

MOTION & CONTROL™

NSK

NSK TECHNICAL JOURNAL

JANUARY·2024

No. 696



EXPLORING NEW FIELDS



ISSN 0911-4920

NSK TECHNICAL JOURNAL

JANUARY・2024

No. 696

解説・論文

ファンモーター用軸受の静音保持器開発	佐藤 雅之, 小野澤 高庸	1
状態監視(コンディションモニタリング)ソリューション	原田 望, 坂野 彰秀	10
電動自動車向け耐電食技術の開発	小野 潤司	18
ハブユニット軸受の高信頼性への取組み及び最新の技術動向	原口 慶樹	30
機構解析を活用した EPS 向け減速ギヤ部ラトル音性能検討	春永 政宏	40
シミュレーション技術を活用した効率的な EPS 制御開発の紹介	小林 哲也	47
EPS ソフトウェア開発プロセスの改善	高見澤 秀久	55
電気インピーダンス法を用いた深溝玉軸受の潤滑状態モニタリング	丸山 泰右, 前田 成志, 中野 健	65
院内搬送アシストロボットによる医療従事者の負担軽減取組み	岡村 俊彦	82

商品紹介

高負荷容量・超高速アンギュラ玉軸受「ロバストダイナ™シリーズ:Jタイプ」	86
耐焼付き性向上グリース「ロバストガード™」	88
高負荷駆動用ボールねじ 長寿命オプション	90
電動油圧ブレーキシステム用ボールねじユニット	92
レゾルバー体軸受	94
EV 用耐乗り上げ性向上深溝玉軸受	96
小型低重量化冗長コラムタイプ EPS	98

NSK TECHNICAL JOURNAL

JANUARY·2024

No. 696

Technical Papers

Reduction of Cage Noise in Fan Motor Bearings	M. Sato, T. Onozawa	1
Condition Monitoring Solutions	N. Harada, A. Sakano	10
Development of Technologies to Resist Electrical Erosion in EVs	J. Ono	18
Efforts for Higher Reliability and Recent Technical Trends in Hub Unit Bearings	K. Haraguchi	30
Performance Study of Rattle Noise in EPS Reduction Gears Using Multibody Dynamics	M. Harunaga	40
Introduction of Efficient Development for EPS Controls Using Simulation Technology ...	T. Kobayashi	47
Improvement of EPS Software Development Process	H. Takamizawa	55
Lubrication Condition Monitoring of Practical Ball Bearings by Electrical Impedance Method	T. Maruyama, M. Maeda, K. Nakano	65
Assistive Robot to Aid Medical Staff in Patient Transport	T. Okamura	82

New Products

J-Type ROBUSTDYNA™ Angular Contact Ball Bearings	86
ROBUSTGRD™ Improved Seizure Resistance Grease	88
NSK Ball Screw for High-Load Drives: Long-Life Specification	90
Ball Screw Unit for Electric Hydraulic Brake Systems	92
Integrated Bearing and Resolver	94
Deep Groove Ball Bearings with Enhanced Overhang Strength for EVs	96
Compact and Lightweight Redundant Column Type EPS	98

ファンモーター用軸受の静音保持器開発

佐藤 雅之*, 小野澤 高庸*



佐藤 雅之

Reduction of Cage Noise in Fan Motor Bearings

M. Sato, T. Onozawa



小野澤 高庸

The expansion of the Internet of Things (IoT) and other IT developments in recent years has increased demand for cooling fan motors used in communication base stations and data center server rooms. Bearings for fan motors may generate cage noise (CG noise) due to environmental factors, and though countermeasures exist, their effectiveness has been limited. For this report, we visualized cage wobbling, generally considered to be the cause of CG noise, and clarified the correlation between wobbling and noise. Furthermore, we reproduced cage wobble by modeling a bearing and conducting a mechanism analysis. Visualization and analysis results were correlated with each other depending on the friction coefficient used, suggesting the presence or absence of CG noise can be predicted to some extent. Using this method, we succeeded in developing a prototype cage that does not generate CG noise.

1. まえがき
2. 保持器挙動の可視化
 - 2.1 可視化システムの構成
 - 2.2 可視化の結果
 - 2.3 画像の解析
 - 2.4 保持器の振れ回り運動と異音の関係
3. 保持器挙動の機構解析
 - 3.1 機構解析概略
 - 3.2 機構解析結果
4. 保持器音対策保持器
5. まとめ

1. まえがき

近年、5Gの通信システムが整備、拡大されたことにより、多数同時接続や遠隔地からのリアルタイム通信が可能となり、社会のIoT化が進んでいる。IoT適用分野が広がるほど、送信されるデータが膨れ上がり、更なる大容量通信や高速通信が求められ、通信基地局やデータセンターのサーバー設備数が増加している。また、サーバーで扱われるデータ量も飛躍的に伸びており、計算時の発熱を冷却するファンモーターの需要が高まっている。冷却用ファンモーターの軸受には、更な

る高温対応、冷却能力向上のための高速回転化が求められている。また、普遍的な要求として、複数台を常時回転させて冷却を行うため、消費される電力量の低減や、回転時の静音化が求められている。

ファンモーター用軸受では、ジャージャーという異音が発生することがある。これは保持器が要因とされており、CG音と呼ばれている。これは低温環境下でより発生しやすいと言われており、軸受の業界では古くから研究されている厄介な問題である。

* E&E 軸受技術センター

1994年にE. Kingsburyらが、センサーを用いて実験的に保持器の振れ回り¹⁾(異音の原因となる)を捉え、そのメカニズムは玉と保持器の摩擦を起点としていることを示した。また、この論文は外輪回転を前提としていた。

図1はこのメカニズムを、ファンモータ用軸受と同じ内輪回転でかつ玉案内保持器に適用した場合を示している。

左の図では保持器が上側に偏っている為、玉2、4はポケットの下側と接触し、摩擦力により保持器全体が右側に押し出される。

その結果が右の図で、今度は玉1、3がポケットの

左側と接触し、摩擦力により保持器を下側に押し出す。これを繰り返すことが、保持器が内輪回転と同じ方向に振れ回るメカニズムとなる。

また、2001年の桃野の論文でも、保持器音についての記述があり、玉とポケットのすきまを小さくする対策についての見解を述べている²⁾。

また、2018年には野木らが、E. Kingsburyらの実験結果と同じ条件で解析を行い、保持器の振れ回り運動を良く再現できることを示した³⁾。

本編では、CG音に対して実験的・解析的に現象説明を行い、試作・実験を実施しなくてもCG音発生のし易さを予測できる手法を考案した。

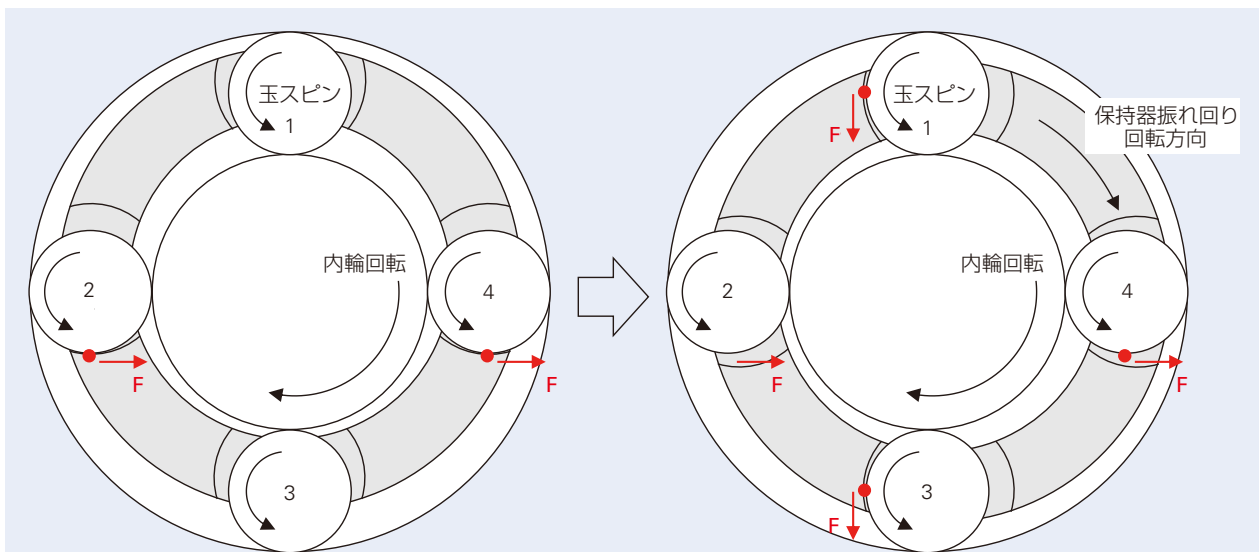


図1 ファンモータ用軸受保持器の振れ回りメカニズム
Fig. 1 Mechanism behind cage runout in fan motor bearings

2. 保持器挙動の可視化

2.1 可視化システムの構成

保持器によるCG音が発生している状態で、ファンモータに組み込まれた軸受をハイスピードカメラで撮影し、保持器の挙動観察を試みた。

図2、図3に可視化システムの構成を示す。

恒温槽内にファンモータを軸受が見えるように配置し、発生している音を録音するためマイクを設置した。

透明な扉を閉め、LED照明で光を調節しながらハイスピードカメラで保持器の挙動を撮影した。

ハイスピードカメラとマイクの出力はデータロガーと接続されており、撮影時に出力されるトリガー信号によりマイクのデータ収集が開始される設定としている。

これにより、撮影される動画とマイクの信号の同期が可能となる。

撮影に使ったファンモータ用軸受は観察できるように観察側のシールドを外した状態にした。

図4は観察用軸受の状態を示す。

保持器に白色のマークを付け、このマークを用いて画像解析を行い、保持器の挙動を把握する。

今回の運転条件において、CG音はグリース潤滑の場合には発生するが、油潤滑では発生しないことが分かっていたので、サポート用の軸受は潤滑油を封入し、CG音が発生しにくいようにした。

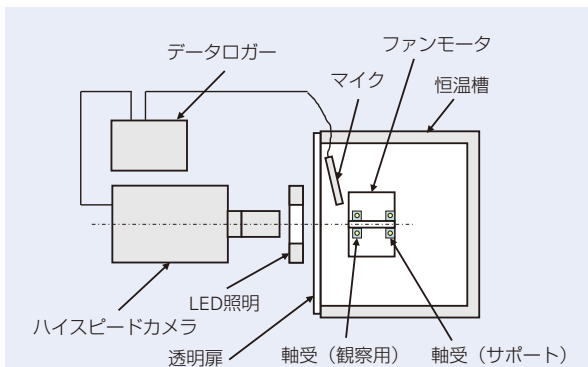


図2 可視化システムの構成
Fig. 2 Visualizer configuration motor bearings

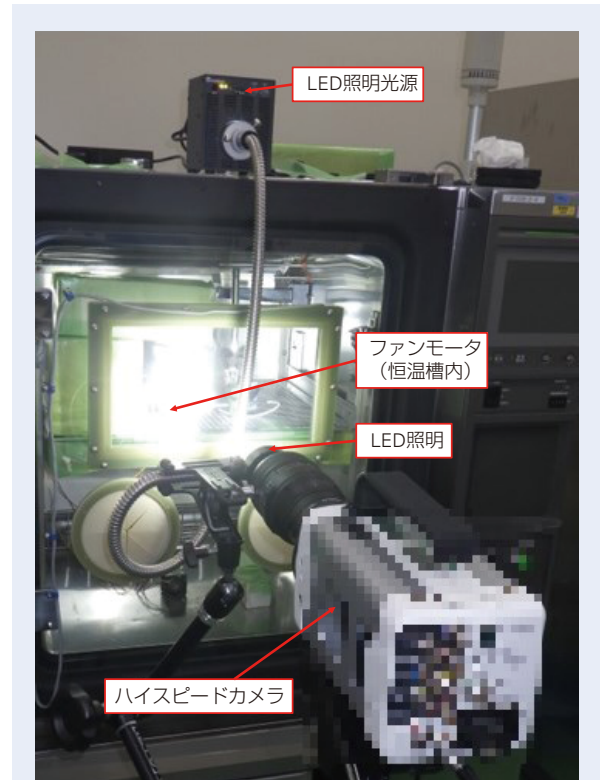


図3 可視化風景
Fig. 3 Visualizer setup

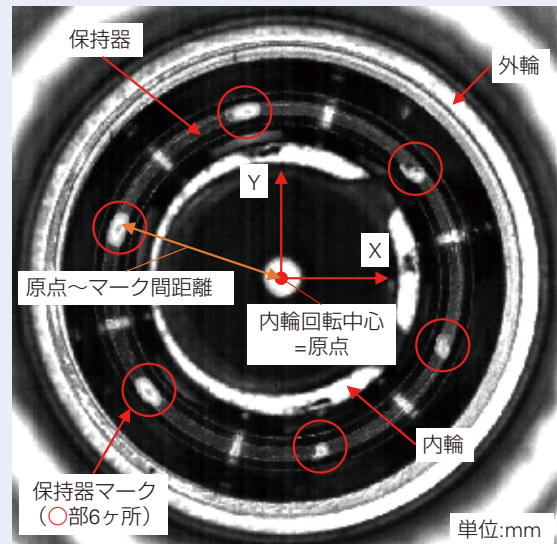


図4 観察用軸受内部
Fig. 4 Interior of examined bearing

2.2 可視化の結果

試験及び撮影条件の 1 例を表 1 に示す。

ファンモータを低温にして回転させると、継続的又は断続的な CG 音が確認された。また、本来ならばスムーズに回転するはずの保持器が振動している事が確認された。

撮影した映像を図 5 に示す。

保持器マークの軌跡を図 6 に示す。

図 6 (a) は図 5 の軸受を回した時の実際の保持器マークの軌跡であり、継続的に振れ回り運動している。

表 1 試験・撮影条件

Table 1 Testing and recording conditions

軸受サイズ	693
グリース基油	エステル
グリース増ちょう剤	ウレア
内輪回転数	11 500 min ⁻¹
予圧荷重	3 ~ 5 N (バネ)
温度	-20 °C
撮影速度	50 000 fps
シャッター速度	1 / 66 667 sec

図 6 (b) は別の仕様の保持器で同じ試験を実施した結果であり、断続的に振れ回りが発生した。

他の保持器マークの軌跡も同様である為、保持器全体が振れ回り運動している事が分かる。

振れ回り運動は、内輪(及び保持器)の回転方向と同じ方向であった。

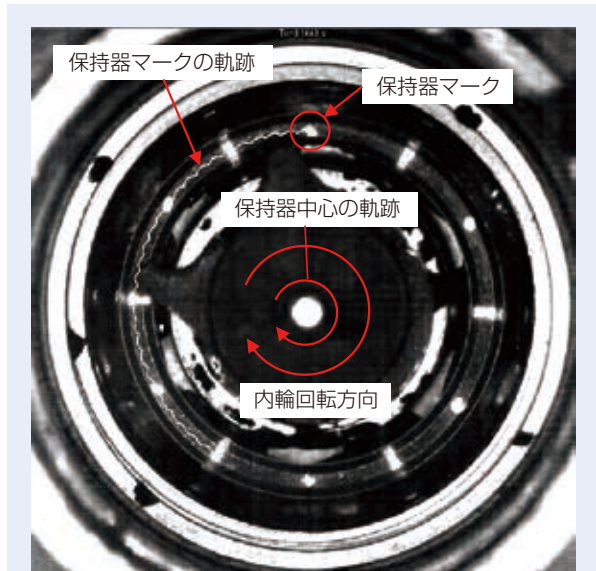
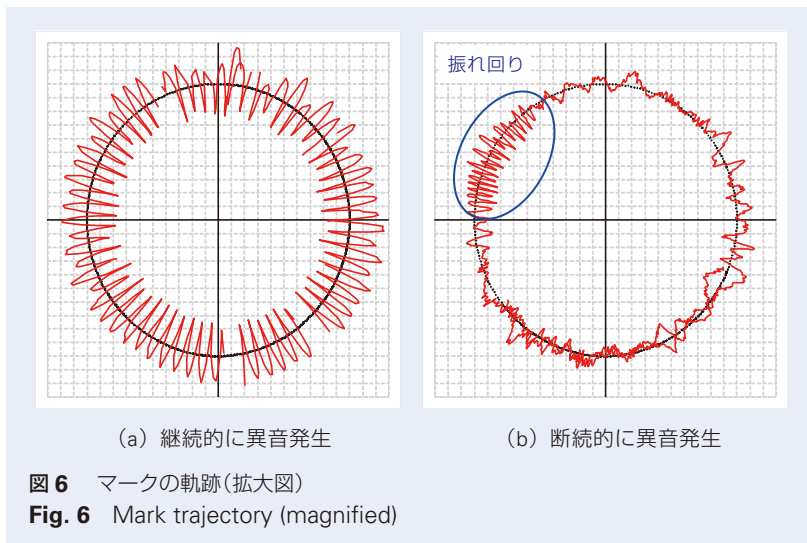


図 5 動画観察結果

Fig. 5 Video observation



2.3 画像の解析

保持器の挙動を数値化する為に、**図 4** に示した内輪回転中心を原点とした座標系を作り、保持器マークの輝度重心の座標を求めた。

この座標を各フレームで求め、保持器マークの座標をトラッキングした。

ある一つの保持器マークの軌跡を**図 7** に示す。

図 7 は**図 6** (a) に対応しており、横軸は時間で、縦軸は原点と保持器マーク間の距離である。

距離 d は以下の計算式を用いた。

$$d = \sqrt{X^2 + Y^2}$$

この時間波形を FFT 処理することにより、振動の振幅や周波数を求める事が出来る。

同時に取得したマイクの出力を**図 8** に示す。

図 7 と**図 8** を比較すると、保持器の振れ回り周波数と音の周波数が一致していることが分かった。

よって、CG 音は保持器の振動が空気を振動させることで音として聞こえるという事が分かった。

2.4 項にて詳細を説明するが、他の保持器についても同様の試験を実施し、異音発生時の保持器振れ回り周波数は、異音の周波数と一致した。

CG 音や振れ回りの周波数は保持器の種類等によりばらつきはあるが、1 000 ~ 12 000 Hz (内輪回転数の 5 ~ 55 倍) と内輪回転数に対して高周波であった。

2.4 保持器の振れ回り運動と異音の関係

保持器音の対策として保持器形状やグリースを変更して、これまでと同じ実験を行った。

図 9 は保持器とグリースの組み合わせを数種類作成し実験を行い、振動の振幅 [mm] と周波数 [Hz] をプロットしたものである。

保持器 A はこれまで例に取り上げてきた標準保持器である。

聴力で異音と認識した場合 ×, 認識されない場合 ○ と表記した。

図から、CG 音は振動の振幅と周波数が高い程、異音と認識されることが分かる。

このプロットの赤い破線は暫定的な異音有無の閾値を示したものである。

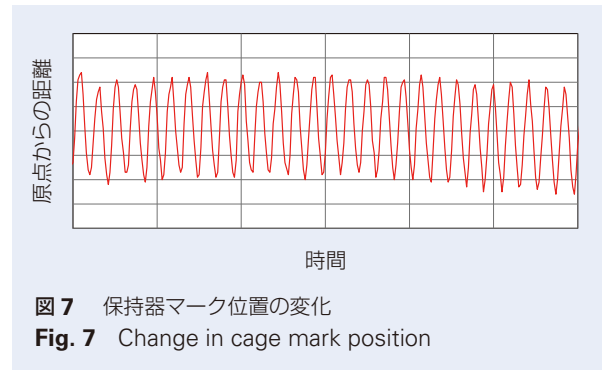


図 7 保持器マーク位置の変化
Fig. 7 Change in cage mark position

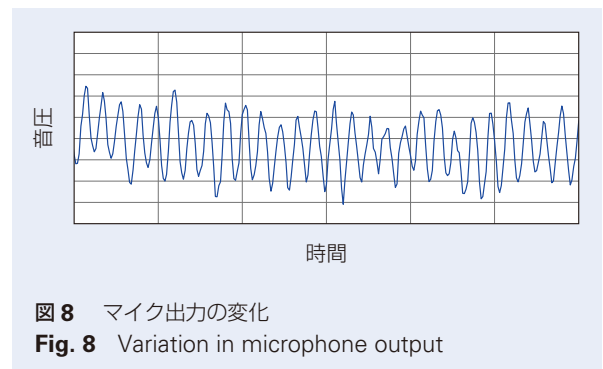


図 8 マイク出力の変化
Fig. 8 Variation in microphone output

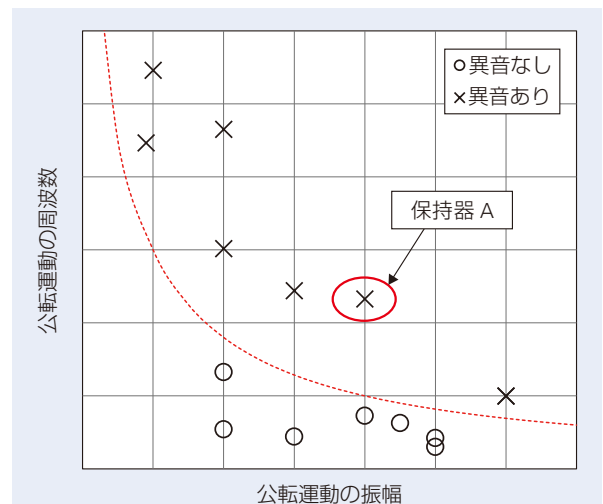


図 9 公転運動の振幅×周波数と異音発生の関係
Fig. 9 Relationship of generated noise and frequency to amplitude of rotational motion

3. 保持器挙動の機構解析

3.1 機構解析概略

2 項にて CG 音の原因が保持器の振れ回り運動であり、振れ回り運動の振幅と周波数が小さい又は振れ回り運動が発生しなければ異音と認識されないことが分かった。

しかし、試作品を作り、実験で確認する方法では時間とコストが掛かる為、機構解析による予測を試みた。機構解析は CAD モデルを作成し、実際と同じ動作をさせる事で、任意の部位の変位や荷重・応力を解析できる解析手法である。

機構解析を行って、保持器重心位置の軌跡を計算した。図 10、表 2 に示すように、実際と同じ寸法・形状の軸受モデルに、実際と同じ回転数、予圧荷重を付与した。外輪を完全拘束し、内輪に予圧荷重を付与し、回転をさせて、解析を行った。

3.2 機構解析結果

実際の振れ回り運動は低温時に発生しやすい。これは、低温でグリースが硬くなり、保持器ポケット内への流入性が悪化して、玉とポケット間の摩擦係数が上がるためと考えている。

機構解析で使用する摩擦係数を振って解析を行い、算出された振れ回り運動を分析すると、摩擦係数に応じて振れ回り運動が大きくなることが分かった。

図 11 は、保持器 A のモデルにて、摩擦係数 μ を変化させて解析した時の振れ回りの振幅と周波数をプロットしたものである。赤い点線は図 9 で引いた暫定の異音有無ラインである。摩擦係数は a から e の 5 水準振って解析を行った。

摩擦係数が $\mu : c$ 以下の時は周波数が低く、変動が大きいが、 $\mu : d$ を超えると周波数の変化は少ないが、増加が顕著になった。

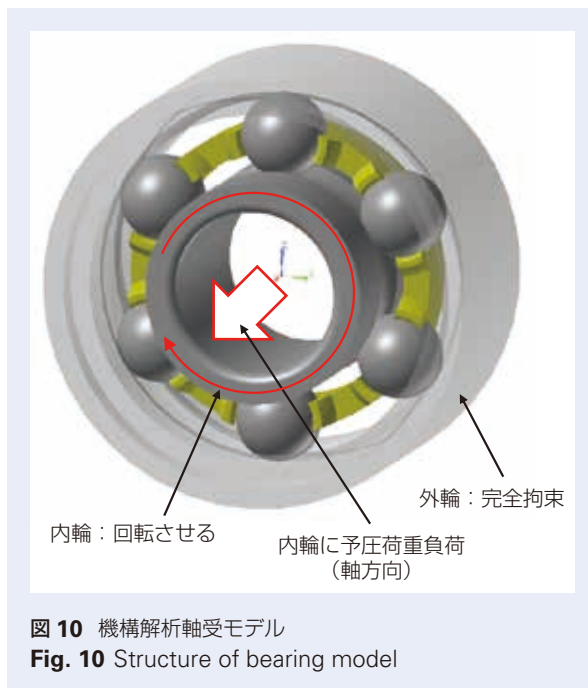


図 10 機構解析軸受モデル
Fig. 10 Structure of bearing model

表 2 解析条件
Table 2 Analysis conditions

軸受サイズ	693 (実際と同じ)
内輪回転数	11 500 min ⁻¹
外輪回転数	0 min ⁻¹ (完全拘束)
予圧荷重	5 N
解析速度	50 000 fps
各部件の剛性	剛体モデル

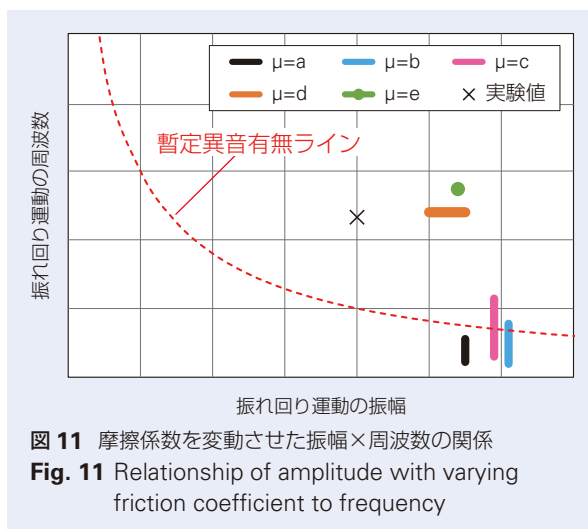


図 11 摩擦係数を変動させた振幅×周波数の関係
Fig. 11 Relationship of amplitude with varying friction coefficient to frequency

図 12 は、横軸を摩擦係数、縦軸を振れ回りの振幅×周波数とした機構解析結果を示す。赤い点線は図 9 で示した暫定の異音有無ラインを示す。グラフを見てわかる通り、解析に使用する摩擦係数を大きくすると振れ回りの振幅×周波数の数値が大きくなり、異音となる可能性が高くなる。

実測では振れ回りの振幅×周波数の値が図 12 の青色にした範囲だったので、摩擦係数を $\mu : d$ とした解析結果と一致する。

図 13 は摩擦係数が $\mu : d$ の場合の解析結果で、縦軸は保持器重心の Y 向変位 [mm] で、横軸は時間 [sec] であり、実験における図 7 に対応したものである。

振幅と周波数は実際に近い振れ回りを再現できた。

この例では $\mu : d$ 付近で解析結果と実験値は一致したが、他の保持器においても $\mu : d$ 前後で一致した。

よって、新規保持器開発時において、試作と実験の両方を行わなくても、この機構解析を用いることにより、異音発生有無を予測できると考えられる。

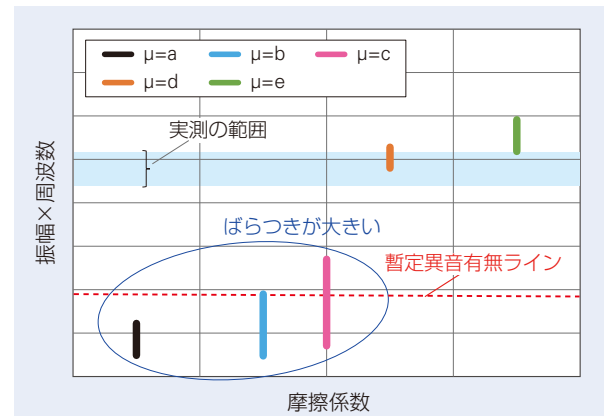


図 12 摩擦係数と振幅×周波数の関係
Fig. 12 Relationship of friction coefficient and amplitude to frequency

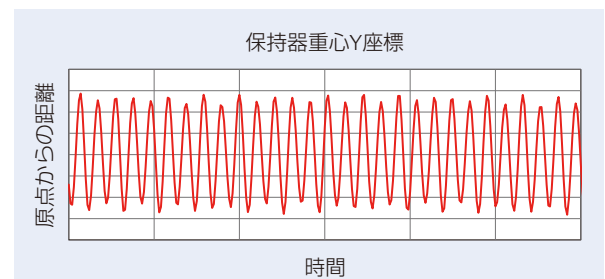


図 13 保持器重心座標変化 ($\mu : d$)
Fig. 13 Change in barycentric coordinates for cage ($\mu : d$)

4. 保持器音対策保持器

実際にCG音抑制保持器の検討を行った。

図14はこれまで例として挙げてきた従来の単一球面のポケット形状、図15は異音対策品のポケット形状となる。

対策品は玉と保持器の摩擦を抑制するため、玉径に対しポケット面の曲率を大きくしている。さらに玉とポケットの隙間を拡大させないため、ポケット面の左右Rの中心をそれぞれ円周方向もしくは径方向にオフセットさせ、左右Rの交点と保持器中心軸を繋ぐ仮想線を中心に回転させて成る長球形状である。また対策品のポケット面は従来品に対し、内外径に向かうにつれ、ボールとの隙間量が大きくなる形状のため、ポケットに潤滑材が流入しやすくなる。またポケット内外径側のエッジと玉が接触しにくくなるため、潤滑剤のかきとりを抑制出来、ポケット面の摩擦力増加を抑制できる。

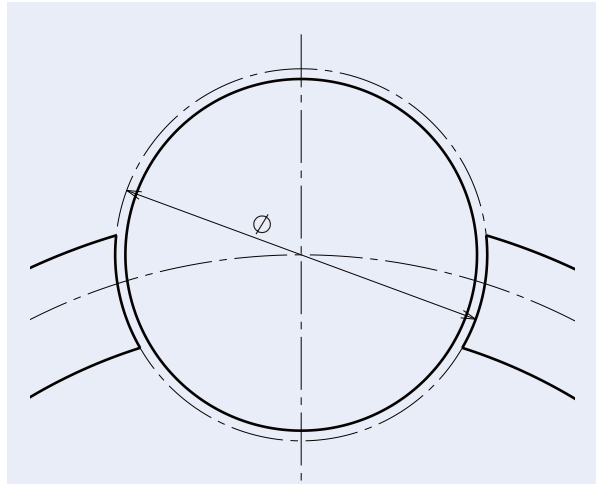


図14 従来のポケット形状
Fig. 14 Conventional pocket shape

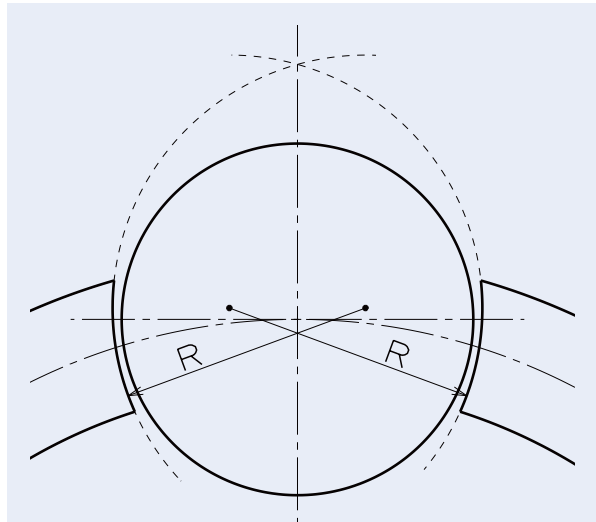


図15 異音対策品のポケット形状
Fig. 15 Pocket shape of low-noise cage

図 16、図 17 は図 11、図 12 同様、対策保持器にて機構解析した結果である。

対策保持器は、従来保持器に比べ、振幅及び周波数が減少しており、 $\mu:d$ では、異音発生の閾値を下回っており、異音発生の可能性を抑えられると推測される。

図 18 は図 13 同様保持器重心位置の座標変化を示すが、図 13 と比較すると、明らかに振れ回りが安定していない。

今回は解析の正しさを確認する為、対策保持器の試作品を製作して、実験を行った結果を図 16 に白丸で示す。

解析で予測した以上に振れ回りの振幅および周波数を抑えられ、異音は認識されなかった。

5. まとめ

本報ではファンモータ用軸受に関して、CG 音が発生している軸受保持器の挙動を観察した。

観察の結果、保持器の振れ回り運動が発生しており、CG 音となっていることを明確にした。

次に保持器の種類を振った条件で試験を行い、保持器音と認識される振幅と周波数を見出した。

さらに、機構解析を行うことで、CG 音発生時の保持器の挙動を再現させ、保持器の試作や実験を実施しなくても、異音発生有無を予測できる方法を考案した。

実際にこの手法を用いて CG 音発生を抑制できる軸受の開発に成功した。

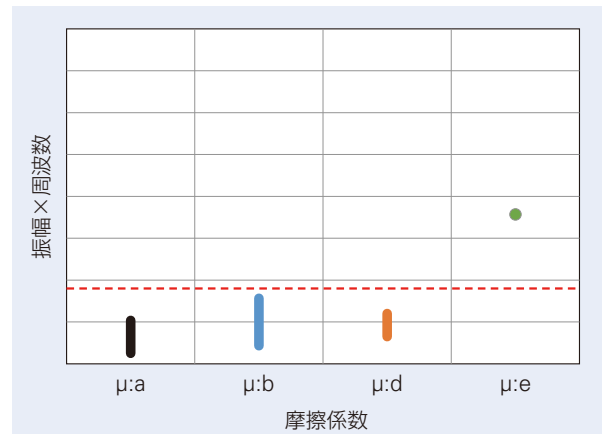


図 17 対策保持器の摩擦係数と振幅×周波数の関係
Fig. 17 Relationship of friction coefficient and amplitude to frequency for low-noise cage

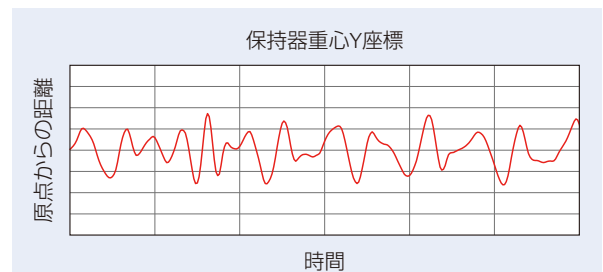


図 18 対策保持器の解析結果 ($\mu:d$)
Fig. 18 Analysis results for low-noise cage ($\mu:d$)

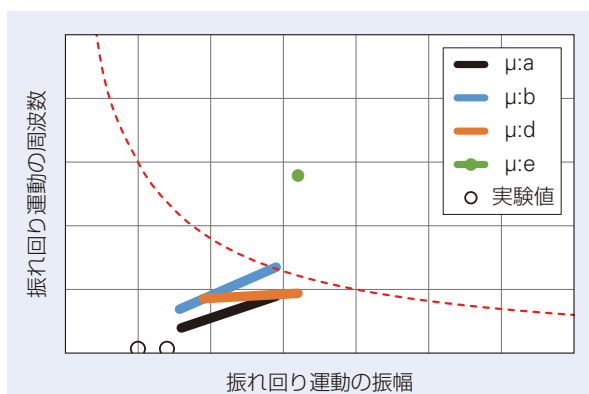


図 16 対策品の解析結果(振幅と周波数)
Fig. 16 Analysis results (amplitude and frequency) for low-noise cage

参考文献

- 1) E. Kingsbury, R. Walker, "Motions of an Unstable Retainer in an Instrument Ball Bearing", Transactions of the ASME, Vol.116, APRIL 1994 202-208.
- 2) 桃野達信, 野田万朶, "転がり軸受の振動・音響", NSK Technical Journal No.661 (1996).
- 3) Takashi Nogi, Kazuaki Maniwa, Noriko Matsuoka, "A Dynamic Analysis of Cage Instability in Ball Bearings", Transactions of the ASME Vol.140, JANUARY 2018 011101-1/12.

状態監視(コンディションモニタリング) ソリューション

原田 望*, 坂野 彰秀*



原田 望

Condition Monitoring Solutions

N. Harada, A. Sakano



坂野 彰秀

Digital technologies are being increasingly utilized to realize a sustainable society based on the concept of a circular economy. In industrial machinery, condition monitoring has been used to maintain equipment and reduce unexpected downtime, and these capabilities are expected to play a key role as essential technologies for circular economies. This article introduces the condition monitoring technologies and solutions of Brüel & Kjær Vibro (BKV), which joined the NSK Group in 2021.

1. まえがき
2. Brüel & Kjær Vibro (BKV)
3. BKV の状態監視技術
 - 3.1 監視・診断技術
 - 3.2 製品技術
 - 3.3 エンジニアリング技術
4. 状態監視ソリューション
 - 4.1 風力発電
 - 4.2 石油化学
5. 新技術・製品開発
 - 5.1 クラウドベース状態監視ソリューション
 - 5.2 直動機械向け状態監視システム
6. あとがき

1. まえがき

NSK は、持続可能な社会の実現のために、2035 年度のカーボンニュートラルの達成を目標に掲げ、「つくる」(技術開発・生産)と「つかう」(商品・サービス)の観点から様々な取り組み(次頁 図 1)を進めている。

NSK の産業機械分野における事業活動の視点でこれを表したものに製品ライフサイクルマネジメント (PLM : Product Lifecycle Management) 戦略がある。PLM は、製品販売を主とした従来のビジネスの先にある、エンドユーザの「つかう」に対して様々な価値を提供する。また、状態監視による設備の問題の

検出、分析による劣化や余寿命の診断を基にした現場へのアクションの提案、製品の修復や交換といった最適メンテナンスの提案により、エンドユーザの設備利用の効率化や資源の有効活用に貢献する。さらにはここで得られたデータからの新たな課題の発見や技術の創出により、製品や生産のさらなる向上が期待できる。

この PLM の重要な役割を担う状態監視の分野で、30 年以上の実績を持つ Brüel & Kjær Vibro (以降 BKV) を、2021 年に NSK グループに加えた。これまでの BKV の技術・ビジネスの経験と実績に、NSK

* 産業事業本部, CMS 本部, CMS 開発センター

のトライボロジーをベースとした製品技術と事業フットプリントを融合させ、社会に向けて新しい価値の創出・提案を進めている。本稿では、BKVの状態監視技術とこれを用いた状態監視ソリューションについて紹介する。

2. Brüel & Kjær Vibro (BKV)

BKVは、風力発電や石油化学プラントといった重要インフラに求められる状態監視を30年以上担っている世界トップ10の状態監視サービス事業者である。本社のあるドイツとアメリカを生産・開発拠点とし、デンマークのリモートモニタリングセンターを中心としたサービス体制により、製品・技術サービスを通じた状態監視ソリューションを提供している。

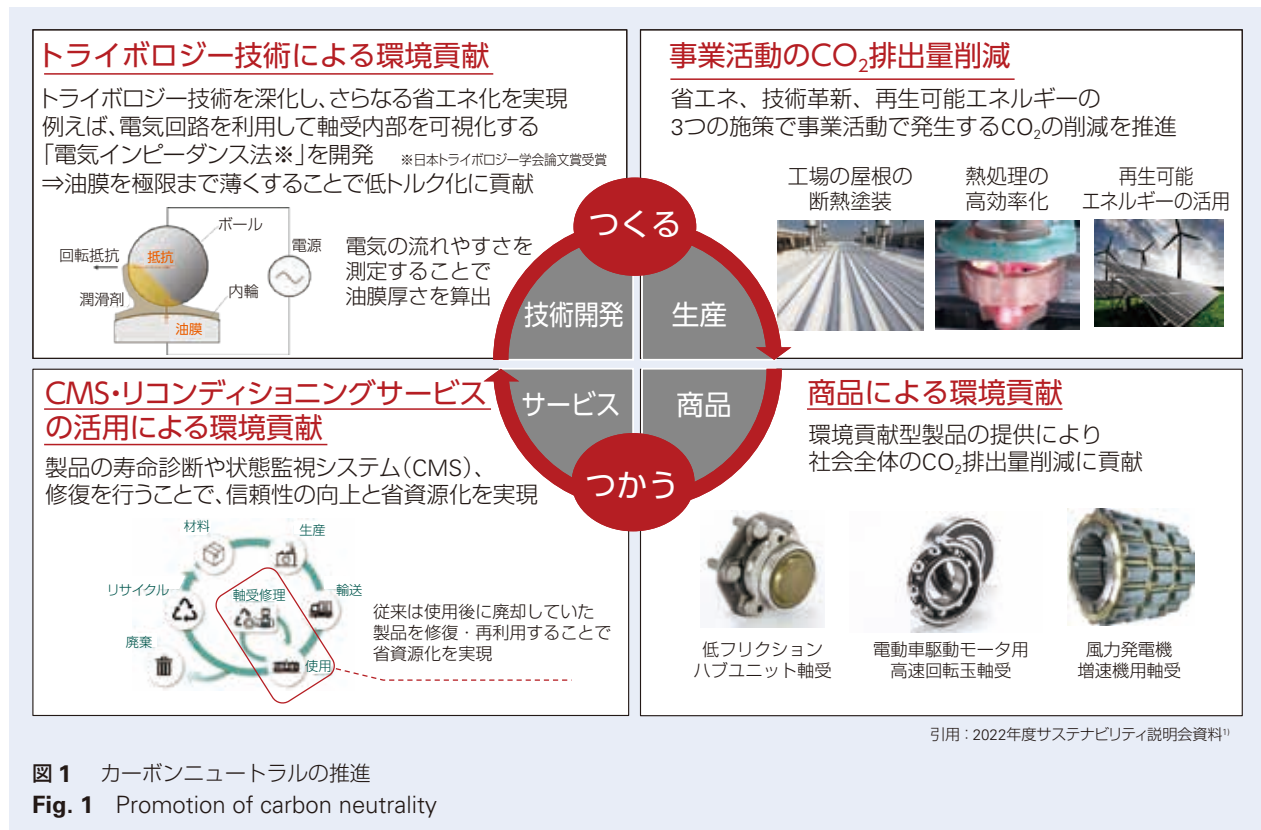


図1 カーボンニュートラルの推進
Fig. 1 Promotion of carbon neutrality

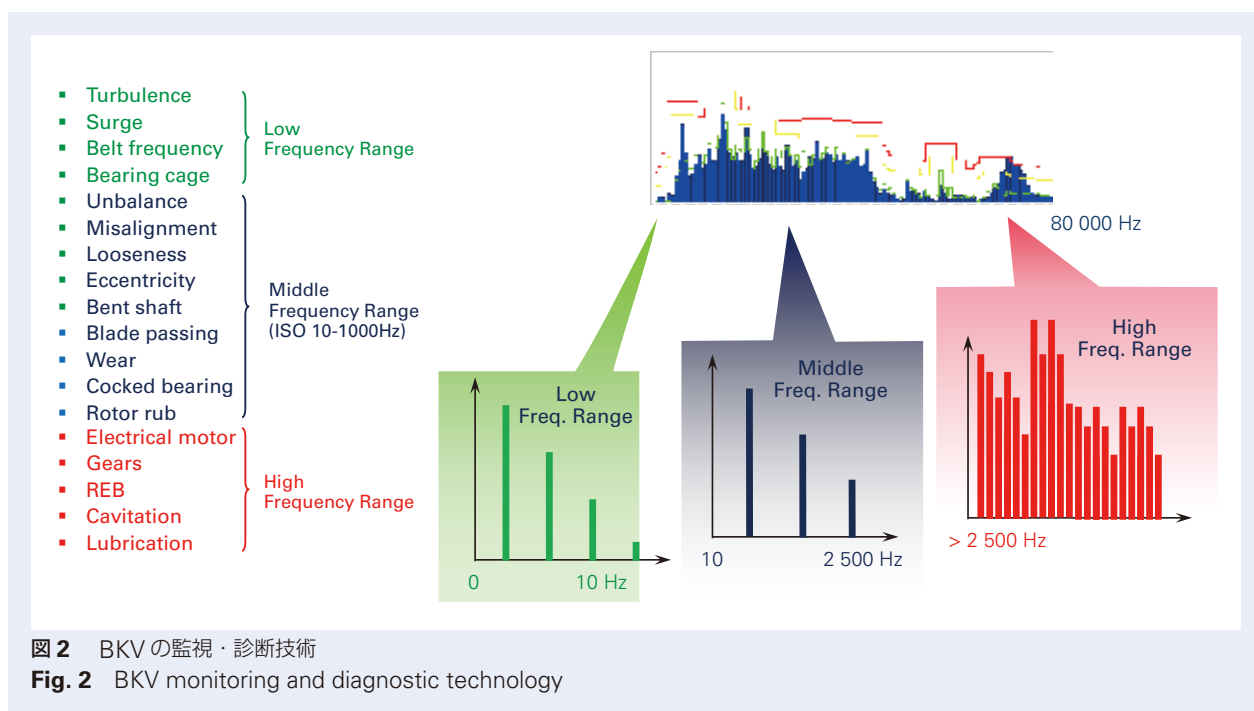
3. BKVの状態監視技術

3.1 監視・診断技術

主に機械より発せられる振動をセンサにより計測し、数学処理を用いて導出した指標(ディスクリプタ)の変化を捉えて機械設備の状態を監視する(図2)。異常の兆候が見られた際には、時間波形分析や周波数分析を用いて機械設備の状態を詳細に診断する。転がり軸受に限らず、滑り軸受やギヤといった要素部品、モーターやギヤボックスなどのコンポーネントの劣化や損

傷、これらの組付けや据え付けの不良といった機械設備全般の問題を対象としている。

振動による回転機械の状態診断の歴史は古く、国際規格となっており、BKVはこの規格化においても貢献(ISO16079-1, 2, ISO19283)してきた。同規格の機械状態監視診断技術者の教育機関でもあり、最高位のCat. IV資格者による教育をグローバルに実施している。



3.2 製品技術

BKVは設備の重要度に合わせた製品を開発し、サービスと共に提供している(図3)。社会への影響が非常に大きいまたは、復旧コストが非常に高い最重要設備には、異常検知後すぐに設備を緊急停止させるための機械保護システム(MPS: Machine Protection System)が必要であり、「VC-8000」をはじめとする製品群が主に石油化学プラントへ提供されている。この産業の標準的な基幹システムである「PI System™(AVEVA社)」をベースに設計されており²⁾、前述の監視・診断技術を搭載したソフトウェア「SETPOINT」で分析を行う。

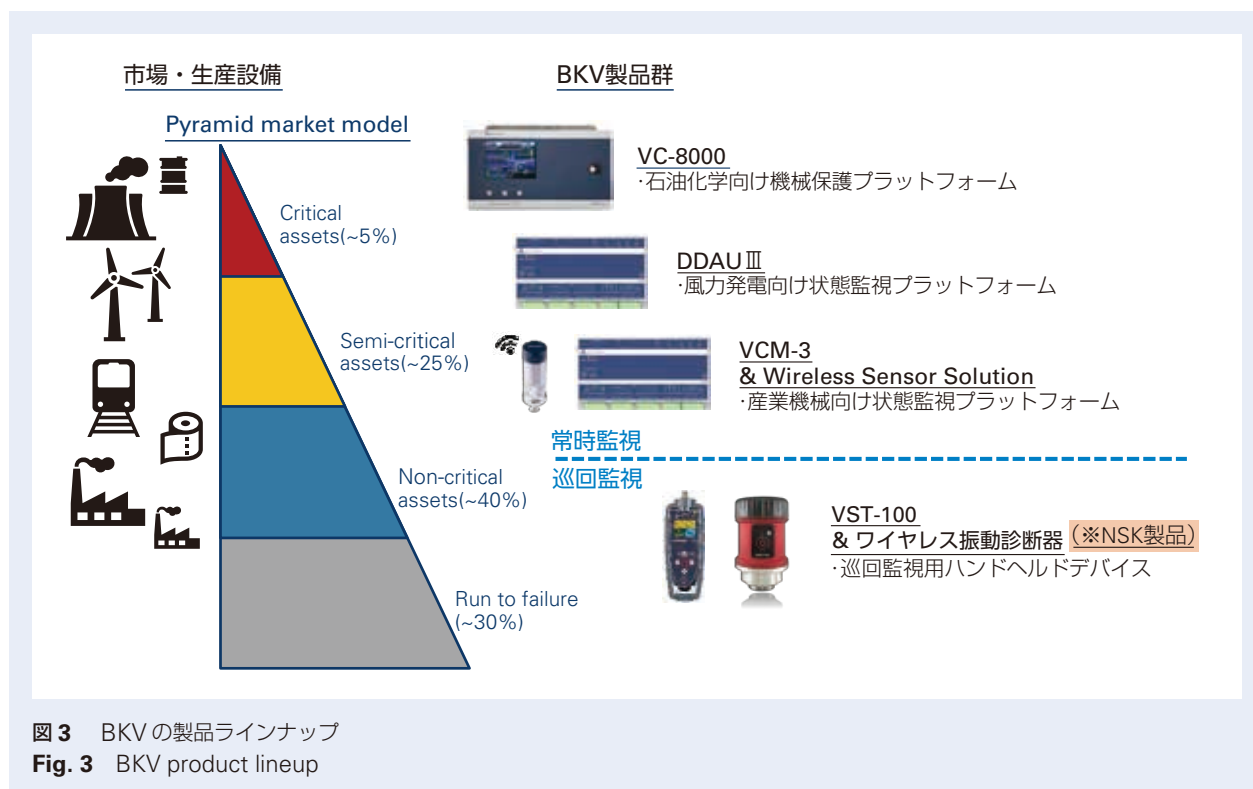
復旧コストが高い重要設備やIT技術の投入による省人化・安定化を目指す一般設備には、常時監視による診断に基づく予知保全のため状態監視システムが必要であり、風力発電向けの「DDAUⅢ」、一般産業機械向けの「VCM-3」をはじめとする製品群が提供されている。これらも同様に、設備の基幹システムや装置の制御系との連携をベースに設計されている。主力の風力発電においては、BKVのリモートモニタリング

チーム向けに専用開発された監視・診断ソフトウェア「VibroSuite」が提供されている。

これらの監視装置はエッジデバイスに類するものであり、内部にCPUを搭載しており、各種センサから入力されたアナログ信号をデジタル化し、監視・診断のための指標値を内部で演算した後、基幹システムへ送信する機能を有している。これにより、基幹システム側に詳細な分析のためにデータサイズの大きい振動波形データを送信する回数を省略でき、通信コストならびに演算コストを削減することが出来る。

その他の一般設備には、定期的な巡回監視による予知保全のためのハンドヘルド型の装置として「VST-100」が提供されている。これは顧客が定期的に設備を巡回点検する際に、データを取得し管理するものであり、NSKの「ワイヤレス振動診断器」もこれに位置付けされる。

また、振動測定のためのセンサも自社生産しており、温度や湿度など、対象とする設備の置かれた環境に合わせた開発を行っている。



3.3 エンジニアリング技術

状態監視システムを導入するためには、一定レベルの監視・診断技術が必要となる。そのため、適切な状態監視を行うための仕様検討、装置の設置から立ち上げまでのシステムインテグレーションの提供または支援も行っている。100台を超える監視装置を導入する大規模なプラントにおいては、顧客側のスタッフが設置を行うが、そのためのトレーニングも提供している。

状態監視システムの導入後は、顧客の要求があれば、リモートモニタリングサービスを提供している。24時間365日監視装置から送られてくるデータを監視し、自動検出された異常を診断技術者が詳細に分析を行い、現場の作業員が対応すべき内容の提案を含めたアラームレポートを発行する。

4. 状態監視ソリューション

状態監視技術・製品・サービスにより提供される状態監視ソリューションによって、プラント、機械設備、機械部品の潜在的な故障が早期に検出され、予知保全が効果的に行われる。本章では、風力発電および石油

化学の状態監視ソリューションについて紹介する。

4.1 風力発電

風力発電機は通常、気象条件の変化で変動する負荷の影響を受け、機械部品の劣化が加速するため、必要な稼働時間を達成するためには状態監視が必要である。風力発電機を監視するためには、「低速での回転」、「複雑なギヤボックス構造」、「低剛性の基礎」、「絶えず変化する風況」を考慮して、早期の損傷検出を実現しなければならない。また、損傷の部位や種類を特定するだけでなく、メンテナンスまでのリードタイムを見積もるために、その深刻度も診断する必要がある。

図4に示す様に、BKVの状態監視は、風力発電機ナセル内に設置した監視装置で、主軸軸受、ギヤボックス、発電機で構成されるドライブトレインおよびタワーに設置した加速度センサからの振動データを収集・分析を行う。分析結果はインターネットを介してデンマークのリモートモニタリングセンターへ転送される。風況の変化に応じて、各部位へ掛かる荷重状態が異なるため、BKVでは発電出力別に監視・分析を行い、これらの結果より総合的な診断を行い、アラームレポートを発行する。診断結果は5段階の深刻度

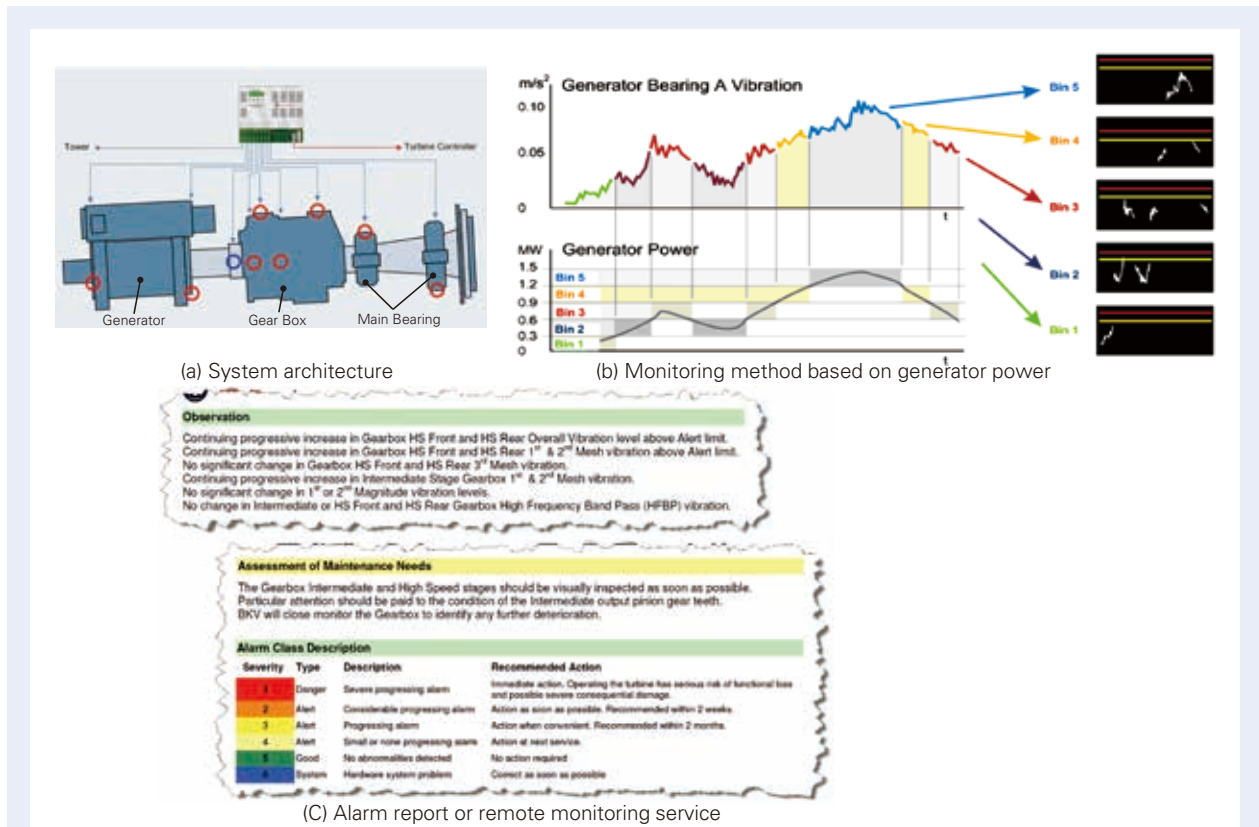


図4 風力発電機向け状態監視ソリューション

Fig. 4 Condition monitoring solution for wind turbines

で表され、深刻度に応じて対応すべき期間（例えば深刻度2であれば2週間以内）が定義されている。また、対応すべき内容も提案され、例えば、「ギヤボックスの高速ステージを直ちに内視調査し、特に中間軸側ギヤを注意深く観察すること」といった内容が示される。なお、BKVによるリモートモニタリングサービスはオプションであり、ユーザ自身が監視するケースや、風力発電機ビルダーやメンテナンスサービス事業者が監視するケースもある。

これまでに、全世界で約40,000台のBKVの状態監視システムが風力発電機に設置され、そのうち10,000基以上でリモートモニタリングサービスが提供された実績がある。

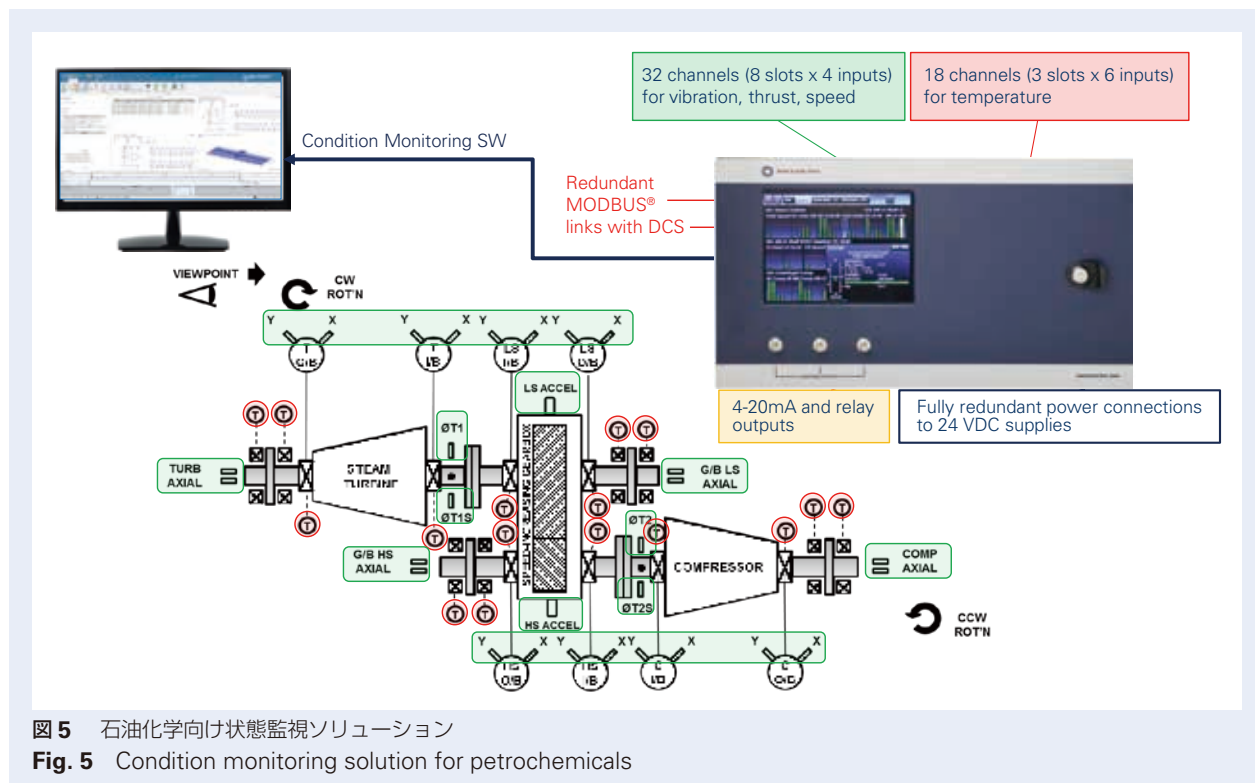
4.2 石油化学

石油化学プラントの中でも、特に天然ガス液化プロセスでは、設備は極端な運転条件にさらされる。冷媒コンプレッサ、ポンプおよび油圧タービンの極低温下での始動時とフル生産時には熱膨張が激しく、ベアリングやその他の機械部品は始動時とシャットダウン時に過酷な負荷にさらされる。また、このプロセスは、異なる速度および荷重条件で運転される多様

な設備で構成されており、天然ガス組成におけるわずかな変動でさえ設備全体に対し大きな影響を与える。この最重要設備では、定期検査やメンテナンス以外に生じる予期せぬダウンタイムを最小限に抑えるため、初期の異常を早期に検出し自動で停止させることが、機械保護システムである状態監視ソリューションに求められる。

図5に石油化学向け状態監視ソリューションの概要を示す。石油化学プラントで用いられる液化プロセス用冷凍コンプレッサ等の機械設備の主軸は、主にすべり軸受で支持されている。すべり軸受の監視・診断には、軸振動計測が必要であり、変位センサが用いられる。センサに求められる仕様や取付に関する規定は、アメリカ石油協会のAPI670で規格化されており、BKVの製品もこれに準拠している。同様に監視装置もAPI670に準拠しており、測定精度、異常検知から警報動作までの時間、電源等の冗長性といった様々な規定に対応している。

大規模なプロジェクトでは、100台を超える監視装置が導入される。これまでに、全世界で約10,000台のBKVの状態監視システムが石油化学プラントに設置されている。



5. 新技術・製品開発

BKVの従来の製品・サービスは、主に重要インフラ設備向けであり、機械設備の専門知識や状態監視に関する高度な知識および技術が求められるものであった。しかしながら、今後、状態監視の需要が期待される新しい市場に進出するにあたっては、これらは導入障壁となるため、より扱いやすく柔軟性を持った製品・サービスが求められる。これに対して、機械設備への設置を容易にするワイヤレスセンサと、クラウドベースの状態監視インフラを組み合わせた状態監視ソリューション「BKV Beyond」を2023年に市場投入した。

また、回転機械を対象とするBKVの状態監視ソリューションに、NSKの直動機械の診断技術を実装した「直動機械向け状態監視システム」の開発を現在、進めている。これまで主に状態監視が扱われてきたプロセス工場から、工作機械や搬送機械などを中心とした加工組立工場向けに領域を拡大することを目的としている。ITの急速な普及を追い風に、欧州に本拠を

置くBKVと日本に本拠を置くNSKの共同開発、さらにはお互いのグローバル顧客ネットワークを融合させた事業展開を進めている。

5.1 クラウドベース状態監視ソリューション

図6に、BKV Beyondのシステム構成を示す。ワイヤレスセンサの使用は、メッシュネットワーク技術により大規模環境での監視を容易にする。また、3軸方向の加速度センサを内蔵しており、6.3 kHzまでの振動データを用いた解析を行い、クラウドへそのデータを送信する。状態監視の設定は、クラウド上のソフトウェアで行われ、モバイル端末上のアプリケーションを通じて設定情報に従い、作業員が設置作業を行う。リモートモニタリングシステムでは、人工知能が状態変化を自動検知するが、すべての通知は振動診断技術者が再確認し、詳細な診断を行い、現場のメンテナンスチームへ対応方法が提案される。クラウドと人工知能の組み合わせにより、診断精度は日々向上し、新技術・新機能が随時提供される。

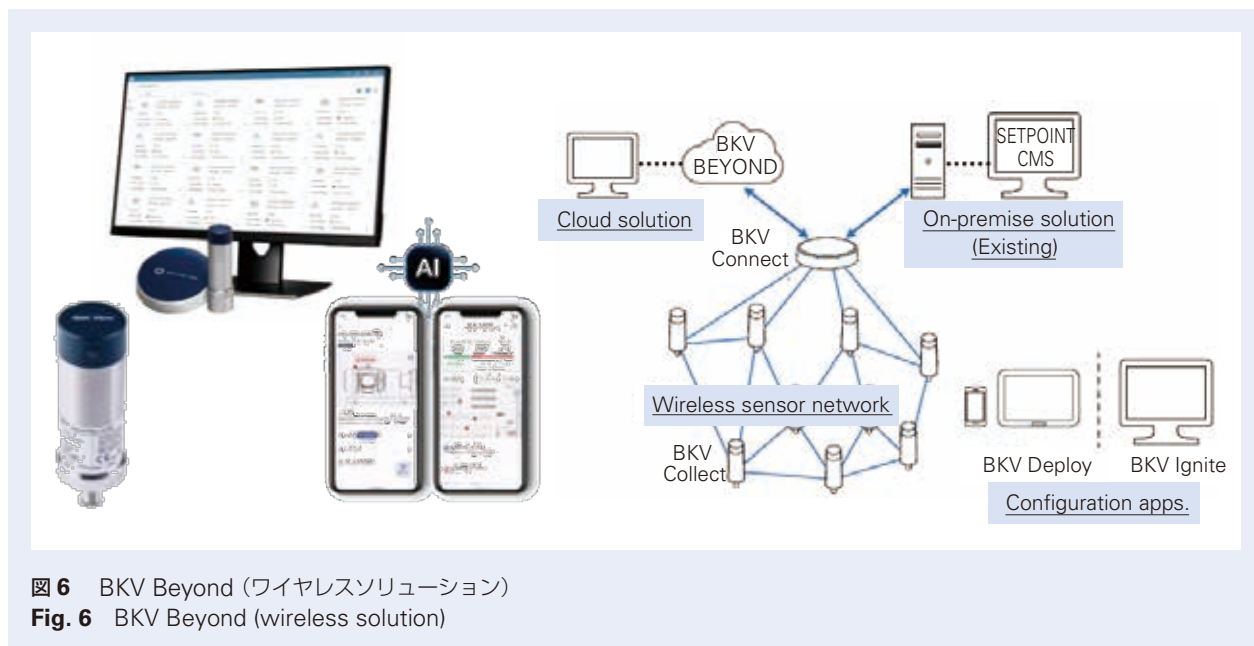


図6 BKV Beyond (ワイヤレスソリューション)

Fig. 6 BKV Beyond (wireless solution)

5.2 直動機械向け状態監視システム

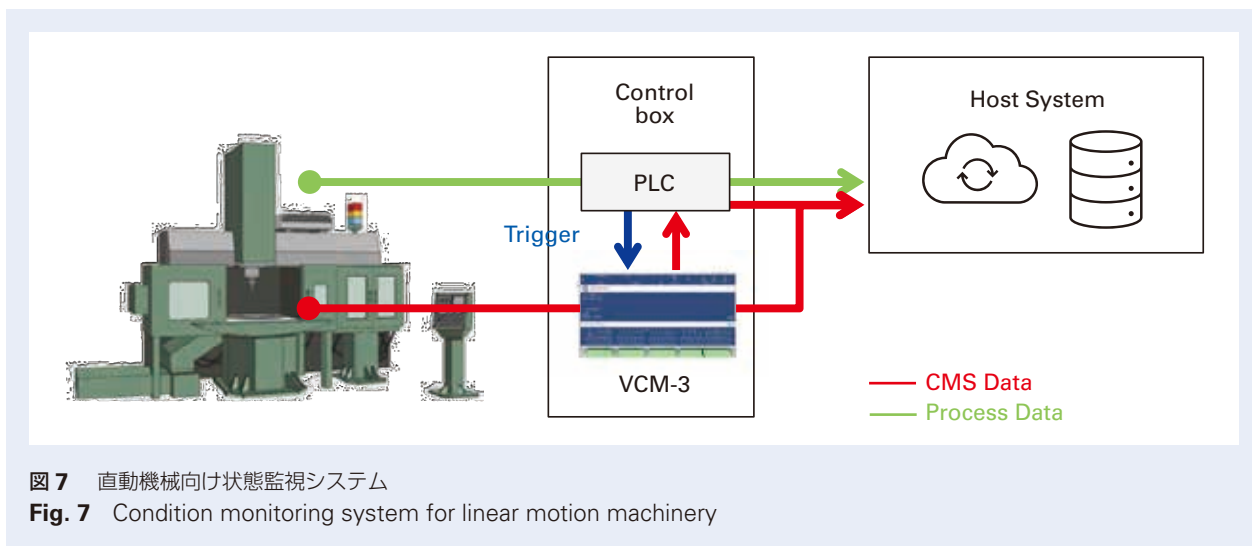
発電設備やプロセス工場では、機械設備は長時間にわたり一定条件で運転されるため、状態監視は一定の時間間隔で行われる。一方で、加工組立工場では、機械設備は複雑な加工プロセスの中で動作と停止を繰り返すため、状態監視もこれに対応する必要がある。図7の直動機械向け状態監視システムのシステム構成に示す様に、状態監視装置 VCM-3 は、工作機械などの機械設備と連携し、状態監視するのに適切な条件で測定を行う。また、ボールねじやリニアガイドの劣化や損傷を検知するために NSK のトライボロジー技術をベースとして開発した診断アルゴリズムが搭載されている。これらは、BKV の状態監視に関する製品・技術と、NSK の直動機械に関する実績・技術のシナジーによる新しい価値提案の一つである。

6. あとがき

本稿では、2021 年に NSK グループに加えた Brüel & Kjaer Vibro の状態監視技術の紹介を行った。重要インフラ設備を扱うお客様に対して信頼ある状態監視ソリューションを提供してきた技術を、今後は NSK の関わりのあるお客様へ提案し、状態監視の可能性を拡大していく。さらには、NSK のトライボロジー技術と状態監視という新しい技術との融合による新しい価値創出により、持続的な社会の発展に貢献する。

参考文献

- 1) 2022 年度サステナビリティ説明会資料 10.
- 2) AVEVA PI System
<https://www.aveva.com/en/products/aveva-pi-system/>.



電動自動車向け耐電食技術の開発



小野 潤司*

小野 潤司

Development of Technologies to Resist Electrical Erosion in EVs

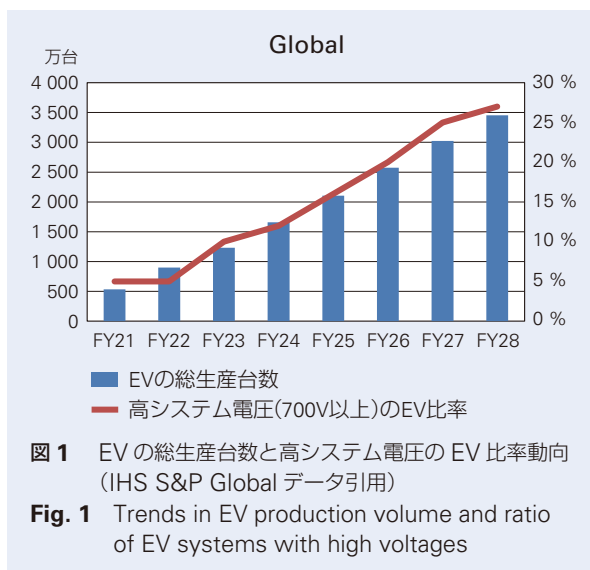
J. Ono

Electric vehicles (EVs) are a key part in efforts to prevent global warming, realize a sustainable society, and work toward carbon neutrality. As the use of EVs continues to increase, bearing manufacturers must provide bearings suited to their unique requirements. In this report, we explore the latest damage trends from electrical erosion in EV vehicles and NSK's countermeasure technologies. Until now, ceramic balls served as the main response to electrical erosion, but NSK continues to optimize and develop new solutions, providing more choices to suit varying cost levels and applications.

1. まえがき
2. EV 駆動ユニットにおける軸受の電食現象について
3. 耐電食技術の動向
4. 電食対策
 - 4.1 絶縁対策アイテム
 - 4.2 導電対策アイテム
5. あとがき

1. まえがき

地球温暖化を防ぎ持続発展可能な社会を実現する為、脱炭素やカーボンニュートラルへの取り組みが強く求められている。自動車分野においては、内燃機関を動力源とした車両から電動自動車（EV：Electric Vehicles）への置き換えが提言・推進されており¹⁾、EVの普及と商品性向上を目指してEV駆動ユニットの高機能化、高効率化が進んでいる。システム電圧を高電圧化開発することで、更なる高効率化や充電時間の短縮が可能となり、小型車に続いてより大きな車格の自動車も電動化されている。2021年から2028年までの世界のEVの生産台数とシステム電圧700V以上の高電圧ユニットの割合の実績および予測を図1に示す。EVの生産台数は年々増加しており、同時に高システム電圧化したEVの比率も上昇している。一



* 自動車技術総合開発センター，自動車軸受技術センター，パワートレイン軸受技術部

方で EV 駆動ユニットが高システム電圧化、高出力化されるに伴ってモータ支持軸受の電食損傷が報告されるようになってきた。

このような状況下で、軸受メーカーはユニットメーカーより EV 駆動システムでの使用に適した電食に強い軸受の提供を求められている。これまで NSK では種々の電食対策アイテムを開発してきたが、多様化する電食トラブルに対応する為には電食対策アイテムの更なるラインアップ拡充が必要であると判断し開発を継続している。

本稿では、EV 駆動ユニットにおける軸受の電食現象の説明、耐電食技術の動向、及び NSK が開発した最新の EV 駆動ユニット向け電食対策アイテムについて紹介する。

2. EV 駆動ユニットにおける軸受の電食現象について

軸受に電気が流れると、電食と呼ばれる損傷が発生する。電食が軽微な状態では軌道面がわずかに面荒れ

し、曇り状になる程度であるが、電食が酷くなるとやがてリッジマークへ進展する。リッジマークは軸受軌道面に洗濯板状に波打つ凹凸が発生した状態である。軸受は通常の運転状態下において軌道輪と転動体は EHL 理論に基づく油膜によりわずかに隔てられた状態となっており、油膜は絶縁体である為、軸受の内外輪間は絶縁された状態となっている。しかし、油膜に耐電圧以上の電圧が作用すると、絶縁破壊が生じ、軌道輪と転動体間に放電に伴うスパークが発生して電気が流れる。このスパークが発生した地点では、電気が一点に集中して流れ、そのジュール熱によって温度が上昇、軌道面がわずかに熔融して微小なクレータが発生する。流れた電流量やスパーク累積回数が増大すると、個々には小さなクレータが積み重なることでリッジマークへ進展していくと考えられる(写真 1)。軸受にリッジマークが発生すると、その凹凸を転動体が乗り越える際に異音や振動を発生させる。それが音源となり、最終的には EV 駆動ユニットとしての異音や振動としてドライバーに検知され不具合となる。

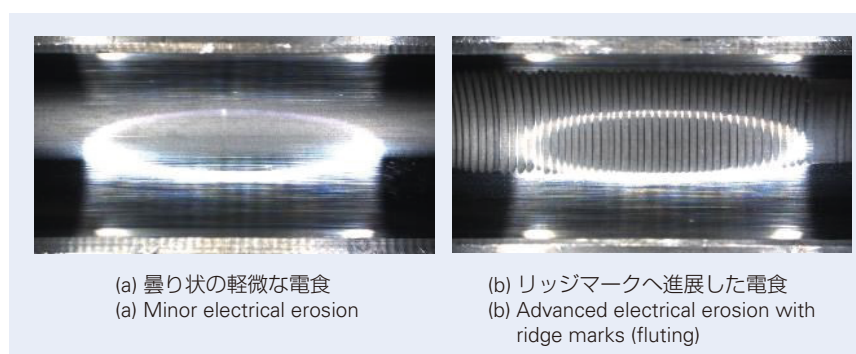


写真 1 軸受軌道面に発生した電食例

Photo 1 Electrical erosion on the bearing raceway

EV 駆動ユニットにおいて、軸受に電気が流れるモードは幾つかに大別される。代表的な軸受電流モードは、モータ駆動時のコモンモード電流と循環電流である。図 2 に概略したイメージ図を示す。

コモンモード電流は、モータを駆動する際に中性点電位が 0 にならず駆動電圧の $\pm 1/2$ の電圧がキャリア周波数に同期してコイルエンド、ロータ/ステータ間、軸受、ケース間に作用することで発生する。軸受周辺の等価回路を概略すると、各要素の静電容量成分を接続した回路になり、各静電容量成分に応じた電圧が分圧される。軸受にも軸受の静電容量成分に応じた電圧が分圧されるが、その電圧が一定以上の値になると絶縁破壊を起こし、静電容量成分に蓄えられていた電荷が瞬間的に放電されると考えられる。

一方、循環電流はロータとステータの芯のずれなどを要因とした磁気的なアンバランスによって発生すると考えられており、軸⇄軸受⇄ケース間を循環して流れる電流である。循環電流が発生すると、軸受油膜部

は放電を維持・持続する状態となり、早期にリッジマークのような電食損傷に至る。

ユニットメーカーでは EV 駆動ユニットの開発中期以降になってから軸受に電食が発生することが判明し、対策が必要になることがある。このような場合、ユニット内の軸レイアウトが決定しており軸受サイズを変更できないという制約や、ユニット開発日程への影響を最小限に抑える必要から、軸受寸法の変更無しに確実な電食対策となるセラミック製の転動体を適用したセラミック玉軸受を用いて対処することが多い。しかしながら、電食の発生要因を明確にすることなく、セラミック玉軸受を適用すると、対策をしていない他の部位に電食発生部位が移動することが起きる。その場合、高価なセラミック玉軸受を多数部位に設置することとなり、膨大な対策コストが発生してしまう課題がある。その為、電食発生メカニズムを正しく理解し、各々のユニットにおける電食発生状況に応じた対策アイテムを適所に適用することが極めて重要である。

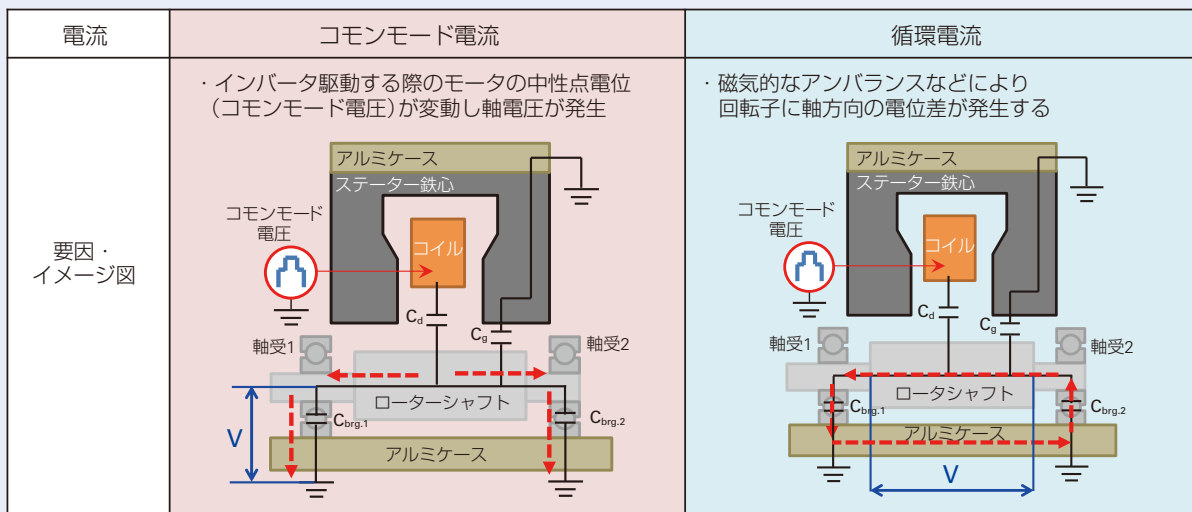


図 2 コモンモード電流と循環電流の模式図

Fig. 2 Schematic diagram of common mode current and circulating current

3. 耐電食技術の動向

先に述べたように、EV 駆動ユニットの開発中盤で電食が問題になると、対処療法的に電食対策としてセラミック玉軸受が要求される。セラミック玉軸受は電食対策としては実績が多く、高信頼性耐電食アイテムとして認知されている。そのため、セラミック玉は高コストであるにもかかわらず、EV 車の急増と電食対策の必要性から需要がひっ迫し、供給量が不足する問題が発生している。そこで、セラミック玉軸受よりも安価で安定供給可能な電食対策アイテムの提案が強く望まれるようになってきている。

電動モータで走行している鉄道用軸受の分野では、電食対策として軌道輪外径部にセラミックを溶射した絶縁軸受や、樹脂をオーバーモールドした絶縁軸受が適用されている実績がある。また、一般産機モータ用

においても、セラミック溶射絶縁軸受が開発され、既に上市されている。一方、事務機用途では導電グリースを封入した導電軸受などが利用されている。軸受以外での対策は、カーボンブラシ、導電ブラシまたは導電ゴムを利用したアーシング部品が開発販売されており、軸電位を GND 電位に落とす、または、軸受に流れる電気をバイパスするために利用される。

EV 駆動ユニット用に耐電食アイテムを適用するにあたっては、耐電食アイテムに要求される性能から仕様とコストの最適化が進む。具体的には、使用条件、耐電食性能、軸受サイズ、企画数量等の違いから、目標絶縁性能、耐久性、コスト、生産工法などが最適化されている。更に幅広い電食現象と様々なユニットレイアウトに対応する為、耐電食アイテムの拡充が続けられている(図 3)。

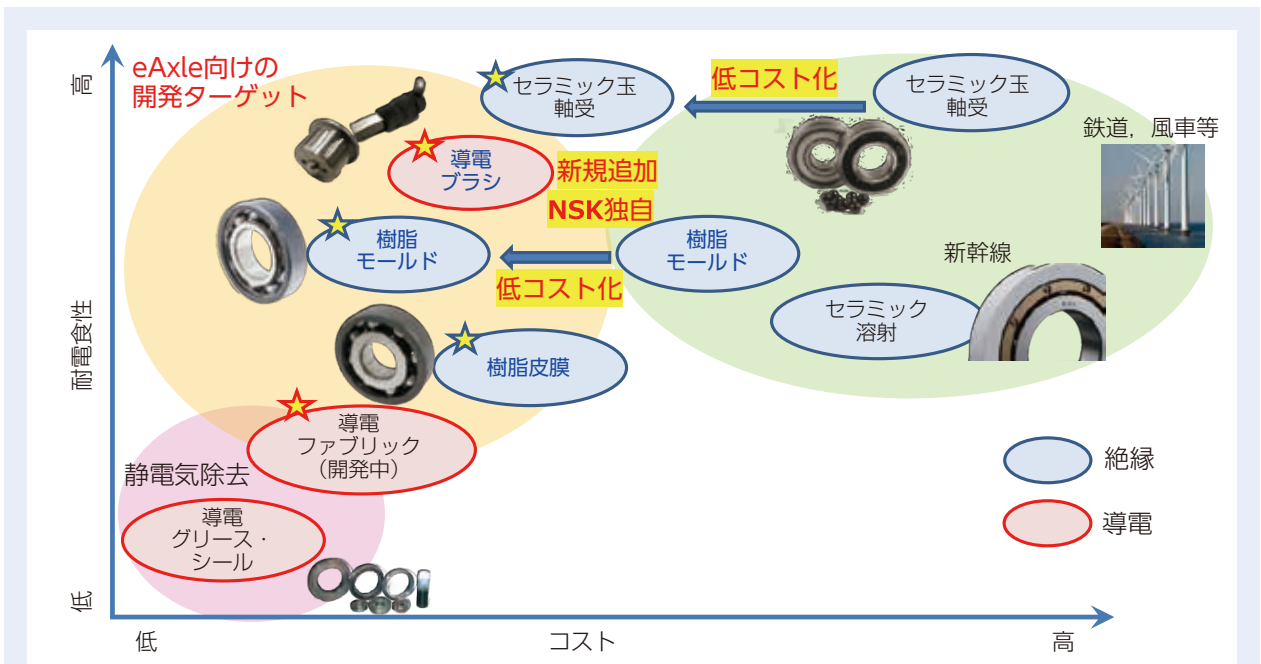
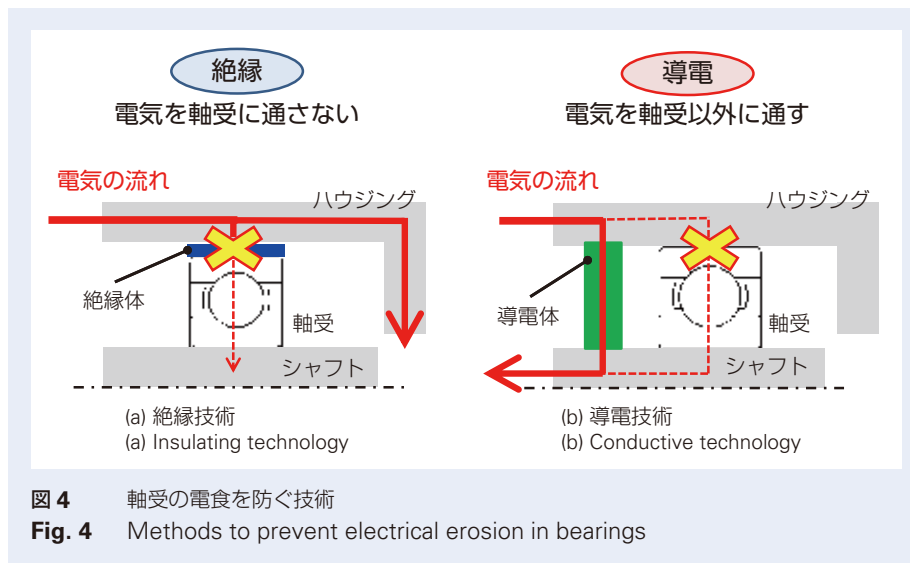


図 3 NSK の耐電食技術開発の取り組み
 Fig. 3 NSK solutions to resist electrical erosion

4. 電食対策

電食は、軸受に電気が流れることにより発生する為、電食から軸受を守るには、軸受油膜部に電気が流れないようにしなければならない。対策としては 1. 電気を止める。2. 電気をバイパスする。の二通りの対策が考えられる(図 4)。軸受電流の発生モードとユニットの構造などによりどのような対策が有効であるかは変わってくる。NSK は電気を止める絶縁対策と、電気をバイパスする導電対策の双方のアイテムを開発す

ることで様々な EV 駆動ユニットの問題解決を目指している。例えば、コモンモード電流に対しては、中性点電位が軸受の耐電圧を超えないように導電アイテムを用いて、軸電位を GND 付近に制御する。循環電流に対しては、モータ軸の前後を含む大きなループ状の電気の循環経路を、絶縁対策アイテムを用いて遮断することが有効であると考えられる。次の節に代表的な対策アイテムを紹介する。



4.1 絶縁対策アイテム

4.1.1 樹脂皮膜軸受

軌道輪外径部に絶縁性を有する樹脂の焼成膜を適用した²⁾。写真2に、樹脂皮膜軸受の外観と絶縁皮膜の適用有無での電食試験結果を示す。試験条件は、樹脂皮膜無しの標準軸受が軸受：6206、電圧：3 [Vp-p]、周波数：1 [kHz]、試験時間：20 [hour]であり、樹脂皮膜軸受は軸受：6206（樹脂皮膜）、電圧：50 [Vp-p]、周波数：100 [kHz]、試験時間：20 [hour]とした。標準軸受（樹脂皮膜適用無し）は、リッジマーク状の電食が発生したが、より厳しい電気条件で試験を行った樹脂皮膜軸受到に電食損傷は発生し

なかった。これにより軸受到に樹脂皮膜を適用することで電気の流れが遮断され電食対策として有効な事が確認できた。NSKではユーザーの使用環境やユニットの生産拠点などの状況に応じて最適な提案を行えるように、樹脂皮膜という分野においても複数の技術を用意している。電食防止性能はいずれの仕様も想定される電気条件に対して十分な性能を有している。樹脂皮膜は薄く製作可能であるので軸受の寸法を変更せずに絶縁対策が可能である。また、駆動ユニット全体のサイズを小型化したいなど、軸受小型化に強いニーズがある場合に有効な対策手段である。

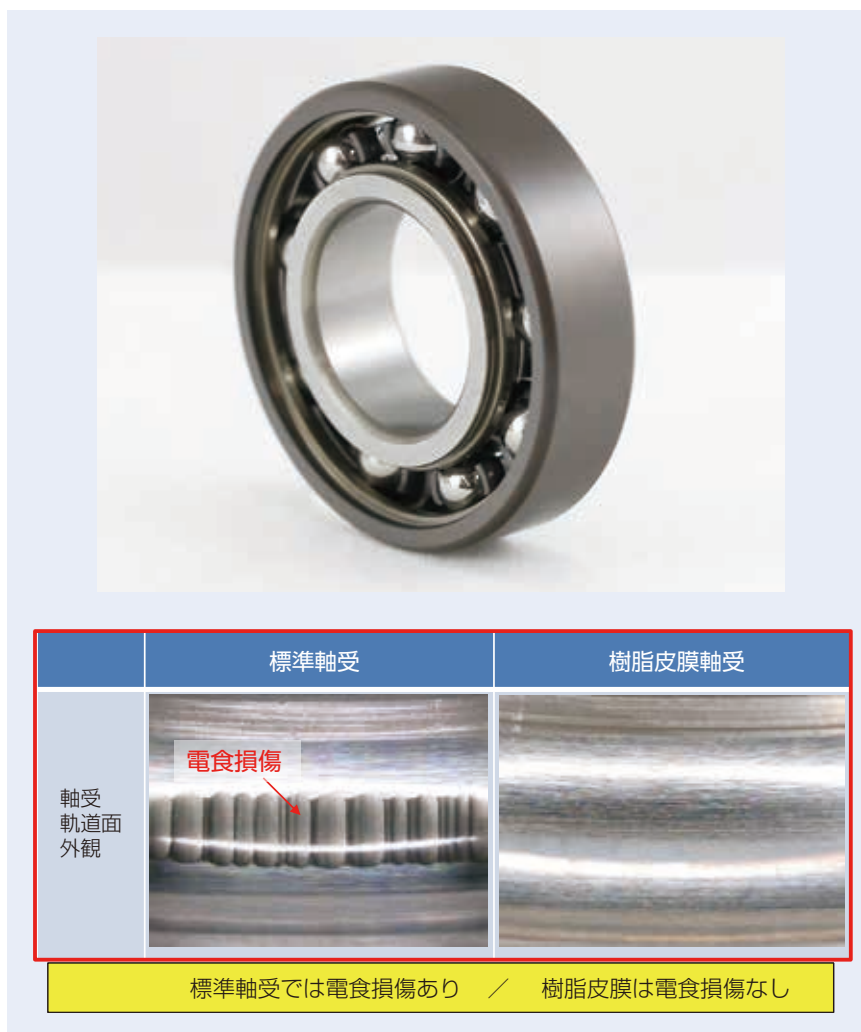


写真2 樹脂皮膜軸受と電食試験結果

Photo 2 Insulating coating bearing and result of electrical erosion test

4.1.2 樹脂モールド軸受

軌道輪外周部に絶縁性を有する樹脂をオーバーモールドした。写真3に、樹脂モールド適用有無での電食試験結果を示す。試験条件は、樹脂モールド無しの標準軸受が軸受：6206、電圧：3 [Vp-p]、周波数：1 [kHz]、試験時間：20 [hour] であり、樹脂モールド軸受は軸受：6206（樹脂モールド）、電圧：50 [Vp-p]、周波数：100 [kHz]、試験時間：20 [hour] である。絶縁皮膜同様に、樹脂をオーバーモールドすることで軸受の電食損傷を抑制することが可能である（写真3）。樹脂モールドは、皮膜に比べて厚みを持たせることが出来るため、絶縁破壊電圧を高く設定できる。また、樹脂層部の寄生静電容量を小さくできることから皮膜に比べて高周波まで有効インピーダンス値を確保できる。図5に6207軸受に各種絶縁対策を施した場合のインピーダンス測定値の比較を示す。

樹脂を軸受軌道輪にオーバーモールドしたとき、接合強度が弱いと、軸受端面の樹脂剥がれや浮きが生じ

ることが懸念される。鉄道用樹脂モールド軸受は専用のアンカー溝形状を用いて接合強度を確保した³⁾。EV車用の樹脂モールド軸受では既存のシール溝に樹脂を引っかけることでアンカーとしての役割をさせ、樹脂層と軌道輪を強固に接合させることに成功した（図6）。既存のシール溝をアンカー溝として流用することで必要な強度、量産性の確保とコストダウンを実現している。十分な接合強度が得られたことで、軽圧入であれば絶縁層を有していても組付け可能となり、軸受取り扱いや設置方法に選択肢が広がった。圧入可否確認試験は次のように実施している。EV駆動ユニットの軸受嵌合面を模擬したアルミニウム製治具に樹脂モールド軸受を圧入し、樹脂部の破損有無と寸法変化を確認した。治具内径はΦ63（-0.067 / -0.072）、締め代0.054～0.072 [mm]、試験N数N=5（別個体）として、軸受をハウジング治具に圧入した後に取り出して破損の有無と寸法を確認した。圧入後引き抜いた軸受は、いずれも破損は無く、圧入前後で外径寸法に有

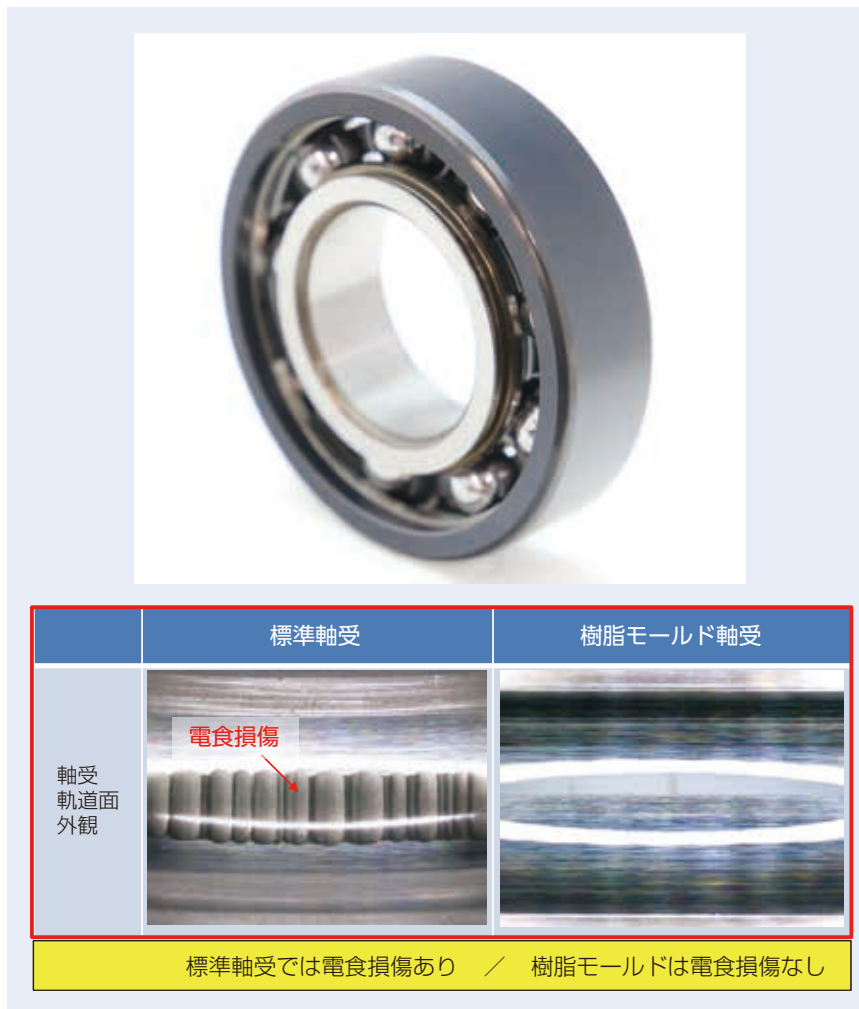


写真3 樹脂モールド軸受と、電食試験結果

Photo 3 Resin-mold insulated bearing and electrical erosion test results

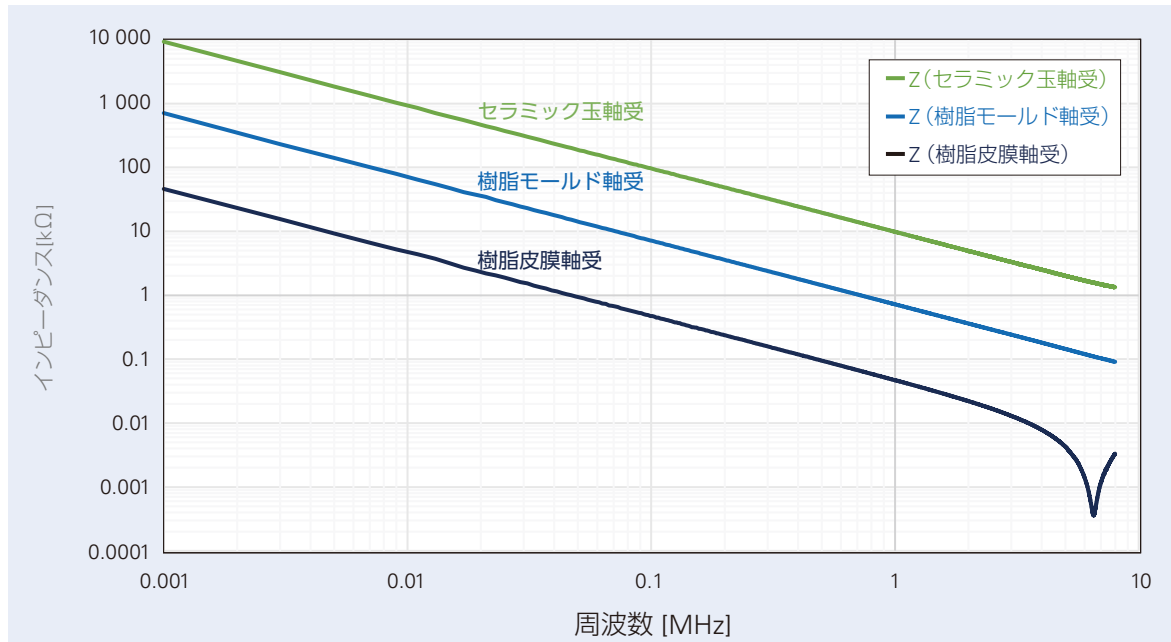


図5 6207 軸受(樹脂モールド軸受, 樹脂皮膜軸受, セラミック玉軸受)の各インピーダンス特性
 Fig. 5 Impedance of 6207 Series bearings with resin mold, insulating coating, or ceramic balls

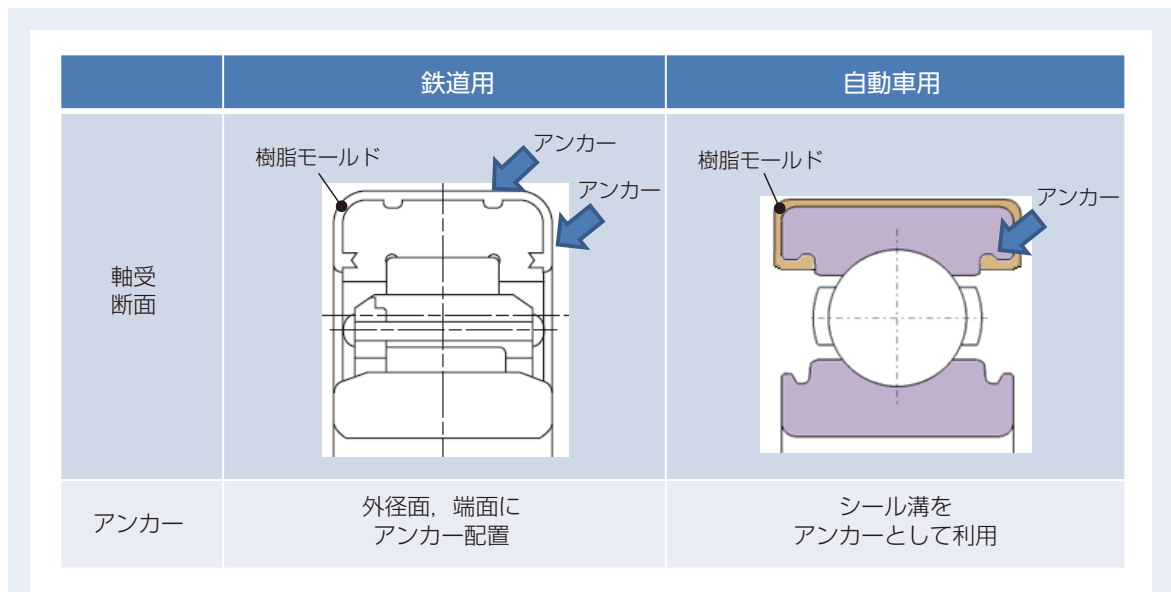


図6 鉄道用樹脂モールド軸受と自動車用樹脂モールド軸受のアンカー構造の比較
 Fig. 6 Comparison of anchor shapes between resin-mold bearings for railways and resin-mold bearings for e-Axles

意な変化は見られなかった。外観上新品と比較して若干光沢が増しハウジングエッジによる圧入傷が認められるが軸受機能上問題無い範囲である(写真4)。

使用している樹脂はハウジングに使用されるアルミより軟らかい材料であるため、回転クリープが発生してもハウジング嵌合面を摩耗させ難い。図7に回転クリープ試験の結果を示す。回転クリープ試験は、a) 回転荷重条件、b) 一方向荷重条件の2パターンの荷重条件で試験を実施した。試験の結果、a) 回転荷重あるいはb) 一方向荷重によらず、樹脂モールド軸受は標準軸受と比較して、ハウジング摩耗を抑制する結果を得た。樹脂モールド自身の摩耗も小さく回転クリープ対策としても有効である。

一方で樹脂層は0.5～2.0 [mm] 程度の厚みをもって設定されるため、軸受サイズが外径、幅共に1.0～4.0 [mm] 程度大きくなる。その為、ユニット開発中

～後期で軸受サイズ変更不可の場合には、軌道輪肉厚の変更や場合によっては軸受内部諸元の変更が必要となる。

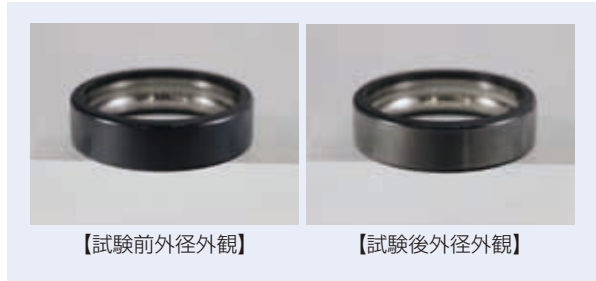


写真4 圧入試験後の樹脂モールド軸受外観

Photo 4 Appearance of resin-mold bearing after press-fit test

条件	樹脂モールド
試験軸受	6206
ラジアル荷重 [N]	1 000
ラジアル荷重方向	回転荷重
アキシアル荷重 [N]	0
回転数 [min ⁻¹]	7 000
温度 [°C]	室温、成り行き
電流波形	交流
周波数 [kHz]	10
試験時間 [hour]	約404



(a) 回転荷重条件における評価条件及び評価結果
(a) Test conditions and test results under rotating load

条件	樹脂モールド
試験軸受	6206
ラジアル荷重 [N]	7 800
ラジアル荷重方向	一方向荷重
アキシアル荷重 [N]	0
回転数 [min ⁻¹]	7 000
温度 [°C]	室温、成り行き
電流波形	交流
周波数 [kHz]	10
試験時間 [hour]	74 (L ₁₀ ×2)



(b) 一方向荷重条件における評価条件及び評価結果
(b) Test conditions and test results under static load

図7 樹脂モールド軸受のクリープ試験条件と結果

Fig. 7 Creep test conditions and results for resin-mold bearings

4.2 導電対策アイテム

4.2.1 導電ブラシ

NSKでは、油中での使用が可能な導電ブラシを開発コンセプトとした。従来使用されている導電ブラシは、ラジアル接触で使用されることが多く、油中ではブラシと軸の間に油膜が形成されるため、導電性能の確保が難しい。そのため、油冷モータへ適用する場合にはオイルシールなどを設置し、ブラシ部に油が来ないドライな別の空間を用意するなどの施策が求められた。

NSKの開発する導電ブラシ(写真5、図8(a))は、ブラシと軸の回転中心軸を鋼球を介してアキシアル接触させる構成を採用している。この構成では、軸とブラシの接触点における相対速度が0であるため理想的には油膜が形成されない(図8(b))ため、油中でも安定した導電性能の確保が可能となる。



写真5 開発中の導電ブラシ(初期プロト品)

Photo 5 Conductive brush under development (initial prototype)

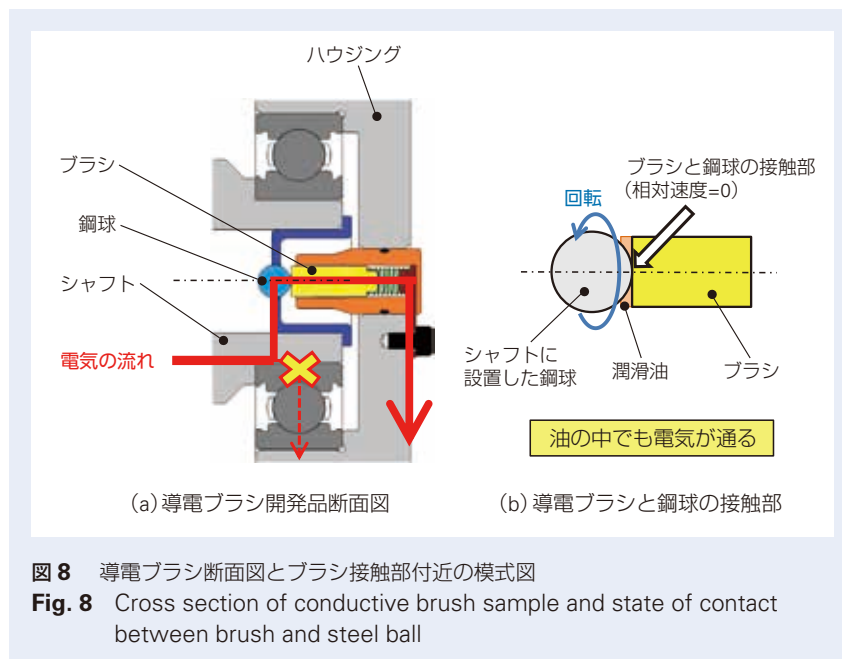


図9に導電性確認試験結果を示す。一般的なラジアル接触ブラシを油中で使用した場合は、軸受に電気が流れていたが、NSK開発の導電ブラシを取り付けた場合は電流が導電ブラシを流れるようになり、狙い通りに軸受に流れていた電気がブラシにバイパスされることが確認できた。

図10に導電ブラシのインピーダンス測定結果を示す。測定条件は、軸回転数 5 000 [min⁻¹]、油潤滑、油温 60 [°C]とし HIOKI 社製 LCR メータ IM3563 を使用して測定した。測定結果から、10 [kHz] の周波数で 1 [Ω]以下のインピーダンス性能を達成している。

導電ブラシは耐電食効果の他に EMC 対策としても適用可能である。軸受にスパークが発生すると、急激な電流の変化が起こる。それに伴って、電磁波が発生することが問題となっている。導電ブラシを適用し、電流がバイパスされると、軸電圧は軸受油膜の耐電圧以下まで低下する。そのため、油膜部におけるスパークに伴う電磁妨害も低減可能であると考えている。

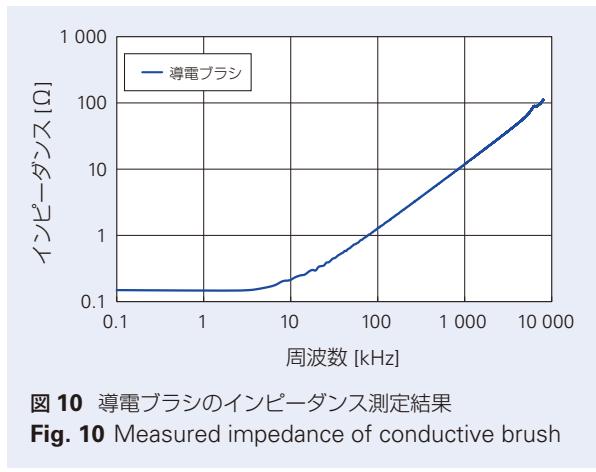
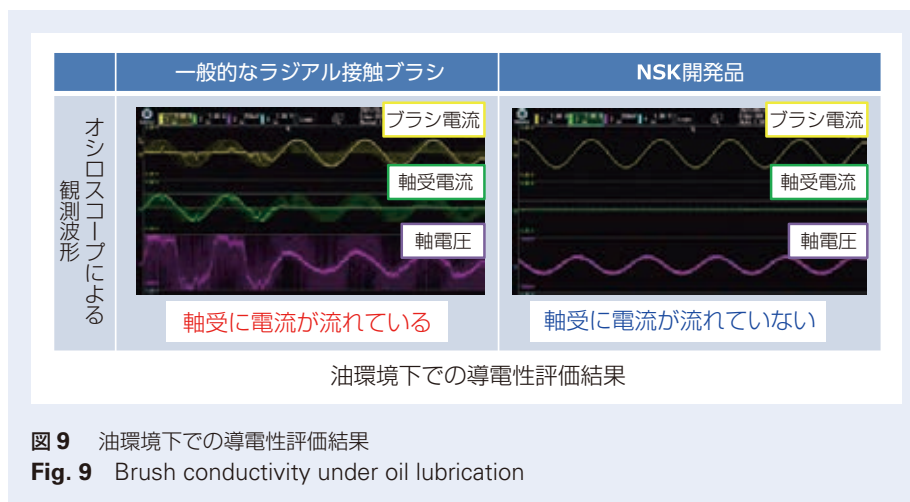


図10 導電ブラシのインピーダンス測定結果
Fig. 10 Measured impedance of conductive brush



5. あとがき

自動車産業では電気自動車の普及に伴い、ユニットメーカーの開発スピードが速まり、開発リードタイムが急激に短くなっている。NSKはこの開発の流れに遅れることなく、ユーザーのニーズを的確に捉え市場ニーズの変化にタイムリーに応える商品開発を継続的に推進していく。

本稿では、NSKで開発中のアイテムを含む最新の電動自動車向け耐電食技術について紹介した。本商品の開発を通して、電動自動車の信頼性向上、低振動・低騒音による商品性向上という価値を提供し、かつ環境負荷物質や消費エネルギーを低減させることで、持続発展可能な社会の実現に貢献する。

参考文献

- 1) 経済産業省, "モビリティの構造変化と2030年以降に向けた自動車政策の方向性に関する検討会 参考資料", など.
- 2) 甲藤智, "HEV・EVユニット用耐電食絶縁皮膜軸受の開発", NSKテクニカルジャーナル, 695号(2023), 2-7.
- 3) 山田孝則, 内山貴彦, "鉄道車両主電動機用絶縁軸受", NSKテクニカルジャーナル, 675号(2003), 9-13.

ハブユニット軸受の高信頼性への取組み 及び最新の技術動向



原口 慶樹*

原口 慶樹

Efforts for Higher Reliability and Recent Technical Trends in Hub Unit Bearings

K. Haraguchi

As the automotive industry undergoes a once-in-a-century transformation towards electrification, stronger environmental regulations around the world are shaping the active development of electric vehicles (EVs). The improvement of power consumption in EVs requires lower friction in hub unit bearings. At the same time, hub unit bearings must be designed to be highly reliable and resist damage even in harsh environments. NSK has developed technologies to achieve both high reliability and low friction while also establishing a method to predict brinelling depth.

1. はじめに
2. 高信頼性と低フリクションを両立したシールのコンセプト
 - 2.1 低フリクションインナシールのコンセプト
 - 2.2 低フリクションアウトシールのコンセプト
 - 2.3 新開発シールグリースのコンセプト
3. 耐水性を有する第二世代低フリクショングリース
4. 耐圧痕性向上技術
 - 4.1 高機能保持器
 - 4.2 圧痕深さ予測手法
5. おわりに

1. はじめに

自動車業界は 100 年に 1 度の変革期と言われてい
る。中でも電動化が特に注目されており、各国の環境
規制強化を背景に EV（電気自動車）が盛んに開発さ
れている。EV は航続可能距離の延長が課題となっ
ており、電費改善が急務となっている。電費を改善す
るには自動車の走行で発生する様々な抵抗を下げるこ
とが必要になるが、ハブユニット軸受(図 1)においては、
低フリクション化が必要になってくる。

ハブユニット軸受は、EV においても自動車の車輪
を支える重要な役割を担い、基本機能として過酷環境
でも破損しない高信頼性設計が求められる。ハブユ

ニット軸受は足回りの部品である為、例えば新興国な
どのインフラ整備が整っていない市場では路面状況が
悪いことが多く、水溜まりを走行する時にタイヤに
よって泥水がはね上げられ、ハブユニット軸受周辺に
泥水が飛散してしまう。このような過酷環境下で使用
されると泥水が軸受内部に浸入し、錆や潤滑不良によ
りはく離が発生し異音の原因となる。後述の理由で、
車両の EV 化に伴うハブユニット軸受の低フリクシ
ョン化は、しばしば泥水浸入のリスクを上げる。また、
ポットホールや縁石に乗り上げて衝撃荷重が入ると、
ボールとリング軌道面に玉ピッチでブリネル圧痕と呼

* 自動車軸受技術センター、シャシ軸受技術部

ばれる塑性変形が生じ、異音が発生する。EV化による車両重量増で、圧痕のリスクも上がる。市場回収品の調査では泥水浸入及びブリネル圧痕による異音がハブユニット軸受の主な不具合要因となっている。

本稿では、ハブユニット軸受のロバスト性のある高信頼性を確保したまま低フリクション化を実現できる技術、耐圧痕性を向上できる技術、及び圧痕深さ予測技術について紹介する。

2. 高信頼性と低フリクションを両立したシールのコンセプト

図1はエンジンまたはモータなどの動力を伝えられる駆動輪の構成部品とハブユニット軸受の構造を示している。多くの場合、ハブユニット軸受は、車体内側にインナーシール、車体外側にアウトシールを

備えている。シールを備える目的は、路面からはね上げられた泥水の軸受内部への浸入を防ぐことである。

現行のインナシールは、スリングとの組み合わせで使われることが多く、3枚のリップをスリングに接触させて軸受内部への泥水浸入を防いでいる。一方、現行のアウトシールにはスリングはなく、3枚のリップをハブシャフトに接触させ、1枚の非接触のラビリンスリップで軸受内部への泥水浸入を防いでいる。

車両のEV化に伴うハブユニット軸受への低フリクション要求には、接触するリップの枚数を減らす、或いはリップの接触力を弱めることが効果的である。一方、背反としてこれらの低フリクション化を目的とした変更により、ハブユニット軸受の基本機能である信頼性が損なわれてしまう。NSKは、耐泥水性を落とさずに低フリクション化を実現するシールを開発したので次節にて紹介する。

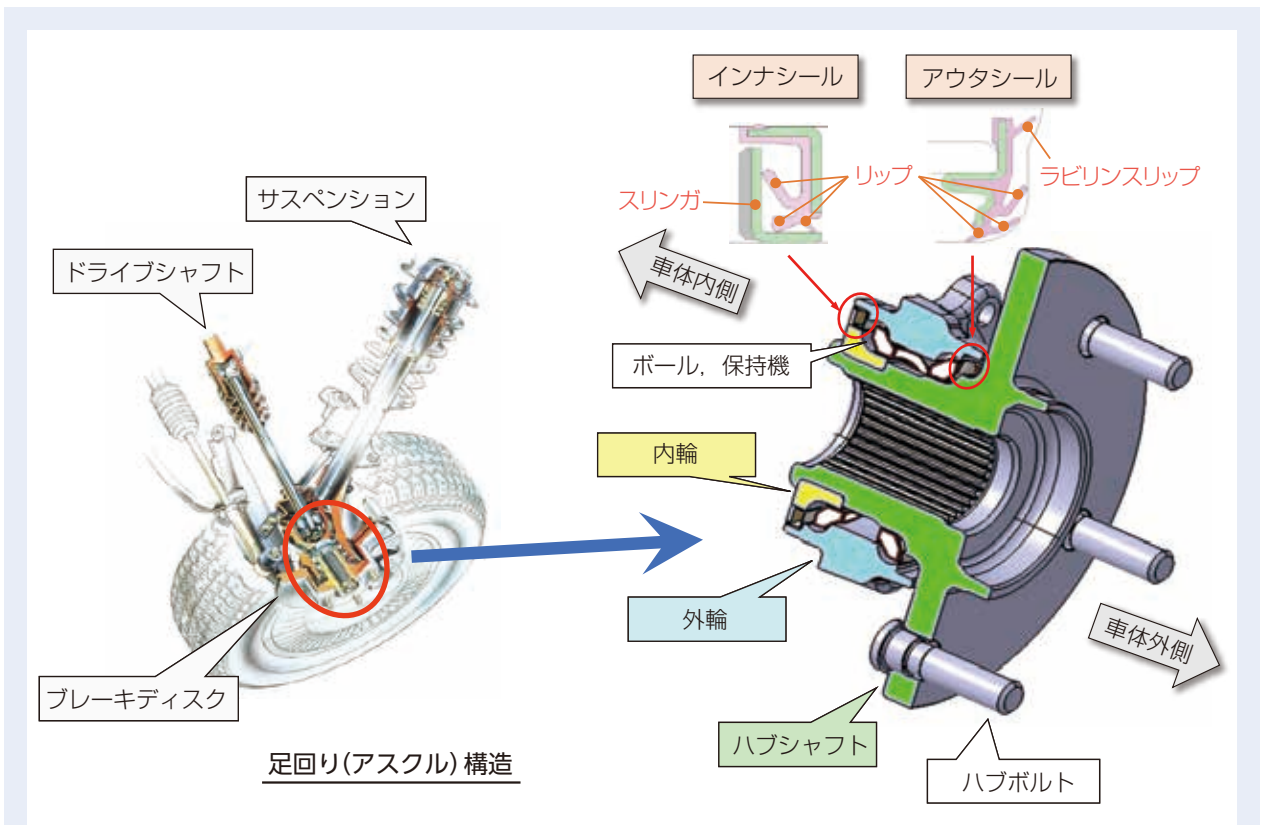


図1 ハブユニット軸受の構成部品
Fig. 1 Components of hub unit bearings

2.1 低フリクションインナシールのコンセプト

現行のインナシールのスリングはL字型を採用しているのに対し、耐泥水性を保持した低フリクションインナシールはスリングをU字型に変更している(図2)。U字型にすることにより、スリングが回転した際のシール内に存在する水量が現行品よりも減少する傾向を示す。これは、U字型にしたスリングによりシール内部の泥水が外に出ようとする流れができることと、その流れによってシール内部に泥水が入りにくくなることによると考えられる。

NSKは、軸中心まで水を浸漬させた流体解析3Dモデルを作成し、流体解析によりこの考察の妥当性を確認した。図3に現行品と開発品の流体解析結果を示す。ハブユニット軸受のシールの内部空間に占める水または空気の割合が、100%水の場合は茶色、100%空気の場合は白色、水と空気が各50%の場

合は青色というように色で結果を示した。停止中における水中のシール断面は、サイドリップから軸受外側の空間は水が100%の状態となる。その状態からスリングを回転させて、サイドリップから軸受外側の空間における水の挙動を現行品と開発品で比較した。

現行品はサイドリップから軸受外側の空間に水が多く浸入しており、若干空気は混ざっているがサイドリップ先端にも水が到達していることが分かる。一方、開発品は現行品と比べてサイドリップから軸受外側の空間に水が少なく、サイドリップ先端に水が到達していないことが分かる。このサイドリップ先端に水が到達しにくいことが現行品に対し、耐水性が向上する要因と考える。

図4に現行品及び開発品の耐泥水性及びトルク試験結果を示す。開発品の耐泥水性は現行品と同等以上を示し、トルクは30%の低減効果を得ることができた。

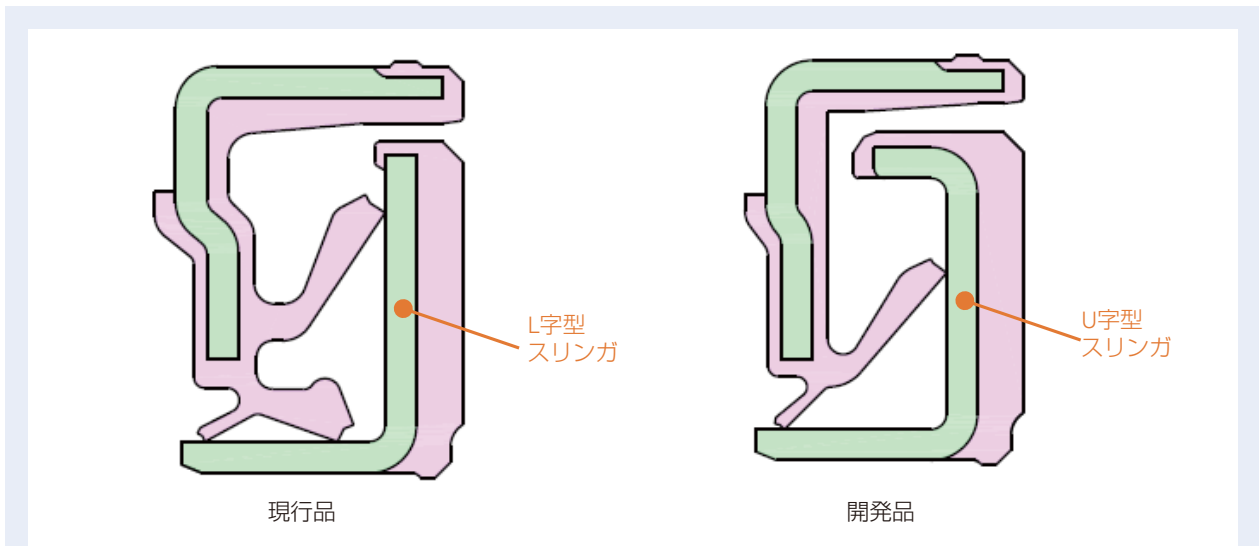


図2 耐泥水性を保持した低フリクションインナシールのコンセプト
 Fig. 2 Concept for high reliability low-friction inner seal

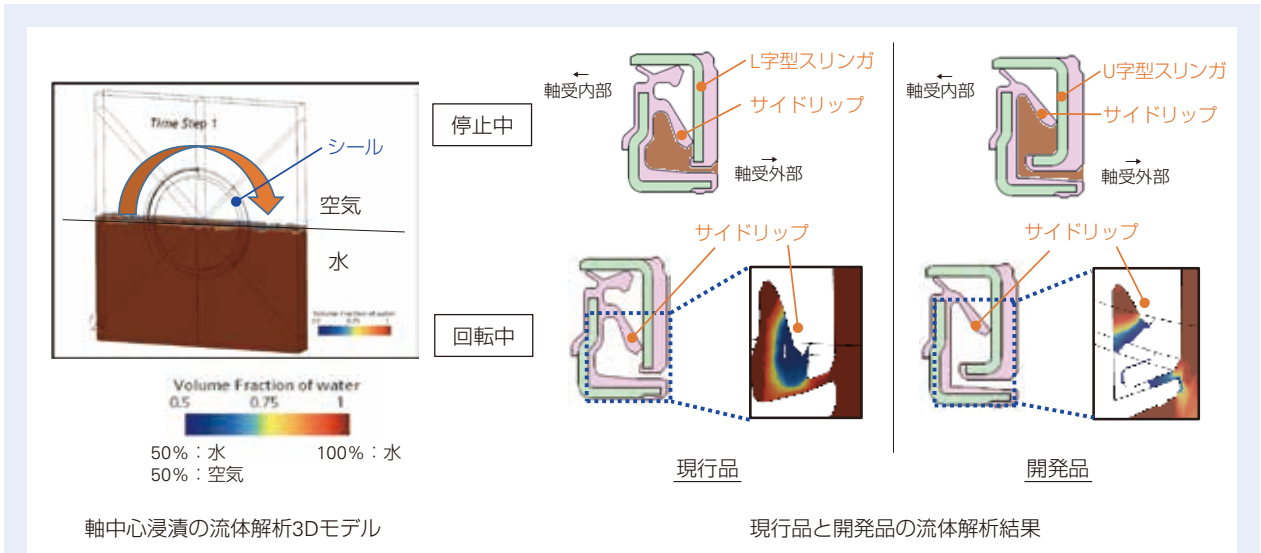


図3 現行品と開発品の流体解析
Fig. 3 Fluid dynamics of conventional and developed seals

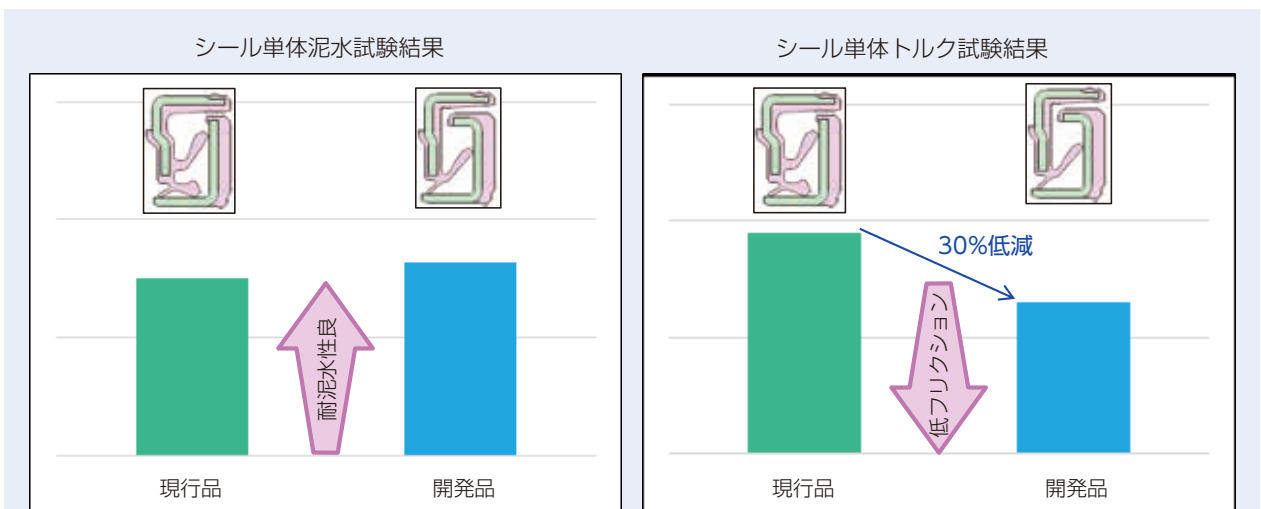


図4 開発品のシール性とトルク削減効果
Fig. 4 Sealing performance and torque reduction with developed seal

2.2 低フリクションアウトシールのコンセプト

図5に耐泥水性を保持した低フリクションアウトシールのコンセプトを示す。現行のアウトシールからの変化点としてはU字型スリングを追加し、リップを3枚から2枚にしている。U字型スリングを追加することでラビリンス構造が形成され、サイドリップから泥水を遠ざけることができる。その結果、サイドリップに到達する泥水量が減る為、リップ数を減らすことができ、低フリクション化も同時に達成することができる。

図6に現行品及び開発品の耐泥水性及びトルク試験結果を示す。開発品の耐泥水性は現行品と同等であるが、トルクを40%低減することができる。

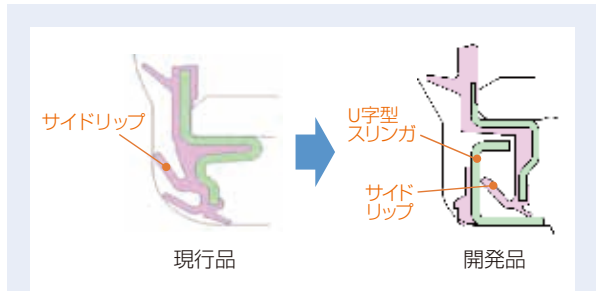


図5 低フリクションアウトシールのコンセプト
Fig. 5 Low-friction outer seal concept

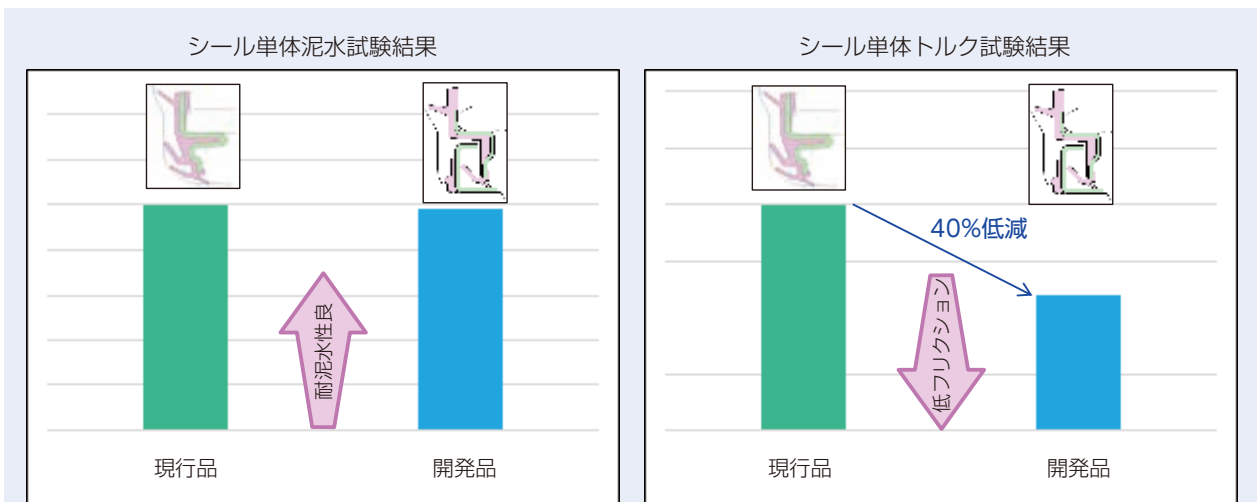


図6 開発品のシール性とトルク削減効果
Fig. 6 Sealing performance and torque reduction with developed seal

2.3 新開発シールグリースのコンセプト

既述の通り、ハブユニット軸受にはシールが備えられており、泥水の軸受内部への浸入を防いでいる。これらシールの低フリクション化は、2.1 及び 2.2 節で解説したが、NSK では更なる低フリクション化を目指し、新たにシールグリースを開発した。この新開発シールグリースについても耐泥水性を落とさずに低フリクション化を実現しているので紹介する。

新開発シールグリースは、現行のグリースよりも基油動粘度を小さくし、基油保持力のより高い増ちょう剤を採用している。基油保持力の高い増ちょう剤を採用することによって増ちょう剤の量を減らし、増ちょう剤のせん断抵抗を低減している。一方で、基油動粘度が小さい場合、流動性が高い為、油膜切れが生じやすくシールから泥水が浸入しやすくなる。そこで、新開発グリースでは耐泥水性を落とさないよう基油に極

性ポリマーを配合し、シールリップ部の油膜が薄い状態においても分子構造の工夫で水の浸入を低減させる技術を開発した。図 7 に極性ポリマーの働きを示す。極性ポリマーは長い分子構造をしており、これらポリマー鎖同士が複雑に絡み合うことで、リップ先端と摺動部表面の間に介在する基油分子をその場所に引き留める働きをされると考えられる。この働きによって、泥水が触れた際の油膜破断を防いでいると思われる。また、極性ポリマーを配合することにより、リップゴム材とスリングの摺動部表面との親和性が良くなり、摺動部に油膜とグリースが介在しやすくなる。

実際にシール単体にて泥水試験及びトルク試験を実施し、効果を確認した結果を図 8 に示す。シール性は現行品に対し 50% 向上、トルクは 25% 低減することを確認した。

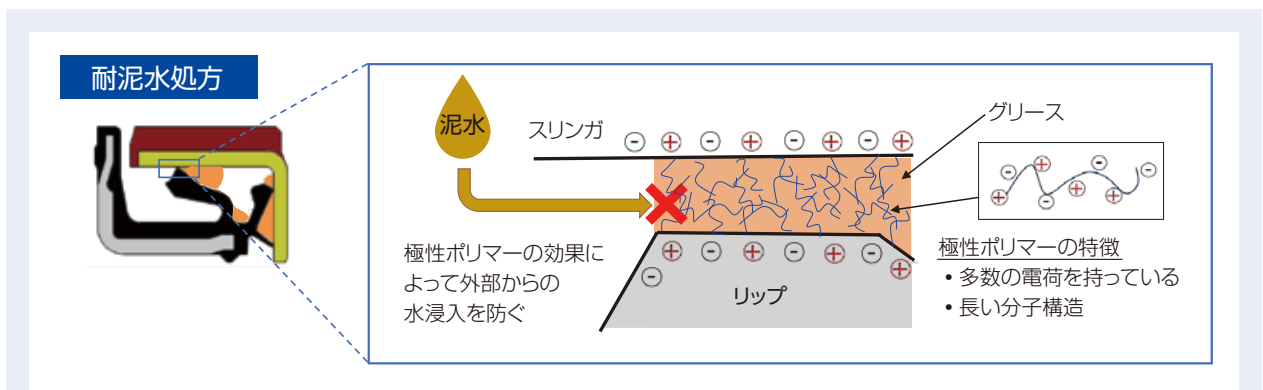


図 7 新開発シールグリースのポリマーの働き
Fig. 7 Polymer function in new seal grease

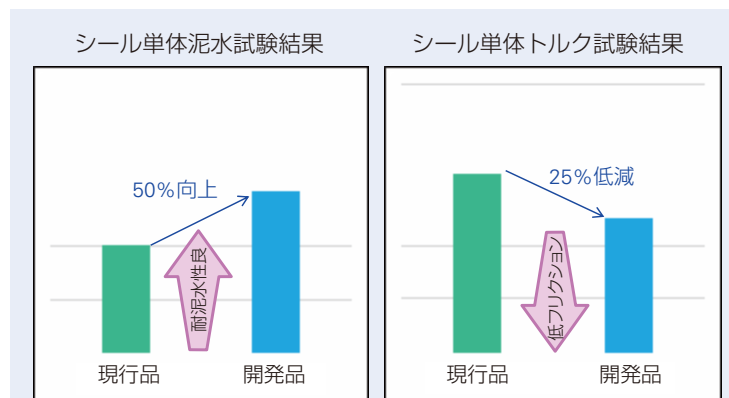


図 8 新開発グリースのシール性とトルク低減効果
Fig. 8 Sealing performance and torque reduction with newly developed grease

3. 耐水性を有する第二世代低フリクショングリース

開発したシールによって耐泥水性は向上するが、軸受内部への泥水浸入を完全に防ぐことは難しいのが実態である。微量な水分が軸受内部に浸入すると、グリースによる潤滑膜が形成されにくくなり、軌道面とボールが金属接触し、摩耗や微小クラックが発生し、はく離に進展する。NSKは、この微量の水浸入を無害化する技術として軸受用の耐水グリースを開発し、市場投入している。

耐水グリースの水の無害化技術を図9に示す。耐水グリースは、添加剤によって2つの作用が付与されている。1つは軸受内部に浸入した水の粒径を制御し、ボール及び軌道面の接触部に水を近づけないようにしている。もう1つは早期に厚い酸化膜をボール及び軌道面に形成し、水と金属の接触を抑制している。

NSKは、温度変化に対し粘度変化が少ない基油を採用し、低フリクションかつ高温高荷重域で信頼性のある第一世代低フリクショングリースを開発した。この第一世代低フリクショングリースは、既述の耐水効果を有しており、当グリースも既に量産を開始し市場投入している。

今般、NSKは第一世代低フリクショングリースから更なる低フリクション化を目指し、第二世代低フリクショングリースを開発した。基油には第一世代と同様に温度変化に対して粘度変化の小さい化学合成油を用いて、広い温度範囲で転がり抵抗低減を図っている。また、第一世代よりも繊維の細かい増ちょう剤を

用いて基油の保持力を高め、増ちょう剤の量を減らし、かくはん抵抗低減を図っている。更に、かくはん抵抗低減の為にグリースのちょう度を小さくしている（グリースを硬くしている）。ちょう度を小さくすることで玉と保持器で軌道面の外に押しつけられたグリースが、再び軌道面に戻ってくるのがなくなることで、かくはん抵抗を低減している。

図10に第一世代低フリクショングリース及び第二世代低フリクショングリースの性能比較を示す。第二世代低フリクショングリースは高速高負荷耐久性と耐低温フレッチング性を維持しつつ、30%の低フリクション化を実現した。

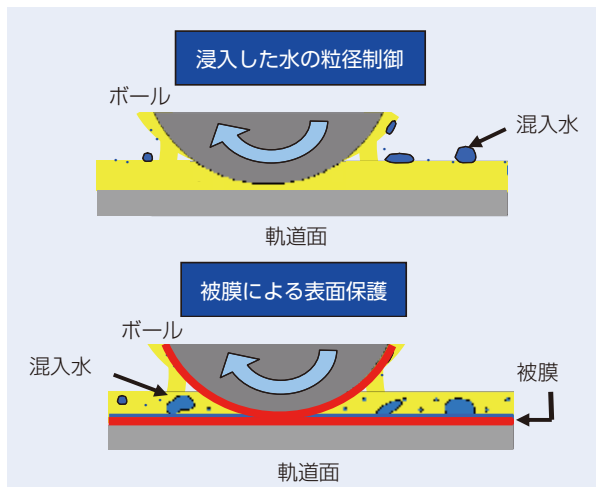


図9 水の無害化技術
Fig. 9 Technology to make water harmless

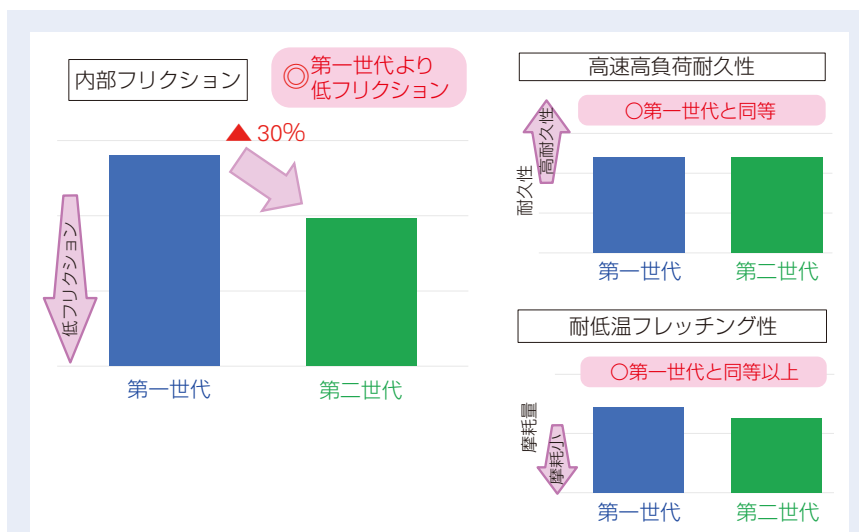


図10 第二世代低フリクショングリースの性能
Fig. 10 Performance of 2nd generation low-friction grease

4. 耐圧痕性向上技術

ここまでは、泥水浸入に対する高信頼性及び低フリクション化に関する技術を紹介した。冒頭でも述べたがハブユニット軸受に過大荷重や衝撃荷重が入ることによって発生するブリネル圧痕も市場における異音の原因となっている。ハブユニット軸受の信頼性を上げるためには圧痕への対策も必要不可欠となる。圧痕への対策としては軸受サイズを大きくし、静定格荷重を上げる方法があるが、軸受サイズを大きくすることは重量増に繋がり、周辺部品との干渉や組付け性にも影響する。

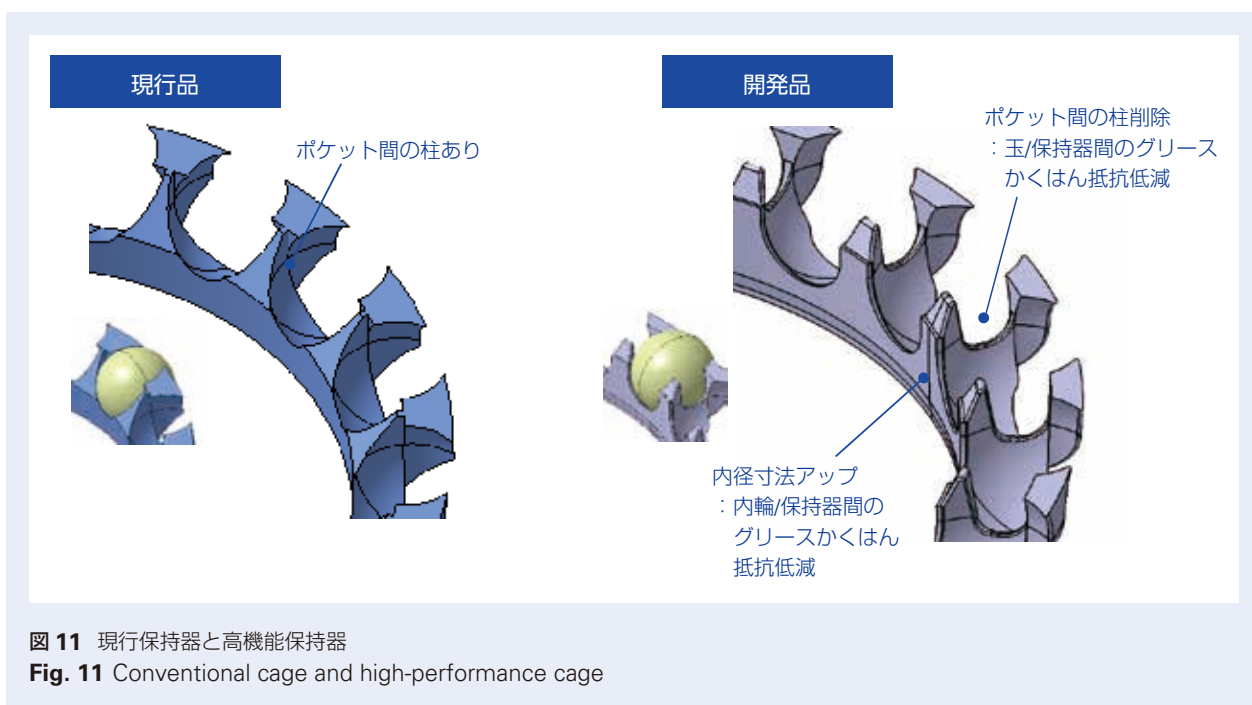
NSKは、耐圧痕性向上技術として軸受サイズを維持したまま静定格荷重を上げることができる高機能保持器を開発した。また、圧痕深さの予測精度向上を目的に新たな解析手法を考案しているので合わせて紹介する。

4.1 高機能保持器

開発した高機能保持器は、軸受サイズ（ボールPCD）を変えずにボールを1つ増やす、またはボールを1つ増やしてもサイズアップを最小限に抑え、軸受の高負荷容量化を可能とする。

現行品に対し、開発品は図11に示すようにボール間の柱を除去し、隣り合うボールの間隔を狭め、PCDを変えずにボールを1つ増やすことができる。この開発保持器を使うことで周辺部品に影響を与えることなく耐圧痕性を向上させることが可能となる。実際に、ボールPCDが同じでボールを1つ増やしたハブユニット軸受は、圧痕試験で圧痕深さが約30%低減することを確認した。

NSKは、更に低フリクション化の要求にも応えるべく、この開発品に低フリクション技術を取り入れ、



耐圧痕性と低フリクション化の両立を実現した。取り入れた低フリクション技術を以下に記す。

- ・ 柱を無くしたことによるボールと保持器間で発生するかくはん抵抗の低減
- ・ 保持器内径寸法の変更による保持器内径と軸外径間で発生するかくはん抵抗の低減

図 12 に開発品によるフリクション低減効果を示す。開発品は現行品に対し、10%の内部トルク低減効果を得ることができる。

4.2 圧痕深さ予測手法

高機能保持器で耐圧痕性が改善することは分かっているが、圧痕深さを机上で定量的に予測するのは難しいのが現状である。現状は静定格荷重、作用点間距離、軸重及びリム半径で算出する圧痕指数によって市場における不具合予測を定行的に行っている。NSKは、圧痕不具合の未然防止及び最適な軸受サイズの提案ができるよう新たな圧痕深さ予測手法の確立に取り組んでいるので紹介する。

従来、ハブユニット軸受の圧痕深さの評価試験は、ハブフランジに取り付けた荷重負荷アームにアキシャル荷重を荷重して評価を行っている。

NSKは、この評価試験を模擬したアセンブリ解析を行い、圧痕深さの予測を進めている(図 13)。

軌道面は高周波熱処理にて焼入れが施されており、軌道面表層から深さ方向に硬さ勾配を持っている。この硬さ勾配を考慮した材料特性を用いて解析を行っている。

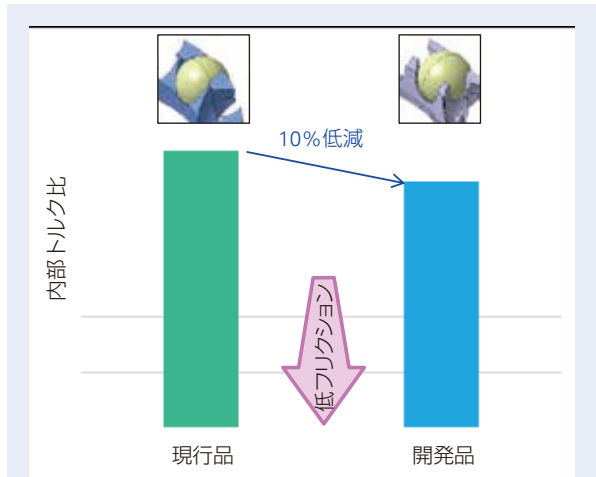


図 12 保持器によるフリクション低減効果
Fig. 12 Friction reduction performance of the low-friction cage

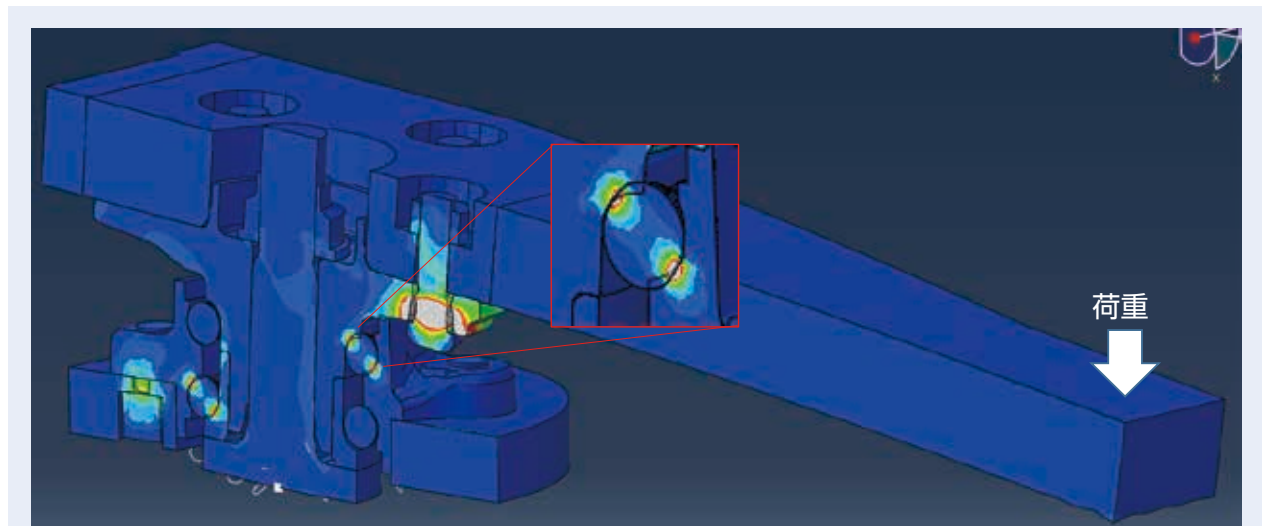


図 13 圧痕深さを予測するアセンブリ解析
Fig. 13 Assembly analysis to predict brinelling depth

実際に解析で得られた圧痕深さと試験結果が近い値を示し（図 14）、アセンブリ解析による圧痕深さ予測手法の妥当性を確認することができている。今後は更なる精度向上を目指して圧痕深さ予測手法の確立に取り組んでいく。

5. おわりに

近年、自動車のEV化に伴い、ハブユニット軸受の低フリクション化の要求が益々高まっている。その反面、低フリクション化はしばしば耐泥水性を低下させ、EV化による車体重量増加は、耐圧痕性を低下させてしまい、高信頼性との両立が課題となることが多い。NSKは高信頼性技術をベースに昨今の低フリクション化技術の開発に取り組んでおり、本稿で紹介した技術により信頼性を落とさずに低フリクション化を実現する技術を開発した。

今後もNSKは、市場不具合の低減と低フリクション化のニーズに応えることができるよう更なる高信頼性技術及び低フリクション技術の開発を行い、自動車技術の発展に貢献し続けていく所存である。

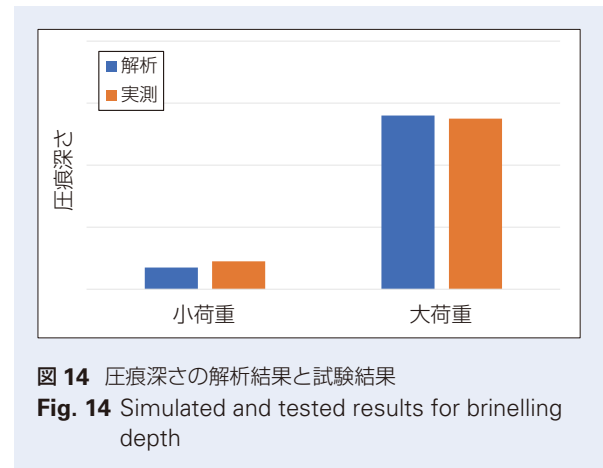


図 14 圧痕深さの解析結果と試験結果
Fig. 14 Simulated and tested results for brinelling depth

機構解析を活用した EPS 向け減速ギヤ部 ラトル音性能検討



春永 政宏*

春永 政宏

Performance Study of Rattle Noise in EPS Reduction Gears Using Multibody Dynamics

M. Harunaga

The adoption of hybrid and electric vehicles is accelerating worldwide, increasing the need for quiet electric power steering (EPS). The sound and vibration phenomena of EPS systems are influenced by various factors. When these exceed certain thresholds, EPS systems can affect the sound inside the vehicle. Therefore, much time is spent on solving issues of EPS noise and vibration. This report shows a case study of EPS performance using simulations of multibody dynamics (MBD) to efficiently solve vibration issues. In this case study, we analyzed the rattle noise generated in the EPS reduction gear. Using MBD simulations enabled significant improvements in rattle noise without the need for multiple prototypes.

1. まえがき
2. ステアリングシステムにおけるシミュレーション
3. 減速ギヤ部の機構解析モデル
4. ラトル音に対する機構解析の活用事例
 - 4.1 対象とするラトル音のメカニズム
 - 4.2 実機試験とシミュレーション結果の比較
 - 4.3 ラトル音の性能検討
5. あとがき

1. まえがき

近年、世界的な地球環境保全のため CO₂ 排出量の削減が求められ¹⁾、アメリカ、中国、ヨーロッパなど世界各国が内燃機関のみの車を廃止するという目標を立て、ハイブリッド車や電気自動車への動きが加速している。それにとまない、車室内を静かにするため、搭載される電動パワーステアリング (Electric Power Steering : 以降、EPS) に対して高い静粛性が求められている。

EPS は、メカ (減速ギヤなど)、ハード (モータ、ECU)、ソフト (制御) で構成されており、悪路走行時の路面からの逆入力に起因してメカ部品のガタにより発生するラトル音と称する叩き音、モータの次数成分

により発生する作動音、EPS と車両の共振により発生する振動など、様々な発生要因の音振動現象が存在する。この音振動現象が、ある閾値を超えると車室内の静粛性を損ねてしまい、ドライバーに不快感を与えてしまう。EPS の音振動現象は、車種および使用環境によって変化し、多岐にわたる。そのため、音振動問題を解決するための試行錯誤に多くの時間が費やされている。これをいかに効率よく進めるかが製品開発の課題となっている。この課題を解決する手段として、物を作る前に性能検討できるようにすることで、効率的な製品設計を目指す開発手法であるモデルベース開発 (Model Based Development : 以降、MBD) が

* NSK ステアリング & コントロール株式会社所属、ステアリング技術センター、機構設計部

重要である²⁾。MBDの活用には、CAE (Computer-Aided Engineering) 技術が不可欠であり³⁾、現在では様々なシミュレーション手法 (構造解析、機構解析など) を活用した性能検討 (強度、音振動、物の挙動など) が広く利用されている。

本稿では、路面からの逆入力に起因してEPS向け減速ギヤ部で発生するラトル音の性能検討に対して機構解析を活用した事例を紹介する。

2. ステアリング製品のシミュレーション

本章では当社におけるステアリング製品のシミュレーションについて簡単に説明する。

ステアリング製品は自動車の三大要素である「走る」、「曲がる」、「止まる」の「曲がる」を担うため、高い安全性・機能性・耐久性が求められる。また、ドライバーの快適性に関する操舵性、静粛性などの要求もある。このような多岐にわたる要求を満足するように設計しなければならないため、通常その検証には大

きなコストと時間が必要となる。MBDは、各設計段階の妥当性を予め机上で検討することで、設計終盤での予期せぬ不具合の発生や、コスト増となる実機試験の増加を抑え、設計効率を向上させることを目的として用いられる³⁾。

当社ステアリング製品設計においても、1990年代初頭よりコンピュータを用いた構造解析による設計検討を実施している³⁾。以来、多岐にわたる要求に対応するため、V字プロセス開発フローに沿って、構造解析以外にも機構解析、1D-CAEなどのソフトを活用している。そして、解析結果の妥当性・実機再現性向上を目指し、試験結果とのコリレーションを通して、設計プロセスの各階層で活用できる種々の解析手法を開発してきた。現在までに開発した解析手法は、ステアリングシステムの設計プロセスの各階層をカバーしている (図1)。

本稿で紹介するラトル音に対する減速ギヤ部の機構解析は、コンポーネント階層に位置する。



図1 V字プロセスにおけるステアリングのシミュレーション
Fig. 1 Simulations in V-model for steering components

4. ラトル音に対する機構解析の活用事例

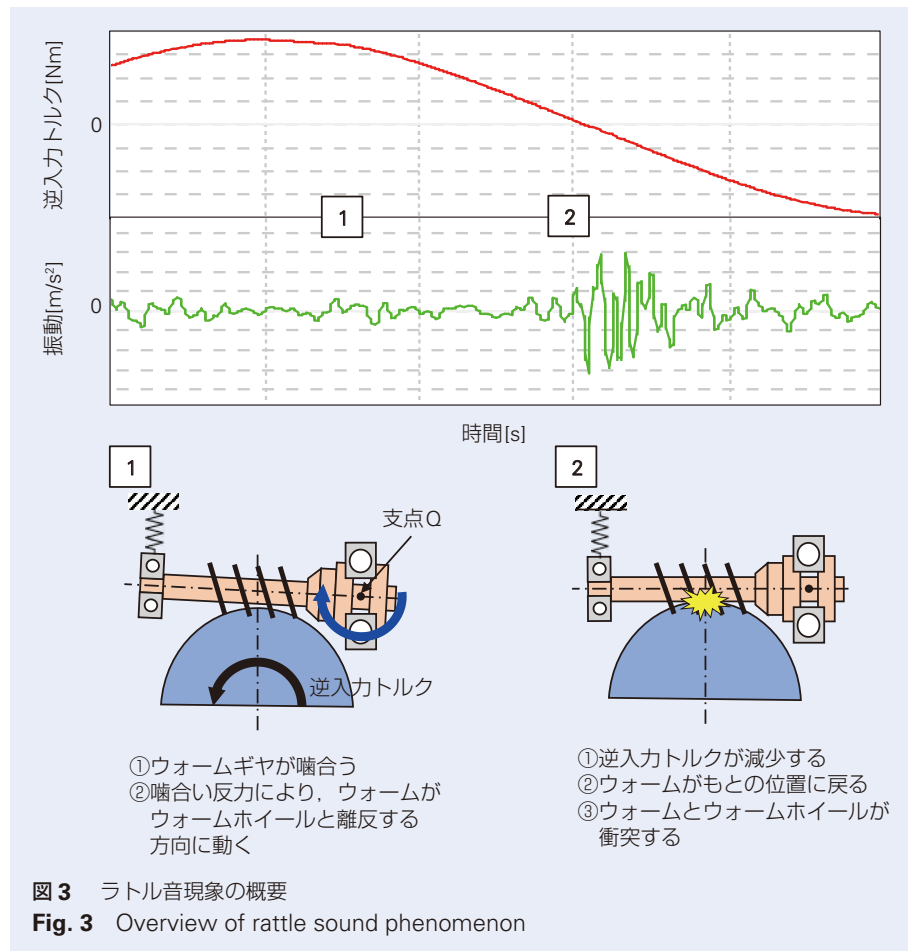
ここでは、減速ギヤ部の予圧特性を検討する際に発生したこれまで経験したことのないラトル音に対して、機構解析を活用し、解決した事例を紹介する。

4.1 対象とするラトル音のメカニズム

本節では、対象とするラトル音のメカニズムを説明する。

図3は対象とするラトル音現象の概要である。対

象とするラトル音は、ウォームホイールに入る逆入力トルク（悪路走行時の路面からの逆入力に起因するトルク）の方向が反転する際のトルクがゼロとなる点を跨ぐタイミングで発生する。逆入力としてトルクが負荷され、ウォームギヤの噛合いにより、ウォームは離反する方向(+Y方向)に動く。ウォームギヤにはバックラッシュがあるため、トルクが減少することにより、ウォームが-Y方向に急激に動く。そして、ウォームとウォームホイールが衝突し、音・振動が発生する。

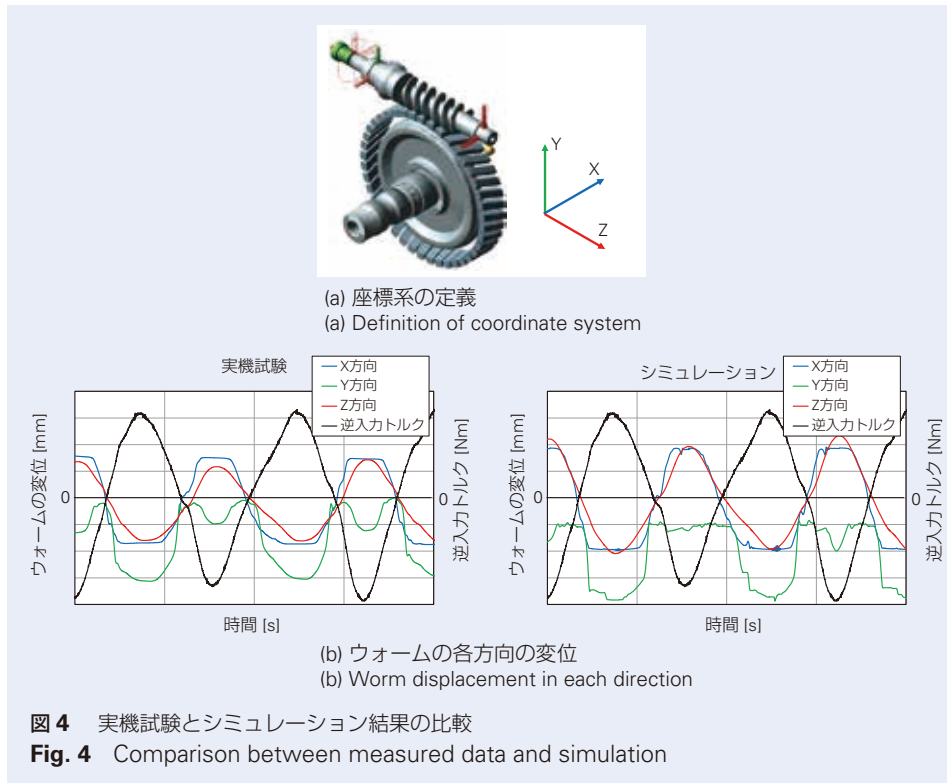


4.2 実機試験とシミュレーション結果の比較

ここで用いる機構解析モデルは、3章で紹介したモデルを用いた。4.1節で述べたようにウォームギヤのバックラッシュがラトル音を発生させる原因であるため、バックラッシュを抑える機能を持つ予圧部を開発対象とし、その他の部位の特性については実機測定に

よって得た特性を用いた。

対象のラトル音は4.1節に示したメカニズムより、ウォームの挙動が重要となる。シミュレーションの妥当性を確認するため、ウォームの各方向の変位について、実機試験とシミュレーション結果を比較した。結果を図4に示す。



ウォームの変位の挙動としては、シミュレーションは実機試験と乖離する部分が残っている。しかし、全体的にシミュレーションは実機試験の挙動を表現することができており、特に逆入力トルクがゼロ点を跨ぐラトル音が発生するタイミングについても、シミュレーションは実機試験の挙動を表現できている。

次に実機評価からラトル音の起因となる振動とウォームのY方向速度に相関があることが分かっているため、シミュレーションにおいても、同様の傾向が得られるかを確認した(図5)。その結果、実機試験の振動とシミュレーションのY方向速度に相関があり、本シミュレーションモデルをラトル音性能検討に活用できることが確認できた。

4.3 ラトル音の性能検討

次に4.2節で述べたシミュレーションモデルを用いて、ラトル音を低減するために適正な予圧特性を検討した。

効率よく予圧特性を検討するため、まず予圧特性のパラメータスタディ実施し、ラトル音の代用特性であるウォームY方向速度への影響が大きい2つのパラメータを抽出した。次にその2つのパラメータとウォームY方向速度の関係を確認した(図6)。パラメータ①、②は、ウォームY方向速度と相関があることが分かる。

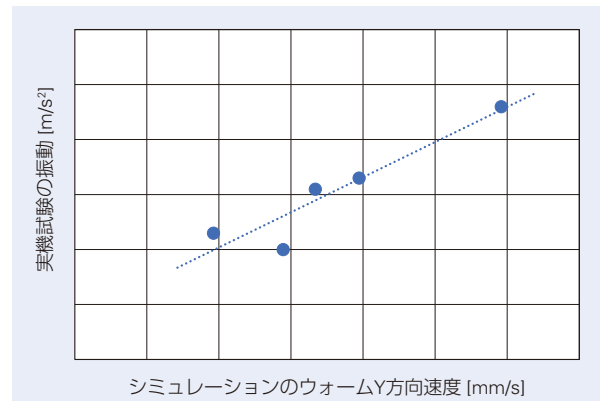


図5 実機試験の振動とシミュレーションのウォームY方向速度の比較

Fig. 5 Comparison between vibration in tested machine and simulation of worm speed in the Y-direction

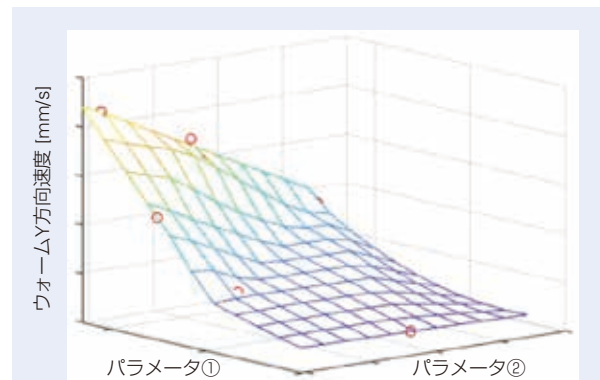


図6 2つのパラメータとウォームY方向速度の関係

Fig. 6 Relationship between two parameters and worm speed in the Y direction

予圧部には、本対象のラトル音だけでなく、他のラトル音現象やフリクションなどに対して、様々な要件が存在するため、それらの要件も考慮しながら、シミュレーションにより予圧部特性の要件を決定した。その要件に基づいて設計した予圧部の改善効果を図7に示す。シミュレーションのウォーム Y 方向速度、実機試験の振動ともに改善後は改善前の半分程度になっており、大幅に改善できていることが分かる。

5. あとがき

本稿では、EPS の減速ギヤ部で発生するラトル音に対して、シミュレーション技術を活用して性能検討を実施した事例を紹介した。紹介した事例は、ラトル音性能に対して開発プロセスの中位の階層～下位の階層でシミュレーション技術を活用している。今後は、開発プロセスの上位の階層で活用できるシミュレーション技術の開発を進めていく。また、開発プロセスの中でのシミュレーションの究極のゴールである試作/評価レスの実現に向けて、今後も引き続きシミュレーション技術の開発を進めていく。

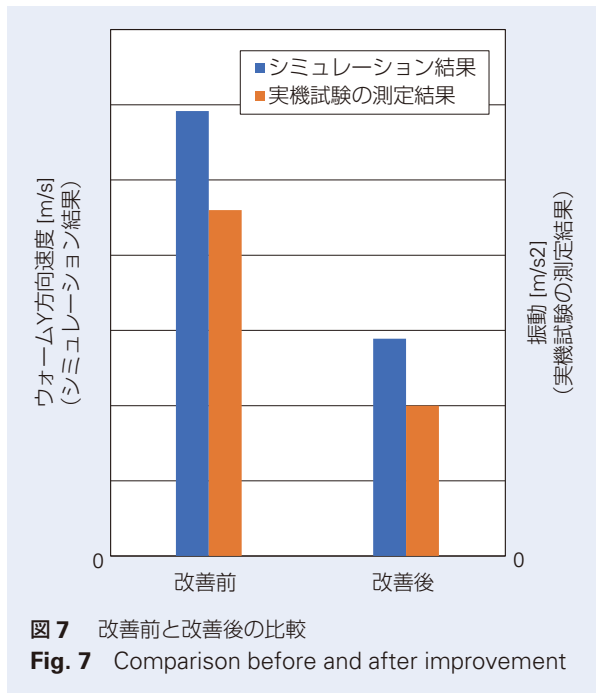


図7 改善前と改善後の比較
Fig. 7 Comparison before and after improvement

参考文献

- 1) 金津将幸, “ステアリングの音振動計測解析技術”, NSK Technical Journal, No.692 (2020) 8-23.
- 2) 藤川智士, “マツダの目指すモデルベース開発”, マツダ技報, No.31 (2013) 44-47.
- 3) 内山裕貴, リチャード ハバーマン, ゲルゲリー ラッツォ, 岩井崇, “設計業務効率化を目指す解析手法自動化技術の紹介”, NSK Technical Journal, No.694 (2022) 37-49.

シミュレーション技術を活用した効率的な EPS 制御開発の紹介



小林 哲也*

小林 哲也

Introduction of Efficient Development for EPS Controls Using Simulation Technology

T. Kobayashi

The automotive industry is undergoing a once-in-a-century transformation, with model-based development proving to be an effective development method for the times. In the development of electric power steering (EPS), NSK has introduced model-based development to improve design efficiency with the use of simulations, particularly in the design of EPS controls. We utilize simulations in many processes, including system configuration studies, the design of assist control functions, parameter calibrations, and design verification. Here, we introduce actual examples of how simulation technology is used in the development of EPS controls at NSK.

1. まえがき
2. EPS 制御開発プロセスの概要
3. 制御設計における活用事例
 - 3.1 MILS による制御設計
 - 3.2 バイパスを活用した制御設計
 - 3.3 HILS を活用した適合と検証
4. システム設計での活用事例
 - 4.1 システム転追性能検討
 - 4.2 システム安定性評価
5. あとがき

1. まえがき

自動車業界は 100 年に一度の大変革期を迎えていると言われ、電動パワーステアリング（以下 EPS）に対する要求も、ADAS（Advanced Driver Assistance Systems）、自動運転、OTA（Over the Air）アップデートやサイバーセキュリティへの対応など、高度で複雑なものになっている。一方で、より一層の製品開発サイクル短縮や低コスト化も求められている。

この大変革期を乗り越える上で、非常に重要な開発

手法の一つが、モデルベース開発（= MBD）である。MBD は、制御機能、および制御対象（プラント）を、モデルで表現することが特徴で、シミュレーションの活用により開発の効率化を図る手法である。

NSK では、2004 年に量産を開始したコラムタイプ EPS の制御開発から、MBD を本格的に導入している。設計、および検証における様々なケースにおいて、MathWorks® 社の MATLAB®/ Simulink® を代表とするツールを用いたシミュレーションを活用し、

* NSK ステアリング & コントロール株式会社，ステアリング技術センター，システム設計部

開発の効率化を図ってきた。

EPSの制御開発の内容については、既報¹⁾にて解説がなされているが、本報は、制御開発工程全体を通したシミュレーション技術の活用状況について解説する。

2. EPS 制御開発プロセスの概要

図1は、EPSの制御開発プロセスを表している。

EPSの主機能は操舵力のアシストであり、モータを駆動することによって実現している。EPSが適切なアシスト力を発生するためには、モータを緻密に制御する必要があり、これを担っているのがEPS制御である。

システム設計では、顧客要求等からシステム要件を定義し、アーキテクチャ設計を行いコンポーネントへの要件を割り付ける。ここで、制御設計に対する要件も定義される。

制御設計では、システムから提示された要件を基に制御機能を設計し、設計検証までを行う。成果物は、制御モデルである。ソフトウェア実装では、制御モデルの分解能変換や変数の定義などの最適化を行い、自動コード生成ツールによる量産コード生成を行う。NSKでは、自動コード生成ツールとしてdSPACE社のTargetLinkを主に使用している。そ

の後、MBDプロセス外の機能と統合し、EPSシステムとして自己診断機能や耐久性なども含めた総合的なテストが行われる。

EPS制御開発プロセスでは、設計、実装、テストの各工程において、様々なシミュレーション技術を活用しているが、本報では、NSKにおけるMBDの歴史が最も長い制御設計におけるシミュレーション活用について解説したうえで、制御設計と密接な関係にある上流工程のシステム設計におけるシミュレーション活用についても触れる。

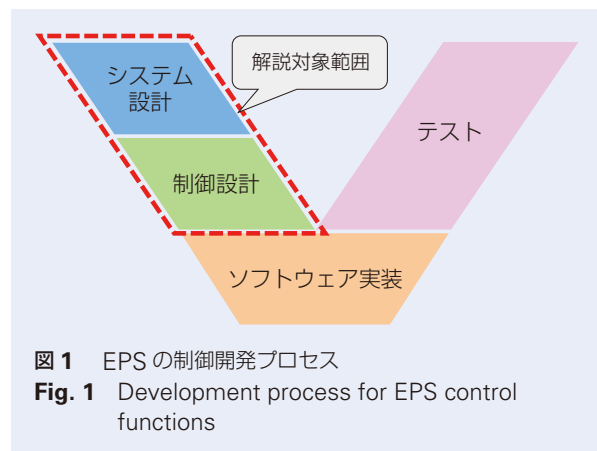


図1 EPSの制御開発プロセス
Fig. 1 Development process for EPS control functions

3. 制御設計における活用事例

図2は、EPS制御の概略ブロック図である。従来のアシスト制御は、主にドライバーの操舵情報や車両の速度情報などを基に目標アシスト特性を算出し、算出した目標特性を実現するためにモータを制御していた。しかし、近年普及が進むADAS機能においては、車両からの要求に応じて舵角制御を行う必要ができた。また、ADAS機能とアシスト制御は排他ではなく、ADAS機能による舵角制御中でもドライバーは任意のタイミングで操舵を行うことが可能であり、ADAS機能と従来制御の協調が非常に重要となる。このように、制御の複雑性が増す中、短期間での開発を進めるためには、シミュレーションの活用が重要である。本章では、このADAS機能を題材に、実際の制御設計におけるシミュレーション活用事例を紹介する(図3)。

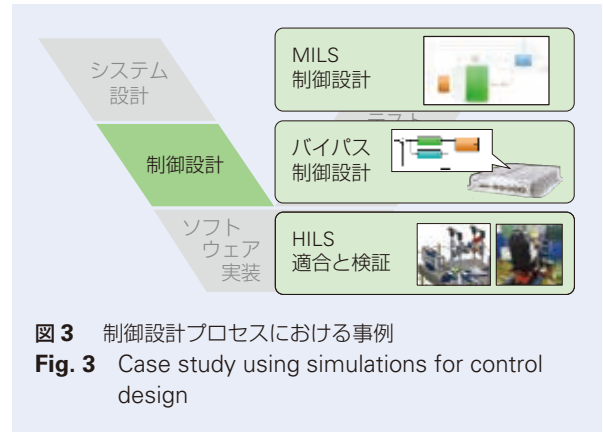


図3 制御設計プロセスにおける事例
Fig. 3 Case study using simulations for control design

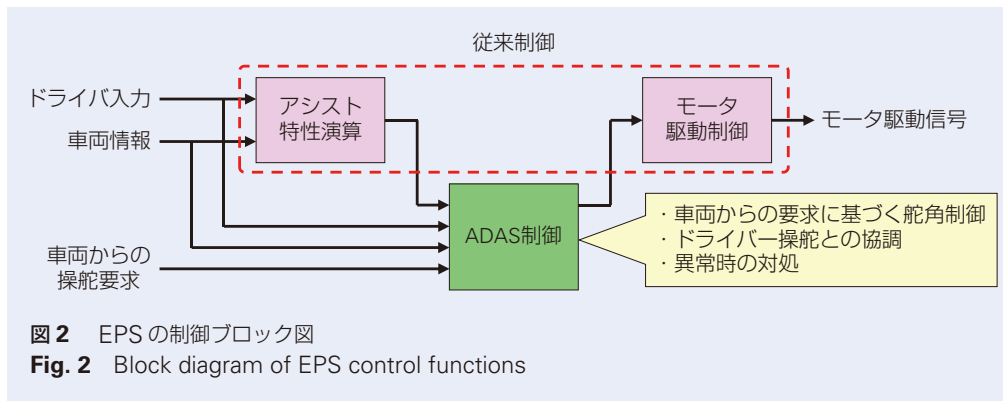


図2 EPSの制御ブロック図
Fig. 2 Block diagram of EPS control functions

3.1 MILS による制御設計

ADAS 機能は、カメラユニットが EPS に対し、車載ネットワークを介して目標ステアリング角度(以下、目標舵角)を要求する。EPS は、実ステアリング角度(以下、実舵角)が目標舵角に追従できるように舵角制御する必要がある。これらの ADAS 機能に加え、従来のアシスト制御との協調制御も含めた機能設計の最初の段階として Model-in-the-Loop Simulation (= MILS)による設計を行っている。

MILS による機能設計では、制御機能、および制御対象(プラント)についてモデル化する。プラントモデルには、目標舵角の生成や負荷特性を表現するための車両モデル、ステアリングの機械要素を表現したメカモデル、各種センサーやモータの振る舞いを表現した電気モデルなどがある。これらのプラントモデルを、目的に応じて適切に組み合わせて MILS 環境を構築する。

NSK では、制御を Simulink で設計しているため、プラントモデルも Simulink、または Simulink に統合可能な市販の車両シミュレーションソフトウェアを活用している。

Simulink でプラントモデルを構築する場合、要素ごとに物理式をベースにモデリングをしていく必要がある。ステアリングの基本的な仕組みは共通部分が多いため、各要素モデルをライブラリとして管理し、様々な案件で活用できるようにすることで、モデル作成の効率化を図っている。

車両シミュレーションソフトウェアは、カメラやレーダーのような ADAS 機能開発に必要な要素も含めて、車両全体が予めモデル化されており、開発対象部分を置換するだけで、容易に車両挙動を含めたシミュレーションが可能である。NSK は IPG Automotive 社製の HILS を所有しており、ADAS 機能開発では、MILS においても同社のシミュレーションプラットフォームである CarMaker を使用している。

また、Simulink には、モデル検証用の機能が豊富に用意されている。開発対象の制御モデルに対して、

様々な粒度と観点でテストを実装可能であり、MILS の段階で開発対象機能の完成度を高める事ができる。

3.2 バイパスを活用した制御設計

MILS 環境において基本的な制御設計は可能であるが、ADAS 機能動作中にドライバーが操舵をした場合の操舵感等、実機を使用した設計評価を行いたい場面は依然として存在する。そのような場合に、ラピッドコントロールプロトタイピング (RCP) の一種であるバイパス手法を活用している。

バイパス手法とは、実際の ECU 内のプロセッサとリアルタイムコンピュータを、デバッグインターフェース等で接続し、EPS の一部機能のみをリアルタイムコンピュータ上で演算させる手法である(図 4)。

バイパスのメリットは、MILS によって設計した制御モデルを、実機の IO インターフェースや実行タイミングで容易に動作させることができる点である。また、制御モデルはリアルタイムコンピュータ上で動作しているため、機能変更がある場合でも早ければ数分で変更が可能である。テスト用のソフトウェアを作る場合に比べ、大幅な工数削減が可能となる。本事例では、バイパス用のリアルタイムコンピュータに dSPACE 社製の MicroAutoBox II を活用している。

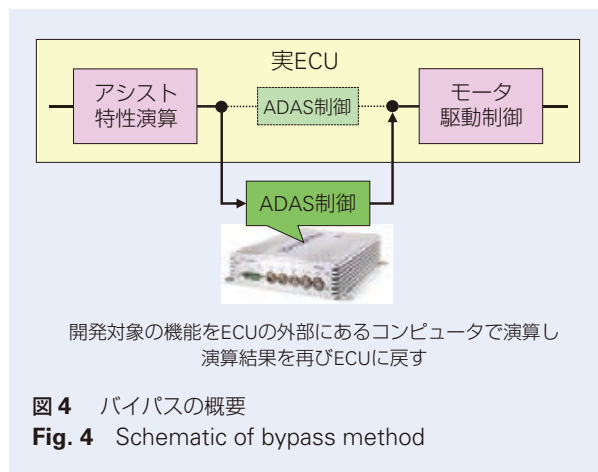


図 4 バイパスの概要
Fig. 4 Schematic of bypass method

3.3 HILS を活用した適合と検証

NSKでは、安全性やコストの観点から実車両の使用をできるだけ減らす取り組みを行っており、ADAS 機能開発においても、実車両の代替として Hardware-in-the-Loop Simulation (= HILS) を活用している。MILS と HILS の違いを図 5 に示す。

MILS は、開発対象であるステアリングシステムと車両の両方がモデルである。HILS は、車両がモデルである一方、ステアリングシステムは実機となる。本事例で活用した IPG Automotive 社の HILS では、MILS 環境と同じ CarMaker を使用する事が可能であるため、同一の車両モデルを活用することができる。

ADAS 機能開発においては、実際のステアリングシステムを搭載した HILS を活用することで、MILS で設計した機能をベースにバイパス手法を活用し、より詳細な機能の作り込みとパラメータ適合を行った。また、HILS は実際にドライバーがステアリングホイールを操作することが可能であるため、ADAS 機能による舵角制御とドライバー操舵との協調という、感覚

的で繊細な特性に関しても、実車の使用を最小限にとどめながら、短期間での効率的な設計を実現できる。

さらに、HILS は検証作業にも活用できる。ADAS 機能の特性、特に舵角追従性に関しては、お客様より 100 以上の評価条件が提示される。これらを全て手作業で評価するのは時間を要するため、前項でも利用した HILS を自動化して対応した。(図 6)



		ステアリングシステム	車両
MILS		モデル	モデル
HILS		実機	モデル

図 5 MILS と HILS の違い
Fig. 5 Difference between MILS and HILS

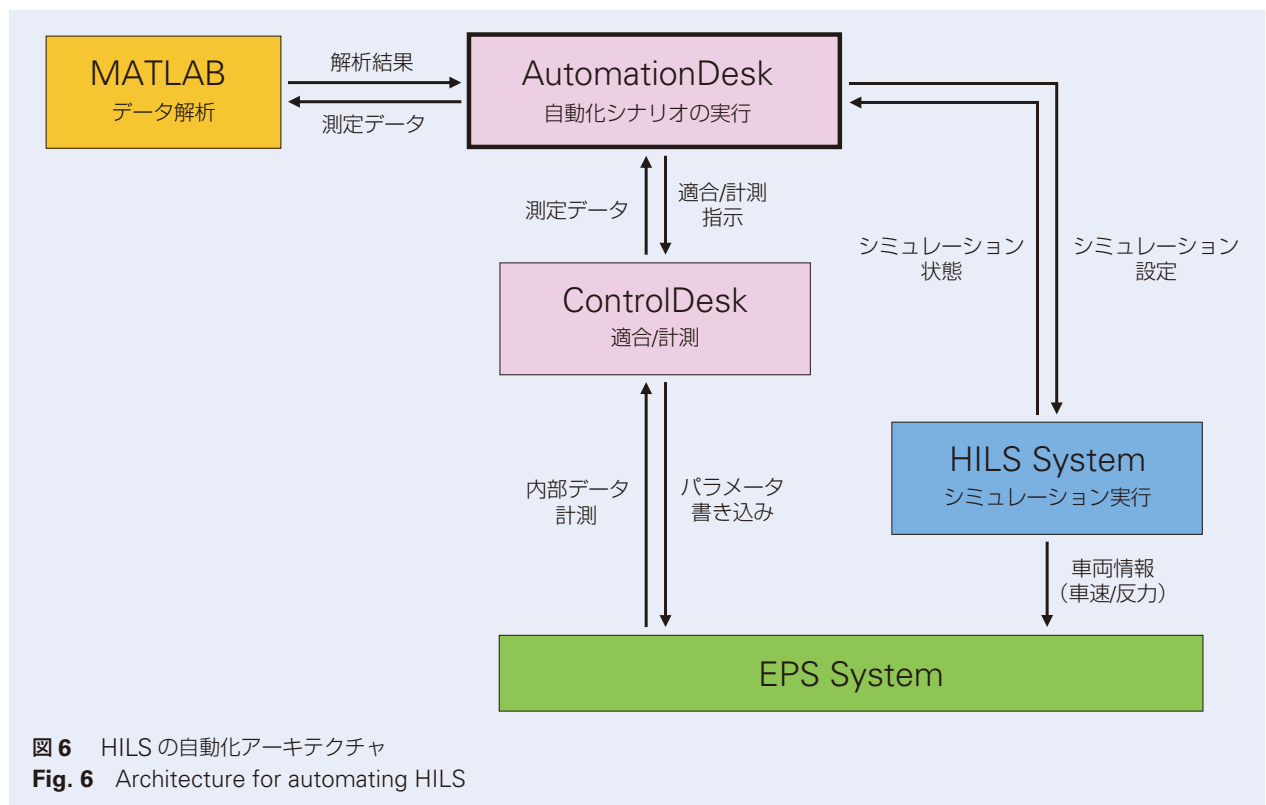


図 6 HILS の自動化アーキテクチャ
Fig. 6 Architecture for automating HILS

自動化制御には、dSPACE 社の AutomationDesk を使用した。適合および計測の制御には、EPS-ECU の内部データの計測に対応した同社の ControlDesk を使用した。車速などのシミュレーション条件は、HILS システムで設定を行う必要があったため、AutomationDesk との間で API による連携を行った。また、AutomationDesk から MATLAB を制御し、解析スクリプトを実行することで、舵角追従性能の合否判定とレポートの生成も自動化した。

これらの自動化によって、手作業であれば数日かかっていた評価を 3 時間程度に短縮することができた。

こうして設計と検証が完了した後の、目標舵角に対する実舵角の追従性と、その際の ADAS 機能の制御出力を MILS と HILS で比較した波形が図 7 である。ここで着目すべきは、実際のステアリングシステムを使った HILS の結果に対し、MILS もかなり近い結果が得られている事であり、この結果を得るためには、MILS のプラントモデルの完成度が重要となる。

この HILS の活用は、ADAS 機能開発において手戻りの少ない効率的な設計を可能とし、且つ実車両による作業を削減し、安全性やコストの観点でも貢献している。

4. システム設計における活用事例

制御設計の上位プロセスであるシステム設計では、システム要件を定義した後、アーキテクチャに基づき各コンポーネントへの要件の割り付けをする。この時システムとしての成立性を確認しながら作業を進める必要がある。

本章では、システム設計におけるシミュレーション活用事例を紹介する(図 8)。

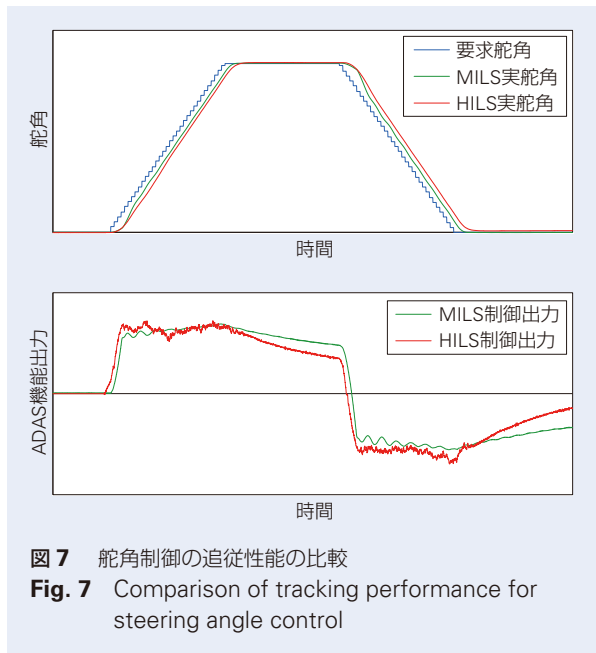


図 7 舵角制御の追従性能の比較
 Fig. 7 Comparison of tracking performance for steering angle control

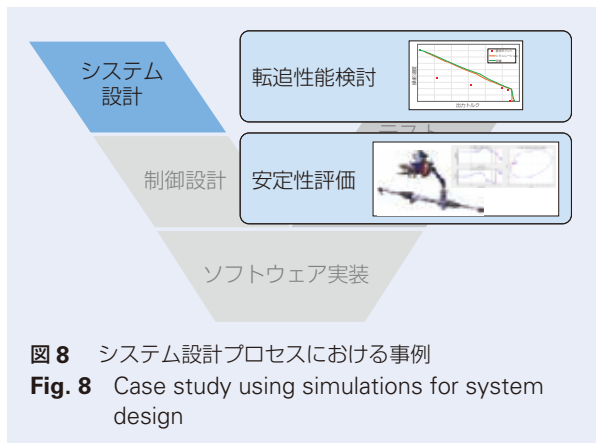


図 8 システム設計プロセスにおける事例
 Fig. 8 Case study using simulations for system design

4.1 システム転追性能検討

EPSの主たる機能要件は、アシスト力の発生であり、その代表的な性能要件が出力転追性能である。お客様からは、ラック推力または、コラム軸出力の形で転追性能の要求が提示される。システム設計の初期段階で、この転追性能要求を満足できるシステム構成を検討する必要がある。

転追性能検討では、ステアリングのメカ機構は1自由度の簡易的なモデルを使用する人が多い。一方で、モータ駆動制御とモータのモデルに関しては、電源電圧や消費電流の制約についても満足できるかを確認する必要があるため、詳細なモデルを使用する。

図9は、お客様の要求ポイント、シミュレーションによる検討結果、および実機の転追性能の測定結果を重ね合わせた波形の例である。シミュレーションによる検討では、提案仕様で要求ポイントに対し十分な性能があるとの結果が得られた。その後の実機測定結果と比較してみても、シミュレーションの結果は実機の結果にかなり近い特性となっていることが分かる。

このように、シミュレーションの活用により、システム設計の初期段階で、出力転追性能を満足できるシステム構成の検討が容易となった。

4.2 システム安定性評価

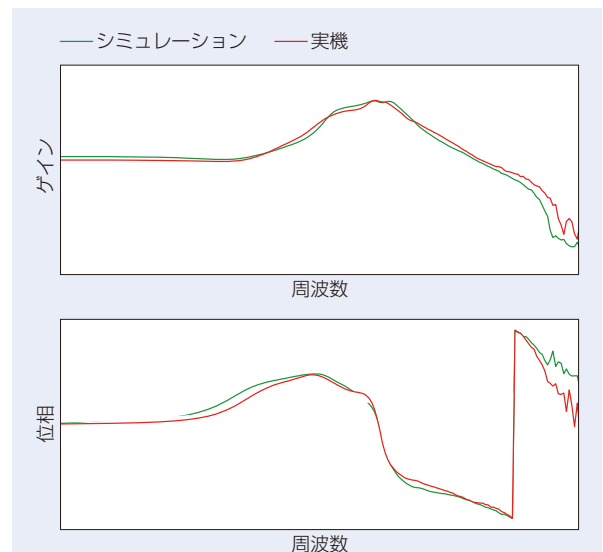
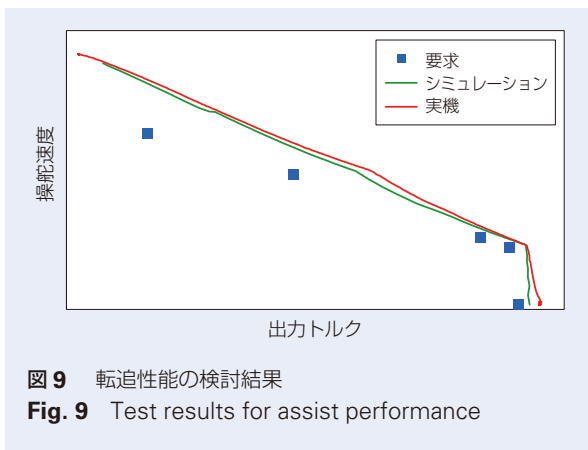
EPSは、制御機能のパラメータ調整によって、アシスト特性を変更することができるが、パラメータによってはシステムが不安定となることがある。このた

め、事前にシステムの安定性を評価し、パラメータの調整可能な範囲を予め定義している。

従来、EPSのシステム安定性を評価する際は、実機を使った評価を行ってきた。しかし、実機評価は、供試品や計測器の手配、台上への設置や計測器の設定など事前準備が多いうえに、各機能のパラメータと入力信号や負荷の条件などの組み合わせを考慮すると、データの測定パターン数が多くなってしまふなどの問題があった。そこで、全てのコンポーネントをモデル化し、フルシミュレーションによる安定性評価を試みた。

全体モデルはSimulinkにて構築し、アシスト制御、およびモータ等の電気的なコンポーネントもSimulinkで作成した。メカニカルコンポーネントについては、コラム、モータ、減速機、インターミディエイトシャフト、ラック&ピニオンに分割し、非因果系モデリングツールを使ってモデリングを行った後、Simulink上で全体モデルと統合した。

図10は、いくつかのパラメータの組み合わせで実機の安定性データを計測し、同定を行った後のモデルを使用して安定性シミュレーションを行った波形である。シミュレーションの結果は、実機の結果の特徴をよく捉えており、安定性の評価指標であるゲイン余裕、および位相余裕の判定に十分に利用できるモデルとなった。このモデルを使用し、様々なパラメータを組み合わせることでシミュレーションを実施することで、安定性の評価が可能となった。



5. あとがき

本報では、シミュレーション技術を活用した効率的なEPS制御開発について、いくつかの事例を紹介した。NSKでは、およそ20年前からEPS制御開発にMBDを導入し、様々なシミュレーション技術を活用した効率的な開発を行ってきた。近年はお客様からの要求でシミュレーションモデルを提供する機会も増えており、他の車両コンポーネントとの連成のし易さといった要素も求められている。そうしたニーズも捉えながら、シミュレーション技術のさらなる活用により、引き続き開発効率の向上を目指す。

参考文献

- 1) 下川邊聡, 北爪徹也, “NSKのEPS制御技術”, NSK Technical Journal, 689 (2017) 51-57.

電気インピーダンス法を用いた深溝玉軸受の 潤滑状態モニタリング

丸山 泰右*, 前田 成志*, 中野 健**



丸山 泰右



前田 成志

Lubrication Condition Monitoring of Practical Ball Bearings by Electrical Impedance Method

T. Maruyama, M. Maeda, K. Nakano



中野 健

Tribology Online Vol. 14, No. 5, 327-338 (2019)の記事を和訳して転載

In this study, the electrical impedance method was developed to monitor the thickness and breakdown ratio of oil films in elliptical elastohydrodynamic (EHD) contacts of practical ball bearings. First, it is theoretically shown that the oil film thickness and breakdown ratio can be simultaneously measured from the complex impedance generated when a sinusoidal voltage is applied to elliptical contacts. Subsequently, lubrication conditions of practical ball bearings were monitored at an ambient temperature to verify the measurement accuracy of the developed method. The oil film thickness in the low-speed range was consistent with the theoretical value calculated by Hamrock–Dowson equation. However, in the high-speed range, the oil film was thinner than the theoretical value considered an ambient temperature. In this high-speed range, the results of both the outer ring temperature and bearing torque revealed that the viscous shear heating and starvation were occurring simultaneously, thus supporting that the measured thickness would be thinner than the theoretical value. Besides, the developed method can also measure the breakdown ratio, confirming that it increases in the low-speed range where the bearing torque increases. That is, it indicates that not only the oil film thickness but also the breakdown ratio can be evaluated quantitatively.

- | | |
|--|--|
| <ul style="list-style-type: none"> 1. 緒言 2. 測定原理 <ul style="list-style-type: none"> 2.1 概要 2.2 幾何学モデル 2.3 等価回路モデル 2.4 複素インピーダンス解析 3. 試験方法 <ul style="list-style-type: none"> 3.1 試験装置 3.2 試験片 3.3 試験手順 | <ul style="list-style-type: none"> 4. 試験結果 <ul style="list-style-type: none"> 4.1 Z と θ の測定結果 4.2 深溝玉軸受の潤滑状態モニタリング結果 4.3 試験軸受内輪の観察結果 5. 考察 <ul style="list-style-type: none"> 5.1 油膜測定精度の検証 5.2 油膜の破断率測定精度の検証 6. 結論 |
|--|--|

1. 緒言

近年, 地球温暖化¹⁾を背景として, 様々な機械のしゅう動部に用いられている転がり軸受には, 更なる低ト

ルク化が求められている. 軸受トルクを低減するためには, 例えば潤滑剤の粘度を下げる, あるいは潤滑剤

* 日本精工(株)
** 横浜国立大学

の封入量を減らすといった手段が講じられているが、それは転がり軸受のEHD (elastohydrodynamic)接触域²⁾における油膜の破断を促し、様々な表面損傷^{3)~5)}の原因となり得る。よって、転がり軸受の更なる低トルク化を図る上で理想的な潤滑状態とは、接触域内の油膜が破断しない程度まで、可能な限り薄くした状態であると言える。ゆえに、EHD 接触域における油膜厚さ、及び油膜の破断率は、その潤滑状態を表す指標として特に重要である。

従来、EHD 接触域における潤滑状態をモニタリングする手法について、様々な研究がなされてきた⁶⁾。特に光干渉法^{7)~14)}は、EHD 接触域における油膜厚さを精度良く測定することができるので広く用いられている。Johnston ら⁷⁾は、ガラスディスク試験片にスペーサー膜を施すことで、油膜測定精度が良いだけでなく、数 nm の非常に薄い油膜厚さも測定できる手法を開発した。また、光干渉法は、EHD 接触域における油膜分布についても詳細に把握することができるため、非定常状態における油膜測定^{8)~11)}や、特異な油膜形状に関する研究^{12) 13)}、あるいは時間依存性のある吸着膜厚さの測定¹⁴⁾等、幅広く利用されている。しかし、光を透過する材料を使用する必要があり、実際の軸受における潤滑状態を知ることができない。

光を透過しない材料を対象とした潤滑状態モニタリング手法としては、電気的手法が提案されている。電気的手法は、電気抵抗法 (electrical resistance method^{15)~20)}、静電容量法 (electrical capacitance method^{21)~24)}、および電気インピーダンス法 (electrical impedance method^{25)~29)}の3つに分類される。

まず電気抵抗法は、EHD 接触域に生じる電気抵抗を測定することで、油膜の破断率を測定することができる手法である。そのため、この手法は主に混合潤滑条件下における摩擦摩耗メカニズムの解明に関する研究に用いられてきた。Lugt ら¹⁸⁾や Load ら¹⁹⁾は、試験片の表面粗さと油膜の破断率との関係について報告している。

一方、静電容量法は、しゅう動する2面間をコンデンサーと見なし、測定される静電容量からEHD 接触域における油膜厚さを測定する手法である。Jablonka ら^{23) 24)}は、EHD 接触域内だけでなく、その周辺部もコンデンサーと見なすことで、光干渉法並みの測定精度を実現している。通常、EHD 接触周辺部は、しゅう動する2面間が潤滑油で満たされている領域とキャビテーション領域の2つが存在しており、彼らは油で満たされている領域の約25%がキャビテーション領域 (すなわち、油でなく空気によって

満たされている領域) で一定であると見なしている。しかし、キャビテーション領域の大きさは、試験条件によって大きく異なることが報告されている^{30)~32)}。更に、枯渇潤滑条件下では油で満たされていない領域がEHD 接触の前方にも存在するので^{33)~36)}、EHD 接触周辺部は潤滑油によって満たされていない領域が一定ではない。また、静電容量法は油膜の一部が破断する混合潤滑下では、油膜厚さを測定することができない。

近年、接触域に交流電圧を印加し、その際に測定される複素インピーダンスから油膜厚さと破断率を同時に測定する電気インピーダンス法が提案されている。電氣的インピーダンス法は、混合潤滑下でも油膜厚さを測定することができるというメリットがある。Nakano ら²⁵⁾や Manabe ら²⁶⁾は、2面間に生じる境界膜の物理的特性を調べるために、この手法を開発した。彼らは、固体表面形状の影響を最小限に抑えるために、水銀を鋼表面の対向表面として使用している。水銀を用いることで、接触させた見掛けの面積をコンデンサー電極の面積と等しいと見なすことができるので、油膜厚さ、および破断率について定量的に評価できることを示している。しかし水銀を下部試験片として用いているので、EHD 接触を対象としていない。EHD 接触域に電氣的インピーダンス法を適用した研究としては、Schnabel ら²⁷⁾、Nihira ら²⁸⁾、および Maruyama ら²⁹⁾の研究が挙げられる。Schnabel ら²⁷⁾は、混合潤滑下におけるEHD 接触域に生じるインピーダンスと位相を測定することで、油膜成分 (静電容量) と油膜破断成分 (電気抵抗) を測定し、摩擦係数との比較を行っている。しかし、油膜厚さ、および油膜の破断率そのものの算出までには至っていない。一方、Nihira²⁸⁾らは、潤滑油を薄く塗布したプレート試験片にボール試験片を衝突させた際の油膜厚さと破断率の同時計測を定量的に行っている。しかし、EHD 接触周辺部を潤滑油がどの程度満たしているのかが不明であるため、周辺部における静電容量を無視している。Maruyama ら²⁹⁾は、EHD 接触周辺部における静電容量も考慮することで光干渉法に匹敵する精度で油膜厚さを測定できることを見出した。しかし、ボールオンディスク型試験機 (つまり、点接触) を対象とした手法であるため、しゅう動する2面が互いに曲率を有し、かつしゅう動部が複数存在する深溝玉軸受 (つまり、楕円接触) に適用することができない。

そこで本研究では、従来の電氣的インピーダンス法²⁹⁾を改良し、実際の深溝玉軸受にも適用可能な油膜厚さと油膜の破断率に関する理論式を導いた。本手法は、実際の転がり軸受の潤滑状態を精度良くモニタリング

できるので、軸受の更なる低トルク化と長寿命化の両立を図る上で非常に重要な技術になると考えている。

2. 測定原理

2.1 概要

本研究で開発した手法は、まず EHD 接触域に交流電圧を印加し、その応答である複素インピーダンスを測定する。その後、測定されたインピーダンスの大きさと位相から、接触域における油膜厚さと油膜の破断率を定量化した。定量化のためには、接触域の2種類のモデル(「幾何学モデル」と「等価回路モデル」)が必要である。ただし、本論文では深溝玉軸受の EHD 楕円接触を対象としている。

2.2 幾何学モデル

まず初めに、深溝玉軸受の接触域における幾何モデルについて考える。深溝玉軸受の内輪、及び外輪の転走面には、転動体である鋼球を案内するための溝が加工されているため、接触域は楕円形になる。また、内輪と外輪の曲率半径がそれぞれ異なるため、各々の接触域に生じる油膜厚さは異なる³⁷⁾。一方、本手法を実際の軸受に適用した場合、軸受全体の複素インピーダンス Z しか測定できないので、各々の接触域について油膜厚さ、及び油膜の破断率を測定することができない。

そこで、本研究では Fig. 2.1 に示すような1組の楕円体と平板の接触状態を考え、内外輪の接触域にそれぞれ生じる油膜厚さ、及び油膜の破断率の平均値を求めることにした。但し、Fig. 2.1 中の \bar{r}_x [m] は転動体の転がり方向 (Fig. 2.1 中の x 軸方向) における内外輪の平均等価曲率半径、 \bar{r}_y [m] は転動体の転がり方向に垂直な方向 (Fig. 2.1 中の y 軸方向) における内外輪の平均等価曲率半径であり、 \bar{r}_x と \bar{r}_y はそれぞれ次式より求められる。

$$\bar{r}_x = \frac{r_{x1} + r_{x2}}{2} \quad (1)$$

$$\bar{r}_y = \frac{r_{y1} + r_{y2}}{2} \quad (2)$$

ここで、 r_{x1} [m] は x 軸方向における内輪と転動体間の等価曲率半径、 r_{x2} [m] は x 軸方向における外輪と転動体間の等価曲率半径、 r_{y1} [m] は y 軸方向における内輪と転動体間の等価曲率半径、 r_{y2} [m] は y 軸方向における外輪と転動体間の等価曲率半径である。この時、Fig. 2.1 に示す楕円体表面と xy 平面間の距離を表す方程式 $h(x, y)$ [m] は、以下のように表される。

$$\left(\frac{x}{\bar{r}_x}\right)^2 + \left(\frac{y}{\bar{r}_y}\right)^2 + \left(\frac{h_3 - h(x, y)}{\frac{\bar{r}_x + \bar{r}_y}{2}}\right)^2 = 1 \quad (3)$$

但し、上式 (3) 中の h_3 [m] は、Fig. 2.1 に示す楕円体中心の xy 平面からの高さであり、 $h_3 \geq h(x, y)$ を満たす。実際は、荷重を受ける際に弾性変形が生じるので厳密には楕円体ではないが、上式 (3) に示すように変形後も理想的な楕円体であると仮定した。尚、式 (3) 中の h_3 を求めるには、まずヘルツ接触楕円の長径 (Fig. 2.1 中の y 軸方向)、及び短径 (Fig. 2.1 中の x 軸方向) を求める必要がある。

ヘルツ接触楕円長径、及び短径は、内輪と転動体間、及び外輪と転動体間の接触域においてそれぞれ異なる。本研究では、それぞれの接触域における油膜厚さ、及び油膜の破断率の平均値を求めるため、各々の接触楕円長径と短径の平均値 \bar{a} [m]、 \bar{b} [m] を求めた。すなわち、内輪と転動体間の接触楕円長径を a_1 [m]、外輪と転動体間の接触楕円長径を a_2 [m]、内輪と転動体間の接触楕円短径を b_1 [m]、外輪と転動体間の接触楕円短径を b_2 [m] とおくと、 \bar{a} と \bar{b} はそれぞれ次式で表される。

$$\bar{a} = \frac{a_1 + a_2}{2} \quad (4)$$

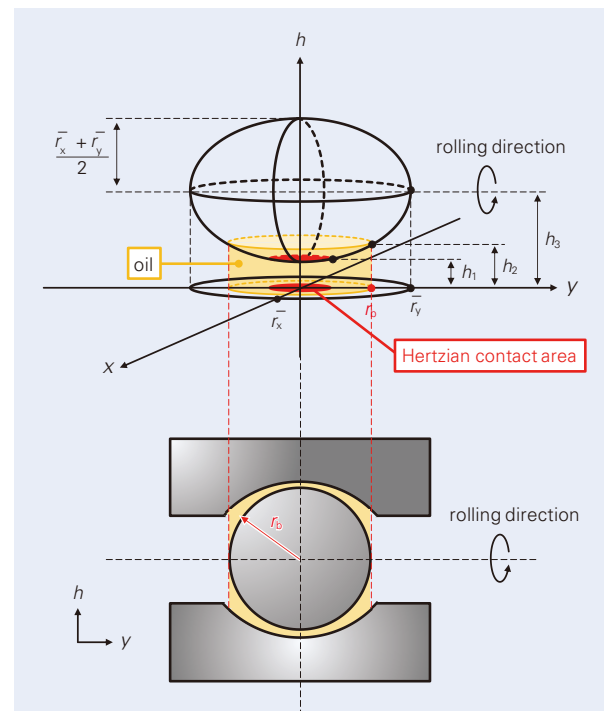


Fig. 2.1. Consideration of effective radius of deep groove ball bearing.

$$\bar{b} = \frac{b_1 + b_2}{2} \quad (5)$$

つまり、本手法は全ての接触楕円の大きさが一定である場合（すなわち、転がり軸受にアキシアル荷重のみを負荷している場合）に限り適用できることに注意が必要である。ラジアル荷重を負荷した場合、軸受内に負荷圏と非負荷圏が存在する（すなわち、接触楕円の大きさが一定ではない）ので、本手法を適用できない。

続いて、**Fig. 2.1** の x 軸方向、及び y 軸方向の幾何モデルについて **Fig. 2.2** に示す。但し、**Fig. 2.2** 中の h_1 [m] は EHD 接触域内の油膜を形成している領域における油膜厚さ、 r_b [m] は転動体の半径、 S_1 [m²] はヘルツ接触面積、 S_2 [m²] は、EHD 接触域の周辺部における潤滑油によって満たされている xy 平面上の投影面積、 α [-]（但し、 $0 \leq \alpha \leq 1$ ）は油膜の破断率である。ここで **Fig. 2.2** より、接触域内の油膜厚さ h_1 [m] が一定であると仮定した場合、ヘルツ接触楕円の長径：短径 = $\bar{a} : \bar{b}$ を満たす楕円が式(3)で表される楕円体のどの断面（但し、 xy 平面に平行な面）にも存在しない。すなわち、 $\bar{a} : \bar{b} \neq \bar{r}_y : \bar{r}_x$ であることに注意が必要である。そこで本研究では、接触面積 S_1 [m²] が $S_1 = \pi \bar{a} \bar{b}$ を満たし、かつ長径：短径 = $\bar{r}_y : \bar{r}_x$ を満たす楕円を本手法における接触楕円と定義した。新たに定義した接触楕円長径 \bar{a}' [m]、及び短径 \bar{b}' [m] は、次式より得られる。

$$\bar{a}' = \sqrt{\bar{a}\bar{b} \frac{\bar{r}_y}{\bar{r}_x}} \quad (6)$$

$$\bar{b}' = \sqrt{\bar{a}\bar{b} \frac{\bar{r}_x}{\bar{r}_y}} \quad (7)$$

よって、式(6)と式(7)より、式(3)中の h_3 は次式より得られる。

$$h_3 = h_1 + \frac{\bar{r}_x + \bar{r}_y}{2} \sqrt{1 - \frac{\bar{a}\bar{b}}{\bar{r}_x \bar{r}_y}} \quad (8)$$

更に、本研究では **Fig. 2.1** や **Fig. 2.2** に示すように、 y 軸方向に $y = r_b$ の位置まで二面間が潤滑油によって完全に満たされていると仮定した。EHD 接触周辺部における最大油膜厚さ h_2 [m] は、 $h_2 = h(x, y) = h(0, r_b)$ より、式(3)から次式(9)のように表される。

$$h_2 = h_3 - \frac{\bar{r}_x + \bar{r}_y}{2} \sqrt{1 - \left(\frac{r_b}{\bar{r}_y}\right)^2} \quad (9)$$

ところで、一般的に $\bar{r}_x < r_b$ なので、 x 軸方向に $x = r_b$ の位置まで二面間が潤滑油によって満たされていると仮定することができない。そこで、**Fig. 2.2**

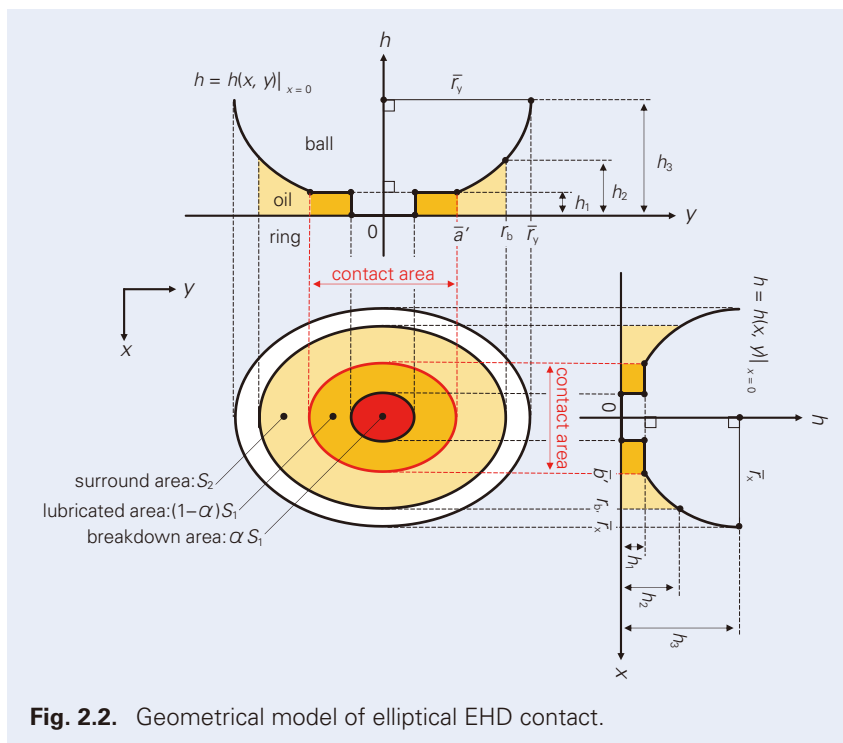


Fig. 2.2. Geometrical model of elliptical EHD contact.

に示すように、 x 軸方向には $h(x, 0) = h_2$ を満たす距離 $x = r_b'$ まで満たされていると仮定した。式(3)と式(9)より、 r_b' は次式(10)より求められる。

$$r_b' = \frac{\bar{r}_x}{\bar{r}_y} r_b \tag{10}$$

以上、楕円接触の場合、各 xy 座標における油膜厚さ $h(x, y)$ は、式(11)～式(13)のように表される。

$$h(x, y) = \begin{cases} 0, & 0 \leq x^2 / (\bar{b}' / \bar{a}')^2 + y^2 \leq \alpha \bar{a}'^2 \quad (11) \\ h_1, & \alpha \bar{a}'^2 \leq x^2 / (\bar{b}' / \bar{a}')^2 + y^2 \leq \bar{a}'^2 \quad (12) \\ h_3 - \frac{\bar{r}_x + \bar{r}_y}{2} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{\bar{r}_x}\right)^2 - \left(\frac{y}{\bar{r}_y}\right)^2}, & \bar{a}'^2 \leq x^2 / (\bar{b}' / \bar{a}')^2 + y^2 \leq r_b'^2 \quad (13) \end{cases}$$

2.3 等価回路モデル

続いて、転がり軸受の等価電気回路について **Fig. 2.3** に示す。但し、**Fig. 2.3** 中の R_1 [Ω] は油膜が破断している領域における電気抵抗、 C_1 [F] は EHD 接触域内の油膜形成部における静電容量、 C_2 [F] は EHD 接触周辺部における静電容量であり、それぞれ接触域 1 箇所当たりの物理量である。実際は、内輪と外輪の曲率半径は異なり、かつそれぞれの EHD 接触域に生じる油膜厚さも異なるので、上記 R_1 、 C_1 、 C_2 も内輪と転動体間、及び外輪と転動体間における接触域でそれぞれ異なる²²⁾。しかし、本研究では **Fig. 2.1** に示したように、内輪と転動体間、及び外輪と転動体間の等価曲率半径をそれぞれ平均化した楕円体と平板の接触状態を考え、各々の接触域に生じる複素インピーダンスはどこも同じであると仮定した。つまり、**Fig. 2.3** に示すように、全ての接触域が同じ等価回路であり、内外輪の接触域はそれぞれ直列回路で接続され、かつ転動体の数だけ並列回路で繋がっていると仮定した。よって前述した通り、本手法は転がり軸受にアキシアル荷重のみを負荷している場合に限り適用できる。

Fig. 2.3 中の R_1 、 C_1 、 C_2 は、それぞれ次式のように表すことができる。

$$R_1 = \frac{R_{10}}{\alpha} \tag{14}$$

$$C_1 = \frac{\varepsilon (1 - \alpha) S_1}{h_1} = \frac{\pi \varepsilon (1 - \alpha) \bar{a} \bar{b}}{h_1} \tag{15}$$

$$C_2 = \varepsilon \int_{a'}^{r_b'} \int_{b'}^{r_b'} \frac{dx dy}{h(x, y)} \tag{16}$$

但し、 ε [F/m] は潤滑油の誘電率、 R_{10} [Ω] は静電的な接触状態(すなわち、 $\alpha = 1$)における電気抵抗である。ここで、式(6)～式(8)、式(10)、式(13)を用いることで、式(16)は次式のように表される。

$$C_2 = 8\pi\varepsilon \frac{\bar{r}_x \bar{r}_y}{(\bar{r}_x + \bar{r}_y)^2} \left(h_3 \ln \left(\frac{h_2}{h_1} \right) + h_1 - h_2 \right) \tag{17}$$

一般的に、 $\bar{r}_y \gg \bar{a}$ 、 $\bar{r}_x \gg \bar{b}$ 、 $\bar{r}_y \gg h_1$ なので、上式(17)は下式(18)のように近似できる。

$$C_2 \approx 4\pi\varepsilon \frac{\bar{r}_x \bar{r}_y}{\bar{r}_x + \bar{r}_y} \left(\ln \left(\frac{\bar{r}_x + \bar{r}_y}{2h_1} \zeta \right) - \zeta \right) \tag{18}$$

但し、上式(18)中の ζ [–] は、次式で表される無次元定数である。

$$\zeta = 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r_b}{\bar{r}_y}\right)^2} \tag{19}$$

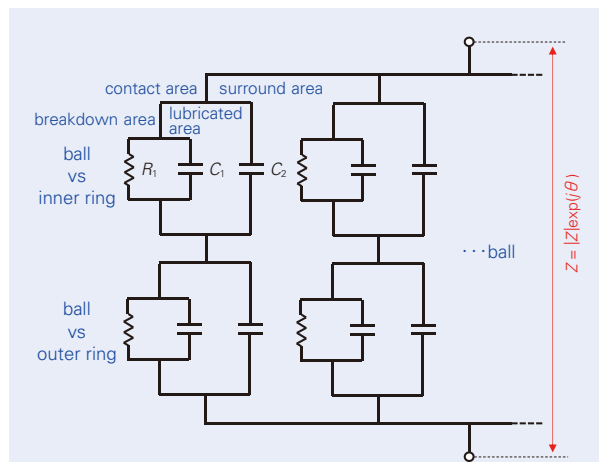


Fig. 2.3. Electrical model of ball bearing; R_1 : resistance in breakdown area, C_1 : capacitance in lubricated area within contact area, C_2 : capacitance in surround area completely filled with oil

式(18)より、 C_2 は、 \bar{a} 、及び \bar{b} に依存しないことがわかる。

2.4 複素インピーダンス解析

交流電圧 $V = V(t)$ と交流電流 $I = I(t)$ は、それぞれ次式のように与えられる。

$$V = |V| \exp(j\omega t) \quad (20)$$

$$I = |I| \exp(j(\omega t - \theta)) \quad (21)$$

ここで、 j は虚数であり、 t は時間である。式(20)と式(21)は、交流周波数 ω 、振幅 $|V|$ の交流電圧を印加した際に、位相が θ だけずれた交流周波数 ω 、振幅 $|I|$ の交流電流が生じることを意味する。よって、上式より複素インピーダンス Z は次式のように表される。

$$Z = \frac{V}{I} = |Z| \exp(j\theta) \quad (22)$$

ここで、上式に示す複素インピーダンス Z の大きさ $|Z| (= |V|/|I|)$ と位相 θ はLCRメータを用いることで測定することができる。また、Fig. 2.3に示す等価回路全体の Z は、転がり軸受の転動体数を $n[-]$ とおくと、次式(23)より求められる。

$$\frac{1}{Z} = \frac{n}{2} \left(\frac{1}{R_1} + j\omega (C_1 + C_2) \right) \quad (23)$$

通常、転がり軸受は1つの回転軸に対して2個以上用いられることが多い。よって、上式(23)に汎用性を持たせるため、測定対象となる転がり軸受の数を $k[-]$ とおいた場合を考える。 k 個の軸受が測定対象である場合、各々の軸受は回転軸に対して並列に接続されるので、式(23)は次式(24)のように表される。

$$\frac{1}{Z} = \frac{kn}{l} \left(\frac{1}{R_1} + j\omega (C_1 + C_2) \right) \quad (24)$$

但し、式(24)中の $l[-]$ は、転動体1個当たりの接触域の数である。例えば、ボールオンディスク型試験機のように転動体1個当たりの接触域が1つである場合 $l = 1$ (すなわち、ボール試験片とディスク試験片間の1箇所)、軸受試験の場合 $l = 2$ (すなわち、転動体と内外輪間の2箇所)となる。本研究では、ボールオンディスク型試験機²⁹⁾も対象とした電気インピーダンス法の一般式を導くため、以降は式(24)を用いることにする。勿論、複数の軸受を測定対象とする場合、全ての軸受、及び全ての接触域における平均値を求めることになる。ここで、式(22)と式(24)より、式(25)と式(26)が得られる。

$$R_1 = \frac{kn|Z|}{l \cos \theta} \quad (25)$$

$$C_1 + C_2 = -\frac{l \sin \theta}{kn\omega|Z|} \quad (26)$$

よって、式(14)、式(15)、式(18)より、式(25)と式(26)はそれぞれ次式のように表される。

$$\frac{R_{10}}{\alpha} = \frac{kn|Z|}{l \cos \theta} \quad (27)$$

$$\begin{aligned} & \frac{(1-\alpha)\bar{a}\bar{b}}{4h_1} \left(\frac{1}{\bar{r}_x} + \frac{1}{\bar{r}_y} \right) \exp \left(\frac{(1-\alpha)\bar{a}\bar{b}}{4h_1} \left(\frac{1}{\bar{r}_x} + \frac{1}{\bar{r}_y} \right) \right) \\ &= \frac{(1-\alpha)\bar{a}\bar{b}}{2\bar{r}_x\bar{r}_y\zeta} \exp \left(\zeta - \frac{l \sin \theta}{4\pi kn \epsilon \omega |Z|} \left(\frac{1}{\bar{r}_x} + \frac{1}{\bar{r}_y} \right) \right) \end{aligned} \quad (28)$$

式(27)より、求める油膜の破断率 α は、次式のように表される。

$$\alpha = \frac{lR_{10} \cos \theta}{kn|Z|} \quad (29)$$

一方、上式(28)より、 h_1 に関する陽関数を導くため、ランベルト W 関数 (Lambert W function^{38) 39)} を導入した。任意の複素数 z' に対して、ランベルト W 関数 $W(z')$ は、次式(30)のように定義される。

$$W(z') \exp(W(z')) = z' \quad (30)$$

よって、式(28)と式(30)より、 h_1 に関する陽関数として下式が求められる。

$$h_1 = \frac{(1-\alpha)\bar{a}\bar{b}}{4} \left(\frac{1}{r_x} + \frac{1}{r_y} \right) /$$

$$W \left(\frac{(1-\alpha)\bar{a}\bar{b}}{2\bar{r}_x\bar{r}_y\zeta} \exp \left(\zeta - \frac{l \sin \theta}{4\pi k n \epsilon \omega |Z|} \left(\frac{1}{r_x} + \frac{1}{r_y} \right) \right) \right) \quad (31)$$

本研究では、EHD 接触域における平均油膜厚さ \bar{h} [m] を求めた。すなわち、EHD 接触域の一部で油膜の破断が生じる場合、求める \bar{h} は α と h_1 を用いて次式(32)より求められる。

$$h = (1-\alpha) h_1 \quad (32)$$

以上、式(29)と式(32)より、深溝玉軸受の EHD 楕円接触における油膜厚さ、及び油膜の破断率を理論的に求められることを示した。尚、式(29)と式(32)はボールオンディスク型試験機のような点接触²⁹⁾にも適用可能なので、電気インピーダンス法の一般式と言える。

3. 試験方法

3.1 試験装置

本研究では、Fig. 3.1 に示す軸受試験機を用いて、電気インピーダンス法の測定精度について検証した。本試験機の測定対象となる軸受は深溝玉軸受 2 個であり、ばねを用いてアキシアル荷重 F_a [N] のみ負荷させた。この軸受試験機に電気インピーダンス法を適用するため、軸受内輪の回転軸に押し付けたカーボンブラシと軸受ハウジング間に LCR メータからの交流電圧を印加した。また、回転軸にはゴム製のタイミングベルトを用いることで、モーターと絶縁した状態で動力を伝えた。尚、本試験機は、内輪回転数 N [min^{-1}] を変化させた時の平均油膜厚さ \bar{h} [m] と油膜の破断率 α [-] だけでなく、軸受外輪温度 T [$^{\circ}\text{C}$] と軸受トルク M [$\text{N} \cdot \text{m}$] も同時に測定可能である。軸受外輪温度は熱電対を直接軸受外輪に取り付けて測定した。軸受トルクは、自由に回転できる軸受ハウジングに取り付けてある紐をロードセルに繋ぐことで測定した。

3.2 試験片

本研究に用いた試験軸受は、深溝玉軸受 608 (内径: 8 mm, 外径: 22 mm, 幅: 7 mm) であり、材質は 52 100 steel (ヤング率: 207 GPa, ポアソン比: 0.30) である。尚、保持器は樹脂製であり、シールは金属製である。軸受に封入した試験油としては PAO (poly- α -olefin oil, viscosity at 40 $^{\circ}\text{C}$: $\nu = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$) を用いた。この PAO の比誘電率 ϵ_{oil} [-] は、交流電圧 (RMS amplitude: $V_e = 1 \text{ V}$) の周波数 $f = 30 \text{ Hz} \sim 1.0 \text{ MHz}$ の範囲で $\epsilon_{\text{oil}} \approx 2.0$ であったので、 $\epsilon = \epsilon_{\text{oil}} \epsilon_0 = 2.0 \epsilon_0 \text{ F/m}$ として油膜厚さを計算した。但し、真空の誘電率 $\epsilon_0 = 8.85 \cdot 10^{-12} \text{ F/m}$ である。

3.3 試験手順

本研究における軸受試験は、全て室温（約 26 °C）で行った。試験を行う前に、石油ベンジンを用いて試験軸受を超音波洗浄し、潤滑油を 40 mg 封入後、金属製シールを装着した。試験軸受 2 個を回転軸に取り付け、**Fig. 3.1** に示すばねを用いてアキシャル荷重のみを負荷した状態で、回転軸と軸受ハウジング間に交流電圧 (RMS amplitude : $V_o = 1.5$ V, frequency : $f = 1.0$ MHz) を印加した。試験を行う際、まず初めに静的な接触状態 (すなわち、 $\alpha = 1$) における複素インピーダンス Z_0 [Ω] を測定した。この Z_0 より、次式 (33) を用いて式 (29) 中の電気抵抗 R_{10} [Ω] を求めた。

$$R_{10} = \frac{kn|Z_0|}{l\cos\theta_0} \quad (33)$$

但し、式 (33) 中の $|Z_0|$ [Ω], θ_0 [deg] は、 Z_0 の大きさと位相である。尚、式 (33) を式 (29) に代入することで、 α は k , l , n の影響を受けないことがわかる。続いて、試験軸受の内輪を回転させ、この動的な接触状態における $|Z|$, θ , T , M の 4 つのパラメータについて同時測定を行った (sampling rate : 1 Hz)。尚、本研究では試験軸受の内輪回転数 $N = 50 \text{ min}^{-1}$ から 40 min 毎に速度を増加させ、最終的に $N = 6\,000 \text{ min}^{-1}$ まで試験を行った (全試験時間 : 10 h)。本研究の試験結果は全て試験軸受 2 個分の平均値であり、電気インピーダンス法を用いて得られる平均油膜厚さを、Hamrock-Dowson の式³⁷⁾ から導かれる理論油膜厚さと比較した。但し、比較した理論値は内外輪と転動体間に生じる中央油膜厚さの平均値である。

4. 試験結果

4.1 $|Z|$ と θ の測定結果

試験軸受の内輪回転数 N を変化させた時の $|Z|$ と θ (lower) を測定した結果について、**Fig. 4.1** に示す。但し、各プロットは各回転数で試験を行った 40 min 後の測定結果である。 $|Z| \approx 0.1 \sim 1.5 \text{ k}\Omega$, $\theta \approx -10^\circ \sim -90^\circ$ であった。以降、この $|Z|$ と θ を用いて、試験軸受の EHD 楕円接触における平均油膜厚さ \bar{h} と油膜の破断率 α を算出した。

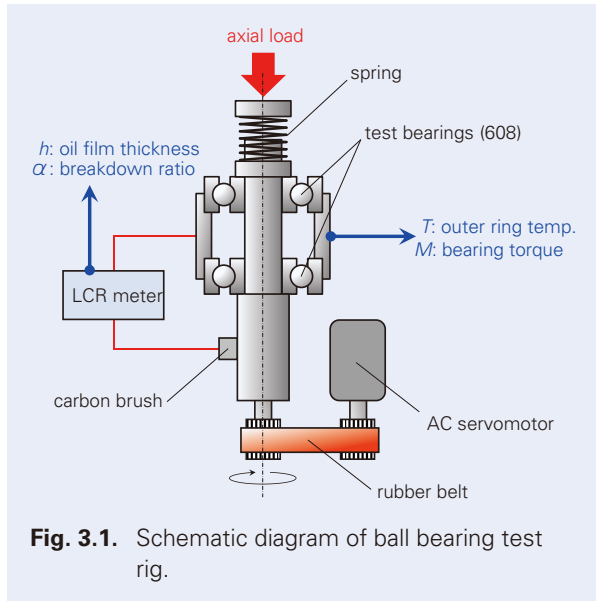


Fig. 3.1. Schematic diagram of ball bearing test rig.

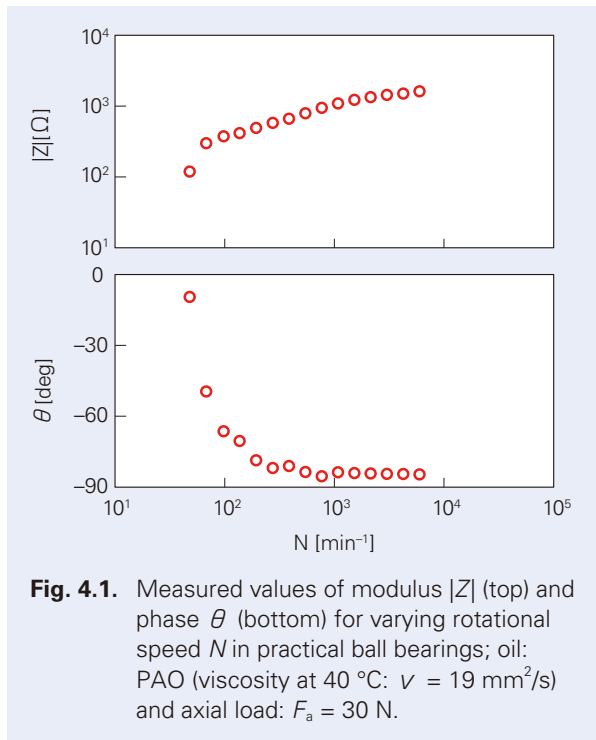


Fig. 4.1. Measured values of modulus $|Z|$ (top) and phase θ (bottom) for varying rotational speed N in practical ball bearings; oil: PAO (viscosity at 40 °C: $\nu = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$) and axial load: $F_a = 30 \text{ N}$.

4.2 深溝玉軸受の潤滑状態モニタリング結果

試験軸受の内輪回転数 $N = 50 \sim 6\,000 \text{ min}^{-1}$ まで変化した時の平均油膜厚さ \bar{h} [m], 油膜の破断率 α [-], 軸受外輪温度 T [°C], 軸受トルク M [N·m] を測定した結果について, Fig. 4.2 に示す. 但し, 各プロットは各回転数で試験を開始してから 40 min 経過後の測定結果であり, 同じ条件で 4 回試験を行った結果の平均値である. 尚, 図中の誤差範囲は標準偏差であり, 赤色のプロットは本研究で開発した電気インピーダンス法を用いて得られた測定結果である. また, 油膜厚さの測定結果を示すグラフ内の黒色の破線は, 室温における理論油膜厚さ³⁷⁾ である. 軸受外輪温度の測定結果に示す黒色の破線は, 室温を表す.

Fig. 4.2 より, 本手法を用いて得られた \bar{h} は, 低速度域では室温における理論値とほぼ一致することがわかった. 更に, α と M は低速度域において共に上昇していることから, 本手法は α も定量評価できることが示唆された. 一方, 高速度域では油膜厚さが室温に

おける理論値よりも薄くなっており, この時 T が上昇していることを確認した. 更に, この高速度域では M が減少していることも確認した.

次に, 低速度域 ($N = 100 \text{ min}^{-1}$) における 40 min 間の経時変化について, Fig. 4.3 に示す. 油膜厚さは時々数 nm 程度薄くなっているが理論値とほぼ等しいことを確認した. 一方, α と M は, 互いによく似た挙動を示していることがわかった. つまり, 金属接触が生じるほど軸受トルクが増加することがわかった.

最後に, 高速度域 ($N = 6\,000 \text{ min}^{-1}$) における経時変化について, Fig. 4.4 に示す. $\alpha \approx 0$ より, 流体潤滑領域で試験が行われたことがわかった. また, \bar{h} と M の結果から, 油膜が増加すると軸受トルクも増加することがわかった. これは, 走行跡に潤滑油が再流入^{40~42)} することで, 油膜と共に軸受トルクも増加したからであると考えられる. また, Fig. 4.4 より, 時間と共に T が上昇することも確認した.

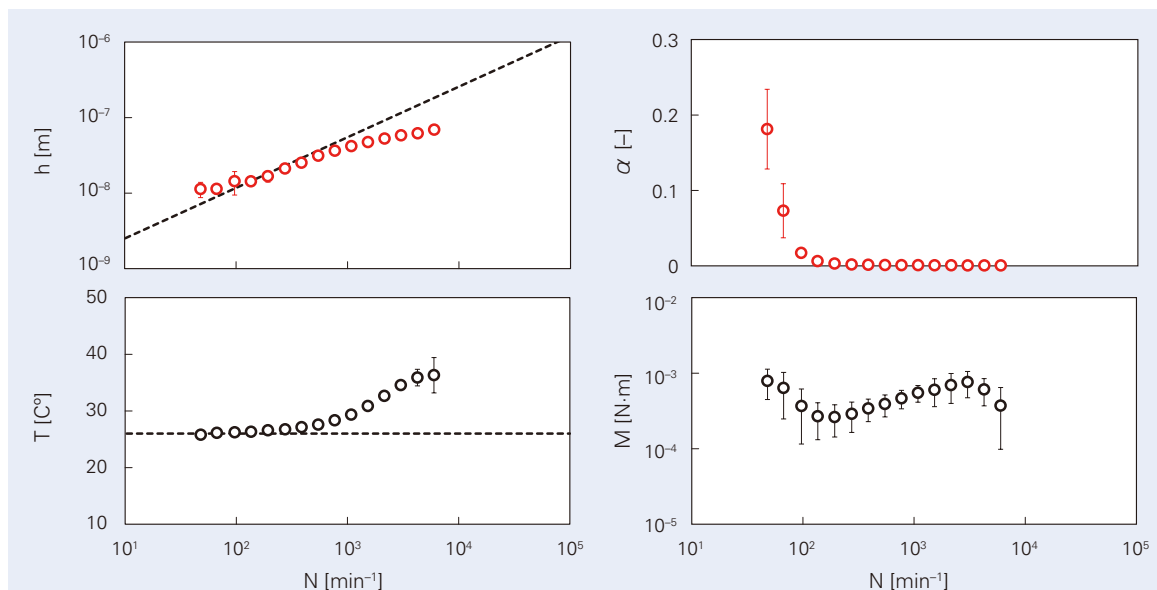


Fig. 4.2. Measured values of oil film thickness h (left top), breakdown ratio α (right top), outer ring temperature T (left bottom), and bearing torque M (right bottom) for varying rotational speed N ; oil: PAO (viscosity at 40 °C: $\nu = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$) and axial load: $F_a = 30 \text{ N}$; red open circles in graphs: measured values by electrical method; black dashed line in left top graph: theoretical prediction at room temperature (26 °C) by Hamrock and Dowson; black dashed line in left bottom graph: $T = 26 \text{ °C}$.

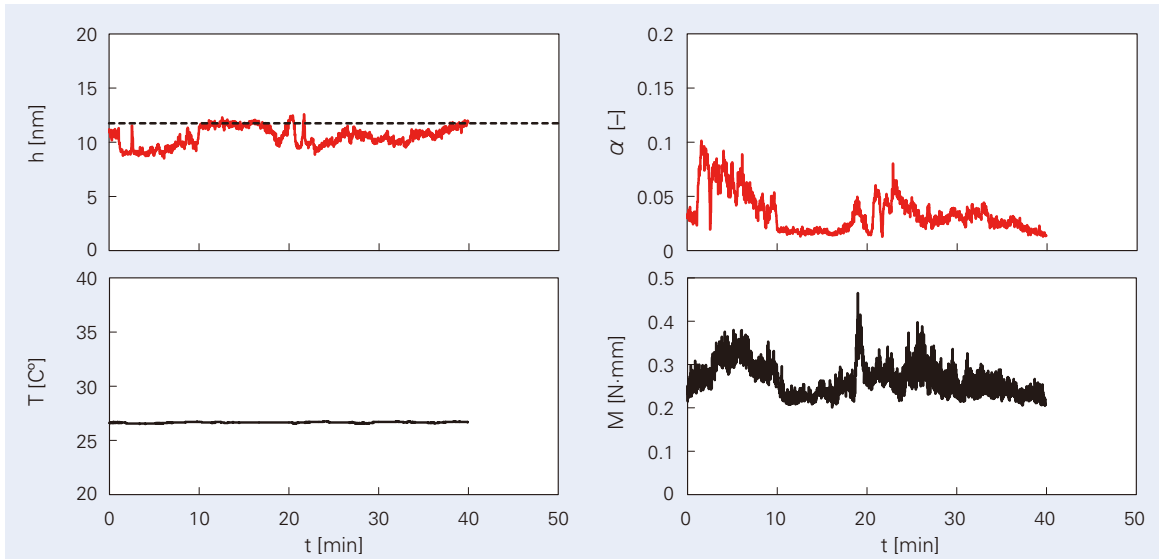


Fig. 4.3. Time evolutions of measured oil film thickness h (left top), breakdown ratio α (right top), outer ring temperature T (left bottom), and bearing torque M (right bottom); oil: PAO (viscosity at 40 °C: $\nu = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$), rotational speed: $N = 100 \text{ min}^{-1}$, and axial load: $F_a = 30 \text{ N}$; red lines in graphs: measured values by electrical method; black dashed line in left top graph: theoretical prediction at room temperature (26 °C) by Hamrock and Dowson.

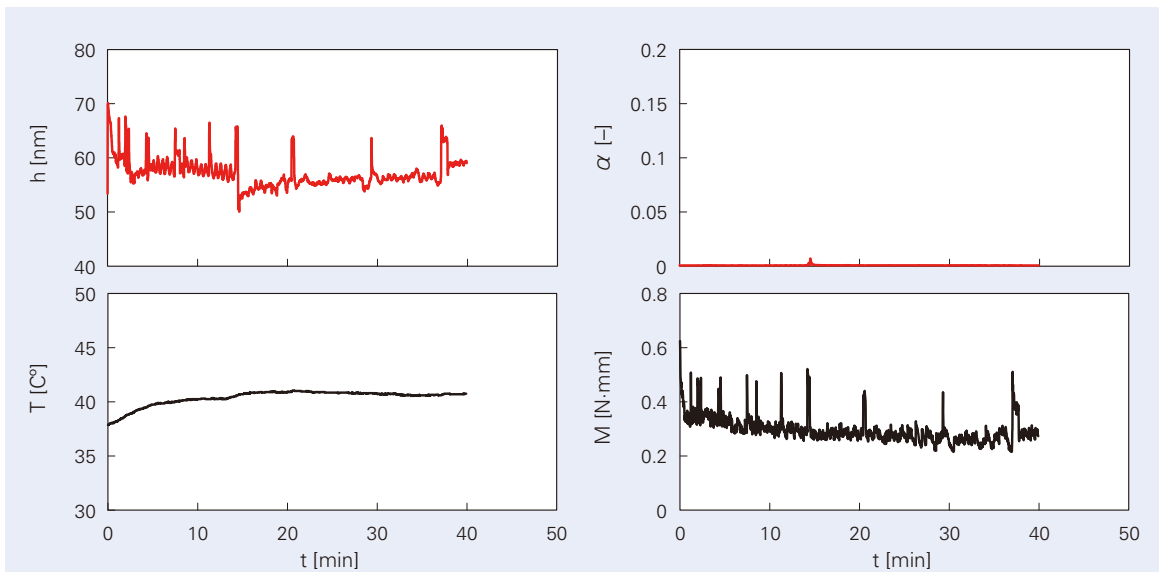
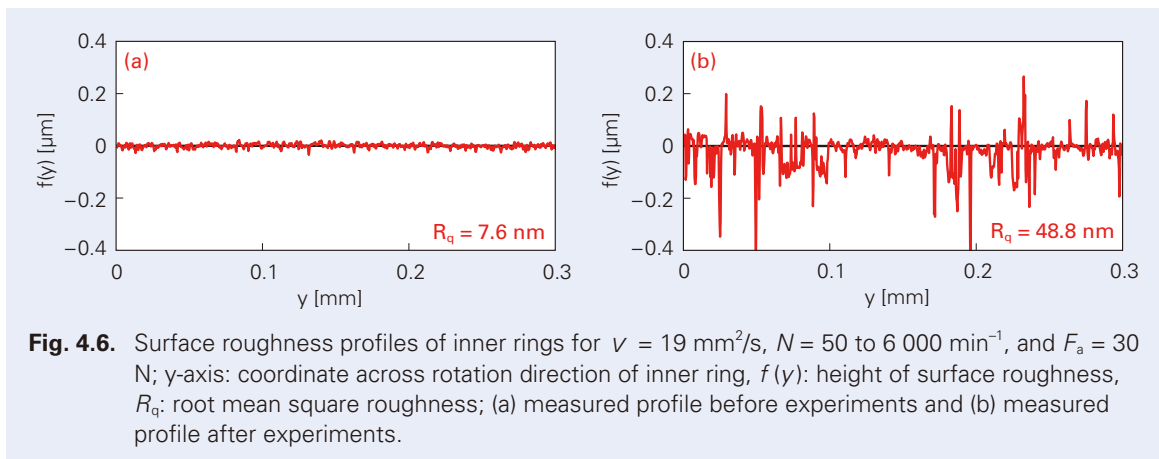
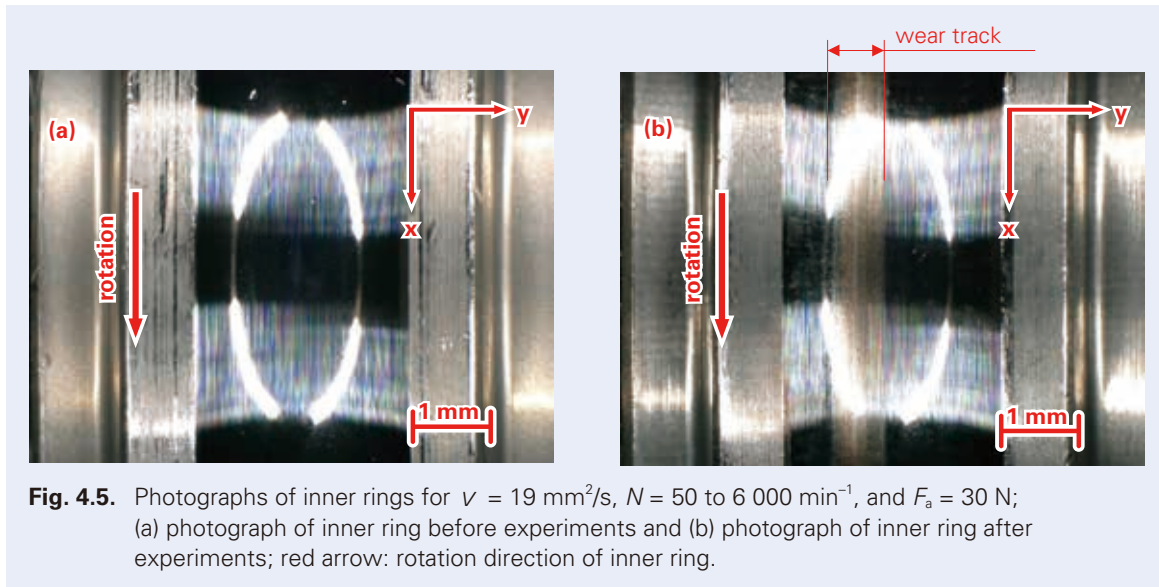


Fig. 4.4. Time evolutions of measured oil film thickness h (left top), breakdown ratio α (right top), outer ring temperature T (left bottom), and bearing torque M (right bottom); oil: PAO (viscosity at 40 °C: $\nu = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$), rotational speed: $N = 6\,000 \text{ min}^{-1}$, and axial load: $F_a = 30 \text{ N}$; red lines in graphs: measured values by electrical method.

4.3 試験軸受内輪の観察結果

光学顕微鏡を用いて、内輪転走面を観察した結果について、**Fig. 4.5**に示す。**Fig. 4.5** (b)は $N = 50 \sim 6\,000 \text{ min}^{-1}$ まで回転させた後の観察結果であり、走行跡に茶色く変色した摩耗痕を確認することができ

た。続いて、光干渉顕微鏡を用いて内輪転走面の表面粗さを測定した結果について、**Fig. 4.6**に示す。図中の y 軸（横軸）は内輪回転方向に垂直な向きである。**Fig. 4.6** (b)より、試験後、摩耗により表面粗さが増大していることがわかった。



5. 考察

5.1 油膜測定精度の検証

Fig. 4.2 より、本手法を用いて得られた \bar{h} は、低速度域では室温における理論油膜厚さとほぼ一致していることがわかった。一方、高速度域では理論値よりも薄くなっており、この時、軸受外輪温度 T が上昇していることから、せん断発熱^{43)~45)}が生じていたと考えられる。参考までに、接触域入口部における潤滑油の温度が T と等しいと仮定した時の理論油膜厚さについて、Fig. 5.1 に示す。Fig. 5.1 より、 T を考慮した理論値(破線のプロット)よりも、本手法を用いて得られた \bar{h} (実線のプロット)の方が更に薄いことがわかった。つまり、EHD 接触入口部における潤滑油の温度は、軸受外輪温度 T よりも更に高温であることが示唆された。

また、Fig. 4.4 より、高速度域では \bar{h} と M が互いに同じタイミングで増減していることを確認した。この結果から、接触域において枯渇と再流入が繰り返し生じていたことがわかる。つまり、この高速度域ではせん断発熱だけでなく枯渇潤滑も生じており、その結果本手法を用いた油膜厚さは理論値よりも薄くなったと考えられる。また Fig. 5.2 より、高速度域において M が減少したのも同様な理由であると考えられる。

ところで、本研究で開発した電気インピーダンス法は、Fig. 2.3 に示すように EHD 接触周辺部における静電容量 C_2 も考慮したことが特徴である。そこで、 C_2 が本手法の油膜測定精度に与える影響について考察した。 C_2 を考慮しない平均油膜厚さ \bar{h} は、式(26)に $C_2 = 0$ F を代入した次式より求められる。

$$\bar{h} = - \frac{\pi (1-\alpha)^2 \bar{a} \bar{b} k n \epsilon \omega |Z|}{l \sin \theta} \quad (34)$$

Fig. 5.2 は、 C_2 を考慮した油膜厚さ h [m] と C_2 を考慮しない油膜厚さ h' [m] を比較した結果である。但し、赤い実線は本研究で用いた深溝玉軸受 608 (楕円接触) を対象とした場合であり、赤い破線は過去の研究²⁹⁾ で使用したボールオンディスク型試験機 ($r_b = 12.7$ mm, 点接触) を対象としたシミュレーション結果である。どちらの結果も、油膜が破断していない状態(つまり、 $\alpha = 0$) を仮定している。Fig. 5.2 より、 C_2 を考慮しない場合、油膜厚さが薄く算出されることがわかった。また、軸受の場合とボールオンディスク型試験機の場合を比較した結果、 C_2 が油膜測定結果に及ぼす影響度が異なることがわかった。つまり、接触域周辺の形状によって、油膜測定精度に及ぼす C_2 の影響度が異なることがわかった。但し、どちら

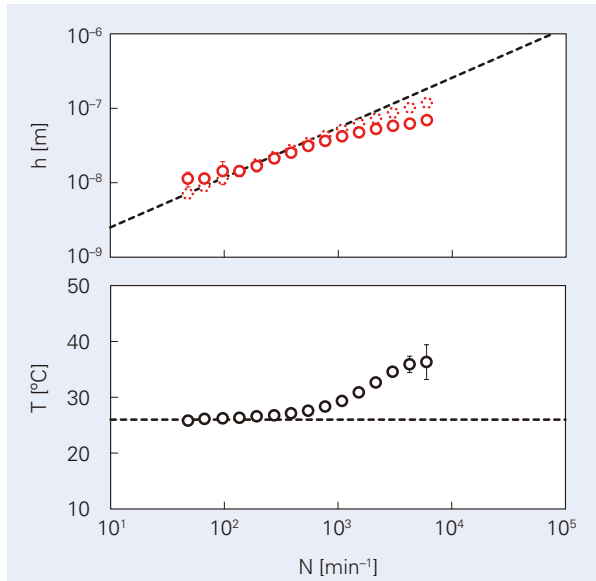


Fig. 5.1. Theoretical predictions of oil film thickness considering outer ring temperature T ; oil: PAO (viscosity at 40 °C: $\nu = 19$ mm²/s) and axial load: $F_a = 30$ N; red open circles in top graph: measured values by electrical method; red dashed circles in top graph: theoretical prediction at outer ring temperature T by Hamrock and Dowson; black dashed line in top graph: theoretical prediction at room temperature (26 °C) by Hamrock and Dowson; black dashed line in bottom graph: $T = 26$ °C.

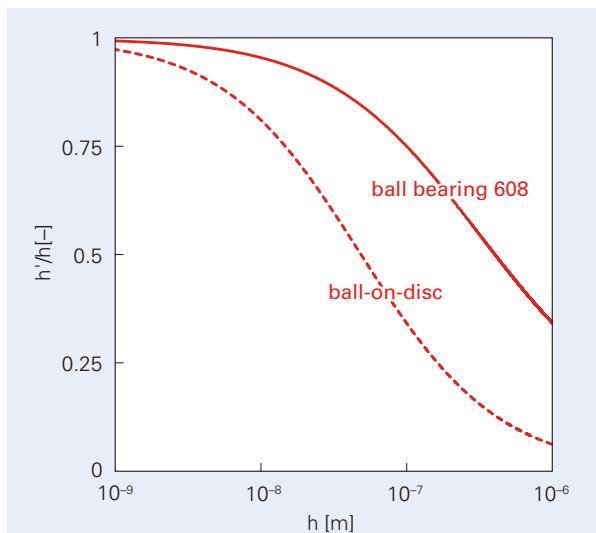


Fig. 5.2. Effect of C_2 on measurement accuracy of h with no breakdown area (i.e., $\alpha = 0$); h : theoretical values considering C_2 , h' : theoretical values not considering C_2 , red line: simulated results of practical ball bearing, red dashed line: simulated results of ball-on-disc-type apparatus.

の場合も油膜厚さが薄くなるほど C_2 の影響度が小さくなっていく。そこで、式 (15) と式 (18) より、油膜厚さが変化した時の C_1 と C_2 の大小関係について計算した。計算結果について、**Fig. 5.3** に示す。深溝玉軸受 608 の場合は $h \approx 400$ nm、ボールオンディスク型試験機の場合は $h \approx 50$ nm を境に C_1 と C_2 の大小関係が逆転することがわかった。すなわち、油膜が薄くなるほど C_1 に対して C_2 の占める割合は小さくなり、油膜測定精度にあまり影響を及ぼさなくなることがわかった。高速度域では **Fig. 4.4** に示すように枯渇潤滑が生じていた、すなわち EHD 接触周辺部が潤滑油によって十分満たされておらず、 C_2 に影響を及ぼしたと考えられるが、一般的に枯渇潤滑の場合は油膜厚さが薄くなるので油膜測定精度にあまり影響を及ぼさなかったと考えられる。尚、枯渇潤滑が C_2 に与える影響については、過去の研究²⁹⁾にて詳細に考察している。

5.2 油膜の破断率測定精度の検証

続いて、本手法を用いて得られる α の妥当性について検討するため、測定した油膜厚さと表面粗さの比である油膜パラメータ Λ [-] を計算し、油膜の破断率 α との関係について調べた。ここで、 Λ は次式より求められる³⁾。

$$\Lambda = \frac{\bar{h}}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}} \quad (35)$$

但し、式 (35) 中の \bar{h} [m] は本手法を用いて測定した平均油膜厚さ、 R_{q1} [m]、 R_{q2} [m] は転動体、及び軸受内輪転走面の二乗平均粗さであり、それぞれ $R_{q1} = 4.0$ nm、 $R_{q2} = 7.6$ nm である。 Λ と α の関係について、**Fig. 5.4** に示す。但し、図中の誤差範囲は 4 回試験を行った標準偏差である。**Fig. 5.4** より、 $\Lambda < 3$ の場合、 Λ が減少するほど α が増加することがわかった。Johnson ら⁴⁶⁾ は、直接接する表面粗さの突起数が油膜厚さに応じてポアソン分布で与えられると仮定し、理論的に $\Lambda < 3$ で油膜が破断することを見出している。よって、**Fig. 5.4** より、本手法は \bar{h} だけでなく α も定量的に評価できていることを確認した。

ところで、**Fig. 4.3** より、低速度域では α と M が互いに似た挙動を示していることを確認している。すなわち、金属接触が生じる面積が増えるほど、軸受トルクが増加することがわかった。Bowden ら^{47) 48)} は、真実接触面積が増えるほど接触域に生じる摩擦力が増加すると述べており、**Fig. 4.3** に示す結果を支持するものである。また **Fig. 4.5** (b) や **Fig. 4.6** (b) よ

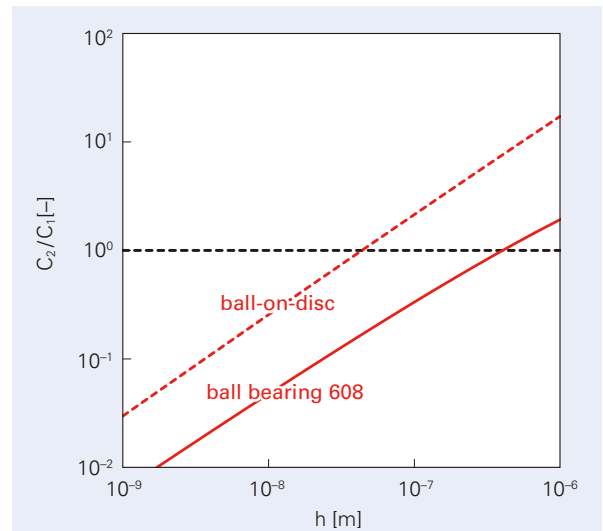


Fig. 5.3. Comparison of C_1 and C_2 varying h with no breakdown area (i.e., $\alpha = 0$); h : true oil film thickness, C_1 : capacitance in lubricated area within contact area, C_2 : capacitance in surround area completely filled with oil, red line: simulated results of practical ball bearing, red dashed line: simulated results of ball-on-disc-type apparatus, black dashed line: $C_1 = C_2$.

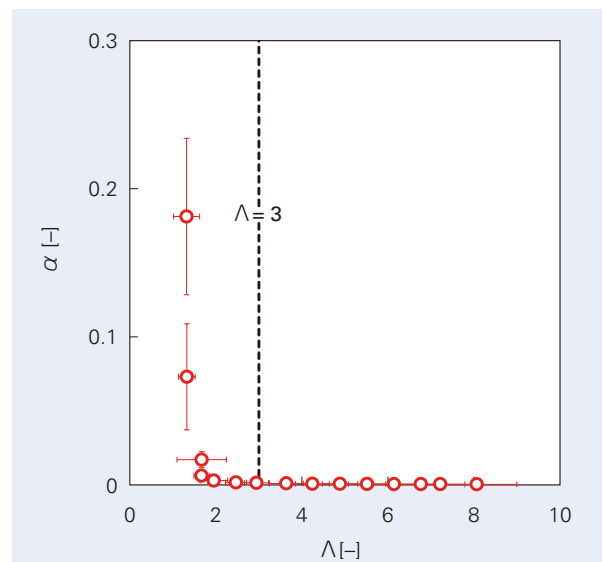


Fig. 5.4. Relationship between film parameter Λ and breakdown ratio α in practical ball bearings; oil: PAO (viscosity at 40 °C: $\nu = 19$ mm²/s) and axial load: $F_a = 30$ N; red open circles: measured values by electrical method; black dashed line: $\Lambda = 3$.

り、試験後、摩耗により表面粗さが大きくなっていることを確認しており、これらの観察結果は Fig. 4.2 に示したように、低速度域で α が増加した(すなわち、金属接触が生じた)ことを裏付ける結果である。

6. 結論

本研究では、点接触だけでなく楕円接触にも適用可能な電気インピーダンス法を開発した。更に、本手法を深溝玉軸受の潤滑状態モニタリングに適用し、その測定精度について検証した。具体的には、本手法を用いて得られる油膜厚さと油膜の破断率だけでなく、軸受外輪温度、軸受トルクについても同時に測定し、それらを比較することで本手法の測定精度について検証した。本研究で得られた知見について、以下に示す。

1. 実際の深溝玉軸受内の EHD 接触に交流電圧を印加した際に生じる複素インピーダンスから、油膜厚さと油膜の破断率を理論的に導けることを示した。本研究で導出した方程式は、楕円接触だけでなく、点接触にも適用可能であるため、電気インピーダンス法の一般式であると言える。
2. 試験軸受の内輪回転数を変化させる試験を行った結果、低速度域では電気インピーダンス法による平均油膜厚さと Hamrock-Dowson の式による中央油膜厚さはほぼ一致することを確認した。
3. 一方、高速度域では本手法を用いて得られた油膜厚さは、理論値よりも薄くなることがわかった。この時、軸受外輪温度が上昇していることからせん断発熱が生じていると考えられる。さらに、油膜厚さと軸受トルクが連動していたことから枯渇潤滑も生じていたことが示唆された。これらの結果は、測定された油膜厚さが理論値よりも薄くなることを支持する結果である。
4. 油膜パラメータ λ と油膜の破断率 α の関係から、 $\lambda < 3$ で油膜の破断率が上昇することを確認した。また、油膜の破断率だけでなく、軸受トルクも同時に上昇したことから、本手法は実際の軸受における油膜の破断率を定量的に評価できることを確認した。

本手法は、実際の深溝玉軸受の EHD 楕円接触における油膜厚さと油膜の破断率を同時にモニタリングすることができるため、転がり軸受の更なる低トルク化と長寿命化の両立を図る上で非常に重要な技術であると言える。また、本手法はボールオンディスク型試験機にも適用することが可能であるため、様々な基礎研究の発展にも貢献できることが期待される。

Nomenclature

a_1	semimajor axis of contact ellipse between rolling element and inner ring	[m]
a_2	semimajor axis of contact ellipse between rolling element and outer ring	[m]
\bar{a}	mean semimajor axis of contact ellipse expressed as $\bar{a} = (a_1 + a_2) / 2$	[m]
\bar{a}'	estimated mean semimajor axis of contact ellipse expressed as $\bar{a}' = \sqrt{\bar{a}\bar{b} \frac{\bar{r}_y}{\bar{r}_x}}$	[m]
b_1	semiminor axis of contact ellipse between rolling element and inner ring	[m]
b_2	semiminor axis of contact ellipse between rolling element and outer ring	[m]
\bar{b}	mean semiminor axis of contact ellipse expressed as $\bar{b} = (b_1 + b_2) / 2$	[m]
\bar{b}'	mstimated mean semiminor axis of contact ellipse expressed as $\bar{b}' = \sqrt{\bar{a}\bar{b} \frac{\bar{r}_x}{\bar{r}_y}}$	[m]
f	frequency of sinusoidal voltage	[Hz]
$f(y)$	height of surface roughness in y-axis direction	[m]
h_1	oil film thickness in lubricated area	[m]
h_2	maximum oil film thickness in surround area expressed as $h_2 = h_3 - \frac{\bar{r}_x + \bar{r}_y}{2} \sqrt{1 - \left(\frac{r_b}{\bar{r}_y}\right)^2}$	[m]
h_3	coordinate of ellipsoid center from x-y plane expressed as $h_3 = h_1 + \frac{\bar{r}_x + \bar{r}_y}{2} \sqrt{1 - \frac{\bar{a}\bar{b}}{\bar{r}_x\bar{r}_y}}$	[m]
\bar{h}	mean oil film thickness expressed as $\bar{h} = (1 - \alpha) h_1$	[m]
j	imaginary unit	[-]
k	number of bearings	[-]
l	number of contact areas per rolling element	[-]
n	number of rolling elements per bearing	[-]
r_b	radius of rolling element	[m]
r_b'	estimated radius of rolling element in rotation direction expressed as $r_b' = \frac{\bar{r}_x}{\bar{r}_y} r_b$	[m]
r_x	effective radius in rotation direction of rolling element	[m]
r_{x1}	effective radius in rotation direction between rolling element and inner ring	[m]
r_{x2}	effective radius in rotation direction between rolling element and outer ring	[m]
\bar{r}_x	mean effective radius in rotation direction expressed as $\bar{r}_x = (r_{x1} + r_{x2}) / 2$	[m]
r_y	effective radius perpendicular to rotation direction of rolling element	[m]
r_{y1}	effective radius perpendicular to rotation direction between rolling element and inner ring	[m]
r_{y2}	effective radius perpendicular to rotation direction between rolling element and outer ring	[m]
\bar{r}_y	mean effective radius perpendicular to rotation direction expressed as $\bar{r}_y = (r_{y1} + r_{y2}) / 2$	[m]
t	time	[s]
x	coordinate in rotation direction	[m]
y	coordinate across rotation direction	[m]
z'	complex number	[-]
C_1	capacitance in lubricated area within contact area	[F]
C_2	capacitance in surround area completely filled with oil	[F]
F_a	axial load	[N]
I	alternating current (AC) expressed as $I = I \exp(j(\omega t - \theta))$	[A]
$ I $	amplitude of alternating current	[A]

I_e	RMS amplitude of alternating current expressed as $I_e = \frac{1}{\sqrt{2}} I $	[A]
M	bearing torque	[N·m]
N	rotational speed	[min ⁻¹]
R_1	resistance in breakdown area under dynamic contact condition	[Ω]
R_{10}	resistance of the breakdown area under stationary contact condition (i.e., $\alpha = 1$)	[Ω]
R_q	root mean square roughness	[m]
R_{q1}	root mean square roughness of rolling element	[m]
R_{q2}	root mean square roughness of inner ring	[m]
S_1	Hertzian contact area	[m ²]
S_2	surround area of EHD contact	[m ²]
T	outer ring temperature of bearing	[°C]
V	sinusoidal voltage expressed as $V = V \exp(j\omega t)$	[V]
$ V $	amplitude of sinusoidal voltage	[V]
V_e	RMS amplitude of sinusoidal voltage expressed as $V_e = \frac{1}{\sqrt{2}} V $	[V]
W	Lambert W function	
Z	complex impedance expressed as $Z = V/I = Z \exp(j\theta)$	[Ω]
$ Z $	modulus of complex impedance under dynamic contact condition	[Ω]
$ Z_0 $	modulus of complex impedance under stationary contact condition	[Ω]
α	breakdown ratio of oil films	[-]
ε	complex dielectric constant of oil	[F/m]
ε_0	dielectric constant of vacuum	[F/m]
ε_{oil}	relative permittivity of oil	[-]
ζ	dimensionless constant expressed as $\zeta = 1 - \sqrt{1 - (r_b / r_y)^2}$	[-]
θ	phase of complex impedance under dynamic contact condition	[deg]
θ_0	phase of complex impedance under stationary contact condition	[deg]
ν	kinematic viscosity of oil	[mm ² /s]
ω	angular frequency of AC voltage expressed as $\omega = 2\pi f$	[rad/s]
Λ	film parameter expressed as $\Lambda = \bar{h} \sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}$	[-]

参考文献

- 1) Jianjun, Y., Jonathan, O., Cheryl, P. and Ronald, S., "Big Jump of Record Warm Global Mean Surface Temperature in 2014–2016 Related to Unusually Large Oceanic Heat Releases," *Geophysical Research Letters*, 45, 2, 2018, 1069–1078.
- 2) Gohar, R. and Cameron, A., "The Mapping of Elastohydrodynamic Contacts," *ASLE Transactions*, 10, 1967, 215–225.
- 3) Tallian, T. E., "On Competing Failure Modes in Rolling Contact," *ASLE transactions*, 10, 4, 1967, 418–439.
- 4) Zhu, D., Martini, A., Wang, W., Hu, Y., Lisowsky, B. and Wang, Q. J., "Simulation of Sliding Wear in Mixed Lubrication," *ASME Journal of tribology*, 129, 3, 2007, 544–552.
- 5) Maruyama, T., Saitoh, T. and Yokouchi, A., "Differences in Mechanisms for Fretting Wear Reduction between Oil and Grease Lubrication," *Tribology Transactions*, 60, 2017, 497–505.
- 6) Albahrani, S. M. B., Philippon, D., Vergne, P. and Bluet, J. M., "A Review of In Situ Methodologies for Studying Elastohydrodynamic Lubrication," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering tribology*, 230, 2016, 86–110.
- 7) Johnston, G. J., Wayte, R. and Spikes, H. A., "The Measurement and Study of Very Thin Lubricant Films in Concentrated Contacts," *Tribology Transactions*, 34, 1991, 187–194.
- 8) Kaneta, M., Sakai, T. and Nishikawa, H., "Effects of Surface Roughness on Point Contact EHL," *Tribology Transactions*, 36, 4, 1993, 605–612.
- 9) Sugimura, J., Jones, W. R. and Spikes, H. A., "EHD Film Thickness in Non-steady State Contacts," *ASME Journal of tribology*, 120, 1998, 442–452.
- 10) Kaneta, M., Ozaki, S., Nishikawa, H. and Guo, F., "Effects of Impact Loads on Point Contact Elastohydrodynamic Lubrication Films," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering tribology*, 221, 2007, 271–278.
- 11) Maruyama, T. and Saitoh, T., "Oil Film Behavior under Minute Vibrating Conditions in EHL Point Contacts," *Tribology International*, 43, 2010, 1279–1286.
- 12) Kaneta, M., Nishikawa, H., Kanada, T. and Matsuda, K., "Abnormal Phenomena Appearing in EHL Contacts," *ASME Journal of tribology*, 118, 1996, 886–892.
- 13) Yagi, K. and Vergne, P., "Abnormal Film Shapes in Sliding Elastohydrodynamic Contacts Lubricated by Fatty Alcohols," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering tribology*, 221, 2007, 287–300.
- 14) Nakano, K., and Spikes, H. A., "Process of Boundary Film Formation from Fatty Acid Solution," *Tribology Online*, 7, 2012, 1–7.
- 15) Furey, M. J., "Metallic Contact and Friction between Sliding Surfaces," *ASLE Transactions*, 4, 1961, 1–11.
- 16) Tallian, T. E., Chiu, Y. P., Huttenlocher, D. F., Kamenshine, J. A., Sibley, L. B. and Sindlinger, N. E., "Lubricant Films in Rolling Contact of Rough Surfaces," *ASLE Transactions*, 7, 2, 1964, 109–126.
- 17) Chu, P. S. Y. and Cameron, A., "Flow of Electric Current Through Lubricated Contacts," *ASLE Transactions*, 10, 1967, 226–234.
- 18) Lugt, P. M., Severt, R. W. M., Fogelström, J. and Tripp, J. H., "Influence of Surface Topography on Friction, Film Breakdown and Running-in in the Mixed Lubrication Regime", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering tribology*, 215, 2001, 519–533.
- 19) Lord, J. and Larsson, R., "Film-forming Capability in Rough Surface EHL Investigated Using Contact Resistance," *Tribology International*, 41, 9–10, 2008, 831–838.
- 20) Clarke, A., Weeks, I. J. J., Evans, H. P. and Snidle, R. W., "An Investigation into Mixed Lubrication Conditions Using Electrical Contact Resistance Techniques," *Tribology International*, 93, 2016, 709–716.
- 21) Crook, A.W., "Elastohydrodynamic Lubrication of Rollers," *Nature*, 190, 1961, 1182–1183.
- 22) Prashada, H., "Theoretical Evaluation of Impedance, Capacitance and Charge Accumulation on Roller Bearing Operated under Electrical Fields," *Wear*, 125, 1988, 223–239.
- 23) Jablonka, K., Glovnea, R. and Bongaerts, J., "Evaluation of EHD Films by Electrical Capacitance," *Journal of physics D: applied physics*, 45, 38, 2012, 385301.
- 24) Jablonka, K., Glovnea, R., Bongaerts, J. and Morales-Espejel, G., "The Effect of the Polarity of the Lubricant upon Capacitance Measurements of EHD Contacts," *Tribology International*, 61, 2013, 95–101.
- 25) Nakano, K. and Akiyama, Y., "Simultaneous Measurement of Film Thickness and Coverage of Loaded Boundary Films with Complex Impedance Analysis," *Tribology Letters*, 22, 1, 2006, 127–134.
- 26) Manabe, K. and Nakano, K., "Breakdown of Oil Films and Formation of Residual Films," *Tribology International*, 41, 2008, 1103–1113.
- 27) Schnabel, A., Marklund, P., Minami, I. and Larsson, R., "Monitoring of Running-in of an EHL Contact Using Contact Impedance," *Tribology Letters*, 63, 35, 2016, DOI:10.1007/s11249-016-0727-2.
- 28) Nihira, T., Manabe, K., Tadokoro, C., Ozaki, S. and Nakano, K., "Complex Impedance Measurement Applied to Short-time Contact between Colliding Steel Surfaces," *Tribology Letters*, 57, 29, 2015, DOI 10.1007/s11249-015-0478-5.
- 29) Maruyama, T. and Nakano, K., "In Situ Quantification of Oil Film Formation and Breakdown in EHD Contacts," *Tribology Transactions*, 61, 6, 2018, 1057–1066.
- 30) Otsu, T., Tanaka, H., Izumi, N. and Sugimura, J., "Effect of Surrounding Gas on Cavitation in EHL," *Tribology Online*, 4, 2, 2009, 50–54.
- 31) Otsu, T., Tanaka, H. and Sugimura, J., "Initiation and Growth of Gaseous Cavity in Concentrated Contact in Various Surrounding Gases," *Tribology International*, 53, 2012, 68–75.
- 32) Emden, E. V., Venner, C. H. and Morales-Espejel, G. E., "Aspects of Flow and Cavitation Around an EHL Contact," *Tribology International*, 95, 2016, 435–448.
- 33) Wedeven, L. D., Evans, D. and Cameron, A., "Optical Analysis of Ball Bearing Starvation," *ASME Journal of lubrication technology*, 93, 3, 1971, 349–361.
- 34) Hamrock, B. J. and Dowson, D., "Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts: Part IV—Starvation Results," *ASME Journal of lubrication technology*, 99, 1977, 15–23.
- 35) Cann, P. M., "The Transition between Fully Flooded and Starved Regimes in EHL," *Tribology International*, 37, 2004, 859–864.
- 36) Maruyama, T. and Saitoh, T., "Relationship between Supplied Oil Flow Rates and Oil Film Thicknesses under Starved Elastohydrodynamic Lubrication," *Lubricants*, 3, 2015, 365–380.
- 37) Hamrock, B. J. and Dowson, D., "Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts: Part III—Fully Flooded Results," *ASME Journal of lubrication technology*, 99, 2, 1977, 264–275.
- 38) Lambert, J. H., "Observationes Variæ in Mathesin Puram," *Acta Helvetica Physico-mathematico-anatomico-botanico-medica*, 3, 1758, 128–168.
- 39) Corless, R. M., Gonnet, G. H., Hare, D. E. G., Jeffrey, D. J. and Knuth, D. E., "On the Lambert W Function," *Advances in Computational Mathematics*, 5, 1996, 329–359.
- 40) Jacod, B., Pubilier, F., Cann, P. M. E. and Lubrecht, A. A., "An Analysis of Track Replenishment Mechanisms in the Starved Regime," *Tribology Series*, 36, 1999, 483–492.
- 41) Gershuni, L., Larson, M. G. and Lugt, P. M., "Lubricant Replenishment in Rolling Bearing Contacts," *Tribology Transactions*, 51, 5, 2008, 643–651.
- 42) Nogi, T., "An Analysis of Starved EHL Point Contacts with Reflow," *Tribology Online*, 10, 1, 2015, 64–75.
- 43) Bair, S., "Shear Thinning Correction for Rolling/Sliding Elastohydrodynamic Film Thickness," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 219, 1, 2005, 69–74.
- 44) Liu, Y., Wang, Q. J., Bair, S. and Vergne, P., "A Quantitative Solution for the Full Shear-Thinning EHL Point Contact Problem Including Traction," *Tribology letters*, 28, 2, 2007, 171–181.
- 45) Katyal, P. and Kumar, P., "Central film thickness formula for shear thinning lubricants in EHL point contacts under pure rolling," *Tribology International*, 48, 2012, 113–121.
- 46) Johnson, K. L., Greenwood, J. A. and Poon, S. Y., "A Simple Theory of Asperity Contact in Elastohydrodynamic Lubrication," *Wear*, 19, 1, 1972, 91–108.
- 47) Bowden, F. P. and Tabor, D., "The Friction and Lubrication of Solids," Oxford, 1, 1950.
- 48) Bowden, F. P. and Tabor, D., "The Friction and Lubrication of Solids," Oxford, 2, 1964.

院内搬送アシストロボットによる 医療従事者の負担軽減取り組み



岡村 俊彦*

岡村 俊彦

Assistive Robot to Aid Medical Staff in Patient Transport

T. Okamura

一般社団法人 人間工学会の転載許諾を得て、日本人間工学会第 64 回大会抄録集より転載

Recent work style reforms and the ongoing decrease in the working population are creating significant challenges for medical staffing. We developed a robot to assist in the transport of patients on stretchers in hospitals as a way to ease labor shortages and support healthcare staff in this physically demanding task. Through an implementation project sponsored by Kanagawa Prefecture, we compared the physical burden of moving patients on a stretcher with and without the assistive robot at Shonan Kamakura General Hospital. Using the Ovako working posture assessment system (OWAS), we found that the manual transport of stretchers is AC4, a work posture with an extremely harmful effect on the musculoskeletal system. Using the assistive robot reduces the OWAS level to AC1, the lowest level of risk to the provider.

1. まえがき
2. 病棟観察
3. 院内搬送アシストロボット
4. 神奈川県「令和 4 年度新型コロナウイルス感染症対策ロボット実装事業」
5. 全身評価手法 - OWAS 法による評価
6. あとがき

1. まえがき

日本は世界でも有数の医療先進国であり、私たちは日々、質の高い医療サービスを楽しんでいる。これらは医師の献身的な努力と過重労働によって成り立っているとんでもない。実態として患者の命を守るために当直明けの睡眠不足の医師が診療、手術執刀せざるを得ない現状があり、医療安全の観点から現状の医療体制の改善が必要である。このような背景から厚生労働省は、2024 年度に医師の働き方改革を施

行予定である。医師の働き方改革は、勤務医の時間外労働の年間上限を原則 960 時間とするなど、医師の労働時間に関する取り決めを中心として、医師の働き方の適正化に向けた取り組みのことである。

この制度は医師の健康を守ることや、医療事故を防ぐための素晴らしい取り組みである一方で、医療業界は人海戦術によって医療現場を回してきた従来の仕組みからの脱却が求められている。また、2030 年には、

* 技術開発本部、新領域商品開発センター、技術開発第一部

人口減少・少子化・高齢化社会（人口のおよそ3割が65歳以上）の到来によって従来のように労働人口の確保が難しくなる2030年問題が控えている。このため、医療現場では、医師の業務を他職種に移管するタスクシフティングに加えて、その受け皿として、ロボットを活用することで人手不足解消と業務効率向上が求められている。

本稿では医療法人 徳洲会 湘南鎌倉総合病院における医療従事者の業務観察と業務分析を通して、看護師や看護補助者が身体負担を感じるストレッチャーによる患者搬送業務に着目し、院内搬送アシストロボットを開発した。その導入効果として姿勢評価法であるOWAS法¹⁾によって、身体負担が軽減されることを実証した。

2. 病棟観察

本稿では、医療現場に根付く真のニーズを発掘するために、医療法人 徳洲会 湘南鎌倉総合病院を訪問し、看護師や看護補助者の業務観察と業務分析を行った。その結果、看護師や看護補助者が日々行っているストレッチャーによる患者搬送業務は、身体負担が大きい肉体的労働であることが判明した。

患者搬送に用いられる医療用ストレッチャーの重量は約70kgであり、更に、約50～70kgの患者が搭乗して搬送されるため、搬送総重量は120～140kgにもなる。看護師や看護補助者は、患者の日々の定期検査のためにストレッチャー搬送業務を行っており、その搬送重量の重さから、走る・曲がる・止まるの各動作の際に腰や膝に負担が大きく掛かることが判明した。また、ストレッチャーは横長な形状のため、小柄な女性が多い看護師や看護補助者にとっては操作が難しい問題も浮き彫りとなった。

一方で、病院施設を維持・管理している事務局は、看護師や看護補助者のストレッチャー搬送業務による身体負担による健康被害に気を掛けていることや、ストレッチャーの操作ミスによって（曲がり角を制御しきれずに）、ストレッチャーを病院施設の壁面にぶつけてしまうことで発生する修繕費、看護師や看護補助者の個人々人によってストレッチャー搬送品質（患者の乗り心地）にバラツキがあることなどに悩んでいることが判明した。

3. 院内搬送アシストロボット

本稿では、ストレッチャー搬送業務を観察・分析した結果、看護師・看護補助者のストレッチャー搬送時の身体負担軽減を目的としたリモコン操作による院内搬送アシストロボットを開発した。

院内搬送アシストロボットは、現場（使い慣れたストレッチャーを活用したい）や病院事務局からの要望により病院が既に保有する“既存の病院資産を活用できること”、“使用対象がストレッチャーに限定されない、すなわち、汎用性があること”をコンセプトに、アタッチメント機具を既存のストレッチャーに取り付けることで搬送支援が可能なロボットとして、主に以下の5つの機能を備えることとした。（図1）

- ① 全方向移動が可能なモータアシスト
- ② 電動昇降機で簡単接続できる
- ③ 交換式バッテリーにより常に稼働ができる
- ④ 直感的なリモコン操作ができる
- ⑤ アタッチメント機具で既存のストレッチャーを使用できる

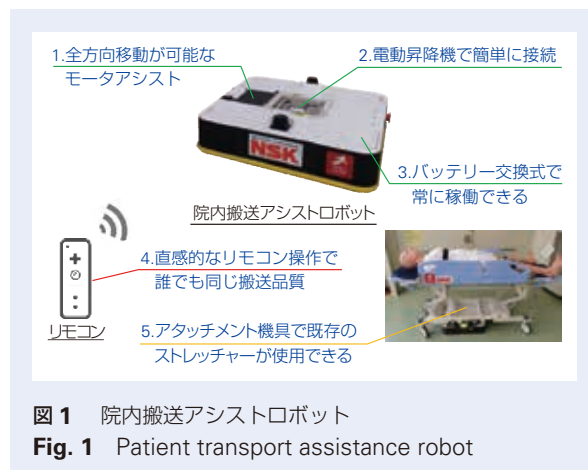


図1 院内搬送アシストロボット

Fig. 1 Patient transport assistance robot

4. 神奈川県「令和4年度新型コロナウイルス感染症対策ロボット実装事業」

本稿で扱う院内搬送アシストロボットは、コロナウイルス感染症対策として、ロボット導入を進める神奈川県が主催する神奈川県「令和4年度新型コロナウイルス感染症対策ロボット実装事業」に採択され、医療法人 徳洲会 湘南鎌倉総合病院にて、実際に入院している病棟患者を対象としたストレッチャー搬送業務に使用された。

この実装事業では、湘南鎌倉総合病院に従事する看護補助者によって院内搬送アシストロボットの操作が行われ、ロボットによる患者のストレッチャー搬送業務が実施された。

5. 全身評価手法 - OWAS 法による評価

本稿では、ストレッチャー搬送業務に伴う身体負担の評価方法について調査を行ったところ、現状において、ストレッチャー搬送の定量的な身体負担評価方法が確立されていないことが判明した。

このため、本稿では、労働基準監督所などが全身評価手法として用いている OWAS 法に着目した。

OWAS 法は、全身評価手法の中で最も歴史(1977)が古い評価手法であり、身体の各部位(背部, 上肢, 下肢, 手腕部の負荷)の状態に分類し、総合的に判断して、姿勢の負担度と改善要求度を AC (Action Category) 値で評価する手法である。

OWAS 法は一定時間ごとに作業者の瞬間的な姿勢を観察し、点数付けを行う必要があり、解析には熟練

と多くの時間を必要とする問題がある。このため、本稿では、恣意的な点数付けの回避と再現性を高めるために、株式会社バイオネット研究所が製造販売している作業負荷自動計測システム PosCheck に着目した。作業負荷自動計測システム PosCheck は、3D カメラで撮影するだけで1秒ごとに作業者の負荷を自動判定することが可能であり、測定対象者に特殊な計測機器を身に付ける必要がない。このため、看護師・看護補助者の日常業務を撮影するだけで身体負担の評価が可能となる利点を有している。本稿では、機材設置の不備による誤計測を防ぐために、株式会社バイオネット研究所に機材設置から測定・解析までの一連の作業を全て一任している。

測定場所は、湘南鎌倉総合病院一外傷病棟一廊下曲がり角とし、以下の条件におけるストレッチャー搬送の身体負担評価を実施した。

1. 搬送者 : 看護補助者(40代)
被搬送者 : 高齢患者役の弊社社員(約 50 kg)
 2. 搬送者 : 看護補助者(70代)
被搬送者 : 高齢患者役の弊社社員(約 70 kg)
- ※ 看護補助者は湘南鎌倉総合病院に勤務している職員である。

結果として、年齢や搬送重量を問わず、熟練度の高い看護補助者であっても、現在のストレッチャー搬送における曲がり角での瞬間的な身体負担は大きく、AC4：“この姿勢は筋骨格系に非常に有害である。ただちに改善すべきである”という結果となった。(図2)

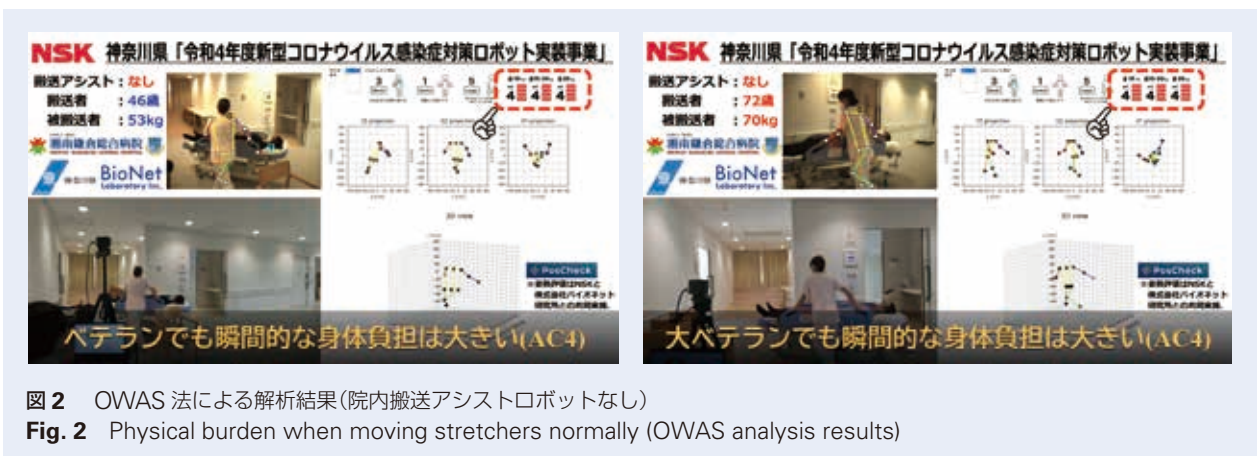


図2 OWAS 法による解析結果(院内搬送アシストロボットなし)
Fig. 2 Physical burden when moving stretchers normally (OWAS analysis results)

一方で、院内搬送アシストロボットを活用したストレッチャー搬送では、歩行姿勢のリモコン操作であるため、常にAC1：“この姿勢による筋骨格系負担は問題ない。改善は不要である。”という結果となった。

このため、OWAS法により、院内搬送アシストロボットによる身体負担軽減効果を実証した。(図3)

6. あとがき

本稿では、院内搬送アシストロボットによるストレッチャー搬送によって、看護補助者の身体負担軽減がなされることをOWAS法によって示した。また、院内搬送アシストロボットを実際に使用した看護補助者からも身体負担軽減を実感するコメントを頂戴しており、院内搬送アシストロボットによる身体負担軽減は揺るぎないものであると確信している。

一方で、上記に述べたようにストレッチャー搬送における身体負担を定量的に評価できる評価手法が現存しないため、今回はOWAS法に当て嵌める形で評価を実施している。OWAS法は、上述の通り最も歴史が古く、評価手法が確立されていないストレッチャー搬送においては、最初に実践する評価手法であると考へ、実践した。

近年では、より実践的な全身評価手法としてREBA²⁾が開発されており、今後は、REBAによる身体負担の評価を行いたいと考えている。

患者の命を預かる医療の現場は、医療従事者が絶えず、頭と身体を使い、献身的に命を守る活動を行っている。本稿では、そのような医療現場の負担を少しでもロボットを活用することで軽減したいと考えている。医療現場に根付くロボットを開発するために本稿を通して、本取組みをより多くの方に知っていただき、お問合せいただければ、本望である。

参考文献

- 1) Karhu, O.; Kansil, P.; et al. Correcting working postures in industry: a practical method for analysis. *Applied Ergonomics*. 1977, 8 (4), p.199-201, doi: 10.1016/0003-6870 (77) 90164-8.
- 2) Hignett, S.; McAtamney, L. Rapid entire body assessment (REBA). *Applied Ergonomics*. 2000, 31 (2), p.201-205, doi: 10.1016/s0003-6870 (99) 00039-3.



図3 院内搬送アシストロボット活用によるストレッチャー搬送における身体負担(OWAS法解析結果)

Fig. 3 Physical burden when moving stretchers with patient transport assistance robot (OWAS analysis results)

商品

紹介

高負荷容量・超高速アングュラ玉軸受「ロバストダイナ™シリーズ：Jタイプ」
J-Type ROBUSTDYNA™ Angular Contact Ball Bearings

自動車部品加工機などの工作機械では、近年のEV化進展による難削材加工の増加を背景とした重切削化への対応が求められており、主軸については高負荷容量化による重切削と高速性の両立が課題となっている。ここで、近年、マシニングセンタに求められるいくつかの技術ニーズを紹介するとともに、主軸に要求されるニーズ、及びそれを解決するための軸受への要求について図1に示す。

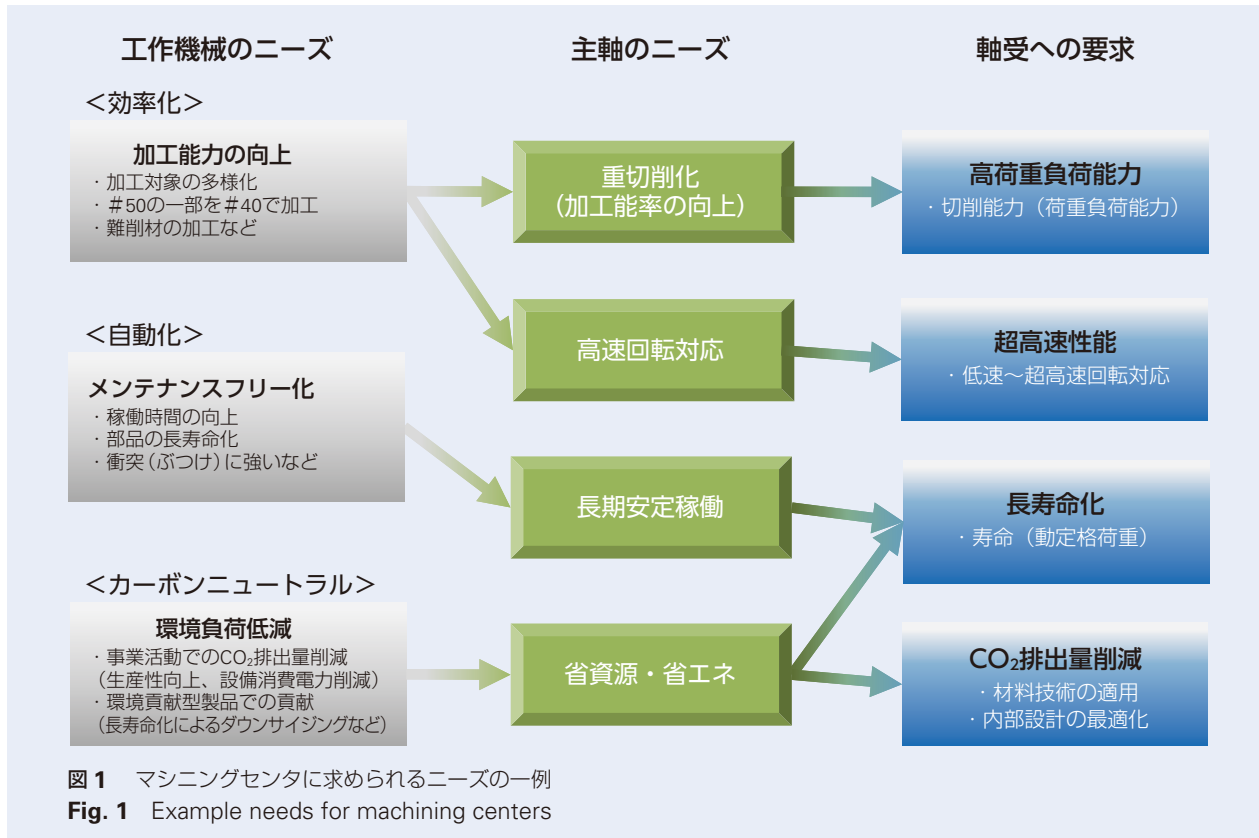
図1に示すように、主軸用軸受には重切削加工時の負荷に耐えられる高い荷重負荷能力とともに、従来軸受同様の高速回転性能も求められているが、これまではそれらを同時に満足する製品を提供できていなかった。このような背景から、当社では、従来品であるロバスト™シリーズのHタイプ（以下、従来品）に対して、上記課題を解決した「ロバストダイナ™シリーズ：Jタイプ」を新たに開発し、ラインナップしたので紹介する。

1. 構成, 構造, および仕様

ロバストダイナ™シリーズは、高い荷重負荷能力に加え、高速回転にも対応させるため、大径ボールの採用などの内部諸元の最適化を行っており、転動体にはセラミックスを採用している。また、外内輪にはタイプによって、当社独自の高速耐熱鋼や長寿命鋼といった高機能材料を採用している(図2)。



写真1 ロバストダイナ™シリーズ：Jタイプ
 Photo 1 J-Type ROBUSTDYNA™ series



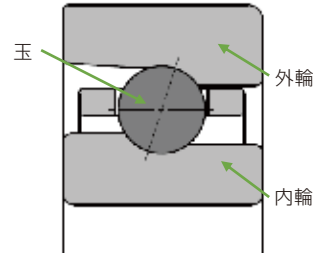
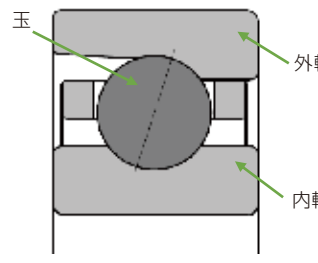
シリーズ	ロバストシリーズ (従来軸受)		ロバストダイナシリーズ (開発軸受)	
構成 (断面)				
タイプ	Hタイプ	Xタイプ	Jタイプ	Xタイプ
部位	玉	セラミックス (玉径：小)	セラミックス (玉径：小)	セラミックス (玉径：小)
	外輪・内輪	軸受鋼	高速耐熱 SHX 鋼	長寿命鋼

図2 ロバストダイナ™シリーズ仕様
Fig. 2 Specifications for ROBUSTDYNA™ series

2. 特長

2.1 長寿命鋼の採用

ロバストダイナ™シリーズJタイプには、新たにNSK独自の長寿命鋼を採用した(図3)。

さらに、内部諸元の最適化により、動定格荷重を従来品に対し約40%アップさせ、従来品に比べ、最大6倍の軸受寿命を実現した。これにより、スピンドルの長期安定稼働に貢献する。

2.2 高荷重負荷能力

ボールの大径化などの内部諸元の最適化により、従来品に比べ荷重負荷能力を約15%高め、マシニングセンタの重切削化、加工時間の短縮に貢献する(図4)。

2.3 高速性

内部諸元の最適化により、従来品と同等の高速性を実現した。これにより、重切削加工と高速回転を両立し、生産性向上に貢献する。

3. 用途

一般部品および自動車部品加工用マシニングセンタなど、重切削と高速仕上げ加工を行う工作機械に適する。

4. まとめ

今後も工作機械全般の様々なニーズに応えるために、新たな軸受技術の開発を行い、工作機械のさらなる発展に貢献していく所存である。

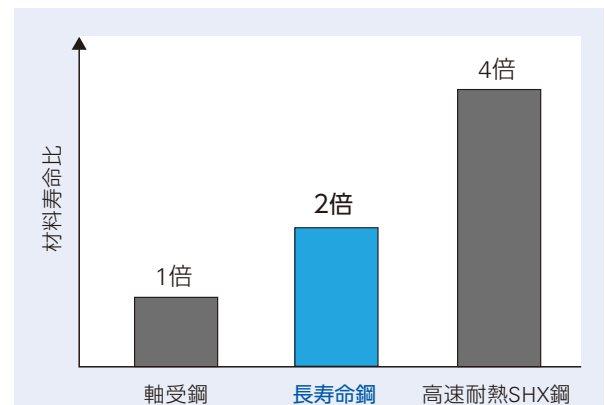


図3 開発材における材料寿命の例
Fig. 3 Example material life for developed materials

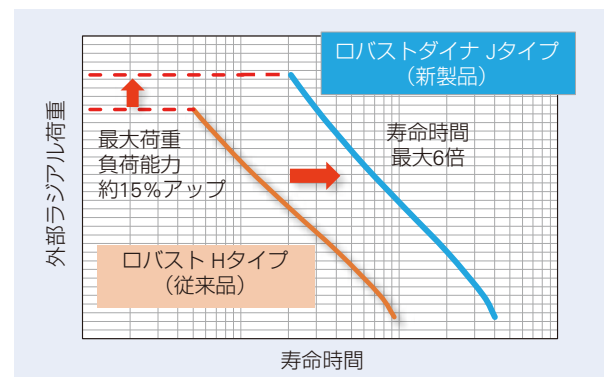


図4 加工荷重負荷能力と寿命時間の向上
Fig. 4 Improved machining load capacity and bearing fatigue life

商 品

紹 介

耐焼付き性向上グリース「ロバストガード™」

ROBUSTGRD™ Improved Seizure Resistance Grease

工作機械には高い生産性が求められ、主軸の最高回転数、荷重負荷能力を向上させる開発が鋭意行われている。主軸用軸受の潤滑に関しては、信頼性の観点から、オイルエア潤滑が多く用いられている。しかし、オイルエア潤滑は圧縮エアを常時使用することから、比較的大型のコンプレッサと電力が必要である。近年はカーボンニュートラルの議論が活発化しており、設備や電力の削減に注目が集まっている。このような背景から、当社では信頼性を高めた主軸軸受用新グリース「ロバストガード™」を新たに開発したので紹介する。

1. 構成, 構造, および仕様

高速回転およびクーラント環境下での信頼性を高めるため、組成を最適化したロバストガード™を開発した(写真 1)。

従来品とロバストガード™の組成の比較を表 1 に示す。



写真 1 耐焼付き性向上グリース「ロバストガード™」

Photo 1 ROBUSTGRD™ improved seizure resistance grease

表 1 グリース組成

Table 1 Grease specifications

組成	従来品	ロバストガード™
増ちょう剤	ウレア	特殊複合リチウム石けん
基油	エステル油ベース	合成炭化水素油ベース
ちょう度	NLGI グレード 2	
耐水添加剤	なし	あり

2. 特長

2.1 耐焼付き性

加速試験条件下における焼付き試験において、当社従来品比5倍以上の耐焼付き性能を実現した(図1)。

2.2 耐クーラント性

当社の自動車用ハブ軸受、鉄鋼用軸受で実績のある耐水添加剤を処方することにより、クーラントの水分が潤滑部に入りやすく、油膜形成を阻害しにくい(図2)。

また、従来品と比較し、クーラントの水分の影響によるちょう度変化が起きにくい(図3)。

耐水添加剤の効果により、軸受の防錆性にも優れる(表2)。

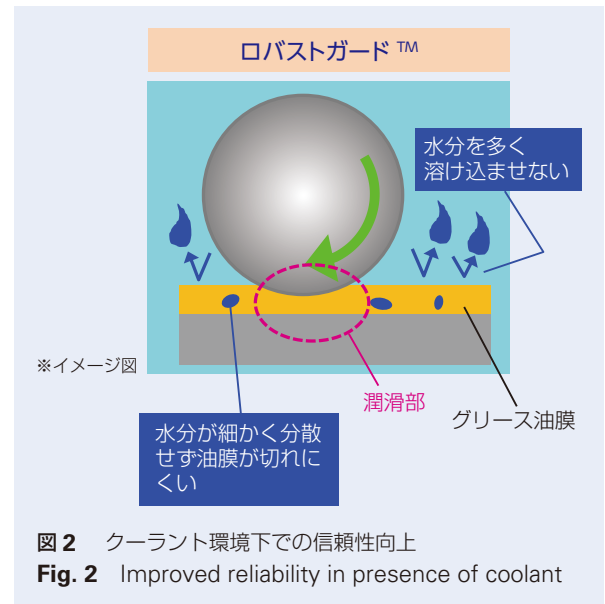


図2 クーラント環境下での信頼性向上
Fig. 2 Improved reliability in presence of coolant

3. 用途

一般部品および自動車部品加工用マシニングセンタ主軸は、信頼性向上のために、グリース潤滑が可能な運転条件でも、オイルエア潤滑にて運転されるケースがある。このような信頼性を維持しつつ、圧縮エア削減を目的とした工作機械主軸のオイルエア潤滑からグリース潤滑への変更に適用できる。

4. まとめ

環境にやさしいグリース潤滑の可能性を広げるべく、今後も引き続き開発を行い、工作機械のカーボンニュートラルへ貢献していく所存である。

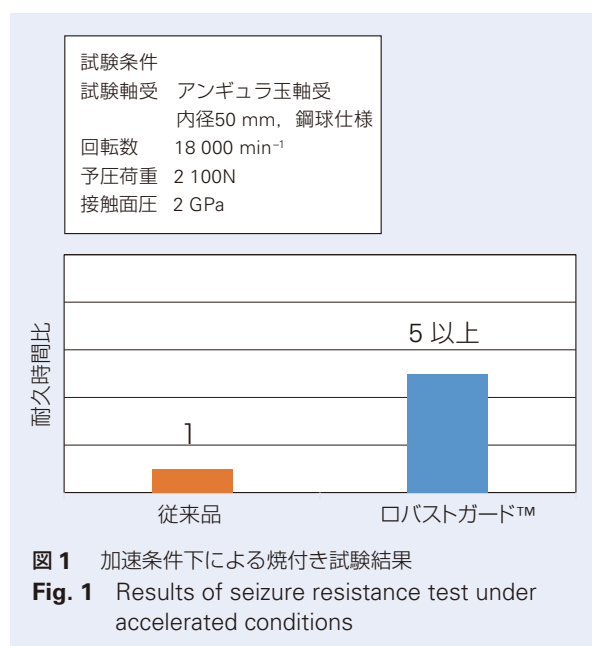


図1 加速条件下による焼付き試験結果
Fig. 1 Results of seizure resistance test under accelerated conditions

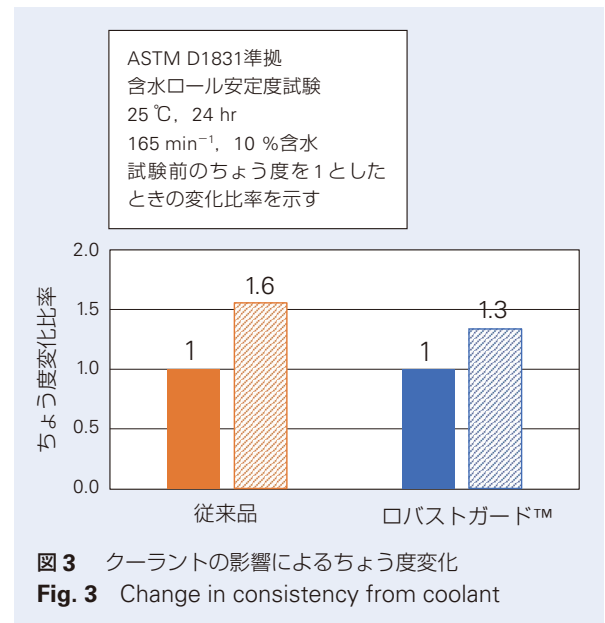


図3 クーラントの影響によるちょう度変化
Fig. 3 Change in consistency from coolant

表2 防錆試験結果

Table 2 Test results for rust prevention

従来品	ロバストガード™	ASTM D1743-73 準拠 防錆試験 25℃, 塩水 0.5% 5%含有, 24hr
#3	#1	

<判定基準> #1: 発生なし
#2: 小錆3点以内
#3: #2以上

商品

紹介

高負荷駆動用ボールねじ 長寿命オプション

NSK Ball Screw for High-Load Drives: Long-Life Specification

電動射出成形機における成形品の生産性向上のため、送り速度の高速化による「ハイサイクル化」が進んでいる。このハイサイクル化に伴い、ボールねじの単位時間あたりの走行距離が伸びるため、ボールねじの長寿命化が望まれている。そこで、高負荷駆動用ボールねじにおける長寿命化ニーズに対応可能な長寿命オプションを開発した(写真1)。

1. 構成, 構造, および仕様

ボールねじに軸方向荷重が作用すると、ナット・ねじ軸・ボールがそれぞれ荷重を受けて弾性変形するが、荷重作用点に近い側の荷重が大きくなるため、ナット内部のボール1個あたりに発生する荷重は均一にならず、負荷分布は不均一となる。さらに、ボールねじに作用する荷重が大きくなるにつれ、ナット内部の負荷分布の変動は大きくなる。そのため、大きな荷重を受けることを想定して開発した高負荷駆動用ボールねじは、開発当初からナット内部の負荷分布に着目し、これを均一化するような循環回路の配列やボールねじの取付方向をお客様へ提案してきた。

近年、ボールねじに対して耐荷重性の向上や長寿命化への要求が高まる中、循環回路を追加することで荷重を受けるボールを増やして対応するケースも少なくない。その場合、ナット全長が伸びるため、荷重に対するナットの部材変形量が増加し、負荷分布の変動もさらに大きくなる。そこで、以降に示す技術を融合させることで専用の内部仕様を開発した。

- ・ 高精度加工技術：専用加工機の開発
- ・ 解析技術：リアルデジタルツインの活用
- ・ 精密測定技術：加工データと測定データの連携

2. 特長

図1にボールねじの使用例(A)を示す。回路番号①と⑤の循環回路のボールに作用する荷重は、②～④の循環回

路のボールに比べて大きい。ボールねじの疲れ寿命を算出する際、最も荷重が大きい位置で検討するため、ボールに作用する荷重を各ボールで分散して受けることで負荷分布を均一化し、最大荷重を下げるのが望ましい。そこで、使用条件に対して最適な内部仕様を



写真1 HTF-SRC型
Photo 1 HTF-SRC Model

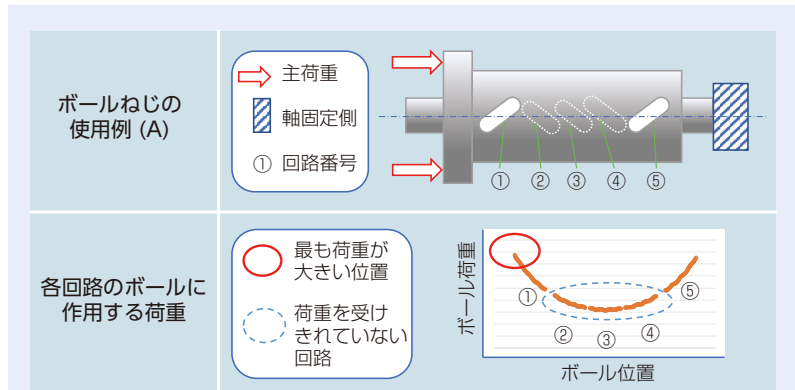


図1 荷重方向と負荷分布の関係(A)
Fig. 1 Relationship between load direction and load distribution (example A)

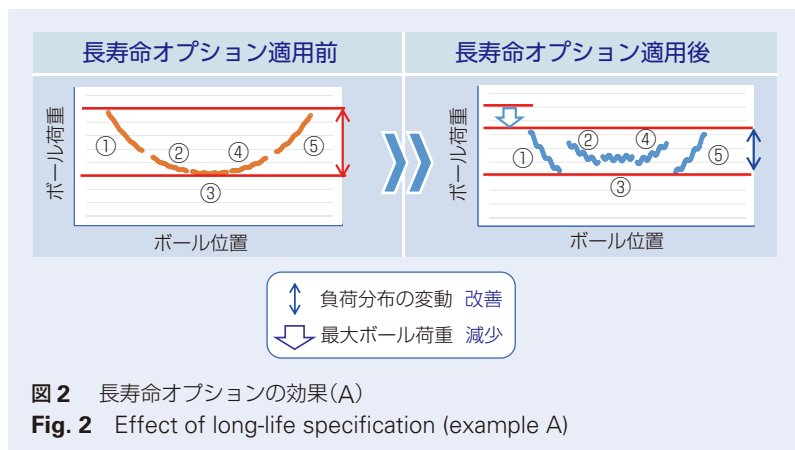


図2 長寿命オプションの効果(A)
Fig. 2 Effect of long-life specification (example A)

シミュレーションで求め、それを適用することで各回路の負荷分布を最適化する技術である長寿命オプションを開発した。本技術を用いることで最大ボール荷重を下げ、疲れ寿命を延長することが可能となる(図2)。

また、図3に示す使用例(B)においても、他の回路に比べて、回路番号①に負荷が集中していることが分かるが、長寿命オプションを用いて長寿命化を図ることが可能となる(図4)。

特長を以下に示す。

- (1) 従来比最大2倍の寿命延長効果を発揮する^{a)}。サンプル仕様によるシミュレーション結果の例を表1に示す。
- (2) 長寿命オプションを適用してもナットの寸法形状は従来品と完全寸法互換であるため、ボールねじの使い勝手は変わらず、既存品からの置換えも容易である。
- (3) 長寿命化効果を活用し図5で示すようなダウンサイジングの検討も可能となる。

3. 用途

電動射出成形機やサーボプレス機など、高負荷容量や耐荷重性を求められる用途に適している。また、対応範囲を以下に示す。

- ・ねじ軸外径：φ100～φ200
- ・型式：HTF-SRC型(順次対応型式を拡大)

4. まとめ

今回紹介した長寿命オプションによって産業機械の信頼性向上・生産性向上に貢献していく。

今後は、対応範囲拡大によってさらに産業機械の電動化を推進し、環境負荷低減へも貢献していく所存である。

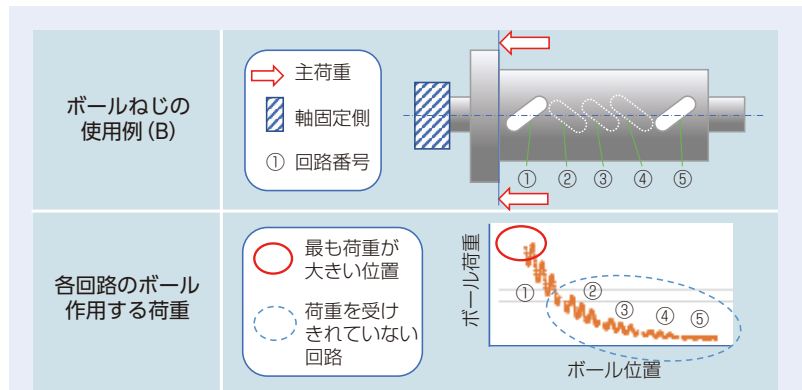


図3 荷重方向と負荷分布の関係(B)

Fig. 3 Relationship between load direction and load distribution (example B)

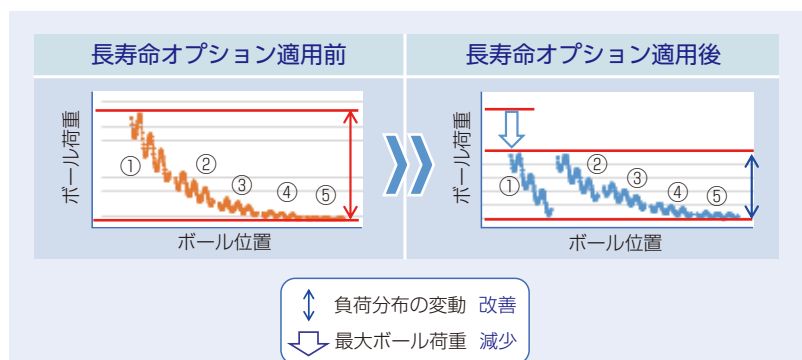


図4 長寿命オプションの効果(B)

Fig. 4 Effect of long-life specification (example B)

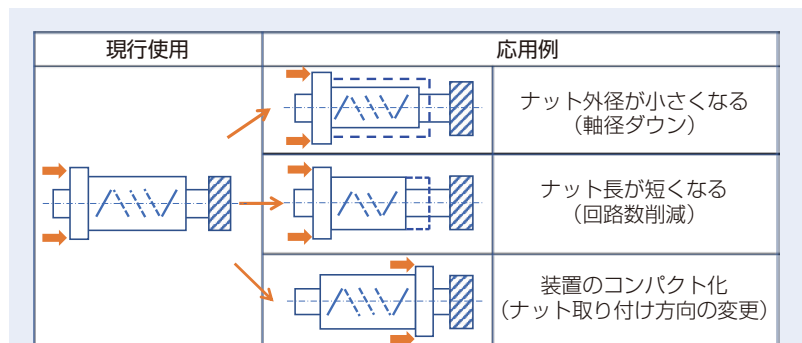


図5 ダウンサイジング応用例

Fig. 5 Example benefits of downsizing

表1 寿命延長効果シミュレーション実施例
Table 1 Simulated life-extending effect

取付け方向	ボールねじ諸元	作用荷重 [kN]	仕様	寿命
	・ねじ軸外径：φ100 ・リード：20 mm	600	標準	1
			長寿命オプション適用	1.4
	・ねじ軸外径：φ100 ・リード：20 mm (耐荷重オプション、S-HTFを併用)	525	標準	1
			長寿命オプション適用	2.0

商品

紹介

電動油圧ブレーキシステム用ボールねじユニット
Ball Screw Unit for Electric Hydraulic Brake Systems

パワートレインの電動化や衝突被害軽減ブレーキの搭載義務化、自動運転の高度化により、電動ブレーキブースターの需要が拡大している。

電動ブレーキブースターはより安全で高度な車両制御を実現するために、高速かつ精密な動きが求められている。そのため、すべりねじと比較して応答性・効率・位置決め精度に優れたボールねじが採用されるケースが増えてきている。

システムの中でボールねじはモータの回転運動を直進運動に変換し、マスターシリンダ内のブレーキフルードを昇圧するために必要な推力を発生させる。

NSK では多種多様な自動車用途向けのボールねじを開発しているが、コマを用いた循環機構を採用し、且つ軸受と一体化した電動ブレーキ用ボールねじユニットを開発したので紹介する。

1. 構成、構造、および仕様

開発したボールねじユニットの構造を図1に示す。ねじ部はらせん状の溝が形成されているねじ軸とナット、それらの間を転動するボール、ボールをナット内で循環させる樹脂製のコマ、コマの位置を保持するスリーブから構成されている。ナットの回転を支持する軸受の内輪はナット外周部に形成されており、軸受とナットが一体化されている。また、ナットとねじ軸の

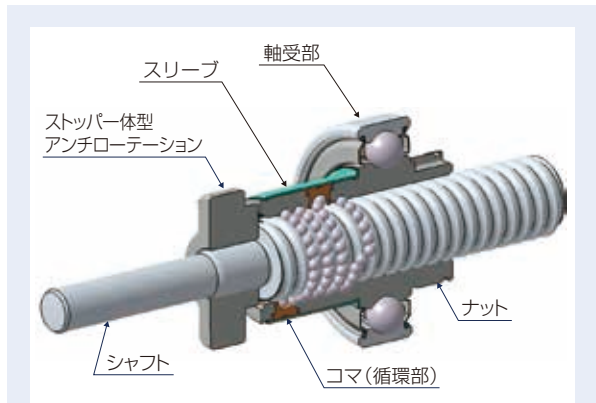


図1 開発品ボールねじの構成
Fig. 1 Structure of ball screw unit for electric hydraulic brake systems

供回りを防止するためのアンチローテーションがねじ軸に取り付けられている。

2. 特長

(1) 軸受の一体化

本製品にはナットの回転を支持する軸受部が統合されている。軸受内輪部の軌道溝を直接ナット外径部に形成することにより径方向にコンパクトな設計を実現している(図2)。軸受を圧入することによ

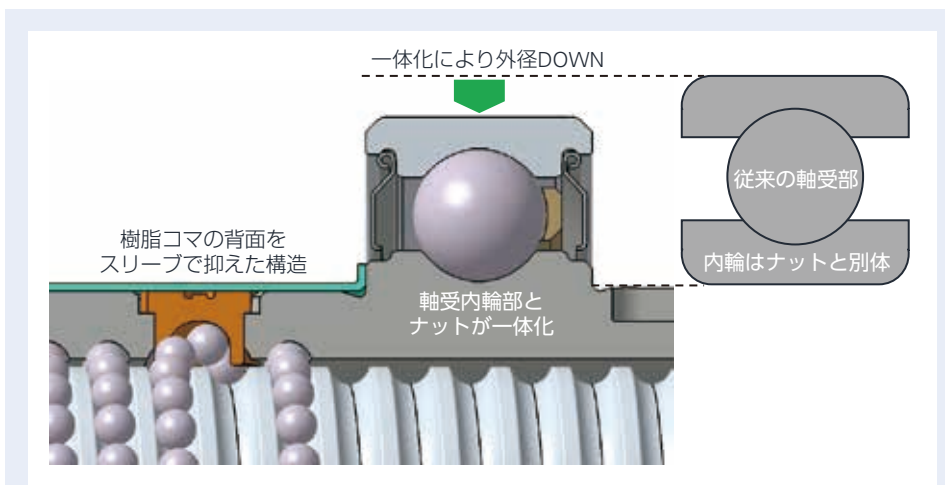


図2 一体化軸受と樹脂コマ
Fig. 2 Integrated bearing and plastic defectors

て生じるボールねじ部のすきまのばらつきも抑制できるため、品質向上にも大きく貢献している。

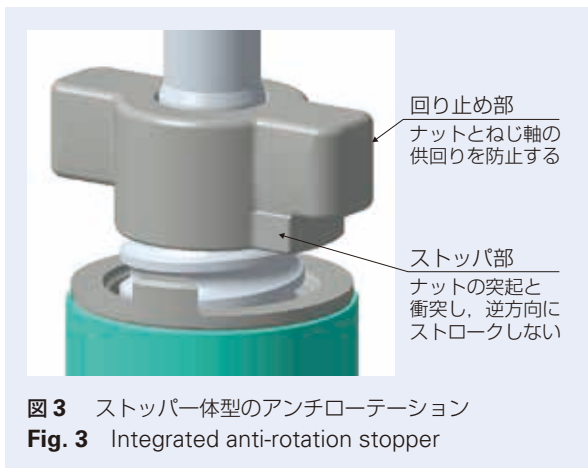
(2) 樹脂製コマ／スリーブの採用

本製品の循環部品には樹脂製コマを使用している。また、円筒状のスリーブを挿入することによりナットからのコマの脱落を防止している(図2)。これにより圧入や加締め等でコマを固定する必要がなくなり、組立を簡素化し、低コスト且つ大ロット生産を実現している。

(3) ストッパー体型アンチローテーション

本製品にはナットとねじ軸の供回りを防止するための部品(以下、アンチローテーションと称す)がねじ軸に取り付けられている。

このアンチローテーションは回転ストッパとしての役割も兼ねている。ナット端部には突起部が設けられており、ねじ軸が原点まで戻るとこの突起部がアンチローテーションと接触するようになっている。これにより、それぞれが接触してナットの回転を止め、軸がそれ以上逆方向にストロークすることを防止している(図3)。



3. まとめ

今回開発した商品はライトトラックを中心に自動車の電動油圧ブレーキブースターにすでに採用されている。既に量産している各種ボールねじ製品に加え、コマ式循環機構を採用した軸受一体ボールねじユニットを新たにバリエーションに追加した。

今後も引き続き、市場ニーズに適合した製品開発に努めるとともに、自動車の安全性や快適性の向上により一層貢献していく所存である。



写真1 量産中の電動油圧ブレーキブースター用ボールねじ

Photo 1 Mass-produced ball screw for electric hydraulic brake boosters

商 品

紹 介 レゾルバー一体軸受

Integrated Bearing and Resolver

車両の省スペース化や車両重量低減による航続距離延長のため、HEVやEVといった電動車向けのモータ・減速機ユニットの小型・軽量化に対する要求が厳しくなっている。一方で、電動車の動力であるモータの軸には、モータ制御を目的として回転角を検知するためのレゾルバを配置する必要がある。磁力の影響や組み付けの都合から軸方向に一定のスペースが必要となっていた。

上記課題に対し、ユニットの小型軽量化と軸長短縮が可能なレゾルバー一体軸受を開発した。レゾルバー一体軸受は、軸受と同時にレゾルバをユニットに組み付けることができるためユニット製造工程の簡略化も可能となる。

1. 構成, 構造, および仕様

図1にレゾルバー一体軸受の構成部品を示す。レゾルバステータを樹脂製のホルダにリベットでカシメ固定し、そのホルダを軸受外輪に設けた溝に圧入することで軸受と一体化する構造となっている。従来レゾルバ外周部に設けられていたハウジングへの固定用の通し穴が不要になることから、径方向寸法を大幅に低減することが出来る。また、軸方向寸法についても後述のレイアウト変更によって低減可能となりユニット全体の小型軽量化に貢献する。



写真1 レゾルバー一体軸受

Photo 1 Integrated bearing and resolver

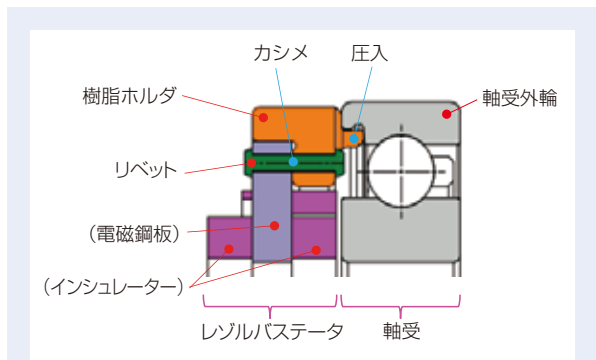


図1 レゾルバー一体軸受の構造

Fig. 1 Structure of integrated bearing and resolver

2. 特長

従来のレゾルバと軸受の配置を図 2、3 に示す。構造としては大きく分けて 2 つの配置方法があり、タイプ A は図 2 に示す通り、モータカバー側からレゾルバ-軸受-モータロータの順に、タイプ B は図 3 に示す通り、軸受-レゾルバ-モータロータの順に配置されている。

これらの構造においては軸受とレゾルバの接触・干渉を避けるため、軸受・レゾルバ間にクリアランスを設ける必要がある。さらに、タイプ A はレゾルバを取り付けるスペースが必要になり、タイプ B ではモータロータの磁力影響を受けないようレゾルバを離して配置した上で、さらにモータカバー側に軸受を配置することからユニットの軸長増加の一因となっていた。

一方、レゾルバを軸受と一体化した場合、図 4 のようにタイプ A に近い配置となるが、一体化による小型化によって軸長短縮が可能となる。またタイプ B と比較した場合、レゾルバの位置はほぼそのままに、モータカバー側に配置していた軸受をレゾルバとロータの間に配置する構造となるため、さらなる軸長短縮に繋がる。短縮可能な軸長は現行市場品ベンチマークの結果より、最大 60 mm 程度と推定され大きな軸長短縮効果が見込まれる。

部品自体の小型軽量化についても先述の構造によりレゾルバステータ部で内外径ともに 40 % 減、重量は 75 % 減を達成している。また、支持部である軸受とセンサ部であるレゾルバを一体化したことで軸の振れ影響を低減することが可能となり、レゾルバの検知精度も 36 % 改善している。

3. 用途

本軸受の採用により電動車向け駆動モータユニットの小型化が可能となり、電動車の燃費・電費の向上、航続距離延長、快適性向上に貢献できる。

4. まとめ

レゾルバ一体軸受は、駆動モータユニットの小型化に貢献できる開発品と考える。今後も市場ニーズに応える新商品開発を推進することで、更なる電動車の効率向上に貢献していく。

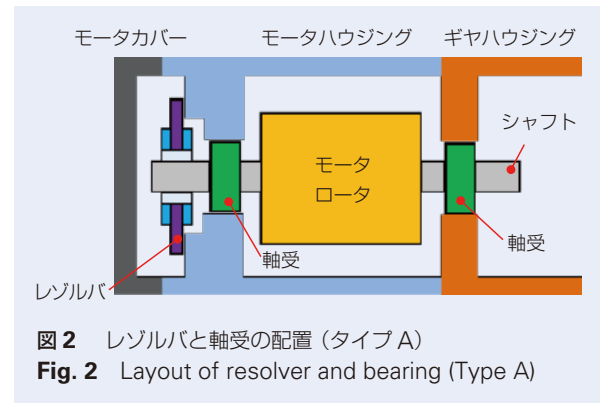


図 2 レゾルバと軸受の配置 (タイプ A)
Fig. 2 Layout of resolver and bearing (Type A)

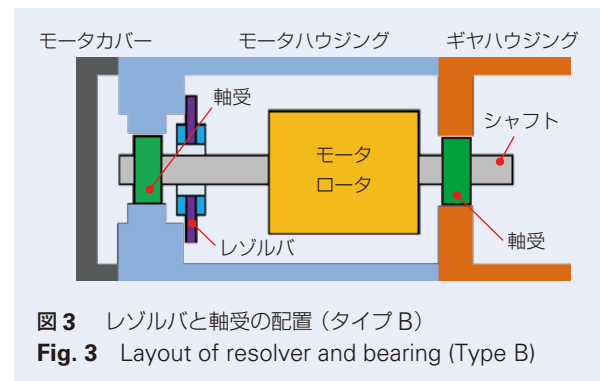


図 3 レゾルバと軸受の配置 (タイプ B)
Fig. 3 Layout of resolver and bearing (Type B)

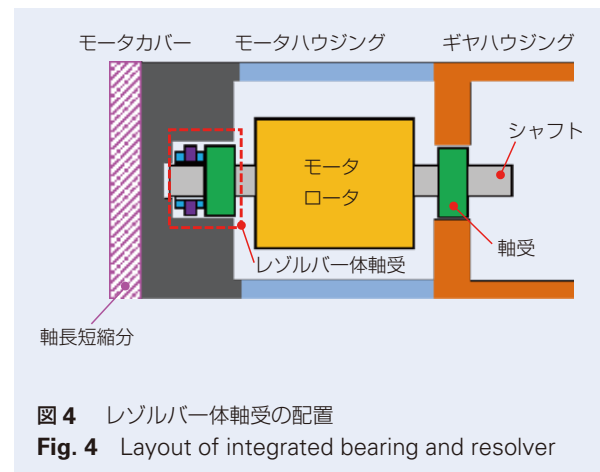


図 4 レゾルバ一体軸受の配置
Fig. 4 Layout of integrated bearing and resolver

EV 用耐乗り上げ性向上深溝玉軸受

Deep Groove Ball Bearings with Enhanced Overhang Strength for EVs

地球温暖化などの環境問題を背景として、カーボンニュートラルの実現に向けた社会的取り組みが進み、環境負荷が小さい EV の普及が期待されている。EV の普及に不可欠となるのが、電費の向上による航続距離の延長であり、EV の駆動装置 (eAxle) に用いられる軸受には低トルク化および小型・軽量化に対する要求が高まっている。

eAxle では、従来、円すいころ軸受が用いられてきた高荷重を支持するギヤシャフト用軸受においても、低トルク化を目的として深溝玉軸受への置き換えが進んでいる。しかし、比較的負荷容量の小さい深溝玉軸受では、軸受サイズが大型化してしまい、小型・軽量化と相反する仕様となる。

そこで、NSK では深溝玉軸受の高容量化による小型・軽量化を実現するため、特殊溝肩形状による耐乗り上げ性向上深溝玉軸受を開発したのでここに紹介する。

1. 構成, 構造, および仕様

本開発品は、深溝玉軸受の溝肩に以下の 2 つの特殊仕様を適用し耐乗り上げ性を向上させている。

- (1) 玉の接触楕円が溝肩に乗り上げた際のエッジ面圧の低減を目的とした、溝肩形状の最適化。
- (2) 溝肩への乗り上げ量低減を目的とした、アキシアル荷重負荷側溝肩高さの拡大。

接触楕円の溝肩への乗り上げ量は、軌道溝の溝曲率によって変化し、軸受の寿命に影響する接触面圧とトレードオフの関係にある。そのため、本開発品は、耐乗り上げ性能向上に併せて溝曲率を最適化することで、接触面圧の低減とそれに伴う軸受の長寿命化を可能とする。

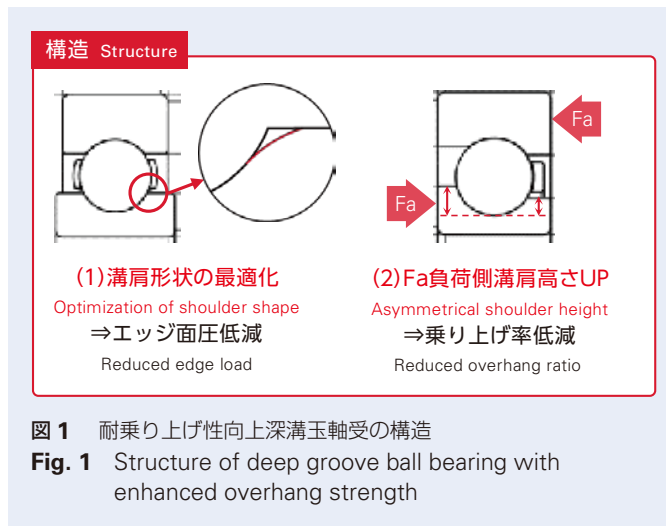
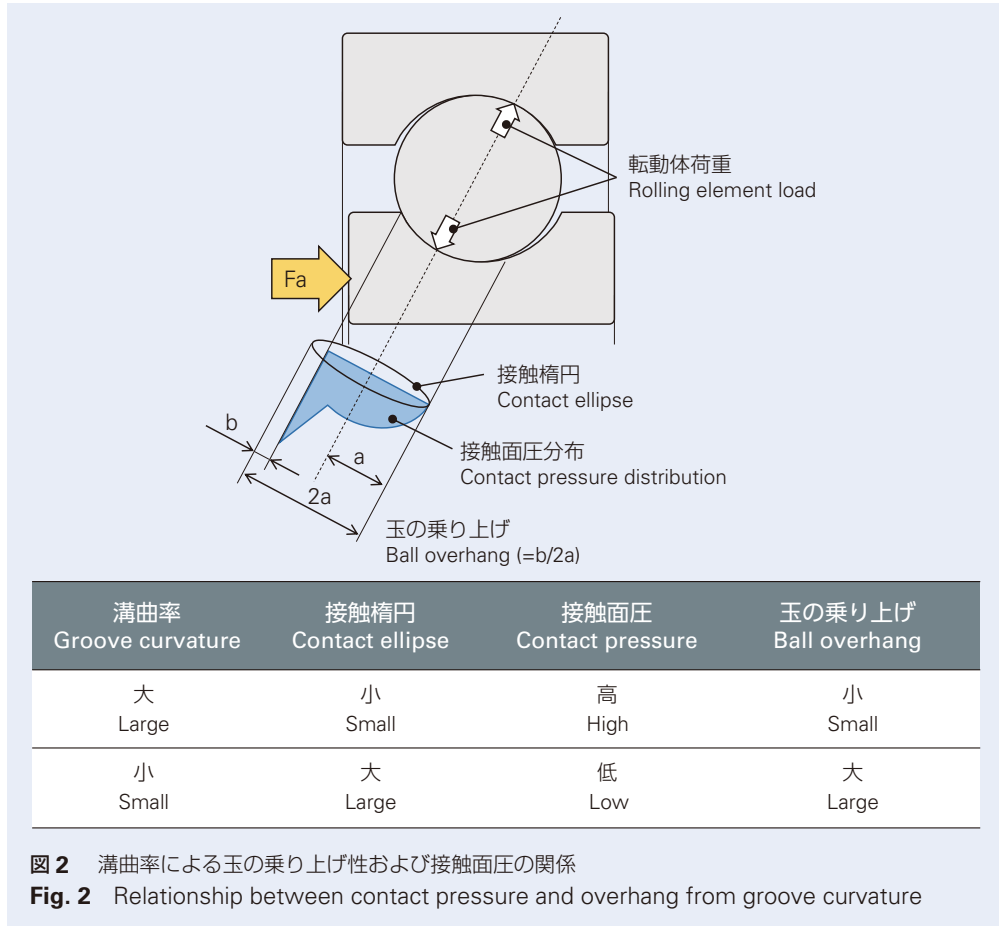


図 1 耐乗り上げ性向上深溝玉軸受の構造

Fig. 1 Structure of deep groove ball bearing with enhanced overhang strength



2. 特長

- ・特殊溝肩仕様により耐溝肩乗り上げ性を向上
 - ・溝曲率の最適化により接触面圧の低減および寿命延長が可能
- ⇒深溝玉軸受の小型・軽量化に貢献

表1 開発品による深溝玉軸受の小型軽量化

Table 1 Downsizing and weight reduction with developed product

	標準設計 Standard	仕様(1) Spec. 1	仕様(1)+(2) Spec. 1+2
軸受外径 Outer diameter	Φ105mm	Φ100mm	Φ91mm
軸受重量 Bearing weight	1.06kg	0.94kg	0.91kg

3. 用途

本技術により小型・軽量化した深溝玉軸受は、eAxleのギヤシャフト支持に適用することで、ユニットの小型・軽量化を可能にする。また、円すいころ軸受から深溝玉軸受への置き換えによる軸受の低トルク化により、EVの電費向上による航続距離延長に貢献する。

4. まとめ

本稿では、NSKが開発したEV用耐乗り上げ性向上深溝玉軸受について紹介した。

本開発品は、特殊溝肩形状による耐乗り上げ性向上に併せて溝曲率を最適化することで、低トルク性に優れた深溝玉軸受の負荷容量を向上させている。

NSKは、今後もEVを中心とした環境負荷の少ない自動車の普及に向け、市場のニーズに応える商品開発を継続的に推進し、カーボンニュートラルの実現に貢献する。

商 品

紹 介 小型低重量化冗長コラムタイプ EPS

Compact and Lightweight Redundant Column Type EPS

自動車の高機能化に伴い EPS においても、先進運転支援システム ADAS (Advanced Driver-Assistance Systems) へ対応するため、従来の重要保安部品に適用する安全性に加え、更に高い安全性と故障率の低減、定量化が必要となっており、万一の故障時にもパワーアシストを継続することが求められている。

EPS に搭載されるモータと ECU においても、操舵力を検出する入力系統と、アシスト力を発生させる出力系統を各々独立させて、各系統で正常に動作を継続させる冗長設計が求められている。

この要求への対応には、入出力の冗長系統の追加による部品の増加が不可欠となり、従来のシステムより大型化、質量増加、コストアップの課題があった。

今回、故障時の機能継続性能と出力性能を有する小型軽量、低コストのモータと ECU を一体化した MCU (Motor Control Unit) を実現したため、以下に紹介する(図 1)。

1. 構成、構造、および仕様

開発 MCU の構造を図 2 に示す。従来品の MCU では、モータと ECU が別体構造となっていたが、開発品ではモータカバーを ECU ケースとして ECU 回路基板を収納し、モータと ECU の熱は、ECU ケースに設けた共通のヒートシンクに逃がす構成としている。モータ回転角センサは、モータ基板でなく ECU 回路基板に実装した。モータ部は従来品と同一径としながら多極化し、ロータ径を拡大することで径方向の鎖交磁束量を上げて軸長を短縮する設計としている。

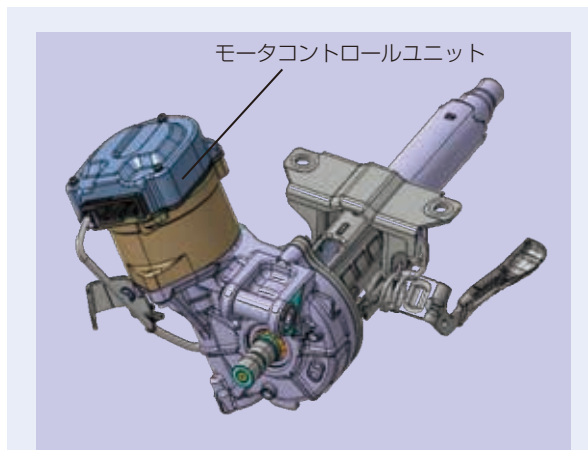


図 1 冗長コラムタイプ EPS
Fig. 1 Redundant column EPS

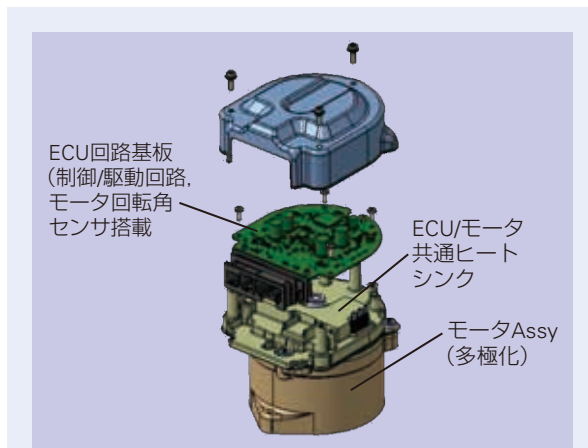


図 2 開発モータコントロールユニット構成
Fig. 2 Configuration of developed motor control unit

2. 特長

2.1 モータと ECU を一体化

従来品に対して、次の3点を実現し小型軽量化を達成(図3)。

- ① モータカバーにヒートシンクを設け、モータと ECU の放熱に共用し、ECU ケースを廃止。
- ② モータバスバーを回路基板へ直接接続し、端子台を設けた接続構造を廃止。
- ③ 別基板を設けて実装されていた、モータ回転角センサを ECU 基板に実装し、内部ハーネスを廃止。

2.2 モータ多極化

モータのトルクは、極数と鎖交磁束と電流の積で決まり、下記式で表すことができる。

$$\text{モータトルク} : T = pN (\text{極数}) \times \Phi (\text{鎖交磁束}) \times I_q (\text{電流})$$

極数の増加により、磁石1個あたりの磁束量が減少することからステータ磁路を細くすることが可能となる。さらに、バックヨークも薄くできるため、巻線部をステータ外径側に拡大することが可能となる(図4)。その結果、ロータ径を大きくすることで径方向の総鎖交磁束量が増加し、同一サイズでの高出力化を実現し、軸長の短縮が可能となり、モータ全体の質量を低減することを可能とした(図5)。

3. 用途

「機能継続, 小型軽量 MCU 搭載コラムタイプ EPS」
冗長設計による機能継続性能を有し、小型軽量コンパクトな MCU で搭載性にも優れたコラムタイプ EPS。

4. まとめ

現在 ADAS 搭載車が主流となり、今後も更なる高度化が想定されている。弊社は、将来への高度化要求に向け、機能継続, 小型軽量コラムタイプ EPS 等の高性能化, シリーズ化を図るべく、更なる開発を進めてゆく。

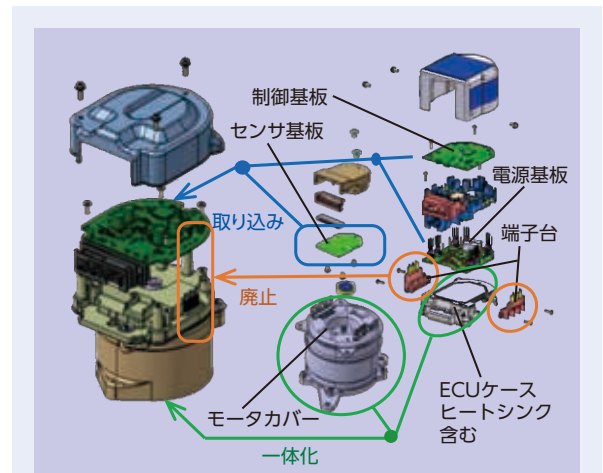


図3 モータと ECU を一体化
Fig. 3 Integrated motor and ECU

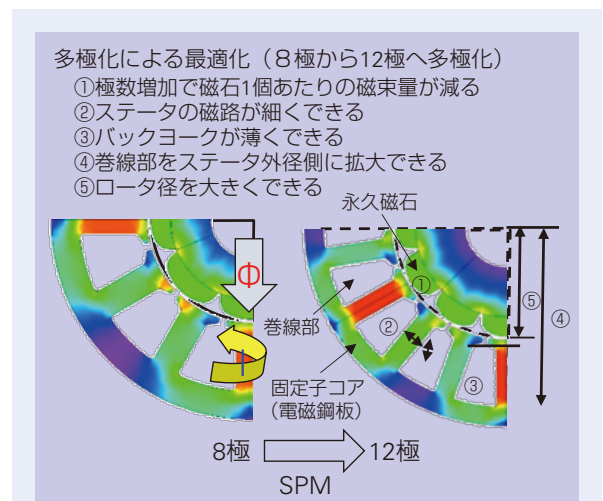


図4 多極化による最適化
Fig. 4 Optimization by multi-polarization

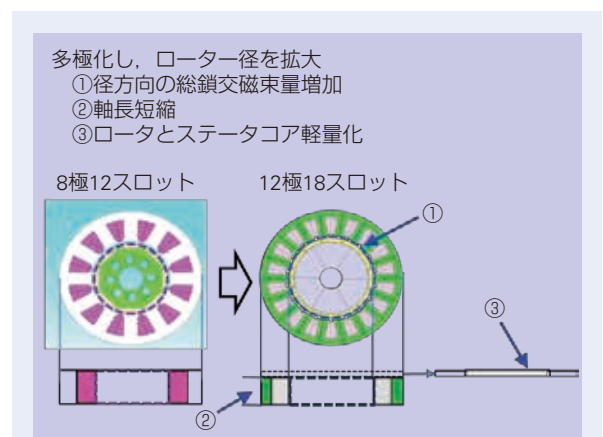


図5 多極化コア構成
Fig. 5 Configuration of multi-polarization core

本 社	TEL.03-3779-7111 (代)	FAX.03-3779-7431	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
営業本部			
販売技術統括部	TEL.03-3779-7315 (代)	FAX.03-3779-8698	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
東北支社	TEL.022-261-3735 (代)	FAX.022-261-3768	宮城県仙台市青葉区一番町 4-1-25 (JRE 東二番丁スクエア 3F) 〒980-0811
北関東支社	TEL.027-321-2700 (代)	FAX.027-321-3476	群馬県高崎市栄町 16-11 (高崎イーストタワー 3F) 〒370-0841
長岡営業所	TEL.0258-36-6360 (代)	FAX.0258-36-6390	新潟県長岡市東坂之上町 2-1-1 (ファース長岡ビル 7F) 〒940-0066
東京支社			
営業部	TEL.03-3779-7251 (代)	FAX.03-3495-8241	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
販売技術部	TEL.03-3779-7307 (代)	FAX.03-3495-8241	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
札幌営業所	TEL.011-231-1400 (代)	FAX.011-251-2917	北海道札幌市中央区北五条西 6-2-2 (札幌センタービル 16F) 〒060-0005
宇都宮営業所	TEL.028-610-8701 (代)	FAX.028-610-8717	栃木県宇都宮市東宿郷 2-2-1 (ビッグ・ピースクエア 7F) 〒321-0953
日立営業所	TEL.029-222-5660 (代)	FAX.029-222-5661	茨城県水戸市城南 1-4-7 (第 5 プリンズビル 6F) 〒310-0803
西関東支社	TEL.046-223-9911 (代)	FAX.046-223-9910	神奈川県厚木市中町 2-6-10 (東武太朋ビル 5F) 〒243-0018
長野支社	TEL.0266-58-8800 (代)	FAX.0266-58-7817	長野県諏訪市中洲 5336-2 (諏訪貿易流通会館轟ビル 4F) 〒392-0015
上田営業所	TEL.0268-26-6811 (代)	FAX.0268-26-6813	長野県上田市大手 1-6-4 〒386-0024
静岡支社	TEL.054-253-7310 (代)	FAX.054-275-6030	静岡県静岡市葵区紺屋町 17-1 (葵タワー 22F) 〒420-0852
名古屋支社			
営業部	TEL.052-249-5750 (代)	FAX.052-249-5751	愛知県名古屋市中区新栄 2-1-9 (雲竜フレックスビル西館 2F) 〒460-0007
販売技術部	TEL.052-249-5720 (代)	FAX.052-249-5711	愛知県名古屋市中区新栄 2-1-9 (雲竜フレックスビル西館 2F) 〒460-0007
北陸支社	TEL.076-260-1850 (代)	FAX.076-260-1851	石川県金沢市藤江南 1-40 〒920-0346
関西支社			
営業部	TEL.06-6945-8158 (代)	FAX.06-6945-8175	大阪府大阪市中央区北浜東 1-26 (大阪日精ビル 8F) 〒540-0031
販売技術部	TEL.06-6945-8168 (代)	FAX.06-6945-8178	大阪府大阪市中央区北浜東 1-26 (大阪日精ビル 7F) 〒540-0031
京滋営業所	TEL.077-526-8212 (代)	FAX.077-526-1790	滋賀県大津市京町 4-4-23 (アンソルティ大津京町 2F) 〒520-0044
兵庫支社	TEL.079-289-1521 (代)	FAX.079-289-1675	兵庫県姫路市南駅前町 100 (パライオ第 2 ビル 8F) 〒670-0962
中国支社	TEL.082-285-7760 (代)	FAX.082-283-9491	広島県広島市南区大州 3-7-19 (広島日精ビル) 〒732-0802
福山営業所	TEL.084-954-6501 (代)	FAX.084-954-6502	広島県福山市曙町 5-29-10 〒721-0952
九州支社	TEL.092-451-5671 (代)	FAX.092-474-5060	福岡県福岡市博多区博多駅東 2-6-1 (九勸筑紫通ビル 7F) 〒812-0013
熊本営業所	TEL.096-381-8500 (代)	FAX.096-381-0501	熊本県熊本市中央区水前寺 3-3-25 (増永水前寺ビル 2F) 〒862-0950
自動車営業本部			
東日本自動車第一部(厚木)	TEL.046-223-8881 (代)	FAX.046-223-8880	神奈川県厚木市中町 2-6-10 (東武太朋ビル 5F) 〒243-0018
東日本自動車第一部(東海)	TEL.0566-71-5351 (代)	FAX.0566-71-5365	愛知県安城市三河安城町 1-9-2 (第 2 東祥ビル 5F) 〒446-0056
東日本自動車第二部(大崎)	TEL.03-3779-7892 (代)	FAX.03-3779-7439	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
東日本自動車第二部(宇都宮)	TEL.028-610-9805 (代)	FAX.028-610-9806	栃木県宇都宮市東宿郷 2-2-1 (ビッグ・ピースクエア 7F) 〒321-0953
東日本自動車第三部(東海)	TEL.0566-71-5260 (代)	FAX.0566-71-5365	愛知県安城市三河安城町 1-9-2 (第 2 東祥ビル 5F) 〒446-0056
東日本自動車第三部(日立)	TEL.029-222-5660 (代)	FAX.029-222-5661	茨城県水戸市城南 1-4-7 (第 5 プリンズビル 6F) 〒310-0803
中部日本自動車部(豊田)	TEL.0565-31-1920 (代)	FAX.0565-31-3929	愛知県豊田市下市場町 5-10 〒471-0875
中部日本自動車部(大阪)	TEL.06-6945-8169 (代)	FAX.06-6945-8179	大阪府大阪市中央区北浜東 1-26 (大阪日精ビル 3F) 〒540-0031
中部日本浜松自動車部	TEL.053-456-1161 (代)	FAX.053-453-6150	静岡県浜松市中区板屋町 111-2 (浜松アクトタワー 19F) 〒430-7719
西日本自動車部(広島)	TEL.082-284-6501 (代)	FAX.082-284-6533	広島県広島市南区大州 3-7-19 (広島日精ビル) 〒732-0802

〈2023 年 10 月現在〉

最新情報は NSK ホームページをご覧ください。

お問合せ: 製品については、お近くの支社・営業所にお申し付けください。

製品の技術的な内容
についてのお問合せ

■ベアリング・精機製品関連 (ボールねじ・リニアガイド・モノキャリア) ☎ 0120-502-260
■メガトルクモータ・XYモジュール ☎ 0120-446-040

他国へ輸出する場合は、製品の輸出に必要な最新法規制の調査を行い、許可取得等の手続きをお願いします。

このカタログの内容については、技術的進歩および改良に対応するため製品の外觀、仕様を予告なしに変更することがあります。なお、カタログの制作には正確を期するために細心の注意を払いましたが、誤記脱漏による損害については責任を負いかねます。

このカタログの内容、テキスト、画像の無断転載・複製を禁止します。

NSK TECHNICAL JOURNAL

JANUARY 2024 No. 696

印刷 令和6年1月11日
発行 令和6年1月22日
編集人 近江 勇人
発行人 森川 俊哉
印刷所 久下印刷株式会社
発行所 **日本精工株式会社**
コーポレート・コミュニケーション部
TEL 03-3779-7050
東京都品川区大崎 1-6-3 日精ビル

非売品



日本精工株式会社



円滑でくらしやすい地球のために

この印刷物は環境に配慮した印刷方法を採用しています。