

MOTION & CONTROL™

**NSK**

# NSK TECHNICAL JOURNAL

DECEMBER 2007

No. 682



ISSN 0911-4920

# NSK TECHNICAL JOURNAL

DECEMBER・2007

No. 682

## 寄稿

白色光干渉法による真実接触面積の測定  
..... 東京農工大学大学院 教授 山本 隆司 1

## 解説・論文

自動調心ころ軸受特有の疲労破損メカニズムと長寿命化  
第2報 HPS®自動調心ころ軸受の長寿命理論 ..... 植田 徹, 植田 光司, 高橋 孝治 8

高出力EPSの損失要因分析 ..... 百々 雄志, 松田 靖之 14

次世代トロイダルCVTの開発ー動力伝達効率とギヤードニュートラル制御ー  
..... 今西 尚, 篠島 巧, 豊田 俊郎, 井上 英司 20

センサ付き軸受の開発 ..... 柳沢 知之, 小山 睦 28

EPS用高出力ブラシレスDCモータの開発 ..... 坂口 徹, 遠藤 修司 33

真空ロボット用軸受の開発 ..... 細谷 眞幸, 坂本 宰彦, 伊藤 裕之 42

NSKローラガイドRAシリーズの開発 ..... 吉田 敏生 48

## 商品紹介

超高速プラネタリニードル軸受 ..... 56

世界最薄 シールリング付きシェル形ニードル軸受 ..... 58

高耐食自動調心玉軸受 ..... 60

世界最薄 ピボットユニット ..... 62

連続鑄造設備用調心輪付き円すいころ軸受 ..... 64

工作機械用複列円筒ころ軸受 “NN-Zシリーズ” ..... 66

精密軸受の新グローバルパッケージ ..... 68

高防塵ボールねじ “V1シリーズ” ..... 70

高速・高負荷用ボールねじ “HTF-SRCシリーズ” ..... 72

NSKリニアガイド ローラガイドRA予圧互換シリーズ ..... 74

# NSK TECHNICAL JOURNAL

DECEMBER•2007

No. 682

## **Contribution**

Measurement of Real Contact Area by White Light Interferometry Method  
..... Professor, Tokyo University of Agriculture and Technology T. Yamamoto 1

## **Technical Papers**

Unique Fatigue Failure of Spherical Roller Bearings and Life-Enhancing Measures  
Part II: Long Life Theory of HPS® Spherical Roller Bearings  
..... T. Ueda, K. Ueda, K. Takahashi 8

Power Loss Factor Analysis of the High-Power Output EPS System ..... Y. Momo, Y. Matsuda 14

Development of the Next-Generation Toroidal CVT  
—Power Transmission Efficiency and Control of the Geared-Neutral System—  
..... T. Imanishi, T. Shinojima, T. Toyoda, E. Inoue 20

Sensor Bearing Development ..... T. Yanagisawa, M. Koyama 28

Development of a High-Output Brushless DC Motor for EPS ..... T. Sakaguchi, S. Endo 33

Development of Vacuum Robot Bearings ..... M. Hosoya, T. Sakamoto, H. Ito 42

Development of NSK Roller Guide—RA series ..... T. Yoshida 48

## **New Products**

Ultrahigh-Speed Planetary Needle Roller Bearings ..... 56

World's Thinnest Drawn Cup Needle Roller Bearings with Seal Ring ..... 58

Highly Corrosion-Resistant Self-Aligning Ball Bearings ..... 60

World's Thinnest Newly Developed Microactuator Pivot Ball Bearing Assembly ..... 62

Tapered Roller Bearing with an Aligning Ring for Continuous Casting Machines ..... 64

NN-Z Series of Double-Row Cylindrical Roller Bearings for Machine Tools ..... 66

NSK Group-Wide, Echo-Friendly Packaging for Super Precision Bearings ..... 68

V1 Series of Ball Screws for Contaminated Environments ..... 70

HTF-SRC Series of Ball Screws for High-Speed and High-Load Applications ..... 72

NSK RA Series Roller Linear Guides with Rail and Roller Slider Interchangeability and Guaranteed Preload .. 74

# 白色光干渉法による真実接触面積の測定

## Measurement of Real Contact Area by White Light Interferometry Method



東京農工大学大学院  
共生科学技術研究院 教授 山本 隆司

Based on the white light interference image obtained by using a stereomicroscope, our method of measuring the real contact area for low reflectivity rough surface contacted against a glass plate was explained. Under the Hertzian contact for a steel ball against a glass plate, the accuracy of measurement result was confirmed. Also white light polarized interferometry and a spacer method which has thin coating layer of Cr and  $\text{SiO}_2$  on the glass plate were used together to obtain colored interference-fringe images. RGB color space was changed into HSV color space taking into account the merit of simplification in calibration procedure, and thin film thickness measurement was investigated by using hue value of HSV color space. Calibration between the hue value and the separation gap between contact surfaces was carried out in case of Hertzian contact. The calibration result confirmed a good agreement with the result of numerical simulation.

Key Words: real contact area, paper-based friction material, white light interferometry, rough surface

### 1. はじめに

無潤滑や境界潤滑状態での摺動面に生じる摩擦を議論する際には、相対運動面間の真実接触部の大きさに注目する。真実接触部をせん断するに要する力が摺動面の摩擦の大半を占めると考えられるからである。一般に摩擦面は粗さやうねりを持ち、また摩擦や摩耗によってその表面状態は時々刻々と変化する。その摩擦過程における真実接触部の大きさを動的に把握することがトライボロジー現象を理解する上で重要課題である。実用上、ペーパー系摩擦材のような粗面における真実接触面積の測定は一般に困難と考えられてきたが、筆者らの研究グループが取り組んでいる手法によりこのような条件下での真実接触面積の測定も可能となった。本稿ではそのような真実接触部の可視化手法について紹介する。

### 2. 可視化法による真実接触部の解析

Fig. 1に我々が真実接触部の解析に使用している光干渉測定系を示す。測定原理は以下の通りである。ハロゲンランプからの白色光が光ファイバによって偏光子 (Polarizer) に導入され、直線偏光

となってビームスプリッタに入射する。ここで光は二分され、一方の光は試料を照射する方向に向かうが、通過した光や迷光は、検光子 (Analyzer)

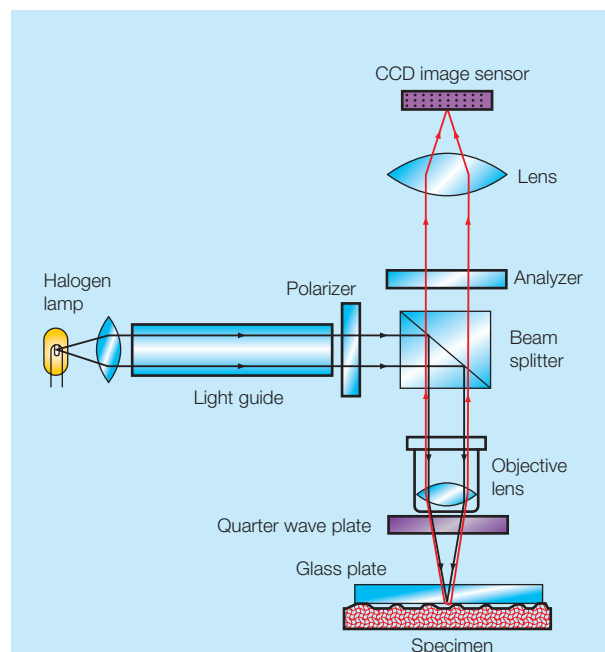


図1 白色偏光による干渉法の構成

Fig. 1 Optical interferometry using polarized white light

の位相角度を偏光子に対し  $90^\circ$  ずらしてあるため検光子を通過できない。したがって、CCDセンサーには下記の過程による干渉光のみが到達する。

試料に向かう対物レンズの通過光は、1/4波長板 (Quarter wave plate) によって円偏光に変換され、ガラス板下面で一部は反射し、また透過した光も試料面で反射する。ガラス板下面および試料面での反射光が干渉を生じ、その干渉光が1/4波長板で直線偏光に戻され、ビームスプリッターを通過して、検光子に入射する。この干渉光は、先の偏光子を出した白色光に対し位相角度が  $90^\circ$  ずれているために検光子を通過できる。こうしてCCDセンサーによって干渉光のみが検出でき、フレア等を防止した比較的コントラストの大きな画像が得られる。なお、無潤滑下でガラス板と試料

(固体)とを接触させる時には、真に接触している場合にも界面には空気構成分子が介在すると考えるのが妥当であり、試料面における反射が低屈折率 (空気: 疎) 物質から高屈折率 (固体: 密) 物質への固定端反射となる。したがって、位相角度が  $180^\circ$  シフトし、すきまゼロ (真実接触部) の光干渉画像は暗部の干渉縞となる。このようにして0次の干渉縞の暗部の解析から真実接触部の大きさを知ることができる。しかし、この解析を実際に行うにはいろいろ工夫が必要である。

### 3. 光干渉測定系の特徴および精度

我々の光干渉測定系の精度等について、硬球とガラス板とを接触させて得られる測定結果に基づいて検討する。Fig. 2(b) はヘルツ接触部周辺に

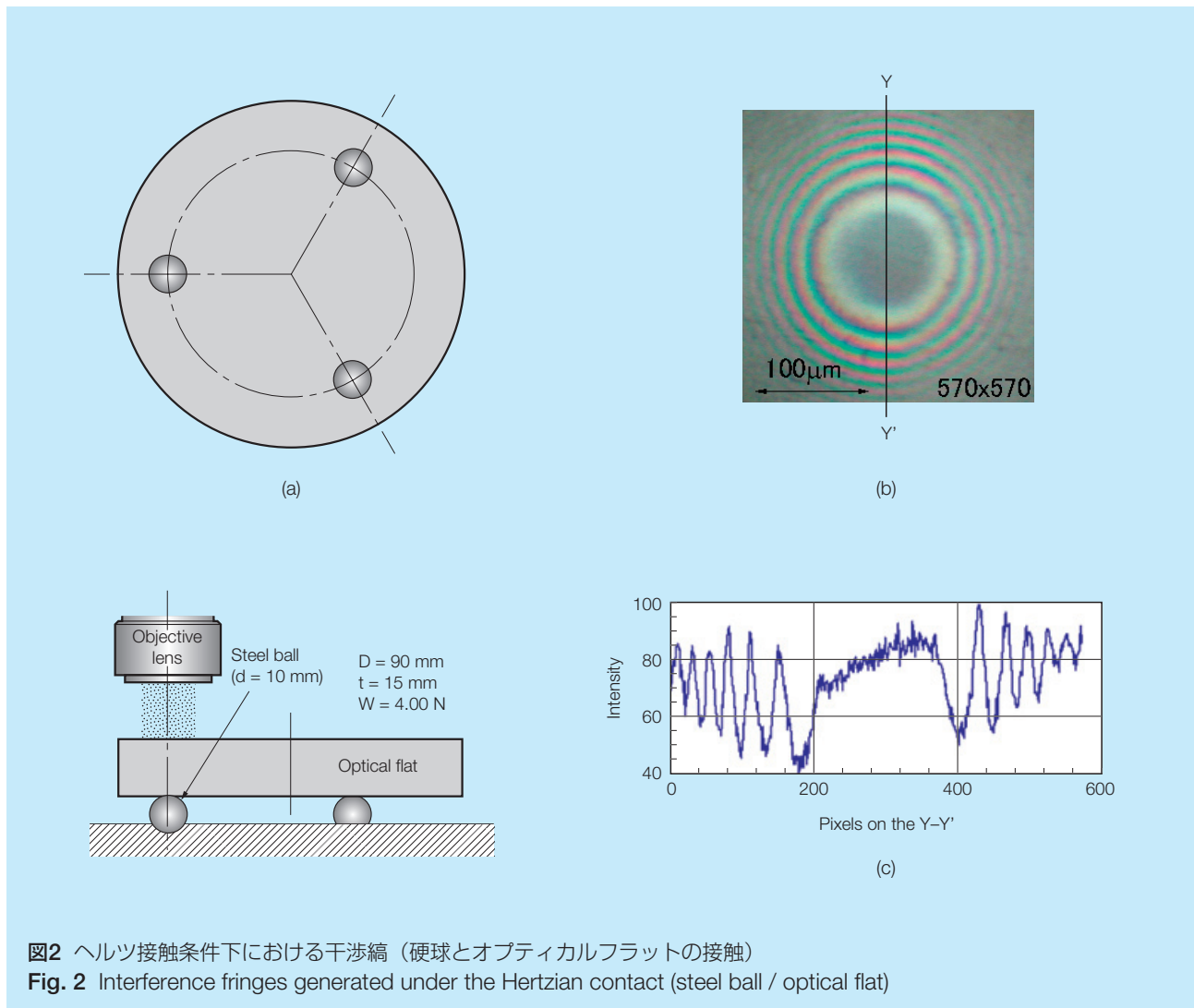


図2 ヘルツ接触条件下における干渉縞 (硬球とオプティカルフラットの接触)  
 Fig. 2 Interference fringes generated under the Hertzian contact (steel ball / optical flat)

おけるニュートンリングの観察結果である。3個の鋼球を 120° 隔てて配置し、その上にオプティカルフラットを載せて、自重により 3箇所で接触させ、その内の 1箇所に着目して干渉縞を測定したものである。デジタルカメラでの撮影を 2048×1536画素数で行い、そのうちのニュートンリングが観察される領域を含む中央付近のみをFig. 2(b) に示すようにトリミング (570×570画素) して画像解析を行った。なお、100画素が実寸の長さ 48.3 μm に相当する。

Fig. 2(c) はFig. 2(b) のカラー (RGB) 画像から G画像のみを取りだし、直線YY'上の輝度分布をプロットしたものである。中心部の真実接触部の外側では干渉縞の明暗に対応して輝度値が正弦波状に変化している。輝度は 256 の階調で表示しており、使用ソフトウェアの関係で最暗値が 255 に相当する。中心部の暗部 (0次の暗部干渉縞) の輝度にも階調で表示すると差があるが、これは接触面に介在する空気の構成分子膜の厚さにより影響されているものと考えられる。すなわち、暗部の領域においてもガラス板と硬球との接

触部の状態が均一でないことを予想させる。

Fig. 3 は、ヘルツ接触の状態を模式的に描き、また 1次～5次の暗部干渉縞 D<sub>1</sub>～D<sub>5</sub> の実測した半径 (G画像の代表光波長を 540 μm と仮定) と理論干渉すきま h との関係のプロットしたものである。図中には両接触物体を剛体と仮定した場合のすきまを H で表し、弾性変形を考慮した等価すきま H-δ<sub>0</sub> (w=w<sub>0</sub> ならば h に等しい)、および理論ヘルツ接触半径 a (= 44.5 μm) も示してある。実測した 0次暗部干渉縞 D<sub>0</sub> の外縁部 (真実接触部境界) の位置は、1次以降のリング状を示す干渉縞位置 (リング状暗部の幅中央部と定義してよい) と異なり、それを特定することが困難である。そこで、1次以降の干渉縞で決定される干渉縞半径-すきま曲線を外挿させゼロ次干渉境界部位置 (実線で示す等価すきま H-δ<sub>0</sub> の計算値と一致する) の D<sub>0</sub> の外縁半径を推定した。その結果、この外挿値はヘルツ接触半径の理論計算結果とよく一致した。これらの結果から、理論計算値と実測値はよく一致しており、真実接触面積の測定における本光干渉法の有効性が実証された。

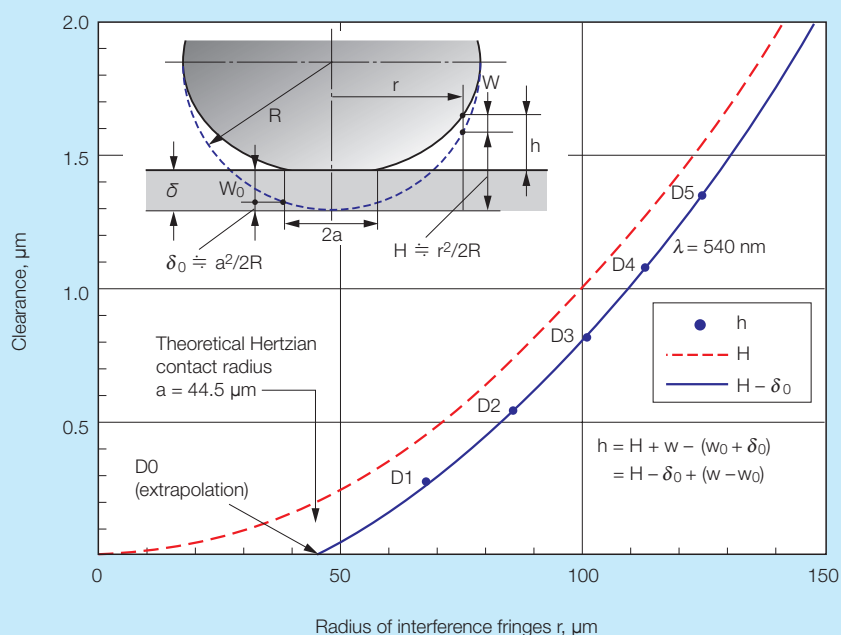
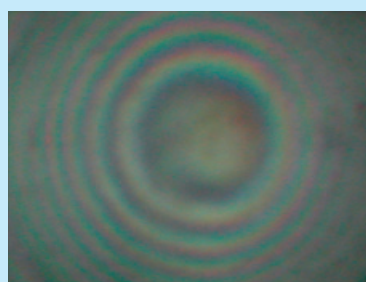


図3 ヘルツ接触条件下における干渉縞とすきま (Gカラー)  
 Fig. 3 Interference fringes and clearance under the Hertzian contact (G color)



(a) No coating film



(b) Cr coating film

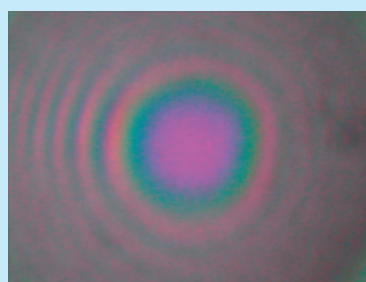
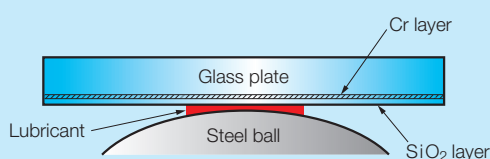
(c) Cr+SiO<sub>2</sub> coating film

図4 ガラス板面におけるコーティング膜の効果

Fig. 4 Effect of coating film at the surface of glass

#### 4. スペーサ法と白色偏光干渉法の併用による有彩色画像の取得

次に潤滑条件下での接触問題に本干渉法を適用する。潤滑油の屈折率は空気のそれより大きくガラスの屈折率に近い。そのため潤滑油が介在するガラス単体の板と鋼球の接触部に光干渉法を適用すると、ガラス下面での反射率が低下する。その結果、干渉縞の可視度も低下し干渉縞の識別が困難となる (Fig. 4(a))。次に反射率を高めるためガラス板上に Cr 薄膜をコーティングして干渉縞を観測した (Fig. 4(b))。しかし、光の電磁波としての性質から反射光の位相遅れが生じ、その遅れに相当する光路差 (光学すきまゼロの点) では無彩色となり、0次の暗部干渉縞を形成することができない。そこで、この光路差を延長することと Cr 薄膜の耐摩耗・耐はく離性の向上を目的として、Cr 薄膜上にさらに SiO<sub>2</sub> 薄膜 (スペーサ膜) を付与する。この SiO<sub>2</sub> 薄膜によって、従来すきまゼロ部とみなしていた領域においても

RGBの干渉輝度が変化し、結果として有彩色の干渉縞が現れた (Fig. 4(c) 参照)。

このように白色偏光干渉法にスペーサ法を組み合わせれば、潤滑条件下においても有彩色の明瞭な干渉縞が現れる。従って、ガラスと相手面を対向させてすきまを与えて得られる有彩色の干渉縞の測定結果から、固体間に介在する油膜厚さを求めることが可能となる。なお、Fig. 5に Cr・SiO<sub>2</sub> 薄膜付きガラス板と鋼球を接触させて得られる無潤滑下の干渉画像の一例を示す。ここでも当然ながら有彩色の画像が得られ、スペーサ法は無潤滑条件下でも適用可能である。

#### 5. HSV色空間の利用

光干渉法で取得した有彩色画像からすきま分布を求めるために、所定の画像処理 (解析) を行う。この画像処理としてはRGB色空間の輝度情報を用いて行うことが多いが、RGBの三要素に同時に注目する必要がある、すきま校正作業は煩雑に

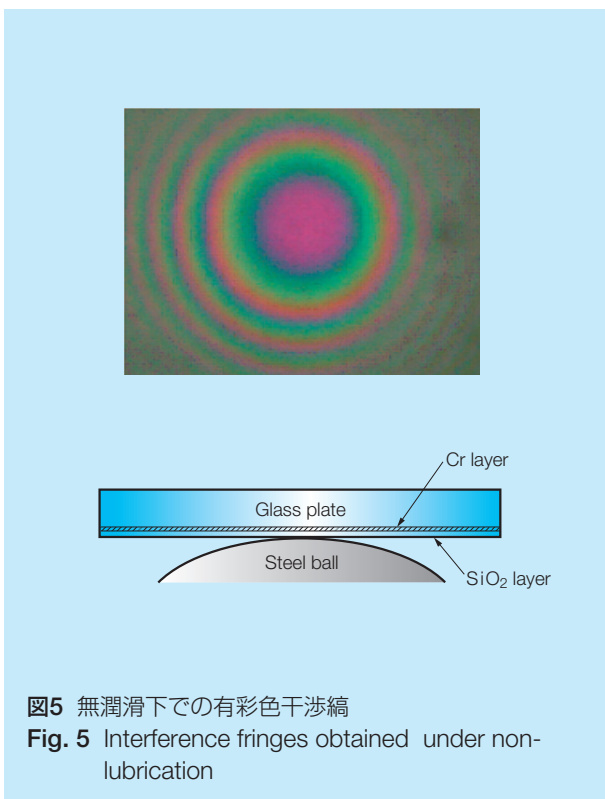


図5 無潤滑下での有彩色干渉縞  
 Fig. 5 Interference fringes obtained under non-lubrication

なる。そこで、HSV色空間（H: 色相（色合い）、S: 彩度、V: 明度）に注目した画像解析を適用する。RGB三原色の輝度変化と、色相（色合い）の変化は同値である。すなわち色相 H を利用すれば、RGB三原色の輝度情報（256階調）を等価な 0~

1.0 に正規化した単一の値に情報変換することができる。この手法の詳細については、文献<sup>2)</sup>を参照されたい。

Fig. 6に白色干渉画像の実データ近似に基づいた HSV値-すきまの関係のシミュレーションの一例を示す。この図より、色相 H は 265 nm 程度の周期をもって変化することがわかる。この色相 H の変化を使用することによって1周期中のすきまの算定が可能である。一方、彩度 S と明度 V は、不規則に変化して変化の幅も小さく、すきまの測定には適当でない。また、色相 H は 0~1 の間の値をとり周期性を有するので、その次数（すきまの絶対値）を決定する必要があるが、S、V の値を同時に考慮すればそれは可能である。

### 6. 色相とすきまの関係

本法を実際の潤滑条件下における測定に適用する場合、すきまの校正を行えば、本法の原理と特性から、すきまの測定値が油膜厚さと同値になる。本稿では最も基本的な無潤滑条件下ですきまの理論値が容易に求まるヘルツ接触の場合に着目して校正結果（すきまと真実接触部抽出）について検討する。鋼球を使用したヘルツ接触条件下（鋼球直径: 4.763 mm, 荷重: 0.134 N, 最大ヘルツ圧力: 245 MPa) において、接触部およびその周辺に着目してすきまと色相の関係を調べた。

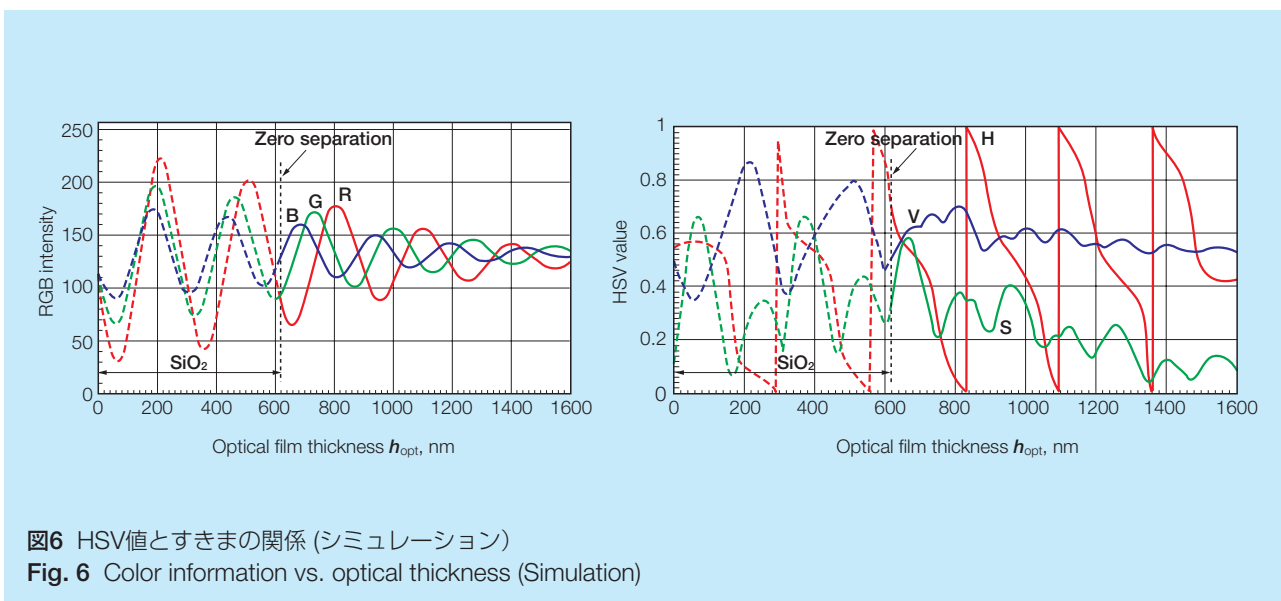


図6 HSV値とすきまの関係（シミュレーション）  
 Fig. 6 Color information vs. optical thickness (Simulation)



Fig. 7にヘルツ接触部が彩色されたニュートンリングとなる干渉画像とその中心線 (Y=223) 上の各種色情報のラインプロットの結果を示す。RGB三原色の輝度は干渉縞の次数と共に急激に減衰しており、白色干渉の特徴を示している。また、色相 H は中心のヘルツ接触部 (真実接触部) が変形によって平坦化することに対応して、その領域で 0.85 程度のほぼ一定値になっている。さらに、色相 H は明白に周期性を示しており、またRGBの輝度値が縞次数と共に減衰しているにもかかわらず、全領域で周期的に 0~1の間の値をとっている。彩度 S と明度 V は変化の幅が小さく、またヘルツ接触に特有の特徴も現れておらず、一般性のある結果が得られている。これらは、Fig. 6のシミュレーション結果と傾向が一致しており、色相が真実接触部の抽出やすきま測定に適していることがヘルツ接触下でも確認できた。

次に、色相とすきまの関係の校正を目的として、RGBの各代表波長の干渉縞について、その次数とその平面上の座標位置を調べた。Fig. 8(a) に

上述のデータに基づいた干渉縞 (GとBの波長) 中央部の座標とその次数から読み取ったすきまとの関係を示す。破線は GとB の測定点を同時に評価した回帰多項式である。この多項式による内挿によって、最小次数の干渉縞発生位置のすきま (G の明部 3次, すきま約 119 nm) まで、1本の滑らかな関係を得た。また、図中には荷重ゼロ (弾性変形なし)、および荷重 (0.134 N) 負荷時 (弾性変形あり) のガラス板-鋼球間のすきまを理論計算した外形線も示した。この図より実験点 (黒丸点で表示) および外挿線 (破線で表示) は、理論外形線 (実線で表示) にほぼ一致しており、外挿の妥当性が認められた。Fig. 8(b) はヘルツ接触部中心線近傍上 (Y=223 と Y=232) で測定した色相分布と回帰多項式によって外挿した部分 (119 nm 以下からすきまゼロの真実接触部までの区間) を含む色相-すきまの関係である。これより、すきまゼロの点の色相は 0.82 で周期は 260 nm 程度となる。また、Fig. 6のシミュレーションによる色相 H の結果も記してある。すきま

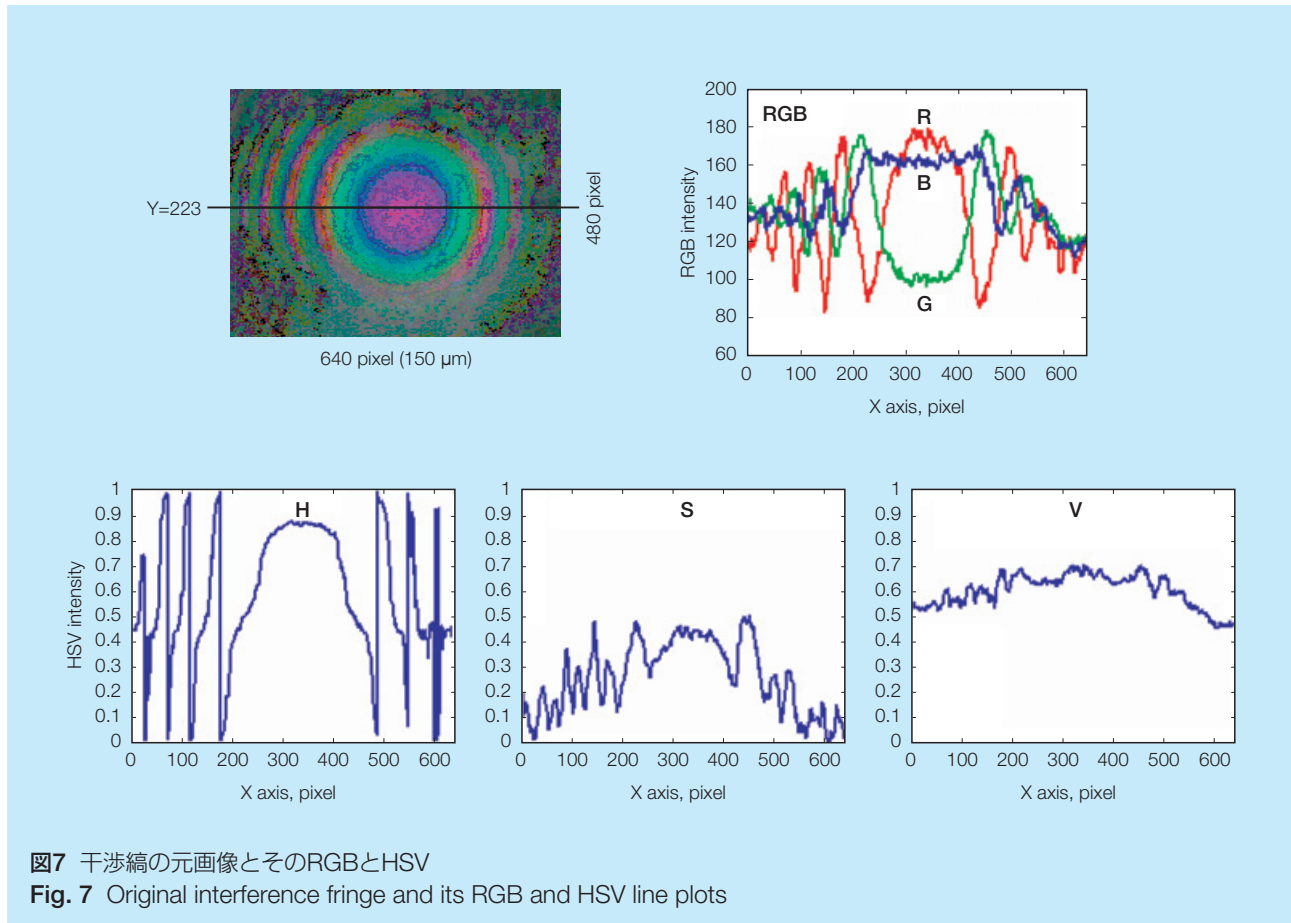


図7 干渉縞の元画像とそのRGBとHSV

Fig. 7 Original interference fringe and its RGB and HSV line plots

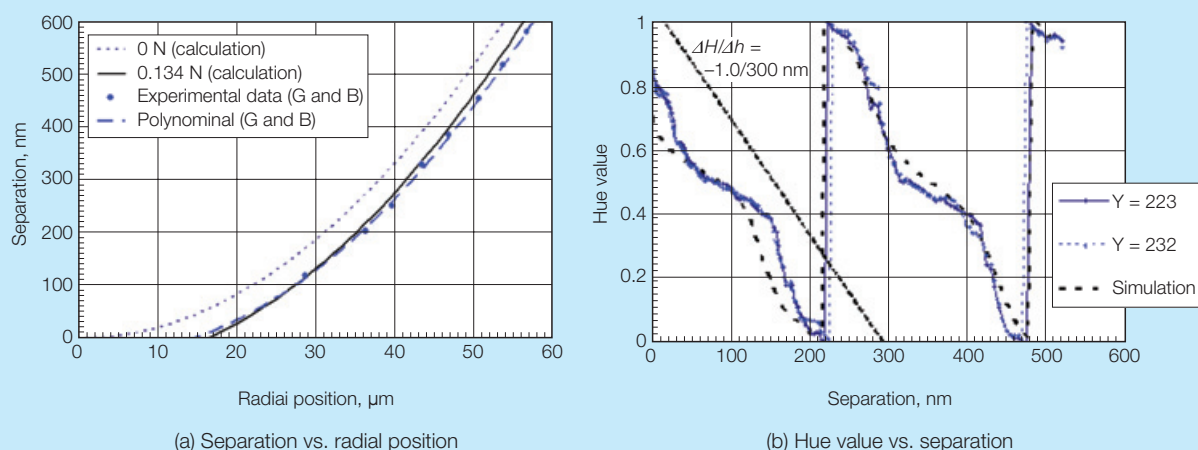


図8 ヘルツ接触条件下の色相値とすきま  
Fig. 8 Hue value under Hertzian contact and separation gap

30 nm を超える領域では、これら両者の色相値はおおむね一致しており、色相による解析法の有効性が認められた。

## 7. おわりに

実体顕微鏡を用いた白色干渉法による無潤滑および潤滑条件下の真実接触部の抽出・解析法を紹介した。有彩色の干渉縞の画像処理の手法を用いることによって、湿式摩擦材等の低反射率の固体表面における油膜厚さの動的測定も可能となる。これらの成果は エヌエスケー・ワーナー株式会社との共同研究によって得られたものである。同社の長年にわたるご支援に厚く御礼申し上げます。

### 著者略歴

1967 東京大学工学部航空学科卒業  
1973 東京大学大学院工学系研究科博士課程修了  
(工学博士)

主として行っている業務・研究

- ・ 自動車の駆動系のトライボロジー
- ・ 接触面におけるトライボロジー現象の解明
- ・ 機械分野における標準化教材の開発

所属学会および主な活動

- ・ 日本トライボロジー学会：副会長
- ・ 日本機械学会：標準・規格センター標準事業委員会委員長
- ・ Society of Tribologists and Lubrication Engineers
- ・ 自動車技術会

(2007年6月原稿受領)

### 文献

- 1) 江口正夫, 山本隆司, “無潤滑下の低反射率粗面を対象として白色干渉法による真実接触面積の測定”, トライボロジスト, 50, 6 (2005), pp. 471-478.
- 2) 江口正夫, 山本隆司, “白色スペーサー干渉法とHVS色相空間を利用したすきま測定と真実接触部の可視化—分解能 3 nmの検証—”, トライボロジスト, 52, 5 (2007), pp. 381-388.

# 自動調心ころ軸受特有の 疲労破損メカニズムと長寿命化

## 第2報 HPS®自動調心ころ軸受の 長寿命理論

植田 徹\*, 植田 光司\*, 高橋 孝治\*

### Unique Fatigue Failure of Spherical Roller Bearings and Life-Enhancing Measures

### Part II: Long Life Theory of HPS® Spherical Roller Bearings

T. Ueda, K. Ueda, K. Takahashi



植田 徹



植田 光司



高橋 孝治

Tangential force, which is generated by rolling friction between rolling elements and the raceways in a spherical roller bearing, increases due to high contact pressure, excessive sliding, and roughness of the rolling elements. This phenomenon helps to explain why surface originated fatigue failure can sometimes occur even if the bearing is operating under ideal lubricating conditions. It can also explain why spherical roller bearing life is relatively short compared to other bearing types.<sup>1)</sup> Therefore, it is important to reduce the amount of tangential force acting between the raceway and a rolling element in order to achieve longer life in a spherical roller bearing. In this study, we developed a long-life theory for NSK's HPS spherical roller bearings, and were successful in both reducing the amount of tangential force and extending bearing life.

1. まえがき
2. 自動調心ころ軸受に生じるすべり
3. HPS®自動調心ころ軸受の長寿命理論

4. HPS®自動調心ころ軸受の長寿命効果
5. あとがき

## 1. まえがき

自動調心ころ軸受は、他の形式の軸受と異なり、特有の表面起点型はく離を生じ、計算寿命に対する実寿命が短くなる傾向がある。また、外輪や転動体と比較して内輪がはく離しやすい傾向にある。著者らは先の研究<sup>1)</sup>で、自動調心ころ軸受特有の表面起点型はく離が生じる原因を明らかにするため、二円筒試験を用いた破損形態の再現試験および面圧・すべり分布とはく離起点位置の関係の調査を行った。その結果、自動調心ころ軸受は、その他のころ軸受と比較して面圧が高く、円周方向すべり（以下、すべり）が大きくなる構造であること、また、玉軸受と比較して転動体の表面粗さが大きいことが起因して、内輪と転動体間に作用する接線力が大きくなり、内輪に特有の表面起点型はく離を生じることが明らかになった。したがって、自動調心ころ軸受の長寿命化を実現するには、内輪表面に作用する接線力を抑制することが重要である。

そこで、筆者らは、破損原因となる内輪表面に作用

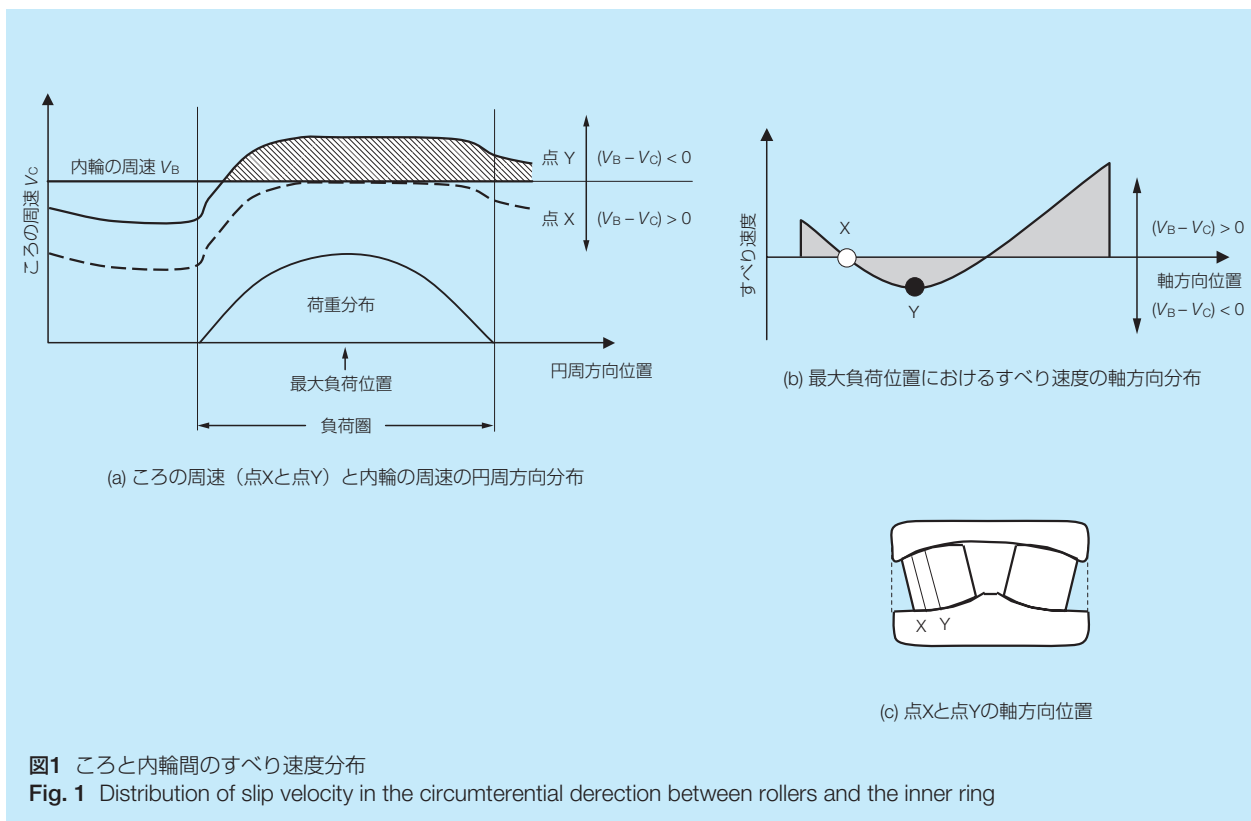
する接線力を抑制することで長寿命化を図ったHPS自動調心ころ軸受の開発を行った。本報では、HPS自動調心ころ軸受の長寿命理論、理論の検証結果およびHPS自動調心ころ軸受の長寿命効果について報告を行う。

## 2. 自動調心ころ軸受に生じるすべり

前述したように、自動調心ころ軸受に生じるはく離を抑制するためには、内輪と転動体間に作用する接線力を抑制することが重要である。HPS自動調心ころ軸受では接線力を抑制する方法として、軌道輪と転動体間に発生するすべりを抑制した。すべりと接線力の関係については多くの研究者<sup>2)~5)</sup>が報告しているように、すべりが小さいほど接線力は低下する。

前報<sup>1)</sup>ではすべり速度の軸方向分布にのみ注目してきた。しかし、ラジアル荷重が主に負荷される場合には、負荷圏と無負荷圏が生じ、無負荷圏のころは負荷圏のころに対して自転速度が遅くなる。したがって、

\* 総合研究開発センター 基盤技術研究所



ころの自転速度の変化によって円周方向で見てもすべり速度が変化するため、実際の軸受のすべりを検討する場合には、すべり速度の円周方向分布と軸方向分布の両方を考える必要がある。

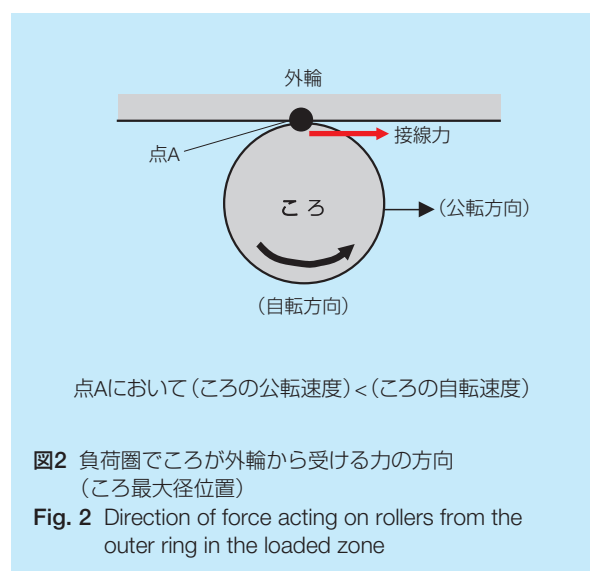
図1に軸受円周方向で見た周速の変化と最大負荷位置における軸方向のすべり速度分布を模式図で示す。図1(a)の破線は図1(b)点Xにおけるころの周速 ( $V_C$ ) を示し、図1(a)の実線は図1(b)点Yにおけるころの周速を示す。また、図1(a)中のX軸に平行な線は内輪の周速 ( $V_B$ ) を示している。図1(a)の破線で示すように、点Xのころの周速は最大負荷位置で内輪と同じ周速に到達する (純転がりとなる)。この場合、図1(a)の実線で示す点Yのころの周速は内輪の周速より速いので、内輪に接線力起因の疲労破損が発生する原因となるすべり、すなわち、内輪が従動側になるすべり ( $(V_B - V_C) < 0$ ) が生じる。図1(a)の斜線で示す領域が、内輪が従動側となるすべりが生じている領域であるので、この領域を小さくすることによって、内輪が従動側となるすべりが減少し、長寿命化が達成可能であると考えられる。

### 3. HPS®自動調心ころ軸受の長寿命理論

図1(a)の斜線で示す領域を小さくするには、負荷圏においてころの周速を小さくする必要がある。負荷圏

においてころの周速を小さくするために、HPS自動調心ころ軸受では外輪の表面状態を変更し、ころ最大径位置近傍における外輪ところの間の摩擦係数を大きくした。

図2に、ころ最大径位置において、ころが外輪から受ける力の方向について示す。負荷圏においては、ころ最大径位置でころの自転速度はころの公転速度より速くなるため、ころは外輪から自転運動を抑制する方向に力を受ける。したがって、外輪ところの間の摩擦



係数が大きい場合には、自転運動を抑制する力が大きくなり、自転速度が遅くなるため、ころの周速は遅くなる。これによって内輪が従動側になるすべりを抑制することが出来ると考えられる。

上記の現象を確認するため、ホール素子を用いてころの自転速度を測定した。図3に測定原理を示す。磁化したころを軸受に1個組み込み、ホール素子に定電圧電源より1.8 Vの電圧を与えた。磁化したころが自転することによって変化する出力電圧を読み取り、出力電圧の変動値をころの回転角度に換算して、ころの自転速度を求めた。ころの自転速度と同時に内輪の周速ところの公転速度（保持器の回転速度）も反射テープと光電プローブを用いて測定した。ころの周速は、測

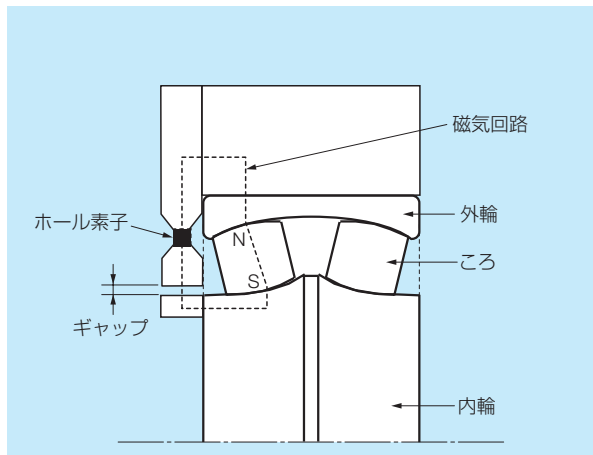


図3 自転速度の測定方法  
Fig. 3 Method of measuring roller rotation velocity

定した自転速度と公転速度を加算することで求めた。

図4に、ころの周速の測定結果と内輪の周速を示す。測定用の軸受は22211とし、潤滑油は工業用多用途潤滑油ISO-VG68相当品を用いた。また、周速の測定はころ最大径位置で行った。図4に示すように、HPS自動調心ころ軸受は従来軸受と比較して、非負荷圏ではころの周速が大きく、負荷圏ではころの周速が小さくなり、純転がりに近い速度で運動している。すなわち、HPS自動調心ころ軸受では、はく離が問題となる負荷圏において、内輪が従動側になるすべりが抑制されている。

HPS自動調心ころ軸受のすべり抑制効果をさらに確認するため、解析による検証も行った。解析は、外輪を固定、内輪をラジアル並進のみの2自由度、保持器を自転とラジアル並進の3自由度、ころを6自由度として行った。

解析では、ころに作用する力として、図5に示す力を考慮した。ころと軌道面間はEHL潤滑を仮定し、すべり摩擦と転がり摩擦を考慮した。また、解析ではころと保持器間のすべり摩擦も考慮している。図2では、理解を容易にするため、ころ最大径位置近傍におけるころと外輪軌道面間に生じる接線方向の力に限定し、ころの運動の定性的な考察を行った。一方で、本解析は、ころと外輪軌道面間に作用する力に加え、ころと内輪軌道面間およびころと保持器間に生じる力も考慮して、ころの周速の計算を行っている。解析条件はホール素子によるころの周速の測定を行ったときの条件と同じであり、軸受は22211とし、潤滑油はISO-VG68相当品とした。図6にころの周速の解析結

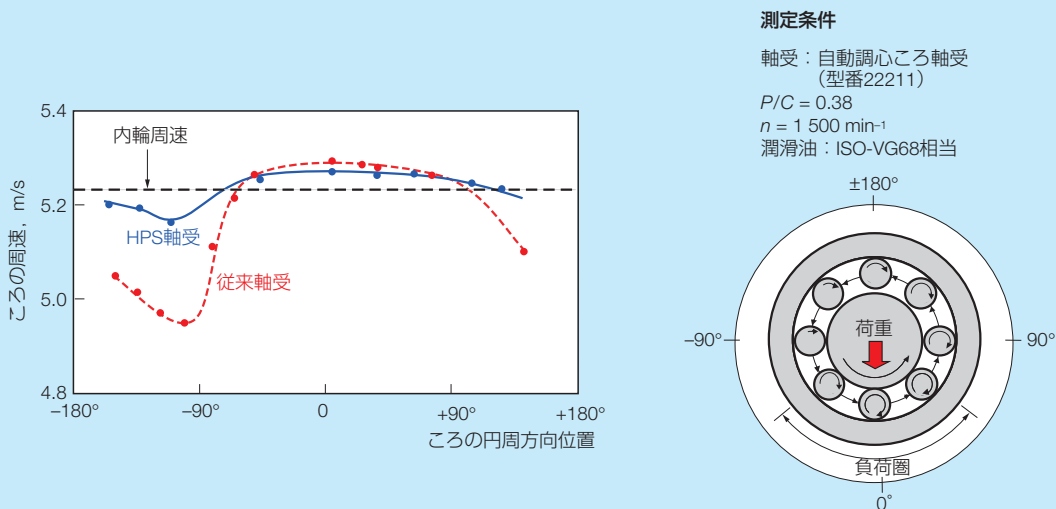
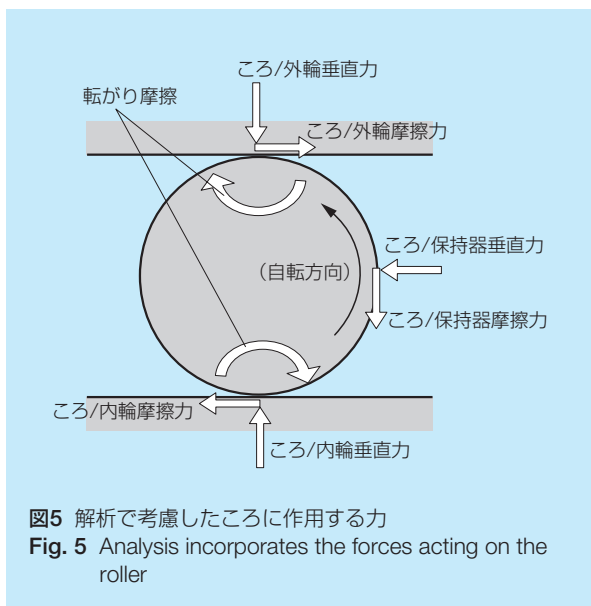
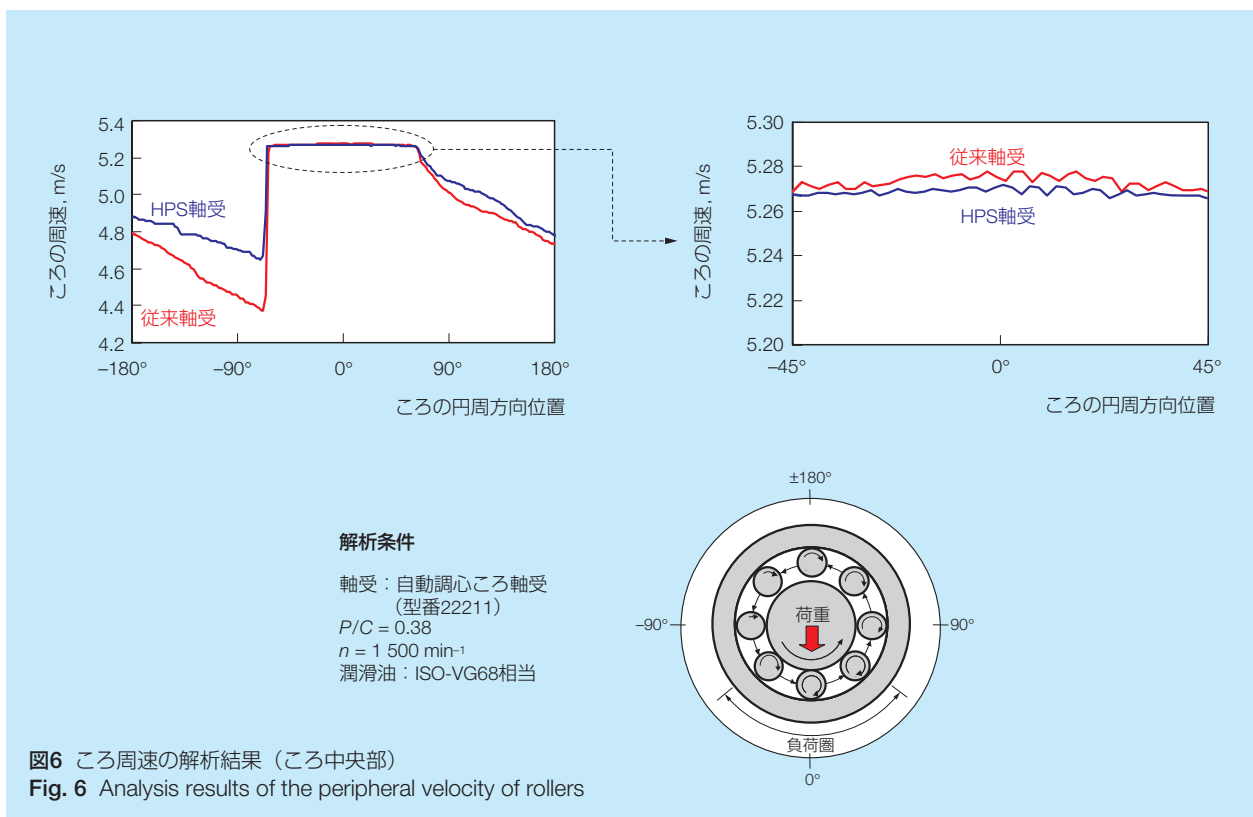


図4 ころ周速の測定結果（ころ中央部）  
Fig. 4 Measurement results of the peripheral velocity of rollers  
ASMEの転載承認をいただき、Paper No. WTC2005-63202から転載しています。



果を示す。図6から、ころと外輪間の摩擦係数を大きくしたHPS自動調心ころ軸受は、従来軸受と比較して、非負荷圏ではころの周速が大きく、負荷圏ではころの周速が小さくなり、純転がりに近い速度で運動していることがわかる。すなわち、図6の結果は、図4のホール素子を用いた測定結果と同じ傾向を示している。解析結果からも、HPS自動調心ころ軸受は、負荷圏において、内輪が従動側になるすべりが抑制され

ていることを確認できた。図4と図6の結果から、HPS自動調心ころ軸受は、破損の原因となるすべり、すなわち、内輪が従動側になるすべりが抑制されているため、軸受寿命の延長が期待できる。図7に、従来軸受とHPS自動調心ころ軸受を計算寿命まで稼働させ、内外輪、ころの表面疲労度インデックスを前報<sup>1)</sup>で述べた方法<sup>6)~8)</sup>により測定した結果を示す。また、図7には、従来軸受とHPS自動調心ころ軸受の最大荷重負荷位置における軸方向すべり速度分布の模式図を並べて示す。図7に示すように、HPS自動調心ころ軸受は、従来軸受と比べて内輪が従動側になるすべりが抑制されているため、内輪の表面疲労度インデックスが低下している。一方、HPS自動調心ころ軸受のころは、従来軸受のころと比べて従動側になるすべりが大きいいため、ころの表面疲労度インデックスは大きくなる。しかし、前報<sup>1)</sup>で述べたように、ころが従動側となるすべりを受けける領域は、面圧が低いころ端面に近い領域であるため、軌道輪が従動側となる最大接触面圧作用位置近傍の領域と比較して、作用する応力は小さくなる。したがって、ころが従動側となるすべりが大きくなっても、疲労は進行しにくいと考えられる。実際に、図7に示すとおり、HPS自動調心ころ軸受のころの表面疲労度は、従来軸受の内輪の表面疲労度より低いため、軸受全体の寿命として考えると、HPS自動調心ころ軸受の寿命は延びると期待できる。



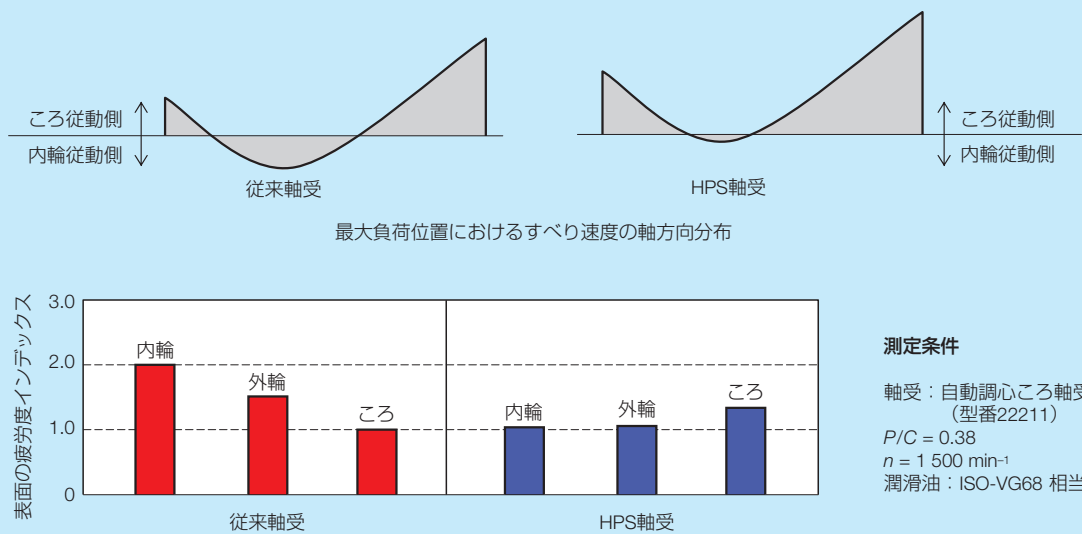


図7 表面の疲労度インデックス  
 Fig. 7 Surface fatigue index of the tested bearings

#### 4. HPS®自動調心ころ軸受の長寿命効果

HPS自動調心ころ軸受が、従来軸受と比較して、実際に軸受寿命の延長効果があるか確認するため、寿命試験を行った。

図8に実験装置の概略図を示す。ラジアル荷重は試験機中央部の支持軸受にラジアル方向から荷重を負荷させ、両端の試験軸受に等分に荷重がかかる構造になっている。また、アキシャル荷重は試験軸受を組み込んだハウジングをアキシャル方向に押し付けることにより負荷した。実験条件および実験結果を図9に示す。寿命試験に用いた軸受は各条件につき、5~16個である。得られたデータは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。図9では従来軸受の寿命を1として寿命比で示してある。図9示すように軽荷重、重荷重、低速、高速、複合荷重、過大アキシャル荷重とすべての条件でHPS自動調心ころ軸受は従来軸受より寿命が延びる結果を得た。

HPS自動調心ころ軸受は、内輪が従動側になるすべりを抑制する目的で外輪と転動体との摩擦係数を大きくした。すべり抑制効果については、図4に示すホール素子を用いた自転速度の測定により実験的に証明し、図6に示す解析を用いたころの周速の計算により確認している。一方で、図4と図6に示すように、HPS自動調心ころ軸受は軸受円周方向でころの速度変化が小さくなるため、加減速によって生じる力が小

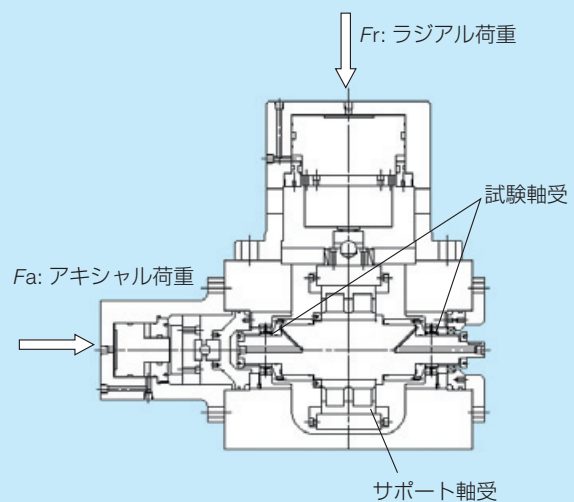


図8 疲労試験機の概要  
 Fig. 8 Construction of the fatigue test machine

さくになると考えられる。したがって、ころの加減速が低減したため、加減速によって生じる接線力が小さくなり、図9に示す寿命延長効果が得られた可能性もある。しかしながら、ころの加減速の影響と寿命の相関については、検証実験や解析が不十分であるため、明らかになっていない。転動体の加減速が寿命に及ぼす影響を明らかにすることは今後の課題である。

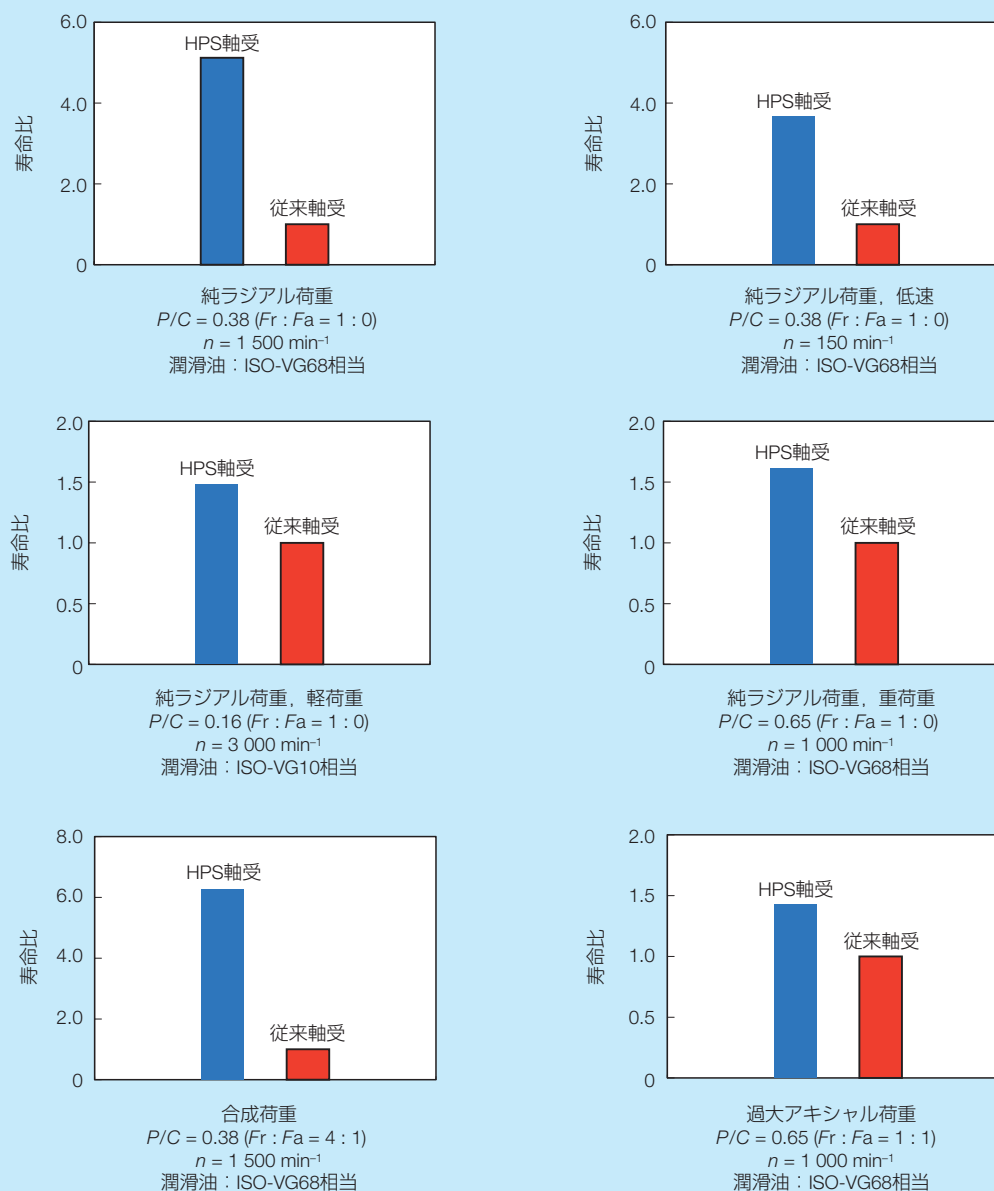


図9 疲労試験結果  
Fig. 9 Fatigue test results

## 5. あとがき

HPS自動調心ころ軸受は、以下に示すメカニズムによって長寿命化を実現した。

- (1) 外輪の表面状態を変更し、外輪と転動体の間の摩擦係数を大きくする。
- (2) 負荷圏において、ころの自転運動を抑制する力が大きくなり、ころの周速が小さくなる。
- (3) 破損の原因となるすべり、すなわち、内輪が従動側になるすべりが抑制され、長寿命となる。

## 参考文献

- 1) 植田徹, 植田光司, “自動調心ころ軸受の疲労破損メカニズムと長寿命化-第1報自動調心ころ軸受の破損メカニズム”, NSK Technical Journal, 680 (2006), 6-12.
- 2) 山本雄二, 兼田禎宏, “トライボロジー”, (2001), 理工学社.
- 3) 曾田範宗, 山下正忠, 大空金次, “転がり疲れにおよぼす接線力の影響について”, 潤滑, 16-8 (1971), 573-584.
- 4) 曾田範宗, 山本隆司, “歯車のビッチング発生における接線力の役割”, 潤滑, 20-4 (1975), 268-275.
- 5) 赤岡純, 似内昭夫, “ころがり疲れに及ぼす接線力の影響(第1報)-塑性流動, 加工硬化に及ぼす影響-”, 潤滑, 27-3 (1982), 187-192.
- 6) 古村恭三郎, 城田伸一, 藤井章雄, “転がり軸受の疲労解析(第1報)-表面疲労損傷の解析(1)-”, NSK Bearing Journal, 643 (1982), 1-10.
- 7) 古村恭三郎, 城田伸一, 藤井章雄, “転がり軸受の疲労解析(第2報)-表面疲労損傷の解析(2)-”, NSK Bearing Journal, 644 (1984), 1-6.
- 8) 古村恭三郎, 城田伸一, 藤井章雄, “転がり軸受の疲労解析(第3報)-内部疲労損傷の解析-”, NSK Bearing Journal, 646 (1986), 18-25.



# 高出力EPSの損失要因分析

百々 雄志\*, 松田 靖之\*



百々 雄志

## Power Loss Factor Analysis of the High-Power Output EPS System

Y. Momo, Y. Matsuda



松田 靖之

In recent years, electric power steering (EPS) systems have effectively contributed to reducing energy consumption of motor vehicles. Starting with minivehicles and subcompacts, the scope of EPS applications expanded further to include small cars, midsize cars, and more recently large passenger vehicles. Newer EPS systems must be more compact while increasing motor output. Typically, these two requirements contradict each other and would normally require some trade off in output or size. In order to overcome this conflict, the steering system must be designed to reduce loss of motor power transmission. In this article, we have clarified the loss factor of certain components by breaking down the efficiency of an EPS system into the efficiency of each component. We also propose a more highly effective EPS system based on the results of loss analysis.

1. まえがき
2. 高出力EPS化における課題
3. 損失要因分析
  - 3.1 分析方法
  - 3.2 減速機構部の損失要因分析
  - 3.3 ラック&ピニオン部の損失要因分析
4. 最適仕様の検討
  - 4.1 減速機構部
  - 4.2 ラック&ピニオン部
5. あとがき

## 1. まえがき

近年、燃費向上、電子制御化、環境負荷の低減などのニーズにより、油圧パワーステアリングから電動パワーステアリング（以下EPS）への移行が進んでいる。これまで、EPSは出力の関係から軽・小型自動車を中心に搭載されてきたが、次第に中・大型自動車へとその搭載範囲が拡大されてきている。それに伴ってEPSシステムは、高出力化が図られているが、体格を抑えて高出力化させることが課題となってきた。高出力化と小型化を同時に達成するためには、効率を高めてモータから発生する力を無駄なく伝達させることが重要である。

NSKは、高出力EPSシステムの開発において、システムの効率向上を目指すこととし、システムの構成要素ごとの損失要因を分析し明確にした。また、損失要因分析の結果を基に高出力・高効率EPSシステムの最適設計を行い、その改善効果を確認した。本報では、これらの内容についてコラムタイプEPSを中心に報告・提案する。

## 2. 高出力EPS化における課題

高出力EPSシステムの実用化のためには、

- ・アシストモータの高出力化
- ・大出力に耐える機構部品の高強度化
- ・システムの小型化
- ・出力を無駄なく伝達できる機構部品による高効率化といった課題がある。

アシストモータの高出力化の方法としては、電源電圧を一定とした場合、高トルク化、高回転化、あるいは電源電流の増加が考えられる。

一つめの高トルク化は、磁束を増やすことで達成できる。しかし、ブラシレスモータの場合、この磁束はロータの磁石面積に相当するため、磁束の増加は磁石面積の増加、つまりモータ体格が大きくなる。さらに、ロータサイズの増加は、ロータの慣性モーメントの増加にもつながり、その結果、操舵フィーリングの低下を招くことになる。二つめの高回転化は、磁束を減らすことで達成できる。磁束を減らす手段としては、モータ内巻線巻数を減らすなどブラシレスモータの小型

\* 総合研究開発センター 基盤技術研究所

化につながる。しかし、高回転化とのトレードオフとして、モータトルクが低下するため、その対策として減速比を高める必要がある。この減速比を高めることは該当する部品（ウォームおよびウォームホイール）の体格が大きくなる。また、減速比を高めることは、トルク変動の増加にもつながり、その結果、操舵フィーリングの低下を招くことになる。

三つめの電源電流の増加は、モータ内巻線の線径アップが必要であり、ロータ内のスロット有効面積をより広く確保しなくてはならないため、モータの体格アップとなる。さらに、大電流化を行うとECUやモータの内部発熱量が増大するため、効果的な放熱設計（ヒートシンクの大型化、より放熱性の高い材質への変更など）が必要となる。また、ECUは、より大電流に対応可能な部品への変更が必要となり、コストアップに繋がる。

以上のように、アシストモータの高出力化は様々な制約条件がある。特に、高出力化はモータ体格、コスト、あるいは操舵フィーリングなどとトレードオフの関係があり、アシストモータの高出力化は非常に難しい。

さらに、モータの高出力化には、モータトルクを伝達する機構部品の強度アップが必要となる。減速機構部ではウォームギヤを介してトルクを伝達するため、ウォームおよびウォームホイールの強度アップが課題となる。軸径や歯厚などの大きさを増すことにより強度アップは達成できるが、ウォームギヤ全体の体格が大きくなってしまふ。同様に、ウォームの支持軸受とウォームホイールの支持軸受も負荷が増大した分、サイズアップが必要となる。同様のことがラック&ピニオン部にもいえる。

コラムタイプEPSの場合、搭載箇所が車室内となる

ため他部品との干渉が多く、搭載エリアはごく限られた空間しかない。加えて、車両衝突時の乗員保護の観点からエネルギー吸収機構も考慮しなくてはならない。

以上の理由により、高出力EPSシステムの実現には、高出力化と小型化の両立が不可欠である。そのためには、無駄なく出力を伝達させることができる高効率EPSを設計する手法の構築が必要となる。

図1に、コラムタイプEPSの概要図を示す。EPSシステムは、機構部品をコラム部、中間シャフト部およびラック&ピニオン部の3つに分けることができる。コラムタイプEPSおよびピニオンタイプEPSの出力は、各機構部品の伝達効率を用いて次式で示される。

コラムタイプEPS

$$F = T_h \cdot \frac{2\pi}{C} \cdot \eta_s \cdot \eta_p + T_m \cdot G_r \cdot \frac{2\pi}{C} \cdot \eta_r \cdot \eta_s \cdot \eta_p \quad \dots\dots\dots (1)$$

ピニオンタイプEPS

$$F = T_h \cdot \frac{2\pi}{C} \cdot \eta_s \cdot \eta_p + T_m \cdot G_r \cdot \frac{2\pi}{C} \cdot \eta_r \cdot \eta_p \quad \dots\dots\dots (2)$$

- F : 出力 (N)
- T<sub>h</sub> : ドライバーの操舵トルク (N・m)
- T<sub>m</sub> : モータトルク (N・m)
- C : ラックのストローク (m) とピニオンのストローク (rev) の比 (m/rev)
- G<sub>r</sub> : 減速比
- η<sub>r</sub> : 減速機構部効率 (%)
- η<sub>s</sub> : 中間シャフト部効率 (%)
- η<sub>p</sub> : ラック&ピニオン部効率 (%)

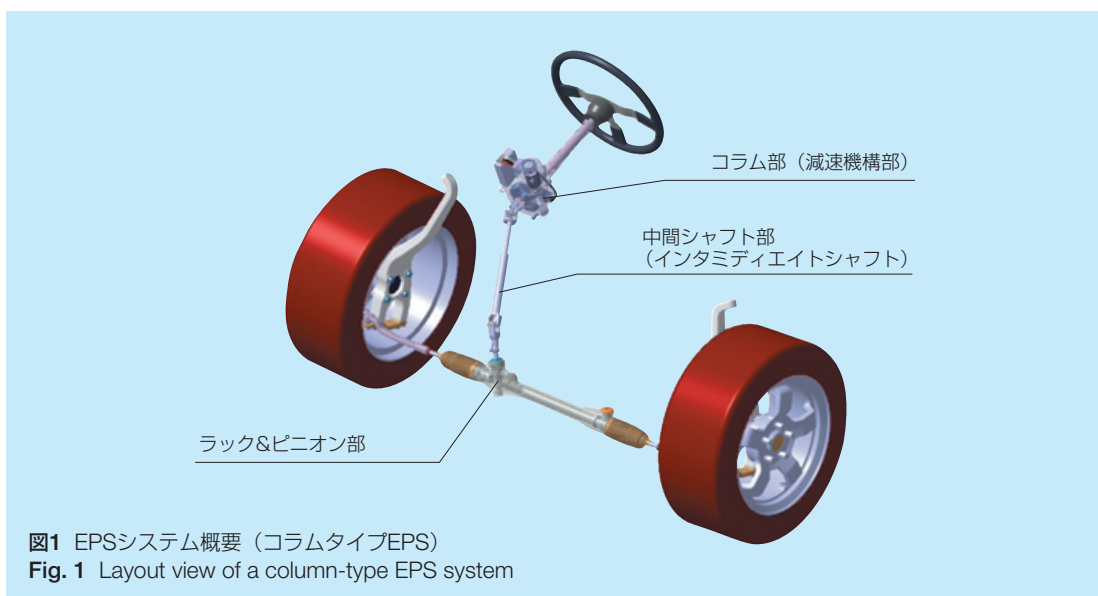


図1 EPSシステム概要 (コラムタイプEPS)  
Fig. 1 Layout view of a column-type EPS system

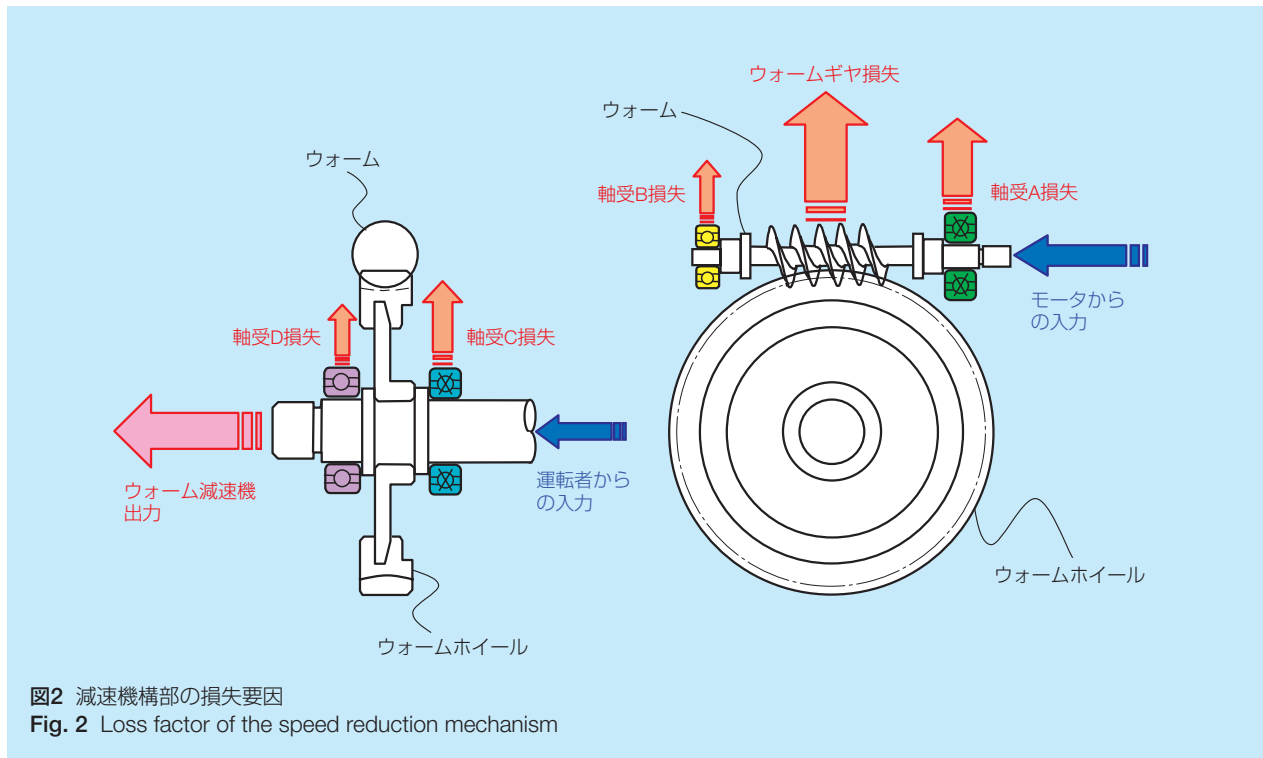


図2 減速機構部の損失要因  
Fig. 2 Loss factor of the speed reduction mechanism

EPSの出力は、ドライバーの操舵による力（右辺第一項）とアシストモータによる力（右辺第二項）との和で表記される。ここで、アシストモータによる力はモータ出力が減速比で拡大されるため、ドライバーの操舵による力に比べ十分大きな値となる。

コラムタイプEPSの第二項から、減速機構部、中間シャフト部およびラック&ピニオン部の効率を向上することで、高出力化出来ることが分かる。ただし、中間シャフト部は、構造上すでに高効率であり計算上の影響は少ない。ピニオンタイプEPSの第二項では、アシストモータが中間シャフトの下流に設置されていることから、中間シャフト部の効率  $\eta_s$  は除かれている。そこで、減速機構部およびラック&ピニオン部の構成要素について損失要因を分析した。

### 3. 損失要因分析

#### 3.1 分析方法

損失要因の分析は、シミュレーションおよび実験により行った。

シミュレーションでは、損失要因を軸受と軸受以外に分け、要素ごとに解析を行った。軸受部の損失については、軸受の運動性能を解析するプログラムパッケージBRAINで求めた<sup>1), 2)</sup>。ギヤかみ合い部の摩擦損失を評価するためには、かみ合い面の相対的なすべり速度とトラクション係数（摩擦係数）が必要である。相

対的なすべり速度は幾何学的に計算し、トラクション係数は、軸受や精機製品の性能解析と同様に、潤滑剤のトラクションモデルを用いて計算した。

実験による摩擦損失の測定は、減速機構部とラック&ピニオン部に分けて行った。摩擦損失は、各ユニット全体の値とその構成要素である各軸受の値を測定した。各軸受の摩擦損失は、入力トルクから計算によって求めた荷重（アキシャル荷重、ラジアル荷重）を負荷して測定した。ギヤかみ合い部の損失は、ユニット全体の摩擦損失から各軸受の摩擦損失を差し引くことで求めた。

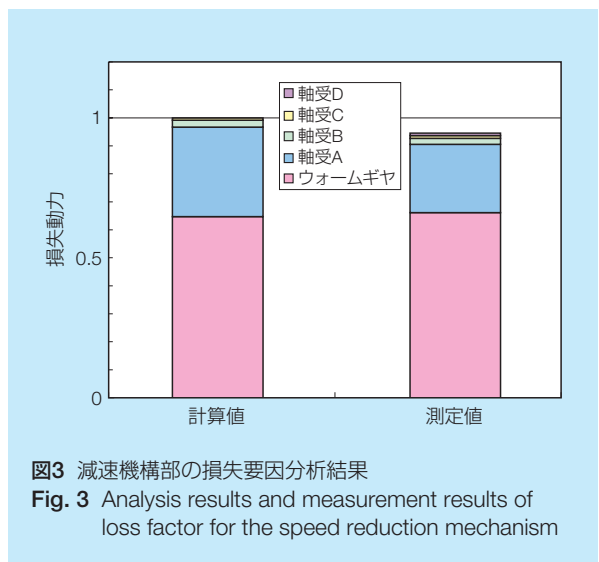
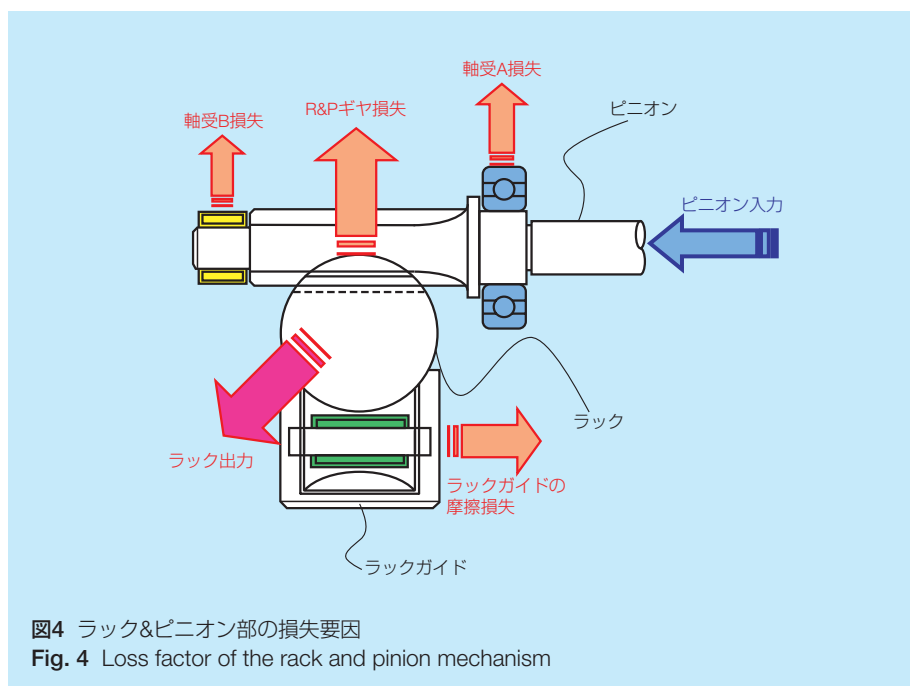


図3 減速機構部の損失要因分析結果  
Fig. 3 Analysis results and measurement results of loss factor for the speed reduction mechanism



上記の方法で得られたシミュレーション結果と測定結果を比較し、シミュレーションの妥当性を検討した。また、ユニットごとの損失要因を分析し、システムの効率に対する影響の大きさを調べた。以下にその結果を述べる。

### 3.2 減速機構部の損失要因分析

減速機構部は、アシストモータの出力を伝達する部位である。減速機構部の構成および損失要因を図2に示す。減速機構部はウォームとウォームホイールから構成されており、ウォームおよびウォームホイールはそれぞれ2個の軸受で支持されている。減速機構部における損失としては、ウォームとウォームホイールとのかみ合いによる損失と4個の軸受による損失が考えられる。

上記損失要因を分析するため、シミュレーションおよび実験を行った。その結果を図3に示す。ここでは、シミュレーションによる減速機構部全体の値を1とした。シミュレーション結果と実験結果はほぼ一致し、差は±10%の範囲に収まった。これより、シミュレーションによる摩擦損失評価は十分な信頼性があり、今後の設計にこのシミュレーション手法を使用できることが確認された。今回のシミュレーション結果および実験結果によると、損失の第一要因は、かみ合いによる損失で全体の70%近くを占めている。第二要因は、ウォーム軸モータ側軸受で全体の25%程度である。第一要因と第二要因で損失の95%近くを占めていることになる。

解析対象の減速機構部は、走行時のラトル音低減を

図るため、ウォームとウォームホイール間にスプリングによる予圧を与える機構を有している。この予圧構造によりウォーム軸が軸受を支点とした揺動運動をおこなうため、ウォーム軸モータ側軸受の損失は大きくなっていると推測される<sup>3)</sup>。

### 3.3 ラック&ピニオン部の損失要因分析

ラック&ピニオン部は、ラックを介してピニオンの回転運動を直線運動に変換する機構となっている。ステアリングシステムにおいてはドライバーの操舵によりピニオンギヤが回転し、この回転運動がラックギヤによりラックの直線運動に変換される。さらに、このラックの動きをラック両端のタイロッドを通して車輪に伝えることで車両の方向がコントロールされる。ラック&ピニオン部の構成および損失要因を図4に示す。ここでは、シミュレーションによるラック&ピニオン部全体の値を1とした。ラック&ピニオン部は、ラックとピニオンのほかに、ピニオンを支持する2個の軸受とラックをサポートするラックガイドより構成されている。ラック&ピニオン部における損失は、ラックとピニオンのかみ合いによる損失、2個の軸受による損失、およびラックガイド上をラックが摺動する際の損失に分類できる。

シミュレーションおよび実験により、ラック&ピニオン部の損失要因を分析した。その結果を図5に示す。

ラック&ピニオン部の摩擦損失も、減速機構部と同様、シミュレーション結果と実験結果は、±10%の範囲で一致し、シミュレーションは十分な信頼性があることが確認された。

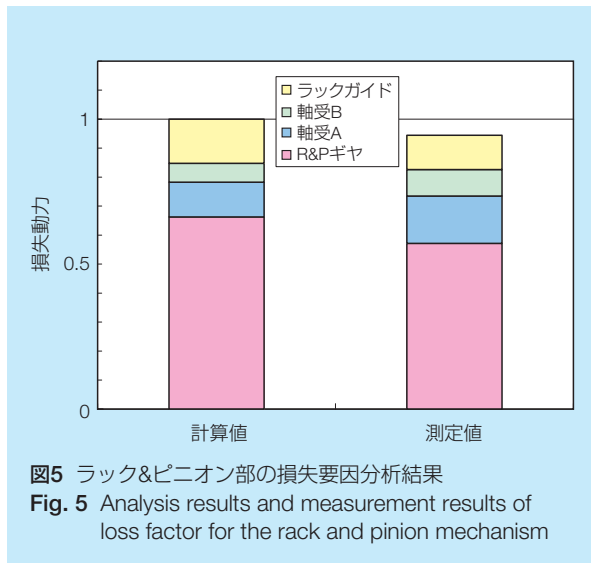


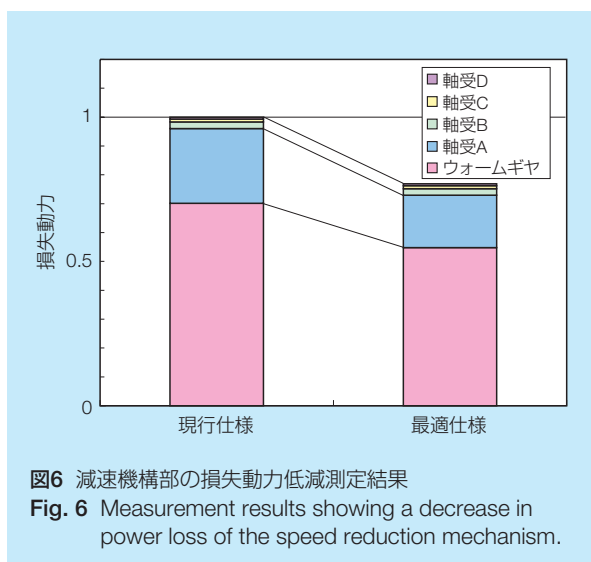
図5より、ラック&ピニオン部の損失の第一要因は、減速機構部と同様に、かみ合いによる損失であり全体の60%近くを占めていることが分かる。その次の要因は、入力側の軸受の損失とラックガイドの損失であり、いずれも全体の10~15%である。

#### 4. 最適仕様の検討

損失要因分析結果で効率への影響が大きかった部位について、効率改善を考慮した最適設計を行い、その効果を確認した。

##### 4.1 減速機構部

減速機構部の主な損失は、ギヤかみ合い部の損失およびウォーム軸モータ側軸受の損失である。この二つの要因について改善策を検討した。



ギヤかみ合い部の損失改善のために、次のことを実施した。

- ・ウォームホイールの表面改質
- ・トラクション係数の低いグリースの採用
- ・ギヤの歯当りの改善

その結果、ギヤかみ合い部において、効率を2%改善することができた。

また、ウォーム軸モータ側軸受は、プログラムパッケージBRAINを用いて低トルク化に向けた最適諸元設計をおこなった。その結果、効率を約1%改善することができた。

上記施策を盛り込んだ最適仕様における改善効果を図6に示す。ここでは、最適設計前の減速機構部全体の値を1とした。減速機構部全体で、約3%の改善効果が得られた。

##### 4.2 ラック&ピニオン部

ラック&ピニオン部の主要な損失は、ギヤのかみ合いによる損失、ピニオン部入力側軸受の損失、およびラックガイドの損失である。今回は、ギヤのかみ合い部と軸受の損失改善を検討した。

かみ合いによる損失を考慮したギヤの最適仕様を求めるために、歯車の一般的な評価基準である歯元強さと歯面強さに加え、効率が考慮できる解析プログラムを構築した。この解析プログラムにより、歯元強さと歯面強さを満たした諸元において、最も効率が良くなる仕様を求めることが可能となった。このプログラムを用いて、下記のギヤ諸元の見直しを行い、かみ合い部の損失改善を図った。

- ・ラックとピニオンのかみ合い角度
  - ・アデンダム・デデンダムの諸元
- さらに、以下の改良を加えた。

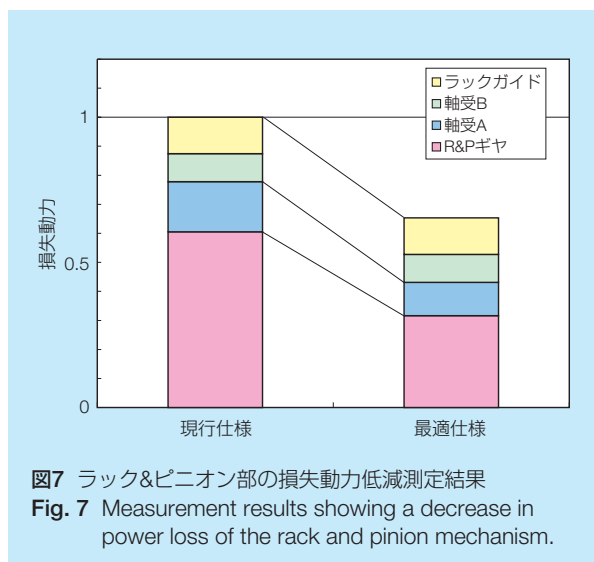




図8 高出力コラムタイプEPS  
Fig. 8 High-power column-type EPS

- ・ギヤの歯面形状と面粗度の改善
  - ・トラクション係数の低いグリースの採用
- この結果、ギヤのかみ合い部で 2.5 % の効率改善が達成された。

入力側軸受諸元については、プログラムパッケージ BRAIN を用いて低トルク設計を行い、1 % の効率改善を得た。

これらの最適仕様における改善効果を図7に示す。ここでは、最適設計前のラック&ピニオン部全体の値を1とした。ラック&ピニオン部全体で、約 3.5 % の改善効果が得られた。

## 5. あとがき

EPSシステム高出力化のため、効率向上の要となる減速機構部およびラック&ピニオン部について、シミュレーションおよび実験による損失要因の分析を行った。摩擦損失はシミュレーション結果と実験結果でよく一致した。各機構部の損失の主要因となる要素について最適設計を行い、減速機構部で 3 %、ラック&ピニオン部で 3.5 % の効率改善を得た。

今回提案した各種施策は、3Lクラスの大型車に搭載可能なラック推力 12 000 N（従来比 1.5 倍）を実現するコラムタイプEPS（図8）の開発に応用されている。

今後は、シミュレーションの精度をさらに向上させるとともに、耐久評価や疲労評価などの評価技術とシミュレーション技術を融合させ、時代のニーズに合った研究・開発を進めていきたい。

## 参考文献

- 1) 荒牧宏敏, “転がり軸受運動摩擦解析プログラムパッケージ ‘BRAIN’”, NSK TECHNICAL JOURNAL, 663 (1997) 1-7.
- 2) 森田伸一, “軸受性能のコンピュータシミュレーション技術”, NSK TECHNICAL JOURNAL, 673 (2002) 31-35.
- 3) 商品紹介, “高出力コラムタイプ電動パワーステアリング”, NSK TECHNICAL JOURNAL, 679 (2005) 52-53.

# 次世代トロイダルCVTの開発

## —動力伝達効率と ギヤードニュートラル制御—

今西 尚\*, 篠島 巧\*, 豊田 俊郎\*, 井上 英司\*

### Development of the Next-Generation Toroidal CVT —Power Transmission Efficiency and Control of the Geared-Neutral System—

T. Imanishi, T. Shinojima, T. Toyoda, E. Inoue



今西 尚



篠島 巧



豊田 俊郎



井上 英司

The authors are developing a new half-toroidal CVT that offers a wider ratio range, higher torque capacity, and higher efficiency in a more compact size. Major features of this new half-toroidal CVT include a geared-neutral system and a power-split system. We successfully downscaled the current CVT by eliminating conventional launching devices, such as the torque converter, friction clutch, etc., and focused our energies on a geared-neutral system. In this paper, we focus on power transmission efficiency of such a system and present theoretical calculations and experimental results. Concepts for achieving higher efficiency will be also discussed. In an IVT, the control scheme at near-zero speed is the one of the more important issues of this technology that need to be addressed. Conventional torque controls are discussed in this area. The authors describe new control concepts based on a speed ratio-control scheme with additional torque compensation, and present results of testing that was completed using an actual vehicle.

1. はじめに
2. トロイダルIVTのギヤトレイン
  - 2.1 Lowモード（低速側モード）
  - 2.2 Highモード（高速側モード）
3. 動力伝達効率
  - 3.1 理論伝達効率
  - 3.2 バリエータ部伝達効率
  - 3.3 トロイダルIVTの実測効率
4. ギヤードニュートラル制御
  - 4.1 トルク制御
  - 4.2 新方式トルク制御の原理
  - 4.3 油圧制御回路
  - 4.4 実車試験結果
5. あとがき

## 1. はじめに

持続可能な社会の実現という自動車技術への要求に対し、ドライブトレインにおけるトランスミッションの果たす役割は大きく、燃費と車両運動性能の両立に理想的なCVT（無段変速機）への期待は高まりつつある。1999年に世界で初めて実用化されたハーフトロイダルCVTもさらなる小型化、高トルク容量化、高効率化、および低コスト化が求められている。筆者らはこれらの要求を満足するトランスミッションの一つとして、図1に示すようなギヤードニュートラルとパワースプリットシステムを採用した次世代トロイダルIVT（Infinitely Variable Transmission：変速比無限大無段変速機）を開発し提案している<sup>1)</sup>。

本報告では動力循環システムの動力伝達効率の考え方とプロトタイプにより測定した実測効率を示す。ま

た、IVTではゼロ速度近辺（いわゆるギヤードニュートラル近傍）における制御が重要な課題のひとつとされている。この制御手法に関し、従来のトルク制御に

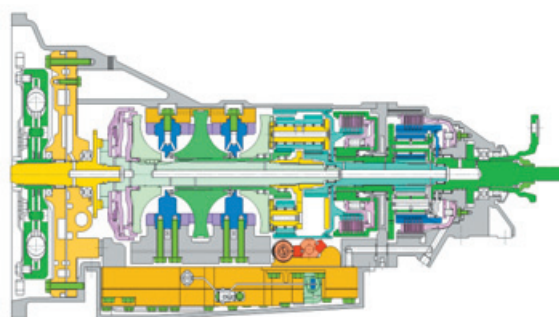


図1 次世代トロイダルIVT  
Fig. 1 Next-generation Toroidal IVT

\* 技術開発本部 CVTプロジェクトチーム

よる方法ではなく、変速比制御を基本としたギヤードニュートラル制御の考え方を示す。

## 2. トロイダルIVTのギヤトレイン

### 2.1 Lowモード（低速側モード）

次世代トロイダルIVTでは、低速側で用いられるLowモードにダブルピニオン遊星ギヤの差動機構を利用したギヤードニュートラルシステムを採用した。図2にLowモードの動力伝達を示す。エンジンは振動吸収用のダンパーを介して入力ディスクとフロント側遊星ギヤのキャリアを同時に駆動する。バリエータの出力は貫通軸を介して遊星ギヤのサンギヤ（S1）に伝えられる。遊星ギヤのリングギヤ（R1）がIVT機構の出力となり、これがLowモード（低速側モード）用クラッチを介して、トランスミッション出力軸へと伝えられる。遊星ギヤの各要素（サンギヤ、リングギヤ、キャリア）の速度関係は良く知られており、IVT機構全体の入出力速度関係は以下の式で表される。

$$N_{OUT} = N_R = \frac{(i_1 - 1) - e_V}{i_1} N_{IN} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$N_{IN}$  : 変速機入力回転数 (= エンジン回転数)

$N_{OUT}$  : 変速機出力回転数

$N_R$  : リングギヤ回転数

$i_1$  : 遊星ギヤ比 (=  $Z_{R1} / Z_{S1}$ )

$Z_{R1}$  : リングギヤ1の歯数

$Z_{S1}$  : サンギヤ1の歯数

$e_V$  : バリエータ速度比 ( $= \frac{\text{出力ディスク速度}}{\text{入力ディスク速度}}$ )

### 2.2. Highモード（高速側モード）

高速側ではHighモードクラッチを繋いで、遊星ギヤの構成を切り替えている。これにより最大増速比を大きくし、高速走行時のエンジン回転数を下げることができる。またHighモードではパワースプリット動力伝達となって、エンジン動力の一部はバリエータを介さずにエンジンから遊星ギヤを介して出力軸に伝えられる。この構成によりバリエータを小型化することができ、IVT全体のサイズを小さくすることが可能となった。連続して高負荷運転が続く高速走行時にバリエータの負荷を低減できることは、従来のCVT機構になかった重要な特長である。

図3にHighモードの動力伝達を示す。遊星ギヤのサンギヤとキャリアの結合はLowモードと同じである

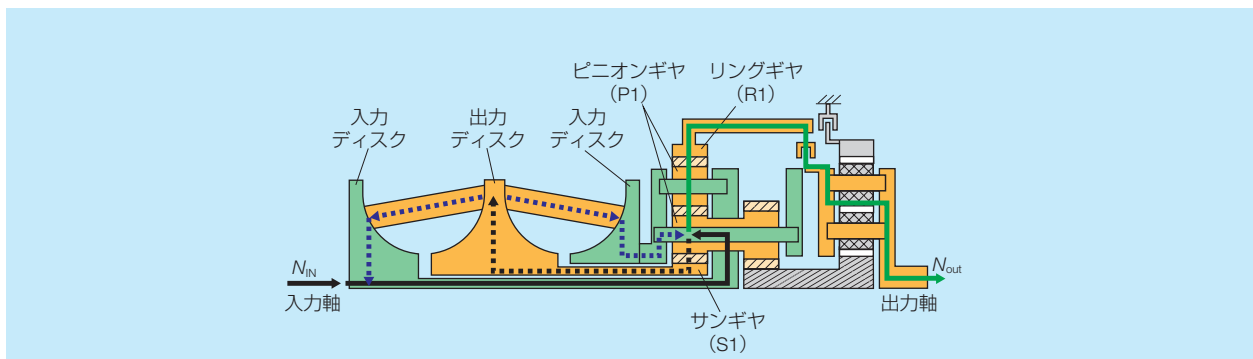


図2 Lowモードの動力伝達（前進時）  
Fig. 2 Power flow for forward low-mode drive conditions

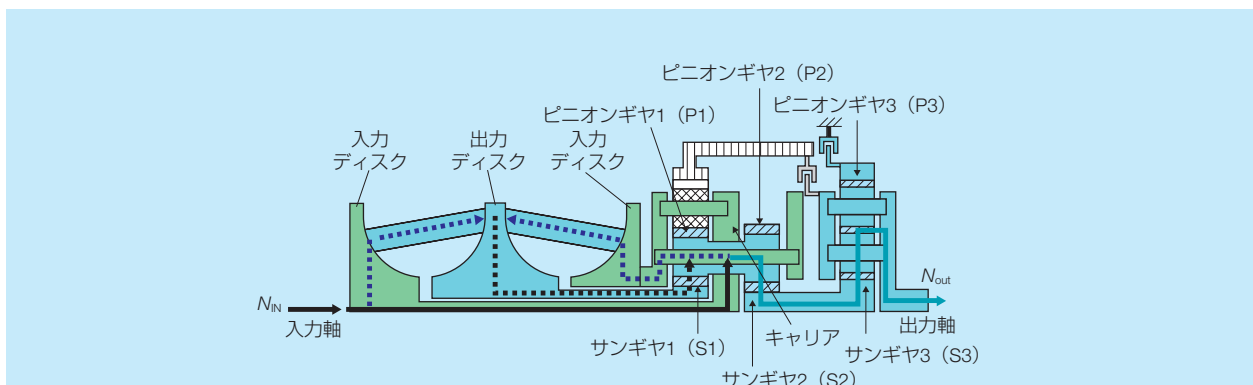


図3 Highモードの動力伝達  
Fig. 3 Power flow for high-mode drive



が、Highモードではフロント側遊星ギヤのリングギヤギヤ (R1) をフリーとし、代わりにラビニョウ式遊星の後段側サンギヤ (S2) をその出力としている。HighモードにおけるIVTの変速比は次式で表される。LowモードからHighモードへの切替ポイントにおいて、Lowモードにおける出力回転数とHighモードの出力回転数を一致させるために、リヤ側に反転減速ギヤが必要となる。図3におけるリヤ側の遊星ギヤ列はサンギヤ (S3) 入力・キャリア出力で、反転減速ギヤ列として使用される。

$$N_{OUT} = \frac{e_v - (i_{12} - 1)}{i_{12} \cdot (i_3 - 1)} N_{IN} \quad \dots\dots\dots (2)$$

$i_{12}$  : サンギヤ1-サンギヤ2間ギヤ比  $(= \frac{Z_{P1}}{Z_{S1}} \cdot \frac{Z_{S2}}{Z_{P2}})$

$i_3$  : 遊星ギヤ比  $(= Z_{R3} / Z_{S3})$

$Z_{P1}$  : ピニオンギヤ1の歯数

$Z_{P2}$  : ピニオンギヤ2の歯数

$Z_{S2}$  : サンギヤ2の歯数

$Z_{R3}$  : リングギヤ3の歯数

$Z_{S3}$  : サンギヤ3の歯数

### 3. 動力伝達効率

#### 3.1 理論伝達効率

差動状態で回転する遊星ギヤの伝達効率については、いくつかの研究がなされている<sup>2)</sup>。これらの考え方をLowモードのギヤ列に適用すると、遊星ギヤ部分を 2入力1出力の要素と考えることができ、効率は以下の式で表せる。

$$\text{キャリア・リングギヤ1間効率 } \eta_{CR} = \frac{i_1 - 1}{i_1 - \eta_0} \quad \dots (3)$$

$$\text{キャリア・サンギヤ1間効率 } \eta_{CS} = \frac{\eta_0 \cdot (i_1 - 1)}{i_1 - \eta_0} \quad \dots (4)$$

$$\text{遊星ギヤ基準効率 } \eta_0 = \eta_{SP} \cdot \eta_{PP} \cdot \eta_{PR} \quad \dots (5)$$

ここで、 $\eta_{SP}$ 、 $\eta_{PP}$ 、 $\eta_{PR}$ はそれぞれサンギヤ・ピニオンギヤ間、ピニオンギヤ・ピニオンギヤ間、ピニオンギヤ・リングギヤ間のかみ合い効率を示す。本報告の理論計算では各かみ合い効率を 98.5 % とした

バリエータの伝達効率を  $\eta_v$  とすると、トロイダルIVTのLowモードにおける伝達効率 ( $\eta_{TM\_LOW}$ ) は以下の式で表される。

$$\eta_{TM\_LOW} = \frac{\eta_{CR} \cdot \{(i_1 - 1) - e_v\}}{i_1 - 1 - \eta_{CS} \cdot \eta_v \cdot e_v} \quad \dots (6)$$

また、Highモードにおいても同様に遊星ギヤ部分を 2入力1出力の要素と考えることができ、効率は以下の式になる。

$$\text{サンギヤ1・サンギヤ2間効率 } \eta_{S1S2} = \eta_0 \quad \dots (7)$$

$$\text{キャリア・サンギヤ2間効率 } \eta_{CS2} = \frac{\eta_0 \cdot (1 - i_{12})}{1 - i_{12} \cdot \eta_0} \quad \dots (8)$$

$$\text{遊星ギヤ基準効率 } \eta_0 = \eta_{SP}^2 \quad \dots (9)$$

Highモードにおける入力軸・サンギヤ2 (S2) 間の伝達効率 ( $\eta_{12}$ ) は以下の式で表される。

$$\eta_{12} = \frac{\eta_v \cdot \{\eta_{S1S2} \cdot e_v + \eta_{CS2} \cdot (1 - i_{12})\}}{e_v + \eta_v \cdot (1 - i_{12})} \quad \dots (10)$$

リヤ側反転減速ギヤ列の部分の動力伝達効率は、以下の式で表される。

$$\text{サンギヤ3・キャリア間効率 } \eta_{S3C} = \frac{\eta_0 \cdot i_3 - 1}{i_3 - 1} \quad \dots (11)$$

$$\text{リヤ側遊星ギヤ基準効率 } \eta_0 = \eta_{SP} \cdot \eta_{PP} \cdot \eta_{PR} \quad \dots (12)$$

IVTトータルとしてのHighモード伝達効率 ( $\eta_{TM\_HIGH}$ ) は、次の式で表される。

$$\begin{aligned} \eta_{TM\_HIGH} &= \eta_{12} \cdot \eta_{S3C} \\ &= \frac{\eta_v \cdot \eta_{S3C} \cdot \{\eta_{S1S2} \cdot e_v + \eta_{CS2} \cdot (1 - i_{12})\}}{e_v + \eta_v \cdot (1 - i_{12})} \quad \dots (13) \end{aligned}$$

#### 3.2 バリエータ部伝達効率

本報告での計算に用いたバリエータ効率  $\eta_v$  は実験により求めた。プロトタイプバリエータの実測により、入力ディスク-出力ディスク間の伝達効率として、 $e_v = 2.0$  (High側) および  $e_v = 0.5$  (Low側) 近傍で約 95 %、 $e_v = 1.0$  近傍で約 93 % の値が得られた。バリエータの伝達効率はギヤかみ合い効率に比べればやや低くなっており、バリエータ部を通過する動力を軽減するパワースプリットは、高効率を得るのに適していることがわかる。

#### 3.3 トロイダルIVTの実測効率

図1に示すトロイダルIVTのプロトタイプを用いて、動力伝達効率の計測を行った。伝達効率は入出力の回転数とトルクを計測することによって求めた。図4は、入力トルクを一定値 ( $T_{in} = 450 \text{ N}\cdot\text{m}$ ) としたときの動力伝達効率の計測結果と理論効率を比較して示した

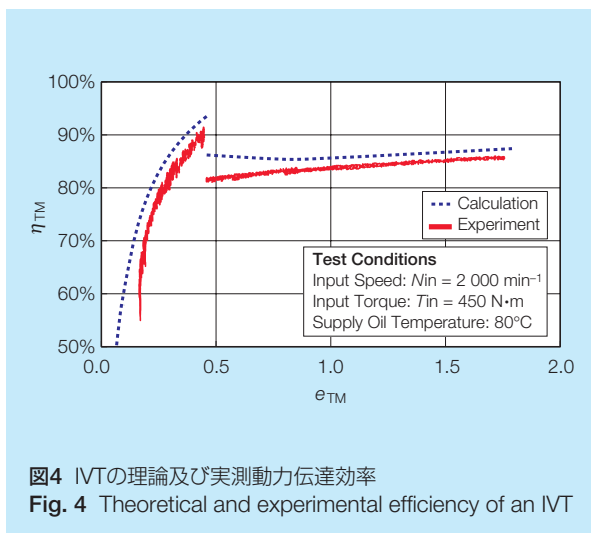


図4 IVTの理論及び実測動力伝達効率  
Fig. 4 Theoretical and experimental efficiency of an IVT

ものである。出力速度がゼロであるギヤードニュートラルポイント ( $e_{TM} = N_{OUT}/N_{IN} = 0$ ) では、伝達効率がゼロになることは自明である。Lowモードでは増速比が大きくなると効率が上昇し、Highモードへの切り替えポイント ( $e_{TM} = 0.46$ ) 近傍では最大約91%の伝達効率を示した。Highモードでは82~86%の伝達効率を示している。LowとHighの両モードにおいて、理論伝達効率と実測伝達効率の誤差は約2%である。誤差については、以下の四つの要因を理論伝達効率に反映させていないためと推察している。

- ①トランスミッション内の回転部品がオイルを攪拌することによる損失。
- ②モード切替用のクラッチプレートにおける引きずり損失。
- ③キャリア自体の変形によるギヤ歯当たり不良。  
本トロイダルIVTでは、リア側入力ディスクへの押付け力伝達がキャリアを介して行われている。キャリアの変形によりギヤの歯当たりが悪い状況となり、ギヤ伝達効率が悪くなることが予想され、キャリア設計には剛性に対する配慮が必要である。

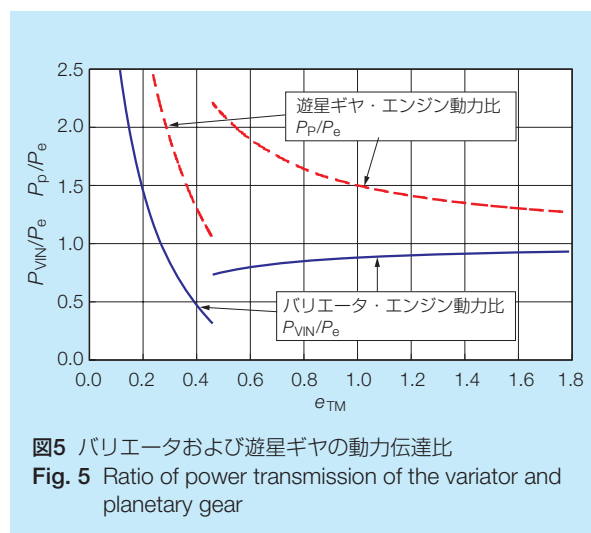


図5 バリエータおよび遊星ギヤの動力伝達比  
Fig. 5 Ratio of power transmission of the variator and planetary gear

④トラクションオイルの特性による損失。

トラクションオイルは高接触面圧下でトラクション係数が大きくなるように設計されたオイルであるため、滑りを伴うギヤ歯面での伝達効率を低下させる場合もあることが研究されている<sup>3)</sup>。

図5は各増速比に対し、バリエータが伝える動力と遊星ギヤのピニオンギヤが伝える動力を、エンジン動力との比で示したものである。Highモードの低速側 ( $e_{TM} = 0.46 \sim 0.8$ ) では、遊星ギヤが伝える動力が特に大きくなっており、IVT全体の伝達効率に対しギヤ効率の影響が大きいことがわかる。本報告ではギヤかみ合い効率を98.5%としたが、図4と図5を比較すると遊星ギヤが伝える動力が大きい条件で理論値と実験値の効率差が大きくなっていることから、ギヤかみ合い効率が上記仮定よりもやや低くなっていると考えられる。

図6はさらなる効率向上を狙ったギヤレイアウトの一例である。Highモードにおける反転減速用のリア側の遊星ギヤ列に注目し、ギヤかみ合い数が少なくなるような構成とした。このような工夫や前述の動力損

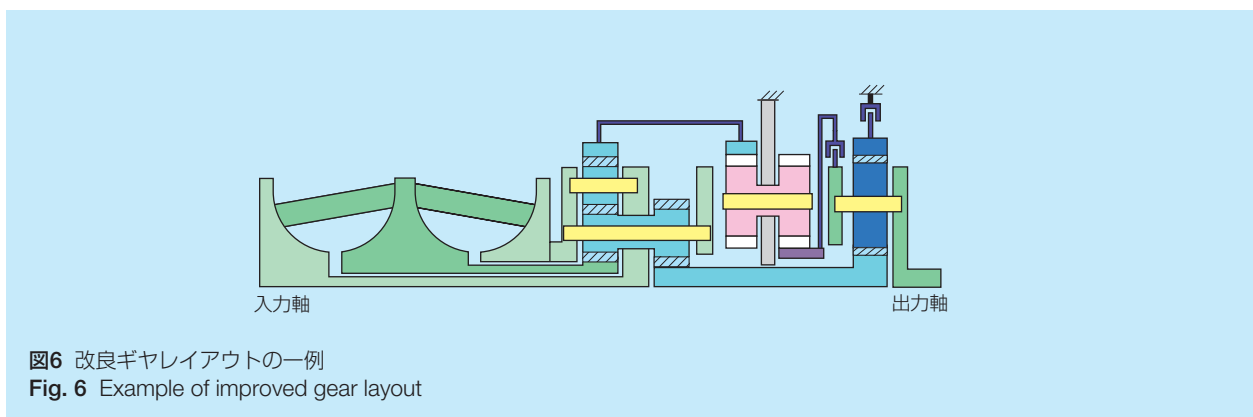
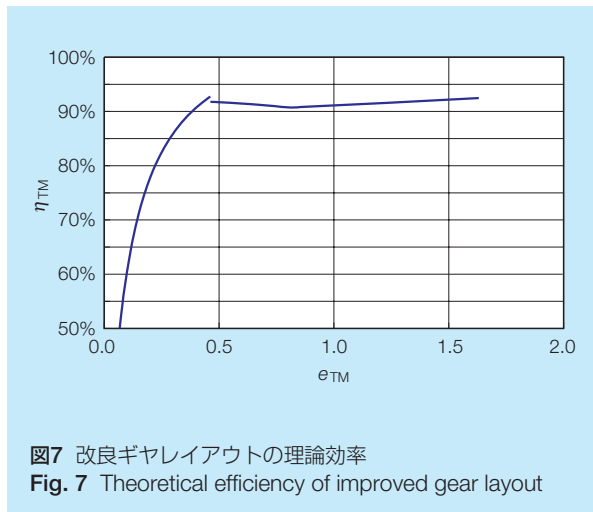


図6 改良ギヤレイアウトの一例  
Fig. 6 Example of improved gear layout



失要因の見直しにより、IVT効率はさらに向上すると考えられる。図7に、このギアレアウトを採用した場合の理論効率計算結果を示す。IVTトータルで最高92%を超える効率が期待される。

#### 4. ギャードニュートラル制御

##### 4.1 トルク制御

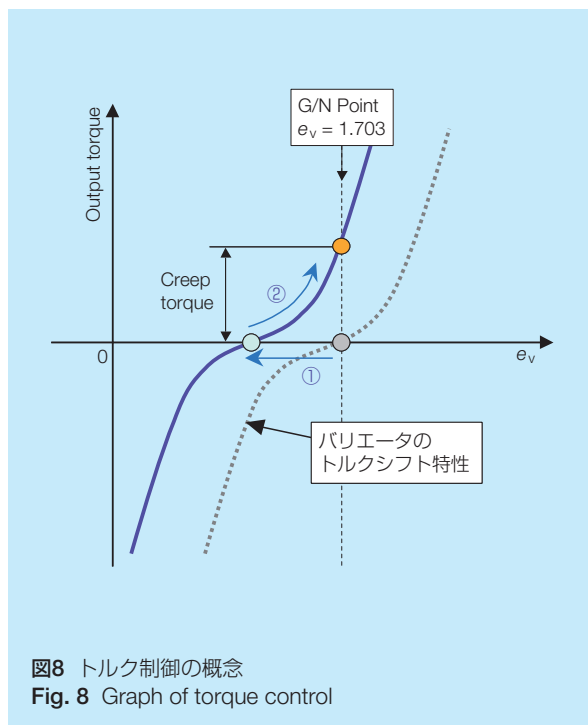
ギャードニュートラル近傍ではトルク制御が重要な課題のひとつである。トランスミッション全体の速度比がゼロとなるギャードニュートラルでは、理論的にトルク比は無限大(∞)と考えることができる。実際にはバリエータやギヤなどの各動力伝達要素の伝達効率が100%でないため、構成部品に無限大の力が加わることはない。しかし、バリエータやギヤ部においてトランスミッション入力(=エンジン出力)の10倍以上のトルクが循環する場合がある。ギャードニュートラル機構では、伝達するトルクをコントロールする“トルク制御”が重要な技術の一つになる。

トルク制御は従来から研究されており、パワーローラ伝達力の反力を支持する油圧ピストンの油圧力を圧力制御弁で制御することによってトルク制御を実現している<sup>4)</sup>。一方、パワーローラの傾転角度をフィードバックする“変速比制御”は信頼性が高く、市販されたトロイダルCVT搭載車も傾転角度をカム機構により機械的にフィードバックする変速比制御方式を適用している。この方式は、走行中にトランスミッションの変速比を決定する手法として一般的な変速マップ方式との親和性も高い。本報告では変速比制御をベースとした新方式のトルク制御を提案する。

#### 4.2 新方式トルク制御の原理

バリエータには、トルクがかかると目標変速比と実変速比の間に若干の差が生じる“トルクシフト”と呼ばれる特性があり<sup>5)</sup>、この特性を利用してトルク制御を行う。

図8は、トルクシフトを利用したトルク制御の概念を示したものである。横軸はバリエータ速度比、縦軸は出力トルク(=リングギヤ上のトルク)を表している。点線はバリエータのトルクシフト特性を定性的に示しており、トルクの変化に対して変速比が変化する様子を表している。今、出力軸速度ゼロで駆動力だけを与える状態(いわゆるクリープ状態)を考える。前進方向への駆動力を与えたい時はバリエータの目標変速比を①のごとく若干減速側に変速させる。目標変速比が動いたことでトルクシフトの特性線は実線で示すように左側に動く。しかしながら、出力軸速度はゼロに固定されているので、バリエータの変速比は強制的にギャードニュートラルポイント( $e_v = 1.703$ )になる。②に示すごとく、バリエータにトルク伝達が発生し、結果として出力軸にクリープトルクが発生する。後進方向にクリープ力を得たい場合には、目標変速比を若干増速側に動かし、図3の特性線を右側に動かすようにすればよい。トルクシフトの特性をあらかじめ把握しておけば、適当な量を変速させることで、バリエータにはトルクが発生し結果的に計画されたクリープ力を得ることができる。



4.3 油圧制御回路

前述の制御コンセプトに基づき、IVTの制御機構設計を行った。ギヤードニュートラル制御機構部分の機構図を図9に示す。

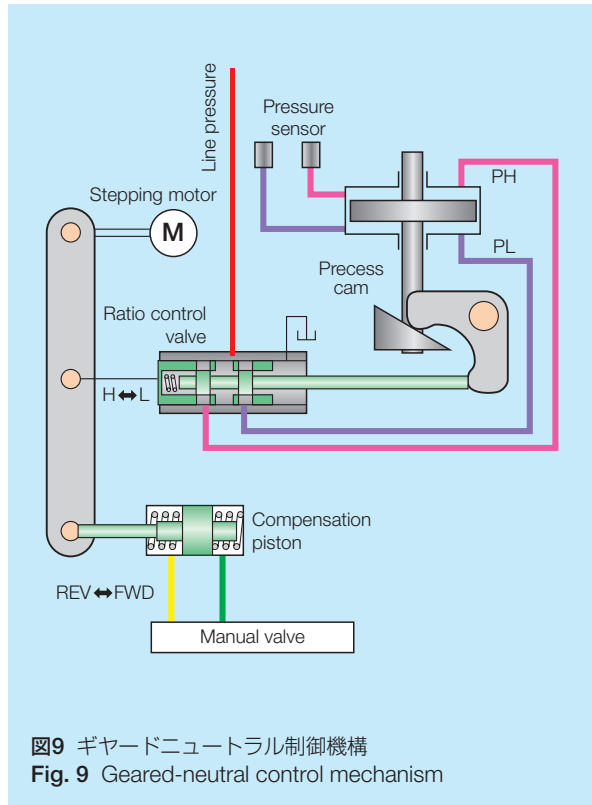


図9 ギヤードニュートラル制御機構  
Fig. 9 Geared-neutral control mechanism

プロトタイプ用油圧回路では、前後進切り替えの信頼性を高めるために油圧ピストンを用いた機構を盛り込んだ。バリエータの変速比を調整する変速制御弁（Ratio control valve）はステッピングモータとリンク機構によって動かされるが、リンク機構は補正ピストンによっても動かすことができる。この補正ピストンはセレクトレバーに繋がるマニュアルバルブに連通しており、前進（D:ドライブレンジ）と後進（R:リバースレンジ）の切り替えに伴って、それぞれ一定量だけリンク機構を動かす。このわずかな変速比の移行により、図8の原理に基づいた、車両ゼロ速度において前進（あるいは後進）側のクリープ力が得られる。補正ピストンは、電気系統の失陥時にも対応して確実に前後進を得られる信頼性の高いシステムとなっている。

プロトタイプトランスミッションでは二つの補償制御を付け加えた。油温によるバルブ特性の差を補償するために油温に応じてステッピングモータでギヤードニュートラルポイントからの移動量を補正する。また、制御ピストン差圧（ $\Delta P$ ）を監視して、計画されたクリープ力と発生力がずれた場合には、ステッピングモータで発生トルクを補正する制御も加えている。制御の流れを示したフローチャートを図10に示す。この二つの制御により、外気温変化などの外乱がある場合にも対応できる信頼性の高いクリープ力制御が可能になった。

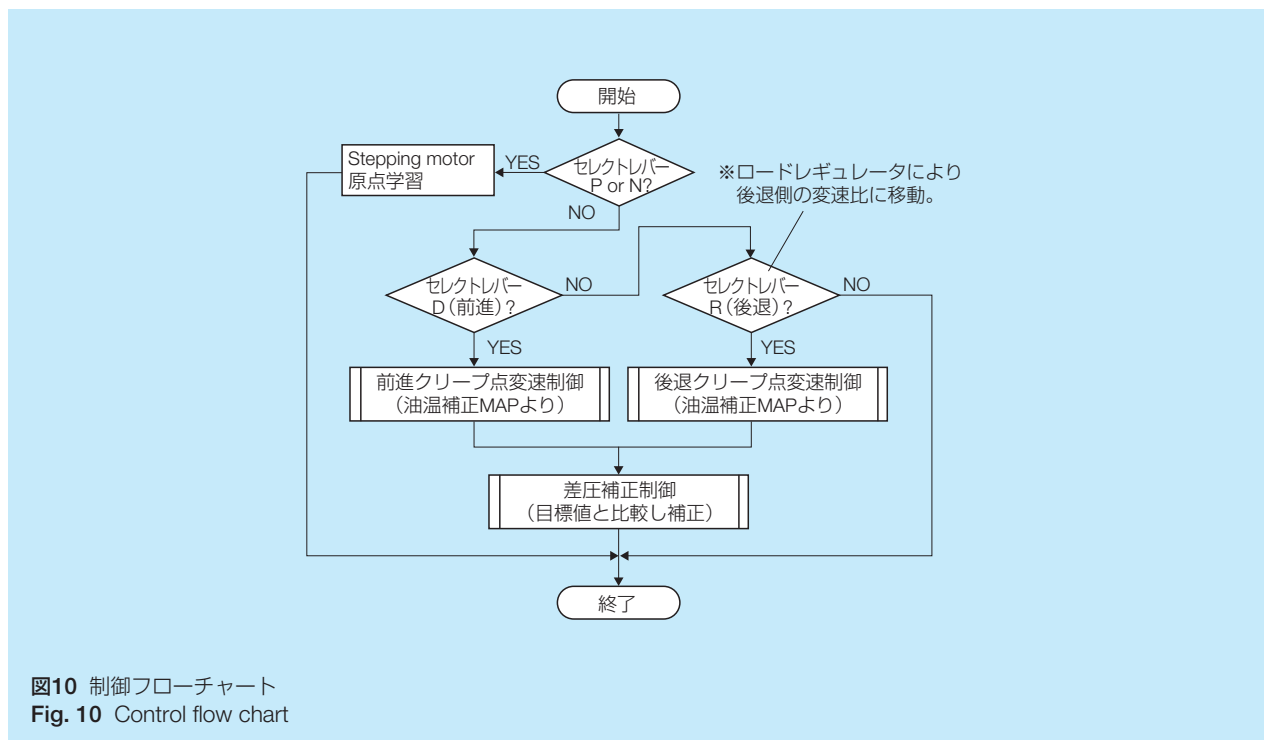


図10 制御フローチャート  
Fig. 10 Control flow chart

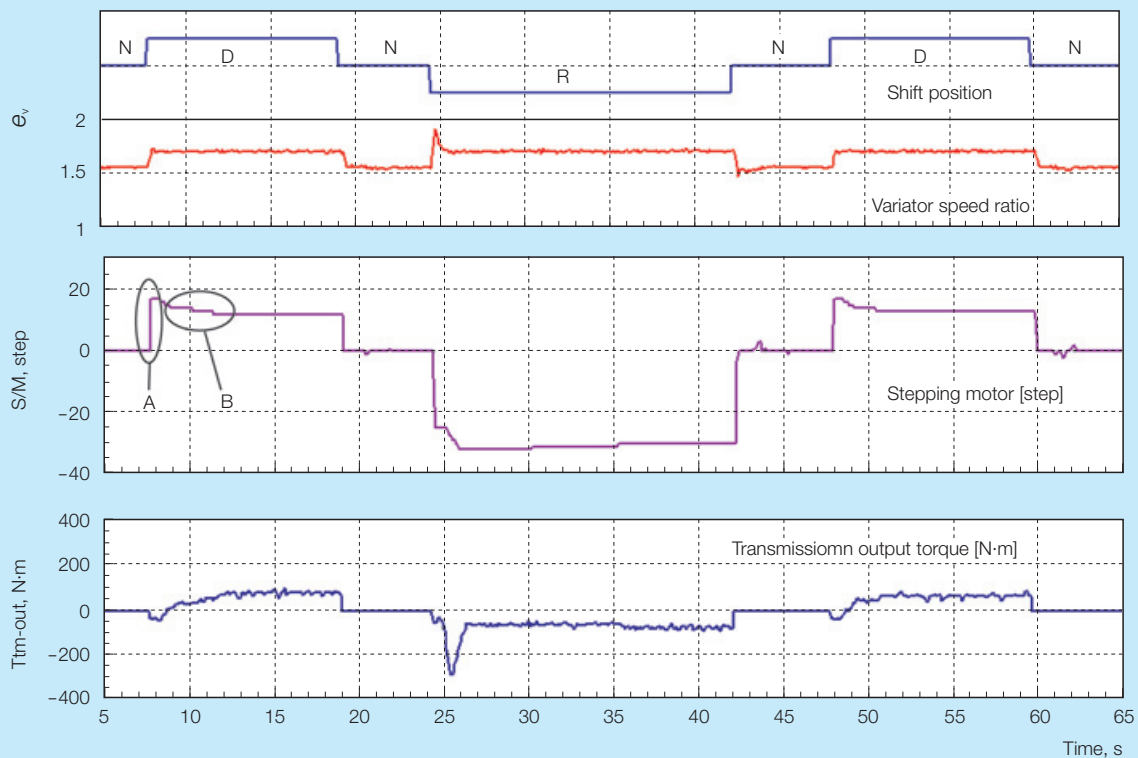


図11 ゼロ速度におけるクリープ力制御試験結果  
 Fig. 11 Results of creep force control test at zero speed

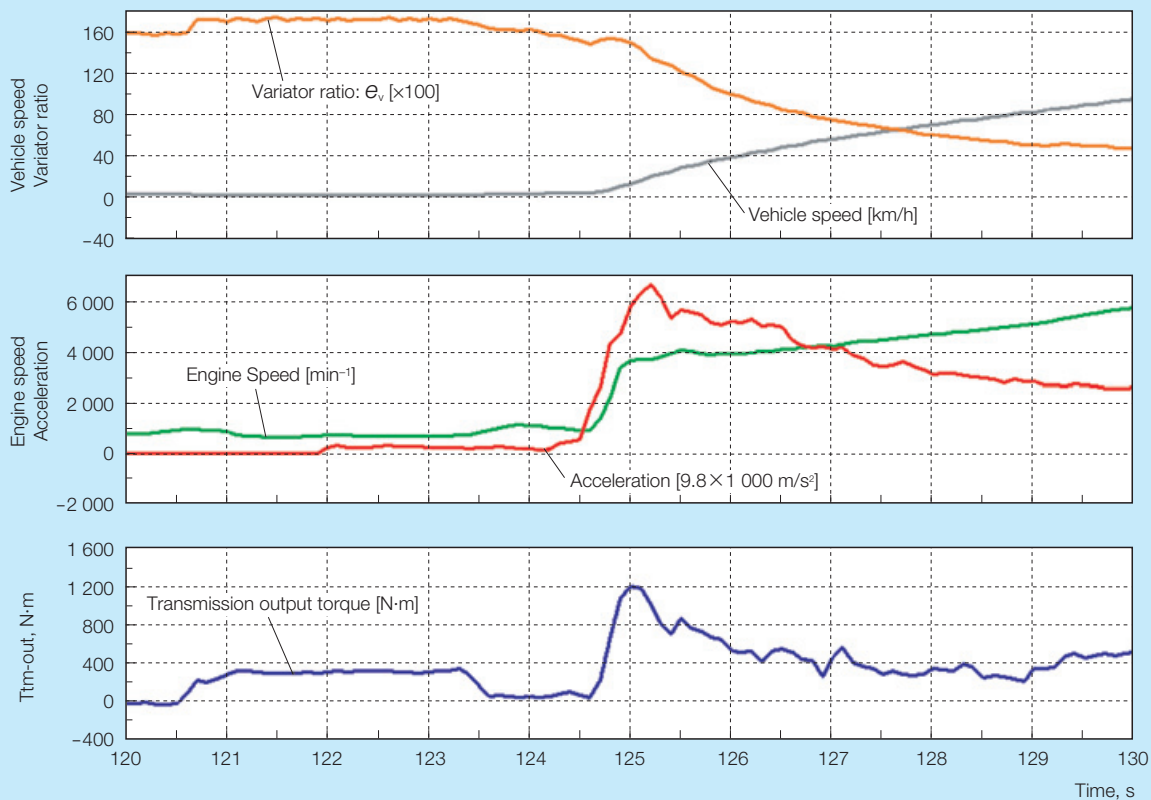


図12 アクセル開度100% (WOT) 発進試験結果  
 Fig. 12 Results of vehicle launching test with WOT

#### 4.4 実車試験結果

プロトタイプトランスミッションを4.3Lエンジン（最大トルク 430 N・m）搭載のFRセダんに装着して、車両による実証試験を行った。図11は、ブレーキを踏み車両速度ゼロの状態、セレクトレバーを前進（D:ドライブレンジ）または後進（R:リバースレンジ）に切り替えた時のデータを示している。前進または後進への切り替えに伴い、トランスミッション出力トルクが安定して発生していることがわかる。図11のA部において、油温補償制御とB部差圧補償制御が機能してステッピングモータが動いているのがわかる。図12は、Dレンジにおいてゼロ速度からアクセル開度100%（WOT）にした発進加速データを示している。出力軸トルクと車両の加速度がレスポンス良くスムーズに立ち上がっている。ギヤードニュートラル制御はゼロ速度近辺で作動しており、ブレーキを離して車が動き始めてからはいわゆる変速マップ方式による完全変速比制御に移行している。

#### 5. あとがき

次世代のCVTとして筆者らが提唱している、ギヤードニュートラルとパワースプリットシステムを採用したトロイダルIVTについて、その理論伝達効率と実験による実測効率を示した。このような動力循環システムでは、バリエータ自体の効率と共に、ギヤ効率がIVT全体効率に大きな影響を及ぼし、ギヤレイアウトが重要であることを示した。また、ゼロ速度近辺の制御方式として、変速比制御の構成を基本とした新方式のトルク制御システムを提案した。プロトタイプトランスミッションによる実車試験においてこの方式が信頼性に優れていることを示した。この制御方式が確立できたことで、トルクコンバータを必要としないIVTの実用化の目途付けができたと考える。

本稿は、社団法人自動車技術会の転載承認を得て、社団法人自動車技術会発行の講演会前刷集No.9-05（2005）とNo.140-06（2006）から一部を転載しています。

#### 参考文献

- 1) 篠島巧 他, “次世代トロイダルCVTの開発”, NSKテクニカルジャーナル, No.679 (2005) 1-9.
- 2) 両角宗晴, “遊星歯車と差動歯車の設計計算法”, (1984) 産経出版社.
- 3) 池桑清隆 他, “歯車の動力伝達損失に及ぼすトラクション油の影響”, トライボロジー会議予稿集 (鳥取2004-11), 531-532.
- 4) R. D. Fuchs et al., “Full Toroidal Variator Dynamics”, SAE 2002-01-0586 (2002).
- 5) S. Miyata et al., “Study of the Control Mechanism of a Half-Toroidal CVT During Load Transmission”, TD-5, Proc of MPT2001-Fukuoka (2001) 844-848.
- 6) 今西尚他, “次世代トロイダルIVTの開発”, 自動車技術会2005年春季大会 学術講演会前刷集No. 9-05, 20055158, (2005).
- 7) 今西尚他, “次世代トロイダルIVTの開発”, 自動車技術会2006年秋季大会 学術講演会前刷集No.140-06, 20065659, (2006).

# センサ付き軸受の開発

柳沢 知之\*, 小山 睦\*



柳沢 知之

## Sensor Bearing Development

T. Yanagisawa, M. Koyama



小山 睦

We have developed sensor bearings that meet requirements for high performance and miniaturization. The NSK sensor bearing has a structure that integrates the sensors into a deep groove ball bearing. The sensors are able to detect the speed and the direction of rotation.

In this article, we report on sensor performance and present reliability test results of this newly developed sensor bearing.

1. まえがき
2. 開発の背景
  - 2.1 開発コンセプト
  - 2.2 開発のポイント
3. センサ付き軸受の構造とセンサ仕様
  - 3.1 構造
  - 3.2 センサ仕様
4. 性能評価試験
  - 4.1 信頼性評価
  - 4.2 電磁両立性 (EMC) 評価
5. あとがき

## 1. まえがき

各種機械装置は、信頼性向上、メンテナンスフリー、省スペースなどの高付加価値性を特長とする製品が数多く発表されるようになってきた。これらの中で、付加価値向上のためにセンサ機能を持つユニットが組み込まれたものが増えてきた。組み込まれたユニットは、機械装置の中で重要な役割を担っており、機能向上やコンパクト化などが求められている。このような要求に応えるため、NSKは次のような特長を有するセンサ付き軸受を開発した。

- ①回転速度と回転方向の同時検出が可能
- ②コンパクト
- ③装置への組み付けが容易

本報では、今回開発したセンサ付き軸受の概要について紹介する。

## 2. 開発の背景

### 2.1 開発コンセプト

これまでにNSKは、回転速度検出センサを内蔵し

たハブユニット軸受を製品化している<sup>1)</sup>。しかし、ハブユニット軸受は自動車用に限定されたものであることから、産業用機器や家庭用電気器具などに適用可能な軸受ユニットとして、深溝玉軸受をベースにしたセンサ付き軸受が求められていた。また、センサ機能の向上として、回転速度だけでなく、いろいろな情報を取り込みたいとの要望が増えてきている。

これらの要求に応えるため、“回転速度と回転方向を検出する機能を持つ深溝玉軸受ユニット”を目標として本センサ付き軸受を開発した。

### 2.2 開発のポイント

センサ付き軸受の開発コンセプトを実現する上でポイントとなった項目を以下に示す。

- ①回転速度と回転方向の検出精度向上  
ピッチ精度、デューティ比、位相差などの性能を満足し、検出精度を向上させるための、多極磁石の着磁精度向上やセンサ部の組立方法改善
- ②耐環境性能の向上  
実使用で想定される熱、振動、衝撃などの外部環境に耐えられるようにするための、電子部品の選定、

\* メカトロ技術開発センター メカトロ開発部

センサ構造の検討，および信頼性試験による検証

③外部磁界に対する性能の向上

外部磁界に対する耐性を向上させるための，磁気シールド構造の検討および実験による検証

④電磁両立性（EMC）性能の向上

EMC性能向上のための，センサ素子の選定，電気的フィルタなどの検討，およびEMC（EMS）試験による検証

### 3. センサ付き軸受の構造とセンサ仕様

#### 3.1 構造

開発したセンサ付き軸受の構造を図1に示す。また，その外観を写真1に示す。本センサ付き軸受は，回転速度と回転方向を同時に検出する機能を盛り込むために，次のような構造となっている（図2）。

軸受外輪（静止輪）に固定された磁気検出素子と，軸受内輪（回転輪）に取付けられた多極磁石は対向し

て配置されている。多極磁石は，円周方向にN極とS極が交互に着磁されている。内輪に取り付けられた多極磁石が回転すると，外輪側の磁気検出素子が磁極の変化を検出し，磁極の変化に応じたパルス信号を出力する。このパルス信号の周波数から回転速度を知ることができる。

磁気検出素子は，図2に示すように，円周方向に一定の間隔で二つ配置されている。二つの磁気検出素子から出力されるパルス信号は，A相およびB相と呼ばれ，図3に示すような矩形波である。磁気検出素子の位置は，A相とB相の位相差が約90°になるように設定されている。これらのA相とB相の信号から，一般のロータリーエンコーダと同様に，どちらが先に立ち上がるかを知ることにより回転方向の検出が可能となっている。

なお，本センサ付き軸受は，センサ部分の最適化を図ることで，外部磁界の影響を受けにくくしている。

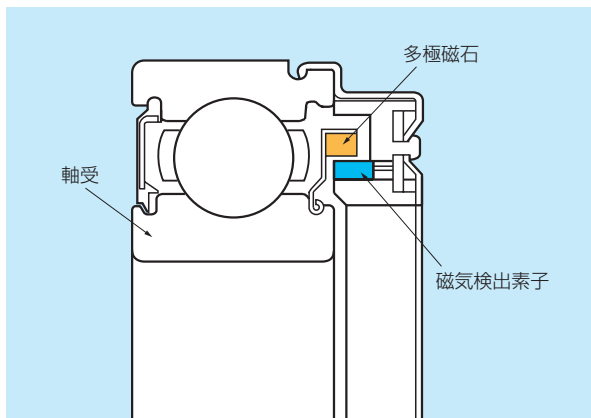


図1 構造図  
Fig. 1 Structure of sensor bearing

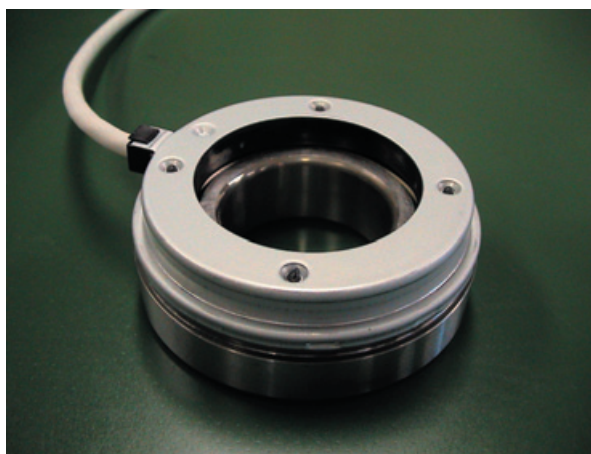


写真1 外観  
Photo 1 Sensor bearing

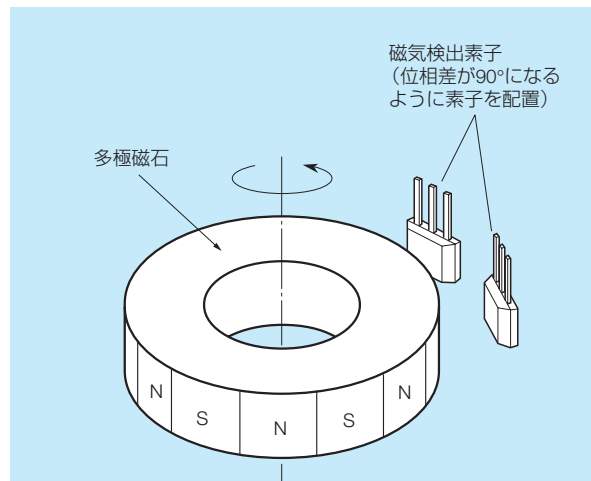


図2 回転検出部の基本構造  
Fig. 2 Basic structure of the sensing parts that detect rotation

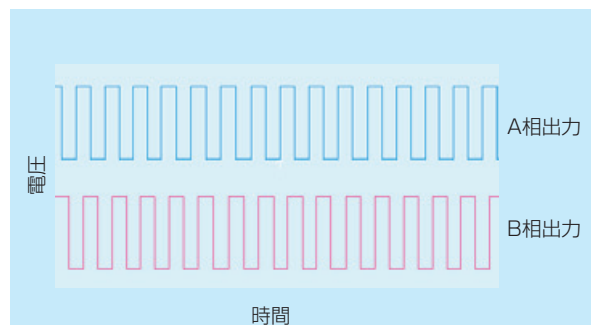


図3 出力波形の例  
Fig. 3 Output examples



3.2 センサ仕様

表1に主なセンサ仕様を示す。

出力波形は1周あたり64パルスの矩形波である。

ピッチ精度、デューティ比、位相差などの各種センサ性能は、写真2に示すセンサ性能検査装置を用いて測定した。検査装置の測定データは付属のコンピュー

表1 主なセンサ仕様

Table 1 Standard specifications of the sensor

軸受型番	6206
使用温度範囲	-40~120 °C
出力パルス数	64 pulses/rev
ピッチ精度	± 5 %
デューティ比	50 % ± 15 % (35~65 %)
位相差	90° ± 45°

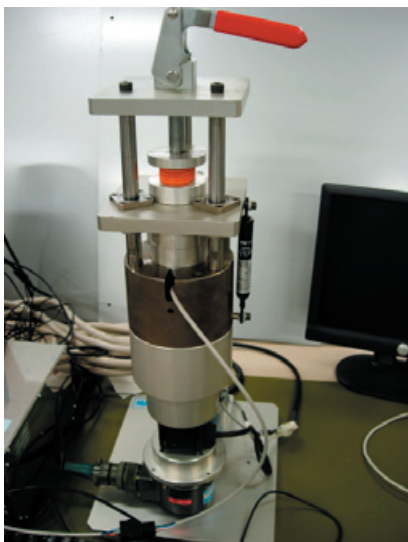


写真2 性能検査装置外観

Photo 2 Measuring equipment for the sensor bearings

タで処理され、表2に示すような形式で出力される。測定されたセンサ性能は良好で、表1に示す仕様を満足するものとなっている。このように、今回開発したセンサ付き軸受は、多極磁石の着磁精度を向上するとともに、組立方法を改善することで、ピッチ精度やデューティ比などの信号出力の高精度化を達成している。

なお、ピッチ精度、デューティ比、および位相差は、信号の1周期の時間などを基にして定義される値であり、これらの関係を図4に示す。ピッチ精度は、1周期の時間  $T_n$  を理想的な1周期の時間  $T_{id}$  と比較したときの誤差 (%) を表した値であり、デューティ比は、1周期の時間  $T_n$  に対する1パルス幅の時間  $T_p$  の割合 (%) を表した値である。また、位相差は、A相とB相の立ち上がり部の時間差  $T_{a-b}$  を位相角度 (°) で表した値である。

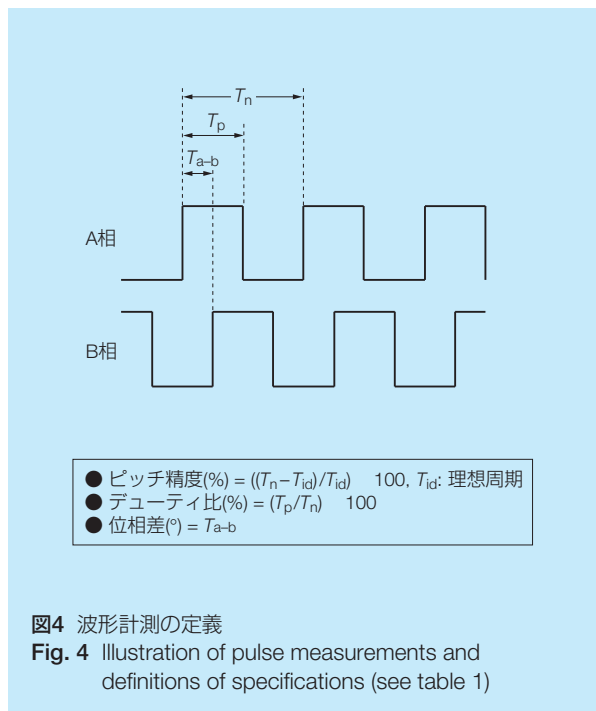


図4 波形計測の定義

Fig. 4 Illustration of pulse measurements and definitions of specifications (see table 1)

表2 性能検査データ測定例

Table 2 Example of measurement data

相	A相		B相		A-B位相差deg		判定
項目名	単一ピッチ精度%		デューティ比%				
判定	ON	ON	ON	ON	ON	ON	
規格	5	-5	65	35	135	45	
番号	Max	Min	Max	Min	Max	Min	
002	2.6	-2.5	58.5	54.4	72	59.3	OK
003	2.2	-3.1	53	48.9	91.4	71.8	OK
005	2.2	-4.1	54.8	50.1	102.7	83.1	OK
006	2.1	-2	56	51.8	93.5	78.9	OK

## 4. 性能評価試験

### 4.1 信頼性評価

センサ付き軸受は、様々な環境で使用されることが予想されるため、それに耐えるセンサ性能を有していることが必要である。

表3 信頼性試験条件

Table 3 Reliability test conditions

高温放置試験	120 °C, 500 h
低温放置試験	-40 °C, 500 h
熱衝撃試験	-40~125 °C, 100 cycles
振動試験	400 m <sup>2</sup> /s, 24 h

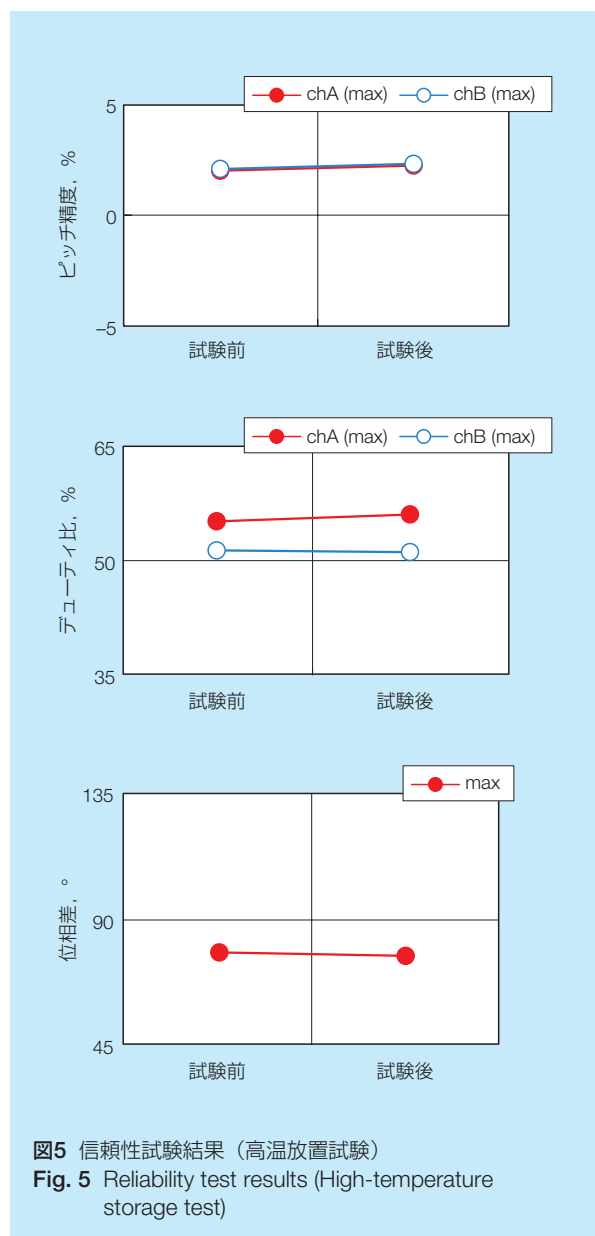


図5 信頼性試験結果 (高温放置試験)  
Fig. 5 Reliability test results (High-temperature storage test)

そこで実使用条件を想定して、センサ付き軸受の各種信頼性評価試験を実施した。主な試験項目とその条件を表3に示す。それぞれの条件で試験を行ない、センサ性能が試験前後でどのように変化するか調べた。

一例として、高温放置試験での測定結果を図5に示す。ピッチ精度、デューティ比、位相差などのセンサ性能は、試験前後でほとんど変化はなく良好な結果が得られた。

低温放置試験、熱衝撃試験、振動試験などでも、センサ性能は、試験前後で問題となる変化は見られず良好であった。

### 4.2 電磁両立性 (EMC) 評価

電子機器は、静電気、雷、他機器からの放射電磁波などの外的要因によって誤動作や故障が発生することがある。このため、電子機器では電磁両立性を確保することが重要視される。電磁両立性 (EMC) はエミッション (EMI) とイミュニティ (EMS) に分けられる。EMIは、自分が出す電磁妨害波が他の機器に影響を与えないように、一定レベル以下であることを保証するもので、EMSは、他から電磁妨害を受けても正常に動作することを保証するものである。ここでは、外的要因に対するセンサ付き軸受の耐性を評価するため、EMS試験を行なった (表4)。今回のEMS試験は、JIS C 61000-4 および IEC 61000-4 に示されている標準規格に基づいて実施した。

①静電気放電イミュニティ試験 (JIS C 61000-4-2)  
静電気放電イミュニティ試験は、人体が介在して発生する静電気放電が電子機器の誤動作や故障を引き起こす状態を模擬した試験である。  
今回の試験では、静電気放電は帯電させた放電ガンによって行ない、センサ付き軸受が表4の性能を有することを確認した。

②電氣的ファストトランジェント/バーストイミュニティ試験 (JIS C 61000-4-4)  
電氣的ファストトランジェント/バーストイミュニティ試験は、電源ケーブルや信号ケーブルなどを介して侵入してくるノイズが、電子機器の誤動作を引き起こす状態を模擬した試験である。  
今回の試験では、ノイズは容量性結合クランプを用いてケーブルに印加し、センサ付き軸受が表4の性能を有することを確認した。

放射無線周波数電磁界イミュニティ試験、無線周波数電磁界によって誘導する伝導妨害に対するイミュニティ、および電源周波数磁界イミュニティ試験においても、表4の性能を有することを確認した。これらの試験結果から、本センサ付き軸受は、実用上十分なEMC性能を有することが確認された。

表4 電磁両立性（EMC）試験項目と結果  
Table 4 EMC test items and test results

項目	試験レベル（判定基準）	結果
静電気放電イミュニティ試験 <JIS C 61000-4-2：IEC 61000-4-2>	接触放電±4 kV, 気中放電±8 kV (Criterion B)	○
放射無線周波数電磁界イミュニティ試験 <JIS C 61000-4-3：IEC 61000-4-3>	電界強度：10 V/m, 周波数範囲：80 MHz～1 000 MHz (Criterion A)	○
電氣的ファストトランジェント/バーストイミュニティ試験 <JIS C 61000-4-4：IEC 61000-4-4>	電圧ピーク：1 kV, 繰り返し率：5 kHz (Criterion B)	○
無線周波数電磁界によって誘導する伝導妨害に対するイミュニティ <JIS C 61000-4-6：IEC 61000-4-6>	電圧レベル：10 V, 周波数範囲：150 kHz～80 MHz (Criterion A)	○
電源周波数磁界イミュニティ試験 <JIS C 61000-4-8：IEC 61000-4-8>	磁界強度：30 A/m, 周波数：50/60 Hz (Criterion A)	○

参考文献

- 1) 坂本潤是, “ハブユニット軸受の動向と最新技術”, NSK Technical Journal, No.677 (2004), 7-10.

5. あとがき

“回転速度と回転方向を検出する機能を持つ深溝玉軸受ユニット”をコンセプトとして開発したセンサ付き軸受は、各種性能試験でJIS規格などを満足し、産業用機器や家庭用電気器具などの各種機械装置用として十分な仕様であることが確認された。本センサ付き軸受は、センサ機能を持つユニットとして、各種機械装置の高機能化に貢献できるものとする。今後も、さらなるセンサの高精度化を図り、ユーザの要求に応えられるよう開発を継続していく予定である。

# EPS用高出力ブラシレスDCモータの開発

坂口 徹\*, 遠藤 修司\*



坂口 徹

## Development of a High-Output Brushless DC Motor for EPS

T. Sakaguchi, S. Endo



遠藤 修司

In recent years, electric power steering (EPS) systems have been installed in vehicles for the purpose of reducing energy consumption due to an increasing awareness of greenhouse gases and their impact on the environment. The application of EPS systems has expanded to include C- and D-segment platforms, which require EPS from the aspect of a compact and lightweight design. These platforms require an EPS system that operates quietly and with low torque fluctuations.

For the newly developed column-type EPS, NSK has developed lightweight, high-output brushless DC motors in a compact package that takes advantage of NSK's control technology that promotes quiet operation with low torque fluctuation characteristics. Mass-production of this EPS began in 2004 and has been mounted on C-segment platform vehicles. This article reports on these brushless DC motors and the applicable control technologies.

1. まえがき
2. モータ開発コンセプト
3. EPS用ブラシレスDCモータ
4. ブラシレスDCモータの制御
  - 4.1 矩形波モータ用ベクトル制御
  - 4.2 ロータ位置推定機能
  - 4.3 矩形波モータ用ベクトル制御の構成
  - 4.4 電流制御部
  - 4.5 電磁場解析と制御シミュレーションを採用した設計
5. あとがき

### 1. まえがき

近年、地球環境への意識の高まりや省エネルギー等の要求から電動パワーステアリング（EPS）装置が搭載されてきている。その搭載の範囲は、C-Dプラットフォームにまで拡大されてきている。それは、電動パワーステアリングの高出力化に伴う技術課題を解決することにより達成されてきた。そのなかのひとつが、EPSに適したブラシレスDCモータの開発である。

EPSで用いられるモータは、小型・高出力、低騒音、低トルクリップル、低摩擦などのモータ設計上トレードオフとなる特性を高レベルでバランスさせる必要がある。

このため、NSKではモータの設計技術と制御技術を融合させた技術を確認し、これによってEPS用高出力ブラシレスDCモータの開発に成功した。このモータを採用したコラムタイプEPS（写真1）は、Cプラットフォーム車両に搭載され、2004年に量産を開

始した。

本稿では、新開発の高出力・小型軽量ブラシレスDCモータの特長と、このモータの低騒音・低トルクリップルを達成するために用いられている制御技術について紹介する。

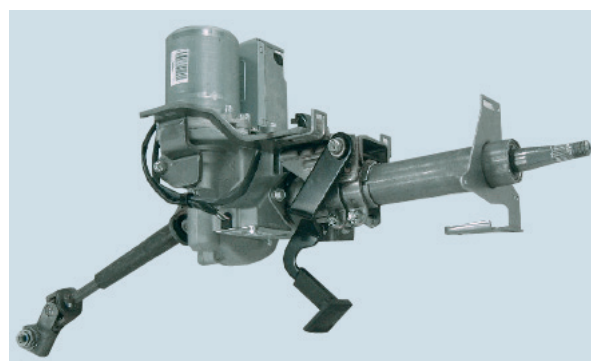
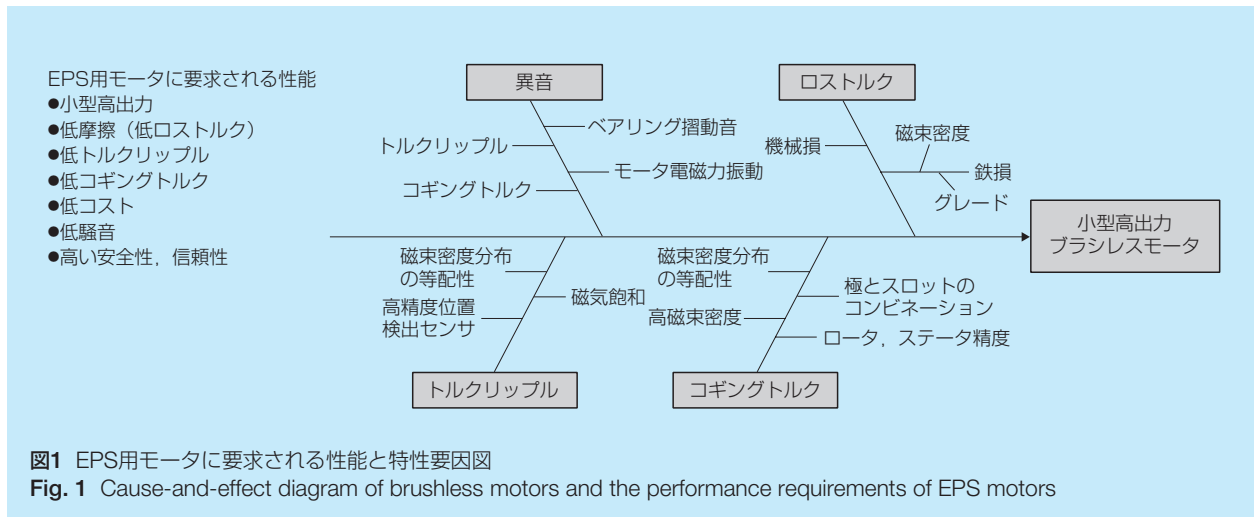


写真1 コラムタイプEPS  
Photo 1 Column-type EPS

\* ステアリング技術センター 電子応用開発部



## 2. モータ開発コンセプト

電動パワーステアリングで用いられるモータに要求される性能（低トルクリッププル、低摩擦、低騒音など）を図1に示す。図中に示されるモータ性能は、高出力化や小型化とトレードオフになることが知られている。一方、これらの性能は高いレベルで達成することが求められる。このため、従来の設計技術に制御技術を組み合わせることで、モータ設計上トレードオフになる性能を高いレベルで達成することを考えた。

一般に、高出力・小型化の面からは、矩形波駆動のモータが正弦波駆動のモータよりも優れている。一方、低トルクリッププルの面からは、正弦波駆動のモータのほうが優れている。筆者らは、小型、高出力に適した矩形波駆動用モータをベースに、欠点であるトルクリッププルを制御で補正すべく、矩形波モータ用ベクトル制御を新たに開発した。さらに、ベクトル制御に必要な位置推定にはホールIC（Hall IC）を用いて、コスト上の優位性にも配慮した。

## 3. EPS用ブラシレスDCモータ

図2にブラシレスDCモータの軸方向横断面を示す。マグネットには、エネルギー密度の高いレアアースマグネット（Rare earth magnet）を用いることにより、モータの高出力化と小型軽量化を図った。また、レアアースマグネットの採用によって通電電流が少なくなり、放熱のためのヒートシンクが小さくなるため、ECUの小型化も可能となった。

さらに、安定した着磁波形を実現できるリングマグネットとすることにより、着磁波形のばらつきによるトルクリッププルの低減を図った。

表1に、誘起電圧が正弦波であるブラシレスモータ

（BLSM）と、今回採用した誘起電圧が擬似矩形波であるブラシレスDCモータ（BLDCM）とを比較した。表1からわかるように、同じピーク値の誘起電圧で同じ出力を達成しようとする場合には、電流のピーク値はBLDCMのほうが小さくなる。また、電流のピーク値を同じとした場合には、BLDCMのほうが誘起電圧の大きさが小さくてすむことになる。つまり、誘起電圧波形を擬似矩形波とすることによって、マグネットの量が少なくなり、高出力でありながら、モータの小型化・軽量化が可能となった。表2にモータ体格と定格トルクの一覧を示す。図3はシステム出力とモータ慣性を示したものである。

コスト上の優位性を考慮し、モータロータ位置を検出するセンサとしてホールICを用いた。ホールICの位置分解能はベクトル制御を行なうには不足しているので、これを補うため高精度位置推定機能技術を開発した。これによって、低速回転から高速回転までの低トルクリッププルおよび低騒音を実現した。機能の詳細は4.2にて述べる。

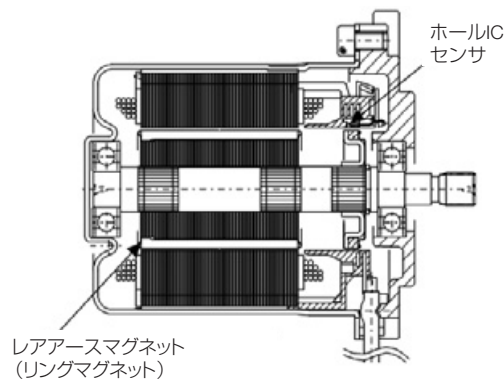


図2 モータ断面  
 Fig. 2 Cross-section view of a brushless DC motor

表1 NSK矩形波駆動モータと正弦波駆動モータの比較

Table 1 Comparison of the waveform between square wave control motors (NSK BLDCM) and sine wave control motors (BLSM)


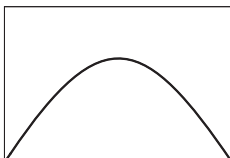
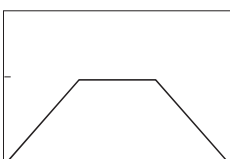
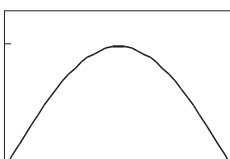
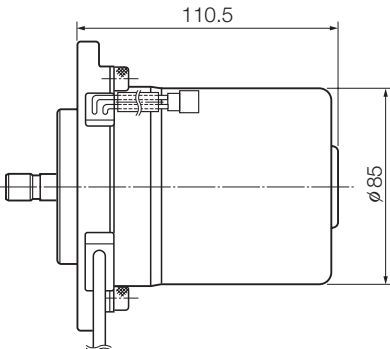
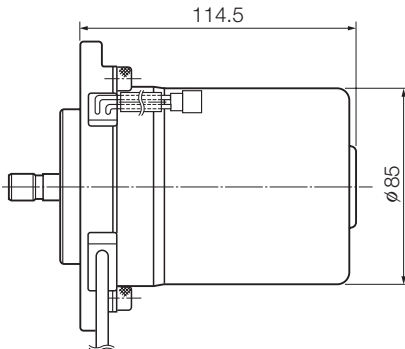
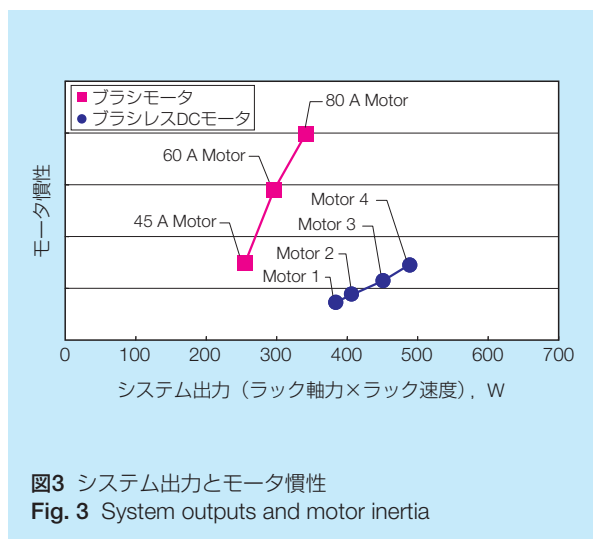
項目	矩形波駆動モータ (NSK BLDCM)	正弦波駆動モータ (他社 BLSM)
誘起電圧波形	 1次, 3次, 5次成分含有	 1次成分のみ
電流波形	 1	 $\sqrt{2}$

表2 NSK BLDCMシリーズ

Table 2 Specifications of the NSK BLDCM series

モータサイズ, mm	φ85 × 110.5	φ85 × 114.5
形状		
定格トルク, N·m	4.2	4.6
定格回転数, min <sup>-1</sup>	1 040	950
電圧条件, V	12	



#### 4. ブラシレスDCモータの制御

##### 4.1 矩形波モータ用ベクトル制御

正弦波誘起電圧モータでは、正弦波電流を通电すればトルクリップルは発生しない。しかし、今回採用した矩形波誘起電圧モータには、表1に示したように基本波（1次）に3次および5次の高調波を含んでいるため、これに応じた電流波形を生成・通电しないと、トルクリップルが発生する。

このため、筆者らはトルクリップルが発生しない電流波形生成法を開発した。以下にその原理を説明する。モータ出力方程式は(1)式で記述される。

$$T \cdot \omega = e_a \cdot i_a + e_b \cdot i_b + e_c \cdot i_c = \frac{2}{3} (e_q \cdot i_q + e_d \cdot i_d) \dots (1)$$

ここで、

- $T$  : 要求トルク
- $\omega$  : モータ角速度
- $e_a, e_b, e_c$  : A相, B相, C相の誘起電圧
- $e_q, e_d$  : q軸, d軸の誘起電圧
- $i_a, i_b, i_c$  : A相, B相, C相の電流
- $i_q, i_d$  : q軸, d軸の電流

(1)式を  $i_d$  について整理すると, (2)式が得られる.

$$i_q = \frac{\frac{3}{2} T \cdot \omega - e_d \cdot i_d}{e_q} \dots (2)$$

$e_q, e_d$  は高調波成分含有率が決まれば, 既知となる. したがって,  $T, \omega, i_d$  が与えられれば, トルクリップルを発生させない  $i_q$  を(2)式より求めることができる. 3相の電流値は,  $i_q$  と  $i_d$  を2-3相変換することにより求めることができる.

#### 4.2 ロータ位置推定機能

4.1で述べた(2)式の  $e_q, e_d$  はロータ位置  $\theta$  の関数であり,  $e_q(\theta), e_d(\theta)$  である. したがって, トルクリップルを発生しない電流指令値生成法を用いて, ベクトル制御するためには, 精度のよいロータ位置情報が必要である.

今回のモータではロータ位置センサとして, 低分解能のホールIC (以下ホールセンサ) を用いているため, 精度よくロータ位置を推定できるロータ位置推定機能が必要となった.

ロータ位置推定は, (3)式に示すように, モータ電流とモータ端子間電圧から逆起電圧を推定し, これを積分することによって行なう.

$$\hat{\theta} = \int \hat{\omega} \cdot dt = \int (V - R \cdot i) dt = \frac{V^2}{2} - \frac{R}{2} i^2 + C \dots (3)$$

ここで、

- $\theta$  : ロータ位置
- $\hat{\phantom{x}}$  : 推定値を示す
- $V$  : モータ端子間電圧
- $R$  : モータ抵抗
- $i$  : 電流
- $C$  : 積分定数

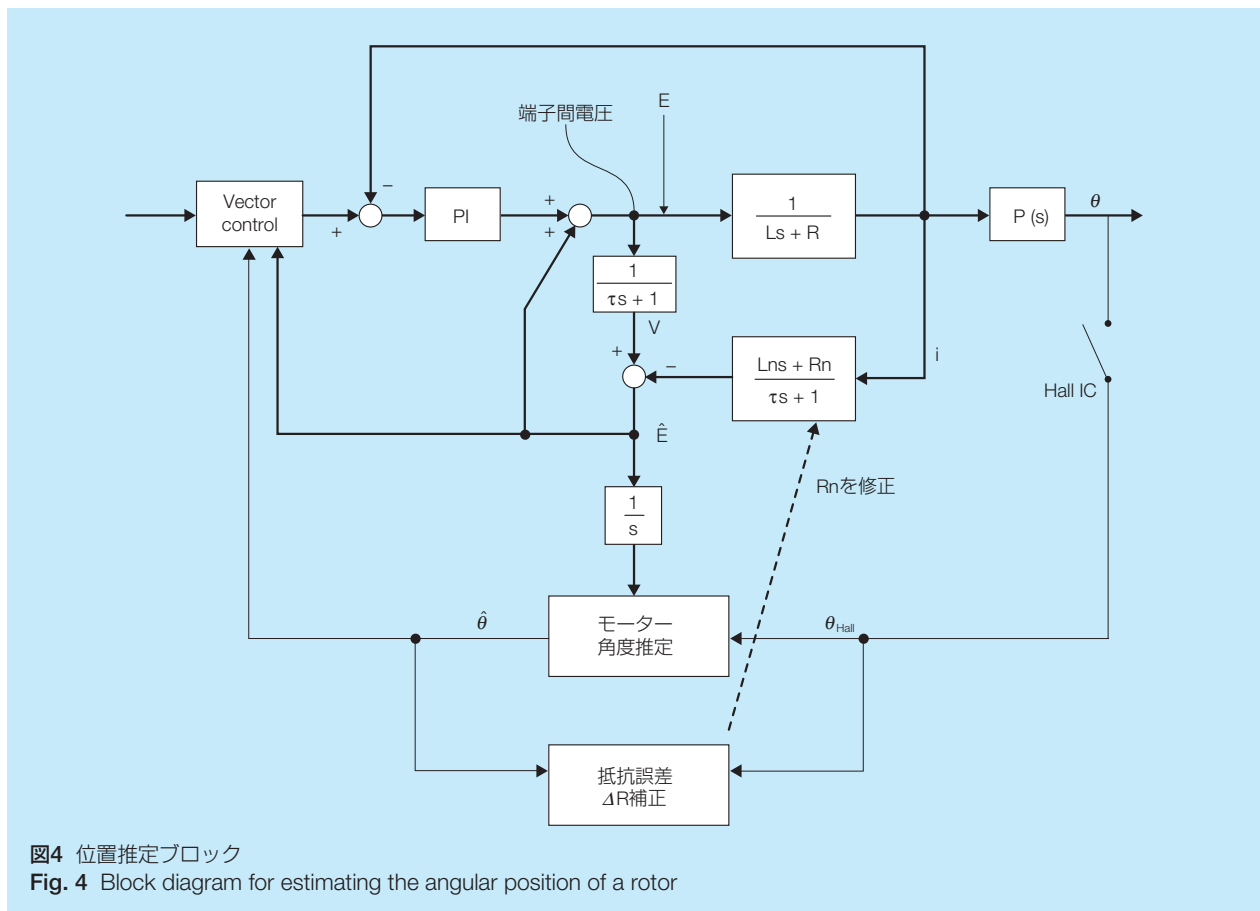
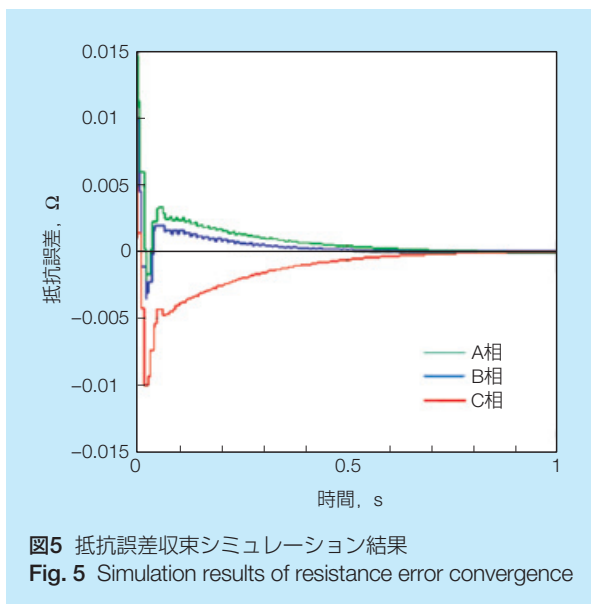


図4 位置推定ブロック

Fig. 4 Block diagram for estimating the angular position of a rotor



まず、制御周期ごとにホールセンサからの信号を検出し、ホールセンサのパターン変化の有無を確認する。次に、変化が生じた時刻では、正確な位置情報が得られるため、この正確な情報を用いて、(3)式のCとRを修正する。

図4は位置推定機能を説明するためのブロック図である。モータ端子間電圧と電流値から逆起電圧 ( $\hat{E}$ ) を推定演算する。次に、これを積分して、ロータ位置推定値  $\hat{\theta}$  を演算する。ホールセンサ信号によって得られた位置情報と推定値を比較することによって、抵抗誤差  $\Delta R$  を演算し、逆起電圧を推定しているモデルの抵抗値  $R_n$  を修正する。

各相毎に抵抗ばらつきがあるため、モデルの抵抗値

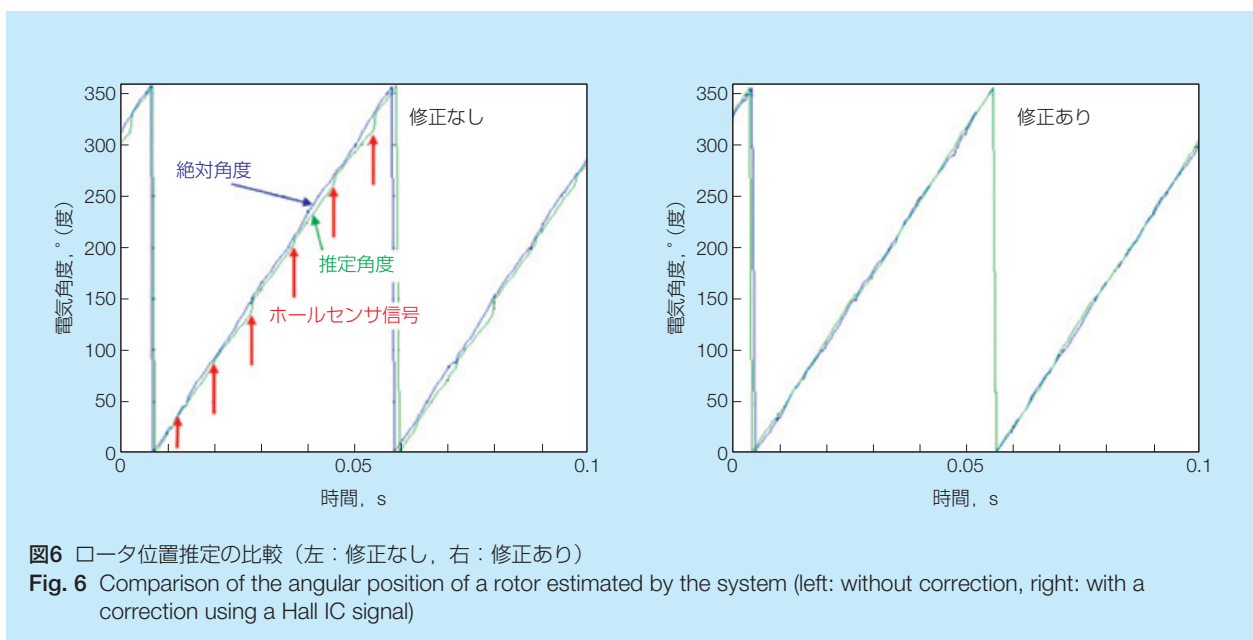
$R_n$ の修正を各相ごとに行なう。各相に初期抵抗誤差を与えたとき、抵抗値が収束するようすを示したシミュレーション結果を図5に示す。

図6には、ホールセンサのパターンが変化した時刻に抵抗誤差修正を行なった場合と修正を行なわなかった場合のロータ位置推定値の実験結果を示す。電気角60度ごとにホールセンサのパターンが変化したときに抵抗誤差修正が行なわれることによって、電気角全域(360度)で、ロータ位置を精度よく推定できていることがわかる。

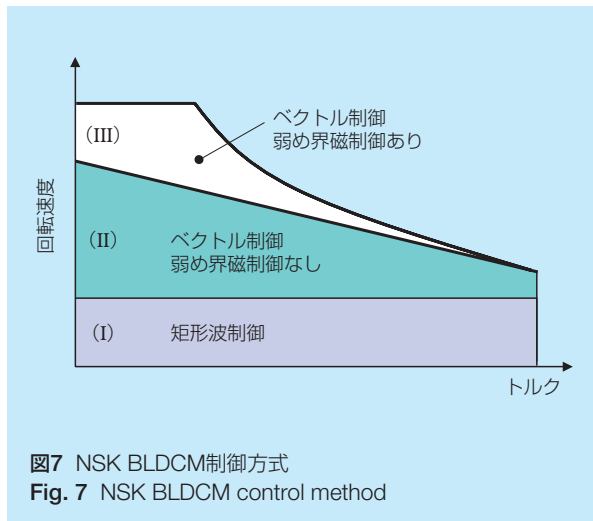
### 4.3 矩形波モータ用ベクトル制御の構成

#### 4.3.1 矩形波制御とベクトル制御の切替え

4.2で位置推定機能を説明したが、低回転領域では誤差が大きく、ベクトル制御を行なうと、トルクリップルや騒音が発生する。そこで、本ブラシレスDCモータの制御では、図7に示すように回転速度に応じて制御を切替える方式を採用した。(I)の低速回転領域は、位置推定誤差が大きいため、ベクトル制御を行わず、矩形波制御を行なう領域である。(II)の中速回転領域は、推定されたロータ位置を用いてベクトル制御を行なう領域である。ただし、弱め界磁制御は行なわない。これは、弱め界磁制御によって、高調波の電流成分が投入されることによる音性能悪化を避けるためである。(III)の高速回転領域は、ベクトル制御を行ない、電圧飽和を避けるために、弱め界磁制御を行なう領域である。電圧飽和が起これると、電流が歪み、この電流の歪によってトルクリップルや騒音が発生するからである。



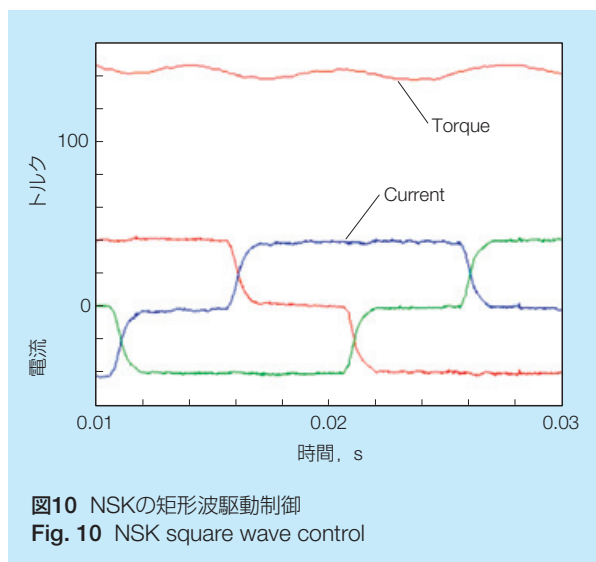
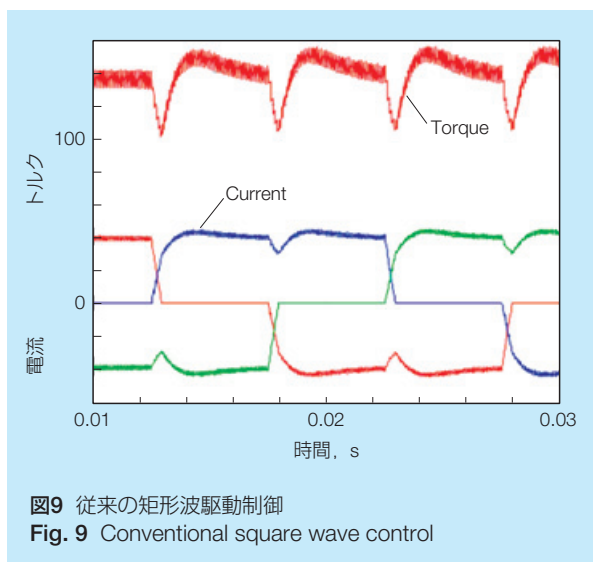
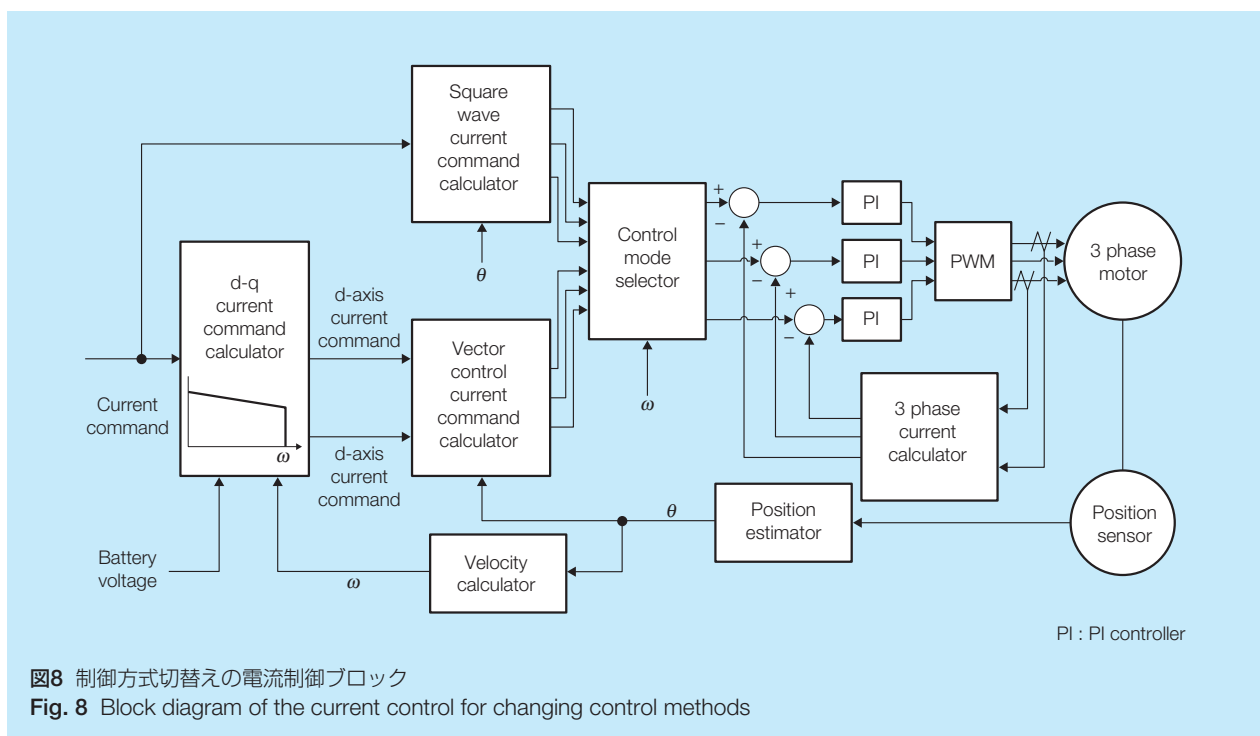




このように、本ブラシレスDCモータは、回転速度に応じて、適切に制御方式を切替えることにより、トルクリプル、音性能、および出力特性（回転速度ー出力トルク特性）を満足するようにした。図8に制御ブロックを示す。制御切替えブロックにて回転角速度 $\omega$ に応じて、矩形波制御とベクトル制御を切替えている。矩形波制御およびベクトル制御の詳細については、4.3.2および4.3.3で述べる。

4.3.2 矩形波制御部

低速回転領域では、位置推定誤差が大きいため、ベクトル制御を行わず、矩形波制御（120度通電）を行なう。しかし、120度通電では、電気角60度ごと



の励磁相切替え時に転流の過渡応答が起こり、この過渡応答に起因するトルクリップルが発生する。これは、電流の応答時間が、立ち上がり相は長く立ち下がり相は短くなっていて、転流相の電流の変化が相殺されないことと、転流していない相の電流まで影響を受け変動することによって、3相合成トルクが変動するからである(図9)。本ブラシレスDCモータ制御では、この課題を解決するため、転流相の電流変化を一致させる電流指令を生成させ、電流フィードバック制御を行なう構成とした。この制御構成における電流波形とトルクリップルを図10に示す。図9と比較すると、この制御構成によりトルクリップルが大幅に改善されていることが分かる。

### 4.3.3 ベクトル制御部

中高速回転領域で用いられるベクトル制御は、4.2で述べた推定されたロータ位置情報と4.1で述べたトルクリップルを発生させない電流波形に基づいて行なわれる。

図8において、“Position estimator”ブロックでは、4.2で述べたロータ位置推定を行なう。また、“Vector control current command calculator”ブロックでは、4.1で述べたトルクリップルを発生させない3相電流波形を生成する。さらに、“d-q current command calculator”は、モータの出力特性、バッテリー電圧、およびモータ角速度から、電圧飽和を起こさないd-q軸の電流指令値を生成する。

### 4.4 電流制御部

通常、3相モータをベクトル制御するために、d-q軸上にて電流指令値とモータ電流値の偏差に基づいて、制御を行なっている(図11)。しかし、本ブラシレスDCモータの制御方式としては、各相電流フィードバック制御方式を採用した。その理由を以下に説明する。

モータの電圧特性式は(4)式で表される。

$$\begin{cases} V_{an} = R_a \cdot i_a + L_a \cdot \frac{di_a}{dt} + E_{an} \\ V_{bn} = R_b \cdot i_b + L_b \cdot \frac{di_b}{dt} + E_{bn} \\ V_{cn} = R_c \cdot i_c + L_c \cdot \frac{di_c}{dt} + E_{cn} \end{cases} \quad \dots (4)$$

ここで、

$V_{an}, V_{bn}, V_{cn}$  : 中性点からみたA相, B相, C相の電圧

$E_{an}, E_{bn}, E_{cn}$  : 中性点からみたA相, B相, C相の逆起電圧

$R_a, R_b, R_c$  : A相, B相, C相のモータ抵抗

$L_a, L_b, L_c$  : A相, B相, C相のモータインダクタンス

中性点によって3相が接続されているために、3相間で干渉が起こり、ある相の電流のひずみが他の2相に影響を与える。また、モータや駆動装置の抵抗値は

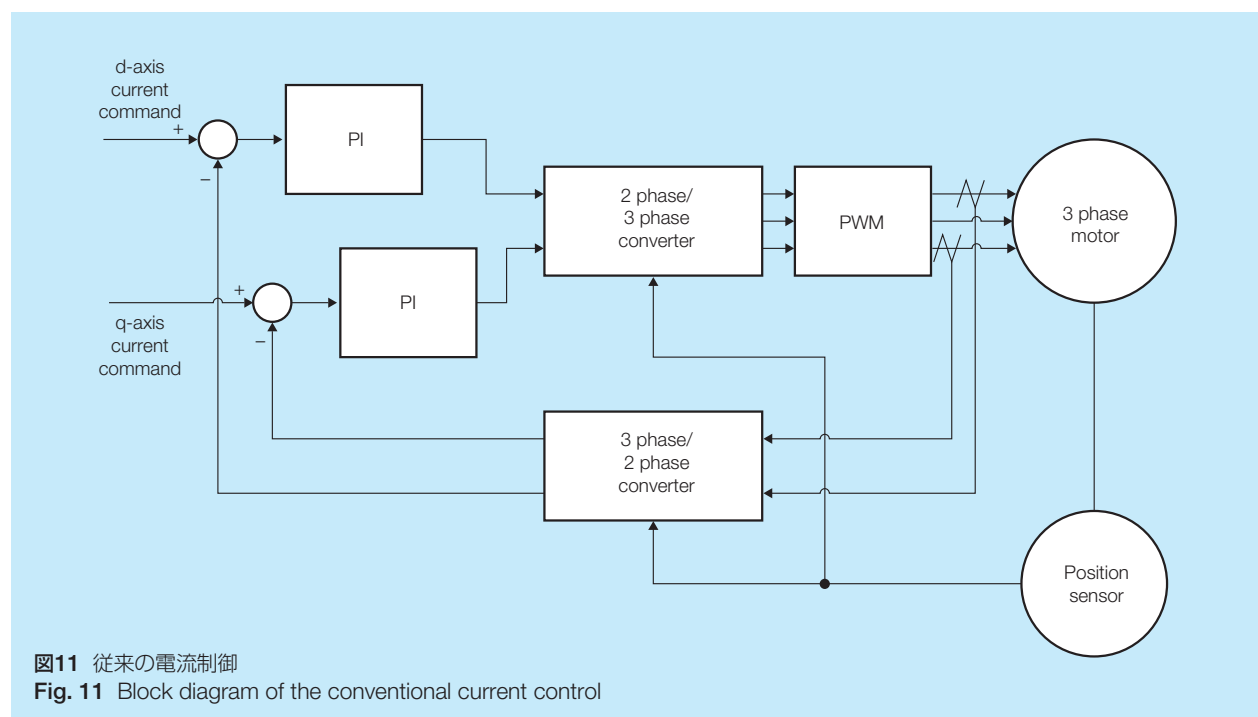
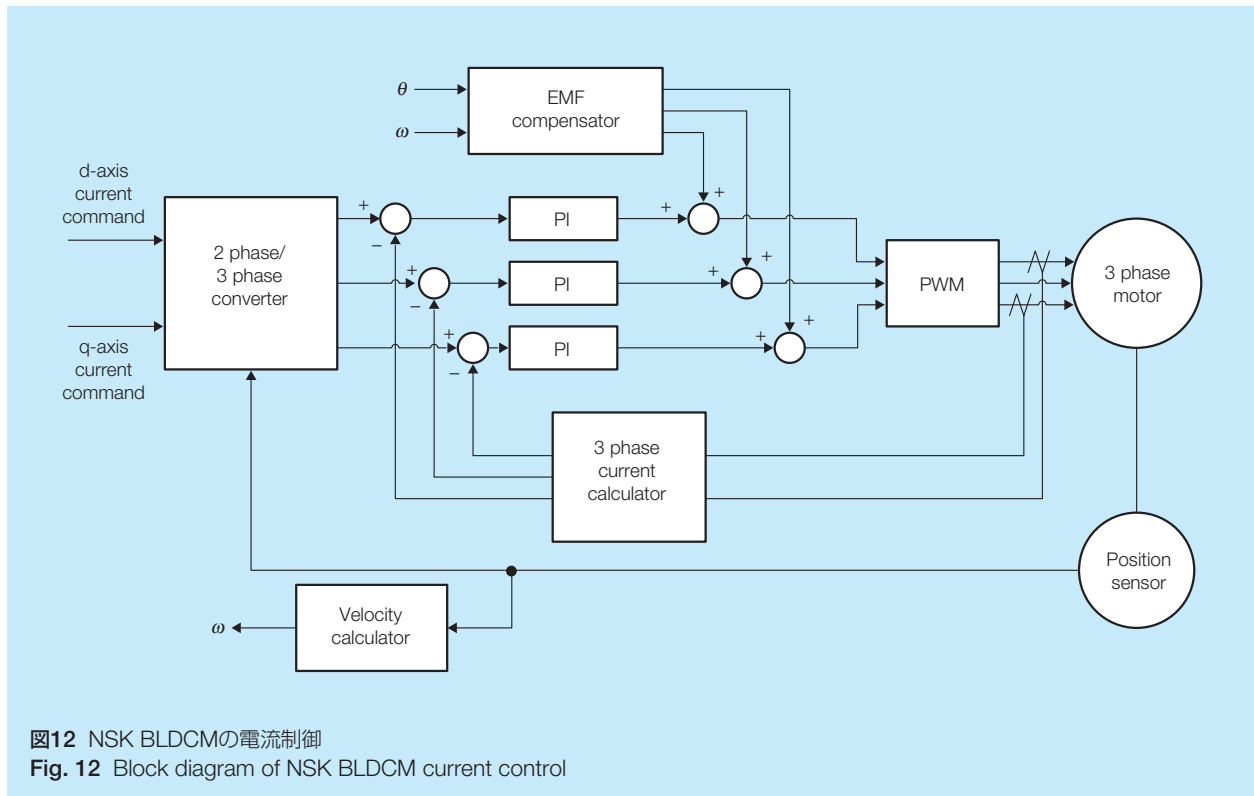


図11 従来の電流制御  
Fig. 11 Block diagram of the conventional current control



同じではなく、ばらつきがある。このため、d-q軸上で制御を行なった場合は、十分に干渉を抑圧することができず、トルクリップルや騒音が発生する。

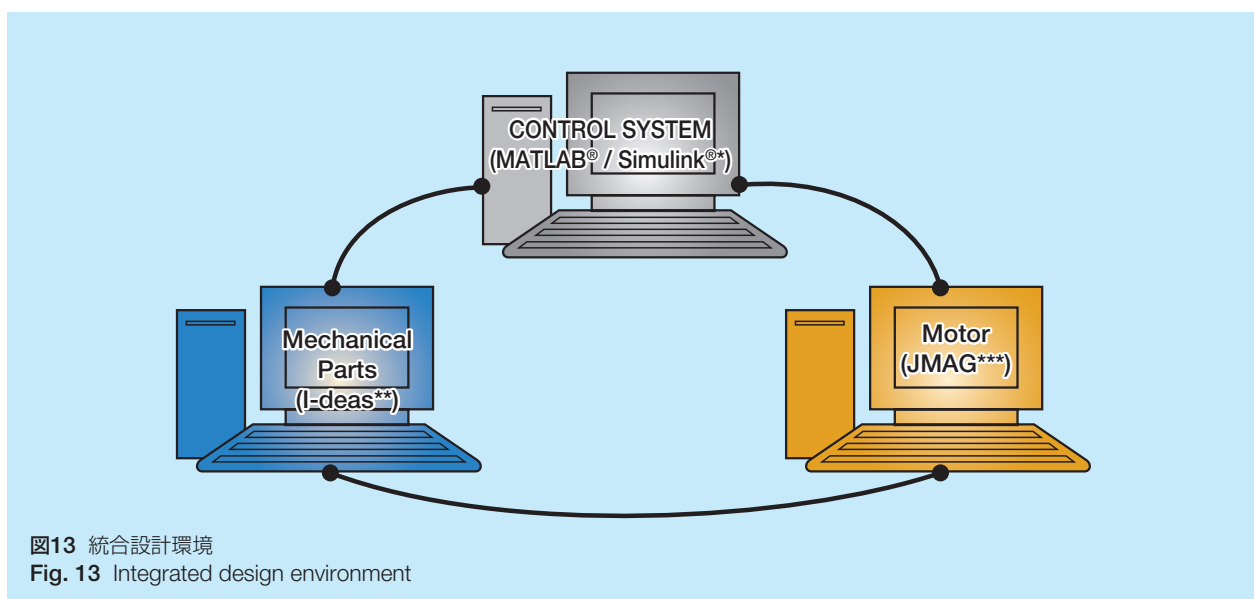
この干渉の影響を最小限に抑えるために、本ブラシレスDCモータでは、各相にて電流フィードバックを行なう制御方式を採用した（図12）。さらに、各相に発生する逆起電圧を各相ごとにフィードフォワードで補償することにより、電流指令値に対する実電流の高い追従性を確保し、高回転でも騒音やトルクリップル

を発生しないようにできた。

4.5 電磁場解析と制御シミュレーションを採用した設計

EPS用高出力ブラシレスDCモータの開発を進める上で、モータの設計と制御を協調させたシミュレーションが可能な統合設計環境を確立した。

図13にその統合設計環境を示す。本統合設計環境でのシミュレーションを活用することで、モータ設計上トレードオフとなる性能に制御技術を組み合わせて



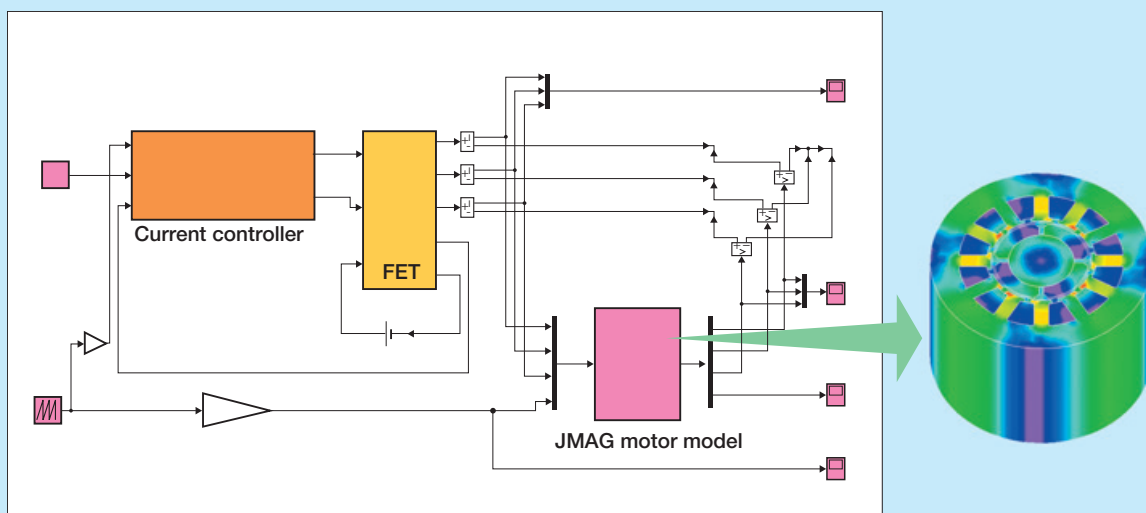


図14 モータ設計シミュレーションと制御設計シミュレーションの統合による最適設計  
 Fig. 14 Optimum design using integrated simulation of motor design and control method design

設計感度を評価することができるようになり、これによって、EPS用ブラシレスDCモータの最適設計が可能となった（図14）。

## 5. あとがき

モータの設計と制御を協調させたシミュレーションが可能な統合設計環境を確立し、これを活用することで、低騒音と低トルクリップルを実現するための制御技術と、それを生かしたEPS用高出力ブラシレスDCモータを開発することができた。さらなる高出力・小型軽量・低騒音などの時代の要求に応えることができるよう一層の開発を進めていきたい。

\*MATLAB, Simulinkは、The Math Works, Inc.の登録商標です。

\*\*I-deasは、UGS Corp.の登録商標です。

\*\*\*JMAGは、株式会社日本総合研究所の登録商標です。

# 真空ロボット用軸受の開発

細谷 眞幸\*, 坂本 幸彦\*, 伊藤 裕之\*



細谷 眞幸



坂本 幸彦

## Development of Vacuum Robot Bearings

M. Hosoya, T. Sakamoto, H. Ito



伊藤 裕之

Vacuum robots are devices that handle and transfer silicon wafers or flat panel display substrates in a vacuum environment. The bearings used for such robots are required to have superior outgassing performance and a long service life. NSK has developed bearings treated with a DFO thin-film lubricant for vacuum robots and equipment used in clean environments. Precision washing with extra-pure water and shipping in extra-clean packaging have been adopted for NSK's newly developed bearings.

In this article, we will discuss the low outgassing and long life characteristics and strengths of the newly developed bearing. The effect of an improved cage on extended life of the bearing is also introduced in this report.

### 1. まえがき

#### 2. 真空ロボット用軸受

##### 2.1 真空ロボット用軸受の形式

##### 2.2 真空クリーン潤滑被膜DFO

### 3. 軸受特性

#### 3.1 アウトガス特性

#### 3.2 発塵特性

#### 3.3 耐久性

### 4. あとがき

## 1. まえがき

シリコンウェハやフラットパネルディスプレイ（以降、FPD）は、性質の異なる薄膜を積層化すること（成膜）により、その機能を実現している<sup>1)</sup>。成膜は真空環境中で行われるため、ウェハやFPDを搬送するロボット（以降、真空ロボット）も真空環境中で用いられる。ウェハ上に形成されるパターンの微細化などともない、高真空化が年々進んでいる。このため、真空ロボットに使用される軸受は、高真空下でもそれ自身が汚染源とならないこと、すなわち、低アウトガス性や低発塵性が強く要求されるようになってきた。真空ロボット用軸受の潤滑剤として広く用いられてきたふっ素グリースは、この低アウトガス要求に応えることが難しくなっている。このため、ふっ素油を塗布した軸受が、アウトガス対策として用いられることもあるが、耐久性が充分でないことが多い。また、成膜プロセスは高温化の傾向があり、真空ロボット用軸受には高温でのより優れた低アウトガス性、低発塵性、および耐久性が求められている。

これらの要求に応えるため、NSKでは、低アウトガス性に優れた真空クリーン潤滑被膜 DFOを軸受の潤滑に採用した真空ロボット用軸受（以降、DFO軸受）を開発した。本報では、このDFO軸受の各種特性について報告する。

## 2. 真空ロボット用軸受

### 2.1 真空ロボット用軸受の形式

ウェハ搬送用真空ロボットの概略図を図1に示す。ロボットはアームの伸縮と胴体の回転によって、ウェハをプロセスチャンバから次のチャンバに搬送する。

真空ロボット用軸受は、ロボットのアームの関節部や胴体の回転部に使用される。軸受の形式は、アンギュラ玉軸受、深みぞ玉軸受、4点接触玉軸受などが使用される。真空ロボットは体積と重量をなるべく小さく抑える必要があるため、内径寸法に対して極端に断面積の小さい“薄肉タイプの軸受”が使用される場合が多い<sup>2)</sup>。この“薄肉タイプの軸受”は、一般の軸受と同じように保持器が使用されるものと、保持器の代

\* メカトロ技術開発センター 先端研究開発部

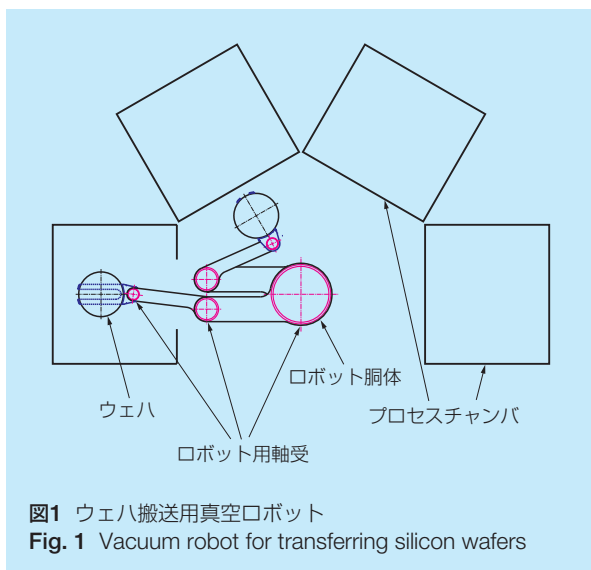


図1 ウエハ搬送用真空ロボット  
Fig. 1 Vacuum robot for transferring silicon wafers



写真1 真空ロボット用軸受（薄肉DFO軸受）  
Photo 1 Newly developed bearings for vacuum robot (thin-section DFO bearings)

わりにスペーサボールが使われるものがある。  
アンギュラ玉軸受と4点接触玉軸受の薄肉DFO軸受を写真1に示す。

### 2.2 真空クリーン潤滑被膜 DFO

DFO軸受には、アウトガス性に優れた真空クリーン潤滑被膜 DFO（以降、DFO）による潤滑法を採用している<sup>3), 4)</sup>。

DFOは、低蒸気圧油を軸受の転動面に焼き付けた被膜で、E-DFOとV-DFOの2種類がある。E-DFOは低蒸気圧炭化水素油を、V-DFOはふっ素油を基油としている。E-DFOはV-DFOよりアウトガス性と耐久性に優れ、一方、V-DFOは耐薬品性に優れており、2種類のDFOは必要に応じて使い分けられる。

DFOと現行の真空ロボット用軸受に使用されている潤滑剤との特性比較を表1に示す。

表1 真空用潤滑剤の特性  
Table 1 Lubricant properties for vacuum environments

潤滑剤	E-DFO	V-DFO	ふっ素グリース (充填)	ふっ素油 (塗布)
基油	炭化水素油	ふっ素油	ふっ素油	ふっ素油
アウトガス性	◎	○	×	△
発塵性	○	○	○	△
耐久性	○	○	◎	△
耐薬品性	△	◎	◎	◎

## 3. 軸受特性

### 3.1 アウトガス特性

アウトガス特性は、単位時間あたりの放出ガス量で表される。放出ガス量は直接測定することもできるが、コンダクタンスの分かっているオリフィス部を通過させて測定する方法（図2）がよく用いられる。軸受からの放出ガス量（Q）は、オリフィス部の圧力差（P1-P2）から次式で求めることができる<sup>5)</sup>。

$$Q = C (P1 - P2)$$

ここで、Cはオリフィス部のコンダクタンスである。DFO軸受とふっ素グリースを充填した軸受（以降、ふっ素グリース軸受）のアウトガス特性を測定した。試料軸受は、試験装置の関係から小径深みぞ玉軸受608（φ8 mm × φ22 mm × 7 mm）を用いた。

アウトガス特性の測定結果を図3に示す<sup>4)</sup>。

図3より、放出ガス量は温度が高くなるにしたがい多くなるのが分かる。また、E-DFO軸受とV-DFO軸受の放出ガス量は、いずれもふっ素グリース軸受よ

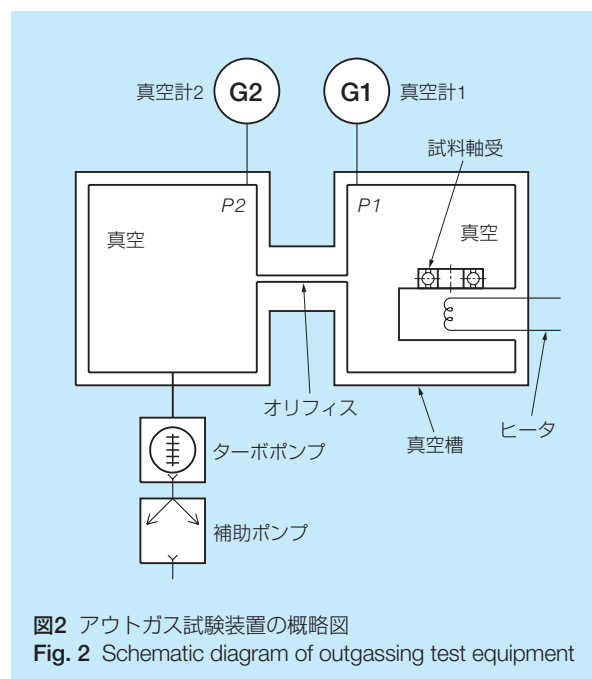


図2 アウトガス試験装置の概略図  
Fig. 2 Schematic diagram of outgassing test equipment

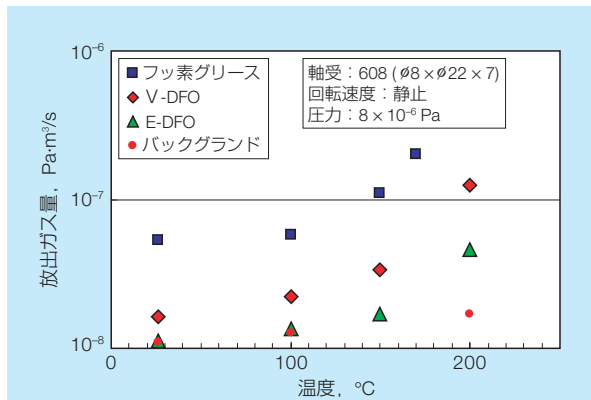


図3 アウトガス試験結果<sup>4)</sup>  
Fig. 3 Outgassing test results

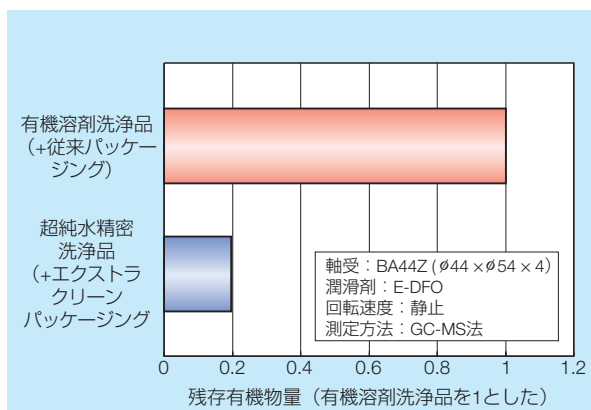


図4 残存有機物量測定結果  
Fig. 4 Measurement results of bearing cleanliness

り少ない。特に、E-DFO軸受は、ふっ素グリース軸受の1/10程度で、100℃までバックグラウンドとほぼ同じレベルで、非常に良好である。

軸受からのアウトガスは、潤滑剤から放出されるものが大半であるが、軸受表面に付着している有機溶剤等の残存有機物などが原因となる場合もある。NSKでは、DFO軸受の開発において、軸受表面の残存有機物を極力低減するために、超純水による精密洗浄システムと精密洗浄後の軸受清浄度を維持できるエクストラクリーンパッケージングを開発した。

超純水による精密洗浄システムとエクストラクリーンパッケージングの効果を確認するために、軸受の残存有機物量をGC-MS法により測定した。試料軸受は、薄肉タイプのアンギュラ玉軸受BA44Z (φ44 mm × φ54 mm × 4 mm : 概寸) を用いた。

軸受の残存有機物量の測定結果を図4に示す。超純水による精密洗浄とエクストラクリーンパッケージングを行った軸受の残存有機物量は、従来の有機溶剤による洗浄と包装を行ったものと比較して1/5に減少しており、大きな効果が認められた。

### 3.2 発塵特性

真空ロボット用軸受では、アウトガス性と同時に重要視されるのが、発塵特性である。発塵特性は、軸受を一定時間回転または揺動させたときに、軸受から発生する潤滑剤などの粒子数で表される。

DFO軸受とふっ素グリース軸受で内輪を揺動させたときの発塵特性を測定した。使用した試験装置の概略図を図5に示す。試料軸受には、薄肉タイプの4点接触玉軸受NBX20307 (φ203 mm × φ219 mm × 8 mm : 概寸) を用いた。

発塵特性の測定結果を図6に示す。E-DFO軸受の発塵量は、ふっ素グリース軸受に比べ、回転初期には多いが、その後ほぼ同等のレベルとなる。V-DFO軸受の発塵量は回転初期から安定したレベルを保っており、ふっ素グリース軸受と比べてやや多いものの、ほぼ同等と考えられる。

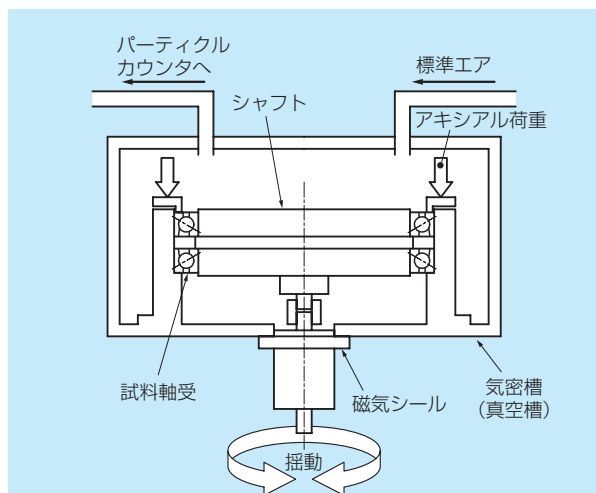


図5 発塵試験装置の概略図  
Fig. 5 Basic structure of particle-emission test equipment

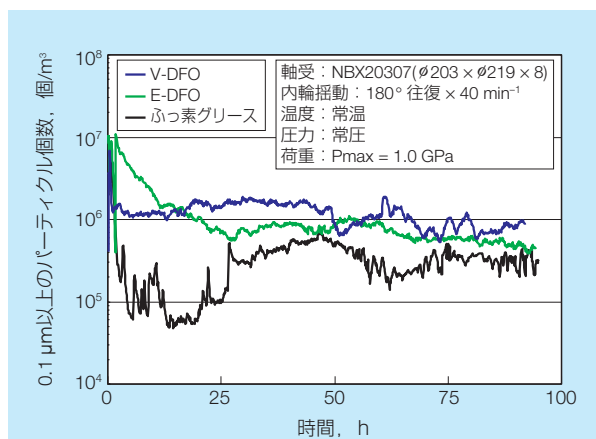


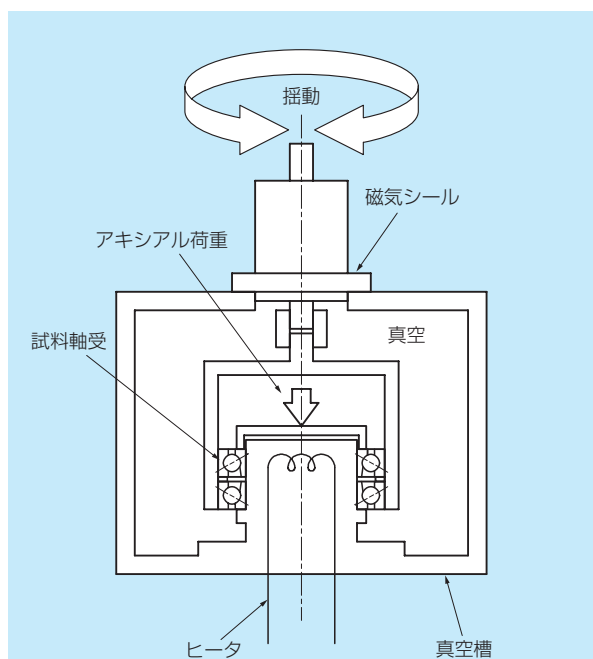
図6 発塵試験結果  
Fig. 6 Particle-emission test results

### 3.3 耐久性

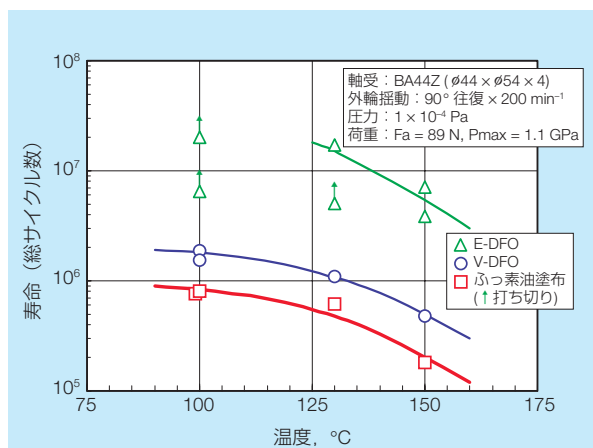
#### 3.3.1 DFO軸受の耐久性

真空ロボット用軸受からのアウトガスを少なくするため、ふっ素グリース軸受に代わって、ふっ素油を塗布した軸受（以降、ふっ素油軸受）が用いられることがある。しかし、ふっ素油軸受は耐久性が問題になる場合がある。特にウェハ直近の、ロボットの手首用軸受はウェハが高温で処理される際に軸受温度も上がるため、高温下での耐久性が問題となる。

ここでは、**図7**に示す試験装置を用いて、E-DFO軸



**図7** 高温耐久試験装置の概略図  
**Fig. 7** Basic structure of high-temperature durability test equipment



**図8** 耐久試験結果  
**Fig. 8** Durability test results

受とV-DFO軸受の高温下での耐久性を調べ、ふっ素油軸受と比較した。試験方法は外輪揺動とし、軸受トルクが回転初期の2倍に達した時点を寿命とした。試料軸受には、薄肉タイプのアンギュラ玉軸受BA44Z (φ44 mm × φ54 mm × 4 mm：概寸) を用いた。

**図8**に試験結果を示す。

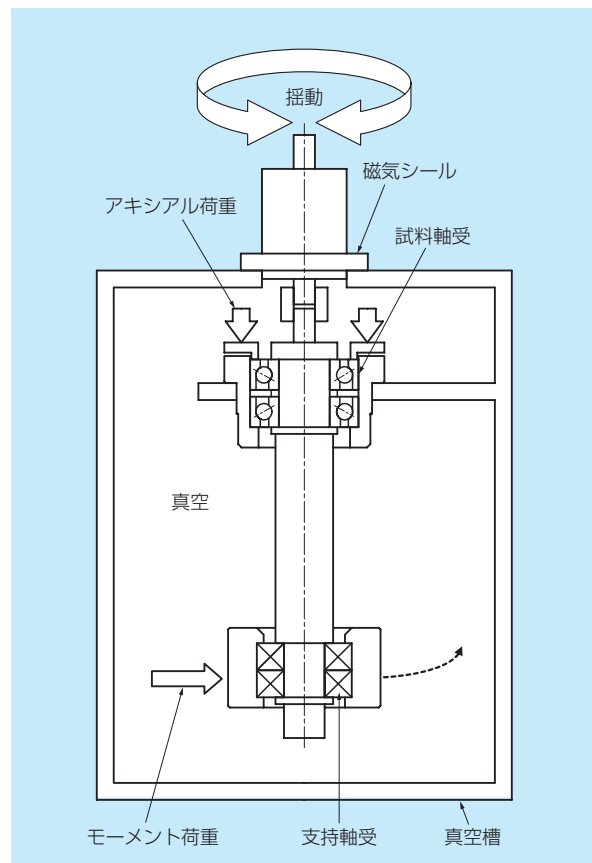
E-DFO軸受が最も長寿命であった。E-DFO軸受は、100 °Cにおいて $2 \times 10^7$ サイクル以上走行しており、ふっ素油軸受の10倍以上の耐久性がある。V-DFO軸受は、E-DFO軸受よりは短いものの、ふっ素油軸受に比べて2倍程度長寿命である。

E-DFO軸受は、ふっ素油軸受に比べて格段に耐久性が向上しており、100 °Cの高温においても使用可能といえる。しかし、V-DFO軸受の耐久性は、ふっ素油軸受より優れているがE-DFO軸受ほどではないので、高温での使用には注意が必要である。

温度上昇にともない寿命が短くなっているのは、高温になるほど潤滑剤基油の蒸気圧が高くなるためと考えられる。

#### 3.3.2 保持器改良による長寿命化

真空ロボット用軸受では、保持器の仕様が耐久性を



**図9** 耐久試験装置の概略図  
**Fig. 9** Basic structure of durability test equipment



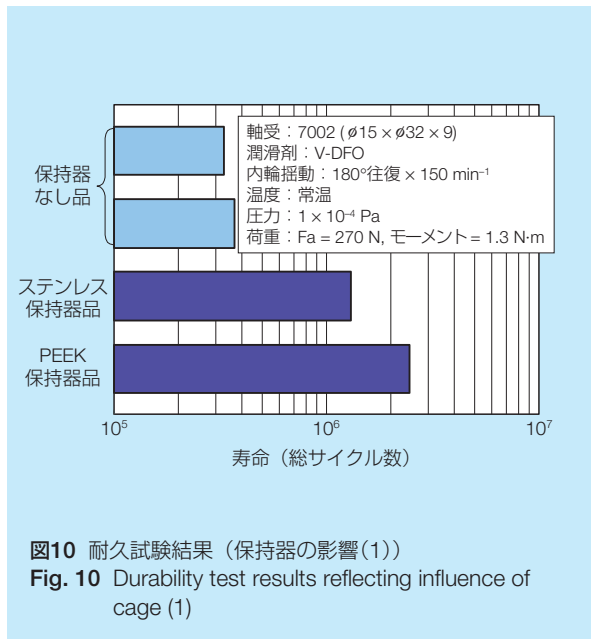


図10 耐久試験結果（保持器の影響(1)）  
Fig. 10 Durability test results reflecting influence of cage (1)

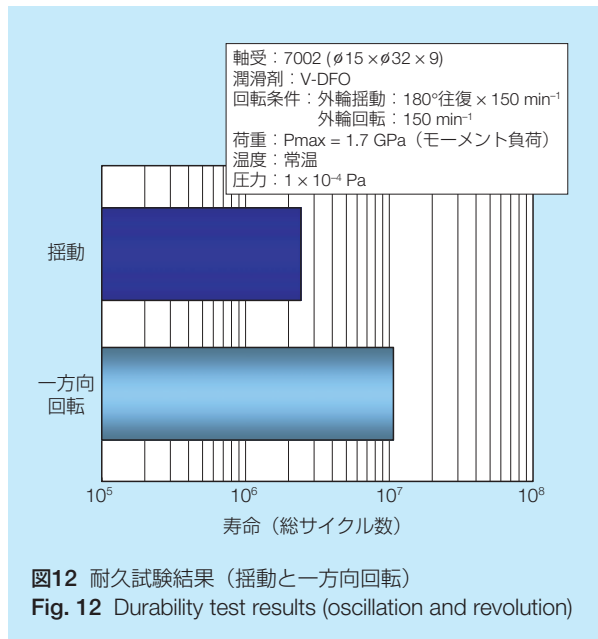


図12 耐久試験結果（揺動と一方向回転）  
Fig. 12 Durability test results (oscillation and revolution)

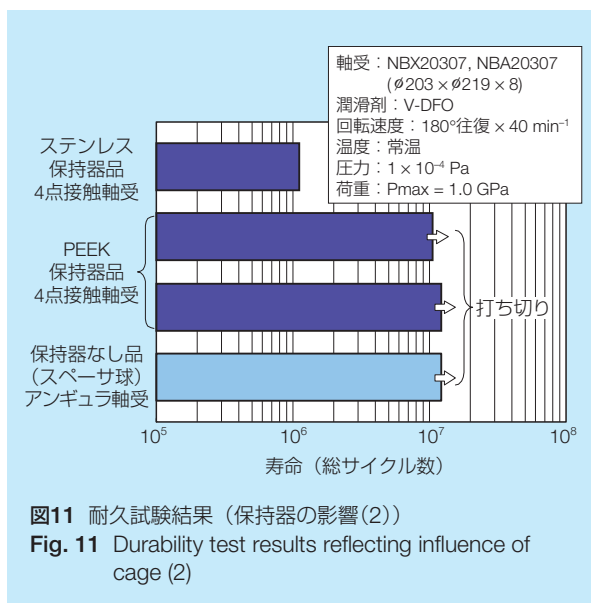


図11 耐久試験結果（保持器の影響(2)）  
Fig. 11 Durability test results reflecting influence of cage (2)

左右する大きな因子であることが分かっている。NSKでは、DFO軸受の耐久性をふっ素グリース軸受に近づけるために、保持器の改良による長寿命化も図っている。今回開発したDFO軸受では、従来のステンレス保持器ではなく、新たに開発したPEEK樹脂保持器を採用している。

V-DFO軸受の耐久性に及ぼす保持器材質改良の効果を、図9に示す試験装置を用いて確認した。試験は、内輪を揺動させる耐久試験で重荷重による加速試験とし、軸受トルクが回転初期の2倍に達した時点をも寿命とした。試験軸受には、アンギュラ玉軸受7002 (φ15 mm × φ32 mm × 9 mm) を用いた。また、薄肉タイプの4点接

触玉軸受NBX20307 (φ203 mm × φ219 mm × 8 mm: 概寸) でも試験した。保持器材質は、従来のステンレスと改良後のPEEK樹脂の2種類とした。さらに、保持器の代わりにスペーサボールを使用した軸受として、アンギュラ玉軸受7002と薄肉タイプのアンギュラ玉軸受NBA20307 (φ203 mm × φ219 mm × 8 mm: 概寸) も試験した。

7002の試験結果を図10に示す。また、NBX20307とNBA20307の試験結果を図11に示す。

7002では、PEEK樹脂保持器品は $2.5 \times 10^6$ サイクル走行し、ステンレス保持器品より2倍程度長寿命であった。また、NBX20307のPEEK樹脂保持器品は、 $1 \times 10^7$ サイクル以上走行しており、ステンレス保持器品の $1 \times 10^6$ サイクルより長寿命であった。

ステンレス保持器は、樹脂保持器に比べ容易には変形しないため、保持器と内・外輪やボールとの間で局部的摺動が生じやすいと考えられる。このため、DFO軸受では、ステンレス保持器の場合は摩耗が発生しやすいものと思われる。一方、PEEK樹脂保持器の場合は保持器自身の潤滑性も比較的高く、保持器の柔軟な変形により局部的摺動が減少するので、摩耗が少なくなり長寿命になるものと思われる。なお、ふっ素グリース軸受ではステンレス保持器であっても十分長寿命であるのは、上記の局部的摺動が生じても潤滑油膜が形成されやすくあまり摩耗しないためと思われる。

薄肉タイプのアンギュラ玉軸受NBA20307は、 $1 \times 10^7$ サイクル以上の耐久性を有しており、通常のスペーサボールを使用したDFO軸受でも十分な寿命を有している (図11)。

### 3.3.3 揺動試験と一方向試験での寿命

真空ロボット用軸受は、ほとんどの場合揺動で使用される。一般に、揺動での寿命は一方向回転での寿命より短いといわれるが、実際に確認された例はほとんどない。

そこで、**図9**の装置を用いてV-DFO軸受の耐久試験を行ない、外輪揺動と一方向回転で寿命を比較した。軸受トルクが回転初期の2倍に達した時点をも寿命とした。試料軸受にはアンギュラ玉軸受7002 ( $\phi 15 \text{ mm} \times \phi 32 \text{ mm} \times 9 \text{ mm}$ )を用いた。

試験結果を**図12**に示す。

一方向回転の場合は、 $1 \times 10^7$ 回転以上の走行が可能だったのに対して、揺動の寿命は $2.6 \times 10^6$ サイクルであり、約1/4となった。揺動が短寿命であるのは、揺動では頻繁に回転方向が反転するのでボールの滑りが生じやすいためと考えられる。

## 4. あとがき

真空ロボット用として開発したDFO軸受は、真空クリーン潤滑被膜DFOを採用し、超純水による精密洗浄とエクストラクリーンパッケージングを行っている。このDFO軸受は、放出ガス量が飛躍的に抑えられており、真空ロボットの低アウトガス要求に十分応えることができる。従来の低アウトガス仕様であるふっ素油軸受と比較しても、低アウトガス性に優れしかも長寿命である。

また、高温においても高性能であり、今後、真空ロボットが使用されるプロセスの温度が上昇しても十分対応できるものと確信している。

### 参考文献

- 1) 菊池正典, “半導体のすべて”, (1998) 108-111, 日本実業出版社.
- 2) 細谷眞幸, “特殊環境用 (真空用) 軸受の開発動向”, 主要機械要素選定ガイド, 機械設計4月別冊 (2005) 18-19.
- 3) 齊藤剛, “真空・クリーン用潤滑膜V-DFO”, NSK Technical Journal, No. 673 (2002) 22-25.
- 4) 金野大, “最新の真空・クリーン用薄膜潤滑技術”, NSK Technical Journal, No. 680 (2006) 24-28.
- 5) 寺沢寿浩, “真空ハンドブック 改訂版Ⅲ”, (1982) 36-41, 日本真空技術株式会社1982年版真空ハンドブック編集委員会.

# NSKローラガイドRAシリーズの開発

吉田 敏生\*



吉田 敏生

## Development of NSK Roller Guide—RA series

T. Yoshida

Machine-tool performance has improved with each passing year while achieving increasingly higher processing speeds. Recently, longer life and higher accuracy are required for such high-performance machine tools. Additionally, these machine tools have become more complex and compact in design. Accordingly, linear guides widely used for machine tools need to meet new requirements in response to higher-performance standards. NSK has thus developed the NSK RA series of roller guides in which rollers are used instead of balls for the rolling elements. The main features and advantages of the RA series of roller guides are described in this article.

- |   |  |
|---|--|
| <ol style="list-style-type: none"> <li>1. まえがき</li> <li>2. RAシリーズの機能             <ol style="list-style-type: none"> <li>2.1 超高負荷容量</li> <li>2.2 超高剛性</li> <li>2.3 超高運動精度</li> </ol> </li> </ol> | <ol style="list-style-type: none"> <li>2.4 高作動性</li> <li>2.5 低摩擦力</li> <li>2.6 高防塵性</li> <li>2.7 耐摩耗性</li> </ol> <ol style="list-style-type: none"> <li>3. あとがき</li> </ol> |
|---|--|

### 1. まえがき

工作機械はその時代の要請に合わせ、様々に性能を高めてきた。最近では、高速化の流れに続き、さらなる長寿命化と高精度化に加え、複数の工程を1台でこなす複合化や、空間の有効利用を目指したコンパクト化の傾向も強めている。

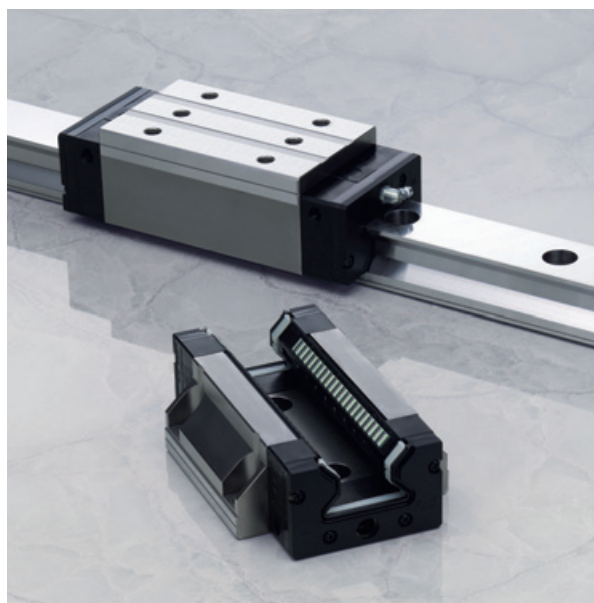


写真1 ローラガイドRAシリーズ  
Photo 1 RA series of roller guide

これらの市場要求に応えるために、工作機械に広く使われる直動転がり案内のリニアガイドにも、より高い性能が求められている。

そこで、従来玉であったリニアガイドの転動体ところを採用することとした。

NSKは、ころ軸受と直動転がり案内で培った技術を結集し、工作機械の高性能化に貢献する特長を数多くもつローラガイドRAシリーズ(写真1)を開発した。

RAシリーズはボールガイドに比べ、耐荷重性能が大幅に向上し、高負荷容量によって定格疲れ寿命も大幅に伸びている。また、高精度化とコンパクト化のために必要な高剛性を実現できた。

ここでは、RAシリーズの特長と試験結果の一部について紹介する。

### 2. RAシリーズの機能

#### 2.1 超高負荷容量

直動転がり案内の基本動定格荷重は国際規格ISO14728-1 (2004) で制定されている。ローラガイドの基本動定格荷重( $C_{100}$ )は以下の式で表される。

$$C_{100} = b_m \times f_c \times l_t^{\frac{1}{36}} \times i_t^{\frac{7}{9}} \times Z_t^{\frac{3}{4}} \times L_{we}^{\frac{7}{9}} \times \frac{D_{we}^{\frac{35}{27}}}{\cos \alpha} \quad \dots (1)$$

\* NSKプレジジョン(株) 技術本部 LG技術部

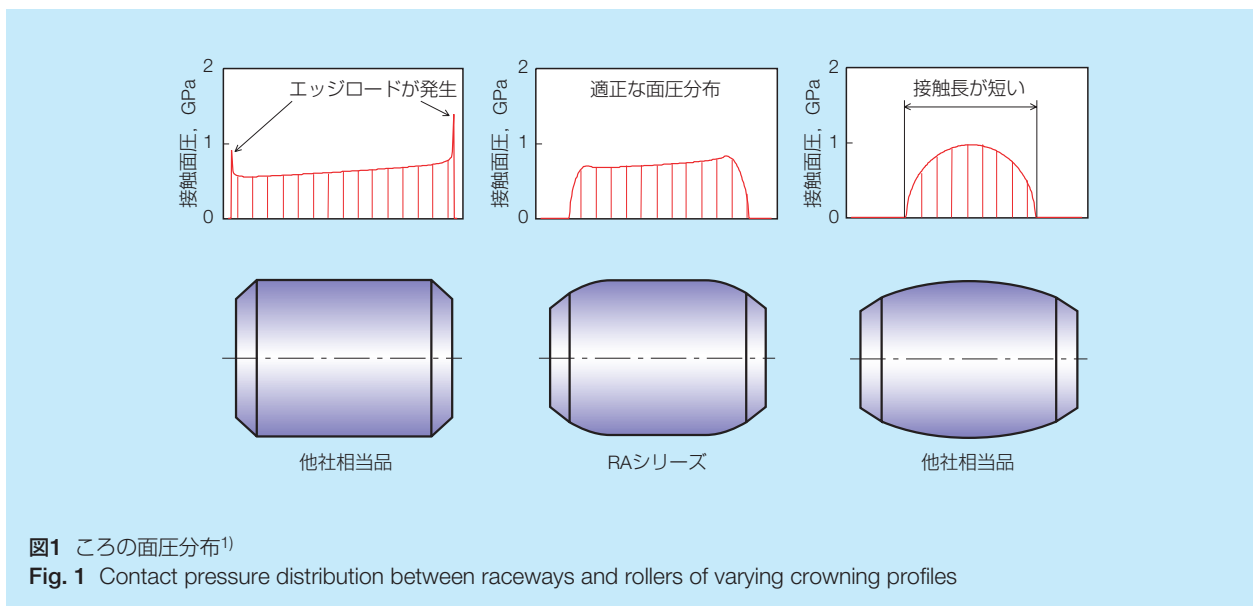


図1 ころの面圧分布<sup>1)</sup>

Fig. 1 Contact pressure distribution between raceways and rollers of varying crowning profiles

ここで、

$$b_m = 1.1$$

$$f_c = \lambda \times 195$$

$$\lambda = 0.83$$

$l_t$  : ベアリング有効長さ

$i$  : 軌道列数

$Z_t$  : 有効転動体数

$L_{we}$  : ころ有効長さ

$D_{we}$  : ころ径

$\alpha$  : 接触角

負荷容量を大きくするためには、転動体であるころの径と長さを可能な限り大きいものを用いることが重要である。

一般的にころは端部に接触面圧過大（エッジロード）が生じて、ローラガイドの寿命を低下させることがある。エッジロード回避にはころ円筒部に傾斜（クラウニング）を設けることが有効だが、必要以上のクラウニングは接触範囲を狭め、実負荷容量、剛性

の低下を招く要因となる。NSKでは有効長にわたってほぼ様な面圧分布が得られるクラウニング形状を設定している（図1）。

また、これまでころの保持方法に使われてきたころの面取りを最小限にとどめ、有効長をできるだけ大きく確保している（写真2）。

具体的には、次のとおりである。

これまでのローラガイドは、ベアリング内壁にある保持器がころの面取り部を抱えるためにころに大きな面取りを施して、ころの有効長が短かった。RAシリーズでは、ころを保持ピース（写真3）の胴体部と両腕で抱えこみ、保持ピースの両腕を保持器が支持する構造になっている。このため、ころには保持されるための面取りは不要である（保持ピースのその他の特長は2.4節参照）。

ここで、ISOによる基本定格荷重を比較する。前述した設計によって、RAシリーズの基本定格荷重は最高水準となっている（図2）。

また、定格疲れ寿命 ( $L$ ) は次式で計算される。

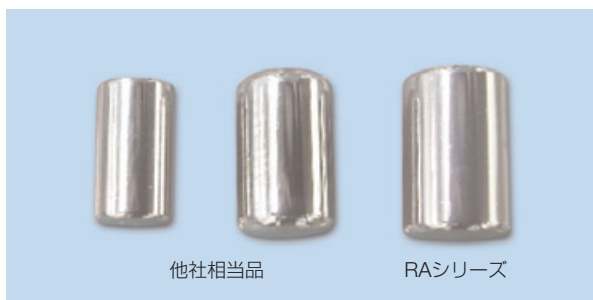


写真2 ころの比較（サイズ#45）

Photo 2 Comparison of an RA series roller with two other types (model size #45)

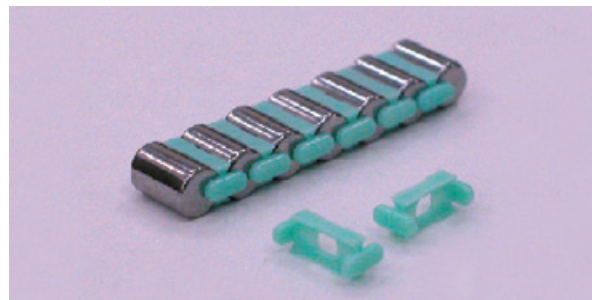


写真3 ころと保持ピース

Photo 3 Rollers and retainers

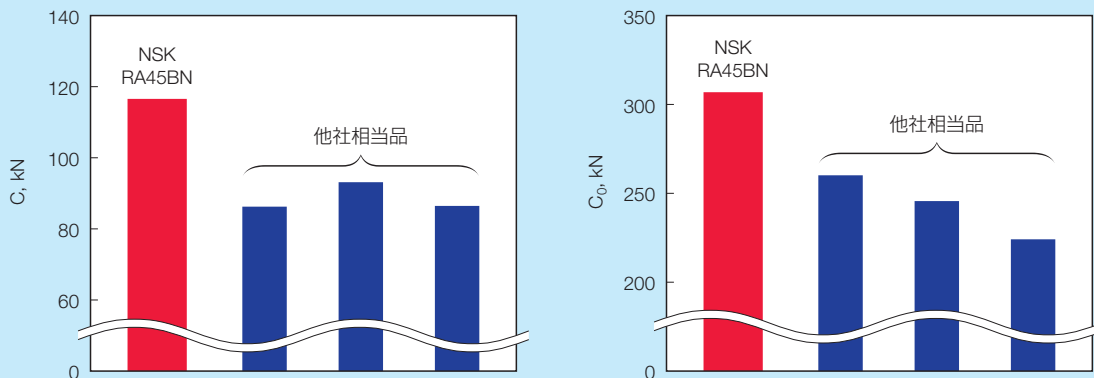


図2 基本定格荷重の比較 (サイズ#45)  
Fig. 2 Comparison of basic load ratings (model size #45)

$$L = 100 \left( \frac{C_{100}}{f_w F} \right)^{\frac{10}{3}} \quad [\text{km}] \quad \dots (2)$$

ここで、  
 $f_w$  : 荷重係数  
 $F$  : 作用する荷重

よって、従来のボールガイドに対して、1サイズ小さいローラガイドでも同等以上の寿命であり、ローラガイドに置き換えることでコンパクト化を実現できる(図3)。

## 2.2 超高剛性

ローラガイドは、ころの接触部が線接触であるから、接触部の剛性がボールに比べて非常に大きい。こ

のため、ローラガイド全体の剛性を考えるとき、ころの接触部だけでなく、ローラガイドに荷重が作用する際のベアリングやレールの部材変形を考慮することが不可欠となる<sup>1)</sup>。よって、ベアリングおよびレール自身の部材剛性をいかにして高めるかが重要となる。前述したように限られた空間の中に循環路を形成する必要があり、RAシリーズの剛性は、FEMモデルによる部材の変形解析を行って最適設計した結果により得られたものである(図4)。

外部荷重と変位の関係を実験と計算とで比較した結果<sup>1)</sup>を図5に示す。計算は、ベアリング部材を剛体とした場合と部材の剛性を考慮した場合で行った。前者は荷重に対する変位は実験に比べてかなり小さく、剛性を過大に評価している。対して、後者は荷重の大きさによる変化が実験値によく一致している。

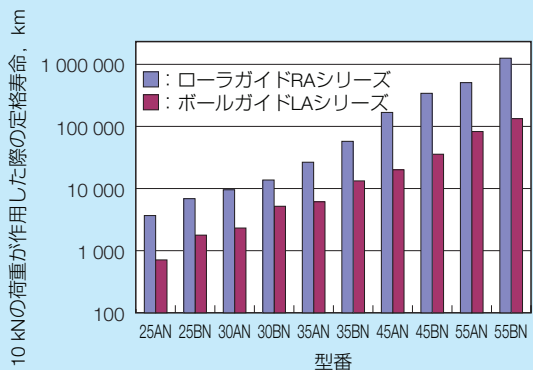


図3 ローラガイドRAシリーズとボールガイドLAシリーズの定格寿命比較  
Fig. 3 Comparison of life ratings for the RA series roller guide and the LA series ball guide

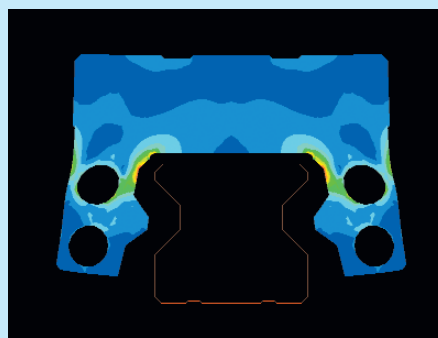


図4 ベアリングの変形解析の例  
Fig. 4 An example of roller slide deformation analysis results

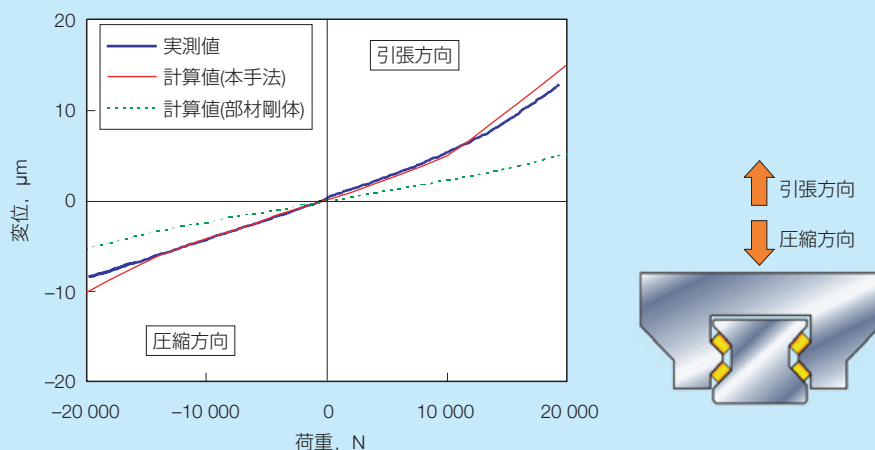


図5 荷重と変位の関係（実験値と計算値）（サイズ#35）<sup>1)</sup>  
 Fig. 5 Relation between load and deformation for measured and calculated results (model size #35)

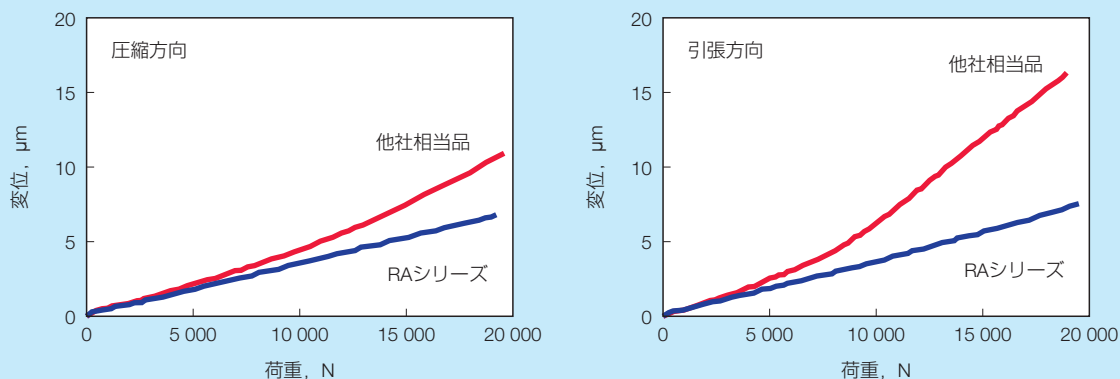


図6 剛性の実測例（サイズ#45）  
 Fig. 6 Comparison of measured rigidity (model size #45)

この成果を既存のローラガイドとRAシリーズで比較する。RAシリーズでは、あらかじめベアリングの部材の変形を想定し、それを見こんだ値に基づいて転走面の加工を行っている。ころは最適な接触状態が

保たれているので、高荷重領域においても高い剛性が維持される。一方の既存品は同領域で予圧抜けを起して変位が急激に増加している（図6）。

さらに、部材剛性よりも接触部剛性が支配的なローラガイドの場合、予圧量の変化に対し、主として部材側がこれを吸収するので、剛性の変化はゆるやかなものになる（図7）。よって、転動体がボールであるリニアガイドほどの予圧区分は必要ない。

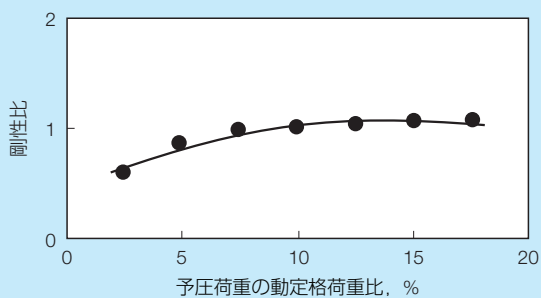


図7 予圧量と剛性の関係（サイズ#35）  
 Fig. 7 Relation between preload and rigidity (model size #35)

### 2.3 超高運動精度

工作機械の運動精度は加工精度や加工面品位に直接影響を及ぼすため、案内に用いられるローラガイドには高い運動精度が求められる。

ローラガイドの運動精度に影響を及ぼす代表的なものには、転動体通過振動がある。これは、ベアリングが運動する時に周期的に表れる姿勢変化である。

レールとベアリング間の相対移動があると、負荷を

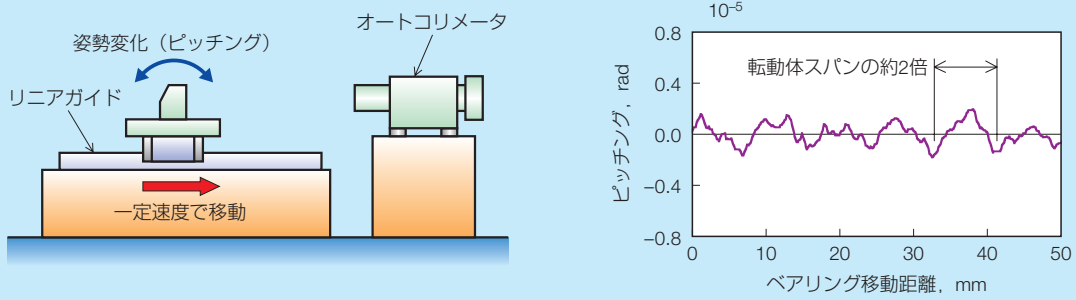


図8 転動体通過振動 (サイズ#35)  
 Fig. 8 Measured result of roller motion accuracy for rolling element passage vibration in a conventional roller guide (model size #35)

受ける転動体の数が周期的に変化するため、転動体通過振動が発生する。転動体がベアリングの移動速度に対して1/2の速度で公転して循環することから、通過振動の周期は転動体間距離の約2倍で現れる (図8)。

実際にはこの振動はサブミクロン単位のものであるが、加工面には工具軌跡によるうねりなどで面品位を低下させることがある。また、ローラガイドから加工点が離れていると、振動が増幅される場合もある。

NSKはすでにこの通過振動のメカニズムを解明し、さらに、定量的な解析手法を作り上げている<sup>1)</sup>。

これを用いれば、ローラガイドに作用する内部荷重条件および外部荷重条件を入力して、テーブル体における各ベアリング、各転動体の運動方程式を解き、転動体通過振動を求めることができる。

また、ベアリングの転動体軌道の両端に設けられるクラウニングは、転動体の出入りによる急激な荷重変

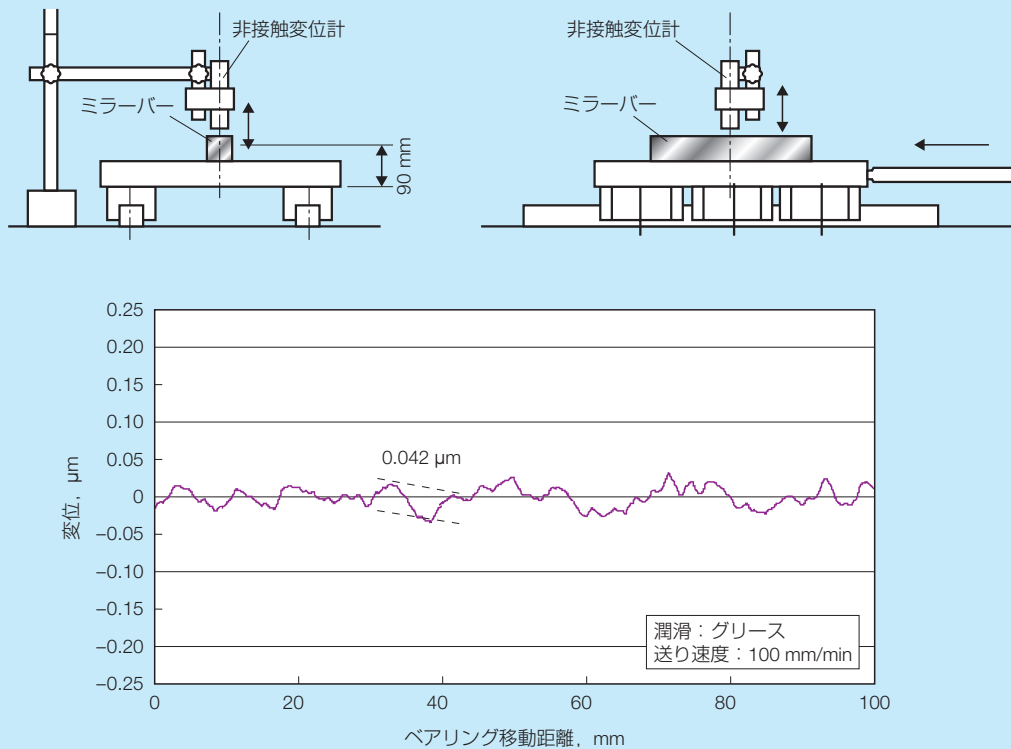
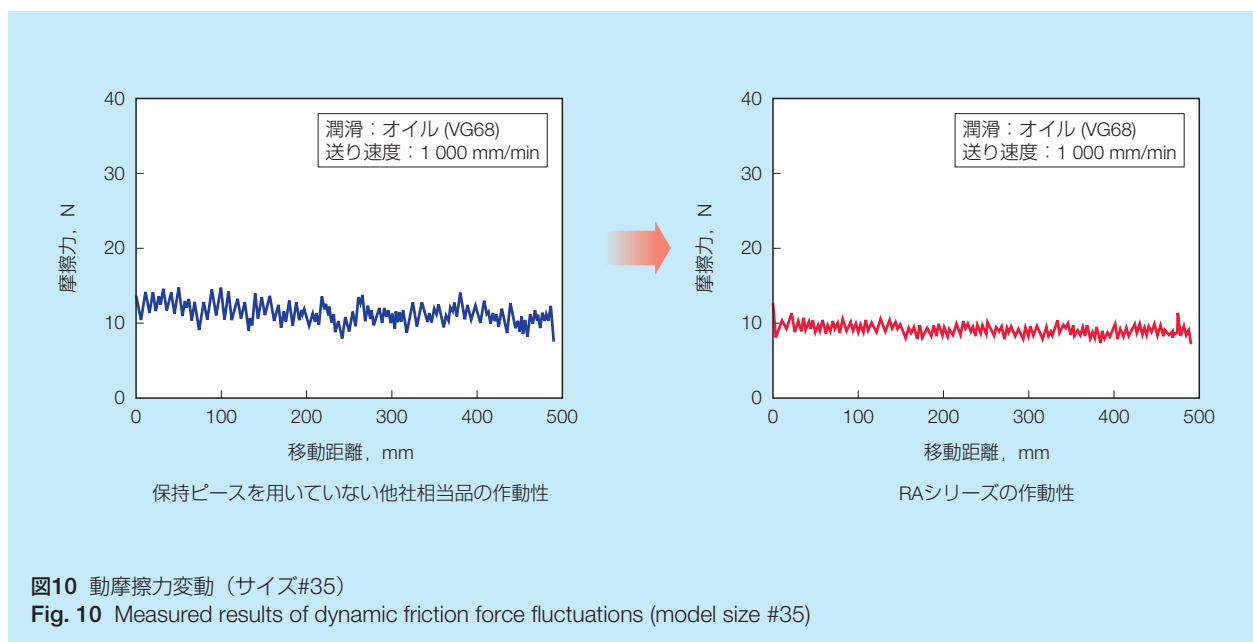


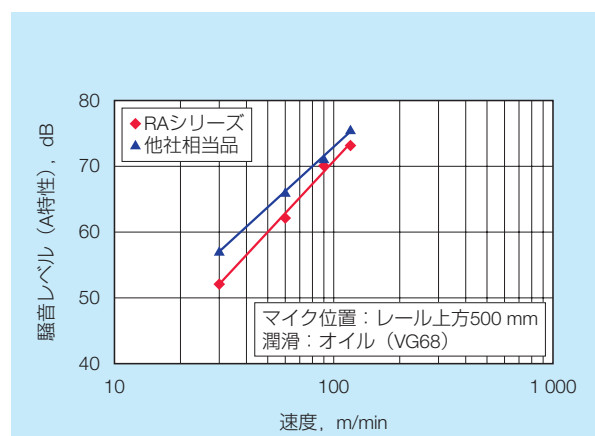
図9 転動体通過振動実測結果 (RAシリーズ高運動精度用特殊仕様 サイズ#25)  
 Fig. 9 Measured result of roller motion accuracy for rolling element passage vibration in a special specification of the RA series for highly precise motion (model size #25)



動を抑制できる。だが、これまではその最適形状を見出すために、幾何学的検討と経験に依存した加工を経て検証する必要があった。本解析にはクラウニング形状の影響も盛込むことができ、容易に検討を行えるようになった。

RAシリーズでは、本解析を用いて転動体通過振動を最小化する設計を行った結果、標準仕様であっても、通過振動が小さく、運動精度が高いローラガイドを提供できることとなり、より高精度な加工に寄与できる仕様となっている。

さらに、クラウニング形状などを転動体通過振動の抑制に特化した仕様を解析で求めて製作した。予圧荷重による荷重変動が小さくなる効果もあり、通過振動は50 nmのレベルにまでになった (図9)。



## 2.4 高作動性

NSKではボールねじやリニアガイドにおいて、鋼球間に樹脂製の“保持ピース”を挿入して、鋼球間同士の競り合いをなくして滑らかな循環を実現した“NSK S1®シリーズ”<sup>2)</sup>をすでに商品化し、市場にて好評をいただいている。

ローラガイドの開発においては、この保持ピースをころ用に新たに設計し、RAシリーズでは標準装備としている。

ころ間に介装された保持ピースにより、ころ同士の競り合いが解消され、また、ころの姿勢も保たれ、ころ特有のスキュー (たおれ) が抑制される。この結果、滑らかな作動性、すなわち動摩擦力変動の小さいガイドが得られた (図10)。また、音質の改善にも効果がみられる (図11) (ころの保持については2.1参照)。

## 2.5 低摩擦力

リニアガイドの剛性を高くするために予圧量を大きくすると、ボールでは接触圧が増加して接触楕円が大きくなり、楕円の両端と中央で回転半径に差が生じて差動滑りが発生し (図12)、動摩擦力が増加する。予圧・剛性と摩擦には相関があり、高剛性品では動摩擦力も大きくなる。

一方、ローラガイドは高剛性だが、ころの回転半径の差は非常に小さく、差動滑りは非常に小さい。予圧量を大きくしてもこの傾向は同様であり、動摩擦力はさほど増加しない。荷重を付加させて動摩擦力を測定したところ、接触部以外の摩擦も含むが、動摩擦係数 $\mu$ はおおむね0.0004となった (図13)。一般的な



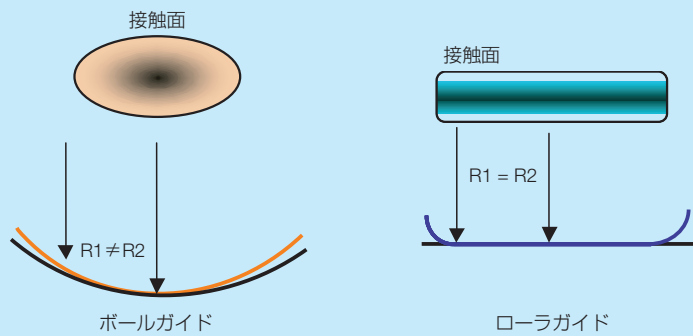


図12 接触面の形態  
Fig. 12 Contact surface Configurations

ボールを使ったガイドの半分以下となっている。

よって、ローラガイドは低摩擦を保ったまま、かつ高い剛性を得ることができる。

### 2.6 高防塵性

一般的に、機械の駆動部は、ジャバラ、テレスコカバーなどによって遮蔽されて防塵性が保たれており、リニアガイドも保護されている。それでも、切り粉やクーラントによる影響を避けられない場合がある。

最近では、加工機の複合化やコンパクト化、さらには構造の簡易化により、カバー類が簡略化されたり省略される場合がある。また、高能率で加工するため、クーラントが降りかかるような厳しい環境に接することもある。

ローラガイドRAシリーズでは、ベアリング両端に取り付けているサイドシールに耐クーラント性のある材料を使用している。最近のクーラントに対する浸漬試験の結果を表1に示す。

さらに、従来はオプション仕様であったインナーシールを標準装備し（サイズ#25以上）、アンダーシール、前述のサイドシールと併せてベアリング内部を保護する。

また、従来のレール取付穴用キャップに加え、レール上面カバーを新たに用意している（写真4）。これは、レールを機台に取り付けた後に帯状のステンレス板を取り付け、全レール取付穴を密閉し、異物が蓄積しないようにレール上面を平滑化するものである。レール設置後に取り付けとなるため、レール上面には、はめ込むだけの構造にした。レール上面カバーを用いた場合、ベアリング内部への異物通過量は従来の約1/10と大幅に削減できる（図14）。過酷な環境では防塵機構に十分な配慮をいただきたいが、レールカバーは異物環境下での使用に有効な手段と考えている。

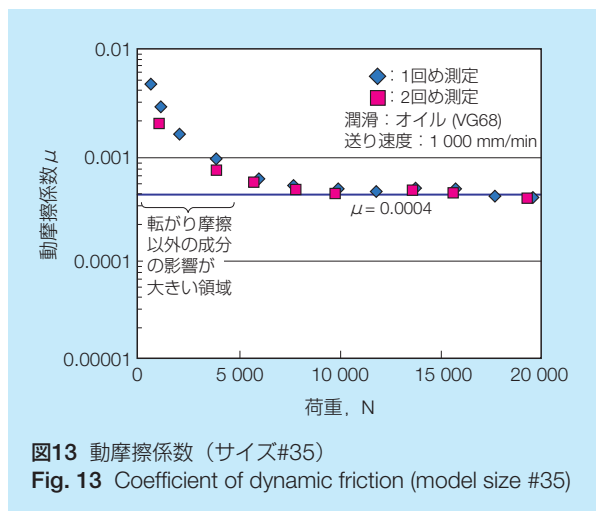


図13 動摩擦係数（サイズ#35）  
Fig. 13 Coefficient of dynamic friction (model size #35)

表1 サイドシールの耐クーラント性  
Table 1 Coolant endurance test results for end seals

試験対象クーラント		膨潤有無
エマルジョンタイプ	A社	なし
シンセティックタイプ	B社	なし
	B社	なし
シンセティックタイプ	C社	なし
	C社	なし
エマルジョンタイプ	D社	なし
シンセティックタイプ	D社	なし

温度：70 °C  
期間：30日間  
希釈：20～30倍

### 2.7 耐摩耗性

#### 2.7.1 揺動運動における耐摩耗性

金型加工等で、細かな形状を加工する場合、リニアガイドは揺動運動となり、転動体と軌道面間の潤滑膜が切れ、フレッチング摩耗を生じることがある。



写真4 レール上面カバー  
Photo 4 Rail cover for severe environments

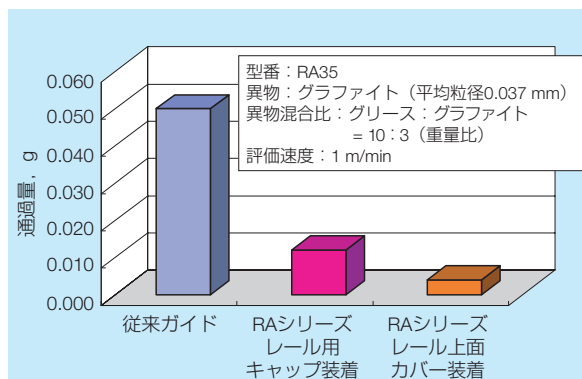


図14 異物通過量測定結果  
Fig. 14 Measured amounts of foreign matter intrusion

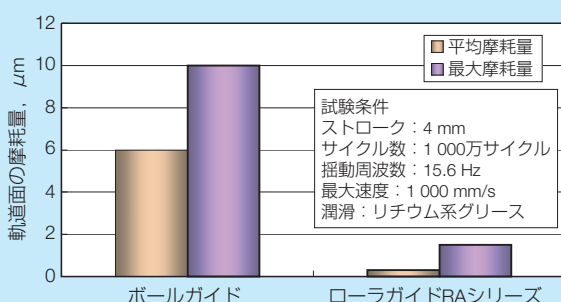


図15 揺動耐久試験における摩耗量 (サイズ#35)  
Fig. 15 Amount of wear after oscillation endurance test (model size #35)

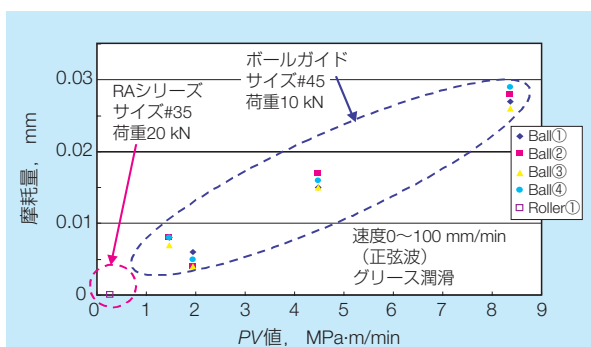


図16 PV値と摩耗量の関係  
Fig. 16 Relation between PV value and amount of wear

ローラガイドRAシリーズのころはクラウニングによる回転半径差はあるものの、ボールガイドに比べ差動滑りは非常に小さい。RAシリーズとボールガイドの揺動試験結果を図15に示す。RAシリーズではボールガイドに比べて摩耗量が非常に小さくなっており、揺動時の耐摩耗性が著しく向上している。

### 2.7.2 超低速時の耐摩耗性

テーパ加工などの場合、同期制御される軸のうち、非常にゆっくりとした送り速度で動く軸が必要とな

る。連続した低速運転においては、転動体と軌道面間の油膜形成が不十分となることがあり摩耗が早期に生じることがある。

一般的に摩耗はPV値（接触面圧の最大値Pと接触楕円内の最大すべり速度Vの積）に相関があることが知られている。ボールガイドに対し、ローラガイドはすべり速度（差動すべり成分）が小さく、接触面圧も小さいため、摩耗量はきわめて少なく、低速加工にも有効である（図16）。

### 3. あとがき

ローラガイドRAシリーズは、工作機械市場だけではなく、様々な産業に貢献を始めている。サイズも充実し、自動車製造装置、半導体・液晶製造装置、各種搬送装置、医療機器などあらゆる分野で好評をいただいている。今後も数多くの場面で高性能化に寄与できれば幸いである。

#### 参考文献

- 1) 松本淳, “リニアガイドの特性解析”, NSK Technical Journal, No.676, (2003) 33-41.
- 2) 山口宏樹, 大久保努, “ボールねじ, リニアガイドの「NSK S1®シリーズ」の開発”, NSK Technical Journal, No.671, (2001) 35-43.

商 品  
紹 介

超高速プラネタリニードル軸受

Ultrahigh-Speed Planetary Needle Roller Bearings

自動車用オートマチックトランスミッション（以下AT）の変速歯車機構であるプラネタリ機構（遊星機構）には、ピニオンギアを円滑に回転させる針状ころ軸受（以下プラネタリニードル軸受）が使用されている。この軸受は、図1に示すとおり、ピニオンギア中心周りに回転する自転運動だけではなく、サンギアの周りを回転する公転運動も行っている。

昨今の燃費向上や加速性向上のために、ATは従来の4速から5速～8速へ多段化が進んでいる。それに伴い、プラネタリニードル軸受の自転速度と公転速度が上昇し、軸受の高速化対応が要求されている。

NSKでは、種々の解析や実験を行い、超高速化に

対応できるプラネタリニードル軸受を開発したので、ここに紹介する（写真1）。

1. 仕 様

軸受の超高速化要求に対して、保持器とシャフトを以下の仕様とし、耐久性能を高めた。

- ・形状を最適化した保持器に、高強度クロムモリブデン鋼を採用する。
- ・保持器表面に化成被膜を施す。
- ・シャフトに従来の特殊高周波熱処理に加え、ショットピーニング処理を実施する。

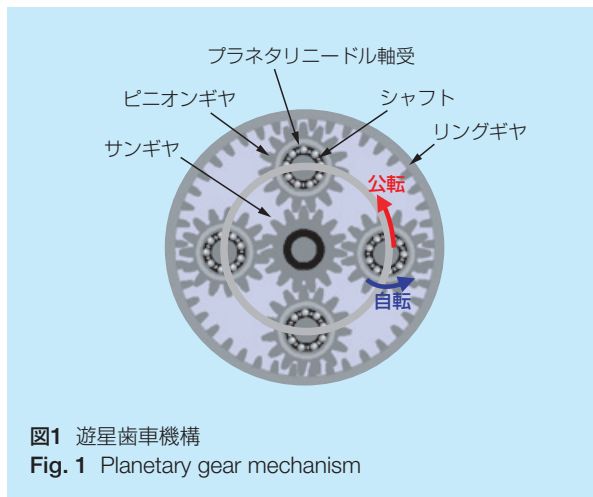


図1 遊星歯車機構  
Fig. 1 Planetary gear mechanism



写真1 超高速プラネタリニードル軸受  
Photo 1 Ultrahigh-speed planetary needle roller bearings

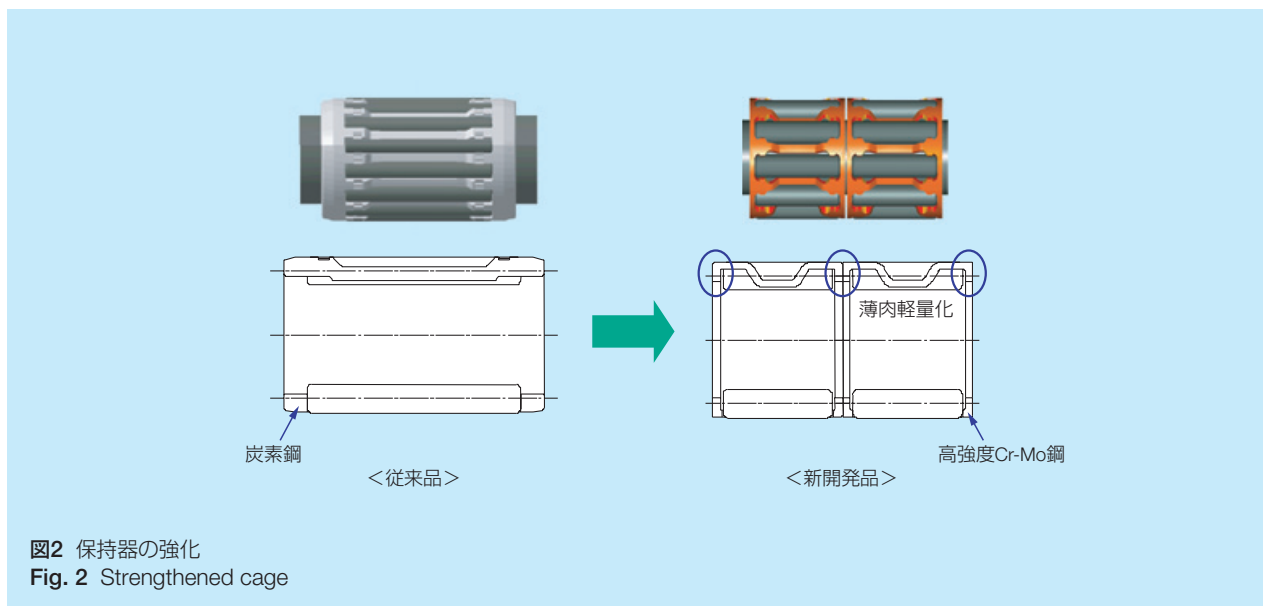


図2 保持器の強化  
Fig. 2 Strengthened cage

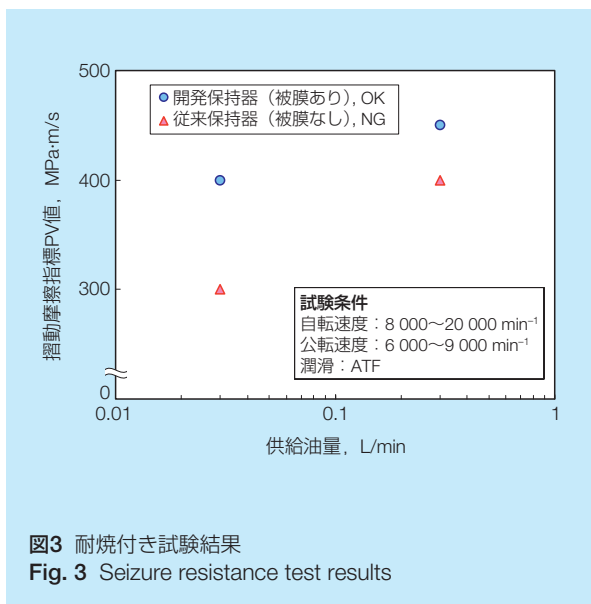


図3 耐焼付き試験結果  
Fig. 3 Seizure resistance test results

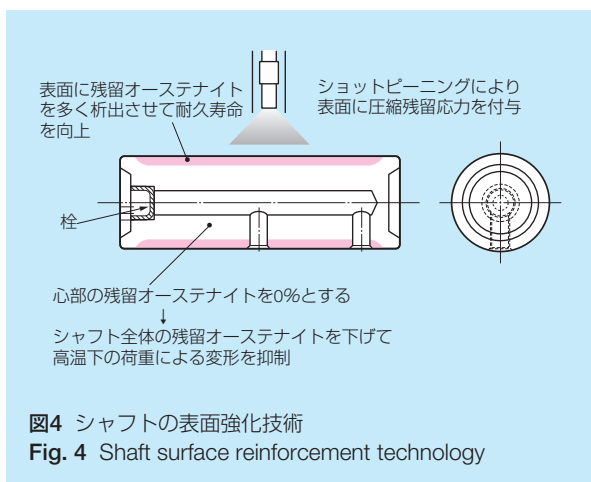


図4 シャフトの表面強化技術  
Fig. 4 Shaft surface reinforcement technology

## 2. 特長

### (1) 保持器の疲労強度を向上

保持器材料として、従来使用していた炭素鋼に代えて高強度クロムモリブデン鋼（肌焼き鋼）を採用することにより、保持器材料強度の向上と同時に、保持器の薄肉軽量化を実現した。

また、保持器にフランジを設けることで保持器強度を強化した。さらに、保持器形状や軸受の列数を最適化し、ころが保持器の柱に衝突する際に生ずる柱根元の集中応力を緩和した。

図2に新開発軸受の保持器を示す。

### (2) 保持器の耐焼付き性を向上

保持器表面に、油の保持能力が高い数マイクロメートルの化成被膜を施すことにより、互いに擦れ合う保持器とピニオンギア間の発熱を抑制した。

図3に保持器単体での耐焼付き試験結果を示す。

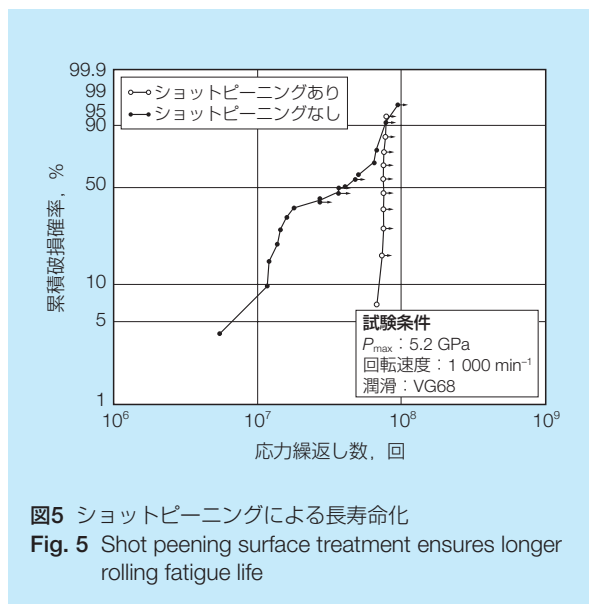


図5 ショットピーニングによる長寿命化  
Fig. 5 Shot peening surface treatment ensures longer rolling fatigue life

化成被膜により、ピニオンギア内周面と保持器外周面との接触面圧( $P$ )と摺動速度( $V$ )の積である、摺動摩擦指標PV値の焼付き限界は従来に比べて向上しており、新開発の保持器は従来品に比べ高速回転が可能である。

### (3) シャフトの長寿命化

シャフトにおける従来のNSK固有の長寿命化熱処理技術として、特殊高周波熱処理がある。特殊高周波熱処理は、表面層にのみ残留オーステナイトを析出させて長寿命化を図るとともに、心部には残留オーステナイトを析出させないことで高温下の荷重によるシャフトの変形を抑制するものである。

今回、特殊高周波熱処理に加えて、ショットピーニング処理を施すことによりシャフトのさらなる長寿命化を図った(図4)。

図5に、要素試験による耐久試験の結果を示す。ショットピーニング処理により表面に高い圧縮残留応力が与えられたシャフトは、従来仕様と比べて長寿命となっている。

## 3. まとめ

保持器強化技術とシャフト長寿命化技術を適用することにより、現行ATの中で最も厳しい使用条件でも十分な耐久性を有している超高速プラネタリニードル軸受を開発することができた。本軸受は、すでに最新のAT用軸受として量産化されており、高い評価を受けている。

この軸受は、ATのさらなる多段化においても、ATのコンパクト化・高容量化・低フリクション化などの高機能化に貢献できるものと考えている。

商品  
紹介

世界最薄\*1 シールリング付きシェル形ニードル軸受

World's Thinnest Drawn Cup Needle Roller Bearings with Seal Ring

自動車のオートマチックトランスミッション（以下、AT）には、10個程度の滑り軸受（以下、ブッシュ）が使われている。最近のATの多段化、高速化、小型化、高負荷容量化などに伴い、ATの使用環境も厳しくなり、使用されているブッシュに対し高速回転時の耐焼付き性についての要求が強くなっている。このため、NSKはブッシュを転がり軸受化することに取り組み、世界で初めてブッシュと同一厚さとなるシールリング付きシェル形ニードル軸受を開発した(写真1)。これによって、転がり軸受でATの厳しい要求に応えることが可能となった。



写真1 世界最薄 シールリング付きシェル形ニードル軸受  
Photo 1 World's thinnest newly developed drawn cup needle roller bearing with a seal ring

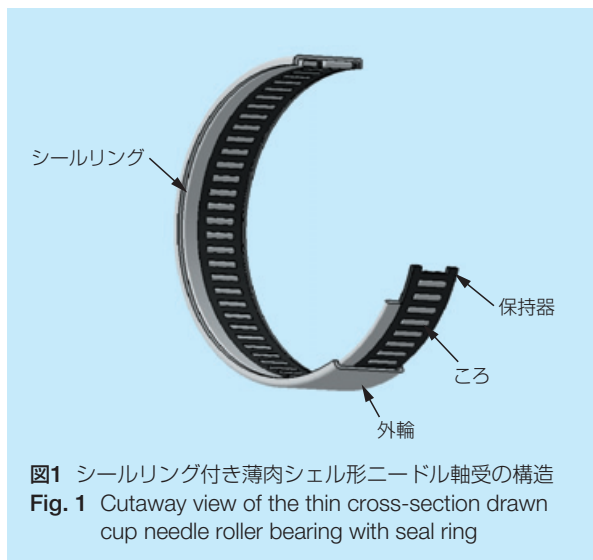


図1 シールリング付き薄肉シェル形ニードル軸受の構造  
Fig. 1 Cutaway view of the thin cross-section drawn cup needle roller bearing with seal ring

1. 構造および仕様

ATに使用されるブッシュを転がり軸受化する際、転がり軸受に求められる機能は、次のとおりである。

- ①ブッシュ同等の貫通油量
- ②ブッシュ同等の断面高さ

貫通油量の確保については、軸受内部にシールリングを入れることで可能とした(図1)。このシールリングと軸とのクリアランスを調整することで、軸受内部を流れる油量を制御することができるようになった(図2)。断面高さは、新開発のシールリングを採用することで解決した。プレス成形による高精度薄型シールリングにより、従来にない薄肉化が達成できた。

2. 特 長

シールリング付き薄肉シェル形ニードル軸受は、次に記す特長を有している。

(1) 省スペース性

肉厚0.85 mmの高精度薄型シールリングを新開発し、従来のシールリング付きシェル形ニードル軸

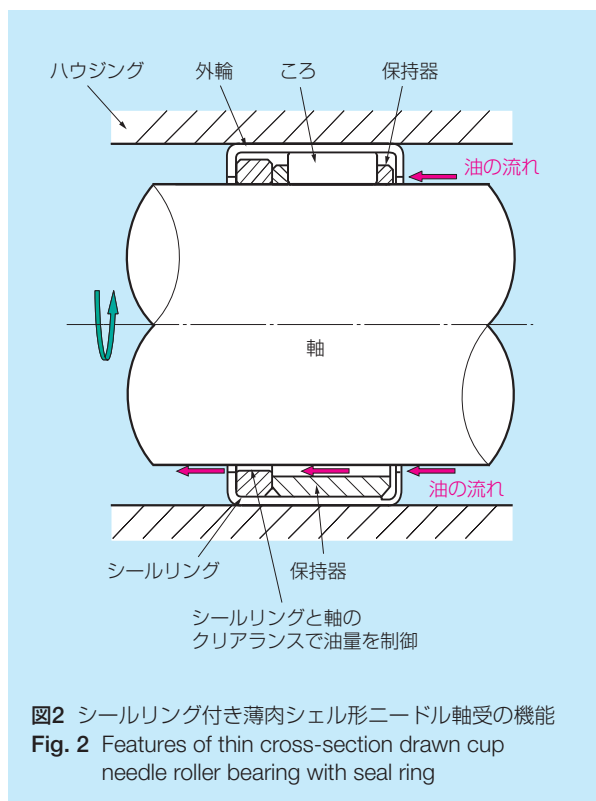
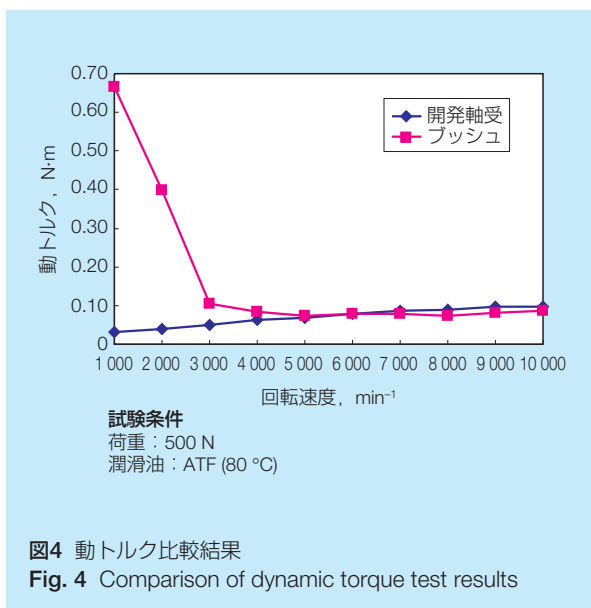
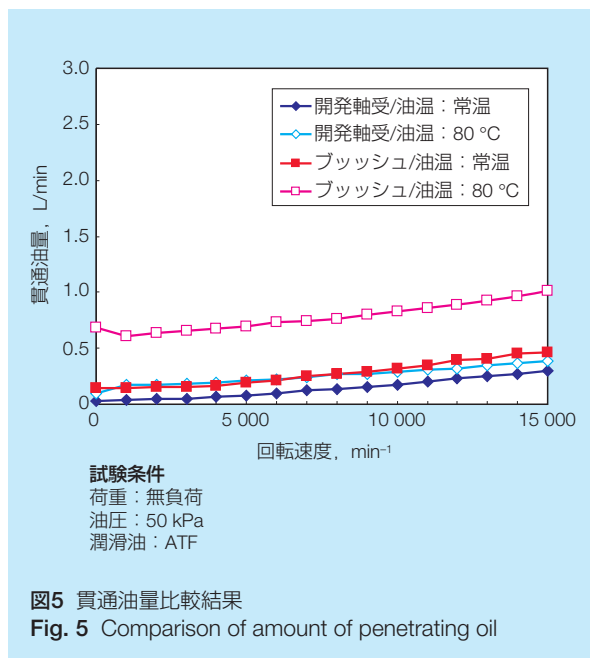
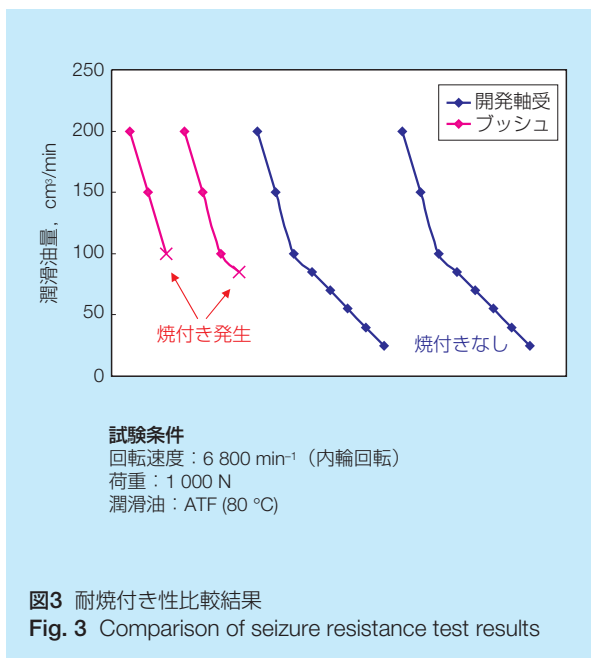


図2 シールリング付き薄肉シェル形ニードル軸受の機能  
Fig. 2 Features of thin cross-section drawn cup needle roller bearing with seal ring



受 (断面高さ：3~3.5 mm) に対して約 50 % の薄肉化 (同：1.5 mm) を実現した。これによりブッシュからの置換えが可能となった。

(2) 耐焼付き性

供給油量を絞った条件でもスムーズな回転をキープできる (図3)。

図3は潤滑油量を徐々に減らし、焼付きが発生する時の油量を示している。

(3) トルク損失

ATで広く使用される回転領域 (低回転域1 000~4 000 min<sup>-1</sup>) で、ブッシュに比べて 25~95 % 程度のトルク損失を低減し、エネルギーロスを抑えることができる (図4)。

(4) 貫通油量

AT内のオイル流路・流量は、新開発した高精度薄型シールリングにより、ブッシュと同じ程度かそれ以上の容易さでコントロールし確保することができる (図5)。

3. 用途

ATに限らず、ハイブリッド車のトランスミッションや自動車以外の産業において滑り軸受から転がり軸受化のニーズのある部位へ幅広く適用できる。

4. まとめ

今後、自動車の低燃費化はますます進み、シールリング付き薄肉シェル形ニードル軸受のニーズは、急速に高まるものと予想される。今後も引き続き、市場ニーズに合致した新製品開発を推進し、自動車の性能向上に貢献していきたい。

\*1：2006年7月21日現在，日本精工調べ

商 品  
紹 介

高耐食自動調心玉軸受

Highly Corrosion-Resistant Self-Aligning Ball Bearings

フラットパネルディスプレイの製造工程で使用されるフィルム洗浄機などの搬送装置に使用される軸受は、腐食環境下で使用されるため耐食性が必要である。近年、フィルムやパネルの大型化に伴って設備が大規模になり、軸の傾きを吸収できる自動調心性の要求が強まっている。NSKでは、自動調心機能を持ち高湿度環境から酸やアルカリなどの過酷な強腐食環境まで対応できる高耐食自動調心玉軸受として、ES1自動調心玉軸受（マルテンサイト系ステンレス鋼製）、アクアベアリング自動調心玉軸受（樹脂製）およびESA自動調心玉軸受（オーステナイト系ステンレス鋼製）を開発し、シリーズ化した（写真1）。以下に、軸受の特長や仕様などについて紹介する。

1. 特長・仕様

(1) 耐食性・耐久性

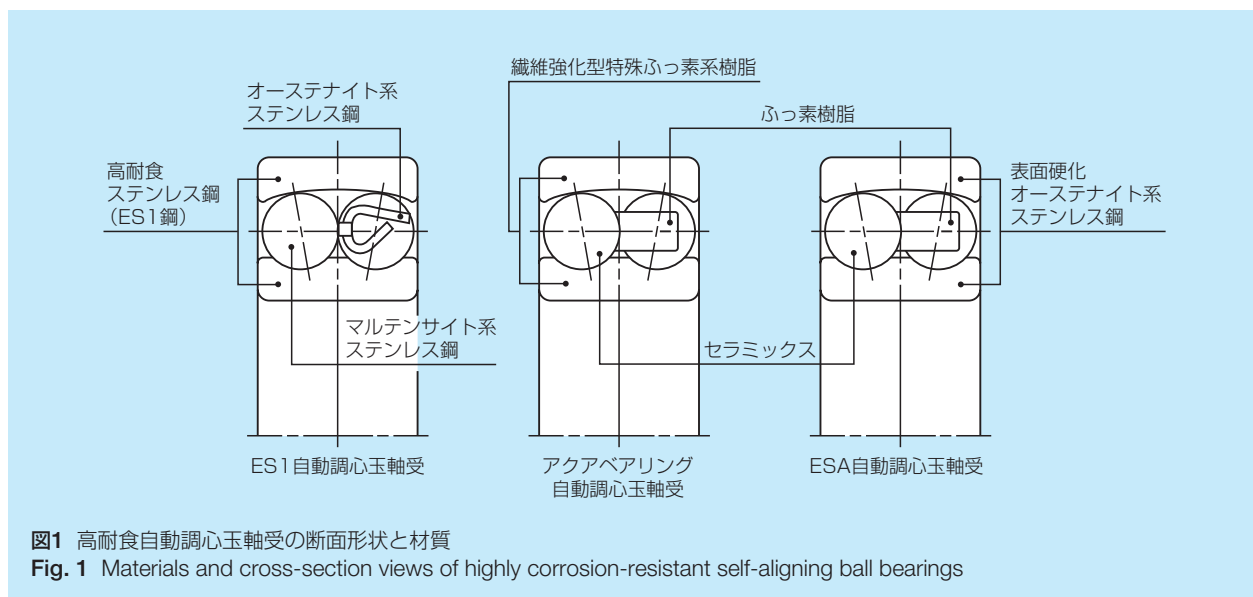
高耐食自動調心玉軸受の構造および構成材料を図1に示す。

ES1自動調心玉軸受はNSKで開発したマルテンサイト系高耐食ステンレス鋼（ES1鋼）を内・外輪に採用し、従来のステンレス鋼製軸受に比較して優れた耐食性を得ている。保持器はオーステナイト系ステンレス鋼とし、玉はマルテンサイト系ステンレス鋼とした。オールステンレス製のES1軸受は高湿度環境や水環境に適している。

アクアベアリング自動調心玉軸受は内・外輪に繊維強化型特殊ふっ素系樹脂を、ESA自動調心玉軸



写真1 高耐食自動調心玉軸受  
Photo 1 Highly corrosion-resistant self-aligning ball bearings



受は内・外輪に表面硬化処理を施したオーステナイト系ステンレス鋼をそれぞれ採用している。また、保持器には耐食性および自己潤滑性に優れたたぶっ素樹脂を、玉には耐食性と耐久性に優れたセラミックスを採用しており、酸やアルカリ環境下において適用できる。

高耐食自動調心玉軸受の適用範囲を図2に示す。

(2) 自動調心性

本軸受の外輪軌道は球面であるため、内輪は5°まで自由に調心できる(図3)。軸とハウジングの心合わせが困難な場合や軸がたわみやすい場合などに適している。

2. 寸 法

高耐食自動調心玉軸受の寸法表を表1に示す。

3. 用 途

高耐食自動調心玉軸受は、フィルム洗浄装置、フィルム伸延装置、液晶基板洗浄装置、食品製造装置などの搬送装置に適している。

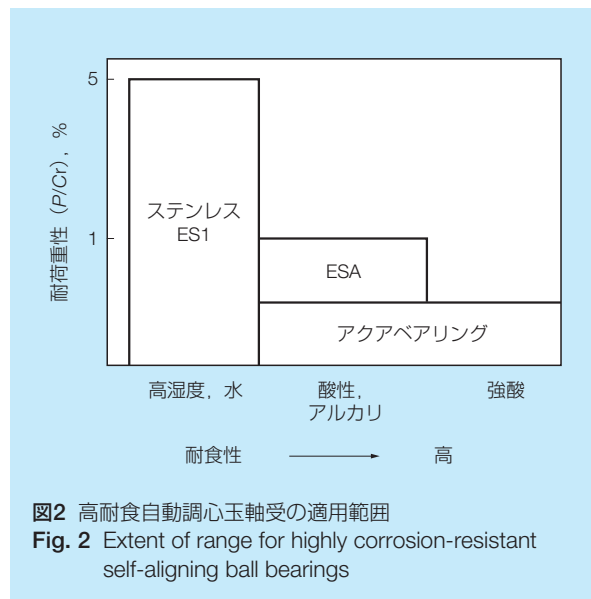


図2 高耐食自動調心玉軸受の適用範囲  
Fig. 2 Extent of range for highly corrosion-resistant self-aligning ball bearings

4. ま と め

今後も、フィルム搬送装置などは大型化が進み、使用される薬液の腐食性も高くなると予想される。新たなニーズに対応できる商品開発を積極的に行いたい。

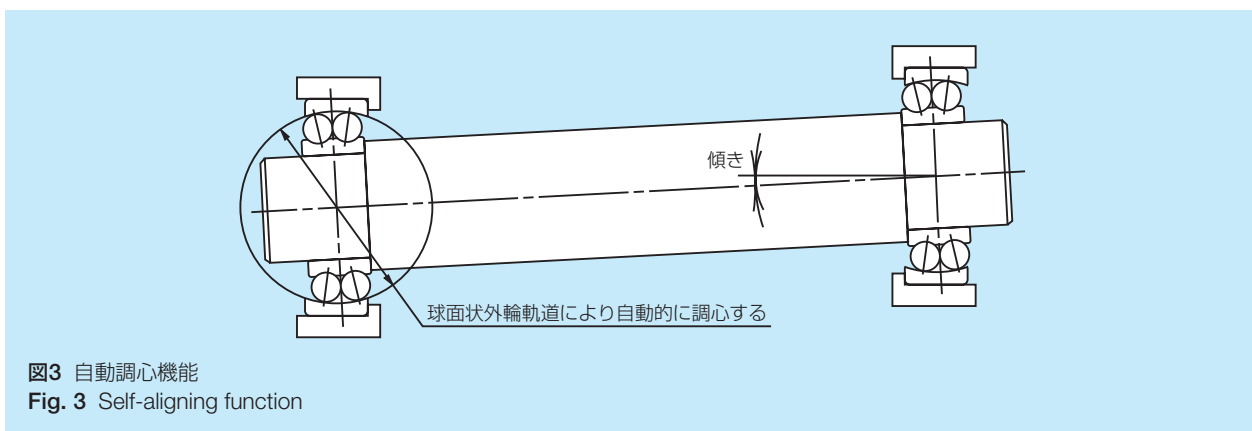


図3 自動調心機能  
Fig. 3 Self-aligning function

表1 高耐食自動調心玉軸受シリーズの主要寸法

Table 1 Boundary dimensions of highly corrosion-resistant self-aligning ball bearings

単位 mm

基本番号	主要寸法			呼び番号		
	内径	外径	幅	ES1自動調心玉軸受	アクアベアリング自動調心玉軸受	ESA自動調心玉軸受
1200	10	30	9	1200-H-20	1200L-RT3B	ESA1200T3B
1201	12	32	10	1201-H-20	1201L-RT3B	ESA1201T3B
1202	15	35	11	1202-H-20	1202L-RT3B	ESA1202T3B
1203	17	40	12	1203-H-20	1203L-RT3B	ESA1203T3B
1204	20	47	14	1204-H-20	1204L-RT3B	ESA1204T3B
1205	25	52	15	1205-H-20	1205L-RT3B	ESA1205T3B



商 品  
紹 介

世界最薄\*1ピボットユニット

World's Thinnest Newly Developed Microactuator Pivot Ball Bearing Assembly

ディスク上の情報を読み書きするヘッドの支持機構として、厚さ2.5 mmの超薄型ハードディスクドライブ（以下HDD）に搭載可能とした世界最薄のピボットユニット（以下ピボット）を開発したので紹介する（写真1）。本件は、経済産業省の地域新生コンソーシアム研究開発事業“大容量・超薄型ストレージデバイスの開発研究”の要請に応えるべく新たに開発した。

1. 構成(構造)および仕様

ピボットは、HDDの内部でディスク表面データの読み書きを行うヘッドを取り付けたアームの支点に用いられる（図1）。アームがスムーズにスイング（揺動）し、指定された場所にデータを書き込む、または指定された場所のデータを読み込むことができるよう

に、ピボットには安定したトルク特性が要求される。その構造は、二つの深溝玉軸受が接着または圧入によりハウジングとシャフトに固定されたものであり、予圧が加えられている（図2）。また、HDDモデルごとにヘッドアセンブリ（アームとの取り付け）やHDD本体への取り付け方法の違いがあるため、同じHDDサイズ用のピボットにおいても、その外観形状は多岐にわたっている。

今回の2.5 mm厚HDD用ピボットは、HDD本体の厚さから、高さ1.83 mm以内を満足する必要があり、これを実現するために薄型シールド付き軸受（内径：1.5 mm、外径：4 mm、幅：0.85 mm）と最短のシャフト形状の開発を行い製品化したものである（写真2）。



写真1 超薄型2.5mm厚HDD用世界最薄ピボットユニット  
Photo 1 The world's thinnest newly developed microactuator pivot ball bearing assembly for ultrathin HDDs with a height of 2.5 mm



写真2 開発品と従来最薄品の比較  
Photo 2 Comparison of the newly developed product and the previously thinnest conventional product

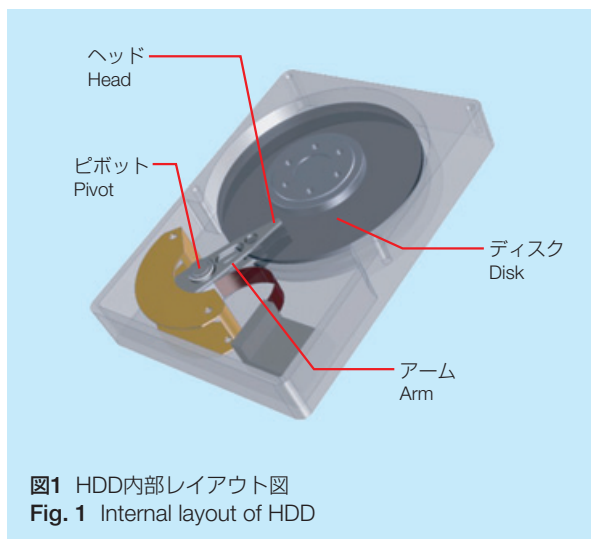


図1 HDD内部レイアウト図  
Fig. 1 Internal layout of HDD

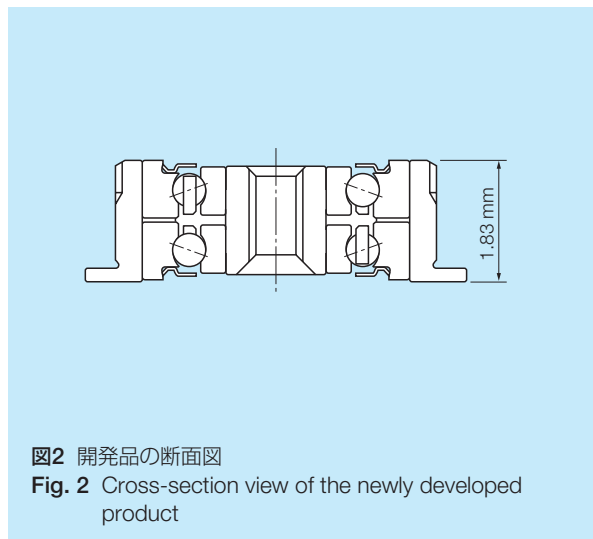
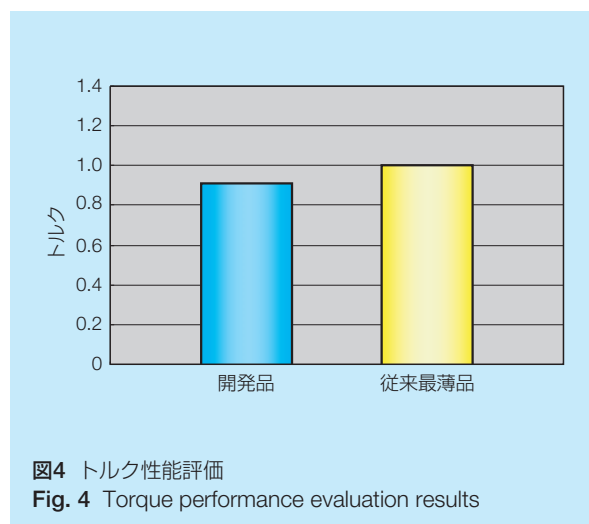
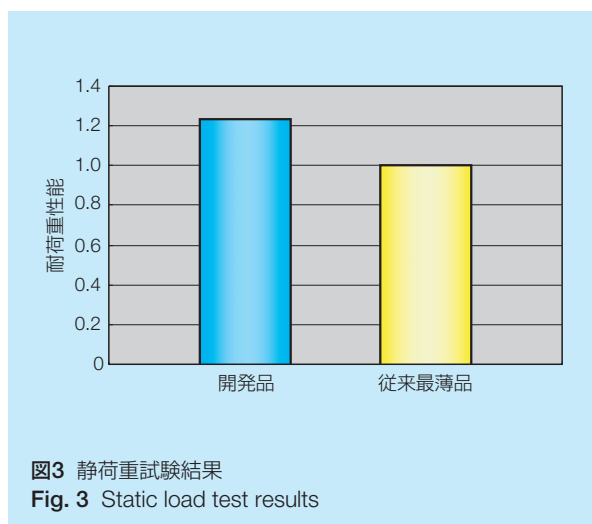


図2 開発品の断面図  
Fig. 2 Cross-section view of the newly developed product



## 2. 特 長

### (1) 厚さ寸法 1.83 mm を実現

軸受を新たに設計し、弊社従来最薄品に比較して軸受幅寸法を約 25 % 削減することができた。これにより、ピボット厚さの世界最薄を実現した。

### (2) 耐衝撃性を約 25 % 向上

シールドの薄型化および後述する極薄保持器の開発により、軸受幅を最小化するという制約条件において、軸受の最小化と鋼球サイズの最大化が可能になり、耐衝撃性が従来最薄品に比較して、約 25 % 向上した (図3)。

### (3) 低トルク化の達成

保持器の材料にナノファイバーで強化した樹脂を採用し、最小肉厚 0.1 mm という薄さの保持器成形を可能にした。これにより、軸受幅の最小化と同時に、従来の鉄製保持器と比較して低トルク化を実現した (図4)。

## 3. ま と め

デジタルオーディオプレーヤーなどの携帯機器では、これまでHDDが使用されていた記憶装置においてフラッシュメモリの需要が増えている。しかし、今回開発された技術を利用しさらなる高容量化を行うことによって、HDDは、これからの新しいアプリケーションである大容量の高品質動画データ等を記録携帯するためのツールとして期待されている。

今後も、変化し続ける環境とニーズに応えるための商品開発を積極的に行いたい。

\*1：2006年5月24日現在、日本精工調べ

商 品  
紹 介

連続鋳造設備用調心輪付き円すいころ軸受

Tapered Roller Bearing with an Aligning Ring for Continuous Casting Machines

鉄鋼連続鋳造設備（以下連鋳と呼ぶ）ガイドロール用軸受は、極低速・重荷重・高温で潤滑油膜形成が困難であるだけでなく水や鋳造時に発生するスケールも加わる潤滑下という、過酷な使用条件で用いられている。また、連鋳1基には通常1500~2000個と数多くの軸受が使用されるが、1個でも激しい破損が生じると上下ロール間距離が広がり、その設備で生産される鋳片品質に影響を及ぼすことがある。このため、長寿命で、かつ信頼性の高い軸受が強く求められていた。

連鋳ガイドロールでは、重荷重によりロールにたわみが生じるため、従来は自由側と固定側の両方に自動

調心ころ軸受が広く採用されていた。しかし、自動調心ころ軸受では、差動すべりやスピンスべりと呼ばれる軸受内で幾何学的に発生する微小なすべりと上述した過酷な使用条件が影響し、外輪軌道面上に異常摩耗やはく離が早期に生じ、外輪割れに至る場合も散見されていた。

そこで、NSKは自由側用軸受として、上述した幾何学的なすべりが発生しない円筒ころ軸受を採用し、かつ調心機能を付加した“調心輪付き円筒ころ軸受”を1980年代に開発および商品化した。これにより、軸受の信頼性と寿命を飛躍的に向上させることに成功した。一方、固定側用軸受では、幾何学的なすべり問題の解消と調心機能の確保に加え、ロールのたわみや取付け誤差により発生するアキシャル荷重に対する負荷能力も課題とされていた。

このたびNSKは、円すいころ軸受を採用し、かつ調心機能を付加することで、これら三つの要求を全て満たす“調心輪付き円すいころ軸受”（写真1）の開発に世界で初めて成功し、商品化を行った。



写真1 調心輪付き円すいころ軸受  
Photo 1 Tapered roller bearing with aligning ring

1. 調心輪付き円すいころ軸受の特長

有限要素法による強度設計と連鋳シミュレーション試験装置を用いた開発実験によって生まれた、調心輪付き円すいころ軸受の特長を以下に示す。

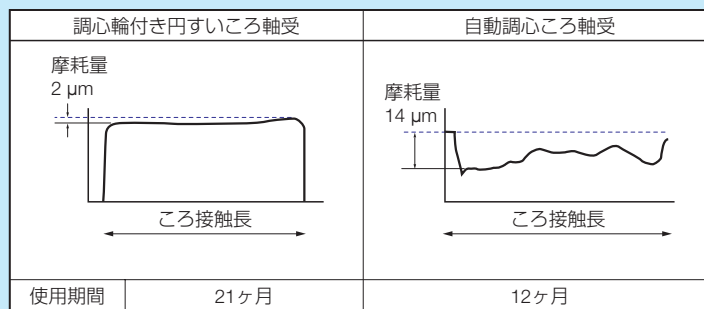


図1 連続鋳造機における使用後の外輪軌道面の摩耗深さ比較例

Fig. 1 Comparison of wear depth at the outer ring raceway of a tapered roller bearing with an aligning ring and that of a spherical roller bearing used in a continuous casting machine

1) 耐摩耗性・長寿命・アキシャル負荷能力

円すいころ軸受は、自動調心ころ軸受のような軌道面での幾何学的なすべりが発生しないので純転がり運動を行っている。このため、調心輪付き円すいころ軸受は、油膜形成が困難な潤滑条件下での耐摩耗性が格段に向上している。実機において、従来の自動調心ころ軸受に比べ7~10倍以上の摩耗低減効果が確認された(図1)。

また、従来固定側に使用されていた標準タイプの自動調心ころ軸受に比べ3~4倍の寿命延長効果があることも、実機評価で確認されている。

さらに、自動調心ころ軸受やつば輪付き円筒ころ軸受に比べて、アキシャル荷重に対する負荷能力が大幅に向上している。

2) 調心機能

調心機構として外輪外径に球面座を設け、軸のたわみをスムーズに吸収できる機能を確保した(図2)。

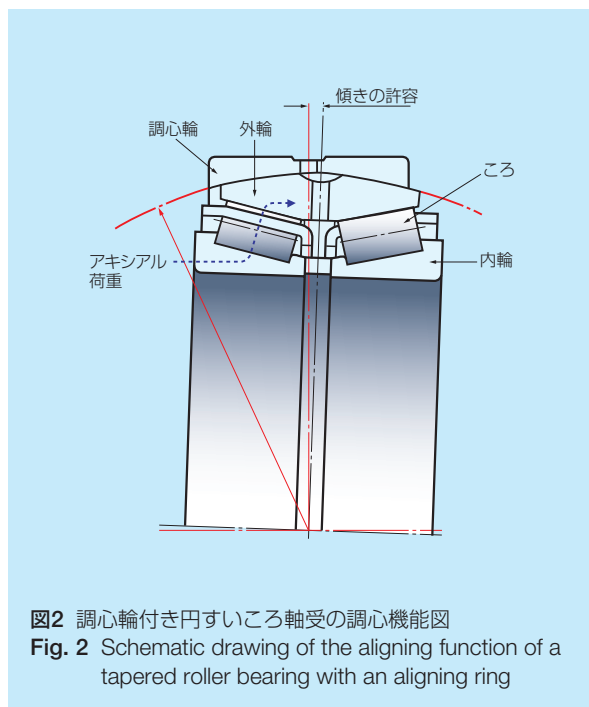


図2 調心輪付き円すいころ軸受の調心機能図  
Fig. 2 Schematic drawing of the aligning function of a tapered roller bearing with an aligning ring

2. 仕様

調心輪付き円すいころ軸受の主な仕様を表1に示す。

3. 用途

連铸ガイドロール用として最適である。そのほかに、各種鉄鋼設備の固定側用軸受で重荷重による軸のたわみを伴う場合に適しており、同様の寿命延長効果が期待できる。

4. まとめ

新開発の調心輪付き円すいころ軸受は、ユーザーの連铸ガイドロール実機において従来の自動調心ころ軸受に比べて飛躍的な寿命延長が認められ、高い評価を得ている。

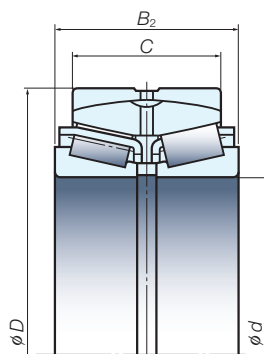
今後ますます、設備の信頼性向上及びメンテナンスコストの削減に貢献できるものと考えている。

表1 主な軸受仕様

Table 1 Specifications of a tapered roller bearing with an aligning ring

軸受名番	主要寸法 (mm)				基本定格荷重 (kN)	
	$d$	$D$	$B_2$	$C$	$C_r$	$C_{or}$
AR100-42	100	180	60	46	256	390
AR110-46	110	170	45	38	171	310
AR120-30	120	180	60	48	256	525
AR130-31	130	200	69	55	320	650
AR140-24	140	210	69	55	340	690
AR140-27		225	85	70	445	905
AR150-1	150	225	75	60	395	845
AR160-11	160	240	80	65	455	935
AR180-1	180	280	100	80	665	1 430
AR200-18	200	340	112	92	895	1 630

注)  $C_r$  : 基本動定格荷重  $C_{or}$  : 基本静定格荷重



商 品  
紹 介

工作機械用複列円筒ころ軸受 “NN-Zシリーズ”

NN-Z Series of Double-Row Cylindrical Roller Bearings for Machine Tools

マシニングセンタ（工具を回転）やNC旋盤（加工物を回転）用主軸のモータビルトイン化（主軸の中にモータを内蔵）とグリース潤滑での高速化が進み、自由側軸受の信頼性が重要となっている（図1）。

工作機械用主軸の自由側軸受は、次のような機能特性が求められている（図2）。

- ①軸伸びをスムーズに吸収する構造
- ②軸の振動を抑える構造（ハウジングとのすきまが小さくガタ量が小さいこと）

このため、構造的には円筒ころ軸受が適している。しかし、グリース寿命が玉軸受と比較して短いため、発熱を抑えてグリースの長寿命化を達成できる円筒ころ軸受が望まれている。

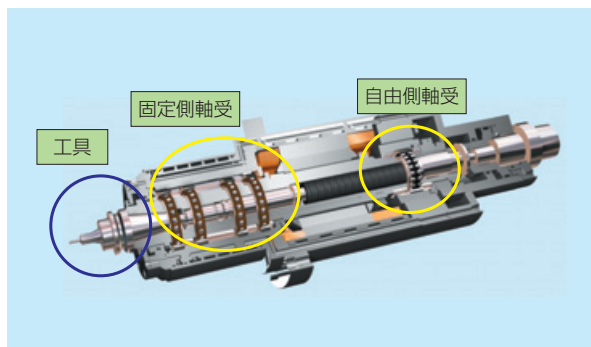


図1 マシニングセンタ主軸の構造例  
Fig. 1 Cut-away view of a typical machine tool main spindle

既に商品化をしている複列円筒ころ軸受用高強度PPS樹脂保持器（TB保持器）を採用し、現状品より低発熱で長寿命な自由側専用の軸受新形式の複列円筒ころ軸受 “NN-Zシリーズ” を開発し商品化したので、その概要を紹介する（図3）。

1. 構 造

複列円筒ころ軸受NN形の発熱量をN形の発熱量と同じになるように、ころ数を最適化した。

2. 特 長

(1) 低温度上昇

保持器をシンプルな形状として、高剛性な“PPS樹脂”を採用したTB保持器を用いることにより、遠心力による変形量を小さく抑え、ころのスムーズな運転を実現した。またころ数を最適化したことにより、従来軸受に対して50%の低温度上昇を実現した（図4）。

(2) 長寿命化

TB保持器採用により、軸受の発熱を小さく抑え運転初期の摩耗量を低減させたので、グリース寿命が向上した。

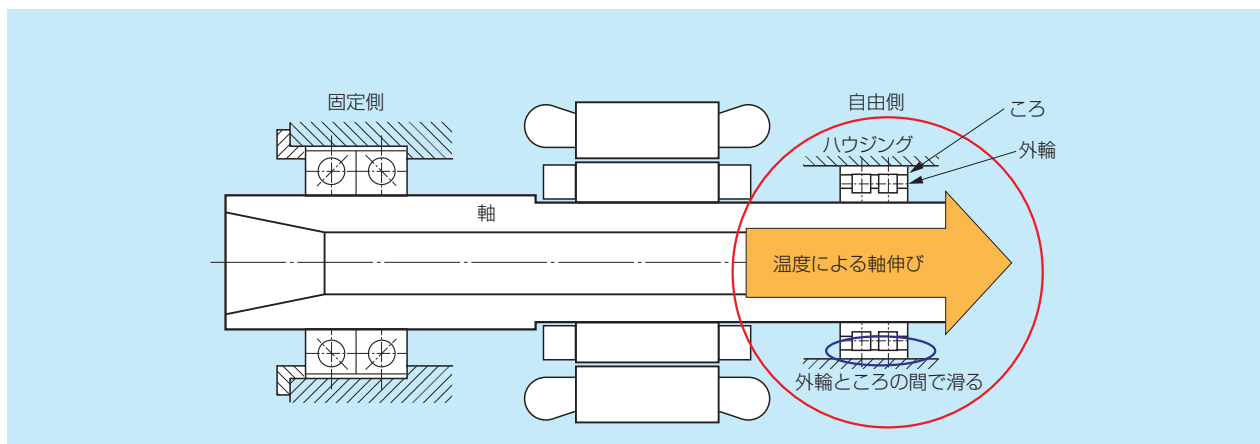
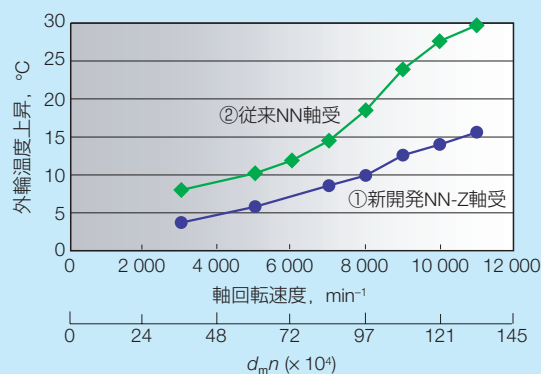


図2 工作機械主軸自由側の円筒ころ軸受  
Fig. 2 Cylindrical roller bearing on the free end of the spindle



図3 NN-Zシリーズ

Fig. 3 NN-Z series of double-row cylindrical roller bearings



試験条件

軸受：NN3019

①新開発 NN-Z TB (PPS樹脂) 保持器

②従来 NN MB (銅合金) 保持器

潤滑：グリース (MTE)

組込み時すきま：0 μm

駆動：ベルト (冷却なし)

図4 温度上昇の比較

Fig. 4 Comparison of temperature rise

(3) 排油性向上

ころ数を従来軸受より少なくしたことにより、オイルエア潤滑やオイルミスト潤滑での排油性が向上し、油の攪拌熱による温度のふらつきが改善された。

### 3. 構成および仕様

NN-Zシリーズは、内径 30 ~ 120 mm の寸法系列 30シリーズ複列円筒ころ軸受が用意されている。軸受精度は、ISO 5級以上としている。

### 4. まとめ

高速化に対応した自由側軸受新形式の複列円筒ころ軸受用として、TB保持器を採用し、現状品より低発熱で長寿命の“NN-Zシリーズ”を開発した。本軸受により、信頼性の高い主軸が実現できるものとする。

## 商 品

## 紹 介

## 精密軸受の新グローバルパッケージ

## NSK Group-Wide, Echo-Friendly Packaging for Super Precision Bearings

通常の軸受包装の場合、軸受を工作機械スピンドルに組み付けるときには、包装を開いた後、軸受の洗浄と軸受へのグリース封入が必要である。工作機械用軸受では、生産効率向上の観点から機械の組立時間短縮が図れる軸受包装が求められていた。

NSKでは、従来の包装を一新し、これに応えられる新グローバルパッケージを採り入れた（写真1、写真2）。新パッケージでは、軸受にあらかじめグリースを封入し同時に防錆性を保持させた。

今回リリースした新パッケージの概要を以下に紹介する。

## 1. 特 長

新グローバルパッケージされた軸受では、使用時の洗浄とグリース封入工程が不要であり（図1）、次の特長を持っている。

## (1) 信頼性

軸受に封入するグリースとして、高速用で耐久性に優れ工作機械スピンドルで実績があるNSK MTE グリースを採用した。新パッケージ品の標準仕様では、最適量のMTEグリースが封入されている。



写真1 新グローバルパッケージ外装

Photo 1 NSK group-wide recyclable cardboard box used for external packaging (golden shipment box)

## (2) 防錆性、グリース飛散防止

内装袋に気化性防錆フィルムを採用し、ヒートシール密封することで防錆性を確保した。また、内部を脱気することによりグリースの飛散を防止している。

## (3) 作業性

軸受組込み時の寸法確認作業が容易となるように、軸受寸法（内径、外径、幅寸法）がレーザーマーカーで軸受に刻印されている。

## (4) 環境保護対応

従来の外箱には表面にアルミ箔を貼った合板紙を用いていたが、新パッケージでは、特殊塗料を印刷加工した板紙を採用した。新パッケージでは金属を使用していないため、紙としての再資源化が可能となった。

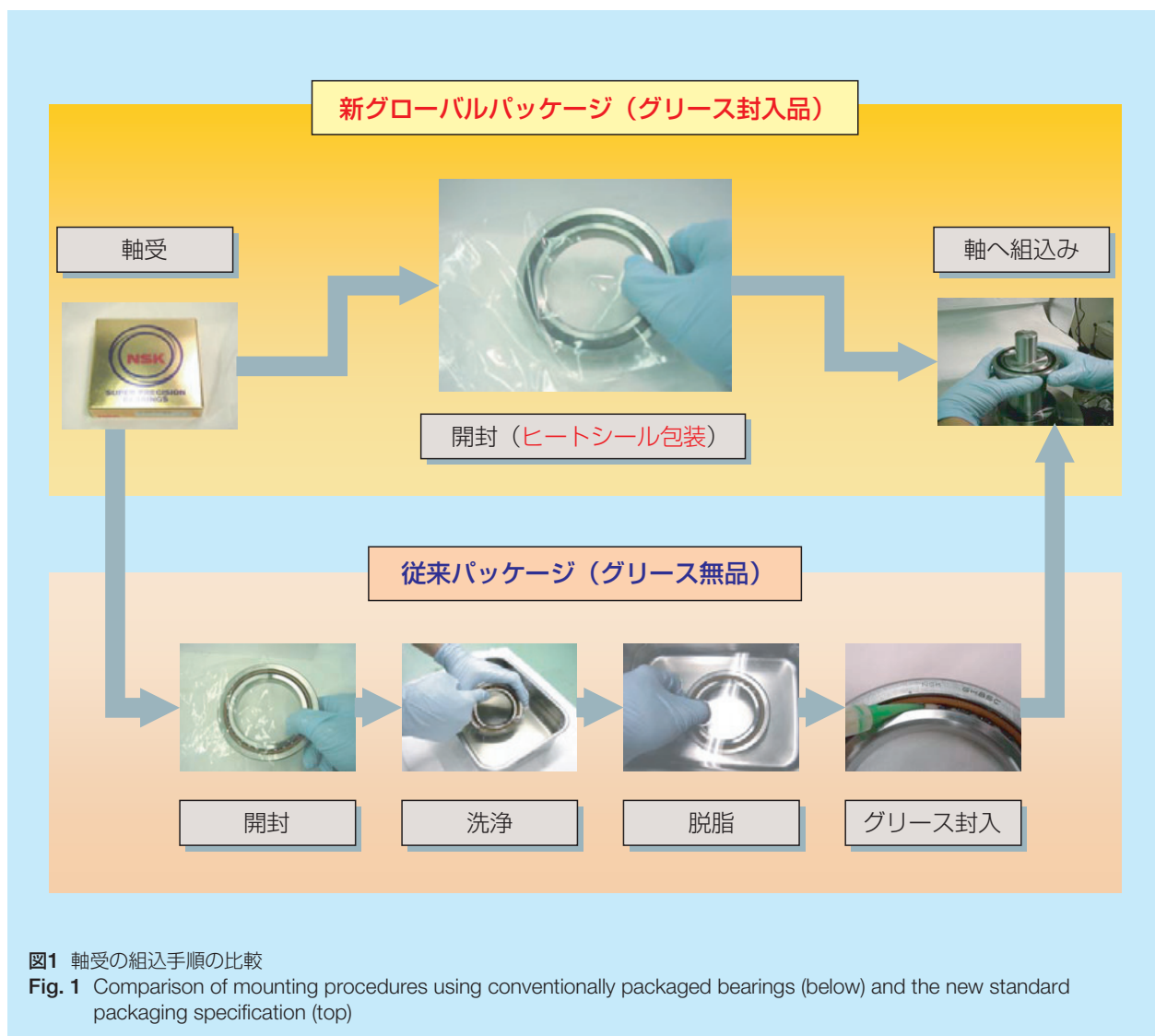
## (5) 油潤滑用パッケージ

油潤滑用で、グリースが封入されていない軸受についても、同じヒートシール仕様の内装を使用し内部防錆油の量を最小限にすることによって、使用時の軸受洗浄を不要とした。



写真2 新グローバルパッケージの内装

Photo 2 NSK group-wide internal VCI packaging using heat-sealed shrink film



## 2. 対象サイズ

新パッケージは、内径寸法10～130 mmのISO精度P4級以上のアンギュラ玉軸受に適用している。

## 3. まとめ

今回リリースした新グローバルパッケージされた軸受を採用することにより、工作機械の組立時間の大幅な短縮が可能であり、洗浄装置の設置も不要となる。また、軸受には工作機械スピンドルに最適なグリースが適正量封入されているので、機械の信頼性向上への貢献も期待できる。

新パッケージ品の採用は、軸受の補修・交換の際にも、軸受開封後の組付け作業が容易になり、作業効率向上が期待できる。



商品  
紹介 高防塵ボールねじ “V1シリーズ”

V1 Series of Ball Screws for Contaminated Environments

ボールねじは、その用途が多岐にわたっているため、大小さまざまな異物（粉塵）がそのねじ軸上に付着するような、過酷な環境下で使用されることがある。このような環境下では、異物がナット内部に侵入して、ボールやその転動面の異常摩耗、ボールの循環不良などを引き起こし短期間で破損する場合がある。



写真1 高防塵ボールねじ“V1シリーズ”  
Photo 1 V1 series of ball screws for contaminated environments

このため、特殊仕様としてねじ軸上に付着した異物を掃き取るワイパーシールの装着や、ジャバラなどのカバーでボールねじを覆うことなどが対策として行われている。

しかしながら、現在実用化されているワイパーシールでは、ねじ軸全周に均一に接触することが難しく、シール性が不十分な用途もある。高速用途では、接触面積が比較的に広いため、摩擦による発熱などの課題もあった。また、カバーについても、装置の構造上、十分なカバーを設置できない場合もあって異物の侵入を完全には防止できないなどの問題がある。そのため、高い防塵性を有し、寿命が長く摩擦トルクが小さく高速送りにも対応可能なボールねじが求められていた。

NSKでは、このような要求に応えるため、高防塵ボールねじ“V1シリーズ”を開発、商品化した。この“V1シリーズ”は、従来よりも防塵性が飛躍的に高く異物環境下で長寿命であり、しかも、低摩擦トルクで高速性に優れている。ここでは、その概要を紹介する（写真1、図1）。

1. 特長

高防塵ボールねじ“V1シリーズ”の特長は下記のとおりである。

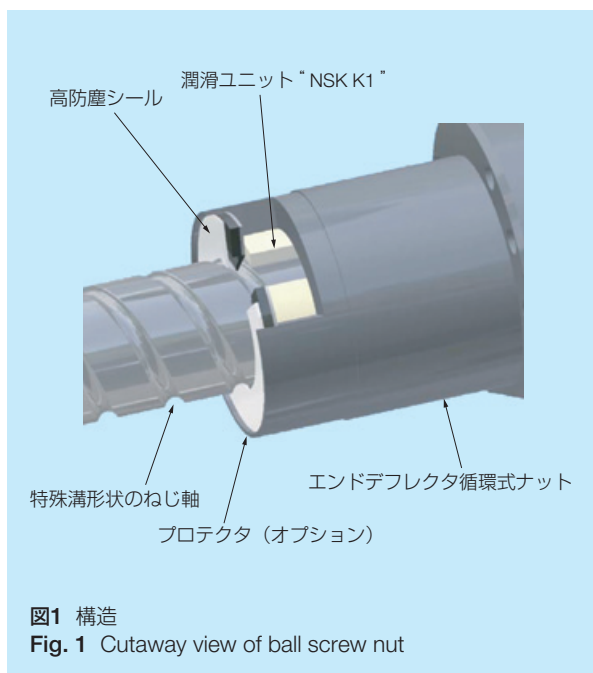


図1 構造  
Fig. 1 Cutaway view of ball screw nut

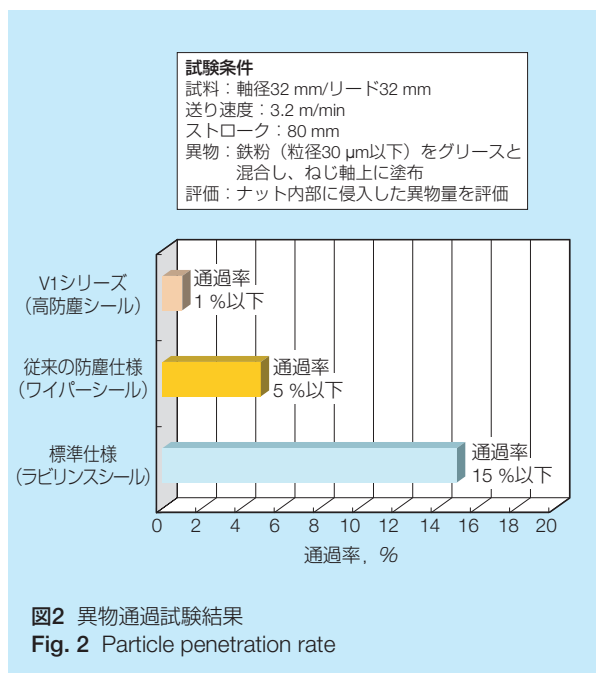
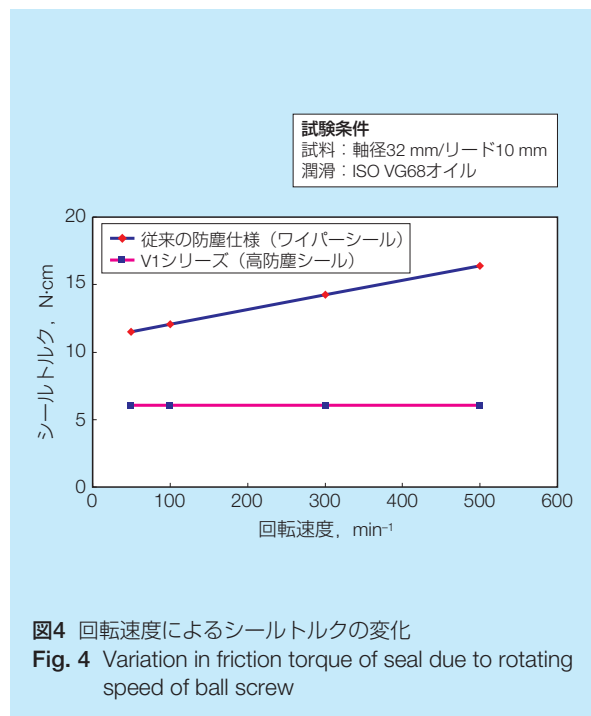
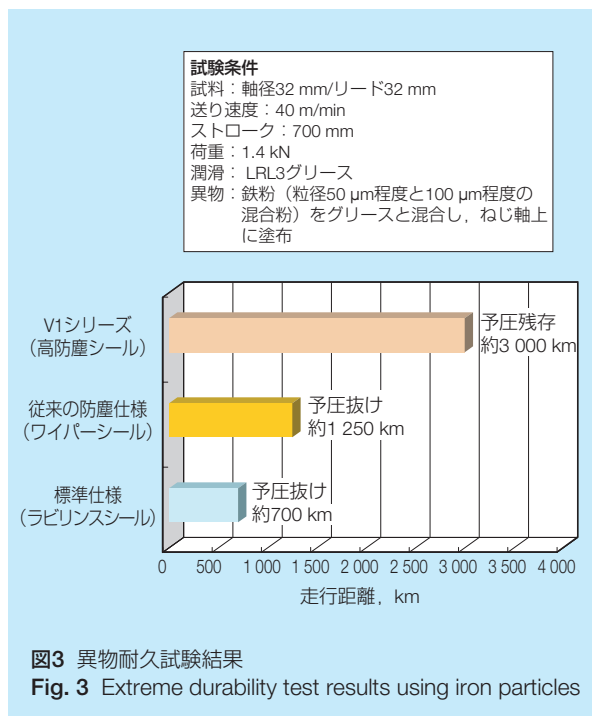


図2 異物通過試験結果  
Fig. 2 Particle penetration rate



(1) 高防塵性

平板状のリップ接触型シール（特許出願中）の採用と溝形状の改良により防塵性が大幅に向上している。異物通過率は、標準仕様に比べて約1/15以下に低減しており、ワイパーシール仕様に比べても約1/5以下に低減した（図2）。

(2) 異物環境下での高い耐久性

防塵性が高いため、過酷な異物環境下での耐久性が大幅に向上した。微細鉄粉環境下での試験で、標準仕様に比べて4倍以上の耐久性向上を確認している（図3）。また、シールの内側に配置している潤滑ユニット“NSK K1®”によるリップ部への油分の供給により、シールの耐久性を高めている。

(3) 低摩擦，低発熱

リップ部の形状・材料の最適化により、高防塵性・耐久性と低摩擦トルクの両立を実現した。従来のワイパーシールに比べ、シールトルク（図4）、およびシールによる発熱を大幅に低減した。

(4) 高速性

ボール循環の滑らかさを追及したエンドデフレクタ式循環機構の採用により、許容  $d \cdot n$  値（軸径  $d$  mm × 回転速度  $n$  min<sup>-1</sup>）は15万に向上し、最大150 m/minの超高速送りを低騒音で実現した。

表1 展開範囲

Table 1 Product lineup

軸径	リード						最大軸長
	10	16	20	32	40	50	
φ32	○	○	○	○			2 800
φ40					○		3 800
φ50						○	5 000

単位 mm

2. 仕様

表1にV1シリーズの軸径とリードの組合せと、最大軸長を示す。精度はJISのC5級を標準としている。

3. 用途

レーザー加工機，タイヤバフ機，木工機械，電子部品装着機などに適している。

## 商品紹介

### 高速・高負荷用ボールねじ “HTF-SRCシリーズ”

#### HTF-SRC Series of Ball Screws for High-Speed and High-Load Applications

射出成形機などの高荷重を受ける送り機構には、従来は油圧方式を採用するのが一般的であった。しかし、近年では、送り精度や制御性の向上、環境への配慮のために、油圧方式からボールねじと回転モータを用いた電動方式への動きが急速に進んできた。

NSKでは、高荷重用途向けのボールねじとして1996年に他社に先駆けて“HTFシリーズ”を商品化した。

最近の射出成形機では、デジタルカメラや携帯電話などのIT部品に代表される超薄肉・高精度な成形や、さらなる生産性の向上が求められ、それらに対応する

ため、高速・高応答の射出性能が求められている。このため、その送りねじにも回転速度の大幅な向上が求められていた。

NSKでは、これらの要求に対応するため、ボールねじの高速限界を決めていた循環機構を根本から見直し、新開発の循環方式を採用した“HTF-SRCシリーズ”（写真1）を商品化したので、その概要を紹介する。

#### 1. 特長

“HTF-SRCシリーズ”は、従来の高負荷用ボールねじ“HTFシリーズ”をベースとして高速性と静音性を向上させている。

本シリーズでは、従来のチューブ循環方式に代わる新循環方式としてSRC（Smooth Return Coupling）方式（図1）を採用している。SRC循環方式は、ボールをスムーズに循環させることで、下記の特長を有する。

##### (1) 高速性

高速限界は、 $d \cdot n$ 値（ $d$ ：軸径 [mm]， $n$ ：回転速度 [ $\text{min}^{-1}$ ]）で、従来の“HTFシリーズ”に比べて2倍以上の14万～16万を実現した。

これにより、毎秒500 mmを越える高速射出も可能となった。



写真1 HTF-SRCシリーズ  
Photo 1 HTF-SRC series

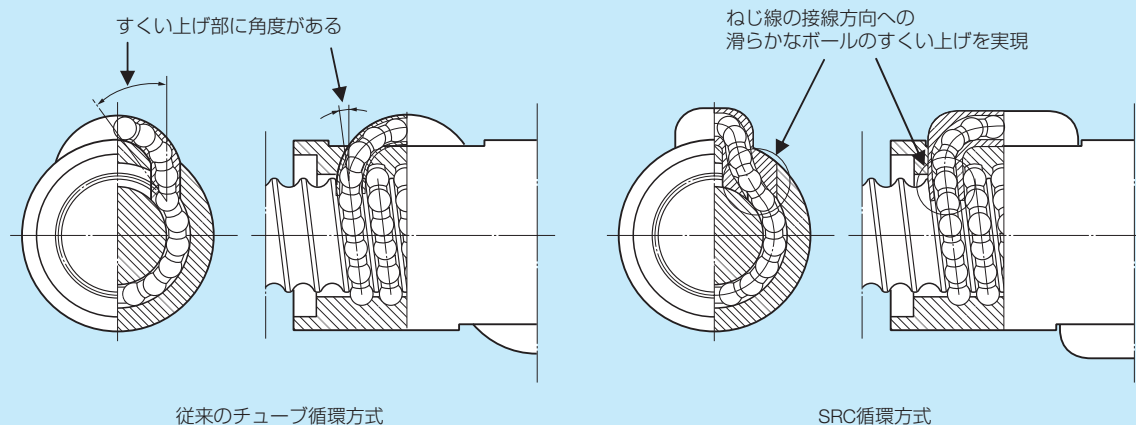


図1 従来のチューブ循環方式とSRC循環方式の比較

Fig. 1 Comparison of a conventional ball recirculation circuit and the SRC recirculation circuit

(2) 静音性

新循環方式の採用により、ボールをスムーズに循環させることで、騒音レベルを従来品に比べ6～10 dB低減し、音の大きさは1/2～1/3となった。図2に、従来の“HTFシリーズ”と比較した騒音レベルの測定結果を示す。

(3) 高負荷容量

“HTFシリーズ”の特長である、高負荷容量の内部設計は従来どおりとした。また、大きな駆動トルク用のスプラインなど、多彩な軸端取付けまわりの形状仕様にも従来どおり対応可能である。

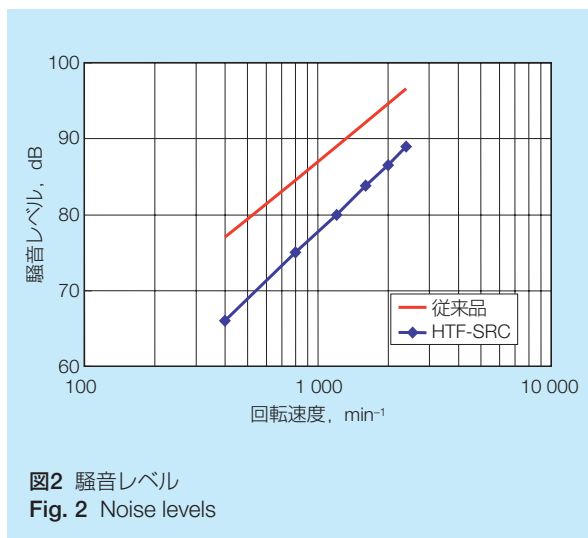


図2 騒音レベル  
Fig. 2 Noise levels

## 2. 仕様

- ・ボール循環方式：SRC方式
- ・精度：JIS C5, Ct7
- ・軸径×リードの組合せ：表1に示す7種類を用意

## 3. 用途

電動射出成形機、ダイカストマシン、ICモールドプレス、サーボプレス機、プレスブレーキ機、およびパンチングプレス機などの鍛圧機械に適している。

表1 シリーズ構成  
Table 1 Series lineup

	軸径 (mm)	リード (mm)	基本定格荷重 (N)		送り速度 (mm/s)	
			動定格 (C <sub>a</sub> )	静定格 (C <sub>0a</sub> )	d・n14万	d・n16万
HTF-SRC 5016-7.5	50	16	306 000	818 000	—	860
HTF-SRC 6316-10.5	63	16	450 000	1 450 000	—	680
HTF-SRC 6320-7.5		20	457 000	1 280 000	740	—
HTF-SRC 8016-10.5	80	16	501 000	1 870 000	—	540
HTF-SRC 8020-10.5		20	671 000	2 300 000	590	—
HTF-SRC 10020-10.5	100	20	749 000	2 910 000	470	—
HTF-SRC 10025-10.5		25	964 000	3 430 000	590	—

## NSKリニアガイド ローラガイドRA予圧互換シリーズ

### NSK RA Series Roller Linear Guides with Rail and Roller Slider Interchangeability and Guaranteed Preload

NSKローラガイドRAシリーズは、世界最高水準の高負荷容量・高剛性を実現し、2004年に販売を開始した。それ以降その高性能と高信頼性から国内・海外において大きな反響を呼び、好評を得ている。また、工作機械を中心に数多くの引合いをいただき、用途も急速に拡大してきている。

その中で、欧州および中国・アジアの工作機械や国内の自動車製造設備・液晶製造装置などでの根強い短納期要求に応えるため、レールとベアリングのランダムマッチングを可能としたローラガイドRA予圧互換シリーズ（写真1）を新たに開発した。

#### 1. 特 長

ローラガイドRA予圧互換シリーズは下記の特長を有している。

(1) 予圧互換性・精度互換性

レールおよびベアリングの軌道面と取付け基準面の精度向上により、レールとベアリングを任意に組み合わせても予圧と組立寸法精度を確保することが可能となった。予圧互換性・精度互換性と同時に、安定した高剛性も実現している。

(2) 短納期対応

レールとベアリングを任意に組み合わせることができるので、レールとベアリングが個々に在庫されており、短納期対応が可能である。

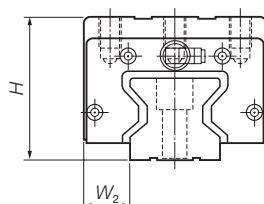
(3) 組立寸法精度

レールとベアリングの加工精度向上により、従来の1/2の組立寸法許容差を実現しており、組立寸法精度が大幅に向上している。組立寸法精度規格を表1に示す。



写真1 NSKリニアガイド ローラガイドRA予圧互換シリーズ  
Photo 1 Extended lineup of NSK RA series roller linear guide rails and slides available in single-unit quantities with preload

表1 組立寸法精度規格  
Table 1 Accuracy Standards



		単位 mm
項 目		精度等級 上級 (P6級)
組立高さ寸法 H	許容差	± 0.020
	相互差 (同一レール上)	0.015
組立幅寸法 W <sub>2</sub>	許容差	± 0.025
	相互差	0.020

(4) ベアリングの交換・追加

同一のレールに角形タイプ、フランジタイプなどのさまざまな形式のベアリングを組み合わせることができ、かつ、それぞれを交換・追加することが可能である。

(5) メンテナンスフリー

潤滑ユニットNSK K1®の装着が可能であり、長期メンテナンスフリーが実現できる。

(6) 高防塵性

高性能シールを標準装備し、異物環境での耐久性が高い。さらに過酷な環境には、レール上面カバーも用意されている。

2. 精度・予圧

精度は上級のP6級が、予圧は中予圧（Z3）が用意されている。

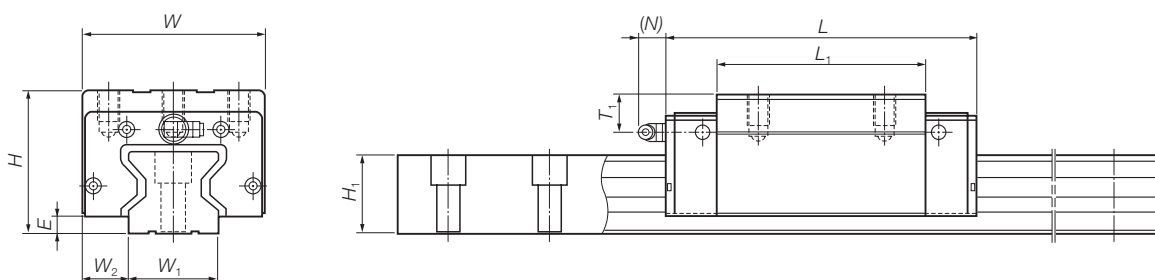
3. 形状・寸法

ローラガイドRA予圧互換シリーズの形式と主要寸法を表2、表3に示す。

4. 用途

工作機械、自動車製造設備、液晶製造装置、医療機器などに適している。

表2 寸法表（AL形、AN形、BL形、BN形）  
Table 2 Dimensions for types AL, AN, BL, and BN

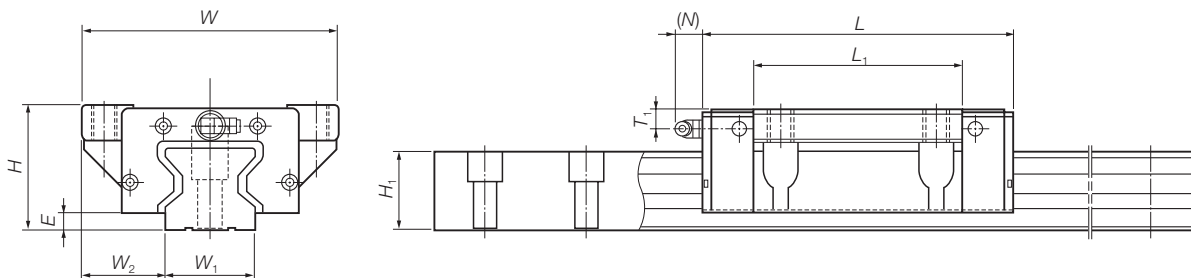


単位 mm

形式	組立品寸法			ベアリング寸法						レール寸法		基本定格荷重					
	高さ H	E	W <sub>2</sub>	幅 W	長さ L	長さ L <sub>1</sub>	グリースニップル			幅 W <sub>1</sub>	高さ H <sub>1</sub>	動定格 C (N)	静定格 C <sub>n</sub> (N)	静モーメント			
							取付穴	T <sub>1</sub>	N					ローリング (N·m)	ピッチング (N·m)	ヨーイング (N·m)	
RA25AL	36	5	12.5	48	97.5	65.5	M6X0.75	6	11	23	24	29 200	72 700	970	760	760	
RA25AN	40																115.5
RA25BL	36				6												
RA25BN	40					10											
RA30AL	42	6.5	16	60	110.8		74	M6X0.75	7	11	28	28	38 900	93 500	1 670	1 140	1 140
RA30AN	45					135.4											
RA30BL	42				7												
RA30BN	45					10											
RA35AL	48	6.5	18	70	123.8		83.2	M6X0.75	8	11	34	31	53 300	129 000	2 810	1 800	1 800
RA35AN	55					152											
RA35BL	48				8												
RA35BN	55					15											
RA45AL	60	8	20.5	86	154		105.4	Rc1/8	10	14	45	38	92 800	229 000	6 180	4 080	4 080
RA45AN	70					190											
RA45BL	60				10												
RA45BN	70					20											
RA55AL	70	9	23.5	100	184		128	Rc1/8	11	14	53	43.5	129 000	330 000	10 200	7 060	7 060
RA55AN	80					234											
RA55BL	70				11												
RA55BN	80					21											
RA65AN	90	13	31.5	126	228.4		155.4	Rc1/8	19	14	63	55	210 000	504 000	19 200	12 700	12 700
RA65BN	90					302.5											

角形タイプ：AN形（高荷重形）、BN形（超高荷重形）  
角低形タイプ：AL形（高荷重形）、BL形（超高荷重形）

表3 寸法表 (EM形, GM形)  
Table 3 Dimensions for types EM and GM



単位 mm

形式	組立品寸法			ベアリング寸法						レール寸法		基本定格荷重				
	高さ H	E	W <sub>2</sub>	幅 W	長さ L	L <sub>1</sub>	グリースニップル			幅 W <sub>1</sub>	高さ H <sub>1</sub>	動定格 C (N)	静定格 C <sub>n</sub> (N)	静モーメント		
							取付穴	T <sub>1</sub>	N					ローリング (N·m)	ピッチング (N·m)	ヨーイング (N·m)
RA25EM	36	5	23.5	70	97.5	65.5	M6X0.7	6	11	23	24	29 200	72 700	970	760	760
RA25GM					115.5	83.5										
RA30EM	42	6.5	31	90	110.8	74	M6X0.7	7	11	28	28	38 900	93 500	1 670	1 140	1 140
RA30GM					135.4	98.6										
RA35EM	48	6.5	33	100	123.8	83.2	M6X0.75	8	11	34	31	53 300	129 000	2 810	1 800	1 800
RA35GM					152	111.4										
RA45EM	60	8	37.5	120	154	105.4	Rc1/8	10	14	45	38	92 800	229 000	6 180	4 080	4 080
RA45GM					190	141.4										
RA55EM	70	9	43.5	140	184	128	Rc1/8	11	14	53	43.5	129 000	330 000	10 200	7 060	7 060
RA55GM					234	178										
RA65EM	90	13	53.5	170	228.4	155.4	Rc1/8	19	14	63	55	210 000	504 000	19 200	12 700	12 700
RA65GM					302.5	229.5										

フランジタイプ：EM形（高荷重形）、GM形（超高荷重形）

### 5. まとめ

ローラガイドRA予圧互換シリーズは、従来に比べてレールおよびベアリングの各種寸法精度の向上を図ることで、レールとベアリングのランダムマッチングを可能とした。本シリーズは、ローラガイドRAシリーズの高性能と高信頼性を維持しつつ、レールとベアリングを任意に組み合わせることができる。したがって、レールとベアリングを個々に在庫管理することが可能となり、短納期対応を実現した。また、ベアリングの交換・追加に加え、形式・仕様変更などに素早く対応することで、ユーザーの利便性向上に貢献している。

# MEMO

---

A series of horizontal dotted lines providing a template for writing the memo's content.

---



本社	TEL.03-3495-8200(代)	FAX.03-3495-8240	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
販売統括部	TEL.03-3779-7282(代)	FAX.03-3779-8698	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
アフターマーケット統括部	TEL.03-3779-7278(代)	FAX.03-3495-8241	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
営業推進部	TEL.03-3495-8208(代)	FAX.03-3495-8241	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
第一営業部	TEL.03-3779-7251(代)	FAX.03-3495-8241	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
第二営業部	TEL.06-6945-8158(代)	FAX.06-6945-8175	大阪府大阪市中央区北浜東1-26(大阪日精ビル8F)	〒540-0031
販売技術統括部	TEL.03-3779-7315(代)	FAX.03-3779-7437	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
中部地域	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
西日本地域	TEL.06-6945-8168(代)	FAX.06-6945-8177	大阪府大阪市中央区北浜東1-26(大阪日精ビル5F)	〒540-0031
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1-2-25(仙台NSビル7F)	〒980-0811
日立支社	TEL.0294-28-1501(代)	FAX.0294-28-1503	茨城県日立市大みか町4-13-23(ナフコビル3F)	〒319-1221
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3F)	〒370-0841
長岡営業所	TEL.0258-36-6360(代)	FAX.0258-36-6390	新潟県長岡市東坂之上町2-1-1(三井生命長岡ビル7F)	〒940-0066
東京第一支社	TEL.03-3779-7324(代)	FAX.03-3779-7437	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
札幌営業所	TEL.011-231-1400(代)	FAX.011-251-2917	北海道札幌市中央区北二条東11-23	〒060-0032
宇都宮営業所	TEL.028-624-5664(代)	FAX.028-624-5674	栃木県宇都宮市今泉3-9-4(NA宇都宮ビル1F)	〒321-0966
東京第二支社	TEL.03-3779-7312(代)	FAX.03-3779-7437	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
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1-5373-11	〒386-0024
静岡支社	TEL.054-253-7310(代)	FAX.054-275-6030	静岡県静岡市葵区伝馬町9-1(河村ビル4F)	〒420-0858
名古屋支社	TEL.052-249-5700(代)	FAX.052-249-5701	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
大阪支社第一営業部	TEL.06-6945-8156(代)	FAX.06-6945-8174	大阪府大阪市中央区北浜東1-26(大阪日精ビル6F)	〒540-0031
京滋営業所	TEL.077-564-7551(代)	FAX.077-564-7623	滋賀県草津市大路1-8-1(南洋軒ビル5F)	〒525-0032
大阪支社第二営業部	TEL.06-6945-8154(代)	FAX.06-6945-8173	大阪府大阪市中央区北浜東1-26(大阪日精ビル7F)	〒540-0031
松山営業所	TEL.089-941-2445(代)	FAX.089-941-2538	愛媛県松山市千舟町4-6-1(フコク生命ビル6F)	〒790-0011
兵庫支社	TEL.079-289-1521(代)	FAX.079-289-1675	兵庫県姫路市南駅前町100(パナソニックビル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3F)	〒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2-10-35(JT博多ビル8F)	〒812-0013

## NSKプレジジョン株式会社

本営業本部	TEL.03-3779-7219(代)	FAX.03-3779-7434	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8560
販売技術部	TEL.03-3779-7402(代)	FAX.03-3779-7434	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8560
中部地域	TEL.03-3495-8144(代)	FAX.03-3779-7434	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8560
関西地域	TEL.052-249-5710(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
西日本地域	TEL.06-6945-8164(代)	FAX.06-6945-8176	大阪府大阪市中央区北浜東1-26(大阪日精ビル5F)	〒540-0031
東日本支社	TEL.092-451-5671(代)	FAX.092-474-5060	福岡県福岡市博多区博多駅東2-10-35(JT博多ビル8F)	〒812-0013
宇都宮営業所	TEL.03-3779-7289(代)	FAX.03-3779-7435	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8560
西東京支社	TEL.028-624-5664(代)	FAX.028-624-5674	栃木県宇都宮市今泉3-9-4(NA宇都宮ビル1F)	〒321-0966
厚木営業所	TEL.042-645-7021(代)	FAX.042-645-7022	東京都八王子市明神町4-7-14(八王子ONビル8F)	〒192-0046
北関東支社	TEL.046-223-9914(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.027-310-5007(代)	FAX.027-321-2666	群馬県高崎市栄町16-11(高崎イーストタワー3F)	〒370-0841
甲府営業所	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
静岡支社	TEL.055-222-0711(代)	FAX.055-224-5229	山梨県甲府市住吉2-3-23(中沢ビル)	〒400-0851
名古屋支社	TEL.054-253-7310(代)	FAX.054-275-6030	静岡県静岡市葵区伝馬町9-1(河村ビル4F)	〒420-0858
北陸支社	TEL.052-249-5710(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
京滋支社	TEL.076-242-5261(代)	FAX.076-242-5264	石川県金沢市八日市1-770	〒921-8064
関西支社	TEL.077-564-7551(代)	FAX.077-564-7623	滋賀県草津市大路1-8-1(南洋軒ビル5F)	〒525-0032
中国支社	TEL.06-6945-8164(代)	FAX.06-6945-8176	大阪府大阪市中央区北浜東1-26(大阪日精ビル5F)	〒540-0031
福山営業所	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
西日本支社	TEL.084-954-6501(代)	FAX.084-954-6502	広島県福山市曙町5-29-10	〒721-0952
熊本営業所	TEL.092-451-5671(代)	FAX.092-474-5060	福岡県福岡市博多区博多駅東2-10-35(JT博多ビル8F)	〒812-0013
	TEL.096-337-2771(代)	FAX.096-348-0672	熊本県熊本市楠8-16-50	〒861-8003

## 日本精工株式会社

本産業機械軸受本部	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
アフターマーケット事業本部	TEL.03-3779-7227(代)	FAX.03-3779-7644	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.03-3779-8893(代)	FAX.03-3779-7644	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8560
精機本部	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
東日本自動車第一部(厚木)	TEL.03-3779-7163(代)	FAX.03-3779-7644	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8560
東日本自動車第一部(富士)	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
東日本自動車第二部(大崎)	TEL.0545-57-1311(代)	FAX.0545-57-1310	静岡県富士市永田町1-124-2(明治安田生命富士ビル2F)	〒417-0055
東日本自動車第二部(東海)	TEL.03-3779-7361(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(熊谷)	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
東日本自動車第三部(宇都宮)	TEL.048-522-8070(代)	FAX.048-522-8071	埼玉県熊谷市筑波3-4(熊谷朝日八十二ビル7F)	〒360-0037
東日本自動車第三部(東海)	TEL.028-624-4270(代)	FAX.028-624-4271	栃木県宇都宮市今泉3-9-4(NA宇都宮ビル3F)	〒321-0966
中部日本自動車部(豊田)	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
中部日本浜松自動車部	TEL.0565-31-1920(代)	FAX.0565-31-3929	愛知県豊田市下市場町5-10	〒471-0875
西日本自動車部(大阪)	TEL.053-456-1161(代)	FAX.053-453-6150	静岡県浜松市中区板屋町111-2(浜松アクタワー19F)	〒430-7719
西日本自動車部(広島)	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5F)	〒540-0031
	TEL.082-284-6501(代)	FAX.082-284-6533	広島県広島市南区大州3-7-19	〒732-0802

お問合せは ☎ 0120-502260 コールセンターまたは、もよりの支社・営業所にお申し付けください。

日本精工株式会社は、外国為替及び外国貿易法等により規制されている製品・技術については、法令に違反して輸出しないことを基本方針としております。規制に該当する当社製品を輸出される場合は、同法に基づく輸出許可を取得されますようお願い致します。なお、当社製品の輸出に際しては、兵器・武器関連用途に使用されることのないよう十分留意下さるよう併せてお願い致します。

無断転載を禁ずる

このカタログの内容については、技術的進歩及び改良に対応するため製品の外観、仕様などは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。

# NSK TECHNICAL JOURNAL

DECEMBER 2007 No. 682

印刷 平成19年12月21日  
発行 平成19年12月21日  
編集人 正田 義雄  
発行人 永島 雅美  
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

無断転載を禁ずる

このジャーナルの内容については、技術的進歩及び改良に対応するため製品の外觀、仕様などは予告なしに変更することがあります。  
なお、ジャーナルの制作には正確を期するため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。



日本精工株式会社

