

# 総合カタログ



®SKF, @ptitude, CARB, DynaSpin, ICOS, INSO-COAT, LubriLean, MARLIN, Microlog, NoWear, SensorMount, SYSTEM24, VOGEL, WavesealはSKFグループの登録商標です。

© SKF Group 2007

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、弊社では一切責任を負わないものとします。

Catalogue 6000 JA · October 2007

このカタログはCatalogue 5000 Eの改訂版です。

環境に配慮した紙を使用しています。

Printed in Japan

定価:本体3,500円+税

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

---

円すいころ軸受

---

球面ころ軸受

---

CARB® トロイダルころ軸受

---

スラスト玉軸受

---

スラスト円筒ころ軸受

---

スラスト球面ころ軸受

---

エンジニアリング製品

---

メカトロニクス

---

軸受付属品

---

軸受ハウジング

---

保守・潤滑製品

---

その他のSKF製品

# 総合カタログ



現在SKF®ブランドは今まで以上に高く評価されるようになり、大切なお客様により意味のあるものを提供しています。

SKFは高品質軸受メーカーとして、世界中でリーダーシップを維持しています。その一方で、技術の進歩、製品サポート、サービスの新たな領域によってまさにソリューション志向のサプライヤーに進化し、お客様にこれまで以上の価値をお届けしています。

ソリューションの幅は、お客様にとっての生産性向上の手法にも及びます。特定用途向けの画期的な製品のみならず、最新の設計シミュレーションツールやコンサルタントサービス、工場設備資産の効率維持プログラム、業界で最も進んだ供給管理方法なども提供します。

SKFブランドは転がり軸受の最高峰として不動の地位を築いてきましたが、今ではそれ以上の価値を表すブランドとなっています。

**SKF – ナレッジ・エンジニアリング・カンパニー**

# 全般

まえがき.....	5
SKF – ナレッジ・エンジニアリング・カンパニー .....	10
目次.....	14

量の名称	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 mile	1 mile	1,609 km
面積	平方インチ	1 mm <sup>2</sup>	0,00155 sq.in	1 sq.in	645,16 mm <sup>2</sup>
	平方フィート	1 m <sup>2</sup>	10,76 sq.ft	1 sq.ft	0,0929 m <sup>2</sup>
体積	立法インチ	1 cm <sup>3</sup>	0,061 cub.in	1 cub.in	16,387 cm <sup>3</sup>
	立法フィート	1 m <sup>3</sup>	35 cub.ft	1 cub.ft	0,02832 m <sup>3</sup>
	英国ガロン	1 l	0,22 gallon	1 gallon	4,5461 l
	米国ガロン	1 l	0,2642 U.S. gallon	1 U.S. gallon	3,7854 l
速度、回転数	フィート毎秒	1 m/s	3,28 ft/s	1 ft/s	0,30480 m/s
	マイル毎時	1 km/h	0,6214 mile/h (mph)	1 mile/h (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 <sup>3</sup>	0,0361 lb/cub.in	1 lb/cub.in	27,680 g/cm <sup>3</sup>
力	ポンド-力	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 <sup>3</sup> Pa
力のモーメント	インチポンド-力	1 Nm	8,85 in.lbf	1 in.lbf	0,113 Nm
仕事	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	度	摂氏	t <sub>C</sub> = 0,555 (t <sub>F</sub> - 32)	華氏	t <sub>F</sub> = 1,8 t <sub>C</sub> + 32

# まえがき

「SKF総合カタログ」多言語版の最初の発行は、1989年でした。その後、16言語に翻訳され、100万部以上が世界各国で配布されました。SKFはこの版において、以後軸受業界の主要技術基準となる「新寿命理論」(New Life Theory)を導入しました。幅広く用いられたこの理論は専門家にも受け入れられたことから、「SKF総合カタログ」はこの種の権威ある基準資料として業界で広く認められています。

「総合カタログ」はその後、利用性や利便性を考慮して電子形式に変換され、「SKF電子カタログ」(“SKF Interactive Engineering Catalogue”)というタイトルのCD-ROM版でも存在し、また、SKFのホームページ [www.skf.com](http://www.skf.com)でも閲覧できるようになりました。

今回の新版「総合カタログ」も印刷冊子とともにデジタルデータでもご用意しており、多くの改訂、追加、改善事項を付け加えることで、さらに役立つ貴重なカタログとなっています。ユーザの皆様にはこの「まえがき」や関連セクションの内容をよくご理解いただくことで、総合ツールである本書のメリットを最大限にご享受いただけます。

この「まえがき」ではカタログの主なセクションを取り上げ、主要な技術情報や製品情報とともにSKFの総合力をご理解いただくうえで重要な内容をご説明します。

## 総合カタログの概要

今回の新しい「SKF総合カタログ」は、産業機器メーカーが必要とする標準的な輻がり軸受と付属品や交換用のものも含めてほぼすべて網羅しています。SKFでは最高レベルのサービスをご提供できるよう、すべてのお客様が必要とされる標準的な製品取り揃えを確保するとともに、各製品が世界中でご利用いただけるように努力しています。

このカタログのデータは、2005年半ばの時点における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ためです。

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。

本カタログで使用する単位は、ISO (国際標準化機構) 規格1000:1992およびSI (国際単位系) に基づいています。

## 技術セクション – 軸受の選定と使用の基本

技術セクションでは、軸受装置の設計に必要な軸受技術の基本事項を説明します。セクションの構成は、設計エンジニアが通常行う順番どりにすすめます。

## 技術セクションの重要なイノベーション

- 転がり軸受の摩擦モーメントの新しい計算モデル
- 新しい摩擦モデルに基づく高温許容基準回転数に対応した改定定格回転数
- 潤滑剤に必要な粘度を求める新しい計算モデル – 軌道面の凹凸の影響や潤滑剤の油膜の弾性変形に関するより正確な知識に基づくモデル。
- グリース潤滑軸受の潤滑剤の有効寿命や最適な潤滑間隔を判断する新しい方法。
- 最近の転がり軸受分野の技術的進歩や実際の用途で蓄積された経験を考慮しており、技術セクションの各項で適宜参照しています。
- 軸受の選定・計算から取付け、監視、保守、交換まで、軸受や機械さらには製造設備一式に関するSKFテクニカルサービスを別セクションで扱います。

## 製品セクション – 軸受の呼び番号、説明、データ

製品データ表には軸受の選定と使用に必要な設計データを掲載しています。表にある個々の軸受形式については、製品データ表の前のページに説明があります。

## 製品セクションの注目すべきイノベーション

今回初めて掲載した重要製品には、記載順に以下のものがあります。

- ICOS<sup>®</sup> 軸受/シールユニット
- ステンレス深溝玉軸受
- シール付き球面ころ軸受
- CARB<sup>®</sup> トロイダルころ軸受
- ハイブリッド深溝玉軸受
- INSOCOAT<sup>®</sup> 軸受
- 高温玉軸受・Y-軸受ユニット
- NoWear<sup>®</sup> 軸受
- ソリッドオイル軸受

調査研究の結果、取付け、潤滑、保守などの要素が軸受寿命に及ぼす影響はこれまでの推定よりはるかに大きいことが分かってきました。このため、以下の新情報を掲載しています。

- 保守・潤滑用のSKF製品
- SKF状態監視機器・システム

数々のSKFイノベーションが注目に値するのは、性能のグレードアップや生産性向上に関して多くの優位性をもたらすためです。

たとえば、SKFのグレードアップ製品のなかには、機械の小型化を図りながら性能は以前と同じかそれ以上

に向上させることができるものもあります。小型化は軽量化ということでもあり、ひいては、摩擦の減少、動作温度の低下、潤滑剤条件の緩和、消費電力の低下、結果的には経済性や付加価値の向上にもつながります。

このカタログには膨大な情報を掲載していますが、そのなかから各種製品イノベーションをスムーズに参照していただけるよう、具体的な製品を以下に挙げておきます。

- SKF Explorer軸受 – SKFがお届けする新しい性能クラス
- 用途最適化軸受 – 特殊条件に合わせた標準軸受
- メカトロニック部品 – 軸受と電子センサの組合せ

以上のイノベーションはこのカタログのなかでも最も重要な新製品であり、製品セクションの該当するタイトルの箇所です。まずは、これらの製品について概要だけを以下にまとめてご紹介します。

## SKF Explorer軸受 – SKFの新しい性能クラス

SKF Explorerは転がり軸受の新しい性能クラスであり、アンギュラ玉軸受、円筒ころ軸受、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が該当します。軸受形式やその代表的な用途に関わる主な動作パラメータが大幅に改善された製品です。この新しい高性能な仕様は、SKFの軸受利用に関する知識にトライボロジー、材料開発、設計最適化、製造分野における自社ノウハウを考慮したものです。

高度解析・モデリング技術の利用や試験のサポートにより、SKF技術陣はSKF Explorer軸受が主要な動作パラメータに多大な改善をもたらすことを確認することができました。これらのパラメータには、軸受形式や用途に応じて、騒音、振動、寿命、寸法安定性、動荷重負荷能力、発熱（摩擦モーメント）などがあります。ただし、標準化された寿命計算にはこれらのパラメータは十分に組み込まれていません。そのため、SKF Explorer軸受の寿命計算には、主要動作パラメータを考慮して補正した係数を用います。

SKF Explorer軸受は、過去の同形式、同寸法に指定されているSKF標準軸受と完全な互換性があります。これらの軸受については該当する製品データ表に記載しており、軸受呼び番号の先頭に付いている星印(\*)で簡単に確認できます。

## SKF Explorer軸受の製作

SKF Explorer軸受の性能が他の軸受に比べ非常に高いのは、ひとえにSKF製品の健全工学基本設計をベースにした軸受製造手段を最新のSKF技術設計手法により改善できたことによります。軸受の部品同士の相互関係を研究することにより、SKF技術陣は最大限の潤滑効果を確保するとともに摩擦や磨耗、汚染の影響を最

小限に抑えることができました。これを達成するため、国際研究チームが各部品をミクロのレベルで観察した結果、今回の新しい最高水準の製品を一貫生産できる新たな方法を開発しました。

SKF Explorer軸受は、数多くの技術的改善を特徴とします。SKF Explorer軸受の形式によっても異なりますが、以下にその何例かを挙げています。

- 改良軸受鋼  
SKF Explorer軸受は不純物を最小限に抑えた清浄度の高い均質な鋼材を使用しています。この改良鋼の清浄度は、現時点の分類法による最高級の鋼材をもはるかに上回っており、SKFはこの要素を考慮に入れた新たな計算方法を開発しました。
- SKF独自の熱処理法  
SKFの超清浄鋼の利点を最大限に活用するため、技術陣は独自の熱処理法を採用しました。新しい熱処理方法とは、軸受の動作時の耐損傷性を熱安定性に影響を及ぼすことなく最適化するものです。磨耗耐性の向上はめざましく、SKF技術陣ではこれまでの寿命計算係数を用いた手法では軸受寿命が飛躍的に向上していることを確認しました。
- 改良表面仕上げ  
すべての接触面(転動体と軌道)の表面仕上げを改善し、潤滑剤の効果を最大限に確保するとともに振動や騒音を低減しました。これにより以前より滑らかに、かつ低温で回転する軸受が実現し、潤滑剤の使用量が減少したことで、シールなどの軸受部品のメンテナンスが少なくてすむようになりました。

### 深溝玉軸受と円すいころ軸受

転がり軸受の深溝玉軸受と円すいころ軸受においては、前回の「SKF総合カタログ」以降、性能上多くの改善が実施されました。SKF製品戦略に沿って特定寸法の深溝玉軸受と円すいころ軸受について大々的に実施された改善内容が、SKF Explorerクラスの軸受として認定されています。この特定寸法の深溝玉軸受では、密封、精度、表面仕上げが改良されたことで騒音や振動が少なくなり、回転精度が向上しました。同様に、特定寸法の円すいころ軸受において表面改良がなされたことで潤滑性が向上し、騒音や振動がはるかに低下しました。また、清浄度のアップした鋼材を改良熱処理にかけることで軸受寿命も大幅に伸びました。これらの要素がすべて標準化寿命計算に十分に組み込まれているわけではありません。したがって、特定寸法のSKF深溝玉軸受や円すいころ軸受の寿命は、SKF Explorerクラス軸受と同様に補正した係数で計算します。

## アプリケーション最適化軸受 – 特化軸受

この種の軸受の寸法は標準化されていますが、特定アプリケーション向けの特殊機能が組み込まれています。これらの軸受を正しく用いれば、コスト高である特注軸受は不要になり、ほとんどは在庫から調達するためのリードタイム（納期）の大幅な短縮も可能です。このSKF軸受グループには以下のものがあります。

- セラミック玉と軸受鋼内外輪によるハイブリッド深溝玉軸受。この軸受は非常時にも良好な回転特性を示し、極限状態や高速回転に対応可能です。固有特性として電流通過耐性をもつこの軸受は、電気モーターや電動工具での使用に非常に適しています。
- INSOCOAT軸受は、内輪または外輪の外側に酸化アルミの絶縁皮膜を施しています。この軸受は、条件の厳しい電気用途にもそれぞれ以上設計条件を追加せずに使用できます。また、既存用途で使用していた軸受の組込み交換用にも使用できます。
- 極高温、極低温用軸受および軸受ユニット。動作温度範囲は-150℃から+350℃までを網羅し、キルトトラック、ローラーハース炉、製パン工場、冷凍室に最適な製品です。
- NoWear軸受。この軸受は、ゼロ荷重や非常に小さな荷重、あるいは境界潤滑状態などの困難な動作条件に耐えられるような表面処理が施されています。
- ソリッドオイル軸受。従来のグリースやオイルによる潤滑では不十分な、または実際的でない用途に使用します。

## メカトロニック部品 – 軸受とセンサーのコンビネーション

SKFの「プラグ・アンド・プレイ」メカトロニック軸受ユニットは、動作シーケンスや運動システム、ステアリングシステムの監視や制御に使用することができます。SKFが設計したメカトロニック部品や開発技術はすでに各種業界や自動車分野で確実に実証されていますが、このカタログでは簡単に概要だけをご説明します。SKFメカトロニック製品・機能に関する詳細情報は、最寄りのSKF代理店よりご提供させていただきます。

「センサ軸受ユニット」はSKF標準ラインナップに含まれていますが、この詳細情報は該当する製品データでもご確認いただけます。

## その他のSKF製品

このセクションでは、カタログの製品セクションに載っていない斬り軸受、すべり軸受、リニア軸受、シールなどをすべて簡単な説明とあわせて掲載しています。詳

細情報が存在する場合は、該当するSKF印刷物や電子データが存在することを記載しています。

## SKFシステムソリューション

SKFは特定の産業分野に関する社内の広範な知識やその分野で高まる要求事項を適用し、コスト効果の高い成果をもたらすシステムソリューションを開発してきました。

これらのソリューションのなかには軸受自体を含まないものもあります。このことは、SKFが従来の軸受用途の枠を超えて、メカトロニクスやエレクトロニクスなど他の技術分野にまで提供範囲を広げていこうと絶えず努力してきたことを強く示唆するものです。重要性の高いシステムソリューションで現在ご提供可能なものをご紹介します。

- 振動ふるい用のカッパーヘッドシステムソリューション
- 連続鑄造プラント用システムソリューション
- 抄紙機用システムソリューション
- 印刷機用システムソリューション
- 自動車変速機用システムソリューション
- 鉄道車両用システムソリューション
- 風力発電用システムソリューション

## 他のSKFカタログ

この「総合カタログ」では中核製品とその関連情報を1100ページ以上にわたって掲載していますが、全体的なSKF製品の提供内容をすべて網羅するのはどうしても不可能です。この「総合カタログ」に載っていないSKF製品の多くは、それぞれ以下のような別の印刷カタログで詳細情報を提供しています。

- 針状ころ軸受
- 精密軸受
- Y-軸受およびY-軸受ユニット
- 球面すべり軸受およびロッドエンド
- 軸受付属品
- 軸受ハウジング
- シール

以上の製品の概略説明をこの「総合カタログ」の1081ページ以降の「その他のSKF製品」のなかでご覧いただけます。また、インターネットでも弊社ホームページ[www.skf.com](http://www.skf.com)で閲覧できます。

SKFリニア軸受製品、ボールねじ・ローラねじ、リニアアクチュエータの充実したラインナップに関する情報は、別冊のSKFカタログ「リニアモーション製品」でご覧いただけます。カタログは、最寄りの「SKFリニアモーション」代理店よりご入手いただけます。

## SKF電子カタログ

SKFはこの総合カタログを電子形式でもご提供しており、CD-ROMやインターネット(www.skf.com)からご利用いただけます。「SKF電子カタログ」には以下についての総合的な技術情報を掲載しています。

- SKF転がり軸受 (付属品を含む)
- SKF軸受ユニット
- SKF軸受ハウジング
- SKFすべり軸受
- SKFシール

電子カタログは閲覧や検索がしやすく、以下などの重要な設計要素の計算も行えます。

- 基本定格寿命、補正定格寿命 ( $L_{10}$ 、 $L_{nm}$ )
- 潤滑剤の必要粘度
- 等価軸受荷重
- 最小軸受荷重
- 円筒ころ軸受の動アキシアル荷重負荷能力
- 摩擦モーメント
- 軸受周波数
- シール付き軸受のグリース寿命
- CARB軸受のアキシアル方向移動
- 軸精度とはめあい
- ハウジング精度とはめあい

さらに、SKFのホームページより50以上のCAD形式で2-D図面や3-D図面もご提供しています。

## SKF – 選ばれたメーカー

「SKF総合カタログ」はその名のとおり総合的な便覧ですが、お客様には数ある優位性の一つとしてご提供しています。カタログ以外にも、お客様にSKFを選んでいただけるだけの総合的な弊社の価値を支える以下のようなメリットがあります。

- シンプルな軸受選定
- 短い納期
- 世界中でのご提供
- 製品イノベーションへの取組み
- 最新の軸受使用ソリューション
- まさにすべての業界に通じる広範な工学・技術知識

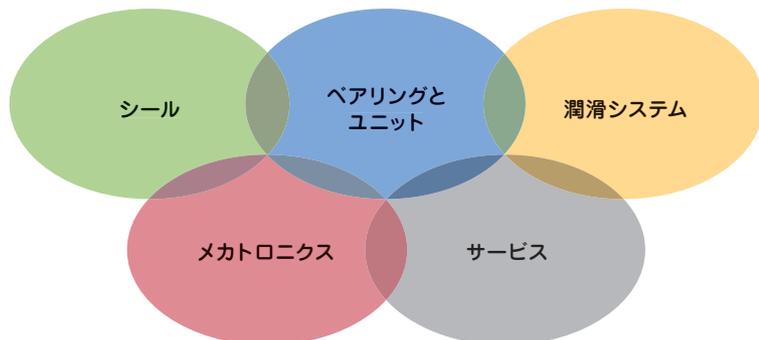
# SKF – ナレッジ・エンジニアリング・カンパニー

SKFは100年前に自動調心玉軸受を発明した会社から始まり、お客様のための独自のソリューションを創造する5つのプラットフォームを活用したナレッジ・エンジニアリング・カンパニーに発展してきました。5つのプラットフォームにはもちろん、軸受、軸受ユニット、シールが含まれますが、それ以外の分野にも及んでいます。多くの用途で潤滑剤の長寿命に極めて重要な潤滑剤と潤滑システム、機械関連と電子関連の知識を組合わせてより効果的なリアモーションやセンサーソリューションを提供するシステムをつくるメカトロニクス、さらには、設計や物流サポートから状態監視、そしてリリアビリティシステム（運用信頼性のシステム）まで最大限のサービスもプラットフォームとして提供しています。

範囲は広がってきましたが、SKFは転がり軸受の設計、製造、マーケティングとともにラジアルシールなどの補完製品においても世界のリーダーシップを維持し続けています。また、SKFはリアモーション製品、航空宇宙用精密軸受、工作機械主軸、プラント保守サービスの市場でますます重要な位置を占めています。

SKFグループはグループ全体として環境マネジメントの国際基準であるISO 14001、衛生安全管理基準であるOHSAS 18001の両方の認証を取得しています。社内の各部門は、ISO 9000またはQS 9000のいずれかの品質証明の認証を受けています。

世界中に100を超える製造拠点と70カ国に販売会社をかかえるSKFは、まさに国際企業と言えます。さらに、世界の15 000箇所以上に展開する販売代理店や取扱店、インターネット市場やグローバル販売システムにより、製品とサービスの両方の提供においてSKFはお客様の身近な存在となっています。つまり、お客様が必要とされるときに必要な場所でSKFソリューションをお届けできるのです。SKFブランドや企業全体はかつてないほど強力になっています。私達はナレッジ・エンジニアリング・カンパニーとして、世界レベルの製品競争、知的資源、お客様の成功をお手伝いするビジョンを携え、いつでも皆様にご奉仕できる態勢を整えています。





© Airbus – photo: e'm company, H. Goussé

### 進歩するバイワイヤ技術

SKFはフライバイワイヤからドライブバイワイヤ、ワークバイワイヤまで急成長するバイワイヤ技術の分野で独自のノウハウを築いています。SKFは実用的なフライバイワイヤ技術を他に先駆けて開発し、のきなみ大手航空会社と密接に連携した協力関係にあります。一例を挙げると、エアバス社設計の航空機の実に全機において、コックピットの操縦系統にSKFのバイワイヤシステムが採用されています。



SKFは自動車用バイワイヤ技術の第一人者でもあり、自動車エンジニアと提携してSKFの操舵・制動メカトロニクスを採用した2種類のコンセプトカーを開発しました。さらにバイワイヤ技術の発展により、SKFは制御を油圧に代えてメカトロニクスを採用したオール電化のフォークリフトを開発しました。



### 風力の利用

風力発電業界の成長によりクリーンで環境にやさしい発電源が提供されています。SKFは各国の業界大手と密に連携し、高効率の無故障タービンの開発を行っています。このプロジェクトでは、遠隔地や荒野でも風車装置の長寿命化を図るべく、大型で非常に特殊な軸受や状態監視システムを広範に提供しています。



### 極寒地等での使用

寒さの厳しい冬季、特に北の諸国では、気温が零度をはるかに下回ると鉄道車両の軸箱内の軸受が潤滑欠乏を起こして固着することがあります。SKFは、このような極温条件でも潤滑剤の粘度を維持できるように調合された新シリーズの合成潤滑剤を用意しました。メーカーやエンドユーザとなられるお客様は、SKFのノウハウを活かして高温、低温を問わず極温条件による性能上の問題を克服することができます。たとえば、食品加工工場のベーキングオーブンや瞬間冷凍など、SKF製品はさまざまな環境で使用されています。



### 電気掃除機の開発

多くの家電製品の心臓部は電気モーターとその軸受です。SKFは家電メーカーと密接に協力して製品の性能向上、コスト削減、軽量化、省エネを図っています。このような協力体制の最近の一例として、吸引力が大幅にアップした新世代の電気掃除機が挙げられます。小型軸受分野のSKFノウハウは、電動工具や事務機器の製造にも適用されています。



### 350 km/h R&Dラボの維持

ヨーロッパやアメリカにあるSKFの名だたる研究開発施設に加え、SKFが軸受技術の限界を押し上げるユニークな環境を提供しているのがF1レースです。50年以上にわたりSKFの製品、技術力、知識は、スクデリアフェラーリがF1レースで驚異的な力を発揮するのに役立ってきました。(平均的なレースでフェラーリは150以上のSKF部品を使用しています。)ここで得られた教訓は、自動車メーカーに提供する製品や世界中のアフターサービスに活かされています。



### 資産効率最適化 (AEQ)

SKFリライアビリティシステム(運用信頼性のシステム)を通じて、状態監視用のハードウェアやソフトウェアからメンテナンス戦略、エンジニアリングサポート、機械の信頼性プログラムまで、総合的な資産効率製品やサービスを提供しています。効率最適化 (AEQ) および生産性アップを目指し、実績方式の定額金契約にてSKFがあらゆるサービスを提供する「総合メンテナンスソリューション」を導入している産業施設もあります。



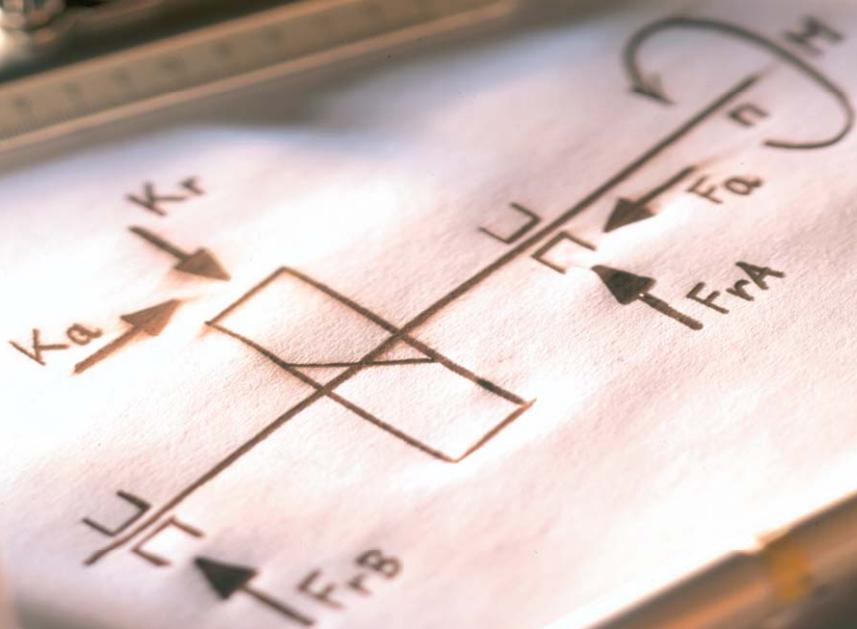
### 持続可能な成長 (sustainable growth) に向けて

軸受はまさにその性質上、自然環境に積極的に貢献しています。機器を効率よく運転させ、消費電力を抑え、潤滑量を減らしているのです。SKFは自社製品の性能を高めることで、次世代の高効率製品・機器を生み出していきます。私たちの子孫に残す未来や世界に目を向けて、SKFグループは地球の限られた資源を守る手助けになるよう生産技術だけでなく環境、健康、安全についてもグループ方針を計画し、実行しています。私たちは、環境に責任をもつ持続可能な成長 (sustainable growth) を目指しつづけます。

# 目次

<b>軸受の選定と使い方の基本</b>	
軸受用語	20
軸受形式	23
軸受形式の選定	33
利用可能空間	35
荷重	37
ミスアライメント	40
精度	40
回転数	42
静粛運転	42
剛性	42
アキシャル方向移動	43
取付けと取外し	44
シーラー体型	45
選定チャート:軸受形式 – 設計および特性	46
軸受寸法の選定	49
システムアプローチと軸受信頼度	50
定格荷重と寿命	51
寿命計算式による軸受寸法の選定	52
軸受動荷重	73
静荷重負荷能力容量による軸受寸法の選定	76
計算例	78
SKF計算ツール	82
SKF技術コンサルタントサービス	84
SKF寿命試験	85
摩擦	87
摩擦モーメントの推定	88
より正確な摩擦モーメントの計算	88
摩擦モーメントの新SKF計算モデル	89
ハイブリッド軸受の摩擦挙動	102
始動トルク	103
動力損失と軸受温度	103
計算例	104
回転数と振動	107
基準回転数	108
限界回転数	114
特殊なケース	114
軸受内での振動の発生	115
機器アプリケーションの振動挙動に及ぼす軸受の影響	115
軸受一般資料	117
寸法	118

精度 .....	120
軸受内部すきま .....	137
転がり軸受の材料 .....	138
保持器 .....	144
呼び番号 .....	147
軸受の使い方 .....	159
軸受配列 .....	160
軸受のラジアル方向位置決め .....	164
軸受のアキシャル方向位置決め .....	199
関連部品の設計 .....	204
軸受の与圧 .....	206
密封装置 .....	218
潤滑 .....	229
グリース潤滑 .....	231
潤滑グリース .....	231
SKFグリース .....	236
再給脂 .....	237
再給脂方法 .....	242
油潤滑 .....	248
取付けと取外し .....	257
概要 .....	258
取付け .....	261
取外し .....	268
軸受の保管 .....	273
検査と清掃 .....	273
信頼性とサービス .....	275
統合プラットフォーム .....	276
資産効率最適化コンセプト .....	276
SKF技術・サービスソリューション .....	277
状態監視製品 .....	280
<b>製品データ</b>	
深溝玉軸受 .....	287
アンギュラ玉軸受 .....	405
自動調心玉軸受 .....	469
円筒ころ軸受 .....	503
円すいころ軸受 .....	601
球面ころ軸受 .....	695
CARB® トロイダルころ軸受 .....	779
スラスト玉軸受 .....	837
スラスト円筒ころ軸受 .....	863
スラスト球面ころ軸受 .....	877
エンジニアリング製品 .....	893
メカトロニクス .....	955
軸受付属品 .....	973
軸受ハウジング .....	1031
保守・潤滑製品 .....	1069
その他のSKF製品 .....	1081
<b>製品索引</b> .....	<b>1121</b>



# 軸受の選定と使用の基本

軸受形式 .....	23
軸受形式の選定 .....	33
軸受寸法の選定 .....	49
摩擦 .....	87
回転数と振動 .....	107
軸受一般資料 .....	117
軸受の使い方 .....	159
潤滑 .....	229
取付けと取外し .....	257
信頼性とサービス .....	275

## 軸受の選定と使用の基本

軸受装置は軸受だけで構成されているのではありません。軸やハウジングなどの関連部品も、全体としての組立て品（アセンブリ）を構成しています。潤滑剤やシールエレメントの重要性も見逃すことはできません。軸受性能をフルに活用できるかどうかは、適切な潤滑が行われているか、腐食やアセンブリ内への異物の侵入から十分に保護されているかにかかっています。清浄度も軸受の実用寿命に大きな影響を与えます。潤滑剤やシールがSKF事業の一部となっているのはこのためです。転がり軸受装置を設計する場合、次のことが必要です。

- 適切な軸受形式を選ぶ
- 適切な軸受寸法を決める

しかし、これがすべてではありません。他にも次のような諸側面を考慮しなければなりません。

- 装置の他の部品の形状、設計
- はめあい、軸受内部すきまや予圧
- 固定装置
- シールの確保
- 潤滑剤の種類と潤滑量
- 取付け・取外し方法など

それぞれ決定された内容が軸受装置の性能、信頼性、経済性に影響します。

選定に必要な作業量は、同種の装置について経験があるかどうかによります。経験が不足していたり、要求が過剰であったり、あるいは軸受配置とその他の部分に関わるトータルコストに特別な配慮が必要な場合は、正確な計算や試験など、はるかに多くの作業が必要になります。

大手軸受メーカーとして、SKFは数多くの形式、シリーズ、デザイン、モデル、寸法の軸受を製造しています。そのなかで最も一般的なものを、**23ページ**以降の「軸受形式」でご紹介しています。なお、このカタログには掲載されていない軸受もあります。そのほとんどについては、特別カタログまたはCD-ROM版やインターネット（[www.skf.com](http://www.skf.com)）の「SKF電子カタログ」でご覧いただけます。

技術内容を総合的に紹介していく次のセクションにおいては、軸受装置の設計者にとって必要な基礎的な情報は、順番に掲載されています。当然のことですが、考えられるあらゆる軸受用途に必要な情報のすべてを掲載するのは不可能です。このため、多くの箇所でSKFアプリケーションエンジニアリングサービスについて触れています。このサービスは、適正軸受の選定に関するテクニカルサポートや軸受装置一式の計算などを全般的に行っているものです。軸受装置に対する技術的要求が高ければ高いほど、また同様の用途で軸受を使用した経験が限られていなければいほど、このサービスを活用されることを是非ともお勧めいたします。

総合技術セクションの内容は、概して、転がり軸受、少なくとも軸受一般にあてはまるものです。個別の軸受形式にあてはまる特殊な内容は、それぞれ該当する製品セクションの最初にある説明をご覧ください。ご要望に応じて、特別な用途を対象とした追加の特殊カタログやパンフレットもご用意しております。SKF転がり軸受、軸受ユニット、軸受ハウジング、すべり軸受、シールなどについてはほぼすべての詳細情報を、CD-ROM版やインターネット（[www.skf.com](http://www.skf.com)）の「SKF電子カタログ」でもご覧いただけます。

なお、製品データ表に掲載した定格荷重や定格回転数ならびに疲労荷重限界などの数値は、概数で表されています。

## 軸受用語

頻繁に使用される軸受用語の理解を深めていただくため、**20ページ**と**21ページ**に用語の定義を紹介するとともに、図を使って説明しています。軸受特有の用語や定義を集めた用語集が、ISO 5593:1997「転がり軸受 – 用語」に掲載されています。

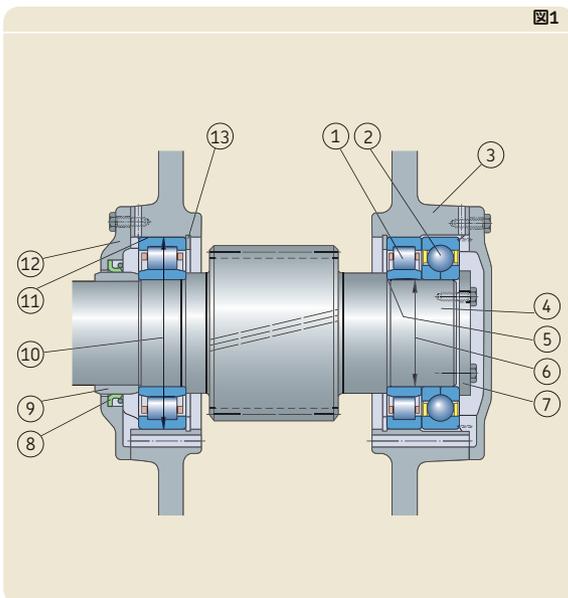
## 製品索引

この「総合カタログ」に掲載された製品範囲は約10 000種類の軸受、軸受付属品、軸受ハウジングを網羅しています。6208-2RS1といった呼び番号だけで製品の技術データを確認していただけるよう、**1121ページ**以降のインデックスはシリーズの呼び番号によるリストとなっています。この場合のシリーズ呼び番号は、62-2RS1となります。このインデックスの呼び番号は、数字の昇順、アルファベット順に並んでいます。各項目のページ番号は、その製品タイプが最初に掲載されている製品データ表のページを示しています。

## 軸受用語

### 軸受装置 (→図1)

- 1 円筒ころ軸受
- 2 四点接触玉軸受
- 3 ハウジング
- 4 軸
- 5 軸の取付け肩部
- 6 軸径
- 7 止め金
- 8 ラジアル軸シール
- 9 ディスタンスリング
- 10 ハウジング内径
- 11 ハウジング内面
- 12 ハウジングカバー
- 13 止め輪



### ラジアル軸受 (→図2、3)

- 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
- 4 保持器
- 5 カバー：  
シール - ゴム製、接触 (図示)  
または非接触  
シールド - 鋼板製、非接触
- 6 外輪外径
- 7 内輪内径
- 8 内輪肩径
- 9 外輪肩径
- 10 止め輪溝
- 11 止め輪
- 12 外径側面
- 13 シールアンカー溝
- 14 外輪軌道
- 15 内輪軌道
- 16 シール溝
- 17 内輪側面
- 18 面取り部

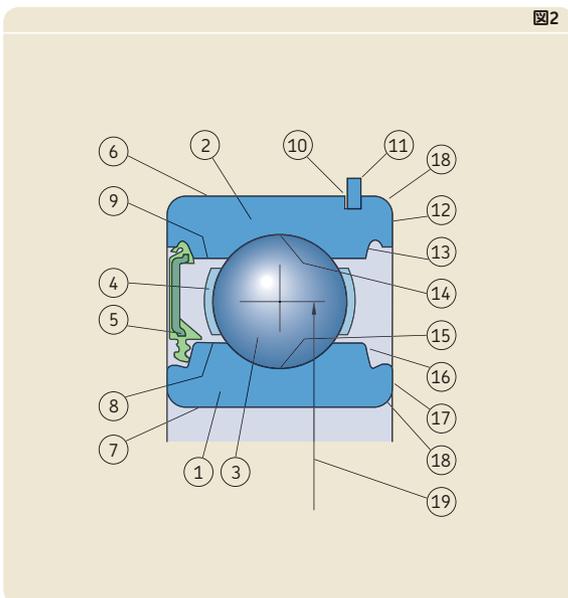
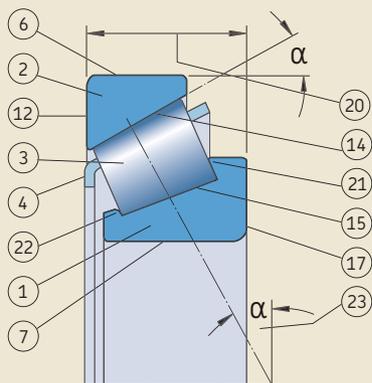
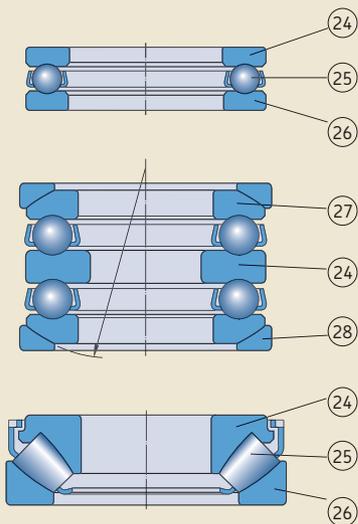


図3



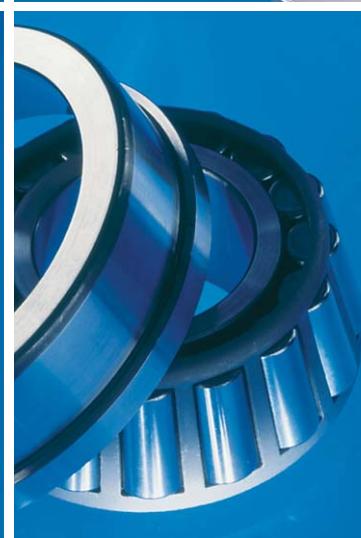
- 19 軸受平均径
- 20 軸受全幅
- 21 大つば (案内つば)
- 22 小つば
- 23 接触角

図4



スラスト軸受 (→図4)

- 24 内輪
- 25 保持器と転動体
- 26 外輪
- 27 球面座外輪
- 28 調心座金



# 軸受形式

## ラジアル軸受

### 深溝玉軸受

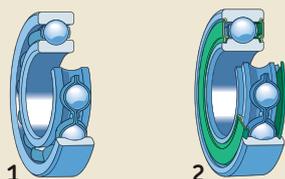
単列、入れ溝付き、または入れ溝なし

開放基本型 (1)

シールド付き

接触シールド付き (2)

止め輪溝付き、止め輪付き、または止め輪なし

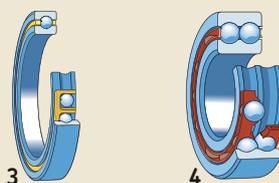


単列、固定セクションあり

開放基本型 (3)

接触シールド付き

複列 (4)



### アンギュラ玉軸受

単列

単独取付け用基本型

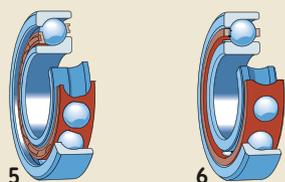
ユニバーサルマッチ用 (5)

単列精密<sup>1)</sup>

単独取付け用基本型 (6)

ユニバーサルマッチ用

組合せ軸受



複列

一体型内輪 (7)

開放基本型

シールド付き

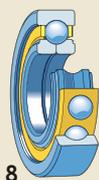
接触シールド付き

分離型内輪



脚注 → 31ページ

## 軸受形式



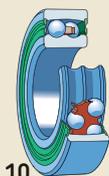
8

## ラジアル軸受

四点接触玉軸受 (8)



9



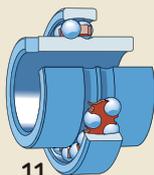
10

## 自動調心玉軸受

円筒穴またはテーパ穴

開放基本型 (9)

接触シール付き (10)

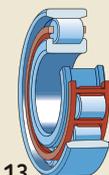


11

幅広内輪 (11)



12



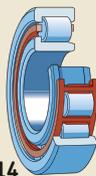
13

## 円筒ころ軸受

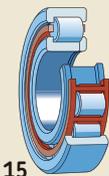
単列

NU型 (12)

N型 (13)



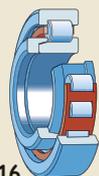
14



15

NJ型 (14)

NUP型 (15)



16

つば輪 (16)

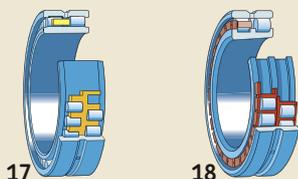
NU型、NJ型軸受用

## ラジアル軸受

### 円筒ころ軸受

複列<sup>1)</sup>

円筒穴またはテーパ穴  
NNU型 (17)  
NN型 (18)  
NNUP型

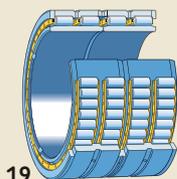


17

18

四列<sup>2)</sup>

円筒穴またはテーパ穴  
開放型 (19)  
接触シール付き

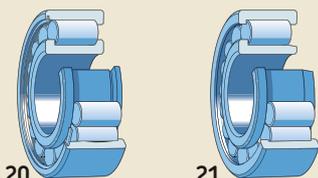


19

### 総ころ型円筒ころ軸受

単列

NFC型 (20)  
NJG型 (21)

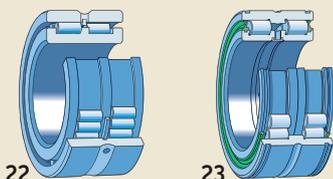


20

21

複列

内輪つば付き (22)  
内輪・外輪つば付き  
接触シール付き (23)



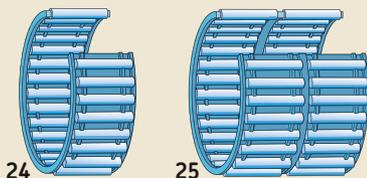
22

23

### 保持器付き針状ころ軸受<sup>3)</sup>

単列 (24)

複列 (25)



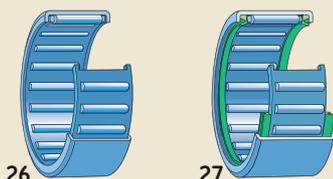
24

25

### シェル型針状ころ軸受、開放型<sup>3)</sup>

単列、複列

開放基本型 (26)  
接触シール付き (27)

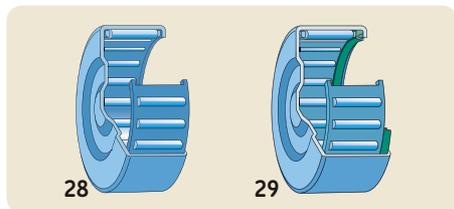


26

27

脚注 → 31 ページ

ラジアル軸受

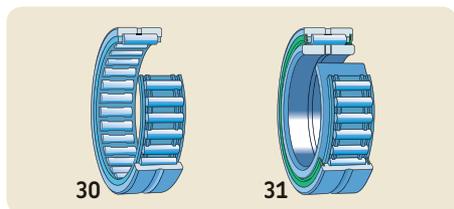


シェル型針状ころ軸受、密封型<sup>3)</sup>

単列、複列

開放基本型 (28)

接触シール付き (29)



つば付き針状ころ軸受<sup>3)</sup>

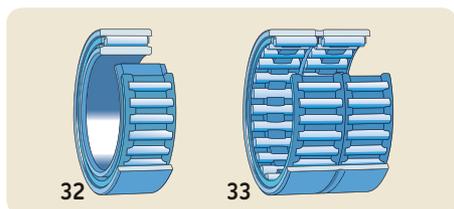
単列、複列

内輪なし (30)

内輪付き

開放基本型

接触シール付き (31)

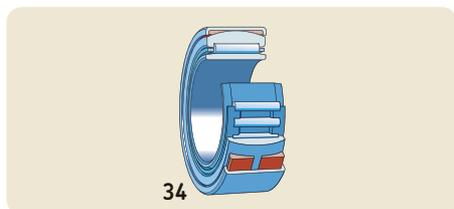


つばなしころ軸受<sup>3)</sup>

単列、複列

内輪付き (32)

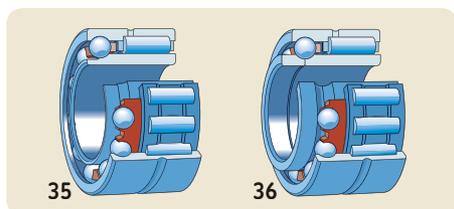
内輪なし (33)



調心型針状ころ軸受<sup>3)</sup>

内輪なし

内輪付き (34)

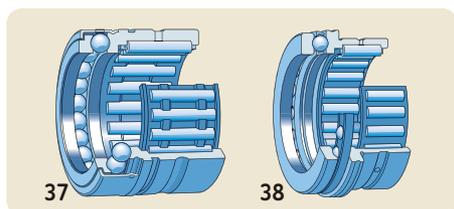


複合型針状ころ軸受<sup>3)</sup>

針状ころ/アンギュラ玉軸受

単式 (35)

複式 (36)



針状ころ/スラスト玉軸受

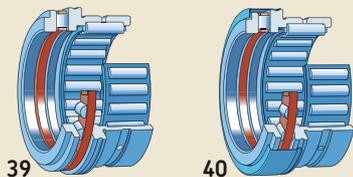
総玉型スラスト玉軸受タイプ (37)

ボール案内保持器付き玉軸受タイプ

カバーあり、またはカバーなし (38)

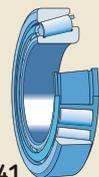
脚注 → 31ページ

## ラジアル軸受

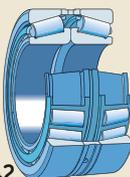


針状ころ/スラスト円筒ころ軸受  
カバーなし (39)  
カバーあり (40)

41



42



## 円すいころ軸受

単列

単列軸受 (41)

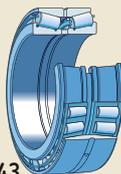
組合せ軸受

正面組合せ (42)

背面組合せ

並列組合せ

43



44

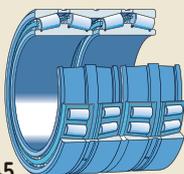


複列<sup>2)</sup>

TDO構成 (背面組合せ) (43)

TDI構成 (正面組合せ) (44)

45



四列<sup>2)</sup>

TQO構成 (45)

TQI構成

46



47



## 球面ころ軸受

円筒穴またはテーパ穴

開放基本型 (46)

接触シール付き (47)

48



49



## CARB トロイダルころ軸受

円筒穴またはテーパ穴

開放基本型

保持器付きころ軸受タイプ (48)

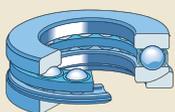
総ころ型ころ軸受タイプ

接触シール付き (49)

脚注 → 31ページ



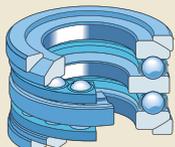
50



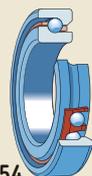
51



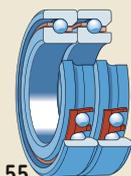
52



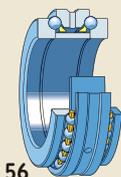
53



54



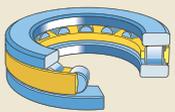
55



56



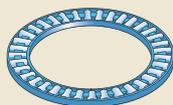
57



58



59



60

## スラスト軸受

### スラスト玉軸受

#### 単式

平面座外輪ワッシャ (50)

球面座外輪ワッシャ

調心座金付き (51)、または調心座金なし

#### 複式

平面座外輪ワッシャ (52)

球面座外輪ワッシャ

調心座金付き (53)、または調心座金なし

### スラストアンギュラ玉軸受<sup>1)</sup>

#### 精密軸受

##### 単式

単独取付け用基本型 (54)

ユニバーサルマッチ用

組合せ軸受 (55)

#### 複式

標準型 (56)

高速回転型 (57)

### スラスト円筒ころ軸受

#### 単式

単列 (58)

複列 (59)

#### 構成部品

保持器付きスラスト円筒ころ

内輪および外輪ワッシャ

### スラスト針状ころ軸受<sup>3)</sup>

#### 単式

保持器付きスラスト針状ころ (60)

軌道ワッシャ

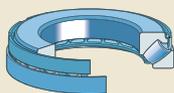
スラストワッシャ

脚注 → 31ページ

## スラスト軸受

### スラスト球面ころ軸受

単式 (61)



61

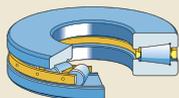
### スラスト円すいころ軸受<sup>2)</sup>

単式

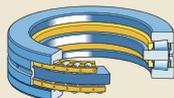
カバーあり、またはカバーなし (62)

スクリュダウン軸受

複式 (63)



62



63

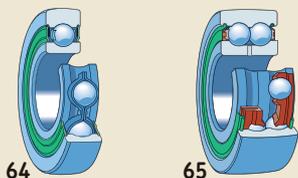
脚注 → 31ページ

トラックランナー軸受

カムローラー

単列玉軸受カムローラ (64)

複列玉軸受カムローラ (65)



64

65

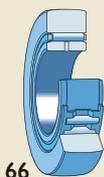
サポートローラー<sup>3)</sup>

アキシャル方向案内なし

接触シール付き、または接触シールなし

内輪なし

内輪付き (66)



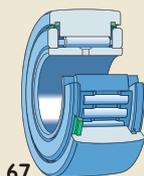
66

スラストワッシャによるアキシャル方向案内付き

接触シール付き、または接触シールなし

保持器付き針状ころタイプ (67)

総ころ型針状ころタイプ



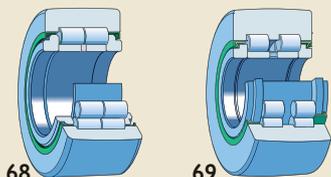
67

円筒ころによるアキシャル方向案内付き

ラビリンスシール付き (68)

接触シール付き (69)

層状 (ラメラ) シール付き



68

69

カムフォロアー<sup>3)</sup>

スラストプレートによるアキシャル方向案内つき

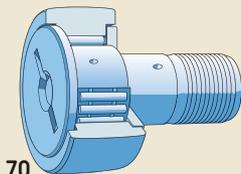
接触シール付き、または接触シールなし

同心座 (70)

偏心カラー付き

保持器付き針状ころタイプ (70)

総ころ型針状ころタイプ



70

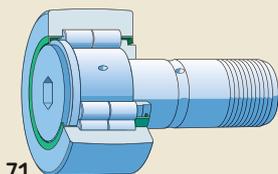
円筒ころによるアキシャル方向案内つき

ラビリンスシール付き (71)

接触シール付き

同心座 (71)

偏心カラー付き



71

脚注 → 31ページ

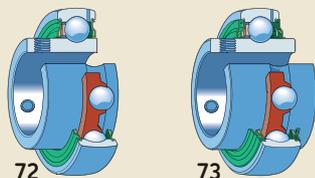
## Y-軸受

### Y-軸受 (はめ込み式)<sup>4)</sup>

グラブねじ付き

片側幅広内輪 (72)

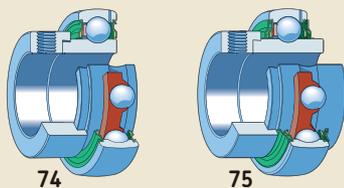
両側幅広内輪 (73)



偏心カラー付き

片側幅広内輪 (74)

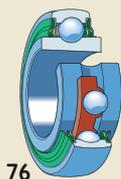
両側幅広内輪 (75)



テーパ穴

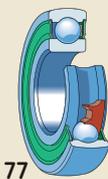
両側幅広内輪

アダプタスリーブ取付け用 (76)



標準内輪付き

軸側しまりばめ固定用 (77)



六角穴 (78)

四角穴



1) SKFカタログ「精密軸受」または「SKF電子カタログ」をご覧ください。

2) 「SKF電子カタログ」をご覧ください。

3) SKFカタログ「針状ころ軸受」または「SKF電子カタログ」をご覧ください。

4) SKFカタログ「Y-軸受およびY-軸受ユニット」または「SKF電子カタログ」をご覧ください。



# 軸受形式の選定

利用可能空間 .....	35
荷重 .....	37
荷重の大きさ .....	37
荷重の方向 .....	37
ミスアライメント .....	40
精度 .....	40
回転数 .....	42
静粛運転 .....	42
剛性 .....	42
アキシアル方向移動 .....	43
取付けと取外し .....	44
円筒穴 .....	44
テーパ穴 .....	44
シーラー体型 .....	45
選定チャート:軸受形式 - 設計および特性 .....	46

## 軸受形式の選定

各軸受形式は軸受設計に基づく特性を示し、それに応じた用途がおおむね決まっています。たとえば、深溝玉軸受は中程度のラジアル荷重とともにアキシアル荷重にも対応します。摩擦が少なく、高精度で軸受を製作できるほか、静粛運転用途も可能です。したがって、深溝玉軸受は小型、中型の電気モータで一般的に使用されています。

球面ころ軸受やトイダルころ軸受は重荷重を支えることができ、自動調心型となっています。このような特性から、荷重が大きく、軸の変形(変位)やミスアライメントが起こる重設計用途などで多く使用されています。

ところが多くの場合、軸受形式を選定するときはいくつもの要素を考慮に入れ、その軽重を判断しなければならぬため、どのケースにも当てはまるようなルールはありません。このカタログに掲載した内容は、標準的な軸受形式を選定する際に考慮しなければならない最も重要な要素を提示することで、適切な選択を行っていただけるようにするものです。

- 利用可能空間
- 荷重
- ミスアライメント
- 精度
- 回転数
- 静粛運転
- 剛性
- アキシアル方向移動
- 取付けと取外し
- シール一体型

標準的な軸受形式、その設計特性、特定用途の要求に対する適性を総合的にカバーした一覧表を、**46ページ**から**47ページ**の選定一覧表にまとめています。個々の軸受形式の特徴やご用意している設計タイプなどの詳細内容については、軸受形式ごとに分かれた各製品セクションをご参照ください。なお、数少ない特殊用途にしか使用しない軸受形式は、一般に一覧表に掲載していません。

選定一覧表では、どちらかと言うと軸受形式の表面的な分類しかできません。使用する記号の種類にも限界がありますので細かな区別は難しく、また、なかには軸受設計だけでは決まらない特性もあります。たとえば、アンギュラ玉軸受や円すいころ軸受を組み込んだ軸受装置の剛性は、予圧や動作回転数にも左右されます。しかも動作回転数自体も、軸受やその関連部品の精度、ならびに保持器の設計による影響を受けます。このような制約はありますが、**46ページ**、**47ページ**の選定一覧表は適切な軸受形式の選択に役に立つはずで、また、最終的な選定では、軸受装置としてのトータルコストや入手性の判断も影響してくる可能性があることも考慮に入れるべきでしょう。

それ以外にも、荷重負荷能力と寿命、摩擦、許容回転数、軸受内部すきまや予圧、潤滑、封入式など、軸

受装置の設計で注意が必要な重要事項がありますが、これらについてはカタログの別のセクションで詳しく取り上げます。

この「総合カタログ」にSKF製品範囲のすべてが掲載されているわけではありません。本書にない軸受については個別のカタログやパンフレットをご用意しています。SKFにご相談ください。

## 利用可能空間

軸受の基本寸法の一つである内径は、多くの場合、機械の設計や軸径によってあらかじめ決まります。

小径の軸には、あらゆる玉軸受を使用できますが、最も一般的なのは深溝玉軸受で、針状ころ軸受も適しています (→図1)。大径の軸には、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が利用できるとともに、深溝玉軸受も使用できます (→図2)。

ラジアル方向のスペースが限られている場合、断面積の小さな軸受、特に「直径 (系列) 8」や「直径 (系列) 9」といった断面方向の高さの低い軸受を選定すべきでしょう。保持器付き針状ころ軸受、シェル型針状ころ軸受、内輪なし針状ころ軸受、または内輪付き針状ころ軸受 (→図3) が特に適しており (→SKFカタログの「針状ころ軸受」)、深溝玉軸受やアンギュラ玉軸受、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のなかにも使用に適した製品シリーズがあります。

図1

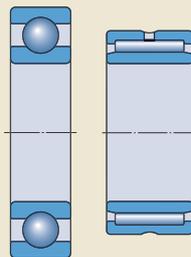


図2

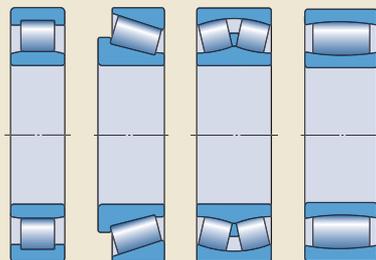
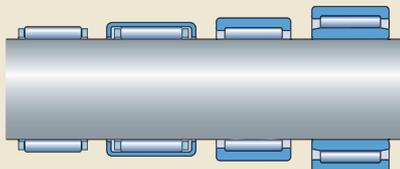


図3



## 軸受形式の選定

アキシアル方向のスペースが限られているときは、特定のシリーズの円筒ころ軸受や深溝玉軸受を用いてラジアル荷重や合成荷重にそれぞれ対応することができます(→図4)。また、各種の組合せ針状ころ軸受(→図5)でも対応できます。純アキシアル荷重に対しては、保持器付きスラスト針状ころ軸受(座金付き、または座金なし)、ならびにスラスト玉軸受やスラスト円筒ころ軸受が使用できます(→図6)。

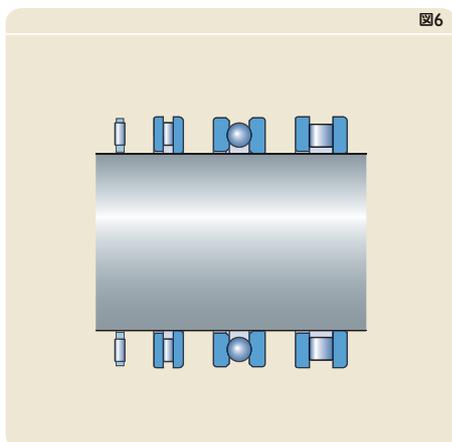
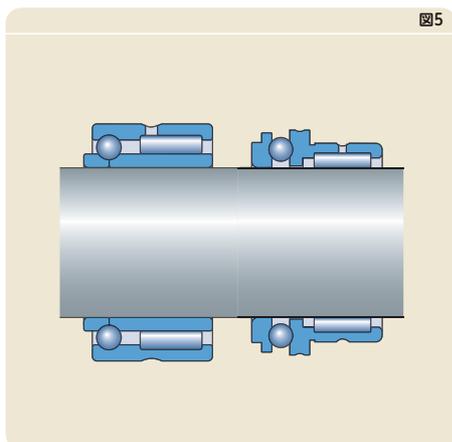
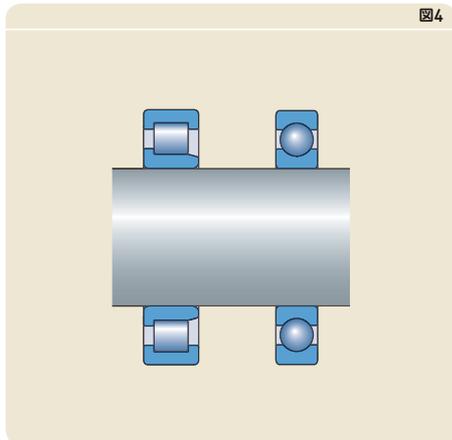
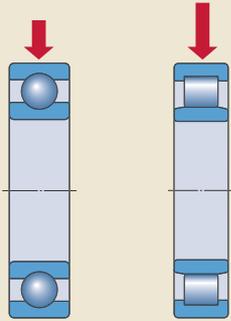


図7



## 荷重

### 荷重の大きさ

荷重の大きさは、軸受寸法の決め手となる要素の一つです。一般に、ころ軸受は同寸法の玉軸受より重い荷重を支えることができます（→図7）。また、総ころ型、総玉軸受は保持器付き軸受より重荷重に対応できます。玉軸受はたいていの場合、荷重が軽程度かまたは中程度の用途に使用します。荷重が重く、軸径が大きい場合は、一般的にはころ軸受を選択します。

### 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ラジアル荷重しか支えられません。（→図8）。それ以外のラジアル軸受はすべて、ラジアル荷重とともに、ある程度のアキシャル荷重にも対応できます（→「合成荷重」の項を参照）。

#### 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9）は、純アキシャル方向の軽荷重、中荷重に適しています。単式スラスト玉軸受は、一方に作用する中程度のアキシャル荷重にのみ対応できます。両方向に作用するアキシャル荷重に対しては、複式スラスト玉軸受が必要です。

図8

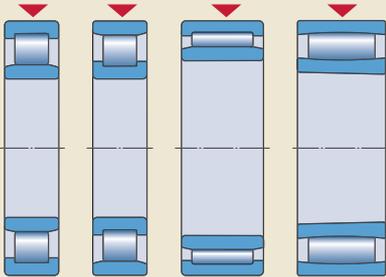


図9

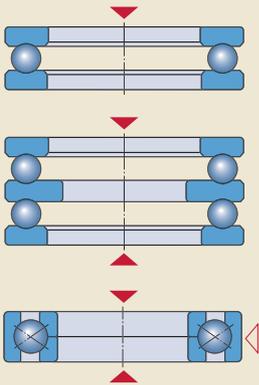
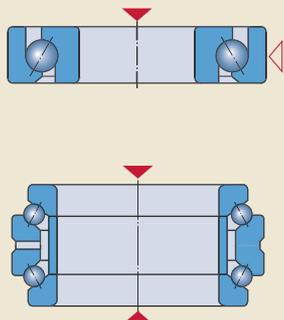


図10



スラストアンギュラ玉軸受は高速回転軸の中程度のアキシアル荷重を支えることができます。単列型はアキシアルと同時にたらくラジアル荷重にも対応できるのに対し、複列型は通常は純アキシアル荷重専用です(→図10)。

一方向のアキシアル中荷重、重荷重用には、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、さらにスラスト球面ころ軸受も適しています(→図11)。スラスト球面ころ軸受は、アキシアル荷重と同時にたらくラジアル荷重にも対応できます。アキシアル方向の大きな交番荷重に対しては、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個を組合せて使用することで対応できます。

### 合成荷重

合成荷重は、同時にはたらくラジアル荷重とアキシアル荷重からなります。軸受がアキシアル荷重を负荷する能力は、その接触角 $\alpha$ によって決まります。接触角が大きいほど、その軸受はアキシアル荷重に適していることとなります。これを示すのが計算係数 $Y$ で、接触角 $\alpha$ が大きくなると $Y$ は小さくなります。各軸受形式あるいは個々の軸受に対する係数の値は、各製品データセクションの前文または製品データ表そのものでご確認いただけます。深溝玉軸受のアキシアル荷重負荷能力は、軸受の内部設計や内部すきまによって決まります(→287ページ以降の「深溝玉軸受」参照)。

合成荷重に対しては、深溝玉軸受や球面ころ軸受でもかまいませんが、最もよく使用されるのは単列および複列のアンギュラ玉軸受や単列円すいころ軸受です(→図12)。このほか、自動調心玉軸受、NJ型、NUP型の円筒ころ軸受、ならびにHJつば輪付きのNJ型、NU型円筒ころ軸受も、アキシアル成分の比較的小さい合成荷重に使用できます(→図13)。

単列アンギュラ玉軸受、円すいころ軸受、NJ型円筒ころ軸受、HJつば輪付きNU型円筒ころ軸受、スラスト球面ころ軸受は、一方向のみのアキシアル荷重に対応できます。アキシアル方向の交番荷重に対しては、これらの軸受を第二の軸受と組合せる必要があります。このため、単列アンギュラ玉軸受のユニバーサルマッチ用の軸受を利用したり、単列円すいころ軸受を2個の単列軸受からなる組合せ軸受として提供することもできます(→409ページ以降の「単列アンギュラ玉軸受」、671ページ以降の「単列組合せ円すいころ軸受」参照)。

図11

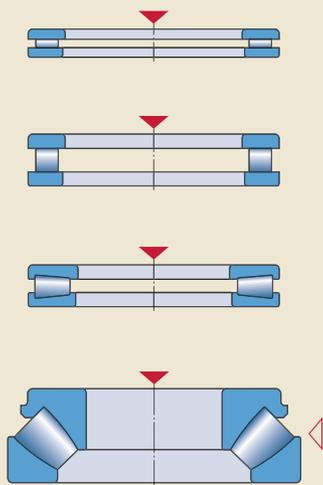
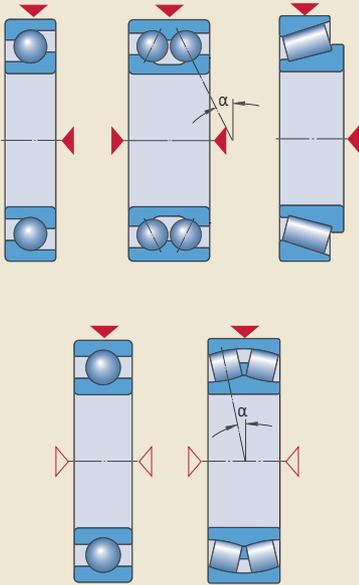


図12



合成荷重の軸シアル成分が大きい場合、これをラジアル荷重とは切り離して別の軸受で支えることもできます。スラスト軸受はもちろんのこと、ラジアル軸受のなかにも深溝玉軸受や四点接触玉軸受(→図14)など、この役割に適した軸受があります。このようなケースで確実に軸シアル荷重だけを軸受に負荷させるには、軸受外輪の取付けに際し、ラジアル方向にすきまを設けて取付けます。

図13

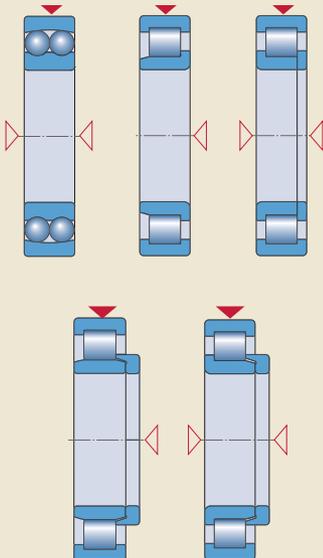
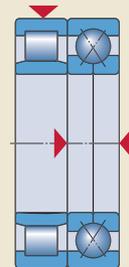


図14



### モーメント荷重

荷重が軸受に対して偏心的にはたらく場合、曲げモーメントが発生します。深溝玉軸受やアンギュラ玉軸受などの複列型を使用することで曲げモーメントに対応できますが、単列組合せアンギュラ玉軸受や円すいころ軸受の正面組合せ、できれば背面組合せがさらに適しています(→図15)。

### ミスアライメント

軸とハウジングとの角度がずれるミスアライメントが発生するのは、たとえば運転時の荷重で軸が曲がる(たわむ)場合、ハウジングの軸受座が同じ高さに加工されていない場合、あるいは軸受を支える各軸受のハウジングどうしが非常に離れている場合などです。

剛性軸受、つまり深溝玉軸受や円筒ころ軸受などはミスアライメントには最適ではありません。対応できたとしても、ごく微小なミスアライメントに限られます。一方、自動調心型の軸受類、すなわち自動調心玉軸受、球面ころ軸受、トイダルころ軸受、スラスト球面ころ軸受(→図16)は、運転荷重による中程度のミスアライメントを許容することができ、また、機械加工や取付け時のミスによる運転前のミスアライメントを補正することもできます。ミスアライメントの許容値は、製品データセクションの前文に記載しています。予想されるミスアライメントが許容値を超える場合は、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスにご相談ください。

球面座外輪・座金付きスラスト玉軸受、Y-軸受ユニット、調心針状ころ軸受は(→図17)は、機械加工や取付け時のミスによる運転前のミスアライメントを補正することができます。

### 精度

回転の精度が求められる軸受装置(工作機械の主軸など)や超高速回転が要求される用途では、「通常」より高い精度の軸受が必要です。

各製品データセクションの前文に、その軸受の生産で基準とした精度等級を示しています。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、単列および複列スラストアンギュラ玉軸受など広範囲の精密軸受を生産しています(→SKFカタログ「精密軸受」)。

图15

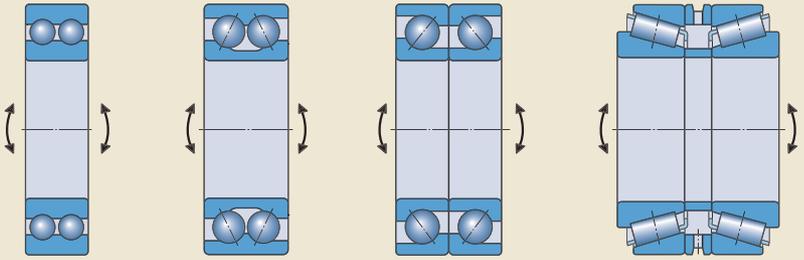


图16

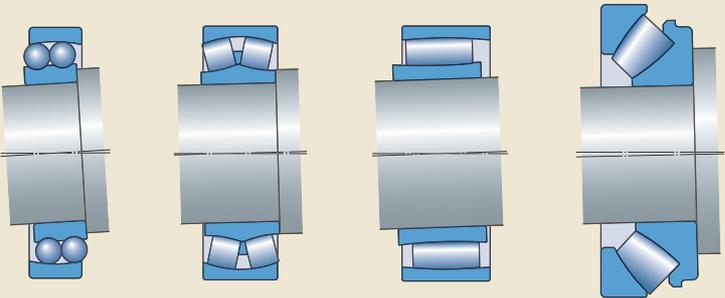
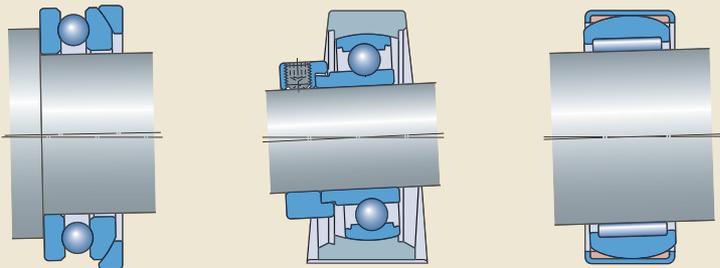


图17



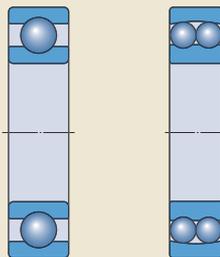
## 回転数

転がり軸受が動作可能な回転数は、許容運転温度の制約を受けます。そのため、軸受内部の摩擦が少なく、且つ熱の発生も少ない軸受形式が、高速回転に最も適した軸受になります。

最も高速回転できるのは、荷重がラジアル方向のみの場合は深溝玉軸受や自動調心玉軸受(→図18)、荷重が合成荷重の場合はアンギュラ玉軸受(→図19)です。とりわけ、精密アンギュラ玉軸受やセラミック転動体の深溝玉軸受はまさに高速回転に最適です。

スラスト軸受はその設計ゆえに、ラジアル軸受ほど高速回転には対応できません。

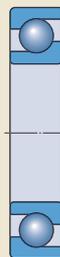
図18



## 静粛運転

家電用や事務機器用の小型電気モータなどの用途では、使用中の騒音が重要な要素となり、これが軸受の選定にも影響する場合があります。SKFの深溝玉軸受は、この種の用途を考慮して特別に製造されています。

図19



## 剛性

転がり軸受の剛性は、軸受が荷重を受けたときの弾性変形(弾性力)の大きさで表します。一般に、この変形量は非常に小さく、無視できる程度です。ただし、工作機械の主軸用や小歯車用の軸受装置など、剛性が重要となるケースもあります。

円筒ころ軸受や円すいころ軸受などのころ軸受(→図20)は、転動体と軌道の接触状態の関係で玉軸受より高い剛性をもっています。軸受の剛性は予圧をかけることによって高めることができます(→206ページ以降の「軸受の予圧」参照)。

図20

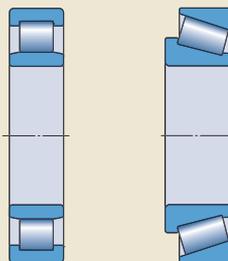
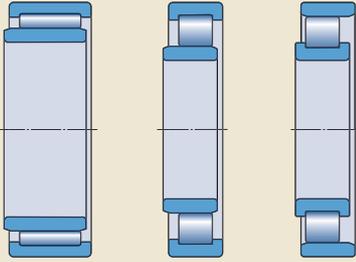


図21



## アキシアル方向移動

軸やその他の回転機械部品は、一般に固定側軸受と自由側軸受によって支持されます (→160ページ以降の「軸受装置」参照)。

固定側軸受は、機械部品のアキシアル方向の位置決めを両方向について行います。これに最も適した軸受は合成荷重を負荷できるもの、あるいは第二の軸受と組合せてアキシアル方向の位置決めができるタイプです (→46ページ、47ページの選定チャート)。

自由側軸受は軸のアキシアル方向の移動を許すことで、軸の熱膨張が発生したときなどでも軸受に過荷重がかからないようにします。自由側に最適な軸受は、針状ころ軸受、NU型、N型の円筒ころ軸受 (→図21) などです。NJ型円筒ころ軸受や一部の総ころ型円筒ころ軸受も使用できます。

アキシアル方向移動が比較的大きく軸のミスアライメントも考えられる用途では、自由側軸受としてCARBトロイダルころ軸受が最適です (→図22)。

これらの軸受はすべて、ハウジングを基準として軸受内部のアキシアル方向の軸の移動を許容します。軸受内のアキシアル方向移動の許容値は、該当する製品データ表に掲載しています。

非分離型軸受、たとえば深溝玉軸受や球面ころ軸受 (→図23) を自由側軸受として使用する場合は、内外輪のいずれか一方をすきまばめとする必要があります。 (→164ページ以降の「軸受のラジアル方向位置決め」参照)。

図22

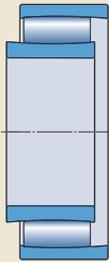
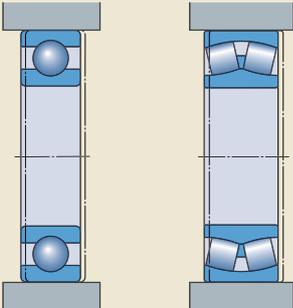


図23



## 取付けと取外し

### 円筒穴

円筒穴軸受は、非分離型よりも分離型のほうが取付け、取外しが簡単です。特に、内外輪ともに締めばめが必要な場合はなおさらです。軸受の頻繁な取付けや取外しが必要なケースでも分離型軸受が好まれます。これは、分離型軸受では、転動体と保持器が組込まれたほうの軌道輪をもう一方の軌道輪とは別に取付けることができるからです。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24)、ならびにスラスト玉軸受やスラストころ軸受もこれにあたります。

### テーパ穴

テーパ穴軸受(→図25)は、テーパジャーナルや円筒軸はめあい面にアダプタスリーブか取外しスリーブ(→図26)を使って簡単に取付けられます。

図24

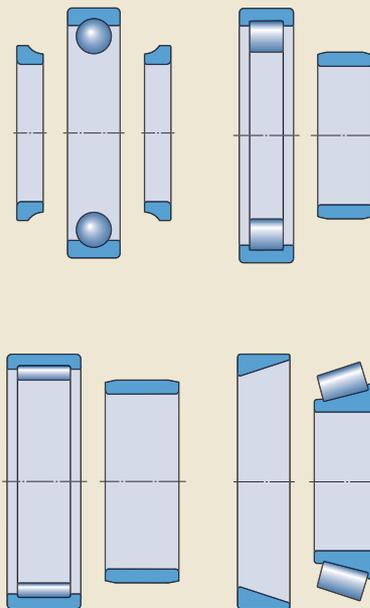


図25

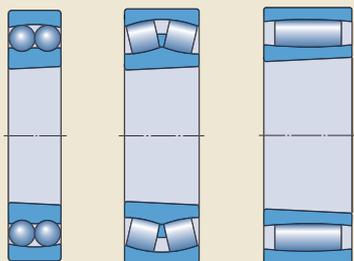
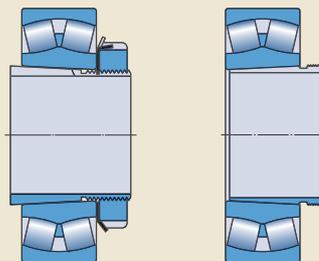


図26



## シーラー体型

軸受の性能を確保するうえで、シーラーの選定は非常に重要です。SKFは、以下のようなシーラー類を組み込んだ軸受をご提供しています。

- シールド (→図27)
- 低摩擦シーラー (→図28)
- 接触シーラー (→図29)

シーラー付きおよびシールド付き軸受製品は、多くの用途で経済性や省スペースの問題を解決します。これらの製品は、次の軸受形式について多種類のサイズをご用意しています。

- 深溝玉軸受
- アンギュラ接触玉軸受
- 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 トロイダルころ軸受
- カムローラ
- Y-軸受およびY-軸受ユニット

両側にシーラー体型を備えた軸受については、すべて適切な品質と量のグリースが充てんされています。

図27

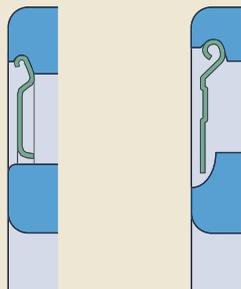


図28

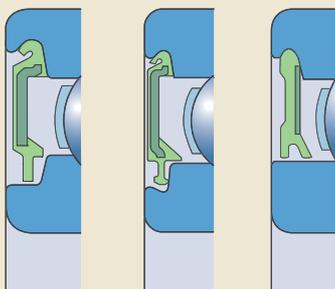
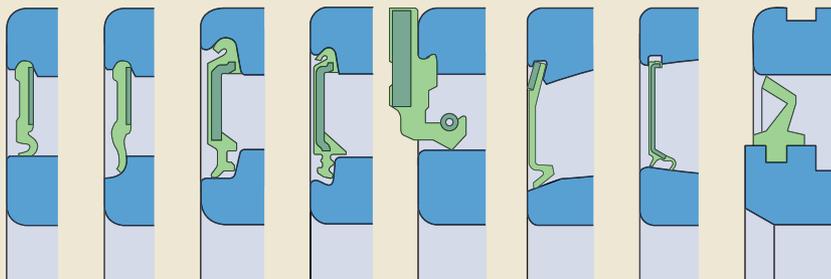


図29



## 軸受形式の選定

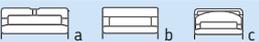
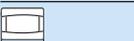
この選定チャートはあくまで一般的な目安にすぎません。個々のケースにおいて、これまでの説明ならびに各製品データページの詳細情報を参考にし、さらに適切な選定を行っていただく必要があります。一つの軸受形式に複数の仕様が並んで表示されている場合は、各仕様を識別する小文字のアルファベットで関連情報を示しています。

### 記号

- +++ 最適
- ++ 適切
- + 妥当
- 劣る
- 不適切
- ← 一方向
- ↔ 両方向

### 軸受形式 - 設計および特性

#### 設計

軸受形式	テーパ穴	シールド/シール	自動調心性	非分離型	分離型
深溝玉軸受 		a			
アンギュラ玉軸受、単列 					
単列組合せ、複列 		b		a, b	c
四点接触 					
自動調心玉軸受 					
円筒ころ軸受、保持器付き 					
総ころ型、単列 				a	b
総ころ型、複列 		d			
針状ころ軸受、鋼製軌道輪付き 		a			
保持器付き/シェル型 				b, c	
組合せ軸受 				b, c	
円すいころ軸受 					
単列組合せ 					
球面ころ軸受 					
CARBトイダル軸受、保持器付き 					
総ころ型 					
スラスト玉軸受 					
調心座付き 					
スラスト針状ころ軸受 スラスト円筒ころ軸受 					
スラスト球面ころ軸受 					

特性  
下記に対する適性

純ラジアル荷重	純アキシアル荷重	合成荷重	モーメント荷重	高速回転	高回転精度	高剛性	静粛運転	低摩擦抵抗	運転時ミスアライメント補正	取付け誤差補正 (初期時)	固定軸軸受	自由軸軸受	アキシアル方向移動
+	↕	↕	a- b+	a b+++	a+++ b+++	+	+++	+++	-	-	↕	+	--
a+ b++	a+ b+++	++	-	a+++ b+	a+++ b+++	+	a+++ b+	a+++ b+	-	-	↕	--	--
++	↕	↕	+	+	++	+	+	+	--	--	↕	+	--
-	↕	↕	+	++	+	+	+	+	--	--	↕	-	--
+	-	-	--	+++	++	-	++	+++	+++	+++	↕	+	--
++	--	--	--	++	++	++	++	++	-	-	--	+++	+++
++	a+ c↕ d↕	a+ c↕ d↕	--	++	++	++	+	++	-	-	a+ c↕ d↕	a+ b↕	a+ b↕
+++	-	↕	--	-	+	+++	-	-	-	-	↕	↕	↕
+++	-	c+ d↕ b↕	+	-	+	+++	-	-	--	--	c+ d↕ b↕	a+ b↕	a+ b↕
++	--	--	--	+	a+ ++	++	+	+	--	c+ ++	--	+++	+++
++	--	--	--	+	+	++	+	+	--	--	--	+++	+++
+	c+ ↕	↕	-	+	+	++	+	-	--	--	↕	--	--
++	↕	+++	-	+	+	++	+	+	-	-	+++	--	--
+++	a+ c↕ b↕	a+ c↕ b↕	a+ c-	+	+	a+ c+++	+	+	-	--	a+ c↕ b↕	a+ c-	--
+++	↕	+++	--	+	+	++	+	+	+++	+++	↕	+	--
+++	--	--	--	+	+	++	+	+	+++	+++	--	+++	+++
+++	--	--	--	-	+	+++	+	-	+++	+++	--	+++	+++
--	a+ b↕	--	--	-	++ a	+	-	+	-	--	++ a↕ b↕	--	--
--	a+ b↕	--	--	-	+	+	-	+	-	++	++ a↕ b↕	--	--
--	↕	--	--	-	a+ b+++	++	-	-	--	--	↕	--	--
--	+++ ↕	↕	--	-	+	++	-	+	+++	+++	+++ ↕	--	--



$$L_{HM} = a_1 a_{SKF} \left( \frac{c}{P} \right)^p$$

# 軸受寸法の選定

システムアプローチと軸受信頼度.....	50
<b>定格荷重と寿命.....</b>	<b>51</b>
動軸受荷重と寿命.....	51
静軸受荷重.....	51
<b>寿命計算式による軸受寸法の選定.....</b>	<b>52</b>
基本定格寿命.....	52
SKF定格寿命.....	52
SKF寿命補正係数 $a_{SKF}$ .....	53
潤滑状態 - 粘度比 $K$ .....	59
EP添加剤の検討.....	61
汚染度係数 $\eta_c$ .....	62
特殊ケース - 補正係数 $a_{23}$ .....	68
運転条件が変動する場合の寿命計算.....	70
運転温度の影響.....	71
必要定格寿命.....	71
<b>軸受動荷重.....</b>	<b>73</b>
軸受動荷重の計算.....	73
動等価軸受荷重.....	74
必要最小荷重.....	75
<b>静荷重負荷能力容量による軸受寸法の選定.....</b>	<b>76</b>
静等価軸受荷重.....	76
必要基本静定格荷重.....	77
静荷重負荷能力容量のチェック.....	77
<b>計算例.....</b>	<b>78</b>
<b>SKF計算ツール.....</b>	<b>82</b>
SKF電子カタログ.....	82
SKFベアリングピーコン.....	82
オルフェウス.....	82
ピースト.....	83
その他のプログラム.....	83
<b>SKF技術コンサルタントサービス.....</b>	<b>84</b>
高度コンピュータプログラム.....	84
<b>SKF寿命試験.....</b>	<b>85</b>

## 軸受寸法の選定

あるアプリケーションで使用する軸受の寸法を選定するとき、最初は、軸受にかかる荷重および寿命や信頼度に関する要求事項をもとにした定格荷重を基本に選定すればよいでしょう。製品データ表には、基本動定格荷重 $C$ と基本静定格荷重 $C_0$ の値が載っています。軸受の荷重は、動荷重条件と静荷重条件の2つを別々に確認する必要があります。動荷重は、軸受にかかる荷重の様子を示す代表スペクトルを使って確認します。この荷重スペクトルには、稀にしか発生しないピーク荷重(重荷重)も含まれます。静荷重については、静止時や非常にゆっくりと回転( $n < 10$  r/min)しているときにかかる荷重だけでなく、大きな衝撃荷重(ごく短時間の荷重)を受けたときの静的安全性もチェックします。

## システムアプローチと軸受信頼度

SKFの寿命定格計算式では、外部荷重による応力とともに、表面形状が影響を与える応力、潤滑、転がり接触面の運動学を考慮します。この複合的な応力系が軸受寿命に与える影響を把握することは、特定アプリケーションにおける実際の軸受性能の予測に役立ちます。

理論の詳細については、その複雑さゆえに、このカタログの範囲を超えています。したがって、もう少し単純化した「カタログ版」アプローチについて、「SKF定格寿命」の項でご紹介します。このアプローチを利用することにより、軸受寿命を最大限に引き出し、計画的に小型化が図れるとともに、潤滑や汚染が軸受寿命に及ぼす影響の大きさを認識することができます。

転がり軸受が最も破損しやすい原因は、一般に転がり接触面の金属疲労です。したがって、あるアプリケーションにおいて転がり軸受の形式や寸法を選定するときは、一般に軌道疲れを基準にすれば充分です。ISO 281のような国際規格は、転がり接触面の金属疲労を基準としています。しかし、注意すべき点は、軸受

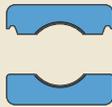
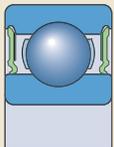
というものは軸受全体を一つの装置としてもみなせることです。保持器、潤滑剤、シールなどの個々の部品(→図1)の寿命が軸受寿命に等しく影響を与え、また場合によっては軸受の実際上の耐久性を決定付けてしまうこともあります。理論上、すべての部品が一樣に同じ寿命であれば、全体として最適な有効寿命が得られます。

言い換えれば、計算寿命が実際の軸受寿命と一致するのは、様々な損傷形態による軸受寿命が、それぞれ軸受の計算寿命と少なくとも同じ長さであるときです。軸受寿命に影響を及ぼす因子には、保持器、シール、潤滑剤などもあります。多くの場合、金属疲労が最も支配的な要因です。

図1

### 軸受装置寿命

$$L_{\text{軸受}} = f(L_{\text{軌道}}, L_{\text{転動体}}, L_{\text{保持器}}, L_{\text{潤滑剤}}, L_{\text{シール}})$$



## 定格荷重と寿命

### 動軸受荷重と寿命

基本動定格荷重Cは、動的な応力が発生している、つまり荷重を受けて回転している軸受の計算に使用します。Cの値は、ISO 281:1990に定められた基本定格寿命の100万回転を与える軸受荷重を表します。荷重は大きさ、方向とも一定で、ラジアル軸受の場合はラジアル方向、スラスト軸受の場合はアキシアル方向に中心に沿って作用することを前提としています。

SKF軸受の基本動定格荷重は、ISO 281:1990に概説された方法に従って計算しています。このカタログの定格荷重は、硬度58 HRC以上に熱処理されたクロム鋼軸受が通常条件で回転している場合のもので、

なかでもSKF Explorerクラスの軸受は、SKFによる材料および製造方法の進歩を反映させるため、ISO 281:1990による基本動定格荷重の計算に修正した係数を適用します。

転がり軸受の寿命は、次のように表記されます。

- 回転数
- 与えられた回転速度での運転時間数

軸受の寿命は、外輪が内輪、または転動体に金属疲労（フレーキングやスポーリング）の最初の兆候が現れるまで軸受が耐えられる総回転数または総運転時間と定義されます。

経験的に、同一条件で使用している外見上まったく同じ軸受でも、耐用寿命には違いがあります。そのため軸受寸法を算定するには、「寿命」という言葉を正確に定義することが重要です。SKFが提供する動定格荷重の数値は、十分な個数の外見上まったく同じ軸受の一群のうち、90%が達成できると予測される寿命を基準としています。

軸受寿命には、他にもいくつかの種類があります。その一つが「実用寿命」であり、これは現実の使用条件において軸受が破損するまでの実際の寿命を表します。なお、軸受寿命は統計的な予測にすぎません。寿命計算は、あくまで一群の軸受を対象とし、90%という信頼度で表したものです。さらに、現場では疲労によって軸受が損傷することは、それほど一般的でなく、大半は、汚染、摩耗、ミスアライメント、腐食、あるいは保持器の損傷や、不適切な潤滑やシールによって発生します。

さらに別の「寿命」として、「要求寿命」があります。これは公的機関が定めた寿命のことで、同機関による想定荷重や回転数のデータがベースになっています。要求寿命は、前提となる基本定格寿命 $L_{10}$ に一致するのがふつうで、同種のアプリケーションで得られた経験に基づいています。

### 静軸受荷重

基本静定格荷重 $C_0$ は、軸受を次のような条件で使用する際の計算に用います。

- 非常にゆっくりとした回転 ( $n < 10$  r/min)
- 非常にゆっくりとした揺動運動
- 一定の長期間、荷重を受けて静止する

また、軸受が回転している（動的応力を受けている）が静止しているかに関わらず、軸受にかかる衝撃や大きなピーク荷重など短時間の荷重の安全係数を確認することも非常に重要です。

ISO 76:1987に定義された基本静定格荷重は、最も荷重の集中する転動体と軌道の接触部中央における接触応力の計算値に対するもので、次のような値となります。

- 自動調心玉軸受では4 600 MPa
- それ以外の玉軸受では4 200 MPa
- ころ軸受では4 000 MPa

この応力値は、転動体と軌道に永久変形を生じさせるもので、その総変形量は転動体直径の約0,0001倍です。荷重は、ラジアル軸受では純ラジアル荷重、スラスト軸受では中心に沿って作用するアキシアル荷重で表します。

静軸受荷重の検証は、そのアプリケーションにおける静安全係数を確認して行います。静安全係数は次のように定義されます。

$$s_0 = C_0/P_0$$

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

静等価軸受荷重の計算には、軸受で発生しうる最大荷重を用いなければなりません。安全係数とその計算の推奨値に関する詳細は、**76ページ**以降の「静荷重負荷能力による軸受寸法の選定」をご覧ください。

## 寿命計算式による軸受寸法の選定

### 基本定格寿命

ISO 281:1990による軸受の基本定格寿命は次の式によります。

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

回転数が一定のときには、多くの場合次式を用いて寿命を運転時間で表すことができます。

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

ここで

- $L_{10}$  = 基本定格寿命 (信頼度90%)、百万回転
- $L_{10h}$  = 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
- $n$  = 回転数 r/min
- $p$  = 寿命計算式の指数  
= 3 (玉軸受)、  
= 10/3 (ころ軸受)

### SKF 定格寿命

最近の高性能軸受では、実際に使用したときの有効寿命が基本定格寿命と大きくかけ離れていることがあります。実際のアプリケーションにおける実用寿命は、潤滑、汚染の程度、ミスアライメント、取付けの適正さ、環境条件などさまざまな要因の影響を受けます。

このことからISO 281:1990/改正2:2000には、基本定格寿命を補足するための補正寿命計算式が示されています。この寿命計算は、補正係数を利用して軸受の潤滑や汚染状況ならびに軸受材料の疲労限界を考慮しています。

ISO 281:1990/改正2:2000には、軸受メーカー用として、軸受に適用する寿命補正係数を運転条件から求める推奨計算方法も用意されています。SKF寿命補正係数 $a_{SKF}$ は、他の機械要素の計算で使用するのと同様の疲労荷重限界 $P_0$ の考え方を適用しています。疲労荷重限界の値は製品データ表に記載しています。さらに、SKF寿命補正係数 $a_{SKF}$ は、実際のアプリケーションの運転条件を反映させるために、潤滑状態(粘度比 $\kappa$ )と汚染度係数 $\eta_c$ を用いています。

SKF定格寿命の計算式は、ISO 281:1990/改正2:2000に沿っています。

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

回転数が一定であれば、次式により運転時間で寿命を表すことができます。

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

ここで

- $L_{nm}$  = SKF定格寿命 (信頼度 $100 - n^1$ %)、百万回転
- $L_{nmh}$  = 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%)、百万回転
- $a_1$  = 信頼度係数 (→表1)
- $a_{SKF}$  = 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
- $n$  = 回転数 r/min
- $p$  = 寿命計算式の指数  
= 3 (玉軸受)、  
= 10/3 (ころ軸受)

<sup>1)</sup> 係数 $n$ は破損の確率、つまり必要とされる信頼度と100%との差を表しています。

場合によっては、軸受寿命を100万回転や運転時間以外の単位で表したほうがよいこともあります。たとえば、自動車や鉄道車両で使用する車軸軸受の寿命は、走行距離のキロメートル単位で表すのが一般的です。軸受寿命をさまざまな単位に換算できるよう、58ページの表2に一般的に用いられている換算係数を示します。

## SKF寿命補正係数 $a_{SKF}$

すでに述べたように、この係数は疲労荷重限界比 ( $P_u/P$ )、潤滑状態(粘度比 $\kappa$ )、軸受の汚染度 ( $\eta_c$ ) の関係を表しています。係数 $a_{SKF}$ の値は、軸受の形式に応じて4つの線図から得ることができます。各線図において、SKF標準軸受およびSKF Explorer軸受の $\eta_c$  ( $P_u/P$ ) と粘度比 $\kappa$ 値の関数として $a_{SKF}$ の値を示しています。

線図1: ラジアル玉軸受 – 54ページ

線図2: ラジアルころ軸受 – 55ページ

線図3: スラスト玉軸受 – 56ページ

線図4: スラストころ軸受 – 57ページ

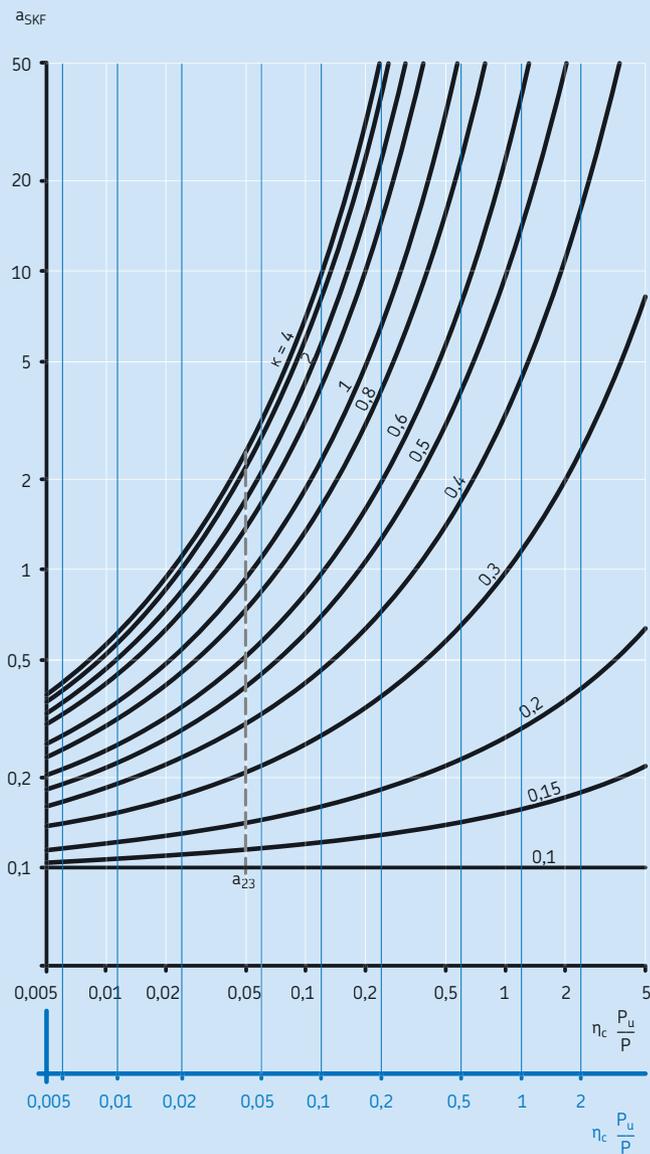
これらの線図は、他の機械要素の疲労荷重限界と同様の一般的な値や安全係数を考慮して作成されたものです。なお、SKF定格寿命計算式はどうしても単純化された性質は免れないため、たとえ運転条件を正確に特定できたとしても、 $a_{SKF}$ 値を50以上とすることは有意ではありません。

表1

### 信頼度係数 $a_1$ の値

信頼度 %	破損確率 n %	SKF定格寿命 $L_{nm}$	係数 $a_1$
90	10	$L_{10m}$	1
95	5	$L_{5m}$	0,62
96	4	$L_{4m}$	0,53
97	3	$L_{3m}$	0,44
98	2	$L_{2m}$	0,33
99	1	$L_{1m}$	0,21

ラジアル玉軸受の係数 $a_{SKF}$



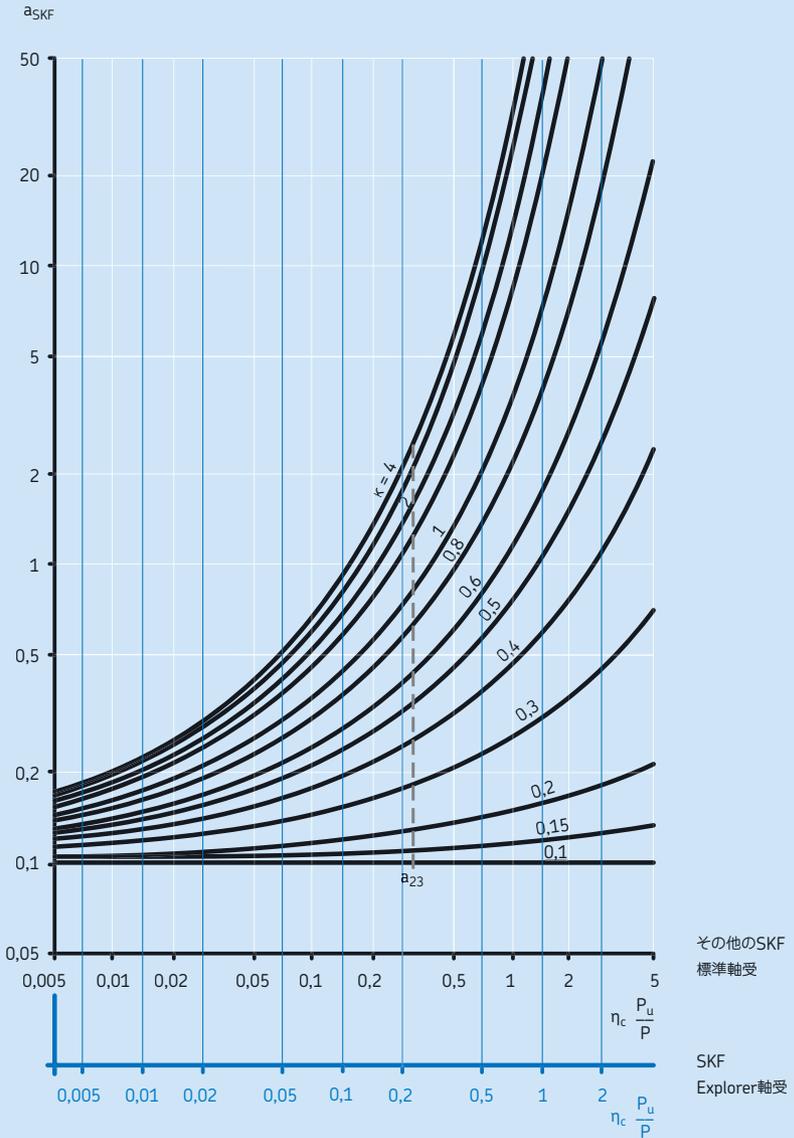
その他のSKF  
標準軸受

SKF Explorer  
軸受

$\kappa > 4$ の場合は、 $\kappa = 4$ のグラフを使用してください

$\eta_c (P_u/P)$  の値がゼロに近づくほど、 $a_{SKF}$  の値は $\kappa$ の値に関係なく0,1に収束します。

点線は、 $a_{SKF} = a_{23}$  のときの旧 $a_{23}(\kappa)$  スケールの位置を示します。

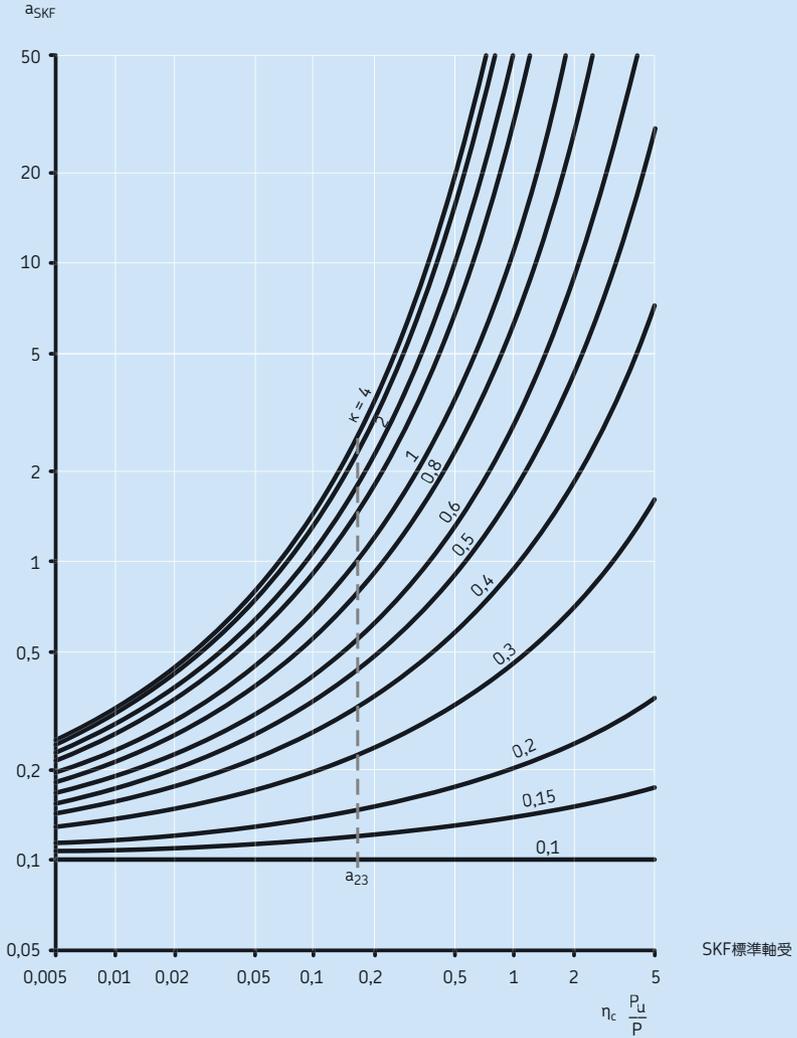
ラジアルころ軸受の係数 $a_{SKF}$ 

$\kappa > 4$  の場合は、 $\kappa = 4$  のグラフを使用してください。

$\eta_c (P_u/P)$  の値がゼロに近づくほど、 $a_{SKF}$  の値は $\kappa$ の値に関係なく0,1に収束します。

点線は、 $a_{SKF} = a_{23}$  のときの旧 $a_{23}(\kappa)$  スケールの位置を示します。

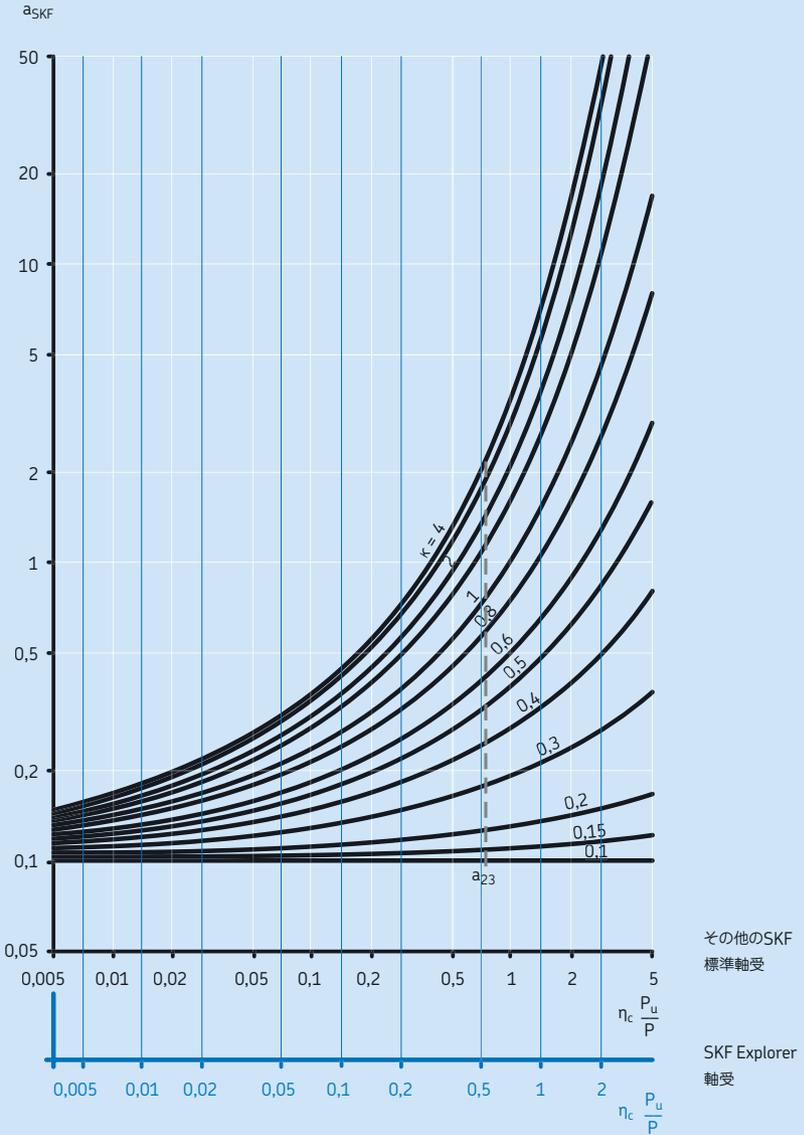
スラスト玉軸受の係数 $a_{SKF}$



$\kappa > 4$  の場合は、 $\kappa = 4$  のグラフを使用してください

$\eta_c (P_u/P)$  の値がゼロに近づくほど、 $a_{SKF}$  の値は $\kappa$ の値に関係なく0,1に収束します。

点線は、 $a_{SKF} = a_{23}$  のときの旧 $a_{23}(\kappa)$  スケールの位置を示します。

スラストころ軸受の係数 $a_{SKF}$ 

$\kappa > 4$ の場合は、 $\kappa = 4$ のグラフを使用してください

$\eta_c (P_u/P)$  の値がゼロに近づくほど、 $a_{SKF}$  の値は $\kappa$ の値に関係なく0,1に収束します。

点線は、 $a_{SKF} = a_{23}$ のときの旧 $a_{23}(\kappa)$ スケールの位置を示します。

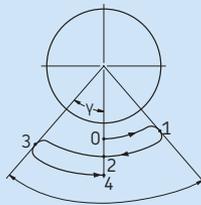
## 軸受寸法の選定

### 寿命補正係数 $a_{SKF}$ の計算

「SKF軸受選定」や「SKF電子カタログ」など、CD-ROMやホームページ(www.skf.com)から利用できるSKFエンジニアリングプログラムは、係数 $a_{SKF}$ の計算に便利です。さらに、SKF定格寿命を転がり接触応力レベルで直接計算できるようにした高度コンピュータプログラムも開発しました。このプログラムにより、ミスアライメント、回転軸のたわみ、ハウジングの変形など軸受寿命に影響を及ぼす他の要因も考慮に入れることができます(→82ページ以降の「SKF計算ツール」を参照)。

表2

#### 軸受寿命の単位換算係数



全揺動角度 =  $4\gamma$   
(点0から点4まで)

基本単位	換算係数 回転数 (100万回転)	運転時間	走行距離 (100万キロ)	揺動サイクル (100万回) <sup>1)</sup>
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	$\frac{60n\pi D}{10^3}$	$\frac{180 \times 60n}{2\gamma \cdot 10^6}$
100万キロ	$\frac{10^3}{\pi D}$	$\frac{10^9}{60n\pi D}$	1	$\frac{180 \times 10^3}{2\gamma \pi D}$
100万 サイクル揺動 <sup>1)</sup>	$\frac{2\gamma}{180}$	$\frac{2\gamma \cdot 10^6}{180 \times 60n}$	$\frac{2\gamma \pi D}{180 \times 10^3}$	1

D = 車輪直径 m

n = 回転数 r/min

$\gamma$  = 揺動振幅(中心位置から最大の振れの角度)°

<sup>1)</sup> 振幅が小さい( $\gamma < 10^\circ$ ) 場合は無効

## 潤滑状態 – 粘度比 $\kappa$

潤滑剤の効果は、第一に、転がり接触面間の分離の度合いによって決まります。効果の高い潤滑油膜を形成するには、機器が通常の運転温度に達したときに潤滑剤の粘度が必要最低限のレベルになくはなりません。潤滑剤の状態は、粘度比 $\kappa$ で表します。粘度比 $\kappa$ とは、実際の粘度 $\nu$ と適正潤滑に必要なとされる定格粘度 $\nu_1$ との比であり、両方とも通常の運転温度における粘度を指します (→252ページ以降の「潤滑油の選定」を参照)。

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

ここで

$\kappa$  = 粘度比

$\nu$  = 潤滑剤の実使用粘度  $\text{mm}^2/\text{s}$

$\nu_1$  = 軸受平均径と回転数による定格粘度  $\text{mm}^2/\text{s}$

転がり接触面間の適正な潤滑油膜を形成するためには、潤滑剤が運転温度に達したときに必要最小限の粘度を確保できなければなりません。適正潤滑に必要なとされる定格粘度 $\nu_1$ は、60ページの線図5において、軸受平均径 $d_m = 0,5 (d + D)$ , mmと軸受回転数 $n$  (r/min) から求めることができます。この線図は、転がり軸受のトライボロンに関する最新の研究成果を取入れて改定されたものです。

運転温度が経験的に分かっている場合や何らかの方法で特定できる場合、国際的に標準化され基準温度40 °Cで規定されている粘度が、その温度のときにどのくらいの粘度になるかを61ページの線図6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。この線図は、粘度指数95について作成されたものです。表3はISO 3448:1992による粘度等級で、40 °Cにおける各等級の粘度範囲を示しています。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の軸受形式は、運転条件が同じでも、深溝玉軸受や円筒ころ軸受などより通常運転温度が高くなります。

表3

### ISO 3448による粘度分類

粘度等級	動粘度 (40 °C)		
	平均	最小	最大
–	$\text{mm}^2/\text{s}$		
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

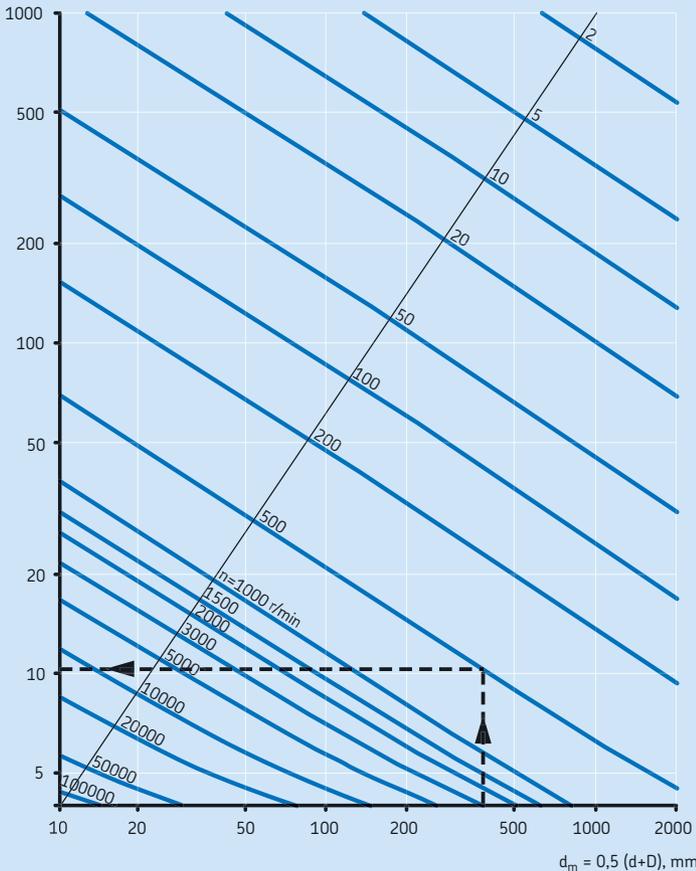
### 計算例

内径 $d = 340$  mm、外径 $D = 420$  mmの軸受を回転数 $n = 500$  r/minで運転するとします。 $d_m = 0,5 (d + D)$ から $d_m = 380$  mm、**線図5**から運転温度で適正潤滑を確保するのに必要な最小定格粘度 $v_1$ は約 $11$  mm<sup>2</sup>/sであることが分かります。**線図6**から、軸受の使用温度が $70$  °Cとすると、基準温度 $40$  °Cにおける実粘度 $v$ が $32$  mm<sup>2</sup>/s以上のISO VG 32クラスの潤滑剤が必要ということになります。

線図5

運転温度における必要最小動粘度 $v_1$ の概算

運転温度における必要最小動粘度 $v_1$  (mm<sup>2</sup>/s)



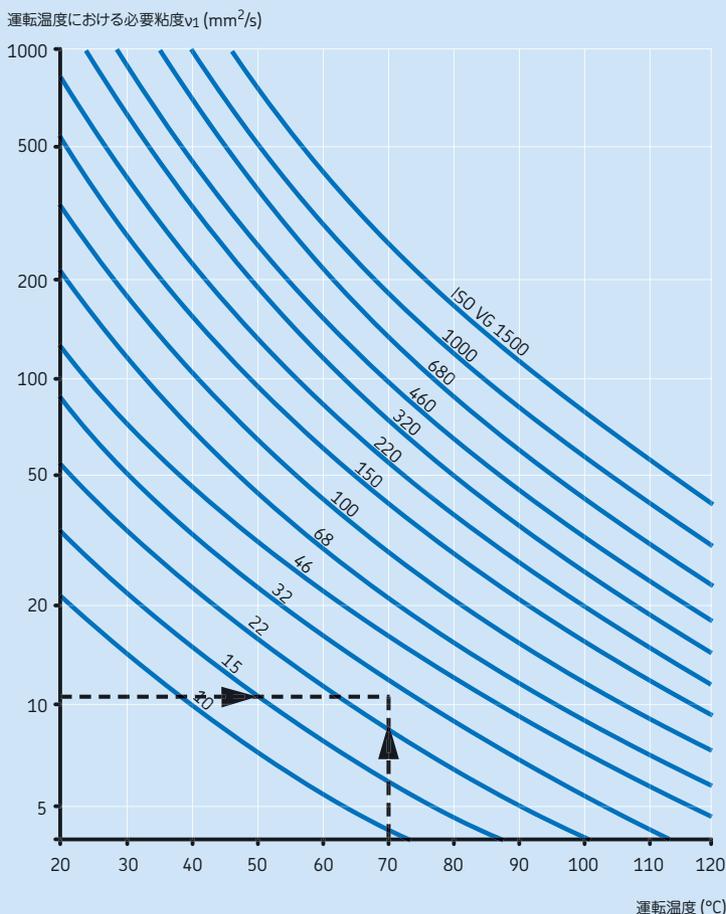
## EP添加剤の検討

潤滑状態が懸念される場合、潤滑剤にEP添加剤を加えることで軸受の有効寿命が延びる可能性があることが知られています。たとえば $\kappa < 1$ で汚染度係数が $\eta_c \geq 0,2$ のとき、DIN ISO 281 改正1:2003によれば、実績のある効果的なEP添加剤を加えた潤滑剤を使用することで、計算では $\kappa = 1$ とすることができます。この場合、寿命補正係数 $a_{SKF}$ は $\leq 3$ に限定されますが、EP添加剤を加えていない普通の潤滑剤より $a_{SKF}$ が小さくなることはありません。

残りの範囲では、そのアプリケーションにおける実際の $\kappa$ を用いて寿命補正係数 $a_{SKF}$ を求めることができます。汚染がひどい場合、すなわち汚染係数が $\eta_c < 0,2$ の場合、EP添加剤の効果を試験によって検証する必要があります。EP添加剤については、229ページ以降の「潤滑」のセクションにも参照箇所があります。

線図6

基準温度における動粘度 $v_1$ への換算 (ISO VG分類)



汚染度係数 $\eta_c$ 

この係数は、軸受寿命の計算において潤滑剤の汚染の度合いを考慮するために導入したものです。軸受の疲れ寿命に対する汚染の影響は、軸受寸法、相対的な潤滑剤油膜の厚さ、固形汚染物粒子の粒径と粒子分布、汚染の種類（軟らかい、硬いなど）等、多数の要因に左右されます。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しにくいものです。そのため普遍的に適用するような正確な値を $\eta_c$ に与えることは不可能です。ただし、ある程度の目安を表4に示します。

現場での記録が充実したアプリケーションで軸受を使用する場合、過去の寿命計算が以前の補正係数 $a_{23}$ に基づくと、68ページの「特殊ケース – 補正係数 $a_{23}$ 」で説明するように、該当する（暗黙値） $\eta_c$ 係数を導き出して $a_{23}$ 補正に相当する $a_{5KF}$ を得ることができます。

この方法は、そのアプリケーションの汚染度についての有効係数 $\eta_c$ の近似値を示すに過ぎないことに注意してください。あるアプリケーションを代表する係数 $\eta_c$ 値を得るもう一つの方法は、潤滑剤の汚染度を係数 $\eta_c$ 値の評価に対する入力として定量化するやり方です。

表4

汚染度別補正係数 $\eta_c$ の目安値

汚染状態 軸受の直径	係数 $\eta_c$ <sup>1)</sup>	
	$d_m < 100 \text{ mm}$	$d_m \geq 100 \text{ mm}$
<b>極めて清浄</b> 汚染粒子の粒径は潤滑剤の膜厚並み 実験室レベルの条件	1	1
<b>非常に清浄</b> 非常に目の細かいフィルタで潤滑油がろ過されている グリース封入シール軸受の典型的な状態	0,8 … 0,6	0,9 … 0,8
<b>通常の清浄度</b> 目の細かいフィルタで潤滑油がろ過されている グリース封入シール軸受の典型的な状態	0,6 … 0,5	0,8 … 0,6
<b>若干の汚染</b> 潤滑剤がわずかに汚染されている	0,5 … 0,3	0,6 … 0,4
<b>典型的な汚染</b> インテグラルシールのない軸受の典型的な状態、フィルタの目が粗く、 周囲から磨耗摩耗粒子や異物の混入あり	0,3 … 0,1	0,4 … 0,2
<b>重度の汚染</b> ひどく汚染された軸受環境、密封が不十分な軸受構成	0,1 … 0	0,1 … 0
<b>極めて重度の汚染</b> 極限的な汚染状態、 $\eta_c$ の値はスケールの範囲外で、 $L_{mm}$ の式で予測した寿命が大幅に短縮	0	0

<sup>1)</sup>  $\eta_c$ のスケールは典型的な固体汚染物質のみを対象としています。軸受寿命にとって有害な水などの流体による汚染は含まれていません。汚染が非常にひどい場合 ( $\eta_c = 0$ )、磨耗摩耗によって軸受が破損し、軸受の有効寿命は定格寿命より短くなる場合があります。

## ISO 汚染分類とフィルタ等級

潤滑システムにおける汚染レベルを分類する標準的な方法がISO 4406:1999に記載されています。この分類方法では、固体粒子の計数結果を汚染度等級のコードに変換します (→表5および65ページの線図7)。

軸受潤滑油の汚染レベルを確認する方法の一つは、顕微鏡を使ってカウントする方法です。このカウント方式では、 $\geq 5 \mu\text{m}$ と $\geq 15 \mu\text{m}$ の2段階の粒径範囲で粒子数をカウントします。別の方法では、自動粒子カウンタを使い、 $\geq 4 \mu\text{m}$ 、 $\geq 6 \mu\text{m}$ 、 $\geq 14 \mu\text{m}$ の3段階の粒径について、汚染度等級を求めます。この汚染度レベルの分類法は、3つの汚染度等級で表記されます。

潤滑油の汚染レベルの分類について、65ページの線図7に-/15/12 (A) および22/18/13 (B) を代表例として示します。

Aの例は、潤滑油1ミリリットルあたり $\geq 5 \mu\text{m}$ の粒子が160個から320個、 $\geq 15 \mu\text{m}$ の粒子が20個から40個含まれていることを示します。潤滑油は連続的にフィルタに通すのが理想的ですが、現実には、コスト増と軸受の性能アップとのバランスをどのように最適化するかがかかっています。

フィルタ等級とは、フィルタの効率を示す指標です。フィルタの効率とは、フィルタ等級、つまり規定した粒径について定めたる過比 $\beta$ で定義されます。 $\beta$ 値が大きいくほど、規定した粒子に対してそのフィルタは効率がよいということです。したがって、 $\beta$ 値と規定した粒径の双方を考慮しなくてはなりません。フィルタ等級 $\beta$ は、潤滑油がフィルタを通過する前と後における規定した粒径の粒子数の関係で表します。これは次のように計算できます。

$$\beta_x = \frac{n_1}{n_2}$$

ここで

$\beta_x$  = 規定した粒径 $x$ に対するフィルタ定格

$x$  = 粒径 $\mu\text{m}$

$n_1$  = フィルタ上流の $x$ より大きい粒径の単位体積 (100 ml) あたりの粒子数

$n_2$  = フィルタ下流の $x$ より大きい粒径の単位体積 (100 ml) あたりの粒子数

### 注記

フィルタ定格 $\beta$ は $\mu\text{m}$ 単位の1種類の粒径だけを対象としており、 $\beta_3$ 、 $\beta_6$ 、 $\beta_{12}$ などの指標で示します。たとえば、“ $\beta_6 = 75$ ”という定格は、 $6 \mu\text{m}$ 以上の粒子75個のうち1個しかフィルタを通過しないという意味です

表5

#### ISO 分類 - 汚染度等級の割当て

##### 潤滑油1ミリリットルあたりの粒子数

を超え	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

汚染レベルが分かっている場合の $\eta_c$ の計算

油潤滑では、顕微鏡による粒子の計数や ISO 4406:1999に記載されている自動粒子カウンタによる分析によって汚染レベルがわかっている場合、あるいは油循環系統に適用したろ過率から潤滑油の汚染レベルが間接的に分かっている場合は、これをもとに汚染度係数 $\eta_c$ を求めることができます。ただし、係数 $\eta_c$ は、潤滑油の汚染の程度だけでは決まりません。潤滑状態、つまり $k$ や軸受の寸法に大きく依存しています。ここではあるアプリケーションの係数 $\eta_c$ を求める方法として、ISO 281 改正4:2003による簡易的な方法をご紹介します。潤滑油の汚染コード（またはそのアプリケーションでのろ過比）から、軸受平均径 $d_m = 0,5 (d + D)$ 、その軸受の粘度比 $k$ を用いて汚染係数 $\eta_c$ を求めます（→66ページの線図8、線図9）。

線図8および線図9は、さまざまなろ過率や汚染コードの循環給油における係数 $\eta_c$ の代表値を示しています。油浴潤滑でも系統内の汚染粒子数が実質的に増加しないアプリケーションでは、同様の汚染係数を適用することができます。一方、過剰な摩耗や汚染物質の侵入により、油浴中の粒子数が時間とともに増加しつづける場合は、DIN ISO 281 改正4:2003にあるように、この状況を油浴潤滑用の係数 $\eta_c$ の選択に反映させる必要があります。

グリース潤滑の場合も、 $\eta_c$ の計算は同様の方法で行います。ただし、汚染度の測定が困難な場合があるため、汚染の定義は簡単な定量的方法で行います。

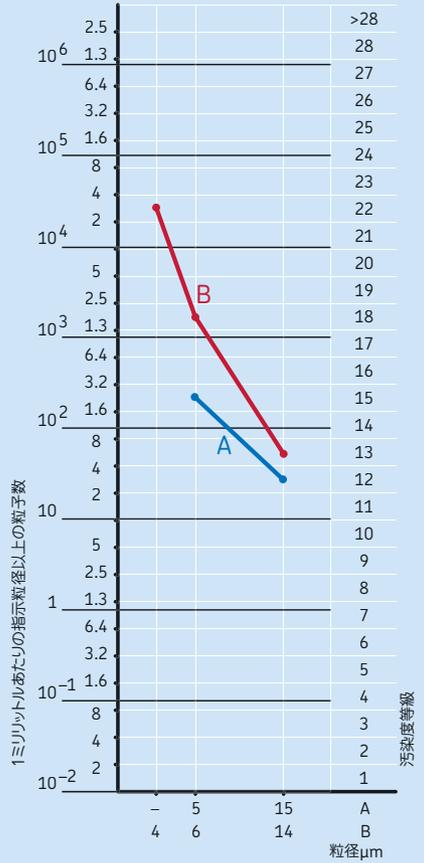
67ページの線図10、線図11は、極めて清浄な運転条件と、清浄度が通常の運転条件について、グリース潤滑での係数 $\eta_c$ の代表値を示しています。

循環給油、油浴潤滑、グリース潤滑における他の汚染程度については、DIN ISO 281 改正4:2003を参照いただくか、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ください。

汚染が軸受の疲れ寿命に強い影響を示す例を次に示します。シール付きおよびシールなしの6305深溝玉軸受数個を、重度の汚染環境（ギヤボックスに摩耗粒子が多数混入）で試験しました。シール付き軸受では故障は発生せず、シールなし軸受の実験寿命の少なくとも30倍以上運転した後、実用的な理由で試験は終了しました。シールなし軸受の寿命は計算寿命 $L_{10}$ の0,1という結果で、これは62ページ表4に示す係数 $\eta_c = 0$ に相当します。

54ページ以降の線図1から線図4は、係数 $\eta_c$ 値の減少とともに $a_{SKF}$ 係数値が急激に低下するという潤滑における清浄度の重要性を示唆しています。軸受の高い清浄度を確保するには、内蔵シールの使用が非常に有効で、経済的な方法でもあります。

ISO分類と粒子カウント例



A = 顕微鏡による粒子カウント (-/15/12)

B = 自動粒子カウンタ (22/18/13)

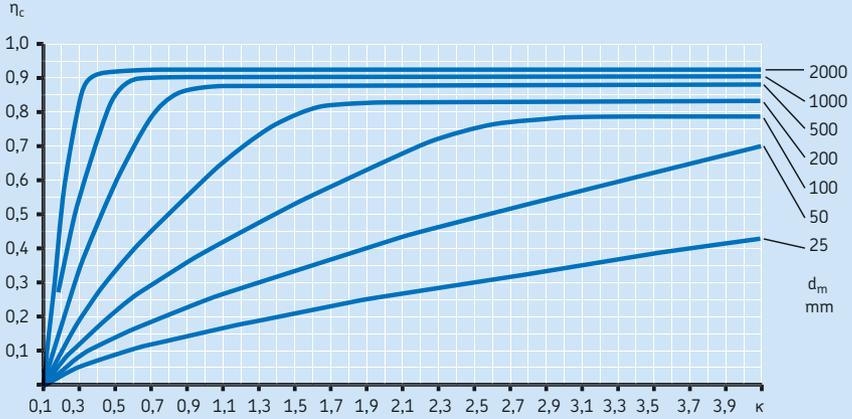
線図8

汚染係数 $\eta_c$

- 循環給油

- ISO 4406:1999による固体粒子汚染度-/15/12

- フィルタ等級 $\beta_{12} = 200$



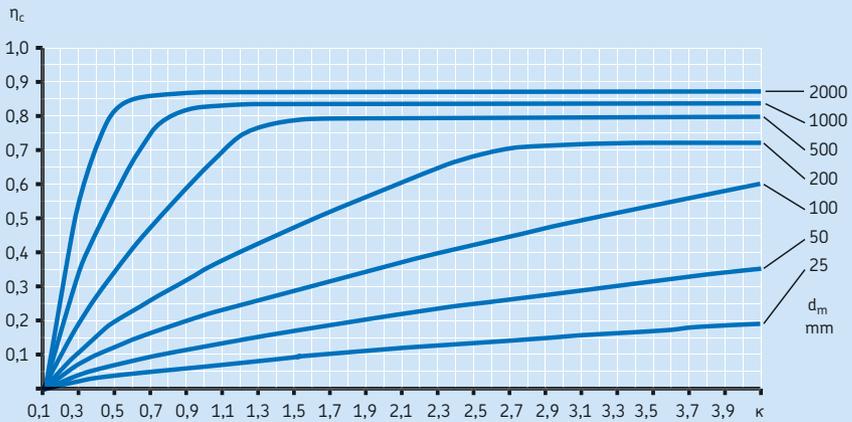
線図9

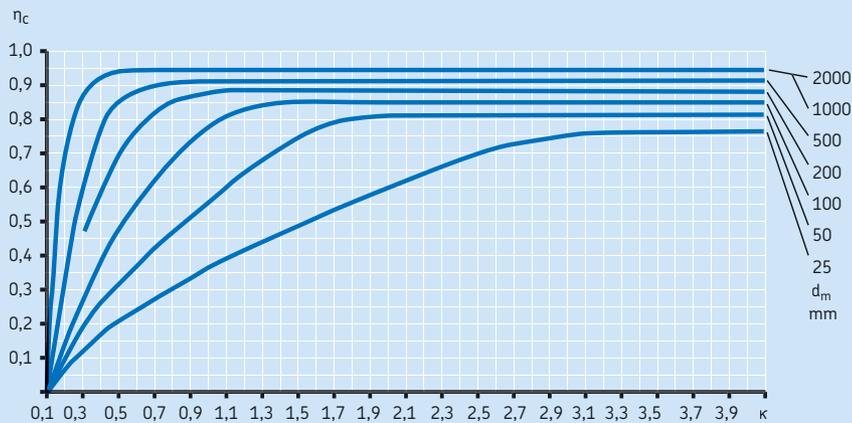
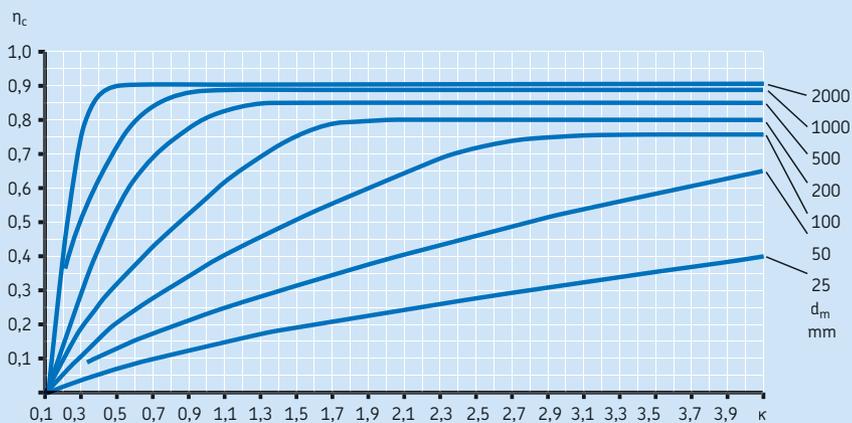
汚染係数 $\eta_c$

- 循環給油

- ISO 4406:1999による固体粒子汚染度-/17/14

- フィルタ等級 $\beta_{25} = 75$



極めて清浄なグリース潤滑の汚染係数 $\eta_c$ 通常の清浄度のグリース潤滑の汚染係数 $\eta_c$ 

特殊ケース – 補正係数 $a_{23}$

以前のSKFカタログでは、材料と潤滑を考慮した係数 $a_{23}$ を用いて基本定格寿命の補正を行っていました。SKFがこの係数を導入したのは1975年のことです。

ISO 281:1990/改正2:2000では、この種の寿命補正をより一般的な寿命補正係数 $a_{SKF}$ の特殊なケースとしています。 $a_{23}$ 補正は、SKF寿命補正係数 $a_{SKF}$ の線図にある「汚染-荷重比」 $[\eta_c (P_u/P)]_{23}$ の特定の値を示します。係数 $a_{23}$ は粘度比 $\kappa$ だけで決まることから、54ページ以降の係数 $a_{SKF}$ を扱った線図1から線図4において、 $a_{23}$ の値は $\eta_c (P_u/P) = [\eta_c (P_u/P)]_{23}$ となる点で $\kappa$ 曲線に重なります。 $\eta_c$ は汚染レベルを示し、以下の式で表されます。

$$\eta_c = [\eta_c (P_u/P)]_{23} / (P_u/P)$$

$\eta_c (P_u/P) = [\eta_c (P_u/P)]_{23}$ となる点の位置を点線で示し、SKF標準軸受とSKF Explorer軸受の双方についてその値を表6にまとめました。たとえば、標準ラジアル玉軸受の場合、 $\eta_c$ は次のようになります。

$$\eta_c = \frac{0,05}{P_u/P}$$

54ページの線図1で「汚染-荷重比」 $[\eta_c (P_u/P)]_{23} = 0,05$ となる位置で、 $a_{SKF} = a_{23}$ であり $a_{23}$ は点線の $\kappa$ 値を利用して $a_{SKF}$ 軸から直接読み取ることができます。以上により、次の簡易式を使って寿命を計算することができます。

$$L_{nm} = a_1 a_{23} L_{10}$$

ここで

$L_{nm}$  = SKF定格寿命 (信頼度100 – n %)、百万回転

$L_{10}$  = 基本定格寿命 (信頼度90 %)、百万回転

$a_1$  = 信頼度係数

(→53ページ表1)

$a_{23}$  = 材料・潤滑補正係数、

ただし $\eta_c (P_u/P) = [\eta_c (P_u/P)]_{23}$ の場合

(→54ページ以降の線図1から線図4)

補正係数 $a_{23}$ を使用するということは、実際には $\eta_c (P_u/P) = [\eta_c (P_u/P)]_{23}$ の値で特徴付けられる応力状態を示します。軸受の実際の $\eta_c (P_u/P)$ が $[\eta_c (P_u/P)]_{23}$ 値より小さいまたは大きい場合は、軸受寿命を過大評価または過小評価したことになります。言い換えれば、荷重が大きく汚染がひどいアプリケーションや荷重が小さく清浄度が高いアプリケーションは、補正係数 $a_{23}$ では的確に表すことができません。

表6

汚染-荷重比  $[\eta_c (P_u/P)]_{23}$

軸受形式	汚染-荷重比 $[\eta_c (P_u/P)]_{23}$	
	SKF標準軸受	SKF Explorer軸受
<b>ラジアル軸受</b>		
玉軸受	0,05	0,04
ころ軸受	0,32	0,23
<b>スラスト軸受</b>		
玉軸受	0,16	–
ころ軸受	0,79	0,56

荷重比C/Pが5程度で使用する標準軸受では、 $a_{23}$ に対する汚染度として係数 $\eta_c$ が約0,4から0,5程度必要になります。実際の清浄度が通常レベルより低い場合は、 $a_{23}$ による補正では軸受の寿命を長めに推定してしまうこととなります。そのためSKFは、軸受寸法の選定における信頼度の向上を図るため、必ず $a_{SKF}$ 補正を用いることを推奨します。

従来の補正係数 $a_{23}$ で設計していたアプリケーションにおいて、一般性の高い $a_{SKF}$ に切り替える必要がある場合、 $a_{23}$ と $a_{SKF}$ の補正係数を換算できれば便利です。実際、当初に補正係数 $a_{23}$ で計算し、その後充実した運転記録が蓄積されているアプリケーションの多くは、該当する係数 $a_{SKF}$ に簡単に変換できます。

これは実際には、表6の「汚染-荷重比」

$[\eta_c (P_u/P)]_{23}$ に基づいて、そのアプリケーションにおける汚染係数 $\eta_c$ を導入することを意味します。このように導き出した係数 $\eta_c$ は、実際の係数 $\eta_c$ の簡単な近似値を表します。最初に推定した係数 $\eta_c$ は、64ページ以降の「汚染度が分かっている場合の $\eta_c$ の計算」の項で説明する潤滑油の清浄度等級を利用して、さらに精度を上げることができます。78ページの計算例2も併せてご参照ください。

運転条件が変動する場合の寿命計算

時間の経過につれて軸受荷重が大きさ、方向ともに変動し、回転数、温度、潤滑状態、汚染度の変化も伴うようなアプリケーションでは、変動荷重条件から等価荷重を算出する中間的な手順なしに直接軸受寿命を計算することはできません。複雑な条件では、この中間的な変数計算も容易ではなく、寿命計算を簡単に行えなくなります。

したがって、運転条件が変動するケースでは、その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を限定された簡単な荷重パターンに置き換える必要があります(→線図12)。継続的に変動する荷重の場合は、各荷重値を累積し、荷重スペクトルを一定荷重のブロックを並べたシンプルなヒストグラムに変換することができます。ヒストグラムの各ブロックは、そのアプリケーションでの運転比率または時間区分に相当します。このとき、重荷重や中程度の荷重がかかる軸受は、軽荷重の軸受より寿命が急速に低下することに留意してください。したがって、荷重グラフに衝撃荷重やピーク荷重を充分に反映することが重要です。これは、そのような荷重の発生が比較的稀で、数回転に限定される場合についても言えます。

各負荷サイクルまたは"bin"内では、軸受荷重や運転条件をある一定の値に平均化することができます。さらに、各負荷サイクルから予測される運転時間数または回転数は、その特定の荷重条件で要求される部分寿命を示します。たとえば、荷重条件P<sub>1</sub>で要求される回転数をN<sub>1</sub>、そのアプリケーションの総寿命サイクルをNとしたとき、部分寿命サイクルU<sub>1</sub> = N<sub>1</sub>/Nは荷重条件P<sub>1</sub>で消費され、その計算寿命はL<sub>10m1</sub>となります。変動する運転条件のもとでは、次の式によって軸受寿命を予測できます。

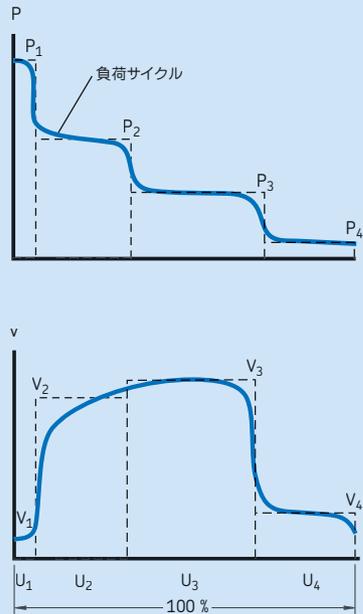
$$L_{10m} = \frac{1}{\frac{U_1}{L_{10m1}} + \frac{U_2}{L_{10m2}} + \frac{U_3}{L_{10m3}} + \dots}$$

- ここで
- L<sub>10m</sub> = SKF定格寿命 (信頼度90%)、百万回転
- L<sub>10m1</sub>, L<sub>10m2</sub>, ... = 一定条件1、2...におけるSKF定格部分寿命 (信頼度90%)、百万回転
- U<sub>1</sub>, U<sub>2</sub>, ... = 条件1、2...における部分寿命サイクル注: U<sub>1</sub> + U<sub>2</sub> + ...U<sub>n</sub> = 1

この計算方法が可能か否かは、そのアプリケーションの代表的な荷重線図(グラフ)の把握に大きく依存します。なお、そのような荷重履歴は代表的な運転条件から、

あるいは同種のアプリケーションで必要とされる標準負荷サイクルからも得られます。

線図12



## 運転温度の影響

運転中の軸受の寸法は、材料内部の組織変化によって変動します。このような組織変化は温度、時間、応力の影響を受けます。

運転中の組織変化による許容し得ない寸法変動を避けるため、軸受材料は特殊な熱処理(安定化処理)が施されます(→表7)。

軸受形式にもよりますが、ずぶ焼入れ鋼や高周波焼入れ鋼で製造した標準軸受では、最高運転温度の推奨値が120℃から200℃となっています。この最高運転温度は熱処理と直接関係しています。該当する場合は、製品セクションの前文に補足説明を記載しています。

実際の通常運転温度が推奨最高温度より高い場合、安定化度の高い軸受を推奨します。

軸受を連続的に高温で使用するアプリケーションでは、軸受の動荷重負荷容量を調整する必要があります。

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にご相談ください。

高温で軸受を適正に使用できるかは、選定した潤滑剤が本来の潤滑特性を維持できるか、またシールや保持器などに適切な材料を使用しているかも問題となります(→229ページ以降の「潤滑」、138ページ以降の「転がり軸受の材料」を参照)。

一般に、高温で使用する軸受で安定化度S1以上を必要とする場合は、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスにご相談ください。

## 必要定格寿命

軸受寸法を決めるときに、対象アプリケーションの要求寿命が分かっている場合は、計算したSKF定格寿命を要求寿命で検証するのが適切です。要求寿命は一般に、機械の種類および使用期間と運転信頼度に関する要求事項によります。過去の経験がない場合は、72ページの表8、表9に示す目安値を利用するとよいでしょう。

表7

寸法安定性	
安定化クラス	許容上限温度
SN	120℃
S0	150℃
S1	200℃
S2	250℃
S3	300℃
S4	350℃

表8

機械種別ごとの要求寿命の参考値

機械の種類	要求寿命 運転時間
家庭用電気機器、農業機械、計器、医療機器	300 … 3 000
短時間または断続的に使用される機械：電動工具、工場の滑車装置、建設機械	3 000 … 8 000
短時間または断続的に使用され、高い運転信頼度が要求される機械：エレベータ、梱包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
1日8時間運転、ただし必ずしも連続運転しない機械：汎用ギヤ駆動装置、工業用電動モータ、回転クラッシャ	10 000 … 25 000
1日8時間連続運転の機械：工作機械、木工機械、工場用諸機械、ばら荷用クレーン、換気装置ファン、ベルトコンベヤ、印刷機械、分離機、遠心分離機	20 000 … 30 000
1日24時間連続運転の機械：圧延機ギヤユニット、中型電気機器、コンプレッサ、鉱山巻上げ機、ポンプ、織機機械	40 000 … 50 000
風力発電機器、これには主軸、ヨ一、ピッチギヤボックス、発電機軸受などが含まれる	30 000 … 100 000
上水道機械、回転炉、ケーブル撚線機、船舶推進機	60 000 … 100 000
大型電気機器、発電プラント、鉱山用ポンプ、鉱山用換気装置、船舶中間軸用軸受	> 100 000

表9

鉄道車両用軸受の要求寿命参考値

車両の種類	要求寿命 百万km
貨車 (連続最大軸重に基づくUIC仕様準拠)	0,8
大量輸送車両：郊外電車、地下輸送車両、軽量軌道用車両、路面電車	1,5
幹線客車	3
幹線ディーゼル・電動客車 (総括制御車)	3 … 4
幹線ディーゼル・電気機関車	3 … 5

## 軸受動荷重

### 軸受動荷重の計算

軸受に働く荷重は、外力（動力伝達装置、作業時の力、慣性力など）が分かっているか、または計算できる場合は、力学の公式にしたがって算出することができます。軸受単体にかかる荷重成分を計算するときは、単純化のために、回転軸は固定したモーメント荷重のない支持台上に載せた梁であると想定します。軸受、ハウジング、機械フレームの弾性変形も、軸のたわみによって軸受に生じるモーメントも考慮に入れません。

ポケット計算機など手近なものを使って軸受装置の計算をするためには、こうした単純化が必要です。基本定格荷重および等価軸受荷重を計算する標準化された方法も、同様の想定に基づいています。

単純化をせずに、弾性を考慮に入れて軸受荷重を計算することもできますが、それにはコンピュータと複雑なプログラムが必要です。コンピュータプログラムでは、軸受、軸、ハウジングはともに一つの系の中の弾性をもつ構成要素とみなされるからです。

たとえば、軸とそれに付随する部品類の固有の重量、あるいは車両の重量から生じる外力やその他の慣性力は、分かっていない場合でも計算で求めることができます。ところが、作業時の力（圧延荷重、工作機械の切削力など）、衝撃力、あるいは不釣合いなどによって加わる動的荷重を求めるには、同種の機械や軸受装置で得た経験からの推測に頼らざるを得ない場合がよくあります。

### 歯車装置

歯車装置では、理論上の歯の力は伝達された動力および歯車の歯の設計特性から計算できます。ところが、歯車そのもの、あるいは駆動入力や出力から生じる動的外力もあります。歯車におけるこのような動的外力は、歯の形状不良や回転体の不釣合いによって生じます。静粛運転の必要性から歯車は高精度で製作されており、これらの外力は一般に軸受の計算では無視できるほど小さなものです。

一方、歯車に連結された機械の運転形態や運転方式から生じる外力は、運転条件が分からなければ決めることができません。これらの外力が軸受の定格寿命に及ぼす影響は、衝撃荷重と歯車装置の効率を考慮した「運転係数」を使って判断します。各種運転条件に対するこの係数の値は、通常歯車装置メーカーが発行する資料にて確認できます。

### ベルト駆動装置

ベルト駆動装置の場合で軸受荷重を計算するときは、伝達トルクに左右される有効ベルト張力（周方向の力）を考慮する必要があります。ベルト張力には、ベルトの種類、予圧、ベルトの張り、その他の動的外力の影響

を受ける係数を乗じなければなりません。この値は、通常ベルトメーカーが公表しています。公表されていない場合は、次の値を使用します。

- 歯付きベルト = 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、高荷重や衝撃荷重を受ける場合、あるいはベルト張力が大きい場合には、大きいほうの数値を適用します。

## 動等価軸受荷重

上記のデータを使って得られた計算上の軸受荷重 $F$ が、基本動定格荷重 $C$ の必要条件を満たしている場合、すなわち荷重の大きさも方向も一定でラジアル軸受ではラジアル方向に、スラスト軸受ではアキシャル方向の中心にはたらく場合は、 $P = F$ で、この荷重を直接寿命計算式に代入することができます。

これ以外の場合はすべて、最初に動等価軸受荷重を計算する必要があります。動等価荷重とは、大きさも方向も一定で、ラジアル軸受ではラジアル方向に、スラスト軸受ではアキシャル方向の中心にかかるものとし、実際に軸受にその荷重を与えたときと同じ影響を軸受寿命に与えるような、仮想的な荷重のことです（→図2）。

ラジアル軸受は、ラジアル荷重とアキシャル荷重を同時に受けることがよくあります。それによって生じる荷重が大きさも方向も一定であれば、動等価軸受荷重 $P$ は次の一般式から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
- $F_r$  = 実際のラジアル荷重 kN
- $F_a$  = 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

単列ラジアル軸受では、同時にはたらくアキシャル荷重は $F_a/F_r$ が定数 $e$ を超える場合のみ動等価荷重 $P$ に影響します。複列ラジアル軸受では、一般にわずかなアキシャル荷重でも大きな影響があります。

この一般式は、アキシャル荷重とラジアル荷重の両方を受け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など純アキシャル

荷重にしが対応できないスラスト軸受では、荷重が中心にはたらくという前提で、先の計算式を次のように単純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やデータは、すべて各製品セクションの前文および製品データ表の表内に記載しています。

## 変動軸受荷重

荷重の大きさが変動する場合は多々あります。この場合、変動運転条件による寿命計算式を適用します（→70ページ）。

## 負荷サイクル内の平均荷重

各荷重サイクル内でも、運転条件は定格値から若干変動することがあります。回転数や荷重の方向などの運転条件がほぼ一定で、荷重の大きさだけが最小値 $F_{min}$ から最大値 $F_{max}$ へ一定に変動するとしたとき（→線図13）、平均荷重は次の式から得られます。

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

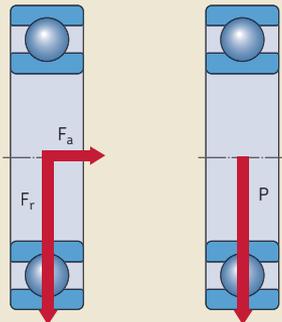
## 回転荷重

線図14に示すように、軸受の荷重が大きさも方向も一定の荷重 $F_1$ （たとえばロータの重量）と、一定の回転荷重 $F_2$ （たとえば不釣り合荷重）からなる場合、平均荷重は次の式から求められます。

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

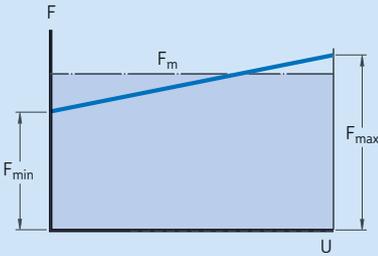
係数 $f_m$ の値は、線図15から得られます。

図2



線図13

## 荷重の平均



## 必要最小荷重

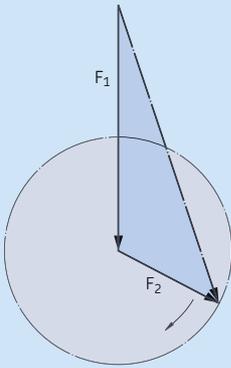
荷重と有効寿命との相関は、荷重の大きさがごく小さい場合はそれほど明確ではありません。むしろ疲労以外の要因による損傷が支配的です。

玉軸受やころ軸受が満足に機能するためには、常に一定の最小荷重を受けていなければなりません。一般的な「経験則」によれば、最小荷重としてころ軸受には0,02 Cに相当する荷重が、玉軸受では0,01 Cに相当する荷重が軸受にかかっている必要があります。軸受の加速が大きい場合、および回転数が製品データ表の限界回転数の50%以上の場合、最小荷重の重要性が増します(→107ページ以降の「回転数と振動」を参照)。最小荷重条件を満たすことができない場合は、NoWear軸受を検討してもよいでしょう(→943ページ)。

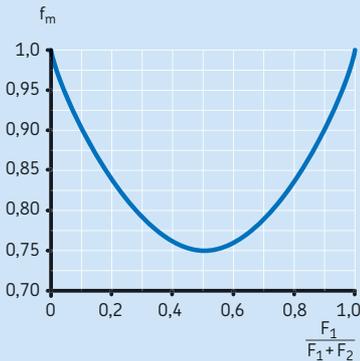
各種軸受形式についての必要最小荷重の計算に関する推奨事項を、各製品データ表の前文に記載しています。

線図14

## 回転荷重



線図15



## 静荷重負荷能力容量による軸受寸法の選定

次のいずれかの条件が当てはまるとき軸受寸法の選定は、軸受寿命ではなく、静定格荷重 $C_0$ をもとに行います。

- 軸受が静止していて、継続的荷重または断続的(衝撃)荷重を受ける。
- 軸受が荷重を受けた状態でゆっくりと周方向または軸方向の揺動運動をする。
- 軸受が荷重を受けて極めて遅い速度( $n < 10$  r/min)で回転し、かつ、寿命は短くても差し支えない(この場合の寿命計算では、等価荷重 $P$ に対する必要な基本動定格荷重 $C$ が低くなりすぎるため、寿命基準で選んだ軸受では使用時に、かなりの過負荷となります)。
- 回転する軸受が、通常の運転荷重のほかに、大きな衝撃荷重を支えなければならない。

以上のケースでは、軸受の許容荷重は材料の疲れからではなく、荷重によって軌道に生じる永久変形量から求めます。静止あるいはゆっくり揺動している軸受にかかる荷重や、回転している軸受にはたらく衝撃荷重により、転動体が一部平坦化したり、軌道面に凹みが生じたりすることがあります。凹みは、軌道の円周に沿って不規則な間隔で生じる場合も、転動体の並びに応じて等間隔で生じる場合もあります。荷重が数回転分持続すれば、変形は軌道の全周にわたって等間隔に広がります。軸受の永久変形は、軸受の振動や運転時の騒音、摩擦抵抗の増大の原因となります。また、内部すきまが広がったり、はめあい状態が変化する恐れもあります。

こうした変化が軸受性能にどの程度影響するかは、実際のアプリケーションで軸受に求められる必要条件によって異なります。したがって、静荷重負荷能力を十分に備えた軸受を選定し永久変形が発生しないように、あるいは発生しても最小限に食い止められるようにしなければ、下記の要求を満たすことはできません。

- 高信頼性
- 静粛運転(電気モータ用など)
- 振動のない運転(工作機械用など)
- 一定の軸受摩擦モーメント(計測機器や試験装置用など)
- 荷重を受けた始動時の低摩擦(クレーン用など)

### 静等価軸受荷重

ラジアル成分とアキシア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。静等価軸受荷重とは、実際に軸受にその荷重を与えたときと同じ最大荷重を軸受の転動体にかかることになる仮想荷重(ラジアル軸受ではラジアル荷重、スラスト軸受ではアキシア

ル荷重)と定義されます。静等価軸受荷重は、次の一般式から求めます。

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

ここで

$P_0$  = 静等価軸受荷重 kN

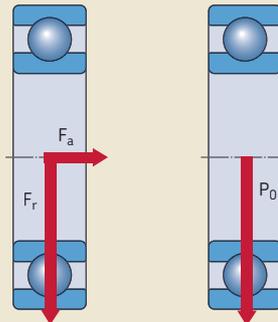
$F_r$  = 実際のラジアル荷重(下図参照) kN

$F_a$  = 実際のアキシアル荷重(下図参照) kN

$X_0$  = 軸受のラジアル荷重係数

$Y_0$  = 軸受のアキシアル荷重係数

図3



## 注記

$P_0$ の計算では、起こり得る最大の荷重を用い、そのラジアル成分とアキシャル成分(→図3)を先の式に代入します。静荷重が軸受のさまざまな方向にはたらくとき、これらの分力の大きさも変わります。この場合は、静等価軸受荷重 $P_0$ が最大値となるような分力を使用してください。

静等価軸受荷重の計算に必要な情報やデータは、すべて各製品セクションの前文および製品データ表の表内に記載しています。

## 必要基本静定格荷重

静荷重負荷容量に基づいて軸受寸法を決める場合、基本静定格荷重 $C_0$ と静等価軸受荷重 $P_0$ の関係を表す安全係数 $s_0$ を用いて、必要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、次の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

滑らかな運転が要求される各種アプリケーションにおける玉軸受およびころ軸受の静安全係数 $s_0$ について、経験に基づく目安値を表10に示します。高温になると静荷重負荷容量は低下します。詳細については、SKFにお問い合わせください。

## 静荷重負荷能力容量のチェック

動的な荷重のかかる軸受において、静等価軸受荷重 $P_0$ が分かっている場合は、静荷重負荷能力が適正かどうか次の式を使って確認することをお勧めします。

$$s_0 = C_0/P_0$$

得られた $s_0$ 値が推奨の目安値(→表10)に達しない場合は、それより大きな基本静定格荷重の軸受をお選びください。

表10

運転形式	静安全係数 $s_0$ の目安値							
	回転軸受				非回転軸受			
	静粛運転の必要性 重要ではない		普通		高い			
	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
円滑、振動なし	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
通常	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
著しい衝撃荷重 <sup>1)</sup>	≥ 1,5	≥ 2,5	≥ 1,5	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

スラスト球面ころ軸受の場合は、 $s_0 \geq 4$ を用いることをお勧めします。

<sup>1)</sup> 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正確に分かっている場合は、上記より小さい $s_0$ を適用できます。

## 計算例

### 例1

SKF Explorer 6309深溝玉軸受を一定のラジアル荷重  $F_r = 10$  kNのもとで回転数3 000 r/minで使用ものとします。潤滑は油潤滑とし、通常の運転温度における実動粘度が  $\nu = 20$  mm<sup>2</sup>/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、基本定格寿命およびSKF定格寿命はいくらになりますか。

a) 信頼度90%の基本定格寿命の計算式は次のとおりです。

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

軸受6309の製品データ表から、 $C = 55,3$  kN。荷重は純ラジアル荷重であるため、 $P = F_r = 10$  kN (→74ページの「動等価軸受荷重」)。

$$L_{10} = (55,3/10)^3 \\ = 169 \text{ 百万回転}$$

運転時間で表す場合は、次の式を使用します。

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

$$L_{10h} = 1\,000\,000 / (60 \times 3\,000) \times 169 \\ = 940 \text{ 運転時間}$$

b) 信頼度90%のSKF定格寿命の式は次のとおり。

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

- 90%の信頼度が要求されるため、 $L_{10m}$ 寿命を計算することになり、 $a_1 = 1$  (→53ページ表1)。
- 軸受6309の製品データ表より、 $d_m = 0,5 (d + D) = 0,5 (45 + 100) = 72,5$  mm。
- 60ページの線図5より、回転数3 000 r/minに対する運転温度での潤滑油の定格粘度は  $\nu_1 = 8,15$  mm<sup>2</sup>/s。よって、 $\kappa = \nu/\nu_1 = 20/8,15 = 2,45$

- 再度同じ製品データ表から、 $P_u = 1,34$  kNおよび  $P_u/P = 1,34/10 = 0,134$ 。運転条件は非常に清浄であるため、 $\eta_c = 0,8$  となり、 $\eta_c P_u/P = 0,107$ 。 $\kappa = 2,45$ なので、54ページ線図1のSKF Explorerのスケールから、 $a_{SKF} = 8$ の値が得られます。ここで、SKF定格寿命計算式によれば

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

運転時間で表す場合は、次の式を使用します。

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

$$L_{10mh} = 1\,000\,000 / (60 \times 3\,000) \times 1\,352 \\ = 7\,512 \text{ 運転時間}$$

### 例2

例1のSKF Explorer 6309深溝玉軸受を、補正係数  $a_{23}$  を用いて数年前に計算した既存のアプリケーションに使用します。このアプリケーションは必要条件を完全に満たしていません。この軸受の寿命を、補正係数  $a_{23}$  ならびに  $a_{SKF}$  について再計算することが求められています (このアプリケーションの現場経験に基づき、 $a_{SKF} = a_{23}$  とします)。最終的には、 $a_{SKF} = a_{23}$  の条件下でのアプリケーションの汚染度係数  $\eta_c$  を計算することを求められました。

- $\kappa = 2,45$  であるため、54ページ線図1のSKF寿命補正係数  $a_{SKF}$  の  $\kappa$  グラフに重ねた  $a_{23}$  スケールより、係数  $a_{23} \approx 1,8$  が  $a_{SKF}$  軸上で読み取れます。このアプリケーションはが要求事項を完全に満たしていたことを考えれば、 $a_{SKF} = a_{23}$  と仮定して問題ありません。よって、

$$L_{10mh} = a_{23} L_{10h} = a_{SKF} L_{10h}$$

また、

$$L_{10mh} = 1,8 \times 940 = 1\,690 \text{ 運転時間}$$

- この寿命補正に対応する係数 $\eta_c$ は、68ページ表6より、またSKF Explorer 6309軸受では $P_u/P = 0,134$ であるため

$$\eta_c = [\eta_c (P_u/P)]_{23} / (P_u/P) = 0,04 / 0,134 = 0,3$$

### 例3

既存のアプリケーションを見直す必要があるとします。現在、シール付グリース封入タイプのSKF Explorer 6309-2RS1深溝玉軸受を例2と同じ条件 ( $\kappa = 2,45$ ) で使用しています。このアプリケーションの汚染状態を確認し、最小必要寿命として3 000運転時間を確保するのにコスト削減が可能かどうかを判断します。

- グリース潤滑とシールを考慮すると、汚染度は非常に清浄と判断することができます。62ページの表4から、 $\eta_c = 0,8$ 、 $P_u/P = 0,134$ 、 $\eta_c (P_u/P) = 0,107$ であるため、54ページ線図1のSKF Explorerスケール $\kappa = 2,45$ であることから、 $a_{SKF} = 8$ 。

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

- 同じ軸受配列で低コストタイプが可能とすれば、シールド付きSKF Explorer 6309-2Z軸受を選択します。汚染度は通常の清浄度と判断することができますので、62ページの表4から、 $\eta_c = 0,5$ 、 $P_u/P = 0,134$ 、 $\eta_c (P_u/P) = 0,067$ であるため、54ページ線図1のSKF Explorerスケールで $\kappa = 2,45$ であることから、 $a_{SKF} = 3,5$ 。

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

結論：可能であれば、従来のシール付き軸受をシールドタイプに交換することで、コスト効果を高めることができるでしょう。

なお、 $a_{23}$ の補正係数に基づく定格寿命では、このような設計の評価を行うには無理があります。さらに、必要寿命に達することも不可能となることがあります (→例2、補正係数 $a_{23}$ で計算した寿命はわずか1 690運転時間になります)。

### 例4

例1のSKF Explorer 6309深溝玉軸受を、補正係数 $a_{23}$ を用いて数年前に計算した既存アプリケーションに使用します。現場から、軸受破損のクレームが報告されています。この軸受利用についての設計評価を行い、信頼性を向上させる適切な方法を見極める必要があります。

- まず、 $a_{23}$ 係数から寿命を計算します。 $\kappa = 2,45$ であるため、54ページ線図1のSKF寿命補正係数 $a_{SKF}$ の $\kappa$ グラフに重ねた $a_{23}$ スケールより、係数 $a_{23} \approx 1,8$ が $a_{SKF}$ 軸上で読み取れます。

$$L_{10mh} = a_{23} \times L_{10h} = 1,8 \times 940$$

$$= 1 690 \text{ 運転時間}$$

- この寿命補正係数 $a_{23}$ に対応する係数 $\eta_c$ は、68ページの表6より $P_u/P = 0,134$ であるため

$$\eta_c = [\eta_c (P_u/P)]_{23} / (P_u/P) = 0,04 / 0,134 = 0,3$$

- このアプリケーションから採取した潤滑油サンプルを顕微鏡で確認したところ、ISO 4406:1999による汚染分類は-17/14となりました。汚染の原因は主に、装置内で発生した磨耗粒子でした。この状態は「典型的な汚染」と表すことができるため、62ページの表4ならびに66ページの線図9より、 $\eta_c = 0,2$ 、 $P_u/P = 0,134$ であるため $\eta_c (P_u/P) = 0,0268$ 、54ページ線図1のSKF Explorerスケールで $\kappa = 2,45$ より、 $a_{SKF} \approx 1,2$ 。

$$L_{10mh} = 1,2 \times 940 = 1 130 \text{ 運転時間}$$

- 接触シール付きのSKF Explorer 6309-2RS1軸受を使用することで、汚染度は「非常に清浄」のレベルまで改善することができます。62ページの表4から、 $\eta_c = 0,8$ 、 $P_u/P = 0,134$ 、 $\eta_c (P_u/P) = 0,107$ であるため、54ページの線図1のSKF Explorerスケールで $\kappa = 2,45$ であることから、 $a_{SKF} = 8$ 。

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

## 軸受寸法の選定

結論：この用途の汚染度は、補正係数 $a_{23}$ を用いたときの係数 $\eta_c = 0,3$ より厳しい汚染です。実際の運転条件は汚染の多い工業用トランスミッションで典型的なものであり、係数 $a_{SKF}$ を用いて $\eta_c = 0,2$ が必要です。

このことは、このアプリケーションで発生している軸受破損の原因を説明していると考えられます。接触シール付きSKF Explorer 6309-2RS1軸受の使用により信頼性は大幅に向上し、この問題を克服できます。

### 例5

鉄鋼プラントの大型搬送設備に使用されているSKF Explorer球面ころ軸受24026-2CS2/VT143の負荷サイクルは、下表の運転条件のとおりとなっています。

このアプリケーションの静荷重を、負荷運転中の荷重の慣性および誤って荷が落下した場合の衝撃荷重を考慮に入れて、妥当な範囲で正確に計算します。

このアプリケーションの動荷重条件と静荷重条件を確認する必要があります。必要な $L_{10mh}$ 寿命は60 000 運転時間、静安全係数は1,5とします。

- 製品データ表と前文の説明から：

定格荷重：

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

寸法：

$d = 130 \text{ mm}$ ;  $D = 200 \text{ mm}$ ,

これより $d_m = 0,5 (130 + 200) = 165 \text{ mm}$

グリース充てん：

鉱油系リチウム石けん極圧グリース：NLGI (米国潤滑グリース協会) ちょう度クラス2、温度範囲 $-20 \text{ }^\circ\text{C} \sim +110 \text{ }^\circ\text{C}$ 、 $40 \text{ }^\circ\text{C}$ と $100 \text{ }^\circ\text{C}$ における基油粘度はそれぞれ $200 \text{ mm}^2/\text{s}$ 、 $16 \text{ mm}^2/\text{s}$ 。

- 以下の計算を行うか、または値を求めます：

1.  $v_1 =$  定格粘度 $\text{mm}^2/\text{s}$  (→60ページの線図5) – 入力： $d_m$ 、回転数

2.  $v =$  実使用粘度  $\text{mm}^2/\text{s}$  (→61ページの線図6) – 入力： $40 \text{ }^\circ\text{C}$ における潤滑剤の粘度、運転温度

3.  $\kappa =$  粘度比 – 計算値 ( $v/v_1$ )

4.  $\eta_c =$  汚染度係数 (→62ページの表4) – 「非常に清浄」、シール付き軸受： $\eta_c = 0,8$

### 例5/1

運転条件					
負荷 サイクル	動等 価荷重	時間比率	回転数	温度	静等 価荷重
–	kN	–	r/min	$^\circ\text{C}$	kN
1	200	0,05	50	50	500
2	125	0,40	300	65	500
3	75	0,45	400	65	500
4	50	0,10	200	60	500

5.  $L_{10h} = 52$ ページの計算式による基本定格寿命 – 入力: C、P、n
6.  $a_{SKF} = 55$ ページの線図2より – 入力: SKF Explorer軸受、 $n_c$ 、 $P_u$ 、P、 $\kappa$
7.  $L_{10mh1,2, \dots} = 52$ ページの計算式によるSKF定格寿命 – 入力:  $a_{SKF}$ 、 $L_{10h1,2, \dots}$
8.  $L_{10mh} = 70$ ページの計算式によるSKF定格寿命 – 入力:  $L_{10mh1}$ 、 $L_{10mh2}$ 、... および  $U_1$ 、 $U_2$ 、...

SKF定格寿命84 300時間は必要有効寿命を越えているため、この軸受の動荷重条件の検証ができました。最後に、この用途の静安全係数を調べます。

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

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

上記は、このアプリケーションの静安全係数が検証されたことを示しています。静荷重は正確に計算されているため、算出した静安全係数と推奨安全係数との比較的小さな差は問題ありません。

例5/2

計算値

負荷 サイ クル	動等 価荷重	定格 粘度 $v_1$ ~	使用 粘度 $v$ ~	$\kappa^{1)}$ ~	$n_c$ ~	基本 定格 寿命 $L_{10h}$ h	$a_{SKF}$ ~	SKF 定格 寿命 $L_{10mh}$ h	時間 比率 U ~	結果的な SKF 定格寿命 $L_{10mh}$ 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	

<sup>1)</sup> EP添加剤入りグリース

## SKF計算ツール

SKFは、軸受業界のなかでも最も包括的で強力なモデリングやシミュレーション用ソフトウェアを所有しています。その範囲は、「SKF総合カタログ」の計算式をベースにした使いやすいツール類から、並列型コンピュータで動作する最も洗練された計算システムやシミュレーションシステムまで多岐にわたります。

弊社の方針は、お客様の数多くの要求事項を満足するプログラムを開発することです。その内容は、ごく簡単な設計確認から、ある程度複雑な調査、さらには軸受や機械のための最先端のシミュレーションにまで及びます。可能な限り、これらのプログラムは、お客様やSKFエンジニアのノートパソコン、デスクトップPC、あるいはワークステーションに搭載して現場でご使用いただけるようにしています。また、システム間の統合性や相互運用性を確保できるよう、特別な配慮を行っています。

### SKF電子カタログ

SKF電子カタログ(IEC)は、軸受の選定や計算に便利なツールです。呼び番号や寸法による軸受の検索が可能で、簡単な軸受配列の評価も実施できます。ソフトで使用している計算は、「SKF総合カタログ」の内容を踏襲しています。

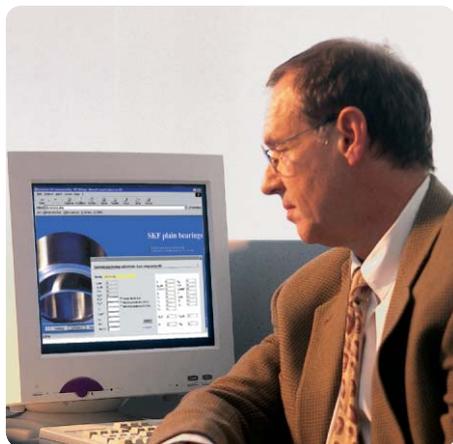
また、軸受のCAD図面の作成も可能です。作成した図面は、市販されている主要なCADソフトで製図されたお客様の図面に取り込むことができます。

「SKF電子カタログ」には、転がり軸受の全製品に加え、軸受ユニット、軸受ハウジング、すべり軸受、シール製品を網羅したカタログが収められています。

「SKF電子カタログ」はCD-ROM版やインターネット([www.skf.com](http://www.skf.com))上でも公開されています。

### SKFベアリングピーコン

SKFベアリングピーコンは、お客様の軸受配列に最適なソリューションを判断するために、SKFエンジニアが使用する主要で新しい軸受アプリケーションプログラムです。このプログラムはBEACONの後継ソフトにあたり、お客様の部品をフレキシブルシステムに組み込み、3Dグラフィック環境でモデリングできるプログラムです。SKFベアリングピーコンは、一般的な機械装置(軸、ギヤ、ハウジングなども使用)をモデル化する能力と、仮想環境における装置の挙動を詳細に解析するための精密な軸受モデルを組み合わせたものです。特に、SKF定格寿命を利用して軸受の転がり疲れの評価も行うことができます。SKFベアリングピーコンは、SKF内で数年来特別に行ってきた研究開発の成果といえます。



### オルフェウス

計算ツールの「オルフェウス」は、騒音や振動が重要な問題となる軸受(電気モータやギヤボックスなど)での動的挙動の研究や最適化を行うことができます。軸受およびギヤ、軸、ハウジングを含む周囲部品などの動作について、非線形完全方程式を解くのに用いることもできます。

また、軸受を含む用途の形状誤差(うねり)や取付け誤差(ミスアライメント)に関係する動的挙動について理解を深めたりアドバイスを得たりすることもできます。これによりSKFエンジニアは、与えられたアプリケーションについて、最も適した軸受形式や軸受寸法、ならびにそれに応じた取付けや予圧条件を判断することができます。

## ピースト

ピーストは、SKFエンジニアが軸受内部の詳細な動力学を模擬できるシミュレーションプログラムです。これは、どのような仮想荷重条件においても、軸受の荷重やモーメントなどを詳細に研究することができる仮想試験装置ととらえることもできます。ピーストでは、新しいコンセプトや設計の「テスト」を、従来の物理的なテストよりも短い時間で実施することができ、かつより多くの情報を得ることができます。

## その他のプログラム

上記の各種プログラムのほかにも、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技術者はこのプログラムを利用し、厳しい運転条件で軸受寿命を延ばすことができる最適な表面仕上げの軸受をお客様に提供することができます。プログラムは、弾性流体潤滑の接触部における油膜の厚さを計算できます。さらに、そのような接触部内の3次元的な表面形状の変形から生じた局所的な油膜厚を詳細に計算し、その結果生じる軸受の疲れ寿命の低下を求めます。

SKFエンジニアは、業務遂行ために必要な機能として、有限要素や総合システムの動的分析を行う工業用のソフトウェアを使用しています。これらのツールはSKFが所有するシステムに組み込まれており、お客様のデータやモデルに高速かつ確実に接続することができます。

## SKF技術コンサルタントサービス

軸受装置の計算および設計に必要な基本情報は、このカタログで確認することができます。しかし、軸受の推定寿命をできるだけ正確に予測することが望ましいアプリケーションもあります。同種の軸受装置での経験が不足している場合や、経済性や運転の信頼性が極めて重要な場合がこれにあたります。このようなケースでは、たとえば、「SKF技術コンサルタントサービス」にご相談いただくことをお勧めします。このサービスは、最先端のコンピュータプログラムを利用した計算やシミュレーションを、回転機器部品の分野で世界的に得られた100年近い経験とともにご提供するものです。

スタッフは、完成されたSKF軸受アプリケーションのノウハウをもとにサポートをご提供します。SKFのアプリケーション専門スタッフによるサービス内容は次のとおりです。

- 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
- 適切な潤滑および最適なメンテナンス方法の選択

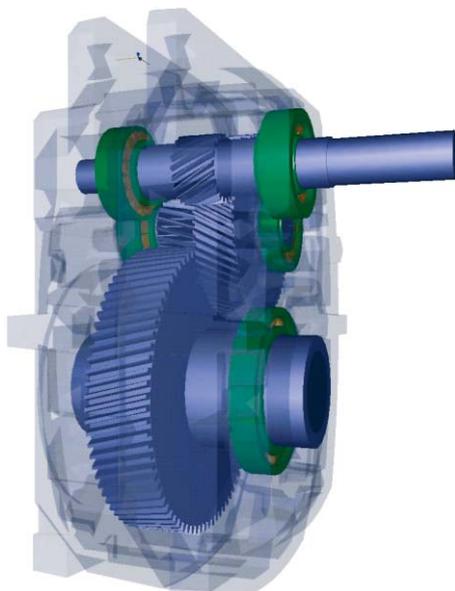
SKF技術コンサルタントサービスは、メーカやエンドユーザ向けの機械や設備に関するサービスについて新しいアプローチをご提示します。このサービスにより、次のようなメリットが得られます。

- 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製品化コストの削減
- 騒音や振動の低下による軸受装置の改善
- 改良による出力密度の向上
- 潤滑やシールの改善による実用寿命の延長

### 高度コンピュータプログラム

SKF技術コンサルタントサービスの中には、最先端のコンピュータプログラムがあり、次のことに利用できます。

- 軸、ハウジング、ギヤ、継手などで構成される軸受装置一式の解析モデリング
- 機械装置の各部品の弾性変形や応力を求める静的解析
- 使用条件下での装置の振動挙動を求める動的解析（「仮想試験」）
- 構造や部品のたわみの視覚表示、動画表示
- システムコスト、有効寿命、振動・騒音の最適化



SKF技術コンサルタントサービス内で計算やシミュレーションに標準的に使用されている高度なコンピュータプログラムについては、**82ページ**の「SKF計算ツール」に概要説明があります。

SKF技術コンサルタントサービスに関する詳細は、最寄りのSKFにお問い合わせください。

## SKF寿命試験

SKFの耐久試験業務は、オランダのSKF中央研究所にて集中的に実施しています。同研究所の試験設備は、その高度性、試験装置数において軸受業界のなかでも比類ないものです。また、SKFの主な製造工場の研究施設で実施されている研究もサポートしています。

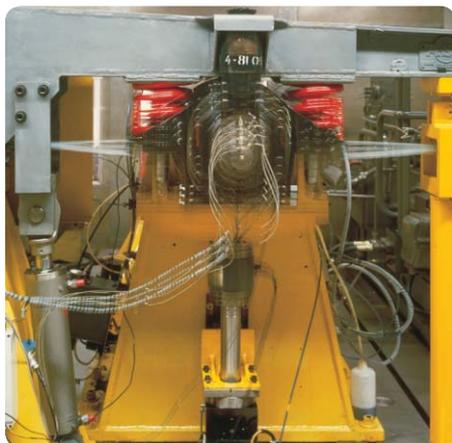
SKFは、主として継続的な自社製品の改善を目指し、寿命試験を実施しています。軸受の挙動を支配している基礎的な物理法則を内部変数と外部変数の関数として理解し、公式化することは非常に重要です。こうした変数には、材料特性、軸受内部形状、仕様への適合性、保持器の設計、ミスアライメント、温度などの使用条件が考えられます。しかし、影響因子の多くは静的ではなく、むしろ動的な性質をもっています。運動する接触面どうしの表面形状、材料構造、軸受内部の形状、潤滑特性などがその例で、いずれも軸受の運転中に絶えず変化します。

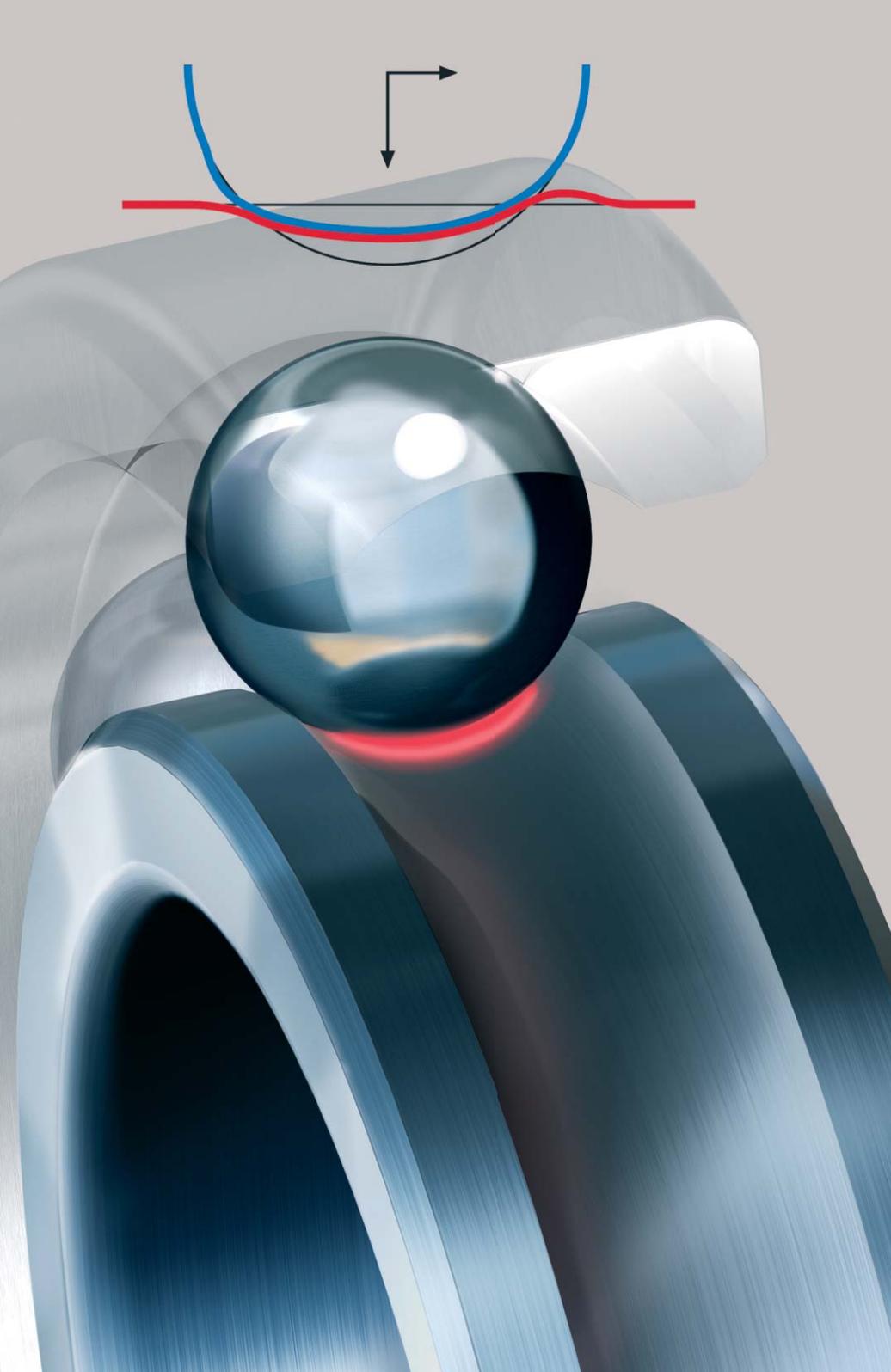
SKFは、次の目的の寿命試験も実施しています。

- 製品カタログに掲載した性能の検証
- SKF標準軸受の生産品質の監査
- 潤滑剤や潤滑状態が軸受寿命に与える影響の研究
- 転がり接触疲れの理論確立のサポート
- 競合製品との比較

寿命試験を充実し厳重に管理された手順に従って実施し、試験後の調査を最新の高性能機器で行うことによって、諸要因やその相互作用を体系的に調べることが可能になりました。

高性能のSKF Explorer軸受は、軸受構成部品のレベルと軸受全体レベルでのにおける解析シミュレーションモデルや試験による検証結果をもとに影響因子を最適化したことで実現した製品例です。





# 摩擦

摩擦モーメントの推定 .....	88
より正確な摩擦モーメントの計算 .....	88
摩擦モーメント計算用の新SKFモデル.....	89
転がり摩擦モーメント.....	90
滑り摩擦モーメント.....	90
シールの摩擦モーメント.....	90
軸受の摩擦モーメントに影響する追加要因.....	96
接触入口部せん断発熱減少係数.....	97
動的補充/欠乏減少係数.....	98
油浴潤滑における抵抗損失.....	98
低速回転、低粘度時の混合潤滑.....	100
すきまとミスアライメントの摩擦への影響.....	101
グリース充てんの摩擦への影響.....	102
ハイブリッド軸受の摩擦挙動.....	102
始動トルク.....	103
動力損失と軸受温度.....	103
計算例 .....	104

転がり軸受における摩擦は、軸受の発熱とそれによる  
 運転温度上昇を決定する主な要因です。

摩擦量は荷重など複数の要因によって決まりますが、  
 なかでも重要なのが軸受形式と軸受寸法、運転速度、  
 潤滑剤の特性および潤滑量です。

軸受内の転がり運動に対する摩擦抵抗には、転がり  
 接触点・転動体と保持器の接触面・転動体または保持  
 器の案内面における転がり摩擦と滑り摩擦、潤滑剤の  
 摩擦、それにシール軸受の場合は接触型密封装置の  
 滑り摩擦、などがあります。

## 摩擦モーメントの推定

一定の条件のもとで、軸受が次の環境で使用されてい  
 るとき

- 軸受荷重  $P \approx 0,1 \text{ C}$
- 潤滑状態良好
- 通常の運転条件

摩擦モーメントは、一定の摩擦係数 $\mu$ を使って次の式か  
 らおおむね正確に計算することができます。

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

ここで

- M = 摩擦モーメント Nmm
- $\mu$  = 軸受の摩擦係数 (→表1)
- P = 動等価軸受荷重 N
- d = 軸受内径 mm

## より正確な摩擦モーメントの計算

転がり軸受の摩擦モーメントを求める1つの計算方法と  
 して、摩擦モーメントをいわゆる荷重によらない摩擦 $M_0$   
 と荷重による摩擦 $M_1$ に分け、その2つをあとから合算す  
 る方式があります。すなわち、

$$M = M_0 + M_1$$

これが最近まで用いられてきた方法です。ところが、  
 摩擦モーメントを荷重との関係ではなく摩擦要因によっ  
 て分類するのであれば、さらに正確な計算方法が利用  
 できます。実は、 $M_0$ は転がり摩擦の“流体力学”成分  
 とともに他の外部的な摩擦要因も表しており、これに  
 は荷重による摩擦分も含まれてしまいます。

表1

シールなし軸受の摩擦係数 $\mu$ 軸受形式	摩擦係数 $\mu$
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
-総ころ型、 $F_a \approx 0$ の場合	0,0020
円すいころ軸受	0,0018
球面ころ軸受	0,0018
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
スラスト球面ころ軸受	0,0018

転がり軸受の摩擦モーメントを正確に計算するには、4種類の摩擦要因を考慮しなくてはなりません。

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

ここで

$M$  = 合計摩擦モーメント Nmm

$M_{rr}$  = 転がり摩擦モーメント 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

$M_{drag}$  = 抵抗損失、攪拌、飛沫などの摩擦モーメント Nmm

この新しい計算方法は軸受内で生じるあらゆる接触の摩擦要因を特定し、それらを総和するものです。シールによる摩擦のほか、必要に応じて他の外部要因も計算に加えることで、全体的な摩擦モーメントを予測することができます。この計算モデルは全接点（軌道およびびつば）をすべて網羅するため、表面の設計変更や改善があればただちに考慮に入れることができます。これにより、SKF軸受設計の改善内容をより正確に反映し、摩擦モーメントの更新がしやすいモデルとなっています。

以下のページでは、摩擦モーメントを計算する新SKFモデルについて最も単純な転がり、滑り、シールの摩擦要因から説明します。次項では、軸受内の油量の影響、高速回転時の油の欠乏、接触入口部せん断発熱、ならびに混合潤滑について説明します。

## 摩擦モーメント計算用の新SKFモデル

摩擦モーメント計算用の新SKFモデルは、SKF転がり軸受で発生する摩擦モーメントを次式に従って以前より正確に計算することができるものです。

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

新SKF計算モデルはSKFが開発した高度計算モデルによるもので、次の使用条件でおおよその基準値を算出できるようになっています。

- グリース潤滑または通常のオイル潤滑：油浴、オイルスポット、オイルジェット
- ベア軸受では、個々の軸受について別々に摩擦モーメントを計算し、あとから合算する。ラジアル荷重は2個の軸受に均等に分割し、アキシアル荷重は軸受構成に応じて分担する。
- 荷重は最小荷重の推奨値以上。
- 荷重は大きさ、方向ともに一定。
- 普通の運転すさま。

### 注記

本書の計算式は、そのまま用いるとかなり複雑な計算になります。そのため、「SKF電子カタログ」の計算ツールを活用されることを強くお勧めします。

「電子カタログ」は、CD-ROMまたはインターネット ([www.skf.com](http://www.skf.com)) からご利用いただけます。

## 転がり摩擦モーメント

転がり摩擦モーメントは次の式から計算します。

$$M_{rr} = G_{rr} (v)^{0.6}$$

ここで

$M_{rr}$  = 転がり摩擦モーメント Nmm

$G_{rr}$  = 次による変数:

- 軸受形式、
- 軸受平均径  $d_m$   
=  $0,5 (d + D)$ , mm、
- ラジアル荷重  $F_r$  (N)、
- アキシアル荷重  $F_a$  (N)

$n$  = 回転数 r/min

$v$  = 運転温度における潤滑剤の動粘度  $\text{mm}^2/\text{s}$   
(グリース潤滑では、基油の粘度)

$G_{rr}$ の値は表2の式から得られます。幾何学定数Rは、**92ページ**以降の表3に掲載しています。  $F_r$  も  $F_a$  も常に正の荷重とみなします。

## 滑り摩擦モーメント

滑り摩擦モーメントは次の式で計算します。

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

ここで

$M_{sl}$  = 滑り摩擦モーメント Nmm

$G_{sl}$  = 次による変数

- 軸受形式、
- 軸受平均径  $d_m$   
=  $0,5 (d + D)$ , mm、
- ラジアル荷重  $F_r$  (N)、
- アキシアル荷重  $F_a$  (N)

$\mu_{sl}$  = 滑り摩擦係数 - 完全油膜潤滑、つまり  $k \geq 2$  の場合は以下の値に設定してよい。 鉱油潤滑では0,05、合成油潤滑では0,04、トランスミッションオイル潤滑では0,1。円筒ころ軸受や円すいころ軸受では、上記の代わりに次の数値を使用のこと: 円筒ころ軸受では0,02、円すいころ軸受では0,002

$G_{sl}$ の値は表2の式から得られます。幾何学定数Sは**92ページ**以降の表3に掲載しています。

## シールの摩擦モーメント

軸受到接触シールが取り付けられている場合、シールによる摩擦損失が軸受内で発生する摩擦損失を超えることもあります。両側にシールが取り付けられた軸受のシールの摩擦モーメントは、次の経験式を用いて推定することができます。

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

ここで

$M_{seal}$  = シールの摩擦モーメント Nmm

$K_{S1}$  = 軸受形式による定数

$K_{S2}$  = 軸受およびシールタイプによる定数

$d_s$  = 摺動面直径 (**→96ページ表4**)

$\beta$  = 軸受およびシールタイプによる指数

定数  $K_{S1}$  および  $K_{S2}$ 、指数  $\beta$  の値は、**96ページ**の表4で確認できます。

$M_{seal}$  は、2個のシールによって発生する摩擦モーメントです。シールが1つしかない場合、発生する摩擦は  $0,5 M_{seal}$  になります。

外径25 mmを超える深溝玉軸受用のRSLシールでは、シールが1つか2つかに関わらず、 $M_{seal}$ の計算値を使用してください。

## 転がり摩擦モーメント、滑り摩擦モーメントの幾何学変数および荷重による変数 - ラジアル軸受

軸受形式	転がり摩擦変数 $G_{rr}$	滑り摩擦変数 $G_{sl}$
深溝玉軸受	$F_a = 0$ のとき $G_{rr} = R_1 d_m^{1.96} F_r^{0.54}$ $F_a > 0$ のとき $G_{rr} = R_1 d_m^{1.96} \left( F_r + \frac{R_2}{\sin \alpha_f} F_a \right)^{0.54}$ $\alpha_f = 24,6 (F_a/C_0)^{0.24}, ^\circ$	$F_a = 0$ のとき $G_{sl} = S_1 d_m^{-0.26} F_r^{5/3}$ $F_a > 0$ のとき $G_{sl} = S_1 d_m^{-0.145} \left( F_r^5 + \frac{S_2 d_m^{1.5}}{\sin \alpha_f} F_a^4 \right)^{1/3}$
アンギュラ玉軸受 <sup>1)</sup>	$G_{rr} = R_1 d_m^{1.97} [F_r + F_g + R_2 F_a]^{0.54}$ $F_g = R_3 d_m^4 n^2$	$G_{sl} = S_1 d_m^{0.26} [(F_r + F_g)^{4/3} + S_2 F_a^{4/3}]$ $F_g = S_3 d_m^4 n^2$
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 <sup>1)</sup>	$G_{rr} = R_1 d_m^{2.38} (F_r + R_2 Y F_a)^{0.31}$	$G_{sl} = S_1 d_m^{0.82} (F_r + S_2 Y F_a)$
単列軸受のアキシャル荷重係数Y → 製品データ表		
球面ころ軸受	$G_{rr,e} = R_1 d_m^{1.85} (F_r + R_2 F_a)^{0.54}$ $G_{rr,l} = R_3 d_m^{2.3} (F_r + R_4 F_a)^{0.31}$ $G_{rr,e} < G_{rr,l}$ のとき $G_{rr} = G_{rr,e}$ あるいは $G_{rr} = G_{rr,l}$	$G_{sl,e} = S_1 d_m^{0.25} (F_r^4 + S_2 F_a^4)^{1/3}$ $G_{sl,l} = S_3 d_m^{0.94} (F_r^3 + S_4 F_a^3)^{1/3}$ $G_{sl,e} < G_{sl,l}$ のとき $G_{sl} = G_{sl,e}$ あるいは $G_{sl} = G_{sl,l}$
CARB トロイダルころ軸受	$F_r < (R_2^{1.85} d_m^{0.78} / R_1^{1.85})^{2.35}$ のとき $G_{rr,e} = R_1 d_m^{1.97} F_r^{0.54}$ あるいは $G_{rr,l} = R_2 d_m^{2.37} F_r^{0.31}$	$F_r < (S_2 d_m^{1.24} / S_1)^{1.5}$ のとき $G_{sl,e} = S_1 d_m^{-0.19} F_r^{5/3}$ あるいは $G_{sl,l} = S_2 d_m^{1.05} F_r$

<sup>1)</sup>  $F_a$  に使用する値は外部アキシャル荷重。

表2b

転がり摩擦モーメント、滑り摩擦モーメントの幾何学形状および荷重による変数 - スラスト軸受

軸受形式	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	$G_{rr,e} = R_1 d_m^{1.96} (F_r + R_2 F_a)^{0.54}$ $G_{rr,l} = R_3 d_m^{2.39} (F_r + R_4 F_a)^{0.31}$ $G_{rr,e} < G_{rr,l}$ のとき $G_{rr} = G_{rr,e}$ あるいは $G_{rr} = G_{rr,l}$	$G_{sl,e} = S_1 d_m^{-0.35} (F_r^{5/3} + S_2 F_a^{5/3})$ $G_{sl,l} = S_3 d_m^{0.89} (F_r + F_a)$ $G_{sl,e} < G_{sl,l}$ のとき $G_{sr} = G_{sl,e}$ あるいは $G_{sr} = G_{sl,l}$ $G_f = S_4 d_m^{0.76} (F_r + S_5 F_a)$ $G_{sl} = G_{sr} + \frac{G_f}{e^{10^{-6}(n v)^{1.4} d_m}}$

表3

転がり摩擦モーメント、滑り摩擦モーメントの幾何学定数

軸受形式	幾何学定数 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を参照			表3aを参照		
アンギュラ玉軸受						
- 単列	$5.03 \times 10^{-7}$	1.97	$1.90 \times 10^{-12}$	$1.30 \times 10^{-2}$	0.68	$1.91 \times 10^{-12}$
- 複列	$6.34 \times 10^{-7}$	1.41	$7.83 \times 10^{-13}$	$7.56 \times 10^{-3}$	1.21	$7.83 \times 10^{-13}$
- 四点接触	$4.78 \times 10^{-7}$	2.42	$1.40 \times 10^{-12}$	$1.20 \times 10^{-2}$	0.9	$1.40 \times 10^{-12}$
自動調心玉軸受	表3bを参照			表3bを参照		
円筒ころ軸受	表3cを参照			表3cを参照		
円すいころ軸受	表3dを参照			表3dを参照		
球面ころ軸受	表3eを参照			表3eを参照		
CARB トロイダルころ軸受	表3fを参照			表3fを参照		
スラスト玉軸受	$1.03 \times 10^{-6}$			$1.6 \times 10^{-2}$		
スラスト円筒ころ軸受	$2.25 \times 10^{-6}$			0.154		
スラスト球面ころ軸受	表3gを参照			表3gを参照		

表3a

## 深溝玉軸受の転がり摩擦モーメント、滑り摩擦モーメントの幾何学定数

軸受系列	幾何学定数 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摩擦モーメント、滑り摩擦モーメントの幾何学定数

軸受系列	幾何学定数 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摩擦モーメント、滑り摩擦モーメントの幾何学定数

軸受系列	幾何学定数 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, 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, NJG, NNCL, NNCF, NNC, NNF型の総ころ軸受			
全系列	$2,13 \times 10^{-6}$	0,16	0,0015

円すいころ軸受の転がり摩擦モーメント、滑り摩擦モーメントの幾何学定数

軸受系列	幾何学定数			
	転がり摩擦モーメント		滑り摩擦モーメント	
	R <sub>1</sub>	R <sub>2</sub>	S <sub>1</sub>	S <sub>2</sub>
302	1,76 × 10 <sup>-6</sup>	10,9	0,017	2
303	1,69 × 10 <sup>-6</sup>	10,9	0,017	2
313 (X)	1,84 × 10 <sup>-6</sup>	10,9	0,048	2
320 X	2,38 × 10 <sup>-6</sup>	10,9	0,014	2
322	2,27 × 10 <sup>-6</sup>	10,9	0,018	2
322 B	2,38 × 10 <sup>-6</sup>	10,9	0,026	2
323	2,38 × 10 <sup>-6</sup>	10,9	0,019	2
323 B	2,79 × 10 <sup>-6</sup>	10,9	0,030	2
329	2,31 × 10 <sup>-6</sup>	10,9	0,009	2
330	2,71 × 10 <sup>-6</sup>	11,3	0,010	2
331	2,71 × 10 <sup>-6</sup>	10,9	0,015	2
332	2,71 × 10 <sup>-6</sup>	10,9	0,018	2
LL	1,72 × 10 <sup>-6</sup>	10,9	0,0057	2
L	2,19 × 10 <sup>-6</sup>	10,9	0,0093	2
LM	2,25 × 10 <sup>-6</sup>	10,9	0,011	2
M	2,48 × 10 <sup>-6</sup>	10,9	0,015	2
HM	2,60 × 10 <sup>-6</sup>	10,9	0,020	2
H	2,66 × 10 <sup>-6</sup>	10,9	0,025	2
HH	2,51 × 10 <sup>-6</sup>	10,9	0,027	2
上記以外	2,31 × 10 <sup>-6</sup>	10,9	0,019	2

球面ころ軸受の転がり摩擦モーメント、滑り摩擦モーメントの幾何学定数

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

CARBトイダルころ軸受の転がり摩擦モーメント、滑り摩擦モーメントの幾何学定数

軸受系列	幾何学定数			
	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	$1,17 \times 10^{-6}$	$2,08 \times 10^{-6}$	$1,32 \times 10^{-3}$	$0,8 \times 10^{-2}$
C 23	$1,20 \times 10^{-6}$	$2,28 \times 10^{-6}$	$1,24 \times 10^{-3}$	$0,9 \times 10^{-2}$
C 30	$1,40 \times 10^{-6}$	$2,59 \times 10^{-6}$	$1,58 \times 10^{-3}$	$1,0 \times 10^{-2}$
C 31	$1,37 \times 10^{-6}$	$2,77 \times 10^{-6}$	$1,30 \times 10^{-3}$	$1,1 \times 10^{-2}$
C 32	$1,33 \times 10^{-6}$	$2,63 \times 10^{-6}$	$1,31 \times 10^{-3}$	$1,1 \times 10^{-2}$
C 39	$1,45 \times 10^{-6}$	$2,55 \times 10^{-6}$	$1,84 \times 10^{-3}$	$1,0 \times 10^{-2}$
C 40	$1,53 \times 10^{-6}$	$3,15 \times 10^{-6}$	$1,50 \times 10^{-3}$	$1,3 \times 10^{-2}$
C 41	$1,49 \times 10^{-6}$	$3,11 \times 10^{-6}$	$1,32 \times 10^{-3}$	$1,3 \times 10^{-2}$
C 49	$1,49 \times 10^{-6}$	$3,24 \times 10^{-6}$	$1,39 \times 10^{-3}$	$1,5 \times 10^{-2}$
C 59	$1,77 \times 10^{-6}$	$3,81 \times 10^{-6}$	$1,80 \times 10^{-3}$	$1,8 \times 10^{-2}$
C 60	$1,83 \times 10^{-6}$	$5,22 \times 10^{-6}$	$1,17 \times 10^{-3}$	$2,8 \times 10^{-2}$
C 69	$1,85 \times 10^{-6}$	$4,53 \times 10^{-6}$	$1,61 \times 10^{-3}$	$2,3 \times 10^{-2}$

スラスト球面ころ軸受の転がり摩擦モーメント、滑り摩擦モーメントの幾何学定数

軸受系列	幾何学定数									
	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	$1,32 \times 10^{-6}$	1,57	$1,97 \times 10^{-6}$	3,21	$4,53 \times 10^{-3}$	0,26	0,02	0,1	0,6	
292 E	$1,32 \times 10^{-6}$	1,65	$2,09 \times 10^{-6}$	2,92	$5,98 \times 10^{-3}$	0,23	0,03	0,17	0,56	
293	$1,39 \times 10^{-6}$	1,66	$1,96 \times 10^{-6}$	3,23	$5,52 \times 10^{-3}$	0,25	0,02	0,1	0,6	
293 E	$1,16 \times 10^{-6}$	1,64	$2,00 \times 10^{-6}$	3,04	$4,26 \times 10^{-3}$	0,23	0,025	0,15	0,58	
294 E	$1,25 \times 10^{-6}$	1,67	$2,15 \times 10^{-6}$	2,86	$6,42 \times 10^{-3}$	0,21	0,04	0,2	0,54	

シール摩擦モーメント：指数および定数							
シールタイプ 軸受形式	軸受外径		指数および定数			シール対向面直径	
	D を越え	以下	$\beta$	$K_{S1}$	$K_{S2}$	$d_s^{1)}$	
<b>RSLシール</b> 深溝玉軸受	25	25 52	0 2,25	0 0,0018	0 0	$d_2$ $d_2$	
<b>RZシール</b> 深溝玉軸受		175	0	0	0	$d_1$	
<b>RSHシール</b> 深溝玉軸受		52	2,25	0,028	2	$d_2$	
<b>RS1シール</b> 深溝玉軸受		62 80 100	2,25 2,25 2,25 2,25	0,023 0,018 0,018 0,018	2 20 15 0	$d_1, d_2$ $d_1, d_2$ $d_1, d_2$ $d_1, d_2$	
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	$d_2$
<b>LSシール</b> 円筒ころ軸受		42	360	2	0,032	50	E
<b>CS、CS2、CS5シール</b> 球面ころ軸受		62	300	2	0,057	50	$d_2$
CARB トロイダルころ軸受		42	340	2	0,057	50	$d_2$

1) 製品データ表の寸法呼称

**軸受の摩擦モーメントに影響する追加要因**

軸受の実際の挙動をより正確に把握する目的で、また計算精度をさらに上げる必要がある場合は、新SKFモデルの摩擦計算式で追加要因を考慮に入れることができます。この追加要因には以下のものなどがあります。

- 接触入口部せん断発熱の低減
- オイルスポット潤滑、オイルジェット潤滑、グリース潤滑、少量油浴潤滑における補充/欠乏速度要素
- 油浴潤滑における抵抗損失要素
- 低速回転、低粘度時の混合潤滑

これらの追加要因を組み込むことで、軸受の合計摩擦モーメントの計算式は最終的に次のようになります。

$$M = \phi_{ish} \phi_{rs} M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag}$$

ここで

$$M = \text{軸受の合計摩擦モーメント Nmm}$$

$$M_{rr} = G_{rr} (v \eta)^{0,6}$$

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

$$M_{seal} = K_{S1} d_s^3 + K_{S2}$$

$$M_{drag} = \text{抵抗損失、攪拌、飛沫などの摩擦モーメント Nmm}$$

$$\phi_{ish} = \text{接触入口部せん断発熱減少係数}$$

$$\phi_{rs} = \text{動的補充/欠乏減少係数}$$

減少係数の $\phi_{ish}$ は接触入口部せん断発熱による転がり摩擦の減少効果を考慮して、また係数 $\phi_{rs}$ は高速回転時の油の補充/欠乏作用による転がり摩擦の減少効果を考慮して、それぞれ新しいSKF摩擦モデルに取り入れられたものです。滑り摩擦係数 $\mu_{sl}$ は、混合潤滑状態と呼ばれる低速、低粘度時に増大します。

### 接触入口部せん断発熱減少係数

軸受に潤滑剤が十分に供給されていても、そのすべてが接触部に流れ込むわけではありません。全体のうちごく少量だけで油膜が形成されます。このため、接触入口部付近でオイルの一部は跳ね返され、反転した流れが生じます(→図1)。この反転流はもとの潤滑剤の流れをせん断し、熱を発生させます。発熱によってオイルの粘度は低下し、油膜は薄くなり、転がり摩擦成分も減少します。

以上の作用について、入口部せん断発熱減少係数を次の式から概算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

$\phi_{ish}$  = 接触入口部せん断発熱減少係数

$n$  = 回転数 r/min

$d_m$  = 軸受平均径  
=  $0,5 (d+D)$ , mm

$v$  = 運転温度における潤滑剤の動粘度  $\text{mm}^2/\text{s}$   
(グリース潤滑では、基油の粘度)

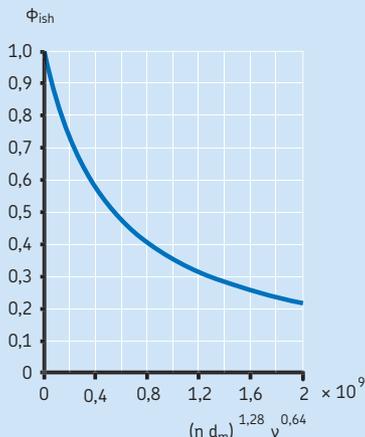
入口部せん断発熱係数 $\phi_{ish}$ の値は、複合パラメータ $(n d_m)^{1,28} v^{0,64}$ の関数として線図1から得られます。

図1



線図1

接触入口部せん断発熱係数 $\phi_{ish}$



動的補充/欠乏減少係数

オイルスポット潤滑、オイルジェット潤滑、少量油浴潤滑状態 (例：油浴の液面が転動体の中心よりも低い) やグリース潤滑では、軌道の滑りすぎによって余分な潤滑剤を押しやることもありえます。軸受の回転速度や潤滑剤の高粘度が原因して、接触部の周囲から潤滑剤が軌道に流れ込む時間的な余裕のない場合も考えられます。このような状態は「動的欠乏」と呼ばれ、油膜の厚さの低下や転がり摩擦の減少を引き起こします。

上記のような潤滑条件に対して、動的補充/欠乏減少係数を次の式から概算することができます。

$$\Phi_{rs} = \frac{1}{e^{K_{rs} v n (d + D)} \sqrt{\frac{K_z}{2(D-d)}}}$$

ここで

$\Phi_{rs}$  = 動的補充/欠乏減少係数

$e$  = 自然対数の底  $\approx 2,718$

$K_{rs}$  = 補充/欠乏定数。少量油浴潤滑およびオイルジェット潤滑では  $3 \times 10^{-8}$ 、グリース潤滑やオイルスポット潤滑では  $6 \times 10^{-8}$

$K_z$  = 軸受形式による幾何学定数 (→表5)

$v$  = 運転温度における動粘度  $mm^2/s$

$n$  = 回転数  $r/min$

$d$  = 軸受内径  $mm$

$D$  = 軸受外径  $mm$

油浴潤滑における抵抗損失

摩擦に影響する追加要因のうち最も重要なのが粘性抵抗損失であるため、この追加要因項を抵抗損失成分  $M_{drag}$  として扱います。

油浴潤滑では、軸受の一部が、あるいは特殊な状況では軸受の全部が潤滑油に浸ります。このような条件下では、油面の高さとともにオイルタンクの大きさと形状が軸受の摩擦モーメントに多大な影響を与えることがあります。非常に大きい油浴では、タンクサイズとの関係や外部でのオイル攪拌、ギヤやカムなど軸受付近で動作する他の機械要素の影響に関係なく、タンク液面の関数としての軸受の粘性抵抗損失は油面の高さ  $H$  の関数として線図2にプロットされた変数  $V_M$  と軸受の平均径  $d_m = 0,5 (d + D)$  から概算することができます。線図2は、軸受の基準回転数までの軸受回転数に適用することができます。これを超える高速回転や高液面では、他の要素が結果に重要な影響を及ぼすこともありえます。

線図2の変数  $V_M$  は、玉軸受の場合では、粘性抵抗損失の摩擦モーメントと次式の関係にあります。

表5

幾何学定数 $K_z$ および $K_L$		
軸受形式	幾何学定数 $K_z$ $K_L$	
<b>深溝玉軸受</b>		
- 単列、複列	3,1	-
<b>アンギュラ玉軸受</b>		
- 単列	4,4	-
- 複列	3,1	-
- 四点接触	3,1	-
<b>自動調心玉軸受</b>	4,8	-
<b>円筒ころ軸受</b>		
- 保持器付き	5,1	0,65
- 総ころ型	6,2	0,7
<b>円すいころ軸受</b>	6	0,7
<b>球面ころ軸受</b>	5,5	0,8
<b>CARB トロイダルころ軸受</b>		
- 保持器付き	5,3	0,8
- 総ころ型	6	0,75
<b>スラスト玉軸受</b>	3,8	-
<b>スラスト円筒ころ軸受</b>	4,4	0,43
<b>スラスト球面ころ軸受</b>	5,6	0,58 <sup>1)</sup>

1) 単独取付け軸受のみ

$$M_{\text{drag}} = V_M K_{\text{ball}} d_m^5 n^2$$

また、ころ軸受の場合では、次式の関係にあります。

$$M_{\text{drag}} = 10 V_M K_{\text{roll}} B d_m^4 n^2$$

ここで

- $M_{\text{drag}}$  = 粘性抵抗損失の摩擦モーメント Nmm
- $V_M$  = 線図2による油面の高さの関数としての変数
- $K_{\text{ball}}$  = 玉軸受の定数、下記参照
- $K_{\text{roll}}$  = ころ軸受の定数、下記参照
- $d_m$  = 軸受平均径 mm
- $B$  = 軸受内輪幅 mm
- $n$  = 回転数 r/min

変数 $V_M$ の値は線図2から得られます。玉軸受では赤のグラフ、ころ軸受では青のグラフを使用します。

玉軸受についての定数は、次のように定義されます。

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

ころ軸受についての定数は、次のように定義されます。

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

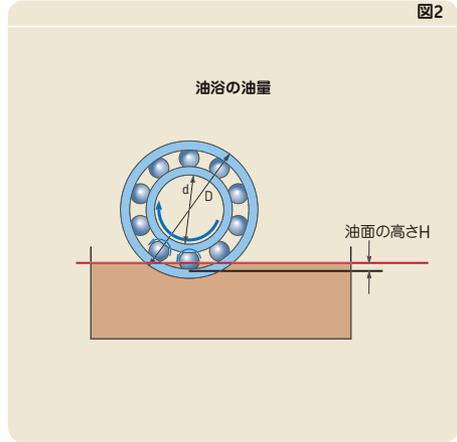
ここで

- $K_{\text{ball}}$  = 玉軸受の定数
- $K_{\text{roll}}$  = ころ軸受の定数
- $i_{\text{rw}}$  = 玉軸受の列数
- $K_Z$  = 軸受形式による幾何学定数 (→表5)
- $K_L$  = ころ軸受形式による幾何学定数 (→表5)
- $d$  = 軸受内径 mm
- $D$  = 軸受外径 mm

### 注記

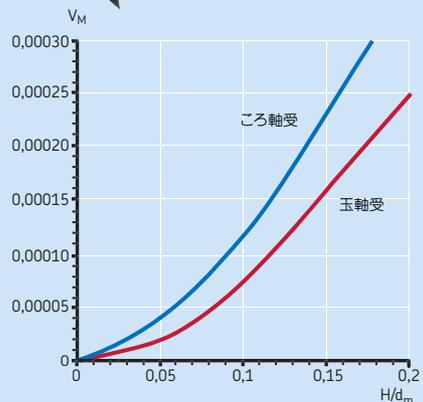
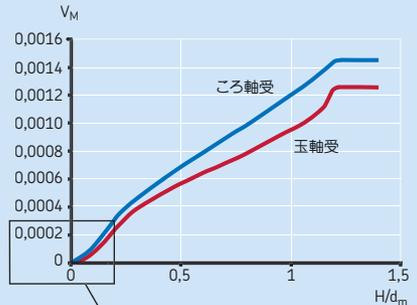
オイルジェット潤滑の粘性抵抗損失を計算する場合、油浴潤滑モデルを応用することができます。このとき、油面をころ直径の半分とし、 $M_{\text{drag}}$ として得られた値に係数2を掛けます。

立て軸構成の粘性抵抗損失を計算する場合には、完全に油に浸った軸受のモデルを利用して概算値を求めることができます。このとき、 $M_{\text{drag}}$ について求めた値に、軸受全幅(高さ)に対して浸漬している幅(高さ)の比を掛けます。



線図2

### 粘性抵抗損失変数 $V_M$



低速回転、低粘度時の混合潤滑

$k$ の値が小さい( $\leq 2$ ) 運転条件では、混合潤滑状態となります。金属どうしの接触が時々発生し、摩擦が増大します。回転速度と粘度による軸受摩擦モーメントの典型的なグラフを、**線図3**に示します。始動時には速度または粘度が上昇しますが、摩擦モーメントは低下します。これは、潤滑油膜が形成され、軸受が完全なEHL(弾性流体潤滑)状態になるからです。その後、速度または粘度が増大するにつれ油膜が厚くなるため、摩擦は増大していきます。この状態は、高速回転時の潤滑油欠乏や熱影響によって摩擦が再び低下するまで続きます。

滑り摩擦係数は、次の式で計算することができます。

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

ここで

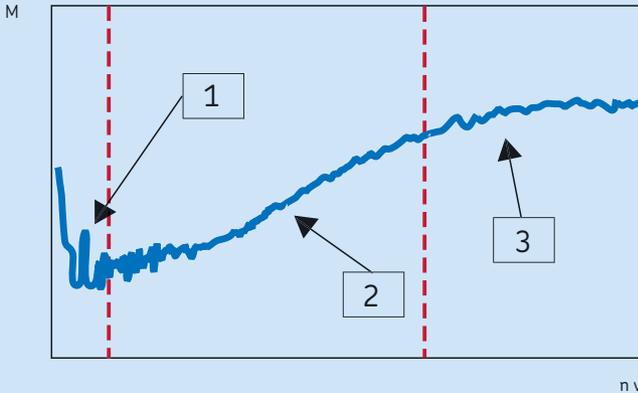
- $\mu_{sl}$  = 滑り摩擦係数
- $\phi_{bl}$  = 滑り摩擦係数の重み係数、下記参照
- $\mu_{bl}$  = 潤滑剤の添加剤による係数、近似値0,15
- $\mu_{EHL}$  = 完全油膜状態の摩擦係数  
 鉱油潤滑では0,05、合成油潤滑では0,04、トランスミッションオイル潤滑では0,1。円筒ころ軸受や円すいころ軸受のアプリケーションでは、上記の代わりに次の数値を使用のこと：円筒ころ軸受では0,02、円すいころ軸受では0,002

滑り摩擦モーメントの重み係数は、次式により推定できます。

$$\phi_{bl} = \frac{1}{e^{2,6 \times 10^{-8} (nv)^{1,4} dm}}$$

線図3

回転速度と粘度の関数としての軸受摩擦モーメント



- 領域1：混合潤滑
- 領域2：EHL弾性流体潤滑
- 領域3：EHL + 熱影響/欠乏作用

ここで

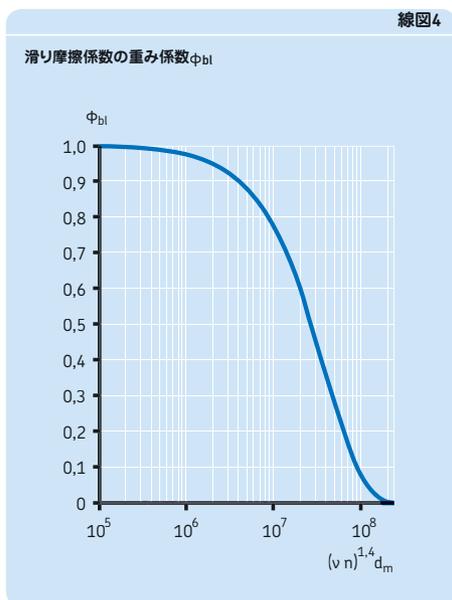
- $\phi_{bl}$  = 滑り摩擦係数の重み係数
- $e$  = 自然対数の底 = 2,718
- $n$  = 回転数 r/min
- $v$  = 運転温度における潤滑剤の動粘度  $\text{mm}^2/\text{s}$  (グリース潤滑では、基油の粘度)
- $d_m$  = 軸受平均径  
=  $0,5 (d + D)$ , mm

滑り摩擦係数の重み係数 $\phi_{bl}$ は、**線図4**のグラフから推定することができます。

### すきまとミスアライメントの摩擦への影響

軸受のすきまやミスアライメントが変化すると、摩擦モーメントが変わります。上記のモデルは、普通の軸受すきまを持つ調心された軸受を想定しています。しかし、高温での軸受運転時や高速回転時には、軸受の内部すきまが小さくなる場合があります。この場合、摩擦が増大すると考えられます。一般に、ミスアライメントは摩擦を増大させますが、自動調心玉軸受、球面ころ軸受、CARBトイダルころ軸受、スラスト球面ころ軸受では、ミスアライメントによる摩擦の増大は無視できるほど小さいものです。

内部すきまやミスアライメントの変化が問題となる特殊な使用条件の場合、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ください。



## グリース充てんの摩擦への影響

グリース潤滑を採用する場合、軸受に推奨量のグリースを充てん（補充）した直後に運転したときの最初の数時間または数日間は（回転数による）、軸受の摩擦値が当初計算した値よりはるかに高くなる場合があります。これは、軸受内のスペースにグリースが行き渡るのに時間がかかるためです。この間に、グリースは攪拌され、周辺を濡します。この影響力を推定するには、当初計算した転がり摩擦モーメントに軽量系列では係数2を、重量系列では係数4を掛けます。ただし、この「ならし運転」の経過後に、摩擦モーメントは油潤滑軸受と同様の値に低下します。また、多くのケースでは、これよりさらに低い値に低下する可能性があります。軸受に余分にグリースを充てんする場合は、軸受の摩擦値が高めになることもあります。**237ページ**以降の「再潤滑」を参照してください。また、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にお問い合わせください。

## ハイブリッド軸受の摩擦挙動

セラミックの弾性係数は高めであるため、ハイブリッド軸受は接触面積が小さく、転がり摩擦成分や滑り摩擦成分の低下に有利です。このほか、鋼製に比べてセラミックは密度が低いいため遠心力が小さくなり、高速回転時の摩擦も低下します。

上記の計算式で、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。総鋼製軸受の幾何学定数 $R_3$ および $S_3$ を、それぞれ0,41  $R_3$ 、0,41  $S_3$ に置き換えます。

ハイブリッド深溝玉軸受による高速回転設計では、軸受装置に対しアキシャル方向に予圧をかけることになっています。このような条件にある深溝玉軸受はアンギュラ玉軸受として作用するため、高速回転時には同様の摩擦の低下を見ます。ただし、このような摩擦の計算は、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスと共同で行う必要があります。

## 始動トルク

転がり軸受の始動トルクは、静止状態の軸受が回転を開始するのに克服しなければならない摩擦モーメントと定義されます。通常の周囲温度+20 °Cから+30 °Cで速度ゼロから始動するときで $\mu_{sl} = \mu_{bl}$ の場合、滑り摩擦モーメントとシール (使用時のみ) の摩擦モーメントだけで始動トルクを計算することができます。よって、

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

ここで

$M_{start}$  = 始動摩擦モーメント 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、接触角の大きいころ軸受では始動トルクはかなり高くなる場合があります。系列313、322 B、323 B、T7FC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倍の始動トルクとなることがあります。

## 動力損失と軸受温度

軸受摩擦の結果生じる軸受の動力損失は、次式によって得られます。

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

ここで

$N_R$  = 動力損失 W

$M$  = 軸受の合計摩擦モーメント Nmm

$n$  = 回転数 r/min

冷却係数 (軸受と周辺の温度差1 °Cあたりの、軸受から放出される熱) が分かっている場合、軸受のおおよその温度上昇を次式から求められます。

$$\Delta T = N_R / W_s$$

ここで

$\Delta T$  = 温度上昇 °C

$N_R$  = 動力損失 W

$W_s$  = 冷却係数 W/°C

## 計算例

球面ころ軸受22208 Eを以下の運転条件で  
3 500 r/minの回転数で使用するとします。

軸受の実ラジアル荷重 $F_r = 2\,990\text{ N}$

軸受の実アキシャル荷重 $F_a = 100\text{ N}$

内輪回転

運転温度+40 °C

油浴潤滑

油面の高さ $H =$  静止状態で外輪軌道の端から  
2,5 mm以上。使用鉱油は40 °Cにおける動粘度  
 $\nu = 68\text{ mm}^2/\text{s}$ 。

問題：

合計摩擦モーメントはいくらですか？

### 1. 幾何学変数と荷重による変数の計算

91ページの表2aによれば、以下の軸受平均径の場合、

$$d_m = 0,5 (d + D) = 0,5 (40 + 80) = 60\text{ mm}$$

• 転がり摩擦変数

$$G_{rr,e} = R_1 d_m^{1,85} (F_r + R_2 F_a)^{0,54}$$

$$= 1,6 \times 10^{-6} \times 60^{1,85} \times$$

$$(2\,990 + 5,84 \times 100)^{0,54}$$

$$= 0,26$$

$$G_{rr,l} = R_3 d_m^{2,3} (F_r + R_4 F_a)^{0,31}$$

$$= 2,81 \times 10^{-6} \times 60^{2,3} \times$$

$$(2\,990 + 5,8 \times 100)^{0,31}$$

$$= 0,436$$

$G_{rr,e} < G_{rr,l}$  であるため、

$$G_{rr} = 0,26$$

• 滑り摩擦変数

$$G_{sl,e} = S_1 d_m^{0,25} (F_r^4 + S_2 F_a^4)^{1/3}$$

$$= 3,62 \times 10^{-3} \times 60^{0,25} \times$$

$$(2\,990^4 + 508 \times 100^4)^{1/3}$$

$$= 434$$

$$G_{sl,l} = S_3 d_m^{0,94} (F_r^3 + S_4 F_a^3)^{1/3}$$

$$= 8,8 \times 10^{-3} \times 60^{0,94} \times$$

$$(2\,990^3 + 117 \times 100^3)^{1/3}$$

$$= 1\,236,6$$

$G_{sl,e} < G_{sl,l}$  であるため、

$$G_{sl} = 434$$

### 2. 転がり摩擦モーメントの計算

$$M_{rr} = G_{rr} (\nu n)^{0,6} = 0,26 \times (68 \times 3\,500)^{0,6}$$

$$= 437\text{ Nmm}$$

### 3. 滑り摩擦モーメントの計算

完全油膜状態と仮定し、 $\kappa > 2$

$$M_{sl} = \mu_{sl} G_{sl} = 0,05 \times 434 = 21,7\text{ Nmm}$$

### 4. 入口部せん断発熱減少係数の計算

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

$$= \frac{1}{1 + 1,84 \times 10^{-9} \times (3\,500 \times 60)^{1,28} 68^{0,64}}$$

$$\approx 0,85$$

## 5. 油浴潤滑における動的補充/欠乏減少係数の計算

$$\begin{aligned}\Phi_{rs} &= \frac{1}{e^{K_{rs} v n (d+D)} \sqrt{\frac{K_z}{2(D-d)}}} \\ &= \frac{1}{2,718^{3 \times 10^{-8} \times 68 \times 3500 \times (40+80)} \sqrt{\frac{5,5}{2 \times (80-40)}}} \\ &= 0,8\end{aligned}$$

## 6. 油浴潤滑における粘性抵抗損失の計算

粘性抵抗損失変数は次の関数として

$$H/d_m = 2,5/60 = 0,041$$

99ページの線図2から、 $H/d_m < 0,1$ のため粘性抵抗損失は小さいとみられるが、考慮に入れることはできます。ころ軸受では、粘性抵抗損失変数 $V_M$ は約 $0,3 \times 10^{-4}$ 。

次に、ころ軸受の定数は次式から求めることができます。

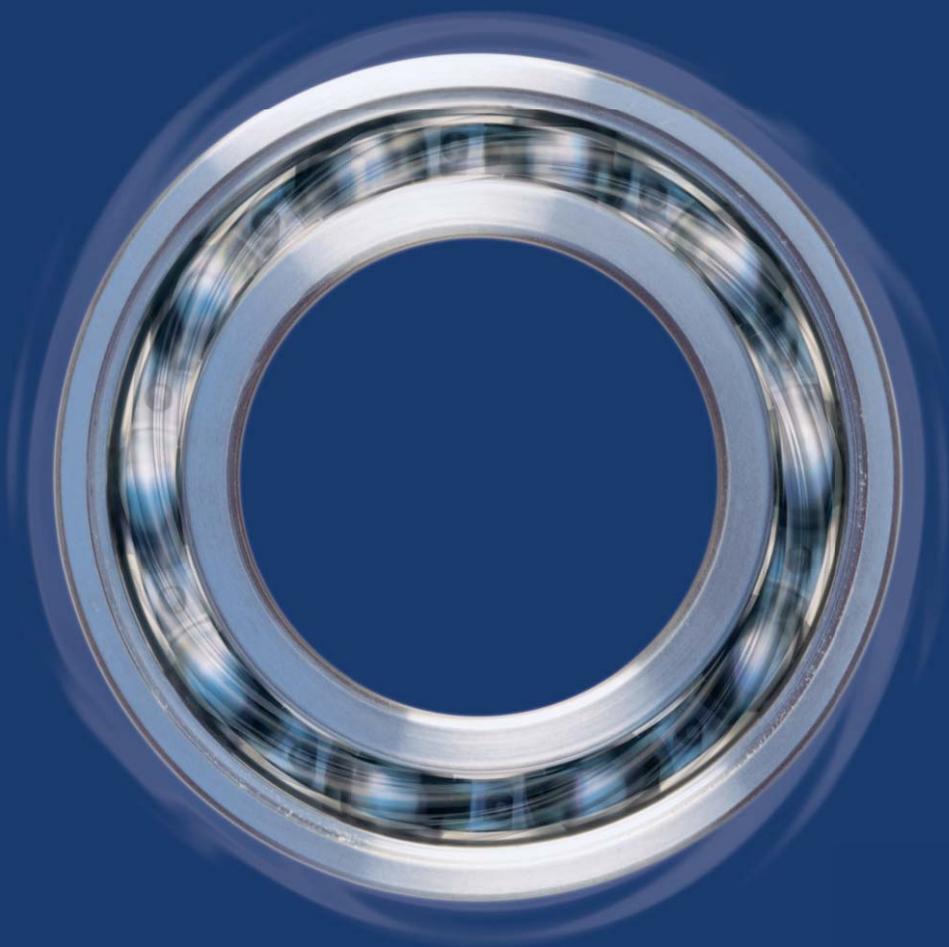
$$\begin{aligned}K_{roll} &= \frac{K_L K_z (d+D)}{D-d} \times 10^{-12} \\ &= \frac{0,8 \times 5,5 \times (40+80)}{80-40} \times 10^{-12} \\ &= 13,2 \times 10^{-12}\end{aligned}$$

粘性抵抗損失は、近似値として次のように求めることができます。

$$\begin{aligned}M_{drag} &= 10 V_M K_{roll} B d_m^4 n^2 \\ &= 10 \times 0,3 \times 10^{-4} \times \\ &\quad 13,2 \times 10^{-12} \times 23 \times 60^4 \times 3500^2 \\ &= 14,5 \text{ Nmm}\end{aligned}$$

## 7. 新SKFモデルによる22208 Eの合計摩擦モーメントの計算

$$\begin{aligned}M &= \Phi_{ish} \Phi_{rs} M_{rr} + M_{sl} + M_{drag} \\ &= 0,85 \times 0,8 \times 437 + 21,7 + 14,5 \\ &= 334 \text{ Nmm}\end{aligned}$$



# 回転数と振動

基準回転数 .....	108
荷重と油粘度が基準回転数 (許容回転数) に与える影響 .....	108
基準回転数を超える回転数 .....	109
限界回転数 .....	114
特殊ケース .....	114
低速回転 .....	114
揺動運動 .....	114
軸受内での振動の発生 .....	115
荷重を受ける転動体数の変動による励振 .....	115
関連部品の精度 .....	115
局部損傷 .....	115
汚染物質 .....	115
機器アプリケーションの振動挙動に及ぼす軸受の影響 .....	115

## 回転数と振動

転がり軸受が運転できる回転数には限界があります。一般には、使用する潤滑剤または軸受部品材料が許容できる温度によって回転数に限界が生じます。

軸受がどの程度の速度で回転したときにこの最高許容温度に達するかは、軸受内で発生する摩擦熱（外部から加えられる熱も含む）と軸受から放出しえる熱の量とに左右されます。

軸受形式と軸受寸法、内部設計、荷重、潤滑、冷却条件のほか、保持器の設計、精度および内部すきまの各々が、速度的な能力を決定する一因をそれぞれ担っています。

製品データ表には全般的に2種類の回転数を記載しています。（温度上の）基準回転数と（運動学的な）限界回転数の2種類で、基準の違いによって数値が異なります。

## 基準回転数

製品データ表の（温度上の）基準回転数は、一定の荷重、一定の潤滑剤粘度で使用する軸受の許容運転速度の計算に用いる基準値を示します。

データ表の基準回転数の値は、ISO 15312:2003によるものです（スラスト玉軸受は除く）。このISO規格は油潤滑用に整備されたものですが、グリース潤滑にも有効です。

軸受の基準回転数とは、指定された運転条件のもとで、軸受によって発生する熱と軸受から軸、ハウジングおよび潤滑剤に放散される熱とが平衡状態となる速度を表します。ISO 15312:2003に、この熱平衡を確保する基準条件が以下のように規定されています。

- 周囲温度20℃からの温度上昇は50℃、つまり軸受温度が70℃。温度は、外輪固定の軸受で測定。
- ラジアル軸受では：一定のラジアル荷重、基本静定格荷重 $C_0$ の5%
- スラスト軸受では：一定のアキシャル荷重、基本静定格荷重 $C_0$ の2%
- 「普通」すきまの開放型軸受

### 油潤滑軸受では：

- 潤滑剤：EP添加剤なしの鉱油で70℃での動粘度がラジアル軸受では $\nu = 12 \text{ mm}^2/\text{s}$  (ISO VG 32)、スラストころ軸受では $\nu = 24 \text{ mm}^2/\text{s}$  (ISO VG 68)
- 潤滑方式：油面の高さが最下位置にある転動体の中心までくる油浴潤滑

### グリース潤滑軸受では：

- 潤滑剤：リチウム増粘剤と鉱油入りのレギュラグリース、40℃での粘度が100から200  $\text{mm}^2/\text{s}$  (ISO VG 150など)
- グリース量：軸受内の空間容積の30%程度

グリース潤滑軸受を最初に始動したときには、温度ピークが発生することがあります。そのため、軸受が通常の運転温度になるには、最大で10時間から20時間、軸受を運転させておかなければならないこともあります。

このような特殊な条件では、油潤滑とグリース潤滑の基準回転数は同じになります。

また、外輪が回転する軸受では、定格を下げなければならない場合もあります。

速度限界が転動体と軌道の接触から発生する熱によらない軸受では、限界回転数のみを軸受データ表に記載しています。これには、接触シール付き軸受などがあります。

### 荷重と油粘度が基準回転数（許容回転数）に与える影響

荷重や粘度が基準値を超えると、摩擦抵抗が増大し、温度を上げることができない限り軸受は本来の基準回転数では回転しなくなります。一方、粘度が下がると、実際の回転数が高めになることもあります。

荷重および動粘度が基準回転数に及ぼす影響は、以下の線図から求めることができます。

線図1：ラジアル玉軸受、110ページ

線図2：ラジアルころ軸受、111ページ

線図3：スラスト玉軸受、112ページ

線図4：スラストころ軸受、113ページ

## 油潤滑

油潤滑における補正係数値には以下のものがあります。

- $f_p$ : 動等価軸受荷重 $P$ の影響
- $f_v$ : 粘度の影響

線図1から線図4で、 $P/C_0$ と軸受平均径 $d_m$ の関数として各補正係数を求めます。

ここで

$P$  = 動等価軸受荷重 kN

$C_0$  = 基本静定格荷重 kN

$d_m$  = 軸受平均径 =  $0,5 (d+D)$ , mm

各線図の粘度値はISO呼称で表しています。たとえば、ISO VG 32は、40 °Cでの油粘度が32ということです。

基準温度が70 °Cのままであれば、許容回転数は次の式から計算します。

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

ここで

$n_{perm}$  = 許容回転数 r/min

$n_r$  = 基準回転数 r/min

$f_p$  = 軸受荷重 $P$ の補正係数

$f_v$  = 油粘度の補正係数

## グリース潤滑

各線図はグリース潤滑にも有効です。ただし、グリース潤滑における基準回転数は基油粘度VG 150に基づいていますが、粘度範囲ISO VG 100からISO VG 200にも使用できます。それ以外の粘度については、 $f_v$ の値を選定グリースの40 °Cにおける基油粘度の $f_v$ として計算し、ISO VG 150オイルの $f_v$ で割る必要があります。

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

## 例1

SKF Explorer 6210深溝玉軸受で荷重 $P = 0,24 C_0$ を支え、潤滑は40 °Cにおける油粘度が68 mm<sup>2</sup>/sの油浴潤滑を行います。許容回転数はいくらになると考えられますか。

6210の軸受では： $d_m = 0,5 (50 + 90) = 70$  mm。

110ページの線図1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、 $f_v = 0,85$ 。

運転温度70 °Cが予測される軸受の許容回転数

$n_{perm}$ は、

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

## 例2

SKF Explorer 22222 E球面ころ軸受で荷重 $P = 0,15 C_0$ を支え、潤滑は40 °Cにおける油粘度が220 mm<sup>2</sup>/sのグリース潤滑を行います。許容回転数はいくらになると考えられますか。

22222 Eの軸受では： $d_m = 0,5 (110 + 200) = 155$  mm。111ページの線図2から、 $d_m = 155$  mmおよび $P/C_0 = 0,15$ なので $f_p = 0,53$ 、また $P/C_0 = 0,15$ およびISO VG 220より $f_{v,actual} = 0,83$ 、 $P/C_0 = 0,15$ およびISO VG 150より $f_{v,ISO VG 150} = 0,87$ 。

予測される運転温度70 °Cの軸受の許容回転数

$n_{perm}$ は、

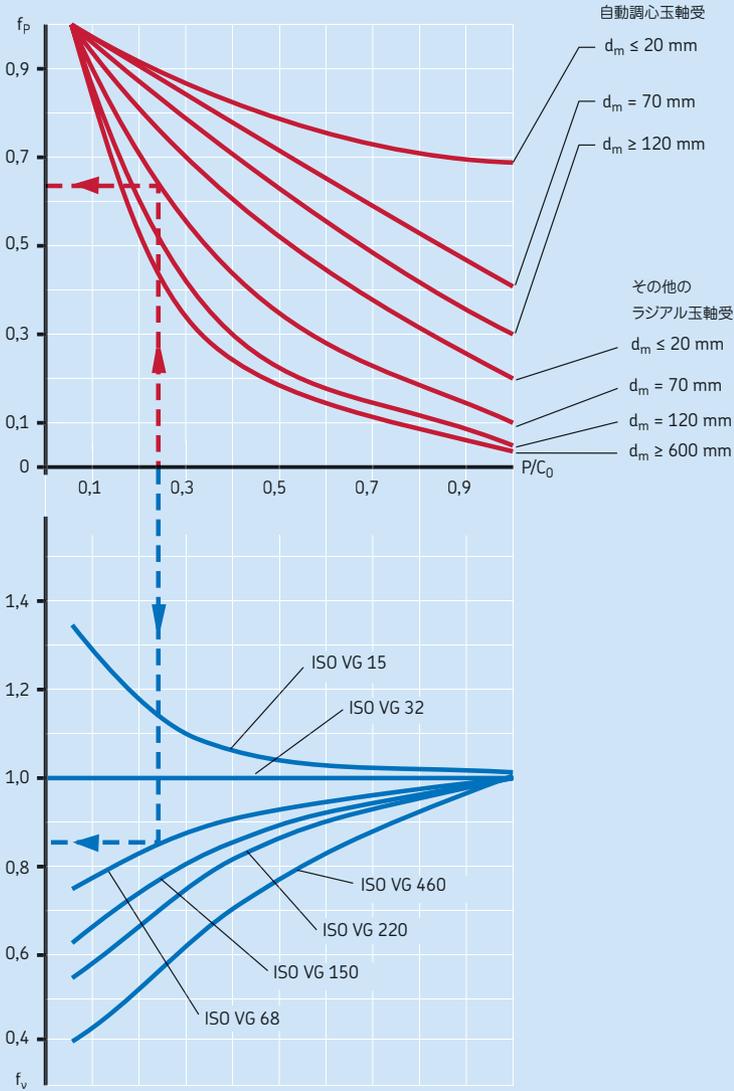
$$n_{perm} = 3\,000 \times 0,53 \times 0,83 / 0,87 = 1\,520 \text{ r/min}$$

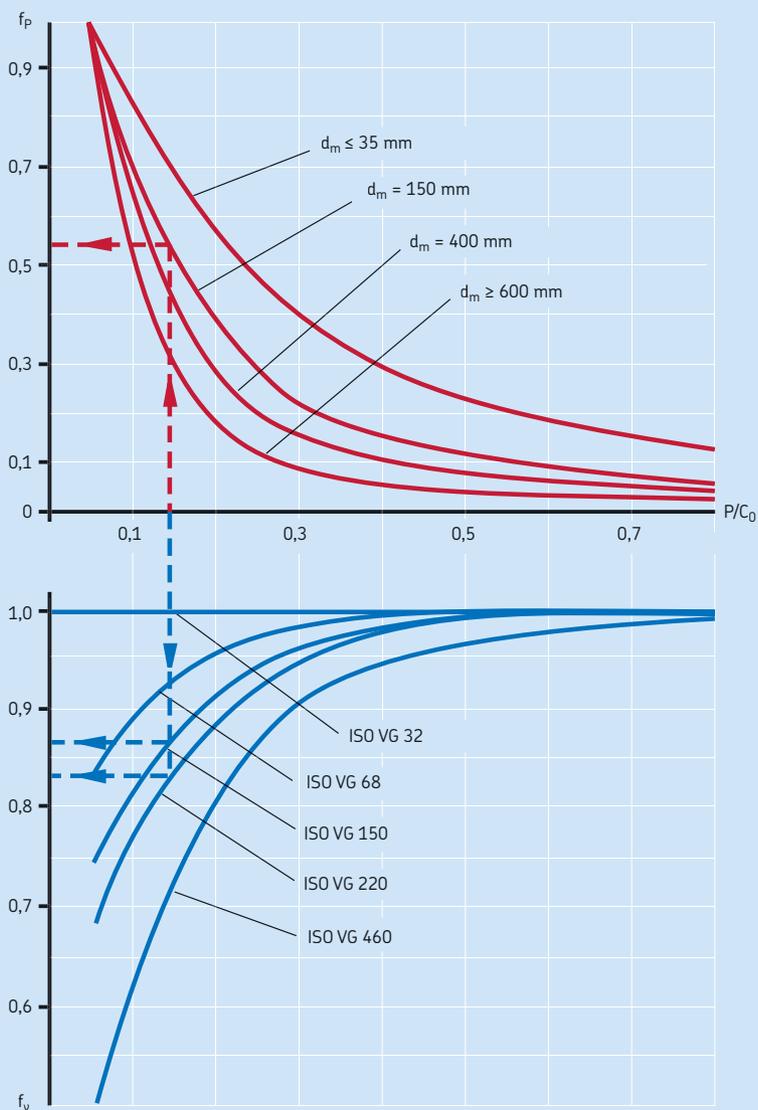
## 基準回転数を超える回転数

軸受内部の摩擦を潤滑方式によって低減できる場合は、基準回転数を超える回転数で軸受を使用することが可能です。摩擦を低減できる潤滑方式とは、正確に測量した少量の潤滑剤を使用するか、あるいは循環給油の採用やハウジングへの冷却リブの取付けまたは冷却空気流を流すことによって熱を逃がす、のいずれかを指します (→248ページ以降の「油潤滑の方法」参照)。

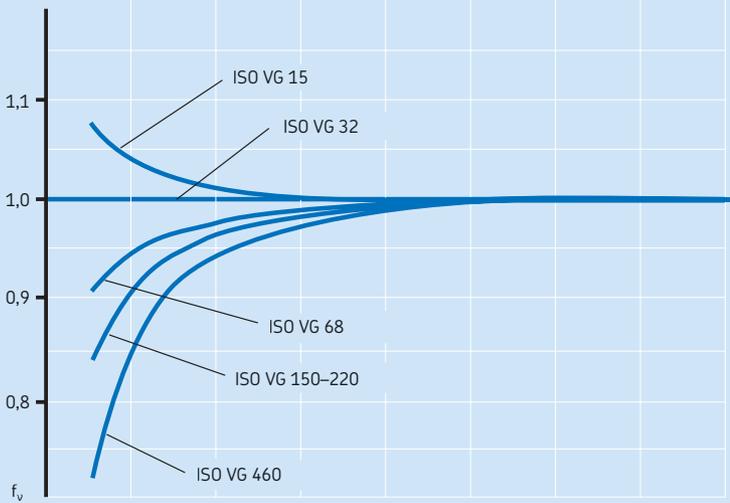
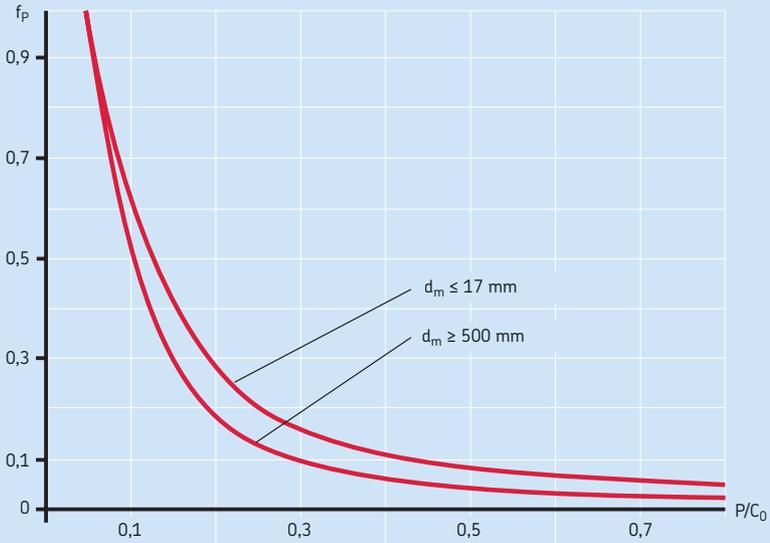
これらの対策をどれも実施していない状態で回転数が基準回転数を上回ると、軸受温度が過剰に上昇することもあります。軸受温度の上昇は、潤滑剤の粘度低下および油膜形成の困難化を意味し、さらなる摩擦の増大や温度上昇に結びつきます。同時に、内輪の温度が上昇したために軸受内部の運転すまきが小さくなると、最終的には軸受の焼付きが発生します。基準回転数を超える回転数の上昇は、内輪と外輪の温度差が通常より大きいことを意味します。したがって、たいていは内部すまきが「普通」より大きいC3の軸受が必要とされます。また、軸受内部の温度分布についてより詳しく検討する必要があると考えられます。

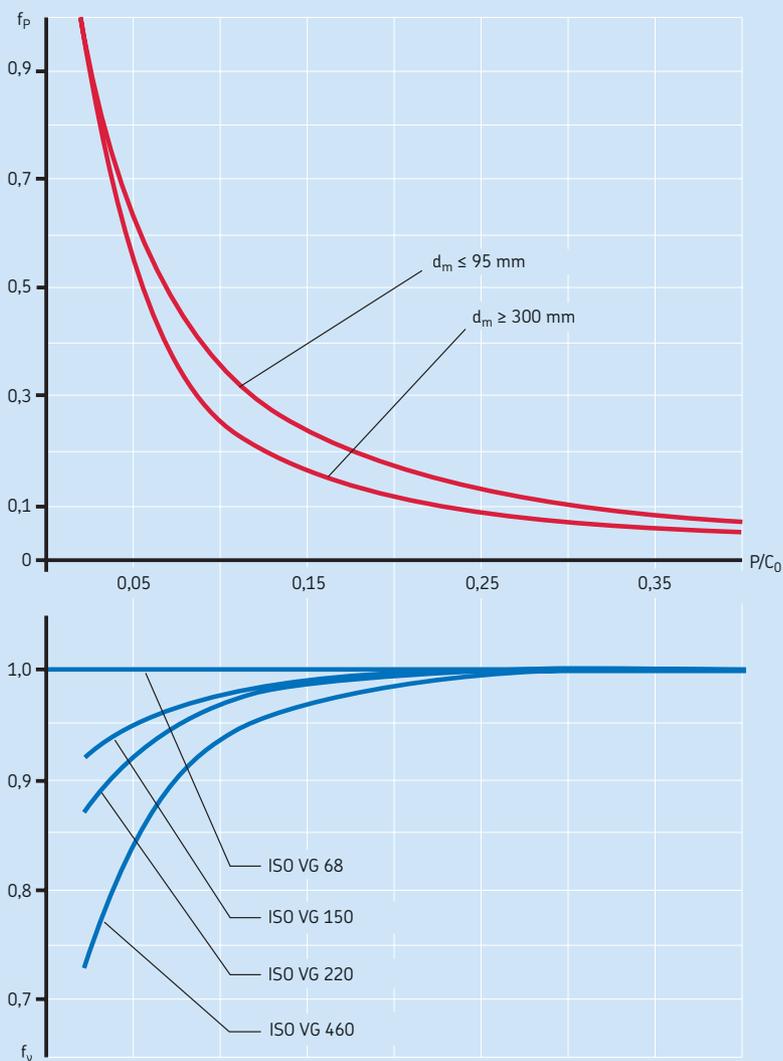
ラジアル玉軸受の補正係数 $f_p$ 、 $f_v$



ラジアルころ軸受の補正係数 $f_p$ 、 $f_v$ 

スラスト玉軸受の補正係数 $f_p$ 、 $f_v$



スラストころ軸受の補正係数 $f_p$ 、 $f_v$ 

## 限界回転数

限界回転数は、保持器の形状安定性や強度、保持器の案内面の潤滑、転動体に作用する遠心力および旋回力、精度、その他シール付き軸受ではシールや潤滑剤などの速度制限要素を網羅した基準によって決まります。

実験室試験や実際のアプリケーションで得られた経験から、運転温度を許容値に維持するのに必要なコストの問題、または、技術的な理由により絶対に超えてはならない最高回転数があることが分かっています。

軸受データ表に示す限界回転数は、その箇所に示す軸受設計と標準保持器構成に対するものです。

表の数値より速い回転数で軸受を運転するには、運転精度、保持器材料や設計、潤滑、熱放散などの速度制限要素を部分的にでも改善する必要があります。この場合は、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いただくことをお勧めします。

グリース潤滑の場合は、保持器案内面の潤滑や潤滑剤のせん断強度のような別の側面も考慮すべきです。これらの要因は、基油および増ちょう剤によって決まります（→231ページ以降の「グリース潤滑」参照）。

開放型の玉軸受のなかには摩擦が非常に小さいものもあり、表の基準回転数が限界回転数より速い場合もあります。したがって、許容回転数を算出し、限界回転数と比較する必要があります。比較した2つのうち低いほうの値を採用します。

注意が必要なのは、軸受を高回転で満足に機能させるには、一定の最小荷重をかけなければならないことです。詳細は、製品データ表の前文のなかの「最小荷重」の項でご確認ください。

## 特殊ケース

特定のアプリケーションにおいて、速度限界が重要性に勝る他の要素に取って代わられる場合があります。

### 低速回転

非常にゆっくりとした回転では、転動体と軌道の接触部で弾性流体潤滑油膜を形成することができません。このようなアプリケーションでは、EP添加剤入りの潤滑剤を一般に使用します（→231ページ以降の「グリース潤滑」参照）。

### 揺動運動

この種の運動では、軸受が1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はゼロになるため、流体力学的に完全な潤滑油膜は維持で

きません。このようなケースでは、効果的なEP添加剤を含有した潤滑剤を使用し、荷重を支えられる境界潤滑油膜を確保することが重要です。

このような揺動運動では、回転数に制限や定格を設けることはできません。それは、上限が熱平衡によってではなく、作用する慣性力によって決まるからです。回転方向が変わるたびに、転動体が慣性でわずかに滑り、軌道上をこする危険があるからです。許容加速度および減速度は、転動体と保持器の重量、潤滑剤の種類と潤滑量、運転すきま、および軸受荷重によります。たとえばコネクティングロッドの軸受装置には、重量の軽い比較的小さな転動体を組込んだ予圧軸受を使用します。共通のガイドラインは設定できないため、個々のケースでより正確に揺動運動を解析することが必要です。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いただくことをお勧めします。

## 軸受内での振動の発生

一般に、転がり軸受はそれ自身では騒音を発生しません。「軸受騒音」と言われるものは、実は、軸受が周囲構造との直接または間接的な接触によって発生する振動の音響効果です。これが、騒音の問題はたいてい軸受アプリケーション全体の振動の問題とみなすことができる理由です。

### 荷重を受ける転動体数の変動による励振

ラジアル荷重が軸受にかかっているとき、荷重を支える転動体の個数が2個～3個～2個～3個…などと運転中に若干変化します。これにより、荷重方向の変位が生じます。その結果としての振動は避けられませんが、アキシャル方向の予圧をかけてすべての転動体に荷重を分散することで振動を低減することはできます（円筒ころ軸受では不可能）。

### 関連部品の精度

軸受の外輪とハウジングまたは内輪と軸を締まりばめで固定する場合、内輪または外輪に隣接部品の形状が影響することがあります。このとき形状に偏りがあると、運転中に振動が発生することもあります。したがって、軸およびハウジングの座面は要求精度どおりに加工することが重要です（→194ページの「円筒形状の精度」を参照）。

### 局部損傷

手荒い取扱いや取付けの不備によって、軌道や転動体の一部が損傷を受けることがあります。損傷した軸受部品が運転時に回転しすぎると、特有の振動数が発生します。振動数の解析によって、どの軸受部品が損傷しているかを特定することができます。SKF状態監視装置はこの原理を利用して、軸受の損傷を検出します。

SKF軸受振動数を計算する際は、「SKF電子カタログ」の「計算」セクションを参照してください。「SKF電子カタログ」は、CD-ROMまたはインターネット（[www.skf.com](http://www.skf.com)）でご利用いただけます。あるいは、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ください。

### 汚染物質

汚染状態で運転する場合、ごみの粒子が軸受内に侵入し転動体に巻き込まれて回転する恐れもあります。発生する振動レベルは、巻き込まれた汚染粒子の量、粒径、

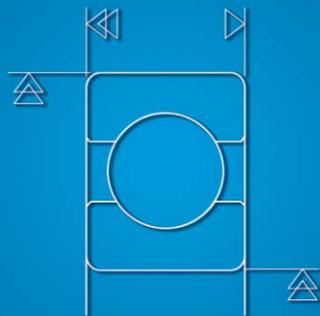
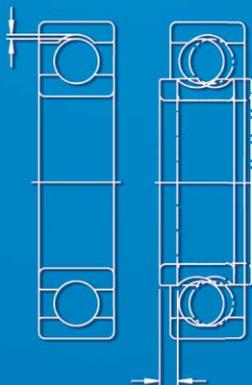
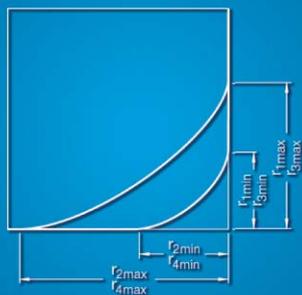
組成とは無関係です。特に典型的な振動数パターンも発生しません。ただし、問題となる可聴騒音が発生することはあります。

## 機器アプリケーションの振動挙動に及ぼす軸受の影響

多くのアプリケーションにおいて、軸受の剛性は周囲構造の剛性と同次元です。このことから、そのアプリケーションの軸受選定（予圧とすきまも含めて）と周囲装置の選定を正しく行うことで、アプリケーション全体の振動を低減できる可能性が開けてきます。振動を低減するには3通りの方法があります。

- そのアプリケーションの致命的な励振を取り除く。
- 励振を起こす部品と共振部品との間の致命的な励振を減衰する。
- 構造の剛性を変化させて危険振動数を修正する。

IKF



# 軸受一般資料

寸法 .....	118
ISO基本計画.....	118
インチ系軸受の基本計画.....	119
面取り寸法.....	119
<b>精度 .....</b>	<b>120</b>
精度記号 .....	120
直径系列の見分け方 .....	120
精度表 .....	120
面取り寸法の限界値.....	121
<b>軸受内部すきま .....</b>	<b>137</b>
<b>転がり軸受の材料.....</b>	<b>138</b>
軌道輪および転動体の材料.....	138
保持器の材料 .....	140
シール材料 .....	142
フッ素ゴムに関する安全注意事項 .....	143
コーティング.....	143
<b>保持器 .....</b>	<b>144</b>
打抜き保持器.....	144
ソリッド保持器.....	145
ピン形保持器.....	146
材料 .....	146
<b>呼び番号 .....</b>	<b>147</b>
基本番号 .....	148
補助記号 .....	151

## 寸法

転がり軸受のメーカーやユーザは、価格、品質、交換のしやすさという理由で、限られた軸受寸法にしか関心を持っていません。このため国際標準化機構 (ISO) は、次の主要寸法について「基本計画」を策定しています。

- ISO 15:1998規格のメートル系ラジアルころ軸受 (円すいころ軸受を除く)
- ISO 355:1977規格のメートル系ラジアル円すいころ軸受
- ISO 104:2002規格のメートル系スラストころ軸受

## ISO基本計画

ラジアル軸受の主要寸法に関する「ISO基本計画」は、標準的な内径ごとに外径規格を段階的な直径系列7、8、9、0、1、2、3、4 (外径の小さい順に) として定めています。各直径系列ごとに、幅系列も設定されています (幅系列は幅の小さい順に、8、0、1、2、3、4、5、6、7)。ラジアル軸受の幅系列は、スラスト軸受の高さ系列に相当します (高さ系列は高さの低い順に、7、9、1、2)。

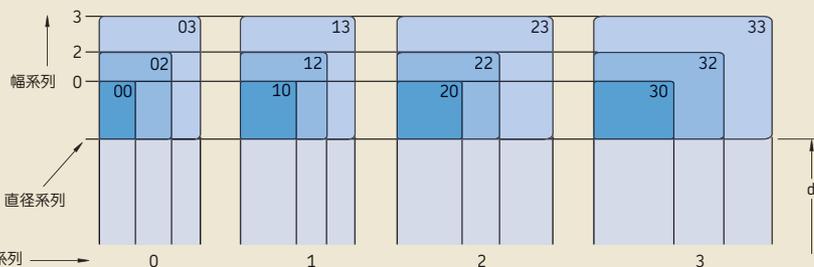
幅系列または高さ系列と直径系列との組合せを寸法系列といい、2つの数字で表します。1つめの数字は幅または高さ系列を、2つめの数字は直径系列を示します (→図1)。

メートル系単列円すいころ軸受に対する「ISO基本計画」では、主要寸法を一定範囲の接触角 $\alpha$ によってグループ分けしています。これが角度系列です (角度の小さい順に、2、3、4、5、6、7)。外径と内径の関係ならびに軸受全幅と断面高さの関係に基づいて、「直径・幅系列」も定められています。よって、円すいころ軸受では、角度系列に直径系列と幅系列を組合わせて寸法系列を構成します (→図2)。この寸法系列は、角度系列を示す数字1つのおとに2つの文字を続けますが、その1つめの文字が直径系列を、2つめが幅系列を表します。

転がり軸受の開発上の要求からごく一部の例外はあるものの、このカタログの軸受は「ISO基本計画」に準拠しているか、ISO寸法系列に該当しない軸受形式についてはその軸受形式に対するISO寸法規格に準拠しています。したがって、軸受どうしの互換性は確保されています。各製品ページの最初の説明に「寸法」の項目がありますが、そこに補足情報を記載しています。

経験的に、大半の軸受アプリケーションにおいてこれらの規格寸法の軸受を使用すれば要求事項を満たすことができるかと分かっています。

図1



## インチ系軸受の基本計画

インチ寸法軸受の一大グループはインチ系円すいころ軸受です。この軸受の寸法はAFBMA規格19-1974 (ANSI B3.19-1975) に準拠しています。この規格はその後、ANSI/ABMA規格19.2-1994に置換わりましたが、新しい規格には寸法規定がありません。

インチ系円すいころ軸受のほかに、旧英国規格 BS 292-2:1982によるインチ系玉軸受や円筒ころ軸受もありますが、このカタログには掲載していません。旧英国規格はメートル法への切替えによってその後撤廃され、この規格の軸受は今後の設計に使用しないようにとされています。

## 面取り寸法

面取り寸法については(→図3)、ラジアル方向の最小値( $r_1, r_3$ )とアキシアル方向の最小値( $r_2, r_4$ )が製品データ表に記載されています。これらの値は、以下の規格の「基本計画」に従っています。

- ISO 15:1998, ISO 12043:1995, ISO 12044:1995 (ラジアル転がり軸受)
- ISO 355:1977 (ラジアル円すいころ軸受)
- ISO 104:2002 (スラスト転がり軸受)

適切な面取り許容限界値はISO 582:1995に従って面取り寸法を決定する時に重要であり、120ページ以降の「精度」に記載しています。

図3

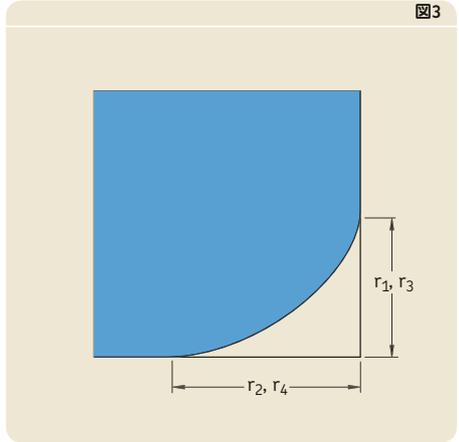
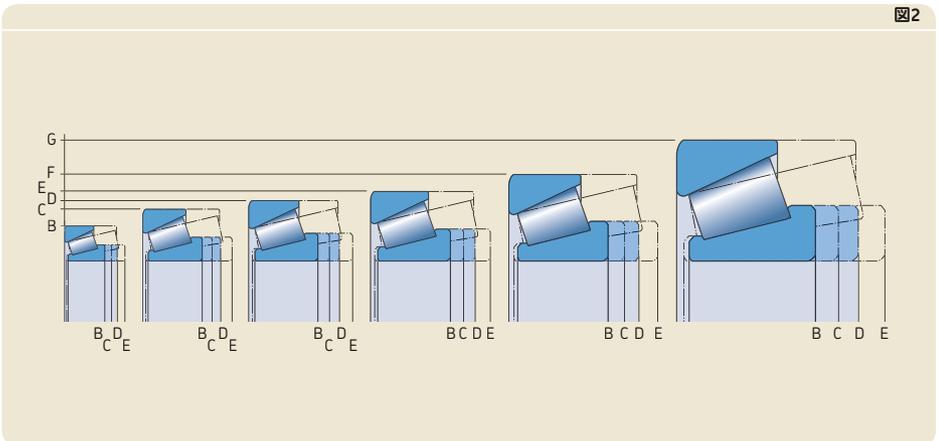


図2



## 精度

転がり軸受の寸法精度および回転精度は国際的に規格化されています。ISO規格では、普通 (Normal) 精度のほか次に次の高精度クラスを設定しています。

- Class 6 - SKF精度のP6等級に相当
- Class 5 - SKF精度のP5等級に相当

SKFでは工作機械主軸などの特殊アプリケーションに対して、さらに精度の高いP4、P4A、PA9A、SP、UPクラスなどの精密軸受も製造しています。詳細は、SKFカタログ「精密軸受」をご参照ください。

軸受形式ごとの精度については、各製品データ表セクションの前文の「精度」欄に記載しています。普通等級より精度の高い軸受は、精度等級を示す接尾記号によって区別します (→151ページ以降の「補助記号」を参照)。

## 精度記号

精度表3から12に用いられている精度記号をその定義とあわせて122ページと123ページの表1にまとめています。

## 直径系列の見分け方

メートル系転がり軸受 (円すいころ軸受を除く) の各表に示す内径不同 $V_{dp}$ および外径不同 $V_{Dp}$ の精度はすべての直径系列に共通してあてはまるわけではありません。また、軸受呼び番号だけではISO規格の直径系列を即座に見分けられないこともあります。そのため、これについての早見表を124ページの表2に示します。

## 精度表

実際の精度を以下の表に示します。

**表3:** 円すいころ軸受以外のラジアル軸受の普通等級

**表4:** 円すいころ軸受以外のラジアル軸受のP6等級

**表5:** 円すいころ軸受以外のラジアル軸受のP5等級

**表6:** メートル系円すいころ軸受の普通、CL7C等級

**表7:** メートル系円すいころ軸受のCLN等級

**表8:** メートル系円すいころ軸受のP5等級

**表9:** インチ系円すいころ軸受の精度

**表10:** スラスト軸受の精度

**表11:** テーパー比1:12のテーパー穴の普通、P6、P5等級

**表12:** テーパー比1:30のテーパー穴の普通等級

規格の数値は、ISO 492:2002、ISO 199:1997およびANSI/ABMA規格19.2:1994に準拠しています。

## 面取り寸法の限界値

転がり軸受の関連部品との面取り寸法に不備が生じないよう、また止め輪の位置決め計算がしやすいように、製品データ表の最小面取り寸法に対する最大許容限界値(→図4)を135ページ以降の下記の表に記載しています。

**表13:** メートル系ラジアル軸受およびスラスト軸受(円すいころ軸受を除く)の面取り寸法限界値

**表14:** メートル系ラジアル円すいころ軸受の面取り寸法限界値

**表15:** インチ系円すいころ軸受の面取り寸法限界値

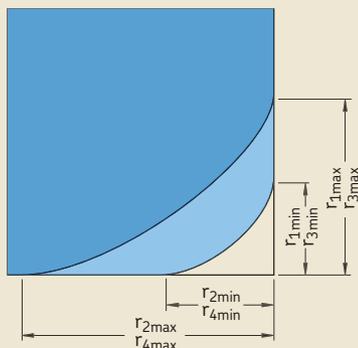
メートル系軸受の限界値はISO 582:1995に準拠しています。インチ系円すいころ軸受の面取り寸法限界値はメートル系軸受のものとは大きく異なりますが、これについてはANSI/ABMA 19.2-1994に準拠しています。

精度表13から15に用いられている記号は、その定義とあわせて122ページと123ページの表1にまとめています。

### 例

深溝玉軸受6211の面取りにおける最大半径( $r_{1\max}$ )はいくらですか。309ページの製品データ表から、 $r_{1\min} = 1,5\text{ mm}$ および $d = 55\text{ mm}$ が得られます。135ページの表13で $r_{s\min} = 1,5\text{ mm}$ を確認します。この軸受の $d$ は120 mmより小さいため、 $r_{1\max} = 2,3\text{ mm}$ 。

図4



精度記号	
精度記号	定義
<b>内径</b>	
d	呼び内径
$d_s$	単一内径
$d_{mp}$	1. 平面内平均内径。一つの平面における最大内径と最小内径の算術平均。 2. テーパー穴の小端における平面内平均内径。単一最大／最小内径の算術平均。
$\Delta_{ds}$	単一内径の内径との寸法差 ( $\Delta_{ds} = d_s - d$ )
$\Delta_{dmp}$	平面内平均内径の呼び内径との寸法差 ( $\Delta_{dmp} = d_{mp} - d$ )
$V_{dp}$	平面内平均内径不同。同一平面内の最大内径と最小内径の差。
$V_{dmp}$	平面内平均内径不同。一個の内輪の最大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径
$d_{1mp}$	テーパー穴の理論上の大端における平均内径。最大内径と最小内径の算術平均。
$\Delta_{d1mp}$	テーパー穴の理論上の大端における平均内径の呼び内径との寸法差 ( $\Delta_{d1mp} = d_{1mp} - d_1$ )
<b>外径</b>	
D	呼び外径
$D_s$	単一外径
$D_{mp}$	平面内平均外径。一つの平面における単一最大／最小外径の算術平均。
$\Delta_{Ds}$	単一外径の呼び外径との寸法差 ( $\Delta_{Ds} = D_s - D$ )
$\Delta_{Dmp}$	平面内平均外径不同。一個の外輪の最大と最小平均外径との差。 ( $\Delta_{Dmp} = D_{mp} - D$ )
$V_{Dp}$	平面内外径不同。一つの平面における単一最大／最小外径の差。
$V_{Dmp}$	平面内平均外径の呼び外径との寸法差
<b>面取り寸法の許容限界値</b>	
$r_s$	面取り寸法
$r_s \min$	$r_s, r_1, r_2, r_3, r_4$ の最小値 (単一面取り寸法) を示す共通記号
$r_1, r_3$	ラジアル方向の面取り寸法
$r_2, r_4$	アキシャル方向の面取り寸法

精度記号	
精度記号	定義
<b>幅または高さ</b>	
B, C	内輪の呼び幅、外輪の呼び幅
B <sub>s</sub> , C <sub>s</sub>	それぞれ単一内輪幅と外輪幅
B <sub>1s</sub> , C <sub>1s</sub>	組合わせ専用軸受の、それぞれ単一内輪幅と外輪幅
ΔB <sub>s</sub> , ΔC <sub>s</sub>	単一内輪幅と外輪幅の呼び幅との寸法差 (ΔB <sub>s</sub> = B <sub>s</sub> - B; ΔC <sub>s</sub> = C <sub>s</sub> - C; ΔB <sub>1s</sub> = B <sub>1s</sub> - B <sub>1</sub> ; ΔC <sub>1s</sub> = C <sub>1s</sub> - C <sub>1</sub> )
V <sub>Bs</sub> , V <sub>Cs</sub>	内外輪幅不同。それぞれ単一内輪と外輪の最大と最小幅の差
T	1. 円すいころ軸受の呼び幅 (組立幅)。内輪テーパー部 (コーン) 背面と外輪テーパー部 (カップ) 背面の間の距離。 2. 単式スラスト軸受 (スラスト球面ころ軸受<T <sub>4s</sub> 参照>を除く) の呼び高さ (H)
T <sub>1</sub>	1. 円すいころ軸受のころ付き内輪 (コーン) と外輪マスターの組合せにおける呼び幅 2. 調心座金付き単式スラスト玉軸受の呼び高さ (H <sub>1</sub> )
T <sub>2</sub>	1. 円すいころ軸受のころ付き内輪 (コーン) と外輪マスターの組合せにおける呼び幅 2. 複式スラスト軸受の呼び高さ (H)
T <sub>3</sub>	調心座金付き複式スラスト玉軸受の呼び高さ (H <sub>1</sub> )
T <sub>4</sub>	スラスト球面ころ軸受の呼び高さ (H)
ΔT <sub>s</sub>	1. 円すいころ軸受の有効幅の呼び幅との寸法差 2. 単式スラスト軸受の高さの呼び高さとの寸法差 (スラスト球面ころ軸受は除く、ΔT <sub>4s</sub> 参照)
ΔT <sub>1s</sub>	1. コーンの有効幅の呼び幅との寸法差 2. 調心座金付き単式スラスト玉軸受の高さの呼び高さとの寸法差
ΔT <sub>2s</sub>	1. カップの有効幅の呼び幅との寸法差 2. 複式スラスト軸受の高さの呼び高さとの寸法差
ΔT <sub>3s</sub>	調心座金付き複式スラスト玉軸受の高さの呼び高さとの寸法差
ΔT <sub>4s</sub>	スラスト球面ころ軸受の高さの呼び高さとの寸法差
<b>回転精度</b>	
K <sub>ia</sub> , K <sub>ea</sub>	組立て済み軸受の内輪と外輪それぞれのラジアル振れ
S <sub>d</sub>	(内輪) の横触れ
S <sub>D</sub>	外径面の倒れ。外側円筒面の外輪側面に対する傾斜角の偏差。
S <sub>ia</sub> , S <sub>ea</sub>	組立て済み軸受の内輪と外輪それぞれのアキシアル振れ
S <sub>i</sub> , S <sub>e</sub>	厚さ不同。軌道中央から内外輪の背面 (はめあい面) までの内輪、外輪それぞれの測定値 (アキシアル振れ)。

## 直径系列 (ラジアル軸受)

軸受形式	ISO直径系列 7, 8, 9	0, 1	2, 3, 4
深溝玉軸受 <sup>1)</sup>	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			32, 33 72, 73 OJ 2, OJ 3
自動調心玉軸受 <sup>2)</sup>	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
総ころ型円筒ころ軸受	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 トロイダルころ軸受	C 39, 49, 59, 69	C 30, 31 C 40, 41	C 22, 23 C 32

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

<sup>2)</sup> 108の軸受は直径系列0に、126, 127, 129の軸受は直径系列2に、135の軸受は直径系列3に属します。

## ラジアル軸受 (円すいころ軸受を除く) の普通精度

## 内輪

d		$\Delta_{dmp}^{1)}$		$V_{dp}^{1)}$ 直径系列 7, 8, 9 0, 1 最大 最大 最大			$V_{dmp}$	$\Delta_{Bs}$		$\Delta_{B1s}$		$V_{Bs}$	$K_{ia}$
を 超え	以下	上	下	最大	最大	最大	最大	上	下	上	下	最大	最大
mm		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$			$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$
–	2,5	0	–8	10	8	6	6	0	–40	–	–	12	10
2,5	10	0	–8	10	8	6	6	0	–120	0	–250	15	10
10	18	0	–8	10	8	6	6	0	–120	0	–250	20	10
18	30	0	–10	13	10	8	8	0	–120	0	–250	20	13
30	50	0	–12	15	12	9	9	0	–120	0	–250	20	15
50	80	0	–15	19	19	11	11	0	–150	0	–380	25	20
80	120	0	–20	25	25	15	15	0	–200	0	–380	25	25
120	180	0	–25	31	31	19	19	0	–250	0	–500	30	30
180	250	0	–30	38	38	23	23	0	–300	0	–500	30	40
250	315	0	–35	44	44	26	26	0	–350	0	–500	35	50
315	400	0	–40	50	50	30	30	0	–400	0	–630	40	60
400	500	0	–45	56	56	34	34	0	–450	0	–630	50	65
500	630	0	–50	63	63	38	38	0	–500	0	–800	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

1) テーパー穴の精度 → 133ページ, 134ページの表11および表12

## 外輪

D		$\Delta_{Dmp}$		$V_{Dp}^{1)}$ 直径系列 7, 8, 9 0, 1 最大 最大 最大			密封軸受 <sup>2)</sup>	$V_{Dmp}^{1)}$	$\Delta_{Cs}, \Delta_{C1s}, V_{Cs}$	$K_{ea}$
を 超え	以下	上	下	最大	最大	最大	最大	最大		最大
mm		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$				$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$
2,5	18	0	–8	10	8	6	10	6	同一軸受の 内輪の数字 ( $\Delta_{BS}, \Delta_{B1S},$ $V_{BS}$ )と同じ	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) 軸受の組立て前、また内部や外部に止め輪を使用している場合はそれを取除いた状態にあてはまります。

2) 直径系列2, 3, 4の軸受のみにあてはまります。

## ラジアル軸受 (円すいころ軸受を除く) のP6精度

## 内輪

d	$\Delta_{dmp}^{1)}$		$V_{dp}$ 直径系列 7, 8, 9 0, 1 最大 最大			$V_{dmp}$	$\Delta_{Bs}$		$\Delta_{B1s}$		$V_{Bs}$	$K_{ia}$	
	を超え	以下	上	下	最大		上	下	上	下			
mm	$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$			$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	
-	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	1000	0	-60	-	-	-	-	0	-1000	-	-	60	50
1000	1250	0	-75	-	-	-	-	0	-1250	-	-	70	60
1250	1600	0	-90	-	-	-	-	0	-1600	-	-	70	70
1600	2000	0	-115	-	-	-	-	0	-2000	-	-	80	80

1) テーパー穴の精度 → 133ページの表11

## 外輪

D	$\Delta_{Dmp}$		$V_D$ 直径系列 7, 8, 9 0, 1 最大 最大			密封軸受 <sup>2)</sup>	$V_{Dmp}^{1)}$	$\Delta_{Cs}, \Delta_{C1s}, V_{Cs}$	$K_{ea}$	
	を超え	以下	上	下	最大					
mm	$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$				$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$		
2,5	18	0	-7	9	7	5	9	5	同一軸受の 内輪の数字 ( $\Delta_{BS}, \Delta_{B1s},$ $V_{Bs}$ )と同じ	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	1000	0	-60	75	75	45	-	45		75
1000	1250	0	-75	-	-	-	-	-		85
1250	1600	0	-90	-	-	-	-	-		100
1600	2000	0	-115	-	-	-	-	-		100
2000	2500	0	-135	-	-	-	-	-		120

1) 軸受の組立て前、また内部や外部に止め輪を使用している場合はそれを取除いた状態にあてはまります。

2) 直径系列0, 1, 2, 3, 4の軸受のみにあてはまります。

## ラジアル軸受 (円すいころ軸受を除く) のP5精度

## 内輪

d	$\Delta_{dmp}$		$V_{dp}$ <sup>1)</sup> 直径系列 7, 8, 9		$V_{dmp}$	$\Delta_{Bs}$		$\Delta_{B1s}$		$V_{Bs}$	$K_{ia}$	$S_d$	$S_{ia}$ <sup>1)</sup>		
	を 超え	以下	上	下		最大	最大	上	下					上	下
mm	$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$		
–	2,5	10	0	–5	5	4	3	0	–40	0	–250	5	4	7	7
2,5	10	18	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

1) 深溝玉軸受およびアンギュラ玉軸受のみにあてはまります。

## 外輪

D	$\Delta_{Dmp}$		$V_{Dp}$ <sup>1)</sup> 直径系列 7, 8, 9		$V_{Dmp}$	$\Delta_{Cs}, \Delta_{C1s}$	$V_{Cs}$	$K_{ea}$	$S_D$	$S_{ea}$ <sup>2)</sup>		
	を 超え	以下	上	下							最大	最大
mm	$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$		
2,5	18		0	–5	5	4	3	同一軸受の 内輪の数字 ( $\Delta_{Bs}, \Delta_{B1s}$ ) と同じ。	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	10
80	120		0	–10	10	8	5	8	10	9	11	11
120	150		0	–11	11	8	6	8	11	10	13	13
150	180		0	–13	13	10	7	8	13	10	14	14
180	250		0	–15	15	11	8	10	15	11	15	15
250	315		0	–18	18	14	9	11	18	13	18	18
315	400		0	–20	20	15	10	13	20	13	20	20
400	500		0	–23	23	17	12	15	23	15	23	23
500	630		0	–28	28	21	14	18	25	18	25	25
630	800		0	–35	35	26	18	20	30	20	30	30
800	1 000		0	–50	50	29	25	25	35	25	35	35
1 000	1 250		0	–63	–	–	–	30	40	30	45	45
1 250	1 600		0	–80	–	–	–	35	45	35	55	55
1 600	2 000		0	–100	–	–	–	38	55	40	55	55
2 000	2 500		0	–125	–	–	–	45	65	50	55	55

1) シール付き、シールド付軸受にはあてはまりません。

2) 深溝玉軸受およびアンギュラ玉軸受のみにあてはまります。

## メートル系円すいころ軸受の普通、CL7C精度

## 内輪、軸受幅、軌道輪幅

d	$\Delta_{dmp}$		$V_{dp}$	$V_{dmp}$	$\Delta_{Bs}$		$K_{ia}$ 精度等級 普通 最大	CL7C 最大	$\Delta T_s$		$\Delta T_{1s}$		$\Delta T_{2s}$		
	を超え	以下			上	下			上	下	上	下	上	下	上
mm	$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$		
<b>10</b>	<b>18</b>	0	-12	12	9	0	-120	15	7	+200	0	+100	0	+100	0
<b>18</b>	<b>30</b>	0	-12	12	9	0	-120	18	8	+200	0	+100	0	+100	0
<b>30</b>	<b>50</b>	0	-12	12	9	0	-120	20	10	+200	0	+100	0	+100	0
<b>50</b>	<b>80</b>	0	-15	15	11	0	-150	25	10	+200	0	+100	0	+100	0
<b>80</b>	<b>120</b>	0	-20	20	15	0	-200	30	13	+200	-200	+100	-100	+100	-100
<b>120</b>	<b>180</b>	0	-25	25	19	0	-250	35	-	+350	-250	+150	-150	+200	-100
<b>180</b>	<b>250</b>	0	-30	30	23	0	-300	50	-	+350	-250	+150	-150	+200	-100
<b>250</b>	<b>315</b>	0	-35	35	26	0	-350	60	-	+350	-250	+150	-150	+200	-100
<b>315</b>	<b>400</b>	0	-40	40	30	0	-400	70	-	+400	-400	+200	-200	+200	-200

## 外輪

D	$\Delta_{Dmp}$		$V_{Dp}$	$V_{Dmp}$	$\Delta_{Cs}$	$K_{ea}$ 精度等級 普通 最大	CL7C 最大	
	を超え	以下						上
mm	$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$		
<b>18</b>	<b>30</b>	0	-12	12	9	同一軸受の 内輪の数字 ( $\Delta_{BS}$ ) と同じ。	18	9
<b>30</b>	<b>50</b>	0	-14	14	11		20	10
<b>50</b>	<b>80</b>	0	-16	16	12		25	13
<b>80</b>	<b>120</b>	0	-18	18	14		35	18
<b>120</b>	<b>150</b>	0	-20	20	15		40	20
<b>150</b>	<b>180</b>	0	-25	25	19		45	23
<b>180</b>	<b>250</b>	0	-30	30	23		50	-
<b>250</b>	<b>315</b>	0	-35	35	26		60	-
<b>315</b>	<b>400</b>	0	-40	40	30		70	-
<b>400</b>	<b>500</b>	0	-45	45	34		80	-
<b>500</b>	<b>630</b>	0	-50	50	38		100	-
<b>630</b>	<b>800</b>	0	-75	75	55		120	-

## メートル系円すいころ軸受のCLN精度

## 内輪、軸受幅、軌道輪幅

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

## 外輪

D	$\Delta_{Dmp}$		$V_{Dp}$	$V_{Dmp}$	$K_{ea}$
	上	下			
を 超え 以下	$\mu m$		$\mu m$	$\mu m$	$\mu m$

<b>18 30</b>	0	-12	12	9	18
<b>30 50</b>	0	-14	14	11	20
<b>50 80</b>	0	-16	16	12	25
<b>80 120</b>	0	-18	18	14	35
<b>120 150</b>	0	-20	20	15	40
<b>150 180</b>	0	-25	25	19	45
<b>180 250</b>	0	-30	30	23	50
<b>250 315</b>	0	-35	35	26	60
<b>315 400</b>	0	-40	40	30	70
<b>400 500</b>	0	-45	45	34	80
<b>500 630</b>	0	-50	50	38	100

## メートル系円すいころ軸受のP5精度

## 内輪、軸受幅

d		$\Delta_{dmp}$		$V_{dp}$	$V_{dmp}$	$\Delta_{Bs}$		$K_{ia}$	$S_d$	$\Delta_{Ts}$	
		上	下			最大	最大			上	下
を 超え	以下	$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	
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		$\Delta_{Dmp}$		$V_{Dp}$	$V_{Dmp}$	$\Delta_{Cs}$	$K_{ea}$	$S_D$
		上	下					
を 超え	以下	$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$
18	30	0	-8	6	5	同一軸受の 内輪の数字 と同じ。	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

## インチ系円すいころ軸受の精度

## 内輪

d		$\Delta_{ds}$ 精度等級 普通、CL2		CL3, CLO	
を 超え	以下	上	下	上	下
mm		$\mu\text{m}$			
-	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		$\Delta_{Ds}$ 精度等級 普通、CL2		CL3, CLO		$K_{ia}, K_{ea}, S_{ia}, S_{ea}$ 精度等級			
を 超え	以下	上	下	上	下	普通 最大	CL2 最大	CL3 最大	CLO 最大
mm		$\mu\text{m}$				$\mu\text{m}$			
-	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	1219,2	+102	0	+51	0	76	-	76	38
1219,2	-	+127	0	+76	0	76	-	76	-

## 単列軸受の組立幅

d		D		$\Delta_{Ts}$ 精度等級 普通		CL2		CL3, CLO	
を 超え	以下	を 超え	以下	上	下	上	下	上	下
mm		mm		$\mu\text{m}$					
-	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

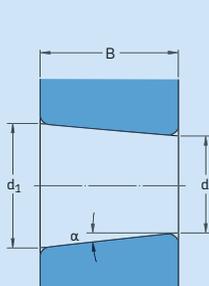
スラスト軸受の精度												
呼び径		内輪 精度等級 普通、P6、P5				精度等級			外輪 精度等級 普通、P6、P5			
d, D		$\Delta_{dmp}$		$V_{dp}$	普通	P6	P5	$\Delta_{Dmp}$		$V_{Dp}$	$S_e$	
を越え	以下	上	下	最大	$S_1^{(1)}$	$S_1^{(1)}$	$S_1^{(1)}$	上	下	最大	最大	
mm		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$		
-	18	0	-8	6	10	5	3	0	-11	8	同一軸受の内輪の数字と同じ。	
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	-	40	25	13	0	-75	55		
800	1 000	0	-100	-	45	30	15	0	-100	75		
1 000	1 250	0	-125	-	50	35	18	0	-125	-		
1 250	1 600	0	-160	-	60	40	21	0	-160	-		
1 600	2 000	-	-	-	-	-	-	0	-200	-		
2 000	2 500	-	-	-	-	-	-	0	-250	-		

<sup>1)</sup> スラスト球面ころ軸受にはあてはまりません。

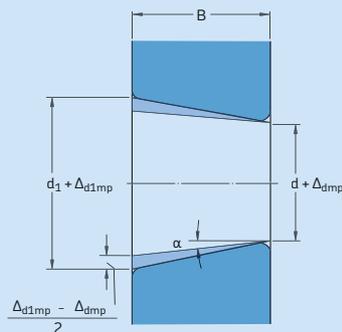
軸受高さ															
d		精度等級 普通、P6、P5				$\Delta_{T2s}$		$\Delta_{T3s}$		$\Delta_{T4s}$		SKF		SKF Explorer	
d		$\Delta_{T5}$		$\Delta_{T1s}$		上	下	上	下	上	下	上	下	上	下
を越え	以下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下
mm		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$					
-	30	+20	-250	+100	-250	+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	0	-1 000	-	-
1 250	1 600	-	-	-	-	-	-	-	-	+120	-1 600	0	-1 200	-	-

テーパ比1:12のテーパ穴の普通、P6、P5精度



テーパ比1:12の半角

$$\alpha = 2^{\circ} 23' 9,4''$$

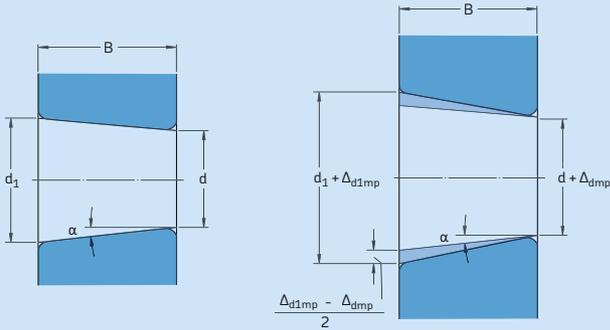
理論上の最大直径 $d_1$ 

$$d_1 = d + \frac{1}{12} \times B$$

内径		精度等級 普通、P6					精度等級 P5				
d	を 超え	$\Delta_{dmp}$		$V_{dp}^{1)}$	$\Delta_{d1mp} - \Delta_{dmp}$		$\Delta_{dmp}$		$V_{dp}^{1)}$	$\Delta_{d1mp} - \Delta_{dmp}$	
		上	下	最大	上	下	上	下	最大	上	下
mm		$\mu\text{m}$									
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) テーパー穴の全ラジアル平面にあてはまります。

テーパ比1:30のテーパ穴の普通精度



テーパ比1:30の半角

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

理論上の最大直径 $d_1$ 

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

内径		普通等級		$V_{dp}^{1)}$	$\Delta_{d1mp} - \Delta_{dmp}$	
d		$\Delta_{dmp}$			上	下
を超え	以下	上	下	最大	上	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) テーパー穴の全平面にあてはまりません。

表13

メートル系ラジアル軸受およびスラスト軸受 (円すいころ軸受を除く) の面取り寸法許容値

最小面取り寸法 $r_s$ min	呼び軸受内径		最大面取り寸法ラジアル軸受		ラジアル軸受
	d 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許容値

最小面取り寸法 $r_s$ min	呼び軸受内径、外径		最大面取り寸法	
	d, D を超え	以下	$r_{1,3}$ 最大	$r_{2,4}$ 最大
mm	mm		mm	
0,3	-	40	0,7	1,4
	40	-	0,9	1,6
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許容値

最小面取り寸法		内輪呼び軸受内径		最大面取り寸法		外輪呼び軸受外径		最大面取り寸法	
$r_s$ min を超え	以下	d 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	
0,6	1,4	101,6 254	101,6	$r_1$ min + 0,5	$r_2$ min + 1,3	168,3 266,7 355,6	168,3	$r_3$ min + 0,6	$r_4$ min + 1,2
			254	$r_1$ min + 0,6 $r_1$ min + 0,9	$r_2$ min + 1,8 $r_2$ min + 2		266,7 355,6	$r_3$ min + 0,8 $r_3$ min + 1,7 $r_3$ min + 0,9	$r_4$ min + 1,4 $r_4$ min + 1,7 $r_4$ min + 2
1,4	2,5	101,6 254	101,6	$r_1$ min + 0,5	$r_2$ min + 1,3	168,3 266,7 355,6	168,3	$r_3$ min + 0,6	$r_4$ min + 1,2
			254	$r_1$ min + 0,6 $r_1$ min + 2	$r_2$ min + 1,8 $r_2$ min + 3		266,7 355,6	$r_3$ min + 0,8 $r_3$ min + 1,7 $r_3$ min + 2	$r_4$ min + 1,4 $r_4$ min + 1,7 $r_4$ min + 3
2,5	4,0	101,6 254 400	101,6	$r_1$ min + 0,5	$r_2$ min + 1,3	168,3 266,7 355,6 400	168,3	$r_3$ min + 0,6	$r_4$ min + 1,2
			254	$r_1$ min + 0,6 $r_1$ min + 2	$r_2$ min + 1,8 $r_2$ min + 4		266,7 355,6	$r_3$ min + 0,8 $r_3$ min + 1,7 $r_3$ min + 2	$r_4$ min + 1,4 $r_4$ min + 1,7 $r_4$ min + 4
4,0	5,0	101,6 254	101,6	$r_1$ min + 0,5	$r_2$ min + 1,3	168,3 266,7 355,6	168,3	$r_3$ min + 0,6	$r_4$ min + 1,2
			254	$r_1$ min + 0,6 $r_1$ min + 2,5	$r_2$ min + 1,8 $r_2$ min + 4		266,7 355,6	$r_3$ min + 0,8 $r_3$ min + 1,7 $r_3$ min + 2,5	$r_4$ min + 1,4 $r_4$ min + 1,7 $r_4$ min + 4
5,0	6,0	101,6 254	101,6	$r_1$ min + 0,5	$r_2$ min + 1,3	168,3 266,7 355,6	168,3	$r_3$ min + 0,6	$r_4$ min + 1,2
			254	$r_1$ min + 0,6 $r_1$ min + 3	$r_2$ min + 1,8 $r_2$ min + 5		266,7 355,6	$r_3$ min + 0,8 $r_3$ min + 1,7 $r_3$ min + 3	$r_4$ min + 1,4 $r_4$ min + 1,7 $r_4$ min + 5
6,0	7,5	101,6 254	101,6	$r_1$ min + 0,5	$r_2$ min + 1,3	168,3 266,7 355,6	168,3	$r_3$ min + 0,6	$r_4$ min + 1,2
			254	$r_1$ min + 0,6 $r_1$ min + 4,5	$r_2$ min + 1,8 $r_2$ min + 6,5		266,7 355,6	$r_3$ min + 0,8 $r_3$ min + 1,7 $r_3$ min + 4,5	$r_4$ min + 1,4 $r_4$ min + 1,7 $r_4$ min + 6,5
7,5	9,5	101,6 254	101,6	$r_1$ min + 0,5	$r_2$ min + 1,3	168,3 266,7 355,6	168,3	$r_3$ min + 0,6	$r_4$ min + 1,2
			254	$r_1$ min + 0,6 $r_1$ min + 6,5	$r_2$ min + 1,8 $r_2$ min + 9,5		266,7 355,6	$r_3$ min + 0,8 $r_3$ min + 1,7 $r_3$ min + 6,5	$r_4$ min + 1,4 $r_4$ min + 1,7 $r_4$ min + 9,5
9,5	12	101,6 254	101,6	$r_1$ min + 0,5	$r_2$ min + 1,3	168,3 266,7 355,6	168,3	$r_3$ min + 0,6	$r_4$ min + 1,2
			254	$r_1$ min + 0,6 $r_1$ min + 8	$r_2$ min + 1,8 $r_2$ min + 11		266,7 355,6	$r_3$ min + 0,8 $r_3$ min + 1,7 $r_3$ min + 8	$r_4$ min + 1,4 $r_4$ min + 1,7 $r_4$ min + 11

## 軸受内部すきま

軸受内部すきま(→図5)は、一方の軌道輪が他方の軌道輪に対してラジアル方向(ラジアルすきま)またはアキシアル方向(アキシアルすきま)に動かすことのできる合計距離と定義されます。

取付け前の軸受の内部すきまと、取付け後に運転温度に達してからの内部すきま(運転すきま)とは明確に区別する必要があります。運転すきまは初期の内部すきま(取付け前)より小さくなります。これは、はめあいのしめしろの違いや軌道輪と取付け関係部品との熱膨張率の違いによって、軌道輪が膨張や収縮を起こすからです。

満足な運転を行うには、軸受のラジアル内部すきまがかなり重要な要素となります。原則として、玉軸受の運転すきまは実質的にはゼロにすべきであり、すきまがある場合は若干の予圧をかけることもあります。一方、円筒ころ軸受、球面ころ軸受、CARBトイダルころ軸受の場合は、運転中、常に若干のすきまが確実に残っていないかなければなりません。同じことは円すいころ軸受にも言えますが、剛性が求められる軸受構成は例外です。たとえば、ピニオン軸に使用する場合は、一定の予圧をかけて軸受を取付けます(→206ページ以降の「軸受の予圧」を参照)。

すきまの選定基準としては、軸受が通常の推奨はめあいで取付けられ運転条件も通常である場合には、「普通すきま」と呼ばれる内部すきまを選定することによって適切な運転すきまが得られます。運転条件や取付け条件が通常とは異なる場合、たとえば、内輪にも外輪にも締めりばめを用いる場合、異常温度のもとで運転する場合などは、「普通」より大きいまたは小さい内部すきまの軸受が必要になります。このような場合、SKFでは軸受取付け後の残留すきまのチェックをお勧めしています。

内部すきまが「普通」以外の軸受は、接尾記号C1からC5を付けて区別します(→表16)。

軸受形式ごとのすきまを示した表を、該当する製品セクションの前文に掲載しています。単列組合わせ用単列アンギュラ玉軸受、円すいころ軸受、複列アンギュラ玉軸受、四点接触玉軸受の内部すきまについては、ラジアルすきまの代わりにアキシアルすきまの値を記載しています。これらの軸受形式では、軸受を使用する機械の設計においてアキシアルすきまのほうが重要なためです。

図5

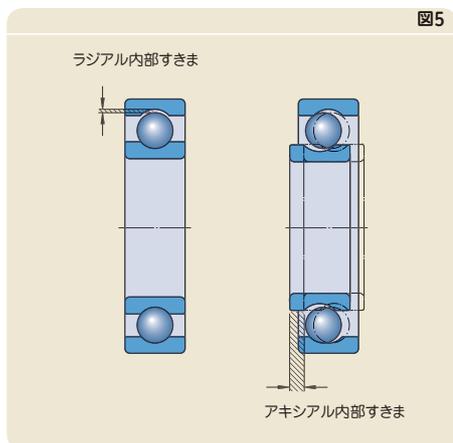


表16

内部すきまの補助記号

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。すきまの減少分を表す文字を必ず付ける。
C3	普通より大きい
C4	C3より大きい
C5	C4より大きい

## 転がり軸受の材料

転がり軸受の性能および信頼性は、軸受の各部品に使用されている材料に大きく左右されます。軌道輪および転動体の材料で典型的に問題となるのは硬度です。転がり接触条件下や清浄または汚染された潤滑状態で、荷重負荷能力負荷容量や疲れ耐性を発揮できる硬度でなくてはなりません。また、寸法安定性も典型的な問題の一つです。保持器については、摩擦、ひずみ、慣性力、また場合によっては特定の潤滑剤や溶剤、冷却液、冷媒の化学作用などが考慮すべきポイントです。ただし、これらのポイントの重要性は、腐食、温度上昇、衝撃荷重、あるいはこれらの組合せなど、さまざまな影響によって相対的に変化します。

SKFは多様な材料、加工、被覆処理を行う技能や設備を所持しており、お客様に必要なアプリケーションで優れた性能を発揮する軸受を選定していただけるようSKFのアプリケーションエンジニアがお手伝いいたします。

転がり軸受到組み込まれた接触シールも、軸受の性能や信頼性に対して大きな影響力をもっています。シール材料には、優れた耐酸化性、耐熱性、耐薬品性が求められます。

各種アプリケーションのニーズを満たすため、SKFでは軌道輪、転動体、保持器、シールにさまざまな材料を用いています。さらに、潤滑が充分に行えないアプリケーションや軸受到電流が流れるのを避けなければならない用途アプリケーションには、特殊コーティングを施したSKF軸受をご提供します。

## 軌道輪および転動体の材料

### ずぶ焼入れ軸受鋼

ずぶ焼入れに最もよく使用される鋼材は炭素クロム鋼です。ISO 683-17:1999によれば、炭素クロム鋼は炭素約1%、クロム1.5%を含有します。今日、炭素クロム鋼は最も歴史が長く最もよく研究された鋼材の一つです。これは、軸受の長寿命化に対する需要が高まり続けたことによります。この転がり軸受鋼は、製造と実用性能の最適なバランスを提供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ペナイト系の熱処理を行い、58から65 HRCの範囲に硬化させます。

ここ数年間のプロセス技術の進歩により、さらにレベルの高い清浄度仕様が実現できるようになりました。このことは、SKF軸受鋼の均質性や品質に多大な影響をもたらしています。酸素や有害な非金属の混入が減少したことで、転がり軸受鋼の特性が大幅に改善されてきました。この鋼材で製作したのがSKF Explorer軸受です。

### 高周波焼入れ軸受鋼

表面高周波焼入れは、部品の軌道面だけを選択的に硬化し、残りの部分は硬化処理の影響を受けないようにすることができるとのことです。表面高周波焼入れの影響を及ぼさない部分の特性は、焼入れを行う前の鋼種や製造工程によって決まります。つまり、一つの部品のなかで特性の違う部分を混在させることができるわけです。

一例として、フランジ付きホイールハブ軸受ユニット(HBU)があります。これは、硬化処理のないフランジは構造疲労に耐えられる特性とし、軌道面は転がり接触疲れに耐えられる特性をもたせたものです。

### はた焼き軸受鋼

SKF転がり軸受到最も多く使用されているのはた焼き鋼は、炭素分が約0.15%のISO 683-17:1999によるクロムニッケル合金鋼やマンガンクロム合金鋼です。

高張力締めまりばめや重衝撃荷重がある用途アプリケーションには、軌道輪や転動体がはた焼きされた軸受を推奨します。

### ステンレス軸受鋼

SKF軸受の軌道輪や転動体に最も一般的に用いられているステンレス鋼は、ISO 683-17:1999によるX65Cr14およびEN 10088-1:1995によるX105CrMo17の名高クロム鋼です。

ただし、用途アプリケーションによってはステンレス鋼の代わりに耐食皮膜を施したほうがよい場合もあります。耐食皮膜の詳細は、SKF応用技術アプリケーションエンジニアリングサービスにご相談ください。

## 耐熱軸受鋼

軸受形式に応じてずぶ焼入れ鋼や表面硬化処理鋼の標準軸受には最高推奨運転温度が指定されており、具体的には120 °Cから200 °Cの範囲内です。最高運転温度は、部品の製造に用いた熱処理に直接関係していません。

250 °Cまでの運転温度には、特殊な熱処理 (安定化) を適用します。この場合、軸受の負荷容量の低下を念頭に入れておく必要があります。

250 °Cより高い温度で長時間運転する軸受には、ISO 683-17:1999により製作された80MoCrV42-16のような合金度の高い鋼材を使用すべきです。このような鋼材は、極温状態でも本来の硬度や軸受性能特性を維持できるからです。

高温軸受鋼の詳細は、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスにお問い合わせください。

## セラミックス

SKF軸受の軌道輪や転動体によく使用されているセラミックは、軸受用窒化珪素材料です。ガラス相に細長い細粒状のベータ窒化珪素が混じったもので構成された材料です。高硬度、低密度、低熱膨張率、高電気抵抗、低誘電率、磁界に対する非反応性など、転がり軸受に適した特性を提供します (→表17)。

表17

軸受鋼と窒化珪素の材料特性比較

材料特性	軸受鋼	軸受用窒化珪素
<b>機械的性質</b>		
密度 (g/cm <sup>3</sup> )	7,9	3,2
硬度	700 HV10	1 600 HV10
弾性係数 (kN/mm <sup>2</sup> )	210	310
熱膨張率 (10 <sup>-6</sup> /K)	12	3
<b>電氣的性質(1 MHz時)</b>		
電気抵抗 (Ωm)	0,4 × 10 <sup>-6</sup> (導体)	10 <sup>12</sup> (絶縁体)
絶縁耐力 (kV/mm)	-	15
比誘電率	-	8

## 保持器の材料

## 鋼板製保持器

鋼板製の打抜き保持器は、その大半がEN 10111:1998による低炭素の連続熱間圧延鋼板で製作されています。この軽量保持器は比較的強度が高く、表面処理を施すことで摩擦や磨耗をさらに低減することができます。

ステンレス鋼軸受到に通常用いられている打抜き保持器には、EN 10088-1:1995によるステンレス鋼 X5CrNi18-10が使用されています。

## 鋼製もみ抜き保持器

鋼製のもみ抜き保持器は、EN 10 025:1990 + A:1993によるS355GT (St 52) タイプの非合金構造鋼で製作するのがふつうです。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製もみ抜き保持器もあります。

鋼製もみ抜き保持器は大型軸受到に用いたり、真ちゅう製の保持器を用いると化学的な理由で置割れが発生する危険がある用途アプリケーションに使用したりします。鋼製保持器は、最高300 °Cの運転温度で使用できます。転がり軸受で一般的に使用される鉱油系や合成油系の潤滑剤や、軸受の清掃時に用いる有機溶剤にも影響されません。

## 黄銅板製保持器

打抜きの黄銅板製保持器は、一部の小型、中型軸受到に用います。この保持器に用いる黄銅は、EN 1652:1997に準拠しています。アンモニアを使用した冷凍用コンプレッサなどのアプリケーションでは、薄板状の黄銅では置割れが生じる恐れもあるため、代わりにもみ抜きの黄銅または鋼製の保持器を使用すべきです。

## 黄銅製もみ抜き保持器

ほとんどの黄銅保持器は、EN 1652:1997によるCW612Nの鋳物または鍛錬真ちゅうから加工します。合成油、グリースなど軸受到に最もよく使用される潤滑剤に影響されることはなく、ふつうの有機溶剤で清掃することができます。なお、黄銅製保持器は250 °Cを超える温度では使用しないでください。

## プラスチック製保持器

## ポリアミド6,6

射出成形保持器の大半には、ポリアミド6,6が用いられています。この材料はガラス繊維強化あり、なしのタイプがありますが、いずれも強度と弾性をうまく併せ持っています。プラスチック材料の強度や弾性など機械的性質は温度に依存しており、運転条件下で経年劣化と呼ばれる永久変形を起こすことがあります。この経年劣化に重要な役割を果たす重要な要因は、プラスチック材料がさらされる温度、時間、ポリアミド6,6が曝される媒体 (潤滑剤) です。ガラス繊維強化ポリアミド6,6についてこれらの要因の関係を線図1に示します。温度の上昇とともに潤滑剤の侵食性も増し、保持器の寿命が低下する様子が分かります。

したがって、あるアプリケーションにポリアミド保持器が適しているかどうかは、運転条件と要求寿命によります。表18に、ガラス繊維強化ポリアミド6,6の保持器をさまざまな潤滑剤で使用したときの「許容運転温度」を示していますが、許容運転温度より潤滑剤は「高侵食性」と「低侵食性」に分類されます。表の許容運転温度は、保持器の経年劣化寿命が少なくとも10 000運転時間となる温度と定義されます。

表18に示すものよりさらに「侵食的」な媒体もあります。典型的な例は、コンプレッサの冷媒に用いられるアンモニアです。この場合、ガラス繊維強化ポリアミド6,6で製作した保持器は+70 °Cを越える運転温度で使用することはできません。

運転温度の低温側についても、ポリアミドが弾性を失うと保持器が破損に至ることがあるため、温度限界を設ける場合があります。この理由により、-40 °C以下の連続運転温度ではガラス繊維強化ポリアミド6,6の保持器を使用すべきではありません。

鉄道車両の軸箱のように高い靱性が支配的要因となる場合は、ポリアミド6,6に高靱性補強を適用します。特殊軸受での保持器の使用については、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスにご相談ください。

## ポリアミド4,6

ガラス繊維強化ポリアミド4,6は、小型、中型のCARBトイダルころ軸受に標準使用されています。この保持器は、ガラス繊維強化ポリアミド6,6より許容運転温度が15 °C高くなっています。

## ポリエーテルエーテルケトン (PEEK)

高速回転、薬品の侵食性、高温に関する要求条件の高まりで、SKF内ではガラス繊維強化PEEKを保持器に用いることが一般的になってきました。PEEKの特に優れた性質は、強度と柔軟性のバランス、高温の運転温度、高い耐薬品性と耐磨耗性、良好な加工性です。PEEK保持器はこの並外れた特長から、ハイブリッド軸受や精密軸受など一部の玉軸受、円筒ころ軸受で標準使用されています。この材料は、最大+200 °Cまで温度やオイル添加剤による経年劣化の兆候を示すことはありません。ただし、高速回転使用時の最高温度はPEEKの軟化温度である+150 °Cに制限されます。

表18

各種軸受潤滑剤使用時のガラス繊維強化ポリアミド6,6保持器の許容運転温度

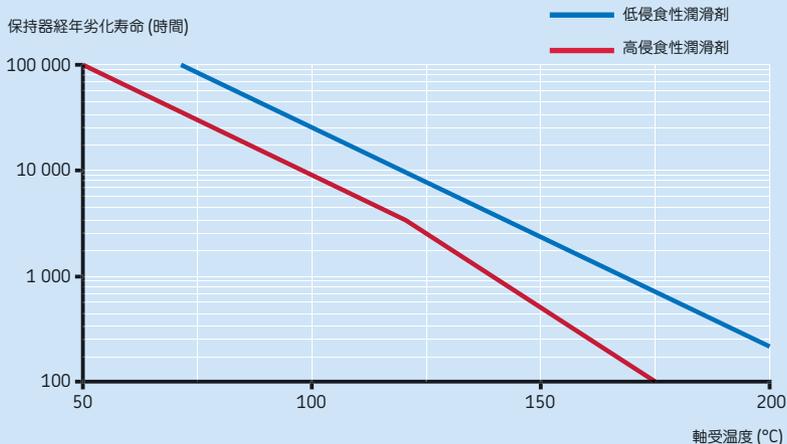
潤滑剤	許容運転温度 <sup>1)</sup>
<b>鉱油</b> EP添加剤なしオイル。 機械油や作動油など	120 °C
EP添加剤入りオイル 工業油や自動車のギヤオイルなど。	110 °C
EP添加剤入りオイル。自動車のリアアクスルオイルやディファレンシャルギヤオイル (自動車)、ハイボイド歯車オイルなど	100 °C
<b>合成油s</b> ポリグリコール、ポリアルファオレフィン ジエステル、シリコン リン酸エステル	120 °C 110 °C 80 °C
<b>グリース</b> リチウムグリース ポリウレア、ベントナイト、 カルシウムコンプレックスグリース	120 °C 120 °C

最高運転温度が120 °Cより低いナトリウムグリース、カルシウムグリースなどでは、ポリアミド保持器の最高温度はグリースの最高運転温度と同じです。

<sup>1)</sup> 外輪外径面で測定。

線図1

ガラス繊維強化ポリアミド6,6保持器の経年劣化寿命



### フェノール樹脂

軽量の繊維強化フェノール樹脂製保持器は大きな遠心力や加速力に耐えられますが、高温運転には対応できません。たいいては、精密アンギュラ玉軸受でこの保持器が標準使用されています。

### その他の材料

上記の材料のほかに、他のエンジニアリングポリマ材料、軽合金、特殊鋳鉄などの保持器を特殊アプリケーション向けSKF軸受に取付ける場合があります。代替材料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にご相談ください。

## シール材料

SKF軸受に組込まれているシールは、典型的にはエラストマー材料で製作したものです。材料の種類は軸受の製品系列や寸法、ならびに使用する機器の要求事項によります。SKFシールは一般に以下の材料で製作されています。

### 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」シール材です。これはアクリロニトリルとブタジエンから作った共重合体で、以下の媒体に対して良好な耐性を示します。

- ほとんどの鉱油ならびに鉱油系グリース
- 一般燃料：石油、ディーゼル、暖房用軽油
- 動物性、植物性のオイルおよび油脂
- 熱水

このシールは、シールリップの短時間の空運転にも対応できます。許容運転温度範囲は $-40^{\circ}\text{C}$ から $+100^{\circ}\text{C}$ で、短時間であれば $+120^{\circ}\text{C}$ まで耐えられます。これより温度が高くなると、材料は硬化します。

### 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) はニトリルゴムより顕著に優れた磨耗特性を有しており、この材料によるシールは長い有効寿命を確保できます。水素化アクリロニトリルブタジエンゴムは、熱油やオゾン中での熱、経年劣化、硬化に対する耐性にも優れています。

空気中にオイルが混じるとシール寿命に悪影響を及ぼす場合があります。運転温度の上限値は $+150^{\circ}\text{C}$ で、これは一般のニトリルゴムより相当高い温度です。

### フッ素ゴム

フッ素ゴム (FKM) は高い耐熱性と耐薬品性が特徴です。経年劣化やオゾンに対する耐性にも優れ、気体透過性も非常に低いレベルです。厳しい環境条件でも並外れた耐磨耗特性を示し、最高 $+200^{\circ}\text{C}$ の運転温度に耐えられます。この材料で作ったシールは、シールリップの短時間の空運転に対応できます。

フッ素ゴムは各種オイル、作動油、燃料・潤滑剤、鉱酸、脂肪族のほか、他のシールでは破損する芳香族炭化水素への耐性もあります。なお、エステル、エーテル、ケトン、特定のアミン、無水フッ化水素の存在下では、フッ素ゴムを使用することはできません。

$300^{\circ}\text{C}$ を超える温度では、フッ素ゴムは危険性ガスを発します。フッ素ゴム製シールの取扱いには安全面でのリスクが伴うため、後述する安全注意事項を必ず考慮してください。

### ポリウレタン

ポリウレタン (AU) は耐摩耗性有機材料で、弾性に優れています。 $-20^{\circ}\text{C}$ から $+80^{\circ}\text{C}$ の運転範囲に対応できます。鉱油系グリース、EP添加剤なまたは少量を含む鉱油、水、水と油の混合流体などに対して優れた耐性を有します。なお、酸、アルカリ、極性溶剤に対しては耐性がありません。

## 警告!

### フッ素ゴムに関する安全注意事項

フッ素ゴムは+200 °C以下の通常の運転条件では非常に安定性があり、無害です。しかし、300 °Cを超える極温、たとえば火災や切断トーチの炎にさらされると、シールから有害ガスが発生します。このガスを吸い込むと身体に有害で、目にも影響があります。さらに、フッ素ゴムシールがその温度までいったん加熱されると、冷めたあとでも取扱いには危険性が伴います。くれぐれもシールが皮膚に触れないようにしてください。いったんシールが高温になった軸受を取外し時などに取扱う必要があるときは、以下の安全注意事項を順守してください。

- 必ず保護眼鏡、保護手袋、適切な呼吸具を着用してください。
- シールの残りは、「腐食性材料」を意味するマークを付けた密封性のプラスチックケースに入れて保管してください。
- 該当する化学物質安全性データシート (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、大量の水と石鹸で手を洗い、目も大量の水で洗い流してください。その後、すみやかに医師の診察を受けてください。ガスを吸い込んだときは、すみやかに医師の診察を受けてください。

製品の有効寿命期間中は、製品の使用者が責任をもって正しく製品を使用し、寿命後は適正に処分してください。SKFは、フッ素ゴムシールの誤った取扱いやフッ素ゴムシールの使用による負傷事故には一切責任を負いません。

## コーティング

コーティングは、材料の材質向上や、特定の使用条件に合わせて補助的な特徴を軸受に付加するための確立された方法です。SKFでは2種類のコーティング方法を開発しており、すでに多くのアプリケーションで実績を積んでいます。

NoWear商標を登録した表面コーティング処理は、軸受の内面に低摩擦のセラミックコーティングを施すことで、たとえば境界潤滑状態で長期間の耐性をもたせることができます。詳細は、**943ページ**以降の「NoWear軸受」に記載しています。

INSOCOAT<sup>®</sup> コーティングは軸受の外輪または内輪の外面に塗布し、軸受に電流が流れた場合の損傷に耐えられるようにするものです。詳細は、**911ページ**以降の「INSOCOAT軸受」に記載しています。

これ以外にも、ジंकクロメートなどのコーティングは腐食環境でステンレス鋼の代わりに果たしたり、また簡単取り付け軸受ユニットには特に有効です。

## 保持器

保持器は、転がり軸受の適性に大きな影響力をもっています。保持器の主な目的は次のとおりです。

- 転動体間の適切な間隔を保ち、隣接する転動体どうしの直接的な接触を避けることで、摩擦およびそれに伴う熱の発生を最小限に抑える。
- 転動体を全周にわたって等間隔に配置することで、荷重を均等に分配し、静粛で均一な運転を確保する。
- 荷重を受けていない領域の転動体を適切に案内することで、軸受の転がり状態の改善を図るとともに滑り運動による損傷を回避する。
- 分離型軸受の保持器では、取付けまたは取外し時に片方の軌道輪を分離する際の転動体の脱落を防ぐ。

保持器は、摩擦力、ひずみ力、慣性力による機械的な応力を受けます。また、種類にもよりますが、潤滑剤、潤滑剤の添加剤、潤滑剤の経年劣化による生成物、有機溶剤、冷却液の化学作用を受けることもあります。したがって、保持器の性能ならびに軸受そのものの運転信頼性にとって、保持器の設計および材質は非常に重要です。SKFがさまざまな保持器を開発し、各種軸受形式に合わせて保持器の材質を変えているのはこのためです。

各製品データページの前文には、その軸受に標準的に取付けられている保持器とともに、オプションで取付け可能なものも記載しています。標準以外の保持器を備えた軸受をご入用の場合は、ご注文の前に必ず在庫の確認をお願いいたします。

一般に、SKF転がり軸受の保持器は、打抜き、ソリッド、ピン形のいずれかに分類されます。

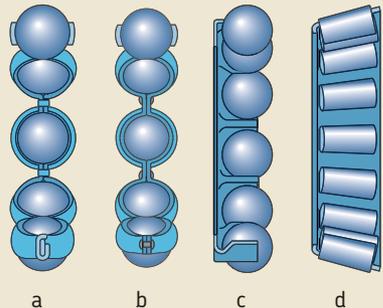
## 打抜き保持器

SKF軸受の打抜き保持器(→図6)は一般に鋼板製で、一部に黄銅板製のものもあります。軸受形式によって、打抜き保持器の設計には以下のものがあります。

- つめ付黄銅製または鋼製保持器 (a)
- リベット鋼製保持器 (b)
- スナップタイプ黄銅製または鋼製保持器 (c)
- 高強度窓形鋼製保持器 (d)

打抜き保持器は軽量という長所のほか、軸受内に広いスペースを確保できるという点で有利です。スペースが広いと軸受内に潤滑剤が入れやすくなります。

図6



## ソリッド保持器

SKF軸受のソリッド保持器(→図7)は、黄銅製、鋼製、軽合金製、プラスチック製、繊維強化フェノール樹脂製のものがあります。軸受形式によって以下の設計があります。

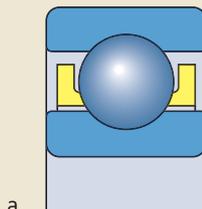
- 二体型リベット付もみ抜きリベット保持器 (a)
- 二体型リベット内蔵付き二体型もみ抜き保持器 (b)
- 一体型もみ抜き窓形保持器 (c)
- くし形もみ抜き保持器 (d)
- 樹脂製窓形保持器 (e)
- 樹脂製スナップタイプ保持器 (f)
- 強化フェノール樹脂製一体型もみ抜き保持器

金属製のもみ抜き保持器は一般に高速回転を許容し、単純な回転以外の何らかの動きが重なる場合、特に高加速条件が支配するケースで必要とされます。保持器の案内面ならびに軸受の内側に潤滑剤を十分に供給するにはそれなりの方法(油潤滑など)を用いる必要があります。もみ抜き保持器の重心(→図8)は次のいずれかにかかります。

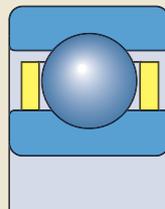
- 転動体 (a)
- 内輪肩部 (b)
- 外輪肩部 (c)

このように、もみ抜き保持器はラジアル方向に保持されています。

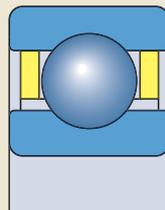
図8



a

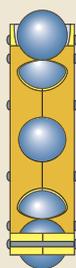


b



c

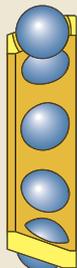
図7



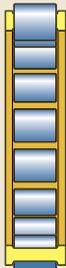
a



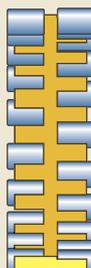
b



c



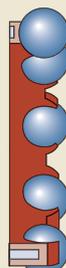
c



d



e



f

## 軸受一般資料

ソリッドタイプのプラスチック製保持器は、強度と弾性のほどよい組合せが特徴です。潤滑された鋼材表面との良好な滑り特性ならびに転動体との滑らかな接触により摩擦はほとんど発生せず、軸受内での熱や磨耗の発生も最小限に抑えられます。材質の密度が低いことは、保持器の慣性が小さいことを意味します。潤滑剤の欠乏状態においてもプラスチック製保持器が優れた運転特性を発揮するため、焼付きや二次損傷の恐れもなくある程度の時間は軸受の連続運転が可能です。

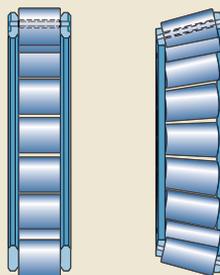
### ピン形保持器

鋼製のピン形保持器は穴あきころを必要とし(→図9)、大型ころ軸受にしか使用されません。このタイプの保持器は比較的軽量で、多数のころを組込むことができます。

### 材料

保持器に用いる材料の詳細は、138ページ以降の「転がり軸受の材料」に記載しています。

図9



## 呼び番号

転がり軸受の呼び番号は数字と文字の組合せですが、その意味するところは一見しただけでは分かりません。ここでは、SKFの転がり軸受呼び番号のシステムについて説明し、よく用いられる補助記号の意味を解説します。混乱を避けるため、針状ころ軸受、Y-軸受、精密軸受など特殊な転がり軸受形式の呼び番号はここでは扱いません。これらの詳細は、該当するカタログに記載しています。また、固定セクション付き軸受、旋回軸受、リニア軸受のような非常に特殊な軸受形式についてもここでは省略します。これらの軸受呼び番号は、ここで説明する番号システムと大幅に異なる場合もあります。

軸受呼び番号は主に2つのグループに分かれます。一つは標準軸受の呼び番号、もう一つは特殊軸受の呼び番号です。標準軸受は一般に規格寸法の軸受のことで、特殊軸受はお客様の要求による特殊寸法の軸受です。後者の特注軸受は「図番指定」の軸受と呼ぶこともありますが、本項では詳しい説明を省略します。

呼び番号の構成は、基本番号に補助記号が付いている場合と付いていない場合があります(→線図2)。軸受の製品包装には、基本番号と補助記号で構成される完全な軸受呼び番号を必ず記載しています。一方、軸受本体には製造上の理由などで一部を省略して呼び番号を記載する場合があります。

基本番号は、その軸受の

- 形式
- 基本設計
- 標準主要寸法

を表します。補助記号は、次の内容を区別するのに用います。

- 軸受部品
- 基本設計と異なる設計内容や特徴

補助記号には基本番号の前に付けるもの(接頭記号)と、後ろに付けるもの(接尾記号)があります。一つの軸受に複数の補助記号が用いられますが、必ず一定の規則に従って表記します(→150ページ線図4)。

線図のリストはすべての補助記号を網羅しているわけではありません。最も一般的に用いられる補助記号を記載しています。

線図2

### 軸受呼び番号システム

例

R	NU 2212	ECML
W	6008	C3
	23022	2CS

接頭記号

スペースまたは  
間隔をあげない

基本番号

スペース、斜線、ハイフンのいずれか

接尾記号

## 基本番号

すべてのSKF標準軸受には独自の基本番号があり、ふつうは3つ、4つ、または5つの数字か文字と数字の組合せで構成されます。標準玉軸受および標準ころ軸受のほぼすべての軸受形式に用いられている番号システムを線図3にまとめています。各数字や数字と文字の組合せには次の意味があります。

- 一番左の数字または文字は軸受形式を示します。番号や文字が実際に意味する軸受形式を模式図で示します (→線図3)。
- その次の数字2つはISOの寸法系列を示します。一つ目の数字は幅系列または高さ系列 (寸法B、T、H) を、二つ目は直径系列 (寸法D) を示します。
- 基本番号の一番右の数字2つは軸受の寸法コードを表します。数字に5を掛けるとミリメートル単位の内径が得られます。

ただし、例外のない規則はありません。軸受呼び番号システムで最も重要な例外事項を以下に挙げておきます。

1. 稀に、軸受形式を示す数字や寸法系列の最初の数字を省略することがあります。省略される数字は線図3のカッコ内に示しています。
2. 内径が10 mm未満または500 mm以上の軸受では、内径の表記にコード番号を用いるのではなく、ふつうはミリメートルを使用します。寸法表記と他の基本番号との間には斜線を入れます。例：618/8 (d = 8 mm)、511/530 (d = 530 mm)。  
この規則は、ISO 15:1998による内径22、28、32 mmの標準軸受にも適用します。例：62/22 (d = 22 mm)。
3. 内径10、12、15、17 mmの軸受には以下の寸法コードを使用します。  
00 = 10 mm  
01 = 12 mm  
02 = 15 mm  
03 = 17 mm
4. 内径10 mm未満の小型軸受のうち深溝玉軸受、自動調心玉軸受、アンギュラ玉軸受などの形式では、内径の表記をミリメートルでも行います (寸法コードを使用せずに)。ただし、この場合は系列記号との間に斜線は入れません。例：629、129 (d = 9 mm)。
5. 軸受の内径が標準内径とは異なるとき、内径表記はコード化せず、必ず小数点第三位までのミリメートル単位で表記します。この内径表記は基本番号の一部であり、基本番号との間に斜線を入れます。例：6202/15.875 (d = 15.875 mm =  $5/8$  in)。

## 系列記号

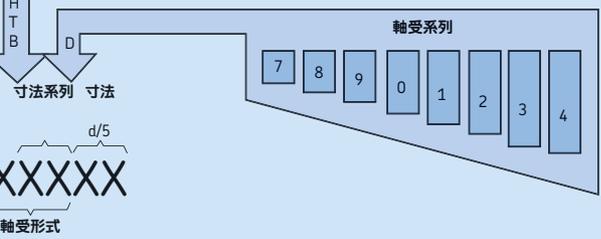
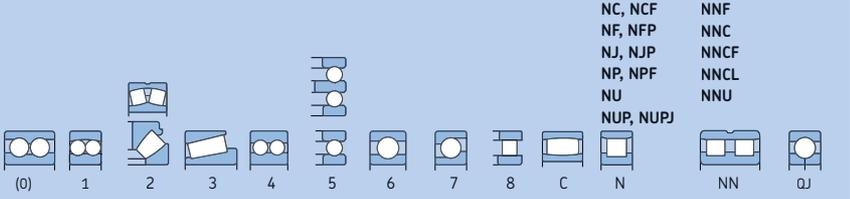
各標準軸受は、寸法表記なしの基本番号で表記された別々の軸受系列に属します。系列記号には、A、B、C、D、Eの接尾記号、またはCAのように組合わせ文字の接尾記号が付くことがよくあります。これは、接触角など内部設計の違いを示すのに用いられます。

線図3の軸受模式図の上に最も一般的な系列記号を示します。カッコ内の数字は系列記号には含まれません。

SKFメートル系標準玉軸受・ころ軸受の呼び番号システム

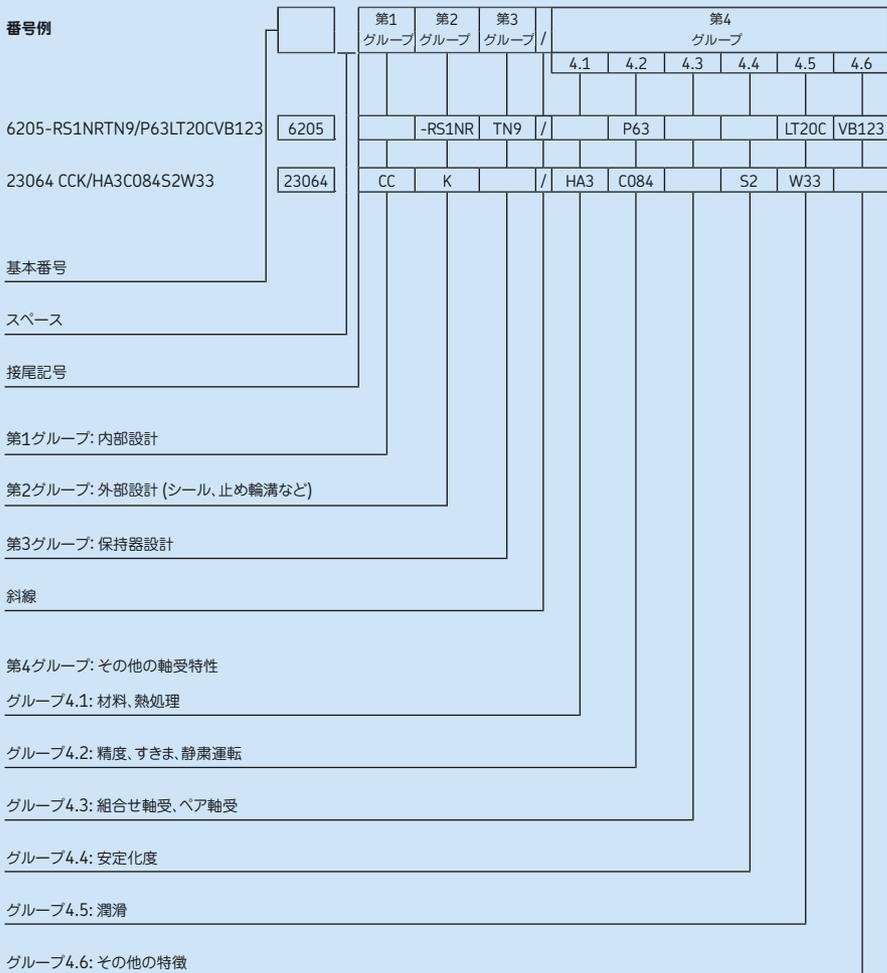
軸受系列				6(0)4						6(0)4			
				544	623						(0)4		
		223		524	6(0)3						33		
		213		543	622						23		
		232		523	6(0)2			23			(0)3		
		222		542	630			32			22		
		241		522	6(1)0			22			12		
		231			16(0)0			41			(0)2		
		240	323	534	639			31		31	41		
		230	313	514	619			60		30	31		
		249	303	533	609			50		20	60		
		239	332	513	638	7(0)4	814	40		10	50		
	139	248	322	532	628	7(0)3	894	30		39	40		23
	130	238	302	512	618	7(0)2	874	69		29	30		(0)3
	(1)23		331	511	608	7(1)0	813	59		19	69		12
	1(0)3			510	637	719	893	49		38	49		(0)2
	(1)22	294	330	591	627	718	812	39		28	39		10
(0)33	1(0)2	293	320	4(2)3									
(0)32	1(1)0	292	329	4(2)2	590	617	708	811	29	18	48		19

軸受形式



記号	軸受形式	記号	軸受形式	記号	軸受形式
0	複列アンギュラ玉軸受	7	単列アンギュラ玉軸受	QJ	四点接触玉軸受
1	自動調心玉軸受	8	スラスト円筒ころ軸受	T	ISO 355-1977による円すいころ軸受
2	球面ころ軸受、スラスト球面ころ軸受	C	CARBトロイダルころ軸受		
3	円すいころ軸受	N	円筒ころ軸受2つめ、時には3つめの文字も用いて列数やつば構成を区別します。例: NJ, NU, NUP, NN, NNU, NNCFなど		
4	複列深溝玉軸受				
5	スラスト玉軸受				
6	単列深溝玉軸受				

接尾記号の番号システム



## 補助記号

### 接頭記号

接頭記号は軸受部品の区別に用いられ、ふつうはそのあとに完全な軸受呼び番号が続きます。また、他の軸受呼び番号との混同を避けるために用いられる場合もあります。たとえば、(その大半が)インチ系軸受を対象としたANSI/ABMA規格19による円すいころ軸受では、呼び番号の前に接頭記号を付けます。

GS	スラスト円筒ころ軸受の外輪
K	スラスト円筒ころ軸受の保持器付きころ
K-	ABMA標準系列に属するインチ系円すいころ軸受のころと保持器付き内輪(コーン)または外輪(カップ)
L	分離型軸受の分離し得る内輪または外輪
R	分離型軸受の(保持器付き)ころ付き内輪または外輪
W	ステンレス深溝玉軸受
WS	スラスト円筒ころ軸受の内輪
ZE	SensorMount <sup>®</sup> 機能付き軸受

### 接尾記号

接尾記号は、何らかの点で元の設計とは異なるか、または現在の標準設計と異なる設計や特徴を識別するのに用います。接尾記号はいくつかのグループに分けられます。2種類以上の特徴を示すときは、**線図4**の順番に接尾記号を付します。

最も一般的に使用される接尾記号を以下に挙げます。なお、すべての特徴を扱っているわけではありません。

A	主要寸法は同じで内部設計が異なるもの。原則として、文字の意味は特定の軸受や軸受系列にかかる。例: 4210 A: 入れ溝なし複列深溝玉軸受
AC	3220 A: 入れ溝なし複列アンギュラ玉軸受
ADA	接触角25°の単列アンギュラ玉軸受 外輪止め輪溝の変更。ツーピース内輪が共通の止め輪で固定されている。
B	主要寸法は同じで内部設計が異なるもの。原則として、文字の意味は特定の軸受や軸受系列にかかる。例: 7224 B: 接触角40°の単列アンギュラ玉軸受 32210 B: 急こう配型円すいころ軸受
Bxx (x)	Bのあとに2つまたは3つの数字を用い、一般的な接尾記号では区別できない標準設計との違いを示す。例: B20: 幅公差小
C	主要寸法は同じで内部設計が異なるもの。原則として、文字の意味は特定の軸受や軸受系列にかかる。例: 21306 C: つばなし内輪、左右対称ころ、浮き案内輪、鋼製打抜きウインドウタイプ保持器を用いた球面ころ軸受

CA	1. C設計の球面ころ軸受だが、内輪に小つばがあり、保持器はもみ抜き。 2. ユニバーサルマッチ用単列アンギュラ玉軸受。2個の軸受を背面組合せまたは正面組合せとし、取付け前のアキシアル内部すきまは普通 (CB) より小さい。	CV	内部設計が異なる総ころ型円筒ころ軸受。
CAC	CA設計の球面ころ軸受だが、改良ころ案内付き。	CS	軸受の片側にアクリロニトリルブタジエンゴム (NBR) の鋼板補強接触シール。
CB	1. ユニバーサルマッチ用単列アンギュラ玉軸受。2個の軸受を背面組合せまたは正面組合せとし、取付け前のアキシアル内部すきまは普通。 2. 複列アンギュラ玉軸受の管理されたアキシアルすきま。	2CS	軸受の両側にCS接触シール
CC	1. C設計の球面ころ軸受だが、改良ころ案内付き。 2. ユニバーサルマッチ用単列アンギュラ玉軸受。2個の軸受を背面組合せまたは正面組合せとし、取付け前のアキシアル内部すきまは普通 (CB) より大きい。	CS2	軸受の片側にフッ素ゴム (FKM) の鋼板補強接触シール
CLN	ISO精度等級 6X相当の円すいころ軸受。	2CS2	軸受の両側にCS2接触シール
CLO	ANSI/ABMA規格19.2:1994による等級 0 精度のインチ系円すいころ軸受。	CS5	軸受の片側に水素化アクリロニトリルブタジエンゴム (HNBR) の鋼板補強接触シール
CL00	ANSI/ABMA規格19.2:1994による等級 00 精度のインチ系円すいころ軸受。	2CS5	軸受の両側にCS5接触シール
CL3	ANSI/ABMA規格19.2:1994による等級 3 精度のインチ系円すいころ軸受。	C1	C2より小さい軸受内部すきま
CL7C	特殊な摩擦挙動および高回転精度の円すいころ軸受。	C2	普通 (CN) より小さい軸受内部すきま
CN	「普通」内部すきま、通常はすきまの減少分を示す追加文字とともに使用。例: CNH 「普通」すきまの上半分の範囲 CNL 「普通」すきまの下半分の範囲 CNM 「普通」すきまを4等分した中央2つ分の範囲。 CNP 「普通」すきまの上半分とC3すきまの下半分。 上記のH、L、M、Pの文字はすきまクラスC2、C3、C4、C5とともに使用する場合もある。	C3	普通 (CN) より大きい軸受内部すきま
		C4	C3より大きい軸受内部すきま
		C5	C4より大きい軸受内部すきま
		C02	組立て軸受の内輪回転精度の大幅な公差縮小
		C04	組立て軸受の外輪回転精度の大幅な公差縮小
		C08	C02 + C04
		C083	C02 + C04 + C3
		C10	内径および外径の公差縮小

D	主要寸法は同じで内部設計が異なるもの。原則として文字の意味は特定の軸受系列にかかる。例: 3310 D: ツーピース内輪付き複列アンギュラ玉軸受。	FA	鋼製もみ抜きまたは特殊鋳鉄製保持器で、外輪に重心がかかるもの。
DA	外輪止め輪溝の変更。ツーピース内輪が共通の止め輪で固定されている	FB	鋼製もみ抜きまたは特殊鋳鉄製保持器で内輪に重心がかかるもの。
DB	2列背面組合せ用の単列深溝玉軸受 (1)、単列アンギュラ玉軸受 (2)、または単列円すいころ軸受DBのあとの文字は、取付け前の軸受のアキシアル内部すきまの大きさまたは予圧の大きさを示す。 A 軽予圧 (2) B 中予圧 (2) C 重予圧 (2) CA 普通 (CB) より小さいアキシアル内部すきま (1、2) CB 普通のアキシアル内部すきま (1、2) CC 普通 (CB) より大きいアキシアル内部すきま (1、2) C $\mu\text{m}$ 単位の特種アキシアル内部すきま GA 軽予圧 (1) GB 中予圧 (1) G daN単位の特種予圧	G	ユニバーサルマッチ用単列アンギュラ玉軸受。2列背面組合せまたは正面組合せとした軸受で、取付け前に一定のアキシアルすきまを設ける。
DF	組合せ円すいころ軸受では、内輪と外輪の間の中間輪の設計および配置をDBと上記の文字の間に入れる2個の数字で示す。		
DT	2列正面組合せ用の単列深溝玉軸受、単列アンギュラ玉軸受、または単列円すいころ軸受。DFのあとの文字については、DBの箇所で説明。		
DT	2列並列組合せ用の単列深溝玉軸受、単列アンギュラ玉軸受または単列円すいころ軸受。組合せ円すいころ軸受では、内輪と外輪の間の中間輪の設計および配置をDTのすぐあとに続ける2個の数字で表記。		
E	主要寸法は同じで内部設計が異なるもの。原則として文字の意味は特定の軸受系列にかかる。ふつうは、補強転動体組を示す。例: 7212 BE: 接触角40°および最適化内部設計の単列アンギュラ玉軸受		
EC	内部設計最適化およびころ端面とつばの接触が変更された単列円筒ころ軸受		
ECA	CA設計の球面ころ軸受だが、補強転動体組付き。		
ECAC	CAC設計の球面ころ軸受だが、補強転動体組付き。		
F	鋼製もみ抜きまたは特殊鋳鉄製保持器で転動体に重心がかかるもの。設計および材料等級の違いはFのあとの数字で示す。例: F1。		

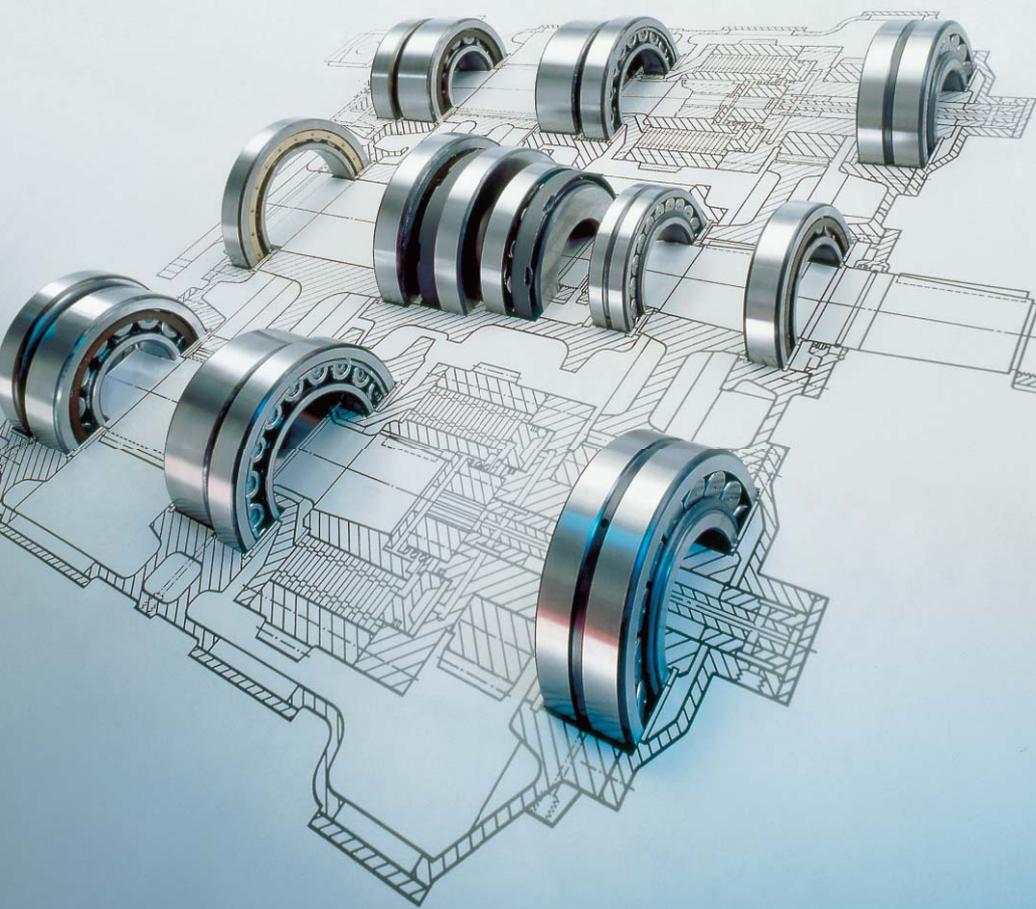
G..	グリス充てん。2つめの文字はグリスの温度範囲を、3つめの文字は実際のグリスを示す。2つめの文字の意味は以下のとおり: E 極圧グリス F 食品機械用グリス H, J 高温用グリス、例: -20 °Cから +130 °C L 低温用グリス、例: -50 °Cから +80 °C M 中温用グリス、例: -30 °Cから +110 °C W, X 低高温用グリス、例: -40 °Cから +140 °C  3文字のグリス記号のあとの数字は、充てん率が標準とは異なることを示す。数字の1、2、3は標準より少ないこと、4から9は標準より多いことを示す。例: GEA: 極圧グリス、標準の充てん量 GLB2: 低温用グリス、15 %から25 %の充てん率	HA	はた焼きの軸受または軸受部品。詳細区別を行うときは、HAのあとに以下のいずれかの数字を付ける。 0 軸受全体 1 外輪および内輪 2 外輪 3 内輪 4 外輪、内輪および転動体 5 転動体 6 外輪および転動体 7 内輪および転動体
GA	ユニバーサルマッチ用単列アンギュラ玉軸受。2列背面組合せまたは正面組合せの軸受で、取付け前に軽予圧をかける。	HB	ベナイト焼入れの軸受または軸受部品。詳細区別を行うときは、HBのあとにHAの箇所て説明した数字を付ける。
GB	ユニバーサルマッチ用単列アンギュラ玉軸受。2列背面組合せまたは正面組合せの軸受で、取付け前に中予圧をかける。	HC	セラミック材料による軸受または軸受部品。詳細区別を行うときは、HCのあとにHAの箇所て説明した数字を付ける。
GC	ユニバーサルマッチ用単列アンギュラ玉軸受。2列背面組合せまたは正面組合せの軸受で、取付け前に重予圧をかける。	HE	真空再溶解鋼による軸受または軸受部品。詳細区別を行うときは、HEのあとにHAの箇所て説明した数字を付ける。
GJN	温度範囲-30 °Cから+150 °C用、NLGIちよう度クラス2のポリウレア系グリス (通常の充てん率)	HM	マルテンサイト焼入れの軸受または軸受部品。詳細区別を行うときは、HMのあとにHAの箇所て説明した数字を付ける。
GXN	温度範囲-40 °Cから+150 °C用、NLGIちよう度クラス2のポリウレア系グリス (通常の充てん率)	HN	特殊表面熱処理を施した軸受または軸受部品。詳細区別を行うときは、HNのあとにHAの箇所て説明した数字を付ける。
H	焼き入れされた鋼製打抜きスナップタイプ保持器	HT	高温用グリス充てん (例: -20 °Cから +130 °C) HTまたはHTのあとの2つの数字で実際のグリスを示す。標準以外の充てん率は、HTxxのあとの文字または文字と数字の組合せで示す。 A 標準より少ない充てん率 B 標準より多い充てん率 C 70 %を超える充てん率 F1 標準より少ない充てん率 F7 標準より多い充てん率 F9 70 %を超える充てん率 例: HTB、HT22、HT24B
		HV	硬化性ステンレス鋼の軸受または軸受部品。詳細区別を行うときは、HVのあとにHAの箇所て説明した数字を付ける。
		J	鋼製打抜き保持器で、重心が転動体にかかり、硬化処理なしのもの。設計の違いは数字で区別する。例: J1。

JR	硬化処理なしの鋼製平座金2個をリベット止めした保持器	N	外輪の止め輪溝付き
K	テーパー比1:12のテーパー穴	NR	外輪止め輪溝、止め輪付き
K30	テーパー比1:30のテーパー穴	N1	外輪の片方の側面に1本の位置決め溝(切欠き)
LHT	低高温用グリース充てん(例: -40℃から+140℃) LHTのあとの2つの数字で実際のグリースを示す。HTの箇所て説明した追加文字または文字と数字の組合せにより、標準以外の充てん率を示す。例: LHT23、LHT23C、LHT23F7	N2	外輪の片方の側面に互いに180°離れた2本の位置決め溝(切欠き)
LS	鋼板補強ありまたはなしのアクリロニトリルブタジエンゴム(NBR)またはポリウレタン(AU)製接触シールを軸受の片側に使用。	P	ガラス繊維強化ポリアミド6,6の射出成形保持器で、転動体に重心がかかるもの。
2LS	軸受の両側にLS接触シールを使用	PH	ガラス繊維強化ポリエーテルエーテルケトン(PEEK)の射出成形保持器で、転動体に重心がかかるもの。
LT	低温用グリース充てん(例: -50℃から+80℃) LTまたはLTのあとの2つの数字で実際のグリースを示す。HTの箇所て説明した追加文字または文字と数字の組合せにより、標準以外の充てん率を示す。例: LT、LT10、LTF1	PHA	ガラス繊維強化ポリエーテルエーテルケトン(PEEK)の射出成形保持器で、外輪に重心がかかるもの。
L4B	特殊表面コーティングの軸受軌道輪および転動体	PHAS	ガラス繊維強化ポリエーテルエーテルケトン(PEEK)の射出成形保持器で、外輪重心、案内面に潤滑溝付き
L5B	特殊表面コーティングの転動体	P4	ISO精度等級 4相当の寸法・回転精度
L5DA	コーティングを施した転動体を用いたNoWear軸受	P5	ISO精度等級 5相当の寸法・回転精度
L7DA	コーティングを施した転動体および内輪軌道を用いたNoWear軸受	P6	ISO精度等級 6相当の寸法・回転精度
M	黄銅製もみ抜き保持器で重心が転動体にかかるもの。設計および材料等級の違いは数字または文字で区別する。例: M2、MC。	P62	P6 + C2
MA	黄銅製もみ抜き保持器で重心が外輪にかかるもの。	P63	P6 + C3
MB	黄銅製もみ抜き保持器で重心が内輪にかかるもの。	Q	内部形状および表面仕上げが最適化されたもの(円すいころ軸受)
ML	黄銅製もみ抜き一体型ウィンドウタイプ保持器で内輪または外輪に重心がかかるもの。	R	1. 外輪外側に一体フランジ付き
MP	黄銅製もみ抜き一体型ウィンドウタイプ保持器で、転動体に重心がかかるもの。	RS	2. クラウニングランナ面(トラックランナ軸受)
MR	黄銅製もみ抜き一体型ウィンドウタイプ保持器で、転動体に重心がかかるもの。	2RS	鋼板補強ありまたはなしのアクリロニトリルブタジエンゴム(NBR) 接触シールを軸受の片側に使用。
MT	中温用グリース充てん(例: -30℃から+110℃) MTのあとの2つの数字で実際のグリースを示す。HTの箇所て説明した追加文字または文字と数字の組合せにより、標準以外の充てん率を示す。例: MT33、MT37F9、MT47	RS1	軸受の両側にRS接触シール
		RS1	軸受の片側にアクリロニトリルブタジエンゴム(NBR)の鋼板補強接触シール
		2RS1	軸受の両側にRS1接触シール
		RS1Z	軸受の片側にアクリロニトリルブタジエンゴム(NBR)の鋼板補強接触シール、軸受のもう片側にはシールドを使用
		RS2	軸受の片側にフッ素ゴム(FKM)の鋼板補強接触シール
		2RS2	軸受の両側にRS2接触シール

## 軸受一般資料

RSH	軸受の片側にアクリロニトリルブタジエンゴム (NBR) の鋼板補強接触シール	V	総ころ型または総玉型の軸受 (保持器なし)
2RSH	軸受の両側にRSH接触シール	V...	Vは、特徴の種類を示す2個目の文字とともに用いる。この2つの文字のあとに3つまたは4つの数字からなる番号を続け、「標準」以外の特徴内容を示す。例:
RSL	軸受の片側にアクリロニトリルブタジエンゴム (NBR) の鋼板補強低摩擦接触シール		VA 特定アプリケーションタイプ
2RSL	軸受の両側にRSL低摩擦接触シール		VB 主要寸法の変更
RZ	軸受の片側にアクリロニトリルブタジエンゴム (NBR) の鋼板補強低摩擦シール		VE 外部または内部の変更
2RZ	軸受の両側にRZ低摩擦シール		VL コーティング
S0	使用温度限界+150 °C以下に寸法安定化処理された軌道輪		VQ 標準以外の品質、精度
S1	使用温度限界+200 °C以下に寸法安定化処理された軌道輪		VS すきまおよび予圧
S2	使用温度限界+250 °C以下に寸法安定化処理された軌道輪	VA201	VT 潤滑
S3	使用温度限界+300 °C以下に寸法安定化処理された軌道輪	VA208	VU その他のアプリケーション
S4	使用温度限界+350 °C以下に寸法安定化処理された軌道輪	VA216	VA201 高温用軸受 (キルトトラックなど)
T	繊維強化フェノール樹脂製ウィンドウタイプ保持器、転動体重心	VA228	VA208 高温用軸受
TB	繊維強化フェノール樹脂製ウィンドウタイプ保持器、内輪重心	VA301	VA216 高温用軸受
TH	繊維強化フェノール樹脂製スナップタイプ保持器、転動体重心	VA305	VA228 高温用軸受
TN	ポリアミド6,6射出成形保持器、転動体重心	VA3091	VA301 電車の主電動機用軸受
TNH	ガラス繊維強化ポリエーテルエーテルケトン (PEEK) の射出成形保持器、転動体重心	VA320	VA305 主電動機 + 特殊検査用軸受
TNHA	ガラス繊維強化ポリエーテルエーテルケトン (PEEK) の射出成形保持器、外輪重心	VA350	VA3091 主電動機用軸受、外輪外面のアルミ酸化皮膜により最大DC 1 000 Vの電気抵抗
TN9	ガラス繊維強化ポリアミド6,6の射出成形保持器、転動体重心	VA380	VA320 EN 12080:1998による鉄道軸箱用軸受
U	Uは1つの数字とともに用い、幅精度の公差が小さい円すいころ軸受のコーンまたはカップを示す。例: U2: 幅精度+0,05/0 mm U4: 幅精度+0,10/0 mm	VA405	VA350 鉄道軸箱用軸受
		VA406	VA380 EN 12080:1998による鉄道軸箱用軸受
		VC025	VA405 振動アプリケーション向け軸受
		VE240	VA406 特殊PTFE内径コーティングによる振動アプリケーション向け軸受
		VE447	VC025 重汚染環境用特殊デブリ熱処理部品を用いた軸受
		VE552	VE240 アクシアル方向移動を大きくしたCARB軸受
			VE447 内輪の片側に等間隔に3つのねじ穴をあげ巻上げ用具を取付けられるようにしたスラスト軸受
			VE552 外輪の片側に等間隔に3つのねじ穴をあげ巻上げ用具を取付けられるようにしたラジアル軸受

- VE553** 外輪の両側に等間隔に3つのねじ穴をあけ巻上げ用具を取付けられるようにしたラジアル軸受
- VE632** 内輪の片側に等間隔に3つのねじ穴をあけ巻上げ用具を取付けられるようにしたスラスト軸受
- VG114** 表面硬化処理鋼製打抜き保持器
- VH** 自己保持型ころを用いた総ころ型円筒ころ軸受
- VL0241** 外輪外面のアルミ酸化皮膜による最大DC 1 000 Vの電気抵抗
- VL2071** 内輪外面のアルミ酸化皮膜による最大DC 1 000 Vの電気抵抗
- VQ015** ミスアライメントの許容度を高めたクラウニング軌道付き内輪
- VQ424** CO8より高い回転精度
- VT143** 温度範囲-20 °Cから+110 °C用、NLGIちょう度クラス2のリチウム石けん極圧グリース(通常の充てん率)
- VT378** 温度範囲-25 °Cから+120 °C用、NLGIちょう度クラス2の食品機械用アルミニウム石けんグリース(通常の充てん率)
- W** 外輪に環状溝および潤滑穴なし
- WT** 低高温用グリース充てん(例:-40 °Cから+160 °C) WTまたはWTのあとの2つの数字で実際のグリースを示す。HTの箇所では説明した追加文字または文字と数字の組合せにより、標準以外の充てん率を示す。例:WT、WTF1
- W20** 外輪に3つの潤滑穴
- W26** 内輪に6つの潤滑穴
- W33** 外輪に環状溝および3つの潤滑穴
- W33X** 外輪に環状溝および6つの潤滑穴
- W513** 内輪に6つの潤滑穴、外輪に環状溝と3つの潤滑穴
- W64** ソリッドオイル充てん
- W77** プラグ付きのW33潤滑穴
- X** 1. 主要寸法をISO規格準拠に変更  
2. 円筒状ランナ面(トラックランナ軸受)
- Y** 黄銅製打抜き保持器、転動体重心。設計および材料等級の違いはYのあとの数字で示す。例:Y1。
- Z** 軸受の片側に鋼板製打抜きシールドを使用
- ZZ** 軸受の両側にZ-シールドを使用



# 軸受の使い方

<b>軸受配列</b> .....	<b>160</b>
固定側軸受と自由側軸受による配列 .....	160
調整式軸受配列 .....	162
浮動式軸受配列 .....	162
<b>軸受のラジアル方向位置決め</b> .....	<b>164</b>
はめあいの選定 .....	164
推奨はめあい .....	167
はめあい推奨表 .....	168
精度表 .....	172
中空軸のはめあい .....	172
はめあい面と接触部の寸法、形状、回転精度 .....	194
はめあい面の表面粗さ .....	198
軸およびハウジングに加工された軌道面 .....	198
<b>軸受のアキシアル方向位置決め</b> .....	<b>199</b>
位置決めの方法 .....	199
取付け関係寸法 .....	202
<b>関連部品の設計</b> .....	<b>204</b>
<b>軸受の予圧</b> .....	<b>206</b>
予圧の種類 .....	206
軸受予圧の効果 .....	208
予圧力の計算 .....	208
調整手順 .....	212
ばねによる予圧 .....	216
正しい予圧の維持 .....	216
予圧をかける軸受装置用の軸受 .....	217
<b>密封装置</b> .....	<b>218</b>
シールの種類 .....	218
シールの選定 .....	219
シール一体型軸受 .....	221
外部シール .....	223

## 軸受配列

回転機器部品、たとえば回転軸の軸受装置がハウジングなどの機器の静止部分に対してラジアル方向とアキシャル方向に回転軸を支持および位置決めするとき、通常2つの軸受を必要とします。軸受装置の配列には、アプリケーション、荷重、回転精度、コスト面に応じて以下のパターンが考えられます。

- 固定側軸受と自由側軸受による配列
- 調整式軸受配列
- “流動” 浮動式軸受配列

このカタログでは、単独の軸受でラジアル、アキシャル、モーメント荷重を受けることができる関節ジョイントのような軸受配列は扱いません。このような軸受配列を必要とされる場合は、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスにご相談されることをお勧めします。

## 固定側軸受と自由側軸受による配列

軸の一方の端にある固定側軸受は、ラジアル方向の支持をすると同時に、軸を両方のアキシャル方向に位置決めします。したがって、固定側軸受は軸とハウジングの双方に対して固定されなければなりません。固定側に適した軸受は、複合荷重を負荷できるラジアル軸受、たとえば深溝玉軸受、複列または組合せ単列アンギュラ玉軸受、自動調心玉軸受、球面ころ軸受、組合せ円すいころ軸受などです。ラジアル荷重だけを負荷するラジアル軸受、たとえば軌道輪が片つばの円筒ころ軸受を、深溝玉軸受または四点接触玉軸受あるいは複式スラスト軸受と組合せて固定側軸受とすることもできます。このとき、第二の軸受は両方のアキシャル方向位置決めを行います、ハウジングに取付けるときはラジアル方向が自由になるようにします（すきまばめ）。

もう一方の軸端にある自由側軸受は、ラジアル方向のみを支えます。ただし、熱膨張で軸受の長さが増えた場合などの軸受どうしの相互応力を防ぐため、アキシャル方向の移動も許容する必要があります。軸受内のアキシャル方向移動は、針状ころ軸受、NU型、N型の円筒ころ軸受、CARBトイダルころ軸受では軸受内部で吸収できます。あるいは、内輪または外輪とそのはめあい面との間で吸収する場合があります。この場合は、できれば外輪とハウジング内径面との間で吸収することが望まれます。

図1

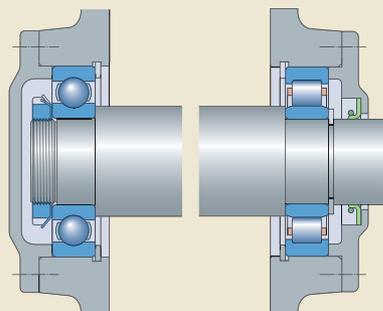


図2

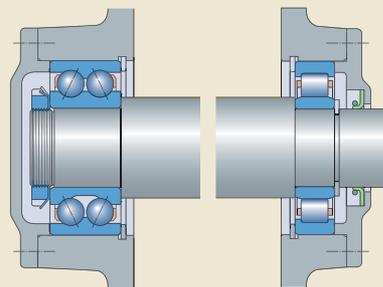


図3

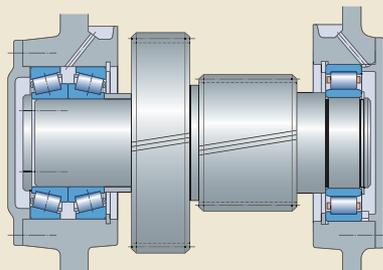
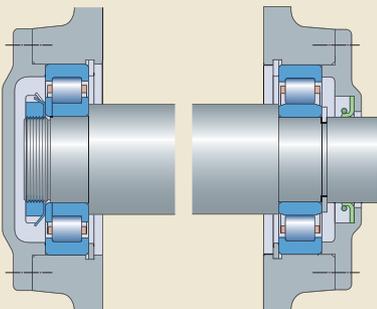


図4



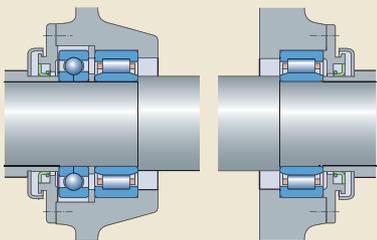
固定側軸受と自由側軸受の組合せは多数ありますが、そのなかから一般的なものを以下にご紹介します。

軸受内で「摩擦のない」アキシャル方向移動が要求される剛性軸受配列では、以下の組合せが用いられません。

- 深溝玉軸受と円筒ころ軸受 (→図1)
- 複列アンギュラ玉軸受と円筒ころ軸受 (→図2)
- 組合せ単列円すいころ軸受と円筒ころ軸受 (→図3)
- NUP型円筒ころ軸受とNU型円筒ころ軸受 (→図4)
- NU型円筒ころ軸受および四点接触玉軸受と、NU型円筒ころ軸受 (→図5)

上記の組合せでは、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。これが不可能であれば、ミスアライメントを許容できる自動調心軸受を以下のように組合せて用いることをお勧めします。

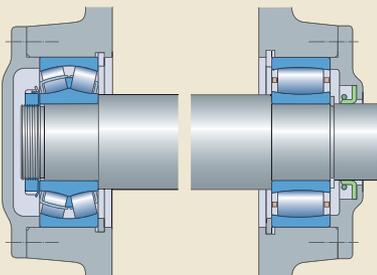
図5



- 自動調心玉軸受とCARBTロイダルころ軸受
- 球面ころ軸受とCARBTロイダルころ軸受 (→図6)

以上の軸受配列は角度ミスアライメントとともにアキシャル方向移動を許容できるため、軸受装置の内部アキシャル荷重の発生を防ぐことができます。

図6



## 軸受の使い方

内輪が回転荷重となる軸受配列では軸の長さの変化を軸受とそのはめあい面との間で吸収することになりますが、この場合、アキシャル方向移動は軸受の外輪とハウジングとの間で吸収します。最もよくあるのは以下の組合せです。

- 深溝玉軸受と深溝玉軸受 (→図7)
- 自動調心玉軸受または球面ころ軸受と自動調心玉軸受または球面ころ軸受 (→図8)
- 組合せ単列アンギュラ玉軸受と深溝玉軸受 (→図9)

## 調整式軸受配列

調整式軸受配列では、軸は一つの軸受で一方のアキシャル方向に固定され、他方の軸受で反対側のアキシャル方向に固定されます。このタイプの配列は「両側固定」とも呼ばれ、一般には短軸に用いられます。この軸受配列には、少なくとも一方向のアキシャル荷重を負荷できるラジアル軸受が適しており、たとえば以下のものがあります。

- アンギュラ玉軸受 (→図10)
- 円すいころ軸受 (→図11)

単列アンギュラ玉軸受または円すいころ軸受を両側固定配列に用いる場合、予圧が必要になることもあります (→206ページ)。

## 浮動式軸受配列

浮動式軸受配列も両側固定ですが、アキシャル方向位置決めが厳しくない場合や軸に取付ける他の部品がアキシャル方向の位置決め役割を果たす場合に適した配列です。

このタイプの配列には、以下の軸受が適しています。

- 深溝玉軸受 (→図12)
- 自動調心玉軸受
- 球面ころ軸受

浮動式軸受配列で重要なことは、各軸受の軌道輪の一方がはめあい面に対して移動できなければならないことです。できれば、外輪がハウジング内で移動するのが望ましい方式です。浮動式軸受配列は、オフセット内輪を用いた2個のNJ型円筒ころ軸受で構成することもできます (→図13)。この場合、アキシャル方向の移動は軸受内で吸収されます。

図7

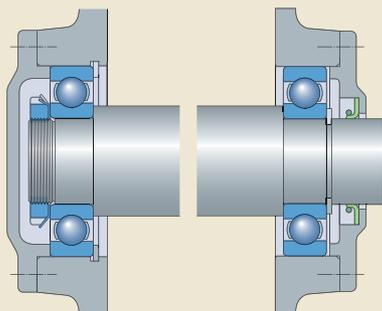


图8

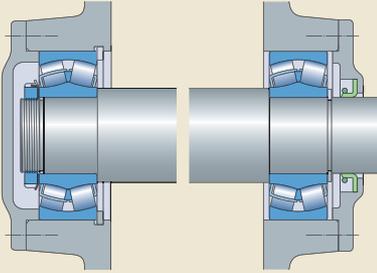


图11

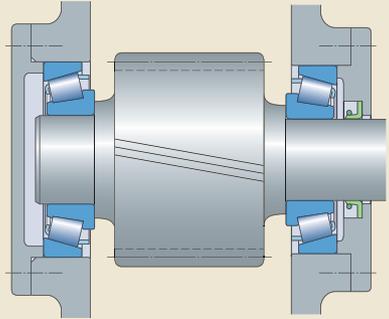


图9

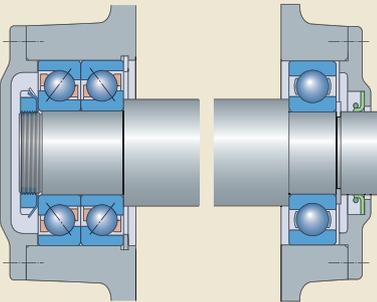


图12

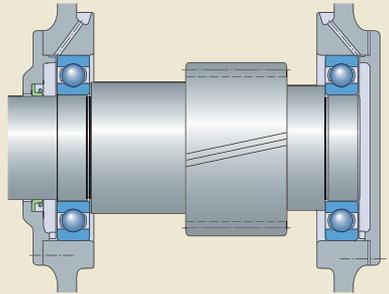


图10

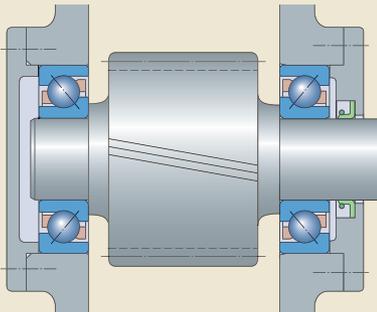
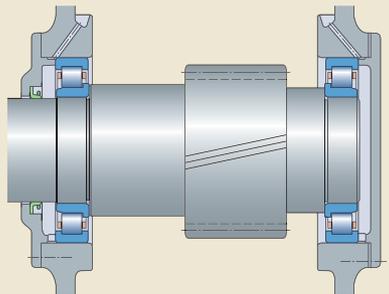


图13



## 軸受のラジアル方向位置決め

軸受の荷重負荷能力を充分に活用するには、軌道輪をその全周について軌道の全幅にわたり確実に支持しておかなければなりません。支持は、円筒またはテーパはめあい面によって、またス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かつ均一に行います。すなわち、軸受のはめあい面は適正な精度で製作しなければならず、また表面は溝や穴その他の不連続面があってはならないことを意味します。さらに、軌道輪が荷重を受けたときにはめあい面に対してずれないように、しっかりと固定する必要があります。

概して、ラジアル方向の満足な位置決めや適正な支持力を確保するには、軌道輪を適正なしめしろで取付けなければなりません。固定が不十分であったり固定方法に問題のある軸受は、一般に軸受や関連部品に損傷をきたします。しかし、取付けや取外しを容易に行いたい場合や自由側軸受のアキシアル方向移動が要求される場合は、必ずしも締まりばめが使えるとは限りません。すきまばめを用いるとクリープによる摩耗は避けられませんが、この摩耗を制限するための特殊対策を実施する必要があります。たとえば、はめあい面および取付け部の表面硬化処理、特殊潤滑溝や摩耗粒子の除去による合せ面の潤滑、あるいはキーなどの固定具を差込む溝を軌道輪の側面に設けるなどの対策を実施します。

## はめあいの選定

はめあいの選定では、一般的なガイドラインとともに本項で説明する要素を考慮に入れてください。

### 1. 回転条件

回転条件とは、荷重の方向との関係で考慮すべき軌道輪の状態を指します(→表1)。基本的に、「回転荷重」、「静止荷重」、「方向不定荷重」の3つの条件があります。

「回転荷重」とは、軌道輪が回転して荷重が静止している場合、あるいは軌道輪が静止して荷重が回転している場合で、一回転で軌道の全周に荷重がかかる状態のことです。たとえばコネクティングロッド軸受の外輪にかかるような、回転はしていないが揺動している重荷重は一般に回転荷重とみなされます。

回転荷重を受ける軌道輪は、すきまばめで取付けられている場合はめあい面に対して回転し(クリープまたはふらつき)、接触面の磨耗(フレッチング腐食)が生じることになります。これを防ぐには、締まりばめを用います。必要なしめしろは運転条件によります(→下記2および4を参照)。

「静止荷重」とは、軌道輪が静止して荷重も静止している場合、あるいは軌道輪も荷重も同じ速度で回転している場合で、荷重は常に軌道上の同じ点にかかっている状態です。ふつう、この状態では軌道輪がはめあ

い面で回転することはありません。したがって、他の理由で締まりばめが要求されない限り、必ずしも軌道輪を締まりばめにする必要はありません。

「方向不定荷重」とは、高速回転機器の外部からの変動荷重、衝撃荷重、振動、不釣合荷重を指します。このような荷重は方向が変化するため、正確に描写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、両軌道輪ともに締まりばめをすることをお勧めします。内輪については、ふつう、回転荷重に対する推奨はめあいを用います。ただし、外輪のハウジング内でのアキシアル方向移動が要求され、かつ荷重がそれほど大きくない場合、回転荷重に対する推奨値より若干ゆるめのはめあいを用いてかまいません。

## 2. 荷重の大きさ

軸受内輪がはめあい面に対して締めりばめで固定されているとき、荷重の増加とともに内輪が変形し、締めりばめがゆるんできます。回転荷重の影響を受けて、内輪がクリープを始めることもあります。したがって、しめしるの程度は荷重の大きさとの関係を重視すべきです。荷重が大きければ大きいほど、必要なしめしろも大きくなります（→図14）。衝撃荷重や振動についても考慮に入れる必要があります。

荷重の大きさは以下のように定義されます。

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

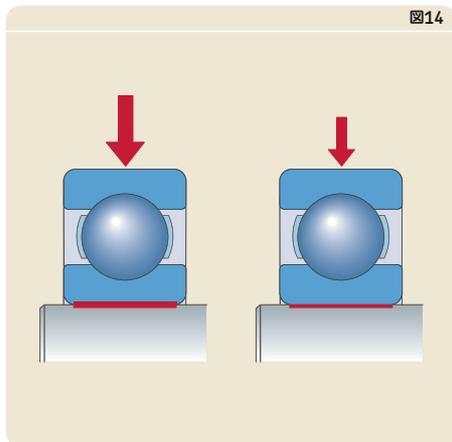


表1

回転条件と荷重				
運転条件	略図	荷重条件	例	推奨はめあい
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	内輪締めりばめ
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	コンベヤローラ 自動車のホイールハブ軸受	内輪すきまばめ 外輪締めりばめ
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	振動機器 振動ふるい、振動モータ	外輪締めりばめ 内輪すきまばめ
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	ジャイレートリクラッシャ (メリーゴーランド駆動装置)	内輪締めりばめ 外輪すきまばめ

### 3. 軸受内部すきま

軸受を軸またはハウジングに締めればめにするということは、軌道輪が弾性変形し（膨張または収縮）、軸受内部すきまが減少することを意味します。しかし、一定の最小すきまは残るようにしなければなりません（→137ページの「軸受内部すきま」参照）。初期すきまおよびすきまの減少許容値は軸受の形式および寸法によります。（→図15）。締めればめによるすきまの減少が大きくなることもある場合、軸受に予圧が掛かるのを防ぐためには、軸受初期すきまが普通すきまより大きいすきまを用いる必要があります。

### 4. 温度条件

たいていの用途では、外輪の運転温度は内輪より低くなります。これは内部すきまの減少につながります（→図16）。

運転中、軌道輪は取付けた相手の部品より温度が高くなるのがふつうです。その結果、内輪のはめあいがゆるくなる一方、外輪の膨張によりハウジング内で必要なアキシャル方向移動ができなくなることもあります。内輪のはめあいのゆるみは、高速起動やシール摩擦によっても発生することがあります。

したがって、軸受装置における温度差および熱の流れの方向にも注意する必要があります。

### 5. 回転精度要求

反動や振動の発生を減少させるため、回転精度要求の高い軸受には、通常はすきまばめは適用されません。軸およびハウジングと軸受とのはめあい面は寸法精度公差を狭く設定し、軸は少なくとも5級、ハウジングは少なくとも6級相当の精度が要求されます。また、円筒度の精度についても公差を狭く設定する必要があります（→196ページ表11）。

### 6. 軸およびハウジングの設計、材質

軌道輪を軸やハウジングに取付けることによって、軌道輪に不均一なゆがみ（真円度の偏差）が生じてはなりません。例えば、軌道輪のゆがみが、軸やハウジング面の不連続性によって生じることがあります。それゆえ、外輪にきつい締めればめを設定したり、選定した公差がH公差（多くの場合、K公差）によって得られるはめあいよりもきついはめあいに設定しないためには、二つ割りのハウジングは一般的に適していません。薄肉ハウジング、軽合金ハウジングまたは中空軸に取付ける軌道輪を適切に支持するためには、厚肉の鋼製または鋳鉄製ハウジングや中実軸用の推奨はめあいよりもきつい締めればめを適用します（→172ページ以降の「中空軸のはめあい」を参照）。また、場合によっては、ゆる目の締めればめが、特定の軸の材料に対して要求されることもあります。

図15

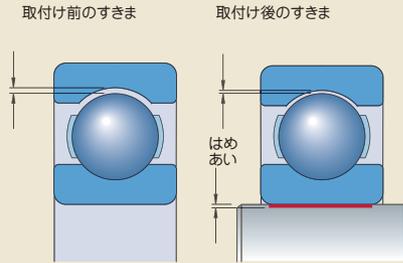
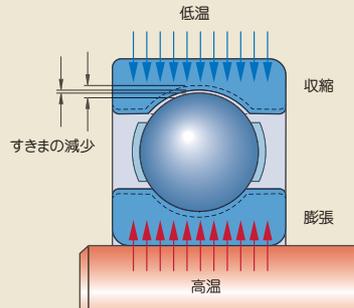


図16



## 7. 取付け、取外しの容易さ

すきまばめの軸受は、通常、締めりばめのものに比べて取付けや取外しが容易です。運転条件から締めりばめが必要とされ、且つ容易に取付けや取り外しが行えることが必要不可欠な場合、分離型軸受またはテーパ穴軸受を使用するとよいでしょう。テーパ穴軸受はテーパ軸に直接取付けたり、アダプタや取外しスリーブを使って滑らかなあるいは段付きの円筒軸に取付けることが出来ます (→201ページの図26、図27、図28)。

## 8. 自由側軸受の移動

軸受内部でアキシアル方向移動を吸収できない軸受を自由側に使用するとき、軌道輪のいずれか一方が常にアキシアル方向に自由に移動できる状態しておく必要があります。静止荷重を負荷する側の軌道輪にすきまばめを用いることで、これが可能になります (→199ページ図20)。外輪に静止荷重がかかりアキシアル方向移動をハウジングのはめあい面で吸収するとき、たとえば軽合金ハウジングが使われている場合、焼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がよくあります。こうすれば、硬さが充分でない材料のハウジングはめあい面が「ハンマで叩かれていびつになったような」事態は避けられます。さもなくば、時間の経過とともにアキシアル方向移動が制限されるか、まったく不能になることさえあります。

軌道輪が片つばの円筒ころ軸受、針状ころ軸受、CARBトイダルころ軸受を用いる場合、アキシアル方向移動は軸受内部で吸収するので、両軌道輪とも締めりばめで取付けてもかまいません。

## 推奨はめあい

転がり軸受の内径および外径の精度は国際規格で定められています (→120ページ以降の「精度」を参照)。

円筒穴と円筒外径をもつ軸受に締めりばめやすきまばめを適用する場合、軸とハウジング穴のはめあい面の公差範囲は、ISO公差系列から選定します。ごく限られたISO公差等級が、転がり軸受の用途として適用されます。軸受の内径と外径の精度について最も一般的に使用される等級を図示したものを168ページの図17に記します。

テーパ穴軸受は、テーパ軸に直接取付けたり、外径がテーパになったアダプタや取外しスリーブを介して円筒軸に取付けたりします。いずれの場合も、軸受内輪のはめあいには円筒穴軸受のように選定した軸の精度で決まるのではなく、内輪がテーパ面やテーパスリーブに押し込まれる距離によって決まります。「自動調心玉軸受」、「球面ころ軸受」、「CARBトイダルころ軸受」の各セクションで説明されているように、内部すきまの減少に対しては特別な注意事項を守る必要があります。

軸受をアダプタや取外しスリーブで取付ける場合は、スリーブ面の直径公差は大きめでもかまいませんが、円筒度の公差は厳しくする必要があります (→194ページ以降の「軸受はめあい面と取付け部の寸法、形状、回転精度」を参照)。

はめあい推奨表

鋼製中実軸に対する軸受はめあいの推奨値は、以下の表で確認できます。

表2: 円筒穴ラジアル軸受

表3: スラスト軸受

鋳鉄ハウジングおよび鋼製ハウジングとの軸受はめあいは、以下の表で確認できます。

表4: ラジアル軸受 – 一体型ハウジング

表5: ラジアル軸受 – 二つ割れまたは一体型ハウジング

表6: スラスト軸受

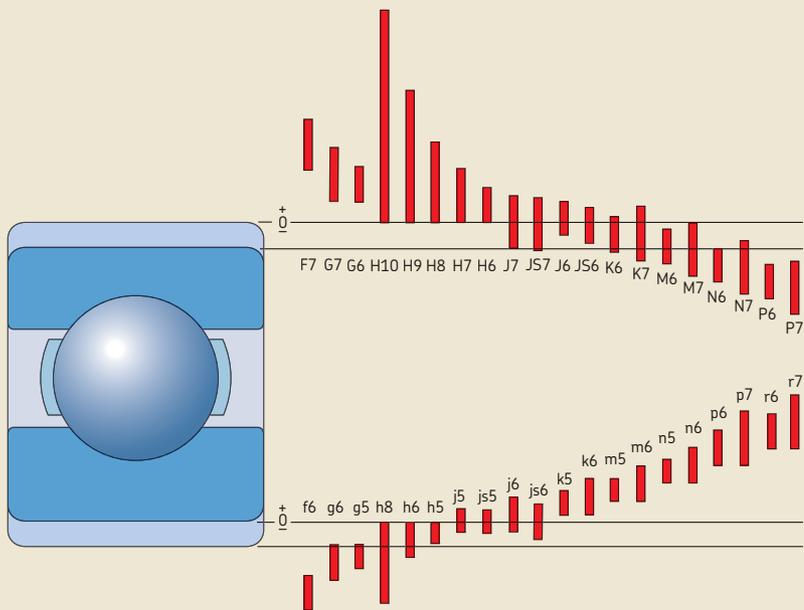
最新型の軸受を対象とした各表の推奨値は、これまで説明した一般的な選定ガイドラインのほか、軸受設計の進歩、広範な軸受配列や用途に対する長年の経験をもとにしています。最新型の軸受は以前の従来型軸受に比べて荷重負荷能力が大幅に伸びており、はめあい推奨値についてもこの性能の向上を反映しています。ハウジングはめあい精度の推奨表には、外輪がハウジ

ング内径に沿ってアキシアル方向移動が可能かどうか記載しています。これを利用すれば、自由側軸受として使用され、軸受内部で軸方向移動を吸収出来ないような一体型軸受において、選んだ公差が適切であるかどうか確認することが出来ます。

注記

ステンレス鋼軸受を用いる用途には、169～171ページの表2から表6の推奨公差があてはまりますが、表2の脚注2)と3)の制限事項を考慮に入れる必要があります。表2の脚注1)はステンレス鋼には該当しません。表2の推奨値よりきついはめあいが必要とされる場合は、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスにご相談ください。また、ステンレス軸を高温で使用する場合などは、軸受の初期すきまなどを考慮しなければならないこともあります。

図17



## 中実鋼製軸のはめあい

## 円筒穴ラジアル軸受

条件	適用例	軸径 mm		円すい ころ軸受	CARBころ軸受、 球面ころ軸受	はめあい公差
		玉軸受 <sup>1)</sup>	円筒 ころ軸受			
<b>内輪回転荷重または方向不定荷重</b>						
軽荷重、 変動荷重 ( $P \leq 0,05 C$ )	コンベヤ、	$\leq 17$	-	-	-	js5 (h5) <sup>2)</sup>
	軽荷重キヤ	(17) ~ 100	$\leq 25$	$\leq 25$	-	j6 (j5) <sup>2)</sup>
	ボックス軸受	(100) ~ 140	(25) ~ 60	(25) ~ 60	-	k6
	-	-	(60) ~ 140	(60) ~ 140	-	m6
普通~ 重荷重 ( $P > 0,05 C$ )	軸受用途一般、	$\leq 10$	-	-	-	js5
	電動モータ、	(10) ~ 17	-	-	-	j5 (js5) <sup>2)</sup>
	タービン、	(17) ~ 100	-	-	< 25	k5 <sup>3)</sup>
	ポンプ、	-	$\leq 30$	$\leq 40$	-	k6
	歯車装置、	(100) ~ 140	(30) ~ 50	-	25 ~ 40	m5
	木工機械、	(140) ~ 200	-	(40) ~ 65	-	m6
	風車	-	(50) ~ 65	-	(40) ~ 60	n5 <sup>4)</sup>
	-	(200) ~ 500	(65) ~ 100	(65) ~ 200	(60) ~ 100	n6 <sup>4)</sup>
	-	-	(100) ~ 280	(200) ~ 360	(100) ~ 200	p6 <sup>5)</sup>
	-	> 500	-	-	-	p7 <sup>4)</sup>
重~超重荷重、 困難な 使用条件による 衝撃荷重 ( $P > 0,1 C$ )	-	-	(280) ~ 500	(360) ~ 500	(200) ~ 500	r6 <sup>4)</sup>
	-	-	> 500	> 500	> 500	r7 <sup>4)</sup>
	重量鉄道車両 の軸箱、	-	(50) ~ 65	-	(50) ~ 70	n5 <sup>4)</sup>
	電車主電動機、	-	(65) ~ 85	(50) ~ 110	-	n6 <sup>4)</sup>
	圧延機	-	(85) ~ 140	(110) ~ 200	(70) ~ 140	p6 <sup>6)</sup>
軽荷重で 高回転 精度要求 ( $P \leq 0,05 C$ )	-	-	(140) ~ 300	(200) ~ 500	(140) ~ 280	r6 <sup>7)</sup>
	-	-	(300) ~ 500	-	(280) ~ 400	s6 <sub>min</sub> ± IT6/2 <sup>6)</sup> 8)
	-	-	> 500	> 500	> 400	s7 <sub>min</sub> ± IT7/2 <sup>6)</sup> 8)
	工作機械	8 ~ 240	-	-	-	js4
	-	-	25 ~ 40	25 ~ 40	-	js4 (j5) <sup>2)</sup>
精度要求 ( $P \leq 0,05 C$ )	-	-	(40) ~ 140	(40) ~ 140	-	k4 (k5) <sup>2)</sup>
	-	-	(140) ~ 200	(140) ~ 200	-	m5
	-	-	(200) ~ 500	(200) ~ 500	-	n5
	-	-	-	-	-	-
<b>内輪静止荷重</b>						
軸上での内輪の 容易なアキシャル 方向移動が望ましい	非回転軸 の車輪	-	-	-	-	g6 <sup>10)</sup>
軸上での内輪の 容易なアキシャル 方向移動は不要	テンションプーリ、 ロープ車	-	-	-	-	h6
<b>アキシャル荷重のみ</b>						
すべての 軸受用途	すべての 軸受用途	$\leq 250$	-	$\leq 250$	$\leq 250$	j6
	-	> 250	-	> 250	> 250	js6

1) 普通荷重から重荷重のかかる玉軸受では ( $P > 0,05 C$ )、上の表の軸公差を用いる場合、普通すぎまより大きいラジアルすぎまが必要になることがよくあります。時には使用条件によって、玉軸受の内輪が軸に対して回転(クリープ)しないようにするため表よりきついはめあいが必要になります。適正なすぎま、つまりたいいは普通すぎまより大きいすぎまを選定した場合、以下の公差を用いることができます。

- 軸径10~17 mmではk4
- 軸径(17) ~ 25 mmではk5
- 軸径(25) ~ 140 mmではm5
- 軸径(140) ~ 300 mmではn6
- 軸径(300) ~ 500 mmではp6

2) 詳細については、SKF応用技術サービスにお問い合わせください。

3) カッコ内の公差はステンレス製軸受のものです。

4) 直径17~30 mmのステンレス製軸受には、公差j5を用いてください。

5) ラジアル内部すぎまが普通より大きい軸受が必要になる場合もあります。

6)  $d \leq 150$  mmでは、ラジアル内部すぎまが普通より大きい軸受を推奨します。 $d > 150$  mmでは、ラジアル内部すぎまが普通より大きい軸受が必要になる場合もあります。

7) ラジアル内部すぎまが普通より大きい軸受を推奨します。

8) ラジアル内部すぎまが普通より大きい軸受が必要になる場合もあります。円筒ころ軸受では、普通より大きいラジアル内部すぎまを推奨します。

9) 公差値については、インターネットの弊社サイト ([www.skf.com](http://www.skf.com)) の「SKF電子カタログ」をご利用いただくか、SKF応用技術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ください。

10) カッコ内の公差は円すいころ軸受のものです。内輪で調整した軽荷重の円すいころ軸受では、js5またはjs6を用いてください。

11) 大型軸受では、公差f6を選定すると容易な移動を確保できます。

表3

中実鋼製軸のはめあい		
スラスト軸受		
条件	軸径 mm	公差
<b>アキシアル荷重のみ</b>		
スラスト玉軸受	—	h6
スラスト円筒ころ軸受	—	h6 (h8)
保持器付きスラスト円筒ころ軸受	—	h8
<b>スラスト球面軸受にかかる ラジアル・アキシアル複合荷重</b>		
内輪静止荷重	≤ 250	j6
	> 250	js6
内輪回転荷重または 方向不定荷重	≤ 200 (200) ~ 400 > 400	k6 m6 n6

表4

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 – 一体型ハウジング			
条件	例	公差 <sup>1)</sup>	外輪の移動
<b>外輪回転荷重</b>			
薄肉ハウジング内の 軸受に重荷重 重衝撃荷重 (P > 0,1 C)	ころ軸受車輪ボス、 クランクピン軸受	P7	移動不可
中～重衝撃荷重 (P > 0,05 C)	玉軸受車輪ボス、 クランクピン軸受、 クレーン移動車輪	N7	移動不可
軽荷重、変動荷重 (P ≤ 0,05 C)	コンベヤローラ、ロープ車、 ベルトテンションプーリ	M7	移動不可
<b>方向不定荷重</b>			
重衝撃荷重	電車の主電動機	M7	移動不可
普通～重荷重 (P > 0,05 C)、外輪の アキシアル方向移動は不要	電動モータ、ポンプ、 クランク軸受	K7	原則として 移動不可
<b>精密または静粛回転<sup>2)</sup></b>			
玉軸受	小型電動モータ	J6 <sup>3)</sup>	移動可能
円すいころ軸受	外輪で調整時 アキシアル方向固定外輪 外輪回転荷重	JS5 K5 M5	— — —

<sup>1)</sup> D ≤ 100 mmの玉軸受では、公差等級IT6のほうがよい場合が多く、直径系列7、8、9などの薄肉軌道輪付き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も推奨されます。

<sup>2)</sup> 公差等級P5以上の精密軸受には、他の推奨はめあいを適用します (→SKFカタログ「精密軸受」参照)。

<sup>3)</sup> 容易な移動が必要な場合は、J6の代わりにH6を用いてください。

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 – 二つ割りまたは一体型ハウジング

条件	例	公差 <sup>1)</sup>	外輪の移動
<b>方向不定荷重</b>			
軽～中荷重 ( $P \leq 0.1 C$ )、 外輪のアキシアル 方向移動が必要	中型電気機器、 ポンプ、 クランク軸受	J7	原則として移動可能
<b>外輪静止荷重</b>			
すべての荷重	一般エンジニアリング、 鉄道車両軸箱	H7 <sup>2)</sup>	移動可能
軽～中荷重 ( $P \leq 0.1 C$ )、 簡単な使用条件	一般のエンジニアリング	H8	移動可能
軸による熱伝達	乾燥シリンダ、 球面ころ軸受を用いた 大型電気機器	G7 <sup>3)</sup>	移動可能

<sup>1)</sup>  $D \leq 100$  mmの玉軸受では、公差等級IT6のほうがよい場合が多く、直径系列7、8、9などの薄肉軌道輪付き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も推奨されます。  
<sup>2)</sup> 大型軸受 ( $D > 250$  mm) ならびに外輪とハウジングとの温度差が  $> 10$  °Cのとき、H7の代わりにG7を用いてください。  
<sup>3)</sup> 大型軸受 ( $D > 250$  mm) ならびに外輪とハウジングとの温度差が  $> 10$  °Cのとき、G7の代わりにF7を用いてください。

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

条件	公差	備考
<b>アキシアル荷重のみ</b>		
スラスト玉軸受	H8	あまり精度を要しない軸受装置では、 0,001 D以下のラジアルすきままでよい。
スラスト円筒ころ軸受	H7 (H9)	
保持器付き スラスト円筒ころ軸受	H10	
スラスト球面ころ軸受 (別の分離型軸受でラジアル方向の 位置決めを行う)	–	いかなるラジアル荷重もスラスト軸受にかからないように、 外輪は充分なラジアルすきまを設けて取付ける。
<b>スラスト球面軸受にかかる ラジアル・アキシアル複合荷重</b>		
外輪静止荷重	H7	「スラスト球面ころ軸受」セクションの881ページ、 「関連部品の設計」も併せて参照のこと。
外輪回転荷重	M7	

## 精度表

軸やハウジングの公差に関する表7及び表8に記載されている値は、下記からはめあい記号を設定するのに利用できます。

- 軸受の内径・外径寸法許容差の普通精度の上限、下限
- ISO 286-2:1988による軸およびハウジングの内径寸法許容差の上限、下限
- はめあいの理論上のしめしろ (+) またはすきま (-) の最小値、最大値
- はめあいの確率的しめしろ (+) またはすきま (-) の最小値、最大値

軸と転がり軸受とのはめあいに対応した値は、仕上げ公差ごとに列記されています。

e7, f5, f6, g5, g6 については、**174ページ、175ページの表7a**  
 h5, h6, h8, h9, j5 については、**176ページ、177ページの表7b**  
 j6, js5, js6, js7, k4 については、**178ページ、179ページの表7c**  
 k5, k6, m5, m6, n5 については、**180ページ、181ページの表7d**  
 n6, p6, p7, r6, r7 については、**182ページ、183ページの表7e**

ハウジングと転がり軸受とのはめあいに対応した値は、仕上げ公差ごとに列記されています。

F7, G6, G7, H5, H6 については、**184ページ、185ページの表8a**  
 H7, H8, H9, H10, J6 については、**186ページ、187ページの表8b**  
 J7, JS5, JS6, JS7, K5 については、**188ページ、189ページの表8c**  
 K6, K7, M5, M6, M7 については、**190ページ、191ページの表8d**  
 N6, N7, P6, P7 については、**192ページ、193ページの表8e**

上限値、下限値が示された内径・外径の普通精度は、 $d \leq 30 \text{ mm}$  かつ  $D \leq 150 \text{ mm}$  のメートル系円すいころ軸受ならびに  $D \leq 150 \text{ mm}$  のスラスト軸受を例外とし、すべてのメートル系転がり軸受に有効です。例外とした軸受の直径公差は、転がり軸受の普通精度とは異なります (→125~132ページの精度表参照)。

確率的しめしろやすきまの値は、理論上のしめしろとすきまの全組合せの99%をカバーしています。

普通精度より高い精度の軸受を用いる場合、内径および外径の精度を落とすということは、それに応じては

めあいのしめしろやすきまも減少することになります。このようなケースでさらに正確な上限値、下限値の計算が要求される場合は、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスにご相談されることをお勧めします。

## 中空軸のはめあい

軸受を中空軸に締めりばめで取付ける場合、内輪と軸のはめあい面との面圧を中実軸のときと同じにするには、一般に、しめしろを多めにとる必要があります。はめあいを決めるときは、以下の内外径比が重要になります。

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

中空軸の内外径比が  $c_i \geq 0,5$  になるまでは、はめあいは特に影響を受けません。内輪の平均外径が分からない場合でも、内外径比  $c_e$  は次の式から十分な精度で計算できます。

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

ここで

$c_i$  = 中空軸の内外径比

$c_e$  = 内輪の内外径比

$d$  = 中空軸の外径 (= 軸受の内径) mm

$d_i$  = 中空軸の内径 mm

$d_e$  = 内輪の平均外径 mm

$D$  = 軸受外径 mm

$k$  = 軸受形式による係数。自動調心玉軸受の系列22と23では  $k = 0,25$ 。円筒ころ軸受では  $k = 0,25$ 。それ以外の軸受はすべて  $k = 0,3$ 。

中空軸に取付ける軸受の締めりばめを決めるには、同じ直径の中実軸の推奨公差によって得られる軸と軸受内径の確率的しめしろの平均値を用います。取付け中に生じる合せ面の塑性変形(面のつぶれ)を無視すれば、有効しめしろは確率的しめしろの平均値に相当すると考えられます。

鋼製中空軸に必要なしめしろ $\Delta_H$ は、**線図1**より中実軸の既知のしめしろ $\Delta_V$ との関係で求めることができます。 $\Delta_V$ は、中実軸の確率的しめしろの最小値と最大値の平均値です。こうして、中空軸の精度は、確率的しめしろの平均値が**線図1**から得られたしめしろ $\Delta_H$ にできるだけ近づくように選びます。

#### 例

$d = 40 \text{ mm}$ 、 $D = 80 \text{ mm}$ の深溝玉軸受6208を、内外径比 $c_i = 0,8$ の中空軸に取付けるとします。必要なしめしろと軸の公差限界を求めてください。

この軸受を鋼製中実軸に取付けて普通荷重を受けるとすると、推奨公差は $k5$ になります。**180ページ**の**表7d**より、軸径は $40 \text{ mm}$ なので確率的締めしろの平均値は

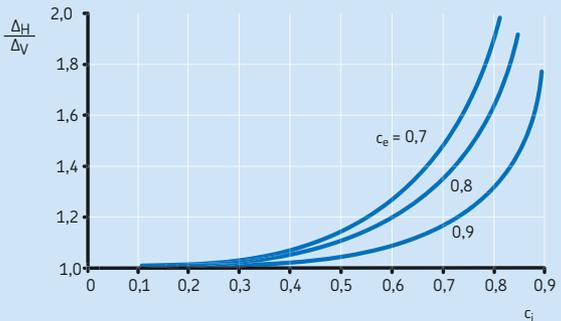
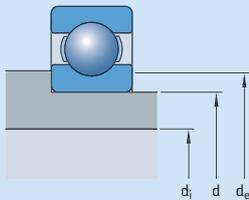
$$\Delta_V = (22 + 5)/2 = 13,5 \mu\text{m}。 \quad c_i = 0,8 \text{ また}$$

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

よって**線図1**より、 $\Delta_H/\Delta_V = 1,7$ となります。よって中空軸に対する必要しめしろは $\Delta_H = 1,7 \times 13,5 = 23 \mu\text{m}$ となり、これに近い確率的しめしろの平均値を与えるものとして中空軸に選定される公差 $m6$ が選定されます。

線図1

鋼製中実軸に対する既知のしめしろ $\Delta_V$ と鋼製中空軸に必要なしめしろ $\Delta_H$ の関係



## 軸精度とはめあい



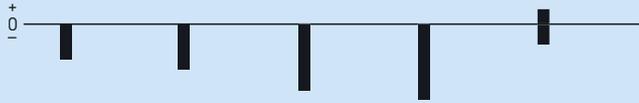
軸 呼び径 d	軸受 内径公差 $\Delta_{dmp}$		軸径寸法差とそれによるはめあい 公差										
	を 超え	以下	下	上	寸法差 (軸径)								
				理論上のしめしろ (+)/すきま (-) 確率的しめしろ (+)/すきま (-)									
mm		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$	e7	f5	f6	f6	f6	g5	g5	g6	g6
1	3	-8	0	-14	-24	-6	-10	-6	-12	-2	-6	-2	-8
				-6	-24	+2	-10	+2	-12	+6	-6	+6	-8
				-8	-22	+1	-9	0	-10	+5	-5	+4	-6
3	6	-8	0	-20	-32	-10	-15	-10	-18	-4	-9	-4	-12
				-12	-32	-2	-15	-2	-18	+4	-9	+4	-12
				-14	-30	-3	-14	-4	-16	+3	-8	+2	-10
6	10	-8	0	-25	-40	-13	-19	-13	-22	-5	-11	-5	-14
				-17	-40	-5	-19	-5	-22	+3	-11	+3	-14
				-20	-37	-7	-17	-7	-20	+1	-9	+1	-12
10	18	-8	0	-32	-50	-16	-24	-16	-27	-6	-14	-6	-17
				-24	-50	-8	-24	-8	-27	+2	-14	+2	-17
				-27	-47	-10	-22	-10	-25	0	-12	0	-15
18	30	-10	0	-40	-61	-20	-29	-20	-33	-7	-16	-7	-20
				-30	-61	-10	-29	-10	-33	+3	-16	+3	-20
				-33	-58	-12	-27	-13	-30	+1	-14	0	-17
30	50	-12	0	-50	-75	-25	-36	-25	-41	-9	-20	-9	-25
				-38	-75	-13	-36	-13	-41	+3	-20	+3	-25
				-42	-71	-16	-33	-17	-37	0	-17	-1	-21
50	80	-15	0	-60	-90	-30	-43	-30	-49	-10	-23	-10	-29
				-45	-90	-15	-43	-15	-49	+5	-23	+5	-29
				-50	-85	-19	-39	-19	-45	+1	-19	+1	-25
80	120	-20	0	-72	-107	-36	-51	-36	-58	-12	-27	-12	-34
				-52	-107	-16	-51	-16	-58	+8	-27	+8	-34
				-59	-100	-21	-46	-22	-52	+3	-22	+2	-28
120	180	-25	0	-85	-125	-43	-61	-43	-68	-14	-32	-14	-39
				-60	-125	-18	-61	-18	-68	+11	-32	+11	-39
				-68	-117	-24	-55	-25	-61	+5	-26	+4	-32
180	250	-30	0	-100	-146	-50	-70	-50	-79	-15	-35	-15	-44
				-70	-146	-20	-70	-20	-79	+15	-35	+15	-44
				-80	-136	-26	-64	-28	-71	+9	-29	+7	-36
250	315	-35	0	-110	-162	-56	-79	-56	-88	-17	-40	-17	-49
				-75	-162	-21	-79	-21	-88	+18	-40	+18	-49
				-87	-150	-29	-71	-30	-79	+10	-32	+9	-40
315	400	-40	0	-125	-182	-62	-87	-62	-98	-18	-43	-18	-54
				-85	-182	-22	-87	-22	-98	+22	-43	+22	-54
				-98	-169	-30	-79	-33	-87	+14	-35	+11	-43
400	500	-45	0	-135	-198	-68	-95	-68	-108	-20	-47	-20	-60
				-90	-198	-23	-95	-23	-108	+25	-47	+25	-60
				-105	-183	-32	-86	-35	-96	+16	-38	+13	-48

## 軸精度とはめあい



軸 呼び径 d	軸受 内径公差 $\Delta_{dmp}$		軸径寸法差とそれによるはめあい 公差											
	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	$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$											
500	630	-50	0	-145	-215	-76	-104	-76	-120	-22	-50	-22	-66	
				-95	-215	-26	-104	-26	-120	+28	-50	+28	-66	
				-111	-199	-36	-94	-39	-107	+18	-40	+15	-53	
630	800	-75	0	-160	-240	-80	-112	-80	-130	-24	-56	-24	-74	
				-85	-240	-5	-112	-5	-130	+51	-56	+51	-74	
				-107	-218	-17	-100	-22	-113	+39	-44	+34	-57	
800	1 000	-100	0	-170	-260	-86	-122	-86	-142	-26	-62	-26	-82	
				-70	-260	+14	-122	+14	-142	+74	-62	+74	-82	
				-97	-233	0	-108	-6	-122	+60	-48	+54	-62	
1 000	1 250	-125	0	-195	-300	-98	-140	-98	-164	-28	-70	-28	-94	
				-70	-300	+27	-140	+27	-164	+97	-70	+97	-94	
				-103	-267	+10	-123	+3	-140	+80	-53	+73	-70	
1 250	1 600	-160	0	-220	-345	-110	-160	-110	-188	-30	-80	-30	-108	
				-60	-345	+50	-160	+50	-188	+130	-80	+130	-108	
				-100	-305	+29	-139	+20	-158	+109	-59	+100	-78	
1 600	2 000	-200	0	-240	-390	-120	-180	-120	-212	-32	-92	-32	-124	
				-40	-390	+80	-180	+80	-212	+168	-92	+168	-124	
				-90	-340	+55	-155	+45	-177	+143	-67	+133	-89	

## 軸精度とはめあい



軸 呼び径 d	軸受 内径公差 $\Delta_{dmp}$		軸径寸公差とそれによるはめあい 公差																														
	h5	h6	h5	h6	h8	h9	j5																										
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	$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$																														
1	3	-8	0	0	-4	0	-6	0	-14	0	-25	+2	-2	+8	-4	+8	-6	+8	-14	+8	-25	+10	-2	+7	-3	+6	-4	+6	-12	+5	-22	+9	-1
				0	-5	0	-8	0	-18	0	-30	+3	-2	+8	-5	+8	-8	+8	-18	+8	-30	+11	-2	+7	-4	+6	-6	+5	-15	+5	-27	+10	-1
				0	-6	0	-9	0	-22	0	-36	+4	-2	+8	-6	+8	-9	+8	-22	+8	-36	+12	-2	+6	-4	+6	-7	+5	-19	+5	-33	+10	0
3	6	-8	0	0	-8	0	-11	0	-27	0	-43	+5	-3	+8	-8	+8	-11	+8	-27	+8	-43	+13	-3	+6	-6	+6	-9	+5	-24	+5	-40	+11	-1
				0	-9	0	-13	0	-33	0	-52	+5	-4	+10	-9	+10	-13	+10	-33	+10	-52	+15	-4	+8	-7	+7	-10	+6	-29	+6	-48	+13	-2
				0	-11	0	-16	0	-39	0	-62	+6	-5	+12	-11	+12	-16	+12	-39	+12	-62	+18	-5	+9	-8	+8	-12	+7	-34	+7	-57	+15	-2
50	80	-15	0	0	-13	0	-19	0	-46	0	-74	+6	-7	+15	-13	+15	-19	+15	-46	+15	-74	+21	-7	+11	-9	+11	-15	+9	-40	+9	-68	+17	-3
				0	-15	0	-22	0	-54	0	-87	+6	-9	+20	-15	+20	-22	+20	-54	+20	-87	+26	-9	+15	-10	+14	-16	+12	-46	+12	-79	+21	-4
				0	-18	0	-25	0	-63	0	-100	+7	-11	+25	-18	+25	-25	+25	-63	+25	-100	+32	-11	+19	-12	+18	-18	+15	-53	+15	-90	+26	-5
180	250	-30	0	0	-20	0	-29	0	-72	0	-115	+7	-13	+30	-20	+30	-29	+30	-72	+30	-115	+37	-13	+24	-14	+22	-21	+18	-60	+17	-102	+31	-7
				0	-23	0	-32	0	-81	0	-130	+7	-16	+35	-23	+35	-32	+35	-81	+35	-130	+42	-16	+27	-15	+26	-23	+22	-68	+20	-115	+34	-8
				0	-25	0	-36	0	-89	0	-140	+7	-18	+40	-25	+40	-36	+40	-89	+40	-140	+47	-18	+32	-17	+29	-25	+25	-74	+23	-123	+39	-10
400	500	-45	0	0	-27	0	-40	0	-97	0	-155	+7	-20	+45	-27	+45	-40	+45	-97	+45	-155	+52	-20	+36	-18	+33	-28	+28	-80	+26	-136	+43	-11

## 軸精度とはめあい



軸 呼び径 d	軸受 内径公差 $\Delta_{dmp}$		軸径寸法差とそれによるはめあい 公差										
	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	$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$										
500	630	-50	0	0	-28	0	-44	0	-110	0	-175	-	-
				+50	-28	+50	-44	+50	-110	+50	-175	-	-
				+40	-18	+37	-31	+31	-91	+29	-154	-	-
630	800	-75	0	0	-32	0	-50	0	-125	0	-200	-	-
				+75	-32	+75	-50	+75	-125	+75	-200	-	-
				+63	-20	+58	-33	+48	-98	+45	-170	-	-
800	1 000	-100	0	0	-36	0	-56	0	-140	0	-230	-	-
				+100	-36	+100	-56	+100	-140	+100	-230	-	-
				+86	-22	+80	-36	+67	-107	+61	-191	-	-
1 000	1 250	-125	0	0	-42	0	-66	0	-165	0	-260	-	-
				+125	-42	+125	-66	+125	-165	+125	-260	-	-
				+108	-25	+101	-42	+84	-124	+77	-212	-	-
1 250	1 600	-160	0	0	-50	0	-78	0	-195	0	-310	-	-
				+160	-50	+160	-78	+160	-195	+160	-310	-	-
				+139	-29	+130	-48	+109	-144	+100	-250	-	-
1 600	2 000	-200	0	0	-60	0	-92	0	-230	0	-370	-	-
				+200	-60	+200	-92	+200	-230	+200	-370	-	-
				+175	-35	+165	-57	+138	-168	+126	-296	-	-

## 軸精度とはめあい



軸 呼び径 d	軸受 内径公差 $\Delta_{dmp}$		軸径寸法差とそれによるはめあい 公差																														
	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	$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$																														
					j6		js5		js6		js7		k4																				
1	3	-8	0	+4	-2	+2	-2	+3	-3	+5	-5	+3	0	+12	-2	+10	-2	+11	-3	+13	-5	+11	0	+10	0	+9	-1	+9	-1	+11	-3	+10	+1
				+6	-2	+2,5	-2,5	+4	-4	+6	-6	+5	+1	+14	-2	+10,5	-2,5	+12	-4	+14	-6	+13	+1	+12	0	+9	-1	+10	-2	+12	-4	+12	+2
				+7	-2	+3	-3	+4,5	-4,5	+7,5	-7,5	+5	+1	+15	-2	+11	-3	+12,5	-4,5	+15,5	-7,5	+13	+1	+13	0	+9	-1	+11	-3	+13	-5	+12	+2
3	6	-8	0	+8	-3	+4	-4	+5,5	-5,5	+9	-9	+6	+1	+16	-3	+12	-4	+13,5	-5,5	+17	-9	+14	+1	+14	-1	+10	-2	+11	-3	+14	-6	+13	+2
				+9	-4	+4,5	-4,5	+6,5	-6,5	+10,5	-10,5	+8	+2	+19	-4	+14,5	-4,5	+16,5	-6,5	+20,5	-10,5	+18	+2	+16	-1	+12	-2	+14	-4	+17	-7	+16	+4
				+11	-5	+5,5	-5,5	+8	-8	+12,5	-12,5	+9	+2	+23	-5	+17,5	-5,5	+20	-8	+24,5	-12,5	+21	+2	+19	-1	+15	-3	+16	-4	+20	-8	+19	+4
6	10	-8	0	+12	-7	+6,5	-6,5	+9,5	-9,5	+15	-15	+10	+2	+27	-7	+21,5	-6,5	+24,5	-9,5	+30	-15	+25	+2	+23	-3	+18	-3	+20	-5	+25	-10	+22	+5
				+13	-9	+7,5	-7,5	+11	-11	+17,5	-17,5	+13	+3	+33	-9	+27,5	-7,5	+31	-11	+37,5	-17,5	+33	+3	+27	-3	+23	-3	+25	-5	+31	-11	+30	+6
				+14	-11	+9	-9	+12,5	-12,5	+20	-20	+15	+3	+39	-11	+34	-9	+37,5	-12,5	+45	-20	+40	+3	+32	-4	+28	-3	+31	-6	+37	-12	+36	+7
10	18	-8	0	+16	-13	+10	-10	+14,5	-14,5	+23	-23	+18	+4	+46	-13	+40	-10	+44,5	-14,5	+53	-23	+48	+4	+38	-5	+34	-4	+36	-6	+43	-13	+43	+9
				+16	-16	+11,5	-11,5	+16	-16	+26	-26	+20	+4	+51	-16	+46,5	-11,5	+51	-16	+61	-26	+55	+4	+42	-7	+39	-4	+42	-7	+49	-14	+49	+10
				+18	-18	+12,5	-12,5	+18	-18	+28,5	-28,5	+22	+4	+58	-18	+52,5	-12,5	+58	-18	+68,5	-28,5	+62	+4	+47	-7	+44	-4	+47	-7	+55	-15	+55	+11
18	30	-10	0	+20	-20	+13,5	-13,5	+20	-20	+31,5	-31,5	+25	+5	+65	-20	+58,5	-13,5	+65	-20	+76,5	-31,5	+70	+5	+53	-8	+49	-4	+53	-8	+62	-17	+63	-12
				+20	-20	+11,5	-11,5	+16	-16	+26	-26	+20	+4	+51	-16	+46,5	-11,5	+51	-16	+61	-26	+55	+4	+42	-7	+39	-4	+42	-7	+49	-14	+49	+10
				+18	-18	+12,5	-12,5	+18	-18	+28,5	-28,5	+22	+4	+58	-18	+52,5	-12,5	+58	-18	+68,5	-28,5	+62	+4	+47	-7	+44	-4	+47	-7	+55	-15	+55	+11
30	50	-12	0	+20	-20	+13,5	-13,5	+20	-20	+31,5	-31,5	+25	+5	+65	-20	+58,5	-13,5	+65	-20	+76,5	-31,5	+70	+5	+53	-8	+49	-4	+53	-8	+62	-17	+63	-12
				+12	-7	+6,5	-6,5	+9,5	-9,5	+15	-15	+10	+2	+27	-7	+21,5	-6,5	+24,5	-9,5	+30	-15	+25	+2	+23	-3	+18	-3	+20	-5	+25	-10	+22	+5
				+13	-9	+7,5	-7,5	+11	-11	+17,5	-17,5	+13	+3	+33	-9	+27,5	-7,5	+31	-11	+37,5	-17,5	+33	+3	+27	-3	+23	-3	+25	-5	+31	-11	+30	+6
50	80	-15	0	+14	-11	+9	-9	+12,5	-12,5	+20	-20	+15	+3	+39	-11	+34	-9	+37,5	-12,5	+45	-20	+40	+3	+32	-4	+28	-3	+31	-6	+37	-12	+36	+7
				+16	-13	+10	-10	+14,5	-14,5	+23	-23	+18	+4	+46	-13	+40	-10	+44,5	-14,5	+53	-23	+48	+4	+38	-5	+34	-4	+36	-6	+43	-13	+43	+9
				+16	-16	+11,5	-11,5	+16	-16	+26	-26	+20	+4	+51	-16	+46,5	-11,5	+51	-16	+61	-26	+55	+4	+42	-7	+39	-4	+42	-7	+49	-14	+49	+10
80	120	-20	0	+18	-18	+12,5	-12,5	+18	-18	+28,5	-28,5	+22	+4	+58	-18	+52,5	-12,5	+58	-18	+68,5	-28,5	+62	+4	+47	-7	+44	-4	+47	-7	+55	-15	+55	+11
				+20	-20	+13,5	-13,5	+20	-20	+31,5	-31,5	+25	+5	+65	-20	+58,5	-13,5	+65	-20	+76,5	-31,5	+70	+5	+53	-8	+49	-4	+53	-8	+62	-17	+63	-12
				+18	-18	+12,5	-12,5	+18	-18	+28,5	-28,5	+22	+4	+58	-18	+52,5	-12,5	+58	-18	+68,5	-28,5	+62	+4	+47	-7	+44	-4	+47	-7	+55	-15	+55	+11
120	180	-25	0	+20	-20	+13,5	-13,5	+20	-20	+31,5	-31,5	+25	+5	+65	-20	+58,5	-13,5	+65	-20	+76,5	-31,5	+70	+5	+53	-8	+49	-4	+53	-8	+62	-17	+63	-12
				+12	-7	+6,5	-6,5	+9,5	-9,5	+15	-15	+10	+2	+27	-7	+21,5	-6,5	+24,5	-9,5	+30	-15	+25	+2	+23	-3	+18	-3	+20	-5	+25	-10	+22	+5
				+13	-9	+7,5	-7,5	+11	-11	+17,5	-17,5	+13	+3	+33	-9	+27,5	-7,5	+31	-11	+37,5	-17,5	+33	+3	+27	-3	+23	-3	+25	-5	+31	-11	+30	+6
180	250	-30	0	+14	-11	+9	-9	+12,5	-12,5	+20	-20	+15	+3	+39	-11	+34	-9	+37,5	-12,5	+45	-20	+40	+3	+32	-4	+28	-3	+31	-6	+37	-12	+36	+7
				+16	-13	+10	-10	+14,5	-14,5	+23	-23	+18	+4	+46	-13	+40	-10	+44,5	-14,5	+53	-23	+48	+4	+38	-5	+34	-4	+36	-6	+43	-13	+43	+9
				+16	-16	+11,5	-11,5	+16	-16	+26	-26	+20	+4	+51	-16	+46,5	-11,5	+51	-16	+61	-26	+55	+4	+42	-7	+39	-4	+42	-7	+49	-14	+49	+10
250	315	-35	0	+18	-18	+12,5	-12,5	+18	-18	+28,5	-28,5	+22	+4	+58	-18	+52,5	-12,5	+58	-18	+68,5	-28,5	+62	+4	+47	-7	+44	-4	+47	-7	+55	-15	+55	+11
				+20	-20	+13,5	-13,5	+20	-20	+31,5	-31,5	+25	+5	+65	-20	+58,5	-13,5	+65	-20	+76,5	-31,5	+70	+5	+53	-8	+49	-4	+53	-8	+62	-17	+63	-12
				+18	-18	+12,5	-12,5	+18	-18	+28,5	-28,5	+22	+4	+58	-18	+52,5	-12,5	+58	-18	+68,5	-28,5	+62	+4	+47	-7	+44	-4	+47	-7	+55	-15	+55	+11
315	400	-40	0	+20	-20	+13,5	-13,5	+20	-20	+31,5	-31,5	+25	+5	+65	-20	+58,5	-13,5	+65	-20	+76,5	-31,5	+70	+5	+53	-8	+49	-4	+53	-8	+62	-17	+63	-12
				+12	-7	+6,5	-6,5	+9,5	-9,5	+15	-15	+10	+2	+27	-7	+21,5	-6,5	+24,5	-9,5	+30	-15	+25	+2	+23	-3	+18	-3	+20	-5	+25	-10	+22	+5
				+13	-9	+7,5	-7,5	+11	-11	+17,5	-17,5	+13	+3	+33	-9	+27,5	-7,5	+31	-11	+37,5	-17,5	+33	+3	+27	-3	+23	-3	+25	-5	+31	-11	+30	+6
400	500	-45	0	+14	-11	+9	-9	+12,5	-12,5	+20	-20	+15	+3	+39	-11	+34	-9	+37,5	-12,5	+45	-20	+40	+3	+32	-4	+28	-3	+31	-6	+37	-12	+36	+7
				+16	-13	+10	-10	+14,5	-14,5	+23	-23	+18	+4	+46	-13	+40	-10	+44,5	-14,5	+53	-23	+48	+4	+38	-5	+34	-4	+36	-6	+43	-13	+43	+9
				+16	-16	+11,5	-11,5	+16	-16	+26	-26	+20	+4	+51	-16	+46,5	-11,5	+51	-16	+61	-26	+55	+4	+42	-7	+39	-4	+42	-7	+49	-14	+49	+10

## 軸精度とはめあい



軸 呼び径		軸受 内径公差		軸径寸法差とそれによるはめあい 公差									
d		$\Delta_{dmp}$		j6		js5		js6		js7		k4	
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		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$									
500	630	-50	0	+22	-22	+14	-14	+22	-22	+35	-35	-	-
				+72	-22	+64	-14	+72	-22	+85	-35	-	-
				+59	-9	+54	-4	+59	-9	+69	-19	-	-
630	800	-75	0	+25	-25	+16	-16	+25	-25	+40	-40	-	-
				+100	-25	+91	-16	+100	-25	+115	-40	-	-
				+83	-8	+79	-4	+83	-8	+93	-18	-	-
800	1 000	-100	0	+28	-28	+18	-18	+28	-28	+45	-45	-	-
				+128	-28	+118	-18	+128	-28	+145	-45	-	-
				+108	-8	+104	-4	+108	-8	+118	-18	-	-
1 000	1 250	-125	0	+33	-33	+21	-21	+33	-33	+52	-52	-	-
				+158	-33	+146	-21	+158	-33	+177	-52	-	-
				+134	-9	+129	-4	+134	-9	+145	-20	-	-
1 250	1 600	-160	0	+39	-39	+25	-25	+39	-39	+62	-62	-	-
				+199	-39	+185	-25	+199	-39	+222	-62	-	-
				+169	-9	+164	-4	+169	-9	+182	-22	-	-
1 600	2 000	-200	0	+46	-46	+30	-30	+46	-46	+75	-75	-	-
				+246	-46	+230	-30	+246	-46	+275	-75	-	-
				+211	-11	+205	-5	+211	-11	+225	-25	-	-

## 軸精度とはめあい



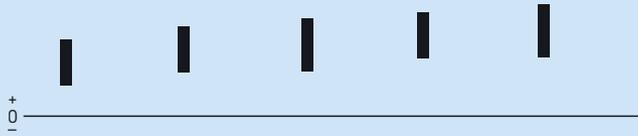
軸呼び径 d	軸受内径公差 $\Delta_{dmp}$		軸径寸法差とそれによるはめあい公差										
	を 超え	以下	下	上	寸法差 (軸径)								
				理論上のしめしろ (+)/すきま (-) 確率的しめしろ (+)/すきま (-)									
mm	$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$										
1	3	-8	0	+4	0	+6	0	+6	+2	+8	+2	+8	+4
				+12	0	+14	0	+14	+2	+16	+2	+16	+4
				+11	+1	+12	+2	+13	+3	+14	+4	+15	+5
3	6	-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

## 軸精度とはめあい



軸 呼び径		軸受 内径公差		軸径寸法差とそれによるはめあい 公差																													
d		$\Delta_{dmp}$		k5			k6			m5			m6			n5																	
				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 (-)																													
を 超え	以下	下	上	$\mu\text{m}$																													
mm		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$																													
500	630	-50	0	+29	0	+44	0	+55	+26	+70	+26	+73	+44	+78	0	+94	0	+104	+26	+120	+26	+122	+44	+68	+10	+81	+13	+94	+36	+107	+39	+112	+54
				+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
				+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
1000	1250	-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
				+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
				+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

## 軸精度とはめあい



軸呼び径		軸受内径公差		軸径寸公差とそれによるはめあい公差									
d		$\Delta_{dmp}$		n6		p6		p7		r6		r7	
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		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$									
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	+90	+60	+102	+61
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

## 軸精度とはめあい



軸 呼び径		軸受 内径公差		軸径寸公差とそれによるはめあい 公差									
d		$\Delta_{dmp}$		n6		p6		p7		r6		r7	
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		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$									
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	1 000	-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
1 000	1 120	-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
1 120	1 250	-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
1 250	1 400	-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
1 400	1 600	-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
1 600	1 800	-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
1 800	2 000	-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

ハウジング精度とそれによるはめあい



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とそれによるはめあい公差									
D	以下	以上	ΔDmp	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	F7	G6	G7	H5	H6					
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	-16	-3	-19
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	-19	-3	-24
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	-23	-4	-28
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	-26	-5	-32
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	-31	-6	-37
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	-37	-7	-43
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	-44	-8	-51
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	-50	-9	-58
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	-57	-11	-65
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	-63	-12	-73
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	-68	-13	-81

## ハウジング精度とそれによるはめあい

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とそれによるはめあい  
公差

D

 $\Delta D_{mp}$ 

F7

G6

G7

H5

H6

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 (-)

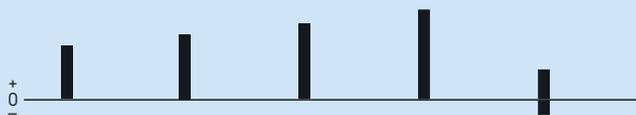
確率的しめしろ (+)/すきま (-)

mm

 $\mu\text{m}$  $\mu\text{m}$ 

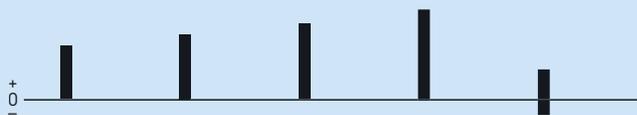
D	$\Delta D_{mp}$	軸受外径公差		ハウジング内径寸法差とそれによるはめあい公差																			
		上	下	F7	G6	G7	H5	H6	寸法差 (ハウジング内径)														
				理論上のしめしろ (+)/すきま (-)																			
				確率的しめしろ (+)/すきま (-)																			
mm	$\mu\text{m}$	mm	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$							
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	1 000	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										
1 000	1 250	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										
1 250	1 600	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										
1 600	2 000	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										
2 000	2 500	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										

ハウジング精度とそれによるはめあい



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とそれによるはめあい公差									
D		$\Delta D_{mp}$		H7		H8		H9		H10		J6	
を越え	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		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$									
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
10	18	0	-8	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
18	30	0	-9	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	-89	+2	-14
30	50	0	-11	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
50	80	0	-13	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
80	120	0	-15	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
150	180	0	-25	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
180	250	0	-30	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
315	400	0	-40	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
400	500	0	-45	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	-	-

## ハウジング精度とそれによるはめあい



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とそれによるはめあい 公差									
D		$\Delta_{Dmp}$		H7		H8		H9		H10		J6	
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		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$									
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	1 000	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	-	-
1 000	1 250	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	-	-
1 250	1 600	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	-	-
1 600	2 000	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	-	-
2 000	2 500	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	-	-

ハウジング精度とそれによるはめあい



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とそれによるはめあい公差																																			
D		$\Delta D_{mp}$		J7		JS5		JS6		JS7		K5																											
				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 (-)																																			
を越え	以下	上	下																																				
mm		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$																																			
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						
				-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						
10	18	0	-8	-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						
				-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	+13	-13	+7	-21	+3	-14	+5	-16	+9	-20	+6	-10						
30	50	0	-11	-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						
				-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						
80	120	0	-15	-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						
				-25	+39	-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						
150	180	0	-25	-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						
				-35	+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						
250	315	0	-35	-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	+8	-47	+15	-55	+14	-35						
				-40	+39	-12,5	+12,5	-18	+18	-28,5	+28,5	-22	+3	-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
315	400	0	-40	-	-	-14	+14	-22	+22	-35	+35	-	-	-	-	+14	-64	+22	-72	+35	-85	-	-	-	-	+4	-54	+9	-59	+19	-69	-	-						
				-50	630	0	-50	-	-	-14	+14	-22	+22	-35	+35	-	-	-	-	+14	-64	+22	-72	+35	-85	-	-	-	-	+4	-54	+9	-59	+19	-69	-	-		

## ハウジング精度とそれによるはめあい

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とそれによるはめあい  
公差

D

 $\Delta_{Dmp}$ 

J7

JS5

JS6

JS7

K5

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

 $\mu\text{m}$  $\mu\text{m}$ 

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	-	-

ハウジング精度とそれによるはめあい



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とそれによるはめあい公差																													
D		$\Delta D_{mp}$		K6		K7		M5		M6		M7																					
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		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$																													
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
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
				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
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
				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
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
				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
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
				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
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
				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
500	630	0	-50					-44	0	-70	0	-	-	-70	-26	-96	-26	+44	-50	+70	-50	-	-	+70	-24	+96	-24	+31	-37	+54	-34	-	-

## ハウジング精度とそれによるはめあい



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とそれによるはめあい 公差									
D		$\Delta D_{mp}$		K6		K7		M5		M6		M7	
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		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$									
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	1 000	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
1 000	1 250	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
1 250	1 600	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
1 600	2 000	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
2 000	2 500	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

## 軸受の使い方

## ハウジング精度とそれによるはめあい



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とそれによるはめあい公差																											
D	$\Delta D_{mp}$	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 (-)																											
を越え	以下																														
mm		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$																											
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
30	50	0	-11									-28	-12	-33	-8	-37	-21	-42	-17	+28	+1	+33	-3	+37	+10	+42	+6	+25	+4	+29	+1
				50	80	0	-13					-33	-14	-39	-9	-45	-26	-51	-21	+33	+1	+39	-4	+45	+13	+51	+8	+29	+5	+34	+1
								80	120	0	-15	-38	-16	-45	-10	-52	-30	-59	-24	+38	+1	+45	-5	+52	+15	+59	+9	+33	+6	+40	0
120	150	0	-18									-45	-20	-52	-12	-61	-36	-68	-28	+45	+2	+52	-6	+61	+18	+68	+10	+39	+8	+45	+1
				150	180	0	-25					-45	-20	-52	-12	-61	-36	-68	-28	+45	-5	+52	-13	+61	+11	+68	+3	+38	+2	+44	-5
								180	250	0	-30	-51	-22	-60	-14	-70	-41	-79	-33	+51	-8	+60	-16	+70	+11	+79	+3	+43	0	+50	-6
250	315	0	-35									-57	-25	-66	-14	-79	-47	-88	-36	+57	-10	+66	-21	+79	+12	+88	+1	+48	-1	+54	-9
				315	400	0	-40					-62	-26	-73	-16	-87	-51	-98	-41	+62	-14	+73	-24	+87	+11	+98	+1	+51	-3	+60	-11
								400	500	0	-45	-67	-27	-80	-17	-95	-55	-108	-45	+67	-18	+80	-28	+95	+10	+108	0	+55	-6	+65	-13
500	630	0	-50									-88	-44	-114	-44	-122	-78	-148	-78	+88	-6	+114	-6	+122	+28	+148	+28	+75	+7	+98	+10

## ハウジング精度とそれによるはめあい



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とそれによるはめあい 公差							
D		$\Delta_{Dmp}$		N6		N7		P6		P7	
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		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$							
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

### はめあい面と接触部の寸法、形状、回転精度

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（接触部）の精度は、使用する軸受の精度に対応していなければなりません。以下では、その寸法精度、形状精度、回転精度の目安値を示します。はめあい面や接触部の加工時には、以下の目安値に従ってください。

### 寸法公差

普通精度の軸受に対しては、軸円筒部のはめあい面の寸法精度は少なくとも6級以上、ハウジングの精度は少なくとも7級以上とします。アダプタまたは取外しスリーブを使用する場合、軸受のはめあい面の公差より大きな直径公差（9級または10級）でもかまいません（→表9）。ISO 286-1:1988による標準精度のIT等級に関する数値を表10に記載します。さらに高精度の軸受に対しては、対応する上級精度の公差を適用してください。

### 円筒度公差

ISO 1101:2004に規定された円筒度公差は、要求事項に応じて規定の寸法公差よりIT等級で1級から2級分は精度を上げる必要があります。たとえば、軸の軸受とのはめあい面がm6精度で機械加工されているとき、形状精度はIT5またはIT4を用います。円筒度を示す公差値 $t_1$ は、軸径150 mmの場合を仮定すると、 $t_1 = IT5/2 = 18/2 = 9 \mu\text{m}$ となります。ただし、公差 $t_1$ は半径に対するものであり、軸の直径に対しては $2 \times t_1$ を用います。196ページの表11は、さまざまな軸受精度等級に対する円筒度公差および全振れ公差の目安値を示します。

軸受をアダプタや取外しスリーブを利用して取付ける場合、スリーブはめあい面の円筒度はIT5/2（h9用）またはIT7/2（h10用）とします（→表9）。

### 直角度公差

軸受軌道輪との接触部については、ISO 1101:2004に規定された直角度公差を円筒部はめあい面の直径精度よりIT等級で少なくとも1級分は高くします。スラスト軸受の軌道輪とのはめあい面は、直角度公差がIT5の値を超えてはなりません。直角度公差および全アキシアル振れの目安値を、196ページの表11に示します。

表9

## スリーブ取付けの軸受に対する軸公差

軸径		直径/形状精度							
d 呼び寸法 を超え 以下		h9 寸法差		IT5 <sup>1)</sup>		h10 寸法差		IT7 <sup>1)</sup>	
		上	下	最大		上	下	最大	
mm		μm							
<b>10</b>	<b>18</b>	0	-43	8		0	-70		18
<b>18</b>	<b>30</b>	0	-52	9		0	-84		21
<b>30</b>	<b>50</b>	0	-62	11		0	-100		25
<b>50</b>	<b>80</b>	0	-74	13		0	-120		30
<b>80</b>	<b>120</b>	0	-87	15		0	-140		35
<b>120</b>	<b>180</b>	0	-100	18		0	-160		40
<b>180</b>	<b>250</b>	0	-115	20		0	-185		46
<b>250</b>	<b>315</b>	0	-130	23		0	-210		52
<b>315</b>	<b>400</b>	0	-140	25		0	-230		57
<b>400</b>	<b>500</b>	0	-155	27		0	-250		63
<b>500</b>	<b>630</b>	0	-175	32		0	-280		70
<b>630</b>	<b>800</b>	0	-200	36		0	-320		80
<b>800</b>	<b>1 000</b>	0	-230	40		0	-360		90
<b>1 000</b>	<b>1 250</b>	0	-260	47		0	-420		105

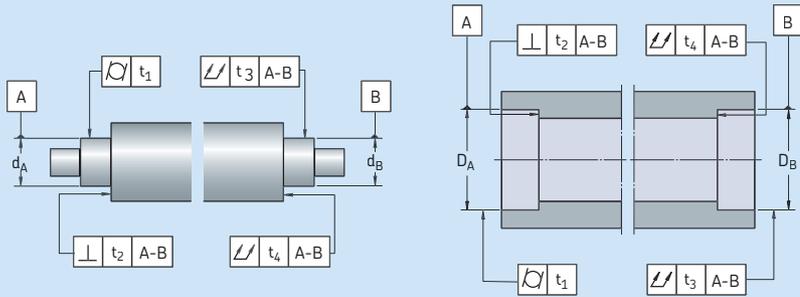
<sup>1)</sup> 公差域は半径のため本来の推奨値はIT5/2、IT7/2ですが、上の表の数値は軸の呼び径を基準としているため1/2にはしていません。

表10

## ISO寸法精度等級 (長さ、幅、直径など)

呼び寸法		精度等級											
を超え 以下		IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12
		最大											
mm		μm											
<b>1</b>	<b>3</b>	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100
<b>3</b>	<b>6</b>	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120
<b>6</b>	<b>10</b>	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150
<b>10</b>	<b>18</b>	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180
<b>18</b>	<b>30</b>	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210
<b>30</b>	<b>50</b>	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250
<b>50</b>	<b>80</b>	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300
<b>80</b>	<b>120</b>	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350
<b>120</b>	<b>180</b>	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400
<b>180</b>	<b>250</b>	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460
<b>250</b>	<b>315</b>	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520
<b>315</b>	<b>400</b>	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570
<b>400</b>	<b>500</b>	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630
<b>500</b>	<b>630</b>	-	-	-	-	32	44	70	110	175	280	440	700
<b>630</b>	<b>800</b>	-	-	-	-	36	50	80	125	200	320	500	800
<b>800</b>	<b>1 000</b>	-	-	-	-	40	56	90	140	230	360	560	900
<b>1 000</b>	<b>1 250</b>	-	-	-	-	47	66	105	165	260	420	660	1050
<b>1 250</b>	<b>1 600</b>	-	-	-	-	55	78	125	195	310	500	780	1250
<b>1 600</b>	<b>2 000</b>	-	-	-	-	65	92	150	230	370	600	920	1 500
<b>2 000</b>	<b>2 500</b>	-	-	-	-	78	110	175	280	440	700	1 100	1 750

軸およびハウジングの軸受はめあい面の形状・位置精度



表面 特性	特性記号	公差域	寸法許容差 軸受精度等級 <sup>1)</sup>		
			普通, CLN	P6	P5

円筒はめあい面

円筒度		$t_1$	IT5/2	IT4/2	IT3/2	IT2/2
全ラジアル振れ		$t_3$	IT5/2	IT4/2	IT3/2	IT2/2
<b>平坦接触部</b>						
直角度		$t_2$	IT5	IT4	IT3	IT2
全アキシアル振れ		$t_4$	IT5	IT4	IT3	IT2

説明

通常の要求  
に対して

回転精度  
または  
均一支持に  
関する特殊  
要求に対して

<sup>1)</sup> 精度の高い軸受 (精度等級P4など) については、SKFカタログ「精密軸受」を参照ください。

## テーパジャーナルはめあい面の公差

軸受をテーパ軸に直接取付ける場合、テーパ軸のはめあい面の直径公差は円筒はめあい面より広くすることができます。図18は、形状公差の規定が円筒軸はめあい面と同じ場合の直径精度9級を示します。テーパ軸の転がり軸受とのはめあい面のSKF推奨は以下のとおりです。

- 傾斜度の許容差は、軸受幅Bを基準としたIT7/2による±公差です(→図18)。値は次の式で求められます。

$$\Delta_k = IT7/2 B$$

許容偏差の範囲(テーパ傾斜度の偏差)は以下のようになります。

$$V_k = 1/k \pm IT7/2 B$$

ここで

$V_k$  = 傾斜度偏差の許容範囲

$\Delta_k$  = 傾斜度の許容偏差

$k$  = テーパ係数

テーパ比1:12では12

テーパ比1:30では30

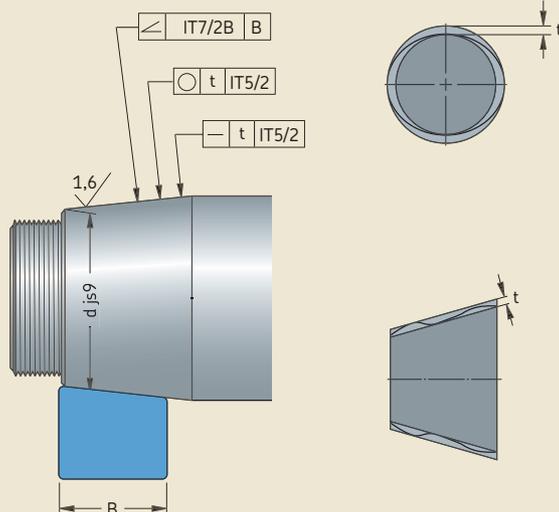
$B$  = 軸受幅 mm

IT7 = 軸受幅を基準とした精度等級の値 mm

- 真直度公差はIT5/2。これは直径dを基準とし、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アル平面において、間隔“t”の2本の平行線に制限されます」。
- ラジアル方向の真円度公差はIT5/2。これは直径dを基準とし、次のように定義されます:「軸のテーパ面に沿った各ラジアル平面において、間隔“t”の2つの同心円に公差域は制限されます」。特に厳しい回転精度要求が規定されているときは、上記の代わりにIT4/2を適用します。

テーパが推奨公差内であることを確認する最もよい方法は、2個のサドルを基準とする特殊テーパゲージを用いて測定することです。精度は落ちますがより実用的な方法は、リングゲージ、テーパゲージ、サインバーのいずれかを使用することです。

図18



## はめあい面の表面粗さ

軸受とのはめあい面の表面粗さは、寸法精度、形状精度、回転精度ほどの影響は軸受性能に与えません。しかし、合せ面が滑らかであればあるほど、より正確に希望の締めりはめが得られます。使用上大きな問題のない軸受装置の場合は、表面粗さにそれほど精度は要求されません。

精度に関する要求度が高い軸受装置の平均表面粗さ  $R_a$  の目安値を、はめあい面の寸法精度ごとに表12に示します。これらの推奨値は、軸のはめあい面に通常使われる研削仕上げのはめあい面に対するものです。

## 軸およびハウジングに加工された軌道面

軌道輪が一つしかない円筒ころ軸受や保持器付きスラスト円筒ころ軸受では、軸受本来の荷重負荷能力を最大限に発揮させるには、関連部品に加工する軌道面について58~64 HRCの硬度が必要です。

表面粗さは  $R_a \leq 0,2 \mu\text{m}$ 、または  $R_z \leq 1 \mu\text{m}$  とします。要求度の低い用途では、これより低い硬度や表面粗さを用いてもかまいません。

真円度および円筒度は、軌道面の実直径公差のそれぞれ25%と50%を超えないようにしてください。

保持器付きスラスト軸受用の軌道面の許容アキシャル振れは、132ページの表10に示すように、スラスト軸受の内外輪の場合と同じです。

軌道部分に適した材料としては、ずぶ焼入れ鋼 (ISO 683-17:1999による100Cr6など)、はだ焼き鋼 (ISO 683-17:1999による20Cr3や17MnCr5など)、ならびに部分焼入れした高周波焼入れ鋼などがあります。

取付け関係部品に加工する軌道の硬化深度の推奨値は、動荷重比と静荷重比 (それぞれP/C および  $P_0/C_0$ )、芯の硬さなどいろいろな要因に左右され、普遍的な値を出すのは困難です。たとえば、基本静定格荷重の大きさまでの静荷重だけを受けている状態で、芯の硬さが350 HVの場合、推奨硬化深度は転動体直径の0,1倍程度となります。動荷重の場合は、硬化深度をもっと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にご相談ください。

表12

軸受とのはめあい面の表面粗さの目安値

はめあい面 直径 $d$ (D) <sup>1)</sup> を超え	以下	研削はめあい面の 推奨 $R_a$ 値 (粗さ等級番号) 直径公差		
		IT7	IT6	IT5
mm		$\mu\text{m}$		
-	80	1,6 (N7)	0,8 (N6)	0,4 (N5)
80	500	1,6 (N7)	1,6 (N7)	0,8 (N6)
500	1 250	3,2 (N8) <sup>2)</sup>	1,6 (N7)	1,6 (N7)

<sup>1)</sup> 直径が > 1 250 の場合は、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ください。

<sup>2)</sup> 取付けにオイルインジェクション法を用いる場合、 $R_a$ は1,6  $\mu\text{m}$ を超えないようにしてください。

## 軸受のアキシャル方向位置決め

軌道輪のアキシャル方向位置決めは、締めりばめだけでは不十分です。原則として、軌道輪をアキシャル方向に確実に固定する別の手段が必要になります。

固定側軸受の場合は、内外輪ともに両端でアキシャル方向に固定します。

自由側軸受で非分離型であれば、はめあいのきつい方の軌道輪、一般的に内輪ですが、これをアキシャル方向に固定する必要があります。もう一方の軌道輪は、はめあい面に対して自由なアキシャル方向移動を確保しなければなりません。ただし、内輪も外輪もアキシャル方向固定とするCARB軸受は除きます。

円筒ころ軸受など分離型設計のものを自由側軸受に用いる場合は、内輪も外輪もアキシャル方向に固定します。

「両側固定」の軸受配列の場合は、各軌道輪は一端だけをアキシャル方向に位置決めします。

### 位置決めの方法

#### 円筒穴軸受

締めりばめの軌道輪は、一端で軸またはハウジングの肩と接触するように取付けるのが一般的です(→図19)。反対側は、内輪の場合は通常、1007ページ以降の「ロックナット」の項に示すKM + MBタイプなどのロックナットで固定したり(→図19)、軸端に取付けたエンドプレートで固定したりします(→図20)。外輪はふつうハウジングのエンドカバーで(→図21)、あるいは特殊なケースではねじ込みリングで押さえます(→図22)。

図20

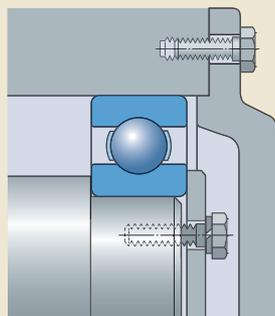


図21

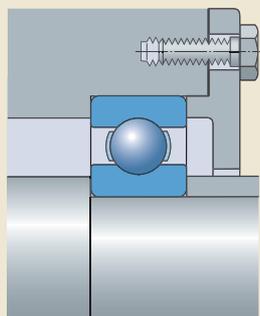


図19

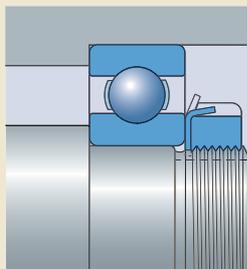
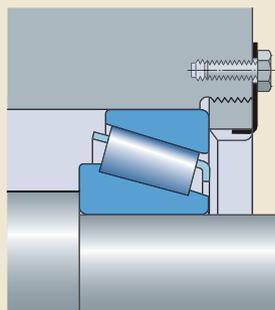


図22



## 軸受の使い方

軸やハウジングの肩の代わりに、スペーサスリーブやカラーを軌道輪どうしの間に、あるいは軌道輪と歯車などの隣接部品との間に用いると好都合な場合がよくあります (→図23)。

転がり軸受のアキシャル方向位置決めに止め輪を用いれば、スペースを節約できるとともに、取付け、取外しが迅速に行えます。また、軸やハウジング穴の加工も簡素になります。中または重アキシャル荷重を支えなければならない場合は、軌道輪と止め輪の間にカラーを挿入して止め輪に過度の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のあそびがありますが、必要であれば、カラーに対して適切な公差を選定するかまたはシムの使用によってあそびを減少させることができます。外輪に止め輪溝の付いた軸受 (→図23) は、止め輪を利用して非常にシンプルかつコンパクトな方法で固定することができます (→287ページ以降の「深溝玉軸受」のセクションを参照)。

その他のアキシャル方向位置決めで、特に精密軸受装置に適しているのが、圧入などの使用や、ステッテブドスリーブ形式を必要とします。詳細は、SKFカタログ「精密軸受」をご参照ください。

図23

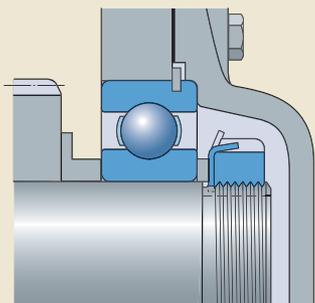
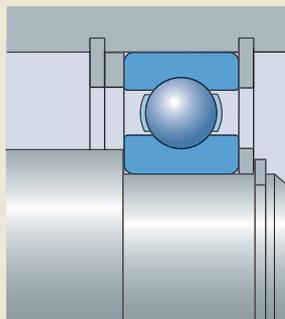


図24



## テーパ穴軸受

テーパジャーナルに直接取付けるテーパ穴軸受は、一般にロックナットで軸に固定します (→図25)。

段付き軸にアダプタスリーブを使用する場合、スリーブに対して軸受をロックナットで位置決めし、反対側の軸の肩と内輪の間にスペーシングを挿入します (→図26)。取付け用の突起のない表面が滑らかな軸を用いる場合 (→図27)、軸とスリーブとの摩擦が軸受のアクシアル荷重負荷能力を支配します。これについては、以下を参照してください。

- 478ページの「自動調心玉軸受」
- 708ページの「球面ころ軸受」

軸受を取外しスリーブを付けて取付ける場合、ラビリンスシールとして設計されることの多いスペーシングなどで内輪を支持する必要があります。取外しスリーブ自体のアクシアル方向の位置決めには、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

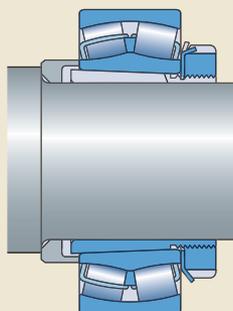


図27



図25

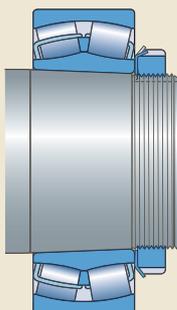
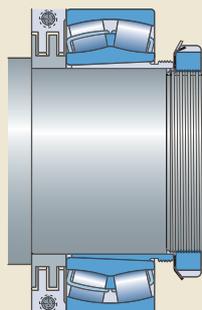


図28



## 取付け関係寸法

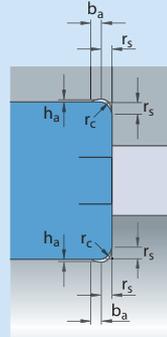
軸受と接する部品（軸やハウジングの肩、スペーサスリーブなど）の寸法形状は確実に軌道輪を支持できるものでなければなりません。静止部分と軸受の回転部品との接触を避ける必要があります。各軸受に対する適正な取付け関係寸法を製品データ表に記載しています。

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のすみの丸みは、製品データ表の $r_a$ および $r_b$ のように単純な円弧の形をとる場合と、アンダーカットの形をとる場合があります。表13は、アンダーカットの場合の適正寸法を示したものです。

すみの丸み半径が大きければ大きいほど（カーブがなめらか）、応力分布は望ましい状態になります。したがって、軸に非常に大きな荷重がかかる場合は、通常大きな半径が必要とされます。このような場合は、内輪と軸の肩の間にカラーを使用して、内輪の支持面積を充分大きくしてください。また、カラーが軸のすみの丸みに接触しないように逃げを設ける必要があります（→図29）。

表13

## 逃げる寸法

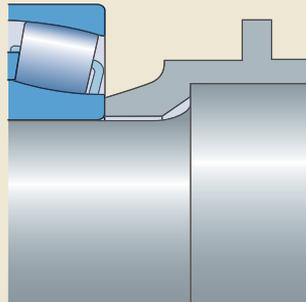


## 軸受面取り寸法

## 逃げ寸法

$r_s$	$b_a$	$h_a$	$r_c$
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

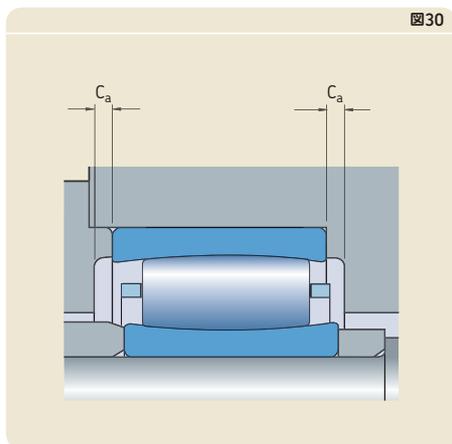
図29



### CARB トロイダルころ軸受

CARB軸受は軸のアキシャル方向の膨張を軸受内で吸収することができます。このように、ハウジングに対する軸のアキシャル方向移動を確実に吸収するには、軸受の両側にスペースを設けておく必要があります(→図30)。

詳細は、779ページ以降の「CARBトロイダルころ軸受」に記載しています。



## 関連部品の設計

特に大型軸受を使用する場合、軸受配列の設計段階で軸受の取付け・取外しを容易に行えるように、あるいは最低限でも取付け・取外しが行えるように準備が必要ながよくあります。たとえば、軸やハウジングの肩に溝または盗みを加工するなら、取外し工具の利用が可能です（→図31）。ハウジングの肩にねじ穴を設けた場合も、スクリューを使って軸受をはめあい面から押し出すことができます（→図32）。

テーパはめあい面への軸受の取付けや取外しに、あるいは円筒はめあい面からの軸受の取外しにオイルインジェクション法を用いる場合は、軸にダクトや溝を設ける必要があります（→図33）。軸受の取付け・取外しを行う側から給油溝までの距離は、はめあい面幅の約1/3とします。給油接続に適した溝、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31

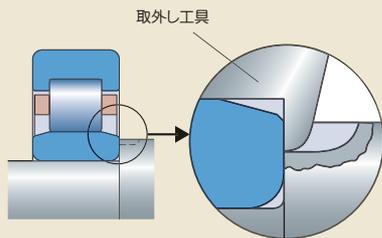


図32

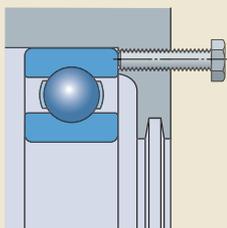


図33

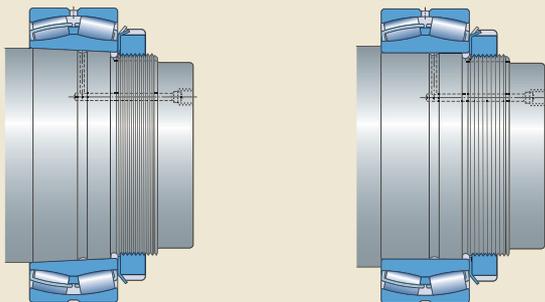
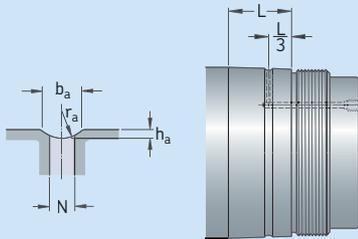


表14

## 給油ダクト・溝の推奨寸法



はめあい面  
直径  
を超え 以下

寸法  
 $b_a$   $h_a$   $r_a$   $N$

mm

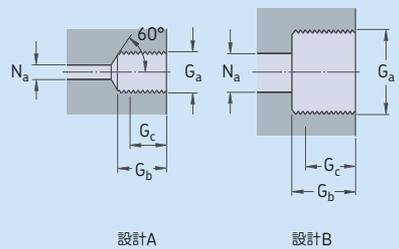
mm

-	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

L = はめあい面の幅

表15

## 給油接続用ねじ穴の設計と推奨寸法



設計A

設計B

ねじ  
 $G_a$

設計

寸法  
 $G_b$

$G_c$ <sup>1)</sup>  
最大

 $N_a$ 

-

-

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

## 軸受の予圧

用途によっては、軸受装置に正または負の運転すきまを与えなければならない場合があります。大部分の用途では、運転すきまは正、つまり運転中の軸受にわずかでずきまが残るようにします（→137ページの「軸受内部すきま」を参照）。

しかし、たとえば工作機械主軸用、自動車のアクスルドライブビニオン用、小型電動モータ用、振動用の軸受装置など、高剛性や高回転精度の確保に負の運転すきま、つまり予圧を必要とする用途も数多く存在します。軸受が無荷重または極めて軽い荷重で高速回転に用いられる場合も、ばねなどによって予圧をかけるのが得策です。この場合、予圧は軸受に必要な最小荷重をかける役割を果たし、転動体の滑り運動による軸受の損傷を防ぎます（→75ページ「必要最小荷重」）。

### 予圧の種類

軸受形式によって予圧はラジアル方向とアキシャル方向の場合があります。たとえば円筒ころ軸受は、その構造上ラジアル方向の予圧しかかけられません。これに対しスラスト玉軸受やスラスト円筒ころ軸受はアキシャル方向にしかかけられません。単列アンギュラ玉軸受と円すいころ軸受（→図34）は通常アキシャル方向の予圧をかけますが、これらのタイプは同じ種類のもう1つの軸受と背面組合せ（a）または正面組合せ（b）で使用するのが一般的です。深溝玉軸受も予圧はアキシャル方向が一般的ですが、そのためにはラジアル内部すきまを普通より大きくとることで（C3など）、アンギュラ玉軸受のように接触角をもたせる必要があります。

円すいころ軸受もアンギュラ玉軸受も、荷重作用点間の距離Lは軸受中心間距離より背面組合せ（→図35）では長く、正面組合せ（→図36）では短くなります。これは、軸受中心間の距離が比較的短くても、背面組合

図34

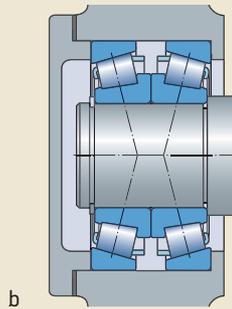
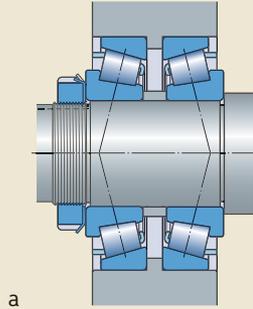
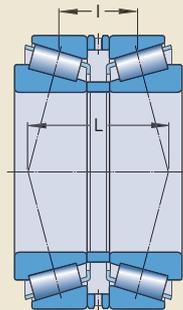
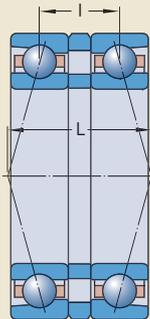


図35



せにしたほうがより大きな傾斜モーメントを吸収できることを意味します。モーメント荷重から生ずるラジアル方向の力と、それによって軸受に起こる変形は、正面組合せの場合ほど大きくありません。

運転中に軸がハウジングより熱くなると、取付け時に周囲温度で調整(設定)した予圧が上昇します。この上昇の程度は、背面組合せより正面組合せのほうが大きくなります。いずれの組合せでも、ラジアル方向の熱膨張がすぎませばめたり、予圧を上昇させることになりません。この傾向は、正面組合せの場合はアキシャル方向の熱膨張によって増大しますが、背面組合せの場合は逆に減少します。軸受間の距離が一定、かつ軸受と取付け部品の熱膨張係数が同じであれば、背面組合せの場合に限り、ラジアル方向とアキシャル方向の熱膨張は互いに相殺して予圧は変わりません。

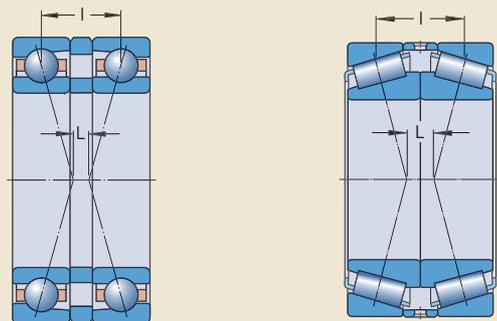


図36

### 軸受予圧の効果

軸受に予圧をかける主な目的は以下のとおりです。

- 剛性を高める
- 回転音を低くする
- 軸案内の精度を高める
- 運転中の摩擦・へたり現象を補正する
- 長い有効寿命を確保する

### 高剛性

軸受の剛性 (kN/μm) は、軸受にはたらく力と軸受に起こる弾性変形の比と定義されます。予圧をかけた軸受の荷重による弾性変形は、一定の荷重範囲では、予圧をかけていない軸受より小さくてすみます。

### 静粛運転

軸受の運転すきまが小さければ小さいほど、無負荷領域での転動体の案内は良好となり、軸受の回転音は静かになります。

### 正確な軸の案内

予圧をかけた軸受で軸を支持すれば、軸の負荷による変形は小さくなり、軸の案内が一層正確になります。たとえば、ビニオンや差動歯車用の軸受に予圧をかけることによって案内の正確度が増し剛性が大きくなれば、正確で一定したかみ合いが得られます。また、運転中の余分な動荷重も最小限に抑えられます。その結果、運転音が静かになり、歯車の有効寿命も長くなります。

### 磨耗とへたりの補正

運転中の軸受装置の磨耗とへたりの現象はすきまを大きくしますが、これを予圧で補正することができます。

### 長い有効寿命

用途によっては、予圧をかけた軸受装置によって運転の信頼度が高まり、有効寿命も長くなります。正確に測った予圧であれば、軸受の荷重分布に好影響を与え、それが有効寿命を延ばすのに役立ちます (→216ページの「正しい予圧の維持」を参照)。

### 予圧力の計算

予圧力は仕様の基本要素ですが、予圧力の大きさは力の量として表される場合と、予圧を与えるのに必要な長さ (予圧代) として表される場合があります。調整方法次第では、予圧は軸受の摩擦トルクにも間接的に関係してきます。

過去の設計実績から経験値として最適な予圧力を得ることができますので、これを類似の設計に応用できます。新たに設計する場合は、予圧力を計算したうえで試験により計算精度を確認されることをSKFではお勧めしています。一般的に実際の運転に影響する要因がすべて正確に分かることはないため、実地でさまざまな補正が必要になると考えられます。計算の信頼度は、何よりも運転中の温度条件および関係部品 (特にハウジング) の弾性変形がいかに実際の状況と一致しているかがポイントとなります。

予圧を決めるときは、剛性、軸受寿命、運転信頼度の組合せが最適になるような予圧力をまず計算します。次に、取付け調整時の予圧力を計算します。取付け時の軸受は周囲温度になじんでおり、運転荷重も加わっていません。

運転温度になったときの予圧をどの程度にすべきかは、軸受荷重に左右されます。アンギュラ玉軸受や円すいころ軸受は、ラジアル荷重とアキシャル荷重を同時に負荷できます。ラジアル荷重のもとでは、アキシャル方向にはたらく力が軸受内に誘起されます。通常これは対向する第二の軸受によって吸収されます。内 (外) 輪に対して外 (内) 輪がラジアル方向にだけ変位する場合、軸受の半周 (すなわち転動体の半分) に荷重がかかっていることを意味し、軸受内に生じるアキシャル方向の力は以下の式で表されます。

$$F_a = R F_r \text{ (単列アンギュラ玉軸受の場合)}$$

$$F_a = 0,5 F_r / Y \text{ (単列円すいころ軸受の場合)}$$

ここで、 $F_r$ は軸受のラジアル荷重を表します (→図37)。

変数 $R$ はアンギュラ玉軸受内の接触条件を考慮した値です。 $R$ 値の計算は、415ページ以降の「単列軸受または並列組合せ軸受のアキシャル荷重の計算」のガイドラインに沿って行ってください。

円すいころ軸受の場合のアキシャル係数 $Y$ の値は、製品データ表に記載しています。

単体の軸受にラジアル荷重 $F_r$ がかかっているとき、基本定格荷重の前提 (軸受半周に荷重がかかっている) を満たすためには、上の式の大きさのアキシャル方向外力 $F_a$ が必要です。外力が小さすぎると、荷重を支える転動体の数が減少し、軸受の負荷能力もそれに応じて小さくなります。

単列アンギュラ玉軸受2個または円すいころ軸受2個を背面組合せまたは正面組合せにした軸受配列では、2個の軸受それぞれが交互にアキシャル荷重を負荷します。軸受が2個とも同寸法の場合ラジアル荷重は両軸

受の間にはたらかますので、すきまがゼロに調節されていれば転動体の半分が荷重を負荷する荷重分布が自動的に出来上がります。これ以外の荷重では、特にアキシャル方向の外力がはたらく場合、各軸受に予圧をかける必要があると考えられます。予圧をかけることによって、アキシャル荷重を考慮しながら軸受の弾性変形の結果生じるおそびを補正するとともに、アキシャル荷重のかからないもう一方の軸受で良好な荷重分布が得られるようにします。

予圧は軸受装置の剛性も高めます。剛性の検討では、剛性は軸受の弾性による影響だけでなく、軸およびハウジングの弾性、軌道輪の取付け時のめあい、およびその他取付け関係部品など力の場にあるすべての部品の弾性変形による影響も受けることに留意すべきです。これらのすべてが軸系全体の弾性に大きな影響を及ぼすのです。軸受のアキシャル方向およびラジアル方向の弾性は軸受の内部設計、すなわち接触条件(点接触か線接触か)、転動体の個数と直径、および接触角に左右されます。接触角が大きいほど、軸受のアキシャル方向の剛性は大きくなります。

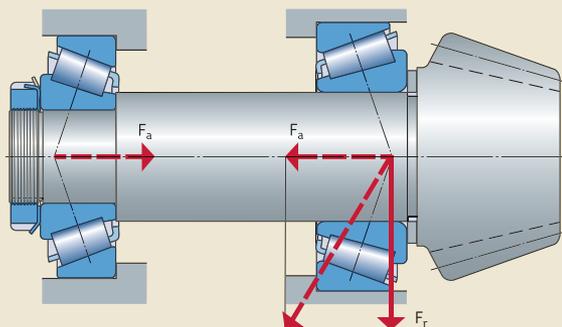


図37

## 軸受の使い方

第一近似として、弾性変形が荷重により直線的に変化する場合、すなわち一定のばね定数を想定して比較したとき、同じアキシャル方向外力 $K_a$ に対する軸受装置のアキシャル方向変位は、予圧をかけた軸受装置のほうが予圧なしのものより小さいことが分かります(→線図2)。たとえば、それぞれ寸法が異なる2個の円すいころ軸受AとBからなるピニオン軸受装置で、各軸受のばね定数を $c_A$ 、 $c_B$ とします。これに予圧力 $F_0$ をかけます。アキシャル方向外力 $K_a$ が軸受Aにかかるとき軸受Bは無負荷になり、外力によって軸受Aに余分にかかる追加荷重とアキシャル方向移動 $\delta_a$ は予圧なしの軸受より小さくなります。ただし、アキシャル方向外力が

$$K_a = F_0 \left( 1 + \frac{c_A}{c_B} \right)$$

上の式の値を超えると、軸受Bはアキシャル方向の予圧力から解放され、追加荷重のもとでのアキシャル方向変位は予圧なしの軸受装置と同じ、つまり軸受Aのばね定数だけが決定要因となります。したがって、軸受Aに荷重 $K_a$ がかかっているときに軸受Bが完全に無負荷になるのを防ぐには、以下の予圧力が必要になります。

$$F_0 = K_a \frac{c_B}{c_A + c_B}$$

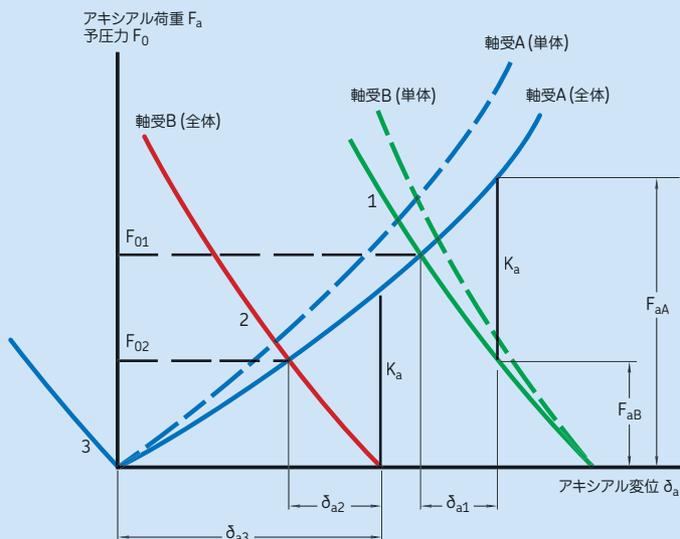
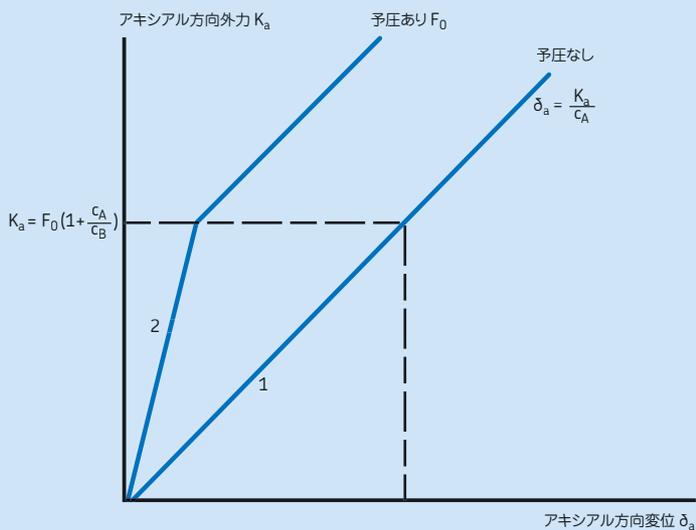
予圧をかけた軸受装置にかかる力と弾性変位ならびに予圧力変動の影響は、予圧力と予圧代の関係グラフ(→線図3)を見れば一目瞭然です。これは互いに位置調整して予圧を発生させた軸受のばね曲線を示した図で、以下の関係が読み取れます。

- 予圧をかけた軸受装置内の予圧力と予圧代の関係
- 予圧をかけた軸受装置の、アキシャル方向外力 $K_a$ と軸受荷重の関係、ならびに外力による弾性変形

線図3では、運転荷重によって負荷が加わる軸受は右肩上がりの曲線で、負荷が減少する軸受は右肩下がりの曲線で表されています。曲線1、2、3は、それぞれ異なる予圧力( $F_{01}$ 、 $F_{02} < F_{01}$ 、 $F_{03} = 0$ )に対するものです。破線は軸受そのものを示し、実線は軸受装置全体の位置(軸受および関係部品)を表します。

線図3を使って、たとえば軸受Aと軸受Bが予圧を与えられて軸受とハウジングに組付けられたピニオン軸受装置(→213ページの図39)について、上記の関係を説明することができます。予圧力 $F_{01}$ に加えてアキシャル方向外力 $K_a$ (歯車の力のアキシャル方向分力)がはたらくとき(曲線1)、軸受Aには追加荷重がかかり軸受Bは無負荷となります。軸受Aの位置での荷重を $F_{aA}$ 、軸受B位置での荷重を $F_{aB}$ とします。

外力 $K_a$ の影響により、ピニオン軸はアキシャル方向に $\delta_{a1}$ だけ移動するとします。軸受Bが $K_a$ によってちょうど無負荷となるような予圧力 $F_{02}$ (曲線2)では、 $F_{aB} = 0$ および $F_{aA} = K_a$ となります。このときピニオン軸の移動は $\delta_{a2} > \delta_{a1}$ となります。軸受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移動は最大( $\delta_{a3} > \delta_{a2}$ )となります。



### 調整手順

「調整」とは、軸受内部すきまの設定 (261ページ以降の「取付け」を参照) または軸受装置の予圧の設定を意味します。

ラジアル方向の予圧はふつう円筒ころ軸受や複列アンギュラ玉軸受に用いられ、時には深溝玉軸受にも用いられますが、たとえば軌道輪の一方または両方のしめしろを十分に使うなどして軸受の初期ラジアル内部すきまを減少させてゼロになるようにします。これによって運転中は負のすきま、すなわち予圧が得られます。

ラジアル方向の予圧をかけるのに特に適しているのがテーパ穴軸受です。これは、テーパはめあい面に軸受を押し込むことによって、ごく狭い許容差内で予圧をかけることができるからです。

単列アンギュラ玉軸受、円すいころ軸受、また深溝玉軸受のアキシアル方向予圧は、一方の軌道輪をもう一方の軌道輪に対して希望の予圧力に相当する距離だけアキシアル方向にずらして確保します。調整方法は、主に原理が異なる二種類の方法があります。一つは個別調整、もう一つは全体調整です。

### 個別調整

個別調整では、ナット、シム、スペーサスリーブ、可変スリーブなどを使用して各軸受装置を個別に調整します。測定および検査の実施により、所定の定格予圧力を最小限の偏差で確保できます。個別調整の方法は、測定対象の軸受個数によって異なります。

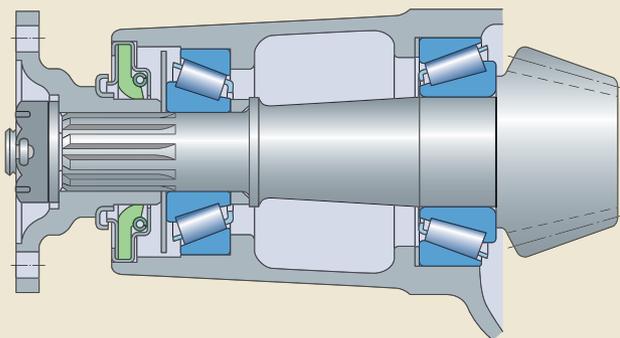
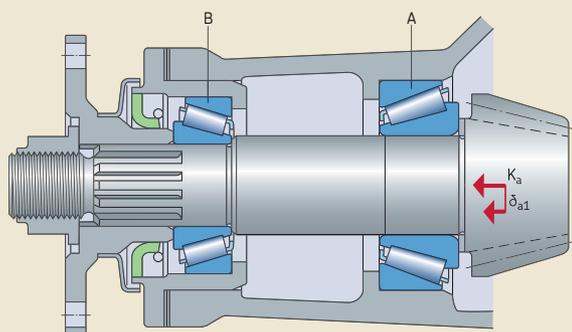
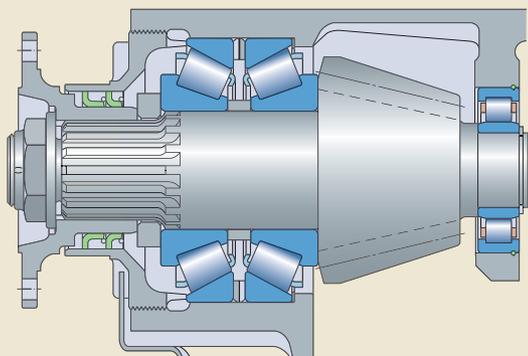
- 予圧代による調整
- 摩擦トルクによる調整
- 予圧力の直接測定による調整

個別調整は、個々の部品を普通精度で製作でき、また希望の予圧が比較的高い精度で得られるという利点があります。

### 予圧代による調整

この調整方法は、軸受装置の部品があらかじめ組立てられている場合によく用いられます。たとえばピニオン軸受装置では、以下のように予圧をかけます。

- 2つの軸受の内外輪の間に中間リングをはめ込む (→図38)
- ハウジングの肩と軸受外輪の間、またはケーシングとハウジングの間にシムを挿入する (→図39)。この場合のハウジングは、フランジ付きの挿入スリーブです。
- 軸の肩と一方の軸受の内輪との間 (→図40)、または両軸受の内輪との間にスペーサリングをはめ込む。



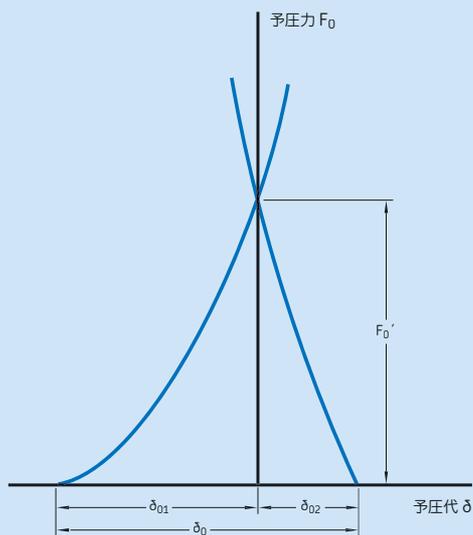
## 軸受の使い方

シム、中間リング、スペーシングの幅は以下によって決まります。

- 軸の肩とハウジングの肩の間の距離
- 両軸受の合計幅
- 必要な予圧力に相当する予圧代 (アキシアル方向変位)
- 運転中の熱膨張を考慮した予圧代補正係数
- 関係する全部品の製作公差 (取付け前の実際寸法の測定による)
- 一定期間運転後の予圧力減少を考慮した補正係数

この調整方法は予圧をかけた軸受装置の予圧力と弾性変形の間関係をベースにしています。必要な予圧は、予圧力と予圧代のグラフ (→**線図4**) から求められます。

線図4



$F_0'$  ビニオン軸 (軸受装置) にかかる予圧力

$\delta_{01}$  ビニオン側軸受と周辺部品の予圧代

$\delta_{02}$  フランジ側軸受と周辺部品の予圧代

$\delta_0$  ビニオン軸受装置の総予圧代

### 摩擦トルクによる調整

この方法は、時間がかからず大幅に自動化できるため、連続生産でよく用いられています。軸受予圧と軸受の摩擦トルクとの間には明確な関係性があるため、摩擦トルクを連続的にモニタしておけば必要予圧に相当する摩擦トルクに達した時点で調整作業をストップすることができます。しかし、摩擦トルクは軸受ごとに異なるとともに、使用する防錆剤、潤滑条件、回転数にも左右されますので注意が必要です。

### 予圧力の直接測定による調整

軸受調整の目的は軸受に所定の予圧をかけることですので、予圧力を直接与えたり直接測定したりするほうが当然のことと思えます。しかし、実際には予圧代や摩擦トルクを利用した間接的な手法のほうがシンプルであり、簡単かつ経済的な調整ができるため、一般的にはよく用いられています。

### 全体調整

「ランダム組合せによる調整」とでも呼べるこの方法の場合、軸受、軸とハウジング、スペーサリングまたはスリーブなどを通常の量で生産し任意に組立てることができるため、各部品の互換性は完全に保たれます。円すいころ軸受の場合では、この互換性はころ付き外輪と内輪にも及びます。生産コストのかかる超精密軸受や精密部品の製作への依存をなくすため、さまざまな公差の最大値または最小値の組合せが同時に起きる可能性は統計的に考えても極めて低いことを前提とします。ただし、できるだけ小さなばらつきで予圧力を確保しようとするなら、製作公差を小さくする必要があります。全体調整の利点は、検査が不要で、軸受の取付けに特別な装置を必要としないことです。

## ばねによる予圧

小型電動モータやその他同様の用途に使われる軸受に予圧をかけることで、回転音を小さくすることができます。このような場合の軸受配列は、軸の両端にそれぞれ1つずつの単列深溝玉軸受を用います。このとき最も簡単に予圧をかけるには、ばね(→図41)を使用します。ばねは、どちらか一方の軸受の外輪に取り付けます。この外輪はアキシアル方向移動ができなければなりません。熱膨張によってこの軸受のアキシアル方向移動が起こっても、実際には予圧力はほとんど不変です。必要な予圧力は次の式から推定できます。

$$F = kd$$

ここで

F = 予圧力 kN

k = 係数 (後述)

d = 軸受内径 mm

係数kの値は、電動モータの設計によって、0,005から0,01を用います。予圧の目的が主に静止した軸受を振動による損傷から保護することであればもっと大きい予圧が必要であり、k = 0,02を使用してください。

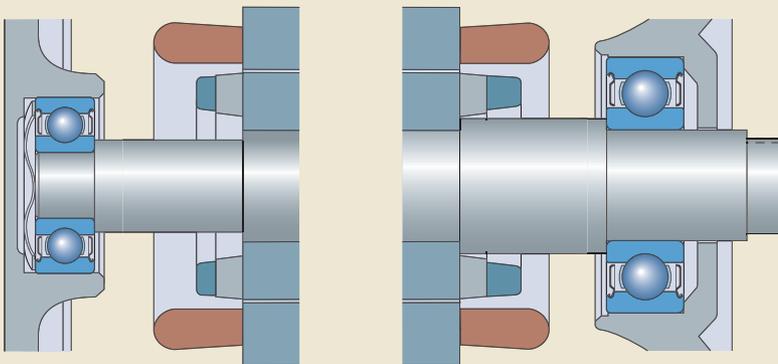
ばねによる予圧は、高速研削盤主軸用のアンギュラ玉軸受にも広く用いられます。ただし、高い剛性が必要とされる用途、荷重の方向が変化する用途、また不特定の衝撃荷重が発生する用途には、この方法は適していません。

## 正しい予圧の維持

軸受装置の予圧を選定する際は、次のことに注意が必要です。予圧が最適値を超えると剛性の増加率はわずかになる一方、摩擦抵抗とそれによる熱の発生は大きくなり、継続的にはたらく運転荷重のために軸受寿命が急激に低下します。線図5は、軸受寿命と予圧/すきまの関係を示したものです。予圧が大きすぎると軸受装置の運転信頼度に影響を与える危険があります。また通常、適正な予圧力の設定には複雑な計算が必要になりますので、SKF応用技術サービスにご相談いただくことをお勧めします。

また、軸受装置の予圧を調整する際は、計算や経験によって定めた予圧力を、ばらつきを最小限に抑えて確保することが重要です。たとえば、円すいころ軸受を用いた軸受配列では、調整時に軸受を数回転させて、ころがスキューしないように、またころ端部が内輪の案内つばと正しく接触するようにしてください。これを怠ると、検査や測定の結果に誤差を生じ、最終的な予圧が必要値を大きく下回ることがあります。

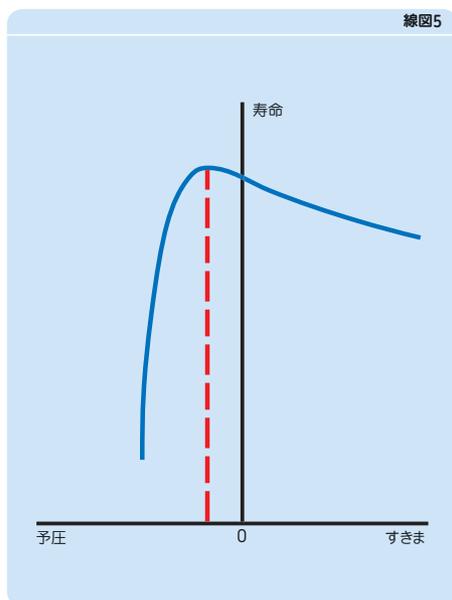
図41



## 予圧をかける軸受装置用の軸受

SKFでは特定用途向けに、信頼性の高い調整が簡単にできるよう特別に製造した単体軸受や組合せ軸受、あるいは取付け後あらかじめ設定した予圧値が得られるように製造時に組合せた軸受の供給を行っています。これには以下の製品があります。

- 自動車ピニオンおよび差動軸受装置用CL7C仕様の円すいころ軸受 (→605ページ以降の「単列円すいころ軸受」)
- ユニバーサルマッチ用単列アンギュラ玉軸受 (→409ページ以降の「単列アンギュラ玉軸受」)
- 産業用ギヤボックス用などの単列組合せ円すいころ軸受 (→671ページ以降の「単列組合せ円すいころ軸受」)
- 単列組合せ深溝玉軸受 (→289ページ以降の「単列深溝玉軸受」)



## 密封装置

軸受装置はその配列に関わらず、軸受だけで構成されているのではなく、さまざまな関連部品も含まれています。軸およびハウジングのほか、密封装置もこの関連部品の一部です。密封装置の性能は、潤滑剤の清浄度ならびに軸受装置の全体的な実用寿命にとって非常に重要です。これは設計者にとって、軸受および軸受装置を1つの統合的なシステムとして考え、そのように取扱わなければならないことを意味します。

転がり軸受のシールでは、軸受に組込まれたシール（内蔵シール）と、軸受の外部に位置し軸受とは切り離されたシールとを明確に区別します。シール付き軸受は一般に、取り付けスペースやコストの関係上外部シールでは十分に効果的な密封性を確保できない場合に使用されます。

## シールの種類

シールの目的は、軸受内の管理環境に汚染物質が侵入するのを防ぐことです。外部シールは、ハウジングや軸などの静止面と回転面との間を媒体が通過するのを防止できるものでなければなりません。軸受内部に組込む内蔵シールは、汚染物質の侵入を防ぐとともに潤滑剤の外部への漏洩を防ぐことが要求されます。

シール効果を発揮するには、表面の凹凸のばらつきを補うことができるように充分に変形できることが要求されますが、使用圧力に耐えられる強度も求められます。シールに用いる材料についても広範な運転温度に対応できるとともに、耐薬品性も要求されます。

シールの種類はいくつかに分けられます。たとえば、DIN 3750はシールの基本的な種類を以下のように区別しています。

- 静止面と接触するシール
- 滑り面と接触するシール
- 非接触シール
- ヘローズおよびメンブレン（膜）

静止面と接触するシールは固定用シールとも呼ばれ、その効果は取付け時のシール断面のラジアル方向またはアキシャル方向の変形によります。ガスケット（→図42）とO-リング（→図43）は固定用シールの代表例です。

図42

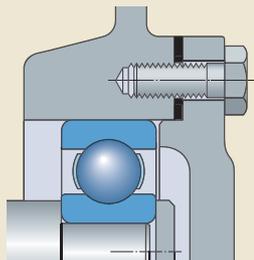


図43

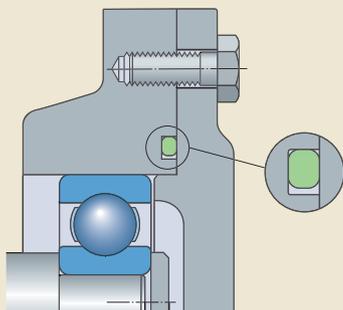
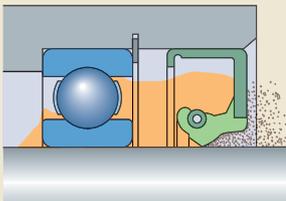


図44



滑り面と接触するシールは運動用シールとも呼ばれ、互いに直線運動や周方向運動をする機械部品間の通路を密封するのに用いられます。運動用シールの役割は、潤滑剤の保持、汚染物質の侵入防止、異種媒体の隔離、および差圧に耐えることです。運動用シールには、パッキン、ピストンシールリングなどさまざまな種類があり、直線運動や揺動運動に使用されます。なかでも最も広く使用されているのがラジアル軸シール（オイルシール）（→図44）で、あらゆる産業分野で多様な用途に用いられています。

非接触ラジアル軸シールは狭く比較的長いギャップの密封効果によるもので、アキシアル方向、ラジアル方向、あるいは両者の組合せの場合もあります。非接触シールはシンプルなギャップタイプのシールから何段階にも溝が切られたラビリンスシール（→図45）までさまざまなタイプがあり、使用時に摩擦を発生させることはなくシール自体が摩耗することはありません。

ベローズおよびメンブレンは、互いに制限的な運動をする部品どうしの密封に使用されます。

軸受装置の効果的な密封には運動用ラジアルシールの重要性が高いため、以下の説明では主としてラジアルシールとその各種設計および使用例を扱います。

## シールの選定

軸受装置に用いるシールは、摩擦と摩耗が最小限で、かつ非常に厳しい条件下でも最大限の保護を提供できるものでなければなりません。軸受の性能および実用寿命はシールの効果と密接な関係にあることから、汚染物質が軸受寿命に及ぼす影響が主な設計要因となります。軸受性能に対する汚染の影響に関する詳細は、49ページ以降の「軸受寸法の選定」を参照してください。

軸受装置に使用する最適なシールを選ぶとき、以下に挙げる多数の要因を考慮しなくてはなりません。

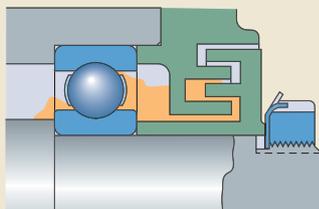
- 潤滑剤の種類：油、グリース
- 密封面における周速
- 軸構成：横形、立形
- 軸のミスアライメントがないか
- 利用できる空間
- シール摩擦とそれによる温度上昇
- 環境要因
- コストの問題

適正なシールを選定することは、軸受の性能にとって極めて重要です。したがって、密封の必要条件を正確に特定するとともに、外部条件を正確に定義することが必要です。

軸受用途の詳細が明らかとなきときは、以下のSKF資料をご参照ください。

- カタログ「工業用シール」(Industrial Seals)
- ハンドブック「密封装置設計ガイド」(Sealing arrangement design guide)
- 「SKF電子カタログ」 - CD-ROMまたは弊社オンラインサイト ([www.skf.com](http://www.skf.com)) よりご利用可能

図45



## 軸受の使い方

対象用途での経験をほとんどあるいはまったくお持ちでない場合は、世界最大のシールメーカーの1つとしてSKFがお客様のシールの選定をお手伝いします。また、適切なシールの提案をさせていただきます。

転がり軸受に対する外部密封装置では、通常、2種類のシールが用いられます。1つは非接触シール、もう1つは接触シールです。用途のニーズに応じて種類を選択します。

### 非接触シール

非接触型の外部シールの効果は、原則として回転部品と静止部品との狭いギャップの密封作用によります。このギャップはラジアル方向、アキシアル方向、あるいはその両方向が組合わさっている場合もあります(→図46)。これらのシールは単なるギャップタイプのシールであることもありますし、ラビリンスシールのような複雑なタイプもあります。いずれの場合も接触がないために、シールによる摩擦はまったく発生せず、シールが摩耗することはありません。一般に固体汚染物質による損傷も受けにくいので、高速回転や高温での使用に特に適しています。密封効果を高めるため、ラビリンス形状のギャップにグリースを詰めることもあります。

### 接触シール

接触シールは比較的細いシールリップまたはシール面と相手側に一定の最小圧力をかけて密封を行います。この圧力をかける力がシール効果を左右します。圧力の発生源は次のいずれかとなります(→図47)。

- シール材料の弾性によるシールの反発力 (a)
- シールと対向面との間の設計しめしろ (b)
- シールに組込まれたガータスプリングによる接線力 (c)

接触シールは一般に信頼性が高く、対向面に適正な表面特性を与えることにより、あるいはシールリップと対向面の接触部を潤滑することにより摩耗を最小限に抑えた場合は特に信頼性が向上します。しかし、対向面におけるシールの摩擦抵抗とそれによる温度上昇が接触シールの欠点で、そのため主にシールタイプと対向面の表面粗さによって一定の周速度までしか使用できません。また、取付けの不備や固体汚染物質などによる機械的損傷も受けやすいシールです。固体汚染物質による損傷を防ぐため、接触シールの手前に非接触シールを配置して保護するのが一般的です。

図46

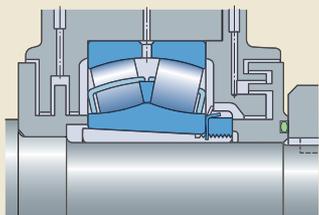
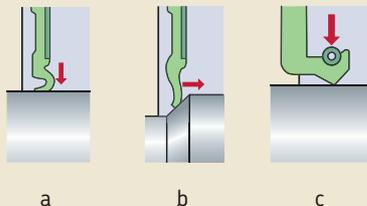


図47



## シール一体型軸受

SKFは、軸受の片側または両側にシールドや接触シールを取付けたタイプをいくつかご用意しています。これらの製品によって、密封に関するコストおよびスペースのさまざまな問題を解決できます。両側にシールドまたはシールを備えた軸受はすでにグリースを充てんした状態で出荷されますので、一般にはその後の保守は不要です。具体的なシール設計は、該当する軸受データ表の前文に詳しく掲載しています。

### シールド付き軸受

シールド付き軸受(→図48)は、汚染の程度が比較的軽く軸受に水や蒸気などがかかる恐れがない場合に使用します。また、回転数や運転温度の観点から摩擦の低減が重要である用途にも使用されます。

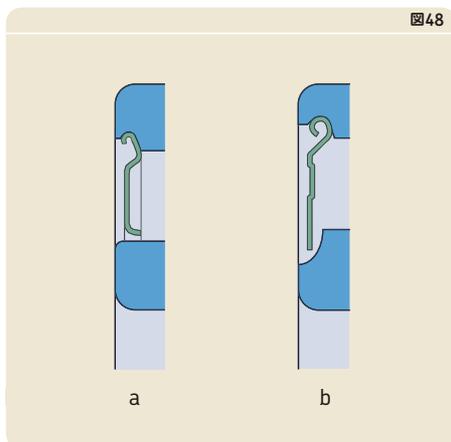
シールドは鋼板製で、以下の形状があります。

- シールギャップが長く、内輪の肩にランド部をもつもの(a)
- 効率的なラビリンスシールで、内輪の肩の溝に差込むもの(b)

### 接触シール付き軸受

接触シールは単にシールとも呼ばれ、これを備えた軸受は、汚染が中程度で、湿気、散水等が起り得る用途、あるいは保守なしで長時間の寿命が要求される用途によく使用されます。

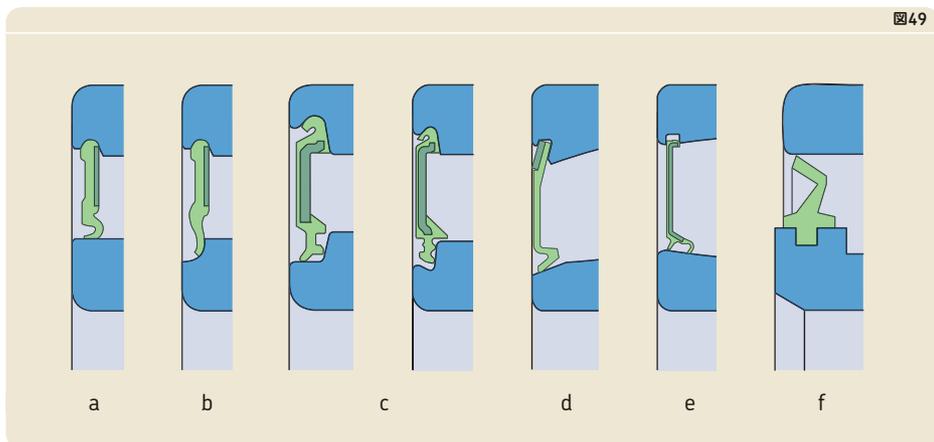
図48



SKFはさまざまなシールを開発しています(→図49)。軸受形式や軸受寸法に応じて、軸受の次の部分を密封する標準シールを軸受に取付けることができます。

- 内輪の肩(a)や内輪の肩の溝(b、c)
- 内輪軌道の両側の導入部(d、e)または外輪の導入部(f)

図49



## 軸受の使い方

SKFでは、深溝玉軸受用に以上とは別に2種類のシーリングを開発しました(→図50)。

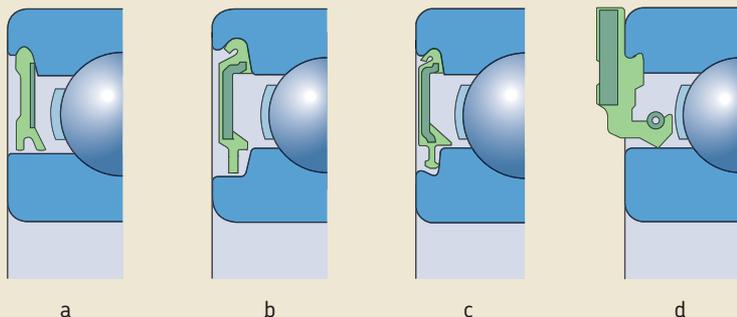
- 低摩擦シーリング(a, b, c)。これは実際には接触なしで、厳しい密封要求および軸受の低摩擦回転を実現します。
- スプリング式ラジアル軸(波状シーリング) Waveseal<sup>®</sup>(d)。このシーリングは片側に組込んで、軸受とともにICOSTMオイルシーリング軸受ユニットを構成します。

SKF軸受に組込まれたシーリングは、一般に、エラストマ材料で製作し、鋼板で補強を行っています。系列、寸法、用途の要求条件によって、一般にシーリング材料には以下のものがあります。

- 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(AU)

シーリング材料は、予測される運転温度と使用する潤滑剤に応じて選定します。許容運転温度に関しては、142ページ以降の「シーリング材料」を参照してください。

図50



## 外部シール

スペースやコストの問題よりも与えられた運転条件におけるシール効果の方が重要な軸受装置に対して、いくつか選択できるシールの種類があります。

以下のページでは、SKF提供のシールについて特に詳しく説明します。一般にも、すぐに取り付けられる外部シールは多数市販されています。SKF製品レンジに含まれないシールについては、以下のページでは参考程度の説明にとどめます。SKF製品以外のシールの性能については、SKFは責任を負いません。このようなシールをご使用になる際は、設計の前に必ずシールメーカーにご確認ください。

### 非接触シール

軸受の外部に用いる最も単純なシールはギャップタイプのシールで、軸とハウジングの間に小さなギャップをもたせるものです（→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使用するグリース潤滑の機械に適しています。シール効率を高めるため、ハウジング内径面の軸出口側に溝を切ることがあります（→図52）。ギャップから出ようとするグリースが溝を満たすため、汚染物質が侵入しにくくなります。

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面に刻みます（→図53）。このらせん溝は、出てきた油を軸受内に戻す役割を果たします。この場合、軸の回転方向が変化しないことが前提です。

図51

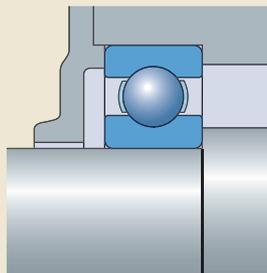


図52

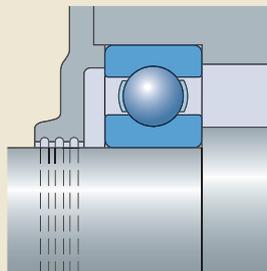


図53

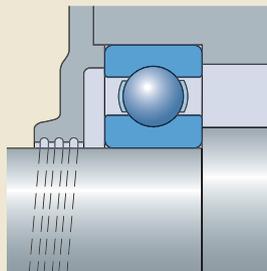
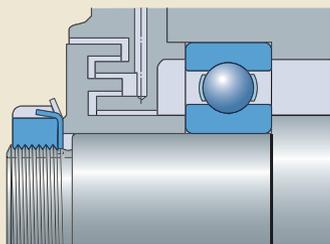


図54



一段または多段のラビリンスシールは単純なギャップシールに比べると密封効果は格段に優れていますが、製造コストは高くつきます。ラビリンスシールは主としてグリース潤滑に使用します。耐水性グリース、たとえばリチウム-カルシウム石けんグリースをラビリンス通路に給油ダクトから定期的に供給すれば、その効果は一層高まります。ラビリンス通路はアキシャル方向(→図54)のものと同ラジアル方向(→図55)のものがあります。これは、ハウジングが二つ割りが一体型か、また取付け方法や軸受用のスペースなどによって異なります。アキシャル方向のラビリンス通路の幅は、運転中に軸のアキシャル方向移動が発生しても変わりませんので、非常に細い通路にすることも可能です。ハウジングに対して軸のミスアライメントが発生する可能性があるときは、傾斜通路のラビリンスが使われます(→図56)。

SKFシーリングワッシャなどの一般に市販されている製品を用いることによっても、効果的かつ廉価なラビリンスシールを構成できます(→図57)。使用するワッシャの枚数を増やせば密封効率は上がりますし、ロックワッシャを組込むことでさらに密封効率が向上します。シールワッシャの詳細は、「SKF電子カタログ」の「シール」セクションをご覧ください。「SKF電子カタログ」はCD-ROMまたはオンライン([www.skf.com](http://www.skf.com))でご利用いただけます。

シールドの密封作用を高めるために、軸に回転円板(→図58)を取付けることもしばしばあります。また、油潤滑の場合は同じ目的でフリンガリング、溝、円板が使用されます。フリンガで振り切られた油はハウジングの溝に集められ、ダクトを通過してハウジングに戻されます(→図59)。

図55

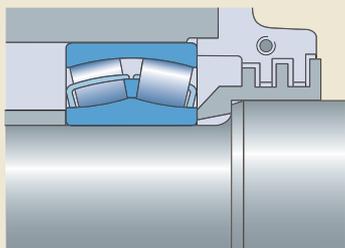


図56

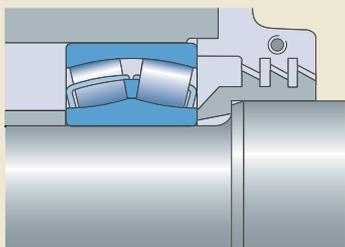
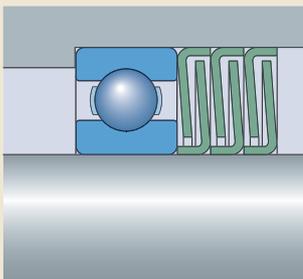


図57



## 接触シール

ラジアル軸シールは、油潤滑軸受装置の密封に第一に用いられる接触シールです。このシールはそのまま取付けられるエラストマシールで、通常は金属補強が施されているかまたはケーシングに収められています。シールリップは通常は合成ゴムでできており、ガータスプリングによって軸の対向面に押し付けられるのが一般的です。シール材料や隔離対象の媒体により、ラジアル軸シールは $-60^{\circ}\text{C}$ から $+190^{\circ}\text{C}$ の温度範囲で使用できます。

シールリップと対向面との接触部は、密封効率に対して非常に重要な意味をもっています。通常、対向面の表面硬さは少なくとも55 HRC以上、硬化深度は少なくとも0,3 mm以上が必要です。また、ISO 4288:1996による表面粗さは目安値 $R_a = 0,2 \sim 0,8 \mu\text{m}$ の範囲内であればなりません。低回転、潤滑良好、低汚染の用途では、これより低い硬度でもかまいません。らせん状研削条痕によって生じる有害なポンプ作用を避けるため、プランジ研削をお勧めします。

ラジアル軸シールの主目的が潤滑剤のハウジングからの漏れ防止であるときは、シールリップを内側に向けてシールを取付けてください(→図60)。一方、汚染物質の侵入防止が主目的であれば、リップを軸受から離すように外向きにして取付けます(→図61)。

図59

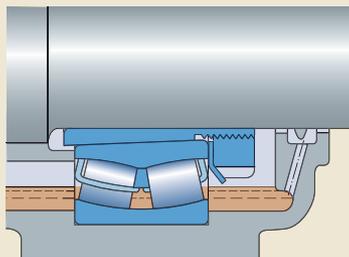


図60

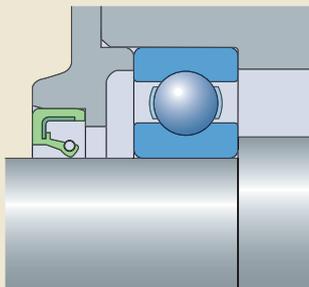


図61

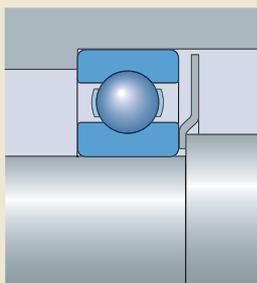


図58

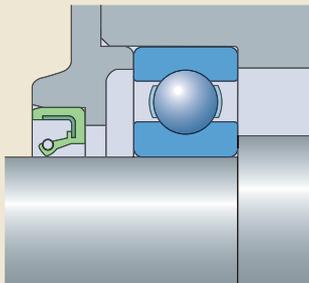
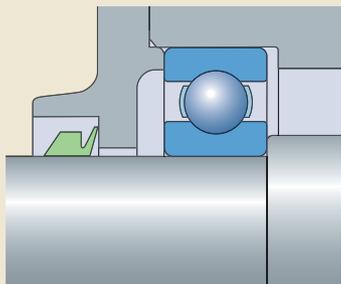
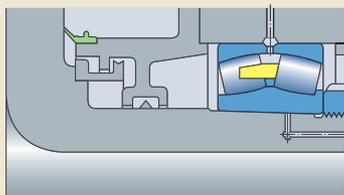


図62



Vリングシール(→図62)はグリース潤滑にも油潤滑にも使用できます。このシールは弾力性のゴム製リング(本体)が軸をしっかりとかみ、軸とともに回転します。一方で、シールリップがハウジングなどの静止部分に軽いアキシャル方向の圧力をかけます。材料に応じてVリングを使用できる温度範囲は $-40^{\circ}\text{C}$ から $+150^{\circ}\text{C}$ です。取付けは簡単で、低速回転の場合は軸に比較的大きな芯ずれがあっても問題ありません。対向面の表面粗さ $R_a$ は $2\mu\text{m}$ から $3\mu\text{m}$ で充分です。周速が $8\text{ m/s}$ を超える場合、Vリングは軸上でアキシャル方向に位置決めする必要があります。周速が $12\text{ m/s}$ を超えると、プレス加工のサポートリングなどにより、Vリングが軸から浮き上がらないようにする必要があります。周速が $15\text{ m/s}$ を超えると、シールリップが対向面から浮いて、接触シールではなくギャップシールになります。Vリングの密封作用の良し悪しは、主にリング本体がごみや液体を振り飛ばすフリガの役を果たすかどうかによって左右されます。したがって、このシールはグリース潤滑の場合はハウジングの外側に配置され、油潤滑の場合はリップが軸受から遠い方向を向くようにハウジングの中側に配置されるのが一般的です。Vリングを二次シールとして用いる場合は、一次シールを過剰な汚染や湿気から保護します。

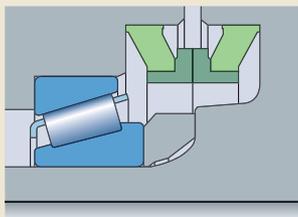
図63



アキシャルクランプシール(→図63)は、大径軸で一次シールの保護が必要な場合に二次シールとして用いられます。非回転部品にクランプ止めし、回転する対向面をアキシャル方向にシールします。このタイプのシールでは、対向面は上仕上げで表面粗さ $R_a$ は $2,5\mu\text{m}$ あれば充分です。

メカニカルシール(→図64)は、回転速度は比較的小さく運転条件が厳しいグリース潤滑または油潤滑の軸受部分の密封に使用します。メカニカルシールは、シール面が上仕上げの2本の鋼製スライドリングと2個のプラスチック製血ばね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、シール面に必要な予圧力を提供します。ハウジング穴の合せ面に特別な要求はありません。

図64



フェルトシール(→図65)は一般にグリース潤滑に使用されます。シンプルで廉価なシールであり、周速4 m/sまで、また運転温度は+100 °Cまで使用できます。対向面は表面粗さ $R_a \leq 3,2 \mu\text{m}$ まで研磨してください。フェルトシールに簡単なラビリンスシールを二次シールとして追加すると、効果は一段と向上します。フェルトリングまたはフェルトストリップはハウジングの溝に挿入する前に約80 °Cの油に浸してください。

スプリングワッシャ(→図66)は、グリース潤滑の剛性軸受、特に深溝玉軸受に適したシンプルで廉価なコンパクトシールとして使用できます。ワッシャは外輪または内輪のいずれかにクランプ止めし、もう一方の軌道輪にアキシアル方向の弾性圧力をかけます。一定時間のならし運転後、このシールは非常にギャップの狭い非接触シールとなります。

SKF供給シールに関する詳細は、SKFカタログ「工業用シール」または「SKF電子カタログ」をご覧ください。「SKF電子カタログ」はCD-ROM版またはオンライン([www.skf.com](http://www.skf.com))でご利用になれます。SKF製品に使用しているハウジング用のものなどSKF以外のシールについては、各製品を扱ったページで詳しく取上げています。

図65

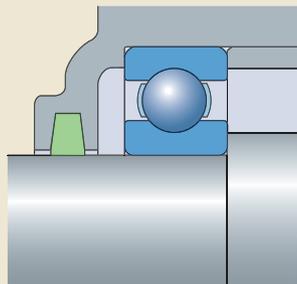
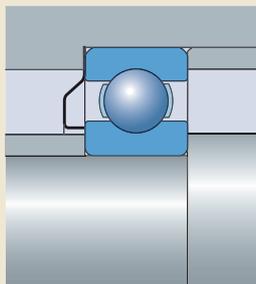
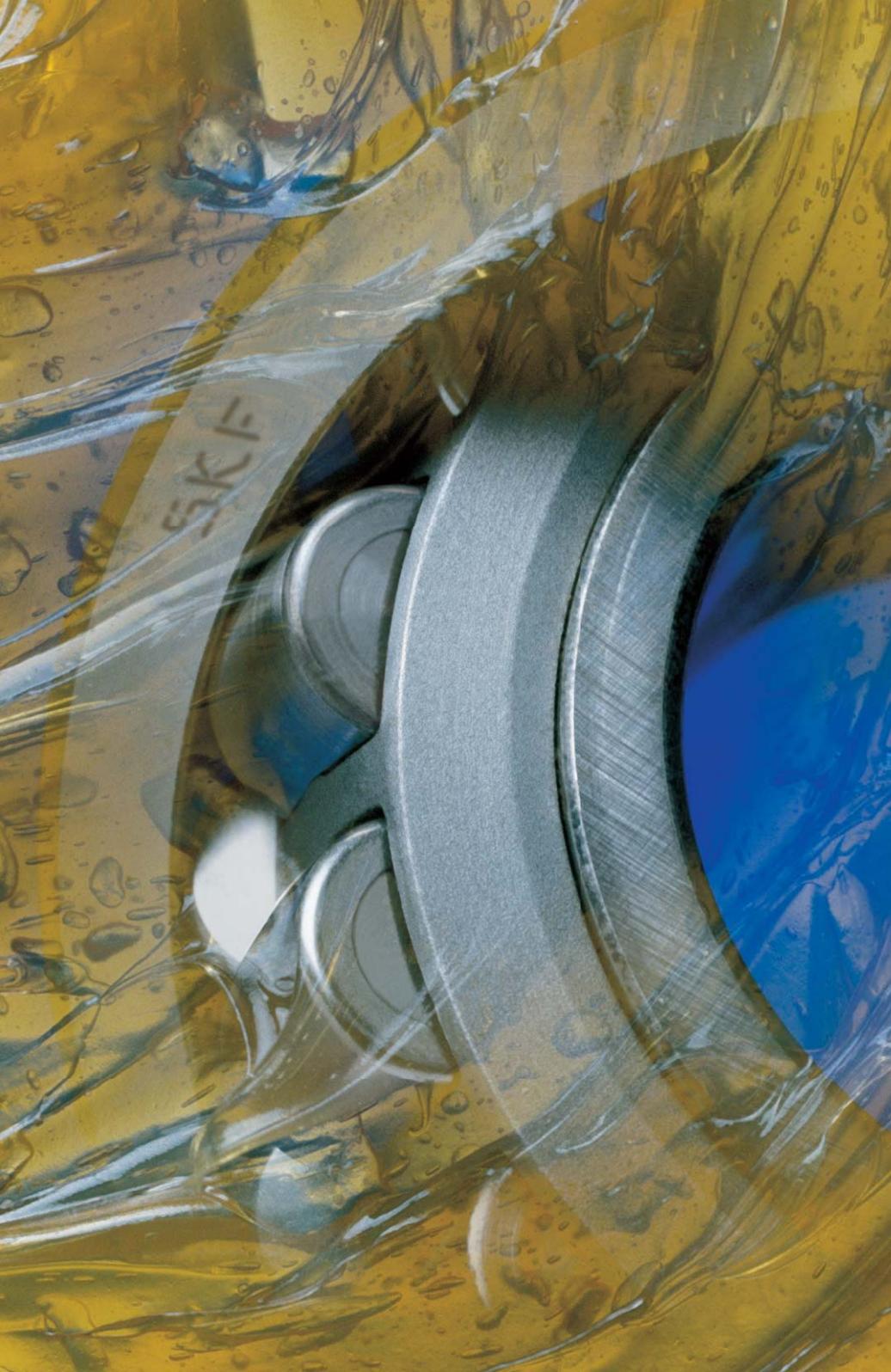


図66





# 潤滑

グリース潤滑.....	231
潤滑グリース.....	231
基油の粘度.....	231
ちょう度.....	232
温度範囲 - SKFシグナルコンセプト.....	232
腐食防止、水の影響.....	234
荷重負荷能力: EP添加剤、AW添加剤.....	234
混和性.....	236
SKFグリース.....	236
再給脂.....	237
再給脂間隔.....	237
運転条件と軸受形式による再給脂間隔の調整.....	240
確認.....	241
再給脂方法.....	242
補給.....	242
封入グリースの入れ替え.....	244
連続給脂.....	245
油潤滑.....	248
油潤滑法.....	248
潤滑油.....	251
潤滑油の選定.....	252
油の交換.....	253

転がり軸受を確実に機能させるには、軸受に正しく潤滑を行って転動体、軌道輪、保持器の直接的な金属接触を防がなくてはなりません。潤滑剤は摩耗を抑え、軸受表面を腐食から保護する役割も果たします。したがって、それぞれの軸受アプリケーションに合った適切な潤滑剤と潤滑方法を選ぶことは、適正な保守を実施するのと同じく重要です。

転がり軸受の潤滑用としてさまざまなグリースやオイルが用意されています。また、極温条件などで使用される固形の潤滑剤もあります。実際にどの潤滑剤を選ぶかは、第一に運転条件、つまり運転温度範囲や回転数、周囲の影響によって決まります。

軸受が最も理想的な運転温度となるのは、良好な潤滑に必要な最小限の潤滑剤が供給されているときです。ただし、潤滑剤がシール作用や冷却作用など他の機能も果たす場合は、潤滑剤を多めに供給しなければならないこともあります。

軸受装置内の潤滑剤は、機械的な作用やエージング、汚染物質の蓄積によって潤滑特性を徐々に失っていきます。そのため定期的にグリースの補給や入替え、オイルの場合はろ過や交換が必要になります。

このセクションの説明および推奨事項は、インテグラルシールやシールドが付いていない軸受を対象としています。軸受の両側にインテグラルシールやシールドを備えたSKF軸受および軸受ユニットは、すべてグリースを充てんした状態で供給されます。これらの製品でSKFが標準的に使用しているグリースについては、該当する製品データセクションの前に簡単な性能データと併せて記載しています。

密封軸受に使用されているグリースの実用寿命は、軸受寿命より長い場合がほとんどですので、いくつかの例外を除いて、密封軸受に再給脂の準備をすることはありません。

### 注記

一見同じ潤滑剤でも、特にグリースの場合は、製造場所により潤滑特性に違いがみられることがあります。そのためSKFは、潤滑剤やその性能に対する責任は負いかねます。ユーザの皆様には、それぞれアプリケーションに合った最適な潤滑剤が入手できるように、潤滑剤の特性を詳細に指定されることをお勧めします。

## グリース潤滑

グリースは、通常の運転条件であれば、大半のアプリケーションで転がり軸受の潤滑に使用することができます。

グリースは、油に比べて軸受装置内に保持されやすいという利点があります。特に、斜軸や立軸の場合がそうです。また、汚染物質、湿気、水から軸受装置を保護する密封の役割も果たします。

グリースの量が多すぎると、特に高速回転の場合、運転温度を急上昇させる原因となります。原則として、最初は軸受にはグリースを完全に充てんし、ハウジングには一部だけ充てんします。軸受内の余分なグリースは、最高速度に達する前のならし運転の段階で、安定した状態にしたり、逃がしたりする必要があります。ならし運転の終了時には、運転温度が大幅に下がります。これは、グリースが軸受装置内に行き渡ったことを意味します。

ただし、軸受を非常にゆっくりと回転させる場合や、汚染や腐食からの確実な保護性が要求される場合は、ハウジングにもグリースを十分に充てんすることをお勧めします。

## 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。増ちょう剤はたいいてい金属石けん基です。ただし、ポリウレアなどの他の増ちょう剤を用いて、特定分野の高温アプリケーションで性能を高めることもあります。グリースのある特性を向上させるために添加剤も使用されます。グリースのちょう度は、増ちょう剤の種類と濃度、機器の運転温度に大きく左右されます。グリースの選定では、ちょう度、運転温度範囲、基油の粘度、防錆特性、荷重負荷能力が最も重要な判断要素になります。これらの詳細については、以下に解説いたします。

### 基油の粘度

軸受の各接触面を分離する油膜の形成と軸受寿命に影響を及ぼす油の粘度の重要性については、59ページの「潤滑状態 - 粘度比 $\kappa$ 」の項で取り上げましたが、同じことがグリースの基油粘度にもあてはまります。

転がり軸受に通常使用される基油の粘度は、40 °Cで15~500 mm<sup>2</sup>/sの範囲内です。40 °Cにおける粘度が1 000 mm<sup>2</sup>/sより高い油を基油とするグリースは、油分の分離が遅すぎるため軸受を適切に潤滑することができません。したがって、低回転のために必要粘度の計算値が、40 °Cで1 000 mm<sup>2</sup>/sを明らかに超える場合は、良好な基油供給能をもつ最大粘度1 000 mm<sup>2</sup>/sのグリースを使用するか、さもなくば油潤滑に切替えたほうがよいでしょう。

## 潤滑

グリースを軸受潤滑に用いるときの最高推奨回転数を決めるのも基油の粘度です。グリースの許容回転速度は、増ちょう剤によって決まるグリースのせん断強さにも影響されます。グリースメーカは許容回転数を示すときに、よく「回転係数」を用います。

$$A = n d_m$$

ここで

A = 回転係数 mm/min

n = 回転数 r/min

d<sub>m</sub> = 軸受平均径 = 0,5 (d+D), mm

超高速回転のアプリケーション、たとえば玉軸受で A > 700 000となる場合、これに最も適したグリースは、基油が低粘度のものです。

## ちよう度

グリースは、米国潤滑グリース学会 (NLGI) のスケールにより、いくつかのちよう度クラスに分かれます。軸受潤滑用のグリースのちよう度は、機械的な作用を受けても所定の運転温度範囲内で急激な変化を起こしてはなりません。グリースが高温で軟化すると軸受装置から漏れるおそれがあります。一方、低温で硬化した場合、軸受の回転に支障を来したり、基油の供給が不十分となることがあります。

転がり軸受には、金属石けんを増ちょう剤とするちよう度1、2、3のグリースが使用されます。最も一般的なグリースはちよう度2です。これより低いちよう度のグリースは、低温のアプリケーションやポンプ効果の改善によく用いられます。ちよう度3のグリースは、グリースが軸受から垂れ落ちるのを防ぐためパッフルプレート<sup>1</sup>を軸受の下に配置している立軸の場合に推奨されます。

振動を伴うアプリケーションでは、グリースは振動によって連続的に軸受に戻されるため過酷な使用状態となります。このような場合、ちよう度の高いグリースで効果が得られることがありますが、グリースの硬さだけでは必ずしも適切な潤滑を確保することはできません。代わりに機械的安定性の高いグリースを使用すべきです。

ポリウレアを増ちょう剤とするグリースは、使用中のせん断速度によっては軟化や硬化を起こすことがあります。ポリウレアグリースを立軸に使用する場合は、条件によって外部に漏れるおそれがあります。

## 温度範囲 – SKFシグナルコンセプト

グリースを使用できる温度範囲は、基油と増ちょう剤、添加剤の種類によってほぼ決まります。線図1は、高温、低温域にそれぞれ信号機を見立てた“ダブルシグナル”として基準温度範囲を示したものです。

温度限界、すなわち高温限界と低温限界は次のように明確に定義されます。

- 低温限界 (LTL) はグリースによって軸受が問題なく回転し始める最低温度のことで、主に基油とその粘度によって決まります。
- 高温限界 (HTL) は増ちょう剤の種類によって決まり、石けん基グリースの場合は滴点から求められます。滴点とは、グリースがちよう度を失い流体となる温度のことです。

当然のことながら、線図1で赤色で示されている低温限界より低い温度での運転や、高温限界より高い温度での運転は推奨しません。グリースメーカの資料にメーカの最高温度および最低温度の具体的な数値が記載されていますが、信頼性の高い軸受運転に実際に重要となるのは、SKFが提唱する以下の温度です。

- 低温性能限界 (LTPL)
- 高温性能限界 (HTPL)

この2つの限界値の間、すなわち線図1の緑の部分が、グリースが確実に機能しグリース寿命を正確に計算できる範囲です。高温性能限界の定義についての国際規格はありませんので、メーカの資料の解釈には注意が必要です。

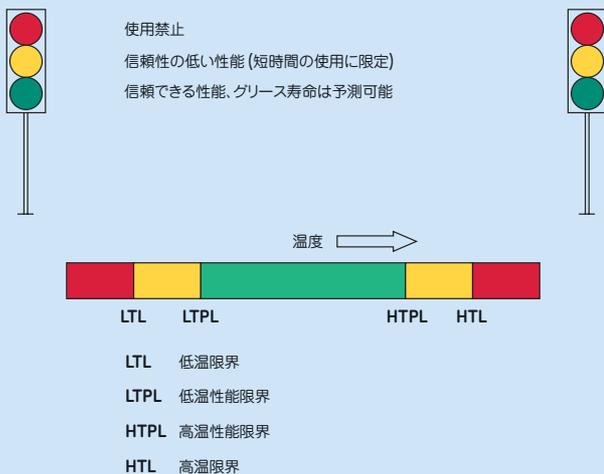
高温性能限界 (HTPL) より高い温度では、グリースは加速度的に劣化や酸化を起こし、酸化の副生成物が潤滑に悪影響を及ぼします。したがって、高温性能限界と高温限界 (HTL) との間にある黄色の部分の温度は短時間しか許容されません。

黄色の部分は低温側にも存在します。温度が下がるとつれ、グリースの基油供給能は低下し、硬さ (稠度) が増していきます。最終的には、転動体と軌道の接触面に潤滑剤を行き渡らせることができなくなります。

線図1では、この温度限界を低温性能限界 (LTPL) で表しています。低温性能限界の値はころ軸受と玉軸受で異なります。玉軸受はころ軸受より潤滑がしやすいため、低温性能限界の重要性はそれほど高くありません。これに対しころ軸受では、低温性能限界より低い温度で連続的に使用していると深刻な損傷が発生します。この温度域でも始動時のように短時間であれば、摩擦熱によって軸受温度が緑の温度域まで上がるため問題はありません。

線図1

### SKFシグナルコンセプト



注記

SKFシグナルコンセプトはどのグリースにも適用できませんが、温度域はグリースごとに異なりますので、必ず軸受の機能試験によって温度域を定める必要があります。グリースの温度限界は次の線図に示します。

- 転がり軸受に一般的に使用されるグリースについては、**線図2**に示します。
- SKFグリースについては、**線図3**に示します。

各線図の温度域はSKFの研究所で広範に実施された試験によるもので、潤滑剤メーカーのものとは異なる場合があります。**線図2**の温度域は、EP添加剤を含んでいない一般に入手可能なNLGI 2グリースのもので、各グラフの温度は、運転中の軸受温度の測定値（ふつうは回転していない軌道輪で測定）に関するものです。グリースタイプごとのデータは、組成がある程度類似した多数のグリースのデータをまとめたものですので、温度境界は厳密ではなく、狭い範囲内で遷移します。

腐食防止、水の影響

グリースは軸受を腐食から保護しなければならず、水分が侵入した場合でも軸受から流れ出てはなりません。耐水性を決めるのはもっぱら増ちょう剤の種類です。リチウムコンプレックス、カルシウムコンプレックス、ポリウレア系のグリースは通常優れた耐水性を示します。グリースの防錆特性は、主に防錆用の添加剤の種類によって決まります。

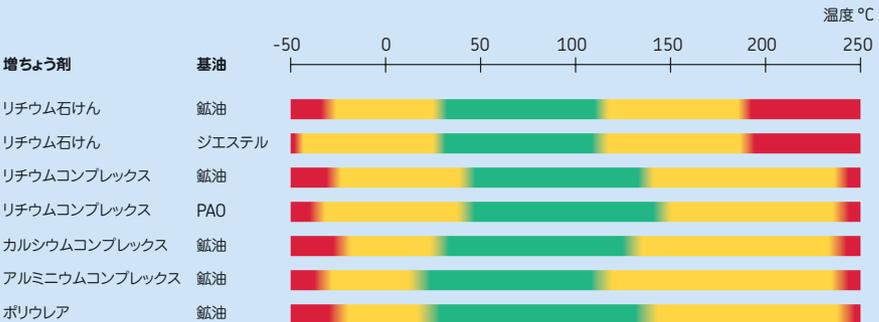
回転速度が非常におそい場合、腐食保護および水分の侵入防止には完全にグリースを充てんするのが効果的です。

荷重負荷能力：EP添加剤、AW添加剤

潤滑剤の油膜が薄く、接触表面の凹凸による金属どうしの接触を防ぐことができなくなると、軸受寿命は短くなります。これを解決する1つの方法は、いわゆるEP（極圧）添加剤を利用することです。局部的な凹凸部の接触によって高温状態が引き起こされると、それが添加剤を活性化させ、接触点におだやかな摩擦を発生させます。結果として表面が滑らかになり、接触応力が低下し、実用寿命が長くなります。

線図2

SKFシグナルコンセプト – 標準グリース



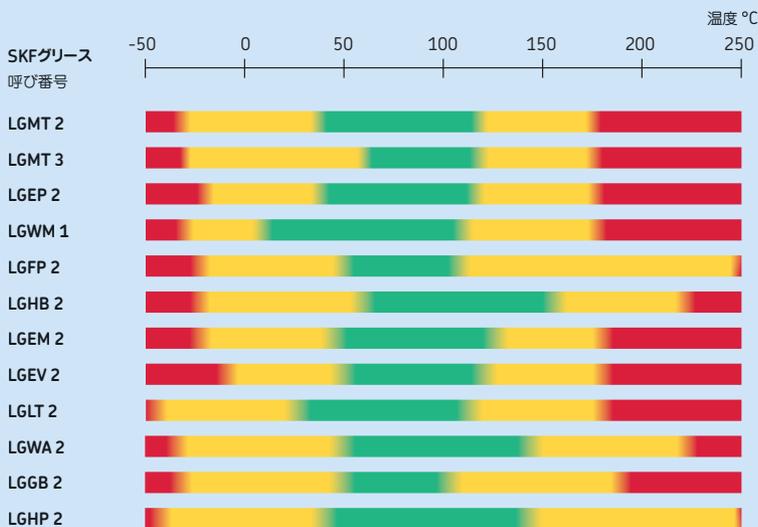
最新のEP添加剤の多くはイオウ系やリン系のものです。残念ながら、これらの添加剤は軸受鋼材の強度に悪影響をもたらすことがあります。このような添加剤を使用した場合、その化学作用は凹凸の金属接触部にとどまりません。運転温度や接触応力が高すぎると、金属接触がなくても添加剤が化学的な反応性をもつようになることがあります。これにより接触部における腐食や拡散のメカニズムが促進され、通常マイクロピッチングによって誘発される軸受の破損を加速させる結果となります。したがって、SKFでは80℃を超える運転温度には、反応性の低いEP添加剤の使用を推奨しています。運転温度が100℃を超える場合は、EP添加剤入り潤滑剤は使用するべきではありません。超低回転用では、極圧効果を高めるために添加剤のなかにグラファイトや二硫化モリブデン (MoS<sub>2</sub>) のような固体の添加剤が含まれていることがあります。これらの添加剤は、純度が高く、粒径が非常に小さくなくてはなりません。さもなければ、粒子の上を転動体が転がることによって圧痕が発生し、軸受の疲れ寿命が低下しかねないからです。

AW (耐磨耗) 添加剤は、過酷な金属接触を防止するという点でEP添加剤と同様のはたらきがあります。したがって、EP添加剤とAW添加剤は、しばしば区別されないことがあります。ただし、その作用は異なります。大きな違いは、AW添加剤は表面に付着する保護層を形成することです。保護層が形成されると凹凸の接触部は、金属接触を伴わずに互いに滑りあいます。そのため、EP添加剤のようにおだやかな磨耗によって表面の粗さが軽減されることはありません。ここでも特別な注意が必要です。AW添加剤にも、EP添加剤と同様に軸受鋼に浸透して組織を弱体化するような成分が含まれている場合があります。

一部の増ちょう剤 (スルホン酸カルシウムコンプレックスなど) は化学作用なしでEP/AW効果をもたらし、その結果軸受の疲れ寿命に効果があります。したがって、このようなグリースにはEP添加剤の運転温度限界はあてはまりません。

線図3

SKFシグナルコンセプト – SKFグリース



運転温度が150℃を超えるときは、SKF LGET 2を推奨します。

潤滑剤の膜厚が十分な場合、SKFではEP添加剤やAW添加剤の使用を通常推奨していません。ただ、EP添加剤やAW添加剤が役立つ状況があります。ころと軌道の過剰な滑りが予測されるときは、これらの添加剤の使用が有効と考えられます。詳細は、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ください。

## 混和性

グリースを別のグリースに変更する必要があるとき、混和性、つまりグリースどうしを悪影響なく混合できるかどうかを考慮しなければなりません。互いに相容れないグリースを混合すると、ちょう度が急激に変化し、重度の漏れなどによる軸受損傷につながることもあります。

一般に、増ちょう剤が同じで基油が類似したものであれば、グリースを混合しても有害な影響はありません。たとえば、鉱油系リチウム石けんグリースは、別の鉱油系リチウム石けんグリースと混合することができます。また、カルシウムコンプレックスとリチウムコンプレックスというように増ちょう剤の異なるグリースどうしても混合できる組合せがあります。

ちょう度が低いとグリースが漏出するような軸受装置では、次の再給脂ではグリースを補充せずに、軸受装置や給油穴の古いグリースを全部抜くようにしてください(→237ページ以降の「再給脂」を参照)。

SKF軸受の製品仕上げに使用される防錆剤は、ポリウレアグリースを除く大多数の転がり軸受用グリースと適合性があります(→258ページの「取付け・取外しの準備」を参照)。ただし、SKF LGET 2グリースなどの基油がフッ素系合成油のPTFE石けんグリースは、標準的な防錆剤とは適合性がありませんので、グリースの使用前に必ず防錆剤を去除してください。詳細は、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ください。

## SKFグリース

SKF転がり軸受用潤滑グリースは多種類を取り揃えており、ほぼすべての用途条件を網羅しています。これらのグリースは、転がり軸受の潤滑に関する最新のノウハウに基づいて開発されたもので、研究所と現場の両方で徹底した試験が行われています。SKFはこれらの品質を継続的に監視しています。

SKFグリースの最も重要な技術仕様を、簡単選定ガイドと併せて246~247ページの表2に示します。SKFグリースの使用可能な温度範囲を、SKFシグナルコンセプトに沿って235ページの線図3に図示します。

SKFグリースに関する詳細は、「SKF保守・潤滑製品」のカタログ、またはオンライン([www.mapro.skf.com](http://www.mapro.skf.com))でご確認いただけます。

軸受形式やアプリケーションに合わせたグリースの詳細な選定方法については、インターネットによるSKFグリース選定プログラムLubeSelectをご利用ください。このプログラムは、オンラインで[www.aptitudexchange.com](http://www.aptitudexchange.com)にアクセスしてください。

## 再給脂

使用するグリースの実用寿命が、転がり軸受自体の予測実用寿命より短い場合は、再給脂の必要があります。再給脂は必ず、また軸受の潤滑が充分行われているうちに行ってください。

再給脂を実施すべき時期は、多くの関連要因に左右されます。これには軸受形式、軸受寸法、回転数、運転温度、グリースの種類、軸受まわりの空間、軸受環境などがあります。再給脂の推奨間隔については統計学的ルールに頼るほかありません。SKFでは再給脂の実施間隔を軸受の99%が依然として有効に潤滑されている期間と定義しています。これを、グリース寿命 $L_1$ で表します。

SKFでは、以下に示す再給脂の推定実施間隔と併せて、実際の使用や試験のデータによる経験値を活用されることをお勧めします。

### 再給脂間隔

横軸、内輪回転の軸受を通常の清浄度条件で使用している場合の再給脂間隔 $t_r$ は、以下の関数として線図4から得られます。

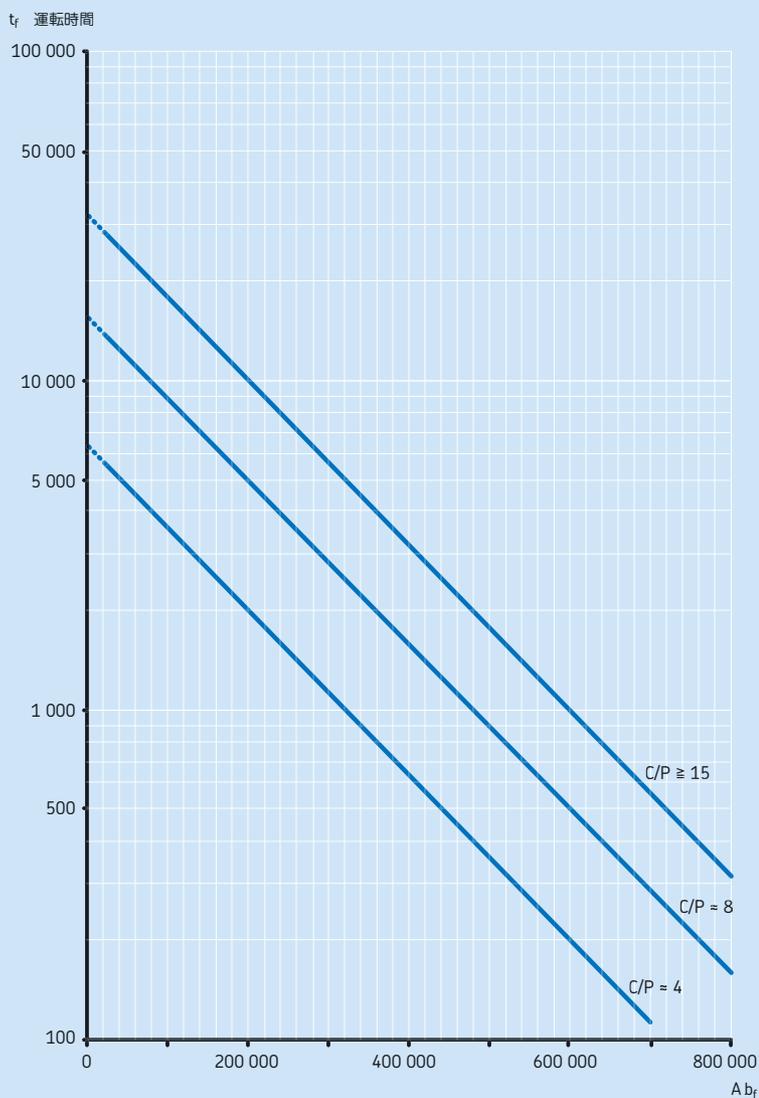
- 速度係数 $A$ に軸受係数 $b_f$ を掛ける、ここで
$$A = n d_m$$
$$n = \text{回転数 } r/\text{min}$$
$$d_m = \text{軸受平均径} = 0,5 (d+D), \text{ mm}$$
$$b_f = \text{軸受形式と荷重条件による軸受係数}$$
(→239ページの表1)
- 荷重比 $C/P$

再給脂間隔 $t_r$ はあくまで推定値であり、運転温度70℃で品質の良い鉱油系リチウム石けんグリースを使用した場合のもので、軸受の運転条件が異なるときは、線図4から求めた再給脂間隔を240ページの「運転条件と軸受形式による再給脂間隔の調整」の説明に従って修正してください。

速度係数 $A$ が表1の推奨限界の70%を超える場合や周囲温度が高い場合は、107ページ以降の「回転数と振動」に示す計算によって運転温度および適正な潤滑方法を確認することを推奨します。

高性能グリースを使用した場合は、再給脂間隔の延長やグリースの長寿命化が期待できます。詳細は、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ください。

運転温度70 °Cにおける再給脂間隔



## 軸受係数と速度係数Aの推奨限界

軸受形式 <sup>1)</sup>	軸受係数 $b_f$	荷重比ごとの速度係数Aの推奨限界		
		$C/P \geq 15$	$C/P \approx 8$	$C/P \approx 4$
-	-	mm/min		
深溝玉軸受	1	500 000	400 000	300 000
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、外部アキシアル荷重なし、 または変動する軽アキシアル荷重あり	2	300 000	200 000	100 000
- 固定側軸受、常に作用する軽アキシアル荷重あり	4	200 000	120 000	60 000
- 保持器なしの総ころ型 <sup>2)</sup>	4	NA <sup>3)</sup>	NA <sup>3)</sup>	20 000
円すいころ軸受	2	350 000	300 000	200 000
球面ころ軸受				
- 荷重比 $F_a/F_r < e$ および $dm \leq 800$ mmのとき				
系列213, 222, 238, 239	2	350 000	200 000	100 000
系列223, 230, 231, 232, 240, 248, 249	2	250 000	150 000	80 000
系列241	2	150 000	80 000 <sup>4)</sup>	50 000 <sup>4)</sup>
- 荷重比 $F_a/F_r < e$ および $dm > 800$ mmのとき				
系列238, 239	2	230 000	130 000	65 000
系列230, 231, 232, 240, 248, 249	2	170 000	100 000	50 000
系列241	2	100 000	50 000 <sup>4)</sup>	30 000 <sup>4)</sup>
- 荷重比 $F_a/F_r > e$ のとき				
すべての系列	6	150 000	50 000 <sup>4)</sup>	30 000 <sup>4)</sup>
CARB トロイダルころ軸受				
- 保持器付き	2	350 000	200 000	100 000
- 保持器なしの総ころ型 <sup>2)</sup>	4	NA <sup>3)</sup>	NA <sup>3)</sup>	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
スラスト球面ころ軸受				
- 内輪回転	4	200 000	170 000	150 000

<sup>1)</sup> 軸受係数と実速度係数Aの推奨限界は、標準の内部形状および標準型保持器をもつ軸受を対象とします。内部設計が異なるものや特殊な保持器の場合は、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ください。

<sup>2)</sup> 線図4から求めた $b_f$ 値は係数10で割ってください。

<sup>3)</sup> 非該当、これらのC/P値では、保持器付き軸受を推奨します。

<sup>4)</sup> 高速回転には油潤滑を推奨します。

## 運転条件と軸受形式による再給脂間隔の調整

### 運転温度

温度上昇によって加速されるグリースのエージングを考慮に入れるには、運転温度が70℃を超える場合、15℃ごとに線図4から得られた給脂間隔を半分にすることを推奨します。なお、運転温度はグリースの高温性能限界(→233ページの線図1「HTPL」)を超えてはならないことに注意してください。

運転温度が70℃より低く、かつ低温性能限界(→233ページの線図1「LTPL」)に近づかない限り、再給脂間隔 $t_r$ は延長することも可能です。ただし、再給脂間隔 $t_r$ を2倍以上に伸ばすことは絶対にお勧めできません。総ころ型、総玉型の軸受やスラストころ軸受では、線図4の $t_r$ の値を超えないようにしてください。

さらに、30 000時間を越える再給脂間隔はお勧めできません。

多くの用途では、最高温度に達する軌道輪の運転温度が100℃を超えるようであれば、実質上、グリース潤滑は限界です。この温度を超えるときは、特殊グリースを使用してください。そのほか、軸受の温度安定性やシールの早期破損も考慮に入れる必要があります。

高温でご使用になる場合は、SKFアプリケーションエンジニアリングサービスにご相談ください。

### 立軸

立軸に用いる軸受では、線図4の再給脂間隔を半分にします。軸受装置からのグリースの漏れを防ぐには、密封性または保持性のよいシールドの使用が前提条件です。

### 振動

中程度の振動はグリース寿命に悪影響はありませんが、振動ふるいなどでみられる強い振動や衝撃は、グリース攪拌の原因になります。このような場合は、再給脂間隔を短くする必要があります。グリースが軟らかくなりすぎた場合は、SKFグリースLGHB 2などの機械安定性の高いものや、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

外輪が回転する用途では、速度係数Aの計算が異なってきます。この場合は、 $d_m$ の代わりに軸受外径Dを使用してください。グリースの損失を回避するには、適切なシール性を確保することが前提条件です。

外輪の回転が速い(製品データ表の基準回転数の>40%)条件では、基油供給能の低いグリースを選定してください。

外輪回転のスラスト球面ころ軸受には、油潤滑を推奨します。

### 汚染

汚染物が内部に侵入するような場合、所定の再給脂間隔より頻りに再給脂を行うことで、異物がグリースに及ぼす悪影響は緩和され、異物の上を転動体が転がることによる損傷も低減されます。汚染物質が流体(水、プロセス流体)の場合も再給脂間隔を短くする必要があります。汚染がひどい場合は、連続給脂を検討してください。

### 超低速回転

低荷重で非常にゆっくりと回転する軸受には、ちょう度の低いグリースが向いていますが、高荷重でゆっくりと回転する軸受は高粘度グリース、できれば極圧特性に優れたタイプで潤滑する必要があります。

速度係数 $A < 20\ 000$ の場合は、グラファイトや二硫化モリブデン( $\text{MoS}_2$ )のような固体添加剤を検討するとよいでしょう。低回転アプリケーションでは、適正なグリースおよびグリース充てん方法の選定が非常に重要です。

### 高速回転

239ページの表1に示された推奨速度係数Aを超えるような高速回転軸受の再給脂間隔は、特殊グリースの使用時やハイブリッド軸受などの改良軸受の場合にだけあってはまります。このようなケースには、グリース潤滑より循環給油やオイルスポットなどの連続給油が適しています。

## 超高荷重

速度係数 $A > 20\,000$ の回転や荷重比 $C/P < 4$ で使用する軸受には、所定の再給脂間隔をさらに短縮します。このような非常に重い荷重条件には、連続給脂や油浴潤滑を推奨します。

速度係数 $A < 20\,000$ 、荷重比 $C/P = 1\sim 2$ の用途では、**240ページ**の「超低速回転」の説明を参照してください。高荷重および高速回転には、一般に冷却機能を備えた循環給油が推奨されます。

## 超低荷重

荷重が小さい( $C/P = 30\sim 50$ )場合、たいいていは再給脂間隔を延長することができます。満足な運転を確保するには、製品データ表の前文にあるように、軸受に少なくとも最小荷重がかかっている必要があります。

## ミスアライメント

球面ころ軸受、自動調心玉軸受、トロイダルころ軸受では、許容範囲内の一定のミスアライメントであればグリース寿命に悪影響はありません。

## 大型軸受

線接触タイプの軸受、特にプロセス工業における重要度の高い軸受装置に用いられる大型軸受( $d > 300\text{ mm}$ )では、双方向的な手法を推奨します。このケースでは、最初は頻繁に再給脂を行い、その後推奨給脂量に厳密に従ってすすめることを推奨します(→**242ページ**の「再給脂要領」を参照)。

再給脂の際は、事前に古いグリースの外観や粒子や水による汚染の程度を確認してください。また、シールの点検も入念に行って、摩耗、傷、漏れがないか確認してください。グリースやその関連部分の状態に問題がなければ、再給脂間隔を徐々に長くしていくことができます。

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、あるいは実地経験が限られたあらゆるアプリケーションに推奨されます。

## 円筒ころ軸受

238ページの線図4の再給脂間隔は、以下のタイプの円筒ころ軸受に対するものです。

- ころ案内タイプのガラス繊維強化ポリアミド6,6の射出成形保持器付き(呼び番号接尾記号P)
- ころ案内タイプの黄銅製二体型のみ抜き保持器付き(呼び番号接尾記号M)

また、

- ころ案内タイプの鋼製打抜き保持器付き(呼び番号接尾記号なし、または接尾記号J)
- 内輪または外輪案内タイプの黄銅製のみ抜き保持器付き(呼び番号接尾記号MA、MB、ML、MP)

上記のいずれかの円筒ころ軸受に対しては、**線図4**の再給脂間隔を半分にし、基油供給能の高いグリースを使用してください。さらに、MA、MB、MLまたはMPの保持器付き軸受をグリース潤滑としている場合は、速度係数 $A = n \times d_m = 250\,000$ を超える回転数では使用しないでください。このような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にお問い合わせください。SKFは一般に、これらの軸受は油潤滑とすることを推奨しています。

## 確認

線図から求めた再給脂間隔 $t_f$ がそのアプリケーションには短すぎる場合、以下の実施をお勧めします。

- 軸受の運転温度を確認する
- グリースが固体粒子や流体で汚染されていないか確認する
- 荷重やミスアライメントなど、軸受の使用条件を確認する

最後の重要な点は、より適切なグリースを検討することです。

## 再給脂方法

再給脂方法は、一般にアプリケーションと再給脂間隔 $t_r$ に応じて選択します。

- 再給脂間隔が6ヶ月未満の場合は、補給による再給脂が便利で好ましい方法です。補給の場合は運転を中断する必要はなく、連続給脂に比べて定常状態の運転温度も低くなります。
- 再給脂間隔が6ヶ月より長い場合は、グリースの入替を推奨します。この方法は、鉄道車両などの軸受保守計画に組込まれることがよくあります。
- 汚染の影響などで短い再給脂間隔が予測される場合や、接するのが困難な場所に軸受が取り付けられ他の再給脂方法では不便な場合には、連続給脂を用います。ただし、高速回転用途には連続給脂はお勧めできません。これは、グリースの激しい攪拌によって運転温度が非常に高くなったり、グリースに含まれる増ちょう剤の組織破壊につながったりすることがあるからです。

1つの軸受装置で異なる軸受を使用している場合、各軸受に予測される再給脂間隔の最も短い間隔を採用するのが一般的な方法です。上記の3つの方法の内容とグリース量について、以下に説明します。

## 補給

グリース潤滑の最初の説明で述べたように、最初の時点で軸受にはグリースが完全に満たされていますが、ハウジングの自由空間には部分的にしか充てんされていません。ハウジング内の自由空間へのグリース充てんは、採用する補充方法に応じて以下の量を推奨します。

- 軸受の側面から補給する場合は40% (→**図1**)
- 軸受の外輪または内輪の油溝や油穴から補給する場合は20% (→**図2**)

軸受側面から補給するときの適量は、次の式から求められます。

$$G_p = 0,005 D B$$

軸受の内輪または外輪から補給するときには、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

$D$  = 軸受外径 mm

$B$  = 軸受全幅 (スラスト軸受では高さHを使用) mm

図1

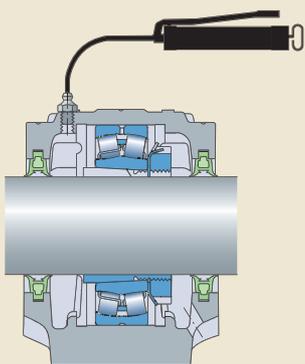
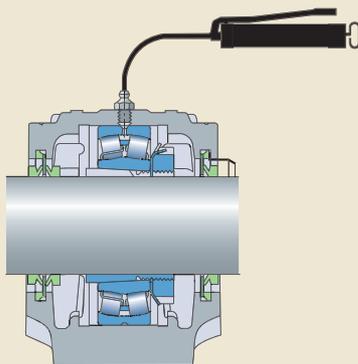


図2



グリースガンを使用してグリース補給をスムーズに行うには、ハウジングにグリースニップルを取り付けておく必要があります。接触シールを使用している場合は、余分なグリースが軸受まわりのスペースにたまり、軸受温度がずっと上昇したままにならないように、ハウジングに出口穴を設けておくことも必要です (→図1)。清掃に高圧水を使用する場合は、出口穴に栓をしておきます。

軸受まわりに余分なグリースがたまり温度上昇につながる危険や、それが軸受だけでなくグリースにも悪影響を及ぼす現象は、軸受が高速で回転する場合にはいっそう顕著です。このような場合は出口穴を設ける代わりに、グリース用の逃がし弁を取り付けておくともよいでしょう。逃がし弁は過剰な給脂を防ぐとともに、機器を運転しながらの再給脂も可能にします。グリースの逃がし弁は、基本的に軸とともに回転する円板で構成され、ハウジングのエンドカバーと小さなすきまを形成します (→図3)。余分な使用済みのグリースはこの円板によって環状の凹みに吐き出され、エンドカバー下部の穴を通してハウジングから出ていきます。グリース逃がし弁についてのその他の情報は、ご要望に応じてご提供させていただきます。

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替わるように、ハウジングの給脂穴はグリースを外輪側面付近まで給脂できるようにする (→図1、図4)、可能であれば軸受の中へ供給できるようにしてください。球面ころ軸受などの軸受では、潤滑を効率よく行うために外輪または内輪に油溝や油穴が設けられています (→図2、図5)。

図3

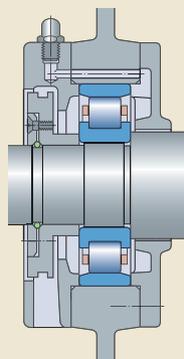


図4

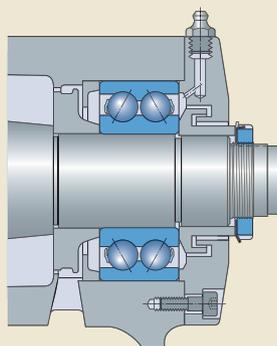
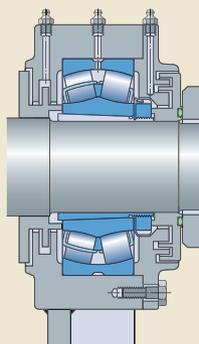


図5



古いグリースの入替を効果的に行うには、機器を運転しながらグリースを補給することが重要です。機械が停止しているときは、補給時に軸受を回転させてください。軸受の潤滑を内輪または外輪から直接行う場合は、新しいグリースの補充が最も効果的です。したがって、必要なグリース量は軸受側面からの補充に比べて少なくすみます。給脂穴には、取付け時にグリースが完全に充てんされていることが前提です。充てんされていない場合は、初回の補給時にグリースを多めに補充して空の油穴にもグリースを充てんしなければなりません。

給脂穴が長い場合、一般的な周囲温度でグリースが十分に圧送されるかどうか確認してください。

ハウジングの自由空間にそれ以上グリースを追加できない、たとえば自由空間の約75%以上にグリースが入っている場合は、グリース全体を入れ替える必要があります。側面からの補給でハウジングの初期充てん量が40%の場合は、5回程度の補給を繰り返した後、グリースの全量を入れ替えてください。軸受への補給を内輪または外輪から直接実施する場合はハウジングの初期充てん量が少なく、補給時の補充量も少なめです。この場合は、グリースの入れ替えはめったに必要ありません。

## 封入グリースの入れ替え

再給脂間隔で、あるいは一定回数の補給を繰り返した後封入グリースの入れ替えを行うときは、軸受装置内の古いグリースを完全に取出して新しいグリースと交換します。

軸受およびハウジングへのグリースの充てんは、「補給」の説明に従って実施してください。

封入グリースの入替を行うには、軸受ハウジングに容易に手が届き、すぐにハウジングを開けられることが必要です。二つ割りハウジングのキャップや一体型ハウジングのカバーは通常取外して中の軸受が見えるようになっています。古いグリースを除去したら、まず、転動体の間に新しいグリースを詰めていきます。補給時には汚染物質が軸受やハウジングの内部に入らないよう細心の注意を払ってください。また、グリースそのものの保護も必要です。アレルギー体質の方には、耐脂性手袋のご使用をお勧めします。

ハウジングには手が届きにくくても、グリースニップルや出口穴が設けられている場合は、封入グリースを丸ごと入れ替えることが可能です。古いグリースがハウジングから完全に押出されたとみられるまで、何回か連続して補給を行ってください。この方法は通常の封入グリースの手動入替えより多くのグリースを必要とします。さらに、回転速度に関する制限もあります。高速回転では、グリースの過剰な攪拌によって温度が必要以上に上昇します。

## 連続給脂

汚染の影響などで再給脂間隔の計算値が非常に短い場合や、軸受に手が届きにくいなどの理由で他の再給脂方法では不便な場合に、この方法を用います。

グリースの過剰な攪拌は温度上昇につながることもあるため、連続給脂は回転速度が低い、すなわち以下の速度係数の場合に限って推奨されます。

- $A < 150\,000$  (玉軸受)
- $A < 75\,000$  (ころ軸受)

この場合、初期のハウジングへのグリース充てんは100%とし、単位時間あたりの給脂量は「補給」の項の $G_p$ の式から再給脂間隔で割って求めます。

連続給脂を採用する場合は、その場所の支配的な周囲温度でグリースが十分に圧送されるかどうか確認してください。

連続給脂は、SYSTEM 24<sup>®</sup> やSYSTEM MultiPoint などシングルポイントまたはマルチポイントの自動給脂装置を用いて実施できます。詳細は、**1069ページ**以降の「メンテナンス・潤滑製品」をご参照ください。

特注製の自動給脂装置、VOGEL<sup>®</sup>シングル/マルチライン集中潤滑システムなどを利用すれば、ごく少量ずつのグリースで確実に潤滑が行えます。VOGEL潤滑システムの詳細は、[www.vogelag.com](http://www.vogelag.com)にアクセスしてください。

## SKFグリース – 技術仕様と特性

## Part 1: 技術仕様

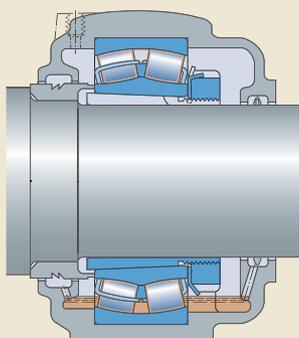
呼び番号	グリース	NLGI クラス	増ちょう剤/ 基油	基油の粘度		温度範囲	
				40 °C	100 °C	LTL <sup>1)</sup>	HTPL <sup>2)</sup>
-	-	-	-	mm <sup>2</sup> /s		°C	
LGMT 2	多目的、一般産業・自動車用	2	リチウム石けん/鉱油	110	11	-30	+120
LGMT 3	多目的、一般産業・自動車用	3	リチウム石けん/鉱油	120	12	-30	+120
LGEP 2	極圧、重荷重用	2	リチウム石けん/鉱油	200	16	-20	+110
LGLT 2	軽荷重、低温、高速用	2	リチウム石けん/ジエステル	15	3,7	-55	+100
LGHP 2	高性能高温用	2-3	ジウレア/鉱油	96	10,5	-40	+150
LGFP 2	食品機械用	2	アルミニウムコンプレックス/ 医療用ホワイトオイル	130	7,3	-20	+110
LGG 2	生分解性、低毒	2	リチウム-カルシウム石けん/ エステル	110	13	-40	+120
LGWA 2	広範囲温度用	2	リチウムコンプレックス石けん/ 鉱油	185	15	-30 ピーク: +220	+140 +220
LGH 2	高温用、高粘度	2	スルホン酸カルシウム コンプレックス/鉱油	450	26,5	-20 ピーク: +200	+150 +200
LGET 2	極温用	2	PTFE/合成油 (フッ化ポリエーテル)	400	38	-40	+260
LGEM 2	固体潤滑剤入り、高粘度	2	リチウム石けん/鉱油	500	32	-20	+120
LGEV 2	固体潤滑剤入り、超高粘度	2	リチウム-カルシウム石けん/ 鉱油	1 000	58	-10	+120
LGWM 1	極圧、低温用	1	リチウム石けん/鉱油	200	16	-30	+110

<sup>1)</sup> LTL: 低温限界・安全な運転温度 → 232ページ以降の「温度範囲 - SKFシグナルコンセプト」参照。

<sup>2)</sup> HTPL: 高温性能限界



図6



## 油潤滑

転がり軸受の潤滑に、高速回転または高運転温度のためにグリースが使えない場合や、摩擦熱等や外部からの熱を軸受から放出する必要がある場合、あるいは隣接する部品（歯車等）が油潤滑されている場合は、油潤滑を用いるのが一般的です。

軸受の有効寿命を延ばすために、循環給油、オイルジェット法、エアオイルによるオイルスポット法などの各種の潤滑法では、フィルタを通した清浄な油を使用することが好まれます。循環給油やオイルスポット潤滑を用いる場合は、適切な寸法の油穴を設け、軸受からの油が軸受装置外に流れ出るようにしてください。

### 油潤滑法

#### 油浴法

油潤滑で最もシンプルな方法は油浴潤滑です（→図6）。油は軸受の回転部品にすくい上げられ、軸受内を潤滑したあと油浴に戻されます。油の量は、軸受が静止している状態で最下位の転動体の中心よりわずかに低いところに油面がくるようにしてください。適正な油面を確保するには、SKF LAHD 500などの自動油量調節装置の使用をお勧めします。高速回転の場合、油面の高さが著しく低下するため、自動油量調節装置のはたら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にご相談ください。

## ピックアップリング法

回転数や運転温度の關係上、油潤滑が必要で高い信頼性が要求される軸受アプリケーションでは、ピックアップリングによる給油を推奨します(→図7)。ピックアップリングは、油を循環させる働きをします。軸受の片側にある軸上のスリーブにリングをゆるくかけ、ハウジングの下半分にためられた油にリングが浸かるようにします。軸が回転するとリングも一緒に回転し、それにより下部の油が油をためる溝に運ばれます。油は軸受を通った後、下部のタンクへ戻ります。SKFブランドブロックハウジングのSONLシリーズは、このピックアップリングによる潤滑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にご相談ください。

## 循環給油法

高速回転時には運転温度が上昇し、油の劣化が加速します。頻繁な油交換を避けるとともに軸受内を油で十分に満たしたい場合は、循環給油法が一般に好まれます(→図8)。油を循環させるにはポンプを利用するのが一般的です。軸受を通過した油はタンクにためられ、ろ過されます。必要に応じて冷却されたのち、軸受に戻されます。適切なろ過によって係数 $\eta_c$ の値が高くなり、それによって軸受の有効寿命も長くなります(→52ページ以降の「SKF定格寿命」を参照)。

油を冷却することによって、軸受の運転温度を低く抑えることができます。

図7

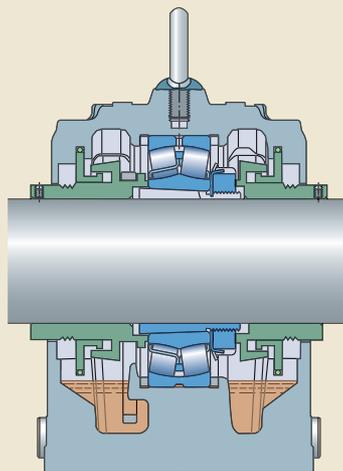


図8

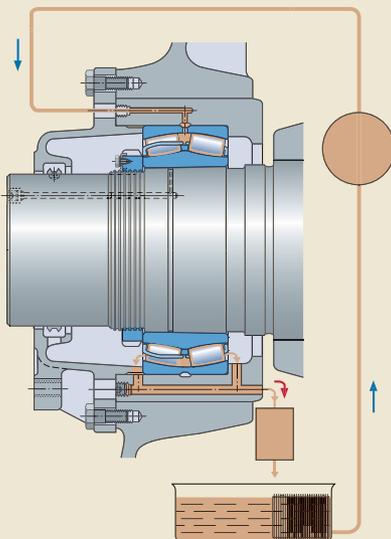
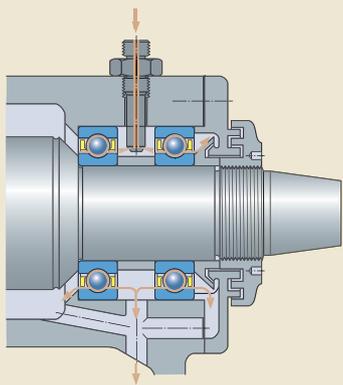


図9



### オイルジェット法

非常に高速の運転では、十分かつ多すぎない量の油を軸受に供給し、運転温度が必要以上に上がらないように適正な潤滑を行わなければなりません。これに特に適した方法の1つがオイルジェット潤滑(→図9)です。これは、高压で油を軸受の側面に噴射する方法です。油の噴射速度は、回転する軸受の周囲に発生する乱気流を突き破るくらい速くする(少なくとも15 m/s)必要があります。

### オイルスポット法

オイルスポット法(→図10)は、オイルエア法とも呼ばれ、正確に計量したごく少量の油を圧縮空気によって各軸受に吹き付けまる潤滑法です。必要最小限の油を供給することで、他のどの潤滑法よりも低い温度または高速での運転が可能です。油はVOGEL OLAオイルエアシステムなどの計量ユニットにより、一定間隔でリード管へ供給されます。油は、圧縮空気により、リード管の内面に付着し「這う」ように運ばれます。これをノズルから軸受に噴射するか、または表面張力によって軸受の軌道に流します。圧縮空気は軸受を冷却するとともに、軸受装置内の圧力を高めて汚染物質の侵入を防ぐ役割も果たします。

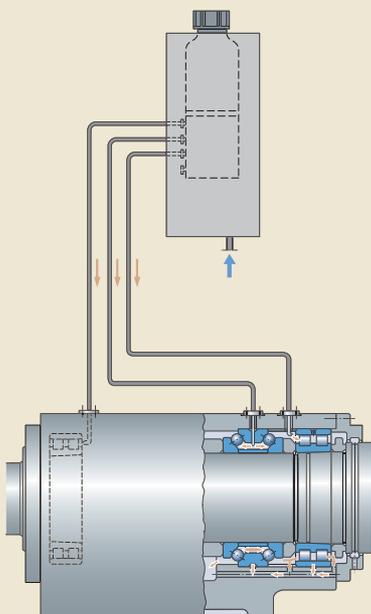
オイルエア潤滑の設計に関する詳細は、VOGEL発行の1-5012-3「オイルエアシステム」(“Oil + Air Systems”)をご参照いただくか、[www.vogelag.com](http://www.vogelag.com)にアクセスしてください。

### オイルミスト

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ため、これまで推奨されないことが度々ありました。

次世代のオイルミスト発生装置は、5 ppmのオイルミストを発生させることが可能です。また、新設計の特殊シールによって、オイルミストの漏れ量も最小限に抑えられます。無毒の合成油を使用すれば、環境への影響も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用途で用いられています。

図10



## 潤滑油

転がり軸受の潤滑には無添加の鉱油が一般によく使用されています。特定の潤滑剤特性を改善するEP添加剤や耐磨耗剤などは、ふつうは特殊なケースでしか使用されません。234ページの「荷重負荷能力:EP添加剤、AW添加剤」にあるEP添加剤の説明は、油に添加する場合にも該当します。

よく使用される潤滑剤の多くは、その合成タイプも販売されています。合成油は特殊な条件での軸受潤滑、たとえば非常に低いまたは高い運転温度のときなどに限って使用が検討されるのがふつうです。合成油という呼び方をするものには、広範な原料油のものが含まれます。その主なものは、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、鉱油とは異なる特性をもっています (→表3)。

軸受の疲れ寿命に関しては、潤滑剤の実際の油膜の厚みが大きな役割を果たします。軸受が完全に油に浸っているとき、接触部における油膜の厚みは、油の粘度、粘度指数および圧力-粘度係数に影響されます。鉱油を基油とするほとんどの潤滑剤は圧力-粘度係数が似通っており、資料から得られる一般的な数値を用いても大きな誤差は出ません。しかし、圧力上昇に応じた粘度変化は、原料油の化学組成によって決まります。この結果、合成油を使用した各種潤滑剤では、圧力-粘度係数に大幅な開きが生じます。粘度指数および圧力-粘度係数の相違により、合成油を使用する場合は、同じ粘度の鉱油と油膜の形成が異なる場合があることに注意してください。これについては、必ず個々の潤滑剤メーカーから正確な情報を得るようにしてください。

このほか、油膜の形成には添加剤も関わっています。鉱油系の場合と比較して、合成油では溶解度の違いにより多種類の添加剤が用いられます。

表3

各種油の特性				
特性	基油の種類 鉱油	PAO	エステル	PAG
流動点 (°C)	-30..0	-50..-40	-60..-40	約-30
粘度指数	低	中	高	高
圧力-粘度係数	高	中	低~中	高

## 潤滑油の選定

潤滑油の選定では、まず、運転温度で軸受に適切な潤滑を行うのに必要な粘度が基準になります。油の粘度は温度により決まり、温度が上がると粘度は低下します。油の粘度と温度の関係は、粘度指数VIで表されます。転がり軸受の潤滑には、粘度指数の高い(温度による粘度変化の少ない)油、少なくともVI 95以上が推奨されます。

転動体と軌道の接触面に十分な厚さの油膜を形成するには、運転温度において潤滑油が必要最小限の粘度を維持しなければなりません。運転温度における適正潤滑に必要な動粘度 $v_1$ は、**254ページ**の**線図5**から求めることができます。ただしこれは、鉱油を使用する場合です。運転温度が経験的に分かっている場合や何らかの方法で決定できる場合は、**255ページ**の**線図6**から国際規格の基準温度40℃における対応粘度、すなわちISO VG粘度クラスが得られます。ただし、これは粘度指数95について作成したものです。

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の軸受形式は、運転条件が同じでも、深溝玉軸受や円筒ころ軸受などより通常でも運転温度が高くなります。

潤滑油を選定する際は、次の点を考慮してください。

- 運転温度における動粘度 $v$ が**線図5**から得られた動粘度 $v_1$ より高い油を選定することにより、軸受寿命が伸びる可能性があります。 $v > v_1$ とするには、ISO VG粘度クラスが高めの鉱油を選定するか、または粘度指数VIが高めの油を選定すればよいでしょう。このように選定した油は、圧力-粘度指数が少なくとも同じになるはずですが、ただし、粘度が高いと軸受の運転温度も上昇するので、この方法で潤滑を改善するには、実際上しばしば限界が生じます。
- 粘度比 $\kappa = v/v_1$ が1より小さい場合はEP添加剤を含む潤滑油が望ましく、 $\kappa$ が0,4より小さい場合はEP添加剤入り潤滑油の使用が必須です。 $\kappa$ が1より大きくても、中型および大型のころ軸受の場合は、EP添加剤入り潤滑油によって運転の信頼性が向上します。ただし、EP添加剤の種類によっては逆効果になることもありますので注意してください(→**234ページ**の「荷重負荷能力：EP添加剤、AW添加剤」を参照)。
- 回転が極端におそいまたは速い場合、荷重条件が極めて厳しい場合、あるいは特殊な潤滑条件の場合には、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ください。

## 例

内径 $d = 340$  mm、外径 $D = 420$  mmの軸受を回転数 $n = 500$  r/minで運転するとします。このとき、 $d_m = 0,5 (d + D) = 380$  mm。**線図5**から運転温度で適正潤滑を確保するのに必要な最小定格動粘度 $v_1$ は約 $11 \text{ mm}^2/\text{s}$ であることが分かります。軸受の使用温度が70℃とすると、**線図6**から基準温度40℃における動粘度 $v$ が少なくとも $32 \text{ mm}^2/\text{s}$ のISO VG 32クラスの潤滑油が必要ということになります。

## 油の交換

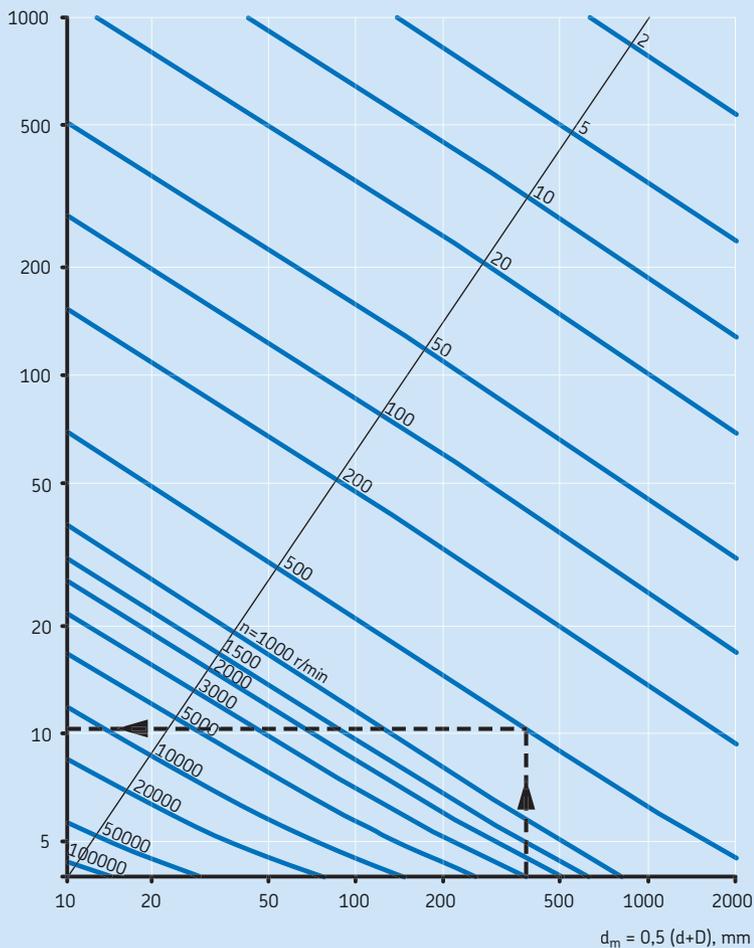
潤滑油の交換頻度は主として運転条件と油量によって決まります。

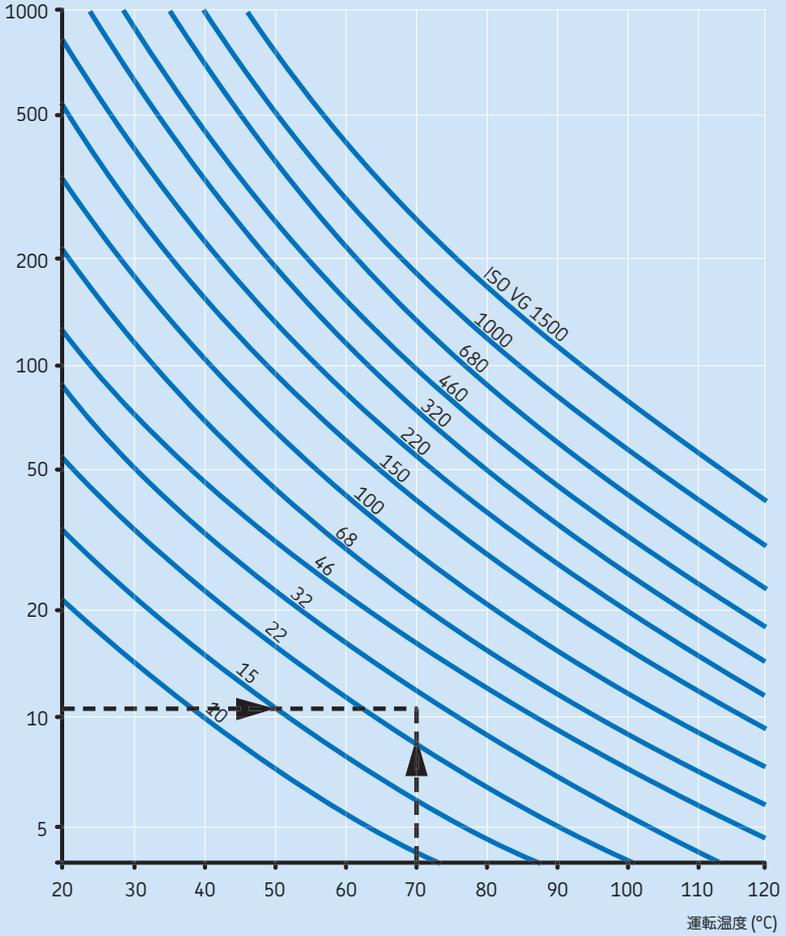
油浴潤滑の場合は、運転温度が50 °Cを超えず、汚染の危険性がほとんどなければ、一般的に年一度の交換で充分です。温度が高い場合は、頻繁に交換する必要があります。たとえば100 °C前後の運転温度では3ヶ月ごとの交換となります。その他過酷な運転条件の場合も、交換頻度を上げる必要があります。

循環給油の場合、次の交換までの間隔は油の全体量の循環回数と冷却が行われるか否かによって決まります。正確な間隔を決めるにはテスト運転を行い、定期点検により潤滑油が汚染されていないか、過度の酸化がないかを確認する以外に方法はありません。オイルジェット潤滑の場合も同様です。オイルスポット潤滑の場合、潤滑油は軸受内を一回通過するだけで循環はしません。

運転温度における必要最小動粘度 $\nu_1$ の推定

運転温度における必要粘度 $\nu_1$  (mm<sup>2</sup>/s)



基準温度における動粘度 $\nu$ への換算 (ISO VG分類)運転温度における必要粘度 $\nu_1$  ( $\text{mm}^2/\text{s}$ )



# 取付けと取外し

<b>概要</b> .....	<b>258</b>
取付け場所 .....	258
取付け・取外し準備 .....	258
軸受の取扱い .....	260
<b>取付け</b> .....	<b>261</b>
円筒穴軸受の取付け .....	261
軸受調整 .....	262
テーパ穴軸受の取付け .....	263
試験運転 .....	267
<b>取外し</b> .....	<b>268</b>
円筒穴軸受の取外し .....	268
テーパ穴軸受の取外し .....	270
<b>軸受の保管</b> .....	<b>273</b>
<b>検査と清掃</b> .....	<b>273</b>

## 概要

軸受性能を十分に発揮させ早期損傷を防ぐには、玉軸受やころ軸受を取付ける際、適切な取付け技術と清浄な作業環境が必要です。

転がり軸受は精密部品ですので、取付けの際は慎重に取扱ってください。正しい取付け方法を選択し、正しい工具を使用することも重要です。SKFの広範なメンテナンス製品シリーズは、機械工具や油圧工具、加熱装置のほか、さまざまな取付け用および保守用の製品を取揃えております。充実した製品ラインナップにより作業が簡単かつスピーディに行え、ハイレベルの成果が得られます。概略を1069ページ以降の「メンテナンス・潤滑製品」のセクションに記載しています。

軸受を最大限の有効寿命まで使用できるようにするには、軸受を正しく取付ける必要があります。これは意外と難しいことが多く、特に大型軸受の場合はなおさらです。軸受の取付けや保守が適正に行われていることの確認を目的として、SKFは、SKF Reliability Systems社のコンセプトの一環として、セミナーや実地研修を行っています。また、最寄りのSKFで取付けや保守のサポートサービスを提供している場合もあります。

このセクションの説明はあくまで一般論であり、軸受の取付け・取外しを簡便に行うにあたって機器や装置の設計者が配慮すべきことを示すのが主な目的です。実際の取付け・取外し方法の詳しい説明は、「SKF軸受メンテナンスハンドブック」をご覧ください。ハンドブックは最寄りのSKF代理店にご請求いただくか、オンライン ([www.skf.com/mount](http://www.skf.com/mount) または [www.apitudexchange.com](http://www.apitudexchange.com)) でもご提供しております。

## 取付け場所

軸受の取付けは、削りくずや粉塵の出る金属加工その他の機械から離れた、乾燥したほこりのない場所で行ってください。大型軸受などでは上記の条件を満たさない場所で取付けざるを得ないことがありますが、この場合は取付けが完了するまで、軸受および取付け位置をほこりやゴミおよび湿気による汚染から保護する対策が必要です。具体的には、軸受や機器部品をパラフィン紙やフィルムなどで覆うとよいでしょう。

## 取付け・取外し準備

取付けの前に、必要な部品、工具、装置、データがすべて手元にあることを確認してください。各種部品の組付けを正しい順序で行えるように事前に図面や説明書を検討しておくこともお勧めします。

ハウジング、軸、シールなど軸受装置の部品を点検し、きれいにしておいてください。特に、ねじ穴、導入口、溝などの機械加工によるバリなどの処理に注意してください。また、鋳物ハウジングの粗加工内面には中子砂が残ってはいならず、かえりはきれいに除去してください。

軸受装置の全部品の寸法精度および形状精度の確認も必要です。軸受は、関連部品の必要精度が保たれていなかったり所定の公差に準拠していなかったりすると、十分な機能を発揮することができません。軸受とのはめあい面となる円筒軸やハウジングの直径は、U形ゲージまたは内部ゲージを使って2箇所の断面で4方向に確認するのが一般的です (→図1)。テーパ面の確認には、リングゲージ、特殊テーパゲージまたはサインバーを使用します。

測定値は必ず記録をつけることをお勧めします。測定では、測定対象の部品と測定器具がほぼ同じ温度であることが重要です。つまり、部品と測定器具が同じ温度になるまで同じ場所に置いておくことが必要です。大型軸受の場合は関連部品も大型で重量物になりますので、大型軸受の取付けでは特に重要なポイントとなります。

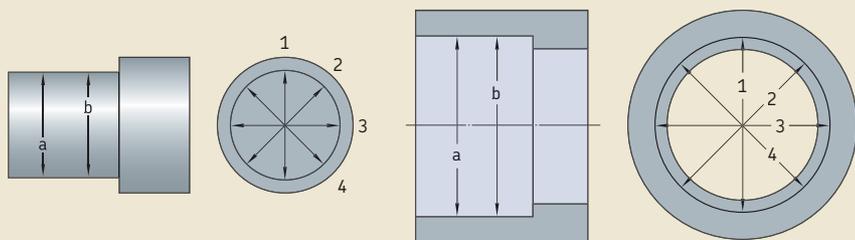
軸受の包装を開けるとゴミなどの汚染物質にさらされますので、取付けの直前までとの包装のままにしておいてください。軸受は工場から出荷される前に防錆剤が塗布されますが、一般にはこれを取除く必要はありません。外部円筒面と内径穴を拭き取るだけで充分です。ただし、軸受をグリース潤滑したうえで非常に高温または低温で使用する場合、あるいは使用するグリースが防錆剤と相溶性がない場合は、軸受を洗浄し、丁寧に乾燥させてください。これは、グリースの潤滑特性に対する有害な影響を防ぐための処置です。

取扱いのミス(包装を破いてしまったなど)により軸受が汚れている恐れがあるときは、取付け前に軸受を洗浄し乾燥させてください。

軸受をもとの包装から取出したときに防錆剤がべとつくほど厚くなっているときも、やはり洗浄と乾燥を行ってください。これは、外径420 mmを超える一部の大型軸受にあり得ることです。転がり軸受の洗浄剤には、ホワイトスピリットやパラフィンなどが適しています。

なお、グリース封入済みの両シール軸受や両シールド軸受を取付け前に洗浄することは絶対に避けてください。

図1



## 取付けと取外し

### 軸受の取扱い

一般に、軸受の取付け・取外しでは手袋を着用するとともに、専用の搬送具や吊上げ具を使用するのがよいでしょう。作業の時間短縮やコスト削減になるばかりでなく、作業自体にも変化が出て、危険性や負傷のリスクが低下します。

以上の理由から、高温で油の付着した軸受を取扱う際には、耐熱性、耐油性の手袋の使用をお勧めします。外面は耐久性があり、内面はソフトでアレルギ体質の方も使用できるタイプのもの、たとえばSKF TMBAグローブなどの製品をご使用ください。

加熱した大型の軸受や通常より重い軸受の場合も、一人が二人では安全に効率よく取扱えないという理由で問題を生じることがあります。このような軸受には、搬送や吊上げのための装置を工場の現場で製作することが可能です。その1つがSKF軸受取扱い工具TMMHであり(→図2)、上記の問題をほぼ解決できるとともに、軸受の取扱い、軸への取付け・取外しを容易に行うことができます。

大型で重量のある軸受を吊り具で運搬したり保持したりする場合、一点で支えるのではなく、鋼製のバンドや布製のベルトを使用してください(→図3)。吊り具のフックとベルトの間にスプリングを入れておけば、軸受を軸に押込むときに位置決めがしやすくなります。

吊上げを容易に行うため、大型軸受ではご要望に応じて軌道輪の側面にねじ穴を設けてアイボルトを取付けることができます。ねじ穴の寸法は、軌道輪の厚さによって制限があります。したがって、ボルトで吊上げることができるのは軸受単体が、または内輪と外輪を別々に吊上げることになります。また、アイボルトにかかる荷重は必ずシャック軸の方向としてください(→図4)。荷重が斜めにかかる場合は、それに応じた調整式の取付け具が必要です。

すでに軸に取付けた軸受にかぶせて大型ハウジングを取付ける場合は、ハウジングを三点吊りにするとよいでしょう。この方法では、ハウジングの内径穴を軸受に正確に合わせることができます。



図2

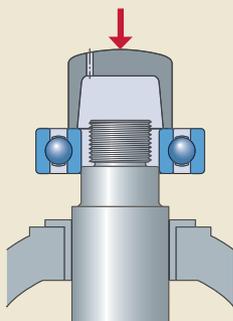


図3



図4

図5



## 取付け

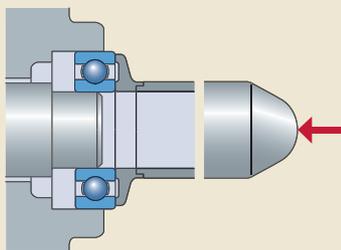
軸受の取付けに機械式、油圧式、加熱式などの方法を用いるかは、軸受の形式と寸法によります。いずれの場合も、軸受軌道輪、保持器、転動体やシールが直接衝撃を受けないことが重要であり、転動体には直接取付け力がかからないようにしてください。

部品によっては、取付けにすぎまばめを用いる場合があります。合わせ面間のフレッチング腐食を避けるため、SKFフレッチング防止剤LGAF 3Eを薄く塗布することをお勧めします。

### 円筒穴軸受の取付け

非分離型軸受の場合、一般に、はめあいがついほうの軌道輪を先に取付けます。取付け前に、軸側のはめあい面に薄めのオイルを軽く塗布してください。

図6



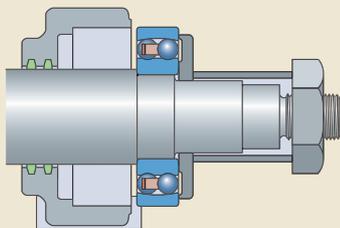
### 常温取付け

はめあいがさほどきつくない場合、小径軸受なら軌道輪側面にあてたスリーブをハンマで軽く叩いて押込むことができます。この場合、軸受が傾かないように、軌道輪全周に均等に力が加わるようにしてください。スリーブの代わりに圧入用プッシュを使うと、中心に押込み力をかけることができます(→図5)。

非分離型軸受を軸とハウジングに同時に押込まなければならない場合は、押込み力を内輪と外輪に均等にかけ、取付け具の接触面が同一平面にならなければなりません。このような場合は軸受取付けリングを使用します。リングは内輪側面にも外輪側面にも接するようになっており、スリーブによって押込み力を中心にかけることができます(→図6)。

自動調心軸受では、軸受を軸ごとハウジング内径に押込むときに、中間取付けリングの使用によって外輪の傾きや旋回を防ぐことができます(→図7)。ただし、自動調心玉軸受の玉は、その寸法によっては軸受側面からはみ出ているので、中間取付けリングが玉と接触しないように切欠き溝を設けてください。一般に、ほとんどの軸受は機械式または油圧による圧入で取付けられます。

図7



## 取付けと取外し

分離型軸受は、内輪と外輪を別々に取付けることができます。特に内輪も外輪も締めればめにする場合は、取付けが簡単になって便利です。すでに内輪を取付けた軸を、外輪を収めたハウジングに組込むときは、軌道面や転動体を傷付けないように正確に位置調整をする必要があります。特に円筒ころ軸受と針状ころ軸受を取付ける際には、取付けスリーブ(→図8)の使用をSKFではお勧めしています。このスリーブの外径は内輪の軌道径Fに等しく、公差d10で加工しておきます。

## 高温での取付け

一般に、軸受が大きくなるにつれて取付けに要する力が急激に増大していきますので、常温での取付けは不可能になります。このため、軸受の内輪またはハウジング(ハブなど)を加熱してから取付けるようにします。

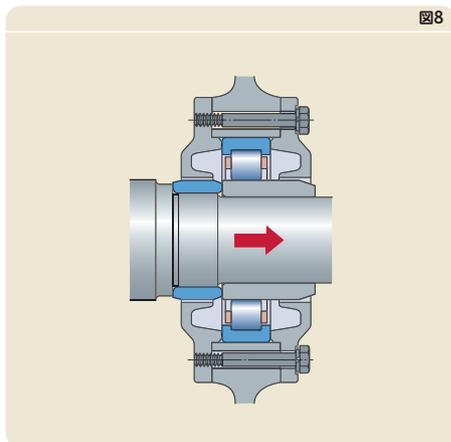
軌道輪と軸またはハウジングとの間に必要とされる温度差は、しめしろの大きさおよびはめあい面の直径によって異なります。軸受を加熱するときは、125 °C以上に加熱しないでください。これは、軸受材料の組織変質による寸法変化を避けるためです。シールド付きまたはシールド付き軸受の場合は、封入グリースやシール材料に影響が出ないよう、80 °C以上に加熱することは避けてください。

軸受を加熱するときは、局部加熱は避けてください。軸受を均等に加熱する方法としてSKFではインダクションヒータ(→図9)の使用をお勧めしています。ホットプレートを使用する場合は、軸受を何度も反転させてください。なお、シールド付き軸受の加熱にはホットプレートを使用しないでください。

## 軸受調整

単列アンギュラ玉軸受と円すいころ軸受の内部すきまは、他の円筒穴ラジアル軸受とは異なり、第二の軸受に対して位置調整されるまでは決まりません。ふつこの種の軸受は背面または正面組合せなどベア(対)で用いられ、所定のすきまや予圧が与えられるまでは一方の軌道輪はアキシャル方向に移動できるようになっています。すきまや予圧の選定は、その軸受装置の性能要求と運転条件に左右されます。軸受の予圧については206ページ以降の「軸受の予圧」に詳しい説明がありますので、ここではアンギュラ玉軸受と円すいころ軸受の軸受装置における内部すきまの調整に限定してSKFの推奨内容を説明します。

取付け時の内部すきまの適正値は、軸受が運転温度で負荷状態になったときの諸条件によって決められます。軸受の寸法と配列、軸とハウジングの材質、2つ



の軸受間の距離等によって、取付け時の内部すきまは実際の運転中のすきまより小さくも大きくもなります。たとえば、内輪と外輪の熱膨張の差によって運転時のすきまが小さくなる場合は、軸受のひずみとそれによる悪影響が起らないように、初期すきまを充分大きくとっておく必要があります。

アンギュラ玉軸受と円すいころ軸受のラジアル内部すきまとアキシャル内部すきまの間には明確な相関関係がありますので、通常はアキシャル内部すきまを指定するだけで充分です。すきまゼロの状態から始めて、軸上のナットまたはハウジング内径のねじ付きリングをゆるめるか締めるかして、あるいは一方の軌道輪と接触部の間に所定の寸法の座金かシムを挿入することにより、指定のすきま値を確保することができます。すきまの調整および設定されたすきまの測定方法は、取付ける軸受の個数が少ないか多いかによって決まります。

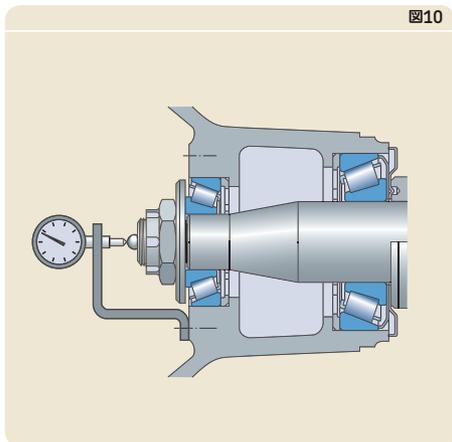
その1つの方法が、たとえばハブ軸受装置に設定されたアキシャルすきまを、ハブに取付けたダイヤルゲージを使ってチェックするものです(→図10)。円すいころ軸受の調整およびすきまの測定で重要なことは、軸またはハウジングを正逆に数回転させて、ころ端部と内輪の案内つばとが正しく接触することを確認することです。接触に問題があると、測定結果も不正確となり、所定の調整ができたとは言えません。

## テーパ穴軸受の取付け

テーパ穴軸受の場合、内輪は必ず締めまりばめで取付けます。しめしろの大きさは円筒穴軸受のように軸の仕上げ公差によって決まるのではなく、テーパ軸のはめあい面またはアダプタや取外しスリーブに内輪をどれだけ押し込むかによって決まります。軸受をテーパ面に押し込むにつれて、軸受のラジアル内部すきまは減少していきます。この減少分を測定することではめあいの程度が分かり、適正なはめあいであるかの判断ができます。

自動調心玉軸受、CARBトイダルころ軸受、球面ころ軸受、ならびにテーパ穴精密円筒ころ軸受の取付けでは、ラジアル内部すきまの減少分またはテーパ面におけるアキシャル方向移動量を求め、それがしめしろの大きさの尺度になります。すきまの減少とアキシャル押込み量の目安値を、該当する製品データセクションの前文に記載しています。

図10



## 取付けと取外し

### 小型軸受

小型の軸受はナットを使って軸のテーパ面に押込むことができます。アダプタスリーブの場合は、スリーブナットを使用します。小型の取外しスリーブの軸受内径への挿入にはナットを使用します。ナットの締付けには、フックスパナまたはインパクトスパナが利用できます。軸およびスリーブのはめあい面には、取付け前に薄めのオイルを軽く塗布してください。

### 中型・大型軸受

軸受が大きくなると、取付けに必要な力は大幅に増していきますので、次の取付け方法を用います。

- SKF油圧ナット
- オイルインジェクション法

いずれの方法でも取付けプロセスがはるかに簡単になります。オイルインジェクション装置はオイルインジェクション用だけでなく油圧ナットの操作にも必要ですが、この装置はSKFからお求めになれます。製品の詳細は、**1069ページ**以降の「メンテナンス・潤滑製品」のセクションに記載しています。

軸受取付けにSKF油圧ナットを使用するときは、ナットをジャーナルのねじ部またはスリーブのねじにはめ込み、リング状ピストンが軸受内輪、軸上の調整ナット、または軸端に取付けた円板と接するようにします。オイルを油圧ナットに送り込むとピストンがアキシャル方向に移動し必要な力が得られることで、正確で安全な取付けができます。油圧ナットを利用した球面ころ軸受の取付けの様子を、取付け箇所ごとに図示します。

- テーパ軸への取り付け (図11)
- アダプタスリーブへの取付け (図12)
- 取外しスリーブへの取付け (図13)

オイルインジェクション法では、軸受と軸などはめあい面との間に高圧でオイルを送り込み、油膜を形成します。油膜によって合わせ面どうしが分離することで、摩擦が大幅に減少します。この方法を用いる代表例は、軸受をテーパジャーナルに直接取付ける場合ですが (→図14)、あらかじめアダプタスリーブや取外しスリーブをオイルインジェクション用に準備しておいて軸受を取付ける場合もあります。ポンプやオイルインジェクタが必要な圧力を発生させ、圧力を受けたオイルは軸やスリーブの油穴および油溝を通して合わせ面間に供給されます。軸受装置の設計時に、軸に必要な油穴や油溝を考慮するようにしてください。図15は、油穴付き取外しスリーブへの球面ころ軸受の取付けを示します。合わせ面に油を注入しながらねじを締付けていくと、取外しスリーブが軸受穴に押し込まれていきます。

図11

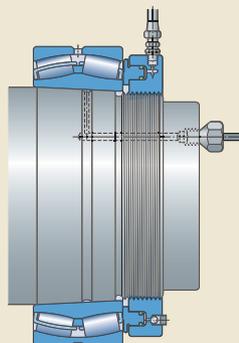


図12

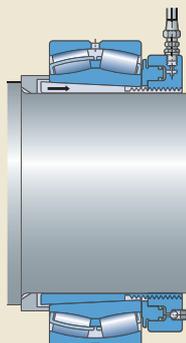
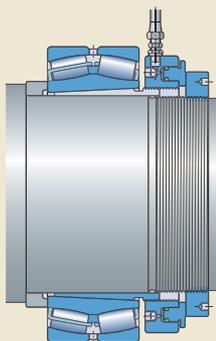
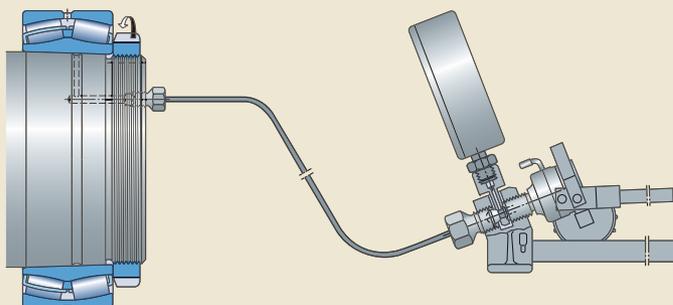


図13





### 縮まりばめの計算

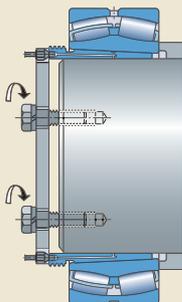
テーパ軸受は必ず縮まりばめで取付けます。ラジアル内部すきまの減少分、あるいはテーパ軸に対する内輪のアクシアル変位を利用して、縮まりばめの計算および測定を行います。

縮まりばめの程度を測定する方法は何通りかあります。

1. すきまゲージですきまの減少分を測定する。
2. ロックナットの縮付け角度を測定する。
3. アクシアル押し込み量を測定する。
4. 内輪の膨張を測定する。

以上の4つの方法について以下で簡単に説明します。各方法の詳細説明は、該当する製品データセクションに記載しています。

図15



## 取付けと取外し

### すきまゲージですきまの減少分を測定する

軸受の取付けの前後にすきまゲージでラジアル内部すきまを測定する方法は、中型および大型の球面ころ軸受やトロイダルころ軸受に用いられます。すきまは、できるだけ外輪と無負荷のころとの間で測定してください(→図16)。

### ロックナットの締付け角度を測定する

ロックナットの締付け角度の測定は、テーバ軸に取付けた小型から中型の軸受の締めりばめが適正かどうかを判断できる確かな方法です(→図17)。締めり角度 $\alpha$ の目安値が確立されており、テーバ軸への軸受の正確な位置決めが行えます。

### アキシャル押込み量を測定する

テーバ穴軸受の取付けは、テーバ軸への内輪のアキシャル押込み量の測定によって行えます。必要なアキシャル押込み量の目安値を、該当する製品データセクションの前文に記載しています。

これよりさらに適した方法が「SKFドライブアップ法」です。この取付け方法は、締めりばめの程度を確実に簡単に判断できるものです。あらかじめ設定された位置からの軸受のアキシャル変位をコントロールすることで、正確なはめあいを確保します。ダイヤルインジケータを取付けたSKF油圧ナットを用いるとともに、特別に校正したデジタルゲージを選定ポンプに取付けて使用します(→図18)。個々の軸受について所定の油圧とアキシャル変位の計算値から、軸受の正確な位置決めが行えます。これらの数値は以下の資料でご確認ください。

- CD-ROMによる「SKFドライブアップ法」ハンドブック
- 「SKF電子カタログ」 - CD-ROM版または弊社ホームページ ([www.skf.com](http://www.skf.com)) より
- インタネットで[www.skf.com/mount](http://www.skf.com/mount)にアクセス

図16

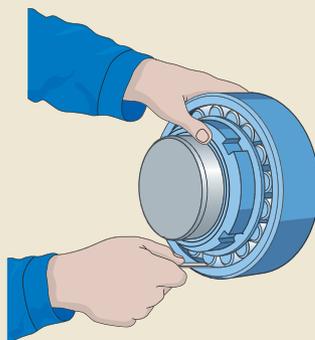


図17

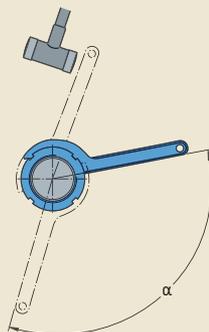
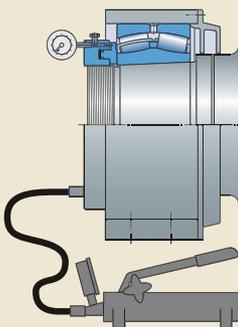


図18



## 内輪の膨張を測定する

内輪の膨張の測定は、大型の球面ころ軸受やトロイダルころ軸受のはめあい面への正しい位置決めを判断できるシンプルかつ正確な方法です。この種の測定には SensorMount<sup>®</sup> がご利用になれます。これは、軸受内輪に組み込んだセンサと、専用のハンドヘルドインジケータおよび共通の油圧取付け工具を利用したものです (→図19)。軸受寸法、軸の滑らかさ、材料、設計 (中軸が中空) などを考慮する必要はありません。

## 試験運転

軸受を取付け終わったら、所定の潤滑剤を注入し、試験運転を行って運転音と軸受温度をチェックします。

試験運転は部分負荷で、また回転数に幅がある場合は低速または中速の回転数で行います。このとき、軸受を無負荷で始動したり高速回転に加速することは絶対に避けてください。転動体が滑って軌道面に傷を付けたり、保持器に過大な応力がかかったりする危険があります。該当する製品データセクションの前文の「必要最小荷重」も参照してください。

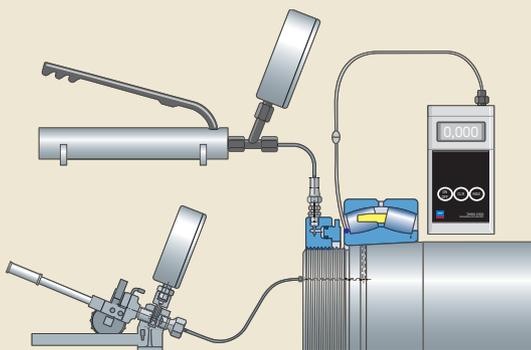
振動や騒音はSKF電子聴診器で確認できます。正常時には、軸受は均一な「コロコロ」という音がします。口笛のように甲高い音や「キーキー」といった音がするときは、潤滑状態に問題があります。不規則な「ガラガラ」とか「コツコツ」という音は、たいてい軸受内に汚染物質があるか、取付け時に軸受が損傷を受けたのが原因です。

運転開始後すぐに軸受温度が上昇するのは異常ではありません。たとえば、グリース潤滑の場合、軸受装置内にグリースが均等に行き渡るまでは温度は低下せず、グリースが行き渡ったあと平衡温度に達します。異常な高温や急上昇が何度も続く場合は、軸受装置内の潤滑剤が多すぎるか、軸受がラジアル方向かアキシャル方向

にねじれているのが原因です。そのほか、関連部品の製作や取付けに問題があるときやシールの摩擦が大きすぎる場合にもこのような現象が起こります。

試験運転中かその直後に、シールの点検を行ってシールの性能に問題がないか、潤滑装置や油浴の油量が適正かを確認してください。また、軸受装置が汚染されていないか、あるいは関連部品が磨耗していないかを調べるために、潤滑剤のサンプルを採取する場合もあります。

図19



## 取外し

再使用を目的としていったん軸受を取外す場合、転動体には絶対に取外しの力が加わらないようにしてください。

分離型軸受の場合、ころ・保持器付き軌道輪をもう一方の軌道輪とは別に取外すことができます。非分離型軸受では、はめあいのゆるいほうの軌道輪を先に取外します。締めりばめの軸受を取外すときは以下で説明する工具類を用います。工具の選定は、軸受形式、軸受寸法、はめあいによって異なります。

### 円筒穴軸受の取外し

#### 常温での取外し

小型軸受は軌道輪側面に適当なドリフトピンを当てハンマで軽く叩いて取外すこともできますが、引抜き工具を使用するのが得策です。引抜き工具の爪は、取外す軌道輪の側面からラビリンスリングなどの隣接部品(→図20)にかけます。このとき、次のような準備をしておけば取外しが簡単になります。

- 軸やハウジングの肩に引抜き工具の爪をかける溝をつけておく
- ハウジングの肩に取外しねじ用のねじ穴を設けておく(→図21)

締めりばめで取り付けた大型軸受を取外すときは通常でも大きな力を必要としますが、特に長期間の使用でフレッチング腐食が発生している場合はさらに大きな力が必要です。このような場合は、オイルインジェクション法を用いると取外しがかなり楽になります。ただし、軸受装置に油穴と油溝が用意されていることが前提です(→図22)。

#### 高温での取外し

つばなし、または片つばの円筒ころ軸受の内輪の取外し用に、特殊な誘導加熱装置がSKFにより開発されています。軸にはまったく熱を加えずに内輪だけを急速に加熱するため、膨張した内輪を簡単に取外すことができます。この電気誘導加熱装置(→図23)には、交流で励磁されるコイルが備わっています。加熱と取外しが完了したら、内輪を消磁します。同一寸法の軸受を頻繁に取付け・取外しする場合、このような電気的な取外し装置を使用すれば経済的です。

めったに取外さなくてもよい円筒ころ軸受のつばなし内輪または片つば内輪や大型の内輪(最大で内径約400 mm)を取外す場合には、いわゆる加熱リングを使うと費用も安く簡単にできます。これはふつう軽合金でできた溝付きのリングで、ハンドルが付いています(→図24)。

図20

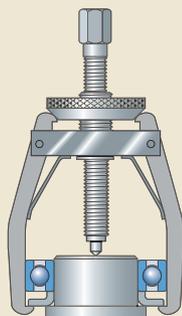


図21

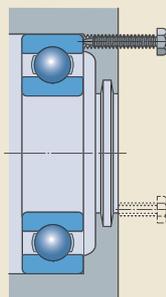


図22

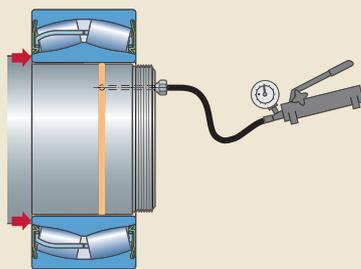
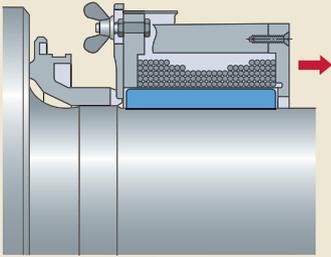
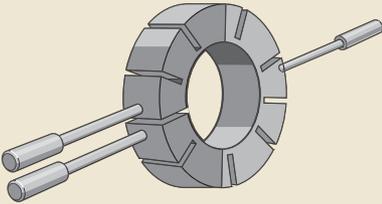


図23



上記の加熱装置や加熱リングはSKFからお求めになれます。詳細は、**1069ページ**以降の「メンテナンス・潤滑製品」のセクションに記載しています。

図24



### テーパ穴軸受の取外し

#### テーパジャーナルからの軸受の取外し

テーパジャーナルに取付けられた小型・中型の軸受は、内輪をつかむ方式の従来の引抜き工具で取外せません(→図25)。ただ、はめあい面を傷付けないようにするには、自動調心タイプの引抜き工具を使用したほうがよいでしょう。通常、テーパ面に取付けられた軸受はすぐにゆるみます。したがって、ロックナットなど何らかのストッパを取付けて、軸受が軸から抜けてしまわないようにする必要があります。

大型軸受をテーパジャーナルから取外すときは、オイルインジェクション法を用いると格段に作業が楽になります。加圧したオイルを合わせ面に注入すると、軸受は一気にはめあい面から外れます。そのため、軸ナットやエンドプレートなど何らかのストッパを設けて、軸受のアキシアル方向の動きを押込み量を幾分上回る程度に制限する必要があります(→図26)。

図25

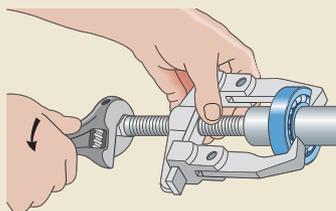


図26

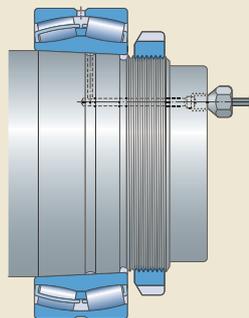
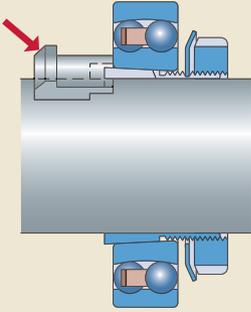


図27



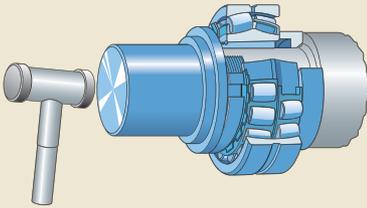
### アダプタスリーブからの軸受の取外し

ストレート軸にアダプタスリーブで取付けられた小型、中型の軸受は、ドリフトピン（→図27）を当てて軸受がフリーになるまでハンマで叩いて取外することができます。もちろん最初にスリーブナットを数回ゆるめてから取外します。

段付き軸にアダプタスリーブでサポートリングに押付けて取付けられた小型、中型の軸受は、スリーブナットを数回戻した後、ナットに接する当て金を使って取外することができます（→図28）。

大型軸受のアダプタスリーブからの取外しに油圧ナットを使用すれば楽に取外せることが分かっています。ただし、この方法を用いるには、軸受がサポートリングを介して取付けられていなければなりません（→図29）。スリーブに油穴および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が使えますので取外しが簡単になります。

図28



### 取外しスリーブからの軸受の取外し

取外しスリーブに取付けられた軸受を取外すときは、ロックナットやエンドカバーなどのアキシャル方向の固定装置を取外さなくてはなりません。

小型、中型の軸受であれば、ロックナットとフックスパナまたはインパクトスパナで軸受をフリーにして取外することができます（→図30）。

図29

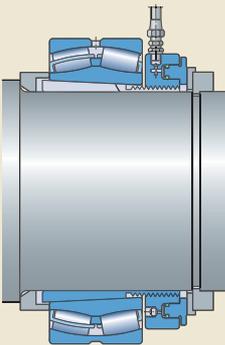
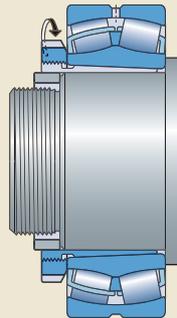


図30



## 取付けと取外し

大型軸受の取外しには、油圧ナットの利用が適しています。スリーブのねじ部が軸端や軸の肩からはみ出しているときは、できるだけ分厚いサポートリングをスリーブ内径に挿入し、油圧をかけたときのねじのひずみや損傷を防ぐようにしてください。SKFでは、軸端のエンドプレートなど、油圧ナットの背面に何らかのストップを入れることをお勧めしています（→図31）。ストップを使用すれば、取外しスリーブが一気にはめあい面から外れても、スリーブが油圧ナットとともに軸から抜けてしまうことはありません。

一般に、大型軸受用の取外しスリーブにはオイルインジェクション法用の油穴と油溝が付いていますが、これは取付けの時間が大幅に短縮できるだけでなく、取外しの時間短縮にもなります（→図32）。

図31

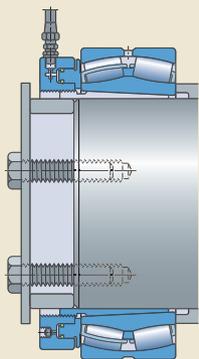
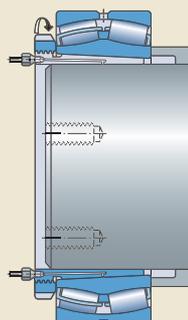


図32



## 軸受の保管

軸受は、保管場所の相対湿度が60%以下で大きな温度変化のない条件であれば、もとの包装のまま何年も保管できます。保管場所の振動や揺れがないことも条件です。

シール付きまたはシールド付き軸受では、長期間軸受を保管していると充てんグリースの潤滑特性が低下する場合があります。また、軸受をもとの包装から取出した場合は、腐食や汚染から確実に保護してください。

大型の転がり軸受は必ず覆かせて保管してください。できれば内外輪の側面全体にサポートを取付けてください。直立姿勢で保管すると、軌道輪は比較的薄肉であるため、軌道輪や転動体の重みによって永久変形が生じることがあります。

## 検査と清掃

他の重要機器部品と同様、玉軸受やころ軸受は頻繁に清掃や検査が必要です。検査の実施間隔は、運転条件によります。

軸受の回転音を聞いたり温度を測定したり、あるいは潤滑剤を点検したりすることによって、使用中の軸受の状態を判断できるのであれば、ふつうは軸受(軌道輪、保持器、転動体)と軸受装置部品の徹底清掃と検査を年に1回実施すれば充分だとみられています。荷重が大きい場合は、検査間隔を短くします。たとえば、圧延機の軸受は、ころを交換するたびに頻繁に検査を行います。

軸受部品を適切な溶剤(ホワイトスピリット、パラフィンなど)で清掃したら、すぐにオイルまたはグリースを塗布して腐食を防ぎます。この作業は、長期間使用しない機器の軸受では特に重要です。





# 信頼性とサービス

<b>統合プラットフォーム</b> .....	276
意思決定支援 .....	276
状態監視 (コンディション・モニタリング) .....	276
工具類・潤滑剤 .....	276
部品の革新 .....	276
<b>資産効率最適化コンセプト</b> .....	276
<b>SKF技術・サービスソリューション</b> .....	277
アセスメント.....	277
保守戦略 .....	278
保全工学 .....	278
供給プロセス.....	278
事前信頼性保守 .....	278
機器の保守 .....	278
機器の改善 .....	278
研修 .....	278
統合保守ソリューション.....	278
意思決定支援システム@ptitude® .....	279
<b>状態監視製品</b> .....	280
データコレクタMicrolog®シリーズ .....	280
データマネージャ MARLIN®シリーズ.....	280
振動測定器 Pen <sup>plus</sup> .....	281
インスペクタ400超音波プローブ.....	281
赤外線温度計 .....	281
機器状態送信器、オンライン監視ユニット.....	282
振動センサ、渦電流式プローブ.....	282
ワイヤレスセンサ.....	282
機器保護システム (プロテクションシステム) .....	283
SKFmachine ODS、モーダル解析ソフトウェア.....	283
SKFマシンアナリスト .....	283

SKFは1907年以来、軸受業界の革新者として軸受技術をリードしてきました。機器の信頼性に関してSKFが蓄えたノウハウは、軸受とその使用機器の本質に根ざしています。軸受が実際に発揮できる性能をSKFのように理解するには、機器やプロセスに対する相当な知識が必要です。機器の部品、システム、関連プロセスを徹底的に理解することにより、SKFは機器やプロセスの最適な信頼性と生産性を確保する現実的なソリューションを開発、提供することができるのです。

世界中のお客様と綿密に連携させていただくことによって、SKFはまさにあらゆる業界の各種用途について広範な知識を獲得してきました。その結果、SKFは現代の最新技術のなかで最適なものを業界特有の用途に適応させる術を習得しています。

SKF Reliability Systems社を通じ、SKFは共通の拠点からさまざまな生産性関連ソリューションを提供しています。目標は、機器関連のトータルコスト削減、生産性アップ、収益性の強化によりお客様のお役に立てることです。どのような要求条件に対しても、SKF Reliability Systems社は個別の事業目標の達成に必要なノウハウ、サービス、製品を提供します。

## 統合プラットフォーム

SKFのさまざまな製品やサービスは、最終的には収益性のアップにつながるようなソリューションを提供しています。技術そのものだけでなくプラント規模の装置とのシームレスインタフェースに重点を置くことで、主に次の4つの分野をサポートします。

### 意思決定支援

SKFは、お客様の重要情報の保有、保存、利用を事業意思決定支援ソフト@ptitude (→279ページ)を通じてお手伝いします。

### 状態監視 (コンディション・モニタリング)

状態監視製品のトップメーカーとして、SKFはハンドヘルドデータコレクタ/アナライザからオンライン監視・機器保護システムまで、幅広い製品をご提供しています。これらの製品は状態監視分析ソフトウェアなどプラント規模で各装置とのインタフェースを提供するもので、280ページ以降にリストアップしています。

### 工具類・潤滑剤

SKFは安全で機器にダメージを与えないメンテナンスが行える工具類や潤滑剤を開発しています。これらの製品の概略を、1069ページ以降の「保守・潤滑製品」のセクションに記載しています。

### 部品の革新

機器メーカーの予想を超える生産性目標を達成するには、部品の革新が必要です。SKFは条件の厳しい多くの用途で、より高速に長時間、低温でしかもメンテナンス不要の運転が可能な軸受製品を開発しています。製品リストを893ページ以降の「エンジニアリング製品」ならびに955ページ以降の「メカトロニクス」の各セクションに記載しています。

## 資産効率最適化コンセプト

SKFがお届けする「資産効率最適化」(Asset Efficiency Optimization™、略してAEO)コンセプトは、たいいていの設備資産管理プログラムがお手上げ状態となる場面で活躍します。このコンセプトを利用すれば、同じプラントが同じものを低コストで、あるいは同じコストでより多くのものを生産することができます。つまり、知識と技術の融合により人材から機器まで資産を組織化し、利用することで、投資に対して最大のリターンを確保するシステムです。

SKF技術・サービスソリューションのご利用により、全体的な事業目標の達成に役立つプログラムをご享受いただけます。これには、コスト削減、生産性の向上、資源利用の改善、またそれによる生産性のアップなどが含まれます (→線図1)。

## SKF技術・サービスソリューション

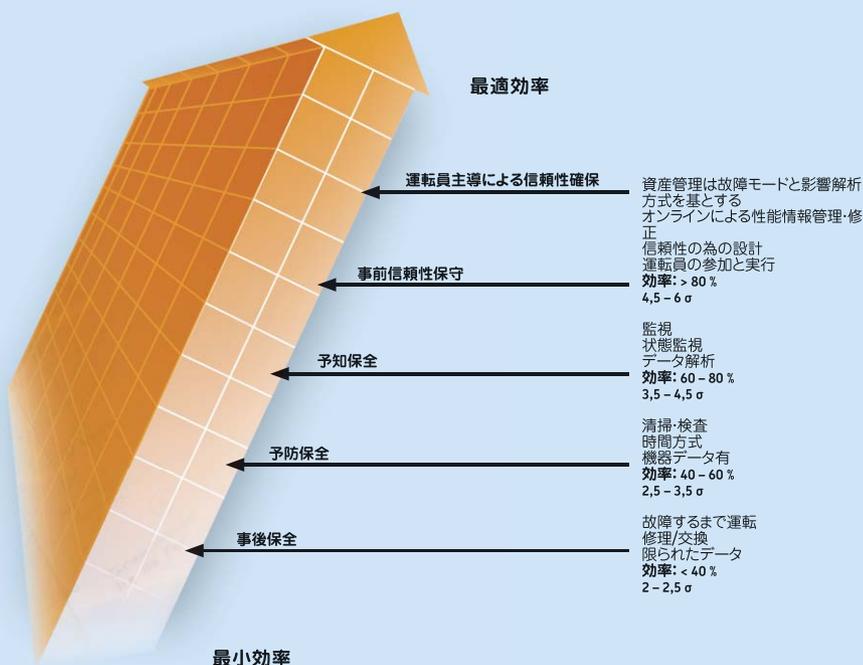
SKF Reliability Systems社は実際の使用条件に合わせたソリューションを提供するためさまざまなサービスや製品を提供していますが、そのうち最も重要なものを以下にまとめます。SKF Reliability Systems社の信頼性システム計画の詳細は、Publication 5160「収益性アップのための資産効率最適化ガイド」をご参照ください。また、最新の戦略・サービス関連の情報については、[www.skf.com/reliability](http://www.skf.com/reliability)にアクセスしてください。

## アセスメント

アセスメントには、以下の分野があります。

- 現状の判断
- 保守
- 供給在庫プロセス
- 予知保全

線図1



### 保守戦略

SKFは、生産性とともに関与性や保全性の問題にも必要な注意が向けられるような総合的な保守戦略の確立をサポートします。277ページの線図1は、保守作業の範囲と順位付けを図示したものです。

保守に関する最新の革新的アプローチは運転員主導による信頼性確保で、ODR (Operator Driven Reliability) と呼ばれます。この考え方は、単に、企業の信頼性保守方法にあわせてプラント運転員の諸活動を組織化するということです。SKFは、お客様がこのアプローチを導入していただけるためのノウハウや設備をご用意しています。

### 保全工学

保全工学は保守戦略を実際に機能させるもので、たとえば保守戦略目標の達成に必要なすべてのデータやプロセス情報を集めた「設備保全管理システム」(Computerized Maintenance Management System、略してCMMS)を実現することが挙げられます。

### 供給プロセス

このサービスは、取引費用の削減、予備在庫で身動きが取れなくなった資本の解放、必要時に在庫があるかの確認により、収益性アップを図るサービスの一環です。

### 事前信頼性保守

SKF事前信頼性保守 (Proactive Reliability Maintenance、略してPRM) プロセスは、設備資産に対する最大リターン確保に役立ちます。故障に対処し、再発防止に必要なプロセスを実施します。PRMプロセスは、主に4つの手順によります。

- 予知保全 - ハイテクシステムを利用して機器状態や生産プロセスに関する総合的な情報を収集する多面的プロセス
- 診断・根本原因分析 (Root Cause Analysis、略してRCA) - 機器のアライメントやバランスなど問題の内容と必要な処置を明らかにする。
- 主要性能指数 - SKFとお客様が共同で設定する性能改善目標。
- 定期的な運転状況の見直し - SKFとプラントの管理者が共同で性能の分析を実施。

### 機器の保守

SKF Reliability Systems社は、機器のメンテナンスを最大限のコスト効果ですめることのできる最も総合的な回転機器用サービスプログラムを開発しました。このプログラムには、以下の製品やサービスが含まれます。

- 機器のアライメント
- 精密なバランス調整
- 潤滑管理
- 軸受の損傷解析
- 技術的なアドバイスと機器のアップグレード
- 軸受の取付け

### 機器の改善

プラントが競争力を維持するには、最新機器の技術に遅れをとってはなりません。SKFは、お客様が新しい機器に投資しなくても常に最新技術を確保できるようお手伝いをいたします。以下の項目のいずれか、あるいは手合せでご利用になることをお勧めします。

- アップグレード、再製作、再設計
- 設計の工夫
- 軸受の改修
- 工作機械主軸の修理、アップグレード
- 計器/機器の校正

### 研修

SKF Reliability Services社では、機器の信頼性および資産管理についての総合的な研修を、現場作業員から管理トップまでを対象に実施しています。

### 統合保守ソリューション

「統合保守ソリューション」(Integrated Maintenance Solution、略してIMS) 契約はSKFが提供するあらゆる分野のノウハウを統合し、メンテナンス状況の監視、分析、改善を連続的に行うプロセスを確立するものです。保守作業員や運転員の技能伝承計画を提供するとともに、必要に応じて技術のアップグレードも行います。

IMS契約にお申し込みいただくと、SKF Reliability Systems社が機器資産管理戦略の重点要素を管理し、効率改善のためのトータルシステムをご提供します。ご契約ごとにお客様独自の事業ニーズにあわせて調整いたします。社内資源および納入メーカーとの現在のお取引内容に応じて、ご契約に必要な分野をお選びいただけます。IMS契約によりSKFがお客様とコスト削減等に加えリスクの分担も行き、お客様には最小限がゼロの

資本投資でご契約の経済的リターンを確保していただけます。

### 事業意思決定支援システム@ptitude®

SKFの事業意思決定支援システム@ptitudeは、最新技術によりさまざまな装置等のデータを使いやすい信頼性保守データに統合するナレッジマネジメントシステムです。必要なときに必要な決定を下すユーザーチームの能力を高め、知識を取込んで適用する構造的アプローチを提供します。@ptitudeシステムの鍵となる要素は、インターネットによる資産管理ナレッジバンクです。@ptitudeXchangeにお申し込みいただくと、雑誌等の記事、技術系ハンドブック、白書、ベストプラクティス、ベンチマーク情報、対話型の意思決定支援プログラム、専門家のアドバイスやサービスが受けられる情報ネットワークに参加できます。

詳細は、[www.apptitudexchange.com](http://www.apptitudexchange.com)にアクセス願います。



## 状態監視製品

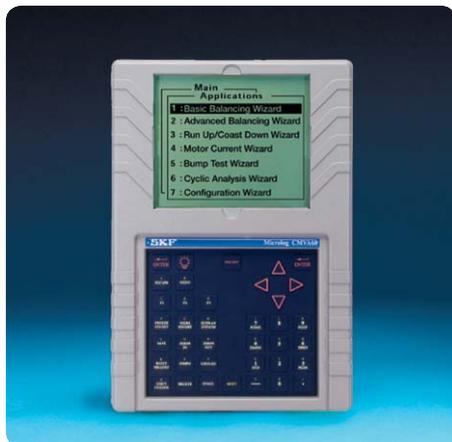
状態監視用のSKF製品シリーズの中核は、追加の特典としてプロセス監視も可能な振動検出、分析、診断の各製品です。これらの製品の一部を以下にご紹介します。SKF状態監視製品の詳細は、弊社ホームページ [www.skf.com](http://www.skf.com) でご確認ください。

### データコレクタMicrolog<sup>®</sup>シリーズ

SKFのMicrolog データコレクタ/アナライザは、総合的な定期的状態監視計画を簡単に立てられるように設計されています。診断ツールとしても、Micrologはこの種の製品で他に匹敵するものではありません。内蔵のプログラムによりステップバイステップの説明が行われ、初級と上級のバランス調整、サイクル分析、ランナップ/コーストダウン、衝突試験、追跡フィルタ、モータ電流解析などの重要な分析機能が実施できるようになっています。また、周波数分析モジュールにより、収集したスペクトルに欠陥周波数を重ね合わせ、軸受の欠陥、ギヤのかみあい、ミスアライメント、不釣り合いやゆるみの問題を検出できます。

### データマネージャ MARLIN<sup>®</sup>シリーズ

MARLINデータ管理システムは運転員が現場の最前線で使用するツールとして設計されており、操業、保守、設計、プラント管理の各部門間の意思疎通や技術情報の橋渡しをする役割を果たします。頑丈で高性能なデータコレクタであり、機械の振動、プロセス、検査データを収集・保存し、簡単にデータのダウンロードや分析が行えるシンプルで便利な持ち運び式装置です。



## 振動測定器Penplus

振動測定器Penplusは、低コストで状態監視を行うための、あるいはプラント全体で運転員が機器の信頼性により大きな責任を持てるようにするための便利な道具です。マルチパラメータによる振動監視ツールである振動測定器Penplusはボタン1つで操作でき、ISO規格による振動測定や加速エンベロープ技術の利用により、軸受、ギヤのかみ合い、その他の機器のトラブルを調べることができます。

## インスペクタ400超音波プローブ

インスペクタ400超音波プローブは、漏電、放電、また運転中の機器そのものによる高周波音を感知します。これらの信号をヘテロダイニングプロセスで電子的に変換し、ヘッドホンから実際に音を聞いたり、メータ上で音の変化を視覚的に確認したりすることができます。保守員はプローブを用いて、電気装置の圧力や真空の漏れ、アーク放電、トラッキング、コロナ放電を検出したり、軸受、ポンプ、モータ、コンプレッサなどの試験を実施したりできます。

## 赤外線温度計

これはレーザー方式の非接触温度計で、赤外線検知器により物体の温度を測るものです。保守員はこの装置を利用して、アクセスが困難な場所でも温度を測定することができます。



## 機器状態送信器、オンライン監視ユニット

SKF機器状態送信器は、軸受の性能および機器全体の状態に関する重要情報を提供します。この情報から、重要な生産設備が運転状態にあることを確認できます。この経済的なシステムは、それぞれ独自に設定可能な2つの整定値によりLEDアラームインジケータと出力リレー接点で2段階の警報（注意とアラーム）を発生させます。

オンライン監視ユニットは24時間自動でデータ収集を行い、状態監視を最適化する強力な分析ツールを提供します。機器に問題が生じ始めると、ユニットが不具合の検出、分析、原因追及を促してくれるため、保守コストが最小限に抑えられます。「ライブ」モード機能を利用すれば詳細なオンライン分析も可能です。また、事象記録の維持により、無人状態でユニットに発生した事象の履歴も得られます。



## 振動センサ、渦電流測定プローブ

振動センサCMSS2100およびCMSS2200シリーズの開発には、軸受、機器、監視、信号処理に関するSKFの専門知識が詰め込まれています。一般にさまざまな条件を満たすには何種類もの加速度計が必要ですが、それを本製品一台で代用できます。

振動センサの充実した製品ラインナップに加え、スリーブ軸受機器の相対運動を測定する渦電流プローブもご用意しています。



## ワイヤレスセンサ

SKFが開発したワイヤレスセンサは、回転機器状態がオンラインで監視できる優れた製品です。無線方式のため、機器の手が届きにくい箇所の状態監視も問題なく、離れた場所からでも安全にデータを収集できます。このシステムの心臓部はSKF振動センサで、基地局まで無線で信号を送るバッテリー型発信器に接続されています。このワイヤレスセンサはそのまま単独のユニットとしても、有線のSKFオンラインシステムとの組み合わせでもご利用いただけます。



## 機器保護システム (プロテクションシステム)

SKFのグループ会社の1つであるDYMAC社は、高度状態監視システムと保護システムを統合してプラント全体をカバーする制御プラントホームとしたトータルシステムを提供しています。この製品は収益性の向上のみならず、安全でよりよい環境をもたらすことにもなります。たとえば、VM600機器監視システムはプラント稼働率を最適化するデジタルハードウェアとソフトウェアを組合わせたソリューションで、モジュール方式によるサイズ調整が可能です。

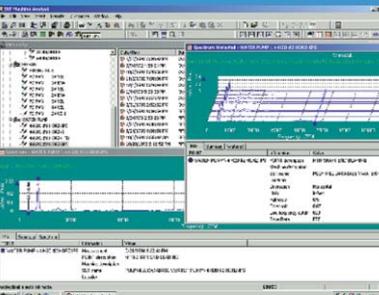
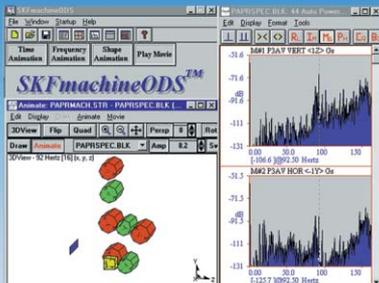
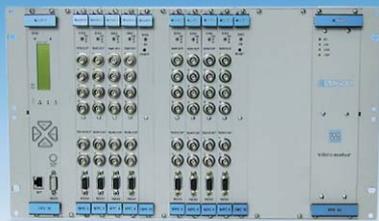
詳細は、[www.skf.com](http://www.skf.com)にアクセス願います。

## SKFmachine ODS、 モータル解析ソフトウェア

SKFmachine ODS (Operating Defection Shape) およびSKFmachine SHAPEは使いやすいウィンドウ方式のソフトにより、機器の動的挙動を観察、解析、文書化できるプログラムです。機器の構造的な弱点や共振による不具合を簡単に見つけ出し、是正することができます。

## SKFマシンアナリスト

「SKFマシンアナリスト」は、プロセス工場や製造プラント向けに総合的な信頼性ソリューションを提供するアプリケーションソフトの中核です。本製品は、ご好評をいただいているPRISM<sup>4</sup>の後継版です。オブジェクト間通信規約のCOMアーキテクチャで一から記述されているマシンアナリストは、第三者によるプラグインが簡単かつ効果的に行えるとともに、コンピュータを使用した保守管理システム、企業のリソースプランニングなどのシステムと統合することもできます。オンライン監視システム用、MARLINデータ管理システムとの併用タイプなど、いくつかのバージョンがあります。SKFマシンアナリストは、Microsoft Windows<sup>®</sup>のマルチタスクング、状況判断によるヘルプ、右クリック機能、Windows Explorer<sup>™</sup>のグラフィックユーザインタフェースなどの機能を最大限に活用しています。





# 製品データ

深溝玉軸受 .....	287
アンギュラ玉軸受 .....	405
自動調心玉軸受 .....	469
円筒ころ軸受 .....	503
円すいころ軸受 .....	601
球面ころ軸受 .....	695
CARB®トイダルころ軸受 .....	779
スラスト玉軸受 .....	837
スラスト円筒ころ軸受 .....	863
スラスト球面ころ軸受 .....	877
エンジニアリング製品 .....	893
メカトロニクス .....	955
軸受付属品 .....	973
軸受ハウジング .....	1031
保守・潤滑製品 .....	1069
その他のSKF製品 .....	1081
製品索引 .....	1121

