

# NSK TECHNICAL JOURNAL

DECEMBER·2013

No. 686



Contributing to  
products of  
manufacturing

Human-Assisting  
Guidance Robot

New technologies

Technology  
for fluid analysis

Technologies for  
the automotive  
and aeronautical  
industries

Contributing to  
social well-being

The future in which NSK opens a new chapter

## NSK TECHNICAL JOURNAL

DECEMBER・2013

No. 686

解説・論文

枯渇弾性流体潤滑と液膜流れの連成解析……………	柴崎 健一	1
油およびグリース潤滑下における フレッチング摩耗防止メカニズムの違い……………	丸山 泰右, 齋藤 剛	12
盲導犬の代用を目指すロボット開発……………	飛田 和輝, 小川 博教, 嵯峨山 功幸	20
航空機用軸受の最新動向……………	河田 真一, 原 和弘	26
工作機械主軸の技術開発と今後の課題……………	中村 晋哉, 河村 久, 勝野 美昭	31
モータ用軸受の電食……………	安永 圭司	40
冷間成形ハブユニット軸受の開発 (XROS FLANGE HUB)……………	前田 俊秋	46
自動車用変速機部遊星歯車向け長寿命 プラネタリシャフト (SHX3 鋼) の開発……………	山本 幸一, 武村 浩道	52

商品紹介

E5 系 新幹線車軸用円筒ころ軸受……………	58
高機能標準 NSKHPS 大形自動調心ころ軸受……………	60
高効率モータ用省エネ HALFRICTION 玉軸受……………	62
産業用 水ポンプ向け 高機能・シールド付き複列アンギュラ玉軸受……………	64
工作機械用アンギュラ玉軸受 “ロバスト™シリーズ E タイプ”……………	66
スペーシア™ シリーズ—高耐食・高硬度ステンレス ESZ 軸受……………	68
ハイブリッドカー向けモータ用 超高速・大径玉軸受……………	70
ベルト CVT 用 高信頼性・低トルク玉軸受……………	72
自動車電装部品用 “静音ニードルベアリング”……………	74
トランスミッション用 油流制御機能付き・一体型スラストニードルベアリング……………	76
高速工作機械用ボールねじ “HMS シリーズ”……………	78
高速・静音ボールねじ “ミニアチュア大リードシリーズ”……………	80
精密級・中予圧・ランダムマッチング NSK リニアガイド™……………	82
ミニアチュア PU シリーズ / PE シリーズ・ランダムマッチング NSK リニアガイド™……………	84
電動パワーステアリング用 高耐久・高剛性・スライダブル中間シャフト “PQUS24 (ピクアス 24)”……………	86
ステアリングコラム用 新 ポジティブ ロック機構 “ウェッジギヤ”……………	88
高剛性・超大トルク・回転位置決めユニット “メガポジショナ™”……………	90
高加減速メガトルクモータ™ “PX シリーズ”……………	92

## NSK TECHNICAL JOURNAL

DECEMBER•2013

No. 686

**Technical Papers**

Coupled Simulation of Starved Elastohydrodynamic Lubrication and Liquid Film Flow .....	K. Shibasaki	1
Difference in Preventive Mechanism for Fretting Wear between Oil and Grease Lubrication .....	T. Maruyama, T. Saitoh	12
Development of Robot Serving Instead of Guide Dog .....	K. Tobita, H. Ogawa, K. Sagayama	20
Technological Trends of Jet Aircraft Engine Bearings .....	M. Kawada, K. Hara	26
Technology Development and Future Challenge of Machine Tool Main Spindle .....	S. Nakamura, H. Kawamura, Y. Katsuno	31
Electrical Erosion of Motor Bearings .....	K. Yasunaga	40
Development of Cold-Formed Hub Unit Bearings (XROS FLANGE HUB) .....	T. Maeda	46
Development of Long-Life Planetary Shaft (SHX3 Steel) for Planetary Gears of Automotive Transmissions .....	K. Yamamoto, H. Takemura	52

**New Products**

Shinkansen Axle Cylindrical Roller Bearing for E5 Series Bullet Train .....		58
High-Performance Standard NSKHPS Large-Size Spherical Roller Bearings .....		60
Energy-Saving HALFRICTION Ball Bearings for High-Efficiency Motors .....		62
High-Performance, Shielded Double-Row Angular Contact Ball Bearings for Industrial Water Pumps .....		64
NSKROBUST Series Type E of Angular Contact Ball Bearings for Machine Tools .....		66
SPACEA Series — Highly Corrosion Resistant & High-Hardness Stainless Steel, ESZ Bearings .....		68
Ultrahigh-Speed, Large-Diameter Ball Bearing for Hybrid Car Motors .....		70
Highly Reliable, Lower Frictional Torque Ball Bearings for Belt CVTs .....		72
Quiet-Running Needle Roller Bearing for Automotive Electrical Components .....		74
Automotive Transmission Thrust Needle Roller Bearings with Integrated Washer and Oil-Flow Control .....		76
HMS Series of Ball Screws for High-Speed Machine Tools .....		78
Miniature Large-Lead Series of High-Speed, Low-Noise Ball Screws .....		80
Precision-Grade, Medium-Preload, Random-Matching NSK Linear Guides .....		82
Random-Matching, Miniature PU and PE Series of NSK Linear Guides .....		84
Highly Durable, Highly Rigid, Slidable Intermediate Shaft for EPS .....		86
Wedge Gear of New Positive-Lock Mechanism for Steering Column .....		88
MEGAPOSITIONER of Highly Rigid, Ultralarge-Output-Torque, Rotary Positioning Units .....		90
PX Series of High-Acceleration MEGATORQUE MOTOR .....		92

# 枯渇弾性流体潤滑と液膜流れの連成解析



柴崎 健一\*

柴崎 健一

## Coupled Simulation of Starved Elastohydrodynamic Lubrication and Liquid Film Flow

K. Shibasaki

Minimal quantity lubrication (MQL) on rolling element bearings facilitates reducing bearing friction and reducing environmental impact. However, excessive reduction of the amount of oil leads to a shorter bearing life because of a thinner oil film of elastohydrodynamic lubrication (EHL) than surface roughness. Therefore, it is important to elucidate the relationship between oil flow rate and oil film thickness. A new numerical method has been developed to couple simulations of starved EHL and oil liquid film flows outside the EHL to provide the above relationship. The present method has an advantage such that it can solve the inlet boundary conditions of EHL domain, such as meniscus length and inlet oil distribution. The effects of numerical grid type and resolution on the simulation of a ball bearing were investigated. Ball-on-disc tests under steady-state starved lubrication were also carried out to validate experimentally the newly developed method.

### 1. 序論

### 2. 解析手法

#### 2.1 枯渇弾性流体潤滑の解析手法

#### 2.2 液膜流れの解析手法

#### 2.3 連成手法

### 3. 解析手法の玉軸受への適用

#### 3.1 格子形状の影響

#### 3.2 格子解像度の影響

### 4. ボールオンディスクによる実験的検証

#### 4.1 EHL 油膜厚さ

#### 4.2 EHL 入口部の油量

### 5. 結論

## 1. 序論

転がり軸受を必要最小限の油で潤滑すること (Minimal Quantity Lubrication, MQL)には、以下の利点がある。

- ・ 転がり粘性抵抗・攪拌抵抗の低減による省エネルギー<sup>1)</sup>
- ・ 廃油の削減による、環境負荷低減

ただし、直接金属接触による軸受損傷を防止するため、粗さより厚い弾性流体潤滑 (Elastohydro-

dynamic Lubrication, EHL) 油膜を確保したい。したがって、供給油量と油膜厚さの関係を予測することが、MQL 実現の鍵となる。

今までに、供給油量と油膜厚さの関係を予測する手法は、提案されていない。転がり接触部の入口に存在する油の量 (入口油量) を既知と仮定すれば、従来手法<sup>2)~4)</sup>により油膜厚さを計算できるが、現実には、入口油量は未知である。

そこで本研究では、入口油量を解くために、接触部のミクロな流れと、その外側のマクロな流れを連成させる手法を提案する。

\* 総合研究開発センター，基盤技術研究所

## 2. 解析手法

本研究の対象は、供給油量が微量な、枯渇（油膜厚さが油量の影響を受ける）潤滑状態である。微量ゆえ、油は、部品（外輪、内輪、転動体など）の表面に付着し、液膜（Liquid Film, LF）として流れる、と考える。油が軸受に流入してから排出されるまでを、次の三段階に分ける。

- (a) 油が外輪・内輪の表面を伝って、軸受内に流入
- (b) 接触部に到達した油が、EHL油膜を形成
- (c) 再び部品表面上を流れ、軸受外に排出

EHL ((b)) と、LF ((a)・(c)) は、物理現象の特徴が次のように大きく異なるため、それぞれに適した方程式でモデル化し、両者を連成する。

- ・ EHL : 高い圧力による弾性変形・粘度上昇
- ・ LF : 自由表面流

図1に示すように、LF領域に、給油と排油の境界を設定する。給油境界に供給油量を与えれば、入口油量とEHL油膜厚さを、同時に求めることができる。

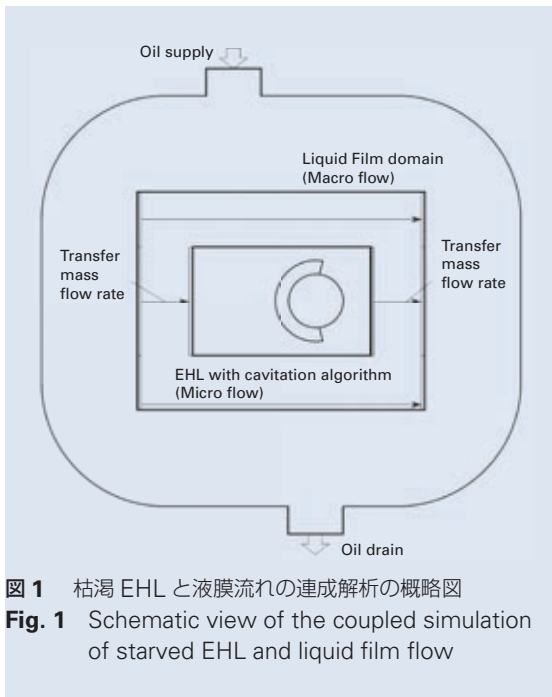


図1 枯渇 EHL と液膜流れの連成解析の概略図  
**Fig. 1** Schematic view of the coupled simulation of starved EHL and liquid film flow

### 2.1 枯渇弾性流体潤滑の解析手法

EHL 領域の支配方程式を以下に示す。

Reynolds の潤滑方程式には、枯渇潤滑を扱うため

にキャビテーションアルゴリズム<sup>5)</sup>を組み込んだ。

Reynolds の潤滑方程式：

$$\nabla \cdot \left( \frac{\theta h^3}{12\eta} \frac{dp}{d\theta} \nabla (s(\theta-1)) \right) = \nabla \cdot (\theta h \mathbf{u}) + \frac{\partial \theta h}{\partial t} \quad (1)$$

荷重の釣り合い式：

$$\iint_{\Omega} p dx dy = w_0 \quad (2)$$

粘度の圧力依存式：

$$\eta = \eta_0 e^{\alpha p} \quad (3)$$

密度の圧力依存式：

$$\rho = \rho_0 \frac{0.59 \times 10^9 + 1.34 p}{0.59 \times 10^9 + p} \quad (4)$$

表面の弾性変形の式：

$$d = \frac{2}{\pi E} \iint_{\Omega} \frac{p}{\sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2}} dx' dy' \quad (5)$$

二面間距離の式：

$$h = g + d - \delta \quad (6)$$

ここで、

$\nabla$  : 二次元のナブラ

$\theta$  : 無次元密度 ( $= \rho / \rho_0$ )

$h$  : 二面間距離 (油膜の厚さ in EHL)

$\eta$  : 粘度

$\eta_0$  : 大気圧における粘度

$p$  : 圧力

$\Omega$  : 接触領域

$x$  : 転がり方向, 原点は接触部中心

$y$  : 転がり直交方向, 原点は接触部中心

$s$  : スイッチ関数

$\mathbf{u}$  : 転がり速度ベクトル

$t$  : 時間

$w_0$  : 荷重

$e$  : ネイピア数

$\alpha$  : 圧力粘度係数

$\rho$  : 密度

$\rho_0$  : 大気圧における密度

$d$  : 表面の弾性変形量

$E$  : 二面の等価縦弾性係数  
 $x'$  : 転がり方向, 原点は接触部中心  
 $y'$  : 転がり直交方向, 原点は接触部中心  
 $g$  : 無負荷での二面間距離  
 $\delta$  : 接近距離

キャビテーションアルゴリズムとは, 圧力  $p$  を無次元密度  $\theta (= \rho / \rho_0)$  で置き換えることにより, 油で満たされたフルフィルム領域 ( $\theta \geq 1$ ) と, 油で満たされていないキャビテーション領域 ( $\theta < 1$ ) を, 同時に解く方法である.

空間の離散化に差分法を, 時間の離散化に陰解法を用いた. 弾性変形を高速に計算するため, FFT 法<sup>6)</sup>を用いた. 独立変数は, 無次元密度  $\theta$  と接近距離  $\delta$  であり, それらの修正には緩和法を用いた.

### 2.2 液膜流れの解析手法

LF 領域の支配方程式を以下に示す.

質量保存式:

$$\frac{\partial h}{\partial t} + \nabla \cdot \left( h \left( -\frac{h\tau}{6\eta} + \frac{2\mathbf{u}_h}{3} + \frac{\mathbf{u}_w}{3} \right) \right) = 0 \quad (7)$$

運動量保存式:

$$\begin{aligned} & \frac{2h}{3} \frac{\partial \mathbf{u}_h}{\partial t} + \frac{1}{3} \left( \mathbf{u}_w + 2\mathbf{u}_h - \frac{h\tau}{\eta} \right) \frac{\partial h}{\partial t} \\ & + \frac{8}{15} \nabla \cdot (h\mathbf{u}_h\mathbf{u}_h) + \frac{2}{15} \nabla \cdot (h\mathbf{u}_h\mathbf{u}_w) \\ & - \frac{7}{60\eta} \nabla \cdot (h^2\mathbf{u}_h\tau) + \frac{2}{15} \nabla \cdot (h\mathbf{u}_w\mathbf{u}_h) \\ & + \frac{1}{5} \nabla \cdot (h\mathbf{u}_w\mathbf{u}_w) - \frac{1}{20\eta} \nabla \cdot (h^2\mathbf{u}_w\tau) \\ & - \frac{7}{60\eta} \nabla \cdot (h^2\tau\mathbf{u}_h) - \frac{1}{20\eta} \nabla \cdot (h^2\tau\mathbf{u}_w) \\ & + \frac{1}{30\eta^2} \nabla \cdot (h^3\tau\tau) \\ & = -\frac{h}{\rho} \nabla p_l + 2\frac{\eta}{\rho} \left( \frac{\tau}{\eta} - \frac{\mathbf{u}_h}{h} + \frac{\mathbf{u}_w}{h} \right) + \mathbf{a}_l h \end{aligned} \quad (8)$$

ここで,

$\nabla$  : 二次元のナブラ  
 $h$  : 液膜厚さ (in LF)  
 $\tau$  : 液膜表面にかかるせん断応力ベクトル  
 $\mathbf{u}_w$  : 壁面速度ベクトル ( $= (u_w, v_w)$ )  
 $\mathbf{u}_h$  : 表面速度ベクトル ( $= (u_h, v_h)$ )  
 $p_l$  : 圧力  
 $\mathbf{a}_l$  : 加速度ベクトル

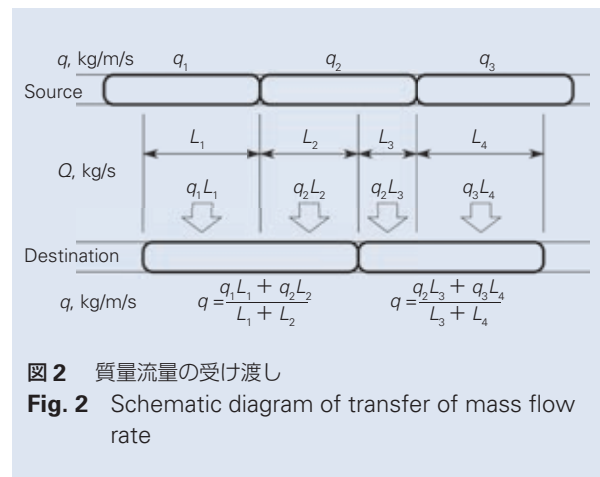
式 (7), 式 (8) はそれぞれ, 三次元の非圧縮性流体における連続の式, および, Navier-Stokes 方程式から導いた. 膜が薄く, 膜厚さ方向にわたる速度分布が二次関数で近似できるという仮定を用いて, 膜厚さ方向に積分することで二次元の方程式になる.

空間の離散化には, 三次元物体表面上における二次元の有限体積法, 時間の離散化には陰解法を用いた. 独立変数は液膜厚さ  $h$ , および, 表面速度ベクトル  $\mathbf{u}_h (= (u_h, v_h))$  であり, それらの修正には緩和法を用いた.

### 2.3 連成手法

EHL と LF の連成は, それらの境界において, 液膜の質量流量を受け渡すことで実現する. 受渡される質量流量が保存していないと計算が発散してしまうので, 保存が厳密な図 2 に示す方法を用いた.

計算手順は, EHL と LF を交互に解き, 受け渡す質量流量の情報を逐次更新する, 逐次代入法を採用した.



### 3. 解析手法の玉軸受への適用

本手法を玉軸受に適用し、LF 計算格子の形状・解像度の影響を調査するとともに、供給流量と油膜厚さの関係が計算可能であるか確認した。

解析対象は内径 8 mm、玉数 7 個の深溝玉軸受である。外輪、内輪、玉の表面を考慮し、保持器は無視した。計算時間短縮のため、周期境界条件を用い、玉 1 個分を解いた。

転動体荷重は 100 N、転がり速度は 10 m/s。空気の流れが液膜表面に与えるせん断応力を、軸方向に 1 kPa と与えた。このせん断応力が液膜流れの駆動力となり、油は軸受の片側から供給され、逆側から排出される。その他、遠心力、コリオリ力を考慮している。

#### 3.1 格子形状の影響

LF 格子形状が計算結果に及ぼす影響を調べた。計算に用いた格子形状は、三角形と四角形で（**図 3**（上段部））、セル数は、43 988 個（三角）と 13 960 個（四角）である。

単位面積当たりの液膜質量の計算結果を、**図 3**（中段部）に示す。三角形では、玉が転がった跡の薄い液膜（青色）が、徐々にぼやける（液膜が平坦になる）が、四角形では見られない。これは、三角形格子線と速度ベクトルが直交していないことによる、擬似的な拡散（擬拡散）が原因と考えられる。セル数を増やせば、改善が見込めるが、四角形では、少ない格子数でも擬拡散が見られないため、以降、四角形格子を用いる。

**図 3**（下段部）は、EHL における無次元密度  $\theta$ 、油膜厚さ  $h$  の分布を示す。四角形では非対称であり、給油側のフルフィルム領域（油で満たされた領域、オレンジ色）が排油側より広く、油膜は給油側が厚い。三角形では、擬拡散による液膜の平坦化が、入口油量を均一化させたため、対称分布になったと考えられる。

**図 4** は、入口部メニスカス長さ  $m$  と EHL 中央油膜厚さ  $h_{c,s}$  の関係を示す。 $m$  は、接触中心から入口側フルフィルムの端までの距離である（**図 4**（右上部））。 $m^*$  は、十分潤滑状態と枯渇潤滑状態の境目となる  $m$  である。従来研究<sup>4)</sup>とはフルフィルム領域の形状が異なるものの（**図 4**（右下部））、メニスカス長さとお膜厚さの関係は、従来研究とほぼ一致しており、本研究における EHL 解析部の妥当性が確認できた。

**図 5** に、接触円の中央 ( $x = 0$ ) における、EHL 油膜厚さの分布を示す。四角形格子（右）では、供給側の EHL 油膜が、排出側より厚い。また、供給油量の増加とともに、油膜が厚くなる様子が計算できている。

Hamrock-Dowson<sup>3)</sup> の、十分潤滑を仮定した

EHL 中央油膜厚さ  $h_c$  計算式によると、外輪側は  $h_c = 1.34 \mu\text{m}$ 、内輪側は  $h_c = 1.09 \mu\text{m}$  と、外輪側の油膜が内輪側よりも厚く計算される。しかしながら、本手法では、外輪側と内輪側の中央油膜厚さがほぼ一致しており、さらに、内輪側の中央部油膜形状が、外輪側の油膜形状と類似している。この理由は、外輪側 EHL と内輪側 EHL の間に、玉表面を通した液膜のやりとりがあるため、と考えられる。

#### 3.2 格子解像度の影響

格子解像度の影響を調べるため、四角形の格子形状で格子数を二水準変えて計算した。3.1 節の格子（細格子）と、格子幅を倍にしたもの（粗格子）を用いた。**図 6** (a), (c) は EHL 油膜厚さ、**図 6** (b), (d) は供給流量と油膜厚さの関係を示す。格子解像度による EHL 膜厚の差は、最大 3.3 % であり、本条件において、粗格子は十分な解像度があるといえる。

条件によらない格子解像度の指標として、次式を提案する。

$$n_f = \frac{m - b}{\Delta x} \quad (9)$$

ここで、

$n_f$  : 格子解像度の指標

$m$  : 入口部メニスカス長さ

$b$  : 接触楕円の短半径

$\Delta x$  : 転がり方向の格子幅

枯渇 EHL 油膜厚さを決定する主因子は、入口油量（フルフィルム領域の大きさ）である。 $n_f$  は、入口油量を解像できているかどうかの指標となる。今回用いた粗格子の  $n_f$  は 1.8 であった。よって、入口油量を 2 格子ほどで解像できていれば、十分であるといえる。

### 4. ボールオンディスクによる実験的検証

本手法の実験的検証を試みた。転がり軸受において、油膜厚さ分布と入口油量を測定することは困難である。そこで、ボールオンディスク装置を軸受に見立て、実験と計算を比較した。

接触部を定常枯渇潤滑するため、**図 7** に示すように、マイクロシリンジポンプを用いて、潤滑油をディスクの内側に、一定の流量で供給した。

ディスクの回転による遠心力を駆動力として、液膜は外側に流れ、接触域を潤滑し、ディスク外側から排出される。条件は、玉径 25.4 mm、ディスク径 100 mm、転がり速度 1.8 m/s、最大面圧 0.49 GPa、粘度  $19 \text{ mm}^2/\text{s}$  である。

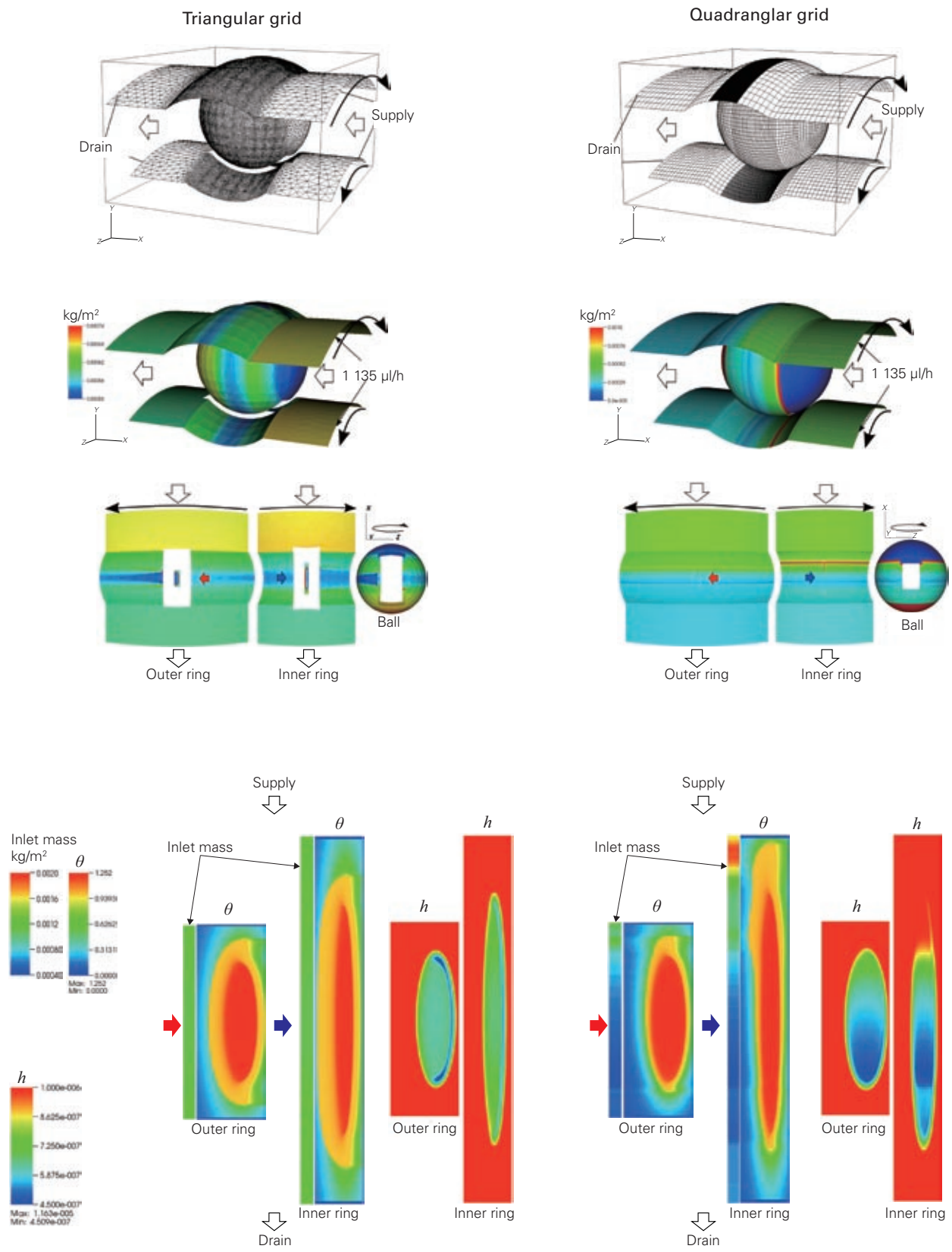


図3 三角形格子と四角形格子の比較

Fig. 3 Comparison between the triangular grid and the quadrangular grid



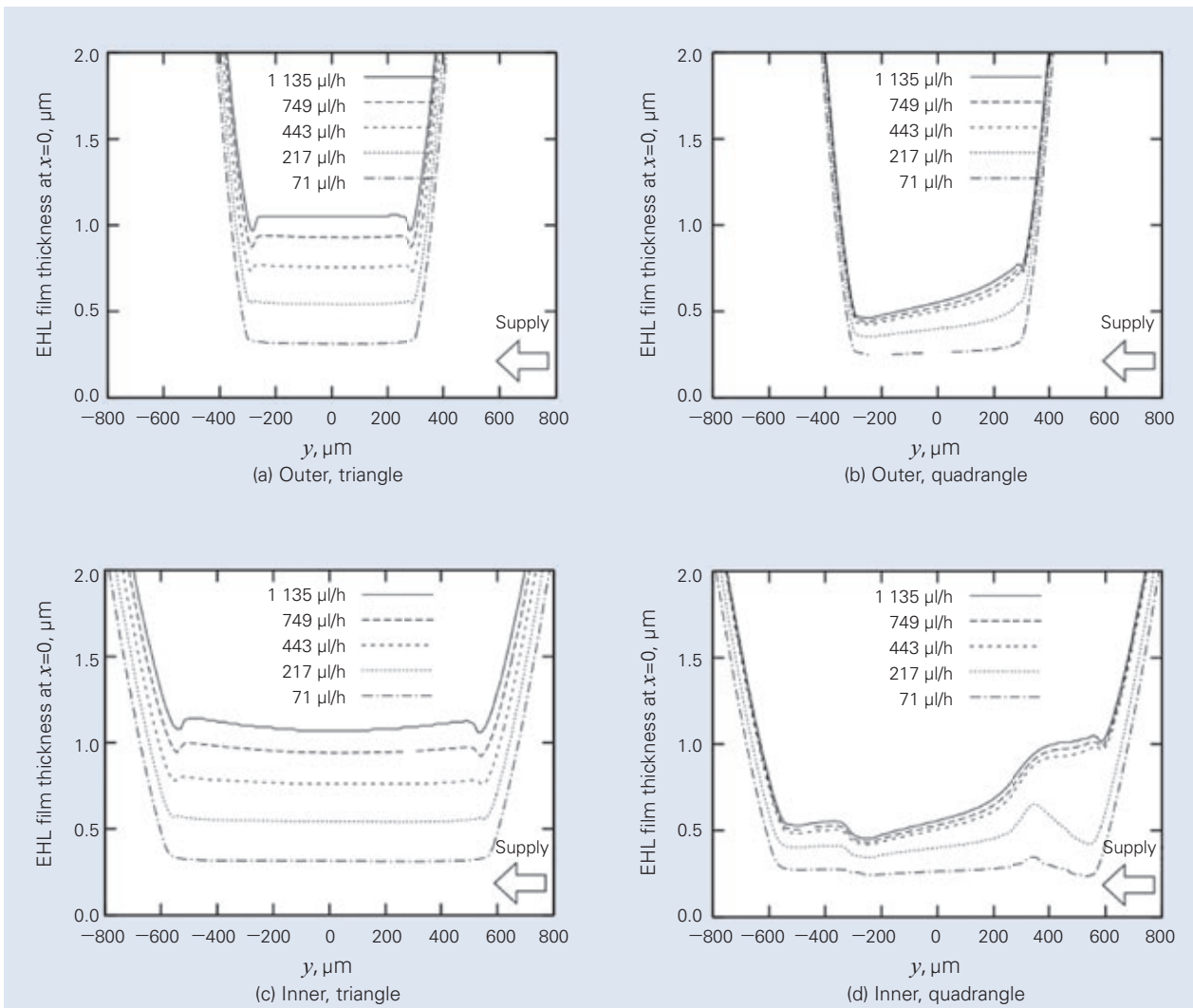
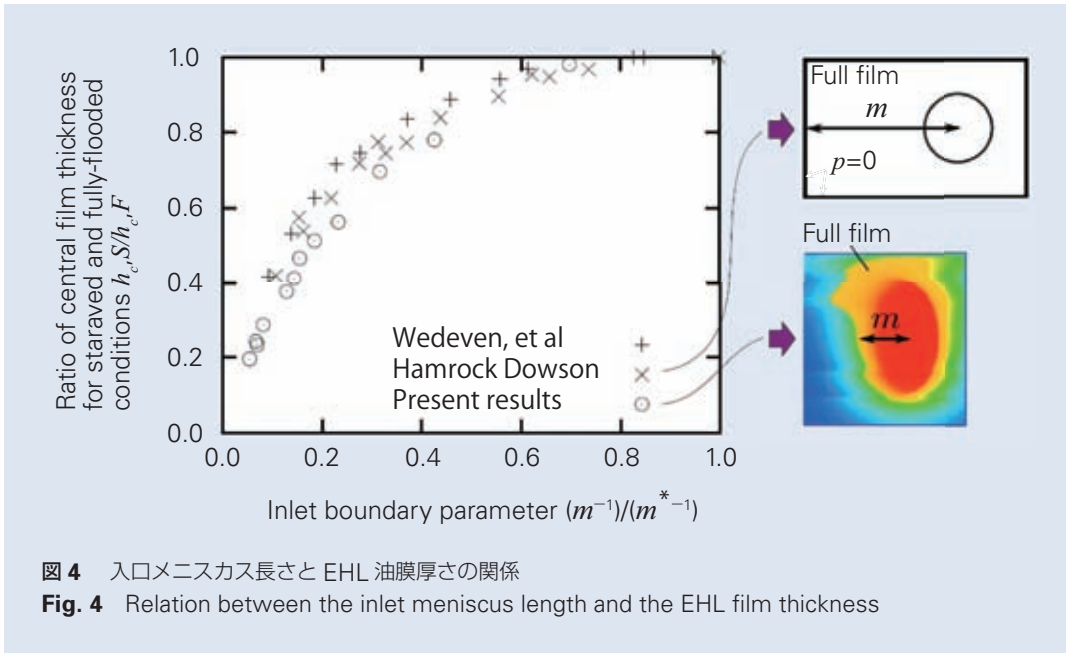


図5  $x=0$  における EHL 油膜厚さ  
Fig. 5 EHL film thickness at  $x=0$

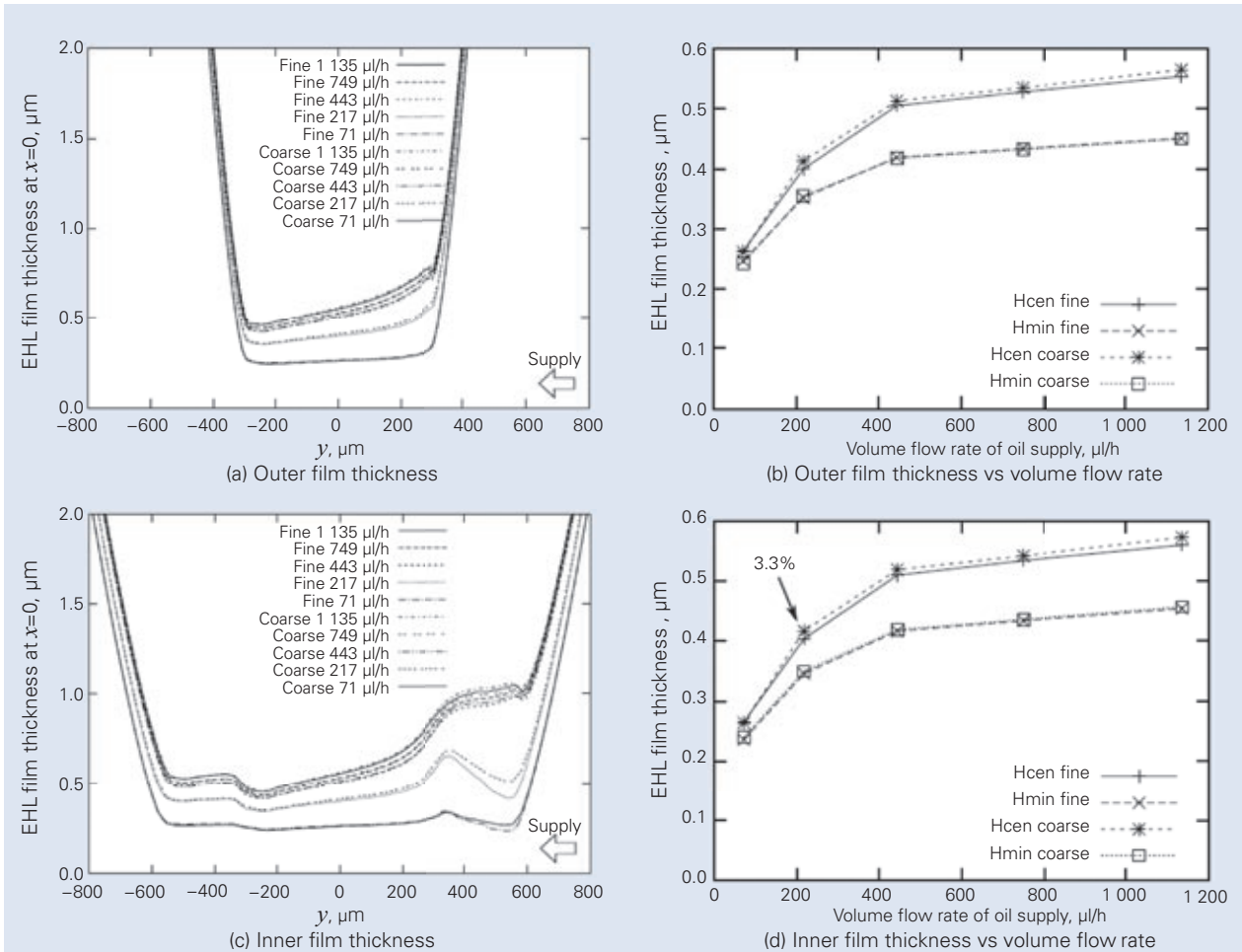


図6 格子密度が EHL 油膜厚さにおよぼす影響  
 Fig. 6 The influence of grid density on EHL film thickness

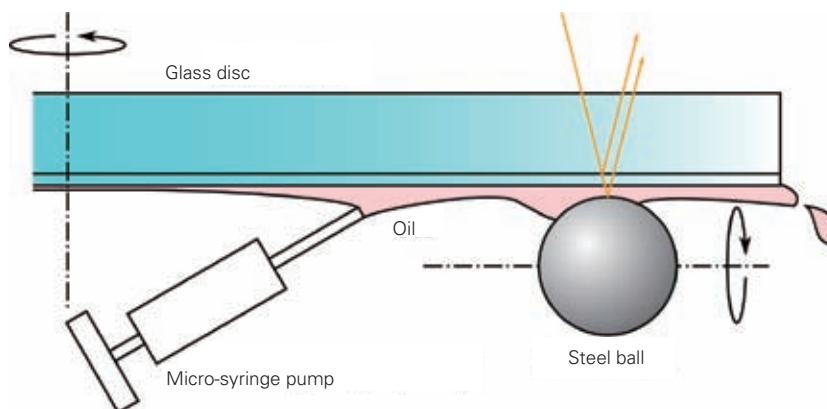


図7 マイクロシリンジポンプを用いた定常枯渇潤滑  
 Fig. 7 Steadily starved lubrication using micro-syringe pump

図8 (a), (b), (c) に、フルフィルム領域の分布を示す。図中の“Inlet”はEHL入口側，“Inside”はディスクの内側を示す。接触円の両側に広がるフルフィルム領域は、ディスク内側が外側よりも大きい。また、供給油量が増えるにつれて、EHL入口フルフィルム領域が広がる。

図8 (d) に、光干渉法により測定した、EHL油膜厚さ分布を示す。供給油量の減少とともに、ディスク外側の油膜厚さが減少するが、ディスク内側では、それほど減少せず、非対称的油膜厚さ分布となる。

4.1 EHL油膜厚さ

実験と同条件の計算を実施した。

図9 (a), (b), (c)に、無次元密度  $\theta$  の分布を示す。

ディスク外側のフルフィルム領域が小さく、EHL入口部にフルフィルム領域が存在しない点、実験と異なる。

図9 (d) に、EHL油膜厚さを示す。油膜厚さは実験結果と比較して薄い。

薄い油膜が計算される直接的な原因は、入口油量が少ないためである。通常、転がりによって排除された油は、ディスクが一周する間のどこかで、接触円が通過する領域(トラック)に再流入する。つまり、計算上、この再流入を過小評価している可能性がある。

一方、EHL後方を観察すると、空間が広がる逆さび領域に、フルフィルムが存在しており(図8)、接触部後方に油が回り込んでいることが分かった。回り込みが起きている箇所は、EHL解析領域内であるが、

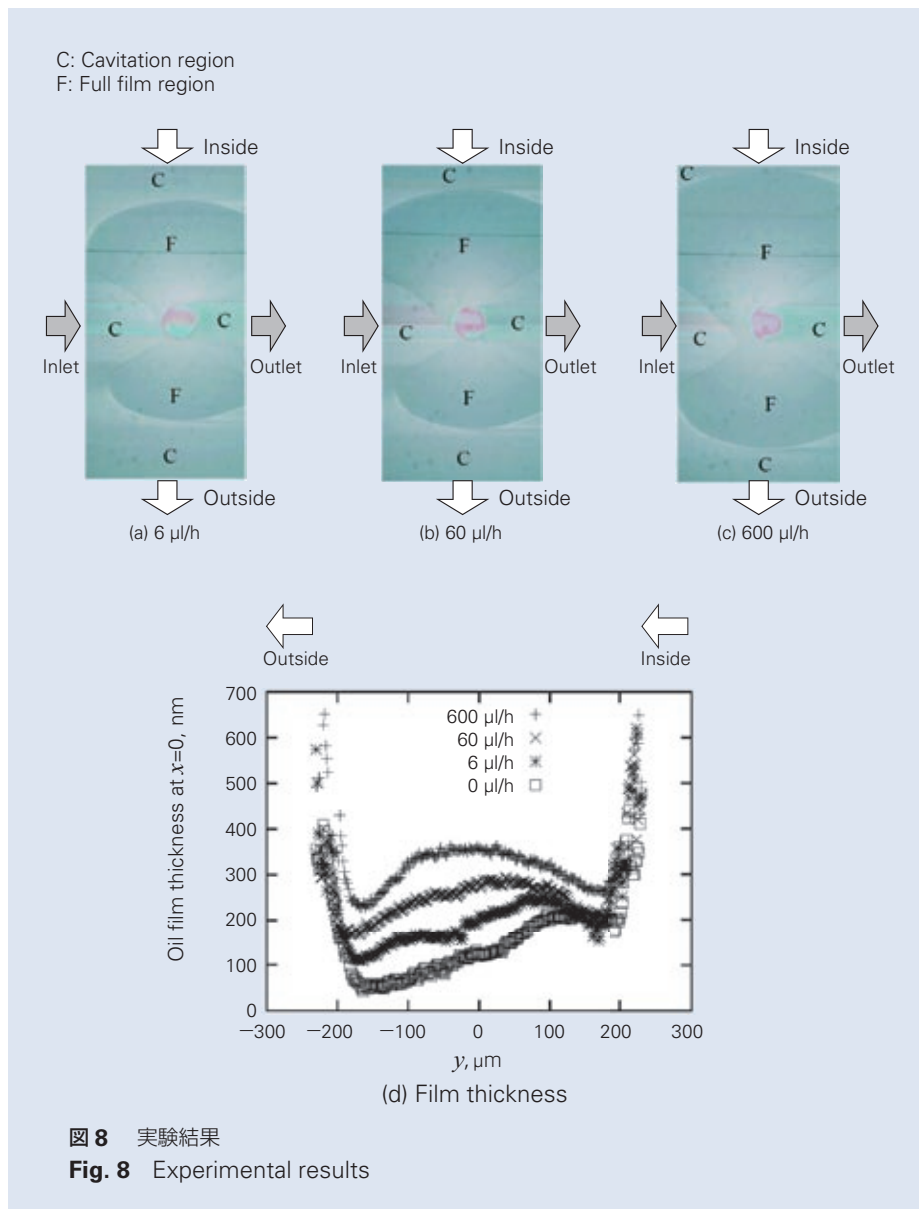


図8 実験結果  
 Fig. 8 Experimental results

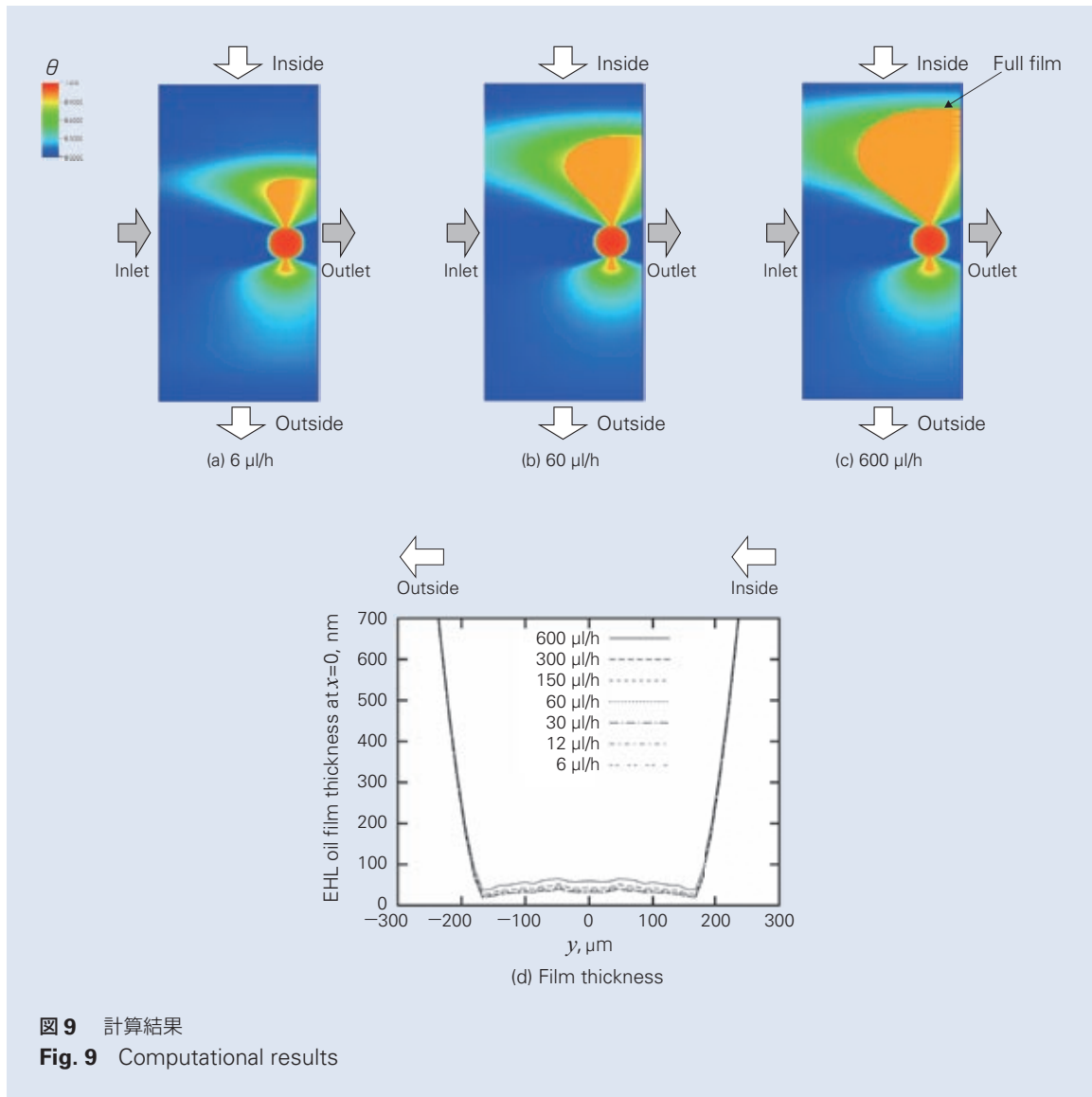


図9 計算結果  
Fig. 9 Computational results

現在のキャビテーションモデルでは、回り込みを考慮していない。

そこで、油の回り込みを実験式としてモデル化し、計算結果にどのような影響を与えるか調べた。図8に見られるEHL後方フルフィルム領域の形状から、EHL出口における液膜厚さ分布を算出し、油の回り込みの実験式を作成した。繰り返し計算毎に、EHL出口の液膜分布を、実験式に基づき修正することで、油の回り込みを擬似的に再現した。

図10に、回り込みを考慮した場合の計算結果を示す。フルフィルム領域(図10(a), (b), (c))とEHL油膜厚さ(図10(d))は、以下の特徴が実験と一致した。

- ・ 接触部の両側にフルフィルム領域が存在
- ・ ディスク内側のフルフィルム領域が外側より広い

- ・ 供給油量が増加するにつれ、EHL入口フルフィルム領域が拡大
- ・ 入口部キャビテーション領域の先端が、ディスク外側にずれる
- ・ 非対称のEHL油膜厚さ分布(図10(d))

図11に、供給油量とEHL最小油膜厚さの関係を示す。供給量の少ない2条件を除いて、給油流量の減少にともない油膜が薄くなる傾向が、実験と定性的に一致した。格子解像度の指標は、30 μl/hでは $n_f = 3.5$ となり、3.2節における値1.8を上回っているため、30 μl/h以上については、格子密度が十分といえる。以上の結果から、接触部後方への油の回り込みが、枯渇潤滑の油膜形成に重要な因子であることが分かった。

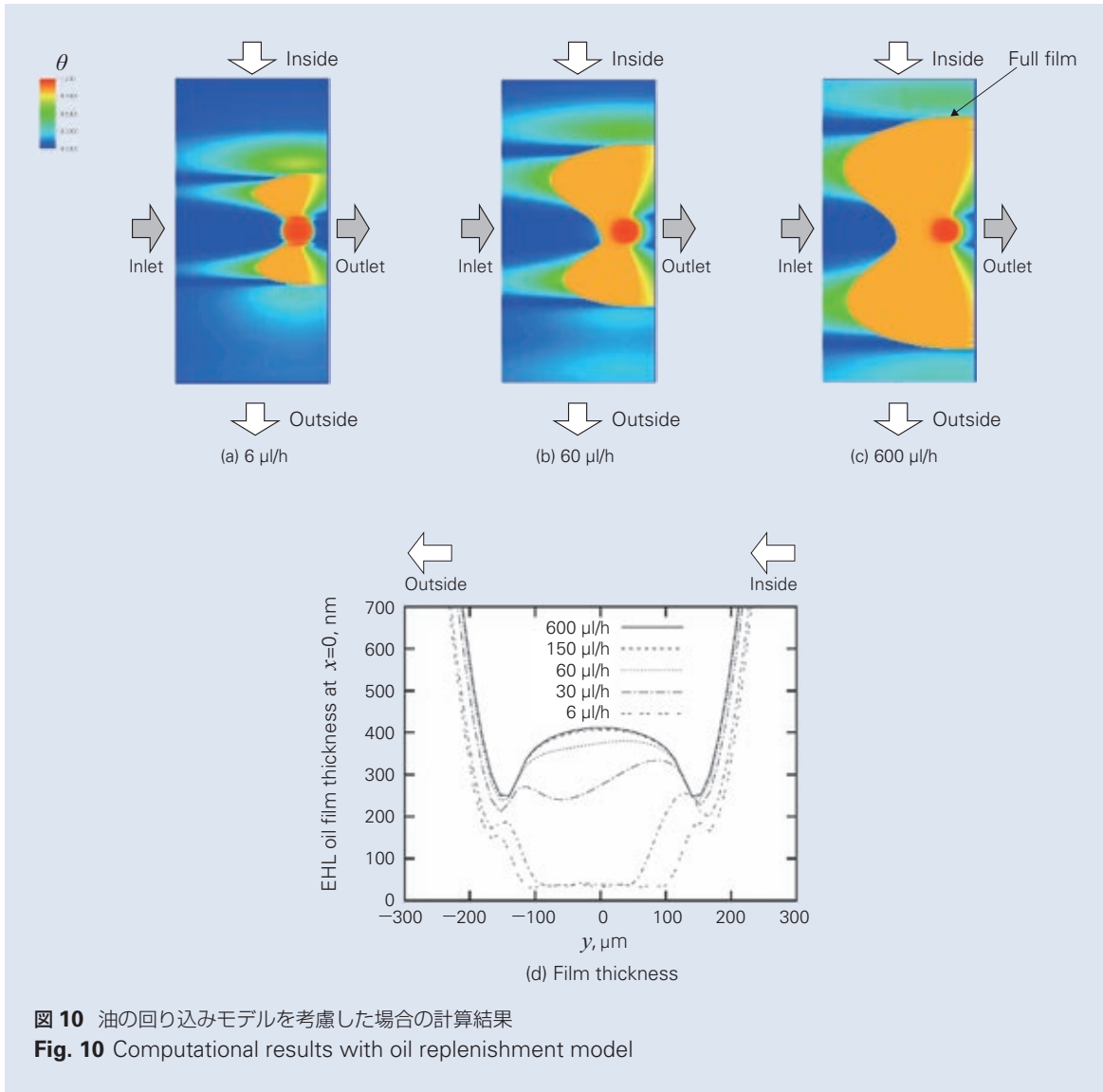


図 10 油の回り込みモデルを考慮した場合の計算結果  
 Fig. 10 Computational results with oil replenishment model

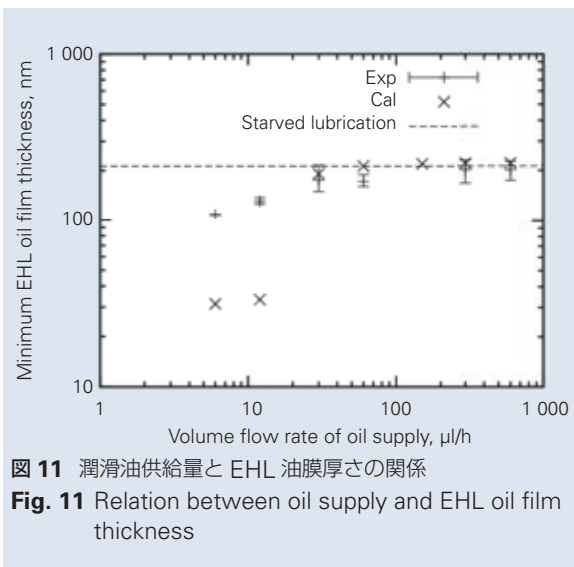


図 11 潤滑油供給量と EHL 油膜厚さの関係  
 Fig. 11 Relation between oil supply and EHL oil film thickness

#### 4.2 EHL 入口部の油量

EHL 入口部における、ディスク表面上の液膜厚さ分布を測定し、計算結果(回り込み考慮)と比較した。測定箇所は、図 12 (a)に線で示した 9 箇所である。結果を図 12 (b) に示す。計算と実験が良く一致していることから、本手法により EHL 入口部油量を計算できることを確認した。

#### 5. 結論

供給油量と油膜厚さの関係を予測するため、枯渇弾性流体潤滑と液膜流れの連成解析手法を提案した。転がり接触部入口の油量は、従来は仮定する必要があったが、本手法によれば、油膜厚さと同時に解くことができる。

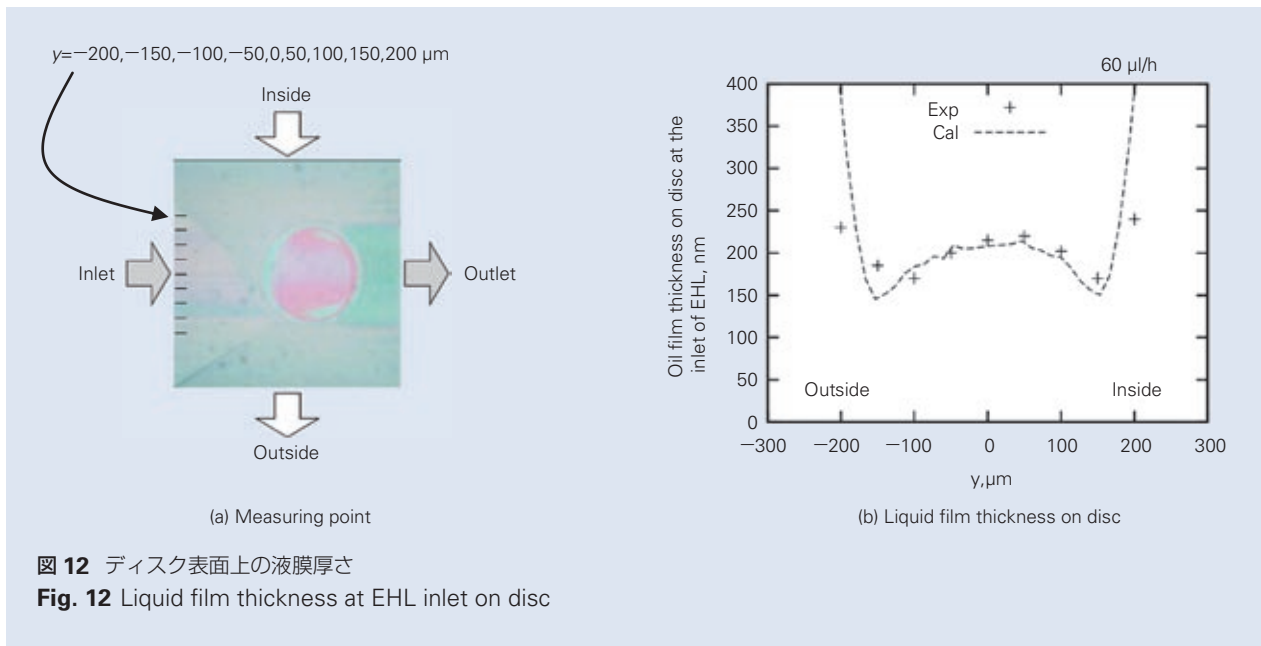


図 12 ディスク表面上の液膜厚さ  
**Fig. 12** Liquid film thickness at EHL inlet on disc

#### 参考文献

- 1) 荒牧 宏敏, “転がり軸受の低トルク化技術”, NSK TECHNICAL JOURNAL, 677 (2004) 32–38.
- 2) F. Chevalier, A. A. Lubrecht, P. M. E. Cann, F. Colin, G. Dalmaz, “Film Thickness in Starved EHL Point Contacts”, J. Tribol., 120 (1998) 126–133.
- 3) B. J. Hamrock, D. Dowson, “Ball Bearing Lubrication: Elastohydrodynamics of Elliptical Contacts”, (1981), John Wiley & Sons Inc.
- 4) D. Dowson, B. J. Hamrock, “Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts Part IV — Starvation Results”, J. Lub. Tech., Trans. ASME, 99 (1977) 15–23.
- 5) F. Sahlin, A. Almqvist, R. Larsson, S. Glavatskih, “A Cavitation Algorithm for Arbitrary Lubricant Compressibility”, Tribol. Int., 40 (2007) 1294–1300.
- 6) S. Liu, Q. Wang, G. Liu, “A Versatile Method of Discrete Convolution and FFT (DC-FT) for Contact Analyses”, Wear, 243 (2000) 101–111.

# 油およびグリース潤滑下におけるフレッチング摩耗防止メカニズムの違い

丸山 泰右\*, 齋藤 剛\*



丸山 泰右

## Difference in Preventive Mechanism for Fretting Wear between Oil and Grease Lubrication

T. Maruyama, T. Saitoh



齋藤 剛

Rolling bearings may suffer from the fretting wear on the rolling element or raceway surface as a result of an oscillatory motion. The fretting wear on a bearing surface can result in an excessively noise, an increase of torque, the flaking, and so on. Before, the degree of oscillation was expressed as a non-dimensional parameter of the amplitude ratio. The amplitude ratio is expressed as  $A/D$ , where  $A$  is the amplitude under an oscillatory motion, and  $D$  is Hertz contact diameter. Then the oil film behavior was observed under the minute oscillatory motion in EHL (Elastohydrodynamic lubrication) point contact, and the critical amplitude at which the oil film could not be formed was measured. This paper investigated the relation between the kinematic viscosity and the fretting wear by using the thrust bearing when the amplitude ratio was changed, and compared the oil lubrication with the grease lubrication. As a result, the fretting wear decreased when the high viscosity oil was used under the oil lubrication, and when the low viscosity oil was used under the grease lubrication.

一般社団法人 日本トライボロジー学会の転載承認を得て、トライボロジスト第 56 巻第 12 号より転載。

- |  |  |
|--|--|
| <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 緒言</li> <li>2. 試験方法             <ol style="list-style-type: none"> <li>2.1 振幅比の定義</li> <li>2.2 損傷の評価方法</li> <li>2.3 試験装置と試験条件</li> </ol> </li> </ol> | <ol style="list-style-type: none"> <li>3. 試験結果             <ol style="list-style-type: none"> <li>3.1 油潤滑</li> <li>3.2 グリース潤滑</li> </ol> </li> <li>4. 考察</li> <li>5. 結言</li> </ol> |
|--|--|

### 1. 緒言

様々な機械のしゅう動部に用いられている転がり軸受において、特に微小揺動運動をさせるようなモードで使用される場合、そのほとんどで軸受軌道面にフレッチング摩耗が発生している。この摩耗は、軸受の音響特性の悪化や軸受トルクの上昇、あるいは摩耗痕を起点としたはく離等、転がり軸受の性能に様々な悪影響を及ぼす。

著者ら<sup>1)</sup>はこれまで、油潤滑における微小揺動 EHL (Elastohydrodynamic lubrication) 油膜測定を行い、油膜切れが生じる限界の振幅が存在すること、

またその振幅以上では動粘度が大きいほど油膜が厚くなることを見出している。

Mitjan ら<sup>2)</sup>は、油潤滑において純すべり点接触のフレッチング摩耗試験を行い、DLC (Diamond-like carbon) 膜の耐フレッチング性について調査している。彼らは、振幅が小さい場合、未処理の試験片よりも DLC 膜を施すことで耐摩耗性が向上したが、振幅が大きい場合有意差がなく、どちらも損傷が小さいことから油膜の存在を指摘している。

一方で喜多ら<sup>3)</sup>は、スラスト玉軸受を用いてリチ

\* 総合研究開発センター 基盤技術研究所、本論文で 2012 年度日本トライボロジー学会論文賞を受賞。

ウムセッケングリースの耐フレッチング性について揺動試験を実施しており、基油動粘度が小さいグリースほどフレッチング摩耗が低減すると述べている。

木村<sup>4)</sup>も、グリース潤滑下におけるファフナー試験機を用いたフレッチング摩耗試験を実施しており、基油動粘度が小さいほど摩耗が低減すると述べている。

矢野<sup>5)</sup>は、揺動試験の場合、グリースの基油動粘度が小さいほどフレッチング摩耗が低減するが、変動荷重を与えるフレッチング試験では反対に基油動粘度が大きいほど耐フレッチング性が向上すると述べている。

このように、油潤滑とグリース潤滑の場合で、あるいは試験方法が異なる場合で、動粘度と耐フレッチング性の関係が逆転する結果が報告されている。しかし、なぜ耐フレッチング性が逆転するのか、そのメカニズムについては未だ不明である。

そこで本研究では、油潤滑とグリース潤滑における微小揺動時のフレッチング試験を行い、動粘度がフレッチング摩耗に与える影響について調査し、耐フレッチング性が向上するメカニズムについて考察した。

## 2. 試験方法

### 2.1 振幅比の定義

本研究では揺動運動の程度を表すため、振幅比というパラメータを用いた<sup>6)</sup>。振幅を  $A$ 、ヘルツ接触円直径を  $D$  とおくと、振幅比  $= A/D$  で表される。Figure 1 からわかるように、振幅比が 1 以下の場合、接触円が重なる範囲で微小揺動することを意味する。

### 2.2 損傷の評価方法

フレッチング摩耗は、摩耗粉が接触域から排除されずに移着・凝着を繰り返すので、摩耗量(摩耗体積)で評価することが難しい。そこで本研究では、最大高さをを用いて移着・凝着の程度を表現した。摩耗痕の最大高さを精度良く測定するため、鏡面仕上げをしたフラットな下部試験片(材質: SUJ2, HV = 725)を使用し、光干渉顕微鏡を用いて損傷痕全体を含む領域を測定した。光干渉顕微鏡を用いて測定した例について、Fig. 2 に示す。ただし、左図は金属顕微鏡を用いて損傷痕を観察した結果、右図は光干渉顕微鏡を用いてこの損傷痕の粗さ測定を行った結果である。更に、試験前の試験片最大高さ(約 0.1 mm) との比を損傷比とし、損傷の定量化を試みた。本研究では、試験軸受の転動体の数を 3 個とし、三つ全ての損傷痕の損傷

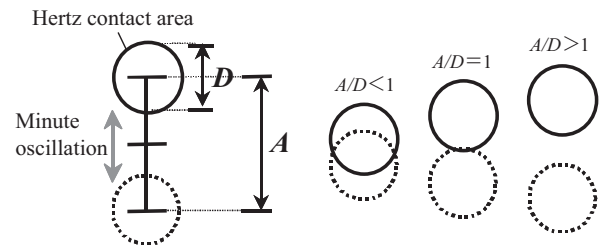
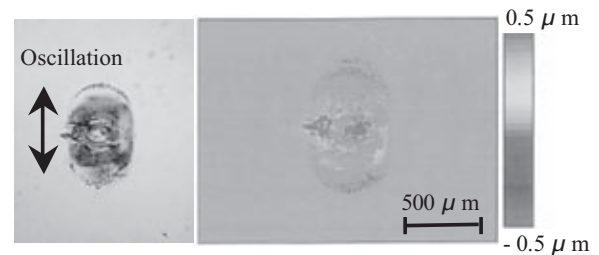


Fig. 1 Example of amplitude ratio



(a) Optical image (b) Image of roughness

Fig. 2 Example of fretting wear

比を平均化してグラフにプロットした。

## 2.3 試験装置と試験条件

### 2.3.1 フレッチング摩耗試験

本研究では、Fig. 3 に示すようなフレッチング摩耗試験機を用いて、油潤滑とグリース潤滑の違いについて調査した。試験に用いた軸受はスラスト玉軸受 51305 であり、クランクおよび偏心カムの機構により上部試験片に 0.6 から 2.5 度の微小揺動を与えた。また試験条件について、Table 1 に示す。振幅比を変化させても油膜形成能力をできる限り一定とするため、最大揺動速度を 20 mm/s で一定とした。

### 2.3.2 微小往復動 EHL 試験

本研究では、グリース潤滑における接触域のその場観察を行った。Figure 4 に示す微小往復動 EHL 試験機を用いて、接触域の 5 min 毎の経時変化について高速度カメラを用いて観察した。試験条件について、Table 2 に示す。ただし、本装置を用いた試験は、ボール試験片のみ微小揺動させたため、スラスト軸受を用いたフレッチング摩耗試験とは異なり、純すべり条件下の試験である。

## 3. 試験結果

### 3.1 油潤滑

#### 3.1.1 フレッチング摩耗の経時変化

まず、油潤滑におけるフレッチング摩耗の経時変化



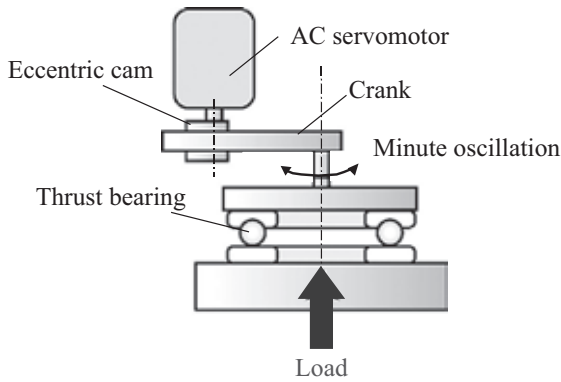


Fig. 3 Fretting test rig

Table 1 Conditions of fretting wear tests

Temperature, °C	25
Test bearing	51305
Maximum oscillating speed, mm/s	20
Maximum contact pressure, GPa	3.24
Load, N	882
Basic dynamic load rating, N	4655
Contact area radius, mm	0.21

について調べるため、Fig. 3 に示した試験機を用いたフレッチング摩耗試験を実施した。試験には、比較的低粘度であるポリアルファオレフィン油（PAO；30 mm<sup>2</sup>/s @ 40 °C）を使用し、振幅比 = 0.8、1.6 における損傷比の経時変化について比較した。試験結果について、Fig. 5 に示す。この結果より、揺動回数

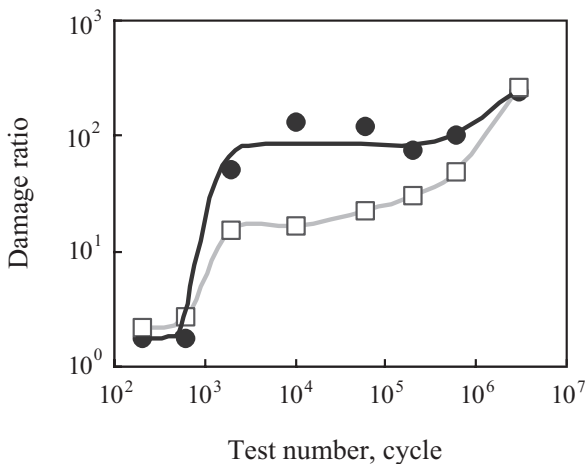


Fig. 5 Relation between test number and damage ratio  
● : A/D = 0.8, □ : A/D = 1.6

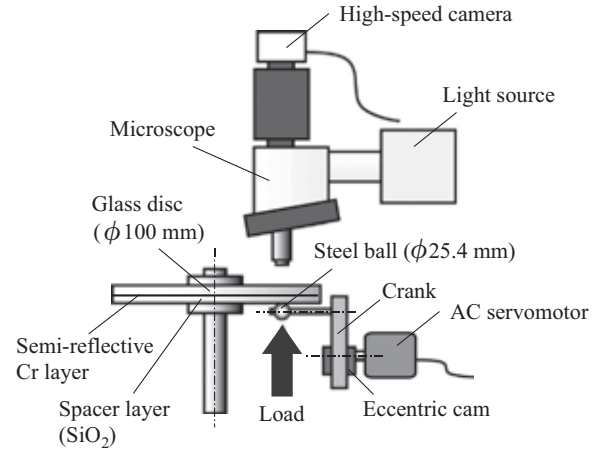


Fig. 4 EHL ball-on-disk test rig

Table 2 Conditions of minute oscillatory EHL tests

Temperature, °C	25
Test bearing	51305
Maximum sliding speed, mm/s	20
Maximum contact pressure, GPa	0.37
Contact area radius, mm	0.13
Amplitude ratio	2.0
Camera frame rate, frames/s	500

$6 \times 10^2$  回までは、ほとんど摩耗していないが、 $2 \times 10^3$  回まで増やすと損傷比が急激に増加していることがわかる。更に  $2 \times 10^3$  回以降、損傷比があまり増加せず、ほぼ定常状態になることがわかった。この時、振幅比が小さい方が、定常状態における損傷比が大きくなり、定常状態の期間も長くなることがわかった。これは、振幅比が 1 より小さい場合、接触域から摩耗粉が排除されにくく、接触面間で移着・凝着を繰り返しやすいことに原因があると考えられる。その後、振幅比が小さい場合  $3 \times 10^6$  回以降、振幅比が大きい場合  $6 \times 10^4$  回以降で損傷比が再度増加し始めることを確認した。

Engel ら<sup>7)</sup> は、変動荷重条件下におけるフレッチング摩耗試験を行い、摩耗深さの経時変化について調査した結果、Fig. 5 と同様な傾向が得られている。変動荷重による試験も、摩耗粉が接触域から排除されにくく、しゅう動面内で移着・凝着を繰り返していたと考えられる。

本研究では、定常状態における損傷比について比較するため、揺動回数を  $1 \times 10^4$  回に固定してフレッチング摩耗試験を行った。

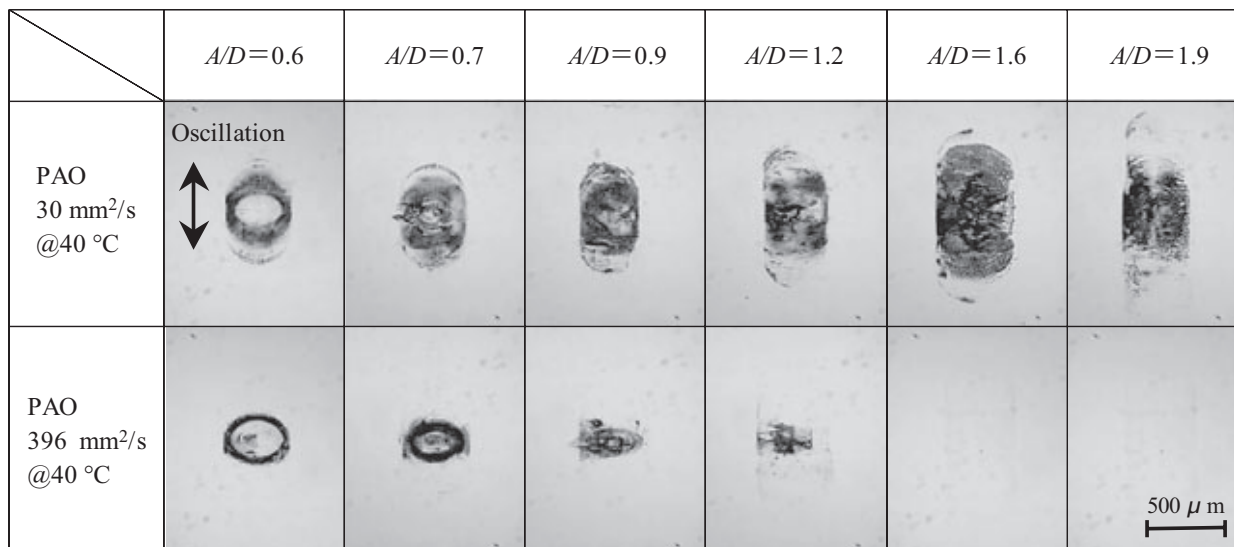


Fig. 6 Photographs of specimens after fretting tests (PAO : 30 mm<sup>2</sup>/s @ 40 °C, 396 mm<sup>2</sup>/s @ 40 °C)

### 3.1.2 動粘度の影響

これまで油潤滑における微小往復動 EHL 試験を行っており<sup>1)</sup>、振幅比が 1.6 以上である場合、潤滑油の動粘度を大きくすることで油膜が形成されることを見出している。そこで、実際の軸受を用いても同様な傾向が見られるか確認するため、油潤滑におけるフレッチング摩耗試験を行った。試験では振幅比を変化させ、潤滑油の動粘度がフレッチング摩耗に与える影響について調査した。試験には動粘度の異なる 2 種類の PAO (30 mm<sup>2</sup>/s @ 40 °C, および 396 mm<sup>2</sup>/s @ 40 °C) を使用した。

Figure 6 に、金属顕微鏡を用いて下部試験片上の損傷痕を観察した結果を示す。振幅比が 0.7 以下の場合、ミンドリンスリップが原因となって生じたと思われる環状のフレッチング摩耗が観測された。志摩ら<sup>8)</sup>も、転がり軸受の揺動角度が小さい場合、Fig. 6 と同じような環状の摩耗痕が生じることを見出している。また、振幅比が 1.6 以上の場合、潤滑油の動粘度を大きくすることで、ほとんど摩耗しなくなることを確認した。Mitjan ら<sup>2)</sup>も、油潤滑におけるフレッチング摩耗試験を実施しており、振幅を大きくすることで接触域に流体潤滑が可能な厚さの油膜を形成できると考えている。

Figure 7 に、振幅比と損傷比の関係について示す。Figure 7 より、振幅比が 0.6 から 1.2 の範囲では、損傷比が動粘度の影響をほとんど受けていないことから、油膜が形成されていないことが示唆された。また、振幅比を 0.9 から 1.2 に増やすことで、動粘度に関係なく損傷比が低減することがわかる。これは、振幅

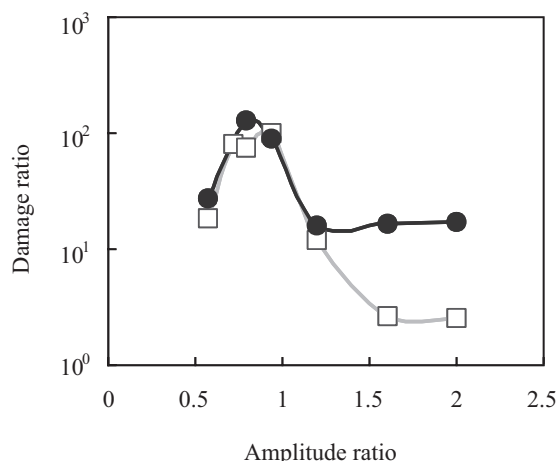


Fig. 7 Relation between amplitude ratio and damage ratio  
 ● : Kinematic viscosity = 30 mm<sup>2</sup>/s @ 40 °C  
 □ : Kinematic viscosity = 396 mm<sup>2</sup>/s @ 40 °C

が接触円よりも大きくなることで、摩耗粉がしゅう動面から排除されることに原因があると考えられる。また、振幅比が 1.6 以上の場合、潤滑油の動粘度を大きくすることで、損傷比を低減できることがわかった。動粘度を大きくすることで摩耗を低減できたことから、この時、接触域に油膜が形成されていたと考えられる。振幅比と油膜の関係については、微小往復動 EHL 試験結果<sup>1)</sup>からも確認している。

以上の結果より、油潤滑の場合、振幅比を 1.6 以上にすることで油膜が形成され、潤滑油の動粘度を大きくするほど耐フレッチング性が向上することがわかった。

### 3.2 グリース潤滑

#### 3.2.1 基油動粘度の影響

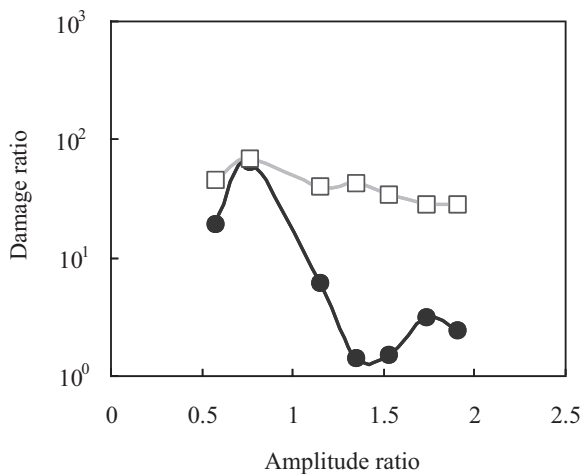
Table 3 に、試験に用いたグリースの性状を示す。ただし、添加剤の影響を排除するため、グリースには何も添加していない。また、基油動粘度の影響を確認するため、混和ちょう度を約 200 で一定とした。この時、低粘度基油の離油度は 1.9 mass%、高粘度基油の離油度は 0.1 mass% であった。

グリース潤滑におけるフレッチング摩耗試験を行った結果を Fig. 8 に示す。振幅比が 0.8 以下の範囲では基油動粘度の影響をあまり受けておらず、油潤滑の結果とほぼ同じ傾向である。これは、接触円が重なり合う範囲で揺動しているため、摩耗粉がしゅう動面から排除されにくいことに原因があると考えられる。一方で、振幅比を大きくした場合、基油動粘度を小さくすることで損傷比が大きく低減することがわかった。これは、油潤滑の試験で得られた結果と逆の結果である。

試験後の損傷部を、石油ベンジンで洗浄した後の拡大写真を Fig. 9 に示す。基油動粘度が小さい場合、

**Table 3** Grease properties

Base oil	Poly- $\alpha$ -olefin oil
Kinematic viscosity, mm <sup>2</sup> /s @ 40 °C	19 and 396
Thickener	Urea
Worked penetration	200



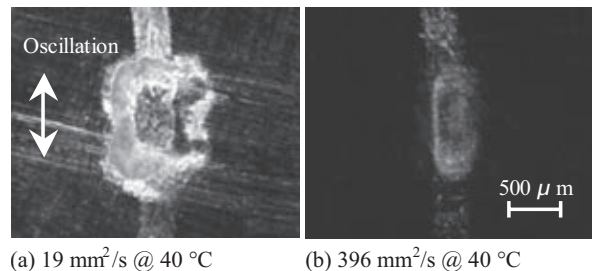
**Fig. 8** Relation between amplitude ratio and damage ratio  
 ● : Kinematic viscosity = 19 mm<sup>2</sup>/s @ 40 °C  
 □ : Kinematic viscosity = 396 mm<sup>2</sup>/s @ 40 °C

接触域に白い付着物が確認されたが、反対に基油動粘度が大きい場合、付着物は確認されなかった。この白い付着物について、フーリエ変換赤外分光光度計 (FT-IR) を用いて分析した結果を Fig. 10 に示す。この図より、3 300 cm<sup>-1</sup> 付近に N-H の吸収が確認されたことから、この付着物はウレア化合物であると推察される。

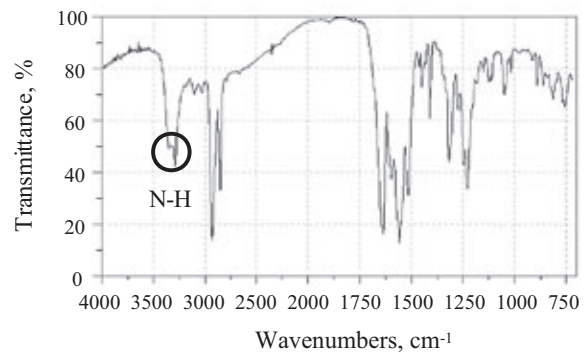
これらの結果より、グリース潤滑の場合、ウレア化合物による保護膜が接触域内に形成され、摩耗を低減している可能性も考えられる。そこで次に、グリースに占める増ちょう剤の割合が損傷比に与える影響について調査した。

#### 3.2.2 混和ちょう度の影響

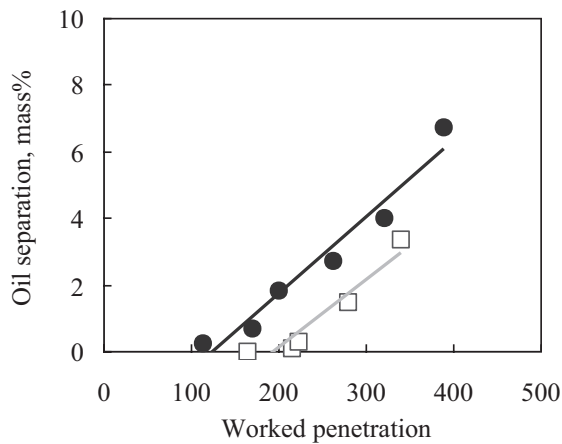
Figure 11 に、増ちょう剤量を変化させた時の混和ちょう度と離油度の関係を示す。この図より、混和ちょう度が大きいほど離油度が大きく、また同じ混和ちょう度でも基油動粘度が小さいほど離油度が大きくなるのがわかる。Figure 12 に、振幅比 A/D = 1.9 における混和ちょう度と損傷比の関係について示す。混和ちょう度が大きいほど損傷比が小さくなっており、かつ基油動粘度が小さいほど耐フレッチング性に



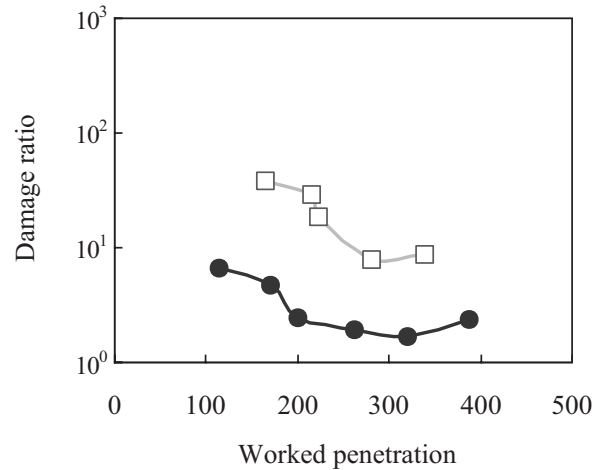
**Fig. 9** Photographs of specimens after fretting tests  
 $P_{max} = 3.24$  GPa,  $V_{max} = 20$  mm/s,  $A/D = 1.9$   
 Test number =  $10^4$  cycle, Worked penetration  $\doteq 200$



**Fig. 10** Analysis result using FT-IR



**Fig. 11** Relation between worked penetration and oil separation  
 ● : Kinematic viscosity = 19 mm<sup>2</sup>/s @ 40 °C  
 □ : Kinematic viscosity = 396 mm<sup>2</sup>/s @ 40 °C



**Fig. 12** Relation between worked penetration and damage ratio at  $A/D = 1.9$   
 ● : Kinematic viscosity = 19 mm<sup>2</sup>/s @ 40 °C  
 □ : Kinematic viscosity = 396 mm<sup>2</sup>/s @ 40 °C

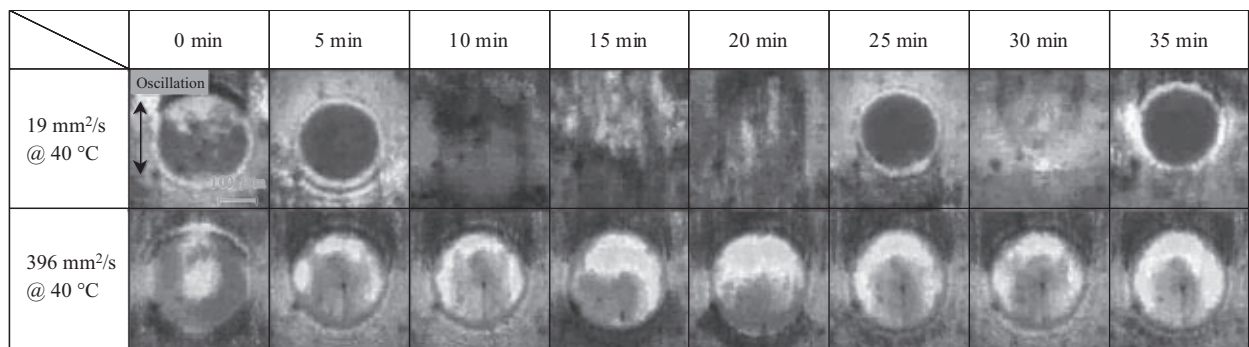
優れていることがわかる。喜多ら<sup>3)</sup>も、混和ちょう度が大きいほど離油度が大きくなり、耐フレッチング性が向上することを見出している。

**3.2.3 接触域その場観察**

続いて、このウレア保護膜が接触域内に形成され、しゅう動面を保護しているのか確認するため、その場観察を行った。Table 3 に示した 2 種類のグリースを使用して、微小往復動 EHL 試験を行い、接触域の干渉縞を 5 min おきに観察した結果を Fig. 13 に示す。基油動粘度が大きい場合、干渉縞の大きさが変化しないのに対して、基油動粘度が小さい場合、干渉縞の大きさが次第に小さくなっていき、10 min 後には見えなくなることを確認した。接触円の大きさが小さく

なる様子から、接触域の周りから保護膜が形成されていったと考えられる。また、接触域の干渉縞が見えなくなったことから、この保護膜は少なくとも本試験機の測定可能上限である 700 nm 以上の厚さを有していることがわかった。試験開始 25 min 後、および 35 min 後に再度干渉縞が観察されたことから、ガラスディスク試験片の摩耗による干渉縞の消失ではないことがわかる。

試験後のガラスディスク試験片の表面を、石油ベンゼンを用いて洗浄した後の拡大写真を Fig. 14 に示す。Figure 9 と同様に、基油動粘度が小さい場合、接触域にウレア保護膜が形成されていることを確認した。



**Fig. 13** Observation of interference fringes  
 $P_{max} = 0.37$  GPa,  $V_{max} = 20$  mm/s,  $A/D = 2.0$

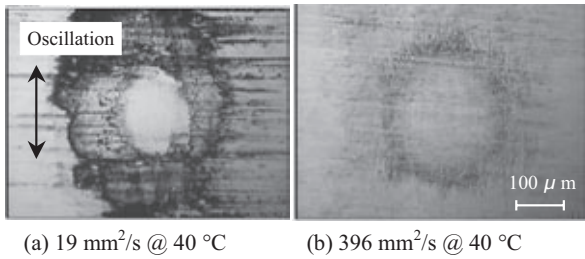


Fig. 14 Photographs of specimens after fretting tests

#### 4. 考察

Figure 15 に、基油動粘度と離油度の関係、Fig. 16 に振幅比 = 1.9 における動粘度と損傷比の関係について、油潤滑とグリース潤滑の結果を比較したグラフを示す。ただし、混和ちょう度はおよそ 200 で一定である。Figure 16 より、油潤滑の場合、動粘度を大きくするほど損傷比が低減することがわかる。これは、動粘度が大きいほど油膜が厚くなることに原因がある<sup>1)</sup>。

一方グリース潤滑の場合、油潤滑の結果とは対照的に、基油動粘度が小さいほど耐フレッチング性が向上していることがわかる。また Fig. 15 より、グリースの基油動粘度が小さいほど離油度が大きくなり、損傷比と相関関係にあることがわかる。この試験結果は、過去の文献<sup>3~5)</sup>で既に報告されており、離油しやすいグリースほど接触域に基油を供給することができ、耐フレッチング性を向上できるからと考えられている。しかし Fig. 16 より、低粘度の場合、損傷比が油潤滑よりもグリース潤滑の方が小さくなっていることから、離油しやすいほど基油を供給できるというメカ

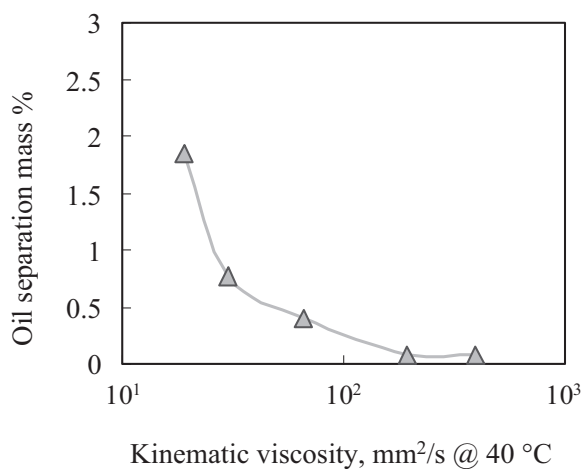


Fig. 15 Relation between kinematic viscosity and oil separation

ニズムでは説明できないと思われる。つまり、グリース潤滑の場合、増ちょう剤であるウレア化合物自身が潤滑に寄与していることが、この結果から予想される。Figure 16 中に、Fig. 9 の結果を対応させている。この結果より、離油しやすいグリースほどウレア保護膜を形成しやすいことがわかる。佐藤<sup>9)</sup>は、増ちょう剤にウレア化合物を用いた場合、リチウムセッケンよりも繊維が短いのでせん断安定性が悪く、比較的接触域に導入されやすいと述べている。また、矢野ら<sup>5)</sup>や木村ら<sup>10, 11)</sup>は、増ちょう剤にウレア化合物を用いた場合、接触域にウレア保護膜が形成されると推定している。

つまり、離油しやすいほど接触域に基油を供給しやすいのではなく、逆に離油しやすいほど接触域から基油が排除されやすくなり、接触域に残ったウレア化合物が保護膜を形成、その結果耐フレッチング性が向上したと考えられる。反対に、離油度が小さい場合、接触域から基油と一緒に増ちょう剤も排除され、その結果枯渇潤滑状態となり、損傷比が増大したと考えられる。

また、Fig. 11, Fig. 12 の結果より、混和ちょう度が大きいほど耐フレッチング性が向上することがわかる。混和ちょう度が大きくなるほどグリースに占める増ちょう剤の割合が小さくなるが、それでも接触域から基油が離油して排除されやすくなる効果の方が、耐フレッチング性に強く作用していることがわかる。しかし、更に増ちょう剤の占める割合を小さくした場合、グリース中の増ちょう剤そのものが少なくなるので、いずれ油潤滑の損傷比に近づいていくものと考えられる。

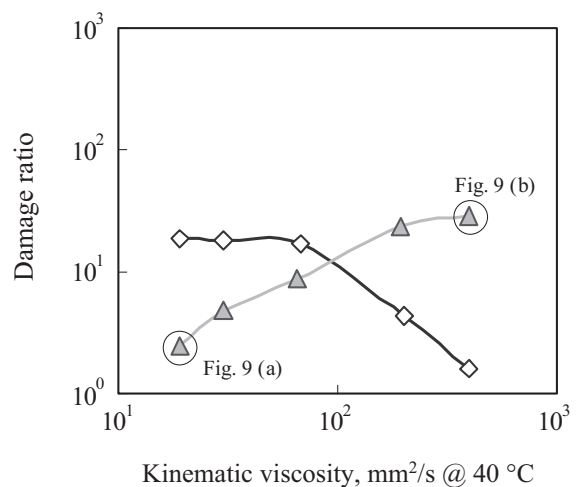


Fig. 16 Relation between kinematic viscosity and damage ratio at  $A/D = 1.9$   
 ◇ : Oil lubrication ▲ : Grease lubrication

最後に、これまでのグリース潤滑の試験結果（基油動粘度の影響、混和ちょう度の影響）において、離油度と損傷比の関係についてまとめたグラフを Fig. 17 に示す。このグラフより、離油度と損傷比との間に相関関係があることがわかる。また、グラフ中に無潤滑における損傷比の結果を矢印で示す。この結果より、離油度が非常に小さいグリースを用いた場合、損傷比が無潤滑における試験結果に近づいていることがわかる。つまり、離油度が小さいグリースを使用した場合、接触域からグリースごと排除され、無潤滑に近い状態になっていたと考えられる。

## 5. 結言

油潤滑とグリース潤滑（基油：PAO，増ちょう剤：ウレア化合物）における微小揺動時のスラスト軸受を用いたフレッチング摩耗試験を行い、動粘度がフレッチング摩耗に与える影響について調査した。また、混和ちょう度がフレッチング摩耗に与える影響についても調査を行った。更に EHL 試験機を用いた接触域のその場観察を行い、ウレア保護膜が形成される過程について観察した。本研究にて得られた知見を、以下にまとめる。

1. 油潤滑，グリース潤滑に関わらず，振幅比が小さい場合，損傷比は動粘度の影響をあまり受けない。
2. 油潤滑の場合，振幅比を 1.6 以上，かつ高粘度油を使用することで，耐フレッチング性が向上した。これは，油膜厚さが増大したことに原因があると考えられる。
3. グリース潤滑（基油：PAO，増ちょう剤：ウレア化合物）の場合，振幅比を大きくすることで基油動粘度の影響が現れ，基油動粘度が小さいほど耐フレッチング性が向上した。基油動粘度が小さいほど離油度が大きくなり，接触域から基油が排除されやすくなる。その結果，接触域に残されたウレア化合物が保護膜を形成し，耐フレッチング性が向上したと考えられる。
4. 微小往復動 EHL 試験機を用いて，接触域のその場観察を行った結果，基油動粘度が小さいグリースを使用した場合，接触域の周りからウレア保護膜が形成され，やがて接触域全体を覆うことが観察された。
5. 損傷比と離油度との間に，相関関係が見出された。離油度が小さいグリースは，グリースごとと接触域から排除され，無潤滑に近い状態であったと考えられる。

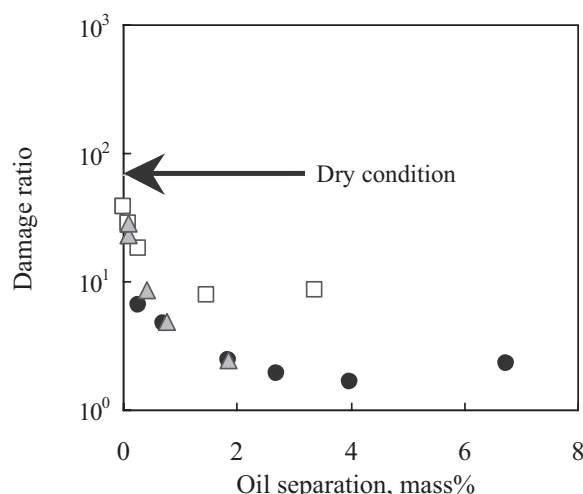


Fig. 17 Relation between oil separation and damage ratio at  $A/D = 1.9$

- : Worked penetration = 165 to 339  
Kinematic viscosity = 396 mm<sup>2</sup>/s @ 40 °C
- : Worked penetration = 140 to 388  
Kinematic viscosity = 19 mm<sup>2</sup>/s @ 40 °C
- ▲ : Worked penetration = 200  
Kinematic viscosity = 19 to 396 mm<sup>2</sup>/s @ 40 °C

## 文献

- 1) T. Maruyama & T. Saitoh : Oil Film Behavior under Minute Vibrating Conditions in EHL Point Contacts, Tribology Int., 43, 8 (2010) 1279.
- 2) M. Kalin & J. Vizintin : The Tribological Performance of DLC Coatings under Oil-lubricated Fretting Conditions, Tribology Int., 39, 10 (2006) 1060.
- 3) 喜多・山本 : 揺動スラスト玉軸受におけるリチウム石けんグリースの耐フレッチング摩耗特性, トライボロジスト, 42, 6 (1997) 492.
- 4) 木村 : 機能的潤滑剤としてのグリースと動向, 潤滑経済, 7, 6 (2002) 2.
- 5) 矢野・野田・秋山・渡邊・藤埴 : スラスト玉軸受に用いる潤滑グリースの耐フレッチング性評価に関する研究, トライボロジスト, 54, 1 (2009) 64.
- 6) 坂上・丸山 : 小径玉軸受における新しいフレッチング評価方法, NSK technical journal, 680 (2006) 19.
- 7) P. A. Engel & Q. Yang : Impact Wear of Multiplated Electrical Contacts, Wear, 181-183, (1995) 730.
- 8) 志摩・房・山本・佐藤 : 転がり軸受のフレッチング摩耗に関する研究 (第3報), トライボロジスト, 40, 9 (1995) 755.
- 9) 佐藤 : フレッチング摩耗と対策(13), 機械の研究, 56, 1 (2004) 39.
- 10) 木村・土谷・須田・遠藤 : ウレアグリースで潤滑された軸受転動面の研究(第1報), 日本潤滑学会第31期春季研究発表会予稿集 (1987) 325.
- 11) 木村・土谷・須田・遠藤 : ウレアグリースで潤滑された軸受転動面の研究(第2報), 日本潤滑学会第32期全国大会(大阪)予稿集 (1987) 53.

## 盲導犬の代用を目指すロボット開発

飛田 和輝\*, 小川 博教\*, 嵯峨山 功幸\*



飛田 和輝



小川 博教

### Development of Robot Serving Instead of Guide Dog

K. Tobita, H. Ogawa, K. Sagayama



嵯峨山 功幸

We have been developing a robot serving instead of a guide dog for assisting the visually impaired in order to support the application of robot technology in the field of assisted living. We marshalled the roles that guide dogs perform and incorporated those roles into the robot's functions in order to develop the prototype robots.

This paper introduces those developments. Firstly, we explain the basic technology of a robot that leads a person while circumnavigating obstacles, and introduce a prototype robot that leads a person while circumnavigating obstacles. We also describe some methods for reducing typical risks, which were carried out for this prototype robot in consideration of safety while using the robot. In addition, we introduce another prototype robot, which has been developed as a way to overcome stairs as barriers.

日本工業出版の転載承認を得て、画像ラボ（2013年2月号）から転載

- はじめに
- 盲導犬の果たす主な役割の分類
- 障害物回避先導ロボット NWR002
- 盲導犬型ロボット NR003
- おわりに：まとめ

#### ● はじめに

近年、少子高齢化、労働人口の減少を背景として、ロボット技術の活用による生活支援、人間支援の気運が高まっており、研究機関、企業を問わず、介護用、福祉用の研究開発が盛んに行われている。われわれは福祉用途のひとつとして、利用者（視覚障害者）の意思を受け安全、安心に目的地まで誘導する、つまり盲導犬の代わりとなりうるロボットの実現を目指している。

国内の視覚障害者数は、厚生労働省の調査では1級～6級まで合わせて31万人と推計<sup>1)</sup>されているが、日本眼科医会が米国基準(良いほうの矯正視力0.5未満)で算出したところ、失明+ロービジョンで164万人<sup>2)</sup>であり、世界保健機関(WHO)によると世界

では2.85億人と推計<sup>3)</sup>されている。そして、盲導犬の国内での実稼動頭数は1,067頭<sup>4)</sup>に対し、推定希望者は13,500人で、動物由来の理由(世話、環境)で希望しないケースが多いとされる調査結果<sup>5)</sup>もあり、需給のアンバランスの解消にロボット技術の適用が有用と考えられる。

過去に、盲導犬の代用を目指したロボットの研究開発例としては、館らのMELDOG<sup>6)</sup>や、森らの歩行ガイドロボット<sup>7)</sup>など数例あり、障害物回避、地点間の誘導まで含めた研究が展開されている。ナビゲーションという機能も重要ではあるが、われわれとしては、まず、直感的な操作が可能であること、そして人が主役である、つまり“歩かされ感”がないような口

\* 日本精工株式会社

ロボットを目指すこととした。基本的には人の行きたい方向に進むが、周囲の障害物を回避、もしくは停止するという「賢明な不服従」を機能として実現するのである。

われわれは、移動・駆動技術、認識技術、コミュニケーション技術をヒューマンアシスト技術のコアとしてこのようなロボットを実現する技術を開発している。本稿では、試作した障害物回避先導ロボットを中心に紹介する。

## ● 盲導犬の果たす主な役割の分類

日本盲導犬協会の資料および、盲導犬ユーザへのヒヤリングによると、盲導犬の主な役割としては次のようなものに分類される。

- ① 障害物をよける  
ユーザの指示の方向に動くが、  
障害物は避ける、止まる
- ② 段差を教える  
(a) 段差からの転落防止  
(b) 上り下りしたい階段の情報
- ③ 角(交差点)を教える  
頭の中の地図と照合
- ④ 近くの目標物まで誘導する  
ドアや改札、ポストなど

盲導犬の代用を目指すロボットではこれらの役割を機能として実現していくこととなる。

## ● 障害物回避先導ロボット NWR002

### 概要

試作した障害物回避先導ロボット NWR002 の外観を図 1 に示す。ロボットの外寸は、520 (W) × 660 (D) × 1,200 (H) mm、重量は 40 kg である。

本試作ロボットの機能を盲導犬の役割と対応させると、

- ① 障害物をよける
- ② 段差を教える - (a) 段差からの転落防止である。

直感的な操作を実現するために、力を媒介にしたコミュニケーションを行なう。力で進行方向を伝え、障害物の情報が力を媒介にして伝わる。直感的な入力、滑らかな操作感を目指した。

### 移動・駆動技術

左右の駆動輪への回転の与え方によって旋回、直進運動を行なう独立 2 輪駆動の車輪型ロボットである。グリップ (力覚センサ) への力の加え方で、進行方向、

速度を指令する。グリップ形状を図 2 に示す。人の手にフィットし、左右どちらの手でも操作可能としている。

こうしたグリップのようなインタフェースが移動ロボット本体に搭載されている場合、ロボットの存在が確実にわかる、ロボットの通った場所を通るので安心、人の望む速度で案内を受けられる等のメリットがある反面、ロボットと人との相対運動により、力センサ値が振動的になるという問題があるが、これについては、次式のように仮想質量  $M$ 、仮想粘性抵抗  $\eta$  を付加したモデルを立てることでなめらかな速度指令値を計算



図 1 NWR002 外観

Fig. 1 NWR002 robot serving instead of a guide dog for assisting the visually impaired



図 2 グリップ

Fig. 2 The grip as an interface between the NWR002 robot and the user



する手法を採用することで解決した。

$$V_{dir} = \int \frac{F - \eta V}{M} dt \quad \dots (1)$$

$V_{dir}$  : 速度指令値  
 $F$  : グリップへの力  
 $V$  : 現在の速度

**障害物検出・回避技術**

障害物検出用センサの検出エリアを図3に示す。前方に重点を置いた配置で、レーザレンジファインダをメインで使用し、透明体(ガラス等)用の超音波センサを補助として用いている。

障害物回避技術として、当初はポテンシャル法を利用し、障害物に正のポテンシャルを与えることでロボットとの間で斥力を発生させ、障害物に近寄らないような戦略をとっていた<sup>8)</sup>が、狭いドアや改札といった狭隘部では、両側からの斥力を受け進行が不可能という問題があった。

そこで、次に述べる衝突予測回避アルゴリズムを考案し、実装した。まず図4に示すように、ロボット本体の速度指令(並進  $v$ , 回転  $\omega$ ) から障害物  $P$  の軌道を予測し、その軌道がロボット形状線と交差したら衝突と判定する。衝突するまでの距離  $d$  に応じて危険度  $u$  を決定する。危険度  $u$  は次式で与えるように、

距離が遠い場合には  $u = 0$  であり、近づくにつれて  $u = 1$  に近づいていく。

$$d > D_u : u = 0$$

$$d < D_u : u = \frac{D_u - d}{D_u} \quad \dots (2)$$

$D_u$  : 閾値距離

様々な  $v, \omega$  について危険度を計算する。障害物が複数ある場合にはそれぞれの障害物について危険度を計算し、その最大値を危険度として、危険度マップ(図5)を生成する。なお、危険度マップは  $v$  と  $\omega$  の比によって決定するため原点を中心として放射状に危険度は同じ値となり、危険度は角度  $\theta$  で表すことが可能である。

危険度マップにおいて、図5のAが速度指示点である場合、危険度は低いのでそのままの速度指示を有効として採用する。速度指示が点BやCの場合は、危険度が高い領域なので危険度が低くなる向きに  $\theta$  を調整、つまり速度指示を調整する処理を行なう。

以上の衝突予測回避アルゴリズムにより、狭いドアや門のような場所においても障害物を回避しながらユーザを先導する動作を実現した。

**リスク低減策**

<概略>

ロボットの安全性を考慮する上で、リスクの評価が必要となる。機械類の基本安全規格 ISO 12100 に基づきリスクアセスメントを行なった結果、リスクの高いものとしてスロープなどでの転倒リスク、段差での

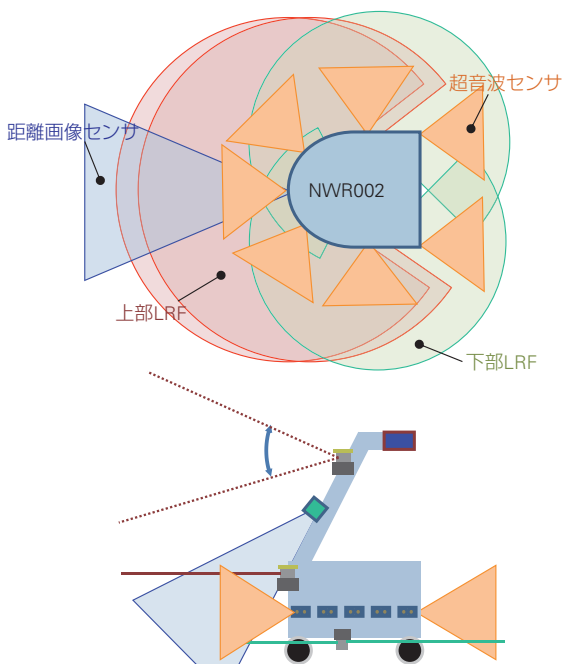


図3 センサ検出エリア  
 Fig. 3 Detectable area with multiple sensors of NWR002 robot

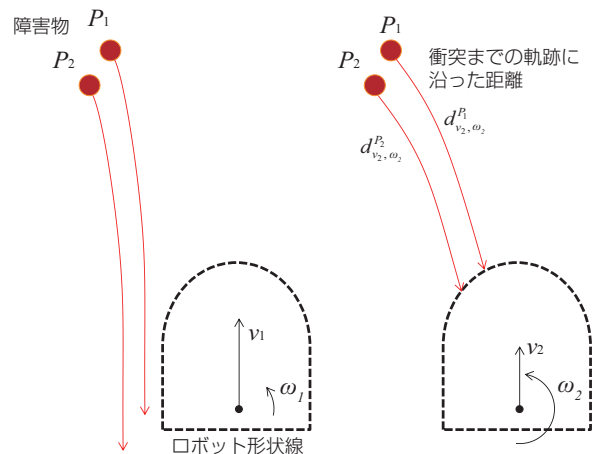


図4 衝突予測アルゴリズム  
 Fig. 4 Collision prediction algorithm of NWR002 robot

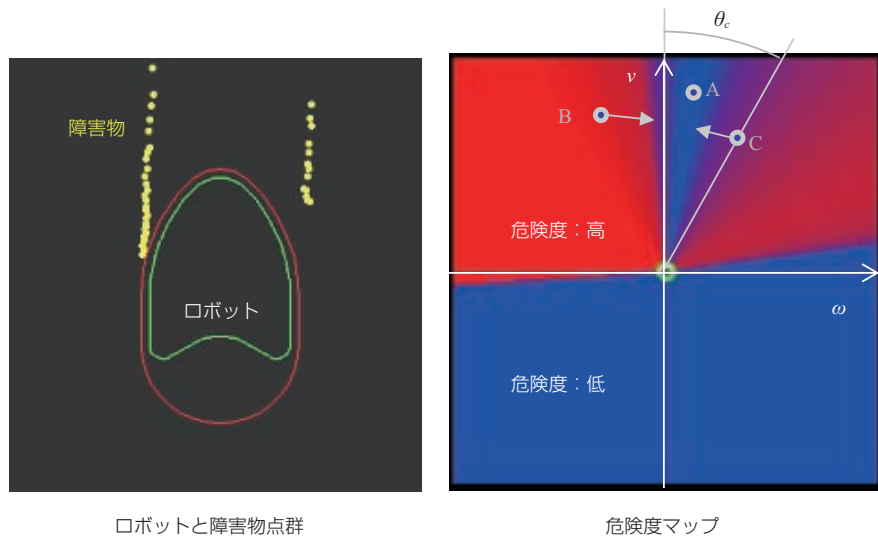


図5 危険度マップの例

Fig. 5 An example of cautionary mapping of safer path for collision avoidance

転落リスク、衝突時の衝撃リスクが挙げられ、対応する方策を検討、実施した。以下に対処策を述べる。

#### <転倒リスク>

ロボットが転倒することにより、ユーザや周囲の第三者に危害を与えるリスクがある。そこで、転倒予防方策を付加することでこれらのリスクの低減を図った。

転倒予防方策として、ロボットの上部を水平に保つ姿勢制御装置を組み込んだ。ロボット下部に2軸(ロール、ピッチ)の弧状のガイドと直動ユニットからなる

駆動機構、ロボット上部に姿勢センサを搭載し、ロール角、ピッチ角が $0^\circ$ になるようこれらの機構を駆動することで、図6のように上部を水平に保つよう制御する。

想定するスロープは、建築基準法施行令第二十六条にならい、勾配 $1/8 = 7.1^\circ$ とし、姿勢制御装置の可動範囲は $\pm 8^\circ$ とした。なお、“高齢者、障害者等の移動等の円滑化の促進に関する法律”(バリアフリー新法)では、 $1/12 = 4.8^\circ$ 以下となっており、屋内や建物周辺では常用的には $5^\circ$ で問題がない。

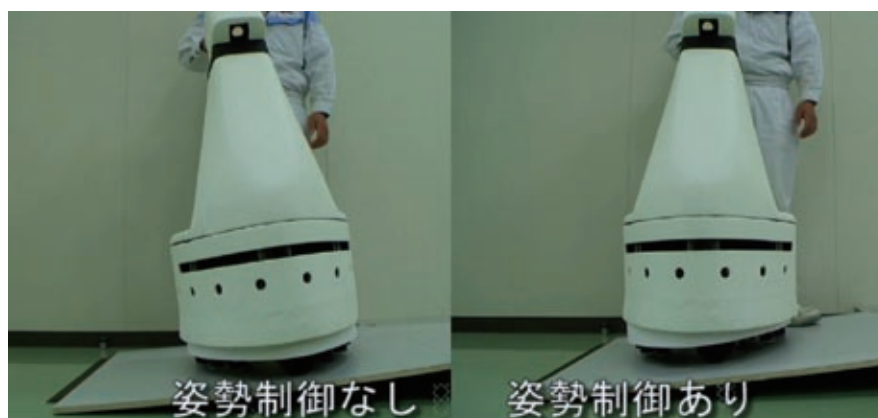


図6 転倒リスク低減方策

Fig. 6 Action of stability-control algorithm for reducing risk of tipping over

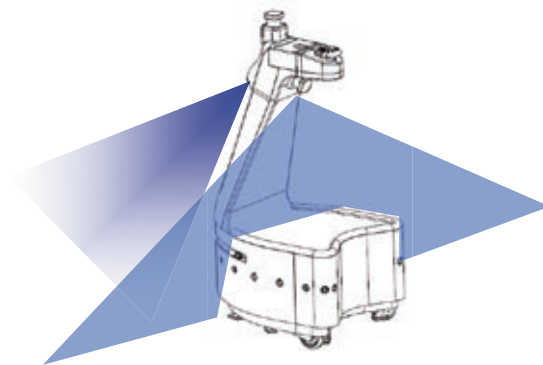
＜転落リスク＞

ロボットが段差等から転落することにより、ユーザが共に転落して怪我をする、また、転落先の第三者に危害を与えてしまうリスクが存在する。そこで、**図7**に示す転落予防策を付加することでこれらのリスクの低減を図った。

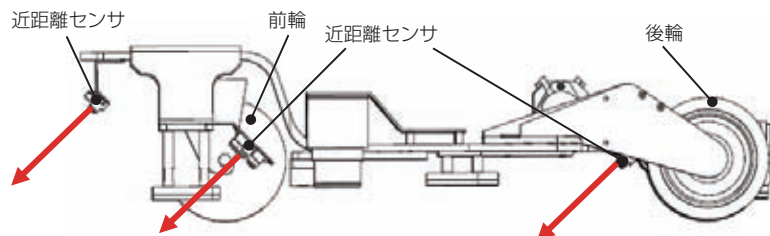
まず、制御装置が正常な場合、前方の距離画像センサ(斜め下前方)、首後部のレーザレンジファインダで地面を監視し、段差部を壁のような障害物と同様の障害物とみなして回避動作を行う。次に、制御装置もしくは上記センサが異常の場合、車輪周りに備えた近距

離用距離センサの出力が所定以上の距離となったら地面がないと判定し、回路的に駆動系の電源を遮断し、車輪にブレーキをかける。センサの向きについては、エレベータの乗り口のような非常に細い溝のようなところで反応しないよう、鉛直下向きではなく、斜め前方向きに配置している。

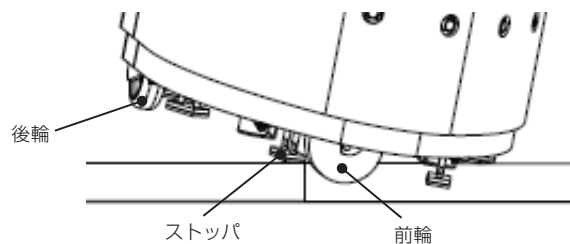
さらにそれでも車輪が脱輪してしまった場合、車輪周辺にストッパを配置しており、ロボットの転落を防ぐ構成としている。



(1) 制御装置を介したLRFによる段差検知



(2) 制御装置を介さない近距離センサによる段差検知



(3) 脱輪した際のストッパによる転倒防止

**図7** 転落リスク低減方策

**Fig. 7** Systems for avoiding falls and components for reducing such risks

### <衝撃リスク>

外装をFRPにシリコンを塗布した柔軟素材を採用し、万一の衝突時の衝撃を軽減した。

## ● 盲導犬型ロボット NR003

これまでに述べてきたNWR002の動作環境は、主に平地、スロープを対象としているが、盲導犬の役割(2)段差を教える(b)上り下りしたい階段の情報の提供、に対応すべく階段を認識、昇降する**図8**のような4脚車輪ロボットの開発も行なっている<sup>9)</sup>。平地では脚先の車輪で走行し、階段では脚構造を利用して歩行、昇降動作を行なう。階段認識などの外界認識技術については、電気通信大学との共同研究で培った成果を組み込み<sup>10)</sup>、さらに高度な認識能力を目指している。試作3号機であるNR003では、人間を伴って現実的な速度での階段誘導ができるまでに至った。

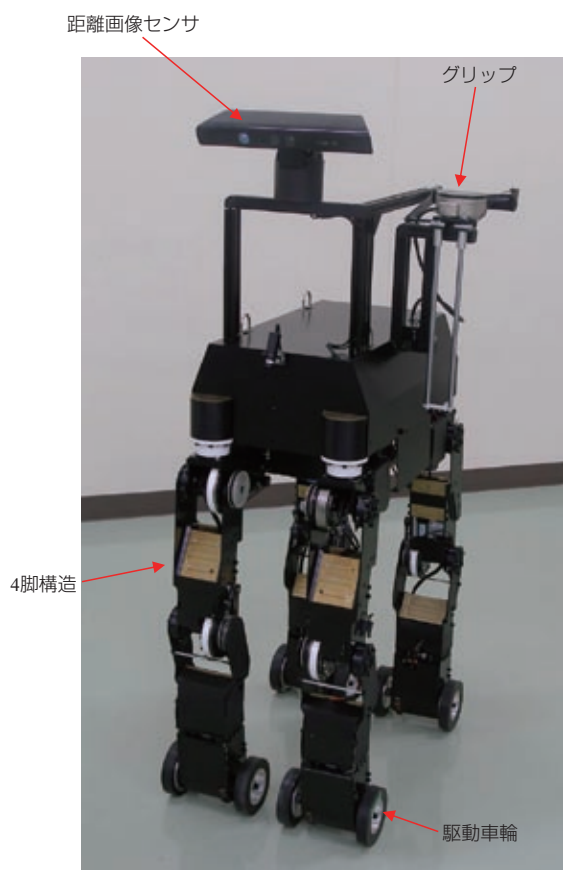


図8 NR003 外観

Fig. 8 NR003 robot serving instead of a guide dog for assisting the visually impaired

## ● おわりに：まとめ

盲導犬の代用を目指したロボットの技術開発、試作機開発状況について紹介した。特に障害物回避先導ロボットでは安全を考慮し、リスク評価手法、リスク低減方策のノウハウを蓄積した。これらのロボットは、2011 国際ロボット展に出展し大きな反響を受けた。さらに視覚障害者イベントでのデモンストレーションの依頼が複数あり、これらに対応し想定ユーザからのコメント収集を進めているところである。

今後、二つのロボットの機能統合、外部実証試験による市場導入に向けたフィードバック入手、活動環境の拡大、付加機能(ナビゲーション機能等)の検討等の課題に取り組み、遂行していく。

### 参考文献

- 1) "平成 18 年身体障害児・者実態調査結果", 厚生労働省, 2008.
- 2) "視覚障害がもたらす社会損失額 8.8 兆円!!", (社)日本眼科医会, 2009.
- 3) "Visual impairment and blindness", World Health Organization, October, 2011.
- 4) 日本盲人社会福祉施設協議会自立支援部会盲導犬委員会調査. 平成 22 年度末時点..
- 5) "「盲導犬に関する調査」調査結果報告書", 日本財団, 1998.
- 6) S. Tachi, and K. Komoriya, "Guide Dog Robot," Robotics Research: The Second International Symposium 1984, The MIT Press, pp. 333-340, 1985.
- 7) 森英雄, 松本諒平, 小林芳樹, 基常篤史, "歩行ガイドロボット実用化のための研究開発", 日本ロボット学会誌, Vol. 19, No. 8, pp. 26-29, 2001.
- 8) 小川博教, 嵯峨山功幸, 飛田和輝: 力覚センサを用いた盲導犬ロボットの開発, 日本機械学会ロボティクスメカトロニクス講演会 '09 講演論文集, 1P1-L12, 2009.
- 9) 嵯峨山功幸, 飛田和輝, 小川博教, 杉田澄雄: 1 脚あたり 2 車輪を有する 4 脚車輪ロボットによる階段昇降, 日本機械学会ロボティクスメカトロニクス講演会 '11 講演論文集, 2A2-C01, 2011.
- 10) 飛田和輝, 金森哉史, 大久保祐人, 小川博教, 杉田澄雄: 複数領域円錐走査による階段認識, 日本機械学会ロボティクスメカトロニクス講演会 '11 講演論文集, 1P1-E08, 2011.

# 航空機用軸受の最新動向

河田 真一\*, 原 和弘\*



河田 真一

## Technological Trends of Jet Aircraft Engine Bearings

M. Kawada, K. Hara



原 和弘

In recent years, jet aircraft engines have been required to be environmentally friendly, operate at quieter noise levels, and operate with lower operating costs, in addition to conforming to existing requirements of high reliability and high performance. Demand for bearings has varied along with the structural change of the next-generation small-to-mid-size jet aircraft engines.

This article describes an integrated cylindrical roller bearing, and discusses the results of testing under actual operating conditions using an integrated bearing with high-speed, counter-rotating inner and outer rings, and the results of calculations for verifying.

1. まえがき
2. 軸受設計のトレンドと対応例
3. 差動反転ころ軸受の開発
- 3.1 本開発の目的
- 3.2 供試軸受と試験方法
- 3.3 試験結果と考察
4. あとがき

### 1. まえがき

今日の航空機には、従来からの高信頼性や確立された高い技術が要求されることに加え、欧州・米国を筆頭とした環境適合規制に準拠すべく CO<sub>2</sub> や NO<sub>x</sub> の排出量の低減や、原油価格の高騰や化石燃料の枯渇に対する省エネルギーの観点からの低燃費／高効率化が求められる。また、メンテナンス性(経済性)の向上、油圧ポンプの電動化、低騒音の要求から幅広い技術を活用した開発が行われている<sup>1)</sup>。

また、今後大きな需要が見込まれ、近いうちに運用開始が計画されているリージョナルジェットを含む次世代中小型民間機の開発においても、新型ジェットエンジンの搭載、最先端の空力設計、複合材の使用によ

る軽量化と燃料消費量の低減化を実現し、運航経済性と客室の快適性の改善を図る努力がなされている。

上記のような環境変化の中、軸受に求められる技術要求にも変化がみられており、航空機業界の技術トレンドと NSK における対応例を紹介する。

### 2. 軸受設計のトレンドと対応例

従来から航空機用軸受には高性能・高信頼性が要求され、長寿命化のために材料の清浄度向上や加工精度の向上などが図られてきた。また、耐焼付き性向上を目的として NSK で開発した“りん系改質膜”処理を施した軸受(写真 1)は、現在でも好評を得ている<sup>2)</sup>。

また、航空機用軸受の保持器は、高速回転時の強度

\* 産業機械軸受技術センター，鉄道航空技術部

や潤滑性を考慮して従来から軌道輪案内方式を適用し、表面には自己潤滑性を有する銀めっきを施している。一方、近年では高温・高速の条件下で摺動運転される軌道輪の保持器案内面に TiN コーティングを施して耐摩耗性を向上させた軸受も開発され、NSK でも納入している。

低燃料消費化・軽量化の要求に対しては、外輪と軸受固定用のフランジが一体化し、さらに振動を吸収するための“ばね部”までが一体化した軸受もエンジンメーカー各社で採用を始めており、NSK でも納入を始めている(図 1)。

低燃料消費化に対しては、エンジン内部の空力向上と軽量化のために低圧系軸と高圧系軸を反転化して低圧タービン静翼の空力負荷の低減と翼枚数の削減を行い、かつ 2 軸間を軸受で支持してハウジングを省略化する構造も考案されている。この構造に使用される軸受は、内輪と外輪が逆方向に高速回転するために、転動体の自転の高速化によるころの端面や軌道輪つば面の異常摩耗、転走面のスキッピング損傷も懸念される。NSK では、この次世代の小型航空機用エンジンに使用する、内輪と外輪が高速で逆方向に回転する円筒ころ軸受(差動反転ころ軸受)に対して一連の開発試験を行い、軸受の仕様確立と性能確認を行ったので次項において報告する<sup>3)</sup>。

なお、本開発は経済産業省の航空機・宇宙産業イノ

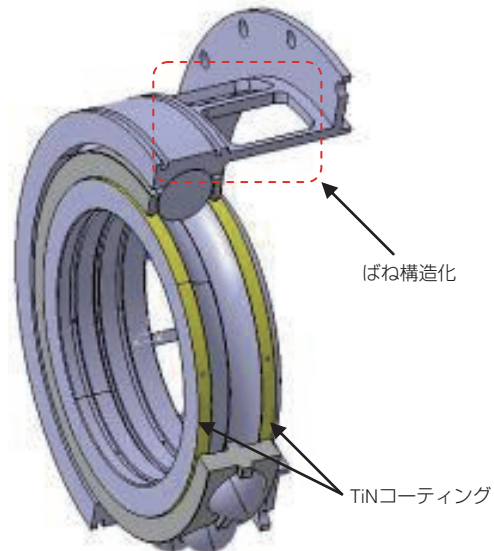


写真 1 りん系改質膜処理を施した軸受(供試軸受)  
Photo 1 Chemically modified bearing resulting in phosphate surface films (test bearing)

ベーションプログラム・エネルギーイノベーションプログラムのもとに、独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)からの助成を受けた“環境適応型小型航空機用エンジン研究開発(エコエンジンプロジェクト)”の一環として株式会社 IHI 殿<sup>4)</sup>と共同で行ったものである(図 2)。

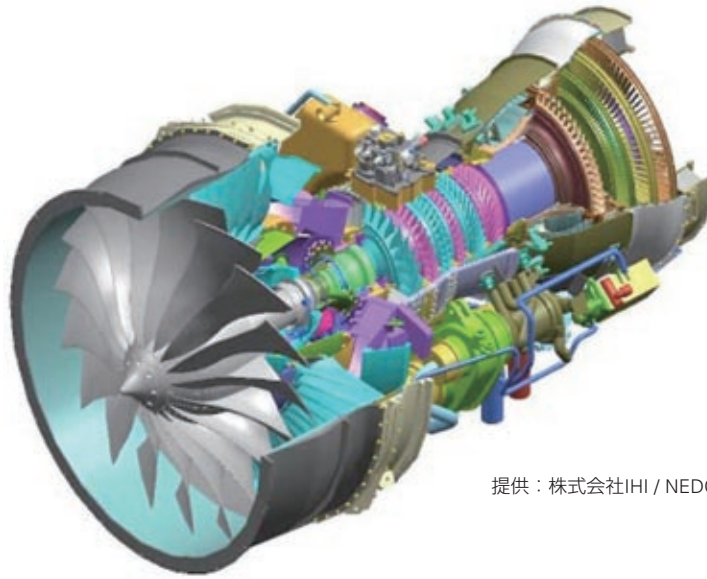


(a) 外輪フランジ付き円筒ころ軸受  
(a) Cylindrical roller bearing with outer ring flange



(b) 外輪フランジ付きかご形軸受  
(b) Integrated bearing with outer ring flange

図 1 外輪フランジ付き軸受  
Fig. 1 Integrated bearings with outer ring flange



提供：株式会社IHI / NEDO技術開発機構助成事業成果

図2 環境適応型小型航空機用エンジン外観(3D モックアップ)<sup>4)</sup>  
 Fig. 2 Cutaway view of an environmentally friendly, small jet engine<sup>4)</sup>

### 3. 差動反転ころ軸受の開発

#### 3.1 本開発の目的

内輪と外輪が高速で逆方向に回転する差動反転ころ軸受は、内輪もしくは外輪の一方が回転する通常の円筒ころ軸受に比べて転動体の自転速度が高くなるため、軌道輪のつば面ところの端面の相対速度が高速化して異常摩耗の発生が懸念される。

また、内輪と外輪の回転速度差が大きく（相対速度が速く）なると転動面と軌道面（特に内輪）の異常摩耗（スキッピング損傷）も懸念される。

これらの事象に着目し、軸受設計と開発試験を行った。

#### 3.2 供試軸受と試験方法

##### 3.2.1 供試軸受

供試軸受は、次の3項目を考慮した仕様とした<sup>5)</sup>。

- (1) 軸受内部すきまの最適化
- (2) つば高さの最適化と、ころとつば間のすきまのコントロール
- (3) ころ寸法の最適化と精度の向上に伴う低発熱化

表1に供試軸受の寸法諸元を示す（供試軸受の外観は写真1参照）。

##### 3.2.2 試験装置と試験内容

本試験に際しては、専用の台上評価試験機を製作した。試験機の外観と供試軸受周辺構造(概略)を写真2、図3に示す。

供試軸受は対向した内輪駆動軸端と外輪駆動軸端の間に設置されており、各軸は電動モータによって独立した任意の回転速度で駆動が可能である。また、外輪駆動軸に油圧制御で荷重を負荷することで、供試軸受に任意の荷重を負荷できる構造となっている。潤滑油の給油量や温度についても可変的に制御が可能となっており、ジェットエンジンにおける様々な運転状態をシミュレートできる構造となっている。試験条件を表2に示す。

表1 供試軸受の諸元

Table 1 Test bearing specifications

単位 mm

内輪内径	φ 136
外輪外径	φ 181
内輪幅/外輪幅	25 / 29
ころ数(個)	36
保持器案内形式	内輪案内
給油方式	内輪軸穴給油
軸受材質	AMS6278 適合材 / AMS6491 適合材
保持器材質	AMS6414 適合材
表面処理	内輪、外輪、ころ：りん系改質膜処理(NSK 開発処理) 保持器：銀めっき(AMS2410)

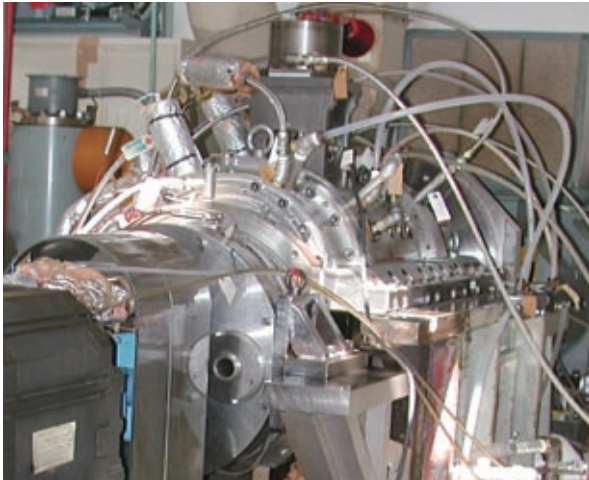


写真2 内輪・外輪高速回転用試験機

Photo 2 Rotational bearing test rig for high-speed bearing rings

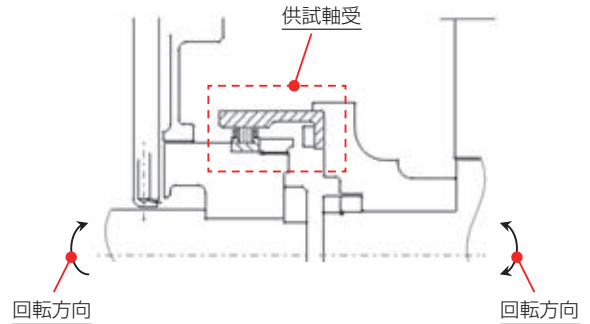


図3 試験装置概略(供試軸受周辺)

Fig. 3 Schematic view of test rig

なお、内輪・外輪・保持器の回転速度、ラジアル荷重、潤滑油の給油量と温度、軸受の温度、排油の温度、軸の変位量などを同時多点記録して評価を行った。また、弊社転がり軸受運動摩擦解析プログラム“BRAIN”<sup>6)</sup>による解析結果と試験結果との比較検証も行った。

### 3.3 試験結果と考察

#### 3.3.1 軸受温度と保持器回転速度

図4に、外輪回転速度： $-5\,600\text{ min}^{-1}$ 、ラジアル荷重： $1\,176\text{ N}$ 、給油量： $10\text{ L/min}$ 、給油温度： $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ における内輪回転速度を変化させた場合の軸受温度、保持器回転速度の結果を示す。

内輪の温度に大きな変化はみられないものの、内輪回転速度が高くなるにつれて外輪の温度が高くなり、内輪と外輪の温度差が大きくなる傾向が見られた。これにはいくつかの要因が考えられるが、潤滑方法の影響が大きいと考えられる。内輪と外輪の相対速度が速

くなるにつれて各軌道輪と転動体の間での摩擦により発熱が増加するが、内輪は軸穴より一定温度の潤滑油が供給され、外輪よりもより強く冷却されることが考えられる。

また、給油量のみ多くした別の試験結果(図5)では内輪と外輪の温度差は小さくなる傾向が見られることから、潤滑油量・潤滑方法と内輪・外輪の温度には相関があることが考えられる。

表2 試験条件

Table 2 Test conditions

試験装置	内輪・外輪高速回転用試験機(NSK独自開発の専用試験機)
内輪最高回転速度/ 外輪最高回転速度	$30\,000\text{ min}^{-1}$ / $\pm 10\,000\text{ min}^{-1}$ (-符号は内輪と逆方向, +符号は内輪と同方向回転を示す)
ラジアル荷重(最大)	2 500 N
給油量	5 L/min ~ 15 L/min
給油温度	室温 ~ $120\text{ }^{\circ}\text{C}$
潤滑油	MIL-PRF-23699 準抛油

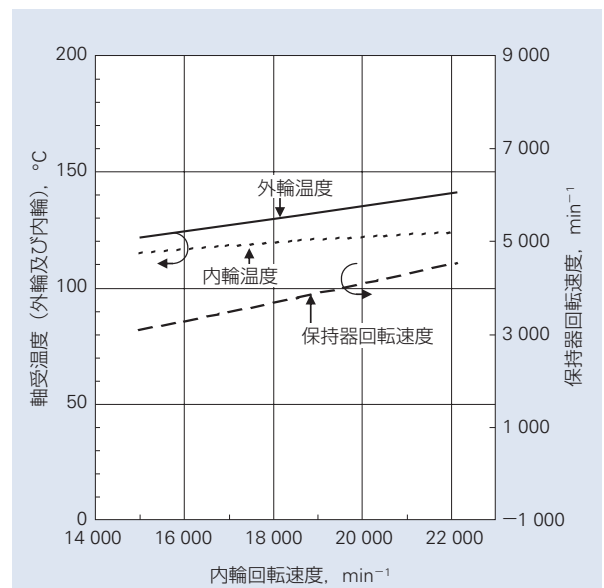
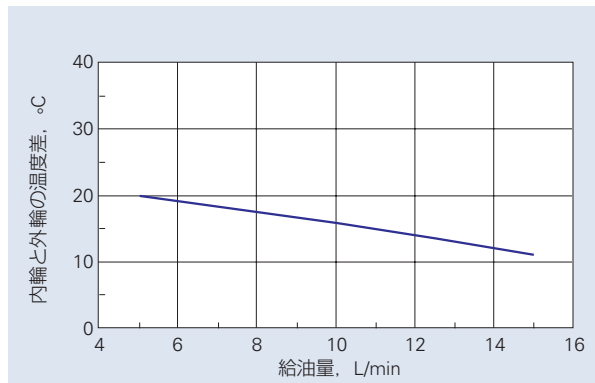


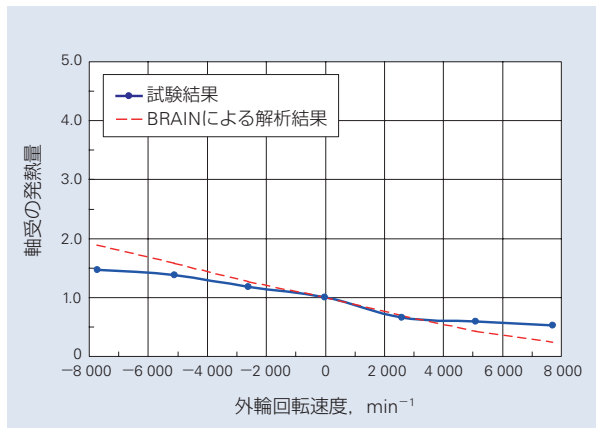
図4 軸受内輪回転速度と軸受温度・保持器回転速度の関係

Fig. 4 Relationships between inner ring speed and bearing temperature, and between inner ring and cage speeds





**図 5** 給油量と内輪・外輪温度差の関係  
**Fig. 5** Relationship between oil quantity and the bearing temperature difference of inner and outer rings



**図 6** 軸受の外輪回転速度と発熱量の関係  
**Fig. 6** Relationship between outer ring speed and heat generation

**3.3.2 軸受発熱量の試験結果と解析結果の比較**

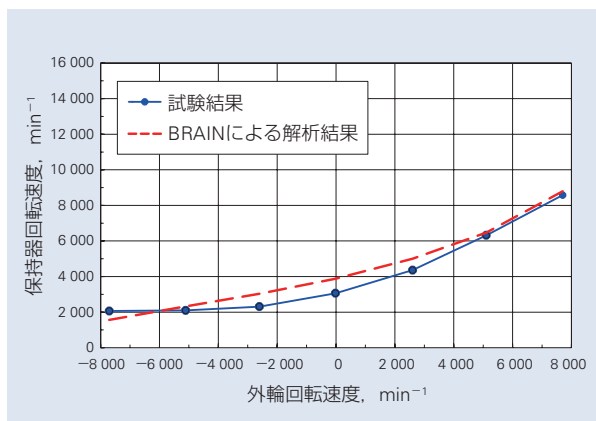
図 6 に、内輪回転速度：11 000 min<sup>-1</sup>，ラジアル荷重：490 N，給油量：6.5 L/min，給油温度：70 °C における外輪回転速度(正逆方向)と軸受の発熱量の関係を示し、図 7 に保持器回転速度の試験結果を示す。また、それぞれの図に、“BRAIN”による解析結果の比較を示す。

図 6 においては、外輪の回転方向が内輪の回転方向に対して逆方向(マイナス符号)である場合の発熱量の方が、同方向(プラス符号)の場合に比べ大きくなることから、発熱量はころの自転速度に依存していることが分かった。

また、図 6 と図 7 のいずれにおいても“BRAIN”による解析結果と近似した結果が得られ、解析による予想が可能であることが確認出来た。一部では若干の相違も見られるので、今後、継続したデータの蓄積を行うと共に試験・計測技術を向上させて解析ツールの精度向上を図る。

**4. あとがき**

今後の航空機ジェットエンジン用軸受には、使用条件や構造の変化に従って、これまでとは異なる要求があることが考えられる。また、これまで航空機ジェットエンジンにはあまり使用されていない円すいころ軸受や、その他の転がり軸受への要求に対応する総合的な技術力の向上は不可欠となることが予想される。総合的な技術力の向上と同時に量産化対応と品質のさらなる向上を継続して目指したい。



**図 7** 軸受の外輪回転速度と保持器回転速度の関係  
**Fig. 7** Relationship between outer ring speed and cage speed

**参考文献**

- 1) “平成 23 年度 航空機等に関する技術開発動向調査報告書”，(平成 24 年 3 月：2012) 2-17, 財団法人航空機国際共同開発促進基金.
- 2) 大浦行雄, 緩詰達司, “ジェットエンジン用軸受の開発”, NSK TECHNICAL JOURNAL, 663 (1997) 8-17.
- 3) 長田有起, 亀子峰雄, 河田真一, 善本英夫, 伊藤昭, “ジェットエンジン用差動反転軸受の研究”, トライボロジー会議予稿集, (福井 2010-9) 259-260.
- 4) 山脇栄道, 藤村哲司, 山本政彦, “エコエンジンプロジェクト研究総括”, IHI 技報, 47-3 (2007-9) 91-95.
- 5) 森田康司, 大浦行雄, “工作機械用高速円筒ころ軸受の開発”, NSK TECHNICAL JOURNAL, 671 (2001) 14-20.
- 6) 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.

# 工作機械主軸の技術開発と今後の課題

中村 晋哉\*, 河村 久\*, 勝野 美昭\*



中村 晋哉



河村 久

## Technology Development and Future Challenge of Machine Tool Main Spindle

S. Nakamura, H. Kawamura, Y. Katsuno



勝野 美昭

In this paper, the history of main spindle speeding up and future technological challenge are described, at the same time, the latest main spindle technology is introduced.

SME 東京支部の転載承認を得て, "Journal of SME Japan" の創刊号から, 一部を改めて転載

- |   |  |
|---|--|
| <ul style="list-style-type: none"> <li>1. はじめに</li> <li>2. 主軸の高速化             <ul style="list-style-type: none"> <li>2.1 主軸高速化の推移</li> <li>2.2 高速軸受技術</li> </ul> </li> <li>3. 主軸の技術課題             <ul style="list-style-type: none"> <li>3.1 高速・高精度化への対応</li> </ul> </li> </ul> | <ul style="list-style-type: none"> <li>3.2 高剛性化への対応</li> <li>3.3 5軸加工機, 複合加工機への対応</li> <li>3.4 グリース潤滑への対応</li> <li>3.5 インテリジェント化への対応</li> <li>4. おわりに</li> </ul> |
|---|--|

## 1. はじめに

工作機械用主軸は1975年以降のマシニングセンタ開発によって切削効率の向上をめざして, 高速化の要求が急激に高まり, 高速化技術を中心に発展してきた。

その後, 高精度化や高剛性化, 信頼性向上など幅広い要求が出てきている。また最近では, 環境対応や省エネルギー, 5軸加工機や複合加工機への対応, インテリジェント化などのニーズも出てきている。ここでは, これまでの主軸高速化の変遷や今後の技術課題を述べると共に, 最新の主軸技術について紹介する。

## 2. 主軸の高速化

### 2.1 主軸高速化の推移

図1は, 主軸高速化の変遷を示したものであり, 主軸軸受の  $dmn$  値は年代が進むと共に, 切削ニーズに対応して飛躍的に増加してきている。高速化の進展

のキーとなる技術としては, グリース潤滑やオイルエア潤滑, さらにジェット潤滑などの潤滑方法の改良やセラミック玉など軸受(転動体・内外輪・保持器)への新材料の適用, 設計手法や解析技術の高度化があげられる。

図2は, 1982年以降の日本国際工作機械見本市(JIMTOF)での高速主軸( $10\,000\text{ min}^{-1}$ 以上)出展状況の調査結果である。JIMTOF2012を含め, ここ数年, 高速化の進展は足踏み状態であり, かつ最高回転数は $12\,000\text{ min}^{-1}$ 前後, および $20\,000\text{ min}^{-1}$ 前後に集約されている。機械全体の特徴としては, マシニングセンタで言えば, 主軸(工具側)の旋回機構やテーブル(工作物側)の旋回機構を取り入れた5軸加工機の出展が増加しており, 航空機部品や金型の加工用として使用される場合には, 高効率加工を達成するため, 高速主軸が搭載されている。複合旋盤の場合

\* 日本精工株式会社

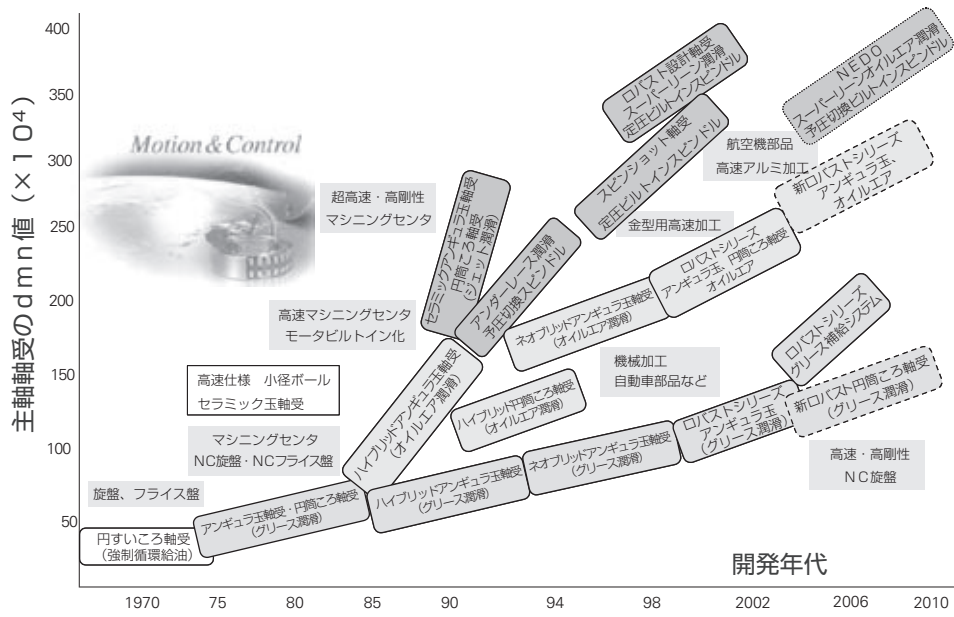


図 1 工作機械主轴の高速化への推移  
 Fig. 1 Transition of speeding up of machine tool spindles

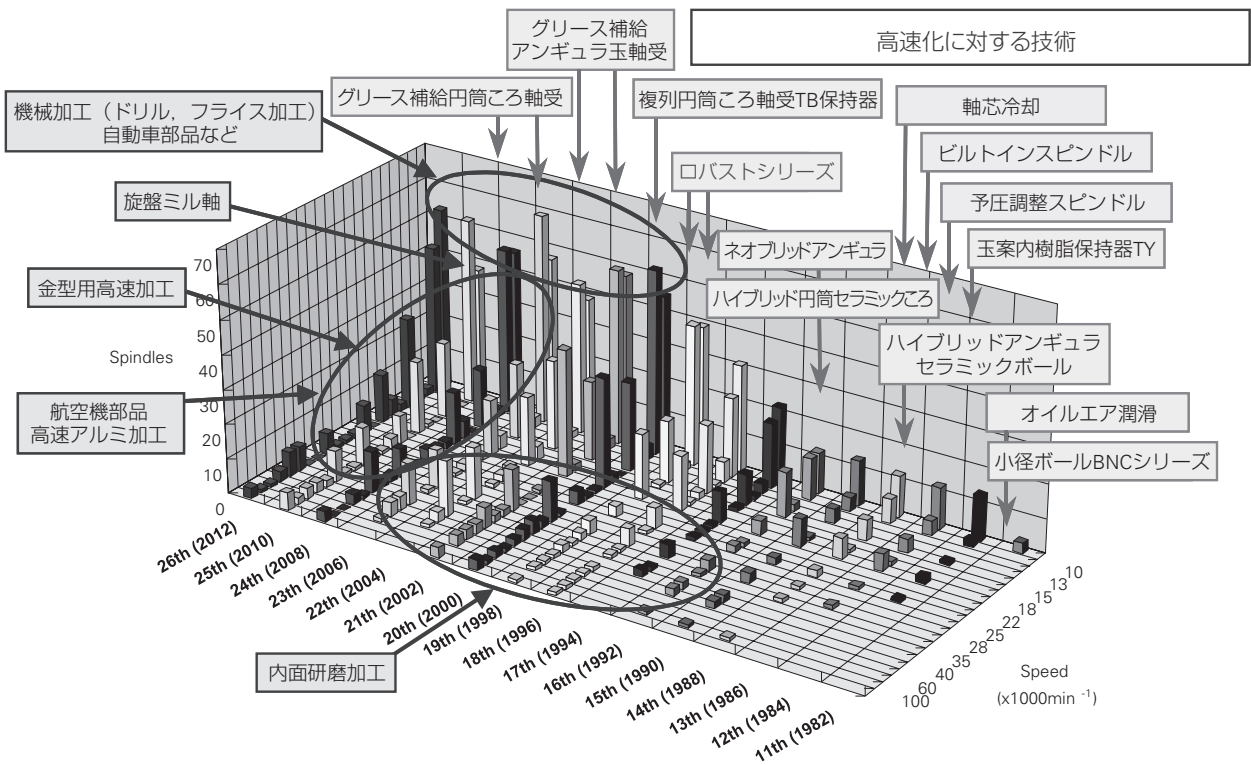
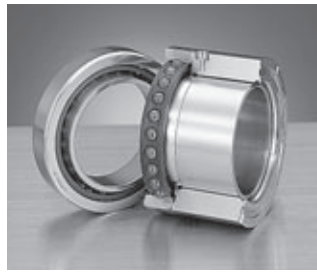


図 2 JIMTOF 高速主轴出展状況(10 000 min<sup>-1</sup>以上) NSK 調査  
 Fig. 2 JIMTOF High-speed main spindle display situation (10 000min<sup>-1</sup> over) Investigated by NSK



超高速アンギュラ玉軸受  
Ultrahigh-speed angular contact ball bearing



スピンショットII軸受  
Spinshot II bearing



超高速単列円筒ころ軸受  
Ultrahigh-speed single-row cylindrical roller bearing

図3 各種ロバストシリーズの例  
Fig. 3 Examples of various ROBUST Series

はミーリング主軸での高速化傾向が顕著である。

主軸内部に駆動用モータを内蔵した、いわゆるモータビルトイン主軸は、高速主軸には不可欠な技術として常用化されており、超高速化の達成には、ロータ・ステータのさらなる高速化・高出力化・小型化が望まれている。また最近では、環境・省エネルギー対応として、さらにグリース潤滑での高速化・信頼性向上も要求されつつある。

## 2.2 高速軸受技術

最近の工作機械の高速主軸においては、回転部のイナーシャを小さくするために、コンパクトで高出力のロータを内蔵したモータビルトイン主軸が採用されることが多くなってきている。しかし、こういった主軸構造の場合、急激な回転変動過渡期において、周囲環境変化(モータの発熱変化・外筒冷却等)が著しくなり、主軸用軸受は過酷な熱変動条件下にさらされる。軸受には、このような環境条件下でも焼付きにくい特性をもつことが最も重要であり、温度ロバスト(熱的負荷変動に対して、軸受自体の発熱量変化が少ない、すなわち、熱的外乱に対して、温度的に鈍感な特性を持つ)に富む性能を有することが必要である。これらの高速主軸には、上述の要求に応えるべく、以下のように軸受内部設計の最適化を図った超高速軸受「ロバストシリーズ」が採用されている<sup>1)</sup>(図3参照)。

さまざまな切削条件や回転変動を伴う加工条件下では、主軸内部の温度変化は著しく、それに伴う軸受内外輪温度差により、軸受内部すきまが減少し、玉と内外輪みぞとの接触角は急激に変化すると共に、内部予圧が増大し、内外輪みぞと玉間のころがり接触部のPV値(P:接触面圧, V:すべり速度)は増加する。ロバスト軸受は、玉径・内外輪みぞ曲率・接触角等の影響ファクターを変数としたコンピュータによる解析

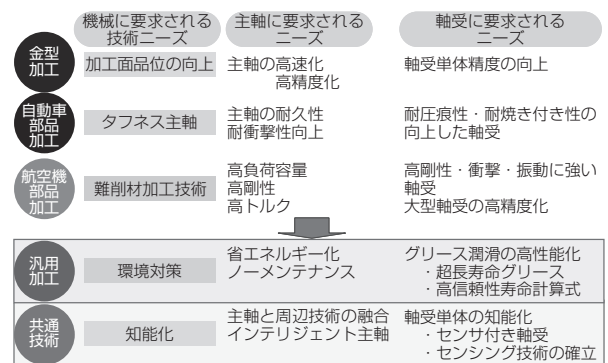


図4 今後の日本工作機械に要求される技術  
Fig. 4 Technologies required from Japanese machine tools in the future

結果をもとに、上述のような条件下で、PV値の変化を最小限に抑えた内部仕様になっている。また、内外輪材として特殊浸炭窒化材(SHX材)の適用や耐熱性・耐摩耗性にすぐれた特殊形状の高強度樹脂保持器の採用によって、さらに耐焼付性を向上させている。また、軸受の形状を最適化し、高速運転条件下においても、潤滑油が軸受内部に効率よく補給されるスピンショット軸受も開発されている。

## 3. 主軸の技術課題

今後の日本における工作機械に要求される技術を図4に示す。まず、工作機械に要求される技術、次に主軸、軸受に要求される技術としてまとめてみた。

従来は、高速・高精度化や高剛性化などの開発が中心であったが、最近では耐久性・信頼性向上が要求され、特にここ数年は、環境対応・省エネルギー、メンテナンスフリーのためのグリース潤滑の高性能化が要求されている。また、知能化のためのセンサを応用したインテリジェント化・スマート化の要求が高まっている。

### 3.1 高速・高精度化への対応

工作機械主軸用として一般的に採用されている潤滑方法としては、グリース潤滑・オイルエア潤滑・オイルミスト潤滑等があげられる。潤滑油を供給または保持する方法、および量の違いによって、それぞれ特徴が異なっている。工作機械の主軸としては、加工精度の向上の面から、低発熱・低温度上昇が基本的な特性として要求される。

#### (1) オイルエア潤滑

オイルエア潤滑はグリース潤滑とオイルミスト潤滑のそれぞれの長所を取り入れ、欠点を除くことによって、超高速回転に適した潤滑法として、開発実用化されたものである。オイルエア潤滑方式は図5に示すように、軸受側面から給油用ノズルを用いて軸受内部に高圧エア+微細な油粒を供給する方式である。この方式では、高速回転化に伴い発生するエアカーテン（この場合のエアカーテンとは、空気と高速回転する内輪外径表面との摩擦によって発生する円周方向の高速空気流の壁を言う）によりノズルからの油流が阻害される。その結果、軸受内部へ確実に潤滑油が供給され



図5 従来オイルエア方式  
Fig. 5 Conventional oil-air system

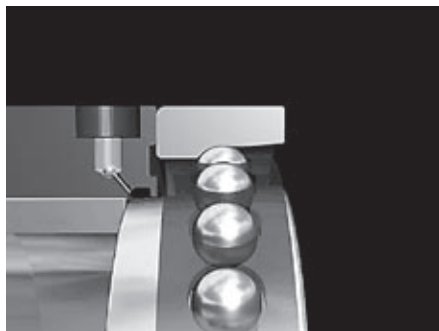


図6 スピンショット方式  
Fig. 6 Spinshot system

ず焼付きに至ることがあり、 $dmn$  値が  $(200 \sim 250) \times 10^4$  を超える領域では不安定な面があった。

#### (2) スピンショット軸受

本問題を解決する軸受として開発された図6に示す新軸受「スピンショットII」<sup>2)</sup>は、2.2項で紹介した温度ロバスト性を向上させた設計仕様に加え、内輪幅を外輪幅よりも伸長させ内輪の外径面をテーパ形状とした特殊な軸受構造を採用している。本形状により、エアにアシストされた潤滑油が外輪間座から、この内輪外径テーパ面に吹き付けられ、図7に示すように、潤滑油が回転による遠心力によりテーパ面を移動して軸受内部へ導かれ、転動体に確実に供給される。

また、軸受内部に直接エアを吹き付けない構造のため、高速回転時に発生するエアによる耳障りな高周波の風切り音を抑制することができる。さらに、エアカーテンによる給油阻害の影響を受けないので、エア流速を高める必要がなくなりエア圧を下げるのが可能となった。エア供給量は、ノズル1本あたり10 L/min (Normal)と従来のオイルエアと比較して、約60%のエアの消費量削減が達成できた。また、外部から潤滑油を給油する方式の場合、潤滑油が確実に潤滑装置から主軸側に供給されているかを監視するセンサを取り付けることが、超高速での安定回転を実現する上で重要となる。

#### (3) スーパーリーンオイルエア潤滑の開発

オイルエア潤滑のより高速化を図るために、さらに極微量な潤滑油を軸受に供給する潤滑法として、スーパーリーンオイルエア潤滑を開発した。スーパーリーンオイルエア潤滑は、オイルエア潤滑と同様に、潤滑油を空気中で運ぶ方式であるが、1ショット吐出量を  $0.001 \text{ cm}^3$  以下に管理可能となっている。スーパーリーンオイルエア

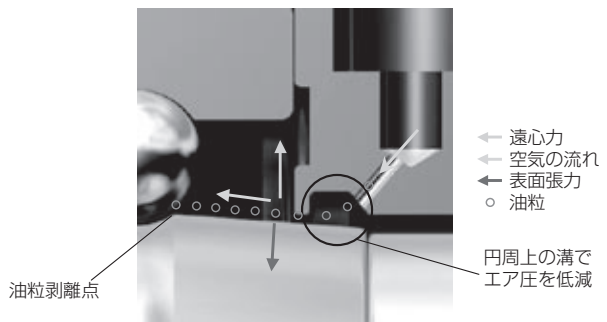


図7 スピンショットIIの潤滑原理  
Fig. 7 Lubrication principle of Spinshot II

潤滑を採用したスピンドルとして、主軸端テーパを HSK-E50、主軸径 60 mm で最高回転数  $50\,000\text{ min}^{-1}$  ( $\text{dmn } 380 \times 10^4$ ) の世界最高速スピンドルを開発した。表 1 に本スピンドルの仕様を示し、図 8 に本スピンドルの特徴を示す<sup>3)</sup>。

まず、1つ目の特徴として、新給排油システムを採用した。給油側としては、上述したスーパーリーンオイルエア潤滑を用いて、図 9 のように

表 1 50 000  $\text{min}^{-1}$  スピンドル仕様  
Table 1 50 000  $\text{min}^{-1}$  Spindle specification

主軸端テーパ	HSK-E50
最高回転数 (dmn 値)	$50\,000\text{ min}^{-1}$ ( $\text{dmn } 380 \times 10^4$ )
軸受内径	前側 $\phi 60\text{ mm}$ 、後側 $\phi 50\text{ mm}$
潤滑	スーパーリーンオイルエア潤滑
予圧方式	定圧予圧(DT + DT 組合せ)
予圧切換	3 段予圧切換

1.新給排油システムの採用

- ①スーパーリーンオイルエア潤滑
- ②油吸引・排油システム

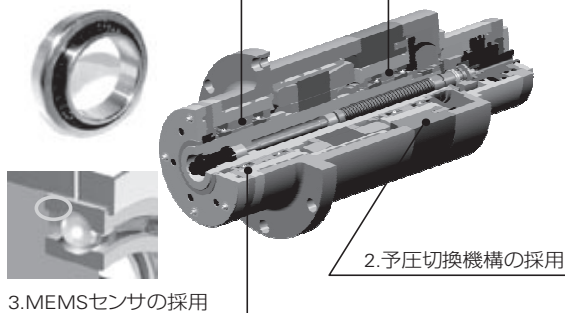


図 8 50 000  $\text{min}^{-1}$  スピンドルの特徴  
Fig. 8 Features of 50 000  $\text{min}^{-1}$  Spindle

通常オイルエアの配管内油粒イメージ

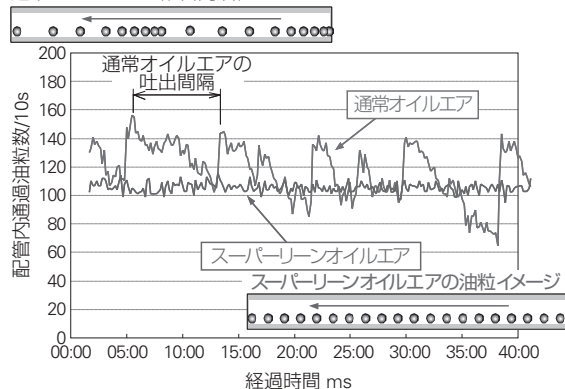


図 9 配管内通過油粒量の比較結果  
Fig. 9 Comparison result of oil droplet quantity passing through piping

オイルエア潤滑に比べて配管内の油粒の流れが安定化でき、軸受の発熱・温度上昇の変化を抑えることが可能となる。また、排油側では新たに油吸引・排油システムを採用した。この機構により、スピンドルが上下・旋回しても軸受内部に潤滑油が溜まらずに排出されやすく、軸受あるいはスピンドル内の発熱の変化を抑え、温度上昇が安定化できる。図 10 に軸受内部の潤滑油給排油の流れ方を示す。

2 番目の特徴は、並列組合せ (DT + DT) の定圧予圧を用いて、低速では大予圧、中高速では中予圧、高速・超高速では軽予圧に制御した予圧切換機構 (図 11) を採用した。本方式により、低速重切削から超高速切削まで、実現可能となっている。

3 番目の特徴として、軸受内部に MEMS (微小電気機械システム) 温度センサを取り付け、軸受の発熱源近傍の温度を測定した。

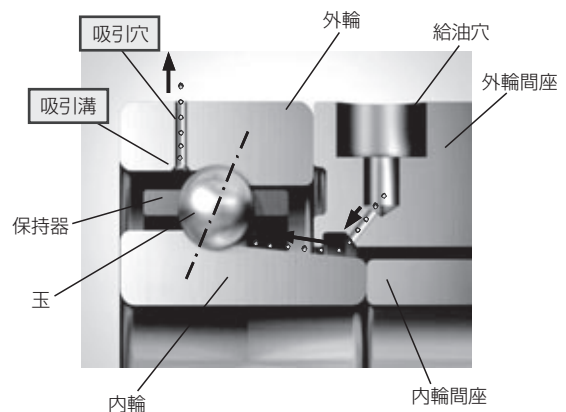


図 10 軸受内潤滑油の流れ  
Fig. 10 Flow of lubrication oil inside bearing

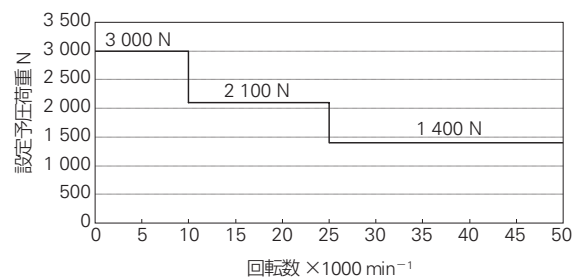


図 11 定圧 3 段予圧切換  
Fig. 11 Constant pressure 3 steps preload shifting

MEMS 温度センサの採用により、温度測定  
の応答性を向上することができた。さらに、主軸の  
高速・高精度化ニーズに対しては、高速スピンド  
ルになるほど、高速回転時における多面バランス  
修正や軸受の高精度化など、技術的に高度な対応  
が必要となる。また、ビルトインモータの場合、  
ステータ冷却油の経路を主軸軸心に対し線対称な  
経路をとらないと、ラジアル方向への熱変位が発  
生しやすく、軸の伸びも加工面品位に大きな影響  
を及ぼすので、高速かつ発熱特性に優れた軸受や  
モータ、あるいは低線膨張係数材料の登場が待た  
れる。

### 3.2 高剛性化への対応

一方、航空機部品に代表されるアルミ加工用プロ  
ファイラにおいては、アルミ系材料の持つ良好な被削  
性から、高速(高送り)加工が主流であり、スピンド  
ルに対しては、高速化に加え、高剛性という相反する性  
能を求められる。しかも、この種の機械はワークサイ  
ズが大きい傾向にあり、スピンドル旋回形の方が一般  
的である。このような場合において、複雑、かつ小  
円弧の細やかなプロファイル加工の達成には、スピ  
ンドルの小形化がより有利であり、高剛性化との両立に  
は、さらに高い技術的レベルが要求される。

### 3.3 5軸加工機、複合加工機への対応

#### (1) 工具側旋回の場合の要求機能

工具側を旋回する工作機械において、スピンド  
ルに求められる特性は、表 2 に示すように、(1)  
スピンドル全長をいかに短縮するか(2)姿勢変化  
に対応できる軸受潤滑構造の信頼性の二つに大別  
される。(1)の短縮化ニーズは、スピンドルを短  
縮することにより旋回の振りスペースを小さく  
し、直線運動軸への影響を抑え、機械の無駄な大  
型化を避けたいということや、スピンドルを軽量  
化して旋回用モータの容量を下げたい、というこ  
となどから出てきた。(2)の姿勢変化については、

主に軸受潤滑の信頼性が姿勢変化によって損なわ  
れない設計であるかということである。

#### (2) スピンドル全長の短縮化

スピンドルの負荷容量を上げるには軸受の列数  
を増やし、軸受 1 列あたりの負荷を軽減させるの  
が一般的であるが、スピンドルが長くなり、スピ  
ンドル旋回式の 5 軸加工機には使いづらい。ア  
ンギュラ玉軸受で言えば、4 列背面組合せ(DBB)  
より 2 列背面組合せ(DB)の方が短くでき、円筒  
ころ軸受なら、複列よりも単列の方が短くできる  
が、いずれも負荷容量は小さくなる。特に複合旋  
盤などでは、5 軸加工マシニングセンタに比べこ  
の点を妥協せざるを得ないケースが見られる。マ  
シニングセンタの場合は、工作物側に旋回 2 軸を  
持たせればこの点はあまり問題にならない。ま  
た、スピンドル旋回方式を採る機械でも、その構  
成では機械自体が大型のものが多いため、問題が  
顕在化しにくい。しかしながら、今後の 5 軸加  
工機の種々の加工への展開や発展性を考えると、  
潤滑機構も含めたコンパクトな軸受システムの構  
成やスピンドル内への最適な軸受配置を行ない、  
全長をできるだけ短くする方策が必要である。

また、近年ではビルトインモータ化により、ス  
ピンドル自体がコンパクトになっているので、ス  
ピンドル旋回形 5 軸加工機用としても、ビルト  
インモータスピンドルが最適である。この場合、  
モータがスピンドルの全長を決める要因になって  
いることが多いので、さらに、より小型・高出力  
モータの製品化が望まれる。

#### (3) 姿勢変化への対応

高速スピンドルの潤滑方式として今や完全に定  
着したオイルエア潤滑では、連続給油された潤滑  
油のスムーズな排油が、潤滑面での安定性を実現  
するための重要なポイントである。スピンドルが  
旋回する構成の場合、旋回角度に対応したドレー  
ン経路の設計に細心の注意を払う必要がある。

また、旋回動作のあるユニットには、配線や配  
管をできるだけ施したくないこともあり、可能で  
あればグリース潤滑を採用するのも解決方法のひ  
とつである。しかしながら、この場合もグリース  
の脱落による寿命低下が、少なくとも姿勢変化の  
無いスピンドルに比べれば懸念される。

さらに、スピンドルが抱える大きな課題として、  
いかにスピンドル内部へのクーラントの侵入を防  
ぐか、という問題があるが、この点も、立形、横  
形、旋回形の順に侵入リスクが高くなる。

表 2 旋回するスピンドルへの要求特性と問題点

Table 2 Required characteristics from turning spindle and problem area

(1) 全長の短縮化	(2) 軸受潤滑構造の信頼性
・ 軸受列数の選択	・ 潤滑油のスムーズな排油
・ 軸受システムの小型化	・ 配管の取りまわし
・ ビルトインモータの小型化	・ グリースの脱落抑制
・ ツールクランプ機構の短縮	・ クーラントの侵入防止

### 3.4 グリース潤滑への対応

#### (1) シール付きアンギュラ玉軸受

工作機械主軸用軸受においても、環境にやさしいクリーン技術への注目度は高く、このような要求に対応する軸受として、シール付き精密アンギュラ玉軸受(図12参照)が採用され始めている。本軸受にはコンパクト化された非接触シールが採用されており、従来の軸受との互換性を保持しつつ、グリース封入済みによる作業性向上・軸受外部へのグリース飛散の防止・高速性の向上が図られている。また、本軸受の使用により、グリース寿命の延長が図れると共に、立形主軸の場合、グリースの落下を防止することができる。

#### (2) グリース補給潤滑軸受

グリース潤滑は、軸受取付けの際に、あらかじめグリースを所定量封入するだけで長時間使用できるため、非常に簡単であり、最も一般的な潤滑方法として広く採用されている。しかし、モータビルトイン主軸の場合、急加減速を伴う高速回転での連続加工条件が増加しており、従来のグリース潤滑では短時間では回転可能ながら、高速連続回転するとグリースが劣化、あるいは枯渇し、焼付きに至るケースが増加しつつある。したがって、既存のグリース潤滑ではグリース寿命を考慮した場合、最高回転数が限定されてしまうことになる。

グリース補給潤滑は、オイル潤滑と同様、外部から潤滑剤を供給することにより、グリース寿命を飛躍的に向上させた潤滑方式であり、グリース潤滑でありながら、最高回転数 20 000 min<sup>-1</sup> を達成している。図13に弊社で開発した新グリース補給潤滑システムの構造を示す。工作機械主軸分野以外の用途では、従来から、グリース補給配管・グリースニップル等を用いて、軸受内部に給脂する方法はあった。しかし、本方式では、供給する潤滑剤の量が非常に微量であり、かつ高速回転する軸受内部に直接グリースを供給する点が最大の特徴である。

オイルエア潤滑の場合、給油量は軸受一列あたり 24 時間で 1 ~ 3 cm<sup>3</sup> 程度の潤滑油を消費するのに対し、グリース補給潤滑では、0.1 cm<sup>3</sup> 以下と非常に少なく、潤滑剤を外部に排出しなくてもよい。また、潤滑油供給のためのエア消費もなく、大気中への油の飛散もないので、エコロジーの点でも、オイルエア潤滑やオイルミスト潤滑等に比べ優れている。図14は本潤滑システムに用いられるグリース補給ユニット「ファインループⅡ」である。

NSKでは、グリース補給潤滑を採用した NT40 クラスの標準スピンドルとして、「高速ビルトインモータスピンドル」<sup>4)</sup>を開発した(図15)。

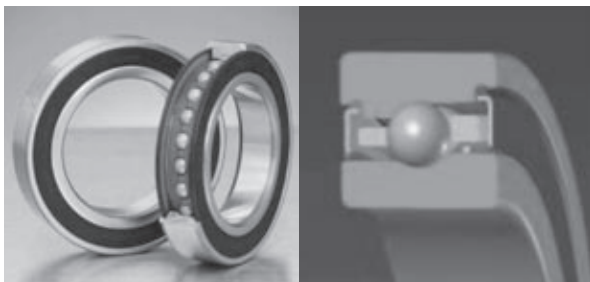


図12 シール付きアンギュラ玉軸受  
Fig. 12 Sealed angular contact ball bearing

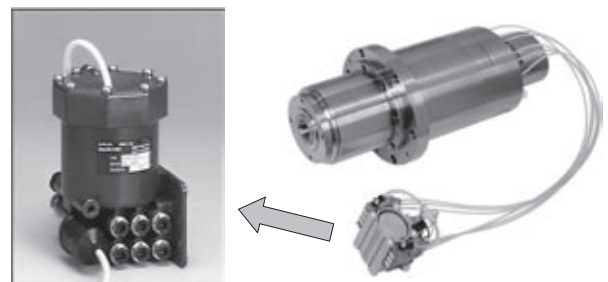


図14 グリース補給ユニット ファインループⅡ  
Fig. 14 Grease replenishing unit Fine-Lub II

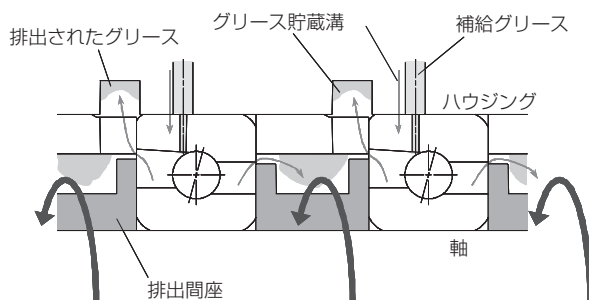


図13 グリース補給潤滑システム  
Fig. 13 Grease replenishing lubrication system

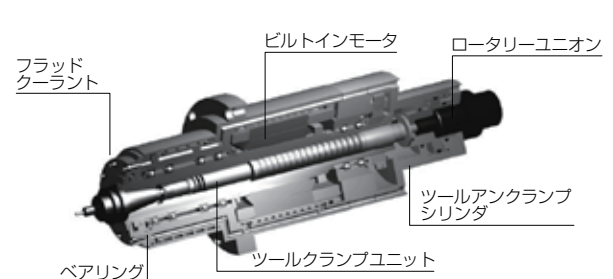


図15 高速ビルトインモータスピンドル  
Fig. 15 High-speed built-in motor spindle



本スピンドルは世界初でグリース補給潤滑という、新しい潤滑方式を採用することにより、グリース潤滑ながら最高回転数 20 000 min<sup>-1</sup> を達成している。表 3 にスピンドルの主な仕様を示す<sup>4)</sup>。

### 3.5 インテリジェント化への対応

工作機械主軸の今後の方向として、主軸の知能化の要求が高まっているが、まだ市場で実用化されたというものは無い。NSK では前述の MEMS センサの他に、切削加工中のアキシャル変位を検知して荷重を測定する荷重変位センサ・エンコーダを組み込んだスピ

表 3 B1 スピンドル仕様(Lタイプ)

Table 3 B1 Spindle specification (L Type)

主軸端テーパ	NT40/HSK-A63 (Op)
最高回転数	20 000 min <sup>-1</sup>
最大出力	22 / 18.5 kW (15分/連続)
最大トルク	118 N·m (25 % ED)
軸受内径	φ 70 mm
予圧方式	定位予圧(DBB 組合せ)

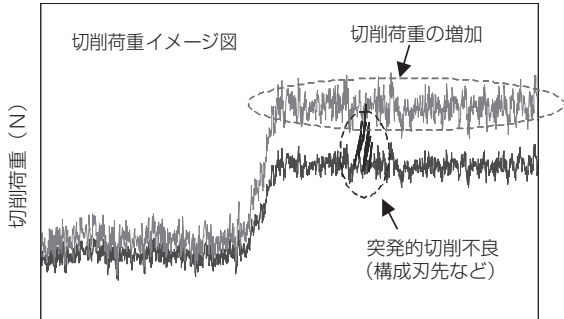


図 16 切削荷重イメージ  
Fig. 16 Image of cutting load

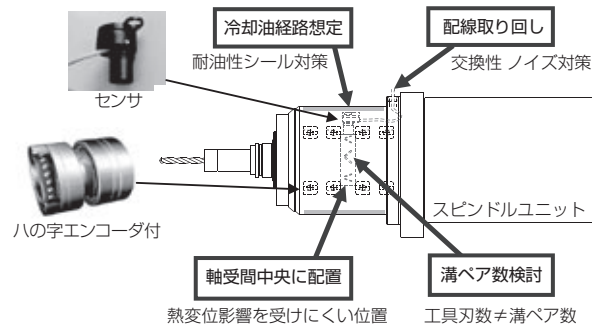


図 17 荷重変位センサ付きスピンドル  
Fig. 17 Spindle integrated load displacement sensor

ンドル<sup>5)</sup>を開発して JIMTOF2010 にて回転実演を行った。切削加工時の荷重変化を検知して工具寿命管理、異常荷重を検知して自動加工停止や、加工条件の見直し、軸受の予圧荷重を検知して軸受損傷未然防止などを目的に開発を行った。図 16 は切削加工時の荷重変化のイメージ図である。切削荷重の増加や突発的な切削不良が検知可能となる。図 17 は荷重変位センサのスピンドルへの取付け構造を示している。センサの形状はオイルエア潤滑のノズルコマのような取付けで、エンコーダは軸受内輪間座となっている。本スピンドルをマシニングセンタ実機に取り付けて、キスラーの動力(荷重)計の上にワーク(鋳鉄)を乗せて、図 18 のようにドリル加工した時の変位センサ出力と入力荷重の比較をしながら切削加工試験を行った。その比較結果を図 19 に示す。他のエンドミル切削等も含

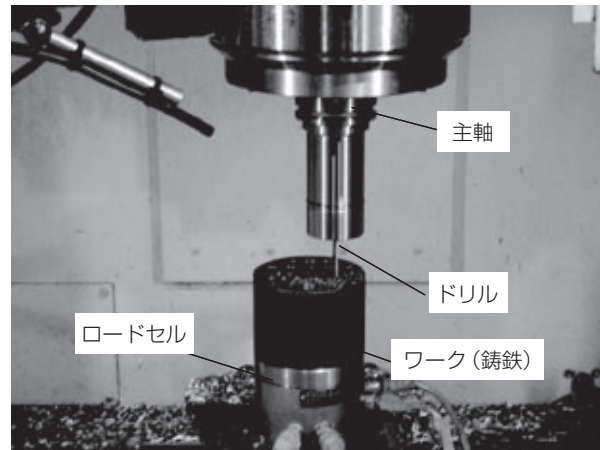


図 18 実機による切削加工試験  
Fig. 18 Cutting process test by actual machine

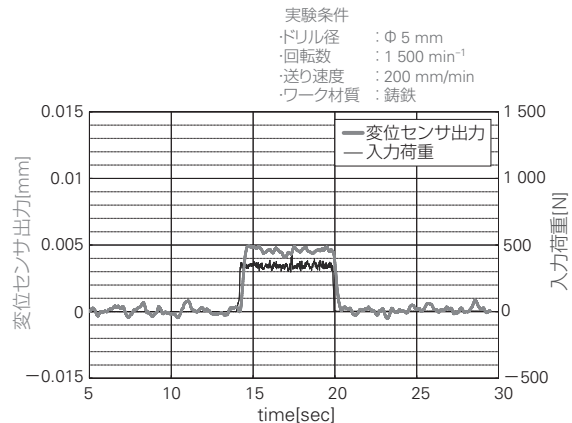


図 19 切削加工試験結果の比較  
Fig. 19 Comparison of cutting process test results

めて、入力荷重に対する変位センサ出力はほぼ同じ値が得られている。

#### 4. おわりに

工作機械主軸の高速化を中心に、約 35 年間に亘る主軸の技術開発について説明してきたが、ここ数年は高速化も足踏み状態となり、市場要求は高速・高精度から高剛性、信頼性向上、また最近では環境対応・省エネルギー、インテリジェント化と変遷してきている。

昨年は JIMTOF2012 が開催され、日本の工作機械は、今後も省エネルギーやエコロジー指向を目指すと共に、さらに CFRP などの新材料の採用や 3 次元の曲面加工を容易に行なえるなど、付加価値の高い工作機械がますます増加していくと思われる。その中で、主軸の更なる高速化をめざす技術もグリース潤滑の長寿命化や信頼性向上と共に、新たに復活するのではないかと考えている<sup>6)</sup>。

今後とも、主軸技術の面から世界をリードし、日本独自の工作機械技術向上をめざした、新たな研究開発を継続していく所存である。

#### 参考文献

- 1) 杉田澄雄, 勝野美昭, 大浦行雄: 工作機械主軸用超高速アンギュラ玉軸受, NSK TECHNICAL JOURNAL 668: (1999) 20-28.
- 2) 青木満穂, 中村晋哉: 工作機械用軸受の技術動向と新技術: 精密工学会誌 Vol. 74 No. 9 (2008) 913-916.
- 3) 青木満穂: 主軸の最新動向と超高速スピンドル技術: 第 39 回工作機械関連技術者会議テキスト: (2009).
- 4) 勝野美昭: 工作機械用高速軸受と潤滑技術: 月刊トライボロジー 2006 年 7 月号.
- 5) 稲垣好史: 主軸の技術動向とインテリジェント化技術: 第 40 回工作機械関連技術者会議テキスト: (2011).
- 6) 河村久: 工作機械用転がり軸受の最新技術動向: 機械設計 Vol. 57 No. 3 (2013) 29-33.

# モータ用軸受の電食

安永 圭司\*



安永 圭司

## Electrical Erosion of Motor Bearings

K. Yasunaga

In this paper, we explain the electrical erosion of bearings used in motors and describe measures that can be taken. When voltage is applied to the motor due to high-frequency electrical noise from equipment near the motor, electric current passes from one bearing ring to the other through the rolling elements and lubricant films. As a result of such passage electric current, minute sparkings occur in the contact areas within the bearing resulting in electrical erosion damage. Vibration and sound of the bearing change for the worse due to electrical erosion damage, and surface flaking of the bearing rings may occur as conditions further worsen.

As a result of researching this type of electrical erosion and carrying out various tests, we discovered measures that can be taken against this electrical erosion. One measure is to enlarge insulating breakdown voltage of the bearings as to be higher than the voltage of electrical noise. Another is to enlarge the insulation resistance value of bearings through the use of ceramic balls.

- |  |   |
|--|---|
| <ol style="list-style-type: none"> <li>1. まえがき</li> <li>2. 高周波電食とは</li> <li>3. 高周波電食の再現と各種試験             <ol style="list-style-type: none"> <li>3.1 リッジマークの形成過程</li> <li>3.2 軸受の絶縁破壊電圧と油膜パラメータの関係</li> <li>3.3 軸受振動と油膜パラメータの関係</li> <li>3.4 高周波電流と軸受振動の関係</li> </ol> </li> </ol> | <ol style="list-style-type: none"> <li>4. 高周波電食の抑制・防止対策             <ol style="list-style-type: none"> <li>4.1 油膜パラメータの最小化(通電による対策)</li> <li>4.2 導電性グリースの採用(通電による対策)</li> <li>4.3 導電性シールの採用(通電による対策)</li> <li>4.4 油膜パラメータの最大化(絶縁による対策)</li> <li>4.5 絶縁材料の採用(絶縁による対策)</li> <li>4.6 各種対策の効果の検証</li> </ol> </li> <li>5. まとめ</li> </ol> |
|--|---|

### 1. まえがき

近年、世界的な地球温暖化防止対策による省エネ意識の高まりにより、モータの高効率化が急速に進んでいる。インバータ制御は高効率化の一つの手段であり、この制御用の周波数(キャリア周波数)を高めることによって、モータをより効率良く運転することが可能となる。しかしながら、キャリア周波数が高くなるに従い、軸受内部に高周波の電流が流れることによる

軸受の電食が発生する事象があり、NSK ではこうした損傷を、“高周波電食”と呼んでいる。高周波電食は2004年ごろまではその発生件数は極めて少なかったが、現在では家電製品や産業機器に用いられるインバータ制御のモータでの発生事例が増加する傾向にある。

ここでは、この高周波電食に関するNSKでの取り組みを紹介する。

\* 産業機械軸受技術センター、電機・情報技術部

## 2. 高周波電食とは

高周波電食は、NSKが独自に名付けたもので、従来からある電食と基本的には同じ現象である。すなわち回転中の軸受の軌道輪と転動体との接触部分に電流が流れた場合、潤滑油膜を通してスパークし、その表面が局部的に溶融し凹凸が生じる現象である。顕著なものでは“なし地状”の表面が現れたり、“リッジマーク”または“フルーチング”と呼ばれる波状摩耗(以下、リッジマーク)の様相が現れたりする。

高周波電食は、インバータ機器から発生する高周波の電気ノイズが軸受内部を通過する場合に発生する軸受損傷を指しており、インバータ制御される回転機器(モータ等)に組込まれている軸受、あるいは、インバータ制御機器の近傍にある回転機器に組込まれている軸受において発生するものと定義している。

**写真1**は、インバータ駆動されているファンモータに組込まれている軸受に発生した高周波電食によるリッジマークである。

リッジマークの凹凸は、軸受の転動体数の整数倍で発生することが分かっており、このような凹凸面を転動体が転がるため、非常に大きな騒音や振動を発生し、回転機器の静粛性や信頼性を損なうこととなる。

**写真2**は、リッジマーク部を走査型電子顕微鏡(SEM)で観察したもので、多数の微小な放電痕が認められ、その放電痕は転動体の回転によって踏み潰された形跡があることも確認されている。

## 3. 高周波電食の再現と各種試験

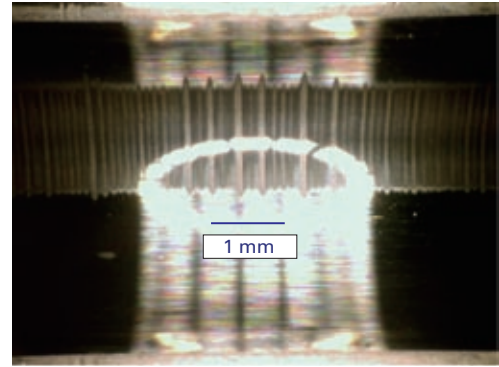
NSKでは、軸受に強制的に高周波電流を流し(電圧と周波数を制御)、市場で発生する高周波電食による損傷を再現することが可能であり、ここでは幾つかの試験結果について紹介する。

### 3.1 リッジマークの形成過程

**写真3**は、再現試験機を用い、リッジマークが形成される様相を時系列で示したものである。試験軸受に6201軸受(内径:12mm, 外径:32mm)を使用し、内輪軌道面に形成されるリッジマークを同じ場所について時間毎に観測した結果である。運転初期は微小な放電痕により、表面が荒れたなし地状の走行跡となるが、運転時間が経過するに従ってリッジマークが形成される過程が確認されている。

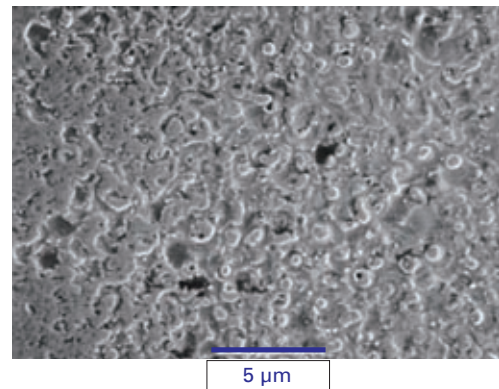
### 3.2 軸受の絶縁破壊電圧と油膜パラメータの関係

回転中の軸受は、潤滑剤の油膜によってある程度の



**写真1** 玉軸受(6201)内輪軌道面に発生したリッジマーク(フルーチング)

**Photo 1** Fluting on 6201 ball bearing inner ring raceway



**写真2** 玉軸受(6201)内輪軌道面に発生したリッジマーク(フルーチング)のSEM写真

**Photo 2** SEM photograph of fluting on 6201 ball bearing inner ring raceway

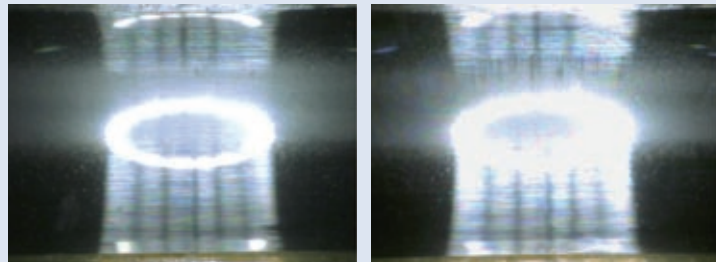
絶縁抵抗を有し、印加される電圧がその油膜の絶縁破壊電圧を超えると軸受内に電流が流れ、放電が発生する。再現試験機を用い、回転する軸受内部に発生する油膜と絶縁破壊電圧の関係について試験を行った結果を図1に示す。

試験は、軸受の内輪と外輪間に16kHzの正弦波の電圧を印加し、オシロスコープで電流波形を確認しながら電圧を徐々に上げ、軸受内に電流が流れ始める電圧値を絶縁破壊電圧とした。

軸受は608軸受(内径:8mm, 外径:22mm)から6204軸受(内径:20mm, 外径:47mm)の大きさまでの軸受6サイズを用い、油膜パラメータは潤滑剤の種類と回転速度をパラメータとして計算で求めた。

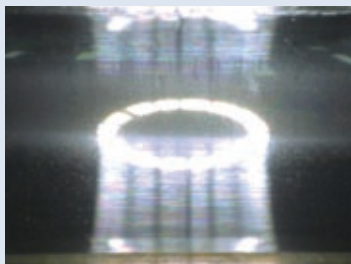
試験条件

軸受 :  $\phi 12 \text{ mm} \times \phi 32 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$   
 回転速度 :  $1\,000 \text{ min}^{-1}$   
 潤滑剤 : リチウム石けんグリース (合成油)  
 荷重 :  $F_a = 40 \text{ N}$   
 周波数 :  $16 \text{ kHz}$   
 波形 : 正弦波

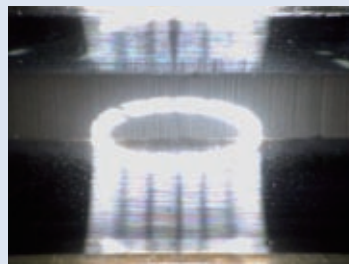


(a) 1 時間後

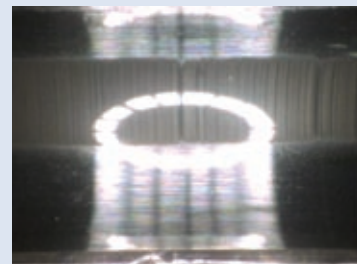
(b) 10 時間後



(c) 50 時間後



(d) 100 時間後



(e) 150 時間後

写真3 玉軸受(6201)内輪軌道面のリッジマーク(フルーチンギ)の時系列変化

Photo 3 Change in fluting phase on 6201 ball bearing inner ring raceway at certain times

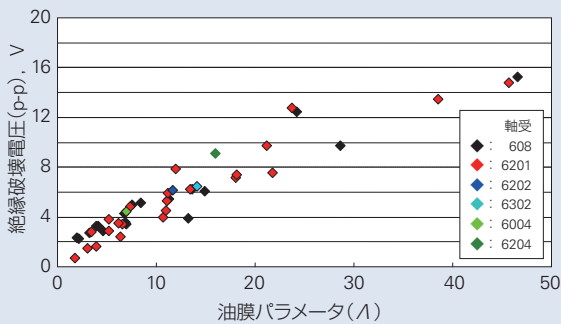


図1 軸受の絶縁破壊電圧の測定結果

Fig. 1 Measured results of insulation breakdown voltage in bearings

図1より、絶縁破壊電圧は軸受サイズに影響を受けず、油膜パラメータ $\lambda$ の増大に伴い高くなる(油膜厚さに比例する)ことが確認された。

### 3.3 軸受振動と油膜パラメータの関係

前節では軸受の絶縁破壊電圧と油膜パラメータの関

係について述べたが、油膜の絶縁破壊電圧を超えて電圧が印加され軸受内部を高周波電流が通過する場合、油膜パラメータの軸受に発生する高周波電食への影響度(軸受振動上昇)について試験を実施した<sup>1)</sup>。図2は、油膜パラメータ $\lambda$ をコントロールし、軸受の内輪と外輪間に周波数  $16 \text{ kHz}$  の正弦波の一定電圧を印加し、ある時間における軸受の振動上昇をプロットしたものである。この結果より、油膜パラメータが小さいほど軸受振動レベルの上昇は小さいことがわかる。すなわち、油膜が薄い場合、軸受内部を通過する高周波電流が低く抑えられるため、微小な放電痕の発生が少なくなり、高周波電食による軸受損傷の度合いが小さくなると考えられる。

### 3.4 高周波電流と軸受振動の関係

次に軸受を通過する高周波電流の大きさ、すなわち高周波電食による損傷の度合いが軸受の振動に与える影響を確認するための試験を実施した。

軸受は、608 軸受(内径 :  $8 \text{ mm}$ , 外径 :  $22 \text{ mm}$ )を使用し、回転中の軸受に通過する電流が所定の値と

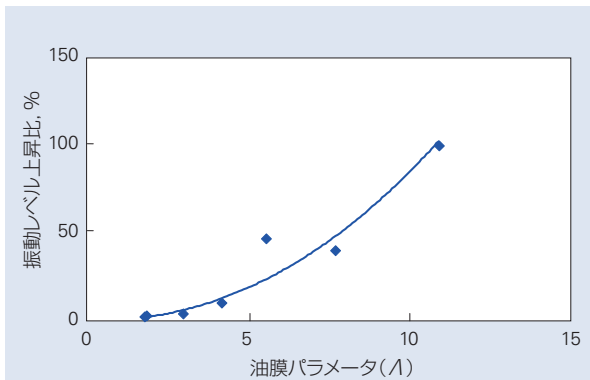


図2 電食損傷による軸受振動レベル上昇と油膜パラメータの関係<sup>1)</sup>

Fig. 2 Relationship between oil film parameter and rise of bearing vibration caused by electrical erosion<sup>1)</sup>

なるように、周波数 16 kHz の正弦波の印加電圧をコントロールして連続運転した。軸受は 24 時間毎にアンデロン値を測定し、H.B. (High Band) 値が 10 以上となった場合に試験を打ち切った。

図3にその試験結果を示す。横軸は電流値、縦軸はアンデロンの H.B. (High Band) 値が 10 以上に達した累積運転時間を示している。

図3より、軸受を通過する電流値が大きくなるに従って、高周波電食による損傷の度合いが大きくなり、軸受の振動値の増加が加速されることが確認された。

#### 4. 高周波電食の抑制・防止対策

前節では高周波電食に関する幾つかのパラメータについての実験的知見を述べたが、これらを基に高周波電食の発生を抑制あるいは、防止するための方法について考察する。

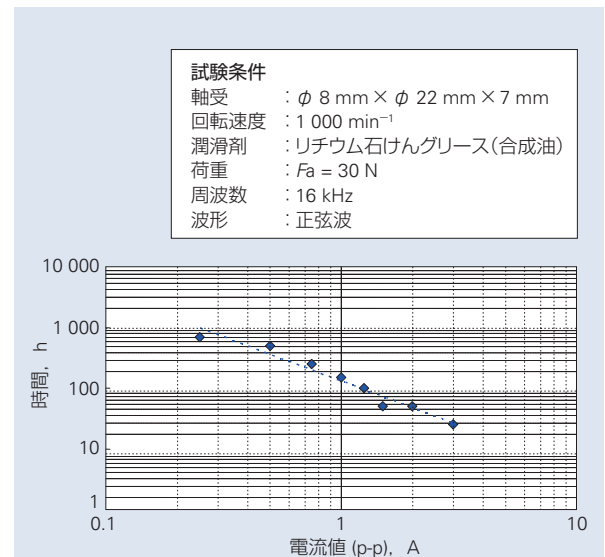
高周波電食の発生を抑制あるいは、防止する方法としては、以下に示すように積極的に高周波電流を通電させる方法と、高周波電流が通過しないように絶縁する手法に大別される。

##### (1) 通電による対策

- ・油膜パラメータλを小さくする
- ・導電性グリースを用いる
- ・導電性シールを用いる

##### (2) 絶縁による対策

- ・油膜パラメータλを大きくする
- ・軌道輪または転動体に絶縁材料を用いる



試験条件  
 軸受 : φ 8 mm × φ 22 mm × 7 mm  
 回転速度 : 1 000 min<sup>-1</sup>  
 潤滑剤 : リチウム石けんグリース(合成油)  
 荷重 : Fa = 30 N  
 周波数 : 16 kHz  
 波形 : 正弦波

図3 高周波電食によってアンデロン値が上昇する時間の確認試験結果

Fig. 3 Measured results of time for the Anderson Value rising caused by high frequency electrical erosion

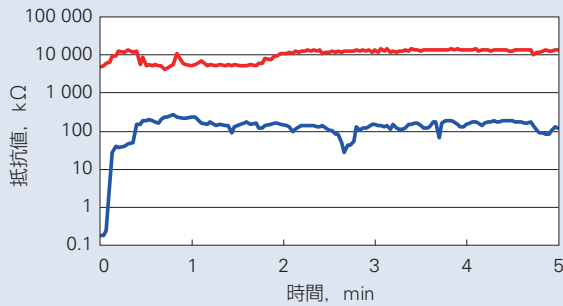
#### 4.1 油膜パラメータの最小化(通電による対策)

3. 3 項で述べたように油膜パラメータλを低く抑えることにより、軸受の振動上昇を抑制することが可能であるが、油膜パラメータは潤滑剤、回転速度、温度、荷重によって変化するため、実際の回転機器でコントロールすることは難しい。また、油膜パラメータが低いと軌道輪と転動体とが直接接触するリスクが高まり、摩耗や焼付きなどの不具合の原因ともなるため、高周波電食に対する延命効果は得られるものの、完全な防止対策とはなりえない。

#### 4.2 導電性グリースの採用(通電による対策)

導電性グリースは静電気の帯電を防止するアースの役目を担わせる目的で、事務機などのロータ部を支持する軸受に封入されている。

図4はリチウム石けんグリースにカーボン粉末を混合した導電性グリースを封入し、軸受の電気抵抗を測定した結果である。運転初期は 100 kΩ程度の抵抗値であるが、4 000 時間経過後の電気抵抗は 10 MΩ前後まで上昇していることがわかる。これはカーボン粉末の経時劣化によるもので、導電性グリースを用いた場合にも、長期に渡り導電性を維持することは難しく、完全な防止対策とはなりえない。



**試験条件**  
 軸受 :  $\phi 8 \text{ mm} \times \phi 22 \text{ mm} \times 7 \text{ mm}$   
 回転速度 :  $3\,600 \text{ min}^{-1}$   
 潤滑剤 : リチウム石けんグリース(合成油)+導電性カーボン  
 荷重 :  $F_a = 30 \text{ N}$

— 4 000 時間後の 5 分間のデータ  
 — 試験開始直後の 5 分間のデータ

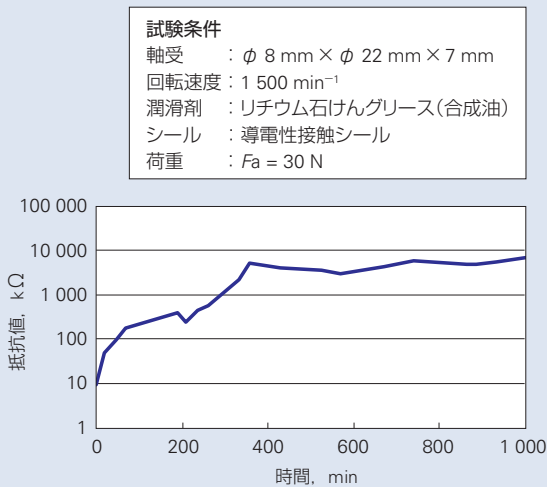
図 4 導電性グリース封入軸受の抵抗値の経時変化

Fig. 4 Variation in resistance value of bearing packed with electrically conductive grease with time

### 4.3 導電性シールの採用(通電による対策)

接触型シールのゴム部にカーボンを添加して導電性を持たせ、外輪と内輪との間でバイパス回路を形成すると、軸受内部への電流の通過を抑制することが可能である。

図 5 は導電性シールの電気抵抗を計測した結果であるが、導電性グリースと同様に時間の経過とともに電気抵抗が上昇していることがわかる。これは導電性シールの回転輪と接触する部分が徐々に摩耗して確実な導通が得られなくなることや、軸受に封入した潤滑剤が漏れ出して油膜を形成し、通電性が損なわれたものと考えられる。よって、導電性シールを用いる手法も長期に渡り導電性を維持することは難しく、完全な防止対策とはなりえない。



**試験条件**  
 軸受 :  $\phi 8 \text{ mm} \times \phi 22 \text{ mm} \times 7 \text{ mm}$   
 回転速度 :  $1\,500 \text{ min}^{-1}$   
 潤滑剤 : リチウム石けんグリース(合成油)  
 シール : 導電性接触シール  
 荷重 :  $F_a = 30 \text{ N}$

図 5 導電性シール付き軸受の抵抗値の経時変化

Fig. 5 Variation in resistance value of bearings fitted with electrically conductive seals with time

### 4.4 油膜パラメータの最大化(絶縁による対策)

油膜パラメータ  $\lambda$  を大きくすることによって油膜の絶縁破壊電圧が大きくなることは図 1 の結果から明らかである。しかしながら 4.1 項で述べたとおり、油膜パラメータは潤滑剤、回転速度、温度、荷重によって変化するため、実際の回転機器でコントロールすることは難しい。

### 4.5 絶縁材料の採用(絶縁による対策)

高い絶縁特性と、軸受部品としての機械的特性を両立するものとして、セラミック材料が挙げられる。

セラミックスは非常に高い絶縁抵抗を有しており、かつ油膜のように不安定ではないため、この対策が最も効果的で、高周波電食を防止することが出来る唯一の対策方法である。

汎用モータや家電用モータに用いられる、比較的小径の玉軸受の場合には、取扱い、加工性、コスト等の観点から、転動体にセラミックスを用いた形式が一般的である。

### 4.6 各種対策の効果の検証

図 6 は、前節の 4.2、4.3、4.5 で述べた高周波電食を抑制あるいは防止するための対策手法の効果を実験的に検証した結果である。

図 6 から明らかのように、通常の鋼球が組込まれている軸受と比較した場合、導電性グリースを封入した軸受、導電性シールを取付けた軸受は、高周波電食による損傷が緩和されるため、振動上昇の程度は低くなるが、完全に防止することは出来ず、試験後の軸受内部の調査でも、高周波電食による損傷が確認されている。一方で、セラミック球を組込んだ軸受は高周波電流が通過しないため、軸受振動はほとんど上昇しておらず、試験後の軸受内部の調査でも、高周波電食による損傷は全く確認されなかった(写真 4)。

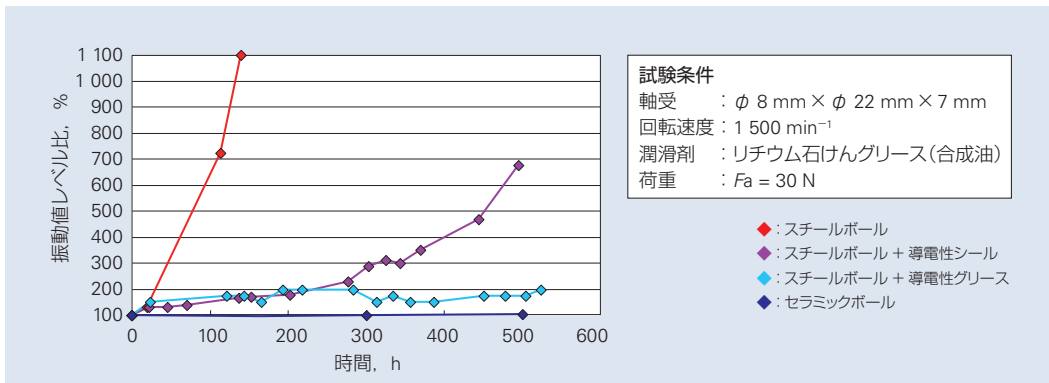
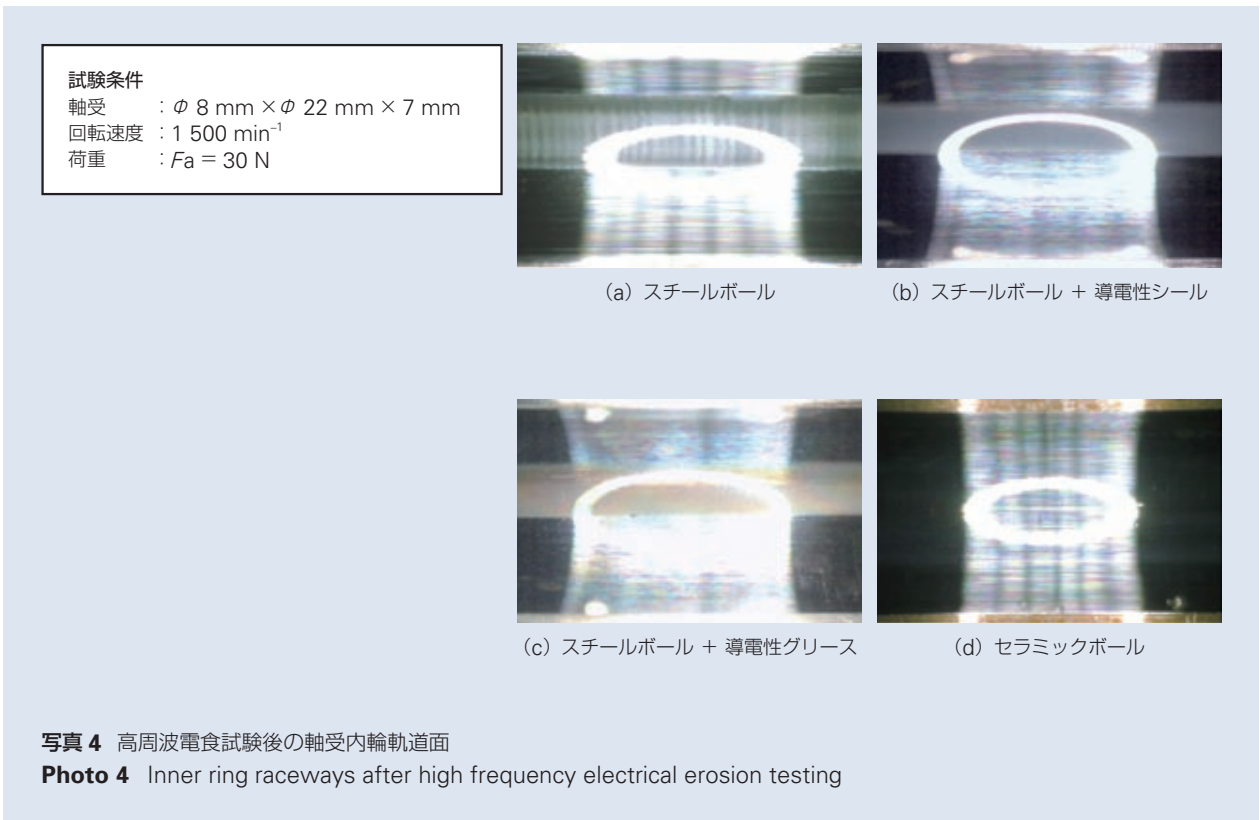


図6 高周波電食による軸受振動レベル上昇の試験結果  
 Fig. 6 Measured results of rise in bearing vibration caused by high frequency electrical erosion



## 5. まとめ

本報では、高周波電食の特徴や対策例について紹介した。近年、様々な用途のモータで高周波電食の発生が増加しており、今後もインバータ制御が普及するにつれて、さらに増加するものと考えられる。

高周波電食については未だに解明されていない部分もあるため、さらに研究を進めていきたい。

## 参考文献

1) 山本 篤弘, 石和田 博, “家電用玉軸受の技術動向”, NSK TECHNICAL JOURNAL, 683 (2009) 32.



# 冷間成形ハブユニット軸受の開発 (XROS FLANGE HUB)



前田 俊秋

前田 俊秋\*

## Development of Cold-Formed Hub Unit Bearings (XROS FLANGE HUB)

T. Maeda

Growing demand for so-called green technologies and for reductions in CO<sub>2</sub> emissions, have gained greater importance in society in recent years. Bearing makers also have the challenge of reducing the environmental load (CO<sub>2</sub> emissions while conserving natural resources) during bearing production. In addition to improving bearing performance, for example, a lightweight design and low rotational friction, it is necessary to reduce the total environmental load, including that of bearing production.

In response to such demands, NSK has developed a cold-forming technology. NSK has succeeded in cold forming the hub shaft for hub unit bearings as an alternative to hot forging the hub shaft. NSK has started the world's first mass production of such cold-formed hub unit bearings (XROS FLANGE HUB).

Development issues of the cold-formed hub unit bearing are that cold forming of the hub shaft requires a larger load during stamping than that of hot forging, which results in hub flange fractures during the process. NSK has solved this problem by a new forging method. Also, a cold-formed hub unit bearing can reduce both energy consumption and steel material consumption used in bearing production. Furthermore the cold-formed hub unit bearing is 5 % lighter in weight than a conventional one.

- |   |  |
|---|--|
| <ol style="list-style-type: none"> <li>1. はじめに</li> <li>2. ハブユニット軸受とは</li> <li>3. 熱間鍛造と冷間成形の比較</li> </ol> | <ol style="list-style-type: none"> <li>4. 冷間成形の新工法(側方押し出し工法)開発</li> <li>5. 冷間成形の特長を生かした軸受の軽量化</li> <li>6. 軸受製造時の環境負荷低減</li> <li>7. おわりに</li> </ol> |
|---|--|

### 1. はじめに

近年、全世界的に低炭素型社会へのシフトが求められる中、自動車メーカーでは、環境負荷低減対応（二酸化炭素削減、省資源化）が急務となっている。自動車の車輪を支えるハブユニット軸受には、軽量化、フリクション低減などの機能向上によって、自動車の燃費改善に貢献することが強く求められている。さらに、軸受メーカーは、軸受の製造段階においても、環境負荷の少ない工法を適用し、トータルで、環境負荷低減に貢献することが必要となっている。

これらのニーズに対応すべく、NSKは、ハブユニッ

ト軸受の冷間成形に関する技術開発を行い、従来、熱間鍛造で成形していたハブユニット軸受のハブシャフトを冷間で成形することに成功した。ハブシャフトを冷間で成形する場合、加工荷重が増大するという難題があったが、NSKでは新工法（側方押し出し工法）を開発することにより、この課題を克服し、世界で初めて市場投入を開始した（写真1：XROS FLANGE HUB）<sup>1)</sup>。

ハブシャフトの冷間成形化により、軸受製造時の電気エネルギーと鋼材使用量を削減すると共に、軸受を

\* 自動車軸受技術センター，シャシ軸受技術部



写真1 冷間成形ハブユニット軸受  
Photo 1 Cold-formed hub unit bearings

従来比5%軽量化することができた。本稿では、開発した冷間成形ハブユニット軸受と、加工に適用した新工法について紹介する。

## 2. ハブユニット軸受とは

まず、ハブユニット軸受について説明する。ハブユニット軸受は、図1のように、転がり軸受と足回りの周辺部品をユニット化したものであり、第一世代(HUB I)から第三世代(HUB III)へと進化を遂げてきた<sup>2)</sup>。

ハブユニット軸受が受ける荷重は、自動車の自重の他に、カーブ走行する際に路面から受けるモーメント荷重や、路面の凹凸部走行時に発生する衝撃荷重もある。ハブユニット軸受は、これらの荷重を受けながら、

車輪を常時滑らかに回転支持する役目を担っている。自動車に“走る・曲がる・止まる”という基本性能を遺憾なく発揮させるために、高い“強度”と“信頼性”が必要とされている。さらに、“燃費”、“乗り心地”、“操縦安定性”を向上させるために“軽量化”が強く求められている。

現在の主流はユニット化が最も進んだHUB IIIタイプである。多くの文献で技術動向が報告されているので、併せて参照されたい<sup>2)~4)</sup>。

HUB IIIは、図2に示すように、ボール、保持器、内輪、外輪、ハブシャフト、シールから構成される<sup>2)</sup>。外輪とハブシャフトには、周辺部品(車輪、ナックル)と締結するためのフランジが一体成形されており、HUB IIIの重量の大半を占めている。したがって、ハブユニット軸受の軽量化を検討する場合は、外輪とハブシャフトについて、いかに強度を確保しながら、デザインするかがポイントとなる。今回紹介する冷間成形ハブユニット軸受は、このハブシャフトに新工法を適用することによって、軽量化を達成した事例である。

## 3. 熱間鍛造と冷間成形の比較

従来、ハブシャフトの成形には、熱間鍛造が使用されてきた。ハブシャフトには高い強度が要求されるため、材料は、中炭素鋼を使用しなければならない。一方で、形状的にはブレーキやホイールを取り付けるための大きなフランジが必要になる。このように、延性が乏しく変形抵抗の大きい難加工材を使って、大きなフランジ面を成形しなければならないため、ハブシャフトの成形には、1200℃近くの高温に加熱して材料を軟らかくし、伸び易い状態にしてから成形する、熱間鍛造を使う必要があった。

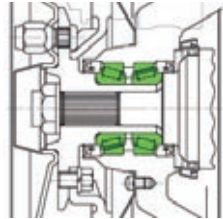
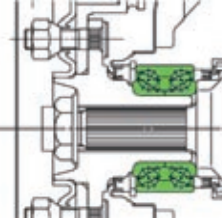
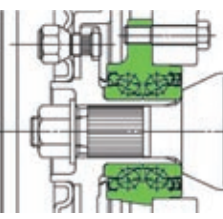
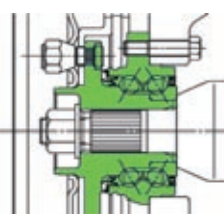
コンベンショナルタイプ	HUB I	HUB II	HUB III
			
<b>特徴</b> ・ 予圧の設定が難しい ・ 組付け工程が複雑	<b>特徴 (コンベンショナルタイプに対して)</b> ・ 軽量化 ・ 予圧の設定が容易 ・ 組付性向上 ・ シール内蔵	<b>特徴 (HUB Iに対して)</b> ・ 軽量化 ・ 予圧範囲の低減 ・ 外輪の組付性向上 ・ アルミナックルに取付け可能	<b>特徴 (HUB IIに対して)</b> ・ 軽量化 ・ 予圧範囲の低減 ・ 軸受の組付性向上 ・ 高剛性化

図1 ハブユニット軸受の進化と特徴<sup>2)</sup>

Fig. 1 Evolution and features of hub unit bearings<sup>2)</sup>

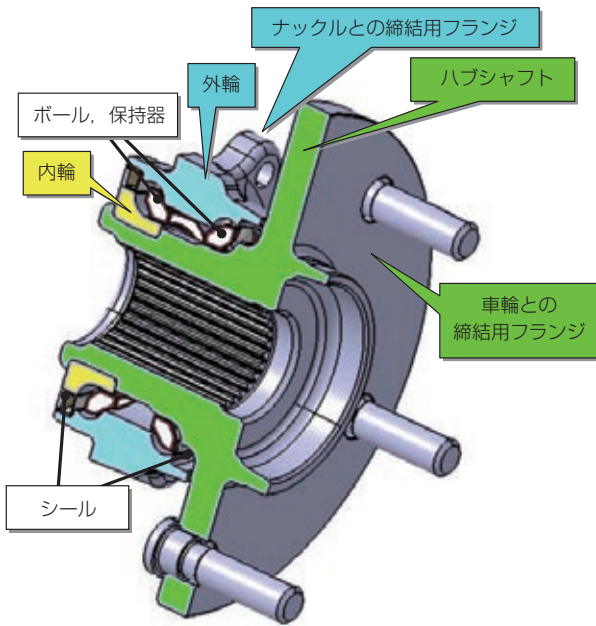


図2 HUB IIIの構造<sup>2)</sup>  
Fig. 2 Cutaway view of the HUB III<sup>2)</sup>

表1に熱間鍛造と冷間成形の比較を示す。熱間鍛造を冷間成形に置き換えるメリットは二つある。一つは、成形時、結晶に歪みが生じることで起きる“加工硬化”により、材料強度が向上することである。熱間鍛造では、高温での加工のため、素材の再結晶が起き、加工硬化が生じない。

もう一つは、成形品の表面性状が良くなることである。これは、冷間成形が常温での加工のため、金型の表面粗さが、そのまま成形品の表面性状となるためである。表面粗さの向上は、表面の応力集中を緩和するので、この面からも部品の強度が向上する。常温で加工するために熱間鍛造に比べて加工条件が安定し、寸法精度や硬度などのばらつきが少なくなり、安定した

表1 熱間鍛造と冷間成形の比較  
Table 1 Comparison of hot forging and cold forming

	熱間鍛造	冷間成形
加工温度	高温：1 200 °C	常温：20 °C
加工性	容易	中炭素鋼で難加工
材質改善	変態点以上での加工のため加工による強度向上は望めない	常温での加工のため加工度に応じた加工硬化が期待できる
表面性状	高温での加工のため加工表面には酸化物が付着し粗い面	常温での加工のため金型の表面粗さが加工品の表面状態となり滑らかな面

品質が得やすいというメリットもある。

もちろん、冷間成形の問題点もある。中炭素鋼を常温で加工するため、加工するには、素材に高い応力を加える必要がある。冷間成形に必要な加工応力は、同じ形状なら熱間鍛造の数倍にも達する。特に、軸に大きなフランジをもつハブシャフトは、成形する表面積が大きいので、加工に要する荷重も大きくなり、巨大な設備が必要となってしまふ。現在、熱間鍛造では、加圧能力 19.6 MN ~ 24.5 MN (2 000 tf ~ 2 500 tf) のプレス機を用いているが、もし、これを単純に冷間成形に置き換えると、ハブシャフトの加工には、加圧能力 78.5 MN ~ 98.1 MN (8 000 tf ~ 10 000 tf) ものプレス機が必要ということになる。これは、あまりにも現実的ではなく、ハブシャフトの冷間成形化を困難にさせる最大の要因である。また、仮に巨大なプレス機を用意できたとしても、常温での加工では、材料の延性が乏しいため、加工中にフランジが割れてしまい、冷間での成形は困難である。

#### 4. 冷間成形の新工法(側方押し出し工法)開発<sup>5)</sup>

ハブシャフトを冷間成形で加工するためには、成形荷重を低減することが必要不可欠となる。成形荷重を低減するためには、面積が大きいフランジ部の成形荷重を低減することが有効だが、従来から用いられているような、材料を押しつぶすことによって径を広げる、いわゆる“据込み加工”の延長線上では、成形荷重を大幅に低減することは不可能であった(図3)。

そこで、NSKでは、ワークの加工荷重が、加工応力と成形部面積の積で決まる点に着目した。加工応力は、成形する材料で決まる。また、ハブシャフトには、中炭素鋼を適用しなければならないため、加工応力を下げることはできない。そこで、従来の“据込み加工”に代えて、“側方押し出し加工”による成形方法によって、成形部面積を抑えることに目を向けた。

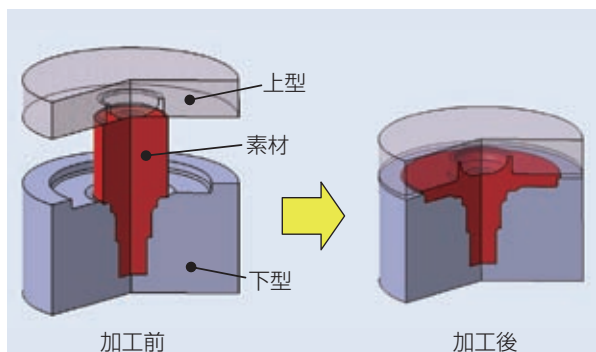


図3 据込み加工  
Fig. 3 Upset forging process

“据込み加工”では素材を押しつぶして広げていくが，“押し出し加工”では図4に示すように、金型内に素材を入れて端面を押すと、反対側に明けた細径の穴から“ところてん”のように素材が押し出される。図4のように、材料が前方に押し出される加工は，“前方押し出し”と呼ばれている。同様に、押し出す穴を金型の側面に開ければ素材は側方に押し出される。これが“側方押し出し”である。この側方押し出しをハブシャフトのフランジ成形に応用することにした。

今回採用した側方押し出しの工程を図5に示す。成形用パンチで素材を押すと、金型側面の穴から素材が押し出される。この押し出されたものがハブシャフトのフランジとなる。この加工法だと、荷重を加える面積は図中の成形用パンチが当たる部分だけなので、面積が非常に小さくでき、フランジ部の大きさ(外径)に関わらず、低い荷重でフランジ部を成形することができる。

さらに、フランジ先端部は、後ろから出てくる材料に押し出されるだけなので、通常のハブシャフト用材料を使っても、加工中にフランジ先端部の延性が不足

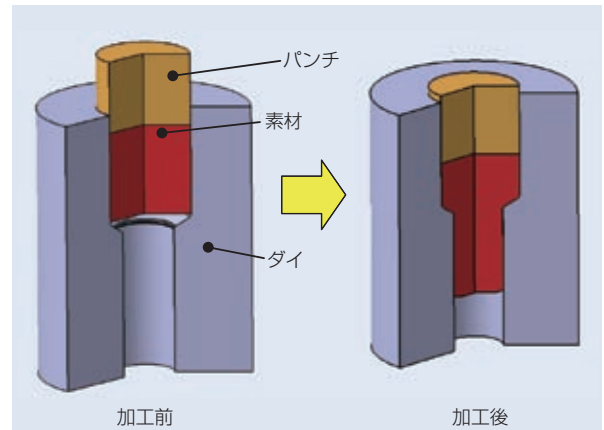


図4 前方押し出し加工  
Fig. 4 Forward extrusion process

し、破損することはない。

図6に、今回開発したハブシャフトの成形工程例を示す。まず、軸部を成形する。次に、軸成形品を前述の側方押し出し加工することでフランジを成形する。最後に、フランジの一部に平坦部を成形する加工をし

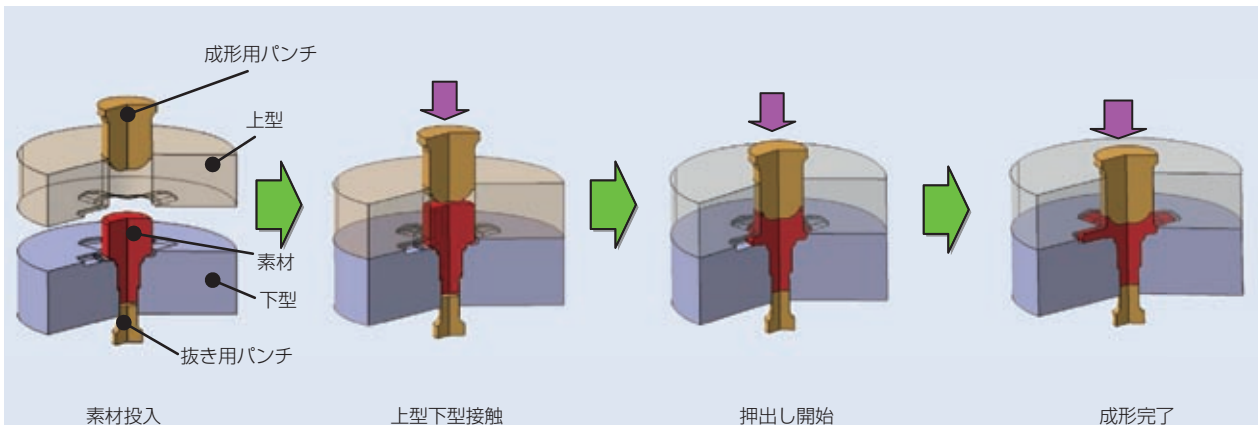


図5 側方押し出し加工  
Fig. 5 Lateral extrusion process

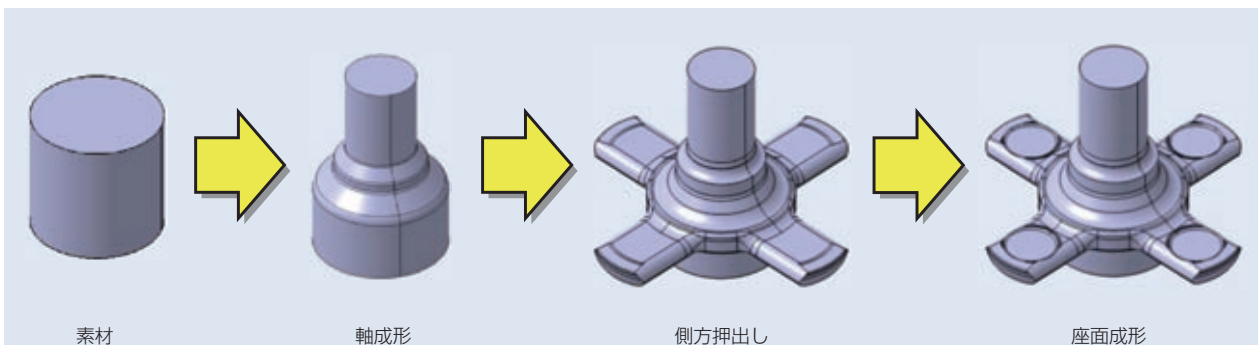


図6 ハブシャフトの冷間成形工程  
Fig. 6 Cold-forming process of hub shaft

て完成形状となる。

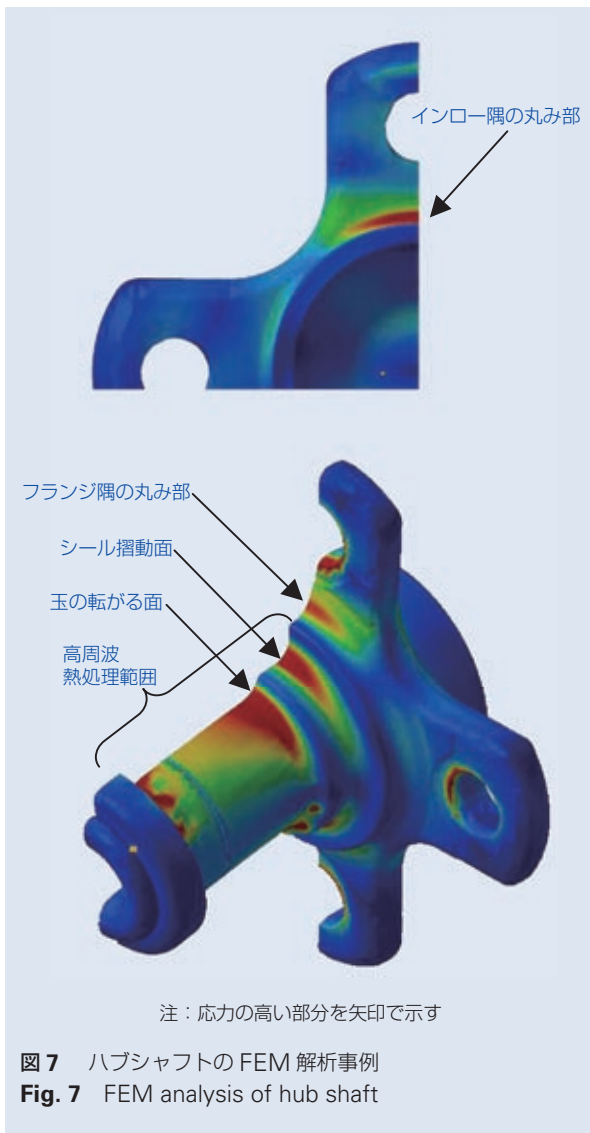
前段の軸成形においては、次工程(側方押し工程)で成形する部分は変形させていないため、加工硬化がほとんど起こらない。したがって、素材から鍛造完成品まで、材料を軟らかくするための焼き鈍し処理等を途中で行うことなく、成形を完了させることができる。

以上のように、NSKは、新工法(側方押し工法)を開発することによって、熱間鍛造と同等の加工荷重で、冷間成形化することに成功した。

### 5. 冷間成形の特長を生かした軸受の軽量化

熱間鍛造から、冷間成形に加工法を転換したことで、ハブシャフトの大幅な軽量化が可能になった。

ハブシャフトで大きな応力がかかる部分は、**図7**に示すように、軸部(玉の転がる面、シール摺動面)と、軸とフランジをつなぐ隅の丸み部(フランジ隅、インロー隅)である。

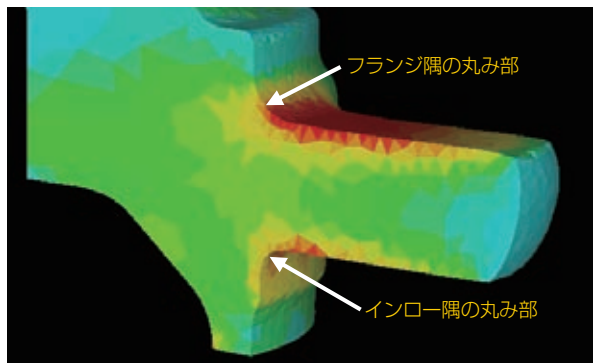


軸部は、後工程の高周波焼き入れ処理により、材料の硬度を上げて、強度を向上させることができる。ところが、軸とフランジをつなぐ隅の丸み部は高周波焼き入れが難しい。熱間鍛造の場合、熱処理を行えない部分は、材料の硬さに応じて、応力レベルを考慮した設計を行っている。

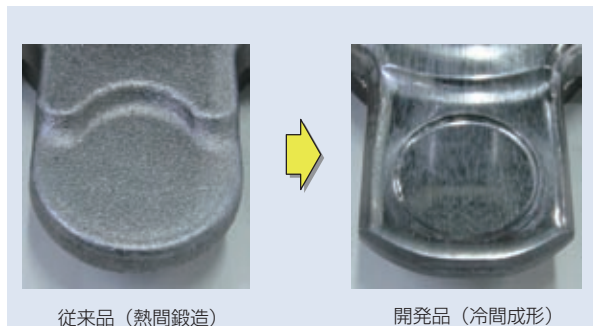
一方、冷間成形(側方押し工法)により加工した、ハブシャフトの断面硬度は、**図8**に示すように、軸とフランジをつなぐ隅の丸み部(フランジ隅、インロー隅)の硬度が高くなっていることが分かる。つまり、冷間の側方押し工法を適用することによって、ハブシャフトで強度が必要な部位の硬度が、加工硬化によって、高くなる。

冷間成形化によって、熱処理を行えない部分の硬度が上がることは、強度面で大きなメリットとなる。

さらに、冷間成形には、加工後の表面粗さが、熱間鍛造に比べて、大きく向上するというメリットもある。**図9**は、冷間成形品と熱間鍛造品の表面状態を比較したものである<sup>1)</sup>。冷間成形品の表面は、熱間鍛造品に比べて非常に平滑であることが分かる。冷間成形では、熱間鍛造のような、素材の再結晶化が起きないた



**図8** 加工硬化  
**Fig. 8** Work hardening



**図9** 表面粗さ向上  
**Fig. 9** Improvement of surface roughness

め、製品表面に酸化物が付着して、粗い面になるようなことがない。このため、冷間成形品は、加工後の表面粗さが熱間鍛造品に比べて、大きく向上する。表面粗さの向上は、表面の応力集中を緩和するので、この面からも部品の強度が向上する。

以上、二つの特長的な効果“加工硬化”、“表面粗さ向上”によって、冷間成形品は、強度向上が期待できるため、それらを見込んだ設計が可能となった。これらの強度向上効果により、軽量化設計を行い、軸受を従来比 5 % 軽量化することができた。

## 6. 軸受製造時の環境負荷低減

ハブシャフトの冷間成形化により、鍛造工程での材料加熱エネルギー消費量の削減、鋼材使用量削減、つまりは、軸受製造時の環境負荷を低減することもできた。

冷間成形では、鍛造直前の材料加熱が不要になったため、ハブシャフトを鍛造する際の加熱エネルギーは、熱間鍛造時に比べて、約 70 % も削減（軸受全体の製造エネルギーの約 27 % 削減）することができた。

また、冷間成形化により、従来、熱間鍛造で発生していた余肉（製品として使われず、廃棄される部分）が発生しなくなる。ハブシャフトの鋼材使用量が従来の熱間鍛造品と比較して、20 % ~ 30 % 削減（軸受全体の 10 % ~ 15 % 削減）することもできた。

## 7. おわりに

ハブユニット軸受の主要部品であるハブシャフトを、冷間成形で作る新工法について紹介してきた。冷間成形をハブシャフトに適用することで、製品の軽量化、及び、加工に要するエネルギーの大幅削減が可能となった。

しかし、世界的に環境保護や省資源への関心が高まる中、市場の低燃費化要求は、今後も厳しさを増すであろう。

熱間鍛造から冷間成形への転換による軽量化、環境負荷低減技術を活用し、今後も、冷間成形ハブユニット軸受（XROS FLANGE HUB）のさらなる開発を推進し、自動車の環境負荷低減に貢献したい。

### 参考文献

- 1) NSK レポート No. 667, “世界初、冷間成形ハブユニット軸受”, 機械の研究, 64-10 (2012).
- 2) 石川 寛朗, “ハブユニット軸受の技術動向とトライボロジー”, トライボロジスト, 54-9 (2009) 580-585.
- 3) 竹原 徹, “ハブユニットの最新技術”, 設計工学, 42-8 (2007) 452-461.
- 4) 坂本 潤是, “ハブユニット軸受の動向と最新技術”, NSK TECHNICAL JOURNAL, 677 (2004) 2-10.
- 5) 永井 健一, 小林 一登, “軽く安くする材料・加工技術 第4回, 複雑形状の部品を冷間鍛造で成形”, Automotive Technology, (2007, spring) 142-146.

# 自動車用変速機部遊星歯車向け長寿命 プラネタリシャフト(SHX3 鋼)の開発

山本 幸一\*, 武村 浩道\*



山本 幸一

## Development of Long-Life Planetary Shaft (SHX3 Steel) for Planetary Gears of Automotive Transmissions

K. Yamamoto, H. Takemura



武村 浩道

There has been ongoing demand in recent years for more compact and lightweight bearings used in transmissions as a way to deliver better fuel efficiency. There has also been demand for use of low viscosity AT fluids with lower agitation resistance, which leads to lower friction loss. Another challenge is meeting the needs of demanding transmission operating conditions such as the very sparse bearing lubrication that occurs when the oil pump shuts down during travel in the electric-motor-only mode in HEVs. Other demands include the need for a wider gear range as a way to reduce gear shifting shock and for improved efficiency of power transmission in ATs, which require AT bearings capable of operating at higher rotations. This article describes NSK's long-life planetary shaft for automotive transmissions, which is 40 % smaller and lighter.

- |   |  |
|---|--|
| <ol style="list-style-type: none"> <li>1. まえがき</li> <li>2. 長寿命プラネタリシャフト(SHX3 鋼)の特長             <ol style="list-style-type: none"> <li>2.1 小型・軽量化</li> <li>2.2 トルク低減</li> <li>2.3 希薄潤滑と高温環境への対応</li> </ol> </li> </ol> | <ol style="list-style-type: none"> <li>2.4 高速回転化への対応</li> <li>2.5 熱塑性変形の抑制</li> <li>3. 変速機部への適用例</li> <li>4. あとがき</li> </ol> |
|---|--|

### 1. まえがき

近年、自動車用変速機の技術動向として、環境意識の高まりとグローバルな自動車燃費規制強化により、変速機には摩擦損失低減が求められている。

変速機の高効率化には、変速機の小型・軽量化、低粘度 AT オイルの使用などが挙げられる。

例えば、オートマチックトランスミッション（以下 AT）の軸受では、変速機の伝達効率に悪影響を与える攪拌抵抗を減らすため、低粘度 AT オイルが広く採用され、そのため遊星歯車（以下プラネタリ）用軸受は過酷な潤滑環境下で使用される。また、ハイブリッド車（以下 HEV）の変速機用軸受では、燃費向上のためモータの小型化に伴う高速回転性能が求められている。さらに、HEV がモータのみで走行する際には、オイルポンプが作動しない場合もあり、プラネタリ用軸受は潤滑が希薄な過酷環境下で使用される。

これらの小型・軽量化、過酷環境対応などの要求に対して、プラネタリ用軸受で最弱部位であるプラネタリシャフトの長寿命化の要求が高まっている<sup>1)</sup>。

プラネタリシャフトは、3 速～5 速の AT が主流だった 1970 年代～1990 年代には、JIS の SUJ2 鋼、JIS の SK85 鋼などを用いたずぶ焼仕様や高周波仕様が採用されていた。2000 年代に入ると、6 速～8 速の AT 化や HEV 化により使用条件と使用環境が過酷化していき、このため、長寿命仕様として NSK の特殊熱処理仕様<sup>2)</sup>（以下 UR 仕様）や特殊高周波仕様が採用され始めている。UR 仕様は、JIS の SUJ2 鋼に独自の特殊浸炭窒素を施し、転がり面には、適度な残留オーステナイト、炭窒化物、圧縮残留応力などを付与して、高硬度、耐摩耗性、組織安定性に優れたものとし、耐久性疲労強度を高めている。しかし、UR 仕

\* 自動車軸受技術センター，ニードル軸受技術部

様は、軸受が高温環境で使用される場合、プラネタリシャフトに内在する残留オーステナイトの熱分解の影響より熱塑性(永久)曲がりが発生し問題となる場合がある。すなわち、シャフトとニードルローラのエッジロードによる接触面圧上昇により早期はく離を起こす場合がある<sup>3)</sup>。この問題に対し、熱塑性曲がりを抑制した仕様として特殊高周波仕様が開発された。特殊高周波仕様の転がり面は、UR仕様と同じ特性を持ち優れた耐久性疲労強度を有しており、芯部においては、特殊な熱処理を施すことにより内在する残留オーステナイトを予め少なくして、熱塑性曲がりを抑制している。

昨今、ATの多段化、HEV化により、プラネタリ機構は小型・軽量化、過酷環境対応の要求が高まってきており、軸受使用環境がさらに高温化するに伴い特殊高周波仕様でも耐久寿命不足、熱塑性曲がりが大きくなるといった問題を生じており、早期破損する事例が増えてきている。

本製品の長寿命プラネタリシャフトは、SHX3鋼(NSKオリジナル材：高クロム肌焼き鋼)に専用の熱処理を施すことにより、特殊高周波仕様と比べ耐久性疲労強度が向上しており、かつ熱塑性曲がりによる早期破損を抑制しているため、従来比で2.5倍以上の長寿命を実現した。

本稿では、この変速機部遊星歯車向けの長寿命プラ



写真1 一般的なプラネタリシャフト  
Photo 1 Standard planetary shafts

ネタリシャフトの特長とその用途例について述べる。  
以下において、長寿命プラネタリシャフトを開発品、特殊高周波仕様を従来品と表記する。

## 2. 長寿命プラネタリシャフト (SHX3 鋼) の特長

開発品は以下の特長を有している。

写真1にプラネタリシャフトの外観を示す。

図1と表1に開発品と従来品の仕様の特徴を示す。

開発品、従来品ともにシャフト表面の残留オーステナイトを適正に制御することで、耐久性疲労強度を高めており、芯部は残留オーステナイトを少なくすることで残留オーステナイトの分解による組織変化を阻止し、膨張や熱塑性曲がりを抑制している。

開発品の表面層は、専用の浸炭窒化処理を施すことで従来品に比べ炭素(C)、窒素(N)濃度が高く、材料組織の安定化を図り、残留オーステナイト量も多くなるように制御することで耐久性疲労強度を高めている。開発品の芯部は、専用の焼戻し処理を施すことで、残留オーステナイトを少なくなるように制御して熱塑性曲がりを抑制している。

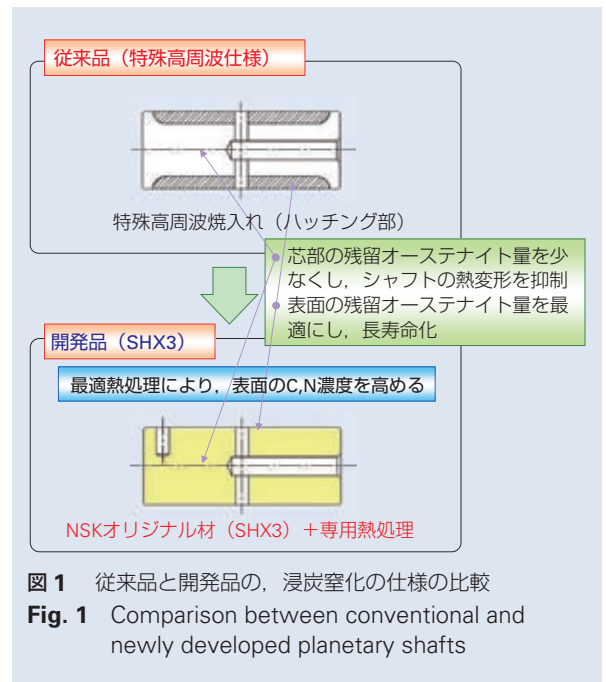


図1 従来品と開発品の、浸炭窒化の仕様の比較  
Fig. 1 Comparison between conventional and newly developed planetary shafts

表1 従来品と開発品の比較

Table 1 Comparison between conventional and newly developed planetary shafts

項目		従来品	開発品	開発品の狙い
材料	名称	SUJ2 (JIS)	SHX3	過酷潤滑環境に強いNSKオリジナル材を使用 SUJ2に対しクロム量が高い。その他元素は調整 →耐久性疲労強度向上(長寿命化)
	材質	高クロムずば焼鋼	高クロム肌焼き鋼	
熱処理		特殊高周波	浸炭窒化	専用の熱処理を実施、残留オーステナイトを調整。 →熱塑性曲がりによる早期破損抑制



## 2.1 小型・軽量化

開発品は、NSK オリジナルの SHX3 鋼（高クロム肌焼き鋼）に専用の熱処理を施すことで耐久性疲労強度が向上し、軸受寿命が従来比（開発品／特殊高周波）で 2.5 倍以上長くなった（図 2）。この長寿命化技術により、同一寿命という条件下では、ダウンサイジング

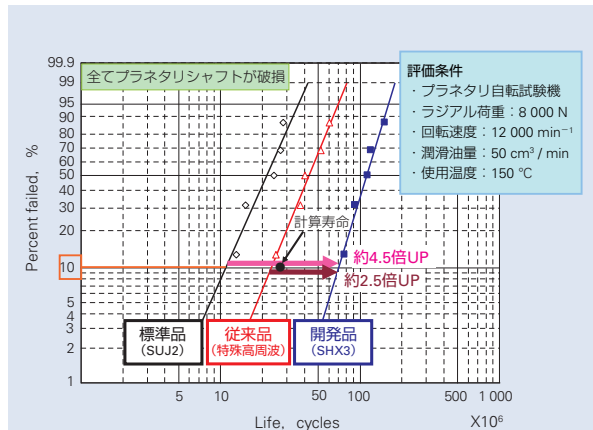
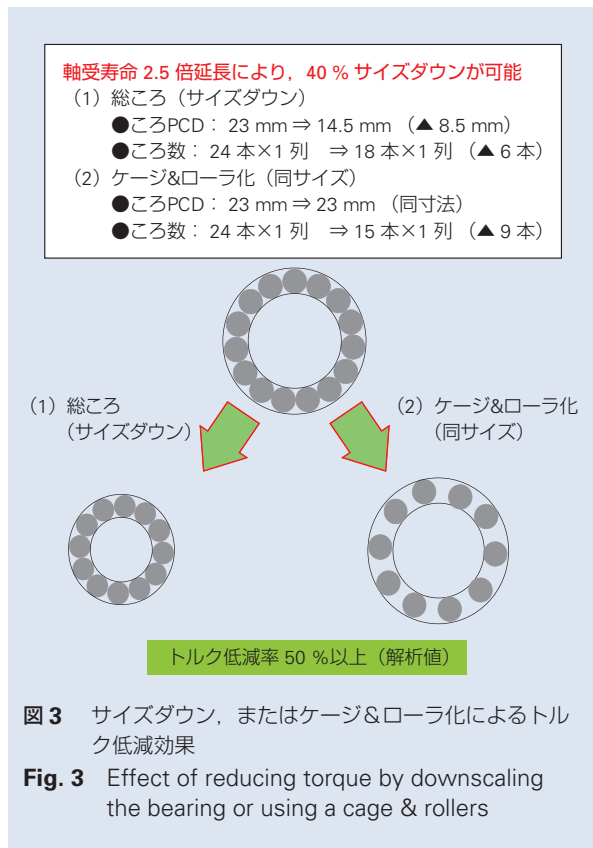


図 2 従来品と開発品の寿命比較試験の結果  
**Fig. 2** Results of bearing life test comparing conventional and newly developed planetary shafts



により、従来比に対しては 40 % の小型・軽量化が可能となる。

## 2.2 トルク低減

図 3 に示すように軸受寿命が 2.5 倍延長されたことにより、従来比約 40 % の小型・軽量化, または従来のサイズにてケージ & ローラ (以下 C&R) タイプの使用が可能となるため、50 % 以上トルク低減 (解析値) が可能となる。

## 2.3 希薄潤滑と高温環境への対応

図 4 に示すように、開発品は、SHX3 鋼の表面に炭素 (C) と窒素 (N) を増やすことで表面層の組織安定化を図っており、耐久性疲労強度が向上して、高温軟化抵抗が大きくなっており、希薄潤滑下、高温環境での使用が可能である。

- ・ 最少供給油量: 50 cm<sup>3</sup>/min (従来は 300 cm<sup>3</sup>/min)
- ・ 最高使用温度: 150 °C (従来は 120 °C)



## 2.4 高速回転化への対応

軸受寿命が延長したことで、同一寿命、同一サイズの場合において、総ころタイプから C&R タイプへの変更(図 5)が可能となり、最高使用回転速度が 3 倍以上に向上する。従来品のプラネタリシャフトを使用すると、総ころタイプから C&R タイプへの変更による高速化は可能となるが、負荷容量ダウンの影響により軸受寿命は低下する。それに対し、開発品のプラネタリシャフトを使用することで、C&R 化による高速化と同時に軸受寿命を維持し、さらに延長することが可能となった。

## 2.5 熱塑性変形の抑制

プラネタリキャリアの公転の高速化やピニオンギヤへの高負荷により、プラネタリシャフトの弾性変形量が大きくなり、使用環境が高温になりやすいことで残留オーステナイトの分解による熱塑性曲がりが大きくなる。このシャフトの曲がりが大きくなると、シャフトとニードルローラ間においてエッジロードによる接触面圧が上昇することによりシャフトの耐久性が低下する。

図 6 は、従来品と開発品の熱塑性曲がりの抑制による長寿命化の説明図である。開発品の熱塑性曲がり(3  $\mu\text{m}$ )は、同一条件下において従来品(12  $\mu\text{m}$ )の半分以下となり、熱塑性曲がり原因となる軸受破損(局所的な面圧増大によるはく離、焼付きなど)を抑制することが可能となる。

図 6 には、一例として、熱塑性曲がりと寿命比の関係の解析結果も示した。10  $\mu\text{m}$  の熱塑性曲がりが

あると耐久寿命は約半分に低下する場合がある。

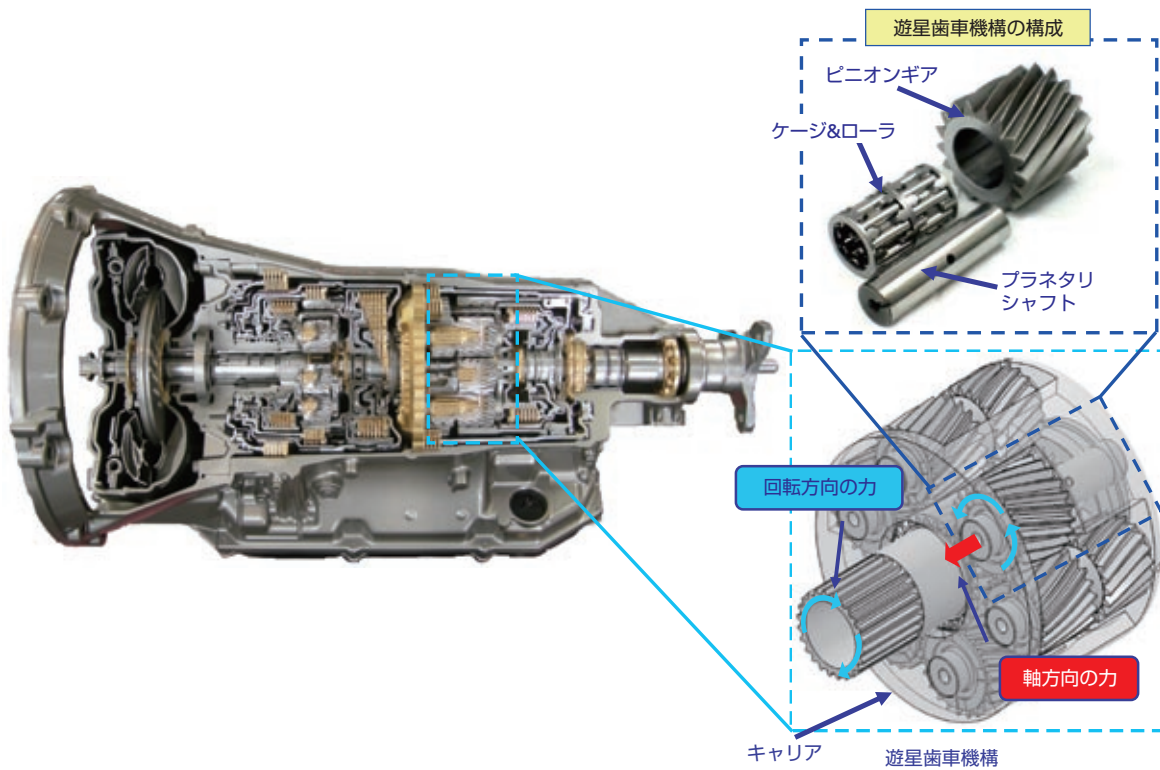
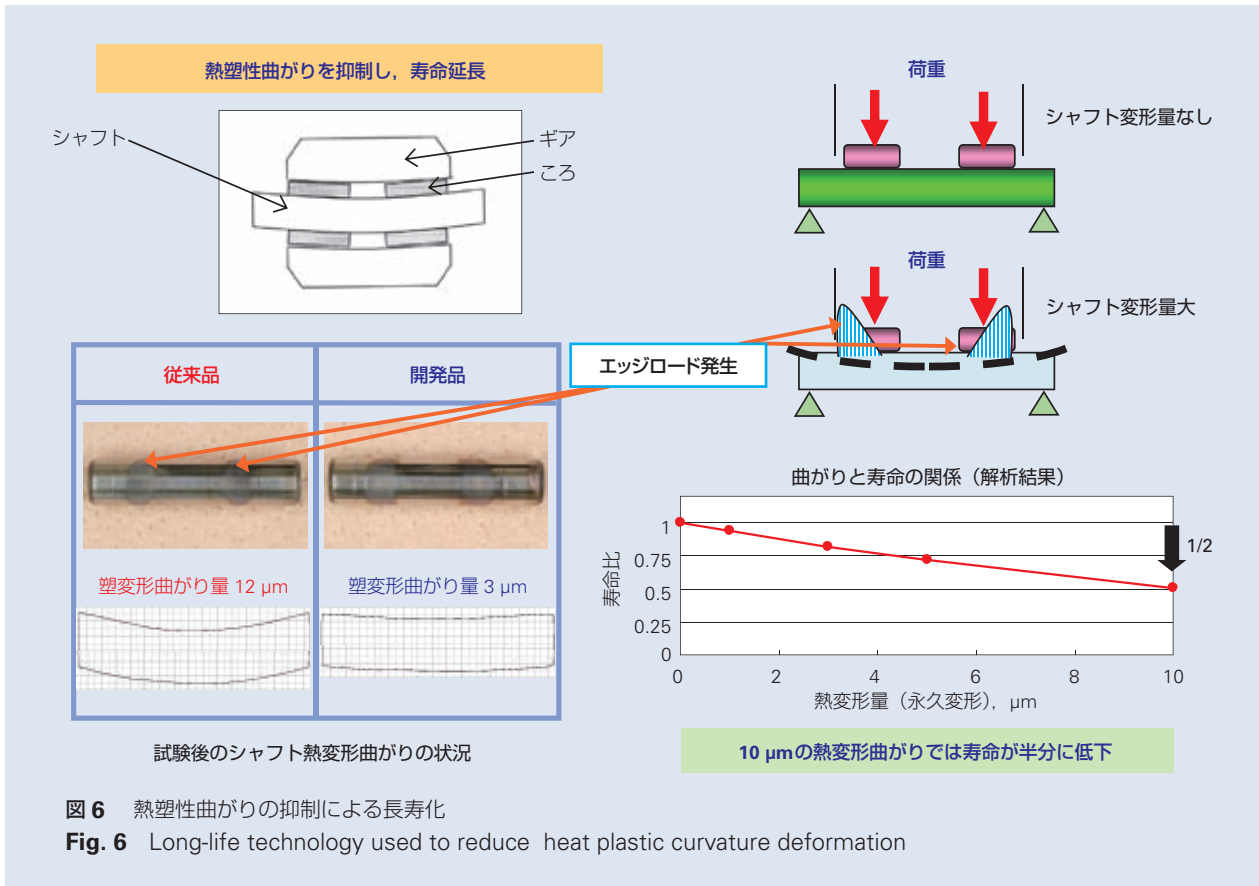
## 3. 変速機部への適用例

変速機部のプラネタリシャフトは、キャリア公転の高速化、ピニオンギヤの高速化、高温環境下での使用、過酷な潤滑環境下での使用に伴い、高い疲労強度が要求される<sup>4)</sup>。

図 7 は多段 AT 用プラネタリへのプラネタリシャフトの適用例を示したものである。プラネタリシャフトはキャリアの両端にて固定され、キャリアとプラネタリシャフトは一体回転(公転)する。ピニオンギヤは、ピニオンシャフトとニードルローラに保持され、自転する。プラネタリシャフトの役割は、ピニオンギヤ(外輪相当)と C&R を保持する内輪相当として使用される。

プラネタリシャフトを強化する理由を以下に述べる。キャリアが回転することで、ピニオンギヤが公転しピニオンギヤの重量による遠心力がニードルローラを介してプラネタリシャフトの負荷域に作用する。プラネタリシャフトの負荷域は、ニードルローラから繰り返しの荷重を受けるのに対し、ニードルローラは負荷域から非負荷域へと C&R のニードルローラの本数分入れ替わりながら公転する(図 8)。プラネタリニードルベアリングの構成部品(ピニオンギヤ、プラネタリシャフト、ニードルローラ)のうち、プラネタリシャフト(軸受の内輪に相当)は接触応力が高いだけでなく、応力繰り返し数も多くなり、負荷条件が最も厳しい最弱部位となる。





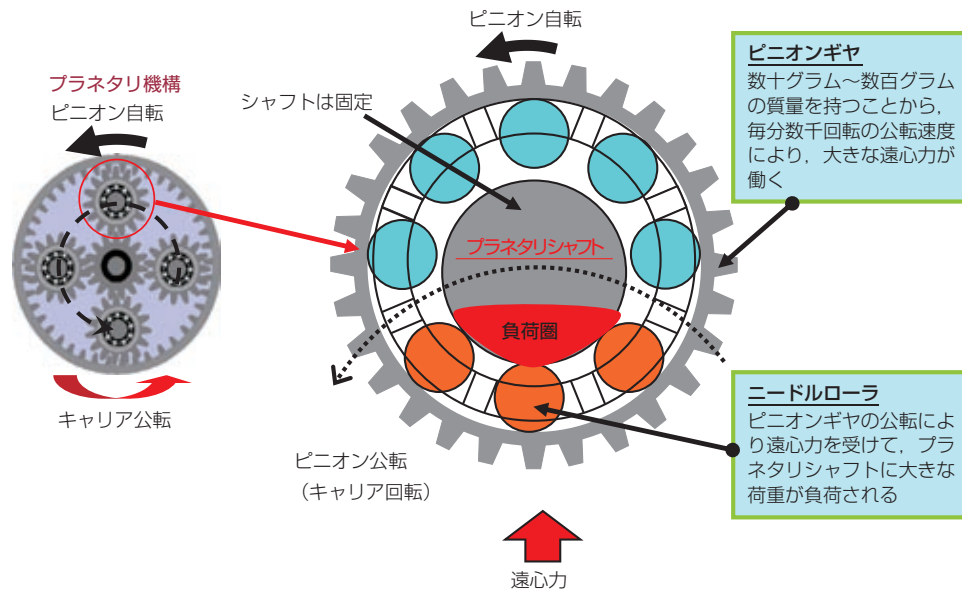


図8 プラネタリニードルベアリングの荷重負荷位置

Fig. 8 Position of load acting on a planetary needle roller bearing

#### 4. あとがき

本製品は、SHX3 鋼（NSK オリジナル材：高クロム肌焼き鋼）に専用の熱処理を施すことで、従来の長寿命仕様（UR 仕様、特殊高周波仕様）品より、耐久性疲労強度、耐熱性が向上し、熱変形し難い高機能なプラネタリシャフトとなっている。このプラネタリシャフトの長寿命化によりプラネタリニードルベアリングの寿命が大幅に延長され、自動車の小型・軽量化が実現可能となり、燃費改善、低トルク化に貢献できるものと考えている。

また、自動車用 AT、HEV のプラネタリなどに限らず、長寿命化のニーズがある部位への適用も可能で

ある。特に、高効率化が進む自動車用エンジン向けタペットローラでは、本製品と類似のシャフトが多く使用されており、その効果が期待できる。

今後も、より多くのユーザーのニーズに応えるため、新商品開発を積極的に行っていききたい。

#### 参考文献

- 1) 武村浩道, 北村浩一, “高速回転ミニチュアプラネタリ用ニードルローラ軸受の開発”, 自動車技術会論文集, 42-4 (July 2011) 897 - 901.
- 2) 村上保夫, “浸炭窒化による長寿命化技術”, NSK TECHNICAL JOURNAL, 673 (2002) 3 - 6.
- 3) 大坪竜也, 角川聡, “AT 用軸受の動向と最新技術”, NSK TECHNICAL JOURNAL, 677 (2004) 46 - 53.
- 4) 浦上正剛, 劉軍, 松本洋一, “超高速プラネタリニードル軸受の開発”, NSK TECHNICAL JOURNAL, 680 (2006) 36 - 41.

## E5 系 新幹線車軸用円筒ころ軸受

### Shinkansen Axle Cylindrical Roller Bearing for E5 Series Bullet Train

E5 系新幹線車軸用軸受を NSK が 100 % 受注した (2013 年 6 月までの実績)。これは、E5 系新幹線の最高速度が 320 km/h と、従来の新幹線 (東北新幹線 E2 系・E3 系) 275 km/h に対し大幅に向上し、速度向上に伴う軸受の発熱をいかに低減するかが課題となり、それを NSK が解決したことによる。ここでは、発熱を低減させた円筒ころ軸受について紹介する。

#### 1. 円筒ころ軸受の構造

図 1 及び写真 1 に、本軸受の構造を示す。

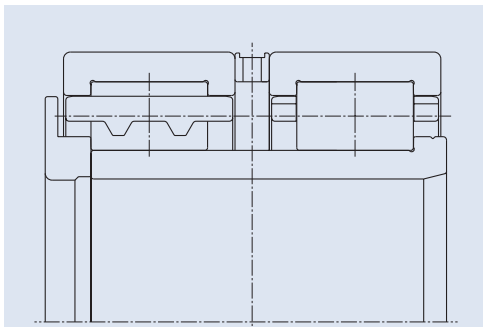


図 1 E5 系 新幹線車軸用円筒ころ軸受  
Fig. 1 Shinkansen Axle Cylindrical Roller Bearing for E5 Series bullet train

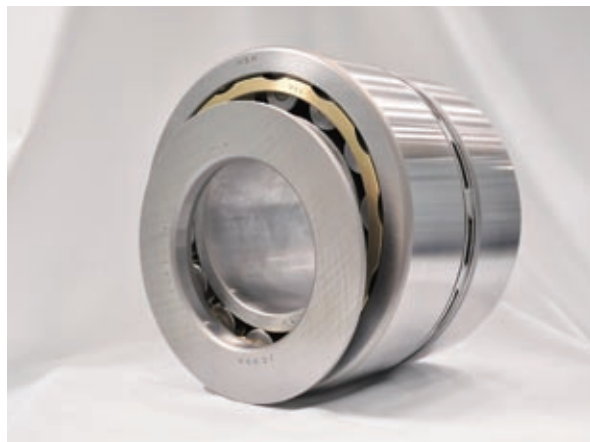


写真 1 E5 系 新幹線車軸用円筒ころ軸受  
Photo 1 Shinkansen Axle Cylindrical Roller Bearing for E5 Series bullet train

E5 系新幹線車軸用軸受は、複列円筒ころ軸受、油浴潤滑である。

#### 2. 特長

軸受発熱低減のために、従来軸受に対して改良した点は、以下の 3 点である。詳細を図 2 に示す。

- (1) つば輪形状  
スリンガー化による排油促進
- (2) 保持器形状  
外径切欠き付きによる排油促進
- (3) 間座形状  
油穴を丸穴から長穴にすることによる油の循環促進

従来の新幹線 (東北新幹線 E2 系・E3 系) の最高速度は 275 km/h であり、E5 系新幹線の中で“はやぶさ”は 320 km/h となる。それぞれに使用される軸受を従来品、開発品とし、NSK で温度上昇確認試験を実施した結果を図 3 に示す。

このとき、前述最高速度における温度上昇を比較すると、開発品では従来品に対しハウジング表面で、6.5 °C 低減することができた。

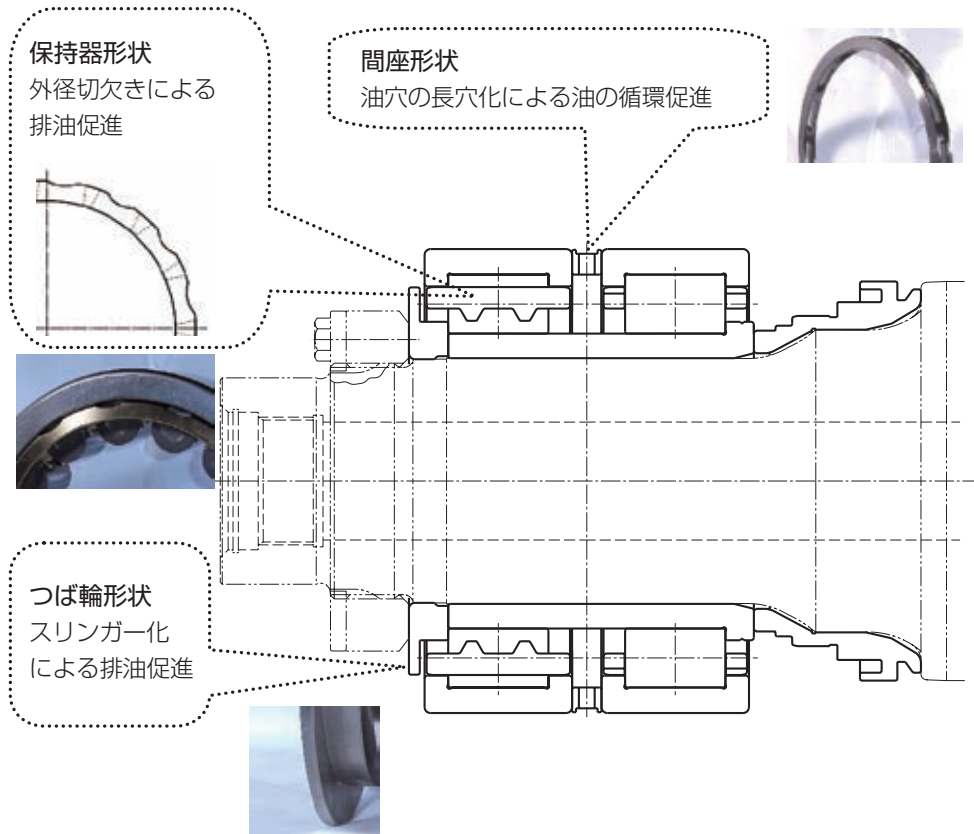


図2 本軸受の特長

Fig. 2 Features of Shinkansen Axle Cylindrical Roller Bearing

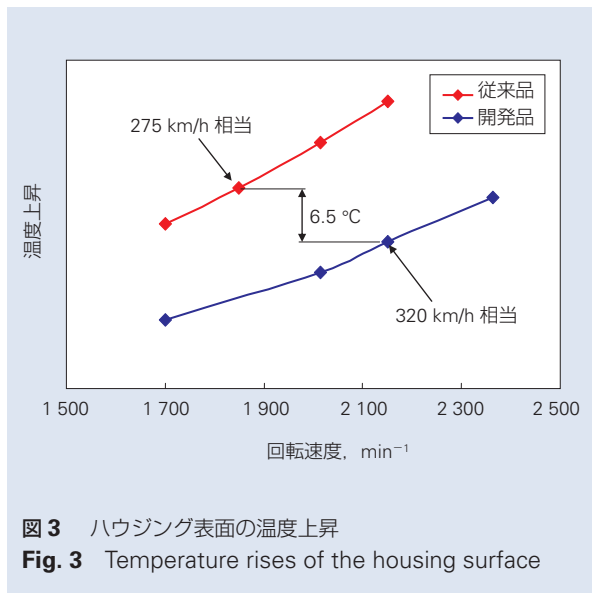


図3 ハウジング表面の温度上昇

Fig. 3 Temperature rises of the housing surface

### 3. 用途

本軸受は E5 系新幹線に採用され、2011 年 3 月から営業運転が開始されている。また 2013 年 3 月から営業運転となった E6 系新幹線にも、本軸受が採用されている。

### 4. まとめ

上記新幹線の営業運転にて、さらに高速での使用経験を重ねさせていただくことで、今後の高速鉄道分野へ積極的に貢献したい。

## 高機能標準 NSKHPS 大形自動調心ころ軸受

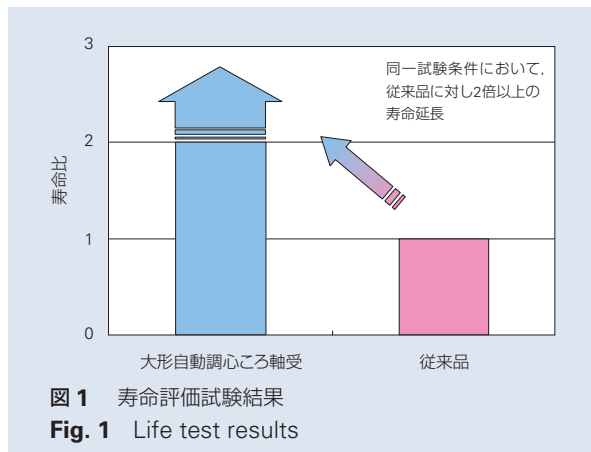
## High-Performance Standard NSKHPS Large-Size Spherical Roller Bearings

製鉄機械、製紙機械、建設機械、鉱山機械など多くの産業機械は、高い信頼性はもちろんのこと、近年では、高出力化、コンパクト化、メンテナンスコストの低減、省エネルギーや環境に優しいことが要求される傾向がある。それに伴い、産業機械に使用される軸受には、高荷重条件下、高温環境下、および限られたスペースでの長寿命と高信頼性が求められている。

NSKでは、これらのニーズに応えることのできる産業機械向け高機能標準“NSKHPS 大形自動調心ころ軸受”（写真1）を開発しシリーズ化した。以下にその概要を紹介する。



写真1 高機能標準 NSKHPS 大形自動調心ころ軸受  
Photo 1 High-performance standard NSKHPS Large-Size Spherical Roller Bearing



## 1. 軸受の特長

産業機械向け高機能標準“NSKHPS 大形自動調心ころ軸受”の特長を以下に示す。

## (1) 軸受寿命を従来仕様品の2倍以上に向上

自動調心ころ軸受は、内輪・外輪の軌道面ところ転動面の間にて滑りを伴いながら回転している。この滑りによる軌道面表面に発生する接線力（摩擦力）が疲労寿命に影響することが解析と試験で明らかになっている。その結果に基づき、外輪軌道面に特殊加工を施して接線力を低減させ、軸受の長寿命化を実現した（図1）。

## (2) 高温寸法安定化処理の標準採用

軸受を 100 °C 以上の温度（高温環境下）で使用すると寸法変化を生じる。NSKでは、高度な熱処理技術によって 200 °C までの寸法安定性を確保した仕様を、標準として採用した。

## 2. 仕様

本製品のシリーズ化は、軸受外径 180 mm ～ 400 mm の範囲で行った。表1に、ラインナップした軸受の代表例とその主要寸法、基本定格荷重を示す。

## 3. まとめ


産業機械向け高機能標準“NSKHPS 大形自動調心ころ軸受”は、メンテナンスコストの低減、ダウンサイジング、省エネルギー化、および機械性能の向上に大きく貢献できる。さらに、強度に優れた銅合金製保持器を採用していることから、様々な環境や幅広い用途で使用することができる。

## 参考資料

- 商品紹介，“エレベータ用静音・低振動自動調心ころ軸受”，NSK TECHNICAL JOURNAL, 683 (2009) 54-55.
- 上條 治生，“建設機械用軸受の技術動向”，NSK TECHNICAL JOURNAL, 683 (2009) 8-9.

表 1 高機能標準 NSKHPS 大形自動調心ころ軸受の寸法表

Table 1 Specifications of high-performance standard NSKHPS Large-Size Spherical Roller Bearings



呼び番号		主要寸法 (mm)				基本定格荷重 (N)	
円筒穴	テーパ穴	$d$	$D$	$B$	$r$ (最小)	$C_r$	$C_{0r}$
21319CAME4	21319CAMKE4	95	200	45	3	430 000	435 000
23220CAME4	23220CAMKE4	100	180	60.3	2.1	525 000	605 000
21320CAME4	21320CAMKE4		215	47	3	495 000	485 000
23024CAME4	23024CAMKE4	120	180	46	2	395 000	525 000
24024CAME4	24024CAMK30E4		180	60	2	480 000	680 000
23124CAME4	23124CAMKE4	140	200	62	2	580 000	720 000
24124CAME4	24124CAMK30E4		200	80	2	695 000	905 000
23224CAME4	23224CAMKE4	140	215	76	2.1	790 000	970 000
23028CAME4	23028CAMKE4		210	53	2	525 000	715 000
24028CAME4	24028CAMK30E4	140	210	69	2	635 000	905 000
23128CAME4	23128CAMKE4		225	68	2.1	725 000	945 000
24128CAME4	24128CAMK30E4	150	225	85	2.1	835 000	1 160 000
22228CAME4	22228CAMKE4		250	68	3	835 000	945 000
23228CAME4	23228CAMKE4	150	250	88	3	1 040 000	1 300 000
22328CAME4	22328CAMKE4		300	102	4	1 450 000	1 590 000
23030CAME4	23030CAMKE4	150	225	56	2.1	590 000	815 000
24030CAME4	24030CAMK30E4		225	75	2.1	740 000	1 090 000
23130CAME4	23130CAMKE4	150	250	80	2.1	905 000	1 180 000
24130CAME4	24130CAMK30E4		250	100	2.1	1 070 000	1 450 000
22230CAME4	22230CAMKE4	160	270	73	3	955 000	1 120 000
23230CAME4	23230CAMKE4		270	96	3	1 220 000	1 560 000
22330CAME4	22330CAMKE4	160	320	108	4	1 530 000	1 690 000
23932CAME4	23932CAMKE4		220	45	2	450 000	675 000
23032CAME4	23032CAMKE4	160	240	60	2.1	675 000	955 000
24032CAME4	24032CAMK30E4		240	80	2.1	845 000	1 260 000
23132CAME4	23132CAMKE4	160	270	86	2.1	1 070 000	1 400 000
24132CAME4	24132CAMK30E4		270	109	2.1	1 240 000	1 670 000
22232CAME4	22232CAMKE4	180	290	80	3	1 140 000	1 320 000
23232CAME4	23232CAMKE4		290	104	3	1 370 000	1 770 000
22332CAME4	22332CAMKE4	180	340	114	4	1 700 000	1 900 000
23936CAME4	23936CAMKE4		250	52	2	590 000	890 000
23036CAME4	23036CAMKE4	180	280	74	2.1	935 000	1 270 000
24036CAME4	24036CAMK30E4		280	100	2.1	1 210 000	1 750 000
23136CAME4	23136CAMKE4	180	300	96	3	1 320 000	1 760 000
24136CAME4	24136CAMK30E4		300	118	3	1 490 000	2 040 000
22236CAME4	22236CAMKE4	200	320	86	4	1 280 000	1 540 000
23236CAME4	23236CAMKE4		320	112	4	1 620 000	2 110 000
22336CAME4	22336CAMKE4	200	380	126	4	2 170 000	2 340 000
23940CAME4	23940CAMKE4		280	60	2.1	710 000	1 060 000
23040CAME4	23040CAMKE4	200	310	82	2.1	1 180 000	1 700 000
24040CAME4	24040CAMK30E4		310	109	2.1	1 420 000	2 120 000
23140CAME4	23140CAMKE4	200	340	112	3	1 700 000	2 330 000
24140CAME4	24140CAMK30E4		340	140	3	1 960 000	2 660 000
22240CAME4	22240CAMKE4	220	360	98	4	1 620 000	2 010 000
23240CAME4	23240CAMKE4		360	128	4	2 070 000	2 750 000
23944CAME4	23944CAMKE4	220	300	60	2.1	785 000	1 240 000
23044CAME4	23044CAMKE4		340	90	3	1 360 000	1 980 000
24044CAME4	24044CAMK30E4	220	340	118	3	1 640 000	2 490 000
23144CAME4	23144CAMKE4		370	120	4	1 960 000	2 710 000
24144CAME4	24144CAMK30E4	240	370	150	4	2 250 000	3 200 000
22244CAME4	22244CAMKE4		400	108	4	1 960 000	2 430 000
23244CAME4	23244CAMKE4	240	400	144	4	2 520 000	3 400 000
23948CAME4	23948CAMKE4		320	60	2.1	795 000	1 300 000
23048CAME4	23048CAMKE4	240	360	92	3	1 450 000	2 140 000
24048CAME4	24048CAMK30E4		360	118	3	1 730 000	2 730 000
23148CAME4	23148CAMKE4	260	400	128	4	2 230 000	3 100 000
24148CAME4	24148CAMK30E4		400	160	4	2 660 000	3 800 000
23952CAME4	23952CAMKE4	260	360	75	2.1	1 170 000	1 870 000

注記 本表は、軸受内径 95 mm ~ 260 mm の範囲でシリーズ化した名番の一部を代表として記載したものである。



商 品  
紹 介

高効率モータ用省エネ HALFRIFTION 玉軸受

Energy-Saving HALFRIFTION Ball Bearings for High-Efficiency Motors

近年、地球温暖化防止対策として、CO<sub>2</sub> 削減や各種機械・機器類の省エネ化への取組みが進められている。工場などの産業用消費電力の 75 % を占めると言われているモータについても、省エネ化に関する法規制が各国で施行されるなど、モータの高効率化に向けての取組みが加速している。国際電機標準会議（以下、IEC）では、2008 年からモータ効率規制の国際規格統一が進められており、IE1 レベルから IE4 レベルまでの効率規格<sup>a)</sup> が定められている。

モータの損失には、鉄損、銅損、回路損、風損、機械損があり、これらの損失を削減することによってモータ効率を上げることができる（図 1）。軸受の摩擦損失を含む機械損は、全体損失の 12 % 前後と言われており、現時点では各モータメーカーにおいては損失の割合の大きい鉄損や銅損の削減を主体に取組まれている。今後、IE3 レベルや IE4 レベルで要求されるモータ効率を達成するために、軸受の摩擦損失のさらなる低減要求が高まってくることが予測される。

NSK は高効率モータ用省エネ軸受を開発したので、以下に紹介する（写真 1）。

◆モータ高効率化への動き

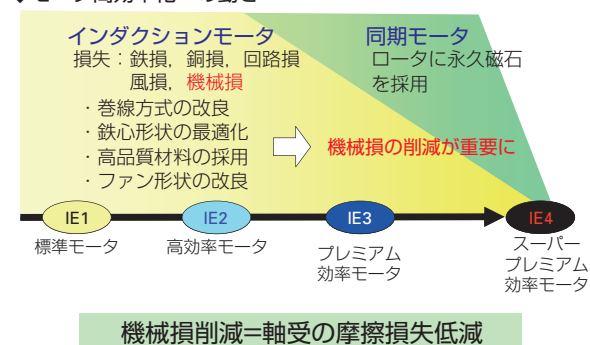


図 1 モータ高効率化の動き

Fig. 1 Motor trend toward greater efficiency

1. 特長

- (1) 軸受内部設計の最適化（図 2）により、転がり部の摩擦抵抗を低下させ、現行品と比較して摩擦損失半減が実現できた（図 3）。JIS 規格だけでなく、国際規格 IEC においても IE3 レベルや IE4 レベルの厳しい効率規格レベルに対応した省エネ製品



写真 1 高効率モータ用省エネ HALFRIFTION 玉軸受

Photo 1 Energy-saving HALFRIFTION Ball Bearings for high-efficiency motors

注<sup>a)</sup> IE1 レベルから IE4 レベルは、IEC が定める効率レベルであり、IE1（スタンダード）、IE2（高効率）、IE3（プレミアム効率）、IE4（スーパープレミアム効率）の順に高効率となる。

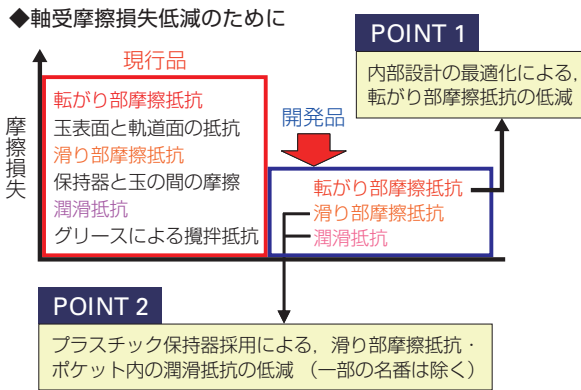
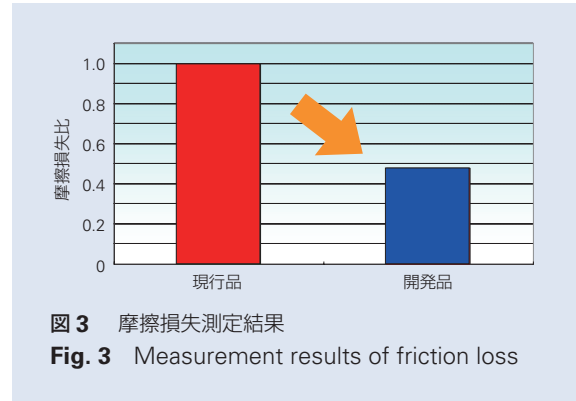


図2 開発コンセプト  
Fig. 2 Concept of development

- の効率向上に貢献できる。
- (2) 軸受摩擦損失を低減することで軸受の温度上昇を抑えることが可能となり、モータ及び装置の信頼性が向上する。
  - (3) 軸受内部設計の最適化により、回転停止時の外部振動に対する耐フレッチング（フォールスプリネリング）性能を向上させている。



## 2. 用途

本製品は、比較的軽荷重用途である高効率モータや一般産業用モータに適する。

## 3. まとめ

表1の軸受に加えて、さらに、一般産業用モータに標準的に使用されるサイズをラインアップしていく。

表1 高効率モータ用省エネ HALFRICITION 玉軸受のシリーズ展開

Table 1 Series deployment of the energy-saving HALFRICITION Ball Bearings for high-efficiency motors

	主要寸法 (mm)		
	内径	外径	幅
6200A50	10	30	9
6201A50	12	32	10
6202A50	15	35	11
6203A50	17	40	12
6204A50	20	47	14
6205A50	25	52	15
6206A50	30	62	16
6207A50	35	72	17
6208A50	40	80	18
6209A50	45	85	19
6210A50	50	90	20
6211A50	55	100	21
6212A50	60	110	22

	主要寸法 (mm)		
	内径	外径	幅
6300A50	10	35	11
6301A50	12	37	12
6302A50	15	42	13
6303A50	17	47	14
6304A50	20	52	15
6305A50	25	62	17
6306A50	30	72	19
6307A50	35	80	21
6308A50	40	90	23
6309A50	45	100	25
6310A50	50	110	27
6311A50	55	120	29
6312A50	60	130	31
6313A50	65	140	33
6314A50	70	150	35
6315A50	75	160	37
6316A50	80	170	39

商品

紹介

産業用 水ポンプ向け 高性能・シールド付き複列アンギュラ玉軸受

High-Performance, Shielded Double-Row Angular Contact Ball Bearings for Industrial Water Pumps

産業用 水ポンプには、高効率・高信頼性及び環境負荷低減が求められている。このため、これらのポンプに使用される軸受には、小型化と高負荷容量の両立が求められている。このニーズに応えるべく、NSKは、ISO に準拠した寸法（内径・外径、幅）で、以下の優れた特長を持つ産業用 水ポンプ向け“高性能・シールド付き複列アンギュラ玉軸受”（写真 1）を商品化したので概要を紹介する。

1. 特長

産業用 水ポンプ向け“高性能・シールド付き複列アンギュラ玉軸受”の特長を以下に示す。

(1) 軸受寿命を最大約 3 倍（従来比）向上

シールド付き軸受の最適設計（図 1）により、軸受寿命を従来比で最大約 3 倍に向上（図 2）した。これにより、軸受の小型化が可能になり、ランニングコストの低減に貢献できる。

また、グリースが封入された軸受のため、ポンプ設計の簡素化、生産性向上などに貢献できる。

(2) 耐アキシャル荷重を最大約 3 倍（従来比）に向上  
軸受の最適設計により、耐アキシャル荷重が従来品と比べ最大約 3 倍に向上（図 3）した。大きなアキシャル荷重にも対応し、ポンプの信頼性向上に貢献できる。

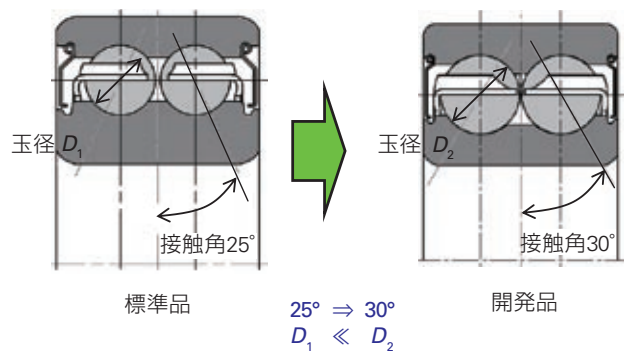


図 1 標準品と開発品の断面図比較  
Fig. 1 Comparison of cross-section views for a standard bearing and the newly developed bearing



写真 1 産業用 水ポンプ向け 高性能・シールド付き複列アンギュラ玉軸受

Photo 1 High-performance, shielded double-row angular contact ball bearings for industrial water pumps

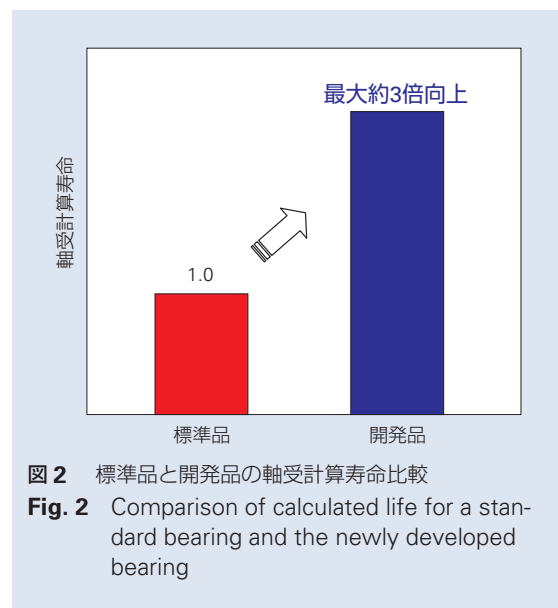


図 2 標準品と開発品の軸受計算寿命比較  
Fig. 2 Comparison of calculated life for a standard bearing and the newly developed bearing

(3) 使用温度範囲を拡大

高温寸法安定化処理の採用により、最高 150℃まで使用可能とし、高温使用時の信頼性向上に貢献できる。

2. 仕様

本シリーズでは、内径 25 mm ~ 65 mm をラインアップした(表 1)。

3. まとめ

産業用 水ポンプ向け“高性能・シールド付き複列アンギュラ玉軸受”は最適設計により、ランニングコストの低減や耐アキシャル荷重の向上、使用温度範囲の拡大によるポンプの信頼性向上に貢献できる。また、グリースが封入された軸受のためポンプ設計の簡素化、生産性向上などに貢献できる。

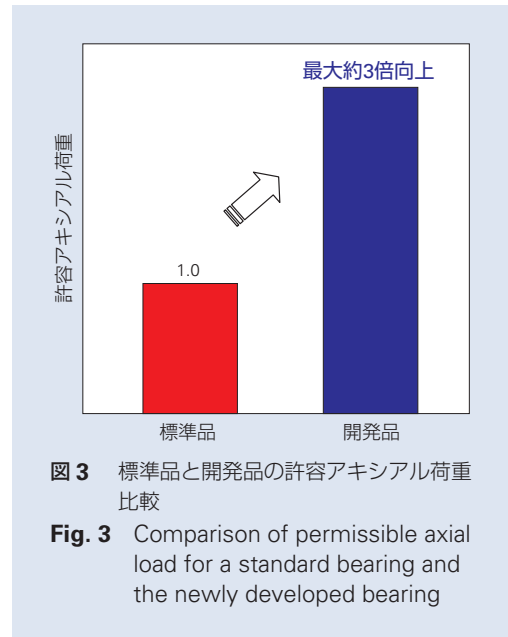


図3 標準品と開発品の許容アキシャル荷重比較

Fig. 3 Comparison of permissible axial load for a standard bearing and the newly developed bearing

表 1 主要寸法と基本定格荷重

Table 1 Dimensions and basic load ratings

呼び番号	主要寸法 (mm)			基本定格荷重 (N)	
	内径	外径	幅	動定格荷重	静定格荷重
	$d$	$D$	$B$	$C_r$	$C_{0r}$
3305FZZ	25	62	25.4	30 500	20 400
3306FZZ	30	72	30.2	39 500	27 300
3307FZZ	35	80	34.9	49 500	35 000
3308FZZ	40	90	36.5	60 500	44 000
3309FZZ	45	100	39.7	66 500	49 500
3310FZZ	50	110	44.4	85 500	64 500
3311FZZ	55	120	49.2	106 000	82 000
3312FZZ	60	130	54.0	122 000	95 500
3313FZZ	65	140	58.7	138 000	109 000

商 品  
紹 介

工作機械用アンギュラ玉軸受“ロバスト™シリーズ E タイプ”

NSK ROBUST Series Type E of Angular Contact Ball Bearings for Machine Tools

近年、急進する EMS 市場向けの工作機械は、加工ワーク数の急増により、一層の高速化・高能率化のニーズが高まっている。また、自動車部品加工用の工作機械は、小型化による生産性の向上が進み、主軸用軸受には小形でも高荷重に耐えられることが求められている。さらに、省エネや環境負荷低減などのニーズの高まりを受け、グリース潤滑の需要が増加している。こうした高速化・高荷重化のニーズへ対応するため、工作機械用アンギュラ玉軸受“ロバストシリーズ E タイプ”(写真 1)を開発したので、以下に紹介する。



写真 1 工作機械用アンギュラ玉軸受“ロバスト™シリーズ E タイプ”

Photo 1 Type E of the NSK ROBUST Series of angular contact ball bearings for machine tools

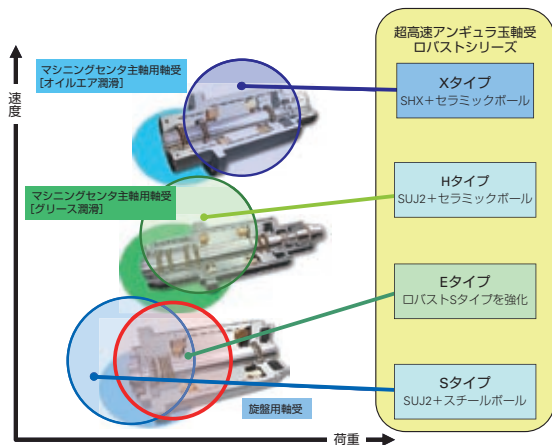


図 1 ロバストシリーズのラインナップ  
Fig. 1 NSK ROBUST series lineup

1. 軸受仕様

工作機械用アンギュラ玉軸受ロバストシリーズは、Sタイプ、Hタイプ、Xタイプが用途に合わせラインナップされている(図 1)。

ロバストシリーズ E タイプは、Sタイプの機能を向上したものであり、内径 30 mm ~ 140 mm のロバストシリーズに適用している(表 1)。

2. 特長

- (1) 高速・高荷重といった過酷な使用条件での耐久性を向上するため、軸受の製品品質を向上
- (2) 過酷な潤滑下における使用時の経時劣化抑制を目的として、NSK が独自に開発した材料技術を工作機械用軸受に適用

本製品は、上記の特長により、過酷な潤滑下では、従来の S タイプに比べ 20 倍以上の耐久性を実現した(図 2)。さらに、焼付き限界 PV 値は、定位置予圧方式のスピンドルで評価した結果、従来の S タイプと比較し約 40 % 向上しており、耐焼付き性能向上と高信頼性を実現している(図 3、図 4)。

表 1 ロバストシリーズ E タイプの寸法表

Table 1 Bearing dimensions of NSK ROBUST Series Type E

軸受形式	寸法系列	接触角 (°)	軸受内径 (mm)
ロバストシリーズ 超高速アンギュラ玉軸受	BNR10 BNR20	18	30 ~ 140
	BER10 BER20	25	
	BNR19 BNR29	18	
	BER19 BER29	25	
ロバストシリーズ 高速スラストアンギュラ 玉軸受	BAR10	30	30 ~ 140
	BTR10	40	

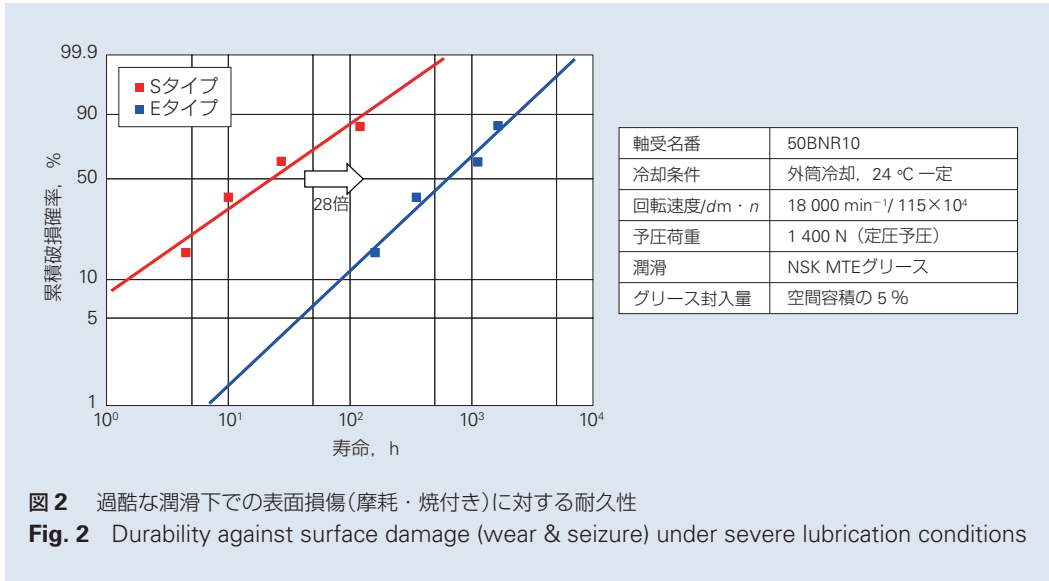
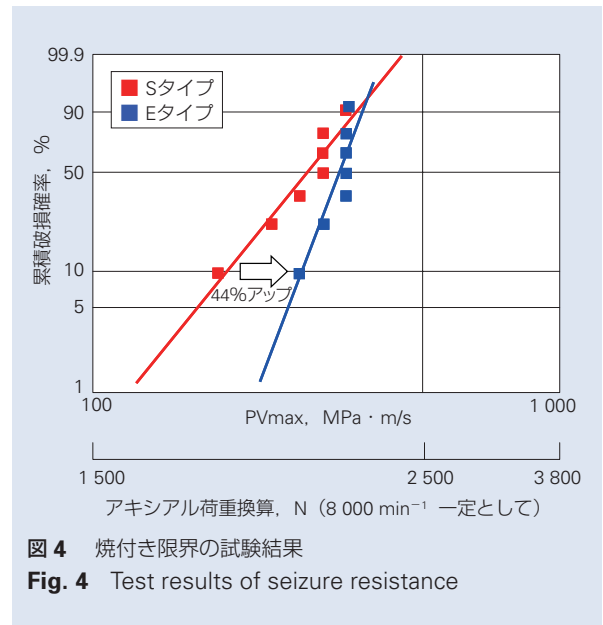
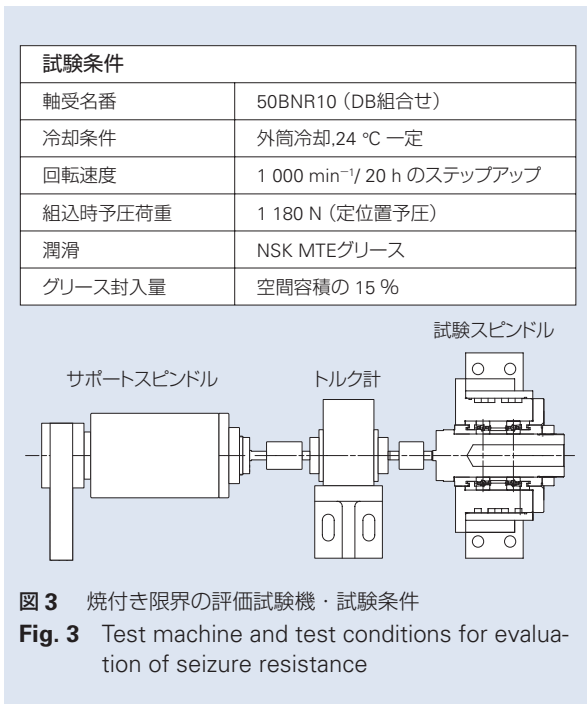


図2 過酷な潤滑下での表面損傷(摩耗・焼付き)に対する耐久性  
**Fig. 2** Durability against surface damage (wear & seizure) under severe lubrication conditions



### 3. 用途

工作機械の主軸用軸受であり、マシニングセンタや旋盤に使用することができ、特に潤滑条件の厳しいグリース潤滑で高い効果が得られる。

### 4. まとめ

本製品は、従来のロバストシリーズ S タイプの上位互換であり、軸受の信頼性・耐焼付き性・寿命が向

上している。これらの機能により、主軸の剛性や耐切削荷重の向上が可能になり、工作機械の環境性能と生産効率の向上に寄与するものである。

#### 参考資料

- 1) 河村 久, “工作機械用転がり軸受の最新技術動向”, 機械設計, 57-3 (2013 / 3月号) 29-33.
- 2) NSK レポート No. 679, “工作機械用アンギュラ玉軸受「ロバスト™」シリーズ E タイプ”, 機械の研究, 65-8 (2013 / 10月号) 予定.

スペース™ シリーズ—高耐食・高硬度ステンレス ESZ 軸受  
SPACEA Series — Highly Corrosion Resistant & High-Hardness Stainless Steel, ESZ Bearings

太陽光パネルや液晶テレビの画面などに用いられる各種高機能フィルムの製造設備に用いられる軸受は、水・アルカリ・酸の腐食環境で使用されるため耐食性が必要である。近年、テレビ画面の大型化やスマートフォンなどの需要増加に伴い、高機能フィルムの製造設備は大型化する一方、メンテナンス期間の延長およびメンテナンスの簡素化が求められている。NSKは、これらの要請に応えるべく、高耐食・高硬度ステンレス ESZ 軸受を開発し、シリーズ化した(図 1, 図 2)。以下に、ESZ 軸受の特長や仕様などについて紹介する。

1. 特長

ESZ 軸受の特長を以下に示す。

(1) 耐久性

ESZ 軸受は、従来の析出硬化ステンレス鋼 (SUS630) に対して硬さが約 30 % 高い ESZ 鋼からなる内輪・外輪と、耐食性、耐摩耗に優れるセラミックスの玉を採用した。これにより、ESZ 軸受は、水中などの腐食環境下で、従来の SUS630 製軸受の約 10 倍の耐久性を可能にした(図 3)。



図 1 高耐食・高硬度ステンレス ESZ 軸受(深みぞタイプ)

Fig. 1 ESZ bearings made from highly corrosion resistant, high-hardness stainless steel (deep groove ball bearing type)

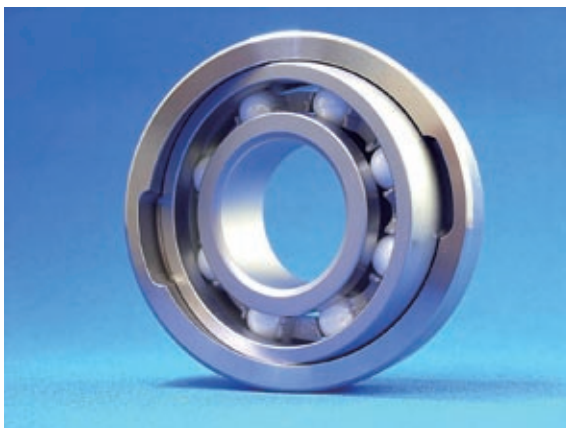
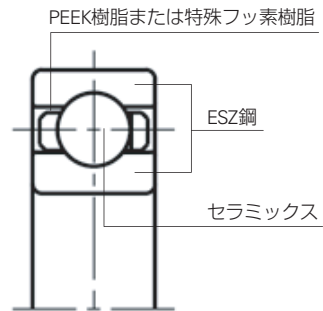
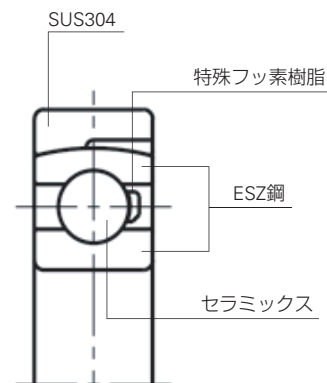


図 2 高耐食・高硬度ステンレス ESZ 軸受(調心輪付きタイプ)

Fig. 2 ESZ bearing made from highly corrosion resistant, high-hardness stainless steel (aligning-ring type)



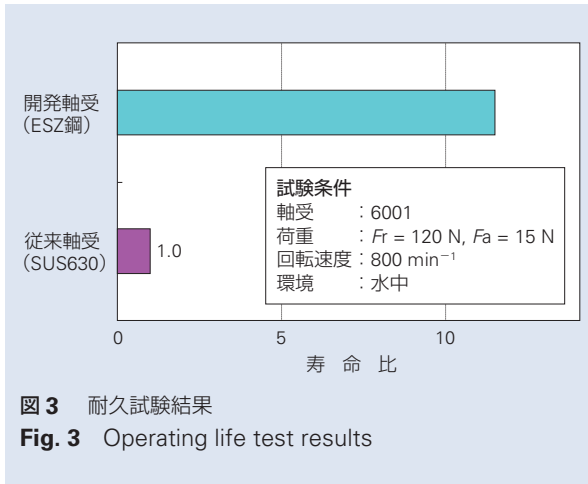


図3 耐久試験結果  
 Fig. 3 Operating life test results

(2) 耐食性

高耐食・高硬度ステンレスであるESZ鋼は、高硬度でありながら、酸やアルカリ環境下においても従来のSUS630と同等の耐食性を有する。

(3) 調心性

調心輪付きタイプでは、外輪の外側にオーステナイト系ステンレス鋼(SUS304)製の調心輪を備えており、外輪との嵌合面の球面形状、表面あざ、すきま等を最適化することで、軸とハウジングの傾き(ミスアライメント)が発生する場合に

スムーズな調心性を発揮する。これにより、高性能フィルム搬送用ローラの大型(長尺)化による、ローラ自身のたわみや、メンテナンス時の取付け誤差への対応を簡素化することを可能にした。

2. 仕様

寸法表を表1に示す。

大きな荷重負荷が想定される軸受内径 35 mm 以上の軸受サイズには、強度と耐食性に優れるPEEK(ポリエーテルエーテルケトン)樹脂を保持器に標準採用した。一方、軸受内径 35 mm 未満の場合には、潤滑性を重視した低摩擦・高耐食の特殊フッ素樹脂製の保持器を標準採用している。

3. 用途

ESZ軸受は、各種化学フィルム洗浄装置やフィルム延伸装置から、食品機械や医療機器関連分野の搬送設備まで幅広い腐食環境用途に適している。

4. まとめ

ESZ軸受は、市場において高い評価を得ている。今後も高度化・多様化し続けるあらゆる環境とニーズに応えるため新商品開発を継続的に推進していく。

表1 高耐食・高硬度ステンレスESZ軸受の主要寸法

Table 1 Boundary dimensions of ESZ bearings made from highly corrosion resistant, high-hardness stainless steel

基本番号	主要寸法		
	内径	外径	幅
6000	10	26	8
6200		30	9
6001	12	28	8
6201		32	10
6002	15	32	9
6202		35	11
6003	17	35	10
6203		40	12
6004	20	42	12
6204		47	14
6005	25	47	12
6205		52	15
6006	30	55	13
6206		62	16
6007	35	62	14
6207		72	17
6008	40	68	15
6208		80	18
6009	45	75	16
6209		85	19
6010	50	80	16
6210		90	20
6011	55	90	18
6211		100	21
6012	60	95	18
6212		110	22

基本番号	主要寸法		
	内径	調心輪外径	幅
CD200	10	35	9
CD201	12	37	10
CD202	15	40	11
CD203	17	46	12
CD204	20	54	14
CD205	25	60	15
CD206	30	72	16



商 品

紹 介

ハイブリッドカー向けモータ用 超高速・大径玉軸受

Ultrahigh-Speed, Large-Diameter Ball Bearing for Hybrid Car Motors

燃費性能に加え、モータ走行時の動力性能を高めるため、ハイブリッドシステムはますます多様化が進みつつある。ハイブリッド用モータに使われる軸受には、モータの高出力化のための超高速回転化への対応に加えて、モータの大型化などに対応した軸受の大径化のニーズも高まっている。

NSKでは、ハイブリッドカー向けのモータ用軸受として、内径 160 mm まで、外径 190 mm 程度までの大径軸受でありながら、自動車用途としては世界最高水準となる  $d_m \cdot n$  (ピッチ円直径×最高回転速度) が 200 万以上の超高速化を可能にした超高速・大径玉軸受(写真 1)を開発した。

1. 構成(構造)および仕様

図 1 に開発品の断面図を示す。大径軸受の高速回転により発生する大きな遠心力に対応するため、自動車用軸受としては初めて保持器用材料として、炭素繊維強化 PEEK を採用し、保持器の耐久性を大幅に向上させている。また、玉案内の冠形保持器を、内輪の外径部を案内面として用いることにより、保持器の振れ回りに伴う振動やスキッピング損傷を抑制し、超高速回転に伴う軸受の耐久性を飛躍的に向上させている(図 2)。



写真 1 ハイブリッドカー向けモータ用 超高速・大径玉軸受  
Photo 1 Ultrahigh-speed, large-diameter ball bearing for hybrid car motors

軸受内部の溝寸法や玉径、玉数、すきまなどは、最適化することで、超高速回転下においても、摩擦と発熱による焼付きを防止する。内輪・外輪には、寸法安定性に優れた材料や熱処理技術を用いることで、使用時における寸法やラジアルすきまの経時変化も抑制し、耐久性を向上させている。

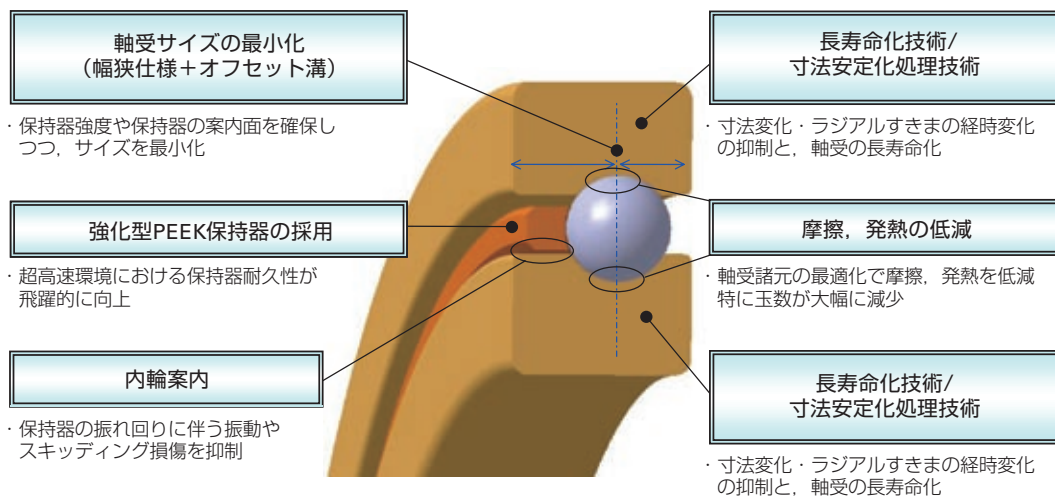


図 1 開発品の断面図  
Fig. 1 Cross-section view of newly developed bearing

## 2. 特長

優れた高速回転性能を有している。

炭素繊維強化 PEEK 保持器の採用, 内輪の外径部による保持器案内形式の採用, 軸受内部諸元の最適化, 及び長寿命化技術により,  $d_m \cdot n$  が 200 万以上の高速性を実現している。

## 3. まとめ

開発品は, モータの超高速回転化と大型化を可能とし, ハイブリッドカーの燃費の向上や走行性能の向上に貢献できると考えられる。今後も, ハイブリッドカーのさらなる燃費改善が進んでいくと予想されるため, 市場ニーズに応えられる新機能商品を開発していきたい。

試験条件	
荷重	無負荷 (回転荷重によるアンバランス荷重のみ)
外輪回転速度	10 080 min <sup>-1</sup>
内輪回転速度	4 255 min <sup>-1</sup>
$d_m \cdot n$ (ピッチ円直径×回転速度)	260万相当 (保持器公転速度換算)
潤滑	ATF : 0.35 L/min
潤滑油温度	90 °C
試験時間	60 h

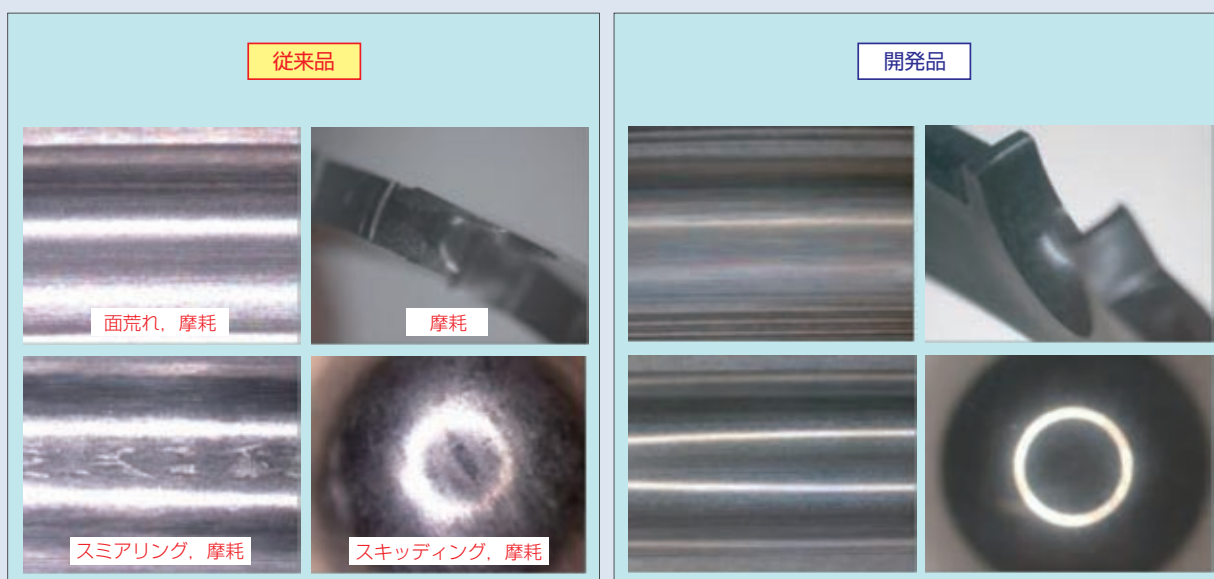


図2 従来品と開発品の高速回転試験結果

Fig. 2 High-speed test results of a conventional bearing and the newly developed bearing

商品

紹介

ベルト CVT 用 高信頼性・低トルク玉軸受

Highly Reliable, Lower Frictional Torque Ball Bearings for Belt CVTs

近年、ベルト CVT は、優れた燃費とスムーズな走りを両立するトランスミッションとして、国内、中国市場において、搭載比率が高まってきている。一方で、CVT プーリー用軸受は、他の一般のトランスミッション用軸受に比較して、使用条件や要求性能が厳しく、高い信頼性や高効率化が求められている。

NSK では、トルク損失を抑えるとともに耐久性を大幅に向上させたベルト CVT 用の高信頼性・低トルク玉軸受(写真 1)を開発したので、紹介する。

1. 特長

(1) CVT 専用設計による長寿命化

製品の特徴を図 1 に示す。開発品には、NSK がこれまで培ってきた固有の特殊熱処理、クリープ防止技術、及び設計技術に、さらに繊維強化型プラスチック保持器を組み合わせることで、低粘度油・希薄潤滑下、異物混入潤滑下など



写真 1 ベルト CVT 用 高信頼性・低トルク玉軸受

Photo 1 Highly reliable, lower frictional torque ball bearing for a belt CVT

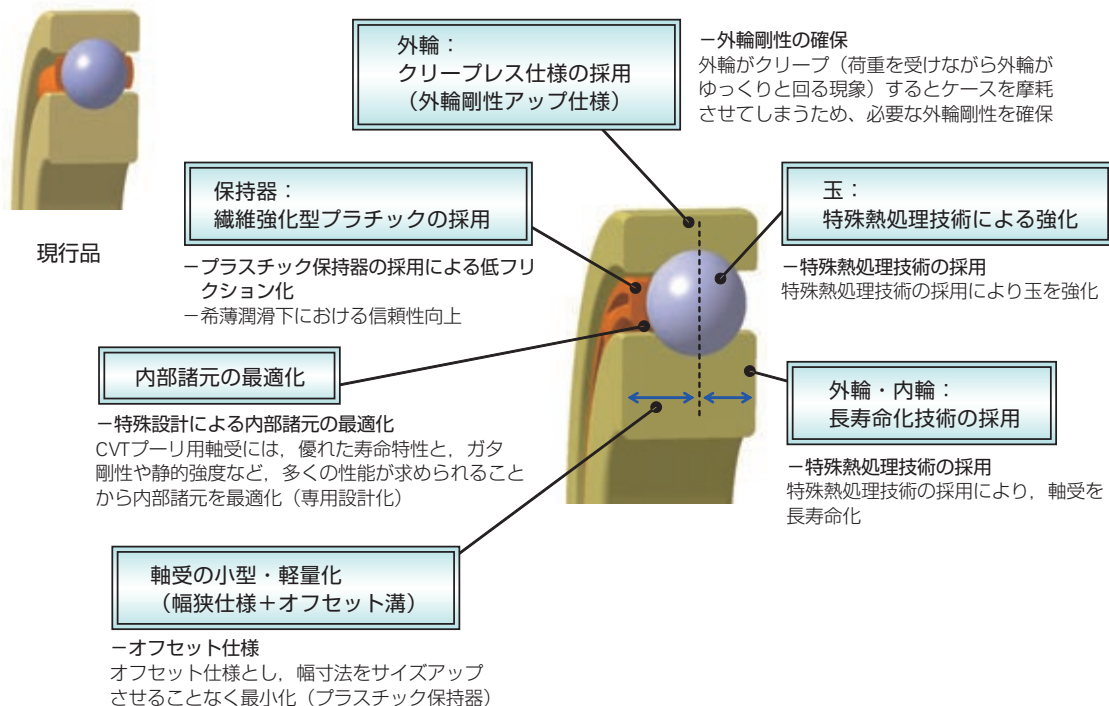
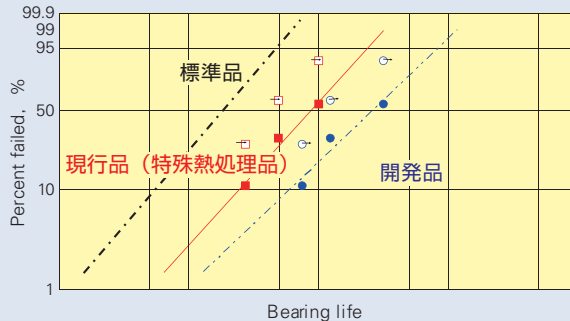


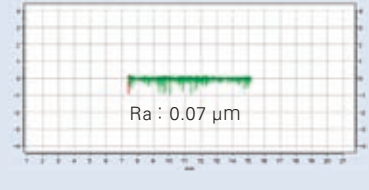
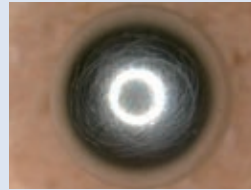
図 1 開発品の特徴

Fig. 1 Characteristics of the newly developed bearing

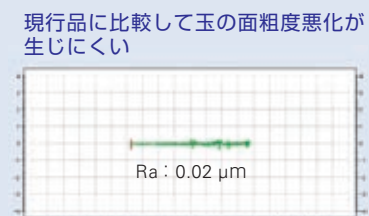
試験条件	
潤滑 / 異物条件	CVTF, 油浴, 130 °C 鉄系 (HV 700~): 75 μm~150 μm, 0.1 g / L
荷重	$F_r = 5\,950\text{ N}$ , $F_a = 840\text{ N}$
回転速度	$7\,000\text{ min}^{-1}$



現行品 (特殊熱処理品)



開発品



従来の現行品 (特殊熱処理品) に対して, さらに約2.5倍寿命が向上⇒標準品に対して10倍

図2 現行品と開発品の寿命試験結果

Fig. 2 Durability test results of current bearing and newly developed bearing

における表面損傷 (ピーリング) の発生を抑制し, 従来比約 2.5 倍の耐久性を実現した (図 2).

- (2) 繊維強化型プラスチック保持器による低トルク化  
繊維強化型プラスチック保持器を採用することにより, 定格容量や軸受のサイズを大きく変更することなく, 軸受の回転による潤滑油の攪拌抵抗を最大3割低減した. また, 軌道溝をオフセットさせることにより, より一層の小型・軽量化も可能とした (図 3).

## 2. まとめ

ベルト CVT 用高信頼性・低トルク玉軸受は, ベルト CVT の高信頼性及び効率向上に貢献できるものとする. 今後, より一層の適用拡大を図るとともに, グローバルな玉軸受の生産拠点からタイムリーに供給していく.

試験条件	
軸受	$\phi 35\text{ mm} \times \phi 80\text{ mm} \times 21\text{ mm}$
荷重	$F_r = 1\,200\text{ N}$ , $F_a = 800\text{ N}$
回転速度	$7\,000\text{ min}^{-1}$
温度	$50\text{ }^\circ\text{C}$

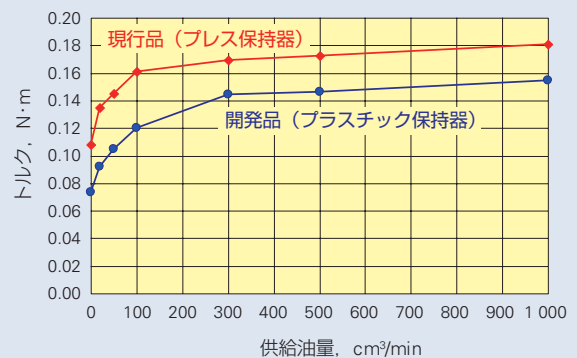


図3 トルクと供給油量の関係

Fig. 3 Relationship between oil quantity and torque

商 品

紹 介

自動車電装部品用“静音ニードルベアリング”

Quiet-Running Needle Roller Bearing for Automotive Electrical Components

近年、電気自動車(以下、EV)やハイブリッドカー(以下、HEV)など、モータでの走行により車室内が極めて静かな環境が増え、従来は目立たなかったような自動車電装部品の作動音が乗員の快適性を損なう場合がある。その中で、音の発生源の一つとして駆動部品である軸受が着目され、軸受の静音ニーズが高まっている。

今回、NSKでは駆動部品として使用されるニードルベアリングの“騒音の影響を考慮した部品精度の見直し”，“高精度な加工法の開発”を行い、自動車電装部品に最適な“静音ニードルベアリング”(写真1)を開発したので紹介する。



写真1 自動車電装部品用“静音ニードルベアリング”  
Photo 1 Quiet-Running Needle Roller Bearings for automotive electrical components

1. 開発の背景

自動車電装部品などに使用されるニードルベアリングには、高荷重に耐えるため、ころ(転動体)外径面の両端部になだらかな傾斜を付けるクラウニング加工(図1)を施している。従来の工法ではころ外径面端部の真円度は中央部に比べて精度が劣るため、ころの傾きが大きい環境下(図2)では騒音レベルの悪化に繋がることがあった。

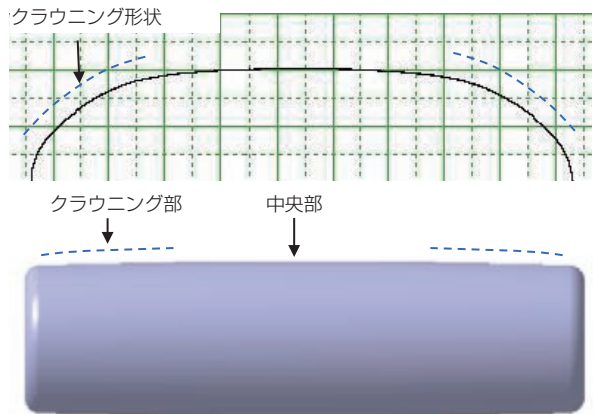


図1 ニードルベアリングのころのクラウニング形状  
Fig. 1 Crowning profile of needle roller

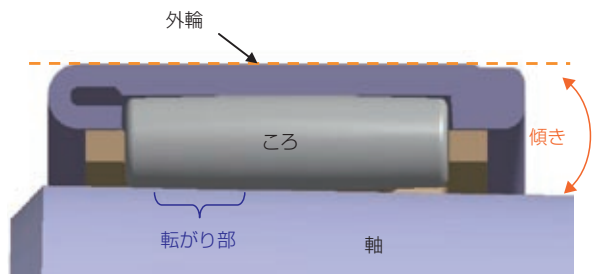


図2 傾きが大きい環境での転がり部  
Fig. 2 Rolling area of the roller under conditions of a large tilt

## 2. 特長

従来、円筒ころ軸受等の大径ころのクラウニング加工方法として実施されている工法をニードルベアリングのころ ( $\phi$  5 mm 以下) に適用できるように加工方法を確立したことで、ころクラウニング部の真円度が従来比約 1/4 に向上した(図 3)。

## 3. 開発品の効果

図 4 と表 1 に示すように、錘を軸受中心からオフセットした位置に配置し、強制的に傾かせた状態で騒音のレベルを測定した。軸受から発生する騒音のレベル (音圧比) は従来比 1/3 以下となる低騒音を実現した(図 5)。

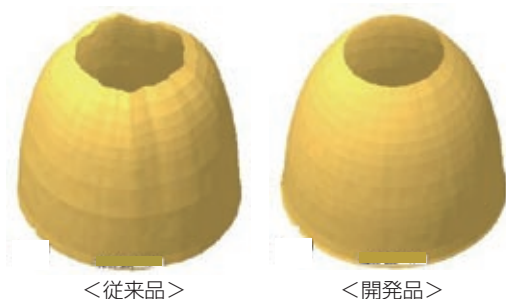


図 3 ころクラウニング部の精度比較  
**Fig. 3** Comparison of the accuracy of roller crowning area

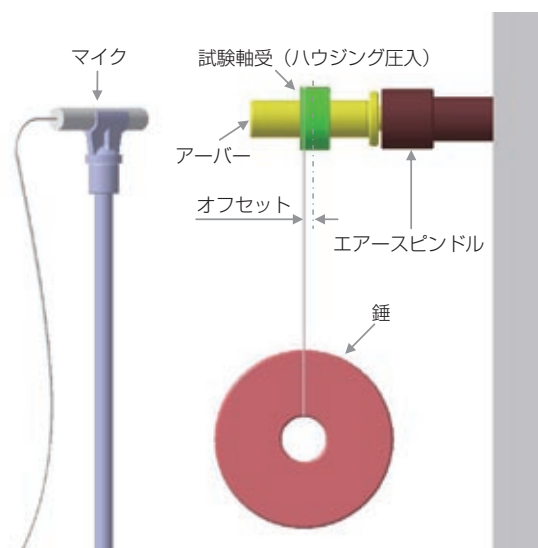


図 4 騒音測定試験設備概要  
**Fig. 4** Layout of measuring device for sound level

## 4. 用途

- (1) EV, HEV, 及び高い静粛性が求められる高級車などの電装部品。
- (2) 家庭用洗濯機やエアコンなどの静音ニーズが高い製品の回転支持部

## 5. まとめ

今後、自動車の電動化はますます進み、既存家電製品においても新たな付加価値の提案が必要になる中で、静音ニードルベアリングのニーズは、高まっていくものと予想される。今後も引き続き市場ニーズに合致した新商品を開発し、製品の性能向上に貢献していきたい。

表 1 試験条件  
**Table 1** Test conditions

軸受形式	シェル形ニードルベアリング
錘質量	2 kg
オフセット量	7 mm
マイク位置	軸受中心から 200 mm, 45°
測定周波数	10 Hz ~ 10 kHz
アベレージング	10 s

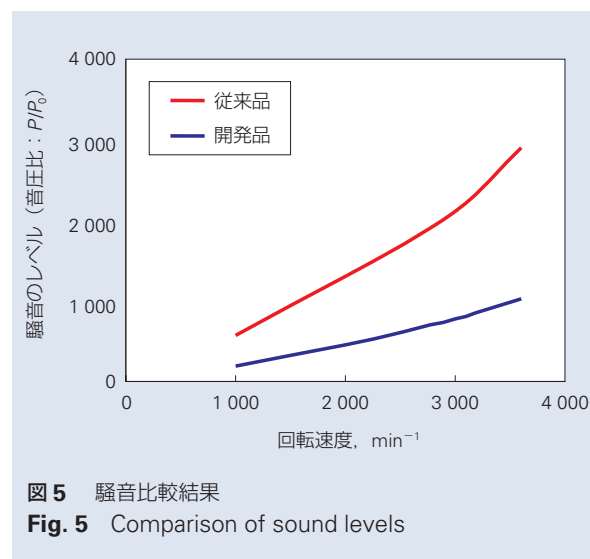


図 5 騒音比較結果  
**Fig. 5** Comparison of sound levels

商 品

紹 介

トランスミッション用 油流制御機能付き・一体型スラストニードルベアリング

Automotive Transmission Thrust Needle Roller Bearings with Integrated Washer and Oil-Flow Control

近年の環境意識の高まりから、車にはさらなる燃費改善が求められており、トランスミッションにおいても小型・軽量化や損失トルク低減など、高効率化のニーズが高くなっている。特に、トランスミッション内を循環する油の流れをうまくコントロールできれば、オイルポンプを小型化でき高効率化に貢献できる。また、トランスミッションには多数のスラストニードルベアリングが組み付けられることから、この工数削減のためにベアリングの構成部品(ころ・軌道盤(スラスト軸受の軌道輪)・保持器)を一体化するニーズも高まっている。そこで今回、スラストニードルベアリングにユニット内の油量を最適に分配させる機能とユニットへの組み付け性を改善させた新商品(写真1)を開発した。以下に、新開発の油流制御機能付き・一体型スラストニードルベアリングを紹介する。



写真1 油流制御機能付き・一体型スラストニードルベアリング

Photo 1 Thrust needle roller bearing with integrated washer and oil-flow control

1. 仕様

軌道盤の形状を見直すことで軸受内部に油を多く流したい場合は、軌道盤の開口面積を大きく設定することができる。さらに、保持器幅を小さくしたり、保持器に孔を設けたりする(図1)ことで、油の流入量向上

を実現することもできる。油の流入を制御する場合は、軌道盤の形状を全周カール形状にしたり、保持器幅を大きくしたりすることで、油流制御が可能となっている。

さらに、新商品はカール形状が図2に示すようになっており、軸受の構成部品(ころ・軌道盤・保持器)

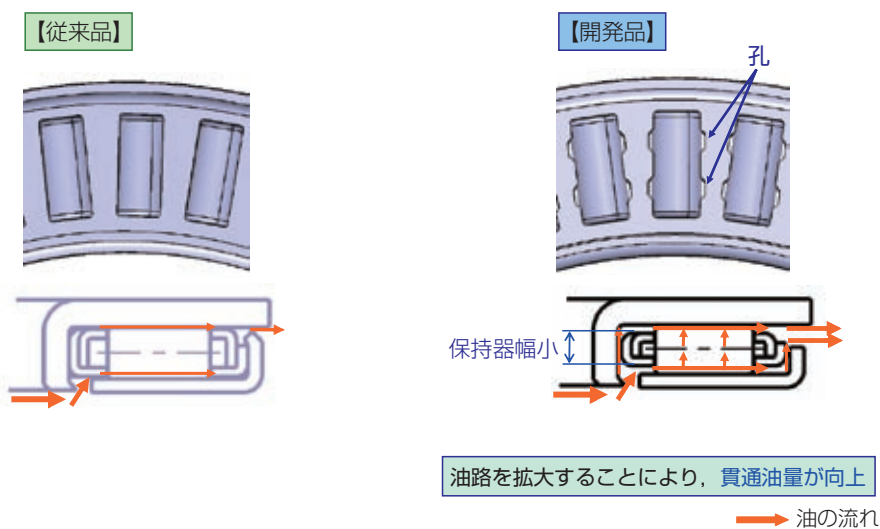


図1 従来品と開発品の保持器と貫通油量

Fig. 1 Comparison of oil amount penetrating through a conventional cage and the newly developed cage



図2 開発品のパーシャルカール軌道盤と従来品のフルカール軌道盤  
**Fig. 2** Partial curling of newly developed bearing washer and full curling of conventional bearing washer

を部分的に保持するので、内部すきまの精度向上が可能となった。これにより、一体型スラストニードルベアリングの課題であった偏心(軸ずれ)への耐久性を向上させることが可能となった。

## 2. 特長

- (1) 軌道盤と保持器の最適化設計による油流制御 (図3)
- (2) 軸受の内部すきまの精度向上による耐偏心性能の向上

## 3. まとめ

一体型スラストニードルベアリングに油流制御機能を追加することで、オイルポンプの小型化やユニット組み付け性の向上に貢献可能と考える。今後も市場のニーズに応えられる商品開発を推進したい。

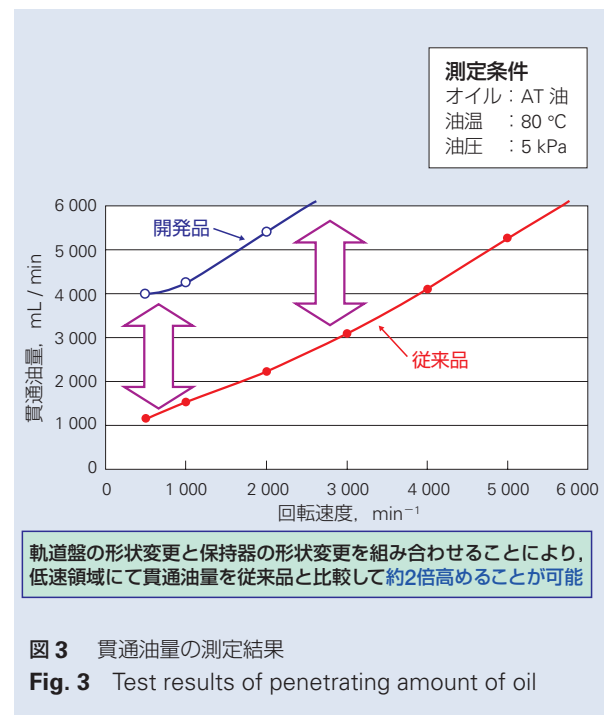


図3 貫通油量の測定結果  
**Fig. 3** Test results of penetrating amount of oil



商品

紹介 高速工作機械用ボールねじ“HMS シリーズ”

HMS Series of Ball Screws for High-Speed Machine Tools

近年、マシニングセンタを中心とする工作機械では、高速化と高精度化の2極化が進んでいる。自動車部品等の加工機では生産性向上のために高速送りが求められる、NSKでは、高速静音技術に加えてリードを大きくした高速工作機械用ボールねじ“HMDシリーズ”を商品化してきた。一方、金型加工等の精度が重視される加工機では、リードの小さいボールねじが使用されてきたが、これらの用途においても生産性向上のために高速化が求められている。

今回、NSKはこれらの用途に適した高速工作機械用ボールねじ“HMSシリーズ”(写真1)を開発、商品化したので、その概要を紹介する。



写真1 高速工作機械用ボールねじ“HMSシリーズ”

Photo 1 HMS series of ball screws for high-speed machine tools

1. 構成(構造)および仕様

“HMSシリーズ”では、スムーズなボール循環を可能としたSRC (Smooth Return Coupling) 循環方式(図1)を採用し、さらに、高精度化要求への対応のために小リードボールねじを採用した。

製品仕様は次のとおりである。

【製品仕様】

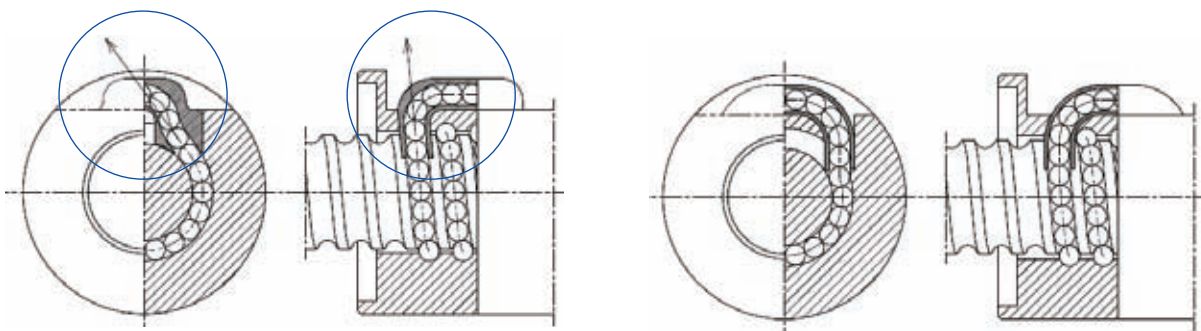
- ・ ボール循環方式：SRC 循環方式
- ・ 許容  $d \cdot n$  値：16万  
( $d$ ：軸径(mm),  $n$ ：回転速度( $\text{min}^{-1}$ ))
- ・ 精度：JIS C5
- ・ 軸径×リードの組合せ：表1のシリーズ構成に示す。

2. 特長

(1) 高速性

NSK独自の高速・静音技術を駆使したSRC循環方式の採用により、許容  $d \cdot n$  値は従来のチューブ循環方式に比べ約20%アップの16万を可能とし、最高送り速度は、48 m/min を実現した(軸径40 mm, リード12 mmの場合)。

接線方向への滑らかなボールのすくい上げ構造



SRC 循環方式

チューブ循環方式

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 tube recirculation circuit and an SRC recirculation circuit

表 1 シリーズ構成  
Table 1 Series lineup

型式	軸径 (mm)	リード (mm)	基本定格荷重 (N)		最高送り速度 (m/min)
			動定格 (Ca)	静定格 (Coa)	$d \cdot n = 160\,000$
ZFRC4010 - 10	40	10	52 000	137 000	40
ZFRC4012 - 10		12	61 000	155 000	48
ZFRC4508 - 10	45	8	37 300	118 000	28
ZFRC4510 - 10		10	54 200	155 000	35
ZFRC5010 - 10	50	10	57 700	175 000	32
ZFRC5012 - 10		12	77 600	214 000	38

(2) 静音・低振動

SRC 循環方式の採用により、騒音レベルを従来品に比べて最大 6 dB 低減し、振動レベルは最大で 1/2 まで低減した。

図 2 に、従来品と比較した騒音レベルの測定結果を、図 3 には振動加速度の測定結果を示す。

(3) 互換性

従来のチューブ式ボールねじとナット外径寸法及びナットフランジの取付部寸法に互換性を持たせたことで、置換え容易な設計とした。

3. 用途

金型加工、重切削加工など、高負荷容量と高剛性が必要な工作機械の送り軸に適している。

4. まとめ

今後も工作機械の高機能化に貢献すべく、小さなリードに対応する本商品“HMS シリーズ”，大きなリードに対応する“HMD シリーズ”のラインナップを順次拡大していく予定である。

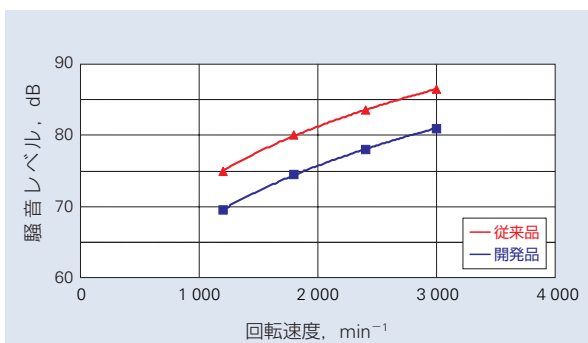


図 2 騒音レベル  
Fig. 2 Noise levels

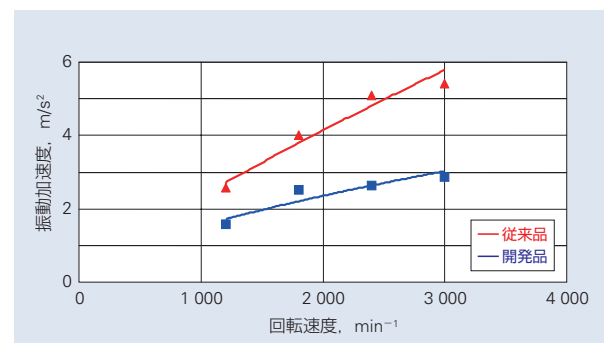


図 3 振動加速度  
Fig. 3 Vibration acceleration levels

商 品

紹 介 高速・静音ボールねじ “ミニアチュア大リードシリーズ”

Miniature Large-Lead Series of High-Speed, Low-Noise Ball Screws

近年、電子部品を基板に装着する実装機や部品整列機などの機械装置において、機械の小型化と共にタクトタイムを短縮することで生産性を向上させたいというニーズが高まっている。また、部品装着精度も向上しており、より一層の精密な位置決めが必要とされてきている。

NSKでは、高速回転と低騒音を両立させた“高速・静音ボールねじ”の販売を2003年から開始し、工作機械、半導体製造装置、搬送装置、射出成形機などの各種産業機械向けに最適なシリーズを展開してきた。今回、“高速・静音ボールねじ”の技術を応用し、実装機や部品整列機などに最適な小径、大リードの“ミニアチュア大リードシリーズ(写真1)”を開発した。以下にその構造及び特長を紹介する。



写真1 ミニアチュア大リードシリーズボールねじ  
Photo 1 Miniature Large-Lead Series of high-speed, low-noise ball screws

1. 構成(構造)および仕様

“ミニアチュア大リードシリーズ”のボールねじ仕様を以下に示す。

- (1) 精度等級・すきま  
JIS規格 : C5, Ct7級  
軸方向すきま : 0.005 mm 以下
- (2) 回転速度・送り速度  
最高回転速度 : 5 000 min<sup>-1</sup>  
最大送り速度 : 1 250 mm/s (BSS0815 の場合)

2. 特長

- (1) 小径化  
ボールねじの軸径を極力小さくすることによりイナーシャが小さくなり、高速・高加減速時のモータの負荷を低減できる。

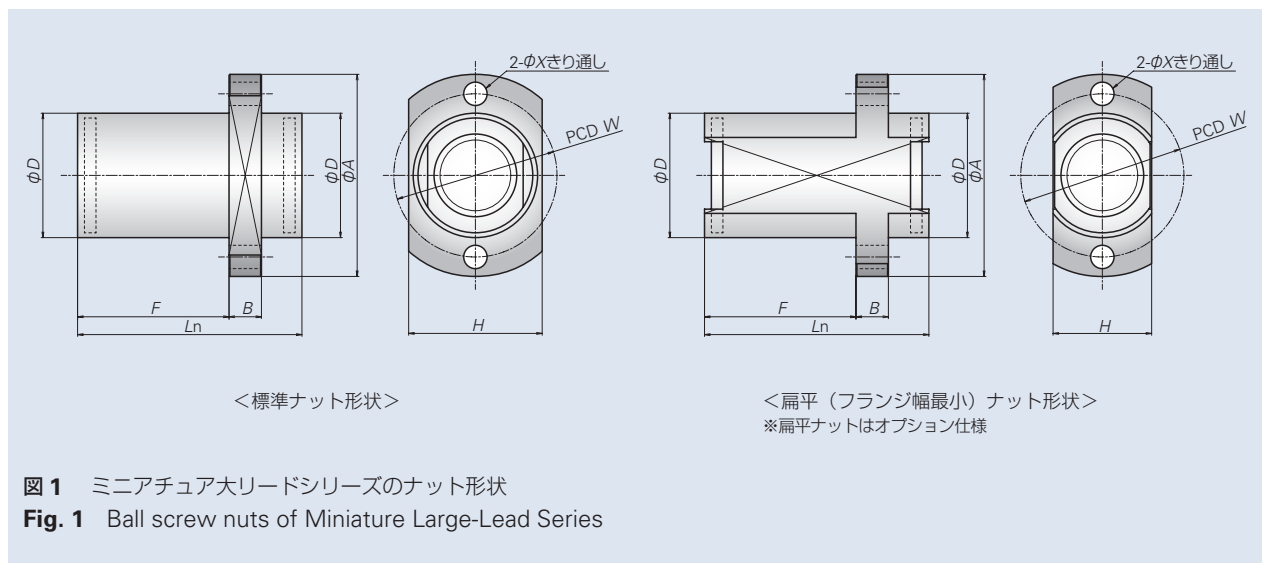


図1 ミニアチュア大リードシリーズのナット形状  
Fig. 1 Ball screw nuts of Miniature Large-Lead Series

表 1 ミニアチュア大リードシリーズのナット寸法表

Table 1 Ball screw nut specifications of Miniature Large-Lead Series

単位 mm

型番	軸径	リード	基本定格荷重(N)		外観寸法						取付穴寸法		最高送り速度 (mm/s)	
			動定格	静定格	D	A	B	Ln	F	H		W		X
			Ca	Coa						標準	最小			
BSS0608-2E	6	8	550	715	14	27	4	16	8	15	10	21	3.4	660
BSS0608-4E			1 180	1 760				24	16					
BSS0612-2E		12	550	715				20	12					
BSS0612-4E			1 180	1 760				32	24					
BSS0810-2E	8	10	910	1 260	18	31	4	18	10	19	13	25	3.4	830
BSS0810-4E			1 950	3 080				28	20					
BSS0815-2E		15	910	1 260				22	14					
BSS0815-4E			1 950	3 080				37	29					

備考:全て右ねじ

(2) 大リード化

新たな加工技術の導入による小径ボールねじの大リード化により、同じ回転速度でも高速の送りが実現できる。

(3) エンドデフレクタ循環方式の採用

“高速・静音ボールねじ”として市場で高い評価を得ているエンドデフレクタ循環方式を採用することによって、5 000 min<sup>-1</sup> までの高速回転を可能とした。

(4) フランジ幅の小型化

極限まで扁平化を追求した設計によりフランジ及びナット幅を最大 33 % 低減したため、装置のコンパクト化に貢献できる。

(5) 長期メンテナンスフリー

オプション仕様の NSK K1 を装着することにより、長期メンテナンスフリーが可能。

これらの対応により、“ミニチュア大リードシリーズ”は比較的短いストロークで使用される実装機等の用途において、リニアモータを凌駕する高速・高加減速運転を可能とし、機械のタクトタイム短縮を容易にした。また、小型エアシリンダーでは対応が難しいとされる、高速で高精度な多点位置決めが可能となった。

3. 用途

主な用途としては、電気・電子部品製造装置や、小型搬送装置が挙げられる。

電子回路基板の実装機を例にとると、基盤に部品を装着させるヘッド駆動軸は、タクトタイム短縮のため高速・高加減速での駆動が要求される。また、部品の高密度配置の要求のため、駆動軸のコンパクト化も必要である。本シリーズは大リード化による高速送りが可能であり、タクトタイムの短縮が期待できる。リードを大きくするとモータの負担が増えるが、ねじ軸を小径として低イナーシャ仕様とすることによって、大リード化の影響を最小限にしている。また、ねじ軸の小径化及びフランジ幅の小型化によって、高密度配置が可能である。

その他の例として小型搬送装置が挙げられる。具体的には、小型エアシリンダーによる部品整列機でのボールねじへの置換えである。エアシリンダーで多点位置決めをするためにはストロークが異なる複数のエアシリンダーが必要であり、さらに、速度・加減速度の調整が難しい。本シリーズを採用することにより、1本で精密多点位置決めが可能であり、速度・加減速度の調整も容易である。また、コンプレッサーやエア配管が不要であること、ねじ軸及びナットフランジが小型であることによって、装置のコンパクト化も期待できる。

4. まとめ

実装機や部品整列機などに最適な小径、大リードの“ミニチュア大リードシリーズ”は、実装機等の用途において、機械のタクトタイム短縮、コンパクト化、高速で高精度な多点位置決めに貢献できる。

商 品

紹 介

精密級・中予圧・ランダムマッチング NSK リニアガイド™

Precision-Grade, Medium-Preload, Random-Matching NSK Linear Guides

NSK リニアガイドの主要なシリーズである LH, SH, LS, SS シリーズは、一般産業用として幅広く使用されており、半導体製造設備、液晶製造設備、自動車製造設備、搬送機械、工作機械などのあらゆる用途で使用されている。また、これらのシリーズでは、短納期での要求に対応するために、レールおよびベアリング(スライダ)をあらかじめ在庫しておき、要求仕様に合わせてそれぞれを組み合わせて販売するランダムマッチング品を並級・微予圧タイプで展開している。

市販・中小口、中国・アジア市場においては、高精度・高剛性品についても短納期要求があり、今回これに応えるため、レールとベアリング(スライダ)の精度向上を図ることで、走り平行度と剛性を向上させた“精密級・中予圧・ランダムマッチング品(写真1)”を開発した。以下に、その概要を紹介する。



写真1 精密級・中予圧・ランダムマッチング NSK リニアガイド™

Photo 1 Precision-grade, medium-preload, random-matching NSK Linear Guides

1. 特長

(1) 走り平行度及び剛性の向上

従来の並級のランダムマッチング品に対して、レール軌道面と取付け基準面の加工精度を向上させることで、並級の2分の1の走り平行度を実現した(図1)。さらに、適正な予圧管理を実施することにより従来の微予圧タイプの2倍の剛性を実現している(図2)。

(2) 豊富なラインアップ

精密級と中予圧タイプの追加により、型番・精度・ベアリング形式・予圧の組み合わせが従来の44種類から122種類と、ランダムマッチング品

のラインアップが大幅に拡大され、様々な市場ニーズに対応することが可能となった。ランダムマッチング品のラインアップを表1に示す。また、ベアリング形式の説明図を図3に示す。

(3) 長期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。

(4) 豊富なオプション部品

ダブルシール、プロテクター、レール用キャップ等、防塵用のオプション部品を用意しており、異物環境への対応が可能である。

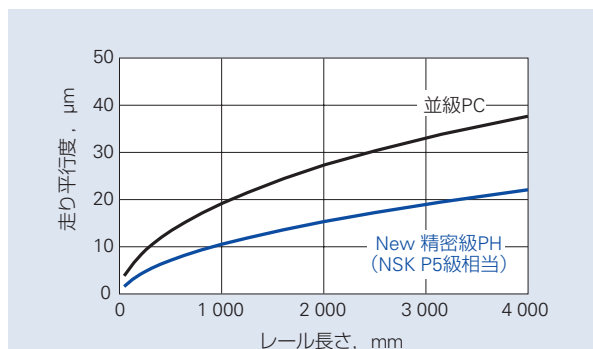


図1 ランダムマッチング品の走り平行度  
Fig. 1 Running parallelism of random matching types

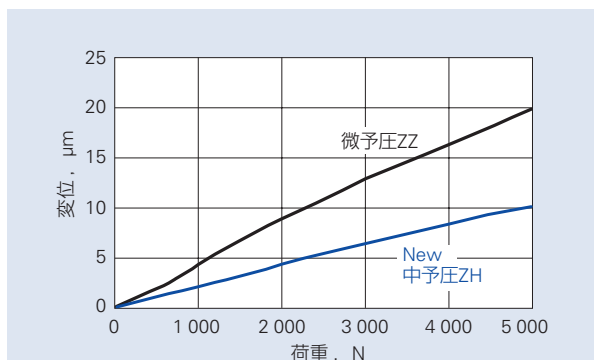


図2 LH35AN の圧縮方向剛性  
Fig. 2 LH35AN rigidity in the direction of compression

表 1 ランダムマッチングのラインナップ

Table 1 Lineup of random-matching types

シリーズ	サイズ	ベアリング形式								精度		予圧		グリース選択 表面処理
		AN	AL	BN	BL	CL	EM	GM	JM	精密級 PH	並級 PC	中予圧 ZH	微予圧 ZZ	
LH	15	○		○			○	○		○	○	○	○	○
	20	○		○			○	○		○	○	○	○	○
	25	○	○	○	○		○	○		○	○	○	○	○
	30	○	○	○	○		○	○		○	○	○	○	○
	35	○	○	○	○		○	○		○	○	○	○	○
	45	○	○	○	○		○	○		○	○	○	○	○
	55	○	○	○	○		○	○		○	○	○	○	○
SH	15	○		○			○	○		○	○	○	○	○
	20	○		○			○	○		○	○	○	○	○
	25	○	○	○	○		○	○		○	○	○	○	○
	30	○	○	○	○		○	○		○	○	○	○	○
	35	○	○	○	○		○	○		○	○	○	○	○
	55	○	○	○	○		○	○		○	○	○	○	○
LS	15		○			○	○		○	○	○	○	○	○
	20		○			○	○		○	○	○	○	○	○
	25		○			○	○		○	○	○	○	○	○
	30		○			○	○		○	○	○	○	○	○
	35		○			○	○		○	○	○	○	○	○
SS	15		○			○	○		○	○	○	○	○	○
	20		○			○	○		○	○	○	○	○	○
	25		○			○	○		○	○	○	○	○	○
	30		○			○	○		○	○	○	○	○	○
	35		○			○	○		○	○	○	○	○	○

## 2. 用途

半導体製造設備，液晶製造設備，自動車製造設備，搬送用ロボット，工作機械などのさまざまな用途で使用が可能である。

## 3. まとめ

ランダムマッチング品は，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ため，レールとベアリングを個々に在庫管理することが可能である。ユーザの仕様に合わせてレールを切断しベアリング（スライダ）を組み合わせる NSK 独自のワークショップシステムに，今回，精密級および中予圧のランダムマッチング品を追加したことによって，高精度品および高剛性品のグローバルな短期対応を可能にした。

今後は，さらにランダムマッチング品の高精度化を図る予定である。

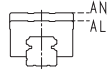
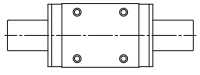
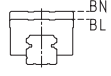
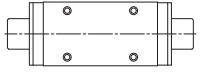
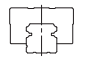
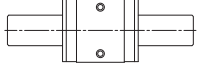
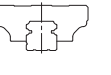


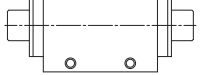

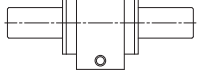
形式	断面形状	ベアリング長さ
AN AL		
BN BL		
CL		
EM		
GM		
JM		

図 3 ランダムマッチング品のベアリング(スライダ)形式  
Fig. 3 Slider models of random-matching types

商 品

紹 介 ミニアチュア PU シリーズ / PE シリーズ・ランダムマッチング NSK リニアガイド™  
Random-Matching, Miniature PU and PE Series of NSK Linear Guides

NSK リニアガイド PU シリーズ / PE シリーズは、軽く滑らかな動き、組立時の取扱いやすさを向上させるボール脱落防止機能、高加減速用途に適した軽量・低慣性などの特長を有するミニチュアリニアガイドとして 2003 年より販売を行ってきた。幅の狭い形式の PU シリーズと、幅の広い形式で 1 軸使用に適した PE シリーズがある。

その後は、負荷容量を 1.5 倍とした高荷重形を商品化するなどラインナップを充実させてきた。

さらに、レールとベアリング(スライダ)の任意の組合せを可能としたランダムマッチング品(写真 1)を商品化したのでその特長について紹介する。



写真 1 ミニアチュア PU シリーズ / PE シリーズ・ランダムマッチング NSK リニアガイド™  
Photo 1 Random-matching, miniature PU and PE series of NSK Linear Guides

1. 特長

(1) 高精度なランダムマッチングを実現

表 1 に、PU シリーズと PE シリーズのランダムマッチング品の組立精度規格を示す。なお、予圧保証品の精度規格も併せて表記した。

レールとベアリングの軌道面や取付基準面を高精度に加工することで、組立寸法許容差を、並級予圧保証品に比べ半減している。この結果、レールとベアリングのランダムな組合せでも、上級予圧保証品と同等レベルの高い組立寸法精度となっている。

(2) 単品在庫・単品販売により短納期を実現

レールとベアリングを単品在庫、単品販売することにより、短納期対応を可能とした。さらにはベアリングの追加・交換や、形式・仕様変更などにも短納期で対応することができる。

2. ラインナップおよび呼び番号構成

表 2 に PU シリーズと PE シリーズのラインナップを示す。

ランダムマッチング品は、PU シリーズと PE シリーズともにサイズ番号が 9 番・12 番・15 番の各 3 サイズを用意している。また、標準形と高荷重形とがあり、高荷重形はベアリング長を標準形の約 1.4 ~ 1.7 倍(サイズにより異なる)とすることにより負荷容量を約 1.3 ~ 1.5 倍としたものである。これにより、大幅な寿命向上が可能となる(標準形の約 2 ~ 3 倍の寿命)。

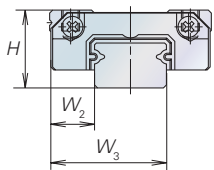
さらに、高荷重形は特にピッチング方向<sup>1)</sup>およびヨーイング方向<sup>2)</sup>のモーメント負荷能力が高く(標準形の 1.5 ~ 2.7 倍の負荷容量)、片持ちなどのモーメント荷重を受ける用途にも適している。

表 1 精度規格

Table 1 Accuracy standards of miniature PU and PE series

単位 μm

項目	精度等級				
	予圧保証品				ランダムマッチング品
	超精密 P4	精密 P5	上級 P6	並級 PN	並級 PC
組立高さ $H$ の許容差 組立高さ $H$ の相互差 (1 対レールのベアリング全数)	± 10 5	± 15 7	± 20 15	± 40 25	± 20 15/30 <sup>1)</sup>
組立幅寸法 $W_2$ または $W_3$ の許容差 組立幅寸法 $W_2$ または $W_3$ の相互差 (基準側ベアリング全数)	± 15 7	± 20 10	± 30 20	± 50 30	± 20 20



注<sup>1)</sup> 同一レール/複数レール

表2 PUシリーズ/PEシリーズのラインナップ  
Table 2 Product lineup of miniature PU and PE series

シリーズ	サイズ番号	レール幅 (mm)	標準形		高荷重形	
			ベアリング形状記号	ラインナップ <sup>1)</sup>	ベアリング形状記号	ラインナップ <sup>1)</sup>
ミニチュアPUシリーズ	5	5	TR	○	-	-
	7	7	AR	○	-	-
	9	9	TR	○★	UR	○★
	12	12	TR	○★	UR	○★
	15	15	AL	○★	BL	○★
幅広形ミニチュアPEシリーズ	5	10	AR	○	-	-
	7	14	TR	○	-	-
	9	18	TR	○★	UR	○★
	12	24	AR	○★	BR	○★
	15	42	AR	○★	BR	○★

注<sup>1)</sup>: ○ = 予圧保証品有り; ★ = ランダムマッチング品有り

図1には、ランダムマッチング品の呼び番号の構成例を示す。ランダムマッチング品はベアリングとレールをそれぞれ個別に取扱うが、必要に応じてそれらを組立てた状態で販売することもできる。

注<sup>1)</sup> ピッチングはガイドと直交する水平な軸を中心に回転する方向  
注<sup>2)</sup> ヨーイングはガイドに直交する垂直な軸を中心に回転する方向

### 3. 用途

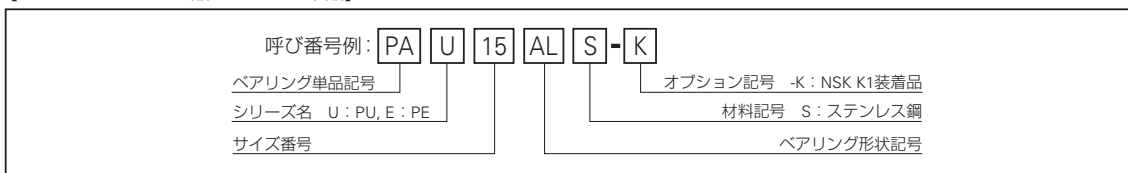
半導体製造装置、液晶製造装置、医療機器、検査機器、各種小型精密ステージ等、幅広い用途で使用されている。

### 4. まとめ

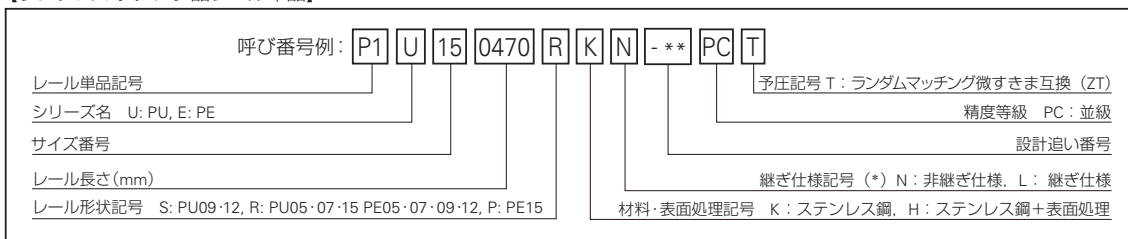
ミニチュアリアニアガイドPUシリーズ/PEシリーズは、予圧保証品に加え、レールとベアリングの任意の組合せを可能としたランダムマッチング品をラインナップすることにより、それぞれの用途・使用環境に合せた、より最適なガイドを短納期で提供することが可能となっている。

なお、サイズ番号が5番と7番のランダムマッチング品については、今後の市場からの要求によって展開を計画していく予定である。

【ランダムマッチング品ベアリング単品】



【ランダムマッチング品レール単品】



【ランダムマッチング品組立品】

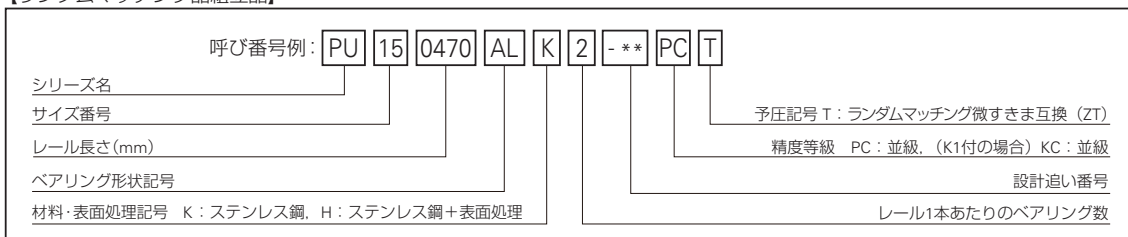


図1 呼び番号

Fig. 1 Examples of miniature PU and PE series nomenclatures



商 品

紹 介

電動パワーステアリング用 高耐久・高剛性・スライダブル中間シャフト“PQUS24（ピクアス 24）”

Highly Durable, Highly Rigid, Slidable Intermediate Shaft for EPS

新興国では、自動車の普及に伴い、燃費改善に貢献する電動パワーステアリング（EPS）の採用が拡大している。これらの市場では、悪路を走行することが多く、荒れた路面での耐久性向上と、ハンドル（ステアリングホイール）に伝わる振動や異音の抑制が課題である。

EPS は、ドライバーが曲がりたい方向に操舵する（ハンドルを切る）と、その操舵力をモータでアシストし、中間シャフトを介して足回りへ伝える。中間シャフトは、回転（操舵角と操舵力）を伝えるだけでなく、伸縮することで、車体のたわみと振動を吸収する部品である（**図 1**）。

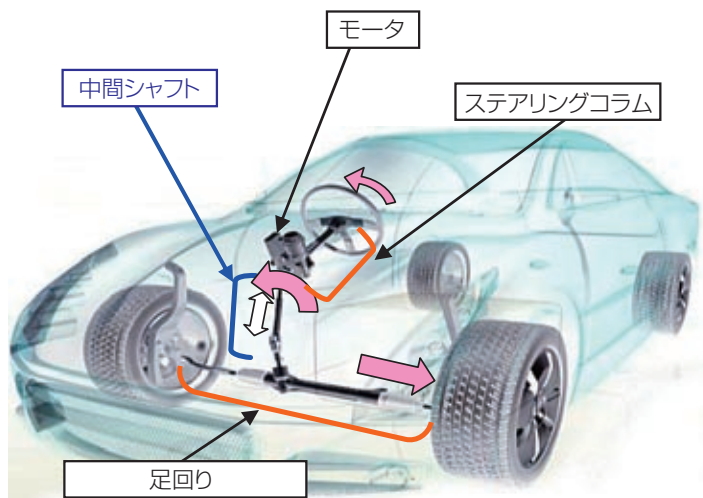
新興国では、路面の悪いところが多く、路面からの振動が大きいため、中間シャフトは頻繁に、かつ大きく伸縮する。このため、伸縮するスライド嵌合部が摩耗し、不快な振動や異音が発生し問題となることがある。また、中間シャフトの剛性は、ステアリングフィールに影響する。NSK は、以下の優れた特長により、EPS 用として、耐久性とステアリングフィールを高めた高耐久・高剛性・スライダブル中間シャフト“PQUS24”を開発した（**写真 1**）。



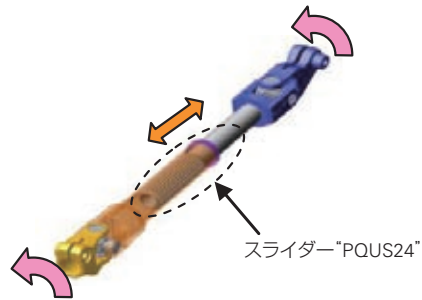
**写真 1** 高耐久・高剛性・スライダブル中間シャフト“PQUS24”  
**Photo 1** Newly developed, highly durable, highly rigid, slidable intermediate shaft: PQUS24

1. 構成(構造)

本製品は、樹脂をコーティングした外径に、噛み合う歯を成形した中空のインナーシャフトと、噛み合う歯を内径に成形したアウトチューブから構成されている（**図 2**、**図 3**）。



**図 1** コラムタイプ電動パワーステアリング  
**Fig. 1** Column-type electric power steering system



回転を伝達しながらスムーズにスライドする

1. 操舵の回転角と回転力を足回りへ伝達する
2. 走行時の振動や車体のたわみをスライドして吸収する
3. ガタつかない

図2 中間シャフトの役割

Fig. 2 Roles of the intermediate shaft

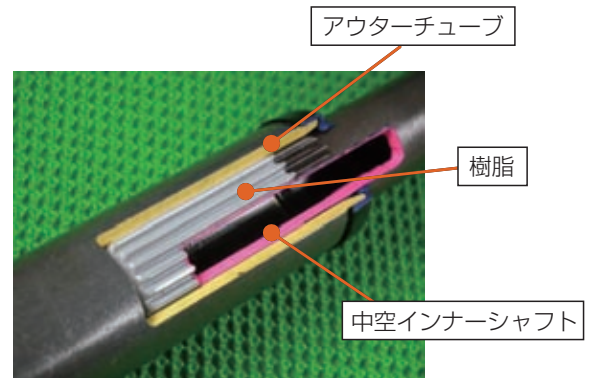


図3 “PQUS24”の構造

Fig. 3 Cutaway view of the newly developed PQUS24

## 2. 特長

### (1) スライド嵌合部の耐久性向上

スライド嵌合部のサイズアップと、噛み合い歯数を増やすことにより、歯面に加わる力を低減し、耐摩耗性を良くして耐久性を向上させた。

### (2) ステアリングフィール向上

スライド嵌合部のサイズアップ、噛み合い歯数を増やすこと、およびインナーシャフトのサイズアップにより、スライド部の剛性を高めることで、ステアリングフィールを向上させた。また、高出力コラムタイプEPS用としては世界で初めて、インナーシャフトを中空化し、アウターチューブの大きさを従来品と同等としながら軽量化も同時に実現した。

### (3) ハンドルに伝わる振動抑制

インナーシャフト表面に最適な厚さの樹脂をコーティングし、潤滑性能が優れるグリースを採用して、スライド嵌合部の摩擦を低減させた。さらに、スライド嵌合部のサイズアップと噛み合い歯数を増やすことで、歯面に加わる力を減らし、スライド抵抗を大幅に低減させた。これらにより、悪路走行時に、中間シャフトがスムーズにスライドして振動を吸収することによって、路面からハンドルに伝わる不快な振動や異音を低減した。

## 3. まとめ

本製品は、悪路での耐久性を高めると同時に、ドライバーと車の一体感があるステアリングフィールを実現した。さらには、悪路での走行時にハンドルへ伝わる不快な振動や異音を抑制できる性能を有しており、新興国をはじめ、広くグローバル市場の自動車に適している。

商品

紹介 ステアリングコラム用 新 ポジティブ ロック機構“ウェッジギヤ”

Wedge Gear of New Positive-Lock Mechanism for Steering Column

ステアリングコラムは、自動車の3大機能“走る、曲がる、止まる”の“曲がる”を司る重要部品である。その他に、万が一の事故の際にはエアバッグの支持をするだけでなく、コラム自体が縮んで乗員の衝撃を吸収するといった安全に対する機能を有している。また、ステアリングホイールの位置を乗員の体格や好みに合わせて調整できる機能も有する場合が多い。このように衝突時には確実にステアリングホイールの位置を確保し、かつ一方では、ステアリングホイールの位置をスムーズに微調整できなければならないといった相反する機能を要求される部品である。

今回、NSKではこの相反する機能を両立させる、新機構のポジティブロック“ウェッジギヤ”を開発したので、以下に紹介する。

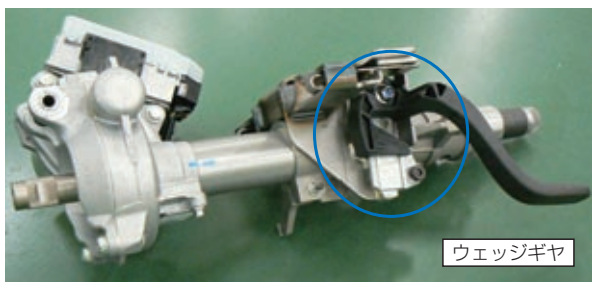


写真1 本開発品が採用された電動パワーステアリング  
Photo 1 An EPS with the newly developed, positive-lock, Wedge Gear mechanism

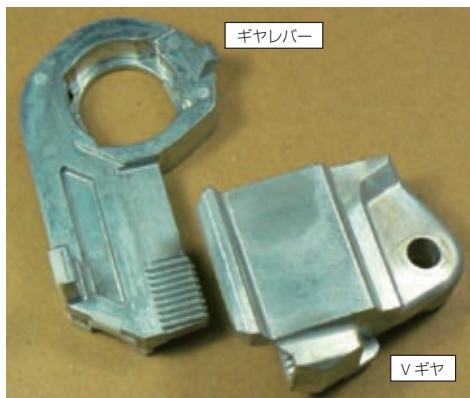
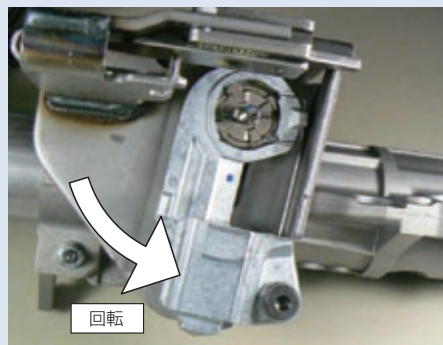


写真2 新 ポジティブ ロック機構“ウェッジギヤ”のギヤレバーとVギヤ  
Photo 2 Gear lever and V-gear for the Wedge Gear of the new positive-lock mechanism

1. 構成(構造)および動作原理

写真1は、ウェッジギヤを搭載したコラムタイプの電動パワーステアリング (EPS) である。写真2は、その主要構成部品である、ギヤレバーとVギヤを示している。

ギヤレバーの先端部断面はくさび状になっており、くさびの両面に微小な歯が成型されている。受け側のVギヤにも、V字部分に同様の微小な歯が成型されており、これらの歯の凹凸が噛み合うことにより、強固なロックとなる(写真3(a))。一方、ギヤレバーのロックを解除して噛み合いを外した状態では、何の拘束もなくなりスムーズに歯の相互位相、すなわちステアリングホイールの上下位置を変えることが可能となる(写真3(b))。これらを図式的に示したのが図1である。

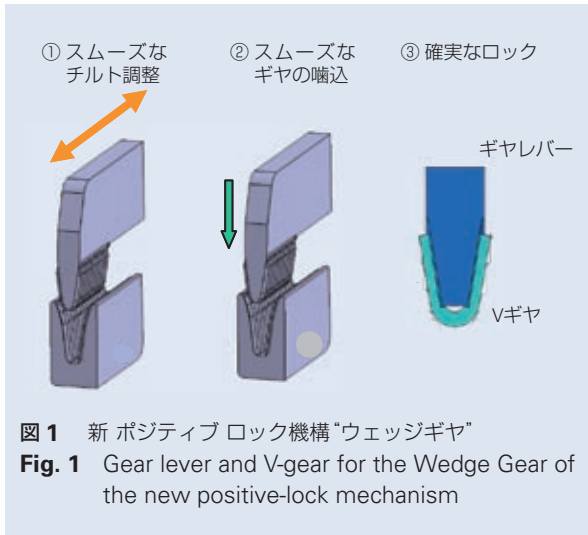


(a) ギヤレバー締付状態



(b) ギヤレバー解除状態

写真3 新 ポジティブ ロック機構“ウェッジギヤ”  
Photo 3 Wedge Gear of the new positive-lock mechanism



## 2. 特長

従来のポジティブ ロック機構としては、多板式と平面ギヤ式があった。

### (1) 多板式

多板式は、複数の鋼板間の摩擦で保持力を確保するが、ステアリングホイールの位置を調整する時、すなわち開放時に、鋼板間のすきまを十分取れずに擦れ感が生じる。また、摩擦力が安定しない場合があるとか、所望の保持力を得るために板の枚数を増やすと部品点数が多くなる、といった難点がある。

### (2) 平面ギヤ式

平面ギヤ式は、平面ギヤが正面向向しており、山と山が噛み合ってしまう場合が生じ、操作性や確実性に難点がある。

これらの特徴を比較してまとめたものが表1である。

また、最も重要な、ステアリングホイール位置での上下方向保持力を示したのが図2である。ウェッジ

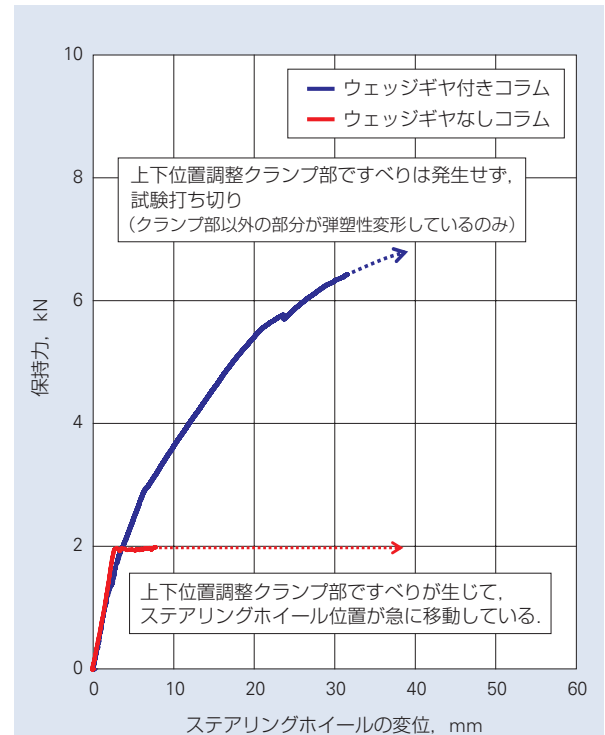


図2 ステアリングホイールの保持力比較 (ウェッジギヤ有無の比較)

Fig. 2 Holding force comparison of steering wheels of columns with and without a Wedge Gear

ギヤにより、保持力がポジティブ ロック無しの場合に比べて3倍以上になっており、衝突時に乗員が前方に投げ出されてもステアリングホイールの上下位置変化を抑え、衝撃吸収をより有効に働かせることができる。

## 3. まとめ

今回紹介した新 ポジティブ ロック機構は、既に量産を開始している。今後、自動車のさらなる安全性向上に貢献すべく本開発品の展開を推進していく。

表1 ポジティブ ロック機構別の比較

Table 1 Comparison of various positive-lock mechanisms

項目	ウェッジギヤ	① ポジティブ ロック構造なし	② 多板式	③ 平面ギヤ式
チルト操作性	◎	◎	○	◎
レバー締付操作性	◎	◎	◎	△
ポジティブ ロック性能	◎	△	○	◎

商品

紹介

高剛性・超大トルク・回転位置決めユニット “メガポジショナ™”

MEGAPOSITIONER of Highly Rigid, Ultralarge-Output-Torque, Rotary Positioning Units

現在、液晶テレビや太陽電池向け設備は、パネルの大型化に伴い生産設備の大型化が進んでいる。また、自動車部品等においては、大型部品製造設備の高速・高精度化が進んでいる。

NSKは、このような大型・重量物を高速・高精度に回転位置決めするニーズに対応するため、“メガポジショナ(写真1)”を開発したので、以下に紹介する。

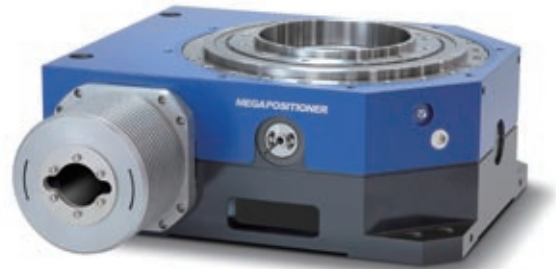


写真1 高剛性・超大トルク・回転位置決めユニット “メガポジショナ™”

Photo 1 Megapositioner of highly rigid, ultralarge-output-torque, rotary positioning units

1. 構成(構造)

メガトルクモータ™ とバックラッシュのない精密減速機を組み合わせることで、高トルク、高精度をコンパクトに実現し、大型部品の高速・高精度な回転位置決めを可能にした。

2. 特長

(1) 慣性モーメントが大きな負荷を高速位置決め

メガトルクモータと精密減速機を組み合わせ、最大 700 kg・m<sup>2</sup> の慣性モーメントを持つ搭載物まで対応可能にした。最大出力トルクは 500 N・m と 1 960 N・m の 2 機種をラインナップする。図1に、メガポジショナの負荷慣性モーメントと出力トルクの関係を示す。

(2) 高精度位置決め

メガトルクモータとバックラッシュのない精密

減速機を組み合わせることで、繰返し位置決め精度±5秒(位置決め精密仕様)を実現した。図2に、出力軸1回転ごとの位置決め精度の測定結果を示す。

(3) コンパクトながら高剛性と大口径中空穴を両立

本体高さ 222 mm (SR6 シリーズ) のコンパクトな薄型デザインでありながら、許容モーメント荷重 9 000 N・m (モーメント単一荷重時) と高剛性を実現した。さらに、装置の配管や配線の取り回しを容易にするため、回転部の中心部に大口径の中空穴を設けている。

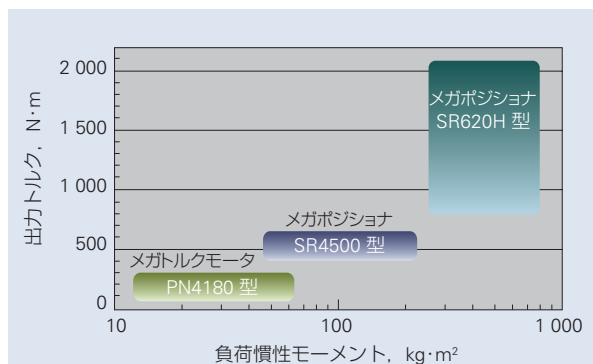


図1 メガポジショナの適用範囲  
Fig. 1 Applicable ranges of Megapositioners

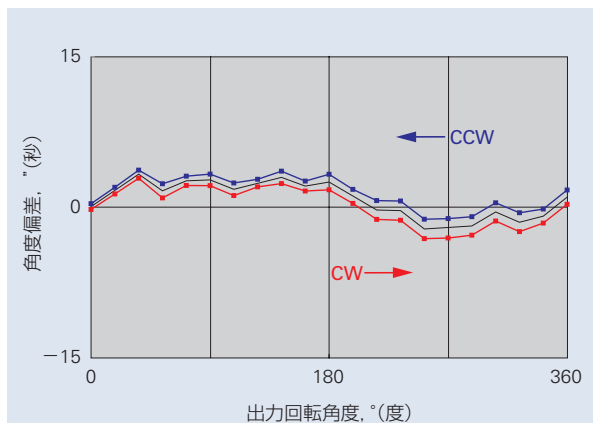
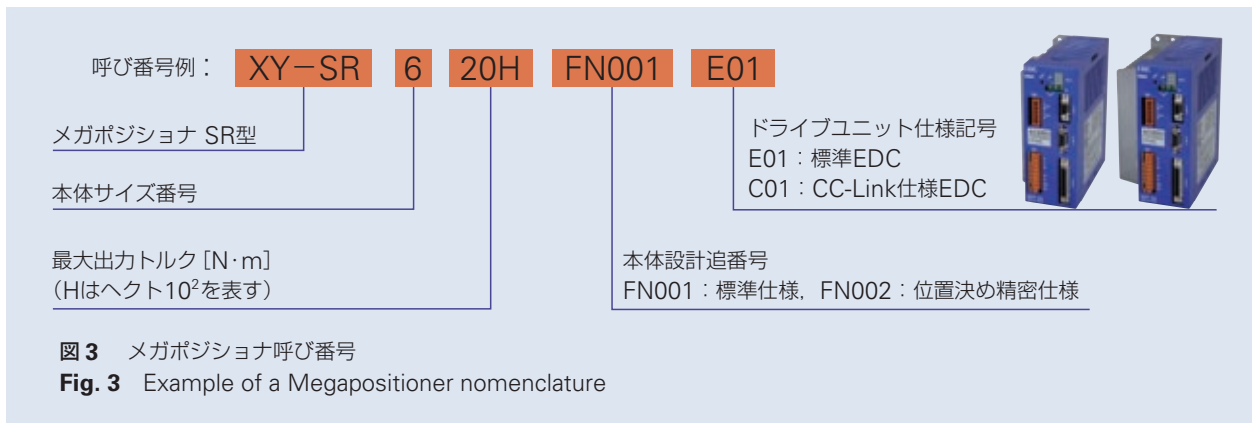


図2 出力軸1回転ごとの位置決め精度  
Fig. 2 Positioning accuracy per 1 revolution of output shaft



(4) ドライブユニットにメガトルクモータを採用  
 コントローラ機能を内蔵したメガトルクモータをドライブユニットに採用している。このため、立上げや操作は、メガトルクモータと同じ取扱いで実施できる。

#### 4. まとめ

今回紹介したメガポジョナは、既に量産を開始している。今後も多様なユーザの要求に応えられる製品の展開を進めていく。

### 3. 呼び番号と仕様表

メガポジョナの呼び番号を**図 3**に、仕様を**表 1**に示す。

**表 1** メガポジョナ仕様表

**Table 1** Specifications of Megapositioners

性能項目 \ 製品呼び番号 (本体)	XY-SR4500FN001	XY-SR4500FN002	XY-SR620HFN001	XY-SR620HFN002
最大出力トルク [N・m]	500		1 960	
定格出力トルク [N・m]	80		520	
最高回転速度 [s <sup>-1</sup> ]	0.42		0.21	
定格回転速度 [s <sup>-1</sup> ]	0.25		0.04	
減速比	20		24	
回転位置検出器分解能 [分割/回転]	52 428 800		62 914 560	
絶対位置決め精度 [″ (秒)]	60	40	60	40
繰返し位置決め精度 [″ (秒)]	±15	±5	±15	±5
出力軸端面振れ [μm]	10			
許容アキシャル荷重 [N]	11 600		32 700	
許容ラジアル荷重 [N]	10 200		28 900	
許容モーメント荷重 [N・m]	820		2 770	
許容負荷慣性モーメント [kg・m <sup>2</sup> ]	200		700	
質量 [kg]	100		240	
環境条件	動作温度 5℃～40℃, 湿度 20%～80%, 屋内使用, 塵埃・結露・腐食性ガス等なきこと.			

商 品

紹 介

高加減速メガトルクモータ™ “PX シリーズ”

PX Series of High-Acceleration MEGATORQUE MOTOR

近年、スマートフォンや液晶 TV の需要拡大に牽引され、中国、台湾、韓国など東アジアを中心に LED (Light Emitting Diode) などの電子部品の急速な生産拡大が続いている。また、日本や欧米諸国の自動車産業では、省エネと安全意識の高まりから、車載用 IC の需要が増加している。それら電子部品の検査装置では、スループットと信頼性の向上が強く望まれている。この要求に応えるために、慣性モーメントが小さい場合(以下、軽負荷)の位置決め時間の飛躍的な短縮と停止精度の向上を目指した“高加減速メガトルクモータ PX シリーズ”(写真 1)を新たに開発した。

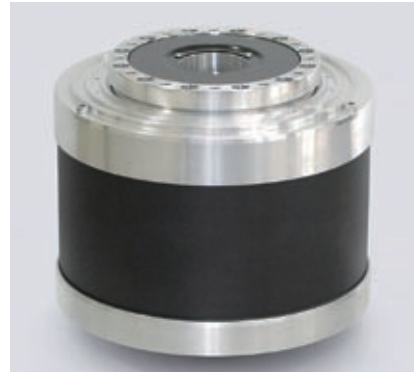


写真 1 メガトルクモータ™“PX シリーズ”  
Photo 1 PX series of Megatorque Motor

1. 商品構成

メガトルクモータは 1985 年に本格的な量産を始め、ダイレクトドライブモータの市場を主導的に築いてきた。現在、メガトルクモータは 2 つのシリーズをそろえ、中軽量物の高速搬送に対して“PS シリーズ”、大物・重量物の高速搬送に対して“PN シリーズ”を提供している。

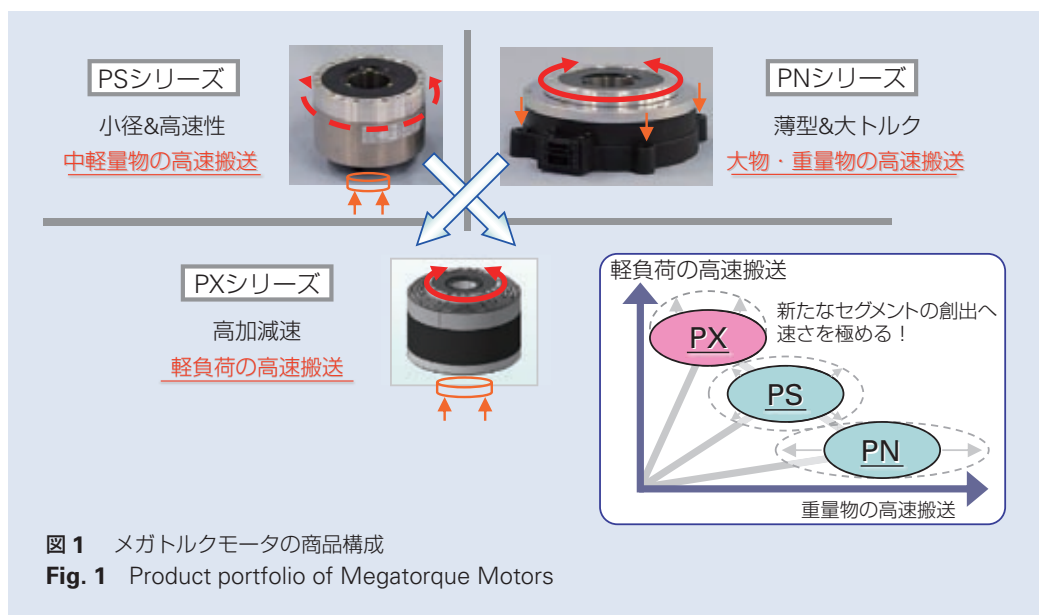
近年の電子部品の生産拡大に呼応し、軽負荷の高速位置決めにて特化した“PX シリーズ”をラインナップした(図 1)。

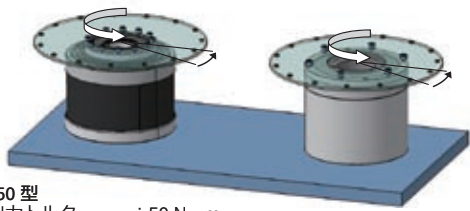
2. 特長

- (1) 高加減速による位置決め時間の短縮  
モータのロータ径寸法を小さく抑え、外周に高

出力な巻線を配置したことで、出力トルク対慣性の比を改善でき、加減速性能を従来比約 2 倍に高めた。

- (2) 軸受周りの構造強化による搬送精度の向上  
回転テーブルの振動を抑制するため、軸受周りの構造を強化している。また、出力軸面を突出させるなど、モータ発熱による回転テーブルの面精度への影響に配慮した。
- (3) コンパクトなサイズと大きな中空穴  
PX3 型は外径サイズを  $\phi 160$  mm とし、現行シリーズからの置き換えに配慮した。また、 $\phi 35$  mm の中空穴を備え、吸着ノズルの配管や信号配線の敷設が行える。





**PX3050 型**  
 最大出力トルク : 50 N・m  
 ロータ慣性モーメント : 0.0028 kg・m<sup>2</sup>

**PS3060 型**  
 最大出力トルク : 60 N・m  
 ロータ慣性モーメント : 0.019 kg・m<sup>2</sup>

図2 PX3050 型と PS3060 型の比較  
 Fig. 2 Comparison of PX3050 and PS3060

位置決め試験の結果を図2、図3に示す。試験は軽負荷(慣性モーメント 0.005 kg・m<sup>2</sup>)をPX3050型(新シリーズ)に搭載し、位置決め角度は15度とした。比較としてPS3060型(現行シリーズ)でも同試験を行った。両モータのロータ慣性モーメントは図2に示している。

図3に示すとおり、回転加速度は 320 s<sup>-2</sup> から 770 s<sup>-2</sup> に向上でき、位置決め時間は 29.8 ms から 19.6 ms まで短縮された。軽負荷の位置決めにおいてPXモータの優位性が示されている。

### 3. 用途

LED や IC など電子部品の最終工程ではハンドラという自動検査選別装置が用いられている。この中で、タレット方式は、複数の検査工程を放射状に配置し、回転テーブルで部品(被検査対象)の搬送を行うものを指す(図4)。

かつては機械式インデックスが用いられたが、高加減速化と位置決め精度の両立が困難で、メガトルクモータへの置き換え実績も増えている。採用にあたりスループットやライン稼働率の向上、検査精度の向上、選別率改善が期待されている。

### 4. まとめ

メガトルクモータは、自動車産業における組立機への搭載を皮切りに、半導体製造装置産業の成熟化、CD や DVD などメディア基板の普及といった大きな産業進化の流れを着実に捉えて成長を続けてきた。

近年、東アジア地域がLED など電子部品製造の一大集積地となりつつあり、より簡単に、より早く、高精度な回転機構を実現させる手段として、ダイレクトドライブモータは大きな注目を浴びている。

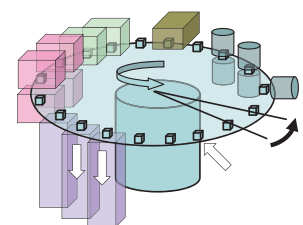
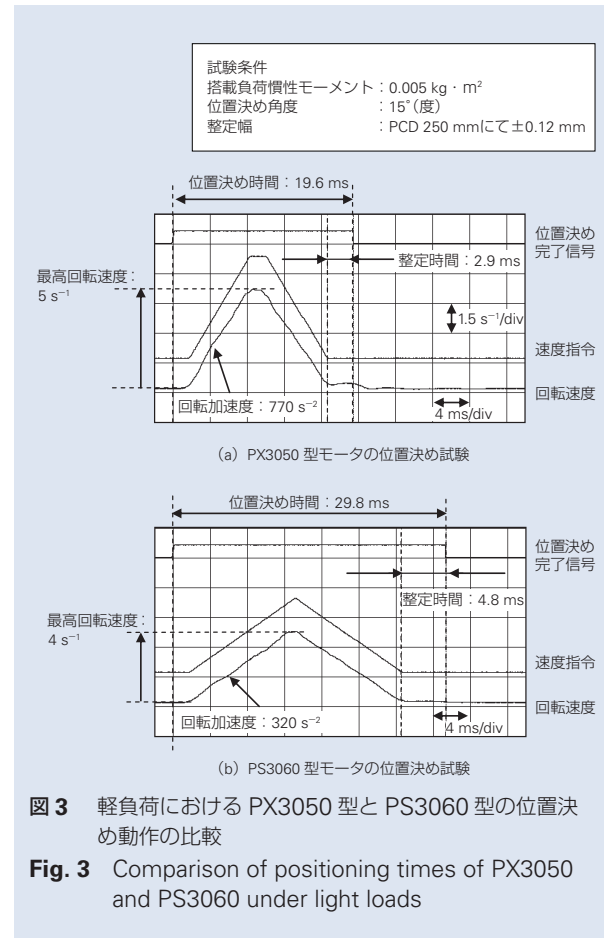


図4 タレット方式のハンドラ装置  
 Fig. 4 Turret-type test handler system

スマートフォンや液晶テレビなどの産業構造は変革を続けている。多様化するニーズを見定めながら“PXシリーズ”を進化させ続け、これらの産業の成長を支元から支えていきたい。

#### 参考資料

- 1) 小西博英, 大平倫正, “半導体産業とメガトルクモータの成長の軌跡、そして新たな方向性について”, 月刊トライボロジー, 303 (2012. 11) 25-27.



本 社	TEL.03-3779-7111 (代)	FAX.03-3779-7431	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
産業機械事業本部	TEL.03-3779-7227 (代)	FAX.03-3779-7644	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.03-3779-7189 (代)	FAX.03-3779-7917	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
<b>営業本部</b>			
産機営業統括部	TEL.03-3495-8223 (代)	FAX.03-3779-8698	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
販売店営業統括部	TEL.03-3779-7297 (代)	FAX.03-3495-8231	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
販売技術統括部	TEL.03-3779-7315 (代)	FAX.03-3779-8698	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
東北支社	TEL.022-261-3735 (代)	FAX.022-261-3768	宮城県仙台市青葉区一番町 1-2-25 (仙台 NSビル 7F) 〒980-0811
日立支社	TEL.029-222-5660 (代)	FAX.029-222-5661	茨城県水戸市城南 1-4-7 (第 5 プリンスビル 6F) 〒319-0803
北関東支社	TEL.027-321-2700 (代)	FAX.027-321-2666	群馬県高崎市栄町 16-11 (高崎イーストタワー 2F) 〒370-0841
長岡営業所	TEL.0258-36-6360 (代)	FAX.0258-36-6390	新潟県長岡市東坂之上町 2-1-1 (三井生命長岡ビル 7F) 〒940-0066
東京支社 第一営業部	TEL.03-3779-7302 (代)	FAX.03-3779-7437	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
札幌営業所	TEL.011-231-1400 (代)	FAX.011-251-2917	北海道札幌市中央区北二条東 11-23 〒060-0032
宇都宮営業所	TEL.028-610-8701 (代)	FAX.028-610-8717	栃木県宇都宮市東宿郷 2-2-1 (ビッグ・ピースクエア 7F) 〒321-0953
東京支社 第二営業部	TEL.03-3779-7334 (代)	FAX.03-3779-7437	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
東京支社 第二営業部 (八王子)	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
東京支社 販売店営業部	TEL.03-3779-7251 (代)	FAX.03-3495-8241	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
東京支社 販売技術部	TEL.03-3779-7307 (代)	FAX.03-3495-8241	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
西関東支社	TEL.046-223-9911 (代)	FAX.046-223-9910	神奈川県厚木市中町 2-6-10 (東武太朋ビル 5F) 〒243-0018
長野支社	TEL.0266-58-8800 (代)	FAX.0266-58-7817	長野県諏訪市中洲 5336-2 (諏訪貿易流通会館轟ビル 4F) 〒392-0015
上田営業所	TEL.0268-26-6811 (代)	FAX.0268-26-6813	長野県上田市大手 1-6-4 〒386-0024
甲府営業所	TEL.055-222-0711 (代)	FAX.055-224-5229	山梨県甲府市丸の内 2-14-13 (ダイタビル 3F) 〒400-0031
静岡支社	TEL.054-253-7310 (代)	FAX.054-275-6030	静岡県静岡市葵区紺屋町 17-1 (葵タワー 22F) 〒420-0852
名古屋支社 営業部	TEL.052-249-5749 (代)	FAX.052-249-5826	愛知県名古屋市中区新栄 2-1-9 (雲電フレックスビル西館 2F) 〒460-0007
名古屋支社 販売店営業部	TEL.052-249-5750 (代)	FAX.052-249-5751	愛知県名古屋市中区新栄 2-1-9 (雲電フレックスビル西館 2F) 〒460-0007
名古屋支社 販売技術部	TEL.052-249-5720 (代)	FAX.052-249-5701	愛知県名古屋市中区新栄 2-1-9 (雲電フレックスビル西館 2F) 〒460-0007
北陸支社	TEL.076-260-1850 (代)	FAX.076-260-1851	石川県金沢市藤江南 1-40 〒920-0346
関西支社 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
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
姫路営業所	TEL.079-289-1521 (代)	FAX.079-289-1675	兵庫県姫路市南駅前町 100 (パラシオ第 2 ビル 8F) 〒670-0962
関西支社 第二営業部	TEL.06-6945-8248 (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	滋賀県草津市若竹町 8-4 〒525-0031
関西支社 販売店営業部	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
関西支社 販売技術部	TEL.06-6945-8168 (代)	FAX.06-6945-8178	大阪府大阪市中央区北浜東 1-26 (大阪日精ビル 7F) 〒540-0031
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 2-6-1 (九勤筑紫通ビル 7F) 〒812-0013
熊本営業所	TEL.096-337-2771 (代)	FAX.096-348-0672	熊本県熊本市北区楠 8-16-50 〒861-8003
東日本自動車第一部 (厚木)	TEL.046-223-8881 (代)	FAX.046-223-8880	神奈川県厚木市中町 2-6-10 (東武太朋ビル 5F) 〒243-0018
東日本自動車第一部 (富士)	TEL.0545-57-1311 (代)	FAX.0545-57-1310	静岡県富士市永田町 1-124-2 (明治安田生命富士ビル 2F) 〒417-0055
東日本自動車第二部	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 (宇都宮)	TEL.028-610-9805 (代)	FAX.028-610-9806	栃木県宇都宮市東宿郷 2-2-1 (ビッグ・ピースクエア 7F) 〒321-0953
東日本自動車第三部 (東海)	TEL.0566-71-5260 (代)	FAX.0566-71-5365	愛知県安城市三河安城町 1-9-2 (第 2 東祥ビル 5F) 〒446-0056
東日本自動車第四部	TEL.027-321-3434 (代)	FAX.027-321-3476	群馬県高崎市栄町 16-11 (高崎イーストタワー 3F) 〒370-0841
中部日本自動車部 (豊田)	TEL.0565-31-1920 (代)	FAX.0565-31-3929	愛知県豊田市下市場町 5-10 〒471-0875
中部日本自動車部 (東海)	TEL.0566-71-5351 (代)	FAX.0566-71-5365	愛知県安城市三河安城町 1-9-2 (第 2 東祥ビル 5F) 〒446-0056
中部日本浜松自動車部	TEL.053-456-1161 (代)	FAX.053-453-6150	静岡県浜松市中区板屋町 111-2 (浜松アクトタワー 19F) 〒430-7719
西日本自動車部 (大阪)	TEL.06-6945-8169 (代)	FAX.06-6945-8179	大阪府大阪市中央区北浜東 1-26 (大阪日精ビル 5F) 〒540-0031
西日本自動車部 (広島)	TEL.082-284-6501 (代)	FAX.082-284-6533	広島県広島市南区大州 3-7-19 (広島日精ビル 2F) 〒732-0802
西日本自動車部 (姫路)	TEL.079-289-1530 (代)	FAX.079-289-1675	兵庫県姫路市南駅前町 100 (パラシオ第 2 ビル 8F) 〒670-0962

〈2013年6月現在〉

最新情報はNSKホームページをご覧ください。

お問合せ：製品については、お近くの支社・営業所にお申し付けください。

製品の技術的な内容  
についてのお問合せ

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

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お願い致します。

# NSK TECHNICAL JOURNAL

DECEMBER 2013 No. 686

印刷 平成 25 年 12 月 16 日  
発行 平成 25 年 12 月 22 日  
編集人 満江 直樹  
発行人 海老澤 斉  
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的外観、仕様などは予告なしに変更することがあります。  
なお、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



円滑でくらしやすい地球のために

この印刷物は環境に配慮した印刷方法を採用しています。