

NSK TECHNICAL JOURNAL

MARCH · 2015

No. 687

産業機械用 技術・製品 小特集号



NSK TECHNICAL JOURNAL

MARCH・2015

No. 687

産業機械用 技術・製品 小特集号

巻頭言

産業機械用 技術・製品 小特集号によせて 執行役 伊集院 誠司 1

解説・論文

周期的なナノ構造を用いたプリズムレス表面プラズモン

共鳴センサ (P-SPR) 横山 景介, 大島 まり 2

各種合成油を基油とするリチウム石けんグリースの

軸受トルク特性 渡部 絵里, 稲見 宣行, 外尾 道太, 横内 敦, 杉村 丈一 10

転がり軸受用 100 % 食品由来グリースの

潤滑特性について 渡部 絵里, 戸田 雄次郎, 津村 加奈子, 八谷 耕一 19

風力発電機の大型化と軸受の動向 鈴木 佑, 福永 正史 23

産業用途コンプレッサー用軸受の技術動向 木村 啓亮 28

自動車生産設備用タフキャリア™の開発 山口 宏樹 36

ナット冷却ボールねじの開発 水口 淳二, 永井 豊, 山本 和史 45

商品紹介

マシニングセンタ主軸用超高速・高精度アンギュラ玉軸受 50

農業機械向け HST 用 長寿命 高信頼性保持器付き スラスト玉軸受 52

ターボ冷凍機用円筒ころ軸受 54

洗濯機用長寿命軸受 ベネカルテ™ 56

スパーシア™シリーズ — 高温用固体潤滑被膜軸受 58

工作機械向け X1 シール付きボールねじ 60

高速・高負荷用大型ボールねじ “HTF-SRE 型” 62

NSK リニアガイド™ — 高防塵 V1 シール付きローラガイド 64

NSK リニアガイド™ — ローラガイド “RA シリーズ” 精密級ランダムマッチング品 66

解説・論文

転動疲労における組織変化と表面起点剥離に及ぼす

水素の影響 宇山 英幸, 山田 紘樹, 飛鷹 秀幸, 三田村 宣晶 68

ハーフトロイダル CVT の高効率化, ハーフトロイダル CVT の効率向上

..... 小林 功久, 土肥 永生, 西井 大樹, 豊田 俊郎, 野地 祥子, 大石 保徳 79

商品紹介

トランスミッション用 リテーナープレート付き玉軸受 90

非磁性金属キャップ付き高密封性ハブユニット軸受 92

自動車エンジン向け低トルクタペットローラ軸受 94

NSK TECHNICAL JOURNAL

MARCH·2015 No. 687

Special Articles

Preface

NSK's Latest Technologies and Products for Industrial Machinery S. Ijuin 1

Technical Papers

Prismless Surface Plasmon Resonance (P-SPR) Sensor
 Using Periodic Nanostructure K. Yokoyama, M. Oshima 2

Bearing Torque Characteristics of Lithium Soap Greases with
 Some Synthetic Base Oils E. Watabe, N. Inami, M. Hokao, A. Yokouchi, J. Sugimura 10

The Evaluation of Lubrication Properties of the 100 % Food-Derived Grease for
 Rolling Bearings E. Watabe, Y. Toda, K. Tsumura, K. Hachiya 19

Technical Trends of Bearings and Enlarging the Size of Wind-Power Generators T. Suzuki, M. Fukunaga 23

The Technology Trend of Bearings for Industrial Compressors K. Kimura 28

Development of TOUGH CARRIER for Automotive Manufacturing Equipment H. Yamaguchi 36

Development of Nut Cooling Ball Screw J. Minakuchi, Y. Nagai, K. Yamamoto 45

New Products

Ultrahigh-Speed Precision NSK ROBUST Angular Contact Ball Bearing for
 Main Spindles of Machining Centers 50

Highly Reliable Cage-Equipped, Long-Life, Thrust Ball Bearing for Agricultural Machinery HST 52

Cylindrical Roller Bearings for Centrifugal Chiller 54

BNEQARTET Long-Life Ball Bearings for Washing Machines 56

SPACEA Series—Solid Lubricant Coated Bearings for High Temperatures 58

Ball Screw with X1 Seals for Machine-Tool Applications 60

HTF-SRE Type Ball Screw: High-Speed, High-Load Large Ball Screw 62

NSK Linear Guide—Roller Guide Equipped with V1 Seals 64

NSK Linear Guides —Random-Matching, High-Precision-Grade RA Series Roller Guides 66

Technical Papers

The Effects of Hydrogen on Microstructural Change and Surface Originated Flaking in
 Rolling Contact Fatigue H. Uyama, H. Yamada, H. Hidaka, N. Mitamura 68

Efficiency Improvement of Half-Toroidal CVT, Improvement of Efficiency of Half-Toroidal CVT
 N. Kobayashi, N. Dohi, H. Nishii, T. Toyoda, S. Noji, Y. Oishi 79

New Products

Deep Groove Ball Bearing with a Retainer Plate, for Transmissions 90

Hub Unit Bearing with High-Performance Sealing and Nonmagnetic Metallic Cap 92

Low-Friction Torque Tappet Roller Bearings for Automotive Engines 94

産業機械用 技術・製品 小特集号によせて

執行役
伊集院 誠司



軸受は産業の米と呼ばれ、さまざまな産業を下から支えております。

ご存知のように、中国、アジアなどの新興国では産業が急速に発展しております。かつて日本も高度成長を経験してきましたが、現代社会では、こういった急速な発展と同時に、エネルギー問題、地球環境との調和、人々の安全な暮らしを保障することが求められており、“産業の米”としての軸受にも新しい技術が求められています。今回、“産業機械用技術・製品小特集号”として、この新しい技術を紹介させていただきます。

軸受は回転トルクの低減などにより消費の削減に貢献するだけでなく、省エネルギー化により変化する産業機器を新しい技術で支えています。今回の小特集号の中で、軸受の低トルク技術・製品とともに、省エネルギー化により変化する冷熱機器用コンプレッサとその軸受、LED、太陽電池の増産をささえる軸受、再生可能エネルギーとして注目される風力発電機に使用される軸受、これらを紹介させていただきます。

また、人々の安全な暮らしに対する関心もかつてなく高まっております。これを支えるNSKの技術・製品として、食用油と食品添加物だけから作られたグリース、MEMS、ナノテクノロジーを結びつけた超小型センサを紹介させていただきます。

弊社は、材料、トライボロジー、解析、メカトロニクス、という四つのコアテクノロジーを基盤として、これからも、産業の発展と地球環境を支えてまいります。

周期的なナノ構造を用いたプリズムレス表面プラズモン共鳴センサ(P-SPR)

横山 景介*, 大島 まり**



横山 景介

Prismless Surface Plasmon Resonance (P-SPR) Sensor Using Periodic Nanostructure

K. Yokoyama, M. Oshima



大島 まり

A prismless surface plasmon resonance (P-SPR) sensor using periodic nanostructures of an equilateral triangle has been developed. Each nanostructure has a hole of 129 nm diameter and 243 nm depth aligned on each corner. The P-SPR sensor consists of a fixed optical fiber above the sensor substrate, unlike a conventional SPR sensor. In order to provide further portability, a collimator is mounted on the optical fiber so that the collimated light illuminates the sensor substrate. With the collimator-mounted optical fiber, the P-SPR sensor exhibits a stable real-time measurement signal, even with the optical fiber 30 mm away from the sensor substrate. Thus, it can be possible to hand-carry each component of equipment separately and assemble them on-site for measurement. The present sensor substrate gives a spectrum with a sharp single resonance peak wavelength (λ_{peak}) which linearly shifts along with the surrounding refractive index. The P-SPR sensor also demonstrates the avidin-biotin interaction on the sensor substrate, and shows good correlation in linearity in both logarithmic scales between avidin concentrations (1 nM, 3.3 nM, 10 nM, 33 nM, 100 nM) and reaction velocities.

FLUCOME2013: The 12th International Symposium on Fluid Control, Measurement and Visualization November 18–23, 2013, Nara, Japan へ投稿したものを改めて和訳し掲載.

- | | |
|---------------|-------------------------|
| 1. 序論 | 5. 2 金膜厚の影響 |
| 2. 材料 | 5. 3 コリメータ内蔵光ファイバを用いた測定 |
| 3. センサ基板の作製方法 | 5. 4 液体の屈折率に対する感度 |
| 4. 測定装置 | 5. 5 アビジン-ビオチン反応 |
| 5. 結果と考察 | 6. 結論 |
| 5. 1 AFM 測定 | |

1. 序論

1968年に Kretschmann ら¹⁾ や Otto²⁾ が表面プラズモン共鳴 (SPR) センサを開発して以降, 多くの分子間相互作用に関する研究が報告されている^{3), 4)}. これらのタイプの SPR センサは, エバネッセント波を発生させるために, センサ基板上に配置されたプリズムの一方から, ある角度を持った光が入射することが必要である. 入射光の反対側に可動式の検出器を設置し, センサ基板の屈折率に依存して角度が変化

する反射光を取得する. 従来の SPR センサはその複雑な原理構成から大形で高価なため, 持ち運んで現場でバイオ物質や化学物質を測定することは難しい. SPR センサを小型化し携行機能を付与するために, ナノ粒子やナノオーダの規則正しい模様を持つ種々のセンサ基板が用いられている. Nath ら⁵⁾ はナノ粒子をセンサとして用い局在表面プラズモン共鳴 (LSPR) を使って屈折率変化を測定した. 溶液中に分散するナノ粒子よりもセンサ基板上に規則正しく配列されたナ

* 未来技術開発センター, 開発第一部
** 東京大学大学院情報学環 / 東京大学生産技術研究所

ノ粒子の方が高感度である⁶⁾。しかしながら、センサ基板上にナノ粒子を再現よく規則正しく配列することは難しい。

一方、Ebbesenら⁷⁾が使用波長未満の穴のアレイを用いて光の異常透過を発見して以降、集束イオンビームや電子ビームを用いたリソグラフィ技術のようなナノテクノロジーにより周期的なナノ構造を持つセンサ基板が作製され始めた。例えば、三角格子の周期的なナノ構造を持つセンサ基板に光を照射すると、センサ基板からの光の波長分布は表面プラズモン共鳴ピーク波長(以下、ピーク波長 λ_{peak} と呼ぶ)を示す。ピーク波長 λ_{peak} は、周期を d 、光の回折次数を i 及び j 、センサ基板の金属の誘電率を ϵ_m 、センサ基板上の屈折率を n とすると、次式で表される⁸⁾。

$$\lambda_{\text{peak}} = \frac{\sqrt{3} d}{2(i^2 + j^2 - ij)^{1/2}} \left[\frac{\epsilon_m n^2}{\epsilon_m + n^2} \right]^{1/2} \quad (1)$$

Nakamotoら⁸⁾やYeomら⁹⁾は、プリズムレスSPRを用いて生体分子濃度とピーク波長の関係を発表している。前者は穴を三角格子に配置した従来型センサ基板形状、後者はランダムなナノ構造を持つセンサ基板形状である。また、従来の光ファイバを用いて測定を行っているため、入射光が光ファイバ端面で拡散し0次反射光強度が低下する可能性がある。それ故、測定において信号の安定性が課題であった。

我々は、独自の周期的なナノ構造を持つ高感度センサ基板を作製し、コリメータを内蔵した光ファイバを用いることで、高感度で小型化されたプリズムレス表面プラズモン共鳴センサを開発した。センサ基板を熱ナノインプリント技術及びスパッタリング技術を用いて作製し、ナノ構造を再現よく規則正しく配列できた。コリメータを内蔵した光ファイバを用いて測定し、強い0次反射光を得ることで安定的に測定できた。異なる屈折率の液体を用いて、屈折率が増加するときのピーク波長挙動を観察した。そして、センサ基板上で起こるアビジン-ビオチン反応を測定した。これらの実験結果から、本装置が高感度で小型化された表面プラズモン共鳴センサであることが示された。

2. 材料

シクロオレフィンポリマー (Cyclo Olefin Polymer, COP) は日本ゼオン株式会社から購入した。離型剤は株式会社ハーベスから購入した。11-アミノ-1-ウンデカンチオール (11-Amino-1-undecanethiol hydrochloride, AUT), ビオチン-N-ヒドロキシスクシ

ニミドエステル((+) -Biotin N-hydroxysuccinimide ester, Biotin-NHS), アビジン, エタノール, イソプロピルアルコール, ジメチルスルホキシド (Dimethyl sulfoxide, DMSO), 水, リン酸緩衝生理食塩水 (Phosphate-buffered saline, PBS) はシグマアルドリッチ ジャパン合同会社から購入した。全ての化学物質は分析用等級であり、更なる精製なく使用した。

3. センサ基板の作製方法

周期的なナノ構造を持つセンサ基板の作製は熱ナノインプリント技術及びスパッタリング技術を用いた。熱ナノインプリント技術は、型のナノ構造模様を熱可塑性樹脂に均一に転写する¹⁰⁾。シリコンと酸化シリコンから成る型はサイヴァクス株式会社及びNTTアドバンステクノロジー株式会社で作製した。型に離型層を形成するために、型を離型剤に1分間浸漬し、室温で24時間乾燥した。その後、過剰な離型剤を除去するためにリンス液に浸漬した。

図1にセンサ基板の作製工程を示す。シリコンウエハ上にシリコン基板、型を置く。COPフィルムを型の上に配置し、その上からシリコン基板、シリコンウエハを置く。それらを熱ナノインプリント装置に設置し、熱ナノインプリントを行った。このようにして周期的なナノ構造が転写されたCOP基板に、スパッタリング装置を用いてアルゴン雰囲気下で金薄膜を形成し、センサ基板を作製した。

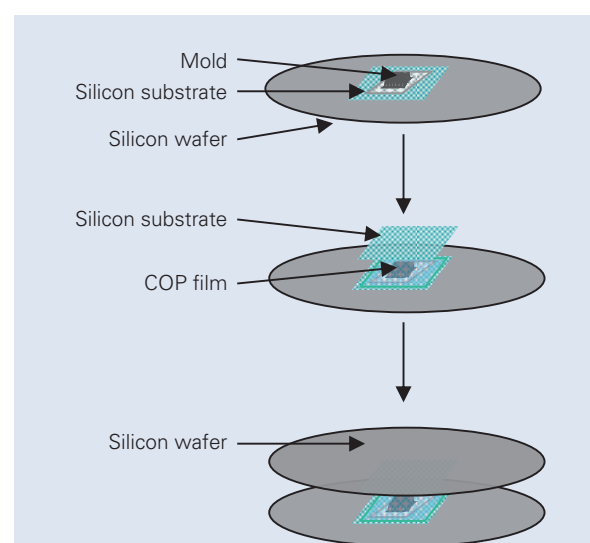


図1 センサ基板の作製方法

Fig. 1 Fabrication method of the sensor substrate

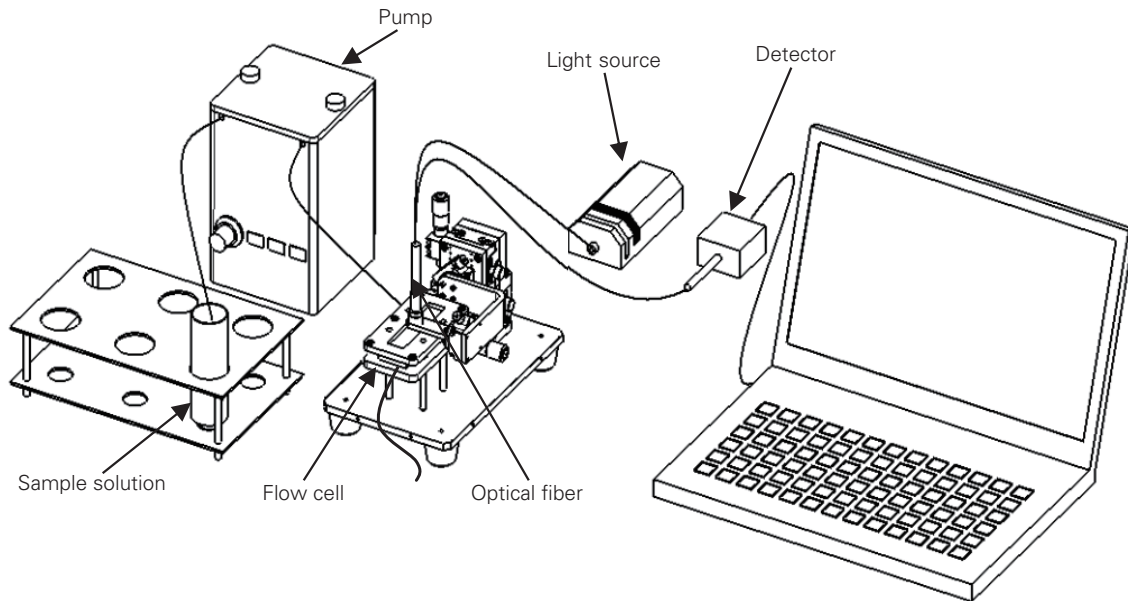


図 2 測定装置

Fig. 2 Measurement system

4. 測定装置

図 2 に測定装置を示す。光源にタングステンハロゲンランプを用い、検出器として 400 nm から 900 nm の波長範囲を測定できる分光器を用いた。光源からの入射光は、コリメータを内蔵した二股の光ファイバの片方を通り、フローセルに組み込まれたセンサ基板に照射される。センサ基板からの反射光は、光ファイバを通り検出器へ到達する。

フローセルの構成を図 3 に示す。センサ基板を液体の出入り口を備えたポリテトラフルオロエチレン製の土台に置き、流路を形成したポリジメチルシロキサン (PDMS) 製フィルム、ガラス板を配置した。形成された流路は、長さ 40 mm、幅 4 mm、高さ 500 μm である。センサ基板、PDMS 製フィルム、ガラス板は上下からジグで固定された後、測定装置に取り付けられる。光ファイバは、最大の 0 次反射光強度を得るために、センサ基板に対して垂直になるように配置される。

サンプル溶液は、ポンプを用いてセンサ基板へ送液される。センサ基板の反射率 R_s は、 I_s 、 I_B 、 I_{Al} をそれぞれセンサ基板反射光強度、バックグラウンド光強度、アルミニウム参照光強度、 R_{Al} をアルミニウム参照反射率とすると、次式で表される。

$$R_s = \frac{I_s - I_B}{I_{Al} - I_B} \times R_{Al} \quad (2)$$

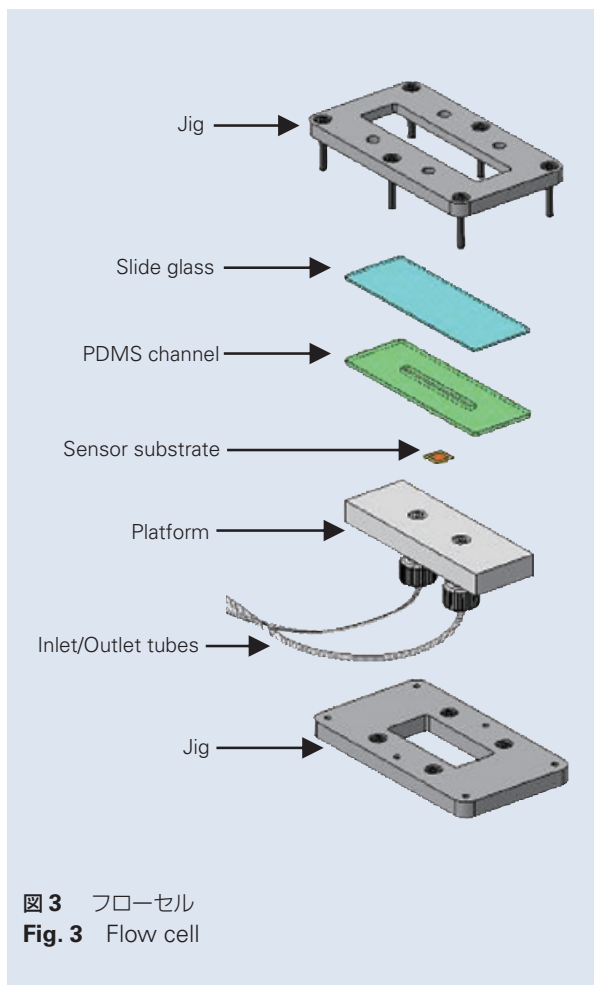


図 3 フローセル

Fig. 3 Flow cell

5. 結果と考察

5.1 AFM 測定

熱ナノインプリント装置及びスパッタリング装置を用いて、従来型センサ基板及び開発センサ基板を作製した。各センサ基板を原子間力顕微鏡 (Atomic force microscopy, AFM) で評価した。図 4 に AFM 測定結果を示す。

表 1 に各センサ基板の寸法を示す。従来型センサの COP 基板の異なる 3 箇所を測定した結果を表 2 に示す。測定結果は、センサ基板上的の周期的なナノ構造が一樣に形成されていることを示した。

5.2 金膜厚の影響

センサ基板上的の金膜厚を決定するために、膜厚の異なる従来型センサ基板及び表面に構造を持たないバルク金平板を作製した。膜厚は 100 nm, 200 nm, 300 nm, 400 nm である。中央に貫通孔が形成された土台にセンサ基板を配置した。貫通孔があるため、センサ基板を透過した光は光ファイバへ戻ることはない。

各センサ基板に光を照射し反射率を算出した結果を図 5 に示す。センサ基板の波長分布は 525 nm 近傍にピーク波長を示した。一方、バルク金平板の波長分布にピーク波長は観察されなかった。それ故、これらのピーク波長は表面プラズモン共鳴に由来するものと考えられる。

膜厚 200 nm, 300 nm, 400 nm のセンサ基板は同様の波長分布を示したが、膜厚 100 nm のセンサ基板は 520 nm から 800 nm の波長範囲において低い反射率を示した。この現象は、一部の入射光が膜厚 100 nm のセンサ基板を透過したことを示している。入射光を透過させないために、膜厚を 200 nm に決定した。

5.3 コリメータ内蔵光ファイバを用いた測定

本装置は、センサ基板からの 0 次反射光を最大限に得るため、コリメータを内蔵した光ファイバをセンサ基板に対して垂直に配置する。光ファイバからの光は平行光であるため、反射光強度はセンサ基板と光ファイバ間の距離に対してロバスト性を持つ。コリメータが無い場合、光ファイバ端面を通過した光は、

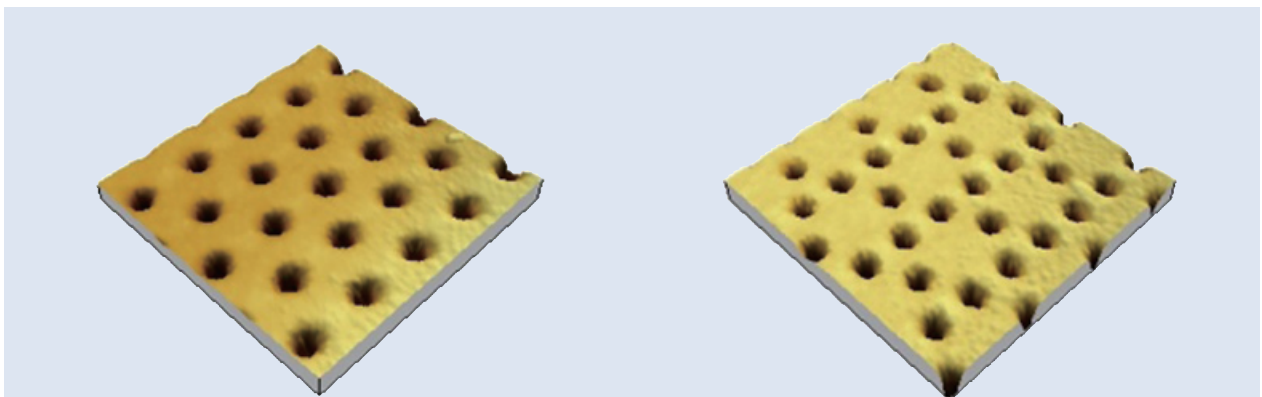


図 4 センサ基板の AFM 画像 (左：従来型センサ基板, 右：開発センサ基板)

Fig. 4 AFM images of the sensor substrates (left: conventional sensor substrate; right: newly developed sensor substrate)

表 1 センサ基板の周期, 穴の直径, 深さ

Table 1 Periodicity, hole diameter, and hole depth of the sensor substrates

	Conventional	Developed
Periodicity (nm)	456	613
Diameter (nm)	207	129
Depth (nm)	200	243

表 2 同一 COP 基板内の AFM 測定結果

Table 2 Dimensions at different sites in the same COP substrate

	1	2	3
Periodicity (nm)	458	460	459
Diameter (nm)	135	137	132
Depth (nm)	199	198	196

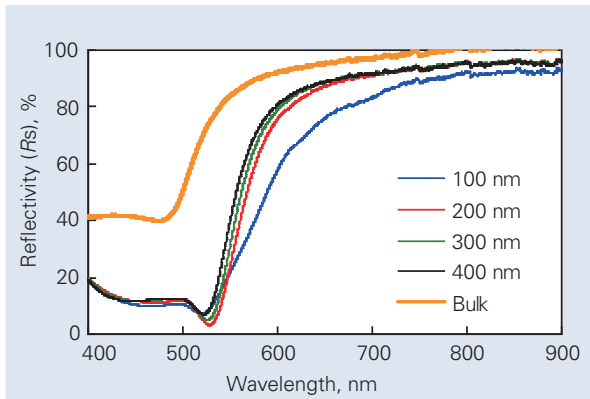


図5 異なる金膜厚を持つセンサ基板及びバルク金平板の波長分布

Fig. 5 Spectra of the gold bulk substrate and the sensor substrates with different gold thickness layer

ある一定の広がり角度(受入角)を持ち拡散する。それ故、センサ基板に照射されるセンサスポット直径はセンサ基板と光ファイバ間の距離に大きく依存する。センサスポット直径 D は、 l をセンサ基板と光ファイバ間の距離、 θ を受入角の半分の角度とすると、次式で表される。

$$D = 2l \tan \theta \quad (3)$$

式(3)によると、センサスポット直径は距離の増加と共に増加する。これは 0 次反射光強度が距離の増加と共に減少することを意味する。

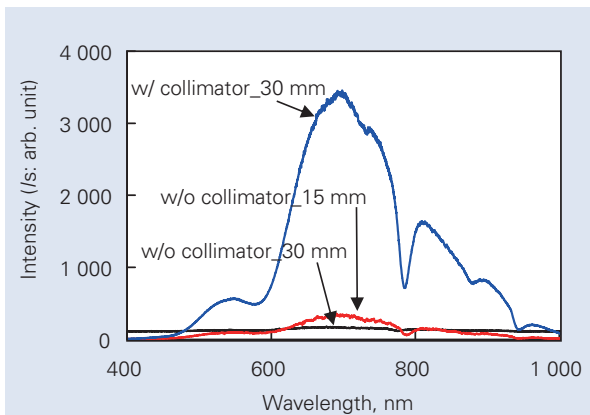


図6 ゼロ次反射光強度

Fig. 6 Intensity of the zero-order reflected light

図6にコリメータとセンサ基板と光ファイバ間の距離が反射光強度に及ぼす影響を示す。コリメータ内蔵光ファイバを用いると、センサ基板と光ファイバ間の距離が 30 mm であっても、従来の光ファイバを用いて 15 mm 離れた場合よりも大きな光強度が得られた。図7に純水を 350 秒間流したときのピーク波長の挙動を示す。コリメータ内蔵光ファイバを通過したピーク波長は安定的に推移したが、従来の光ファイバを通過したピーク波長は不安定な挙動を示した。これは、コリメータ内蔵光ファイバを用いることにより平行光が入射されるため、センサ基板からの 0 次反射光の多くが再度光ファイバを通過し検出器へ到達したことによると考えられる。

5.4 液体の屈折率に対する感度

式(1)によると、ピーク波長はセンサ基板上の屈折率により決定される。ここでは、屈折率変化に対する感度を求めるために、屈折率の異なる 6 種類の溶液を用いて、ピーク波長と屈折率の関係を調査した。

表3に溶液の屈折率を示す。図8は純水をセンサ基板へ送液したときの波長分布であり、図中矢印はピーク波長を示す。6 種類の溶液を送液し、そのときのピーク波長の挙動を観察した。図9にピーク波長の経時変化を示す。ピーク波長は屈折率が増加にしたがって長波長側へ移動した。

ピーク波長と屈折率の関係を図10に示す。ピーク波長と屈折率は直線的な相関関係を示した。これにより、周期的なナノ構造を持つセンサ基板を用いた本装置は屈折率変化を測定するセンサとして機能することがわかった。

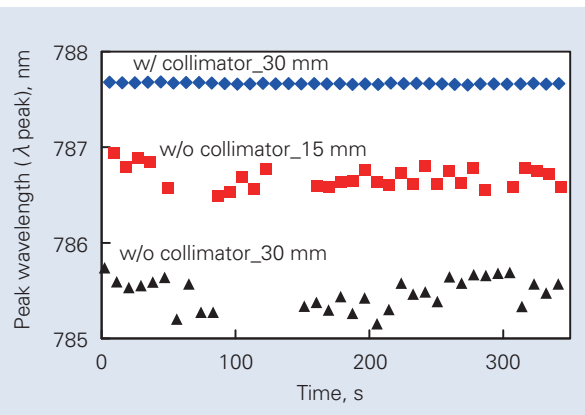


図7 ピーク波長の経時変化に及ぼすコリメータの影響

Fig. 7 Effects of the collimator on measurement behavior.

表 3 液体の屈折率

Table 3 Refractive indexes of bulk liquid

Bulk liquid	Refractive index
Water	1.3330
3 mM PBS	1.3333
6 mM PBS	1.3338
10 mM PBS	1.3346
Ethanol	1.3613
Isopropyl alcohol (IPA)	1.3770

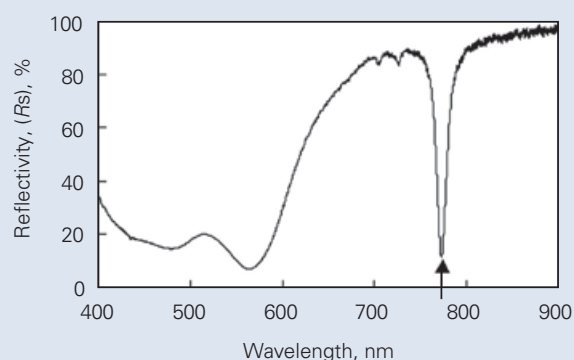


図 8 開発センサ基板の波長分布(矢印はピーク波長を示す)

Fig. 8 Spectrum of the developed sensor substrate in water (the arrow indicates the peak wavelength)

5.5 アビジン-ビオチン反応

生体物質を定量的に測定する実験として、アビジン-ビオチン反応を行った。アビジンとビオチンは、非常に強い親和性を持つ組み合わせの物質であることが広く知られており、その解離定数は $K_d = 10^{-15}$ と非常に小さい¹¹⁾。

はじめに、ビオチンを固定化したセンサ基板を作製するために、センサ基板上にAUTの単分子層を形成した。AUTは一方の末端にアミノ基、他方の末端にチオール基を有する炭化水素鎖である。チオール基は金と強い結合を形成する¹²⁾。このような構造及び性質から、AUTはセンサ基板上に単分子層を形成するように配列する。AUTの単分子層を形成するために、センサ基板を1 mM (mol/m³) AUTエタノール溶液に20時間浸漬後、エタノール、純水で洗浄した。次に、ビオチンをセンサ基板に固定化するため

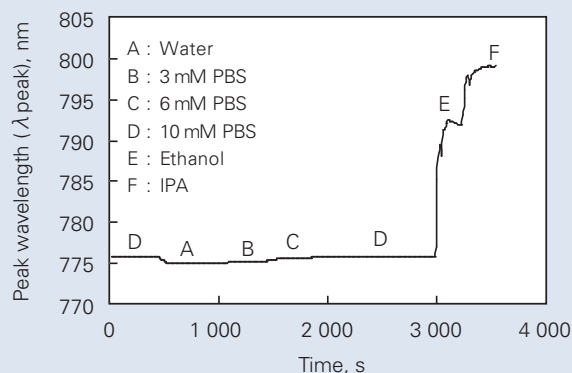


図 9 異なる屈折率に対するピーク波長の経時変化

Fig. 9 Measurement behavior of the peak wavelength at the different refractive indexes

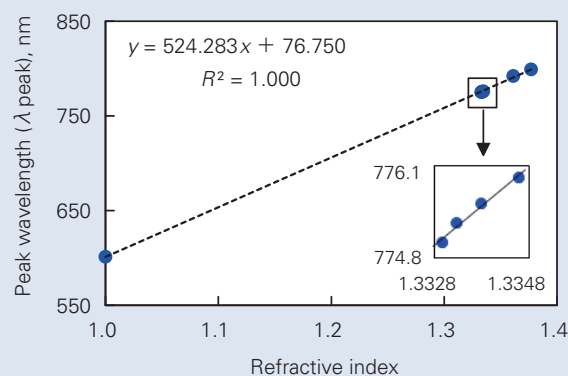


図 10 ピーク波長の屈折率依存性

Fig. 10 Peak wavelength dependence on the refractive index

に、Biotin-NHSを用いた。Biotin-NHSは、アミノ基と結合してアミド結合を形成するために、ビオチンのカルボキシル基をN-ヒドロキシスクシンイミドに機能化したビオチン誘導体である。AUT単分子層が形成されたセンサ基板を1 mM Biotin-NHS 0.3% DMSO水溶液に1時間浸漬後、純水で洗浄した。ビオチンを固定化したセンサ基板を本装置に取り付けた。アビジン溶液を送液し、そのときのピーク波長の経時変化を観察した。用いたアビジン溶液濃度は、1 nM, 3.3 nM, 10 nM, 33 nM, 100 nMである。

図 11 に、アビジン溶液 (100 nM) を送液したときのピーク波長の経時変化の一例を示す。まず、バックグラウンド溶液として 10 mM PBS を送液した。ピーク波長が安定に推移することを確認後、100 nM アビジン溶液を送液した (約 1 000 秒)。ピーク波長は長波長側に移動した。これは、アビジンがセンサ基

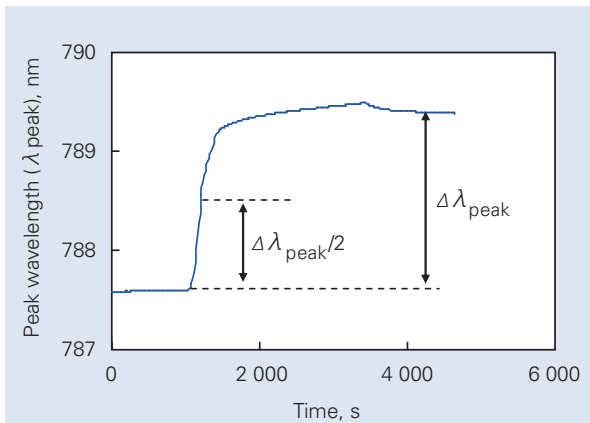


図 11 ピーク波長の 100 nM アビジンに対する経時変化
Fig. 11 Measurement behavior of the peak wavelength for 100 nM avidin

板上のビオチンと反応したことを示している。この現象は、センサ基板の屈折率の増加に伴ってピーク波長が長波長側に移動することを表す式(1)と一致している。ピーク波長の移動が緩やかになったところで、10 mM PBS を送液し非特異的に吸着しているアビジンを除去した。ピーク波長の移動が無くなった時点で実験を終了した。最終的なピーク波長の移動量は、センサ基板のビオチンに結合したアビジンの量を意味する。

実験結果の解析において、最終的なピーク波長移動量を使用する場合、実験を最後まで行う必要がある。実験時間を短縮するために、我々はアビジンの初期の反応速度を評価した。アビジン-ビオチン反応は、アビジンの濃度を [Avi]、ビオチンの濃度を [Bio]、ア

ビジンに反応するビオチンの数を α 、アビジンとビオチンの複合体の濃度を $[Avi \cdot Bio_\alpha]$ とすると、次式で表される。



その解離定数は、速度定数を k_{on} 及び k_{off} とすると、次式で表される。

$$K_d = \frac{k_{off}}{k_{on}} = 10^{-15} \quad (5)$$

そして、アビジン-ビオチン複合体の生成速度は次式で表される。

$$\frac{d[Avi \cdot Bio_\alpha]}{dt} = k_{on}[Avi][Bio]^\alpha - k_{off}[Avi \cdot Bio_\alpha] \quad (6)$$

ここで、式(5)を考慮すると式(6)の右辺第2項は第1項と比較して無視できる大きさである。反応速度定数 k_{on} 及びセンサ基板のビオチン濃度 $[Bio]^\alpha$ は一定値であるため、式(6)のアビジン-ビオチン生成速度はアビジン濃度 [Avi] に比例することを意味する。一方、実験結果から両者の反応時における時間とピーク波長移動量を用いて、アビジン-ビオチン生成速度を算出した。生成速度は、最終的なピーク波長移動量の半分の値に到達する時間とピーク波長を用いた。図12にアビジン濃度と反応速度の関係を示す。反応速度はアビジン濃度に依存することが示された。これは理論と一致し、本装置が測定装置として妥当であることが確認された。

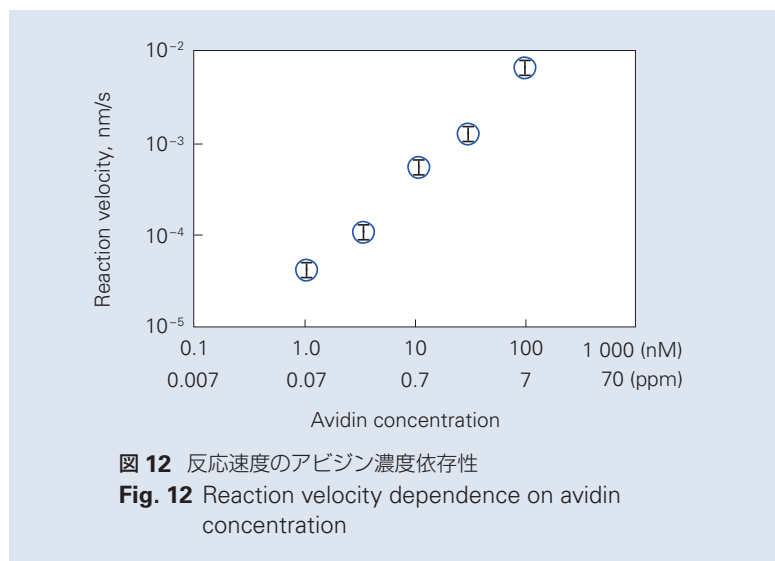


図 12 反応速度のアビジン濃度依存性
Fig. 12 Reaction velocity dependence on avidin concentration

6. 結論

我々は、センサ基板に独自の周期的なナノ構造を形成し、光ファイバにコリメータを内蔵することで、高感度で小型のプリズムレス表面プラズモン共鳴 (P-SPR) センサを開発した。

本装置は単純な構成で携行性があり、コリメータを内蔵しているため、センサ基板と光ファイバが 30 mm 離れた場合でも安定した測定を実現した。表面プラズモン共鳴に由来するピーク波長は、屈折率に依存性を示し、液体の微小な屈折率差 (0.0003) を測定することができた。タンパク質を用いたアビジン-ビオチン反応において、実験結果を反応速度の観点から考察し、反応速度がアビジン濃度 (1 nM, 3.3 nM, 10 nM, 33 nM, 100 nM) に依存することがわかった。

反応速度がアビジン濃度に依存することは、理論と一致し、本装置が高感度で小型のプリズムレス表面プラズモン共鳴センサとして妥当であることを確認した。

謝辞

本研究に際して貴重なご意見を賜りました東京大学生産技術研究所教授藤井輝夫氏、特任助教木下晴之氏、技術専門職員大石正道氏、日本精工株式会社高城敏己氏、古川秀樹氏、奥谷暢子氏、笹尾邦彦氏、小口寿明氏に深く感謝致します。

参考文献

- 1) H. Raether, E. Kretschmann, "Radiative Decay of Nonradiative Surface Plasmons Excited by Light," *Zeitschrift für Naturforsch.*, 23 (1968) 2135–2136.
- 2) A. Otto, "Excitation of Nonradiative Surface Plasma Waves in Silver by the Method of Frustrated Total Reflection," *Zeitschrift für Physik*, 216 (1968) 398–410.
- 3) J. Homola, "Present and Future of Surface Plasmon Resonance Biosensors," *Analytical and Bioanalytical Chemistry*, 377 (2003) 528–539.
- 4) R. L. Rich, D. G. Myszka, "Advances in Surface Plasmon Resonance Biosensor Analysis," *Current Opinion in Biotechnology*, 11–1 (2000) 54–61.
- 5) N. Nath, A. Chilkoti, "Label-Free Biosensing by Surface Plasmon Resonance of Nanoparticles on Glass: Optimization of Nanoparticle Size," *Analytical Chemistry*, 75 (2004) 5370–5378.
- 6) M. E. Stewart, C. R. Anderton, L. B. Thompson, J. Maria, S. K. Gray, J. A. Rogers, R. G. Nuzzo, "Nanostructured Plasmonic Sensors," *Chemical Reviews*, 108 (2008) 494–521.
- 7) W. T. Ebbesen, J. H. Lezec, F. H. Ghaemi, T. Thio, A. P. Wolff, "Extraordinary Optical Transmission through Subwavelength Hole Array," *Nature*, 392 (1998) 667–669.
- 8) K. Nakamoto, R. Kurita, O. Niwa, T. Fujii, M. Nishida, "Development of a Mass-Produced On-Chip Plasmonic Nanohole Array Biosensor," *Nanoscale*, 3 (2011) 5067–5075.
- 9) S. Yeom, O. Kim, B. Kang, K. Kim, H. Yuan, D. Kwon, H. Kim, S. Kang, "Highly Sensitive Nano-porous Lattice Biosensor Based on Localized Surface Plasmon Resonance and Interference," *Optics Express*, 19–23 (2011) 22882–22891.
- 10) S. Y. Chou, P. R. Krauss, P. J. Renstrom, "Nanoimprint Lithography," *Journal of Vacuum Science & Technology B*, 14–6 (1996) 4129–4133.
- 11) J. Guesdon, T. Ternynck, S. Avrameas, "The Use of Avidin-Biotin Interaction in Immunoenzymatic Techniques," *Journal of Histochemistry and Cytochemistry*, 27–8 (1979) 1131–1139.
- 12) L. H. Dubois, R. G. Nuzzo, "Synthesis, Structure, and Properties of Model Organic Surfaces," *Annual Review of Physical Chemistry*, 43 (1992) 437–463.

転がり軸受用 100 % 食品由来 グリースの潤滑特性について

渡部 絵里*, 戸田 雄次郎*, 津村 加奈子*, 八谷 耕一*



渡部 絵里



戸田 雄次郎

The Evaluation of Lubrication Properties of the 100 % Food-Derived Grease for Rolling Bearings

E. Watabe, Y. Toda, K. Tsumura, K. Hachiya



津村 加奈子



八谷 耕一

一般社団法人 日本トライボロジー学会の転載承認を得て、トライボロジー会議予稿集 2013 秋 福岡 A20 から転載。

1. はじめに

2. 実験方法

2.1 供試グリース

2.1 試験法

3. 結果および考察

3.1 供試グリース

3.1 試験法

4. まとめ

1. はじめに

潤滑グリースに用いられている原料の多くは石油由来であるが、昨今の消費者・企業の安全衛生への関心の高まりから、より安全な成分で構成された潤滑剤が求められている。

例えば、食品・医薬品製造機械に用いられる転がり軸受には、NSF** H1 カテゴリー（偶発的に食品に接触する可能性がある箇所で使用できる潤滑剤の規格）に適合した潤滑グリースが用いられている。しかし、この NSF H1 登録グリースにおいても、以下の問題点が存在している。

- 1) 偶発的に食品に接触する可能性がある箇所で使用できるとはいえ、食用に供される成分構成ではない。
- 2) 使用できる成分が規格により制限されているため、一般工業用潤滑グリースに比べて性能面で劣る。

そこで本研究では、基油、増ちょう剤、添加剤のすべてが 100 % 食品由来の成分で構成された潤滑グリースを開発し、その軸受性能評価を実施した。その

結果、一般汎用グリースと遜色ない軸受潤滑性能を有することが明らかとなったので、ここに報告する。

2. 実験方法

2.1 供試グリース

開発したグリースの各成分は以下の通りである。

- (1) 基油：中鎖脂肪酸トリグリセリド(MCT)
- (2) 増ちょう剤：食品添加物
- (3) 添加剤：食品用抗酸化剤

比較としてリチウム石けん - 鉱油系の一般汎用グリースと、アルミニウム複合石けん - PAO 系の市販食品機械用グリースを用いた。

2.2 試験法

2.2.1 規格試験

開発したグリースおよび比較グリースについて、銅板腐食試験、鋳試験、四球摩耗試験、水洗耐水度等の一般特性評価を、ASTM の各規格に沿った手法で行った。

* 日本精工株式会社

** NSF : National Sanitation Foundation

2.2.2 軸受回転試験

開発したグリースおよび比較グリースを軸受に封入し、グリース漏れ試験、トルク試験、高速回転試験、音響耐久試験を実施した。試験条件は表1から表4に示した。

表1 グリース漏れ試験条件

軸受	アキシャル荷重 N	回転速度 r/min	グリース封入量 g	環境温度 ℃
6203VV	196	1 800	1	80-120

表2 トルク試験条件

軸受	アキシャル荷重 N	回転速度 r/min	グリース封入量 g	環境温度 ℃
6203VV	196	1 800-7 500	1	室温

表5 供試グリースの一般性状と規格試験結果

項目	開発グリース	一般汎用グリース	市販食品機械用グリース
増ちょう剤	食品添加物	リチウム石けん	アルミニウム複合石けん
基油	MCT	鉱油	PAO
添加剤	抗酸化剤	石油系	石油系
基油粘度 @ 40 ℃, mm ² /s	14.8	130	150
基油流動点, ℃ (JIS-K2266)	- 17.5	- 17.5	- 52
混和ちょう度 (ASTM-D217) @ 25 ℃, 0.1 mm	255	275	280
滴点, ℃ (ASTM-D566-76)	112	181	258
離油度 (ASTM-D566-76) @ 100 ℃, 24 hr	0.1	0.7	3
銅板腐食試験 (ASTM-D130) @ 100 ℃, 24 hr	合格	合格	合格
錆試験 (ASTM-D1743) @ 52 ℃, 48 hr	1 : 錆なし	1 : 錆なし	2 : 錆あり
四球摩耗痕径, mm (ASTM-D2266) @ 200 N, 75 ℃, 1 hr	0.46	0.56	0.97
水洗耐水度, % (ASTM-D1264) @ 38 ℃, 1 hr	1	2	7.6

3. 結果および考察

3.1 一般特性

規格試験結果を表5に示す。開発グリースは滴点が112℃と低いが、離油は小さく、銅板腐食試験は合格であった。

表3 軸受高速試験条件

軸受	アキシャル荷重 N	回転速度 r/min	グリース封入量 g	環境温度 ℃
6210VV	1 470	4 000-14 000	4.3	室温 ^{a)}

a) 日本トライボロジー学会の承認を得て室温と修正

表4 音響耐久試験条件

軸受	アキシャル荷重 N	回転速度 r/min	グリース封入量 g	環境温度 ℃
6203VV	196	5 000	1	90

また、開発グリースは防錆剤や耐摩耗剤を配合していないが、錆止め性、四球摩耗痕径において結果は良好であった。これは基油に用いているトリグリセリドの表面への吸着性能が高いことによる効果と考えられる^{1) - 3)}。

水洗耐水度においては、開発グリースが最も水による流出性が低いことが確認できた。これはちょう度がやや小さいために、軸受内部にグリースが残りやすかったためと考えられる。

以上より、一般特性は一般汎用グリース、市販食品機械用グリースと同等の性能であることが確認できた。

3.2 軸受回転試験

3.2.1 グリース漏れ試験

図1に開発グリースの20時間後の漏れ試験の結果を示す。DSCによる熱分析の結果、100℃付近で増ちょう剤の溶解が始まったことから、90℃以下で試験を行った。一般汎用グリースの120℃における漏洩率を基準とすると、開発グリースは90℃までは漏洩率が小さく、使用限界温度は90℃を目安とすることができる。

3.2.2 トルク試験

図2にトルク試験結果を示す。開発グリースは一般汎用グリースの1/2以下の低い回転トルクとなった。これは基油粘度が1/10程度と低いためである。

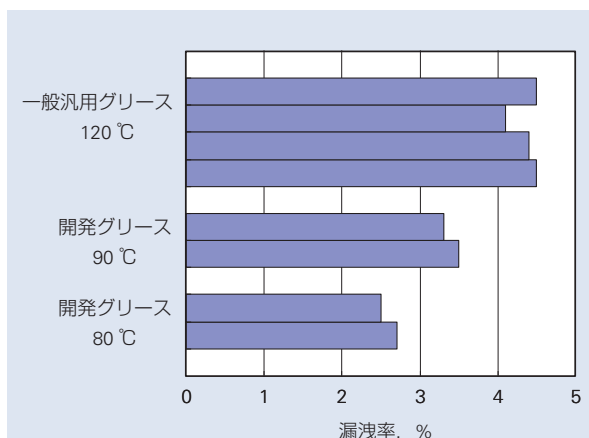


図1 グリース漏れ試験結果(20時間)

3.2.3 高速回転試験

図3に高速回転試験の結果を示す。軸受トルクからも想定されるように、開発グリースは高dmNにおいても温度上昇は小さかった。また、速度上昇に伴う温度上昇量は開発グリースが最も小さく、高速でも低い発熱特性を示すことがわかった。

3.2.4 音響耐久試験

図4に音響耐久試験の結果を示す。開発グリースは初期からアンデロン値が低いまま推移しており、耐久性にも優れることが分かった。

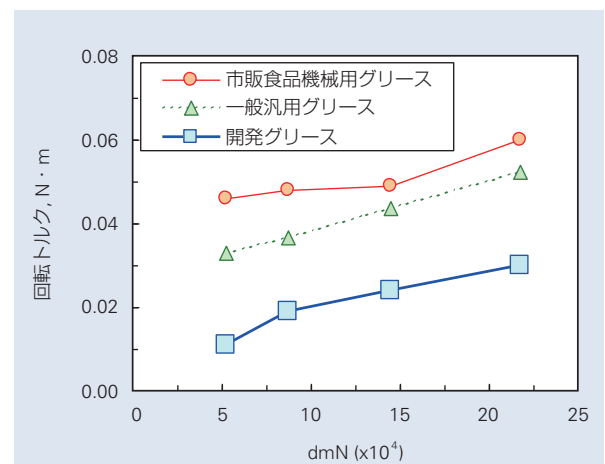


図2 トルク試験結果

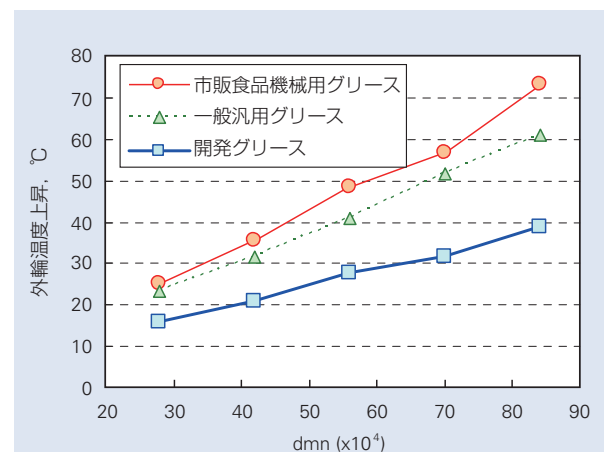


図3 高速回転試験結果

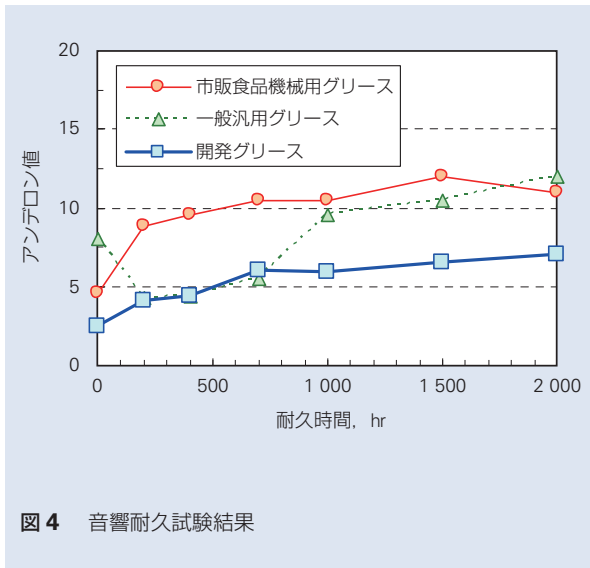


図4 音響耐久試験結果

参考文献

- 1) 森ら, トライボロジー会議予稿集 (福井 2010-10) 307-308
- 2) Atanu Adhvaryu, et al.: Ind. Eng. Chem. Res., 45, 10, (2006) 3735-3740
- 3) N. H. Jayadas, K. Prabhakaran Nair: J. Tribol. 129, 2 (2007) 419-424

4. まとめ

基油, 増ちょう剤, 添加剤の全てが 100 % 食品由来であるグリースを開発し, 種々の評価試験を行った. その結果次のことを明らかにした.

- ・ 滴点が 112 °C と低いが, 錆止め性, 耐摩耗性, 耐水性に優れ, その他一般特性も一般汎用グリースと同等の性能を有することが分かった.
- ・ 開発グリースは低速から高速まで低トルクで低発熱であることが分かった.
- ・ 耐久寿命においても, 開発グリースは良好な耐久性を示すことがわかった.

また, 開発したグリースは, NSF-H1 カテゴリーのほか, より安全性の高い H3 (食品に接触することが前提となっている潤滑剤の規格) カテゴリーにも登録されている.

風力発電機の大型化と軸受の動向

鈴木 佑*, 福永 正史**



鈴木 佑

Technical Trends of Bearings and Enlarging the Size of Wind-Power Generators

T. Suzuki, M. Fukunaga



福永 正史

一般社団法人 日本風力エネルギー学会の転載承認を得て、日本風力エネルギー学会誌 Vol. 37, No. 4 (通巻第 108 号) (平成 26 年 2 月) P. 462 - P. 464 から一部加筆・修正して転載。

1. まえがき
2. 風力発電の大型化の進行
3. 大形風力発電機用軸受
 - 3.1 主軸軸受
 - 3.2 増速機用軸受
 - 3.3 発電機用軸受
4. 風力発電機用軸受の状態監視システム
5. あとがき

1. まえがき

風力発電の場合、ひとたび故障すると稼働率の低下や修理・部品交換等に多大な費用が発生するため、風力発電機器には高い信頼性が要求される。この信頼性と経済性を要求される風力発電機に対し、NSK では 1980 年代後半より、風力発電機の各部位に軸受を供給している。

近年の風力発電機の大型化と、そこに使用される軸受に求められる要求、およびこの要求に基づいて開発した NSK の風力発電機用軸受について、以下に述べる。

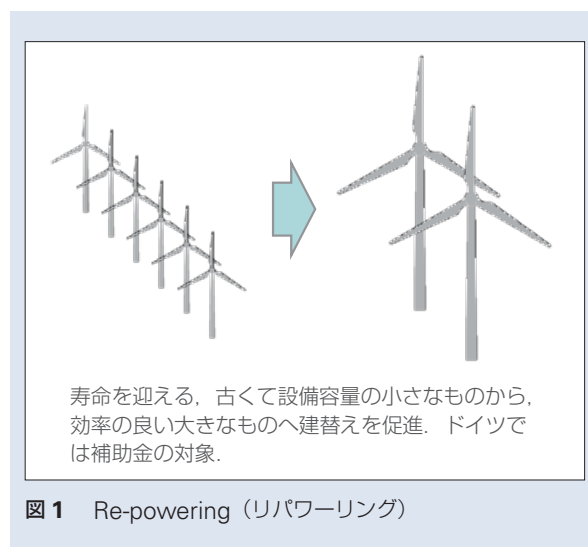
2. 風力発電機の大型化の進行

近年、風力発電機の大型化が進行している。

地上においては 3 MW 程度までの風力発電機の設定効率が良く、2 ~ 3 MW の風力発電機の新設が増えている。また、すでに設置済みで寿命を迎えつつある小中型風力発電機のリパワーリング(図 1) 需要としても、効率の良いこのクラスの風力発電機へのリプレースが進んでいる。現在では、このクラスが全体の

80 % をしめるに至っている¹⁾。

一方、洋上では、2 ~ 3 MW のものよりも、大型化した風力発電機の方が設置効率が良くなるため、5 MW 以上の開発が進められている。日本でも今年



* NSK Deutschland GMBH ** 産業機械軸受技術センター、クリーンエネルギー軸受技術部
*, ** 一般社団法人 日本風力エネルギー学会の承認を得て、執筆者名を変更。

度から NEDO*** プロジェクトの中で 10 MW の調査研究が実施されている。

このように、陸上では 3 MW、洋上ではさらなる大型化が進んでいる。

3. 大型風力発電機用軸受

図 2 に一般的な風力発電機の構成機器と各機器に使用される軸受を示す。

風力発電機のドライブトレインは、主軸、増速機、発電機から構成されており、それぞれの機器の中に軸受が使用されている。主軸には 1～2 m 程度の超大形の軸受が 1～2 個、増速機には多数のギヤ軸を支えるために超大形、大形の軸受が、発電機にはロータの両サイドに大形の軸受が使用されている。

以下に各機器に使用される軸受について述べる。

3.1 主軸軸受

大型風力発電機の主軸には、内径 1 m を越える軸受が採用されており、近年では 2 m を越えるものもあり、軸受の大型化も進んでいる。

また、軸受形式も変化している。従来は、球面ころ軸受を使用するものが主流であったが、円すいころ軸受、円筒ころ軸受の採用も増えている。大型化に伴う重量増を防ぐ対策として、主軸の軸の長さを短くする為に、大きなモーメントをひとつの軸受で受ける事ができる急勾配の複列円すいころ軸受を使用するタイプ(図 3 (c)) や、主軸の太さを抑えるために、複列円すいころ軸受と円筒ころ軸受をある適当な距離をおいて組合せて使用するタイプ(図 3 (d)) など、様々な軸受形式とその組合せが検討されている。

3.2 増速機用軸受

増速機は風力発電機の中で最も多くの軸受が使用されている機器であり、一般に 10 個以上の軸受が使用されている。これは、大きな増速比を持つために多数のギヤを有し、このギヤ軸を支えるために軸受が使用されるためである。

一般に、2 MW クラスの主軸は 15 rpm 前後で回転し、4 極の発電機の回転数は 1 500～1 800 rpm であるので、100 倍以上の増速比が必要となる。ブレード先端スピードの制限があるため風力発電機の大

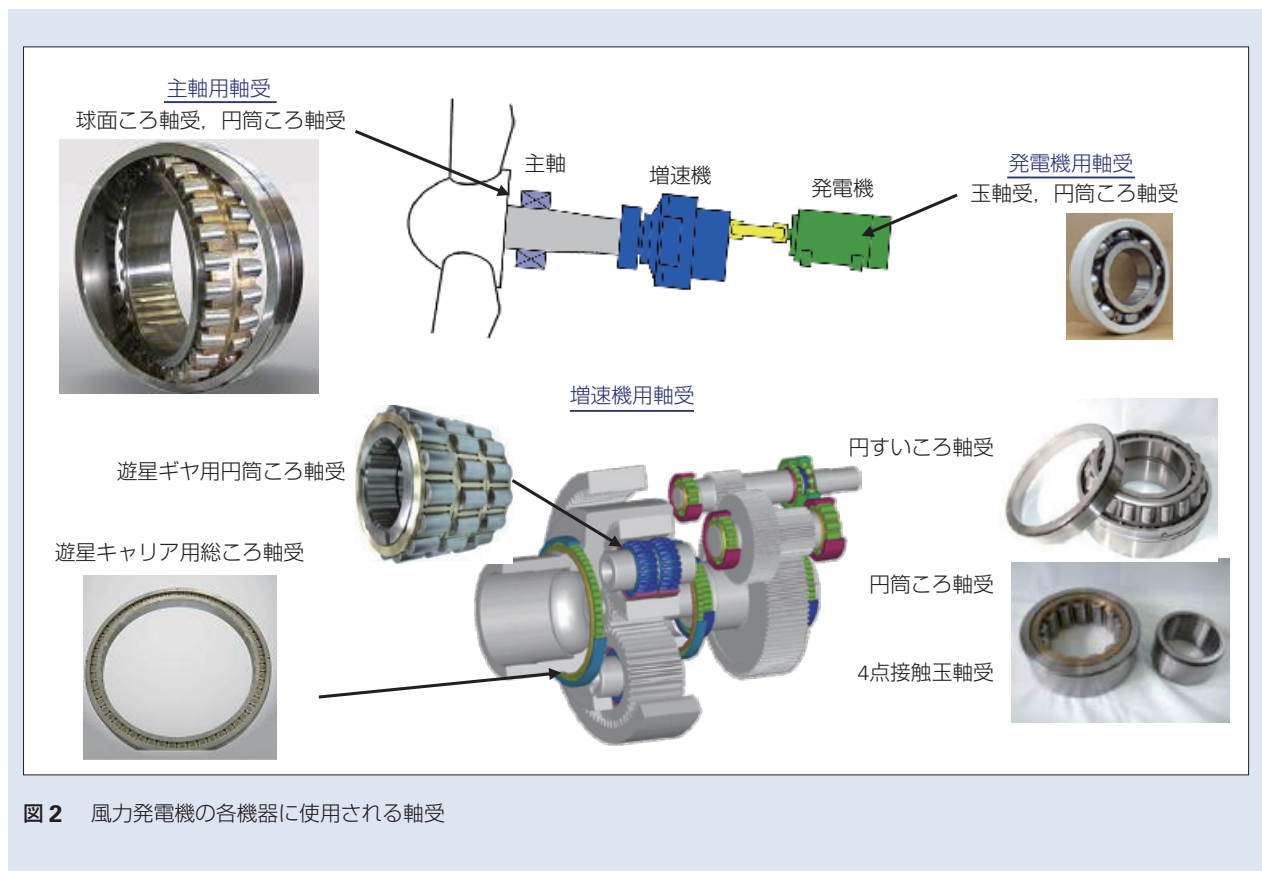


図 2 風力発電機の各機器に使用される軸受

*** NEDO : New Energy and Industrial Technology Development Organization : 一般社団法人 日本風力エネルギー学会の承認を得て脚注を追記。

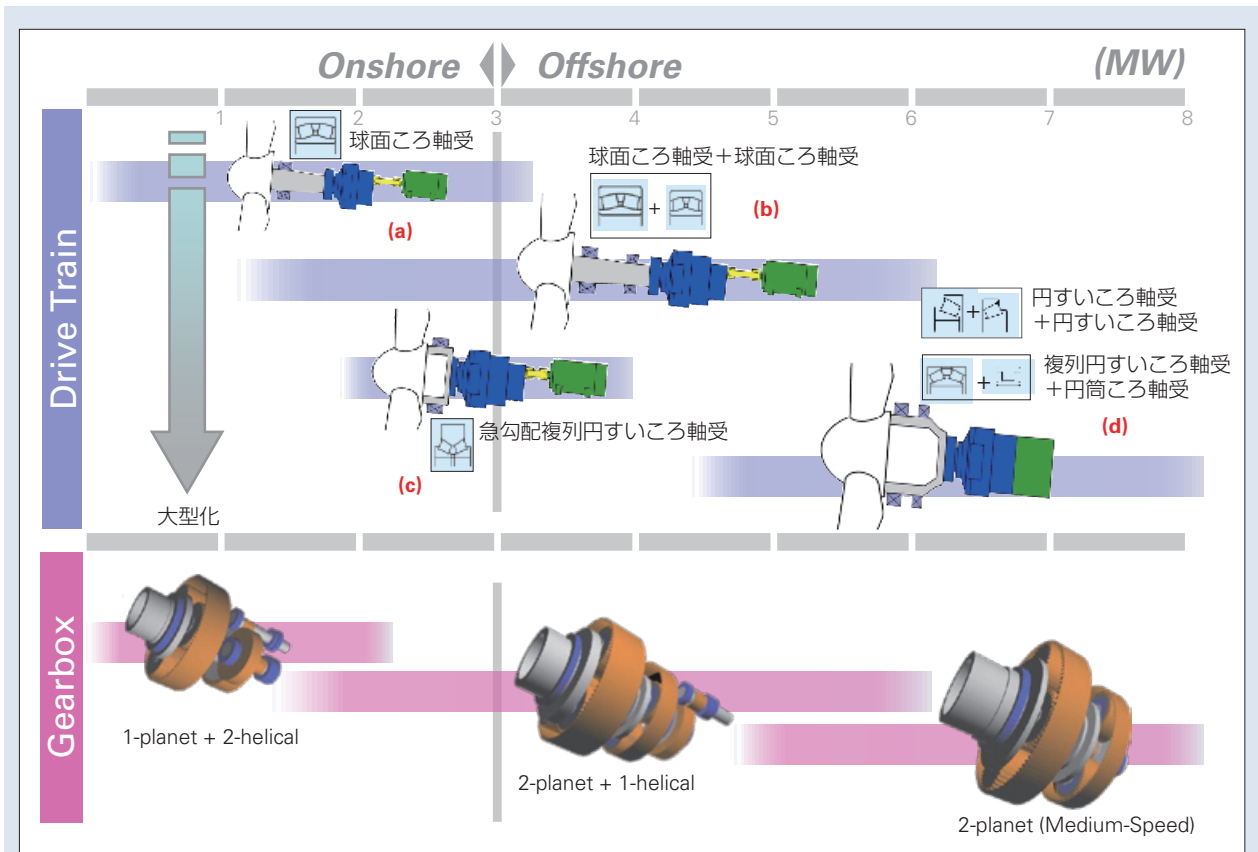


図3 風力発電機の大型化にともなうドライブトレイン、ギヤ方式の変化

型化（ブレード長寸化）により主軸の回転数は低下し、5 MW 以上では 10 rpm を下回る回転数になる。4 極の発電機では増速比が 150 倍以上となってしまうため、多極発電機（～ 12 極）を使用し低増速（50 倍程度）の増速機を採用する方式（Medium Speed type）も現れている。

図3 に示すように、2 MW 程度までは遊星 1 段 + 平行 2 段増速の増速機が使用されているが、増速比の増加に伴い、遊星 2 段 + 平行 1 段**** の方式、また Medium Speed では遊星 2 段が採用されている例もある。

大型化に伴い入力トルクが増加し、軸受にかかる負荷も大きくなっている。遊星ギヤにはキャリア用軸受と遊星ギヤ用軸受が使用されている。トルクの増大にともない駆動軸も太くなることから、キャリア用軸受は大型化し軸受の負荷容量も大きくなるが、コンパクトにしたい遊星ギヤに使用される軸受の負荷容量は大変厳しくなる。そのために、軸受外輪を省き、遊星ギ

ヤの内径面を外輪の軌道面とし、ころの径を大きくし負荷容量を大きくしている例もある。

1) NSK 製品紹介 高負荷容量円筒ころ軸受

NSK では、このような要求に対して、高負荷容量円筒ころ軸受を開発した。図4**** に示すように、軸受のころ数を増すことにより、ころとリングの接触部の面圧を低減させ、負荷容量を大きくし、寿命を延長することができる。一方、ころ数を増すと保持器柱の肉厚が薄くなり保持器強度には不利になる。そこで、保持器形状の最適化により柱部への応力集中を抑制し、充分な強度を持つ保持器を開発した。

2) NSK 製品紹介 長寿命軸受材料大形軸受

また、増速機用軸受ではギヤと潤滑油を共用しているため、ギヤ摩耗粉混入や低温始動時の粘度増加による潤滑油不足が発生し、苛酷な環境下に

**** 一般社団法人 日本風力エネルギー学会の承認を得て修正。
 ***** 一般社団法人 日本風力エネルギー学会の承認を得て追記。

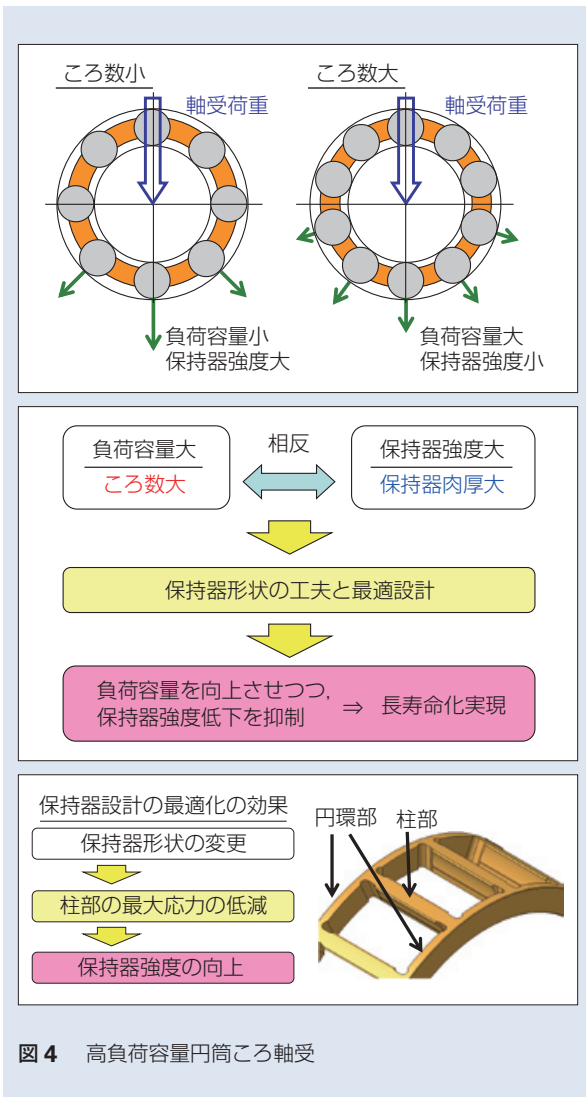


図4 高負荷容量円筒ころ軸受

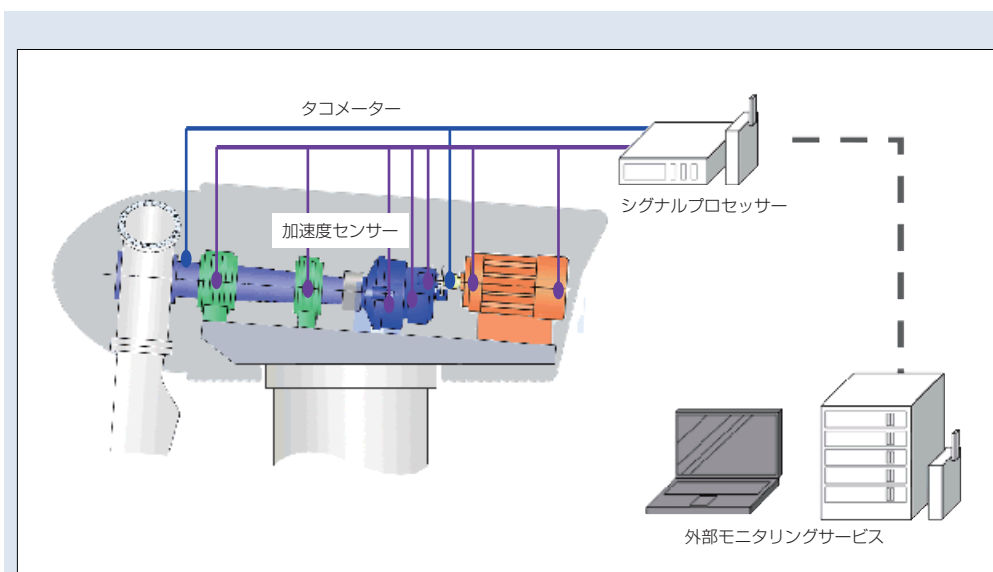
ある。そこで、寿命の厳しい用途には、NSKが開発した汚染環境下で一般の軸受鋼に対して長寿命となる STF (Super-TF), HTF (High-TF) 材料を選定する場合がある。近年では増速機の潤滑油はフィルター管理されており、そういった場合においても STF, HTF 材料は一般軸受鋼に対して 1.5 ~ 2 倍の寿命となる²⁾。NSKではこのように軸受寿命の向上をはかる材料を開発している。

3.3 発電機用軸受

前述の Medium Speed タイプのような大型化による主軸増速比の上昇を抑えるために、発電機の多極化や、可変速度域での発電制御が行われている。これらとの関係はわかっていないが、近年、発電機用軸受の軌道面の電食摩耗（電流通過スパークによる微小溶融）が発生する場合がある。この対策として、軸受外径にセラミクスを溶射し絶縁性能を高めた軸受が使用されている。

4. 風力発電機用軸受の状態監視システム

洋上風力発電においては、風力発電機へのアクセスが容易でない為、最近になって、状態監視システムの設置が義務付けられ、様々な診断装置メーカーから風力発電機用の状態監視システムが紹介されている。軸受メーカーは軸受の異常診断についての豊富な知見をもち、早い段階で異常をとらえる技術をもっている³⁾。今後、ドライブトレイン系の各部品や、風力発電装置



一般社団法人日本風力エネルギー学会の承認を得て図を修正。

図5 風力発電機用軸受の状態監視システム

の構造物などの診断と組合せる事により、風力発電機全体の異常を早期検知する診断装置が可能となる。NSK ではこういった取り組みの一つとして、今年度(2013年度)のNEDOプロジェクトに参加をしている。

5. あとがき

NSKは風力発電機用軸受の大型化による軸受へのさまざまな要求に対し、これまでに得た風力発電機用軸受の経験に加え、軸受メーカーとしての総合力によって、信頼性の高い製品を提供して行くことで、風力発電機産業の発展に貢献したい。

参考文献

- 1) BTM Wind Report: World Market Update 2012. "Wind turbine size class by market share 2010-2012"
- 2) NSK Technical Journal No. 652 "苛酷環境下での長寿命スーパー TF, Hi-TF 軸受"
- 3) NSK Technical Journal No. 674 "軸受異常音デジタル解析システム ACOUS NAVI"

産業用途コンプレッサー用軸受の技術動向



木村 啓亮*

木村 啓亮

The Technology Trend of Bearings for Industrial Compressors

K. Kimura

The compressor, as the name implies, presses the gaseous body and creates the high pressure. Compressors are used for a wide variety of applications such as factory and construction site equipment drive source, heating, ventilation, and air conditioning. In this article, we will explain bearing technology and compressor bearings, and examine compressor trends and demands.

1. まえがき
2. コンプレッサーの用途と需要
3. コンプレッサーに用いられる軸受
4. コンプレッサー用転がり軸受
 - 4.1 レシプロコンプレッサー用軸受
 - 4.2 スクロールコンプレッサー用軸受
 - 4.3 スクリューコンプレッサー用軸受
5. あとがき

1. まえがき

コンプレッサーは英語で“Compressor”と表記され、これは“Com；合わせて、まとまった”と“Presser；圧縮するもの、かたまりにするもの”という意味から“あるものを合わせて圧縮するもの”となる。コンプレッサーは、その語源の通り気体を圧縮し圧力を高めることで、幅広い用途に用いられている。

このコンプレッサーの圧縮部の回転を支持するのに用いられている軸受(以下、コンプレッサー用軸受)の技術、製品について、需要や動向を踏まえて解説する。

2. コンプレッサーの用途と需要

コンプレッサーは大別すると、空気(ガス)の圧縮用と冷媒を圧縮する冷凍空調用に分けられる。

このうち、空気(ガス)の圧縮に用いられるコンプレッサーは多種多様な用途に用いられ(図1)、以下に

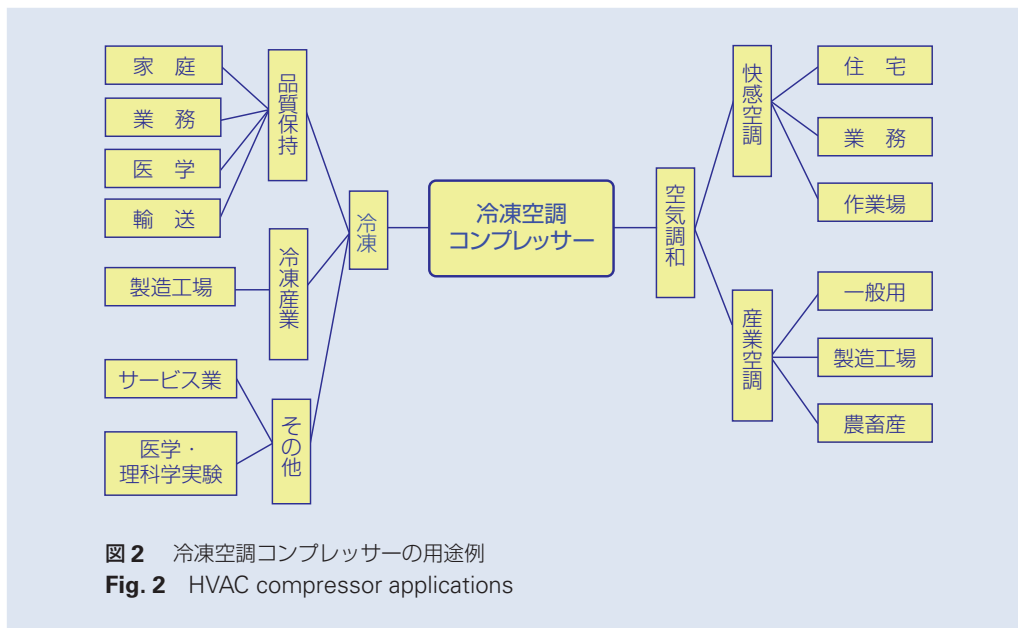
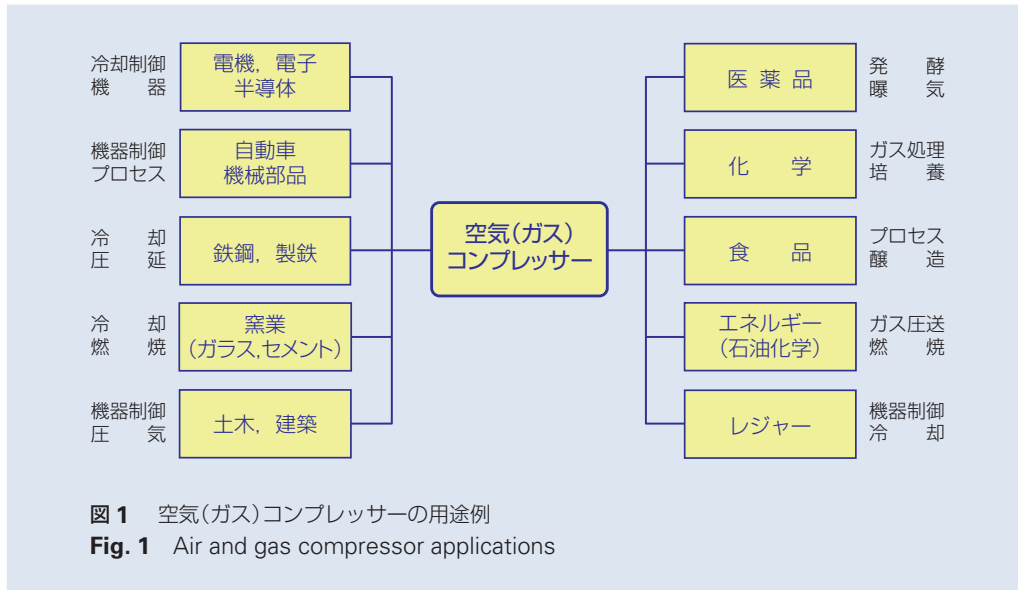
その一例を紹介する。

- (1) 電気・電子や自動車等の製造・生産工程における機器の制御、冷却、加工
- (2) 食品、化学、医薬品製造におけるプロセス(処理、加工)や醸造、培養、曝気
- (3) 土木、セメント・ガラス(窯業)関連における圧気や冷却、燃焼

また、昨今は注目度の高い天然ガス(LNG、シェールガス)を始めとする石油化学等々のプロセスガス圧送にも用いられている。

一方で、冷凍空調に用いられるコンプレッサーは冷媒の圧縮に用いられ、冷凍サイクルを回すことで熱交換に利用される。これらには、快適な室温を求める住宅用や産業用の空調コンプレッサーと食品や医療・薬剤等の品質保持に用いられる冷凍・冷蔵コンプレッサーがある(図2)。

* 産業機械軸受技術センター，産機軸受技術第一部



このようにコンプレッサーは、空気(ガス)や冷凍空調とあらゆる産業・社会に用いられており、今後も、新興国を始め人口増加やインフラ投資が見込まれる中で需要の拡大が予測される。

日本におけるコンプレッサーの最近の受注状況を日本産業機械工業会の統計データ¹⁾から整理すると、2006年までは国内(内需)は年率20%、海外(外需)は年率30%と大きな伸びを示している。しかし、2007年-2008年の世界金融危機、リーマンショッ

クの影響を受け翌2009年は大幅に減少している(図3)。

その後、2010年から緩やかな持ち直しの基調も見られたが、2012年には欧州債務危機の継続的な需要の冷え込みや中国経済の成長鈍化、米国財政問題等の世界的な需要の冷え込みにより、特に海外で需要が下落している。しかし、長期的に見ればこの10年においても増加傾向であることから、今後も新興国での需要増が見込まれている。

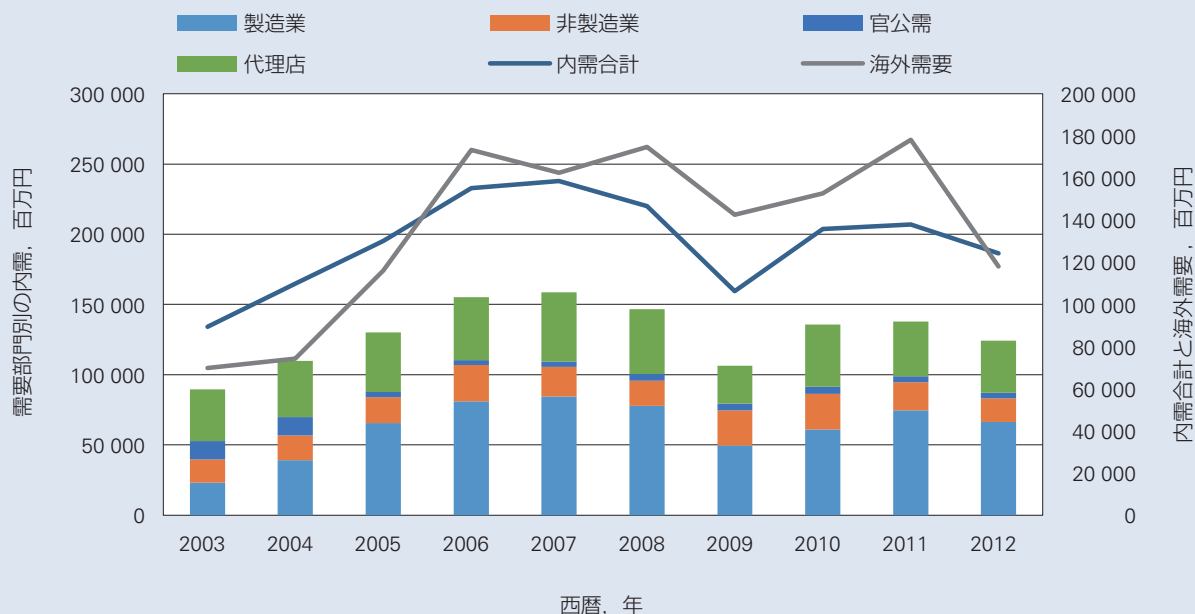


図3 圧縮機の国内需要別受注状況
Fig. 3 Domestic demand for compressors

3. コンプレッサーに用いられる軸受

コンプレッサーを圧縮原理で大きく分類すると、容積形とターボ形に分けられる²⁾。

容積形のコンプレッサーの主軸部に用いられる軸受は滑り軸受と転がり軸受に分けられる。滑り軸受はスペース、コストの面から小型・低コストのコンプレッサーに多く採用されている。一方転がり軸受は、高速回転、高精度、高剛性、信頼性が要求される設備・プラント等で用いられる冷凍機や空気圧縮機などの中型・大型のコンプレッサーに採用されている。これらのコンプレッサーは、容積形のなかでもレシプロ式やスクリュー式のコンプレッサーが多いが、転がり軸受はその他にも、スクロール式のコンプレッサーでも採用が増えてきている。

ターボ形のコンプレッサーは、気体速度を利用し圧縮させるため、羽根を非常に高速で回転させる必要があり、高価な静圧軸受等が多く用いられてきた。しかし、近年では転がり軸受の性能が向上したことにより、信頼性向上、コスト削減を目的として転がり軸受の採用が増えている。

4. コンプレッサー用転がり軸受

転がり軸受が主として採用されているレシプロコンプレッサー、スクロールコンプレッサー、スクリュー

コンプレッサーの軸受技術について NSK の製品を例に紹介する。ターボ形のコンプレッサー用の軸受については、ここでは紙面の関係で割愛する。

4.1 レシプロコンプレッサー用軸受

レシプロコンプレッサーは、小形のものから大形のものまで様々な大きさのコンプレッサーがあり、幅広い用途に用いられている。その機構は、クランク軸を回転させ、クランク部の上下運動にてロッドを介してピストンを押し上げ圧縮する構成となっている。

軸受はこれらの回転機構部や揺動する部分に用いられ、それらには以下のような軸受が採用されている(図4)。

- (1) クランク軸を支える軸受は、圧縮時に発生する荷重をロッド、クランクを介して受ける。シリンダーは、コンプレッサーによっては複数本となる。それらの荷重を支えるために、負荷容量が大きな円筒ころ軸受や取扱いやすい深溝玉軸受が用いられている。
- (2) ピストンを押し上げているクランクとロッド間の軸受は、コンプレッサーの組立て時にクランク軸のクランク部を通過させるため、必然的に内径の大きなものとなる。しかし、クランク軸は振り回り運動を行うことから、アンバランス量を抑えるた

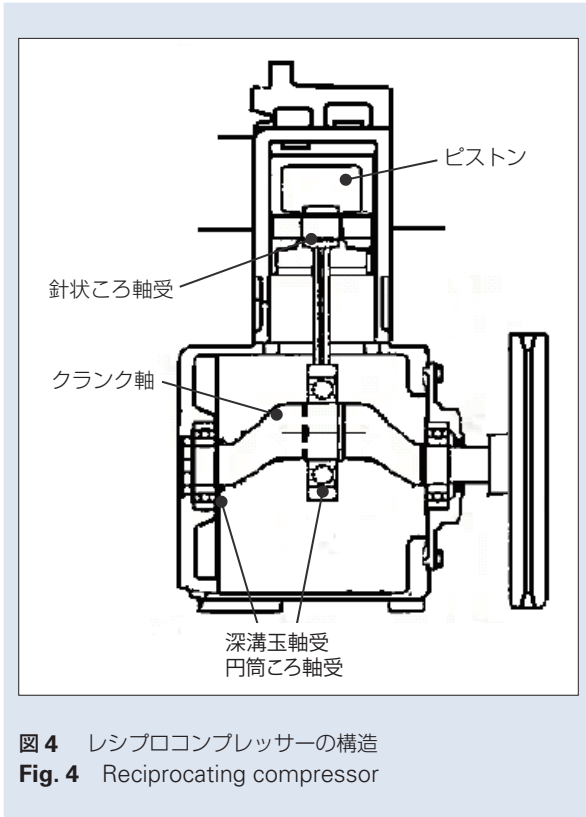


図4 レシプロコンプレッサの構造
Fig. 4 Reciprocating compressor

め軸受は径の小さなものが望まれる。その結果、外径が小さく内径が大きい薄肉の軸受が採用されている。

(3) ロッドの先端とピストンとの継ぎ手に用いられている軸受は、回転せずに揺動運動を行いロッドの先端に位置するためサイズが小さいことが求められる。一方でピストンからは大きな負荷をうける。このため、針状ころ(ニードル)軸受が主に採用されている。

レシプロコンプレッサの空気圧縮に用いられるものはドライオイルフリーのものが多く、軸受の潤滑にはグリースが一般的に使用されている。

これらのグリース潤滑の軸受は、圧縮熱により高温

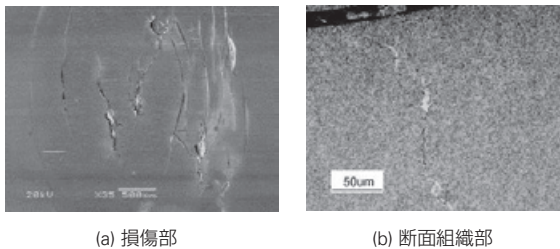


写真1 白色組織剥離
Photo 1 White structure flaking

に晒されるため、条件が厳しい場合にはグリース漏れなどを原因とした焼付き等の不具合が生じることがある。さらに、近年一部のコンプレッサで早期剥離による損傷例があり、詳細調査の結果、白色組織剥離が確認されている(写真1)。

白色組織剥離は、レシプロコンプレッサと同様にベルトとプーリで駆動され、グリース潤滑、高温環境下で使用される車載用電装補機の軸受において発生する可能性があることが既に良く知られており、この対策にはNSKが開発したHABグリースを採用することが効果的である³⁾(図5)。

HABグリースは、グリース中に導電性物質のナノカーボン粒子を配合することで強固なグリース膜の形成と静電気の帯電の防止を可能にし、優れた耐白色組織剥離性能を有している。さらに、高温での性状安定性が良好な増ちょう剤を採用することで、高温下での耐久性にも優れている。これらによりレシプロコンプレッサ用軸受の早期損傷を防止し、コンプレッサの寿命延長に貢献することができる。

4.2 スクロールコンプレッサ用軸受

スクロールコンプレッサは、渦巻き(スクロール)形のハネを回転させ、固定側のハネとの間で空間(圧縮室)の容積を縮小し圧縮する²⁾(図6、図7)。その

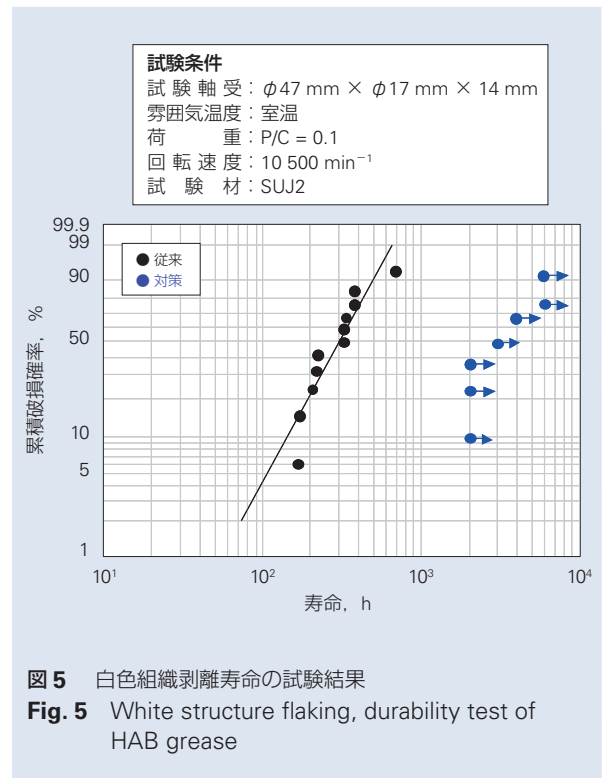


図5 白色組織剥離寿命の試験結果
Fig. 5 White structure flaking, durability test of HAB grease

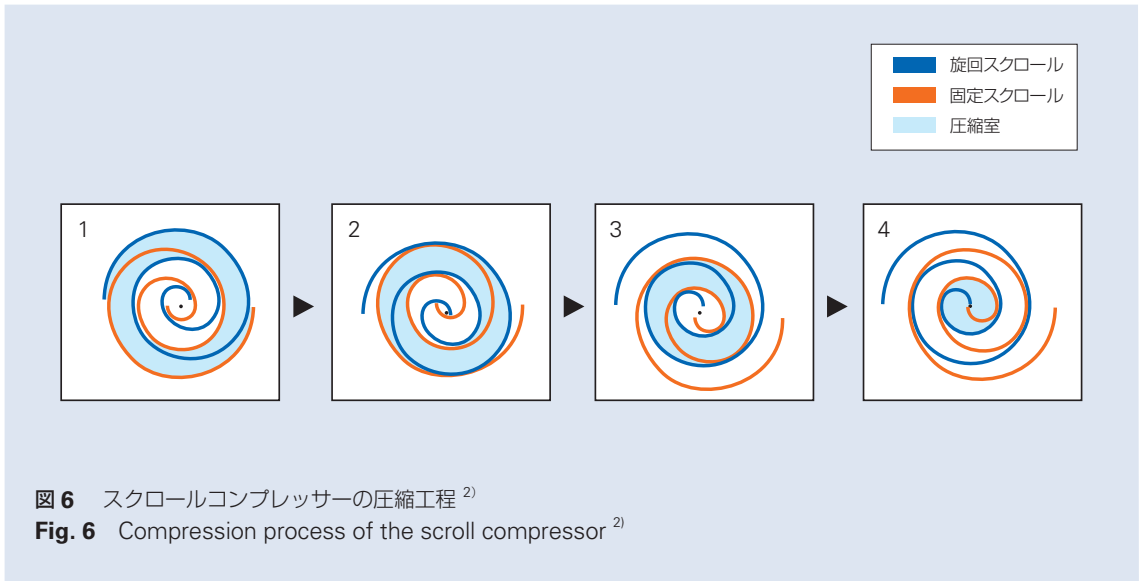


図6 スクロールコンプレッサーの圧縮工程²⁾
 Fig. 6 Compression process of the scroll compressor²⁾

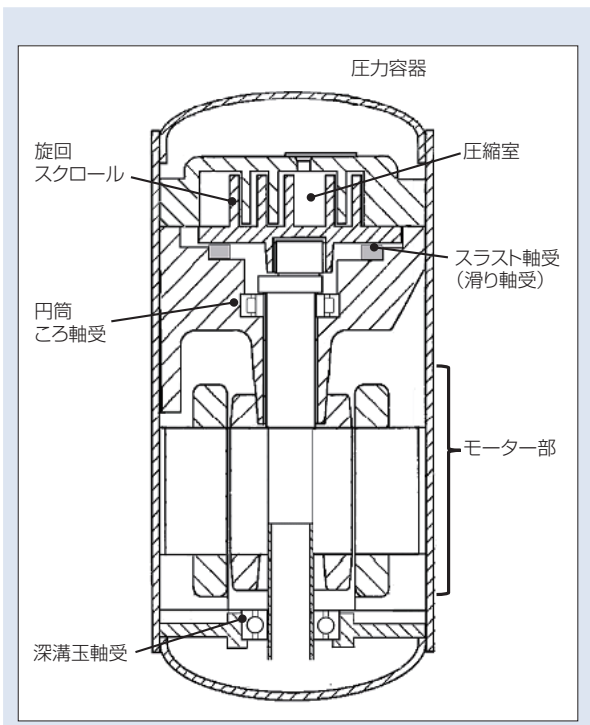


図7 スクロールコンプレッサーの構造
 Fig. 7 Scroll compressor

圧縮方式から吸排気を圧縮毎に繰り返すことがなく、レシプロコンプレッサーやロータリーコンプレッサーに比べ、静音、低振動であり、快適な住環境に求められる空調コンプレッサー等に多く用いられている。これらのスクロールコンプレッサーに用いられる軸

受は以下のようなものである。

- (1) 旋回スクロールの直下に位置し、圧縮室からの大きな荷重を直に受けるスラスト軸受には、スペースの関係から滑り軸受が採用されている。
- (2) 旋回スクロールの旋回に伴うラジアル荷重をその直下で受ける軸受には、ラジアル負荷能力の大きい円筒ころ軸受が採用されている。
- (3) モータ(ロータ)を挟んだ軸端には、深溝玉軸受が採用されている。

家庭用空調等の小形コンプレッサーには、低コストを目的に滑り軸受が多く採用されているが、近年では高効率、高信頼性を目的に転がり軸受の検討が進められている。

この冷凍空調用スクロールコンプレッサーに用いられる軸受の潤滑油は、冷凍機油が兼ねており冷媒が溶け込むために、非常に低粘度となる。この低粘度な潤滑環境により、転がり軸受の軌道面や転動面に摩耗、焼付き等の不具合を発生させる事例がある。使用条件が特に厳しい場合には、微小剥離(ピーリング損傷)が発生する例もある。

NSK独自の材料技術による対策材を採用した軸受⁴⁾は、この微小剥離に対し効果を発揮している。この対策材は、残留オーステナイトを多くし、微細な炭化物、窒化物を含有させたものである。この軸受を、コンプレッサーと同様な冷凍機油に冷媒を溶け込ませた潤滑環境下で、回転試験したところ、長寿命を示す結果を得ることができた(図8、写真2)。

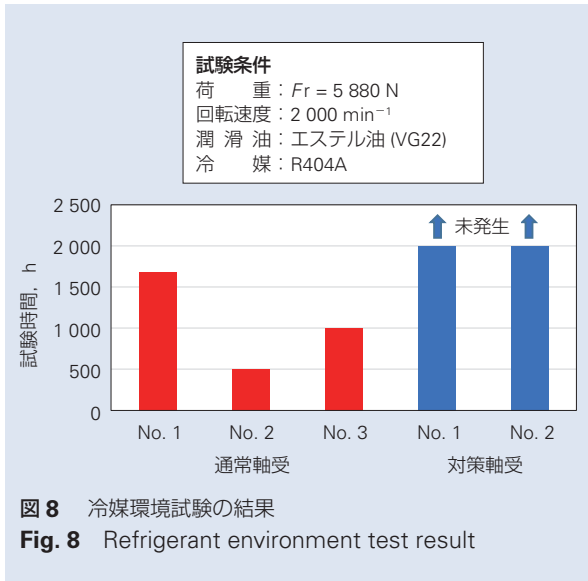


写真 2 冷媒環境試験品のピーリング損傷部
Photo 2 Peeling failure after refrigerant environment testing

4.3 スクリューコンプレッサー用軸受

スクリューコンプレッサーは冷凍空調および空気圧縮それぞれの用途に用いられ、いずれの用途においてもその基本構造は同じである。標準的な空気圧縮に用いられるツインスクリータイプでは、1 対のオスロータとメスロータを噛み合わせ、互いに反対方向に回転させることで気体を圧縮する。

これら両ロータにはラジアル荷重とスラスト荷重が負荷される。ロータを支持する軸受は、ロータ間やハウジングとのすき間を精度良く保った状態で回転を支持する必要があるため、固定側には組合せアンギュラ玉軸受が採用される。また、自由側には、圧縮工程の発熱による軸の熱膨張を逃がすために、円筒ころ軸受が主に採用される(図 9)。ラジアル荷重が特に大きなコンプレッサーでは、固定側にも円筒ころ軸受を配置し、組合せアンギュラ玉軸受と併用することもある。

空気圧縮に用いられるコンプレッサーは、2 本のロータの接触部の潤滑、冷却、およびすき間のシール

を目的として、圧縮室内に多量の油を注入している。この圧縮室内の油が軸受の潤滑油としても利用されるため、軸受の保持器材質はこの油との相性が必要となる。極圧添加剤を含むこの油は、軸受の保持器に一般的に採用されているナイロン樹脂材との相性が悪く、特に高温において問題となることがある。NSKはこのようなコンプレッサー用の軸受には、独自開発した L-PPS (直鎖形ポリフェニレンサルファイド) 樹脂材を保持器材料として採用している。NSK の L-PPS 樹脂材は耐摩耗特性が優れた材料で、コンプレッサー以外にも幅広い用途の軸受に採用されている。

これに対し、今後の伸張が予想される医薬、食品、半導体関連等の業界では圧縮空気に油を含まないドライオイルフリー式のコンプレッサーが採用されている。このコンプレッサーは 2 本のロータ間に油などのシールするものがなく、圧縮する気体の漏れ率が大きくなる。そのため、最高 8 000 min⁻¹ 程度の高速回転により、実質的な圧縮効率を確保している。このコンプレッサーの軸受配列は給油式と基本的には同様となるが、高速回転となることから、内部仕様、保持器材料、および保持器形式が異なった軸受が用いられる(表 1)。

ドライオイルフリー式コンプレッサー用の軸受には銅合金もみ抜き保持器が採用されているが、高価な素材の切削加工であることから非常に高価となり、問題となることがある。そのような場合には、NSK の開発軸受で、耐摩耗性に優れた L-PPS 樹脂を保持器材料として採用した高速で低発熱な“オイルフリー向け L-PPS 保持器軸受”(写真 3) が採用検討の対象

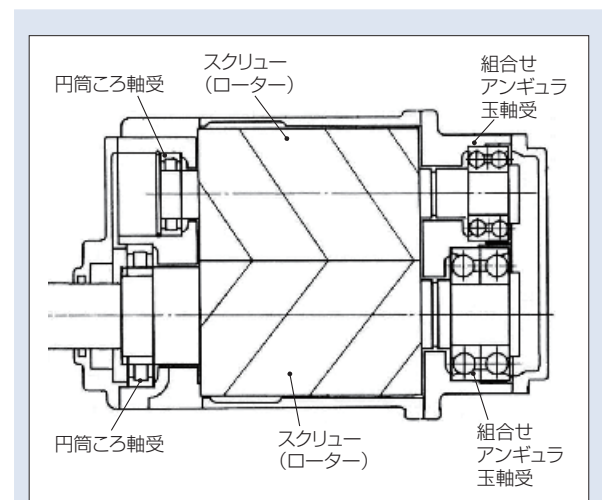


図 9 スクリューコンプレッサーの構造
Fig. 9 Screw compressor

表 1 給油式コンプレッサー用軸受とオイルフリー式コンプレッサー用軸受の仕様

Table 1 Characteristics of bearings for oil-injection and oil-free compressors

		給油式	オイルフリー式	ポイント
内部仕様 (接触角)		大	小	高速回転による発熱の抑制
軸受精度		並精度	高精度	安定した回転, 振動
保持器仕様	材質	非鉄合金 / 樹脂	銅合金	信頼性の確保
	形式	転動体案内	軌道輪案内	安定した回転, 振動

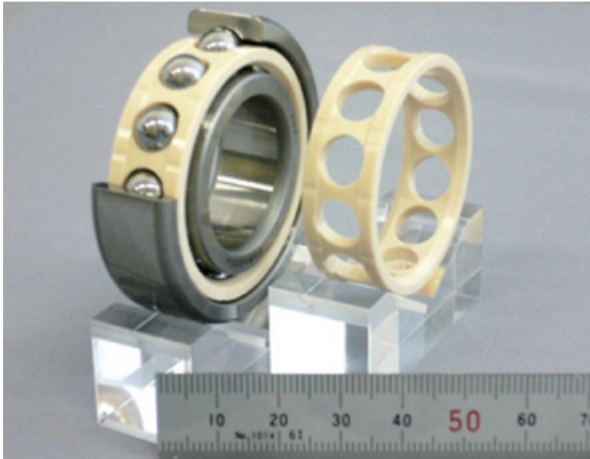


写真 3 オイルフリー向け L-PPS 保持器軸受

Photo 3 L-PPS cage bearing for oil-free compressors

となる。

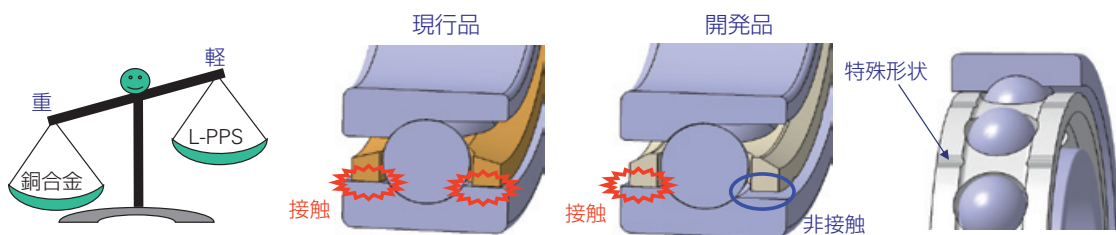
その主な特徴を表 2 に示す。

この軸受の保持器は、L-PPS 樹脂保持器のため従来の銅合金保持器と比べ材料強度は低下するが、高速回転時の遠心力が低減しており、保持器ポケットに作用する応力の解析により、必要な強度を十分に確保した設計、形状となっている。さらに、L-PPS の耐摩耗性、射出成型加工などの特徴を生かし、より低発熱、低トルクで低振動な軸受となっている(図 10, 図 11)。

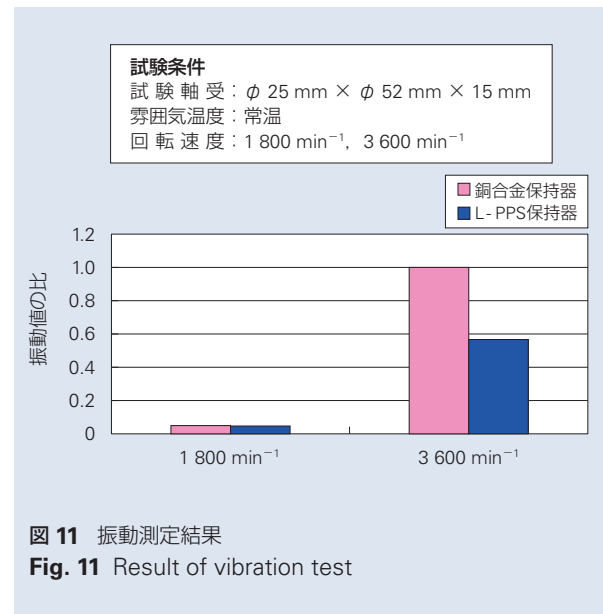
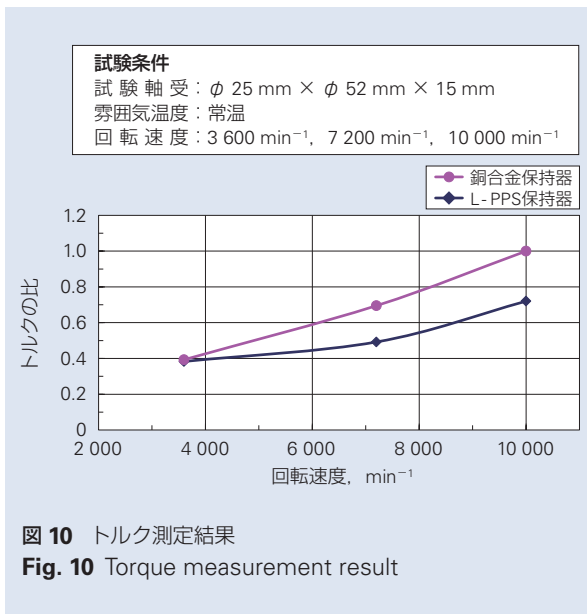
この“オイルフリー向け L-PPS 保持器軸受”は今後のドライオイルフリー式コンプレッサーの性能向上に貢献できるものと思われる。

表 2 オイルフリー向け軸受の L-PPS 保持器の特徴

Table 2 Characteristics of L-PPS cage for oil-free compressor bearing



	現行品	開発品	ポイント
加工方法	切削	成型	量産性向上
材料	銅合金	L-PPS	NSK 独自開発(高精度) ⇒ 低振動, 耐摩耗
比重(質量)	8.25	1.6	軽量化 ⇒ 低トルク, 低振動
案内面	両側	片側	低摩擦 ⇒ 低トルク
外径形状	標準	特殊	潤滑性向上 ⇒ 低振動



5. あとがき

コンプレッサーの需要・動向を踏まえ、転がり軸受が多く採用されているレシプロコンプレッサー、スクロールコンプレッサー、スクリーユコンプレッサー用の軸受について解説した。

コンプレッサーは、社会インフラ、多種多様な産業、生産設備などの動力源として我々の社会生活に欠かせないものである。これらのコンプレッサーに使用される軸受の開発・設計を継続的に行うことで、今後も社会に貢献していきたい。

参考文献

- 1) 統計資料, “圧縮機需要部門別受注状況”, 産業機械, 756 (2013. 9) 63.
- 2) 東紳吾, “産業機械用コンプレッサー軸受の技術”, NSK TECHNICAL JOURNAL, 683 (2009) 12-17.
- 3) 磯賢一, “耐白色はくりHABグリース”, NSK TECHNICAL JOURNAL, 679 (2005) 28-35.
- 4) NSK カタログ, “スーパーTF軸受・HI-TF軸受”, CAT. No. 399, 3-4.

自動車生産設備用タフキャリア™の開発



山口 宏樹*

山口 宏樹

Development of TOUGHCARRIER for Automotive Manufacturing Equipment

H. Yamaguchi

NSK has developed the TOUGHCARRIER, that is a new single-axis actuator and offers considerably higher load capacity by using rollers as rolling elements in the linear guide part for the first time in the world, while maintaining the same cross-sectional profile as conventional single-axis actuators. The TOUGHCARRIER is suitable for automotive manufacturing equipment that generally requires high-load capacity and compact-sized components.

In this article, we describe the structure, features, and relationship between load and deformation/service life of the TOUGHCARRIER.

- | | |
|---|--|
| <ol style="list-style-type: none"> 1. まえがき 2. 構造と特長 <ol style="list-style-type: none"> 2.1 コンパクト構造 2.2 高負荷容量と長寿命 2.3 高剛性 2.4 耐異物環境仕様 | <ol style="list-style-type: none"> 3. 荷重と変形・寿命 <ol style="list-style-type: none"> 3.1 高負荷作用時の部材変形の影響 3.2 ローラの片当たりを考慮した寿命計算結果 3.3 許容荷重と部材変形緩和の例 4. あとがき |
|---|--|

1. まえがき

NSKは1991年にボールねじ、リニアガイド、ベースを一体融合したモノキャリアを世界に先駆けて開発・商品化¹⁾、各種産業設備機械の電動化や自動化、コンパクト化に貢献してきた。

近年、自動車車体製造ラインでは、車種の需要変動に柔軟に対応可能な同一ライン多車種混合生産（フレキシブルライン）が進んでおり、品質向上や環境対策と相まって、装置や治具の電動化にマッチしたモノキャリア等の直動ユニットの採用が進んでいる。しかしながら、モノキャリア等の従来タイプの直動ユニットは、案内部の転動体としてボールを使用しており、加工や溶接時に、大荷重や荷重位置と案内部が離れていることにより生じる大きなモーメント負荷を受ける

ことの多い自動車製造設備用の直動ユニットとしては、耐荷重性能が不足する場合がある。このため、厳しい使用条件下でも、安心して使用できるコンパクトな直動ユニットが要求されていた。

NSKではこのような要求に応えるため、従来品の直動ユニットと同一断面寸法のまま、案内部の転動体にローラを採用し、その耐荷重性能を大幅にアップした直動ユニット“タフキャリア²⁾”（写真1）を開発した。

ここでは、一般産業機械、特に自動車生産設備用途に最適な超高負荷容量のコンパクト一体型直動ユニット“タフキャリア”の構造と特長、および高負荷作用時の部材変形と寿命への影響について述べる。

* 総合研究開発センター



写真1 タフキャリア TM 2)
Photo 1 TOUGHCARRIER 2)



写真2 モノキャリア TM 3)
Photo 2 MONOCARRIER 3)

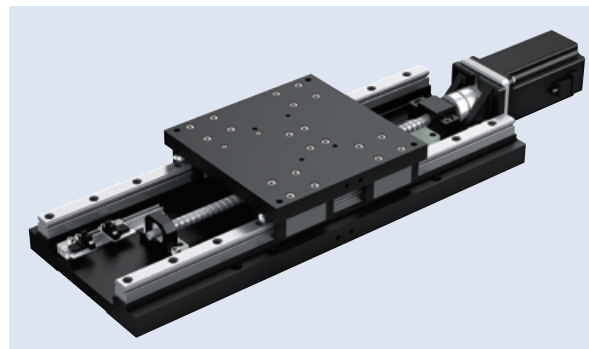


写真3 従来の一軸テーブル 4)
Photo 3 Conventional single-axis table unit 4)

2. 構造と特長

2.1 コンパクト構造

タフキャリアは、従来品モノキャリアと同様に送り系や案内系を一体構造とした直動ユニットであり、次に示す構造や特徴を共通に持っている。

モノキャリア³⁾(写真2)は、従来、ボールねじ・リニアガイド・ベース本体・サポート軸受で構成していた1軸のテーブル⁴⁾(写真3)を、NSKが世界で初めて、各パーツを一体融合し、オールインワン構造としたものである。そのため、従来の1軸テーブルに対してモノキャリアは、オールインワン構造としたことで軽量・コンパクトとなっている。さらに、全ての直動要素をユニット化しているため、ユーザーの設計・組立・

アライメント精度調整ロードが軽減すると共に、交換も容易となっている。

図1にモノキャリアの構造を示す。スライダはねじ軸循環部とリニアガイド循環部の双方を備えており、そのためモータでねじ軸を回転することで、スライダが滑らかにレールに沿って長手方向に移動する。

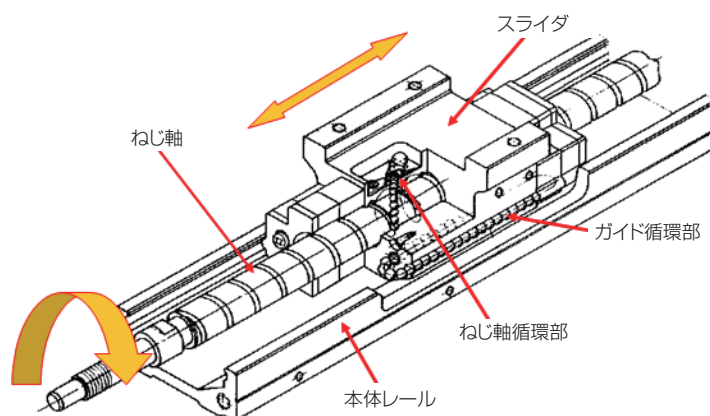


図1 モノキャリアの構造
Fig. 1 Structure of MONOCARRIER

また、モノキャリアのシリーズとして、軽量・コンパクトを追及したMCMシリーズと、レールを構造部材としても使用可能なように梁剛性を高めたMCHシリーズを準備している。さらに、各シリーズとも、断面寸法の異なる複数の型番を準備している。

一方でタフキャリアは、軽量・コンパクト・交換容易・設計組立ロードの軽減といった従来からのリクエストを盛り込みつつ、市場からの課題・リクエストに応えるため、一体型直動ユニットにおいて世界で初めて案内内部の転動体にローラを採用した。そのため、従来品モノキャリアに対して案内内部の負荷容量を大幅に増すとともに、高負荷容量化によるサイズダウンも可能となっている。従来品モノキャリアの案内内部の断面状態を図2に、タフキャリアの案内内部の断面状態を図3に示す。

2.2 高負荷容量と長寿命

タフキャリアは、NSKが先に商品化したローラガイドRAシリーズの技術を展開すると共に、高負荷作用時の部材強度や変形を考慮した各部品形状と成すことや、ローラ等の各部品を最適位置に配置することで、従来モノキャリアと断面寸法を変えることなく、案内内部の転動体をボールからローラへ変更し、高負荷容量を実現した。

図4に寿命の大小を定める動定格荷重の値を、図5に直動ユニットを組み込んだ生産設備の許容最大荷重を定めることとなる静定格荷重の値を、モノキャリアとタフキャリアを比較して示す。縦軸にはISO規格に従って算出した負荷容量の値を、横軸には断面寸法の異なる各型番を並べて示す。モノキャリアに比べてタフキャリアは、動定格荷重は2倍以上となり寿命

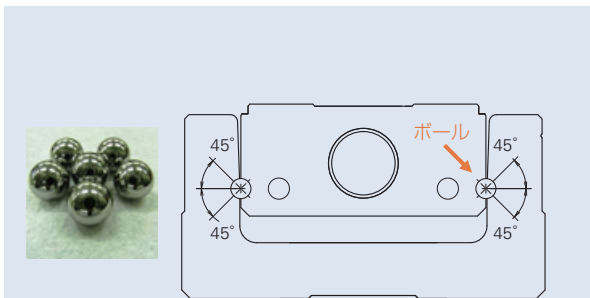


図2 モノキャリアの案内内部の断面状態
Fig. 2 Cross-sectional shape of linear guide part of MONOCARRIER

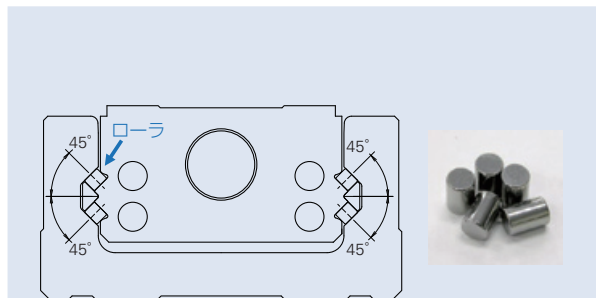


図3 タフキャリアの案内内部の断面状態
Fig. 3 Cross-sectional shape of linear guide part of TOUGHCARRIER

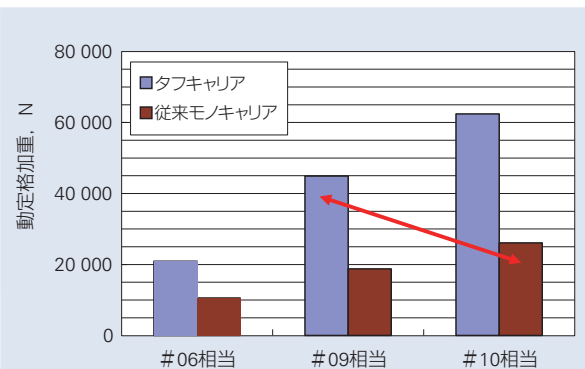


図4 動定格荷重の比較
Fig. 4 Comparison of dynamic load rating

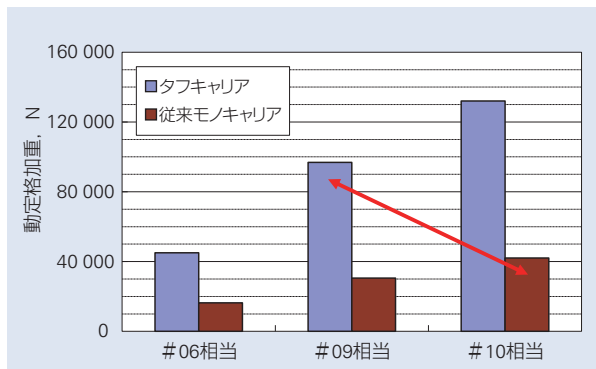


図5 静定格荷重の比較
Fig. 5 Comparison of static load rating

にすると 10 倍以上の長寿命に、静定格荷重は約 3 倍の世界最高レベルの超高負荷容量となっている。また、高負荷容量化により、従来モノキャリアに対して、タフキャリアは 1 サイズ下でも充分な負荷容量を持つため、サイズダウンが可能となる。

ここで、高負荷条件下における耐久試験結果の一例を以下に示す。実機での使用を想定し、ヨーイング方向に大きなモーメント負荷が作用する条件下で耐久試験を行った(図 6)。

図 7 は計算寿命(L 時間)走行後の各軌道面の様子である。生じている走行跡は従来のローラガイド RA シリーズで見られるものと同等レベルであり、剥離や偏摩耗等は発生しておらず、試験後も問題なく走行可能である。本耐久試験でタフキャリアは、その後の計算寿命を大幅に超えた走行でも、軌道面やローラ等の他部品においても異常摩耗等の問題は発生していない。

タフキャリアでは、自動車生産設備向けとして案内部を高負荷容量としている。同時に、軸方向荷重も半

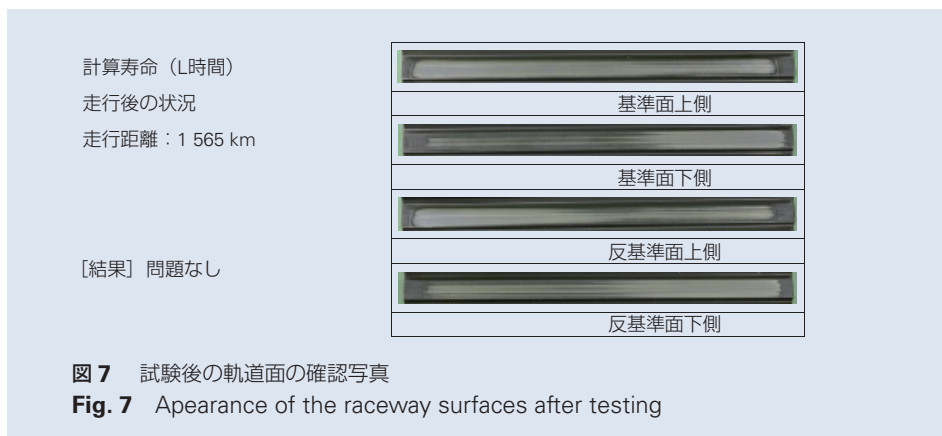
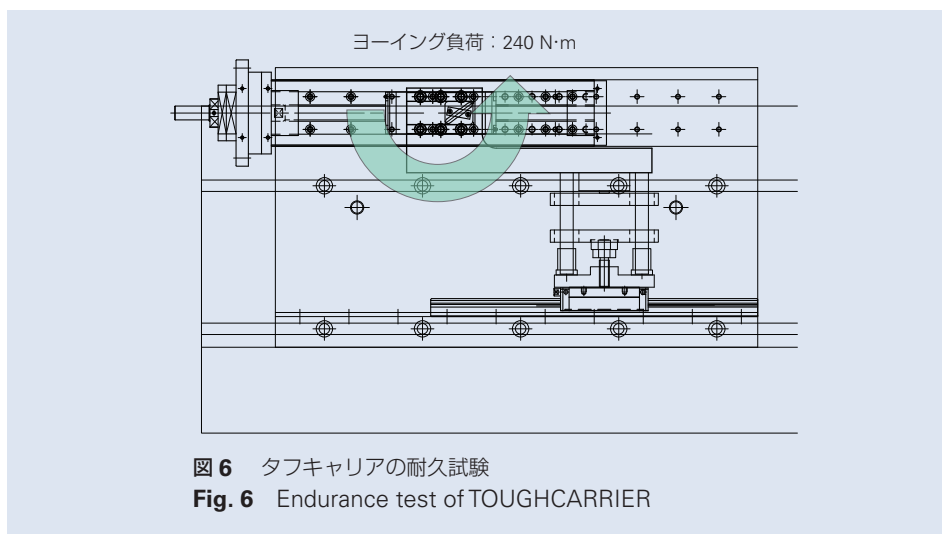
導体製造装置等の産業設備での使用を想定した従来モノキャリアよりも多くの負荷が作用することが想定されることから、ボールねじ部やサポート軸受部についても、案内部の高負荷容量化とバランスの取れた負荷容量となるように定めている。

さらに、タフキャリアでは、最大限の高負荷容量とするため、従来のローラガイド RA シリーズよりもローラ数を増やす仕様や、高負荷条件下での使用に適した潤滑剤を標準的に封入する等、新たな仕様を盛り込んでいる。

2.3 高剛性

タフキャリアでは、先進の解析技術を適用して最適設計を迫り⁵⁾、部材変形を可及的に小さくするような断面形状を定めることで、高剛性も実現した(図 8)。

図 9 は、圧縮及び引張り方向の剛性の実測結果の一例を示している。タフキャリアはモノキャリアに対して、5 倍の高剛性となっている。



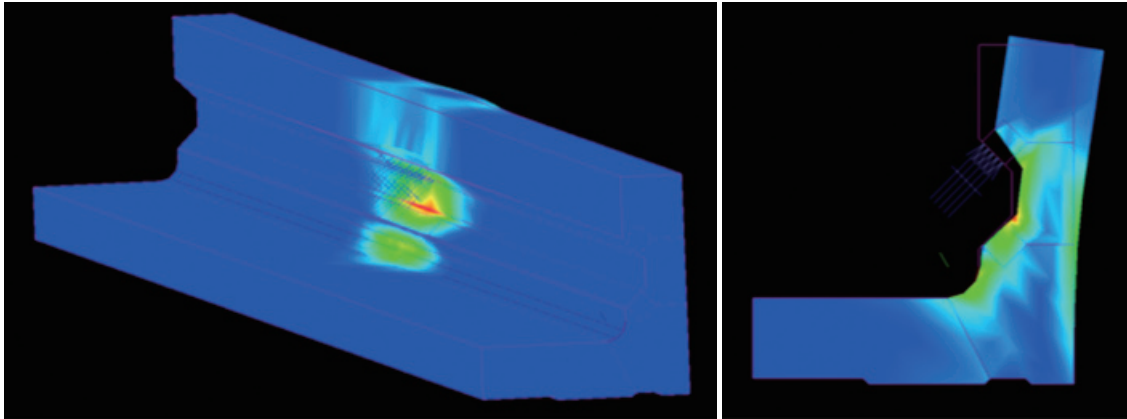


図 8 タフキャリアの変形解析の一例
 Fig. 8 Deformation analysis of TOUGHCARRIER

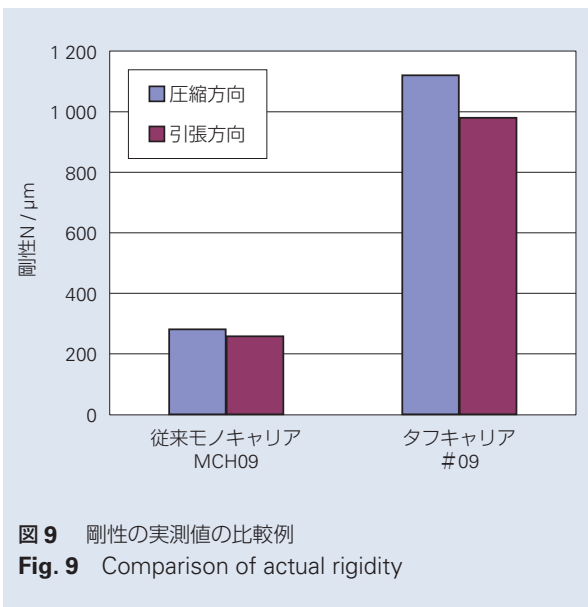


図 9 剛性の実測値の比較例
 Fig. 9 Comparison of actual rigidity

2.4 耐異物環境仕様

タフキャリアは、非常に過酷な異物環境下となるスパッタ環境でも安定稼動に貢献する潤滑ユニット“NSK K1”を標準装備している。

図 10⁶⁾ に、K1 シールのフィールドでの実績を示す。本例は、自動車製造ライン溶接機用リニアガイドでの K1 シールの使用実績である。K1 なしの場合、10 ヶ月稼動でボール・軌道面共に大きなダメージが生じているが、K1 有りの場合、3 年稼動後もダメージはなく、走行可能な状態であり、スパッタ環境下での K1 シールの有効性が確認されている。

また、K1 シールは潤滑ユニットであるため、長期間のメンテナンスフリー化が可能となる。

さらに、耐異物環境仕様のアイテムとして、スパッタカバー(図 11)も準備している。これは、標準カバー

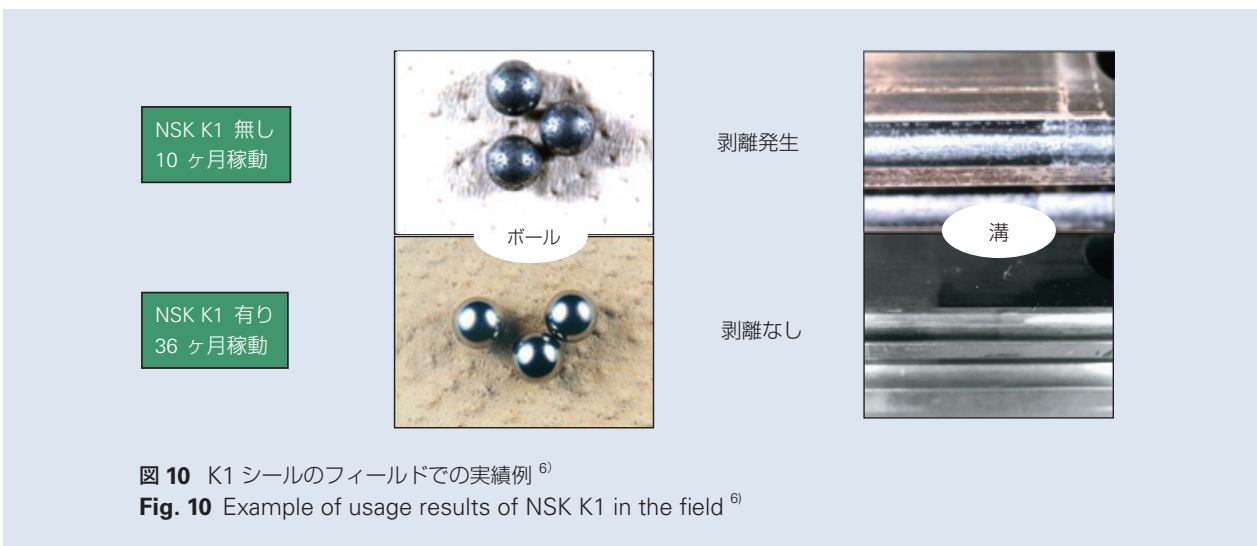


図 10 K1 シールのフィールドでの実績例⁶⁾
 Fig. 10 Example of usage results of NSK K1 in the field⁶⁾



カバーを付けた状態



カバーを外した状態



異物試験の様子

図 11 スパッタカバー
Fig. 11 Anti-spatter cover

では生じる隙間を抑えるように、レールの開口部を防火布で覆うと同時に、上面及び側面にカバーを設けた仕様となっている。断面寸法・長手寸法共に大幅に増加することなく、溶接環境下でも直動ユニット内へのスパッタの侵入を抑え、性能低下を防ぐ効果がある。なお、本スパッタカバーは、負荷荷重の大きさによっては、スライダ上に配置するスペーサープレートの強度検討が必要となる。

3. 荷重と変形・寿命

3.1 高負荷作用時の部材変形の影響

図 8 で一例を示したが、外部荷重によりタフキャリアのレールは両袖部が開くように部材変形し、ローラを挟む平面が平行でなくなり、ローラの負荷分布に偏りが生じる（図 12）。自動車生産設備のように大きな負荷が作用すると予測される使用環境下では、この部材変形による影響は無視できないものとなる。外部

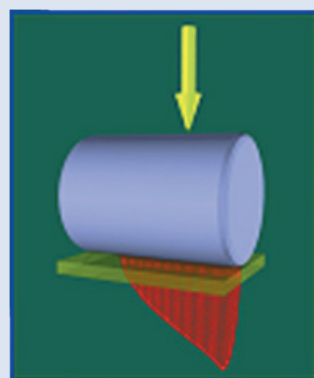
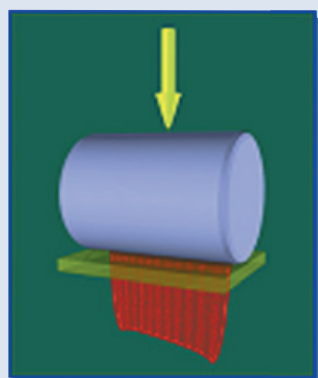


図 12 負荷分布の偏り⁵⁾
Fig. 12 Deviation of load distribution⁵⁾

荷重が大きくなるに従い、この負荷分布の偏りも大きくなり、著しい場合には耐久性等に影響を与える。

また、タフキャリアを多軸組合せの上軸のようにレール底面が固定されない空間軸として使用する場合、機台にレール底面を固定して使用した場合と比べて、同じ負荷荷重であってもレール袖部の部材変形が大きくなるため、より厳しい使用条件となる。

3.2 ローラの片当たりを考慮した寿命計算結果

一般的にローラガイドの疲れ寿命 L (km) は、スライダへの負荷荷重 F (N) と、ローラガイドの定格荷重 C (N) から、(1) 式にて簡易的に計算を行うことができる。

$$L = 50 \times \left(\frac{C}{F}\right)^{\frac{10}{3}} \quad (1)$$

C : 動定格荷重(N) (寿命が 50 km となる荷重)

さらに実用上は、(1) 式の負荷荷重 F に対して、安全率として荷重係数 (f_w) を乗じて計算を行っている。荷重係数 (f_w) は、外部からの衝撃・振動のない場合は 1.0 ~ 1.5 とする。

しかしながら、自動車生産設備に使われるタフキャリアのように、レールの部材変形を無視できないような高負荷荷重条件下での使用となる場合、ローラの負荷分布に偏りが生じ、(1) 式にて算出した計算寿命に対して実際の寿命が下回ることが想定される。このような場合でも NSK では、ローラの接触部の弾性変形

及び面圧分布解析と、スライダやレールの FEM モデルを用いた部材変形解析とを同時に取り扱うことで、タフキャリアの案内部の各種特性を詳細に把握できる解析システムを用いて、実寿命をシミュレートすることが可能となっている。さらに、上記の解析システムでは、高速で詳細な面圧解析手法⁷⁾ を利用することによって、局所的な応力集中も含めた正確な接触面圧分布を得ることもできる。

NSK の解析システムを用いて高負荷荷重条件下における寿命をシミュレートした結果の一例を図 13 と図 14 に示す。本図の横軸はタフキャリアに作用する負荷荷重の大きさを示し、縦軸はレールの部材変形の影響を考慮しない(1) 式より得た寿命算出結果を“1”としたときの、解析システムより得た寿命のシミュレート結果の比を示している。なお、図 13 はレール底面が固定されない空間軸として使用した場合、図 14 は機台にレール底面を固定して使用した場合を想定した結果となっている。

タフキャリア TCH09 をサンプルとした本結果より、圧縮方向からの負荷荷重に対しては、(1) の計算式による寿命計算結果と解析システムより得た寿命のシミュレート結果に大きな差は見られないが、レールの部材変形が無視できないものとなる引っ張り方向からの負荷荷重に対しては、解析システムより得た寿命のシミュレート結果が、(1) の計算式による寿命計算結果よりも 13 % ~ 36 % 程度低下することがわかる。また、レールの部材変形がより大きくなる“レール底面が固定されていない(図 13)”方が、寿命比が

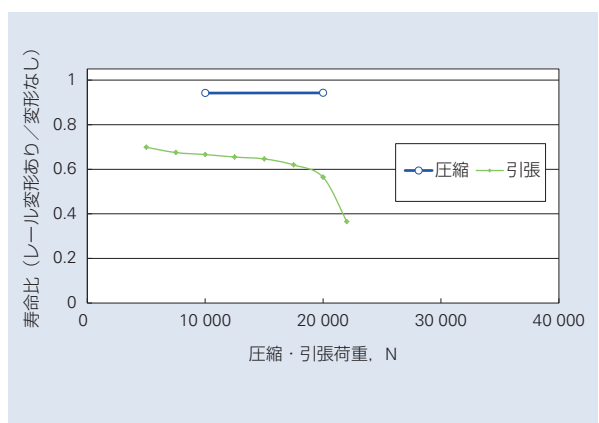


図 13 解析システムを使った寿命計算結果の一例(レール底面の固定がない場合)

Fig. 13 Example of lifetime calculation results using NSK analysis system (rail bottom is not fixed)

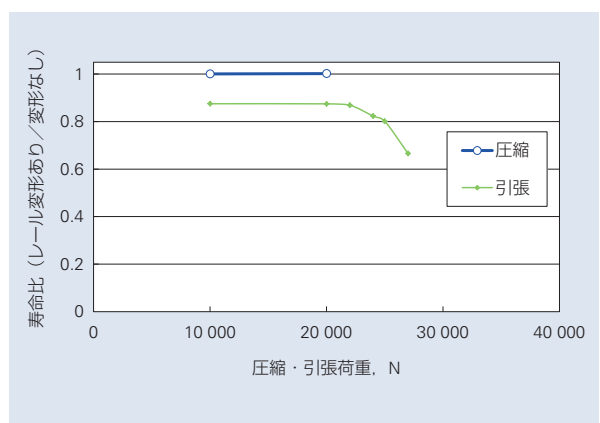


図 14 解析システムを使った寿命計算結果の一例(レール底面を固定した場合)

Fig. 14 Example of lifetime calculation results using NSK analysis system (rail bottom is fixed)

小さな値となっている。

さらに、**図 13**では負荷荷重が 20 000 N を超えたところで、**図 14**では負荷荷重が 25 000 N を超えたところで、寿命比が急激に小さくなっている。これはローラの負荷分布の偏りが大きくなり過ぎて、局部的な応力集中が発生したためである。

本結果より、レール底面を固定することでレールの部材変形が緩和されて、レール底面を固定しない場合に比べて、寿命比及び寿命比が急激に小さくなる負荷荷重の値が大きくなっており、レール底面を固定した方が使用に有利であることがわかる。

3.3 許容荷重と部材変形緩和の例

タフキャリアでは、各型番・荷重方向毎に解析システムを用いて寿命のシミュレートを行い、高負荷荷重条件下での使用となった場合でも、(1)式を使って簡略的に寿命の算出が可能となるように、タフキャリアのレール底面の固定の有無に応じた荷重係数 (f_w) と、

急激な寿命低下を引き起こすローラの局部的な応力集中が生じない許容負荷荷重を**表 1**のように定めている。なお、各型番・荷重方向毎に最適な荷重係数や許容負荷荷重は異なるが、安全をみて最も過酷な条件下でのシミュレート結果をもって代表例としている。

一般産業機械において、案内部に動的に作用する負荷荷重は、静定格荷重の 5 % ~ 10 % 以下での使用が一般的である。タフキャリアの許容負荷荷重はそれを上回っており、高負荷荷重条件下であっても安心して使用することができる。

また、案内部に静的に作用する負荷荷重に対しては、静定格荷重に対して安全率 2 以上を持つように、静定格荷重の 50 % 以下での使用を推奨している。

さらに、高負荷荷重条件下での使用時には、レール底面に背板をはる等のバックアップを設けることで、レール袖部の部材変形を緩和することができるようになっており (**図 15**, **図 16**)、寿命や許容荷重の面で有利な使用条件となる。

表 1 タフキャリアの案内部の荷重係数と許容負荷荷重の値

Table 1 Load factor and permissible load of the linear guide part of TOUGH CARRIER

	荷重係数	許容負荷荷重
レール底面を固定しないで使用する場合	1.5	静定格荷重・モーメントの 13 % 以下
レール底面を固定して使用する場合	1.2	静定格荷重・モーメントの 17 % 以下

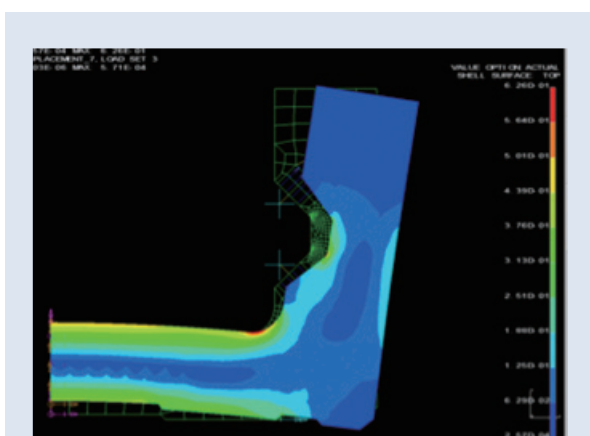


図 15 変形解析の一例(レール底面の固定がない場合)
Fig. 15 Example of deformation analysis (rail bottom is not fixed)

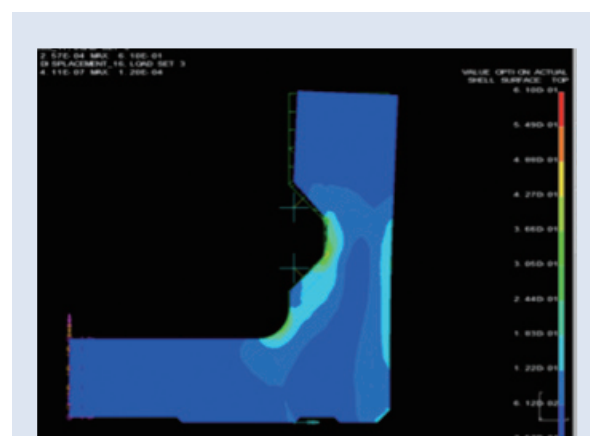


図 16 変形解析の一例(レール底面を固定した場合)
Fig. 16 Example of deformation analysis (rail bottom is fixed)

4. あとがき

NSKは1991年に、ボールねじ、リニアガイド、ベアスを一體融合したモノキャリアを世界で初めて開発・商品化し、その後、2004年にローラガイド RA シリーズを商品化した。これらの開発で得られた数々のノウハウをベースとして、自動車産業をはじめとする一般産業装置における油圧駆動装置の電動化という技術トレンドに合わせて、今回コンパクトでタフな一體型直動ユニットを商品化した。

NSKは、今後も多くの産業に向けて、各市場に適したソリューションを提供していきたい。

参考文献

- 1) 水村 美典、塚越 茂行、山口 宏樹、"リニアアクチュエーター「モノキャリア」の特徴と応用例", NSK TECHNICAL JOURNAL, No. 659 (1995) 20 - 30.
- 2) NSK カタログ, "タフキャリア", CAT. No. 3421.
- 3) NSK カタログ, "モノキャリア 超大リード静音 MCM シリーズ", CAT. No. JSP-080620.
- 4) NSK カタログ, "精密位置決めテーブル", CAT. No. 3418.
- 5) 松本 淳, "リニアガイドの特性解析", NSK TECHNICAL JOURNAL, No. 676 (2003) 33 - 41.
- 6) NSK カタログ, "潤滑ユニット「NSK K1」", CAT. No. 3331.
- 7) 棗田 伸一, "転がり軸受関連の接触問題に対する MLMI の応用", NSK TECHNICAL JOURNAL, No. 668 (1999) 29 - 37.

ナット冷却ボールねじの開発

水口 淳二*, 永井 豊*, 山本 和史*



水口 淳二



永井 豊

Development of Nut Cooling Ball Screw

J. Minakuchi, Y. Nagai, K. Yamamoto



山本 和史

In the machine tools to suppress expansion of ball screw shaft by rising temperature, it has been widely adopted forced cooling using hollow ball screw. However, to the hollow shaft of the ball screw requires a special process, had become a problem in terms of cost and lead time. To solve these problems we developed a nut cooling ball screw. We will present an overview of these.

公益社団法人 精密工学会の転載承認を得て、2011 年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集より転載。

- | | |
|--|--|
| <ol style="list-style-type: none"> 1. はじめに 2. ナット冷却ボールねじの課題 3. 予圧の増加しないナット冷却ボールねじ | <ol style="list-style-type: none"> 4. 中空軸ボールねじと同等の冷却能力 5. 温度分布 6. まとめ |
|--|--|

1. はじめに

近年、NC 工作機械やロボットなどの各種産業用機械の送り速度は、高効率化や高生産性の目的から著しく高速化が進展している。図 1 は過去 8 回にわたる JIMTOF（日本国際工作機械見本市）でのマシニングセンタの早送り速度について、筆者らが調査した結果である。図から、40 m/min を超える高速機の出展機数は増加傾向にあり、この例からも装置の高速化の傾向がうかがえる。

ところで、これらの機械の送り機構に用いられるボールねじは、滑り接触を転がり接触へ置き換えることによって摩擦損失の低減を図った送りねじであり、駆動トルクに起因する発熱量はさほど大きくない。しかし、上記のような高速化に伴い、発熱も増加してきており、ねじ軸の熱膨張による位置決め精度低下が無視できないレベルとなってきている。

また、工作機械用ボールねじでは、バックラッシュを除去し高精度な位置決めを行なうことを目的とし

て、一般的に予圧を与えて使用するが、この予圧自体が発熱の一要因となっている。

このことからボールねじを用いた送り系において高速化と高精度化を両立する為には、ボールねじ自身を強制冷却することが必須となる。当社ではこれらのニーズに対応するために、1980 年代より中空軸ボールねじ（図 2）を製品化しており、多くの工作機械で採用されている。ただし、比較的細長いねじ軸を中空化する工程では、特殊な加工機が必要であり、製造コストとリードタイムの増加が問題となっている。また、近年では更なる高精度化を達成するために、機械全体の温度管理、特にワークを搭載するテーブル周りの温度管理を重要視する工作機械メーカーも増えている。

これらの背景より、ねじ軸の中空化が不要で、ねじ軸よりもテーブルに近いナットを冷却可能なボールねじの開発に取り組んだので、以下に開発プロセスや性能などを紹介する。

* 日本精工株式会社(公益社団法人 精密工学会の承認を得て、現所属を表記)

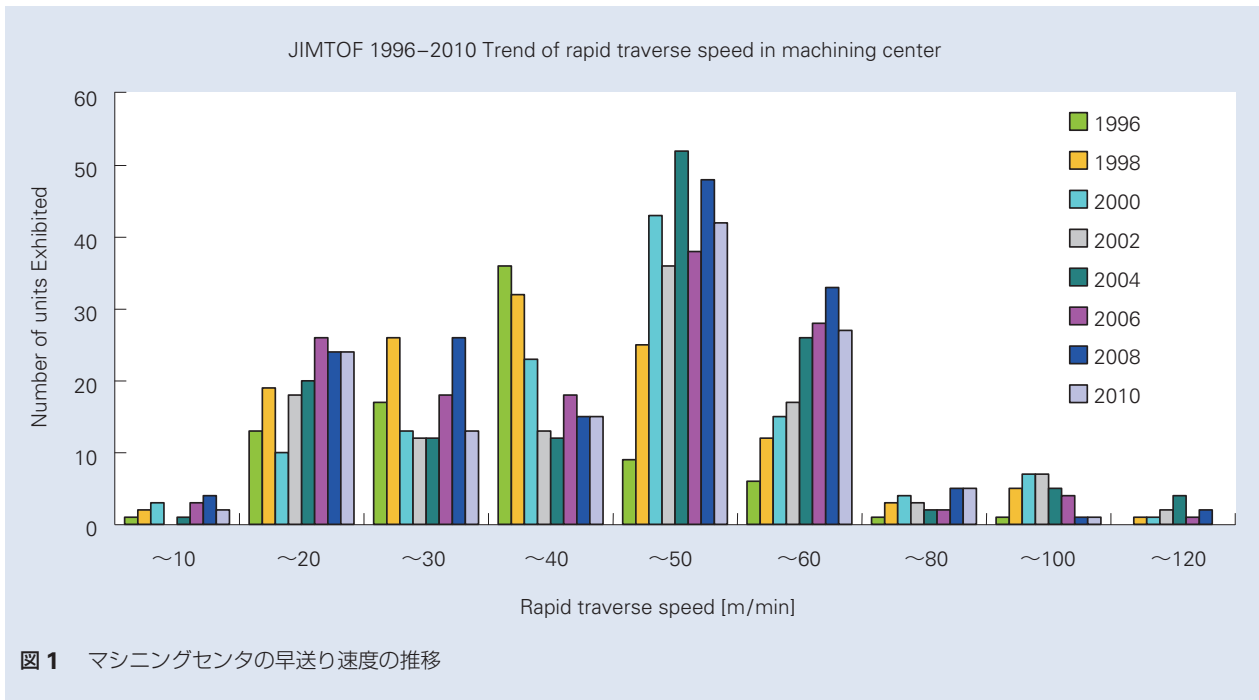


図1 マシニングセンタの早送り速度の推移

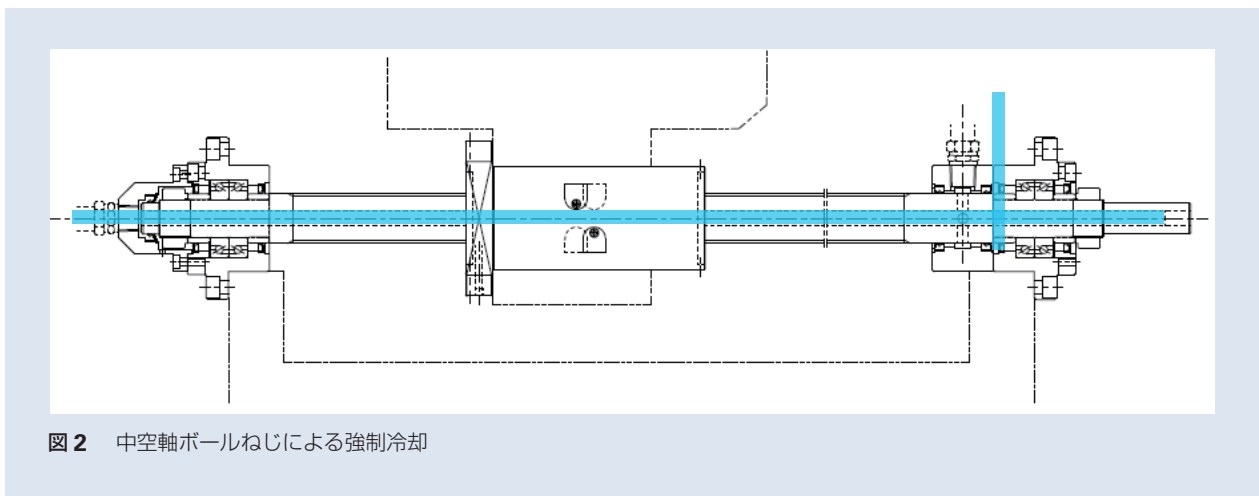


図2 中空軸ボールねじによる強制冷却

2. ナット冷却ボールねじの課題

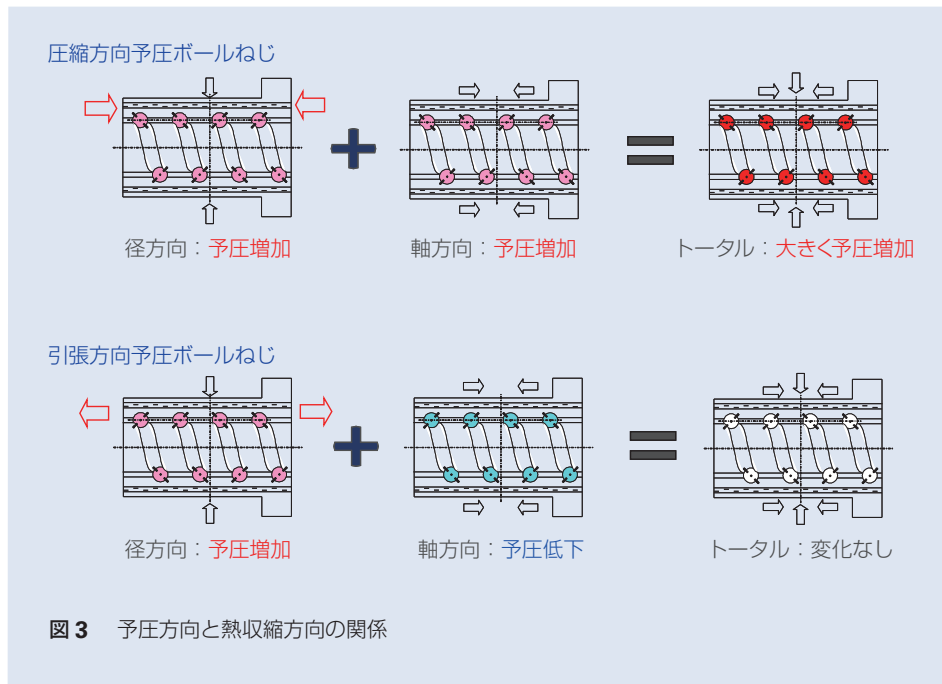
ボールねじのナットは転がり軸受に例えると外輪に相当する。高速主軸用軸受では、熱収縮による予圧増加や焼付きの懸念から外輪冷却は避けられている。ボールねじにおいても定性的には同等の傾向があると考えられる。そこでナット冷却時の予圧変動を検討し、これが増加しないような内部設計を行なった。

また、軸芯冷却では送り精度に直結するねじ軸を直接冷却しているのに対して、ナット冷却ではナットを冷却することで、ねじ軸の発熱を抑制していると考え

られる。そこで軸芯冷却と同等の冷却効果が得られるよう、ナット冷却構造と冷却効果の検討を行なった。

3. 予圧の増加しないナット冷却ボールねじ

前述のとおり、軸受の外輪を冷却すると内輪と外輪の温度差によって熱収縮が生じる。しかしボールねじは軸受と異なり、軸方向にもある程度の長さを持つ(図3)。このためナットを冷却した際に径方向の熱収縮に加え、軸方向への熱収縮が生じることになる。筆



者らはこの点に着目し、ナット冷却ボールねじの予圧形式を軸方向への熱収縮によって予圧が低下する、引張方向予圧とした。これにより径方向への熱収縮による予圧増加の影響を相殺し、ナットを冷却してもほとんど予圧量が変化しないボールねじを実現した。

4. 中空軸ボールねじと同等の冷却能力

ナット冷却ボールねじの基本的な冷却機構は図4の通り、冷却液を軸方向へあけた貫通穴へ通す設計とした。この機構であれば従来の工作機械用ボールねじと径方向の寸法を同一にでき、これらの置換えも可能となる。また、汎用的な加工機で加工可能である。

次にこのモデルでの冷却能力について考える。管内の熱交換における対流熱伝達係数はレイノルズ数の0.8乗に比例するため、管の直径は細いほど流速が上がり冷却効率は向上する。一般にナットはねじ軸よりも短いので軸芯冷却用の貫通穴よりも小さな径の穴をあけることができる。また、冷却液とナットが接する長さは長いほど冷却部が大きくなるので貫通穴は長くても多い方が良い。ナット冷却ボールねじでは貫通穴長は短いですが、円周上に複数冷却穴を設けることでトータルの長さを確保している。これらのパラメータを用いて冷却効果の計算を行い、軸芯冷却と冷却能力が同等となるようなナットの設計を行い試作評価を実施した。

図5に冷却方式別の温度上昇値の実験結果を示す。軸芯冷却時とナット冷却時の温度上昇値は同等レベル

となり、上記計算結果を実験的に確認できている。

ここでナットの駆動パターンと冷却効果について考えてみたい。ボールねじの放熱量は①熱伝達係数、②冷却液が発熱部と接する長さ、③冷却液と発熱部の温度差の積で計算される。ここで軸芯冷却での冷却液が発熱部と接する長さは軸上の発熱している部分、つまりストローク長さとなる。このことから軸芯冷却ではナットのストロークが小さいと冷却効果も小さくなってしまふ。これに対し、ナット冷却では発熱部であるナット内を冷却液が還流しているため、冷却部長さは不変であり、冷却効果がナットの駆動パターンに依存しない。

図6は図5で示した温度上昇試験条件に対してストロークを短くした場合の実験結果である。ここで軸芯冷却の温度上昇値は図5に対して大きくなってい

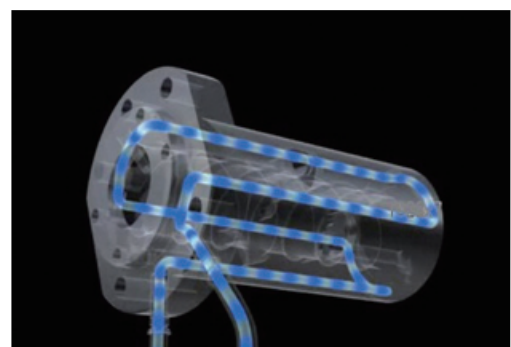
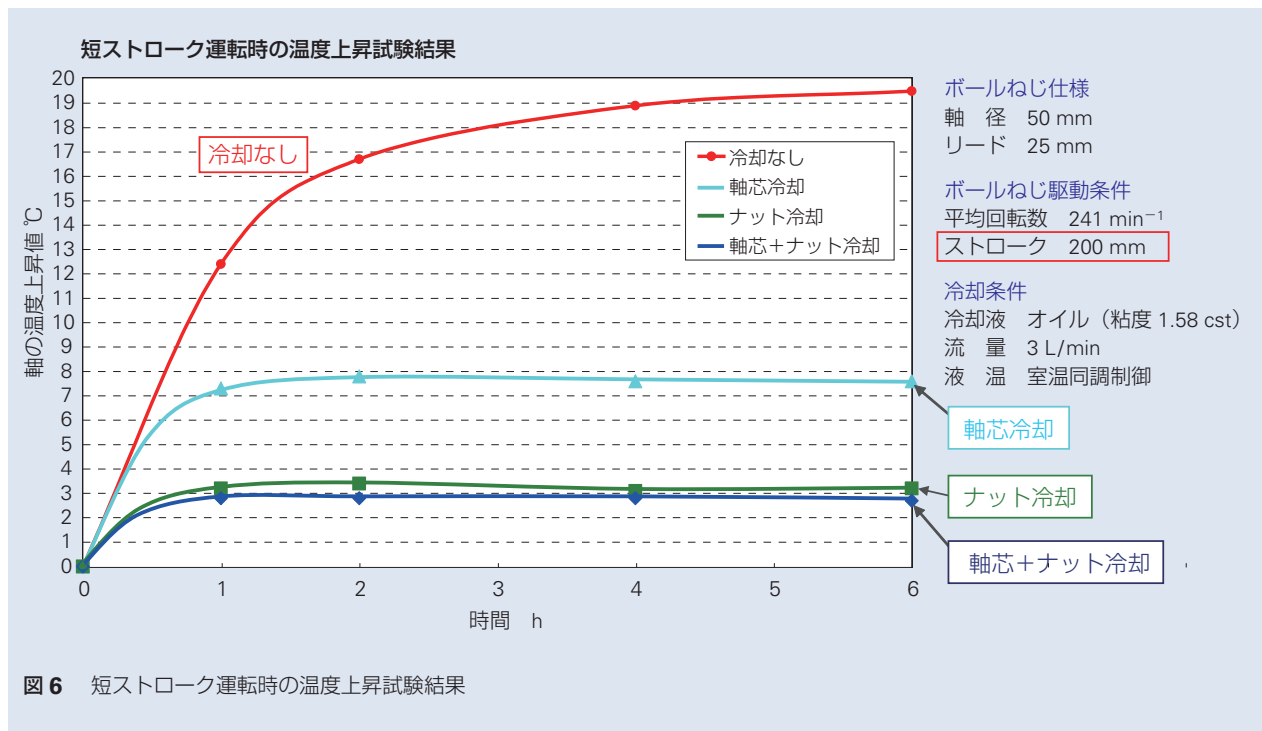
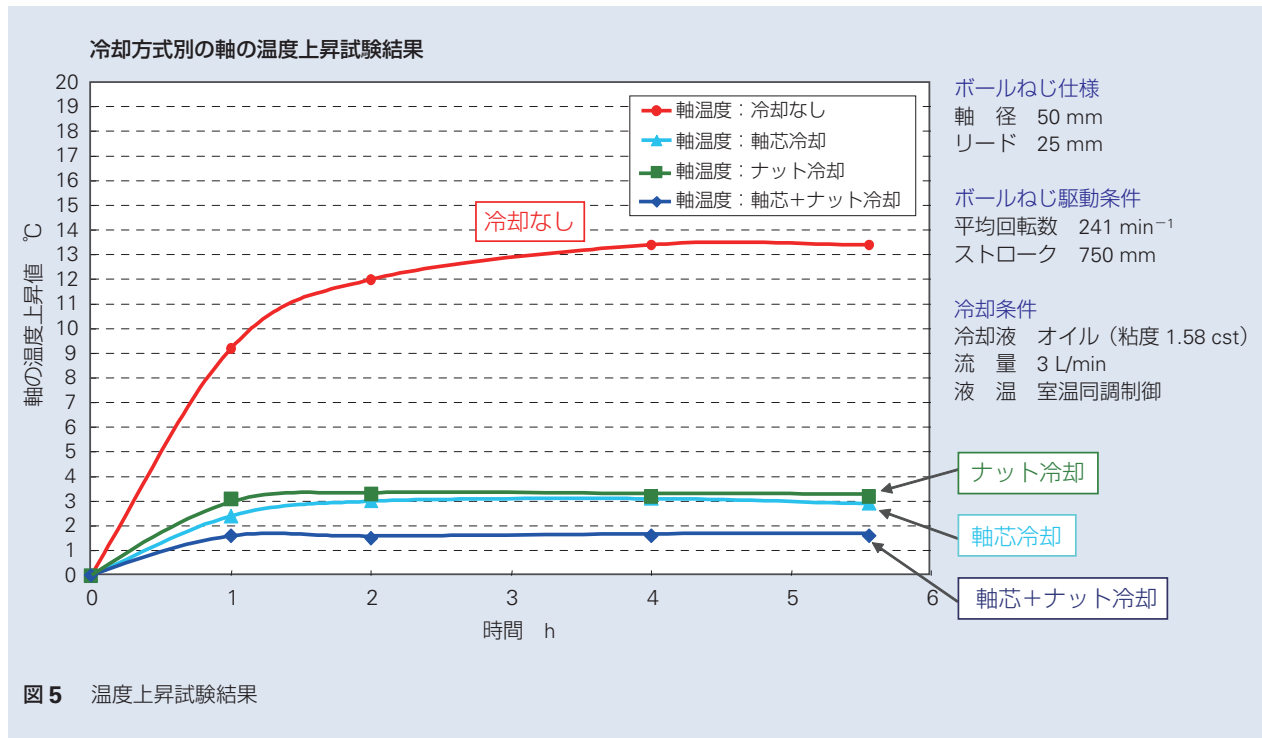


図4 ナット冷却機構



るが、ナット冷却の温度上昇値は変化していないことが分かる。この結果より上記の考え方を実験的に確認している。

5. 温度分布

図7に冷却なし、軸芯冷却、ナット冷却時の試験テーブルの温度分布をサーモグラフィで測定した結果を示す。冷却なしの場合比べて、軸芯冷却とナット冷

温度飽和時のテーブルの温度分布

ナット冷却時のテーブル温度は
軸芯冷却より 3℃ 程度低い

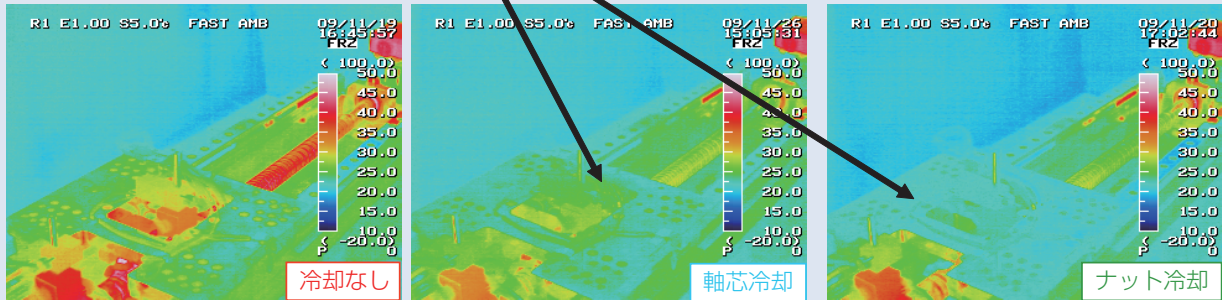
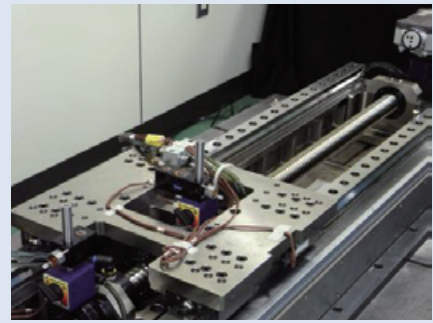


図 7 温度分布測定結果

却ではねじ軸の温度が大幅に低減されていることがわかる。また、テーブルの温度に関しては、軸芯冷却よりもナット冷却のほうが温度低減効果が高いことも確認できる。ただし試験テーブルの熱容量は実際のテーブルに比べて小さいため、実記での効果はこれらよりも小さくなるものと考えられる。

6. まとめ

ナット冷却時の予圧変化ならびに冷却効果を中心に、ナット冷却ボールねじの性能について解説した。軸芯冷却に比べて低コストで、同等以上の冷却効果を有するボールねじであると考えており、採用実績も日々増えている。今後の工作機械の更なる発展に寄与できれば幸いである。

商品

紹介

マシニングセンタ主軸用 超高速・高精度アンギュラ玉軸受

Ultrahigh-Speed Precision NSKROBUST Angular Contact Ball Bearing for Main Spindles of Machining Centers

マシニングセンタの主軸用軸受には、主に高速・高精度・低発熱といった性能が要求される。中でも回転精度に対しては、1回転毎の振れ（回転同期振れ：RRO）はもちろんのこと、1回転毎に繰り返しのない振れ（回転非同期振れ：NRRO）を小さくする要求が強まっている。これらのニーズに対応するために、新開発のTS保持器を採用したマシニングセンタ主軸用のアンギュラ玉軸受を新たに開発した。高速回転時のNRRO値の半減、および温度上昇値の20%低減を実現した新開発の“マシニングセンタ主軸用超高速・高精度アンギュラ玉軸受”（写真1）を以下に紹介する。

1. 構成(構造)および仕様

工作機械用超高速アンギュラ玉軸受は、ロバストシリーズSタイプ、Hタイプ、Xタイプのほか、スピッシュII XEタイプが用途に合わせてラインアップされてきた。

“マシニングセンタ主軸用超高速・高精度アンギュラ

玉軸受”は、これらの中で特に高い高速性能を求められているHタイプ、Xタイプ、XEタイプのうち内径φ30mm～φ100mmの軸受に新しく開発したTS保持器を採用した軸受であり、これを特徴としている。

2. 特長

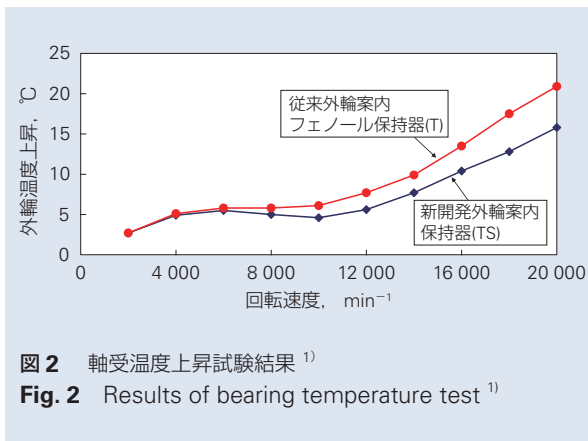
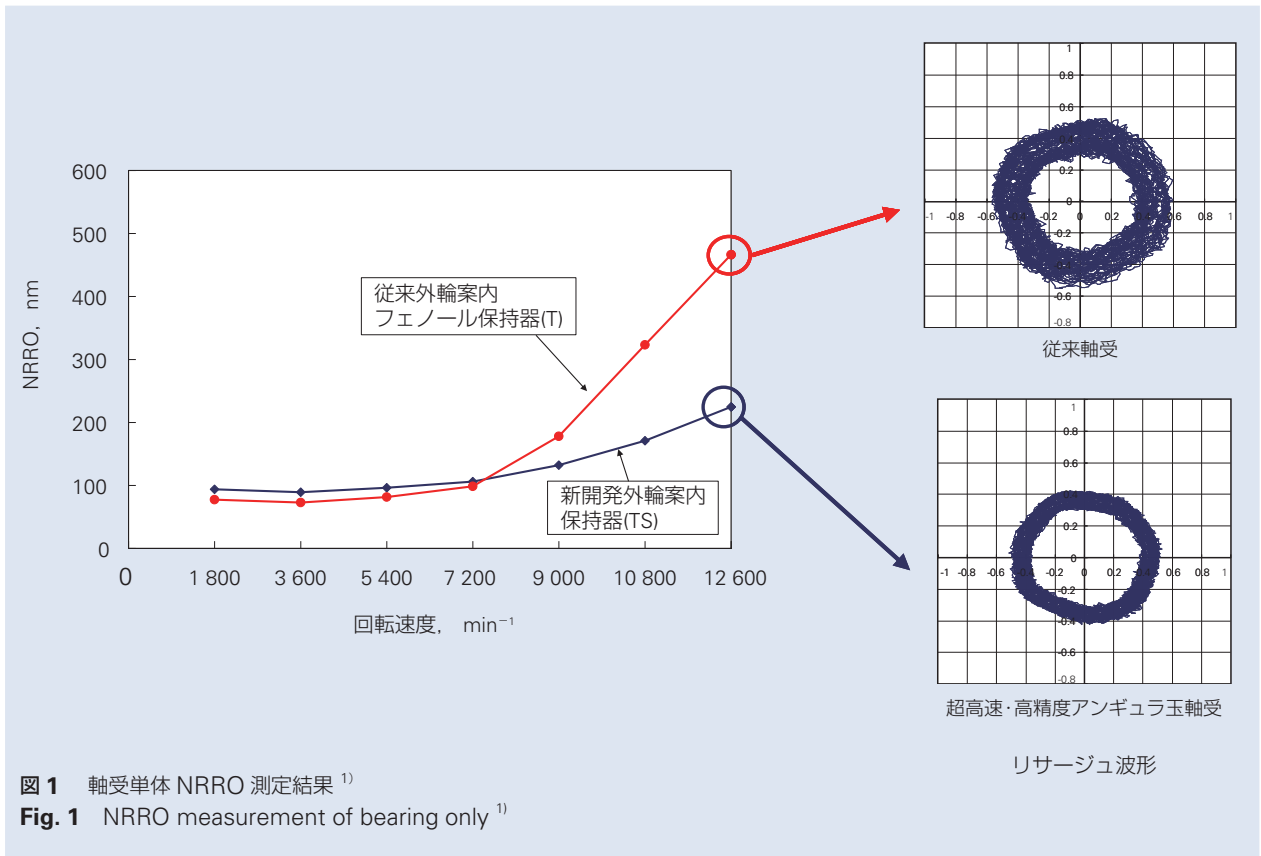
新開発のTS保持器には、高剛性のスーパーエンジニアリングプラスチックを採用した。これにより、高速回転時の変形が小さくなり、寸法安定性も高くなるので、内部のさらなる最適化設計が可能となり、高速回転時の保持器の振れ回りを抑制することができた。

内径寸法70mmの軸受について、従来のフェノール保持器を使用したものとの比較試験を実施した。12 600 min⁻¹の高速回転域におけるNRRO値は、当社従来比1/2を実現している（図1）。また、20 000 min⁻¹における温度上昇は、20%の低減を実現している（図2）。



写真1 マシニングセンタ主軸用 超高速・高精度アンギュラ玉軸受¹⁾

Photo 1 Ultrahigh-speed precision NSKROBUST angular contact ball bearings for main spindles of machining centers¹⁾



3. 用途

マシニングセンタの主軸の中でも、金型加工機用途などのように、回転速度が特に高く、同時に高い回転精度が要求されるアプリケーションに適している。これらのアプリケーションにおいて、この軸受の優れた効果が発揮される。

4. まとめ

“マシニングセンタ主軸用 超高速・高精度アンギュラ玉軸受”は、従来のフェノール保持器を使用した軸受と比較して、高速回転時の NRRO 値の半減、および温度上昇値の 20% 低減を実現した。これらの機能の向上は、主軸の回転速度や加工精度のさらなる向上をもたらすものであり、その結果として、金型加工等における加工ワークの高品位化に寄与するものである。

参考資料

1) NSKカタログ, “工作機械マシニングセンタ主軸用 超高速・高精度アンギュラ玉軸受”, CAT. No. JSP-121029.

商 品

紹 介

農業機械向け HST 用 長寿命 高信頼性保持器付き スラスト玉軸受
Highly Reliable Cage-Equipped, Long-Life, Thrust Ball Bearing for Agricultural Machinery HST

世界的な人口の増加に伴い、食料やバイオ燃料等の需要が増加し、農業機械の需要が拡大している。トラクターやコンバイン等の農業機械では、無段変速機として静油圧式無段変速機構（Hydraulic Static Transmission, 以下 HST, 図 1）が使用されている。近年、農業機械の作業効率を高めるため、エンジンの高出力化が進んでいる。これに伴い、軸受が受ける負荷が増加しており、HST に使用されるスラスト玉軸受は長寿命・高信頼性が要求されている。

農業機械の HST に使用されるスラスト玉軸受として、従来比で 2 倍以上の長寿命を実現した“農業機械向け HST 用長寿命高信頼性保持器付きスラスト玉軸受”（写真 1）を開発したので紹介する。



写真 1 農業機械向け HST 用 長寿命 高信頼性保持器付きスラスト玉軸受¹⁾

Photo 1 Highly reliable cage-equipped long-life thrust ball bearing for agricultural machinery HST¹⁾

1. 特徴

“HST 用長寿命高信頼性保持器付きスラスト玉軸受”は、以下の長寿命化技術を採用したことにより、

従来の 2 倍以上の寿命を可能にした(図 2)。

(1) 材料技術

従来品では、高荷重条件下で、剥離が発生する場合があった。本製品では、高荷重条件下においても内部疲労に強い EP 鋼を内輪と外輪に採用し、さらに、表面疲労に強い特殊熱処理を内輪、外輪、および玉に採用することで、これを改善した。

(2) 高信頼性保持器の採用

保持器には、それぞれの玉の遅れや進みにより、保持器を押し大きな力や繰り返し応力が発生する。特に高荷重条件下において従来の鉄製保持器では、この繰り返し応力に耐え切れず破損することがあった。この対策として、繰り返し応力に強い材料を採用したプラスチック製保持器を用いることで、高荷重条件下における保持器の信頼性を高めた。

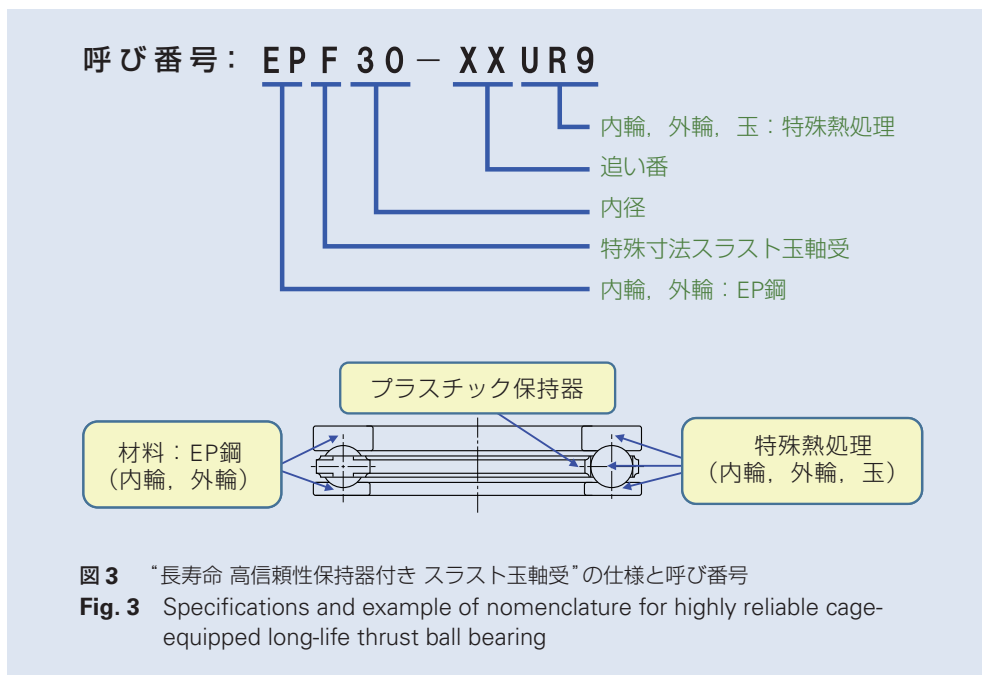
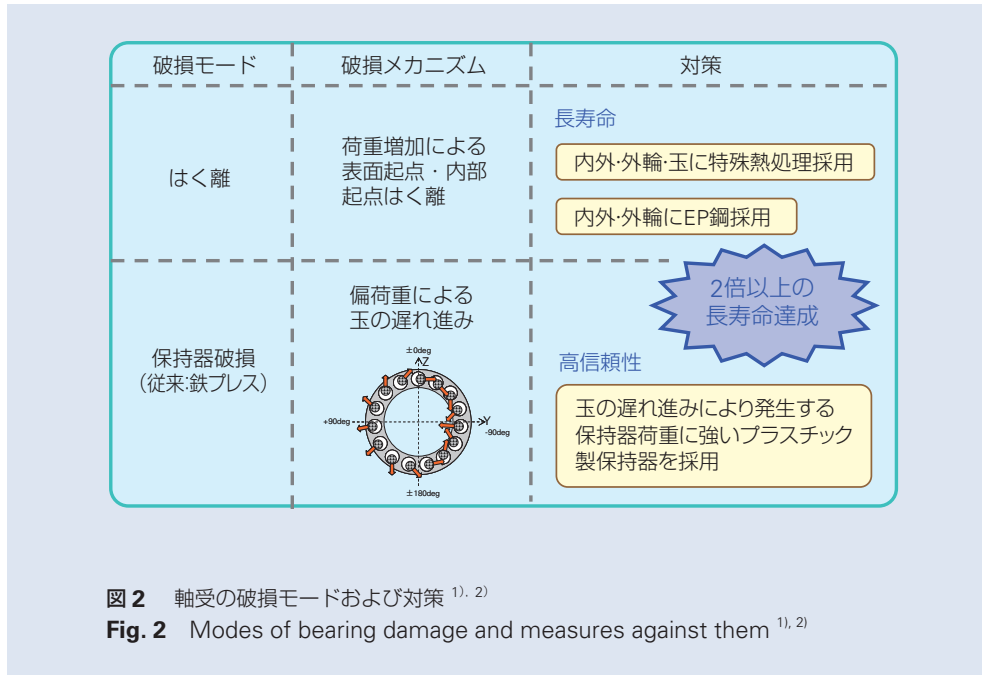
HST (Hydraulic Static Transmission) とは、油圧ポンプと油圧モータを組み合わせた静油圧式無段変速機構として知られている。HST 用のスラスト玉軸受はピストンの荷重を受ける部分に傾いた状態で使用され、下記のような特徴がある。

- 軸受が傾いた状態で使用されるため、アキシャル荷重+分力（ラジアル荷重）を負荷する。
- ピストンの位置により、軸受への荷重も異なることから、軸受は偏心荷重を負荷する。

図 1 HST とスラスト玉軸受²⁾
 Fig. 1 Hydraulic static transmission (HST) with thrust ball bearing²⁾

2. 仕様

“HST 用長寿命高信頼性保持器付きスラスト玉軸受”の仕様を、呼び番号とともに図 3 に示す。



3. まとめ

“農業機械向け HST 用長寿命高信頼性保持器付きスラスト玉軸受”は、既に量産を開始している。今後、さらなる高信頼性・長寿命化要求に応えるべく、製品の展開を進めていく。

参考資料

- 1) NSK カタログ, “農業機械向け HST 用長寿命高信頼性保持器付きスラスト玉軸受”, GTF No. JMA 01-111201.
- 2) NSK レポート No. 676, “農業機械向け HST 用長寿命高信頼性保持器付きスラスト玉軸受”, 機械の研究, 65-7 (2013).

商品
紹介

ターボ冷凍機用円筒ころ軸受

Cylindrical Roller Bearings for Centrifugal Chiller

ターボ冷凍機は主としてオフィスビルや工場建屋等の大規模施設の空調設備に使用される。

近年、地球温暖化対策としてCO₂削減や省エネ化が求められており、多大な電力や燃料を消費する大規模施設の空調では、環境保全の観点からも、エネルギー効率が低いターボ冷凍機の需要が高まっている。

圧縮機軸の自由側に使用される軸受としては、温度上昇に伴う軸の伸びを吸収できる円筒ころ軸受が適している。しかし、 $d_m \cdot n$ 値が120万~130万の高速回転で使用されるターボ冷凍機では、ころと内輪軌道面間の相対的なすべりによる損傷(スキッピング)やつば面およびころ端面損傷の懸念から、これまでは組合せアンギュラ玉軸受が採用されてきた。

今回、NSKではターボ冷凍機の圧縮機軸自由側を支持するのに最適な軸受としてターボ冷凍機用円筒ころ軸受(写真1)を開発したので紹介する。

1. 特長

(1) 耐スキッピング性

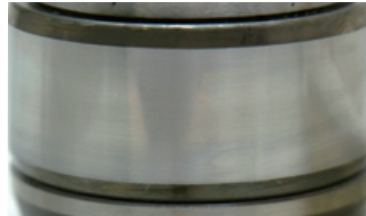
スキッピング試験後の内輪軌道面の例を写真2に示す。

内部設計の最適化により、ターボ冷凍機の実使用条件を大きく超える高PV値となる高すべり速



写真1 ターボ冷凍機用円筒ころ軸受

Photo 1 Newly developed cylindrical roller bearing for centrifugal chiller



試験条件
回転速度: 40 000 min⁻¹
PV値: 125
すべり速度: 28
試験時間: 10 h
(注) PV値、およびすべり速度は、従来の同一アプリケーションの実績値に対する比。

写真2 スキッピング試験後の新開発軸受の内輪軌道面

Photo 2 Inner ring raceway of a newly developed bearing after skidding test

度領域でもスキッピング損傷は発生しなかった(写真2)。

図1に、ラジアル荷重とPV値の関係の解析結果を示す。

(2) 高速回転下での高信頼性

外輪つば設計の最適化及びころ精度向上により、標準円筒ころ軸受許容回転数の4倍以上の高速回転下での、つば面およびころ端面の耐摩耗性や耐焼付き性が向上した。

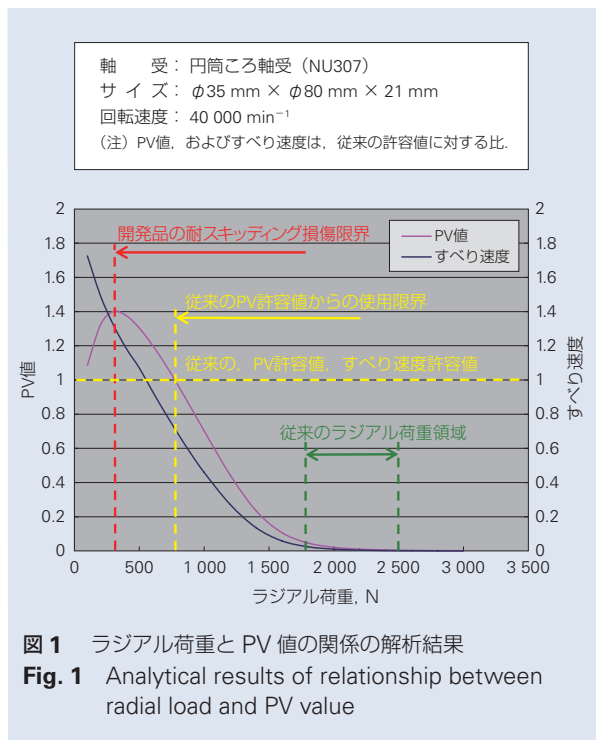
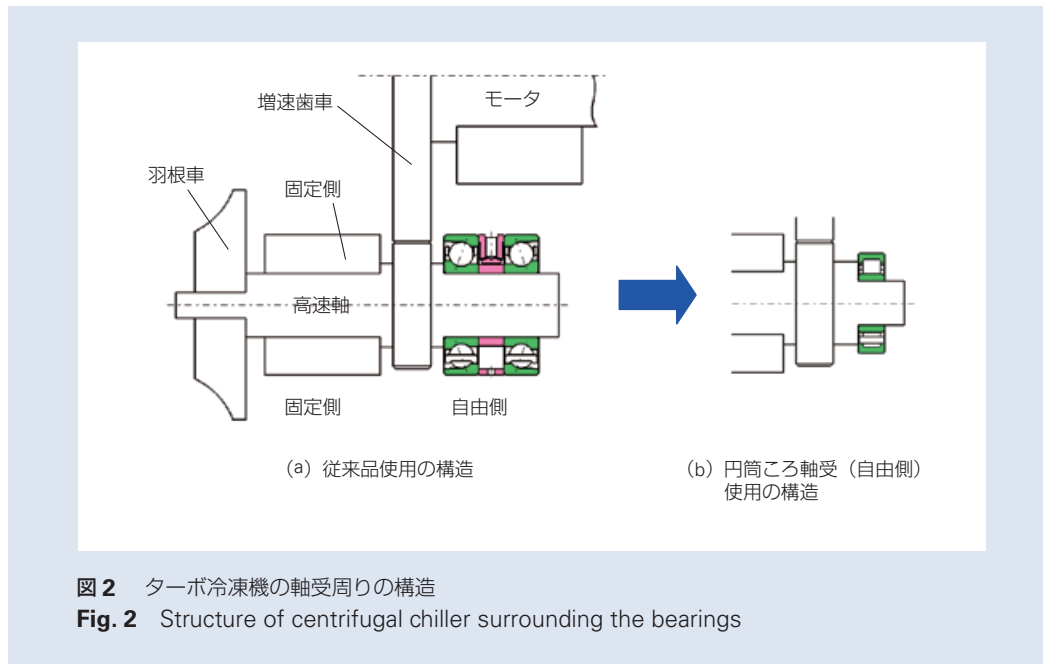


図1 ラジアル荷重とPV値の関係の解析結果

Fig. 1 Analytical results of relationship between radial load and PV value



(3) コンパクト化および低トルク化

軸受の列数が削減される(間座も不要となる)こと、および軸受の負荷容量のアップに伴い軸受のサイズダウンが可能となることで、軸受のコンパクト化が可能となった(図2)。外径寸法で約30%、軸受総幅で約70%コンパクトにすることができる。

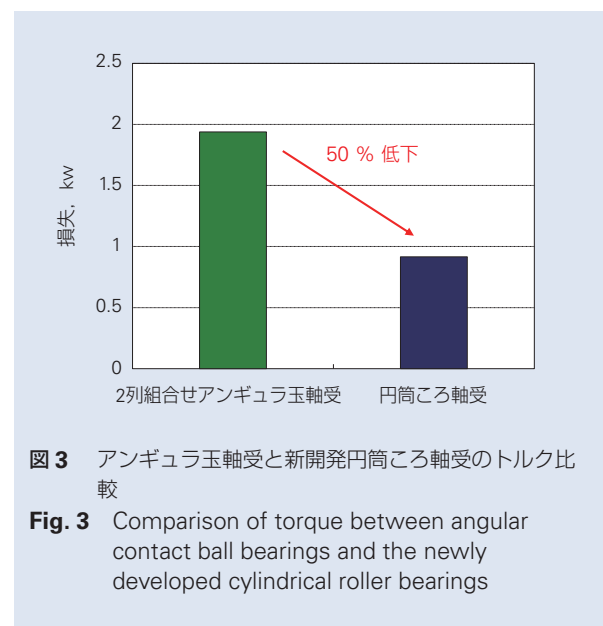
また、軸受の列数削減およびサイズダウンの効果により軸受トルクが低減したことに加えて、保持器外径部に切り欠きを設けたことで潤滑油の排油性が向上し、さらなる低トルク化が実現した。

図3に、内径φ50mmの2列組合せアンギュラ玉軸受から内径φ35mmの新開発の円筒ころ軸受に置き換えた場合の、トルクを計算した結果のグラフを示す。この場合のトルクは、約50%となって大きく低減することが分かる。

3. 用途

本製品は、ターボ冷凍機の圧縮機軸自由側を支持する軸受として使用される。

特に、モータ内蔵型(ギアレス)構造のような軽荷重条件下での使用に適している。



4. まとめ

ターボ冷凍機用円筒ころ軸受は、ターボ冷凍機圧縮機のコンパクト化および低損失化に寄与し、ターボ冷凍機の高効率化に貢献できる。

商品

紹介

洗濯機用長寿命軸受 ベネカルテ™

BNEQARTET Long-Life Ball Bearings for Washing Machines

欧州や中国市場などで一般的な横型ドラムタイプの洗濯機では、洗濯容量を増やすためにドラムの大径化あるいはドラム長アップが図られている。このため、ドラムを支持する軸受に掛かる荷重が増加し寿命低下を招くことになり、軸受の長寿命化という要求がある。

今回 NSK は、この要求に応える洗濯機用長寿命軸受(写真 1)を商品化した。

1. 構成、構造、および仕様

この洗濯機用長寿命軸受は、主要部品である軌道輪に、合金成分の最適化手法および独自の材料清浄度管理技術を組み合わせることにより得られた開発材を採用した。これにより、多様な損傷モードに対して長寿命化を実現した。

2. 特長

(1) 内部起点剥離に対する長寿命化

内部起点剥離の主たる要因は、材料清浄度と組

織変化で、材料中の介在物周りの応力集中からき裂の発生・進展が起こり、最終的に剥離の発生に至る。今回、合金成分の最適化を行い、さらに材料清浄度を管理することにより軸受品質の最適化を行い、長寿命化を実現した(図 1)。

(2) その他の損傷モードに対する長寿命化

市場では、内部起点剥離以外に、軌道表面に発生した圧痕を起点とした応力集中による表面起点剥離、潤滑剤の分解による水素発生による白色組織剥離、及び高温剥離がある。今回の開発材はこうした多様な損傷モードに対し、長寿命化を実現した(図 2～図 4)。

3. 用途

横型ドラムタイプ洗濯機のドラム支持用のほか、一般産業機械などにおいても、高荷重条件下で使用される用途に適している。

製品ラインアップを表 1 に示す。

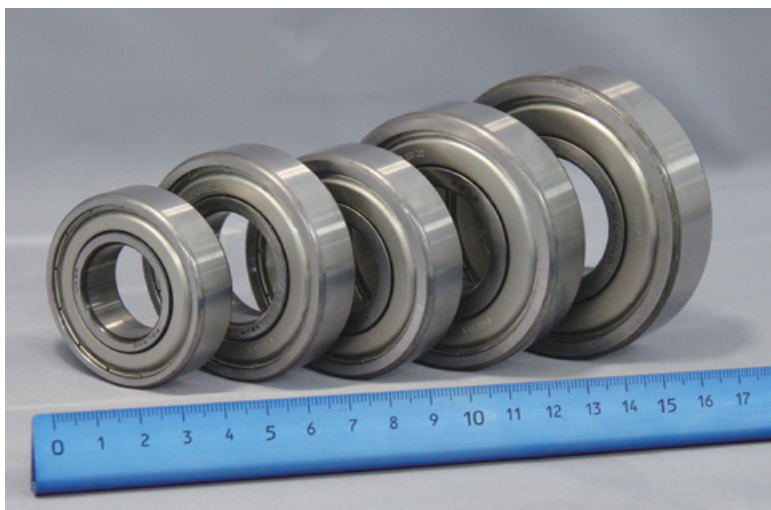


写真 1 洗濯機用長寿命軸受 ベネカルテ™

Photo 1 BNEQARTET long-life ball bearings for washing machines

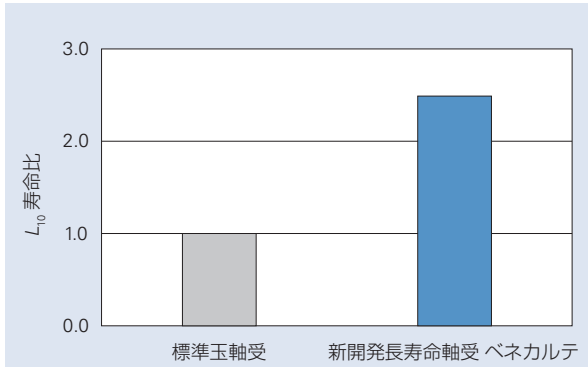


図1 内部起点剥離寿命の試験結果
Fig. 1 Life-test results of subsurface originated flaking

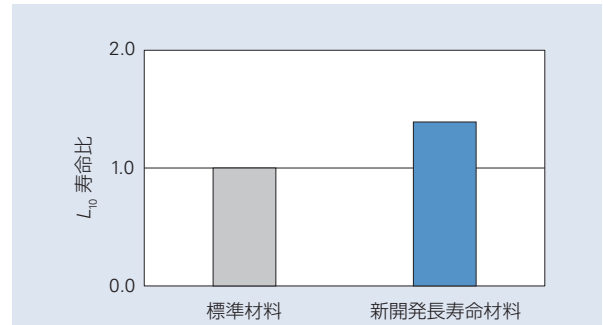


図4 高温剥離寿命の試験結果
Fig. 4 Life-test results of high temperature flaking

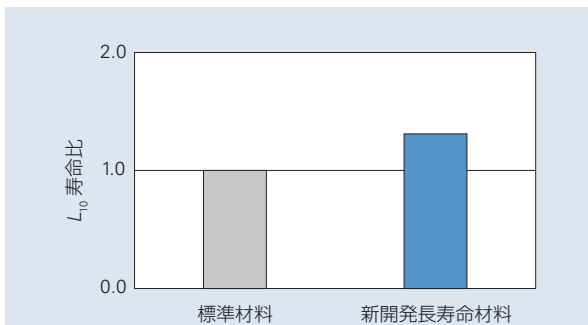


図2 表面起点剥離寿命の試験結果
Fig. 2 Life-test results of surface originated flaking

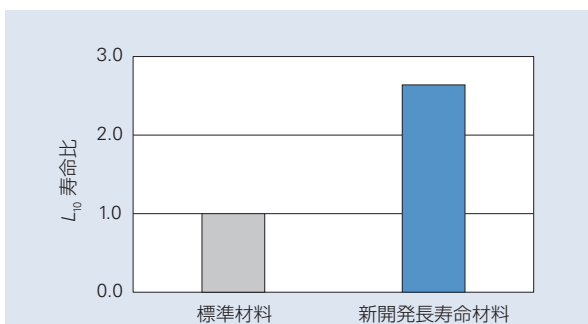


図3 白色剥離寿命の試験結果
Fig. 3 Life-test results of white structure flaking

表1 製品ラインアップ

Table 1 Product lineup

型番	主要寸法 (mm)		
	内径	外径	幅
6205	25	52	15
6206	30	62	16
6305	25	62	17
6306	30	72	19
6307	35	80	21

4. まとめ

洗濯機用長寿命軸受は、高荷重条件化に対応できる長寿命玉軸受として新たに開発したものである。今後も、多様なユーザーの要求に応じていく開発を進めていく。

商品

紹介

スペースTMシリーズ—高温用固体潤滑被膜軸受

SPACEA Series—Solid Lubricant Coated Bearings for High Temperatures

太陽電池、LED、リチウムイオン電池などは、高い品質と歩留まりを得るため、クリーンな環境下で製造されている。特に、高温環境下の成膜・焼成工程では、グリース等の油脂や固体潤滑被膜に含まれる従来のバインダーはアウトガスの発生源となり使用できない。そのため、ハイエンドの機種を除く成膜・焼成装置では、寿命が短い無潤滑軸受を頻りに交換しながら使用しているのが現状であり、軸受の長寿命化が大きな課題となっている。

そこで、NSKは、アウトガスの原因となるバインダーを含まない、高温下で耐久性に優れた独自の固体潤滑被膜を玉に適用した高温用固体潤滑被膜軸受(写真1)を開発した。

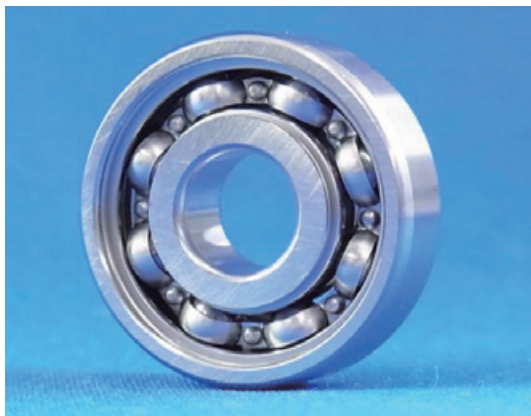


写真1 高温用固体潤滑被膜軸受
Photo 1 Newly developed bearing

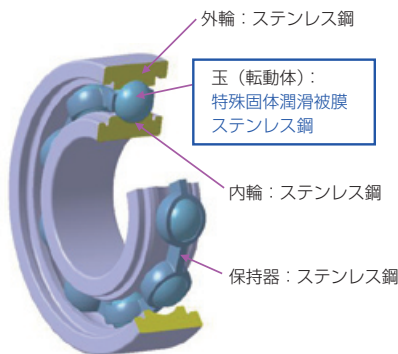


図1 開発品の構造
Fig. 1 Newly developed bearing structure

1. 構成、構造、および仕様

図1に開発品の構造および仕様を示す。

玉は、マルテンサイト系のステンレス鋼製で、新たに開発した特殊な固体潤滑被膜を表面にコーティングしてあり、これが本製品の特徴である。マルテンサイト系ステンレス鋼の内輪および外輪、オーステナイト系ステンレス鋼の保持器およびシールド板から構成される。

開発品は表1に示すように12サイズに展開している。

2. 特長

(1) 耐久性

玉は、軸受用ステンレス鋼などの母材との密着性が向上した新開発の特殊な固体潤滑被膜を適用している。これにより、従来使用されている無潤滑軸受と比較して、大気中で3倍、真空中で8倍の寿命を実現した(図2)。

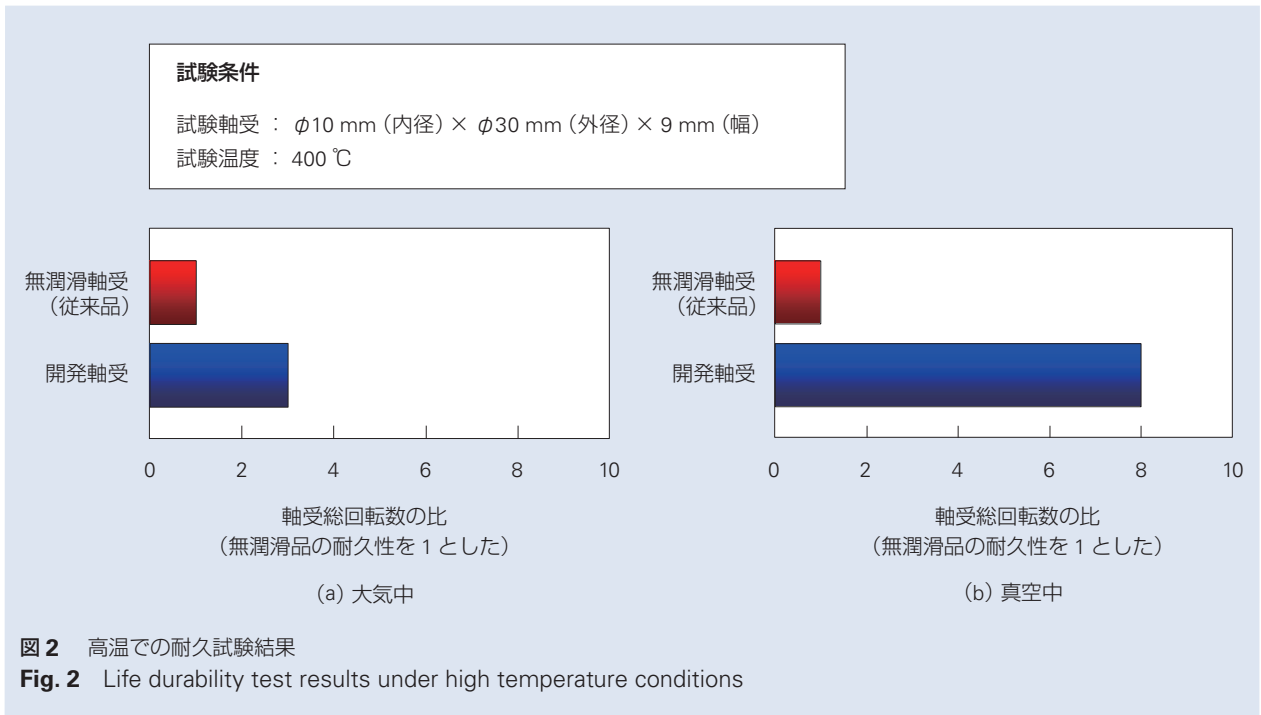
(2) 低アウトガス

アウトガスがある水準を超えると、太陽電池、LED、リチウムイオン電池などの製品の品質に

表1 高温用固体潤滑被膜軸受の主要寸法

Table 1 Boundary dimensions of solid lubricant coated bearings for high temperatures

軸受基本番号	主要寸法 (mm)		
	内径	外径	幅
608	8	22	7
6000	10	26	8
6200		30	9
6001	12	28	8
6201		32	10
6002	15	32	9
6202		35	11
6003	17	35	10
6203		40	12
6004	20	42	12
6204		47	14
6006	30	55	13



影響を及ぼし、歩留まりを低下させる。本開発品は、このアウトガスの原因となるバインダーを含まない固体潤滑被膜を採用したことにより、従来使用されている無潤滑軸受と同等で、アウトガスが非常に少なくなっている(図 3)。

なお、アウトガスは主にバインダーなど有機物質から放出される気体成分であり、バインダーは母材への固体潤滑剤の密着性を高める樹脂などの結合剤である。

3. 用途

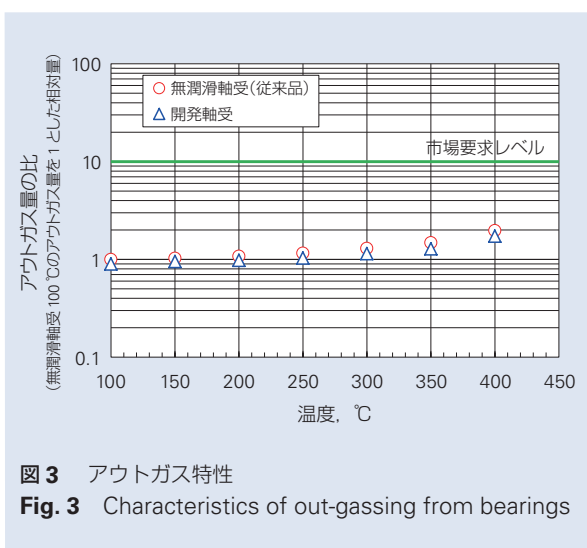
本開発品は、太陽電池、LED、リチウムイオン電池などの成膜・焼成装置など、高温になる用途に適している。

本開発品を使用することにより、高温となる装置の長寿命化を実現し、メンテナンス期間を延長することができる。また、アウトガスが少なくなり、クリーンな製造環境を維持することができる。

4. まとめ

スペーシアシリーズの高温用固体潤滑被膜軸受は、高温でのメンテナンス期間の延長とクリーンな製造環境の維持に貢献することができる。

NSKは今後も、高性能な製品を開発し、幅広い産業分野の高度な要求に対応すべく、スペーシアシリーズの充実を図っていく。



商品

紹介

工作機械向け X1 シール付きボールねじ

Ball Screw with X1 Seals for Machine-Tool Applications

工作機械で使用されるボールねじは通常、カバー等で覆われているが、それでも加工粉やクーラントなどの異物の侵入を完全に防止することは難しい。また、近年ボールねじの潤滑方法として、グリースの自動給脂を採用する工作機械が増加している。しかし、自動給脂に用いられるグリースは流動性が高く、ボールねじから流出しやすいという問題がある。そのため、工作機械向けのボールねじには防塵性と共に、グリース密封性(グリースを保持する能力)が求められるようになってきている。

NSK では、接触式のリップシールとして 2005 年に“高防塵シール”を開発し、このシールは異物環境下用途として数多く採用されてきた。また、2007 年には“グリース密封型 A1 シール”を開発し、射出成形機市場で好評を得てきた。今回、これらのシール技術をさらに発展させ、工作機械に適した、防塵性とグリース密封性を兼ね備えた“X1 シール付きボールねじ”を開発・商品化した。

1. 構造、および仕様

X1 シール付きボールねじは、新開発の X1 シールを装着したボールねじである。X1 シールは、シール先端のリップ部をナットの外側に傾けた防塵シールと、ナットの内側に傾けた密封シールの 2 枚のシールから構成されている(図 1)。

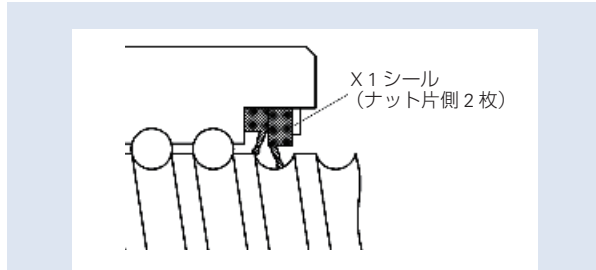


図 1 新開発 X1 シールの構造

Fig. 1 Structure of newly developed X1 seal

以下に製品仕様を示す。

- (1) 適応型式：X1 シールは、次の 2 種類のナット型式(図 2)への適応を基本としている。
 - ・工作機械用 HMS 型(ナット形式 ZFRC)
 - ・工作機械用 HMD 型(ナット形式 EM)
- (2) 精度等級：JIS C3, C5
- (3) 軸径とリード：表 1 のシリーズ構成に示す。

2. 特長

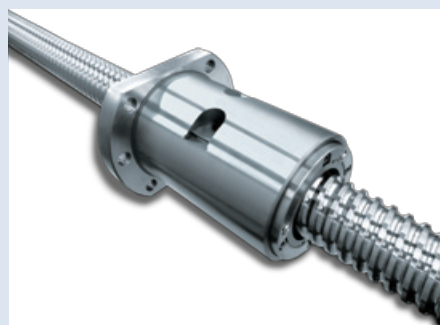
(1) 高い防塵性

X1 シールは、シール設計の改良により、外部からの異物侵入を防止する能力が大きく向上した。

防塵性を確認する比較試験を行い、異物の通過率が標準シールの 1/30 となる結果を得た(図 3)。



(a) HMS 型



(b) HMD 型

図 2 X1 シール付きボールねじ^{1), 2)}

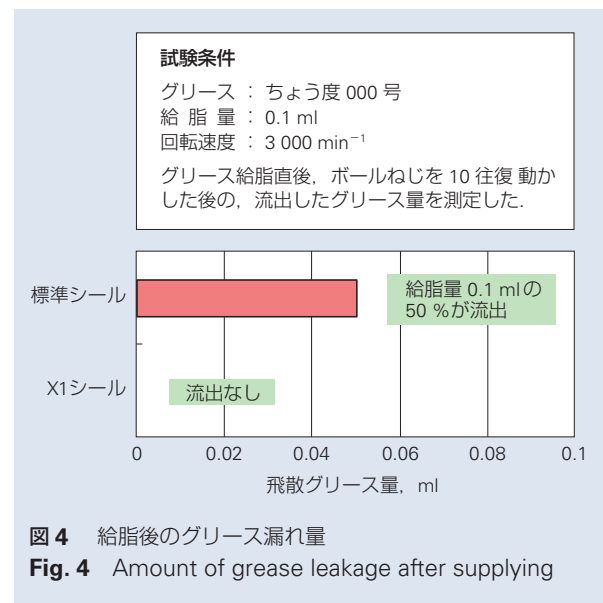
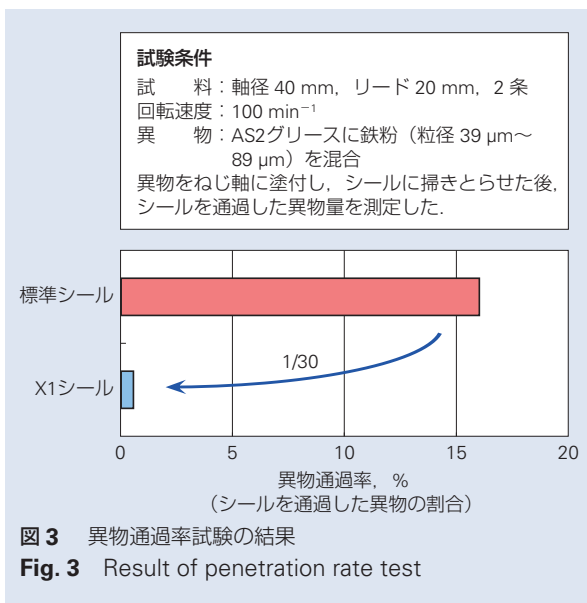
Fig. 2 Ball screws with X1 seals^{1), 2)}

表 1 適応諸元

Table 1 Product lineup

型式	軸径 [mm]	リード [mm]	基本定格荷重 [kN]	
			動定格	静定格
			Ca	Coa
ZFRC4010-10	40	10	52.0	137
ZFRC4012-10		12	61.0	155
ZFRC4508-10	45	8	37.3	118
ZFRC5010-10	50	10	57.7	175
ZFRC5012-10		12	77.6	214

型式	軸径 [mm]	リード [mm]	基本定格荷重 [kN]	
			動定格	静定格
			Ca	Coa
EM4016-4E	40	16	57.1	130
EM4020-6E		20	66.9	165
EM4516-4E	45	16	59.6	145
EM4520-6E		20	69.1	186
EM5016-4E	50	16	61.8	160
EM5020-6E		20	73.2	206



X1 シールは、標準シールに比べて、異物環境下での耐久性の向上が期待できる。

(2) グリース保持性能の向上

X1 シール付きボールねじのグリース保持性能は、特にグリース自動給脂時に効果を発揮する。例えば標準シールの場合、条件によっては自動給脂でグリースを給脂した直後に給脂量の半分のグリースが飛散等で漏れてしまうことがある。しかし、X1 シールでは飛散等による漏れを防ぐことができる(図 4)。

保持されているグリースは、(1) の高い防塵性により汚染も抑制されているため、X1 シール付きボールねじは必要最小限の給脂量で使用することができる。また、グリース飛散の対策としても効果的である。

(3) 低トルクシール

X1 シールは構造上、一つのナットに対して片側 2 枚、計 4 枚のシールが装着されるため、発

熱量の増加が懸念される。しかし、シール形状を最適化すると共に、摩擦の小さいリップ材料を採用することで、低発熱を実現した。

3. 用途

工作機械向けとして、防塵性・グリース密封性を必要とする用途に適している。

4. まとめ

X1 シール付きボールねじは、工作機械用途をメインとしているが、他用途でも採用いただけるよう、順次ラインアップを拡大していく予定である。

参考資料

- 1) NSK カタログ, “精機製品”, CAT. No. 3162.
- 2) NSK カタログ, “X1 シール付きボールねじ”, CAT. No. JSP-121020.

商品

紹介

高速・高負荷用大型ボールねじ“HTF-SRE型”

HTF-SRE Type Ball Screw: High-Speed, High-Load Large Ball Screw

射出成形機など高荷重を受ける駆動部には、従来、油圧シリンダーが多く使用されていた。

しかし近年においては、制御性の向上や、作動油を使用しないことによる環境への配慮、消費電力削減などの省エネ対策の観点から、回転モータとボールねじで駆動する電動式が急速に普及している。その最たる例は電動射出成形機とサーボプレスであり、高負荷駆動用ボールねじ“HTF型”が数多く採用されている。

中・小型射出成形機では、携帯電話や液晶パネルの導光板や自動車用のコネクタ等に代表される薄肉成形の用途が多い。この成形には、溶融した樹脂を金型内の狭い溝部の先端にまで高速で送り込む必要がある。この高速射出用途向けに、NSKでは“HTF-SRC型”を2005年に商品化した。またディスクやペットボトルキャップ等の成形機では、生産量を上げるためのハイサイクル化の要望がある。サイクル時間を短縮するためには、樹脂成形そのものの工程とは関係が無い金型の開閉時間を短縮することが必要である。この高速の型開閉用途向けに、“HTF-SRD型”を2007年に商品化している。

これらの中・小型射出成形機では、その生産台数は多く、採用されている軸径・リードの組合せが限られている。そのため、ボールねじ部品の中では特に複雑な形状となるこれらのボールねじの循環部品は、金型を用いた成形品とすることでコストを抑えて生産することができた。

さらに最近では、従来の中・小型射出成形機のニーズであった高速射出やハイサイクル化は、自動車のインパネまわりの内装部品や収納ケース等の大型樹脂製品を生産する大型射出成形機においても求められるようになってきている。また、ハイサイクル化の要望は、自動車のボディパネルをプレス成形するサーボプレス装置においても同様である。これらの機械に対しては、従来のチューブ循環式“HTF型”の大型ボールねじがこれまで採用されていたが、二つ問題があった。

- (1) 耐荷重性能を向上させる目的でより大きな鋼球を採用しているため、循環部品に与えるボール循環時の衝撃荷重が大きくなり、許容回転数を上げられない。
- (2) 大型機械はその生産台数が少なく、また、要求される軸径・リードの組合せは多岐にわたっている。

今回NSKでは、上記二つの課題を解決するための新しいボール循環方式を採用した、高速・高負荷用大型ボールねじ“HTF-SRE型”(写真1)を開発した。

1. 特長

“HTF-SRE型”は、デフレクタと呼ばれるボールすくいあげ部品を用いた循環方式を採用し、滑らかなボール循環を可能とするため接線方向にボールをすくい上げる設計(図1)と、従来の“HTF型”の高負荷容量設計を組み合わせたものである。今回開発した高速・高負荷用大型ボールねじ“HTF-SRE型”は、次のような特長を有する。

(1) 高速化

リード方向接線すくい上げ設計のデフレクタ循環方式の採用により、従来のチューブ循環方式である“HTF型”ボールねじの1.4倍～2倍の送り速度を実現した。

(2) 多様な軸径・リードの組み合わせに対応可能

今回循環部品として使用するデフレクタは、機械加工で容易に製作することが可能なため、多様な軸径・リードの組み合わせに対応が可能である。

(3) モーメント荷重に対する耐久性の向上

ボール同士の競り合いを防ぐため、ボール間に樹脂製の保持ピースを組み込む構造とした(S1仕様)。これにより、モーメント荷重に対する耐久性が大幅に向上した。

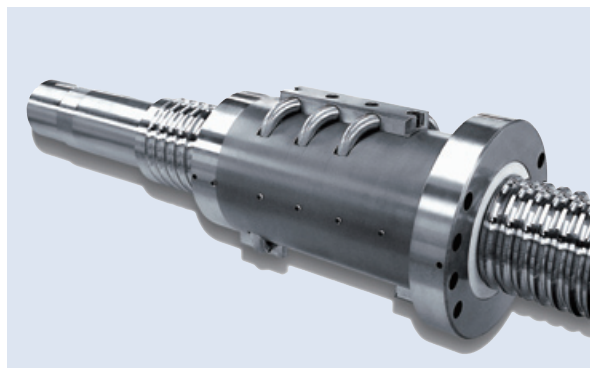


写真1 HTF-SRE型ボールねじ¹⁾

Photo 1 HTF-SRE type ball screw¹⁾

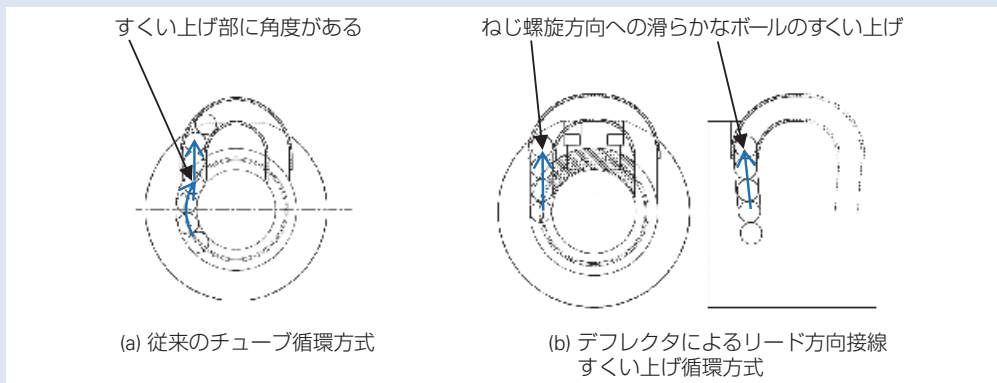


図1 従来のチューブ循環方式とデフレクタ循環方式の比較

Fig. 1 Comparison of a conventional tube recirculation type and deflector tangential direction recirculation type

2. 仕様

- ・ボール循環方式：デフレクタによる接線方向すくい上げ方式
- ・許容 $d \cdot n$ 値：100 000
(d ：軸径(mm), n ：回転速度(min^{-1}))
- ・精度：JIS C5, Ct7
- ・軸径・リードの組合せを表1に示す。
- ・許容 $d \cdot n$ 値による最高回転速度(許容回転速度)の一例を表1に示す。
- ・代表的な軸径・リードの組合せによる最高送り速度を表2に示す。

3. 用途

高速射出や高速の型開閉を必要とする大型射出成形機や、高速サーボプレスなどに適している。

参考資料

- 1) NSK カタログ, “高速・高負荷用大型ボールねじ HTF-SRE シリーズ”, CAT. No. JSP-101024.

表1 軸径・リードの組合せと許容回転速度

Table 1 Combination of shaft diameter and lead, and allowable rotational speed

軸径(mm)	リード(mm)						許容回転速度(min^{-1})
	25	...	30	...	70	...	
140	←————→						714
160	←————→						625
200	←————→						500

注記1 対応範囲(←→)の範囲であれば、どのようなリードでも対応可能。

注記2 リード 50 mm 以上は 2 条ねじにも対応。

表2 代表的な軸径・リードの組合せでの最高送り速度

Table 2 Maximum feed speed for typical combination of shaft diameter and lead

単位 min^{-1}

軸径(mm)	リード(mm)							
	25	30	32	40	50	60	70	80
140	297	357	380	476	595	714	833	—
160	260	312	333	416	520	625	729	833
200	—	250	266	333	416	500	583	666

商品

紹介

NSK リニアガイド™ —高防塵 V1 シール付きローラガイド

NSK Linear Guide—Roller Guide Equipped with V1 Seals

ローラガイドは、転動体によるリニアガイドで、工作機械などのように高い剛性や負荷容量が求められる様々な用途に用いられている。しかし、微細な粉末が発生する生産現場では、ローラガイドの内部に異物が侵入することが原因で、軌道面の異常摩耗や循環不良が発生し、短期間で破損する場合がある。

これを防ぐため、カバーなどでローラガイドを覆い、異物が侵入しないように防塵対策がとられているが、完全に防ぐことはできない。このため、異物による破損を防止する上では、ローラガイド自身の防塵性を向上させることが重要となる。

“高防塵 V1 シール付きローラガイド”は、防塵性向上のために V1 シールを新たに開発し、これによって防塵性能を飛躍的に高めたローラガイドである(写真 1)。

1. 構造および仕様

“高防塵 V1 シール付きローラガイド”は、ローラガイド RA シリーズに、新たに開発した高防塵 V1 シールを取り付けた構造である(図 1)。

高防塵 V1 シールは、従来のシール材料よりも耐摩耗性の高い材料を使用した接触シールであり、ベアリ

ング端部から侵入する異物に対して、その高い防塵性能を長期間にわたって維持することができる。

さらに、高防塵 V1 シールとベアリングとの間に潤滑ユニット NSK K1 を取り付けることによって、シール部および転走面の潤滑性を高めることができる。

図 1 では潤滑ユニット NSK K1 をベアリングの両端に 1 枚ずつ取り付けた場合を示しているが、必要に応じて取り付け枚数を増やすことも可能である。

また、レール取付穴への異物の堆積を防ぐため、レール取付穴キャップまたは、より防塵性の高いレール上面カバーが用意されている。

“高防塵 V1 シール付きローラガイド”は現在、RA35、RA45、RA55 の 3 形式がラインアップされている。

2. 特長

(1) 高防塵性能

高防塵 V1 シールが、ローラガイド内部への異物の侵入を低減し、その結果としてローラガイドの異物環境下における寿命を向上させる。

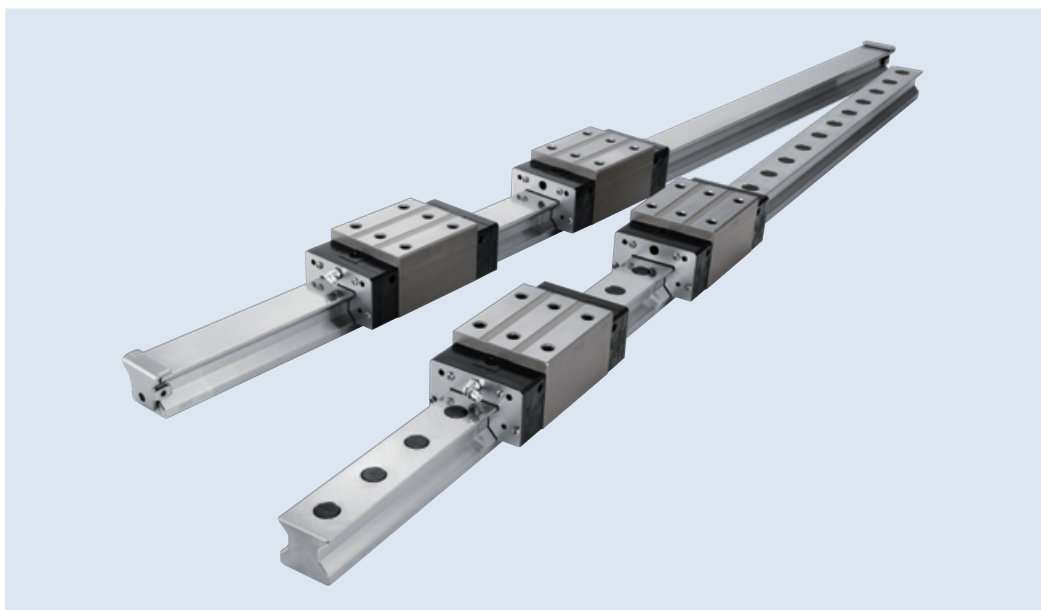
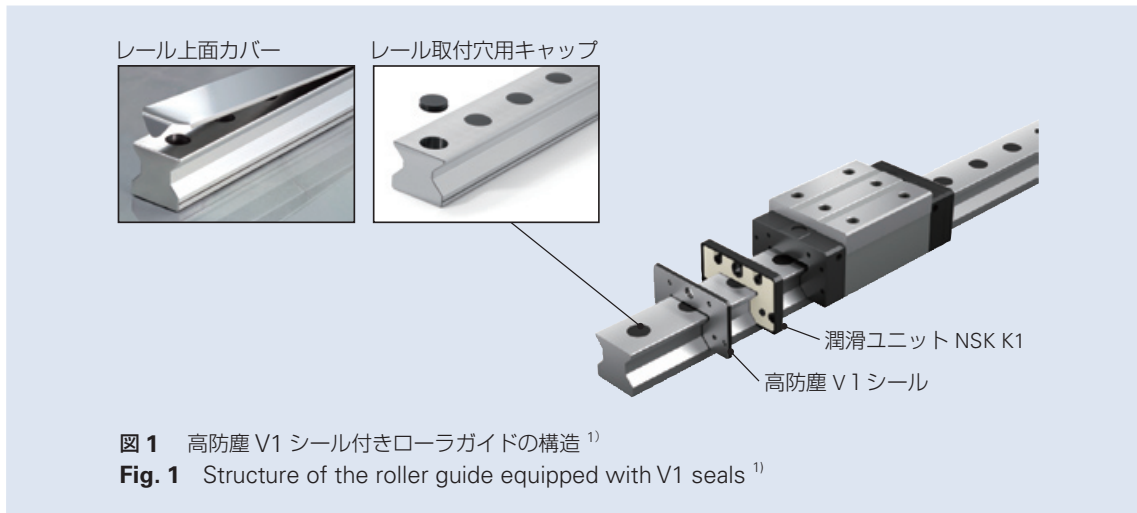


写真 1 NSK リニアガイド™ —高防塵 V1 シール付きローラガイド¹⁾

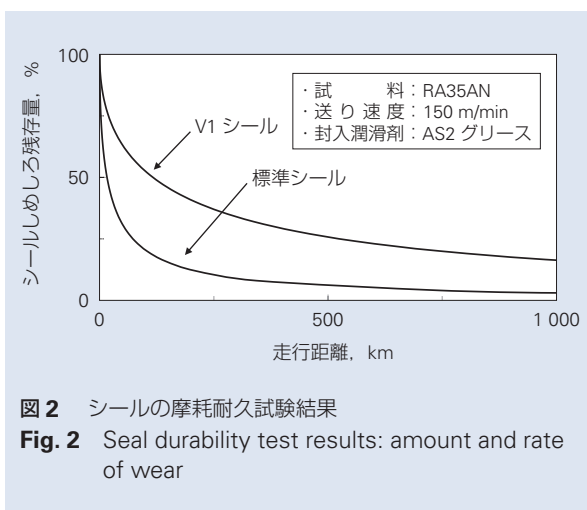
Photo 1 NSK linear guide—roller guide equipped with V1 seals¹⁾



(2) シール耐久性の向上

高防塵 V1 シールは、形状の改良や材料の変更により耐摩耗性がこれまで以上に向上しており、長期間にわたり高い防塵性能を維持することができる。さらに、シール摺動面の潤滑状態が悪くなった場合でも、むしろなどの損傷が発生しにくい特長を有する。

図 2 にシールの摩耗耐久試験結果を示す。高防塵 V1 シールと従来シールを同一条件にて走行させたときのシールの摩耗量を比較したものである。高防塵 V1 シールは従来シールに対し耐摩耗性が向上していることが分かる。



3. 用途

鋳物、グラファイトの切削加工など、微細な粉末が発生する環境下で使用される工作機械に適する。

4. まとめ

“高防塵 V1 シール付きローラガイド”は、工作機械で実績のあるローラガイド RA シリーズをベースとし、異物環境下での耐久性を向上させた製品である。

現在ラインアップしているのは、工作機械で要求の多い RA35, RA45, RA55 の 3 形式である。その他の形式についても、市場からの要望に応えられるよう展開していく予定である。

参考資料

- 1) NSK カタログ, “NSK リニアガイド™ 高防塵 V1 シール付きローラガイド”, CAT. No. JSP-140320.

商 品

紹 介

NSK リニアガイド™ —ローラガイド “RA シリーズ” 精密級
ランダムマッチング品

NSK Linear Guides —Random-Matching, High-Precision-Grade RA Series Roller Guides

NSK リニアガイド製品群の中で、ころを転動体として用いたローラガイド RA シリーズの中予圧品は、世界最高水準の性能（高い負荷容量と高い剛性）を持ち、工作機械用途を中心に数多く使用されている。また、同シリーズの微予圧品は、長寿命化の要求に対して予圧荷重を最適化した製品であり、液晶製造装置や搬送装置などの用途に広く用いられている。

さらに、市場の要求としては、短納期対応と、装置の高精度化に対応出来る製品の提供があげられる。

このうち短納期対応化のための製品として、NSK では、別々のレールとベアリングを任意に組み合わせても使用可能なランダムマッチング品を、ボールガイドにおいて他社に先駆けて製品化している。ローラガイド RA シリーズにおいても、“ローラガイド RA シリーズ ランダムマッチング品”を提供しているが、中予圧品のみで精度も上級(P6 級)に限られていた。

今回、高精度化の要求に応えるため、中予圧品だけではなく微予圧品を加えた上で、精密級 (P5 級) 対応とした“ローラガイド RA シリーズ精密級ランダムマッチング品” (写真 1) を開発した。

1. 特長

(1) 運動精度(走り平行度)の向上

走り平行度とは、ベアリングの運動についての真直性を表す精度項目で、ベアリングが走行する時の、レールの取付基準面に対するベアリング取付基準面の変動で表される。レールの転動面と取付基準面をこれまで以上に高精度に加工することで、走り平行度が微予圧品も含めて精密級(P5 級)相当に管理された“精密級ランダムマッチング”を実現した。これにより、装置の高精度化に対応できるシリーズとなった(図 1)。

(2) 長寿命

ローラガイド微予圧品は、予圧による負荷が軽減されているため、ローラガイド中予圧品に対して約 4 倍、ボールガイドに対しては約 8 倍の長寿命となる。したがって、今回の開発品には微予圧品もラインアップしているので、ランダムマッチング品で長寿命化の要求にも応えることができるようになった。

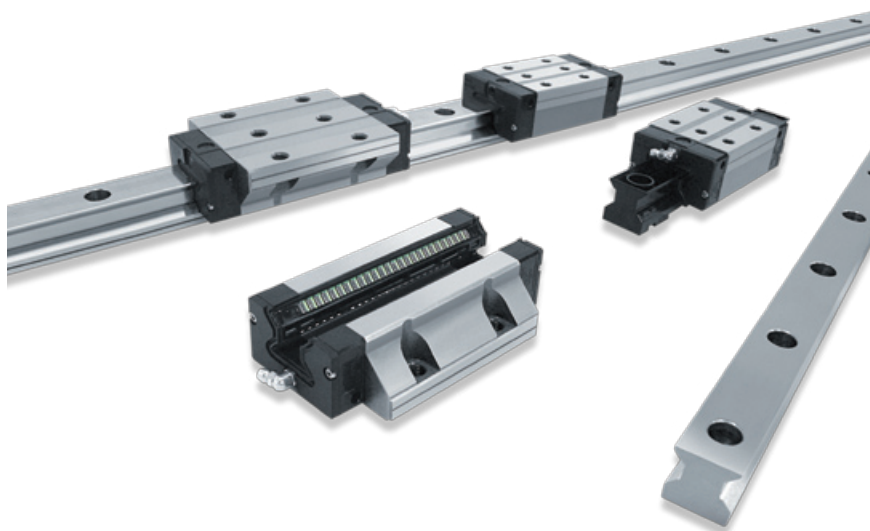


写真 1 ローラガイド “RA シリーズ” 精密級ランダムマッチング品¹⁾

Photo 1 Random-matching, high-precision-grade RA series roller guides¹⁾

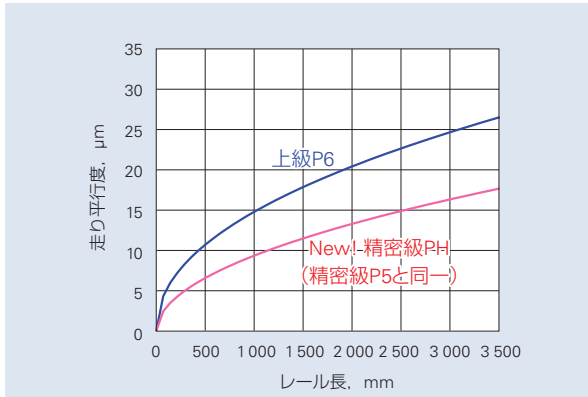


図1 精密級ランダムマッチング品の走り平行度¹⁾
Fig. 1 Running parallelism of random-matching, high-precision-grade RA series¹⁾

表1 精密級ランダムマッチング品のラインアップ¹⁾

Table 1 Lineup of random-matching, high-precision-grade RA series¹⁾

シリーズ サイズ	ベアリング形式						ランダムマッチング 精密級 PH	
	AN	AL	BN	BL	EM	GM	微予圧 ZZ	中予圧 ZH
RA25	○	○	○	○	○	○	○	○
RA30	○	○	○	○	○	○	○	○
RA35	○	○	○	○	○	○	○	○
RA45	○	○	○	○	○	○	○	○
RA55	○	○	○	○	○	○	○	○
RA65	○	-	○	-	○	○	○	○

(3) 短納期対応

“ローラガイド RA シリーズ精密級ランダムマッチング品”は標準在庫品として取り扱われるので、ベアリングの追加・交換時に短納期で対応することができる。これにより、急な設計変更によるベアリング形式の変更に対しても柔軟な対応が可能である。

(4) 長期メンテナンスフリー化

潤滑ユニット“NSK K1”は、潤滑剤を多量に含有した多孔質樹脂から油がしみ出し、ベアリング走行中に転動面に潤滑油を供給するものである。これを装着することで、長期のメンテナンスフリー化を実現できる。

2. 仕様

サイズとベアリング形式の組合せを、表1に示す。サイズはおおよそのレール幅 (mm)を示す。ベアリング形式は外觀形状によって分けられ、詳細を図2に示す。なお、一つのレールに異なる形式のベアリングを組み合わせることも可能である。

3. 用途

中予圧品は、工作機械や自動車製造設備など、高剛性を必要とする用途に適している。微予圧品は、液晶製造設備をはじめとする各種搬送装置などの幅広い用途に適している。

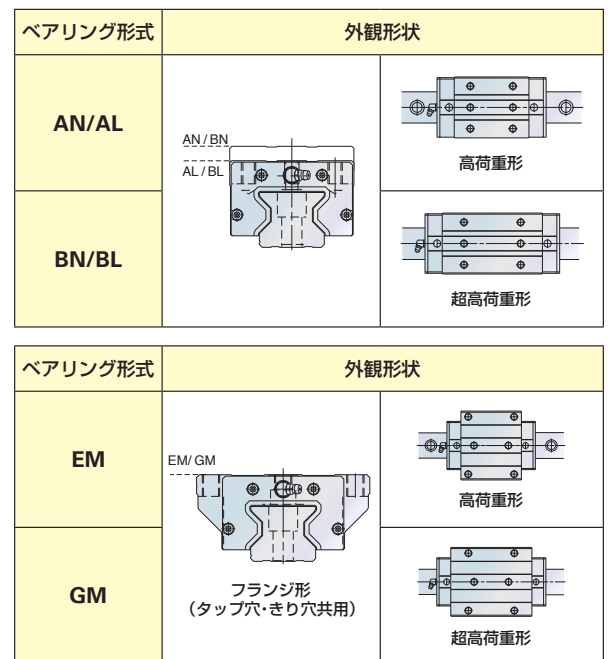


図2 ベアリング形状¹⁾

Fig. 2 Roller slide models¹⁾

参考資料

1) NSK カタログ, “NSK リニアガイド™ ランダムマッチング”, CAT. No. JSP-111206.

転動疲労における組織変化と表面起点剥離に及ぼす水素の影響

宇山 英幸*, 山田 紘樹*, 飛鷹 秀幸*, 三田村 宣晶*



宇山 英幸



山田 紘樹

The Effects of Hydrogen on Microstructural Change and Surface Originated Flaking in Rolling Contact Fatigue

H. Uyama, H. Yamada, H. Hidaka, N. Mitamura



飛鷹 秀幸



三田村 宣晶

The effects of hydrogen on microstructural change and surface originated flaking in rolling contact fatigue were investigated using JIS-SUJ2 bearing steel specimens charged with hydrogen. Under clean lubrication conditions, subsurface originated flaking occurred and the rolling contact fatigue life was reduced and the amounts of the microstructural change called white structure that formed in the specimens increased as the hydrogen content increased. The localized microstructural changes were found in the hydrogen-charged specimens by electron microscope observations. It is supposed that the localization of plasticity was enhanced by hydrogen during the process of rolling contact fatigue. Under contaminated lubrication conditions, which included debris in the lubricating oil, surface originated flaking occurred and the rolling contact fatigue life of the hydrogen-charged specimens became shorter than the uncharged specimens, although white structure was not observed around the flaking. Enhancement of fatigue crack formations due to hydrogen was observed in specimens with artificial dents. It is presumed that hydrogen facilitated the formation of fatigue cracks on the raceway surface.

一般社団法人 日本トライボロジー学会の転載承認を得て、Tribology Online, Volume 6, Number 2, Pages 123–132, Year 2011 より翻訳して転載.

1. まえがき
2. 実験方法
 - 2.1 試験片
 - 2.2 水素チャージ
 - 2.3 鋼中水素量測定
 - 2.4 クリーン潤滑下での転動疲労試験
 - 2.5 異物混入潤滑下での転動疲労試験
 - 2.6 人工圧痕付き試験片での転動疲労試験
3. 結果および考察
 - 3.1 水素量測定結果
 - 3.2 クリーン潤滑下での転動疲労試験結果
 - 3.3 組織変化についての考察
 - 3.4 異物混入潤滑下での転動疲労試験結果
 - 3.5 人工圧痕付き試験片での転動疲労試験結果
4. まとめ

1. まえがき

エネルギー問題や環境問題の観点から、水素はクリーンで持続可能なエネルギー媒体として開発が進められている。その一例として燃料電池システムが挙げられる。水素を使用する燃料電池システムでは、多くの金属部品が、水素が存在する環境に曝される。水素は金属部

品中に侵入し、機械的特性を低下させることが知られている。したがって、エネルギー媒体として水素を有効利用するためには、金属部品の機械的特性に及ぼす水素の影響を知ることが重要である。

水素による機械的特性の低下についての研究には長い歴史があり、数多くの研究がなされてきた。この現象

* 日本精工株式会社、基盤技術研究所
本論文で、2011年度日本トライボロジー学会 トライボロジーオンライン論文賞を受賞。

は水素脆化と呼ばれており、そのメカニズムについて多くのモデルが提案されている¹⁻⁸⁾。それらの中には、水素脆化は脆性破壊ではないと報告しているものもある^{2, 6-8)}。例えば、BirnbbaumとSofronis⁶⁾は、水素が塑性変形の局在化を加速することを示しており、南雲ら⁸⁾は、水素が原子空孔を増加させ、塑性不安定性を引き起こすことを示している。

転動疲労の場合、潤滑剤あるいは潤滑剤中の水が分解して水素が発生し、転動疲労寿命が低下することが報告されている⁹⁻¹⁸⁾。それらの報告の中には、水素が組織変化を引き起こすことを指摘しているものがあり、その組織変化部は、白色組織やwhite etching area (WEA) などと呼ばれている¹⁵⁻¹⁸⁾。また、潤滑剤の種類、転動体と軌道輪間のすべり、および静電気が、水素の発生と鋼中への侵入に影響を与えることが報告されている。

水素ガス雰囲気の影響については、白色組織が形成されて転動疲労寿命が低下するという報告がある^{19, 20)}。

上記のように、これまでの研究で、水素によって軸受寿命が短くなり、白色組織が形成されることは明らかである。この現象は水素脆化に関連しているようではあるが、基本的なメカニズムは明らかになっていない。したがって、本研究の目的は、転動疲労過程における水素の基本的な役割を理解することである。

また、転動疲労寿命は潤滑条件によって変わり、剥離の損傷モードは、主に内部起点剥離と表面起点剥離に分類されることが知られている²¹⁾。内部起点剥離は、潤滑剤中にゴミなどを含まないクリーン潤滑条件において、鋼中の非金属介在物まわりの応力集中によって生じる。一方、表面起点剥離は、潤滑剤中に鉄粉などのゴミを含むような異物混入潤滑条件において、軌道面に形成された圧痕を起点として生じる。このように、潤滑条件によって剥離メカニズムが変化するので、それぞれ異なる潤滑条件下での転動疲労過程に及ぼす水素の影響を調査することが重要であるが、特に異物混入潤滑条件での研究はされていない。したがって、本研究では、異物混入潤滑条件での表面起点剥離に及ぼす水素の影響についても明らかにした。

2. 実験方法

2.1 試験片

転動疲労試験では、直径 65 mm、厚さ 6 mm の円板型の試験片を使用した。鋼種は JIS-SUJ2 (SAE 52100 相当) である。試験片の熱処理は、保持温度 1113 K、油温 333 K で焼入れを行い、その後 443 K で焼戻しを行った。熱処理後の硬さは HV740 であ

る。試験片の表面は、研削後にラップ加工を施した。

2.2 水素チャージ

転動疲労試験の前に、試験片をチオシアン酸アンモニウム水溶液の中に浸漬させ、323 K で 24 h 保持することによって、水素チャージを行った。試験片にチャージする水素量を変えるために、濃度の異なる 3 種類の水溶液を使用した。水素チャージをしてから、転動疲労試験を開始するまでの間は、水素の拡散を避けるためにドライアイス中に保管し、水素チャージ後 2 h 以内に転動疲労試験を開始した。

水素チャージ中の化学反応によって、試験片の表面粗さは悪くなる。未チャージの試験片の粗さは 0.01 μm R_a だったが、水素チャージ後の粗さは 0.05 μm R_a となった。

2.3 鋼中水素量測定

質量分析計を使った昇温脱離分析法 (TDA) を用いることによって、一部の試験片について、水素チャージ後の鋼中水素量を測定した。TDA 装置の真空チャンバの中に、試験片から切り出したサンプルを入れ加熱すると、水素は鋼中から放出され、質量分析計で検出される。水素は室温付近でも鋼中で拡散するので、試験片中の水素は、転動疲労試験の間も時間の経過に伴い、減少していくと予想される。したがって、試験片を 313 K で保持し、経過時間を変えて鋼中の水素量を測定した。この温度は、転動疲労試験中の温度とほぼ同じ温度である。

2.4 クリーン潤滑下での転動疲労試験

クリーン潤滑下での転動疲労試験には、スラスト型軸受試験機を用いた。図 1 に、試験機の模式図

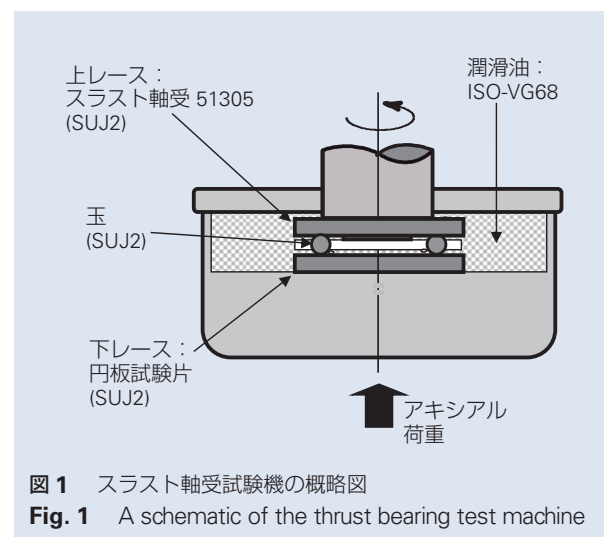


図 1 スラスト軸受試験機の概略図

Fig. 1 A schematic of the thrust bearing test machine

を示す。上レースにはスラスト軸受 51305 のリングを用い、下レースに前述の円板型試験片を用いた。転動体には直径 9.525 mm のボール 6 個を用いた。保持器は黄銅製である。潤滑油には、ゴミを含まない ISO-VG68 を用いた。最大接触面圧は 3.8 GPa、回転速度は $1\,000\text{ min}^{-1}$ で試験を行った。Dowson-Higginson の式から求めた最小油膜厚さと水素チャージ後の表面粗さから求めた油膜パラメータ λ は 3.4 となった。剥離の検知には振動計を用いた。振動値が急激に上昇し、光学顕微鏡で試験片表面に剥離が観察された時点で、転動疲労試験を停止した。

転動疲労試験後、一部の試験片については、光学顕微鏡を用いて剥離部周辺の組織観察を行った。図 2 に示すように、試験片断面を切り出し、断面を研磨とラップした後、ピクラルでエッチングを行った。いくつかの試験片については走査型電子顕微鏡 (SEM) と透過型電子顕微鏡 (TEM) も用いて組織観察を行った。TEM 観察用の薄膜の作製には収束イオンビーム (FIB) を使用した。

2.5 異物混入潤滑下での転動疲労試験

異物混入潤滑下においても上記と同じ試験機を用いた。潤滑油には、大きさ 74 ~ 147 μm 、硬さ HV870 の高炭素鋼の粒子を混入させた。転動疲労試験は、最大接触面圧 3.1 GPa で行った。異物混入潤滑下では、クリーン潤滑下よりも転動疲労寿命が短くなることが予想されるので、この接触面圧は、上記のクリーン潤滑下での接触面圧より低い値にした。その他の試験条件は、クリーン潤滑下での試験と同じである。

2.6 人工圧痕付き試験片での転動疲労試験

軌道面の圧痕周辺からの疲労き裂の発生について詳しく観察するために、スラスト軸受 51305 のリング

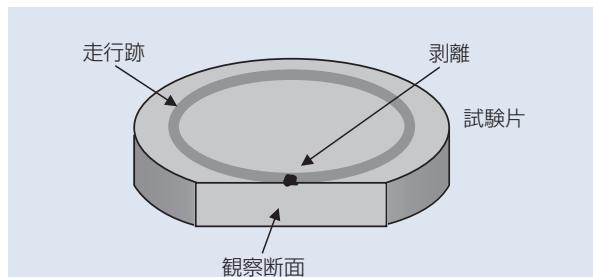
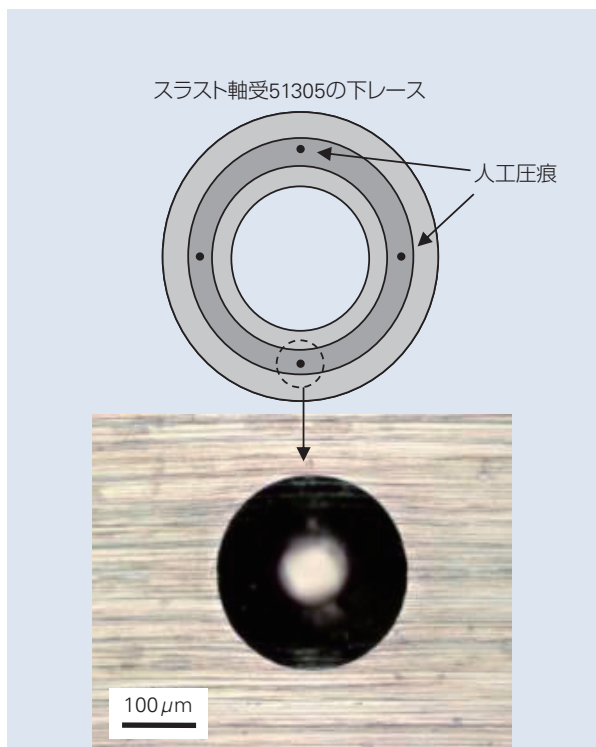
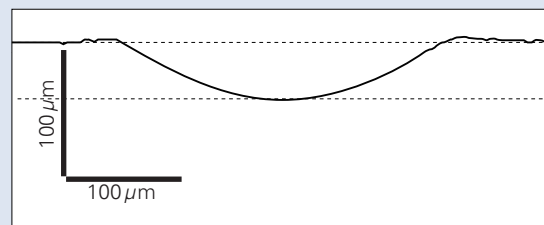


図 2 組織の観察方向
Fig. 2 Observing direction of the microstructure

に人工圧痕を付けたものを試験片として用いた。ロックウェル硬さ試験機の荷重を 588 N にして、各試験片の軌道面に 90° 間隔で 4 個の圧痕を付けた。図 3 に示すように、人工圧痕の直径は約 300 μm 、深さは約 50 μm となった。転動疲労試験では、人工圧痕付きのリングを 1 mass % チオシアン酸アンモニウム水溶液に浸漬して水素チャージを行い、スラスト型軸受試験機の下レースとして用いた。転動体には直径 9.525 mm のボール 3 個を使用した。潤滑油はゴミを含まない ISO-VG32 を用いた。最大接触面圧は 3.1 GPa、回転速度は $1\,000\text{ min}^{-1}$ で試験を行った。



(a) 試験片表面の人工圧痕
(a) An artificial dent on test specimen surface



(b) 人工圧痕の断面図
(b) The profile of an artificial dent

図 3 軌道面に付けた人工圧痕の形状
Fig. 3 The shape of an artificial dent on the raceway

3. 結果および考察

3.1 水素量測定結果

図4に、水素チャージ後の時間の経過に伴う試験片中の水素量の変化を示す。未チャージ材の水素量が0.03 mass-ppmであったのに対し、20 mass %のチオシアン酸アンモニウム水溶液を用いて水素チャージした直後の水素量は約1.2 mass-ppmになっていた。1 mass %と0.3 mass %のチオシアン酸アンモニウム水溶液を用いて水素チャージした直後の水素量は、どちらも約0.5 mass-ppmであった。水素は拡散して鋼から放出されるので、水素チャージ材の水素量は、水素チャージ後の時間の経過に伴い減少した。したがって、本研究では、水素チャージ材の水素量は徐々に減少していく状態で転動疲労試験を実施することになる。

3.2 クリーン潤滑下での転動疲労試験結果

図5に、クリーン潤滑下での転動疲労試験の結果を示す。横軸は応力サイクル数を示しており、 1×10^7 cyclesは試験時間で約56 hに相当する。未チャージ材では剥離は生じず、試験を途中で打ち切った。一方、水素チャージ材では、ほとんどの試験片で剥離が生じた。特に、20 mass %のチオシアン酸アンモニウム水溶液で水素チャージした試験片の転動疲労寿命は著しく短かった。この理由は、図4に示すように、これらの試験片の水素量が他の試験片よりも多かったためである。また、1 mass %と0.3 mass %のチオシアン酸アンモニウムで水素チャージした試験片の転動疲労寿命に明らかな違いは見られなかった。その理由は図4に示すように、水素量がほとんど同じであったためである。これらの結果は、転動疲労寿命は試験片中の水素量に依存していることを示唆している。

図6(a)は、20 mass %のチオシアン酸アンモニウムで水素チャージした試験片の剥離部周辺の組織写真である。大量の白色組織と多数の疲労き裂が観察された。一方、1 mass %と0.3 mass %のチオシアン酸アンモニウムで水素チャージした試験片では、図6(b)と(c)に示すように、白色組織の量が少ないか、あるいは見られないかのどちらかであった。試験片に形成される白色組織の量も水素量に対応していると考えられる。

図7は、図6(b)の一部をSEMで拡大したものであり、幅2~5 μmの白色組織とそれに伴う微小き裂を示している。TEMでの観察を行うため、図8に示すようにFIBを用いて、この部位の薄膜サンプルを切り出した。

図9(a)は、図7で示した部位をTEMで観察した暗視野像である。黒く見えるバンド状の部位は白色組織に対応する部位であり、白く細い線は微小き裂を表している。図9(b)は、より高倍率で撮影した白色組織部であり、組織が超微細粒になっているように見える。図9(c)は白色組織部の回折像であり、回折像が円状であることから、組織が超微細粒になっていることを示唆している。また重要な点として、図9(a)の白色組織部に隣接する部位は、ラス構造をもつマルテ

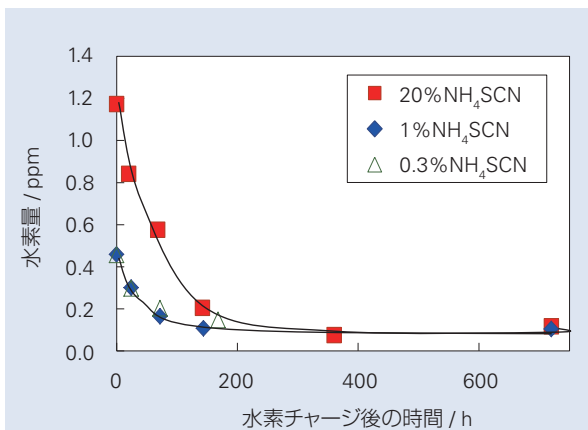


図4 水素チャージ後の時間経過に伴う水素量の変化
Fig. 4 The variation in hydrogen contents with time after hydrogen charge

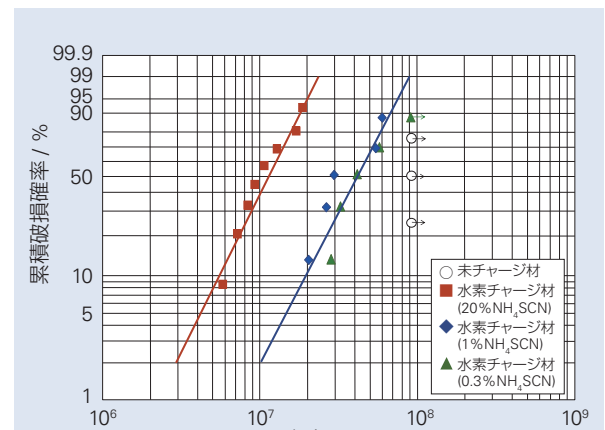


図5 クリーン潤滑下での転動疲労寿命試験結果
Fig. 5 The results of rolling contact fatigue tests under the clean lubrication conditions

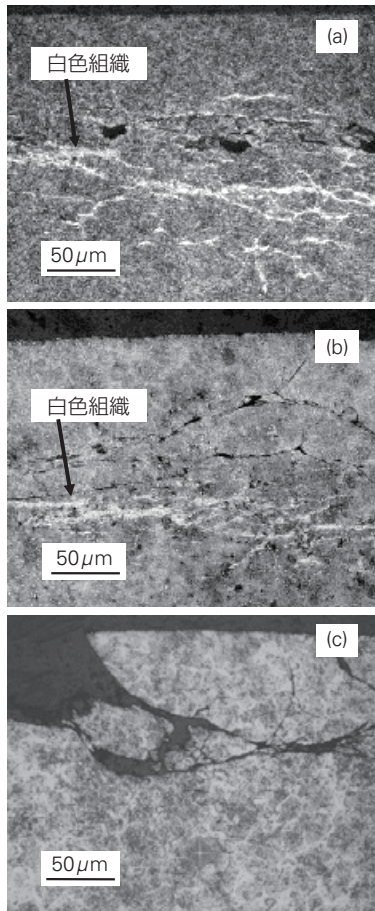


図 6 水素チャージ材の剥離部周辺の組織
 (a) 20 mass % NH_4SCN , 1.1×10^7 cycles
 (b) 1 mass % NH_4SCN , 2.8×10^7 cycles
 (c) 0.3 mass % NH_4SCN , 3.4×10^7 cycles

Fig. 6 The microstructure adjacent to the flaking in the hydrogen-charged specimens
 (a) 20 mass % NH_4SCN , 1.1×10^7 cycles
 (b) 1 mass % NH_4SCN , 2.8×10^7 cycles
 (c) 0.3 mass % NH_4SCN , 3.4×10^7 cycles

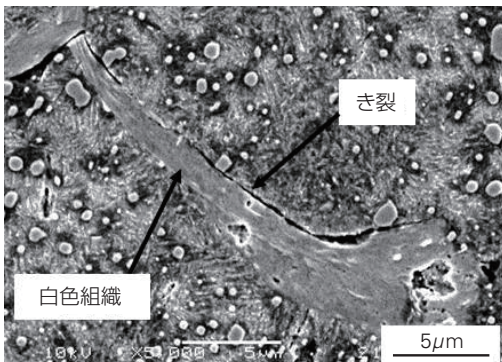


図 7 白色組織の SEM 写真：図 6 (b) の拡大

Fig. 7 SEM image of the white structure: magnification of Fig. 6 (b)

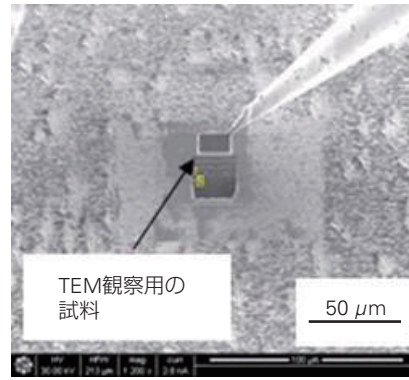


図 8 FIB を用いた TEM 観察用の試料の切り出し
 Fig. 8 A sample for TEM observation cut out by FIB method

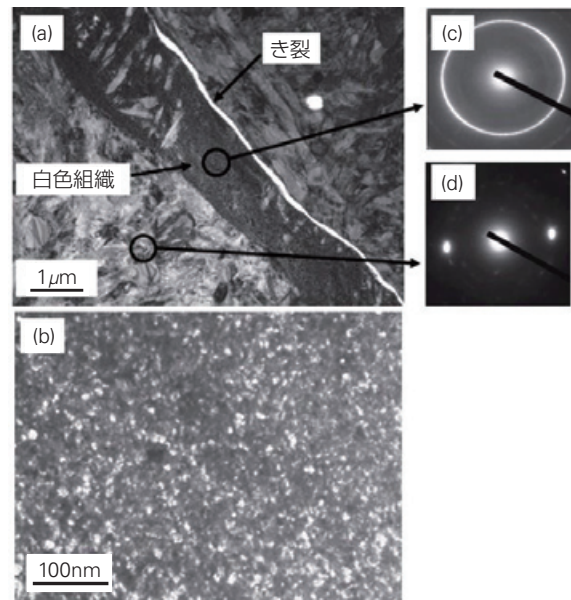


図 9 図 7 の白色組織周辺の TEM 像
 (a) 図 7 を拡大した暗視野像
 (b) 図 9 (a) の白色組織を拡大した暗視野像
 (c) 図 9 (a) の白色組織部の回折像
 (d) 図 9 (a) の白色組織部に隣接する部位の回折像
 Fig. 9 TEM images of the area including the white structure in Fig. 7
 (a) Dark field image of Fig. 7 magnified
 (b) Dark field image of the white structure in Fig. 9 (a) magnified
 (c) Diffraction pattern of the area of the white structure in Fig. 9 (a)
 (d) Diffraction pattern of the area adjacent to the white structure in Fig. 9 (a)

ンサイトになっており、これは、未試験の試験片の組織とほとんど同じ組織である。図 9 (d) に、白色組織に隣接する部位の回折像を示す。回折像はスポット状になっているので、この部位の組織はラス構造をもつマルテンサイトになっていることを示している。このことから、水素による組織変化は、幅数 μm の局所的な領域で起きたことになる。

図 10 は、図 6 (c) を SEM で拡大した写真である。光学顕微鏡での観察では白色組織は見られなかったが、SEM では、組織変化のような複数の小さい線状の組織が観察された。TEM で観察するため、この部位も FIB を用いて薄片サンプルを切り出した。

図 11 (a) は、図 10 に示した組織変化部のような小さな線状組織の TEM の暗視野像である。幅 100 nm 程度の白い帯状の組織が見られ、この部位が小さな線状組織部に対応している。図 11 (b) と (c) に示すように、拡大した写真と回折像から、小さな線状組織が超微細粒からなることがわかった。これは図 9 で示した白色組織部と同じ組織である。したがって、組織変化のように見えた小さな線状組織は、白色組織の形成の初期段階であることを示唆している。また、図 11 (d) に示すように、この試験片においても、超微細粒に隣接する組織はマルテンサイト組織であった。したがって、光学顕微鏡で白色組織が観察されないような場合でも、水素によって、幅 100 nm 程度の非常に局在化された組織変化が、すでに生じている可能性があることがわかった。

3.3 組織変化についての考察

水素の影響が無い場合でも、高温や高面圧の条件下では、転動疲労過程で組織変化が生じる場合があることが報告されている²²⁻²⁴⁾。したがって、この場合の疲労過程と、水素が関与する疲労過程を比較する必要

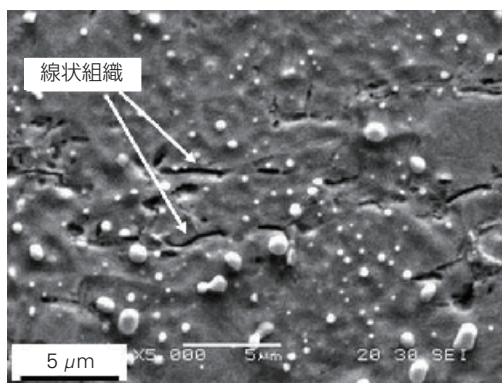


図 10 図 6 (c) を拡大した SEM 写真
Fig. 10 SEM image of Fig. 6 (c) magnified

がある。

図 12 は、高温 (試験温度: 403 K) かつ高面圧 (最大接触面圧: 5.6 GPa) の条件での転動疲労試験後の組織を示している。まず、図 12 (a) に示すように、せん断応力が高い領域において、黒色にエッチングされる領域が広い範囲で観察された。この組織変化は DEC (Dark etched constituent) と呼ばれるものである。応力サイクル数がより多くなると、図 12 (b) に示すように、規則正しく平行に並んだ白い帯状の組織が、DEC の内部に形成された。この現象は WEC (White etched constituent) として知られている。

Mitamura ら²⁴⁾ は、TEM 観察を用いて高温かつ高面圧条件での組織変化のメカニズムについて報告している。彼らは、DEC 部は、マルテンサイトラスが繰り返しの塑性変形によって転位セル組織に変化したものであり、より多くの繰り返し塑性変形が加わると WEC ができ、超微細粒組織になっていることを示している。すなわち、水素が無い場合の転動疲労の過

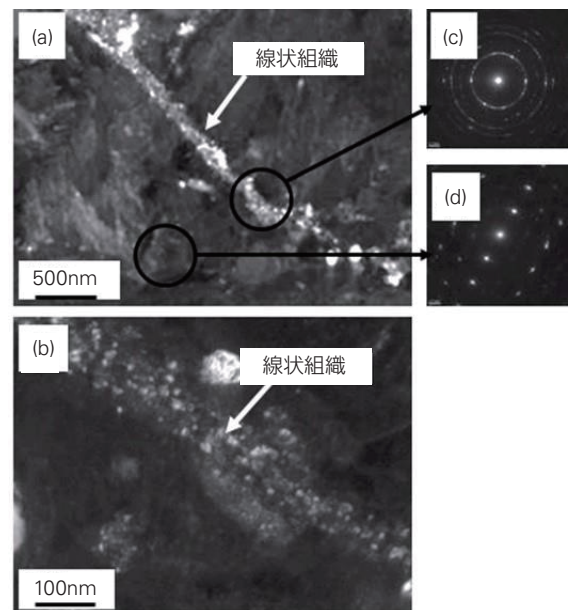


図 11 図 10 の線状組織周辺の TEM 像
(a) 図 10 を拡大した暗視野像
(b) 図 11 (a) の線状組織を拡大した暗視野像
(c) 図 11 (a) の線状組織部の回折像
(d) 図 11 (a) の線状組織部に隣接する部位の回折像

Fig. 11 TEM images of the area including the lined microstructure in Fig. 10
(a) Dark field image of Fig. 10 magnified
(b) Dark field image of the lined microstructure in Fig. 11 (a) magnified
(c) Diffraction pattern of the area of the lined microstructure in Fig. 11 (a)
(d) Diffraction pattern of the area adjacent to the lined microstructure in Fig. 11 (a)

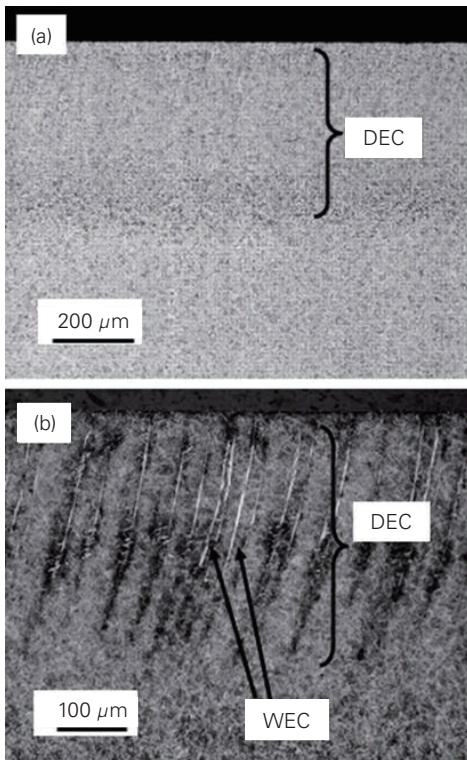


図 12 高温(403 K)、高圧(5.6 GPa)環境下での転動疲労試験後の組織変化
 (a) 4.3×10^6 cycles
 (b) 2.3×10^7 cycles

Fig. 12 The microstructural changes after testing under a high temperature (403 K) and a high contact pressure condition (5.6 GPa)
 (a) 4.3×10^6 cycles
 (b) 2.3×10^7 cycles

程では、マルテンサイト組織が転位セル組織となり、DECが現れ、これは広い領域で徐々に進行していく。やがて、転位セル組織の一部が超微細粒組織に変化し、WECが観察される。つまり、転位セル組織は超微細粒組織の周辺に広く形成していることになる。

一方、図9および図11に示すように、本研究の水素チャージ材では、超微細粒組織に隣接する部位は、転位セル組織は認められなかった。したがって、水素が転動疲労過程に影響を与える場合には、組織変化が局所的な領域で進行して、そこに超微細粒組織が形成されたということになる。組織変化は繰り返しの塑性変形によって生じるものであるため、この現象は、転動疲労の過程で水素が塑性変形を局在化するため生じたと推測される。

遅れ破壊⁶⁻⁸⁾や引張圧縮疲労^{25, 26)}の研究では、水素が塑性変形を局在化することが報告されている。したがって、転動疲労過程における水素の基本的な役割は、遅れ破壊や引張圧縮疲労の場合と同じであると推

測される。塑性変形の局在化は、組織変化だけでなくき裂の発生や進展も加速すると推測され、その結果として転動疲労寿命が低下すると考えられる。

3.4 異物混入潤滑下での転動疲労試験結果

図13に、異物混入潤滑下における水素チャージ材と未チャージ材の転動疲労試験結果を示す。水素チャージ材の寿命は未チャージ材よりも明らかに短くなっている。

図14に示すように、全ての試験片において、軌道面の圧痕周辺が剥離の起点になっていた。圧痕縁での応力集中によって疲労き裂が発生したと推測される。

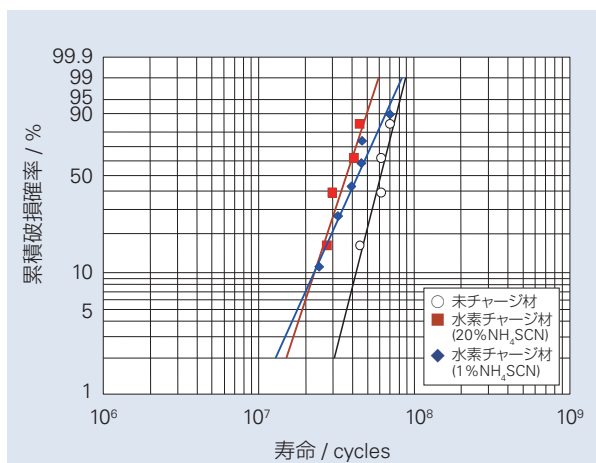


図 13 異物混入潤滑下での転動疲労寿命試験結果

Fig. 13 The results of the rolling contact fatigue tests under the contaminated lubrication conditions

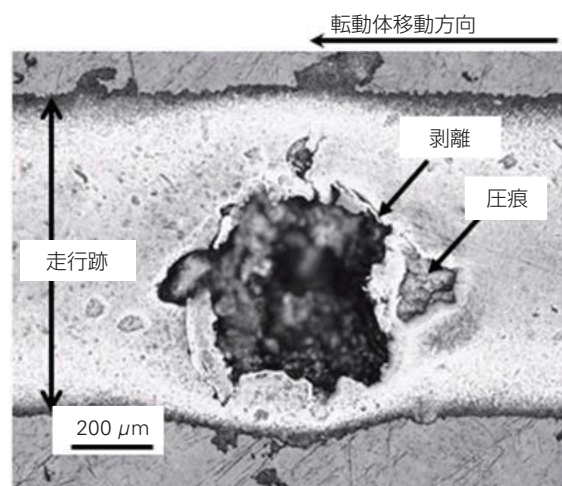


図 14 異物混入潤滑下での水素チャージ材の軌道面表面の剥離 (20 mass % NH₄SCN, 4.2×10^7 cycles)

Fig. 14 The flaking on the raceway surface in the hydrogen-charged specimen under the contaminated lubrication conditions (20 mass % NH₄SCN, 4.2×10^7 cycles)

図 15 は、水素チャージ材で圧痕を起点として発生した剥離の組織写真である。剥離部から 1 mm 程度離れた部位に小さな白色組織が形成されていたが、剥離部近傍には、白色組織のような組織変化は観察されなかった。つまり、表面起点剥離の場合には、水素チャージ材は短寿命であったが、白色組織の形成が主要原因ではなかったことになる。

図 16 に、試験後の水素チャージ材と未チャージ材の軌道面を示す。水素チャージ材のほうがき裂は多く発生しており、異物混入潤滑下での水素チャージ材の寿命低下は、圧痕周辺からのき裂の発生が関与していることが示唆される。

3.5 人工圧痕付き試験片での転動疲労試験結果

軌道面の圧痕周辺の疲労き裂の形成に及ぼす水素の影響を調べるために、転動疲労試験の試験時間を変えて人工圧痕部の観察を行った。図 17 に、水素チャー

ジ材の転動疲労試験後の人工圧痕部の表面と組織を示す。図 17 (a) および (b) に示すように、き裂は人工圧痕のふちから発生していた。しかしながら、図 17 (c) および (d) に示すように、人工圧痕付き試験片のき裂の周辺にも白色組織は観察されなかった。

図 18 は、水素チャージ材と未チャージ材において転動疲労試験の試験時間を変えた際の人工圧痕からの疲労き裂発生率を示している。縦軸の疲労き裂発生率とは、試験後に観察した人工圧痕の数に対する疲労き裂が発生していた人工圧痕の数の割合を示したものである。転動疲労試験を複数回行い、各試験において所定の回転数に達した後に、全ての人工圧痕を観察した。すなわち、図 18 の各プロットは、8 ~ 16 個の人工圧痕を観察して得られたものである。この結果は、水素が人工圧痕からのき裂の発生を加速していることを示している。

しかしながら、水素チャージ中の化学反応による表面状態の変化が、疲労き裂の形成や転動疲労寿命に影響を及ぼしている可能性もある。したがって、人工圧痕付き試験片を用いて、水素チャージ材、未チャージ材、および時効材の転動疲労寿命試験を行った。時効材とは、水素チャージした後、室温で 2 週間保持したものであり、試験片中の水素は拡散して放

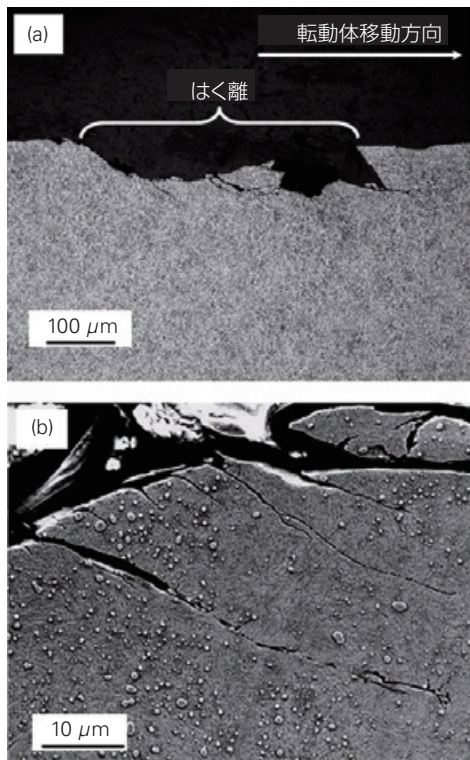


図 15 異物混入潤滑下での水素チャージ材の組織 (20 mass % NH₄SCN, 4.2 × 10⁷ cycles)
(a) 光学顕微鏡写真
(b) SEM 写真

Fig. 15 The microstructure of the hydrogen-charged specimen under the contaminated lubrication conditions (20 mass % NH₄SCN, 4.2 × 10⁷ cycles)
(a) By an optical microscope
(b) By a SEM

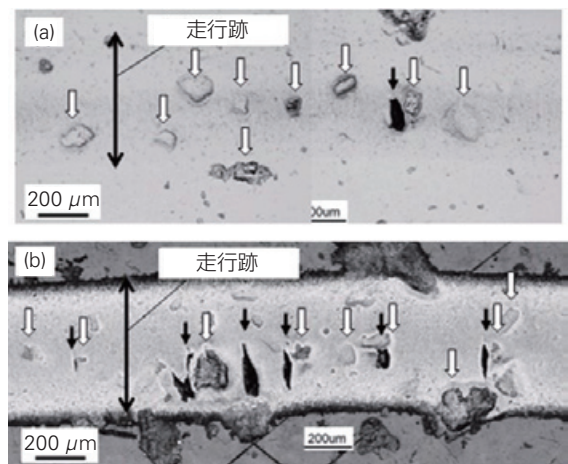


図 16 異物混入潤滑下での試験後の軌道面
(a) 未チャージ材, 6.3 × 10⁷ cycles
(b) 水素チャージ材, 20 mass % NH₄SCN, 4.6 × 10⁷ cycles
* 黒い矢印はき裂を、白い矢印は圧痕を示す。

Fig. 16 The raceways after testing under the contaminated lubrication conditions
(a) Uncharged specimen, 6.3 × 10⁷ cycles
(b) Hydrogen-charged specimen, 20 mass % NH₄SCN, 4.6 × 10⁷ cycles
* Black arrows show cracks and white arrows show dents

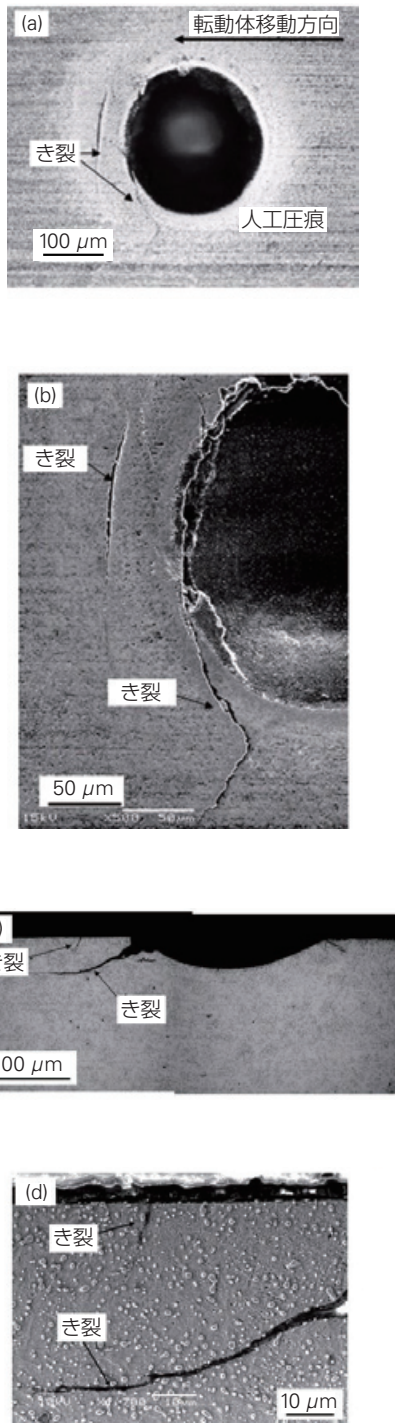


図 17 試験後のき裂を伴う人工圧痕 (水素チャージ材, 1.8×10^6 cycles)
 (a) 光学顕微鏡による表面写真
 (b) SEM による表面拡大写真
 (c) 光学顕微鏡による組織写真
 (d) SEM による組織拡大写真

Fig. 17 The artificial dent with cracks after testing (hydrogen-charged specimen, 1.8×10^6 cycles)
 (a) The surface by an optical microscope
 (b) The magnified surface by a SEM
 (c) The microstructure by an optical microscope
 (d) The magnified microstructure by a SEM

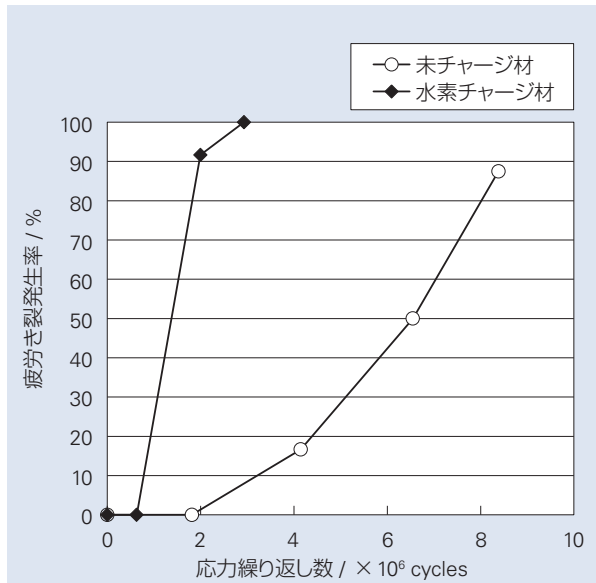


図 18 人工圧痕周辺の疲労き裂発生率
 Fig. 18 The ratio of crack formation initiated around the artificial dents

出されている。水素チャージ材、未チャージ材、および時効材の寿命試験開始時の初期水素量は、それぞれ 0.84 mass-ppm, 0.13 mass-ppm, および 0.15 mass-ppm であった。

図 19 に、水素チャージ材、未チャージ材、および時効材の転動疲労寿命試験の結果を示す。未チャージ材と時効材の寿命には明らかな違いは見られなかったが、水素チャージ材の寿命は明らかに短かった。この結果から、水素チャージによる表面状態の変化は転動疲労寿命に大きな影響を及ぼしていないことがわかる。したがって、異物混入潤滑下での転動疲労寿命の低下の原因は、水素による圧痕からのき裂の発生を促進によるものと推測される。

引張圧縮疲労²⁶⁾、回転曲げ疲労²⁵⁾、およびねじり疲労²⁷⁾において、水素は疲労き裂の発生や進展を加速することが報告されており、これらの現象は、水素によってき裂先端の塑性変形が局在化されることが原因であることが示唆されている。本研究の異物混入潤滑下での転動疲労過程も、同じメカニズムで説明できると考えられる。

水素は、以上述べた二つのタイプの転動疲労において、異なった現象を引き起こすことがわかった。クリーン潤滑条件下では、水素が軸受鋼の組織変化を加速させることによって、転動疲労寿命が低下する。一方、異物混入潤滑下では、水素は軌道面の圧痕を起点とする疲労き裂の形成を加速させ、転動疲労寿命が低下する。

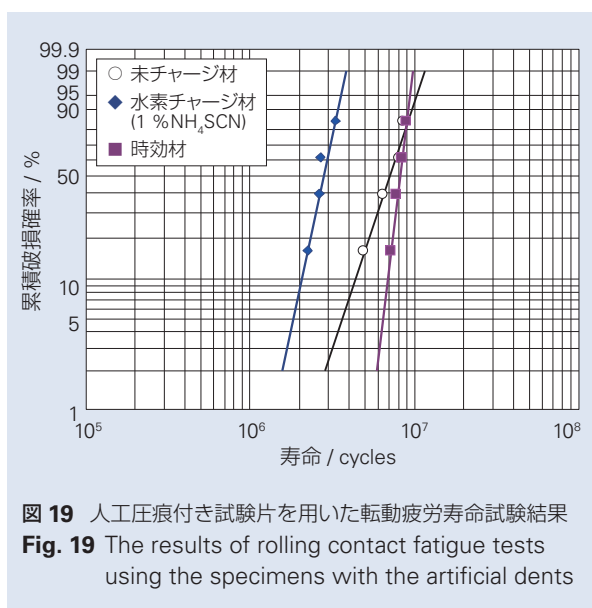


図 19 人工圧痕付き試験片を用いた転動疲労寿命試験結果
Fig. 19 The results of rolling contact fatigue tests using the specimens with the artificial dents

4. まとめ

軸受鋼に水素チャージした試験片を用いて、転動疲労試験と組織観察を行った結果、以下の結論が得られた。

- (1) クリーン潤滑条件においては、内部起点剥離が起こり、水素チャージ材の寿命は未チャージ材よりも低下した。
- (2) 水素チャージ材の剥離部周辺には白色組織が形成されていた。TEM 観察の結果、白色組織は超微細粒組織になっていた。しかしながら、超微細粒組織に隣接する領域は、組織変化が生じていなかった。この結果は水素によって局所的な組織変化が引き起こされたことを示唆している。したがって、転動疲労過程における水素の基本的な役割は、塑性変形の局在化であると推測される。
- (3) 異物混入潤滑下では表面起点剥離が生じ、水素チャージ材の転動疲労寿命は低下した。しかしながら、剥離部周辺に白色組織は観察されなかった。
- (4) 人工圧痕付き試験片を用いた転動疲労試験において、水素チャージ材では、人工圧痕を起点とする疲労き裂の形成が加速した。したがって、異物混入潤滑下では、水素は、圧痕周辺の疲労き裂の形成を加速し、転動疲労寿命を低下させたと推測される。

参考文献

- 1) A. R Troiano, "The Role of Hydrogen and Other Interstitials in the Mechanical Behavior of Metals," *Transaction of the ASM*, 52 (1960) 54–80.
- 2) C. D. Beachem, "A New Model for Hydrogen Assisted Cracking (Hydrogen "Embrittlement")," *Metallurgical Transactions*, 3 (1972) 437–451.
- 3) R. A. Oriani and P. H. Josephic, "Equilibrium Aspects of Hydrogen-Induced Cracking of Steels," *Acta Metal.*, 22–September (1974) 1065–1074.
- 4) H. Matsui and H. Kimura, "The Effect of Hydrogen on the Mechanical Properties of High Purity Iron. I. Softening and Hardening of High Purity Iron by Hydrogen Charging during Tensile Deformation," *Materials Science and Engineering*, 40 (1979) 207–216.
- 5) J. P. Hirth, "Effects of Hydrogen on the Properties of Iron and Steel," *Metallurgical Transactions*, 11A (1980) 861–890.
- 6) H. K. Birnbaum and P. Sofronis, "Hydrogen Enhanced Localized Plasticity—a Mechanism for Hydrogen Related Fracture," *Materials Science and Engineering*, A176 (1994) 191–202.
- 7) S. P. Lynch, "Environmentally Assisted Cracking: Overview of Evidence for an Adsorption-Induced Localized-Slip Process," *Acta Metal*, 36–10 (1988) 2639–2661.
- 8) M. Nagumo, T. Ishikawa, T. Endoh and Y. Inoue, "Amorphization Associated with Crack Propagation in Hydrogen-Charged Steel," *Scripta Materialia*, 49 (2003) 837–842.
- 9) J. A. Ciruna and H. J. Szeleit, "The Effect of Hydrogen on the Rolling Contact Fatigue Life of AISI 52100 and 440C Steel Balls," *Wear*, 24 (1973) 107–118.
- 10) D. Ray, L. Vincent, B. Coquillet and P. Guirandeng, "Hydrogen Embrittlement of a Stainless Ball Bearing Steel," *Wear*, 65 (1980) 103–111.
- 11) K. Mizuhara, T. Taki and K. Yamanaka, "Anomalous Cracking of Bearing Balls under a Liquid-Butane Environment," *Tribology International*, 26–2 (1993) 135–142.
- 12) C. Newlands, A. Olver and N. Brandon, "Gaseous Evolution of Hydrogen from Hydrocarbon Oil and Grease Lubricated Contacts," *Tribology and Interface Engineering Series*, 41 (2003) 719–726.
- 13) T. Imran, B. Jacobson and A. Shariff, "Quantifying Diffused Hydrogen in AISI-52100 Bearing Steel and in Silver Steel under Tribo-Mechanical Action: Pure Rotating Bending, Sliding-Rotating Bending, Rolling-Rotating Bending and Uni-Axial Tensile Loading," *Wear*, 261 (2006) 86–95.
- 14) M. Kohara, T. Kawamura and M. Egami, "Study on Mechanism of Hydrogen Generation from Lubricants," *Tribology Transactions*, 49 (2006) 53–60.
- 15) K. Tamada and H. Tanaka, "Occurrence of Brittle Flaking on Bearings Used for Automotive Electrical Instruments and Auxiliary Devices," *Wear*, 199 (1996) 245–252.
- 16) N. Kino and K. Otani, "The Influence of Hydrogen on Rolling Contact Fatigue Life and Its Improvement," *JSAE Review*, 24 (2003) 289–294.
- 17) S. Fujita, N. Mitamura and Y. Murakami, "Research of New Factors Affecting Rolling Contact Fatigue Life," *Proceedings of WTC 2005, Washington* (2005) 63400.
- 18) K. Iso, A. Yokouchi and H. Takemura, "Research Work for Clarifying the Mechanism of White Structure Flaking and Extending the Life of Bearings," *SAE Technical Paper Series*, 2005-01-1868 (2005) 1–11.
- 19) Y. Matsumoto, Y. Murakami and M. Oohori, "Rolling Contact Fatigue under Water-Infiltrated Lubrication," *Proceedings of 6th International Symposium on Bearing Steels, Phoenix, Bearing Steel Technology, ASTM STP 1419* (2002) 226–243.
- 20) T. Endo, D. Dong, Y. Imai and Y. Yamamoto, "Study on Rolling Contact Fatigue in Hydrogen Atmosphere—Improvement of Rolling Contact Fatigue Life by Formation of Surface Film," *Tribology and Interface Engineering Series*, 48 (2005) 343–350.

- 21) K. Furumura, Y. Murakami and T. Abe, "The Development of Bearing Steels for Long Life Rolling Bearings under Clean Lubrication and Contaminated Lubrication," Proceedings of 4th International Symposium on Bearing Steels, San Diego, Creative Use of Bearing Steels, ASTM STP 1195 (1993) 199–210.
- 22) H. Swahn and O. Vingsbo, "Martensite Decay During Rolling Contact Fatigue in Ball Bearings," Metallurgical Transactions, 7A–August (1976) 1099–1110.
- 23) R. Osterlund and O. Vingsbo, "Phase Changes in Fatigued Ball Bearings," Metallurgical Transactions, 11A–May (1980) 701–707.
- 24) N. Mitamura, H. Hidaka and S. Takaki, "Microstructural Development in Bearing Steel during Rolling Contact Fatigue," Material Science Forum, 539–543 (2007) 4255–4260.
- 25) H. Uyama, M. Nakashima, K. Morishige, Y. Mine and Y. Murakami, "Effects of Hydrogen Charge on Microscopic Fatigue Behaviour of Annealed Carbon Steels," Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, 29–12, (2006) 1066–1074.
- 26) Y. Murakami, T. Kanazaki, Y. Mine and S. Matsuoka, "Hydrogen Embrittlement Mechanism in Fatigue of Austenitic Stainless Steels," Metallurgical and Materials Transactions, 39A (2008) 1327–1339.
- 27) S. Fujita, S. Matsuoka, Y. Murakami and G. Marquis, "Effect of Hydrogen on Mode II Fatigue Crack Behavior of Tempered Bearing Steel and Microstructural Changes," International Journal of Fatigue, 32–6 (2010) 943–951.

ハーフトロイダル CVT の高効率化

小林 功久*, 土肥 永生*, 西井 大樹*, 豊田 俊郎*, 野地 祥子*

Efficiency Improvement of Half-Toroidal CVT

N. Kobayashi, N. Dohi, H. Nishii, T. Toyoda, S. Noji

There has been a social demand for fuel economy enhancement. One possible solution is efficiency improvement of a half-toroidal CVT. An advanced efficiency assessment method will be introduced in this paper. The new method was applied for the CVT design optimization. The loads which are used for the part design are derived considering the deformation effect in the above. The optimized design has potential to improve up to approximately 1 % of efficiency without compromising fatigue life in comparison with conventional design.

公益社団法人 自動車技術会の転載承認を得て、2013 年自動車技術会春季学術講演会前刷集 No. 74-13 から転載。

1. まえがき

近年、環境問題・省エネルギーへの配慮から、自動車の低燃費化は社会的要請となっている。その一つの対応として車両の軽量化が進められており、ハーフトロイダル CVT においても更なる軽量化が重要な技術課題となっている。

ハーフトロイダル CVT はトラクション力で動力を伝達するため、内部に大きな力を発生させるが、軽量化の推進による剛性低下で支持部材の弾性変形は増大しており、この変形がバリエーター部の効率に及ぼす影響が無視できなくなっている。これに対応するため筆者らは、変形を考慮した新たな効率計算手法を構築し、高効率バリエーター設計への適用を検討した。本書では、これらの結果について報告する。

2. 効率計算手法の高度化

2. 1. ハーフトロイダルバリエーターのロス

ハーフトロイダル CVT のバリエーターは、向かい合ったトロイド形状をした 1 対のディスクとその間

に挟まれたパワーローラと呼ばれるローラによって構成されている(図 1)。ディスクとパワーローラの接触点での動力伝達はトラクションオイルと呼ばれる高圧化で固化する性質を持つオイルを介して行われる。オイルを固化させるため、ディスクとパワーローラの接触点に大きな力を与える押圧装置が配置される。また、パワーローラの背面には半頂角に起因する接触点押

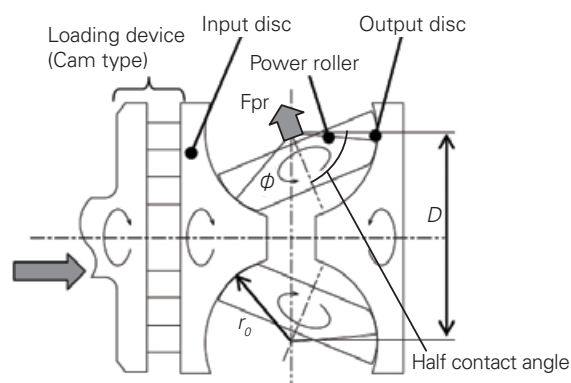


Fig. 1 Structure of half-toroidal variator

* 日本精工株式会社

し付け力のパワーローラ回転軸方向成分（パワーローラスラスト力：Fpr）を支持するためのスラスト軸受が配置されている。

ディスクとパワーローラの接触点では、接触面法線方向を回転軸とするスピンによる接触楕円内の損失仕事が存在し、パワーローラ軸受のロスと合わせ、ハーフトロイダルバリエーターのロスの主因となっている。

2.2. トラクション面効率計算の高度化

落合らは、非線形 FEM を用いたディスク変形、パワーローラ後退量を考慮した効率計算手法を報告している¹⁾。さらに、パワーローラ後退量に関する変数を、パワーローラ揺動量、入力ディスク移動量に限定した実践的な手法を提案している²⁾。しかしながら、軽量化の推進によるディスク自身の変形量は増大傾向にあり、また、図2に示すようなFF車用のハーフトロイダルバリエーターでは、出力ディスク外周部に配置したギアのギア反力による支持部材の弾性変形によって、出力ディスクが移動してしまうため、現状手法では、効率計算精度の低下が問題になっていた。

ところで、大石ら³⁾は、ディスクの変形、パワーローラ後退による半頂角の変化、パワーローラスラスト力の変化を考慮して、トラクション接触位置を精度よく検討する手法を提案している。今回、この手法を効率計算プログラムにも適用した。また、従来は固定部材として出力ディスクのトラクション面 R 中心を座標原点に幾何学計算を行っていたが、初期状態の傾点中心を座標原点に置き換えることで、出力ディスクの移動量も入れ込むことを可能にした。表1に従来の計算手法との機能比較を、図3に計算フローを示す。

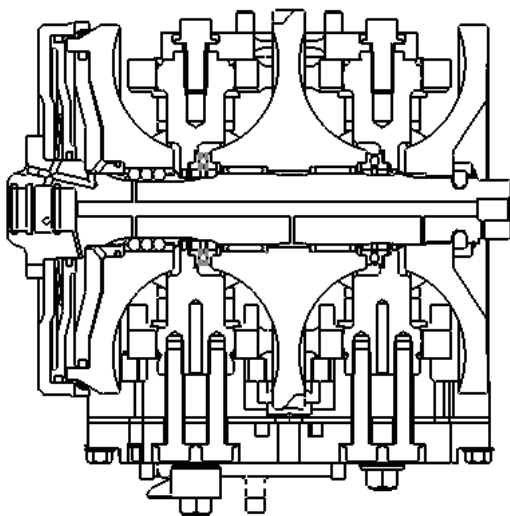


Fig. 2 Half-toroidal variator for FWD vehicle

Table 1

Item	Conventional	Improved
Input disc movement	○	○
Power Roller swing motion	○	○
Deformation of trunnion	○	○
Deformation of discs	—	○
Feedback of Fpr	—	○

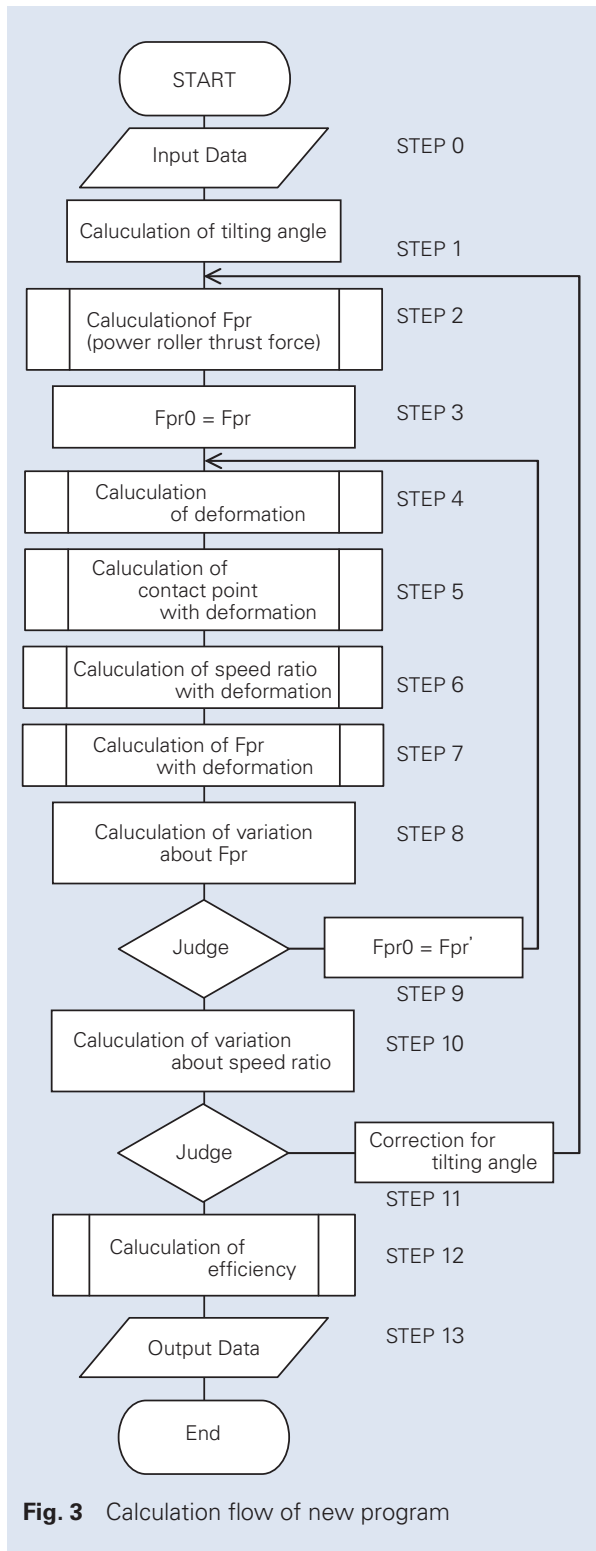


Fig. 3 Calculation flow of new program

2. 3. パワーローラ軸受効率計算の高度化

ここまで、バリエーターモジュールの変形がトラクション面に及ぼす影響について述べてきたが、新たな手法ではトラニオンの変形がパワーローラ軸受に及ぼす影響も考慮した。

アッシーパワーローラは、**図 4** に示すようにパワーローラ軸受 PCD がバックアップ部材であるトラニオンに対しオーバーハングしているため、パワーローラスラスト力が作用すると、**図 4** 紙面の断面での変形と、**図 4** の A-A 断面の変形が複合し、パワーローラ軸受の各転動体に作用する荷重と接触角は位相によって変化する。この不均一さは、低寿命化、低効率化を引き起こすが、パワーローラ軸受の初期接触角を調整することで緩和することが可能である。しかしながら、バックアップの変形および各転動体の接触角変化まで考慮した荷重分布計算は、転動体を非線形バネで近似し、これと各要素とを節点を結ぶ一般的な簡易非線形バネモデルでは、接続節点を変更する必要があるためモデル化することが難しく、転動体までモデル化した非線形 FEM で接触解析を行う必要があった。

そこで、筆者らは転動体の変位と接触角変化・荷重分布の 2 つの現象に分け、前者を弊社が開発した軸受解析プログラム⁴⁾で、後者を設計者 CAE として普及が進んでいる線形 FEM でというように 2 つのツールを連携させて計算することとした。これにより、設計者が容易にバックアップ変形と接触角変化を考慮した転動体面圧分布を計算することを可能にした。さらに、軸受部に軸受解析プログラムを用いることで、転動体の遠心力の影響も考慮することを可能とした。

図 5 に具体的な計算手法を示す。

まず、変形を考慮しない転動体荷重と接触角を軸受解析プログラムで算出する。この値を、内輪、外輪 + ト

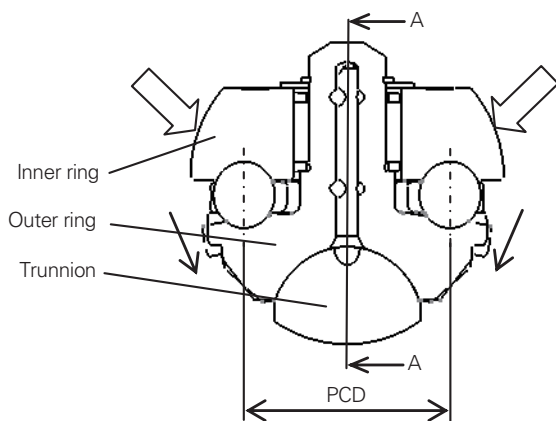


Fig. 4 Section of Assy Power Roller

ラニオンの両 FEM モデルに作用させて各転動体の変位量を解析する。この変位を転動体の内部すきまと考え、軸受解析プログラムにて再び転動体荷重と接触角を算出する。この作業を繰り返し行い、接触角変化または転動体荷重変化が閾値以下になったところで収束したものとみなし計算を終了させることとした。**表 2** に計算に用いた CVT の諸元を、**表 3** に軸受計算条件を、**図 6** に解析結果の一例を示す。

パワーローラ軸受は傾転軸方向に作用するラジアル力であるトラクション力が作用することにより、内外輪が偏芯し、位相によって転動体の接触角が変化するが、この現象を再現できていることが確認できる。ま

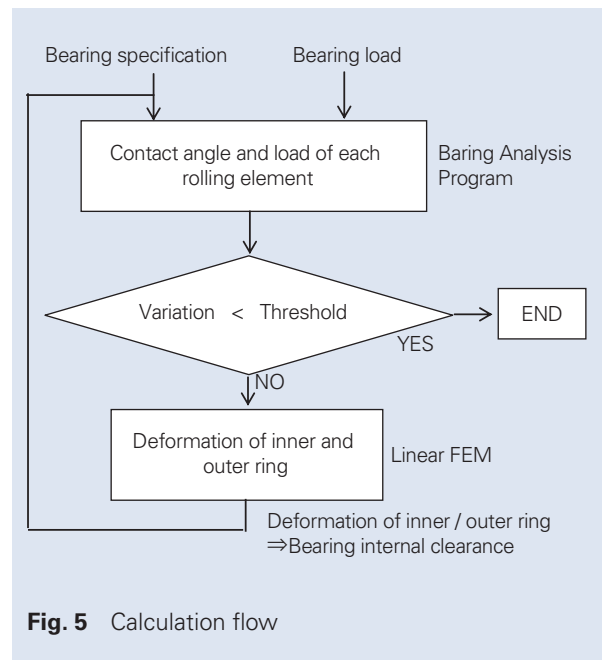


Fig. 5 Calculation flow

Table 2

Cavity diameter	132 mm
Disc radius	40 mm
Half cone angle	62.5 deg
Maximum torque	350 Nm

Table 3

Number of rolling elements	9
Thrust force	16 548 N
Radial force	177 N
Initial contact angle	90 deg
PR rotational speed	3 188 rpm

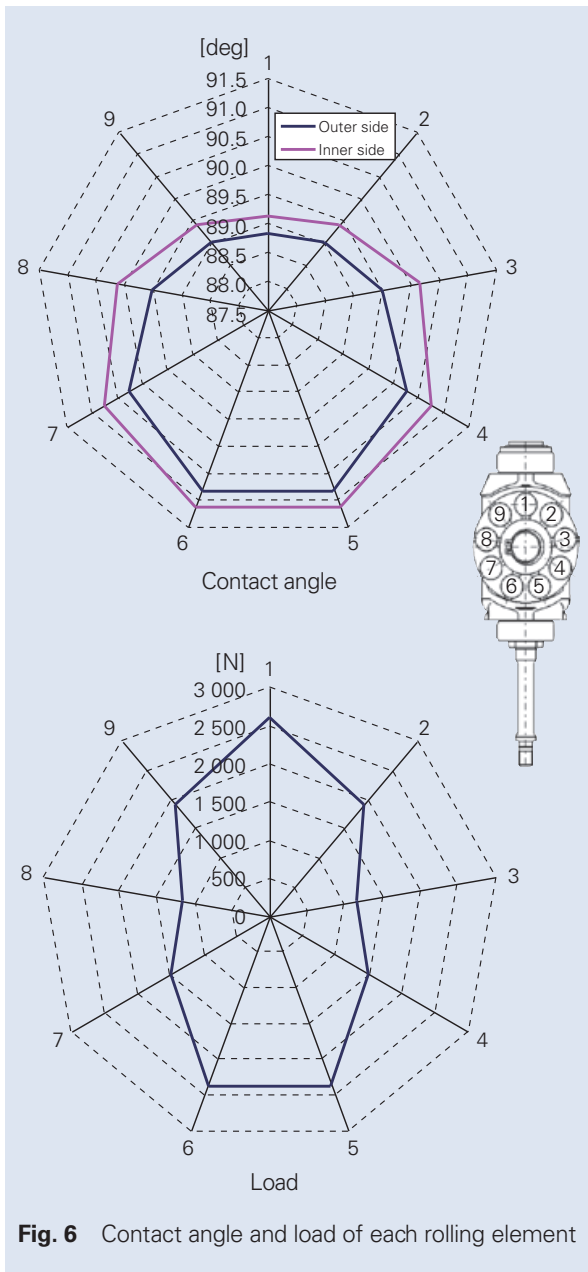


Fig. 6 Contact angle and load of each rolling element

た、遠心力の影響で同一転動体でも内外輪で接触角が異なる様子も確認できる。さらに、バックアップ剛性が相対的に低い傾転軸から離れた転動体の荷重負担割合が低下していることも確認できる。

3. 高効率バリエーター設計への適用

先に述べたように、半頂角の存在によってパワーローラはスラスト分力を受けるため、支持系は変形しパワーローラはディスク回転軸から離れる方向へ変位する。このとき、半頂角は広がる方向に変化し、トラクション面、パワーローラ軸受の接触部荷重は低減する。この変形後の接触部荷重で設計を行うことで、要

求される耐久性を満足しつつ高効率となるトラクション面及びパワーローラ軸受諸元を採用することが可能となる。今回、弊社において開発した表4に示すバリエーター諸元を出発点として、バリエーターの高効率化を検討した。

まず、ベースモデルの面圧、効率計算を行った。結果を図7に示す。ここで示すバリエーター効率は、トラクション面のロスとパワーローラ軸受のロスのみを考慮したものである。変形による荷重低下により、トラクション面接触面圧は、初期の設計値に対し最Lowフルトルクの条件で、約0.36 GPa低下していることがわかる。

次に、最適化を行った。変形後の荷重で、最Lowフルトルク条件のトラクション面接触面圧が設計当初

Table 4

Cavity diameter	124 mm
Disc radius	37.5 mm
PR radius	28.8 mm
Half cone angle	62.5 deg
Maximum torque	380 Nm

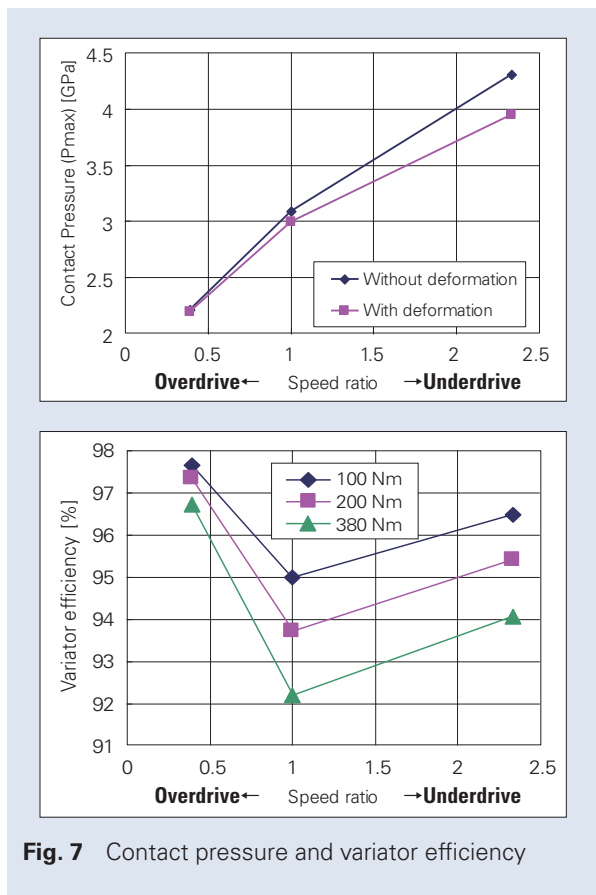


Fig. 7 Contact pressure and variator efficiency

の値になるようにパワーローラのトラクション面 R を最適化した。パワーローラ軸受についても、転動体接触面圧を設計当初の値にしつつ、位相による面圧分布が可能な限り均一になる様に、溝 R、初期接触角を最適化した。この結果、トラクション面 R 比(=パワーローラトラクション面 R / ディスクトラクション面 R)は当初の 92.3 %、パワーローラ軸受の溝 R 比(=玉半径 / 軌道輪 R)は当初の 93.3 % の諸元にそれぞれ変更することにより、発生損失が小さくなる諸元に変更が可能になった。

図 8 に最適化による効率向上代を示す。全変速比、全トルク領域で 0.2 % 以上効率が向上しており、1 : 1 のフルトルクにおいては、約 1 % の効率改善ができる見通しを得た。

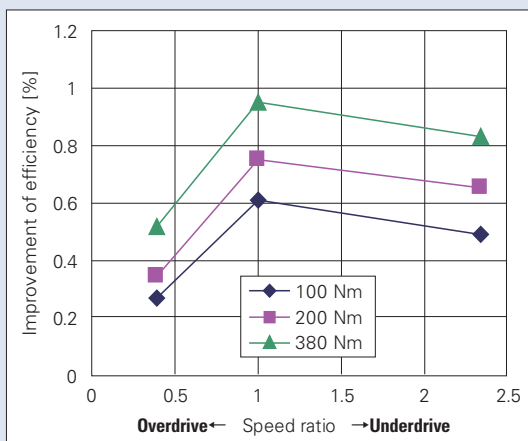


Fig. 8 Improvement of efficiency

4. まとめ

本書では、ハーフトロイダルバリエーターの新たな効率計算手法を示し、それを設計に適用することで効率向上が見込めることを示した。効率計算については、バリエーター各部の変形、変形に伴う荷重変化を考慮できるようにし、さらに、線形 FEM と軸受解析プログラムを連携させることでパワーローラ軸受のバックアップ変形も考慮することを可能にした。

設計への適用については、変形後荷重で設計を行うことで、バリエーターモジュールの効率を、最大 1 % 程度上げることができる見通しを得た。今後は、実測値との合わせ込みを通じて、今回構築した効率計算手法の精度をあげていく予定である。

参考文献

- 1) 落合ほか：トロイダル CVT 効率計算の高度化 (第 2 報), 自技会学術講演会前刷集, No. 65-03, p. 9-12 (2003).
- 2) 落合ほか：トロイダル CVT 効率計算の高度化 (第 3 報), 自技会学術講演会前刷集, No. 66-04, p. 1-4 (2004).
- 3) 大石ほか：ワイドレンジ・ハーフトロイダル CVT の開発, 自技会学術講演会前刷集, No. 26-12, p. 1-4 (2012).
- 4) Hirotooshi Aramaki, et. al : Rolling Bearing Analysis Codes "BRAIN" —The Estimation Of Rolling Bearing Performance For An Automotive Application, SAE Technical Paper 970586, (1997).

ハーフトロイダル CVT の効率向上

土肥 永生*, 西井 大樹*, 小林 功久*, 大石 保徳*

Improvement of Efficiency of Half-Toroidal CVT

N. Dohi, H. Nishii, N. Kobayashi, Y. Oishi

In recent years, an environmental problem and energy saving are the subjects all over the world. There is a need to contribute by the low fuel consumption in the motor vehicle industry. One item to contribute is the improvement of transmission efficiency, and the use of an optimum operating point of the engine is effective for this purpose. Having high response potential, Half-toroidal CVT is useful for the purpose. However, in order to obtain further advantages, the efficiency improvement in the half-toroidal CVT is required. This report describes the new method for the efficiency improvement, and shows the effect of the simulation results and the experiment data.

公益社団法人 自動車技術会の転載承認を得て、2014 年自動車技術会春季学術講演会前刷集 No. 66-14 から転載。

1. まえがき

近年、環境問題・省エネルギーへの配慮から、自動車の低燃費化は社会的要請となっている。トランスミッションにおいては、エンジンの最適運転点をできる限り多く使用するため、多段・無段化、ワイドレンジ化の傾向が強くなっている。

ハーフトロイダル CVT は、大排気量車にも適用可能な高応答な無段変速機であり、エンジンの最適運転に対してアドバンテージがあるが、更なる燃費改善に向けて一層の効率向上が必要である。本書では、ハーフトロイダル CVT の効率向上への取組みと実機での検証結果について報告する。

2. ハーフトロイダル CVT の構成と主要ロス

2.1. ハーフトロイダルバリエーターの構成

ハーフトロイダル CVT のバリエーター部は、向かい合ったトロイド形状をした 1 対のディスクとその間に挟まれたパワーローラと呼ばれるローラによって構

成されている（図 1-1）。ディスクとパワーローラの接触点での動力伝達はトラクションオイルと呼ばれる高圧化で固化する特殊なオイルを介して行われる。そのため、ディスクとパワーローラの接触点に大きな力

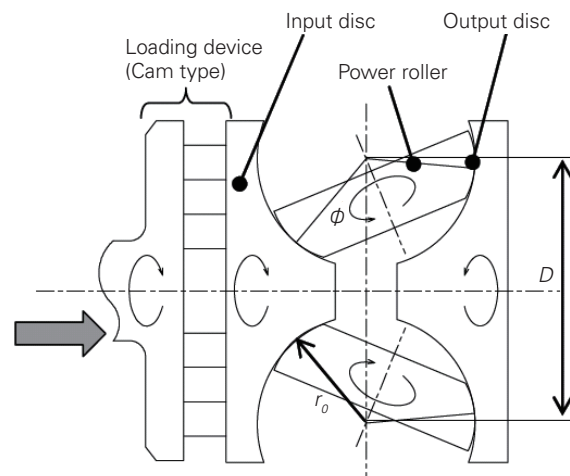


Fig. 1-1 Structure of half-toroidal variator

* 日本精工株式会社

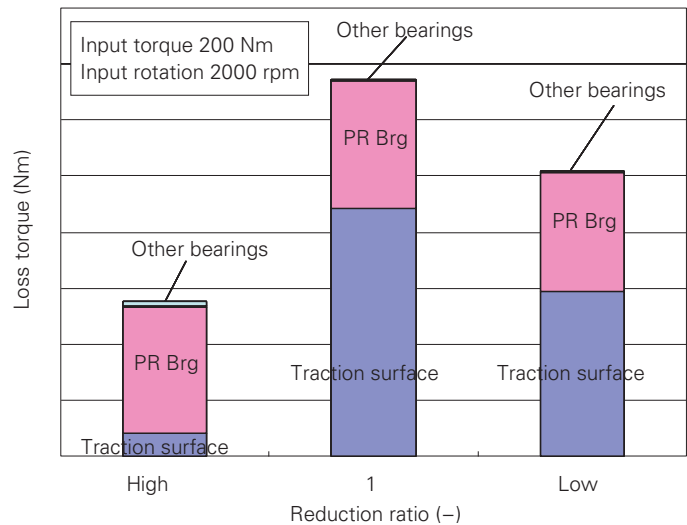
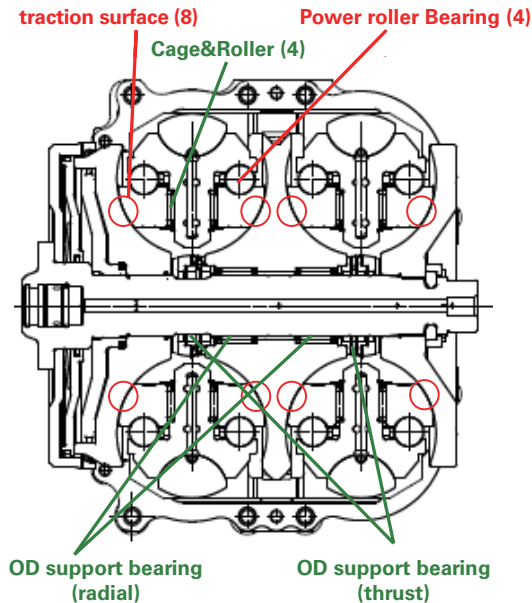


Fig. 1-2 Main loss of variato

を与えるローディングデバイスが必要となる。また、パワーローラには半頂角に起因する接触点押し付け力のパワーローラ回転軸方向成分（パワーローラスラスト力：Fpr）が作用するため、背面にそれを支持するためのスラスト軸受が配置されている。

2. 2. ハーフトロイダル CVT の主要ロス

図 1-2 にハーフトロイダル CVT バリエータ部の主なロス発生箇所とその割合を示す。ロスの主因は、トラクション接触部（ディスクとパワーローラの接触点）とパワーローラ軸受であることがわかる(図 1-2)。

3. 従来の効率向上手法

バリエータ部の主要ロスであるトラクション接触部とパワーローラ軸受のロス低減に対しては、諸元の最適化、押し付け荷重の低減が有効であり、以下のような手法が提案されてきた。

3. 1. 押し付け力低減

ハーフトロイダル CVT の実機においては、ローディングデバイスの応答遅れやパワーローラの揺動抵抗をはじめとした各部のフリクションといった様々な要因を吸収するため、図 2-1 に示すように、油の持つ限界トラクション係数に対して一定のマージンを見込んだ係数（運転トラクション係数）を用いている。従って、押し付け力低減には、限界トラクション係数自体の上昇と運転時に見込むマージンの低減という 2 つの方法

がある。これに対し、より高い限界トラクション係数を持つトラクションオイルの開発¹⁾やトラクション面への微細溝の採用、クランクトラニオンの採用によるパワーローラ揺動抵抗の低減等による高効率化²⁾が報告されている。

3. 2. 解析の高度化による諸元最適化

トラクション面の諸元はキャビティ径、ディスク曲率半径、パワーローラ曲率半径、半頂角で、またパワーローラ軸受の諸元は玉軌道 PCD、玉径、溝曲率半径、接触角で決まる。これらは、耐久性を考慮して設定されるため、諸元の最適化には要素の耐久性向上、負荷荷重の低減、変形により変化する実荷重の推定精度の向上が有効である。これに対しては解析の高度化によって実荷重の推定精度を向上させて諸元を最適化する手法が提案されている³⁾。

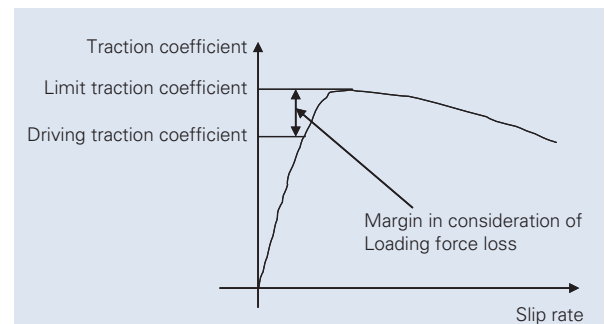


Fig. 2-1 Image of traction coefficient

4. トラクション接触部温度とトラクション係数の関係に着目した効率の向上

4.1. トラクション接触部温度とトラクション係数の関係

さらなる高効率化に向け、筆者らはトラクション接触部温度と限界トラクション係数の関係に着目した。図3-1にトラクション接触部温度（パワーローラ表面温度）と限界トラクション係数の実測結果を示す。限界トラクション係数はパワーローラ表面温度と相関があり、パワーローラ温度を抑制できれば押付け力を低減でき、効率向上が可能となる。

4.2. トラクション面、パワーローラ軸受の発熱量とパワーローラ表面温度の関係

発熱量低下による押付け力の低減効果を諸元検討に入れ込むためには、トラクション面の発熱量、パワー

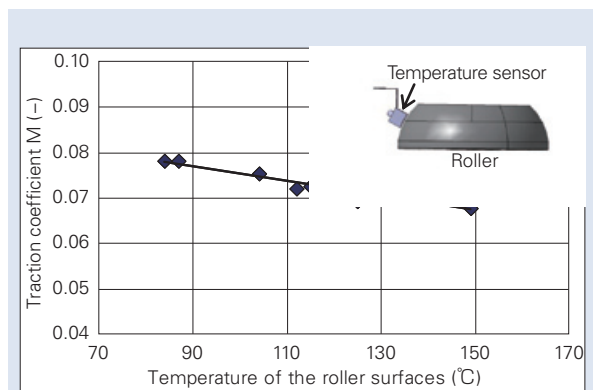


Fig. 3-1 Relation between temperature of the roller surfaces and Traction coefficient

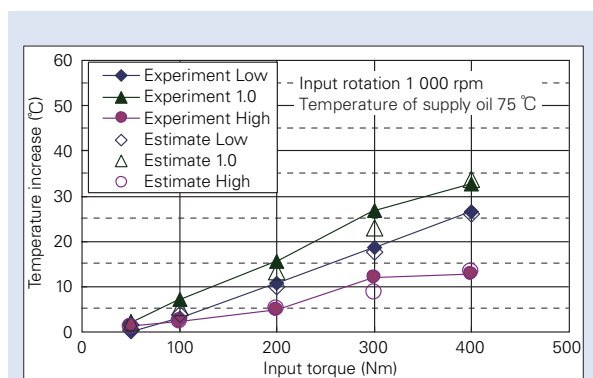


Fig. 4-1 Estimation of temperature at traction surfaces

ローラ軸受の発熱量およびパワーローラ表面温度の関係を精度よく推定する必要がある。そこで、発熱量比が異なるように変速比を変えてパワーローラ表面温度の測定試験を行った。それらの試験結果とトラクション面・パワーローラ軸受の発熱量計算結果から以下のようなパワーローラ表面温度の推定式を導出した。

$$\theta_0 = (\theta_{lub} - 273) + 0.04158 Q_{brg} + 0.03521 Q_{contact}$$

- θ_0 : パワーローラ表面温度
- θ_{lub} : 供給油温度
- Q_{brg} : Power Roller 軸受発熱量
- $Q_{contact}$: トラクション面発熱量

図4-1に導出した推定式を用いて算出したパワーローラ表面の温度の上昇量と、計算条件と同条件下で運転した実機におけるパワーローラ表面温度の上昇量実測結果の比較を示す。推定式はパワーローラ表面温度を概ね推定できているといえる。

4.3. トラクション面、パワーローラ軸受の発熱量低減が押付け力に及ぼす影響

従来の効率向上手法である押付け力の低減や諸元の最適化を行うとトラクション面やパワーローラ軸受での発熱量が低減しトラクション接触部の温度が低下する。これにより限界トラクション係数が高くなるためより一層の押付け力低減が可能となり、改めて諸元の最適化が可能になるというサイクルが発生する(図4-2)。このサイクルを考慮した諸元検討を行うことで更なる高効率化が可能となる。

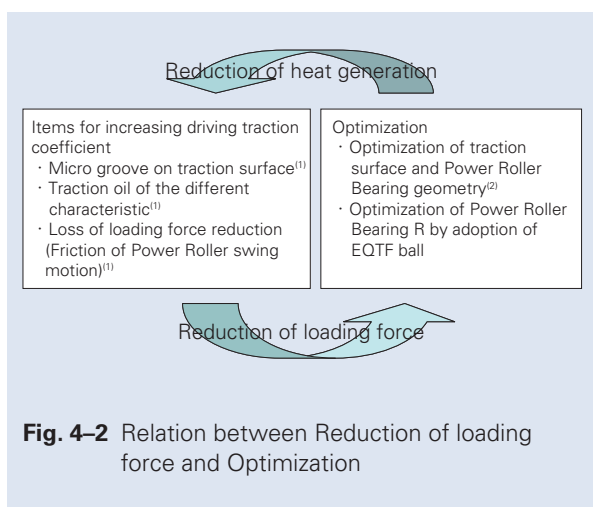


Fig. 4-2 Relation between Reduction of loading force and Optimization

5. 高効率諸元の検討

5.1. 高効率化アイテム

今回、従来の高効率化アイテム^{1). 2). 3)}に加え、パワーローラ軸受の転動体にEQTFボールを採用した。EQTFボールは特殊浸炭窒化処理によって強化された転動体であり軸受寿命を約2倍に向上させる⁴⁾。その寿命向上分を見込んで軸受を設計した場合、ボール径を一定とするとより大きな溝Rを採用することができ発熱量を低減することができる。一例として、**表5-1**に同一耐久条件下で同寿命となる従来ボールとEQTFボールの諸元を、**表5-2**に発熱量計算結果

Table 5-1 Power Roller specification

	Conventional	EQTF ball
Groove radius (mm)	8.044	8.444
Ball diameter (mm)	14.288	14.288

Table 5-2 Power Roller-Brg heat generation

	Power Roller-heat generation (W)		Reduction rate (%)
	Conventional	EQTF ball	
Low	258.237	229.580	11.1
High	245.289	219.606	10.5

Table 5-3 Start model specification

	Cavity diameter (mm)	Disc radius (mm)	Power Roller radius (mm)	Power Roller Brg (R/Ball diameter)(%)	Half cone angle (°)	Speed ratio
Start model	124	37.5	28.8	56.3	62.5	2.333~0.364 (6.4)

Table 5-4 Difference between Start model and Model. 1

	Start model	Model.1
Loading Force	Without deformation	With deformation
Optimization of geometry	Without deformation	With deformation
Driving traction coefficient	Conventional	With Items
Power Roller - Brg life	Conventional	EQTF ball (200%UP)

を示す。EQTFボールの採用によりパワーローラ軸受の発熱が抑制できていることが分かる。

5.2. 発熱を考慮した高効率化手法の効果

高効率化アイテムの適用と発熱を考慮した諸元検討手法の採用による効率向上効果の検討を行った。**表5-3**に検討開始時のバリエータ諸元(スタートモデル)を示す。スタートモデルは**表5-4**に示すように変形の影響を考慮せず、且つ通常の鋼球仕様で設計した諸元である。

具体的な検討の流れを**図5-1**に示す。スタートモデルに対し高効率化アイテムを盛り込んだ仕様がModel. 1である。Model. 1では諸元最適化によってトラクション接触部温度が下がるため前述のように再度、諸元を最適化することができる。これによって導出された諸元がModel. 2である。Model. 2に対してもModel. 1同様、諸元最適化によるトラクション接触部温度の低下および諸元の再最適化が可能である。この一連のループを繰り返し行い、トラクション接触部の温度が収束した諸元を最終的な最適諸元とした。**図5-2**に各計算ステップにおけるトラクション接触部推定温度と限界トラクション係数の上昇率を、**図5-3**に同じく各計算ステップにおけるバリエータ効率の向上代を、**表5-5**に最終的な最適諸元を示す。変速比によって差はあるが、1:1において1%以上効率が向上するという結果を得ることができた。

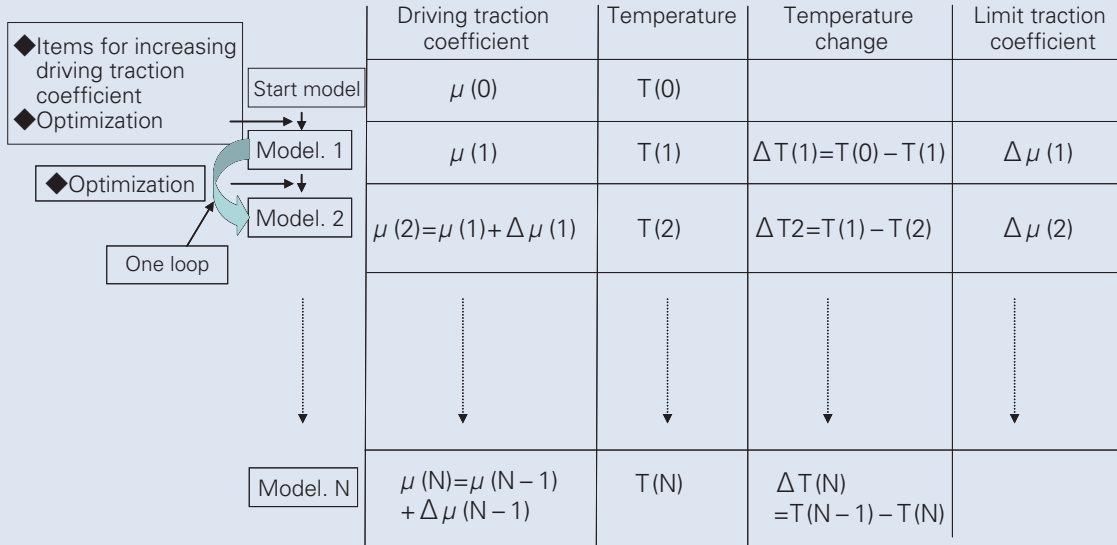


Fig. 5-1 Image of optimization

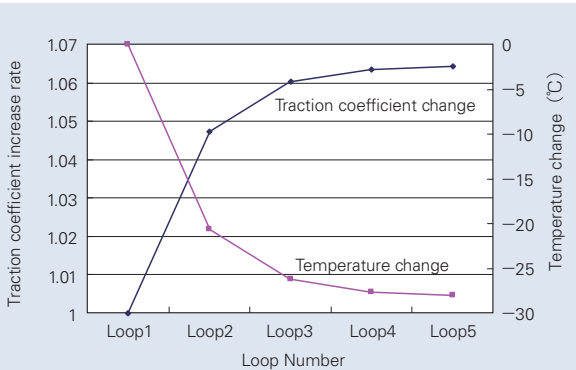


Fig. 5-2 The temperature change and traction coefficient increase in each loop

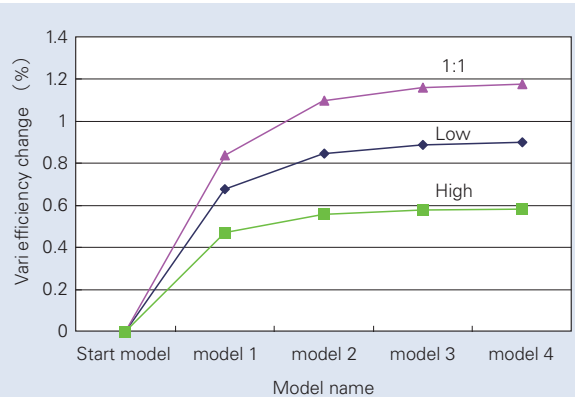


Fig. 5-3 Improvement of efficiency

Table 5-5 Model. N specification

	Cavity diameter (mm)	Disc radius (mm)	Power Roller radius (mm)	Power Roller Brg (R/Ball diameter)(%)	Half cone angle (°)	Speed ratio
Start model	124	37.5	28.8	56.3	62.5	2.333~0.364 (6.4)
Optimized model	124	37.5	27.79	63.0	62.5	2.333~0.364 (6.4)

6. 効率向上効果の実機検証結果

今回提案した検討手法の妥当性を確認するため、諸元が前章で検討に用いたものに近い既存のバリエータを改造し効率向上代の確認試験を行った。

6.1. 効率計算結果

改造前諸元および新手法で最適化した諸元でのバリエータ効率計算を行った。表 6-1 に示すように、High 側で 0.37 (%)、1 : 1 で 1.12 (%)、Low 側で 0.84 (%) 効率が向上するという結果が得られた。

6.2. 効率測定結果

改造前後でバリエータの効率測定を行った。表 6-2 に試験条件を、図 6-1 に試験結果を示す。新手法で検討したバリエータ諸元では、High 側で 0.49 (%)、1 : 1 付近で 1.6 (%)、Low 側で 0.8 (%) 程度の効率向上代が確認できた。

6.3. 効率計算結果と効率測定結果の比較

効率計算結果、効率測定結果のまとめを表 6-3 に示す。いずれの条件においても概ね計算結果と測定結果は一致しており、今回提案する検討手法の妥当性が確認できた。

Table 6-1 Result of simulation

	Nin (rpm)	Tin (Nm)	Improvement of variator efficiency (%)
High	1 000	100	+0.37
1 : 1	1 000	100	+1.12
Low	1 000	100	+0.84

Table 6-2 Experiment condition

Ratio	Rev	Input torque	Temperature
High	1 000 rpm	100 Nm	75 °C
1 : 1		200 Nm	
Low		300 Nm	

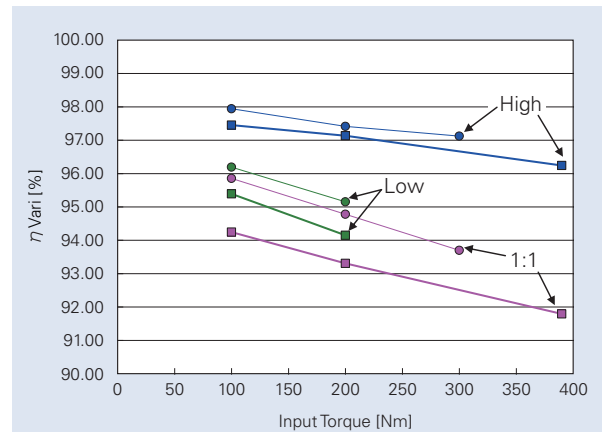


Fig. 6-1 Measurement result

Table 6-3 Improvement of variator efficiency (simulation data and experiment data)

	Nin (rpm)	Tin (Nm)	Improvement of variator efficiency (%)	
			Simulation	Experiment
High	1 000	100	+0.37 %	+0.49 %
1 : 1	1 000	100	+1.12 %	+1.60 %
Low	1 000	100	+0.84 %	+0.80 %

7. まとめ

トラクション接触部温度と限界トラクション係数の関係に着目した高効率バリエータ諸元の検討手法を考案した。新手法で設計したバリエータは従来のバリエータに対し実測で High 側で 0.49 (%)、1 : 1 付近で 1.6 (%)、Low 側で 0.8 (%) 程度効率が向上を果たすことができた。また、最 High で約 98 (%) の効率を達成した。

参考文献

- 1) T. Miyaji, Y. Tamoto, H. Koga and H. Hata: Advanced Traction CVT Fluid for Innovating Transmission Technology, Proc. of CVT-HYBRID 2007 Yokohama, JSAE, p. 73-78 (2007).
- 2) H. Nishii, S. Noji, T. Inoue: Improvements of half Toroidal CVT, Proc. of CVT-HYBRID 2007 Yokohama, JSAE, p. 165-170 (2007).
- 3) 小林ほか：ハーフトロイダル CVT の高効率化，自技会学術講演会前刷集，No. 74-13, p. 25-28 (2013).
- 4) 植田ほか：転動体の耐圧痕性を向上させた転がり軸受の長寿命技術，トライボロジー会議 2008 春予稿集，(2008)，pp. 143-144.

商 品

紹 介

トランスミッション用 リテーナープレート付き玉軸受

Deep Groove Ball Bearing with a Retainer Plate, for Transmissions

近年、自動車の低燃費化を背景に、トランスミッション（以下、T/M）には動力伝達効率の向上や小型・軽量化が求められている。今回NSKが開発したリテーナープレート付き玉軸受（図1）は、軸受をリテーナープレートと一体化したものであり、従来の別体構造品に比べてリテーナープレートの板厚分だけT/Mの全長短縮を可能とした。以下にその構造および特長を紹介する。

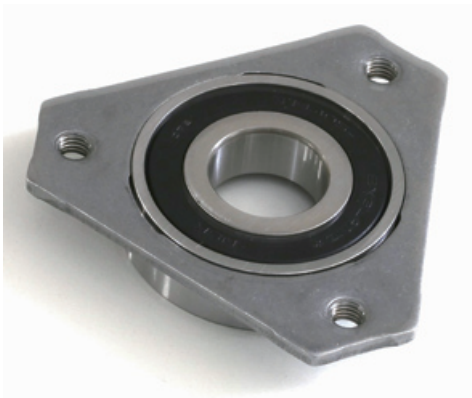


図1 リテーナープレート付き玉軸受

Fig. 1 Newly developed deep groove ball bearing with a retainer plate

1. 構成、構造、および仕様

本商品は、外輪に段部および止輪溝を設けた軸受（図2（a））、内径部に爪を有したリテーナープレート（図2（b））、および外径側に突起を持った特殊形状の止輪（図2（c））、の3点で構成されている。リテーナープレートの爪部が軸受外輪の止輪溝に挿入された止輪の突起部を乗り越えることで、リテーナープレートが軸受外輪と組付き、非分離構造になっている（図3）。

2. 特長

(1) T/Mの小型・軽量化

リテーナープレートの板厚分（約4mm）だけT/Mの全長を短縮できるため、T/Mの小型・軽量化に貢献できる（図4）。

(2) T/Mの組立て性の向上

リテーナープレートと軸受外輪は非分離構造である。また、リテーナープレートは軸受外輪に対しスムーズに回転するようになっている。そのため、ボルト締付け時の位相の調整が容易で、T/Mへの組付け性が良い（図4）。

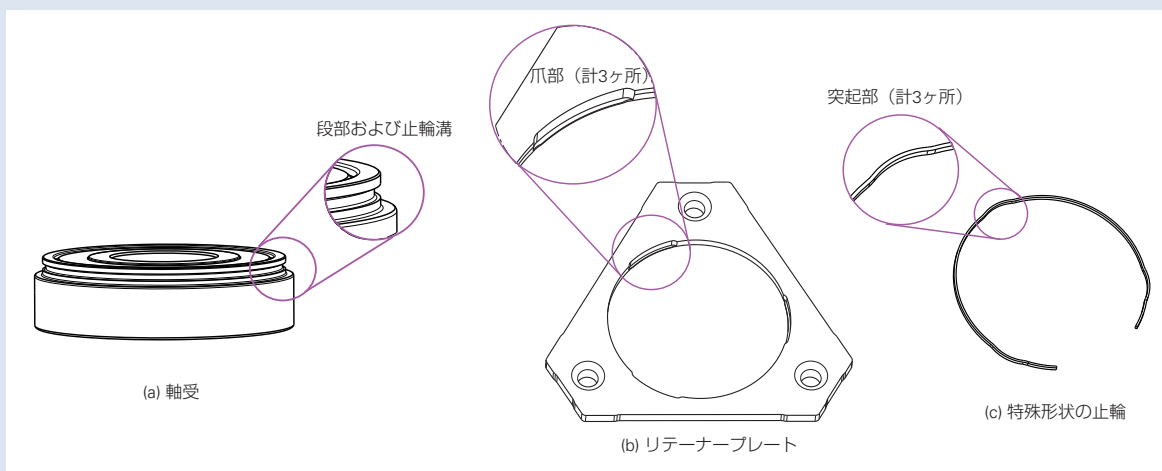


図2 段部および止輪溝を設けた軸受

Fig. 2 Bearing with step and groove for snap ring

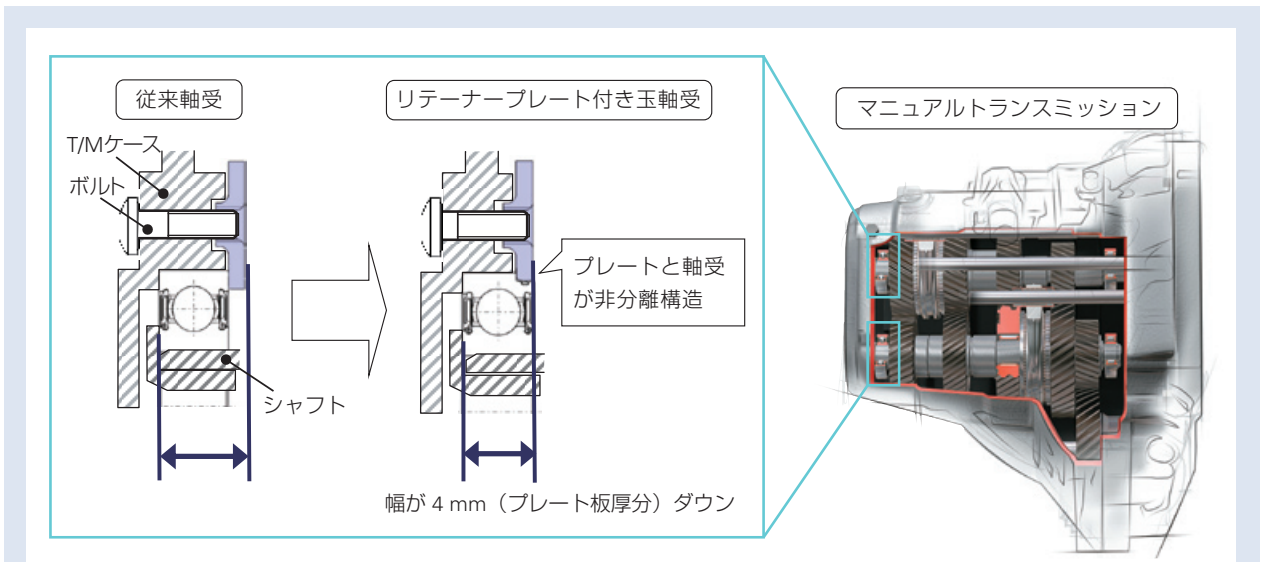
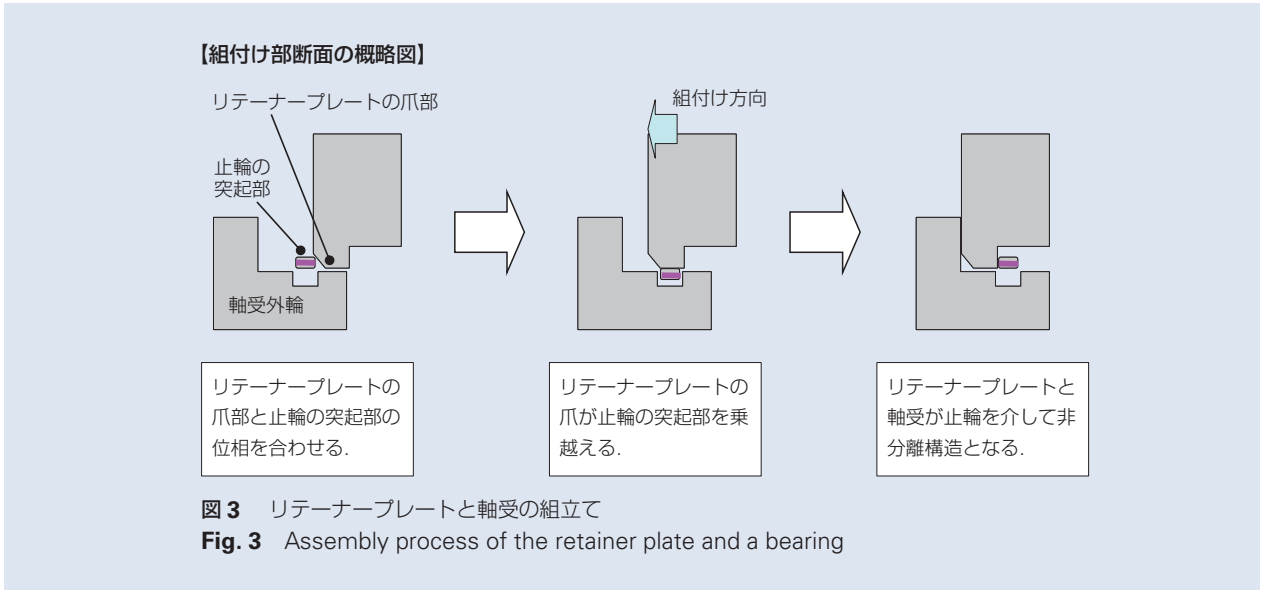


図 4 リテーナープレート付き玉軸受の特長
Fig. 4 Merit of newly developed deep groove ball bearing with a retainer plate

3. 用途

自動車用トランスミッション、特にマニュアルトランスミッション (M/T) やデュアルクラッチトランスミッション (DCT) の軸支持部が主な用途である。

4. まとめ

T/M の小型・軽量化に貢献できる本商品を、特に欧州や中国などで需要の高い M/T、DCT 向けの軸支持軸受として、グローバルな生産拠点から提供していきたい。

商品

紹介

非磁性金属キャップ付き高密封性ハブユニット軸受

Hub Unit Bearing with High-Performance Sealing and Nonmagnetic Metallic Cap

ハブユニット軸受は自動車の車輪の中心にあり、車体を支える重要な基幹部品であることから、非常に高い信頼性が求められている。また、近年の環境対応に伴う CO₂ 排出量の削減、ガソリン価格の高騰への対応、省資源化への貢献、といった観点から自動車として燃費の改善が急務であり、軸受は低フリクション化が強く求められている。

軸受の信頼性を確保するために、外部からの異物混



写真 1 非磁性金属キャップ付き高密封性ハブユニット軸受

Photo 1 Hub unit bearing with high-performance sealing and nonmagnetic metallic cap

入を防止する手段として、軸受の車体内側と車体外側にシールを装着する形式があるが、この形式はシールの摩擦によるフリクションが課題となっている。また、別的手段として軸受の車体内側に金属性のキャップを嵌合する形式も用いられているが、金属同士の嵌合のため使用環境によっては十分な密封性を確保することが困難な場合もある。

NSK は、ゴムを加硫接着した非磁性体の金属キャップを新たに開発し、高い密封性による信頼性の確保と低フリクションを両立させた“非磁性金属キャップ付き高密封性ハブユニット軸受”（写真 1、図 1）を開発したので紹介する。

1. 特長

(1) 過酷環境下での信頼性の向上

嵌合部にゴムを加硫接着した非磁性金属キャップにより高い密封性を確保し、従来比 7 倍の高密封性を実現している（図 2）。これにより、泥水、雪、砂などの異物の軸受内部への侵入を防止できる。

(2) 高磁力磁気エンコーダの採用による軸受の小型化

車輪速センサと磁気エンコーダの間に非磁性金属キャップが介在することで、エアギャップ（図 1）

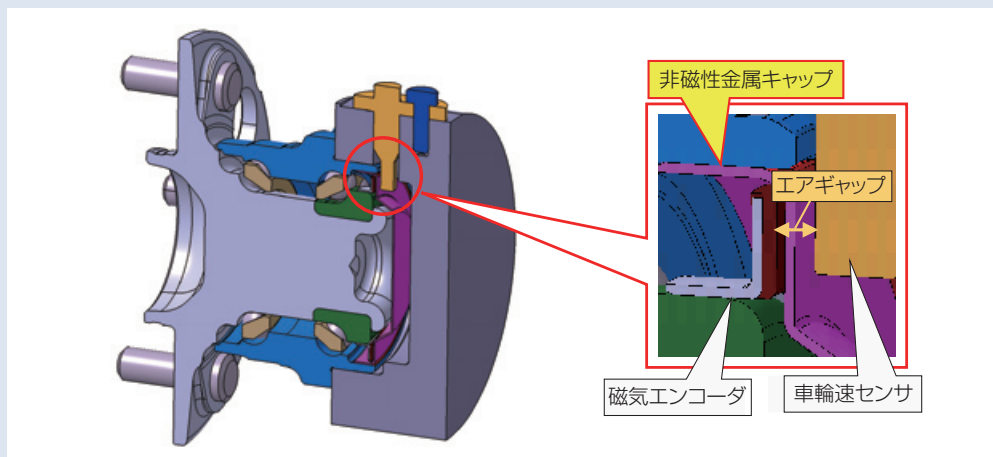


図 1 非磁性金属キャップ部の構造

Fig. 1 Structure of the nonmagnetic metallic cap part

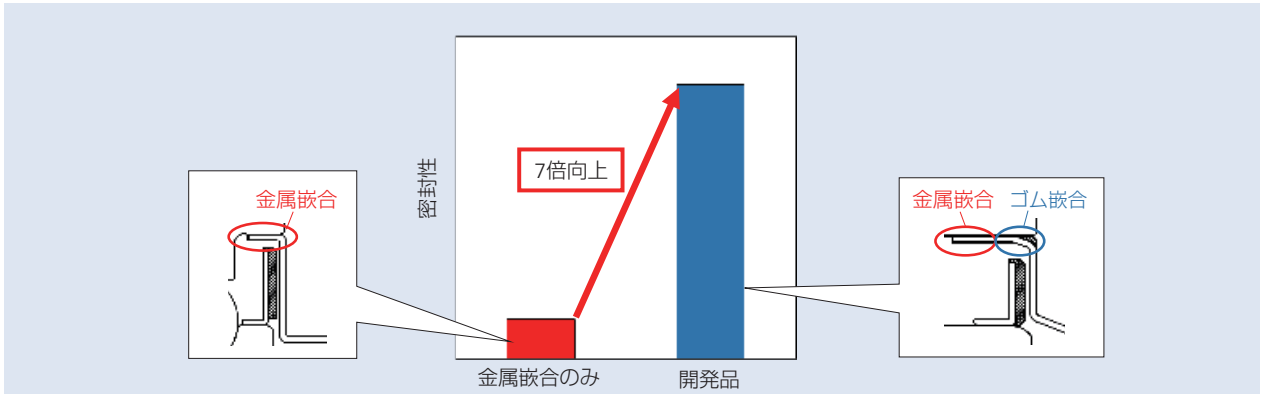


図2 ハブユニット軸受の密封性(エアリークテスト評価結果)
 Fig. 2 Sealing performance of hub unit bearings (results of air-leak test)

が増大し、磁気エンコーダの磁力アップが必要となる。従来の設計では、磁力アップから磁気エンコーダが大型化し、それに伴う軸受のサイズアップが避けられなかった。これに対し本開発品では、従来比 20 % アップの高磁力の磁気エンコーダを採用することにより軸受のサイズアップを回避した(図3)。

(3) フリクションの低減

車体内側については、シールに替えて非磁性金属キャップを採用することでフリクションをゼロに抑えることが出来た。さらに、車体外側のシールには、低フリクション化技術を活用した。

これらにより、本開発品は、ハブ軸受の密封性を向上させながらフリクションを低減させることに成功し、自動車の走行抵抗の低減にも貢献できるものとなった(図4)。

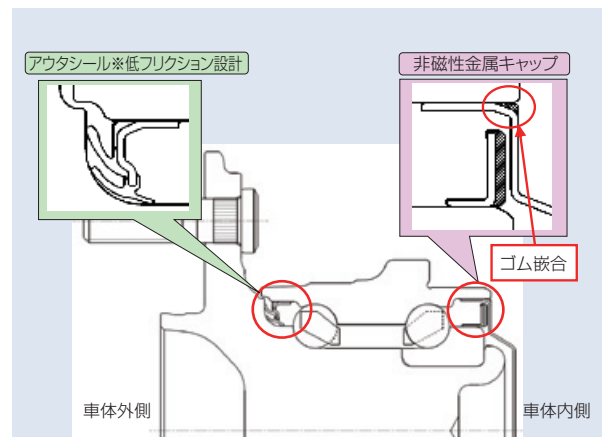


図4 非磁性金属キャップ付き高密封性ハブユニット軸受の断面図
 Fig. 4 Cross-sectional view of the hub unit bearing with high-performance sealing and nonmagnetic metallic cap

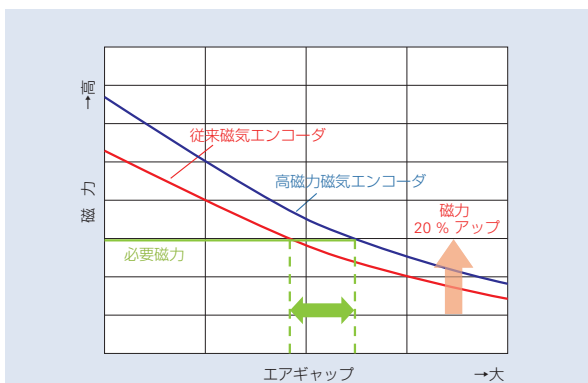


図3 高磁力磁気エンコーダの採用
 Fig. 3 Making use of the high-magnetic-power encoder

2. まとめ

“非磁性金属キャップ付き高密封性ハブユニット軸受”は、高い密封性による信頼性の確保と低フリクション化を両立できたので、市場不具合の低減や燃費向上に貢献できるものとする。今後、より一層多くの車両に使用いただけるよう開発を進めるとともに、高い信頼性を維持しつつ、さらなる燃費向上のニーズに応えられる商品開発に取り組んでいきたい。

商品

紹介

自動車エンジン向け低トルクタペットローラ軸受

Low-Friction Torque Tappet Roller Bearings for Automotive Engines

近年、消費者の環境意識の高まりなどにより、自動車にはさらなる燃費改善が求められている。その様な状況の中で、エンジン全体の技術としては、ダウンサイジング技術によるエンジンの小型・軽量化、エンジンオイルの低粘度化による損失トルクの低減、可変バルブタイミング機構といった新技術の導入などにより、燃費改善につながる高効率化が追求されている。

エンジンに使用される軸受の小型化は、エンジンの小型・軽量化に貢献することができるうえに、軸受の

小型化によって損失トルクの低減につなげることも可能となるため、特に重要である。

今回、長寿命化を実現した“自動車エンジン向け低トルクタペットローラ軸受”（写真1）を開発したので紹介する。本開発品は、長寿命化したことにより軸受自体の小型・軽量化が可能であり、小型化に伴う損失トルク低減により自動車の燃費改善に貢献することができる。



写真1 低トルクタペットローラ軸受

Photo 1 Newly developed low-friction torque tappet roller bearing

1. 特長

タペットローラ軸受は、エンジン内のカムシャフトの回転運動を受けて吸排気バルブを押し下げる働きをするロッカーアームに組み込まれ、カムシャフトの回転運動による荷重を滑らかに受ける働きをするものである。一つのバルブにつき一つのロッカーアームが組まれるため、4気筒（1気筒4バルブ）のエンジンでは16個の軸受を使用することとなる（図1）。

開発品は、タペットローラ軸受の中で最弱部位である軸に、浸炭窒化処理と高周波焼入れを施している。これにより、タペットローラ軸受として必要な加締め性を確保しながら、同サイズの従来品に対して2倍以上の転がり疲労寿命を実現した（図2）。

長寿命化したことにより、同水準の転がり疲労寿命

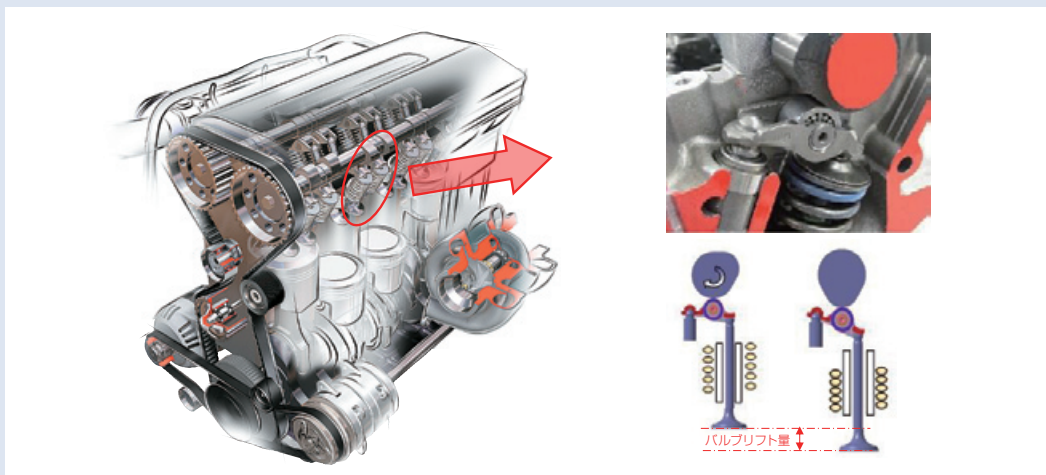


図1 自動車用エンジンの構造

Fig. 1 Cutaway view of an engine structure

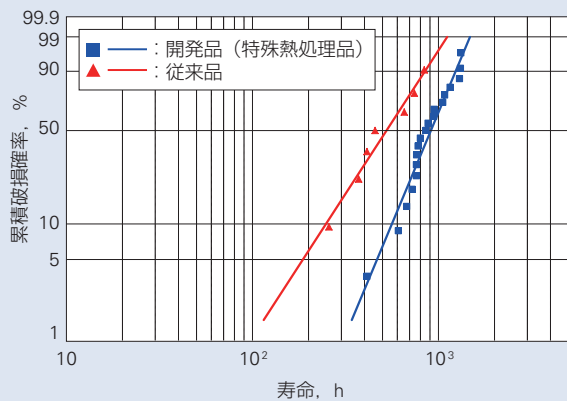


図2 同サイズ軸受による開発品と従来品の寿命試験結果
Fig. 2 Comparison of rolling fatigue life between the newly developed product (with special heat treatment) and the conventional product

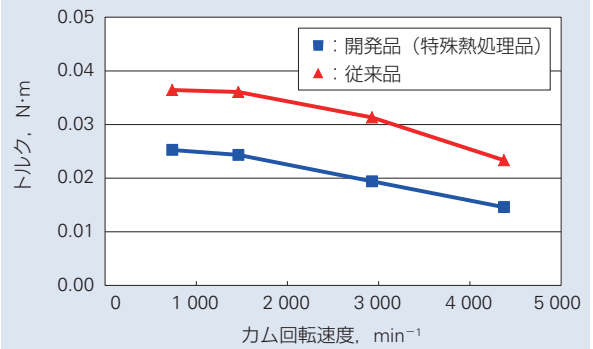


図4 開発品と従来品の摩擦トルク比較結果
Fig. 4 Comparison of friction torque between the newly developed product (with special heat treatment) and the conventional product.

を持つ従来軸受に比べて、重量を約 20 % 軽くすることが可能となり、大きさも約 20 % 小さくすることが可能となった(図3)。

また、可変バルブタイミング機構などの部品点数が多くなることによってシステム構造が大型化することに対しても、開発品は、軸受が小型化できるのでシステム全体の小型化に寄与することができる。

本開発品により軸受を小型化・軽量化した場合は、軸受単体の摩擦トルクは従来軸受と比較して 30 % ~ 40 % 低減することができる(図4)。また、開発品は、タペットローラが滑らかに回転することでカムシャフトとの間の摩擦(損失トルク)も低減することができるので、これらの結果として燃費の改善に貢献することができる。

2. 用途

- ・ エンジン用ロッカーアーム、可変バルブタイミング機構等の可変動弁系システム用ロッカーアーム。
- ・ 軸受外径面を案内面とするローラフォロア (燃料噴射ポンプなど)。

3. まとめ

“低トルクタペットローラ軸受”は、今後のエンジン低燃費化・高効率化に対して、より一層貢献できる製品であると考え、引き続き、市場ニーズに合致した新商品を開発し、製品の性能向上を推進していきたい。

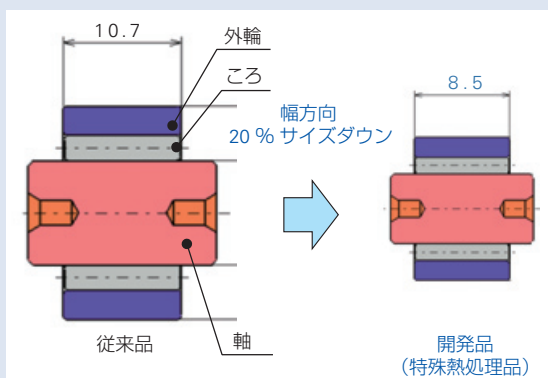


図3 特殊熱処理採用により寿命同等となるサイズダウン例
Fig. 3 Example of a bearing achieving the same life at a smaller size

本 社	TEL.03-3779-7111 (代)	FAX.03-3779-7431	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
産業機械事業本部	TEL.03-3779-7227 (代)	FAX.03-3779-7644	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
自動車事業本部	TEL.03-3779-7189 (代)	FAX.03-3779-7917	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
営業本部			
産機営業統括部	TEL.03-3495-8223 (代)	FAX.03-3779-8698	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
販売店営業統括部	TEL.03-3779-7959 (代)	FAX.03-3495-8231	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
販売技術統括部	TEL.03-3779-7315 (代)	FAX.03-3779-8698	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
東北支社	TEL.022-261-3735 (代)	FAX.022-261-3768	宮城県仙台市青葉区一番町 1-2-25 (仙台 NSビル 7F) 〒980-0811
日立支社	TEL.029-222-5660 (代)	FAX.029-222-5661	茨城県水戸市城南 1-4-7 (第 5 プリンスビル 6F) 〒310-0803
北関東支社	TEL.027-321-2700 (代)	FAX.027-321-2666	群馬県高崎市栄町 16-11 (高崎イーストタワー 2F) 〒370-0841
長岡営業所	TEL.0258-36-6360 (代)	FAX.0258-36-6390	新潟県長岡市東坂之上町 2-1-1 (三井生命長岡ビル 7F) 〒940-0066
東京支社 第一営業部	TEL.03-3779-7302 (代)	FAX.03-3779-7437	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
札幌営業所	TEL.011-231-1400 (代)	FAX.011-251-2917	北海道札幌市中央区北二条東 11-23 〒060-0032
宇都宮営業所	TEL.028-610-8701 (代)	FAX.028-610-8717	栃木県宇都宮市東宿郷 2-2-1 (ビッグ・ピースクエア 7F) 〒321-0953
東京支社 第二営業部	TEL.03-3779-7334 (代)	FAX.03-3779-7437	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
東京支社 第二営業部 (八王子)	TEL.042-645-7021 (代)	FAX.042-645-7022	東京都八王子市明神町 4-7-14 (八王子 ONビル 8F) 〒192-0046
東京支社 販売店営業部	TEL.03-3779-7251 (代)	FAX.03-3495-8241	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
東京支社 販売技術部	TEL.03-3779-7307 (代)	FAX.03-3495-8241	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
西関東支社	TEL.046-223-9911 (代)	FAX.046-223-9910	神奈川県厚木市中町 2-6-10 (東武太朋ビル 5F) 〒243-0018
長野支社	TEL.0266-58-8800 (代)	FAX.0266-58-7817	長野県諏訪市中洲 5336-2 (諏訪貿易流通会館轟ビル 4F) 〒392-0015
上田営業所	TEL.0268-26-6811 (代)	FAX.0268-26-6813	長野県上田市大手 1-6-4 〒386-0024
甲府営業所	TEL.055-222-0711 (代)	FAX.055-224-5229	山梨県甲府市丸の内 2-14-13 (ダイタビル 3F) 〒400-0031
静岡支社	TEL.054-253-7310 (代)	FAX.054-275-6030	静岡県静岡市葵区紺屋町 17-1 (葵タワー 22F) 〒420-0852
名古屋支社 営業部	TEL.052-249-5749 (代)	FAX.052-249-5826	愛知県名古屋市中区新栄 2-1-9 (雲電フレックスビル西館 2F) 〒460-0007
名古屋支社 販売店営業部	TEL.052-249-5750 (代)	FAX.052-249-5751	愛知県名古屋市中区新栄 2-1-9 (雲電フレックスビル西館 2F) 〒460-0007
名古屋支社 販売技術部	TEL.052-249-5720 (代)	FAX.052-249-5701	愛知県名古屋市中区新栄 2-1-9 (雲電フレックスビル西館 2F) 〒460-0007
北陸支社	TEL.076-260-1850 (代)	FAX.076-260-1851	石川県金沢市藤江南 1-40 〒920-0346
関西支社 第一営業部	TEL.06-6945-8156 (代)	FAX.06-6945-8174	大阪府大阪市中央区北浜東 1-26 (大阪日精ビル 6F) 〒540-0031
松山営業所	TEL.089-941-2445 (代)	FAX.089-941-2538	愛媛県松山市千舟町 4-6-1 (フコク生命ビル 6F) 〒790-0011
姫路営業所	TEL.079-289-1521 (代)	FAX.079-289-1675	兵庫県姫路市南駅前町 100 (パラシオ第 2 ビル 8F) 〒670-0962
関西支社 第二営業部	TEL.06-6945-8155 (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 6F) 〒540-0031
京滋営業所	TEL.077-564-7551 (代)	FAX.077-564-7623	滋賀県草津市若竹町 8-4 〒525-0031
関西支社 販売店営業部	TEL.06-6945-8158 (代)	FAX.06-6945-8175	大阪府大阪市中央区北浜東 1-26 (大阪日精ビル 8F) 〒540-0031
関西支社 販売技術部	TEL.06-6945-8168 (代)	FAX.06-6945-8178	大阪府大阪市中央区北浜東 1-26 (大阪日精ビル 7F) 〒540-0031
中国支社	TEL.082-285-7760 (代)	FAX.082-283-9491	広島県広島市南区大州 3-7-19 (広島日精ビル 3F) 〒732-0802
福山営業所	TEL.084-954-6501 (代)	FAX.084-954-6502	広島県福山市曙町 5-29-10 〒721-0952
九州支社	TEL.092-451-5671 (代)	FAX.092-474-5060	福岡県福岡市博多区博多駅東 2-6-1 (九勤筑紫通ビル 7F) 〒812-0013
熊本営業所	TEL.096-337-2771 (代)	FAX.096-348-0672	熊本県熊本市北区楠 8-16-50 〒861-8003
東日本自動車第一部 (厚木)	TEL.046-223-8881 (代)	FAX.046-223-8880	神奈川県厚木市中町 2-6-10 (東武太朋ビル 5F) 〒243-0018
東日本自動車第一部 (富士)	TEL.0545-57-1311 (代)	FAX.0545-57-1310	静岡県富士市永田町 1-124-2 (明治安田生命富士ビル 2F) 〒417-0055
東日本自動車第二部	TEL.03-3779-7361 (代)	FAX.03-3779-7439	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
東日本自動車第三部 (宇都宮)	TEL.028-610-9805 (代)	FAX.028-610-9806	栃木県宇都宮市東宿郷 2-2-1 (ビッグ・ピースクエア 7F) 〒321-0953
東日本自動車第三部 (東海)	TEL.0566-71-5260 (代)	FAX.0566-71-5365	愛知県安城市三河安城町 1-9-2 (第 2 東祥ビル 5F) 〒446-0056
東日本自動車第四部	TEL.027-321-3434 (代)	FAX.027-321-3476	群馬県高崎市栄町 16-11 (高崎イーストタワー 3F) 〒370-0841
中部日本自動車部 (豊田)	TEL.0565-31-1920 (代)	FAX.0565-31-3929	愛知県豊田市下市場町 5-10 〒471-0875
中部日本自動車部 (東海)	TEL.0566-71-5351 (代)	FAX.0566-71-5365	愛知県安城市三河安城町 1-9-2 (第 2 東祥ビル 5F) 〒446-0056
中部日本浜松自動車部	TEL.053-456-1161 (代)	FAX.053-453-6150	静岡県浜松市中区板屋町 111-2 (浜松アクトタワー 19F) 〒430-7719
西日本自動車部 (大阪)	TEL.06-6945-8169 (代)	FAX.06-6945-8179	大阪府大阪市中央区北浜東 1-26 (大阪日精ビル 3F) 〒540-0031
西日本自動車部 (広島)	TEL.082-284-6501 (代)	FAX.082-284-6533	広島県広島市南区大州 3-7-19 (広島日精ビル 2F) 〒732-0802
西日本自動車部 (姫路)	TEL.079-289-1530 (代)	FAX.079-289-1675	兵庫県姫路市南駅前町 100 (パラシオ第 2 ビル 8F) 〒670-0962

最新情報はNSKホームページをご覧ください。

お問合せ：製品については、お近くの支社・営業所にお申し付けください。

製品の技術的な内容
についてのお問合せ

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

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

NSK TECHNICAL JOURNAL

MARCH 2015 No. 687

印刷 平成 27 年 3 月 14 日
発行 平成 27 年 3 月 20 日
編集人 満江 直樹
発行人 海老澤 斉
印刷所 久下印刷株式会社
発行所 **日本精工株式会社**
広報部 TEL 03-3779-7050
東京都品川区大崎 1-6-3 日精ビル

非売品

無断転載を禁ずる

このジャーナルの内容については、技術的進歩及び改良に対応するため製品の的外観、仕様などは予告なしに変更することがあります。
なお、ジャーナルの制作には正確を期するため細心の注意を払いましたが、誤記脱漏による損害については責任を負いかねます。



日本精工株式会社



円滑でくらしやすい地球のために

この印刷物は環境に配慮した印刷方法を採用しています。