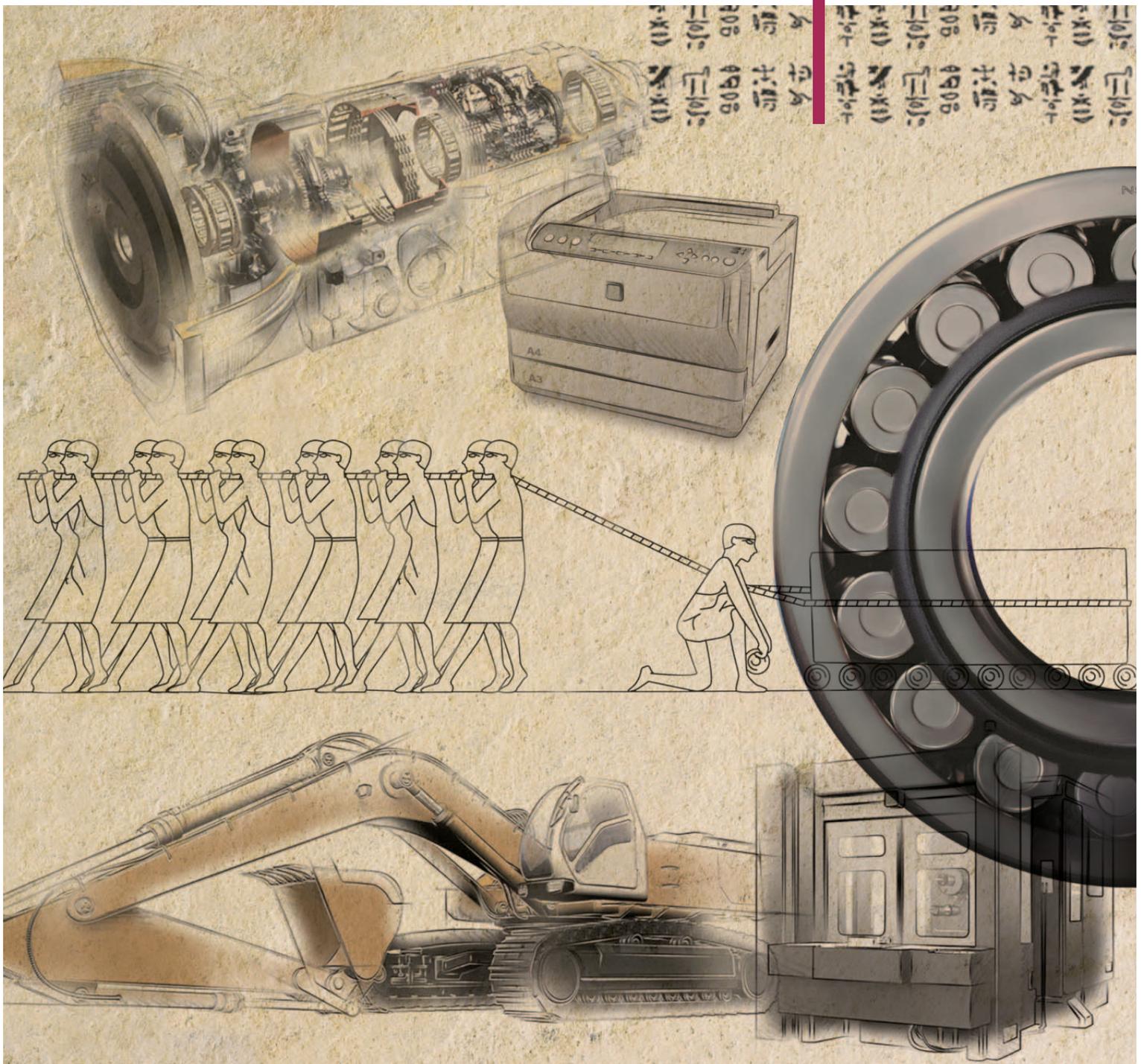


# NSK TECHNICAL JOURNAL

MARCH • 2006

No. 680



# NSK TECHNICAL JOURNAL

MARCH・2006

No. 680

## 寄稿

これからのトライボロジー50年 ..... 東北大学 教授 加藤 康司 1

## 解説・論文

自動調心ころ軸受特有の疲労破損メカニズムと長寿命化

第1報 自動調心ころ軸受の破損メカニズム ..... 植田 徹, 植田 光司 6

軸受外輪クリープの発生メカニズム ..... 展 建軍, 坂尻 義晃, 武村 浩道, 湯川 謹次 13

小径玉軸受における新しいフレッチング評価方法 ..... 坂上 賢太郎, 丸山 泰右 19

最新の真空・クリーン用薄膜潤滑技術 ..... 金野 大 24

ナノポジショナーの開発 ..... 田中 申明 29

超高速プラネタリニードル軸受の開発 ..... 浦上 正剛, 劉 軍, 松本 洋一 36

耐摩耗性・高強度保持器付スラストニードル軸受の開発

..... 増田 聡史, 武村 浩道, 清水 康之 42

## 商品紹介

事務機用アースフリー® 軸受シリーズ ..... 48

電装用高温長寿命軸受 ..... 50

高負荷容量アンギュラコンタクト水ポンプ軸受 ..... 52

偏心軸受 ..... 54

異物環境用 NSK リニアガイド「V1シリーズ」 ..... 56

高出力ピニオンタイプ電動パワーステアリング ..... 59

ハイドロフォーミングによる非溶接ステアリングコラム ..... 62

メガトルクモータ® PSシリーズ ..... 64

# NSK TECHNICAL JOURNAL

MARCH • 2006

No. 680

## **Contribution**

The Next 50 Years in Tribology ..... Professor, Tohoku University K. Kato 1

## **Technical Papers**

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

Part I : Unique Fatigue Failure of Spherical Roller Bearings

..... T. Ueda, K. Ueda 6

Outer Ring Creep of a Bearing ..... J. Zhan, Y. Sakajiri, H. Takemura, K. Yukawa 13

Method of Evaluation Fretting of Extra Small Ball Bearings ..... K. Sakagami, T. Maruyama 19

Latest Developments in Thin-Film Lubrication Technology for Vacuum and Clean Environments

..... D. Kinno 24

Development of Nano-Positioner ..... N. Tanaka 29

Development of Ultrahigh-Speed Planetary Needle Roller Bearings .. S. Urakami, J. Liu, Y. Matsumoto 36

Development of Thrust Needle Roller Bearing with Wear-Resistant & High-Strength Cage

..... S. Masuda, H. Takemura, Y. Shimizu 42

## **New Products**

Newly Developed Conductive-Grease Prelubricated Bearing Series ..... 48

High-Temperature Long-Life Electrical Component Bearings ..... 50

High-Capacity Angular-Contact Water Pump Bearings ..... 52

Eccentric Bearings ..... 54

NSK V1 Series Linear Guide for Contaminated Environments ..... 56

High-Output Pinion-Type Electric Power Steering ..... 59

Hydroformed Steering Column ..... 62

PS Megatorque Motor® Series ..... 64

# これからのトライボロジー 50年

東北大学大学院工学研究科 教授 加藤 康司  
 仙台市青葉区荒巻字青葉 koji@tribo.mech.tohoku.ac.jp



## 1. まえおき

2005年11月のある日、外国のブレーキメーカーの社長をしておられる方との日本語の会話の一部である。

「トライボロジーの研究を何年なさっておられるのですか。」

「40年になります。」

「技術があっという間に古くなる時代ですが、そんなに研究テーマがありますか。」

「まだまだたくさんありますね。トライボロジーをやっていて実に幸いでした。」

「私もブレーキをやりながらそう思いますよ。この世界はまさしくマジックですね。」

## 2. 回 想

10万年以上の昔、旧石器時代の賢人は  
 摩擦を利用し火を起こした  
 5千年以上の昔、古代エジプトの賢人は  
 摩擦を利用し宝石に穴をあけ首飾りを作った

その後潤滑ところがりの技術が発達し  
 私たちに最も一般的なトライボロジーの形は  
 軸受けになった

トライボロジストの心は「受け」になった

象徴的である  
 火を起こし宝石に穴を開けた  
 古代のトライボロジストの姿勢は  
 「攻め」であった。

思い巡らすべきは火を起こす心であろう  
 為すべきは火をつけることであろう

16年前のトライボロジスト誌<sup>1)</sup>(34巻 第4号, 1989)に寄せた小文の一部である。その心をもって軸受けの世界を観るならば、1999年の日産車に搭載されたNSKのトロイダルCVTは攻めの心の20年が実を結んだトライボロジー界における美事な成功の1例であろう。私が研生活の後半20年においてトライボロジー研究室の若者たち(学生, 院生, 研究生, 助手, 講師, 助教授)と試みた攻めのテーマはどんなものであったろうか。

応用技術に直結するものとしては、「セラミックス球の磁性流体研磨法の発明と開発」、「セラミックスと金属のしまりばめ用シュリンクフィッターの発明と開発」、「宇宙機器用トライボコーティング潤滑法の発明と開発」、「接触面局所微小滑りの可視化法の発明と開発」、「液晶パネル用ラビング布の評価法の開発」、「セラミックス水潤滑用最適テクスチャーの開発」、「超音波モータ駆動によるナノ位置決めX-Yステージの開発」、などを挙げるができる。いずれもが10~20年の研究テーマであった。

摩擦と摩耗のメカニズムに対する理解を深めるための基礎研究の攻めのテーマとしては、金属及びセラミックスの「摩耗の微視機構の解明」と「摩擦係数と摩耗形態を結びつけた Wear Map の作成」を挙げるができる。更に、新しい潤滑領域を広げるための基礎研究の攻めのテーマとして「セラミックスの水潤滑機構の解明」と「Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>/CN<sub>x</sub> 及び CN<sub>x</sub>/CN<sub>x</sub> の窒素ガス潤滑機構の解明」を挙げるができる。

それぞれのテーマはそれなりの成果を挙げているが、それらを述べるのが本文の目的ではない。応用研究のほとんどは20年後に山場を越えたこ

と、及び基礎研究の4テーマは現在も継続されていること、そしてそれらが私達の攻めであったことを確認するに留めることとする。

### 3. 2005年の常識

真空中及び空气中無潤滑の摩擦係数  $\mu$  は Junction-Growth Theory に基づく

$$\mu = f / \{ (1 - f^2) \}^{\frac{1}{2}},$$

(  $f$  = 接触面せん断強度 / バルク材せん断強度 )  
 : 材料と形で決る定数

に示されるようにゼロから無限大の範囲で変化する性質を有する。

潤滑膜が接触面に存在すれば  $f$  が小さくなり、その結果  $\mu$  が小さくなる。それに接触面の形に起因する流体力学的抵抗が加われば、流体潤滑の世界になる。接触面に油膜も水膜も無く、酸化膜も無くなれば、多くの金属は  $\mu > 5$  の大きな値を示す。金属の場合  $f$  の値は接触面の吸着膜が減るほどに2つの摩擦面の材料の組み合わせと酸素に敏感になる。摩耗率も  $f$  の値に大きく影響され広い範囲で変化する。  $10^{-9} \sim 10^{-2} \text{ mm}^3/\text{Nm}$  と8桁に及ぶ。材料の組み合わせは  $f$  を変化させ、それぞれの表面の摩耗率に特に大きく影響する。

すなわち、摩擦係数も摩耗率もシステムの応答特性であって材料の固有値ではない。それらは共に超多因子敏感現象である。軟らかい金属の接触面における厚くて均一な油膜はそのような感敏性を押さえ込み摩擦と摩耗を低く保つための最善の方法である。よって流体力学的潤滑のシステムのみが制御し易いシステムである。ここまでは20世紀までに一般に理解されるに到った摩擦と摩耗の現象と制御に関する常識である。

それでは「2005年の現在」と強調して確認されるべき新しい常識は何であろうか。

(1) システムを最も単純化した理想的な結晶の規則格子面と原子数個～数十個の突起の摩擦において、摩擦抵抗の応答は一定ではない。荷重と接触領域の大きさと原子の並びの乱れ方に応じた多様な不規則応答である。それが摩擦の基本特性であり、古典的な Junction-

Growth と Stick-Slip で説明されるものではない。

(2) ダイヤモンド / ダイヤモンドの摩擦係数は水素の吸着により下がる ( $\mu = 0.8 \rightarrow 0.2$ )。DLC / DLCの摩擦係数は水素を膜内に含むことによって下がる ( $\mu = 0.8 \rightarrow 0.001$ )。CNx / CNx の摩擦係数は窒素の吸着により下がる ( $\mu = 0.6 \rightarrow 0.006$ )。これらは金属 / 金属に対する酸素の吸着が  $f$  を下げ、よって  $\mu$  を下げる効果に似ている。

(3) 流体潤滑の場合を除き、摩擦と摩耗は不即不離、表裏一体である。両者を語る場合は、Tribo-layer にある。Tribo-layer において Mechanical mixing と Tribochemical reaction を語り、Velocity accommodation を語ることになる。

(4) 機械の潤滑剤として鉱物油を今後100年にわたって使用できると考えるのは資源の面からも環境の面からも不合理である。耐摩耗と低摩擦のための技は多様化しつつある。

(5) 金属 / 金属の摩擦面を潤滑している油は流れることにより帯電し、液中放電し、油を劣化させる。セラミックス / セラミックスの摩擦面においてはマイクロプラズマが発生し潤滑油を劣化させる。

(6) 水中のピン / ディスクにおいて、 $\text{Si}_3\text{N}_4 / \text{Si}_3\text{N}_4$  や  $\text{SiC} / \text{SiC}$  は running-in の後に、0.001のオーダーの摩擦係数と  $10^{-9} \sim 10^{-8} \text{ mm}^3/\text{Nm}$  の摩耗率を示す。平面 / 平面において、表面テクスチャーをほどこした  $\text{SiC} / \text{SiC}$  は0.0001のオーダーの摩擦係数を示す。

(7) Life Cycle Assessment に対応した Life Cycle Tribology<sup>2)</sup> の設計思想と評価が不可欠のものとなる。摩擦材料と潤滑剤及び潤滑方法に対して、この観点からの新しい選択が求められ、摩耗粒子の環境影響などの新しい視点が求められる。

以上は容易に確認できる事項の数例である。

#### 4. これからの50年に加わる常識

これからの50年に加わりそうな常識を考えるために過去の50年を振り返ってみる。

F. P. Bowden and D. Tabor による「The Friction and Lubrication of Solids」の第一巻が出版されたのが1950年，第二巻が1964年である<sup>3)4)</sup>。そこに盛られた多くの知見はほとんどが金属/金属の接触における摩擦特性と潤滑特性及びそれらのメカニズムに関するものである。それらの知見は摩擦とそれを制御する技としての潤滑の基礎を与えるものとして2005年の現在でも世界のトライボロジストのバイブルであろう。

もう1種類のバイブルは，1966年出版の A. Cameron の「Principles of Lubrication」<sup>5)</sup>と同年出版の D. Dowson & G. R. Higginson の「Elastohydrodynamic Lubrication」<sup>6)</sup>であろう。これらの本は流体潤滑と弾性流体潤滑の技の基本を設計に使える理論の形で与えてくれる。

1970年以前に出版されたこれらの本にほとんど含まれていないのが，摩擦に関する記述である。

そのような摩擦に関する専門誌として「WEAR」が G. Salmon を Editor として1957年に Elsevier から出版されたのは意義が深い。潤滑の大家の D. Dowson が1983～1998にわたって Editor であったことも意味深いことである。1977年には米国において K. Ludema が International Conference of Wear of Materials を創設し，二年ごとに800頁前後の分厚い論文集が出版されるようになり，1980年には米国トライボロジー界の総力を挙げたとも思われる金字塔の「Wear Control Handbook」<sup>7)</sup>が ASME より出版されている。

1985年に出版された K. L. Johnson の「Contact Mechanics」<sup>8)</sup>は摩擦と摩擦の両者に深く関わる接触力学の基礎を与えている。

2005年現在の世界のトライボロジスト達の知識と考え方の基礎はこれらの古典的名著や専門誌やハンドブックにまとめられた知識と体系に強く依存している。

20世紀の後半には，表面の粗さの測定が原子オーダーになり，接触面の油膜の観察スケールはナノメートルオーダになった。摩擦粒子の観察スケールもナノメートルオーダになった。Auger，ESCA，RAMAN，TOF SIMS 等の分析器具が一般化し，より精緻な表面の化学情報が得られるようになった。それらの知識は伝統的な個々の技術の改良向上に日々寄与している。コンピュータも膨大な計算を可能にし，技術の向上に貢献している。

20世紀半ばからの50年間にバイブルとして通用してきた接触と摩擦と潤滑のいくつかの名著，1980年に到達した摩擦の最高峰としてのハンドブック，それらに，近年の表面分析機器による原子，分子レベルの摩擦面情報を考慮し，3節で述べた2005年の常識を合わせ考えれば，今後の50年においてトライボロジーには何がどのように加えられるであろうか。

妥当性の理由と詳細な説明を省略して記せば次のように考えられる。

- (1) 現在の10倍以上に多様なトライボ材料の組み合わせの実用化。具体的には現在の金属，プラスチック，エラストマーに加えて，セラミックス，ハードコーティング，多層コーティング，ナノコンポジット等々の最適組み合わせの確立。
- (2) 現在の10倍以上に多様な潤滑剤と潤滑方法の実用化。具体的には鉱物油に代わる水，油のためのZDDPに代わる水のための無害添加剤。空気膜潤滑に加えて，吸着ガス分子潤滑。例えば  $\text{Si}_3\text{N}_4$  /  $\text{CN}_x$  や  $\text{CN}_x$  /  $\text{CN}_x$  の組み合わせに対する窒素ガス潤滑および DLC / DLC に対する水素潤滑。固体，液体および気体の On-demand-lubrication。
- (3) 現在の10倍以上に多様な軸受形式の実用化。具体的には硬い軸受に加えて軟らかい軸受。剛い軸受系に加えて柔らかい軸受系。直径 mm ~ cm 球使用の軸受に加えて直径 nm ~  $\mu\text{m}$  球使用の軸受。機械的球形成から物理化学的球形成。支える軸受に加えて媒体としての軸受。

- (4) mmスケールに加え  $\mu\text{m}$  及び  $\text{nm}$ スケールでの摩擦面テクスチャリングのための理論の確立と多様な実用化。
- (5) 無生物 / 無生物, 無生物 / 生物, 生物 / 生物の摩擦面における電気化学現象の解明と応用技術の展開, 量子分子動力学によるシミュレーション技術の確立。
- (6) 種々の材料と摩擦形態におけるトライボケミカル反応のメカニズムの解明とモデルの確立及び応用技術の展開。
- (7) 摩擦音の発生メカニズムの解明と応用技術の展開。構造物の接触面を考慮した音の伝播機構の解明とシミュレーションと診断技術の確立。
- (8) 21世紀において50年以上の世界的寿命を有する名著の出版。
- 「Wear of Solids」 Vol. 1, Vol. 2。
  - 「Tribo-electronics of Solids」。
  - 「Tribo-chemistry of Solids」。
  - 「Bio-tribology and Bio-devices」。
  - 「Space-tribology and Space Systems」。
  - 「Advanced Design Principles of Tribosystems」。
  - 「Art of Modern Bearings and Lubrication」。
  - 「Art of Modern Seals of Gases, Liquids and Solids」。
  - 「Tribo-assisted Manufacturing Technology」。
  - 「Computational Tribo-physics」。
  - 「Computational Tribo-chemistry」。
  - 「Computational Tribo-particles Dynamics」。
  - 「Computational Tribo-biology」。
  - 「Computational Tribo-geology」。
  - 「Life Cycle Design and Life Cycle Tribology」。
  - 「Friction and Sound」。
  - 「History and Archeology of Tribology」 Vol. 1, Vol. 2。

(1)~(8)に挙げた内容はそれほど突飛なものでは無い。過去を振り返ってみれば、技術の進展や科学知識の進歩は予測を大きく超えることが多い。摩擦面は総て磁気浮上されることになる、とでも予測してみるべきかも知れない。しかし、そ

の時には(1)~(8)を摩擦駆動のような摩擦を必要とする技術および自然界に存在する摩擦面のためのトライボロジーと考えることにしよう。

## 5. これからのトライボロジーの社会的役割

良い物があれば採ってきて売る。めずらしい物があれば取ってきて売る。組み立てて喜ばれるものは思いつく限りに、技の限りに組み立てて売る。大きな物を組み建てて驚かせ、小さい物を組み立てて楽しませる。このような商品はいつの世にも存在するであろうが、そのために求められる科学的理解、技術的難易度、企画開発の倫理感、の3つのレベルはいずれもそれほど高いものではない。

見えないものを観る。聞こえない音を聴く。感じない臭いを嗅ぐ。測定と分析の機器の発達により、これらのことが可能になり、原子、分子を観て、それらの動きをも感じ、並びも分かるようになった。センシングとフィードバック機能を備えた機械機器を作れることは現代の常識である。

神が定め、自然に配置した構造と法則性は原子の姿から地球の姿まで観れるようになり、原子1万個の集団の動きを予測し、宇宙空間に人工衛星の動きを制御することも現代の常識である。

それらの自然理解と技と倫理感の総力の結果として、人類を含め地上の生物が絶滅の方向へ急速に進んでいることはデータが語る科学的常識である。五感機能において劣り、倫理感において大きな幅を有するヒトの集団が、科学的常識をヒトの常識にしていけないのも現代の事実である。

2005年の11月28日10時58分に David Tabor (Emeritus Professor of Physics at Cambridge University) は、92年間の人生の幕を閉じた。透徹した科学者であり、トライボロジーの父と母の役割を60年続けた彼がよく引用した W. Pauli の言葉が思い出される。

「神が固体を創り、表面は悪魔により作られた。」

そのような固体の表面同士が接触する場における摩擦と摩耗の現象を理解し、制御技術としての

潤滑方法を進歩させようとするとき、「神」を相手にするとき抱く「不変への信頼感」を持つことは、甘すぎることになるであろう。

21世紀において、科学も技術も「悪魔」を相手に厳しい戦いをする段階に入った。神を相手に甘えが許された時代は20世紀以前の過去である。

トライボロジー界に住む者は幸いである。彼らは悪魔に慣れている。悪魔を慣らすための苦労と工夫を知っている。得られる結果の程も知っている。「超多因子現象の理解と制御技術の工夫」の世界に居ることを知っている。その世界で得られるマクロとミクロの知識と技は人の身体と心を相手にする世界につながっており、地球の身体と心を相手にする世界につながっている。

すなわち、「トライボロジーの科学と技術を発展」させることは「地球を救う」ことに直結している。

## 6. 後 記

NSKは世界のトライボロジー界において非常に重要な役割を果たしてきている数少ない会社である。今後は更に深い考察に基づいた21世紀のスタイルのカンパニーとしてトライボロジーの世界を通じて、範を示し、次世代の社員家族を含め世界の人々に夢と希望、そして幸を与えることを期待されている。この小文が皆様の考察の一隅にでも加えていただけるなら光栄の至りである。

## 参考文献

- 1) 加藤 康司, 「潤滑からトライボロジーへ」, トライボロジスト, Vol. 34, No. 4, 1989, 231-236.
- 2) K. Kato and K. Ito, "Modern Tribology in Life Cycle Assessment", 31st Leeds-Lyon Symposium on Tribology, 2004.
- 3) F. P. Bowden and D. Tabor, "The Friction and Lubrication of Solids" Part I, Oxford at The Clarendon Press, 1950.
- 4) F. P. Bowden and D. Tabor, "The Friction and Lubrication of Solids", Part II, Oxford at The Clarendon Press, 1964.
- 5) A. Cameron, "Principles of Lubrication", Longmans Green and Co Ltd, 1966.
- 6) D. Dowson and G. R. Higginson, "Elasto-Hydrodynamic Lubrication", Pergamon Press, 1966.
- 7) M. B. Peterson and W. O. Winer (Editors), "Wear Control Handbook", ASME Press, 1980.
- 8) K. L. Johnson, "Contact Mechanics", Cambridge University Press, 1985.

## 著者略歴

1943年生まれ。

東北大学機械工学科卒 (S41)。同大学において修士、博士課程を修了後、助手、助教授を経て、1987年より教授。研究テーマは摩擦機構、摩耗機構、新潤滑法及び摩擦摩耗の応用技術開発。リヨン工科大学名誉教授、スウェーデン王立科学工学アカデミー外国人会員、STLE International Award。発表論文280編。英文共著10冊。海外の国際会議における招待講演60回。ASME Best paper Award, 日本機械学会論文賞, 可視化情報学会論文賞, 日本トライボロジー学会論文賞, 等を受賞。Three International Journals of WEAR, Tribology International, Tribology Letters の Board member。

(2005年12月原稿受領)

# 自動調心ころ軸受特有の疲労破損 メカニズムと長寿命化

## 第1報 自動調心ころ軸受の破損メカニズム



植田 徹

植田 徹\*, 植田 光司\*

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

### Part I : Unique Fatigue Failure of Spherical Roller Bearings



植田 光司

by T. Ueda , K. Ueda

It is well known that, in general, fatigue flaking of rolling elements can be classified as either subsurface originated flaking or surface originated flaking. Subsurface originated flaking is usually associated with good lubrication conditions and long bearing life. Surface originated flaking occurs when lubrication conditions are poor, resulting in relatively short life.<sup>1-3</sup> However, in the case of spherical roller bearings, surface originated fatigue failure can sometimes occur when the bearing is operating under good lubricating conditions. Consequently, spherical roller bearing life is relatively short compared to other bearing types. In this paper, the mechanism of surface originated fatigue failure of spherical roller bearings will be clarified. We will also discuss how tangential force generated by rolling friction between rolling elements and raceways severely affects bearing life.

1. まえがき
2. 自動調心ころ軸受の寿命特性と疲労形態
3. 自動調心ころ軸受の破損形態と再現試験
4. 自動調心ころ軸受に生じるすべりと **Regular ribbed markings** 発生位置

5. **Regular ribbed markings** の発生条件
6. あとがき

#### 1. まえがき

自動調心ころ軸受は、外輪や内輪が傾斜しても転動体との接触状態が変化しないため、取り付け誤差や衝撃荷重に対して強いだけでなく、ラジアル負荷能力が大きいことや内輪と外輪が非分離一体で取り扱いやすい等の利点を有している。そのため、自動調心ころ軸受は鉄鋼設備用機械、製紙機械用ロールネック、建設機械、および車両用軸受や各種産業用軸受として広く

利用されている。

近年、軸受材料の清浄度が向上し、良好な潤滑環境下における材料内部の非金属介在物を起点とした転がり疲労寿命が飛躍的に延びている。一方で、現在でも転がり軸受の寿命計算は、介在物起点の破壊を前提として1947年に提案された、Lundberg-Palmgren 理論<sup>4),5)</sup> (以下L - P理論) による次の寿命計算式を用いて行われることが多い。

$$L = \frac{C}{F}^p \dots\dots\dots (1)$$

\* 総合研究開発センター 基盤技術研究所

ここで、 $L$ ：基本定格寿命（ $10^6$ 回転）  
 $F$ ：動等価荷重（N）、  
 $C$ ：基本動定格荷重（N）  
 $p$ ：点接触  $p=3$ ，線接触  $p=10/3$

したがって、深溝玉軸受、アンギュラ玉軸受や円筒ころ軸受などの軸受が、良好な潤滑環境下で使用された場合、その実寿命は計算寿命を大幅に越える寿命値となっている。

しかしながら、自動調心ころ軸受の場合は他の形式の軸受と異なり、良好な潤滑環境下での寿命向上に軸受材料の清浄度の向上が大きな効果を発揮せず、他の軸受ほど材料の清浄度向上による寿命延長効果が得られていない。

そこで、筆者らは、なぜ自動調心ころ軸受だけが他の軸受と異なる傾向を示すのか、その破損メカニズムについて研究を行い、そのメカニズムを基に長寿命仕様の検討を行った。本論文では、第一報として、自動調心ころ軸受の破損メカニズムについて述べる。

2. 自動調心ころ軸受の寿命特性と疲労形態

良好な潤滑環境下における各種軸受の寿命試験結果を、図1に模式図で示す。自動調心ころ軸受を除く他

の形式の軸受は L - P 理論に基く計算寿命を大幅に越える実寿命を有しているが、自動調心ころ軸受は他の形式の軸受と比べ、計算寿命に対する実寿命の比が小さくなっている。

この自動調心ころ軸受の寿命特性がなぜ他の形式の軸受と異なるかを検討するために、疲労試験後の軸受について、X線回折を使って疲労形態の比較を行った。軸受材料が疲労を受けた場合、その材料におけるマルテンサイト組織の半価幅が疲労の程度により減

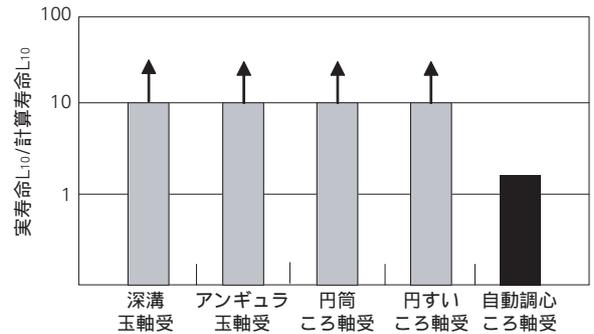


図1 良好な潤滑環境下における各種軸受の計算寿命と実寿命の関係模式図

Fig. 1 Calculated life and actual life of various bearings under good lubricating conditions

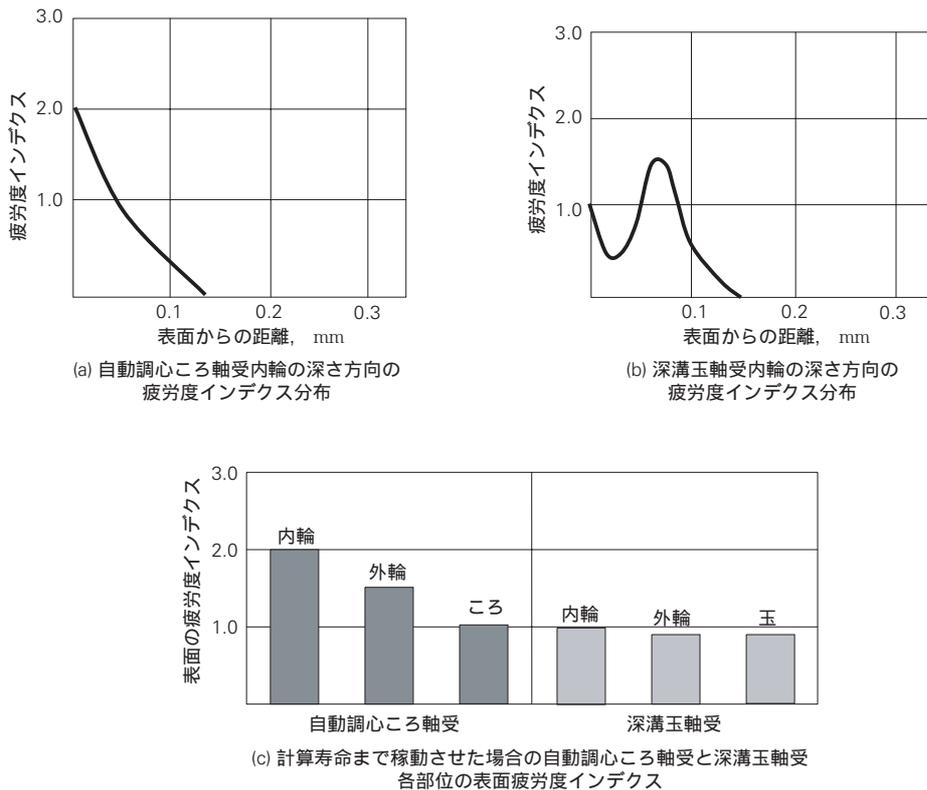


図2 良好な潤滑環境下における自動調心ころ軸受と深溝玉軸受の疲労度インデックス

Fig. 2 Fatigue index of spherical roller bearing and deep groove ball bearing under good lubricating conditions

少していくことが知られている<sup>6),7),8)</sup>。今回、そのマルテンサイトの半価幅の減少量を疲労の程度を示しているパラメーターと考え、疲労試験にて計算寿命まで稼動させた各種軸受の各部位での疲労度を、転動面から深さ方向に測定した。

その調査における自動調心ころ軸受の結果を、模式図として図2に示す。また、深溝玉軸受の結果も他形式の代表的な例として図2に示す。最も疲労度が高い内輪と比較すると、深溝玉軸受に代表される自動調心ころ軸受以外の軸受形式の場合、半価幅が最も減少している部分、すなわち最も疲労している部分は、表面からある深さの位置(最大せん断応力の発生位置近傍)であり、最表面はそれほど大きく疲労を受けていない。一方、自動調心ころ軸受の場合、最表面が最も疲労しており他の軸受とは明らかに疲労形態が異なる。このように、表面が最も疲労している形態は表面疲労と呼ばれ、通常の玉軸受やころ軸受において、潤滑条件が劣悪の場合に見られる疲労形態である。自動調心ころ軸受の場合は、潤滑条件の良し悪しに係わらず、この疲労形態になる特徴がある。

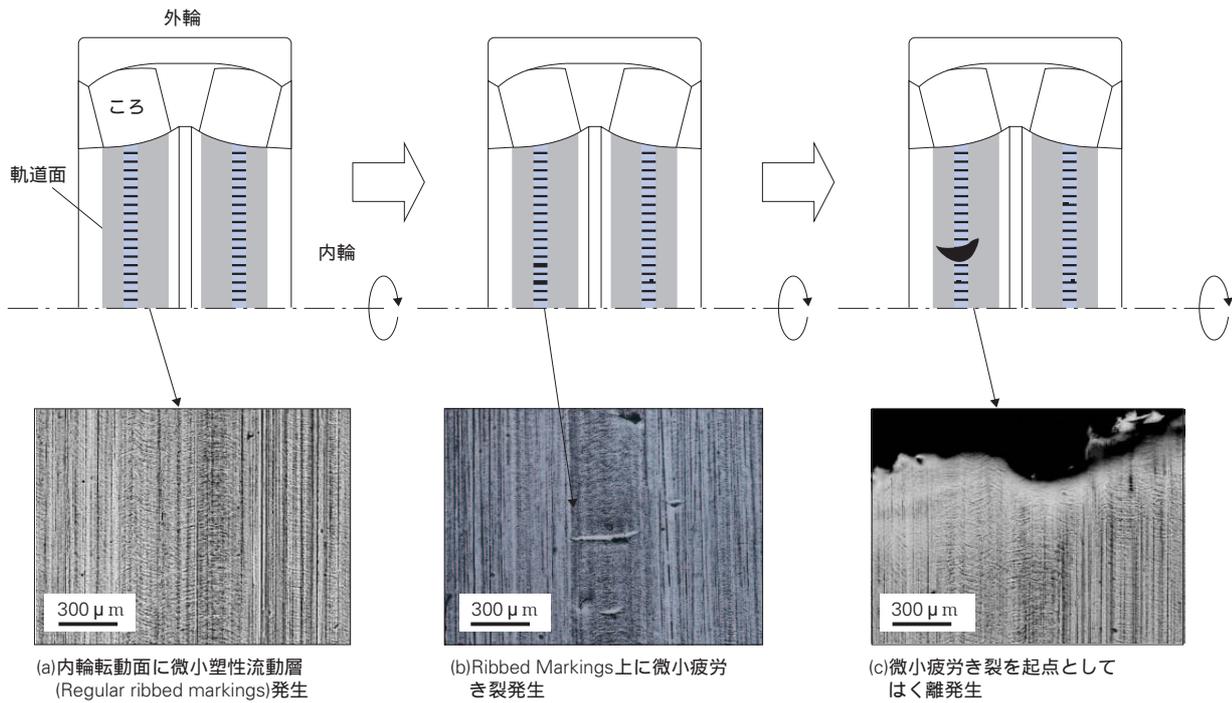
また、部位別の表面疲労度を比較すると深溝玉軸受は内輪、外輪、転動体においてそれほど表面の疲労度(半価幅の減少量)の値が変わらない。一方、自動調心ころ軸受の場合は、内輪の疲労度が非常に大きく、続

いて外輪、転動体と部位別に表面疲労度が大きく異なる。実際の寿命試験においても自動調心ころ軸受の場合、その破損部位は大部分が内輪であった。

### 3. 自動調心ころ軸受の破損形態と再現試験

前述したように自動調心ころ軸受は他の軸受と異なった疲労形態を示す。この特有な疲労形態のため、破損形態も他の軸受とは異なっている。以下に、自動調心ころ軸受特有の破損形態について、破損までの表面観察結果を基に述べる。

まず、疲労過程初期段階において、内輪表面に塑性流動しているような微小領域が表れる(図3(a))。著者らはその塑性流動しているように見える形態をRegular ribbed markings(以下Ribbed markings)と名付けた。図4にAFM(Atomic Force Microscope: 原子間力顕微鏡)を用いてRibbed markingsを観察した結果を示す。AFMは微小な探針と試料表面に働く原子間力を検出し、表面凹凸を描き出すことが出来る。図4に示すように、Ribbed markings発生領域は他の部分に比べて粗さの凹凸が極端に小さくなっており、他の部分とは明らかに表面状態が異なっていた。ただし、断面観察等で塑性流動している様子を調査したが、材料が高硬度材であるため、塑性変形量が小さく、明確な塑性流動域であるという痕跡は得られな



試験条件  
軸受：自動調心ころ軸受型番 22211, P/C=0.38,  
n=1 500min<sup>-1</sup>, 潤滑油：VG68

図3 自動調心ころ軸受の破損形態  
Fig. 3 Failure pattern of spherical roller bearing

った。Ribbed markings が表れた後、Ribbed markings から微小疲労き裂が発生し（図3(b)）、それが進展して最終的にはく離に至る（図3(c)）。したがって、自動調心ころ軸受の破損メカニズムを解明するには、破損の第一段階である Ribbed markings の発生要因を明らかにすることが重要である。

そこでどのような条件が加わると Ribbed markings が発生するか2円筒試験機を使って調査を行った。その結果、すべりと面圧を加えると Ribbed markings が発生することがわかった。この2円筒試験機を使った Ribbed markings 再現試験の詳細を以下に述べる。

図5に2円筒試験機の構造を示す。駆動側（周速が速い側）はモータに直結して回転し、従動側（周速が遅い側）は歯車で減速されて回転しており、強制的にすべりが与えられる構造になっている。図6に試験片の形状を示す。図6(b)の駆動側（周速が遅い側）の試験片は転動体を模擬して曲率を設けた。また、材料は駆動側と従動側の両側とも、焼入れ焼戻しを施したSUJ2を用いた。試験片表面の Ribbed markings 発生状況を調査するために、2時間おきに試験機を止め、表面を観察した。

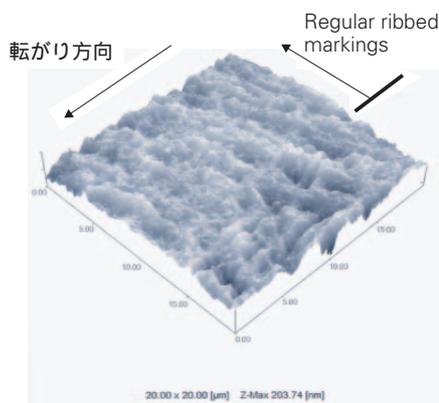


図4 Regular ribbed markings の AFM写真  
Fig. 4 AFM observation of regular ribbed markings

表1に実験結果を示す。すべりが0%の場合やすべりが10%でも面圧が低い場合には、Ribbed markings は再現しなかった。しかし、すべりが10%で、面圧  $P_{max}$  が1.7GPa 以上の場合には図7に示すような Ribbed markings が見られた。また、Ribbed markings は常に従動側でのみ観察された。

すべりと面圧（荷重）が大きくなると2物体間に働く接線力が大きくなる<sup>9)</sup>が、接線力は駆動側では回転方向と反対方向に作用し、従動側では回転方向と同じ方向に作用する。接線力の方向が異なると接触面の力学的挙動も異なり、一般的に従動側は駆動側と比較し

表1 2円筒試験結果  
Table 1 Twin-disk machine rolling-contact test results

$P_{max}$ (GPa)	すべり率(%)	駆動側試験片 回転数 ( $\text{min}^{-1}$ )	Ribbed Markings 発生までの時間 (h)
3.2	10	500	2
2.5	10	500	10
1.7	10	500	24
1.2	10	500	発生せず
3.2	0	500	発生せず

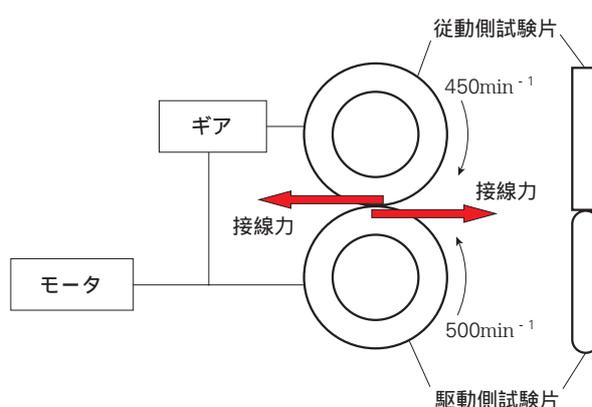


図5 2円筒試験機の構造  
Fig. 5 Twin-disk rolling contact testing machine

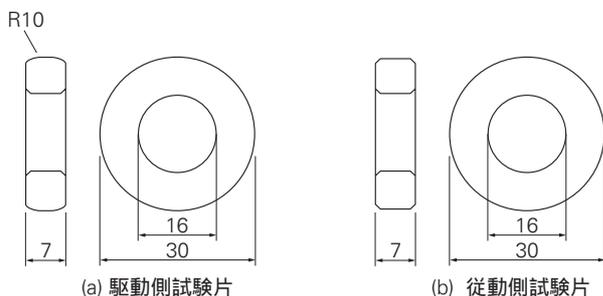


図6 2円筒試験片形状, mm  
Fig. 6 Driving and driven members of the twin-disk test machine

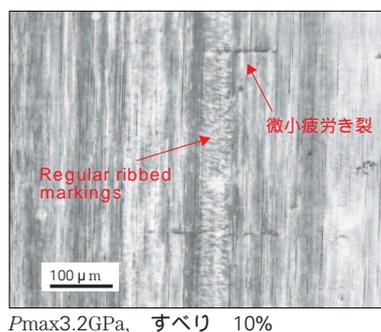


図7 2円筒試験で再現した Regular ribbed markings  
Fig. 7 Regular ribbed markings after twin-disk rolling-contact testing

てピッチングが発生しやすいことが知られている<sup>10), 11), 12)</sup>。従動側が駆動側と比較してピッチングが発生しやすい理由については諸説ある。従動側の表面は接触面に入る直前に引張応力を受け、駆動側の表面は接触面に入る直前に圧縮応力を受けるためとする説<sup>10)</sup>や、従動側は発生した表面き裂に潤滑油が侵入し、閉じ込められて、油圧作用によって引張応力が生じるためとする Way の説<sup>12)</sup> などがある。今回、従動側にのみ Ribbed markings が観察されたのも、この駆動側と従動側の力学的挙動の違いが関係していると考えられる。

以上の2円筒試験の結果から、Ribbed markings は面圧が大きい条件下でかつ大きなすべりが加わった場合に、力学的に厳しい状態になる従動側で発生すると結論付けられる。

4. 自動調心ころ軸受に生じるすべりと Regular ribbed markings 発生位置

3章の結果から、Ribbed markings は、面圧が大きくかつ大きなすべりが加わった場合に発生することが明らかになった。このことから、Ribbed markings が発生し破損に至る自動調心ころ軸受は、他の軸受に比べ面圧が大きい条件下ですべりが大きくなっていることが予想される。そこで、自動調心ころ軸受に生じるすべりについて検討を行った。

自動調心ころ軸受では、図8に示すように二種類のすべりが生じている。ひとつは、駆動輪（通常内輪）と転動体の回転軸が平行でなく角度をもつことによって生じるスピンすべりであり（図8(a)）、もうひとつ

は、軌道輪と転動体が曲率をもつ接触面で接触をしていることによって生じる差動すべりである（図8(b)）。実際の自動調心ころ軸受に生じるすべりはこれらのすべりが複合されており、軸方向のすべり速度分布は、図8(c)のようになっている。すなわち原則的に自動調心ころ軸受では、内輪の面圧の高い領域で内輪表面が従動側になるようなすべりを生じている。

この得られた結果を検証する目的で、面圧分布とすべり速度を計算し、実際に生じた Ribbed markings の発生位置と比較をおこなった。図9に、最大負荷位置における内外輪とこら間に作用する面圧、およびすべり速度と Ribbed markings 発生位置の関係を示す。Ribbed markings 発生位置は、図9下部の写真に示すように発生位置をマーキングし、図9の中央の図にプロットした。面圧とすべり速度の計算は軸受型番 22211,  $P/C=0.38$ , 回転数  $n=1\ 500\text{min}^{-1}$  の条件で行った。図9においてすべり速度分布を で示す。図9ですべり速度が負の領域は内外輪の周速がころの周速より遅い領域、すなわち内外輪が従動側になる領域を示している。なお、本報では計算、実験のすべてを、内輪回転、外輪固定で行っている。内輪が従動側になる場合とは、内輪とこらの接触位置において、内輪の周速がころの周速より遅い場合を示し、外輪が従動側になる場合とは外輪とこらの接触位置において、ころの自転速度がころの公転速度より速い場合を示している。

図9に示すように、内外輪が従動側になる領域と Ribbed markings 発生位置は一致している。また、外輪より内輪の方が Ribbed markings の発生頻度が高

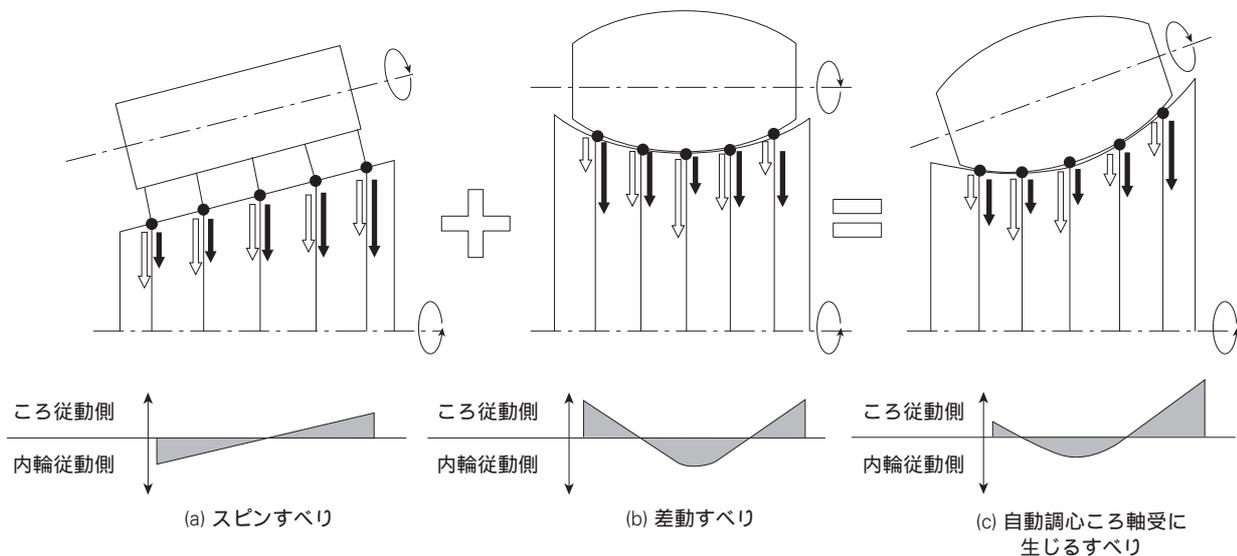


図8 自動調心ころ軸受に生じる軸方向のすべり速度分布  
Fig. 8 Slip speed distribution in axial direction for a spherical roller bearing

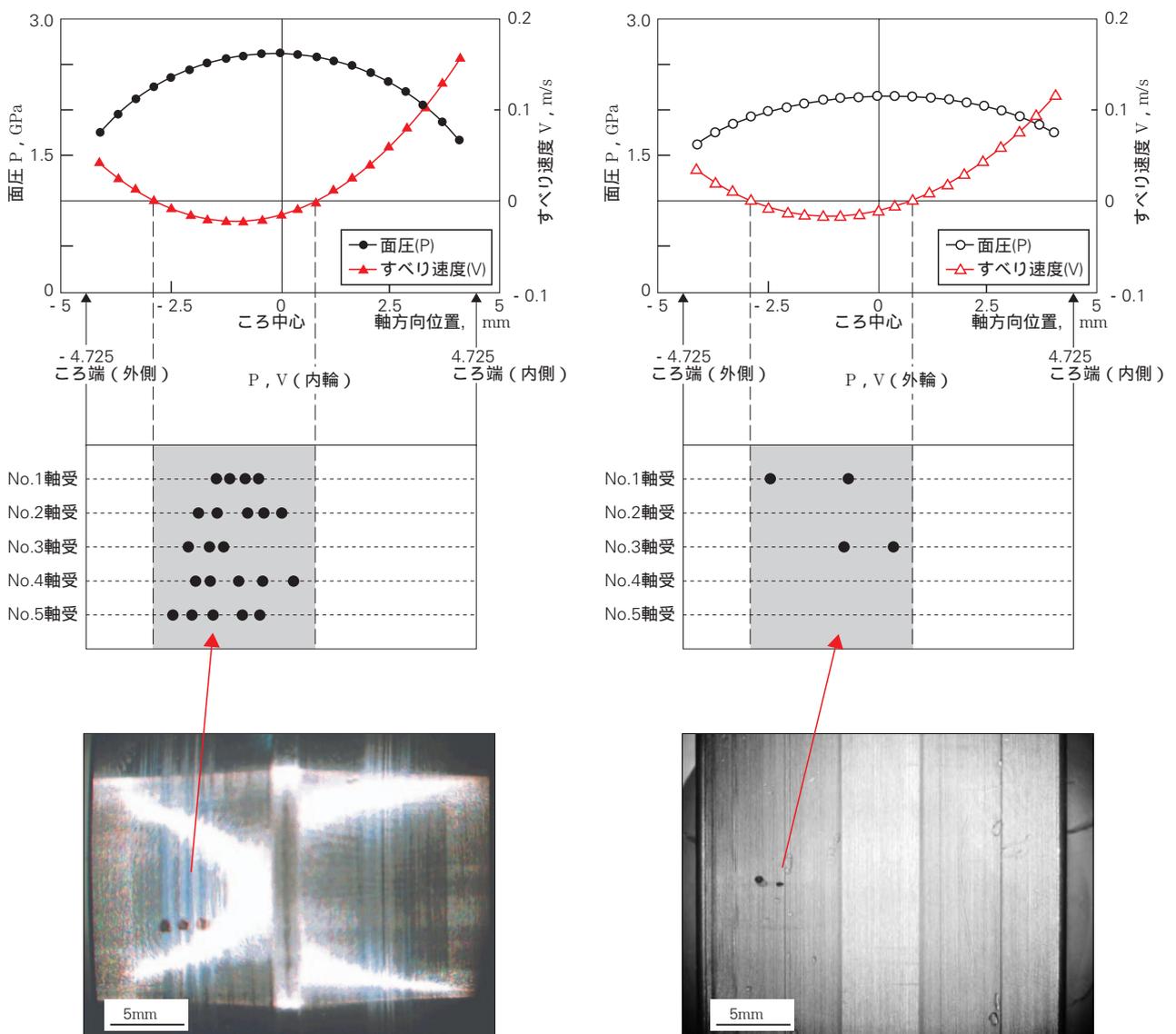
いことが分かる．これは図9の ○で示す面圧分布から分かるように，外輪より内輪の面圧が高いためであると考えられる．

また，図9を見るところの端面に近い側ではすべり速度が正であり，ころが従動側（内外輪が駆動側）の領域になっている．しかし，この領域で転動体に Ribbed markings は見られなかった．この理由としては，転動体が従動側となる転動体の端面に近い側では面圧が小さいためと考えられる．

### 5. Regular ribbed markings の発生条件

2, 3, 4章の結果から自動調心ころ軸受のはく離の原因となる Ribbed markings の発生には，高面圧と内輪が従動側になるすべり速度が決定的に関与していることが明らかになった．

Ribbed markings は自動調心ころ軸受にのみ見られる特有の破損形態で，通常玉軸受や円筒ころ軸受には見られない．その理由としては，円筒ころ軸受は線接触であるため面圧が低く，軸方向の曲率は基本的にないため，差動すべりもほとんど無視でき，全体的にすべり速度が小さいことが考えられる．一方で，玉軸受は点



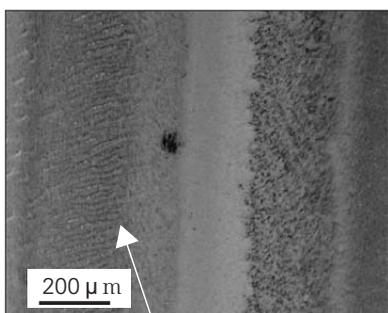
計算条件  
 軸受：自動調心ころ軸受型番22211  
 $P/C=0.38, n=1\ 500\text{min}^{-1}$   
 ころ位置：最大負荷圏

図9 すべり速度 (V), 面圧 (P) と Regular ribbed markings 発生位置  
 Fig. 9 Relation between slip speed, surface pressure, and position of regular ribbed markings

接触であるため面圧が高く、差動すべりが生じるにもかかわらず、Ribbed markings は発生しない。この理由については、筆者らは以下のように考えた。

本自動調心ころ軸受に見られる破損形態は、転動体と軌道輪間に生じる接線力が大きく関与していると考えられる。接線力に關与する因子としては、前述したようなすべり、面圧（荷重）の他に、表面粗さが知られている<sup>13)</sup>。一般的に、転動体においてころと玉では、その表面研磨方法の違いから、得られる表面粗さが異なる。玉の場合、3次元形状的に方向性がないことから、2つの円盤間でスクロールする研磨仕上げ方法が用いられている。しかしながら、ころの場合、形状的に方向性があるため、転動面だけの研磨という方法となり、上記研磨仕上げ方法は使えない。一般的に、前者の研磨方法が使える玉の場合、現状の平均粗さで  $0.01 \mu\text{mRa}$  以下を達成しているのに対し、後者の方法で研磨仕上げされているころは平均粗さで  $0.01 \mu\text{mRa}$  以上になっている。このことから、玉軸受の場合はすべりと面圧が大きくても転動体の表面粗さが小さいため、転動体と軌道輪の間に作用する接線力が小さくなり、Ribbed markings は発生しないと考えられる。Ribbed markings 発生に及ぼす転動体粗さの影響を実証する目的で、自動調心ころ軸受のころと同程度の表面粗さの玉を玉軸受に組み込んで、Ribbed markings が発生するか調査した。その結果、図10に示すように、玉軸受においても Ribbed markings が発生した。

以上の結果から、Ribbed markings は、面圧、すべ



Regular ribbed markings

軸受：スラスト玉軸受, P/C=0.86  
 $n=1\,000\text{min}^{-1}$ , 潤滑油：VG10

図10 玉軸受に発生した Regular ribbed markings  
 Fig. 10 Regular ribbed markings occurred in ball bearings

り、転動体粗さが大きい場合に転動体と軌道輪の間に生じる接線力が大きくなるため発生するもので、この条件がそろう自動調心ころ軸受に特有の現象と考えられる。

## 5. あとがき

1. 自動調心ころ軸受は良好な潤滑環境下においても、表面起点型の疲労形態を示し、  
 軌道面表面に微小な塑性流動に見える領域（Regular ribbed markings）が発生  
 Regular ribbed markings から微小き裂発生  
 微小き裂が進展し、はく離発生、  
 の過程ではく離が生じている。

2. 自動調心ころ軸受は

面圧が高い、  
 すべりが大きい、  
 転動体粗さが大きい

ことに起因して転動体と軌道輪の間に作用する接線力が大きくなり、自動調心ころ軸受特有の表面起点型はく離が生じる。

## 参考文献

- 1) W. E. Littmann, R. L. Winder, J. O. Wolfe and J. D. Stover, "The Role of Lubrication in Propagation of Contact Fatigue Cracks", Trans. ASME, F, 90-1 (1968) 89-100.
- 2) 古村 恭三郎, 城田 伸一, 平川 清, "表面起点および内部起点のころがり疲れについて", NSK Bearing Journal, 636 (1977) 1-10.
- 3) 古村 恭三郎, 村上 保夫, 阿部 力, "クリーンな潤滑及び異物混入潤滑条件下における長寿命軸受材料の開発", NSK Technical Journal, 656 (1993) 15-21.
- 4) G. Lundberg and A. Palmgren, "Dynamic Capacity of Rolling Bearings", IVA Handlingar, NR 196 (1947).
- 5) G. Lundberg and A. Palmgren "Dynamic Capacity of Rolling Bearings", IVA Handlingar, NR 210 (1952).
- 6) 古村 恭三郎, 城田 伸一, 藤井 章雄, "転がり軸受の疲労解析 (第1報) - 表面疲労損傷の解析 (1) -", NSK Bearing Journal, 643 (1982) 1-10.
- 7) 古村 恭三郎, 城田 伸一, 藤井 章雄, "転がり軸受の疲労解析 (第2報) - 表面疲労損傷の解析 (2) -", NSK Bearing Journal, 644 (1984) 1-6.
- 8) 古村 恭三郎, 城田 伸一, 藤井 章雄, "転がり軸受の疲労解析 (第3報) - 内部疲労損傷の解析 -", NSK Bearing Journal, 646 (1986) 18-25.
- 9) 山本 雄二, 兼田 禎宏, "トライボロジー", (2001) 理工学社.
- 10) 曾田 範宗, 山下 正忠, 大空 金次, "転がり疲れにおよぼす接線力の影響について", 潤滑, 16-8 (1971) 573-584.
- 11) 村上 敬宜, 栄 中, 市丸 和徳, "トライボロジー問題への破壊力学の応用 (第1報, 転がり接触荷重下の三次元曲面き裂の伝ば解析)", 機論集A, 58-556, (1992) 2313-2320.
- 12) S. Way, "Pitting Due to Rolling Contact", J. Appl. Mech., 2-2 (1935) A49-A58.
- 13) 曾田 範宗, 山本 隆司, "歯車のピッチング発生における接線力の役割", 潤滑, 20-4 (1975) 268-275.

# 軸受外輪クリープの発生メカニズム

展 建軍\* , 坂尻 義晃\*\* , 武村 浩道\*\*\* , 湯川 謹次\*



展 建軍



坂尻 義晃

## Outer Ring Creep of a Bearing

by J. Zhan , Y. Sakajiri , H. Takemura , K. Yukawa



武村 浩道



湯川 謹次

In recent years, advances in automobile and machine technology have led to an increase in the usage of rolling bearings in a compact space under conditions of high speed and heavy load. The result is a greater likelihood that outer ring creep may occur in certain applications. Conventionally, the phenomenon called outer ring creep was considered to be an effect of rotating load, where the outer ring slightly rotates in the opposite direction of the inner ring. However, there are many cases where outer ring creep has occurred even if the direction of load remained unchanged. Theories surrounding the mechanism of outer ring creep have proven inconclusive for conditions where the direction of load remained unchanged. NSK conducted tests and analyses to better understand the many factors related to outer ring creep. Our conclusion is that outer ring creep, which develops under conditions of non-rotating load, is a result of localized strain and rippling deformation that is generated with the passing of each rolling element. Our investigations, which are discussed below, further clarify how the amount of clearance, outer ring thickness, and the number of rolling elements influence outer ring creep.

1. まえがき
2. 外輪クリープ現象とその発生メカニズム
  - 2.1 内輪の回転方向と逆方向の外輪クリープの発生メカニズム
  - 2.2 内輪の回転方向と同方向の外輪クリープ
  - 2.3 内輪の回転方向と同方向の外輪クリープの発生メカニズム

3. FEMによる検証
  - 3.1 外輪クリープ速度と軸受荷重の関係
  - 3.2 外輪クリープトルクと軸受荷重の関係
4. 外輪クリープの発生しやすさに影響する因子
  - 4.1 はめあいすきまの影響
  - 4.2 転動体個数の影響
  - 4.3 外輪肉厚の影響
5. あとがき

### 1. まえがき

転がり軸受を使用する場合には、外輪がハウジングに対してゆっくりと相対的な回転運動をすることがある。この現象は外輪クリープと呼ばれ、転がり軸受使用中に発生する不具合のひとつである。この外輪クリープは、ハウジングあるいは外輪に摩耗を発生させ、

異音や振動などの問題を引き起こすことがある。また、摩耗粉が軸受に入り、不具合の原因となることもある。

従来、クリープは回転荷重により発生するものとされてきた。すなわち、内輪回転・外輪静止において軸受に静止荷重が働くと、内輪にはクリープが発生する可能性はあるが、外輪には発生しないことになる。しかしながら、このような場合でも、条件によっては、内輪の回転方向と同方向に外輪がクリープすることを筆者らは観察した。このような、内輪の回転方向と同方向の外輪クリープについては、その発生メカニズムに関する理論はほとんど見当たらない。

\* 総合研究開発センター 基盤技術研究所  
 \*\* 軸受技術センター 自動車軸受技術部  
 \*\*\* 軸受技術センター ニードル軸受技術部

筆者らは、従来のクリープ理論が適用できない、外輪に対して軸受荷重方向が一定の場合に発生する外輪クリープの発生メカニズムを解明したので、その内容をここに報告する。便宜的に外輪を固定輪とした場合の外輪クリープを対象とするが、外輪が回転輪である場合については、外輪から見た相対運動により同様に考えることができる。

2. 外輪クリープ現象とその発生メカニズム

2.1 内輪の回転方向と逆方向の外輪クリープの発生メカニズム

内輪の回転方向と逆方向の外輪クリープは、一般に荷重が内輪とともに回転する場合に発生する。このようなクリープについては、従来から多くの報告がされている<sup>1)2)3)4)</sup>。

図1に示されているように、軸受外輪とハウジングとの間にはめあいすきまが存在する場合は、軸受荷重  $F_r$  が加わっていると、外輪が荷重方向に偏った状態でハウジングと接触する。そして、軸受荷重  $F_r$  の回転に従って、外輪とハウジングの接触部位も同じ方向に移動し、結果的に外輪外径面がハウジングの内径面上で転がり運動をすることになる。

ハウジング内径と外輪外径の差を  $c$  とすれば、二つ

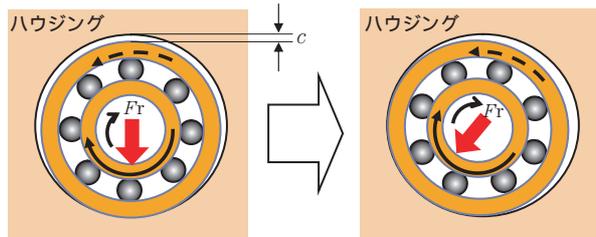


図1 内輪の回転方向と逆方向の外輪クリープ  
Fig. 1 Generation of outer ring creep (slight rotation) in the opposite direction of inner ring rotation

の円周長さの差が  $c$  となるので、内輪が1回転した時に外輪がハウジングに対して円周上において  $c$  長さの遅れが発生し、内輪回転方向と逆方向に回転することになる(図1)。

2.2 内輪の回転方向と同方向の外輪クリープ

一方、軸受荷重の方向が一定である場合に発生する外輪クリープは、図2に示されているように、軸受外輪が内輪の回転方向と同じ方向に滑りながら移動する。このようなクリープ現象を定量的に調査するために、図3に示す方法でこの外輪クリープ現象を実験で再現させ、各種条件における外輪の挙動をビデオカメラで記録した。

主な実験条件は下記のようなになる。

- ・軸受種類 深溝玉軸受(6207)
  - ・潤滑方式 グリース
  - ・回転数  $0 \sim 5\,000 \text{ min}^{-1}$
  - ・軸受荷重比 ( $F_r / C_r$ )  $0 \sim 0.4$
- $F_r$  : 軸受荷重  
 $C_r$  : 軸受の基本動定格ラジアル荷重

実験データより、軸受荷重比、回転数とクリープ速度との関係を求めた。

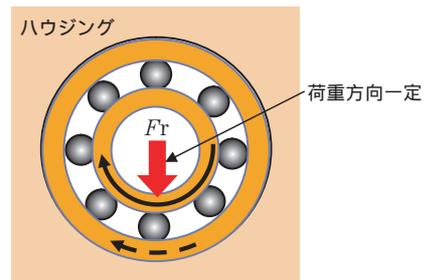


図2 内輪の回転方向と同方向の外輪クリープ  
Fig. 2 Generation of outer ring creep (slight rotation) in the same direction of inner ring rotation

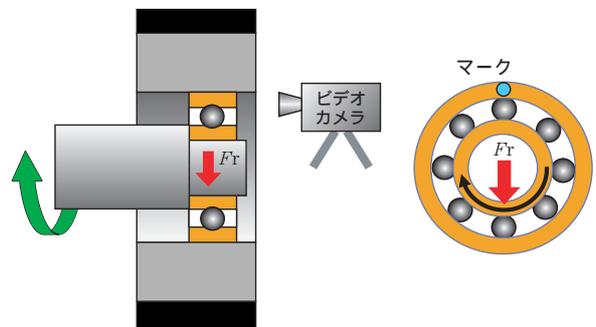


図3 外輪クリープ測定実験  
Fig. 3 Outer ring speed observation test

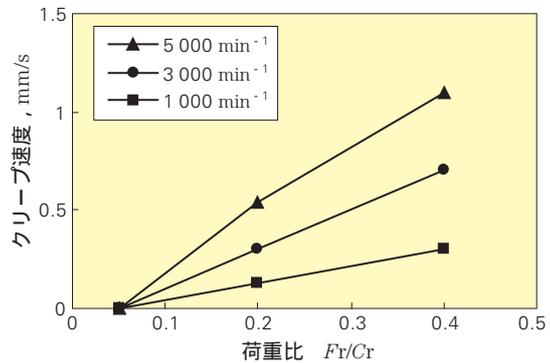


図4 外輪クリープ速度と軸受荷重の関係  
Fig. 4 Relationship between creep speed and bearing load

図4に、外輪クリープ速度と荷重の大きさとの関係を示す。図4より、外輪クリープ速度は軸受荷重の増加に伴って上昇することがわかった。軸受荷重比が比較的低い場合 ( $F_r / C_r < 0.05$ ) には、内輪回転速度を上げて外輪クリープ現象は発生しない。

図5は、外輪クリープ速度と軸受内輪回転速度との関係を示す。外輪クリープが発生した場合、そのクリープ速度が内輪の回転速度にほぼ比例していることがわかる。

### 2.3 内輪の回転方向と同方向の外輪クリープの発生メカニズム

外輪クリープの原因として、まず、軸受の動トルクが考えられる。そこで、外輪にクリープを生じさせるトルク（以後、クリープトルクと記載）と動トルクとの関係を実験により調べた。

クリープトルクは、外輪に固定したトルクバーをワイヤでロードセルとつないで測定した（図6）。一方、動トルクは、回転軸にかかるトルクとして、駆動側で測定した。前項と同じ実験条件で行った測定結果を、図7に示す。この結果から、クリープトルクは動トルクより約50倍以上大きいことがわかる。このことより、動トルクはクリープの発生原因ではないと判断できる。

次に、外輪クリープの発生原因として、転動体の通過に伴う外輪のひずみの変化に着目した。外輪のひずみの変化を求めるために、前述したクリープ実験の条件を用いて、図8に示されている二次元モデルによりFEM静解析を行った。図9(a)は、ハウジングとの接触面における、最大転動体荷重を受けた外輪部分の円周方向ひずみ  $\epsilon_{\theta}$  と半径方向ひずみ  $\epsilon_r$  の分布を示す。グラフの実線は現時点の転動体位置に対応するひずみ分布であり、点線は転動体が次の瞬間に動いた位置に対応するひずみ分布である。各瞬間において静的に見れば、 $\epsilon_{\theta}$  と  $\epsilon_r$  の分布は外輪と転動体との接触中心に対する対称分布となっている。

ここで、転動体の移動に伴う、この2つのひずみの差分  $\Delta\epsilon$  と  $\epsilon_r$  の分布を計算した結果を、図9(b)に示す。図9(b)によると、ひずみの変化量は、外輪と転動体との接触点を境に、転動体進行方向の前後で分布が異なる。転動体進行方向の前方における半径方向のひずみはしだいに圧縮されていくので、 $\epsilon_r$  が

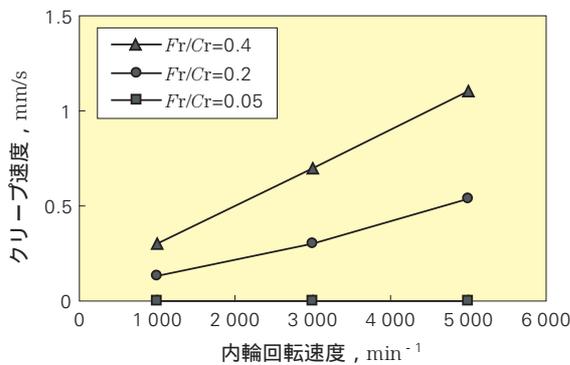


図5 外輪クリープ速度と内輪回転速度の関係  
Fig. 5 Relationship between creep speed and inner ring speed

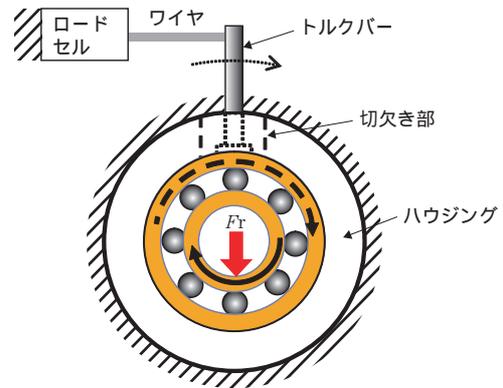


図6 外輪クリープトルクの測定  
Fig. 6 Outer ring creep torque test

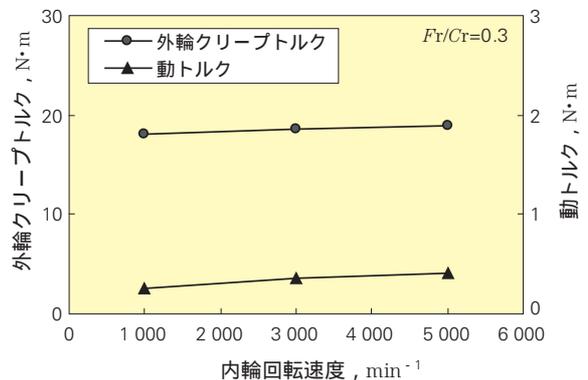
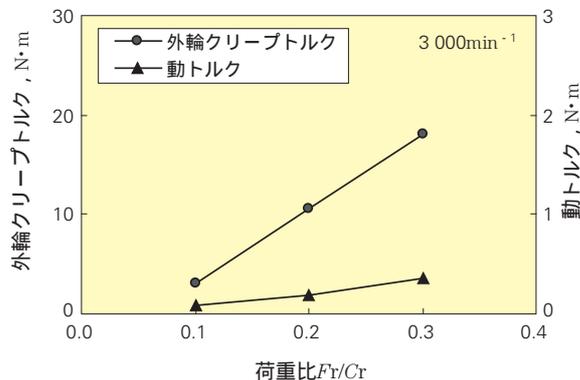


図7 外輪クリープトルクと動トルクの比較  
Fig. 7 Comparison of creep torque and dynamic torque

マイナスとなる。その時、同部位の円周方向ひずみはしだいに伸ばされていくので、 $\epsilon_{\theta}$  はプラスになる。一方、転動体進行方向の後側では、厚さ方向に外輪が伸びると同時に、円周方向に縮むことになる。また、転動体直下の外輪とハウジング間には大きな接触面圧が発生し一時的に固着し、前方の円周方向に伸びる部分は押されて転動体進行方向に進み、後方の縮む部分は引っばられてやはり転動体進行方向に進むことになる。

以上のことより、転動体が通過するたびに発生する歪みの変化から外輪を円周方向に回す力が生じ、それによって外輪がわずかず前進しクリープが発生したと考えられる。

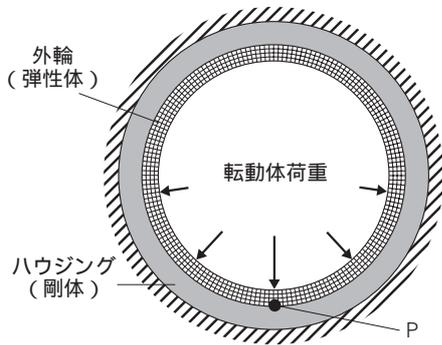


図8 転動体荷重を受ける軸受外輪のFEM解析モデル  
Fig. 8 FEM model for an outer ring subject to rolling element loads

### 3. FEMによる検証

前章の実験装置について、ハウジングを剛体として固定し、外輪を軸受鋼 (SUJ2) の材料物性を持つ弾性体としてFEMモデルを作成した (図8)。そのモデルに境界条件として転動体荷重を負荷して2次元FEM解析を実施した。摩擦係数は、表面状態により大きく変わるが、ここでは0.2とし、図8に示されている転動体荷重を少しずつ回転させて、外輪の変形と移動のようすを計算した。

解析は下記の条件を基本モデルとして、その計算結果を基準値とした。条件を変えた場合の計算結果は基準値との比を用いて表す。

・ 転動体個数	9
・ 外輪肉厚と転動体直径の比	0.33
・ 外輪とハウジングのはめあいすきま	30 $\mu\text{m}$
・ 軸受荷重比 ( $F_r / C_r$ )	0.2

#### 3.1 外輪クリープ速度と軸受荷重の関係

まず、内輪を少しずつ回転させ、転動体が1ピッチ (転動体間の距離) 分動いた場合の、外輪外径上の基準点Pの円周方向変位量を計算した。なお、回転に伴う転動体荷重の大きさの変化も考慮した。

転動体荷重が1ピッチ回転した時の変位に転動体の公転数と転動体数をかけ、クリープ速度を求めた。図10にクリープ速度と軸受荷重の関係を示す。図10より、軸受荷重の増加に伴い、クリープ速度も上昇することがわかる。この傾向は図4に示されている実験結果と一致している。

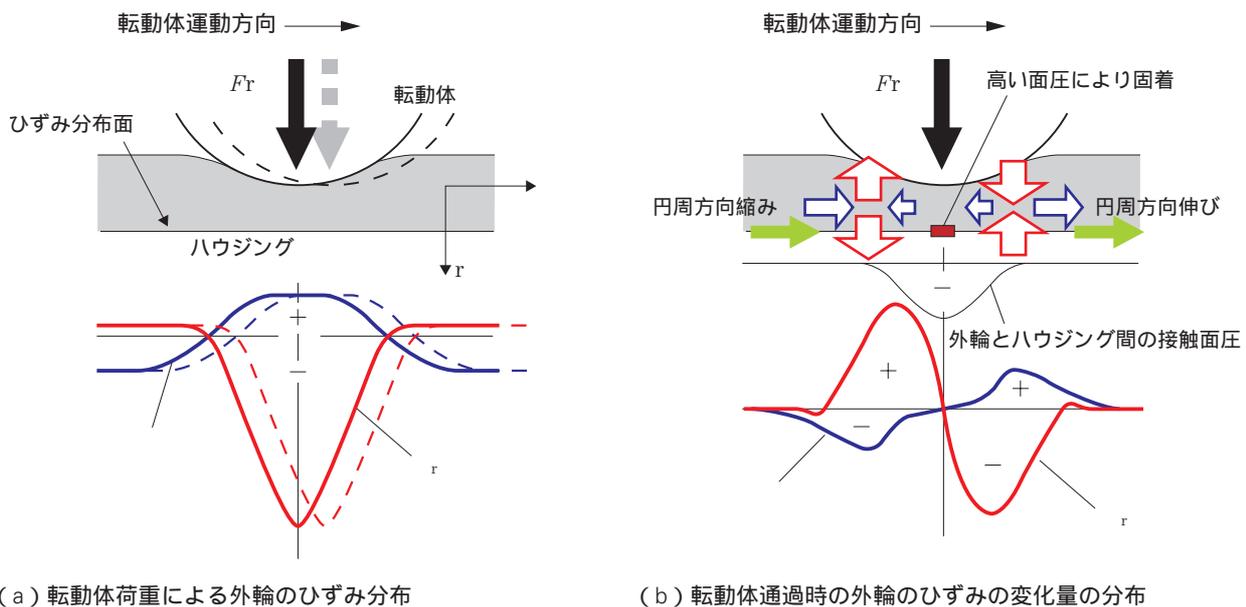


図9 局所的なひずみの変化に起因する外輪クリープ  
Fig. 9 Outer ring creep resulting from local deformation

### 3.2 外輪クリープトルクと軸受荷重の関係

外輪上の基準点Pを円周方向に拘束させた状態で、同様に転動体荷重を移動させた計算を行い、P点の反力からクリープトルクを計算できる。図11は、クリープトルクと荷重の関係を示している。図11から、軸受荷重の増加に伴い外輪クリープトルクが大きくなることがわかり、この傾向は図7(a)に示されている外輪クリープトルクの測定結果とほぼ一致している。

### 4. 外輪クリープの発生し易さに影響する因子

前述したように、外輪クリープは、転動体の移動による外輪の局所的なひずみの変化の繰り返しから発生する力が、主な原因である。そこで、クリープトルクに影響する因子を調べるために軸受荷重が一定という条件下で下記のクリープトルクの計算を実施した。前章と同様に、計算したクリープトルクの結果は基準値との比で表す。

### 4.1 はめあいすきまの影響

はめあいすきまを  $-30\mu\text{m}$  から  $+30\mu\text{m}$  の間で変化させた場合の計算結果を、図12に示す。図12より、はめあいすきまが、 $-30\mu\text{m}$  から  $+30\mu\text{m}$  の範囲では、はめあいすきまの増減に対応してクリープトルクが変化することがわかる。負のすきまの場合はクリープトルクが小さくなり、クリープが発生しにくくなっている。

### 4.2 転動体個数の影響

転動体個数の影響について計算を行った結果を、図13に示す。図13より、転動体個数が増加すると、クリープトルクが小さくなることからわかる。これは、転動体数の増加により転動体荷重が小さくなり、外輪の局所的な変形が抑制されているためである。

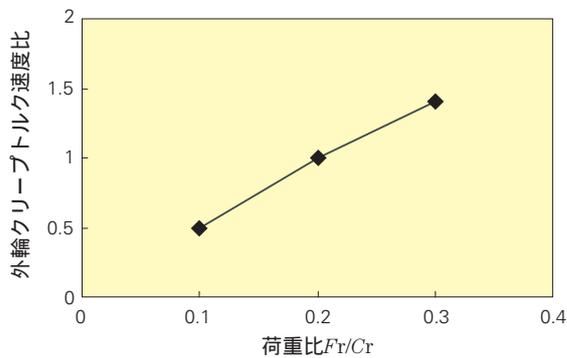


図10 外輪クリープ速度と軸受荷重の関係  
Fig. 10 Relationship between creep speed and bearing load

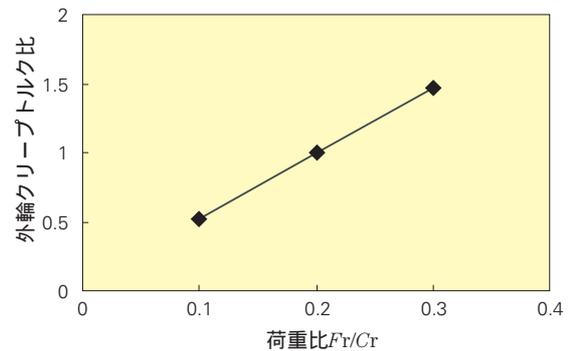


図11 外輪クリープトルクと軸受荷重の関係  
Fig. 11 Relationship between creep torque and bearing load

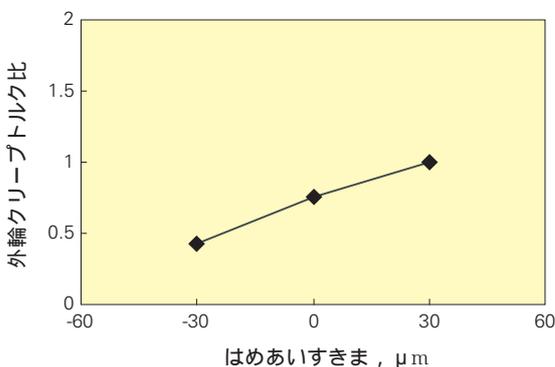


図12 外輪クリープトルクとはめあいすきまの関係  
Fig. 12 Relationship between creep torque and the amount of clearance

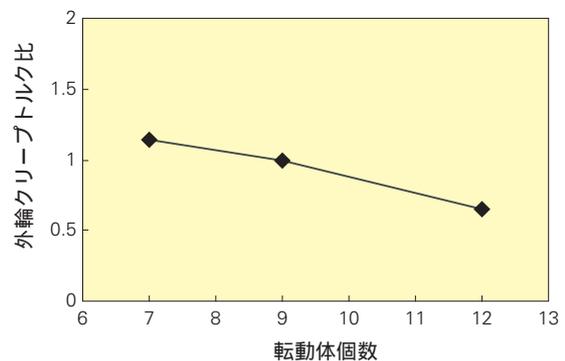


図13 外輪クリープトルクと転動体個数の関係  
Fig. 13 Relationship between creep torque and the number of rolling elements

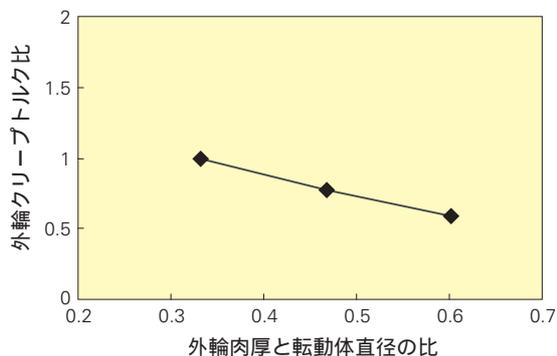


図14 外輪クリープトルクと外輪剛性の関係

Fig. 14 Relationship between creep torque and outer ring stiffness

### 4.3 外輪肉厚の影響

外輪のひずみの変化がクリープの発生原因であり、外輪の剛性アップによるクリープの抑制が考えられる。図14に、外輪の肉厚（転動体直径との比）の変化に対するクリープトルクの変化を示す。図14より、外輪の肉厚増加によりクリープトルクが小さくなり、クリープが発生しにくくなることがわかる。

## 5. あとがき

外輪クリープの発生原因は、転動体の移動による外輪の局所的なひずみの変化に起因するということを、

実験と解析の結果に基づき検証した。また、簡単な2次元FEMモデルによる解析が、外輪クリープを検証する上で有効であることを示した。さらに、今後のクリープ予測および防止のための参考として、外輪クリープの発生に影響するいくつかの因子についての検討結果を紹介した。

軸受の外輪クリープは、軸受荷重が回転する場合だけでなく静止荷重の場合にも、発生する可能性があることがわかった。特に近年の機械や自動車技術の発展に伴い、軸受が高速度・高負荷環境で使用されるケースが増加しているため、クリープの発生の可能性は大きくなっている。クリープ現象を予測またはコントロールすることは、今後軸受を利用する上で、今まで以上に重要になっていくものと思われる。

### 参考文献

- 1) 曾田 範宗, “軸受”, (1964) 196-203, 岩波書店
- 2) 岡本 純三, 角田 和雄, “転がり軸受 - その特性と実用設計 -”, (昭和56) 131 - 132, 幸書房
- 3) 綿林 英一, “転がり軸受マニュアル”, (1999) 111 - 113, 日本規格協会
- 4) 綿林 英一, 田原 久祺, “ベアリングのおはなし”, (1987) 123, 日本規格協会
- 5) 坂尻 義晃, 武村 浩道, “転がり軸受の「外輪波打ち変形クリープ」の挙動について”, 日本トライボロジー学会トライボロジー会議予稿集, (2003) 103 - 104.

# 小径玉軸受における新しいフレッチング 評価方法

坂上 賢太郎\* , 丸山 泰右\*

## Method of Evaluation Fretting of Extra Small Ball Bearings

by K. Sakagami , T. Maruyama



坂上 賢太郎



丸山 泰右

Fretting is one of the primary factors leading to damage in machinery components. There are two types of fretting in the bearing interior that are caused by vibration. Although many measures to address vibration, systematic solutions to solve the problem of vibration-induced fretting, and guidelines for determining the extent of related damage, continued to remain elusive. It has proven to be quite difficult to thoroughly understand the fretting mechanism and even more difficult to develop preventive measures. In this report, we will describe steps taken to recreate fretting in small diameter bearings operating under oil lubricating conditions and will describe a method used to evaluate the extent of fretting damage accurately using what we call a damage evaluation index. In addition, we will describe the research that we conducted to better understand the relationship between the damage evaluation index and two parameters: oscillation level, kinematic viscosity.

1. はじめに
2. フレッチング再現試験
  - 2.1 再現試験機と試験条件
  - 2.2 再現試験で得られたフレッチング形態
3. 新たな評価方法
  - 3.1 新損傷評価値とその求め方
  - 3.2 新損傷評価値と揺動回数の関係
  - 3.3 新損傷評価値と基油動粘度の関係
  - 3.4 新損傷評価値と軸受振動レベルの関係
4. まとめ

## 1. はじめに

機械要素の一損傷要因としてフレッチングが知られている。転がり軸受（以下では軸受）のフレッチングは、小型モータの輸送時やサーボモータのサーボロック時などに揺動することによって生じる。軸受にフレッチングが生じると、音響レベルが上昇したり振動が大きくなるなどの不具合が生じる。

これまでの研究では、玉軸受軌道面のフレッチング損傷の程度は損傷部の深さや損傷幅の大きさを評価されてきた<sup>1)2)3)</sup>。しかし、これらの評価方法は、厳しい条件下で生じた大きなフレッチング損傷に関する評価方法であり、深さや損傷幅が明確な場合にしか適用できなかった。小径玉軸受に生じるフレッチングでは、

軸受軌道面が面荒れする程度の軽微なフレッチングでも問題になることがある。このような場合には、深さや損傷幅が不明確であり、従来の評価法は適用することが出来なかった。このため、いろいろな対策を施しても、その効果がどの程度なのか判断することができず、適切な対策がなかなか見出せなかった。

そこで、面荒れする程度の軽微なフレッチングでもその損傷程度を表わすことができる、新たな評価方法を検討することとした。

## 2. フレッチング再現試験

### 2.1 再現試験機と試験条件

軸受単体で軽微なフレッチングの再現を行うため、新規に加振試験装置（図1）を製作した。軸受は小径玉軸受を使用した。内輪は固定とし、加振機を用いて

\* 総合研究開発センター 基盤技術研究所

外輪に揺動運動を与えてフレッチングを再現させた。軸受には所定量の潤滑油を入れ、シールで封入した。試験条件は以下のとおりとした。

< 試験条件 >

- 試験軸受 : 695VV  
(内径5mm, 外径13mm, 幅4mm)
- 潤滑形態 : 油潤滑  
(12mm<sup>2</sup>/s@40 : エステル系)
- 潤滑油封入量 : 5mm<sup>3</sup>
- アキシャル荷重 : 14.7N
- 揺動形態 : 外輪揺動
- 揺動周波数 : 75 ~ 150Hz
- 揺動回数 : 67 500 ~ 540 000回
- 揺動全振幅(内輪) : 5.7 ~ 72.8 μm

所定の揺動を与えた後、軸受を分解して洗浄し、走査型電子顕微鏡(Scanning Electron Microscopy 以下, SEM)で軸受内の損傷部を観察した。内輪に生じたフレッチング損傷が最も顕著であったため、観察は内輪の軌道面とした。

このため、試験条件の揺動加振の振幅は、玉が内輪の軌道上を転がって揺動する振幅を基準とした。

2.2 再現試験で得られたフレッチング形態

新規に製作した試験機を用いて、フレッチングの再現試験を行った。試験結果を図2の下部に示す。本試験で得られた損傷表面の状況は、従来、小径玉軸受で見られたものとよく似たものであった。

図2の上部に、志摩ら<sup>4)</sup>の試験結果を示す。志摩らは、玉軸受に生じるフレッチングは、その揺動条件によって2種類の形態に分別することができると報告している。2種類の形態のフレッチングが生じるのは、軸受のフレッチングが、次のような2種類のすべりから発生するためと考えられる。揺動時の軸受内部のすべりには、転動体と内輪の接触部に作用する接線力によるすべり(一般にミンドリンスリップと言う)と、転動体が内輪軌道面上を転がるときに生じる差動すべりの2種類がある。どちらのすべりが支配的になるかは揺動振幅によって左右される。振幅が小さい場合はミンドリンスリップによる支配力が強く、振幅が大きくなると差動すべりによる支配力が強くなる。内輪上の揺動の全振幅と接触楕円短径との比を振幅比

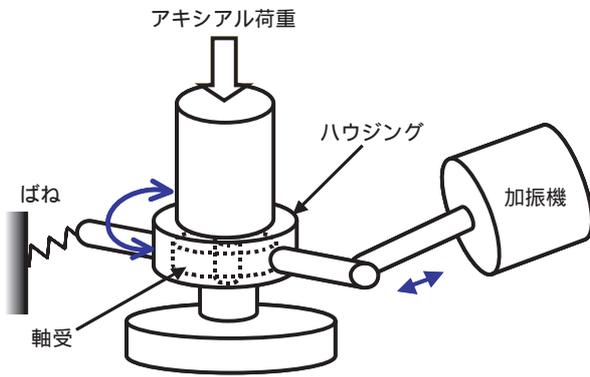


図1 軸受単体加振試験装置  
Fig. 1 Oscillating test equipment for ball bearings

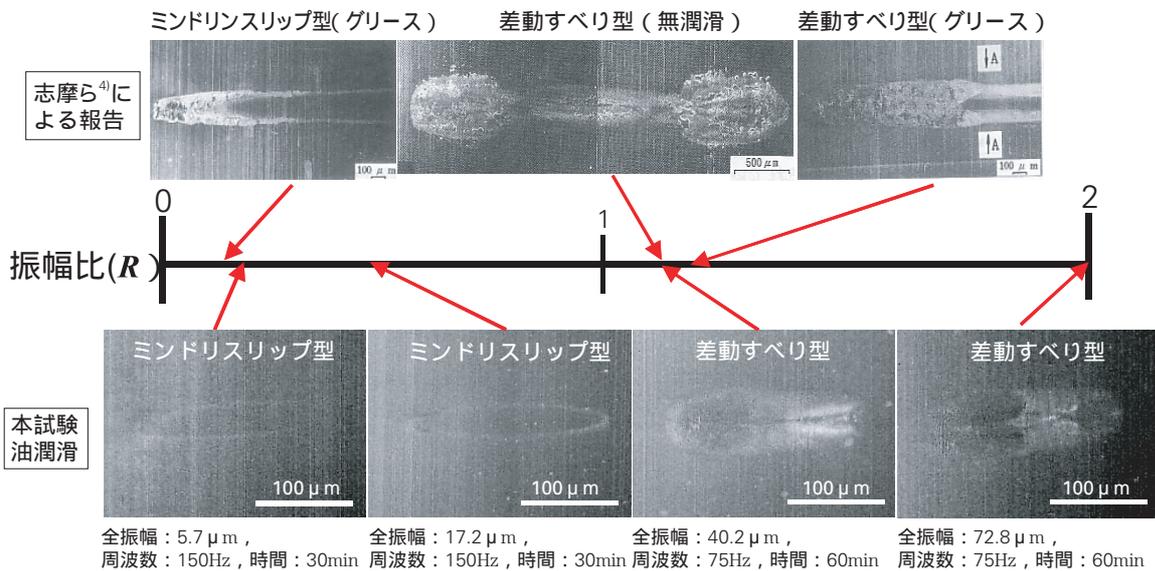


図2 フレッチング形態  
Fig. 2 SEM micrographs of fretting

(R)と定義し(図3参照), 試験結果を振幅比で整理した. その結果, 振幅比が約0.5以下ではミンドリンスリップによって生じたと考えられる形態が, 約1以上では差動すべりによって生じたと考えられる形態がそれぞれ再現できていることがわかった(図2下部). これらのことより, 本試験機は, フレッチングをうまく再現できることがわかった.

なお, 本試験と志摩らの試験でのフレッチング形状が若干異なるのは, 面圧及び荷重方向(本試験はアキシアル負荷, 志摩らはラジアル負荷)が異なるためと考えられる.

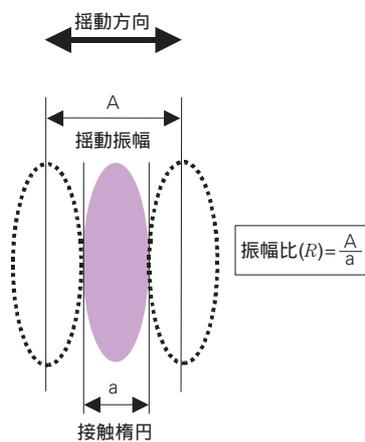


図3 振幅比 (R) の定義  
Fig. 3 Amplitude ratio

### 3. 新たな評価方法

#### 3.1 新損傷評価値とその求め方

本試験で再現したフレッチングは, 試験前の表面粗さと同程度であり, 多少の凹凸を伴った面荒れが生じた程度の損傷であった. 図4に示すように, 本試験で生じたフレッチングは, 軸受内輪の溝肩側の損傷が最も顕著であった. この部分は, PV値の大きい領域に相当する. 図4-Aは, 溝肩側のフレッチング損傷が顕著な部分の拡大図である.

本研究においては, PV値の最も大きい溝肩側損傷部に着目して定量化を試みた.

損傷領域とそうでない領域は, 仕上面が残っているかどうかで区別した. フレッチング損傷の面積に相当する値(S)は, 溝肩側損傷領域に外接する長方形の面積として求めた(図5). さらに, その長方形部分の最大高さ(H)を, 三次元粗さ解析装置によって求めた. これらの値を使って, 損傷部分の体積に相当する値として(S・H)が得られる. 従来の評価値である損傷幅や損傷深さと同じ次元となるように, その三重根を新損傷評価値として定義した(式(1)).

$$Z = \sqrt[3]{S \cdot H} \dots\dots\dots (1)$$

Z: 新損傷評価値

S: フレッチング損傷の面積 (μm<sup>2</sup>)(図5)

H: 損傷部分の最大高さ (μm)

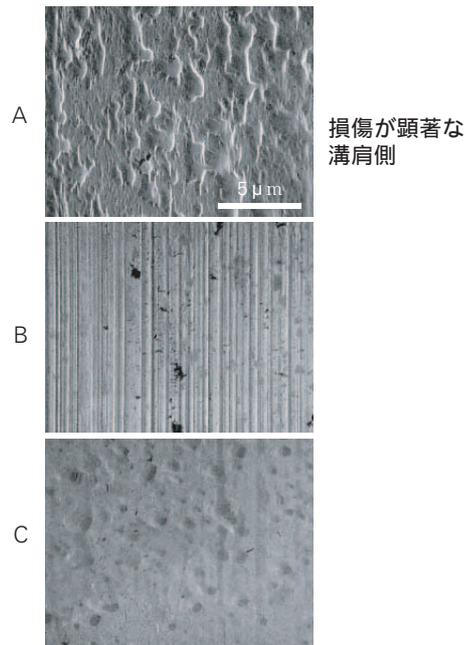
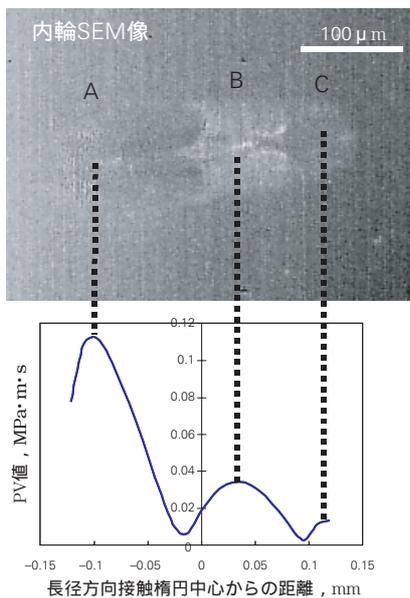


図4 損傷面のPV値と損傷表面  
Fig. 4 Pressure and velocity (PV) value and damaged surface

3.2 新損傷評価値と揺動回数の関係

式(1)で示した新損傷評価値がフレッチング損傷の程度をうまく表わすことができるか、青木らの研究<sup>6)</sup>を参考にして確認した。

本試験は玉軸受を使用しているため、すべり接触と転がり接触を伴うフレッチングが発生する。青木らの研究では、このような条件でのフレッチングの場合はフレッチング損傷の程度は揺動回数の平方根と比例関係があると報告されている。なお、本試験の損傷形状について、SEMで観察した結果を図6に示す。

本試験で得られた図2や図6などのSEM観察結果について、新損傷評価値を求め揺動回数の平方根との関係を調べた(図7)。新損傷評価値は、青木らの報告と同様に、揺動回数の平方根と比例しており、フレッチングの損傷程度を評価するのに適していると考えられる。

3.3 新損傷評価値と基油動粘度の関係

沢本の研究<sup>7)</sup>では、油潤滑時のフレッチング損傷の程度は基油動粘度に大きく影響されると報告されている。

ここでは、差動すべりが生じる条件(振幅比1.12)で試験を行い、新損傷評価値を用いて基油動粘度との

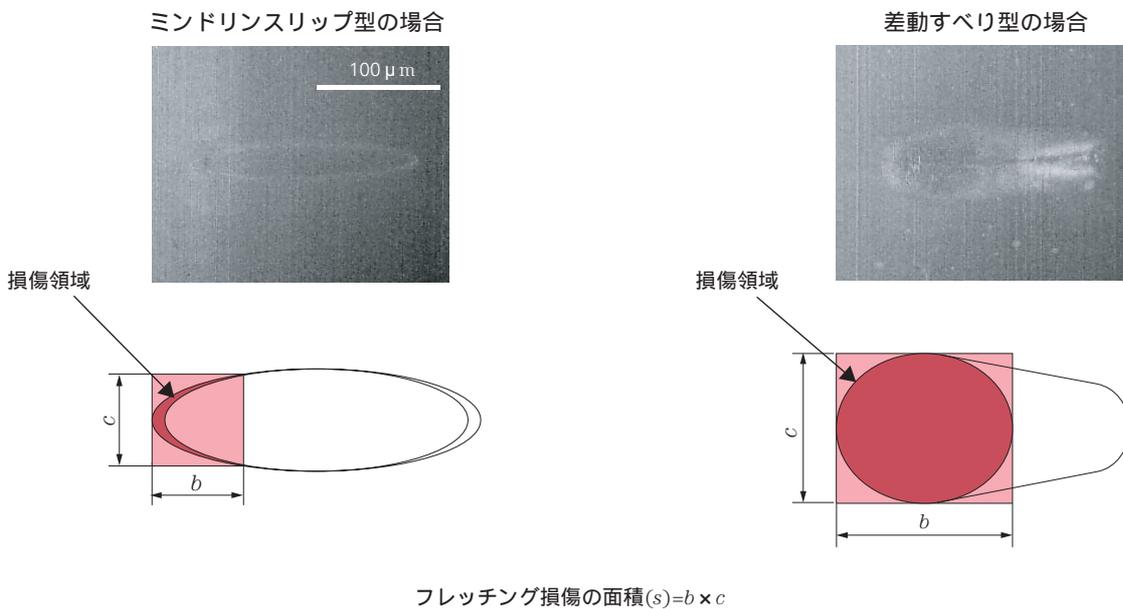


図5 損傷評価値の定義

Fig. 5 Method used to determine the damage evaluation index

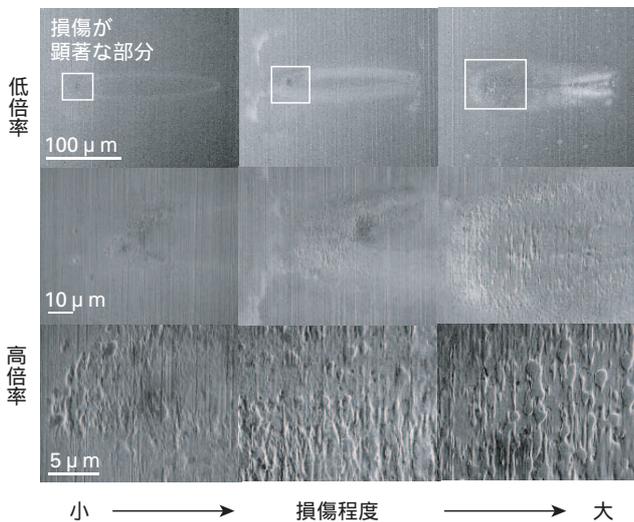


図6 フレッチング損傷のSEM観察結果

Fig. 6 SEM micrographs of fretting damage

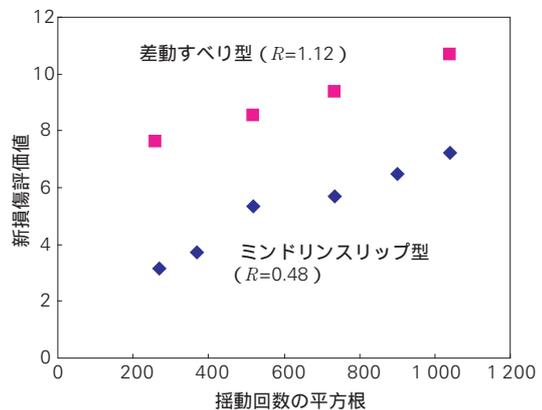


図7 揺動回数の平方根と新損傷評価値の関係

Fig. 7 Relationship between square root of oscillation cycle and damage evaluation index

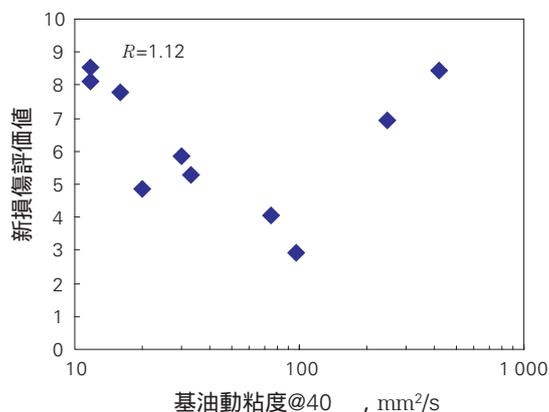


図8 基油動粘度と新損傷評価値の関係

Fig. 8 Relationship between kinematic viscosity of base oil and damage evaluation index

関係を調べた。その結果、新損傷評価値と基油動粘度との関係は沢本の報告と同様であり(図8)、本試験で再現したような軽微なフレッチングに関しても、基油動粘度が大きく影響していることがわかった

### 3.4 新損傷評価値と軸受振動レベルの関係

フレッチング損傷の判定は、実用的には軸受の振動レベルで行なわれることが多い。ここでは、軸受の振動レベルの代表的な測定値であるアンデロン値と比較した。本試験でのアンデロン値は、ハイバンド値(以下、HB値)とし、軸受軌道面の損傷によって発生するラジアル方向の振動がうまくピックアップできるようにした。

フレッチング再現試験前後のアンデロンHB値の差(上昇値)と新損傷評価値を比較した結果を図9に示す。この図より、新損傷評価値がおよそ7を超えるとアンデロンHB値の上昇が認められ、7以上では新損傷評価値とアンデロンHB値の上昇値は比例することがわかった。新損傷評価値は、軸受の振動レベルではうまく検出されないくらい小さなフレッチングも評価できると言える。

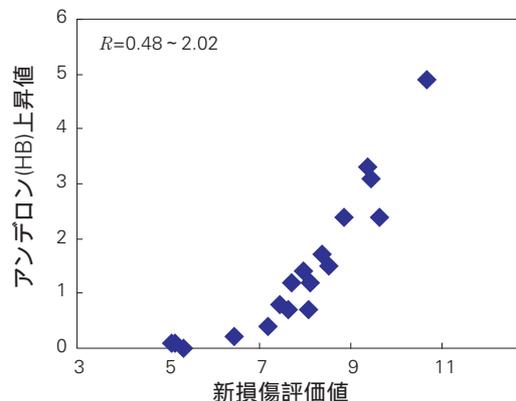


図9 新損傷評価値とラジアル方向の振動レベル(アンデロン値)の関係

Fig. 9 Relationship between damage evaluation index and vibration values (Anderson value)

## 4. まとめ

面荒れ程度の軽微なフレッチングを評価することができる新たな評価方法を提案した。

新損傷評価値を、軸受単体での軽微なフレッチングの再現試験結果に適用し、損傷が大きい場合の従来の研究例と比較した。その結果、新損傷評価値は、従来の評価法がうまく適用できない軽微なフレッチングの損傷程度を評価できることがわかった。また、新損傷評価値は、軸受の振動レベルではうまく検出されないくらい小さなフレッチングも評価できることもわかった。

### 参考文献

- 1) 志摩 政幸, " 転がり軸受のフレッチング摩耗に関する研究 (第4報)", トライボロジスト, 40-12 (1995) 1029
- 2) 笹田 直, " 点接触のフレッチング・コロージョン", 潤滑, 4-3 (1959) 127
- 3) 沢本 毅, " ころがり軸受のフレッチング", 潤滑, 24-4 (1979) 213
- 4) 志摩 政幸, " 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
- 5) 志摩 政幸, " 転がり軸受のフレッチング摩耗に関する研究 (第4報)", トライボロジスト, 40-12 (1995) 1031
- 6) 青木 三策, 古川 功, " ころがり接触における軸受鋼のFretting", 潤滑, 5-1 (1960) 23
- 7) 沢本 毅, " ころがり軸受のフレッチング", 潤滑, 24-4 (1979) 217

# 最新の真空・クリーン用薄膜潤滑技術

金野 大\*



金野 大

## Latest Developments in Thin-Film Lubrication Technology for Vacuum and Clean Environments

by D. Kinno

In this report, we will discuss the latest developments in thin-film lubrication technology for vacuum and clean environments. Specifically, we will focus on the structure and characteristics of NSK's newly developed lubricant-film treatment called E-DFO, which takes advantage of DFO thin-film lubrication technology. We will present evaluations and test results of E-DFO treated ball screws and linear guides that revealed a twentyfold increase in durability and a nearly 50% cut in outgassing and contamination in comparison with conventional DFO treated applications.

- 1. まえがき
- 2. 真空・クリーン用薄膜潤滑技術
- 3. E-DFOの特性
  - 3.1 薄膜構造
  - 3.2 薄膜の特性
  - 3.3 アウトガス
  - 3.4 耐久寿命
- 4. あとがき

### 1. まえがき

液晶・半導体製造設備装置内に用いられる機械要素では、有機物汚染の問題から、発塵やアウトガスの低減要求が年々厳しくなっている。従来の潤滑技術であるグリース潤滑や固体潤滑では、この要求に応えることが次第に困難となってきた。そこで、NSKは有機物汚染が少ない薄膜潤滑に注目し、薄膜潤滑技術であるDFO (Durable Film Outer coating process) を開発した<sup>1)2)</sup>。これを適用したリニアガイド、ボールねじおよび軸受をV-DFOシリーズとして商品化し、2001年から有機物汚染を極度に嫌う市場に供給してきた。

しかし最近では、前述の有機物汚染低減に加え、装置のメンテナンス期間延長のため、耐久性向上が強く求められるようになってきた。NSKは、これらの要望に応えるため、V-DFOシリーズよりさらに有機物汚染が少なく長寿命であるE-DFOを開発した。

本報では、このE-DFOの技術内容と、これをポー

ルねじおよびリニアガイドに適用した場合の評価結果について報告する。

### 2. 真空・クリーン用薄膜潤滑技術

NSKの特殊環境用潤滑技術を図1に示す。

特殊環境のひとつである真空・クリーン環境で使用される潤滑技術としては、グリース潤滑、固体潤滑およびDFO(薄膜潤滑)がある。

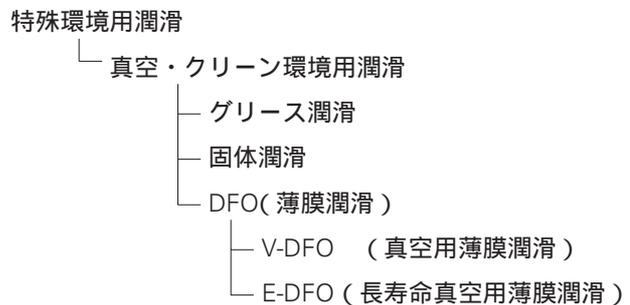


図1 NSKの薄膜潤滑技術

Fig. 1 Progress of NSK's thin-film lubrication technologies

\* 総合研究開発センター 基盤技術研究所

DFO は、潤滑油を焼き付けることによって部材表面に薄い被膜を生成し、この薄膜を潤滑剤として用いる潤滑方法である。DFO には、ここで紹介する E-DFO (図2) と、既に商品化され市場に供給されている V-DFO がある。

### 3. E-DFO の特性

#### 3.1 薄膜構造

V-DFO と E-DFO の薄膜構造を、図3に示す。

V-DFO の薄膜構造は、フッ素油の一種であるパーフルオロポリエーテル (以下、PFPE) が焼き付けられたものであり、PFPE が均一な流動層 (図3左) を形成している。これに対し、E-DFO の薄膜構造は、合成炭化水素油の中でも蒸気圧の低い多重アルキル化シクロペンタン (Multiply-Alkylated Cyclopentane : 通称 MAC) で構成されている。

E-DFO の薄膜には、潤滑油である MAC の保持性の向上と低発塵化のため、特殊四フッ化エチレン樹脂 (PTFE) パウダーが添加されている<sup>3)</sup>。

#### 3.2 薄膜の特性

E-DFO の開発コンセプトは、薄膜を構成する潤滑油の放出ガス速度 (蒸発速度) を抑制することにより潤滑油の保持性を向上させ、長寿命と有機物汚染低減を実現することである。

蒸発速度は 単位面積中から蒸発する潤滑油の量で、潤滑油が減少していく速さの指標となる。E-DFO は、蒸気圧の低い潤滑油を採用することにより蒸発速度の低減を狙った。E-DFO に採用した MAC は、複数回の精製によって蒸気圧の大きい低沸点成分が除去されているため、飽和蒸気圧がたいへん低くなっている。

図4に、20 と100 における MAC と PFPE の飽和蒸気圧と蒸発速度を示す。



図2 真空・クリーン用薄膜潤滑「E-DFO」製品

Fig. 2 E-DFO treated products available from NSK for vacuum and clean environments

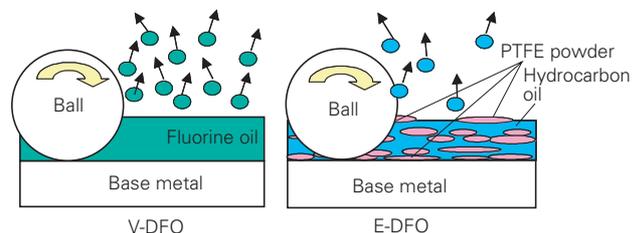


図3 DFO の構造

Fig. 3 Models of DFO thin-film lubricants

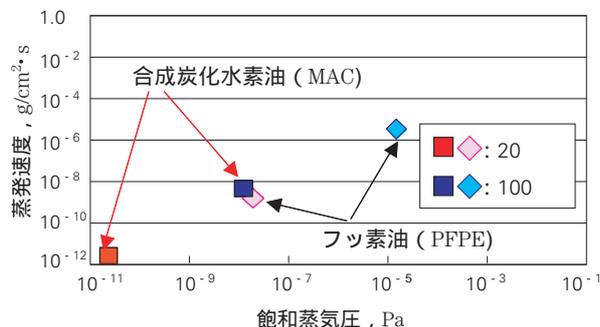


図4 潤滑剤の飽和蒸気圧と蒸発速度の関係

Fig. 4 Relation between vapor pressure and evaporation rate of lubricants

MACの飽和蒸気圧はPFPEに比べ2桁以上低く、100℃の高温雰囲気でもPFPEの20℃における飽和蒸気圧とほぼ同等の水準である<sup>4)5)</sup>。蒸発速度もほぼ同様で、MACは、蒸発速度がPFPEに対して1/100以下と小さく、蒸発量が少なく保持性が良いことが分かる。

放出ガス速度は、単位時間あたりに潤滑剤から発生するガス量で、真空装置中の有機汚染物発生の指標となる。E-DFOは、MACの採用に加えて薄膜中にパウダーを添加することにより、放出ガス速度の低減を狙った。

E-DFOの薄膜に添加した特殊四フッ化エチレン樹脂(PTFE)パウダーは、5000以下の低分子量からなり表面積の大きい不定形のフレーク状物質であるため、油分を保持しやすい特性を持っている。これにより、E-DFOは、MAC単独よりも放出ガス速度が小さくなって潤滑油の保持性が向上し、長寿命と有機物汚染低減を実現している。

さらに、多環構造であるMACは、等方的に配置されたアルキル基の相互作用によって粘性が大きくなり、油膜が形成されやすくなるという特長がある。また、MACは、耐荷重性能がPFPEよりも優れていることが要素試験で確認されており、高面圧条件になる転がり接触には好適である。

3.3 アウトガス

四重極質量分析計を取り付けた真空加熱装置(図5)で、玉軸受を供試体とし、アウトガス(放出ガス速度・成分)の評価試験を行なった。

E-DFOおよびV-DFO処理を施した玉軸受とフッ素グリースを軸受空間容積の10%に相当する量を充填した玉軸受を試料とした。これらについて200℃までの放出ガス速度と200℃における放出ガス成分を測定した。ただし、フッ素グリースの場合は170℃を上限

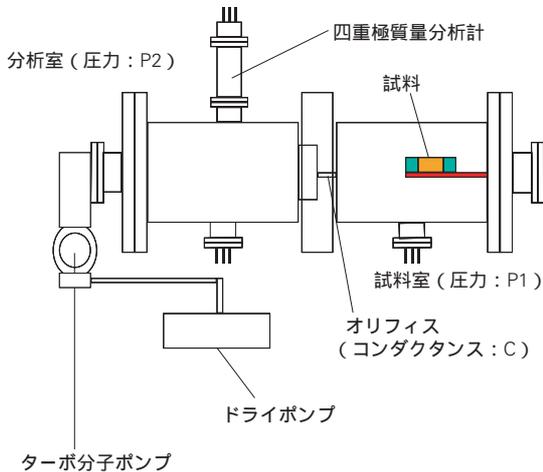


図5 アウトガスの評価試験装置  
Fig. 5 Test equipment for measuring outgassing

とし、放出ガス成分の測定も170℃で行った。

図6は、放出ガス速度の測定結果を示す。E-DFOの放出ガス速度は、100℃以上の高温環境ではV-DFOの約半分、フッ素グリースの約1/10である。

図7は、200℃に加熱したときの放出ガス成分を示す(フッ素グリースは170℃)。E-DFOは、V-DFOやフッ素グリースに比べて発生する有機汚染物を含む放出ガス成分が少ない。これが放出ガス速度を小さくしている要因になっている。

これらの結果は、有機物汚染の低減が実現していることを示している。E-DFOの薄膜を構成するMACの特性と、これに添加されている特殊四フッ化エチレン樹脂パウダーの効果が現れているものと考えられる。

3.4 耐久寿命

E-DFOおよびV-DFO処理を施したリニアガイドとボールねじで、耐久試験を行なった。

リニアガイドの耐久寿命の試験結果を図8に示す。ベアリング(スライダ)の摩擦力が初期の3倍以上に達するまでの走行距離を耐久寿命とした。

V-DFOの場合は、1GPaの面圧条件で4600kmの耐久寿命であるのに対し、E-DFOの場合は、同条件で9000km以上の耐久性を示している。1GPa以上の面圧では、V-DFOは急激に耐久性が低下するのに

表1 試験用ボールねじの潤滑仕様  
Table 1 Specifications of DLC coated ball screws

	DLC	DFO 処理
ねじ軸	コーティングあり	処理あり
ナット	コーティングなし	処理あり
ボール	コーティングなし	処理あり
循環チューブ	コーティングなし	処理あり

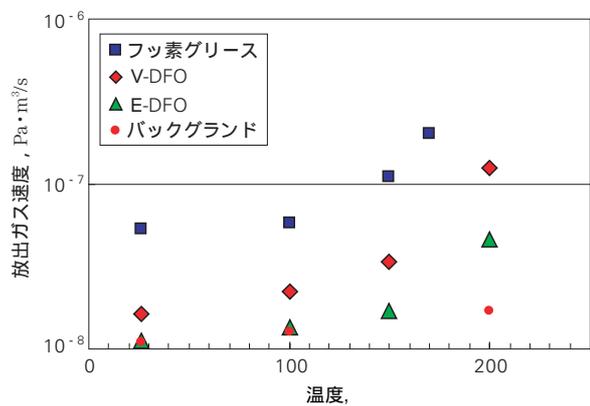


図6 温度と放出ガス速度の関係  
Fig. 6 Relation between temperature and outgassing rate

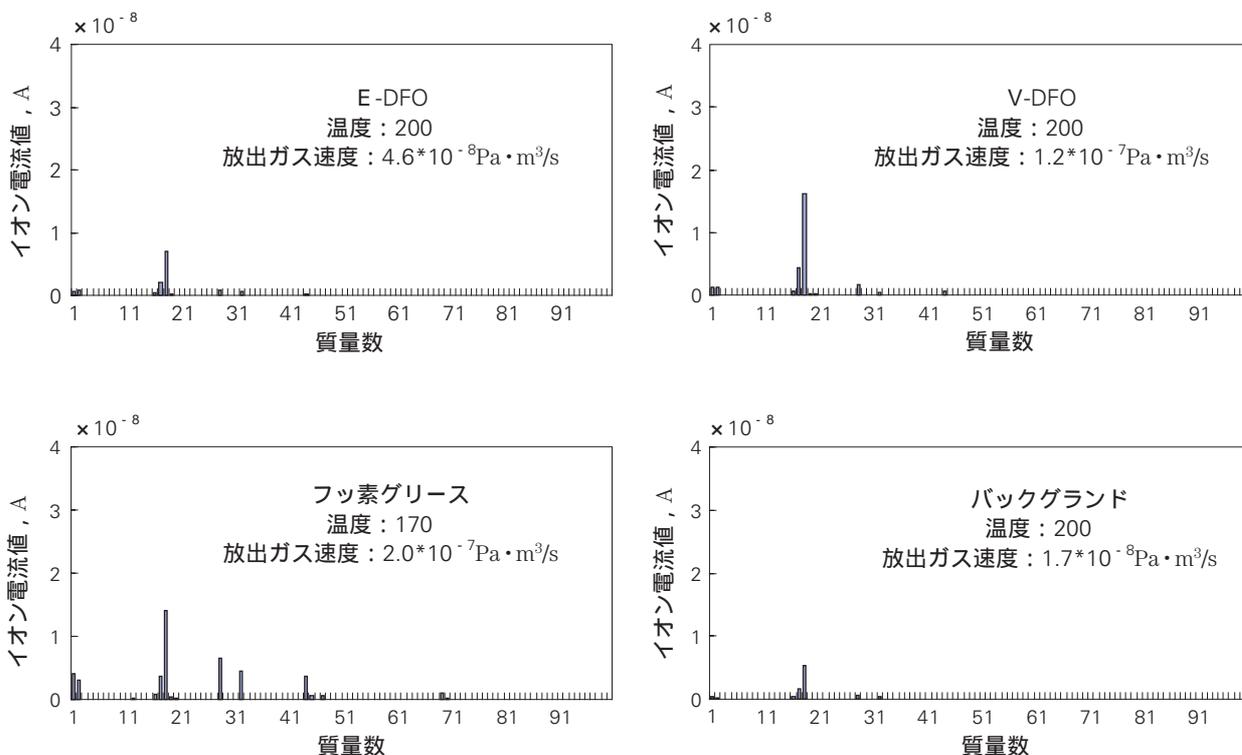


図7 四重極質量分析結果  
 Fig. 7 Results of quadrupole ion trap mass spectrometry

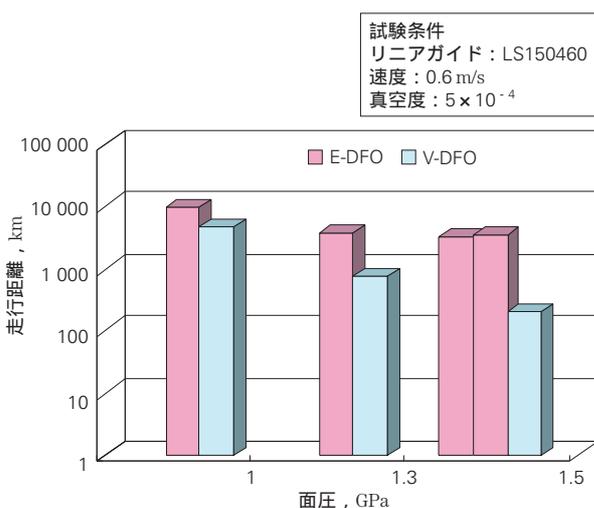


図8 リニアガイドの耐久性  
 Fig. 8 Linear guide life test results

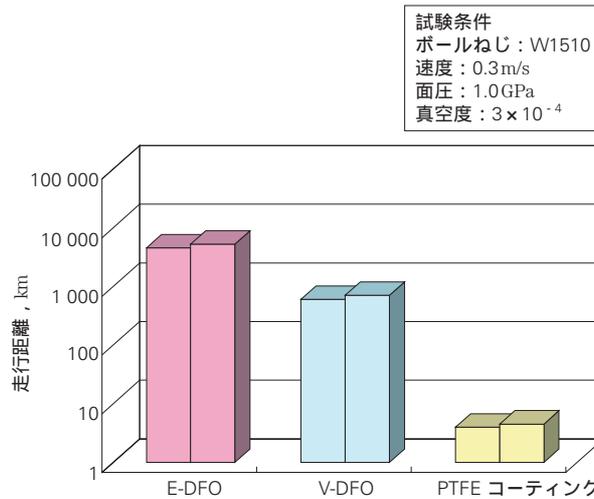


図9 ボールねじの耐久性  
 Fig. 9 Ball screw life test results

対し、E-DFO は、面圧の増加とともに耐久性は低下するが、1.5GPaでも 3 200 km の耐久性を有しており V-DFO に比べ、高面圧でも使用可能なことを示している。

ボールねじの耐久試験結果を図9に示す。ボールねじは、転動体と軌道面の間におけるすべりが大きい

め、ダイヤモンドライクカーボン (DLC) のコーティングと E-DFO、または V-DFO を組み合わせた仕様とした (表1)。耐久寿命は、トルクが初期の3倍に至るまでの走行距離とした。

1GPaの面圧において、V-DFO は約1 000 km でトルクが増加して耐久寿命に至るのに対して、E-DFO は

4 500 km でもトルク増加が見られず、優れた耐久性を示している。

E-DFO は、薄膜中の潤滑油を長期間にわたり保持できるので、その効果により耐久寿命が向上したと考えられる。放熱作用が悪い真空中においては、ボールねじやリニアガイドの軌道面は、温度上昇にともない潤滑油が蒸発しやすい環境にさらされている。このような条件下でも E-DFO は、MAC と添加した四フッ化エチレン樹脂の相乗効果によって蒸発を抑制し、アウトガスの低減と同時に耐久寿命の向上を達成している。さらに、油膜が形成されやすい MAC の特性により潤滑性能が向上したことも、E-DFO の耐久寿命の向上に寄与したと考えられる。

#### 4. あとがき

NSKの真空用薄膜潤滑である V-DFO をさらに性能向上させた、新開発の E-DFO を紹介した。真空環境で使用される機械要素に要求される潤滑技術はますます厳しくなると予想される。市場での評価をさらなる開発に反映させ、今後も市場の期待に応えていく。

#### 参考文献

- 1) 齋藤 剛, “真空・クリーン用潤滑膜 V-DFO”, NSK Technical Journal, 673 (2002) 22-25.
- 2) 齋藤 剛, “PFPE系潤滑被膜ボールネジの真空中での潤滑特性 DLCによる長寿命化”, トライボロジー会議予稿集 (2004) 236-237.
- 3) T. SAITOU, “Study of long life V-DFO under severe condition”, ITC Kobe Synopses, (2005) 186.
- 4) WILLIAM R. JONES, JR, MARK J. JANSEN, “Lubrication for Space Application”, NASA/CR-2005-213424.
- 5) ROBERT L. FUSARO, MICHAEL M. KHONSARI “Liquid Lubrication for Space Application”, NASA/TM-213424 (1992).
- 6) M. MASUKO, I. FUJINAMI, H. OKABE, “Lubrication performance of perfluoropolyalkylethers under high vacuum”, Wear, 159 (1992) 249-256.

# ナノポジショナーの開発

田中 伸明\*



田中 伸明

## Development of Nano-Positioner

by N. Tanaka

NSK has developed a Nano-Positioner that incorporates a specially designed ball screw fixed-end bearing unit, which provides mechanical rigidity, and integrates it with a piezoelectric element, which provides ultra-fine positioning. In this paper, we describe the structure and operational characteristic of the NSK Nano-Positioner. The Nano-Positioner combines a ball screw and stepping motor for rough-motion control, and a piezoelectric element for fine-motion control. NSK's Nano-Positioner is capable of a maximum speed of 72 mm/s and a resolution of 5 nm. NSK's combination of these capabilities achieves step positioning on a 5 nm scale and positioning accuracy within a range of  $\pm 15$  nm in 3 .

- 1. まえがき
- 2. 従来装置の問題点
- 3. 装置の構成
  - 3.1 微動機構の構造
  - 3.2 位置決め装置の構造
  - 3.3 システム構成
- 4. 微動機構の動作特性
- 5. 性能評価結果
  - 5.1 微動位置決め特性
  - 5.2 粗微動位置決め時の精度
- 6. あとがき

### 1. まえがき

近年、半導体製造装置・光通信デバイス製造装置・細胞操作などのバイオ技術・MEMS などにおいて、ナノメートルオーダーの位置決め機構に対する要求が高まっている。

これらの用途を対象とした位置決め装置として、粗動位置決めにはボールねじとステッピングモータを使用し、微動位置決めには圧電素子を使用した粗微動位置決め装置が知られている。しかしながら、それらは一般に剛性が低く、高速・高応答性を得ることが難しかった。

NSKでは、独自の圧電素子内蔵ボールねじ支持軸受ユニットを微動機構として考案し（特許出願中）、機械系剛性をほとんど損なうことなく高速でナノメートルレベルの微細位置決めを実現する「ナノポジショナー」を開発した。

ここでは、NSKが開発したナノポジショナーの構成と動作特性について紹介する。

### 2. 従来装置の問題点

これまでにボールねじと圧電素子を使用した粗微動位置決め装置はいくつか発表されている。

通常の粗微動位置決め装置は、図1に示すようなテーブルとボールねじのナットの間に圧電アクチュエータを直接取付けた構造や、粗動テーブル上に圧電素子を組込んだ微動テーブルを設置するなどの構成が採られている<sup>1)</sup>。これらの粗微動位置決め装置に使用される圧電アクチュエータとしては、積層型圧電素子が使用されている。積層型圧電素子は、引張力、モーメント力、およびラジアル力に弱い。このため、ばね等で圧縮力を与えて圧電素子に引張力が作用しないようにした構造（図2）や、可動体と駆動する装置の間をピン支持することによって圧電素子にモーメント力が作用しないようにした構造を用いる必要がある<sup>2)</sup>。

このような圧縮用ばねの剛性は一般的に低く、それが送り系の中に存在するため、高速化が難しくなる。また、テーブルとボールねじのナットの間に圧電アクチュエータを取付ける際に高精度な取付けをしなければ

\* 総合研究開発センター 新技術開発第三部

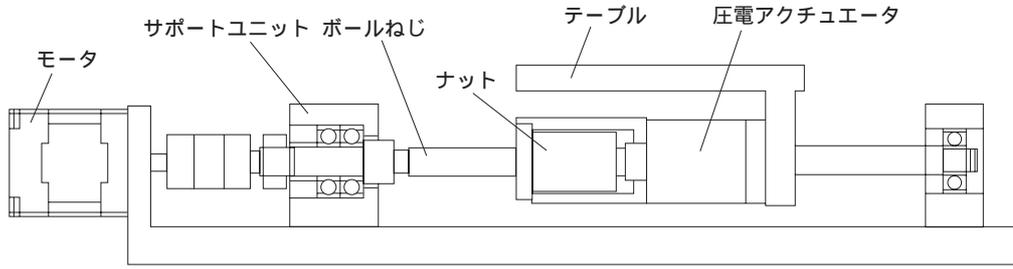


図1 位置決め装置の基本構造  
Fig. 1 Basic structure of typical nanopositioner

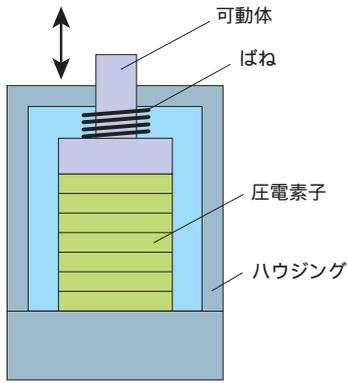


図2 圧電アクチュエータの基本構造  
Fig. 2 Basic structure of a piezoelectric actuator

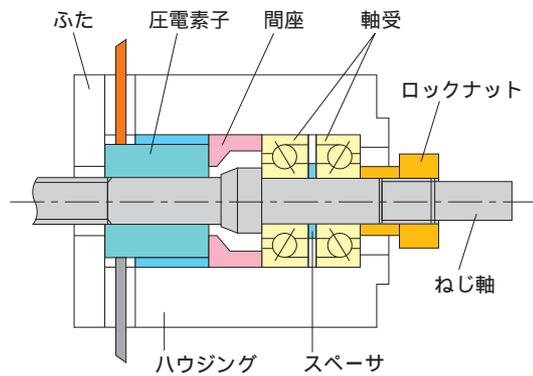


図3 円筒型圧電素子を使用した微動機構  
Fig. 3 Schematic view of the fine-motion mechanism using a cylindrical piezoelectric element

ば，ラジアル力やモーメント力が作用し，耐久性の低下を招くなどの問題点があった．

### 3. 装置の構成

#### 3.1 微動機構の構造

今回NSKが開発した微動機構の構造を図3，図4に示す．ボールねじ支持軸受ユニットの中に圧電素子を組込むことで微動機構を構成している．図3は円筒型圧電素子を組込んだ例であり，図4は角柱型圧電素子を組込んだ例であるが，基本的な構造は同一である．

二つの支持軸受の内輪間にはスペーサが設置されており，外輪間にはすきまが与えられている．内輪は，ロックナットによりねじ軸に固定されており，外輪は圧電素子や間座とともにハウジング内に収められている．間座幅を調整することで，軸受に適切な予圧が与えられる．このとき同時に，圧電素子にも圧縮予圧が負荷されることとなる．

圧電素子の変位すると，間座を介し片側の軸受の外輪が移動する．このとき，両側の軸受の力が釣合うように動くので，内輪とそれに固定されたねじ軸は圧電

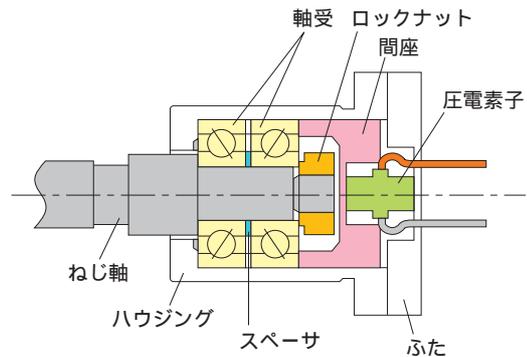


図4 角柱型圧電素子を使用した微動機構  
Fig. 4 Schematic view of the fine-motion mechanism using a rectangular parallelepiped piezoelectric element

素子変位量の約1/2微動することとなる．これが，微動機構の原理である．

- 今回開発した微動機構には，以下の利点がある．
- ・ 圧電素子を予圧された軸受と同軸上に配置し，モーメント力やラジアル力が作用しない構造とすることができる．
  - ・ 圧電素子には軸受予圧力が常に圧縮力として作用し

ており、引張力が作用しない。

- ・圧電素子内蔵による剛性低下がほとんどない。
- ・サポートユニットの構造変更だけで簡単に実現できる。

### 3.2 位置決め装置の構造

今回開発したナノポジショナーの構造を図5に示す。ボールねじの支持軸受ユニットに、上述した微動機構が内蔵されている。今回開発したナノポジショナーの主な仕様を表1に示す。1軸ユニットのM型と2軸XYテーブルのCD型の2種類がある。フィードバックリニアスケールは、テーブル側面に配置されており、分解能が5nmのスケールを標準としている。

### 3.3 システム構成

今回開発したナノポジショナーのシステム構成を図6に示す。粗動微動の制御に使用したコントローラは市販のステッピングモータコントロールボードとサーボモータコントロールボード（圧電素子制御用）であり、ユーザーが必要な機能に合わせて選択することができる。ただし、制御に使用するフィードバックスケールの粗動と微動のコントローラには同じ位置情報を入力しているので、最高速度を得るには、コントローラボードの入力周波数を 20MHz 程度の高速周波数に対応したものにする必要がある。

ナノポジショナー本体とコントローラの間には、モ

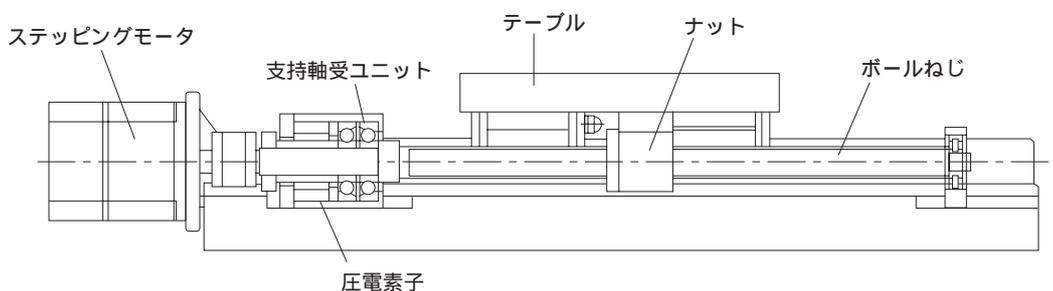
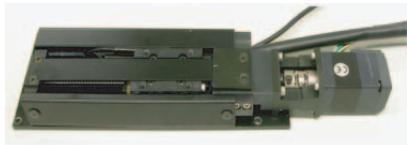
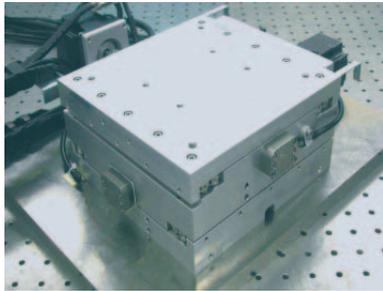


図5 ナノポジショナーの構造  
Fig. 5 Structure of the NSK Nano-Positioner

表1 ナノポジショナーの仕様  
Table 1 Specifications of the Nano-Positioner

形式	M型コンパクト1軸		CD型XYテーブル	
				
有効ストローク	50mm	100mm	50mm × 50mm	100mm × 100mm
テーブルサイズ	32mm × 46mm		125mm × 125mm	200mm × 200mm
最小分解能	5nm			
最高速度	72mm/s			
水平可搬質量	2kg		10kg	
駆動方式	粗動：ステッピングモータ+ボールねじ 微動：圧電素子			

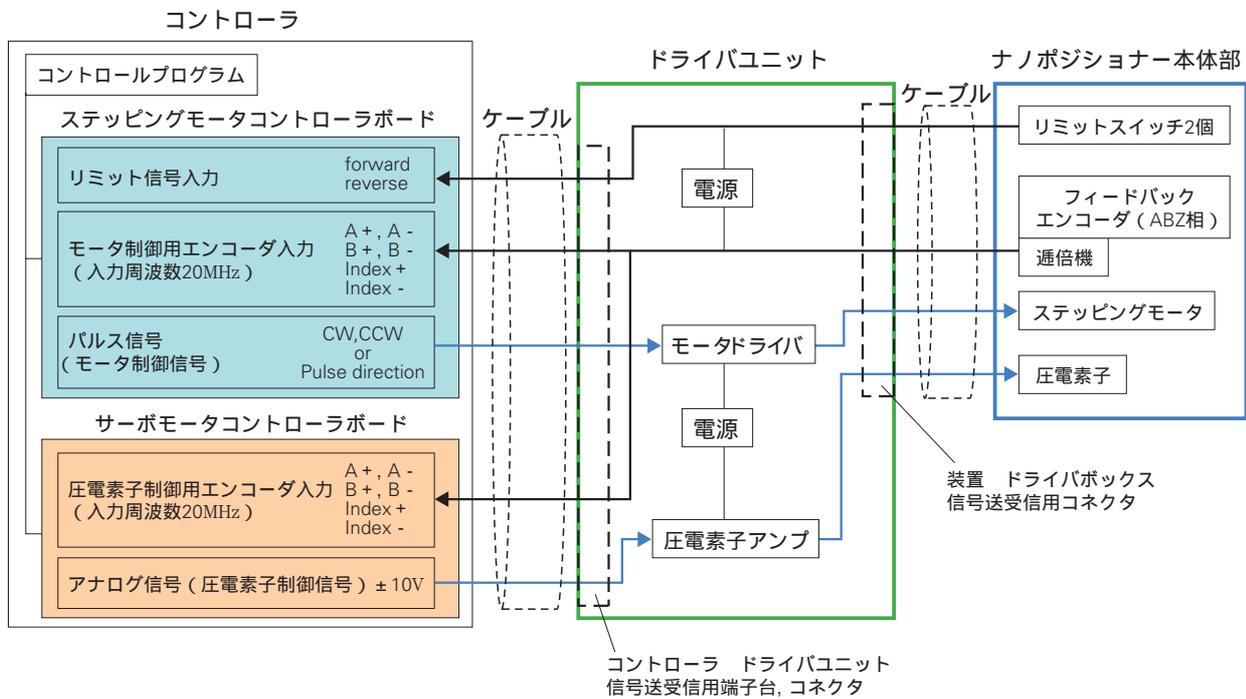


図6 ナノポジショナーのシステム構成図  
Fig. 6 System diagram of the Nano-Positioner

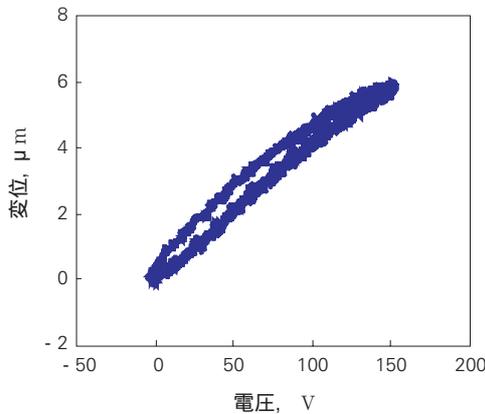


図7 M型コンパクト1軸に搭載した微動機構の変位量  
Fig. 7 Displacement of the fine-motion mechanism using an M series Nano-Positioner

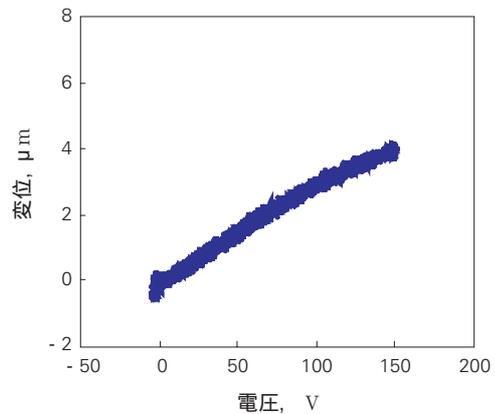


図8 CD型XYテーブルに搭載した微動機構の変位量  
Fig. 8 Displacement of the fine-motion mechanism using a CD series Nano-Positioner

ータドライバや圧電素子を駆動するためのアンプ、および端子台等を収めた筐体のドライブユニットを設置している。

ドライブユニットには、市販のコントローラボードに入出力が対応できるような電圧変換ユニットも内蔵されており、ユーザーは特別な配慮をしなくても、コントローラの設計ができるようになっている。

4. 微動機構の動作特性

図7と図8に圧電素子にDC電圧を印加したときの電圧とねじ軸の微動量を測定した例を示す。図7はM型

コンパクト1軸の微動機構での測定例、図8はCD型XYテーブルの微動機構での測定例である。

電圧を150V印加したとき、図7では6μm、図8では4μmねじ軸が変位していることがわかる。微動機構に使用した圧電素子の変位は、それぞれ12μm、9μmであるので、3.1で述べた原理どおり、ねじ軸は圧電素子変位量の約1/2変位していることがわかる。

粗動時の位置決め誤差を補正するために、微動位置決めとして見かけ上正負の動作が必要となる。このため、M型コンパクト1軸の場合は±3μm、CD型XYテーブルの場合は±2μmの微動ストロークを有してい

る。ナノポジショナーでは、粗動時よりニアスケールによるフィードバック制御を行っているため、粗動時でも位置決め誤差は $0.5\mu\text{m}$ 程度であり、充分な微動ストロークということが出来る。

微動機構を内蔵した支持軸受ユニットの剛性を測定した結果を、図9、図10に示す。M型コンパクト1軸の剛性は、荷重負荷方向に関係なく $25\sim 28\text{N}/\mu\text{m}$  (図9)、CD型XYテーブルでは $50\sim 54\text{N}/\mu\text{m}$  (図10)となっており、設定どおりの剛性が得られている。

## 5. 性能評価結果

### 5.1 微動位置決め特性

微動位置決め動作の測定結果の例を図11から図14に示す。測定は、テーブル上に別途設置した高精度レーザースケール(分解能 $0.14\text{nm}$ )を用いて行った。

M型コンパクト1軸において、 $2\mu\text{m}$ の微動位置決

め動作の確認を行なった結果を図11に示す。正確に $2\mu\text{m}$ の微動位置決め動作が行なわれていることがわかる。また、微動位置決めに要する時間は $50\text{ms}$ 以下であることがわかる。

$50\text{nm}$ ステップ送りの結果を図12に、最小分解能である $5\text{nm}$ ステップ送りの結果を図13に示す。いずれも正確に動作していることがわかる。 $5\text{nm}$ ステップ送りにおいて、停止時に $5\text{nm}$ 程度のばたつきがみられるが、これはフィードバック用のリニアスケールの分解能が $5\text{nm}$ であることによる。

CD型XYテーブルにおいて、 $5\text{nm}$ ステップ送りを行なった結果を図14に示す。M型コンパクト1軸の場合と同様にCD型XYテーブルでも正確に動作していることがわかる。

図に示した結果は、高精度レーザースケールでの測定例であるが、確認のために容量型変位計でも測定し、同一の結果を得ている。

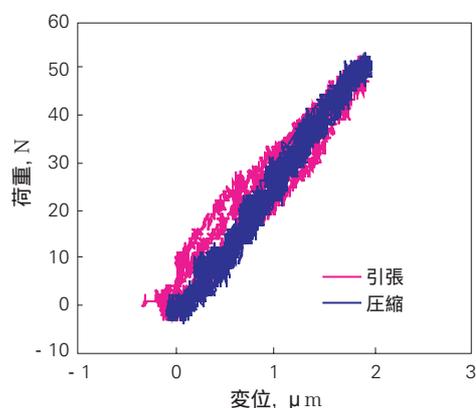


図9 M型コンパクト1軸に搭載した微動機構の剛性

Fig. 9 Rigidity of a fine-motion mechanism using an M series Nano-Positioner

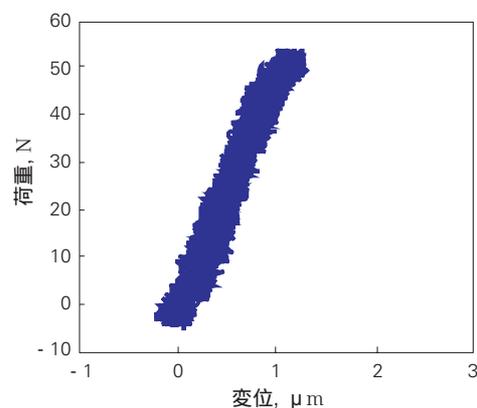


図10 CD型XYテーブルに搭載した微動機構の剛性

Fig. 10 Rigidity of the fine-motion mechanism using a CD series Nano-Positioner

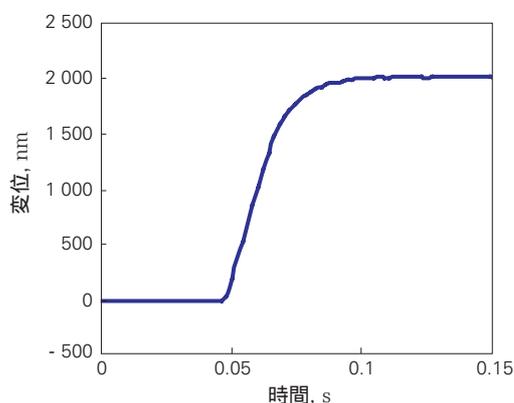


図11 M型コンパクト1軸微動位置決め 指令値： $2\mu\text{m}$

Fig. 11 Step positioning using an M series Nano-Positioner (command:  $2\mu\text{m}$ )

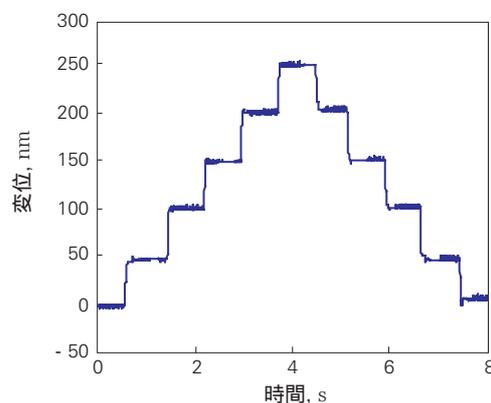


図12 M型コンパクト1軸微動位置決め 指令値： $50\text{nm}$

Fig. 12 Step positioning using an M series Nano-Positioner (command:  $50\text{nm}$ )

以上の結果から、今回開発した微動機構は、マイクロメートルオーダーからナノメートルオーダーまで、正確な微細位置決めを実現していることがわかる。

また、今回開発したナノポジショナーは分解能が5nmのフィードバックリニアスケールを使用しているが、さらに高分解能のフィードバックスケールを用いれば、1nmのステップ送りでも正確に動作することを確認している。

5.2 粗微動位置決め時の精度

フルストロークにわたり粗微動位置決めを行い、位置決め精度を確認した例を図15、図16に示す。位置

決め動作として最高速度72mm/sで6.25mm送りを繰り返し、フルストローク内を30往復したものである。測定は、フィードバック用のリニアスケールで行った。M型コンパクト1軸およびCD型XYテーブルとも、位置決め誤差の平均、ロストモーションは、数nmであることがわかる。また、図中に示した位置決め誤差の頻度からわかるように、60回の位置決めで、全て±10nmの範囲内に入っている。位置決め精度を3で見て、±15nm程度の高精度位置決めが可能であることがわかる。

ここでは、紙面の都合で割愛したが、送り系の固有振動数などの測定も行っている。CD型XYテーブルに

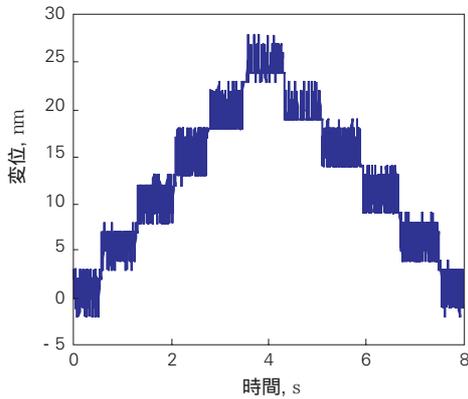


図13 M型コンパクト1軸微動位置決め 指令値：5nm  
 Fig. 13 Step positioning using an M series Nano-Positioner (command: 5nm)

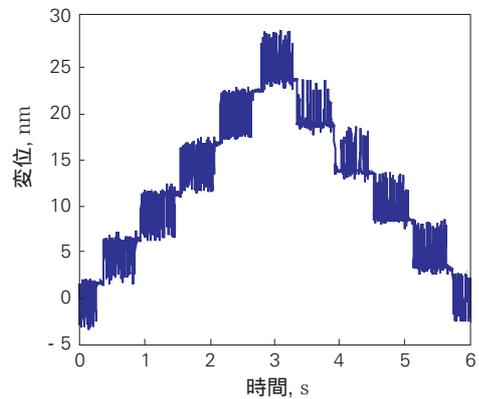


図14 CD型XYテーブル微動位置決め 指令値：5nm  
 Fig. 14 Step positioning using a CD series Nano-Positioner (command: 5nm)

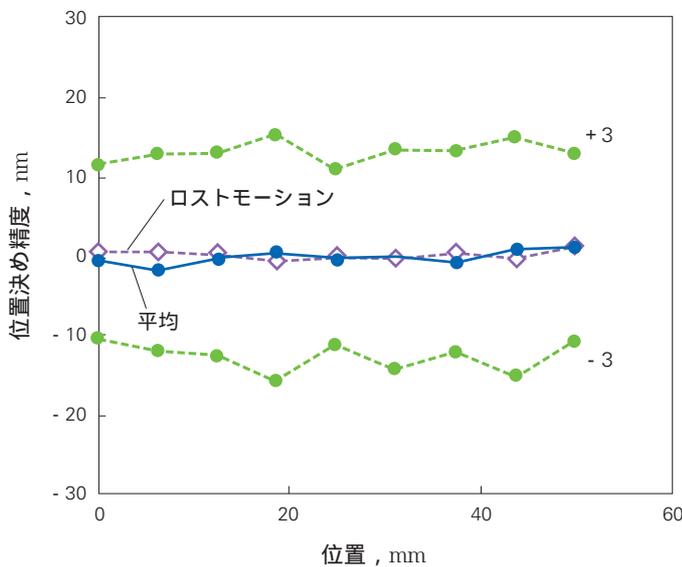
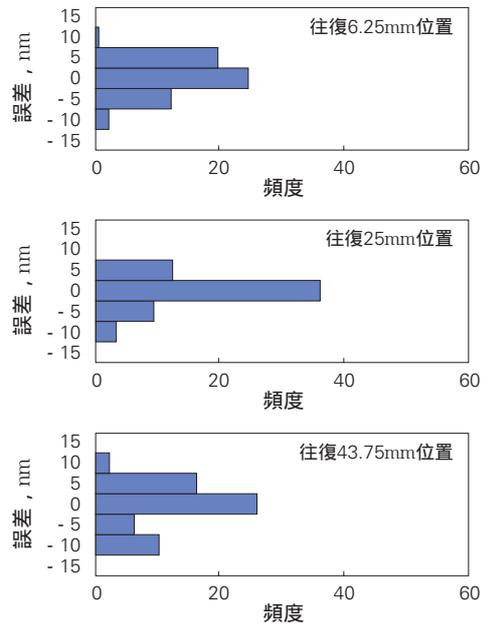


図15 M型コンパクト1軸位置決め精度  
 Fig. 15 Positioning accuracy of an M series Nano-Positioner (forward & back)



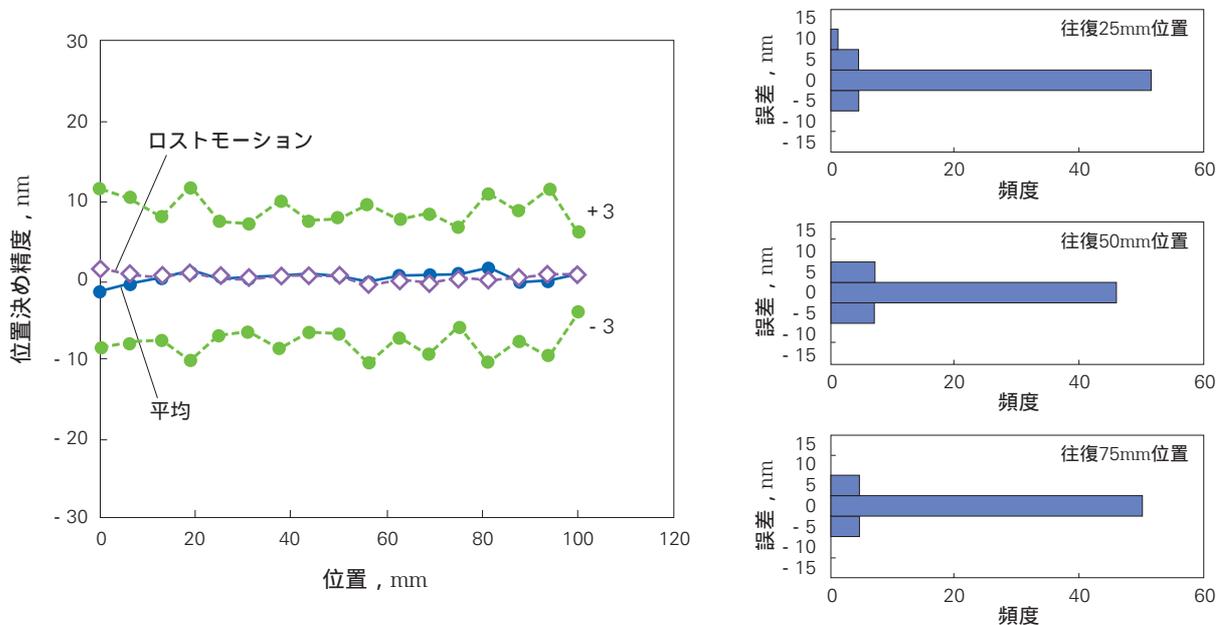


図16 CD型XYテーブル位置決め精度

Fig. 16 Positioning accuracy of a CD series Nano-Positioner (forward & back)

おける測定の中から一例としてあげると、積載物無しの場合の固有振動数はX軸方向250Hz、Y軸方向460Hz、積載物10kgの場合でも、X軸方向150Hz、Y軸方向200Hzとなっており、このような小型テーブルとしては、十分な特性といえる。

## 6. あとがき

今回開発したナノポジショナーは、従来の粗微動位置決め装置とは異なる独自の微動機構の考案により、剛性をほとんど落とすことなく微細な位置決め動作を実現した。この微動機構は、既存のXYテーブルにも容易に適用することができる。

NSKはXYテーブルの専門メーカーとして、市場の要求を先取りしながら超精密テーブルや液晶露光装置等を開発してきた。これらの技術と今回開発したナノポジショナーの要素技術を融合し、それをナノテクノロジーを支える技術の1つとして、今後の技術進展に貢献できればと考えている。

### 参考文献

- 1) 大塚 二郎, 坂戸 啓一郎, “精密位置決め機構 第2版”, 株式会社工業調査会 (2001) 118-201.
- 2) Physik Instruments カタログ “Micro Positioning, Nan Positioning, Nan Automation Solution for Cutting-Edge Technologies” (2001) 1-7.

# 超高速プラネタリニードル軸受の開発



浦上 正剛



劉 軍

浦上 正剛\* , 劉 軍\* , 松本 洋一\*

## Development of Ultrahigh-Speed Planetary Needle Roller Bearings



松本 洋一

by S. Urakami , J. Liu , Y. Matsumoto

Planetary pinion needle roller bearings for automatic transmissions are apt to generate high stress and frictional heat due to not only rotational motion around the shaft but also revolving motion around the sun gear. Caged needle roller bearings, which provide superior rotating and revolving performance in comparison to full complement roller bearings, have been adopted in recent years for their low-torque and high-speed capabilities. In recent years, the number of gears in automatic transmissions has increased, which means that demand for higher rotating-speed capability of the needle roller cage and pinion shaft has also increased. To meet this demand, NSK conducted various analyses and extensive testing in order to develop an ultrahigh-speed planetary needle bearing. In this paper, we present our latest technologies that have resulted in the development of ultrahigh-speed planetary needle roller bearings.

- |   |  |
|---|--|
| <ol style="list-style-type: none"> <li>1. まえがき</li> <li>2. プラネタリニードル軸受の構造と要求される性能</li> <li>3. 損傷メカニズム</li> <li>4. 超高速化技術             <ol style="list-style-type: none"> <li>4.1 保持器構造の強化</li> </ol> </li> </ol> | <ol style="list-style-type: none"> <li>4.2 保持器形状の最適化</li> <li>4.3 高耐久性保持器材料の適用</li> <li>4.4 耐焼付き性の向上</li> <li>4.5 シャフトの長寿命化と変形対策</li> <li>4.6 さらなるシャフトの長寿命化</li> </ol> <ol style="list-style-type: none"> <li>5. あとがき</li> </ol> |
|---|--|

### 1. まえがき

自動車用オートマチックトランスミッション(AT)の変速歯車機構であるプラネタリ機構(遊星機構)のピニオンギヤは、AT1機につき、通常数個から十数個使用される。ピニオンギヤとシャフトの間にはニードルローラ軸受(以後、プラネタリニードル軸受)が使用され、両者間の荷重(エンジンからタイヤに伝わる

動力によって発生)を支えながら円滑に回転させる役割を持つ。同軸受の運動には、シャフト周りを回転する自転だけでなくサンギヤ周りを回転する公転もある。上記の荷重および自転・公転運動のため、軸受内部に高い応力や熱が発生しやすく、軸受の設計には高度な技術が必要となる。

昨今の燃費向上や加速性向上のために、ATは従来の4速から、5速、6速、7速と多段化されてきている。それに伴い、プラネタリニードル軸受に要求される自転・公転の最高回転速度も高まってきている。プラネ

\* 総合研究開発センター 新技術開発第二部

タリニードル軸受は、従来、保持器を持たない総ローラタイプが主流であったが、要求回転速度が高まることに伴い、ローラ同士の摩擦を防止する保持器を具備したケージ&ローラタイプの使用が徐々に増えてきた。しかしながら、さらなる高速化が必要となる場合、保持器およびシャフトの耐久性不足が問題となる。これに対し、NSKでは種々の解析や実験を行い、超高速化に対応できるプラネタリニードル軸受を開発したので報告する。

## 2. プラネタリニードル軸受の構造と要求される性能

ATに使用されているプラネタリ機構は、単純プラネタリ機構、および複合プラネタリ機構の二つに大別され、それらの組み合わせによりATの変速機構は成り立っている。

単純プラネタリ機構にはピニオンギヤ、キャリア、サンギヤ、およびリングギヤで構成されるシングルピニオン式プラネタリ機構（図1参照）と、ピニオンギヤが2連となったダブルピニオン式プラネタリ機構（図2参照）がある。また、複合プラネタリ機構の一つに、前述のシングルピニオン式とダブルピニオン式を

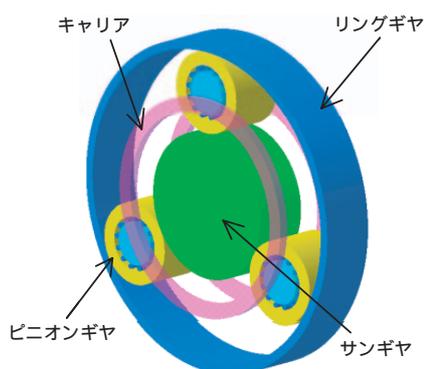


図1 シングルピニオン式プラネタリ機構  
Fig. 1 Single pinion planetary gear mechanism

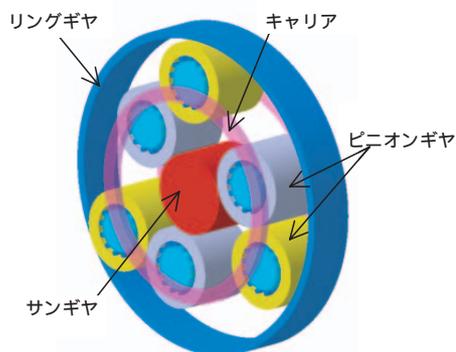


図2 ダブルピニオン式プラネタリ機構  
Fig. 2 Double pinion planetary gear mechanism

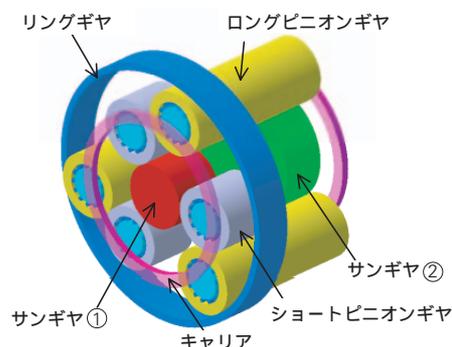


図3 ラビニヨウ式プラネタリ機構  
Fig. 3 Ravigneaux gear set

組み合わせたラビニヨウ式と呼ばれるプラネタリ機構がある。この機構は小型軽量化を図れることから、現在、6速ATを初めとする多段AT車に多く採用されている。

図3に、ラビニヨウ式プラネタリ機構の一例を示す。この機構は、構造上、軸方向において2つのギヤと噛み合う長いピニオンギヤ（ロングピニオンギヤ）、および1つのギヤと噛み合う短いピニオンギヤ（ショートピニオンギヤ）を有する。その特殊な構造のために、キャリアの剛性を確保するのが難しい。また、詳細は後述するが、長いピニオンギヤを有するために、軸受には厳しい使用環境となる。

ピニオンギヤ、キャリアに固定されるシャフト、およびプラネタリニードル軸受で構成されているプラネタリピニオンは、シャフト周りを回転する自転運動と、キャリアとともにサンギヤ周りを回転する公転運動との複合運動をしながら、トルクを伝達している。また、プラネタリニードル軸受には保持器を具備しない総ローラタイプ（写真1参照）や保持器を具備したケージ&ローラタイプ（写真2参照）があり、同軸受はピニオンギヤを外輪（回転輪）とし、シャフトを内輪（固定輪）として荷重を支持し回転する。

プラネタリ機構にはヘリカルギヤがよく使われ、図4に示すように、トルク伝達によるギヤ同士のかみ合い力（図中  $P$ ：接線力、 $S$ ：ラジアル力、 $T$ ：スラスト力）が負荷として軸受に作用する。さらに公転運動によるピニオンギヤ・軸受自身の遠心力（図中  $E$ ）も軸受に作用する。

なお、図4にはシングルピニオン式プラネタリ機構を用いたが、ラビニヨウ式プラネタリ機構の場合、ロングピニオンギヤが異なる軸方向位置で噛み合うモードもあり、軸受の負荷状況は、一層複雑になる。

また、一般的なラジアルニードル軸受は外輪固定、内輪回転の形式で使用されることが多い。この場合は、



写真1 総ローラタイプ  
Photo 1 Full-complement needle roller bearing



写真2 ケージ&ローラタイプ  
Photo 2 Cage and needle roller assembly

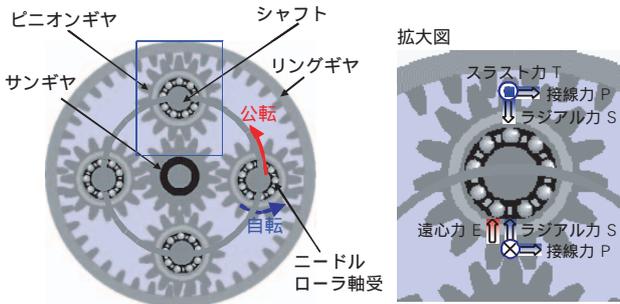


図4 プラネタリニードル軸受の負荷状況  
Fig. 4 Load condition of planetary pinion needle roller bearing

接触応力は曲率の関係から内輪のほうが外輪よりも高いのに対して、応力繰返し数は、固定輪である外輪のほうが内輪よりも多い。そのため、耐久性の観点から見ると、内輪と外輪の負荷は大差はないと言える。

一方、プラネタリニードル軸受は、ピニオンギヤ（外輪）回転、シャフト（内輪）固定の形式で使用されるため、シャフトは接触応力が高だけでなく、応力繰返し数も多くなり、負荷条件が最も厳しい部位となる。

従来、プラネタリニードル軸受には、主に高負荷容量の総ローラタイプが使用されていた。しかし、このタイプの軸受は、隣り合うローラ同士が衝突と撓動を繰り返すため、高速で回転する場合、摩擦トルクが大きくなったり、焼き付いたりする問題があった。一方、ケージ&ローラタイプは総ローラタイプに比べて、ローラ同士の直接の接触がないことから高速で回転することができるが、ローラ数が少ないため負荷容量が小さい。

このため、NSKでは軸受鋼製のシャフトに特殊熱処理(浸炭窒化)を施すことで耐久性を向上させており、近年ではケージ&ローラタイプの採用も増えてきた。

しかしながら、今後、ATの多段化が進み、ピニオンギヤがさらに高速化されると、現行のプラネタリニードル軸受には以下のことが問題となる可能性がある。

- <I> 保持器に発生する応力や発熱が大きくなり、保持器の耐久性が不足する。
- <II> 遠心力が増加し、シャフトへの負荷が増す。
- <III> ラビニヨウ式プラネタリ機構で使用されるロングピニオンのシャフトは曲がりやすく、耐久性が低下する。

したがって、超高速領域において、シャフトの耐久性を確保しつつ、保持器耐久性も満足することが必要である。その要求性能を達成するために、NSKでは自転・公転の超高速化に対応できるプラネタリニードル軸受の開発を行った。

### 3. 損傷メカニズム

プラネタリピニオンギヤ内のケージ&ローラタイプ軸受の挙動を図5に示す。

公転運動による遠心力で、ケージ&ローラタイプ軸受のローラは、負荷圏を抜ける際に保持器の柱に衝突し、負荷圏に入るときには逆側の柱に衝突する。これにより、保持器の柱は両振りの繰返し応力を受ける。また、保持器は、遠心力により、回転速度の異なるピニオンギヤの内周面に押し付けられて撓動するため、摩擦熱が発生する。

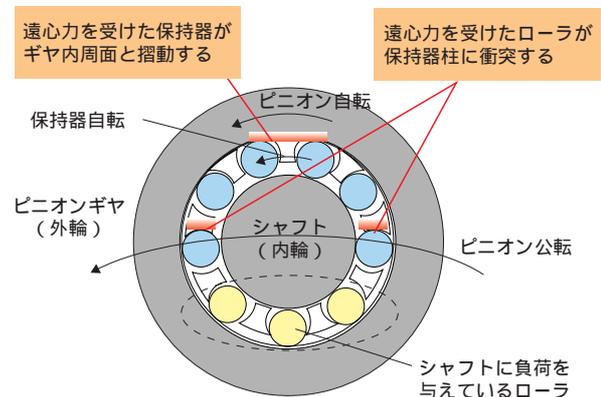


図5 プラネタリニードル軸受の挙動  
Fig. 5 Behavior of planetary pinion needle roller bearing

したがって自転・公転が超高速化すると、遠心力によるローラの衝突力が増し、柱の根元が起点となるクラックが発生することによる保持器の疲労破損（写真3参照）や、過大な摩擦熱による保持器破損（写真4参照）が発生することが懸念される。保持器が破損すると、ローラの正常な転がり運動が阻害されるので、内輪・外輪・ローラにフレーキングや焼付きが発生し、ピニオンギヤがロックされる恐れがある。

また、シャフトは、ローラを経由するギヤのかみ合い力およびピニオンギヤ・軸受自身の遠心力などの負荷を受ける。

図6に示すように、自転・公転が超高速化すると、遠心力による負荷が増し、シャフトの弾性曲がりが大きくなるとともに、軸受温度が上昇しシャフトは高温状態となるため、残留オーステナイトの分解により体積膨張し塑性曲がりも大きくなる。特に、ラビニヨウ式プラネタリ機構のロングピニオンでは、ピニオンギヤが重くシャフトが長いので、上記の曲がり量が著しく大きくなる。このため、軸受とシャフトのエッジ部の接触応力が増大し、シャフトの耐久性が低下する。

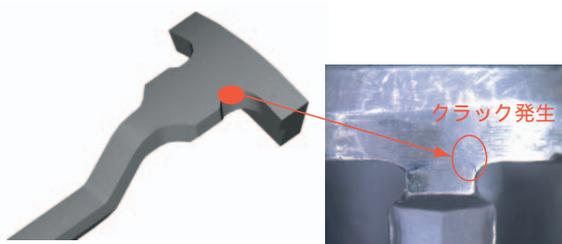


写真3 疲労による保持器破損  
Photo 3 Cage damage due to fatigue



写真4 摩擦熱による保持器破損  
Photo 4 Cage damage due to frictional heat

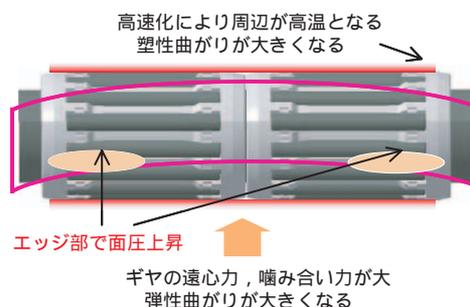


図6 シャフトの変形に伴う耐久性の低下  
Fig. 6 Negative impact of shaft deformation on durability

#### 4. 超高速化技術

超高速化に伴う諸問題に対して、以下の対策をとった。

##### (1) 保持器構造の強化

図7に示すように、保持器にフランジを設けて保持器構造を強化するとともに、保持器の遠心力を小さくするために薄肉軽量化した。また、ローラの衝突力や保持器自体の遠心力をさらに軽減するために、複列化を図った。

##### (2) 保持器形状の最適化

ローラが保持器の柱に衝突すると、保持器の柱根元の隅部に応力が集中する。そこで図8に示すように、FEM解析を用いて保持器形状を最適化し、柱根元の応力軽減を図った。

##### (3) 高耐久性保持器材料の適用

保持器材料は、従来、炭素鋼を使用していたが、高強度クロムモリブデン鋼(肌焼き鋼)を採用することにより保持器材料強度を向上させた。

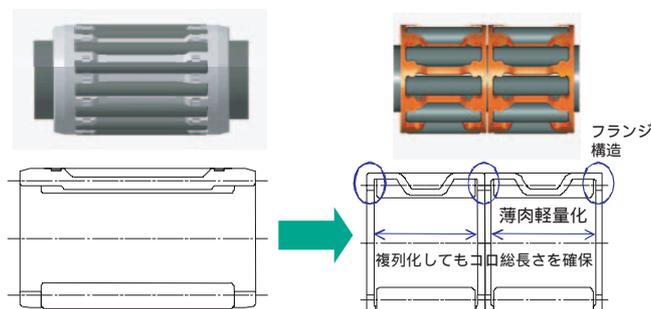


図7 保持器構造の強化  
Fig. 7 Strengthened cage structure

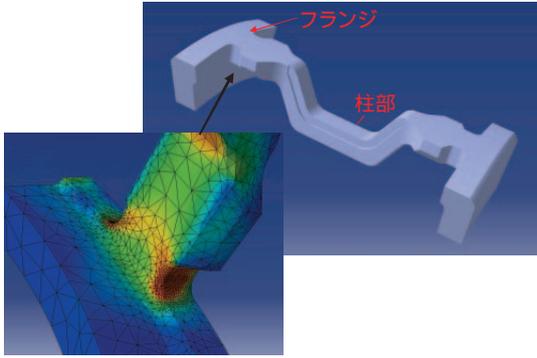


図8 保持器形状の最適化  
Fig. 8 Optimized cage structure

(4) 耐焼付き性の向上

ピニオンギヤ内周面と保持器の外周面との接触応力Pと摺動速度Vの積である、摺動摩擦指標PV値の低減を図る保持器形状とした上で、保持器表面に化成被膜を実施した(写真5参照)。それにより、互いに擦れ合う保持器とピニオンギヤ間の直接接触を抑制し、より高速回転を実現した。

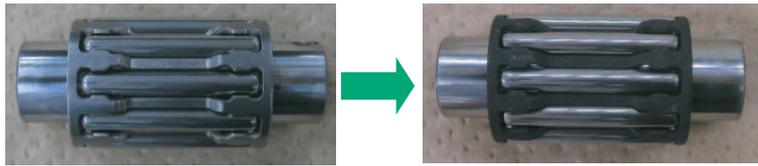
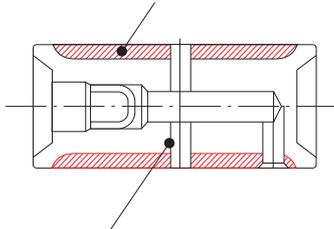


写真5 化成被膜  
Photo 5 Chemical coating

表面のC, Nを高めることにより、残留オーステナイトを多く析出させて耐久寿命を向上



心部の残留オーステナイトを0%とする  
シャフト全体の残留オーステナイトを下げ、熱変形を抑制

図9 特殊高周波熱処理の特長  
Fig. 9 Features of special induction heat treatment for planetary shafts

(5) シャフトの長寿命化と変形対策

シャフトにNSK固有の熱処理技術である特殊高周波熱処理を採用した。図9にその特長を示す。転がり疲れに影響する表面層に残留オーステナイトを析出させることにより、長寿命化を図る(図10参照)とともに、心部残留オーステナイトを0%とし、シャフトの塑性曲がりを大幅に軽減した。

さらに軸受の列数・幅を最適化し、中央にスペーサを設けることにより荷重支持点を中央からキャリア壁側へスライドさせて、弾性曲がりを抑制できるようにした(図11参照)。

(6) さらになるシャフトの長寿命化

さらに、高速回転で、かつ長寿命化の要求が高いシャフトに対しては、特殊高周波熱処理で表面に残留オーステナイトを付与しつつ、ショットピーニングという表面強化方法を用いて高い圧縮残留応力を与え(図12参照)、それらの寿命特性を最適にバランスさせて、さらなる長寿命化を図る技術を確認した。

以上の技術により、耐久性を低下させることなくブラネタリニードル軸受の超高速化を可能にした。

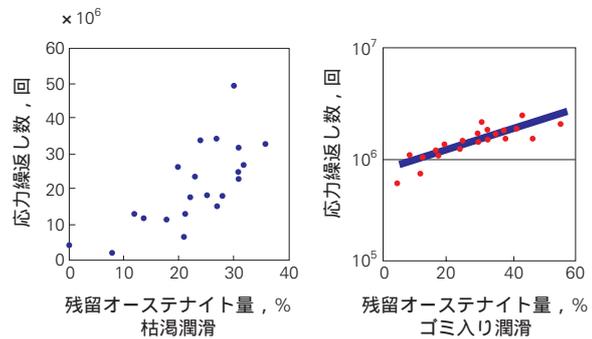


図10 残留オーステナイト量と寿命の関係  
Fig. 10 Relationship between life and retained austenite testing

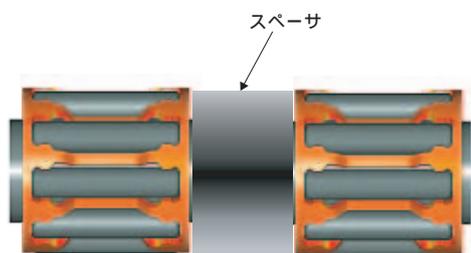


図11 スペーサによる変形対策  
 Fig. 11 Spacer is used to reduce shaft deformation

## 5. あとがき

本報では、プラネタリニードル軸受の超高速化技術を紹介した。使用されるプラネタリ機構やピニオンの種類、使用条件によって、これらの技術を適切に組み合わせる必要がある。

今後、ATのさらなる多段化に加えて、コンパクト化・高容量化・低フリクション化が進むことが予想され、NSKではこれらの超高速化技術を有効に利用し、ATの技術進歩に貢献したい。

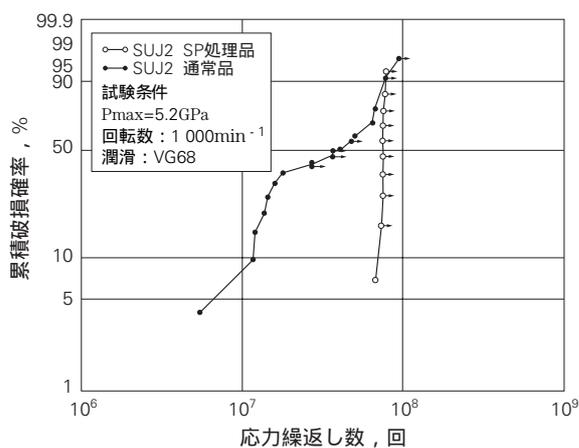


図12 ショットピーニングによる長寿命化  
 Fig. 12 Shot peening surface treatment extends rolling fatigue life

# 耐摩耗性・高強度保持器付 スラストニードル軸受の開発

増田 聡史\* , 武村 浩道\* , 清水 康之\*\*



増田 聡史



武村 浩道

## Development of Thrust Needle Roller Bearing with Wear-Resistant & High-Strength Cage



清水 康之

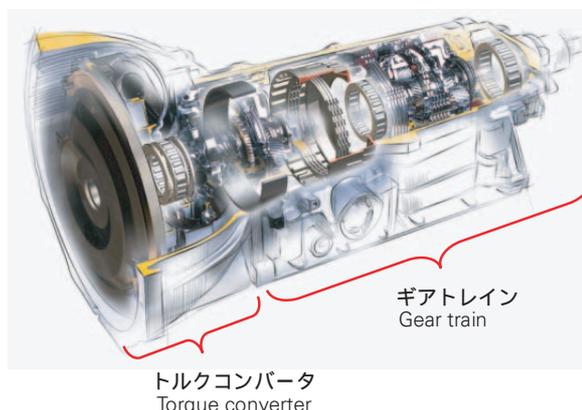
by S. Masuda , H. Takemura , Y. Shimizu

Thrust needle roller bearings are often found in gearsets mounted between gears, and the housing and the rotating shafts in an automatic transmission. The location of where a bearing is to be mounted largely determines what type of bearing will be used. Customers also prefer bearings in a unitized design, which facilitates greater ease of handling and installation. However, unitized bearing assemblies must allow for some eccentricity during operation, such as that which is found in a torque converter. Here, challenges exist in regards to preventing excessive wear and fatigue failure of the cage. To resolve such issues, we applied two measures: 1. Improve wear-resistance and fatigue-strength using a special heat treatment process applied to the cage; and 2. Expand bearing internal clearance of thrust needle roller bearings fitted with raceway ring that has a curved lip along the entire outer circumference. This report introduces NSK's thrust needle roller bearing matched to a wear-resistant and high-strength cage ( NSK HYTEC™ Bearing ) for use in eccentric ( off-centering ) applications.

1. まえがき
2. 現状の課題と開発コンセプト
  - 2.1 現状の課題点
  - 2.2 開発コンセプト
3. 開発品の特長
  - 3.1 耐摩耗性・高強度保持器( NSKハイテック™ )
  - 3.2 フルカール係止方式の採用
4. 開発品の効果
  - 4.1 過大偏心衝撃耐久試験
  - 4.2 過大偏心挟み込み耐久試験
5. あとがき

### 1. まえがき

自動車のオートマチックトランスミッション（以下AT）は、運転状況に応じてギアチェンジやクラッチ断続の判断と操作を自動的に処理し、最適な駆動力をタイヤに伝達する重要な役割を担うシステムである。AT要素部品の一つである転がり軸受は、ユニット内



トルクコンバータ  
Torque converter

ギアトレイン  
Gear train

図1 オートマチックトランスミッション  
Fig. 1 Automatic transmission

\* 軸受技術センター ニードル軸受技術部

\*\* 総合研究開発センター 基盤技術研究所

の各部品の円滑な回転を支持する重要な役割を果たしている。その転がり軸受の中でATに最も多く使用されている軸受は、スラストニードル軸受である（一般に10個程度配置される<sup>1)</sup>）。スラストニードル軸受は、ギア端面やケース側面等に配置され、ギアの噛み合いにより発生する軸方向荷重を支持する。一般に、鋼板をプレス成型した軌道輪と、ケージ&ローラとを非分離一体形とした形式が、ユーザーでの組み立て作業の利便性から広く使用されている。

他方、二枚の軌道輪を備えたスラストニードル軸受を、左右の支持部品間の軸心ずれ（以下偏心）が大きな部位（例えばエンジンとトランスミッションの間に配置され、偏心の影響を受けやすいトルクコンバータ等）に配置して使用する場合、軸受機能の低下が懸念される。つまり、偏心量があるレベル以上に達した場合、二枚の軌道輪フランジ部と保持器の側面が接触し、保持器強度の面で課題があった<sup>2)</sup>。

本報では、偏心量の大きな環境下において使用可能な、高強度の保持器を備えた二枚軌道輪一体型スラストニードル軸受（NSKハイテック軸受）を開発したので以下に報告する。

表1 スラストニードル軸受への要求性能

Table 1 List of requirements for thrust needle roller bearings

耐久性向上	・高速耐久性 ・変速耐久性 ・変動荷重耐久性 ・偏心耐久性 ・支持面精度耐久性
使用環境変化対応	・支持面剛性不足対応 ・油量不足対応
組み付け性向上	・組み付け性向上 ・誤組み防止対応 ・組み付け部の多様化対応
軽量化	・軸受軽量化
耐熱性	・耐熱性向上
潤滑性	・軸受貫通油量向上 ・潤滑油路コントロール
低フリクション	・軸受低トルク化

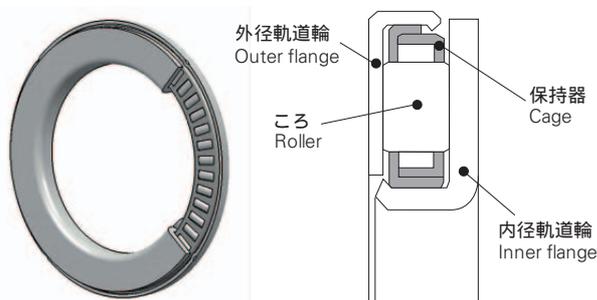


図2 二枚軌道輪付スラストニードル軸受  
Fig. 2 Thrust needle roller bearing with inner and outer raceway washers

## 2. 現状の課題と開発コンセプト

### 2.1 現状の課題点

自動車の取り巻く環境の変化に対応し、ATも高速化や高トルク化、軽量化がさらに進み、軸受の使用条件はさらに過酷になってきている。

AT用スラストニードル軸受に要求される各種性能を表1に整理する。

例えばトルクコンバータに使用されるスラストニードル軸受は、エンジンとトランスミッション間の偏心の影響を受けやすいため、「組み付け性向上」の面から二枚の軌道輪付スラストニードル軸受を選択する場合、「偏心耐久性」の課題がポイントとして挙げられる。軸受の本来の使用においては、保持器には過大な荷重は負荷されないものの、この部位に二枚の軌道輪付スラストニードル軸受を配置して使用する場合、大きな偏心が発生すると軌道輪のフランジ部に保持器側面が径方向に挟み込まれ、保持器に大きな圧縮力が作用する可能性がある。図4に軌道輪フランジ部による保持器挟み込みの破損メカニズムを示す。

軸受が有する内部すきまC（＝外径側すきまC1＋内径側すきまC2）よりも、左右支持部品間の偏心量Eの方が大きい場合、その偏心量Eを軸受内部すきまCで吸収することが出来ず、保持器側面に圧縮力が作用することになる。その結果、保持器に過大な荷重が負荷されることにより摩耗や疲労破断等の不具合が発生し、軸受の長期継続使用に耐えなくなる。

恒久的な対策としては、保持器側面と軌道輪フランジ部との挟み込みを避けるため、例えば配置形式を一枚の軌道輪付スラストニードル軸受と平板タイプの軌道輪とを組み合わせた別体式の採用などが考えられる。ただしこの場合、「組み付け性向上」へのユーザーニーズに応えることは出来ない。



図3 NSKハイテック™軸受  
Fig. 3 NSK HYTEC™ Bearing

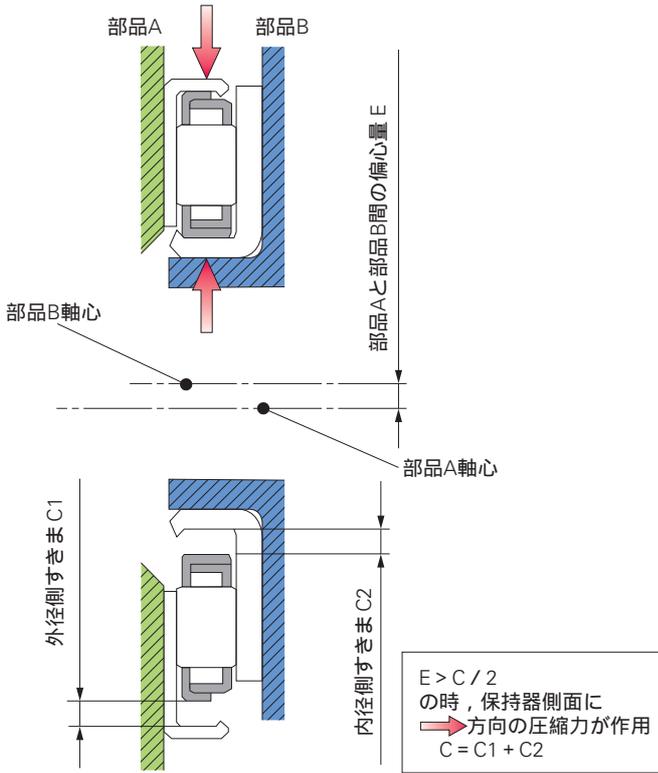


図4 保持器破損メカニズム  
Fig. 4 Mechanism of cage wear and fatigue damage

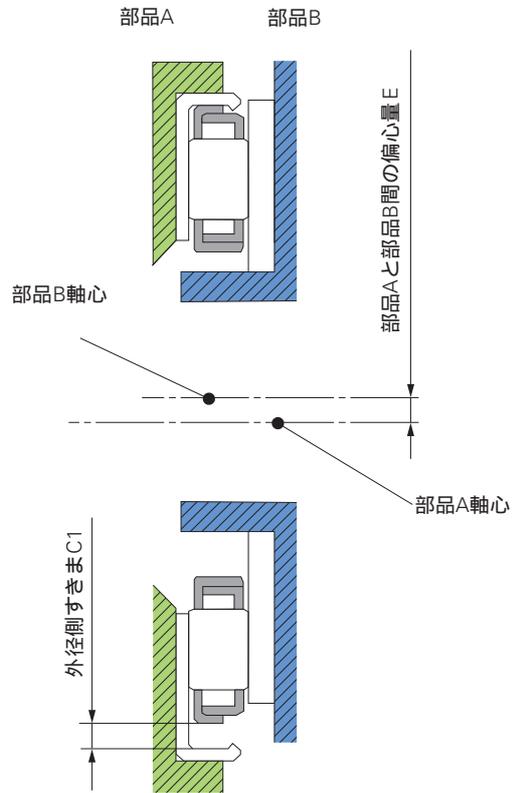
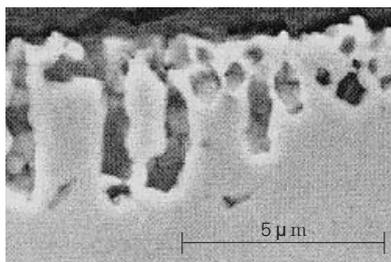
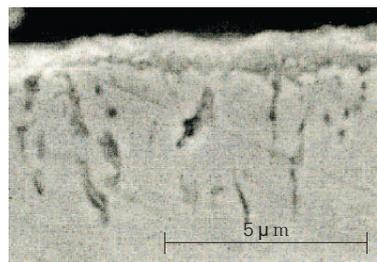


図5 別体式の使用例  
Fig. 5 Example of separate-type application

【保持器表面断面①】

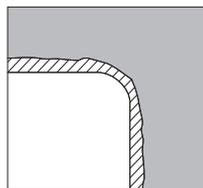
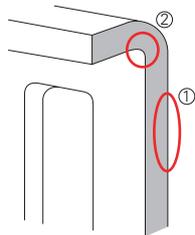


(従来窒化処理)

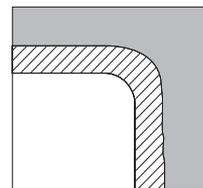


(特殊熱処理)

【保持器プレス曲げ部断面概略②】



(従来窒化処理)



(特殊熱処理)

図6 熱処理断面  
Fig. 6 Cross-section view of nitrided film

## 2.2 開発コンセプト

「偏心耐久性」, 及び「組み付け性向上」の双方のユーザー要求に応えるために, 破損メカニズムを仮定し, 下記1), 2) のコンセプトに注目して開発に着手した。

- 1) 保持器自身の耐久性向上を図る。つまり保持器が軌道輪フランジ部に径方向に挟み込まれて使用される偏心条件下 (偏心量  $E > \text{軸受内部すきま} C/2$ ) においても, 保持器が破損しない十分な耐力を有する。
- 2) 軸受内部すきまを偏心量以上に設定する (偏心量  $E > \text{軸受内部すきま} C/2$ )。つまり, 軸受内部すきまで偏心量を吸収し, 保持器が軌道輪フランジ部に径方向に挟み込まれないようにする。

## 3. 開発品の特長

### 3.1 耐摩耗性・高強度保持器 (NSKハイテック™)

保持器に施す熱処理として, NSKの従来窒化処理よりもさらに耐摩耗性と疲労強度に優れ, 高強度を実現する特殊熱処理を新規に採用した。図6に従来窒化処理と特殊熱処理の被膜断面写真他を示す。

従来窒化処理の窒化層は, 処理プロセスの性質上, 表層部はポーラス (密度が低い) になりやすい。従って, 表面の摺動摩耗に対する耐性の面で劣る部分があった。今回, 新規に採用した特殊熱処理は, 特別な処理プロセスにより, 従来窒化処理に比較して緻密な窒化層を形成して耐摩耗性を向上させると同時に, 窒化層の上方に酸化層を形成させ, 更なる耐摩耗性の向上を図っている。また, 従来窒化処理では, 保持器のプレス曲げ部などの複雑な形状の場合, 均一な窒化層の形成が困難であるのに対し, 特殊熱処理を施すことにより, 十分な膜厚とムラのない被膜層の形成が可能となった。図7, 図8に, 従来窒化処理と特殊熱処理の

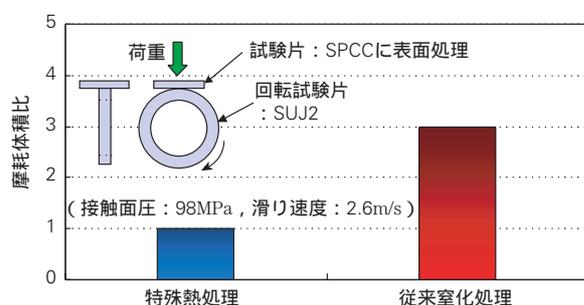


図7 摩耗試験結果  
Fig. 7 Surface-wear test result

各種比較試験結果を示す。

摩耗比較試験にて, 特殊熱処理は従来窒化処理の3倍の耐摩耗特性を有していること, 落下衝撃試験にて3倍以上の疲労強度を有していることを確認した。

### 3.2 フルカール方式の採用

従来 軌道輪とケージ&ローラの非分離方式として, ステーキングタブ方式と呼ばれる係止方式を採用している。この方式は, 軌道輪フランジ部の円周上数箇所にプレス成型により局部的に凸部を張り出し, ケージ&ローラを組み付けて非分離としたものである。

本開発品では, フルカール方式と呼ばれるフランジ部の全周を連続的に曲げ加工を施して凸部を形成した係止方式を新規に採用した。

一般に, 軸受内部すきまを拡大させることと, 軌道輪とケージ&ローラとを非分離とすることは相反する事象であり, ステーキングタブ方式では加工上の懸念から双方の両立に限界があった。フルカール方式は, フランジ部の全周を連続的に張り出すという特性を活かし, ステーキングタブ方式よりも軸受内部すきまの拡大が可能になると同時に, 非分離性との両立も可能になる。本方式の採用により, 従来ステーキングタブ方式に比較して2倍程度の軸受内部すきまの拡大を実現した。

## 4. 開発品の効果

偏心量が大きい環境下において, 開発品と従来品の保持器耐久性を比較するため, 以下の耐久試験を実施した。

### 4.1 過大偏心衝撃耐久試験

#### 【保持器熱処理の違いによる耐久試験】

本試験は, 保持器の熱処理のみ違い (従来窒化処理, 特殊熱処理), 過大偏心条件下で保持器に衝撃荷重を負荷させた場合の耐久性を確認するものである。なお,

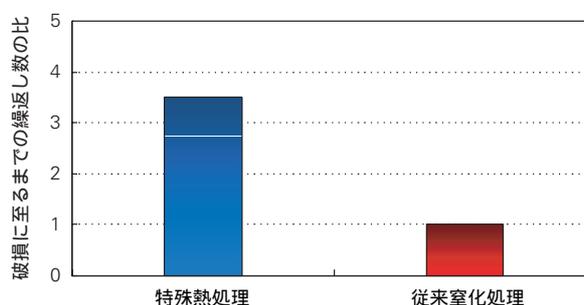


図8 落下衝撃試験結果  
Fig. 8 Dropping-impact test results

試験軸受は従来のステーキングタブ方式を用い、軸受内部すきまは0.45mmで同等としている。図10に熱処理別の試験結果を示す。

特殊熱処理品は、従来窒化処理品に比較して6倍以上

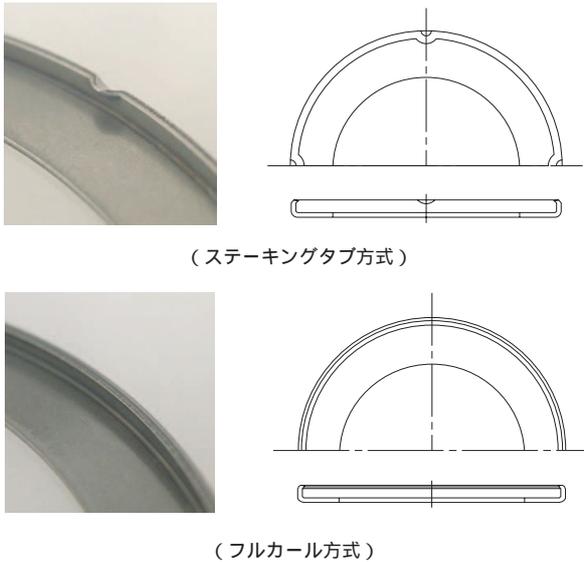


図9 非分離手法  
Fig. 9 Lip designs of unitized bearings

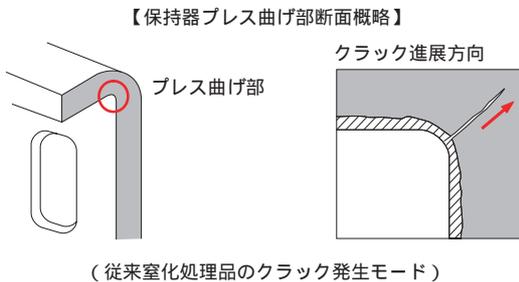
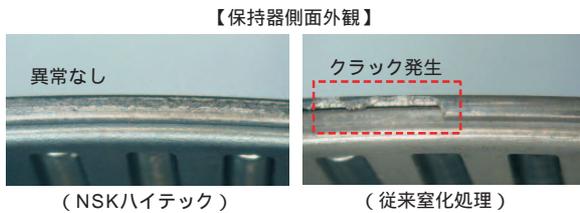
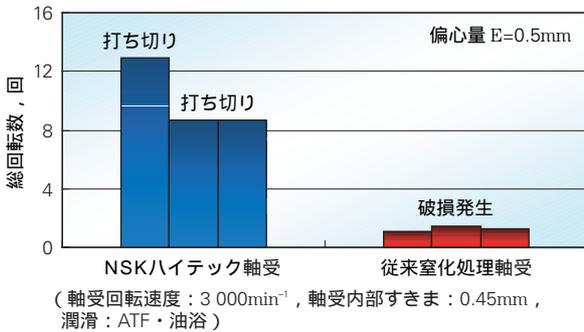


図10 過大偏心衝撃試験結果  
Fig. 10 Result of impact testing under excessive eccentricity

上の保持器強度向上の効果が認められた。

両仕様の観察結果、保持器側面の摩耗の程度に差は認められなかったものの、従来窒化処理品には、保持器のプレス曲げ部の内側よりクラックが進展し、側面部の破損に至る損傷形態が認められた。一方で特殊熱処理品には保持器各部にクラックの発生は認められなかった。特殊熱処理の採用により、均一で高密度に形成された窒化・酸化膜が、保持器の疲労強度の向上に貢献している。

4.2 偏心挟み込み耐久試験

【係止方式の違いによる耐久試験】

本試験は、軌道輪の係止方式のみ違い（ステーキングタブ方式、フルカール方式）、過大偏心条件下で保持器挟み込みの状況を再現させた場合の耐久性を確認するものである。なお、試験軸受の保持器は、従来窒化処理を用いた。図11に係止方式別の試験結果を示す。

フルカール方式は、ステーキングタブ方式に比較して4倍以上の保持器強度向上の効果が認められた。

フルカール方式は軸受内部すきまが1.0mmであり、ステーキングタブ方式（0.45mm）の2倍程度有している。設定偏心量0.5mmを吸収可能な軸受内部すきまを有するフルカール方式が、保持器側面に圧縮力が作用するステーキングタブ方式に比較して十分な耐力を有することは、本試験結果より明白である。

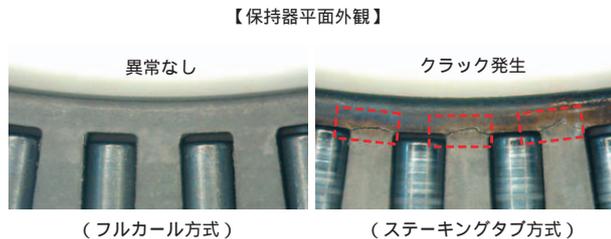
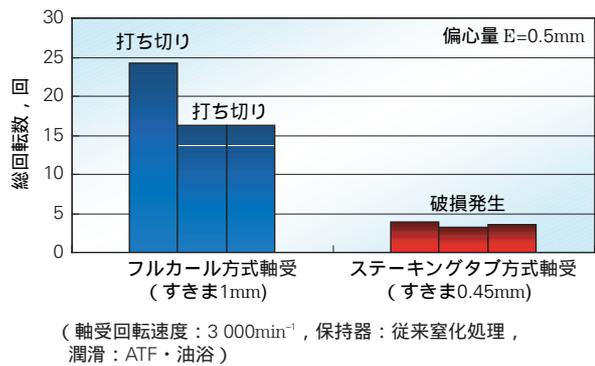


図11 偏心挟み込み試験結果  
Fig. 11 Results of interference testing under excessive eccentricity

## 5. あとがき

本報では、偏心量の大きい環境下での使用に対応できる二枚軌道輪付スラストニードル軸受（NSKハイテック軸受）の開発について報告した。本軸受は、ATをはじめとした各種ユニットの要素部品点数の削減による組み立て作業の効率化、ユーザーの要素部品の公差緩和を実現できるものとする。

本開発品の応用展開によって、多様なユーザーニーズに応えていきたい。

## 参考文献

- 1) 大坪 竜也, 角川 聡, “AT用軸受の動向と最新技術” NSK Technical J., No.677 (2004) 46-53
- 2) 千葉 茂一, “オートマチックトランスミッション用スラストニードル軸受”, NSK Technical J., No.662 (1996) 16-24

商 品  
紹 介

事務機用アースフリー<sup>®</sup> 軸受シリーズ

Newly Developed Conductive-Grease Prelubricated Bearing Series

複写機やプリンターなどの事務機器に使用される軸受の用途は、感光ドラム部、現像部、給排紙部等の常温用と、ヒートロール部およびプレッシャーロール部の高温用に大別される。特に作像工程近くの部位は、帯電によって画像が乱れるので静電気を逃がす機構が必要とされ、軸受も導電性グリースを封入したものが多く使用されている。近年、高画質化のため、これらの軸受に長時間安定した導電性を求めるニーズが高まっており、導電性軸受の性能向上が必要とされている。今回、従来の導電性グリース（常温：ECZ，高温：ECF）の性能をさらに向上させたグリースを開発し、これを封入した常温用および高温用のアースフリー軸受をシリーズ化したので以下に紹介する。

1. 導電性グリースの仕様

粒子径の異なる導電性のカーボンブラックを最適な組み合わせで配合した。また、グリース中のカーボンブラックの量を、常温用、高温用共に従来品より大幅に増量した。

ナノレベルのカーボンブラックは導電剤であるとともに増ちょう剤の役割もあるため、カーボンブラックの増量によって増ちょう効果が得られた。また、異なる粒子径の組み合わせによって、カーボンブラックの網目構造の強化が可能となった。その結果、グリース基油の分離を抑えることができ、長時間の運転に伴う内輪・外輪レース面及び玉表面の酸化膜生成が抑制され、導電性の長期間安定化を実現することができた。



図1 事務機用アースフリー<sup>®</sup> 軸受  
Fig. 1 Newly developed conductive-grease prelubricated bearing series

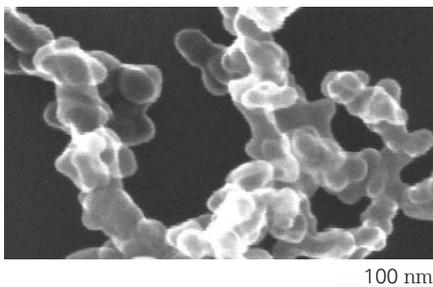


図2 カーボンブラックの電子顕微鏡像  
Fig. 2 SEM image of carbon black

表1 アースフリー軸受シリーズ

Table 1 Newly developed conductive-grease prelubricated bearing series

	アースフリー軸受		
	常温用アースフリー軸受	高温用アースフリー軸受	高温用アースフリー軸受
使用温度	～60	～100	～230
用 途 例	金融機器 ,ATM	複写機 ,プリンター	複写機 ,プリンター
使用部位	紙送りロール	感光ドラム 転写ローラ 現像部 給紙・排紙部	ヒートロール プレッシャーロール

## 2. 特 長

以下に、常温用および高温用アースフリー軸受の特長を記す。

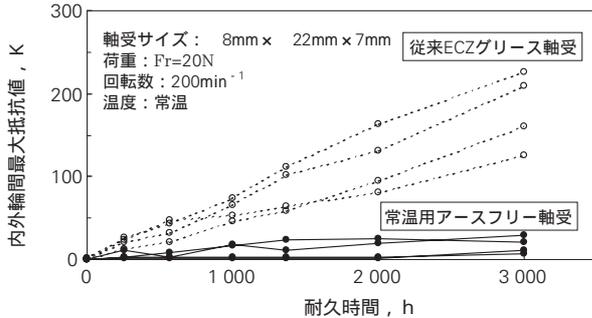


図3 常温用アースフリー軸受の導電性耐久試験結果  
**Fig. 3** Endurance test results of newly developed conductive-grease prelubricated bearings under ambient temperature conditions

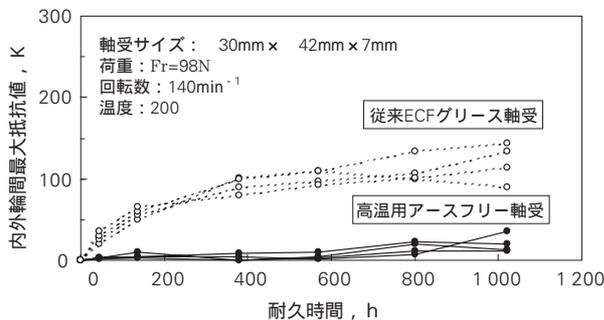


図4 高温用アースフリー軸受の導電性耐久試験結果  
**Fig. 4** Endurance test results of newly developed conductive-grease prelubricated bearings under high-temperature conditions

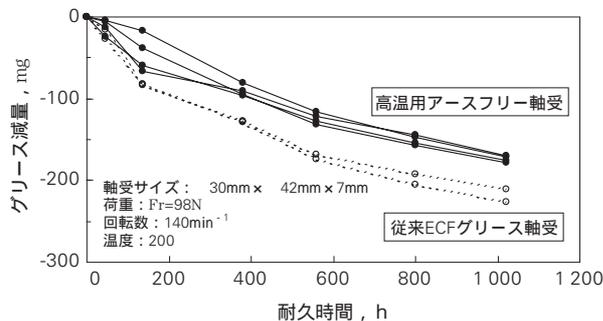


図5 高温用アースフリー軸受のグリース減量結果  
**Fig. 5** Oil leak test results of newly developed conductive-grease prelubricated bearings under high-temperature conditions

### 2.1 常温用アースフリー軸受

従来比8倍の長期導電性能を達成した。独自の添加剤を配合することによって、導電性の低下を招くレース面酸化膜の形成を防いでいる。

グリースの基油には、常温に適した合成炭化水素油を使用している。これにより、摩擦損失が小さくなっている。また、周囲の樹脂材との相性が良くケミカルアタックに関して良好となっている。

### 2.2 高温用アースフリー軸受

従来比3倍の長期導電性能を達成した。グリースの基油には、高温に適したフッ素油を使用している。これにより、230 近くの高温でも使用可能である。また、周囲の樹脂材との相性が良くケミカルアタックに関して良好となっている。高温環境下で問題となる、グリース基油の漏れが従来品に比べて2割少なく、周囲への汚染を抑制することができ周囲環境に対して良好である。

## 3. 用 途

アースフリー軸受は、コピー機やレーザープリンターの感光ドラム部、現像部、転写部等の画像作成部位のローラ支持用として最適である。また、用紙の搬送部支持としての用途もあり、高画質化、電波ノイズ対策に貢献できる。さらに、金融機器や ATM等の紙幣搬送ローラ部に発生する静電気除去対策としての適用も期待できる。

アースフリー軸受のシリーズ化によって、長寿命導電性軸受のニーズに対し、常温から230 までの広範囲な温度範囲において対応可能となった。

## 4. ま と め

従来、導電性軸受は導電性能の経時劣化が懸念され、アースが重要とされるロール支持部においては、板バネやブラシによる機械的アース機構の併用が必要とされてきた。今回紹介したアースフリー軸受は、導電性寿命を格段に向上させたことによって、軸受によるアースの信頼性を大幅に改善させることができた。アースフリー軸受は、製品の長寿命化および機械的アース機構を省略することによる機器の簡素化・小型化に貢献できるものとする。

商 品

紹 介

電装用高温長寿命軸受

High-Temperature Long-Life Electrical Component Bearings

近年、自動車の電装補機は、軽量化・低コスト化を狙ったプーリの樹脂化や、高出力ニーズに対応した高速回転化が進められている。これに伴い、樹脂プーリにより放熱性が悪くなり、また高速回転により発熱が大きくなるため、軸受部の温度は従来よりも高温になってしまう。例えば、従来は最高150～160度であった温度が、180度近くにまで高まってきている。これらの背景から、高温でも十分な信頼性を維持できる軸受の開発が急務となっていた。

今回、高温環境に対応できる自動車電装用軸受を開発したので、ここに紹介する(写真1)。

1. 軸受の仕様

1.1 グリース

高温下での焼付き寿命を大幅に向上できるグリースを新たに開発した(図1)。

- ・耐熱性に優れた油と潤滑性の良い油をブレンドし、高温用に最適な基油を実現
- ・軸受回転時に発熱が少なく、油保持力に優れた増ちょう剤を開発
- ・高温でも酸化されにくい添加剤を配合

1.2 保持器およびシール

保持器およびシールは、グリースの潤滑性が最大限に活かされるように改良した(図2, 図3)。

- ・グリースが転動面に供給されやすくなるよう、保持器のポケット形状を改良
- ・グリースが外部に漏れるのを防ぎ、軸受内循環を促すよう、ゴムシールの形状を最適化
- ・保持器およびシールの材料は、180度下でも十分に耐えられるものを選定

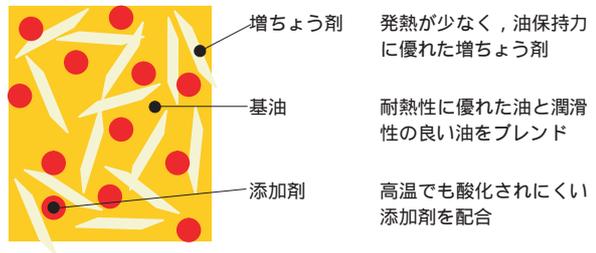
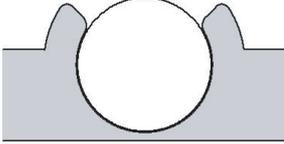
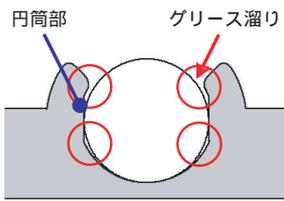


図1 グリース組成のイメージ  
Fig. 1 Illustration of grease composition



写真1 高温長寿命電装用軸受  
Photo 1 High-temperature, long-life electrical component bearings

ポケット形状	立体図	断面図	回転後の状態
単一球面 (一般)			
アキシアル円筒 (開発)			

(注) 回転条件；軸受サイズ 15mm × 35mm × 13mm，常温，内輪回転 1 800min<sup>-1</sup> × 2min

図2 アキシアル円筒ポケット保持器

Fig. 2 Axial-cylindrical pocket cage

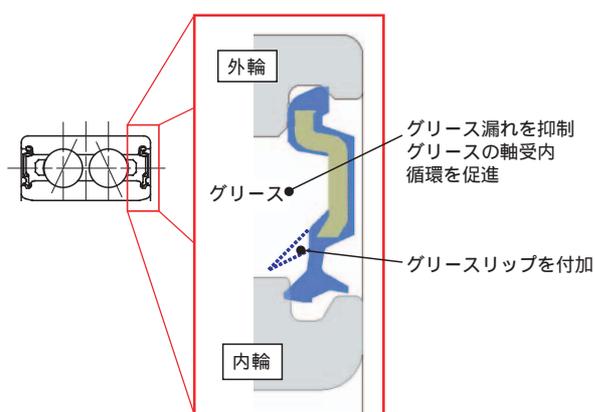


図3 新形状シール

Fig. 3 Seal with new and improved shape

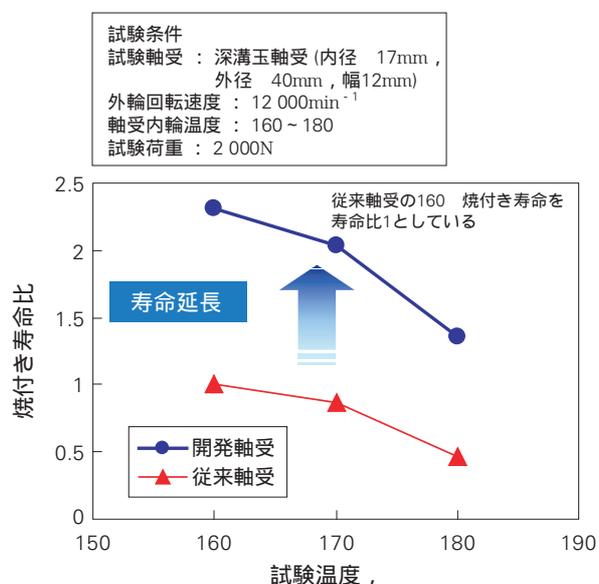


図4 高温での焼き寿命試験結果

Fig. 4 High-temperature seizure-life test results

## 2. 特 長

グリースの新規開発および使用部品の改良により、180 °Cでの焼き寿命は、従来の2倍以上となった。これにより、高温長寿命電装用軸受は180 °C環境下でも十分な信頼性を持っており、従来に比べて20 °C高い温度まで軸受を使用できるようになった(図4)。

## 3. ま と め

高温長寿命電装用軸受の開発によって、高温環境における軸受寿命の大幅な向上を実現することができた。

今後、高温化が加速する市場要求に対応して、一層の性能向上を図り、高い信頼性を持った商品が常に提供できるよう開発を進めていきたい。

商 品

紹 介

高負荷容量アンギュラコンタクト水ポンプ軸受

High-Capacity Angular-Contact Water Pump Bearings

近年の自動車に対する要求としては、低燃費・高信頼性を低コストで実現することがあげられる。そのため、自動車の部品である水ポンプ軸受についても同様の要求が高まってきている。これまでに、NSKの水ポンプ用軸受としては、メカニカルシールからの水浸入の対策として、高耐水3重リップシールや高性能WPHグリースを開発して、高信頼性という市場の要求にこたえてきた。

このたびNSKでは、使用条件に対する選択の自由度を増やすため、新しいタイプの高負荷容量アンギュラコンタクト水ポンプ軸受（写真1）を開発したので、その特長について紹介する。

1. 構成(構造)および仕様

水ポンプ軸受は、軸付きの複列タイプとなっている。従来は、必要とする負荷容量に応じて、高容量が求められる場合はボール&ローラタイプ（写真2）、そうでない場合はボール&ボールタイプ（写真3）が選択されてきた。

新たに開発した高負荷容量アンギュラコンタクト水ポンプ軸受は、ボール&ボールタイプの軸受において、比較的大きな荷重を受ける側のフロント列の玉数を多くして高容量化をはかっている。また、両側の玉列をアンギュラコンタクト化することにより、アキシアル



写真1 高負荷容量アンギュラコンタクト水ポンプ軸受（ボール&ボールタイプ）

Photo 1 Newly developed high-capacity angular-contact water pump bearing (ball/ball unit)



写真2 現行水ポンプ軸受（ボール&ローラタイプ）

Photo 2 Current water pump bearing (ball/roller unit)



写真3 現行水ポンプ軸受（ボール&ボールタイプ）

Photo 3 Current water pump bearing (ball/ball unit)

表1 現行仕様と高負荷容量アンギュラコンタクト軸受の比較

Table 1 Comparison between current and newly developed bearings

		高負荷アンギュラ (BWFH35)	ボール&ローラ (RWF35)	ボール&ボール (BWF35)
ボール数	フロント	8	10 (ころ)	6
	リア	5	6	6
定格荷重 (N)	フロント	11 200	21 800	8 150
	リア	8 200	8 150	8 150
重量比		0.9	1	0.95

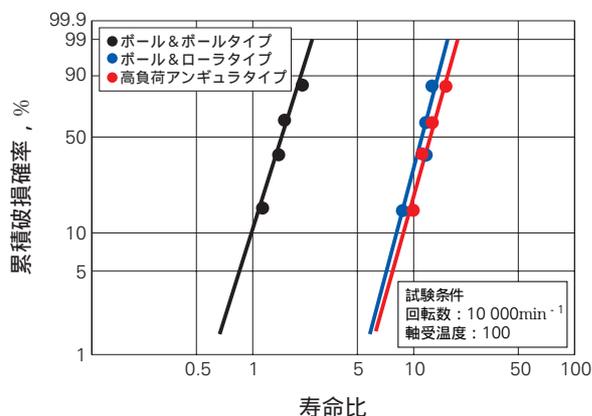


図1 寿命試験結果  
Fig. 1 Fatigue life test results

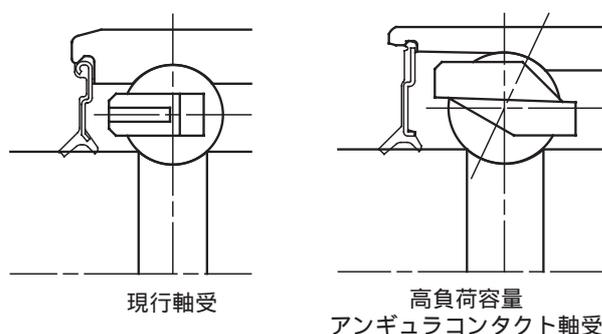


図3 内部設計の比較  
Fig. 3 Cross-section views of the current bearing (left) and the high-capacity angular-contact bearing (right)

ガタを低減するとともにモーメント荷重下での剛性をアップさせている。

なお、従来どおり高耐水3重リップシールと高性能WPHグリースを採用しており、高信頼性が確保されている。

## 2. 特 長

### (1) 高負荷容量化

フロント列の玉数を増加することで高負荷容量となっており(表1)、従来のボール&ボールに対して約9倍の長寿命を達成している(当社比、図1)。そのため、従来ボール&ローラタイプを使用していた条件下での置き換えも可能となった(図2)。

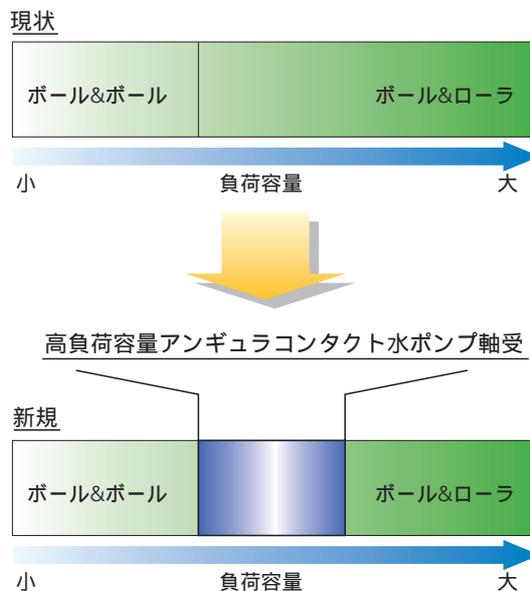


図2 高負荷容量アンギュラコンタクトタイプの位置付け  
Fig. 2 Concept of high-capacity angular-contact bearings

### (2) シール密封性と剛性の向上

アンギュラコンタクト化によってアキシアル方向のガタが低減されているので、メカニカルシールからの水漏れが抑えられている。水漏れによるトラブルの発生が抑制されているので、信頼性の向上が期待できる。また、作用点間距離が広がったことにより、従来のボール&ボールタイプよりもモーメント荷重条件下での剛性がアップしている。

### (3) 軽量化

アンギュラコンタクト化することで、外輪内径をカウンターポア化(図3)でき、従来の仕様よりも軽量化に成功した(表1)。

## 3. ま と め

自動車の水ポンプ軸受で、高負荷容量が要求される使用条件下で採用されていたボール&ローラタイプを高負荷容量アンギュラコンタクト水ポンプ軸受に置き換えることにより、シール密封性と剛性の向上や軽量化のメリットを得ることができる。

商 品

紹 介

偏心軸受

Eccentric Bearings

ABSモータは、偏心軸を回転させることにより、偏心軸に取付けられた軸受の外径面がプランジャを上下に動かし、高圧のブレーキ液を吐出する構造となっている。偏心軸に取付けられる軸受としては、従来は、ニードル軸受または標準的な玉軸受が使用されていた。しかし、偏心軸は加工に手間がかかるため、構造の改善が求められていた。NSKは、通常の回転軸で従来と同じ動きを得ることができる偏心軸受を新たに開発したので、以下にその概要を紹介する（写真1）。

1. 構成(構造)および仕様

新開発の偏心軸受は、軸受の内輪内径を外輪外径に対して偏心させた軸受としている（図1）。この軸受を使用することによって、偏心軸を使用しなくてもモータの回転運動を往復運動に換え、プランジャを上下に動かすことができるようになった（図2、図3）。

2. 特 長

1) 金属製密封板

軸受に使用される金属製密封板には、加締を考慮して通常は切り欠きが施されている。しかし、偏心軸受では、内輪内径を偏心させているために、軸受には繰返しの偏荷重がかかる。この荷重のために外輪が多少変形し、金属製密封板の切り欠き部に応力が発生する。

そこで、本軸受では、応力が集中しやすい切り欠き部を廃止し、強度の改善を図っている。

2) 内 輪

従来の軸受製造工程では、内輪内径を偏心させた軸受を加工することは困難であった。

NSKでは、独自に軸受内輪の偏心内径専用の加工機を開発し、偏心軸受の量産を可能とした。同時に、内径の偏心した軸受内輪の検査機も開発し、安定した品質の確保も達成した。



写真1 偏心軸受  
Photo 1 Eccentric bearings

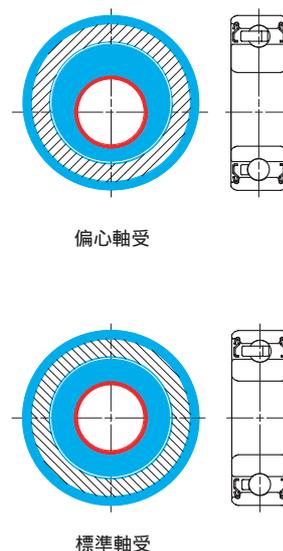


図1 偏心軸受と標準軸受  
Fig. 1 Comparison of eccentric and standard bearings

### 3. ま と め

従来の回転機能に加え、カム機構という機能を併せ持つ偏心軸受を新たに開発した。この軸受を使用することにより、偏心軸が不要となり従来技術と同一の機能を有しつつ低コスト化の実現が可能となった。今後も、軸受周りの様々なモジュール化要求に応え、各種機械の付加価値を高めることができるように努めていきたい。

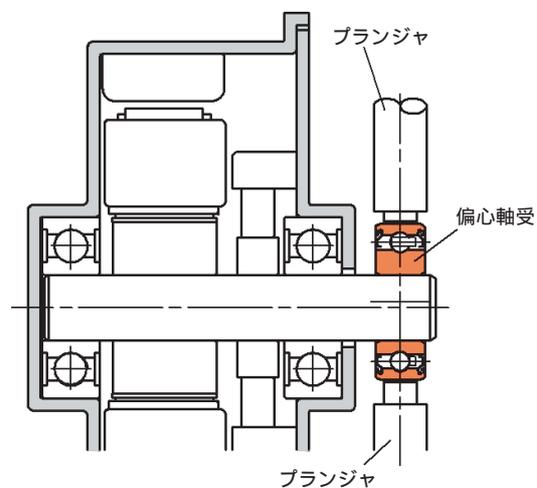


図2 偏心軸受とその使用例 (ABSモータ)  
Fig. 2 Example of eccentric bearing used in an ABS motor

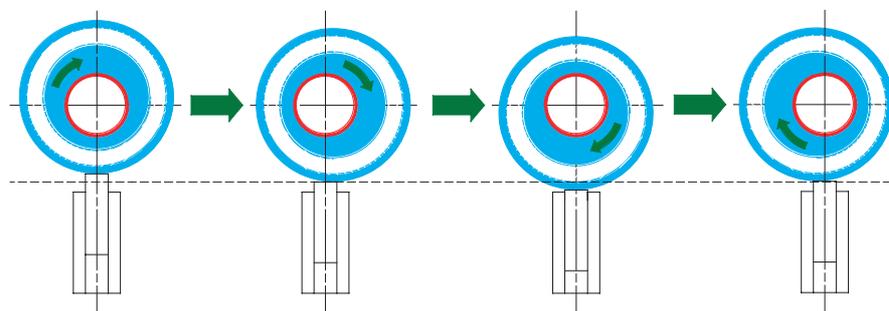


図3 偏心軸受の作用  
Fig. 3 Sequence of eccentric bearing motion

商 品

紹 介

## 異物環境用NSKリニアガイド「V1シリーズ」

## NSK V1 Series Linear Guide for Contaminated Environments

リニアガイドは、その用途が多岐にわたっているため、大小さまざまな異物粉が付着するような過酷な環境下で使用されることがある。このような環境下では、異物がリニアガイドの内部に侵入してボールやその転動面の異常摩耗、ボールの循環不良などを引き起こし、短期間で破損する場合がある。

このため、ジャバラなどのカバーでリニアガイドを覆い、異物が直接付着しないようにすることなどが対策として行われている。しかしながら、細かな異物粉や大量の異物粉の場合には、ジャバラなどのカバーだけでは異物の侵入を完全には防止できない。また、装置の構造上の問題で、十分な防塵機能を有するカバーを設置できない場合もある。そのため、直接異物粉にさらされても寿命の長いリニアガイドが求められていた。

このような要求に応えるため、従来品よりも飛躍的に防塵性を高め、異物環境下での長寿命を実現したNSKリニアガイド V1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。

## 1. 特長・仕様

V1シリーズは、異物環境下での長寿命を実現したことを最大の特長としている。

図1および図2に示すように、耐久試験では、ゴム粉環境下で5倍以上、微細木粉環境下で2倍以上に寿命が延びる結果となっている。

異物環境下での長寿命を実現するために採用した主な仕様を以下に示す。

## (1) 高防塵サイドシール

多段リップ構造の高防塵サイドシール（図3）を採用することにより、異物通過量を従来品の1/10以下に低減した。

図4に異物通過試験結果を示す。

## (2) 潤滑ユニット「NSK K1®」

潤滑ユニット「NSK K1」を標準装備することにより、転がり面と高防塵サイドシールのリップ部（レールと接触する部分）の潤滑性および耐久性を高めた。



写真1 NSKリニアガイド「V1シリーズ」

Photo 1 NSK V1 series linear guides

試験条件	
試料	VH30
試験姿勢	横姿勢（壁掛け）
送り速度	500mm/s
潤滑	グリース（初期のみ封入）
異物	ゴム粉

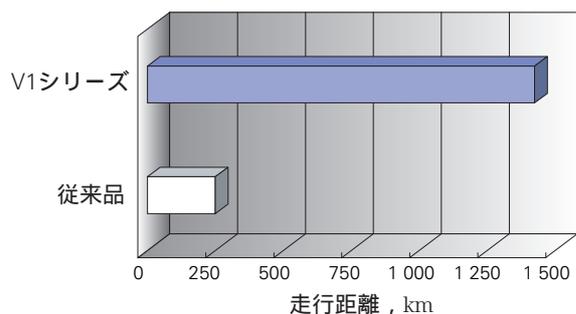


図1 ゴム粉耐久試験結果  
Fig. 1 Durability test results under rubber particle contaminated conditions

試験条件	
試料	VH30
試験姿勢	横姿勢（壁掛け）
送り速度	400mm/s
潤滑	グリース（初期のみ封入）
異物	微細木粉

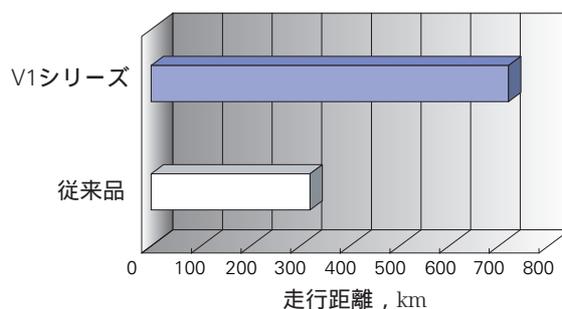


図2 微細木粉耐久試験結果  
Fig. 2 Durability test results under fine sawdust contaminated conditions

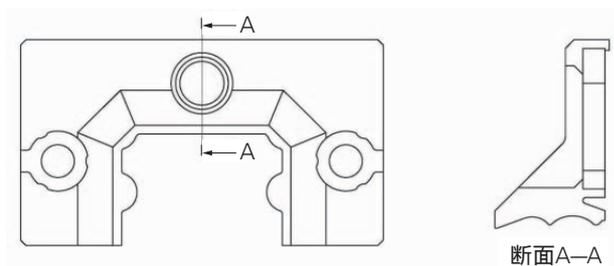


図3 高防塵サイドシールの形状  
Fig. 3 Cross-section view of triple-lip wiper seal

試験条件	
試料	VH30
送り速度	16.7mm/s
異物	グラファイト粉（平均粒径0.037mm） +グリース

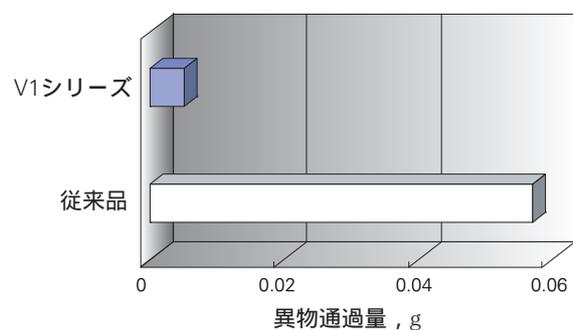


図4 異物通過試験結果  
Fig. 4 Dustproofing performance test results

### (3) レール取付け穴用キャップ

レールの取付けボルト穴を塞いでボルト穴部の異物溜まりをなくすことによって、ベアリング内への異物の侵入を防止する。

### (4) レール裏タップ仕様

通常のレール取付けボルト穴（レール座ぐり穴）仕様その他、レールを裏面から取り付けるレール裏タップ仕様を用意している。レール上面にボルト穴がないため異物溜まりを完全になくすことができる。

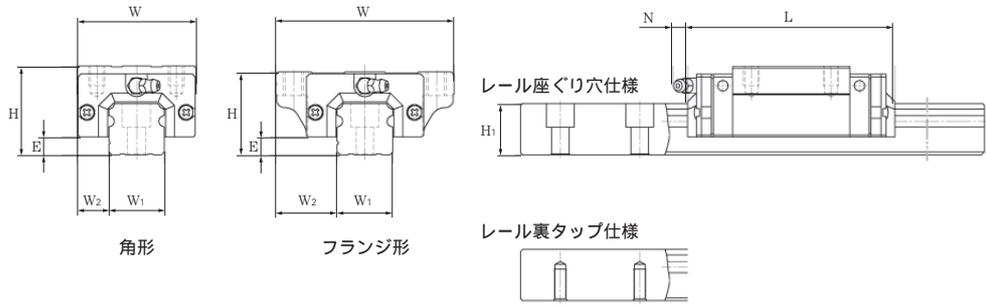
## 2. 形式・寸法

V1シリーズの形式と主要寸法を表1に示す。

## 3. 用途

木工機械、グラファイト加工機、タイヤバフ機、レーザー加工機、溶接ライン、その他搬送機等に適している。

表1 寸法表  
Table1 Dimensions



単位 ; mm

形式	ベアリング形状		組立品寸法			ベアリング寸法			レール寸法			基本定格荷重									
			高さ H	E	W <sub>2</sub>	幅 W	長さ L	ニップル N	幅 W <sub>1</sub>	高さ H <sub>1</sub>	動定格	静定格	静モーメント (N・m)								
											C(N)	C <sub>0</sub> (N)	ローリング	ピッチング	ヨーイング						
VH15	高荷重形	角形	28	4.6	9.5	34	70.6	1	15	15	10 800	20 700	108	95	80						
		フランジ形	24	4.6	16	47															
	超高荷重形	角形	28	4.6	9.5	34	89.6				14 600	32 000	166	216	181						
		フランジ形	24	4.6	16	47															
VH20	高荷重形	角形	30	5	12	44	87.4	11.1	20	18	17 400	32 500	219	185	155						
		フランジ形	30	5	21.5	63															
	超高荷重形	角形	30	5	12	44	109.4				23 500	50 500	340	420	355						
		フランジ形	30	5	21.5	63															
VH25	高荷重形	角高形	40	7	12.5	48	97	9.6	23	22	25 600	46 000	360	320	267						
		角低形	36	7	12.5	48															
		フランジ形	36	7	23.5	70															
	超高荷重形	角高形	40	7	12.5	48	125				34 500	71 000	555	725	610						
		角低形	36	7	12.5	48															
		フランジ形	36	7	23.5	70															
VH30	高荷重形	角高形	45	9	16	60	104.4	11.4	28	26	31 000	51 500	490	350	292						
		角低形	42	9	16	60															
		フランジ形	42	9	31	90										117.4	35 500	63 000	600	505	425
	超高荷重形	角高形	45	9	16	60	143.4				46 000	91 500	870	1 030	865						
		角低形	42	9	16	60															
		フランジ形	42	9	31	90															
VH35	高荷重形	角高形	55	9.5	18	70	128.8	10.9	34	29	47 500	80 500	950	755	630						
		角低形	48	9.5	18	70															
		フランジ形	48	9.5	33	100										162.8	61 500	117 000	1 380	1 530	1 280
	超高荷重形	角高形	55	9.5	18	70	193.4				99 000	187 000	2 860	3 000	2 520						
		角低形	48	9.5	18	70															
		フランジ形	48	9.5	33	100															
VH45	高荷重形	角高形	70	14	20.5	86	161.4	12.5	45	38	81 000	140 000	2 140	1 740	1 460						
		角低形	60	14	20.5	86															
		フランジ形	60	14	37.5	120										193.4	99 000	187 000	2 860	3 000	2 520
	超高荷重形	角高形	70	14	20.5	86	223.4				146 000	264 000	4 850	5 150	4 350						
		角低形	60	14	20.5	86															
		フランジ形	60	14	37.5	120															
VH55	高荷重形	角高形	80	15	23.5	100	185.4	12.5	53	44	119 000	198 000	3 600	3 000	2 510						
		角低形	70	15	23.5	100															
		フランジ形	70	15	43.5	140										223.4	146 000	264 000	4 850	5 150	4 350
	超高荷重形	角高形	80	15	23.5	100	223.4				146 000	264 000	4 850	5 150	4 350						
		角低形	70	15	23.5	100															
		フランジ形	70	15	43.5	140															

商 品

紹 介

## 高出力ピニオンタイプ電動パワーステアリング

## High-Output Pinion-Type Electric Power Steering

近年、自動車を取り巻く環境は厳しくなっており、省エネルギーやCO<sub>2</sub>削減など地球環境に配慮した商品開発が求められている。北米カリフォルニア州など地域によっては規制強化の動きも始めている。操舵系の部品については、従来の油圧式パワーステアリングよりもエネルギー効率の良い電動式パワーステアリング（EPS）への関心が一層高まっている。ここ数年では、小型車だけでなく中・大型車へも搭載されるようになってきた。このような情勢の中、排気量2.3ℓで330Vバッテリー駆動のハイブリッドSUV（Sport Utility Vehicles）車用として、高出力ピニオンタイプEPSを開発・市場投入したのでここに紹介する（写真1）。

## 1. システムの概要

図1に、新開発の高出力ピニオンタイプEPSの構成を示す。

本システムは、運転者からの操作入力を感じ取るトルクセンサ部、そのトルク信号に基づき電流制御を行なうコントロールユニット（ECU）、ECUの制御電流に従ってトルクを発生させるモータ部、およびモータからのトルク出力をラック軸推力へ変換する減速機構部によって構成される。本システムでは、車載CAN（Controller Area Network）からの車両信号を読み込むことによって、車速感応の操舵アシスト力を運転者へ適宜提供できるようになっている。また、330Vバ



写真1 高出力ピニオンタイプEPS

Photo 1 High-output pinion-type EPS

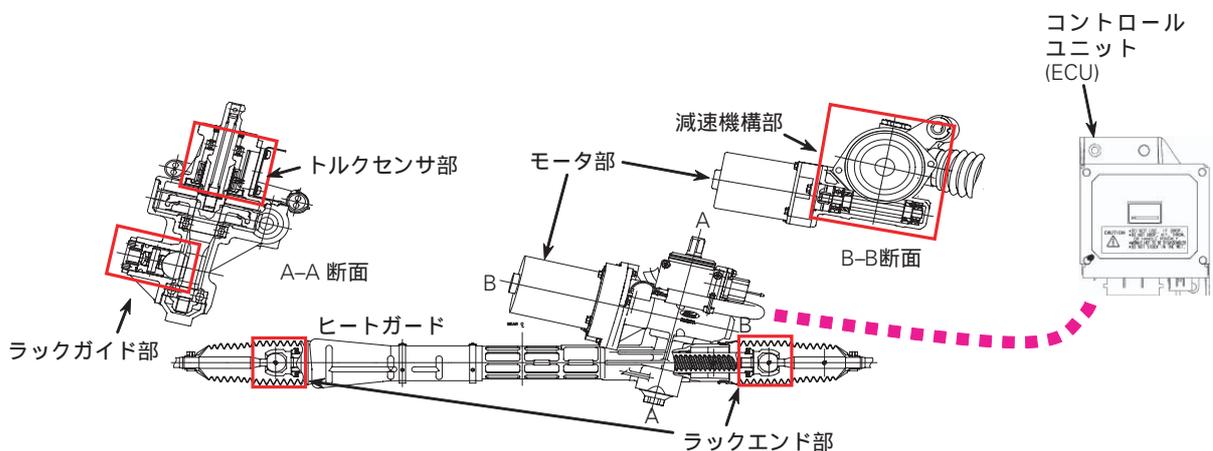


図1 高出力ピニオンタイプEPSの構成

Fig. 1 Structure of high-output pinion-type EPS

バッテリーユニット搭載の重量車格に対して十分な出力を得るために、モータ定格電流を80Aとした。

## 2. 特徴

### 1) EPS取り付け環境

本EPSはエンジンルームに搭載されるので、高温の触媒が近傍を通る。そこで、樹脂材料部品を熱から保護するため、ヒートガードを設置し輻射熱を80℃まで低減させた。また、各部に防水構造を施すとともに高温耐久性も向上させた。



図2 ラックガイド詳細  
Fig. 2 Rack guide details



図3 ラックエンド部詳細  
Fig. 3 Rack end details

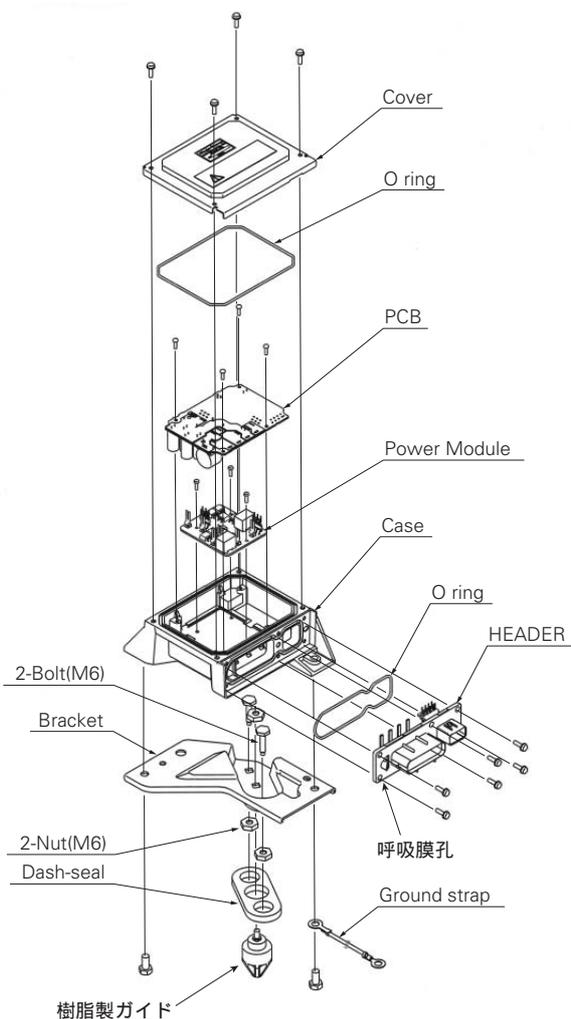


図4 コントロールユニット構造図  
Fig. 4 Disassembled control unit

### 2) ラックガイド部

タイヤからの反力によるラックガイド部の歯打ち音低減のため、ラックガイド外周部にOリングを設置した(図2)。

本構造は、従来の滑り式のものに比べトルク伝達の効率化・耐摩耗性向上が達成されている。

### 3) 減速機構部

タイヤからの反力による減速機構部の歯打ち音防止を目的として、ウォーム軸サポートダンパを採用した。

また、減速ギヤ(ウォームホイール)の樹脂材には、作動音の低減、エンジンルーム内環境での使用、および耐摩耗性を考慮したものを選定した。

### 4) ラックエンド部

高出力化および重量の増加に伴い、ラックストロークエンドで発生する衝撃エネルギーが大きくなり、減速ギヤ強度が懸念されるようになった。

そこで、ラックエンドにダンパを採用することで、そのストッパー衝撃エネルギーを吸収できるようにした(図3)。

### 5) モータ部

80A定格時に4.14N・mの高トルクを発生するブラシタイプモータを採用した。コネクタ配線にはEMCシールドを施すとともに、耐熱・防水構造を持たせた。

### 6) トルクセンサ部

トルクセンサ機構には、実績があり低ヒステリシス特性を有する非接触式を採用した。また、高温での使用を考慮し、トルクセンサの中立電圧・ゲイン

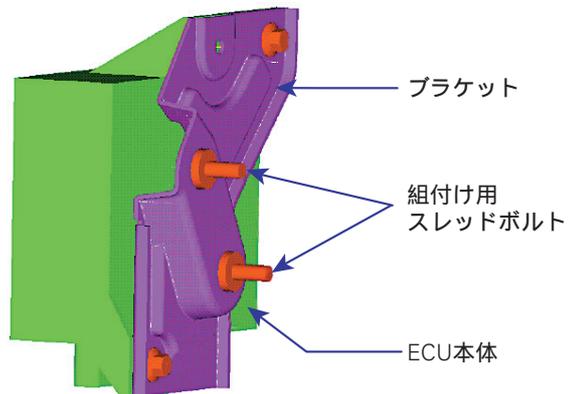


図5 ブラケット図  
Fig. 5 Bracket structure

表1 高出力ピニオンタイプEPSシステム仕様

Table 1 High-output pinion-type EPS system specifications

項目	内容	
アセンブリ	ラック推力 (理論値)	7 985 N
	作動温度範囲	ギヤ: - 40 ~ 110 ECU: - 40 ~ 95
ギヤ	形式	ピニオンギヤ
	ストローク比	44.0 mm / Rev.
	形式	ウォームギヤ
	減速ギヤ比	46 : 3
モータ	形式	DCブラシモータ
	定格電流	80 A
	定格回転速度	1 210 min <sup>-1</sup>
	定格トルク	4.14 N・m
トルクセンサ	形式	非接触自己インダクタンス
	電源電圧	9.5 V
コントロールユニット	定格電圧	13.5 V
	モータ電流制御範囲	0 ~ 80 A
	通信機能	CAN (車速信号, ダイアグノーシス)
	故障診断機能	初期診断, 常時診断, テスターモード

調整にはレーザートリミング法を採用した。従来品では可変抵抗による調整を行っていたが、本製品は抵抗体にレーザーで切り込みをいれることで抵抗値を調整するレーザートリミング法を取り入れた。これによって、トルクセンサ機構の高温下での信頼性を確保した。

#### 7) コントロールユニット (ECU)

ハイブリッド車特有の作動条件、米国OBD-規制によるダイアグに対応している。駆動段は、80A定格のパワー MOSFET 並列構成とした。筐体は、エンジンルーム内環境での耐洗車性を満足させるため、内圧と湿気逃がし用の呼吸膜孔を備えた防水構造とした。

また、エンジンルーム内壁面への搭載を考慮して、筐体基底部分は異形ブラケットとし、組付作業時の位置出し用として樹脂製ガイドを装備した (図4, 図5)。

### 3. 仕様

表1に高出力ピニオンタイプEPSの仕様を示す。

### 4. まとめ

SUV車用に、エンジンルーム搭載可能なECUを含む高出力ピニオンタイプEPSを商品化した。これを基に、高出力性能および耐環境性・耐水性を備えた製品の標準化を今後図っていく。

商 品

紹 介    ハイドロフォーミングによる非溶接ステアリングコラム  
**Hydroformed Steering Column**

近年の環境問題への関心に加えて、鋼材不足による材料費高騰など、製造業をとりまく環境はますます厳しくなっている。

そこで、「非溶接による環境問題対応」、「一体化による部品点数削減」を狙い、ハイドロフォーミングによる非溶接ステアリングコラムの開発をスタートした。今回、開発ベースとなった従来品以上の性能を確保した非溶接ステアリングコラムが、商品化できたので以下に紹介する。

1. 構成（構造）および仕様

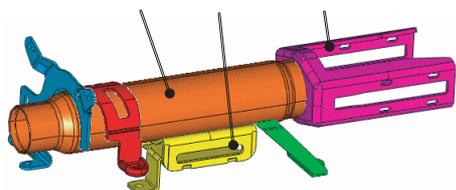
従来品の、各部品を溶接で結合する構造に替え、ハイドロフォームによる一体化、圧入、及びかしめ結合により非溶接を実現。



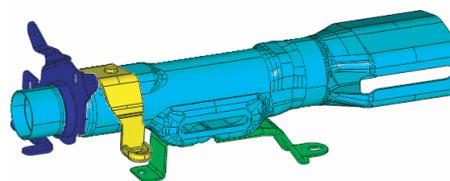
写真2 従来品  
**Photo 2** Conventional steering column



写真1 開発品  
**Photo 1** Newly developed steering column



従来品  
 ・6部品を溶接結合



開発品  
 ・従来品の      部品をハイドロフォームで一体化  
 ・他3部品をかしめ、圧入結合

図1 開発品と従来品の比較  
**Fig. 1** Comparison between hydroformed and welded steering column

## 2. 特 長

### (1) 非溶接による効果

- ・環境問題対応
- ・溶接工程廃止による信頼性向上
- ・精度向上（ハンドル位置調整穴／周辺部位）

表1 支持剛性  
Table 1 Rigidity

	支持剛性	
	上下	左右
従来品	1	1
開発品	1.3	2
効 果	30%向上	倍増

### (2) 部品点数削減

3部品の溶接結合を，ハイドロフォームにより一体化．

### (3) 性能向上

- ・支持部品一体化によるハンドル支持剛性向上（表1）．
- ・ハンドル位置調整部位の精度向上による，ハンドル位置操作力の軽減（ハイドロフォーム成形と穴ピースを同一金型内で行うことで実現（写真3））．

## 3. ま と め

今後も，変化し続ける環境と市場ニーズに応えるための商品開発を積極的に行いたい．

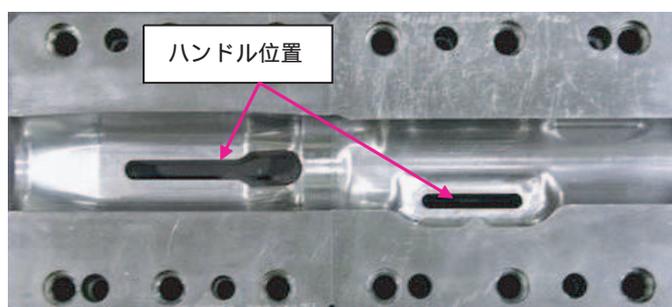


写真3 ハイドロフォーム成形金型

Photo 3 Tubular blank positioned in the die cavity (after hydro-forming process)

商 品  
 紹 介  
 メガトルクモータ® PSシリーズ  
 PS Megatorque Motor® Series

最近の製造装置は生産性向上，微細加工などのニーズが高まり，これらに使用されるアクチュエータとして，従来の「サーボモータ+減速機」や機械式インデックスではガタやバックラッシュなどにより高性能化に限界が出てきている。このニーズに応えられる方式としてダイレクトモータが注目され普及してきている。NSKではこれらの高速化，高精度化の要求に応えるべく，新ダイレクトドライブモータとしてメガトルクモータPSシリーズを開発した（写真1）。以下にその内容を紹介する。

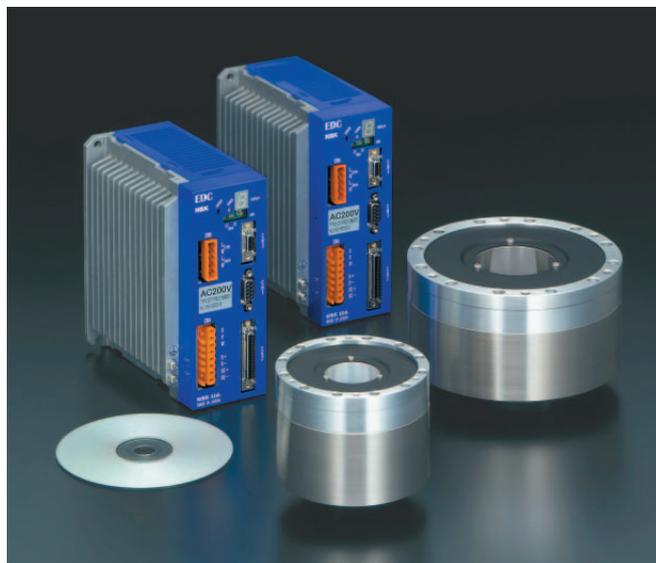


写真1 メガトルクモータ® PSシリーズ  
 Photo 1 PS Megatorque Motor® Series

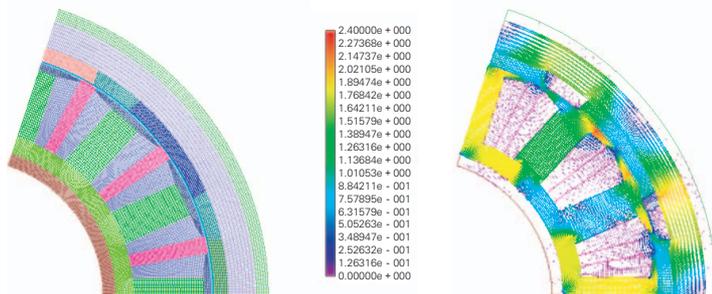


図1 FEMモデルと磁束密度分布図  
 Fig. 1 FEM model and magnetic flux density distribution chart

1. 特 長

1) モータの高トルク化

高速な位置決めを実現するためには高加減速の動作を行う必要があり，モータの高トルク化が求められる。PSシリーズでは有限要素法（FEM）を用いた磁界解析（図1）を実施し，高エネルギー積の永久磁石を使用した最適な磁界設計を行うことで，単位面積あたりの発生推力（推力密度）を従来機のモータの約2倍にした。これにより，モータサイズを大きくすることなく高トルク化を実現した。

2) 位置決め時間の短縮

高加減速で動作可能となったモータを短時間で位置決め完了させるため，以下の新しい制御方式を導入しモータの制御特性を向上させた（図2）。

- ・高追従制御により回転指令に対する動作の遅れを大幅に改善した。  
 （180°位置決め動作時の位置偏差が従来機は約20,000パルスに対し，PSシリーズは40パルス）
- ・摩擦抑制制御により整定時間（回転指令後，目標精度内に到達するまでの時間）は従来機の1/5以下となる1msを実現した。

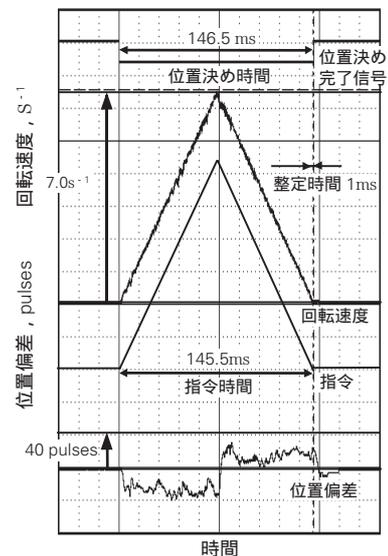


図2 位置決め試験結果  
 Fig. 2 Positioning test results

表1 PSシリーズ仕様一覧

Table 1 Specifications of the PS series of Megatorque Motor Series

性能項目	モータ型式	PS1006	PS1012	PS1018	PS3015	PS3030	PS3060	PS3090
モータ外径	[mm]	100			150			
モータ高さ	[mm]	85	110	135	85	102	136	170
モータ中空穴	[mm]	35			56			
最大出力トルク	[N・m]	6	12	18	15	30	60	90
定格出力トルク	[N・m]	2	4	6	5	10	20	30
最高回転速度	[s <sup>-1</sup> ]	10			10		8	5
回転位置検出器分解能	[カウント/rev.]	2,621,440			2,621,440			
絶対位置決め精度	[ (秒)]	30			30			
ロータ慣性モーメント	[kg・m <sup>2</sup> ]	0.0024	0.0031	0.0038	0.011	0.014	0.019	0.024
モータ質量	[kg]	2.4	3.8	4.6	5.5	6.9	11.0	13.8

表2 PSシリーズ (PS1006) と従来品 (JS2006) の仕様比較

Table 2 Comparison between newly developed Megatorque Motor (PS1006) and conventional motor (JS2006) bearings

仕様項目		PSシリーズ (PS1006)	従来品 (JS2006)
モータ外径	[mm]	100	130
モータ高さ	[mm]	85	100
モータ中空穴	[mm]	35	40.5
最大出力トルク	[N・m]	6	6
最大トルク / 体積	[N・m/m <sup>3</sup> ]	7.5	5.0
回転位置検出器分解能	[カウント/rev.]	2,621,440	614,400
絶対位置決め精度	[ (秒)]	30	150
最高回転速度	[s <sup>-1</sup> ]	10	3
モータ質量	[kg]	2.4	4.8

### 3) 高速・高精度な位置検出

レゾルバの分解能を速度に応じて4段階に制御することにより最高回転速度 10 s<sup>-1</sup>かつ分解能262万分割 / 回転を実現した。

また、レゾルバとして最適な歯形状設計を行うとともに、高調波成分が除去されるロータ歯数 / ポール数比を導き、互換精度30秒の高精度を実現した。

## 2. 製品仕様

メガトルクモータ PSシリーズの仕様を表1に示す。また、従来品との比較を表2に示す。同出力トルクのモータにて2 / 3の小型化、1 / 2の軽量化を実現した。

## 3. 用途

半導体製造装置、CD / DVD製造装置・組立機・検査装置、印刷機、医療機器などに幅広く採用されている。

## 4. まとめ

今後も、位置決めや搬送機構における高性能化の要求に対し、ダイレクトモータのバイオニアとして市場のニーズに応えられるように、アクチュエータの開発に取り組んで行く。







本社	TEL.03-3495-8200(代)	FAX.03-3495-8240	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
軸受販売統括部	TEL.03-3779-7282(代)	FAX.03-3779-8698	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
精機販売統括部	TEL.03-3779-7299(代)	FAX.03-3779-7435	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
中部地域	TEL.052-249-5710(代)	FAX.052-249-5711	愛知県名古屋市中区新栄2-1-9(雲竜フレックスビル西館2F)	〒460-0007
西日本地域	TEL.06-6945-8159(代)	FAX.06-6945-8177	大阪府大阪市中央区北浜東1-26(大阪日精ビル6F)	〒540-0031
アフターマーケット統括部	TEL.03-3779-7278(代)	FAX.03-3495-8241	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
営業推進部	TEL.03-3495-8216(代)	FAX.03-3495-8241	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
第一営業部	TEL.03-3779-7251(代)	FAX.03-3495-8241	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
第二営業部	TEL.06-6945-8158(代)	FAX.06-6945-8175	大阪府大阪市中央区北浜東1-26(大阪日精ビル8F)	〒540-0031
販売技術統括部	TEL.03-3779-7315(代)	FAX.03-3779-7437	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
中部地域	TEL.052-249-5720(代)	FAX.052-249-5711	愛知県名古屋市中区新栄2-1-9(雲竜フレックスビル西館2F)	〒460-0007
西日本地域	TEL.06-6945-8168(代)	FAX.06-6945-8177	大阪府大阪市中央区北浜東1-26(大阪日精ビル5F)	〒540-0031
東北支社	TEL.022-261-3735(代)	FAX.022-261-3768	宮城県仙台市青葉区一番町1-2-25(仙台NSビル)	〒980-0811
日立支社	TEL.0294-28-1501(代)	FAX.0294-28-1503	茨城県日立市大みか町4-13-23(ナフコビル3F)	〒319-1221
北関東支社	TEL.027-321-2700(代)	FAX.027-321-2666	群馬県高崎市栄町16-11(高崎イーストタワー3F)	〒370-0841
長岡営業所	TEL.0258-36-6360(代)	FAX.0258-36-6390	新潟県長岡市東坂之上町2-1-1(三井生命長岡ビル7F)	〒940-0066
東京支社第一営業部	TEL.03-3779-7324(代)	FAX.03-3779-7437	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
札幌営業所	TEL.011-231-1400(代)	FAX.011-251-2917	北海道札幌市中央区北二条東11-23	〒060-0032
東京支社第二営業部	TEL.03-3779-7312(代)	FAX.03-3779-7437	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
東京支社第三営業部	TEL.03-3779-7289(代)	FAX.03-3779-7435	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
宇都宮営業所	TEL.028-624-5664(代)	FAX.028-624-5674	栃木県宇都宮市今泉3-9-4(NA宇都宮ビル1F)	〒321-0966
東京支社第四営業部	TEL.03-3779-7327(代)	FAX.03-3779-7435	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
西東京支社	TEL.0426-45-7021(代)	FAX.0426-45-7022	東京都八王子市明神町4-7-14(八王子ONビル8F)	〒192-0046
甲府営業所	TEL.055-222-0711(代)	FAX.055-224-5229	山梨県甲府市住吉2-3-23(中沢ビル)	〒400-0851
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	長野県上田市常盤城4-4-23(YJMビル)	〒386-0027
静岡支社	TEL.054-253-7310(代)	FAX.054-275-6030	静岡県静岡市葵区伝馬町9-1(河村ビル4F)	〒420-0858
名古屋支社第一営業部	TEL.052-249-5727(代)	FAX.052-249-5826	愛知県名古屋市中区新栄2-1-9(雲竜フレックスビル西館2F)	〒460-0007
名古屋支社第二営業部	TEL.052-249-5742(代)	FAX.052-249-5741	愛知県名古屋市中区新栄2-1-9(雲竜フレックスビル西館2F)	〒460-0007
北陸支社	TEL.076-242-5261(代)	FAX.076-242-5264	石川県金沢市八日市1-770	〒921-8064
京滋支社	TEL.077-564-7551(代)	FAX.077-564-7623	滋賀県草津市大路1-8-1(南洋軒ビル5F)	〒525-0032
大阪支社第一営業部	TEL.06-6945-8154(代)	FAX.06-6945-8173	大阪府大阪市中央区北浜東1-26(大阪日精ビル7F)	〒540-0031
松山営業所	TEL.089-941-2445(代)	FAX.089-941-2538	愛媛県松山市千舟町4-6-1(フコク生命ビル6F)	〒790-0011
大阪支社第二営業部	TEL.06-6945-8164(代)	FAX.06-6945-8176	大阪府大阪市中央区北浜東1-26(大阪日精ビル6F)	〒540-0031
兵庫支社	TEL.0792-89-1521(代)	FAX.0792-89-1675	兵庫県姫路市南駅前町100(パナソニック第2ビル8F)	〒670-0962
中国支社	TEL.082-285-7760(代)	FAX.082-283-9491	広島県広島市南区大州3-7-19(広島日精ビル)	〒732-0802
広島営業所	TEL.082-285-7760(代)	FAX.082-283-9491	広島県広島市南区大州3-7-19(広島日精ビル)	〒732-0802
福山営業所	TEL.084-954-6501(代)	FAX.084-954-6502	広島県福山市曙町5-29-10	〒721-0952
九州支社	TEL.092-451-5671(代)	FAX.092-474-5060	福岡県福岡市博多区博多駅東2-10-35(JT博多ビル8F)	〒812-0013
熊本営業所	TEL.096-337-2771(代)	FAX.096-348-0672	熊本県熊本市武蔵ヶ丘1-6-93(ブラッサHIKARI)	〒862-8001

## NSKプレジジョン株式会社

本社 TEL.03-3779-7219(代) FAX.03-3779-7644 東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル) 〒141-8560

## 日本精工株式会社

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
産業機械軸受本部	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
アジア事業本部	TEL.03-3779-7121(代)	FAX.03-3779-7433	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8560
東日本自動車第一(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(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(大崎)	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
東日本自動車第二(名古屋)	TEL.052-566-4633(代)	FAX.052-566-4640	愛知県名古屋市中村区名駅2-45-7(松岡ビル2F)	〒450-0002
東日本自動車第三(太田)	TEL.0276-46-6410(代)	FAX.0276-46-6444	群馬県太田市飯田町1053(グランディ太田ビル3F)	〒373-0851
東日本自動車第三(宇都宮)	TEL.028-624-4270(代)	FAX.028-624-4271	栃木県宇都宮市今泉3-9-4(NA宇都宮ビル3F)	〒321-0966
中部日本自動車部(豊田)	TEL.0565-31-1920(代)	FAX.0565-31-3929	愛知県豊田市下市場町5-10	〒471-0875
中部日本浜松自動車部	TEL.053-456-1161(代)	FAX.053-453-6150	静岡県浜松市板屋町111-2(浜松アクタワー19F)	〒430-7719
西日本自動車部(広島)	TEL.082-284-6501(代)	FAX.082-284-6533	広島県広島市南区大州3-7-19	〒732-0802
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

お問合せは ☎ 0120-502-260 コールセンターまたは、もよりの支社・営業所にお申し付けください。

NSK販売店

# NSK TECHNICAL JOURNAL

MARCH 2006 No. 680

印刷 平成18年3月15日  
 発行 平成18年3月20日  
 編集人 正田 義雄  
 発行人 永島 雅美  
 印刷所 久下印刷株式会社  
 発行所 **日本精工株式会社**  
 広報部 TEL 03-3779-7050  
 東京都品川区大崎1-6-3日精ビル

無断転載を禁ずる

このジャーナルの内容については、技術的進歩及び改良に対応するため製品の外観、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。

非売品



日本精工株式会社

