

NSK TECHNICAL JOURNAL

MARCH · 2012

No. 685

自動車用製品小特集号

FUEL-CELL VEHICLE

RECHARGEABLE ELECTRIC VEHICLE

HYBRID TRUCK & BUS

HYBRID CAR

SMALL SIZED ECO-CAR

GASOLINE ENGINE VEHICLE

Charge Area

NSK

NSK TECHNICAL JOURNAL

MARCH・2012

No. 685

自動車製品小特集号

巻頭言

自動車製品小特集号によせて 取締役 執行役専務 正田 義雄 1

解説・論文

次世代ハイブリッドカー向けモータ用超高速玉軸受の開発 前島 武始, 田中 孝道 2

次世代低トルク円すいころ軸受の開発 齋藤 智治, 前島 大紀, 平本 隆之 8

ハイブリッドカー用超低トルク玉軸受の開発 土田 祐樹, 田中 進, 村岡 俊実 14

自動車用エアコン・コンプレッサ用

低トルク・スラストニードルベアリングの開発 矢野 崇史, 相田 博, 村田 繁則 21

低トルクハブユニット軸受の開発 棚橋 昌禎 26

車載モータ用軸受の技術動向 井澤 信明 32

商品紹介

次世代ハイブリッドカー向けモータ及び発電機構用超高速玉軸受 36

トランスミッション用超低トルク密封クリーン玉軸受 38

高速回転仕様ミニアチュアプラネタリ用ケージ&ローラ 40

SK85 代替・長寿命スラストニードルベアリング 42

高強度プレスプーリ 44

高耐久クラッチプーリユニット 46

直進走行感（オンセンター感）向上機能付き電動パワーステアリング 48

二輪車ブレーキシステム用ボールねじ 50

解説・論文

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 植田 徹, 瀬野 直也, 瀧尾 和弘, 三田村 宣晶 52

点接触 EHL における微小揺動時の油膜挙動について 丸山 泰右, 齋藤 剛 61

工作機械旋回軸用幅狭アングュラ玉軸受 “ロバストスリム™” の開発 青木 満穂 67

商品紹介

製紙機械用スミアリング防止自動調心ころ軸受 74

高性能姿勢制御ホイール用軸受 76

NSK リニアガイド™—ローラガイド “RA シリーズ” 微予圧品 78

NSK TECHNICAL JOURNAL

MARCH·2012 No. 685

Special Articles

Preface

NSK's Automotive Products Y. Shoda 1

Technical Papers

Development of Ultrahigh-Speed Ball Bearings for Motors in
 Next-Generation Hybrid Vehicles T. Maejima, T. Tanaka 2

Development of New-Generation Low-Frictional-Torque
 Tapered Roller Bearings T. Saito, H. Maejima, T. Hiramoto 8

Development of Ultra Low-Torque Ball Bearings for Hybrid Vehicles Y. Tsuchida, S. Tanaka, T. Muraoka 14

Development of Low-Torque Thrust Needle Roller Bearing for Automotive
 Air Conditioner Compressors T. Yano, H. Aida, S. Murata 21

Development of Low-Torque Hub Unit Bearings M. Tanahashi 26

Technological Trends of Bearings for Electric Motors on Board Vehicles N. Izawa 32

New Products

Ultra High-Speed Ball Bearing for Motors and Power Generators in
 Next Generation Hybrid Vehicles 36

Ultra Low-Torque Sealed Clean Bearing for Transmission Applications 38

High-Speed Cage & Rollers for Miniature Planetary Gears 40

Long-Life Thrust Needle Roller Bearings Replace SK85 42

High-Strength, Pressed Steel Pulley 44

Newly Developed Highly Durable Clutch Pulley Unit 46

Electric Power Steering System for Excellent on-Center Steering Feel 48

Ball Screw for Motorcycle Brake Systems 50

Technical Papers

Long life technology of rolling bearing by improving the resistance to
 dent formation of rolling element T. Ueda, N. Seno, K. Takio, N. Mitamura 52

Oil Film Behavior under Minute Vibrating Conditions in EHL Point Contacts T. Maruyama, T. Saitoh 61

Development of Robust Slim Low-Profile Angular Contact Ball Bearings for Swivel,
 Tilt, Rotary Motion of Machine Tools M. Aoki 67

New Products

Smear-Resistant Spherical Roller Bearings for Papermaking Machinery 74

High-Performance Bearings for Satellite Attitude Control Reaction Wheels 76

NSK Linear Guide—Light-Preload Roller Guides for RA Roller Guide Series 78

自動車製品小特集号によせて

取締役 執行役専務
正田 義雄



1970年代の排ガス規制や石油ショックを乗り越えて日本の自動車産業は順調に発展してきました。その後、1980年代からは低燃費化、高出力化、あるいはさまざまな快適性の追及がなされ、日本の自動車は低燃費や安全性の面でも世界一の品質レベルを保持してきました。弊社も、1959年にボールスクリュース式ステアリングを市場に投入したのをはじめ、1960年代からニードル軸受やオートマチックトランスミッション用部品を市場に投入してきました。また、小型化、軽量化、低燃費化の要求に応えるため、トランスミッション用の長寿命密封クリーン軸受や、足回りの軸受をユニット化したハブユニット軸受(第3世代)を1987年に投入するなど、常に最先端の技術を提供してきました。また、時代の要求に先駆けて、ステアリングの分野では電動パワーステアリングを1989年から市場に投入し、さらに1999年には夢の変速機としてハーフトロイダルCVTを市場に出すことができました。

2008年のリーマンショックをきっかけとして、自動車の市場や技術の大きな変化が顕著に見られるようになって来ました。新興国での自動車市場が急激に拡大し、省エネルギーや環境問題に対応するため、ハイブリッド車や電気自動車に代表されるような電動化が急進展しております。弊社では、さらなる小型化・軽量化・低摩擦トルク化を推し進めたトランスミッション用軸受やハブユニット軸受を開発しております。また、ハイブリッド車や電気自動車用軸受などの、より困難な条件や新しいアプリケーションで使用される自動車専用軸受や、アクチュエーターの電動化に対応したボールねじなど、自動車技術の新しい変化に対応した新商品を送り出しております。さらに、新興国の自動車市場にも適応できる商品として、BRICs市場向けハブユニット軸受を開発いたしました。

弊社は、材料・トライボロジー・解析・メカトロニクスという4つのコアテクノロジーを基盤として、摩擦がより少なく省エネルギーに貢献する軸受や小型化・軽量化を進めた環境対応型の商品の開発を続けております。この自動車製品小特集号では、最近の技術成果と商品のいくつかを紹介させていただきます。弊社は今後も、さらに研究開発力を強化し、地球環境問題やエネルギー問題の解決に向けて自動車技術の進歩に貢献する所存です。皆様のなお一層のご指導、ご支援をお願い申し上げます。

次世代ハイブリッドカー向けモータ用 超高速玉軸受の開発

前島 武始*, 田中 孝道*



前島 武始

Development of Ultrahigh-Speed Ball Bearings for Motors in Next-Generation Hybrid Vehicles

T. Maejima, T. Tanaka



田中 孝道

In recent years, problems resulting from the effects of global warming, such as climate change, which is caused by greenhouse gases including carbon dioxide have been discussed as one of the pressing global environmental issues. In the automotive field, each manufacturer in Japan is strictly required to reduce tailpipe emissions of carbon dioxide, which is one of the greenhouse gases, and is working on improving fuel efficiency in order to reduce the emissions of carbon dioxide. Most major automobile manufacturers have seriously focused on developing hybrid vehicles or electric vehicles to reduce the consumption of fossil fuels. The next generation of motors for hybrid vehicles will need to be smaller and lighter while providing sufficient performance capabilities to endure ultrahigh-speed rotation to increase power output.

In this article, NSK has clarified bearing issues related to ultrahigh-speed rotation and has introduced new ball bearings that provide sufficient performance capabilities to endure conditions of more than 30 000 min⁻¹, which is 1.5 times faster than the performance limits of currently available bearings.

1. まえがき
2. 超高速玉軸受における要求機能と課題
 - 2.1 潤滑
 - 2.2 軸受の摩擦
 - 2.3 保持器の強度
3. 開発軸受の特長
 - 3.1 油流制御プレートの設置
 - 3.2 摩擦の低減
 - 3.3 保持器強度の向上
4. 超高速玉軸受の効果検証
 - 4.1 発熱試験
 - 4.2 高速耐久試験
5. あとがき

1. まえがき

近年の地球環境問題の一つに CO₂ 等による地球温暖化が指摘されており、自動車分野においても、CO₂ 排出量の削減が厳しく求められている。自動車メーカーでは、CO₂ 排出量低減のため、低燃費化の様々な取り組みが行われている。中でもハイブリッドカーや電気自動車に注目が集まっている。特に、需要が急速に拡大しているハイブリッドカーは、2010年に約100

万台であった世界販売台数が、2020年には1000万台を越える予測¹⁾があり、燃費改善の対策として、各自動車メーカーで注力されている。

次世代ハイブリッドカー用駆動モータは、燃費向上、車載スペースの確保、優れた走行性能を満たすために、小型・軽量化が進められる一方で、出力向上を目的に、超高速回転のニーズが高まっている。

* 未来技術開発センター，自動車製品開発部

本報では、これらの要求に対して、超高速下での軸受の問題点を明らかにし、従来比 1.5 倍となる毎分 3 万回転以上の超高速化を実現させた開発軸受について報告する。

2. 超高速玉軸受における要求機能と課題

図 1 に次世代ハイブリッドカー用モータ軸受の要求機能を示す。

前述したように、次世代のハイブリッドカー用モータには、燃費の向上および車載スペースの確保を目的に小型化・軽量化が要求され、同時に出力向上が求められている。しかしながら、モータを小型化すれば出力が低下してしまうため、高速回転させることで、従来モータと同等以上の出力を確保する必要がある。

モータを支持する軸受には、低トルクと組立性を考慮して深溝玉軸受を用いるのが一般的である。しかし、高速回転下では、遠心力による潤滑不足、軸受の摩擦による発熱・摩耗、保持器破損等の問題点がある^{2)~4)}。

2.1 潤滑

図 2 に高速回転時の軸受の状態を示す。

軸受の潤滑には、油潤滑もしくはグリース潤滑を用いるのが一般的であるが、次世代ハイブリッドカー向けの超高速玉軸受においては、潤滑性に優れた油潤滑を採用する必要がある。

しかしながら、油潤滑を用いた場合でも、転動体および保持器の回転が速く、遠心力により油の大部分が

モータ及び発電機構への要求機能

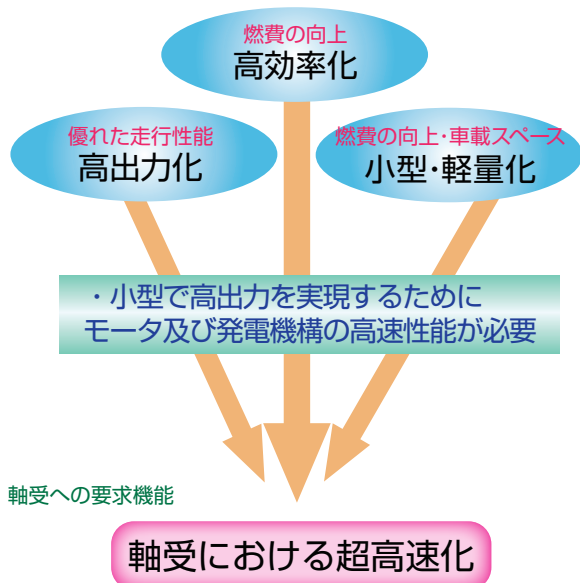


図 1 次世代ハイブリッドカー向けモータ用軸受に求められる機能

Fig. 1 Performance requirements of bearings for the next generation of hybrid vehicles

軸受の外径側に移動するため、玉と内輪間や玉と保持器間が潤滑不足となる。潤滑不足となった軸受は、最終的に焼付きから軸受のロックに至り、モータ破損に至る。

これに対し、油量を増やして潤滑不足を補う方法がある。しかし、油の攪拌抵抗により軸受の回転トルクが増大し、自動車の燃費効率が低下するため、駆動モータ用軸受の要求性能を満たすことができなくなる。

2.2 軸受の摩擦

超高速回転の深溝玉軸受を成立させるためには、潤滑不足を対策するだけでは十分でなく、軸受内の摩擦を低減する必要がある。以下に、問題点の詳細を説明する。

2.2.1 玉と軌道面の摩擦

深溝玉軸受を回転させると、軸受の回転速度とほぼ比例して、玉と軌道面間に滑り摩擦が生じる。通常の回転速度ならば、この滑り摩擦は問題にならないが、超高速条件では、摩擦が著しく大きくなることで軸受発熱が高くなるため、玉と軌道面の滑り摩擦を抑制することが重要となる。

2.2.2 玉と保持器の摩擦

図 3 に保持器の種類を示す。

深溝玉軸受に用いられる保持器としては、鋼板製プレス保持器やプラスチック製冠形保持器が一般的である。鋼板製プレス保持器は、球面形状のポケット面をプレス成型した 2 つの円環をリベットなどにより一体化した構造となっている。また、プラスチック製冠形保持器はグラスファイバーで強化されたナイロン樹脂で冠形に成型されている。両者とも球面状のポケッ

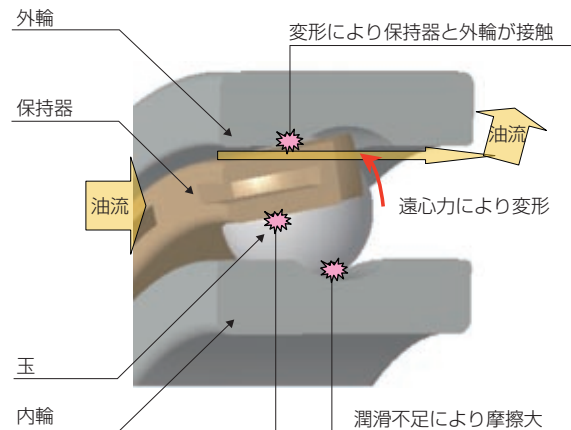


図 2 高速回転時の軸受の状態

Fig. 2 Internal conditions of bearing under high-speed rotation



図3 保持器の種類
Fig. 3 Cages for deep groove ball bearings

ト面で玉を抱く構造のため、玉とポケット面に摩擦が生じる。玉と軌道輪の摩擦と同様に通常の回転速度ならば、玉と保持器衝突した時に作用する力が小さいため、保持器ポケット面の摩擦が問題になることは少ない。しかし、超高速下 ($30\,000\text{ min}^{-1}$) では、玉の周速が約 40 m/s に達する上に、玉と保持器間の衝突時の力も増大する。プラスチック製冠形保持器は、自己潤滑性があり、さらに軽量であるため、鋼板製プレス保持器に比べ高速化に有利である。しかし、超高速下で、潤滑不足の条件が重なると玉と保持器ポケット面の摩擦により、ポケット面の摩耗が大きくなるため、最悪の場合には軸受内部から保持器が抜け落ちることも考えられる。

2.3 保持器の強度

前述の観点から、保持器にプラスチック製冠形保持器を採用した。しかしながら、現行の冠形保持器を高

速回転させると、図2に示すように、遠心力により保持器円環部を支点にして保持器が外径側に変形し、保持器が外輪と接触する。保持器が外輪と接触すると、軸受の発熱量が増える。また、大きく変形した保持器の円環部ポケット面には、過大な応力が発生するため、保持器が破断する。

これらの対策として、遠心力に強い保持器構造にする必要がある。保持器円環部を太くすることで、保持器強度を向上させることができるが、現行の軸受幅では、軸受からはみ出てしまうため、軸受幅を大きくしなければならない。しかし、軸受幅の増加はモータスペースの占有領域と重量が増えるため、小型軽量化の妨げとなる。

3. 開発軸受の特長

上述した超高速回転下の問題を解決するために、軸受諸元の最適化、軸受内部の油流制御、樹脂保持器形状の変更を行った。詳細を以下に述べる。

3.1 油流制御プレートの設置

図4に開発軸受と現行軸受の断面と油流イメージを示す。

開発軸受では超高速回転時の内輪側潤滑不足を改善するために、軸受側面の潤滑油流入側に油流を制御するプレートを設置した。本プレートにより、軸受の内側から油を供給できるようになるため、大きな遠心力が発生する超高速下においても、潤滑が枯渇しやすい内輪側へ確実に油を供給し、焼付きを防止することができる。

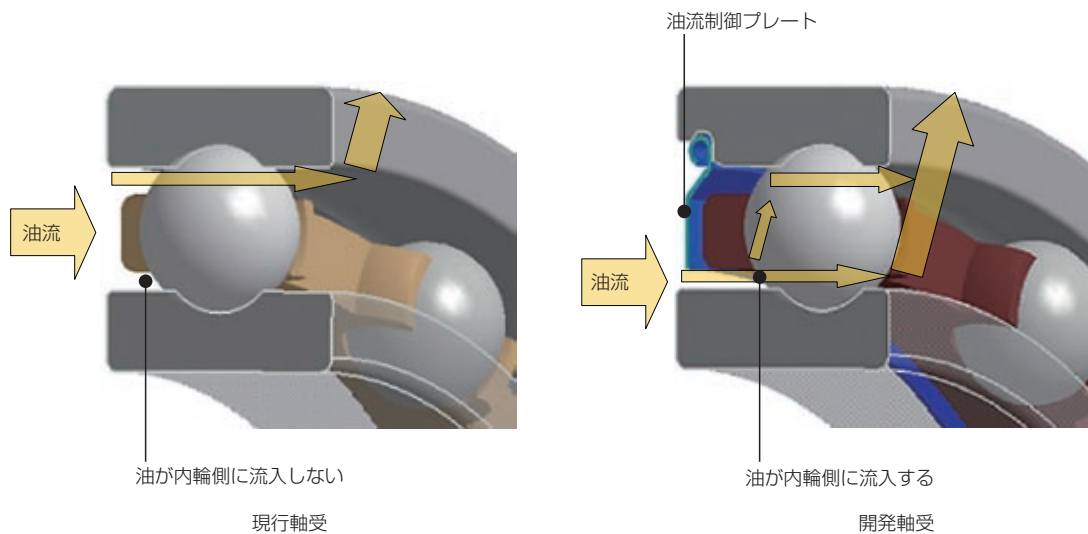


図4 開発軸受と現行軸受の潤滑状態
Fig. 4 Comparison of lubricating conditions for newly developed bearings and currently available bearings

3.2 摩擦の低減

3.2.1 軸受諸元の最適化

開発軸受では、軸受の内部諸元である溝寸法や玉径などを最適化することで、玉と軌道輪間の滑り量を低減し、超高速回転下における摩擦を抑制している。図5に各軸受のPV値（P：面圧，V：滑り速度）の計算結果を示す。開発軸受のPV値は現行軸受の約30%に低減している。

3.2.2 樹脂保持器の採用と形状最適化

先に述べたようにプラスチック製冠形保持器は、鋼板製プレス保持器に比べ、自己潤滑性があり、さらに軽量であるため高速化に有利であるが、超高速下では玉の自転速度が非常に速いために、現行の保持器構造ではポケット面を摩耗させてしまう。保持器ポケット面の摩耗を防止するためには、ポケット面の潤滑性能を向上させる方法と、玉と保持器間の衝突力を低減さ

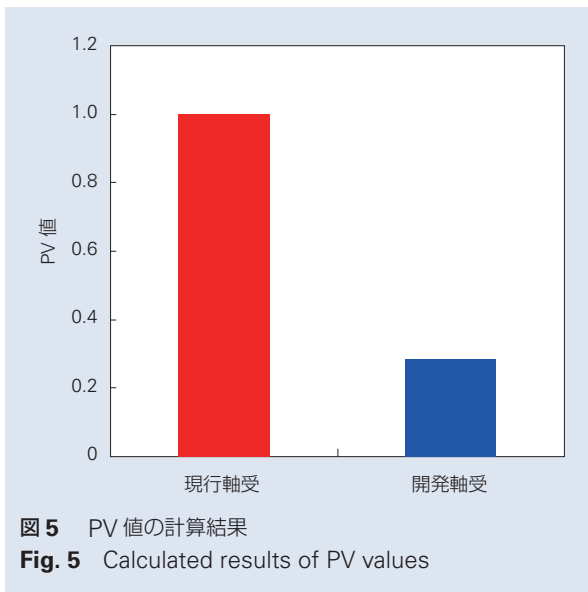


図5 PV値の計算結果
Fig. 5 Calculated results of PV values

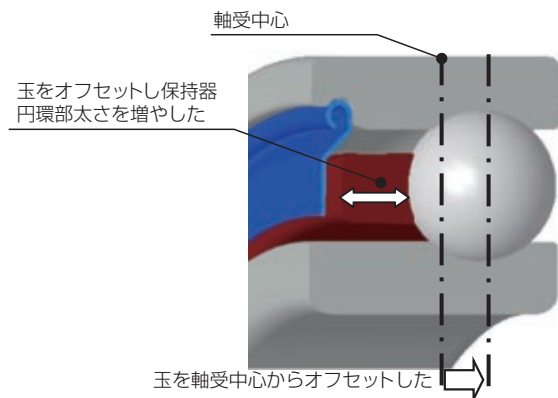


図6 開発軸受の断面図
Fig. 6 Cross-section view of newly developed bearing

せる方法がある。前者については3.1で説明した油流制御プレートを設置することで改善している。後者については、玉と保持器ポケット間のすきま、及び内輪外径と保持器内径間のすきまを調整することで、玉と保持器間の衝突力を低減させ、摩擦を抑制した。

3.3 保持器強度の向上

開発軸受に組み込まれた保持器は現行保持器に比べて円環部を軸方向に太くすることで保持器の剛性を向上させた。これにより、超高速下においても、保持器爪先が外径側に変形しない。また、保持器円環部ポケット面に過大な応力が発生しなくなるため、円環部の破断を防止できる。円環部の太さは軸受幅が不必要に大きくならないように、FEM解析を用いて最適化している。

図6に開発軸受の断面図を示す。

開発軸受は、現行軸受幅を厳守するため、玉を軸方向にオフセットさせることにより保持器円環部のスペースを確保した。

4. 超高速玉軸受の効果検証

4.1 発熱試験

開発軸受の、油流プレートによる潤滑性能改善効果と軸受諸元を最適化した摩擦低減効果を、図7に示す高速試験機を用いて確認した。試験は、内輪回転速度を段階的に上げた際の外輪温度を測定した。本試験では、内径φ45mm×外径φ68mm×幅12mmの深溝玉軸受を使用した。潤滑にはVG22程度の鉱油を用いて、電動ポンプで0.01L/minの油量を強制的に保持器円環部側のハウジングへ供給し、全ての潤滑油が軸受を貫通するようにした。さらに、油流プレートおよび軸受諸元最適化の効果を確認するため、現行軸受に開発保持器を組み込んで試験を実施した。

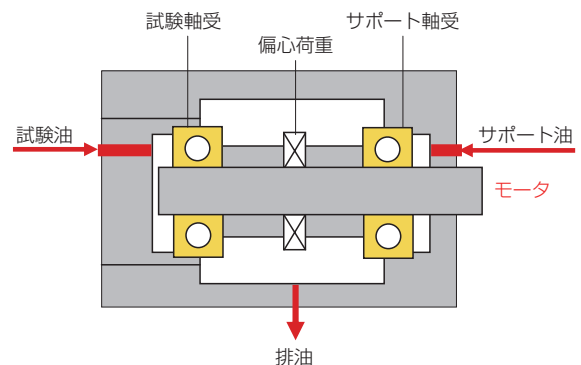


図7 高速試験機構造
Fig. 7 Measurement equipment

図8に発熱試験結果を示す。試験を開始してから現行軸受が焼付く20 000 min⁻¹までの全領域において、開発軸受の外輪温度が現行軸受よりも20℃以上低いことが確認できた。これは、油流制御プレートと軸受諸元の最適化により、軸受内の摩擦が低減され、発熱が抑制されたためと考える。

また、現行軸受が約20 000 min⁻¹で外輪の急な発熱を起こし焼付きを発生させたのに対して、開発軸受は32 500 min⁻¹になっても外輪の急な発熱および焼付きを起こさなかった。

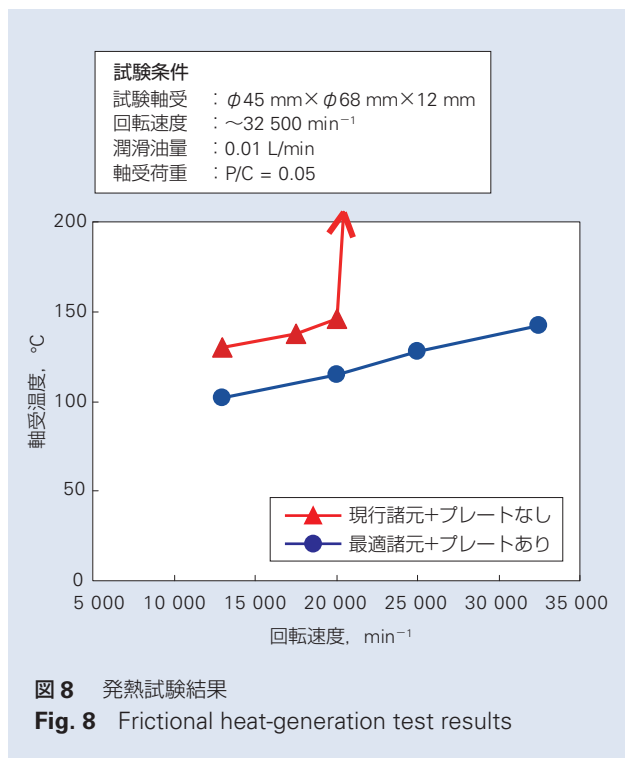
本試験により、開発軸受の発熱・焼付き性能が、現行軸受よりも大幅に向上していることを確認できた。

4.2 高速耐久試験

耐久性を確認するため、図7の試験機を用いて、現行軸受および開発軸受の比較試験を実施した。

本試験は、発熱試験と同様に内径φ45 mm×外径φ68 mm×幅12 mmの深溝玉軸受を使用し、内輪を30 000 min⁻¹で回転させた。潤滑油量はVG22程度の鉱油を用い、潤滑油量は超高速モータの実条件に合わせて0.03 L/minとした。また、現行軸受には現行プラスチック製冠形保持器を組み込んで試験を行った。

図9に現行軸受の高速耐久試験結果を示す。現行軸受を30 000 min⁻¹で回転させると、即時に内輪軌道面から焼付きが発生した。潤滑が不十分となり、玉と内輪軌道面間の摩擦が大きくなったため、玉



試験条件
 試験軸受 : φ45 mm×φ68 mm×12 mm
 回転速度 : 30 000 min⁻¹
 潤滑油量 : 0.03 L/min
 軸受荷重 : P/C = 0.05
 試験時間 : 即焼付き

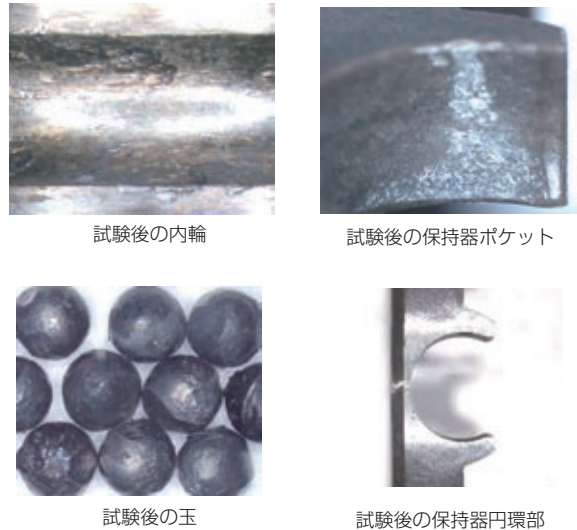


図9 現行軸受の高速耐久試験結果
Fig. 9 High rotational speed test results of the currently available bearing

試験条件
 試験軸受 : φ45 mm×φ68 mm×12 mm
 回転速度 : 30 000 min⁻¹
 潤滑油量 : 0.03 L/min
 軸受荷重 : P/C = 0.05
 試験時間 : 100 h

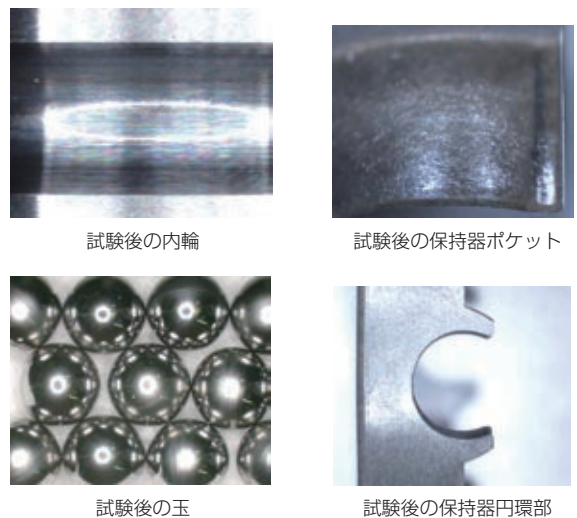


図10 開発軸受の高速耐久試験結果
Fig. 10 High rotational speed test results of newly developed bearing

の変色と凝着が生じ、形状が著しく崩れていた。また、保持器ポケット面の摩耗も著しく、摩耗によりガラスファイバーが露出していた。さらに、保持器円環部の一部が破断しており、超高速回転時の過大な遠心力に対して、保持器強度が不足していることが分かる。

図 10 に開発軸受の高速耐久試験結果を示す。

開発軸受は、100 時間の試験後でも、玉および内輪軌道面の目立った損傷や保持器ポケット面のガラスファイバーの露出がみられず、保持器円環部に破断は生じなかった。

以上のことから、開発軸受は、次世代ハイブリッドカー用駆動モータとして、 $30\,000\text{ min}^{-1}$ の超高速回転においても対応可能なことが確認できた。

5. あとがき

本報では、次世代ハイブリッドカー向けモータ用超高速玉軸受の構成や機能について報告した。

ハイブリッドカーなどに代表されるように、自動車に対する環境性能・燃費性能が強く求められている。モータの小型化に伴う軸受の高速化に対して、本開発軸受で応えとともに、ユーザーの新たなニーズに対応した新しい技術を提案し、自動車産業の発展に貢献していきたい。

参考文献

- 1) JP モルガン証券株式会社, “地球環境シリーズ Vol.3 経済危機に直面したハイブリッド車のポテンシャル再考”。
- 2) 杉田澄雄, “超高速スピンドル”, NSK TECHNICAL JOURNAL, No. 676, (2003) 11-15.
- 3) 八谷耕一, 山村賢二, 山本豊寿, 山添正信, 由井秀人, “高温高速用先進軸受の開発”, NSK TECHNICAL JOURNAL, No. 674, (2002) 11-17.
- 4) 宮川行雄, 関勝美, 横山正幸, “高 dn 値における玉軸受の性能に関する研究 (第 1 報) —深みぞ玉軸受 (#6206) の温度特性—”, 潤滑, 第 17 巻, 第 10 号, (1972) 622-632

次世代低トルク円すいころ軸受の開発

齋藤 智治*, 前島 大紀**, 平本 隆之***



齋藤 智治



前島 大紀

Development of New-Generation Low-Frictional-Torque Tapered Roller Bearings

T. Saito, H. Maejima, T. Hiramoto



平本 隆之

In terms of the issues of global warming and energy conservation, there has been a growing demand for reduced CO₂ emissions and improved automotive fuel efficiency. Automakers, especially, have been improving fuel efficiency by replacing conventional transmissions, such as manual or automatic transmissions, with CVTs, DCTs and multi-overdrive ATs. Under these circumstances, there has been a demand for greater reductions in torque and improved durability even for bearings used in power transmission devices.

In this article, we report on a next-generation tapered roller bearing in which the torque is reduced by lowering churning resistance, and lubricating properties are enhanced under severe lubricating conditions. In addition, our newly developed bearing has an easily-molded plastic cage, and provides a choice of cage material that matches operating environment and applications.

- | | |
|---|--|
| <ol style="list-style-type: none"> 1. はじめに 2. 円すいころ軸受の低トルク化技術 <ol style="list-style-type: none"> 2.1 従来の低トルク化技術 2.2 潤滑油の攪拌抵抗低減効果 3. 次世代低トルク円すいころ軸受の開発コンセプト <ol style="list-style-type: none"> 3.1 攪拌抵抗低減 3.2 潤滑性向上 3.3 樹脂材料 | <ol style="list-style-type: none"> 4. 次世代低トルク円すいころ軸受の性能評価 <ol style="list-style-type: none"> 4.1 トルク評価 4.2 潤滑性評価 4.3 耐久性確認 5. あとがき |
|---|--|

1. はじめに

地球温暖化問題や省エネルギーの観点から、現在の自動車には CO₂ 排出量削減と燃費向上が強く求められている。特に、有限の資源である化石燃料を用いる内燃機関では、燃料消費量に応じて CO₂ を排出するため、効率を上げる必要がある。

自動車メーカー各社は、内燃機関の効率向上に加え、各構成部品の損失低減あるいは軽量化により、燃費向上を目指している。特に、トランスミッションは従来の

MT、AT から CVT、DCT、多段 AT として、効率を高めている。

このような流れの中、動力伝達装置に使用される軸受にも、さらなる低トルク化や耐久性向上の要求がある。本報では、次世代円すいころ軸受について、潤滑油の攪拌抵抗低減による低トルク化と、枯渇潤滑下での潤滑性向上を実現したので、報告する。

* 未来技術開発センター，自動車システム開発部

** 未来技術開発センター，自動車製品開発部

*** 総合研究開発センター，材料技術開発部

2. 円すいころ軸受の低トルク化技術

2.1 従来の低トルク化技術

円すいころ軸受について、摩擦抵抗の理論が確立され、理論に基づいた低トルク化が図られている^{1), 2)}。トルク要因は、以下の(1)～(4)に分類される。

- (1) 内・外輪軌道面と転動面間の転がり摩擦
 - ・弾性ヒステリシスによる摩擦ロス
 - ・EHL 油膜の粘性抵抗
- (2) 内輪つばと転動面間の滑り摩擦
 - ・金属接触による摩擦
 - ・油膜の粘性抵抗
- (3) ころと保持器間の滑り摩擦
- (4) 潤滑油の攪拌抵抗

このうち、(3)のころと保持器間の滑り摩擦は、(1)、(2)、(4)と比較して小さいと言われており無視できる。

従来から、上記(1)、(2)を低減させる対策は取られてきた。(1)の内・外輪軌道面と転動面間の転がり摩擦低減の対策として、ころ数、ころ長さ、ころ径、接触角等の設計仕様の最適化が行われており、寿命、剛性をできるだけ低下させることなく、低トルク化が実現されてきた^{3), 4)}。また、(2)の内輪つばと転動面間の滑り摩擦低減については、接触部形状の改良と粗さの向上により、対策されている。しかし、(4)の潤滑油の攪拌抵抗については、現在まで低トルク化が実施できていなかった。特に、粘度の高い潤滑油が大量に用いられるディファレンシャルは、高速域において攪拌抵抗の影響が大きく、軸受低トルク化のためには、攪拌抵抗を下げる必要がある。

また、自動車メーカーでは、燃費向上を目的に、トランスミッションに使用されている潤滑油の低粘度化、少油量化により、トランスミッション内部全体の攪拌抵抗を抑制する傾向にある⁵⁾。さらにハイブリッドカーでは、モータのみで走行する際にオイルポンプが作動しないなど、枯渇潤滑状態となりやすく、軸受には良好な潤滑性が求められる。

2.2 潤滑油の攪拌抵抗低減効果

円すいころ軸受のトルク要因における攪拌抵抗の寄与度を確認するために、給油量とトルクとの関係を調査した。試験は、ディファレンシャル用円すいころ軸受を使用し、**図 1**に示すトルク試験機で評価を行った。試験機に軸受を組み込み、ディファレンシャル油を供給しながら、アキシアル荷重を負荷した後、試験軸受を回転させた(**表 1**)。静圧軸受を介して荷重を負荷された外輪のモーメント荷重を測定することで、軸受ト

ルクを測定した。さらに、試験機の給油量を変化させてトルクと油量の関係を調べた。

トルク試験結果を**図 2**に示す。試験機の給油量を減らした際のトルク減少分が攪拌抵抗と考えられる。このことから、潤滑油の攪拌抵抗は、軸受トルクの約 26% を占めることが確認できた。この結果から、ディファレンシャル用円すいころ軸受のトルク要因を分析すると**図 3**となる。円すいころ軸受では、従来重視していた“内・外輪軌道面と転動面間の転がり摩擦”だけでなく、“潤滑油の攪拌抵抗”の影響が大きかった。

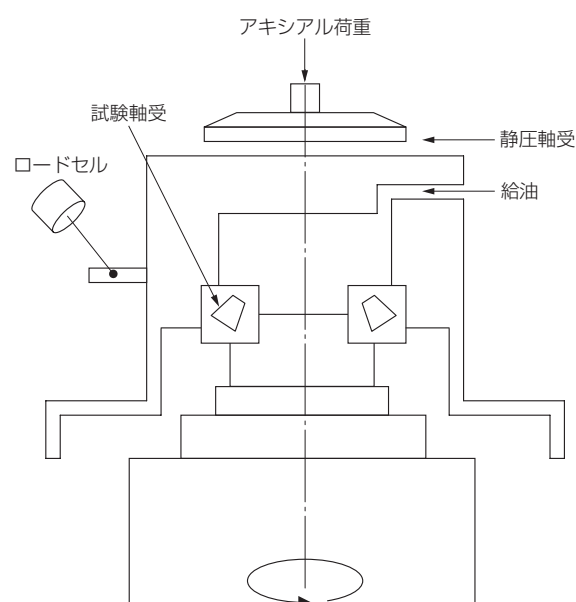


図 1 トルク試験機

Fig. 1 Running torque test rig

| | |
|-------|---|
| 軸受サイズ | 内径 ϕ 34.7 mm, 外径 ϕ 88.7 mm, 幅 38 mm |
| 荷重条件 | アキシアル荷重 4 000 N |
| 回転速度 | 2 000 min ⁻¹ |
| 油温 | 50 °C |
| 潤滑油 | ディファレンシャル油 (73 mm ² /s, 40 °C) |
| 給油量 | 50 ml/min ~ 720 ml/min |
| 潤滑方法 | 強制潤滑 |

表 1 トルク測定条件

Table 1 Torque test conditions

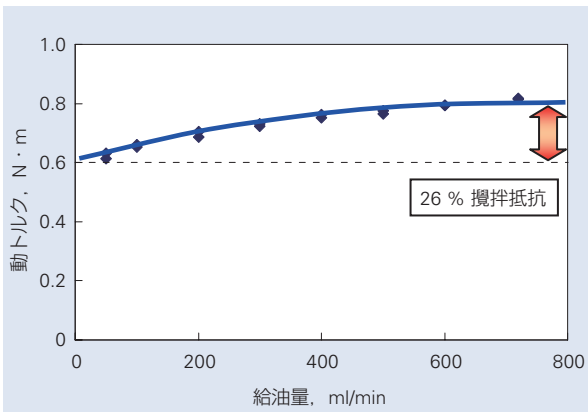


図2 円すいころ軸受のトルク
Fig. 2 Running torque of tapered roller bearings

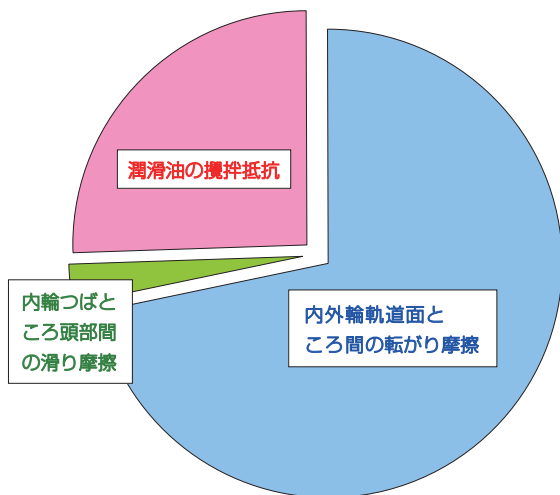


図3 ディファレンシャル用円すいころ軸受のトルク分析
Fig. 3 Analysis of frictional torque of a tapered roller bearing that is used for pinion shaft support

3. 次世代低トルク円すいころ軸受の開発コンセプト

3.1 攪拌抵抗低減

前述した攪拌抵抗を低減するためには、軸受内部の油を制御する必要がある。そこで、次世代低トルク円すいころ軸受として、軸受内部に流入する油量を減らし、軸受内部から流出する油量を増やすことを検討した。

図4に示すように、円すいころ軸受には、遠心力によるポンプ作用があり、軸受回転時には内輪小つば側から大つば側へ油の流れができる。軸受内部に流入する油量を減らすためには、流入口である保持器と内輪小つば間を狭めることで、軸受内部に潤滑油が流入することを抑制できる。また、軸受内部には、ころが回転しているために負圧が生じ、潤滑油を吸い込む力が発生するが、負圧による軸受内部への潤滑油流入に対しては、内部空間を保持器によって少なくすることで抑制できる。

軸受内部から流出する油量を増やすためには、油の流出側である内輪大つば側の空間を広げることが有効である。このように潤滑油の油流を制御することで、軸受内部の潤滑油による攪拌抵抗の増加を防止できる。以上のコンセプトから、図4に示したような攪拌抵抗が低減可能な低トルク保持器を検討した。低トルク保持器は複雑な形状であるため、射出成形可能な樹脂を採用している。図5に、開発軸受内部の油流イメージを示す。軸受の潤滑油出入口を制御し、樹脂保持器により内部空間を少なくしたことで、開発軸受は従来軸受よりも、軸受内部の油量を抑制していると考えられる。

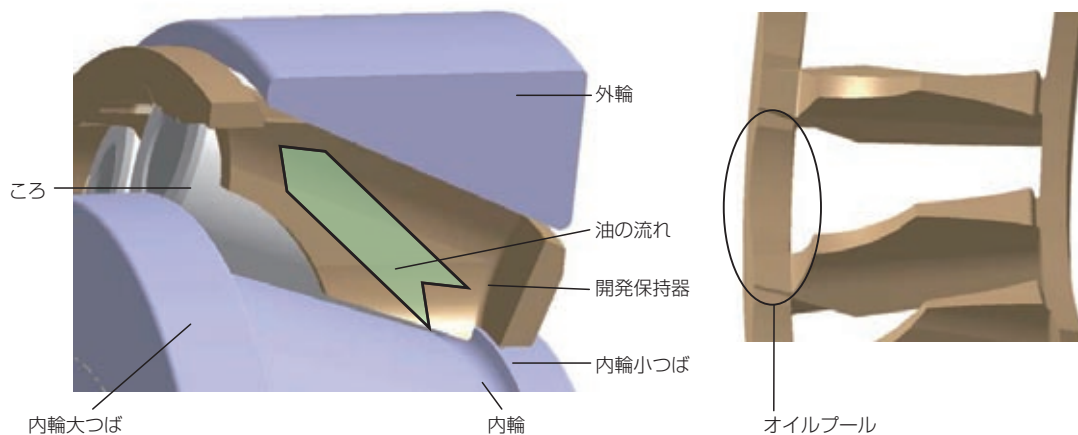


図4 低攪拌保持器(左: 軸受組込時, 右: 保持器拡大図)
Fig. 4 Highly churning-resistant plastic cage (left: assembly; right: view of oil pool on cage)

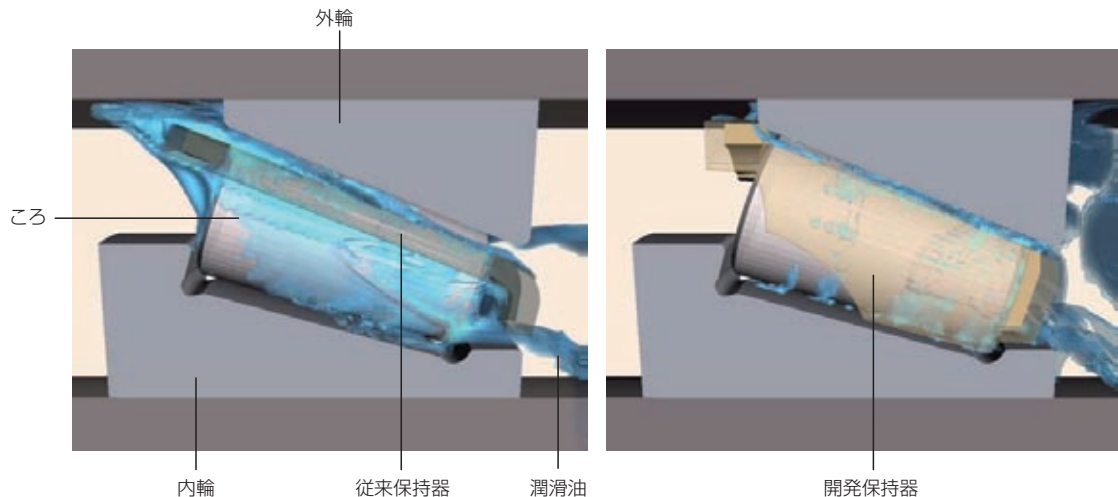


図5 円すいころ軸受内部の油流イメージ(左：従来軸受, 右：開発軸受)

Fig. 5 Oil flow inside tapered roller bearings (left: conventional bearing; right: newly developed bearing)

3.2 潤滑性向上

前述したように、トランスミッション用軸受では、燃費向上のため、潤滑油の低粘度化および少量化が進んでおり、攪拌抵抗の低減は進んだが、軸受の潤滑性が問題になっている。特に、内輪大つばと、ころ頭部間の滑り摩擦による発熱が過大となるため、焼付きを生じる場合もある。

図6に、従来軸受と開発軸受の枯渇潤滑時における軸受内部の油流イメージを示す。潤滑油は、ころから保持器を伝わり、軸受外部へ流出していると考えられる。この外部に流出する潤滑油を、焼付きが発生しやすいころ頭部へ供給するため、図4に示すオイルプール(油溜まり溝)を設置し潤滑性を向上させた。保持器

ポケットところ頭部が接触する部分にオイルプールを設け、潤滑油の流れを制御している。その結果、従来軸受ではころと、ころの間から外部に流れ出ている潤滑油を、ころ頭部に留めておくことができるようになった。

開発保持器に効率良くオイルプールを設置するためには、射出成形で形状をつくる樹脂保持器が好適となる。従来の鉄製保持器にオイルプールを設けることも可能であるが、複雑な形状なためコストアップになる。この開発保持器を採用した円すいころ軸受は、燃費向上のために潤滑油が少量で低粘度化されているトランスミッション内などの過酷条件下に対応することで、燃費向上に貢献できる。

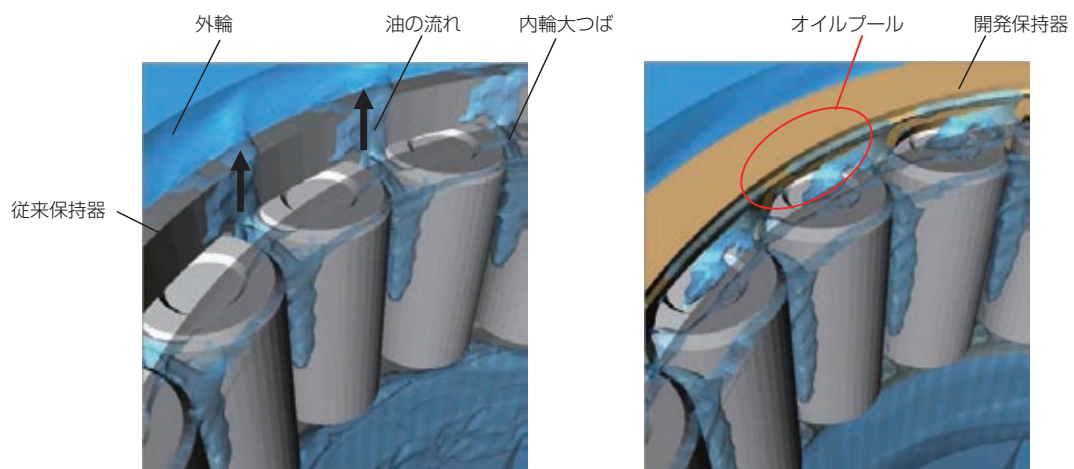


図6 円すいころ軸受流出側の油流イメージ(左：従来軸受, 右：開発軸受)

Fig. 6 Oil flow of outflow side of tapered roller bearings (left: conventional bearing, right: newly developed bearing)

3.3 樹脂材料

樹脂保持器は、温度、潤滑油等、使用環境の影響を受けて材料の強度が変化する。動力伝達装置で用いられる軸受は、使用温度が高く、添加剤が多く配合されている油で潤滑されるため、樹脂材料の強度変化を考慮した保持器設計を行わなければならない。そのために、樹脂材料と使用温度、潤滑油との相性によって、トランスミッションでは、ナイロン66樹脂、ナイロン46樹脂を使い分ける必要がある。また、ディファレンシャルなどの潤滑油には、極圧添加剤が多く含まれ、樹脂にとって非常に過酷な使用環境である。このような厳しい環境下で使用する場合には、耐油性に優れたNSK独自開発材（直鎖型ポリフェニレンサルファイド、L-PPS）を適用することで、保持器強度を維持することができる。開発軸受では、3種類の材料を使い分けることにより、各アプリケーションの様々な使用環境に対応することができる。

また、成形時に熔融樹脂の流れが、別の流れと合流した部分（以下、ウェルドと記載）は、一般的に強度が他の部分より低下することが知られている⁶⁾。本開発保持器は、ウェルド位置を最大応力の発生部位から外すことにより、保持器の破損を防止している。さらに、樹脂は鉄よりも比重が小さいために、鉄保持器を樹脂保持器に変更することにより、軸受重量として約5%の軽量化を実現できる。

4. 次世代低トルク円すいころ軸受の性能評価

4.1 トルク評価

低攪拌保持器を組み込んだ開発軸受の性能を評価するため、図7に示すディファレンシャル実機試験機に組み込み、表2の条件下で、ピニオン軸を回転させるのに必要な軸受トルクを測定した。軸受トルクを

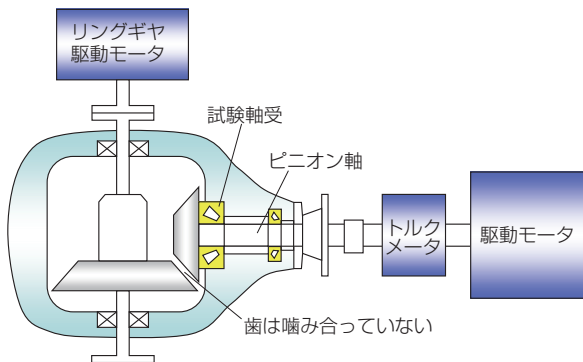


図7 ディファレンシャル実機試験機
Fig. 7 Torque test rig of rear axle differential

| | |
|-------|---|
| 軸受サイズ | 内径 φ 45 mm, 外径 φ 95.25 mm, 幅 33 mm |
| 荷重条件 | 予圧のみ |
| 回転速度 | 0 ~ 5 000 min ⁻¹ |
| 油温 | 90 °C |
| 潤滑油 | ディファレンシャル油 (73 mm ² /s, 40 °C) |
| 潤滑方法 | 油浴 |
| 保持器材料 | 直鎖型ポリフェニレンサルファイド |

表2 ディファレンシャル実機トルク試験条件
Table 2 Test conditions of rear axle differential

測定するために、ディファレンシャル内部のピニオンギヤの歯を無くし、ピニオンギヤとリングギヤが噛み合わないようにした。また、ピニオンギヤ側と、リングギヤ側に取り付けたそれぞれのモータで、各軸ごとに減速比を考慮した回転速度で回転させた。この試験方法により、実機相当の潤滑状態を再現しつつ、軸受トルクのみを評価した。

図8に測定結果を示す。200 min⁻¹以上の全ての速度域において開発軸受は、従来軸受よりも低トルクとなった。ピニオン回転速度が4 000 min⁻¹（車速約120 km/h相当）の時、従来軸受に比べて、開発軸受は軸受トルクを約20%低減できた。これは、攪拌抵抗の約80%を低減できたことを意味する。

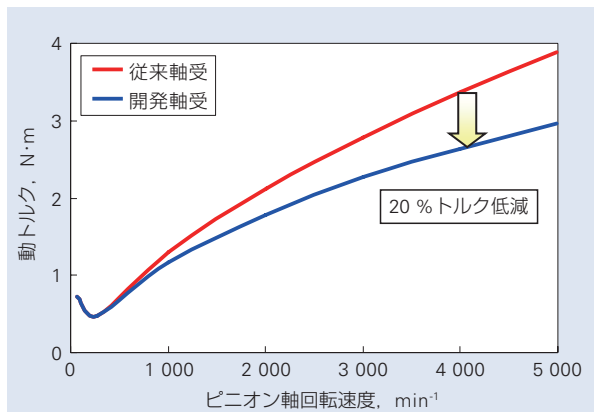


図8 ピニオン軸トルク測定結果
Fig. 8 Frictional torque of rotating pinion shaft

4.2 潤滑性評価

潤滑油量が少ない時の開発軸受の潤滑性を評価するために、表3に示す条件下で、焼付きが発生するまでの時間を従来軸受と比較した。焼付き試験機の概略構造を図9に示す。試験は油浴潤滑状態で行い、軸受静止時の油面高さを、試験軸受のころ最下端に合わせた。試験は、アキシアル荷重負荷後に、モータを回し、モータに過電流が流れた瞬間を焼付き時間とした。

結果を図 10 に示す。鉄製保持器を用いた従来軸受の焼付き発生時間を 1 とすると、開発保持器を用いた軸受では、オイルプールによるころ頭部の潤滑油制御により、焼付き時間が 26 倍以上向上した。このことより、潤滑油の少量化、低粘度化が進み、軸受にとって過酷な潤滑状態となっているトランスミッションにおいても、開発軸受は十分な潤滑状態を保つことが可能となり、トランスミッション全体としての効率向上に寄与することができる。

| | |
|-------|---------------------------------|
| 軸受サイズ | 内径 φ 40 mm, 外径 φ 68 mm, 幅 19 mm |
| 荷重条件 | アキシャル荷重 6 300 N |
| 回転速度 | 3 000 min ⁻¹ |
| 雰囲気温度 | 室温 |
| 潤滑油 | VG68 鉱油 |
| 潤滑方法 | 油浴 |
| 保持器材料 | ナイロン 46 樹脂 |
| 焼付き判定 | モータ過電流時 |

表 3 潤滑性評価試験条件
Table 3 Test conditions of lubricating performance

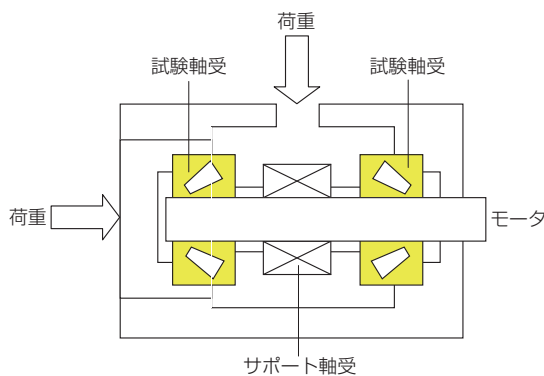


図 9 軸受回転試験機
Fig. 9 Bearing rotation test rig

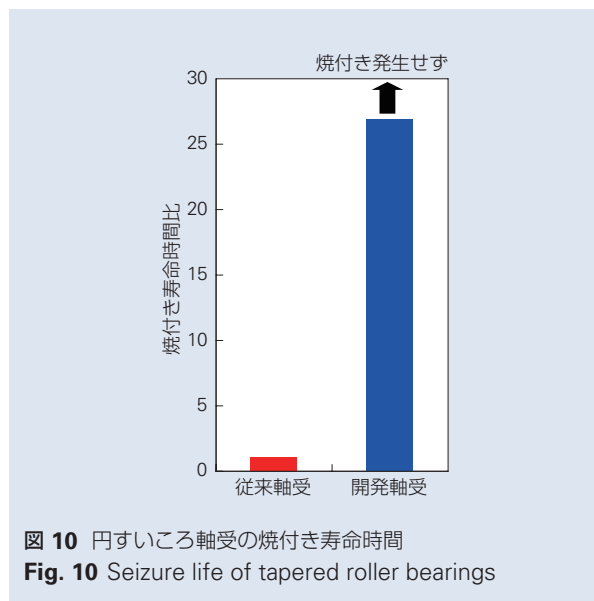


図 10 円すいころ軸受の焼付き寿命時間
Fig. 10 Seizure life of tapered roller bearings

4.3 耐久性確認

攪拌抵抗を低減させた保持器の耐久性を評価するために、高温潤滑油で浸漬劣化させた樹脂保持器を軸受に組み込み、表 4 に示した条件で耐久試験を行った。実験装置の概略は、図 9 に示した焼付き試験機と同様のものである。油面が回転軸心高さの油浴状態にした後、試験軸受にアキシャル荷重とラジアル荷重を負荷して、内輪を回転させた。

結果は、7 800 min⁻¹ (車速約 230 km/h 相当) で回しても、保持器に破損、欠け、クラックは発生しなかった。

| | |
|-------|------------------------------------|
| 軸受サイズ | 内径 φ 45 mm, 外径 φ 95.25 mm, 幅 33 mm |
| 荷重条件 | アキシャル荷重 12.2 kN, ラジアル荷重 11.8 kN |
| 回転速度 | 7 800 min ⁻¹ |
| 外輪温度 | 135 °C |
| 潤滑油 | VG68 鉱油 |
| 潤滑方法 | 油浴 |
| 保持器材料 | 直鎖型ポリフェニレンサルファイド |
| 浸漬条件 | ディファレンシャル油 135 °C, 1 200 h |
| 試験時間 | 250 h |

表 4 保持器耐久試験条件
Table 4 Test conditions of cage strength

5. あとがき

本報では、軸受内部の油流を制御した次世代低トルク円すいころ軸受について報告した。開発軸受は、油流を制御するために、成形性に優れた樹脂保持器を採用しており、攪拌抵抗低減と潤滑性向上が可能となった。また、使用環境に適した保持器材料を選定することも可能である。

自動車用動力伝達装置の要求に対し、本開発軸受で応えらるとともに、ユーザの新たなニーズに対応した新しい技術を提案し、自動車産業の発展に貢献していきたい。

参考文献

- 1) 相原 了, “ころ軸受の摩擦と EHL 転がり粘性抵抗”, NSK TECHNICAL JOURNAL, 649 (1988) 1-5.
- 2) 荒牧 宏敏, “転がり軸受の低トルク化技術”, NSK TECHNICAL JOURNAL, 677 (2004) 32-38.
- 3) 鈴木 寛, “省エネルギーに貢献する商品・技術”, NSK TECHNICAL JOURNAL, 672 (2001) 5-10.
- 4) 鈴木 寛, “自動車動力伝達装置用ベアリングの技術動向”, 月刊トライボロジ, 8 (1998) 34-35.
- 5) 藤田 裕, “省燃費駆動系潤滑油の潤滑性向上技術”, トライボロジスト, 第 53 巻 (2008) 456-461.
- 6) 青木 正義, “プラスチック成形品設計”, (1988) 85, 工業調査会.

ハイブリッドカー用超低トルク玉軸受の開発

土田 祐樹*, 田中 進*, 村岡 俊実**



土田 祐樹



田中 進

Development of Ultra Low-Torque Ball Bearings for Hybrid Vehicles

Y. Tsuchida, S. Tanaka, T. Muraoka



村岡 俊実

In order to further improve fuel economy, there is a growing need to reduce torque losses in the bearings that are used in the transmissions of hybrid vehicles. To date, it has been considered overly difficult to further reduce torque losses in the ball bearings. However, NSK successfully cut rolling friction losses and churning losses associated with the lubricant through use of various analysis technologies and experiments. Both the number of balls has been significantly reduced and the internal design has been optimized so that rolling friction losses can be cut. The churning losses associated with the lubricant are also cut as a result of introducing a specially shaped plastic cage. In this article, we present an ultra low-torque ball bearing for hybrid vehicles, which has been newly developed to significantly cut torque in comparison with conventional products.

1. まえがき
2. ハイブリッドカー用軸受に要求される性能
3. 超低トルク化技術
 - 3.1 内部諸元の最適化
 - 3.2 保持器形状の最適化
 - 3.3 低トルク化メカニズムの検証
4. 超低トルク玉軸受の損失低減効果の検証
 - 4.1 回転速度の影響
 - 4.2 給油量の影響
 - 4.3 荷重の影響
 - 4.4 保持器平坦部形状の影響
 - 4.5 軸径(軸受サイズ)の影響
5. あとがき

1. まえがき

エンジンとモータを効率良く組み合わせたハイブリッドカーのトランスミッションに使われる軸受は、さらなる燃費改善のため、低トルク化が強く求められている。ハイブリッドカーのトランスミッションの構成部品であるモータや動力伝達歯車を支持する軸受には、損失トルクが小さい玉軸受が使用される場合が多くなっている。一方、軸受が油潤滑下で使用される場合には、供給される潤滑油の攪拌抵抗が軸受のトルク

に大きく影響することが分かっている。

本報では、従来、困難と思われていた玉軸受のさらなる低トルク化という課題に対して、油潤滑下で使用される軸受について様々な解析や実験を行い、転がり摩擦による損失、及び回転中の潤滑油の攪拌損失を大幅に低減させたハイブリッドカー用超低トルク玉軸受を開発したので報告する。

* 自動車軸受技術センター、ドライブトレイン軸受技術部
** 自動車軸受技術センター、評価実験室

2. ハイブリッドカー用軸受に要求される性能

ハイブリッドカー用軸受の使用例として、**図1**にFF車用ハイブリッドカートランスミッションの断面図を示す¹⁾。このように、モータと動力伝達歯車の支持には、多くの玉軸受が使用されている。

モータを支持する玉軸受と動力伝達歯車を支持する玉軸受では、使用される回転速度・荷重条件等は異なるが、いずれも、小型・軽量化と十分な耐久性確保と同時に、低トルク化が強く求められている。

玉軸受の主な摩擦要因には、内・外輪と転動体との間の摩擦、潤滑油攪拌抵抗、シールと内輪との間の滑り摩擦、保持器と転動体との間の滑り摩擦がある²⁾。

油潤滑下で使用される軸受においては、油中の異物が軸受内部に侵入することによって寿命低下を引き起こす場合がある。このため軸受にはシールが取付けられている場合があるが、油の清浄度改善や開放形玉軸受で十分な耐久性確保ができれば、シールは不要となり、シールと内輪との間の滑り摩擦は発生しなくなる。

また、保持器と転動体との間の滑り摩擦は、保持器の材質に、従来の鉄よりも軽量で低摩擦特性を有する樹脂を採用することで、幾分低減することができる。

これら低トルク化技術は、従来から種々のトランスミッション用軸受に一部採用されているが、ハイブリッドカー用軸受には、さらなる燃費改善のため、従来性能を大きく超えた低トルク化性能が求められるようになってきている。より一層の軸受の低トルク化を実現するためには、従来技術に加えて、軸受トルクの大半を占める、内・外輪と転動体との間の摩擦、潤滑

油攪拌抵抗の大幅な低減が必要不可欠であり、両者の損失低減が、低トルク性能を決定付ける上で極めて重要である。

3. 超低トルク化技術

3.1 内部諸元の最適化

通常、玉軸受は、定格容量が大きくなるよう、サイズ内で径の大きい玉を数多く組み込むように設計されている。しかし、玉数が多くなれば、内・外輪と玉との間の摩擦による損失トルクは増大する。そこで、**図2**に示すように、使用条件において必要な定格容量を確保しつつ、玉数を減らすことができれば、低トルク化が可能となる。

使用条件に合わせた最適設計は、NSK独自の軸受解析プログラム(BRAIN³⁾、⁴⁾)を使用することで可能である。このプログラムを用いることによって、最適な玉数、玉径、玉ピッチ円径、内・外輪軌道面の溝曲率、内部すきま等を設計することができる。また、TF化技術⁵⁾に代表されるNSK長寿命化技術を組み合わせた場合は、さらなる低トルク化も可能となる。

図1のカウンタードライブギヤを支持する大径サイズの玉軸受は、標準設計の場合には玉数が22～24個組み込まれるが、解析技術を駆使することで、6～7個の大幅な玉数の低減に成功した一例である。

なお、玉数を大幅に減らすことは、製造面においても従来は難しいとされていたが、工法を工夫することで、製造上の課題についても克服した。

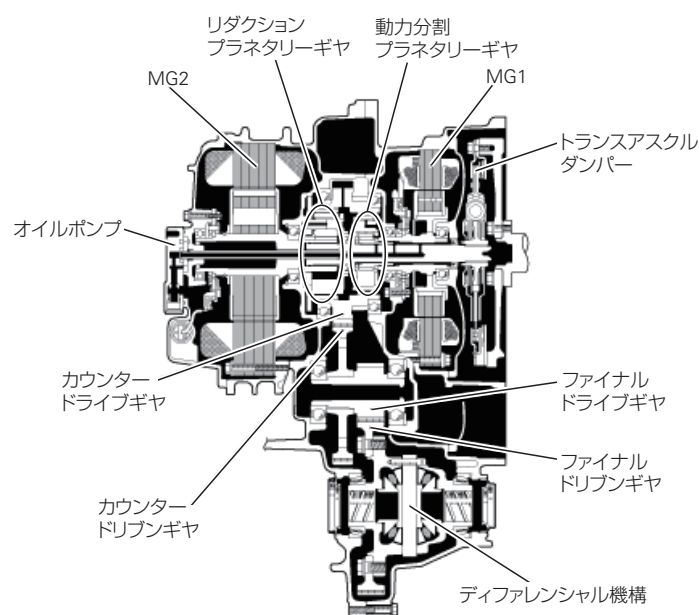


図1 FF車用ハイブリッドカートランスミッション断面図¹⁾

Fig. 1 Cross-section view of a transmission for FF HEV

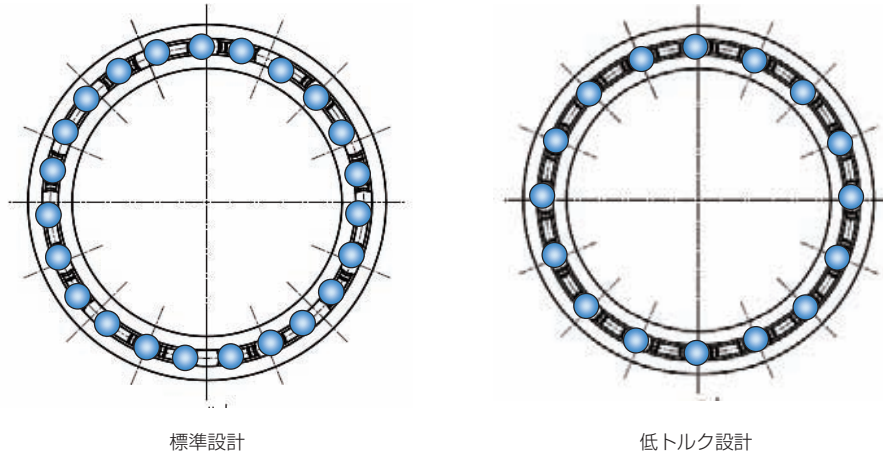


図2 玉軸受の設計例
Fig. 2 Example of ball bearing designs

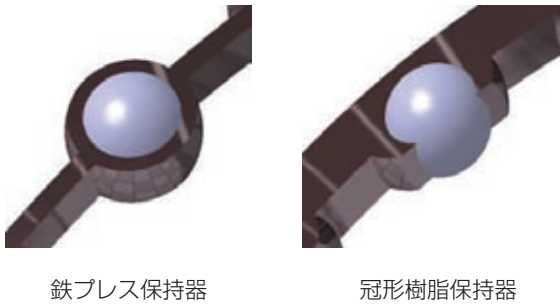


図3 玉軸受の一般的な保持器形式
Fig. 3 Standard-type cages for ball bearings

3.2 保持器形状の最適化

油潤滑で使用される軸受は、転動体と保持器が公転運動することで潤滑油が攪拌され、この時に生じる抵抗により損失トルクが発生する。

深溝玉軸受に使用される代表的な保持器を図3に示す。一般的には、軸方向に左右対称形状の鉄プレス保持器と、非対称形状の冠形樹脂保持器とに大別される。

著者らは、潤滑油の攪拌損失に及ぼす保持器形状の影響に注目し、冠形樹脂保持器による形状の最適化を試みた。その結果、油流制御に優れ、潤滑油の攪拌損失を大幅に低減させた低トルク樹脂保持器の開発に成功した。開発した保持器を図4に示し、以下に、その特長を示す。

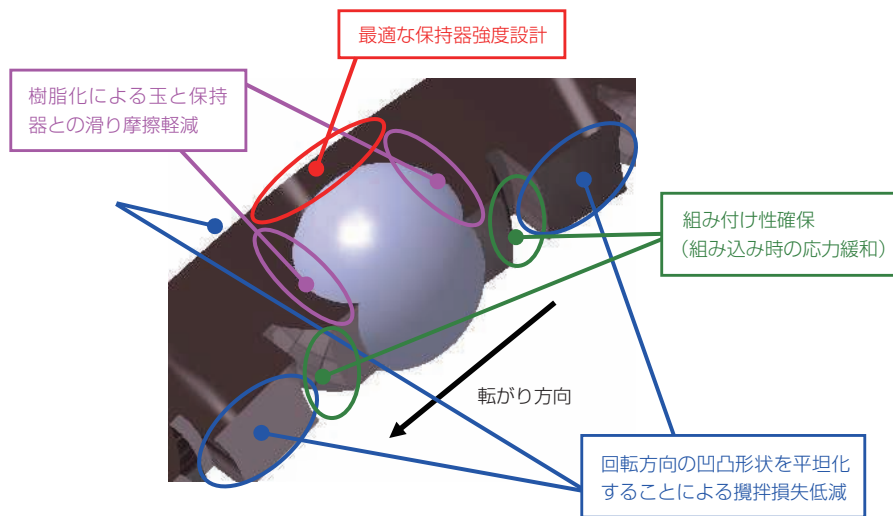


図4 低トルク樹脂保持器
Fig. 4 Low-torque plastic cage

〈低トルク樹脂保持器の特長〉

- ・ 樹脂化により玉と保持器との滑り摩擦を低減
- ・ 回転方向の凹凸形状を平坦化することによる攪拌損失低減
- ・ 組み付け性確保(組み込み時の応力緩和)
- ・ 最適な保持器強度確保

回転方向の凹凸の平坦化は、攪拌損失の低減に対して高い効果が得られる。このため、玉を組み付けるポケット爪側のみならず、通常は成型性を考慮して肉盗みが設けられるリブ側にも採用しており、徹底した攪拌損失の低減を狙っている。

なお、冠形樹脂保持器は、その形状に起因して高速回転時にポケット部が変形することが知られている。保持器形状の平坦化による質量増加は、その変形を助長することになるが、低トルク樹脂保持器は、実際の使用環境をシミュレートした強度設計を行うことによって、高速回転にも十分に対応することができるようになっている。

3.3 低トルク化メカニズムの検証

超低トルク玉軸受の損失低減効果を定量的に測定し、そのメカニズムを検証するために、次に示す運転条件でトルク測定を行い、潤滑油の攪拌状況をビデオカメラで記録し、標準品と開発品の比較を行った。

開発品は、標準品よりも玉を2個減らすことで、潤滑油の攪拌損失低減に対して高い効果が得られるよう保持器平坦部形状を大きくした仕様を採用している(図5)。

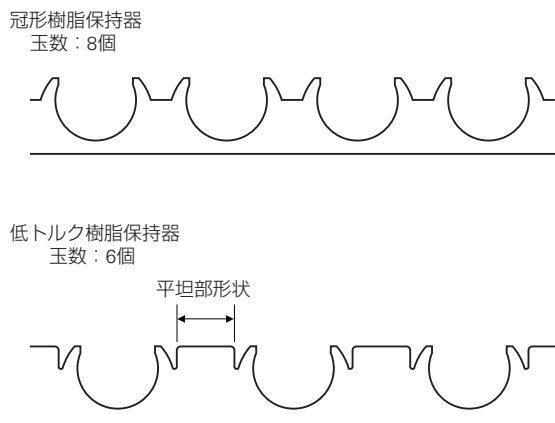


図5 低トルク樹脂保持器の平坦部形状
Fig. 5 Flat portion of low-torque plastic cage

〈トルク測定の運転条件〉

| | |
|-------|---|
| 試験軸受 | : 深溝玉軸受 (内径φ 35 mm, 外径φ 80 mm, 幅 21 mm) |
| 玉个数 | : 標準品 8個 開発品 6個 |
| 保持器形式 | : 標準品 鉄プレス保持器 開発品 低トルク樹脂保持器 |
| 荷重 | : $0.06 \cdot C_r$ (C_r : 標準品の基本動定格荷重) |
| 回転速度 | : $3\,000 \text{ min}^{-1}$ |
| 潤滑油 | : ATF |
| 潤滑油量 | : 1 000 ml/min |

トルク測定結果を図6に、潤滑油の攪拌状況を観察した結果を図7に示す。

開発品は、標準品に対してトルクが約30%以上低減されている。開発品によるトルク低減効果は、主に内・外輪と玉との間の摩擦と、潤滑油攪拌による損失トルクの低減によるものであるが、これは図7に示す潤滑油の攪拌状況の違いからも確認することができる。

ここで特筆すべきは、両者の油面高さが大きく異なる点にある。標準品は、潤滑油の攪拌が大きいため、油が軸受内部を通過し難くなり、その結果、油面高さが上昇している。一方、開発品は、潤滑油の整流作用に加えて、潤滑油が軸受内部を貫通し易くなること

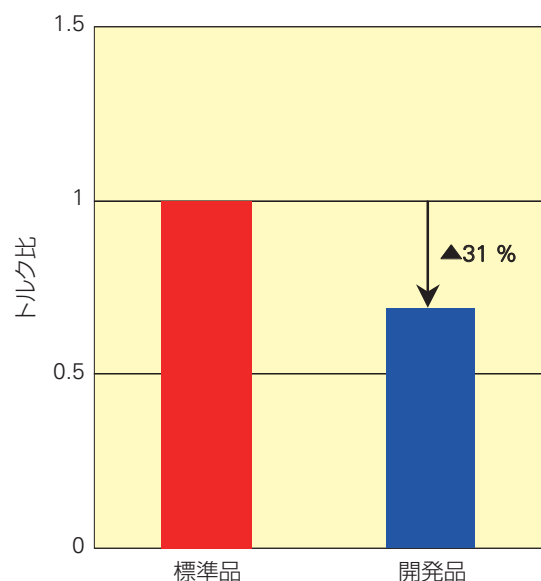
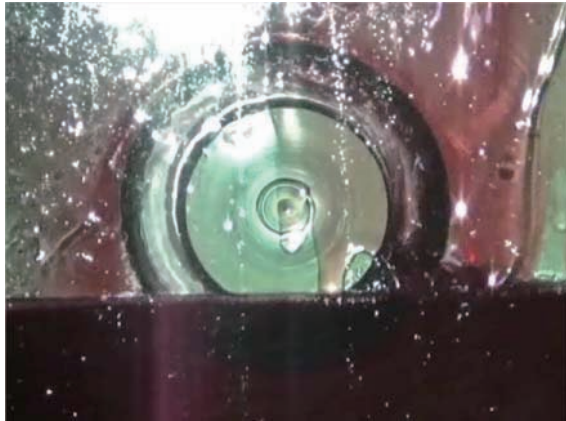


図6 トルク測定結果
Fig. 6 Torque measurement results



標準品



開発品

図7 潤滑油の攪拌状況観察結果
Fig. 7 Observation results of lubricant agitation

で、油面高さが標準品よりも低い。このため、油中に浸かり大きな抵抗を受ける玉と保持器の割合が小さくなり、大幅なトルク低減を達成していると考えられる。

4. 超低トルク玉軸受の損失低減効果の検証

超低トルク玉軸受の使用条件やサイズの違いによる損失低減効果を定量的に検証した。運転条件は、3.3項で述べたものを基本として変化させ、標準品と開発品のトルク測定を行った。

4.1 回転速度の影響

各回転速度条件でトルクを測定した結果を図8に示す。開発品のトルクは、全ての回転域で標準品よりも低減されている。開発品のトルク低減効果は、低速回転の方が僅かに大きくなる傾向が見られるものの、全ての回転域でほぼ同じであり、その影響度は小さい。

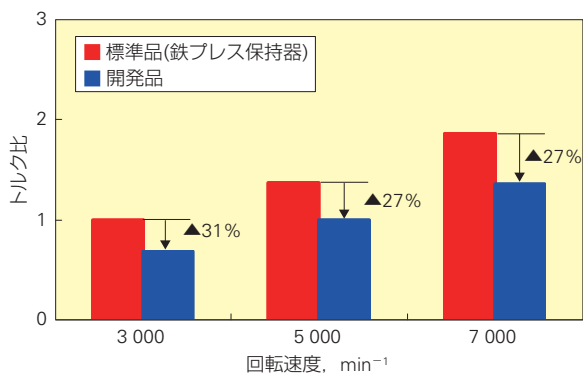


図8 各回転速度におけるトルク測定結果
Fig. 8 Torque measurement results for specific rotating speeds

4.2 給油量の影響

各給油量条件でトルクを測定した結果を図9に示す。開発品のトルクは、全ての給油量条件において、標準品よりも低減されている。

図9に示す両軸受のトルク差は、各給油量における潤滑油攪拌抵抗の差を表しており、給油量が少ない場合の方が、トルク差が大きく攪拌抵抗の差が大きくなっている。これは、給油量が少ない方が、開発品の攪拌抵抗の低減効果が大きくなる傾向があることを示している。例えば、給油量 50 ml/min では、開発品のトルクが大幅に低減されており、標準品に対して最大約48%のトルク低減効果が得られている。これは、開発品では給油量が少ない程、標準品に比べて油面高さが低下して潤滑油に浸かる玉と保持器の割合が小さくなるが、給油量が多いと、開発品でも大半が油に浸かるため、標準品との差が少なくなるためと考えられる。すなわち、給油量が少ない場合の方が、油面高さ

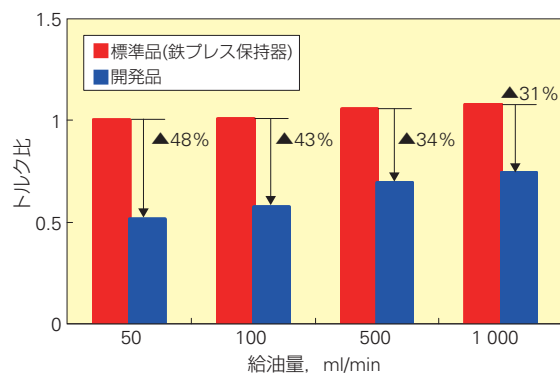


図9 各給油量におけるトルク測定結果
Fig. 9 Torque measurement results for specific amounts of lubricant

の差が大きく攪拌損失への影響度が大きくなるためと考えられる。

4.3 荷重の影響

各荷重条件でトルクを測定した結果を図 10 に示す。開発品のトルク低減効果は、軽荷重になる程増大しており、荷重 $0.02 \cdot C_r$ では約 50 % 低減されている。これは、軽荷重になる程、軸受トルクに占める潤滑油の攪拌損失の割合が大きくなるためであり、荷重が大きい場合にトルク低減効果が小さくなるのは、内・外輪と転動体との間の摩擦が大きくなり、全体の損失トルクに占める攪拌損失の割合が小さくなるためと考えられる。

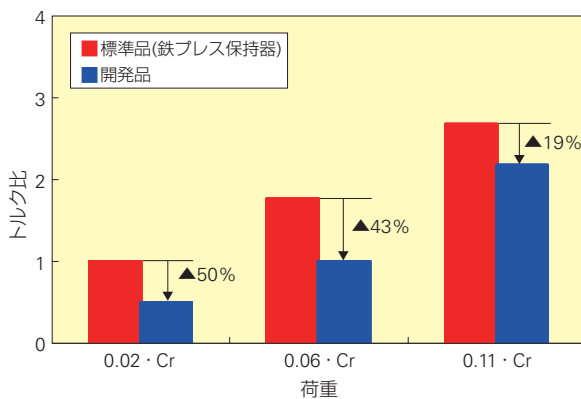


図 10 各荷重におけるトルク測定結果
Fig. 10 Torque measurement results for specific loads

4.4 保持器平坦部形状の影響

低トルク樹脂保持器は、ポケット爪側の平坦部の割合を大きく設置することによって、さらに攪拌損失を低減できると考えられる。そこで、ポケット爪側の平坦部の割合を変化させ、その影響を検証するために、標準品に対して玉数を 1 ~ 2 個減らして平坦部を大

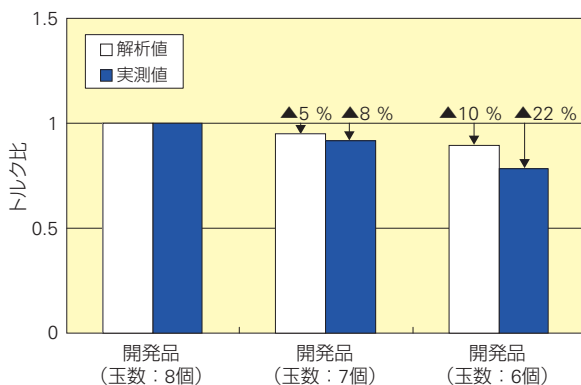


図 11 保持器平坦部形状の違いによるトルク差
Fig. 11 Torque measurement results for each cage design

きくした仕様についてトルク測定を行った。玉数の変化による影響は解析で予測して、平坦部の影響度について検証した。

図 11 に示すように、標準品と同じ玉数で低トルク樹脂保持器とした仕様に対して、玉数を 1 個減らした場合は約 8 %、玉数を 2 個減らした場合は約 22 % のトルク低減効果が得られた。動摩擦トルクの解析値においては、玉数を 1 個減らした場合は約 5 %、玉数を 2 個減らした場合は約 10 % の損失トルクの低減が見込まれる。測定結果は玉数が少なくなる程、解析値との差が大きくなっていることから、保持器平坦部を大きく設置する程、潤滑油の攪拌抵抗が小さくなり、トルク低減効果がより高まると考えられる。

4.5 軸径(軸受サイズ)の影響

内径 $\phi 137$ mm、外径 $\phi 172$ mm、幅 16 mm の大径サイズの大径深溝玉軸受について、荷重 $0.02 \cdot C_r$ 、回転速度 2800 min^{-1} にて、鉄プレス保持器による標準品と、玉数を変えずに低トルク樹脂保持器を組み付けた開発品に対して、前述と同様の検証を行った。

図 12 に示すように、大径サイズでも約 45 % のトルク低減効果が得られている。潤滑油の攪拌状況を観察した結果、図 13 に示すように、3.3 項と同様に、標準品と開発品の攪拌状況に明確な違いを確認することができた。

また、大径サイズの場合、通常は多数の玉が組み込まれているため、使用条件によっては大幅に玉数を減らし、ポケット側の平坦部を十分大きく設置することによって、さらに攪拌損失を低減することが可能となる。例えば、図 1 のカウンタードライブギヤを支持

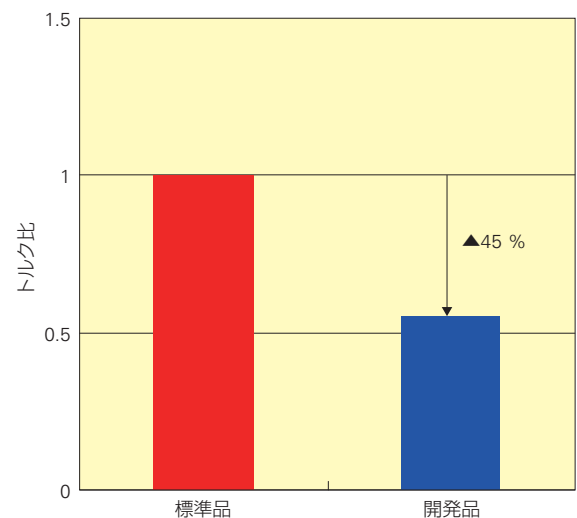
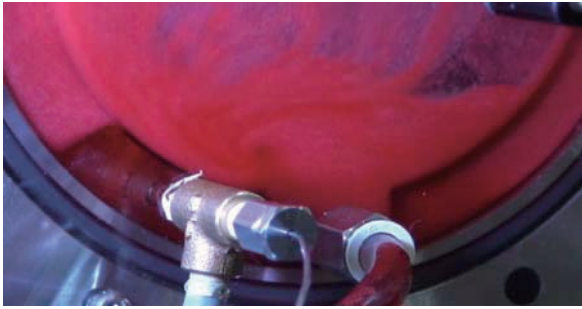
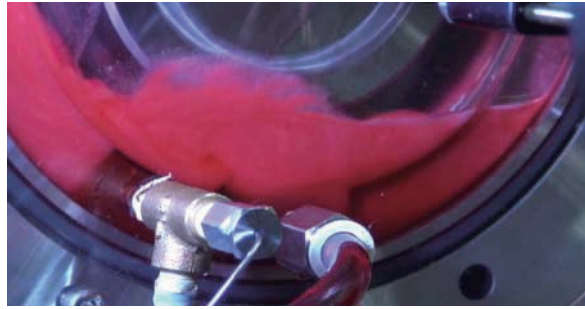


図 12 大径サイズ軸受のトルク測定結果
Fig. 12 Torque measurement results for large bearings



標準品



開発品

図 13 潤滑油の攪拌状況観察結果
Fig. 13 Observation results of lubricant agitation

する大径サイズの玉軸受には、内部諸元と保持器形状を最適化した本開発品が採用されており、標準設計の従来品に対して、玉数を6～7個減らすことによって大幅なトルク低減（従来比50%～65%低減）を達成している。

5. あとがき

本報では、ハイブリッドカー用玉軸受の超低トルク化技術を紹介した。

今後も、ハイブリッドカーのさらなる燃費改善が進んでいくと予想されるため、NSKの4つのコアテクノロジー（トライボロジー、材料技術、解析技術、メカトロ技術）の応用により、ハイブリッドカーの燃費向上に貢献していきたい。

参考文献

- 1) トヨタ自動車株式会社, “電子技術マニュアル No.SC12B1J”, PRIUS ZVW30系, (2009).
- 2) 荒牧 宏敏, “転がり軸受の低トルク化技術”, NSK TECHNICAL JOURNAL, 677 (2004) 32-38.
- 3) 荒牧 宏敏, “転がり軸受運動摩擦解析プログラムパッケージ BRAIN”, NSK Technical Journal, 633 (1997) 1-7.
- 4) 栗田 伸一, “軸受性能のコンピュータシミュレーション技術”, NSK TECHNICAL JOURNAL, 673 (2002) 31-35.
- 5) 村上 保夫, “浸炭窒化による長寿命化技術”, NSK TECHNICAL JOURNAL, 673 (2002) 3-6.

自動車用エアコン・コンプレッサ用 低トルク・スラストニードルベアリングの開発

矢野 崇史*, 相田 博*, 村田 繁則*



矢野 崇史



相田 博

Development of Low-Torque Thrust Needle Roller Bearing for Automotive Air Conditioner Compressors

T. Yano, H. Aida, S. Murata



村田 繁則

In recent years, reducing CO₂ emissions has become an imperative issue due to global warming concerns. One of the most important issues to be addressed for each vehicle manufacturer is the improvement of fuel economy. This article describes NSK's low-torque thrust needle roller bearing, which achieves a 40 % reduction in torque for the compressor of automotive air conditioners.

1. まえがき
2. 軸受の使用部位と構造
3. 低トルク・スラストニードルベアリングの特長

4. トルク測定
 - 4.1 トルク測定方法
 - 4.2 トルク測定結果
5. あとがき

1. まえがき

現在、世界的に地球温暖化が問題視されており、CO₂ 排出量の削減が急務な状況となっている。特に自動車産業においては、その影響から大きな削減目標値が設定され、各自動車メーカーでは燃費向上を最重要課題の一つとして開発が進められている。

自動車の内燃機関により発生したエネルギーは動力だけでなく、快適性に要求される能力や機能にも大きく振り分けられており、その中でも大きな影響がある項目としてエアコンの稼動が挙げられる。エアコン稼動時の自動車の燃費は一般走行時で 15 % ~ 20 %、渋滞時には 25 % 以上悪化すると報告された例もあり、その影響の多くはコンプレッサの動作によるものである。そのためコンプレッサ各部品におけるフリクション低減の要求も高くなっている。

NSK ではこの様なニーズに応えるため、自動車用エアコン・コンプレッサ向けとして、回転トルクを従

来比約 40 % 低減したスラストニードルベアリングを開発したので以下に紹介する。

2. 軸受の使用部位と構造

自動車用エアコン・コンプレッサに用いられる軸受には、エアコン使用時の燃費低下率を小さく抑えるために、低トルクの要求がある。

図 1 は、自動車用エアコン・コンプレッサへの軸受適用例を示したものであり、回転する斜板の角度変化により冷媒の吐出容量を制御し、高効率化を図った斜板式可変容量タイプのコンプレッサの断面図である。スラストニードルベアリングは、シャフトの両側に配置され、ピストン圧縮により発生する反力を受けるために使用されている。

開発した低トルク・スラストニードルベアリングは、

* 自動車軸受技術センター、ニードル軸受技術部

一枚の薄い鋼板をプレス成形した保持器とそのポケット部にころを組み込んでおり、その片側には同様に一枚の薄い鋼板をプレス成形した軌道輪を配置した部品構成となっている。

写真1に低トルク・スラストニードルベアリングの外観を、写真2に低トルク・スラストニードルベアリングの構造を示す。

3. 低トルク・スラストニードルベアリングの特長

次に、低トルク・スラストニードルベアリングの特長を従来品(図2)と比較して示す。

①ころと軌道輪の滑りを低減

ころをフルクラウニング、軌道面を凸形状とすることで、軸受回転時に発生するころ端面近くの滑りを低減した(図3)。

②ころ端面の滑りを低減

保持器ポケット形状を見直し、高速回転時にくろ端面が保持器外径フランジ部と接触する構造とした(図4)。

③保持器と軌道輪の滑りを軽減

保持器側面と軌道輪が接触しない案内構造とした(図5)。



図1 自動車用エアコン・コンプレッサへの適用例
Fig. 1 Air conditioner compressor for automobiles



写真1 低トルク・スラストニードルベアリングの外観
Photo 1 Low-torque thrust needle roller bearing

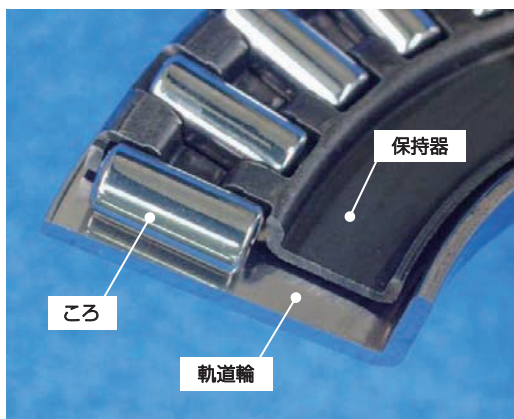


写真2 低トルク・スラストニードルベアリングの構造
Photo 2 Cutaway view of low-torque thrust needle roller bearing

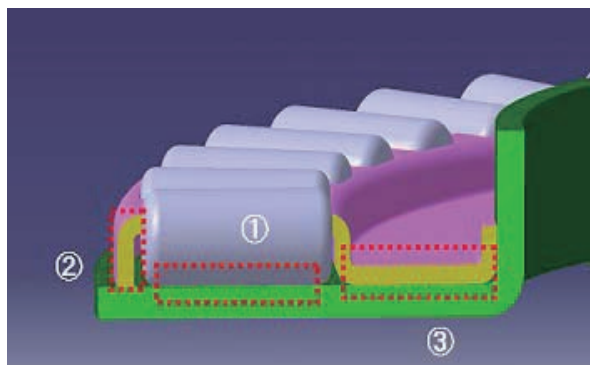


図2 従来品
Fig. 2 Conventional product

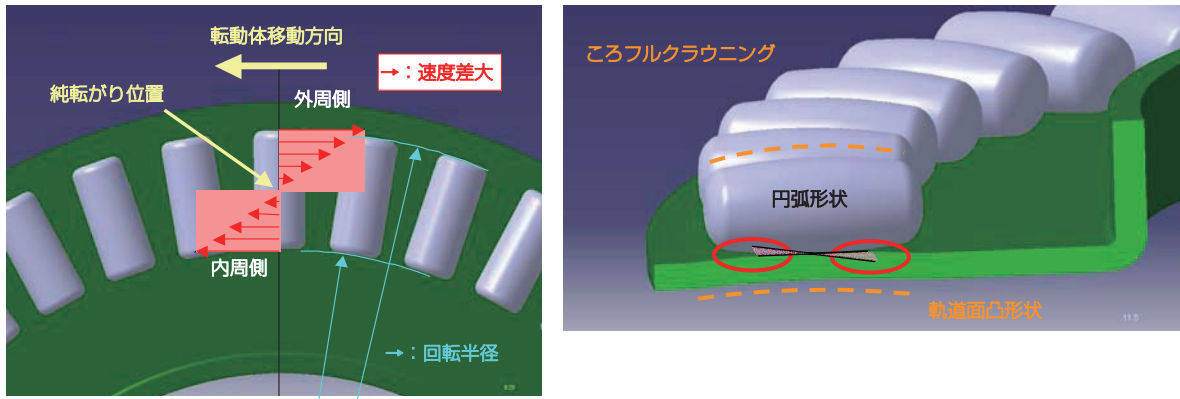


図3 開発品のころと軌道輪
Fig. 3 Reduced friction between rollers and raceway washer of newly developed product

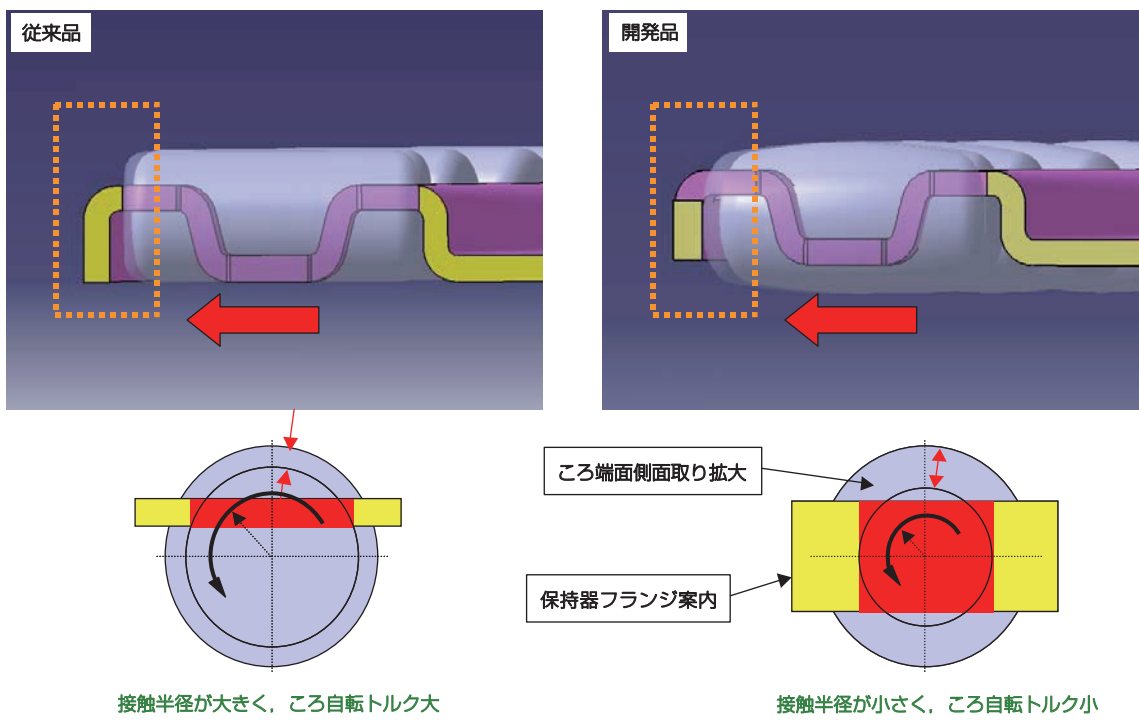


図4 ころと保持器
Fig. 4 Reduced friction between rollers and retainer

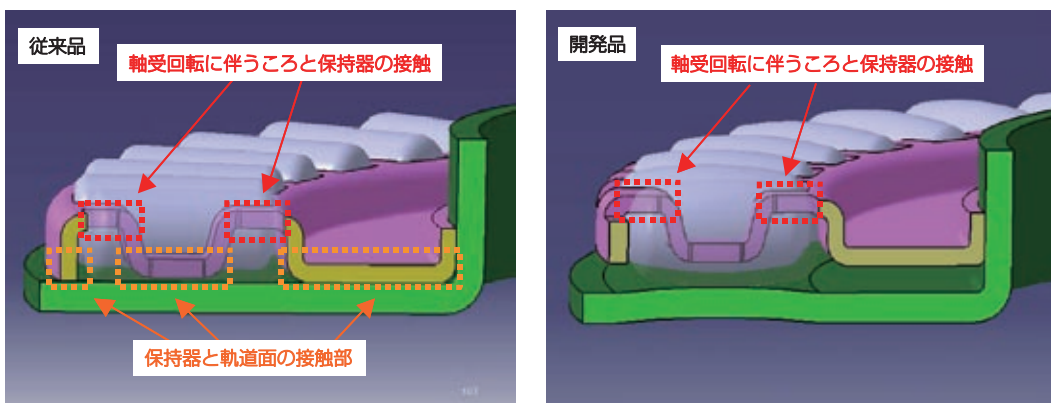


図5 保持器と軌道輪
Fig. 5 Reduced friction between retainer and raceway washer

4. トルク測定

4.1 トルク測定方法

低トルク・スラストニードルベアリングのトルクを測定し、その効果の確認を行った。図6にトルク測定機の概略図を示す。

試験軸受にアキシャル荷重を負荷させた状態で軸の回転を変化させた時の連れ回りトルクを、試験軸受のトルクとして測定する。なお試験軸受への潤滑は軸芯を經由し一定量の低粘度油を供給している。測定条件を表1に示す。

| | |
|---------|---|
| アキシャル荷重 | 2 000 N |
| 軸回転速度 | 1 000 min ⁻¹ ~ 7 000 min ⁻¹ |
| 潤滑油種 | 低粘度油 |
| 潤滑油量 | 軸芯給油 (100 cm ³ / min) |
| 潤滑油温度 | 60 °C (ヒータコントロール) |

表1 測定条件

Table 1 Measurement conditions

4.2 トルク測定結果

各すべり要因を低減した結果、1 000 min⁻¹ で47%、7 000 min⁻¹ で39%のトルク低減効果が見られ、全回転域で約40%のトルク低減が実現できた。

回転トルク低減効果の内訳を図7、図8に示す。各アイテムごとに影響の度合いを見ると、低回転域では、ころフルクラウニングの回転トルク低減効果が大きいことが確認できた。これは定性的に油膜の立ちにくい低回転領域では、スラストニードルベアリングの差動

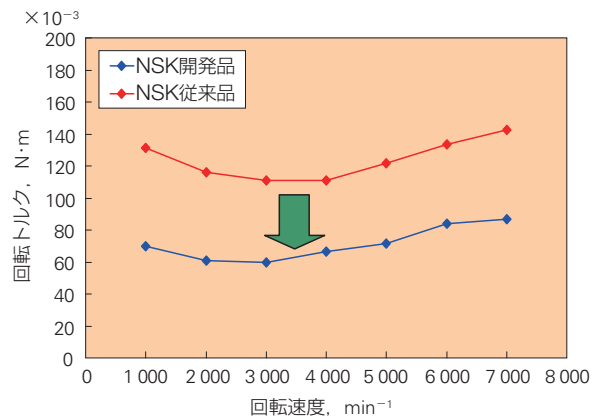


図7 回転トルク測定結果

Fig. 7 Torque measurement results

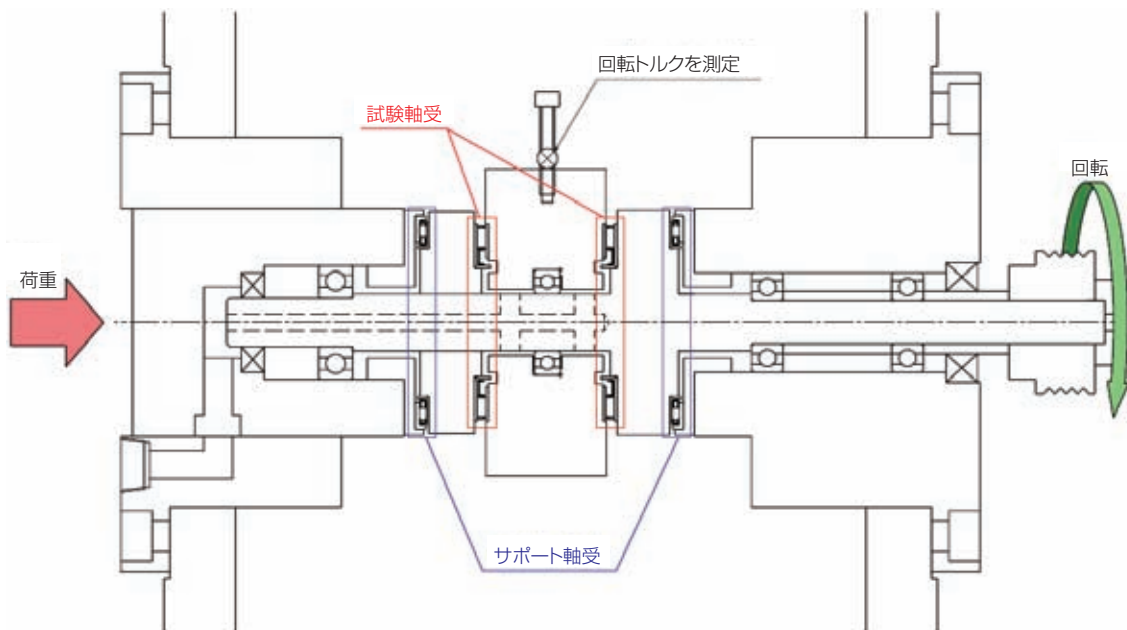


図6 トルク測定機概略図

Fig. 6 Torque-measuring equipment

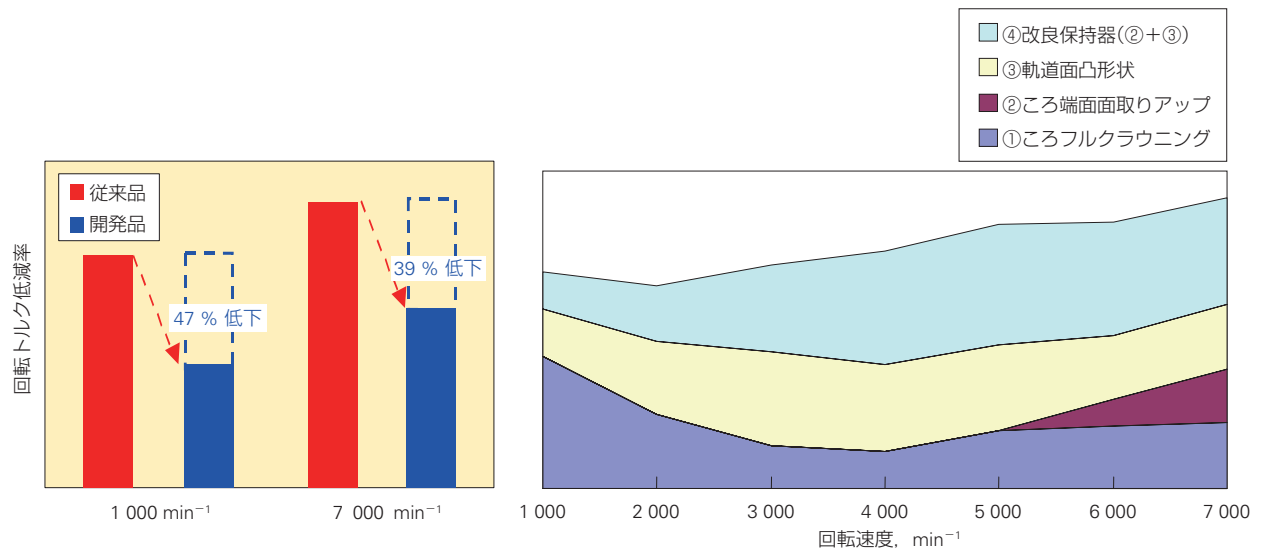


図8 トルク低減効果の内訳
Fig. 8 Analysis of factors resulting in reduced torque

すべりに起因する割合が高いためと考えられる。

一方、高速回転域ではころと保持器、保持器と軌道輪の接触による回転トルク低減効果が大きいことが確認できた。これは、軸受の高速回転により遠心力でころが保持器外径側に積極的に押し付けられるため、ころ端面が保持器外径フランジに接触する構造としたこと、及び保持器案内方法を改良した効果が現れているものと考えられる。また、軌道面の凸形状は全回転域での回転トルク低減効果があることが確認できた。

5. あとがき

以上、低トルク・スラストニードルベアリングの構造とその効果について紹介した。

本開発品は、軸受寸法及び取り付け回り寸法等を変更することなく低トルク化が実現できるため、現行品からの置換えが可能である。自動車の低燃費化が進む中で、エアコン使用時の燃費改善に貢献できるものと考えられる。

また、自動車用エアコン・コンプレッサに限らず回転トルク低減のニーズがある部位への適用が可能である。特に高効率化が進むオートマチックトランスミッションには、多くのスラストニードルベアリングが使用されており、その効果が期待出来る。

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

低トルクハブユニット軸受の開発



棚橋 昌禎*

棚橋 昌禎

Development of Low-Torque Hub Unit Bearings

M. Tanahashi

To address automotive issues related to the global environment, greater focus on reducing running resistance, reducing weight, and further developing brake energy regeneration systems is expanding, and as such demand by automakers for low-torque hub unit bearings is increasing.

As for hub unit bearings, the generation of torque can be evenly split between two portions of the bearing: bearing interior components and seals. Primary design factors related to torque generation are bearing internal design, preload, grease, seal type and others. However, since there is typically a trade-off between torque reduction and fundamental performance like rolling fatigue life, a technical approach is required to address this issue. At present NSK has successfully reduced torque by approximately 25 % through the application of technical solutions that address each design factor.

1. はじめに
2. ハブユニット軸受の変遷
3. ハブユニット軸受のトルク構成
4. 軸受内部の低トルク化
 - 4.1 内部設計仕様の最適化
 - 4.2 最適グリースの選択
 - 4.3 軸受内部トルクのまとめ
5. シールの低トルク化
 - 5.1 リップ形状の最適化による反力の低減
 - 5.2 リップ摩擦係数の低減
6. おわりに

1. はじめに

地球温暖化をはじめとする地球環境問題に対し、二酸化炭素排出量の削減や燃費の改善は、近年の自動車産業にとって最大の課題である。そのため現在、走行抵抗の低減、軽量化、エネルギー回生システムといった環境問題を意識したテーマが注目されている。

自動車が時速 60 km/h で走行時、ハブユニット軸受の摩擦抵抗は車両全体の走行抵抗の 5 % を占める¹⁾。近年 BRICs 等の新興国市場において、自動車販売台数が急激な伸びを示している。絶対的な自動車の数量が増せば、それだけ燃料を使うことになり、燃費の向

上は必然的に課題となる。燃費を向上させるためには、加速及び定速走行時の摩擦抵抗を小さくすることが重要であり、“燃費”の観点からハブユニット軸受には低トルク化が求められている。

一方で近年、電気自動車やハイブリッドカーが急速に普及し、“電費”という新たな言葉が生まれてきた。モータで駆動力を与えるこれらの車両では、いかにして“電費”を稼ぐかが重要であり、その一つの手法として回生ブレーキが登場している。回生ブレーキとは、減速時にモータを発電機として利用し、タイヤの回転

* 自動車軸受技術センター、シャシ軸受技術部

エネルギーを電気エネルギーに変換し、その発生した電気エネルギーを再利用する手法である。また、その発電時の回転抵抗はブレーキ力として利用される。従来、ハブユニット軸受のトルクは、加速時或いは定速走行時の損失という観点で注視され、減速時に影響を与える因子として着目されることはなかった。しかし回生ブレーキでは、モータをいかに効率よく発電機として利用できるかが重要であり、ハブユニット軸受の低トルク化がますます重要視されるようになってきた。

近年、このように“燃費”及び“電費”に対する要求から、ハブユニット軸受のトルクの寄与度は増大している。本稿では、ハブユニット軸受のトルク構成を踏まえ、具体的な低トルク化の手法を紹介する。

2. ハブユニット軸受の変遷

ハブユニット軸受は、ガタがある状態や剛性が低い状態で使用されると走行安定性に大きな影響を及ぼすため、ある一定の予圧をかけた状態で使用されるのが一般的である。当然、製品のばらつきによりこの予圧はある一定の範囲を持つことになるが、この予圧範囲は、ハブユニット軸受のユニット化の度合いにより大きく異なる。

図1にハブユニット軸受の進化と特徴を示す²⁾。NSKでは、ユニット化の度合いから、第一世代をHUB I、第二世代をHUB II、第三世代をHUB IIIと呼んでおり、世代が進むに従い、組付性向上を目的としたフランジの数が増え、その分ナックルやハブシャフトといった相手部品とのはめあい面が減る。ハブユニット軸受の使用時の予圧は、軸受の初期内部すきまと相手部品とのはめあいやナットの締付け等によ

って生じる内部すきま減少量から設定される。当然、はめあい面のしめしろやナットの締付け力はばらつくため、内部すきま減少量もばらつきを持つことになる。よって、はめあい面が多いほど、内部すきま減少量のばらつきが大きくなり、予圧範囲が広がる。すなわ

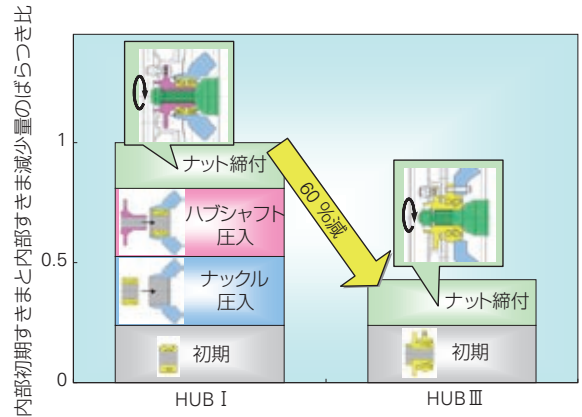


図2 内部初期すきまと内部すきま減少量のばらつき
Fig. 2 Range of variation regarding internal initial clearance and clearance reduction

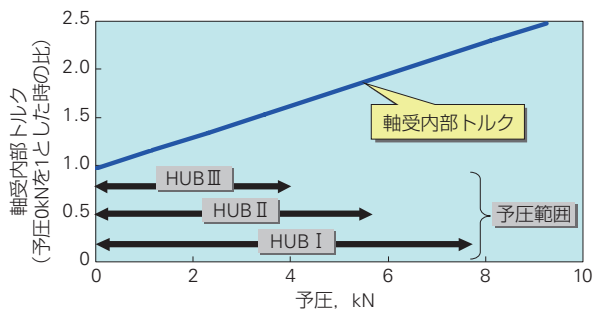


図3 予圧と軸受内部トルクの関係
Fig. 3 Relationship between preload and bearing interior torque

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

図1 ハブユニット軸受の進化と特徴
Fig. 1 Evolution and features of hub unit bearings

ち、はめあい面のないHUBⅢが、最も予圧範囲を狭くすることができる。図2に、HUBⅠとHUBⅢを例に取り、初期内部すきまと内部すきま減少量のばらつきを示す。HUBⅢ化することで、ナックル及びハブシャフトとのはめあい面がなくなり、HUBⅠに対して約60%のばらつき低減となり、使用時の予圧範囲を半分程度に減らすことが可能となる。

軸受内部トルクの詳細については後述するが、図3に軸受内部トルクと予圧の関係を示す。軸受内部トルクは予圧に比例して大きくなる。当然、予圧を小さくすることで低トルク化を図れるが、同時に予圧範囲も縮小することが重要である。いま予圧下限の値を0kNとして、HUBⅠ、HUBⅡ、HUBⅢの予圧範囲を図中に示すと、低トルク化にはHUBⅢが最適な形式であることがわかる²⁾。以下の章では、低トルク化に最適なHUBⅢを中心に説明を行う。

3. ハブユニット軸受のトルク構成

ハブユニット軸受のトルクは、荷重と回転を支える軸受内部と、その軸受内部への泥水の浸入を防ぐシールの二つの要素に分けて考えることができる。軸受内部トルクは、その仕様や予圧等によって変化し、またシールについても、その形式や数等によって変化するが、両者の割合はおよそ半々である(図4)。

図5にハブユニット軸受のトルクに及ぼす主な設計的要因をまとめた。一般的に低トルク化とハブユニット軸受に求められる基本的性能(転がり疲れ寿命、剛性、耐フレッチング性)はトレードオフの関係にあるため、様々な技術的な工夫が必要である²⁾。

本稿では、基本的性能を落とすことなく、低トルク化を実現させるための手法を、軸受内部とシールに分け、事例を交えながら紹介する。

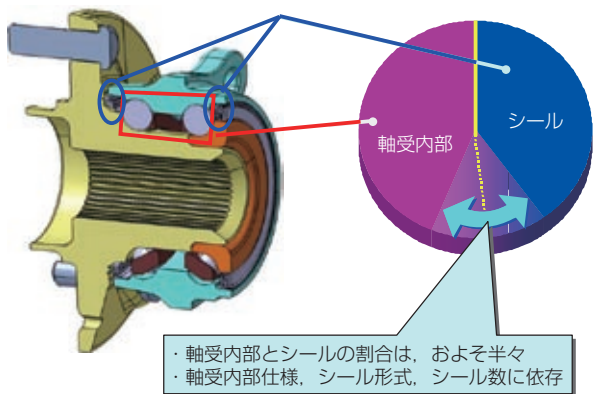


図4 ハブユニット軸受のトルク構成
Fig. 4 Components of torque generation in hub unit bearings

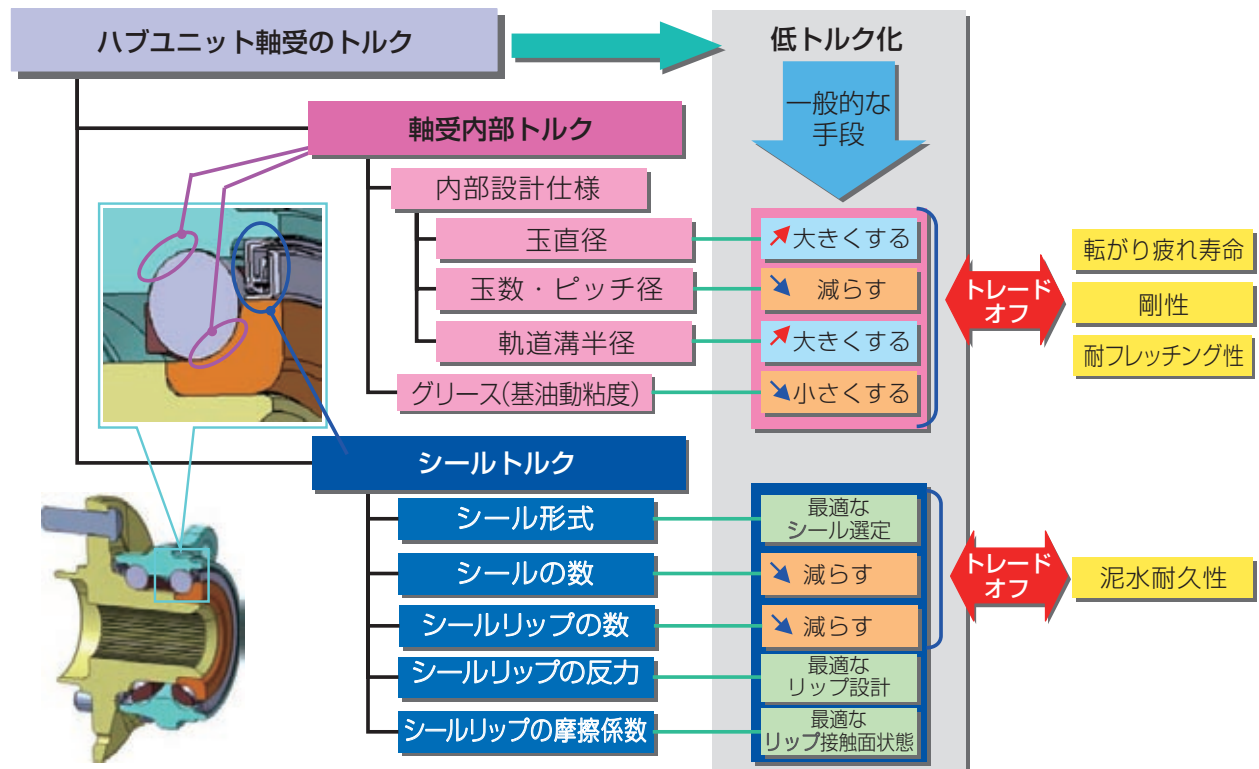


図5 トルクに及ぼす設計的要因
Fig. 5 Various design factors related to torque

4. 軸受内部の低トルク化

4.1 内部設計仕様の最適化

玉直径、玉数・ピッチ径、軌道溝半径といった内部設計仕様は、軸受の基本的性能を決定付けるものであり、ある因子を低トルク化の方向へ変更すると、この性能が低下する場合がある。そのため、低トルク化を図るためには、これらの基本的性能とのバランスを考えた最適設計を行う必要がある。NSK では、この最適設計により従来比で約 10 % のトルク低減を実現している。以下、それぞれの内部設計仕様について低トルク化の手法を解説する。

4.1.1 玉直径

一般的に玉直径の拡大は、低トルク化に有効であり、しかも転がり疲れ寿命を増大させる。しかしその一方で、剛性の低下を招く。NSK では、限られた空間内で性能のバランスが取れるよう、玉直径及びこれに付随して変動する後述の玉数・ピッチ径を組合せ、最適解を求める設計を行っている。

4.1.2 玉数・ピッチ径

玉数・ピッチ径の減少は、低トルク化に有効である。しかし、基本的性能の低下を招くため、十分な注意が必要である。現実的には、近年ハブユニット軸受は軽量化に対する厳しい要求を受けてきたこともあり、すでに限界までの小型化が進み、玉数・ピッチ径はトルクの観点からだけ見るとすでに最適化された仕様となっている。

一方で水浸入や過大荷重(過積載、衝撃)など、過酷な市場・道路環境に晒される新興国向けには、先進国向けの仕様より大きく十分な玉数・ピッチ径を選定している。これは低トルク化に背反することになるが、これについては後述の手法を用い、性能バランスの取れた設計を行っている。

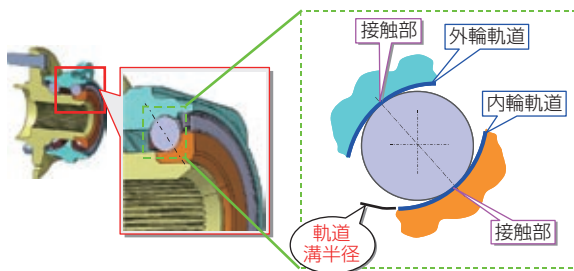


図6 軌道溝半径の最適化

Fig. 6 Optimization of raceway groove radius

4.1.3 軌道溝半径

軌道溝半径は、軸受メーカー各社がそれぞれ独自のノウハウを持つ、まさに軸受の肝の部分である(図6)。溝半径を大きくすることにより、低トルク化及び車両旋回時の軌道溝の肩への玉の乗り上げ防止に効果を出せるが、その一方で玉との接触面圧が増加するため基本的性能が低下する。現在NSKでは、これら複雑に絡み合った性能のバランスを取り、最適な軌道溝半径を採用している。

4.2 最適グリースの選択

ハブユニット軸受の潤滑にはグリースが用いられる。ハブユニット軸受が広く使われ始める前は、整備・点検時にグリースアップを行うことが多かった。しかし現在ハブユニット軸受は、シールを装着している場合がほとんどであり、グリースアップ不要のメンテナンスフリー構造となっている。そのため初期に封入されたグリースが、軸受寿命まで使われることになり、グリースの選択は非常に重要である。

グリースは、基本的に基油、増ちょう剤、添加剤から構成されている。図7に基油動粘度の異なるグリースA、B、Cを同じ軸受に使用した場合の軸受内部トルクを示す²⁾。これを見ると、軸受内部トルクは、グリースの基油動粘度の大小関係と相関があることがわかる。この例では、基油動粘度の最も小さいグリースAを選択すると、最も大きいグリースCよりも軸受内部トルクを約30%も低減できることがわかる。しかし、動粘度の低下は、転動面での油膜形成に影響を及ぼし転がり疲れ寿命を低下させ、またグリース漏れを起こし易くする。そのためこれらの背反事象を踏まえると、15%程度の低減が現実的な値である。

4.3 軸受内部トルクのまとめ

上述の手法を組み合わせることで、軸受内部トルクを従来比で25%低減することが可能である(図8)。

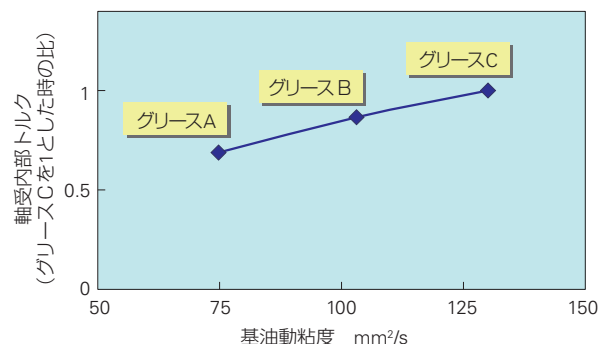


図7 グリース基油動粘度と軸受内部トルクの関係

Fig. 7 Relationship between grease viscosity and bearing interior torque

次の章では、シールの低トルク化について説明し、最終的に軸受全体でのトルク低減率を紹介する。

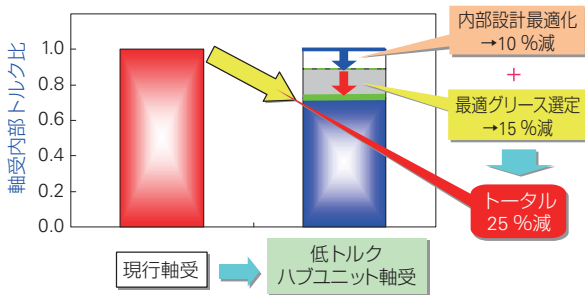


図8 軸受内部トルク低減効果
Fig. 8 Effect of low-torque bearing interior design

5. シールの低トルク化

ハブユニット軸受は、自動車の足回りに使われる軸受であり、泥水等の異物に曝される厳しい環境下におかれる。そのためハブユニット軸受のシールには優れた泥水耐久性が求められる。NSKでは図9に示すように、軸受形式や装着部位に合わせたシールのバリエーションを揃えている³⁾。

自動車メーカーによって、ハブユニット軸受の泥水耐久性への要求は様々である。これは軸受の周辺構造、

つまり車体側の構造を含めて、各社独自の泥水耐久性に対する考え方があるためと考えられる。図5に示すように、シールの数やシールリップの数を減らすことは低トルク化の手段として有効ではあるが、シール自体の泥水耐久性は低下するため、さらなる周辺構造の工夫により軸受のシールにかかる負荷を軽減することが必要となる。軸受、特にシール近傍が、外部環境に曝され難い構造を車体側で作る、走行中の泥水の直撃を回避することで、システムでの泥水耐久性確保が可能となる。ただし、これは軸受メーカーが単独で行うことはできないため、本稿で詳細に述べることは割愛させて頂く。

シール単独にて泥水耐久性を確保しながら低トルク化を行うには、それぞれのシールリップの泥水耐久性を維持させたまま、シールリップとその摺動面との間の摩擦力を下げる必要がある。この摩擦力はシールリップの反力と摩擦係数との積と考えることができ、以下にこれらの低減手法を紹介する。

5.1 リップ形状の最適化による反力の低減

シールリップの反力は、リップ締め代、面圧、接触幅と相関があるが、これは泥水耐久性についても同じことが言える。そこで最近では、シールリップの設計にもFEMが活用されている。低トルク化と高い泥水

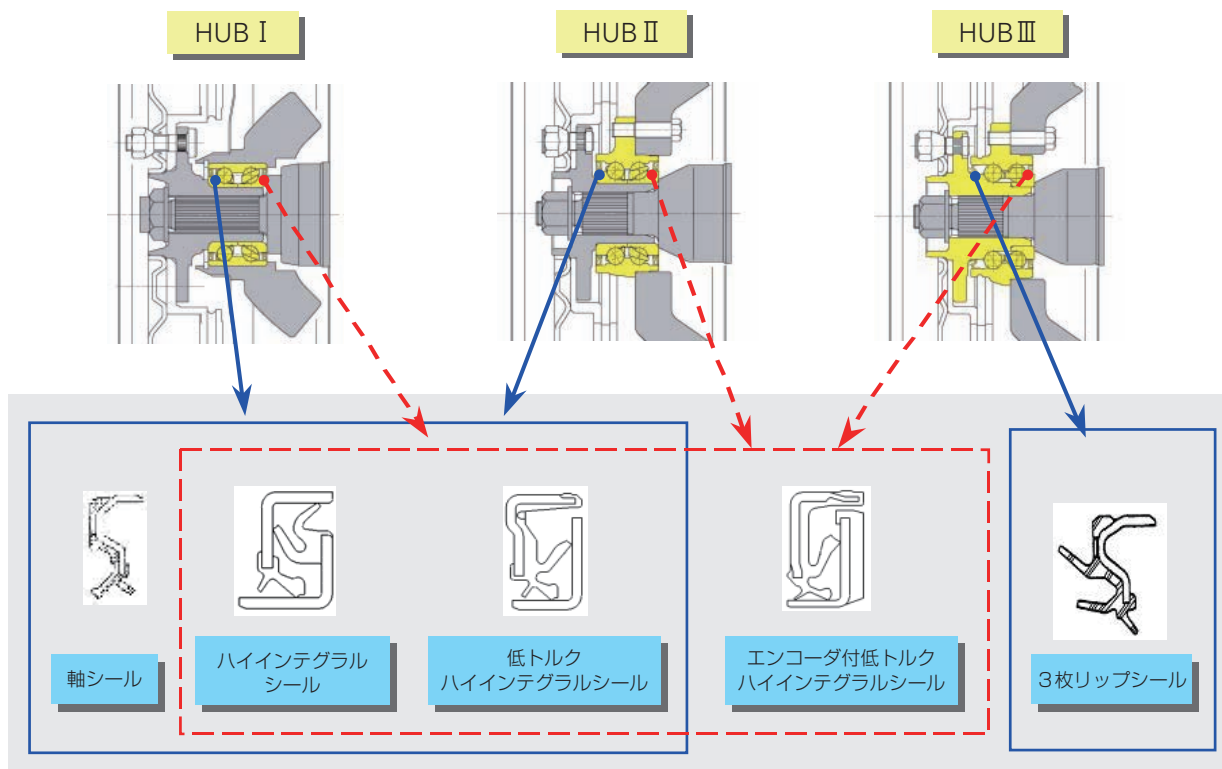


図9 各ハブユニット軸受に適用されるハブシール形式
Fig. 9 Seal types for hub unit bearings

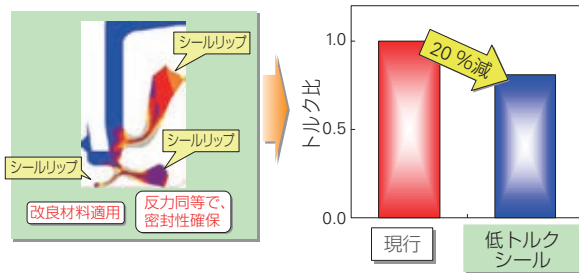


図 10 FEM によるリップ形状の最適化
 Fig. 10 Optimization of seal lip design using FEM

耐久性の両立を設計段階で見極めるため、図 10 に示すように FEM を活用することでリップ形状を最適化している。各リップに使用状態と同じ締め代を与え、リップの反力や接触状態を検証する。その結果、リップの反力を下げてトルクを低減させると同時に、リップの接触状態を最適化して高い泥水耐久性を確保させることができる²⁾。また近年、弾性率を低減したゴム材料が開発され、リップの設計の自由度が上がったことにより、最適化されたリップの接触状態を、より小さい反力で実現することが容易になってきた。これらの手法により、約 20 % のトルク低減が可能となった。

5.2 リップ摩擦係数の低減

シールリップの摩擦係数は、シールリップとその摺動面との間のグリースやリップの接触面の状態によって変化する。

グリースについては、軸受内部と同じように、グリースの基油動粘度が低くなればトルクも低減するが、4.2 項の最適グリースの選択で述べたように、同時に漏れとのバランスを考える必要がある。

リップの接触面の状態に影響を与える因子としては、表面粗さや滑り摩擦係数が挙げられるが、近年、低トルク化と泥水耐久性を両立するそれらの最適値探しの研究が進められている。

6. おわりに

ハブユニット軸受の低トルク化の手法について解説した。現在 NSK は、これらの手法を用い、市場での高信頼性を確保したまま、ハブユニット軸受のトルクを約 25 % 低減させることに成功した(図 11)。

しかし、今日の新興国市場での自動車販売台数の伸びや電気自動車やハイブリッドカーの躍進を考えると、今後ますますハブユニット軸受には低トルク化が求められていくことになると思われる。今日までハブユニット軸受は、市場のニーズに合わせて数々の進化を成し遂げてきた。NSK は、これからの将来もそのニーズに合わせたハブユニット軸受を提供し、社会貢献を続けていきたい。

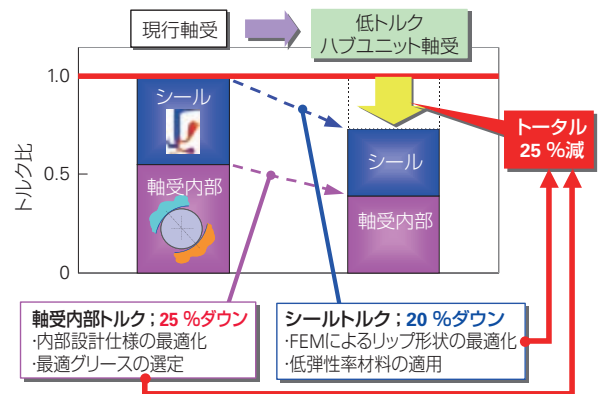


図 11 トルク低減効果
 Fig. 11 Effect of low torque design

参考文献

- 1) 名定正孝, “シャシ部品による燃費向上”, 自動車技術, 62-3 (2008) 80-81.
- 2) 石川寛朗, “ハブユニット軸受の技術動向とトライボロジー”, トライボロジスト, 54-9 (2009) 580-585.
- 3) 竹原徹, “ハブユニットの最新技術”, 設計工学, 42-8 (2007) 454-455.

車載モータ用軸受の技術動向



井澤 信明*

井澤 信明

Technological Trends of Bearings for Electric Motors on Board Vehicles

N. Izawa

Parts of vehicles are changing both as motor vehicles make the transition from engines solely powered by fossil fuels to hybrids or all-electric power and as automakers make further improvements to fuel economy. Therefore, demand for electric motors on board vehicles is increasing.

Low torque, low noise, long life under high temperature, and sealing performance are required for bearings for such electric motors, and different performance criteria are selected to meet the specifications of various applications where motors are used in the vehicle.

In this article, technological trends of electric motors on board vehicles and bearings for them are described.

- | | |
|--|--|
| <ul style="list-style-type: none"> 1. まえがき 2. 車載モータ用軸受の主な特徴と技術動向 <ul style="list-style-type: none"> 2.1 電動ファンモータ用軸受 2.2 ブロワモータ用軸受 2.3 ABS モータ用軸受 | <ul style="list-style-type: none"> 2.4 スロットルサポート用軸受 2.5 精密制御系モータ用軸受 2.6 ワイパーモータ用軸受 3. あとがき |
|--|--|

1. まえがき

近年、自動車には、低燃費・高効率・安全・快適性が要求されると共に電子制御化も浸透してきている。そのため、使用されるモータの数が飛躍的に増えている。

吸気の精密制御による低燃費化・高効率化のための、電動スロットル・可変バルブタイミング機構・EGR（排気ガス再循環装置）・デュアルクラッチトランスミッション、高効率化目的のEPS（電動パワーステアリング）・電動水ポンプ・電動ファン、安全性向上のためのABS（アンチロックブレーキシステム）・VSCやVSA等（横滑り防止機構）、快適性装備として電動シートや電動スライドドア等が近年の自動車に使用されている。これらのものは、ほとんど全てモータで駆動・制御されている。さらに、HV（ハイブリット車）

にはバッテリー冷却用ファンモータが装備される等モータ需要は増加する傾向である。

ここでは、これら車載モータに使用される軸受の最近の技術動向について述べる。

2. 車載モータ用軸受の主な特徴と技術動向

代表的な車載モータにおける軸受への要求性能と軸受仕様の特徴について以下に示す。

2.1 電動ファンモータ用軸受

電動ファンモータ用軸受は、高温長寿命・はめあい寸法の維持（部品点数低減のため、圧入のみで位置決めする）が要求される。このため、NSKでは高温長

* 自動車軸受技術センター，電装・エンジン技術部

寿命であるグリース，高温寸法安定化処理した軌道輪，高密封非接触金属シールドを採用しており，これによって優れた性能が得られている．主な仕様は次の通りである．

- (1) シールド：高密封金属シールド(ZZ1)
- (2) 保持器：プラスチック保持器
- (3) グリース：～ 150℃ は EA3 グリース（専用グリース）
～ 160℃ は EA6 グリース（専用グリース）
～ 180℃ は KF1 グリース
- (4) 高温寸法安定性仕様：特殊熱処理
 - ・ この特殊熱処理は高温寸法安定性と同時に，耐圧痕性の向上も得られる．

2.2 ブロワモータ用軸受

ブロワモータ用軸受は，高信頼性とモータの組立工程費用削減を目的に，メタルから転がり化が進められている．ブロワモータは運転席近くに装着されることから静粛性が特に要求される．したがって軸受も極低騒音を維持することが重要である．主な軸受仕様は次の通りである．

- (1) シール：軽接触シール(DDW)
- (2) 保持器：プラスチック保持器（保持器音対策仕様，**図 1** 参照）
- (3) 音響等級：極静音仕様(ERU6)

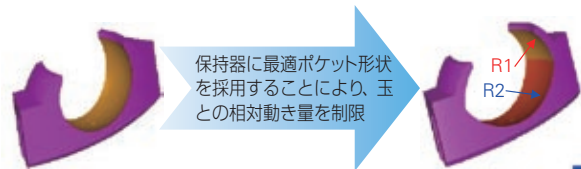


図 1 保持器音対策保持器形状
Fig. 1 Cage design for reducing cage noise

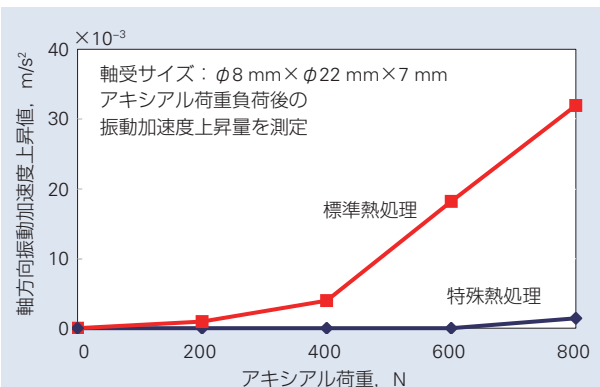


図 2 熱処理による振動加速度上昇値比較線図
Fig. 2 Comparison of the effect of heat treatment on vibration acceleration

- (4) グリース：音響に優れた NS7 グリース
- (5) 取り扱い不良による耐圧痕仕様：特殊熱処理（高温寸法安定性も実現．耐圧痕性については **図 2** 参照）

2.3 ABS モータ用軸受

(1) 偏心部軸受

ABS モータは，偏心軸を回転させることにより，偏心に取り付けられた軸受の外径面がプランジャを上下に動かして高圧のブレーキフルードを吐出する構造である．従来，偏心軸の部分にはニードル軸受又は標準的な玉軸受が使用されていたが，偏心軸加工費の低減を図る目的で内輪内径を偏心させた軸受を採用している例もある (**図 3** 参照)．

(2) モータフロント側軸受

ABS モータはアクティブセーフティーの考えから，その発展型として総作動時間が長くなる傾向があり，プランジャ部から漏れたブレーキフルードがモータフロント側へ到達する可能性が出て来た．フロント側軸受内へフルードが浸入した場合，軸受内部のグリースがモータ内部へ流出し，最悪の場合モータ回転不良が発生する．これを防止するため，モータフロント側軸受には耐ブレーキフルード性のある EPDM ゴム製の接触シール付き軸受としている．最近ではアクティブセーフティーをより広範囲に展開することにより，モータの総作動時間がさらに延びる方向であることから，密封性を向上させた軸受の要求が強まっている．NSK では各種解析，評価試験を実施し低トルク高密封シール仕様を確立した．

2.4 スロットルサポート用軸受

吸入空気量を制御する装置であるスロットルチャンバ(電子制御スロットル含む)は，コスト低減を図る目的で，従来チャンバ内の機密性を確保するため使用されていた軸シールを削減し，軸受シールでその役割をはたさせる傾向にある．そのため，サポート用軸受のシールには，軸シールの代替として高気密性を要求されるようになっている．さらに，最近では小型エンジンとターボチャージャーの組み合わせが増える傾向となっており，ターボチャージャーの過給圧が高くなることから，サポート軸受シールへより高い気密性が要求されている．NSK では，チャンバ内で発生する負圧や正圧に対して軸受シールによる気密性を確保するため，高密封 DP シールを開発した (**表 1** 参照)．また，耐ガンソリン性を求められる場合は，物性的に安定しているフッ素ゴムを採用している．

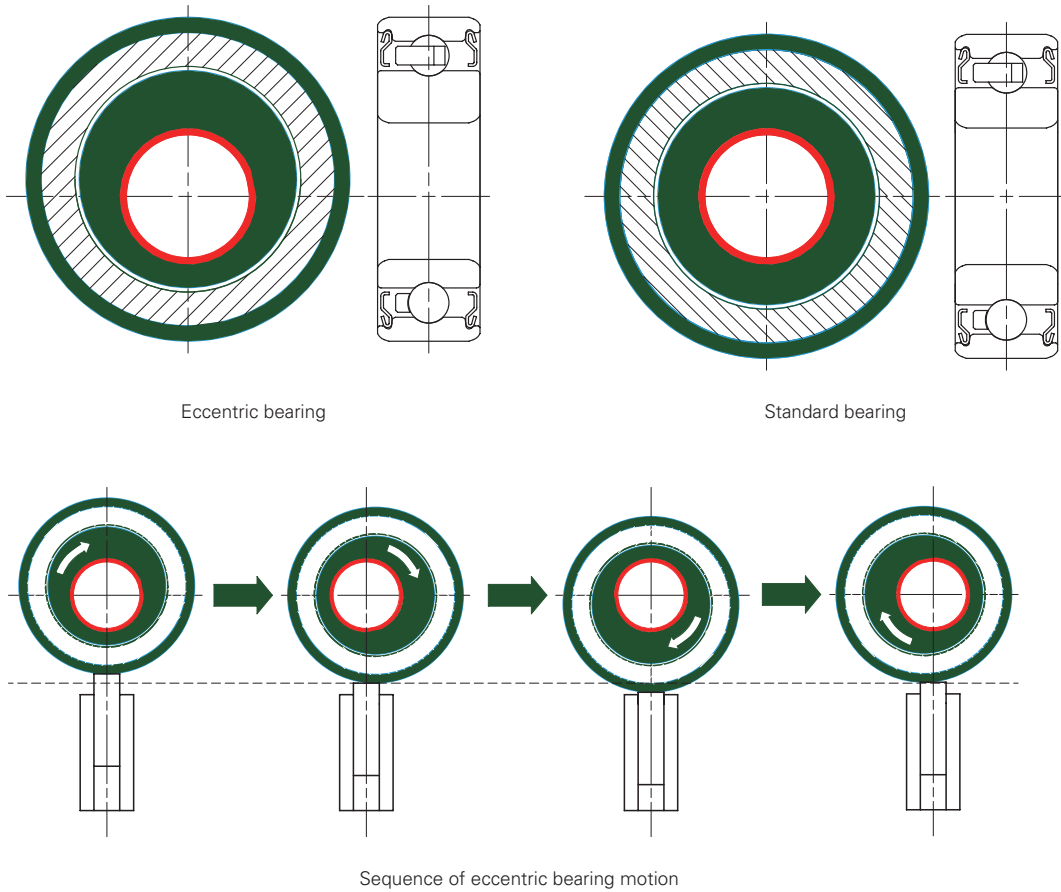


図3 偏心軸受と標準軸受の比較&プランジャの動き¹⁾

Fig. 3 Comparison of standard and eccentric bearings; and the sequence of eccentric bearing motion

| | 従来シール (D タイプ) | 開発シール (DP タイプ) |
|-------|--|---|
| シール形状 | | |
| 特徴 | <p>標準型接触密封シール シールリップが内輪シール溝と軸方向に接触.</p> | <p>低トルク高耐圧シール シールリップ根元部の厚みを薄くして、リップ部の柔軟性を向上させ、追従性を改善。 シールリップを内輪シール溝の径方向に接触させ、軸方向の位置変化によるシールトルクの変化を抑制。 内輪のシールリップ摺動面をテーパとして、正圧負荷時のリップめくれを防止。</p> |

表1 従来シールと開発シールの比較

Table 1 Comparison of conventional and newly developed seals

2.5 精密制御系モータ用軸受

電動スロットル(図4), EGR (排気ガス再循環装置, 図4), 可変バルブタイミング機構等の電子制御用モータは低燃費化・高効率化のための最適制御を目的に, 軸受には低トルク, 高温長寿命が要求されており, これらの特性を満足する潤滑剤として, フッ素グリースを採用している。

また, モータとしてのトルク安定性を確保するために, モータの完成出荷前に慣らし回転を行うこともあり, 慣らし回転時間がモータコストに直結することから, 慣らし回転時間の短縮が求められる。これに対応するため, NSK ではナノ粒子技術の導入により短時間にトルクが安定する低トルクグリースを開発した。(図5, 6参照)

2.6 ワイパモータ用軸受

ワイパモータ(図7)は軸がウォームギヤとなっており, モータ回転によりワイパを往復作動させている。転がり軸受とすべり軸受の組み合わせで使用されており, 通常軸方向に発生する荷重は転がり軸受が受ける

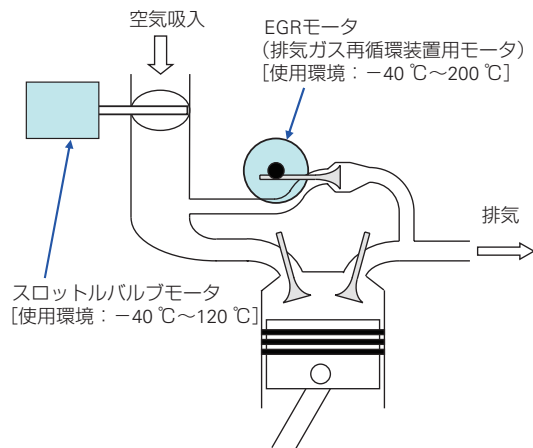


図4 スロットルバルブモータとEGRモータの使用箇所及び環境温度

Fig. 4 Positions and ambient operating temperatures of throttle valves and EGR motors

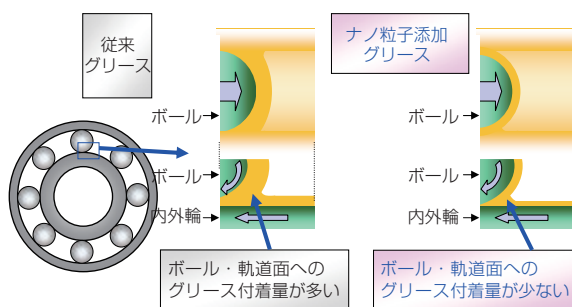


図5 低トルク化メカニズム
Fig. 5 Mechanism for reducing torque

構造となっている。積雪時にワイパを作動させると, モータの軸方向へ大きな入力が発生し, 転がり軸受が許容できる軸方向荷重を超える場合が想定される。従来から軸端にこの荷重を受けるためのボールが装着されているが, 最近ではモータ生産工程削減のため, このボールを装着しないモータ設計も出現している。このような場合は, 軸受内部の設計により必要な耐軸方向荷重性能を実現し対応している。

3. あとがき

本稿では, 最近の車載モータ用に使用される軸受のトレンド及び技術について紹介した。今回紹介したモータ以外にも, ミッション用オイルポンプモータ, デュアルクラッチ用モータ, HV車やEV車に使用されるバッテリー冷却ファンモータなど軸受を使用するモータが増加している。軸受に要求される機能は, 今後ますます多様化すると考えられ, 使用環境に対応できる高機能軸受の開発をさらに進めていきたい。

参考文献

- 1) "偏心軸受", NSK TECHNICAL JOURNAL 680 (2006) 54-55

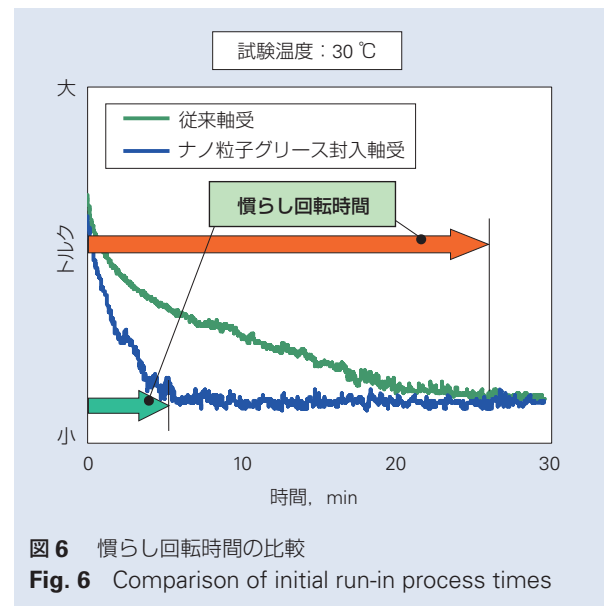


図6 慣らし回転時間の比較
Fig. 6 Comparison of initial run-in process times

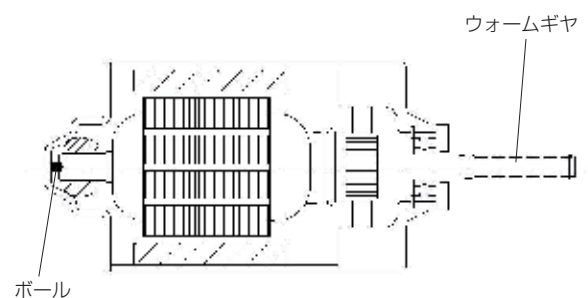


図7 ワイパモータ構造図
Fig. 7 Cross-section view of a wiper motor

商 品

紹 介

次世代ハイブリッドカー向けモータ及び発電機構用超高速玉軸受

Ultra High-Speed Ball Bearing for Motors and Power Generators in Next Generation Hybrid Vehicles

近年、次世代ハイブリッドシステムの駆動モータや発電機構においては、更なる燃費向上を目的として、小型・軽量化、出力確保を行うための超高速回転化のニーズが高まっている。

NSKでは、次世代ハイブリッドカーにおけるモータ及び発電機構用の玉軸受として、従来比1.5倍の回転速度となる30 000 min⁻¹以上で使用可能な超高速玉軸受(写真1)を開発した。



写真1 次世代ハイブリッドカー向けモータ及び発電機構用超高速玉軸受

Photo 1 Ultra high-speed ball bearing for motors and power generators in next-generation hybrid vehicles

1. 構成(構造)および仕様

図1に開発品の断面図を示す。軸受の潤滑油流入側に、油流を制御するプレートを設置することで、超高速回転時に、潤滑が枯渇しやすい内輪-玉側に確実に油を供給できるようにして、潤滑性を向上させている。また、軸受内部諸元を最適化すると共に、軽量・低摩擦の樹脂保持器を採用することで、超高速回転下においても、摩耗と発熱を抑制している。樹脂保持器は、超高速回転時の遠心力による変形や破損を防止するため、軌道溝をオフセットすることで軸受のスペースを拡大することなく、保持器円環部の強度をより一層向上させている。

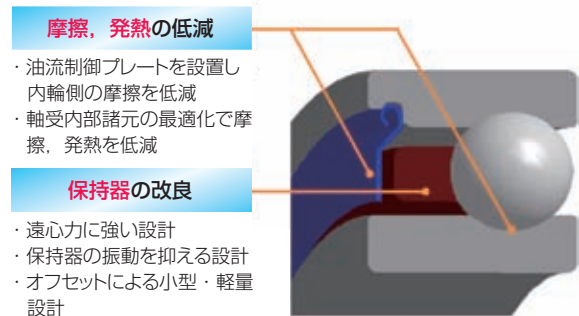


図1 開発品の断面図

Fig. 1 Cross-section view of newly developed bearing

2. 特長

優れた高速回転性能を有している。

軸受内部諸元の最適化、油流制御プレートの設置、樹脂保持器の最適設計等の効果により、30 000 min⁻¹以上の高速性を実現している(図2)。

3. まとめ

開発品は、駆動モータ及び発電機構の超高速化を可能とし、小型から大型までの次世代ハイブリッドカーの燃費向上に十分貢献できるものと考えられる。今後も引き続き、より高度化する市場ニーズに応えるべく新機能商品の開発に取り組んでいく。

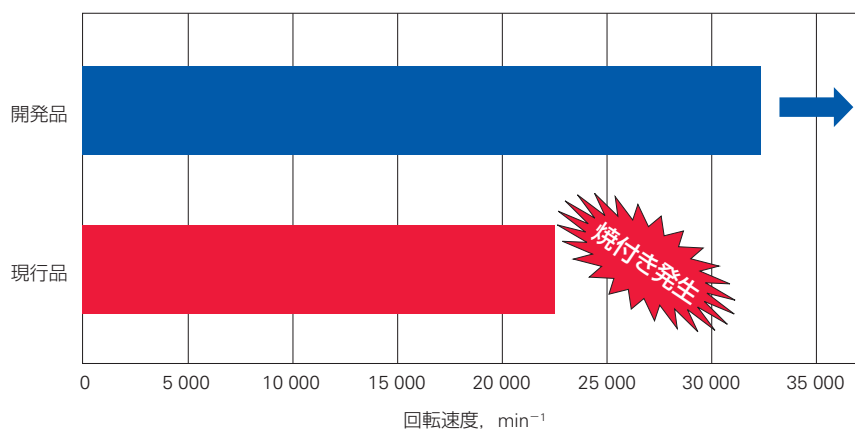


図2 現行品と開発品の高速回転試験結果

Fig. 2 High-speed test results of current bearing and newly developed bearing

商 品

紹 介

トランスミッション用超低トルク密封クリーン玉軸受

Ultra Low-Torque Sealed Clean Bearing for Transmission Applications

近年、環境意識の高まりに伴い、自動車の燃費向上は重要な課題となっている。トランスミッションにおいてはより一層の効率向上が求められており、軸受にはトルクの低減が強く要求されている。今回、NSKが開発した“超低トルク密封クリーン玉軸受”は、弾性解析を用いてシールリップの最適化設計を行うことによってトルクを低減したシール付玉軸受である(写真 1)。



写真 1 トランスミッション用超低トルク密封クリーン玉軸受
Photo 1 Ultra low-torque sealed clean bearings for transmission applications

1. 製品の特長

(1) シールの仕様とトルク性能

リップ形状の弾性解析を行い、リップを従来品に比べ、10% 細く、70% 長くした。これにより、リップの追従性と接触面圧の均一化を図り緊迫力を50% 低減し、軸受トルクを半減させることが可能となった。(図 1, 図 2)

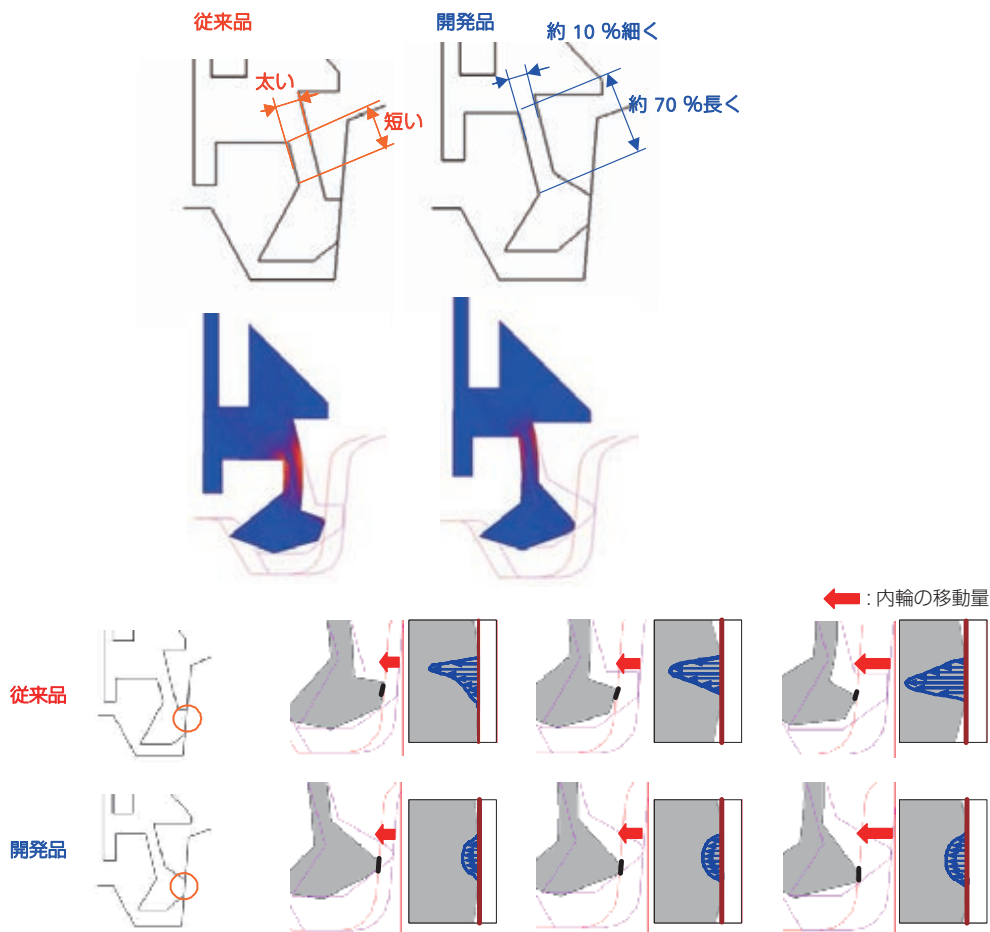


図 1 従来シールと開発シールの接触状態

Fig. 1 Comparison of contact conditions for current seal and newly developed seal

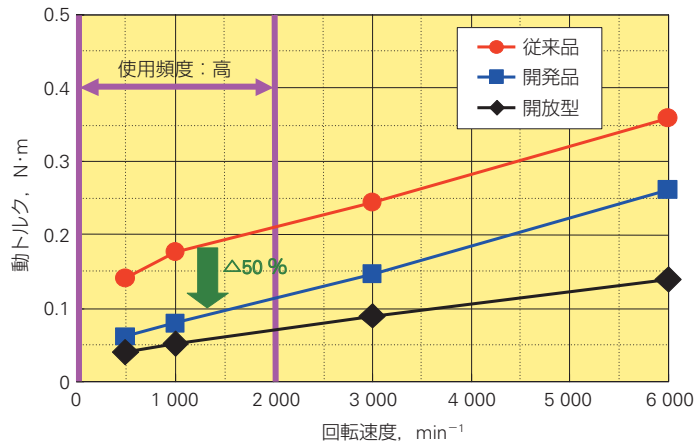


図2 従来シールと開発シールの軸受トルク比較
 Fig. 2 Comparison of bearing torque for current seal and newly developed seal

(2) 寿命への影響

弾性解析によりシールリップ形状を改良していることから、内輪が軸方向に移動してもシールとの接触面を確保している。これにより、トランスミッションオイル中の異物が軸受内へ侵入することを防止し、従来シールと同等の耐久性を実現した(図3)。

2. まとめ

超低トルク密封クリーン玉軸受は、NSKの玉軸受を生産している国内外の数多くの拠点で対応が可能であり、グローバルな玉軸受の生産拠点から、世界各地の需要地に向けタイムリーに供給可能である。

| | |
|------------|-------------------------------------|
| 評価軸受 | φ 35 mm × φ 78 mm × 16 mm |
| ラジアル荷重 | 4 193 N |
| アキシアル荷重 | + 7 561 N (60 s) - 1 890 N (2 s) |
| 回転速度 | 7 000 min ⁻¹ |
| 油量(オイルレベル) | 軸中心 |
| 油温 | 120 °C ± 3 °C |
| 異物 | 0.2 g / L |
| ミスアライメント | 2 / 1 000 |

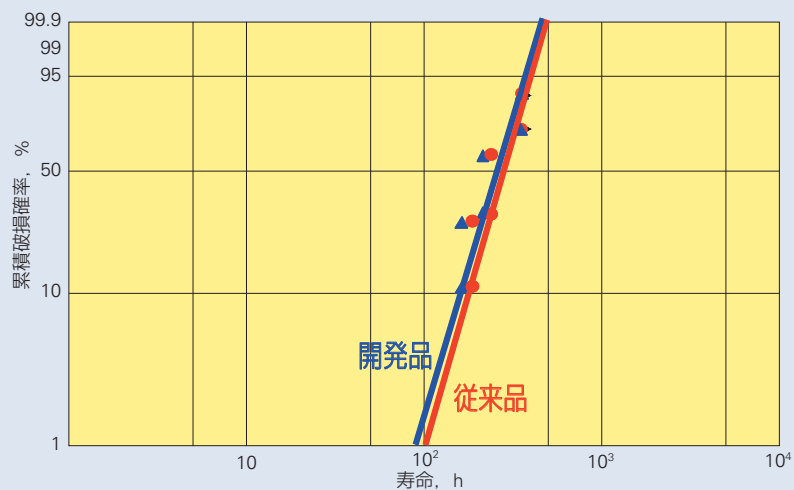


図3 従来シール軸受と開発シール軸受の寿命試験結果
 Fig. 3 Endurance test results of current sealed bearing and newly developed sealed bearing

商品

紹介

高速回転仕様ミニチュアプラネタリ用ケージ&ローラ

High-Speed Cage & Rollers for Miniature Planetary Gears

近年、自動車のCO₂排出量低減や燃費向上の要求が高まっており、自動車用変速機においても小型・軽量化、高効率化が進められている。自動変速機、ベルト式無段変速機、ハイブリッドカー用変速機には、ユニットのコンパクト化を目的としてプラネタリ機構が多く採用されており、ピニオンギヤの回転を支持する部位にはニードルベアリングが使用されている。

NSKでは、プラネタリ機構の小型・軽量化、高効率化を実現した世界最小レベルの高速回転仕様ミニチュアプラネタリ用ケージ&ローラ(写真1)を開発したので、以下に紹介する。



【量産実績最小品】
・ころ径：φ2.5 mm
・内径：φ11 mm
(ピニオンシャフト径)

【開発品】
・ころ径：φ1.5 mm
・内径：φ7 mm
(ピニオンシャフト径)

写真1 高速回転仕様ミニチュアプラネタリ用ケージ&ローラ(写真右)

Photo 1 High-speed cage & rollers for miniature planetary gears (see right photo)

1. 構成(構造)および仕様

プラネタリピニオンの自転・公転の高速化に伴い、保持器の高強度・高耐久性が要求される。NSKでは、保持器材料にクロムモリブデン鋼を採用し、保持器断面をM型形状とすることで保持器の強度・耐久性を向上させた高速回転仕様のプラネタリ用ケージ&ローラを市場展開している。

これまでNSKが量産してきた高速回転仕様のプラネタリ用ケージ&ローラでは、軸径φ11 mm、ころ径φ2.5 mmが最小サイズであった。

今回、解析を用いた最適設計、耐久性評価試験、及び加工実験を行い、軸径φ7 mm、ころ径φ1.5 mmの世界最小レベルの高速回転仕様ミニチュアプラネタリ用ケージ&ローラを実現した。

2. 特長

従来、ミニチュアプラネタリ(軸径φ10 mm以下)用ニードルベアリングには、総ころタイプと波形状の保持器のケージ&ローラタイプが使い分けられてきた(写真2)。

従来技術に対する今回の開発品の特長を以下に示す。

- (1) 耐焼付き性向上(対総ころタイプ)
- (2) 損失トルク低減(対総ころタイプ)
- (3) 保持器強度、耐久性向上(対波形状保持器)
- (4) 転がり耐久寿命向上(対波形状保持器)



写真2 ミニチュアプラネタリ用ニードルベアリングの開発の流れ

Photo 2 Flow of development of needle roller bearings for miniature planetary gears

総ころタイプは保持器が無く、ころ同士が滑り接触し発熱するため、10 000 min⁻¹以上の高速回転に向きで0.3 L/minを超える潤滑油供給が必要である。

また、ころ同士の滑り接触により損失トルクが増大する。ケージ&ローラタイプとすることで、ころ同士の滑り接触が無くなり、過酷潤滑環境下においても耐焼付き性が向上し、20 000 min⁻¹以上の高速回転化を達成し、損失トルクについても40%程度の低減を達成した(図1)。

ケージ&ローラタイプについて、現行の波形状保持器と開発品のM形状保持器の仕様比較を表1に示す。プラネタリキャリアの回転(ピニオン公転)が高速になると、遠心力により保持器窓の隅の丸み部に大きな応力が作用し、保持器疲労破損に繋がることがある。開発品では、保持器の強度・耐久性を向上させており、保持器耐久性評価試験により1.5倍以上の使用限界回転数(ピニオン公転)の向上を確認した(図2)。また、フランジ剛性を向上させたことで、窓長さを広く設定することが可能となり、同サイズ内でころ長さを0.5 mm長くすることにより、14%程度転がり耐久寿命が向上した(図3)。また、板厚を薄く設定することで、保持器重量を20%程度低減でき、軸受全体として5%程度の軽量化を達成した。

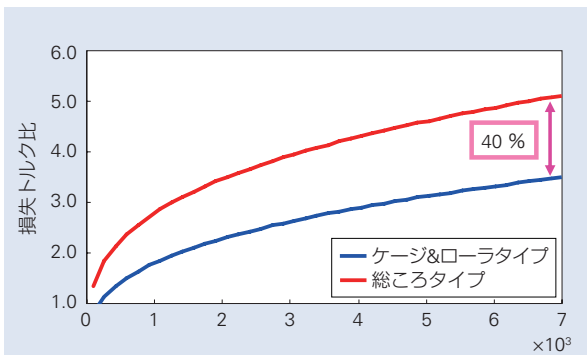


図1 総ころタイプとケージ&ローラタイプの損失トルク比較
Fig. 1 Comparison of torque between full-complement type and cage-and-roller type

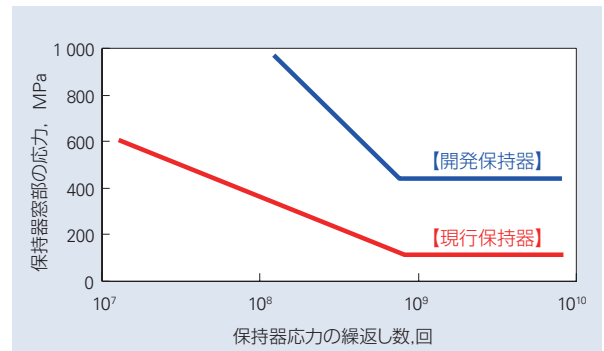


図2 現行保持器と開発保持器の応力の比較
Fig. 2 Comparison of stress between current cage and newly developed cage

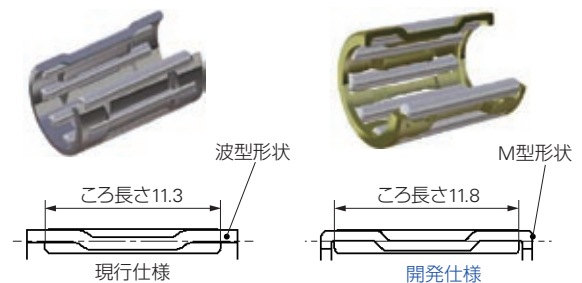


図3 現行保持器と開発保持器の断面形状
Fig. 3 Cross-section view of current cage and newly developed cage

3. まとめ

高速回転仕様ミニアチュアプラネタリ用ケージ&ローラは、各種変速機のプラネタリ機構の小型・軽量化を可能とし、自動車のCO₂排出量低減や燃費向上に貢献することが期待される。

| 部品 | 項目 | 現行保持器 | 開発保持器 | 狙い |
|-----|-------|-----------------------------|-----------------------------|---|
| 保持器 | 形状 | 波型 | M型 | M形状化(両端フランジ付きタイプ) →保持器剛性向上 |
| | 材質 | 低炭素鋼 (浸炭窒化) | クロムモリブデン鋼 (浸炭窒化) | 高強度浸炭鋼の採用 →保持器強度向上 |
| ころ | ころサイズ | ころ径φ 1.5 mm ころ長さ 11.3 mm | ころ径φ 1.5 mm ころ長さ 11.8 mm | 保持器断面のM型化と薄板化を最適両立 →軸受軽量化 軸方向スペース拡大によるころ長さアップ →転がり耐久寿命向上 |

表1 現行保持器と開発保持器の仕様比較
Table 1 Specifications of current cage and newly developed cage

商品

紹介

SK85 代替・長寿命スラストニードルベアリング

Long-Life Thrust Needle Roller Bearings Replace SK85

近年、燃費向上と変速ショック低減や動力の伝達効率向上のため、高燃費の多段ギアのオートマチック変速機(以下AT)が増加している。多段ギアATでは、変速機の伝達効率向上のため、低粘度ATオイルが多く採用されており、その中に7部位を超えるスラストニードルベアリングが過酷な潤滑環境下で使用されている。また、ハイブリッドカー(以下HEV)の変速機用軸受では、さらなる燃費向上のため、小型・軽量化が求められている。特に、モータのみで走行するEVモードの際には、オイルポンプが作動しない場合があり、変速機用スラストニードルベアリングは潤滑が希薄な過酷環境になる場合がある。そこで今回、過酷環境下でも長寿命であるスラストニードルベアリングを開発・商品化した(写真1)ので以下に紹介する。



写真1 リップ付き長寿命スラストニードルベアリング

Photo 1 Long-life thrust needle roller bearing with lippered thrust race

1. 軸受仕様

1.1 PCR5材(NSKオリジナル鋼)

現行のSK85に対し、炭素とシリコンの量を若干低減し、クロムの量を増加させることで、靱性を向上させたNSKオリジナル鋼材PCR5を採用した。これにより、本製品はプレス性が向上し2.5mmの厚さも対応が可能となった。

1.2 浸炭窒化処理

NSKオリジナル鋼材PCR5に特殊な浸炭窒化処理を施し、靱性と表面硬度と疲労強度を同時に満足させた材料をスラストレースに採用した。

2. 特長

- (1) 浸炭窒化処理に対して、SK85は熱処理品質が安定しないが、PCR5は軸受鋼(SUJ2)同様に安定(図1)。
- (2) プレス加工が困難な軸受鋼(SUJ2)に対し、プレス加工が可能なPCR5は、リップ付きスラストレースに対応可能。
- (3) 過酷潤滑環境下において、現行SK85の通常焼入れ焼戻し品に対し、3倍以上の長寿命を実現(図2)。

3. まとめ

自動車の低燃費化の要求に従って、ATの効率向上を目的として小型化・軽量化に加えてATオイルの低粘度化が進み、これによって、軸受にとって過酷環境化が進むものと思われる。このような過酷環境下における軸受は、長寿命化のニーズが、特にHEVで急速に高まるものと予想される。ここで紹介した軸受は、このようなニーズに応えるものとして期待される。

今後も、市場のニーズに応えられる商品開発を推進していきたい。

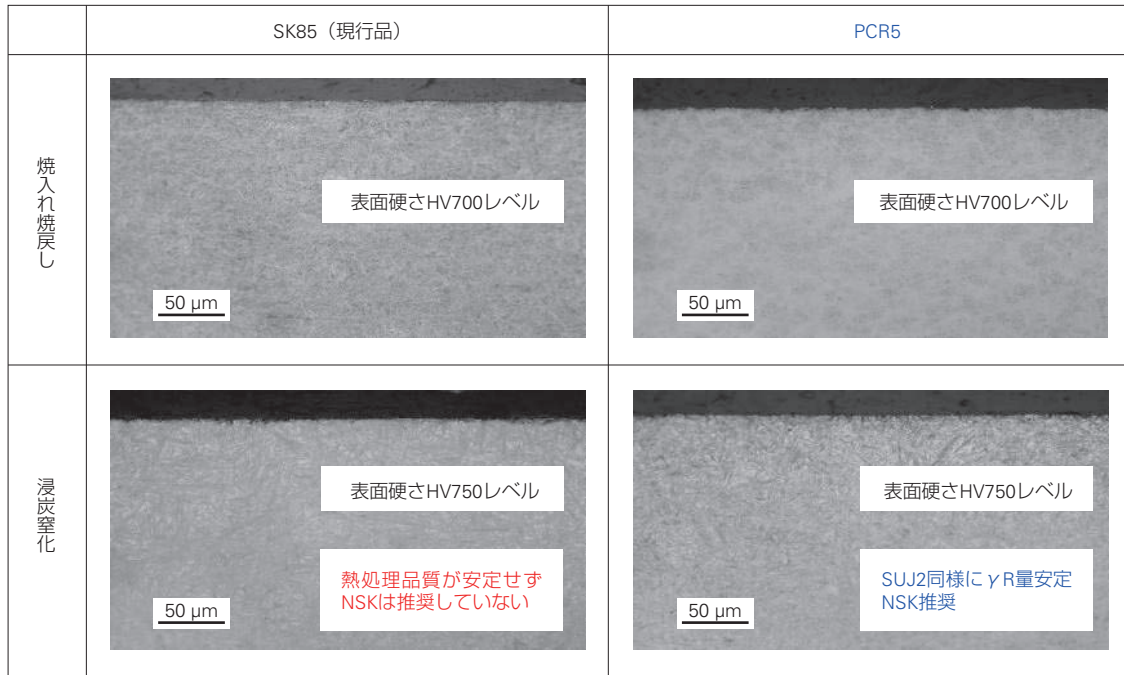


図 1 SK85 と PCR5 の熱処理品質
Fig. 1 Heat treatment quality of SK85 and PCR5

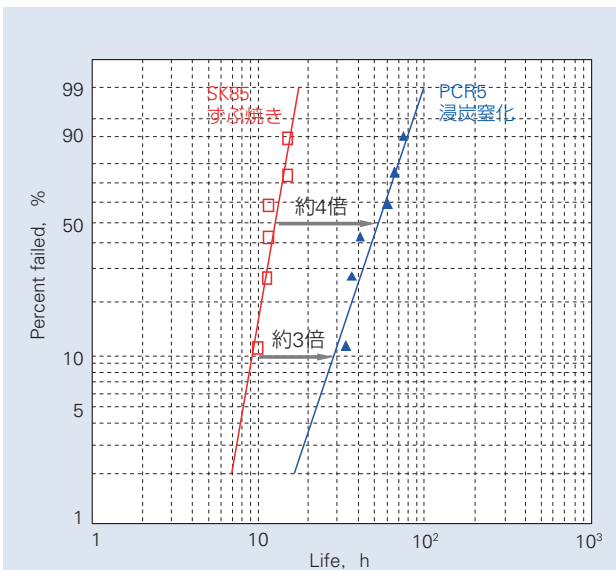


図 2 現行 SK85 と PCR5 の寿命比較試験結果
Fig. 2 Results of bearing life test comparing SK85 with PCR5.

商品

紹介 高強度プレスプーリ

High-Strength, Pressed Steel Pulley

自動車補機ベルトに使用されるアイドラプーリは、高い張力環境で使用される場合がある。プレスプーリでは強度的に満足できないときは切削プーリが使用されるが、切削プーリは重量およびコスト面で問題となることがある。この問題を解決するため、耐荷重性能を向上させた高強度プレスプーリ(写真1)を商品化したので以下に紹介する。



写真1 高強度プレスプーリ

Photo 1 High-strength, pressed steel pulley

1. 構成(構造)および仕様

最適形状となるよう設計するとともに、プレス工程の生産技術を向上させることによって本製品の加工を可能とし、耐荷重性能の向上を実現した。

2. 特長

高強度プレスプーリは、写真2のように、板厚の厚い母材を用いて、応力の高い折り曲げ部の減肉をせずにプレスプーリを成型している。その結果、図1のようにベルト荷重時にプーリに発生する応力を緩和でき、従来のプレスプーリで対応できなかった高荷重領域への適用が可能となった。

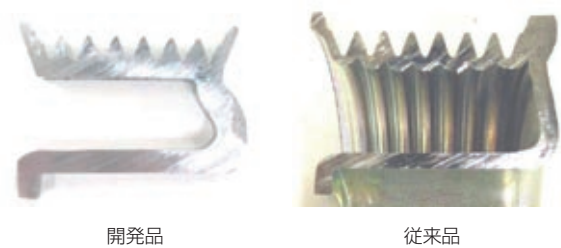


写真2 従来仕様との比較

Photo 2 Comparison of newly developed product with conventional product

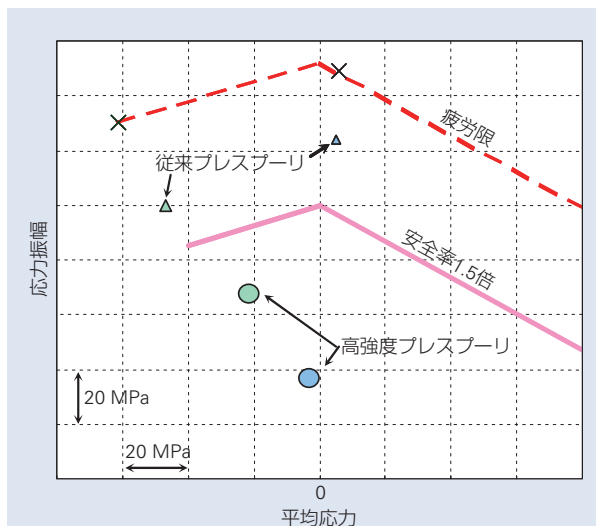


図1 プーリ応力の低減

Fig. 1 Less stress acting on the high-strength pressed steel pulley.

3. 用途

自動車エンジンの補機ベルト用アイドルおよびテンション用プリーユニットの軽量化に貢献できる。図2のようにプレスプリーでの対応範囲が拡大し、高強度プレスプリーは、従来、耐荷重性能確保のために適用していた切削プリーの使用範囲についても使用できる。

4. まとめ

ここで紹介した高強度プレスプリーは、高荷重で使われている切削プリーの置き換えとして使用できる。従来、切削プリーが使用されていた高荷重領域にプレスプリーが使用できるため、軽量化およびコストダウンに貢献できる。

今後、さらに板厚の厚いプレスプリーの開発に取り組んでいきたい。

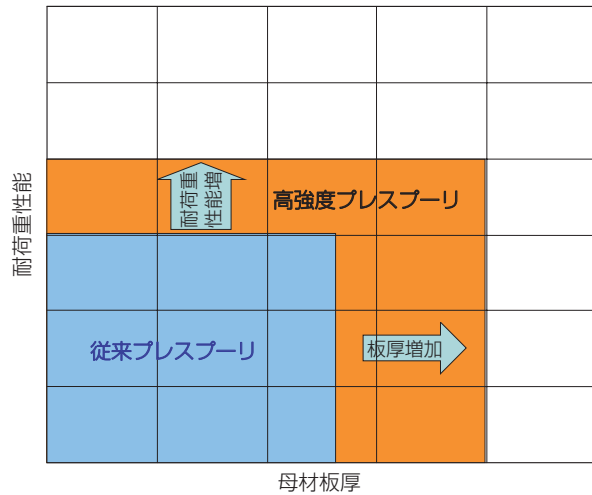


図2 適用範囲

Fig. 2 Applicable range

商 品

紹 介 高耐久クラッチプーリユニット

Newly Developed Highly Durable Clutch Pulley Unit

NSKでは2001年よりエンジンの速度変動によるベルトスリップ音を防止するためのオルタネータ用クラッチプーリユニットを量産している。近年、燃費改善技術の導入によりエンジンの速度変動は増大する傾向にあり、また、発電量の増加からオルタネータの大型化が進んでいる。これらの背景において、クラッチプーリユニットにはさらなる耐久性能の向上が求められており、この度、これらの要求に応えるため様々な技術検討を行い、性能を向上させた新しいクラッチプーリユニットを開発した(写真1)。

1. 構造および動作

基本構成はローラタイプの一方方向クラッチの両側に荷重を支持する玉軸受を配置したもの(図1)となっており、グリースにより潤滑される。エンジンの回転数には細かな変動があるが(図2)、内蔵されている一方方向クラッチにより、プーリに入力される回転変動に対して、減速時にオルタネータのイナーシャを開放することでオルタネータシャフトの回転変動とそれに伴う張力変動を低減させ、ベルトスリップ音を防止を図るものである。



写真1 新開発クラッチプーリユニット

Photo 1 Cutaway view of the newly developed highly durable clutch pulley unit

2. 設計

今回、以下の様な手法で運転中のローラクラッチの状態を把握し、仕様を最適化することで、性能の大幅向上を実現させた。

- (1) エンジン試験にて、実機の挙動を把握(写真2)。
- (2) エンジン挙動を基に、独自に開発した数値解析ソフトを用いて内部の部品の挙動を把握(図3)。
- (3) 製品に加わる荷重により発生する変形と応力を解析し、使用時の部品の状態を把握(図4)。

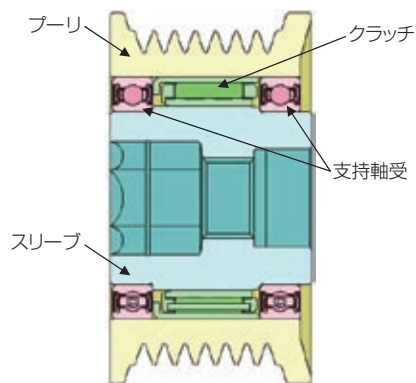


図1 クラッチプーリユニットの断面図

Fig. 1 Cross-section view of clutch pulley unit

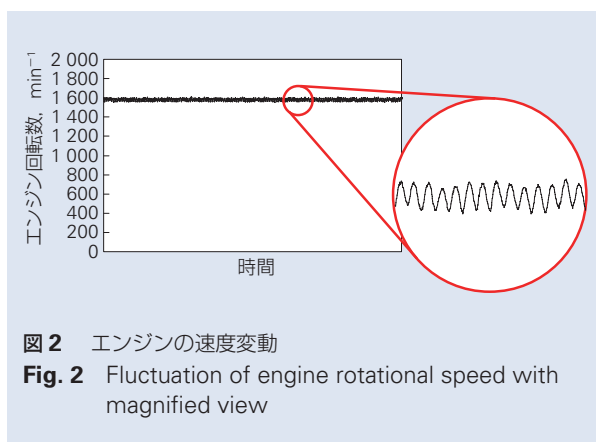


図2 エンジンの速度変動

Fig. 2 Fluctuation of engine rotational speed with magnified view

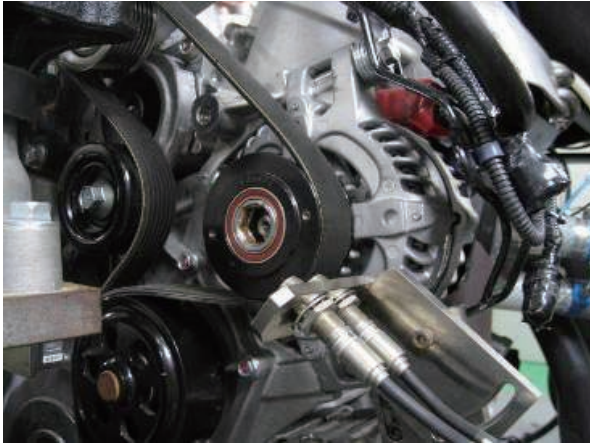


写真2 エンジンの挙動測定

Photo 2 Situation of measuring engine behavior with clutch pulley mounted to actual engine

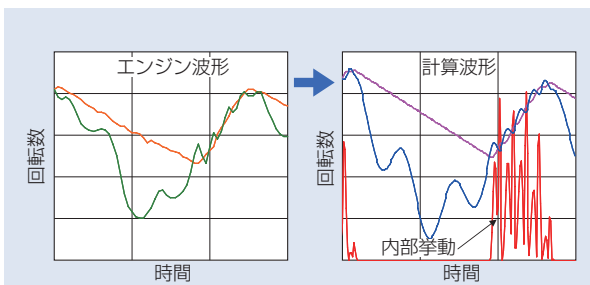


図3 エンジン波形を基にした数値解析

Fig. 3 Numerical analysis based on actual engine operating conditions

3. 特長

以上の設計により開発した新しいクラッチプリーユニットでモータリング加速耐久試験を行ったところ、現行品に比べて大幅な耐久性能の向上が確認された(図5)。

4. 用途

主に乗用車用エンジンのオルタネータプリーとして使用される。

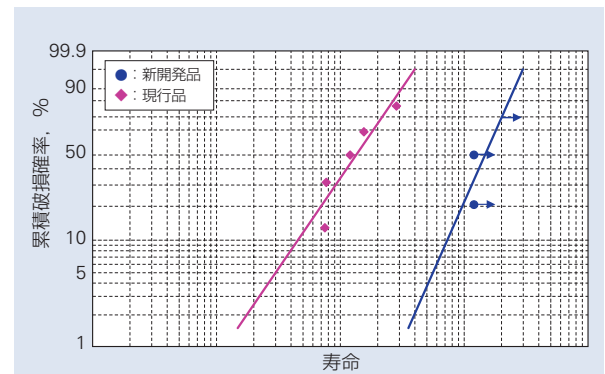


図5 現行品と新開発品の耐久加速試験結果

Fig. 5 Comparison of accelerated life test results for current and newly developed clutch pulley units

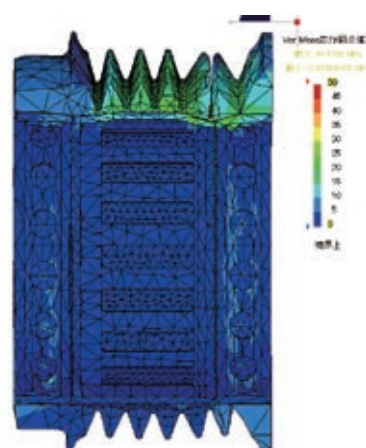
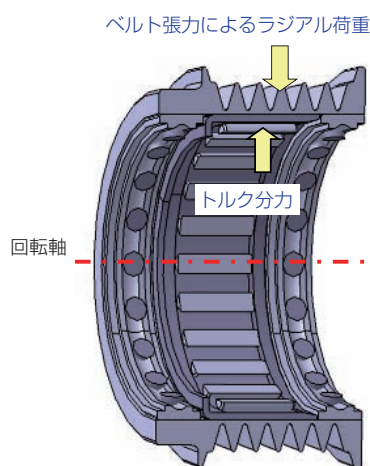


図4 外力および内力による部材変形解析

Fig. 4 Deformation analysis caused by external and internal forces

商 品

紹 介

直進走行感(オンセンター感)向上機能付き電動パワーステアリング

Electric Power Steering System for Excellent on-Center Steering Feel

自動車で道路を走行する場合、その多くは直進走行となる。今回 NSK が開発した直進走行感（オンセンター感）向上機能付き電動パワーステアリングは、ハンドルの操作力を軽減する EPS に電子制御技術を応用したものである。路面の傾斜や車両・タイヤの経年劣化などによる直進走行感(オンセンター感)の偏りを検出し、電子制御技術により直進走行感(オンセンター感)を高める補正を自動的に行う制御機能を新たに追加した。本機能により、ドライバーのハンドル操作の負担を軽減することができる。



写真 1 直進走行感（オンセンター感）向上機能付き電動パワーステアリング

Photo 1 Electric power steering system for excellent on-center steering feel

1. 特長

1) ドライバーの負担軽減と直進走行感（オンセンター感）の向上

本製品は、EPS が備えている既存のセンサ信号を活用し、タイヤに発生する反力を推定演算している。その演算結果を用いて車両の直進状態を判断し、また、直進走行に必要なハンドル操作を補正する。その結果、ドライバーが直進走行を保つためのハンドル操作の力が低減され、運転の負担が軽減されるとともに、直進走行感（オンセンター感）も向上させることができる。本製品は、直進が多い高速道路や幹線道路などでの快適性、安全性を高めることができる。

2) 大幅なコストアップを回避

今回開発した直進走行感向上機能付き電動パワーステアリングでは、EPS の既存の構成部品を活用し、ソフトウェアを中心に電子制御技術の開発を行った。その結果、車両に高価なセンサを搭載する従来の走行制御装置に比べてコストアップを抑え、シンプルな構造で走行性能の改善が可能となった。

2. 用途

本製品は、小型車から大型車まで、幅広い車種に対応できる。特に、北米など長い直線道路が多い地域を走行する自動車に適している。

3. まとめ

今回 NSK が開発した直進走行感向上機能付き電動パワーステアリングは、ドライバーのハンドル操作の負担を軽減し、安心して快適なドライビングに貢献できる。

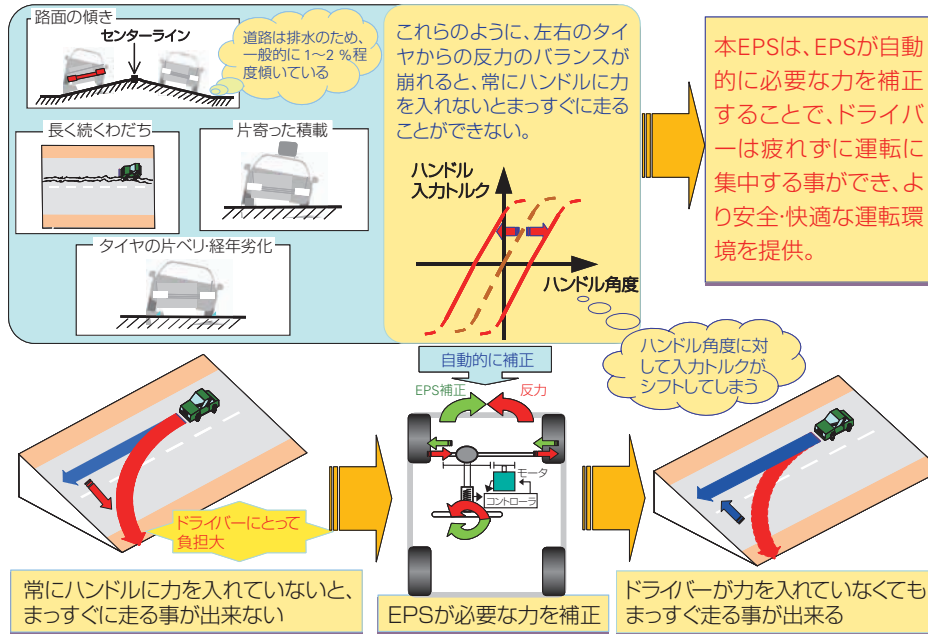


図1 自動車の直進走行を妨げる要因
Fig. 1 Factors adversely affecting on-center driving performance

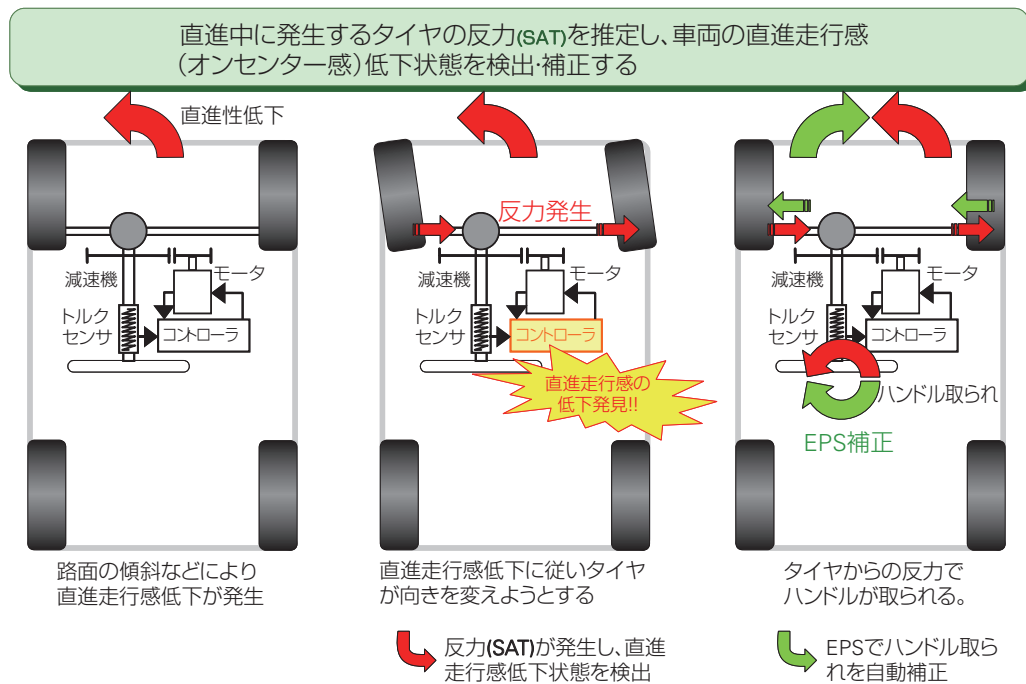


図2 直進走行感(オンセンター感)低下状況の検出原理とこれの補償制御
Fig. 2 Principle of detecting conditions when on-center steering performance worsens, and compensation control using this principle for ensuring on-center steering performance

商品

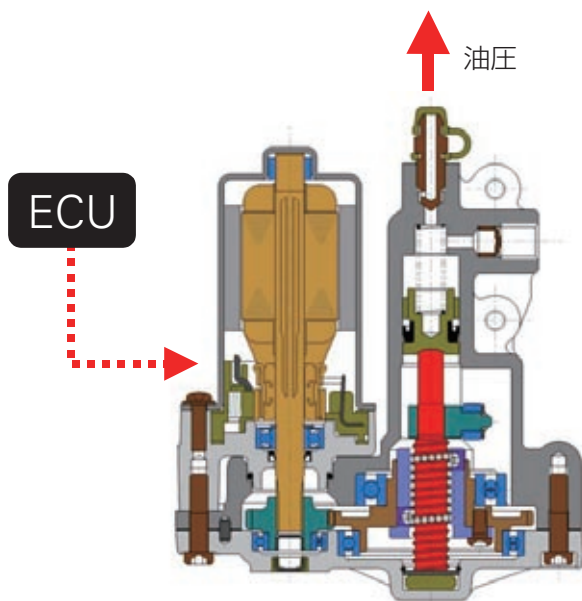
紹介

二輪車ブレーキシステム用ボールねじ

Ball Screw for Motorcycle Brake Systems

近年の大型スーパースポーツ二輪車は、ブレーキ操作時の安心感を向上させる一環として前・後輪連動ブレーキシステムとABS（アンチロック・ブレーキ・システム）の双方を電子制御化し、より緻密にブレーキをコントロールする装置の採用が広がっている。また、このブレーキは、ライダーの入力をECU（エレクトロニック・コントロール・ユニット）が検知・演算し、前輪側と後輪側それぞれのブレーキユニット内に配置されたモータの回転で油圧を発生させて制動力を制御するブレーキ・バイ・ワイヤシステムとなっている。

今回開発した“二輪車ブレーキシステム用ボールねじ”は、このブレーキ・バイ・ワイヤシステムのパワーユニットに使用され、モータ回転を直線運動に変換し、ねじ軸でピストンを押して油圧を発生させるものである(図1)。



提供：本田技研工業株式会社

図1 ブレーキ・バイ・ワイヤ用パワーユニット

Fig. 1 Power units for brake-by-wire systems

1. 構成(構造)および仕様

開発したボールねじでは、小型化が可能なこま式ボールねじ(ねじ軸径: ϕ 10 mm, リード: 2.5 mm)を採用した。さらに、こま固定部品の廃止とねじ軸で直接ピストンを押す構造を開発して、軽量化を実現した(写真1)。

2. ブレーキシステム用ボールねじの特長

(1) 回路外ボールがゼロとなる設計

ボールがねじ回路以外に入り込むことでボールねじがロックし、ブレーキが作動しなくなることを防ぐため、使用しないねじ回路の溝を浅くする構造を開発した(図2, 図3)。

(2) 金属製こまの採用

こまの材質は、従来の樹脂製に代わり信頼性が高い金属製とした。実用化に当たっては、多くのシミュレーションおよび耐久試験によりその信頼性を実証している(写真2)。

(3) こま固定部品の廃止による小径化

こま固定方法にかしめを採用し、従来の固定方法の場合に比べて11%の軽量化と15%のイナーシャ低減を行った(写真3)。



写真1 二輪車ブレーキシステム用ボールねじ

Photo 1 Ball screw for motorcycle brake systems

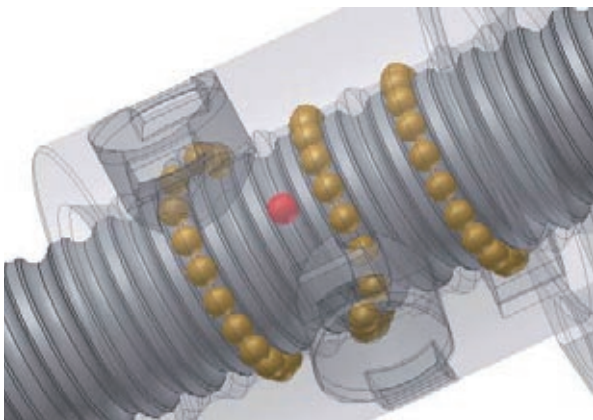


図 2 回路外ボール(赤ボール)
Fig. 2 A ball in a raceway other than its intended screw circuit

(4) 軸とプッシュロッドの一体化

ねじ軸で直接ピストンを押す構造を採用し、ピストンを押すプッシュロッドを廃止した。

これらにより、二輪車の CVT に採用されているボールねじに比べ、約 70% 軽量化し、スーパースポーツ二輪車モデルのブレーキシステムに求められる小型・軽量化を達成した。

3. まとめ

二輪車・自動車では、安全性、快適性、環境性能の向上のため、今後ますます電動化や小型・軽量化が進むものと考えられる。今後も、ブレーキの小型・軽量化や電動化のニーズに対応するボールねじの開発を進めていきたい。

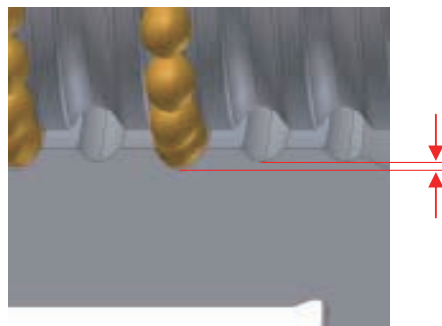


図 3 回路外溝の浅溝加工
Fig. 3 The grooves that are not being used are formed at a shallower depth.



写真 2 金属製こま
Photo 2 Metal deflector

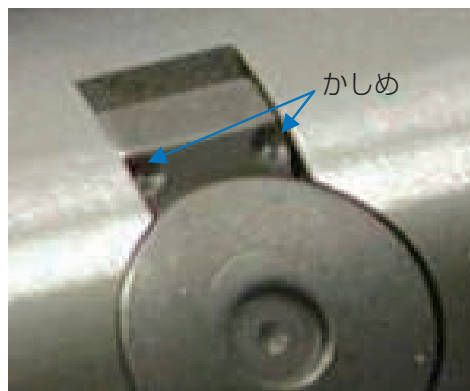


写真 3 かしめ固定方法
Photo 3 Securing the deflector by swaging

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

植田徹*, 瀬野直也*, 瀧尾和弘*, 三田村宣晶*

Long life technology of rolling bearing by improving the resistance to dent formation of rolling element

T. Ueda, N. Seno, K. Takio, and N. Mitamura

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（東京 2008-5）から転載

1. はじめに

近年、地球環境の悪化や化石燃料の枯渇に伴い、各種輸送機械・産業機械の燃費向上が、重要な課題となっている。燃費向上のため、自動車のトランスミッションに代表される変速機用の転がり軸受の潤滑環境は、低粘度化・高トラクション化の傾向にある。低粘度化の目的は、潤滑油の攪拌抵抗を減らすためであり、高トラクション化の目的は、ギアやベルト等の伝達効率を高めるためである。

従来から、変速機用の転がり軸受は、異物を噛み込むことによって軌道面に形成された圧痕を起点としたはく離が問題となっており、潤滑油の低粘度化・高トラクション化は、圧痕起点型はく離問題を益々深刻にする可能性がある。そのため、圧痕起点型はく離に対して長寿命な転がり軸受を開発することは、重要な課題である。

著者らは、これまでの研究で、圧痕起点型はく離には圧痕縁に作用する接線力が関与していることを明らかにした¹⁾。また、軌道輪の圧痕起点型はく離寿命を考えた場合、接触する相手部材である転動体の表面性状が良好なほど、軌道輪の圧痕縁に作用する接線力が小さくなるため、寿命が延びることを示した²⁾。異物混入潤滑環境下で生じる圧痕は、はく離の起点になるとともに、表面性状の悪化を引き起こす。したがって、軸受材料の耐圧痕性を向上させることで、表面性状の悪化を抑制し、転がり軸受の長寿命化が達成可能であると考えられる。

そこで、本報では、耐圧痕性を向上させる目的で高

硬度な窒化物を析出させた材料の圧痕試験結果について述べるとともに、その材料を転動体に用いた場合の圧痕起点型はく離寿命延長効果について報告する。

2. 供試材料と試験方法

圧痕試験は、一般的な軸受材料である SUJ2 焼入れ焼戻し材（以下 SUJ2）と、SUJ2 と比較して Si、Mn を多く含んだ素材に浸炭窒化処理を行い、窒化物を析出させた材料（以下、窒化物析出材）を用いて行った。

図 1 に圧痕試験方法を示す。圧痕試験は上記材料で作成した $\phi 60$ mm、厚さ 6 mm の平板に直径 2 mm の SUJ2 鋼球を押し付ける方法で行った。平板の表面粗さは $R_a = 0.005 \mu\text{m}$ 程度に仕上げた。試験条件は、押し込み速度 0.5 mm/sec、荷重保持時間 10 sec である。耐圧痕性は、圧痕深さで評価し、圧痕深さの測定には光干渉計を用いた。

表 1 に、窒化物析出材と SUJ2 の平板の表面硬さと表面の金属顕微鏡写真を示す。窒化物析出材の表面には、SUJ2 には見られない黒い斑点状の微細な析出物を観察できる。エネルギー分散型 X 線分析装置 (EDX) を用いて成分分析を行ったところ、黒い微細な析出物から、窒素 (N)、珪素 (Si)、マンガン (Mn) が検出されたことから、この析出物は Si・Mn 系窒化物と考えられる。Si・Mn 系窒化物は非常に高硬度なため、窒化物析出材の表面硬さは SUJ2 と比較して HV 100 程度高くなっている。

* 日本精工株式会社

3. 実験結果

図2に鋼球押し込み時の最大面圧と圧痕深さの関係を示す。縦軸の圧痕深さは、図2内に示す圧痕の模式図において d で定義された寸法であり、圧痕縁の盛り上がり高さは含んでいない。

図2より、面圧の大小に関係なく、SUJ2より窒化物析出材の圧痕深さが30～70%小さくなっており、窒化物析出材の耐圧痕性が優れていることが分かる。

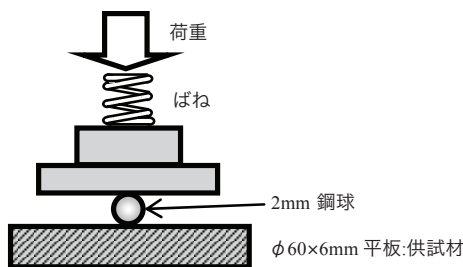
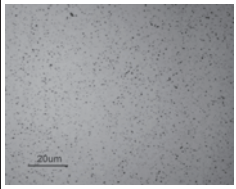
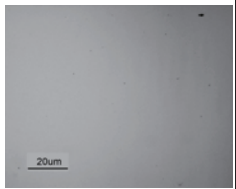


図1 圧痕試験方法

表1 供試材の表面硬さと析出物

| | 窒化物析出材 | SUJ2 |
|------------|---|---|
| 表面硬さ | HV 861 | HV 776 |
| 表面の金属顕微鏡写真 |  |  |

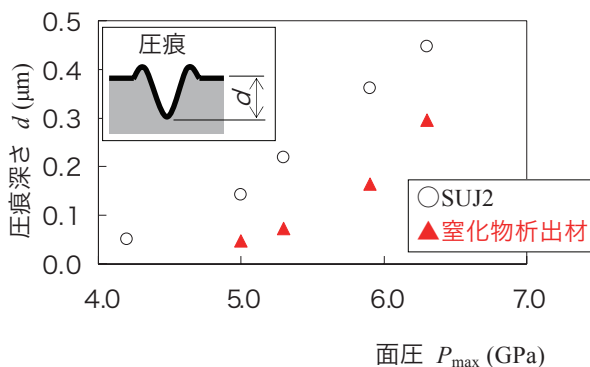


図2 面圧と圧痕深さの関係

4. 考察

著者らはこれまでに、圧痕起点型はく離は、接触する2物体のうち周速の遅い側(従動側)で生じやすいことを明らかにした¹⁾。一般的な玉軸受の場合、はく離が生じる面圧の高い領域では、軌道輪が従動側であるため、軌道輪に圧痕起点型はく離が生じやすい。前述したように、圧痕起点型はく離寿命を延ばすためには、はく離を生じる部位の接触相手部材の耐圧痕性を向上させることが重要である。したがって、転動体の耐圧痕性を向上させることで、異物混入潤滑環境下における玉軸受の長寿命化が達成可能であると考えられる。そこで、耐圧痕性を向上させた窒化物析出材で転動体を作成し、軸受に組み込んで、異物混入潤滑環境下で寿命試験を行った。

図3に寿命試験機の構造を示す。寿命試験は、試験軸受に6206を用い、ラジアル荷重 $F_r = 6.2\text{kN}$ 、回転数 $n = 3\,000\text{ min}^{-1}$ 、潤滑:ISO-VG68油浴潤滑で行った。異物条件は、異物硬さHV 870、異物の大きさ $74 \sim 147\ \mu\text{m}$ 、異物量 0.05 g /潤滑油 1.2 L である。軌道輪材料には標準的なSUJ2焼入れ焼戻し材を用い、転動体のみ窒化物析出材を用いた。また、比較として、転動体にSUJ2を用いた場合の試験も行った。

図4に寿命試験結果を示す。2種類の軸受ともに、はく離部位はすべて軌道輪である。図4に示すように、転動体に耐圧痕性を向上させた窒化物析出材を用いるだけで、軌道輪の圧痕起点型はく離寿命が2倍に延びることがわかる。

図4の寿命延長効果が、転動体の耐圧痕性を向上させたためであることを確認するため、寿命試験を1時間で停止し、転動体の圧痕形成状態を確認した。図5に転動体に形成された圧痕深さと圧痕数の関係を示す。圧痕深さと圧痕数の測定には真円度測定機を用い、軸受に組み込まれている9個すべての転動体について、任意に選択した円周の形状を1周測定し、圧痕深さと数を読み取った。図5に示すように、窒化物析出材で作成した転動体はSUJ2と比較して、形成される圧痕の数が少なく、深い圧痕の形成も抑制されていることがわかる。

図5の結果とこれまでの報告^{1), 2)}から判断すると、図4に示した窒化物析出材を転動体に用いた場合の寿命延長効果は、転動体の耐圧痕性が向上して表面性状の悪化が抑制され、軌道輪の圧痕縁に作用する接線力が小さくなったことによるものと考えられる。

転動体の表面性状が悪化する原因としては、圧痕の形成以外に摩耗がある。そこで、摩耗に対する窒

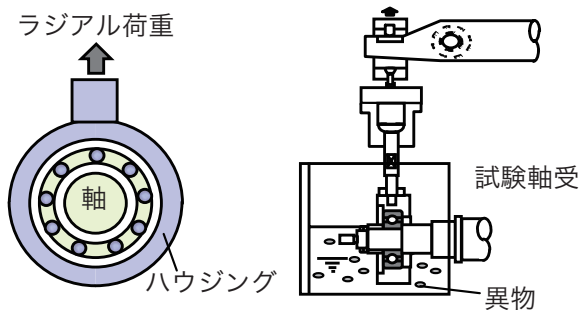


図3 6206 寿命試験機の構造

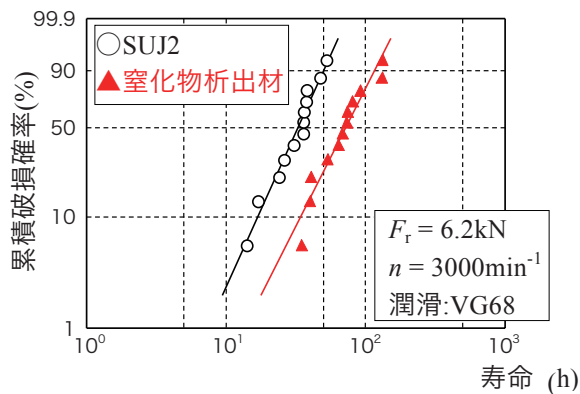


図4 窒化物析出材を転動体に用いた場合の寿命試験結果

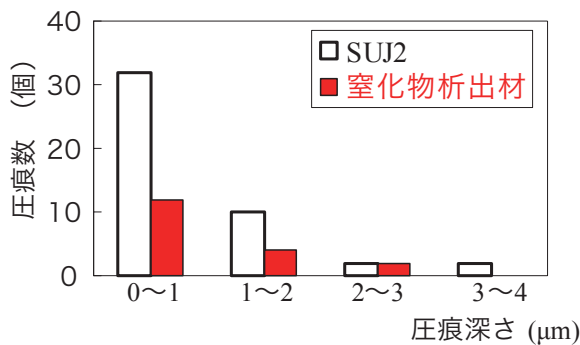


図5 寿命試験に用いた転動体の圧痕形成状態

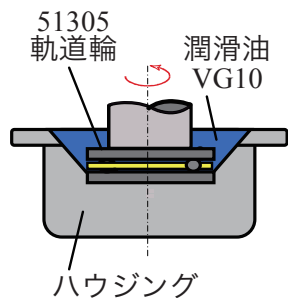


図6 スラスト型試験

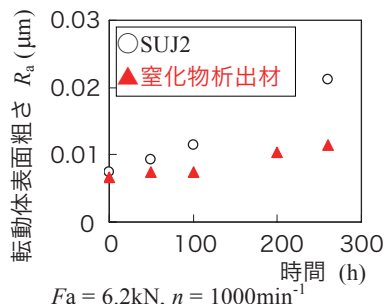


図7 摩耗試験結果

化物析出材の効果を確認するため、摩耗試験を行った。摩耗試験は、図6に示すスラスト型試験により行い、軌道輪に標準的なスラスト玉軸受51305のSUJ2軌道輪、保持器に銅製保持器を用いた。転動体は、図4の寿命試験と同様、窒化物析出材とSUJ2で作成し、それぞれの軸受に6球組み込んだ。試験条件は、アキシャル荷重 $F_a = 6.4\text{kN}$ 、回転数 $n = 1000\text{min}^{-1}$ 、潤滑：ISO-VG10油浴潤滑である。

図7に摩耗による転動体表面粗さの変化を示す。表面粗さの測定は、6球すべての転動体について任意に選択した1ヶ所を測定し、図7には6球の平均値をプロットした。図7に示すように、時間の経過とともに表面粗さは悪化するが、窒化物析出材はSUJ2と比較して表面粗さの悪化が抑制されており、摩耗による表面性状の悪化にも、効果を発揮することがわかった。

本技術は、転がり軸受の構成部品の1つである転動体を変えるだけで、軸受全体の高機能化を達成できるため、生産性、汎用性にも優れており、転がり軸受の小型化・軽量化に貢献できると期待している。

5. まとめ

転動体に窒化物析出材を用いることによって、耐圧痕性が向上し、表面性状の悪化が抑制されるため、軌道輪の圧痕縁に作用する接線力が小さくなり、圧痕起点型はく離寿命が延長することを明らかにした。

参考文献

- 1) 植田徹, 坂口尚, 瀬野直也, 沖田滋, 三田村宣晶, トライボロジー会議 2005 秋予稿集, (2005), 35.
- 2) 植田徹, 瀬野直也, 三田村宣晶, トライボロジー会議 2006 春予稿集, (2006), 259.

圧痕起点型はく離寿命に及ぼす転動体の表面性状の影響

植田徹*, 瀬野直也*, 三田村宣晶*

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（東京 2006-5）から転載

1. はじめに

近年、地球温暖化などの環境問題が深刻化する中、省エネルギー・燃費向上を目的とした機械構造物の小型化・軽量化が進んでおり、重要な構成部品の1つである転がり軸受に対する要求も厳しくなっている。自動車のトランスミッションやディファレンシャルで使用される転がり軸受はギアの摩耗紛等をかみ込むことによって軌道面に形成された圧痕を起点としたはく離が生じる。圧痕起点型はく離寿命は、条件によっては計算寿命以下になる場合もあり、軸受の小型化を行う上で、大きな障害となっている。そのため、圧痕起点型はく離のメカニズムを解明し、転がり軸受の圧痕起点型はく離寿命を延長させることは極めて重要である。著者らは先の研究¹⁾で、圧痕起点型はく離メカニズムを解明するため、擬似圧痕を設けた2円筒試験、ボールロード寿命試験を行った。その結果、圧痕縁のき裂発生位置は接線力の方向と相関があり、圧痕起点型はく離には接線力が影響していることを要素試験により明らかにした。本報では、転がり軸受の寿命試験を行い、実際の軸受に生じる圧痕起点型はく離においても、接線力が影響していることを実証する。

2. 実験方法

接線力に影響を及ぼす因子の1つとして、接触する物体の表面性状が上げられる。そこで、転がり軸受の圧痕起点型はく離寿命に及ぼす接線力の影響を明らかにするため、以下の実験を行った。

試験に用いた軸受は深溝玉軸受:型式 6206 である。軸受材料は軌道輪が SUJ2 焼入れ・焼戻し材であり、転動体が SUJ2 浸炭窒化焼入れ・焼戻し材である。転動体のみ浸炭窒化処理した理由は、転動体の材料強度を軌道輪よりも向上させることにより、軌道輪を

優先的にはく離させて、軌道輪の圧痕起点型はく離寿命に及ぼす転動体表面性状の影響を調査するためである。

寿命試験は、圧痕の付き方の異なる2種類の転動体を組み込んだ軸受（軸受 A, B）と新品の転動体を組み込んだ軸受（軸受 C）を用いて行った。表 1 に寿命試験に用いた各軸受の転動体・軌道輪の圧痕付け条件を示す。圧痕付けは異物混入潤滑環境下で軸受を1時間稼働させる方法で行った。軸受 A の転動体は HV 870、軸受 B の転動体は HV 520 の硬さの異物を用いて圧痕付けを行った。異物硬さ以外の圧痕付け試験条件は軸受 A, B の転動体で共通である。一方、軌道輪は軸受 A, B, C すべて同じ条件で圧痕付けを行った軌道輪を用い、圧痕付け条件は軸受 B の転動体と同じである。表 2 に寿命試験に用いた軌道輪・転動体の寿命試験前の表面状態を示す。圧痕付け試験後の転動体の算術平均粗さ R_a (μm)、最大高さ R_z (μm) は、軸受 C < 軸受 B < 軸受 A の順番で大きくなっている。圧痕付け後、転動体・軌道輪共に良く洗浄し、ラジアル荷重 6.2 (kN)、回転数 3 900 (min^{-1})、潤滑油 ISO-VG68 のクリーン潤滑条件で寿命試験を行った。図 1 に寿命試験に用いた試験機の構造を示す。

表 1 圧痕付け試験条件

| 部位 | 転動体 | | 軌道輪 |
|-----------------------------|-----------------------|------|-----|
| | 軸受 A | 軸受 B | |
| ラジアル荷重 (kN) | 6.2 | | |
| 回転数 (min^{-1}) | 3000 | | |
| 潤滑油 | 種類 | | |
| | ISO-VG68 | | |
| 異物 | 種類 | | |
| | ISO-VG68 | | |
| 異物 | 量(L) | | |
| | 1.2 | | |
| | 大きさ (μm) | | |
| 74 ~ 147 | | | |
| 量 (g) | | | |
| 0.05 | | | |
| 硬さ HV (kgf/mm^2) | | | |
| 870 | | | |
| 520 | | | |

* 日本精工株式会社

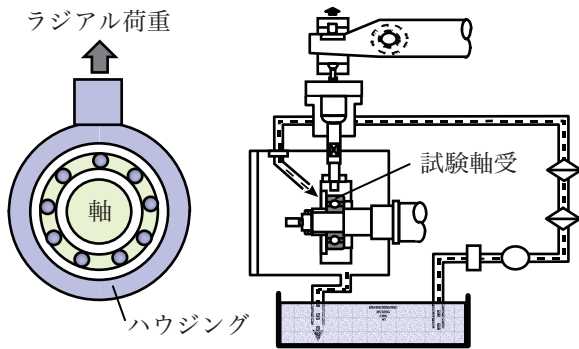


図1 寿命試験機の構造 (クリーン潤滑)

表2 寿命試験に用いた軸受各部位の表面状態

| | 軸受 A | 軸受 B | 軸受 C |
|----------------------|--|--|---|
| 転動体 | HV 870 の異物 で圧痕付け $R_a=0.024 (\mu\text{m})$ $R_z=0.53 (\mu\text{m})$ | HV 520 の異物 で圧痕付け $R_a=0.022 (\mu\text{m})$ $R_z=0.28 (\mu\text{m})$ | 新品 $R_a=0.007 (\mu\text{m})$ $R_z=0.11 (\mu\text{m})$ |
| 軌道輪 | HV 520 の異物で圧痕付け | | |
| 寿命試験 時の Λ | 2.0 | 2.7 | 3.0 |
| 図2の プロット | ▲ | ■ | ○ |

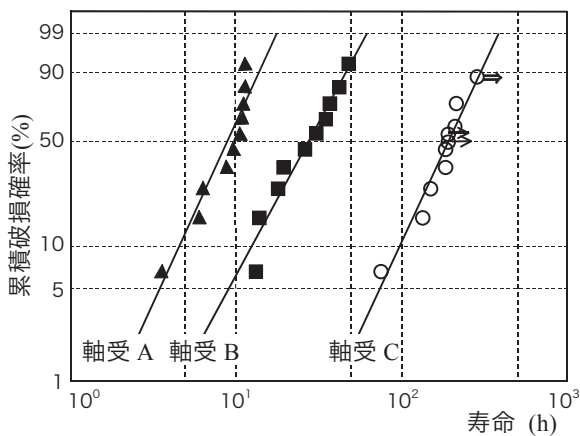


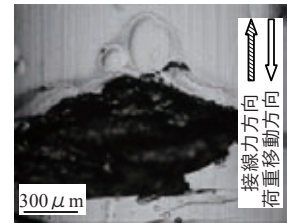
図2 圧痕起点型はく離寿命に及ぼす転動体表面性状の影響

3. 実験結果

図2に寿命試験結果をワイブルプロットで示す。

図2の→は未はく離の軸受を示し、⇒は転動体はく離した軸受を示している。はく離した軸受のうち転動体はく離は1点のみであり、残りの軸受は

すべて軌道輪がはく離した。軌道輪のはく離はすべて図3に示すような圧痕起点型はく離である。図2より、硬い異物を含む潤滑環境下で圧痕を付けし、表面粗さを大きくした転動体を組み込んだ軸受ほど軌道輪の圧痕起点型はく離寿命が低下しているのが分かる。



軸受 B, L = 18(h)

図3 圧痕起点型はく離

4. 考察

接触する物体の表面粗さが大きいほど接線力が大きくなり、転がり疲労 (ピッチング) 寿命が低下することは一般的に知られている²⁾。本試験においても、寿命試験前に圧痕付けしたことによって軸受 A, B の転動体の表面粗さは、軸受 C の新品転動体の表面粗さと比較して大きくなっていることから、軸受 A, B は軸受 C と比較して、軌道輪と転動体間に作用する接線力が大きくなっていると考えられる。すなわち、図2に示す寿命試験結果は、転動体の表面粗さが大きく、転動体と軌道輪間に作用する接線力が大きいほど、軌道輪の圧痕起点型はく離寿命が低下することを示している。

一方で、異物を含まないクリーンな潤滑環境下において、転がり疲労寿命は、接触する2物体表面の合成粗さ σ に対する最小油膜厚さ h_{\min} の比で表される油膜パラメータ $\Lambda = h_{\min} / \sigma$ と相関があることが知られている。高田ら³⁾は、 Λ が3以下の領域では Λ が小さいほど寿命が短い傾向にあることを報告している。図2の試験は Λ が3以下の範囲であり、表面粗さの大きい転動体を組み込んだ軸受ほど Λ が小さくなるため、圧痕起点型はく離寿命が短くなったとも考察できる。 Λ が小さくなると金属接触し易くなるため、摩擦係数が大きくなり、接線力が大きくなる。従って、 Λ と接線力を区別して考察することは困難であるが、以下に圧痕起点型はく離寿命には、 Λ より接線力が決定的に関与していることを示す。

図3は動粘度がほぼ同等 (ISO-VG32 相当) である多用潤滑油とトラクション油を用い、 Λ がほぼ同じ異物混入潤滑環境下で寿命試験を行った結果を示して

いる。表3にそれぞれの潤滑油の性状を示す。Λの計算には Dowson-Higginson の式を用いた。摩擦係数の測定は、ボールオンディスク試験を用い、面圧 $P_{max} = 0.8$ (GPa)、すべり速度 $V = 0.79$ (m/s)、試験温度 20 °C の条件で行った。潤滑油の種類以外の寿命試験条件は表1に示す軌道輪の圧痕付け条件と同じである。図3より、摩擦係数（接線力係数）の高いトラクション油を用いて寿命試験した軸受は、Λがほぼ同じ（Λがわずかに大きい）条件でも圧倒的に圧痕起点型はく離寿命が短くなることがわかる。図3の結果は、圧痕起点型はく離寿命には、Λよりむしろ接線力の影響が大きいことを示唆している。すなわち、図2の転動体の表面粗さが大きいほど圧痕起点型はく離寿命が短くなる結果は、表面粗さが大きいほど接線力が大きくなるために生じたと考えるのが妥当である。

著者らは先の研究で、2円筒試験、ボールロッド寿命試験の結果から、圧痕縁に作用する接線力が圧痕起点型はく離に影響を及ぼしているメカニズムを提案したが、本研究の結果から、実際の転がり軸受に生じる圧痕起点型はく離においても、圧痕縁に作用する接線力の影響は大きいことが明らかになった。

これまでの転がり軸受の圧痕起点型はく離寿命延長に関する研究開発は、はく離が生じる部位の強化や応力緩和のみに着目されてきた⁴⁾。しかし、図2の結果から、軌道輪の圧痕起点型はく離寿命には、接触する相手部位である転動体の表面粗さの影響が非常に大きいことが明らかになった。異物混入潤滑環境下では軌道輪と転動体間に異物をかみ込むことによって圧痕が形成されるため、軌道輪と同時に転動体にも圧痕が形成され、表面粗さが悪化する。すなわち、異物混入潤滑環境下で使用される転がり軸受の新たな長寿命化の考え方として、接触する相手部位の耐圧痕性を向上させ、はく離が生じる部位の圧痕縁に作用する接線力を低下させる手法が考えられる。本手法はこれまでの長寿命化技術の枠外にある発想であり、新たな長寿命軸受の開発に活用できると考えている。

表3 多用途潤滑油とトラクション油の性状

| 潤滑油の種類 | 密度 @15°C (g/cm ³) | 動粘度 @40°C (mm ² /s) | 図3の 試験条件 でのΛ | 摩擦係数 (ボールオンディスク試験により測定) |
|---------|-------------------------------------|--------------------------------------|--------------------|----------------------------|
| 多用途潤滑油 | 0.87 | 32.1 | 1.4 | 0.09 |
| トラクション油 | 0.96 | 31.9 | 1.6 | 0.15 |

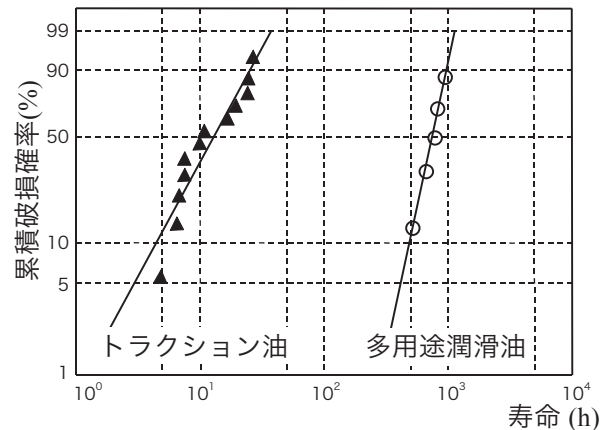


図3 圧痕起点型はく離寿命に及ぼすトラクション油の影響

5. まとめ

1. 実際の転がり軸受に生じる圧痕起点型はく離寿命には、転動体と軌道輪間に作用する接線力の影響が大きいことが明らかになった。
2. 軌道輪の圧痕起点型はく離寿命を延ばすには、接触する相手部位である転動体の耐圧痕性を向上させ、軌道輪の圧痕縁に作用する接線力を低下させることが重要である。

参考文献

- 1) 植田徹, 坂口尚, 瀬野直也, 沖田滋, 三田村宣晶, トライボロジー会議 2005 秋予稿集, (2005), 35.
- 2) 曾田範宗, 山本隆司, 潤滑, 20, (1975), 268.
- 3) 高田浩年, 相原了, NSK Bearing Journal, 636, (1977), 11.
- 4) Y. Murakami, N. Mitamura and A. Maeda, Proc. International Tribology Conference, (1995), 1393.

異物混入潤滑環境下のはく離形態 —圧痕起点型はく離に及ぼす接線力の影響—

植田徹*, 坂口尚*, 瀬野直也*, 沖田滋*, 三田村宣晶*

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（東京 2005-11）から転載

1. はじめに

自動車のトランスミッション等で使用される転がり軸受は異物混入潤滑環境下で使用されるため、異物をかみ込むことによって軌道面に形成された圧痕を起点としてはく離が生じる。圧痕起点型のはく離寿命は計算寿命の1/10倍以下になる場合もあり、転がり軸受を使用する上で大きな問題となる。

圧痕起点型のはく離の特徴として、多くの場合、荷重移動方向に対して圧痕の後方側 (trailing edge) で発生することが知られている (後述するが実際は荷重の移動方向とは無関係)。圧痕の後方側ではく離が生じやすい原因として、荷重の移動方向を指摘する報告¹⁾や、すべりの方向 (接線力の方向) を指摘する報告²⁾がされているが、実験的にこの原因を明確にした研究は少ない。

そこで本研究では、圧痕起点型のはく離メカニズムを明きらかにするために、圧痕の後方側ではく離が生じやすい原因を解明し、圧痕起点型のはく離に影響を及ぼす因子を明確にすることを目的とする。

2. 実験方法

圧痕の後方側ではく離が生じる現象に荷重移動方向 (回転方向) と接線力方向のどちらが関与しているのかが明らかにするために、回転方向と接線力方向が分かりやすい、2円筒試験機、ボールロッド寿命試験機を用いて実験を行った。

2.1 2円筒試験

試験条件は $P_{\max} = 3.2$ (GPa)、駆動側 (高速側) の回転数 $n = 500$ (min^{-1})、すべり率 5% または 0%、潤滑方法は潤滑油 VG68 の滴下潤滑である。試験片は曲率試験片と平行試験片の2種類であり、

両試験片の形状は共に外径 30 mm、幅 7 mm で、曲率試験片には $R10$ の曲率を設けた。試験片材料は両試験片共に SUJ2 焼入れ・焼戻し材である。熱処理・研削後、平行試験片の外径面軸方向中央部に直径約 150 μm 、深さ約 10 μm の擬似圧痕を 8ヶ所設けた。試験は曲率試験片と平行試験片を組み合わせて行った。圧痕を設けた平行試験片を駆動側にした場合と従動側にした場合 (すべり 5%)、すべりが 0% の場合の3条件について実験を行った。

2.2 ボールロッド寿命試験

図1にボールロッド寿命試験の概略図を示す。内径側がテーパになっている外輪2個と 27/32 inch の鋼球3球、試験片である直径 12.6 mm のロッドから構成されており、外輪、鋼球、ロッドともに SUJ2 焼入れ・焼戻し材を用いた。ロッドの回転数 $n = 8000$ (min^{-1})、ロッドと鋼球間の面圧 $P_{\max} = 4.8$ (GPa) であり、潤滑方法は VG68 の油浴潤滑である。ボールロッド寿命試験の場合、ロッドと鋼球の間に生じるすべりは差動すべりのみであり、ロッドの接触幅中央部は従動側、両端部は駆動側となる。そこで、接触幅中央部に直径約 150 μm 、深さ約 10 μm の擬似圧痕を設けたロッドと接触幅端部に直径約

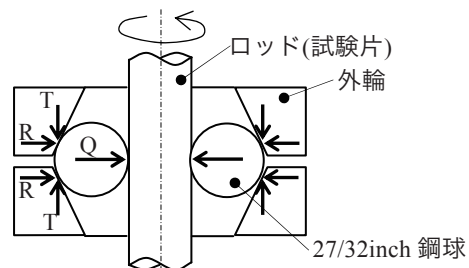


図1 ボールロッド寿命試験

* 日本精工株式会社

300 μm, 深さ約 35 μm の擬似圧痕を設けたロッドを用意し, 寿命試験を行った. 接触幅中央部と比較して, 接触幅端部の圧痕を大きくした理由は, 接触幅端部は面圧が低いため, 接触幅端部の圧痕が小さいと圧痕起点型はく離が生じずに, 接触幅中央部表面下の介在物を起点とした内部起点型はく離が生じてしまうためである.

3. 実験結果

3.1 2円筒試験

図2に試験開始から50 Hr 経過後の圧痕縁の状態を示す. 図2(a)は従動側に擬似圧痕を設けた平行試験片を取り付けた場合で, 図2(b)は駆動側に擬似圧痕を設けた平行試験片を取り付けた場合を示している. 図2(a)と(b)は, 回転方向は同じで接線力の方向が異なるように示してあるが, 圧痕縁のき裂発生位置は図2(a)と図2(b)で異なることがわかる. また, 8ヶ所設けた圧痕の内, 従動側で8/8ヶ所, 駆動側で2/8ヶ所の圧痕縁からき裂が発生し, 圧痕縁のき裂の発生位置は, 従動側ではすべて図2(a)と同じ側で, 駆動側ではすべて図2(b)と同じ側であった. 一方, 図2(c)に示すように, すべり率が0%の場合は試験開始から50 Hrでは圧痕縁にき裂は確認されなかった.

以上の結果から, すべりの存在は圧痕縁からのき裂発生を加速しており, 圧痕縁のき裂発生位置は回転方向よりむしろ接線力の方向が関係していると考えられる. また, 駆動側と比較して従動側にき裂が発生しやすく, き裂も大きく進展していることがわかる.

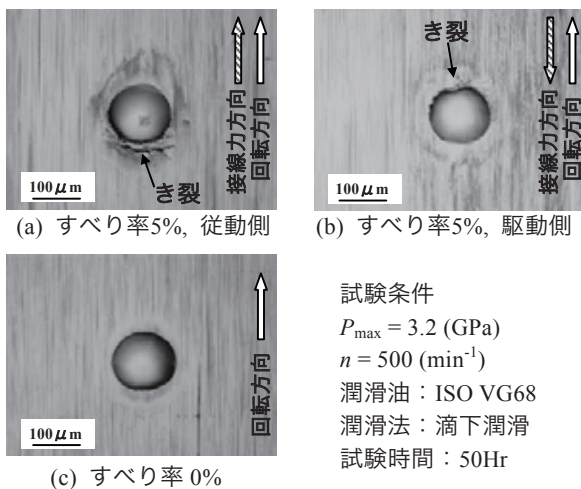


図2 2円筒試験で圧痕縁から発生したき裂

3.2 ボールロッド寿命試験

図3に擬似圧痕を設けたボールロッド寿命試験で発生したき裂及びはく離の様子を示す. 図3(b)は, 図3(a)に示すすべり速度分布に対して, ロッドが従動側になる接線力が生じる領域(接触幅中央部)に設けた圧痕を起点としたはく離の様子を示し, 図3(c)は, ロッドが駆動側になる接線力が生じる領域(接触幅端部)に設けた圧痕を起点として発生したき裂の様子を示す. 図3に示すように, 接線力の方向が異なると, き裂もしくはき裂が進展したことによって生じるはく離が発生する圧痕縁の位置が異なることがわかる. また, 図3(c)に示すように駆動側に発生した圧痕縁のき裂は, はく離に至らない場合が多く見られた.

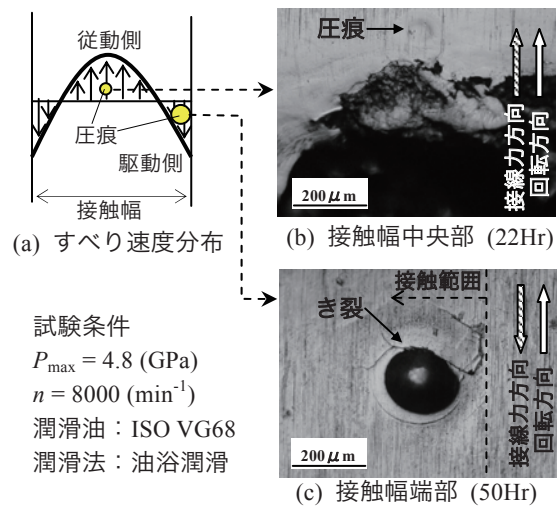


図3 ボールロッド寿命試験で圧痕縁から発生したはく離とき裂

4. 考察

擬似圧痕を設けた2円筒試験, ボールロッド寿命試験の結果から, 一般的に荷重移動方向に対して圧痕の後方側ではく離が生じやすいと言われている現象は, 接線力の方向が関与していることが明らかになった. 以下に, 接線力の方向が圧痕縁のき裂発生位置に影響を及ぼす理由について考察する.

図4にスラスト玉軸受(型番: 51305)の固定側軌道輪の接触幅中央部に直径約280 μm, 深さ約40 μmの擬似圧痕を設けて, $P_{max} = 3.4$ (GPa), $n = 1\,000$ (min^{-1}), 潤滑油 VG68 の油浴潤滑で100 Hr稼動した場合の圧痕の様子を, 試験前と比較して示す. 図4(a-2), (b-2)は圧痕の断面図を示しているが, 図4で左から右に働く接線力に対して,

圧痕の左縁は圧痕をふさぐように変形し、圧痕の右縁は圧痕を広げるような変形をしていることがわかる。すなわち、図4で圧痕の左縁には大きな引張応力が作用し、右縁には大きな圧縮応力が作用していると考えられる。

図5に、接線力が作用した場合に、荷重の移動に伴って働く圧痕縁の繰返し応力を模式図で示す。図5の場合、圧痕の左縁は左側に材料拘束が存在し、右側は圧痕の存在によって材料拘束が無いため、左から右に接線力が働くとすれば、圧縮応力と比較して引張応力が大きくなる。すなわち、図5における圧痕の左縁は応力比 $R > -1$ の繰返し応力が作用する。一方、圧痕の右縁は右側に材料拘束が存在し、左側は圧痕の存在によって材料拘束が無いため、左から右に接線力が働くことによって、引張応力と比較して圧縮応力が大きくなる。すなわち、図5における圧痕の右縁は応力比 $R < -1$ の繰返し応力が作用する。従って、図5の場合には、圧痕縁の左縁からき裂が発生し、はく離が生じやすくなる。以上の理由により、圧痕縁のき裂発生位置には接線力の方向が関係していると考えられる。

また、2円筒試験、ボールロッド寿命試験の結果から駆動側と比較して、従動側で圧倒的にき裂の進展、はく離の発生が生じやすくなっている。この現象は、圧痕起点型はく離以外の表面起点型の転がり疲労においては良く知られている。駆動側と比較して従動側ではく離が生じやすい理由としては、従動側のき裂は、き裂内での油の閉じ込め効果により引張応力が作用するためとする説³⁾や、接触面に入る直前に従動側では引張応力を受け、駆動側では圧縮応力を受けるためとする説⁴⁾が報告されている。圧痕起点型はく離もこれらの理由が関係して、従動側に発生しやすいと考えられる。

転がり軸受の場合、接触面に作用する接線力は計算上非常に小さいと言われている。しかし、図4に示すように、接線力の影響によって軸受鋼のような高強度材が塑性変形(塑性流動)している現象や接線力の方向と圧痕縁のき裂発生位置に相関があることから考えると、圧痕起点型はく離に影響を及ぼす接線力の影響は大きいと判断するのが妥当である。

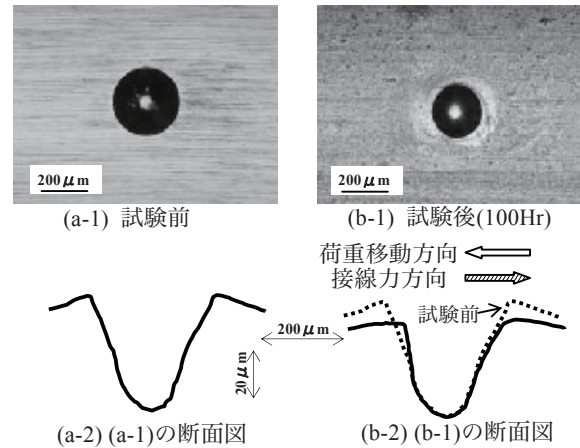


図4 試験前後での圧痕の変形の様子

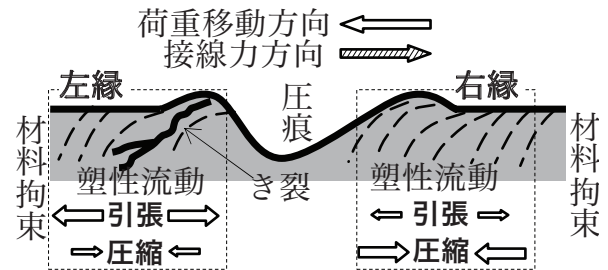


図5 接線力によって圧痕縁に作用する応力

5. まとめ

擬似圧痕を設けた2円筒試験、ボールロッド寿命試験の結果から、転がり軸受を異物混入潤滑環境下で使用した場合に生じる圧痕起点型はく離には、圧痕縁に作用する接線力が大きく関与していることが明らかになった。

参考文献

- 1) H. Lorösch, Lubrication Engineering, 41, (1985), 37.
- 2) X. Ai and S. C. Lee, Tribology Trans., 39, (1996), 881.
- 3) 村上敬宜, 宋中, 市丸和徳, 機論, 58, A (1992), 2313.
- 4) 曾田範宗, 山下正忠, 大空金次, 潤滑, 16, (1971), 573.

点接触 EHL における微小揺動時の油膜挙動について

丸山泰右*, 齋藤剛*

Oil Film Behavior under Minute Vibrating Conditions in EHL Point Contacts

T. Maruyama, T. Saitoh

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（佐賀 2007-9）から転載

1. はじめに

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

著者らは前報において、揺動の程度を振幅比という無次元パラメータで表現し、振幅比を 1.58 以上、かつ高粘度潤滑油を用いることでフレッチング摩耗を抑制できることを報告した¹⁾。この原因として、転動体と軸受軌道面の間に油膜が形成されていたと考えられる。本研究では、EHL 試験機を用いて微小揺動（純滑り）時における油膜厚さを測定し、油潤滑環境下における振幅比と最小油膜厚さの関係について調査したので報告する。

2. 試験方法

2.1 振幅比の定義

ここで振幅比の定義について述べる。振幅比とは揺動振幅を A 、ヘルツ接触円半径を b とおくと

$$\text{振幅比} = A / b$$

で表され（図 1 参照）、微小揺動運動の程度を表している。

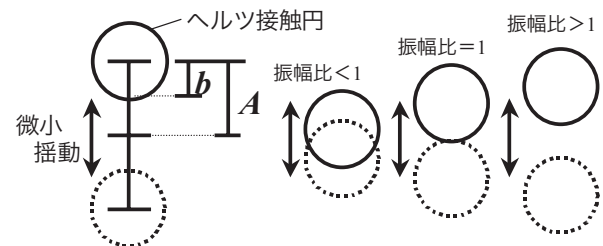


図 1 微小揺動時の模式図

2.2 油膜厚さ測定方法

本研究では、EHL 試験機（ボールオンディスク型）を用いて油膜測定を行った。ガラスディスク試験片の下方より、ボール試験片を押し当て、接触域に白色光源からの光を入射させることで干渉縞が得られる。この干渉縞から、スペーサーレイヤー法²⁾を用いて油膜厚さを測定した。また、偏心カム及びクランクを用いることでボール試験片のみ微小揺動させた。

* 日本精工株式会社

2.3 油膜厚さ測定方法

本研究では、EHL 試験機を用いて微小揺動時における油膜厚さ測定を行い、荷重及び潤滑油動粘度を一定とした時の振幅比と最小油膜厚さの関係について調査した。試験条件は以下に示す通りである。また、最大揺動(滑り)速度を変化させた時の油膜厚さに与える影響についても調査した。

<試験条件>

雰囲気：大気中

温度：25℃

潤滑油：パラフィン系合成潤滑油

動粘度：411 mm²/s @40℃

最大揺動速度：1～15 mm/s

最大接触面圧：0.37 Gpa

ヘルツ接触円半径：126 μm

振幅比：0.55～4.28

3. 結果と考察

図2に、各々の振幅比における油膜プロファイルを示す。但し、図2は最大揺動速度が10 mm/sにおけるストロークエンド時の油膜プロファイルであり、試験では図中のX軸方向にボールを揺動している。この図より、最小油膜厚さが振幅比の影響を受けていることがわかる。特に振幅比が1.65の時、ストロークエンド(滑り速度=0 mm/s)であるにもかかわらず、油膜が形成されている。

図3に振幅比が1.54の時に、最大揺動速度を5 mm/sから15 mm/sまで変化させた時の油膜プロファイルを示す。速度を変化させても最小油膜厚さは0 nmであった。

図4に最大揺動速度を変化させた時の振幅比と最小油膜厚さの関係を示す。本試験は、荷重及び潤滑油動粘度を一定にすることで、油膜形成能力が同程度であると仮定した上で実験を行った。この場合、通常の潤滑状態(定常状態)では、油膜厚さは滑り速度の影響を受ける。このことは、図4より振幅比が2.92以上の場合において、最大揺動速度が大きいほど油膜厚さが大きくなっていることから理解できる。

しかし、 $1.65 \leq$ 振幅比 ≤ 2.42 の範囲では、最大揺動速度の影響のみならず、振幅比も油膜厚さに影響を与えていることが確認された。更に、振幅比が1.54以下の場合では、速度の影響を受けず、油膜が形成されないことがわかった。これは、非定常状態特有の傾向であると考えられる。

また振幅比が1以下の場合において、ボール試験片を揺動させながらディスク試験片に押し付けた際、スクイズ膜を観察することができた。このことから、摺動面において滑りが生じない領域(固着域)が存在していると考えられる。

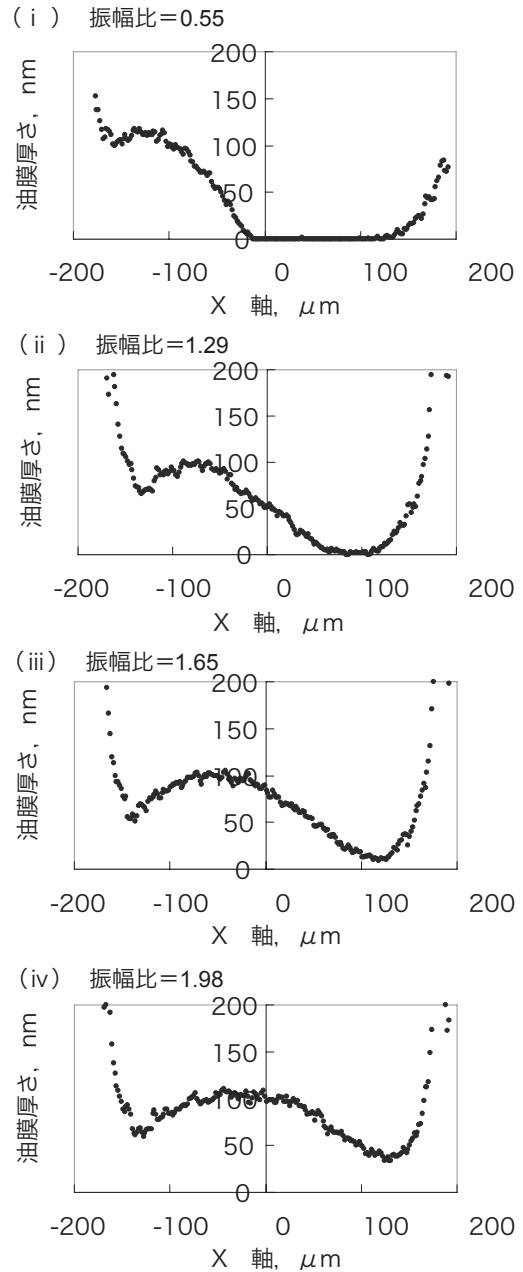


図2 油膜プロファイル (最大滑り速度=10 mm/s, ストロークエンド時)

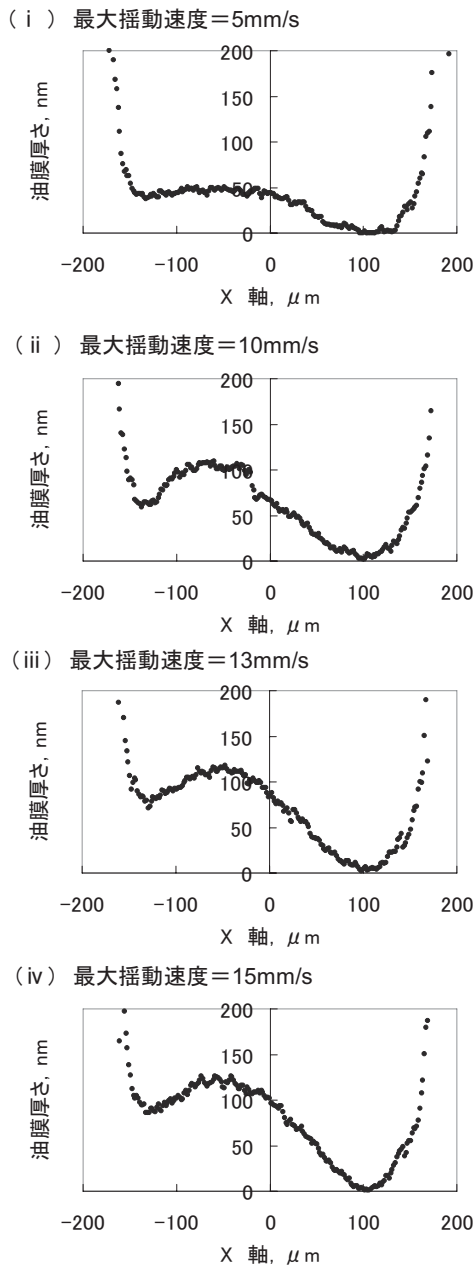


図3 油膜プロファイル
(振幅比= 1.54, ストロークエンド時)

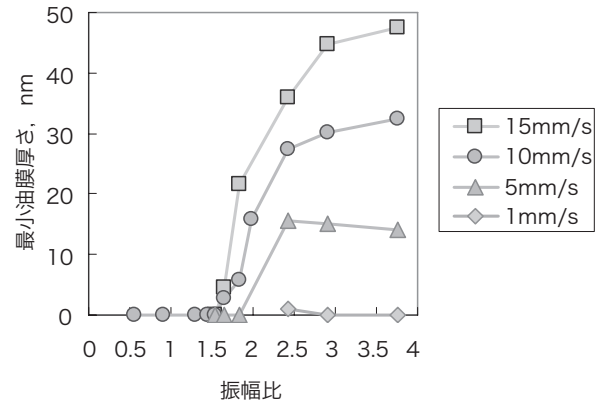


図4 振幅比と最小油膜厚さの関係

5. 結言

EHL 試験機を用いて油潤滑環境下における微小揺動試験を行い、以下のことが明らかになった。

- (1) 振幅比が 1.65 以上の場合、最大揺動速度の影響を受ける。
- (2) 振幅比が 1.54 以下場合、油膜が形成されない。
- (3) 振幅比が 1 以下の場合、スクイズ膜が保持されていることから、この接触領域で滑りが生じない領域(固着域)が存在している。

参考文献

- 1) 丸山, トライボロジー会議予稿集 東京 2007-5, (2007) 105
- 2) Westlake, F.J., PhD thesis, University of London (1970)

転がり軸受の微小揺動時における フレッチング特性について

丸山泰右*

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（東京 2007-5）から転載

1. はじめに

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

現在、フレッチング摩耗の対策の1つとして、鋼球の代わりにセラミックボールを用いることが挙げられる。軸受軌道面と異種材料である転動体を用いることで凝着を防ぐことができるが、コストの面で不利である。また、フレッチング摩耗は軸受を微小揺動させる時に生じるが、どの位微小にすると損傷が生じるのかあまり知られていない。

以上の観点から本研究では、揺動の程度を振幅比、損傷の程度を損傷比という無次元パラメーターでそれぞれ表現し、鋼球を用いた場合でもフレッチング摩耗を抑制できる条件を見出したので報告する。

2. 試験方法

2.1 振幅比の定義

ここで振幅比¹⁾の定義について述べる。振幅比とは揺動振幅を A 、ヘルツ接触円半径を b とおくと

$$\text{振幅比} = A / b$$

で表され(図1参照)、揺動運動の程度を表している。

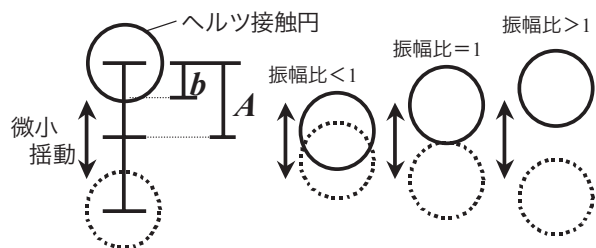


図1 微小揺動時の模式図

2.2 損傷の評価方法

フレッチング摩耗は、摩耗粉が接触域から排除されずに移着・凝着を繰り返すので摩耗量(摩耗体積)で評価することは難しい。また、算術平均粗さ R_a や自乗平均粗さ R_q 等の表面粗さで表現する場合、測定する領域(サイズ)によって値が異なる。最大高さ R_y は領域に依らないが、ばらつきが大きい。そこで本研究では、損傷痕全体を含む領域を光干渉顕微鏡で測定し、また鏡面仕上げをしたフラットなディスク試験片(材質: SUJ2)を下部試験片として用いることで摩耗痕の最大高さ R_y を精度良く測定できるよう工夫した。更に、試験前の試験片最大高さ R_y (約 $0.3 \mu\text{m}$) との比を損傷比とし、損傷の定量化を試みた。

$$\text{損傷比} = \text{試験後の最大高さ} / \text{試験前の最大高さ}$$

* 日本精工株式会社

2.3 試験条件

スラスト軸受フレッチング要素試験機(図2参照)を用いて油潤滑環境下におけるフレッチング試験を行い、荷重、揺動速度、揺動回数を一定とした時の損傷比と振幅比の関係について調査した。試験条件は以下に示す通りである。

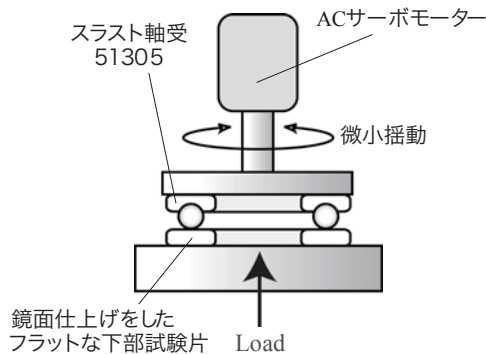


図2 フレッチング要素試験機

<試験条件>

雰囲気：大気中

温度：25℃

試験軸受：スラスト玉軸受 51305（鋼球 3 個）

潤滑油：（30 mm²/s @40℃；パラフィン系）

（100 mm²/s @40℃；エステル系）

（411 mm²/s @40℃；パラフィン系）

最大揺動速度：20 mm/s（振動数 3～15 Hz）

アキシャル荷重：900N（面圧 3.24 GPa）

振幅比：0.58～1.94（振幅 0.13～0.42 mm）

揺動回数：10⁴ cycle

潤滑油塗布量：0.5 ml

3. 試験結果

図3に振幅比と損傷比の関係を表したグラフ、図4に金属顕微鏡を用いて損傷痕を観察した結果を記載する。

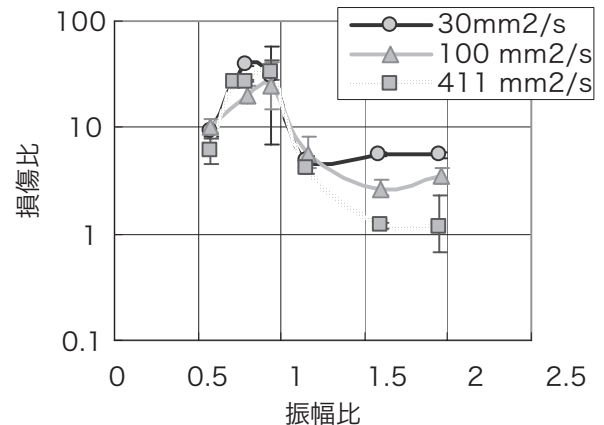


図3 損傷比と振幅比の関係

図3より、振幅比が1.5以上の場合、潤滑油の粘度が大きいく程、損傷比が小さくなっていることがわかる。また、振幅比が1以下の場合、潤滑油の粘度による差は確認されず、図4よりリング状の損傷痕が形成されていることが観察された。

4. 考察

本試験は、荷重及び揺動速度を一定にすることで、油膜形成能力が同程度であると仮定した上で実験を行った。この場合、通常の潤滑状態（定常状態）では、油膜厚さは潤滑油粘度の影響を受ける。このことは、図3や図4より振幅比が1.5以上の場合において、粘度が大きいくほど損傷比が小さくなることから理解できる。

しかし、振幅比が1以下の場合では潤滑油の粘度の影響を受けていないことがわかる。この場合、図4より損傷痕中央に未損傷部が存在していることから、この損傷形態はミンドリンスリップ²⁾であると考えられる。つまり、摺動面において滑りが生じない領域（固着域）が存在し、このため油膜が形成されなかったものと考えられる。

異なる粘度の潤滑油を用いた時の、振幅比が1.5以上における損傷比と揺動回数の関係について図5に示す。また10⁶ cycle以上揺動させた時の損傷痕観察結果を図6に示す。図5及び図6より、振幅比を1.5以上、かつ高粘度潤滑油を用いることで、揺動回数10⁶ cycle後も損傷を抑制できる（損傷比にして約10分の1）ことがわかった。

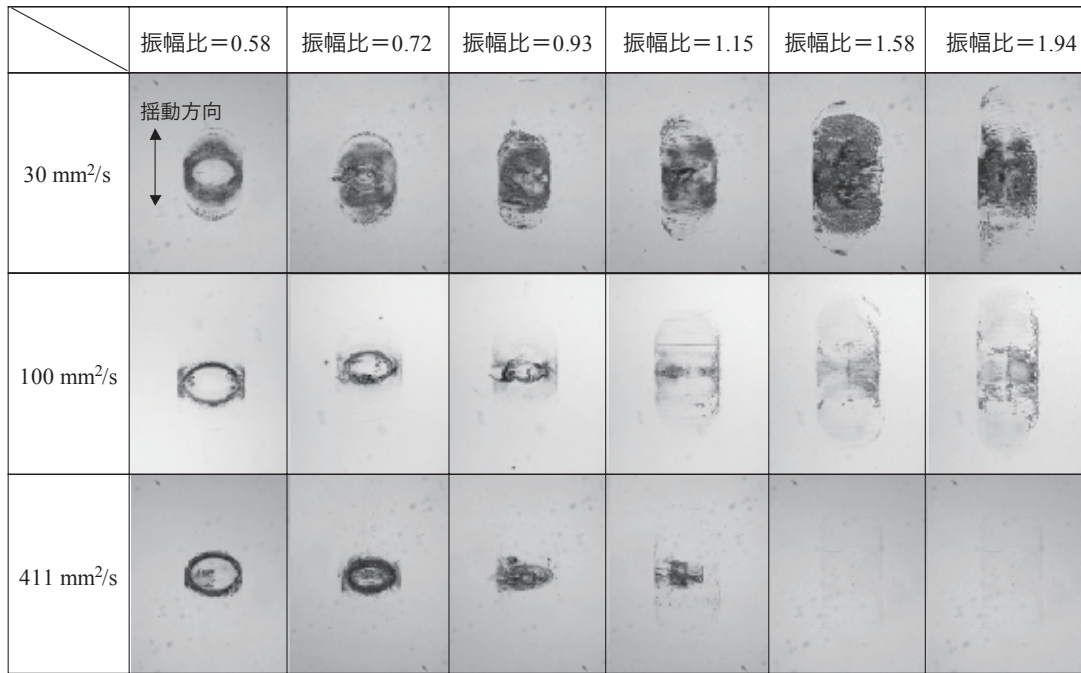


図4 損傷痕観察結果

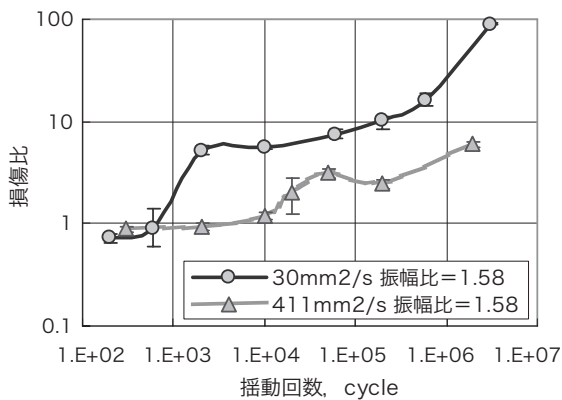


図5 損傷比と揺動回数の関係

5. 結言

スラスト軸受を用いて油潤滑環境下におけるフレッチング試験を行い、振幅比と損傷比の関係を確認した結果、以下のことが明らかになった。

- (1) 振幅比が1以下の場合、潤滑油の粘度を変えても損傷比に差が生じない。
- (2) 振幅比を1.5以上、かつ高粘度潤滑油を用いることで、鋼球を用いた場合でもフレッチング摩耗を抑制できる。

参考文献

- 1) 坂上他, トライボロジー会議予稿集(鳥取2004-11), 69
- 2) 志摩他, トライボロジスト, 40-9 (1995) 755

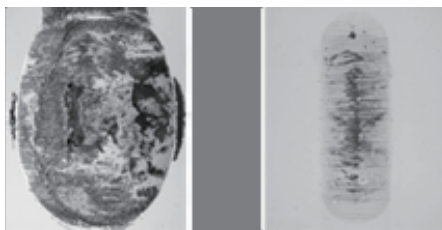


図6 損傷痕観察結果
(左図:30 mm²/s 使用時, 右図:411 mm²/s 使用時)

工作機械旋回軸用幅狭アンギュラ玉軸受 “ロバストスリム™”の開発



青木 満穂*

青木 満穂

Development of Robust Slim Low-Profile Angular Contact Ball Bearings for Swivel, Tilt, Rotary Motion of Machine Tools

M. Aoki

Machine tools with swiveling components, such as five-axis machining centers and multi-tasking CNC lathes, have increased in order to process complicated works. In recent years, with the use of direct-drive motors, processing systems with a higher degree of accurate control for swiveling components have been put into practical use. Typically, crossed-roller bearings had been mounted to conventional swiveling components, but such bearings were unsuitable for direct-drive systems due to the high frictional torque and lack of running accuracy.

At a recent JIMTOF trade show, NSK released the Robust Slim series of low-profile angular contact ball bearings for use in swiveling spindle heads and rotary/tilt tables used in machine tools. The features of this new product are high-running accuracy, high-moment stiffness, and low frictional torque. Running accuracy is one-third higher in the Robust Slim series with 20 percent less dynamic frictional torque in comparison with conventional crossed-roller bearings. With the Robust Slim series, five-axis machining centers and multi-tasking CNC lathes can substantially benefit from a higher degree of performance capabilities.

1. まえがき

2. 開発の背景

2.1 5軸加工機の技術動向

2.2 旋回軸用軸受に求められる機能

2.3 ロバストスリムの商品開発

3. 特長

3.1 高い回転振れ精度

3.2 高モーメント剛性

3.3 低摩擦トルク

3.4 コンパクト設計

4. あとがき

1. まえがき

近年、複雑な形状のワークの加工や、工程集約などを目的として、5軸加工機や複合旋盤などが広く一般的に使われるようになってきた。さらに、CNC装置やCAMの性能向上により、金型の3次元自由曲面を高品位に仕上げることを目的とした、同時5軸制御加工といった高度な加工も増えている。

NSKでは、これら5軸加工機や複合旋盤の旋回軸用軸受として、高精度幅狭アンギュラ玉軸受「ロバストスリム™」(写真1)を開発し、JIMTOF2008において発表を行っている。本報では、ロバストスリムの商品コンセプトや性能評価結果などについて紹介する。



写真1 幅狭アンギュラ玉軸受 “ロバストスリム™”

Photo 1 Robust Slim series of low-profile angular contact ball bearings

* 産業機械軸受技術センター，精密軸受技術部

2. 開発の背景

2.1 5軸加工機の技術動向

JIMTOFに出展される5軸加工機の推移を見ると、2000年以降、確実に右肩上がりに増えている¹⁾。2008年までに、台数で約4倍、マシニングセンタに占める割合でおよそ5倍になった。NSKの調べでは、今回のJIMTOF2010においても5軸加工機の増加傾向は見られており(図1)、5軸加工機はますます一般的なものになりつつある。

5軸加工機や複合旋盤の旋回軸には、切削荷重に耐えられるよう、大きな駆動トルクとロック機能が必要とされる。したがって、旋回軸の駆動方式は、減速比の高いウォームとウォームホイールによる駆動方式が一般的であった。

ただし、この機構では伝達系のバックラッシュ、たわみ、遅れなどが発生するうえ、サーボモータ軸上に配置されたエンコーダによる間接フィードバック制御となることから、高精度な同時5軸制御加工をする場合には、精度上の課題があった。

そこで、近年、DD(ダイレクトドライブ)モータとブレーキ機構を組み合わせた旋回軸が実用化されるようになってきた。DDモータであれば、伝達系のロスがなく、さらに出力軸のエンコーダによる直接フィードバック制御となり、より高精度な制御が可能になるためである。

また、DDモータ化により、減速比の大きなウォーム方式では実現できなかった速度で旋回軸を回転させることが可能となった。これにより、ワーク旋回テーブル軸を高速回転させて旋削主軸の機能を持たせた、新しいタイプの複合加工機も数多く登場してきている(図1)。

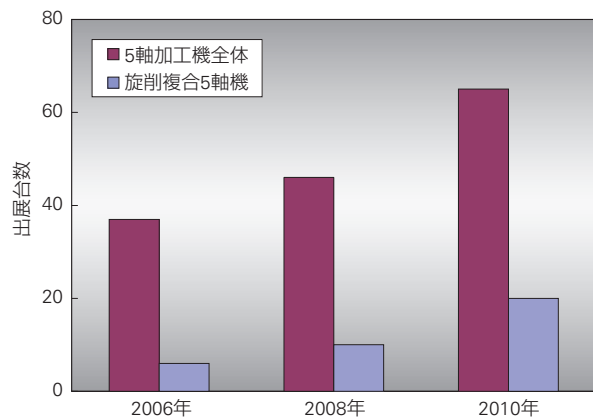


図1 5軸加工機のJIMTOF出展推移

Fig. 1 Number of five-axis machining centers displayed at JIMTOF

2.2 旋回軸用軸受に求められる機能

これら5軸加工機の旋回軸には、一般的にクロスロー軸受などが用いられてきた。クロスロー軸受は、コンパクトで高いモーメント剛性が得られるため、旋回軸を片側から支持するのに適している。

トラニオンタイプの5軸加工機におけるテーブルチルト軸の場合は、両側から支持できるためモーメント剛性は重要でないが、コンパクトな点がメリットとなり、やはり広く採用されてきた。

一方、クロスロー軸受は、構造上転動面に大きなすべり速度が発生しているため、摩擦トルクやトルクむらが大きい。DDモータ駆動の場合、ウォーム方式に比べて駆動トルクが小さいので、高精度な位置決め制御のためには、軸受はできるだけ低トルクで滑らかに回転することが望ましい。

また、クロスロー軸受は、転動体に円筒ころを使用するため、回転振れ精度にも限界があった。高精度化を目的としたDDモータ旋回軸には、軸受もまた高い回転振れ精度が要求される。

2.3 ロバストスリムの商品開発

このような背景から、これからの旋回軸用軸受は、アンギュラ玉軸受が最適であると考え、高精度幅狭アンギュラ玉軸受ロバストスリムを開発した。

DDモータ旋回軸は、主軸と言えばビルトインモータ主軸に相当する。主軸もかつてはギヤ駆動やベルト駆動が主流であったが、高速・高精度化にともない、現在では多くの主軸がダイレクトドライブ化、すなわちビルトインモータ方式となった。主軸用軸受に求められる基本的な機能は、高い回転振れ精度と、切削荷重を受けられる剛性、低発熱(すなわち低トルク)、そして高速性である。これらの機能を満たす最適な軸受形式は、アンギュラ玉軸受であり、現在もなお広く使用されている。

今後、DDモータの性能向上やコストダウンが進めば、旋回軸もまた主軸と同様な技術的変遷をたどると予想され、高精度5軸加工機の旋回軸に最適な軸受として、ロバストスリムを開発した。

3. 特長

3.1 高い回転振れ精度

3.1.1 旋回軸に求められる回転振れ精度

ミリング主軸や旋削主軸の場合、軸受の NRRO（1 回転ごとの軸心の軌跡のずれ、回転非同期成分の振れ）が大きいと、加工面品位が悪化することが知られている²⁾。これは、工具やワークの軸心 1 回転ごとの軌跡が、いつも同じ場所を通過しないと、加工面の理論粗さ形状が崩れ、均一な引き目が得られないためである（図 2）。

一方、5 軸加工機の旋回軸は、位置決めしてクランプ後に加工するような場合には、旋回軸の回転振れ精度は不要である。ところが、近年では、ボールエンド

ミルを加工面に対して一定の姿勢に保つことにより、加工面品位を向上することを目的とした、同時 5 軸加工も増加している。

このような、旋回軸を回転させながら行う加工の場合、旋回軸の回転振れ精度、特に NRRO はできるだけ小さい方がよい。この理由は、主軸の場合と同様である。特に、駆動方式に DD モータを採用してさらなる高精度加工を狙う場合は、より一層、軸受の回転振れ精度が重要になる。

3.1.2 ロバストスリムの回転振れ精度

軸受の回転振れ精度は、内・外輪の軌道面精度、各転動体の直径相互差と真球度、および転動体の不等配の程度により決定される。中でも転動体の精度は NRRO への影響が大きい。

旋回軸によく用いられるクロスロー軸受では、転動体が円筒ころであるので、NRRO に影響の大きい転動体真円度および直径相互差を高精度化することが難しかった。

このことから、開発したロバストスリムでは、転動体に主軸の軸受に使用しているものと同じ高精度ボールを採用した。高精度ボールは主軸用軸受に数多く使用されているので、種々のサイズの高精度ボールを簡単に採用できるメリットもある。

図 3 に示す回転振れ精度の測定試験機を製作し、ロバストスリムの回転振れ精度を測定した。測定条件は表 1 のとおりである。

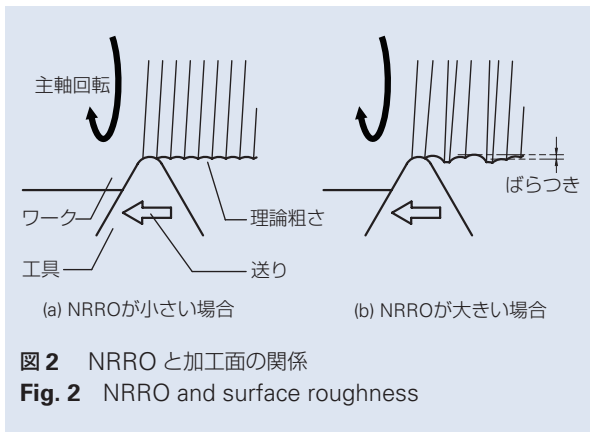


図 2 NRRO と加工面の関係
Fig. 2 NRRO and surface roughness

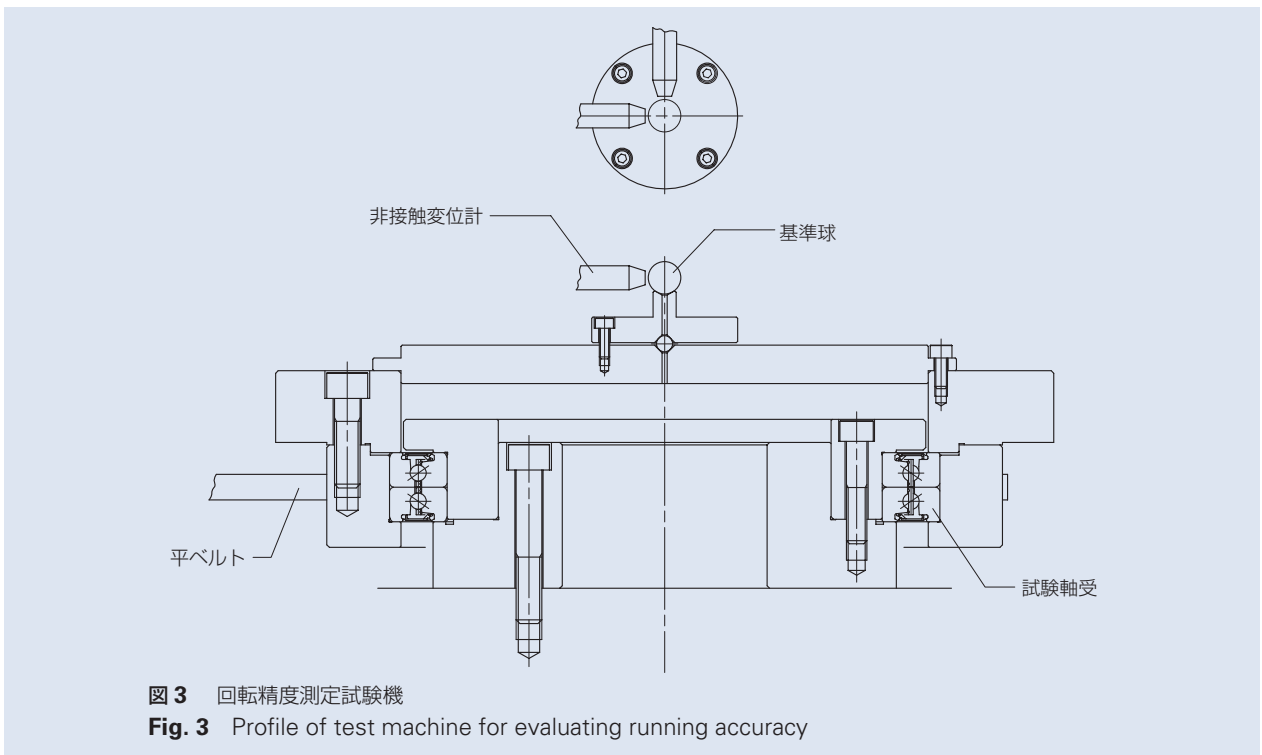
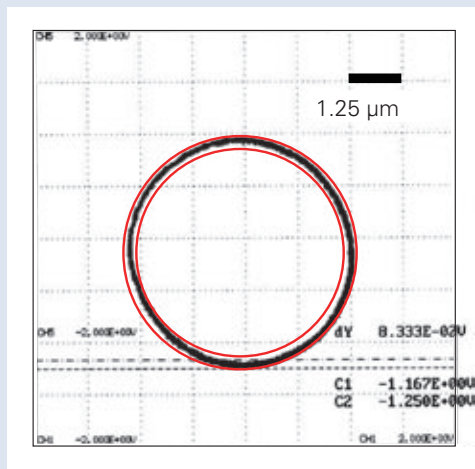


図 3 回転精度測定試験機
Fig. 3 Profile of test machine for evaluating running accuracy

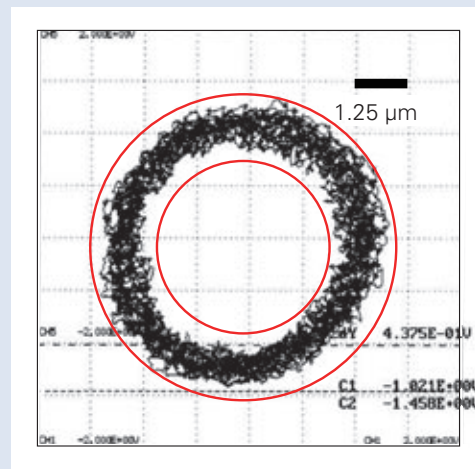
表 1 測定条件

Table 1 Test conditions

| 軸受形式 | | ロバストスリム | クロスローラ軸受 |
|--------------|-----------|-----------------------------|-----------------------------|
| 軸受寸法 | 外径×内径×幅 | φ 215 mm × φ 170 mm × 27 mm | φ 206 mm × φ 130 mm × 30 mm |
| | 転動体ピッチ円直径 | φ 192.5 mm | φ 190 mm |
| 測定回転速度 | | 15 min ⁻¹ (外輪回転) | |
| 測定回転回数 | | 8 回転 | |
| 軸受から測定点までの距離 | | 80 mm | |



回転振れ精度 0.4 μm
NRRO 0.2 μm
(a) ロバストスリム



回転振れ精度 1.7 μm
NRRO 1.3 μm
(b) クロスローラ軸受

図 4 回転精度測定結果

Fig. 4 Running accuracy test results

測定したリサージュ波形を図 4 に示す。ロバストスリムは、クロスローラ軸受に比べ回転振れ精度が 1/3 以下に、NRRO は 1/5 以下程度にまで改善された。

3.2 高モーメント剛性

3.2.1 旋回軸に求められる剛性特性

5 軸加工機には旋回 2 軸をどこに配置するかによって様々な形態がある。主には、ワーク側 2 軸、主軸側 2 軸、ワーク側・主軸側各 1 軸の 3 通りに分類される。

また、その部位ごとに、片側支持・両側支持があるが、マシニングセンタのテーブル旋回軸などは、片側支持が一般的である(図 5)。

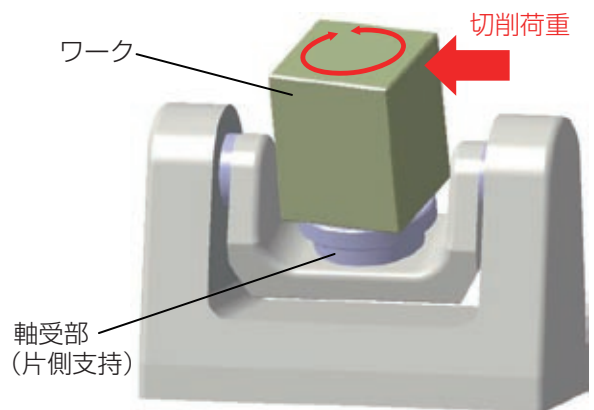
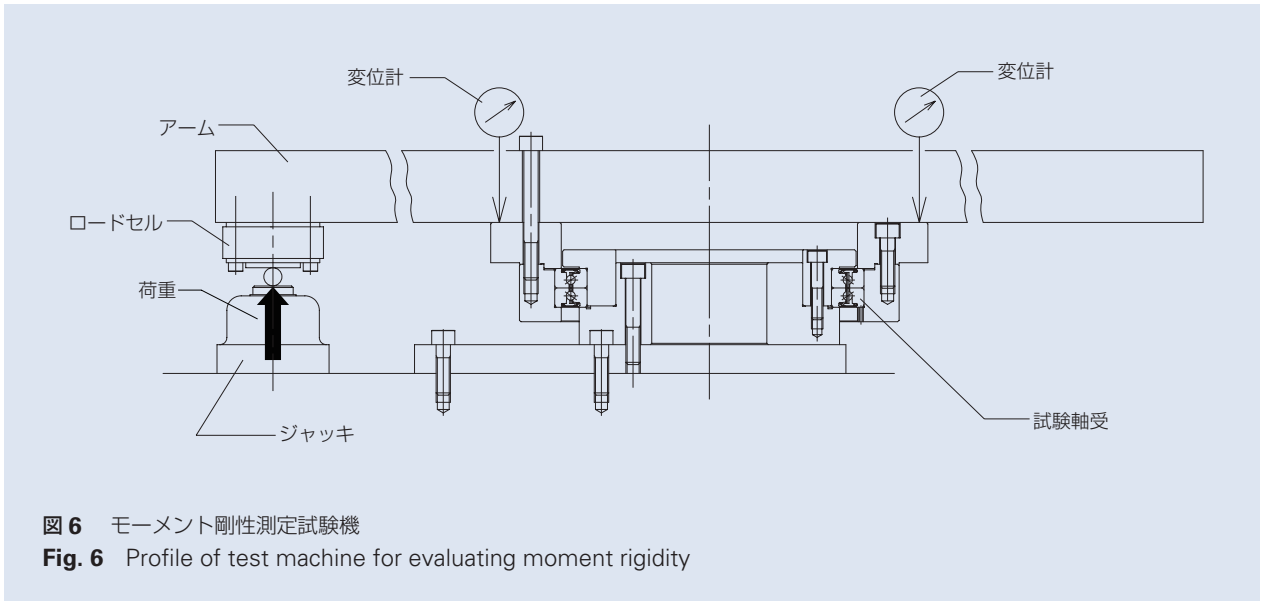


図 5 5 軸加工機の旋回テーブル構造

Fig. 5 Trunnion and rotary table for five axis machining center



片側支持の場合、回転軸の軸受には主にモーメント荷重が作用するため、軸受には高いモーメント剛性が求められる。一般的に使われてきたクロスローラ軸受のメリットはこの点にある。

3.2.2 ロバストスリムのモーメント剛性

ロバストスリムの開発にあたっては、クロスローラ軸受並みのモーメント剛性を目標に設計を行った。ロバストスリムは、回転振れ精度を向上させるために、アンギュラ玉軸受を背面組み合わせで使用するのである。通常の設計では、モーメント剛性が十分でない。そこで、ボール径を小さくし、ボール数を2倍以上とした。

これにより、計算上クロスローラ軸受と同等のモーメント剛性が得られたが、モーメント荷重による内外輪の変形の影響などを見るため、モーメント剛性の測定を行った。

図 6 にモーメント剛性測定試験機の構造を、写真 2 に試験機の外観を示す。使用した軸受は、表 1 に記載の軸受と同じものである。測定は、軸受に予圧を与えないと設計上の剛性が出ないため、軸受を軸およびハウジングに組み付けて行った。あらかじめ、これらの軸・ハウジングの変形を測定しておき、その変形分をキャンセルしている。

このようにして軸受のみのモーメント剛性を測定した結果を図 7 に示す。結果として、狙い通りクロスローラ軸受と同等のモーメント剛性であることが確認された。

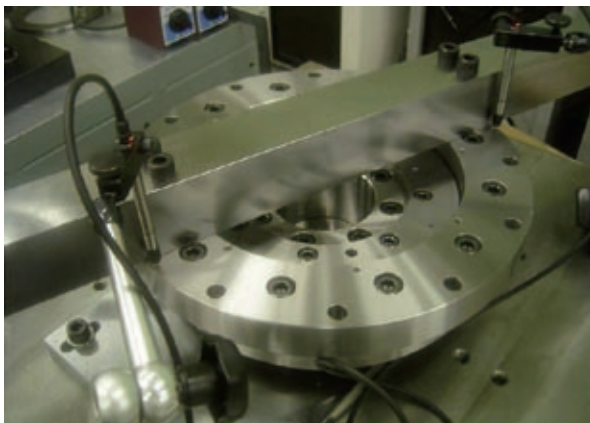


写真 2 モーメント剛性測定機の外観
 Photo 2 Moment-rigidity testing machine

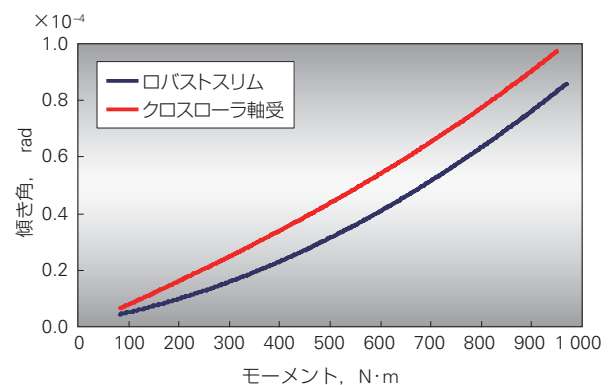


図 7 モーメント剛性測定結果
 Fig. 7 Moment-stiffness test results

3.3 低摩擦トルク

3.3.1 回転軸用軸受の摩擦トルク

5軸加工機の回転軸がDDモータ化されるようになり、軸受の低摩擦トルク化は必須条件となった。

それまでのウォーム・ウォームホイールの駆動方式は、減速比が大きいため、出力軸側である回転軸にはきわめて大きな駆動トルクが得られていた。したがって、回転軸用軸受の摩擦トルクはあまり問題にならなかった。

また、ウォームギヤのセルフロック機能により、出力軸側に作用する切削荷重がモータ軸への反力として作用せず、負荷トルク変動に対するサーボモータの制御も容易であった。DDモータで同時5軸制御加工を行う場合には、負荷トルクをダイレクトにモータで受けなければならず、より高精度・高応答な位置決め制御が必要となるため、軸受の摩擦トルク変動などの不確定要素はできるだけ排除すべきである。

3.3.2 ロバストスリムの摩擦トルク

ロバストスリムはアンギュラ玉軸受であるので、クロスローラ軸受に比べてすべり速度が小さいことから、理論的には動摩擦トルクが小さいが、トルクむらまでは予測することが難しい。

そこで、図8に示すような動摩擦トルク試験機を製作し、ロバストスリムの動摩擦トルク測定を行った。試験軸受のみでテーブル構造を構成し、動トルク測定

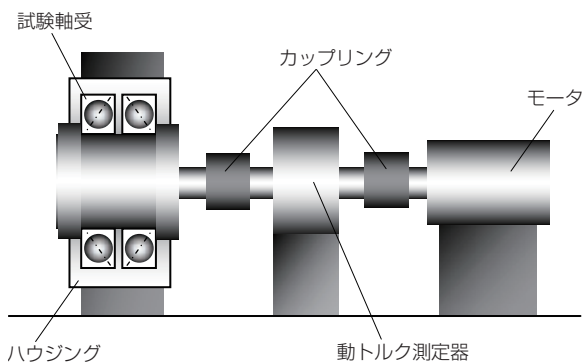


図8 動摩擦トルク測定試験機の構造
Fig. 8 Profile of test machine for evaluating dynamic frictional torque

器を介してモータとフレキシブルカップリングで直結している。使用軸受は、表1に記載の軸受と同じである。回転速度は 100 min^{-1} とした。

試験の結果、図9に示すとおり、クロスローラ軸受に比べ、動摩擦トルクが20%程度低減し、トルクむらも改善されていることがわかった。

3.4 コンパクト設計

回転軸は、主軸と異なり軸方向のスペースがとれないので、複数の軸受を、スパンを広げて配置することによってモーメント剛性を確保するという設計手法がとれない。このため、回転軸にはクロスローラ軸受がよく用いられている。クロスローラ軸受は、1列の溝に接触角を交互に逆向きに配置することにより、軸方向幅をとらずにモーメント剛性を高くできるためである。

ロバストスリムは、この点を考慮し、玉径が小さいことを利用して、1列当たりの軸方向幅を、通常的设计に対し35%程度小さくすることにより、2列でも単列のクロスローラ軸受と同程度の軸方向幅を実現した(図10)。

内・外径の寸法は、通常規定されている最小の寸法系列である78系列とした。78系列はいわゆる薄肉タイプであり、非常にコンパクトではあるが、内・外輪の剛性が十分でない。ロバストスリムでは玉径を小さく設計したことにより、内・外輪の肉厚比が1サイズ大きい79系列並みとなっている。それにより、必要な精度・剛性を確保した。

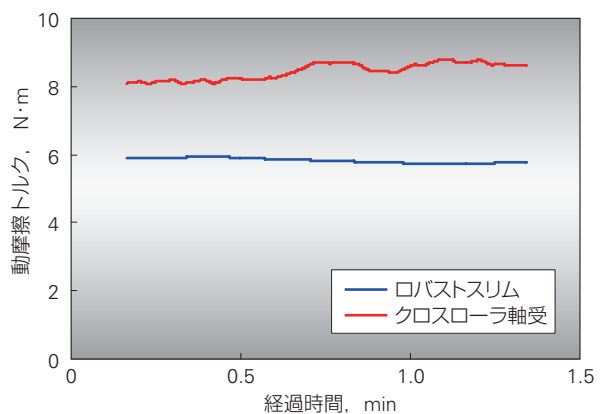


図9 動摩擦トルク測定結果
Fig. 9 Test results of dynamic frictional torque

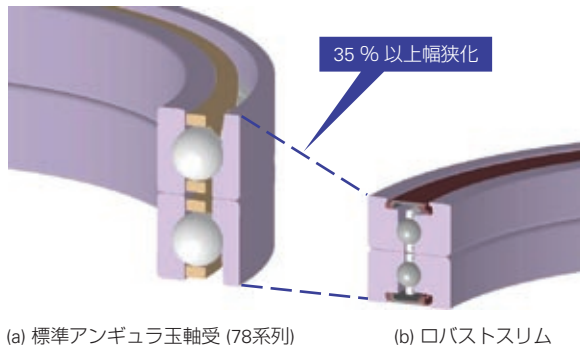


図 10 軸方向幅寸法の比較

Fig. 10 Comparison of width dimensions

4. あとがき

回転軸の DD モータ化によって、5 軸加工機の高精度化は今後も進んでいくものと思われる。本報で紹介したロバストスリムは、このアプリケーションに最適な軸受である。

一方、DD モータ化のもう 1 つのメリットである高速化によって、旋削複合 5 軸加工機も多くなっていくと予想される。この場合、軸受にとっては、高剛性と高速回転を両立することが大きな課題である。

ロバストスリムは、アンギュラ玉軸受の組み合わせ軸受であるので、予圧荷重のコントロールが比較的簡単に行えるメリットも持っている。こうした点を生かしながら、今後のニーズに応える軸受の商品開発を行っていきたい。

参考文献

- 1) 清水伸二, 坂本治久, 矢生晋介, “切削加工工作機械の最新技術動向”, 機械と工具, 53-1 (2009) 28-29.
- 2) 勝野美昭, 吉川清次, 岩崎修, “超精密円筒ころ軸受”, NSK TECHNICAL JOURNAL, No. 673 (2002) 49-50.

製紙機械用スミアリング防止自動調心ころ軸受

Smear-Resistant Spherical Roller Bearings for Papermaking Machinery

製紙機械の抄造工程で使用されるロールには、一般的に自動調心ころ軸受が広く採用されている。軸受使用環境としては、水、高温、高速、軽荷重～重荷重となり、厳しい条件で用いられている。主な軸受損傷としては、摩耗、スミアリング（微小焼付き）、はく離、割れ等が挙げられる。摩耗、スミアリングは軽度な損傷ではあるが、そのまま放置した場合には、軸受機能を著しく低下させるはく離や割れに到ることもある。

今回、NSK では大きな軸受トラブルに繋がる可能性のあるスミアリングの発生を著しく抑制できる、スミアリング防止自動調心ころ軸受を開発したので、以下に紹介する。

1. スミアリング性能

(1) 独自開発の DLC 被膜の採用

スミアリング防止自動調心ころ軸受は、ころ転動面に NSK が独自開発した DLC* 被膜（以下、NSK DLC 被膜）を施した（写真 1）。

固体潤滑剤の 1 つである DLC 被膜は、耐摩耗性、耐焼付き性等に優れていることは以前より知られていた。しかしながら、軸受用途では、数 GPa という高面圧が負荷されるため、DLC 被膜と母材との密着性能から被膜の耐久性に課題を抱えていた（図 1）。

NSK DLC 被膜では、下地層、複合カーボン層に加え、中間層を設け（図 1）、下地層から複合カーボン層にかけて原子構造が徐々に変化する構造を採用した。さらに、下地層には、母材と原子構造が近似した成分を選定した。その結果、被膜の密着性能が大幅に向上し、耐久性の著しい改善に成功した。

(2) 耐スミアリング性能の向上

① 二円筒回転試験による評価

二つの円筒試験片に速度差を付けた滑り接触状態に加え、境界潤滑条件下にて回転試験を行った（図 2）。

図 3 にその試験結果を示す。未処理品は約 1.5 時間後にスミアリングの発生が確認された。それ

に対し、NSK DLC 被膜品は、約 200 時間経過後もスミアリングの発生は見られなかった。

② 軸受回転試験による評価

図 4 に軸受回転試験機の構造を示す。本試験では、ころ転動面に NSK DLC 被膜を施した自動調心ころ軸受（以下、NSK DLC 被膜軸受）と未処理軸受の 2 種類を用いた。試験条件としては、軽荷重及び境界潤滑条件にて評価を実施した。その試験結果を表 1 に示す。未処理軸受は、外輪軌道面及びころ転動面にスミアリングの発生が確認された。しかし、NSK DLC 被膜軸受は、内外輪及び全てのころにおいてスミアリングの発生は見られなかった。



写真 1 製紙機械用スミアリング防止自動調心ころ軸受
Photo 1 Smear-resistant spherical roller bearing for papermaking machinery

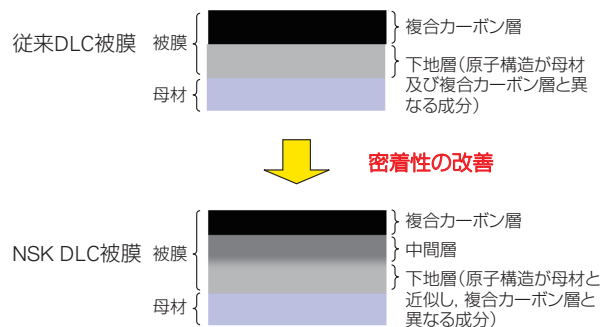


図 1 NSK DLC 被膜の構成

Fig. 1 Structure of NSK DLC coating and conventional DLC coating

*DLC：主として炭素からなる硬質膜(diamond-like carbon)

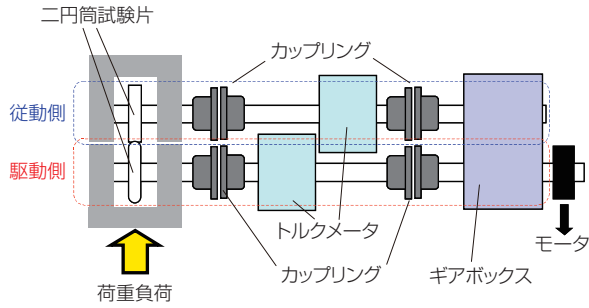


図2 二円筒回転試験機構造
Fig. 2 Structure of twin-disk test machine

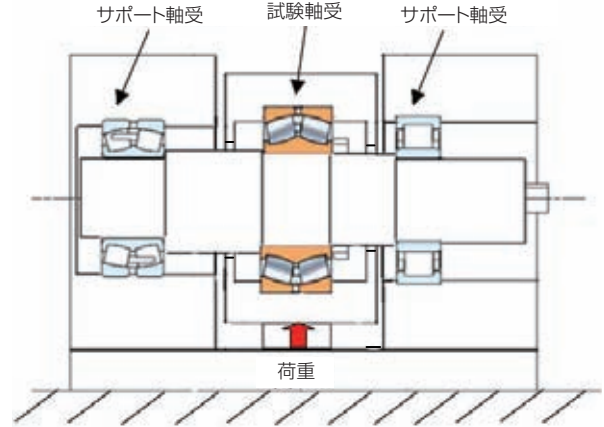


図4 軸受回転試験機構造
Fig. 4 Structure of bearing rotating test machine

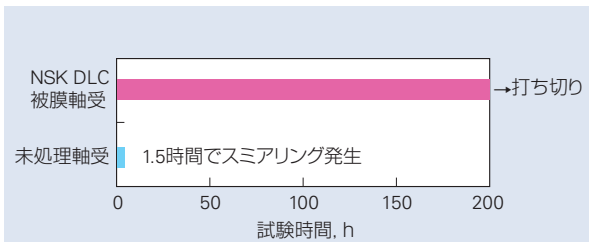


図3 二円筒回転試験結果
Fig. 3 Results of twin-disk test

表1 軸受回転試験結果
Table 1 Results of bearing rotating test

| | 外輪軌道面 | 内輪軌道面 | ころ転動面 |
|--------------|-------|-------|-------|
| 未処理軸受 | 発生 | なし | 発生 |
| NSK DLC 被膜軸受 | なし | なし | なし |

発生：スミアリング発生
なし：スミアリング発生なし

2. 用途

軽荷重で使用されスミアリングの発生の可能性が高い、以下の用途に適している。

- (1) プレスパートのサクシヨンロール内側軸受(図5)
- (2) カレンダーパートのソフトカレンダーロール用軸受(図6)

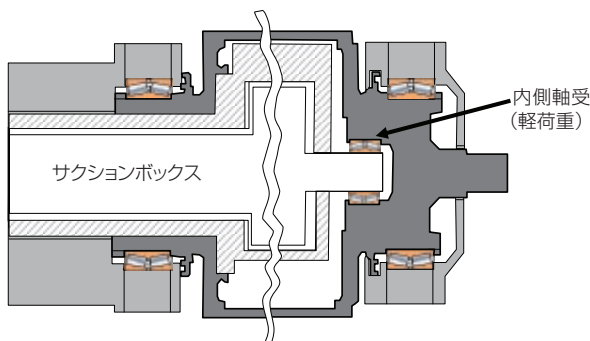


図5 サクシヨンロール
Fig. 5 Suction roll

3. まとめ

耐久性に優れたNSK DLC被膜を施したスミアリング防止自動調心ころ軸受は、製紙機械設備の安定稼動とメンテナンス負荷の低減に貢献できるものと期待される。

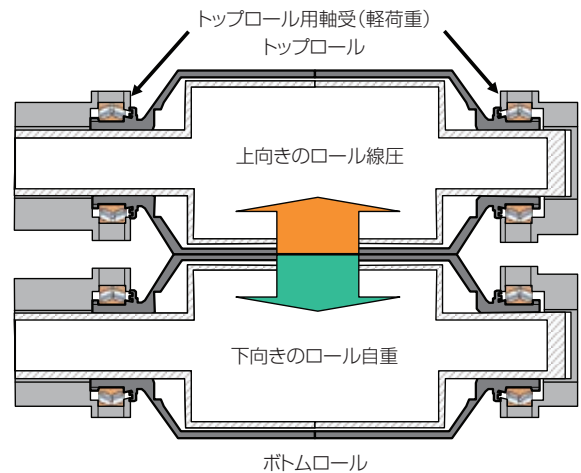


図6 ソフトカレンダーロール
Fig. 6 Soft calendar rolls

商品

紹介

高性能姿勢制御ホイール用軸受

High-Performance Bearings for Satellite Attitude Control Reaction Wheels

人工衛星の姿勢制御用ホイールは、内部のローテティングマス(はずみ車)をモータで加減速させた際に発生する反作用トルクによって姿勢制御を行う装置である。ホイールに使用される軸受は、ホイールの性能を左右する重要部品の一つであり、宇宙空間の衛星軌道上を低振動でかつ10年～15年の長期間にわたり安定して回り続ける必要がある。また、衛星打ち上げ時の振動・衝撃及び軌道上での温度変動にも耐える必要がある。

NSKでは、従来のホイール用軸受の高信頼性に加え、低振動、高速回転及び高出力トルク伝達に貢献する国産技術で初の高性能姿勢制御用ホイール軸受を開発したので以下に紹介する(写真1)。

1. 構成(構造)および仕様

この姿勢制御用ホイール軸受は、高信頼性潤滑システムにより微量潤滑下での安定したトルクを実現した。また、高純度軸受材料及び耐摩耗性に優れた高精度ボールの採用により振動抑制を図った。



写真1 高性能姿勢制御ホイール用軸受

Photo 1 A set of high-performance bearings for satellite attitude control reaction wheels

2. 特長

(1) 高信頼性化のための技術

低蒸発特性、長期安定性、潤滑性に優れた潤滑油(高分子合成油)を採用した。また、適量の潤滑油を保持器に含浸させた自己循環潤滑システムにより微量な潤滑油を安定供給できるようにした。さらに、保持器寸法・形状を最適化して、ボールの運動安定性に優れた保持器を開発した。

(2) 振動抑制のための技術

鋼材中の炭化物を微細化した高純度ステンレス鋼を軌道輪に採用し、軌道面に対しては独自の洗浄技術を駆使し、高純度面を実現した(写真2)。

また、ボールには特殊表面処理を施すことで耐摩耗性に優れたボールを採用した(図1)。

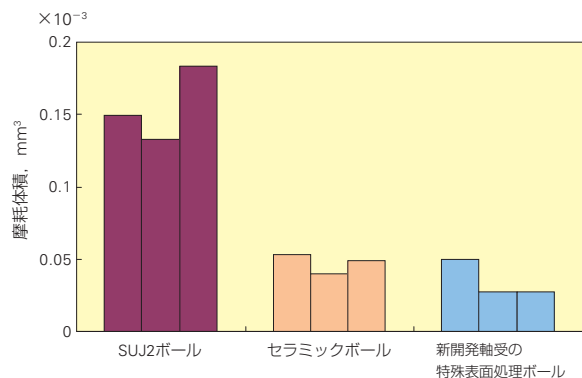
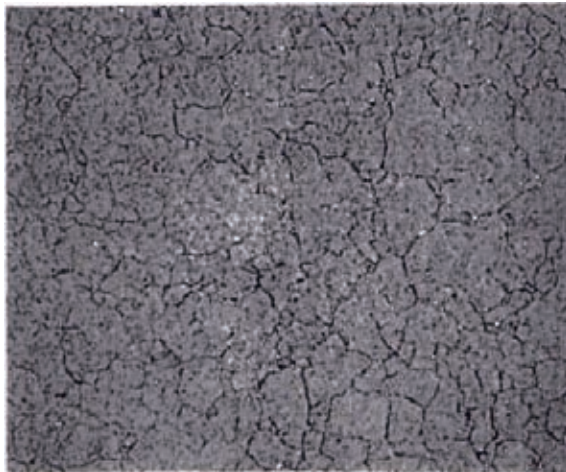


図1 耐摩耗性試験結果(ボールオンディスク型摩擦試験機)

Fig. 1 Wear-resistance test results using ball-on-disk tribometer



(a) 新開発軸受の高精浄度ステンレス

25 μm

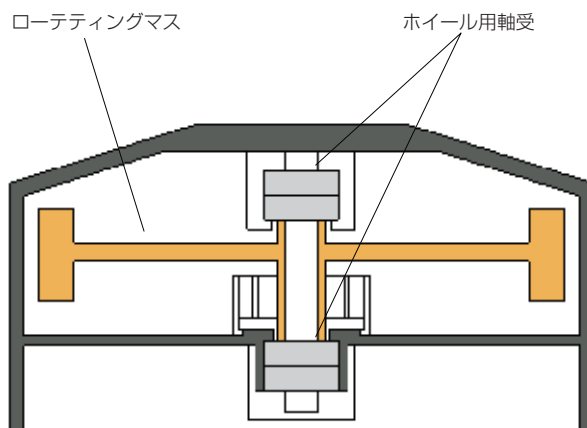


(b) 従来軸受のステンレス

25 μm

写真2 高精浄度ステンレス鋼**Photo 2** Micrographs of newly developed high-purity stainless steel (a) and conventional bearing stainless steel (b)**3. 用途**

人工衛星姿勢制御用フライホイールのローテティングマス支持軸受として用いられる(図2)。

**図2** ホイール概略図**Fig. 2** Layout view of reaction wheel**4. まとめ**

今回紹介したホイール用軸受は、既に量産を開始している。今後、今回の人工衛星用ホイール国産化を通して培った技術をベースに、より低コストで高性能な軸受の開発を目指していく。

商 品

紹 介

NSK リニアガイド™— ローラガイド“RA シリーズ” 微予圧品

NSK Linear Guide—Light-Preload Roller Guides for RA Roller Guide Series

工作機械を中心としたリニアガイドの長寿命化と高剛性化の要求に対応するため、2004年にローラガイド RA シリーズを開発、商品化した。ローラガイド RA シリーズは、転動体にローラを用いたリニアガイドであり、ボールガイドをはるかにしのぐ高い負荷容量と剛性を実現している。そのため近年では、液晶製造設備や搬送装置などでも、長寿命化のニーズによりボールガイドからローラガイドへの切り替えが進んでいる。

このような用途では、外部荷重は工作機械用途ほど大きくなく、変動荷重も小さいため剛性に対する要求も工作機械ほど高くない。ローラガイドには剛性を高めるために予圧荷重が与えられているが、必要以上の予圧荷重は寿命に影響を与えることになる。また、このような用途では、工作機械用途と比べ要求走行距離が長く、さらなる長寿命化が求められている。

そこで液晶製造設備や搬送装置のさらなる長寿命化ニーズに対応するため、予圧荷重を最適化した“微予圧品”（写真 1）を開発し、ローラガイド RA シリーズに追加した。

以下、その概要について紹介する。



写真 1 ローラガイド RA シリーズ 微予圧品

Photo 1 Light-preload roller guide for RA roller guide series

1. 特長

(1) 予圧の最適化と長寿命化の実現

外部荷重が小さい場合、必要以上の予圧荷重は逆に寿命を縮める結果となる。最適な予圧荷重を選択することによって長寿命化を図ることができる。

表 1 に RA シリーズ微予圧品の予圧荷重を示す。また、図 1 には、外部荷重が比較的小さい場合の微予圧品と中予圧品の寿命計算結果の例を示す。

表 1 予圧荷重

Table 1 Amount of preload for series lineup

単位 N

| 形式 | 高荷重形 | | 超高荷重形 | |
|------|---------|---------|---------|---------|
| | 微予圧(Z1) | 中予圧(Z3) | 微予圧(Z1) | 中予圧(Z3) |
| RA25 | 880 | 2 920 | 1 060 | 3 540 |
| RA30 | 1 170 | 3 890 | 1 430 | 4 760 |
| RA35 | 1 600 | 5 330 | 2 020 | 6 740 |
| RA45 | 2 780 | 9 280 | 3 480 | 11 600 |
| RA55 | 3 870 | 12 900 | 5 040 | 16 800 |
| RA65 | 6 300 | 21 000 | 8 640 | 28 800 |

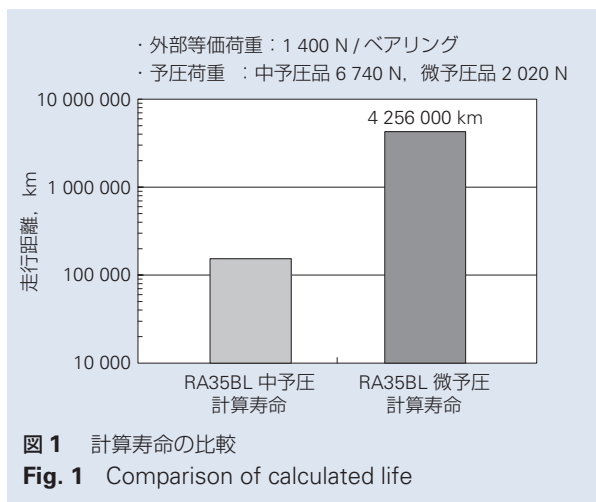


図 1 計算寿命の比較

Fig. 1 Comparison of calculated life

(2)機台への容易な取り付け

RA シリーズ微予圧品は取付け誤差許容値が大きく、中予圧品と比較して取付けやすくなっている。特に、搬送装置など、剛性は要らないが負荷容量を必要とする用途に適している。

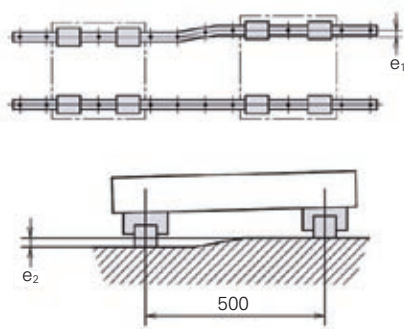
表 2 に微予圧品の取付け誤差許容値を示す。

表 2 取付け誤差許容値

Table 2 Mounting tolerance of RA series

| 形式 | 二軸の平行度許容値 e1 | | 二軸の高さ許容値 e2 | |
|------|--------------|---------|-------------------|-------------------|
| | 微予圧(Z1) | 中予圧(Z3) | 微予圧(Z1) | 中予圧(Z3) |
| RA25 | 14 | 9 | 290 μm /500 mm | 150 μm /500 mm |
| RA30 | 18 | 11 | | |
| RA35 | 21 | 13 | | |
| RA45 | 27 | 17 | | |
| RA55 | 31 | 19 | | |
| RA65 | 49 | 30 | | |

※ NSK では次の条件で算出される値を取付け誤差許容値としている。
 ・ベアリング 1 個当たりの負荷荷重が基本動定格荷重の 10 % のとき、走行寿命が 10 000 km 以上となる取付け誤差（機台の剛性は無限大とする）



2. 呼び番号構成および仕様

図 2 に、RA シリーズ微予圧品の呼び番号構成例を示す。

また、図 3 に仕様の概略を示す。

RA シリーズ微予圧は、RA25・RA30・RA35・RA45・RA55・RA65 の 6 型番、全 34 形式の豊富なラインナップが用意されており、幅広い用途に対応することができる。

サイズ : RA25, RA30, RA35, RA45, RA55, RA65
 ベアリング形式 : AN, AL, BN, BL, EM, GM
 精度 : P6, P5, P4, P3

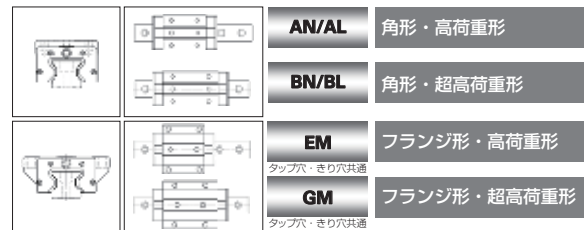


図 3 仕様

Fig. 3 Specifications

3. まとめ

現在、ローラガイド RA シリーズは、工作機械だけでなく、液晶製造設備や搬送装置、一般機械などでも利用いただいている。微予圧品の追加によって、それぞれの用途に、より適したローラガイドの選定が可能となる。

今後はさらに、レールとベアリングの任意の組み合わせを可能としたランダムマッチング品を追加していく予定である。これにより、レールとベアリングを単品で在庫管理することが可能となり、短納期対応が実現可能となる。

呼び番号例： RA 35 1000 AN C 2 - ** P5 1

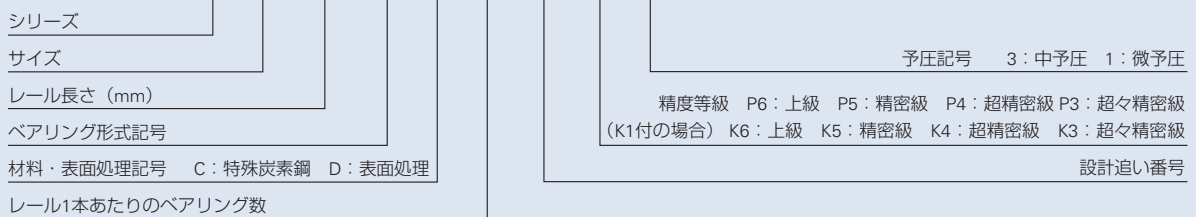


図 2 呼び番号

Fig. 2 Description of roller guide model number

| | | | |
|----------------|----------------------|------------------|--|
| 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 |
| 電 機 情 報 部 | TEL.03-3779-8501 (代) | FAX.03-3779-7644 | 東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560 |
| 産 業 機 械 部 | TEL.03-3779-7651 (代) | FAX.03-3779-7644 | 東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560 |
| グループマーケティング部 | TEL.03-3779-7253 (代) | FAX.03-3779-7644 | 東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560 |
| 精 機 部 | TEL.03-3779-7163 (代) | FAX.03-3779-7644 | 東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560 |
| メカトロ事業部 | TEL.0466-21-3027 (代) | FAX.0466-21-3206 | 神奈川県藤沢市鶴沼神明 1-5-50 〒251-8501 |
| 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.03-3779-7297 (代) | FAX.03-3495-8231 | 東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560 |
| 販売技術統括部 | TEL.03-3779-7315 (代) | FAX.03-3779-8698 | 東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560 |
| 東 北 支 社 | TEL.022-261-3735 (代) | FAX.022-261-3768 | 宮城県仙台市青葉区一番町 1-2-25 (仙台 NSビル 7F) 〒980-0811 |
| 日 立 支 社 | TEL.029-222-5660 (代) | FAX.029-222-5661 | 茨城県水戸市城南 1-4-7 (第 5 プリンスビル 6F) 〒319-0803 |
| 北 関 東 支 社 | TEL.027-321-2700 (代) | FAX.027-321-2666 | 群馬県高崎市栄町 16-11 (高崎イーストタワー 2F) 〒370-0841 |
| 長 岡 営 業 所 | TEL.0258-36-6360 (代) | FAX.0258-36-6390 | 新潟県長岡市東坂之上町 2-1-1 (三井生命長岡ビル 7F) 〒940-0066 |
| 東京支社 第一営業部 | TEL.03-3779-7302 (代) | FAX.03-3779-7437 | 東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560 |
| 札幌営業所 | TEL.011-231-1400 (代) | FAX.011-251-2917 | 北海道札幌市中央区北二条東 11-23 〒060-0032 |
| 東京支社 第二営業部 | TEL.03-3779-7312 (代) | FAX.03-3779-7437 | 東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560 |
| 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 第三営業部 | 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 (ダイヤビル 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 | TEL.052-249-5700 (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 |
| 大阪支社 第一営業部 | TEL.06-6945-8156 (代) | FAX.06-6945-8174 | 大阪府大阪市中央区北浜東 1-26 (大阪日精ビル 6F) 〒540-0031 |
| 松 山 営 業 所 | TEL.089-941-2445 (代) | FAX.089-941-2538 | 愛媛県松山市千舟町 4-6-1 (フコク生命ビル 6F) 〒790-0011 |
| 大阪支社 第二営業部 | TEL.06-6945-8248 (代) | FAX.06-6945-8174 | 大阪府大阪市中央区北浜東 1-26 (大阪日精ビル 6F) 〒540-0031 |
| 大阪支社 第三営業部 | TEL.077-564-7551 (代) | FAX.077-564-7623 | 滋賀県草津市若竹町 8-4 〒525-0031 |
| 大阪支社 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 |
| 大阪支社 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 |
| 兵 庫 支 社 | TEL.079-289-1521 (代) | FAX.079-289-1675 | 兵庫県姫路市南駅前町 100 (パライオ第 2 ビル 8F) 〒670-0962 |
| 中 国 支 社 | TEL.082-285-7760 (代) | FAX.082-283-9491 | 広島県広島市南区大州 3-7-19 (広島日精ビル 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 (九勸筑紫通ビル 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(大崎) | TEL.03-3779-7361 (代) | FAX.03-3779-7439 | 東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560 |
| 東日本自動車第三部(宇都宮) | TEL.028-610-9805 (代) | FAX.028-610-9806 | 栃木県宇都宮市東宿郷 2-2-1 (ビッグ・ピースクエア 7F) 〒321-0953 |
| 東日本自動車第三部(東海) | TEL.0566-71-5260 (代) | FAX.0566-71-5365 | 愛知県安城市三河安城町 1-9-2 (第 2 東祥ビル 5F) 〒446-0056 |
| 東日本自動車第四部(高崎) | TEL.027-321-3434 (代) | FAX.027-321-3476 | 群馬県高崎市栄町 16-11 (高崎イーストタワー 3F) 〒370-0841 |
| 東日本自動車部(豊田) | TEL.0565-31-1920 (代) | FAX.0565-31-3929 | 愛知県豊田市下市場町 5-10 〒471-0875 |
| 中部日本自動車部(東海) | TEL.0566-71-5351 (代) | FAX.0566-71-5365 | 愛知県安城市三河安城町 1-9-2 (第 2 東祥ビル 5F) 〒446-0056 |
| 中部日本浜松自動車部 | TEL.053-456-1161 (代) | FAX.053-453-6150 | 静岡県浜松市中区板屋町 111-2 (浜松アクトタワー 19F) 〒430-7719 |
| 西日本自動車部(大阪) | TEL.06-6945-8169 (代) | FAX.06-6945-8179 | 大阪府大阪市中央区北浜東 1-26 (大阪日精ビル 5F) 〒540-0031 |
| 西日本自動車部(広島) | TEL.082-284-6501 (代) | FAX.082-284-6533 | 広島県広島市南区大州 3-7-19 (広島日精ビル 2F) 〒732-0802 |
| 西日本自動車部(姫路) | TEL.079-289-1530 (代) | FAX.079-289-1675 | 兵庫県姫路市南駅前町 100 (パライオ第 2 ビル 8F) 〒670-0962 |

(2012年2月現在)

最新情報はNSKホームページをご覧ください。

お問合せ：製品については、お近くの支社・営業所にお申し付けください。

製品の技術的な内容
についてのお問合せ

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

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

NSK TECHNICAL JOURNAL

MARCH 2012 No. 685

印刷 平成 24 年 3 月 16 日
発行 平成 24 年 3 月 22 日
編集人 正田 義雄
発行人 永島 雅美
印刷所 久下印刷株式会社
発行所 **日本精工株式会社**
広報部 TEL 03-3779-7050
東京都品川区大崎 1-6-3 日精ビル

非売品

無断転載を禁ずる

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