静荷重が基本静定格荷重と同等あるいはそれ以下であるとき、推奨の肌焼の深さは一般的に転動体直径の0,1倍です。動荷重に対しては、肌焼の深さを浅くすることができます。詳細については、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

取り付けおよび取り外しの準備

特に大型軸受を使用する場合、取り付け・取り外しが容易に行えるよう、設計の段階で対策を立てておくことをSKFは推奨します。例えば、軸やハウジングの肩部に切欠きや逃げを加工しておくこと、引き抜き工具の使用が可能になります(→ 図31)。ハウジング肩部にねじ穴を設ければ、ボルトを使用して軸受をはめあい面から押し(または引き)出すことができます(→ 図32)。

オイルインジェクション法を使って、軸受をテーパ軸に取り付ける、あるいはテーパ軸から取り外す場合、または円筒はめあい面から取り外す場合、軸にダクトや溝を設ける必要があります(→ 図33)。オイル供給装置と接続するための溝、ダクト、ねじ穴の推奨寸法を表14および表15に示します。

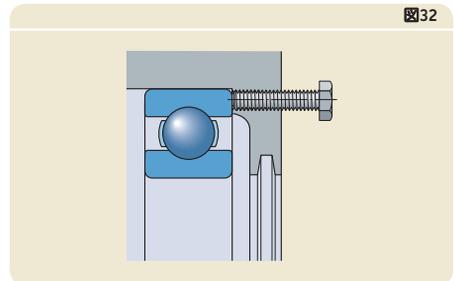
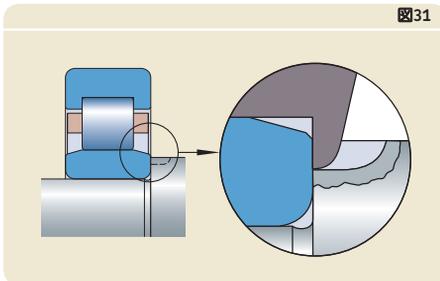


図33

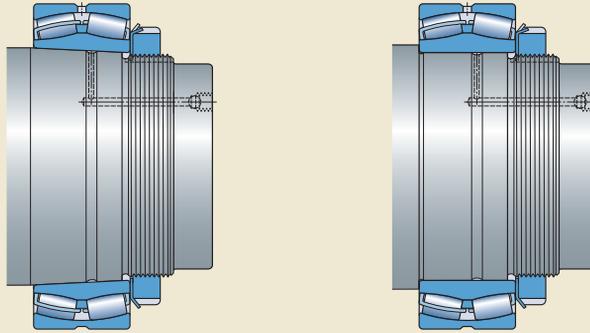
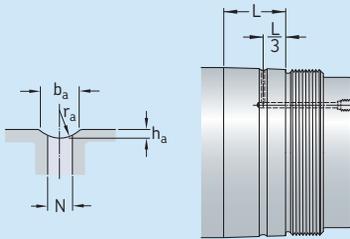


表14

オイル供給用グット及び円周溝の推奨寸法

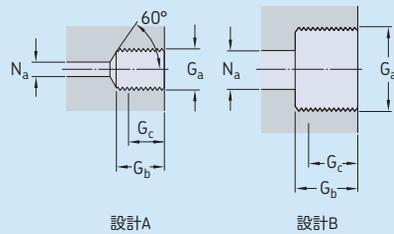


はめあい面直径		寸法			
を超え	以下	b_a	h_a	r_a	N
mm		mm			
-	100	3	0.5	2.5	2.5
100	150	4	0.8	3	3
150	200	4	0.8	3	3
200	250	5	1	4	4
250	300	5	1	4	4
300	400	6	1.25	4.5	5
400	500	7	1.5	5	5
500	650	8	1.5	6	6
650	800	10	2	7	7
800	1 000	12	2.5	8	8

¹ L = はめあい面の幅

表15

オイル供給用ねじ穴の設計と推奨寸法



ねじ	設計	寸法		
		G_b	$G_c^{1)}$	N_a 最大
G_a		mm		
-	-	mm		
M 6	A	10	8	3
G 1/8	A	12	10	3
G 1/4	A	15	12	5
G 3/8	B	15	12	8
G 1/2	B	18	14	8
G 3/4	B	20	16	8

¹⁾ ねじ部の有効長さ



内部すきま・予圧の選定

軸受の運転すきまあるいは予圧は、以下の要素によって決まります。

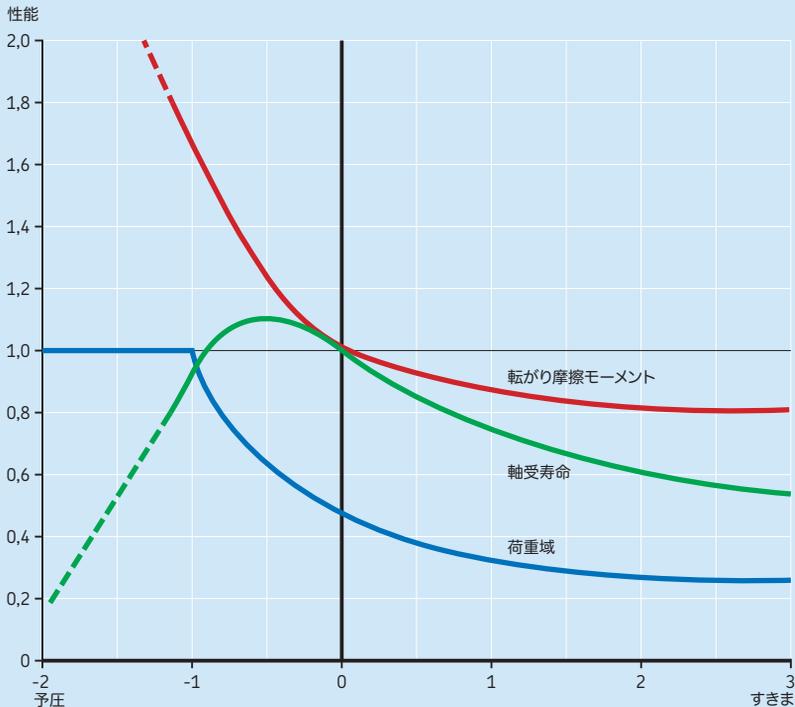
- 取り付け前の初期内部すきま
- 実際のはめあい、またはテーパはめあい面上で軸受が押し上げられる距離
- 形状誤差の影響
- 取り付け作業によるすきまあるいは予圧の変化
- 運転温度による寸法の変化

CARBトイダルころ軸受などの場合、軸のたわみとアキシャル方向変位も考慮する必要があります。

軸受の運転すきまあるいは予圧は、摩擦、荷重負荷域の大きさ、疲労寿命に影響を及ぼします。線図2に、すきまおよび予圧と主要パラメーターとの関係を示しています。この線図はラジアル荷重を受ける転がり軸受をモデルとしています。

線図2

すきまおよび予圧と一次パラメーターの性能との関係



すきまと予圧

ほとんどのアプリケーションにおいて、軸受は残留すきまが多少ある状態で運転されます。通常、ゼロに近い正の運転すきまが最適であるとされています(→ **線図 2**)。

次のケースでは、若干大きなすきまが適しています。

- 高速運転アプリケーションにおいて摩擦熱を抑える場合
- 軸またはハウジングはめあい面が楕円形であるなどの形状誤差

取り付け前の初期内部すきまと取り付け後に許容されるすきまの減少量は、軸受の種類と寸法によって異なります。縮まりばめによりすきまが減少する場合は、軸受予圧を避けるため、初期内部すきまを普通すきまより大きくしなければなりません(→ **図15、167ページ**)。

予圧(負の運転すきま)には利点もありますが、リスクもあります。高い剛性が要求される場合は、軽い予圧が適します(→ **軸受予圧、214ページ**)。

運転時の軸受にかかる外部荷重が非常に小さい、あるいはまったくない場合にも、軽い予圧が必要です。

ただし、予圧が大きすぎると軸受が過熱する原因となり、さらなる予圧、摩擦、発熱を引き起こす恐れがあります。この悪循環は軸受が焼き付くまで続きます。

このことから、軽い予圧を超えない範囲内で軸受が回転するならば、予圧をかけてもよいと言えます(→ **線図2、領域0 --1**)。しかしこの場合にも、摩擦と摩擦熱は増大します。

すべての種類の軸受に予圧をかけることはできませんが、SKFは正の運転すきまを推奨します。これは円筒ころ軸受、針状ころ軸受、球面ころ軸受、CARBトローダルころ軸受などのころ軸受について特に重要です。

軸受すきま

すきまの選定

各製品を扱った章に記載されているすきまの値は、取り付け前の軸受に適用されます。特定のアプリケーションに最も適したすきま値を選定するには、まず(運転時に)必要な軸受の運転すきまを決定する必要があります。

軸受の運転すきまに影響する要因は数多くあることから、これらの計算には高度なコンピュータプログラムを使用するのが最善です。SKFは、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスで利用できるコンピュータプログラムの使用を推奨します。これらのプログラムは公差、はめあい、部品の温度を考慮に入れて、必要初期内部すきまを計算します。

取り付け前の軸受の必要初期内部すきまは、次の式を用いて推定することができます。

$$r = r_{op} + \Delta r_{fit} + \Delta r_{temp}$$

ここで、

r = 取り付け前の軸受の必要初期内部すきま [mm]

r_{op} = 望ましい運転すきま [mm]

Δr_{fit} = はめあいに起因するすきま減少量 [mm]

Δr_{temp} = 温度差に起因するすきま減少量 [mm]

縮まりばめによるすきまの減少

この場合のすきまの減少量は、有効しめしろに減少係数を乗じた次の式で表されます。

$$\Delta r_{fit} = \Delta_1 f_1 + \Delta_2 f_2$$

ここで、

Δr_{fit} = はめあいによるすきま減少量 [mm]

f_1 = 内輪の減少係数

f_2 = 外輪の減少係数

Δ_1 = 内輪と軸間の有効しめしろ [mm]

Δ_2 = 外輪とハウジング間の有効しめしろ [mm]



設計時の留意事項

減少係数は、軸受の内径 d と外径 D の比の関数として表した線図3から得られます。この関数は中実軸および鋳鉄製あるいは鋼製ハウジングに有効です。有効しめしろについては、表7(→178ページ)および表8(→190ページ)に示している確率的しめしろの最小・最大値から得られる平均値を使用してください。

軸受軌道輪間の温度差によるすきまの減少

内輪の温度が外輪の温度より高いと、軸受の内部すきまは減少します。内部すきまの減少量は次の式を用いて推定することができます。

$$\Delta r_{\text{temp}} = \alpha d_m \Delta T$$

ここで、

Δr_{temp} = 温度差によるすきま減少量 [mm]

d_m = 軸受平均径 [mm] = $0,5(d + D)$

α = 熱膨張係数 [$^{\circ}\text{C}^{-1}$]

鋼鉄の場合、 $\alpha = 12 \times 10^{-6}$

ΔT = 軸とハウジング間の温度差 [$^{\circ}\text{C}$]

異なる部品間の起動時の温度差は、安定した条件下での運転時に比べて著しく大きくなる場合があります(→線図4)。これにより意図しない予圧が生じる場合があります。起動時の意図しない予圧は、たとえ短時間であっても軸受の実用寿命に悪影響を及ぼすことがあるため、回避することが重要です。過度の発熱とその結果として生じる予圧を回避する手段のひとつとして、アプリケーションを低速で起動し、段階的に速度を上げていくという方法があります。

軸受予圧

アプリケーションによっては、軸受装置に予圧をかける、すなわち軸受装置に負の運転すきまを設ける必要があります。

工作機械用スピンドル、自動車用ディファレンシャルギアや電気モーターなどは、予圧によって剛性または運転精度が高まるアプリケーションです。調整ナットの使用が不可能な場合、SKFはばねを用いて予圧をかけることを推奨します。ばねは、荷重が非常に小さい場合やまったくない場合に、軸受に最小荷重を与える目的でも使用します(→必要最小荷重、86ページ)。

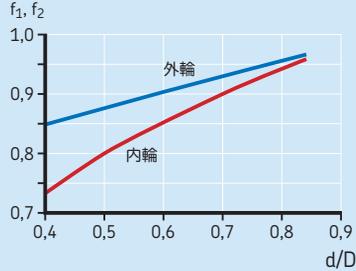
予圧は力としても距離(深さ)としても表すことができますが、一般的には力で表します。

調整方法によっては、予圧は軸受の摩擦モーメントとも間接的な関係があります。

予圧値は、これまでに使用されていて実績のある設計から経験的値を入手し、類似の設計

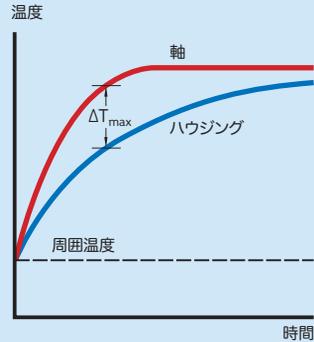
線図3

締めりばめによるすきまの減少を表す係数 f_1 および f_2



線図4

起動時の温度差

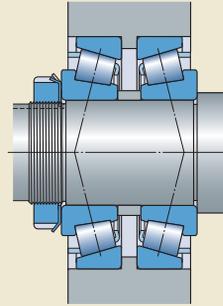


に適用することができます。新しい設計に関しては、予圧力を計算し、実際にアプリケーションで試運転を行って精度を点検することをSKFは推奨します。一般に、設計段階では実際の運転時に影響を及ぼす要因をすべて特定することは不可能であるため、調整が必要となります。計算の精度は、関連部品(特にハウジングが重要)の推定の運転温度と弾性的挙動が、実際の運転条件とどれほどよく一致しているかによって異なります。

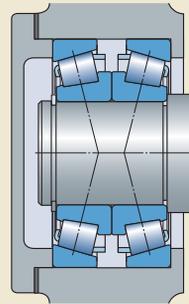
予圧に関する考慮事項

軸受の種類によって、予圧はラジアル方向またはアキシアル方向にかけます。例えば円筒ころ軸受は、設計上ラジアル予圧しかかけられません。一方、スラスト玉軸受やスラスト円筒ころ軸受は、アキシアル予圧しかかけることができません。単列アンギュラ玉軸受および円すいころ軸受(→ 図34)には、通常アキシアル予圧をかけ、一般的に同一の種類および寸法の第二の軸受との背面組み合わせ(荷重作用線が外向き)または正面組み合わせ(荷重作用線が内向き)にします。深溝玉軸受もアキシアル方向に予圧をかけることができます。この場合は、軸受に普通より大きいラジアル内部すきま(C3など)を選定し、アンギュラ玉軸受の場合と同様、接触角がゼロより大きくなるようにします。

図34



背面組み合わせ



正面組み合わせ

F

設計時の留意事項

円すいころ軸受もアンギュラ玉軸受も、正面組み合わせ(→ 図36)の軸受配列に比べ、背面組み合わせ(→ 図35)の配列の方が荷重作用点間の距離 L が長くなります。これは、背面組み合わせの軸受は、軸受中心間の距離が比較的短くても比較的大きな曲げモーメントに対応できることを意味します。モーメント荷重によって発生するラジアル荷重と軸受の弾性変形は、正面組み合わせの軸受よりも背面組み合わせの軸受の場合の方が小さくなります。

運転時に軸の温度がハウジングの温度より高いと、予圧は取り付け時の周囲温度で調整されているため、増大します。この増加分は、背面組み合わせの軸受配列よりも正面組み合わせの軸受配列の場合の方が大きくなります。しかし、いずれの組み合わせにおいても、ラジアル方向における内輪の熱膨張のために、すきま

の減少あるいは予圧の増大が生じます。この傾向は、軌道輪のアキシアル方向の熱膨張によって、正面組み合わせの軸受の場合は強くなりますが、背面組み合わせでは弱くなります。

以下は背面組み合わせの配列にのみ適用：軸受も関連部品も熱膨張率が同じ場合は、軸受間の距離によって異なりますが、熱膨張はラジアル方向およびアキシアル方向の両方向で相殺し合うため、予圧は変わりません。

図35

背面組み合わせ

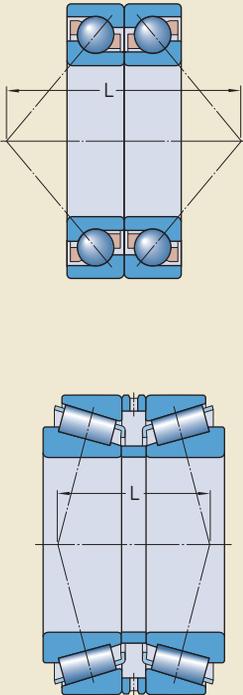
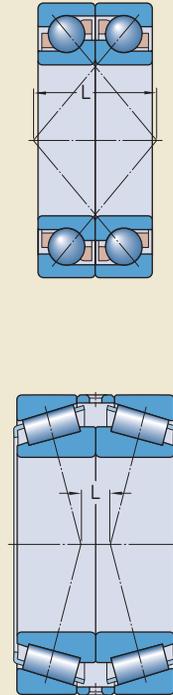


図36

正面組み合わせ



軸受予圧の効果

予圧による利点は多くありますが、主要なものは以下のとおりです。

- 剛性の増大
- 騒音レベルの低減
- 軸案内精度の向上
- 摩耗やへたりの補正
- 軸受の実用寿命の延長

剛性の増大

軸受の剛性は、軸受に作用する力と軸受内の弾性変形との比として定義されます。予圧をかけた軸受は、予圧なしの軸受よりも、同じ荷重による弾性変形が小さくなります。

騒音レベルの低減

軸受内の運転すきまが減少するに従って、荷重無負荷域での転動体の案内が良好に行われるようになるため、運転時の騒音レベルは低減します。

軸案内精度の向上

予圧をかけた軸受は、予圧のために剛性が高くなり、荷重を受けたときの軸のたわみが抑制されることから、軸の案内がより正確になります。例えば、ディファレンシャルギアのリングとピニオン軸受に予圧をかけると剛性が高まり、正確で安定したギアのかみ合いが得られます。これにより動的な力が最小限に抑えられて騒音レベルが低減し、ギアの実用寿命が延長されます。

摩耗やへたりの補正

運転中の軸受装置に摩耗やへたりが生じると、すきまが増大します。このすきまは、予圧によって補正することができます。

軸受の実用寿命の延長

一部のアプリケーションでは、軸受システムに最適の予圧をかけることによって(→ 正しい予圧の選定、225ページ)、運転信頼性が高まり、軸受内の荷重分布がより望ましい状態となり、軸受の実用寿命が延長されます。

アンギュラ玉軸受または円すいころ軸受を使用した軸受システムの予圧

予圧を決める際は、剛性・軸受実用寿命・運転信頼性を総合的に最適化するために必要な予圧力を最初に計算によって求めます。次に、軸受取り付け時の調整に使用する予圧力を計算します。取り付け時の軸受は、周囲温度と同じ温度で、その他の荷重を受けていない状態にする必要があります。

正常な運転温度における適正な予圧は、軸受の荷重によって異なります。アンギュラ玉軸受または円すいころ軸受は、ラジアル荷重とアキシャル荷重を同時に負荷することができます。これらの軸受では、ラジアル荷重下で誘起アキシャル荷重が発生するため、対向する第二の軸受でこれを吸収する必要があります。一方の軸受軌道輪がもう一方の軌道輪に対して純ラジアル方向に変位している場合は、転動体の半分だけに荷重がかかっていることを意味しています。軸受内に発生するアキシャル荷重は、次の式を用いて求めることができます。

- 単列アンギュラ玉軸受の場合、 $F_a = R F_r$
- 単列円すいころ軸受の場合、 $F_a = 0,5 F_r / Y$

ここで、

F_a = 軸受のアキシャル荷重 (→ 図37)

F_r = 軸受のラジアル荷重 (→ 図37)

R = 内部の接触条件を表す変数 (→ 単列または並列組み合わせ軸受のアキシャル荷重の計算、495ページ)

Y = 計算係数 (→ 製品データ表)

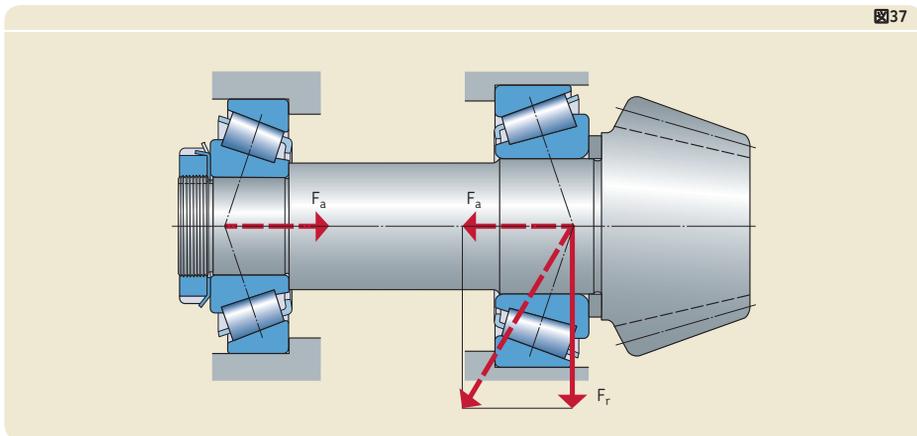
単体の軸受にラジアル荷重 F_r がかかっているときに基本定格荷重をフルに活用したい場合は、誘起される荷重と同じ大きさのアキシャル荷重 F_a (外力)を軸受に加える必要があります。加える外部荷重がこれより小さいと、荷重を支持する転動体の数が少なくなるため、それに伴い軸受の負荷容量が減少します。

単列アンギュラ玉軸受2個、あるいは円すいころ軸受2個を背面組み合わせまたは正面組み合わせにした軸受システムでは、各軸受がそれぞれ一方方向のアキシャル荷重を負荷できなければなりません。このような軸受システムで、すきまをゼロ近くに設定すると、ラジアル荷重が2個の軸受に均等に分配され、各軸受の転動体の半分が荷重を負荷する状態となります。

上記以外のケースで外部からアキシャル方向に荷重がかかる場合は、アキシャル荷重を負荷する軸受の弾性変形によって生じるすきまを補正するために、軸受に予圧をかけなければならないことがあります。予圧によって、アキシャル方向の荷重がかからない軸受内にもより良好に荷重が分配されます。

また、軸受システムの剛性も向上します。ただし剛性は、軸とハウジングの弾性や軸とハウジングのはめあい、さらに軸受接触部も含めた軸受に隣接するすべての部品の弾性変形によっても影響されることを留意しておく必要が

図37



あります。これらの要素のそれぞれが、軸受システム全体の弾性に影響を及ぼします。軸受のアキシャル弾性とラジアル弾性は、軸受の内部設計、接触条件(点接触か線接触か)、転動体の数と直径、接触角によって異なります。接触角が大きくなるほど、アキシャル方向の剛性度は高くなります。

最初に近似として、ばね定数のように弾性が荷重に対して線形に変化するものとした場合、予圧がかかった軸受システムがアキシャル方向外力 K_a を受けたときのアキシャル方向変位は、予圧なしの軸受システムが同等の力を受けたときよりも小さいことが分かります(→ **線図5**)。ピニオン装置の設計(→ **図39**および**図40**、**222ページ**)は、寸法が異なる2つの円すいころ軸受AとBで構成されている例で、2つの異なるばね定数 c_A と c_B を使用します。これらはいずれも予圧 F_0 がかかっています。アキシャル方向力 K_a が軸受Aに働くと軸受Bは無荷重となり、軸受Aに働く追加の荷重によってアキシャル方向変位 δ_a が生じますが、この変位は予圧がかかっていない場合よりも小さくなります。ただし、Bはアキシャル方向の予圧力から解放されて、追加の荷重によるアキシャル方向変位は予圧なしの軸受システムと同等になります。つまり、アキシャル方向外力が下の式の値を上回ると、アキシャル方向変位の大きさはばね定数 c_A によってのみ影響されることとなります。

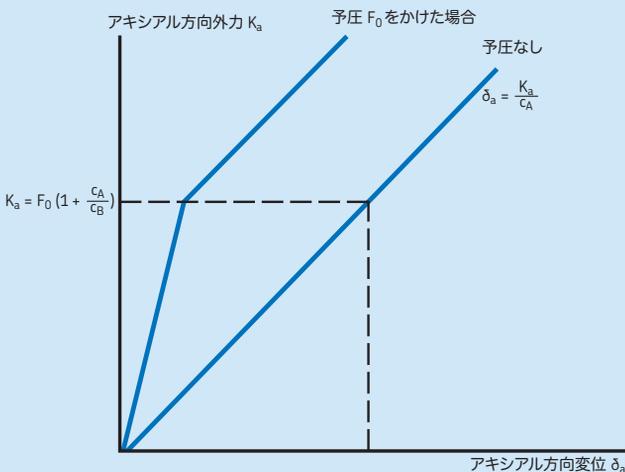
$$K_a = F_0 \left(1 + \frac{c_A}{c_B} \right)$$

軸受Aがアキシャル方向力 K_a を受けているときに軸受Bが荷重無負荷にならないようにするためには、下記の予圧力が必要です。

$$F_0 = K_a \left(\frac{c_B}{c_A + c_B} \right)$$

線図5

軸受システムに予圧をかけた場合とかけない場合のアキシャル方向変位



F

設計時の留意事項

予圧をかけた軸受システムの荷重と弾性変位、ならびに予圧の変化による影響は、予圧力とアキシャル方向変位との関係を示す図から容易に理解することができます(→ 線図6)。この図は、互いに調整して予圧をかけた部品のばね曲線で、下記の関係を表しています。

- 予圧をかけた軸受システム内の予圧力とアキシャル方向変位との関係
- 予圧をかけた軸受システムに作用する外部アキシャル方向力 K_a と軸受荷重との関係、外部荷重によって発生する弾性変形

線図6では、運転時に外部荷重がかかるすべての部品は右肩上がりの曲線で表し、荷重を負荷しない部品は左肩上がりの曲線で表しています。曲線1、2、3はそれぞれ異なる予圧力(F_{01} 、 $F_{02} < F_{01}$ 、 $F_{03} = 0$)を表します。破線は個々の軸受を、実線は予圧力の変化に対する軸受システム全体(軸受と関連部品)を表します。

線図6から、部品間関係も説明することができます。例えばピニオン装置の設計(→ 図39、222ページ)では、軸受Aはギアに隣接した位置にあると同時に、軸受Bに対して予圧がかかるように調整されています。アキシャル方向外力 K_a (歯車力のアキシャル方向成分)を、軸受Aに対しては追加の荷重となるように、軸受Bには荷重がかからないように、予圧 F_{01} (曲線1)に上乗せします。軸受Aの荷重を F_{aA} 、軸受Bの

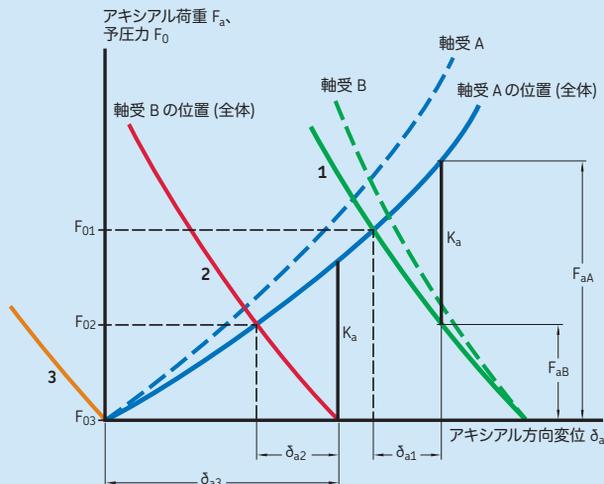
荷重を F_{aB} と表します。アキシャル方向力 K_a の影響により、ピニオン軸は δ_{a1} 分、アキシャル方向に変位します。

アキシャル方向力 K_a によって軸受Bがちょうど無荷重となるよう、小さい予圧力 F_{02} (曲線2)を選ぶと、 $F_{aB} = 0$ 、 $F_{aA} = K_a$ となります。つまりこの例では、ピニオン軸の変位量は $\delta_{a2} > \delta_{a1}$ となります。

ピニオン装置に予圧がかかっていない場合(曲線3)、ピニオン軸のアキシャル方向変位量は最大となります($\delta_{a3} > \delta_{a2}$)。

線図6

軸受システム内のアキシャル方向変位への予圧およびアキシャル荷重の影響



調整の手順

ここでの調整とは、軸受に内部すきまを設定する(→ 取り付け、275ページ)、あるいは軸受システムに予圧をかけることを指します。

円筒ころ軸受、複列アンギュラ玉軸受、場合によっては深溝玉軸受などに一般的に使用するラジアル予圧は、一方または両方の軌道輪を締めりばめにすることで得られます。残留すきまがゼロの状態となるようなしめしろを設けると、運転中軸受のすきまはさらに減少して負のすきま(予圧)となります。

テーパ穴軸受は、ラジアル予圧をかけるのに特に適しています。これは、軸受をテーパはめあい面に押し込むことによって、限られた範囲内で予圧をかけることができるためです。

単列アンギュラ玉軸受、円すいころ軸受、深溝玉軸受を使用した軸受システムのアキシアル予圧は、一方の軌道輪をもう一方の軌道輪に対して予圧力に相当する距離だけアキシアル方向にずらすことで得られます。予圧の調整には、基本的に個別調整と全体調整の2つの主要な方法があります。

個別調整

個別調整では、ナット、シム、スペーサースリーブ、クラッシュスリーブなどを個別に調整します。測定と検査を行うことによって、偏差を最小限に抑えた呼び予圧を確実に得ることができます。必要な予圧を得るには、以下のような方法があります。

- アキシアル方向変位を利用する方法
- 摩擦モーメントを利用する方法
- 直接的に予圧をかける方法

使用する方法は、アプリケーションの設計や取り付ける軸受の数以外にも、多くの要因によって異なります。個別調整は公差の積み重ねの問題にも十分に対応できることから、個々の部品が普通公差で製造されている場合、所定の予圧を比較的高い精度で得ることができます。

図38

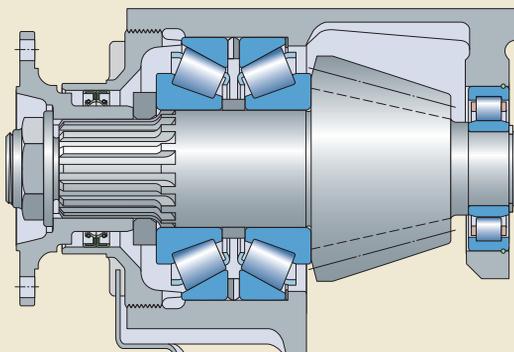


図39

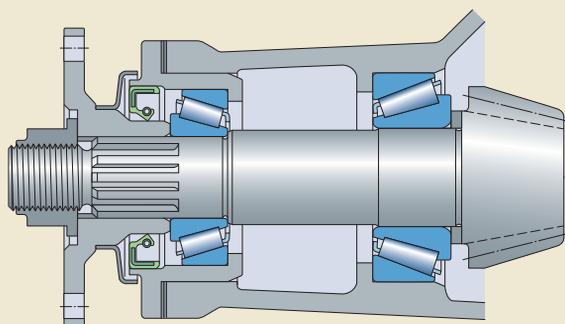
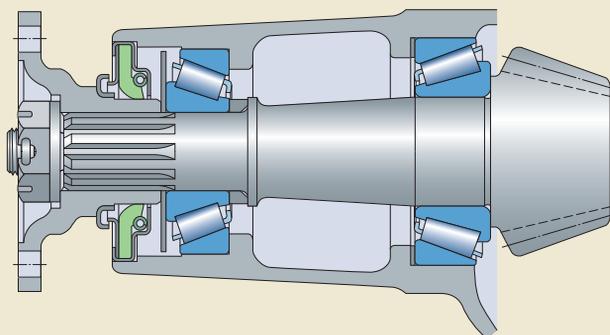


図40



アキシャル方向変位を利用する方法

アキシャル方向変位を利用する方法は、軸受システム内の予圧力と弾性変形との関係をベースとしています。必要予圧は、予圧力とアキシャル方向変位との関係を表す線図から求めることができます(→ 線図7)。

この調整方法は、軸受システムの部品が予め組み立て済みの場合によく使用されます。必要予圧は線形値として表されますが、これを求めるには、固定面に対する軸の総アキシャル方向変位量(軸端の遊び)を計測する必要があります。測定には、一般的にダイヤルインジケータが使用されます。

その後、シム、中間リング、スペーサーなどでアキシャル方向変位を正しい値に調整します。例えばピニオン用軸受配列の予圧は、次のようにして得ることができます。

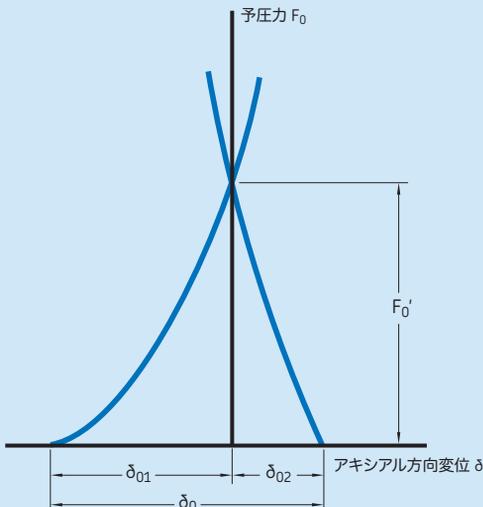
- 2つの軸受の内輪と外輪の間に中間リングを取り付ける(→ 図38)
- ハウジングの肩と軸受外輪との間、あるいはカートリッジとハウジングとの間にシムを挿入する(→ 図39)。この場合のカートリッジは、角の付いたつば付きのインサートです。
- 軸の肩と一方の軸受内輪との間(→ 図40)、または両方の軸受の内輪の間にスペーサーを取り付ける。

シム、中間リング、スペーサーの幅は下記によって決まります。

- 軸の肩とハウジングの肩との間の距離
- 両方の軸受を合わせた幅
- 所定の予圧力に相当するアキシャル方向の変位量
- 運転時の熱膨張を考慮したアキシャル方向変位の補正係数
- 取り付け前に寸法を実測することから得られたすべての関連部品の製作公差
- へたりおよび摩擦による予圧の減少を考慮するための補正係数

線図7

予圧力と軸受システム内のアキシャル方向変位との関係(ピニオン装置設計の場合)



F_0' ピニオン軸(軸受システム)の予圧力

δ_{01} ピニオン側軸受と周辺部品のアキシャル方向変位

δ_{02} フランジ側軸受と周辺部品のアキシャル方向変位

δ_0 ピニオン軸受システム全体のアキシャル方向変位

F

設計時の留意事項

摩擦モーメントを利用する方法

この方法は短時間で自動的に行えるため、量産用に広く使われます。軸受予圧は軸受内の摩擦モーメントと関係があることから、所定の予圧に相当する摩擦モーメントに達した時点で調整を終了することができます。これは、予圧をかけながら摩擦モーメントを継続的に監視することにより行います。しかし摩擦モーメントは軸受ごとに異なる場合があり、使用している防錆剤、潤滑剤、シール方法などによっても異なります。

直接的に予圧をかける方法

軸受を調整する目的は特定の予圧を得ることであるため、直接予圧を発生させたり測定する方法は理にかなっているように思われます。しかし実際には、アキシャル方向変位または摩擦モーメントを利用した調整の方が簡単で容易に達成でき、経済的でもあることから、これら2つの方法の方が広く用いられています。

全体調整

この方法は「ランダムな統計的調整」と呼ぶこともできます。この方法を使用する場合は、軸受、軸、ハウジング、およびその他の部品のすべてを普通公差で製造します。そして、これらの部品に完全な互換性があるとみなし、任意に組み立てます。円すいころ軸受に関しては、内輪アセンブリと外輪にも互換性があるとみなします。高い加工費や精密軸受の使用を避けるため、公差範囲内にある限り、公差の積み重ねは統計的にほとんど起こらないものと仮定します。ただし、ばらつきを最低限に抑えて正確な予圧を得たい場合は、製作公差を厳しくしなくてはなりません。全体調整の利点は、検査

が不要であること、特殊な装置がなくても軸受を取り付けられることなどです。

ばねを用いた予圧

小型電気モーター(フレームサイズ132まで)またはこれに類似したアプリケーションでは、軸受に予圧をかけることで軸受の騒音レベルを下げるすることができます。この場合の軸受システムは、軸の両端に単列深溝玉軸受を持つ構成となっています。このシステムに予圧をかける最も簡単な方法は、ばねまたはばねパッケージを用いる方法です(→ 図41)。ばねは2個の軸受のうち、一方の軸受の外輪に作用します。この外輪は、アキシャル方向に移動できなければなりません。予圧力は、熱膨張によって軸受がアキシャル方向に変位しても、実質的に一定に保たれます。この必要予圧力は次の式を用いて推定することができます。

$$F = kd$$

ここで、

F = 予圧力 [kN]

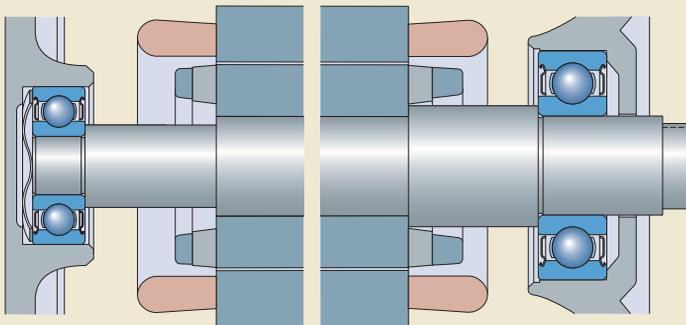
d = 軸受内径 [mm]

k = 係数、→ 下記

電気モーターの設計に応じて、係数kの数値は0,005-0,01となります。静止時の軸受を外部振動による損傷から守ることを主な目的として予圧をかける場合は、より大きい予圧が必要となります。この場合はk = 0,02を使用してください。

ばね荷重は、高速研削スピンドルのアンギュラ玉軸受に予圧をかける方法としても広く用いられています。ただしこの方法は、高い剛性

図41



が求められる、荷重方向が変化する、あるいは不特定の衝撃荷重が生じるといった軸受アプリケーションには適しません。

正しい予圧の選定

軸受システムの予圧を選定する際、予圧がある一定の最適値を超えてしまうと、それ以上大きくしても、剛性の度合いはほとんど増加しません。一方で、最適値を超えると摩擦と摩擦熱が増大し、軸受実用寿命が著しく短くなるため利点が一切なくなります(→ [線図2、212ページ](#))。予圧をかけ過ぎると、軸受システムの運転信頼性が損なわれる恐れがあります。一般的に、適正な予圧の計算は複雑であることから、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスにご相談されることを推奨します。

軸受システムの予圧を調整する際は、計算によってであれ経験に基づくものであれ、ばらつきを最小限に抑えて所定の予圧値を得るようにすることも重要です。ばらつきを小さくするためには、例えば円すいころ軸受の取り付けでは、ころが斜めにならないよう、また、ころの端が内輪の案内つばと接触するよう、できれば軸を数回回転させます。軸を回転させることにより、ころを外輪と完全に接触させ、軌道面への損傷を防止することもできます。ころが適正な位置に納まっていないと、かけた予圧が必要値をはるかに下回る結果となります。

予圧がかけられた軸受システム用の軸受

SKFは一部のアプリケーション用に単列軸受または組み合わせ軸受を供給しています。これらの軸受は信頼性の高い調整が容易に行える、あるいは取り付け後の組み合わせで所定の予圧が得られるように特別に製造されています。このような軸受には下記のものがあります。

- 自動車用ディファレンシャルギアなど、高い回転精度が求められるCL7C仕様の円すいころ軸受(→ [円すいころ軸受、797ページ](#))
- ユニバーサルマッチの単列アンギュラ玉軸受(→ [アンギュラ玉軸受、475ページ](#))
- 組み合わせの単列円すいころ軸受(→ [円すいころ軸受、797ページ](#))
- 組み合わせの単列深溝玉軸受(→ [深溝玉軸受、295ページ](#))

シールソリューション

軸受システムはどれも、軸、軸受、ハウジング、潤滑剤、関連部品、シールで構成されています。シールは、潤滑剤の清浄性と軸受の実用寿命において極めて重要です。

転がり軸受のシールについては、軸受内に組み込まれるシールと軸受の外に配置されるシールとの間には明確な違いがあります。シールまたはシールドで密封された軸受は一般的に、スペース面、あるいはコスト面から、効率的な外部シールを配置するのが実用的ではない軸受システムや、これらのシールまたはシールドが運転条件に適している場合に使用されません。

シールの種類

シールの目的は潤滑剤を保持し、管理環境内に汚染物質が侵入しないようにすることです。シールが効果を発揮するには、以下の特性を備えている必要があります。

- 表面の不規則性にも十分に対応できる柔軟性がある
- 運転圧に耐えるだけの強度がある
- 広い範囲の運転温度に対応することができる
- 一般的な薬品に対する耐性がある
- 運転時の摩擦、摩擦熱、摩耗が可能な限り小さい

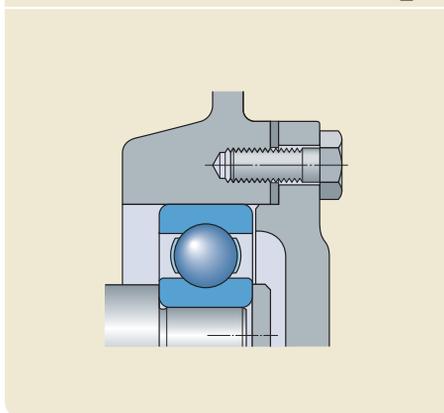
シールの基本的な種類は以下のとおりです。

- 静的シール
- 動的シール
- 非接触シール
- ベローズおよびメンブレン

静止面と接触するシールは静的シールと呼ばれます。このシールの有効性は、取り付け時に断面に生じるラジアル方向またはアキシャル方向の変形に影響を受けます。ガスケット(→ 図42)およびO-リング(→ 図43)は静的シールの代表的な例です。

滑り面と接触するシールは動的シールと呼ばれ、直線または周方向に相対運動をする機械部品間の密封に使用します。動的シールは潤滑剤を保持し、汚染物質を遮断し、種類の異なる媒体を分離し、差圧に耐えられるよう設計されています。動的シールには多くの種類があり、直線運動や揺動運動に使用するパッキンやピストンリングなどもここに含まれます。しか

図42



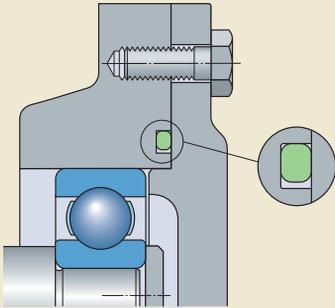
し、最も一般的なシールはラジアルシャフトシール(→ 図44)です。このシールは静止部品とも回転部品とも接触します。

非接触ラジアルシャフトシールは、静止しているシールリップと回転部品との間に狭いギャップを形成します。このギャップはアキシャル方向にもラジアル方向にも設けることができ、組み合わせることも可能です。非接触シールにはギャップをひとつだけ形成するタイプから多段式ラビリンスシール(→ 図45)まで多くの種類があり、摩擦がほとんど発生しないことから、シールが摩耗しません。

ベローズおよびメンブレンは、相対運動が限られている部品の密封に使用します。

次ページ以降では、軸受アプリケーションにとって重要である接触型と非接触型ラジアルシャフトシール、およびその設計や使用例について説明します。

図43



シールの種類の選定

軸受装置のシールは、最も過酷な運転条件下でも、最低限の摩擦や摩耗で最大限に保護性能を発揮すべきものです。軸受の性能と実用寿命は、潤滑剤の有効性と清浄度に密接に関係することから、シールは軸受システムにおいて極めて重要な部品です。汚染物質による軸受性能への影響に関する詳細については、軸受寸法の選定(→ 61ページ)を参照してください。

特定の軸受システムに最適なシールを選定するには、多くの要素を考慮する必要があります。これらの要素には下記のものがあります。

- 潤滑剤の種類: 潤滑油、グリース、その他
- シール接触面の周速
- 軸装置: 横軸、縦軸
- 軸のミスアライメントまたはたわみの可能性
- 振れおよび同心度
- 利用可能なスペース
- シールの摩擦と摩擦による温度上昇
- 環境への影響
- コスト

アプリケーションの仕様の詳細がすべて分かる場合は、以下を参照してください。

- パワートランスミッション用シール
(→ skf.com/seals)
- オンライン製品情報 skf.com/seals

SKFは世界最大手のシールメーカーです。所定のアプリケーションについて、過去の経験をお持ちでない、あるいはほとんどお持ちでない場合は、シール選定のご相談に応じます。詳細については、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

図44

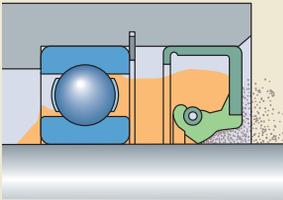
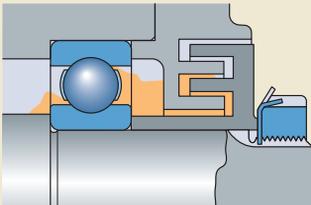


図45



設計時の留意事項

非接触シール

非接触シールの有効性は、原則的に軸とハウジング間に形成される狭いギャップのシール作用によって決まります。ギャップはラジアル方向にもアキシャル方向にも設けることができ、組み合わせることも可能です(→ 図46)。これらのシールには、ギャップを形成するラジアルシャフトシールのようなシンプルなものからラビリンスシールのような複雑なものまで、様々な種類があります。いずれの場合も、シールは非接触式であるため摩擦がほとんど発生せず、シールが摩耗することはありません。固体汚染物質による損傷を受けにくく、特に高速および高温での使用に適しています。

接触シール

接触シールの有効性は、シールリップが軸のシール接触面を押さえる圧力の大きさによって決まります。この圧力(→ 図47)は以下のいずれかによって作り出されます。

- シール材料の弾性によるシールの反発力 (a)
- シールとその接触面との間の設計しめしろ (b)
- シールに組み込まれたガータースプリングによる接線分力 (c)

接触シールは一般的に非常に信頼性の高いシールです。しかしその有効性は、接触面の表面仕上げ、シールリップの状態、シールリップと接触面間の潤滑剤によって左右されます。シールリップと接触面との摩擦により、著しい摩擦熱が発生することがあります。そのため、これらのシールには周速限界があります。また、不適切な取り付けや固体汚染物質によって機械的損傷を受けやすいという特性も持っています。固体汚染物質による損傷から保護するために、非接触シールを接触シールの手前に取り付ける方法が一般的に用いられています。

図46

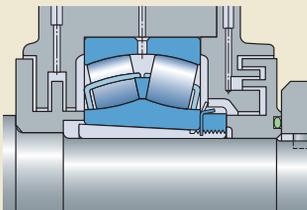
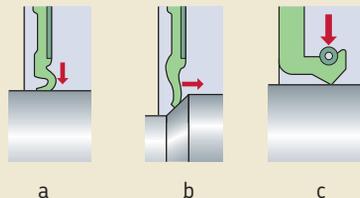


図47



一体型軸受シール

SKFは、軸受の片側または両側がシールあるいはシールドで密封された軸受を数タイプ提供しています。これらの軸受は、シールに関する多くの問題に対し、経済的で省スペースなソリューションとなります。両側がシールされた軸受は給脂済みの状態で供給されるため、一般的にメンテナンス不要とみなすことができます。実際のシールのデザインは、各製品を扱った章で詳しく説明しています。

シールド付き軸受

シールド付き軸受(→ 図48)は、運転条件が乾燥し比較的清浄なアプリケーションに使用されます。また、シールドは、回転速度あるいは運転温度の観点から摩擦を低減することが重要なアプリケーションにも使用します。

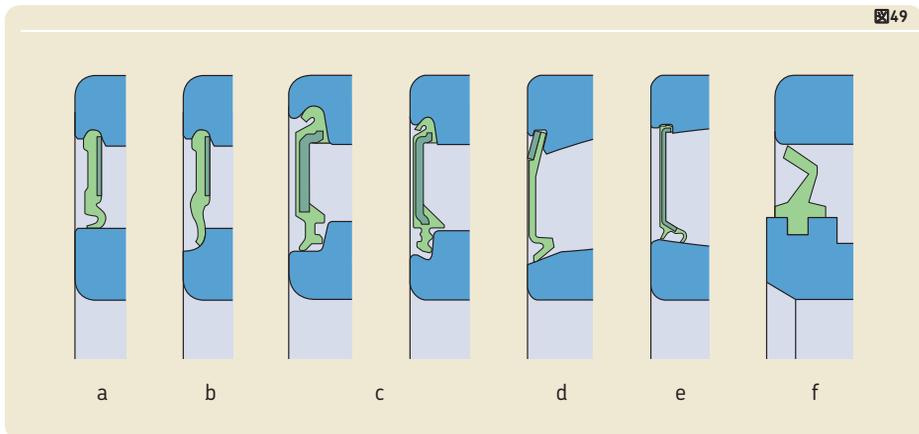
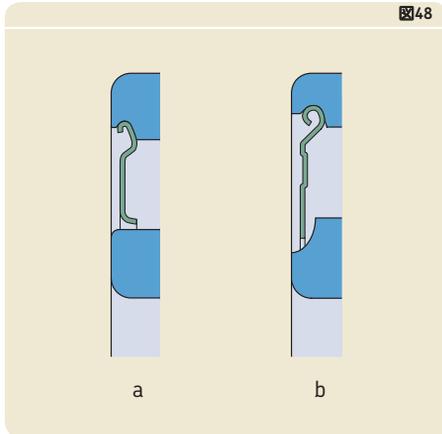
シールドには、内輪の肩に向かって狭いギャップを形成するタイプ(a)と、内輪の肩の凹部に効果的なラビリンスを形成するタイプ(b)とがあります。

接触シール付き軸受

接触シールは、単にシールと呼ばれます。このシール付きの軸受は、汚染が中程度で水または水分が排除できない場合や、最低限のメンテナンスで最大限の軸受実用寿命が求められる場合に適しています。

SKFは様々な種類のシールを開発しています(→ 図49)。軸受の種類と寸法に応じ、シールは下記の部位と接触します。

- 内輪または内輪の肩 (a、e)
- 内輪の肩の凹部 (b、c)
- 内輪軌道側面への導入面取り部 (d)
- 外輪 (f)



F

設計時の留意事項

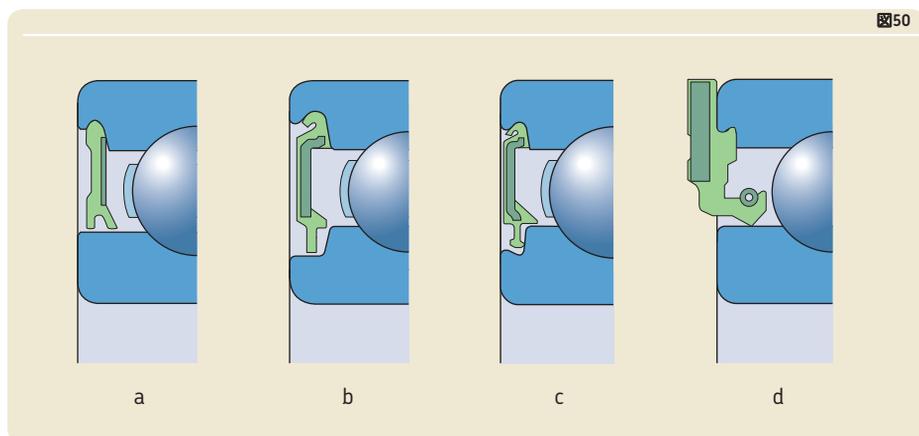
深溝玉軸受用には、SKFは上記以外に次のようなシールも開発しています(→ 図50)。

- SKF非接触シール (a) は内輪の肩との間に極めて狭いギャップを形成します。
- SKF低摩擦シール (b, c) は、内輪にほとんど接触せず、良好な低摩擦運転が可能です。
- SKF WAVEシール (d) は、油潤滑アプリケーション用に設計されたたばね式ラジアル軸シャフトシールで、軸受の片側に組み込まれています (→ ICOSオイルシール軸受ユニット、304ページ)。

SKF軸受シールは、加硫処理を施し鋼板で強化したエラストマー化合物が広く使われています。系列、寸法、アプリケーションの要求条件により異なりますが、一般的なシール材料は以下のとおりです。

- アクリロニトリル-ブタジエンゴム (NBR)
- 水素化アクリロニトリル-ブタジエンゴム (HNBR)
- フッ素ゴム (FKM)
- ポリウレタン (PUR)

適正なシール材料を選定するには、想定される運転温度と使用する潤滑剤を考慮する必要があります。許容運転温度については、シール材料(→ 155ページ)を参照してください。



外部シール

特定の運転条件でシール有効性の方が、スペースやコストよりも重要となる軸受装置には、候補となるシールが複数あります。

SKF製品以外のシールについては、後述の情報は目安としてのみご利用ください。SKFは、SKF以外の製品の性能についていかなる責任も負いません。シールをアプリケーションに使用する前に、必ずそのシールの性能基準を理解してください。

非接触シール

軸受の外部シールとして最もシンプルなもの、ギャップタイプで、これは軸とハウジングとの間に狭いギャップを形成します(→ 図51)。このタイプのシールは、乾燥したほこりのない環境で運転されるグリース潤滑のアプリケーションに適しています。シールの有効性を高めるために、ハウジング内径の軸端側に1本または2本以上の溝を同心円状に加工することができます(→ 図52)。ギャップから滲み出したグリースがこの溝を満たし、汚染物質の侵入を防止します。

油潤滑で横軸の場合は、軸の回転方向に応じて右回りまたは左回りのらせん溝を、軸またはハウジング内径に加工することができます(→ 図53)。この溝は出てきた油を軸受内に戻すためのものです。そのため、軸の回転が一方のみであることが前提となります。

図51

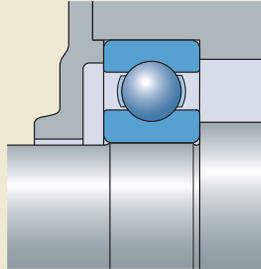


図52

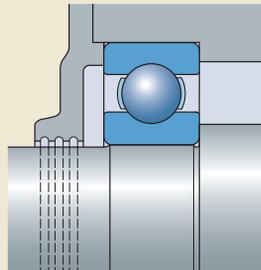
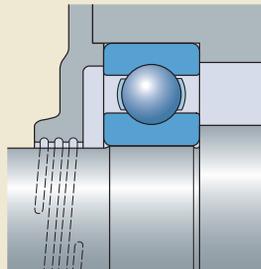


図53



F

設計時の留意事項

一段または多段のラビリンスシールは、一般的にグリース潤滑に使用されます。単純なギャップシールよりもかなり有効ですが、コストは高くなります。ラビリンスシールの有効性は、リチウム-カルシウム増ちょう剤入りグリースのような非水溶性のグリースをダクトからラビリンス通路に定期的に供給することで一層高めることができます。ラビリンスシールの通路は、ハウジングの種類(分割型か一体型か)、取り付け手順、利用できるスペースなどに応じて、アキシャル方向(→ 図54)またはラジアル方向(→ 図55)のいずれにも設けることができます。アキシャル方向のラビリンス通路(→ 図54)は、運転中に軸がアキシャル方向に移動してもその幅が保たれるため、非常に狭くすることができます。ハウジングに対して軸の角度ミスアライメントが発生する可能性がある場合は、ラビリンス通路に傾斜をつけることができます(→ 図56)。

SKFシールワッシャー(→ 図57)など市販製品を使用することで、効果的で経済的なラビリンスシールを構成することができます。ワッシャーの数量を増やせばシールの有効性が向上し、フェルトワッシャーを組み込めばシール性をさらに高めることができます。これらのシールワッシャーについて詳しくは、パワートランスミッション用シール(→ skf.com/seals)を参照してください。

シールドのシール効果を高めるために、軸に回転円板(→ 図58)を取り付けることが広く行われています。油潤滑の場合には、フリンガーや溝、円板が同じ目的で使用されます。フリンガーで振り切られた潤滑油はハウジングの溝に集められ、設けられたダクトを通過してハウジングの油だめに戻ります(→ 図59)。

図54

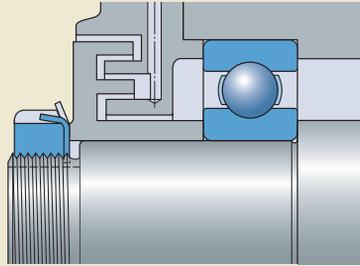


図55

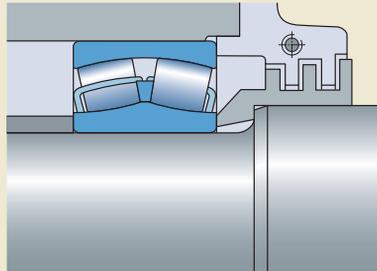


図56

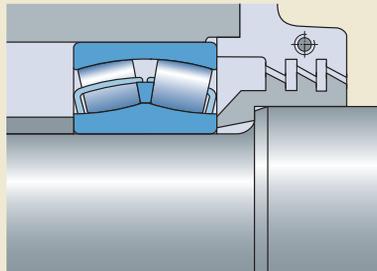


図57

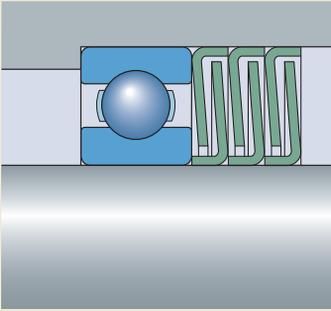


図58

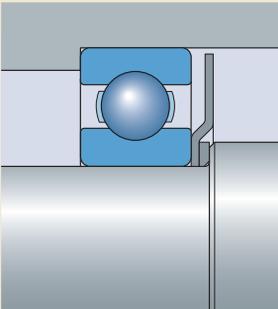
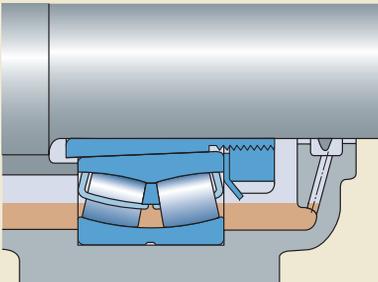


図59



F

設計時の留意事項

接触シール

一般的に、接触シールには次の4種類があります。

- ラジアルシャフトシール(→ 図60および図61)
- Vリングシール(→ 図62)
- アキシャルランプシール(→ 図63)
- メカニカルシール(→ 図64、236ページ)

ある特定のアプリケーション用にシールの種類を選定する場合は、一般的に、密封の主な目的(潤滑剤の保持、汚染物の遮断)、潤滑剤の種類(潤滑油、グリース、その他)、運転条件(回転速度、温度、汚染度など)によって決定します。

ラジアルシャフトシール

ラジアルシャフトシール(→ 図60および図61)は、主に油潤滑アプリケーションで使用する接触シールです。これらのシールは、部品の状態でそのまま取り付けることが可能で、通常、金属製の補強部またはケーシング、合成ゴム製の本体、シールリップ、ガータースプリングで構成されます。シールリップは、ガータースプリングによって軸に押し付けられます。シール材料や、保持する媒体、遮断する媒体によって、ラジアルシャフトシールは $-60\sim+190\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($-75\sim375\text{ }^{\circ}\text{F}$)の温度範囲内で使用できます。

シールリップが接触する軸のシール接触部は、シール効果に非常に大きな影響を及ぼします。接触面は、少なくとも $0,3\text{ mm}$ の深さで最低55 HRCの表面硬度が必要です。表面粗さは、ISO 4288に準拠し、 $R_a = 0,2\sim0,8\text{ }\mu\text{m}$ の目安値の範囲内にある必要があります。回転速度が低く、潤滑状態が良好で、汚染度が非常に低いアプリケーションでは、これより低い硬度でも構いません。らせん状の研削痕によるポンプ効果を防止するため、SKFは接触面をプランジ研削することを推奨します。

ラジアルシャフトシールの主目的が潤滑剤の保持である場合は、リップを内側に向けてシールを取り付けます(→ 図60)。汚染物の侵入防止が主目的である場合は、リップを外向き(軸受の反対側の向き)にして取り付けてください(→ 図61)。

図60

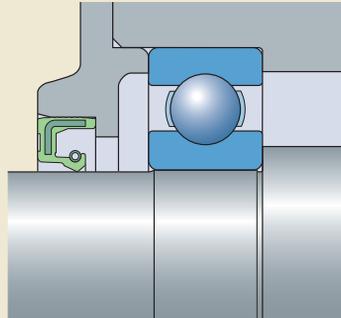
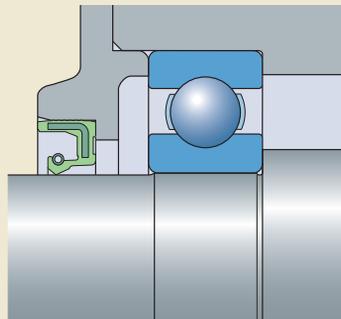


図61



Vリングシール

Vリングシール(→ 図62)は、潤滑油またはグリースのいずれにも使用することができます。弾性のあるゴムシールの本体が軸をつかみ、軸とともに回転する一方で、シールリップはハウジングなど静止部品に小さなアキシャル方向の圧力をかけます。材料によって、Vリングは $-40\sim+150\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($-40\sim300\text{ }^{\circ}\text{F}$)の運転温度範囲で使用できます。このシールは取り付けが容易で、低速回転時であれば、軸の比較的大きな角度ミスアライメントに対応することができます。

接触面の表面粗さは $R_a = 2\sim3\text{ }\mu\text{m}$ で十分です。周速が 8 m/s を超える場合は、シール本体を軸上でアキシャル方向に配置する必要があります。周速が 12 m/s を超える場合は、シール本体が軸から浮き上がらないための対策が必要です。これには金属板のサポートリングなどを使用します。周速が 15 m/s を超えるとシールリップが接触面から浮き上がるため、Vリングはギャップシールとなってしまいます。

Vリングシールのシール効果の良し悪しは、汚れや液体をはじき飛ばすフリッカーの役割をするシール本体に左右されます。そのため、このシールは通常、グリース潤滑のアプリケーションではハウジングの外側に、油潤滑のアプリケーションではハウジングの内側に、リップを軸受とは反対向きにして取り付けます。Vリングは二次シールとして使用することで、過剰な汚染物や水分から一次シールを保護します。

アキシャルクランプシール

アキシャルクランプシール(→ 図63)は、大径軸のアプリケーションで一次シールの保護が必要な場合に、二次シールとして使用します。このシールは回転しない部品上にクランプされ、回転する接触面に対してアキシャル方向にシールします。このタイプのシールは、接触面の回転が良好であれば、表面粗さは $R_a = 2,5\text{ }\mu\text{m}$ で十分です。

図62

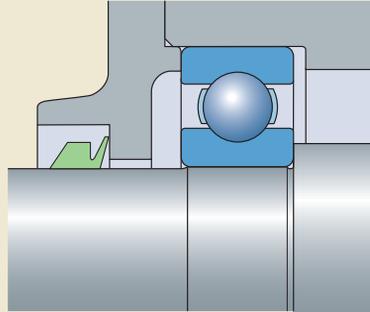
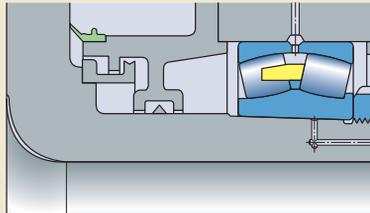


図63



F

設計時の留意事項

メカニカルシール

メカニカルシール(→ 図64)は、回転速度が比較的低く、運転条件が過酷なグリース潤滑または油潤滑のアプリケーションのシールに使用します。このタイプのシールは、シール面が良好に仕上げられている2個の鋼製スライドリングと2個の樹脂製の血ばね(ベルヴィルワッシャー)で構成されています。血ばねは、スライドリングをハウジング穴内に保持し、シール表面に必要な予圧力を供給します。ハウジング穴の合わせ面に、特別に必要とされることはありません。

その他のシール

フェルトシール(→ 図65)は、通常グリース潤滑に使用されます。シンプルで経済的なシールであり、周速4 m/sまで、運転温度100 °C (205 °F)まで使用可能です。接触面は研磨し、表面粗さを $R_a \leq 3,2 \mu\text{m}$ にする必要があります。フェルトシールの有効性は、単純なラビリンスシールを二次シールとして取り付けることで大幅に高めることができます。フェルトシールは、ハウジングの溝に挿入する前に、約80 °C (175 °F)の油に浸しておいてください。

金属シール(→ 図66)はシンプルで経済的、省スペースのシールで、グリース潤滑の軸受の中でも特に深溝玉軸受に適しています。シールは内輪または外輪のいずれかに締め付けて固定し、もう一方の軌道輪にアキシャル方向の弾性圧力をかけます。ある程度の慣らし運転の期間が過ぎると、このシールは回転輪との間に非常に狭いギャップを形成する非接触シールとなります。

SKFが提供しているシールについて詳しくは、パワー伝ミッション用シール(→ skf.com/seals)を参照してください。

図64

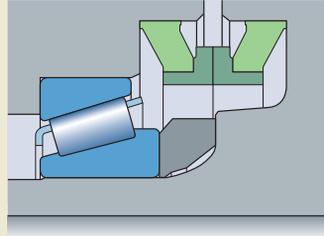


図65

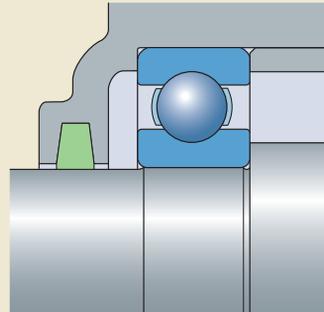
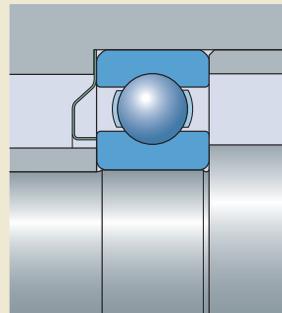


図66





Temperature



潤滑

潤滑に関する基本事項	240	再給脂の方法	258
粘度比 κ	241	補給	258
グリース潤滑	242	封入グリースの入れ替え	260
潤滑グリース	244	連続給脂	261
温度範囲 – SKFシグナルコンセプト	244	油潤滑	262
温度域	246	油潤滑の種類	262
ちよつ度	246	油浴式	262
基油粘度	246	ピックアップリング式	263
防錆性	248	循環給油式	263
荷重負荷能力	248	オイルジェット式	264
極圧添加剤	248	オイルエア式	264
耐摩耗添加剤	248	オイルミスト式	264
混和性	248	潤滑油	265
SKFグリース	249	潤滑油の選定	266
再給脂	252	潤滑油の交換	267
再給脂間隔	252		
運転条件と軸受形式による			
再給脂間隔の調整	252		
運転温度	252		
縦軸	253		
振動	253		
外輪回転	253		
汚染	253		
非常に低速の回転	254		
高速回転	254		
重荷重および超重荷重	254		
超軽荷重	254		
ミスアライメント	254		
大型軸受	254		
円筒ころ軸受	254		
観察	255		



潤滑に関する基本事項

転がり軸受は、信頼性の高い運転、ならびに転動体、軌道面、保持器、その他の部品間における金属同士の直接接触を防止するため、適正に潤滑する必要があります。また、潤滑剤は摩擦を抑制し、軸受表面を腐食から守ります。適正な潤滑剤と潤滑方法の選定は、適正なメンテナンスを行うことと同様に重要です。

転がり軸受の潤滑には、グリース、潤滑油、グラファイトベースのコンパウンドなど、幅広い種類の潤滑剤が使用されます。潤滑剤の選定は、主に温度範囲や回転速度などの運転条件を基準に行います。しかし、振動や荷重などその他の要素も潤滑剤の選定に影響を及ぼすことがあります。

一般的に、最も望ましい運転温度は、軸受を確実に潤滑するために必要な最低量の潤滑剤を使用した場合に、得ることができます。ただし、密封や放熱など、潤滑以外の機能が潤滑剤に求められる場合には、潤滑剤の量を増やす必要があります。

軸受装置の潤滑剤は、機械的な作用や経年劣化、異物の蓄積などによって、徐々にその潤滑特性を失います。そのため、グリースには補給または入れ替えが、潤滑油にはる過および定期的な交換が必要です。

本項に記載の情報および推奨事項は、シールまたはシールドのない軸受を対象としています。両側にシールあるいはシールドを持つSKF軸受および軸受ユニットは、工場であらかじめグリースが充填されます。SKFが使用している標準グリースに関する情報は、性能データの簡単な説明とともに、各製品を取り扱った章に記載されています。

通常の運転条件において、密封型軸受のグリースの実用寿命は軸受自体の実用寿命よりも長い場合、稀なケースを除き、これらの軸受を再給脂するための準備は施されていません。

解釈のずれが生じないように、通常の運転条件をここでは次のように定義します。

- 荷重の大きさと方向が一定
- 荷重が必要最小荷重と同等もしくはそれより大きく、かつ、少なくとも：
 - 0,01 C (玉軸受に適用)
 - 0,02 C (ころ軸受に適用)
- 回転速度が一定しており、かつ許容回転数を超えない
- 適正な運転すきま
- グリース潤滑の場合：
 - 状態が安定している場合のみ (運転開始から数時間後)
 - 鉱油系のリチウム石けんグリースを使用
 - 軸受の空間容積の約30%にグリースを封入
 - 最低周囲温度20 °C (70 °F)
- 油潤滑の場合：
 - 油浴式、オイルエア式、またはオイルジェット式
 - 粘度範囲が2-500 mm²/s

軌道輪案内保持器

軌道輪案内保持器付きの軸受は、主に油潤滑用に設計されています。中程度の速度であれば、グリースによる潤滑も可能です。保持器の設計と限界について詳しくは、該当する事項がある場合、各製品を取り扱った章に記載されています。

潤滑剤の仕様

見たところ全く同じような潤滑剤でも、特にグリースでは、生産工場により、あるいは同じ工場でも生産バッチにより、潤滑特性が異なる場合があります。そのためSKFは、潤滑剤またはその性能に関する責任は一切負いかねます。ユーザーの皆様には、アプリケーションに最も適した潤滑剤が入手できるよう、潤滑剤の特性を詳しく指定されることをお勧めします。

粘度比 κ

軸受接触面同士の接触を防止する流体潤滑油膜を形成するために必要な潤滑油粘度の重要性については、潤滑状態 – 粘度比 κ (→ **71ページ**)を参照ください。この情報は、潤滑グリースの基油粘度にも潤滑油の粘度にも、等しく適用されます。

潤滑剤の状態は、実際の粘度 v と、適正な潤滑に必要な定格粘度 v_1 との比である粘度比 κ で表され、両者とも通常の運転温度における粘度が用いられます。

$$\kappa = \frac{v}{v_1}$$

ここで、

κ = 粘度比

v = 運転時の潤滑剤の実際の粘度 [mm²/s]

v_1 = 軸受平均径および回転速度によって決まる潤滑剤の定格粘度 [mm²/s]

軸受接触面同士を分離するために必要な最小粘度は、 $\kappa = 1$ です。 $\kappa \geq 4$ であるとき、完全な油膜形成となります。すなわち、適正な潤滑のための十分な流体油膜が形成されることとなります。ただし、摩擦熱によって運転粘度が低下するため、 κ は4までに制限することを推奨します。

$\kappa < 1$ であるアプリケーションでは十分な流体油膜の形成が不可能となるため、金属面同士の接触が発生します。極圧または耐摩耗添加剤を含有した潤滑剤(→ 荷重負荷能力、**248ページ**)を使用すると、軸受の実用寿命を延長できる場合があります。

$\kappa < 0,4$ となる油潤滑のアプリケーションでは、EP添加剤入り潤滑油の使用が必須です。

$\kappa < 1$ のアプリケーションでは、ハイブリッド軸受(→ ハイブリッド軸受、**1219ページ**)が適していることがあります。潤滑状態が良好でなくても、窒化ケイ素と鋼製表面との間にスミアリングが発生するリスクを低減します。

グリース潤滑

転がり軸受は、大半がグリース潤滑です。潤滑油と比べグリースには、特に傾斜軸や縦軸である場合に、軸受装置内での封止がより容易であるという利点があります。さらにグリースは密封効果にも貢献し、固体および液体汚染物質や水分から軸受装置を保護します。

グリース潤滑に関して使用する速度範囲、温度、荷重などの用語は、軸受に関して使用する場合と多少異なることがあります。グリース潤滑に関して一般的に使用される用語について、以下の表中で定義しています。

- **表1:** グリース潤滑のラジアル軸受に適用される速度範囲
- **表2:** グリースの温度
- **表3:** グリースの荷重域

軸受に給脂するグリースの量は、アプリケーションによって異なります。グリースの量が少なすぎると金属面同士が接触し、軸受の早期損傷を招きます。グリースの量が多すぎると、特に高速回転時に軸受内の運転温度が急上昇する原因となります。シールまたはシールド付き軸受(密封型軸受)には、軸受の実用寿命を長く保つために十分な量のグリースがSKFによって封入されています。

回転速度範囲によって(→ **表1**)、以下のグリース封入率を推奨します。

- 低速回転の場合 100%
- 中~高速回転の場合 30-50%

ハウジングの空間容積にも部分的にグリースを充填する必要があります。慣らし運転で軸受内の余分なグリースを落ち着かせたり逃がしたりしてから、最高速度で運転してください。慣らし運転の期間が終わりに近づくと、グリースが軸受装置内に行き渡り、運転温度が大幅に下がります。

軸受の回転速度が非常に低く、汚染物質と腐食からしっかり守る必要のあるアプリケーションでは、ハウジング空間容積の最大90%までグリースを充填することを推奨します。

表1

グリース潤滑のラジアル軸受に適用される速度範囲

速度範囲	速度係数 玉軸受	針状ころ、球面ころ、円すいころ、CARBトロイダルころ軸受	
		円筒ころ軸受	
A = n d _m			
-		mm/min	
VL	非常に低速	-	< 30 000
L	低速	< 100 000	< 75 000
M	中速	< 300 000	< 210 000
H	高速	< 500 000	≥ 210 000
VH	非常に高速	< 700 000	-
EH	極めて高速	≥ 700 000	-

n = 回転速度 [r/min]
d_m = 軸受平均径 [mm]
= 0,5 (d + D)

注記: グリース寿命の計算は、この表に示す速度範囲を考慮に入れて初めて信頼に値するものとなります。

表2

グリースの温度

温度範囲	範囲	
	°C	°F
-		
L	低	< 50
M	中	50-100
H	高	100-150
VH	超高	> 150

表3

グリースの荷重域

荷重域	荷重比 C/P	
L	低	> 15
M	中	> 8
H	高	< 4
VH	超高	< 2



潤滑グリース

潤滑グリースは鉱油または合成油に増ちょう剤を加えたものです。通常、増ちょう剤は金属石けん基です。しかし、ポリウレシアなどその他の増ちょう剤もあり、例えば高温のアプリケーションで使用されます。また、グリースの特性の一部を強化するために添加剤が含まれることもあります。グリースのちょう度は増ちょう剤の種類と濃度に大きく依存するほか、アプリケーションの運転温度によっても影響を受けます。グリースを選定する際に考慮すべき最も重要な要因は、以下のとおりです。

- 温度範囲
- ちょう度
- 基油粘度
- 防錆性
- 荷重負荷能力
- 混和性

温度範囲 – SKFシグナルコンセプト

グリースの使用が可能な温度範囲は、基油、増ちょう剤ならびに添加剤の種類に大きく依存します。**線図1**は、関連する温度範囲を「ダブルシグナル」を模して色分けしたものです。

温度限界、すなわち低温限界と高温限界は、次のように定義されます。

- 低温限界(LTL)、グリースが軸受の回転開始を阻害しない最低温度は、基油とその粘度によってほぼ決まります。
- 高温限界(HTL)は、増ちょう剤の種類とその滴点によって決まります。滴点とは、グリースからちょう度が失われて液状になる温度を指します。

線図1の赤色の範囲で示されている高温限界より高い温度または低温限界より低い温度での軸受の潤滑は推奨できません。グリースサプライヤーから提供される資料の中には、グリース毎の具体的な低温限界値および高温限界値が記載されていますが、信頼性の高い運転を達成するために必要な温度限界値は、SKFが提唱する以下の値です。

- 低温性能限界 (LTPL)
- 高温性能限界 (HTPL)

これら2つの限界値の間、**線図1**で緑色で示されている温度範囲内で、グリースはその機能性を確実に発揮します。また、再給脂の間隔またはグリースの寿命を正確に特定することができます。高温性能限界の定義は国際的に標準化されていないため、グリースのサプライヤーから提供されるデータの解釈には注意が必要です。

高温性能限界(HTPL)より高い温度ではグリースの質が加速度的に低下し、酸化による副生成物が潤滑剤にとって有害な影響を及ぼします。したがって、高温性能限界(HTPL)と高温限界(HTL)間の黄色の範囲の温度の継続時間は、数時間以下というごく短時間に抑える必要があります。

黄色の温度範囲は低温側にもあります。温度が下がるとグリースのちょう度(硬さ)が増し、グリースが全体に行き渡りにくくなります。そして最終的には、転動体と軌道面の接触表面が潤滑不良の状態に陥ります。この温度限界は、**線図1**で低温性能限界(LTPL)として示されています。低温性能限界値は、ころ軸受と玉軸受では異なります。玉軸受はころ軸受よりも潤滑が容易であるため、玉軸受の低温性能限界はころ軸受ほど重要ではありません。しか

SKFシグナルコンセプト



使用禁止
信頼性の低い性能 (短期間の使用に限定)
信頼できる性能、グリース寿命の予測が可能



温度



LTL LTPL HTPL HTL

LTL 低温限界
LTPL 低温性能限界
HTPL 高温性能限界
HTL 高温限界

し、ころ軸受をこの低温性能限界以下で連続運転すると、軸受の深刻な損傷につながります。この温度範囲でも、始動時などのように短時間であれば、摩擦熱によって軸受の温度が緑色の温度域に達するため、問題はありません。

温度域

温度域はグリースによって異なるため、軸受の機能テストを実施して決める以外に方法はありません。

線図2に示すのは、転がり軸受に広く使用されていて入手しやすい、EP添加剤なしNLGI 2グリースの一般的な温度域です。グリースの種類別データは、同じような組成をもつ多種のグリースのデータをまとめたものであることから、各温度域の境界は明確ではなく、一定の範囲内で変動します。

線図3で示すのはSKFグリースの温度域です。これらの温度域は、SKF研究所が実施した広範な試験に基づいています。

線図2および線図3は、運転中に回転しない軌道輪で計測した温度を表します。

ちょう度

グリースは、米国潤滑グリース協会(NLGI)の規定に従って、様々なちょう度クラスに分類されています。潤滑グリースのちょう度は、所定の温度範囲内での運転で、その特性が激しく変わってはなりません。高温になると柔らかくなりグリースは、軸受装置から漏れる恐れがあります。低温で硬くなるグリースは、軸受の回転またはオイルブリードが制限される恐れがあります。

転がり軸受には、金属石けん基の増ちょう剤を含有し、NLGIクラス1、2、または3のちょう度を持つグリースが一般的に使用されます。最も広く使用されているグリースのちょう度は2です。低いちょう度のグリースは、低温アプリケーションまたはポンプ作用を向上させたいときに適しています。ちょう度3のグリースは、グリースを軸受内に保持するために軸受直下にパッフルプレートが取り付けられた縦軸の軸受装置に推奨されます。

振動を伴うアプリケーションでは、振動によってグリースが軸受内に送り戻されるということが続くため、グリースにとって厳しい使用条件となります。このようなアプリケーションでは、運転中もちょう度が変化しない、高いちょう度のグリースを使用すると効果が得られる場合があります。

増ちょう剤にポリウレアを使用したグリースは、アプリケーションのせん断速度によって軟化または硬化することがあります。そのため縦軸のアプリケーションでは、運転温度にかかわらず特定の条件下でポリウレアグリースが漏れる恐れがあります。

基油粘度

転がり軸受の潤滑に使用するグリースの基油粘度は、通常、40 °C (105 °F)で15-500 mm²/sの範囲です。40 °C (105 °F)での粘度が500 mm²/sを上回る基油を含んだグリースはオイルブリードが間に合わず、軸受が潤滑不良の状態になる恐れがあります。そのため、低速回転であるために40 °C (105 °F)での粘度が500 mm²/sを上回る必要のある場合、および極めて高い温度または低い温度で運転される軸受については、細心の注意を払う必要があります。このような条件に関しては、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

基油粘度は、推奨の最大軸受速度を決定する要素でもあります。また、グリース潤滑時の許容回転速度は、増ちょう剤によって異なるグリースのせん断強さにも影響を受けます。許容回転速度は、通常、グリースメーカーが速度係数を用いて表していますが、速度係数は次の式を用いて求めることができます。

$$A = n d_m$$

ここで、

$$A = \text{速度係数 [mm/min]}$$

$$d_m = \text{軸受平均径 [mm]} \\ = 0,5 (d + D)$$

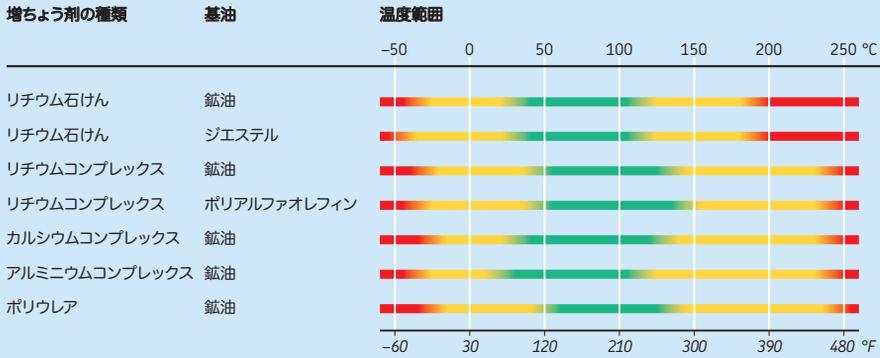
$$n = \text{回転速度 [r/min]}$$

速度係数Aが推奨の制限値(→ 表5、257ページの)の70%を超える場合は、使用しようとする潤滑剤の速度制限に対する影響を回転速度(→ 117ページ)に記載されているデータを参考にして検証し、回転速度が制限値内であるかどうかを確認してください。

超高速アプリケーションについては、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

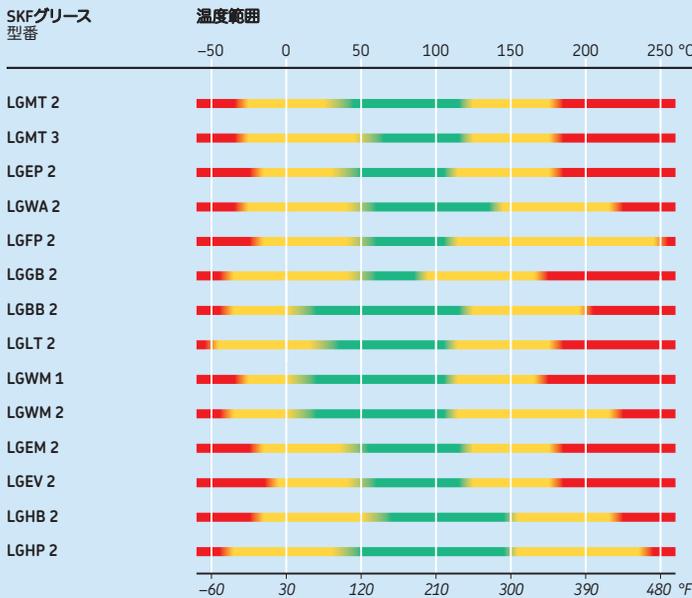
線図2

SKFシグナルコンセプト - 標準グリース



線図3

SKFシグナルコンセプト - SKFグリース



運転温度が150 °C (300 °F)を超える場合は、SKF LGEM 2グリースを推奨します。



防錆性

グリースには軸受を錆から守る役目もあります。水が存在するアプリケーションでは、グリースが軸受装置から洗い流されることがあってはなりません。水に洗い流されるか否かは、もっぱらグリースが含有する増ちょう剤の種類によって決まります。耐水性に優れているのは、リチウムコンプレックス、カルシウムコンプレックス、ポリウレアなどを増ちょう剤とするグリースです。グリースの防錆性能は、そのグリースの防錆添加剤の特性によって決まります。

非常な低速アプリケーションでは、ハウジング空間容積の最大90%までグリースを充填すると防錆性を高めることができ、水の侵入の防止にも役立ちます。

荷重負荷能力

金属同士の接触を阻止する流体潤滑油膜の厚みが不十分である場合、極圧(EP)添加剤または耐摩耗(AW)添加剤を含んだ潤滑剤を使用すると、軸受の実用寿命を著しく延長することができます。

$\kappa > 1$ (→ 粘度比 κ , 241ページ)のアプリケーションについては、通常、EPまたはAWの使用を推奨していません。しかし、転動体と軌道面との間の滑りが大きいことが予想されるようなケースでは、EP/AW添加剤が効果的な場合もあります。

極圧添加剤

EP(極圧)添加剤は、接触表面の凹凸による金属同士の接触に対処する手段のひとつです。局部的な凹凸による接触のために温度が上昇するとこれらの添加剤が活性化し、接触点に緩やかな化学的摩耗を促します。その結果、表面が滑らかになって接触応力が低下し、軸受の実用寿命が延長されます。

新しいEP添加剤の中には硫黄-リンを含むものがあり、このようなEP添加剤は凹凸によるアスペリティ接触が介在しなくても化学的に活性化します。この場合は、運転温度が高いことと接触応力、あるいはそのいずれかが刺激となります。このような添加剤が化学的に活性化するとアスペリティ接触部に対して作用するだけでなく、軸受の金属マトリックスの強度に対しても作用して逆効果となる場合があります。金属マトリックスに悪影響が及ぶと、接触点での腐食や拡散のメカニズムが促され、通常マイクロピッチングを起因とする軸受損傷が加速する可能性があります。

このことから、SKFは、運転温度が $> 80^{\circ}\text{C}$ (175°F)かつ $< 100^{\circ}\text{C}$ (210°F)のアプリケー

ションには、反応性の低いEP添加剤の使用を推奨します。非常な低速アプリケーションには、グラファイトや二硫化モリブデン(MoS_2)などの固体添加剤を含み、極圧効果が高められた潤滑剤を使用することができます。これらの添加剤は、純度が高く粒子が非常に細くなければなりません。そうでない場合、粒子の上を転がることによってできる圧こんによって、軸受の実用寿命が短くなります。

EP添加剤について詳しくは、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

耐摩耗添加剤

AW(耐摩耗)添加剤はEP添加剤同様、金属同士の直接接触を防止します。しかし、作用原理は非常に異なります。主要な違いは、AW添加剤は金属表面に吸着する保護膜を形成する点にあります。この保護膜のおかげで表面の凹凸は直接接触することなくお互いの上を滑ります。このため表面の仕上げは、EP添加剤の場合とは異なって、穏やかな摩耗による影響を受けません。しかし、AW添加剤にはEP添加剤と同様に、表面に近い鋼組織を弱体化させる成分が含まれている場合があります。

また、増ちょう剤によっては(スルホン酸カルシウムコンプレックスなど)、化学的活性化をしなくてもEP/AWのような効果を持つものがあり、結果的に軸受の疲労寿命にも効果があります。このような増ちょう剤の温度限界は、ほとんどのグリースおよび基油の温度限界の範囲内に十分収まっています。

AW添加剤について詳しくは、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

混和性

グリースの種類を別のものに変える必要が生じた場合、グリースの混和性、つまり二種類のグリースを混ぜて悪影響がないかどうかを考慮する必要があります。相溶性のないグリースを混ぜ合わせると、混合後のちょう度が著しく変化してしまうため、激しい漏れによる軸受の損傷につながる恐れがあります。

一般的に、同じ増ちょう剤やよく似た基油を含むグリース同士は、混ぜ合わせても有害な結果をもたらしません。例えばリチウム石けん/鈹油グリースは、一般的にその他のリチウム石けん/鈹油グリースと混合することができます。また、増ちょう剤が異なっている、カルシウムコンプレックスとリチウムコンプレックスのように、混和性のあるグリースもあります。

グリースの種類を変えることによってグリースちょう度が変わり、グリースが軸受装置から漏れてしまう場合は、古いグリースを軸受装置とグリース配管から完全に取り除く必要があります(→ 再給脂、252ページ)。

SKF軸受に塗布される防錆剤は、例外であるポリウレアグリースを除き、大半の潤滑グリースと適合性があります。ただし、SKF LGET 2グリースなどのフッ素系合成油を基油としPTFE増ちょう剤を使用したグリースは、標準の防錆剤との適合性がないため、グリースを使用する前に防錆剤を取り除かなければなりません。

詳しくはSKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

SKFグリース

転がり軸受用のSKFグリースには多くの種類があり、実質的にあらゆるアプリケーション要件をカバーしています。これらのグリースは、転がり軸受の潤滑に関する最新情報に基づいて開発されたものです。SKFでは、開発したグリースの使用あるいは発売に先立って、継続的にその品質のモニタリングを行っています。

SKFグリースに関する最も重要な技術仕様を、選定のためのクイックガイドとともに、表4(→ 250ページ)に記載しています。SKFグリースの使用が可能な温度範囲は、線図3(→ 247ページ)にSKFシグナルコンセプトとして図示されています。

SKFグリースについて詳しくは、SKFメンテナンスおよび潤滑製品カタログまたはskf.com/lubricationをご覧ください。

特定の種類の軸受やアプリケーションに適したグリースを仔細に選定する場合は、skf.com/lubricationからアクセスできるSKFグリース選定用オンラインプログラム、SKF LubeSelectをご利用ください。

警告

PTFEが直火または300 °C (570 °F)を超える高温にさらされると、健康および環境に対して害を及ぼします！一度高温にさらされたPTFEは、冷却後も危険な状態が継続します。

シール材料(→ 155ページ)の説明をよく読み、安全注意事項を守ってください。

SKFグリース - 技術仕様および特性

型番	説明	温度	速度	荷重	NLGI クラス	温度範囲 ¹⁾		基油粘度	
						LTL	HTPL	40 °C (105 °F)	100 °C (210 °F)
-	-	-	-	-	-	°C/°F		mm ² /s	
LGMT 2	多目的、一般産業・自動車用	M	M	L-M	2	-30 -20	120 250	110	11
LGMT 3	多目的、一般産業・自動車用	M	M	L-M	3	-30 -20	120 250	120	12
LGEP 2	極圧、重荷重	M	L-M	H	2	-20 -5	110 230	200	16
LGWA 2	広温度範囲 ³⁾ 、極圧	M-H	L-M	L-H	2	-30 -20	140 285	185	15
LGFP 2	食品加工に使用可能	M	M	L-M	2	-20 -5	110 230	130	7,3
LGGB 2	生分解性、低毒性	L-M	L-M	M-H	2	-40 -40	90 ²⁾ 195	110	13
LGBB 2	風力タービン翼および ヨー軸受用グリース	L-M	VL	M-H	2	-40 -40	120 250	68	10
LGLT 2	低温、超高速	L-M	M-EH	L	2	-50 -60	110 230	18	4,5
LGWM 1	極圧、低温	L-M	L-M	H	1	-30 -20	110 230	200	16
LGWM 2	重荷重、広温度範囲	L-M	L-M	M-H	2	-40 -40	110 230	80	8,6
LGEM 2	高粘度、固体潤滑剤入り	M	VL	H-VH	2	-20 -5	120 250	500	32
LGEV 2	超高粘度、固体潤滑剤入り	M	VL	H-VH	2	-10 -15	120 250	1 020	58
LGHB 2	極圧、高粘度、高温 ⁴⁾	M-H	VL-M	L-VH	2	-20 -5	150 300	400	26,5
LGHP 2	高性能ポリウレアグリース	M-H	M-H	L-M	2	-40 -40	150 300	96	10,5
LGET 2	極端な高温または低温	VH	L-M	H-VH	2	-40 -40	260 500	400	38

¹⁾ LTL: 低温限界 HTPL: 高温性能限界

²⁾ LGGB 2は120 °C (250 °F)のピーク温度に耐えます。

³⁾ LGWA 2は220 °C (430 °F)のピーク温度に耐えます。

⁴⁾ LGHB 2は200 °C (390 °F)のピーク温度に耐えます。

表4

型番	縦軸	外輪の高速回転	揺動運動	激しい振動	衝撃荷重または頻繁な起動	低騒音	低摩擦	防錆性
-								
LGMT 2	○	-	-	+	-	-	○	+
LGMT 3	+	○	-	+	-	-	○	○
LGEP 2	○	-	○	+	+	-	○	+
LGWA 2	○	○	○	○	+	-	○	+
LGFP 2	○	-	-	-	-	-	○	+
LGGB 2	○	-	+	+	+	-	-	○
LGBB 2	-	-	+	+	+	-	-	+
LGLT 2	○	-	-	-	○	+	+	○
LGWM 1	-	-	+	-	+	-	-	+
LGWM 2	○	○	+	+	+	-	-	+
LGEM 2	○	-	+	+	+	-	-	+
LGEV 2	○	-	+	+	+	-	-	+
LGHB 2	○	+	+	+	+	-	-	+
LGHP 2	+	-	-	○	○	+	○	+
LGET 2	○	+	+	○	○	-	-	○

記号:
 + 推奨
 ○ 適
 - 不適

G

再給脂

グリースの実用寿命が転がり軸受の予想実用寿命より短い場合、軸受に再給脂を行う必要があります。再給脂は必ず、現行の潤滑剤が有効性を保っている間に行います。

軸受が再給脂を必要とする時期は、多くの関連要素によって異なります。これらの要素には次のようなものがあります。

- 軸受の種類および寸法
- 回転速度
- 運転温度
- グリースの種類
- 軸受周辺の空間
- 軸受の環境

再給脂の時期については、統計的法則に基づいた推奨に頼るしかありません。SKFでは再給脂の間隔を、全軸受の99%が依然として正常に潤滑されている期間が終わる時であると定義しています。これをグリース寿命 L_1 で表します。

SKFは、推奨される再給脂間隔とあわせて、実際のアプリケーションや試験に基づく経験値を参考にすることを推奨します。

多くのアプリケーションでは、最高温度に達する軌道輪の運転温度が $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($210\text{ }^{\circ}\text{F}$)より高くなる場合は、標準グリースでは温度上の限界があります。これ以上の温度になると特殊なグリースが必要です。また、軸受自体や外部シールなど隣接機械部品の温度限界も考慮する必要があります。

高温アプリケーションについて詳しくは、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

再給脂間隔

普通の清浄な運転条件で、横軸に取り付けた軸受の内輪が回転する場合、再給脂間隔 t_r は、以下の関数として線図4(→ 256ページ)から求めることができます。

- 速度係数 A に軸受係数 b_f を乗算したものと

ここで、

$$A = n d_m [\text{mm/min}]$$

$$b_f = \text{軸受形式と荷重条件による軸受係数} \\ (\rightarrow \text{表5、257ページ})$$

$$d_m = \text{軸受平均径 [mm]} \\ = 0,5 (d + D)$$

$$n = \text{回転速度 [r/min]}$$

- 荷重比 C/P

再給脂間隔 t_r は、高品質の鉱油系リチウム石けんグリースが、運転温度 $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($160\text{ }^{\circ}\text{F}$)であるときに正常な動きをすることのできる時間を推定したものです。軸受の運転条件が異なる場合は、再給脂間隔(→ 線図4、256ページ)を調整する必要があります(→ 運転条件と軸受形式による再給脂間隔の調整)。

速度係数Aが推奨の制限値(→ 表5、257ページ)の70%を超える場合は、使用しようとする潤滑剤の速度制限に対する影響を回転速度(→ 117ページ)に記載されているデータを参考にして検証し、回転速度が制限値内であるかどうかを確認してください。

高性能グリースを使用すると、再給脂の間隔とグリースの寿命を延ばすことが可能です。

密封型軸受のグリースの寿命については、各製品を扱った章を参照してください。

詳しくはSKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

運転条件と軸受形式による再給脂間隔の調整

運転温度

高温運転によるグリースの急速な経年劣化に対応するため、運転温度が $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($160\text{ }^{\circ}\text{F}$)を超えるケースでは、温度が $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($27\text{ }^{\circ}\text{F}$)高くなるたびに、得られた再給脂間隔(→ 線図4、256ページ)を半分にすることを推奨します。グリースの高温性能限界HTPL(→ 線図1、245ページ)を超えていないことを確認してください。

運転温度が $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($160\text{ }^{\circ}\text{F}$)を下回る場合は、低温性能限界LTPL(→ 線図1、245ページ)に近くなければ再給脂間隔 t_r を延ばしても構いません。ただし、再給脂間隔 t_r を2倍以上に延長することは推奨できません。

総保持器無し軸受およびスラストころ軸受では、 t_r 値(→ 線図4、256ページ)を超えないようにしてください。また、30 000時間を超える再給脂間隔はお勧めできません。

縦軸

縦軸に取り付けた軸受については、**線図4(→256ページ)**から得られる間隔を半分の長さにしてください。

この場合、軸受装置からのグリース漏れを防止するため、効果的なシール、シールド、パッフルプレートなどの使用が前提となります。

振動

中程度の振動であれば、グリースの寿命に悪影響が及ぶことはありません。しかし、振動スクリーンなど振動や衝撃の大きいアプリケーションでは、グリースが攪拌されます。このようなケースでは再給脂の間隔を短くしてください。運転中にグリースが柔らかくなりすぎる場合は、SKF LGHB 2などの機械的安定性が高いグリース、あるいはNLGI 3以下で硬めのグリースを使用してください。

外輪回転

外輪が回転するアプリケーションでは、速度係数Aの計算方法が異なります。このケースでは、 d_m の代わりに軸受外径Dを使用してください。グリース漏れを防止するための効果的なシールが使用されていることが前提条件です。

外輪の回転速度が速い(製品データ表に記載されている基準回転速度の> 40%)アプリケーションでは、オイルブリード特性が優れたグリースを使用する必要があります。

ハウジング軌道盤が回転するスラスト球面ころ軸受には、油潤滑を推奨します。

汚染

固体汚染物質の侵入が問題となるアプリケーションでは、計算によって得られる再給脂間隔よりも頻繁に再給脂する必要があります。再給脂をすることで汚染レベルが低下すると同時に、汚染物質の粒子の上を転がることによってできる傷の発生が抑制されます。水やプロセス流体などの液体汚染物質が存在する場合も、再給脂間隔を短くする必要があります。汚染が著しいケースでは、連続給脂を検討してください。

非常に低速の回転

低速アプリケーションでは、適正なグリースを選定してグリースを封入することが非常に重要です。支える荷重が小さく、非常に低速で回転する軸受には、ちょう度の低いグリースが必要です。支える荷重が大きく、低速で回転する軸受は、EP添加剤を含有し基油粘度の高いグリースで潤滑してください。

速度係数が $A < 20\,000$ mm/minの場合には、グラファイトや二硫化モリブデン(MoS₂)などの固体添加剤の使用を検討できます。

高速回転

推奨の速度係数A(→表5、257ページ)を上回る速度で使用する軸受に対しては、特殊グリースを使用する場合やハイブリッド軸受など軸受設計が修正されている場合に限り、再給脂間隔を適用することができます。このようなケースでは、グリースより循環給油またはオイルエア潤滑などの連続給油の方が有効性が高くなります。

重荷重および超重荷重

速度係数 $A > 20\,000$ mm/min、荷重比 $C/P < 4$ という条件で運転される軸受では再給脂間隔があまりにも短くなるため、連続給脂または油浴潤滑方式を推奨します。

速度係数 $A < 20\,000$ mm/min、荷重比 $C/P = 1\text{--}2$ であるアプリケーションについては、非常に低速の回転を参照してください。

一般的に、重荷重や高速には補助の冷却機能を備えた潤滑油システムが推奨されます。

超軽荷重

荷重が小さい場合($C/P = 30\text{--}50$)は、多くのケースで再給脂の間隔を延長することができます。満足の行く運転を得るためには、軸受にかかる荷重が、その軸受を取り扱った章に記載されている最小荷重を満たしていることが必要です。

ミスアライメント

球面ころ軸受、自動調心玉軸受、またはCARBトイダルころ軸受では、許容範囲内であれば静的なミスアライメントがグリース寿命に悪影響を及ぼすことはありません。

大型軸受

加工機械で使用される $d > 300$ mmの大型ころ軸受には、プロアクティブな再給脂が必要で、このような重要なアプリケーションでは、再給脂時のグリース量は厳密に守るべきですが、間隔は短くすることを推奨します。

再給脂を行う前に、使用中のグリースが固体および液体の汚染物によって汚染されていないか点検してください。また、密封システムに摩耗、損傷、漏れなどがないか、仔細に点検してください。一定期間の後、グリースおよび関連部品の状態が満足できるものであれば、再給脂間隔を徐々に延長することができます。

同様の手法は、スラスト球面ころ軸受、試作機、高密度動力設備のアップグレード時、ならびに使用実績が限られているアプリケーションなどに推奨されます。

円筒ころ軸受

再給脂間隔(→線図4、256ページ)は、次のような仕様の円筒ころ軸に対して有効です。

- ガラス繊維強化PA66保持器、ころ案内、呼び番号接尾記号P
- 黄銅製もみぬき保持器、ころ案内、呼び番号接尾記号M

次のような仕様の円筒ころ軸受に対しては、得られた再給脂間隔(→線図4、256ページ)を半分の長さにし、オイルブリード特性が優れたグリースを使用してください。

- 鋼板製打ち抜き保持器、ころ案内、呼び番号接尾記号なし、または接尾記号J
- 黄銅製もみぬき保持器、内輪または外輪案内、呼び番号接尾記号MA、MB、MH、ML、MPのいずれか
- 鋼板製保持器、内輪または外輪案内、呼び番号接尾記号JAまたはJB

観察

試験運転を行ってみて、求められた再給脂間隔 t_r の値が特定のアプリケーションには短すぎる場合は、以下の措置を推奨します。

- 軸受の運転温度を点検する。
- グリースに固体または液体の汚染物質が混入していないか点検する。
- 荷重またはミスアライメントなどの運転条件を点検する。
- より適したグリースが必要かどうかを点検する。

運転温度70°C (160°F)時の再給脂間隔

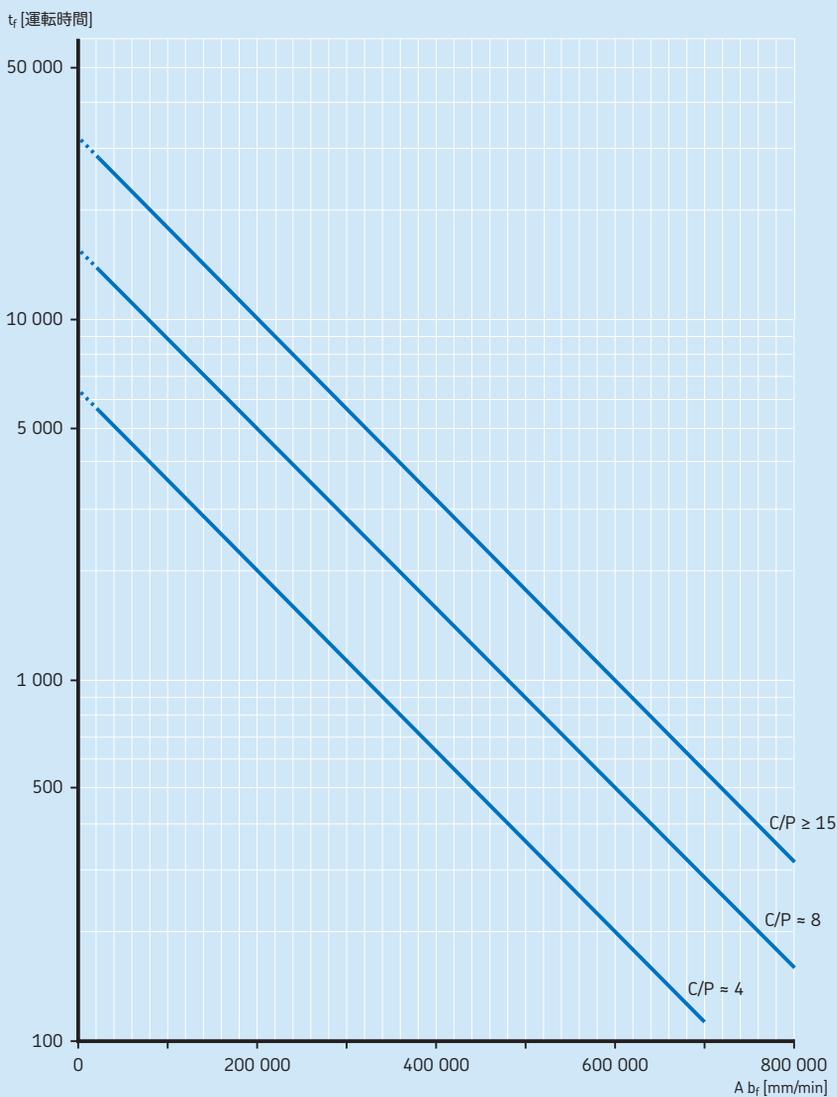


表5

軸受係数と推奨の速度係数 A 限界値

軸受の種類 ¹⁾	軸受係数	荷重比別の速度係数 A 推奨限界値		
		$C/P \geq 15$	$C/P \approx 8$	$C/P \approx 4$
-	-	mm/min		
深溝玉軸受	1	500 000	400 000	300 000
Y-軸受	1	500 000	400 000	300 000
アンギュラ玉軸受	1	500 000	400 000	300 000
自動調心玉軸受	1	500 000	400 000	300 000
円筒ころ軸受				
- 自由側軸受	1.5	450 000	300 000	150 000
- 固定側軸受、アキシアル外力なし、または軽い変動するアキシアル荷重あり	2	300 000	200 000	100 000
- 固定側軸受、一定して作用する軽アキシアル荷重	4	200 000	120 000	60 000
- 保持器なし、総ころ ²⁾	4	NA ³⁾	NA ³⁾	20 000
針状ころ軸受				
- 保持器付き	3	350 000	200 000	100 000
- 保持器なし、総ころ	SKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。			
円すいころ軸受	2	350 000	300 000	200 000
球面ころ軸受				
- 荷重比が $F_a/F_r \leq e$ で $d_m \leq 800$ mm の場合				
213、222、238、239系列	2	350 000	200 000	100 000
223、230、231、232、240、248、249系列	2	250 000	150 000	80 000
241系列	2	150 000	80 000 ⁴⁾	50 000 ⁴⁾
- 荷重比が $F_a/F_r \leq e$ で $d_m > 800$ mm の場合				
238、239系列	2	230 000	130 000	65 000
230、231、232、240、248、249系列	2	170 000	100 000	50 000
241系列	2	100 000	50 000 ⁴⁾	30 000 ⁴⁾
- 荷重比が $F_a/F_r > e$ の場合				
全系列	6	150 000	50 000 ⁴⁾	30 000 ⁴⁾
CARBトイダルころ軸受				
- 保持器付き	2	350 000	200 000	100 000
- 保持器なし、総ころ ²⁾	4	NA ³⁾	NA ³⁾	20 000
スラスト玉軸受	2	200 000	150 000	100 000
スラスト円筒ころ軸受	10	100 000	60 000	30 000
スラスト針状ころ軸受	10	100 000	60 000	30 000
スラスト球面ころ軸受				
- 回転軸座金	4	200 000	120 000	60 000
トラックランナー軸受	SKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。			

¹⁾ 軸受係数と推奨の速度係数 A 限界値は、標準の内部形状および標準仕様の保持器を持つ軸受に適用されます。内部設計が異なるものや特殊仕様の保持器については、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

²⁾ 線図4から得られる e 値は係数10で割ってください。

³⁾ 非該当。これらのC/P値では、保持器付きの軸受を推奨します。

⁴⁾ 高速回転には油潤滑を推奨します。



再給脂の方法

一般的に、再給脂の方法はアプリケーションおよび再給脂間隔 t_r によって決まります。SKFでは以下の方法のいずれかを推奨しています。

- 再給脂間隔が6ヶ月未満の場合は、グリースの補給が便利な方法であり、広く使用されています。この方法だと運転を中断する必要がなく、連続給脂と比較した場合、定常状態の運転温度も低くなります。
- 再給脂間隔が6ヶ月以上の場合は、封入されているグリースの入れ替えが一般的に推奨されます。この作業は多くの場合、軸受の保守計画に組み込まれます。
- 汚染による悪影響のために推定される再給脂間隔が短い場合や、軸受へのアクセスが困難であるためにその他の再給脂方法では不便な場合などは、連続給脂が用いられます。ただし、高速回転のアプリケーションには推奨できません。これは、グリースが激しく攪拌されて運転温度が非常に高くなり、グリースの増ちょう剤の組成が破壊される恐れがあるためです。

軸受装置の中に複数の種類の軸受が使用されている場合は、推定される再給脂間隔が最も短い軸受に合わせてその他の軸受も再給脂するのが通例です。上記の3つの方法について、目安となるグリースの量を次に示します。

補給

潤滑の冒頭で説明しているとおり、軸受内の空間容積は取り付け時にグリースを封入して完全に満たしますが、ハウジングの空間容積は通常、部分的にしかグリースを充填しません。どのような方法で補給するかに応じて、次のような割合でハウジングの空間容積にグリースを充填することを推奨します。

- 軸受側面から補給する場合は40% (→ 図1)。
- 軸受内輪または外輪の潤滑穴から補給する場合は20% (→ 図2)。

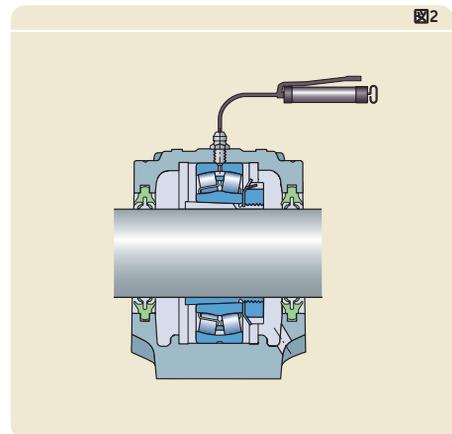
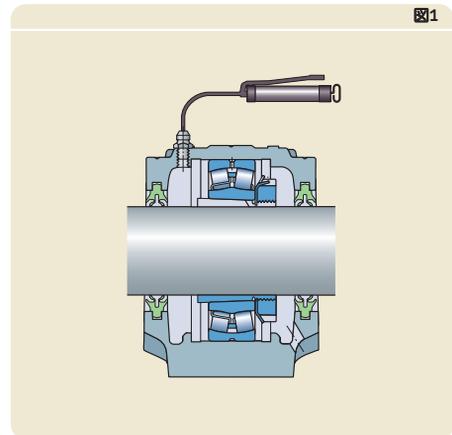
軸受側面から補給する場合の適量は、次の式を用いて求めることができます。

$$G_p = 0,005 D B$$

軸受内輪または外輪の潤滑穴から補給する場合は、次の式を用います。

$$G_p = 0,002 D B$$

ここで、
 G_p = 補給時に追加するグリース量 [g]
 B = 軸受全幅 [mm] (円すいころ軸受にはT、スラスト軸受には高さHを使用)
 D = 軸受外径 [mm]



グリースガンを用いてグリースを補給するには、ハウジングにグリースニップルが必要です。また、接触シールを使用している場合はハウジングに排脂穴を設けて、軸受周囲の空間に余分なグリースが溜まらないようにすることが必要です(→ 図1および図2)。軸受周囲の空間にグリースが溜まると、軸受温度が恒常的に高くなります。高圧水を使用して洗浄する際は、排脂穴を塞いでください。

余剰のグリースが軸受周囲の空間に溜まると温度が突出して高くなる原因となる場合があります。グリースのみならず軸受にも有害な影響を及ぼす恐れがあります。高速で回転する軸受では、この現象が一層顕著になります。このようなケースでは、排脂穴と併せてグリースフリンガーを使用することを推奨します。グリースフリンガーによって過剰潤滑が防止できらうえ、機械運転中の再給脂も可能になります。グリースフリンガーは、基本的には軸とともに回転する円板であり、ハウジングのエンドカバーとの間に細いすきまを形成します(→ 図3)。余剰な使用済みグリースはこのフリンガーによって環状の凹部に吐出され、エンドカバーの下にある開口部を通してハウジングから排出されます。

排脂穴の設計および寸法については、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

新しいグリースが軸受に到達して古いグリースと確実に入れ替わるよう、ハウジングの給脂穴から外輪側面のすぐ傍までグリースが届くようにするか(→ 図1、図4)、可能であれば、軸受の中へ給脂できるようにしてください。球面ころ軸受など軸受の種類によっては、潤滑を効率よく行うために油溝および一つまたは複数の給油穴、あるいはこれらのいずれかが、内輪または外輪に設けられています(→ 図2、図5)。

図3

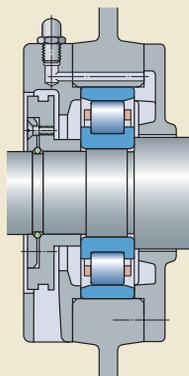


図4

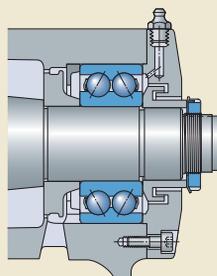
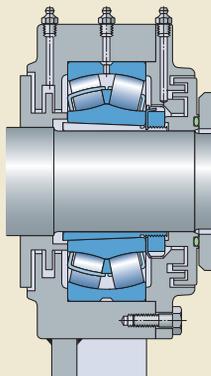


図5



G

使用済みのグリースの入れ替えを効果的に行うには、機械の運転中に軸受の再給脂を行うことが重要です。機械が停止している場合は、グリースの補給中は軸受を回転させてください。内輪または外輪から軸受に直に給脂する際は、新しいグリースが軸受の空間容積に直に入るようにします。したがって、この方法による給脂では、必要なグリースの量が側面からの給脂よりも少なく済みます。給脂穴には、取り付け時にグリースが完全に充填されていることが前提です。そうでない場合は、初回の補給時にグリースを多めに給脂して、空の穴にもグリースを充填する必要があります。

長いグリース配管を用いる場合は、想定する周囲温度においてグリースが十分に送り込まれるか確認してください。

ハウジング空間容積を満たすグリース量が空間全体の約75%になったら入れ替える必要があります。側面からの再給脂で、初期の補給量をハウジングの40%とする場合、約5回の補給でグリースが完全に入れ替わるようにしてください。内輪または外輪から軸受へ直に給脂する場合は、ハウジングの初期充填量が少なく、補給時の追加グリース量も少なめになるため、入れ替えは稀な場合を除いて必要ありません。

封入グリースの入れ替え

推定される再給脂間隔に基づいて、あるいは補給を幾度か繰り返した後、封入されているグリースを入れ替える際は、軸受およびハウジング内の古いグリースを完全に取り除いた後、給脂するようにしてください。古いグリースは、環境に害を及ぼさない責任ある方法によって処分してください。

軸受およびハウジングへのグリース充填は、補給(→ 258ページ)で説明している目安に従って行ってください。

封入グリースを入れ替えるには、ハウジングへのアクセスが可能でしかも容易に開放できることが必要です。分割型ハウジングのふたや一体型ハウジングのカバーは通常取り外すことができ、中の軸受が見えるようになっています。古いグリースを取除いたら、まず初めに転動体の間に新しいグリースを詰めていきます。このとき、軸受、ハウジング、グリース容器の中に汚染物が入らないよう、注意が必要です。また、皮膚にアレルギー反応が起きないように、耐グリース性手袋の着用を推奨します。

ハウジングへのアクセスが難しくても、グリースニップルと排脂穴が備わっている場合は、排脂穴から出てくるグリースが新しいグリースになるまで短い間隔で給脂を幾度か繰り返すという方法によって、封入グリースを完全に入れ替えることが可能です。この方法では、通常の手作業による入れ替えよりはるかに多量のグリースが必要となります。また、この方法による入れ替えには速度制限があります。高速では、グリースが攪拌されることによって温度が上昇する場合があります。

連続給脂

この方法は、計算から求められた再給脂間隔が非常に短いために汚染による悪影響が懸念される場合や、軸受へのアクセスが困難であるなどその他の再給脂方法では不便な場合などに用います。グリースが過剰に攪拌されて温度が上昇しがちであることから、連続給脂は回転速度が比較的遅く、速度係数が以下のような場合에만推奨されます。

- $A < 150\,000$ mm/min (玉軸受の場合)
- $A < 75\,000$ mm/min (ころ軸受の場合)

これらのケースでは、ハウジングのグリースの初期充填率は90%とし、 G_p の式(→ 補給、258ページ)に基づく必要量を再給脂間隔で割って、時間単位当たりの給脂量を求めます。

連続給脂をする際は、想定する周囲温度でグリースが配管から十分に送り込まれるか確認してください。

連続給脂には1箇所あるいは複数箇所の潤滑が自動的に行えるSKF SYSTEM 24、SKF MultiPointなどの潤滑装置を使用することができます。

詳しくはSKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

SKF Monoflex、SKF ProFlex、SKF Duoflex、SKF Multiflexなどの集中潤滑システムを使用すると、給脂量が様々に異なっても確実にグリースを供給することができます。SKF潤滑システムについて詳しくは、skf.com/lubricationをご覧ください。

油潤滑

転がり軸受の潤滑に潤滑油を使用するのは次のような場合です。

- 高速回転または高運転温度のためにグリースが使用できない場合
- 軸受の配置場所から余分な熱を取り除く必要がある場合
- 隣接部品(歯車など)の潤滑に潤滑油を使用している場合

軸受の実用寿命を延ばすには、どの潤滑方式を用いるにせよ、清浄な潤滑油のみを使用してください。潤滑油による潤滑方法には次のようなものがあります。

- 循環給油式
- オイルジェット式
- オイルエア式

循環給油式またはオイルエア式を使用する場合は、軸受から流れてくる潤滑油が軸受装置外に流れ出るよう、適正な寸法の穴を設ける必要があります。

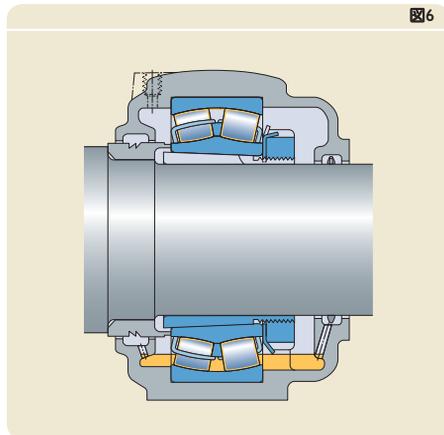
油潤滑の種類

油浴式

油潤滑で最も簡易な方法が油浴式です(→**図6**)。軸受の回転部品によってすくい上げられた潤滑油が軸受内に行き渡り、その後、ハウジング内の油溜めに戻ります。潤滑油の油面の高さは、軸受が静止しているときに最も低い位置にある転動体が中央まで浸かる程度にしてください。SKFでは、SKF LAHD 500などの自動油量調節装置で正しい油量を保持することを推奨しています。

高速運転の場合は油面の高さが著しく下がるため、自動油量調節装置の働きによってハウジング内の油量が過剰になることがあります。このような場合は、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

図6



ピックアップリング式

速度や運転温度の関係上、安定した潤滑油の供給が求められる軸受アプリケーションについては、ピックアップリングの使用を推奨します(→ 図7)。ピックアップリングは軸受片側の軸上のスリーブに吊り下げて取り付け、ハウジング下部にある油溜めに浸かった状態になっています。軸が回転するとピックアップリングもそれに伴って回転し、潤滑油を油溜めから油溝に運びます。油溝に集められた油は軸受の中を通過して、再び油溜めに戻ります。SKF SONL プランマブロックハウジングは、ピックアップリングを使用した油潤滑方式用に設計されています。

詳しくはSKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

循環給油式

高速回転の運転では運転温度が上昇するため、潤滑油の劣化が早まります。循環給油式は、潤滑油を頻繁に交換せず十分な油量で潤滑が行えるようにするために、広く用いられている方法です(→ 図8)。油の循環は、通常、ポンプで制御されます。軸受を通過した油はタンクに留まり、ろ過と場合によっては冷却を経て、軸受に戻されるのが一般的です。適正なる過によって汚染度が低下し、軸受の実用寿命が長くなります(→ SKF定格寿命、64ページ)。油を冷却することによって、軸受の運転温度を大幅に下げることができます。

図7

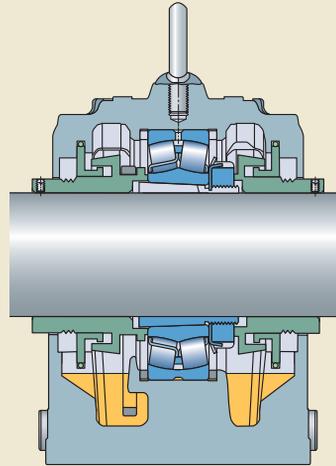
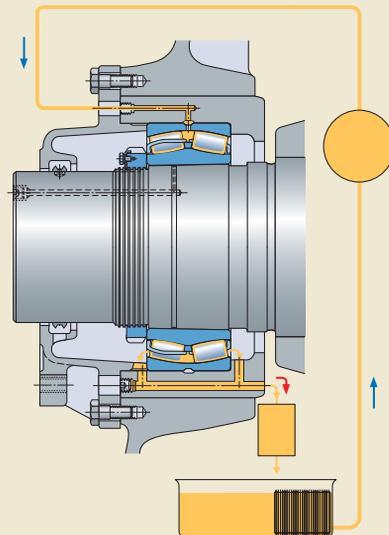


図8



G

潤滑

オイルジェット式

非常な高速運転では、運転温度が必要以上に高くないように、十分かつ多すぎない量の油を軸受に供給して、適正な潤滑を行わなければなりません。これを達成するのに特に効果的な方法が、オイルジェット式です(→ 図9)。この方法では、高圧のオイルジェットを軸受の側面に噴射して潤滑を行います。オイルジェットは、回転する軸受周囲の空気乱流を突き抜けるのに十分な速度($\geq 15 \text{ m/s}$)で噴射する必要があります。

オイルエア式

オイルエア式(→ 図10)はオイルスポット式とも呼ばれ、正確に計量したごく少量の油を圧縮空気と混ぜ、各軸受に向けて吹き付ける潤滑方法です。このように潤滑油量を最小限にすることで軸受の運転温度を低く抑えたり、その他の潤滑方式よりも高速回転を行ったりすることができます。圧縮空気には軸受を冷却する効果と同時に、軸受ハウジング内の圧力を高め、外部からの汚染物質の侵入を防ぐ効果が期待できます。

オイルエア潤滑装置の設計について詳しくは、skf.com/lubricationをご覧ください。

オイルミスト式

オイルミスト潤滑は環境に悪影響を及ぼす可能性があることから、推奨されない時期がありました。

新世代のオイルミスト発生装置は、油含有量が5 ppmのオイルミストを作ることができます。新設計の特殊シールも、ミストの周囲への拡散量を最低限に抑えます。無毒性の合成油を使用すれば、環境への影響はさらに低減されます。オイルミスト潤滑は、現在では石油産業などごく限られたアプリケーションで用いられています。

図9

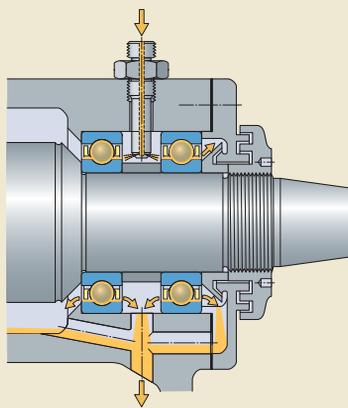
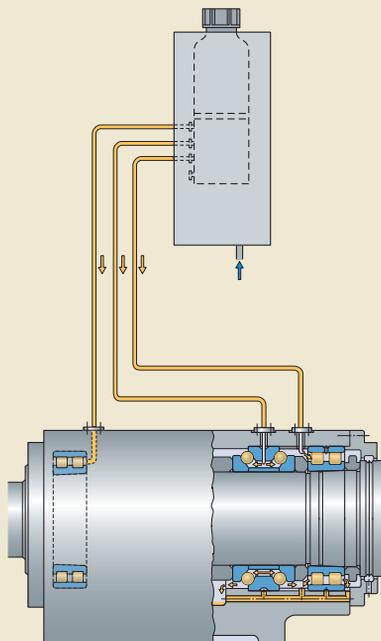


図10



潤滑油

転がり軸受の潤滑には、一般的に無添加の鉱油が使用されています。潤滑特性を改善する極圧(EP)または耐摩耗(AW)添加剤を含有した油は、概して限られた特殊なケースでしか使用されません。潤滑油の添加剤については、グリースの添加剤(EPおよびAW)に関する情報(→ 荷重負荷能力、248ページ)をそのまま適用できません。

ポピュラーな潤滑剤の多くは、合成油バージョンも市販されています。一般的に軸受の潤滑に合成油を使用することが検討の対象となるのは、運転温度が非常に低い、または非常に高い場合など、極端なケースに限られます。合成油と呼ばれるものには、多種多様な原料油が使用されています。中でも主要なものはポリアルファオレフィン(PAO)、エステル、ポリアルキレングリコール(PAG)です。これらの合成油は、鉱油とは特性が異なります(→ 表6)。

流体油膜は、軸受内で金属同士の接触を防止する働きをするため、その厚さは軸受の疲労寿命に大きな役割りを果たします。流体油膜の厚さはある程度、粘度指数(VI)と圧力-粘度係数によって決まります。鉱油を基油とする潤滑剤はそのほとんどが似たような圧力-粘度係数であるため、資料から得られる一般的な数値を用いることができます。しかし、合成油では、圧力上昇に伴う粘度の変化は原料油の化学的構造によって決まります。そのため、基油となる原料油の種類によって、圧力-粘度係数が著しく異なります。このように粘度指数と圧力-粘度係数に違いがあることから、合成油を使用した場合の流体潤滑膜の形成状態は、同じ粘度の鉱油を使用した場合と異なることに留意が必

要です。合成油について詳しくは、潤滑剤のサブライヤーにお問い合わせください。

その他、添加剤も流体油膜の形成に関係があります。合成油は溶解度に大小の差があるため、鉱油を基油とする潤滑剤には含まれないような、別の種類の添加剤が使用される場合があります。

表6

潤滑油の種類別特性

特性	基油の種類			
	鉱油	PAO	エステル	PAG
流動点 [°C] [°F]	-30 ..0 -20 ..30	-50 ..-40 -60 ..-40	-60 ..-40 -75 ..-40	約-30 約-20
粘度指数	低	中	高	高
圧力 - 粘度係数	高	中	低 - 中	中

G

潤滑油の選定

潤滑油を選定する際は、通常の運転温度で十分な厚さの流体油膜が形成されるのに必要な粘度を主な基準とします。油の粘度は温度に依存し、温度が高くなると粘度は低くなります。油の粘度と温度の関係は、粘度指数(VI)で表します。転がり軸受には、粘度指数が少なくとも95(温度による変化が小さい)の油が推奨されます。

転動体と軌道面間の接触面に十分な厚さの油膜を形成するには、通常の運転温度において油が最小粘度を保持する必要があります。通常の運転温度で適正な潤滑を行うために必要な定格粘度 v_1 は、鉱油を使用することを前提とし、**図5(→ 268ページ)**から求めることができます。経験から運転温度が分かっているとき、または何らかの方法で温度が特定できるときは、国際的に基準値として規定されている40 °C (105 °F)時に対応する粘度、ISO VG粘度クラスを、**線図6(→ 269ページ)**から求めることができます。ただし、この線図は粘度指数95について作成されたものです。

球面ころ軸受、トロイダルころ軸受、円すいころ軸受、スラスト球面ころ軸受など一部の種類の軸受は、似たような運転条件下では、深溝玉軸受や円筒ころ軸受などのその他の種類の軸受よりも運転温度が通常高くなります。

潤滑油を選定する際は、下記を考慮してください。

- 得られた粘度 v_1 (→ **線図5、268ページ**)よりも、通常の運転温度における粘度 v が高い潤滑油を選択すると、軸受の寿命が延びる可能性があります。 $v > v_1$ という条件は、ISO VG粘度クラスが高めの鉱油を選択するか、圧力-粘度係数は同じで粘度指数が高めの潤滑油を選択することによって成立します。粘度が高くなると運転温度も上昇するため、この方法による潤滑の改善には、実際上の限界があります。
- 粘度比 $\kappa < 1$ (→ **粘度比 κ 、241ページ**)の場合は、EP添加剤を含む潤滑油を推奨します。 $\kappa < 0,4$ になると、EP添加剤を含む油の使用が必須となります。 $\kappa > 1$ であっても、中-大型のころ軸受を使用している場合、EP添加剤を含む油によって運転信頼性を高めることができます。ただし、EP添加剤によっては逆効果になる場合もあるので注意が必要です。
- 回転速度が例外的に遅い場合や速い場合、非常に複雑な荷重条件、特殊な潤滑条件などについては、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

例

内径が $d = 340$ mm、外径が $D = 420$ mmの軸受を $n = 500$ r/minで回転させるとします。このとき、基準温度40 °C (105 °F)に必要な粘度 v を求めます。

線図5(→ 268ページ)から、 $d_m = 0,5 (340 + 420) = 380$ mmかつ $n = 500$ r/minであるとき、適正な潤滑を通常の運転温度で行うために必要な定格粘度 v_1 は、約11 mm²/sであることが分かります。通常の運転温度が70 °C (160 °F)だとすると、**線図6(→ 269ページ)**から、基準温度40 °C (105 °F)における実粘度が $v \geq 32$ mm²/sである、粘度クラスISO VG 32の潤滑油が必要ということになります。

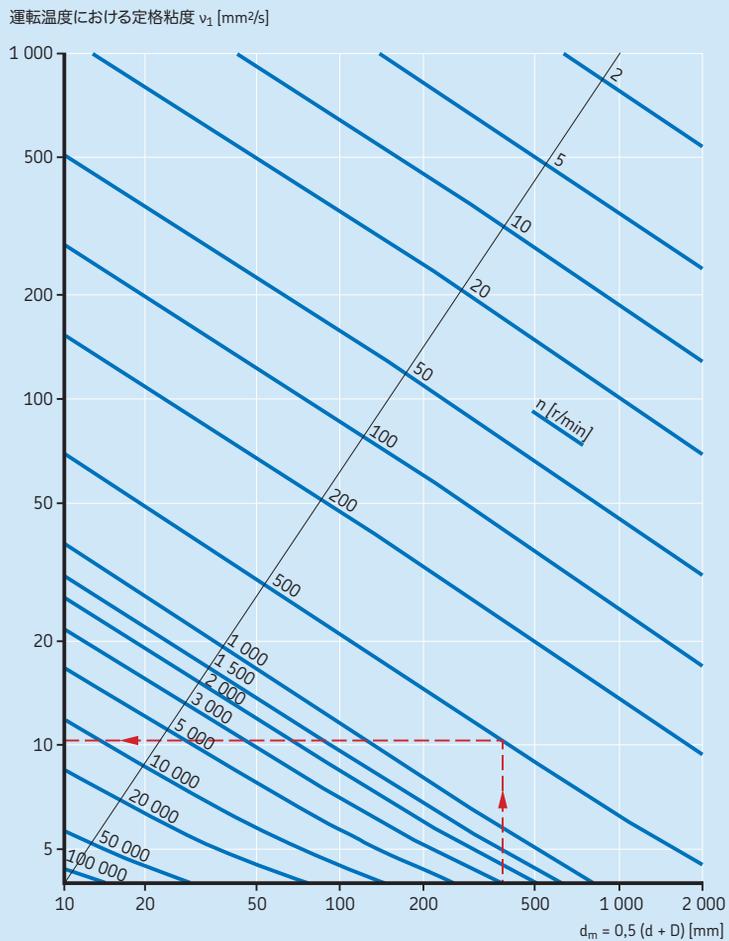
潤滑油の交換

潤滑油を交換する頻度は、主に運転条件と潤滑油の量によって決まります。

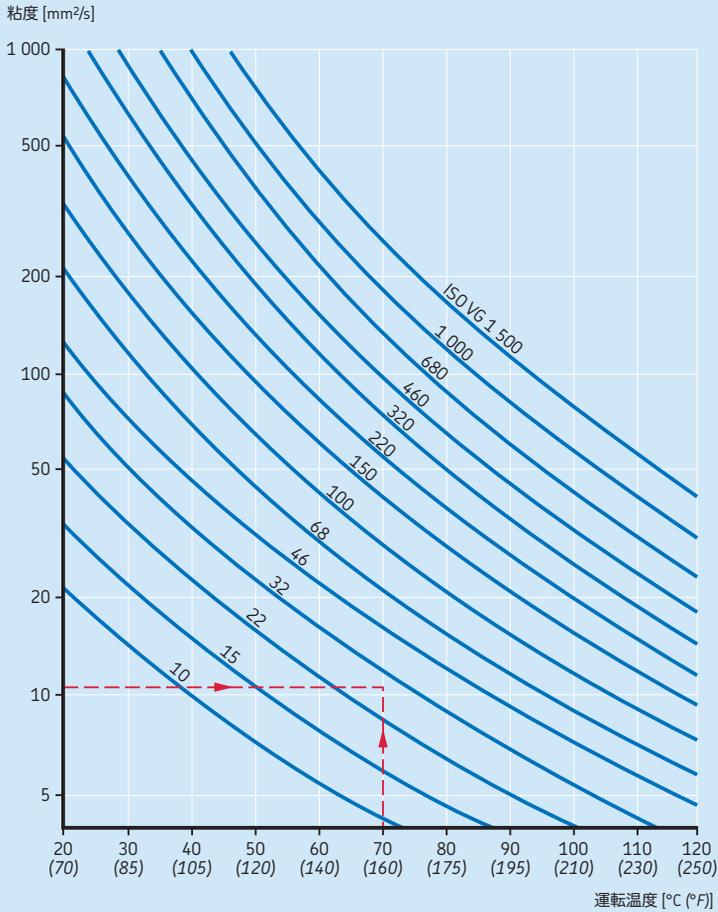
油浴潤滑式では、一般的に、運転温度が50℃(120°F)を上回らず汚染のリスクもほとんどなければ、一年に一度の交換で十分です。高温ではより頻繁な交換が必要で、例えば運転温度が100℃(210°F)前後である場合は3ヶ月ごとに交換します。その他の運転条件が過酷な場合も頻繁な交換が必要です。

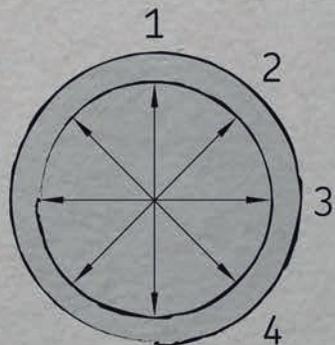
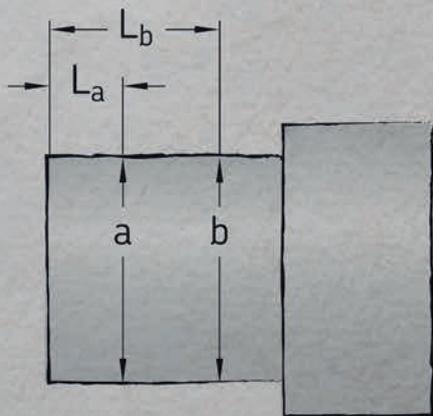
循環給油システムでは、油を交換する間隔は、全油量を循環させる回数と油の冷却が行われるか否かによって決まります。適正な交換時期を判断するには、油が汚染されていないか、酸化が進んでいないかなど、試験や定期的な点検を行って確かめる以外に方法はありません。オイルジェット潤滑式にも同じことがあてはまります。オイルエア潤滑式では、油は軸受を一度通過するのみで、その後循環しません。

運転温度における推定定格粘度 v_1



ISO粘度等級に適用されている粘度と温度の関係
(鉱油、粘度指数95)





取り付け・取り外しと 軸受の管理

全般	272
取り付け場所.....	272
取り付け・取り外しに先立つ準備.....	272
軸受の取り扱い.....	274
取り付け	275
円筒穴軸受の取り付け.....	275
常温の取り付け.....	275
加熱による取り付け.....	276
軸受の調整.....	277
テーパ穴軸受の取り付け.....	278
小型および中型軸受.....	278
中型および大型軸受.....	278
締まりばめの達成.....	280
試運転.....	284
休止中の機械.....	284
取り外し	285
円筒軸のはめあい面に取り付けられた 軸受の取り外し.....	285
常温の取り外し.....	285
加熱による取り外し.....	286
テーパ軸のはめあい面に取り付けられた 軸受の取り外し.....	287
アダプタスリーブに取り付けられた 軸受の取り外し.....	288
取り外しスリーブに取り付けられた 軸受の取り外し.....	290
軸受の保管	291
保管環境.....	291
開放型軸受の保管可能期間.....	291
密閉型軸受の保管可能期間.....	291
検査と清掃	291



全般

転がり軸受は信頼性の高い機械部品であり、取り付けとメンテナンスを適切に行えば、長い実用寿命を提供します。取り付けを適切に行うには、経験、精度、清潔な作業環境、適切な工具類が必要です。

適切な取り付け技術、作業速度、精度、安全性を推進するため、SKFでは高品質の取り付けおよびメンテナンス製品を幅広く用意しています。製品群には、機械式や油圧式工具、軸受ヒーター、グリースに至るまであらゆるものが含まれます。SKFのメンテナンス製品類について詳しくは、オンライン(skf.com/mapro)にて製品情報をご覧ください。

軸受を正しく取り付けることは、特に大型軸受では、意外と難しいものです。軸受の取り付けとメンテナンスを適切に行えるよう、SKFでは、SKF Reliability Systems(信頼性システム)コンセプトの一貫としてセミナーや実地研修を実施しています。また、最寄りのSKFまたはSKF正規代理店からも、取り付けとメンテナンスのサポートを受けることができます。

ここに記載されている情報はあくまで一般論であり、その主な目的は、軸受の取り付け・取り外しが容易に行えるよう、機械・設備機器の設計者が考慮すべき事項を紹介することにあります。詳細な取り付け・取り外し手順については、SKF軸受メンテナンスハンドブックを参照してください。

取り付け場所

軸受の取り付けは、切粉や粉塵が出る機械から離れた、乾燥してほこりのない場所で行う必要があります。大型の軸受によくあるように、この条件を満たさない場所で軸受を取り付けなければならない場合は、取り付けが完了するまで、軸受および取り付け位置をほこりやゴミおよび湿気から保護するための対策が必要です。保護対策としては、軸受や部品などをビニールやホイルで覆ったり包んだりするとよいでしょう。

取り付け・取り外しに先立つ準備

取り付けに先立って、必要な部品、工具、機器、データなどがすべて手元に揃っていることを確認します。また、事前に図面や説明書に目を通し、部品の正しい組み立て手順や方向などを確かめておくこともお勧めします。軸受が汚染物質にさらされないよう、取り付け直前まで軸受をオリジナルの梱包から出さないでください。取り扱いの不備や梱包の損傷によって軸受が汚染された恐れのある場合は、取り付け前に洗浄して乾燥させる必要があります。

詳細情報

取り付け・取り外しと軸受の管理

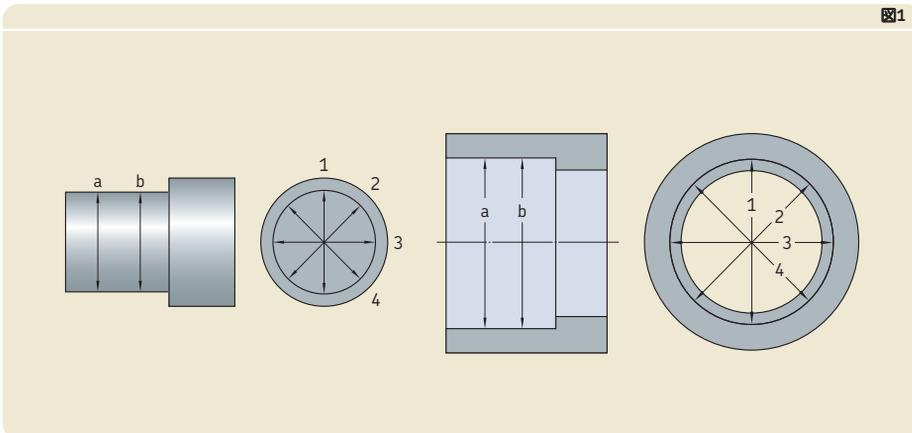
.... → [SKF軸受メンテナンスハンドブック](#)

軸受別取り付け説明書 → skf.com/mount

テーパはめあい面への軸受の取り付け

..... → skf.com/drive-up

図1



関連部品の点検

ハウジング、軸、シールや、軸受システムのその他の部品が清潔かどうかを点検してください。これは特にねじ穴、引込み口、溝など、加工時のくずが溜まりがちな箇所について重要です。また、鑄造ハウジングの塗装されていない表面のいずれにも中子砂が付着していないこと、バリがきれいに取り除かれていることも確認してください。

すべての部品が清潔で乾燥していることが確認できたら、各部品の寸法公差と形状公差を点検します。関連部品が所定の公差に準拠していなければ、軸受は満足に性能を発揮することができません。通常、円筒軸およびハウジングのはめあい面の直径は、マイクロメータや内径測定器を使用して2箇所の断面で4方向に測定します(→ 図1)。テーパ軸のはめあい面は、リングゲージ(GRA 30シリーズ)、テーパゲージ(DMBまたは9205シリーズ)、サインバーなどを用いて測定します。

測定した値はすべて記録しておくことをお勧めします。測定に際しては、部品と測定器具類がほぼ同じ温度であることが重要です。これはとりわけ大型軸受とその関連部品について重要です。

防錆剤の除去

通常は、新しい軸受に塗布されている防錆剤を取り除く必要はありません。軸受の外側と内径の表面を拭き取るだけで十分です。しかし、軸受をグリース潤滑して非常に高温または低温で使用する場合や、使用する潤滑剤と防錆剤に相溶性がない場合は、軸受を洗浄して丁寧に乾燥させる必要があります。シールまたはシールドで密封された軸受はグリースが封入されているため、取り付け前に洗浄しないでください。

オリジナルの梱包から取り出すと、外径が $D > 420$ mm の大型軸受では、べとべとした防錆剤がかなり厚く塗られている場合があります。このような軸受はホワイトミネラルスピリットまたはその他の安全な洗浄液で完全に洗浄し、乾燥させてください。



軸受の取り扱い

軸受の取り扱いに際しては、手袋の着用、ならびに軸受を取り扱うために設計された専用の運搬・昇降工具(→ 図2)の使用を推奨します。適切な工具を使用することで安全性が向上し、時間と労力の節約ができます。

高温の軸受や油が塗布された軸受を取り扱う際は、耐熱性または耐油性のある適切な手袋の着用を推奨します。

大型で重い軸受にはリフト用のベルトなどを使用して、軸受を下から支えるようにしてください(→ 図3)。フックとベルトの間にばねをつけると、軸に軸受を押し込む際、位置決めが行いやすくなります。

大型軸受については、吊り上げを容易に行えるよう、ご要望に応じてアイボルト用の穴を軌道輪側面に設けることができます。これらのねじ穴は軌道輪の厚さによって大きさと深さが制限されるため、軸受本体の重量のみを支えるよう設計されています。アイボルトにかかる荷重が、シャック軸方向の荷重のみになるようにしてください(→ 図4)。

軸に取り付け済みの軸受の上から非分離型の大きなハウジングを取り付ける場合は、ハウジングを3点吊りにして、そのうちの1点の長さを調節できるようにするとよいでしょう。こうすることで、ハウジング内径と軸受外輪との位置合わせが容易に行えます。

図2

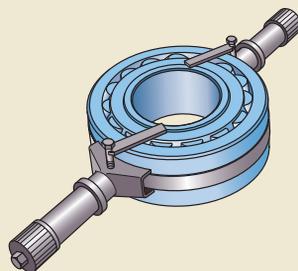


図3

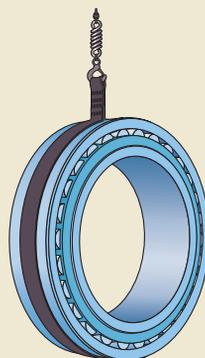
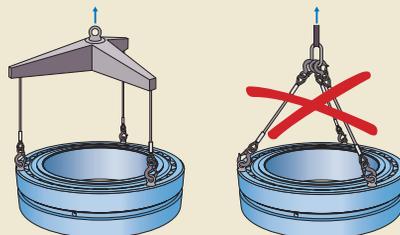


図4



取り付け

軸受の種類と寸法によって、機械式、加熱式、油圧式などの異なる取り付け方法を用います。以降、軸受の寸法を次のように区分します。

- 小型 → $d \leq 80 \text{ mm}$
- 中型 → $80 \text{ mm} < d < 200 \text{ mm}$
- 大型 → $d \geq 200 \text{ mm}$

いずれの場合においても、軸受軌道輪、保持器、転動体、シールに硬い物を絶対に直接当たらないようにすること、取り付け力が転動体にかからないようにすることが重要です。

締まりばめの場合は、はめあい面に低粘度のオイルを薄く塗布してください。すきまばめの場合は、はめあい面にSKFフレッチング防止剤を塗布することを推奨します。

円筒穴軸受の取り付け

非分離型の軸受では、はめあいのきつい軌道輪から先に取り付けるのが一般的です。

常温の取り付け

はめあいがあまりきつくない場合、小型軸受なら軸受軌道輪の側面にスリーブをあてがい、その上からハンマーで軽く叩いて押し込むことができます。軸受が傾いたり斜めに入ったりしないよう、軌道輪全周に均等に力が加わるよう叩いてください。スリーブの代わりに軸受取り付け工具(→ 図5)または取り付け用の当て板(→ 図6)を使用すると、力を中央に加えることができます。

多数の軸受を取り付ける際は、通常、圧入します。

軸受を軸と同時にハウジング内径にも押し込む必要がある場合は、取り付け力が内輪と外輪の両方に均等にかかるようにし、取り付け工具の接触面が同一面上に揃うようにしなければなりません。軸受の取り付けは、可能な限りSKF軸受取り付け工具(→ 図5)を使用して行ってください。

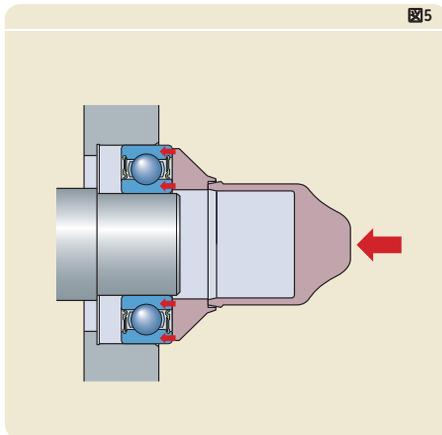


図5

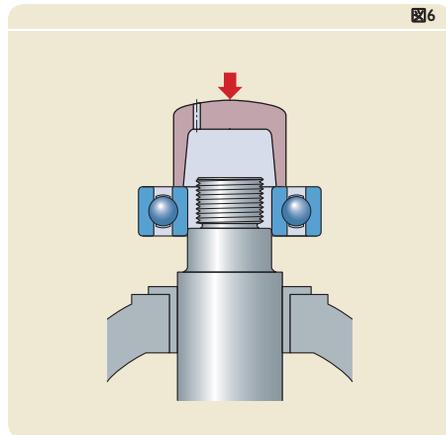


図6

H

取り付け・取り外しと軸受の管理

自動調心軸受では、軸受を取り付けた軸をハウジング内径に押し込む際に中間取り付けリングを使用すると、外輪が傾いたり旋回したりするのを防ぐことができます(→ 図7)。12および13系列の大型自動調心玉軸受は、玉が軸受側面からはみ出ています。これらの軸受を取り付ける際は、この設計上の特徴を考慮する必要があります。

分割可能な軸受は外輪と関係なく内輪を取り付けることができるため、特に内外輪ともに締めればめである場合、取り付け作業が簡素化されます。内輪を取り付けた軸を外輪の付いたハウジングに挿入する際は、軌道面と転動体を傷つけないよう慎重なアライメント調整が必要です。円筒または針状ころ軸受で内輪につばのないもの、あるいは片つばのものを取り付ける際は、案内スリーブ(→ 図8)の使用が必要です。案内スリーブはその外径が内輪軌道径に等しく、円筒ころ軸受の場合は公差等級d10(E)、針状ころ軸受の場合は0/-0,025 mmの公差で加工されている必要があります。

加熱による取り付け

軸受の取り付けに必要な力は軸受の寸法が大きくなるに従って著しく増大するため、一般的に大型軸受の取り付けでは、軸受かハウジングのいずれかを加熱しなければ取り付けを行うことができません。

軸受軌道輪と軸またはハウジング間に必要な温度差は、軸受の締めしろの大きさとはめあい面の直径によって異なります。開放型の軸受を加熱する際は、120 °C (250 °F)を超えてはなりません。また、シールまたはシールドで密封された軸受を80 °C (175 °F)より高く加熱することはお勧めしません。どうしても高温にする必要がある場合は、シールまたはグリースの低い方の許容温度を超えないように注意してください。

軸受を加熱する際は、局部加熱を避けてください。軸受を均等に加熱するには、SKFのインダクションヒーター(→ 図9)の使用をお勧めします。ホットプレートを使用する場合は、軸受を幾度か反転させる必要があります。シール付き軸受は、シールが絶対にホットプレートに直接接触しないようにしてください。ホットプレートと軸受内輪の間にリングを置いてください。

図7

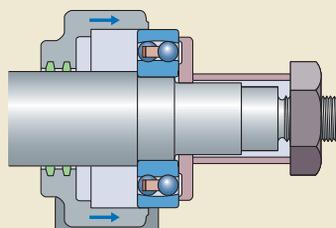


図8

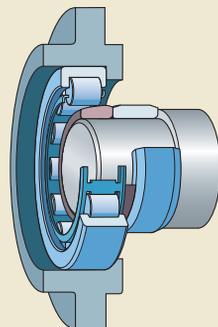
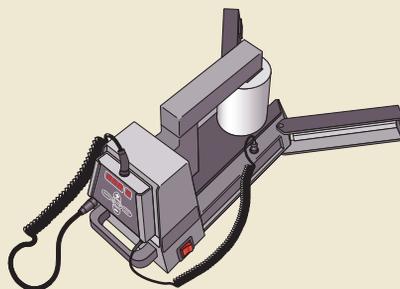


図9



軸受の調整

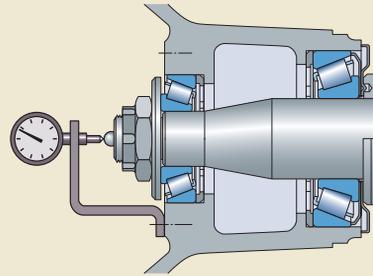
単列アンギュラ玉軸受および単列円すいころ軸受の内部すきまは、第二の軸受に対する調整が済んだ時点で決まります。通常、これらの軸受は2個一對の背面組み合わせまたは正面組み合わせで使用され、所定のすきままたは予圧が得られるまで、一方の軌道輪はアキシャル方向に移動できるようにしておきます。軸受の予圧に関しては、軸受予圧(→ 214ページ)を参照してください。

ここでは、アンギュラ玉軸受または円すいころ軸受を使用した軸受装置の内部すきまの調整についてのみ、推奨事項を記載しています。

取り付け時に確保すべきすきまの適正値は、軸受の寸法と配列や、荷重や温度などの運転条件によって異なります。アンギュラ玉軸受および円すいころ軸受は、ラジアル内部すきまとアキシャル内部すきまとの間に明確な相関関係があるため、一方の値、通常はアキシャル内部すきまを決めるだけで十分です。この所定のすきま値は、すきませりの状態から、軸のナットまたはハウジング内径のねじ付きリングを緩めたり締めたりして、あるいは片方の軌道輪とその隣接部との間に補正用の座金またはシムをかませることによって、達成します。実際にどのような方法ですきまを調整し測定するかは、取り付ける軸受の総数に大きく左右されません。

軸受装置のアキシャルすきまを点検する方法の一つに、ハブにダイヤルインジケータを取り付けて測る方法があります(→ 図10)。円すいころ軸受を調整してすきまを測定する際は、軸またはハウジングを両方向に数回回転させ、ころ大端面が内輪の大つばと正しく接触するかどうかを確認します。正しく接触していないと、正しい測定結果が出ません。

図10



テーパ穴軸受の取り付け

テーパ穴軸受の場合、内輪は必ず締めりばめで取り付けます。しめしろの大きさは、テーパ軸のはめあい面、またはアダプタスリーブ、取り外しスリーブなどに軸受をどれだけ押し込むかによって決まります。軸受がテーパはめあい面に押し込まれるため、ラジアル内部すきまは減少します。このすきまの減少量またはアキシャル方向に押し込んだ距離を測ることで、しめしろの大きさと適正なはめあいを決めることができます。すきま減少量およびアキシャル方向の押し込み量の推奨値は、各製品が掲載された章にあります。

小型および中型軸受

小型および中型の軸受($d \leq 120$ mm)は、軸受取り付け工具またはできればロックナットを用いて、テーパはめあい面に押し込むことができます。アダプタスリーブにはスリーブナットを使用してください。ナットはフックスパナまたはインパクトスパナで締めることができます。取り外しスリーブを軸受内径に押し込むには、軸受取り付け工具またはエンドプレートが使用できます。ねじサイズ50 mm以上のSKF油圧ナットも使用可能です。

中型および大型軸受

大型軸受($d > 120$ mm)は相当に大きな取り付け力を必要とするため、SKF油圧ナットを使用してください。適用対象には、取り付け前にオイルインジェクション法が使える軸加工を施しておくことも推奨します。油圧ナットとオイルインジェクション法の2つを合わせると、軸受の取り付け・取り外しを素早く容易に、しかも安全に行えます。油圧ナットにもオイルインジェクション法にも必要なオイルインジェクション装置に関して詳しくは、オンライン(skf.com/mapro)をご覧ください。

SKF油圧ナットを使用した取り付け

テーパ穴軸受の取り付けでSKF油圧ナットを使用できるのは、以下のような場合です。

- テーパ軸はめあい面への取り付け (→ [図11](#))
- アダプタスリーブへの取り付け (→ [図12](#))
- 取り外しスリーブへの取り付け (→ [図13](#))

油圧ナットは、軸のねじ山部(→ [図11](#))、或いはスリーブのねじ山部(→ [図12](#)、[図13](#))に取り付けます。環状ピストンは軸受の内輪(→ [図11](#)、[図12](#))または軸のストッパと接します。ストッパとは、軸ねじ山部に取り付けたナット

図11

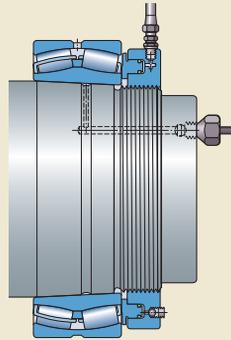


図12

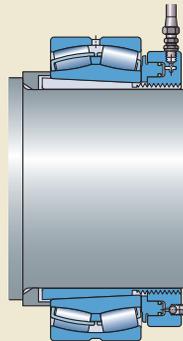


図13

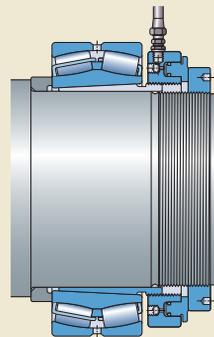
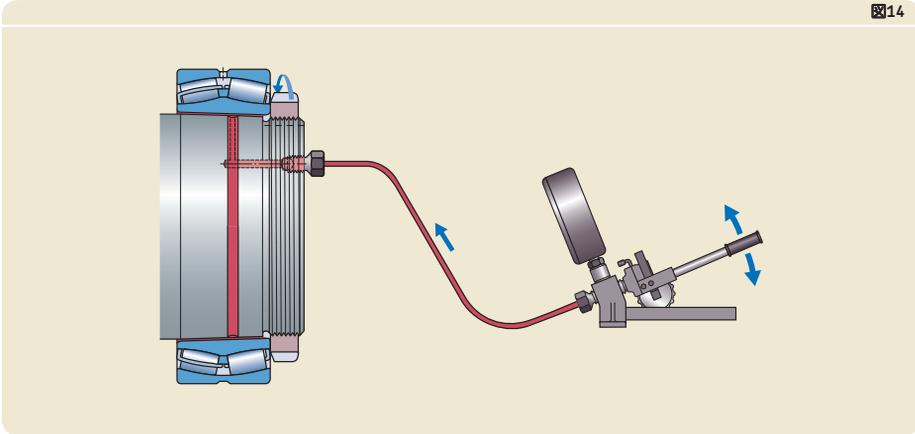


図14



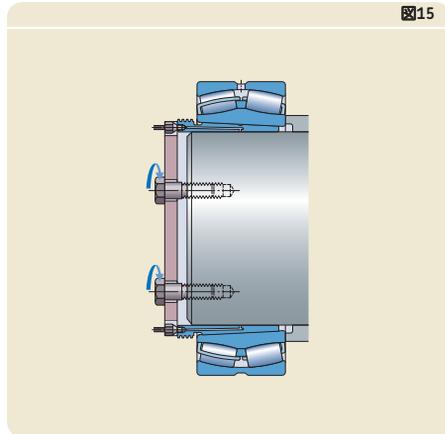
(→ 図13)または軸端に取り付けたプレートを指します。油圧ナットに注入されたオイルが、正確かつ安全な取り付けを行うのに必要なだけの力を発生させて、ピストンをアキシアル方向に移動します。

オイルインJECTION法

オイルインJECTION法では、高圧のオイルが油穴と円周溝を通して軸受と軸受はめあい面の間に供給され、油膜を形成します。この油膜によってはめあい面同士の直接接触が避けられるため、接触面間の摩擦が大幅に低減されます。この方法は一般的に、テーパ軸はめあい面に軸受を直接取り付ける場合に用います(→ 図14)。この方法に必要な油穴と油溝は、予め軸の一部として設計する必要があります。オイルインJECTION法に適合したアダプタスリーブや取り外しスリーブを準備すれば、この方法を用いてこれらのスリーブに軸受を取り付けることができます。

油穴を備えた取り外しスリーブに取り付けた球面ころ軸受を図15に示します。すべてのはめあい面にオイルを注入すると同時にボルトを締め込むと、取り外しスリーブが軸受内径に押し込まれます。

図15



取り付け・取り外しと軸受の管理

締めりばめの達成

取り付け時のしめしろの大きさは、通常、下記のいずれかの方法で決定します。

- すきまの減少量を測定する
- ロックナットの締め付け角度を測定する
- アクシアル方向に押し込んだ距離を測定する
- 内輪の膨張量を測定する

自動調心玉軸受では、外輪を旋回させながらすきまの減少量を感じ取る方法もあります(→ 548ページ)。

すきまの減少量の測定

中-大型の球面ころ軸受およびCARBTロイダルころ軸受では、すきまゲージを使用してラジアル内部すきまを測定するのが最も一般的です。正しい締めりばめを得るために必要なラジアル内部すきまの推奨減少値は、各製品を取り扱った章に記載されています。

取り付け前に、外輪と最上部のころとの間のすきまを測定しておきます(→ 図16)。取り付け後、軸受の内部設計に応じて内輪または外輪と最下部のころとの間のすきまを測定します(→ 図17)。

測定する前に内輪または外輪を数回ほど回転させてください。軌道輪およびころ全体が相対的に、中心位置に配置された状態である必要があります。

大型軸受で、とりわけ外輪が薄肉のものは、軸受自体の重み、または軌道面と無負荷域のころ間にすきまゲージを通す際の力によって軌道輪に弾性変形が生じるため、測定値に影響が及びます。取り付け前後の「正確な」すきま値を測定するには、次の手順に従ってください(→ 図18)。

図16

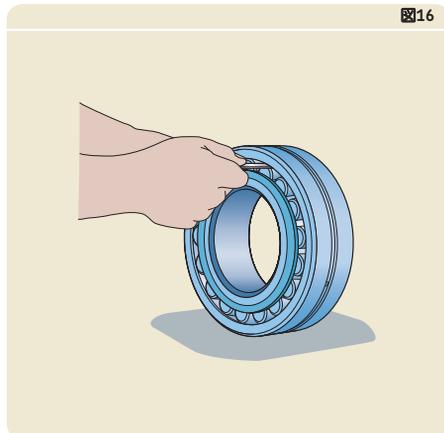


図17

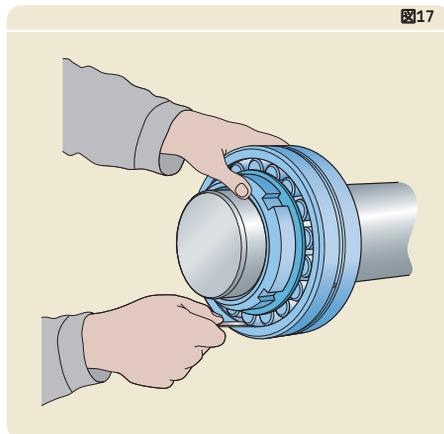


図18

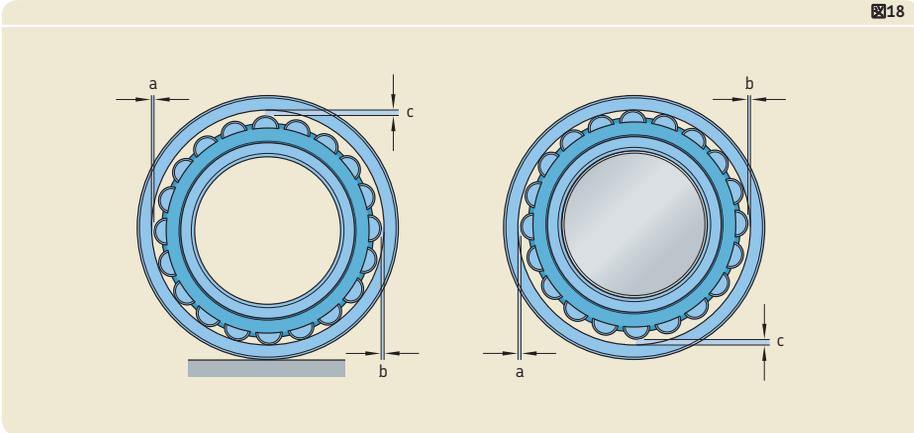
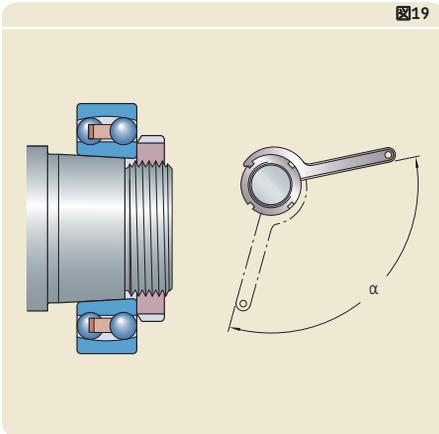


図19



- 1 縦置き軸受では12時に当たる位置、軸にぶら下がっている取り付け前の軸受では6時に当たる位置のすきま“c”を測定します。
- 2 軸受を動かさずに、9時に当たる位置のすきま“a”、3時に当たる位置のすきま“b”を測定します。
- 3 $0,5(a + b + c)$ から、かなり高い精度の「正確な」ラジアル内部すきまを得ることができません。

ロックナットの締め付け角度の測定

この方法は、小～中型のテーパ穴軸受($d \leq 120$ mm)の取り付けに使用できます。締め付け角度の推奨値 α は、各製品を扱った章に記載されています。

最終的な締め付け作業を始める前に、軸受がテーパはめあい面にしっかりと納まるよう十分に押し込んでください。推奨角度 α でナットを締めると(→ 図19)、軸受はテーパはめあい面に適正分、押し込まれます。すると、軸受内輪の必要締めばめが達成されます。可能である限り、常に残留すきまを点検するようにしてください。



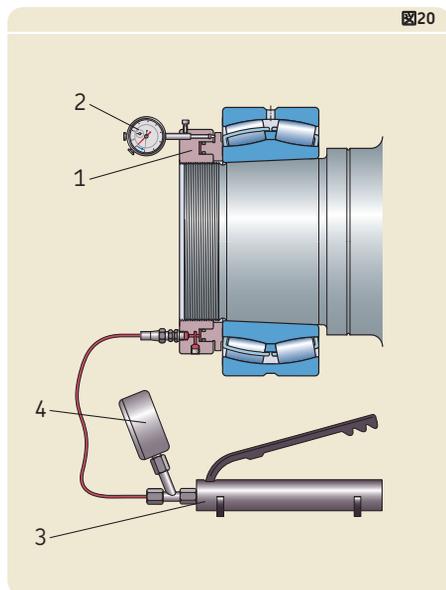


図20

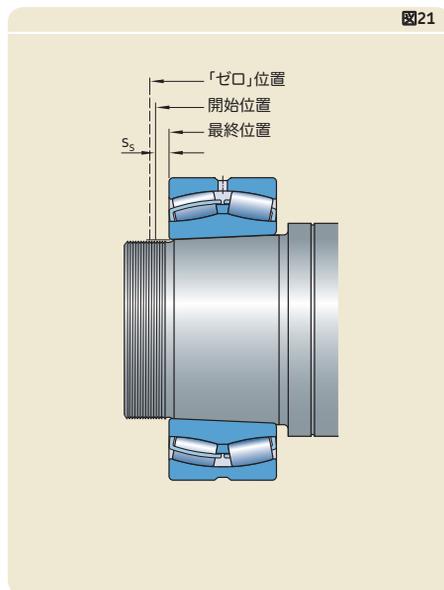


図21

アキシアル方向に押し込んだ距離の測定

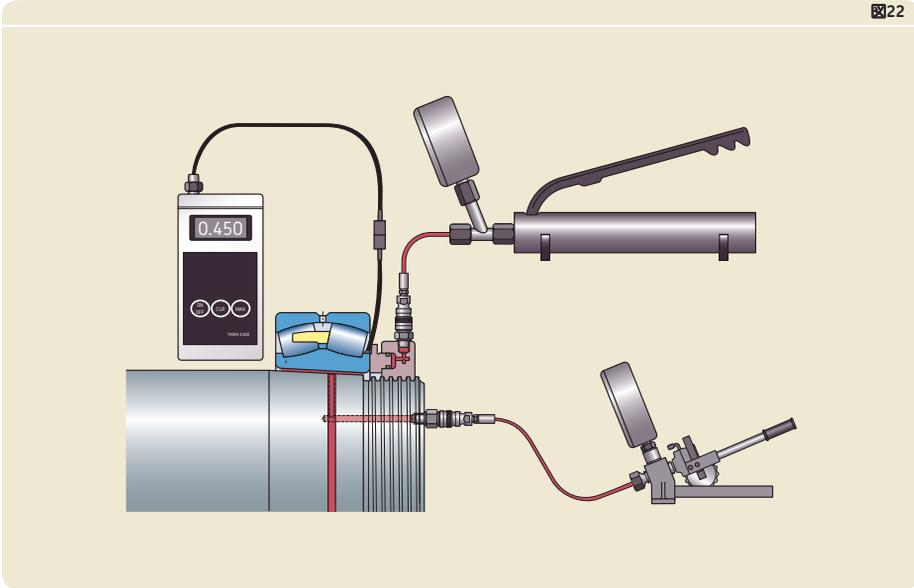
テーパ穴軸受の取り付けは、内輪がはめあい面にアキシアル方向に押し込まれた分量を測定することによっても行うことができます。必要なアキシアル方向押し込み量の推奨値は、各製品を扱った章に記載されています。

ただし、中-大型の軸受にはSKFドライブアップ法を推奨します。SKFドライブアップ法は、確実で容易にしめしろの大きさを決めることが出来る方法です。予め決められた位置からの軸受のアキシアル方向移動量を調整することによって、適切なはめあいが得られます。この方法では取り付け条件に合わせ、ダイヤルインジケータ(2)付きSKF油圧ナット(1)と、油圧計(4)付き油圧ポンプ(3)を組み合わせで用います(→ 図20)。

SKFドライブアップ法では、次の二段階に分けて取り付けを行います(→ 図21)。

- 第一段階
予め決められた圧力を油圧ナットに加え、軸受を「ゼロ」位置から信頼できる開始位置へと押し込みます。
- 第二段階
油圧ナットの圧力を上げ、テーパはめあい面上の軸受内輪を最終位置まで押し込みます。移動量 s_s はダイヤルインジケータで測定します。

開始位置に到達させるために必要な油圧、個々の軸受が最終位置に達するために必要なアキシアル方向移動量の推奨値は、オンライン(skf.com/mount、またはskf.com/drive-up)にてご確認ください。



内輪の膨張量の測定

内輪の膨張量を測定する方法は、大型の球面ころ軸受およびCARBトイダルころ軸($d \geq 340$ mm、系列によって異なる)をはめあい面の所定位置にスピーディーに正しく取り付けることのできる方法です。この方法を用いるには、一般的な油圧取り付け工具とSensorMount(センサーマウント)が必要です。SensorMountは、内輪にセンサーが組み込まれた軸受と専用の携帯型インジケータとで構成されています(→ 図22)。軸受寸法、軸の材料と設計(中実か中空か)、表面仕上げなどの要素を特に考慮する必要はありません。

SensorMountについて詳しくは、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスまでお問い合わせください。

試運転

組み立てが終了したらアプリケーションの試運転を行って、すべての部品が正しく作動することを確認する必要があります。試運転ではアプリケーションにある程度負荷をかけ、回転速度に幅がある場合は低速または中速で運転します。転がり軸受を無負荷で起動し、高速回転まで加速させることは絶対にしないでください。転動体が滑って軌道面を傷付けたり、保持器に許容以上の応力がかかったりする危険性があります。必要最小軸受荷重をかける必要があります(各製品を取り扱った章の最小荷重を参照)。

SKF電子聴診器を使用すると、騒音や振動を確認できます。通常、軸受は規則的な「ゴロゴロ」という音を発生させます。「ヒューツ」または「キーツ」といった音がする場合は、潤滑が不十分です。不規則な「ゴロゴロ」音や打撃音は多くの場合、軸受内の汚染物質または取り付け時の軸受の損傷が原因です。

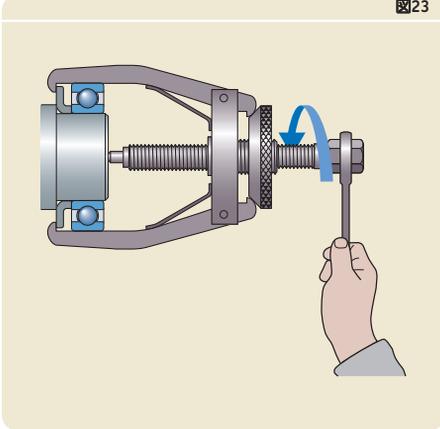
軸受温度は通常、起動直後に上昇します。グリース潤滑の場合は、グリースが軸受内に均等に行き渡ると温度が下がり、温度平衡状態になります。極端に温度が高かったり、温度ピークが継続する場合は、軸受装置内の潤滑剤過多、あるいは軸受がラジアル/アキシャル方向に歪んでいる可能性があります。その他にも、関連部品が適切に製造されていない、もしくは取り付けられていない、またはシールによって過剰な摩擦熱が発生しているなどの原因も考えられます。

試運転中または試運転直後に、シール、潤滑システム、すべてのオイル量を確認する必要があります。騒音および振動のレベルが高い場合は、潤滑剤に汚染の兆候がないかを確認することを推奨します。

休止中の機械

休止中の機械はできる限り頻繁に回転または運転し、軸受内の潤滑剤の再分配を行ったり軌道面に対する転動体の位置を変えたりする必要があります。

図23



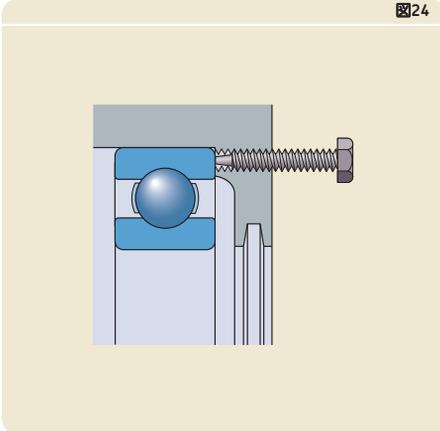
取り外し

軸受を取り外した後で再び使用する場合は、取り外しの際の力が絶対に転動体にかからないようにしなければなりません。

分離型の軸受では、転動体が付いた軌道輪と保持器のアッセンブリをもう一方の軌道輪に関係なく取り外すことができます。非分離型の軸受では、すきまばめの軌道輪を先にはめあい面から取り外します。締めりばめの軸受を取り外すには、次項で説明する工具を使用してください。使用する工具は軸受の種類、寸法、はめあいによって異なります。以降、軸受の寸法を次のように区分します。

- 小型 → $d \leq 80$ mm
- 中型 → 80 mm $< d < 200$ mm
- 大型 → $d \geq 200$ mm

図24



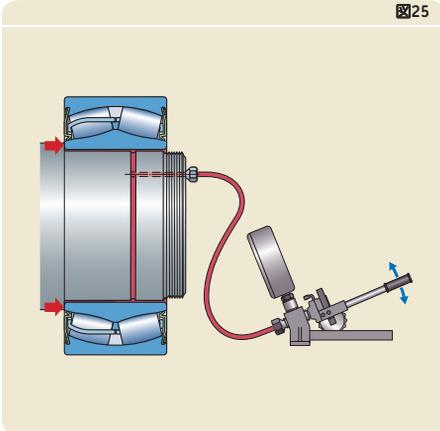
円筒軸のはめあい面に取り付けられた軸受の取り外し

常温の取り外し

小型軸受は、軌道輪側面に適正なドリフトをあてがいその上からハンマーで軽く叩くと軸から取り外すことができますが、できればメカニカルプラーを使用してください。プラーの爪は、内輪または隣接部品にかけてください(→ 図23)。軸とハウジング、あるいはそのいずれかの肩部にプラーの爪をかけるための溝があると、取り外し作業が容易に行えます。または、取り外しねじ用の穴をハウジングの肩部に開ける方法もあります(→ 図24)。

中-大型軸受の取り外しには、通常、機械工具以上の力が必要です。そのため、油圧式工具あるいはオイルインジェクション法、もしくはこれら双方を使用することをお勧めします。ただし、この方法に必要な油穴と油溝が軸設計に採り入れられていることが前提となります(→ 図25)。

図25



取り付け・取り外しと軸受の管理

加熱による取り外し

加熱して取り外す方法は、針状ころ軸受またはNU、NJ、NUP型円筒ころ軸受の内輪を取り外すのに適しています。この方法では普通、加熱リングと調整式インダクションヒーターの、2種の異なる工具を使用します。

通常加熱リングは、小・中型の軸受で全軸受が同サイズである場合に、内輪の取り付け・取り外しに使用します。加熱リングは軽合金製です。ラジアル方向に溝が設けられ、絶縁された持ち手がついています(→ 図26)。

直径の異なる内輪を頻繁に取り外す場合は、調整式インダクションヒーターの使用を推奨します。このヒーター(→ 図27)は、軸には熱を加えず内輪だけを急速に加熱します。

大型円筒ころ軸受の内輪取り外しには、特殊な固定式インダクションヒーター(→ 図28)が開発されています。

インダクションヒーターおよび加熱リングは、SKFからお求めいただけます。詳細については、skf.com/maproをご覧ください。

図26

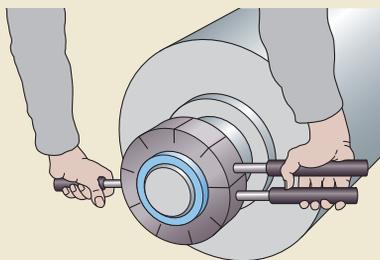


図27

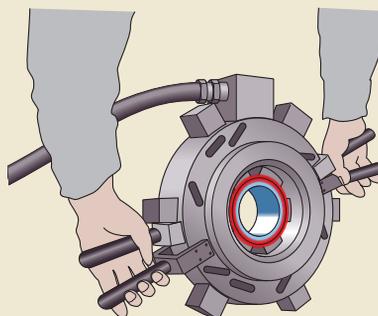
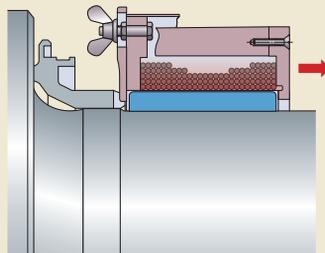


図28



テーパ軸のはめあい面に取り付けられた軸受の取り外し

小型軸受は、メカニカルプーラーまたは油圧式プーラーで内輪を引き抜き、取り外すことができます。作業を簡素化し軸受はめあい面への損傷を防止するため、アームがばね式の自動調心式プーラーを使用してください。もしプーラーの爪を内輪にかけられない場合は、外輪を引っ張ったり、プーラープレートを一緒に使用したりします(→ 図29)。

中-大型軸受の取り外しは、オイルインジェクション法を使用したほうが容易で安全です。この方法では油穴から高圧で注入したオイルが油溝を通り、テーパはめあい面の二面間に行き渡ります。こうすることではめあい面間の摩擦が著しく低減し、アキシアル方向の力が作用して、軸受がはめあい面から離れます(→ 図30)。

図29

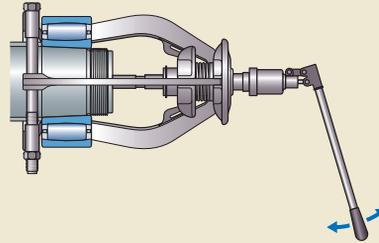
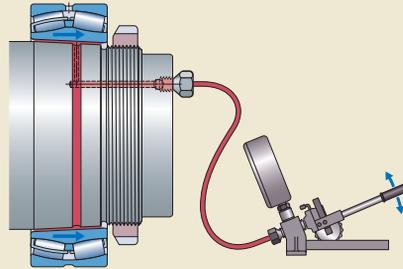


図30



警告

深刻な災害を避けるため、軸端にロックナットを取り付けるなど、軸受が突然外れた場合に軸受を止めるための措置を講じてください。

アダプタスリーブに取り付けられた軸受の取り外し

段差のない軸上のアダプタスリーブに取り付けられた小型軸受は、内輪側面に小さなスチールブロックをあてがい、その上から適切なハンマーで内輪端面を均等に叩くと取り外すことができます(→ 図31)。ただしその前に、アダプタスリーブのロックナットを数回回転させて緩めておいてください。

段付き軸のアダプタスリーブに取り付けられた小型軸受は、スリーブのロックナットと接している当て盤を2度ほど強く叩いて取り外すことができます(→ 図32)。ただしその前に、アダプタスリーブのロックナットを数回回転させて緩めておいてください。

段付き軸のアダプタスリーブに取り付けられた軸受の取り外しには、油圧ナットを使用すると作業が容易に行えます。ただしこの方法を使用するには、油圧ナットのピストンと接するよう適切なストッパーを取り付けることができなければなりません(→ 図33)。スリーブに油穴と油溝が設けられている場合は、オイルインジェクション法を使用できますので取り外しが容易に行えます。

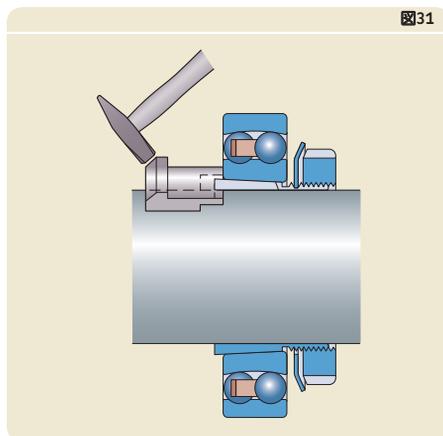


図32

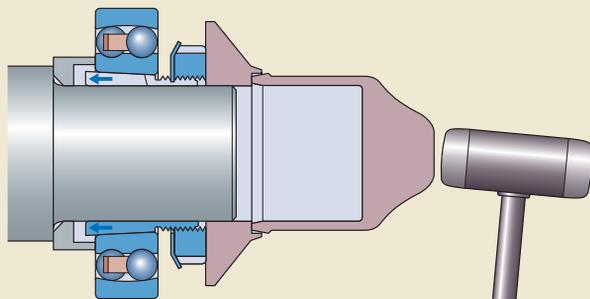
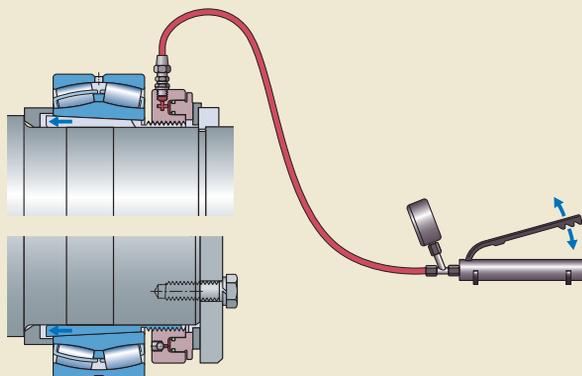


図33



H

取り外しスリーブに取り付けられた軸受の取り外し

取り外しスリーブに取り付けられた軸受を取り外すには、ロック装置(ロックナットやエンドプレートなど)を取り外す必要があります。

小-中型軸受は、ロックナットとフックスパナまたはインパクトスパナを用いて取り外すことができます(→ 図34)。

取り外しスリーブに取り付けられた中-大型軸受は、油圧ナットで容易に取り外せます。このとき、軸端に取り付けた油圧ナット後方にストッパーを使用することを強く推奨します(→ 図35)。ストッパーがあることで、取り外しスリーブがはめあい面から突然外れた場合でも、スリーブと油圧ナットが軸から勢いよく飛び出すのを防止します。

標準として供給される取り外しスリーブは内径が ≥ 200 mmで、内径と外側表面の両方に繋がる2つの油穴と油溝が備わっています。オイルインジェクション法を使用する場合は、油圧ポンプまたはオイルインジェクターが2台、ならびに適切な延長パイプが必要です(→ 図36)。

図34

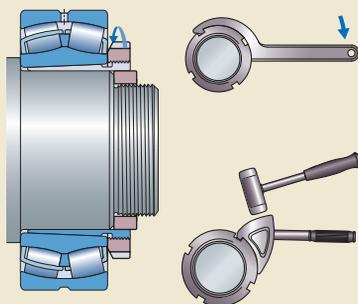


図35

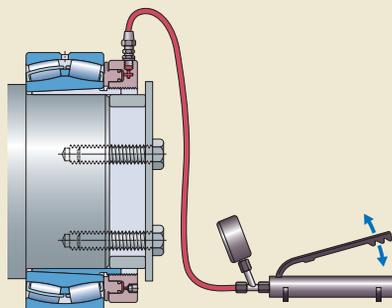
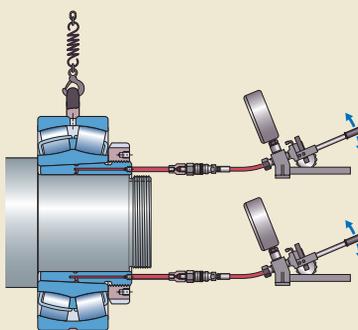


図36



軸受の保管

軸受、シール、潤滑剤は、その保管環境によっては性能に悪影響が及ぶ場合があります。とりわけシールと潤滑剤については、その在庫管理も製品の性能に関して重要な役割を果たすことがあります。そのため、SKFは在庫方針として「先入れ先出し」を推奨しています。

保管環境

軸受寿命を最大限に伸ばすため、SKFは以下の基本的な保管方法を推奨しています。

- 軸受を水平で振動がなく、涼しく乾燥していて、温度が一定の場所に保管します。
- 保管場所の相対湿度は温度により、以下のよう管理します。
 - 20 °C (68 °F) で 75%
 - 22 °C (72 °F) で 60%
 - 25 °C (77 °F) で 50%
- 軸受を取り付けの直前まで軸受納入時のまま、未開封の状態保管し、汚染物質の侵入や腐食を防止します。
- 軸受納入時の梱包で保管できない場合は、適切な保護によって腐食や汚染を防ぐ必要があります。

開放型軸受の保管可能期間

SKF軸受は防錆剤でコーティングし、適切に包装された後に出荷されます。開放型軸受は、適切に保管された場合、防錆剤による効果が約5年間維持されます。

密閉型軸受の保管可能期間

密閉型SKF軸受の最長保管可能期間は、軸受内に封入された潤滑剤によって異なります。潤滑剤は、経年劣化、凝固、オイルと増ちょう剤の分離等、時間とともに劣化します。そのため、密閉型軸受は3年以上保管できません。

検査と清掃

その他すべての重要な機械部品と同様、ころ軸受に対しても清掃と検査を頻繁に行う必要があります。検査の間隔は、全面的に運転条件によって決まります。

状態監視機器の使用や聴診器による軸受運転音の確認、温度監視や潤滑剤の分析などによって運転中の軸受の状態が判断できるのであれば、通常は一年に一度全部品を清掃し検査するだけで十分です。荷重が大きい場合は、頻繁な検査が必要です。

ホワイトミネラルスピリットなど適切な溶剤で軸受部品を洗浄した後は、錆を防止するためにただちに油かグリースを塗布してください。これはとりわけ、長期間停止させる機械に取り付けられている軸受について重要です。