

MOTION & CONTROL™

NSK

NSK TECHNICAL JOURNAL

JANUARY · 2021

No. 693



ISSN 0911-4920

NSK TECHNICAL JOURNAL

JANUARY・2021

No. 693

解説・論文

- 電動車向け「希薄潤滑環境対応円すいころ軸受」の開発 山中 啓陽, 前佛 誠 1
- 磁歪式トルクセンサを活用したフィードバック制御による EV 用シームレス 2 速変速の実証
..... 金子 祥平, 山田 翔太, 山本 明弘 7
- 自動車用ステアリングシステムにおける操舵性能開発 西尾 誠人 16
- 産業機械モータ用軸受の開発 傳賢 功哲 26
- 電動射出成形機用ボールねじの高負荷耐久試験機
..... 石川 明彦, 並松 健, 関矢 礼明 36
- 伸縮可能アクチュエータの開発および応用
..... 勅使河原 誠一, 浅田 春比古 43
- バイオ医薬品向け単一細胞播種装置の自動化開発 ハウス リチャード 56
- 転がり軸受の圧痕起点はく離に及ぼす影響因子の定量化 (第1報) - 圧痕の
つきやすさに及ぼす影響の評価 - 相川 文明, 橋本 翔, 小俣 弘樹, 植田 光司 61
- 転がり軸受の圧痕起点はく離に及ぼす影響因子の定量化 (第2報) - 圧痕密度に
影響を及ぼす諸因子の評価 - 浜崎 純一, 相川 文明, 橋本 翔, 植田 光司 66

商品紹介

- 密封樹脂センサキャップ付きハブユニット軸受 70
- 電動油圧ブレーキシステム用ボールねじ 72
- 高安全性「冗長化コラム EPS」 74
- 波動歯車減速機用薄肉玉軸受 76
- 長寿命・耐水グリース密封型四列円すいころ軸受 78
- 高精度・長寿命ボールねじ 80

NSK TECHNICAL JOURNAL

JANUARY·2021

No. 693

Technical Papers

Development of Tapered Roller Bearings for Electric/Hybrid Vehicles	H. Yamanaka, M. Zenbutsu	1
Demonstration of 2-speed Seamless Shifting for EV Using Magnetostrictive Torque Sensor	S. Kaneko, S. Yamada, A. Yamamoto	7
Developments in Steering Performance for Automotive Steering Systems	M. Nishio	16
Development of Bearings for Industrial Machinery Motors	K. Denpou	26
High Load Endurance Test Unit for Electric Injection Molding Machine Ball Screws	A. Ishikawa, K. Namimatsu, N. Sekiya	36
Mobile Extendable Robot Arm (MERA)	S. Teshigawara, H. Harry Asada	43
Development of an Automated Single-Cell Seeding Device for Biopharmaceuticals	R. House	56
Quantitative Evaluation of Effects on Dent-initiated Flaking of Rolling Bearing (Part1: Evaluation of Dent-density ρ_d)	F. Aikawa, S. Hashimoto, H. Komata, K. Ueda	61
Quantitative Evaluation of Effects on Dent-Initiated Flaking on Rolling Bearings (Part 2: Evaluation of Factors Influencing Dent Density ρ_d)	J. Hamasaki, F. Aikawa, S. Hashimoto, K. Ueda	66

New Products

Hub Unit Bearing Sealed by Plastic Sensor Cap		70
Ball Screw Units for Electric Hydraulic Brake Systems		72
High-Safety Redundant Column EPS		74
Thin-Section Ball Bearings for Strain Wave Gearings		76
Sealed-Clean Four-Row Tapered Roller Bearing with Long-Life/Water-Resistant Grease		78
High Durability Precision Ball Screw		80

電動車向け「希薄潤滑環境対応円すいころ軸受」の開発

山中 啓陽*, 前佛 誠*



山中 啓陽

Development of Tapered Roller Bearings for Electric/Hybrid Vehicles

H. Yamanaka, M. Zenbutsu



前佛 誠

With stricter regulations and increasing concern for the environment, consumers and businesses around the world require better fuel economy from motor vehicles. This has led to the rapid development of electric/hybrid vehicles. Gearboxes for these vehicles require low-viscosity lubricant oil that reduces unit loss to save fuel/electricity. As a result, the lubrication environment for tapered roller bearings (TRBs) used in gearboxes has become even more severe, and there is increased focus on maintaining an oil film to prevent surface damage and seizure.

In this article, we will introduce TRBs with improved lubrication in the contact areas from the roller end surface to the inner ring rib and greatly improved seizure resistance. A specially shaped plastic cage supplies oil to the roller end surface, making seizure resistance about seven times greater under low lubrication conditions. Furthermore, we achieved zero churning loss by significantly reducing the amount of lubricating oil and made the TRBs 10 % smaller and 5 % lighter.

1. まえがき
2. 円すいころ軸受のフリクション要因と軸受使用環境の変化

3. 開発品の特徴と効果
 - 3.1 特徴
 - 3.2 耐焼付き性
 - 3.3 必要潤滑油量
 - 3.4 潤滑油量削減によるフリクション低減
 - 3.5 省スペース化
4. あとがき

1. まえがき

近年、各国での環境規制の強化を背景に、自動車の燃費向上が求められており、駆動用モータを搭載する電動車の開発が急速に進んでいる。

電動車向けギアボックスにおいては、電動車の燃費・電費向上を目的として、ユニット損失の軽減を図るべ

く潤滑油の低粘度化や潤滑油供給量の低減が進んでいる。その結果、ギアボックスに使用される円すいころ軸受の潤滑環境はより一層過酷になってきており、潤滑油膜切れによる軸受の表面損傷や焼付きの防止は、ギアボックスの高信頼性を達成する上で重要な課題と

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

なっている。

自動車メーカー各社の電動車開発が加速する中、ギアボックスの効率向上の達成には、このような課題の解決につながるロバスト性の高い軸受が求められる。

NSKでは、潤滑油膜切れによる表面損傷に対する技術として、NSK LCube II™を開発した。¹⁾

本稿では、特殊樹脂製保持器を採用することで、ころ端面-内輪つば面間の滑り接触部における潤滑性を改善し、希薄潤滑環境での耐焼付性、信頼性を大幅に向上させた円すいころ軸受を紹介する。

2. 円すいころ軸受のフリクション要因と軸受使用環境の変化

NSKではこれまでに様々な低フリクション円すいころ軸受を開発し、ギアボックスの効率向上に貢献してきた。²⁾

円すいころ軸受の摩擦抵抗の理論については相原が報告しているが³⁾、円すいころ軸受のフリクション要因として、**図1, 2**に示す以下の(1)～(4)に分類されることが分かっている。

- (1)内・外輪軌道面ところ転動面間の転がり摩擦
- (2)内輪つばところ端面間の滑り摩擦
- (3)ころと保持器間の滑り摩擦
- (4)潤滑油の攪拌抵抗

このうち、(1)、(2)、(4)が、円すいころ軸受のフリクション要因の多くを占める。

NSKは、これまでこれらの摩擦因子を低減させることを狙った各種低フリクション円すいころ軸受を開発し、市場展開を図っている。

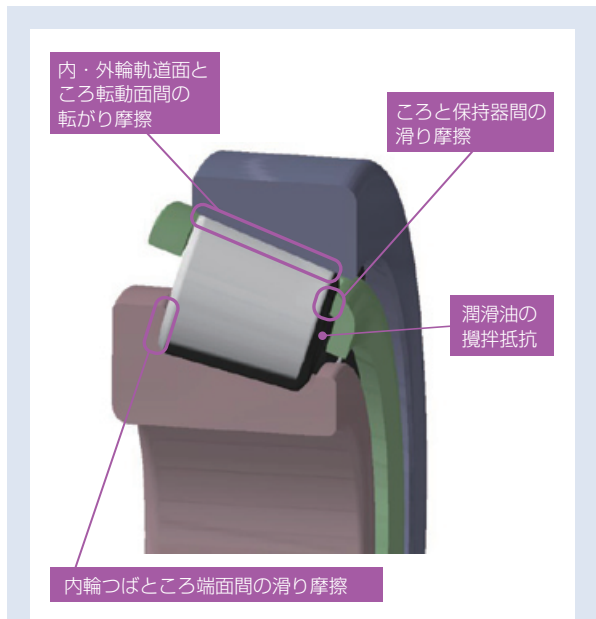


図1 円すいころ軸受のフリクション要因
Fig. 1 Friction factors for tapered roller bearings

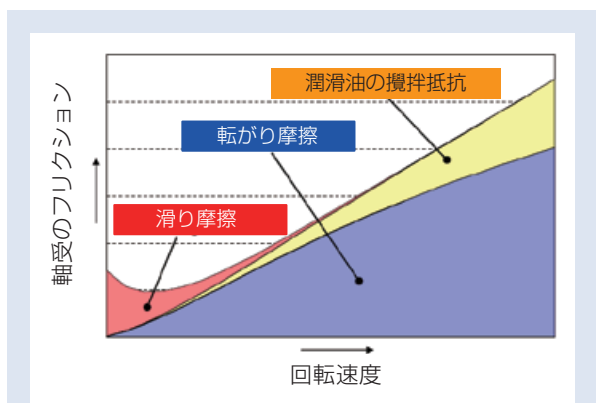
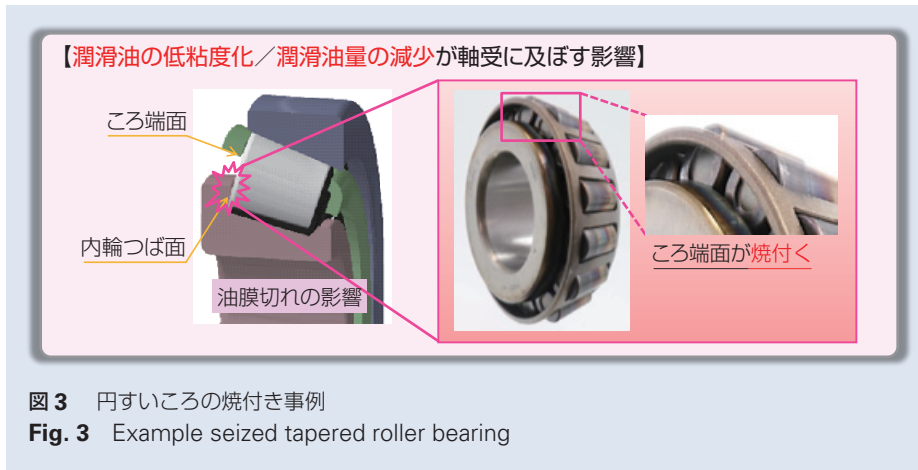


図2 転がり摩擦と滑り摩擦の関係
Fig. 2 Relationship between rolling friction and sliding friction

近年、自動車のギアボックスにおいては、(4) 潤滑油の攪拌抵抗を低減するため、潤滑油の低粘度化、及び潤滑油供給量の低減が益々進んでおり、特に油膜切

れによる軸受の焼付き防止(図3)は、ギアボックスの高い信頼性を確保する上で重要な課題となっている。



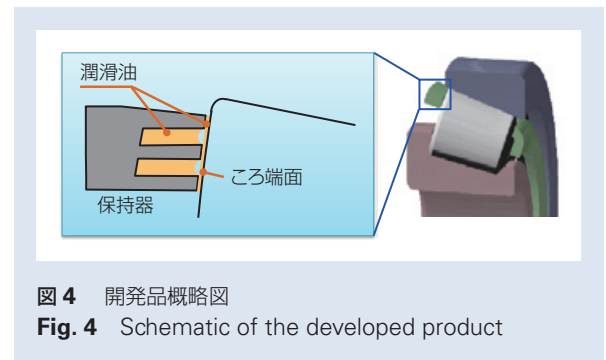
3. 開発品の特徴と効果

本稿にて紹介する希薄潤滑環境対応円すいころ軸受(以下、本開発品)は、軸受単体で安定的にころ端面ー内輪つば面間の油膜を維持する機能を実現したことで、希薄潤滑環境下における耐焼付き性を飛躍的に改善した。以下にその特徴と効果を説明する。

3.1 特徴

図4に示すように、本開発品は保持器ポケット部のころ端面と接触する部位に、微細溝を複数設け、毛細管現象により潤滑油を保持する機能を持たせている。微細溝は、溝幅や深さ、形状等を保油やころ端面への給油効果を最も発揮できるように最適設計されており、十分潤滑条件ではその内部に潤滑油を保油する

とともに、潤滑不足の際には、微細溝からころ端面に給油されるため、以下に示すように、耐焼付き性に大きな効果を発揮する。



3.2 耐焼付き性

前述の保持器に形成した微細溝の効果により、開発品は従来の円すいころ軸受に対し耐焼付き性を飛躍的に向上した。

図5に、焼付き試験の結果を示す。標準品では、給油が遮断されると、ころ端面と内輪つば面間で潤滑油が枯渇することで、数分で焼付きを生じるが、開発品は標準品に比べ約7倍の耐焼付き性を示した。

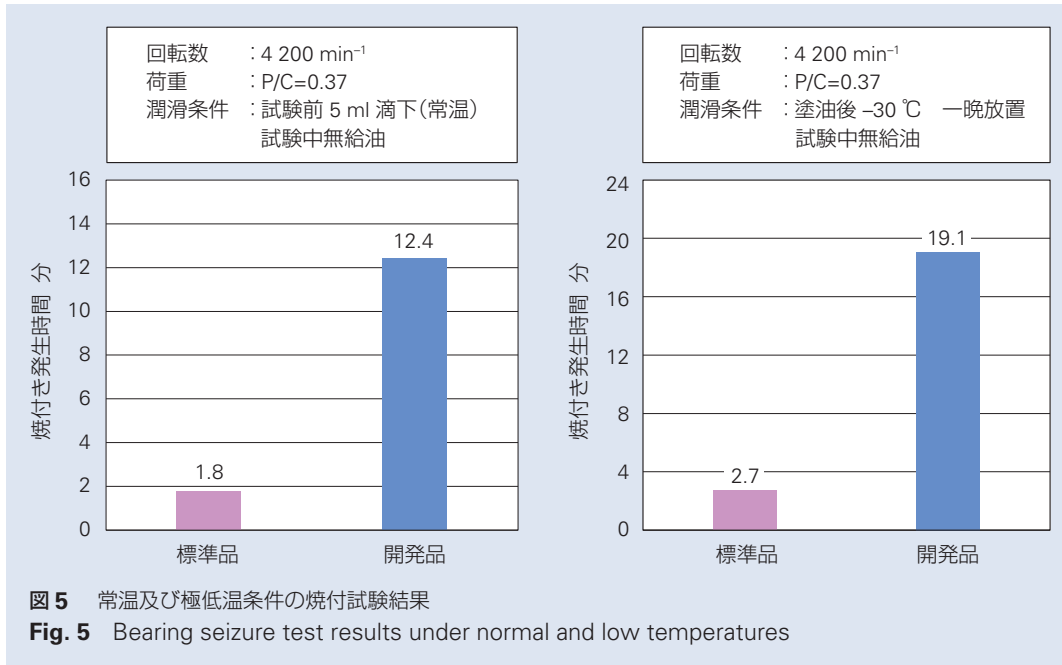


図5 常温及び極低温条件の焼付試験結果
Fig. 5 Bearing seizure test results under normal and low temperatures

図6に、微細溝の径方向寸法（微細溝幅）を変えて試験した一例を示す（溝深さは同一）。複数の溝の総容積はほぼ同等としている。溝本数1本では耐焼付き性が標準品の2.3倍に留まるが、溝本数が多くなる（油溝幅が細くなる）につれて耐焼付き性がさらに向上する。これは、溝が細いほど得られる毛細管力が大きくなる基本原理に依るもので、潤滑油粘度が低い、軸受回転数が速いなどの場合は、この傾向がより顕著である。

微細溝の幅だけでなく、深さや形状についても、耐焼付き性に対する効果を試験で確認している。これらの結果から最適設計に対する指針を得て、開発品は優れた耐焼付き性を実現している。

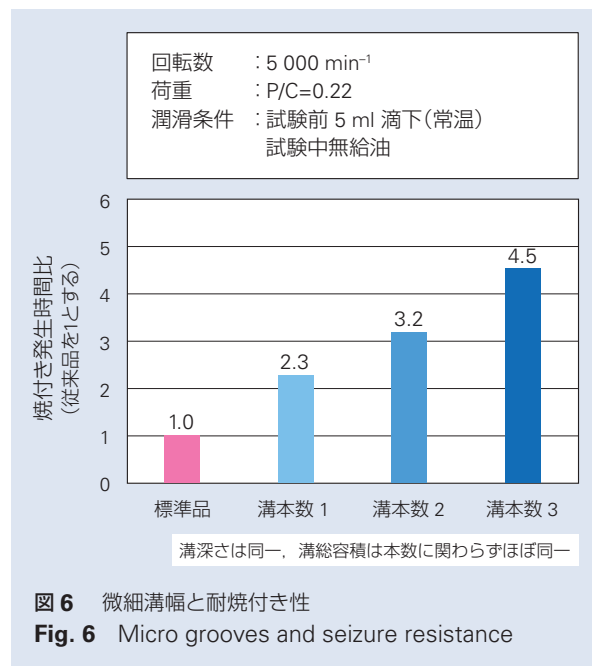


図6 微細溝幅と耐焼付き性
Fig. 6 Micro grooves and seizure resistance

3.3 必要潤滑油量

図7に、ギアボックス使用環境での必要潤滑油量の比較結果を示す。所定の運転条件で焼付きが生じるまで徐々に潤滑油量を減らしていき、焼付きを生じさせない必要最少潤滑油量を求めたものである。

標準品では、60 ml/minの潤滑油量を必要とする運転条件において、本開発品は2 ml/minまで潤滑油量を絞っても焼付きを生じない事が確認できた。

従来の円すいころ軸受は、高負荷では油浴かそれに相当する潤滑油量を必要としてきたが、本開発品は上述のとおり飛沫程度の潤滑油量で焼付きを防止できる(図8)。これにより、従来必要としていたオイルポンプによる強制潤滑を廃止することも可能であり、オイルポンプ駆動のための損失低減、オイルライン等を含めた潤滑システムの簡略化が可能となる。

3.4 潤滑油量削減によるフリクション低減

図8のように、開発品は潤滑油量を大幅に削減できることで、潤滑油の攪拌抵抗をほぼゼロにする事が可能である。

図9は、油浴潤滑と飛沫潤滑における軸受のトルク損失の比較である。油浴潤滑条件は軸受下部のみ潤滑油に浸る油面レベル、飛沫潤滑条件は潤滑油塗布のみ(試験中は浸漬無し)とした。

油浴潤滑に対し、飛沫潤滑程度の潤滑油量にすることで、潤滑油を攪拌するトルク損失をほぼゼロにでき、大幅な軸受のトルク損失低減が可能である。この効果は、元々の油面レベルが高い、潤滑油粘度が高い、軸受回転数が高い等の条件ではより大きくなる。

このように、軸受の油浴潤滑を廃止し油面レベルを下げることは、軸受以外の回転体の潤滑油攪拌抵抗低減にも繋がる。

3.5 省スペース化

射出成型により製造される樹脂製保持器は、プレス成型で製造される金属製保持器よりも、形状の自由度が高い。そのため、従来の金属製保持器を用いた円すいころ軸受と比較した場合、体積10%、質量5%の小型軽量化が可能となる(図10)。

また、玉軸受が適用される場合と比較して、開発品を採用する事で1/3程度の大幅なサイズダウンが可能となる。

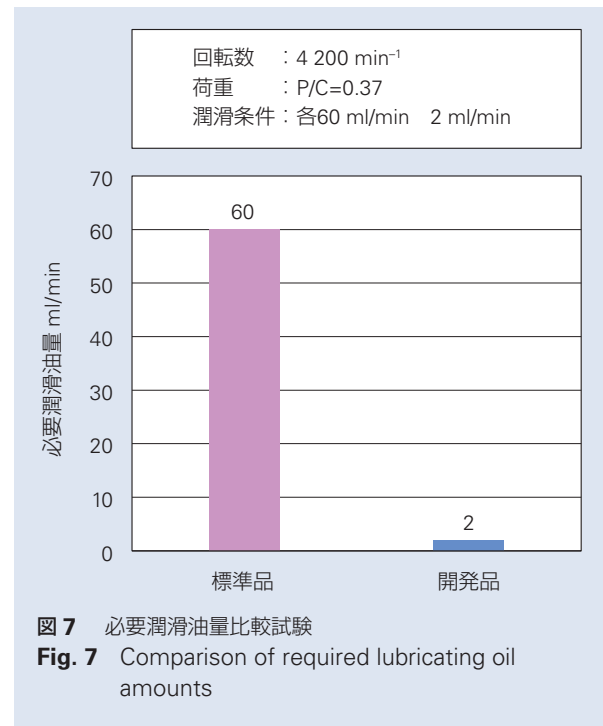


図7 必要潤滑油量比較試験

Fig. 7 Comparison of required lubricating oil amounts

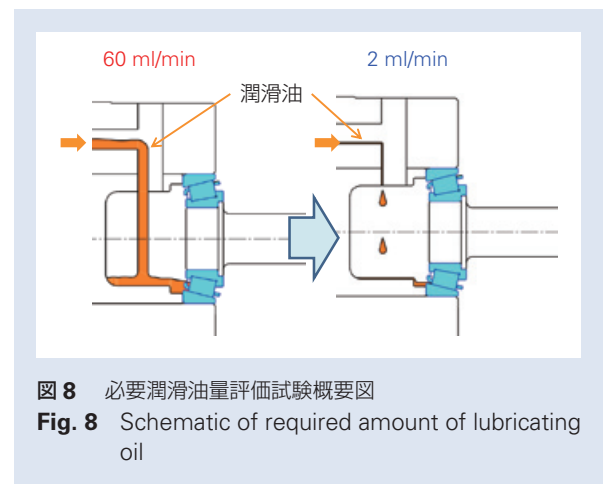
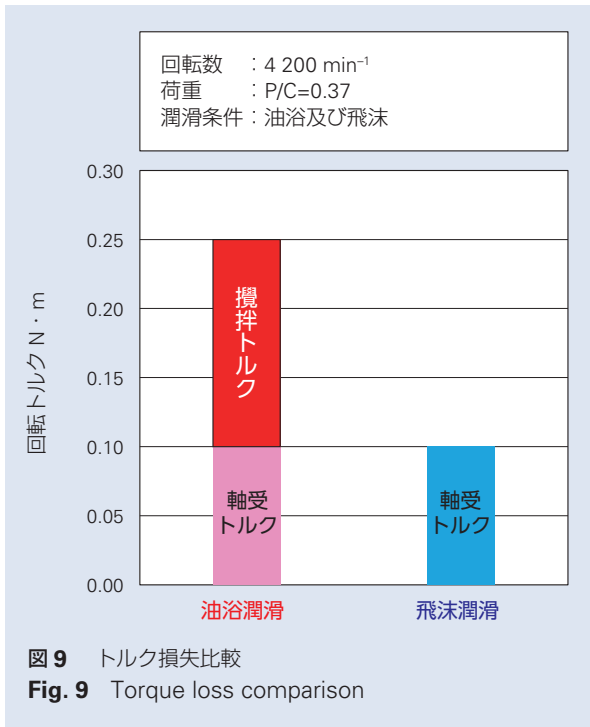


図8 必要潤滑油量評価試験概要図

Fig. 8 Schematic of required amount of lubricating oil



4. あとがき

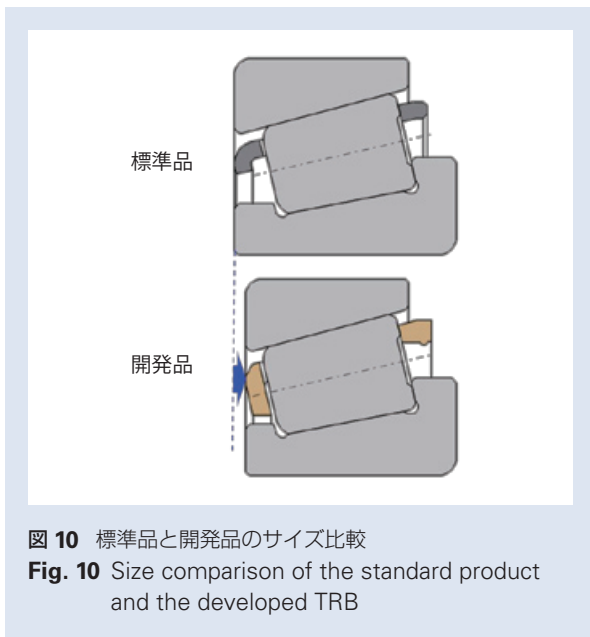
NSKは、これまでに第1世代～第6世代の低フリクション円すいころ軸受の開発を行い、高い耐久性と信頼性を得てギアボックスの効率向上、自動車の電燃費向上に貢献してきた。¹⁾

近年では、さらなる燃費向上の観点から潤滑油の低粘度化や潤滑油量削減に対するニーズが増加している。開発品は、過酷な潤滑環境に適用可能であり、電動車向けギアボックスの小型軽量化に加え、燃費向上や信頼性向上に大きく貢献できるものと考えられる。

現在、100年に1度と言われる自動車技術の変革期の中におり、市場ニーズに応える高信頼性・低フリクション軸受の開発を継続推進し、自動車の燃費・電費、及び信頼性の向上に貢献し続けていく所存である。

参考文献

- 1) 日本精工, “円すいころ軸受の低フリクション技術”, NSK Technical Journal, 690 (2018) 51-59.
- 2) 相原了, “ころ軸受の摩擦とEHL転がり粘性抵抗”, NSK Technical Journal, 649 (1988) 1-5.
- 3) 日本精工, “電動車向け円すいころ軸受「NSK LCube II™」の開発”, NSK Technical Journal, 692 (2019) 51-59.



磁歪式トルクセンサを活用したフィードバック制御による EV 用シームレス 2 速変速の実証

金子 祥平*, 山田 翔太*, 山本 明弘*



金子 祥平



山田 翔太

Demonstration of 2-speed Seamless Shifting for EV Using Magnetostrictive Torque Sensor

S. Kaneko, S. Yamada, A. Yamamoto



山本 明弘

公益社団法人 自動車技術会の転載許諾を得て、自動車技術会 2020 年春季学術講演会講演予稿集(No.72-2)から転載。

Introduction of 2-speed transmissions with large step ratio into EVs improves cruising range and driving performance. However, shifting with large step ratio causes severe shock deteriorating driving comfort. NSK proposes that seamless shifting can be realized by making use of the magnetostrictive torque sensor and controlling clutches and e-motor with the torque feedback control signal.

This report shows experimental results of seamless shifting with torque sensor and it's advantages.

- | | |
|---|--|
| <ol style="list-style-type: none"> 1. 序論 2. シームレス変速コンセプト <ol style="list-style-type: none"> 2.1 EV における変速の必要性 2.2 電費改善と変速ショック低減の両立 2.3 シームレス変速の定義 2.4 クラッチ伝達トルク容量推定誤差要因 3. トルクフィードバック制御によるシームレス変速 <ol style="list-style-type: none"> 3.1 システム構成 3.2 トルクフィードバック制御 | <ol style="list-style-type: none"> 4. 磁歪式トルクセンサを用いたシームレス変速実証試験 <ol style="list-style-type: none"> 4.1 試験装置 4.2 シームレス変速制御の実装 4.3 変速試験結果 5. 結論 |
|---|--|

1. 序論

近年、二酸化炭素排出量の削減や低燃費化への要求を背景に、電気自動車 (EV) の普及が進んでいる。今後も燃費規制の強化等により更なる EV の普及が予測されているが、電費や走行性能、コスト等に課題がある。

EV における電費と走行性能の改善策として、減速機の 2 速化が挙げられる。我々は特に、段間比の大きな 2 速変速による電費改善と変速ショックの低減

を両立するために、磁歪式トルクセンサを用いてクラッチとモータをフィードバック制御する変速制御を提案している¹⁾。

本稿では、磁歪式トルクセンサを活用したフィードバック制御を実装し、ベンチ試験においてシームレス変速を実証することで、段間比の大きな EV2 速変速システムにおける磁歪式トルクセンサの有用性を示す。

* 自動車技術総合開発センター、パワートレイン技術開発部

2. シームレス変速コンセプト

2.1 EV における変速の必要性

現在、多くのEVはモータの出力を固定減速比の減速機を介して出力しているが、同クラスのICE車と比較して、駆動力や最高車速で劣っていることが多い。そこで、減速機に2速変速機能を追加することで、大きな駆動力と最高車速の引き上げを両立することができる(Fig. 1)。また、変速により高効率領域を拡大できるため、電費の改善が可能となる(Fig. 2)。

2.2 電費改善と変速ショック低減の両立

電費を改善するためには、LowモードとHighモードの段間比を大きくする必要があり。段間比が小さい場合は、モータの高効率点が重なり高効率領域を拡大できないため、電費の改善代が小さくなる。WLTCモードにおいて、走行抵抗から簡易的に算出した段間比による電費改善代を、 Fig. 3 に示す。なお、変速時の損失は考慮していない。

特に段間比を2.5前後とすることで、電費改善を最大化できる。一方、段間比拡大により、変速ショックが課題となる。これに対し我々は、変速時にトルクセンサで検出したトルクをクラッチ制御およびモータ制御にフィードバックすることで変速ショックの低減が可能であると、提案している¹⁾。

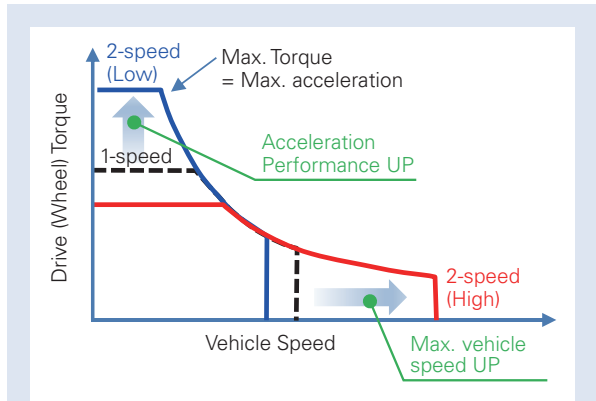


図1 2速変速機による走行性能の向上
Fig. 1 Driving performance improvement by 2-speed transmission

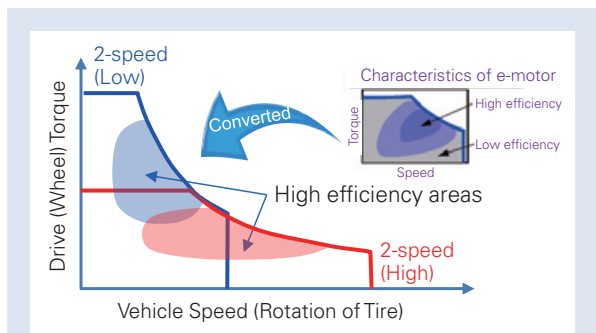


図2 2速変速機による電費の向上
Fig. 2 Cruising range extension by 2-speed transmission

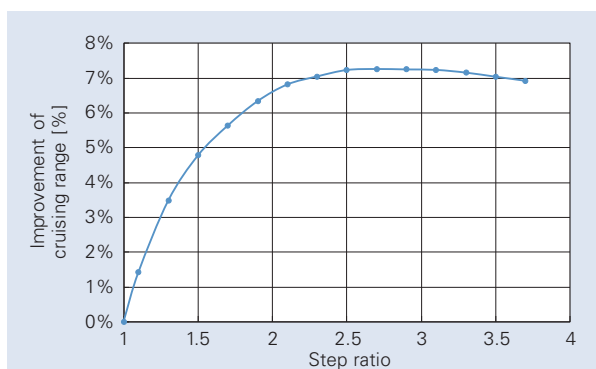


図3 電費向上に対する最適な2速変速機の段間比
Fig. 3 Optimum step ratio of 2-speed transmission for improvement of cruising range

2.3 シームレス変速の定義

変速中の出力軸トルクの変動と変速前後でのトルク段差がない変速をシームレス変速と定義し、シームレス変速を実現するための理想的な制御について示す。

1組の遊星歯車機構と湿式多板クラッチ及びワンウェイクラッチで構成されるシステムにおける Low モードと High モードのトルクフローを Fig. 4 に示す。Low モードではワンウェイクラッチがブレーキとして機能し、High モードでは湿式多板クラッチが締結される。

このシステムにおける理想的なシームレスアップシフトを Fig. 5 に模式的に示す²⁾。入出力回転数及びトルクと、クラッチ伝達トルク容量の変化を時間軸で表現している。アップシフトでは Low モード、トルク相、イナーシャ相、High モードの順にモード移行する。車両の慣性が大きく出力回転数はほぼ変化しないと仮定している。イナーシャ相ではモード移行を促進するためモータトルクを下げている。

トルク相での出力トルクを(1)式に示す。

$$T_{out} = T_{cl} + i (T_{mot} - T_{cl}) \quad (1)$$

T_{out} : 出力トルク

T_{cl} : クラッチ伝達トルク容量

i : 減速比

T_{mot} : モータトルク

トルク相では出力トルクはクラッチ伝達トルク容量とモータトルクにより決定される。クラッチ伝達トルク容量の上昇に応じて、トルクフローが Low モードから High モードへ移行していく。High モードへのトルクフローの移行に伴い減速比が小さくなるが、出力トルクの減少を防ぐためモータトルクを増加させる。

イナーシャ相での出力トルクを(2)式に示す。

$$T_{out} \cong T_{cl} \quad (2)$$

イナーシャ相では出力トルクはクラッチ伝達トルク容量とほぼ等しいため、クラッチ伝達トルク容量を一定に保つことで出力トルクを一定にする。

したがって、トルク相からイナーシャ相までクラッチ伝達トルク容量を正確に推定することが出来ればシームレス変速が可能となる。

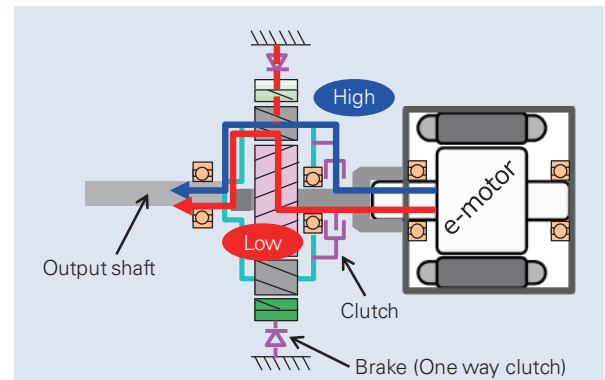


図4 2速変速機のトルクフロー
Fig. 4 Torque flow diagram of 2-speed transmission in Low and High modes

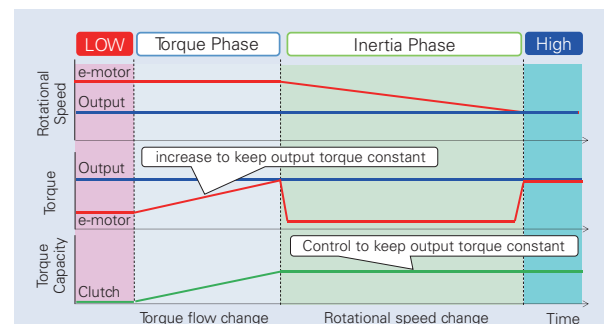


図5 シームレス変速のための理想的な制御
Fig. 5 Ideal control for seamless shifting

2.4 クラッチ伝達トルク容量推定誤差要因

クラッチ伝達トルク容量を(3)式に示す.

$$T_{cl} \propto \mu F \quad (3)$$

μ : 摩擦係数

F : クラッチ推力

クラッチ伝達トルク容量は摩擦係数と推力に比例する. 一方で, 摩擦係数は **Fig. 6** のように周速, 温度, 経年など様々な要因によって変化する^{3) 4)}. また, リターンスプリングのバラつき等により推力も誤差を含む可能性が有る. したがって, 変速中に正確なクラッチ伝達トルク容量を推定してモータやクラッチを制御し出力トルクを一定に保つことは難しい.

3. トルクフィードバック制御によるシームレス変速

3.1 システム構成

本稿ではトルクフィードバック制御により, クラッチ伝達トルク容量の推定誤差に左右されず, シームレス変速を実現する.

我々の提案するシステム構成を **Fig. 7** に示す. 出力軸に磁歪式トルクセンサを組み込み, 出力トルクを監視しながらクラッチ推力及びモータトルクをフィードバック制御する.

磁歪式トルクセンサの構造を **Fig. 8** に示す. 磁歪式トルクセンサは測定軸に特殊な材料, 加工を必要としない. また, 軸と非接触で, 且つ, 薄型であるためトランスミッション等への搭載性が良い. 今回は軸受の外輪に取り付けた.

シャフトにトルクが作用した際に, 逆磁歪効果により応力状態に応じて透磁率が変化する. 磁歪式トルクセンサは, この現象をシャフトに非接触に配置したコイルのインダクタンス変化量で捉え, 応力を検出し, トルクへと換算する⁵⁾.

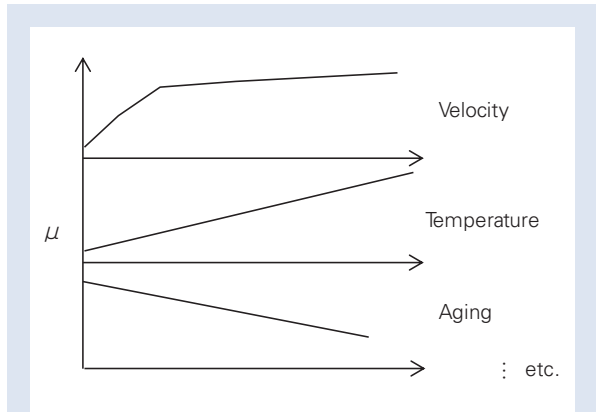


図6 摩擦係数の変動要因

Fig. 6 Fluctuation factors of friction coefficient

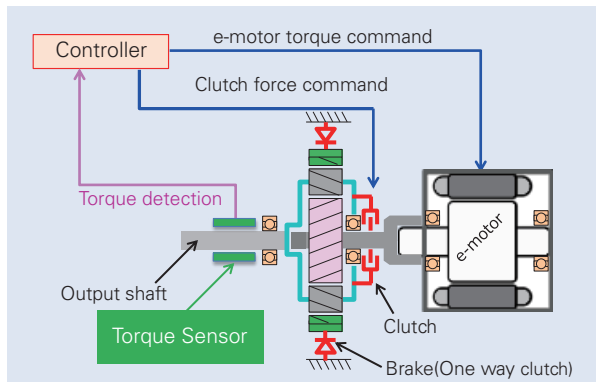


図7 シームレス変速のためのトルクセンサを装着した2速変速機のシステム構成

Fig. 7 System configuration of 2-speed transmission with Torque Sensor for seamless shifting

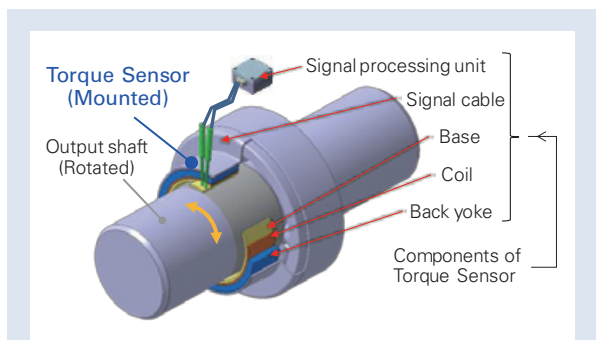


図8 磁歪式トルクセンサの構成要素

Fig. 8 Magnetostrictive Torque Sensor

3.2 トルクフィードバック制御

3.2.1 トルク相

トルク相において、まずはトルクフィードバック制御しない場合の変速を **Fig. 9** (a) に示す。この場合はクラッチ伝達トルク容量を推定し、それに応じてモータトルクを制御することでシームレス変速を目指す。しかし前述の通り、クラッチ伝達トルク容量を正確に推定することは難しい。例えば図のように、摩擦

係数の推定誤差によりクラッチ伝達トルク容量が高くなった場合、出力トルクは低下する。

これに対し、トルクフィードバック制御した場合の変速を **Fig. 9** (b) に示す。この場合、摩擦係数の推定誤差により出力トルクが低下することになっても、モータトルクがフィードバック制御で増加するため、出力トルクを一定にすることが出来る。

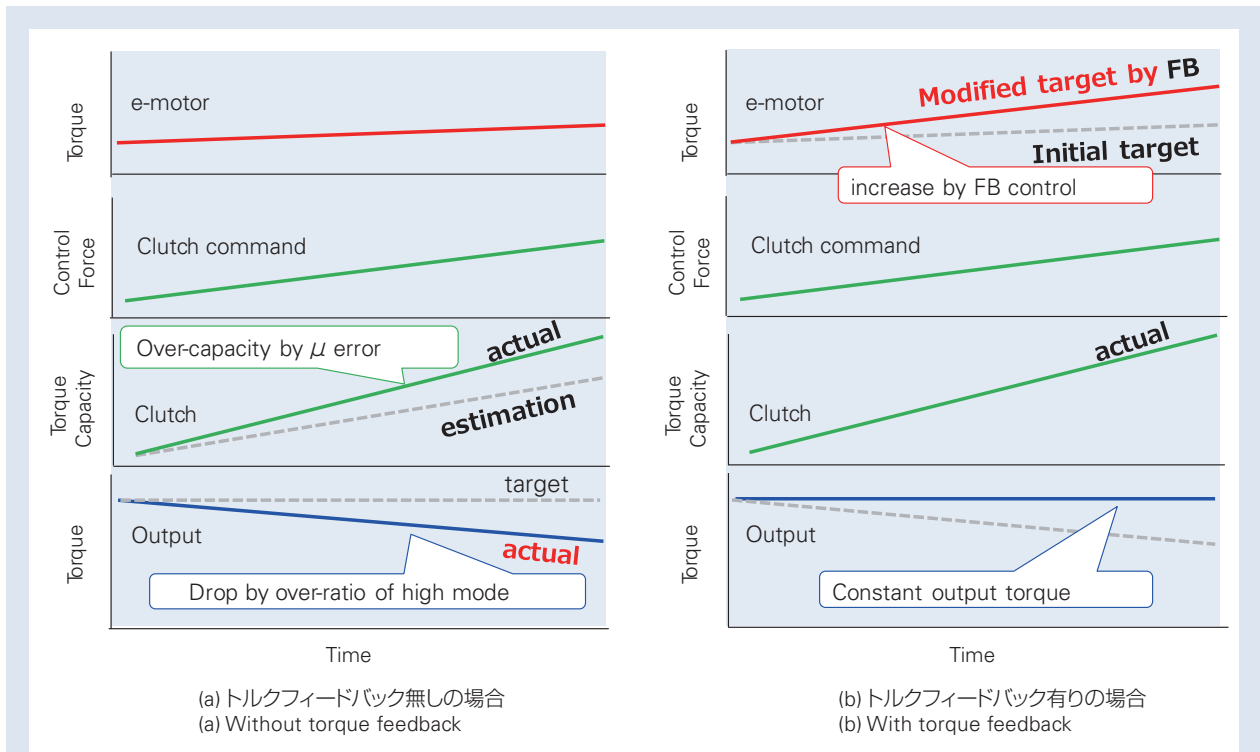


図 9 トルク相におけるフィードバック制御による補償
Fig. 9 Benefit of feedback control at torque phase

3.2.2 イナーシャ相

イナーシャ相において、トルクフィードバック制御しない場合の変速を Fig. 10 (a) に示す。イナーシャ相ではクラッチ伝達トルク容量が出力トルクとほぼ等しくなるため、クラッチ伝達トルク容量を一定に保つことで、シームレス変速を目指す。しかしトルク相同様、クラッチ伝達トルク容量を正確に推定することは難しい。図のように摩擦係数の推定誤差によってクラッチ伝達トルク容量が狙いと乖離した場合、出力トルクは一定にならない。

これに対し、トルクフィードバック制御した場合の

変速を Fig. 10 (b) に示す。摩擦係数の推定誤差により出力トルクが低下することになっても、出力トルクを監視しながらクラッチ推力をフィードバック制御で増加させるため、出力トルクを一定にすることが出来る。

したがって、出力トルクをトルクセンサで監視しトルク相ではモータトルクを、イナーシャ相ではクラッチ推力をフィードバック制御することで、クラッチ伝達トルク容量の推定誤差の影響を受けずにシームレス変速することが可能となる。

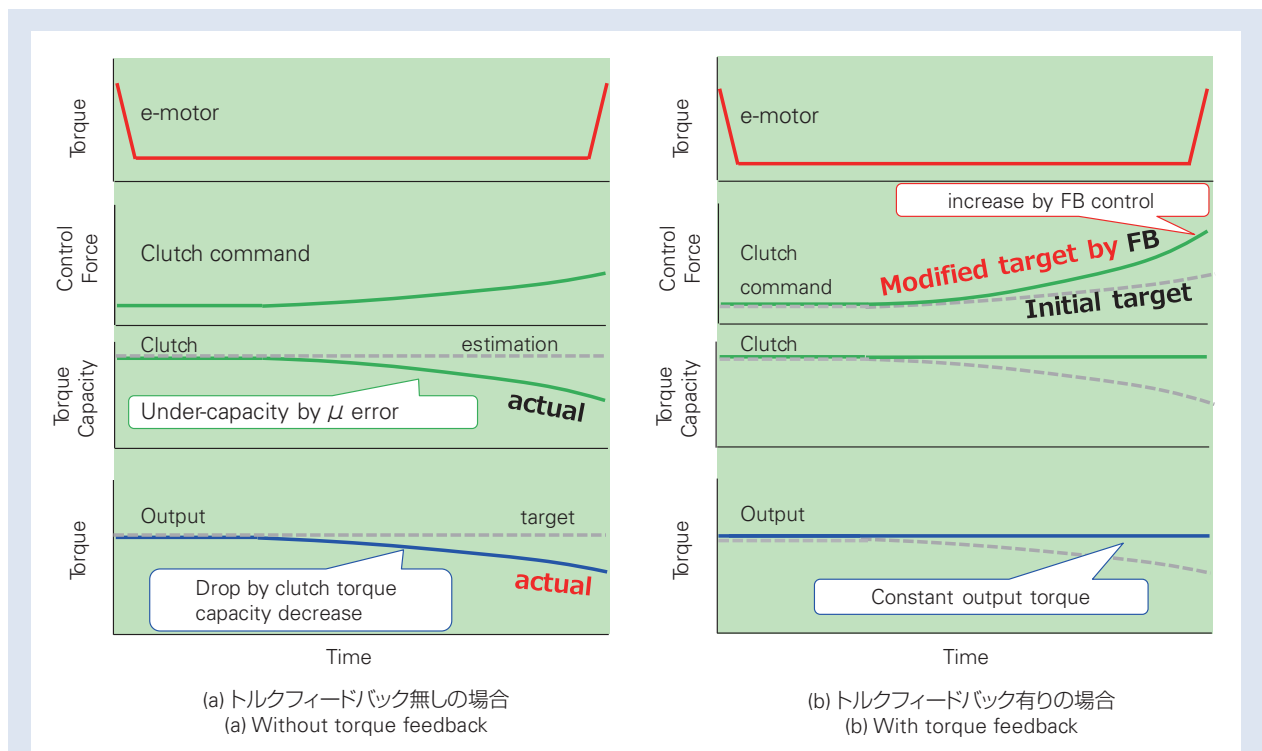


図 10 イナーシャ相におけるフィードバック制御による補償
Fig. 10 Benefit of feedback control at inertia phase

4. 磁歪式トルクセンサを用いたシームレス変速実証試験

4.1 試験装置

磁歪式トルクセンサを用いたフィードバック制御によるシームレス変速を試験装置にて実証する。

Fig. 7 で示したシステムを、Fig. 11 のような台上試験機に実装した。出力側はダイナモを速度制御することで車両慣性により速度変化がほとんどないことを模擬している。

2 速変速試験機は Low モードと High モードを有し、段間比を 2.815 とした。構造を Fig. 12 に示す。クラッチには湿式多板クラッチを使用し、推力は油圧で制御している。ブレーキにはワンウェイクラッチを使用している。遊星歯車の諸元は Table 1 に示す。出力軸には磁歪式トルクセンサを組み込んでいる。出力トルクは市販のフランジ型トルク計によって比較測定を実施することで、磁歪式トルクセンサの測定値が信頼できるものであることを確認している。

4.2 シームレス変速制御の実装

クラッチ制御圧をあるパターンで変化させるアップシフトの試験を実施する。その変速パターンに合わせ、トルク相では駆動モータトルクを、イナーシャ相ではクラッチ推力、すなわち本試験ではクラッチ制御圧をフィードバック制御することで出力トルクを一定に出来ることを実証する。

Fig. 13 (a) はトルク相でのブロック線図を表している。

T_{out}^* は目標出力トルク、 T_{mot}^* はモータトルク指令値、 F_{cl}^* はクラッチ制御圧指令値、 F_{cl} はクラッチ制御圧実測値、 μ_n は摩擦係数を想定した一定値をそれぞれ示している。 F_{cl}^* にある時間変化のパターンを与えることでモード移行させる。 μ_n と F_{cl} からクラッチ伝達トルク容量を算出し、それに応じてモータトルクを指令するフィードフォワード部に、トルクセンサか

ら得られた出力トルクフィードバックの指令を加え、シームレス変速を行う。

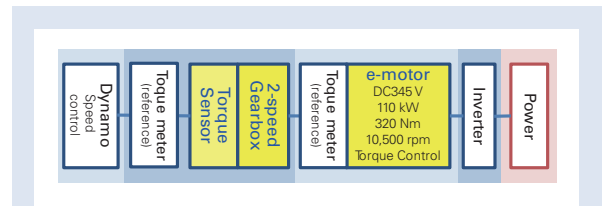


図 11 シームレス変速実証のための試験機構成

Fig. 11 System configuration for experimental verification of seamless shifting

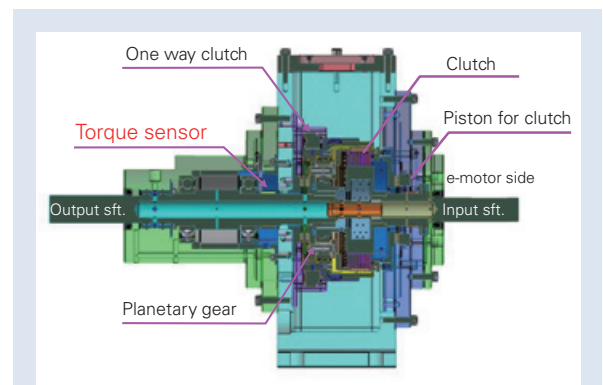


図 12 2 速変速機

Fig. 12 2-speed transmission

表 1 ギヤ諸元

Table 1 Gear specification

	Sun Gear	Ring Gear	Pinion Gear
Number of teeth	54	98	22
module	1.25		

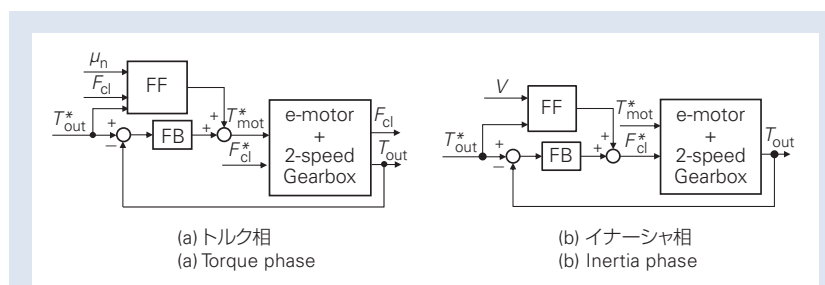


図 13 シームレス変速のためのフィードバック制御システム

Fig. 13 Feedback control system for seamless shifting

Fig. 13 (b) はイナーシャ相でのブロック線図を表している。 T^*_{mot} は High モード時の目標トルクより下げることでモード移行を促進する。 V は入力回転数(サンギヤ回転数)と出力回転数(キャリア回転数)の相対回転数の実測値を示している。 摩擦材の μ - V 特性を考慮し、トルク相で設定した摩擦係数を補正したクラッチのフィードフォワード制御部分に対し、トルクセンサにより得られた出力トルク情報をフィードバック制御することで、シームレス変速を行う。

トルク相からイナーシャ相への移行判定は減速比の変化によって行い、フェーズ移行を判定した時点で **Fig. 13** (a) と **Fig. 13** (b) の制御を切り替える。

4.3 変速試験結果

変速試験の結果を **Fig. 14** に示す。 横軸は **Fig. 14** (a)-(d) で共通して時間軸を示し、縦軸はそれぞれ回転数、トルク、クラッチ制御圧、摩擦係数の変化率を示している。 ここで、摩擦係数の変化率は、(1)、(2) 式と入出力トルクの実測値から T_{cl} を求め摩擦係数を算出し、トルク相終了時点の実際の摩擦係数を

100%と定義し、摩擦係数の比を示している。 なお、摩擦係数はサンプリング周期 1 ms における 10 点の移動平均値を使用しており、トルク相でクラッチの係合が安定した時点から算出している。

モードは Low モード(A 以前)、トルク相(A-B 間)、イナーシャ相(B-C 間)、High モード(C 以降)の順に移行する。

Low モードではブレーキのワンウェイクラッチが機能し、減速比 2.815 の状態を示している。 変速準備としてクラッチの油圧室には作動油を充填させている。

トルク相ではクラッチ制御圧の上昇に伴い、クラッチ伝達トルク容量も上昇する。 その結果、High モードへトルクフローが移行し出力トルクは減少しようとするので、出力トルクを一定に保つためにモータトルクを増加させる。

イナーシャ相では入力回転数(サンギヤ回転数)が減少し、出力回転数(キャリア回転数)と一致するまでの間、出力トルクを一定に保つようにクラッチ制御圧をコントロールする。

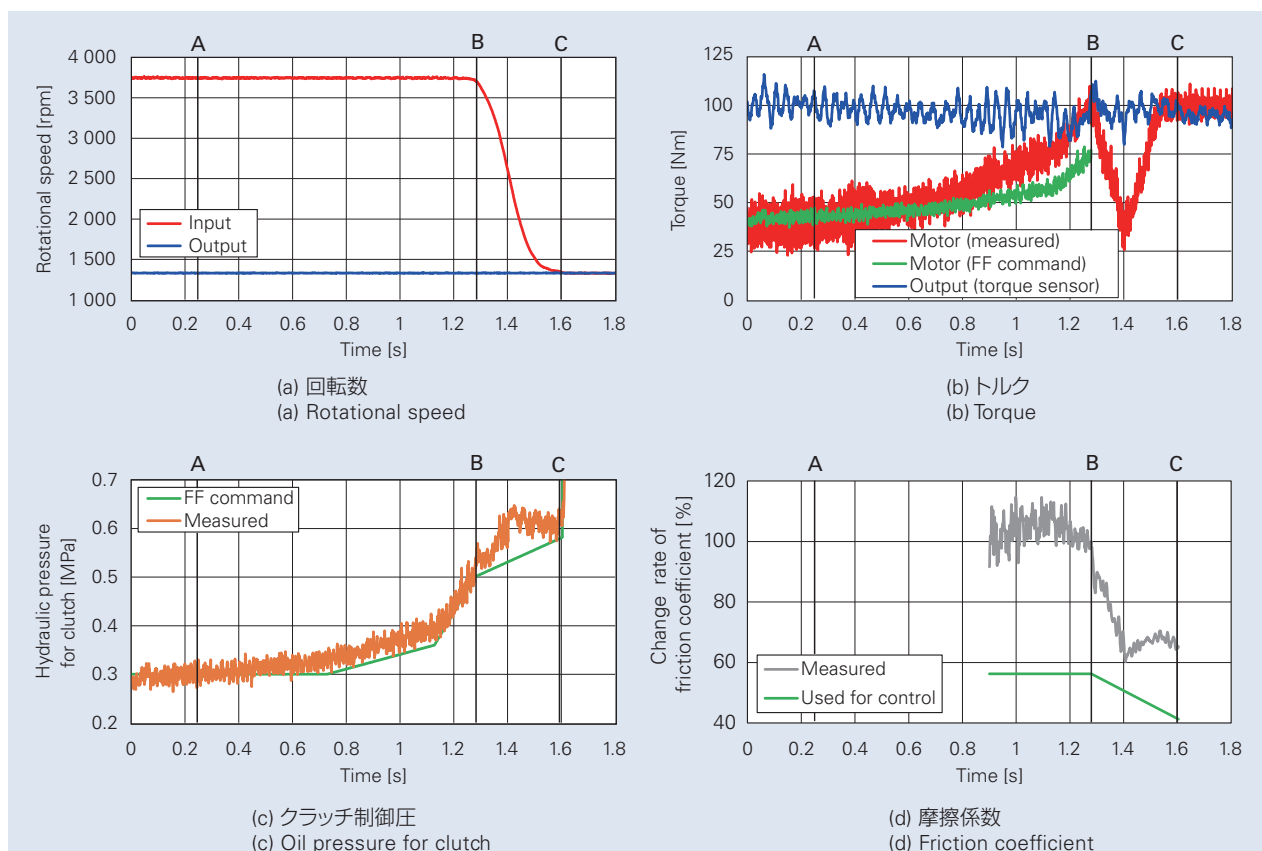


図 14 シームレス変速の試験結果
Fig. 14 Experimental results of seamless upshifting

変速完了後は、クラッチを完全締結し High モードに移行完了する。High モードでは入力軸と出力軸が直結されている状態を示している。変速前と出力トルクが一定となるように段間比を考慮したモータトルクを入力し、出力トルクを一定に保つ。

Fig. 14 (b) に、緑線で表すフィードフォワード制御によるモータトルクの指令値と、赤線で表す出力トルク情報によるフィードバック制御後の実測値との比較を示す。

A-B 間、つまりトルク相では、 μ_n と F_{cl} から算出したクラッチ伝達トルク容量に基づきモータのトルクを増加するフィードフォワード指令値に対して、 μ_n と実際の摩擦係数の乖離で生じるモータトルクの不足をフィードバック制御で補償していることが分かる。

Fig. 14 (c) に、緑線で表すフィードフォワード制御によるクラッチ制御圧の指令値と、橙色で表す出力トルク情報によるフィードバック制御後の実測値との比較を示す。

B-C 間、つまりイナーシャ相では、摩擦材の μ -V 特性を考慮し、トルク相で設定した摩擦係数 μ_n を簡易的に線形で補正したクラッチ制御圧のフィードフォワード指令値に対して、実際の摩擦係数との乖離で生じるクラッチ伝達トルク容量の誤差を出力トルク情報によるフィードバック制御で補償していることが分かる。

よって、**Fig. 14 (b)** に青線で表す出力トルクは A-C 間で一定に保たれている。

このように、出力軸に取り付けた磁歪式トルクセンサを用いてトルク相ではモータトルクを、イナーシャ相ではクラッチ推力をフィードバック制御することにより変速中の出力トルクの変動と変速前後でのトルク段差がないシームレス変速を実現することが出来た。

Fig. 14 (d) では、実際の摩擦係数と制御に使用した摩擦係数を比較している。変速中に摩擦係数は時間変化しているため、摩擦係数の正確な推定は難しい。しかし、実際の摩擦係数と制御に使用する摩擦係数の間に乖離があったとしても、今回シームレス変速を実現出来たことで出力トルクフィードバック制御の有用性が示された。

本稿ではシームレス変速を目的とした変速制御を行ったが、トルクセンサを用いたフィードバック制御を行うことで、クラッチ伝達トルク容量の推定誤差等の外乱に左右されず、出力トルクを任意に制御可能である。

5. 結論

本稿では、電費と走行性能の改善策として有効である段間比の大きな 2 速変速変速機を有する EV 駆動システムにおいて、課題の一つであるシフトクオリティの向上を目指した。

ロバスト性のある出力トルクの一定制御実現の為、磁歪式トルクセンサを用いてトルク相ではモータトルクを、イナーシャ相ではクラッチ推力をフィードバック制御する変速制御手法を提案した。本手法によりベンチ試験でシームレス変速を実現し、シフトクオリティの向上を実証することで、段間比の大きな EV2 速変速システムにおける磁歪式トルクセンサの有用性を示した。

謝 辞

本開発にあたり理論構築、シミュレーションでご協力頂いた法政大学相原先生に感謝致します。また、トルクセンサの製作にご協力頂きました日立金属株式会社殿に感謝致します。

参考文献

- 1) 福田晃大, 小野潤司, 宮崎知之, 岡田伸治: 磁歪式トルクセンサの EV への適用提案 - タービンシャフトのリアルタイムトルク測定 -, 自動車技術会 2019 年春季大会学術講演予稿集, 20195291 (2019), 1-6.
- 2) 自動車技術会: 自動車技術ハンドブック, <第 1 分冊>基礎: 理論編, (2015), 113-115.
- 3) Pär Marklund, Rikard Mäki, Roland Larsson, Erik Höglund, M. M. Khonsari, Joonyoung Jang: Thermal influence on torque transfer of wet clutches in limited slip differential applications, Tribology International, Vol. 40, No. 5, (2007), 876-884.
- 4) K. Matsuo, S. Saeki: Study on the Change of Friction Characteristics with Use In the Wet Clutch of Automatic Transmission, SAE Technical Paper, No. 972928 (1997), 93-98.
- 5) 中村晃之, 杉山雄太, 清水悠輝: 車載トランスミッション用磁歪式トルクセンサ, 日立金属技報, Vol. 35 (2019), 18-23.

自動車用ステアリングシステムにおける 操舵性能開発



西尾 誠人*

西尾 誠人

Developments in Steering Performance for Automotive Steering Systems

M. Nishio

Steering performance, which allows the vehicle to move as the drivers expect, is an important metric for driver comfort. Steering performance has been tuned by control parameters in steering systems based on the feelings of the experienced drivers; however, requirement specifications have not been defined, meaning steering performance has not been designed or evaluated based on quantitative targets. To solve this problem, strategies defining required specifications for vehicles and steering systems have been developed to design and evaluate steering performance. For example, 1D simulation has been employed in system design to allow steering performance to be analyzed based on the characteristics of individual units/components. Further developments aimed at better steering performance and autonomous driving will provide ease and pleasure for drivers using NSK steering systems.

1. まえがき
2. ユーザー視点での操舵性能要件定義
 - 2.1 操舵性能の開発プロセス
 - 2.2 要件定義の手順
 - 2.3 事例①オンセンターの準静特性
 - 2.4 事例②操舵のすっきり・しっとり感
3. 要件を満たすステアリングシステムの実現
 - 3.1 ステアリングシステム要件定義
 - 3.2 ステアリングシステム設計
4. あとがき

1. まえがき

ドライバーの意思や期待通りに車両が動く性能を「操舵性能」と呼ぶ。操舵性能は良好であればドライバーに運転中の安心感や運転が楽しいなどの快適性を与え、不良であれば一体感が無い、疲れるといった不快感を与えてしまう為、車両全体の印象を左右する重要な性能であると言える。

ドライバーはステアリングシステムを介して、タイヤの向きを変えることで車両を操縦しており、操舵性能に対するステアリングシステムの寄与は大きい。ま

た、来るべき自動運転化の時代においても、乗員を不快にさせない車両の動きを実現するにはステアリングシステムの性能が重要であることは言うまでもない。

これまで操舵性能の作り込みは熟練ドライバーの官能に基づくステアリングシステムの制御チューニングで実現されてきたが、操舵性能の殆どは官能評価と物理特性の関係が明確になっていない。そのため、定量的な目標に基づく設計・評価が出来ていない状況にあった。

* ステアリング&アクチュエータ技術センター、ステアリングR&Dセンター

そこで、操舵性能開発では開発のV字プロセスの考え方を取り入れ¹⁾、ユーザーの要求を基に操舵トルク、操舵角度に対するラック変位、ラック反力といったステアリングシステムの入出力で要件を定義し、定量的な目標特性に基づいたステアリングシステムの設計・評価を行っている(図1)。

2. ユーザー視点での操舵性能要件定義

2.1 操舵性能の開発プロセス

操舵性能の開発プロセスはエンドユーザーの要求をステアリングシステム製品の設計に反映させる為、ドライバーの要求抽出から始まるV字プロセスの形をとっている(図2)。

要求抽出ではエンドユーザーの視点で操舵性能に求められる要求を抽出してまとめる。

車両要件定義では車両視点で操舵性能に対する要求、目標性能を定量化し、車両要求仕様にまとめる。

ステアリングシステム要件定義では車両要求仕様を満足するシステム要求仕様を定める為、車両に対する要求仕様をステアリングシステムに割り付ける。

ステアリングシステム設計では、要求仕様を満足するステアリングシステムを実現する為、システム要求仕様をシステム内の各ユニットに割り付ける。

図3に開発プロセスと各プロセスの成果物を示す。本稿では車両要件定義からステアリングシステム設計について紹介する。

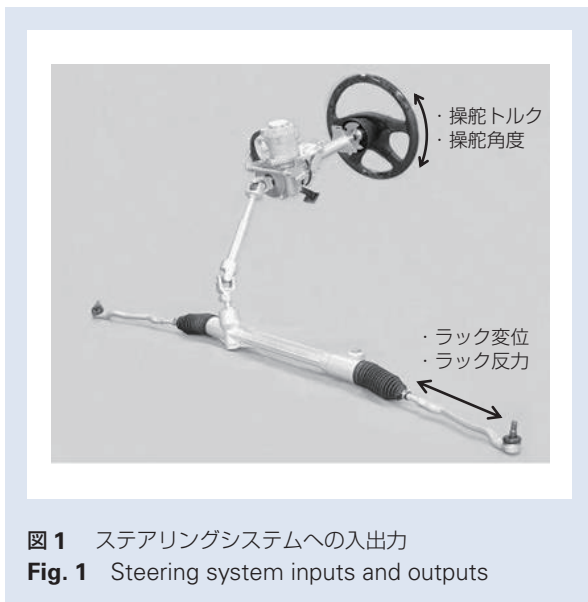


図1 ステアリングシステムへの入出力
Fig. 1 Steering system inputs and outputs

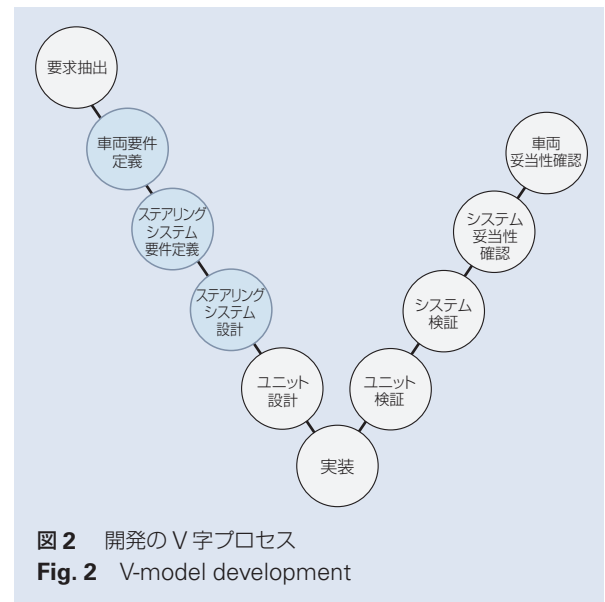


図2 開発のV字プロセス
Fig. 2 V-model development

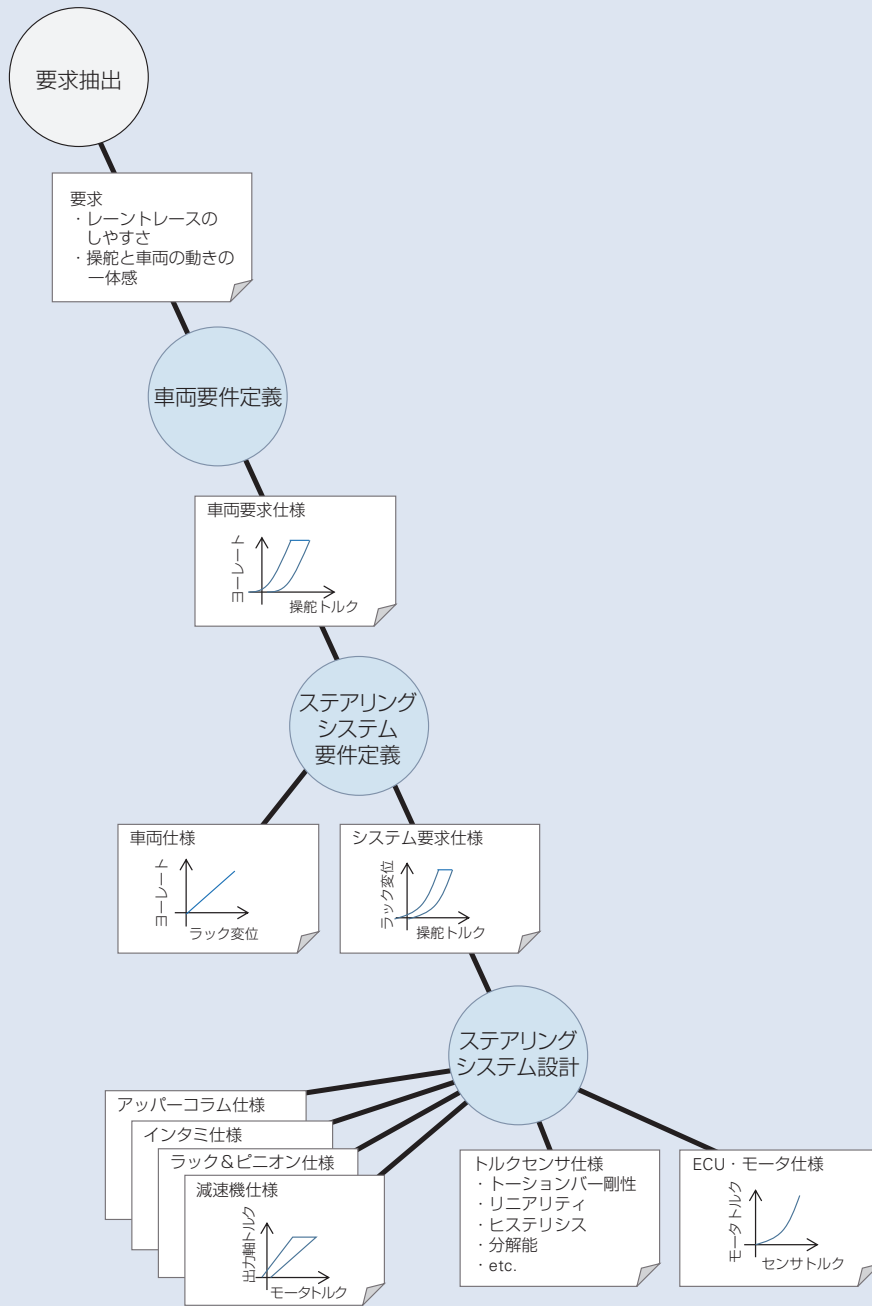


図3 操舵性能の開発プロセスと成果物

Fig. 3 Development process and outputs for steering performance

2.2 車両要件定義の手順

車両の目標性能はステアリングシステムだけで実現出来るものではないが、ステアリングシステムの要件を定義する為には必要不可欠である。

車両要件定義では要求抽出で得られたドライバーの要求「レーントレースのし易さ」「操舵と車両の動きの一体感」等を物理特性として数値化し、操舵性能の車両要求仕様とする。

要求の数値化は、各要求のシーンで官能評価と定量評価を行い、結果を対比させ相関性を見出すことで行う。官能評価では複数台のベンチマーク車両の性能を要求毎に順位付けし、定量評価では要求シーン毎に測定した試験データに関数近似²⁾等の処理を行い、官能評価結果と相関の取れるパラメータを調査する(図4)。

2.3 事例①オンセンターの準静特性

車両要件定義の1つ目の具体例として「オンセンターの準静特性」を数値化した事例を紹介する。この項目は運転行動の殆どを占めると言われる直進走行中、オンセンターと呼ばれる領域で性能の良し悪しを左右する重要な特性である。車両が車線から逸脱しないように進路を修正する際のコントロールのしやすさ、不用意な操舵に対して必要以上に反応しない直進安定性、舵の据わりの良さ、これらの両立が求められる運転中の疲労の蓄積度合いを左右する重要な特性である。

官能評価は幹線道路や高速道路での長距離運転を想定し、コントロールのし易さ、直進安定性、疲れにくさといった観点で車両をベンチマークし、順位付けを行った。

定量化は、過去の研究²⁾で提案されている式(1)(2)を用いる手法を参考に操舵特性を数式化した。

$$SA = a_0 \cdot ST + a_s \cdot ST^{bs} \dots\dots\dots (1)$$

$$YR = a_y \cdot ST^{by} \dots\dots\dots (2)$$

式(1)により直進走行から準静的に切り込んだ際の操舵トルクに対する操舵角の測定データのフィッティングを行い、式(2)により操舵トルクに対するヨーレートの測定データのフィッティングを行った(図5)。実際のフィッティングは昨今のステアリングシステムの摩擦の増加による特性の変化に対応させる為、式(1)(2)を改良して行っている。

図6は全ベンチマーク車両の定量測定データに式(1)をベースとしたフィッティングを適用して求めた操舵トルクに対する操舵角度の特性である。図6では左上に行くほど手応えが軽く、据わりが悪くなる、右下に行くほど重くなるという評価結果となり手応えとの関係が強いことがわかる。図7は全ベンチマーク車両の定量測定データに式(2)をベースとしたフィッティングを適用して求めた操舵トルクに対するヨーレートの特性である。図7では左上に行くほど直進安定性が悪くふらふらする、右下に行くほど応答が鈍いという評価結果となり、車両応答との関係が強いことがわかる。

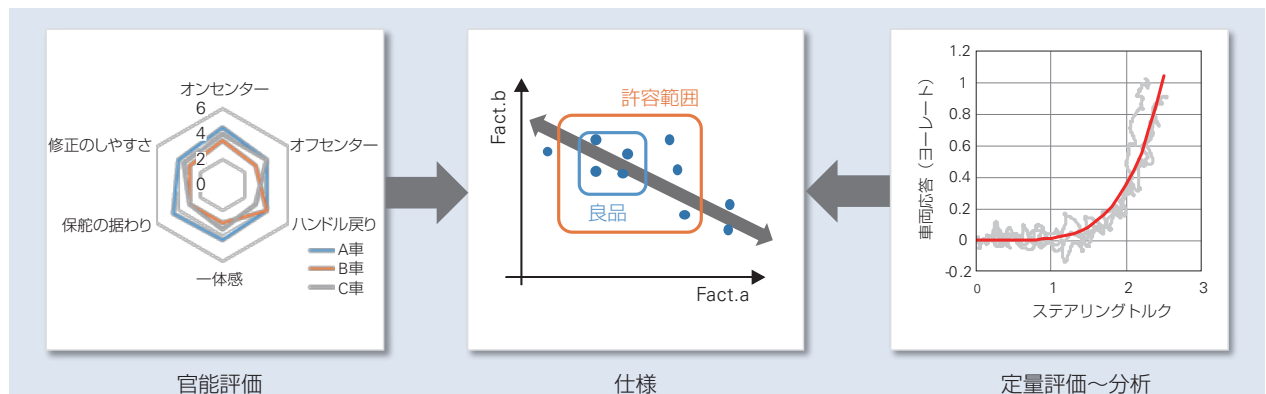


図4 車両要件定義の考え方
Fig. 4 Concepts in requirement specifications for vehicles

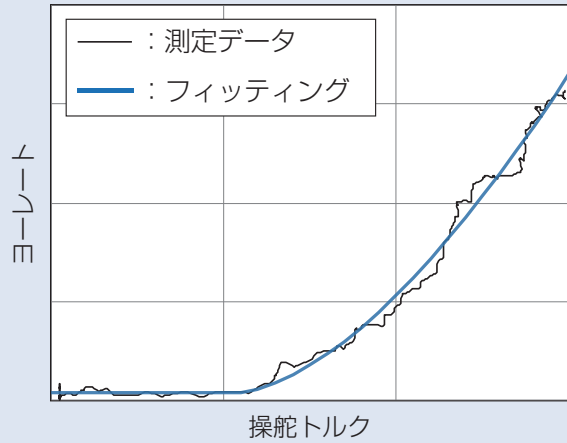
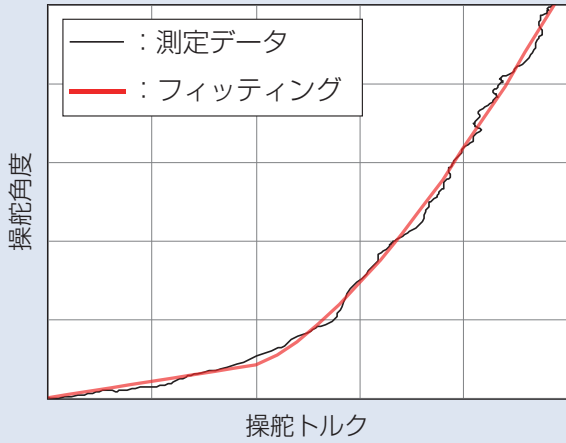


図5 操舵トルクに対する操舵角度，ヨーレートの応答波形に対するフィッティング
 Fig. 5 Fitting of steering angle and yaw rate response to steering torque

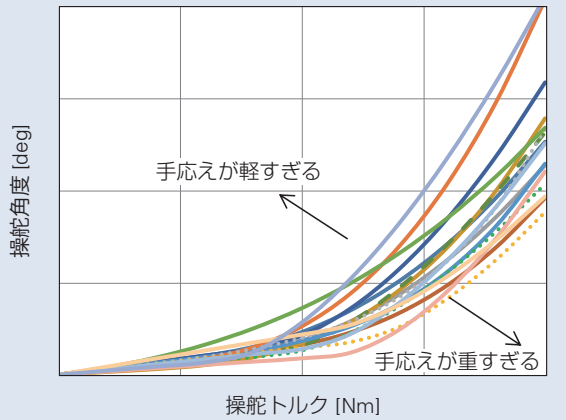


図6 ベンチマーク車両の操舵トルク - 操舵角度特性
 Fig. 6 Benchmark vehicle steering torque: steering angle response

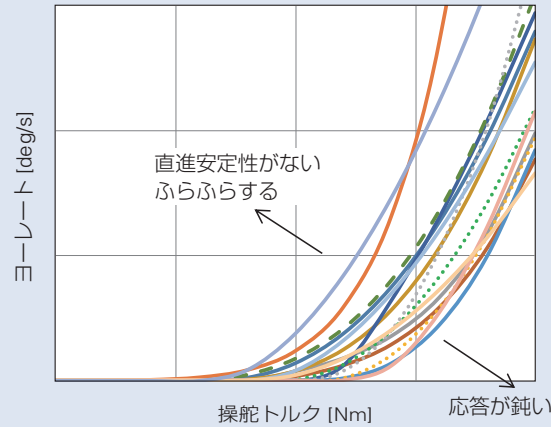


図7 ベンチマーク車両の操舵トルク - ヨーレート特性
 Fig. 7 Benchmark vehicle steering torque: yaw rate response

各車両のフィッティング結果から近似式の係数を抽出し整理した結果を図8, 9に示す。図8は全ベンチマーク車両の操舵トルクと操舵角度の関係から抽出した式(1)の係数 a_s , b_s の分布であり手応えの指標としている。赤丸で囲まれた範囲が官能評価上位の車両で適度な手応えであると評価された。また、官能評価コメントとの関係を確認した結果、適度な手応えの中でも右下はしっかり、左上は軽やかといった傾向も確認出来た。

図9は全ベンチマーク車両の操舵トルクとヨーレートの関係から抽出した式(2)の係数 a_y , b_y の分布であり車両応答の指標としている。赤丸で囲まれた範囲が官能評価上位の車両で、動きが良い、疲れにくい、適度な車両応答であると評価された。また、官能評価コメントとの関係を確認した結果、適度な車両応答の中でも右下は安心、左上は軽快といった傾向も確認出来た。

両指標の高評価領域に特性を適合させることで、車両のオンセンターの操舵性能を向上し、疲れのない車を実現することが出来る。また、高評価領域の中で特性を作り分けることで、軽快仕様、直進安定性重視などの車両コンセプトに合わせた操舵性能を作ることが出来る。

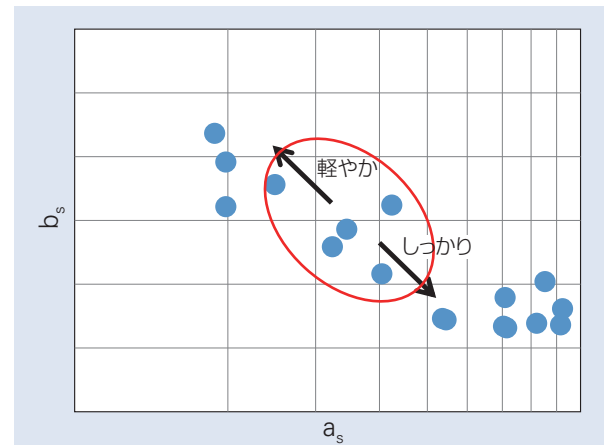


図8 手応えの指標
Fig. 8 Index of steering feel

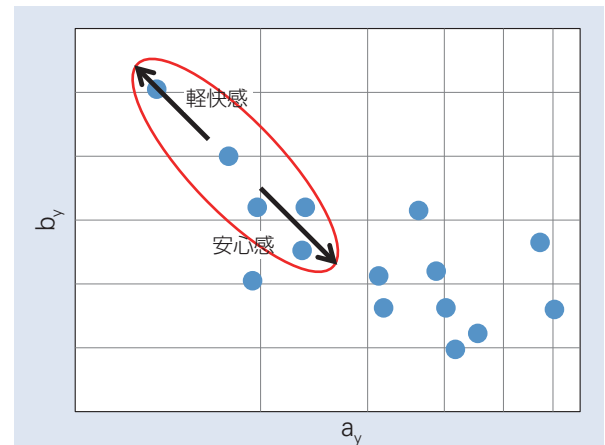


図9 車両応答の指標
Fig. 9 Index of vehicle response

2.4 事例②操舵のすっきり・しっとり感

車両要件定義の2つ目の具体例として「操舵のすっきり・しっとり感」の数値化を行った事例を紹介する。

「舵の切り始めにすっと切れる。」「駐車場から出る最初の一舵がしっとりして良い。」これらの表現は操舵の質感、高級感を指し、開発の現場でしばしば用いられてきた。

しかしながら、すっきりしている、しっとりしているという官能評価と物理特性の関係は解明されず、評価ドライバーの官能に頼った適合による作り込みが続けられてきた。

本稿ではすっきり・しっとりという感覚が操舵角度に対する操舵反力の勾配、ステアリングシステムの慣性、粘性に左右されるという仮説に基づき、式(3)で示すばね、慣性、粘性の全てを含んだシステムの減衰比を評価することですっきり・しっとり感の要件定義に取り組んだ。

$$\zeta = \frac{C}{2\sqrt{IK}} \dots\dots\dots (3)$$

- ζ：減衰比
- K：操舵角度に対する操舵反力の勾配 [Nm/rad]
- I：ステアリングシステム全体の慣性 [kg・mm²]
- C：ステアリングシステム全体の粘性 [Nm・s/rad]

本項目は上市車両のベンチマークではなく、試作品のステアリングシステムのばね項と粘性項を左右する制御パラメータを官能でチューニングしたサンプルを用意した。快適と感じるすっきり・しっとり感、不快と感じるすかすか・ねばねば感の4水準を官能評点が等間隔になるようにチューニングし評価を行った。

減衰比の評価は、操舵角度振幅一定の操舵速度スウィープ入力を行って得られたトルクと角度の関係から減衰比の周波数特性を算出することで行った(図10)。

周波数特性より4水準の減衰比が等間隔に並んでいることがわかる。また、ドライバーが操舵する頻度の高い周波数帯の減衰比の平均を取り、官能評価結果と対比させた結果、強い相関が確認出来、指標として用いることが出来ると考える(図11)。平均減衰比による評価を今後の製品開発に取り入れることで、お客様の好みに合わせたフィーリングのステアリングシステムを実現することが出来ると考える。

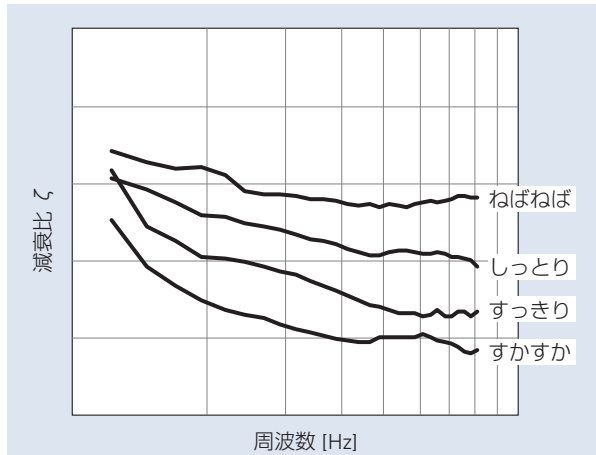


図10 減衰比の周波数特性
Fig. 10 Frequency characteristics of damping ratio

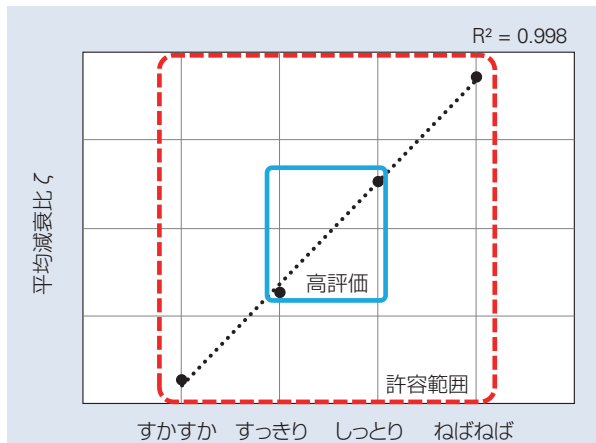


図11 すっきり・し通りの仕様
Fig. 11 Specification for clean/smooth feeling

3. 要件を満たすステアリングシステムの実現

3.1 ステアリングシステム要件定義

車両要件定義により、車両として目指すべき性能は定量化された。次に車両からステアリングシステムへ操舵性能の要求仕様を割り付ける(図 3)。

2章で示した通り、車両要求仕様はドライバーのステアリングホイールへの入力と車両からドライバーへのフィードバック、すなわちドライバーが感じるヨーレートや横加速度の関係を数値化することで定義される。車両要求仕様を基にしたステアリングシステム要件定義は、ラック反力に対するラック変位とラック変位に対するヨーレート、横加速度といった車両の特性を把握することで実現できる(図 12)。

そこで、ラック反力と車両応答の周波数特性を表現出来る車両の2輪モデルを用意し、ステアリングシステム要件定義に使用することとした。

このモデルを後述するステアリングシステムシミュ

レーションと組み合わせることにより、操舵性能の仕様を、ステアリングシステムに割り付けることを可能とした。

3.2 ステアリングシステム設計

ステアリングシステム要件定義により、ステアリングシステムとして目指すべき性能は定量化される。次に、ステアリングシステム要求仕様を満たすシステムを実現させる為、システムを構成する各ユニットに要求仕様を割り付ける(図 3)。

これにより車両に対する要求、要求仕様からユニットの仕様への繋がりを明確にし、一貫性のある設計が可能となる。

仕様の割り付けは、各ユニットの入出力特性を表現出来る、簡単な物理要素で構成された1Dモデルによるステアリングシステムのシミュレーションを用いて行った。

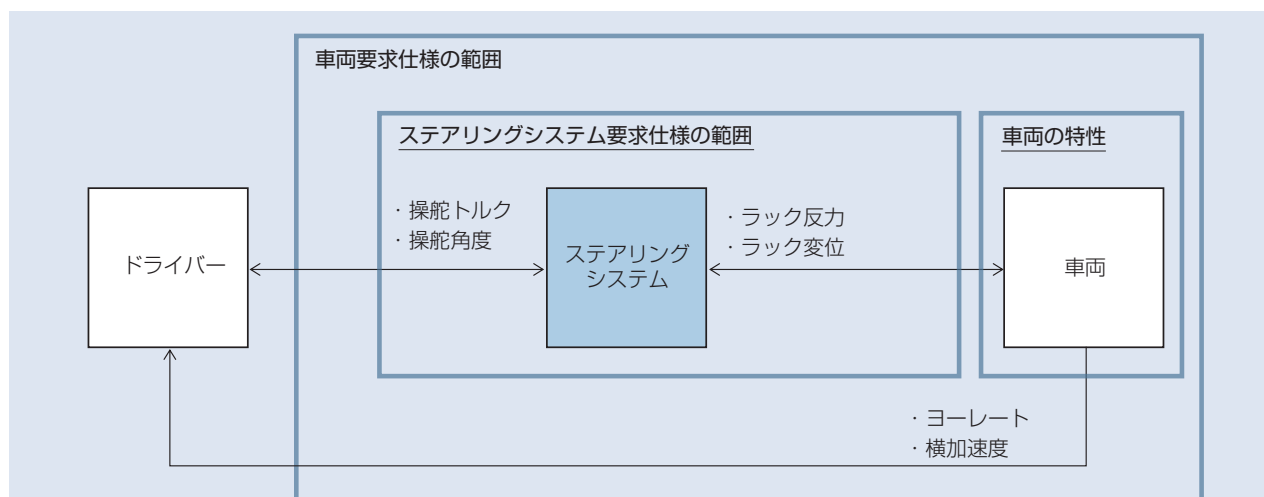


図 12 ステアリングシステム要求仕様の範囲

Fig. 12 Scope of requirement specifications for steering systems

図 13 が操舵性能の観点からコラムタイプ ESP のユニットを定義した構成図である。各ユニットを構成する物理要素は操舵性能を解析出来る必要最低限の要素に絞り込んでモデルを構築した。

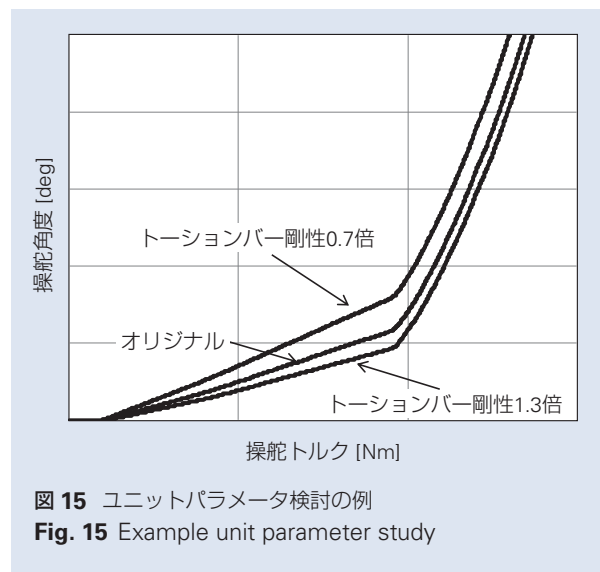
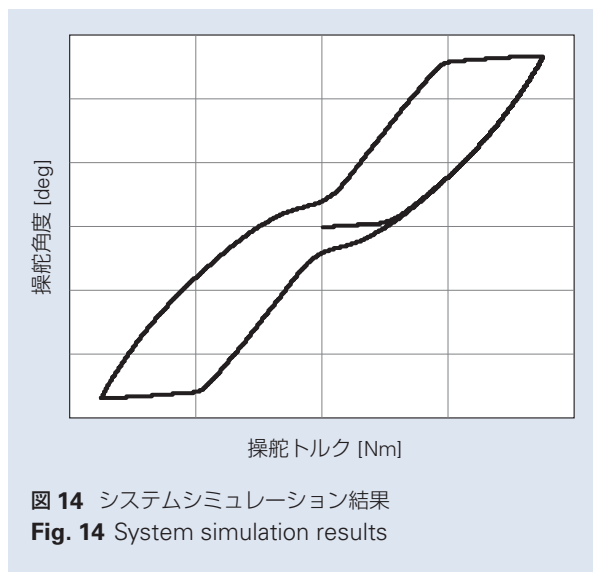
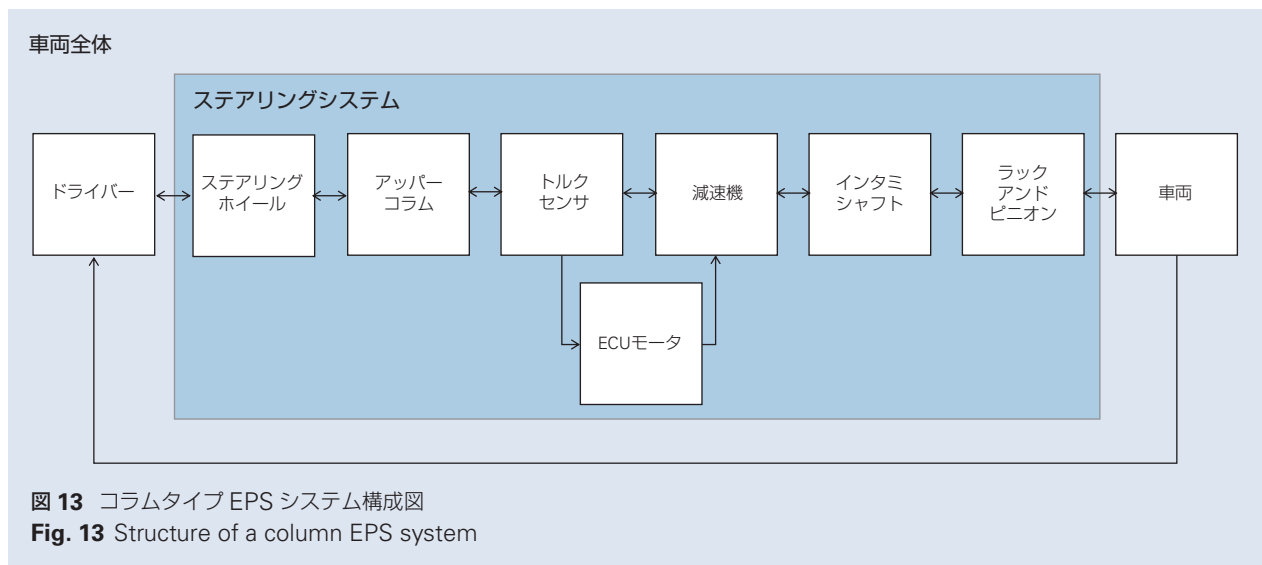
メカ要素は、ばね、慣性、摩擦、粘性でモデル化し、アシスト力を決定する ECU・モータは製品に実装されている特性に近いモデルを構築した。

それらのユニットモデルを組み合わせたステアリングシステムモデルに実車走行状態に相当するラック変位比例負荷を与え、ステアリングホイールからの準静的な操舵入力のリサージュ波を行うと操

舵トルクと操舵角度のリサージュ波形が得られる(図 14)。

さらに、ステアリングシステムモデルと 3.1 節で解説した車両モデルを組み合わせることで、2.3 節で示したオンセンター準静特性の手応えと車両応答の両方をシミュレーションすることが可能となる。

シミュレーションでオンセンターの準静特性を検討した事例としてトルクセンサのトーションバー剛性を変更した例を示す。トーションバー剛性を変化させたことで、切り始めの高剛性領域の勾配が変化していることが確認できる(図 15)。



この事例ではオリジナルに対して剛性を3割増減させ、トーションバー剛性のオンセンター準静特性への寄与を確認している。このように、シミュレーション上で各ユニットの性能を変化させることで、車両要件を満たすユニットの特性を設計できる。つまり、車両の仕様をステアリングシステム内の各ユニットに割り付けることが可能となる。

4. あとがき

本稿では、開発のV字プロセスに則り車両に対する要件を定義し、車両モデルとステアリングシステムモデルを用いたユニットへの仕様の割り付けを行うことで、要求抽出から一貫した操舵性能のステアリングシステム設計が可能であることを示した。

操舵性能はドライバーがステアリングを握る限り必ず要求される性能である。また、完全自動運転が実現されドライバーがパッセンジャーになったとしても、車両を操縦するステアリングシステムに対する要件を定義し、システム設計を行う技術の必要性に変わりはない。

今後はより高度な操舵性能要求と、自動運転化に伴う要求の開発に着手し、NSKのステアリングシステムで運転中の安心感、運転の楽しさを実現する。

参考文献

- 1) 大場 正也, “システム全体の再構築から始める派生開発の効率化”, NSK Technical Journal, No.690, (2018) .
- 2) 久代 育生, “ジャーク最小モデルに基づく熟練運転者の操舵パターンの数学モデル”, 自動車技術会論文集, Vol.47 No.5 (2016).

産業機械モータ用軸受の開発



傳寶 功哲*

傳寶 功哲

Development of Bearings for Industrial Machinery Motors

K. Denpou

Motor power consumption is said to make up 40 to 50 % of the world's power consumption, making motors a key energy reduction target. High-efficiency motors with improved motor energy efficiency are being introduced. In addition, power consumption is being reduced by inverter control motors. In recent years, the demand for industrial robots has expanded rapidly due to the decreases in working populations. These robots use servomotors that can rotate forward and backward for accurate positioning, and the demand is expected to grow. This paper introduces developments in bearings used in high-efficiency motors, inverter motors, and servomotors.

- | | |
|--|---|
| <ol style="list-style-type: none"> 1. まえがき 2. 高効率モータ用低トルク軸受 <ol style="list-style-type: none"> 2.1 開発の背景 2.2 開発品の特長 2.3 開発品の評価結果 3. 耐電食セラミック溶射軸受 <ol style="list-style-type: none"> 3.1 開発の背景 3.2 開発品の特長 3.3 開発品の評価結果 | <ol style="list-style-type: none"> 4. サーボモータ用低発塵軸受 <ol style="list-style-type: none"> 4.1 開発の背景 4.2 開発品の特長 4.3 開発品の評価結果 5. あとがき |
|--|---|

1. まえがき

さまざまな産業機械に使用されるモータの消費電力は、世界の消費電力量の40～50%を占めているとされており¹⁾、その低減が求められている。このため、モータのエネルギー効率を高めた高効率モータが導入されている。さらに、使用条件に応じて回転速度を可変できるインバータモータによる消費電力の低減も行われている。

また近年、労働人口の減少による産業用ロボットの需要が急拡大している。これらロボットには、正逆回転、精密な位置決めが可能なサーボモータが使用されており、その需要が急速に拡大するものと思われる。

本稿では、今後大きな需要が想定される、高効率モータ、インバータモータ、サーボモータに使用される軸受の開発の取り組みを紹介する(表1)。

* 産業機械軸受技術センター、ロボットモータ機器技術部

表 1 産業機械モータの取り巻く環境と軸受の取り組み

Table 1 Market trends and bearing initiatives surrounding industrial machinery motors

産業機械モータの種類	市場のトレンド	モータの取り巻く環境	軸受の取り組み
高効率モータ	<ul style="list-style-type: none"> 地球環境保護意識の高まり 消費電力削減の世界的動き 	<ul style="list-style-type: none"> モータ効率の規制化 	<ul style="list-style-type: none"> 機械損失の低減
インバータモータ	<ul style="list-style-type: none"> ポンプ、送風機、圧縮機の省エネ化 鉄鋼、製紙など大型製造設備への導入 	<ul style="list-style-type: none"> インバータの需要増加 キャリア周波数の高周波化 (制御の高精度化) 	<ul style="list-style-type: none"> 電食対策
サーボモータ	<ul style="list-style-type: none"> 労働人口の減少、自動化 産業用ロボットの使用拡大 	<ul style="list-style-type: none"> エンコーダの分解能向上 ブレーキ (静止維持) の搭載 	<ul style="list-style-type: none"> エンコーダ / ブレーキの汚染対策

2. 高効率モータ用低トルク軸受

2.1 開発の背景

消費電力の削減の動きから、世界中の国々でモータの効率向上を義務付ける規制が導入されている。モータのエネルギー損失は、鉄損 (鉄心の発熱)、銅損 (巻き線の発熱)、機械損失 (本稿では、冷却ファンによる風損を除く、軸受回転による損失と定義する) などに分解される。機械損失は、モータ消費電力の 1% 程度と少ないものの、世界の消費電力量の 0.4 ~ 0.5% を占める結果となり、低減による社会的な影響は大きい。そこで、NSK は、モータ実機で機械損失を評価し、その低減に取り組んでいる。図 1 のように評価対象となる軸受を組み込んだモータを、3 時間の慣らし運転後、入力電圧を 200 V から降下させ、各電圧の入力電力 (W) を測定していき、入力電力の最小値を機械損失とした。なお、冷却ファンは取り外している。

本評価方法の導入により、機械損失を直接評価する事が可能となり、お客様のモータ開発に役立てることが可能となった。

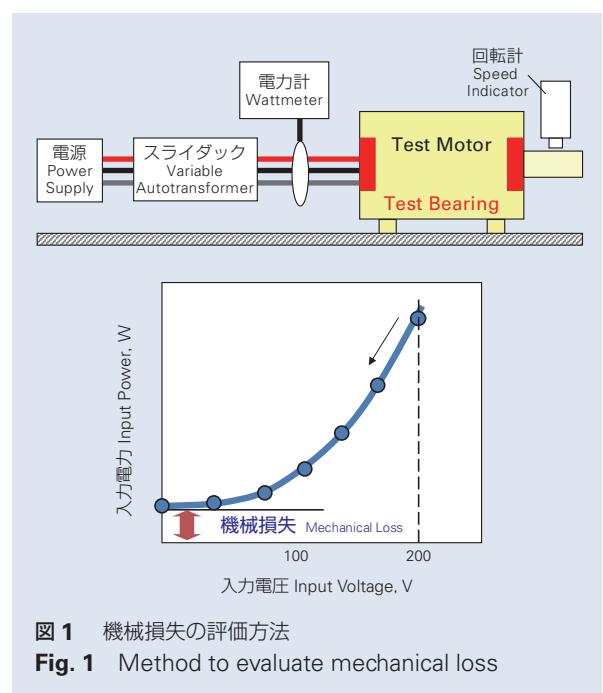


図 1 機械損失の評価方法
Fig. 1 Method to evaluate mechanical loss

2.2 開発品の特長

機械損失の構成要素を図2に示す。2Pモータの定格回転速度である3000 min⁻¹条件では、機械損失は、軸受内の部品間に介在するグリースのせん断、攪拌抵抗などによる潤滑抵抗が約80%を占めている事が分かった。この結果、機械損失を低減させるために、潤滑抵抗を減らすことが効果的であると考え、影響がある項目として、グリースの種類、量、保持器形状に注目し、その最適化を進めた。

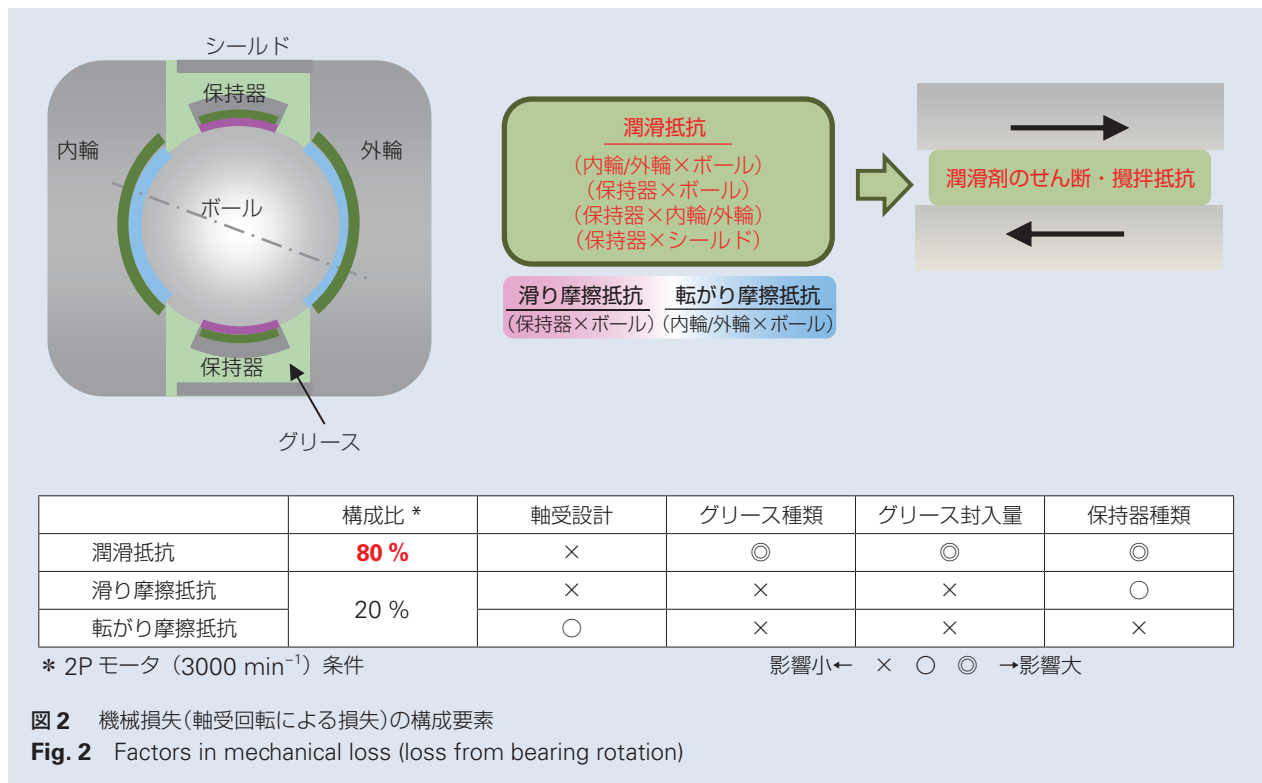


図2 機械損失(軸受回転による損失)の構成要素

Fig. 2 Factors in mechanical loss (loss from bearing rotation)

2.3 開発品の評価結果

図3に開発軸受の機械損失の結果を示す。本試験の結果、グリース封入量を最適化することで、機械損失を従来軸受より60%低減させた。従来軸受は、グリース封入量を少なくすると、油膜切れが起こりやすくなり、グリース焼付き寿命が短くなる傾向がある。開発軸受は、耐焼付き性に優れたNSK開発の専用グリースを採用する事によって、従来軸受と比較して機械損失を60%低減させると同時に、2.7倍のグリース焼付き寿命を達成した。

モータ極数（回転速度）の影響について試験した結果を図4に示す。2Pモータに比べ4Pモータは、機械損失が小さい。これは、4Pモータの方が回転速度（2P：3 000 min⁻¹，4P：1 500 min⁻¹）が遅いためと考えられる。本試験の機械損失低減率は、2Pで50%，4Pで27%であった。この低減率の差は、回転速度が遅い4Pモータでは、機械損失に占める潤滑抵抗の割合（図2：2Pモータの場合80%）が低いためと推定される。

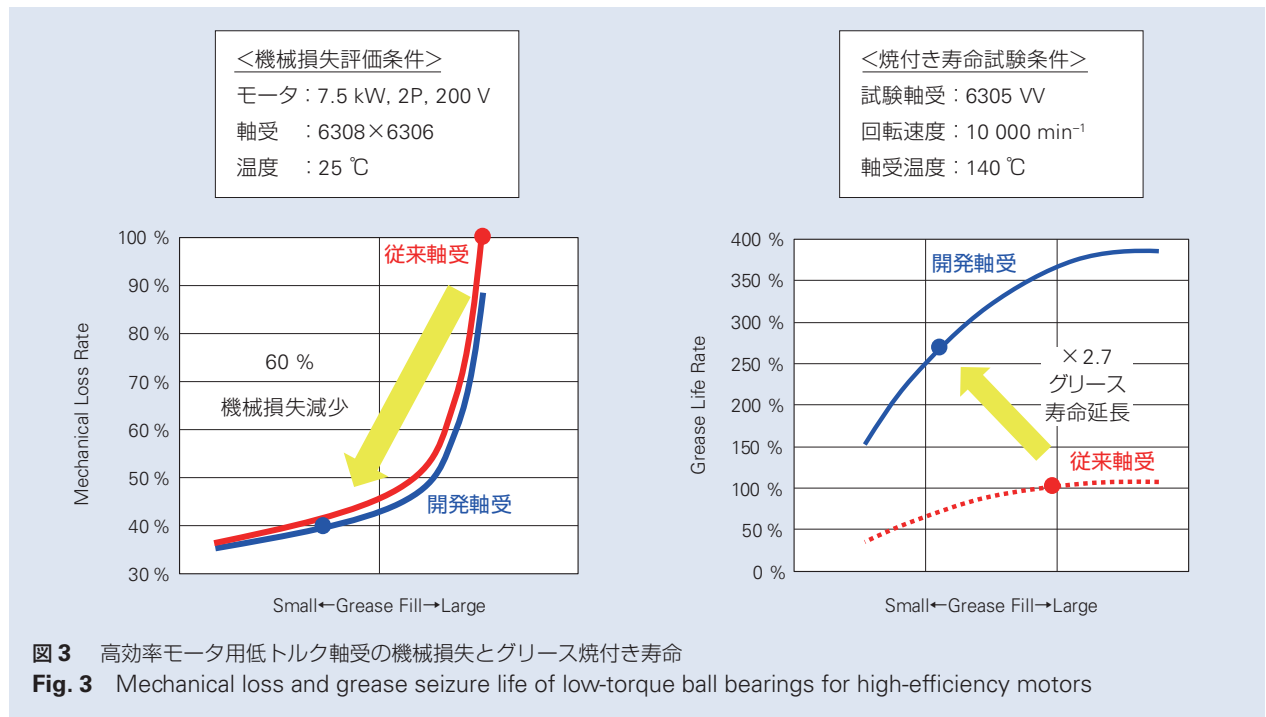


図3 高効率モータ用低トルク軸受の機械損失とグリース焼付き寿命
 Fig. 3 Mechanical loss and grease seizure life of low-torque ball bearings for high-efficiency motors

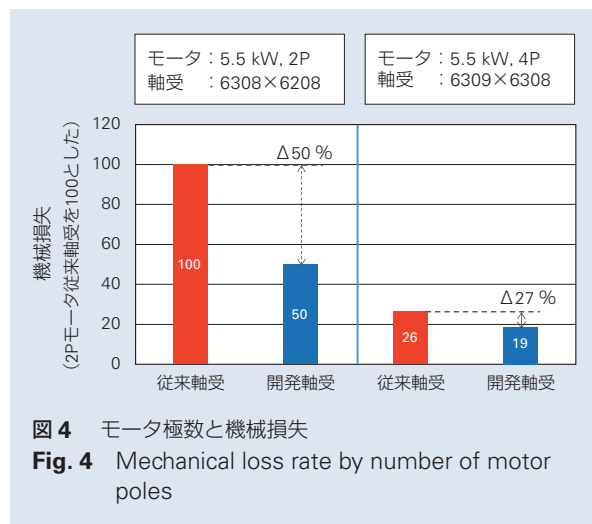


図4 モータ極数と機械損失
 Fig. 4 Mechanical loss rate by number of motor poles

従来軸受に対して、機械損失を低減させるとともに、グリース焼付き寿命の長寿命化を実現する高効率モータ用低トルク軸受は、各種モータサイズに対応した軸受(外径 $\phi 26$ mm ~ $\phi 170$ mm)をラインナップしている。さらにプラスチック保持器を適応した場合、鉄保持器と比べ機械損失が半分にすることが確認された(図5)。プラスチック保持器では、保持器ポケット内のグリース攪拌抵抗や、保持器-ボール間の滑り摩擦抵抗が抑制されたと考える。また、プラスチック保持器は、保持器の摩耗粉によるグリースの劣化が無い為、長寿命化にも貢献する事から、産業機械モータ用の採用が期待される。

3. 耐電食セラミック溶射軸受

3.1 開発の背景

最適な回転数に制御できるインバータモータは、ポンプ、送風機の省エネルギー化や、鉄鋼、製紙製造設備での製品品質向上に役立てられている。また、モータをより精度よく運転させるため、制御する周波数(キャリア周波数)は高周波化している。キャリア周波数が高くなるに従い、軸受内部に高周波の電流が流れることによる電食が発生する場合がある²⁾。電食は、軌道面と転動体との潤滑油膜を通じてスパークが発生し、局部的に溶融し凸凹が生じる現象で(図6)、早期異音や焼付きなどの原因にもなる。小型モータに使用される軸受の電食対策としては、電流を通さないセラミックボールが採用されるが、サイズが大きいセラミックボールは生産性に課題がある。NSKでは、インバータモータ用にセラミック溶射材を外輪にコーティングした、耐電食セラミック溶射軸受を開発した(写真1)。

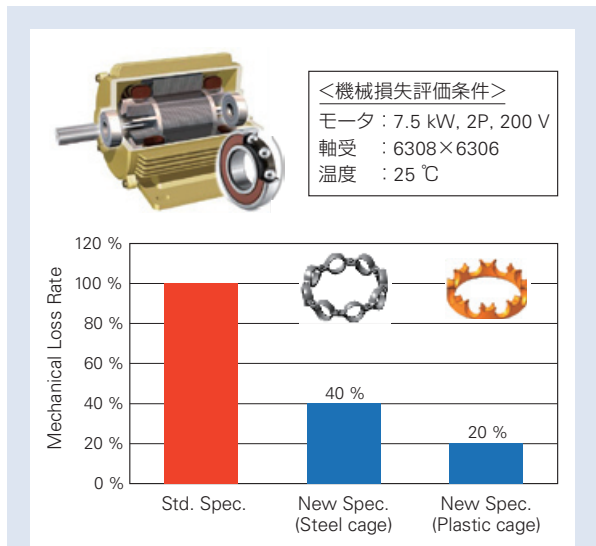


図5 高効率モータ用低トルク軸受の機械損失
 Fig. 5 Mechanical loss rate in low-torque ball bearings for high-efficiency motors

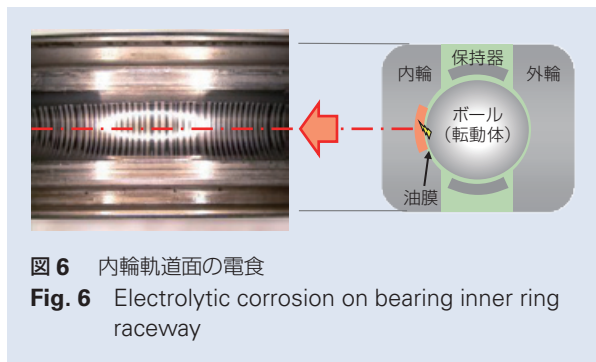


図6 内輪軌道面の電食
 Fig. 6 Electrolytic corrosion on bearing inner ring raceway

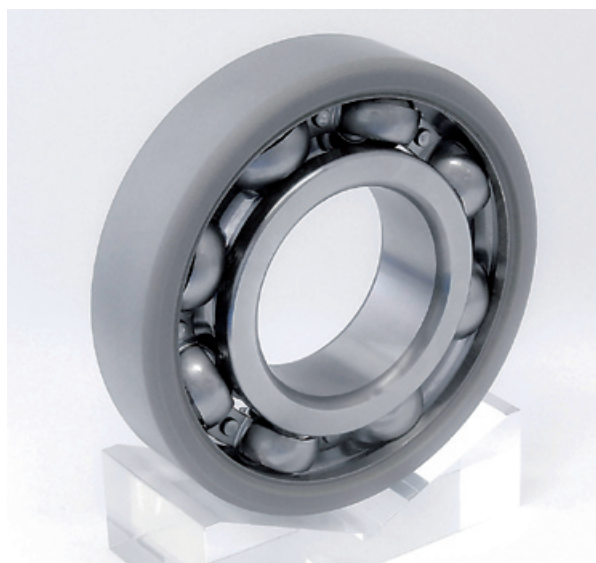


写真1 耐電食セラミック溶射軸受
 Photo 1 Ceramic-coated bearing resistant to electrolytic corrosion

3.2 開発品の特長

開発した耐電食セラミック溶射軸受は、生産性の高いアルミナ系セラミック溶射材が外輪にコーティングされており、電気絶縁性に優れている。さらに、一般的な溶射軸受と比べ、溶射部の空孔が少なく、緻密なコーティングのため(図7)、耐久性にも優れている。

3.3 開発品の評価結果

電気絶縁性を評価した結果、一般的な溶射軸受と比べ、直流電源では約10倍の絶縁性があり、交流電源では同等以上の絶縁性を示し、IEC TS60034-25:2014 (IEC2014) で推奨されている高周波1MHzにおけるインピーダンス100Ω以上を満足している(図8)。

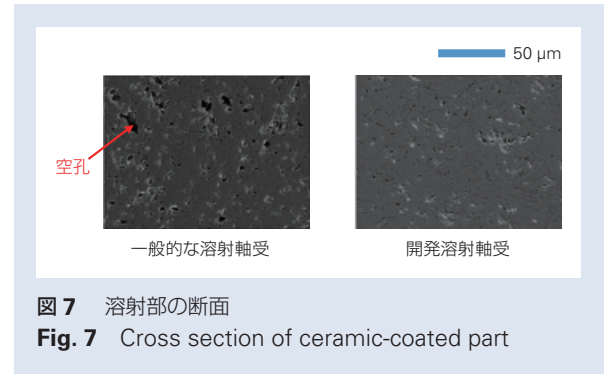
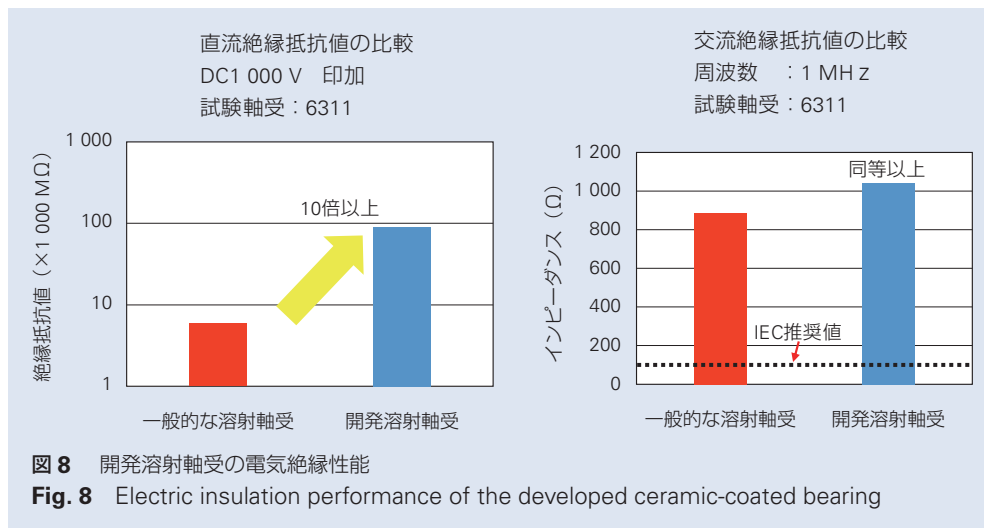


図7 溶射部の断面
Fig.7 Cross section of ceramic-coated part



また、機械的な特性としては、被膜の耐衝撃性が一般的な溶射軸受と比べ約3倍あり(図9)、取り扱い性が良い。

セラミックコーティングのデメリットの一つとして挙げられる放熱性も、緻密なコーティングにより、一般溶射軸受より軸受の温度上昇が抑制できる。そのため、潤滑剤の寿命が延命し、モータ寿命の延長が期待できる。軸受回転時の温度上昇を評価した結果、一般的な溶射軸受と比べて約10℃抑制された(図10)。

耐電食セラミック溶射軸受は、中大型モータサイズに適応した軸受(外径φ130mm～φ230mm)をラインナップしている。

4. サーボモータ用低発塵軸受

4.1 開発の背景

サーボモータの精密な位置決めは、エンコーダ板に刻まれたパターンに、LEDの発光信号を透過、或いは反射させ、受光された信号をモータコントローラにフィードバックする事によって行われている。エンコーダ板の表面が油等により汚染された場合、その信号が受信できず、位置情報がモータコントローラにフィードバックされなくなり、正常に動かなくなる。また、ロボットに使用されるサーボモータでは、電磁ブレーキで腕やワークを静止させる必要がある。この時、ブレーキ板が油等で汚染されると、ブレーキ滑りが発生する問題がある。産業用ロボット等に使用されるサーボモータは、高い信頼性が要求される事から、使用される軸受には、エンコーダやブレーキを汚染させない低発塵性が求められる³⁾。

試験片：6311軸受の外輪
外輪平面部の表面損傷が発生確認された落下高さを1として相对比较

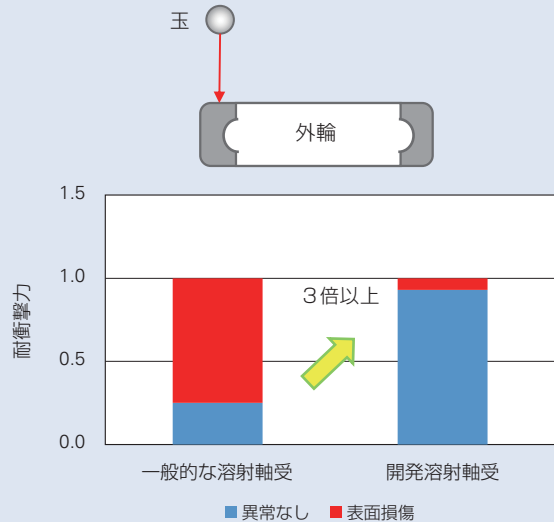


図9 開発溶射軸受の機械的強度
Fig. 9 Mechanical strength of the developed ceramic-coated bearing

試験軸受：6311グリース潤滑
ラジアル荷重：45 kN
アキシャル荷重：0.15 kN
回転速度：3 600 min⁻¹

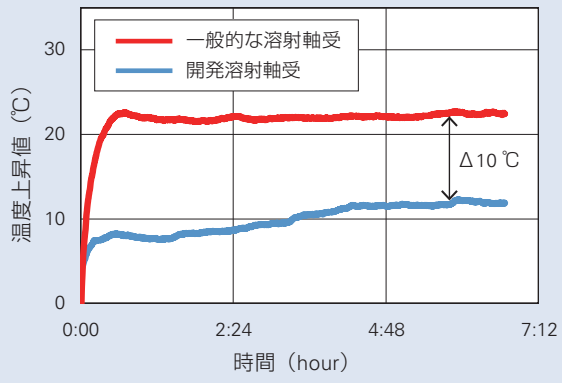


図10 開発溶射軸受の放熱性能
Fig. 10 Heat radiation performance of the developed ceramic-coated bearing

4.2 開発品の特長

サーボモータ用低発塵軸受は、グリース組成を最適化した低発塵 LGU グリースを封入し、高密封で軽接触な DW シールを採用している(図 11)。

4.3 開発品の評価結果

NSK では、軸受内部グリースの飛散によるエンコーダ・ブレーキ板の汚染の関係を明らかにするため、いくつかの模擬試験を実施している。図 12 にレーザ光を照射し飛散粒子の可視化を試みた結果を示す。非接触シールで、通常のグリースを封入した軸受では、回転する軸受内輪とシールの隙間から、飛散する多くの粒子が観察でき、軸受から飛散するグリースによる汚染経路を模擬することができた。非接触シールで、低発塵 LGU グリースを封入した軸受では、飛散する量が減少していることが確認された。更に、軽接触シールで、LGU グリースを封入した軸受では、グリースの飛散が殆ど認められなかった。

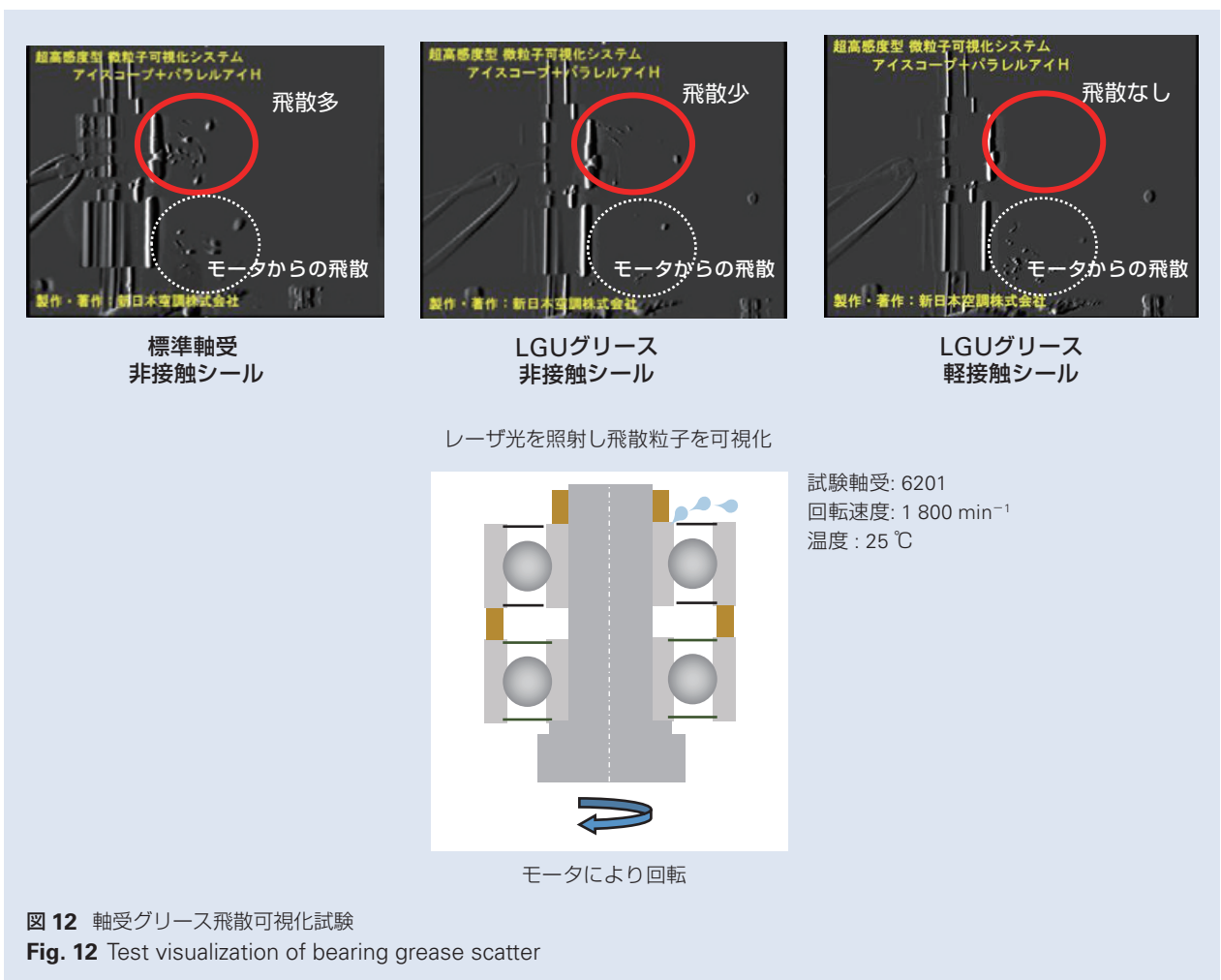
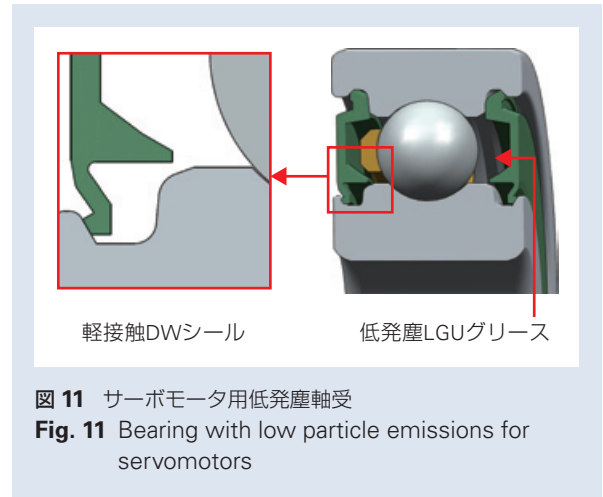


図 13 に、グリースの飛散によるエンコーダ板、或いはブレーキ板の汚染定量化を試みた試験を紹介する。エンコーダ或いはブレーキ板を模擬した円板を備えた軸を試験軸受により支持し、外部モータにより円板を一定時間回転させ、回転後の円板の汚染状況を評価する方法である。汚染定量化は、円板の画像分析により、特定面積当たりの汚染面積比により行った。試験の結果、標準グリースと比べ低発塵 LGU グリースは円板への付着が低減されており、エンコーダ汚染対策は発塵性が低いグリースが有効であることが検証された。さらに軽接触 DW シールを組合せた場合、本試験条件では、ほとんど付着されなかった。

低発塵 LGU グリースを封入し、軽接触な DW シールを採用したサーボモータ用低発塵軸受は、モータサイズに適応した軸受(外径φ26 mm～φ120 mm)をラインナップしており、対策の一つとして、市場でもご評価を頂いている。

5. あとがき

以上、高効率モータ、インバータモータ、サーボモータに使用される軸受の技術開発の取り組みを紹介した。今後も軸受の開発を通じて使用されるモータの省エネルギー化や、機械の低ライフサイクルコスト化に貢献していきたい。

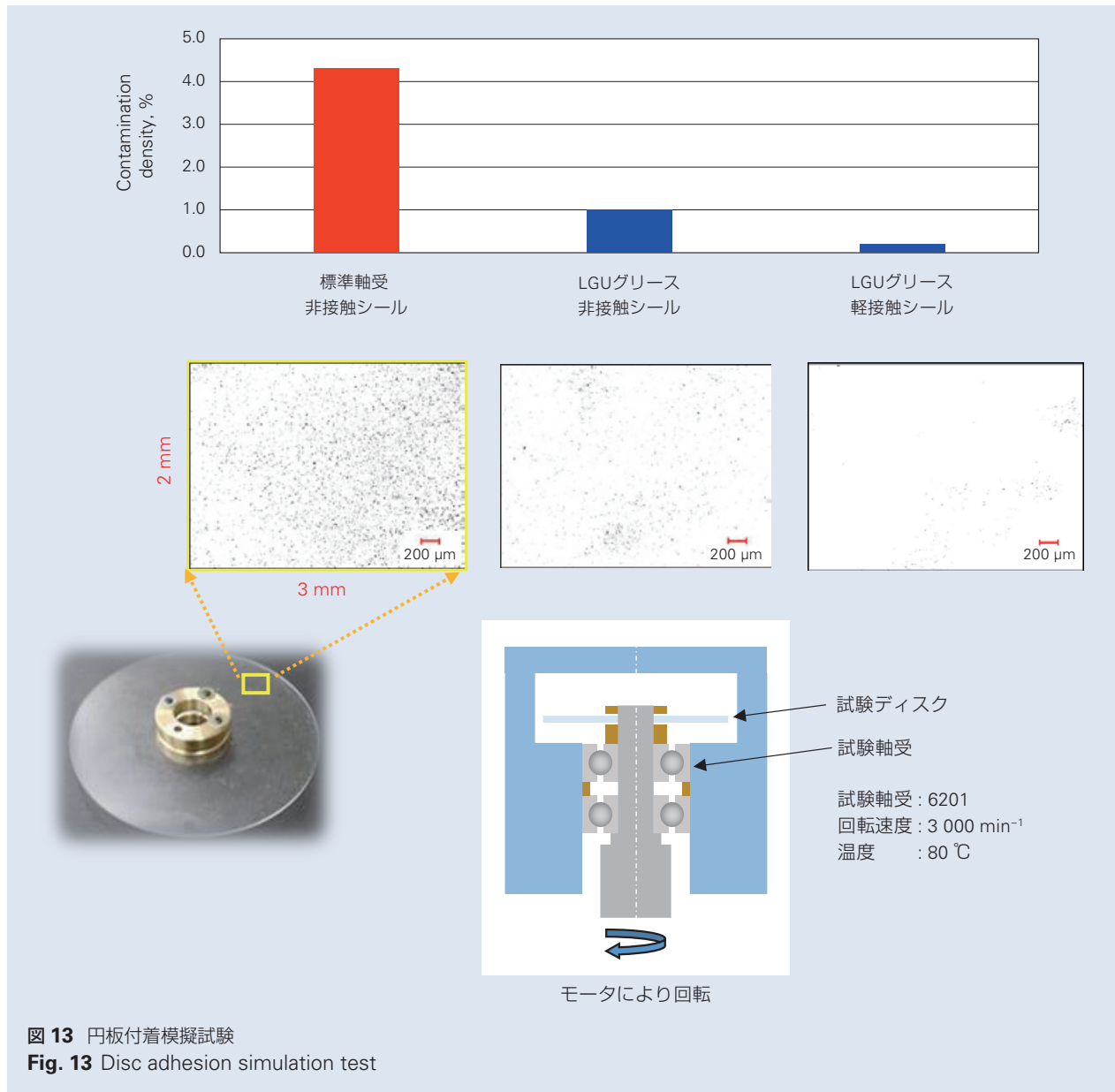


図 13 円板付着模擬試験
Fig. 13 Disc adhesion simulation test

参考文献

- 1) “トッランナーモータ”, 一般社団法人日本電機工業会(2015)
- 2) 安永 圭司, “モータ用軸受の電食”, NSK Technical Journal No.686 (2013) 40-45.
- 3) 石黒 博, “産業機械用軸受の技術動向”, NSK Technical Journal No.691 (2019) 13-18.

電動射出成形機用ボールねじの高負荷耐久試験機

石川 明彦*, 並松 健**, 関矢 礼明***



石川 明彦



並松 健

High Load Endurance Test Unit for Electric Injection Molding Machine Ball Screws

A. Ishikawa, K. Namimatsu, N. Sekiya



関矢 礼明

A high load endurance test unit for electric injection molding machine ball screws was recognized by the Japanese Society of Tribologists in May 2020's "Tribological Heritage #18." This test unit was developed in 1990 to evaluate the rolling fatigue life of ball screws under the high load conditions found in such machines. The unit features:

- ① An endurance test that simulates the injection unit of an electric injection molding machine (maximum load: 300 kN, fluctuating load, short stroke).
- ② A test load on the load cell that can be constantly monitored.
- ③ A simple and compact structure that achieves high load testing.

This was a groundbreaking test machine for the time thanks to its unique configuration that matched the development of ball screws for electric injection molding machines. The test unit is recognized for laying the foundation for endurance evaluations of these specialized ball screws and contributing to the electrification of industrial machinery. The test unit is now on exhibit in the NSK showroom.

- | | |
|--|--|
| <ol style="list-style-type: none"> 1. まえがき 2. ボールねじ高負荷耐久試験機 <ol style="list-style-type: none"> 2.1 一般的なボールねじの耐久試験機 2.2 電動射出成形機におけるボールねじの課題 2.3 高負荷耐久試験機の特徴 | <ol style="list-style-type: none"> 3. 電動射出成形機用ボールねじの開発 4. あとがき |
|--|--|

1. まえがき

今日、身の周りで見られる多くのプラスチック製品（家電製品、自動車関連、IT 機器、電子部品、食品容器、医療分野、スポーツ用品など）のほとんどが、射出成形機で生産されている。射出成形機は、従来は油圧式が主流であったが、省エネや環境保護の面から電動化が進められ、1980 年代に工作機械の位置決め用い

られていた電動サーボ機構を使用した電動射出成形機が登場した。以降、プラスチック製品の多種・多様なニーズに対応するため、電動射出成形機では高性能化（高速化、高精度・高品質化、省エネ化など）が図られ、今日に至っている。

電動射出成形機の重要要素部品としてボールねじが

* 直動技術センター、試験研究部
 ** 営業本部、販売技術統括部
 *** 営業本部、長野支社

挙げられるが、電動射出成形機の射出部機構は工作機械のような位置決め用途とは異なり、力の伝達用途として使用され、工作機械で使用される負荷よりも1桁以上大きい数百kNの高荷重がボールねじに作用するため、その耐久性に課題があった。このような厳しい環境下においても、その機能を長期間維持するために、従来以上に高い負荷能力と寿命を兼ね備えたボールねじが必要であった。

電動射出成形機用ボールねじの高負荷耐久試験機は、これらの要望・要求に対し迅速な対応を可能にし、この用途におけるボールねじの耐久性を評価する基礎を築き、射出成形機などの産業機械の電動化の発展に貢献した。

今回、この高負荷耐久試験機が日本トライボロジー学会「トライボロジー遺産第18号」に認定されたので、ここに紹介する。現在、試験機は社内ショールームに展示されている(写真1)。

2. ボールねじ高負荷耐久試験機

2.1 一般的なボールねじの耐久試験機

工作機械などに使用されるボールねじの寿命を評価・確認するため、従来よりNSKでは図1に示す一軸上に複数のナットを配置した多連式の耐久試験機を用い、系統的な寿命試験を多数積み重ねてきた。評価方法としては、コイルばねにより一定荷重(数十kN程度)を与え、その条件下での寿命(総回転数)を評価する方法であった。

このような多くの試験結果から、通常の使用条件においては、ボールねじの寿命計算式が確立され、市場においてもその妥当性が確認されていた。

2.2 電動射出成形機におけるボールねじの課題

1980年代に、国内数社の射出成形機メーカーにおいて電動射出成形機の開発が開始された。その当時は画期的な性能を実現したものの、更に改良すべき課題が残るものであった。^{1) 2)} 課題の一つにボールねじの耐久性が挙げられた。当時のボールねじの損傷状況を写真2に示す。早期にグリースが黒色に変色し、顕著なはく離が発生するものであった。はく離発生後、更に稼働し続けるとボールの循環不良が発生し、ロック(機械停止)に至る。

電動射出成形機とそれに使用されるボールねじの配置例を図2に示す。特に射出軸に使用されるボールねじは数十mmという小ストロークで、高荷重が繰り返し作用するという過酷な条件で使用される。

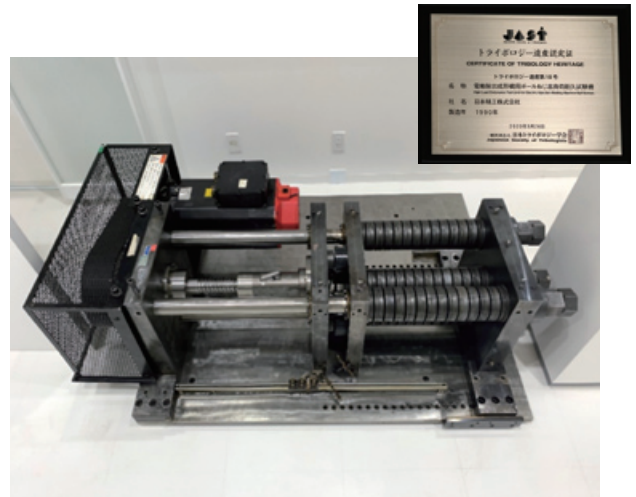


写真1 電動射出成形機用ボールねじの高負荷耐久試験機と認定証

Photo 1 High load endurance test unit for electric injection molding machine ball screws

このように、射出軸などにおける高負荷・小ストロークなどの条件下では、今まで評価してきたボールねじの寿命計算の手法が適用できず、このような条件下での耐久評価を実施し、ボールねじの仕様や寿命計算方法を確立することが急務であった。

2.3 高負荷耐久試験機の特徴

射出軸用のボールねじは、最大数百kNまでの変動荷重と短いストロークといった条件で使用されるため、このような荷重条件を再現できる試験機が必要であった。本耐久試験機は1990年に製作したもので、サーボモータをタイミングベルトを介してボールねじに連結し、ボールねじは軸回転→ナット移動する。負荷は皿ばねで与える構造となっており、最大荷重は300kNまで負荷することが可能で、実際の荷重は中央に配置した3個のロードセルで検出する。これにより電動射出成形機に即した耐久試験が可能となった。構造や荷重パターンを図3に示す。

本試験機では高荷重と変動荷重を与えるために皿ばねを用い、試験試料であるボールねじが自走することで、自らの試験荷重を生み出し、従来の耐久試験機には無い特徴となっている。また、従来の耐久試験機は一定荷重を負荷するためにばねの変位量で設定していたが、高負荷耐久試験機は荷重が変動するため、前述のように3個のロードセルを配置して実荷重を検出する構造となっている。更には、ボールねじに偏荷重が作用しないように調整も可能で、安定した試験条件が得られる。

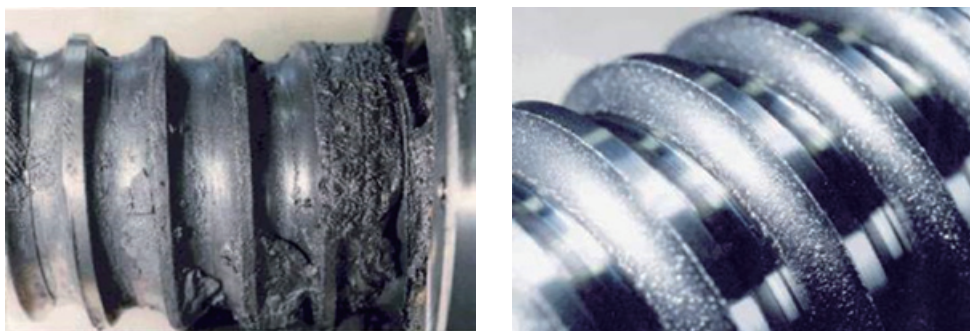
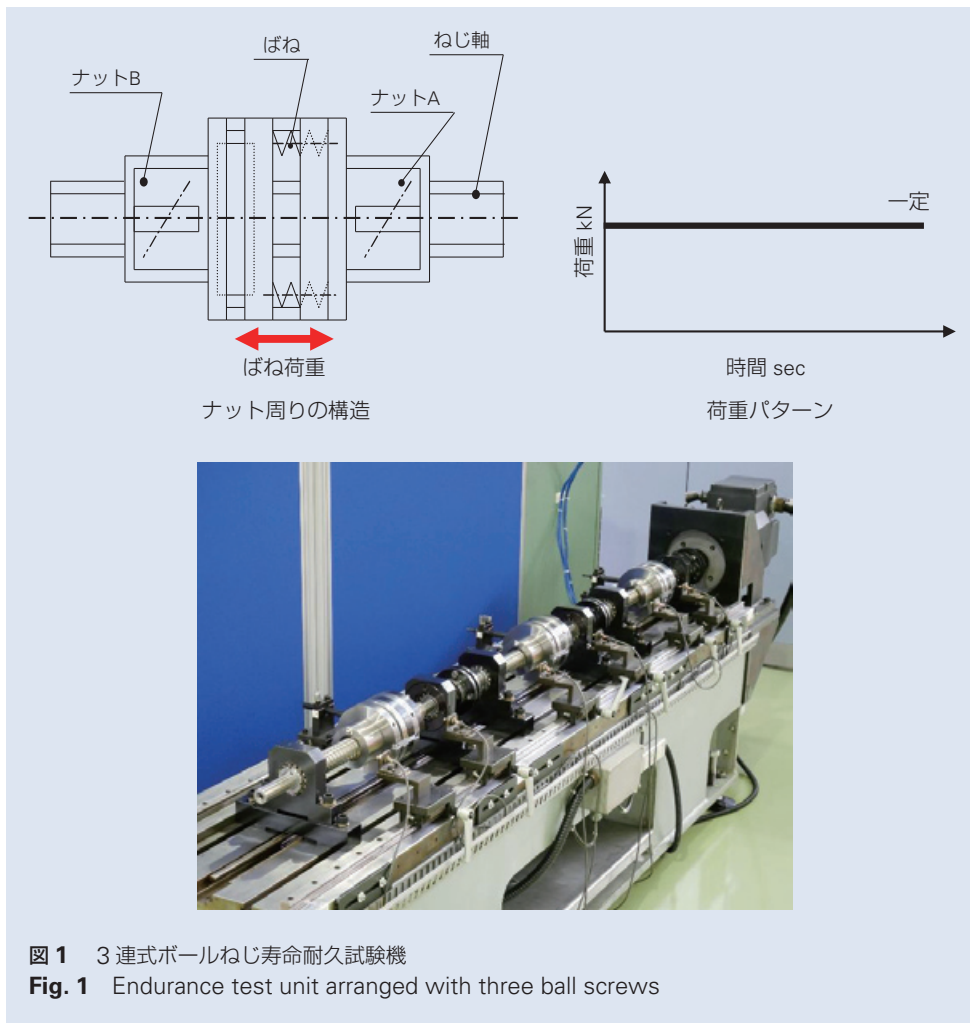


写真2 初期電動射出成形機でのボールねじ損傷例
 Photo 2 Ball screw damage in early electric injection molding machines

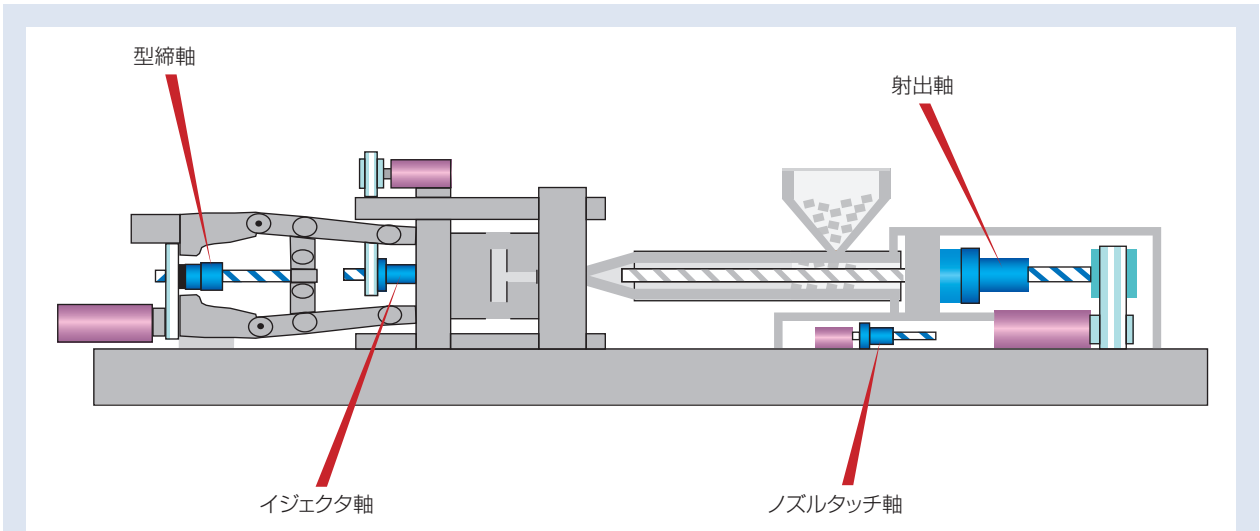


図2 電動射出成形機に使用されるボールねじ
Fig. 2 Ball screw applications in an electric injection molding machine

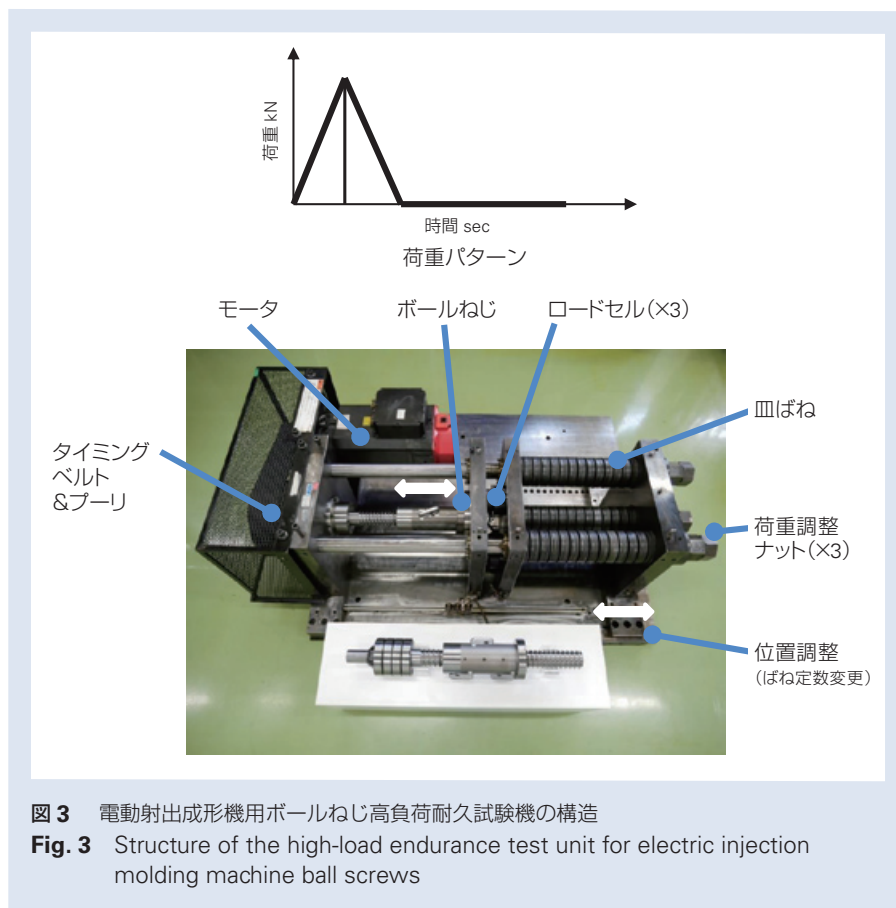


図3 電動射出成形機用ボールねじ高負荷耐久試験機の構造
Fig. 3 Structure of the high-load endurance test unit for electric injection molding machine ball screws

その結果、高荷重の試験でありながら、正確な耐久性評価が行えると同時に試験機がシンプルでコンパクトになっており、メンテナンスも容易となる。

3. 電動射出成形機用ボールねじの開発

高負荷耐久試験の結果からボールねじに発生する問題点の解析や、さらに数多くの試作評価を経て、NSKでは、電動射出成形機向けに高負荷駆動用ボールねじHTFシリーズを開発した。

HTFシリーズは、下記する設計仕様とともにこれに対応する生産、加工技術によって高負荷能力を実現したものである。

- ・高負荷対応設計
ボール径を極限まで大きくする、有効負荷ボール数を増やす、ボール溝形状の最適化。
- ・ナット負荷分布の均一化
ボール循環路の位相を180°対向にすることで、ラジアル方向のバランスをとる。また、高荷重によるねじ軸、ナットの軸方向の伸縮の影響を相殺させる取付けの推奨。

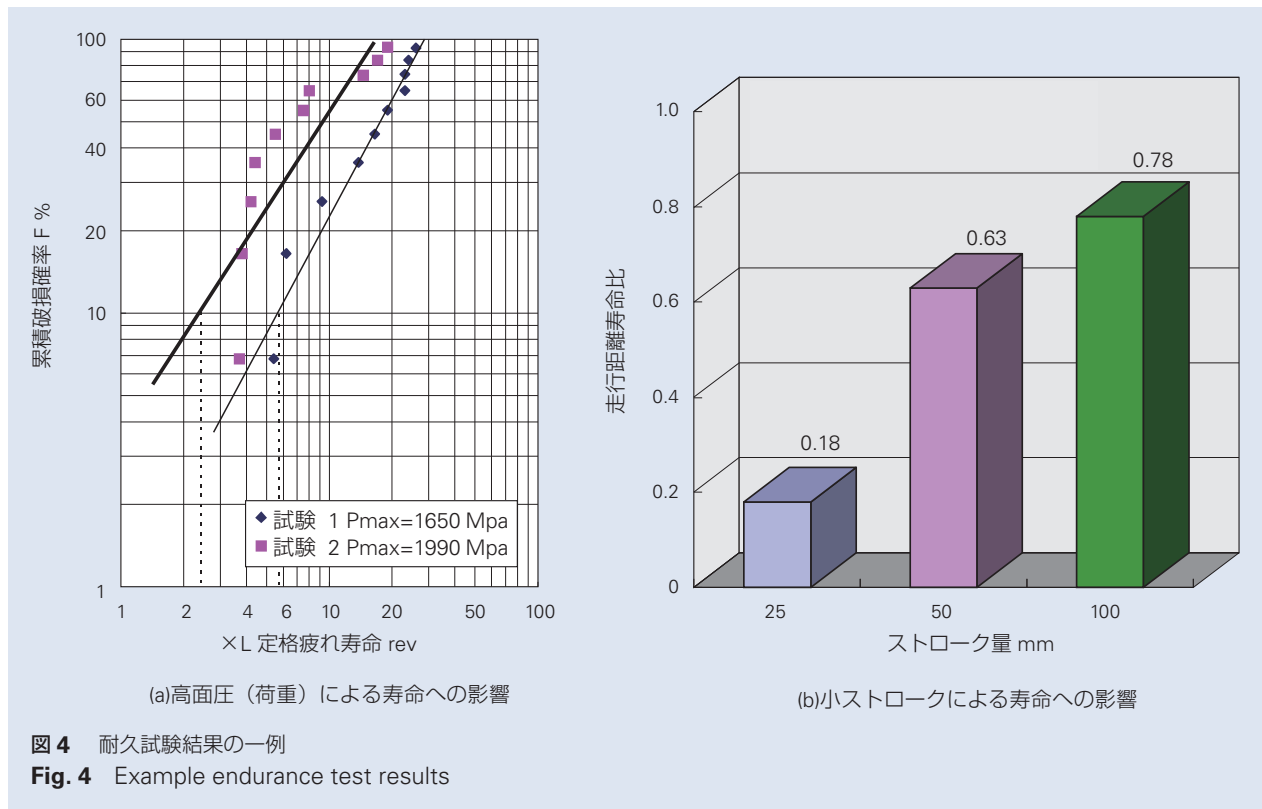
HTFシリーズの開発と並行して、本耐久試験機を使用して、荷重(接触面圧)、ストロークを変化させた耐久試験を行ってきた。試験結果の一例を図4に示す。ボールねじの耐久性は、荷重による面圧やストロークに大きく影響されることが判明した。

それらの結果などから、一般的な定格疲れ寿命の計算式を修正して、面圧・ストローク係数を用いた寿命計算式を導出した。³⁾

以上のような改善点を盛り込み、電動射出成形機用の高負荷駆動用ボールねじHTFシリーズを展開した(写真3)。

このHTFシリーズの開発と同時に、電動射出成形機の用途も拡大し、荷重の増大とともにさらなる高速化が要求されていた。このような要求に対応するため、それに使用されるボールねじ(HTFシリーズ)の耐久性も更に向上させる必要があった。

射出成形機では高荷重がボールねじに作用し、機台の変形が発生する。そのため、工作機械等とは異なり、ボールねじは偏荷重の影響によるボールの荷重の増加などが発生しやすい。また、高荷重の連続運転による発熱によって潤滑剤の基油動粘度が低下し、ボール同士の金属接触によって異常摩耗を引き起こすことや、小ストロークによる玉詰まりなどの循環不良によ



る損傷が考えられる。これらの課題に対する対策としてボール間に保持ピースを挿入し、ボール同士の金属接触を無くした。その効果を図5に示す。このような効果の確認は、全て高負荷耐久試験機にて確認された。

このような開発をベースとして、保持ピースを使用し、機械のハイサイクル化にも対応した高速・高負荷用ボールねじHTF-SRCシリーズを展開した(写真4)。

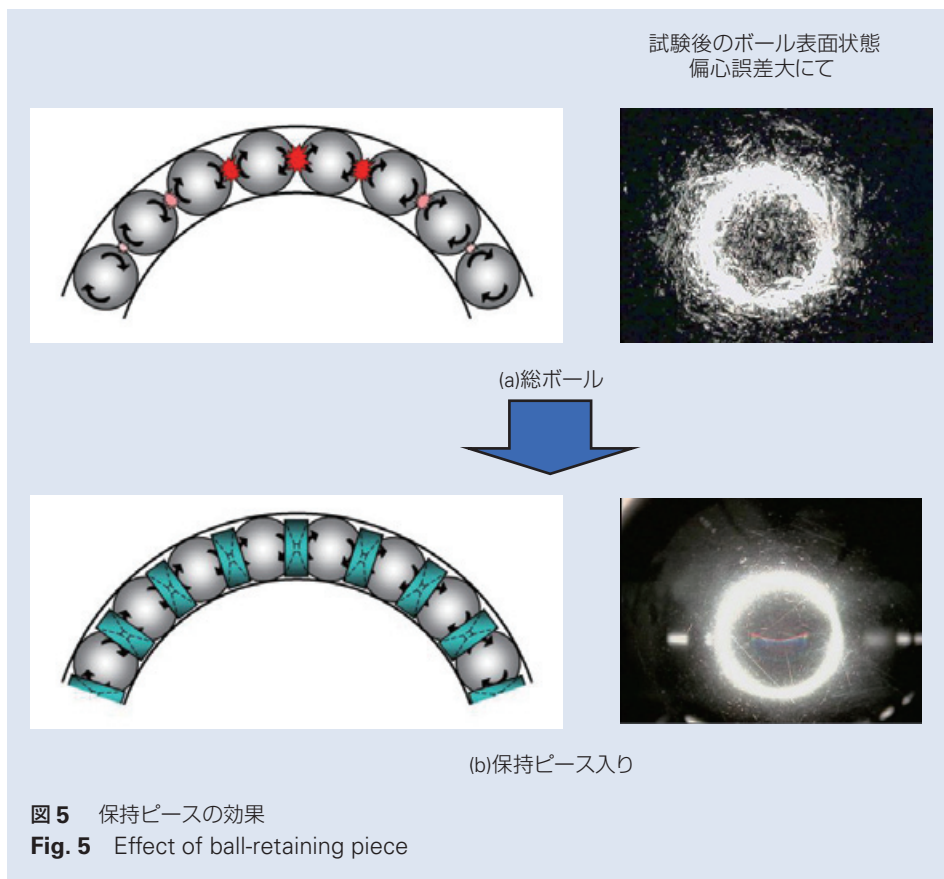
以上のような過程を経て、電動射出成形機の課題であったボールねじの耐久性向上を実現することができた。



写真3 高負荷駆動用ボールねじ「HTFシリーズ」
Photo 3 HTF Series ball screws for high-load drives



写真4 高速・高負荷用ボールねじ「HTF-SRCシリーズ」
Photo 4 HTF-SRC Series ball screw for high speeds / loads



4. あとがき

電動射出成形機は、その需要の拡大とともに、さらなる高負荷、高速、長寿命化などの性能向上が進んでいる。

これらに対応するために、NSKのボールねじ高負荷耐久試験機も、さらなる高負荷、高速化に向けて改善が図られ、日々進歩してきている。

今後、ボールねじの用途は更に拡大され、使用条件も厳しくなるものと思われる。そのような環境下においてもボールねじが安定して稼働できるよう、ボールねじの製品開発と評価を継続して推進していきたい。

参考文献

- 1) 稲葉善治, "電動サーボ式射出成形機に関する研究", 学位論文, (1998) 10-13.
- 2) 稲葉善治, "電動サーボ式射出成形機と精密成形", (1999) 28-29, 日刊工業新聞社.
- 3) 二宮瑞穂, 宮口和男, "ボールねじの最近の技術動向", NSK Technical Journal, No.664 (1997) 9-10.

伸縮可能アクチュエータの開発および応用

勅使河原 誠一*, 浅田 春比古**



勅使河原 誠一

Mobile Extendable Robot Arm (MERA)

S. Teshigawara, H. Harry Asada



浅田 春比古

Maintenance and repair often involves climbing up tall ladders and working around risks such as high-voltage power lines, gas pipes, and other physical and chemical hazards. Using ladders to conduct inspections comes with significant risks; falls from ladders account for a large portion of occupational accidents every year. Even though the tasks are easy and repeatable, they are still not automated. The Mobile Extendable Robot Arm (MERA) is a movable robot arm with a novel extendable mechanism for reaching high places and positioning an end effector. MERA is composed of a locomotive vehicle combined with a rotation table and a two-layer, two-degree-of-freedom (2DOF) scissor mechanism. In this paper, we present the design of the scissor mechanism and a singularity analysis. Based on the analysis of the singularity found in the 2-DOF scissor mechanism, we propose two novel solutions to the problem.

- | | |
|--|---|
| <ol style="list-style-type: none"> 1. まえがき 2. 伸縮可能アクチュエータ <ol style="list-style-type: none"> 2.1 構成と特徴 2.2 可動範囲 3. シザーメカニズムの特異姿勢および解析 <ol style="list-style-type: none"> 3.1 特異姿勢 3.2 特異姿勢の解析 | <ol style="list-style-type: none"> 4. 特異姿勢の回避方法 <ol style="list-style-type: none"> 4.1 幾何学的設計手法 4.2 角度変位伝達機構を用いた方法 5. 移動型伸縮可能ロボットアームへの応用 <ol style="list-style-type: none"> 5.1 システム構成 5.2 2段型伸縮可能アクチュエータの構成 5.3 特徴と応用例 6. あとがき |
|--|---|

1. まえがき

病院や学校などの比較的規模の大きな建物内では、配管やエアダクト、電気等の設備の多くが、壁や天井といった場所に張り巡らされている。特に天井などの高い場所に位置する設備の点検、メンテナンス作業は、はしご、脚立といった用具は身近な存在であり、広く一般的に使用されている。一方で、その扱いやすさと慣れにより、墜落や転落といった災害に対する意識は

低い傾向にあり、墜落・転落に起因する災害の中でも、「はしご等」は、発生要因の1位に位置づけられている¹⁾。

屋内施設ではしごを使用する作業機会について考えてみると、天井の点検口からの点検作業や蛍光灯の交換作業など、比較的単純なものが多い。このような単純作業にもかかわらず、墜落・転落による事故は重傷

* 新領域商品開発センター，技術開発第一部
** マサチューセッツ工科大学，機械工学科

もしくは死亡につながるケースもあるため、できる限り減らすことが望ましい。写真1は、MIT 構内で撮影したものである。作業者ははしごの上に立ち、およそ2.5 mある天井の狭い点検口に上半身を入れて一人作業を行っている。このような作業風景は、マサチューセッツ工科大学（MIT）構内に限らず、様々な施設内で日常的に目にする事が多い。そこで、本稿では、このような「はしご等」を使用した作業の機会を減らし、労働災害の防止と単純作業の自動化を目的として開発した伸縮可能アクチュエータおよびこれを搭載した移動型伸縮可能ロボットアームについて紹介する。

高所における点検作業自動化の先行事例としては、小型のドローンを用いてカメラ映像に基づく手法が提案されている。しかし、ペイロード、飛行時間や正確な位置決めが難しいなどの制限がある。このような課題に対し我々は伸縮機構を用い、床面から天井にアクセスする手法を検討することにした。伸縮機構の例としてはリフターに用いられているシザーメカニズム、ジッパー²⁾、³⁾ チェーン⁴⁾ やベルト⁵⁾ を用いた手法が提案されており、高い剛性と伸縮性を兼ね備えている。しかし、鉛直上方にのみ展開可能であり、図1に示したようにアクセスしたい場所の周囲、もしくは鉛直下方に障害物がある場合はアクセスできない。これに対し、シザーメカニズム(マジックハンドの機構)を用いて高自由度、高伸縮率を持ったTSE⁶⁾ (Triple Scissor Extender) や TSERA⁷⁾ (Triple Scissor Extender Robot Arm) などが提案されている。しかし、シザーメカニズムの持つ特有の特異姿勢の問題により、完全に閉じた状態からの展開が難しい。この制限により、本来シザーメカニズムの持つ十分な伸縮率を確保できなかった。

本稿では、小型でありながら2自由度型のシザーメカニズムを提案し、シザーメカニズムの特異姿勢の問題に対する解析とこれを解決するための手段を2つ紹介する。また、この応用として2段型のシザーメカニズムを実現したのでこれについても紹介する。



写真1 はしごを用いた作業風景(MIT 居室近くの廊下にて撮影)
Photo 1 Maintenance task using ladder

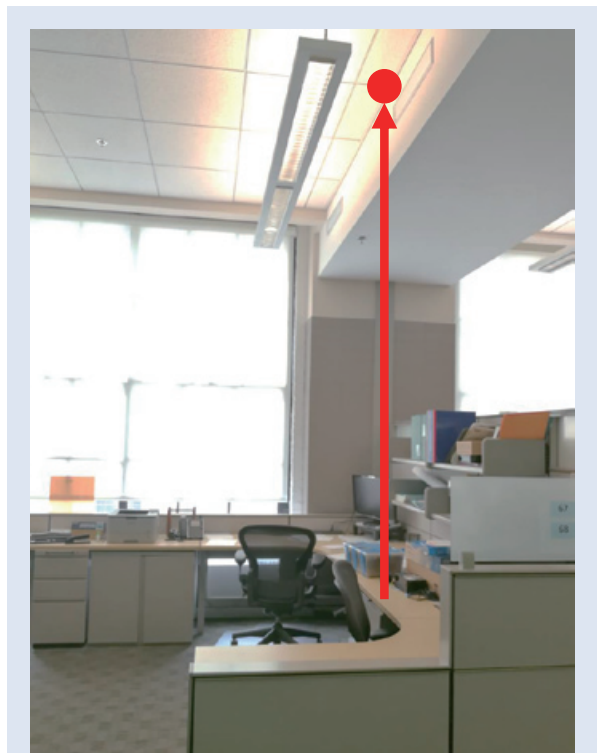


図1 エアダクトの下方にはデスクやチェアなどの障害物があり、アクセスが困難
Fig. 1 Air duct difficult to access due to obstacles such as desks and chairs

2. 伸縮可能アクチュエータ

2.1 構成と特徴

昇降装置等で実用化されているシザーメカニズムは高剛性および高伸縮率という特徴を持った機構であり、一方、1章で指摘したように伸縮動作のみのため、作業領域が直線のみに限定される。この制限に対し、ここでは伸縮動作に加え、根元に回転自由度を持った2自由度型のシザーメカニズムを提案する(図2)。

構造は非常にシンプルであるが、ポイントは根元の2つのリンクが同軸上で独立に回転運動できる点にあり、この2つのリンクの組み合わせ動作によって伸縮と回転動作の両動作を行うことができる。具体的には2つの根元リンクを同方向に同速度で回転させると長さを保ったまま回転運動し、同速度で互いに異なる方向に根元リンクを回転させると伸縮動作のみを行う。すなわち、2つの根元リンクの回転方向と速度を制御することによって、伸縮動作および回転動作の平面2自由度動作が可能となる(図3)。このように2つのアクチュエータが協同して駆動しながら運動を生成するような駆動方式は一般に干渉駆動と呼ばれており、駆動に必要なモータ容量を小さくすることができるため装置全体の小型軽量化に寄与する⁸⁾。本稿ではこの2自由度型のシザーメカニズムおよびこれを駆動するためのアクチュエータとの組み合わせ全体を「伸縮可能アクチュエータ」とよぶ。リンクの幅や長さに依存するが、伸縮可能アクチュエータは8倍前後

の伸縮率を確保することができる。また、アクチュエータなどの駆動系を全て根元に集中させることができるため、装置全体としての小型化が容易である。このような特徴から、移動時はコンパクトで、必要な時に展開して必要な場所で所望の作業を行うことが可能である。

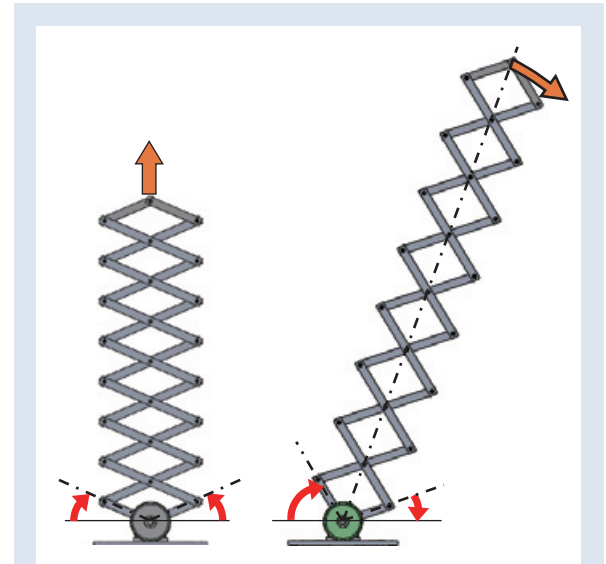


図3 2自由度動作を可能にする原理

Fig. 3 Principle allowing extending and rotating motion

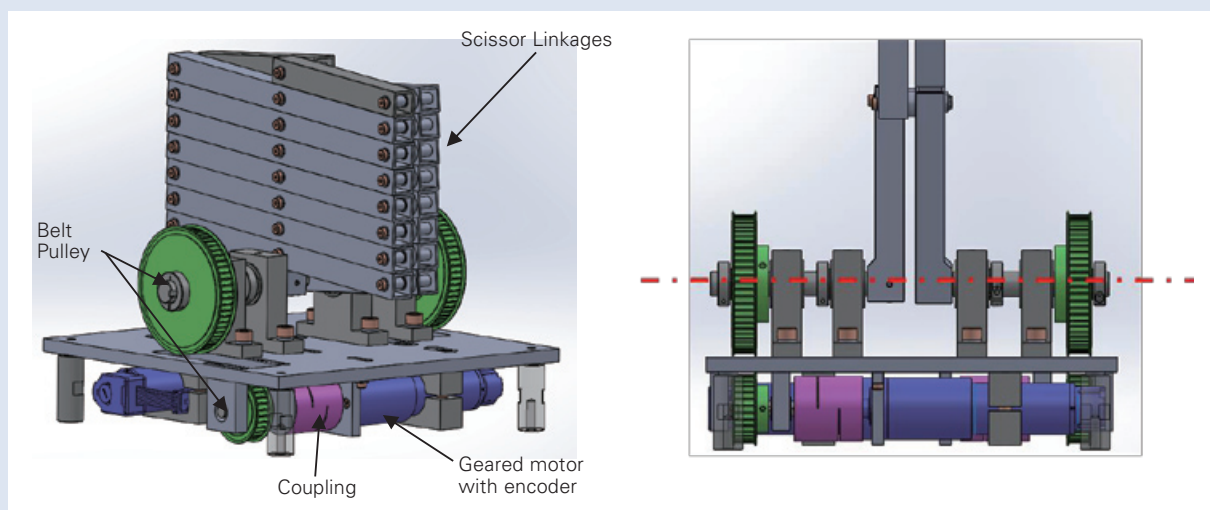


図2 伸縮可能アクチュエータの構成

Fig. 2 Structure of extendable robot arm

2.2 可動範囲

図4に示したように一つの平行四辺形をなすリンク部を1列目と定義し、この1列目の平行四辺形の一辺の長さを l_1 としたとき、 n 列のシザーメカニズムにおける順運動学を求めると以下の式(1)、(2)が得られる。これにより、2つのモータ角度(q_1, q_2)を与えた時、 n 列目のシザーメカニズムにおけるの先端位置(x_n, y_n)を得ることができる。

$$x_n = \frac{1}{2} L (\cos q_1 - \cos q_2) \quad (1)$$

$$y_n = \frac{1}{2} L (\sin q_1 - \sin q_2) \quad (2)$$

ここで、 L は $L = 2 \sum l_i$ である。この計算式をもとに、試作した伸縮可能アクチュエータの可動範囲を計算すると図5が得られる。試作した伸縮可能アクチュエータの列数は $n = 8$ 、各リンク長はすべて同一で $l_1, \dots, l_8 = 125 \text{ mm}$ 、リンク幅は $w = 20 \text{ mm}$ である。最大到達距離は2100 mm、伸縮時の長さは270 mm (アクチュエータ部含む)で伸縮率は約8である。図5から明らかのように一般的なシザーメカニズムでは直線動作に限定されるが、伸縮可能アクチュエータではより広い領域にアクセスすることができる。

3. シザーメカニズムの特異姿勢および解析

3.1 特異姿勢

試作した伸縮可能アクチュエータを鉛直上方に展開させようとした際、図6に示すようにシザーメカニズムの下方の1列目のみが展開し、2列目はその約半分、3列目以降のリンクは展開していないことがわかった。そして、さらに力を加えて展開を試みても、ロックがかかったように堅く、展開できなかった。当然、リンク長は同一であり理論上は1列目で与えた変位と均一に以降のリンクも展開するはずである。このような現象が生じた仮説として、リンクの撓みや接合部における僅かなすきまが原因でシザーメカニズムが特異姿勢となってしまったのではないかと予想した。そこで、以下ではこの現象がなぜ生じたのか、シミュレーションモデルを用いて明らかにする。

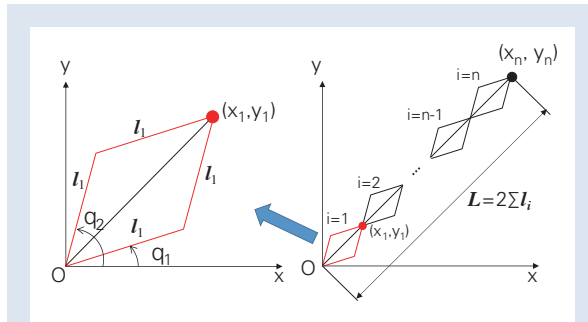


図4 段数 n の2自由度シザーメカニズムモデル
Fig. 4 Cartesian coordinate model of an ideal n -stage 2-DOF scissor mechanism

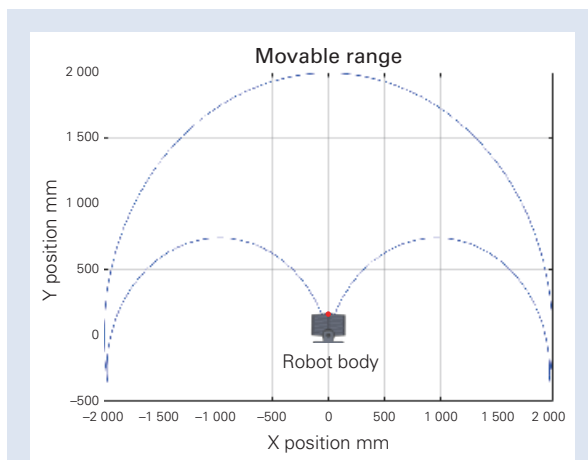


図5 試作した伸縮可能アクチュエータの可動範囲
Fig. 5 Movable range of the prototype extendable robot arm

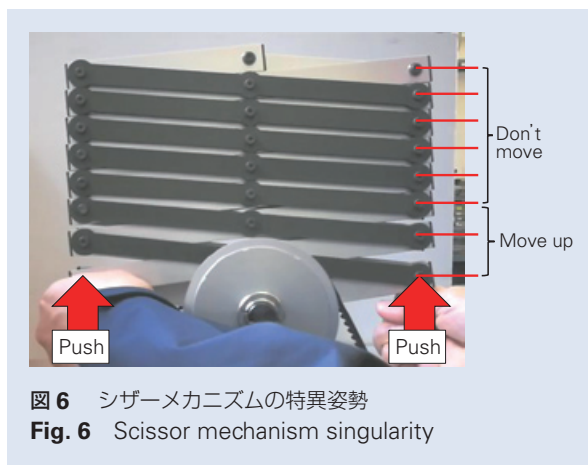


図6 シザーメカニズムの特異姿勢
Fig. 6 Scissor mechanism singularity

3.2 特異姿勢の解析

Chikahiro ら⁹⁾のフリーボディダイアグラム(FBD)に基づく解析手法をベースとし、各リンクの撓みや各接合部におけるすきまを考慮したシザーメカニズムのモデル化を行った。モデル化の詳細については論文¹⁰⁾で詳しく解説しているののでこちらに譲り、ここでは本モデルを用いた解析とその結果を示す。本シミュレーションモデルでは伸縮可能アクチュエータの展開時に必要なモータトルク、各接合部に作用する力、構造全体の撓み、および接合部におけるすきまの影響を解析することができる。ここでいう“接合部におけるすきま”とは以下を全て含む。

- ・ボールベアリングのラジアルすきま
- ・ボールベアリングのボールの弾性変形
- ・ボールベアリングとそのハウジング間のすきま
- ・シャフトとボールベアリング内輪間のすきま

理想的には上記に対して個々のパラメータを設定すべきであるが、ここでは簡単のため一つのパラメータ G_a を設定し、さらにこのパラメータを伸縮可能ア

クチュエータのすべての接合部において同一とみなしてシミュレーションを行った。シミュレーションパラメータは試作した伸縮可能アクチュエータをベースに以下のように設定した。

- ・材質：アルミニウム 6063-T5
- ・密度：2 690 (kg/m³)
- ・ヤング率：68 600 (MPa)
- ・断面形状：中空四角柱（外形寸法 20 mm × 20 mm, 内形寸法 16 mm × 16 mm）
- ・接合部重量（シャフト+ベアリング+スペーサ）：21 (g)
- ・シザーメカニズムの段数：n = 8
- ・リンク長： $l_1, l_2, l_3, \dots, l_7, l_8 = 125$ (mm)
- ・完全収縮時のリンク角度： $q_1 = 5$ (deg), $q_2 = 175$ (deg)（水平面に対する）

本シミュレーションの結果を図7に示した。図7(a)は接合部のすきま $G_a = 0$ (mm)、図7(b)は $G_a = 0.05$ (mm) の場合の結果である。これより、すきまゼロ

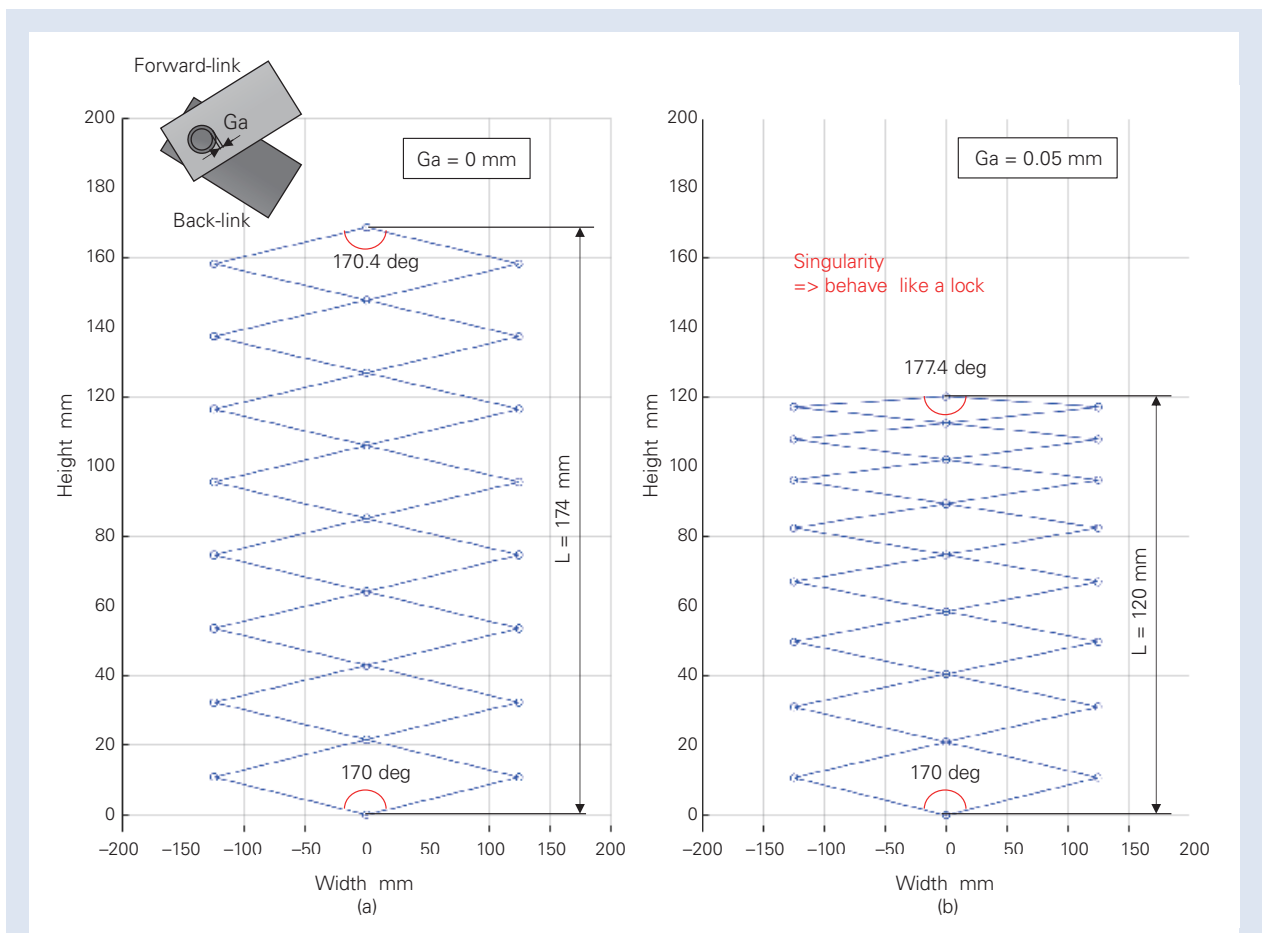


図7 シミュレーション結果
Fig. 7 Simulation results

の場合は根元リンクのなす角 170° に対し、先端部リンクのなす角 170.4° となり、その差はわずか 0.4° だった。この違いは各リンクの自重による撓みによって発生したものであるが、その影響は小さい。これは駆動側の根元リンクの動作に対し、すべてのリンクが均一に開閉できることを意味する。他方、 0.05 (mm) のすきまを考慮した結果図 7 (b) においては、根元リンクのなす角度 170° に対し、先端部リンク間のなす角は 177.4° で、全体的に潰れた形状になっており、根元リンクから上方に行くほどこの影響は徐々に大きくなっている。これは駆動側の根元リンクから遠いリンクほど展開しにくくなっていることを示している。また、先端部リンク角度は特異姿勢である 180° に非常に近い、すなわち、根元リンクでいくら大きな駆動トルクを与えても、先端リンクでロックしてしまうため、このシザーメカニズムを展開させることは不可能である。この結果は前章で示したように、根元リンクから力を加えても 3 列目以降のリンクは展開せず、またロックしているかのように堅い、という現象と一致する。すなわち、試作した伸縮可能アクチュエータが展開できなかった原因は、各接合部におけるすきまが関係している。

4. 特異姿勢の回避方法

広く商用として普及している多段シザーメカニズムを用いたリフターでは、2 列または 3 列ごとに直動のアクチュエータが配されており、この問題を解決している¹¹⁾。しかし、伸縮可能アクチュエータで複数の直動アクチュエータを用いることは小型軽量化の観点から非常に難しい。そこで、以下ではこの問題を解決するための 2 つの手法を示す。

4.1 幾何学的設計手法

図 8 を用いて接合部におけるすきまによって生じる現象について簡単に考察する。図 8-(a) に示した図は $G_a = 0$ (mm) の場合に該当し、接合部 A 点、B 点において、リンク OA-AC 間および OB-BC 間の回転中心は一致している。しかし、実際の構成においては、図 8-(b) のように接合部には機械的なすきまが存在し、たとえそれが $G_a = 0.05$ (mm) とわずかであってもズレが生じ、点 C が下方に落ちて $\angle C$ が増加する。この機械的な誤差は段数が増えるほど増加していき、最終的には前章で示した解析結果のように大きな影響を与える。この問題に対し、ここではリンク長さの設計手法に基づいた方法を提案する。具体的には、図 8-(c) に示したとおり、すきまがあることを前提に、AC および BC のリンクを OA および OB よりも δl だけわずかに長く設計する。これにより、接合部 A および B で生じたすきまによる点 C の落下を図 8-(c) のとおり防ぐことができ、 $\angle C$ は増加せず、すきまが無い状態(図 8-(a))と同一の状態を作り出すことができると考えた。

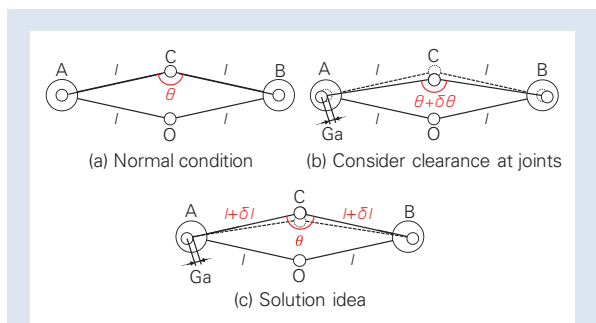


図 8 模式図と解決策

Fig. 8 Singularity schematic and solution

本手法の有効性を確認するため 3D プリンタを活用し、ミニチュアモデルによる実機検証を行った。図 9 に 2 つのシザーメカニズムのミニチュアモデルを示した。図 9-(a) はリンク長を全て同一長さ (l) で設計したミニチュアモデルである。他方、図 9-(b) は図 8-(c) で示したパターンでリンク長を $\delta l = 0.2 \text{ mm}$ として調整したミニチュアモデルとなっている。図 9-(a) のとおり、全て同一長さで製作したミニチュアモデルでは、下方リンクの開閉長に対し、上方リンクの開閉長が明らかに短くなっており、試作した伸縮可能アクチュエータと同様の現象が確認された。他方、図 8-(b) のとおり、今回提案したアイデアに基づき製作したミニチュアモデルでは均一に開閉していることがわかる(図 9-(b))。以上より、今回提案した幾何学的設計手法を用いることにより、試作した伸縮可能アクチュエータで生じる特異姿勢の問題を解決できる。

4.2 角度変位伝達機構を用いた手法

上記に示した、幾何学的設計手法は有効であり、非常にシンプルな形で特異姿勢の問題を解決することができる。しかし、実際の応用では先端部において物体を把握して移動させたり、あるいは何か所望の作業を

実行するための外力による負荷に耐えながら伸長できなければならない。このような外力を受けた場合、その負荷変動によって生じるすきまへの影響が大きくなる。すなわち、大きな荷重が作用した場合、予め想定して設計した変位よりも大きい変位が生じるため、再び特異姿勢となってしまふと考えられる。すなわち、場合によっては幾何学的設計手法のみでは限界がある。そこで、ここではリンク内部にベルトを通すことにより、根元リンクで発生したリンクの角度変位を伝達する機構を提案する。

この手法はシザーメカニズムを構成するリンクの内部にベルトプリーおよびタイミングベルトを配置し、根元リンクの角度変位を以降のリンクへ伝達する手法である。角度の偏差が大きくなるとベルトによって回転力が作用し、伸縮可能アクチュエータの開閉を補助することができる。考案した機構のリンク構成を図 10 に示した。リンク (a) とベルトプリー (a) はピンジョイントによって固定され、軸 (b) を回転中心として共に回転する。プリー (a) はその内部の軸受およびリンク (b) 上方の大内径の軸受で支持されている。一方、リンク (b) とシャフト (b) およびプリー (b) が互いに接続、固定されている。シャフト (b) はリンク (a)

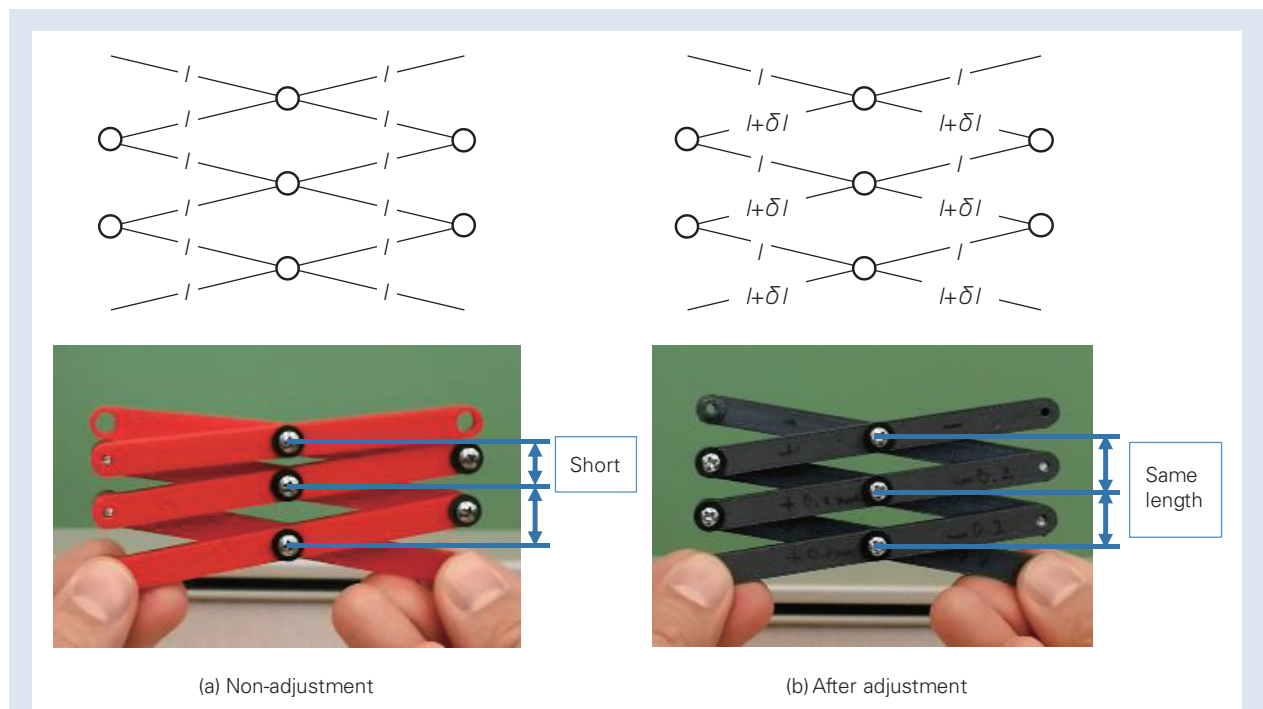


図 9 3D プリンタによる検証モデル

Fig. 9 Miniature models used to (a) verify the effect of joint clearance and (b) confirm our potential solution

内の2つの軸受で支持されている。以上の構成により、リンク (a) およびリンク (b) をアクティブに相対運動させると、接続されているすべてのリンク (a) およびリンク (b) はその相対運動に追従して動作する。その様子を図 11 に示した。根元の2つのリンクを動作させ、2つのリンク間の角度を θ_0 から θ_1 に変化させると内部のタイミングベルトによってその運動が伝達され、以降のリンクもこれに追従して動作する。これを伸縮可能アクチュエータに応用した場合、アクティブな根元リンクが展開しようとする内部のタイミングベルトによってリンク角度が伝達され、以降のリンクもこの回転変位に追従して動作する。すなわち、展開しようとする方向に力が働き、特異姿勢を自動的に回避することができる。

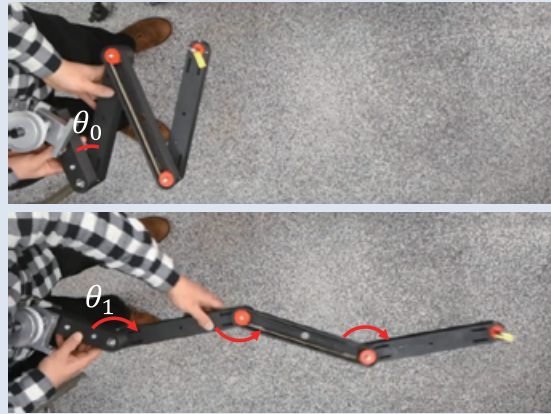


図 11 特異姿勢回避のためのメカ的アプローチ
Fig. 11 Movement of the new linkage mechanism, as enabled by the embedded timing belt

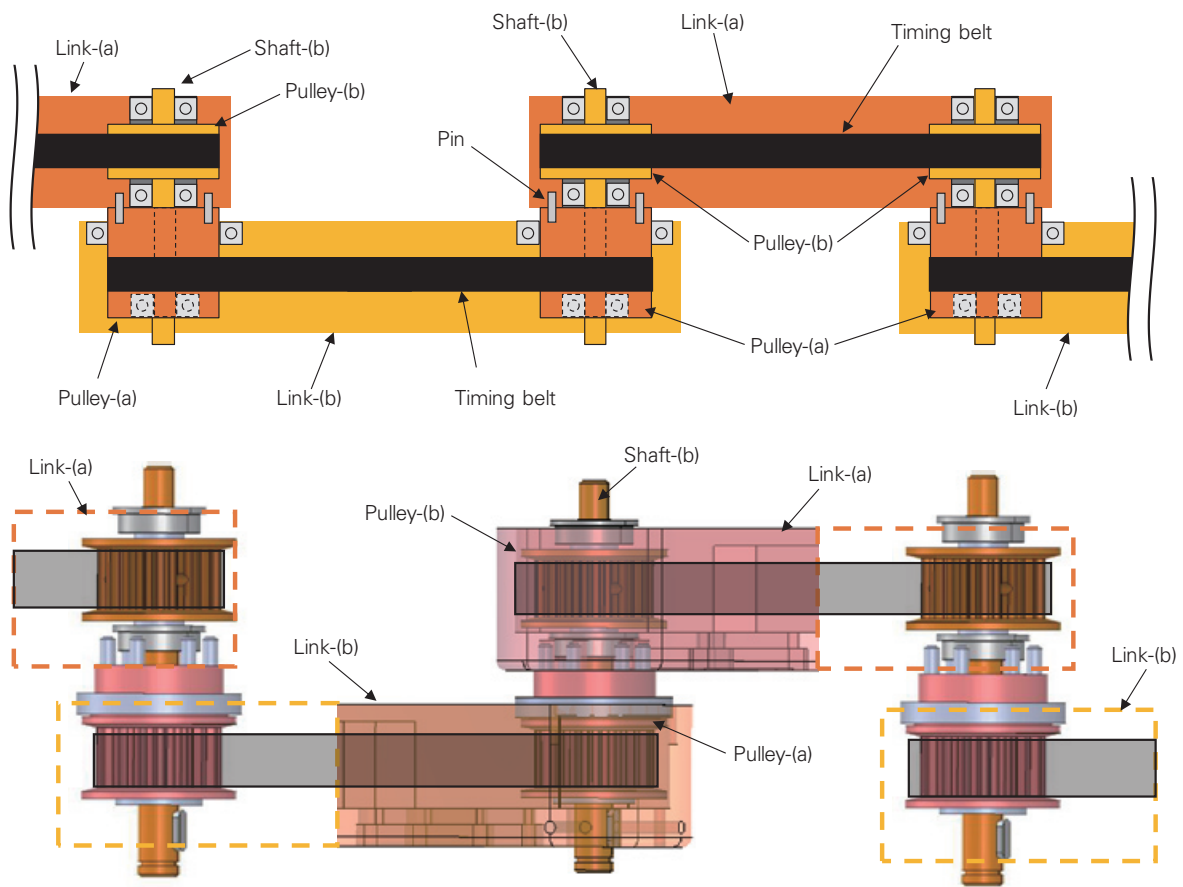


図 10 特異姿勢回避のための機構
Fig. 10 Mechanism to avoid singularity by using embedded pulleys and timing belts

5. 移動型伸縮可能ロボットアームへの応用

5.1 システム構成

開発した移動型伸縮可能ロボットアーム (Mobile Extendable Robot Arm (MERA))の全体像を図12に示す。本システムでは移動車上に回転テーブルと大小2段の伸縮可能アクチュエータで構成され、先端部には小型のバッテリー駆動式WiFiカメラが装着されている。大小それぞれの伸縮可能アクチュエータは回転と伸縮の2自由度を持ち、これらがシリアルに接続されている。1段目の伸縮可能アクチュエータは2段目の伸縮可能アクチュエータおよびその先端部のWiFiカメラを輸送するためのパワーと長い伸縮レンジ(1.5 m)を有する。一方、2段目の伸縮可能アクチュエータはショートレンジ(0.5 m)であるが、非常に小型であり、狭小空間へのアクセスを可能にする。

5.2 2段型伸縮可能アクチュエータの構成

前章で提案したシザーメカニズムの特異姿勢回避のための幾何学的設計手法および伝達機構を用いた手法

の2つを組み合わせることにより、2段型伸縮可能アクチュエータを実現したのでこれについて紹介する。

1段目のシザーメカニズムの大きな役割は2つあり、1つは2段目のシザーメカニズムとその先にある負荷を輸送すること、2つ目は2段目のシザーメカニズムを駆動するための動力を伝達することにある。これらを同時に実現するため、図12で示したように、2つのシザーメカニズムを並列にし、互いに接続された構成にした。シザーメカニズムは厚さ方向に対する剛性が構造的に弱く、この剛性を確保するため、このような並列構造とした。このリンク全てに対して特異姿勢回避の幾何学的設計手法を取り入れた。1本のリンクの左右の軸間距離は302.1 mmで、中心部の軸が、上記設計手法に基づいて0.1 mmシフトしている($\delta l = 0.1 \text{ mm}$)。また、先端部の2段目のシザーメカニズムおよびWiFiカメラを輸送するため、比較的大きな負荷を受けるので1段目のシザーメカニズムには角度変位伝達機構による手法も取り入れた。ただし、4.2節で示したとおり、この伝達機構はシリア

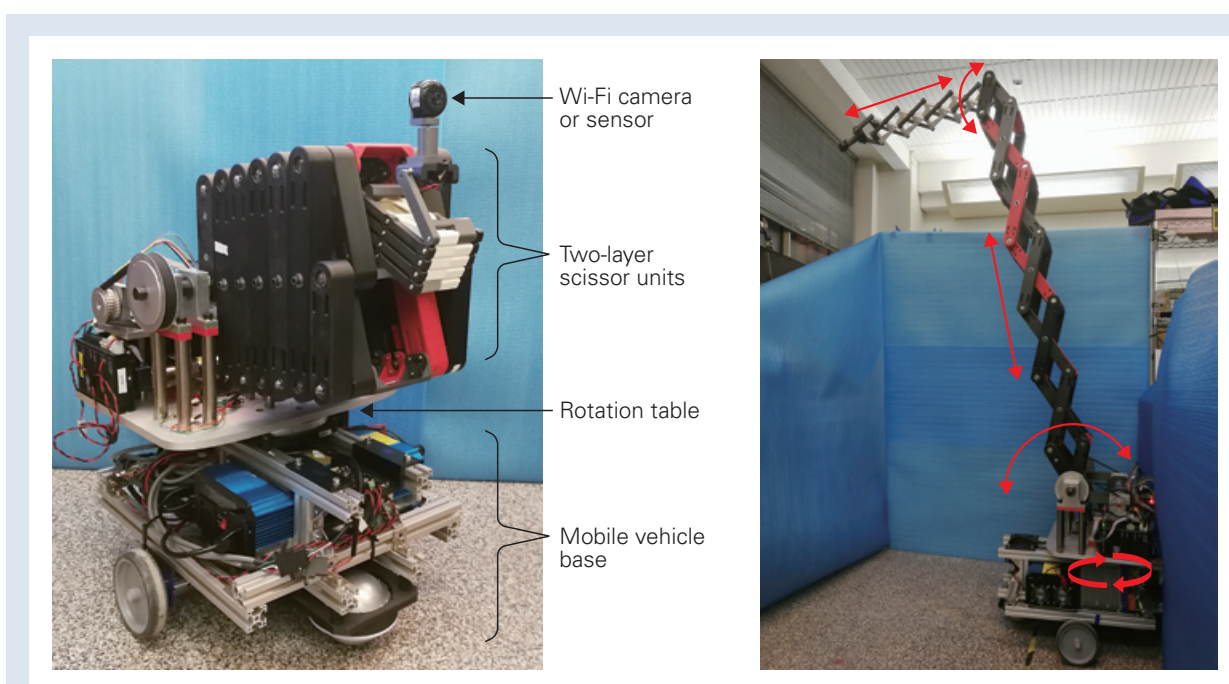


図12 移動型伸縮可能ロボットアームの全体像

Fig. 12 Mobile Extendable Robot Arm (MERA)

リンクのみでも動作する。すなわち、**図 13**に示した通り、並列のシザーメカニズムを構成する片側のパス(赤色のリンク)のみこの伝達機構を組み込めば、特異姿勢を回避可能である。

この場合、**図 13**の並列シザーメカニズムにおいて、4本あるパスのうち、青色のリンク部分は余ることになる。この点に着目し、この2つあるパスには2段目のシザーメカニズムに動力を伝達するための機構を導入した。構成要素はほぼ角度変位伝達機構と同一であるが、動作と役割は異なる。2段目に動力を伝達するためのリンク内部構成を**図 14**に示した。シャフトとプーリは互いに固定されており、プーリ同士はリンク内部のタイミングベルトによって接続されている。一方、シザーメカニズムとシャフト間を軸受で支持し、内部プーリの動作とリンクの動作が干渉しない構造になっている。これにより、1段目のシザーメカニズムの姿勢や動作に関係なく2段目シザーメカニズムの伸縮および回転を制御することができる。

一方、2段目のシザーメカニズムは小型であることが重要となるため、幾何学的設計手法のみを用いて設計した。1本のリンクの左右軸間距離は130.1 mm

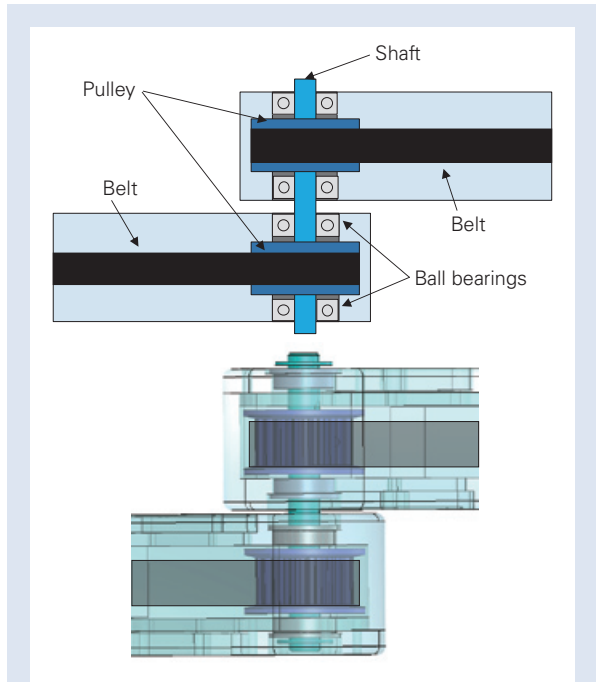


図 14 2段目シザーメカニズムへの動力伝達機構
Fig. 14 Mechanism to drive the 2nd layer scissor mechanism

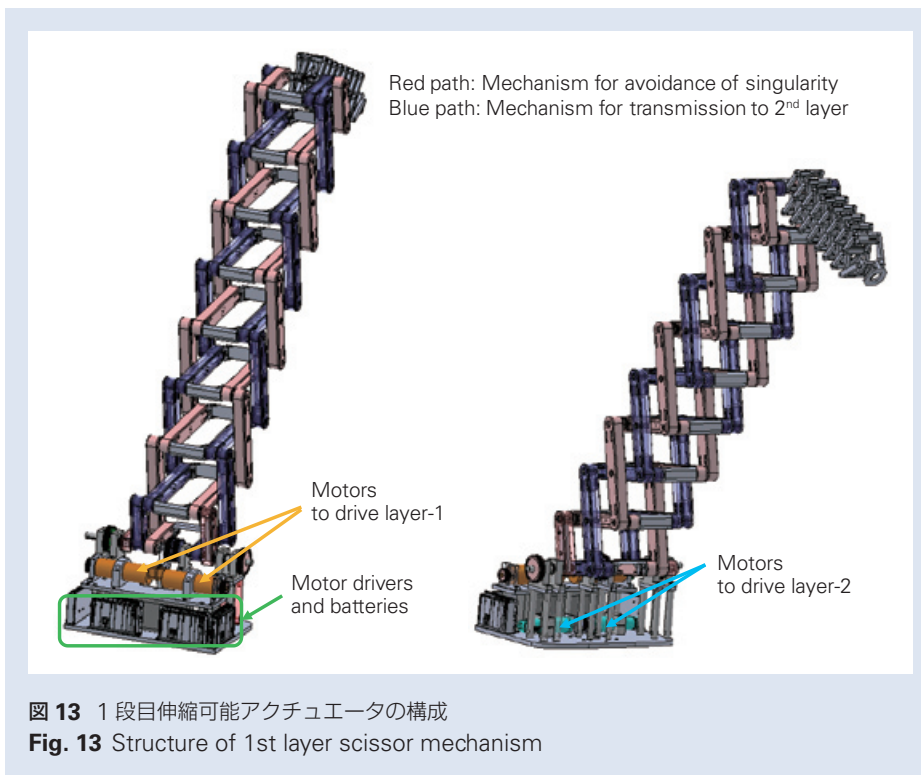


図 13 1段目伸縮可能アクチュエータの構成
Fig. 13 Structure of 1st layer scissor mechanism

で、中心部の軸が、上記設計手法に基づいて 0.1 mm シフトしている ($\delta l = 0.1 \text{ mm}$)。また、小型化したことによって 1 段目シザーメカニズムのように並列にただけでは剛性が不十分だった。そこで、**図 15** に示すような特殊な形状を持った強化型のリンクを考案した。梁を追加して個々のリンクの剛性を強化しており、500 gf 程度の負荷まで耐えられる。

5.3 特徴と応用例

上記で提案した 2 段型伸縮可能アクチュエータの大きな特徴は、全てのアクチュエータおよびこれに付随するモータドライバやバッテリーを移動車上に配置することができる点にある。このため、水平方向伸長

に伴う転倒リスクを低減できること、電気配線が不要になりシザーメカニズムの繰り返し伸長による断線のリスクが無いこと、防水や防汚などの処理を行えば水や化学薬品が降りかかるような場所でも利用できるなどのメリットがある。

また、この 2 段型伸縮可能アクチュエータでは、1 つの平面に対して 4 自由度有しており、2 自由度が冗長自由度となる。この冗長自由度により、1 つのアクセスしたい領域に様々な角度そして姿勢でアクセス可能である (**図 16 左**)。また、点検口の直下に机のような障害物がある場合も、これを避け、点検口から天井内部の配管にアクセスすることができる (**図 16 右**)。

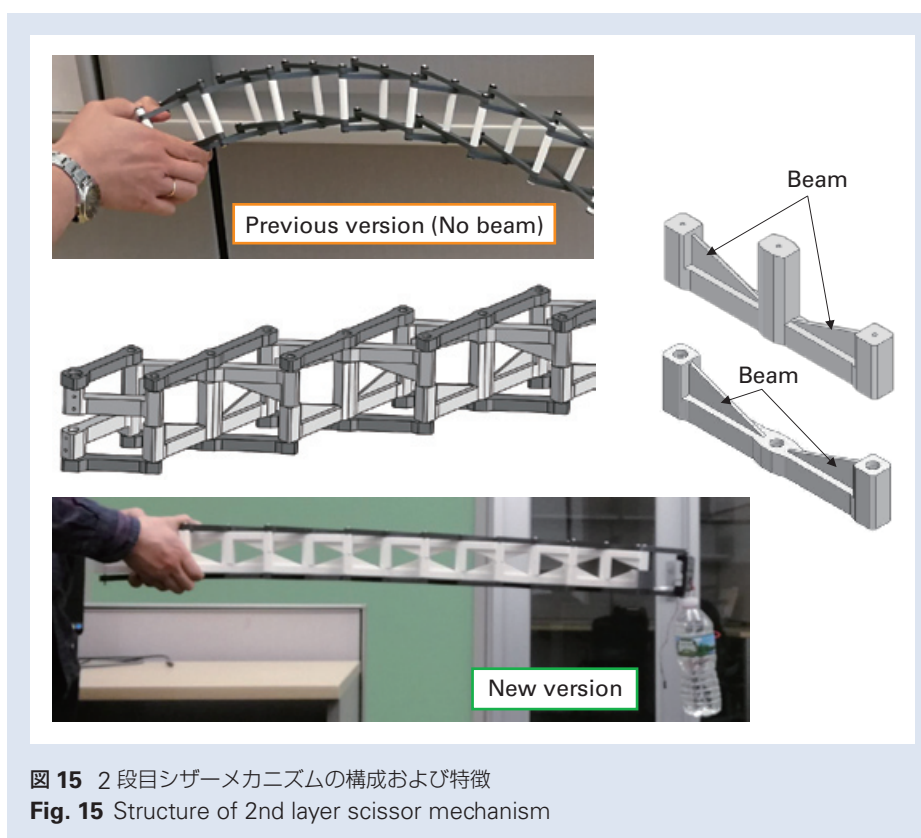


図 15 2 段目シザーメカニズムの構成および特徴

Fig. 15 Structure of 2nd layer scissor mechanism

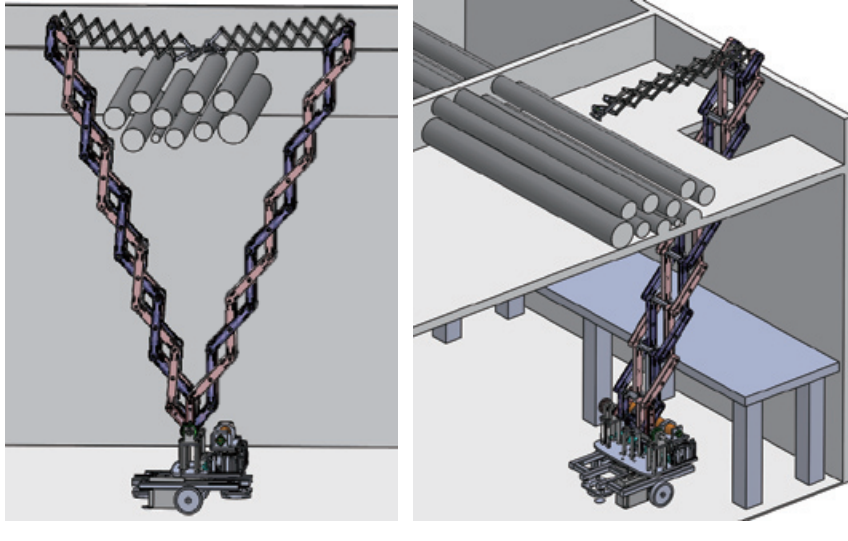


図 16 移動型伸縮可能ロボットアームの特徴
Fig. 16 MERA feature

6. あとがき

最後に、アプリケーションの一例として、開発したロボットシステムで天井に張り巡らされた配管のインスペクションタスクを行った際の様子を写真2に示した。序章で述べた通り、メンテナンスや点検の作業では、高いはしごを登ったり、高電圧送電線やガス管などに関わる物理的・化学的リスクを伴う作業が多い。特に、はしごを使用しての作業には転落などのリスクがあり、はしごに関わる事故は、毎年労働災害の大部分を占めている。また、自然災害や一部破損もしくは全壊した屋根や天井部分、破裂したパイプ、ガスや化学物質の漏れ、絡み合った配線などが作業者のリスクを高めている。このような危険を伴う作業において、ロボットを活用することで、作業者のリスク負担を大幅に減少させることができると考えている。また、建設現場でジョイント、配線や品質確認が必要な部分の写真を撮影し、専門家が離れたところで確認するなど、より多くの実践的な作業を実行できる可能性がある。今後は環境認識機能や2段伸縮可能アクチュエータの制御アルゴリズムを付加し、自動でメンテナンスタスクを実行可能なシステムへと発展させるなど、より実用に向けた開発を進めていく必要がある。そのためには社内外問わず、協業できるパートナーが必要と考えている。本稿を通じて本技術をより多くの方に知っていただき、お問い合わせいただければ本望である。



写真2 アプリケーション例。配管の点検作業。
Photo 2 Example application: inspection task

参考文献

- 1) 厚生労働省, 東京都労働局発行 リーフレットより https://site.mhlw.go.jp/tokyo-roudoukyoku/jirei_toukei/pamphlet_leaflet/anzen_eisei/_123512.html.
- 2) F. Collins and M. Yim, " Design of a spherical robot arm with the Spiral Zipper prismatic joint," 2016 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA), Stockholm, 2016, pp. 2137-2143.
- 3) C. D. Woodruff, K. Groah, G. E. Woodruff, Apparatus and Methods for Providing a Retractable Mast, U.S. Patent 0 261 207, Nov. 23, 2006.
- 4) J. J. Soerensen, Push-Pull Chain and Actuator, U.S. Patent 8 250 846, Aug. 28, 2012.
- 5) Joel Bourchis, Linear Belt Actuator, U.S. Patent 7 270 619, Sep. 18, 2007.
- 6) D. J. Gonzalez and H. H. Asada, " Design and Analysis of 6-DOF Triple Scissor Extender Robots With Applications in Aircraft Assembly," in IEEE Robotics and Automation Letters, vol. 2, no. 3, pp. 1420-1427, July 2017.
- 7) A. Shikari and H. Asada, " Triple Scissor Extender Robot Arm: A Solution to the Last One Foot Problem of Manipulation," in IEEE Robotics and Automation Letters, vol. 3, no. 4, pp. 3975-3982, Oct. 2018.
- 8) S. Hirose and M. Sato, " Coupled drive of the multi-DOF robot," Proceedings, 1989 International Conference on Robotics and Automation, Scottsdale, AZ, 1989, pp. 1610-1616 vol.3.
- 9) Y. Chikahiro, I. Ario, M. Nakazawa, Theory and Design Study of a Full-Scale Scissors-Type Bridge, ASCE, Journal of Bridge Engineering, 2016, 21(9):04016051.
- 10) S. Teshigawara and H. Asada, " A Mobile Extendable Robot Arm: Singularity Analysis and Design," in IEEE Intelligent Robots and Systems (IROS), Macau, China, 2019, pp. 5131-5138.
- 11) T. Hongyu, Z. Ziyi, Design and Simulation Based on Pro/E for a Hydraulic Lift Platform in Scissors Type, Procedia Engineering 16 (2011) 772 781.

バイオ医薬品向け単一細胞播種装置の自動化開発



ハウス リチャード*

ハウス リチャード

Development of an Automated Single-Cell Seeding Device for Biopharmaceuticals

R. House

The use of antibodies for the research and development of new drugs by the biopharmaceutical industry is steadily increasing. Antibody production requires that the producer cells originate from a single cell, and NSK hopes to eliminate one of the uncertainties in the development process by providing monoclonality support data during the seeding operation.

With our machine, the cell never leaves the view of the camera from collection to deposit, a video is recorded of the entire process, and images are saved from key points. Our machine achieves a single cell seeding accuracy of 94 % and an operation time of 40 minutes for a 96 well plate.

1. まえがき
2. 装置の構成
 - 2.1 細胞播種操作の自動化
 - 2.2 単一細胞操作の検証方法
 - 2.3 レポート機能
3. 性能評価結果
4. あとがき
5. 謝辞

1. まえがき

近年、創薬の業界において、バイオ医薬品に対する期待が高まっている。バイオ医薬品の研究開発において、良質な抗体を産生する必要があり、その製造には原材料として細胞を使用する^{1) 2)}。産生された抗体の品質を担保する場合、その由来が単一の細胞であることを証明する必要がある。従来の方法では、この証明を行うために多大な労力が必要であった³⁾。そこで

NSKでは、これまでのバイオ分野の研究開発で培った細胞を操作対象とする微細操作技術を応用し、単一細胞を播種したことを証明する機能を加え、抗体産生用の細胞を自動で播種する装置を開発した。ここではNSKが開発した機器の構成とその動作特性について紹介する。

* 技術開発本部 新領域商品開発センター技術開発第一部

2. 装置の構成

開発した装置の外観を写真 1、構成を図 1 に示し、仕様を表 1 に示す。装置は実体顕微鏡に 3 次元電動駆動可能なマニピュレータ⁴⁾、試料ステージを搭載し、マニピュレータには専用のガラスキャピラリーを装着し、ウェルプレート内で微細操作が可能な構成となっている。ガラスキャピラリーによる細胞を播種する操作は電動のシリンジポンプを使用している。また、装置内には複数のカメラを配置した構成となっている。

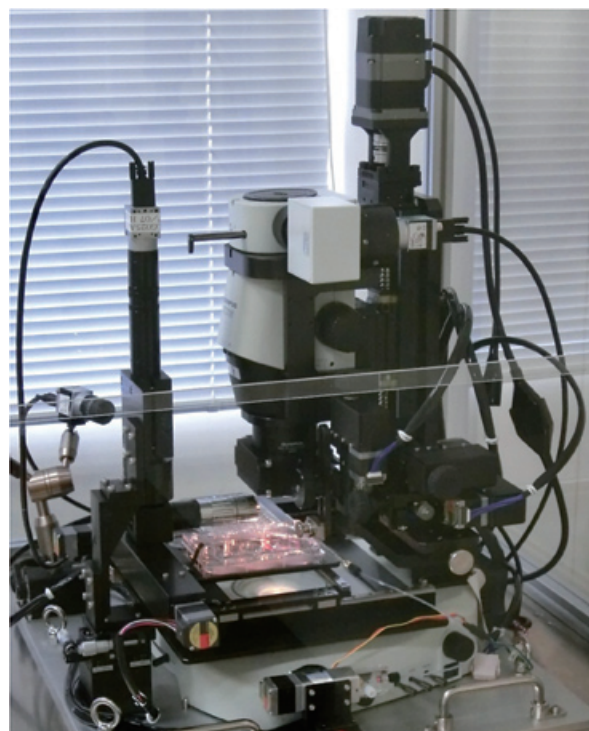


写真 1 開発装置外観

Photo 1 Developed device

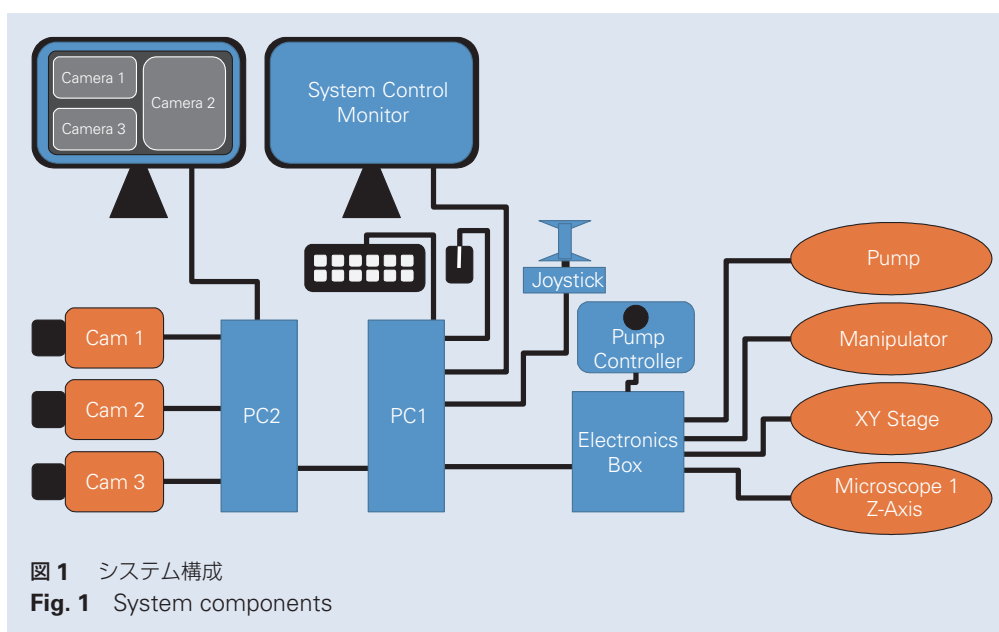


表 1 システム仕様

Table 1 System specifications

	Micro Manipulator	XY Stage	Z-Axis	Pump
Stroke	20 [mm]	150 [mm]	100 [mm]	27.99 [μL]
Max Speed	5 [mm/s]	20 [mm/s]	50 [mm/s]	—
Resolution	0.1 [μm]	1.5 [μm]	1 [μm]	508 [pL]
Microscope	Olympus SZX-16			
Camera	USB 3.0 camera x3			
Control	Windows PC			

制御は専用のソフトウェアを開発し、PC を使用してモータ制御、カメラ制御を行っている。装置は図 2 に示すような工程の操作を行い、6 ウェルプレートにある細胞懸濁液から、φ13 から 17 μm の単一細胞のみを採取し、96 ウェルプレートへ播種する操作を自動で行う。以下に機能について紹介する。

2.1 細胞播種操作の自動化

細胞播種操作は画像処理とモーションコントロールを融合し自動で動作することを実現している。写真 2

に示すように自動で 6 ウェルプレート内の顕微鏡画像から採取すべき細胞を画像処理で認識し(写真 2a)、その位置へガラスキャピラリーを画像処理で検出(写真 2b)し、位置調整を行う。その後、最適なシリンジポンプの駆動指令を生成するために、画像処理により細胞採取動作の状況を検出しながらモータ制御を行うことで、自動で細胞採取操作を行う。その後、96 ウェルプレートの指定されたウェルに自動で細胞種を行う。

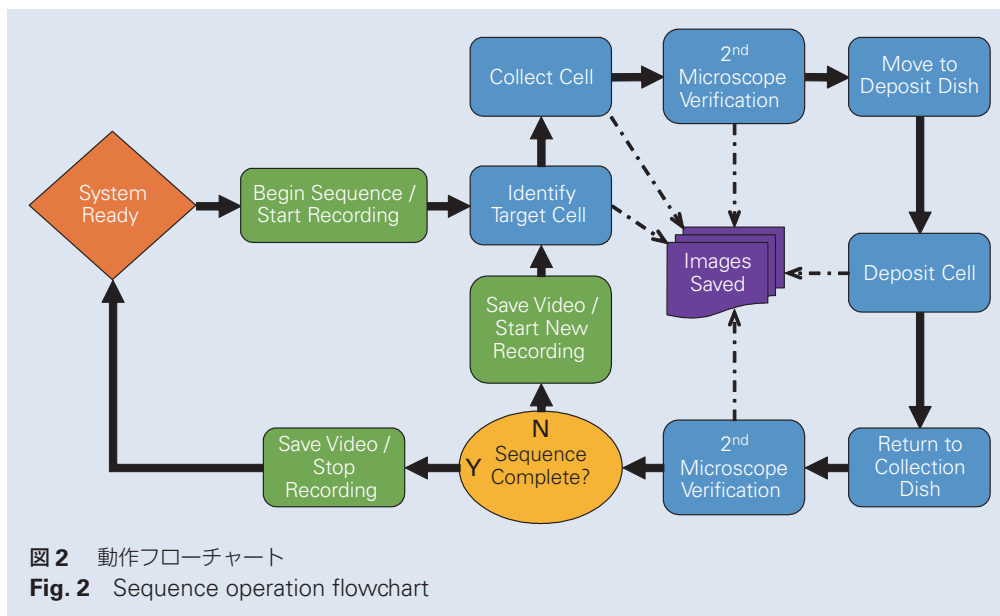
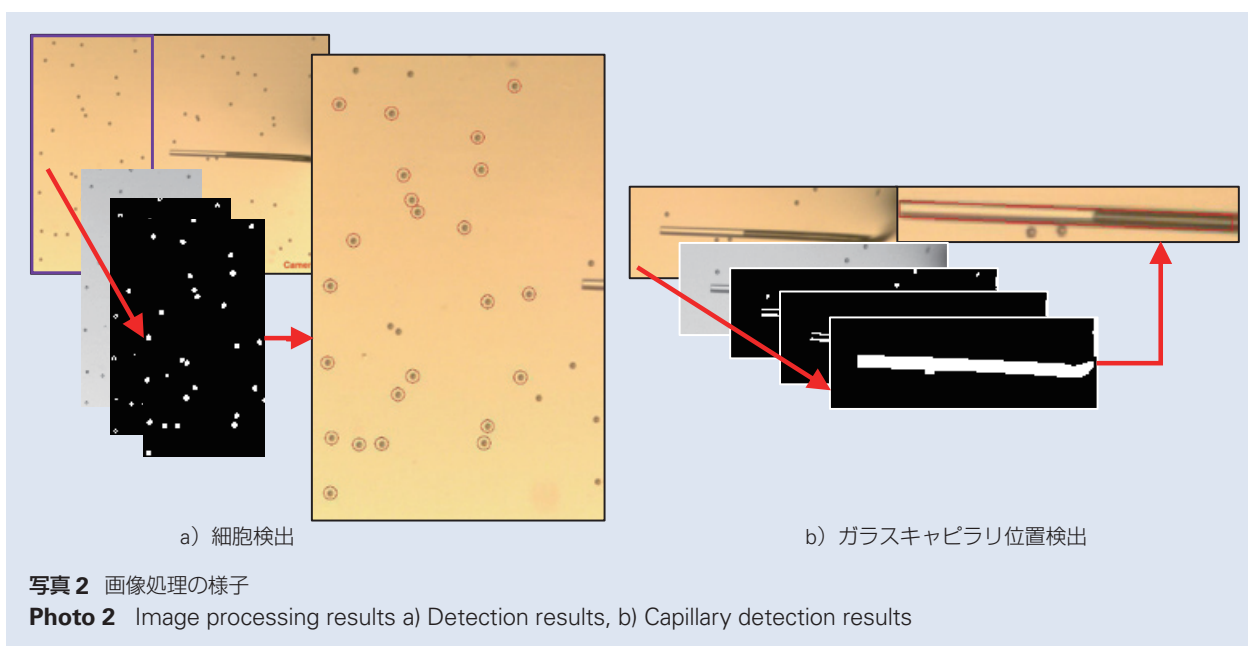


図 2 動作フローチャート
Fig. 2 Sequence operation flowchart

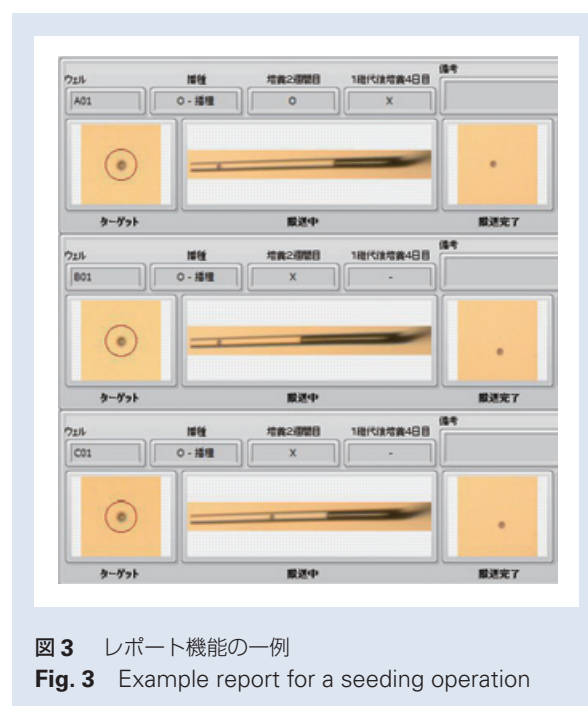


2.2 単一細胞操作の検証方法

開発した装置は確実に 96 ウェルプレートへ単一細胞を播種できたことを担保し、証明する機能を有する。ガラスキャピラリー内の細胞に対し、顕微鏡画像を収録し、加えて一連の動作を動画集録し、これらデータを用いて検証を行う。これら画像と動画は播種した細胞と関連付け、PC に整理し格納する。細胞播種操作後、培養工程を経て、抗体産生を行った際、それが単一細胞由来である証明を行う場合、この画像、動画を使用することで証明することが可能となっている。

2.3 レポート機能

細胞播種操作を行う際、多くの細胞を操作する必要があり、それぞれ操作した細胞に対し画像・動画保存された記録を作業者が管理することは困難である。そこで、本装置ではレポート機能を開発した。図 3 に示すように操作したウェルプレートごとに収録した画像、動画を一覧化し、PDF レポートとして出力する機能を有する。その結果、オペレータは特別な作業を行うことなくレポートを得ることが可能となり、作業負担を軽減することが可能となる。



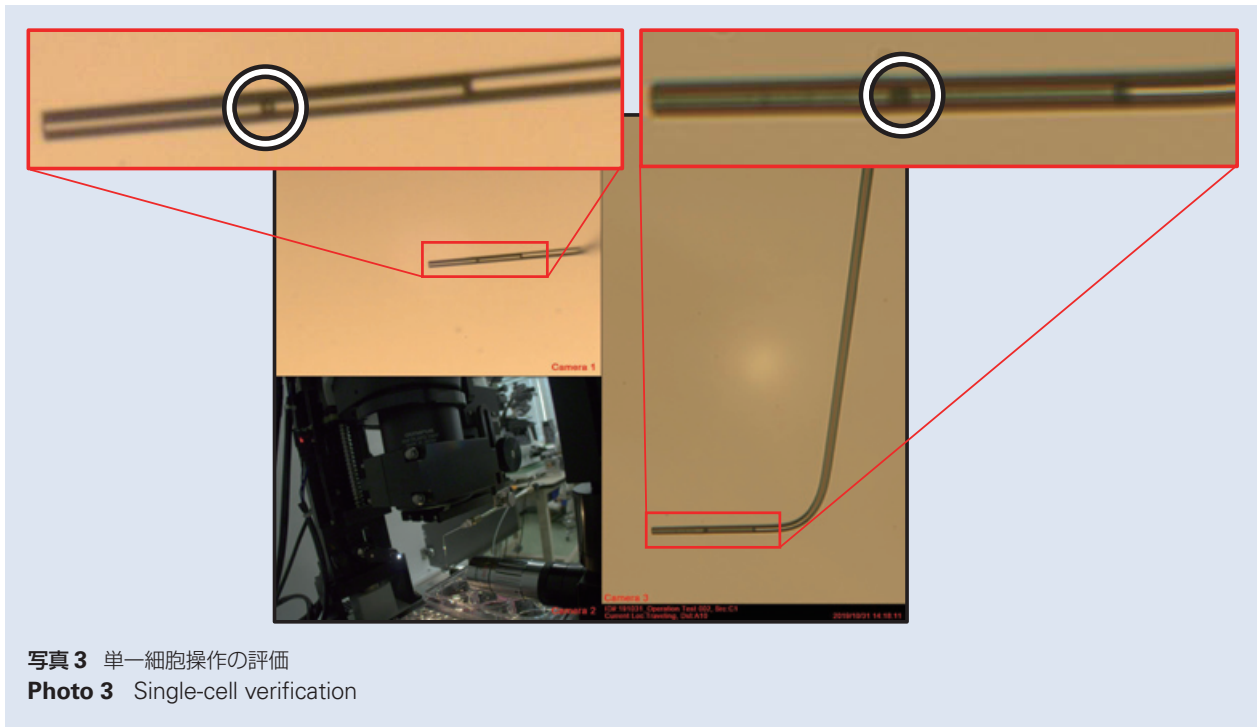


写真3 単一細胞操作の評価

Photo 3 Single-cell verification

3. 性能評価結果

実際に細胞播種操作した実験を行った。その結果、94%の確率で6ウェルプレートから96ウェルプレートへ単一細胞播種操作が可能であった。また、1枚の96ウェルプレートへ細胞播種する作業時間は40分であった。それら播種した細胞は、抗体産生が可能であることが確認された。

4. あとがき

今回開発した装置は、従来の単一細胞播種方法とは異なる独自の手法を開発することで、細胞ソーティングと同時に単一細胞操作を証明するデータを得ることを実現した。

このような微細操作と画像処理を組み合わせた自動化技術は、今後のバイオテクノロジーを支える重要な技術であると考えており、様々なニーズに応えながらアプリケーション展開し、創薬開発の発展に貢献できればと考えている。

5. 謝辞

本研究の一部は、次世代バイオ医薬品製造技術研究組合(MAB)との共同研究において実施したものである。MABが、国立研究開発法人日本医療研究開発機構(AMED)の「次世代医療・診断実現のための創薬基盤技術開発事業(JP16ae0101003)」の支援によって行った開発成果を活用している。

参考文献

- 1) Li, Feng et al. "Cell culture processes for monoclonal antibody production." *mAbs* vol. 2,5 (2010) 466-479.
- 2) Kunert, Renate, and David Reinhart. "Advances in recombinant antibody manufacturing." *Applied microbiology and biotechnology* vol. 100,8 (2016) 3451-3461.
- 3) Browne, Susan M, and Mohamed Al-Rubeai. "Selection methods for high-producing mammalian cell lines." *Trends in biotechnology* vol. 25,9 (2007) 425-432.
- 4) 田中 伸明, "微細操作作用マニピュレーションシステムの開発", *NSK Technical Journal*, 688 (2016) 35-44.

転がり軸受の圧痕起点はく離に及ぼす影響因子の定量化 (第1報)ー圧痕のつきやすさに及ぼす影響の評価ー

相川 文明*, 橋本 翔**, 小俣 弘樹**, 植田 光司**



相川 文明



橋本 翔

Quantitative Evaluation of Effects on Dent-initiated Flaking of Rolling Bearing (Part1: Evaluation of Dent-density ρ_d)

F. Aikawa, S. Hashimoto, H. Komata, K. Ueda



小俣 弘樹



植田 光司

一般社団法人日本トライボロジー学会の転載許諾を得て、トライボロジー会議 2017 秋 高松 予稿集から転載。

Dent-initiated flaking is a major failure mode for rolling bearings. An accurate prediction of bearing life is required as bearings are increasingly used in various severe conditions. Bearing life is affected by oil-film thickness and the size and hardness of debris that exists in the lubricant. In this research, we conducted endurance tests under various conditions. Our results found that dent-initiated flaking life is correlated with dent density on the raceway, and dent density is affected by oil-film thickness and the size and hardness of debris in the lubricant.

1. はじめに
2. 実験方法

3. 実験結果および考察
4. まとめ

1. はじめに

転がり軸受の主要な破損形態であるはく離のうち、潤滑環境中の異物のかみ込みによって軌道面に形成された圧痕や、ピーリング(微小な表面き裂)を起点とする表面起点型はく離が依然として市場で問題になっている。近年、省エネルギー化・高効率化のため、転がり軸受のトルク低減や小型化・軽量化に対する要求がさらに増しており、潤滑油の低粘度化や接触面圧の増大といった使用環境の過酷化・多様化へとつながっている。

圧痕起点はく離に関して、異物条件が寿命に及ぼす影響について多くの研究が行われており、異物の大きさ、硬さ、量が影響因子であることは一般的に知られ

ている¹⁾。また、異物混入潤滑下における油膜形成状態の影響に関する試験結果も報告されている²⁾。しかし、異物条件と油膜形成状態の相互作用が寿命に及ぼす影響について、詳細は明らかにされていない。本研究では、種々の異物条件、油膜条件において軸受の寿命試験を実施し、圧痕起点はく離寿命に及ぼす影響因子の抽出・定量化をすることで、多様化する使用条件において、軸受寿命を正確に予測することを目的とする。本報では、まず、圧痕起点はく離寿命に影響を及ぼす因子として、異物の大きさ、量、油膜厚さ及び、それに伴う軌道面に形成される圧痕の密度の変化を抽出したので報告する。

* 技術開発本部, コア技術研究開発センター, 第三研究開発室
** 技術開発本部, コア技術研究開発センター, 第一研究開発室

2. 実験方法

Figure 1 に寿命試験機の概略を示す。試験軸受には深溝玉軸受 6206（内径 30 mm，外径 62 mm）を用い，転動体，軌道輪材料はともに標準的な SUJ2 焼入れ焼戻し材，保持器にはプラスチック製保持器を用いた。試験機はラジアル荷重のみを試験軸受に直接負荷する構造となっている。

Table 1 に寿命試験条件を示す。焼入れ焼戻しを行い，硬さを平均 870 HV に調整したスチールグリットを，振動篩によって Table 1 に示すように粒径を選別して，異物として用いた。異物の大きさ，量，潤滑油性状を変化させ，計 10 種類の試験を実施した。試験数 n は $n = 5 \sim 11$ であり，寿命試験結果をワイブル分布で整理し，最小二乗法による最適分布直線から L_{10} 寿命を求めた。また，寿命試験実施後の軸受の内輪軌道面中央部を光学顕微鏡によって観察し，単位面積当たりの圧痕個数 = 圧痕密度 ρ_d (Dent-density, count/mm²) を測定した。

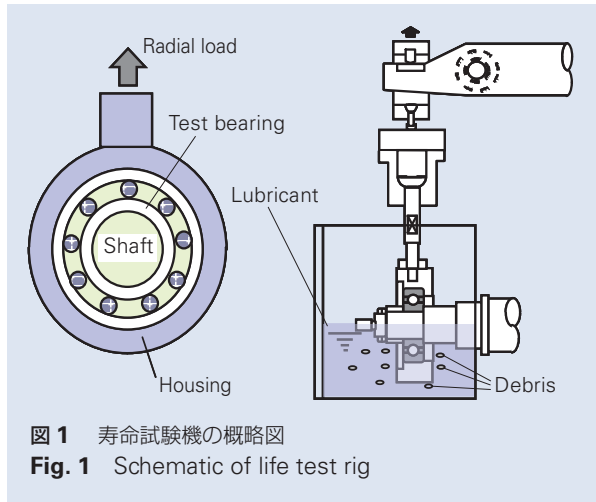


表 1 寿命試験条件

Table 1 Operating conditions for life tests

Test No.	A-1	A-2	A-3	A-4	A-5	B-1	B-2	B-3	B-4	B-5
Load, kN	6.2									
Rotating speed, min ⁻¹	3 000									
Lubrication system	Oil bath									
Hardness of debris, HV	870									
Particle average diameter, μm	170					46				
Quantity of debris, mg/1.2 L	2.5	20	50	20		1.0	5.0	20		
Lubricant	VG68			VG32	VG10	VG68			VG32	VG10

3. 実験結果および考察

Figure 2, 3 に、異物量および中央油膜厚さ h_c と L_{10} 寿命の関係を、異物の大きさ別に整理した結果を示す。はく離形態は全て圧痕起点型のはく離の様相を呈していた。中央油膜厚さ h_c の計算には、Hamrock-Dowson の式を用いた。なお、A-5 及び B-5 の試験については、1 000 h までのはく離が生じず試験を打ち切ったため、 $L_{10} = 1 000$ h と仮定してプロットした。Figure 2 に示すように、異物量が多いほど L_{10} 寿命は短くなり、異物量が同等の場合は異物が大きいほど L_{10} 寿命は短くなる。また、Fig. 3 に示すように、油膜厚さが厚いほど L_{10} 寿命は短くなり、その傾向は異物が大きいほど顕著である。Figure 4 に、寿命試験後の内輪軌道面中央部の表面観察結果の一例を示す。油膜厚さの増加に伴い、軌道面に形成される圧痕の個数が増加している。はく離の起点となる圧痕の個数の増加が、Fig. 2 および Fig. 3 に示したような短寿命化の原因であると考えられる。Figure 5, 6 に、異物量および中央油膜厚さ h_c と ρ_d の関係を異物の大きさ別に整理した結果を示す。圧痕個数に影響を及ぼすのは、異物重量ではなく異物個数である

と考えられるため、平均粒径と異物重量から潤滑油中の異物濃度を計算した。Figure 5 に示すように、異物量の増加に伴い圧痕密度は増加した。その傾向は、異物の大きさを変えても同様であった。また、Fig. 6 に示すように、油膜厚さの増加に伴い、圧痕密度も増加する。これまでに、圧痕数は単位体積中の異物の個数および油膜厚さに依存するとされている^{2, 3)}。本試験の結果においては、これまでの報告と異なり、異物量と圧痕数は比例関係に無く、特に異物量が多い場合、圧痕の形成に寄与するのは異物の一部であることが示唆される。Figure 7 に、 ρ_d と L_{10} 寿命の関係を異物の大きさ別に整理した結果を示す。 ρ_d の上昇に伴い、 L_{10} 寿命が短くなり、その傾向は異物が大きいほど顕著である。これは、圧痕の形状の違いにより、圧痕縁の応力集中に差が生じたためであると考えられる。本試験の結果から、 L_{10} 寿命に影響を及ぼす中間因子のひとつとして、圧痕密度 ρ_d を抽出することができた。今後 ρ_d を定量化するとともに、圧痕縁に作用する応力を推定することで、圧痕を起点としたはく離寿命の高精度な予測につながると考えられる。

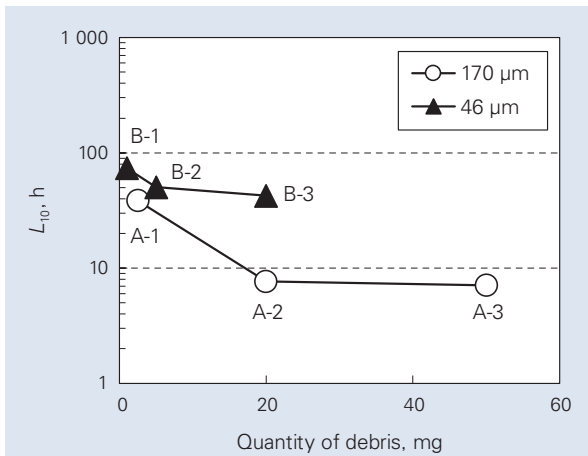


図2 L_{10} 寿命と異物量の関係

Fig. 2 Relationship between L_{10} and quantity of debris

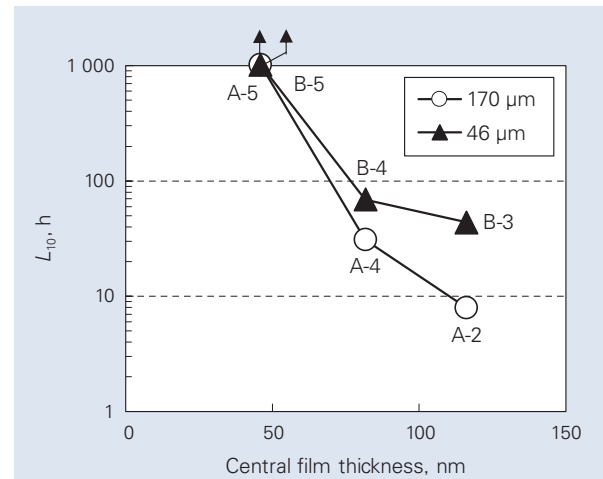
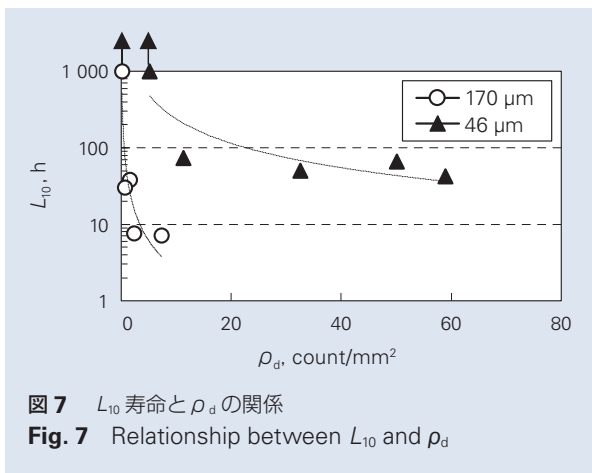
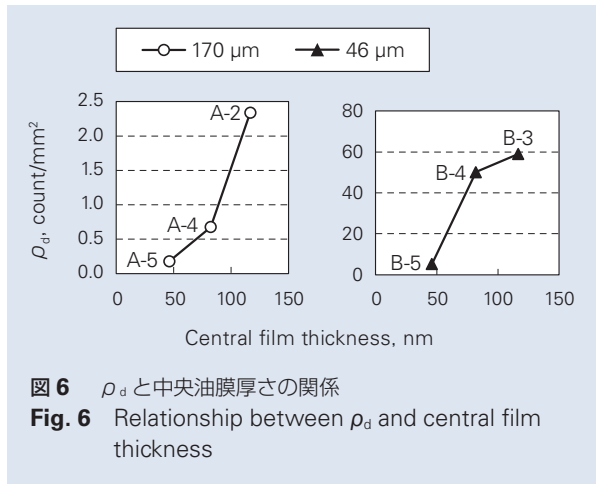
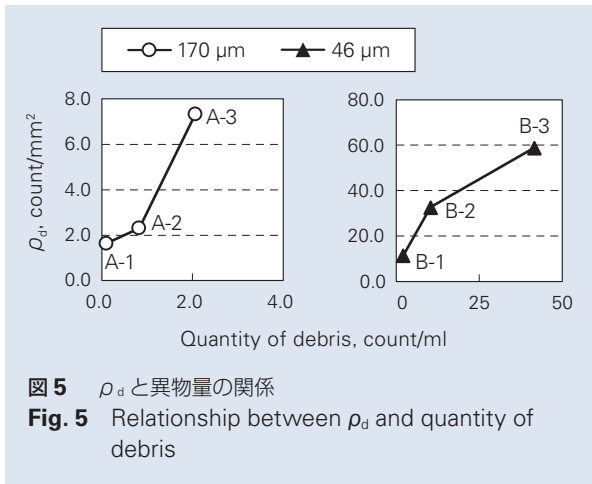
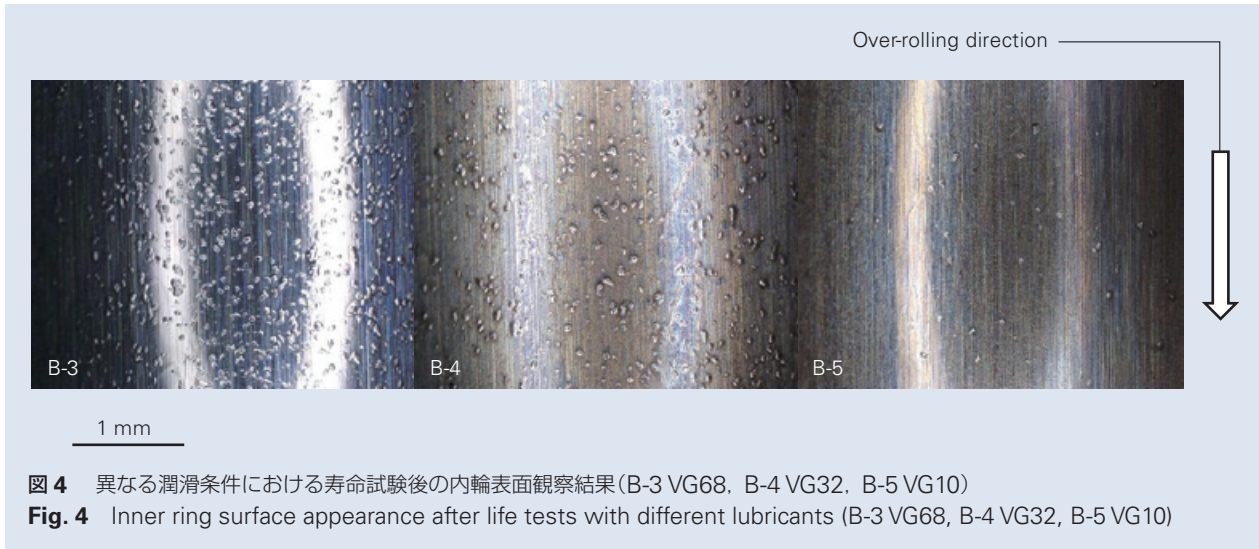


図3 L_{10} 寿命と中央油膜厚さの関係

Fig. 3 Relationship between L_{10} and central film thickness



4. まとめ

異物混入潤滑下における転がり軸受の圧痕起点はく離寿命は、異物の量、大きさ、油膜厚さに影響される。本報では、圧痕起点はく離寿命は、軌道面に形成された圧痕密度と相関があり、異物条件、油膜条件が圧痕密度に影響を及ぼすことを示した。

参考文献

- 1) 村上保夫, 武村浩道, 藤井章雄, 古村恭三郎, "異物混入条件と転がり疲れ寿命" *NSK Technical Journal*, 655 (1993), 17-24.
- 2) 佐田隆, 三上剛, "異物混入潤滑下の玉軸受の寿命に及ぼす油膜厚さの影響 (第2報) -油膜厚さと圧痕形成の関係-", *トライボロジスト*, 50-1, (2005), 62-67.
- 3) A. Xiaolan, "Effect of debris contamination on the fatigue life of roller bearings." *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 215-6 (2001) 563-575.

転がり軸受の圧痕起点はく離に及ぼす影響因子の定量化 (第2報)－圧痕密度に影響を及ぼす諸因子の評価－

浜崎 純一*, 相川 文明*, 橋本 翔**, 植田 光司**



浜崎 純一



相川 文明

Quantitative Evaluation of Effects on Dent-Initiated Flaking on Rolling Bearings (Part 2: Evaluation of Factors Influencing Dent Density ρ_d)

J. Hamasaki, F. Aikawa, S. Hashimoto, K. Ueda



橋本 翔



植田 光司

一般社団法人 日本トライボロジー学会の転載許諾を得て、トライボロジー会議 2017 秋高松予稿集から転載。

Operating environments for rolling bearings are becoming more severe and diversified due to increasing needs for lower energy consumption and higher efficiency. Therefore, dent-initiated flaking on the raceway surface caused by debris in the lubrication environment remains a problem. Previous studies have revealed that the end of bearing life caused by debris has a strong correlation with the number of indentations formed on the orbital raceway surface. In this report, the influence of the size of debris and oil film thickness on dent density is quantified. As a result, a calculation formula was obtained for accurate prediction of dent density from central oil film thickness, the size of debris, and the amount of debris.

1. はじめに
2. 実験方法

3. 実験結果および考察
4. まとめ

1. はじめに

市場において消費エネルギーの低減や高効率化の要求が高まっており、転がり軸受の使用環境は低粘度化・接触面圧の増大など過酷化・多様化している。そういった市場環境の中、潤滑環境中の異物のかみ込みにより生じる軌道面上の圧痕やピーリング(微小な表面き裂)を起点とする表面起点型はく離は依然問題となっている。

そのため軸受寿命予測の高精度化は更に重要度を増しており、異物の大きさ、硬さ、量といった異物条件による圧痕起点はく離寿命への影響を調査した研究¹⁾や、油膜形成条件による異物混入潤滑下での玉軸受寿命への影響を調査した研究²⁾など圧痕起点型はく離寿命予測について多くの報告がされている。しかしなが

ら、異物と油膜形成状態の相互作用による寿命への影響に関する詳細な研究は行われていない。第1報³⁾では、種々の異物条件、油膜条件において軸受の寿命試験を実施し、圧痕起点はく離寿命に及ぼす影響因子の抽出・定量化を行った。調査の結果、中間因子である圧痕密度 ρ_d (Dent-density, count/mm²)と圧痕起点はく離寿命に強く相関が見られることが分かった。すなわち、圧痕密度 ρ_d を精度よく推定する事が、はく離寿命の高精度予測に必要である。そこで、本報では、異物の大きさや油膜厚さによる圧痕密度 ρ_d の変化を調査し、それらの影響の定量化を試みたので報告する。

* コア技術研究開発センター，第三研究開発室
** コア技術研究開発センター，第一研究開発室

2. 実験方法

Figure 1 に圧痕付与試験装置の概略を示す。試験軸受として深溝玉軸受 6206（内径 30 mm，外径 62 mm）を用いた。内外輪および転動体には，SUJ2 焼入れ焼戻し材を用いており，保持器は樹脂製とした。本試験では，試験軸受に直接ラジアル荷重を負荷している。

Table 1 に圧痕付与試験条件を示す。異物量(Quantity of debris)は異物粒径と異物重量から逆算して求めている。熱処理によって硬さを平均 870 HV に調整したスチールグリットを，振動篩によって粒径を揃え，圧痕付与用異物として用いた。異物の大きさ，潤滑油粘度をパラメータとし，計 12 種類の試験を実施した。試験機運転時間は 10 min.，回転数は 3 000 min⁻¹ とした。圧痕付与試験実施後の軸受の内輪軌道面中央部を走査型白色干渉顕微鏡によって観察し，圧痕数を測定し，単位面積当たりの圧痕個数 = 圧痕密度 ρ_d (Dent-density, count / mm²) を計算した。

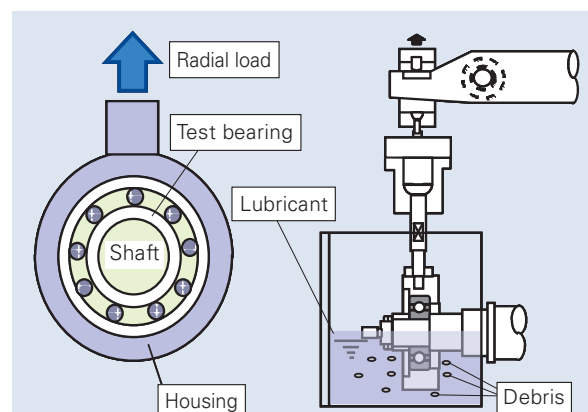


図 1 圧痕付与試験装置の概略
Fig. 1 Schematic of indentation test rig

表 1 圧痕付与試験条件

Table 1 Operating conditions for indentation tests

Test No.	C-1	C-2	C-3	C-4	D-1	D-2	D-3	D-4	E-1	E-2	E-3	E-4
Load, kN	6.2											
Rotating speed, min ⁻¹	3 000											
Lubrication system	Oil bath											
Hardness of debris, HV	870											
Size of debris, μm	59				103				181			
Quantity of debris, count / ml	25.6				4.8				0.9			
ISO viscosity grade of lubricant	VG 10	VG 32	VG 68	VG 150	VG 10	VG 32	VG 68	VG 150	VG 10	VG 32	VG 68	VG 150

3. 実験結果および考察

Figure 2 に、潤滑油粘度と中央油膜厚さ (nm, 以下 H_c とする) の関係を示す。 H_c の計算には Hamrock-Dowson の式を用いた。以降、 H_c を用いて整理を行う。 Figure 3 に圧痕密度 ρ_d の H_c 依存性を示す。 H_c の増加に伴い圧痕密度 ρ_d が増加しており、特に異物の大きさ (Size of debris, μm , 以下 $size$ とする) が大きい場合に顕著である。 Figure 4 に、圧痕密度 ρ_d の $size$ 依存性を示す。なお、第 1 報³⁾で行った試験結果および本試験結果から、圧痕密度 ρ_d と異物量 (Quantity of debris, count/ml, 以下 Q_d とする) の間に $Q_d \propto \exp(0.0113 \times Q_d)$ なる関係を見出し、 ρ_d を $\exp(0.0113 \times Q_d)$ で除することで異物量 Q_d の影響を排除した。定量的な分析を行うため、以上の試験結果から圧痕密度 ρ_d が H_c 、 $size$ 、 Q_d に対し指数関数で依存すると仮定した理論線が Fig.3、4 の点線である。これらの結果から、異物の大きさ $size$ (μm)、中央油膜厚さ H_c (nm)、異物量 Q_d (count/ml) を用いて、以下の圧痕密度計算式を立式した。

$$\rho_d = 1.52 \times (size)^{-1.21} \times H_c^{1.45} \times \exp(0.0113 \times Q_d)$$

この式を用いて、実験で求めた圧痕密度 ρ_d と圧痕密度計算式から求めた圧痕密度 ρ_d の比較を行った結果を Figure 5 に示す。相関係数 r は 0.97 となり、実験値と計算値がほぼ同じとなる精度の高い計算を行う事が出来た。よって、中央油膜厚さ H_c 、異物の大きさ $size$ 、異物量 Q_d を用いて圧痕密度 ρ_d を精度よく求められる式を得る事が出来た。なお、式中の指数および係数は本試験結果のみに基づいており、今後試験数が増えるにつれ変動する可能性がある。

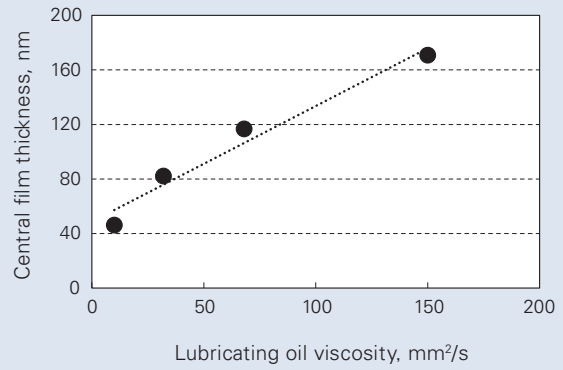


図2 潤滑油粘度と中央油膜厚さの関係
Fig. 2 Relationship between central film thickness and lubricating oil viscosity

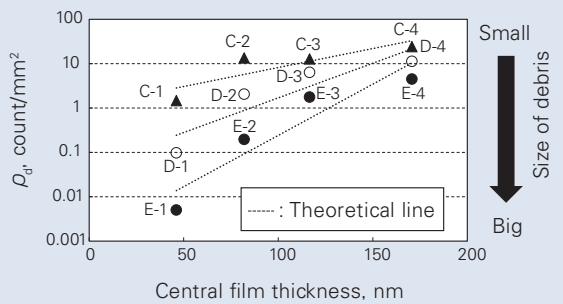


図3 圧痕密度 ρ_d の H_c 依存性
Fig. 3 Relationship between dent density ρ_d and central film thickness H_c

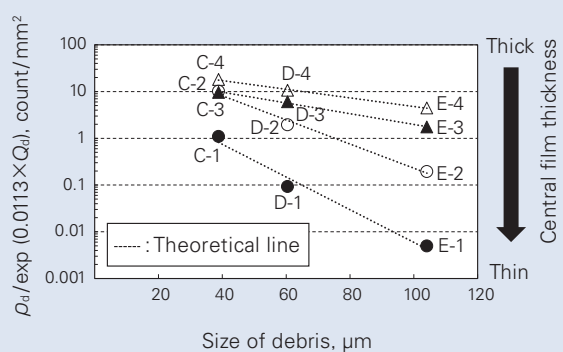


図4 圧痕密度 ρ_d の $size$ 依存性
Fig. 4 Relationship between dent density $\rho_d / \exp(0.0113 \times \text{quantity of debris } Q_d)$ and size of debris

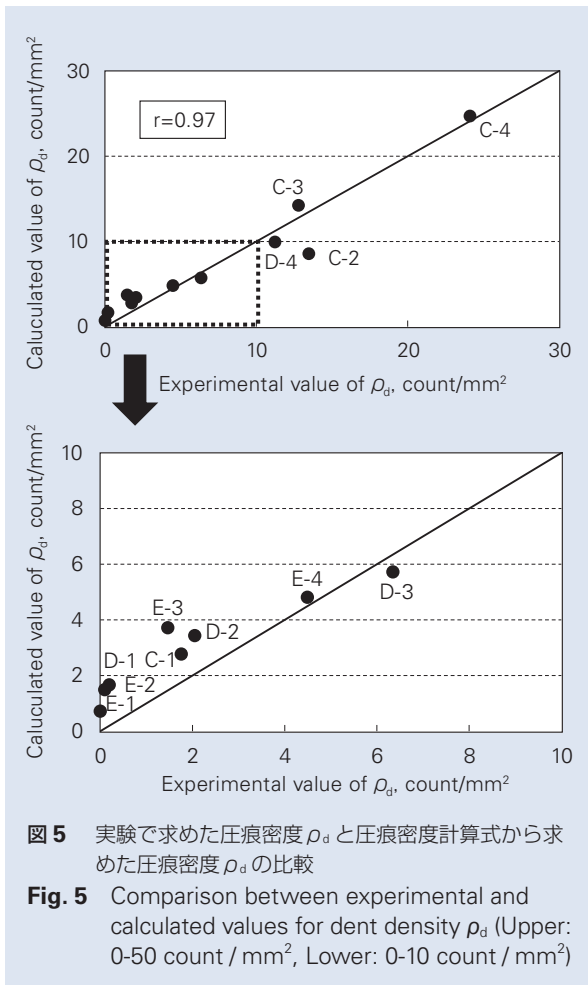


図5 実験で求めた圧痕密度 ρ_d と圧痕密度計算式から求めた圧痕密度 ρ_d の比較

Fig. 5 Comparison between experimental and calculated values for dent density ρ_d (Upper: 0-50 count / mm², Lower: 0-10 count / mm²)

4. まとめ

異物混入潤滑下における転がり軸受の圧痕起点はく離寿命は、圧痕密度 ρ_d と相関があることが分かっている。本報では、潤滑油粘度と異物の大きさ $size$ をパラメータとした圧痕付与試験を行い、圧痕密度 ρ_d と各パラメータの関係を定量化し圧痕密度 ρ_d 計算式の立式を行った。

参考文献

- 1) 村上保夫, 武村浩道, 藤井章雄, 古村恭三郎, NSK Technical Journal, no. 655 (1993), pp. 17-24.
- 2) 佐田隆, 三上剛, トライボロジスト, vol. 50, no. 1, (2005), pp. 62-67.
- 3) 相川文明, 橋本翔, 小俣弘樹, 植田光司, トライボロジー会議 2017 秋, 高松.

商 品
紹 介

密封樹脂センサキャップ付きハブユニット軸受
Hub Unit Bearing Sealed by Plastic Sensor Cap

グローバルでの自動車販売台数の拡大に伴い、自動車は、自動運転、EV化、シェアリング等、使われ方の多様化が進んでいる。このため、自動車は多くの使用条件や、苛酷な路面環境（水、泥、砂などが飛散する悪路環境）に対しても高い信頼性が求められる。一方で、近年の環境対応に伴いCO₂排出量の削減の為、BEV、HEV等の需要が拡大している。また自動車の性能として、車両の安全性確保の為、運動制御技術が求められている。

自動車の足回りに使用されるハブユニット軸受は、苛酷環境で信頼性を維持すること、走行抵抗を低減すること、車輪速度を検出することが求められる。このため、異物浸入対策として優れた密封性と、低フリクション化、車輪速検出のため磁気エンコーダ出力の確保が必要となる。（図1）

ハブユニット軸受のフリクションは、軸受内部とシールの要素に分けられ、両者の寄与度は約50%ずつである。（図2）シールのフリクションは、シール形式やシール数に依存する。通常、シールは車両外側と内側に適用される。従動輪用の軸受では、車両内側のシールを廃止しセンサキャップにより密封することで、車両内側のシールによるフリクションを削減できる。（図3）

センサキャップは、車輪速センサ取り付け部と嵌合部からの異物浸入に対する密封性が求められる。また、センサキャップは磁気エンコーダからの信号を車輪速センサが安定して検出できるように車輪速センサを保持する機能が求められる。

NSKは、苛酷環境における優れた密封性、低フリクション化、車輪速センサの安定した信号検出を可能とする“密封樹脂センサキャップ付きハブユニット軸受”（写真1、図4）を開発したので紹介する。

1. 特徴

1.1 フリクションの低減

車体内側のシール（図5-A）を廃止し、樹脂のセンサキャップで密封する構造に変更する（図5-C）。これにより、車体内側のシールで発生するフリクションをゼロにできる。このため、フリクションは軸受内部と車体外側シールのみとなり、軸受全体としてフリクションを低減できる。（図3）

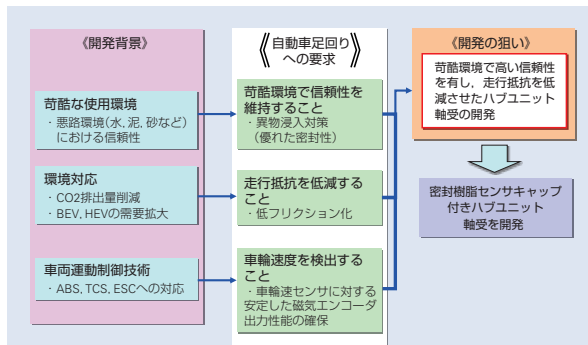


図1 開発背景と狙い
Fig. 1 Development background and target

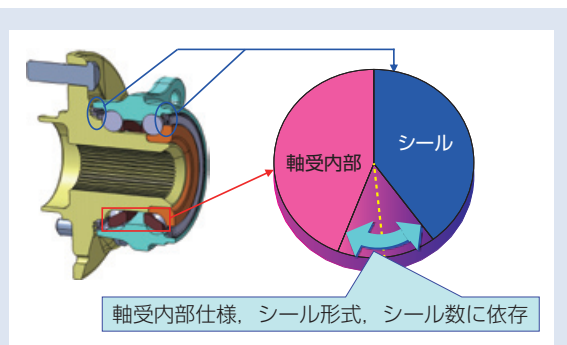


図2 ハブユニット軸受のフリクション構成
Fig. 2 Friction components in hub unit bearings

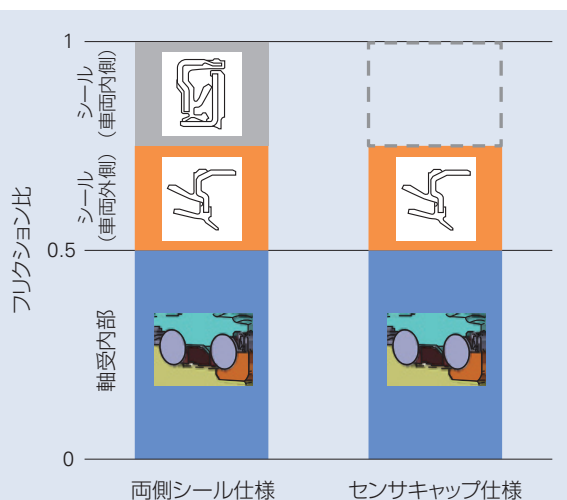


図3 軸受及びシールのフリクション割合
Fig. 3 Friction ratios for bearing and seal



写真1 密封樹脂センサキャップ付きハブユニット軸受
Photo 1 Hub unit bearing sealed by plastic sensor cap

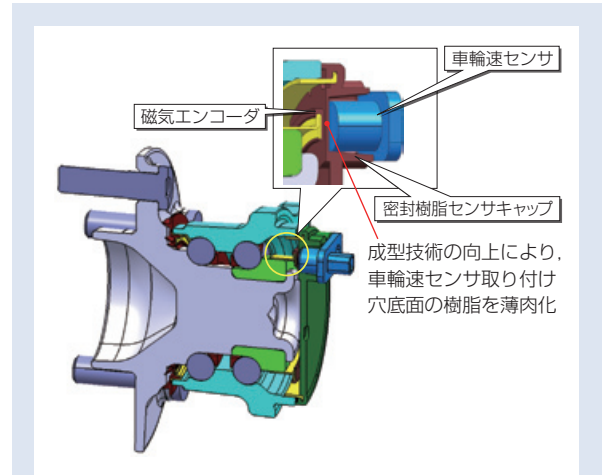


図4 密封樹脂センサキャップ部の構造
Fig. 4 Structure of hub unit bearing sealed by plastic sensor cap

1.2 密封性向上

従来の樹脂キャップ構造(図5-B)では、車輪速センサにOリングを持たせてセンサ取り付け穴の密封性を確保しているが、センサ取り付け穴が貫通するため、車輪速センサの組付けの際、Oリングの位置がずれてOリング部から軸受内部へ異物が浸入する懸念があった。

本製品は、車輪速センサ取り付け穴の底面を樹脂の薄板で密封することにより、センサ取り付け穴からの異物浸入に対する密封性を向上することができる。(図5-C)

1.3 樹脂の薄肉化

樹脂の成型技術を向上させたことにより、車輪速セ

ンサ取り付け穴の底面を薄肉化することができた。

磁気エンコーダと車輪速センサの距離を近づけることができ、車輪速センサが磁気エンコーダからの信号を安定して検出することが可能となる。(図4)

2. まとめ

“密封樹脂センサキャップ付きハブユニット軸受”は、優れた密封性、低フリクション化、車輪速センサの安定した信号検出を達成することができ、車両の信頼性と燃費向上に貢献できるものと考えている。今後、より多くの車両に使用いただけるよう高い信頼性を維持しつつ、更なる燃費向上のニーズに応えられる商品開発に取り組んでいきたい。

	(A) シール+センサホルダ	(B) 樹脂キャップ	(C) 新製品 密封樹脂センサキャップ
①フリクション	△ 車体内側シールのフリクションが発生する	○	○
②車輪速センサ 取り付け穴 密封性	△ センサホルダとセンサのすきまから異物浸入の懸念あり	△ センサ交換時の組付によってOリングから異物浸入の懸念あり	○ 樹脂の薄板で密封される
③嵌合部密封性	○ シールのゴムで密封される	○ Oリングで密封される	○ Oリングで密封される

図5 シール及びキャップの密封構造と特徴
Fig. 5 Seal/cap structure and characteristics

商品

紹介

電動油圧ブレーキシステム用ボールねじ

Ball Screw Units for Electric Hydraulic Brake Systems

先進運転支援システムの一つである衝突被害軽減ブレーキの車両への搭載義務化に向けた各国での取り組みに伴う自動ブレーキ機能の高度化、パワートレインの電動化が加速する中、ブレーキブースターの電動化が進んでいる。

ガソリン車において主流であった真空倍力式ブースターは、エンジンの負圧でドライバーの踏力をアシストするものであるのに対し、電動油圧ブレーキブースターは、モータと圧力発生機構を組み合わせたアクチュエータで踏力をアシストする機構となる。電動油圧ブレーキブースターで使用される直動機構には、モータの回転運動を直動運動に変換し、高速かつ緻密なブレーキ液圧を制御することが求められるため、すべりねじ式と比較して、応答性、効率、位置決め精密性に優れたボールねじとモータを組み合わせた構造が有望視されている。モータのトルクをボールねじで推力に変換し、ブレーキに必要な液圧を発生させる構造となる(図1)。

NSKではユニットの小型軽量化、及びレイアウトの自由度向上のために、ボールねじとその周辺部品との一体化に取り組んでおり、その技術について紹介する。

1. 構成、構造、および仕様

開発品ボールねじの構造を図2に示す。ボールねじは、らせん状の溝が形成されている「ねじ軸」と「ナット」、それらの間を転がる「ボール」、ボールをナット内で循環させるための「循環部」で構成されている。さらに、ナット回転で使用される場合、ナット外径に軸受、及びナットに動力を入力するギア等の動力伝達部品が配置される。

本開発品は「ナット」に「軸受内輪」そして「循環部」を一体化したものである。

2. 特長

(1) 軸受一体化

ナット回転で用いられる場合は、通常別部品として、サポート軸受が必要となるが、軸受内輪とナットを一体化することで、軸受の外径を小さくすることが可能となる。(図3)

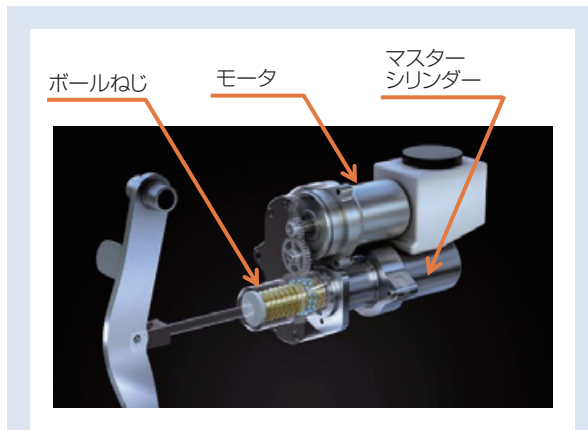


図1 ボールねじ式電動油圧ブレーキブースターの構成
Fig. 1 Structure of electric hydraulic brake booster with ball screw unit

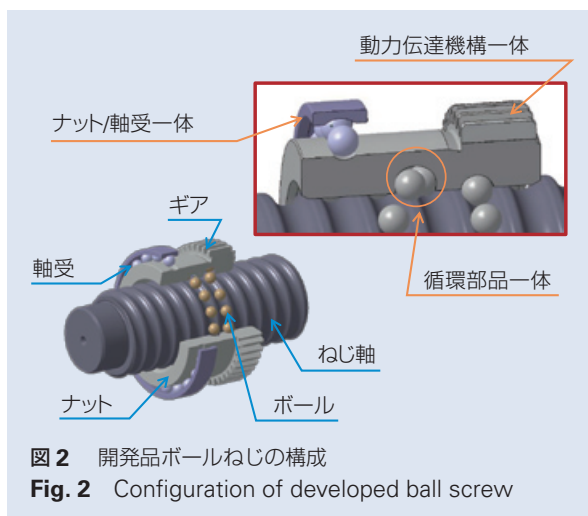


図2 開発品ボールねじの構成
Fig. 2 Configuration of developed ball screw

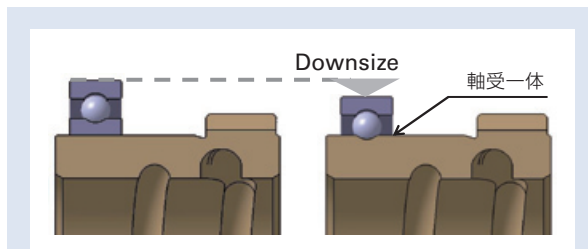


図3 軸受一体化による小型化
Fig. 3 Downsizing by integrating bearing

(2) 循環部一体化

ボールねじのナット循環部が従来の別体の場合、循環部が隣合う軌道溝に干渉してしまうため、一回路同士の距離を一定以上空ける必要がある。さらにギアのような構成部品と循環部品とは軸方向にオフセットする必要がある。そこで冷間鍛造加工技術を用いて、ナットと循環部を一体とすることで、軌道溝の長さを短縮できることに加え、循環部とギアを軸方向にオーバーラップできることから、取り付けの制約がなくなり、軸方向の小型化が可能となる。(図4)

3. 用途

ボールねじ式の電動油圧ブレーキブースターに適用される。循環部及び軸受との一体化技術を用いた製品の量産を開始している。(写真1)

4. まとめ

ボールねじとその周辺部品との一体化技術により、電動油圧ブレーキブースターの小型軽量化に貢献可能である。

NSKは、小型・高性能ボールねじの開発・市場投入を進め、車の安全性向上に貢献していく。

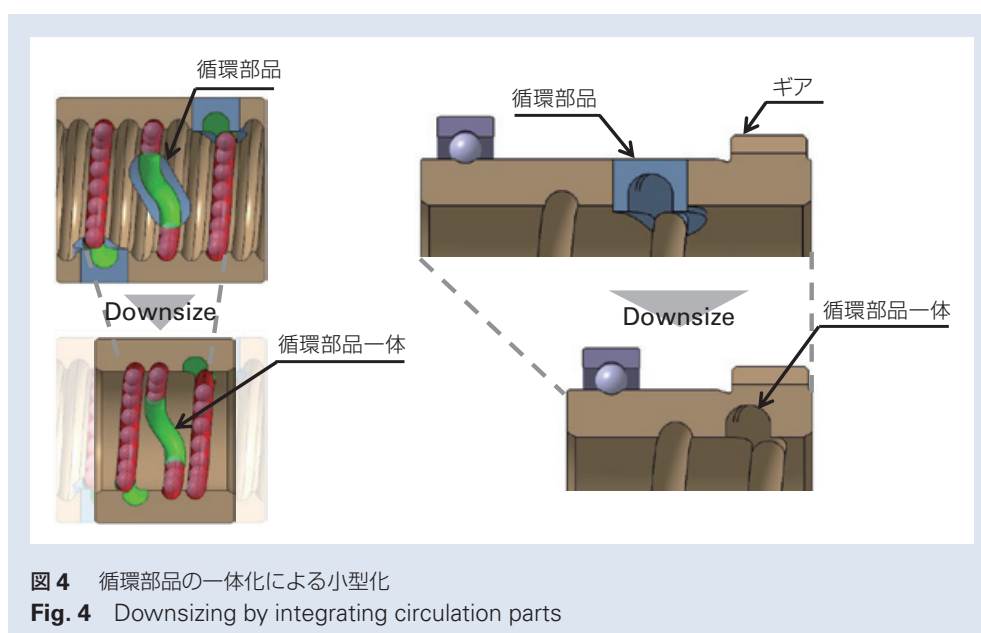


写真1 量産中の電動油圧ブレーキブースター用ボールねじ

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

商品

紹介

高安全性「冗長化コラムEPS」

High-Safety Redundant Column EPS

近年、自動車は高機能化が進み EPS も運転支援機能 ADAS (Advanced Driver-Assistance Systems) の対応が求められている。EPS は重要保安部品のため元来高い安全性を備えていたが、ADAS に対応する機能安全規格 ISO26262 の発行により更に高い安全性と故障率の定量化が必要となった。中でも EPS として特徴的なのが故障時の「アシスト停止状態」の回避である。従来、EPS はセンサや駆動系等の主機能の失陥時、Fail Safe により意図的にアシスト停止状態としていたが、上述の ADAS 運転中を考慮し、現在は急なアシスト停止は回避すべき危険な故障として扱われている。

本システムでは、故障時のアシスト停止を可能な限り回避するため、EPS 主機能のトルクセンサ、角度センサ、モータ駆動部を冗長化した。これにより故障時のアシスト停止確率を非冗長システム比で 1/5 以下に低減させることができた。以下に本システムを解説する。

1. 構成、構造、および仕様

図 1-1 に冗長システムの全体図を、図 1-2 に具体的な冗長システムの機能ブロックを示す。

2. 特長

2.1 冗長システム

2.1.1 トルクセンサの冗長構成

トルクセンサ故障時のアシスト停止回避のため、センサを 2 系統備える冗長設計とした (図 2-1-1)。入力トルクに対応する磁気信号は 2 系統のリニアホール IC で検出する。1 系統の IC には 2 つの検出素子があり、夫々の検出値 T-1、T-2 を SENT 信号で ECU に出力する。ECU は T-1、T-2 を比較し、正常なら T-1、T-2 をトルクと認識し、異常なら別系統の T-3、T-4 に切り替える。これによりトルクセンサ異常時もトルク検出機能が維持される。

2.1.2 角度センサの冗長構成

モータ角度センサ故障時のアシスト停止回避のためセンサを 3 系統備える冗長設計とした (図 2-1-2)。モータ軸に備えた磁石の磁束方向をモータ角度として 3 系統の TMR センサで検出する。各センサは磁束方向を Sin、Cos 成分に分解し、アナログ値で ECU に送信する。ECU は Sin、Cos 信号からモータ角度 θ を復調する。各系統の θ_1 、 θ_2 、 θ_3 は相互比較され、正常時は θ_1 をモータ角度とし、 θ_1 異常時は θ_2 に切り替える。これにより角度センサ異常時も角度検出機能が維持される。

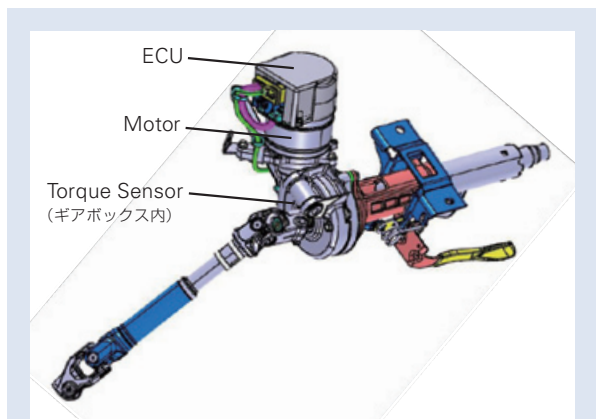
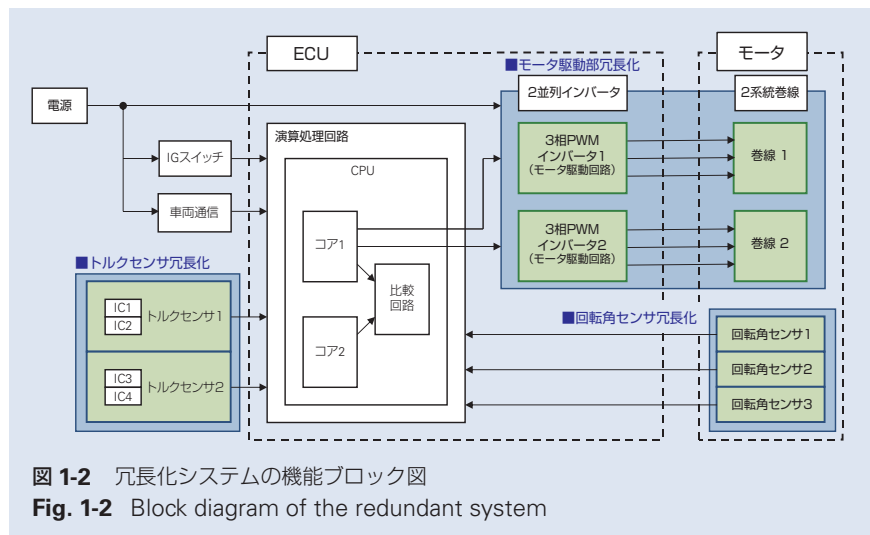


図 1-1 高安全性「冗長化コラム EPS」
Fig. 1-1 High-safety redundant column EPS



2.1.3 モータ駆動部の冗長構成

モータ駆動系故障時のアシスト停止回避のため、モータ駆動部（3相PWMインバータ、Gate Driver Unit (GDU)、モータコイル）を2系統設定した（図2-1-3）。通常時は2系統並列で駆動し、異常時は異常システムを停止し残る系統で駆動を継続する。これにより、モータ駆動系異常時もアシスト機能が維持される。

2.2 機能安全対応

EPSは前述のISO26262準拠が求められている。規格ではセルフステア等の重大故障はASIL D (Automotive Safety Integrity Level D) とされ、許容故障率は10FIT (Failure in Time = 故障率の単位) 以下である。故障率はIEC62380等を用いて算出される。問題となる急なアシスト停止はASIL Bとされ、故障率の目標は100FIT以下である。

100FITが目標である理由は、アシスト停止がASIL D発生時の安全状態でもあるため、現実的に100FIT達成が困難なためである。しかし従来の非冗長システムの故障率は1386FITと目標を大きく超えており、故障率低減が強く求められていた。

本システムは、ASIL Dの故障率が4.13FITであり要求を達成。ASIL B (アシスト停止) の故障率も268FITまで低減出来ており、100FIT目標には未達だが、非冗長システム比で故障率を1/5以下に抑え、大幅な安全性の向上を実現した。

3. 用途

本商品はADAS機能を備えた車両向けのISO26262に準拠した電動パワーステアリングシステムである。

4. まとめ

ADAS搭載車向けのISO26262

に準拠するため、EPS主機能を冗長化し、アシスト停止発生率を非冗長システム比1/5の268FITまで低減させたシステムを商品化した。今後自動運転対応等で100FITが目標ではなく要求になると、更にマイコン、電源部等も冗長化したシステムが必要となる。

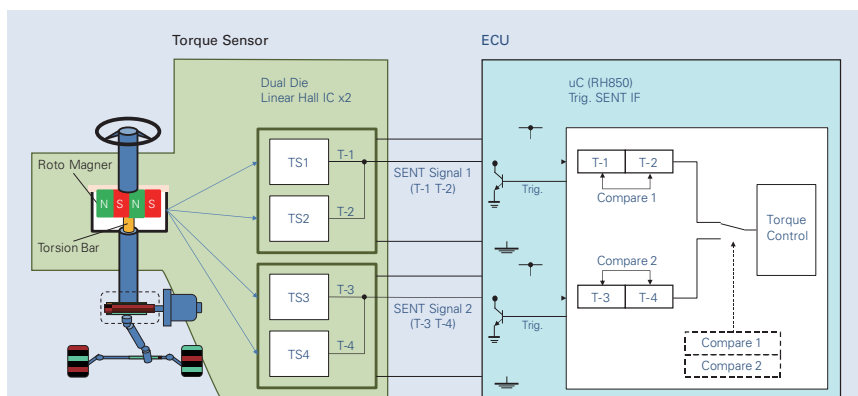


図 2-1-1 冗長トルクセンサシステム
Fig. 2-1-1 Redundant torque sensor system

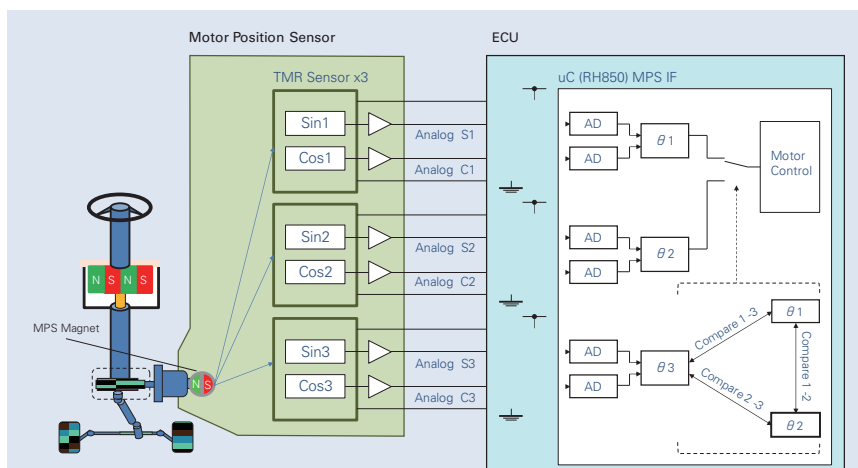


図 2-1-2 冗長モータ角度センサシステム
Fig. 2-1-2 Redundant motor position sensor system

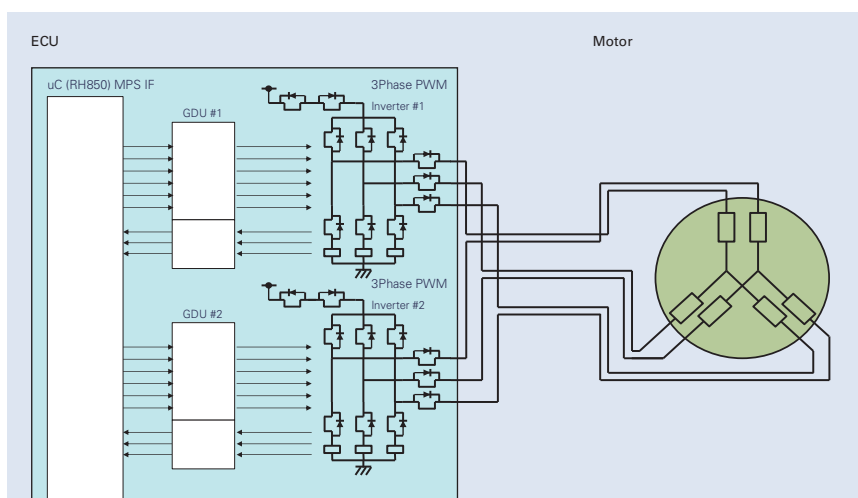


図 2-1-3 冗長モータ駆動システム
Fig. 2-1-3 Redundant motor drive system

商品

紹介

波動歯車減速機用薄肉玉軸受

Thin-Section Ball Bearings for Strain Wave Gearings

近年、グローバルで少子高齢化による労働人口の減少が加速する中、ビッグデータやAIなどのあらゆる情報の高度活用化が進んでいる。これに伴い様々な作業現場でロボットの普及が急速に増えている。これらのロボット用途は、重量物の運搬や危険な場所での作業等の人が行うことが困難な作業から、軽量物の運搬や組立等の人に代わって行う作業へ拡大している。即ち、人が持てる対象物に対し処理が行える小型のロボットが必要とされている。

このため、ロボットに内蔵されるモータや減速機の要求機能が変わり、軽量・コンパクト、且つ高減速比が実現できる波動歯車減速機の需要が増えると考えられる。

この波動歯車減速機に使われる軸受は、楕円変形を伴いながら稼働するため、従来の軸受の仕様とは大きく異なる。NSKでは、この特殊軸受(写真1)を商品化したので以下に紹介する。



写真1 波動歯車減速機用 薄肉玉軸受

Photo 1 Thin section ball bearing for strain wave gearings

1. 構成、構造、および仕様

簡単に波動歯車減速機について説明する(図1)。まず真円の内歯車に楕円にたわませた外歯車をかみ合わせる。そして、この楕円の位相を回転させることで、両歯車の歯数差で減速させるという大変ユニークな機構となっている(図2)。このとき、外歯車に楕円変形および位相回転を与えるために、楕円状の軸と専用の軸受が必要となる(図3)。楕円の軸を内輪に勘合し、軸に回転を与えることで、外輪は玉を介して楕円変形の位相回転(楕円の位相変化)を外歯車へ伝えることができる。この楕円形状を正しく伝えることが本商品の機能となる。

本商品は、機能を満たすために一般的な深溝玉軸受に比べ非常に薄い肉厚(図4)で構成されている。この減速機では、軸受は常に変形を伴いながら稼働するため、従来の転がり疲労に加え曲げ変形による破壊を回避する最適設計が施されている。

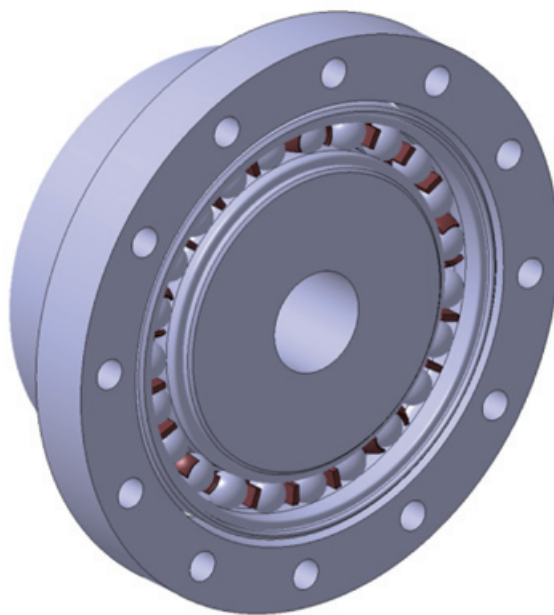
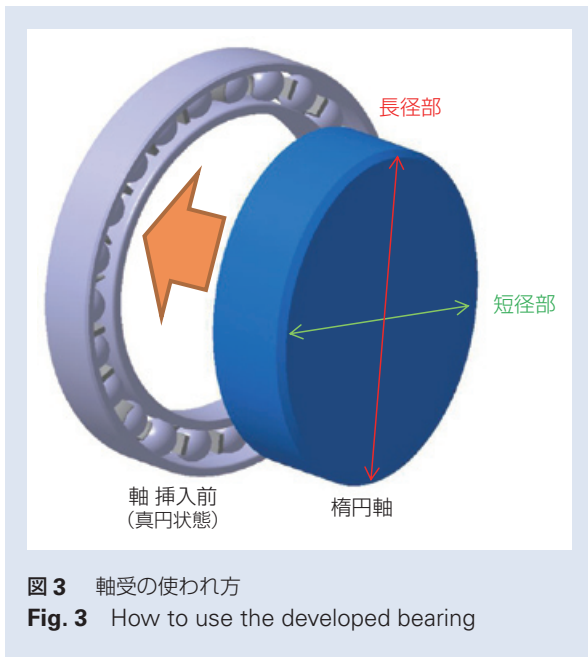
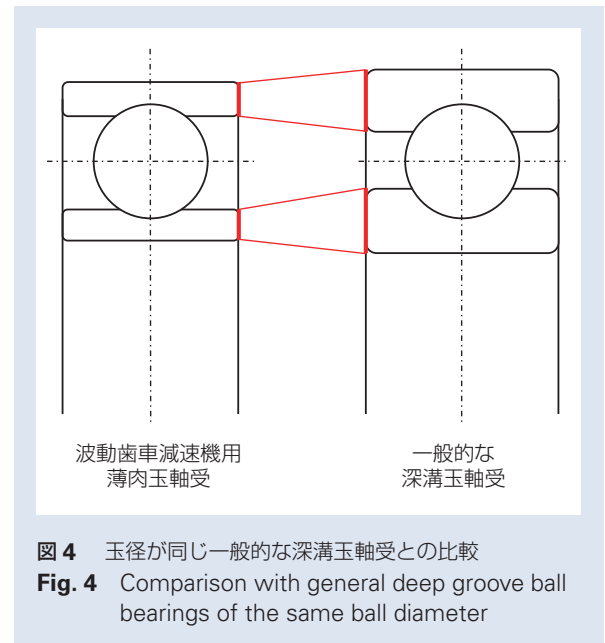
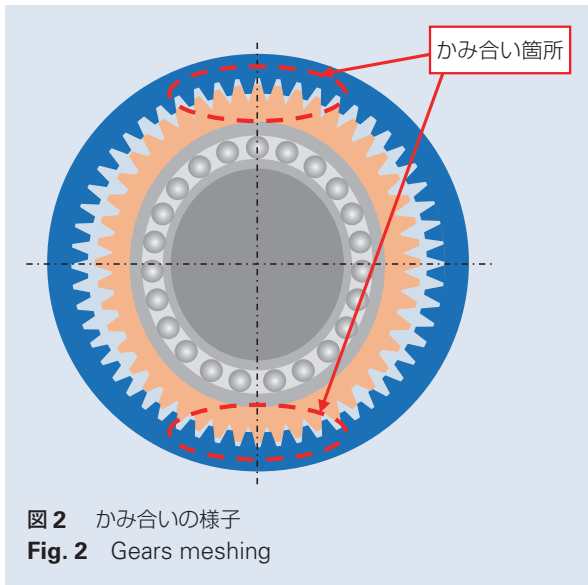


図1 波動歯車減速機

Fig. 1 Strain wave gearing



2. 特長

(1) NSKの材料/熱処理技術と解析技術により、変形を伴う使用においても外内輪が割れない高信頼性設計となっている。

(2) この減速機では、内輪・玉・外輪を介して、軸の楕円形状を外歯車へ正しく伝えることが必要機能となるため、外内輪の適切な肉厚が不可欠である。薄肉の外内輪を高精度に加工するNSK製造技術により、商品化を可能にした。

3. 用途

主に波動歯車減速機の波動発生器として使用されるが、他にも変形を前提とした使用が可能である。例えばカム機構等の従来すべり接触で使用していた部位を、本軸受に置き換えることが可能である。

4. まとめ

波動歯車減速機用薄肉玉軸受は、軸を支え円滑な回転を伝えるという従来の軸受用途とは大きく異なり、変形を前提に使用され、形状を正しく伝えるという新たな機能を併せ持った軸受である。本商品は、それらの機能を満足するために最適設計が施され、波動歯車減速機およびロボットの高精度化に貢献できるものとする。

また、形状を伝えるという機能を応用して、従来すべり接触であった部位の置き換えを検討し、機械製品の長寿命・高効率化を通じて環境への貢献を目指す。

商品

紹介

長寿命・耐水グリース密封型四列円すいころ軸受

Sealed-Clean Four-Row Tapered Roller Bearing with Long-Life/Water-Resistant Grease

製鉄メーカー各社では、二酸化炭素排出量の削減、省エネルギー等の環境負荷低減の取り組みを行っている。同時に高付加価値鉄鋼製品の開発、設備の安定稼働による生産性の向上、メンテナンスコストの削減なども進めている。そのため、製鉄設備には、早期損傷を減少した信頼性の高い長寿命の軸受が常に求められている。

製鉄工程は図1のように大きく分けて、製銑工程(原料を溶かして溶鋼を作る設備)、製鋼工程(溶鋼の成分調整を行い固める設備)、圧延工程(固めたものを圧延ロールで板や棒の形に造りこむ設備)がある。

その中で、圧延工程に使用される圧延機用軸受は過酷な環境で使用されている設備の一つである。

圧延機(図2)のワークロール(WR)用軸受は、主に四列円すいころ軸受がグリース潤滑で使用される。荷重や速度などの使用条件が厳しい上に、酸化スケールや冷却水(又は圧延水)が軸受内に浸入する過酷な環境となるため、軸受には潤滑不良による軌道面のはく離や錆びなどによる早期損傷が少なくない。一方、潤滑剤の使用量の削減も求められている。その対策として圧延機用軸受として最適な密封設計技術とともに水浸入の影響を最小化するグリース技術を活用した製品開発を進めてきた。今回、長寿命・耐水グリース密封四列円すいころ軸受を開発したので以下に紹介する。

1. 構成, 構造, および仕様

本開発軸受を写真1に、その軸受断面構造を図3に示す。

オイルシールをコンパクト化し、更に新加工法による保持器の採用により、ころ長さを拡張させ、より多くのころを配置することにより高負荷容量設計とした。

軸受内部には、水浸入の影響を最小化する新開発耐水グリースが封入されている(写真2)。

開発軸受の主要緒元を表1に示す。

2. 特徴

1. 負荷能力の最大化, 密封クリーン化

(1) 密封型四列円すいころ軸受の内部設計を最適化することで、従来品に比べ、基本動定格荷重を約25%増加させた。

(2) 密封シールにより異物・水の浸入を抑え長寿命化を図るとともに、現場作業環境クリーン及びメンテナンスにおけるグリース使用量の削減が可能となる。

2. 潤滑性能の向上(耐水グリースの開発)

(1) グリース組成の最適化により、軸受の軌道面ところの間に、厚い油膜を形成、維持させることで軌道面とところの金属接触を防ぐ。

(2) 特殊添加剤の配合により軌道面上に保護膜を生成させることで、水を軌道面に接触させず錆びの発生を防ぐ。

これらのイメージを図4に示す。

水浸入環境下における、寿命試験の結果、開発グリースは従来グリースに比べ2倍以上の長寿命を確認した。(図5)

3. 用途

製鉄設備、熱間/冷間圧延機用ワークロール軸受全般に適する。

4. まとめ

本開発軸受は、実機の冷間圧延機WR軸受においても早期損傷を防止する効果が確認されている。今後も製鉄ユーザーのニーズへ対応するとともに、より地球環境に優しい軸受の開発を進め、鉄鋼産業の発展に貢献する商品を開発していく。

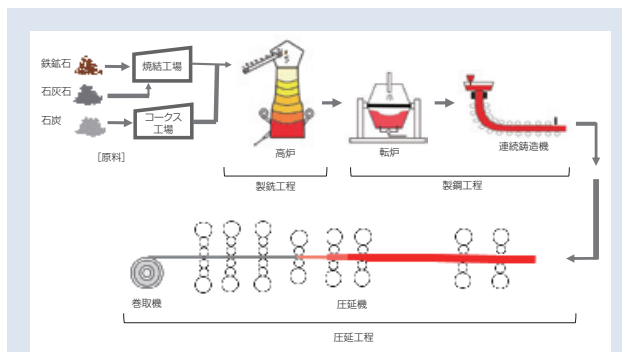
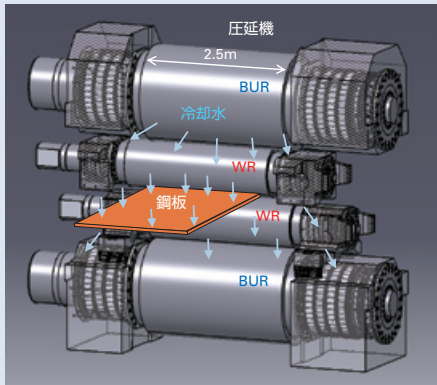


図1 製鉄工程
Fig. 1 Steel making process



BUR:バックアップロール WR:ワークロール

図2 一般的な圧延機構造(4段式)
Fig. 2 Rolling mill structure (4-high)



図3 開発軸受の断面
Fig. 3 Cross-section of the developed bearing

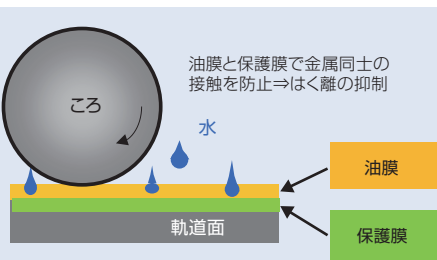


図4 開発グリースの特徴
Fig. 4 Characteristics of the developed grease

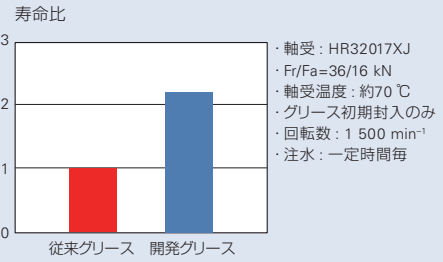


図5 水浸入環境下での軸受寿命評価
Fig. 5 Evaluation of bearing life with water entry



写真1 長寿命・耐水グリース密封四列円すいころ軸受
Photo 1 Sealed-clean four-row tapered roller bearing with long-life/water-resistant grease



写真2 開発グリース封入状態
Photo 2 Bearing condition with developed grease applied

表1 主な仕様
Table 1 Specifications

軸受名番	主要寸法 (mm)				基本動定格荷重 Cr (kN)
	内径	外径	内輪幅	外輪幅	
245KVS3402 () RN1	245	345	310	310	2 700
279KVS3952 () RN1	279.4	393.7	320	320	2 720
317KVS4251 () RN1	317.5	422.275	269.875	269.875	2 740
343KVS4551 () RN1	343.052	457.098	254	254	2 430
482KVS6151 () RN1	482.6	615.95	330.2	330.2	4 900

(): 特殊記号を表す

商品

紹介

高精度・長寿命ボールねじ

High Durability Precision Ball Screw

ボールねじは機械の精密送り駆動機構要素として使用され、高精度で高品質な製品の生産にとって重要な部品となっている。

近年その送り駆動機構には、長期にわたり精度を維持し、メンテナンス期間をさらに延長することが求められている。

これらの要求に対し、NSKはボールねじ転走面に表面改質技術を用い、高精度の状態を長期にわたって維持する、“高精度・長寿命ボールねじ(写真1)”を開発したので、以下に紹介する。



写真1 高精度・長寿命ボールねじ

Photo 1 High durability precision ball screw

1. 構成、構造、および仕様

高精度・長寿命ボールねじは、ねじ軸とナットの転走面にNSK独自の表面改質技術を施したものである。転走面には微小なディンプルが無数に形成されている。(写真2)

このディンプルは鋼球と転走面間の油膜形成能力を向上させる役割を持ち、金属同士の接触による摩耗を抑制する効果を発揮する。

2. 特長

(1)耐摩耗性の向上

本開発品は、油膜形成能力の向上により、金属同士の接触による摩耗を抑制する効果がある。

特に、油膜が形成されにくい低速・小ストローク運転などの条件においてその効果を発揮する。

それにより、予圧の低下を抑え、ボールねじの精度を長期にわたり維持することが可能となった。

弊社にて行った超低速時や微小ストロークなどの厳しい条件下における、トルク特性や摩耗特性を比較したデータを示す。(図1・図2)

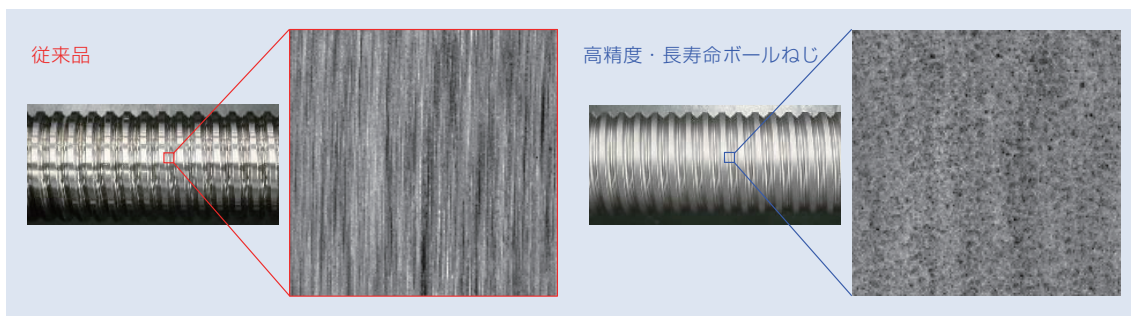
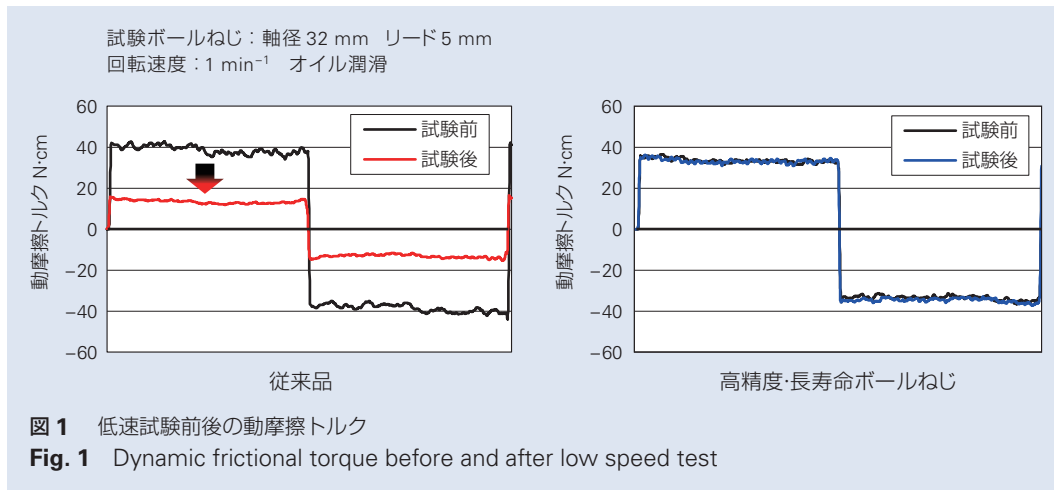


写真2 表面性状

Photo 2 Surface properties



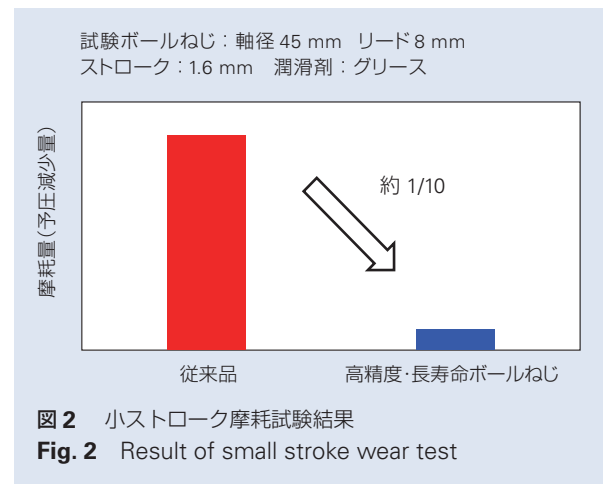
(2) 機械のメンテナンス期間を延長

ボールねじの精度寿命を長期に維持できることで機械の長期安定稼働が可能となり、機械のメンテナンス期間が延長される。

(3) 機械の消費エネルギーの削減に貢献

本開発品は油膜形成能力の向上により、特に 0.1 ~ 10 [min⁻¹] において、従来品と比較して最大 40 % の動摩擦トルクの低減効果が得られた。その結果として、機械の消費エネルギー削減も可能となる。(図 3)

また、このように低速時のトルク上昇が抑えられることで、ボールねじの駆動制御が容易となり、曲面加工や反転時の精度向上も期待される。

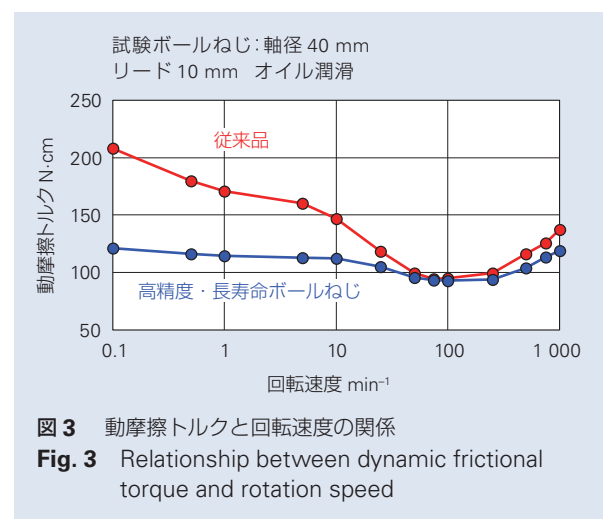


3. 用途

本開発品は、位置決め精度要求の厳しい機械に適しており、金型加工マシニングセンタ、放電加工機、旋盤、研削盤などに適する。

4. まとめ

高精度・長寿命ボールねじは、精度を長期に維持することにより、工作機械における生産性の向上、メンテナンス期間の延長、消費エネルギーの削減が可能となる環境貢献型製品である。



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
産業機械事業本部	TEL.03-3779-7227 (代)	FAX.03-3779-7433	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
自動車事業本部	TEL.03-3779-7189 (代)	FAX.03-3779-7917	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 (東二番丁スクエア 3F) 〒980-0811
北関東支社	TEL.027-321-2700 (代)	FAX.027-321-2666	群馬県高崎市栄町 16-11 (高崎イーストタワー 2F) 〒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 (大樹生命長岡ビル 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 プリンスビル 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) 〒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 (九筑筑紫通ビル 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 (富士)	TEL.0545-57-1311 (代)	FAX.0545-57-1310	静岡県富士市永田町 1-124-2 (EPO 富士ビル 2F) 〒417-0055
東日本自動車第一部 (日立)	TEL.029-222-5660 (代)	FAX.029-222-5661	茨城県水戸市城南 1-4-7 (第 5 プリンスビル 6F) 〒310-0803
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
東日本自動車第三部 (宇都宮)	TEL.028-610-9805 (代)	FAX.028-610-9806	栃木県宇都宮市東宿郷 2-2-1 (ビッグ・ピースクエア 7F) 〒321-0953
東日本自動車第三部 (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
東日本自動車第四部 (高崎)	TEL.027-321-3434 (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
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 (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
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

〈2020年11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 2021 No. 693

印刷 令和3年1月15日
発行 令和3年1月22日
編集人 後藤 伸夫
発行人 岡本 綾
印刷所 久下印刷株式会社
発行所 **日本精工株式会社**
広報部 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。