

MOTION & CONTROL™

NSK

NSK TECHNICAL JOURNAL

JANUARY • 2017

No. 689



ISSN 0911-4920

NSK TECHNICAL JOURNAL

JANUARY・2017

No. 689

巻頭言

創立 100 周年によせて 執行役専務 荒牧 宏敏 1

解説・論文

過酷条件下でのグリースによる油膜形成性向上技術と

軸受の耐摩耗性改善への応用 外尾 道太, 横内 敦, 今野 勝弘 2

風車ギヤボックス用軸受の白色組織はく離 山田 紘樹, 宇山 英幸 6

新酸化物系セラミック転動体の開発 遠藤 雄一, 清水 康之, 植田 光司 17

湿式摩擦材の気孔分布と摩擦特性の相関性に関する研究 平本 隆之, 磯 賢一 21

高出力二円筒試験機の開発とトラクションカーブ測定

..... 板垣 浩文, 喜多 昌大, 橋口 大輝 27

HEV・EV パワートレイン用軸受の最新技術動向 大嶋 崇徳, 増田 聡史 36

NSK の EPS 制御技術 下川邊 聡, 北爪 徹也 51

25 000 min⁻¹ 高速・高出力グリース補給潤滑スピンドルの開発

..... 小栗 翔一郎, 稲垣 好史, 岩崎 修 58

高精度 垂直軸テーブルの開発 佐藤 俊徳 66

商品紹介

ファンクラッチ用 高密封シール付き玉軸受 72

新リテーナープレート付き玉軸受 74

世界最軽量の電動パワーステアリング 76

液化ガスポンプ用 高機能新セラミック玉軸受 spaceaCRYO™ 78

鉦山コンベアプーリー用 高密封シール付高信頼性自動調心ころ軸受 80

超高速回転モータ用玉軸受 82

外輪給油方式工作機械主軸用高速アンギュラ玉軸受 ロバストショット™ 84

超大型ボールねじ 86

NSK リニアガイド™ 即納システム Click!Speedy™ 88

NSK TECHNICAL JOURNAL

JANUARY·2017 **No. 689**

Preface

NSK celebrated its 100th anniversary H. Aramaki 1

Technical Papers

The Advanced Technology of Lubricant-film Formation by the Grease and Application for Improving Wear Resistance of Bearings in a Severe Condition	M. Hokao, A. Yokouchi, K. Konno	2
White Structure Flaking in Rolling Bearings for Wind Turbine Gearboxes	H. Yamada, H. Uyama	6
Development of New-Type Oxide Ceramic Ball for Bearing	Y. Endo, Y. Shimizu, K. Ueda	17
Study of Correlation Between Porosity and Friction Performance of Wet Friction Material ...	T. Hiramoto, K. Iso	21
Development of a High-Power Two-Roller Traction Tester and Traction Curve Measurement	H. Itagaki, M. Kita, H. Hashiguchi	27
Technology Trends of Bearings for Electric Vehicle and Hybrid Electric Vehicle Powertrains	T. Ooshima, S. Masuda	36
NSK EPS Control Technology	S. Shimokawabe, T. Kitazume	51
Development of High-Speed, High-Power Spindles With Automatic Grease Replenishment	S. Oguri, Y. Inagaki, O. Iwasaki	58
Development of High-Precision Vertical-Axis Table	T. Sato	66

New Products

Ball Bearings With Excellent Sealing Performance for Fan Clutches		72
New Ball Bearing With Retainer Plate for Automobile Transmissions		74
The World's Lightest Electric Power Steering System		76
spaceaCRYO Bearings: New High-Performance Ceramic Ball Bearings for Liquefied Gas Pumps		78
Spherical Roller Bearings Featuring High Reliability and Excellent Sealing Performance for Conveyor Pulleys in Mines		80
Ball Bearings for Ultra-High-Speed Rotary Motors		82
ROBUSTSHOT Bearings: Direct Lubrication Angular Contact Ball Bearings for Machine Tool Spindles		84
Ultra-Large Ball Screws		86
Click! Speedy: A Quick Delivery System for NSK Linear Guides		88

創立 100 周年によせて

NSK テクニカルジャーナル編集人
執行役専務
荒牧 宏敏



日本精工は、昨年 11 月に創立 100 周年を迎えることができました。まず初めに、我々の製品ならびに研究開発活動にご指導、ご支援、ご理解を頂いたお客様方、諸先輩方、その他関係者の皆様に厚く御礼を申し上げます。

本誌は、敗戦により荒廃した日本の経済状況が戦前の水準まで復興して、まさに高度経済成長が始まる 1954 年の年頭に、“NSK BEARING JOURNAL”として創刊されました。当時社長であった今里廣記が創刊の挨拶で、復興情勢を背景に、科学文化における独創力と自主性を重んじ、製造、研究、そして使用者が三位一体となり諸問題を分析し、系統立て、理論化させることの重要性を説いています。また、創刊号には自動車や鉄道用の軸受に関する記事があり、当時急速に拡大しつつあった交通基幹産業を支える技術を発信しています。その後、NSK の製品技術領域の拡大にともない、1985 年に“NSK TECHNICAL JOURNAL”と改称し、現在通算で 89 回の発行をするに至っています。この間、NSK が生み出してきた技術成果を、製品としてだけでなく、系統立て理論化した技術という形で世に送り出すという使命を担ってきました。そのため、日本精工製品をご理解頂く上での有用な情報にとどまらず、学術的にも貢献できる情報となるよう紙面作りを心がけて編纂して参りました。本誌が些かなりとも読者諸兄のお役に立っていることを願うばかりです。

私自身は、1984 年に日本精工に入社し、研究開発に携わって参りました。特にコンピューター技術の発展が著しかった時代ですが、現在の技術発展のスピードは更に速度を増し多様化しています。我々は、インダストリー 4.0、IoT、AI、自動運転、といったキーワードに象徴される大きな変化の時代にいます。一方、温暖化・人口問題・資源・食料など、地球規模で解決しなければならない問題は山積しています。今後も技術革新による社会貢献を果たしていく決意を新たにすると共に、その技術成果を皆様に発信し続けていきたいと思っております。

過酷条件下でのグリースによる油膜形成性 向上技術と軸受の耐摩耗性改善への応用

外尾 道太*, 横内 敦*, 今野 勝弘*



外尾 道太



横内 敦

The Advanced Technology of Lubricant-film Formation by the Grease and Application for Improving Wear Resistance of Bearings in a Severe Condition

M. Hokao, A. Yokouchi, K. Konno



今野 勝弘

一般社団法人 日本トライボロジー学会の転載承認を得て、トライボロジー会議予稿集 2013-10, A19 から転載。

The effect of thickener composition of the grease to the oil film formation was investigated with optical interferometry under low-speed and high-load conditions. As a result, a new thickener composition of the grease was found which improve the oil film thickness and flow properties of the grease.

Then, this knowledge was applied bearings using grease. As a result, under severe conditions of low-speed, high-load and water contamination, wear resistance of the bearing is improved because the oil film thickness of grease increased.

1. 緒言

2. 実験方法

2.1 供試グリース

2.2 試験法

3. 結果および考察

3.1 油膜厚さ測定

3.2 グリースメニスカス距離

4. 耐摩耗性改善への応用

5. 結言

1. 緒言

転がり接触におけるグリースの油膜形成性は、基油の種類だけでなく増ちょう剤量や種類にも影響を受け、ウレア系グリースはリチウム系グリースに比べて低速域において厚い油膜を形成することが報告されている¹⁾。また相原らは、グリースは油に比べて供給不良に陥りやすく、供給量が不足すると、基油の油膜厚さよりもグリース膜厚さが薄くなることを報告している²⁾。

特に、油膜形成性が低い低速高荷重条件では、軸受の金属表面が接触し摩耗を引き起こす懸念が大きい。

本報では、低速高荷重条件において厚い油膜を長期間維持させることを狙いとして、ウレアグリースの増

ちょう剤組成が油膜形成性に及ぼす影響を評価し、油膜形成性向上について検討した。

さらに、本技術を軸受摩耗が発生しやすい自動調心ころ軸受へ適用することを検討した。自動調心ころ軸受には接触面内に純転がり部が2箇所存在し、この部分は摩耗が発生しにくく、二つの山のような形状の摩耗が発生する³⁾。鉄鋼設備の中には、自動調心ころ軸受が低速回転かつ高荷重条件で、水や熱に曝されて使用される設備もあるが、そのような使用条件において油膜形成性は低下しやすい。本報では、自動調心ころ用軸受による耐摩耗性を評価した結果も報告する。

* 日本精工株式会社

2. 実験方法

2.1 供試グリース

供試グリースの性状を表1に示す。グリースA-Eは、増ちょう剤の種類が異なるグリース1、グリース2を各割合で混合し、ちょう度は325程度になるよう調整した。グリースFは比較のため準備した市販品である。

2.2 試験法

2.2.1 EHL 油膜厚さ測定

グリースの油膜厚さを評価するため、ボールオンディスク試験機にて光干渉法を用いて測定した。ディスクにはガラスディスク、ボールにはSUJ2を用いた。

2.2.2 グリースメニスカス距離測定

グリースの流入性評価のため、メニスカス距離を測定した。メニスカス距離は、ガラスディスクにグリースを塗布し、ディスク上でボールを回転させた際に、接触面先端と、接触面前方に存在するグリースまでの長さとして定義した。評価条件は、グリース塗布厚さ0.2 mm、最大面圧1 GPa、すべり率17%、ディスク回転速度0.01 m/sとした。測定時間を10分間とし、この間の最小のメニスカス距離を計測した。

2.2.3 軸受分離度測定

軸受内における油膜形成性評価のため、電気容量法を用いて分離度を測定した。自動調心ころ軸受（内径φ25×外径φ62×幅17）を用い、回転数2 rpmから50 rpmにおける分離度を測定した。

表1 供試グリース

Table 1 Test greases

グリース	基油	増ちょう剤	混和ちょう度
1	エーテル油	ウレア1	324
2		ウレア2	330

グリース	グリース配合割合 (%)		混和ちょう度
	グリース1	グリース2	
A	0	100	330
B	25	75	322
C	50	50	325
D	75	25	330
E	100	0	324
F	-	-	350

3. 結果および考察

3.1 油膜厚さ測定

図1にグリースの油膜厚さ測定結果および基油計算値を示す。転がり速度1.0 m/sから0.04 m/sにおける各グリースの油膜厚さは、転がり速度の低下とともに薄くなった。これは各グリースの基油と同じ傾向である。しかし、0.03 m/s以下の転がり速度になると、基油はさらに油膜が薄くなるのに対して、グリースA-Eは基油よりも厚い油膜を形成した。グリースFは0.003 m/s以下の速度で基油よりも厚い油膜を形成した。所定の速度以下になると、グリースの油膜が基油よりも厚くなる挙動は過去に報告されており、遠藤らは低速域において、増ちょう剤の塊が接触部を通過することを確認している¹⁾。本試験においても、増ちょう剤の凝集体の塊が接触部を通過する様子を確認したため、0.03 m/s以下の領域で各グリースの増ちょう剤が油膜厚さ増大に寄与したと考える。

ウレア1を含むグリース1を50%以上配合したグリースC、D、EはグリースA、Bよりも、0.03 m/s以下の速度において厚い油膜を形成しており、ウレア1はウレア2よりも低速域における油膜厚さ増大に大きく寄与することを確認した。

この結果から、ウレア1はウレア2に比べて油膜厚さを増大させる効果が大きいことを確認した。

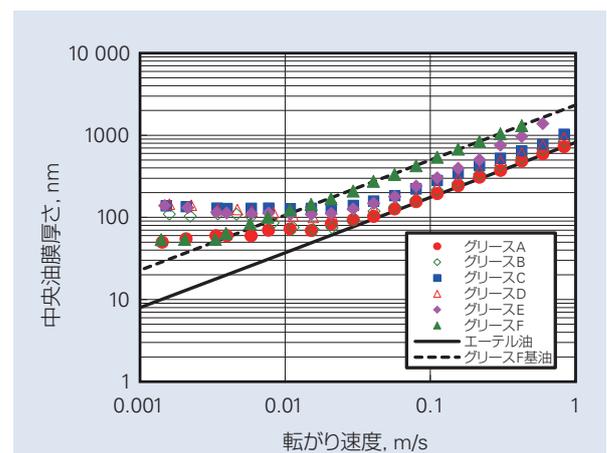


図1 油膜厚さ測定結果

Fig. 1 Measurements of oil film thickness

3.2 グリースメニスカス距離

図2にメニスカス最近接距離測定結果を示す。メニスカス距離が長いほど、接触部近傍に多くのグリースが存在するためグリースの流入性が良く、枯渇潤滑が発生しにくいと考える。グリースA-Eの結果から、ウレア2を含むグリース2の配合割合が多いほどメニスカス最近接距離が長く、流入性が良好であることを確認した。グリースFはグリースDと同程度の流入性であった。

この結果から、ウレア2の配合割合が多いほどグリースの流入性が良いことが確認された。

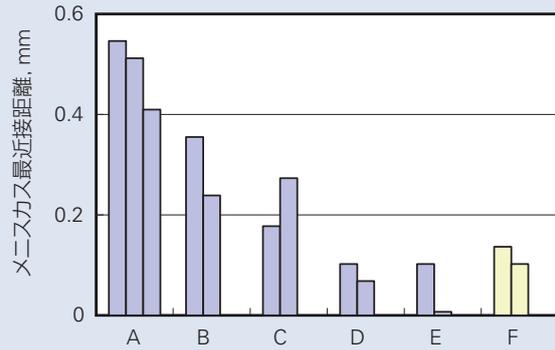


図2 メニスカス距離測定結果
Fig. 2 Measurements of meniscus length

4. 耐摩耗性改善への応用

グリースC, D, Eは0.03 m/s以下の転がり速度でグリースAよりも厚い油膜を形成し、グリースA, B, CはグリースFよりも流入性が良好であると確認した。これより、グリースCは低速域で厚い油膜を形成し、かつ流入性が良好であるため、油膜形成性が高いと考えられる。そこで、グリースCに添加剤を配合したグリースC1を作製し、軸受内におけるグリースの油膜形成性および耐摩耗性を評価した。試験条件は、鉄鋼設備の中で、軸受が低速高荷重条件で用いられる設備を想定した。

図3に示した軸受分離度測定結果は、分離度が高いほど軸受内の金属接触が少なく、厚い油膜を形成していることを示している。回転数50-20 rpmにおいてグリースC1とグリースFは回転数が小さくなるほど、分離度が低下した。さらに回転数を小さくすると、グリースFは分離度がほぼ0となったのに対して、グリースC1は回転数が小さいほど分離度が高くなる傾向を示した。想定した鉄鋼設備の使用条件にあたる回転数は約10 rpm(自転速度0.01 m/s相当)であり、この条件においてグリースC1はグリースFよりも油膜形成性が高いことを確認した。また、水を30%混入したグリースC1でも10 rpmにおいてグリースFよりも高い分離度を示し、水混入条件においてもグリースC1は油膜形成性が低下しにくいことを確認した。

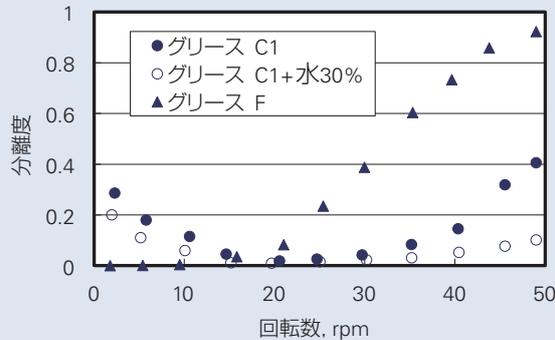


図3 軸受分離度測定結果
Fig. 3 Measurements of degree of the separation

次に、自動調心ころ軸受（内径φ 55 × 外径φ 100 × 幅 25）を用いて耐摩耗性を評価した。グリースにはあらかじめ水を 30 % 混入し、運転中は軸受周辺に水を供給し続けた。図 4 に試験後軸受の表面形状測定結果を示す。グリース F では二つの山のような摩耗が発生し、最大摩耗深さは最大 20 μm であったのに対して、グリース C1 ではグリース F で見られたような摩耗は見られず、最大摩耗深さは 2 μm であった。

以上、本試験結果から、グリースの増ちょう剤組成を検討することにより油膜形成性が向上し、軸受の耐摩耗性の著しい向上が確認できた。

5. 結言

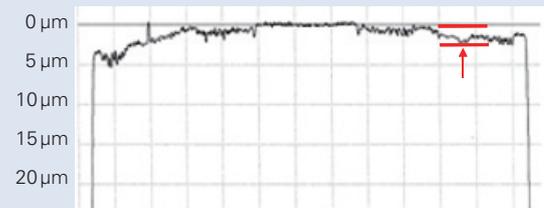
本試験で、油膜厚さと流入性の確保を考慮してグリースの組成検討を行った結果、以下を確認した。

- ・ 低速条件におけるグリースの油膜形成能力が向上する増ちょう剤組成を見出した。
- ・ 見出した増ちょう剤組成による、低速、高荷重、水混入という条件における自動調心ころ軸受の耐摩耗性改善効果を確認した。

6. 謝辞

本研究にあたり、協同油脂株式会社にご協力を頂きました。ここに謝意を表します。

(a) グリース C1



(b) グリース F

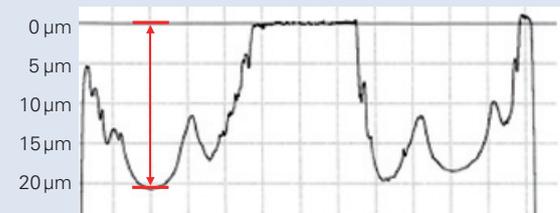


図 4 表面形状測定結果

Fig. 4 Measurements of surface profile

参考文献

- 1) 遠藤敏明, 董大明, 木村好次, “低速域におけるグリースの EHL 膜厚の測定”, トライボロジー会議 2008 春東京予稿集, (2008-5) 181-182.
- 2) 相原了, Duncan Dowson, “弾性流体潤滑におけるグリース膜厚さの実験的研究(第 2 報) - グリース膜の形成メカニズム -”, 潤滑, 25-6 (1980) 379-386
- 3) 山村賢二, 大塚學, “耐摩耗性を向上した“SWR™ 軸受”の開発”, NSK テクニカルジャーナル, 671 (2001) 30-34

風車ギヤボックス用軸受の白色組織はく離

山田 紘樹*, 宇山 英幸*



山田 紘樹

White Structure Flaking in Rolling Bearings for Wind Turbine Gearboxes

H. Yamada, H. Uyama



宇山 英幸

the American Gear Manufacturers Association (1001 N. Fairfax Street, 5 th Floor, Alexandria, Virginia 22314) の転載承認を得て、Technical Paper 13FTM15 から和訳をして転載。

Bearing failures in wind turbine gearboxes were investigated and rolling contact fatigue tests to reproduce them using a hydrogen-charge method were conducted. Two main failure modes in wind turbine gearbox bearings were white structure flaking and axial cracking, which were involving a microstructural change. Both failure modes can be reproduced by using specimens charged with hydrogen. Operating conditions, which can induce hydrogen generation from lubricant and penetration of the bearing steel were discussed. Effects of bearing material on white structure flaking life were suggested as one of the countermeasures.

- | | |
|---|--|
| <ol style="list-style-type: none"> 1. まえがき 2. 破損した風車のギヤボックス用軸受の観察結果 3. 白色組織はく離およびアキシャルクラックを再現するための転動疲労試験 <ol style="list-style-type: none"> 3.1 白色組織はく離を再現するための試験方法と試験結果 3.2 アキシャルクラックを再現するための試験方法と試験結果 | <ol style="list-style-type: none"> 4. 白色組織はく離の発生に及ぼす使用条件の影響 <ol style="list-style-type: none"> 4.1 潤滑剤の影響 4.2 すべりと振動の影響 4.3 電気の影響 5. 白色組織はく離に及ぼす材料の影響 <ol style="list-style-type: none"> 5.1 鋼の合金成分の影響 5.2 熱処理の影響 6. まとめ |
|---|--|

1. まえがき

風車のギヤボックスで使用されている転がり軸受では、早期に破損してしまう場合があり¹⁾、その主な破損形態の一つとして組織変化を伴うはく離がある。この組織変化を伴うはく離は、はく離部断面の組織変化部がエッチング後に白く見えることから、白色組織はく離やWhite etching crackと呼ばれている。風車のギヤボックス用軸受の信頼性を向上させるために

は、この白色組織はく離のメカニズムを解明することが重要である。

転がり軸受のはく離は、一般的には内部起点型はく離と表面起点型はく離に分類される。内部起点型はく離とは、鋼中の非金属介在物を起点に起こるはく離であり、表面起点型はく離とは、潤滑状態が悪い場合や潤滑油中に異物が混入した場合に表面を起点として起

* 日本精工株式会社

こるはく離である²⁾。しかしながら、近年様々なアプリケーションで散見される白色組織はく離は、上述した内部起点型はく離や表面起点型はく離とは異なる形態のはく離である。例えば、自動車の電装補機用軸受では、**図 1**に示すような白色組織はく離が起こることが知られている³⁾。この自動車の電装補機用軸受の白色組織はく離については、これまで多くの破損メカニズムや対策技術の研究が行われてきた。白色組織はく離は、潤滑油またはグリースの分解や、潤滑油中の水分によって発生する水素によって引き起こされると言われており、この現象には水素脆性が関与していると推測されている⁴⁾⁻¹¹⁾。

破損した風車のギヤボックス用軸受では、アキシャルクラックも観察されている¹²⁾。このアキシャルクラックは、他のアプリケーションではあまり見られない特殊な破損形態である。アキシャルクラック周辺には、白色組織はく離で見られるのと同様の組織変化が観察される場合があるが、白色組織はく離とアキシャルクラックが同様のメカニズムで起きているのかは明らかになっていない。本研究では、白色組織はく離やアキシャルクラックを再現するために、水素チャージした試験片を用いた転動疲労試験を実施した。そして、水素が原因であると推測する観点から、軸受使用中の影響因子の考察や、軸受寿命に及ぼす材料の影響の調査を行った。

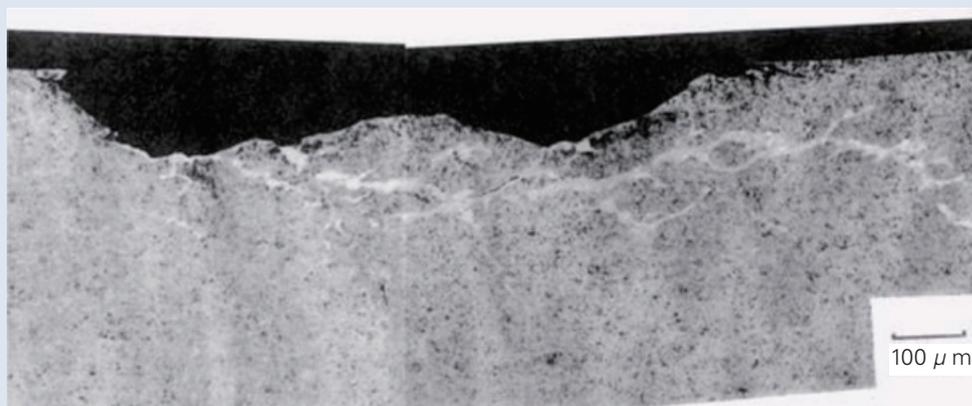


図 1 電装補機用軸受における白色組織はく離の断面写真の例³⁾

Fig. 1 An Example of the cross section of white structure flaking in an automotive electrical accessory bearing³⁾

2. 破損した風車のギヤボックス用軸受の観察結果

破損した風車のギヤボックス用軸受では、主に白色組織はく離とアキシャルクラックの2種類の破損形態が観察された。

図2に、風車のギヤボックス内の高速軸に使用されていて破損した円すいころ軸受の観察結果を示す。図2(a)に示すように、軌道面表面に小さなはく離が観察された。図2(b)は、図2(a)の点線位置の断面写真であり、はく離部断面には白色組織と呼ばれる組

織変化が観察された。自動車の電装補機用軸受には小形の玉軸受が、風車のギヤボックス用軸受には大形のころ軸受が使用されており、軸受形式やサイズが全く異なるにも関わらず、図1と図2(b)を比較すると、はく離形態が非常によく似ていた。図2(c)に、図2(a)、2(b)と同じ軸受のはく離していない場所の断面写真を示す。はく離が起きる前の状態でも、断面には白色組織が観察された。したがって、この風車のギヤボックス用軸受は、白色組織を起点としてはく離していると推測される。

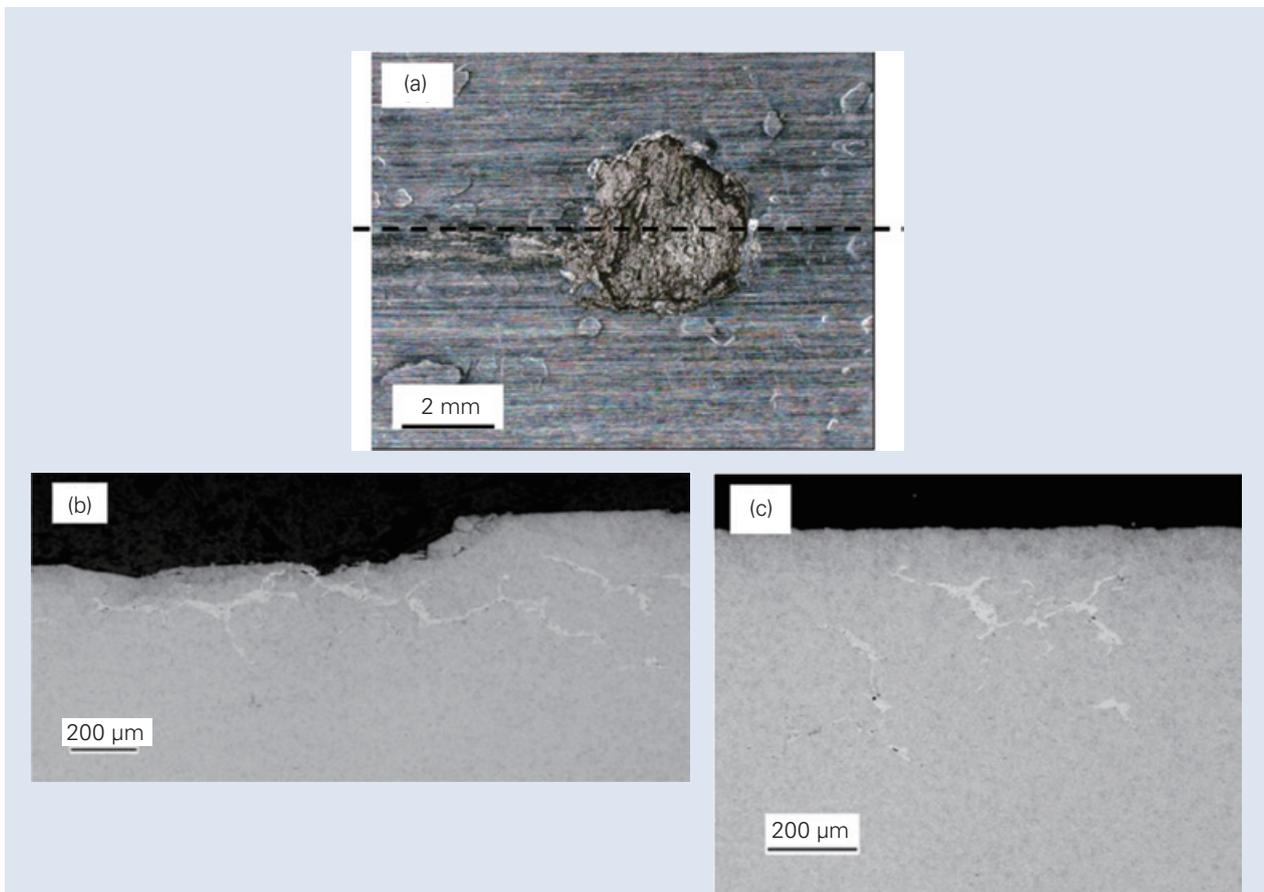


図2 白色組織により破損した軸受の軌道面表面と断面の写真

- (a) はく離部の軌道面表面
- (b) 図2(a)の点線位置の断面
- (c) 未はく離部の断面

Fig. 2 The raceway and the cross section of a failed bearing with white structure

- (a) Raceway surface of flaking area
- (b) Cross section of the dotted line in Fig.2 (a)
- (c) Cross section of no flaking area

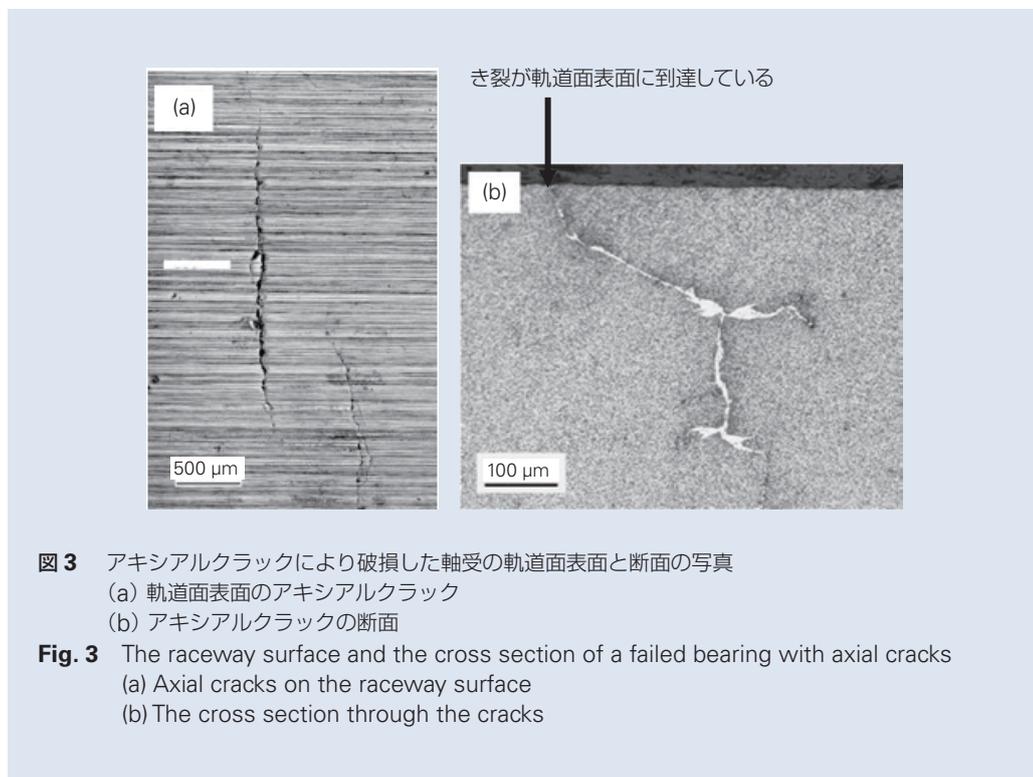
図3に、他の風車のギヤボックス内の高速軸に使用されていて破損した円筒ころ軸受の観察結果を示す。内輪の軌道面には、アキシアル方向に10 mm以上ある大きなクラックと、たくさんの1～3 mm程度の小さなクラックが観察された。図3(a)に、観察されたアキシアルクラックのうちの小さなクラック2本を示す。小さいクラックは、き裂進展の初期段階のように見える。小さいクラックの方が大きいクラックよりもき裂の発起点の場所を見つけ易いため、小さなアキシアルクラックで断面観察を行った。図3(b)に、小さなアキシアルクラックの断面写真を示す。白色組織が観察されており、その白色組織に沿ってき裂が進展して軌道面表面に到達しているように見える。

3. 白色組織はく離やアキシアルクラックを再現するための転動疲労試験

破損メカニズムを解明するため、および、最適な対策を見つけるためには、軸受の破損形態を再現することが重要である。本研究では、白色組織はく離やアキシアルクラックを再現するために、水素を利用した2種類の転動疲労寿命試験を実施した。

3.1 白色組織はく離を再現するための試験方法と試験結果

転動疲労寿命試験では、軸受鋼 JIS-SUJ2 (SAE52100, DIN-100Cr6) 製の直径 65 mm, 厚さ 6 mm の円



板型試験片を使用した。この試験片は、焼入れ焼戻し処理を行い硬さ 740 HV とした後に研削加工を行い、最後に表面にラップ加工を行うことで作製した。50 °C のチオシアン酸アンモニウム水溶液 (NH₄SCN) の中に 24 h 浸漬することによって、試験片に水素をチャージした後、すぐに図 4 に示すようなスラスト型の転動疲労寿命試験機に組み込んだ¹¹⁾。上レースには 51305 スラスト軸受のリングを、下レースには上述した円板型試験片を用いている。黄銅製の保持器を使用して、直径 9.525 mm の転動体を 6 球使用している。潤滑油は ISO-VG68 を使用している。試験条件は、最大面圧 3.8 GPa で、回転速度は 1 000 rpm とした。

図 5 に、水素チャージした試験片の寿命試験結果を示す。未チャージの試験片は打ち切りとなったのに対して、水素チャージした試験片は短寿命ではく離が起きた。図 6 (a) に、水素チャージした試験片のはく離部の断面組織写真を示す。はく離部周辺に白色組織が観察された。また図 6 (b) に示すように、はく離部以外の断面でも白色組織が観察された。つまり、内部に形成された白色組織を起点としてはく離が起きていると推測される。一方、打ち切りとなった未チャージの試験片には、白色組織は観察されなかった。これらの結果から、水素が白色組織の形成を引き起こして、寿命を低下させていると推測される。また、この水素チャージした試験片の寿命試験で観察された白色組織は、風車のギヤボックス用軸受や自動車の電装補機用軸受で観察された組織変化と同じ様相であった。

水素が塑性変形の局在化を助長する現象は、HELP (Hydrogen Enhances Localized Plasticity) 説として報告されている¹³⁾。転動疲労過程においても同様の現象が起これ、繰り返しの塑性変形と水素の相互作用により局所的に組織変化した結果が白色組織であると推測される¹¹⁾。

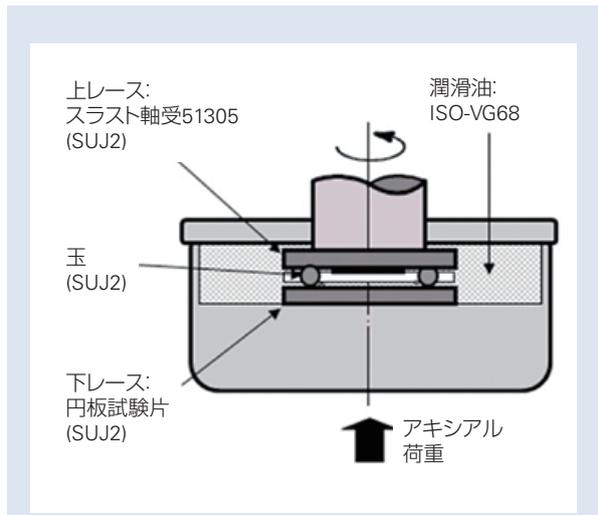


図 4 スラスト型の転動疲労寿命試験機の概略図¹¹⁾
 Fig. 4 Schematic of the thrust type rolling contact fatigue test machine¹¹⁾

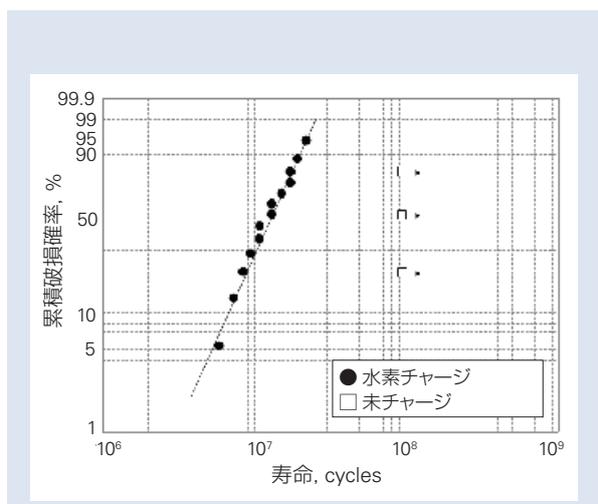


図 5 スラスト型の転動疲労寿命試験の結果
 Fig. 5 The results of thrust type rolling contact fatigue tests

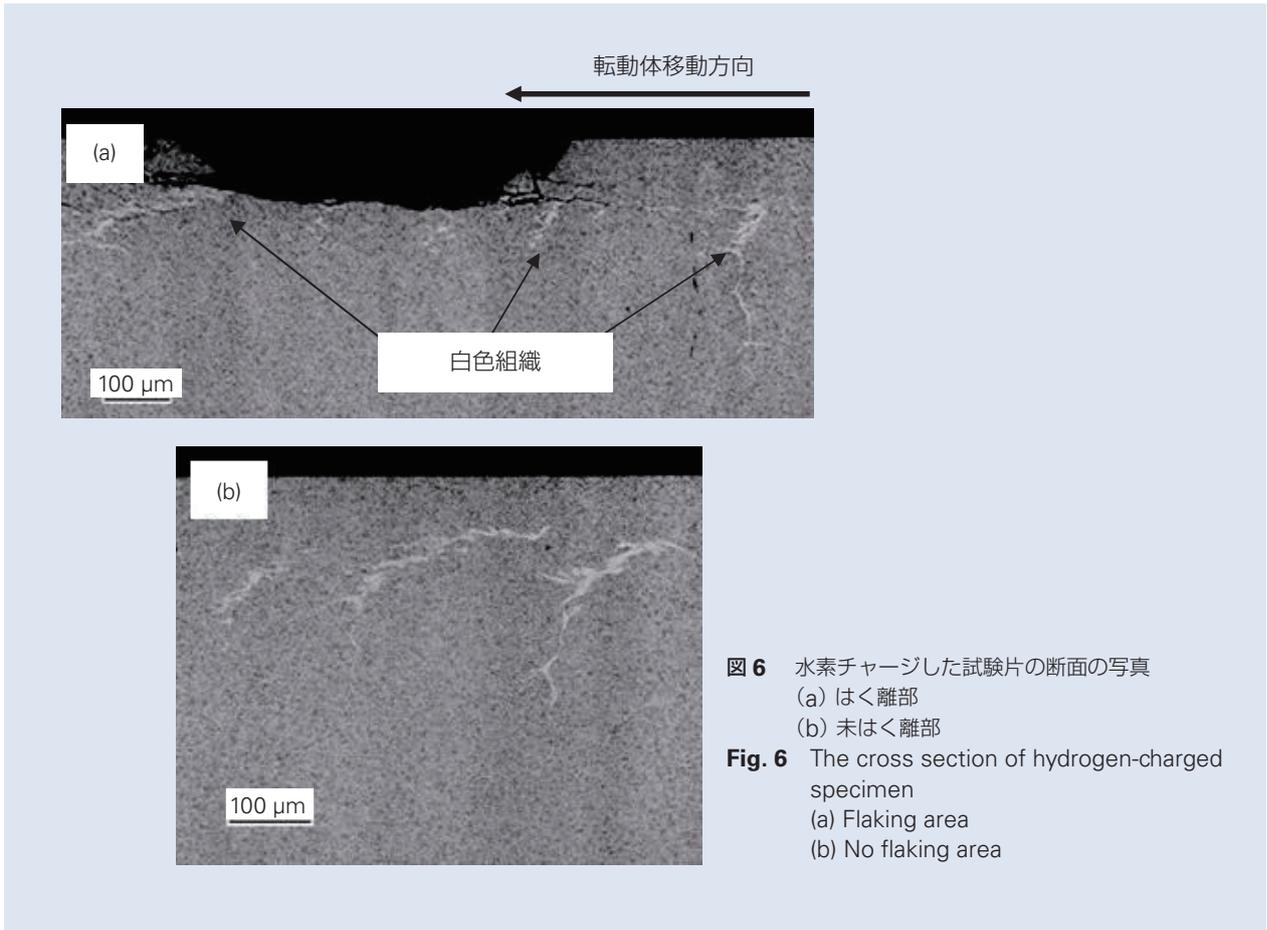


図6 水素チャージした試験片の断面の写真
(a) はく離部
(b) 未はく離部

Fig. 6 The cross section of hydrogen-charged specimen
(a) Flaking area
(b) No flaking area

3.2 アクシアルクラックを再現するための試験方法と試験結果

風車のギヤボックス用軸受では円筒ころ軸受が多く使用されていることや、玉軸受では白色組織はく離は起きるがアクシアルクラックは確認されていないことから、円筒ころ軸受による再現試験を実施した。転動疲労寿命試験では、軸受鋼 SUJ2 (SAE52100, DIN-100Cr6)製の名番：N308の円筒ころ軸受(内径40 mm, 外径90 mm)を使用した。外輪のみ前述した方法で水素チャージを行った後(内輪ところは未チャージ)、図7に示すラジアル型の軸受試験機に組み込んだ。外輪に水素チャージした理由は、通常内輪よりも外輪の方が使用中の温度が低いいため、外輪の方が試験中に水素が軸受外に抜けにくいからである。潤滑油はISO-VG150を使用した。試験条件は、最大面圧2.1 GPaで、回転速度は3 000 rpmとした。

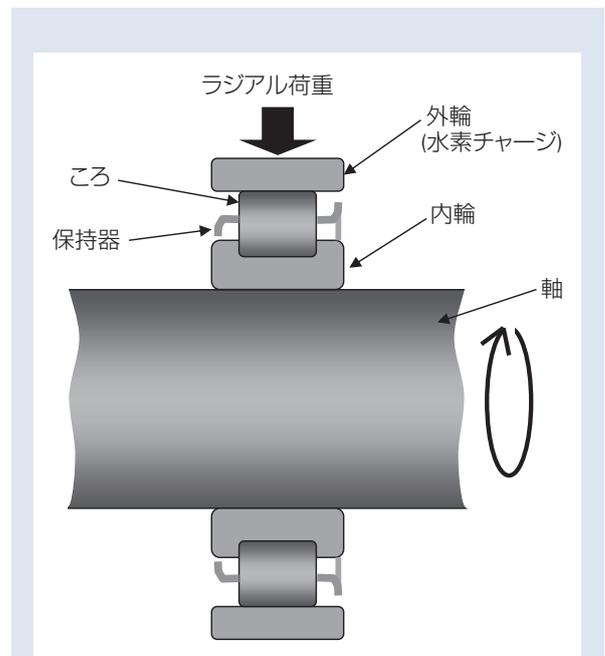


図7 ラジアル型の軸受試験機の概略図

Fig. 7 A schematic of radial type bearing test machine

水素チャージした軸受は、280 時間で振動を検知したため試験を停止した。一方、未チャージの軸受は1 000 時間以上でも破損の兆候は見られず試験打ち切りとなった。図 8 に、水素チャージした外輪の試験後の軌道面表面を示す。大きなクラックが1 本と、小さなクラック2 本が観察された。これらのクラックは、アキシアル方向に直線的に伸びており、風車のギヤボックスで破損した軸受で観察されるアキシアルクラックと似ていた。図 9 (a) に、図 8 (a) の場所 2 のクラックの断面写真を示す。大きなアキシアルクラックは深さ方向に進展していた。図 9 (b) は、図 9 (a) の大きなアキシアルクラックの左側(場所 1)の拡大図であり、白色組織が観察された。図 9 (c) は、図 9 (a) の場所 2 の拡大図であり、また図 8 (c) の小さなアキシアルクラックの断面でもある。小さなアキシアルクラックは、内部で白色組織につながっているのがわかる。つまり、図 9 (b) のように、まず最初に内部に白色組織が形成して、その後、図 9 (c) のように、白色組織を起点として発生したき裂が軌道面表面へと進展し、最終的に図 8 (a) と図 9 (a) で示すように、アキシアル方向や深さ方向へき裂が進展したと推測される。図 9 (d) に、図 8 (b) の小さなアキシアルクラックの断面写真を示す。この場所でも白色組織が観察され、白色組織を起点として発生したき裂が軌道面表面へと進展しているように見える。一方で、大きなアキシアルクラックの断面には白色組織は観察されなかった。この理由は、大きなアキシアルクラックの起点も白色組織であると推測されるが、き裂が大きいため起点位置を正確に断面観察することが難しかったためだと考えられる。

アキシアルクラックの破損形態は、風車のギヤボックス以外の他のアプリケーションではめったに見られていないが、水素チャージしたリングを用いて寿命試験を行うことで再現することができた。この試験方法はとてもシンプルであり、他の因子の影響は小さいため、風車のギヤボックス用軸受で見られたアキシアルクラックは水素が原因であると推測される。水素によって形成される白色組織の形状はランダムであるため、白色組織に沿って発生したき裂は様々な方向に進展することが可能である。図 10 に示すように、き裂が、主に転動体移動方向と水平方向に進展すると最終的にはく離になり、転動体移動方向と垂直方向に進展するとアキシアルクラックになると推測される。

4. 白色組織はく離の発生に及ぼす使用条件の影響

白色組織はく離およびアキシアルクラックの再現試験結果から、風車のギヤボックスにおける軸受の破損は、水素が原因である可能性が高い。そこで、水素の発生や軸受鋼中への侵入の原因を知ることは重要である。しかし、風車のギヤボックス用軸受における水素の発生や軸受鋼中への侵入の直接的な証拠は示されていない。水素が潤滑剤の分解で発生することや、潤滑剤の種類や潤滑剤中の水分、すべり、振動、電気によって水素の発生が加速されることが報告されている^{3)-9), 14)}。これら従来の研究は、主に自動車用軸受向けに行ったものであるが、風車のギヤボックス用軸受でも基本的には共通の影響因子が作用していると考えられる。

4.1 潤滑剤の影響

金属接触によって形成した金属新生面との化学反応によって潤滑剤が分解して、それによって水素が発生することが報告されている^{4)-9), 14)}。添加剤によっては寿命が低下する場合や向上する場合が報告されており、白色組織はく離寿命は潤滑剤に含まれる添加剤によって影響される^{4), 5), 8), 9), 14)}。寿命が向上する場合は、トライボケミカル反応によって形成した酸化膜によるものである可能性が高い。添加剤の作用により金属新生面の上に酸化膜を形成することで、軌道面表面を化学的に安定な状態に保持していると推測される。

4.2 すべりと振動の影響

リングー転動体間のすべりや軸受の振動は、局所的な金属接触を起こして金属新生面を露出させる原因となる。自動車用玉軸受での研究では、接触面圧が最大となる軌道面の溝底では白色組織はく離は起きず、その代わりにすべりが大きい軌道面の肩に近い場所ではく離することが報告されている^{6), 7), 9)}。風車のギヤボックスで通常使用されている円筒ころ軸受や円すいころ軸受においては、リングー転動体間のすべりは比較的小さい。しかしながら、回転軸の急加減速が起きた場合は、大きなすべりが起きる可能性もある。

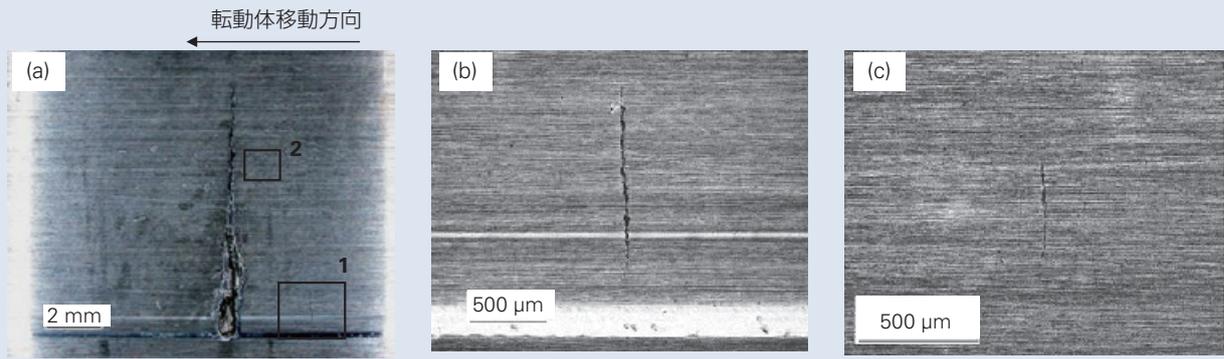


図 8 水素チャージした外輪の軌道面表面の写真
 (a) 大きなアキシャルクラック
 (b) 図 8 (a)の場所 1 の拡大図
 (c) 図 8 (a)の場所 2 の拡大図

Fig. 8 The raceway surface of the hydrogen-charged outer ring
 (a) Large axial crack
 (b) Magnification of position 1 in Fig. 8 (a)
 (c) Magnification of position 2 in Fig. 8 (a)

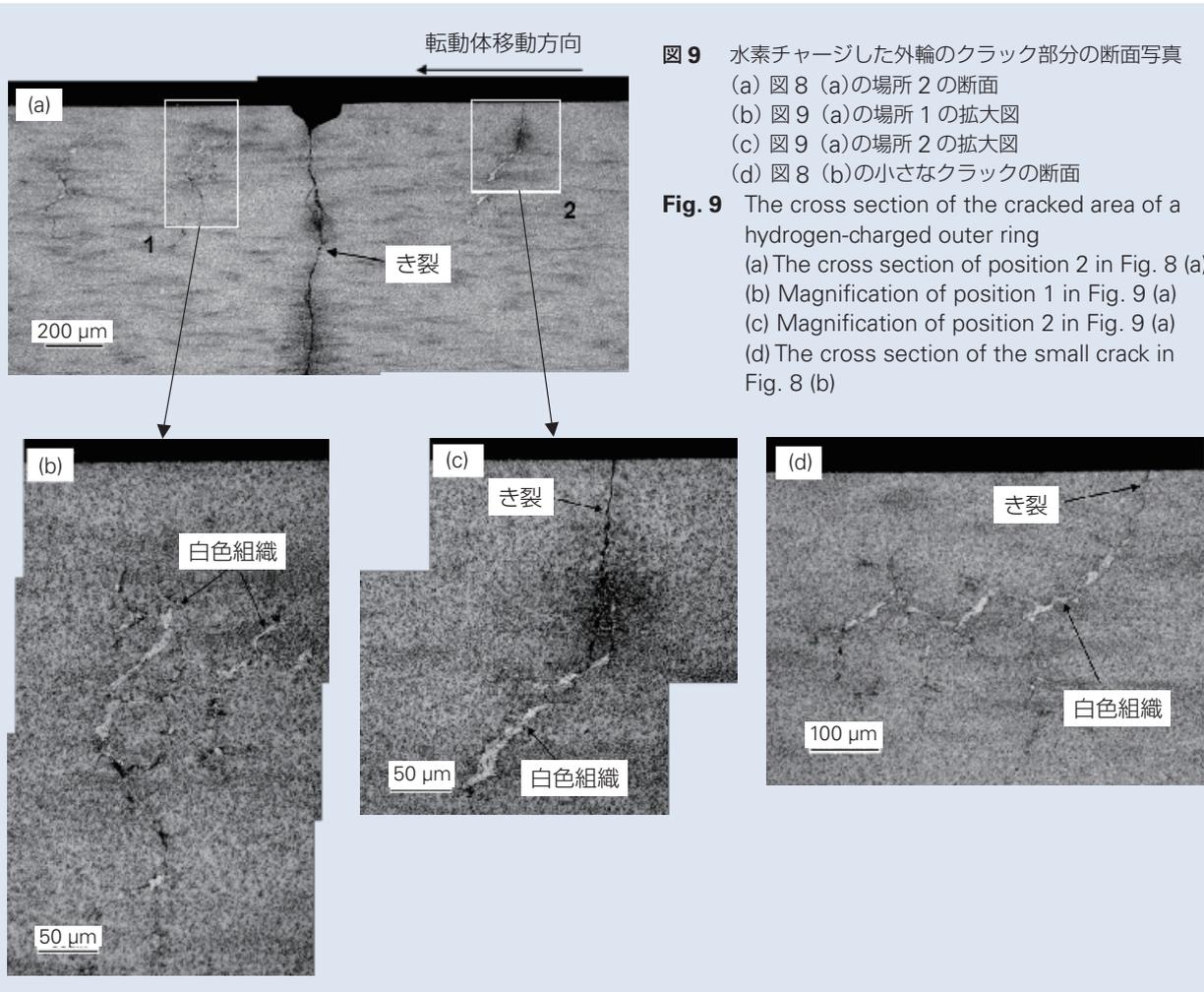


図 9 水素チャージした外輪のクラック部分の断面写真
 (a) 図 8 (a)の場所 2 の断面
 (b) 図 9 (a)の場所 1 の拡大図
 (c) 図 9 (a)の場所 2 の拡大図
 (d) 図 8 (b)の小さなクラックの断面

Fig. 9 The cross section of the cracked area of a hydrogen-charged outer ring
 (a) The cross section of position 2 in Fig. 8 (a)
 (b) Magnification of position 1 in Fig. 9 (a)
 (c) Magnification of position 2 in Fig. 9 (a)
 (d) The cross section of the small crack in Fig. 8 (b)

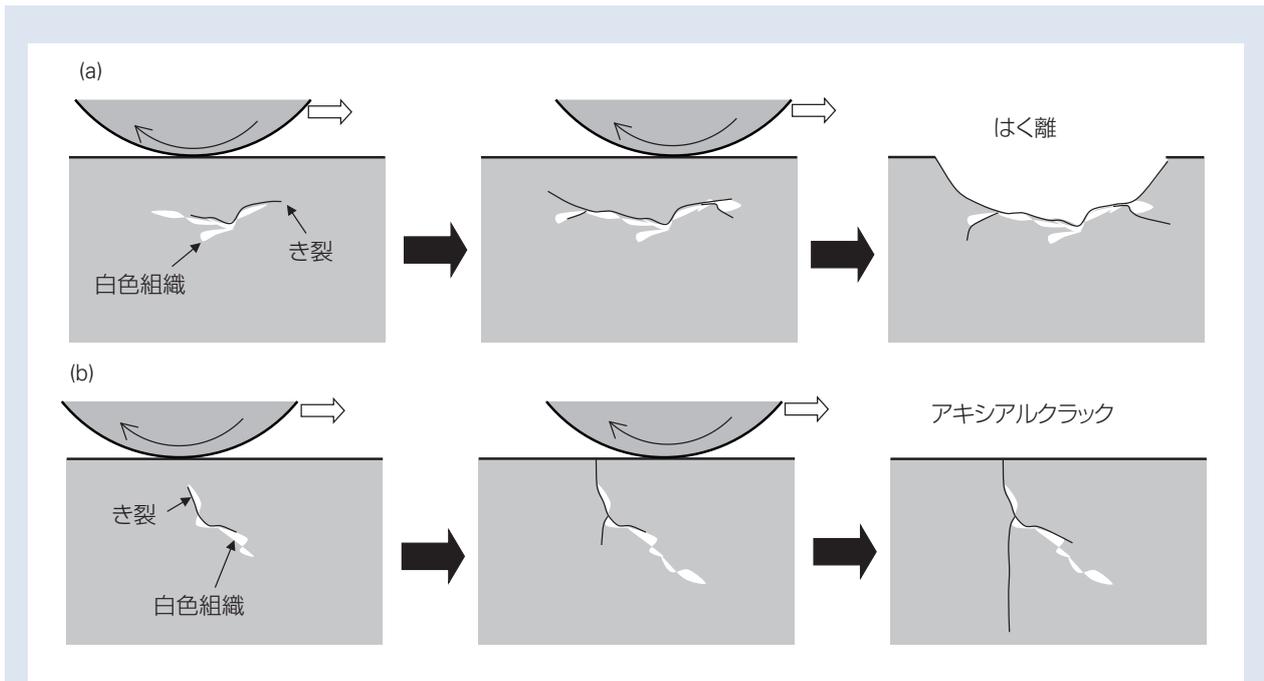


図 10 白色組織はく離とアキシャルクラックの破損過程のイメージ図
 (a) はく離の場合
 (b) アキシャルクラックの場合

Fig. 10 Schematics of the failure process of white structure flaking and axial cracking
 (a) The case of flaking
 (b) The case of axial cracking

4.3 電気の影響

白色組織の問題は、自動車の電装補機用軸受で最初に知られるようになった。プーリーとゴム製の駆動ベルトの間で発生した静電気が、水素発生の原因であると考えられている。セラミック玉や絶縁プーリーによって電気を遮断することで、白色組織はく離が抑制されるという報告がある⁸⁾。また、静電気を除去して放電を防ぐために、ナノカーボン粒子を含んだ導電性グリースが効果的であるということも報告されている⁸⁾。風車の発電機で使用されている転がり軸受では、電食が発生する場合がある¹⁾。発電機から漏れた電流がギヤボックス内の軸受に影響を与えている可能性も考えられる。

5. 白色組織はく離に及ぼす材料の影響

前述したように、風車のギヤボックス用軸受の破損には、水素が関係している可能性が高い。水素発生の防止や、軸受鋼中へ水素侵入の抑制は、白色組織はく離の対策として非常に効果的である。しかしながら、風車のギヤボックスにおいて白色組織はく離を引き起こす使用条件は、完全には解明されていない。そこで、別の対策方法として、水素に強い材料への改良がある。

5.1 鋼の合金成分の影響

図 11 に、図 4 に示したスラスト型の転動疲労寿命試験機と同様の方法で水素チャージした円板型試験片を用いた寿命試験結果を示す。試験片には、軸受鋼 SUJ2 (SAE52100, DIN-100Cr6) と試作鋼 A, B, C の 4 種類の鋼を使用した。試作鋼 A は Mn を増加させた鋼、試作鋼 B は Si を増加させた鋼、試作鋼 C は Cr を増加させた鋼と、それぞれ合金成分が異なる。試作鋼 A, B, C の寿命は、SUJ2 よりも向上していた。

この結果は、鋼の合金成分を改良することによって、白色組織はく離寿命を向上させることができることを示している。鋼の合金成分を改良することによって、白色組織の形成が遅れたため寿命が向上したと推測される。

5.2 熱処理の影響

図 12 に、同様の方法で水素チャージした円板型試験片を用いた寿命試験結果を示す。同じ合金成分の鋼 (SUJ2) を用いて、異なる熱処理を施した 2 種類の試験片で試験を実施した。1 つはずぶ焼きの試験片で、もう 1 つは浸炭窒化処理した試験片である。浸炭窒化処理した試験片の寿命は、ずぶ焼きの試験片よりも長くなった。浸炭窒化処理によって形成された表面付近の圧縮残留応力と残留オーステナイト量の増加が、白色組織はく離寿命の向上に影響したと推測される。圧縮残留応力は、白色組織から発生したき裂の進展を遅らせることができるので、き裂発生からはく離に至るまでの時間を長くすることができる。また、オーステナイト組織はマルテンサイト組織よりも水素の拡散係数が低い¹⁵⁾ ため、残留オーステナイトは材料内部のせん断応力が高い位置への水素の濃化を遅らせることができる。

これらの結果から、最適な合金成分と熱処理条件の組み合わせによって、白色組織はく離に対して長寿命な軸受を得ることが可能であることが示唆される。

6. まとめ

破損した風車のギヤボックス用軸受の調査結果、その破損形態を再現するための転動疲労寿命試験の結果、およびはく離寿命に及ぼす材料の影響についての評価から、下記の結論が得られた。

- (1) 風車のギヤボックス用軸受の破損形態は、主に軌道面における白色組織はく離とアキシャルクラックに分類された。どちらの破損形態でも、白色組織と呼ばれる組織変化が関与していた。
- (2) 白色組織はく離とアキシャルクラックは、水素チャージした試験片を用いた転動疲労寿命試験で再現することができた。また、アキシャルクラックは、白色組織を起点として起きているように見えた。そのため、風車のギヤボックス用軸受のどちらの破損形態も、水素が原因であると推測される。

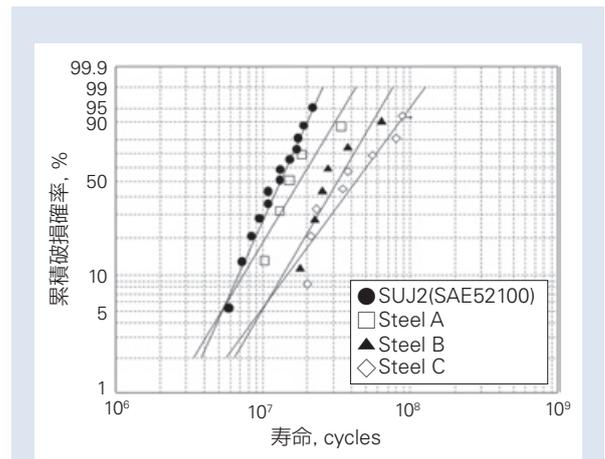


図 11 鋼の合金成分が白色組織はく離寿命に及ぼす影響
Fig. 11 The effect of the chemical composition of steel on white structure flaking life

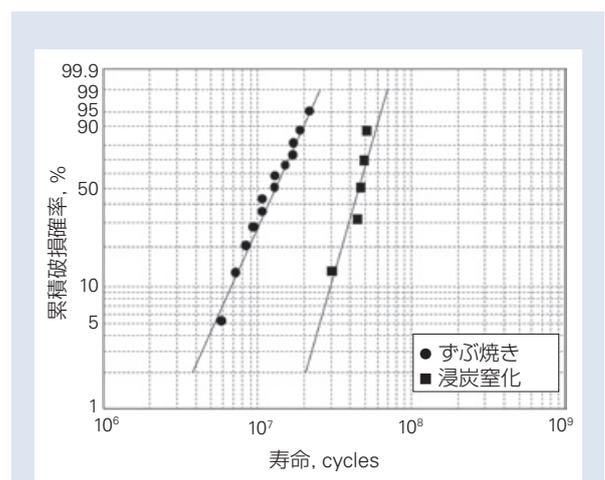


図 12 熱処理が白色組織はく離寿命に及ぼす影響
Fig. 12 The effect of heat treatment on the white structure flaking life

- (3) 潤滑剤中の添加剤や、すべり、振動、電気が、潤滑剤の分解による水素の発生を引き起こす。しかしながら、これらについて、風車のギヤボックス用軸受における直接的な証拠はない。
- (4) 鋼の合金成分を改良することによって、白色組織はく離寿命を向上させることができる。適切な合金元素の添加が、組織変化の進行を遅らせたためだと推測される。浸炭窒化処理も白色組織はく離寿命の向上に効果がある。表面付近の圧縮残留応力がき裂の進展を遅らせて、また残留オーステナイト量の増加がせん断応力の高い位置での水素の濃化を遅らせるためだと推測される。

参考文献

- 1) M. H. Evans, "White structure flaking (WFS) in wind turbine gearbox bearings: effects of butterflies and white etching cracks (WECs)", *Material Science and Technology*, 28-1 (2012) 3-22.
- 2) K. Furumura, Y. Murakami and T. Abe, "The Development of Bearing Steels for Long Life Rolling Bearings under Clean Lubrication and Contaminated Lubrication", *Proceedings of 4th International Symposium on Bearing Steels, San Diego, Creative Use of Bearing Steels, ASTM STP 1195 (1993) 199-210.*
- 3) Y. Murakami etc., "Long Life Bearings for Automotive Alternator Applications", *SAE Technical Paper Series, 950944 (1995) 1-14.*
- 4) M. Kohara, T. Kawamura and M. Egami, "Study on Mechanism of Hydrogen Generation from Lubricants", *Tribology Transactions*, 49 (2006) 53-60.
- 5) K. Tamada and H. Tanaka, "Occurrence of Brittle Flaking on Bearings Used for Automotive Electrical Instruments and Auxiliary Devices", *Wear*, 199 (1996) 245-252.
- 6) N. Kino and K. Otani, "The Influence of Hydrogen on Rolling Contact Fatigue Life and Its Improvement", *JSAE Review*, 24 (2003) 289-294.
- 7) S. Fujita, N. Mitamura and Y. Murakami, "Research of New Factors Affecting Rolling Contact Fatigue Life", *Proceedings of WTC 2005, Washington- 63400 (2005).*
- 8) K. Iso, A. Yokouchi and H. Takemura, "Research Work for Clarifying the Mechanism of White Structure Flaking and Extending the Life of Bearings", *SAE Technical Paper Series, 2005-01-1868 (2005) 1-11.*
- 9) S. Tanaka, "Pulley Support Bearings for Push-Belt CVTs", *NSK Technical Journal Motion & Control*, 19 (2006) 13-19.
- 10) S. Fujita, H. Uchida and S. Tanaka, "Long-Life Materials Countering White Structure Flaking", *NSK Technical Journal Motion & Control*, 19 (2006) 20-26.
- 11) H. Uyama, H. Yamada, H. Hidaka and N. Mitamura, "The Effects of Hydrogen on Microstructural Change and Surface Originated Flaking in Rolling Contact Fatigue", *Tribology Online*, 6-2 (2011) 123-132.
- 12) J. Gegner, "The Bearing Axial Cracks Root Cause Hypothesis of Frictional Surface Crack Initiation and Corrosion Fatigue Driven Crack Growth", *NREL Work Shop, Wind Turbine Tribology Seminar-Broomfield-November-2011.*
- 13) H. K. Birnbaum and P. Sofronis, "Hydrogen Enhanced Localized Plasticity – a Mechanism for Hydrogen Related Fracture", *Materials Science and Engineering*, A176 (1994) 191-202.
- 14) R. Lu, H. Nanao, K. Kobayashi, T. Kubo and S. Mori, "Effect of Lubricant Additives on Tribochemical Decomposition of Hydrocarbon Oil on Nascent Steel Surfaces", *Journal of the Japan Petroleum Institute*, 53-1 (2010) 55-60.
- 15) D. J. Fisher, "Hydrogen Diffusion in Metals", *Scitec Publication, Switzerland (1999).*

新酸化物系セラミック転動体の開発

遠藤 雄一*, 清水 康之*, 植田 光司*



遠藤 雄一



清水 康之

Development of New-Type Oxide Ceramic Ball for Bearing

Y. Endo, Y. Shimizu, K. Ueda



植田 光司

一般社団法人 日本トライボロジー学会の転載承認を得て、ITC, TOKYO2015, Extended Abstract から和訳をして転載。

The rolling contact fatigue life of oxide ceramics such as alumina and zirconia is known to be inferior to silicon nitride, which is used as a standard bearing ceramic material. Therefore, we have developed a new type of oxide ceramic material by creating a composite of alumina and zirconia with rolling contact fatigue properties and toughness equal to silicon nitride.

1. 序論
2. 試験方法
3. 結果と考察
4. 結論

1. 序論

窒化けい素は軸受鋼と同等以上の転がり寿命と耐荷重性能をもつため、一般的な転がり軸受用セラミック材料として使用される。窒化けい素以外の主なセラミックスとしては酸化物系セラミックスがあるが、寿命の信頼性が劣るために、一部の用途に適用が限られている。そこで筆者らは酸化物系セラミックスであるアルミナとジルコニアを複合化することで生産性と機能を実現できる新酸化物系セラミック材料を開発した。本研究では、新酸化物系セラミック材料（複合化アルミナ - ジルコニア球）の転がり疲労特性および靱性について調査したので報告する。

2. 試験方法

転がり疲労特性の評価は、スラスト型寿命試験で実施した。試験軸受はスラスト玉軸受 51305 であり、内外輪は SAE52100 焼入れ焼き戻し材、転動体は供試体としての各種セラミック材料を用いた。供試体として、アルミナ球、ジルコニア球、新酸化物系セラミック球（複合化アルミナ - ジルコニア球）、窒化けい素球を用いた。試験条件は、スラスト荷重 4.4 kN、回転数を $1\,000\text{ min}^{-1}$ 、玉径 $3/8''$ (9.525 mm) の転動体を 3 個、潤滑油を VG68 とし、保持器にはプラスチック製保持器を用いた。なお、寿命試験後の転動体については、SEM（走査電子顕微鏡）を用いて表面の損傷状態を観察した。

* 日本精工株式会社

破壊靱性値について、ASTMF2094-06に準拠し、玉を中心位置で切断し、樹脂埋め込み、鏡面研磨した後、IF法により荷重196 N、保持時間30 sの条件でビッカース圧子を圧入し、各セラミック材料で $n=3$ 測定した。

供試体のき裂進展状態を確認するため、アルミナ球、ジルコニア球、複合化アルミナ-ジルコニア球を1573 K、30 minで大気炉を用いて加熱して結晶粒を現出させた後に、供試体の球表面に荷重196 N、保持時間30 sの条件でビッカース圧子を圧入してき裂を生成させ、その進展状態についてSEMにより観察した。

3. 結果と考察

図1に供試体を組み込んだ軸受の転がり寿命試験結果を示す。

アルミナ球およびジルコニア球を組み込んだ軸受は、窒化けい素球を組み込んだ軸受の L_{10} 寿命の約1/100未満で早期に転動体に損傷が生じた。これに対し、新酸化系セラミック球を組み込んだ軸受は、寿命が延長し、窒化けい素球を組み込んだ軸受と同様に L_{10} 寿命が 1×10^8 cycleに達したため打ち切りとした。各セラミック球の損傷形態を図2に示す。アルミナ

球は、図2(a)に示すような表面からの粒子の脱落の発生を伴った形態であった。ジルコニア球は、図2(b)に示すように、同心円状にき裂が進展したはく離形態を呈した。複合化アルミナ-ジルコニア球および窒化けい素球については、別途高圧条件での転がり寿命試験を行い、転動体が損傷するまで試験継続した。そ

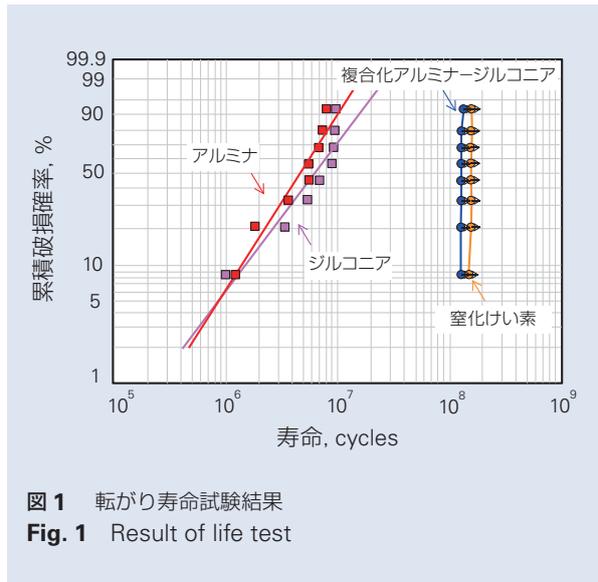


図1 転がり寿命試験結果
Fig. 1 Result of life test

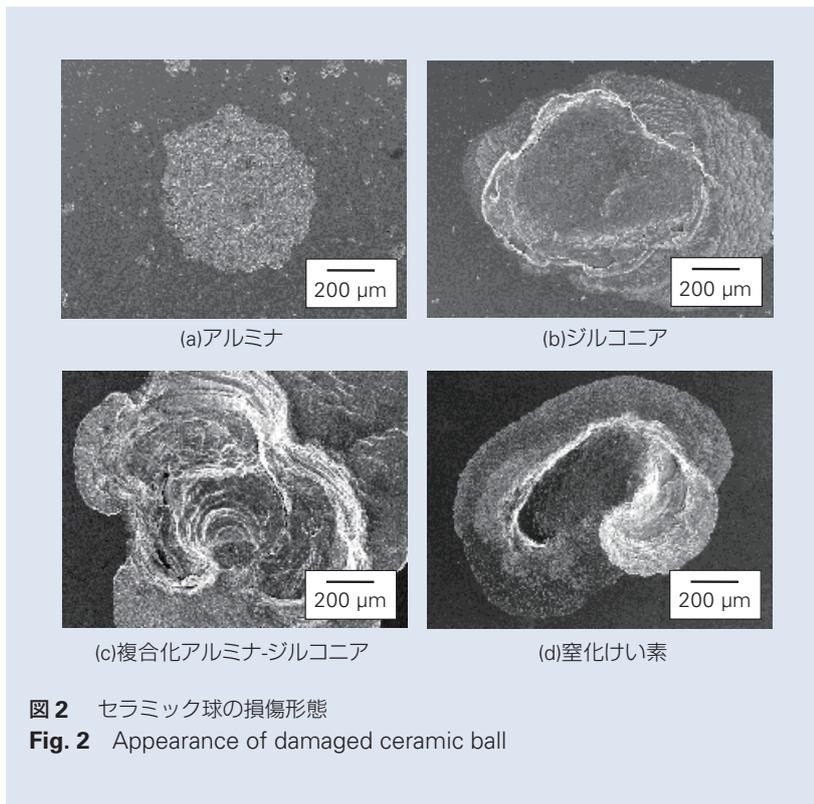


図2 セラミック球の損傷形態
Fig. 2 Appearance of damaged ceramic ball

の結果, 図 2 (c), (d)に示すように, どちらも図 2 (b)のジルコニア球と同様に同心円状にき裂が進展したはく離形態を呈した。

図 2, 表 1 に示したように, 靱性が高い材料ほど損傷形態は同心円状にき裂が進展したはく離形態になる傾向があり, 靱性が損傷形態に影響を与える要因の一つと推定される。靱性は, 結晶粒径にも依存し粒径が微細であれば高い靱性になるという報告がある¹⁾。そこで図 3 に示すように, 結晶粒径およびき裂の進展状態の比較を行った。同じ酸化物系セラミックで比較すると, 図 3(a)のアルミナに対して図 3(b)のジルコニア, 図 3 (c)の複合化アルミナ - ジルコニア球は粒径が小さい。図 3 (a), (b), (c), (d) に示すように, いずれもき裂は結晶粒界を進展している。結晶粒径が微細であるほどき裂が進展する際に通過する結晶粒界の数が多く, 粒界を分断するエネルギーを要するためき裂の進展が抑制され, 靱性が高くなったと推定される²⁾。

複合化アルミナ - ジルコニア球はジルコニアおよび靱性と損傷形態が同等でも, 転がり寿命に明確な差があり, この要因としては内部の欠陥量の違い, および線膨張係数の異なるアルミナ球とジルコニアの複合化により生じる圧縮残留応力の効果があると推定している³⁾。

4. 結論

複合化アルミナ - ジルコニア球の転がり疲労特性, 靱性について調査した結果, 以下の結論が得られた。

1. 複合化アルミナ - ジルコニア球は, 従来のアルミナ球, ジルコニア球より寿命が改善し, 窒化けい素球と同等の寿命を示した。
2. 損傷形態は, 靱性に依存し, アルミナ球は粒子の脱落が発生したのに対し, 高靱性のジルコニア球, 複合化アルミナ - ジルコニア球, 窒化けい素球は, 同心円状にき裂が進展するはく離形態を示した。
3. 靱性は, 結晶粒径に依存し, 粒径が微細なほどき裂が通過する粒界が多く, 進展が抑制され破壊靱性値が高くなっていると推定される。

表 1 セラミック球の破壊靱性値

Table 1 Fracture toughness of ceramic ball

セラミック球	破壊靱性値, MPa·m ^{1/2}
アルミナ	4.0 - 4.3
ジルコニア	6.3 - 6.6
複合化アルミナ - ジルコニア	6.4 - 6.9
窒化けい素	6.5 - 7.2

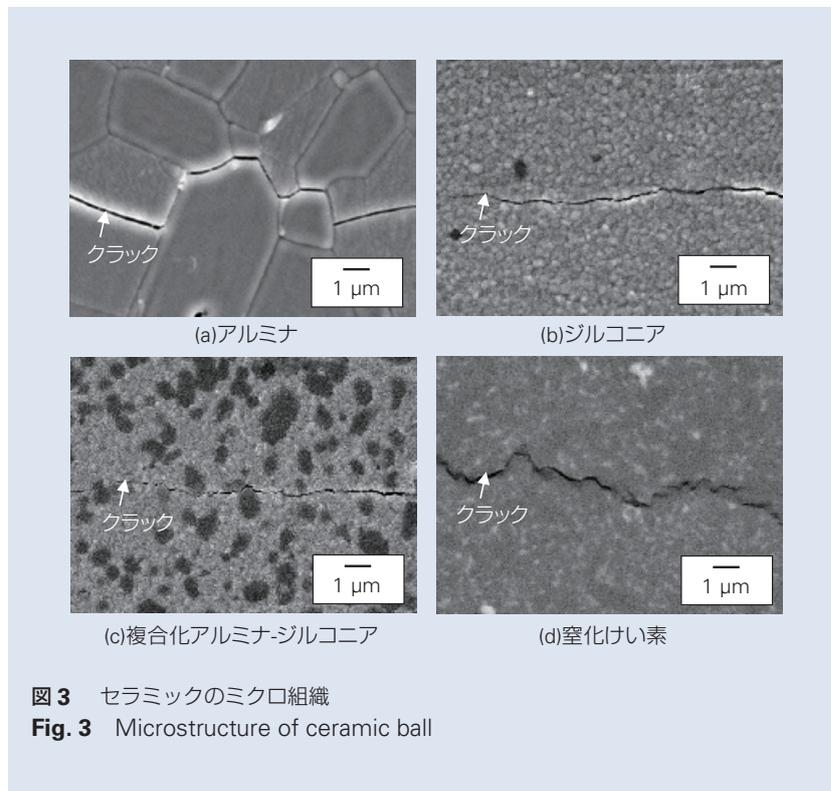


図 3 セラミックのマイクロ組織
Fig. 3 Microstructure of ceramic ball

参考文献

- 1) 林 國郎, 後藤 健一, 西川 友三, “アルミナ多結晶体の破壊靱性の粒径依存性”, 日本セラミックス協会学術論文誌, 99-7 (1992) 620-624.
- 2) 西田 俊彦, 亀山 一郎, “予き裂導入試片を用いた構造用セラミックスの破壊靱性評価(第4報)”, 日本セラミックス協会学術論文誌, 100-3 (1992) 276-281.
- 3) 田中 啓介, 松井 元康, 四方良一, 西川友三, “シリコニア・アルミナ複合セラミックスの3軸残留相応力のX線測定”, 材料, 41-464 (1992) 593-599

湿式摩擦材の気孔分布と摩擦特性の相関性に関する研究

平本 隆之*, 磯 賢一**



平本 隆之

Study of Correlation Between Porosity and Friction Performance of Wet Friction Material

T. Hiramoto, K. Iso



磯 賢一

Wet friction material is used in the clutches of automatic transmissions because of its high porosity and high elasticity. This porosity is significant because it directly influences friction performance and durability. By using X-ray CT, it has become possible to measure the three-dimensional distribution of the pores of the friction material in which has not been obtained heretofore. Further, not only the magnitude of porosity and pore diameter, the three-dimensional distribution was confirmed to be an important factor in terms of the friction properties.

1. 緒言
2. 気孔性の測定方法
 - 2.1 水銀ポロシメーター
 - 2.2 X線CT
3. 実験
 - 3.1 摩擦材
 - 3.2 気孔の測定
 - 3.3 耐久試験
4. 結果と考察
 - 4.1 気孔の分布
 - 4.2 耐久性の評価結果
5. あとがき

1. 緒言

近年、地球規模の環境問題、資源問題から自動車の燃費向上、低エミッション化が重要課題となっており、エンジンからの駆動力を伝える自動車用オートマチックトランスミッション(以下、AT)においては、軽量化、高効率化及び、ドライバビリティ向上のための技術開発が推し進められてきている。ATのクラッチ、ブレーキ部位には、エンジンの駆動力を効率よく動力伝達させるため、湿式摩擦材が使用されている(図1)。また、ATの高効率化、ドライバビリティ向上のため、変速段数の多段化が進められてきている中で、クラッチの係合回数増加や高回転による係合時の発熱量増加に伴

い、湿式摩擦材に要求される耐熱性、耐久性は年々高くなってきている¹⁻³⁾。

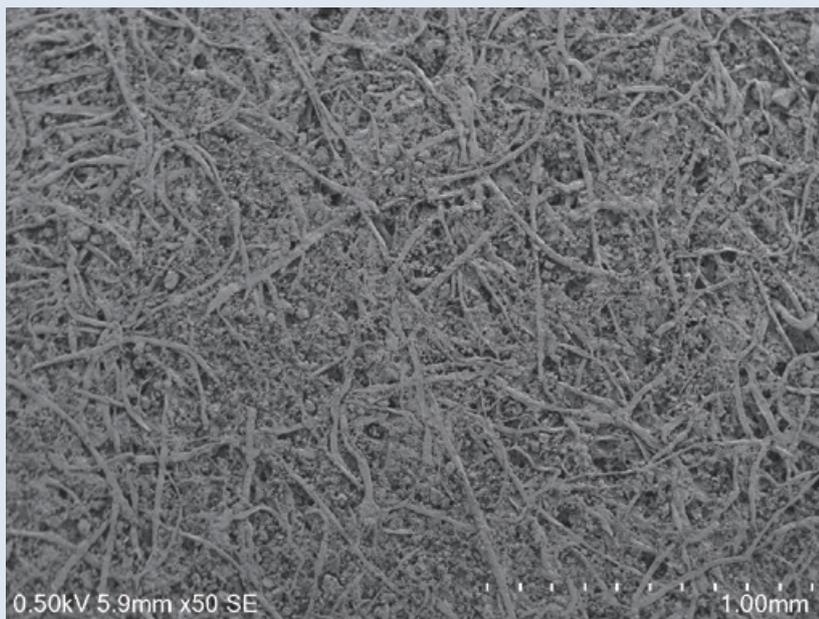
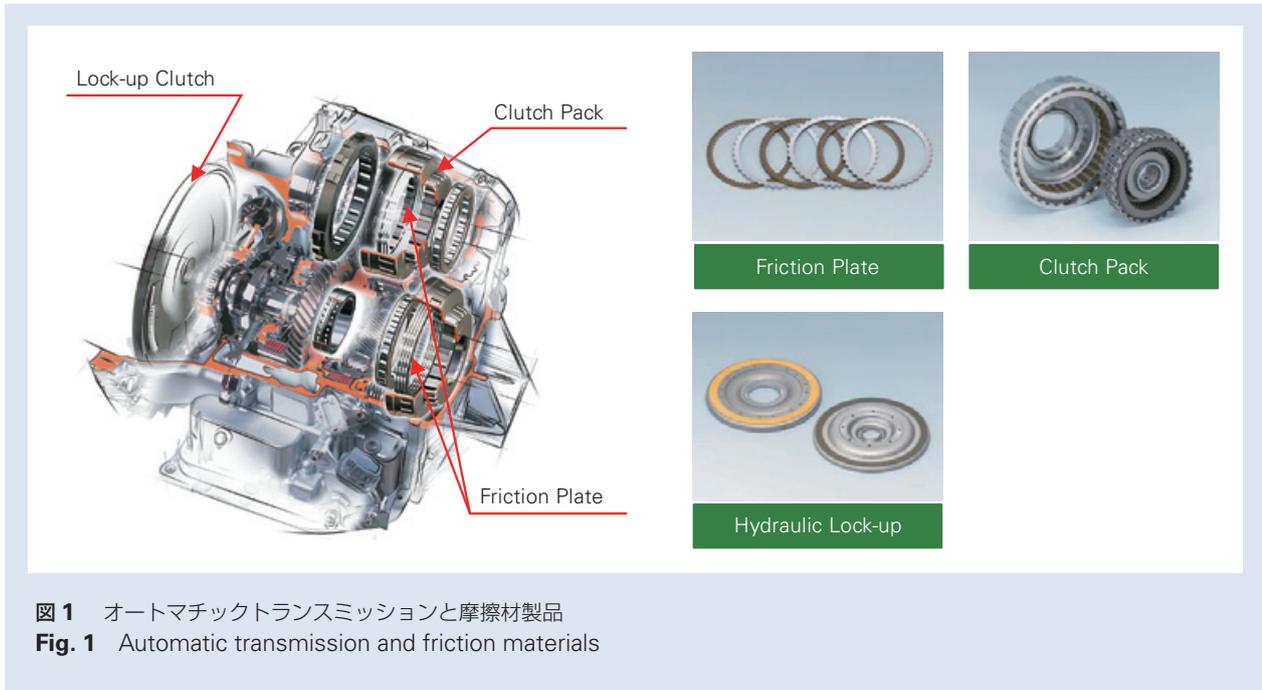
湿式摩擦材は繊維、充填材、摩擦調整剤を抄紙したペーパーを、フェノールのような熱硬化性樹脂で固めて作られ、無数の気孔を有し、弾性に富んだ多孔質弾性体である(図2)。湿式摩擦材は係合、開放時に気孔を通じてオートマチックトランスミッションフルード(以下、ATF)を吸排出する。そのため、摩擦界面に存在する油膜は気孔性に大きく影響を受け、気孔によって摩擦特性が変化する⁴⁾。また、気孔を通じたATFの吸排出は摩擦界面の温度を下げ、蓄熱を防止する効

* NSK ワーナー株式会社 技術本部 材料開発部 (現所属：コア技術研究開発センター 有機機能材料領域)
** コア技術研究開発センター 有機機能材料領域

果があり、摩擦材の気孔性は寿命にも影響を及ぼす。

これまで、摩擦材の気孔性の測定は水銀ポロシメーター（水銀圧入法）によって行われてきた。しかし、水銀ポロシメーターでは、摩擦材全体の気孔率、気孔径しか測定できず、気孔の三次元の分布状況を測定す

ることはできなかった。本報では、X線CTを用いた摩擦材内部構造の観察結果と気孔の三次元分布測定結果を示すとともに、摩擦特性との相関性について報告する。



2. 気孔性の測定方法

2.1 水銀ポロシメーター

水銀ポロシメーターでは気孔径は、Washburn の式により気孔に水銀を圧入する際の圧力と表面張力から求められる。式 1 に Washburn の式を、図 3 に測定の様式図を示す。

$$D = \frac{-4\sigma\cos\theta}{P} \quad (1)$$

D : 気孔の直径

P : 圧力

θ : 接触角

σ : 表面張力

水銀ポロシメーターの測定では圧力による試料変形の恐れや、水銀が侵入する入り口の径を気孔径と計算するつまり、気孔内部が広がっていても、狭まっても入り口の径しか測定できないといった問題点も存在する。

2.2 X線 CT

X線 CT を用いた気孔性解析の流れを図 4 に示す。CT 画像は X 線の透過度に応じたグレースケールにて表現される。X 線を透過し難い繊維や充填材は淡く、空気のように X 線を透過しやすいものは濃い色となる。

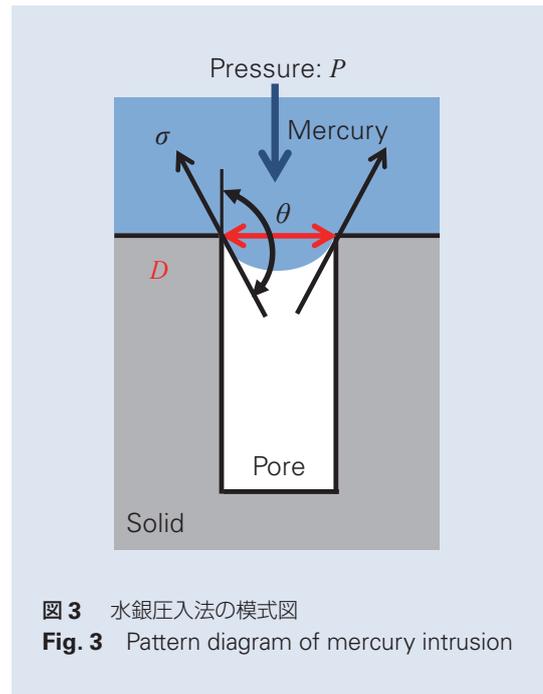


図 3 水銀圧入法の様式図
Fig. 3 Pattern diagram of mercury intrusion

得られた CT 画像は画像処理で 2 値化し、気孔と材料を黒と白の 2 色に分ける。2 値化した画像より気孔率、気孔径を解析する。気孔率は三次元解析で計算を行うが、気孔径は二次元解析で行う。摩擦材中の気孔はお互いに繋がっており、一つの気孔と認識されるため、個々の気孔径は三次元では解析不可能である。

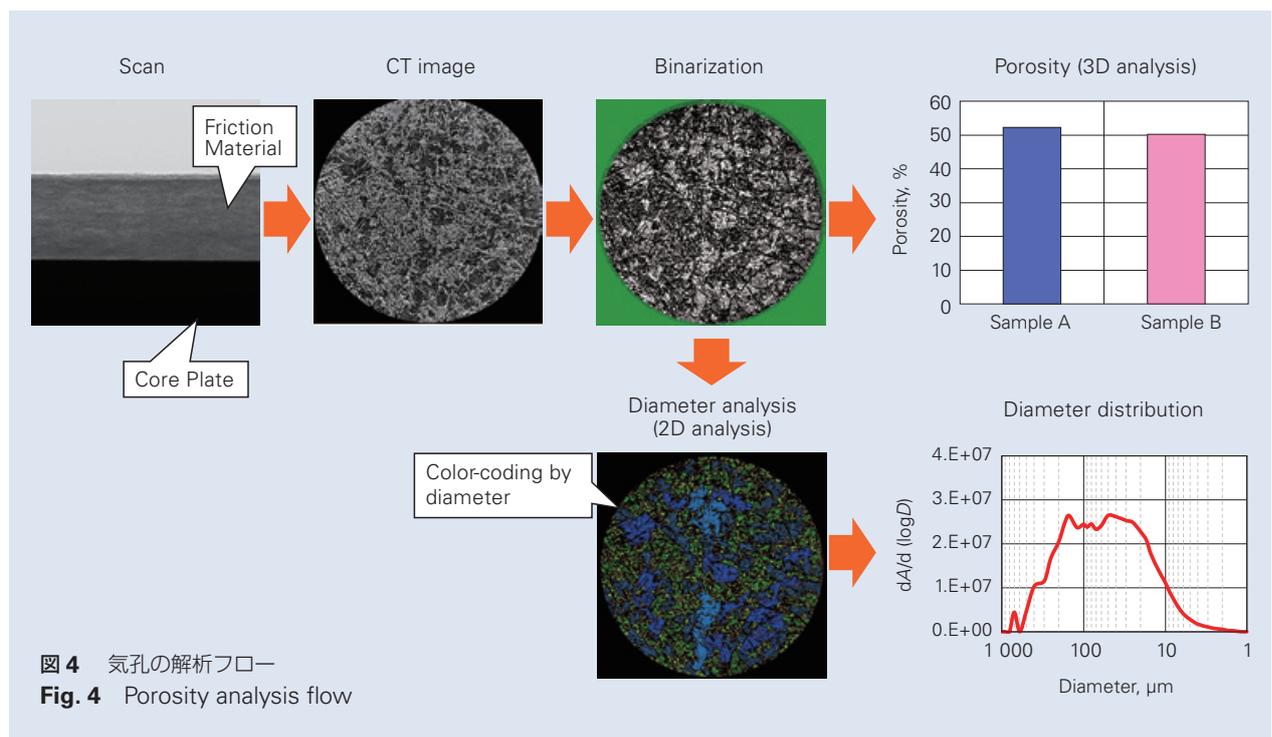


図 4 気孔の解析フロー
Fig. 4 Porosity analysis flow

そこで、気孔径は摩擦材の各断面の CT 画像より解析を実施し、その結果を累積することで計算している。また、X 線 CT では試料変形や気孔の入り口径のみしか測定できないといった問題はない。

3. 実験

3.1 摩擦材

本報では抄紙方法の変更により、異なる気孔性を持った 2 種類の摩擦材を用意した。サンプル A は摩擦材中の気孔率、気孔径が均一な構造である。サンプル B は摩擦材の厚み方向で気孔率、気孔径に差がある不均一な構造になるように抄紙した。気孔性の違いのみを観察するため、各摩擦材の組成は同一にしている。表 1 に各摩擦材の組成と気孔性を示す。

3.2 気孔の測定

各摩擦材を水銀ポロシメーター及び X 線 CT を用いて気孔性評価を行った。X 線 CT での評価では、摩擦材を表層から厚み方向に第 1 層から第 5 層に分けて解析を実施し、気孔の分布状態を測定した。

3.3 耐久試験

各摩擦材の耐久性を評価するため、連続すべり試験機を用いて、摩擦係数の経時変化を測定した。評価条件は、回転数： 400 min^{-1} 、トルク： $77 \text{ N}\cdot\text{m}$ 、流量： 1.0 L/min 、係合時間： 25 sec 、開放時間： 30 sec 、総発熱量： 16850 kJ/cm^2 である。

4. 結果と考察

4.1 気孔の分布

図 5 に水銀ポロシメーターで測定した気孔径分布を示す。サンプル A は気孔径のピークが一つであるのに対して、サンプル B ではピークが二つ存在する。また、サンプル B はサンプル A に対して大きな気孔径を有していることがわかる。

図 6 に各摩擦材の第 1 層（表層）と第 5 層の CT 画像を示す。CT 画像は気孔を明瞭にするため、2 値化処理を実施しており、黒色部分が気孔である。また、図 7 に CT 画像から計算した第 1 層と第 5 層の気孔径分布を示す。サンプル A は第 1 層も第 5 層も気孔径に大きな差は見られない。サンプル B は第 5 層に比べて第 1 層に非常に大きな気孔が観察される。水銀ポロシメーターで測定された大きい径のピークはこの第 1 層の気孔を示していたことがわかる。

表 1 材料組成と気孔性⁵⁾

Table 1 Sample composition and porosity⁵⁾

	Sample A	Sample B
Aramid fiber [mass%]	28.5	28.5
Diatom earth [mass%]	28.5	28.5
Phenol resin [mass%]	45	45
Porosity [vol%]	52.2	50.2
Porosity distribution	uniform	non-uniform

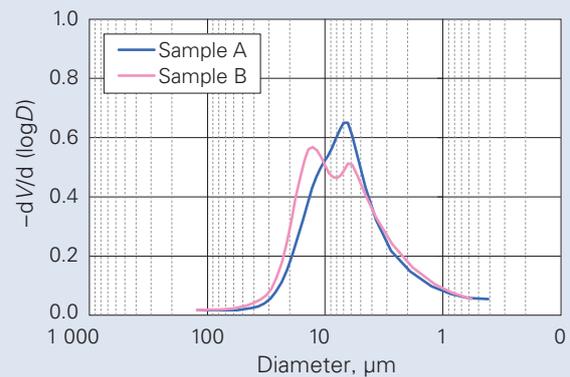
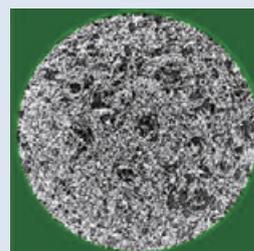
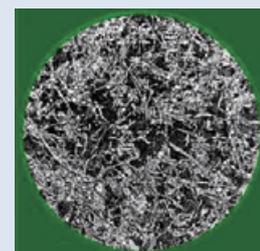


図 5 水銀ポロシメーターでの気孔径分布測定結果⁵⁾

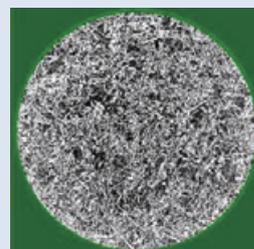
Fig. 5 Pore diameter distribution as measured by mercury porosimeter⁵⁾



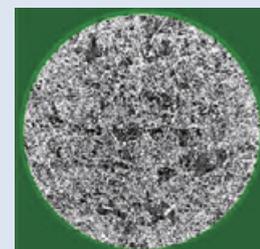
(a) First layer of Sample A



(b) First layer of Sample B



(c) Fifth layer of Sample A



(d) Fifth layer of Sample B

図 6 摩擦材断面の 2 値化画像⁵⁾

Fig. 6 Binary cross-sectional images of samples⁵⁾

図8に各層の気孔率を示す。サンプルAの第1層から第5層まで気孔率の差は約4%であり、均一な気孔率の分布を持っている。それに対してサンプルBの気孔率は第1層から第5層まで差が大きく、不均一な気孔率の分布を持っていることがわかる。特に大きな気孔が観察された第1層は気孔率が高く、第5層との気孔率差は10%にも及ぶ。

水銀ポロシメーターではサンプルBの気孔性はサンプルAに対して大きな気孔を有しているという違いはわからなかった。それに対して、X線CTではサンプルAが気孔径、気孔率ともに均一に分布しているのに対して、サンプルBでは表層に大きな気孔が集中し、気孔率も不均一であることがわかる。このようにX線CTを用いることで、水銀ポロシメーターでは得られなかった摩擦材の詳細な気孔性を観察できた。

4.2 耐久性の評価結果

図9にすべり試験における摩擦係数の経時変化を示す。気孔径、気孔率の分布が均一なサンプルAでは摩擦係数は試験初期では安定しており、中期から後期にかけて摩擦係数が緩やかに低下していく。それに対して気孔径、気孔率が不均一なサンプルBでは、試験初期から摩擦係数は低下し続け、最終的にサンプルAとサンプルBの間には10%以上の摩擦係数の差が生じた。

これまで、気孔径は大きいほうが、使用中にATFから発生するスラッジによる目詰まりの影響を受けにくいと、寿命は長くなると考えられてきた。しかしながら、本実験では気孔径の大きいサンプルBの摩擦係数は早期に低下しており、逆の結果となった。耐久性に違いが生まれた要因として、表層密度の差が考えられる。サンプルBは表層に気孔が集中しており、表層の密度がサンプルAに比べ著しく低下する。そのため、試験初期より圧力によって表層の気孔が閉口することで、早期に摩擦係数が低下したと考えられる。

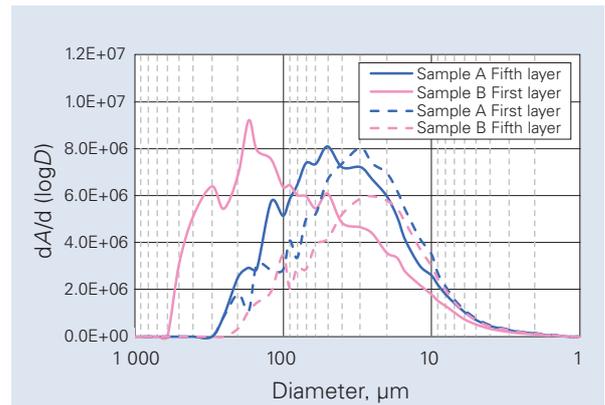


図7 第1層と第5層の気孔径分布
Fig. 7 Distribution of Pore diameters in the first and fifth layers

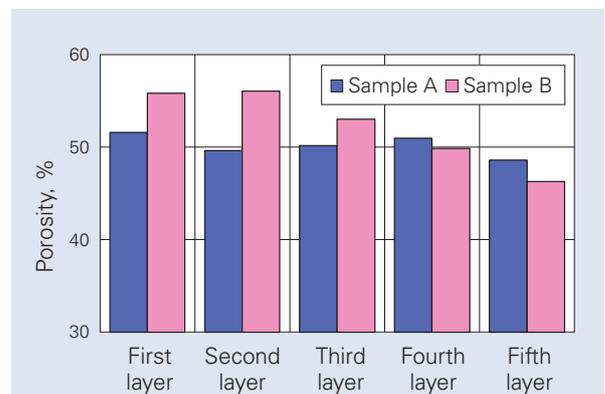


図8 気孔率分布
Fig. 8 Porosity distribution

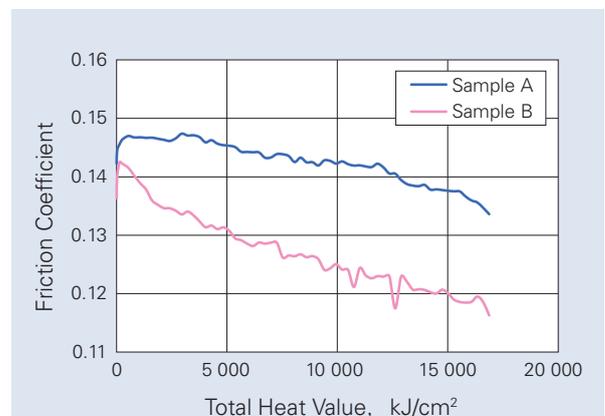


図9 摩擦係数の変化⁵⁾
Fig. 9 Change in friction coefficient⁵⁾

5. あとがき

X線CTを用いることで、これまで得られなかった摩擦材中の気孔の三次元分布を測定することが可能になった。また、気孔径、気孔率の大小だけでなく、三次元分布が摩擦特性を決める上で、重要な要素であることを確認した。

今後、気孔分布と摩擦特性の相関性をさらに解明するとともに、気孔分布を制御する抄紙技術を向上させることでより高性能な摩擦材の開発を行っていく。

参考文献

- 1) 北原俊, 丸尾賢司, “湿式摩擦材の最新技術”, 設計工学, vol49 No10 (2014) 518-525.
- 2) 永井聡, “トランスミッション用摩擦材の技術動向”, 月間トライボロジー, No314 (2013) 21-23.
- 3) 鈴木秀明, 三好達郎, “湿式ペーパー摩擦材の最新技術”, 化学工学, 第75巻 第4号(2011) 53-55.
- 4) 三好達郎, “フリクションプレートの気孔性と摩擦特性”, NSK Technical journal No.655 (1993) 25-31.
- 5) T. Hiramoto, K. Iso, K. Maruo, “Study of correlation between porosity distribution and friction performance”, International Tribology Conference TOKYO 2015 Extended Abstract.

高出力二円筒試験機の開発と トラクションカーブ測定

板垣 浩文*, 喜多 昌大*, 橋口 大輝*



板垣 浩文



喜多 昌大

Development of a High-Power Two-Roller Traction Tester and Traction Curve Measurement

H. Itagaki, M. Kita, H. Hashiguchi



橋口 大輝

Measuring and estimating the traction coefficient is necessary to improve transmitting efficiency and design compact, lightweight traction drive devices, such as toroidal continuously variable transmissions. However, few attempts have been made to measure and estimate the traction coefficient under practical operating conditions, and the design of traction drive devices has used extrapolated values from the traction coefficient measured under low-power conditions. Thus, the question remains whether the estimated traction coefficient is applicable or not. Therefore, we developed a high-power two-roller traction tester to clarify the trends in variation of traction curves under various operating conditions similar to practical traction drive devices. This paper details the configuration of the tester and shows several resulting traction curve measurements. This traction tester contributes to building a traction curve database to make traction drive devices more compact, lightweight and efficient.

1. まえがき

2. 高出力二円筒試験機

2.1 試験機の構成

2.2 試験方法

3. 純転がり条件下のトラクションカーブ

3.1 トラクションカーブ形状の比較

3.2 最大トラクション係数の比較

4. スピン条件下のトラクションカーブ

5. あとがき

1. 緒言

トラクションドライブ装置は、低騒音、低振動、無段変速などの特長を有することから、自動車や航空機、その他各種産業用機械の増・減速機や変速機として利用されている。

トラクションドライブ装置の一形態であるトロイダル型無段変速機 (Toroidal Continuously Variable Transmission, T-CVT) の基本構造と動力伝達原理の概要を図 1 に示す。T-CVT は、滑らかな表面を有する複数の転動体 (ディスク及びパワーローラ) から構成される。図 1 中の拡大図に示すように、一對のディスクとパワーローラは、ディスク軸方向に与えられる軸力 F_a を受けて楕円接触する。そのため、接触部に

は弾性流体潤滑油膜が形成され、油膜のせん断抵抗として生じる接線力 (トラクション力) F_t がディスクとパワーローラの間で伝達される。トラクション力 F_t は、軸力 F_a の接触面法線方向成分 F_n (押付力) に比例し、その比例定数はトラクション係数と呼ばれている。このトラクション係数 μ は、転動体間に生じるクリープによって変化することが知られており、両者の関係を示す曲線はトラクションカーブと呼ばれている。

図 2 にトラクションカーブの模式図を示す。一般的に、トラクション係数は、比較的低いクリープ率ではクリープ率に対して直線的に増加するが、その勾配はクリープ率の増加に伴って鈍化し、最大値 (μ_{max})

* 自動車技術総合開発センター、パワートレイン技術開発部

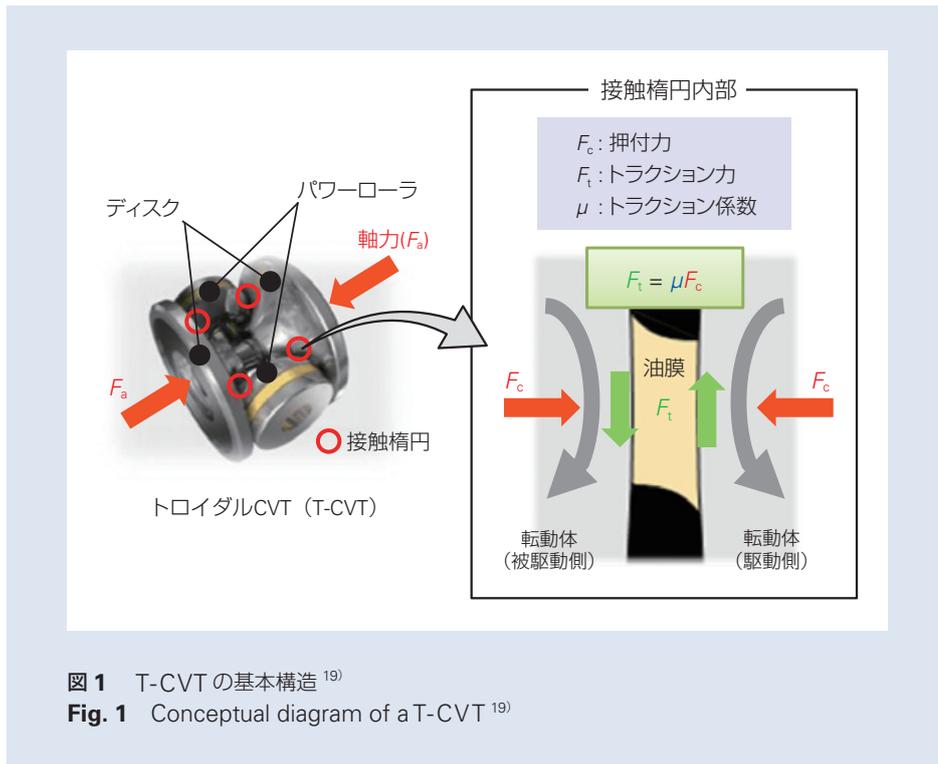


図1 T-CVTの基本構造¹⁹⁾
 Fig. 1 Conceptual diagram of a T-CVT¹⁹⁾

を示した後に減少に転じる。すなわち、トラクションドライブ装置は、最大トラクション係数 μ_{max} に至るまでの低クリープ領域においてのみ動力伝達可能であり、 μ_{max} を超える領域ではグロススリップ（過大な滑り）が生じてしまう。

トラクションドライブ装置の設計においては、伝達トルクの要求仕様値に基づいて押付力と装置の寸法諸元を決定する。このトルク T_r の伝達に必要な押付力 F_c を求めるために、設計トラクション係数 μ_d と呼ばれるパラメータ (μ_d) が一般的に用いられる。転動体の回転半径を R とすれば、 $F_c = \mu_d T_r / R$ がの関係が成り立つ。この F_c に対し、装置が強度的に成立しない場合には、転動体の回転半径 R をはじめとする寸法諸元を再検討する。

グロススリップを回避するために、設計トラクション係数 μ_d は、駆動条件において推定される最大トラクション係数 μ_{max} に対して一定の余裕度をもつ低い値でなければならない（図2参照）。しかしながら、安全を期して設計トラクション係数を過剰に低くすると、上記の関係式 ($F_c = \mu_d T_r / R$) から明らかなように、より大きな押付力 F_c が必要となる。このことは、装置の寸法や重量の増大、さらには伝達効率や寿命の低下につながり、望ましくない。したがって、トラクションドライブ装置の機能保証と性能向上（小形・軽量化及び高効率化）のためには、実機相当条件下における

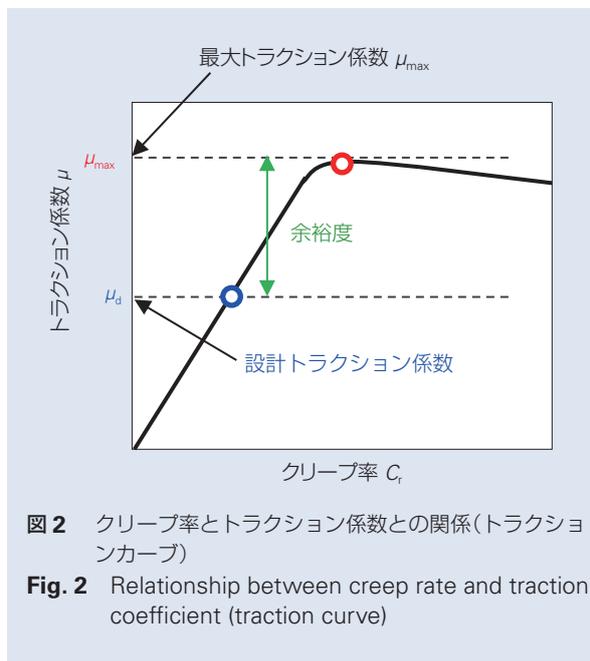


図2 クリープ率とトラクション係数との関係(トラクションカーブ)
 Fig. 2 Relationship between creep rate and traction coefficient (traction curve)

トラクションカーブを確実に把握し、最適な設計トラクション係数を決定することが必要である。

従来の研究において、トラクションカーブ推定のための数理モデル^{1)~7)}は数多く提案されているが、これらのモデルの多くはフリーパラメータを含んでおり、その同定にはトラクションカーブの実測データが不可欠である。トラクションカーブ測定に関する研究も数多く行われており、それらにおいては、二円筒試験機や四円筒試験機をはじめとするトラクション試験機による測定データに基づき、トラクションカーブ形状が、トラクション油の種類、接触面圧、周速度、供給油温などの運転条件によって大きく変化することが報告されている^{8)~14)}。また、T-CVTのような無段変速機の場合、これら運転パラメータが変速動作によって変化するほか、転動部に発生するスピンの影響を受ける。そこで、スピンを伴う接触部におけるトラクションカーブの実測や理論解析に関する研究も行われている^{15)~18)}。

しかしながら、これらの研究において、トラクションカーブの測定や推定方法の有効性評価は、比較的低出力のトラクション試験機を用いて行われているため、実際のトラクションドライブ装置で想定される

広範囲の運転条件を十分に網羅できていない。そのため、トラクションドライブ装置の設計では、実機相当の高パワー条件（例えば一接触点あたり 100 kW 超）におけるトラクションカーブ推定が必要であるにも関わらず、これを低パワー条件で測定されたトラクションカーブを用いた外挿に頼らざるを得ないのが現状であり、その適用の妥当性に疑問が残っている。

そこで、従来不可能であった、実機相当環境下におけるトラクションカーブの測定と推定を目的とし、高出力二円筒試験機を開発した。本稿では、開発した試験機の構成、及び同機を用いて測定したトラクションカーブデータについて報告する。

2. 高出力二円筒試験機

2.1 試験機の構成

図3に開発した高出力二円筒試験機の概要を示す。本試験機は、チャンバ、電動モータ、油圧シリンダ、及び油循環ユニットなどから構成される。

チャンバ内部では、表面が平面のローラ（平面ローラ）と球面のローラ（球面ローラ）が楕円接触しており、両ローラ軸は、ギヤボックスを介してチャンバ外部の

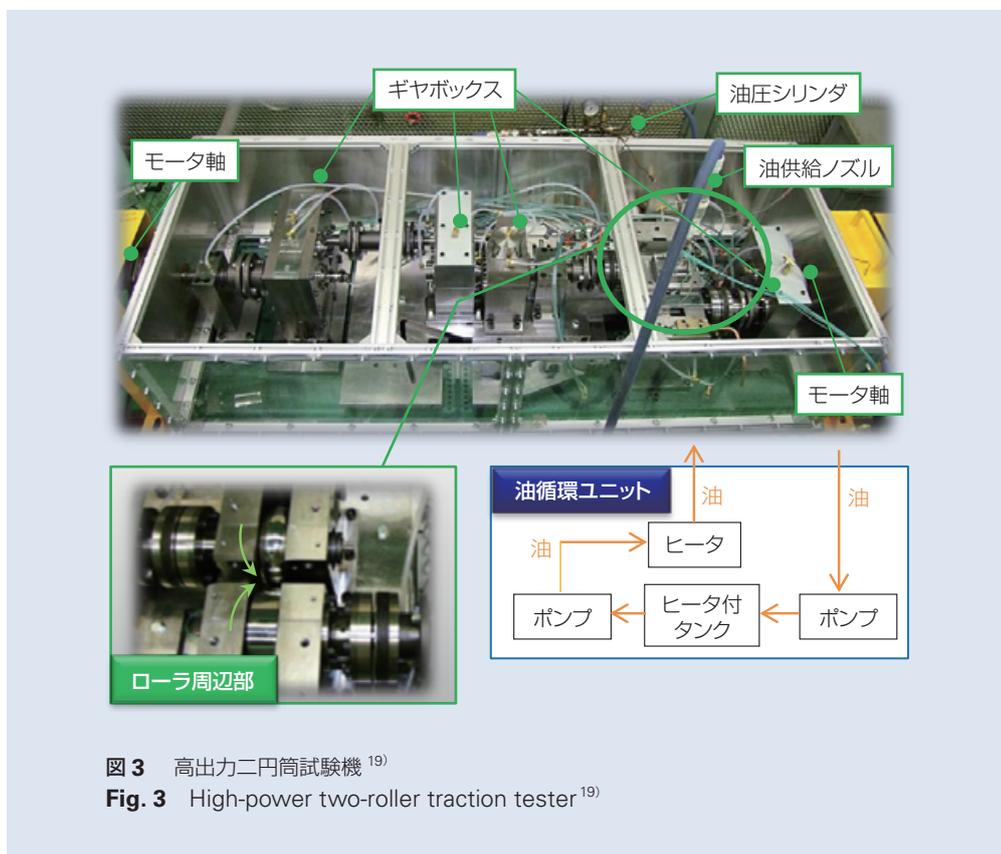


図3 高出力二円筒試験機¹⁹⁾

Fig. 3 High-power two-roller traction tester¹⁹⁾

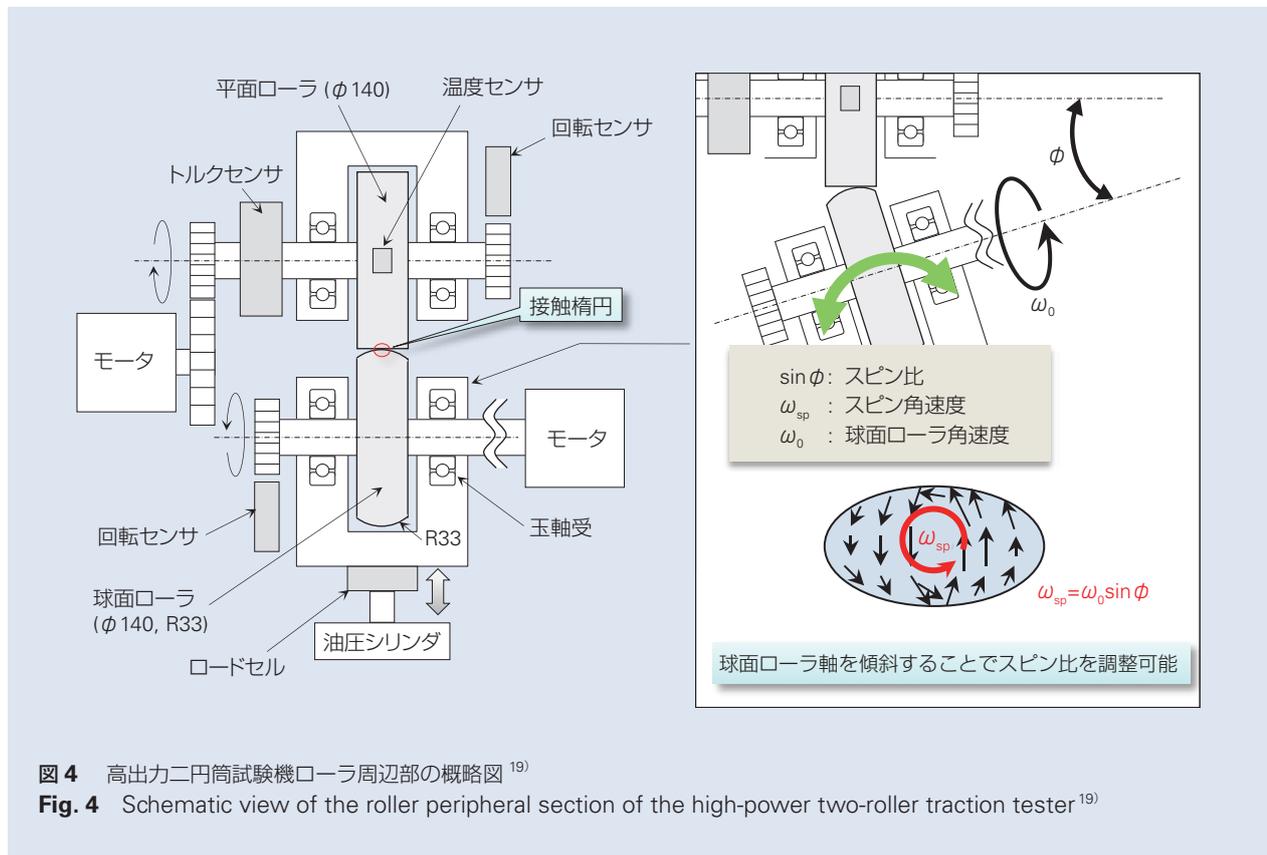
モータ軸に結合されている。油循環ユニットは、タンク、ヒータ、及びポンプなどから構成され、チャンバ内(二つのローラの接触部、ギヤ、及び軸受)にトラクション油を供給する。チャンバ底部に溜まった油は、排油孔を通してタンクに回収され、再びチャンバ内に供給される。試験中、トラクション油はヒータによって加熱され、その供給温度と供給流量が一定に保たれるように制御される。

図4にローラ周辺部の概要を示す。ローラの材質は軸受鋼であり、ローラ同士の接触面は、算術平均粗さ0.05 μm以下の鏡面に仕上げた。平面ローラのハウジングは、チャンバ底部に固定されている。一方、球面ローラのハウジングは、リニアガイドによって支持されるステージ上に固定され、ローラ半径方向に微動できる構造となっており、油圧シリンダによって任意の大きさの半径方向荷重(押付力)を与えることができる。さらに、球面ローラと平面ローラの回転軸の交差角度φは任意に変更でき、これによって、二つのローラの接触面におけるスピン角速度ω_{sp}を調整することができる(図4参照)。球面ローラの角速度ω₀に対するスピン角速度ω_{sp}の比(スピン比γ = ω_{sp}/ω₀)は、γ = sin φと表される。ローラ回転軸の交差角が0°の

場合、スピン比は0となる。本稿では、この試験条件を純転がり条件と呼んでいる。

本試験では、押付力を与えながら二つのローラを異なる回転数で駆動させ、その際にローラ軸に発生するトルクを測定する。押付力は、球面ローラのハウジング背面と油圧シリンダとの間に設置されたロードセルによって計測する。また、回転数は電磁式回転センサによって、トルクは軸に直結された誘導式フランジ型トルクセンサによって計測する。さらに、本試験機では、駆動時のローラ表面温度を測定できる。温度センサは接触式で、図4に示すとおり、平面ローラ上の接触楕円入口部から90°位相が離れた位置に固定されている。

本試験機で適用可能な運転条件(接触面圧、周速度、及びスピン比)の範囲(上限値)を表1及び図5に示す。ローラ接触部の最大接触面圧P_{max}は、Hertz接触理論に基づいてローラの諸元及び押付力から算出される。使用したロードセルで測定可能な最大押付力は20 000 Nであり、この値と図4に示したローラ諸元から算出される最大接触面圧P_{max}は3.52 GPaである。図5は、周速度U及び押付力F_cの測定可能範囲を示した図であり、トラクション係数μを0.1と



仮定した場合の伝達パワー $Q (= \mu F_c U)$ の値を併記している。同図には、本試験機における値のほか、従来の研究で使用されたトラクション試験機^{11) 12)}における値を表示している。図示のとおり、従来の試験機では不可能であった、伝達パワーが 100 kW を越えるような実機相当環境下のトラクションカーブ測定が、本試験機では可能である。

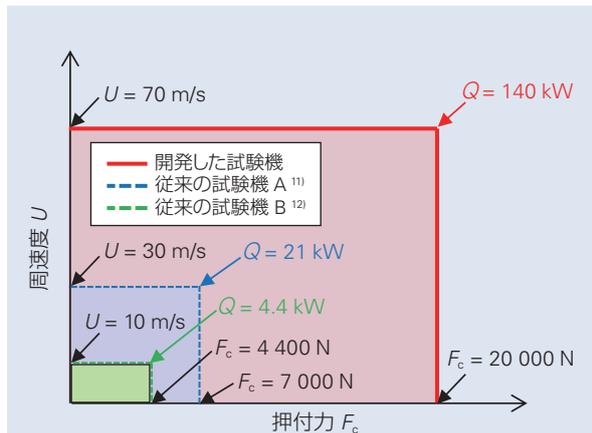


図5 押付力及び周速度の測定可能範囲の比較¹⁹⁾
 Fig. 5 Comparison of measurable contact forces and peripheral velocities¹⁹⁾

2.2 試験方法

本試験機によってトラクションカーブを測定する方法について示す。試験では、一定の大きさの押付力を与えながら、図6に示すような指令によってモータを速度制御し、二つのローラ間に任意の大きさのクリープを発生させる。さらに、測定によって得られるローラの回転数、軸トルク、表面温度、及び押付力の時系列データの定常応答部を平均化し、それらを各クリープ率における測定値とする。そして、回転数の測定値からクリープ率 C_r を、トルクと押付力の測定値からトラクション係数 μ を算出することで、トラクションカーブを得る。なお、本稿においては、平面ローラ周速度に対する二つのローラ周速度差の比をクリープ率と定義している(図6中の式を参照)。

表1 開発した試験機の測定可能範囲(上限値)

Table 1 Measurable range of the developed tester

運転条件	値
最大接触面圧 P_{max}	3.52 GPa
周速度 U	70 m/s
押付力 F_c	20 000 N
スピン比 λ	0.29

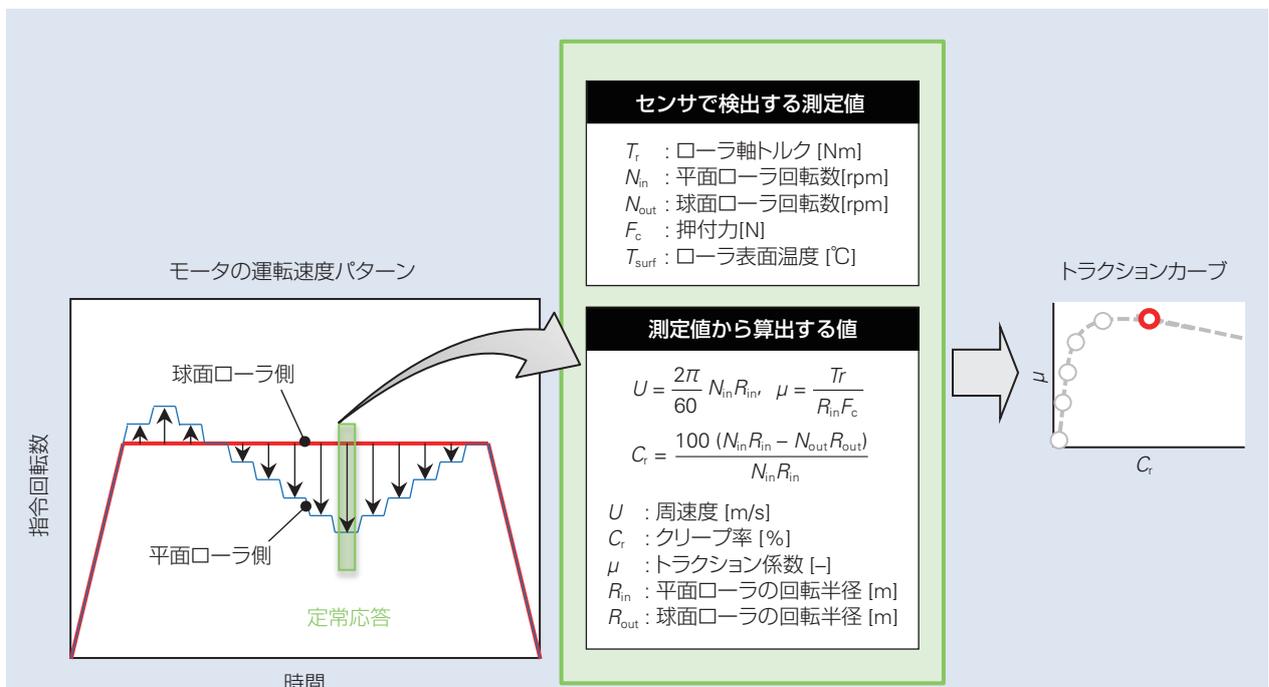


図6 トラクションカーブの測定方法¹⁹⁾
 Fig. 6 Traction curve determination method¹⁹⁾

以上の測定方法によって、様々な運転条件におけるトラクションカーブを測定した。測定に用いたトラクション油の特性値は、表2に示すとおりである。

3. 純転がり条件下のトラクションカーブ

本章では、純転がり条件下におけるトラクションカーブ測定結果を示す。

3.1 トラクションカーブ形状の比較

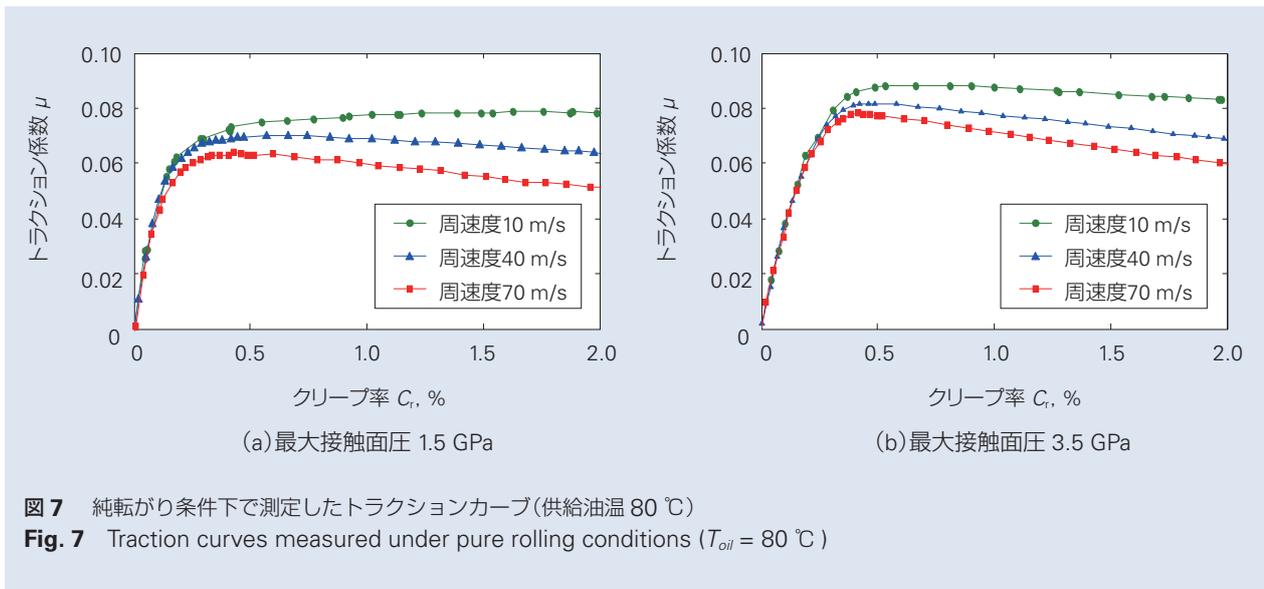
供給油温 T_{oil} が 80 °C の条件下で測定したトラクションカーブを図7に示す。同図 (a) 及び (b) には、最大接触面圧が 1.5 GPa 及び 3.5 GPa の場合の結果をそれぞれ表示している。図7 (a) 及び (b) を比較すると、同一周速度の場合、最大接触面圧が高いほどトラクション係数は大きくなっている。さらに、同一面圧の場合、トラクション係数は、周速度が速いほど小

さくなることがわかる。また、トラクション係数が最大値をとった後のクリープ率に対するトラクション係数の減少率は、周速度が速いほど大きくなっている。これは、周速度の速い方が、油膜内部の温度上昇及び油の粘度低下を引き起こすせん断発熱量が大きいためである。一方、カーブの立上り部に着目すると、周速度による差異はほとんど見られない。

表2 トラクション油の主な性状値

Table 2 Rheological properties of traction oil

性状値		値
密度 (15°C)		0.934 g/cm ³
動粘度	40°C	19.74 mm ² /s
	100°C	4.45 mm ² /s
圧力粘度係数	40°C	21.2 GPa ⁻¹
	100°C	14.4 GPa ⁻¹



周速度 70 m/s の条件下で測定したトラクションカーブを図 8 に示す。同図 (a) 及び (b) には、最大接触面圧が 1.5 GPa 及び 3.5 GPa の場合の結果をそれぞれ表示している。図によると、トラクション係数は、最大接触面圧が低く供給油温が高いほど小さくなっている。さらに、その差異は、最大接触面圧が低い場合により顕著に現れることがわかる。

3.2 最大トラクション係数の比較

測定したトラクションカーブから最大トラクション係数 μ_{\max} 及び μ_{\max} 時のローラ表面温度を求めた。その結果を図 9 に示す。同図には、2 通りの最大接触面圧 (1.5, 3.5 GPa) と 7 通りの周速度 (10, 20, 30, 40, 50, 60, 70 m/s), 及び 3 通りの供給油温 (80, 100, 120 °C) を組合せた全 21 条件における測定結果を示している。図 9 の横軸は、各測定条件にお

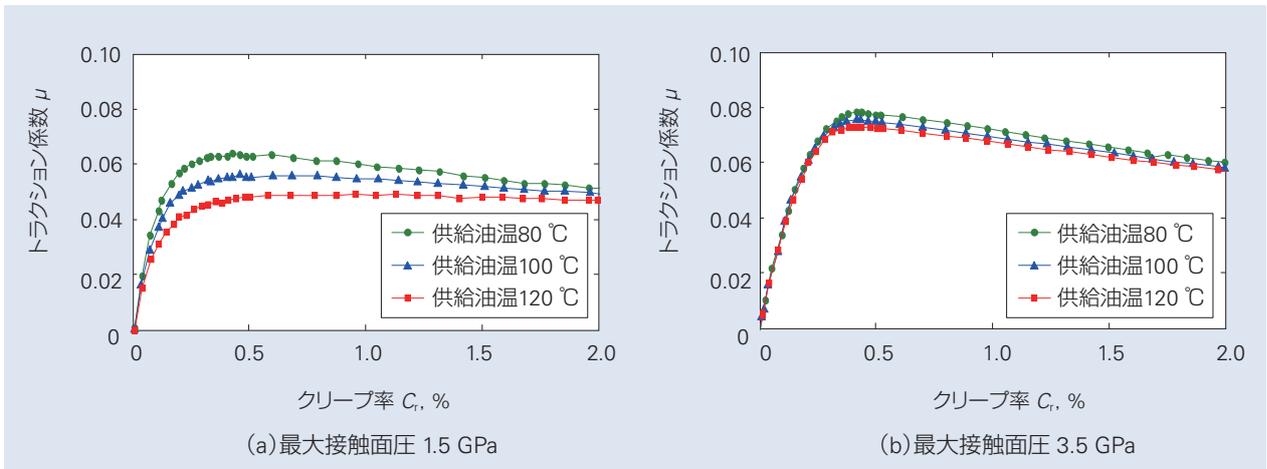


図 8 純転がり条件下で測定したトラクションカーブ(周速度 70 m/s)
 Fig. 8 Traction curves measured under pure rolling conditions ($U = 70$ m/s)

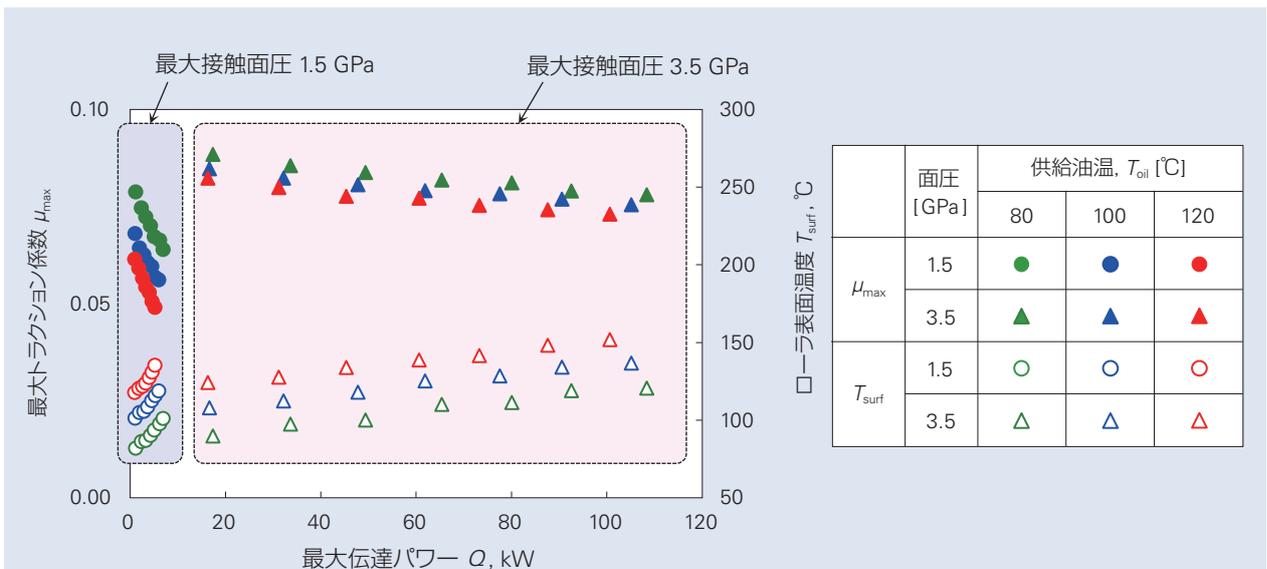


図 9 最大トラクション係数とローラ表面温度の測定結果
 Fig. 9 Measurements of maximum traction coefficient and roller surface temperature

る最大伝達パワー $Q (= \mu_{\max} F_c U)$ である。図 9 に示すとおり、伝達パワーが大きくなるほど、ローラ表面温度は高くなるため、最大トラクション係数は小さくなる。また、伝達パワーに対するローラ表面温度と最大トラクション係数の変化率は、供給油温が異なってもほぼ等しく、最大接触面圧が低い場合により大きくなっている。

次に、ローラ表面温度と最大トラクション係数との関係を図 10 に示す。同図には、5 通りの最大接触面圧 (1.5, 2.0, 2.5, 3.0, 3.5 GPa) と 7 通りの周速度 (10, 20, 30, 40, 50, 60, 70 m/s)、及び 3 通りの供給油温 (80, 100, 120 °C) を組合せた全 69 条件における測定結果を示している。図 10 によると、ローラ表面温度と最大トラクション係数はほぼ線形関係にあるといえる。また、その勾配は、最大接触面圧が高くなるほど小さくなり、ある一定の最大接触面圧以上ではほぼ等しくなることがわかる。

4. スピン条件下のトラクションカーブ

トラクションドライブの実用環境は、高温・高パワーであることに加え、多くの場合にスピンを伴う。そこで、スピン条件下のトラクションカーブを測定し、純転がり条件下の測定結果と比較した。

スピン比 0.29 の場合の測定結果を図 11 に示す。同図 (a) には最大接触面圧 1.5 GPa の場合の結果を、

同図 (b) には最大接触面圧 3.0 GPa の場合の結果を示している。各図には、周速度及び供給油温の異なる条件下における結果、及び純転がり条件下における測定結果を併記している。

図 11 によると、いずれの周速度においても、カーブ立上り部の勾配及び最大トラクション係数は、純転

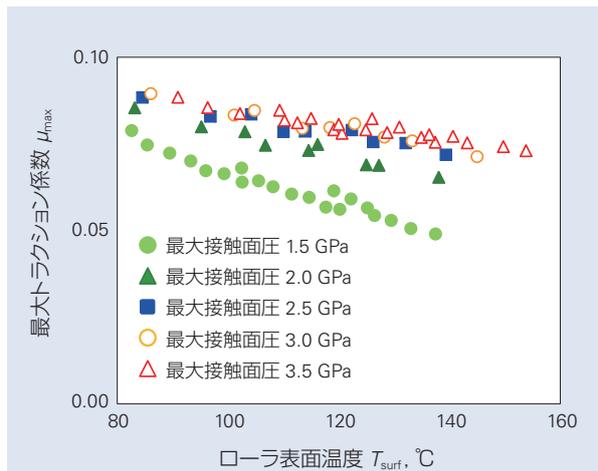


図 10 最大トラクション係数とローラ表面温度との関係
Fig. 10 Relationship between maximum traction coefficient and roller surface temperature

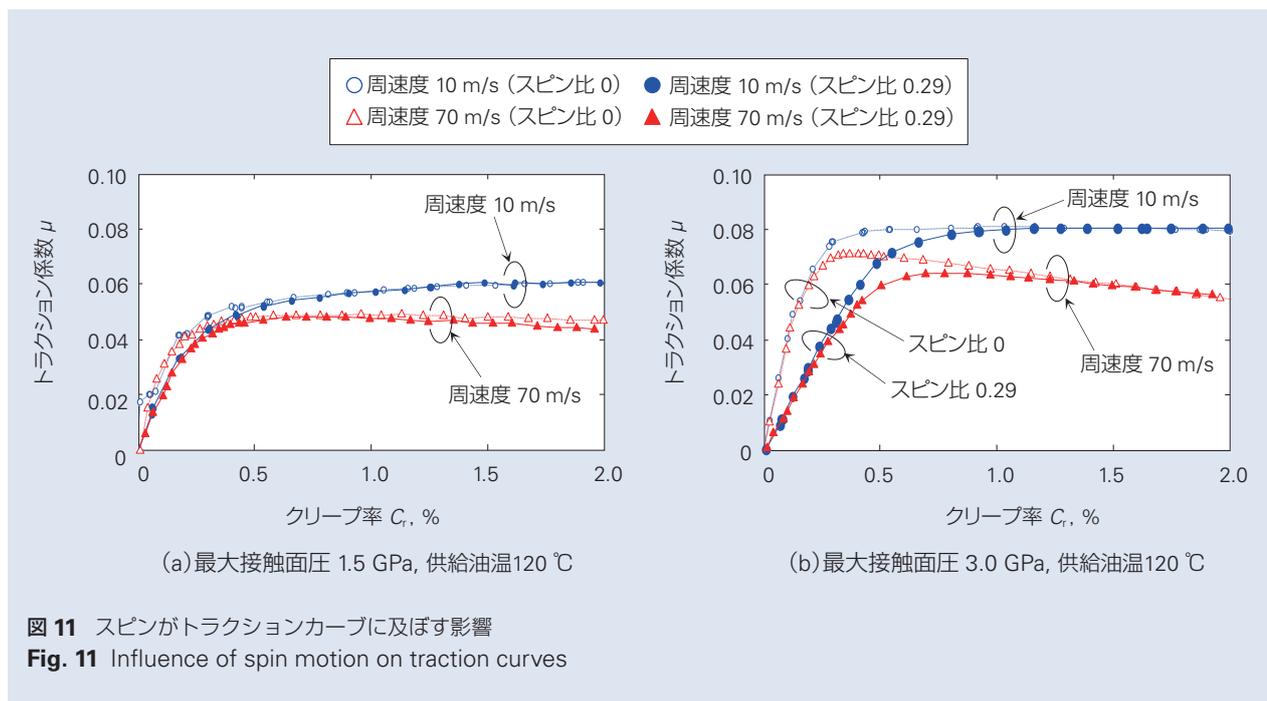


図 11 スピンがトラクションカーブに及ぼす影響
Fig. 11 Influence of spin motion on traction curves

がり条件に比べてスピン条件の場合に小さくなっている。さらに、その差異は、最大接触面圧が高い場合により顕著である。さらに、最大トラクション係数をとった後の高クリープ率領域に着目すると、カーブの傾斜は純転がり条件とスピン条件とでほぼ一致している。これは、クリープ率が高くなるほど純転がり成分がスピン成分に対して相対的に大きくなり、その結果、純転がり条件とスピン条件とでトラクション係数に大差が生じなくなるためと考えられる。

5. 結言

トラクションドライブ装置の小型・軽量化及び高効率化に資することを目的とし、従来不可能であった実機相当環境下におけるトラクションカーブ測定を可能にする二円筒試験機を開発した。本稿では、開発した試験機の構成について説明するとともに、様々な運転条件で実測したトラクションカーブの比較結果を示した。

開発した高出力二円筒試験機によって得られるデータは、実用条件範囲でのトラクションカーブの実測と推定を可能にし、トラクションドライブ装置の機能保証及び最適設計に貢献するであろう。

参考文献

- 1) 牧野智昭, 川瀬達夫, “非線形粘弾性モデルに基づくトラクション特性値の算出(第1報)ートラクション測定およびカーブフィッティングー”, トライボロジスト, 43, 5, (1998), 421-428.
- 2) 田中裕久, “トロイダル CVT,” コロナ社, 2000, 13-24.
- 3) Mawatari, T., Nakajima, A., Matsumoto, H., “Shear Stress Analysis of EHL Oil Films Based on Thermal EHL Theory - Effect of Inlet Oil Temperature -,” Tribology Online, 3, 5, (2008), 268-273.
- 4) 富田充朗, 田淵元樹, 佐野敏成, “最大トラクション係数推定手法の検討(第1報)”, 自動車技術会学術講演会前刷集, 35, 11, (2011), 1-4.
- 5) 富田充朗, 佐野敏成, 井ノ上雅至, “最大トラクション係数推定手法の検討(第2報)”, 自動車技術会学術講演会前刷集, 119, 12, (2012), 5-8.
- 6) Sano, T., Tomita, M., Inoue, M., Takeuchi, Y., and Yorinaga, M., “Study of the Prediction Method for Maximum Traction Coefficient,” SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems -, 6, 2, (2013), 568-577.
- 7) 村木正芳, 木村好次, “弾性流体潤滑膜のせん断挙動に及ぼす温度上昇の影響”, 日本機械学会論文集 C 編, 56, 528, (1990), 2226-2234.
- 8) 加藤康志郎, 岩崎俊明, 加藤正名, 井上克己, “2円筒試験による潤滑油の限界せん断応力の評価”, 日本機械学会論文集 C 編, 58, 546, (1992), 558-564.
- 9) Achiha, H., Natsumeda, S., Nakamura, Y., and Fujishiro, I., “Traction characteristics under high contact pressure, high rolling speed and high temperature,” Proc. International Tribology Conference Yokohama 1995, 1, (1996), 139-144.
- 10) 大野信義, 阿知波博也, 齋田伸一, 相原了, 平野富士夫, “トラクション油の高圧物性とトラクション特性”, トライボロジスト, 44, 12, (1999), 965-972.
- 11) Hata, H., Gouda, T., and Koishi, M., “Traction Performance of Traction Fluid under the Severe Conditions,” Proc. International Tribology Conference Nagasaki 2000, 1, (2000), 603-607.
- 12) Wedeven, L. D., Wedeven, G. G., Kratz, S. H., King, T. E., Linden, J. L., Caracciolo, F., and Mcwatt, D. G., “USCAR traction test methodology for traction-CVT fluids,” SAE Technical Paper, No. 2002-01-2820, (2002), 1-31.
- 13) Wedeven, L. D., King, T. E., Linden, J. L., Caracciolo, F., and McWatt, D. G. “WAMhs Traction Machine and Test Methodology for USCAR,” Proc. 13th International Colloquium Tribology, Esslingen, (2002), 1873-1887.
- 14) 畑一志, 青山昌二, 宮地智巳, “出光トラクション油の各種性能, 特性”, Idemitsu Tribo Review, 28, (2005), 1-21.
- 15) 牧野智昭, 川瀬達夫, “トラクション特性に与えるスピンの影響”, トライボロジスト, 44, 1, (1999), 53-60.
- 16) Sanda, S., and Hayakawa, K., “Traction Drive System and its Characteristics as Power Transmission,” R&D Review of Toyota CRDL, 40, 3, 2005, 30-39.
- 17) 川端隆太, 村木正芳, “スピンと横滑りに基づく転がりと直角方向のトラクション”, 日本機械学会論文集 C 編, 71, 708, (2005), 2643-2650.
- 18) 中村裕一, 船橋正根, “弾性接触理論によるスピンを伴う油固高面圧トラクション曲線近似評価”, 日本機械学会論文集 C 編, 72, 717, (2006), 1653-1659.
- 19) H. Itagaki, H. Hashiguchi, M. Kita and H. Nishi, “Development of a High-Power Two-Roller Traction Tester and Measurement of Traction Curves,” Tribology Online, 11, 6, (2016), 661-674.

HEV・EV パワートレイン用軸受の 最新技術動向

大嶋 崇徳*, 増田 聡史**



大嶋 崇徳

Technology Trends of Bearings for Electric Vehicle and Hybrid Electric Vehicle Powertrains

T. Ooshima, S. Masuda



増田 聡史

Recent emission controls of vehicle pollutants, such as CO₂ and NO_x, have led to the increased use of hybrid electric vehicles (HEVs) and electric vehicles (EVs) all over the world. The use of HEVs and EVs is likely to spread further since they offer other advantages such as low fuel consumption and good acceleration performance. Bearings used in HEVs and EVs require good performance at high rotating speeds, high static strength, long life, low frictional torque, creep resistance, low noise, and low vibration. In this article, we will introduce some of NSK's latest bearing technologies created in response to these demands.

- | | |
|--|---|
| <ol style="list-style-type: none"> 1. まえがき 2. HEV・EV パワートレイン用軸受に要求される性能 3. HEV・EV パワートレイン用軸受の最新技術 <ol style="list-style-type: none"> 3.1 高速回転対応 3.2 静的強度向上 3.3 長寿命化 3.4 低トルク化 3.5 静音化(次世代クリープフリー軸受) | <ol style="list-style-type: none"> 4. あとがき |
|--|---|

1. まえがき

近年各地域における CO₂、NO_x 等の排出ガス規制への対応として Hybrid Electric Vehicle (HEV)、Electric Vehicle (EV) が脚光を浴び、既存の Automatic Transmission (AT)、Manual Transmission (MT) 等とは異なる駆動方式として、世界中で普及し始めている¹⁾。

HEV・EV はガソリン車、ディーゼル車に比べ、CO₂、NO_x 値が同等以下となり、燃費の向上、加速性能の向上等の利点も挙げられる。これらのことから、今後様々な構造の HEV・EV が開発され、更に普及していくことが予測されている。

本報では、HEV・EV パワートレインを支える要素

部品のひとつである軸受に対して要求される性能と最新技術を紹介する。

2. HEV・EV パワートレイン用軸受に要求される性能

HEV・EV は環境性能の点から大きく着目されていたが、前述のように動力性能などの利点もあり、軸受には図 1 に示すように様々な性能が求められている。

HEV・EV パワートレイン用軸受の使用例として、図 2 に FF 車用 HEV ユニットの断面図を示す²⁾。モータの支持、及び動力伝達歯車の支持等に様々な形式の軸受が使用されている。表 1 に使用される軸受の一覧を示す。

* パワートレイン軸受技術センター、パワートレイン軸受技術部

** パワートレイン軸受技術センター、ニードル軸受技術部

<小型・軽量化>

燃費向上，ユニットの搭載性等の観点から各 부품の小型・軽量化が進んでおり，軸受に対しても同様である．しかしながら小型・軽量化にともない，軸受の負荷容量が小さくなり，軸受の寿命，および静的強度が低下するのが一般的である．そのため軸受には，小型軽量化されても従来同等以上の耐久性や信頼性を確保するため，長寿命化や静的強度向上に対する技術が重要になっている．

<効率向上>

各社それぞれに，様々な技術を用いてパワートレインの効率向上を図っており，車両の燃費は年々向上している．HEV・EVユニットの機械的な損失を低減することを目的として，軸受にも低トルク化(損失低減)が求められており，転がり摩擦や滑り摩擦の低減，攪拌損失の低減など，各軸受形式に対して様々な取り組みを行っている．

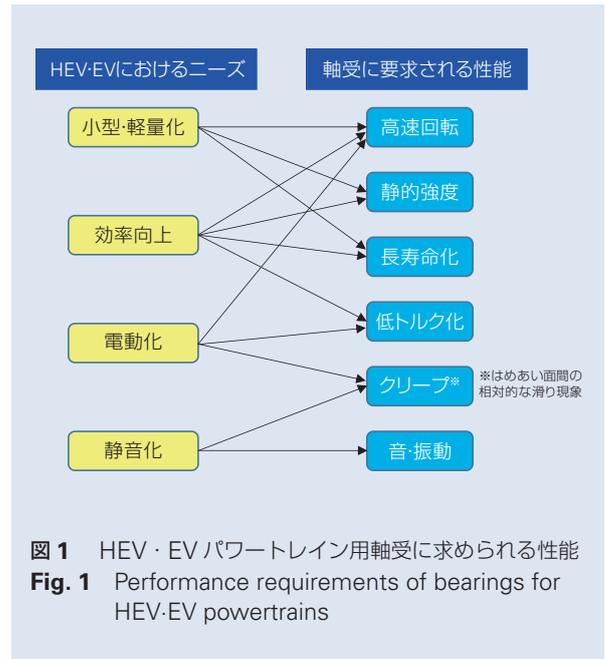


図1 HEV・EVパワートレイン用軸受に求められる性能
Fig. 1 Performance requirements of bearings for HEV・EV powertrains

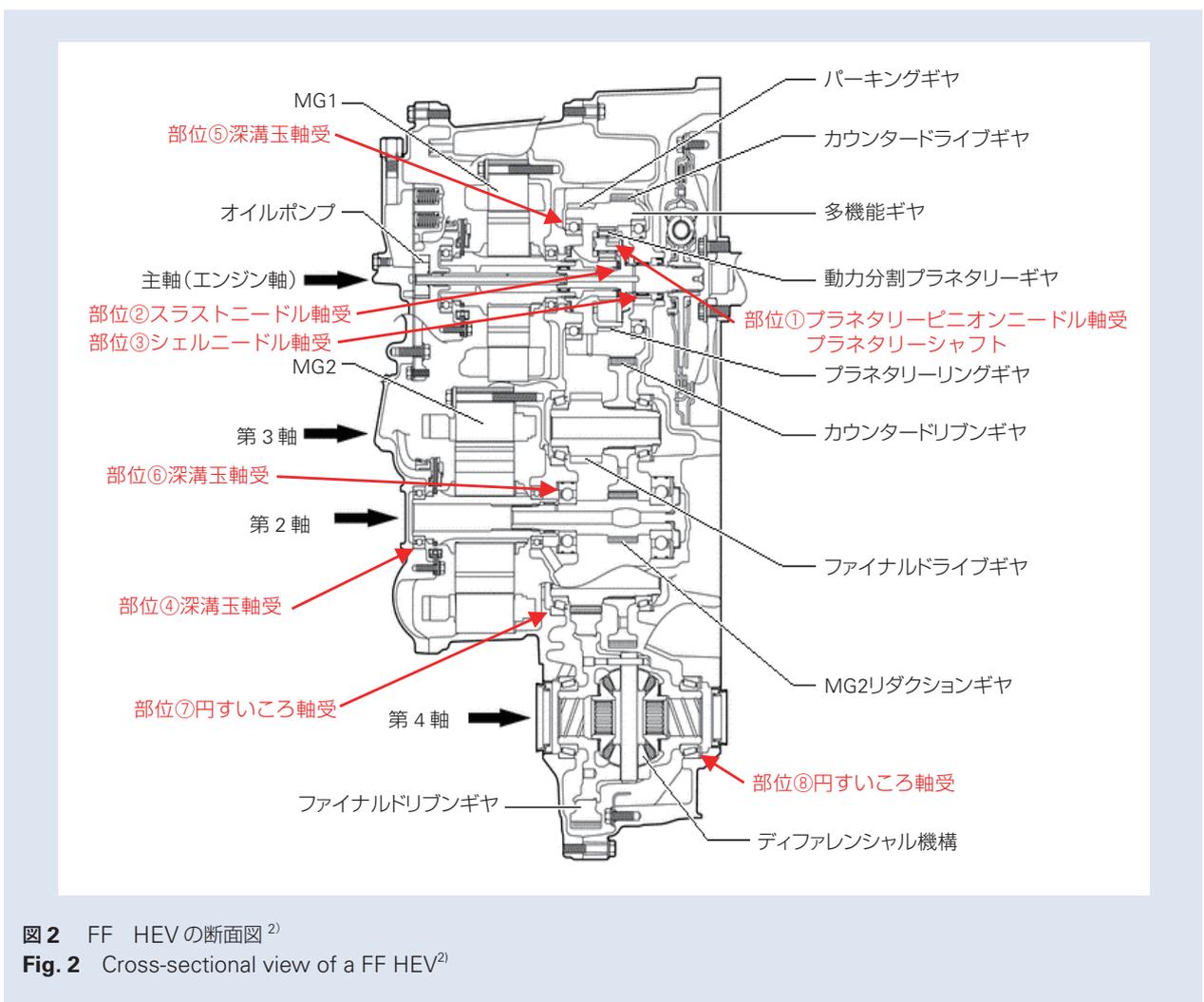


図2 FF HEVの断面図²⁾
Fig. 2 Cross-sectional view of a FF HEV²⁾

表 1 FF HEV 用軸受(代表例)

Table 1 Physical location of bearings in an FF HEV

使用部位		軸受形式
①	プラネタリーギヤ	プラネタリーピニオンニードル軸受 プラネタリーピニオンシャフト
②	プラネタリーギヤ間	スラストニードル軸受
③	シャフト・ギヤ支持	主軸
④		モータ
⑤		カウンタードライブギヤ
⑥		第 2 軸
⑦		第 3 軸
⑧		第 4 軸

<電動化>

効率向上やモータ走行時の最高車速の向上などの観点から、モータの小型化、高速回転化が進んでいる。モータの高速回転化に伴い、従来の軸受の許容回転数を超えるような条件で使用される場合があることから、様々な形式の軸受に対して高速回転対応が求められる。

<静音化>

HEV・EVのようにモータで走行する自動車では、車内が極めて静かなため、従来は目立たなかったようなパワートレインの作動音が乗員の快適性を損なう場合がある。このため軸受においても、軸受自体、および周辺部品と一体になった音・振動の低減が求められている。

3. HEV・EV パワートレイン用軸受の最新技術

3.1 高速回転対応

3.1.1 超高速プラネタリ用ケージ&ローラ

入力トルクを、車軸に直結する経路とモータに繋がる経路とに分ける動力分配機構としての遊星ギヤ部には、ケージ&ローラタイプのニードル軸受が広く採用されている。高速化により遊星ギヤの自公転数が高くなると、ニードル軸受の保持器と遊星ギヤとの摺動部に高い摩擦熱が発生し(図 3)、摺動面に摩耗やかじり、ヒートクラック等の破損が発生する場合がある³⁾。

NSKは、高速化要求への対応として、保持器の耐摩耗性能を向上させた高速対応プラネタリ用ケージ&ローラを開発した(図 4)。これは、保持器表面に化成被膜を付与することで、摺動部における摩擦熱の低減を図り、保持器の耐久性を向上させたものである⁴⁾。

近年、高速化への要求が更に高まると共に、HEV・EVユニット内部の潤滑油攪拌抵抗の低減を狙った低粘度化、少油量化といった要求もある。これらに対応するため、前記化成被膜の上層に、更に特殊被膜を付与し、耐摩耗性能を高速仕様の 1.5 倍程度に高めた超高速対応プラネタリ用ケージ&ローラを新たに開発し、ラインナップに加えた。表 2 は、ラインナップを保持器仕様別にまとめたものであるが、使用環境の過酷度に応じた最適な高速対応プラネタリ用ケージ&ローラの提案が可能である。

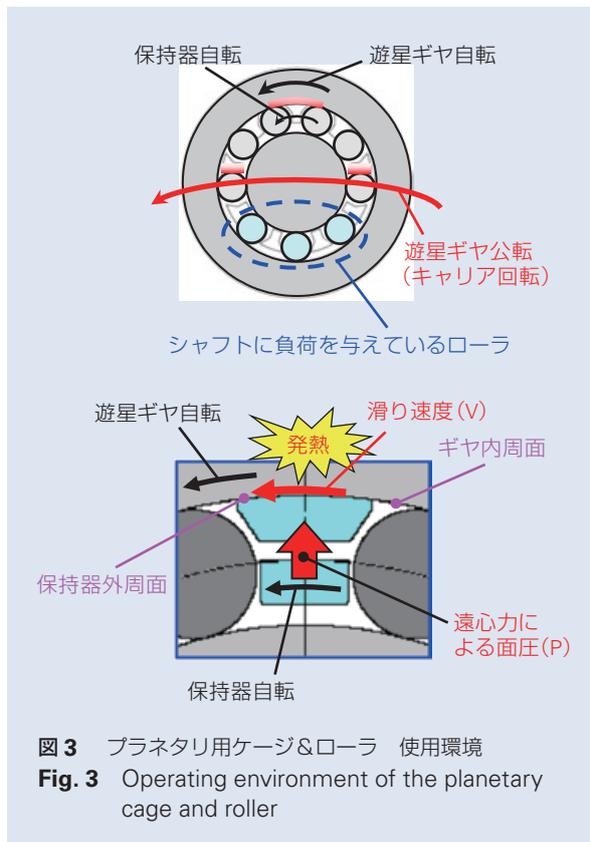


図 3 プラネタリ用ケージ&ローラ 使用環境
Fig. 3 Operating environment of the planetary cage and roller



図4 プラネタリ用ケージ&ローラ 開発の歴史
Fig. 4 Development history of the planetary cage & roller

表2 M型タイプケージ&ローラ 保持器仕様ラインナップ
Table 2 M-type cage & roller product lineup

	従来技術		開発品
	標準品	高速仕様	超高速仕様
外観			
保持器表面性状	<p>最表層</p> <p>浸炭窒化層</p> <p>母材 (クロムモリブデン鋼)</p> <p>心部</p>	<p>最表層</p> <p>化成皮膜</p> <p>心部</p>	<p>最表層</p> <p>特殊皮膜</p> <p>心部</p>
耐高速性 (耐摩耗性)			<p>1.5倍</p> <p>2倍</p>

3.1.2 超高速玉軸受

高速回転下において、軸受内部は図5に示すような状態にあり、遠心力の増加に伴い、潤滑油不足や軌道面と玉の摩擦による異常な発熱や摩耗、あるいは保持器破損が発生する場合がある⁵⁾。

NSKは、軸受内部の油流を制御し、内部諸元を最適化することで、従来の軸受の許容回転数を大幅に超える領域でも使用できる超高速玉軸受を開発した。

超高速回転時の遠心力による内輪側の潤滑不足を解決するため、図6に示すように潤滑油流入側の軸受側面にプレートを設置し、軸受内部の油の流れを最適化した。

また、軌道輪の溝曲率、玉径、ピッチ円径などの内部諸元を最適化することで、玉と軌道輪の間の滑り量を低減し、PV値(P:面圧, V:滑り速度)を約30%低減した。保持器は自己潤滑性があり、軽量のプラスチックを使用している。高速回転で使用されることにより、保持器が変形し過大な応力を生じて破断する可能性があることから、使用条件に応じた保持器の強度設計を行い、破断を未然に防止した。

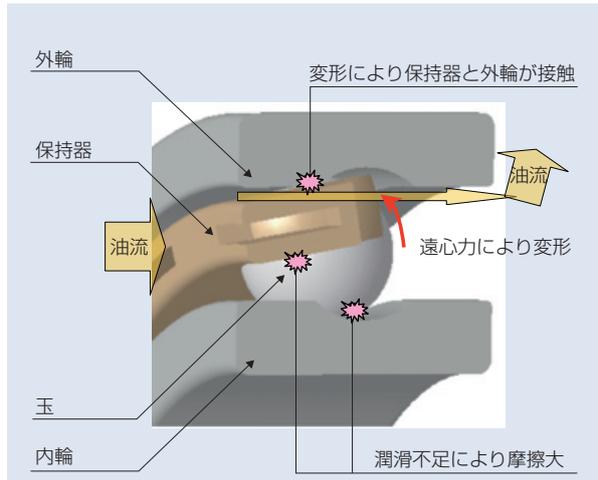


図5 高速回転時の軸受の状態⁵⁾
 Fig. 5 Internal conditions of a bearing under high-speed rotation⁵⁾

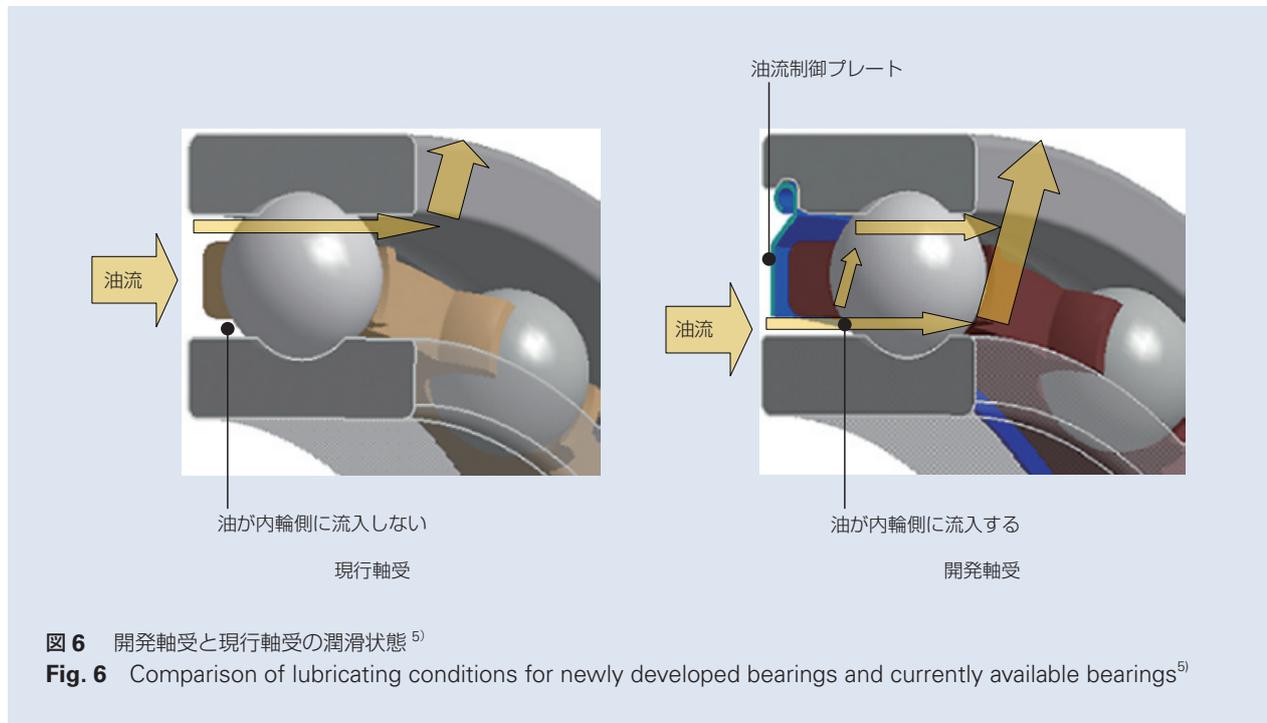


図6 開発軸受と現行軸受の潤滑状態⁵⁾
 Fig. 6 Comparison of lubricating conditions for newly developed bearings and currently available bearings⁵⁾

図7に本開発品の高速耐久試験結果を示す。従来品を 30 000 min⁻¹ で回転させると即時に内輪軌道輪に焼付きが発生したが、開発品は 30 000 min⁻¹ を超えた回転数でも焼付き等の損傷は認められず、高速回転への対応を可能にした。

3.2 静的強度向上

3.2.1 特殊クラウニング円すいころ軸受

NSK では、軌道輪に特殊なクラウニングを採用することにより、従来品と同等以上の寿命と剛性を確保しつつ、小型・軽量化が可能な円すいころ軸受を開発した。

軌道輪ところの接触面に荷重が掛かると、図8に示すよう局所的に接触面圧が高くなるエッジロードと呼ばれる現象が発生し、応力集中により早期不具合に至る場合がある。このため、従来から転動面にクラウニングと呼ばれる極僅かな中凸形状を配置し、接触面圧を低減している。しかしながら、高荷重条件下で使用されるとエッジロードが発生することから、従来は軸受サイズを大きくして接触面圧を低減することでエッジロードの発生を抑制していた。

開発品は、軌道面を特殊クラウニングと呼ばれる樽状の形状に加工し、使用条件に基づき内部諸元を最適化した。これにより、軸受サイズを大きくすることなく、エッジロードを緩和して高荷重への対応を可能にした。

図9に開発品を適用した例を示す。特殊クラウニングを採用することで、両端のクラウニング量を大きくしエッジロードの発生を抑えている。また、内部諸元も最適化することで、従来品に対して約20%の

軽量化を達成した。

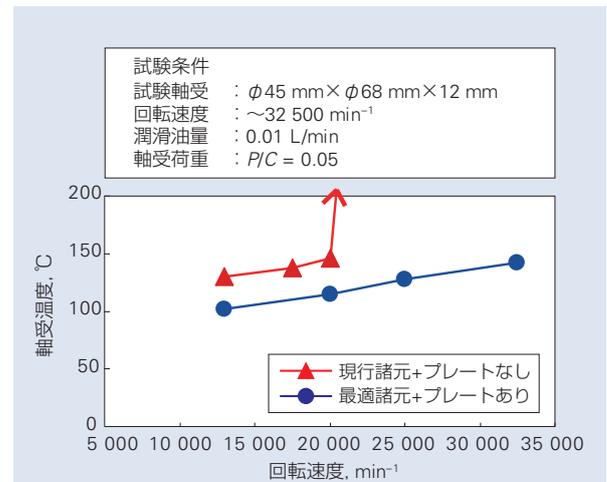


図7 発熱試験結果⁵⁾
Fig. 7 Frictional-heat-generation test results⁵⁾

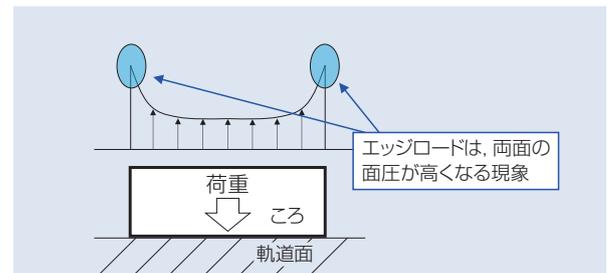


図8 接触面のエッジロード
Fig. 8 Edge load on contact face

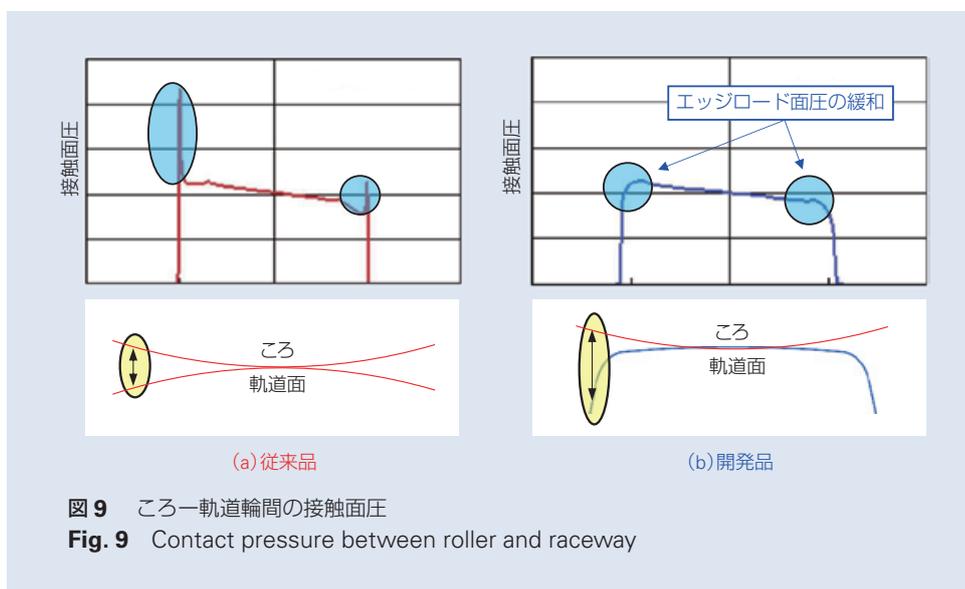


図9 ころ—軌道輪間の接触面圧
Fig. 9 Contact pressure between roller and raceway

3.3 長寿命化

3.3.1 超長寿命玉軸受(EQTF™)

HEV・EVパワートレインの高速回転化において、潤滑環境が厳しくなった場合、軌道面と玉の間の油膜形成が不足して表面性状が悪化し、表面を起点としたはく離が発生する場合がある。

NSKは、表面起点型はく離のメカニズムを深く研究し、転動体を強化することにより長寿命化を図る超長寿命玉軸受(EQTF)を開発しラインナップに加えた。

図10に示すように軌道面の圧痕縁では転動体により接線力が作用し、荷重の移動に伴って繰返し応力が発生する。図10の場合、接線力により右縁に圧縮応力と比較して大きい引張応力によりき裂が発生し、はく離が発生する⁶⁾。

図11に接線力の影響確認の為、同一圧痕条件の軌道輪に対して、玉の表面性状を変えた軸受の寿命試験結果を示す。玉の表面粗さが悪化すると、軌道輪の圧痕縁に作用する接線力が大きくなり、寿命が低下していることが分かる⁷⁾。

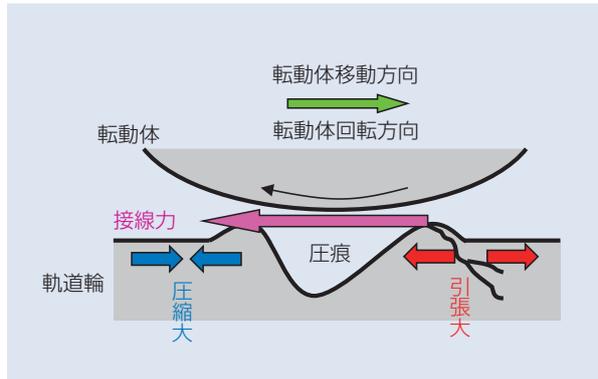


図10 軌道面に作用する接線力
Fig. 10 Tangential force acting on the race surface

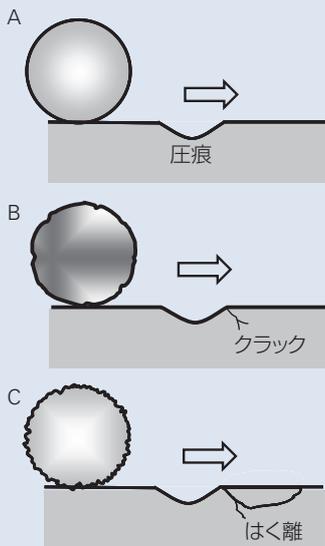
寿命試験

同一圧痕条件の軌道輪

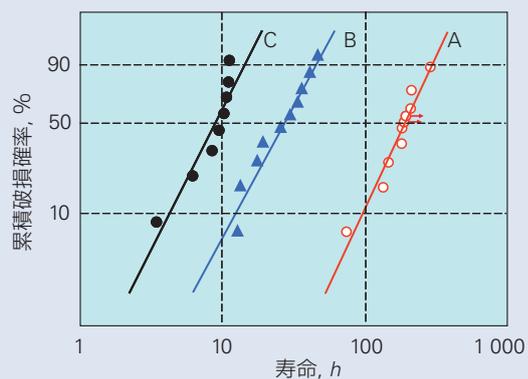
+

3種類の表面性状の鋼球

同一異物混入条件下で短時間稼働し、圧痕を形成



- A 表面粗さ:小(新品鋼球)
- B 表面粗さ:中(マイルドな異物混入条件下で短時間稼働)
- C 表面粗さ:大(シビアな異物混入条件下で短時間稼働)



転動体性状と圧痕起点型はく離寿命の関係

転動体の表面性状によって軌道輪の寿命は大きく影響を受ける

図11 転動体表面粗さがはく離寿命に及ぼす影響

Fig. 11 Influence of rolling element surface roughness on flaking life

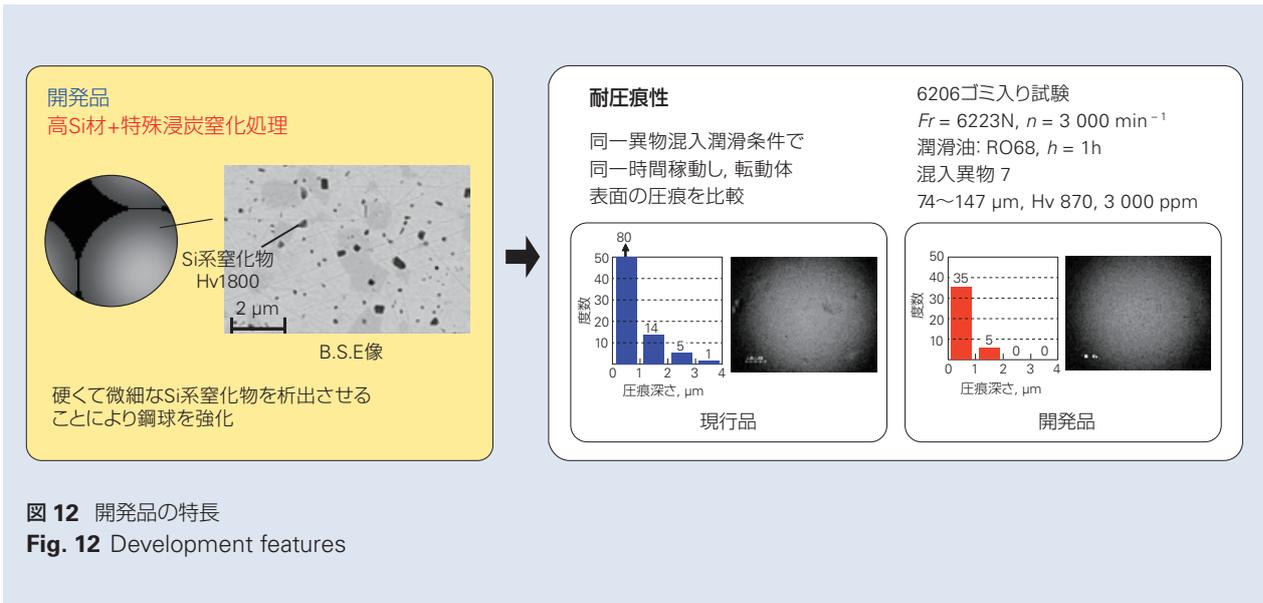


図 12 開発品の特長
Fig. 12 Development features

開発品の転動体は一般的な軸受材料である SUJ2 焼入れ焼戻し材 (以下 SUJ2) と比較して Si を多く含んだ素材に特殊浸炭窒化処理を施した。図 12 に示すように表面に非常に高硬度な Si 系窒化物を析出させ転動体を強化し、耐圧痕性を向上させることで表面性状の悪化を抑制している。

図 13 に開発品の寿命試験結果を示す。従来の SUJ2 に対して、2 倍以上の寿命延長効果が認められる。また、本開発品の特徴として NSK 従来の長寿命化技術 (TF 化技術等) と組み合わせる使用することが可能であり、組み合わせにより更なる寿命延長効果を得ることが可能である。

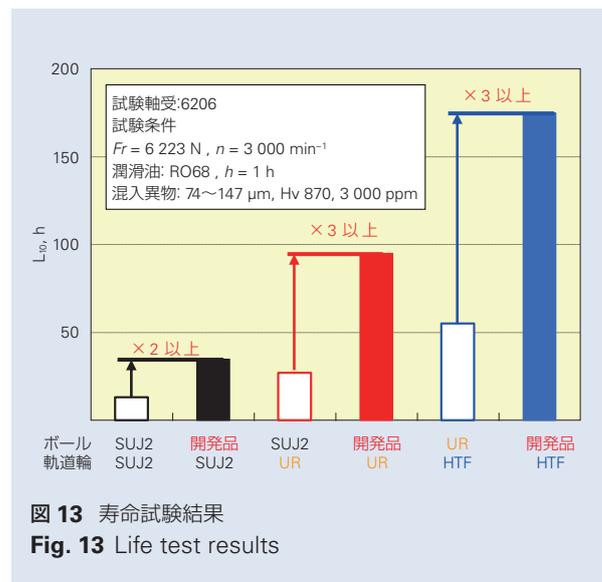


図 13 寿命試験結果
Fig. 13 Life test results

3.3.2 超長寿命プラネタリシャフト (図 14)

遊星ギヤ部に使用されるプラネタリシャフトは、ピン止めタイプ (図 15)、加締めタイプ (図 16) のいずれかのキャリアプレートへの固定方法が適用される。NSK は、シャフトの固定形式別に、ユニットの小型・軽量化や、過酷環境下での使用に対応した長寿命化要求に応えるプラネタリシャフトのラインナップを揃えている。

(1) SUJ2 鋼 長寿命プラネタリシャフト

JIS SUJ2 鋼に独自の特殊浸炭窒化を施した特殊熱処理仕様および、高温環境下での熱塑性曲がりを抑制した特殊高周波仕様を、市場に展開している。前者は、転がり面に適度な残留オーステナイト、炭窒化物、圧縮残留応力等を付与し、耐久性疲労強度を高めたもので、主にピン止めタイプに適用される。後者は、転がり面の表層は特殊熱処理仕様と同等の特性を持ちつつ、芯部に内在する残留オーステナイトを予め少なくし、高温環境下での熱塑性曲がりを抑え耐久性疲労強度を高めたもので、主に加締めタイプに適用される。

(2) NSK オリジナル鋼 超長寿命プラネタリシャフト

更なる過酷環境下での使用に対応するため、NSK オリジナル鋼である SHX3 鋼 (高クロム肌焼き鋼) に独自の熱処理を施すことにより、ピン止めタイプ向けに、特殊高周波仕様と比べ更に耐久性疲労強度を向上させた超長寿命プラネタリシャフトを開発した。過酷潤滑環境に適合したオリジナル鋼を採用し、且つ NSK 専用熱処理と組み合わせて耐久性を高めたもので、2.5 倍程度の耐久性疲労強度の向上を図ることが出来る (図 17) ⁸⁾。

SHX3 鋼は、シャフト端部付近も硬化しやすい特性があり、ピン止めタイプに適用が限定されていたため、オリジナル鋼の化学成分を更に最適化した SHX3M 鋼を新たに開発し、加締めタイプの超長寿命プラネタリシャフトをラインナップに加えた (表 3)。

3.4 低トルク化

3.4.1 樹脂保持器付き円すいころ軸受

NSK では、これまでも円すいころ軸受の低トルク化に取り組んでおり、滑り摩擦や転がり摩擦 (図 18) の低減、長寿命化技術による小型化など段階的にトルクの低減を実現してきた。



図 14 超長寿命プラネタリシャフト
Fig. 14 Ultra-long-life planetary shaft

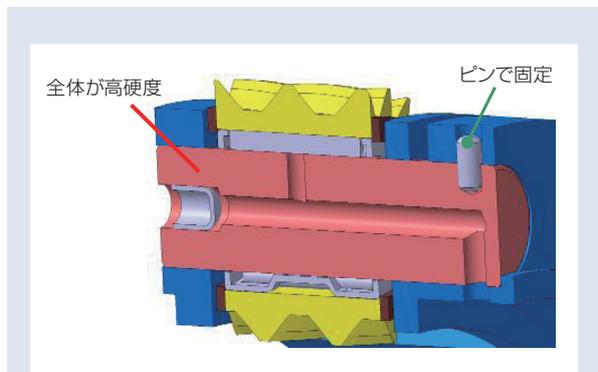


図 15 ピン止め
Fig. 15 Set pin

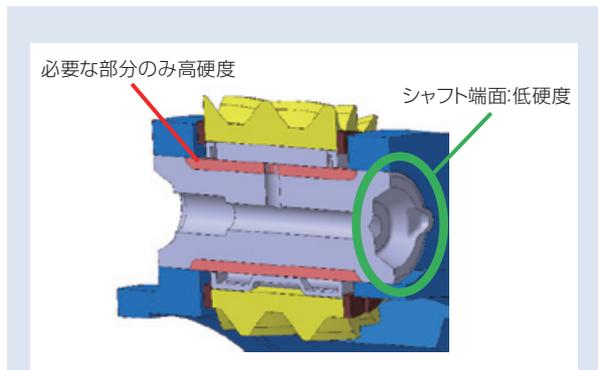


図 16 加締め
Fig. 16 Staking

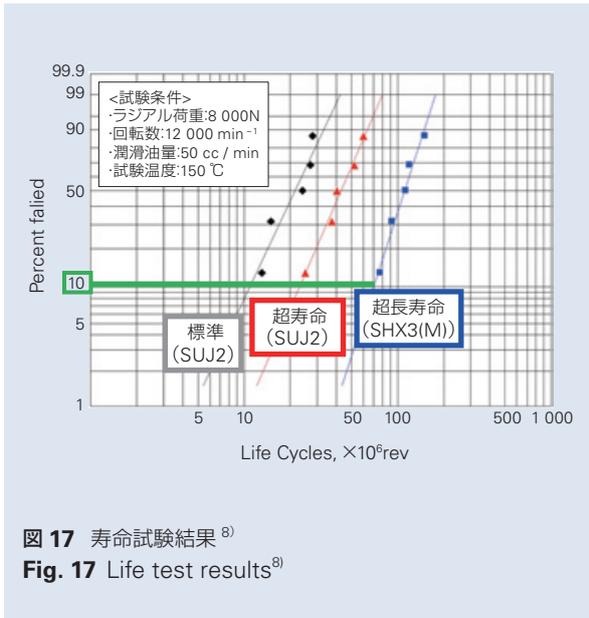


図 17 寿命試験結果⁸⁾
Fig. 17 Life test results⁸⁾

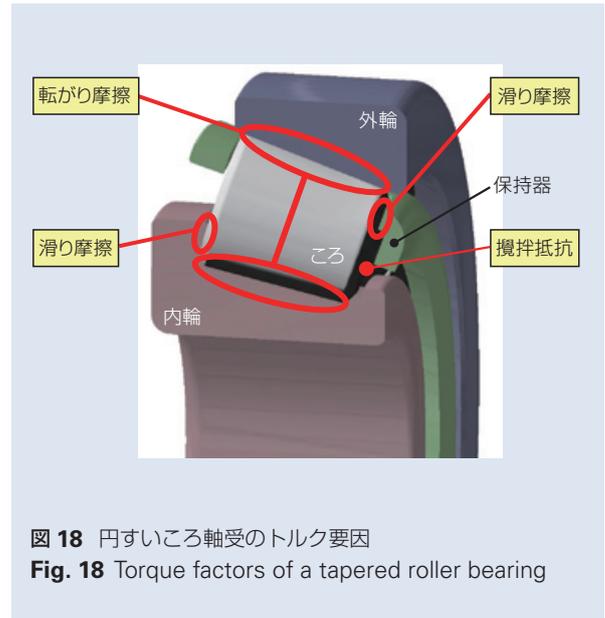


図 18 円すいころ軸受のトルク要因
Fig. 18 Torque factors of a tapered roller bearing

表 3 プラネタリシャフト ラインナップ
Table 3 Planetary shaft product lineup

固定方式	ピン止めタイプ	加締めタイプ
標準仕様 (寿命比: 1)	JIS SUJ2 鋼 焼入れ焼戻し熱処理	JIS SUJ2 鋼 高周波焼入れ処理
長寿命仕様 (寿命比: 1.8)	JIS SUJ2 鋼 特殊熱処理	JIS SUJ2 鋼 特殊高周波焼入れ処理
超長寿命仕様 (寿命比: 4.5)	SHX3 (NSK オリジナル) 鋼 特殊浸炭窒化処理	SHX3M (NSK オリジナル) 鋼 特殊浸炭窒化処理

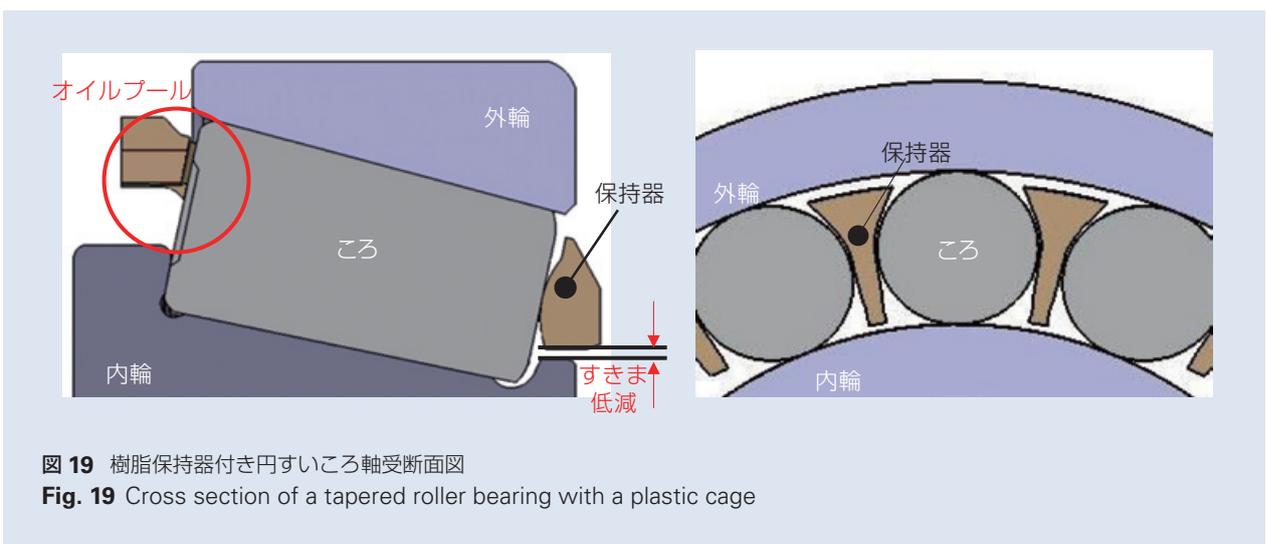


図 19 樹脂保持器付き円すいころ軸受断面図
Fig. 19 Cross section of a tapered roller bearing with a plastic cage

更なる低トルク化のため、滑り摩擦、転がり摩擦に次ぐトルクの要因である潤滑油の攪拌抵抗を低減し、加えて潤滑性の改善により、焼付き性能の向上を狙った軸受を開発した。

攪拌抵抗を低減するためには、内部に流入する潤滑油を制御する必要がある。図 19 に示すように、潤滑油の流入口である保持器と内輪小つば間のすきまを狭め、さらにはころところの間の空間を保持器で埋めている。このように、保持器形状を最適化することで約 20 % のトルクを低減できた (図 20) ⁹⁾。尚、本保持器では設計自由度を高くする目的で、射出成形可能な樹脂を採用した。

円すいころ軸受では、内輪の大つば面ところ端面の接触部で滑り摩擦が大きくなり、焼付きを生じる場合がある。このため、図 19 に示すオイルプールを保持器に設置し、焼付きが発生しやすいころ端面の接触部に潤滑油を供給することで、焼付き性能を向上させた (図 21)。単体試験において、鉄製保持器を用いた従来品に対して、開発品は耐焼付き性が約 30 % 向上した。

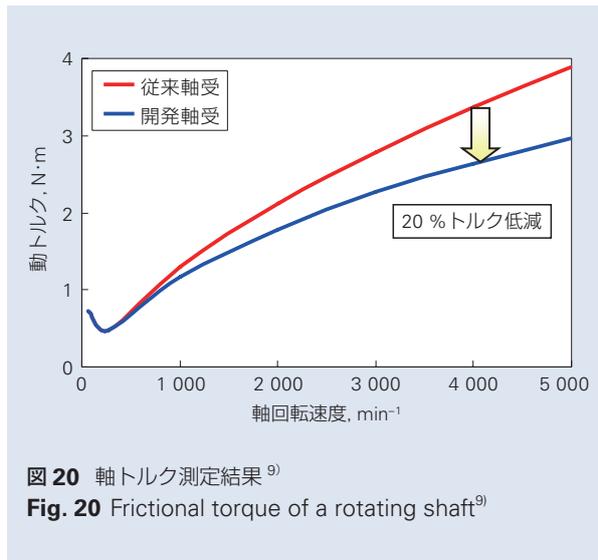
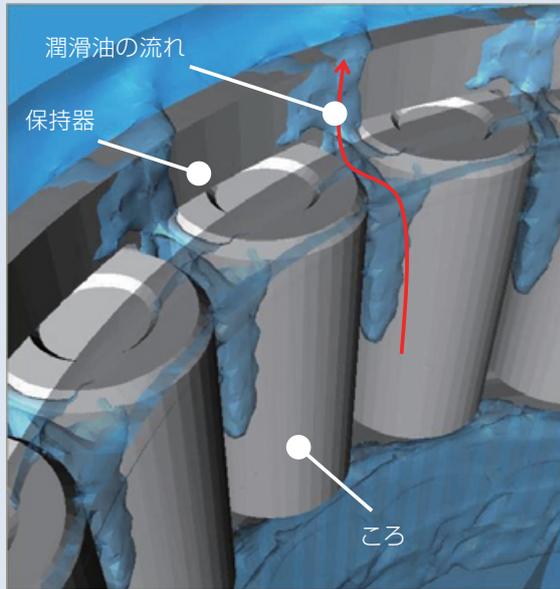
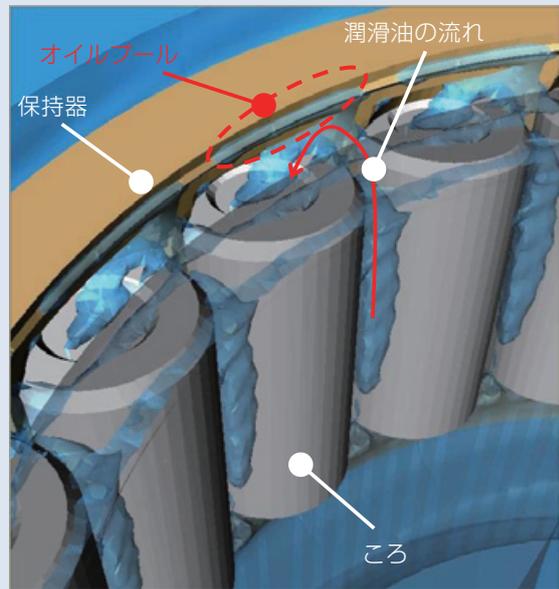


図 20 軸トルク測定結果⁹⁾
Fig. 20 Frictional torque of a rotating shaft⁹⁾



(a) 現行品



(b) 開発品

図 21 潤滑油の流れ⁹⁾
Fig. 21 Oil flow⁹⁾

3.4.2 プラネタリギヤサイド用薄肉スラストニードル軸受 (図 22, 図 23)

NSK プラネタリ用ニードル軸受の低トルク化への取り組みとして、総ころタイプのケージ&ローラ化や、長寿命化技術の採用によるケージ&ローラの小型化など、段階的に摩擦損失の低減を実現したケージ&ローラを市場に展開してきた¹⁰⁾。

NSK は、プラネタリ機構の機械的損失として、トルク伝達時に発生する遊星はすばギヤのラジアル方向の噛み合い荷重を支持する前記ケージ&ローラの低トルク化に加え、モーメント荷重に寄与する機械的損失の低減に注目した。遊星ギヤがモーメント荷重により傾くことで、ローラも傾いた状態で自転するため、ローラのスキュー力によりギヤの両端に配置されるワッシャと遊星ギヤ間の滑りによる摩擦損失が発生する (図 24)。

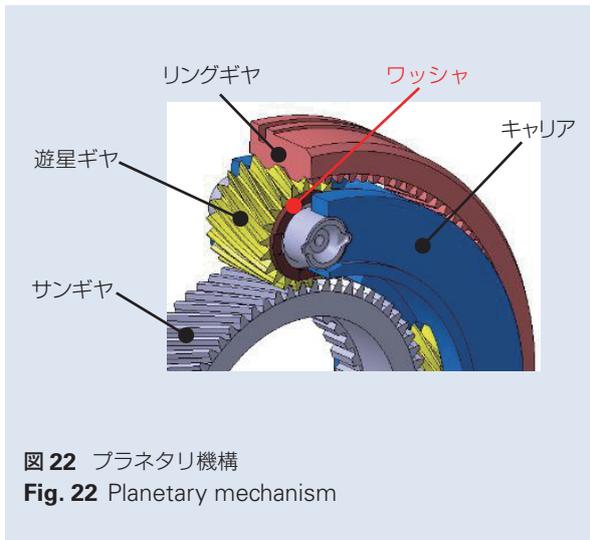


図 22 プラネタリ機構
Fig. 22 Planetary mechanism



図 23 遊星ギヤ周辺の構成部品
Fig. 23 Components of a planetary gear

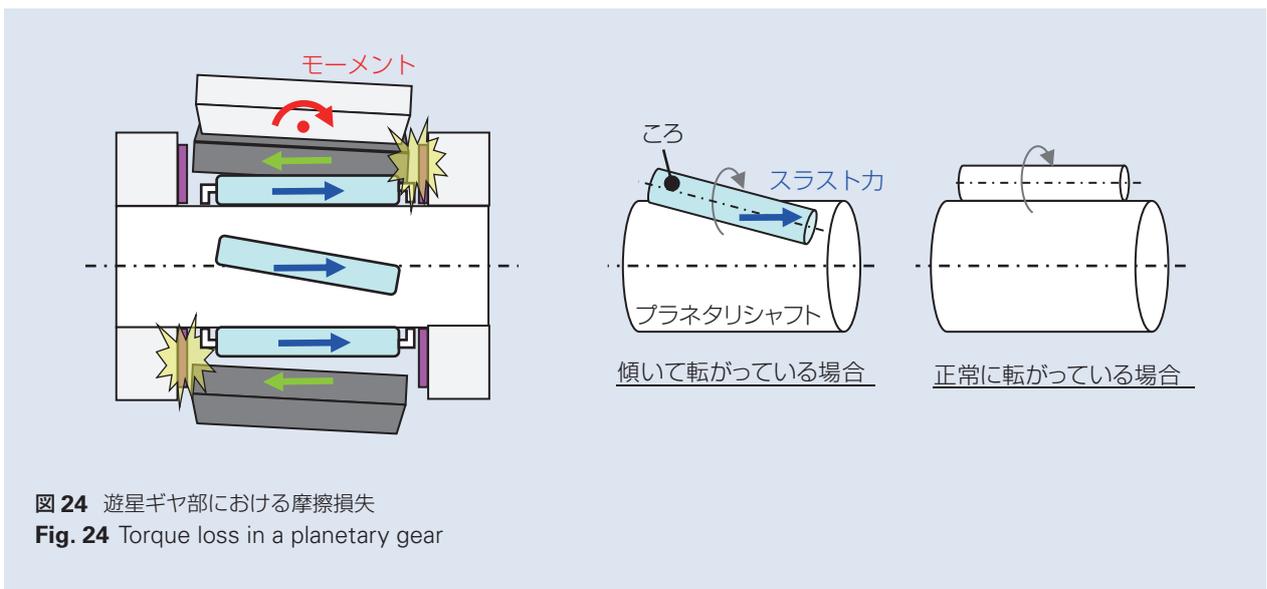


図 24 遊星ギヤ部における摩擦損失
Fig. 24 Torque loss in a planetary gear



図 25 薄肉スラストニードル軸受
Fig. 25 Thin thrust needle roller bearing

この滑り摺動摩擦の低減を目的に、ワッシャと同等寸法とすることで容易に従来ワッシャとの置き換えが可能な、薄肉スラストニードル軸受を開発した。世界最小レベルの 径φ 1 mm × 長さ 1.8 mm のニードルローラと、板厚 0.2 mm の極薄レースを開発 (図 25) し、これらを組み合わせることで軸受として置き換えるものである。更に、潤滑孔を付与した樹脂保持器を採用することで、プラネタリギヤの高速回転環境下における耐久性も確保した。本軸受の採用により、ワッシャに対し 70 % 程度の摩擦損失低減効果が期待できる (図 26)。

3.5 静音化(次世代クリープフリー軸受)

HEV・EV パワートレイン用軸受には、ギヤからの静止荷重 (向きが一定の部分に向かっている荷重) や、モータが回転する際の不均等な偏心荷重 (回転荷重: 向きが連続的に変化するような荷重) が入力される場合がある。軸受がすきまばめの場合、小型化やモータの高速回転化などにより軸受にこのような様々な荷重が負荷されると、クリープと呼ばれる軸受の滑り現象が発生し易くなる。クリープが発生すると、軸受やその外側にあるハウジングの摩耗につながり、音・振動に影響を及ぼす場合がある。

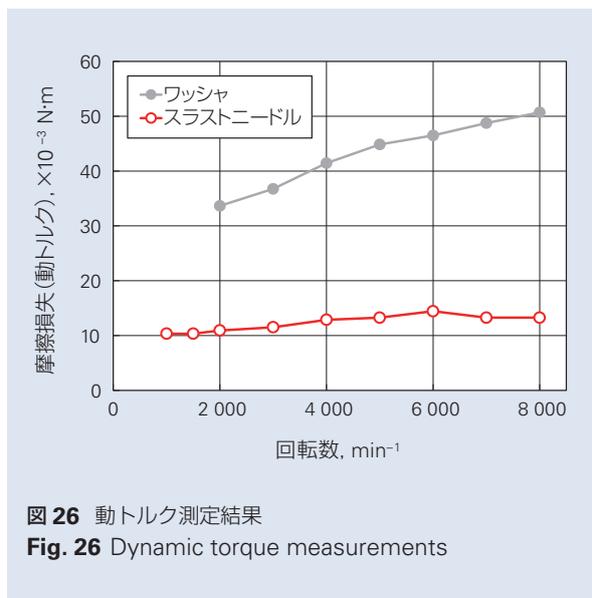
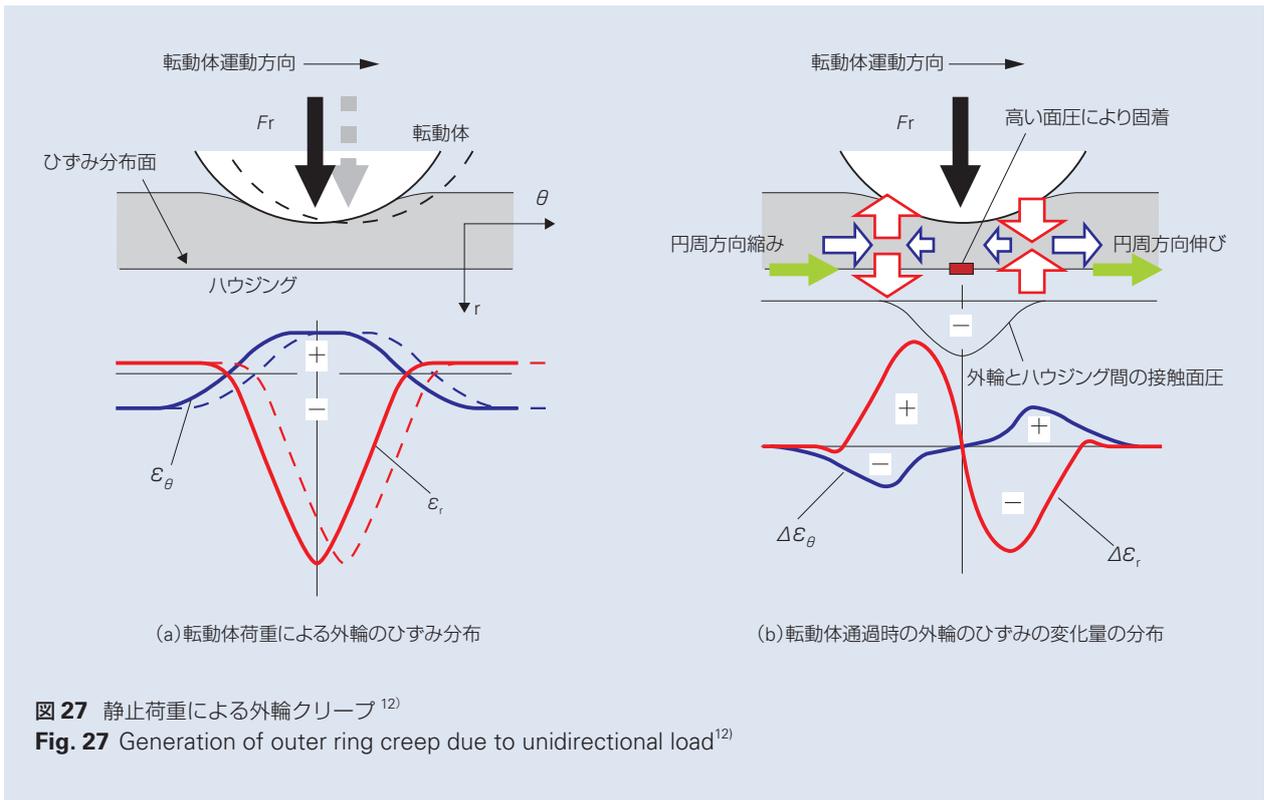


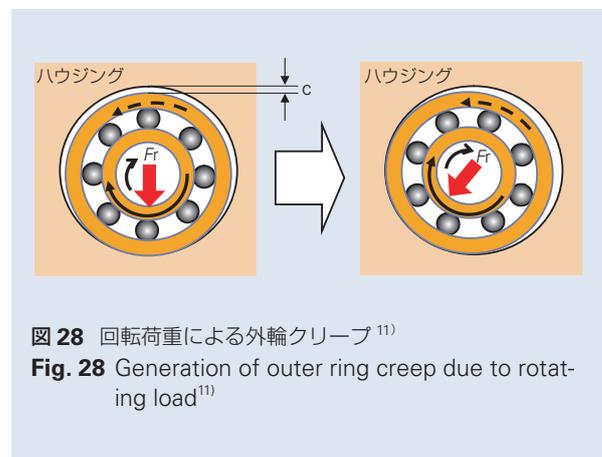
図 26 動トルク測定結果
Fig. 26 Dynamic torque measurements



静止荷重が入力された場合、図 27 (a) に示すように外輪には円周方向や径方向のひずみが発生する。内輪と転動体が回転すると、転動体が外輪を通過する度に図 27 (b) に示すように外輪のひずみ分布が変化する。転動体に対して前方の円周方向に伸びる外輪部分は、押されて転動体進行方向に進む。また、転動体に対して後方の縮む部分は、引っ張られてやはり転動体進行方向に進む¹¹⁾。この繰返しにより外輪が内輪の回転方向と同じ方向に進み、クリープが発生する。

図 28 に示すように、ラジアル方向の荷重 (F_r) が加わっていると、外輪が荷重方向に偏った状態でハウジングと接触する。回転荷重の場合、荷重 F_r の回転に伴って外輪とハウジングの接触部も同じ方向に移動する。ハウジング内径と外輪外径の差を c とすれば、2つの円周長さの差は πc となる。内輪が 1 回転した時に外輪がハウジングに対して円周上において πc 長さの遅れが発生し、内輪の回転方向と逆方向に進み、クリープが発生する¹¹⁾。

クリープの防止には、軸受をケースに固定すること、外輪外径面に O リングを付けたクリープフリーTM 軸受の適用することが有効である。しかしながら、軸受をハウジングに固定することは、コストと組付け性が課題となる。また、O リングを使用する場合は、従



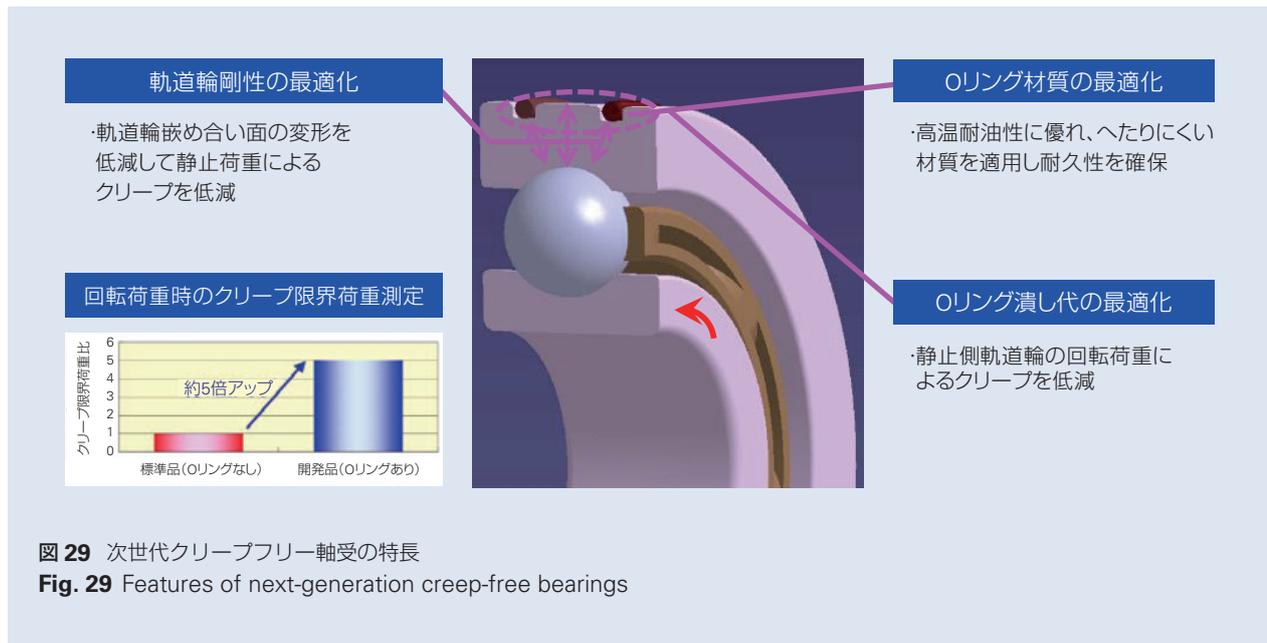


図 29 次世代クリープフリー軸受の特長
 Fig. 29 Features of next-generation creep-free bearings

来品では高温の油環境における O リングの耐油性の確保が課題であった。

NSK では、軸受の内部諸元と O リング諸元を最適化することにより、静止荷重、回転荷重の両方のクリープを抑制する次世代クリープフリー軸受を開発した。

静止荷重によるクリープを防止するため、解析結果に基づいて外輪軌道輪の剛性を最適化することで、外輪のひずみを抑制した。また、回転荷重によるクリープについては、外輪に O リングを装着し、高温耐油性に優れた O リング材質の最適化、O リング潰し代の最適化を実施し、O リングの弾性・反発力で高温油潤滑環境下におけるクリープ防止効果を向上させた (図 29)。

4. あとがき

本報では、小型化、高効率化、電動化、静音化が進む HEV・EV パワートレイン用軸受の最新の技術動向について紹介した。

今後も HEV・EV の環境性能、燃費性能、動力性能などの向上に貢献ができるよう、NSK のコア技術であるトライボロジー、材料技術、解析技術、メカトロ技術を基盤として、ユーザの周辺環境を十分に把握し、エンドユーザを意識した新しい商品の開発を行っていく。

参考文献

- 1) IEA, ETP (Energy Technology Perspectives), 2012.
- 2) トヨタ自動車株式会社, “電子技術マニュアル No. SC3220J”, PRIUS ZVW5# 系, (2015).
- 3) 武村浩道, 北村浩一, “高速回転ミニアチュアプラネタリ用ニードルローラ軸受の開発”, 自動車技術会論文集, 42-4 (July 2011) 897-901.
- 4) 浦上正剛, 劉軍, 松本洋一, “超高速プラネタリニードル軸受の開発”, NSK Technical Journal, 680 (2006) 36-41.
- 5) 前島武始, 田中孝道, “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”, NSK Technical Journal, 685 (2012) 2-7.
- 6) 植田徹, 坂口尚, 瀬野直也, 沖田滋, 三田村宣晶, “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—”, NSK Technical Journal, 685 (2012) 58-60.
- 7) 植田徹, 瀬野直也, 三田村宣晶, “圧痕起点型はく離寿命に及ぼす転動体表面性状の影響”, NSK Technical Journal, 685 (2012) 55-57.
- 8) 山本幸一, 武村浩道, “自動車用変速機部遊星歯車向け長寿命プラネタリシャフト (SHX3 鋼) の開発”, NSK Technical Journal, 686 (2013) 52-57.
- 9) 齊藤智治, 前島大紀, 平本隆之, “次世代低トルク円すいころ軸受の開発”, NSK Technical Journal, 685 (2012) 8-13.
- 10) 大坪竜也, 角川聡, “AT 用軸受の動向と最新技術”, NSK Technical Journal, 677 (2004) 46-53.
- 11) 展建軍, 坂尻義晃, 武村浩道, 湯川謙次, “軸受外輪クリープの発生メカニズム”, NSK Technical Journal, 680 (2006) 13-18.
- 12) Jianjun Zhan, Hiromichi Takemura, Kinji Yukawa, “A STUDY ON BEARING CREEP MECHANISM WITH FEM SIMULATION”, 2007 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE2007-41366 (2007).

NSK の EPS 制御技術

下川邊 聡*, 北爪 徹也*



下川邊 聡

NSK EPS Control Technology

S. Shimokawabe, T. Kitazume



北爪 徹也

In recent decades, in order to reduce energy consumption and protect the environment, electric power steering (EPS) systems are increasingly used as alternatives to hydraulic power steering systems. Additionally in recent years, EPS is expected as a technology for reducing traffic accidents because it has a high controllability.

In this paper, we will look back on NSK's progressive approach to EPS development. Then we will discuss the newly developed ACTIVE ON CENTERING control. One of the concepts of NSK EPS control is that EPS is a man-machine interface. This means that EPS is not only an actuator to reduce the driver's steering effort. It also should be an interface to connect properly between driver's maneuver and vehicle movement.

Based on this concept, NSK has developed the ACTIVE ON CENTERING control. For easy handling when the driver returns a steering wheel to a center position, this function makes assistant force. The effectiveness of this new control was confirmed by experiments.

1. まえがき
2. NSK EPS の歴史
3. EPS 制御技術の進化
4. アクティブオンセンタリング™制御
 - 4.1 開発の背景と狙い
 - 4.2 新制御の特徴と構成
 - 4.3 評価方法
 - 4.4 実験結果
5. あとがき

1. まえがき

電動パワーステアリング(EPS)は、従来主流であった油圧パワーステアリングに比べて、約 95 % もの省エネルギー化が図れる点や、作動油を使用しないですむ点などから、地球環境に優しいパワーステアリングとして置き換えが進んできた。近年では、制御性の高さから駐車支援などの部分的な自動運転や、交通事故削減に向けた自動運転走行に対する操舵アクチュエーターとして更なる発展が見込まれ、注目がされている商品である。

NSK では、EPS を単なる操作力軽減の為のパワー

アシスト装置としてではなく、運転者の車両運動に対する意思を車両に、また車両の走行状態を運転者に対して、いずれからも的確に情報を伝える手段=マン-マシンインターフェイスと位置付けて開発を行ってきた。

本報では、今までの NSK の EPS 開発の取り組みを振り返るとともに、マン-マシンインターフェイスのもとに、ハンドル戻り性能を向上させる機能として開発をした、アクティブオンセンタリング制御について紹介する。

* ステアリング技術センター、ステアリングエンジニアリングセンター、電気/電子技術部

2. NSK EPS の歴史

表 1 は、NSK が量産化してきた EPS および高機能化の変遷を簡単に表したものである。

NSK では、1980 年代に EPS の開発に着手し、1989 年に軽自動車向けのピニオンタイプ EPS を世界で初めて量産した。翌 1990 年には同じく軽自動車向けにコラムタイプ EPS の生産を開始した。1995 年には欧州のスポーツカー向けにコラムタイプ EPS の量産を開始し、以降軽自動車のみならず小型乗用車向けにも拡販をしていった。ここに至る開発の経緯や技術に関しては文献¹⁾を参照していただきたい。

環境意識や環境保全への取り組みが高まる中、より多くの車種での EPS の採用を可能にする為、EPS には高出力化と高機能化が求められた。NSK は小型・高出力を可能とする為に、ブラシレスモータを用いて 2 L クラスの乗用車に搭載可能なラック出力 8 500 N のコラムタイプ EPS を開発し²⁾、2004 年に量産化に成功した。

その後も小型・高出力・高機能な EPS を開発するとともに、ハイブリッドカーや電気自動車など、最先端の車種へ適用させてきた。

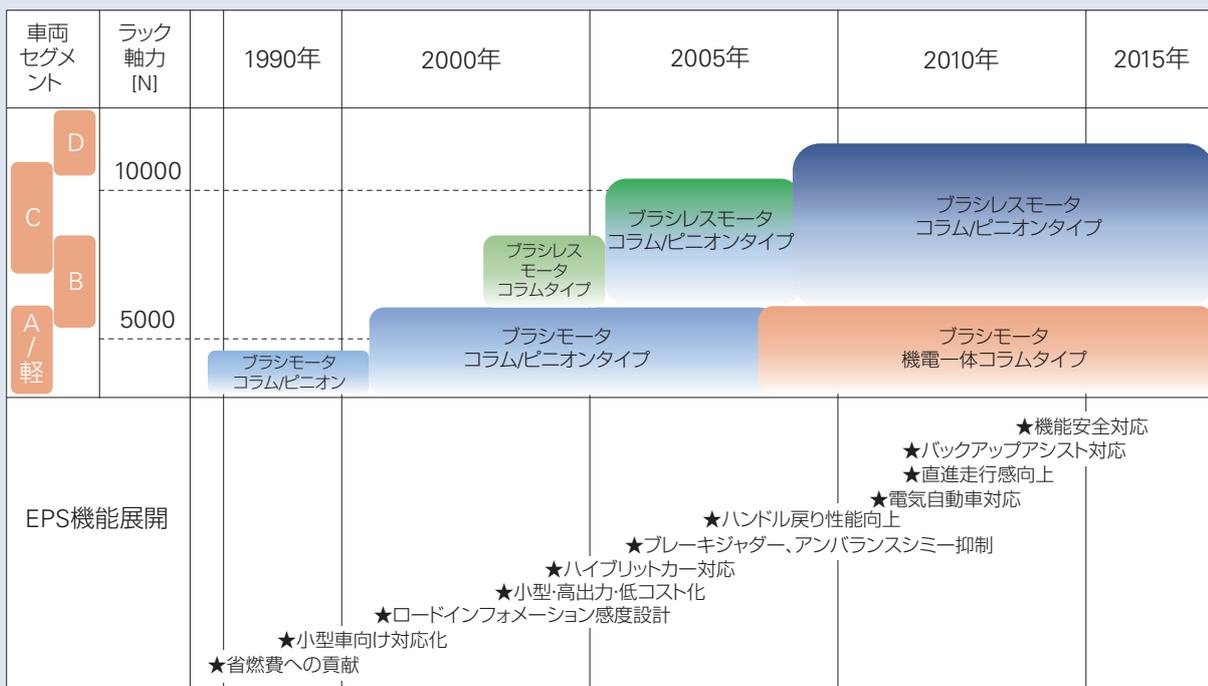
3. EPS 制御技術の進化

EPS は、油圧パワーステアリングに比べて、省燃費などに優れる一方で、減速ギアを介してパワーアシスト用のモータが接続されている点などから、摩擦や慣性が大きくなってしまい、操舵性能に関しては不利とも言える面がある。その為、世に出た当初の EPS の操舵性能に対する評判は良くないものが多かった。

適用車種の拡大に伴い、操舵性能に関してより高度な要求が強くなってきた。そのような中、NSK では EPS をマン - マシンインターフェイスと位置付けて開発を行ってきた。それは、EPS は運転者のステアリング操作力を軽減するという機能のみならず、車両運動の状態を運転者に対し適切に伝える手段である、という考えである。

人馬一体、などと例えられることがあるが、運転者の意思と車両運動に一体感が生まれることによって、運転者に運転をする楽しみをもたらすことができる。また、この一体感によって、運転者の疲労や精神的負担を軽減するとともに安心感をもたらし、結果として交通事故軽減という安全にも結び付くものと考えている。

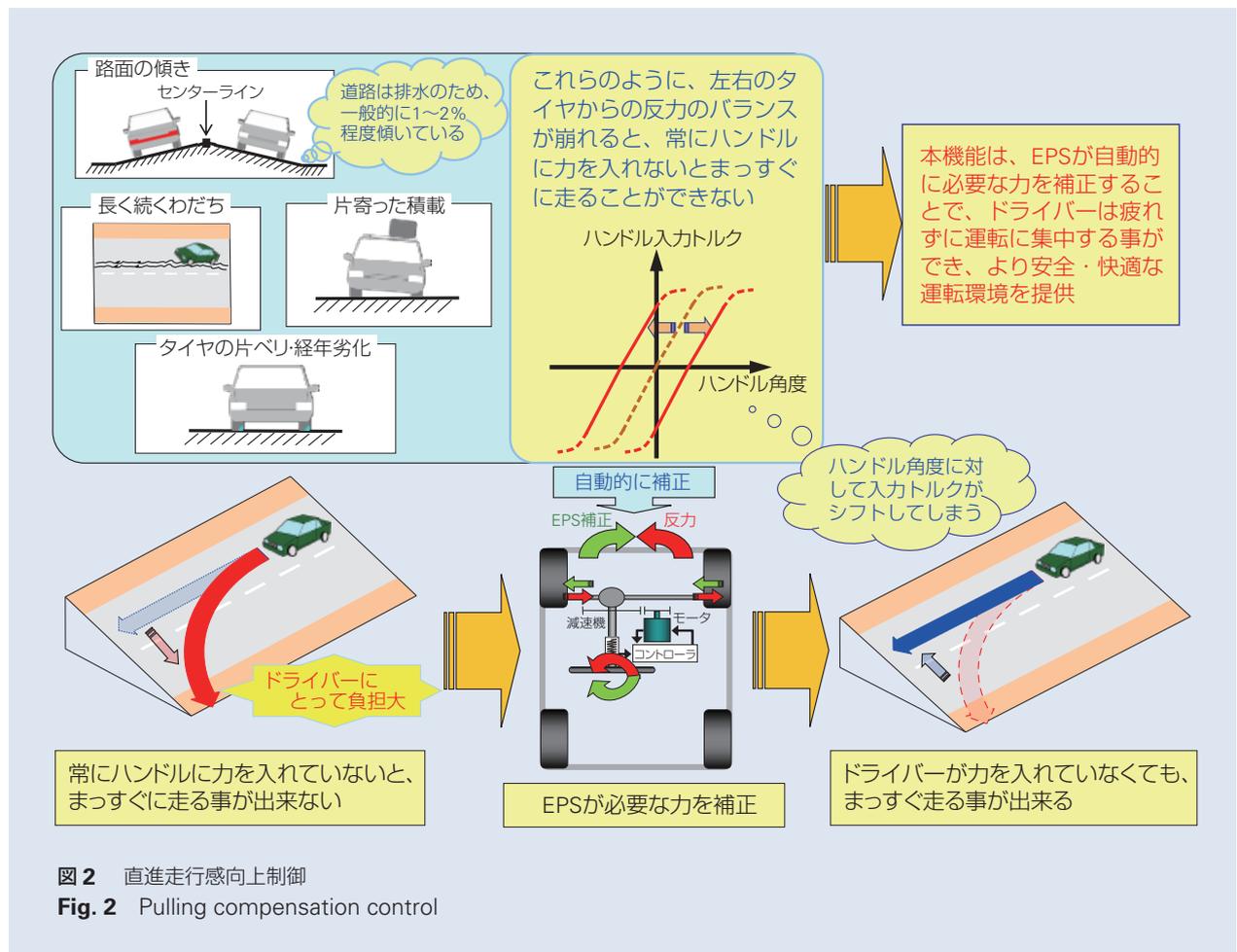
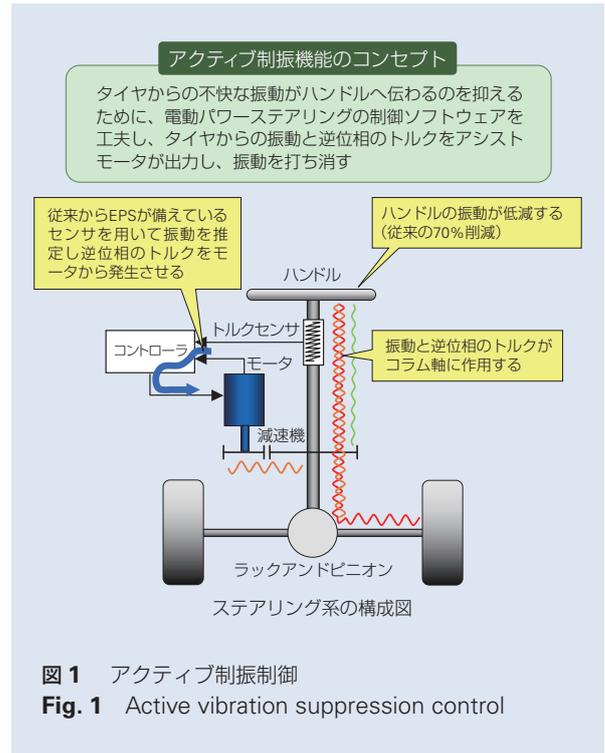
表 1 NSK EPS 開発の歴史
Table 1 History of NSK EPS development



この位置付けに基づき、NSKはロードインフォメーション感度設計方法を開発し、2002年に欧州小型車向けに量産をし、一体感のあるステアリングとして好評を得た。具体的な設計方法については、文献³⁾を参照していただきたい。

以降、表1に示すように、高出力化による適用車種の拡大に限らず、ブレーキジャダーやアンバランスシミーなどによりハンドルに伝わる不快な振動を低減するアクティブ制振制御(図1)や、直進走行を保つための操作力を低減することで運転者の負担を軽減する直進走行感向上制御(図2)など、マン-マシンインターフェイスに基づいた操舵性能の快適性を通して、安心・安全につながるEPSを提供してきた。

次章では、同様のコンセプトに基づいて新たに開発した、アクティブオンセンタリング制御について紹介する。



4. アクティブオンセンタリング制御

4.1 開発の背景と狙い

前章でも述べたとおり、運転者が狙い通りに車を操れるということは、運転者に快適性や快感をもたらすことのみならず、ストレスや疲労を軽減させることによって、安心・安全に貢献出来るものであると考えている。

しかし、交差点の右左折やカーブを曲がった後などに、運転者が切ったハンドルを戻して車を直進状態にする際には、車の向いている方向とハンドルを操作する方向が異なる為、直進状態からハンドルを操作する場合に比べて、狙った車の動き・軌跡に合わせるための運転者の操作が難しいケースが多い。また、直進走行といえども路面の凹凸や横風による影響や、走行レーン内での微細な進路変更などによりハンドル操作が必要なケースは多くあり、その度に運転者はハンドルを適切に戻すという操作をする必要がある。

そのような場面において、運転者が意識して適切にハンドルを戻すのではなく、ハンドルが適切に戻る状態をEPSで創出すれば、運転者は難しい操作や、難しいがゆえの修正操作の繰り返しによる疲労・ストレスから解放され、快適で安定したドライビングをすることができる。さらに、適切なハンドル戻りや無駄な方向修正がないことによる車両の安定は、同乗者にも快適な移動空間を提供することになる。

NSKはこの点に着目し、適切なハンドル戻りになるようEPSのアシストを変化させる制御を新たに開発した。

4.2 新制御の特徴と構成

ハンドル戻りの性能のほとんどは、タイヤからの戻し力と、タイヤからハンドルまでの機構上の摩擦などによる抵抗力との大小関係によって決まる。タイヤからの戻し力よりも摩擦抵抗が大きければハンドルがセンタまで戻りきらずに止まってしまう、車両を直進状態にするためには運転者が残りの分を戻さなければならない、ということになる。

NSKでは従来からステアリング機構部の摩擦低減・高効率化を推進するとともに、ハンドル戻り不足を補う制御を開発してきた。図3は、従来のハンドル戻り向上制御の制御ブロック図である。

この従来制御では、ハンドル角度ごとにハンドル戻し基本アシストを設定し、車両の特性を考慮して、走行車速及びハンドル角速度に応じた重み付け設定を可能にしている。

車両上では、ステアリング機構以外にサスペンションなど摩擦の影響もあるうえに、タイヤからの戻り力自体が走行速度、操作角度、路面状況、タイヤの状態などにより変化する為、車両の特性に合わせてハンドル戻り性能を最適化するのには、車両試験の中で制御パラメータを微調整していくという、いわゆるチューニングに頼る部分が大きかった。また、タイヤからの戻り力が大小しながら伝わってくる場合などにはハンドル戻り速度が大小してしまうという課題があった。

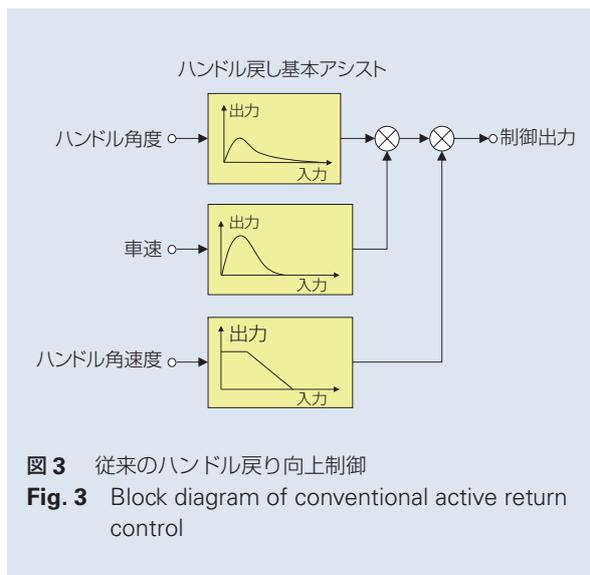


図3 従来のハンドル戻り向上制御
Fig. 3 Block diagram of conventional active return control

NSKはこれらの課題から、タイヤの戻し力や機構部摩擦の大小によらず、安定した軌跡で直進状態に戻すことを目標に新たな制御を開発した。

図4が、新制御となるアクティブオンセンタリング制御の制御ブロック図である。

アクティブオンセンタリング制御では、単にハンドルを直進状態に戻すのではなく、安定した軌跡で、つまりは滑らかなハンドル角速度でハンドルを直進状態に戻すために、従来からNSKで実施していたハンドル戻り向上制御に加えて、車両および運転者による操舵状況にあわせて算出するハンドル角速度を目標値としたフィードバック制御を付与する制御構成とした。フィードバック制御を用いることで、目標ハンドル角速度に追従するように制御出力を調整することが可能となる為、路面状況の変化などでタイヤからの戻り力が変化しても安定したハンドル戻りを実現できる。

アクティブオンセンタリング制御における目標ハンドル角速度は、次のように算出する。

摩擦の大小によらない制御とするため、摩擦を除外してEPSの運動方程式を記述し、式(1)のように定義する。

$$J\ddot{\theta} + D\dot{\theta} = SAT + T_m + T_h \quad (1)$$

ここで、 $\ddot{\theta}$:ハンドル角加速度、 $\dot{\theta}$:ハンドル角速度、 J :EPS系の慣性モーメント、 D :EPS系の粘性係数、 SAT :タイヤからの戻り力(セルフ・アライニング・トルク)、 T_m :EPSのアシスト力、 T_h :運転者の操作

力とする。式(1)をラプラス変換し、ラプラス演算子(s)を用いてハンドル角速度($s\theta$)について整理すると、式(2)を得ることができる。

$$s\theta = \frac{1}{\frac{J}{D}s + 1} \left(\frac{SAT}{D} + \frac{T_m + T_h}{D} \right) \quad (2)$$

式(2)を観察すると、 $\frac{1}{\frac{J}{D}s + 1}$ は時定数 $\frac{J}{D}$ とするローパスフィルタ特性となっていることが分かる。また、左辺がハンドル角速度であることから、右辺も角速度を示すことになる。つまり、右辺の $\frac{SAT}{D}$ はタイヤからの戻し力によるハンドル角速度、また $\frac{T_m + T_h}{D}$ は運転者の操作力およびEPSのアシスト力によるハンドル角速度と解釈することができる。

タイヤからの戻し力によるハンドル角速度 $\frac{SAT}{D}$ は希望の車両特性にあわせて、ハンドル角度および車両速度に基づいて設定すればよい。また、EPSのアシスト力(T_m)はEPSのモータ電流から推定することが可能であり、運転者の操作力(T_h)はEPSのトルクセンサによって検出している為、EPS系の粘性係数 D を希望の操舵特性になるように設定すれば運転者の操作力およびEPSのアシスト力によるハンドル角速度も算出できる。

したがって、式(2)より得られたハンドル角速度を目標値としたフィードバック制御構成にすることで、車両の状態および運転者のハンドル操作に応じたハン

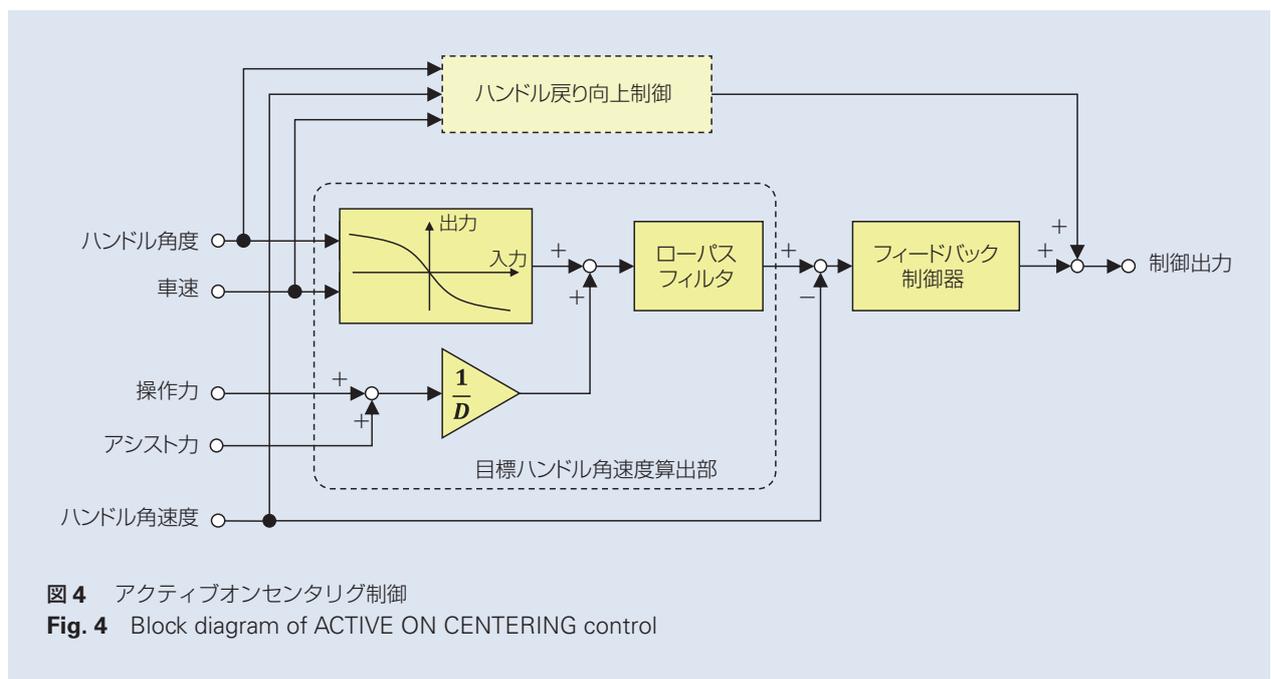


図4 アクティブオンセンタリング制御
Fig. 4 Block diagram of ACTIVE ON CENTERING control

ドル角速度が得られることになる。

4.3 評価方法

新たに開発したアクティブオンセンタリング制御の効果を確認するため、実際の車両を使用し、以下の3つの観点から評価を行った。

評価① ハンドル手放し時のハンドル角度および角速度の遷移

車両走行時にハンドルを一定角度に保持した状態から手を放し、ハンドル角度が収束したときのハンドル角度(ハンドル残留角)、およびハンドル角速度の遷移からハンドル戻り性能を評価

評価② 運転者の操作力とハンドル角度の相関

ハンドル角度を横軸、運転者の操作力を縦軸にプロットした操舵特性による評価

評価③ 運転者の操作力と車両挙動の相関

運転者の操作力を横軸、車両の旋回挙動であるヨーレイトを縦軸にプロットした操舵特性による評価

評価①は、車両のハンドル戻り性能を評価する一般的な方法であり、ハンドル残留角が小さいほど、車両を直進状態にする為の運転者による操作は少なく済むということを表している。また、ハンドルの角速度の変化が滑らかであるほど、車両の挙動(揺られ)も穏やかであるということを表している。

評価②は、操舵特性を図に表して評価する一般的な方法であり、運転者がハンドルを操作する角度の量と、ハンドルを回転操作する際に必要とされる操作力との相関を表すものとなる。

EPSをマン-マシンインターフェイスとして考える場合、運転者が車両を操作しやすく、かつ車両挙動を予測しやすいことが指標となる。ここでは、ハンドル操作力が適度に軽く、かつハンドル角度と運転者の操作力の相関が線形であることが優れた操舵特性であると定義した。これは、相関が線形であると、運転者がハンドルを回転操作する際に操作力の急変化がない為、操作速度にムラの少ない滑らかな操作が可能になると考えられるためである。

評価③は、車両特性を図に表して評価する手法であり、運転者の操作力と、車両の旋回挙動(ヨーレイト)との相関を表すものとなる。ハンドル操作力に対して車両が適度に旋回すること、かつその相関が線形であることを優れた車両特性と定義した。これは、相関が線形であると、運転者がハンドルを操作する力の変化に対して車両挙動の急変化がない為、ハンドル操作力の変化から車両挙動の変化を予測しやすくなり、無駄

のないハンドル操作が可能になると考えられるためである。また、運転者の視覚や平衡感覚のみではなく、ハンドル操作力からも車両の挙動を認知することが可能になると考えられるためである。

4.4 実験結果

図5・図6は評価①の結果であり、一定ハンドル角度でハンドルを保持した状態から手を放した際のハンドル角度および角速度の時間推移を示した図である。図5内の破線囲み部分がハンドル残留角を示した時間域であり、アクティブオンセンタリング制御によってハンドル残留角が減少していることが分かる。また図6より、手を放した後のハンドル角速度も滑らかになっていることが分かる。

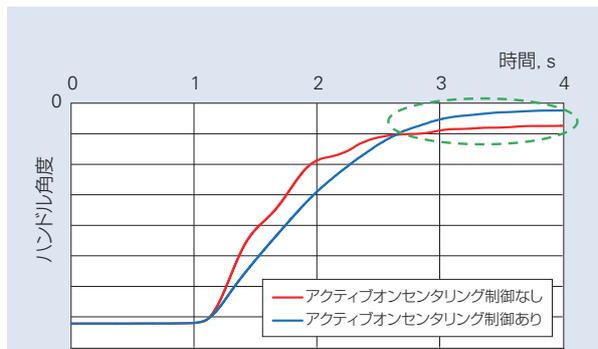


図5 車両実験結果 - 手放し時ハンドル残留角遷移
Fig. 5 Vehicle test results: residual steering angle when steering wheel is released

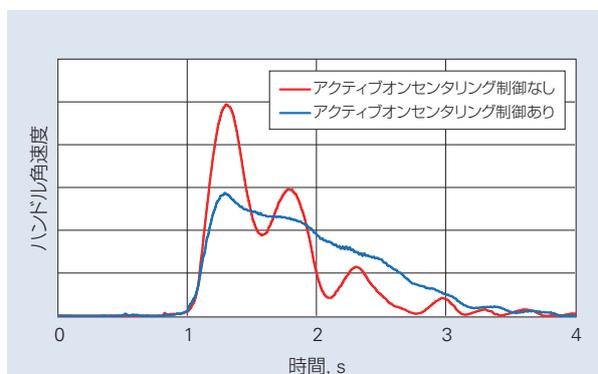


図6 車両実験結果 - 手放し時ハンドル角速度遷移
Fig. 6 Vehicle test results: steering wheel speed when steering wheel is released

図7は評価②の結果であり、運転者が左右に一定角度のハンドル操作をした場合のハンドル角度と操作力の相関を示した図である。図7の切り増し操舵域では、アクティブオンセンタリング制御の有無とともに比較的線形であり、ほぼ差異がない。これは、アクティブオンセンタリング制御が運転者の操舵を阻害していないことを示している。一方、切り戻し操舵域では破線囲み部のとおり、アクティブオンセンタリング制御によって、ハンドル操作力が軽減されているとともにハンドル角度とハンドル操作力の相関が線形に近くなっており、運転者がより滑らかな操作を感じられることを示している。

図8は評価③の結果であり、運転者が左右に一定角度のハンドル操作をした場合のハンドル操作力と車両のヨーレイトの相関を示した図である。破線囲み部のとおり、アクティブオンセンタリング制御によって、切り戻し操舵中のハンドル操作力とヨーレイトの相関が線形に近づいており、運転者がハンドル操作力から車両挙動を予測しやすい特性になっていることが示されている。

以上の結果から、式(2)に基づくハンドル角速度を目標値としたフィードバック制御であるアクティブオンセンタリング制御によって、操作性及び快適性が向上していることを確認できた。

5. あとがき

本報では、NSK EPSの歴史を振り返るとともに、NSKのEPS制御技術を紹介し、その中の一つとしてアクティブオンセンタリング制御を詳細に解説した。また、車両実験の結果から、アクティブオンセンタリング制御が車両の操作性および快適性に寄与していることを示した。

今後もEPSをマン-マシンインターフェイスとして位置付け、さらなる自動車の安全性・環境性・快適性の向上に貢献できるように一層の開発を進めていく。

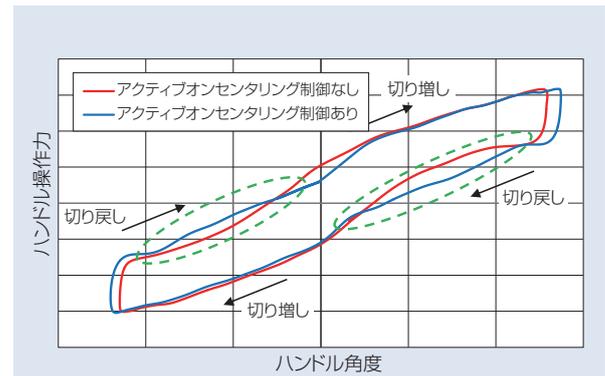


図7 車両実験結果 – ハンドル角度とハンドル操作力の相関
Fig. 7 Vehicle test results: relation of steering angle with driver's torque

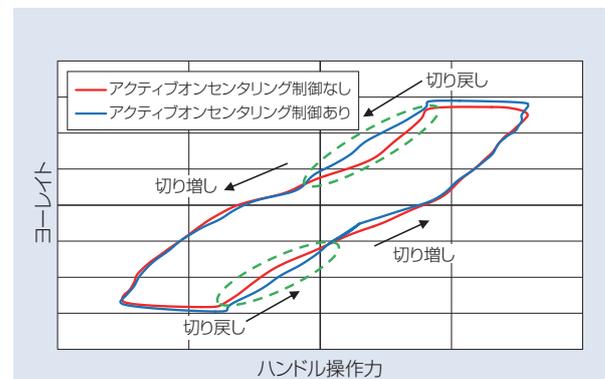


図8 車両実験結果 – ハンドル操作力とヨーレイトの相関
Fig. 8 Vehicle test results: relation of driver's torque with yaw rate

参考文献

- 1) 光崎雄二, 広瀬五郎, 関谷昌三, 宮浦靖彦, “電動パワーステアリング (EPS)”, NSK Technical Journal, 667 (1999) 14-22.
- 2) 坂口徹, 遠藤修司, “EPS用高出力ブラシレスDCモータの開発”, NSK Technical Journal, 682 (2007) 33-41.
- 3) 遠藤修司, 小林秀行, “EPS制御技術”, NSK Technical Journal, 676 (2003) 55-60.

25 000 min⁻¹ 高速・高出力グリース 補給潤滑スピンドルの開発

小栗 翔一郎*, 稲垣 好史*, 岩崎 修*



小栗 翔一郎



稲垣 好史

Development of High-Speed, High-Power Spindles With Automatic Grease Replenishment

S. Oguri, Y. Inagaki, O. Iwasaki



岩崎 修

In recent years, significant developments in the aircraft and automotive industries have led to increased demand for high-speed machine tool spindles to increase production efficiency. For this reason, NSK has developed high-speed, high-power spindle units in addition to the NSK standard spindle series. These spindle units use a constant-pressure preload and a rear bearing sleeve with a spiral-groove cooling structure to sustain rotational accuracy. Other features include a grease-replenishing unit to prolong spindle life, a quadruple-seal structure to prevent infiltration of coolant, and a tool-unclamping cylinder.

1. まえがき
2. 概要
 - 2.1 高速・高出力スピンドル仕様
3. 高速化技術
 - 3.1 定圧予圧方式
 - 3.2 スリーブ冷却構造
 - 3.3 グリース補給潤滑
 - 3.4 高出力ビルトインモータ
4. スピンドル付属機能
 - 4.1 シール構造
 - 4.2 ツールアンクランプシリンダ
5. あとがき

1. まえがき

工作機械用のスピンドルは、生産効率の向上を目的とした高速化技術の要求が多くなっており、過去に $d_m n$ 400 万の超高速スピンドルも開発されている¹⁾。このような高速スピンドルの実現を可能にする潤滑方法としては、油潤滑が主流である。しかし、環境対策・省エネ化・省資源化の傾向がある中で、オイルミストの飛散や騒音発生、エアの大量消費といった環境面への配慮も要求されている。これらの要求に応えるため NSK としてもこれまで、生産効率に貢献するだけでなく、環境負荷の低減化、高機能化を目的とした標準・高速タイプ(ワイドレンジ加工用)グリース補給ビルト

インモータスピンドルという画期的な製品を開発し、販売している²⁾。

また一方では近年、航空機や自動車産業の発展が著しい中、これらの部品を加工する工作機械のスピンドルは、さらなる高速・高出力による生産効率の高い加工が望まれている。

そこで、NSK はさらに生産効率アップに貢献する高速・高出力タイプのグリース補給スピンドルを開発し、本スピンドルを新たに NSK 標準スピンドルシリーズにラインアップしたので紹介する。

* 産業機械軸受技術センター，精密軸受技術部 桐原駐在

2. 概要

今回、新たにラインアップした高速・高出力タイプスピンドルは、NSKの高い技術が集結され、多くの販売実績がある標準・高速タイプを基に開発したスピンドルである。上記の従来タイプに、さらなる改良仕様および新技術を加えた本スピンドル（HSK-A63タイプ）は、グリース潤滑で世界最高速を達成した。

2.1 高速・高出力スピンドル仕様

本スピンドルの仕様を表1、外観図と主要寸法を図1図2に示す。

表1 高速・高出力グリース補給潤滑スピンドルの主な仕様
Table 1 Spindle specifications

取付姿勢	水平／垂直	
最高回転数	25000 min ⁻¹	
軸受	前側	φ 70BNR10 シリーズ (SHX 材)
	後側	φ 55BNR10 シリーズ (SHX 材)
ツールホルダ	HSK-A63	
潤滑	グリース補給	
予圧方式	定圧予圧	
クーラント機能	スルークーラント (7 MPa)	
出力	22/25/30 kW	
	(cont./30 min/15 %)	
最大トルク	80 Nm	
	(15 %)	

3. 高速化技術

3.1 定圧予圧方式

従来の標準・高速タイプは前側軸受内径 φ 70 mm、アンギュラ玉軸受 DBB 組合せ、後側軸受内径 φ 55 mm のアンギュラ玉軸受 DB 組合せで配した定位置予圧方式を採用している。本スピンドルでは、軸受内径を標準・高速タイプと同じとし、さらなる高速化を図るために、軸受の組合せを前側軸受 2 列の DT 組合せ、後側軸受 2 列の DT 組合せで、コイルばねにより予圧を付与する定圧予圧方式を採用した。さらに、軸受の内外輪は、高速回転環境化に耐えるため、NSK で開発した特殊軸受材質の SHX 材を用いている。(表 1)



図1 高速・高出力グリース補給潤滑スピンドル
Fig. 1 High-speed, high-power spindle with automatic grease replenishment

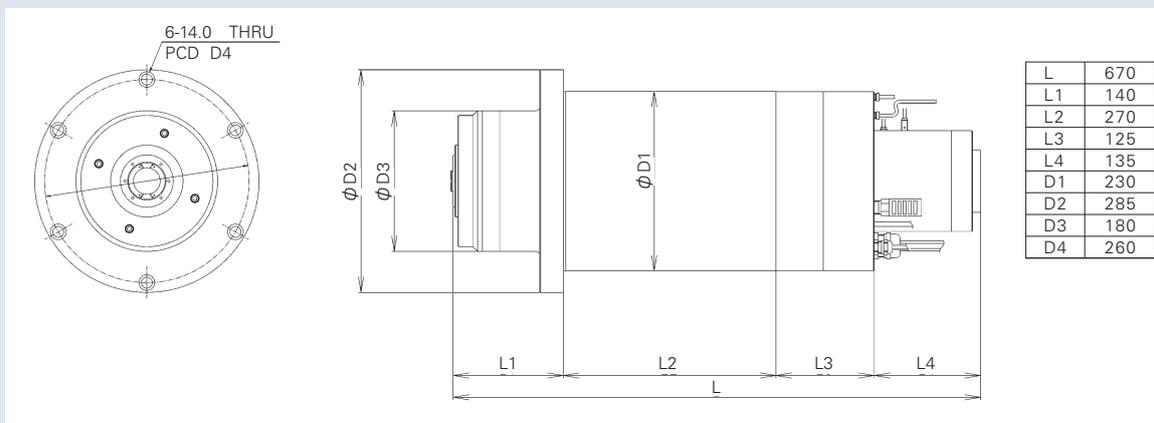


図2 主要寸法(mm)
Fig. 2 Boundary dimensions

後側軸受のハウジングには軸方向にスライドできる軸受スリーブを設けている。このスライド構造により、一定の予圧を付与できる上、運転時においてハウジングに対する軸の相対熱膨張を後側へ吸収する事ができる。(図3)

しかし、高速化を図る事ができる定圧予圧構造には以下の懸念事項がある。

- ・加工用工具を挿着するいわゆる刃物側が下側での垂直姿勢の場合、スピンドルの軸重によって前側軸受(固定側)の予圧が減少し、スピンドルの剛性が低下する。その結果、振動が大きくなることから、加工精度に影響を及ぼす。(図3)
- ・本スピンドルは、スルークーラント機能を有している。スルークーラントは、最大 7.0 MPa の高圧

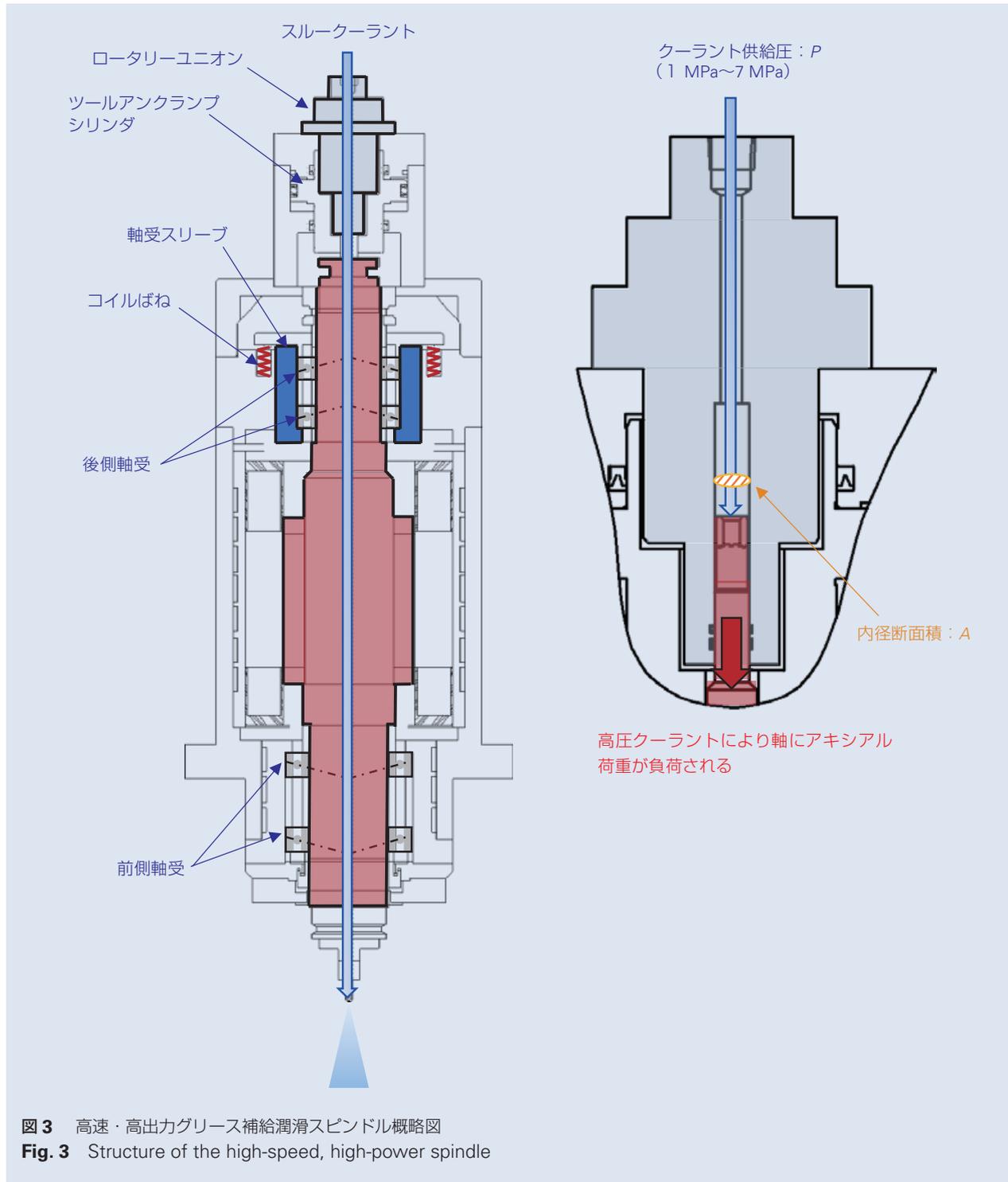


図3 高速・高出力グリース補給潤滑スピンドル概略図
 Fig. 3 Structure of the high-speed, high-power spindle

クーラントをロータリーユニオンに供給し、軸内部に設けてあるクランピングユニットを通り、刃先より吐き出す機能である。この高圧クーラントがロータリーユニオンを通る際に発生するアキシャル荷重（クーラント供給圧： P × ロータリーユニオン内径断面積： A ）が、クランピングユニットを通過する際に軸方向に負荷する。このため、前側軸受（固定側）の予圧が減少し、振動が大きくなるため、加工精度に影響を及ぼす。（図3）

上記2点の予圧変化の影響を表したものを図4に

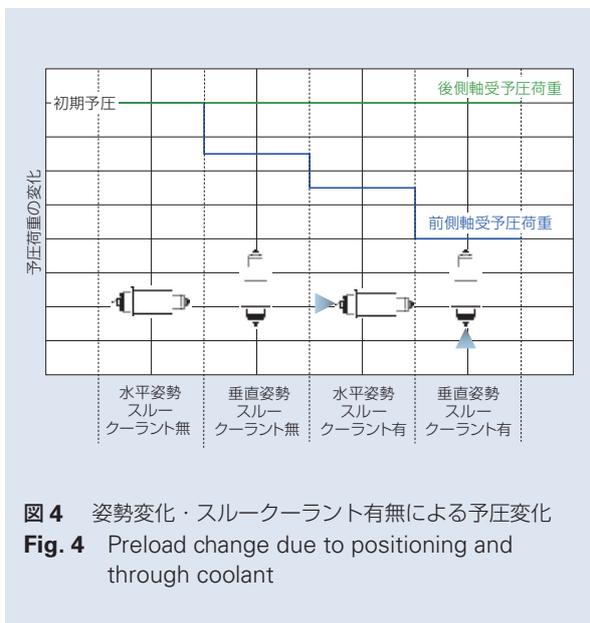


図4 姿勢変化・スルークーラント有無による予圧変化
Fig. 4 Preload change due to positioning and through coolant

示した。後側軸受は、各条件において予圧は変化しないが、前側軸受は条件により予圧が減少する事を示している。

スピンドルは様々な姿勢で使用される上、スルークーラントはドリルの深穴加工などで威力を発揮する事から、上記の懸念事項を回避する必要がある。そのため、軸重およびスルークーラントにより発生するアキシャル荷重を考慮した予圧を検討する必要がある。予圧荷重が大きすぎると、予圧減少が発生しない加工条件において軸受への負荷が大きくなるため早期焼付きの原因となる。

そこで、本スピンドルでは振動と軸受予圧荷重のバランスについて、種々の検証試験を実施し最適な予圧荷重を設定した。

図5は、アキシャル荷重を考慮する前の条件と、アキシャル荷重を考慮した後のスピンドルで振動を比較したものである。なお、振動値規格は1 μm以下としている。アキシャル荷重を考慮していない条件では、水平姿勢・スルークーラント有りの条件において20 000 min⁻¹で振動値が1 μmを超えた。仮に、垂直姿勢でスルークーラント有りの条件で運転すると、さらに予圧が減少し、振動が大きくなる事が予想される。しかし、アキシャル荷重を考慮し最適な予圧荷重を設定した事により、垂直姿勢でスルークーラント有りの条件でも、全ての回転数域において1 μm以下の振動値が得られた。

また、図6はそれぞれの前側軸受の温度上昇値を比較したものである。アキシャル荷重をあらかじめ加味した予圧荷重に設定すると、25 000 min⁻¹時での

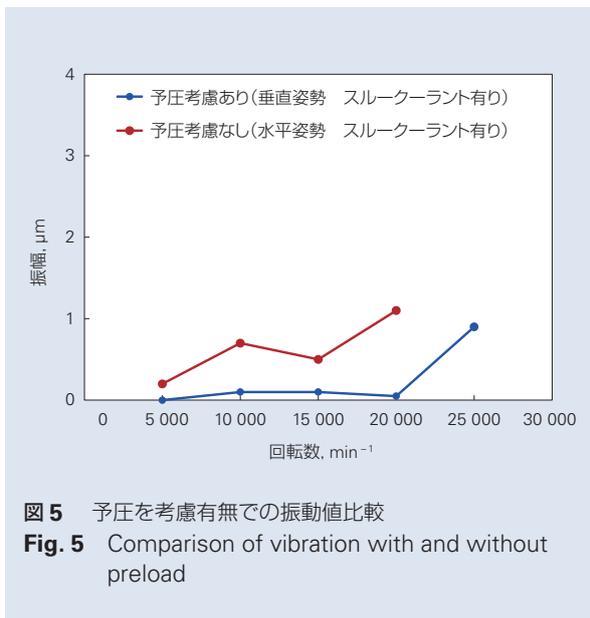


図5 予圧を考慮有無での振動値比較
Fig. 5 Comparison of vibration with and without preload

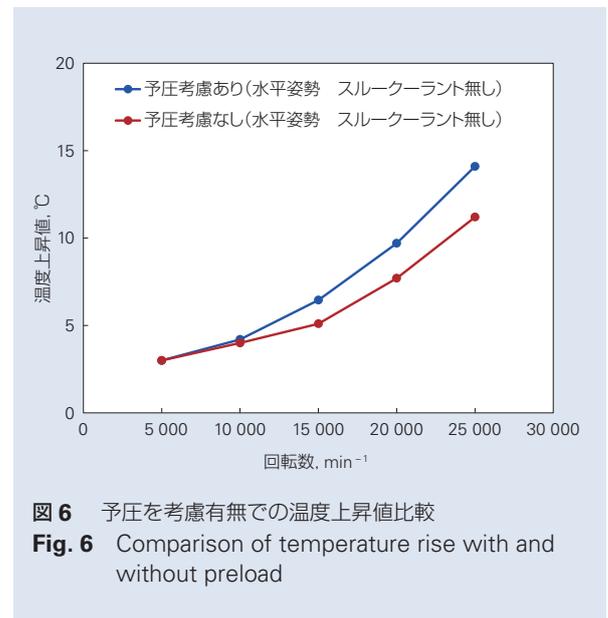


図6 予圧を考慮有無での温度上昇値比較
Fig. 6 Comparison of temperature rise with and without preload

温度上昇値は約 3℃ 高くなった。温度が高くなる場合、グリース寿命への影響が懸念されるが、適切なグリース補給間隔の検討と連続運転の耐久試験により、早期寿命に至らない事を確認している。なお、昇温差についてはハウジング冷却の条件変更により対処可能である。

3.2 スリーブ冷却構造

前述したように、本スピンドルは後側軸受部位を軸方向にスライドできるスリーブを設けた構造である。自由側となる後側軸受の多くは、前側に比べて軸受が 1～2 ランク小さいサイズが使用される。これにより軸受の d_{mn} 値も小さくなり、その分温度上昇が下がること、主軸後部の熱変形が加工精度に及ぼす影響度が前側に比べて小さいことから構造が複雑となる冷却構造を付加しない場合が多い。

しかし、最近の高速主軸は、例えば工具テーパ # 40 において主軸の最高回転数が $20\,000\text{ min}^{-1}$ を超えるタイプが増加しているため、後側軸受の d_{mn} 値も 100 万以上、あるいは 150 万を超える。さらには d_{mn} 値 200 万以上のタイプが増加しており、後側軸受においても効率的な冷却構造が必要となる場合が多くなってきた。

具体的には、高速主軸の後側 軸受の発熱が大きい場合、以下のような不具合が想定される。

- ・ 軸受の内部温度が上昇し、潤滑油粘度が低下。転がり接触部などで油膜形成不良による焼付きが発生する。
- ・ 発熱源(後側軸受)に近いスリーブと、発熱源から遠く熱容量も大きいハウジング間の温度差から生じる熱膨張差により、スライド部(スリーブ外径-ハウジング内径間)のすきまが詰まり、スライド不良が発生する。したがって、自由側としての機能が阻害され、固定側軸受(前側軸受)と自由側軸受(後側軸受)間で熱膨張による突っ張り荷重が発生する。これにより、軸受が過大荷重を負荷して損傷する可能性がある。又は逆に予圧抜けが発生して異音及び異常振動が発生する恐れがある。

本スピンドルでは、後側軸受の発熱を抑えるために、スライド部であるスリーブ外径面に冷却溝を設ける構造としている(図 7)。

これにより得られるメリットを下記に示す。

- ・ スライド部に直接冷却部を構成することで、軸受スリーブを直接冷却するため、自由側である後側軸受を効率的に冷却できる。したがって、軸受の内部温度が下がり、回転中の転がり接触部・保持器案内面などでの粘度低下による潤滑油膜切れが生じにくい。
- ・ ハウジング及びスリーブ両部材を冷却するので、両部材の冷却による半径方向収縮量が均一となり、スライド部のすきまが詰まらず、すきま不足によるスライド不具合を防止できる。
- ・ 螺旋環状溝の作用で、とどこおりのないスムーズな冷却油の流れにより、スリーブ全体が均一に冷却され、冷却による歪な変形が生じない。その結果、内嵌する軸受の歪な変形も発生せず、主軸の回転精度が悪化しない。

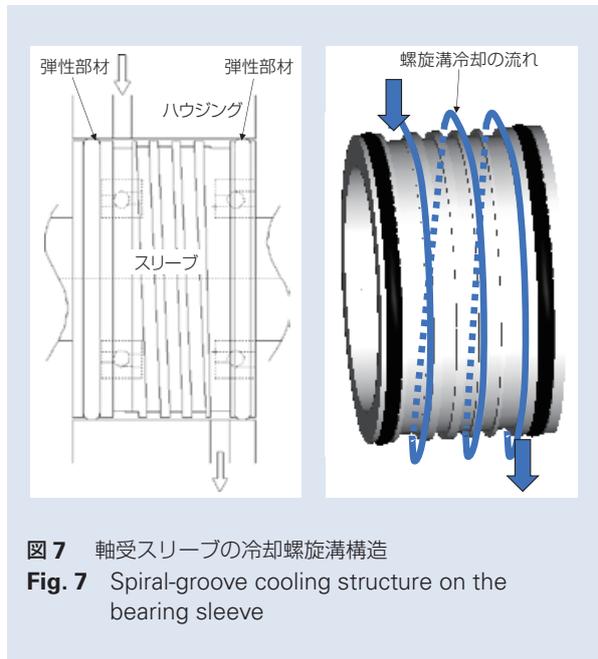


図 7 軸受スリーブの冷却螺旋溝構造
Fig. 7 Spiral-groove cooling structure on the bearing sleeve

- ・ スライド部の軸方向両端の近傍に弾性部材を設けることで、冷却油のリーク防止が可能である。例えば O-リングなどのゴム材料、あるいは、樹脂部材などの使用により、加圧供給された冷却油自身のダンパー効果と共に、高速主軸における減衰特性の向上も図れる。
- ・ 万一、びびりによる振動などから、スライド部材間に初期のフレッチング摩耗粉が発生した場合でも、冷却油が本部位より微摩耗粉を運び去る。そのため、摩耗粉が助剤となって、さらにフレッチングが進行するのを抑制することが可能となる。(従来の冷却構造でない単なるスライド構成の場合、摩耗粉が溜り、フレッチングが進行しやすい) その結果、主軸としての寿命延長、加工性能の向上が図れる。

3.3 グリース補給潤滑

潤滑方法は、従来の標準・高速タイプにも採用されているグリース補給潤滑であり、スピンドルにグリース補給装置が付属されている。(図 8)

グリース補給潤滑は、グリース補給装置の定量ピストンにより微量なグリースを吐き出し、吐出圧によりチューブ内部を進み軸受へ間欠補給する潤滑方式である。

グリース補給での注意点として、高速回転中に多量のグリースを補給すると、グリースの攪拌抵抗の増加で軸受は異常発熱をする。また、グリースは回転速度と温度の上昇によりその寿命が短くなる。本スピンドルは、 d_{mn} 値が従来の標準・高速タイプスピンドルの実績を超えているため、新たに最適な補給量と補給間隔を実験にて定めた。その結果、標準・高速タイプの補給間隔は 1 ショット / 6 時間 に対し、本スピンドルは 1 ショット / 4 時間 の補給間隔とした。

なお、回転数が速くなるほどより多くの潤滑剤が必要となるため、加工条件により使用回転数が異なる場合に対応しつつ、かつ補給するグリースを最小限にするために、吐出インターバルは一定ではなく速度感応式としている。(表 2)

さらに、グリース補給潤滑では、オイルエア潤滑と同様にグリースのスムーズな排出が必要となる。そのため、標準・高速タイプと同様の排出間座とハウジングに設けた貯蔵溝により、グリースが軸受内部に溜まる事を防止している。



図 8 グリース補給装置(ファインループ II)
Fig. 8 Grease replenishment unit (Fine Lube II)

表 2 各回転数領域による補給間隔時間

Table 2 Replenishment interval at various rotation speeds

回転数領域 (min^{-1})	~ 12 009 以下	12 010 ~ 14 009 以下	14 010 ~ 16 509 以下	16 510 ~ 20 009 以下	20 010 ~ 25 009 以下
補給間隔 / 1 shot	28.75 日	5.75 日	27.6 Hr	6 Hr	4 Hr

3.4 高出力ビルトインモータ

生産効率の向上を図るために、スピンドルの加速時間の短縮は大きな効果を持つ。本スピンドルは最大出力 30 kW（反復定格 15 %）の高出力ビルトインモータを搭載している。このモータにより、標準・高速タイプに比べて 20 000 min⁻¹ 時の加速時間は 41 % 減少した。なお、25 000 min⁻¹ 時の加速時間は 2.8 秒を達成している。（図 9）

4. スピンドル付属機能

4.1 シール構造

工作機械のスピンドルは、常時クーラントにさらされる環境化で使用され、さらに高速回転のスピンドルは、接触シールを使用できない。そのため、スピンドル内部にクーラントが侵入し焼付きに至るケースがある。特にグリース潤滑は、オイルエア潤滑の様にエア供給ではないため、シール効果が薄い。

この問題を解決するために本スピンドルでは、標準・高速タイプと同様の 4 段シール構造を採用している。

図 10 に 4 段シール構造を示す。1 段目は回転時に発生する遠心力でクーラントや切り屑を振り切る効果を持つスリングであり、大部分のクーラントを防ぐ事ができる。2 段目はエアシール構造で、エアをスリングの外周から吹き出す事でクーラントの浸入を防止する。3 段目は高速回転で接触シールが使用できない場合に取り入れられるラビリンス構造を加えた。ラビリンス口元から軸受までの距離をより長くする事で、軸受内部へのクーラント侵入を抑制する。4 段目はもともとシール付軸受に使用されるゴム製のシールを軸受間座にはめ込んだシール間座である。コンパクトな非接触シールであるため軸方向のスペースをあまり必要とせず、軸長の短寸化を図る事ができる。

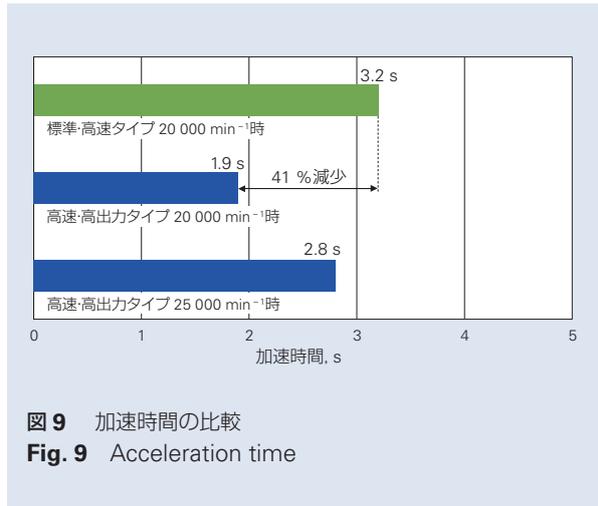


図 9 加速時間の比較
Fig. 9 Acceleration time

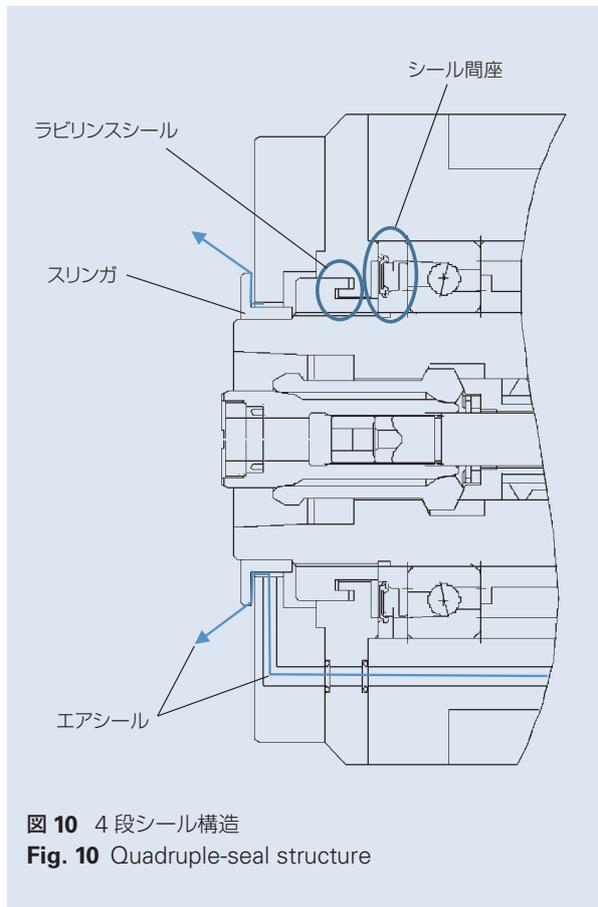


図 10 4 段シール構造
Fig. 10 Quadruple-seal structure

4.2 ツールアンクランプシリンダ

本スピンドルは、ツールクランプ機構を標準で備えているが、ツールアンクランプシリンダも標準装備している。そのため、ユーザーでピストンシリンダを準備する必要がなく、設備構造の簡略化にも貢献する。ツールアンクランプシリンダは、油圧稼動式であるが、油レス化が求められている場合でもエアハイドロブースタなどでアンクランプは可能である。

さらに、アンクランプシリンダには制御用のクランプ、アンクランプ、ツール無し、ミスクランプの4パターンを確認する近接スイッチが付属されている。万一、ツールホルダがミスクランプしたり、アンクランプ状態で運転しようとしても制御により事前に検知する事が可能となる。(図3、図11)

5. あとがき

NSKでは、これまで市場ニーズに貢献したスピンドルを開発し、各ユーザーで高い評価をいただいている。

そして今回開発した高速・高出力スピンドルにおいては、さらなる生産効率の向上に貢献できる上、環境にもやさしく、しかも長寿命が期待できるグリース補給潤滑を採用した世界最高レベルの製品を開発する事ができた。

これからも、さらなる高い技術力を磨き、市場ニーズに貢献できるスピンドルの開発を続けていきたい。



図 11 ツールアンクランプシリンダ及び近接スイッチ
Fig. 11 Tool-unclamping cylinder and proximity switch

参考文献

- 1) 杉田澄雄, “超高速スピンドル”, NSK Technical Journal, No.676 (2003) 11-15.
- 2) 青木満穂, 森田康司, “グリース補給潤滑ビルトインモータスピンドルの開発”, NSK Technical Journal, No.676 (2003) 16-25.

高精度 垂直軸テーブルの開発



佐藤 俊徳*

佐藤 俊徳

Development of High-Precision Vertical-Axis Table

T. Sato

Recent technological progress has led to the creation of three-dimensional semiconductor devices. This development requires manufacturing apparatus and inspection equipment, such as positioning tables, to meet very strict precision demands. NSK previously developed an ultra-precise positioning table for two-dimensional semiconductor devices and is currently developing a three-dimensional precision positioning table to meet these new requirements. In this paper, we will discuss this new high-precision vertical-axis table.

1. まえがき
2. 高精度化に伴う課題
3. 高精度垂直軸テーブルの構造と特長
 - 3.1 従来の構造
 - 3.2 新構造
 - 3.3 垂直案内軸受
 - 3.4 自重キャンセル機構
4. 高精度垂直軸テーブルの性能
 - 4.1 姿勢精度
 - 4.2 真直度の再現性
5. あとがき

1. まえがき

各種の産業機械は、大量生産や性能向上などの目的の為に大形化(大容量化)、小形軽量化(微細化)、高精度化、高速化などのいろんな高機能化に向けた開発が進められている。

近年、三次元化による高性能化や大容量化が進められている半導体デバイスの製造装置では、今まで以上の高精度化が要求されている。

従来は、半導体ウェーハ表面の平面に微細パターンを二次元的に形成していたが、最近では垂直方向に積層する三次元化が進んでおり、ワークを三次元の全方向に精密位置決する必要性が高まっている。

NSKでは、これまで開発してきた精密位置決めテーブルと、静圧空気軸受を組合せるなどして、垂直方向にも高精度な位置決めテーブルの開発を進めている。

本稿では、この高精度垂直軸テーブルについて述べることにする。

2. 高精度化に伴う課題

高精度化の限界は、機械を構成する要素部品の技術上の問題や、コスト上の問題などと、課題はさまざまである。

* 直動技術センター、BS技術部、XY/MC開発設計グループ

転がり案内の転動体通過振動の低減や、案内レールの粗さや加工精度、更には組立精度を極限まで追いつめ込むなどして、これまでも可動体の運動精度を向上させる為の数々の改善を重ねてきている。

そして更なる高精度化の為に、空気軸受を用いた非接触の二次元(平面)案内の超精密位置決めテーブルも開発してきた。しかし、垂直軸も加えた3次元超精密位置決めテーブルにもこれを応用展開するには、下記の課題がある。

- ・ 自重支持の悪影響(発熱による精度変化)の低減
- ・ コンパクト化(低重心)、現有装置同等以下の寸法
- ・ 低コスト化

3. 高精度垂直軸テーブルの構造と特長

写真1は、このたび開発した高精度垂直軸テーブルの外観である。この構造と特長を以下に述べる。

3.1 従来の構造

図1に従来の垂直軸テーブルの一般的な構造を示す。

これは、直線案内軸受を垂直に配置し、中央のボールねじを介して駆動している一般的な構造である。駆動はタイミングベルトを用いて、モータを折り返して

配置することにより全高寸法を抑えている。しかしながら、ベルト伝達の剛性の弱さや、歯形の噛み合わせ部のすきまにより、昇降(往路)と下降(復路)の位置決めに差が生じる。いわゆるロストモーションが発生しやすい構造である。

また、運動の真直性についても、従来の水平軸とほぼ同等の精度しか期待できない構造である。

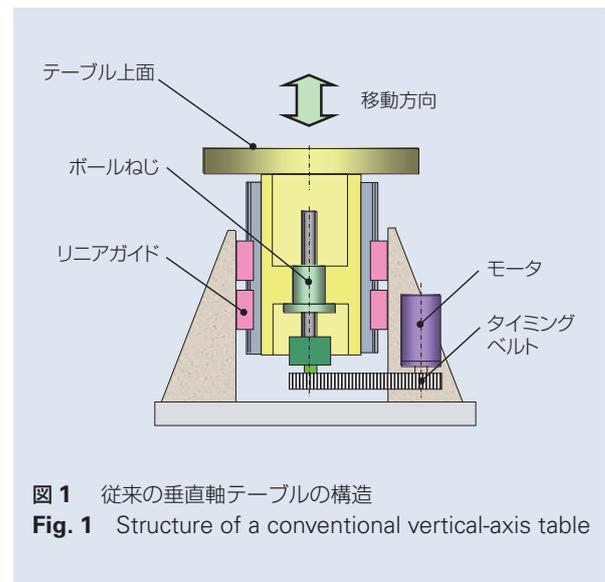


図1 従来の垂直軸テーブルの構造
Fig. 1 Structure of a conventional vertical-axis table

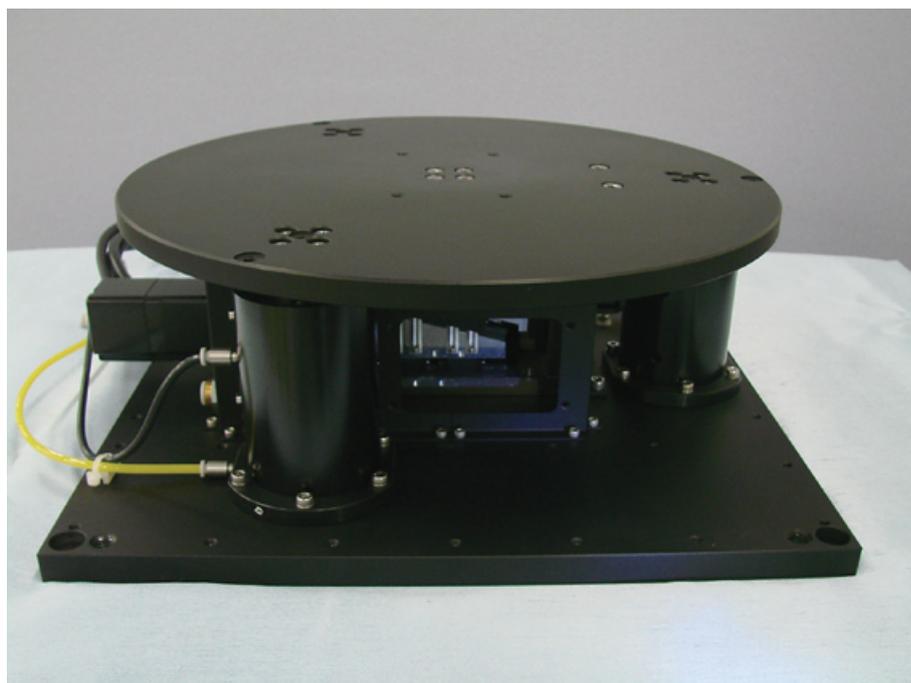


写真1 高精度垂直軸テーブル
Photo 1 High-precision vertical-axis table

3.2 新構造

図2に今回開発した垂直軸テーブルの構造を示す。駆動部に2種の傾斜ブロックを組合せた、くさび機構になっており、傾斜部の転がり案内を介すことによって、水平運動を垂直方向に変換している。この傾斜角度によっては減速効果が得られると共に、高い剛性を有しながら、ロストモーションが少ない、スムーズな運動を可能にしている。

垂直方向に案内する軸受には、昇降テーブルの周囲に3個の空気軸受が配置され、中央に配置した前述のくさび機構による駆動力を、垂直方向に重心位置に伝達するというバランスの良い構造になっている。

これにより、垂直方向に極めて理想的な直線運動をしながら精密位置決めが可能になる。

3.3 垂直案内軸受

図3に今回開発した空気軸受の構造を示す。

静圧空気軸受は、図4に示すように外部の給気源から軸受の絞りを通して、微小な軸受すきまに圧縮空気を供給することによって、軸を非接触で支持し、負荷能力や剛性を得るものである。この絞り形式によって静圧空気軸受はいくつかに分類される。

図5に各種の絞り形式を示し、図6には負荷能力の比較を示している。NSKでは単位面積あたりの負荷能力が高くて、効率の良い軸受である多孔質絞り軸受を採用している。

万が一、無給気状態や過負荷が発生した場合には、軸と軸受が接触し、最悪の場合は焼付き事故につながる。この対策として、固体潤滑剤でもあり摺動性に優れているグラファイト材を多孔質として使用している。これによって、小形、軽量でありながら信頼性の高い空気軸受を構成している。

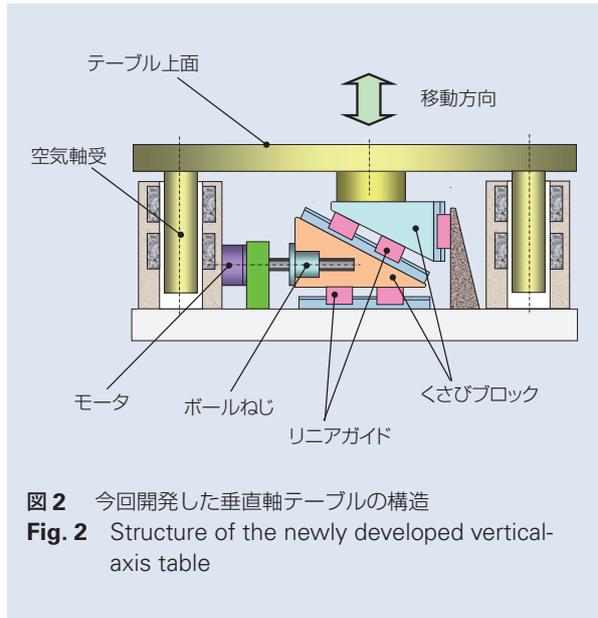


図2 今回開発した垂直軸テーブルの構造
Fig. 2 Structure of the newly developed vertical-axis table

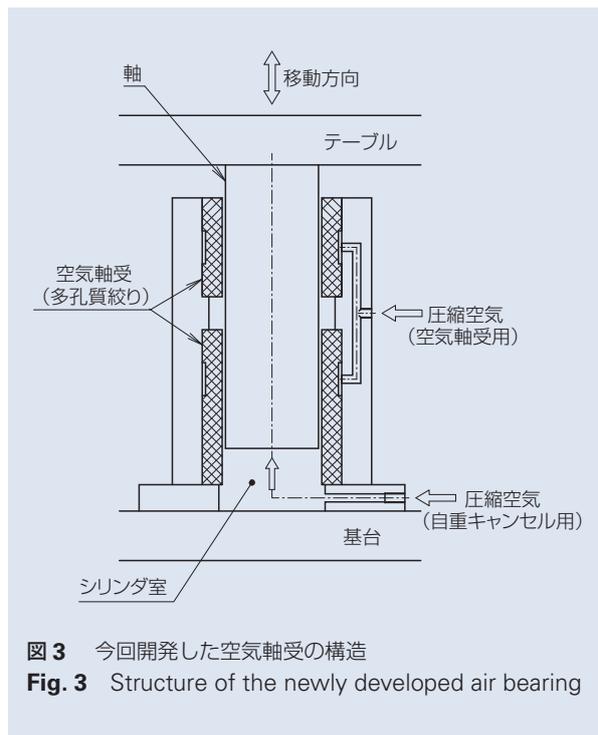


図3 今回開発した空気軸受の構造
Fig. 3 Structure of the newly developed air bearing

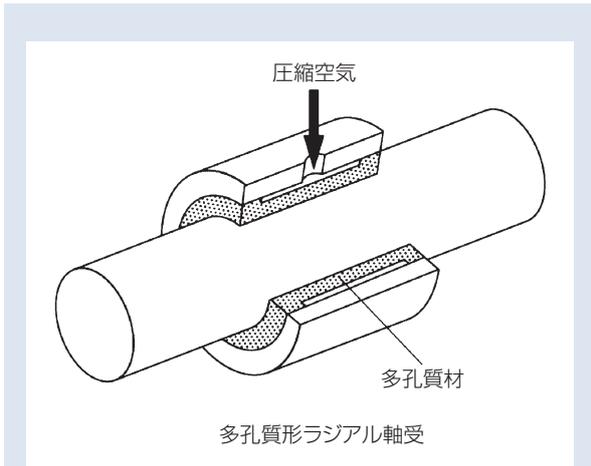


図4 静圧空気軸受の構造
Fig. 4 Structure of the externally pressurized air bearing

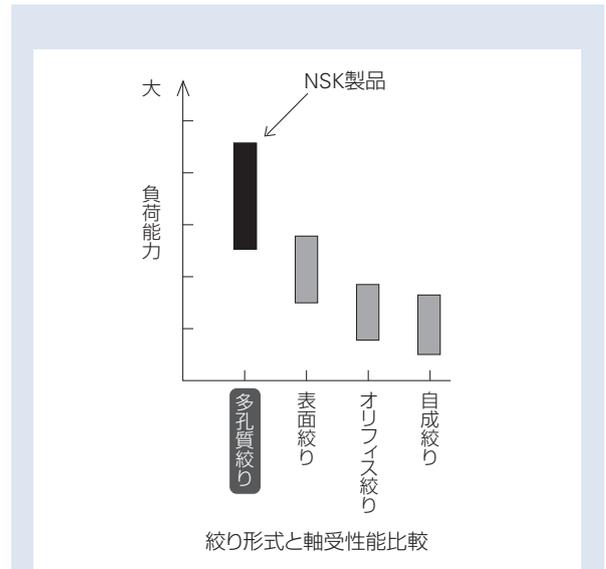


図6 絞り形式と負荷能力
Fig. 6 Performance comparison of air-feed methods

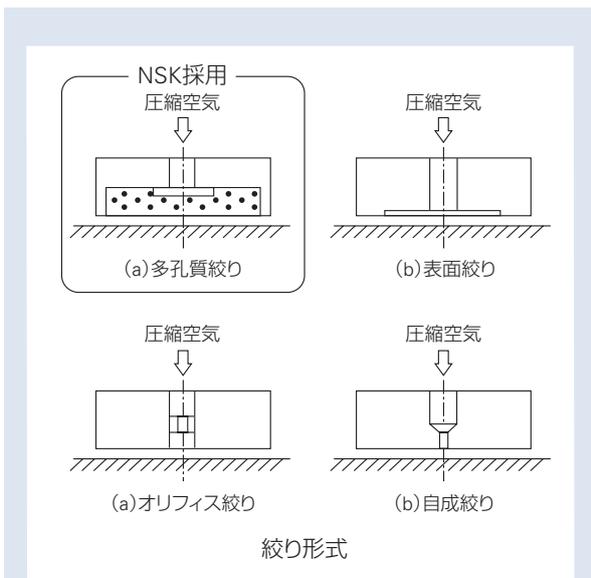


図5 絞り形式
Fig. 5 Air-feed methods

3.4 自重キャンセル機構

図3の下部に自重キャンセル機構の構造を示す。

空気軸受の下部に外部から供給する圧縮空気を溜めるシリンダ室を設けている。この内部圧力を可動質量に合わせて一定に保つことによって、可動体の自重をキャンセルする構造である。可動する軸が上昇、下降するとシリンダ室内部の空間体積は変化するが、外部に設置した精密レギュレータによって内圧が一定に保たれるようにしている。

これにより、自重により常に働く重力をキャンセルすることが可能になり、送り機構であるボールねじや駆動モータの負担を軽減させることができるので、小

形化が可能になる。これにより発熱も少なくなり、熱膨張などによる精度悪化を最小限に抑えられ、長時間の動作においても、高い再現性を得ることができる。

4. 高精度垂直軸テーブルの性能

前述までの内容で試作した、高精度垂直軸テーブルの代表的な性能を以下に述べる。

4.1 姿勢精度

図7にピッチング精度を、図8にヨーイング精度の実測値を示す。これは、有効ストローク 3 mm における、上面テーブルの姿勢変化について、レーザ測

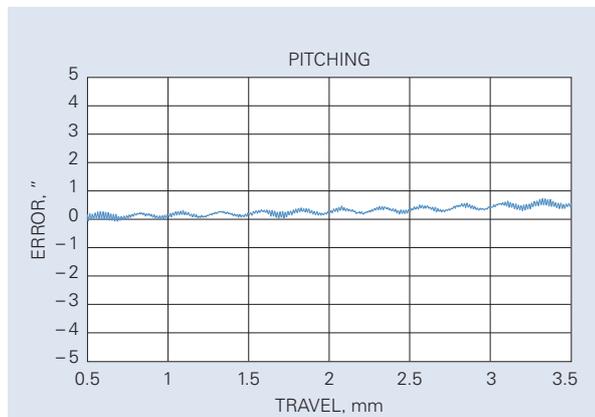


図7 ピッチング精度
Fig. 7 Pitching

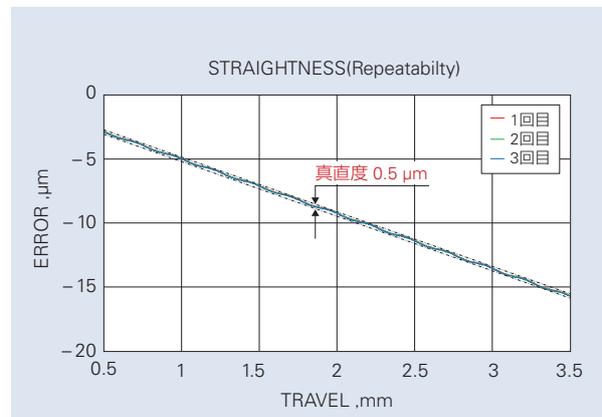


図9 真直度
Fig. 9 Straightness

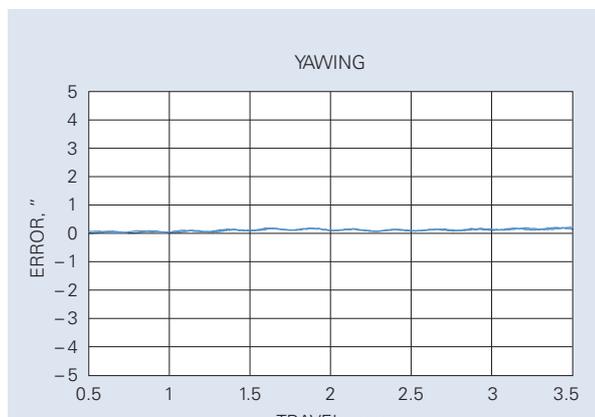


図8 ヨーイング精度
Fig. 8 Yawing

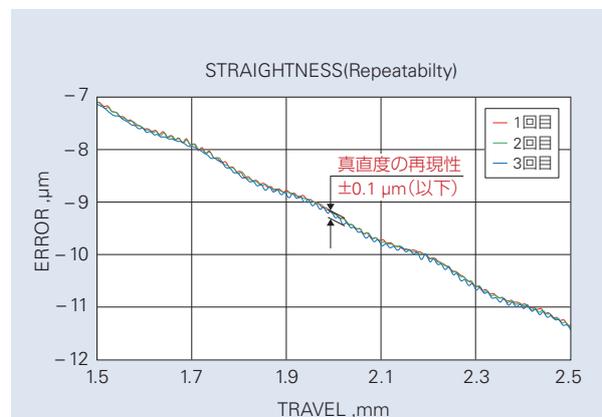


図10 真直度の再現性
Fig. 10 Straightness repeatability

長器を用いて角度換算した結果である。

どちらの方向の姿勢も、1" を大きく下回り、変動が少ない良好な精度であった。

4.2 真直度の再現性

図9に真直度の実測値を示す。

これも、姿勢精度と同様にレーザ測長器を用いて3回繰り返して測定した結果である。この波形が直線状に大きく傾いているが、これは測定時の反射鏡の設置状態による平行度成分であり、この傾斜した理想直線に対して変動している量が真直度に相当する。3回の測定結果を重ねた波形であるが、ストローク全域で同一の軌跡であることが確認できる。

図10はストローク中央部を拡大した波形であるが、3回繰り返した時の差がわずかに確認できる。測定時のさまざまな誤差要因が含まれた結果であるが、その再現性が $\pm 0.1 \mu\text{m}$ 以下の運動軌跡であることが確認できる。

従来方式の再現性は $\pm 0.2 \sim 0.5 \mu\text{m}$ と不安定であったが、大幅に改善することができた。

5. あとがき

以上、くさび機構の駆動部と、垂直案内に空気軸受を採用した、高精度垂直軸テーブルの概要について述べた。

従来の転がり方式だけでは実現出来なかった領域の高い運動精度の実現は、この組み合わせから成せるものであり、超高精度を望むユーザの期待に応えられるものとする。

今後、更に微細化が進むと予想される半導体製造装置、及び検査装置などの、具体的な要求に適合させながら製品展開を進めていきたい。

商品

紹介

ファンクラッチ用 高密封シール付き玉軸受

Ball Bearings With Excellent Sealing Performance for Fan Clutches

自動車エンジンの駆動には冷却が必要となるが、この冷却にはファンクラッチを使用している。ファンクラッチは、エンジンブロックからラジエータに循環流入する冷却水のヒートバランスを行う機能を有しており、エンジンの前部に取り付けられている。

近年、自動車需要の多国籍に伴い、ダストや泥水に曝される苛酷な環境下でも使用できるファンクラッチ用軸受が求められている。

従来のファンクラッチ用軸受には、組込性を優先して両側に同じシールを装着していた。しかし近年、自動車の使用環境は苛酷化しており、大気側のシール周辺に多量のダストが付着することで、シールの摩耗が増大し、軸受内部にダストや泥水が浸入、異音に発展する事象が起こっている。

今回、NSK では大気側に求められる耐ダスト性・耐泥水性に優れた高密封性軸受シール(写真1)を開発したので紹介する。

1. 用途・構造

本製品は、エンジンを最適温度に保ち、燃費効率を維持する為のファンクラッチを支持する軸受(図1)として使用される。また軸受シールは、ダストや泥水の流入を防ぐ大気側シールと、シリコンオイルの流入を防ぐオイル側シールに分けられる。軸受は補機ベルトにより駆動される。

2. 特長

・耐ダスト性・耐泥水性

苛酷な環境下に対し、高密封性を狙ったシール構造を図2に示す。

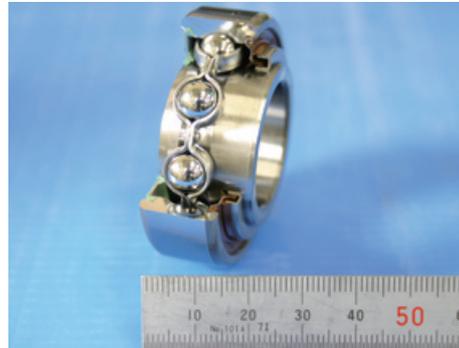


写真1 高密封性ファンクラッチ用軸受

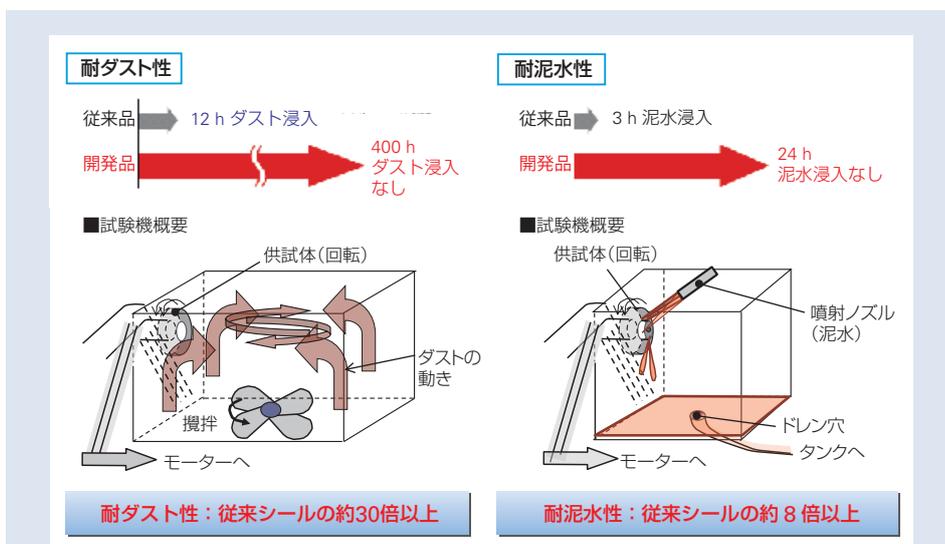
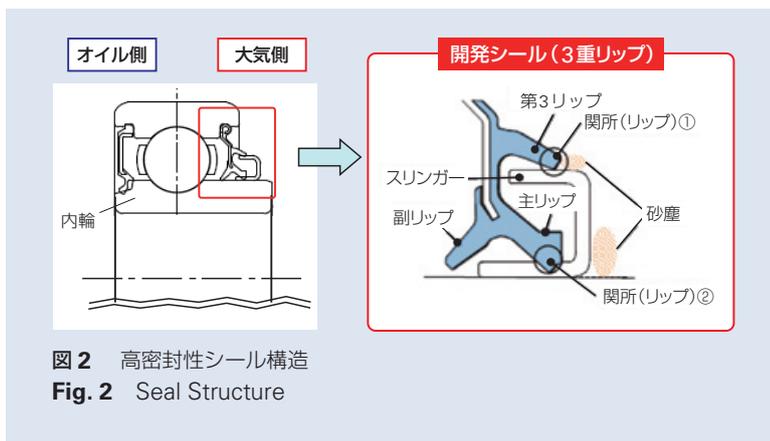
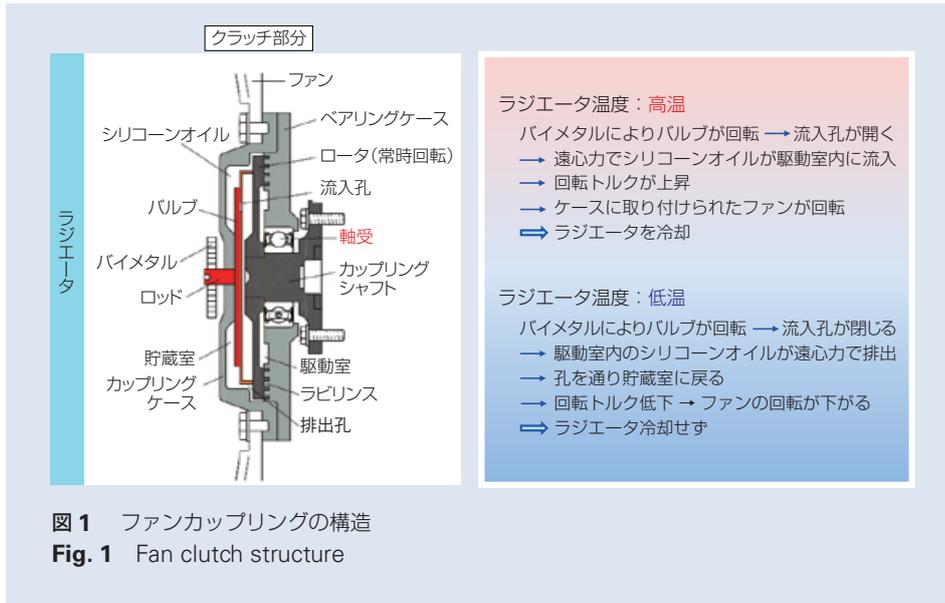
Photo 1 Ball bearings with excellent sealing performance

設計のコンセプトは、スリンガーの設置及びシールリップの数を増やすことで(リップ数2⇒3)、砂塵・泥水をガードする関所を増やし、軸受内への外部異物の侵入を防止することである。

図3に現行量産品との耐ダスト性及び耐泥水性を比較、評価した結果を示す。評価の結果、耐ダスト性で約30倍以上向上し、耐泥水性で約8倍以上の向上が確認できた。

3. まとめ

ファンクラッチ用軸受に高密封性シールを組み込むことにより、軸受寿命が向上し、ファンクラッチの信頼性向上、さらには自動車の信頼性向上に貢献できるものとする。



商品

紹介

新リテーナープレート付き玉軸受

New Ball Bearing With Retainer Plate for Automobile Transmissions

自動車の低燃費化を背景に、トランスミッション(以下 T/M)においては動力伝達効率の向上や小型・軽量化が常に求められている。NSKは、T/Mの全長短縮を可能にしたリテーナープレート付き玉軸受を開発し市場投入している(写真1)。近年新興国を中心にT/Mの需要が増大しつつあるが、従来の仕様ではプレートを軸受外輪に自動で組付けることが難しかった。そのため、増大する需要に対し供給が追いつかなくなる可能性があった。今回NSKが開発した新リテーナープレート付玉軸受は、プレートの自動組付化による生産性の向上が図れるとともに、プレートの負荷能力も向上し、さらに多様化するプレート形状の要求に対しても適用を可能とするものである。以下にその構造及び特長を紹介する。



写真1 リテーナープレート付き玉軸受

Photo 1 Ball bearing with retainer plate for automobile transmissions

1. 構造、および仕様

本商品は外輪に段部を設けた軸受(図1(a))、内径部に切欠き部を設けた新リテーナープレート(図1(b))の2点で構成されている。プレートを外輪に組付ける際、プレス機により突起を成形する。プレートを外輪に自動で組付けることができ、且つ非分離構造になっている(図1(c))。

において、止め輪でプレートを固定する従来品では、プレート強度と軸受組立性の両立ができない場合があった。開発品では、プレス型にてプレートの突起を最適な位置に配置できる為、多様なプレート形状にも対応できる。

2. 特長

(1) 自動組立化による生産性の向上

従来品はプレートと外輪を特殊形状の止め輪を用いて固定する構造のため、自動組立てが困難であった。開発品はプレス機にてプレートに突起を成形させながら組み付ける構造により、自動組立てが可能となる。

(2) プレート負荷能力の向上

エンジンの高トルク化に伴い、軸受負荷は大きくなる。その為プレートの締付け負荷は大きくなり、外輪段部の応力が増加する。従来品では外輪止め輪溝を有するため、隅Rを大きくすることが難しい。本商品は止め輪溝が無い為、外輪段部の隅が大きく取れる。そのため応力を低減でき、より大きな締め付け負荷に対応できる(図2)。

(3) 多様なプレート形状に対応可能な構造

T/Mの小型化・レイアウトの多様化が進む現状

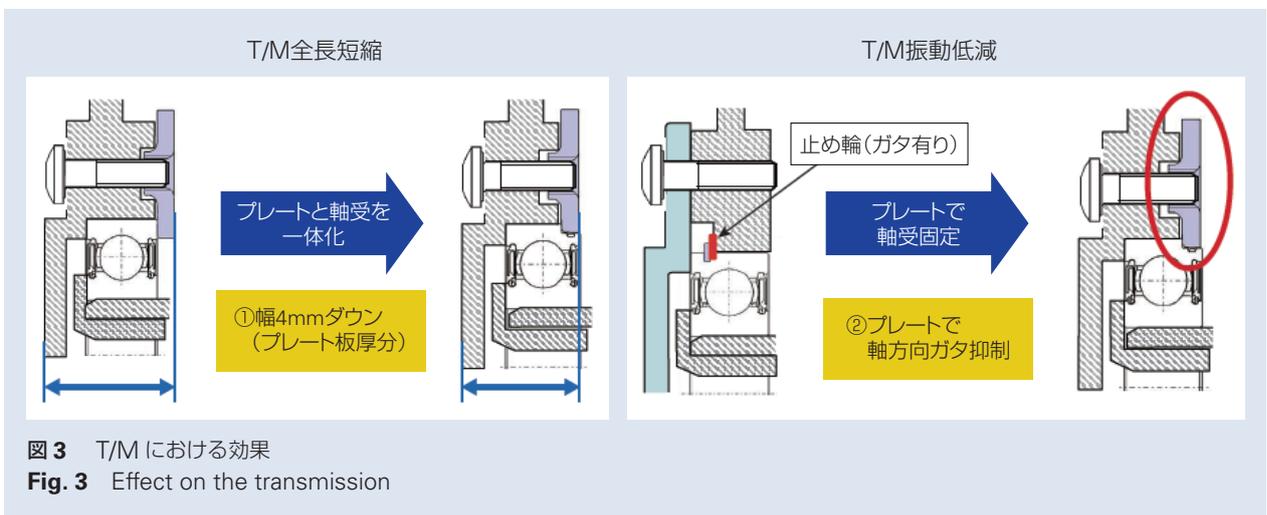
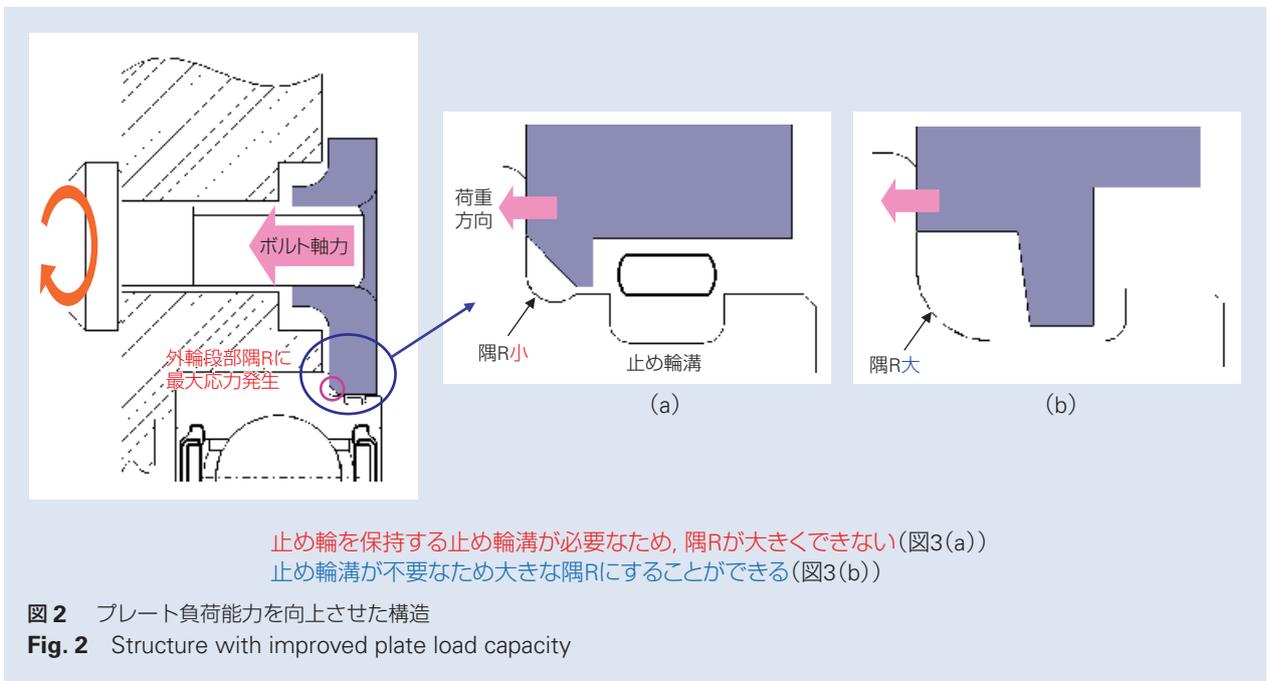
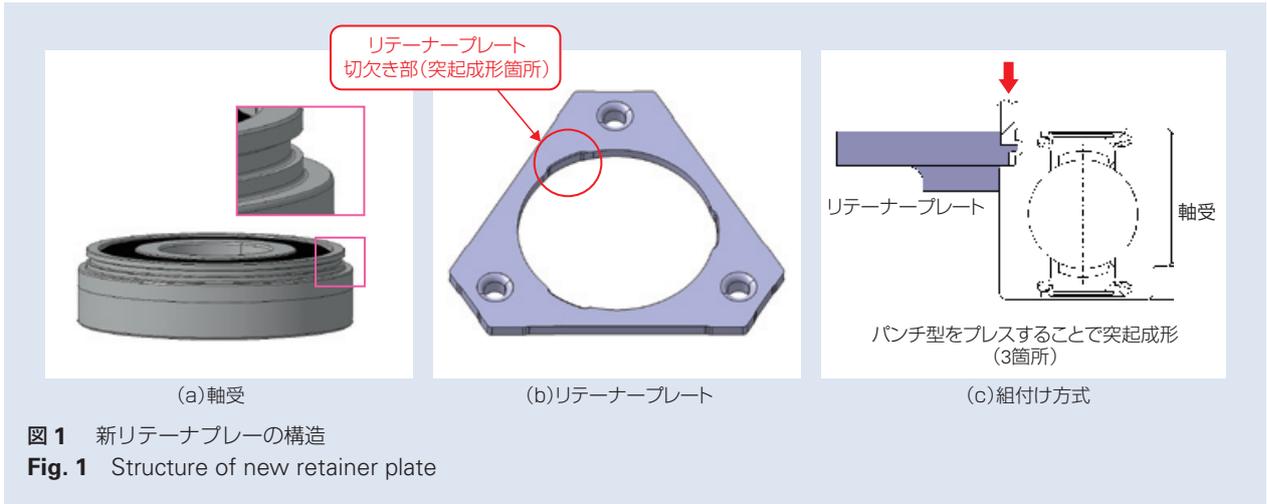
3. 用途および考えられる効果

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

リテーナープレートの板厚分(約4mm)だけT/Mの全長を短縮できるため、T/Mの小型・軽量化に貢献することができる。また止め輪による軸方向ガタをなくすことで、T/Mの振動を低減させることが期待できる(図3)。

4. まとめ

従来品リテーナープレート付玉軸受から更に発展させ、拡大するT/M市場に向けて、増大する需要に十分対応できる新リテーナープレート付玉軸受を開発した。今後も欧州や中国で需要が伸びるT/M用支持軸受として小型・軽量化に貢献していきたい。



商品

紹介 世界最軽量* の電動パワーステアリング

The World's Lightest* Electric Power Steering System

国際社会においては、CO₂ 排出を抑制し、地球環境保全強化の動きが高まっている。また、欧州では Euro6 など排ガス規制強化が始まっている。このような情勢を背景に自動車用 EPS の役割は重要性を増してきている。

EPS の開発においては、安全性の確保は勿論、軽量・コンパクトで省燃費に貢献すべく、高環境性能化を進めている。この度 NSK では、ハンドルの上下角度を調整可能なチルト機構付きコラムタイプとしては世界最軽量* であり、且つ安全性や作動持続性を向上させた製品を開発したので、以下に紹介する。

1. 特長

本製品(図 1)は、ギヤボックスの内部機構であるトルクセンサ・減速ギヤ・ギヤ BOX を小型化することで、従来比約 13 % の軽量化を達成した。また、トルクセンサ自らの機能監視を始動時点検することにより、安全性を高め、更にアイドリングストップ時にバッテリー給電性能が低下する場合でも EPS 作動を継続できるようにした。

2. 開発品の効果

(1) 軽量化 (図 2)

- ・トルクセンサ・・・センサ機構の構造を最適設計することにより、機構部品の小型化をした。但し、背反としてセンサ検出感度が低下した。このため、センサ機構の構造を最適設計し、センサ磁気回路の再設計を実施することにより両立させた。これにより、センサ性能を向上させ、ECU とのインターフェース、センサ組み立てプロセスなどを現行踏襲し、従来部品比で 24 % の軽量化を実現した。
- ・減速ギヤ・・・減速ギヤの歯車の噛み合いによる接触領域が歯面を移動していく過程で、面圧等の接触状態を分析(図 3)した。歯のプロファイルを最適化することで接触応力を低減し、独自の設計手法を構築してギヤの小径化した。これにより、従来部品比 32 % 軽量化した。

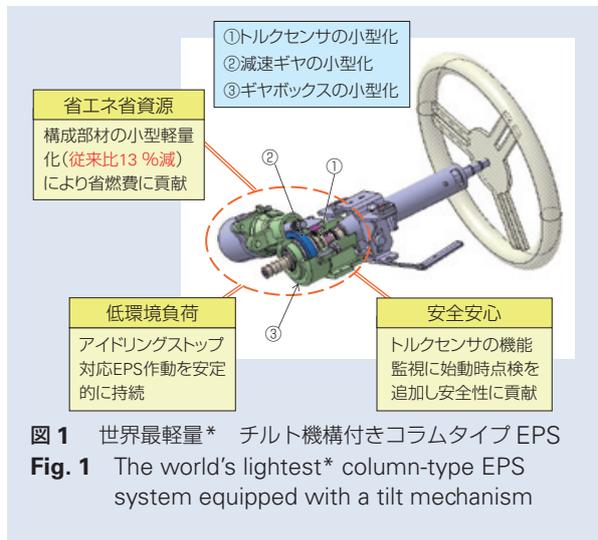


図 1 世界最軽量* チルト機構付きコラムタイプ EPS
Fig. 1 The world's lightest* column-type EPS system equipped with a tilt mechanism

部位		軽量化	
トルクセンサ	シャフト	19%	24%
	コイル	49%	
	スリーブ	40%	
減速ギヤ		32%	
ギヤボックス		23%	
EPS : TOTAL		13%	

図 2 軽量化の取り組み
Fig. 2 Approach to weight reduction

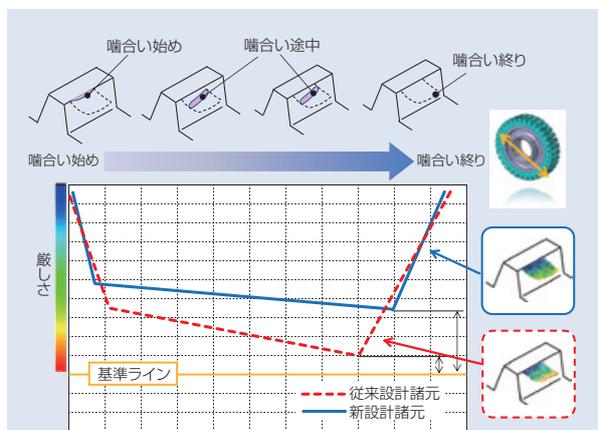


図 3 ウォームと減速ギヤの噛み合い解析
Fig. 3 Analysis of worm and reduction gear meshing

- ギヤボックス・・・ダイカストにおける鑄巣制御から強度・伸びを向上させ、剛性維持しながら薄肉化を実現した。薄くなる事で懸念される湯流れ悪化を解消するため、従来の構造解析の他に湯流れ・凝固解析(図4)を用いる事で、鑄造品質を担保しつつ形状の最適な薄肉形状を達成し、従来部品比23%を軽量化した。

(2) アイドリングストップ時の作動維持性向上

アイドリングストップ時は、エンジンによる発充電が休止されるため、バッテリーの給電性能が低下する。そこで、トルクセンサの駆動電源を低電圧化し、バッテリー供給電圧が低下する場合でもEPSが作動持続できるようにした(図5)。

(3) 安全性の向上

従来、EPSはトルクセンサを自ら機能監視させながら作動している。今回これに加えて、トルクセンサの監視機能に対し、始動時に監視機能が正常に監視できているか、点検(図6)を行えるようにした。これにより、EPSの安全性をより向上させた。

3. 用途

本製品は、小型車・中型車向けコラムEPSとしてグローバルに適用可能である。

4. まとめ

今回紹介した世界最軽量*チルト機構付きコラムタイプEPSは、軽量化とアイドリングストップ対応により省エネ・省資源に貢献し、追加された点検機能で安全・安心に貢献してゆく。



図4 鑄造解析
Fig. 4 Casting analysis



図5 アイドリングストップ対応
Fig. 5 Idling reduction support

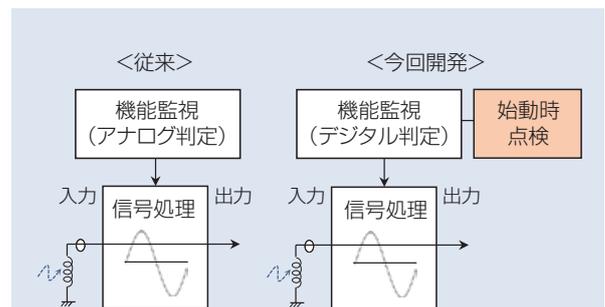


図6 トルクセンサの機能監視に始動時点検を追加
Fig. 6 Additional initialization test performed by torque sensor

注* : 当社調べ (according to NSK's research)

商 品

紹 介

液化ガスポンプ用 高性能新セラミック玉軸受 spaceaCRYO™

spaceaCRYO Bearings: New High-Performance Ceramic Ball Bearings for Liquefied Gas Pumps

集積基地やタンカーにおける液化ガスの受入れや搬送に専用のポンプが使用されている。近年では、液化天然ガスの需要増大、プラントの大型化にともない、安定稼動のためにそのポンプ用軸受の長寿命化が求められている。また、ポンプの効率向上のためにインバータ制御のモータが使用されるようになり、長寿命化と共に耐電食性も求められている。そのため、軸受の転動体(玉)材料に、従来のステンレス材よりも耐摩耗性に優れ絶縁体であるセラミックが用いられるようになった。しかし、従来のセラミック材料(窒化珪素)は温度膨張量が内外輪材料(ステンレス)の1/4と小さいため、温度の違いで軸受のすきまが変化するという問題があり、温度の違う様々な液化ガス毎に初期すきまの異なる軸受を使用する必要があった。

今回、液化ガスの種類によらず1種類の初期すきまで全ての液化ガスに対応した、液化ガスポンプ用高性能新セラミック玉軸受 spaceaCRYO (写真1)を開発したので、以下にその概要を紹介する。

1. 構成、構造、および仕様

開発軸受の構成を図1に示す。外輪、内輪はステンレスで、転動体(玉)材料に耐摩耗性に優れ絶縁体である新セラミックを採用し、保持器には自己潤滑性に優れた特殊樹脂材を用いている。また、転動体に用いた新セラミック材は、従来材(窒化珪素)と異なり、内外輪材料の線膨張係数に近く、温度による内部すきまの変化が小さい。



写真1 液化ガスポンプ用 高性能新セラミック玉軸受 spaceaCRYO

Photo 1 spaceaCRYO bearings: New high-performance ceramic ball bearings for liquefied gas pumps



図1 開発軸受の構成

Fig. 1 Configuration of the developed bearing

2. 特長

- (1) 広温度範囲で軸受の内部すきまの変化が小さく、液化ガスの種類によらず全ての液化ガスに1種の軸受で対応が可能になる。温度と内部すきまの変化の関係を図2に示す。
- (2) ステンレス球を用いた軸受より耐摩耗性に優れているため、メンテナンス期間の延長が可能になる。液体窒素中の回転試験結果と水中四球摩耗試験による、摩耗量の比較を図3、図4に示す。
- (3) 玉は絶縁体であるセラミックのため、電食による損傷の防止が可能となる。

上記(1)～(3)について、開発品の効果を表1に示す。

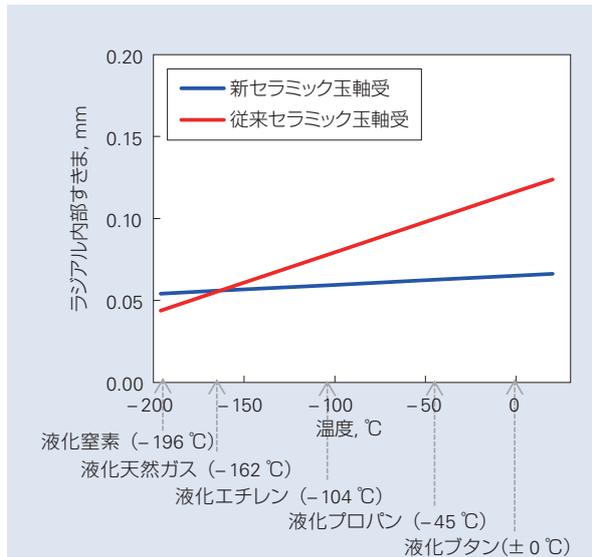


図2 6314玉軸受の温度による内部すきまの変化
Fig. 2 Change in internal radial clearance of ball bearing 6314 based on temperature

表1 開発品の効果

Table 1 Effectiveness of the developed product

軸受への要求機能	ステンレス玉軸受	従来セラミック玉軸受	新セラミック玉軸受
広温度範囲で低振動 ⇒すきま変化小	○	×	○
高速長寿命 ⇒耐摩耗性	△	○	○
耐電食性 ⇒絶縁性	×	○	○

3. 用途

本製品は、LNG（液化天然ガス）をはじめ、様々な液化ガス用ポンプに適応し、ポンプの信頼性向上に寄与する。

4. まとめ

これまでもNSKは、液化ガスポンプ用軸受を他社に先駆けて開発し、市場で高い信頼を得てきた。今後もさらに液化ガスポンプの安定稼動とメンテナンス期間延長に貢献できるように努めたい。

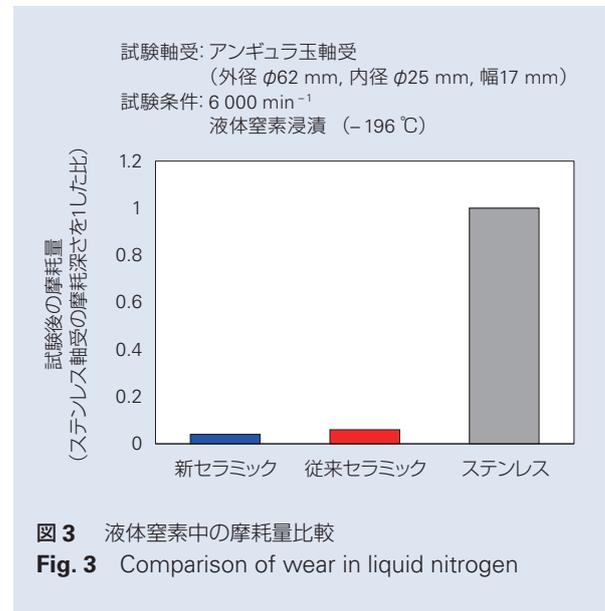


図3 液体窒素中の摩耗量比較
Fig. 3 Comparison of wear in liquid nitrogen

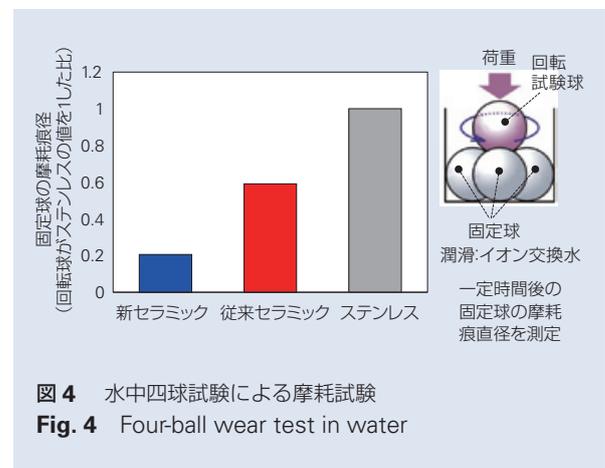


図4 水中四球試験による摩耗試験
Fig. 4 Four-ball wear test in water

商品

紹介

鉱山コンベアプーリー用 高密封シール付高信頼性自動調心ころ軸受
Spherical Roller Bearings Featuring High Reliability and Excellent Sealing Performance for Conveyor Pulleys in Mines

数キロから 20 km にわたる鉱山コンベアが、設備の故障やメンテナンスにより稼働停止すると、生産性に大きな影響を及ぼす。そのためこれらの設備には、粉塵に曝される過酷な条件下においても、365 日 24 時間の安定稼働を行える信頼性が求められている。

このコンベアプーリーには、一般的に高負荷容量で軸のたわみを吸収できる自動調心ころ軸受が使われている。この自動調心ころ軸受には、開放型（シールなし）と密封型（シール付）があるが、従来の開放型では異物侵入による軸受の早期損傷発生が課題であり、一方、密封型では十分なシール性能を発揮するためのシールスペースの確保と軸受を設備に組み付ける時にすきまを測定できないことによる組付不良が課題となっていた。このため、従来品と同一軸受寸法で十分なシール性能を発揮し、長寿命を実現させた「高密封シール付高信頼性自動調心ころ軸受」（写真 1）を開発したので紹介する。

1. 特長

①従来品（開放型）との完全互換性

ISO 寸法に準拠しており、従来品と同一寸法のため置き換えが可能である（図 1）。

②長寿命材料の採用

内外輪に NSK 独自開発材と特殊熱処理を施すことで負荷容量が向上し、軸受内部をコンパクトにすることが可能となった。これによりシールスペースを確保しながら、従来品と同一寸法で同等以上の負荷容量を実現した。また、実際に従来品と開発品のフィールドテストを実施した結果、従来品ははく離が発生したが、開発品には損傷が見られなかった。図 2 に、開発品の余寿命を含めた寿命比較を示す。

③高性能シール技術の採用

異物侵入対策で長年実績のあるガータスプリング付シールを採用することで高密封化を実現。②と同様のフィールドテスト後の軸受内部の異物量の比較を、図 3 に示す。

④ボルト締結型シールホルダーの採用

組付時にシールを外し、すきま測定を行えるようになり、組込み時の不適切なすきまによるはく離や焼き付き等の損傷を防止することが可能となった。

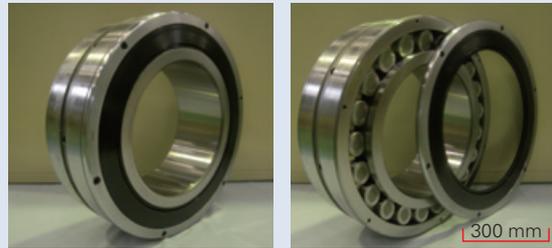


写真 1 高密封シール付高信頼性自動調心ころ軸受
 Photo 1 Spherical roller bearings featuring high reliability and excellent sealing performance for conveyors

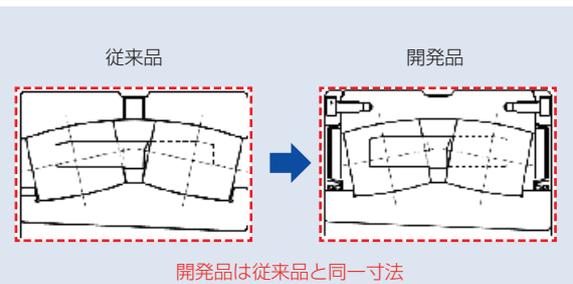


図 1 図面断の品開発と品来従
 Fig. 1 Cross-sectional view of a conventional bearing and the newly developed bearing

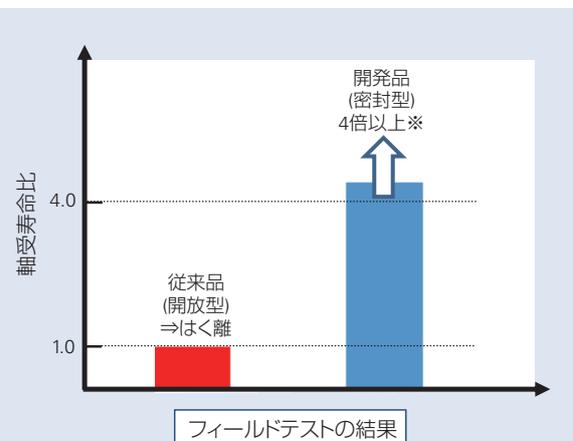


図 2 寿命比較
 Fig. 2 Comparison of bearing life

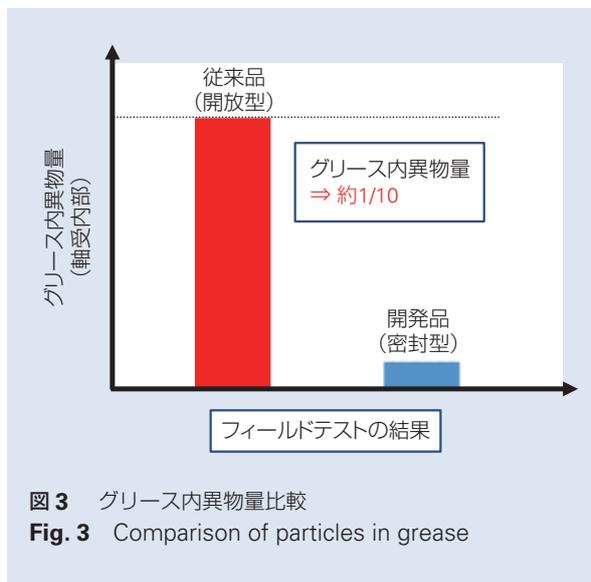
※フィールドテスト後の疲労解析による推定余寿命を含む

2. 仕様

「高密封シール付高信頼性自動調心ころ軸受」の仕様を、**図 4** に示す。

3. 用途

鉱山コンベアプリー用として、粉塵に曝される過酷な条件下で安定稼動を要求されるような用途に適している。本開発品は**表 1, 2**のサイズに展開している。



4. まとめ

本製品は、過酷環境下で使用される鉱山コンベアプリーにおいて、従来に比べ4倍以上の寿命を実現することで、鉱山採掘の生産性に貢献していく。

表 1 製品ラインナップ(231 シリーズ)

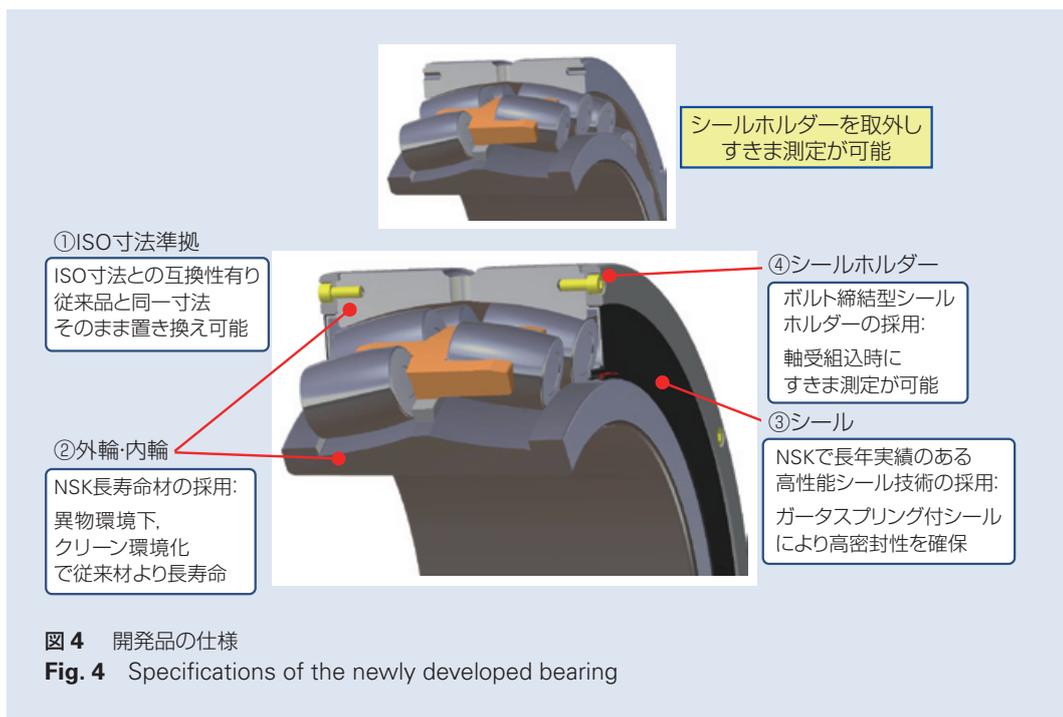
Table 1 231 Series product lineup

基本番号	内径	外径	幅	従来品（開放型）の基本番号
HTF170SLE316	170	280	88	23134K
HTF180SLE316	180	300	96	23136K
HTF190SLE316	190	320	104	23138K
HTF200SLE316	200	340	112	23140K
HTF220SLE316	220	370	120	23144K
HTF240SLE316	240	400	128	23148K
HTF260SLE316	260	440	144	23152K
HTF280SLE316	280	460	146	23156K
HTF300SLE316	300	500	160	23160K
HTF320SLE316	320	540	176	23164K
HTF340SLE316	340	580	190	23168K
HTF360SLE316	360	600	192	23172K
HTF380SLE316	380	620	194	23176K
HTF400SLE316	400	650	200	23180K
HTF420SLE316	420	700	224	23184K
HTF440SLE316	440	720	226	23188K

表 2 製品ラインナップ(222 シリーズ)

Table 2 222 Series product lineup

基本番号	内径	外径	幅	従来品（開放型）の基本番号
HTF120SLE226	120	215	58	22224K
HTF130SLE226	130	230	64	22226K
HTF140SLE226	140	250	68	22228K
HTF150SLE226	150	270	73	22230K
HTF160SLE226	160	290	80	22232K



商品

紹介

超高速回転モータ用玉軸受

Ball Bearings for Ultra-High-Speed Rotary Motors

家庭用掃除機は、小型、軽量化のトレンドにあり、空気を吸引するファンも従来の3分の1程度と小径化の傾向にある。小径化したファンによっても吸引力を維持するため、ファンモータの回転数はより高くなっており、使用される軸受にも高速回転化が求められる。この結果、高速回転の特性を示す d_mN 値(転動体ピッチ径 mm × 回転数 min^{-1})においては、従来品の約1.5倍を超える100万域での使用に耐えられる仕様が必要となる(図1)。

今回NSKは、軸受の高速回転化に対応するため、高強度材料を採用した最適設計の専用保持器を開発し、 d_mN 値が100万域の超高速回転への対応を実現した“超高速回転モータ用玉軸受(写真1)”を商品化したので以下に紹介する。

1. 構成, 構造, および仕様

従来設計品では、高速回転によって発生する大きな遠心力により保持器が変形し、他部品との干渉によって摩耗や破断に至る(写真2)。

開発品の超高速回転モータ用玉軸受では、保持器に高強度材料を採用し、FEM解析による最適設計の専用保持器を開発して、 d_mN 値が100万域の超高速回転への対応を実現した(図2)。

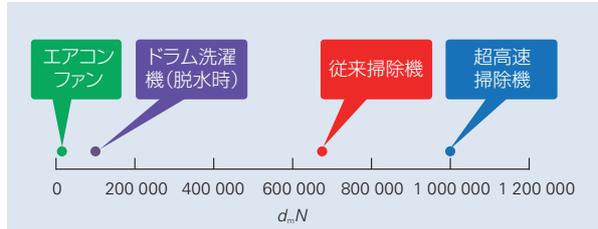


図1 家電製品に使用される軸受の d_mN 値 (例)
Fig. 1 Example d_mN value of bearings used in home appliances

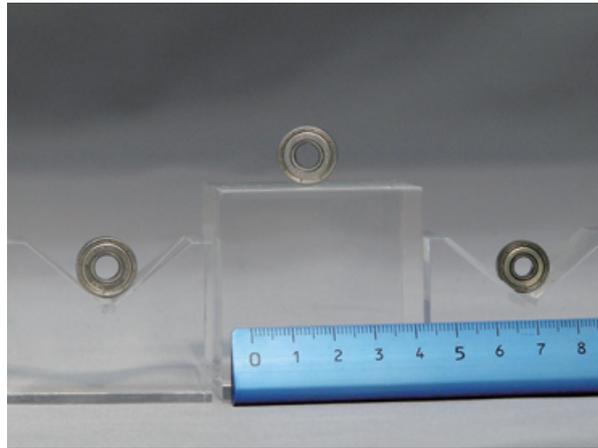


写真1 超高速回転モータ用玉軸受
Photo 1 Ball bearings for ultra-high-speed rotary motors



写真2 従来軸受
Photo 2 Conventional bearing

2. 特長

高強度材料及び形状を最適化した高剛性保持器により、 d_mN 値が 100 万域の超高速回転対応を可能にした。(写真 3)

3. 用途

超高速回転に対応し、小型・軽量かつ吸引力の高い掃除機用ファンモータのほか、 d_mN 値が 100 万域で使用される高速回転モータ用途に適している。

4. まとめ

掃除機モータ向けに新たに開発された“超高速回転モータ用玉軸受”について紹介した。今後も、家電製品の快適・健康・省エネといったトレンドに応える商品の開発を進める。



試験条件

試験軸受：696

回転数：100 000 min⁻¹

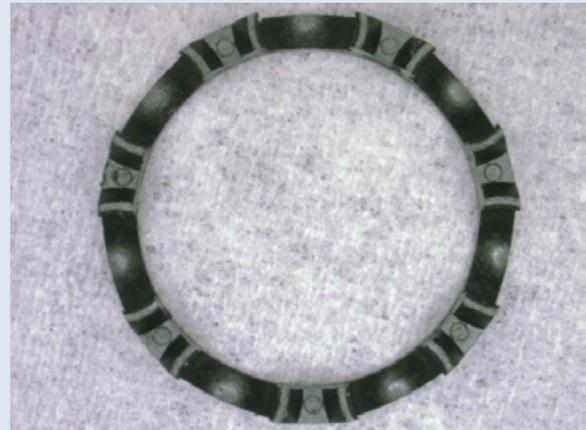
d_mN ：105万

運転パターン：10分 回転 / 5分 停止



写真 3 超高速耐久試験結果

Photo 3 Ultra-high-speed durability test results



商 品

紹 介

外輪給油方式工作機械主軸用高速アンギュラ玉軸受 ロバストショット™
ROBUSTSHOT Bearings: Direct Lubrication Angular Contact Ball Bearings for Machine Tool Spindles

近年、工作機械の主軸に対して、切削効率の向上を目的とした高速化の要求が高まっている。また、複雑形状のワークを段取り替え無しで加工することが可能な5軸加工機への対応ニーズも、生産性の効率化のために高まっている。5軸加工機用の主軸には、信頼性向上に加え、主軸やテーブルが回転するため、回転半径の短縮化による省スペース化、あるいは、回転時のイナーシャ軽減や軽量化による省電力志向等の要求から、スピンドルの軸方向長さの短縮が求められている。

NSKでは、上記ニーズを満たすために、高速回転・低発熱・高剛性の点で通常の主軸用軸受よりも優れているロバストアンギュラ玉軸受として、外輪給油方式“ロバストショット”をシリーズ化したので紹介する(写真1)。

1. 軸受仕様

ロバストショットは、軸受外輪に周方向の油溝と、その溝に連通する径方向の油穴を有する仕様となっており、内径φ30～φ120mmのロバストシリーズに対応している(図1)。



写真1 ロバストショット
 Photo 1 ROBUSTSHOT bearing

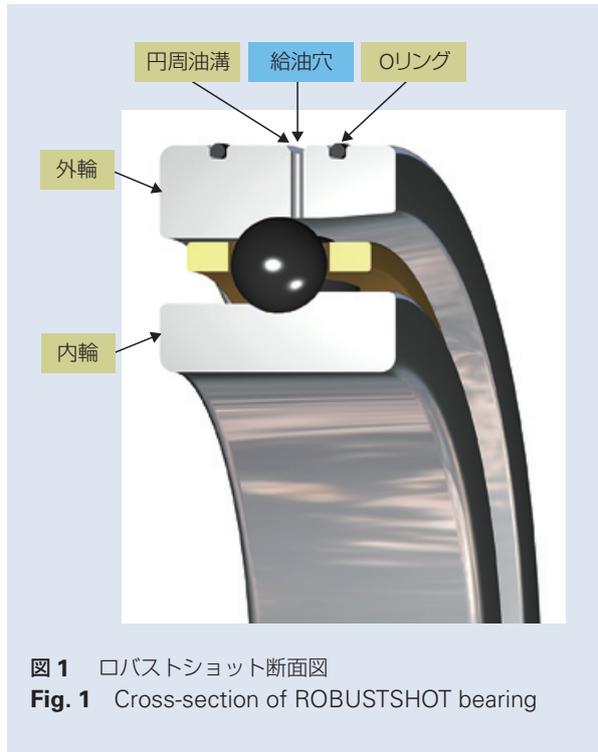


図1 ロバストショット断面図
 Fig. 1 Cross-section of ROBUSTSHOT bearing

2. 特長

(1) 潤滑油供給の信頼性向上

従来の側面給油方式のオイルエア潤滑では、内輪や保持器の高速回転に伴って発生するエアカーテンにより、潤滑油の供給が阻害されてしまう。これに対して、ロバストショットは外輪から直接潤滑油を供給することで、高速時の潤滑性が向上し、安定した運転を実現した(図2)。

(2) 主軸のコンパクト化

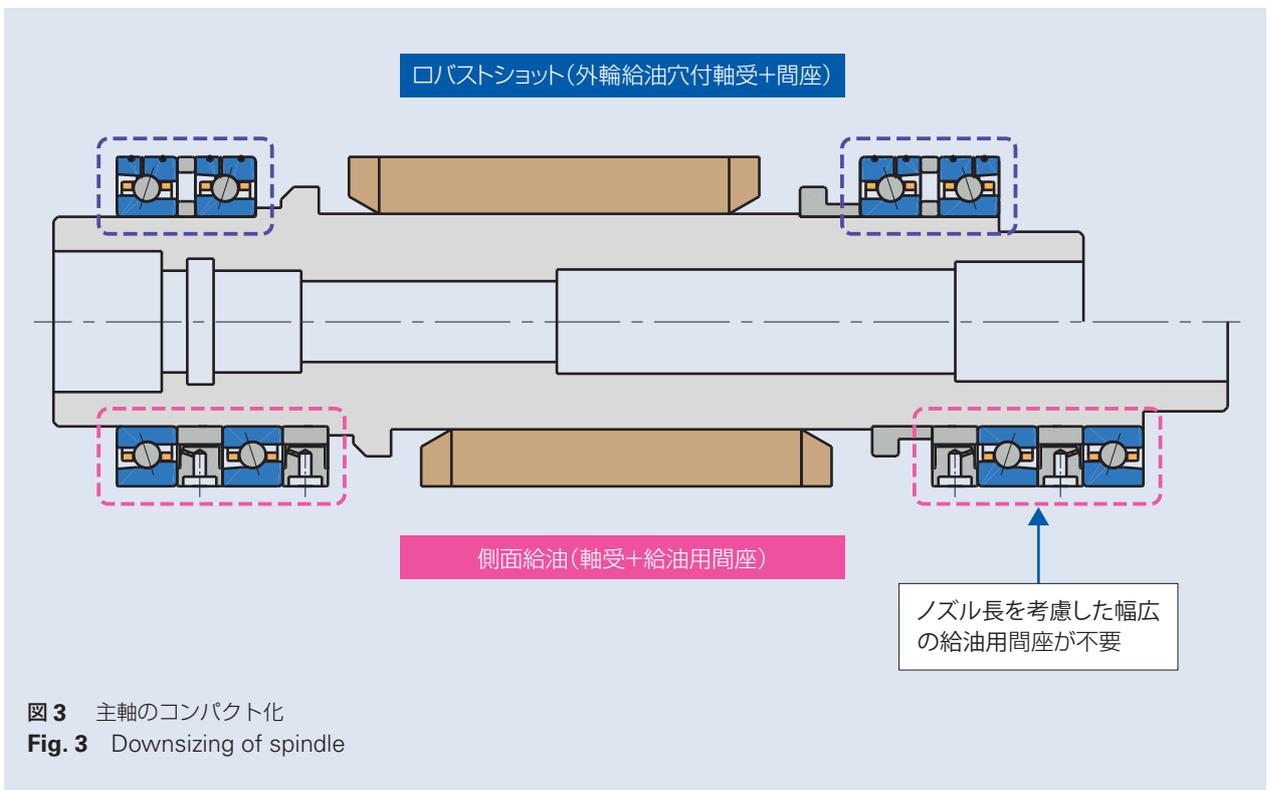
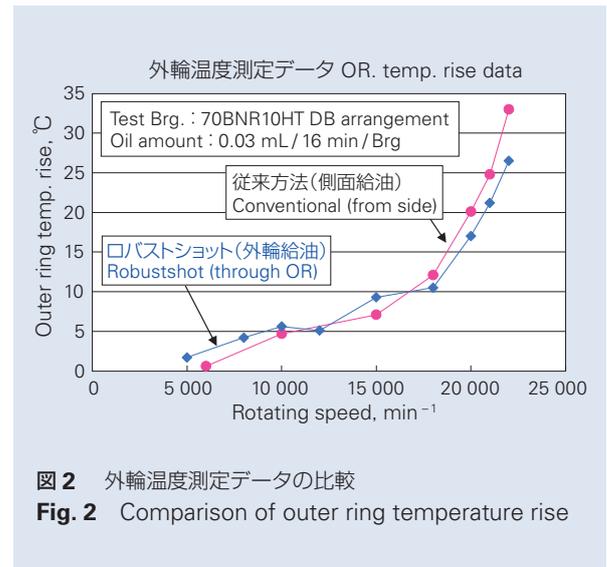
これまでの側面給油型軸受では必須だった給油用間座が不要となることで、間座幅の短縮が可能となる。これにより、主軸長が短くなる(図3)ので主軸の回転スペースが小さくなり、大きな加工領域を確保することができる。また、主軸長短縮化の結果として、主軸重量の軽減や、危険速度のアップも可能となる。

3. 用途

オイル潤滑が適用される高速領域で使用する工作機械主軸などに使用することができ、従来ロバストシリーズからの置き換えも可能である。

4. まとめ

本製品は、従来の側面給油方式軸受と比較して、高速領域での更なる潤滑性向上を実現し、主軸のコンパクト化にも貢献する。これらの効果により、生産性の向上に寄与するものである。



商品

紹介 超大型ボールねじ

Ultra-Large Ball Screws

ボールねじの用途は多岐にわたるが、特に射出成形機やプレス機においては、省電力、作業環境のクリーン化、製品の品質向上と安定化、生産の高効率化などの理由により、各軸の駆動方法は油圧式から、ボールねじと回転モータで駆動する電動式へと移り変わってきている。しかし、自動車のバンパーやインストルメントパネルなどの大型製品の射出成形では、非常に大きな荷重が各駆動軸に作用するため、従来のボールねじの負荷容量では十分な寿命が得られなかった。そのため、油圧式のみまたは油圧式と電動式を併用したハイブリッド式^{a)}などの駆動方法が使用されている。

今回、高負荷駆動用ボールねじの負荷容量をさらに向上させ、油圧式またはハイブリッド式が使用されている領域にも使用可能な、超大型ボールねじ(写真1)を開発した。油圧式から電動式へ切替えることが可能となれば、下記に示すようなメリットが得られる。

- ・ 成形品の精度向上
- ・ 制御性、応答性向上による成形品不良率の低減
- ・ 高機能成形の容易化および適用範囲拡大
- ・ ランニングコスト削減（油圧式に対して電気代が1/2～1/3）
- ・ 生産現場の安全性、環境性の向上

1. 特長

独自開発したナット研削盤と高精度な計測技術を用いることで研作加工可能なナット全長を拡大し、下記に示す特長を有する。

- (1) 高負荷容量
従来の大型ボールねじと比較し、寿命比で2.8倍以上(図1)。
- (2) 耐荷重性
従来の大型ボールねじと比較し、許容アキシアル荷重が1.3倍以上(図1)。単軸で最大200 tの負荷が可能。
- (3) 豊富なバリエーション
軸径毎に最適なリードを選択可能。



写真1 超大型ボールねじ
Photo 1 Newly developed ultra-large ball screw

従来品と開発品の仕様比較 ボールねじ仕様：φ200、リード32 mm

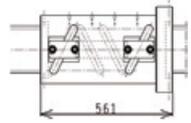
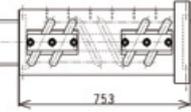
	動定格荷重	寿命比	許容最大軸方向荷重	
従来品	2360 kN 2.5巻4列	1	1510 kN	
開発品	3340 kN 2.5巻6列	2.8	1910 N	

図1 従来品と開発品の仕様比較
Fig. 1 Comparison of specifications between current ball screws and the newly developed ball screw

注^{a)} ハイブリッド式の明確な定義はないため、ここでは射出成形機の各軸(射出軸、型締軸、エジェクタ軸など)について、油圧式と電動式を併用している場合を示す。たとえば、射出軸は油圧式、型締軸は電動式とした場合など。

2. 仕様

- ・ 代表的な型式の仕様概略を表 1 に示す。
- ・ 対応範囲(軸径とリードの組合せ)を表 2 に示す。
- ・ ボール同士の競り合いを防ぐため、ボール保持ピース“NSK S1™”を採用。
- ・ 許容回転数を超える場合は、高速仕様として“HTF-SRE”式での対応が可能(許容 $d \cdot n$ 値：10 万)。
- ・ 許容アキシャル荷重を向上させた耐荷重オプションも対応可能。
- ・ 精度等級：JIS 規格 Ct7 級
- ・ 軸方向すきま：0.050 mm 以下

3. 用途

高負荷容量や耐荷重性を求められる、電動射出成形機、サーボプレス機、ブローチ盤、ダイキャストマシンなどに適している。

4. まとめ

超大型ボールねじは研削ボールねじとしては世界最大級の負荷容量を持つボールねじである。このボールねじをタンデムナット（ナットを連結して負荷容量を上げる方法）、または複数本で使用することで、いままでも油圧式またはハイブリッド式が使用されていた高負荷領域にも対応できる可能性がある。

今後も、様々な装置の電動化を促進すべく、製品の開発・展開を進めていく。

参考資料

- 1) NSK カタログ, “世界最大級の負荷容量超大型ボールねじ”, CAT. NO.JSP-160215.

表 1 代表型式の仕様概略

Table 1 Specifications of typical models

型式	リード [mm]	軸径 [mm]	ナット全長 (参考値) [mm]	基本定格荷重 [kN]		許容アキシャル荷重 [kN]	許容回転数 [min ⁻¹]
				動定格	静定格		
HTF14025-21-S1	25	140	743	2 500	9 820	1 102	500
HTF16025-20-S1	25	160	743	2 640	11 000	1 276	437
HTF14030-17.5-S1	30	140	761	2 660	9 520	1 047	357
HTF16030-17.5-S1	30	160	761	2 840	10 900	1 356	312
HTF20030-17.5-S1	30	200	791	3 210	13 900	1 823	250
HTF14032-15-S1	32	140	753	2 880	9 480	1 095	357
HTF16032-15-S1	32	160	753	3 020	10 700	1 412	312
HTF20032-15-S1	32	200	753	3 340	13 700	1 910	250

表 2 対応範囲

Table 2 Lineup (Combination of shaft diameter and lead)

単位：mm

軸径	リード					
	20	25	~	70	80	100
140	対応範囲	対応範囲	対応範囲	対応範囲		
160		対応範囲	対応範囲	対応範囲	対応範囲	
200			対応範囲	対応範囲	対応範囲	対応範囲

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.03-3779-7432	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
自動車事業本部	TEL.03-3779-7189 (代)	FAX.03-3779-7917	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
営業本部			
販売技術統括部	TEL.03-3779-7315 (代)	FAX.03-3779-8698	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
東北支社	TEL.022-261-3735 (代)	FAX.022-261-3768	宮城県仙台市青葉区一番町 1-2-25 (仙台 NS ビル 7F) 〒980-0811
日立支社	TEL.029-222-5660 (代)	FAX.029-222-5661	茨城県水戸市城南 1-4-7 (第 5 プリンスビル 6F) 〒310-0803
北関東支社	TEL.027-321-2700 (代)	FAX.027-321-2666	群馬県高崎市栄町 16-11 (高崎イーストタワー 2F) 〒370-0841
長岡営業所	TEL.0258-36-6360 (代)	FAX.0258-36-6390	新潟県長岡市東坂之上町 2-1-1 (三井生命長岡ビル 7F) 〒940-0066
東京支社 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
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
札幌営業所	TEL.011-231-1400 (代)	FAX.011-251-2917	北海道札幌市中央区北五条西 6-2-2 (札幌センタービル 16F) 〒060-0005
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
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
静岡支社	TEL.054-253-7310 (代)	FAX.054-275-6030	静岡県静岡市葵区紺屋町 17-1 (葵タワー 22F) 〒420-0852
名古屋支社 営業部	TEL.052-249-5749 (代)	FAX.052-249-5826	愛知県名古屋市中区新栄 2-1-9 (雲竜フレックスビル西館 2F) 〒460-0007
名古屋支社 販売店営業部	TEL.052-249-5750 (代)	FAX.052-249-5751	愛知県名古屋市中区新栄 2-1-9 (雲竜フレックスビル西館 2F) 〒460-0007
名古屋支社 販売技術部	TEL.052-249-5720 (代)	FAX.052-249-5711	愛知県名古屋市中区新栄 2-1-9 (雲竜フレックスビル西館 2F) 〒460-0007
北陸支社	TEL.076-260-1850 (代)	FAX.076-260-1851	石川県金沢市藤江南 1-40 〒920-0346
関西支社 営業部	TEL.06-6945-8236 (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
関西支社 販売店営業部	TEL.06-6945-8158 (代)	FAX.06-6945-8175	大阪府大阪市中央区北浜東 1-26 (大阪日精ビル 8F) 〒540-0031
関西支社 販売技術部	TEL.06-6945-8168 (代)	FAX.06-6945-8178	大阪府大阪市中央区北浜東 1-26 (大阪日精ビル 7F) 〒540-0031
京滋営業所	TEL.077-564-7551 (代)	FAX.077-564-7623	滋賀県草津市若竹町 8-4 〒525-0031
兵庫支社	TEL.079-289-1521 (代)	FAX.079-289-1675	兵庫県姫路市南駅前町 100 (パラシオ第 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) 〒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	熊本県熊本市北区楠 8-16-50 〒861-8003
東日本自動車第一部(厚木)	TEL.046-223-8881 (代)	FAX.046-223-8880	神奈川県厚木市中町 2-6-10 (東武太朋ビル 5F) 〒243-0018
東日本自動車第一部(富士)	TEL.0545-57-1311 (代)	FAX.0545-57-1310	静岡県富士市永田町 1-124-2 (EPO 富士ビル 2F) 〒417-0055
東日本自動車第一部(日立)	TEL.029-222-5660 (代)	FAX.029-222-5661	茨城県水戸市城南 1-4-7 (第 5 プリンスビル 6F) 〒310-0803
東日本自動車第二部(大崎)	TEL.03-3779-7892 (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
中部日本自動車部(豊田)	TEL.0565-31-1920 (代)	FAX.0565-31-3929	愛知県豊田市下市場町 5-10 〒471-0875
中部日本自動車部(東海)	TEL.0566-71-5351 (代)	FAX.0566-71-5365	愛知県安城市三河安城町 1-9-2 (第 2 東祥ビル 5F) 〒446-0056
中部日本浜松自動車部	TEL.053-456-1161 (代)	FAX.053-453-6150	静岡県浜松市中区板屋町 111-2 (浜松アクトタワー 19F) 〒430-7719
西日本自動車部(大阪)	TEL.06-6945-8169 (代)	FAX.06-6945-8179	大阪府大阪市中央区北浜東 1-26 (大阪日精ビル 3F) 〒540-0031
西日本自動車部(広島)	TEL.082-284-6501 (代)	FAX.082-284-6533	広島県広島市南区大州 3-7-19 (広島日精ビル) 〒732-0802
西日本自動車部(姫路)	TEL.079-289-1530 (代)	FAX.079-289-1675	兵庫県姫路市南駅前町 100 (パラシオ第 2 ビル 8F) 〒670-0962

〈2016年6月現在〉

最新情報はNSKホームページをご覧ください。

お問合せ：製品については、お近くの支社・営業所にお申し付けください。

製品の技術的な内容
についてのお問合せ

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

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

NSK TECHNICAL JOURNAL

JANUARY 2017 No. 689

印刷 平成 29 年 1 月 14 日
発行 平成 29 年 1 月 20 日
編集人 荒牧 宏敏
発行人 海老澤 斉
印刷所 久下印刷株式会社
発行所 **日本精工株式会社**
広報部 TEL 03-3779-7050
東京都品川区大崎 1-6-3 日精ビル

非売品

無断転載を禁ずる

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



日本精工株式会社



印刷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。