

For New Technology Network

NTN®

TECHNICAL REVIEW

No.

81

特集●自動車商品・技術

November 2013



超小型コミュタEVの実証事業を通じ、 インホイールモータ駆動車両の実用性を検証

For New Technology Network

NTNはインホイールモータシステムを採用した電気自動車の早期普及を目指し、インホイールモータで駆動する超小型コミュタ*を試作し、実証事業を開始しました。

三重県／伊勢市では『電気自動車等の活用による伊勢市低炭素社会創造協議会』に参画し、伊勢市公用車や、伊勢商工会議所、伊勢市観光協会など協議会メンバーの業務用車両として利用します。また、協議会メンバーと連携して観光事業へ活用し、利便性や環境への影響などを検証します。

さらに、世界遺産登録された富士山で開催されたEVフェスタに参加すると共に、静岡県／磐田市とも連携して、公道実証事業を進める一方、海外ではフランス／アヌシー市と連携し、地元中小企業と共に欧州の超小型車両規格に適合する車両を製作し、実証事業を進めています。

これらの事業を通じ、空間設計自由度が高いインホイールモータ駆動車両の性能や使われ方を検証し、地球環境にやさしい電気自動車の普及を目指します。

*軽自動車よりコンパクトで小回りが利き、環境性能に優れ、地域の手軽な移動の足となる1人～2人乗り程度の車両



▲伊勢市車両貸与式（2013年9月30日）
（中、鈴木伊勢市長
右、朴協議会会長
左、NTN鈴木会長）



▲富士山EVフェスタ（2013年8月1日）
（右、川勝静岡県知事
左、田嶋電気自動車普及協議会代表幹事）



アヌシー国際アニメーション映画祭の
オープニングイベント
（2013年6月10日）



NTN TECHNICAL REVIEW No.81

自動車商品・技術特集号 ● 目次

巻頭言	自動車商品・技術特集号に寄せて	常務執行役員 萩本幸好	1
【寄稿文】	インテリジェント制御としての自動車の運動制御の動向と今後の展望	神奈川工科大学創造工学部自動車システム開発工学科 安部正人	2
【展望】	自動車のエネルギー効率向上に貢献するNTNのモジュール技術	執行役員 自動車事業本部/EVモジュール事業本部 梅本武彦	12
●EV・HEV商品			
【解説】	自動車用インホイールモータの技術動向	EVモジュール事業本部 駆動システム技術部 牧野智昭/石川愛子/伊桐千浪/堺 香代	22
【製品紹介】	パーキングブレーキ付き電動ブレーキユニット	EVモジュール事業本部 シャシーシステム技術部 山崎達也/村松 誠 EVモジュール事業本部 制御システム技術部 増田 唯	30
【製品紹介】	電動油圧ブレーキ用ボールねじ駆動モジュール	自動車事業本部 シャシー技術部 川口隼人/数野恵介	36
【製品紹介】	EV・HEV用低トルク深溝玉軸受	自動車事業本部 パワートレイン技術部 香田 毅 自動車事業本部 ドライブトレイン技術部 和久田貴裕 EVモジュール事業本部 駆動システム技術部 魚住朋久	40
【解説】	HEV昇圧装置用リアクトルコア	日本科学冶金(株)技術部 小田貴之/宮崎真二 先端技術研究所 島津英一郎	46
●高機能、低燃費技術・商品			
【解説】	高分解能回転センサ内蔵ハブベアリング	自動車事業本部 シャシー技術部 西川健太郎 商品開発研究所 高橋 亨 NTN-SNR ROULEMENTS Research & Innovation Mechatronics Christophe DURET	52
【製品紹介】	PCS-H/J (プレスコネクトスプライン ハブジョイント)	自動車事業本部 シャシー技術部 乗松孝幸/永田 勉	58
【製品紹介】	次世代高効率固定式等速ジョイント「CFJ」	自動車事業本部 ドライブトレイン技術部 藤尾輝明	64
【製品紹介】	自動車の変速機用低トルクシールリングの開発	NTN精密樹脂(株)技術部 筧 幸三/近藤 巧 複合材料商品事業部 複合材料技術部 石井卓哉 先端技術研究所 吉野真人	68
【製品紹介】	自動車用焼結部品の新商品紹介	NTN特殊合金(株)技術部 山下智典 複合材料商品事業部 複合材料技術 園崎智和	74
●論文			
【論文】	表面窒素濃度を高くしたJIS-SUJ2の転動疲労寿命	先端技術研究所 佐藤大介/大木 力	78
【論文】	表面処理剤としての天然抗酸化剤の効果	先端技術研究所 田口陽介/板橋恵梨子/三上英信	85
【論文】	複列アンギュラ玉軸受の耐グリース漏えい技術	先端技術研究所 川村光生/佐藤則秀/坂口智也 自動車事業本部 CAE技術部 和泉麻理子	92
【論文】	転がり軸受のクリープメカニズム	自動車事業本部 CAE技術部 丹羽 健	100
●受賞案件の紹介			
《2012年度 日本トライボロジー学会 技術賞受賞》	保持器の形状変更による玉軸受の耐グリース漏えい技術	先端技術研究所 佐藤則秀/川村光生/坂口智也	104
《EMM2012 メカトロニクスアワード グランプリ受賞》	インテリジェント・インホイールモータ・システム	NTN-SNR ROULEMENTS Reserch & Innovation Mechatronics Herve LENON EVモジュール事業本部 事業推進部 浅野英一 EVモジュール事業本部 駆動システム技術部 後藤知美/友田香織	105
《Automechanika 2012 イノベーションアワード受賞》	インホイールモータ・システム	NTN-SNR ROULEMENTS Reserch & Innovation Mechatronics Herve LENON EVモジュール事業本部 事業推進部 浅野英一	106
《2013年度 精密工学会 春季大会学術講演会 ベストプレゼンテーション賞受賞》	パラレルリンク型高速角度制御装置	商品開発研究所 磯部浩/西尾幸宏/曾根啓助/山田裕之/藤川芳夫	107
新商品紹介			108

NTN TECHNICAL REVIEW No.81

CONTENTS

Preface	Yukiyoshi HAGIMOTO	1
Contribution	Trends of Intelligent Vehicle Dynamics Controls and Their Future Masato ABE Professor, Department of Vehicle System Engineering, Kanagawa Institute of Technology	2
Perspective	NTN Module Technology Contributes to Energy Efficiency and CO₂ Reduction in Automobiles Takehiko UMEMOTO	12
● Special Issue for EV/HEV Products		
	Recent Technology Trends of In-Wheel Motor System for Automotive Tomoaki MAKINO, Aiko ISHIKAWA, Chinami ITOU and Kayo SAKAI	22
	Electro-mechanical Brake Unit with Parking Brake Tatsuya YAMASAKI, Makoto MURAMATSU and Yui MASUDA	30
	Ball Screw Drive Module for Electric Hydraulic Brake Hayato KAWAGUCHI and Keisuke KAZUNO	36
	Low Torque Deep Groove Ball Bearings for EV and HEV Tsuyoshi KODA, Takahiro WAKUDA and Tomohisa UOZUMI	40
	The Reactor Core for HEV Boost Converter Takayuki ODA, Shinji MIYAZAKI and Eiichirou SHIMAZU	46
● Special Issue for Advanced Function and Fuel-efficient Products		
	Hub Bearing with an Integrated High-Resolution Rotation Sensor Kentaro NISHIKAWA, Toru TAKAHASHI and Christophe DURET	52
	Press Connect Spline Hub Joint Takayuki NORIMATSU and Tsutomu NAGATA	58
	Next-generation High Efficiency Fixed Type Constant Velocity Joint "CFJ" Teruaki FUJIO	64
	Development of Low Torque Seal Ring for Automotive Transmission Kouzou KAKEHI, Takumi KONDOU, Takuya ISHII and Masato YOSHINO	68
	The Introduction of Sintered New Products for Automobile Tomonori YAMASHITA, Tomokazu SONOZAKI	74
● Technical Papers		
	Rolling Contact Fatigue Life of Highly-carbonitrided JIS-SUJ2 Daisuke SATO and Chikara OHKI	78
	Effect of Naturally Derived Antioxidants as Surface Treatment Yosuke TAGUCHI, Eriko ITAHASHI and Hidenobu MIKAMI	85
	Grease Leakage Prevention for Double-Row Angular Ball Bearings Mitsuo KAWAMURA, Norihide SATO, Tomoya SAKAGUCHI and Mariko IZUMI	92
	A Creep Mechanism of Rolling Bearings Tsuyoshi NIWA	100
● Our Line of Award Winning Products		
	The Japanese Society of Tribologists "2012 Technology Award" Prevention of Grease Leakage from Ball Bearings Due to Cage Shape Improvement Norihide SATO, Mitsuo KAWAMURA and Tomoya SAKAGUCHI	104
	European Mechatronics Meeting (EMM) 2012 "Grand Prix of Mechatronics Award" Intelligent In-wheel Motor System Herve LENON, Eiichi ASANO, Tomomi GOTOU and Kaori TOMODA	105
	Automechanika 2012 "Innovation Award" In-wheel Motor System Herve LENON and Eiichi ASANO	106
	The Japan Society of Precision Engineering of the 2013 Spring Semestrial Meeting "Best Presentation Award" Parallel Link High Speed Angle Control Equipment Hiroshi ISOBE, Yukihiro NISHIO, Keisuke SONE, Hiroyuki YAMADA and Yoshio FUJIKAWA	107
Our Line of New Products		108

自動車商品・技術特集号に寄せて

常務執行役員
萩本 幸好

成長国でのモータリゼーションの本格化を迎え、自動車業界では地球温暖化ガスの排出量削減や石油を代表とする化石燃料の使用量削減を目的とした自動車の低燃費化が最重要課題となっています。そのため、エンジンの低燃費化やハイブリッド車、電気自動車の開発が精力的に進められています。また、次世代自動車としては2015年の実用化を目指して燃料電池車の開発が活発化しています。

このような状況に対し、NTNでは2012年10月に自動車事業本部の技術部隊を再編し、自動車の省エネ化を支えるユニット、モジュール商品の開発を加速すると共に、2013年4月にEVモジュール事業本部を新設し、電気自動車の駆動、操舵、制御に関わる部品、モジュールおよびシステムの開発を推進しています。

2013年11月22～12月1日に「世界にまだない未来を競え。」をテーマとする第43回東京モーターショーが開催され、NTNからも数多くの新商品を展示させていただくのに合わせ、最先端の自動車向け商品・技術を集めたNTNテクニカルレビューNo.81を発行する運びとなりました。本誌では、初めに自動車の運動制御の権威である神奈川工科大学創造工学部自動車システム開発工学科の安部正人教授に寄稿文「インテリジェント制御としての自動車の運動制御の動向と今後の展望」をご執筆いただきました。「EV・HEV商品小特集」では、NTNの電気自動車用インホイールモータシステムをはじめ、自動化運転につながる駆動モジュール、制動システムなどについて紹介いたします。また、「高機能、低燃費技術・商品小特集」では、これまでNTNがグローバル展開してきたハブベアリング、等速ジョイントに関して、さらなる高機能化や低燃費化に貢献する新商品や、樹脂や焼結金属を主体とする複合材料商品について紹介いたします。

NTNは2017年度に創業100周年を迎えます。「For New Technology Network：新しい技術の創造と新商品の開発を通じて国際社会に貢献する」の理念のもと、環境にやさしい商品開発をこれまで以上に推進し、社会の持続的発展に貢献してまいります。

For New Technology Network

インテリジェント制御としての自動車の運動制御の動向と今後の展望

Trends of Intelligent Vehicle Dynamics Controls and Their Future



安部 正人 Masato ABE

神奈川工科大学教授 工学博士 創造工学部自動車システム開発工学科

これまでの車両運動のアクティブ制御を概観した上で、電動車両を前提に、究極のインテリジェント化された統合アクティブ運動制御車両の可能性について述べる。そして、それが単に絵に描いた餅ではないことを実車を用いた実験で検証した結果を紹介する。究極のインテリジェント化されたアクティブ運動制御により、これまでに考えられないような運動制御が可能となり、車両の限界性能を確実に向上させることが可能であると共に、運動中のすべりによるタイヤの摩耗を大幅に低減することも可能になる。

Following to a survey of recent trends of active motion control of the vehicles, a possibility of the vehicle active motion control of electric powered vehicles is discussed and the experimental substantiation of the possibility by using the experimental vehicle is introduced. It is found that the vehicle motion controls which are not available for the ordinary vehicles so far will become available by an ultimate intelligent active motion control of electric powered vehicles. A vehicle limit performance is dramatically extended and the tire wear of the vehicle during controlled vehicle motion is significantly reduced by the controls.

1. はじめに

環境問題、エネルギー問題を見据えての次世代自動車の柱である動力の電動化と共に、次世代自動車を支える大きな技術分野に、いわゆる、自動車のインテリジェント化、知能化の分野がある。図1は、一つの見方としての、次世代自動車を支える技術分野のイメージである。広く「環境、交通システム」の中で、電動化した「動力」を「構造物」に搭載して「運動」する次世代自動車という切り口であり、こうした中の主要なキーテクノロジーの一つが自動車の「インテリジェント化」であると言って良いと思われる。このなかの具体的な技術要素としては、カーエレクトロニクスや情報、通信、制御などが占めることになる。

このように、自動車のインテリジェント化といえば、ほとんど自動車技術の全てに関連する技術になるはずであるが、とりわけ、予防安全をめざした自動車の運動のアクティブ制御分野においては、単なる個別の自動車の運動制御のみならず、交通空間における相互の自動車の運動制御までを対象に、必要不可欠な技術になっている。そして、これまでも既に、様々な運動のアクティブ制御技術が市販の自動車に搭載されて、そ

の安全性や、運動性の向上に大きく寄与している。とりわけ、今後、自動車の動力の電動化が進行するに従い、これまでには必ずしも容易ではなかった運動制御が現実的になるため、インテリジェント化技術を基盤とした運動のアクティブ制御に対する期待が高まっている。

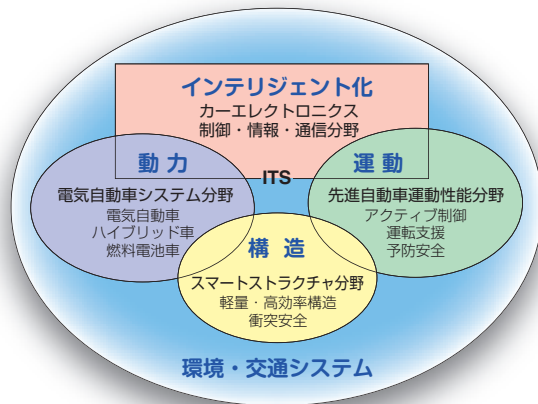


図1 次世代自動車を支える技術分野
Technologies supporting a vehicle for new era

そこで本稿では、特に、制御される側の自動車の運動力学的性質という視座に立ち、とりわけ予防安全に強く関連してくるドライバーが直接制御に関わる自動車の水平面内の運動制御に限って、これまで提案され、取り入れられてきた運動のアクティブ制御を概観するとともに、電動化していく新しい時代の運動のアクティブ制御の動向や可能性を、少し具体的に述べる。特に、現在NTNと進めている共同研究の結果なども合わせて述べる。

2. これまでの運動のアクティブ制御

2.1 後輪アクティブ操舵

かなり旧くなるが、1980年代、行き詰まっていた車両運動性能向上の分野に、そのブレークスルーとなった技術として登場したのが、後輪のアクティブ操舵制御である。それまでも全くなかったわけではないが、比較的高い速度域で後輪アクティブ操舵により運動性を向上させようとしたのがこの時期である。初めは、操舵角や操舵力などに比例して後輪を操舵し、例えば横すべりをゼロあるいは出来るだけ小さくするなどの運動性向上の提案があった。さらに、車両のヨー運動をモデル応答に追従させるフィードフォワード型の制御や、ヨーレートを検出してフィードバック制御を追加した、よりインテリジェント化されたモデル追従型の制御の提案がなされた。そのような成果を背景に、後輪アクティブ操舵制御を搭載した市販車が登場したのである。

後輪操舵制御は操舵による横すべり角に従って発生するタイヤのコーナリングフォースに依存した制御である。従って横すべり角が小さい、タイヤ特性が線形な領域では、例えば線形2自由度モデルを用いて導かれた制御則が効果的であるが、タイヤの横すべりに対する横力の非線形領域では、急激に目的とする機能を発揮することができなくなる。また、タイヤの横力は荷重や前後力の影響が大きいから、横加速度の大きいところでの運動制御の正確さが失われると共に、加減速に伴う運動ではそれが外乱になってしまう、という問題も抱えている。

2.2 DYC

次に登場したのが直接ヨーモーメント制御DYC (Direct Yaw-moment Control) である。DYCとは、それぞれのタイヤに働く前後方向の力が作り出すヨー

モーメントを利用した運動の制御の総称である。このための前後力は、駆動力の左右配分や、ブレーキ力の配分あるいは片輪のブレーキなどによって得ることが出来る。このようなヨーモーメントによる運動の制御は、デファレンシャル制御によるパッシブな制御として古くからあったともいえるが、積極的にヨーモーメントを作り出して運動をアクティブに制御しようとする研究開発が数多く見られるようになったのは、1990年代以降である。

横すべりにより発生する横力は、制御しようとする車両の横方向の運動や、荷重、前後力などの影響を大きく受ける。これに対して、前後方向の力は基本的に車両の横方向の運動の影響を受けない。いや、前後力も、荷重や横力、つまりは横運動の影響を受けるはずだと言うかもしれない。しかし、制御に必要な前後力のコマンドは、タイヤの回転運動に対する、ブレーキ圧によるブレーキトルクや、駆動トルクである。タイヤの回転運動そのものは、車両の横運動とは独立であり、タイヤは指令トルクに従い回転運動を行って、縦すべりを生じ、指令トルクに釣り合う前後力を発生する。従って、横運動の影響を直接受けることはなく、必要な力で横運動を制御することが出来る。もちろん、そのコマンドに相当する大きさの前後力を出しうるための十分なタイヤ荷重がある場合の話である。このことが、もちろん、運動を安定化させるためには減速することが効果的ということもあるが、DYCの一つである横すべり防止装置ESC (Electric Stability Control) が標準化、義務化されようとしていることの根底にある、技術的な特徴と思われる。

操舵及び外部からのヨーモーメントに対する、水平面内の車両の運動は、基本的に横すべりとヨーの2変数の運動方程式で記述される。これを眺めてみると、人は前輪を操舵するものとして、後輪アクティブ操舵でも、DYCでも、基本的には、操舵に対して同じ運動を呈する運動のアクティブ制御を実現することが出来る。これを利用して、それぞれ、後輪アクティブ操舵とDYCで、ヨーレートが操舵に対する1次遅れの応答になるような制御をしたときの結果を比べたのが図2である¹⁾。1周期のサイン状の操舵に対する運動を横すべりとヨーレートの状態面で見ているが、どの程度の横すべりを生じながらサイン状のヨー運動が終了しているかを比較することが出来る。

運動中の前後方向の加速、減速を外乱としてその影響を見ている図であるが、DYCによる制御のほうが

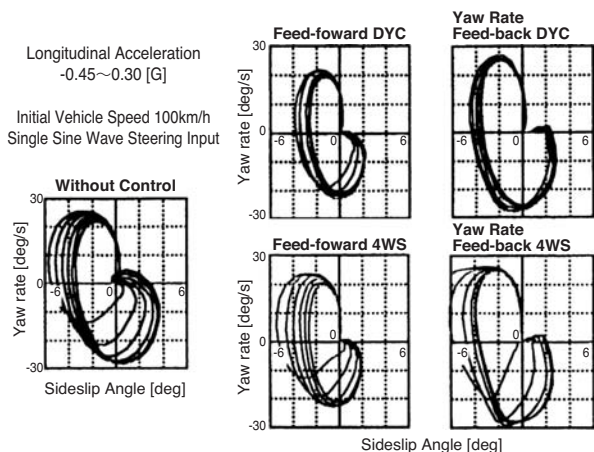


図2 後輪アクティブ操舵(4WS)とDYCの効果
Effects of rear wheel active steer and DYC

外乱に対してロバストであり、横すべりの大きなタイヤの非線形域でもより運動は安定している。後輪アクティブ操舵の場合とはくに、ヨーレイトをフィードバックして無理にモデル応答に追従させようとしても、タイヤ横力の限界などにより逆効果が出てしまっていることもわかる。

このように、後輪アクティブ操舵より、DYCが優れている点が多い。しかし、DYCは、ヨー運動を直接制御するには向いているが、横力を直接出す制御でないから、横すべり角や、横加速度の制御には必ずしも適してはいないと言う欠点がある²⁾。

2.3 前輪アクティブ制御とステアリング制御

前輪を人が操舵した上に、さらにアクティブに操舵制御をすることによる運動制御も提案され、実現している。操舵角による横力に依存した制御という点では後輪アクティブ操舵と同様の問題を持つと思われるが、実現するための機構という点からは、後輪をわざわざ操舵可能にするよりは、簡易であるという利点がある。なお、水平面内の横すべりとヨー運動の前輪操舵あるいは後輪操舵に対する応答の運動方程式あるいは伝達関数から、それぞれのアクティブ制御の理論的な利点、不利な点を読み取ることが出来る。

前輪と、ステアリングホイールの機械的な結合を取り去った前輪アクティブ操舵は、完全なSBW (Steer-By-Wire) になる。この実現もそう遠い将来ではなくなったようである。こうなれば、制御の自由度はさらに増し、とりわけ、操舵反力は任意に設定することが出来るようになる。

一方、いま殆どのパワーステアリングがEPS

(Electric Power Steering) になろうとしており、操舵反力の制御がより容易になってきている。ある人によれば、操舵応答性に関するドライバーの感覚的な評価の50%は、車両の運動性能を一切変えることなしに、操舵反力の調整で制御することが出来るという。このように、操舵反力の設定は重要で、直接的な運動のアクティブ制御ではないが、インテリジェント化される自動車の運動制御の中で、無視できない事柄であり、注目されている領域である。

2.4 その他の制御

乗り心地に関わる車両の運動制御としてのアクティブサスペンションにはここでは触れないが、その中のアクティブスタビライザーは、車両の横方向の運動制御に使われる。これは、直接横力を用いた制御ではないが、横方向の力を左右するタイヤの荷重を制御して結果として横運動を制御するものである。

車両そのものの運動を直接制御するものではないが、重要な制御にABSやTCSがある。これは、車両運動を支えるタイヤの機能を制御するコンポーネントの制御であり、結果としての車両運動性能向上に大きく寄与している。

2.5 統合制御

ところで、仮に加速や減速をしていても、前後方向の速度は一定あるいはその間変化するパラメータとして与えてよければ、操舵に対する車両の水平面内の運動は、基本的に横すべりとヨーの2自由度で記述できる。従って、これまでの、前輪アクティブ操舵、後輪アクティブ操舵あるいはDYCのいずれか二つを用いれば、理論的には、操舵に対し任意の横すべりとヨー運動を行う車両を実現することが出来る。このような観点から、2つ(以上)のアクティブ制御を同時に用いて、好ましい運動性を得ようというのが、統合制御のひとつの考え方ということができる。

また、これまで述べたように、それぞれのアクティブ制御の単独での利用には、限界がありそうである。その限界とは、おそらく、タイヤ特性の非線形性によるものであり制御中に極端に負担のかかるタイヤが生じることになるからではないかと考えられる。このとき、2つ以上の制御を用いるとこれが解消し、相乗効果によりそれぞれの限界を補う効果が生じる。つまり、統合制御とは、2つ以上の制御を同時に行い、4つのタイヤ力を合理的に使用して、車両の運動性とその限

界を向上すること、ということも出来る^{3), 4), 5)}.

図3は、後輪アクティブ操舵と前後のスタビライザーによるRDC (Roll-moment Distribution Control) の統合制御の効果を、サイン状の操舵に対する横すべりとヨーレイトの状態面上で比較したものである⁶⁾. 後輪アクティブ操舵は、定常横すべりがゼロとなるような、前輪舵角比例制御であり、RDCは、前後輪の横すべりが、ドライバーの意図に一致するように前後輪のスタビライザー剛性をトータルのロール剛性を保持したまま制御するものである。小さな横すべりで一定のヨー運動が出来るほど運動は安定である。後輪アクティブ操舵だけでは、高速時に後輪の負担が大きくなったところでは運動が安定化せず、横すべりが制御なし以上に大きくなってしまふのに対して、RDCと同時に制御を用いることにより、後輪の過度の左右荷重移動が抑制されて横力の限界が向上し、後輪アクティブ操舵が狙った運動が、高速域まで実現している。その効果はRDCのみで得られる効果以上であることも分かる。

統合制御が市販車に適用された例は既にいくつかある。このように、4つのタイヤの能力をより合理的に使えば、車両の運動性や、限界性能はまだまだ向上させることが出来そうである。このような意味からも、統合制御はこれからも車両運動制御における重要なキーワードの一つになるものであると思われる。

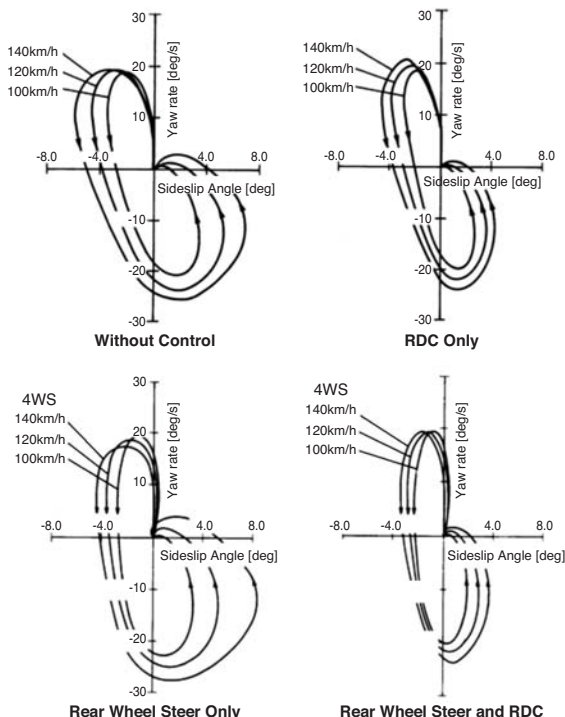


図3 後輪アクティブ操舵とRDCの統合制御
Integrated control of rear wheel active steer and RDC

3. 動力の電動化と運動のインテリジェント制御

3.1 8変数制御

さて、自動車の動力が電動化しようとしている。もちろん、電動化の第一のモチベーションは、環境・エネルギー問題の解決ではあるが、もし、その電動車両が4つのイン・ホイール・モータを装着しているとなれば、4つのタイヤの前後方向の力は、それぞれ自由に決めることが出来る。また、駆動軸がなくなるから、容易に4つの車輪をそれぞれ独立に操舵することが可能になり、横方向の力も、自由、独立に決めることが出来る。つまり、車両の運動を決める8つの力を基本的にはそれぞれ独立に決めることが出来ることになる。もちろん、「Full Drive by Wire」である。これは、自動車の運動力学的立場から見たら大変な可能性である。

さて、このように自由に、独立に決めることが出来るといっても、車両が平面内で操舵に対してある決められた応答を示すためには、その車両には、定められた横方向の力とヨーモーメントが時々刻々働く必要がある。これらは、目標の応答が与えられれば、逆問題として求めることが出来る。また、ドライバーのアクセルまたはブレーキに応じた運動をするためには、そのコマンドに応じた前後方向の力が必要である。従って、8つの力の横方向成分の総和と前後方向成分の総和及び8つの力が作り出すヨーモーメントの総和は、常に目標とする車両の応答から定められた時々刻々の値を保っている必要がある。これは8つの自由に決めることの出来る変数に対する3つの制約条件を構成する。

一方、このようにして力を決めることが出来るのだから、基本的には操舵に対するどのような運動でも実現することが出来るということになる。従って、操舵に対してどのような横すべりとヨーレイトの応答が好ましかさえ決めれば、その目標とする好ましい運動を呈する車両運動のアクティブ制御が実現する。

3.2 配分制御とノルム

ところで、8変数に対して3つの拘束条件だから、変数の確定には、まだ5自由度の冗長度が残る。従って、さらになにか決定のための規範がなければ、8変数全てを確定することが出来ない。つまり、例えば8つのタイヤ力をどのように使うかということに関するノルムである。どのようなノルムでも良いわけである

が、容易に考えつくのは、例えば、①それぞれのタイヤの負担を全体として出来るだけ小さくなるようにタイヤを使うというノルムである。この結果、各タイヤの負担が均一化し、運動の限界性能も向上することが期待できる。

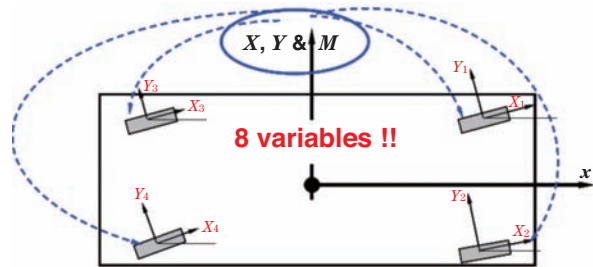
また、例えば、②運動中のタイヤのすべりによるエネルギーの散逸を全体として小さくするようにタイヤの力を使って運動を制御するようなノルムも考えられる。この結果、タイヤのすべりによる摩耗が均一化すると共に、タイヤのすべりによるエネルギー消費の小さな運動制御の実現が期待される。結果として、タイヤの摩耗を最小化できるものと考えられる。

ノルム①の評価関数を、各タイヤの水平面内の合力をタイヤ荷重で割った値の自乗和とすれば、結局それは、配分される各タイヤの前後力と横力の2次形式で表すことが出来る。また、ノルム②の評価関数を各タイヤのすべりによるエネルギー消費率の自乗和とすると、同じように、それは配分される各タイヤの前後力と横力の自乗和で表されることになる。ただしこのときの各係数は、運動中の各タイヤのすべり力とすべり速度から、タイヤモデルを用いて時々刻々推定される値にしなければならない。

ノルム①、②いずれの場合にも、評価関数は8変数としての各タイヤに働く力の2次形式で与えられるから、先の3つの拘束条件の下にこれを最小にする条件は、 $8-3=5$ 変数の一次の代数方程式になり、簡単に解くことが出来る。かくして、8つの変数が最終的に確定され、この力を各タイヤが発生するように、各タイヤに対し駆動あるいはブレーキとステアの指令を出せば良いということになる。これが、8個の力の配分制御である。以上の様子のイメージを描いたものが図4である。

ところで、これまでは、目的の運動を実現するために8つの変数に対して最低限必要な3つの拘束条件を課した。しかしまだ5自由度の冗長度があるから、さらに何か好ましい運動を実現する拘束条件を課す余裕がある。タイヤに働く前後力は、サスペンションの設定次第で、車体に対する上下力を作り出すことは良く知られている。従って例えば、この上下力で、車体のロールを抑制するロールモーメントを発生するという条件を数式で設定することが出来る。これを4番目の拘束条件とすれば、先の2次形式で与えられた評価関数を最小にする条件は、4変数の1次方程式となり、より簡単に解くことが出来る。このようにして、新し

Sharing X, Y & M with eight variables of four wheels to minimize the cost function J



then, T_i and δ_i to steering input δ_h are determined.

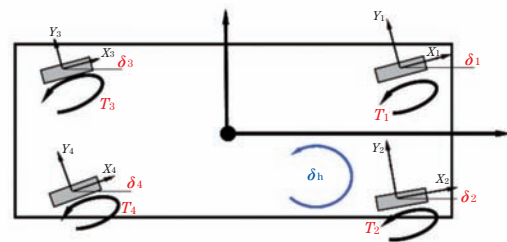


図4 8変数としてのタイヤ力配分のイメージ
Concept of 8 tire force distribution

い拘束条件を付加し、より好ましい運動を実現するための8個の力の配分を決定することが出来る。このように変数の冗長度を利用して、現実的な範囲で、運動の拘束条件を追加して運動を制御することが出来る。

3.3 タイヤエネルギー消費の推定

適当なタイヤモデルを用いれば、タイヤの前後力や横力ばかりでなく、すべり力やすべり速度などを時々刻々オンラインで推定が可能である。また、すべり速度とすべり力からすべりによるエネルギーの消費率が推定され、それを積分すればそれがすべりによるタイヤの消費エネルギーになる。

例えば、物理モデルとしてよく登場するブラッシュタイヤモデルを用いれば、縦すべり率、横すべり角、走行速度、荷重を入力として、接地面のそれぞれ粘着域、すべり域における前後力と横力が、解析的な数式で与えることが出来る。縦及び横方向のすべり速度も同様である。従って、その物理モデルのパラメータを、実測に合う様に調整すれば、かなり良くタイヤ力を推定することが可能である。

このモデルベースのオンライン推定法をノルム②の配分制御に用いると共に、運動中のタイヤのすべりによるエネルギー消費の評価に使うことが出来る。

3.4 究極のインテリジェント運動制御とその効果

以上述べたような考え方による各タイヤへの8つの力の配分を用いた運動のアクティブ制御を、ブロック線図でまとめてみると図5のようになる。実は、電動車両の特徴を利用して、8つの力を自由に制御して、より知能化された車両の運動制御を実現しようとする研究・開発がすでに世界各地で始まっている^{7), 8), 9)}。このような、Full Drive by Wireによる電動車両の運動のアクティブ制御は、インテリジェント化された究極の統合アクティブ運動制御車両ということになるのではあるまいか。

我々も、これを机上の空論ではなく実際に実現可能であることを、実車を用いて検証したのがNTNとの共同研究である^{10), 11), 12)}。図6はそのための実験車であり、4輪にそれぞれイン・ホイール・モータが装着され、4輪がそれぞれ独立にステア制御されるステアリング系が装備されている。さらに図5に示すインテリジェント化された運動のアクティブ制御システムをインストールしたマイクロオートボックスが、車両運動の計測システムと共に搭載されている。

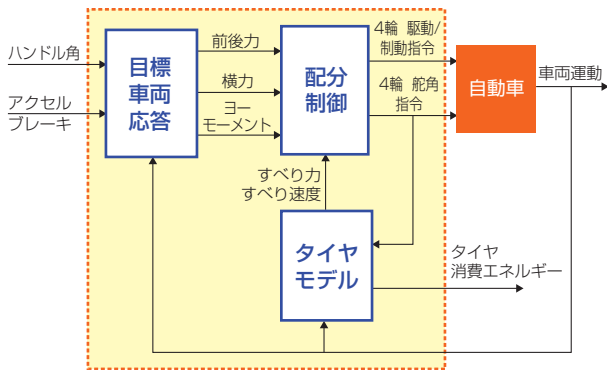


図5 タイヤ力配分制御
Tire force distribution control



図6 実験車両
Experimental vehicle

(1) タイヤ負荷率最小化配分制御の効果

先にも述べたように、この車両運動制御では、基本的に操舵に対してどのような応答も実現可能であるが、制御の効果を、制御をしない通常の車両と比較するために、実現する応答を、横すべりとヨーの平面2自由度モデルから得られる通常の車両の応答に設定している。このような設定で、先に述べた、ノルム①の配分制御がどのような効果があるかを見るために、図7に示すようなコース上で、前後加速度 $-0.4G$ の制動レーンチェンジ実験を行った。

その結果を図8に示す。制御がない場合は、特に、カウンターステアを行うレーンチェンジの後半に、多分、後輪の特定のタイヤの負荷率が極端に大きくなって限界を超えるために、運動が不安定になっている。これに比較してこの制御がある場合は、運動中のタイヤの負荷率が、均一化し、特定のタイヤだけに負担が過度にかかりすぎるようなことがなくなるためと予想

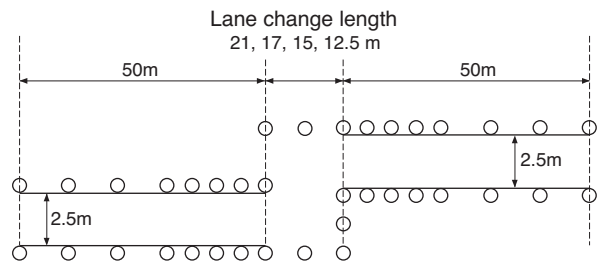


図7 レーンチェンジコース
Lane change course

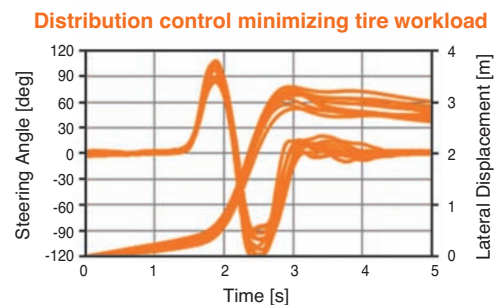
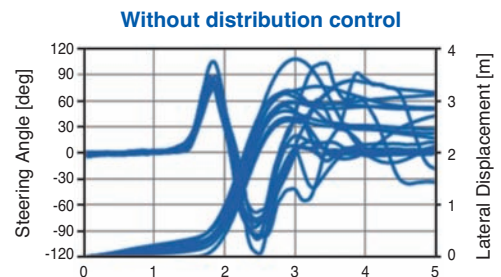


図8 タイヤ負荷率均一化配分制御の効果
Effects of distribution control minimizing tire workload

されるが、何回か繰り返したレーンチェンジが全て安定であることが分かる。

このように、タイヤ負荷率を均一化する配分制御の効果が顕著である。例えば、左右で逆向きでかつ前後でも逆向きの同じ大きさの前後方向の力で車体のロールを制御しようとするれば、そのままでは、ロールは制御されるが、タイヤの負荷率にかなりのアンバランスが生じ、運動が不安定化する恐れがある。このような場合こそ、負荷率均一化のノルムの配分制御が効果を発揮すると思われる。

これを確認するために、適当なドライバモデルで、小型の乗用車による、120km/hからの人-自動車系の-0.4Gの制動レーンチェンジシミュレーションを試みた例が図9である。予想通り、ロール制御の拘束条件を追加した「負荷率均一化配分制御+ロール制御」で始めて、ロールの小さい安定した車両運動が得られる。このことも実車を用いて検証したいと思っている。

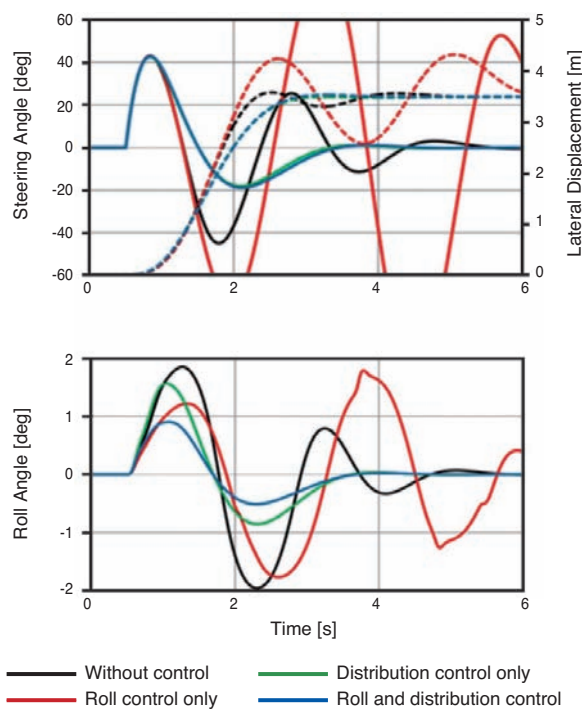


図9 負荷率均一化配分制御とロール制御の相乗効果
Combined effects of both distribution and roll controls

(2) すべりによるタイヤエネルギー消費最小化 配分制御の効果

同じコースを用い、先のノルム②の配分制御車両も含めてレーンチェンジ実験を行い、これらの配分制御が、とりわけ、運動中のタイヤのすべりによるエネルギー消費にどのような影響があるかを調べてみた。

図10は、速度60km/h一定の速度で、横加速度のピーク値が0.4G程度のレーンチェンジを行ったときの車両の運動で、制御の有り無しに関わらず、ほとんど同じような運動をしていることが分かる。このときのレーンチェンジ開始から終了までの運動による、各タイヤのすべりによる消費エネルギーと全タイヤのエネルギー消費の和が、制御によりどのように変わるかを見たものが、図11である。また、図12が同じく横加速度のピークが0.6Gになるようなより厳しいレーンチェンジのときの車両の運動で、図13がそのときのタイヤの消費エネルギーである。

レーンチェンジの横加速度が0.4Gから0.6Gになると急激にタイヤのすべりによる消費エネルギーが増大するが、どの場合も、ノルム②、つまりタイヤのすべりによるエネルギー消費率の自乗和を時々刻々最小化しながら力を各タイヤに配分する制御が、すべりによる消費エネルギー低減には最も効果的である。とりわけこの制御のときには、各タイヤによるエネルギー消費が均等化され、全てのタイヤで同程度のエネルギー消費になっている。運動によるタイヤの摩耗が、制御により4輪で均一化されることが期待できる。

これに対して、タイヤ負荷率均一化制御は、当初、エネルギー消費の上からも効果的であると考えられたが、効果は逆で、むしろ制御なしに比べても、すべりによるタイヤの全消費エネルギーは大きくなってしまっている。これは、負荷率を各タイヤで均一化するために、荷重の大きなタイヤで、大きな水平面内の力を出すような配分制御になり、その大きな力によるタイヤのすべりによる大きなエネルギー消費が寄与して、結局全消費エネルギーが制御なしに比べても大きくなってからである。従ってこの制御は、運動の安定化には寄与するが、タイヤ摩耗のアンバランスを助長してしまうものと思われる。すべりによるタイヤの消費エネルギーが小さくタイヤの摩耗も小さくなるような運動を実現するためには、タイヤモデルを用いて、すべりによる各タイヤのエネルギー消費率を時々刻々推定しながらタイヤ力を配分する制御が必要であると言うことである。

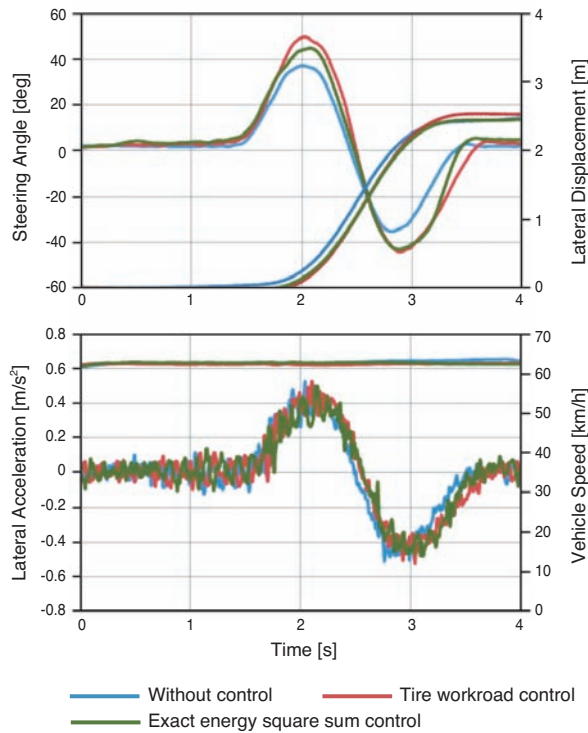


図10 ピーク横加速度0.4Gのレーンチェンジ
Lane change with peak lateral acceleration 0.4G

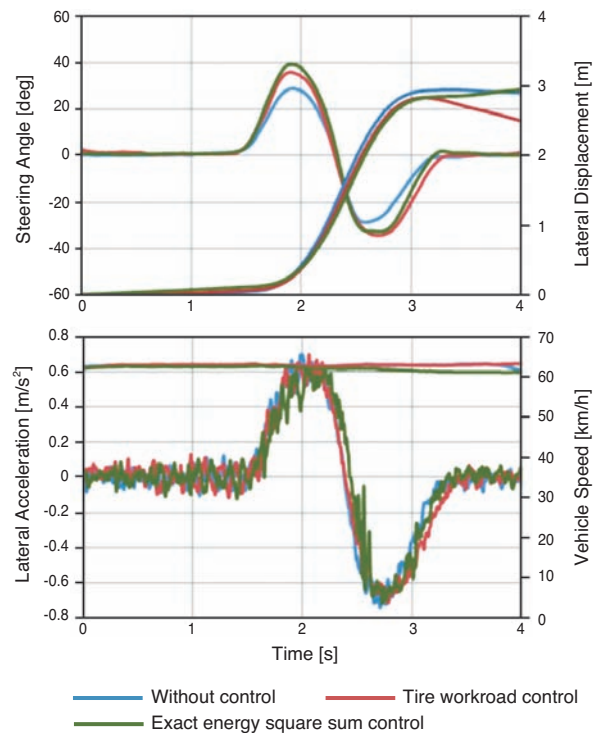


図12 ピーク横加速度0.6Gのレーンチェンジ
Lane change with peak lateral acceleration 0.6G

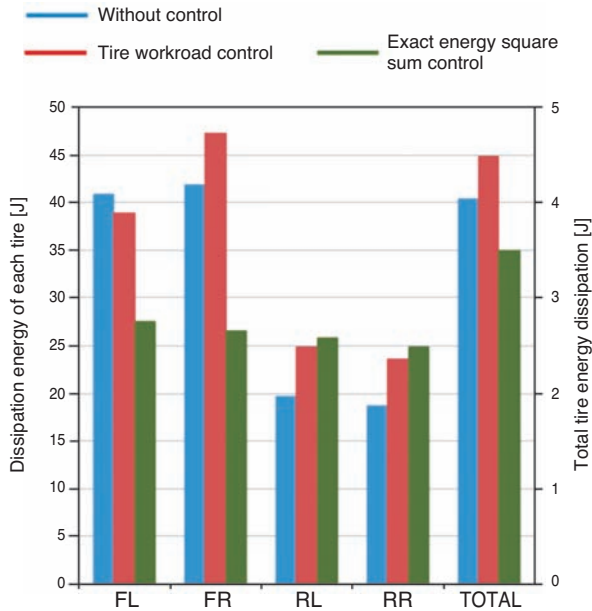


図11 各タイヤと全タイヤのすべりによるエネルギー消費に及ぼす配分制御の効果 (0.4Gレーンチェンジ)
Effects of distribution controls on tire energy dissipation

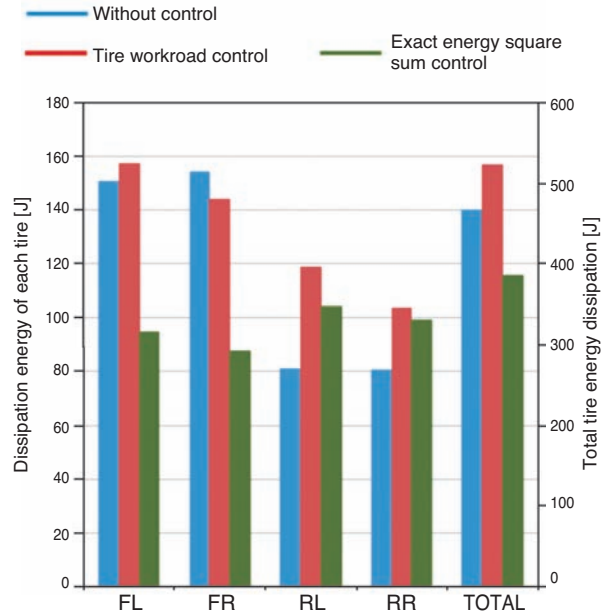


図13 各タイヤと全タイヤのすべりによるエネルギー消費に及ぼす配分制御の効果 (0.6Gレーンチェンジ)
Effects of distribution controls on tire energy dissipation

4. 今後の課題

これまでの車両運動のアクティブ制御を概観した上で、電動車両を前提に、究極のインテリジェント化された統合アクティブ運動制御車両について述べ、それが単に絵に描いた餅ではないことを示してきた。

しかし、その制御によれば、基本的に操舵に対してどのような応答でも実現できるが、では、どのような応答を実現すべきかについては、未だ一般的に議論できる手法が、提案、確立されているとはいえない。これは、ドライバーの車両の操舵特性に対する主観的な評価と、客観的な車両の運動性能との関係に関する旧くからの課題である。結局はドライバーのフィーリングに依存した方法が、まだ車両の運動性能設計の一般的な手法に還元された状態になったとはいえないということである。自動車が自動車であるためには、ドライバーにとって制御しやすく、評価が高いことが必須であり、車両運動性能設計は安全と共に所謂Fun to Drive に寄与しなければならない。

最近我々は、簡単な操舵角制御のドライバーモデルを用いて、実際のドライバーの振る舞いと車両運動から、モデルの主要なパラメータを同定して車両運動性能の評価を行うという方法を提案している^{13), 14)}。こうして同定されたドライバーパラメータは、車両の運動性能を反映するから、この方法によれば、客観的な運動性能とドライバーの評価の間の関係に合理的論理を提供することになる。この方法による運動性能の評価が、ドライバーの感覚的評価とよく一致する多くの例を見出している。例えばこのような方法をベースに、どのような操舵応答の車両を究極の車両運動のアクティブ制御で実現すべきかを模索して行くことが、今後の大きな課題の一つと思われる。

また、Steer by Wire あるいは Drive by Wire になれば、先にもちょっと触れたように、操舵反力をどのように設定すべきかが大問題になる。そのための一般的な手法が確立されているとはほとんど言えない状況である。操舵反力は、直接は車両の運動性能の問題ではなく、もっぱら、ドライバーの評価の問題である。運動性能そのものの問題ではないにもかかわらず、我々の最近の研究で、上に述べた、操舵角制御のドライバーモデルパラメータが、車両側の運動特性を一切変えずに操舵トルクの変えただけで、あたかも車両自体の運動性能が変化したかのように、感覚的な評価と呼応するように変化することを見出している¹⁵⁾。

極めて興味のあるところであるが、このドライバーモデルを用いた方法を適用することなどを含めて、操舵トルクをどのように設定するかも、究極のインテリジェント化された統合アクティブ運動制御車両についての今後の重要な課題の一つであろう。

参考文献

- 1) Y. Furukawa and M. Abe "Advanced chassis control systems for vehicle handling and active safety" *Vehicle System Dynamics*, Vol. 28, pp. 59-86, 1997.
- 2) M. Abe "Vehicle dynamics and control for improving handling and active safety: from four-wheel steering to direct yaw moment control" In proceeding of *IMechE*, Vol. 213, part K, pp. 87-101, 1999.
- 3) G. Mastinu, E. Babbel, P. Lugner, D Margolis, D. Mittermayr and B. Richiter "Integrated controls of lateral vehicle dynamics" *Vehicle System Dynamics*, Supplement 23, Vol.23, pp.358-377, 1994.
- 4) S. Sato, H. Inoue, M. Tabata and S. Inagaki "Integrated chassis control system for improved vehicle dynamics" In proceedings of the *AVEC92*, pp.413-418, 1992.
- 5) T. Gordon, M. Howell and F. Brandao "Integrated control methodologies for road vehicles" *Vehicle System Dynamics*, Vol.40, pp157-187, 2003.
- 6) M. Abe "A Study on Effects of Roll Moment Distribution Control in Active Suspension on Improvement of Limit Performance of Vehicle Handling" *JSAE Review* Vol.12, No.3, July 1991
- 7) O. Mokhiamar and M. Abe "Simultaneous optimal distribution of lateral and longitudinal tire forces for the model following control" *Transactions of the ASME, Journal of Dynamic System, Measurement and Control*, Vol.126, pp753-763, December 2004
- 8) P. Reinold, V. Nachtigal and A. Traechtler "An advanced electric vehicle for development and test of new vehicle dynamics control strategies" *Proceedings of IFAC AAC2010, Munich, July 2010 in CD*
- 9) N. Bajcinca and Y. Kouhi "Distributed optimization for feed-forward global chassis control" *Proceedings of IFAC AAC2010, Munich, July 2010 in CD*
- 10) M. Abe "Evaluation of active vehicle motion controls from tire energy dissipation points of view" *Keynote presentation of AVEC2012, Proceedings of 11th International Symposium on Advanced Vehicle Control Seoul, Korea, August 2012 in CD*

- 11) M. Abe et al. "Tire Force Distribution Control to Reduce Energy Dissipation Due to Tire Slip During Vehicle Motion for Full Drive-by-Wire Electric" Vehicle Proceedings of Chassis tech – plus, Munich Germany, June 2013 in CD
- 12) M. Abe et al. "A study on active vehicle chassis control reducing dissipation energy by tire slip for full drive-by-wire electric vehicle" to be presented at 23rd IAVSD symposium, Qingdao, China, August 2013
- 13) Jun ISHIO et al. "Vehicle Handling Quality Evaluation through Model Based Driver Steering Behavior" Proceeding of 20th IAVSD Symposium, Berkeley August 2007
- 14) Yasuhiro Aoki, Yoshio Kano and Masato Abe "Variable Stability Vehicle with Response Parameters Controlled by Active Chassis Control Devices" Proceedings of 22nd IAVSD symposium, August 2011, in CD
- 15) M. Hibi et al. "A study on steering reactive torque for steer-by-wire vehicle using driving simulator" Proceedings of FISITA2012, F2012-G04-006, Beijing, China, November 2012, in CD

〈著者紹介〉

安部 正人 (あべ まさと)

神奈川工科大学教授 工学博士 創造工学部自動車システム開発工学科

1971年	東京大学大学院工学系研究科 博士課程修了 工学博士
1980年	神奈川工科大学工学部機械工学科 助教授
1987年	神奈川工科大学工学部機械システム工学科 教授
1995-1996年	英国リーズ大学工学部機械工学科 客員教授
2006年	神奈川工科大学創造工学部自動車システム開発工学科 教授

【専門分野】

車両運動力学, 車両運動のアクティブ制御, 人間-自動車系, 運転支援, 予防安全分野

【主な学会等の活動】

1992年-現在	Editorial Board Member of VSD Journal - Official Organ of International Association for Vehicle System Dynamics
1995-2005年	Trustee of International Association for Vehicle System Dynamics (affiliated to IUTAM)
1995年-現在	Editorial Board Member of Proceedings for I.Mech.E. Part D
1996-2002年	自動車技術会論文集編集委員会委員長
1998-2004年	自動車技術会技術担当理事, 総務担当理事
2001-2006年	Co-editor of VSD Journal
2006-2011年	Vice president of International Association for Vehicle System Dynamics
その他, 自動車技術会評議員, 代議員, 各種委員会委員, 委員長, 国際会議General Chairmanなどを歴任 自動車技術会フェロー	

自動車のエネルギー効率向上に貢献するNTNのモジュール技術

NTN Module Technology Contributes to Energy Efficiency and CO₂ Reduction in Automobiles

梅本 武彦* Takehiko UMEMOTO



近年、自動車におけるCO₂削減のための低燃費化やエネルギーの再利用による環境性能の向上、さらには高度な電気制御による安全性・快適性の追求が急速に進んでいる。当社では軸受をはじめ、摩擦による発熱やエネルギー損出を低減させる機械要素商品を数多く開発し販売しているが、最近では複数の部品を組み合わせ、エネルギー効率を向上させたモジュール商品も自動車メーカーにご採用いただいている。本稿では、自動車のエネルギー効率向上の一役を担う当社モジュール商品群について紹介する。

In recent years the pursuit of environmental performance, through fuel efficiency improvements for CO₂ reduction and the re-use of energy, together with the pursuit of advanced electronic controls for safety and comfort, is progressing rapidly in the automotive sector.

NTN are traditionally developing and supplying mechanical components such as bearings that reduce heat generation, friction and energy loss. More recently NTN is supplying automotive manufacturers with Energy Efficiency Improved Module products that comprise of several different component parts.

This article introduces NTN Module Product lines which are a significant contributor to the improvements seen in automotive energy efficiencies.

1. はじめに

近年、国産自動車では低燃費化が格段に進み、2013年9月現在JC08モード燃費（国土交通省審査値）で36.4km/Lの燃費に至る車種も販売されている。低燃費化は自動車自体の軽量化も含め、ハイブリッドシステム、アイドリングストップ装置、CVT無段変速機、可変バルブタイミング、気筒休止他、様々な改善対策が盛り込まれた結果である。

自動車には100個を超える軸受が採用され、各部の摩擦によるエネルギー損失や発熱の低減に貢献している。NTNでは、高度な解析技術を駆使した高効率・高機能化、材料の高清浄度化、特殊熱処理の採用などにより、軸受自体の薄肉軽量化、高負荷容量化、長寿命化を図っており、高機能な次世代軸受としてULTAGE（アルテージ）シリーズ*1を発表し販売している。

一方、これらの高機能軸受に加え、ボールねじ、等速ジョイント、歯車、モータ等を周辺部品と組み合わせ

せたモジュール商品を開発し、自動車メーカーに供している。これらのモジュール商品は、低燃費化、エネルギーの再利用による環境性能の向上、さらには高度な電気制御による安全性・快適性の追求に貢献している。

以下では、ハブ、ブレーキ、AMT自動マニュアルトランスミッション、エンジン可変動弁機構、CVT無段変速機、エンジン・チェーンシステムに用いられている当社モジュール商品とその技術について紹介する。

2. NTNのモジュール技術

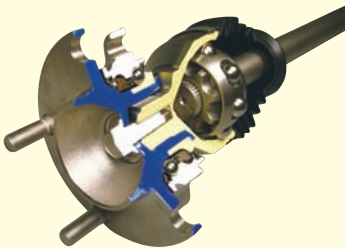




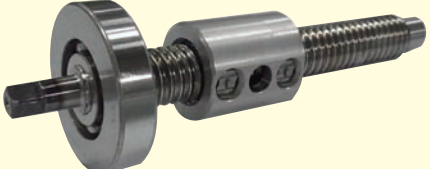


現在量産中あるいは開発を完了した当社の自動車用モジュール商品群例を表1に示す。

モジュール化はエンジン、ブレーキ、ハブ、変速機構などあらゆる部位に拡がっており、部品同士や周辺部品との組み合わせにより、軽量化・コンパクト化・高効率化に貢献している。

表1の各モジュール商品群の用途・特長については、次項で紹介する。

*1 ULTAGE(アルテージ)とは、究極を意味するULTIMATEとあらゆる場面での活躍を意味するSTAGEを組み合わせた造語で、世界最高水準のNTN新世代軸受のシリーズ総称。

表1 モジュール商品群
NTN Module product lines

使用部位	ドライブトレイン	ブレーキ	
モジュール商品名	プレスコネクトスプライン・ハブジョイント	電動油圧ブレーキ用 ボールねじ駆動モジュール	パーキングブレーキ付 電動ブレーキユニット
特長	コンパクト化 軽量化	高効率回生機構 小型軽量化	環境負荷軽減 高効率回生機構 小型軽量化
商品外観			
使用部位	マニュアルトランスミッション	エンジン	
モジュール商品名	ギヤシフトユニット用 ボールねじアクチュエータ	連続可変動弁機構用 ボールねじアクチュエータ	
特長	燃費改善 快適性向上 高レスポンス	燃費改善 排ガスのクリーン化 エンジン出力向上	
商品外観	シフト側  セレクト側 		
使用部位	CVT 無段変速機	エンジン・チェーンシステム	
モジュール商品名	プーリ駆動用中空ボールねじユニット	低フリクション チェーンレバー・チェーンガイド	
特長	高効率 軽量コンパクト 高レスポンス	摩擦損失減少 燃費改善 商品外観	
商品外観		 レバー ガイド	

3. プレスコネクトスプライン・ハブジョイント PCS-H/J

エンジンの動力は、図1に示すように、ドライブシャフトを經由しハブベアリング、タイヤへと伝達される。

現在、ハブベアリング（以下H/B）と等速ジョイント（以下CVJ）の接合は図2(a)に示すように、CVJステムとH/B内径部の両方に設けられたスプラインで嵌合している。

トルク伝達は、このスプライン歯面で行なわれるが、加工精度による歯のピッチ相互差から完全密着させることは難しい。このため、歯面間にはすきまが存在し、ガタが生じるため、スプライン嵌合長を長くしトルク容量を得る必要がある。

一方、新技術であるプレスコネクトスプライン・ハ

ブジョイント（PCS-H/J）では、外輪ステムに特殊スプライン（凹凸溝）を設け、H/B内径には、図2(b)に示すように、外輪より歯幅の小さいスプラインを予め形成する。両者をボルト締結により強制圧入し、H/B内径面のわずかな切削代と弾性変形で嵌合する。

NTNでは、この結合方式を「プレスコネクト方式」と呼称している。プレスコネクト方式は嵌合部が完全密着し、歯面全域でトルクを均一に受けるため、スプライン嵌合長さを短縮できる。この方式は、弾性変形での嵌合状態であるため、何度組み直しても同じ結合状態を得ることができる。この長所を活用し、ハブ輪内径部の肉抜き、およびボルト締結などのコンパクト化を進め、足回りの軽量化（約12%/台）を実現した。H/BとCVJをモジュール化し、締結を高効率化することで可能になった技術である。

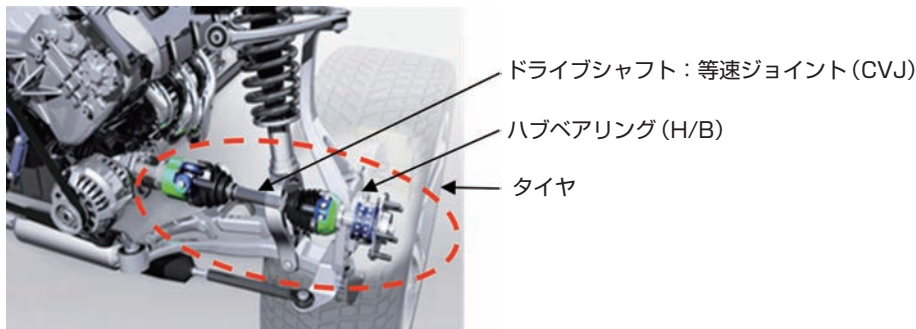


図1 ドライブトレイン Drivetrain

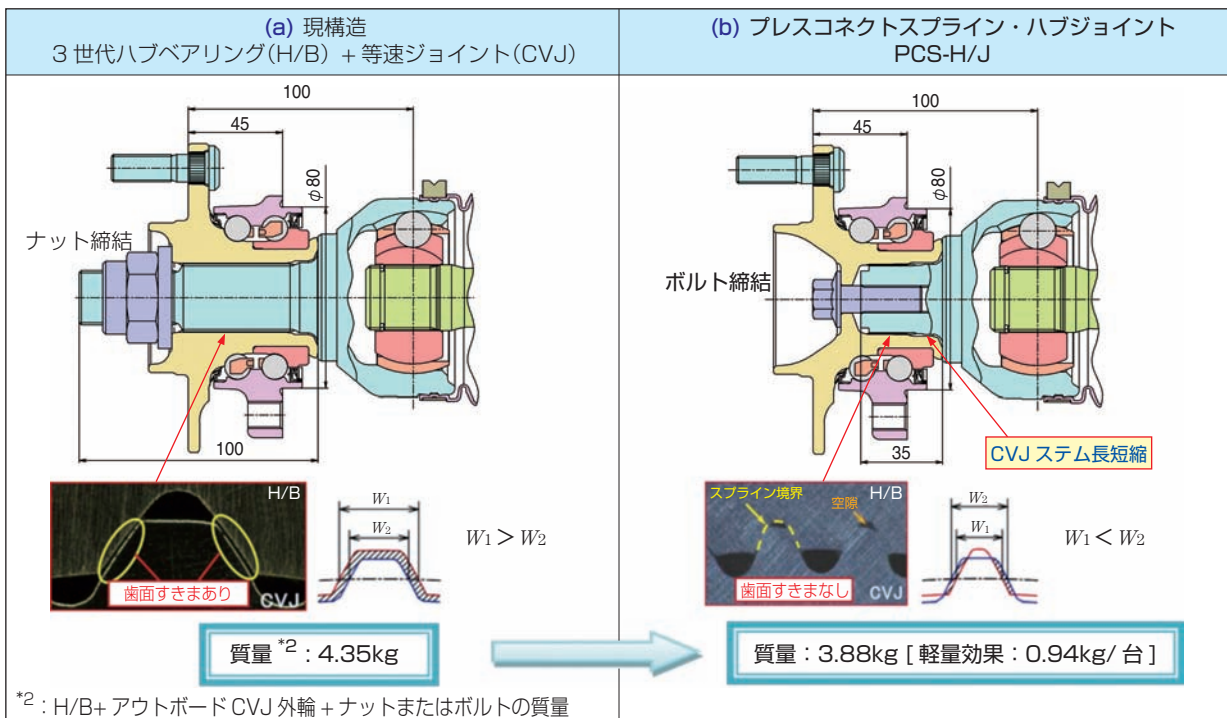


図2 3世代ハブベアリング (H/B) +等速ジョイント (CVJ) とプレスコネクトスプライン・ハブジョイント (PCS-H/J) の比較 Comparison with “Gen 3H/B+CVJ” and PCS-H/J

4. 電動油圧ブレーキ用 ボールねじ駆動モジュール

電気自動車やハイブリッド車のブレーキには、車両制動時に運動エネルギーを電気エネルギーとして回収する回生方式が採用されている。極限まで電気エネルギーを回収するため、図3に示すように、ドライバーのブレーキ動作に対し、モータ制動力(回生ブレーキ)を最大限活用し、不足分を油圧制動力で補う機構が必要になる。

その際、変化する制動力に瞬時に追従できるよう、回生ブレーキと油圧ブレーキの協調制御も重要である。

この回生協調制御機構を持つ電動油圧ブレーキシステム（EHB：Electro Hydraulic Brake）の構成を図4に示すが、当社の「電動油圧ブレーキ用ボールねじ駆動モジュール」（図5）が量産車に採用された。

図4のシステム構成でメカニズムを説明する。ドライバーがブレーキを踏み込むと、ペダルストローク信号がECUに送られ、最適制動力と油圧発生量が算出される。ECUは、DCモータで電動油圧ブレーキ用ボールねじ駆動モジュールを作動させ、油圧シリンダのピストンを最適位置移動させる。この時発生する油圧シリンダの油圧が、各車輪キャリパへ伝達され、制動力を発生する機構である。

ボールねじ駆動モジュールを使用することで、迅速かつ緻密な制御、さらにはエネルギー回収の最大化を可能にする。従来システムより大幅に燃費を向上させ、世界最高水準の燃費達成を可能にしている。

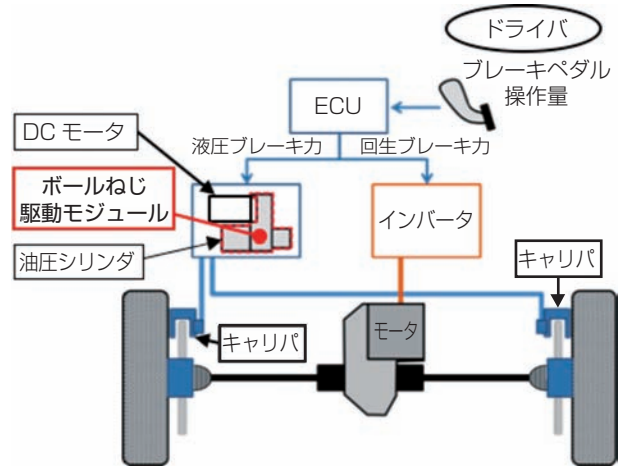


図4 電動油圧ブレーキシステム構成
Constitution of electric hydraulic brake

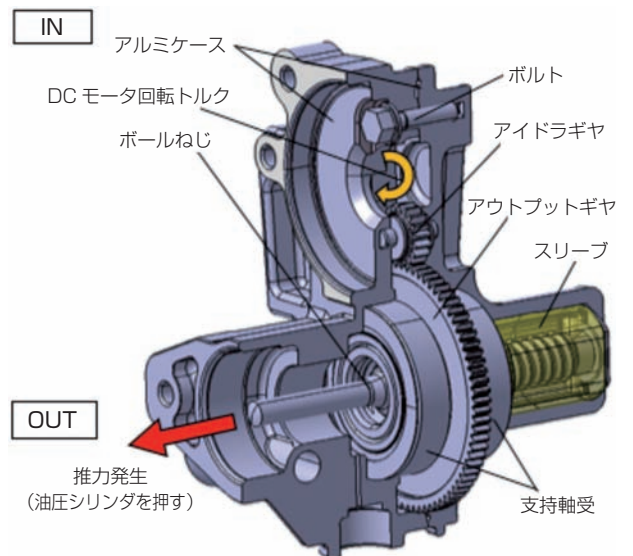


図5 ボールねじ駆動モジュール断面構造
Cross section structure of ball screw drive module

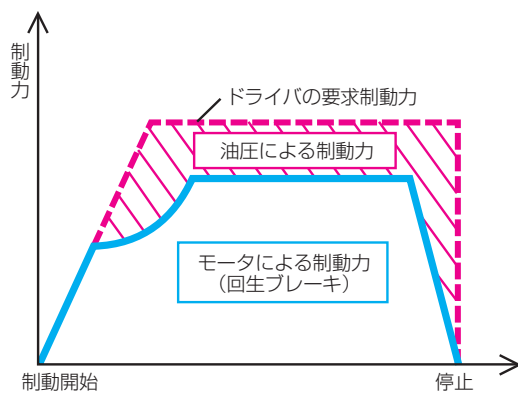


図3 回生協調ブレーキ
Regeneration cooperative brake

5. パーキングブレーキ付 電動ブレーキユニット

車両制動時に運動エネルギーを電気エネルギーとして回収し、燃費改善を行う回生ブレーキ技術は、ハイブリッド車や電気自動車を中心に普及している。

現在、市販される車両には油圧ブレーキシステムが採用されており、効率良くエネルギーを回収する手法として前項で紹介したようなEHBが採用され高効率の回生に貢献している。

一方、現行の油圧ブレーキシステムそのものを改善し、高効率のエネルギー回収を行うシステムとして、摩擦ブレーキを直接操作する電動ブレーキシステム(EMB: Electro-mechanical Brake)がある。

当社では既に電動ブレーキシステムを開発しており、これにパーキングブレーキ機構を加えた「パーキ

ングブレーキ付電動ブレーキユニット」を開発し提案している。

図6の電動ブレーキユニット概略図で電動ブレーキとパーキングブレーキのメカニズムを説明する。ユニットに付けられたDCモータが歯車減速機を介して、電動ブレーキユニット内のサンローラを回転駆動する。このサンローラの駆動力は、当接する遊星ローラを自転および公転させ、遊星ローラとアウターリング間に設けられたねじが、アウターリング自体を軸方向に移動させる。このアウターリングの軸方向移動力がブレーキパッドに伝えられ制動力を発生させる。

一方、パーキングブレーキ機構は、中間歯車直下に設けられている。ソレノイド内部のピンが、中間歯車裏面に設けられたラチェット溝に挿入されることでパーキングブレーキが作動し、離脱することで解除されるメカニズムである。

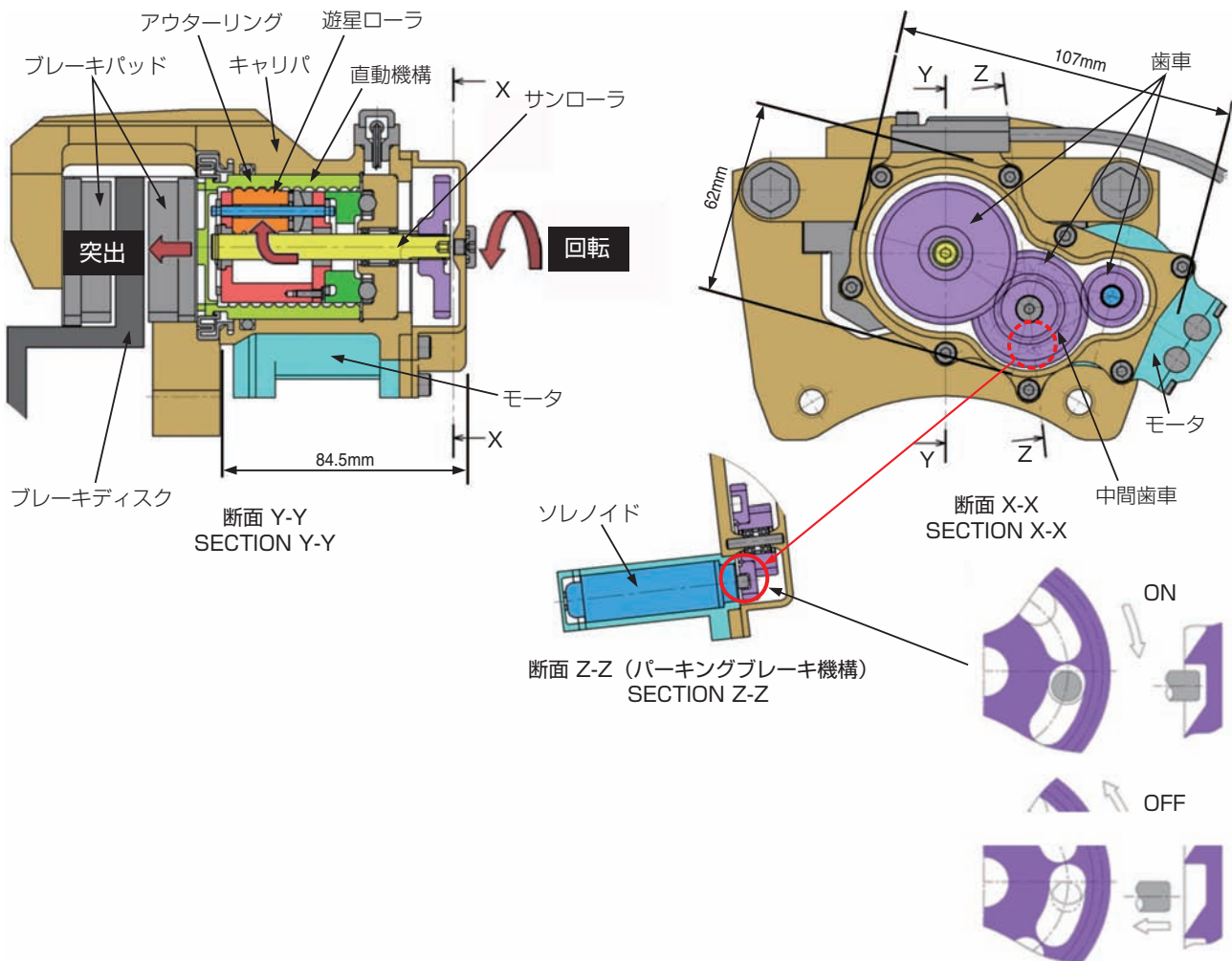


図6 電動ブレーキユニット概略図
Schematic of EMB unit

6. 自動マニュアルトランスミッション・ギヤシフトユニット用ボールねじアクチュエータ

燃費改善や快適性向上を目的に、自動マニュアルトランスミッション（AMT：Automated Manual Transmission）の搭載車が増加している。AMTには様々な構造があるが、当社開発のボールねじアクチュエータが採用されたギヤシフトユニット付AMTについて紹介する。

同ギヤシフトユニットは、発進頻度の多い中小型トラックに2004年から採用されている。図7にAMTの外観、図8にギヤシフトユニットの搭載状態を示した。ギヤシフトユニットの構造を図9、アクチュエータ

用ボールねじの外観を図10に示す。

図9のギヤシフトユニット構造図で作動メカニズムを説明する。ユニット内部のセレクト側ボールねじアクチュエータがストライカを軸方向に移動させた後、シフト側ボールねじアクチュエータがストライカを揺動させ、所定ギヤに変速する。直交するモータ付ボールねじアクチュエータが協調制御されることで変速動作が行われる。動作時間はシフト側で0.06秒、セレクト側で0.08秒と高レスポンスである。

通常のマニュアルトランスミッション上部にギヤシフトユニットを搭載し、構造を大きく変更することなくコンパクトにAMT化できる点が特長である。

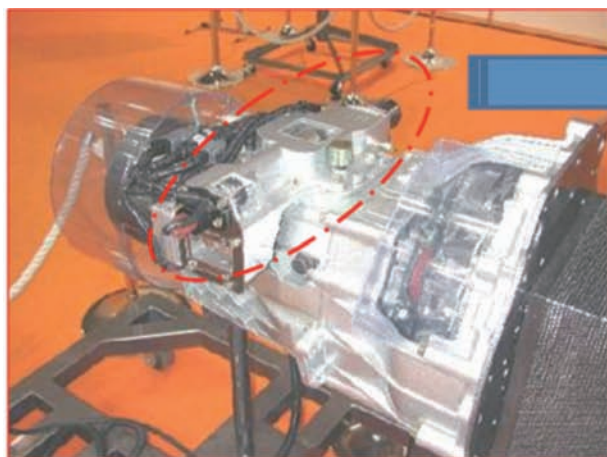


図7 自動マニュアルトランスミッション
Automated manual transmission



図8 ギヤシフトユニット外観
Gear shift unit

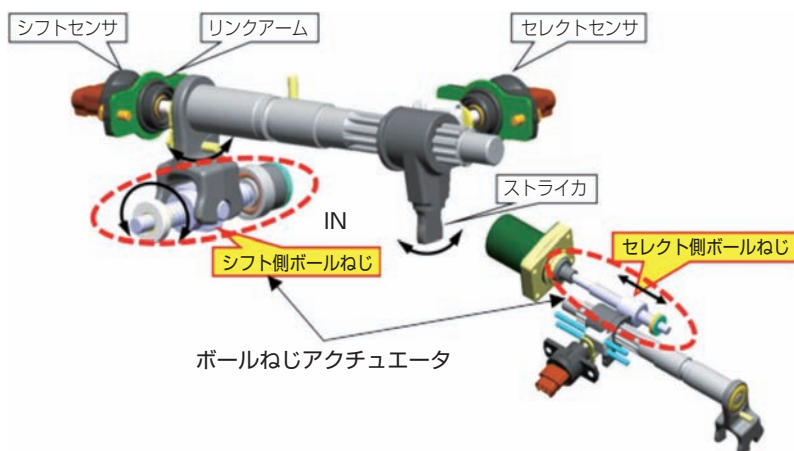


図9 ギヤシフトユニット
Gear shift unit

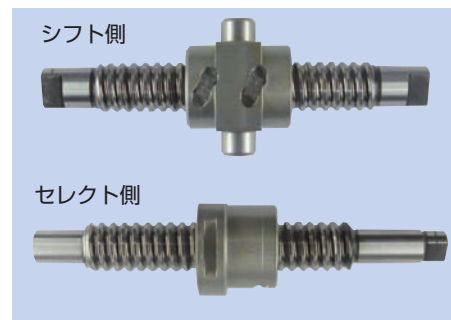


図10 アクチュエータ用ボールねじ
Actuator for ball screw

7. エンジン連続可変動弁機構用 ボールねじアクチュエータ

地球環境改善や出力の向上を目的に、運転条件に合わせてエンジンをきめ細かく最適制御する技術開発が進んでいる。最適制御を行う技術の一つが、連続可変動弁機構（VEL：Variable Valve Event & Lift）である。エンジン頭部のバルブ開閉タイミングや上下距離（リフト量）を最適化させ、燃費改善、さらに出力向上を図っている。当社ボールねじアクチュエータが採用されたエンジン連続可変動弁機構が2007年から乗用車、スポーツカー、RV車向けに量産され、市場展開されている。

本機構は、ボールねじアクチュエータを採用したことで、瞬時かつ緻密な制御を可能にし、エンジン出力およびレスポンスの向上、約10%の燃費の改善、排ガスのクリーン化を実現している。

図11に連続可変動弁機構、図12にボールねじアクチュエータ構造を示した。DCモータと直結されたボールねじアクチュエータ・ナットの直進運動がコントロールシャフトの回転位相を制御し、バルブリフターの上下動に変換される。

ボールねじアクチュエータ・ナットの移動量を、ポジションセンサーによりきめ細かく制御することで、バルブリフト量およびバルブイベントを連続的に可変制御するメカニズムである。

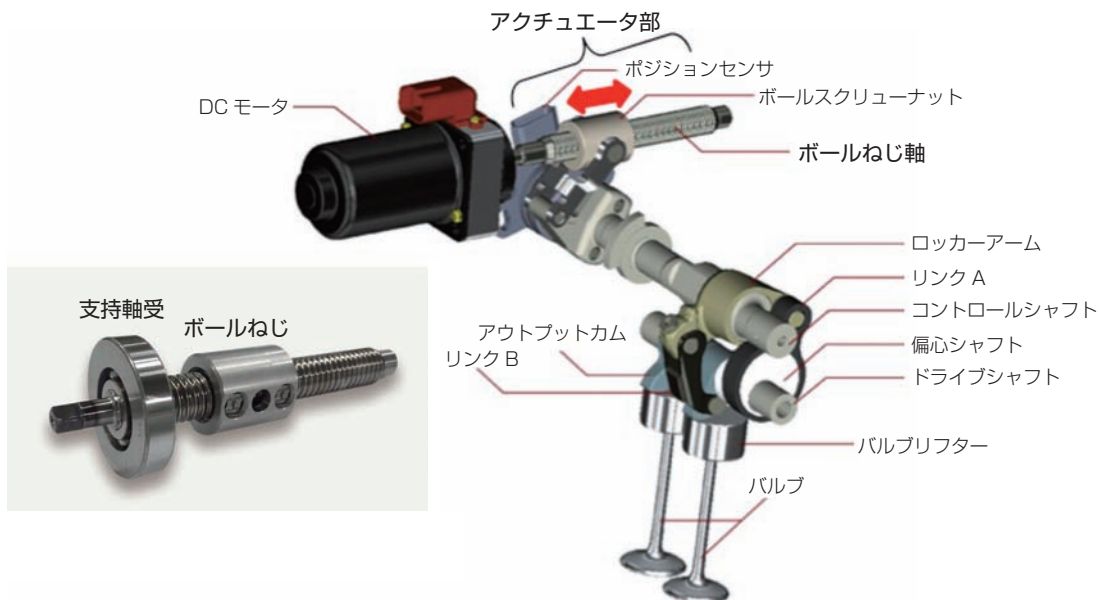


図11 連続可変動弁機構の外観
Appearance of VEL system

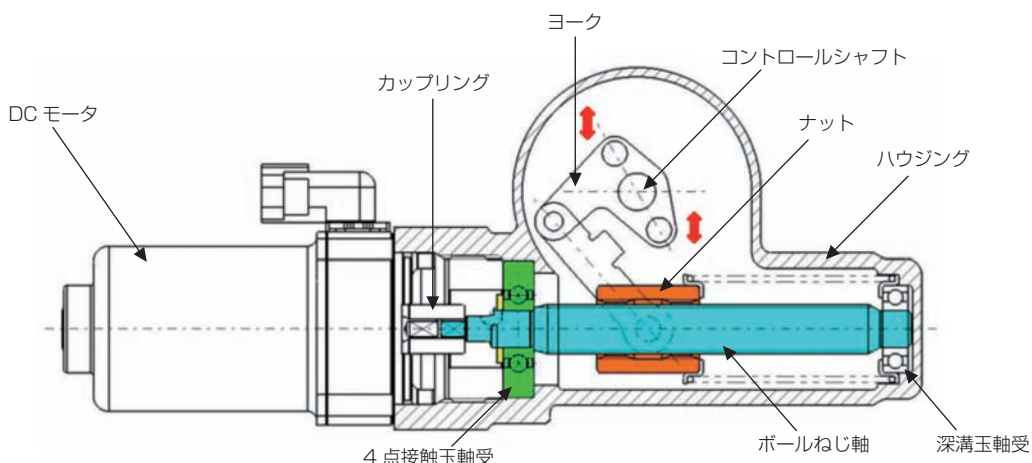


図12 ボールねじアクチュエータ構造
Structure of ball screw actuator

8. CVT無段変速機構プーリ用 中空ボールねじユニット

燃費に貢献し、滑らかな変速を実現するCVT^{*3}無段変速機の機構は、現在多くの自動車に採用されている。

CVT変速機構のプーリ駆動方式は、従来の油圧式から、電子制御式に置き換えられ、細かな変速制御と共に動力損失低減が図られている。しかし、改善された現在の電子制御式もプーリ駆動に滑りねじを採用しているため、動力損失の点では更なる改善の余地がある。

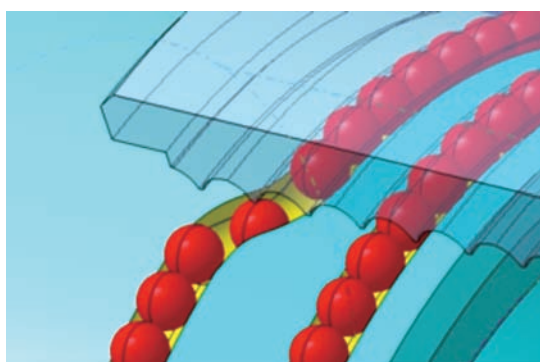
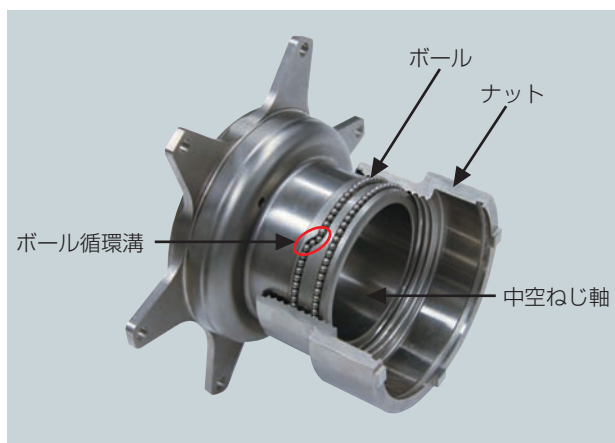
当社が開発した「中空ボールねじユニット」(図13)は、DCモータ回転力をプーリの軸方向推力に70%以上の高効率で変換するユニットであり、軽量薄肉でコンパクトな中空軸のボールねじの採用でプーリ駆動機

構と同軸配置が可能である。ボールねじ部の循環機構として、ねじ軸側でボールの循環を行う世界初の技術である。

図14に示した構造事例は、DCモータからの回転力を中空ねじ軸に伝達し、ハウジングに固定したナットが、駆動プーリ付ねじ軸を軸方向に移動させ変速を図る機構である。

「中空ボールねじユニット」の採用で、プーリ駆動に伴う動力や電力の損失を低減しDCモータを小型化できると同時に、電子制御式CVT駆動機構全体の小型化が可能である。

^{*3} CVT : Continuously Variable Transmissionの略。プーリ駆動機構がプーリ幅を調整し変速制御する機構。



ボール循環機構部詳細
Ball circulation mechanism

図13 中空ボールねじユニット
Hollow ball screw unit

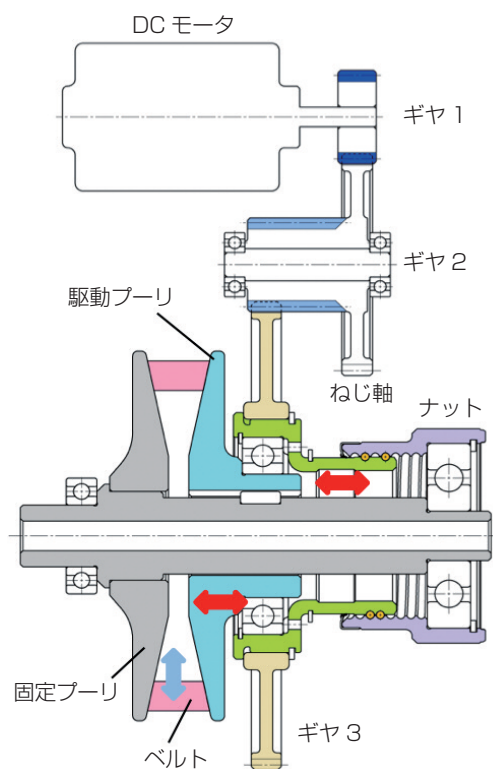


図14 CVT機構
CVT mechanism

9. 低フリクションチェーンレバー・チェーンガイド

エンジンの高性能化のためには、発生した動力をタイミングチェーンで伝達し、カムシャフトを緻密に駆動し、正確なバルブタイミングを生み出すことが重要である。動力伝達には、同期精度と耐久性が必要であり、**図15**に示すように「タイミングチェーン」、「スプロケット」、「カム軸」、「チェーンレバー」、「チェーンガイド」が一つのチェーンシステムとして形成される。

一方、発生した動力を有効に活用するためには、エンジン各部の摩擦損失を可能な限り低減する必要がある。

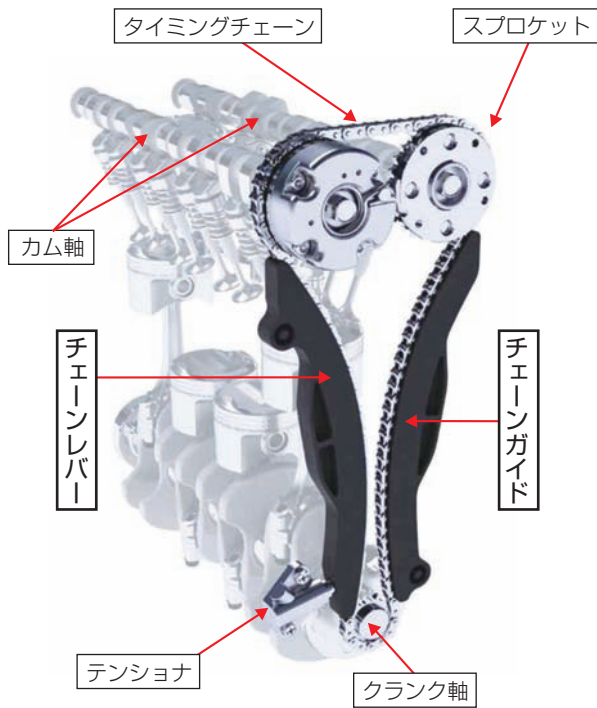


図15 チェーンシステム
Timing chain system

各部で発生する損失の割合は、ピストンを含むクランクシャフト部で80%、カムシャフトで4%、チェーンシステムで16%の割合である¹⁾。

2番目に大きいチェーンシステム損出の内訳をみると、チェーンレバー部で27%、チェーンガイド部で13%であり、チェーンとレバー・ガイドのしゅう動による摩擦損失が大きな割合を占める¹⁾。

そこで、当社では**図16**に示すように、樹脂レバー・ガイドのしゅう動滑りを転がり化した低フリクションチェーンレバー・チェーンガイドを開発し、市場に提案している。

低フリクションチェーンレバー・チェーンガイドは、現在の樹脂製レバー・ガイドに小型高剛性の軸受ローラユニットを組み付けたものである。**図17**に示すように、チェーンがレバーやガイドと直接接触することはなく、軸受ローラユニット上部を転がることにより、摩擦損失を22%減少させる。

この低フリクションチェーンレバー・チェーンガイドの採用は、自動車全体として1%^{*4}の燃費改善に繋がり、低燃費化が可能である。

^{*4} 実験データに基づく計算値

	現行品	低フリクション品
レバー側		
ガイド側		

図16 チェーンレバー・チェーンガイド
Chain lever and guide

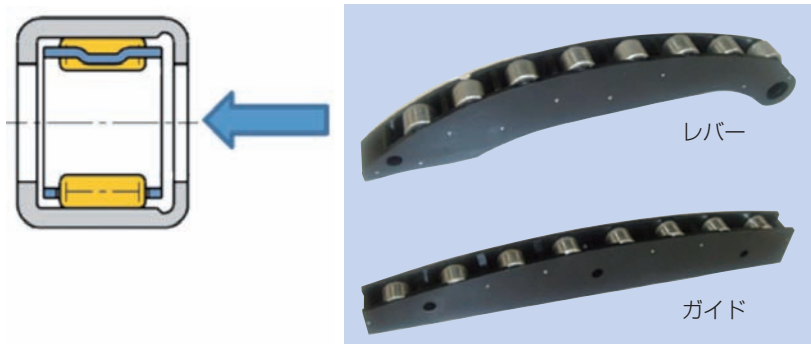


図17 低フリクションチェーンレバー・チェーンガイド
Low friction chain lever and guide

10. おわりに

自動車のエネルギー効率向上に貢献する当社のモジュール技術とその商品群について、既に量産採用いただいている商品および、開発を完了し各社に提案している技術を紹介した。

従来から、軸受、CVJ、ボールねじといった単体要素を高機能化し、エネルギー高効率化で貢献してきたが、周辺部品を組み合わせたモジュール化技術によるさらなる改善、改良、高機能化が今後益々重要と考えている。また、低燃費化追求に留まらず、自動車社会における安全性や快適性への追求も非常に重要になってきている。

当社の持つトライボロジー技術、機械技術、メカトロ技術を組み合わせた開発を進め、低燃費化が進むエンジン搭載自動車に加え、EV・HEV・FCVなどの次世代自動車への貢献も進めていく所存である。

参考文献

- 1) 出展：自動車技術会 学術講演会前刷り集 No.55-00

執筆者近影



梅本 武彦

執行役員
自動車事業本部
EVモジュール事業本部

自動車用インホイールモータの技術動向 Recent Technology Trends of In-Wheel Motor System for Automotive



牧野 智昭* Tomoaki MAKINO
石川 愛子* Aiko ISHIKAWA
伊桐 千浪* Chinami ITOU
堺 香代* Kayo SAKAI

インホイールモータ方式の電気自動車は、ドライブシャフトなどの駆動系に起因するレイアウト上の制約がなく、車両設計の自由度が高い。また、各輪それぞれの駆動力を高速かつ正確に制御できるため、車両の操縦安定性を大幅に向上させることができる。本稿では、次世代電気自動車の駆動方式として期待されるインホイールモータの技術動向について紹介する。

In the electric vehicles equipped with in-wheel motors, the degrees of freedom for vehicle design are high because there is no restriction of drivetrain layouts such as drive shaft. Moreover, independent, quick and precise control of driving force of each wheel can be realized by in-wheel motor system, meaning that the driving stability can be improved significantly. This paper describes the technology trends of in-wheel motor system expected to be powertrain for new generation electric vehicle.

1. はじめに

近年、地球温暖化や大気汚染などの環境問題や化石燃料枯渇に代表されるエネルギー問題への対策として、電気自動車が注目されている。

電気自動車のうちインホイールモータ方式では、駆動モータがホイール内に取り付けられ、ディファレンシャルおよびドライブシャフトを介さずにタイヤに動力が伝達される。そのため、これらの駆動系に起因するレイアウト上の制約がなく、車両設計の自由度が高い。また、各輪それぞれの駆動力を高速かつ正確に制御できるため、車両の操縦安定性を大幅に向上させることができる。

NTNは、主に乗用車ならびに小型コミュータをターゲットに、各輪の独立駆動制御や独立操舵と組み合わせた高度な運動機能とともに、軽量化に有効な減速機方式のインホイールモータシステムの開発を進めてきた。

本稿では、NTNの開発内容を含め、次世代電気自動車の駆動方式として期待されるインホイールモータの技術動向について紹介する。

2. インホイールモータ電気自動車の黎明期

インホイールモータ方式の車両の歴史は古く、1899年にフェルデナンド・ポルシェ博士により、搭載エンジンで発電して前輪をモータで駆動するシリーズハイブリッド車が開発されている。ポルシェ博士が取得した特許のインホイールモータの構造を図1に示す。減速機を持たないダイレクト駆動方式であり、基

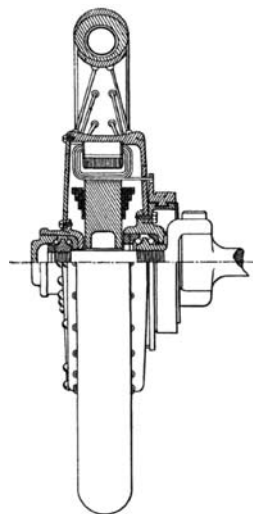


図1 初期のインホイールモータの構造¹⁾
Structure of the first in-wheel motor

本的に同構造のインホイールモータが先述の車両に搭載されている。

当時はバッテリー、モータともに性能が低く、航続距離が短いなど、車両性能としては不十分なものであった。石油資源の開発が進むとともにガソリンの入手が容易になったこと、さらには、1908年のT型フォード量産開始を起点とする内燃機関車の価格低下の影響を受け、電気自動車は競争力を失っていった。

その後、内燃機関車による本格的なモータリゼーション発展の時代を向かえるが、1970年代にはオイルショックに代表される石油資源の供給不安や、排気ガスによる大気汚染などの環境問題が顕在化する。それらの問題の対策手段として電気自動車が注目されたが、バッテリーの性能などの問題により、普及には至らなかった。

1990年代以降、①従来の鉛バッテリーよりもエネルギー・出力密度が高いリチウムイオン電池、②ネオジム磁石を用いた永久磁石同期モータ、③インバータによるモータ制御技術、が開発され、電気自動車の性能が大幅に向上した。CO₂などの温室効果ガスによる地球温暖化問題が広く認識されるとともに、近年、再び電気自動車への関心が高まり、インホイールモータの開発も注目されている。

3. インホイールモータの構造

図2に示すように、電気自動車の駆動方式は、モータを車体側に設置しドライブシャフトなどでタイヤに動力を伝達するオンボード方式と、ホイール内にモータを設置するインホイールモータ方式に大別される。さらにインホイールモータ方式は、減速機を持たないダイレクト駆動方式と減速機を併用する方式に分類できる。

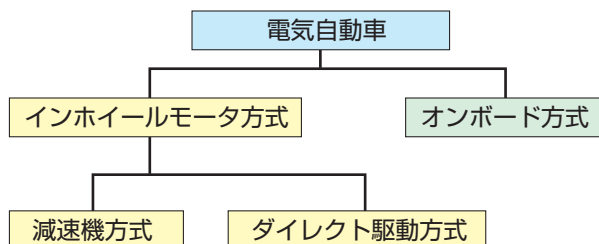


図2 電気自動車の駆動方式による分類
Classification of electric vehicle by driving type

3.1 ダイレクト駆動方式

今までに開発されたダイレクト駆動方式の多くは、固定子の半径方向外側に回転子を配置するアウトロータ型の構造を採用する^{2)~4)}。その構造の一例を図3に示す。また、本方式のインホイールモータを搭載する車両開発の事例も報告されている³⁾。その車両の外観を図4に示す。

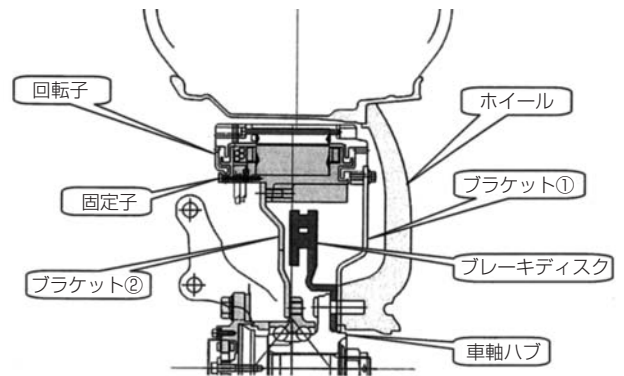


図3 ダイレクト駆動方式インホイールモータの構造の一例²⁾
An example of the structure of direct driving type in-wheel motor



図4 ダイレクト駆動方式インホイールモータを搭載する開発車両³⁾
Developed vehicle equipped with direct driving type in-wheel motors

3.2 減速機方式

減速機を使用することは、部品点数が増加し、かつ構造が複雑になるという短所を有するが、モータに要求されるトルクが低減するため、モータサイズを小型にでき、結果的に小型軽量のインホイールモータの構築を可能にする。

本方式のインホイールモータに関しては様々な開発事例が報告されており^{5)~9)}、その一例を図5および図6に示す。図5では遊星歯車減速機が採用されており、図6では遊星歯車減速機と平行軸歯車減速機が併用されている。

K-H-V型遊星歯車減速機であるサイクロイド減速機の基本構造ならびにこの減速機を適用してNTNが開発したインホイールモータ^{10), 11)}の構造を、それぞれ図7および図8に示す。この減速機は、エピトロコイド曲線歯形を持つ外歯車と、円周方向に複数の円筒部材を等間隔に配置した内歯車で構成される。外歯車の

内径部に位置する出力軸に、偏心揺動運動する外歯車の自転運動のみが伝達される。サイクロイド減速機は1段で大きな減速比を取ることが可能なため、モータの小型軽量化の点で他の減速機方式よりも優位である。

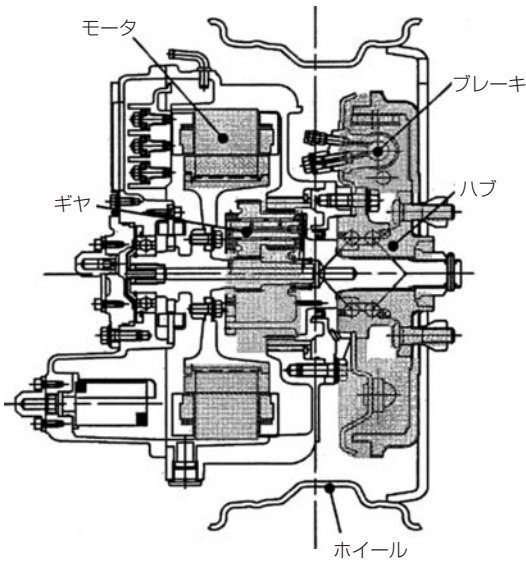


図5 減速機方式インホイールモータの構造の一例⁸⁾
An example of the structure of reducer type in-wheel motor

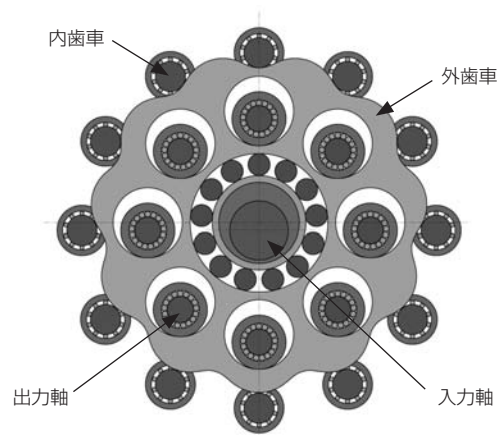


図7 サイクロイド減速機
Cycloid reducer

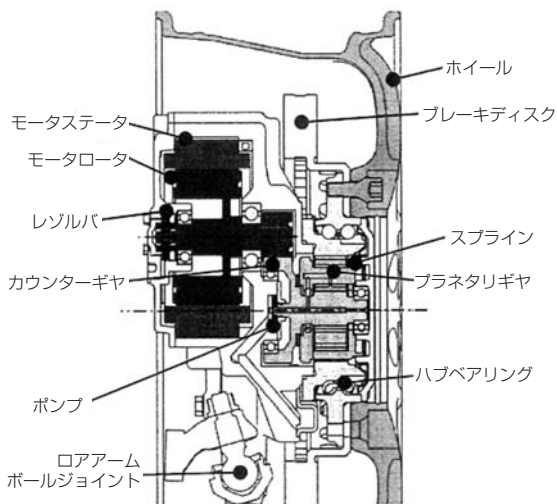


図6 減速機方式インホイールモータの構造の一例⁹⁾
An example of the structure of reducer type in-wheel motor

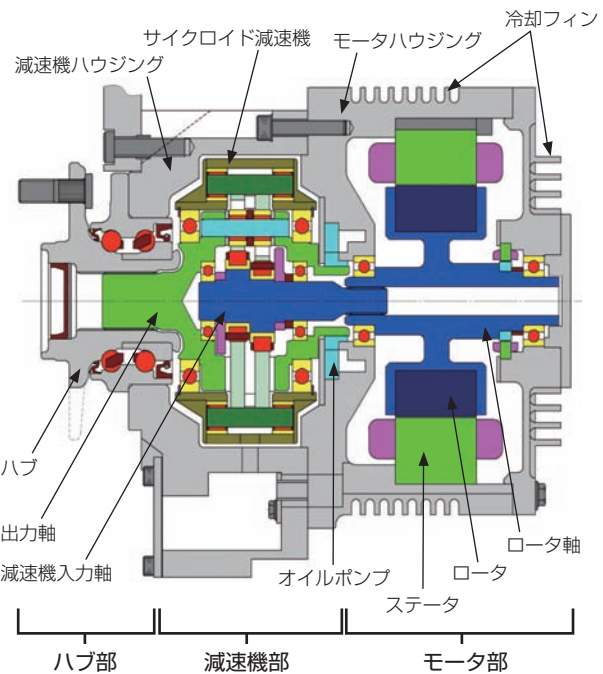


図8 サイクロイド減速機を適用したインホイールモータ¹¹⁾
In-wheel motor with cycloid reducer

4. ばね下質量の影響

一般に、インホイールモータ方式はオンボード方式と比べてばね下質量が増加するため、乗り心地やタイヤ接地性が悪化する傾向にある。

懸架系の基本的な振動モデルとして、ばね上とばね下質量を考慮した2自由度振動モデルがある。この振動モデルに基づくばね上加速度を図9に示す。ばね下質量の増加に伴い、ばね下共振周波数が低下し、低周波数帯域におけるばね上加速度が増加する¹²⁾。人間の振動感受性として、上下方向では4~8Hzが最も敏感な帯域である¹³⁾。そのため、ばね下質量増加によりこの帯域のばね上加速度が増加すると、人間が感じる乗り心地が大きく悪化する。また、路面の凹凸変化に対するばね下質量の追従性が低下し、タイヤ接地性が悪化する。

インホイールモータ適用の際のばね下質量増加の影響に関しては幾つか報告されており^{14), 15)}、その影響低減のため、インホイールモータの軽量化が重要課題である。さらに、このばね下質量の問題を機構によって解決する取り組みがなされている。例えば、モータをナックルに対して上下方向に可動状態で設置し、モータ質量を可動質量としたダイナミックダンパを構成することで乗り心地悪化を防ぐ機構が開発されている¹⁶⁾。

NTNでは前述のようにサイクロイド減速機を内蔵することにより、インホイールモータの大幅な軽量化を達成した。

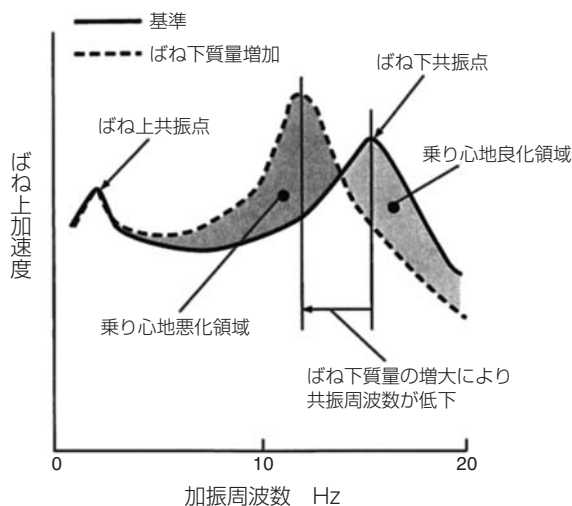


図9 車両のばね上加速度に与えるばね下質量の影響¹²⁾
Effect of unsprung mass on vehicle sprung acceleration

5. 車両運動制御

電動モータによる駆動力制御は、内燃機関に対し下記の利点を有する。

- (1) 高いトルク応答性
- (2) 高精度なトルク制御
- (3) 制動力を発生させる制御が可能
- (4) モータの分散配置により各輪の駆動力を独立して制御することが可能

さらにインホイールモータ方式では、ドライブシャフトに代表される駆動系の共振の影響を受けないため、さらに高応答なトルク制御が可能である¹²⁾。また、内燃機関車におけるABS (Anti-lock Brake System) やトラクション制御のためのデバイスとして利用されている油圧ブレーキと比較しても、より高い応答性で制動力を制御できる¹⁷⁾。

上記の特性を活用することにより、特にインホイールモータ方式電気自動車では、内燃機関車では困難な高度な車両運動制御が可能となる。

5.1 スリップ防止制御

タイヤと路面の間に作用する前後力（駆動力または制動力）と横力の特性を図10に示す。図10の特性は、

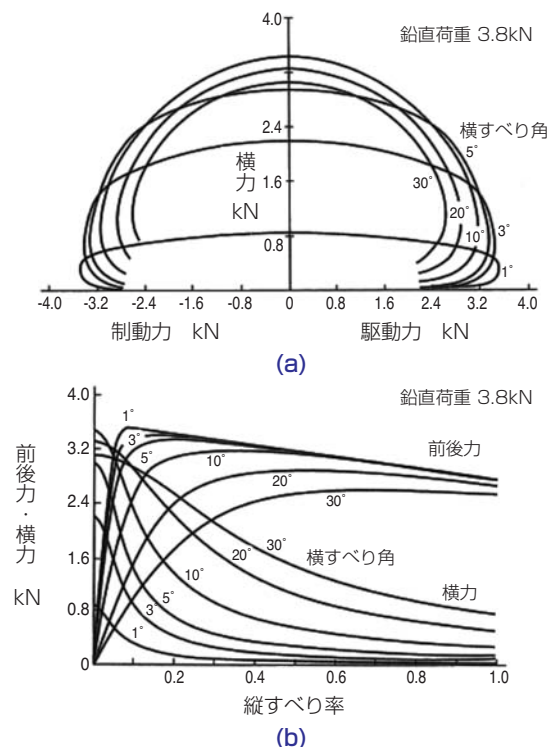


図10 駆動や制動を伴うタイヤの特性¹⁸⁾
Tire characteristics with driving and braking

タイヤを周方向に独立した無数の弾性体からなると考えるモデルにより理論的に算出される。タイヤに発生する前後力はすべり率に伴い増加し、最大値に達した後、減少する。一方、横力はすべり率の増加に伴い減少する¹⁸⁾。

路面状況の変化に伴いタイヤに過大なスリップが生じると駆動力とともに横力が低下するため、加速性能が低下するだけでなく、方向安定性が失われる可能性が生じる。よって、不安定な車両挙動を回避するためには、タイヤの過大なスリップを防止することが重要である。

先述のモータ駆動特性を利用することにより、電気自動車は内燃機関車より優れたスリップ防止制御を実現できる。なかでもインホイールモータ方式は最も安定した制御が可能である。インホイールモータ方式におけるスリップ防止制御に関しては様々な研究がなされており、車輪速度を用いたフィードバック制御や制駆動力の最大化を目的としたスリップ率制御などが報告されている^{19)~21)}。

5.2 車両の姿勢制御

タイヤのスリップ率が比較的小さく、制駆動力制御の自由度が比較的高い条件では、各輪の制駆動力を独立に制御するにより、車両の走行安定性を高めることができる。例えば、左右輪の駆動力に差を与えることでヨーモーメントを直接的に制御できるため、ステアリング操作の際のヨーレート追従性など車両の操縦安定性が向上する²²⁾、²³⁾。

また、各輪の駆動力を適切に制御することにより、走行性能を高めることができる。例えば、タイヤのグリップに余裕のある車輪へ大きな駆動力を配分させることで、旋回性能が向上する²⁴⁾、²⁵⁾。このような性能向上は駆動力と操舵をともに制御することによってさらに向上する。

NTNが製作した試験車両の外観および主要諸元を図11と表1に示す。本車両は4輪にインホイールモータを装着し、さらに4輪を独立に転舵する機能を有している。NTNと神奈川工科大学は図11の試験車両を用い、駆動力と転舵角を独立制御することによりタイヤにおける消費エネルギーが低減すること²⁶⁾、さらにはタイヤ負荷率が軽減され車両の限界性能が向上することを明らかにした²⁷⁾。

さらに、インホイールモータ方式では、インホイールモータを支持するナックルがトルク反力を受ける構



図11 4輪独立の駆動と操舵機能を有する試験車両
Test vehicle with four wheel independent driving and steering

表1 試験車両の主要諸元
Main specifications of test vehicle

車体寸法	2600×1560×1350mm (全長×全幅×全高)
質量	619kg
駆動方式	4輪駆動 (インホイールモータ)
操舵方式	4輪独立操舵 (ステアバイワイヤ)

造であるため、駆動力により懸架機構を介して発生する上下方向荷重がドライブシャフト駆動の場合よりも大きくなる¹²⁾。この特性を利用すると、駆動力作用による車体上下運動をドライブシャフト駆動の場合よりも効果的にかつ各輪独立に制御することができ、ロール運動やヨー運動の応答性を向上させることができる²⁸⁾。また、車両のロール運動やピッチ運動の抑制により、乗り心地の改善も可能である²⁴⁾。

6. 次世代モビリティ

インホイールモータ方式は、動力伝達においてドライブシャフトなどの駆動系を必要としない。そのため、従来の車両では困難であった車両構造や運動を実現できる。

中近距離移動用の二人乗りコミュータにインホイールモータを適用した例を図12に示す²⁹⁾。駆動モータをホイール内に設置することにより、コンパクトな車体にも拘わらず、乗員もしくは荷室の空間を広く取ることができる。2013年2月に国土交通省より軽自動車より小さい二人乗りの車両規格「超小型モビリティ」の認定制度開始が発表された。高齢者、子育て支援や、観光・地域振興などへの適用が期待される新たな車両規格の制定のための試行措置であるが、将来、専用規

格の制定をきっかけとして本カテゴリーの車両普及に拍車がかかることが期待される。

また、インホイールモータと各輪独立の操舵機構を組み合わせることにより、「横方向移動」や「その場回転」が可能となる。そのような車両の例を図13に、

また、本車両での各走行モードにおける操舵の状態を図14に示す。「その場回転」を行う際、各輪の回転軸が車両中央に向かうように操舵させる。「横方向移動」の際には、全車輪を通常の前進方向に対し直角に操舵させる³⁰⁾。



(a) カウル無し²⁹⁾
Without cowl



(b) カウル付き登録車両
Registered vehicle with cowl



図13 インホイールモータ型電動モビリティ
In-wheel motor type electric mobility

図12 インホイールモータ型二人乗りコムュータ
In-wheel motor type two-seat commuter

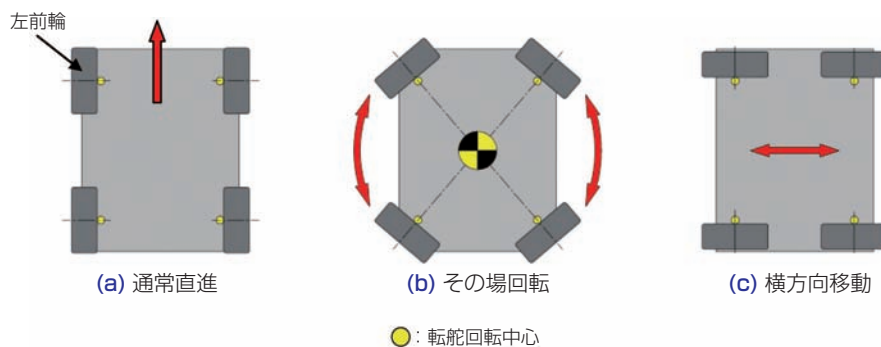


図14 走行モードにおける操舵状態³⁰⁾
Steering status at each running mode

7. おわりに

本稿では、近年の開発動向を中心に、代表的なインホイールモータの構造、主要な課題であるばね下質量増加の影響を低減するための取り組み、およびインホイールモータによる車両運動制御に関する技術動向を解説した。インホイールモータは従来の自動車では困難な車両運動を実現でき、次世代電気自動車に相応しい駆動方式である。NTNでは、早期の実用化を目指し、機構および制御の両面において今後ともさらなる改良を進めていく。

参考文献

- 1) F. PORSCHE : Improvements in or relating to Electrically Driven Road Vehicles, G. B. Patent 18099 (1900).
- 2) 岡本吉弘・桐谷知明・野田幸宏 : 20インチホイール組込形高効率インホイールモータシステムの開発, 東洋電機技報, 117 (2008) 12.
- 3) 眞貝知志 他 : 電気自動車SIM-WILの開発, 自動車技術, 66, 9 (2012) 84.
- 4) A. WATTS et al. : Integrating In-Wheel Motors into Vehicles-Real-World Experiences, SAE Int. J. Alt. Power, 5, 1 (2012) 289.
- 5) 松ヶ浦史郎・河上清源・清水浩 : 電気自動車の車台構造の提案と性能評価, 自動車技術会論文集, 35, 3 (2004) 117.
- 6) 田原安晃 他 : インホイールモータユニットの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.131-06 (2006) 9.
- 7) R. S. ZHOU & F. HASHIMOTO : Highly Compact Electric Drive for Automotive Applications, SAE Technical Paper 2004-01-3037.
- 8) 金子雄太郎 他 : 小型高出力インホイールモータユニットの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.7-09 (2009) 11.
- 9) 村田智史 : インホイールモータ駆動ユニットの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.28-10 (2010) 5.
- 10) 鈴木稔 他 : インホイールモータユニットの開発, NTN TECHNICAL REVIEW, 75 (2007) 46.
- 11) 伊藤雄一・堺香代・牧野祐介 : インホイールモータシステム, NTN TECHNICAL REVIEW, 79 (2011) 22.
- 12) 吉田裕明 : 進化するインホイールモータシステム, 自動車技術, 65, 3 (2011) 80.
- 13) 自動車技術会編 : 自動車技術ハンドブック 1 基礎・理論編, (1990) 269.
- 14) M. ANDERSON et al. : Unsprung Mass with In-Wheel Motors - Myths and Realities, Proc. AVEC' 10, (2010) 261.
- 15) R. ROEL et al. : Influence of in-wheel motors on the ride comfort of electric vehicles, Proc. AVEC' 10, (2010) 835.
- 16) 長屋豪・若尾泰通・阿部明彦 : ダイナミックダンパ型インホイールモータの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.83-02 (2002) 9.
- 17) F. BOTTIGLIONE, A. SORNIOTTI & L. SHEAD : The Effect of half-shaft torsion dynamics on the performance of a traction control system for electric vehicles, Proc IMechE PartD : J Automobile Engineering, 226, 9 (2012) 1145.
- 18) 安部正人 : 自動車の運動と制御 (第2版), 東京電機大学出版局 (2012) 38.
- 19) 堀洋一 : 電気と制御で走る近未来車両の研究, 生産研究, 56, 2 (2004) 131.
- 20) 小竹元基・大島紀明・永井正夫 : 駆動性向上を目指した超小型電気自動車の車輪速度制御, 日本機械学会論文集C編, 70, 694 (2004) 1680.
- 21) 藤本博志・吉村雅貴 : 電気自動車におけるスリップ率制御に基づく駆動力制御法, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.3-11 (2011) 11.
- 22) 蒲池誠・K. WALTERS・吉田裕明 : インホイールモーターによる車両性能の向上, 三菱自動車テクニカルレビュー, 18 (2006) 107.
- 23) F. BRAGHIN & E. SABBIONI : Development of a control strategy for improving vehicle safety in a hybrid vehicle with four independently driven in-wheel motors, Proc. AVEC' 10, (2010) 91.
- 24) 赤穂大輔 他 : インホイールモータ車の車両運動制御開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.120-10 (2010) 1.
- 25) J. KANG, Y. KYONGSU & H. HEO : Control Allocation based Optimal Torque Vectoring for 4WD Electric Vehicles, SAE Technical Paper 2012-01-0246.
- 26) 中嶋玲二 他 : すべりによるタイヤ消費エネルギーに及ぼすタイヤ力配分制御の効果, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.30-13 (2013) 21.
- 27) 鈴木雄大 他 : Full-Drive-By-Wire-EVを用いたタイヤ力配分制御による車両運動制御, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.30-13 (2013) 25.

- 28) 勝山悦生：インホイールモータによる非連続3Dモータメント制御の開発，自動車技術会学術講演会前刷集，No.3-11（2011）1.
- 29) 山本哲也・石川愛子・山田航：電動コネクタ用インホイールモータシステムの開発，NTN TECHNICAL REVIEW，79（2011）29.
- 30) 山形哲 他：インホイールモータ搭載二人乗り電動モビリティの開発，NTN TECHNICAL REVIEW，79（2011）51.

執筆者近影（所属は開発当時のもの）



牧野 智昭

EVモジュール事業本部
駆動システム技術部

石川 愛子

EVモジュール事業本部
駆動システム技術部

伊桐 千浪

EVモジュール事業本部
駆動システム技術部

堺 香代

EVモジュール事業本部
駆動システム技術部

パーキングブレーキ付き電動ブレーキユニット Electro-mechanical Brake Unit with Parking Brake



山崎 達也* Tatsuya YAMASAKI
村松 誠* Makoto MURAMATSU
増田 唯** Yui MASUDA

車両の低燃費化や利便性向上などの要求に応えるため、回生ブレーキや電動パーキングブレーキ（EPB）などの新しいブレーキ関連技術が普及してきている。今後、ブレーキの更なる高機能化を達成するためには、その最終形態である電動ブレーキの実用化が必要となる。NTNでは、パーキングブレーキ機能を有する電動ブレーキユニットを開発した。

The new brake technology such as regenerative braking and Electric Parking Brake (EPB) has been spreading in order to meet the demands to improve the fuel economy and convenience of vehicles. It needs to utilize Electro-mechanical Brake (EMB) which is the final form for the further advanced features of brake.

NTN has developed the EMB unit which has parking brake function.

1. はじめに

近年、ブレーキ関連技術の中で、電動アクチュエータによってパーキングブレーキを動作させるEPB¹⁾ (Electric Parking Brake)、およびモータなどによって車両の運動エネルギーを電気エネルギーとして回収する回生ブレーキが普及しつつある。

EPBは、油圧ブレーキキャリパに専用の電動アクチュエータを搭載するタイプと、従来のパーキングブレーキ機構のワイヤを電動アクチュエータで牽引するタイプの2種類が市販されている。EPBには、坂道発進補助など自動制御による利便性の向上、パーキングブレーキレバーのスイッチ化による車内空間の有効活用などのメリットがある。

回生ブレーキは、制動時に車両の運動エネルギーを電気エネルギーとして回収し、車両の燃費（電費）改善に貢献する技術であり、ハイブリッド車や電気自動車などモータを駆動源として走行する車両を中心に普及してきた。また最近では、オルタネータなどによって車両の運動エネルギーを回収し補機などの電源として利用するエンジン車両も市販されている。回生ブレ

ーキを使って効率良くエネルギーを回収するためには、制動時に摩擦力によって制動力を得るサービスブレーキとの協調制御技術が重要であり、市販車両は電動の油圧アクチュエータを用いてサービスブレーキを制御している^{2)~5)}。しかし、現行の油圧システムは、環境負荷の高いブレーキオイルを使用しているだけでなく、応答性が不足するため運動エネルギーを最大限回収することが難しい。この課題を解決する手段として、モータの回転運動により機械的にブレーキピストンを制御しサービスブレーキを操作する電動ブレーキ(EMB, Electro-mechanical Brake)があり、各ブレーキメーカーで開発が進められている。

NTNでは、これまでに独自の直動機構を用いた小型・軽量の電動ブレーキ用アクチュエータを開発し、提案してきた^{6)~9)}。今回、パーキングブレーキ機能を新たに追加すると共に、内部設計を見直すことで更に小型化および性能向上を図った電動ブレーキユニットを開発した。本稿では、改良したアクチュエータの構造およびユニットの特性について紹介する。

*EVモジュール事業本部 シャシーシステム技術部

**EVモジュール事業本部 制御システム技術部

2. パーキングブレーキ付き電動ブレーキユニットの構造

2.1 電動ブレーキユニット

1500ccクラスの車両の後輪用として開発した電動ブレーキユニットの外観を図1に、内部構造を図2に示す。併せて、ユニットおよび使用するモータの仕様を表1および2に示す。

本ユニットは直動機構とモータを並列に配置し、その間のトルク伝達には平行軸歯車を用いている。モータによって発生したトルクは歯車を介して直動機構に伝達され、パッドをディスクに押し付ける荷重（以下、押圧力）に変換される。ユニット全体を小型化するた

め、直動機構にはNTNが独自に考案した遊星ローラねじ機構⁶⁾を採用した。本機構は、単体での荷重変換率（入力トルクに対し出力される押圧力の比率）が高いため、歯車列に必要な減速比が小さくでき、ユニット全体の小型化が可能である。

今回、各要素の設計見直しを行うことで、アクチュエータの占有体積を従来品（2011年開発品）に対し約30%削減し、後述するように応答性も改善した。更に、新たな機能としてパーキングブレーキ機構を歯車部に追加した。これにより、車両として別途パーキングブレーキを設ける必要がなくなり、組付性やコスト面での改善が期待できる。パーキングブレーキ機構については、次節にて詳細に説明する。

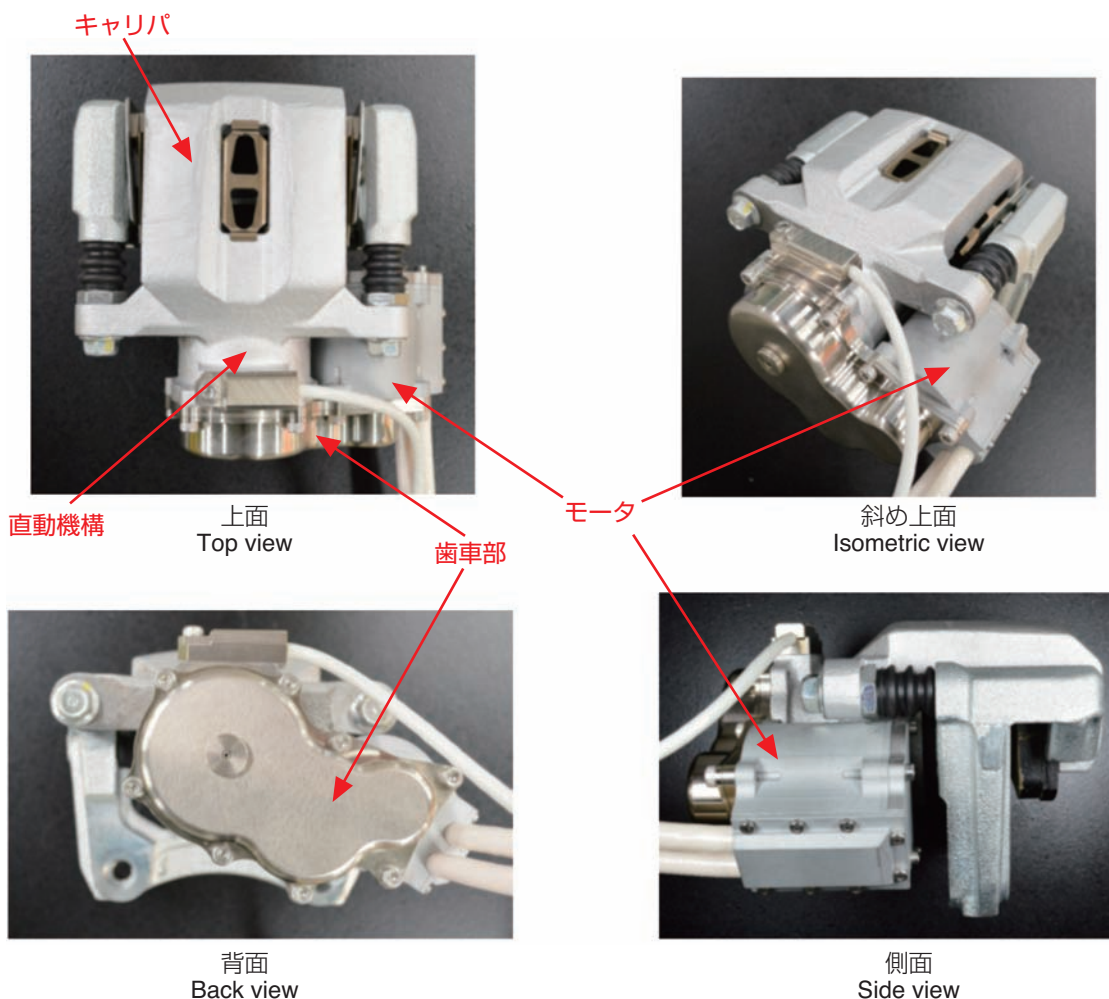


図1 電動ブレーキユニット外観
EMB unit

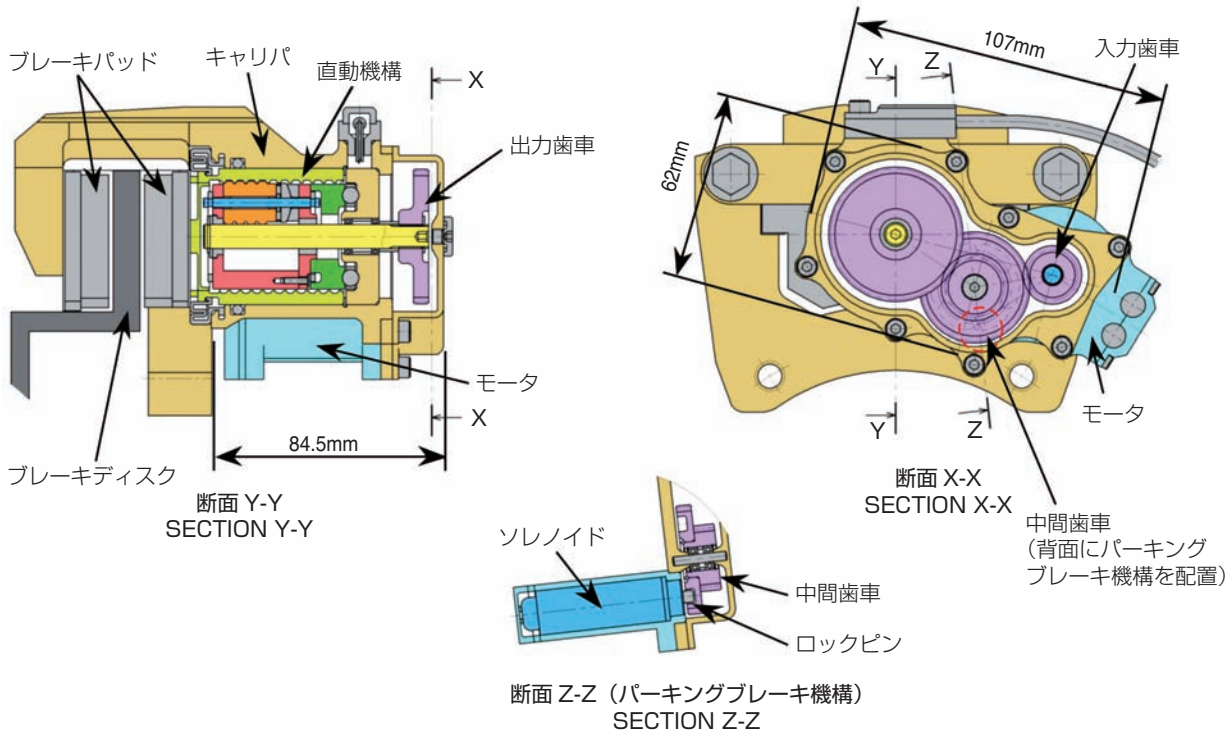


図2 電動ブレーキユニット概略図
Schematic of EMB unit

表1 電動ブレーキユニット仕様 (1500ccクラス後輪用)
Specification of EMB unit

項目	仕様	備考
サービスブレーキ押圧力	12kN以上	油圧ブレーキ (シリンダ径φ33), 液圧14MPa相当
パーキングブレーキ押圧力	9.3kN以上	パッドμ=0.15, 勾配20%相当保持可
アクチュエータサイズ	107×62×84.5	従来(2011年開発品)比 -30% (占有体積)
重量 (パッド, マウントを除く)	2.8kg	従来(2011年開発品)比 -0.4kg

表2 モータ仕様
Specification of motor

項目	仕様
形式	DCブラシレス
サイズ	φ46×52
電源電圧	12V
最大出力	140W

2.2 パーキングブレーキ機構

図3にパーキングブレーキ機構の概略構造を示す。パーキングブレーキ機構は、中間歯車に設けた係止穴とモータハウジング内に固定されたソレノイドおよびロックピンで構成される。パーキングブレーキの制御フローを、図4を用いて以下に説明する。

<パーキングブレーキ制御フロー>

【(a)作動】

- ①モータにより、押圧力を規定値まで付加する。
- ②ソレノイドを駆動し、ロックピンを前進させる。
- ③モータへの電力供給を停止する。パッドからの反力により、押圧力が減少する方向へ中間歯車が回転する。
- ④ロックピンと係止穴が係合し、中間歯車の押圧力減少方向への回転が規制される。ソレノイドへの電力を遮断し、動作完了。

【(b)解除】

- ①モータを押圧力増加方向へ駆動する。
- ②ロックピンに作用していた摩擦力が解放され、中間歯車とロックピンの係合状態が解放される。
- ③ソレノイド内のリターンスプリングにより、ロックピンが後退する。
- ④ブレーキペダル操作量に応じてモータを駆動する (解除動作完了)。

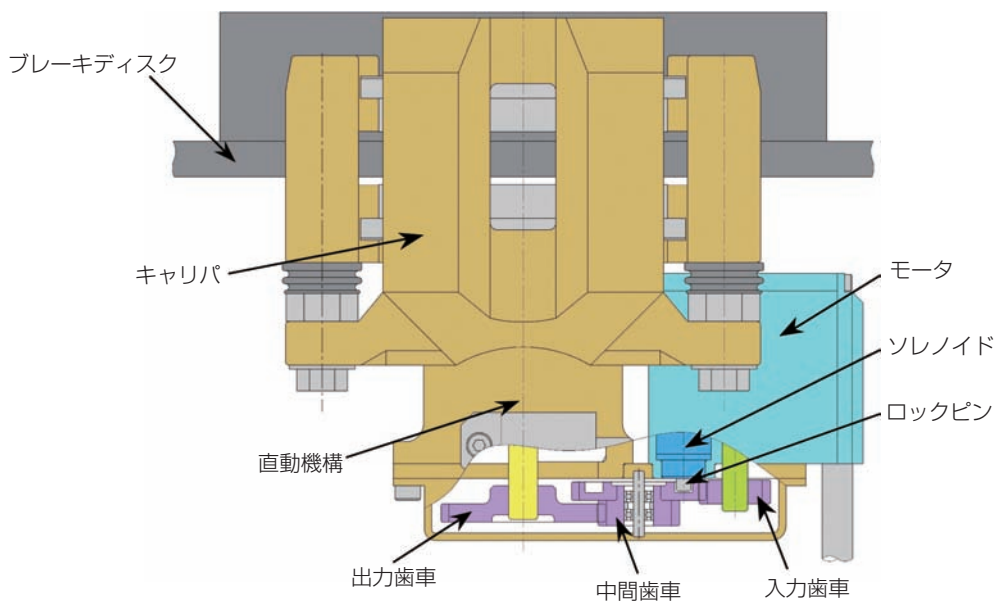


図3 パーキングブレーキ機構概略
Schematic of parking brake

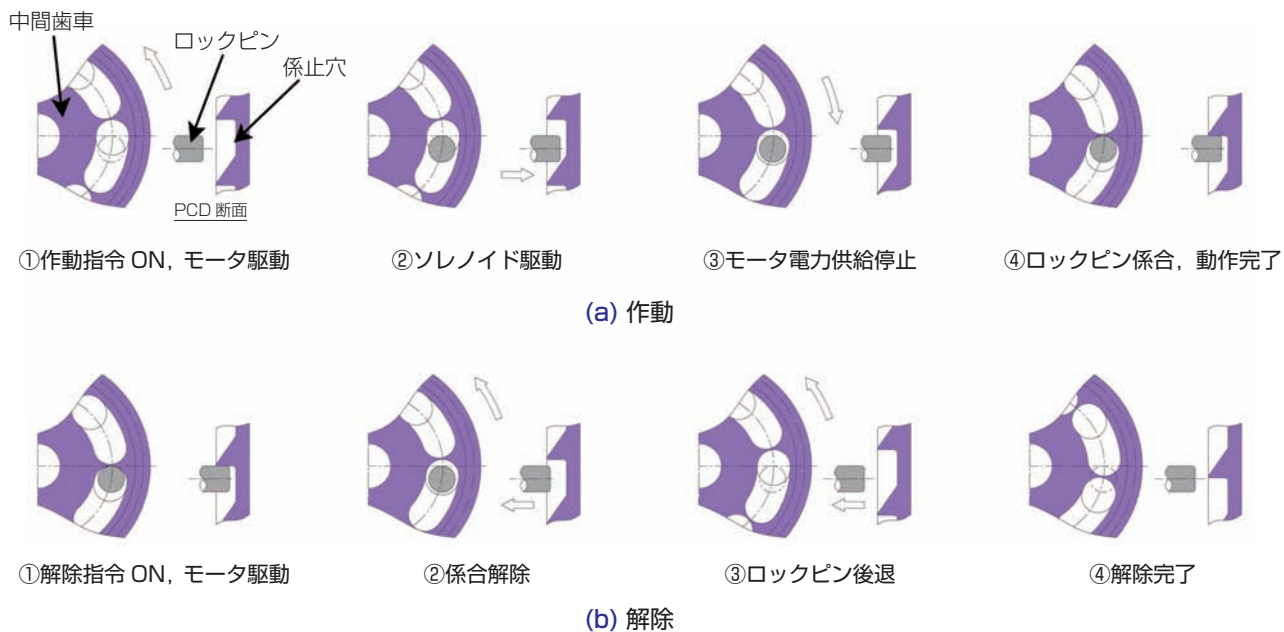


図4 パーキングブレーキ制御フロー
Control-flow of parking brake

3. 応答性

ユニットの重要特性の一つである応答性の評価結果について説明する。なお、本評価を実施するに当たり、電動ブレーキユニット専用インバータを設計、製作し、ユニット内蔵の荷重センサにて検出する押圧力のフィードバック制御を構築した。

3.1 サービスブレーキ

サービスブレーキの応答性評価結果の一例を図5に示す。矩形形状の押圧力指令(0kN⇔12kN)を与え、実際の押圧力がどのように追従するか示している。なお、パッドとディスクの初期クリアランスは0mmである。昇圧、減圧とも従来品に対し30%程度応答性が改善している。

3.2 パーキングブレーキ

図6に、サービスブレーキの押圧力指令0kN(クリアランス0.1mm)の状態、パーキングブレーキを作動(解除)させた場合の押圧力の変化を示す。

パーキングブレーキを作動させる場合、前節で説明したように一定以上の押圧力が発生した状態でソレノイドを駆動しロックピンを前進させる。その状態で押圧力を減少させ、中間歯車側面に設けた係止穴とロックピンの位相が一致したところで中間歯車がロックされる(図中A)。パーキングブレーキを解除する場合には、ロックピンに作用している摩擦力を解放するため、モータで一旦押圧力を上昇させ(図中B)、その後押圧力を解除する。パーキングブレーキの作動、解除共に、指令から0.3秒以内で動作が完了している。また、サービスブレーキが動作中(ブレーキペダルを踏んでいる状態)も、同様に約0.3秒以内で動作が完了することを確認した。

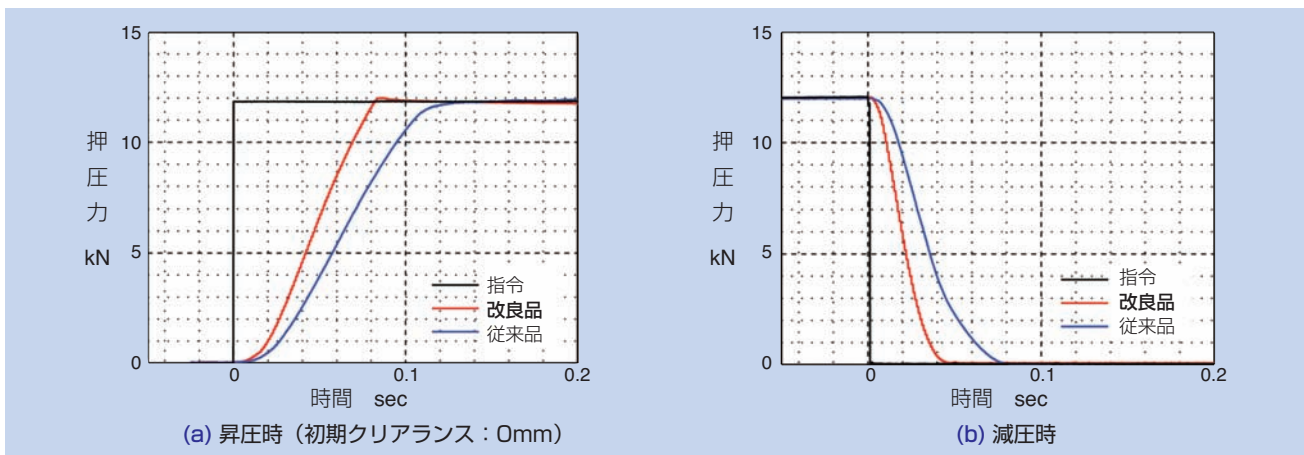


図5 サービスブレーキ応答性
Response of service brake

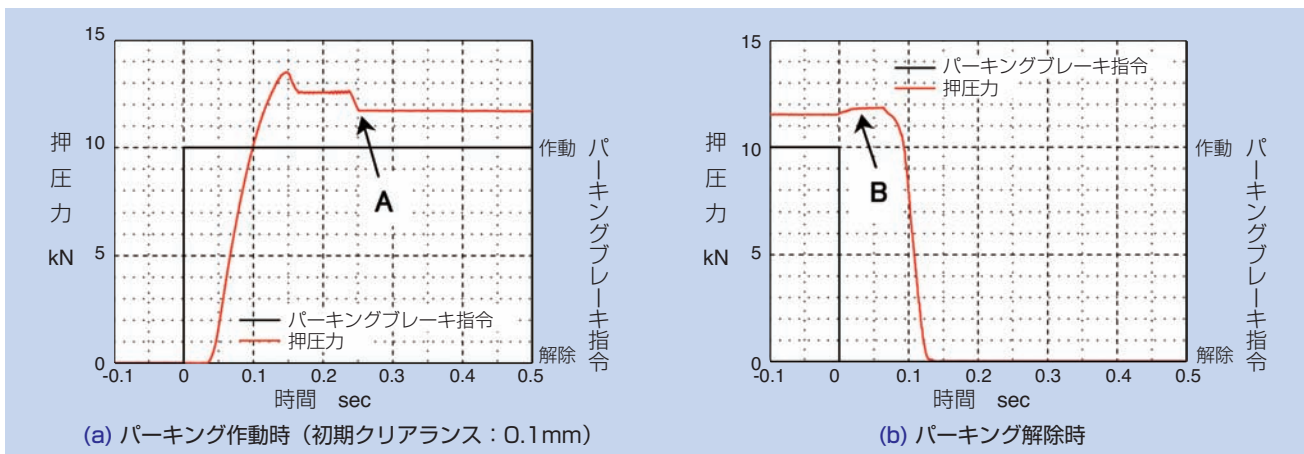


図6 パーキングブレーキ応答性
Response of parking brake

4. おわりに

本稿では、パーキングブレーキ機能を有し1500ccクラスの後輪用として適用可能な小型の電動ブレーキユニットについて紹介した。本ユニットは、内部設計を見直すことで、従来品に対し小型化と性能向上を果たしている。

ブレーキの性能向上は車両の燃費だけでなく安全性改善の面でも効果があり^{10)~13)}、今後電動ブレーキに対する期待も高まってくると予想する。引き続き、ユニットや制御技術を改良し、電動ブレーキの実用化に向け開発を進める。

参考文献

- 1) 野口裕, 竹川学: 電動パーキングブレーキシステムの紹介, スバル技報, No.36(2009)70-72.
- 2) 小畑卓也, 大谷行雄, 伊藤義徳, 後藤進之介, 小池雄一: 回生協調対応電動型制御ブレーキアクチュエータの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.20115172(2011).
- 3) 大久保直人, 西岡崇, 赤峰宏平, 波多野邦道: 電動サーボブレーキシステムの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.25, No.1(2013)47-51.
- 4) 青木康史, 鈴木健二, 中野博士, 野尻欣主: ハイブリッド車用油圧サーボブレーキシステムの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.18, No.2(2006)60-66.
- 5) Christain von Albrichsfeld, Jurgen Karner: Brake System for Hybrid and Electric Vehicle, SAE Paper, 2009-01-1217(2009).
- 6) 山崎, 江口, 牧野: 電動ブレーキユニットの開発, NTN TECHNICAL REVIEW, 75(2007)53-61.
- 7) 山崎, 江口, 牧野: 電動ブレーキ用アクチュエータ, NTN TECHNICAL REVIEW, 77(2009)40-44.
- 8) Tatsuya Yamasaki: Linear Motion Actuator for Electromechanical Brake, World Tribology Congress 2009 Extended-Abstract, No.90745(2009).
- 9) 山崎: 電動ブレーキ用アクチュエータの開発, 月刊トライボロジー, 285(2011)34-36.
- 10) 足立智彦: スタビリティコントロールシステム(ESC)に関する動向, 自動車技術, Vol.60, No.12(2006) 28-33.
- 11) 成波, 波多野忠, 廣瀬敏也: 緊急時のブレーキアシスト装置の効果評価について, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.20065894(2006).
- 12) 小西康夫, 服部雅仁, 杉沢雅和, 西井理治: アクティブブレーキ制御用油圧ブースタの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.9739075(1997).
- 13) 田中博久, 児玉博之, 松崎善樹, 坪内薫: ブレーキにおける革新的な技術, 自動車技術, Vol59, No.1(2005)69-74.

執筆者近影



山崎 達也

EVモジュール事業本部
シャシーシステム技術部



村松 誠

EVモジュール事業本部
シャシーシステム技術部



増田 唯

EVモジュール事業本部
制御システム技術部

電動油圧ブレーキ用ボールねじ駆動モジュール Ball Screw Drive Module for Electric Hydraulic Brake

川口 隼人* Hayato KAWAGUCHI
数野 恵介* Keisuke KAZUNO



近年、低燃費化およびCO₂排出量削減の要求から、ハイブリッド車、電気自動車の普及が進んでいる。これらの車両には航続距離の延伸、即ち、電費向上のため回生協調ブレーキシステムが採用されている。

NTNは回生協調ブレーキシステムに用いられる電動油圧ブレーキに適用する軽量、コンパクトなボールねじ駆動モジュールを開発したので、本モジュールの特長を紹介する。

Recently, EV and Hybrid Vehicle percentage is getting higher at the automotive market main caused by the low fuel consumption requirement and CO₂ emission reduction requirement. Those vehicles have the regenerative braking system, in order to obtain the vehicle running range expansion and the highest electric efficiency. NTN have developed the compact lightweight ball screw drive module for regeneration cooperative brake system.

This report introduces the development result and the typical feature for it.

1. はじめに

ハイブリッド車、電気自動車の回生ブレーキシステムでは、制動時に駆動用モータを発電機として利用し、運動エネルギーを電気エネルギーとして回収する。しかし、モータの回転抵抗による制動力だけでは運転者が意図する十分な制動力が得られないため、図1斜線部に示す不足分の制動力を油圧ブレーキにより補う必要がある。できるだけ多くの電気エネルギーを回収す

るためには、回生ブレーキを最大限作動させる必要があり、刻々と変化する必要制動力に瞬時に追従できるよう、回生ブレーキと油圧ブレーキの協調制御が重要となる。

NTNは、回生協調ブレーキシステム用として、油圧ブレーキを瞬時かつ任意に制御可能な、高レスポンス、高推力、小型軽量な「電動油圧ブレーキ用ボールねじ駆動モジュール」を開発した。

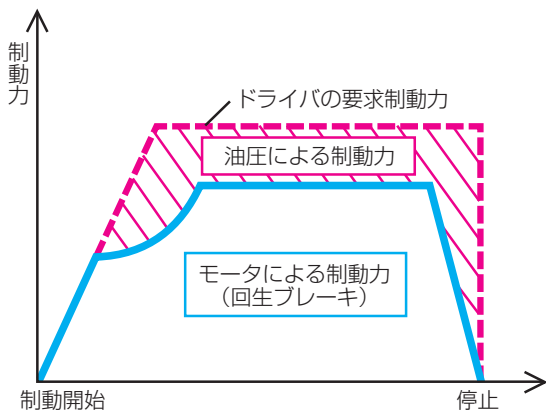


図1 回生協調ブレーキシステム
Regenerative brake system

2. 電動油圧ブレーキの構成

回生協調ブレーキシステムに用いられる電動油圧ブレーキの構成を図2に示す。各車輪キャリパに油圧が送られる仕組みは以下の通りである。

ドライバーがブレーキペダルを踏み込むと、ペダル操作量がECUに送信される。その信号と車両速度などの車両の走行情報から、ECUはドライバーが要求する制動力と発生可能な回生ブレーキ力を勘案し、不足する制動力を発生させるために必要な油圧発生量を算出する。ECUはこの算出結果に基づき、DCモータを駆動する。DCモータによりボールねじ駆動モジュール

が作動し、油圧シリンダのピストンを押し適切な油圧を発生させ、各車輪キャリパで制動力を発生させる。

ボールねじ駆動モジュールを採用することで要求に応じた細やかな制御が可能となり、制動開始時と終了時に回生効率が低下する領域でも多くのエネルギーが回生できる。

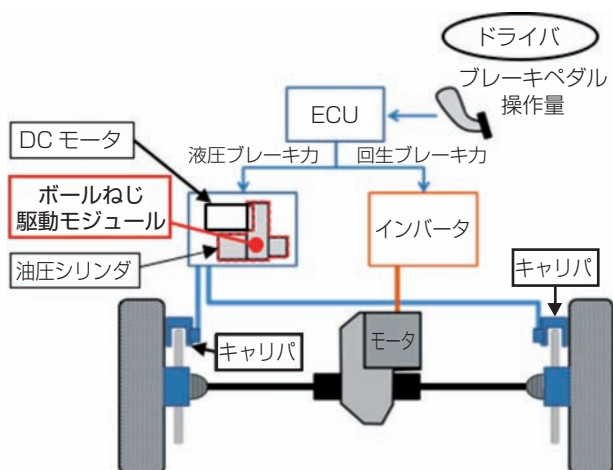


図2 電動油圧ブレーキの構成
Constitution of electric hydraulic brake

3. ボールねじ駆動モジュールの特長

3.1 小型・軽量のシンプル設計

ボールねじ駆動モジュールは、小型・軽量化するため、図3に示す部品点数の少ないシンプルな構造とした。

DCモータの回転トルクを減速機用ギヤ列を介してボールねじナットに伝達し、ボールねじ軸を直線運動させる。

主要な構成部品は、ボールねじ、それを支持する軸受、ボールねじの回転止めであるスリーブ、モータからの回転トルクを伝達する減速用ギヤ列、アルミケースハウジングである。

ボールねじ駆動モジュールは、DCモータの回転トルクを軸方向推力に変換するための根幹部品であるボールねじとそれを支持する軸受はもちろんのこと、焼結部材など、NTNが保有する独自技術を結集したモジュール商品である。

各部の詳細構造を以下に説明する。

減速用アイドルギヤ部詳細を図4に示す。支持軸にアイドルギヤユニットを挿入し、両サイドにワッシャを配置した。アイドルギヤユニットは、アイドルギヤ

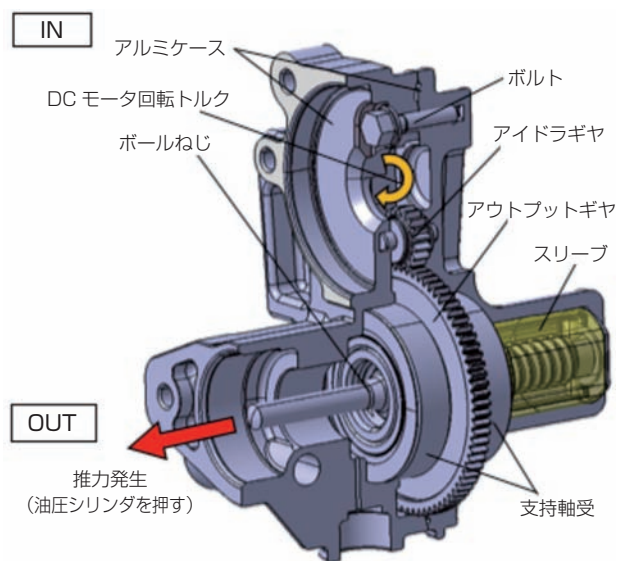


図3 ボールねじ駆動モジュール断面構造
Cross section structure of ball screw drive module

アイドルギヤ+シェル型ニードル軸受 支持軸受

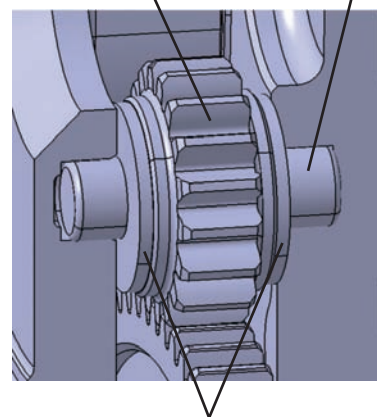


図4 アイドラギヤ構造
Idle gear structure

内径にシェル形ニードル軸受を圧入し、フリクションロスを低減した。

アルミケース合わせ部は、液体ガスケットでシールした。弾性皮膜、粘着性の薄膜を形成する液体ガスケットの採用により、接合部の弾性変形にも追従し、高い気密性の確保を可能とした。

3.2 長寿命、高強度、耐環境性仕様

(1) ボールねじの長寿命、高推力化

ボールねじの長寿命化には、軸径、ボールサイズおよびボール数の増加による高負荷容量化が考えられる。一方、モータの回転トルクを軸方向推力にボール

ねじで変換するとき、リードは小さいほど高推力化できる。しかし、通常の設計によるボールねじにリードを超えるボールサイズを適用すると、隣り合う溝のボール同士が接触してしまうためボールねじの機能が成立しない。

そこで、こま式循環の特長“1周せずにこま部に引き込まれる”に着目し、リードを超えるボールサイズが適用可能な長寿命ボールねじを開発し、本モジュールに採用した。図5に従来設計と長寿命設計品の概略図を示す。

従来設計と長寿命設計のボールねじ諸元比較を表1に示す。ボールサイズを大きくし、ねじ溝諸元を最適化した結果、ナット全長、外径、リードを大きくすることなく、負荷容量を従来比約2倍とし、コンパクトで、長寿命、高推力なボールねじの開発に成功した。

耐久性確認のため、-30℃の低温から110℃の高温の雰囲気下、所定荷重を負荷した状態でボールねじ軸を往復運動させる試験をおこなった。

試験完了後にボールねじ駆動モジュールの性能確認、分解調査をおこなった結果、効率、気密性など試験前後で大きな変化はなく、機能を満足した。ボールねじ、ギヤなど全ての部品において異常はなく、十分な耐久性があることを確認した。

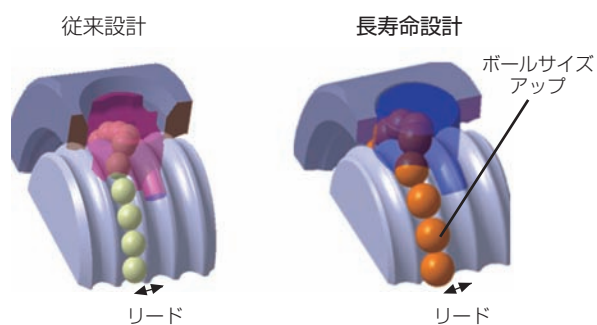


図5 長寿命ボールねじ概略図
Schematic of long life ball screw

表1 ボールねじ諸元比較
Ball screw specifications comparison

諸元	従来設計	長寿命設計
軸径 [mm]	16	
リード [mm]	4	
ボール径 [/従来設計]	1	1.33
動定格荷重 C_a [/従来設計]	1	2.06
静定格荷重 C_{0a} [/従来設計]	1	2.06

(2) アルミケースの高強度化

ボールねじ駆動モジュールのケースは、アルミダイカスト品を採用している。ダイカスト製造法の長所は、薄肉品の casting が可能で寸法精度が高い点や、サイクルタイムが短く量産性に優れる点、急冷凝固に伴う組織の微細化および表層へのチル層（内部密度が高い層）の形成により材料強度が高い点である。

ボールねじ駆動モジュールのアルミケースの強度は、事前にFEM解析し、アルミケース最弱部の最大応力を確認した上で最適肉厚を選定し、十分な安全率を確保した。

(3) 耐環境性

ボールねじ駆動モジュールは、自動車重要部品であるブレーキシステムに採用されるため、様々な環境下で、長期間の性能維持が要求される。車外に露出しているため、高温放置、湿度放置、塩水噴霧の耐環境性を評価した。

試験完了後にボールねじ駆動モジュールの性能確認、分解調査をおこなった結果、全ての試験で、機能に問題となる劣化や寸法変化はなく、十分な耐環境性があることを確認した。

図6に塩水噴霧試験後のケース合わせ部の様子を示す。塩水噴霧試験では、アルミケースのシール面より内側に腐食の侵入がないことを確認した。

高温没水試験では、高温に放置したボールねじ駆動モジュールを水没させた後、アルミケースのシール面より内側に浸水がないことを確認した。



図6 塩水噴霧試験後のケース合わせ部
Aluminum case after cyclic corrosion test

4. おわりに

本稿では電動油圧ブレーキに採用されたボールねじ駆動モジュールを紹介した。

自動車のバイワイヤ化，電動化が進む中，小型・軽量のボールねじ駆動モジュールは，今後更なる市場拡大が期待される。

NTNは本開発により，ボールねじを主体としたモジュール商品の自動車の重要部品への適用に成功した。今後更にモジュール商品の軽量化，および機能向上を図るため，ボールねじ単体の技術開発に留まらず，ケースや減速機，モータといった周辺部品の技術開発・改良に取り組む所存である。

参考文献

- 1) 数野, 他: VEL用ボールねじユニット, NTN TECHNICAL REVIEW No.75 (2007) 72~77
- 2) 社団法人 日本アルミニウム協会 アルミニウムハンドブック (第7版)

執筆者近影



川口 隼人

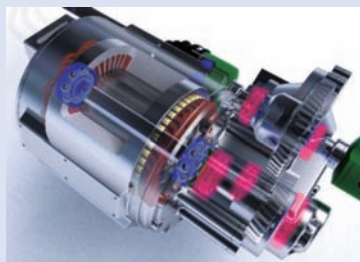
自動車事業本部
シャシー技術部



数野 恵介

自動車事業本部
シャシー技術部

EV・HEV用低トルク深溝玉軸受 Low Torque Deep Groove Ball Bearings for EV and HEV



香 田 毅* Tsuyoshi KODA
和久田 貴裕** Takahiro WAKUDA
魚 住 朋久*** Tomohisa UOZUMI

EVやHEVは、走行可能距離を延長するため、各 부품の省電費化や小型軽量化に向けた様々な取り組みがなされている。また、EVモータに用いられる軸受に関しても、一層の低トルク性能が求められている。

本稿では、NTNのEV・HEV用高速低トルク深溝玉軸受（油潤滑仕様）と低トルク密封形深溝玉軸受（グリース潤滑仕様）の特長と性能を紹介する。

In order to improve mileage per charge, various approaches for EV and HEV parts to achieve low electricity consumption, weight reduction, and downsizing are attempted. And also, for bearings to be utilized in EV motors, further low torque performance is a strong demand. This paper introduces High Speed and Low Torque Deep Groove Ball Bearing for EV/HEV as Oil Lubrication Type and Low Torque Sealed Ball Bearing as Grease Lubrication Type from NTN, and explains its features and performances.

1. まえがき

EV・HEVモータには、変速機用の油で潤滑する仕様とグリースで潤滑する仕様の2種類の転がり軸受が使用されている。油潤滑仕様は、小型モータ用として高速回転で使用される。一方、グリース潤滑仕様は、大型モータ用として比較的低速回転で使用される傾向がある。

今回、モータの省電費化に貢献可能な油潤滑用高速低トルク深溝玉軸受とグリース潤滑用低トルク密封形深溝玉軸受の2種類を開発したので、以下に紹介する。

2. 高速低トルク深溝玉軸受（油潤滑）

2.1 コンセプト

EV・HEVの省電費化のためには、モータの小型軽量化が求められる。しかし、単にモータを小型化するだけではモータ単体の出力トルクが足りなくなるため、その不足分を高速回転で補う必要がある。現状、軸受の高速回転要件は最大で d_{mn} 値^{*1} 1.6×10^6 程度で運転できることが求められている。しかし、一般の自動

車用に使用される既存軸受の d_{mn} 値は 0.5×10^6 程度であり、高 d_{mn} 条件下では発熱や保持器の変形などの問題が発生する。

開発品は、内部諸元の最適化と新たに開発した保持器の採用により、低トルク化を達成した。保持器の強度向上により、高 d_{mn} 条件下でも使用が可能である。

^{*1} 軸受転動体ピッチ円径と回転速度の積

2.2 開発品の特長

従来品と開発品の比較を、表1に示す。新開発の「合わせ樹脂保持器」は、図1のように同形状2個1組の部品を嵌合により組み合わせた構造の保持器である。



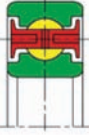
d_{mn} 値 0.5×10^6 を超える条件下では、保持器が遠心力で変形し、外輪や転動体と接触したり、軸受転走面の発熱により軸受が破損する場合がある。本開発品は、深溝玉軸受の内部諸元を最適化して発熱を抑えるとともに、遠心力による変形が小さい合わせ樹脂保持器を採用した。さらに、この保持器側面の鏝と内外輪の鏝溝の働きにより、油の流入と攪拌抵抗を低減し、高速回転時の軸受温度の上昇を抑制した。

*自動車事業本部 パワートレイン技術部

**自動車事業本部 ドライブトレイン技術部

***EVモジュール事業本部 駆動システム技術部

表1 従来品と開発品の比較
Comparison between ordinary and developed

	従来品	開発品
軸受材質	SUJ2	SUJ2
保持器材質	SPCC, PA66	PA66
保持器形式	 鉄板  片持ち樹脂	 合わせ樹脂

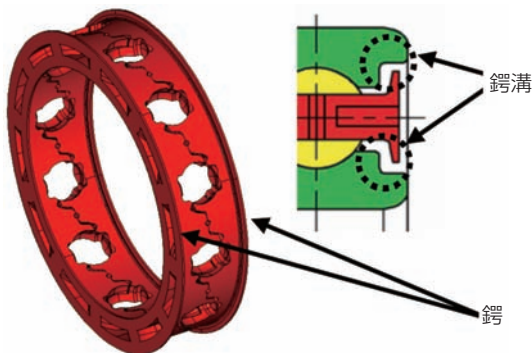


図1 合わせ樹脂保持器の特長
Feature of combined type resin cage

2.3 開発品の性能

1) 回転トルク

表2に測定条件, 図2に測定結果を示す.

開発品は, 3,000min⁻¹以上の回転速度で, 従来品に対して50%以上低いトルクを示す.

表2 トルク測定条件
Torque measurement conditions

軸受サイズ	6909ベース定格荷重アップ品
保持器仕様	従来品波型鉄板保持器
	従来品片持ち樹脂保持器
	開発品合わせ樹脂保持器
回転速度	最大 6,000min ⁻¹
負荷荷重	ラジアル 100N
温度	40℃
潤滑	ATF
油面高さ	最下転動体ピッチ円径

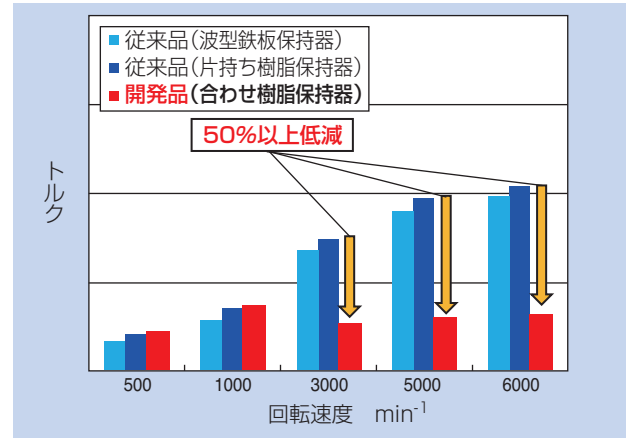


図2 トルク測定結果
Torque measurement results

2) 耐久性

表3に試験条件を示す. d_{mn} 値 1.6×10^6 下で1,000時間運転したが, 開発品には焼き付きや保持器の破損は発生しなかった. 図3に試験後軸受の各部件の外観を示す. 開発品の内外輪軌道面および転動体に, ピーリング・フレーキングなどの損傷は見られなかった.

表3 耐久試験条件
Durability test conditions

軸受サイズ	6008
保持器仕様	開発品合わせ樹脂保持器
潤滑	ATF
回転速度	30,000min ⁻¹
負荷荷重	ラジアル 1,000N
運転時間	1,000h

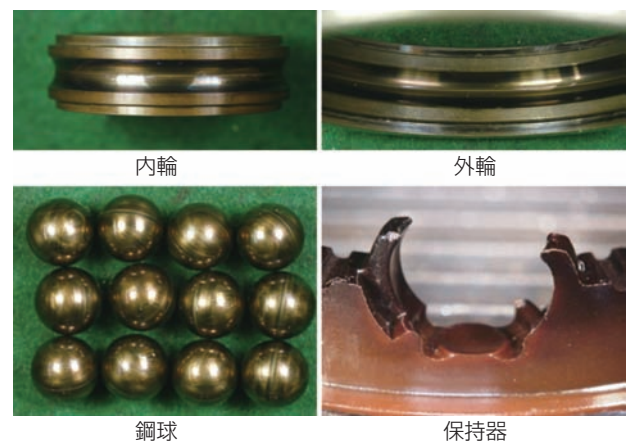


図3 耐久試験後品
Sample after durability testing

3) 保持器強度

d_{mn} 値 1.6×10^6 条件下での遠心力により保持器に発生する応力の解析結果を図4に示す。開発品の保持器応力は材料の疲労限度以下であり、問題ないことを確認した。また、この際の径方向変形については1%以下と十分小さな値であった。

保持器が破損する原因のひとつに、転動体の遅れ進みによる応力の発生がある。そこで、無潤滑状態でモーメント荷重を負荷し、強制的に転動体に遅れ進みを与えて保持器強度を確認した。表4に試験条件を、図5に試験結果を示す。従来品は短時間でポケット部が破断したが、開発品は破損せず、従来品と比較して強度的に優位であることが確認できた。

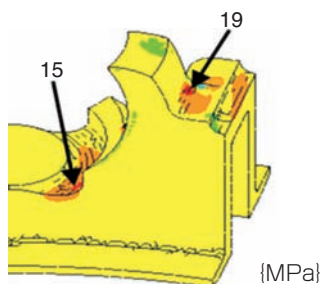


図4 保持器強度解析結果
Cage centrifugal force analysis results

表4 保持器強度試験条件
Cage strength test condition

軸受サイズ	6008
保持器仕様	従来品片持ち樹脂保持器 開発品合わせ樹脂保持器
潤滑	無潤滑
回転速度	4,000min ⁻¹
モーメント荷重	19.6N・m

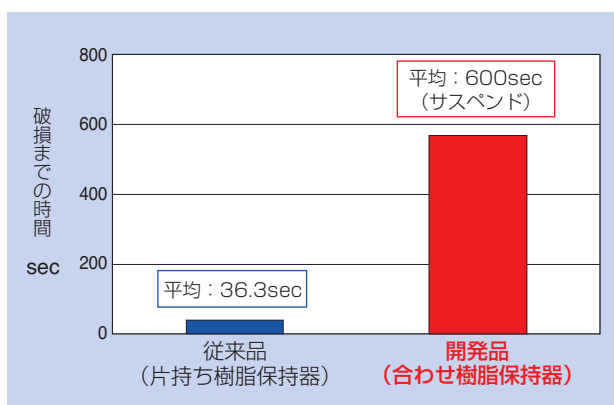


図5 保持器強度試験結果
Cage strength test results

3. 低トルク密封形深溝玉軸受(グリース潤滑)

3.1 コンセプト

グリースを密封した深溝玉軸受のトルク要因は、図6に示すように6要因存在する。ここで、項目①②⑤⑥は軸受内部諸元によって決まり、計算で求めることができる。

項目③のグリースの粘性による攪拌トルクは、グリースの性状に大きく影響を受ける。また、項目④の保持器-転動体間のグリースのせん断トルクは、保持器形状による影響を受ける。本開発軸受では項目③、④に着目し、グリース性状および保持器形状を改良することにより低トルク化を図った。

- ① 転走面の転がり粘性トルク
- ② 転動体の弾性変形トルク
- ③ グリースの粘性による攪拌トルク
- ④ 保持器-転動体間のグリースのせん断トルク
- ⑤ 転動体-軌道輪間の差動すべりによるトルク
- ⑥ 転動体-軌道輪間のスピンすべりによるトルク

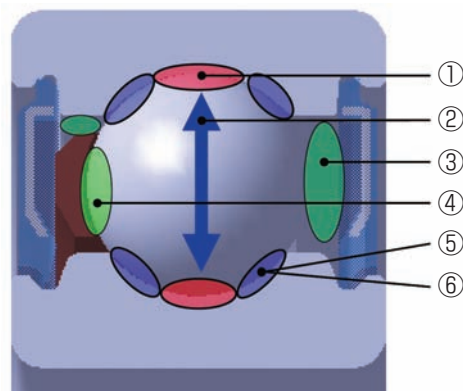


図6 トルク要因
Torque factors

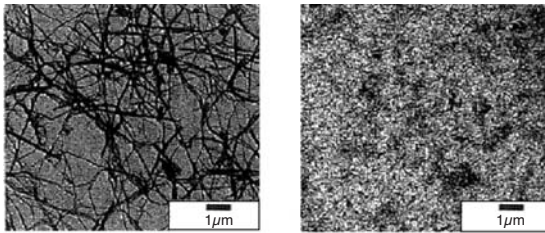
3.2 特長

1) 新開発グリースの採用

3.1項③の「グリースの粘性による攪拌トルク」を低減するため、新開発のグリースは、微細化した増ちょう剤および低粘度の基油で構成した。表5にグリースの性状を示す。図7のように増ちょう剤組織を微細化したことにより、基油を保持する能力が向上し、増ちょう剤の含有量を削減することが可能となった。これにより軸受転動体のグリース攪拌による増ちょう剤の抵抗を、また低粘度基油の採用により基油の抵抗をそれぞれ低減した。

表5 グリース性状表
Grease property table

		従来品	開発品
増ちょう剤		ウレア系	ウレア系
基油		合成油	合成油
基油粘度 mm ² /s	40°C	40.6	33.4
	100°C	7.1	5.8
ちょう度		243	280
低温トルク -40°C mNm	起動	350	250
	回転	80	70



従来品

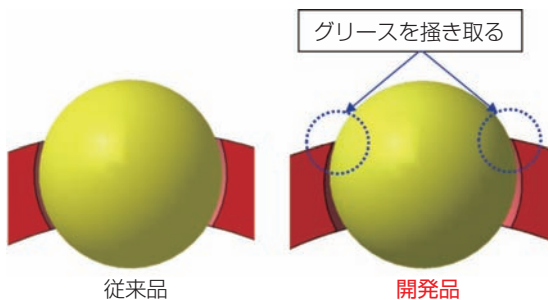
開発品

図7 増ちょう剤組織
Thickener structure

2) 新開発保持器の採用

3.1項④の「保持器-転動体間のグリースのせん断トルク」を低減させるためには、保持器-転動体間へ余分なグリースを流入させず、必要最小限の油分を供給することが肝要である。

開発保持器では、余分なグリースの流入を防ぐため、図8のように保持器ポケット外径部にグリース掻き取り機構を追加し、トルクを低減した。



従来品

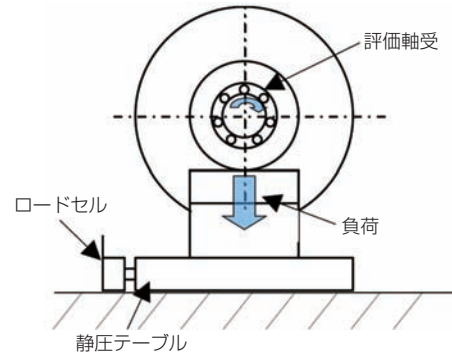
開発品

図8 従来品と開発品の比較
Comparison between ordinary and developed

3.3 開発品の性能

1) 回転トルク

図9の測定装置および試験条件で、トルクを測定した結果を図10に示す。開発品は従来品に対して50%以上、トルクが低いことを確認した。



軸受サイズ	6203LLB
回転速度	4,000min ⁻¹
負荷荷重	200N
温度	室温
グリース封入量	0.8g

図9 トルク測定装置・試験条件
Torque measurement equipment and conditions

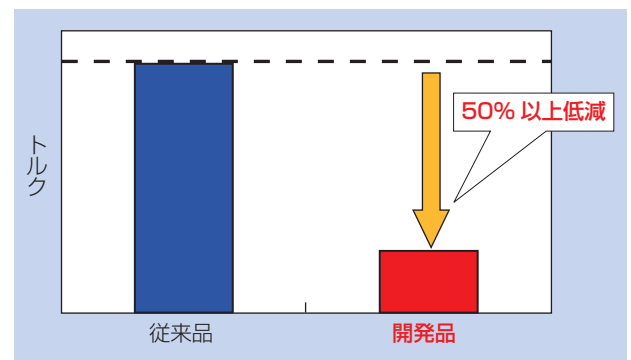
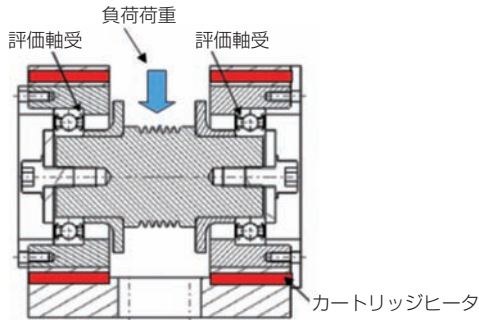


図10 トルク試験結果
Torque comparison results

2) グリース寿命

図11の試験機および試験条件で、グリース寿命を評価した結果を図12に示す。開発品は従来品に対して約3倍の長寿命を示す。



軸受サイズ	6204LLB
回転速度	10,000min ⁻¹
負荷荷重	2,000N
温度	150℃
グリース封入量	1.0g

図11 グリース寿命試験機・試験条件
Grease life evaluation tester and conditions

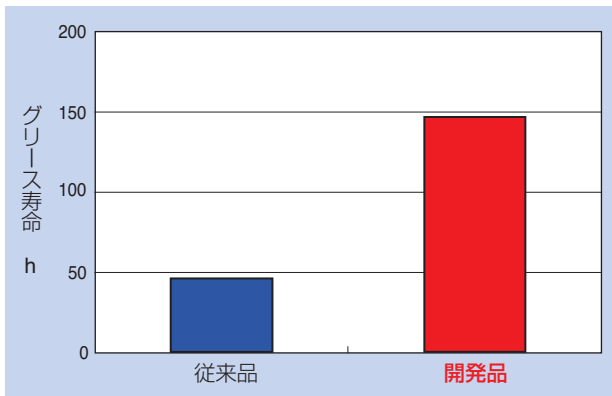


図12 グリース寿命試験結果
Grease life evaluation test results

3) 保持器強度

遠心力下で保持器に発生する応力の解析結果を図13に示す。遠心力が付加された場合の保持器発生応力は従来品同等であり、問題ないレベルである。

転動体の遅れ進みにより保持器で発生する応力への耐力を調べるため、軸受にモーメント荷重を負荷し、強制的に転動体に遅れ進みを与えて保持器強度を確認した。保持器に発生する応力が最大となるよう、保持器ポケットのすきまは下限値とした。図14にモーメント荷重試験機および試験条件を、図15に強度試験結果を示す。

開発品の保持器耐久性に問題が無いことを確認した。

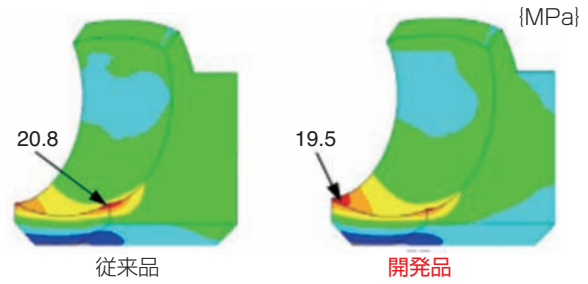
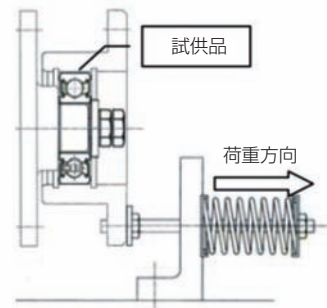


図13 保持器遠心力解析結果
Cage centrifugal force analysis results



保持器仕様	開発保持器ポケットすきま下限品
封入グリース	開発グリース
回転速度	5,000min ⁻¹
モーメント荷重	11.8N・m
試験時間	89h (負荷回数1×10 ⁷ 回)

図14 モーメント荷重試験機・試験条件
Moment load tester and conditions



破損・クラックなどの異常は認められない

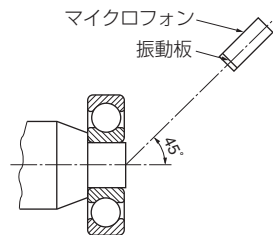
図15 保持器強度試験結果
Moment load test results

4) 音響特性

駆動源がエンジンからモータに変わることにより、軸受の静粛性に対する要求も厳しくなる。開発軸受では、増ちょう剤の組織を微細化することで、従来軸受よりも音響性能を向上させている。

図16に音響試験機および試験条件を、図17に音響試験結果を示す。

開発品は従来軸受に対して静粛性に優れることがわかる。



軸受サイズ	6203LLB
回転速度	1,800min ⁻¹
アキシアル荷重	20N
温度	室温

JIS B 1548に準拠

図16 音響試験条件
Acoustic test conditions

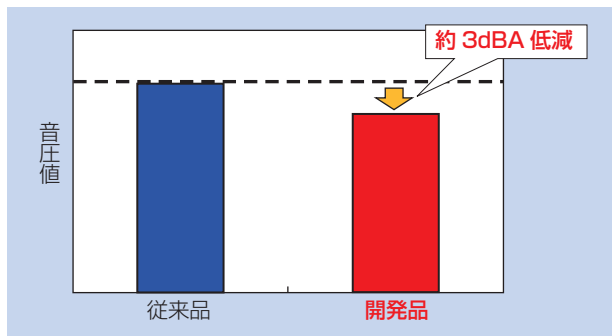


図17 音響試験結果
Acoustic test results

4. まとめ

本稿で紹介した開発品は、以下の特長を有する。市場拡大が見込まれるEV・HEVモータの小型化・省電費化に貢献するため、これらの開発品を積極的に市場展開していく。

【EV・HEV用高速低トルク深溝玉軸受】

高速回転

d_{mn} 値 1.6×10^6 の条件下で使用可能

[軸受ピッチ円径54.0mmの場合、]
[回転速度30,000min⁻¹]

回転トルク

当社従来品比 50%以上低減

【低トルク密封形深溝玉軸受】

回転トルク

当社従来品比 50%以上低減

音響

当社従来品と同等以上

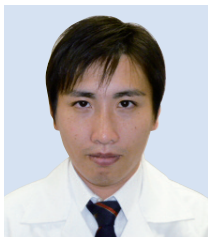
寿命

当社従来品と同等以上

参考文献

- 2001年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集・転がり軸受の油浴潤滑下における攪拌トルク(第1報, 第2報)
- 日本トライボロジー学会編 トライボロジーハンドブック, 養賢堂, 2001, 173

執筆者近影



香田 毅

自動車事業本部
パワートレーン技術部



和久田 貴裕

自動車事業本部
ドライブトレーン技術部



魚住 朋久

EVモジュール事業本部
駆動システム技術部

HEV昇圧装置用リアクトルコア The Reactor Core for HEV Boost Converter

小田 貴之* Takayuki ODA
宮崎 真二* Shinji MIYAZAKI
島津 英一郎** Eiichirou SHIMAZU



NTNグループの日本科学冶金株式会社では、主にアモルファス合金を用い、高飽和磁束密度で低鉄損、かつ周波数特性が良好な磁性材商品を開発している¹⁾。本報では、大電流で用いられるハイブリッド車昇圧装置用リアクトル向けの小型化が可能なアモルファス合金製コアについて紹介する。

Nippon Kagaku Yakin Co.,Ltd., as one of the NTN group companies, develops various types of magnetic material products¹⁾. The major product is the Amorphous core which has characteristics of high saturation magnetic flux-density, low core loss and superior frequency characteristics.

This article introduces the Amorphous reactor core to meet high current and compact for Hybrid electric vehicle.

1. はじめに

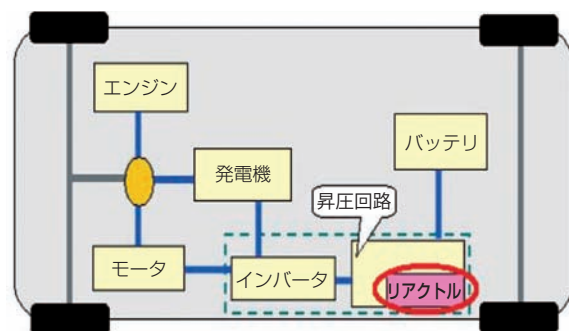
車にはバッテリーや多くの電装品が搭載されており、電圧をそれぞれの機器に合わせて制御する必要があることから、直流電圧変換装置であるDC-DCコンバータが利用されている²⁾。DC-DCコンバータに使用されるリアクトルは、スイッチング回路の中で電気エネルギーを磁気エネルギーに変換して蓄積/放出する電磁気部品であり、電圧の昇降圧や、電流の平滑化に利用されている。ハイブリッド車(HEV)における主な電力制御部品と、昇圧回路に使用されるリアクトルの代表的な構成を図1に示す。

HEVのDC-DCコンバータは、大出力の駆動用モータへの電力供給を行うことから、リアクトル用コアには数十~数百Aという大電流への対応が求められている。また本リアクトルは車載用であることから小型化の要求も強い。リアクトルの小型化にはスイッチング周波数の高周波化が有効であるため、高周波化への対応も重要である。

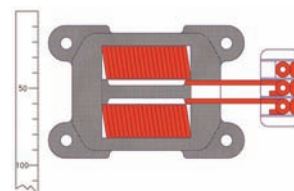
NTNのグループ会社である日本科学冶金では、これらの課題に対して、主にアモルファス合金を用いてコア材料を開発している。一般的なフェライトを使用する場合と比べてリアクトルを小型化できる。また、

Fe-Si系合金を使用する場合と比べて、電流を流した際にコアで発生する損失(以後、鉄損)を減らすことが可能である。

本稿では高飽和磁束密度で低鉄損、かつ良好な周波数特性を有するアモルファス合金製コアについて紹介する。



a) リアクトル使用箇所
Reactor application in electric vehicle



b) リアクトル形状
Reactor configuration

図1 昇圧回路用リアクトル
The reactor for booster circuit

*日本科学冶金(株) 技術部
**先端技術研究所

2. アモルファス合金コアの種類と特性

2.1 開発コア材の種類と特長

アモルファス合金は優れた磁気特性を有する一方で、極めて硬いため、圧縮成形や射出成形の際に金型の摩耗や設備への負荷が大きく、大量生産が困難であった。これに対し、アモルファス合金粉に配合するバインダ組成や製造設備、金型構造の工夫、成形条件の最適化など、独自の材料や製造技術の開発で、この難題を解決した。

日本科学冶金が開発したコアの代表例を図2に示す。開発した材料は、圧縮成形用の「AL60」と射出成形用の「AS10」の2種類である。両材料共に周波数特性が良好で、高い周波数まで磁気特性が低下しない特長を示す。AL60は比透磁率が高く、鉄損も小さい。一方、AS10は、比透磁率はAL60より低いが、高電流時のインダクタンス低下がAL60より小さい。また、AS10は射出成形が可能であるため、設計の自由度が高い。なお、インダクタンスとは、電流から磁束を発生させるコイルの能力の大きさであり、リアクトルなどのコイルでは電流値により変化しないことが重要である。

これらの特長を活かして、日本科学冶金では顧客が求める電流値やサイズなどの仕様に応じて、2種類のいずれかの材料を用いたコア、または双方を組み合わせた複合コアを設計、提案している。

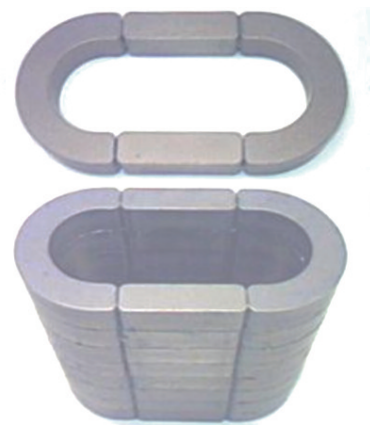
2.2 アモルファス合金の特性

アモルファス合金粉のSEM写真を図3に示す。アモルファス合金は、熔融状態から毎秒100万℃以上の速度で急冷させて造られ、原子配列に規則性がない非結晶性の金属である。結晶構造を持たないことから以下の特性を示す³⁾。

- ・異方性がないため、等方的な物性を示す。
- ・結晶粒界、双晶、積層欠陥、あるいは転位などの組織上の不均一性がない。
- ・結晶上のすべり面もないため、変形し難い。

これらの特性から、一般的な軟磁性の金属とは異なり、アモルファス合金は磁気特性に異方性が無く、また磁壁の移動を妨げる結晶粒界が存在しないため、透磁率が高く、鉄損や保磁力が低く、軟磁性材料として優れている。さらに、非常に高硬度で耐食性もある。

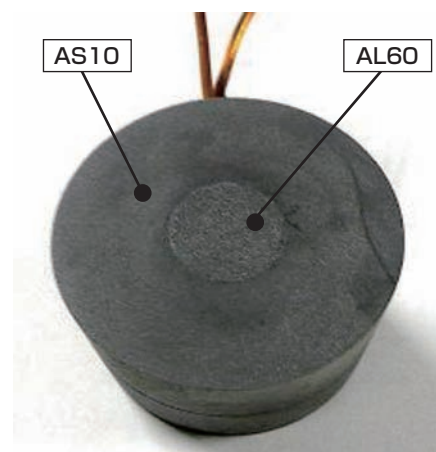
表1に各種磁性材との特性比較を示す。



a) AL60 圧縮成形コア
Compression molding core AL60



b) AS10 射出コア
Injection molding core AS10



c) 複合コア (AL60+AS10)
Composite core (AL60+AS10)

図2 各種製法によるコア
Core of various processes

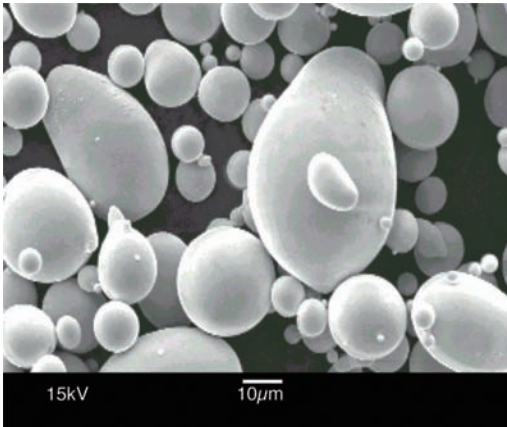


図3 アモルファス合金粉
Amorphous magnetic powder

表1 各種磁性材の材料特性比較^{4) 5)}
Comparison of material characteristics

	アモルファス合金	Fe-Si合金	フェライト
透磁率	○	○	○
磁束密度	○	○	×
鉄損	○	△	○
保磁力	○	△	○
加工性	×	△	△
耐摩耗性	○	×	△
耐食性	○	×	○

○：優れている △：やや劣る ×：劣る

3. 開発技術

3.1 材料技術

アモルファス合金は、加熱すると500℃付近から結晶化が起こり、アモルファスの持つ優れた特長を失うため、圧縮成形用の材料に用いられるバインダには、成形後、低い焼成温度で硬化する性質が必要である。また、磁気特性の向上を目的として成形・焼成後に行われる450℃程度での焼鈍処理にも耐える必要がある。

ボンド磁石などのバインダとして使用される熱硬化性樹脂は、低温で硬化するが、製品強度を確保するためには比較的多量の樹脂分を添加する必要があるため、磁粉の充填率が下がりHEV用のリアクトルコアに要求される高い磁気特性に対応することが困難であった。また、バインダ成分の耐熱性が低いことから焼鈍処理もできなくなるという問題があった。

そこで、AL60では独自バインダ材の開発により、微量のバインダ配合量でも成形・低温焼成が可能で、かつ450℃の焼鈍処理も可能な材料技術を確立した。

一方、射出成形用のAS10は、優れた耐熱性を有するポリフェニレンサルファイド（PPS）を母材とした。HEV用リアクトルのように大電流で使用される場合、コイルやコアでの発熱が大きくなる。PPSを母材とすることで200℃まで耐えるようにした。なお、配合する磁粉を高充填すると成形時の材料の流動性が低下し、金型への安定した充填が困難になるが、AS10ではアモルファス合金粉の粒度や形状、混練の際の添加剤を最適化することで、高充填と高流動性を両立させている。

3.2 製造技術

アモルファス合金は、ビッカース硬さ1000以上であり、フェライトと比べて約10倍の高硬度を有する。

AL60製コアの製造法である圧縮成形法は、材料粉末を金型に充填し、圧縮成形した後に焼成する。一般的な金属粉末を圧縮成形する場合は、500MPa程度のプレス圧力で成形できるが、アモルファス合金は、高硬度で塑性変形性に乏しいため、2000MPa程度の極めて大きなプレス圧力を要する。このため、成形金型を構成する各部品やプレス機にわずかな芯ずれや傾きがあると、部分的に非常に大きな圧力が発生し、金型の早期摩耗を招いたり、付帯設備への負荷が大きくなる。これに対して、プレス機にリニアガイドを設けるなど、装置の改良でプレスの精度を向上させ、また金型も1/1000mmの高精度を実現することで超高圧成形技術を確立した。

AS10製コアの製造法である射出成形法は、アモルファス合金の硬さに対応するため、混練機や成形機、金型に摩耗対策が必要である。混練・ペレット化および射出成形時に、硬いアモルファス合金粉が研磨剤として作用するため、混練機や成形機の各部品や金型が摩耗しやすい傾向がある。部品材質や表面処理、金型構造、成形条件を最適化することで量産製造技術を確立した。

4. 開発コアの性能

4.1 大電流特性

出力が数百W以下の低出力機器用のリアクトルでは、一般に、酸化鉄を主成分としたフェライトコアが用いられる。フェライトコアは、比透磁率が数千と、アモルファスコアの数十に比べて非常に高いが、飽和磁束密度は低い。

HEVのDC-DCコンバータのような大電流用途では、磁気エネルギーが大きくなり、コアを通る磁束は磁気飽和しやすくなる。磁気飽和するとコイルのインダクタンスが急激に低下し、リアクトルとしての特性を維持できなくなる。このため、飽和磁束密度の小さいフェライトコアで磁気飽和を防止するには、断面積を増やして発生する磁束密度を下げる必要があり、小型化が求められる自動車部品には適さない。

図4に、開発したAL60, AS10のアモルファス合金製コアと、一般的なフェライトコアおよびFe-Si系圧縮成形コアの磁束密度と磁界の強さの関係を示す。フェライトコアやFe-Si系圧縮成形コアは傾きが大きく、特にフェライトコアは小さな磁界で飽和して磁束密度が増加しなくなることがわかる。一方、AL60圧縮成形コアは2000A/m程度、AS10射出コアは7000A/m程度まで磁界を強くしても磁気飽和しないことから、大電流での使用が求められるHEV用のDC-DCコンバータに適応できる。

またアモルファスコアは、直流重畳特性と呼ばれる直流電流値の変化に対するインダクタンスの変化率も小さい。図5に示すように、フェライトコアは50Aでインダクタンスが約80%低下するが、AS10は100Aでも約10%の低下にとどまり、優れた直流重畳特性を示す。

4.2 高周波数特性

HEV用のリアクトルは、大電流のほか、小型化の要求から高いスイッチング周波数に対応することが求められる。

図6に各種コアの周波数とインダクタンス変化率の関係を示す。フェライトコアでは数kHz、Fe-Si系圧縮成形コアでは数百kHzの周波数でインダクタンスが低下する。一方、開発したアモルファスコアは、AL60, AS10共に1000kHz程度までインダクタンスの低下がほとんどなく、高周波帯域でも安定している。

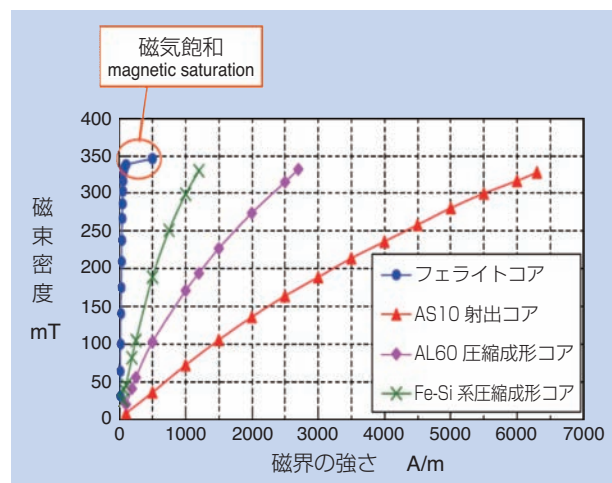


図4 B-H特性
B-H characteristics

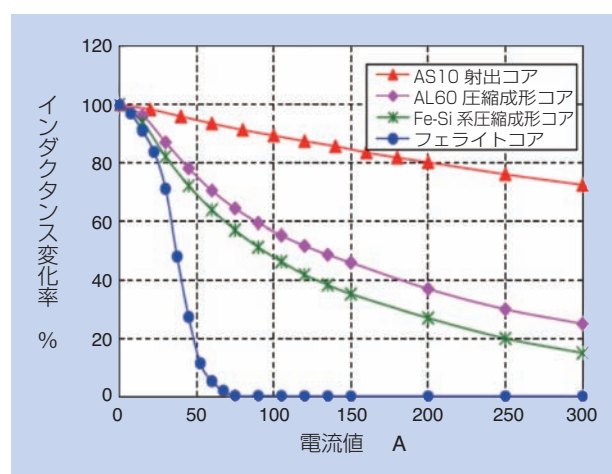


図5 直流重畳特性
DC bias characteristics

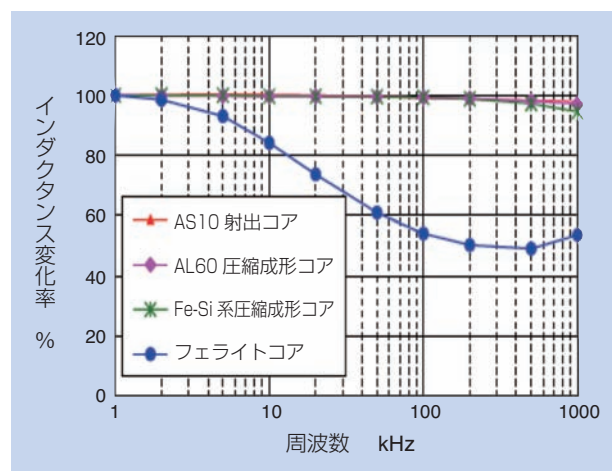


図6 周波数特性
Frequency characteristics

大電流で使用する用途では飽和磁束密度の大きい Fe-Si系圧縮成形コアが採用される場合が多い。しかし、Fe-Si系圧縮成形コアはフェライトコアと比較すると鉄損が大きい(図7)。日本科学冶金のアモルファス合金は、特殊絶縁被覆処理を施すことで鉄損をフェライトコアと同等まで低減している。

以上から、開発したAL60およびAS10アモルファス合金製コアは、飽和磁束密度が大きく、優れた周波数特性および直流重畳特性を有し、かつ低鉄損を実現したことから、大電流・高周波でのニーズに対し、小さな体積のコアで応えることができる。

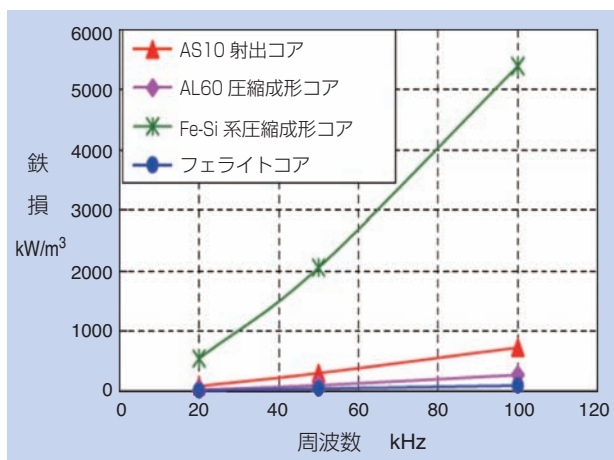


図7 鉄損特性 (50mT)
Core loss characteristics

5. シミュレーションによる最適設計

リアクトルコアの小型化、高出力化へ対応するためには、駆動周波数を高める必要がある。コイルの交流抵抗やコアの鉄損は、周波数が高くなるにつれて増加する。このため、コイルの銅損による発熱やコアの鉄損による発熱に対し、放熱を考慮した設計が必要となる。

このような設計のための実験や試作には時間が掛かるため、開発のスピードアップや、実験では確認が困難な特性の推定には、電磁界解析シミュレーションが有効な設計ツールとなる。

図8に電磁界解析による磁束密度のベクトル分布図の例を示す。コイルに流れる電流や、発生する磁界の大きさ、磁束密度の解析により、磁気回路の構成や、異常発熱の原因となる磁束密度分布の偏りの有無を確認するなど、コア形状の最適設計に活用している。

NTNでは、有限要素法による電磁界解析に加え、熱解析との連成解析も行っている。図9にリアクトルの発熱状態解析の一例を示す。熱伝達係数などの解析条件の最適化により、製品使用時の温度分布が精度良く解析でき、耐熱性や放熱性の検証および対策に役立っている。

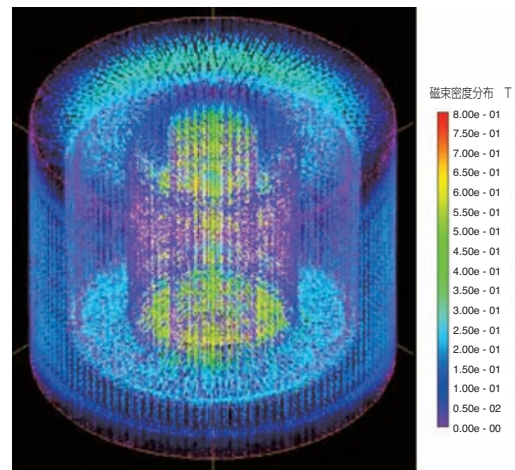
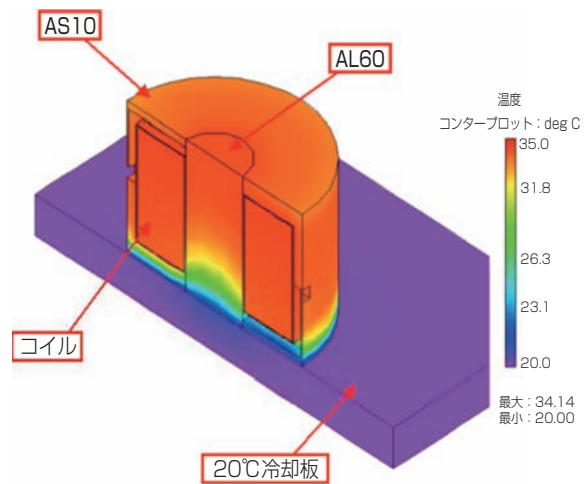


図8 リアクトルの磁束密度のベクトル分布
Magnetic flux density vector distribution of a reactor



		実験値	解析値
発熱温度 (°C)	コイル	42	35
	コア	40	34

図9 リアクトルの発熱状態の解析例
The temperature distribution analysis of reactor

6. まとめ

日本科学冶金(株)では、優れた磁気特性を有する、アモルファス合金を開発した。

<開発コアの特長>

- ① 飽和磁束密度が高く、高電流でも特性低下が少ない。
- ② 高い周波数でも特性低下が少ない。
- ③ 鉄損が少ない。

電磁界・熱解析による最適設計や独自製造技術を駆使して、HEV用リアクトルコアをターゲットに顧客へ提案し、HEVやEVの走行性能向上に貢献したいと考える。

参考文献

- 1) 原野拓治, 宮崎真二, 勝浦肇: 磁性材料商品の紹介, NTN TECHNICAL REVIEW No. 80 (2012) 87-91
- 2) 森本雅之, 金村聖志ら: 電気自動車の最新制御技術, エヌ・ティー・エス (2011) 78
- 3) 社団法人日本電子材料工業会 編: ソフトマグネティック金属材料のはなし
- 4) 未踏加工技術協会 編: 新時代の磁性材料
- 5) 広田: 日本応用磁気学会, 第4回研究会資料

執筆者近影



小田 貴之
日本科学冶金(株)
技術部



宮崎 真二
日本科学冶金(株)
技術部



島津 英一郎
先端技術研究所

高分解能回転センサ内蔵ハブベアリング Hub Bearing with an Integrated High-Resolution Rotation Sensor

西川 健太郎*
高橋 亨**
Christophe DURET***

Kentaro NISHIKAWA
Toru TAKAHASHI



自動車の車輪用軸受に搭載され、ホイールの回転速度を検出する車輪速センサは、ABS制御だけでなく車両の様々な制御に利用される重要なセンサである。NTNグループでは、その分解能を従来よりも飛躍的に高めた磁気センサを開発し、ハブベアリングに組み込んで高分解能な車輪速センシングを実現した。
本解説では、高分解能回転センサを内蔵したハブベアリングについて、実車で走行データ分析例とともに紹介する。

Wheel Speed Sensor is one of the most important sensors on a vehicle and used not only for ABS but also for various control systems. We have developed a new sensor device for high-resolution rotation sensing application and now the sensor can be integrated on hub bearings. In this article, we present the function of the high-resolution rotation sensor hub bearings along with some of the novel data measured on the test vehicle.

1. はじめに

ホイールの回転を検出する車輪速センサは、ABS（アンチロックブレーキシステム）だけでなく、ESC（横滑り防止装置）などの制御装置にも広く利用されており、車両の安全制御には欠かせないセンサである。

ピックアップコイルとパルスリングで構成されたパッシブセンサ方式から、ホール素子やMR素子（磁気抵抗素子）などの磁気センサを用いたアクティブセンサ方式に切り替わり、停止状態から高速走行状態まで安定した回転検出が可能になった。

NTNでは、ハブベアリングのシールに磁気エンコーダを組み込むとともに、センサも一体化したユニット開発を推進し、**図1**に示すABSセンサ内蔵ハブベアリングや、信頼性を向上させた密封型センサ内蔵ハブベアリングを商品化している¹⁾。

一方、**図2**に示した回転センサ付き軸受は産業機械分野で使用され、1回転あたり数十パルスの出力分解能を備えているが、制御システムの高度化に伴い要求される分解能が高まっている。この要求に対し、磁気エンコーダの着磁ピッチを微細化して分解能を上げる方法ではエンコーダの磁力低下が問題となる。そのた



図1 ABSセンサ内蔵ハブベアリング
ABS sensor integrated HUB bearings

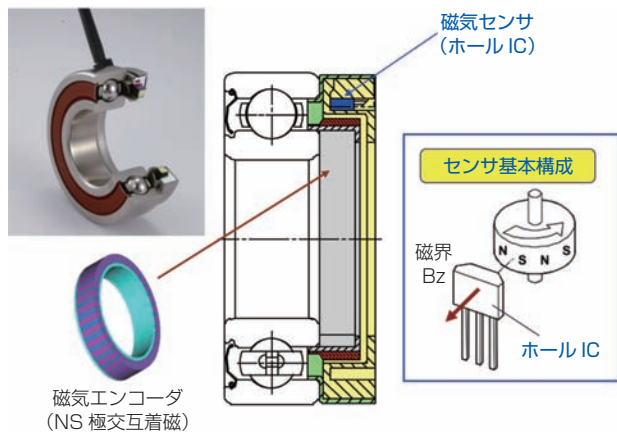


図2 回転センサ付き軸受
Rotation Sensor Bearing

*自動車事業本部 シャシー技術部

**商品開発研究所

***NTN-SNR ROULEMENTS Research & Innovation Mechatronics

め、NTN-SNRではセンサ側の能力向上に取り組み、過倍検出機能を備えた高分解能センサ（MPS40S）を開発した²⁾。この技術により、従来の磁気エンコーダとの組み合わせでも、従来の40倍の分解能で回転検出することが可能になった。さらに、NTN-SNRでは次世代磁気センサとして高感度のトンネル磁気効果（TMR）素子も開発しており、大きなエアギャップで動作可能な磁気センサとして、自動車用途への応用も期待されている^{3), 4)}。

開発した高分解能センサ（MPS40S）は自動車に要求される耐環境スペックを備え、NTNではハブベアリングへの適用を進めている。本解説では、高分解能回転センサを内蔵したハブベアリングの概要と、センサ搭載車両で測定した高分解能信号の分析例を紹介する。

2. 高分解能回転センサの概要

2.1 構造・構成

高分解能回転センサを内蔵したハブベアリングの外観を図3に示す。駆動輪用では、図4に示すように検出部を固定用芯金と一体で樹脂モールドし、ハブベアリングの固定輪（外輪）に圧入固定している。従動輪用では、防水キャップ内部に検出部が固定されている。いずれの場合でも、ハブベアリングと一体化することによって磁気エンコーダと検出部との位置関係が管理されているため、自動車へのセンサ組み付け、および調整工程が省略できる。

2.2 電気的仕様・出力信号

車両に搭載されているABSセンサは2線式インターフェースを採用したものが主流で、9~15Vのバッテリー電源を供給し、回転に伴って変化する14mAまたは7mAの動作電流値を検出している。一方、開発した高分解能センサでは電源電圧を5Vとし、独立した信号線にデジタル電圧信号を出力する構成としているため、自動車の各制御ユニット（ECU）が標準的に備えているデジタル入力端子に、変換回路なしで接続することができる。

高分解能センサ内蔵ハブベアリングの主な電気的仕様を表1に示した。一般的なロータリーエンコーダの出力信号と同様にAB相出力を備えているため、回転方向の検出、AB相エッジを利用した4過倍処理、などが可能である。これらの電気的仕様はセンサICの仕様準拠している⁵⁾。

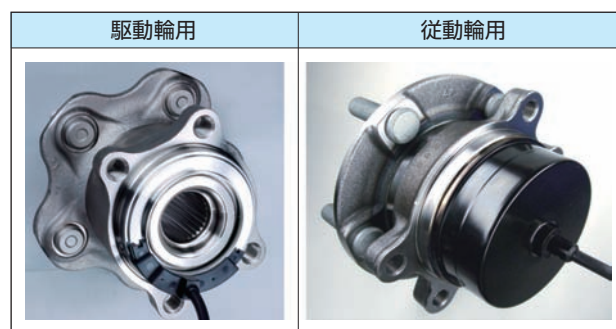


図3 高分解能回転センサ内蔵ハブベアリング
High-resolution rotation sensor HUB bearings

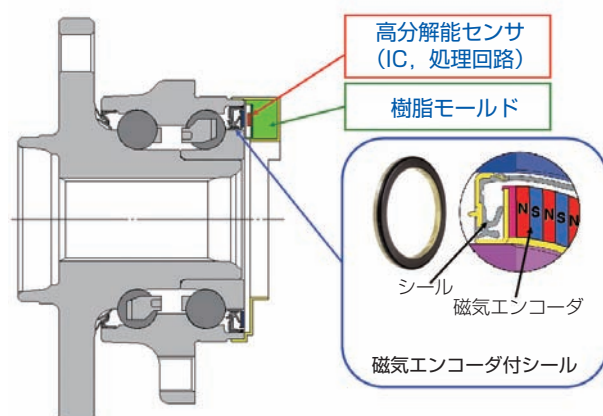


図4 高分解能回転センサの組み込み例
Integration of the high-resolution sensor

表1 高分解能回転センサの電気的仕様
Electrical specification of the rotation sensor

項目	数値	
電源電圧	$V_{dd}[V]$	5±0.5
消費電流	$I_c [mA]$	40以下
出力電圧	$V_H[V]$ $V_L[V]$	$V_{dd} \times 0.8$ 0.4以下
最大出力電流	$I_{out} [mA]$	±15
起動時間		500μs以下
出力パルス数		エンコーダ磁極対数(PP)×過倍数(m_x)
過倍数設定	m_x	x40, x20, x10, x5, x32, x16, x8, x4, x2
I/O配線	V_{dd} GND V_{oA} V_{oB} V_{ABS}	電源入力 GND A相出力 B相出力 ABS信号出力*

*オプション設定可能（過倍なしの出力信号）

2.3 回転速度検出の分解能と精度

高分解能回転センサでは、図5に示すような過倍処理を実現している。すなわち、磁気エンコーダの1磁極対の長さ（周期）を電気的に内挿して、1/（過倍数 m_x ）の周期を持つパルスが生成される。このとき、内挿された出力信号には、入力磁界の歪みや過倍回路

の特性によって若干の誤差が重畳する。そのため、一定速度で回転している状態でも、磁気エンコーダの磁極周期に同期してわずかながらパルス幅の揺らぎが発生する。揺らぎの大きさは、1磁極対の周期に対して0.5%以下で、磁極周期で繰り返す特性がある。したがって、逓倍パルスを用いて回転速度を検出する場合には、1磁極対分に相当する個数のパルスデータを使用したフィルタ処理を適用することにより、逓倍誤差の影響を効果的に低減できる。

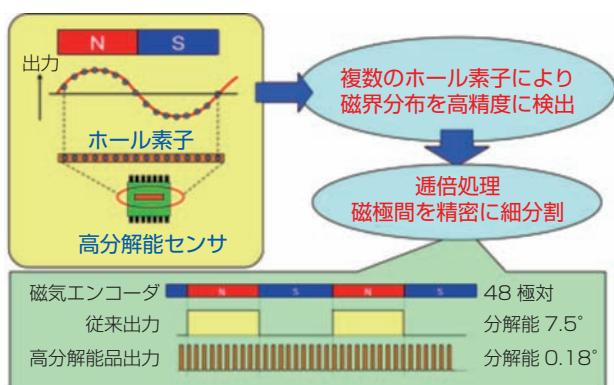


図5 高分解能回転センサの逓倍処理 (最大40倍)
Interpolated signal of the developed sensor

3. 高分解能車輪速センサの出力信号

3.1 高分解能回転信号の用途

従来の車輪速センサでは、1回転あたり48パルス程度が出力されている。これを走行距離に換算すると、約40mm毎に1パルスを出力する分解能に相当する。一方、高分解能回転センサを搭載した場合には、走行距離1mm毎にパルスを出力する分解能が得られる。表2に1km/hの極低速走行における出力パルス周期を示した。従来のセンサ出力ではパルス間隔が150msであるため、回転しているかどうかを検出するのに最大150ms必要であるが、高分解能回転センサの出力信号を用いると3.7msで検出できる。そのため極低速でも十分に高速なデータ更新レートを確保できる。

このように、高分解能回転センサを使用するメリットは空間分解能および時間分解能の向上にある。

従来品と比較したメリットは次のようになる。

- (1) 極低速でも十分な頻度で回転信号が得られる
- (2) 短距離走行でも分析に十分なデータ数が得られる
- (3) 回転スタート直後またはストップ寸前の回転状態を正確に検出できる

高分解能回転センサ信号の用途例を表3にまとめた。以下の節では、実験車両の走行データを紹介する。

3.2 センサを搭載した実験車両

高分解能回転センサを実験車両に搭載して走行した。搭載したセンサおよび車両の仕様を表4に示す。回転パルスの分解能を、従来品の10倍である480パルス/回転に設定して後輪駆動車両の四輪に搭載し、駆動輪と従動輪の回転状態の違いを調べられるようにした。

表2 出力分解能の比較
Comparison of output resolutions

	出力パルス数 (1回転あたり)	移動検出の 分解能	1km/h走行時の 出力パルス間隔
従来のABSセンサ	48	40mm	150ms
高分解能回転センサ	1,920	1mm	3.7ms

タイヤ半径：305mmとして換算

表3 高分解能回転センサ信号の用途例
Application of high-resolution signals

検知対象とする車両状態	用途	
駆動・制動	1km/h以下での タイヤ回転	自動運転/駐車 ヒルホールド
	回転方向判別	ヒルホールド
	駆動/制動トルク	TCS*の高度化
	左右輪回転差の 高精度、高応答化	ESC**の高度化
タイヤの状態	空気圧変化	間接式TPMS***
	形状変化 異常摩耗	車両制御全般 安全警告装置
路面の状態	ドライ/ウェット (μ 推定)	車両制御全般

*Traction Control System (タイヤの空転防止システム)

**Electronic Stability Control (横滑り防止装置)

***Tire Pressure Monitoring System (タイヤ空気圧監視システム)

表4 実験車両の主な仕様
Specification of the test vehicle

項目	仕様	備考	
車両	駆動方式	RWD Rear Wheel Drive	
タイヤ	サイズ	225/55R17	
センサ	搭載場所	全輪	4輪共通仕様
	磁気エンコーダ	48極対/回転	
	逓倍数	10倍	480パルス/回転
	出力信号	A相, B相	90度位相差出力
測定	パルス検出方法	パルスエッジ間の時間を測定	
	サンプリング周波数	80MHz	

3.3 走行データ(1)～路面状態の推定～

走行中の車輪回転信号から速度の変動成分を抽出し、その周波数特性を分析することによって路面の状態などを推定する手法が提案されている^{6), 7)}。回転速度の変化からタイヤ-路面間の状態を推定する例を図6に示す。このような周波数特性を分析する手法においては、走行速度の変化によってスペクトルの分解能が低下するため、速度一定の条件でデータを抽出する必要がある。また、低速走行中に従来のセンサを使って十分な速度変動情報を抽出するのは容易ではない。

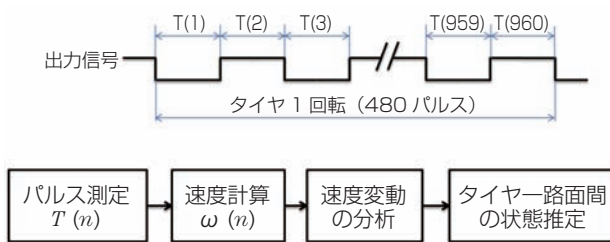


図6 回転パルス信号の処理例
Signal processing using the rotation signal

この抽出条件を緩和する方法として、NTN-SNRでは高分解能センサ信号を利用して回転角度基準で速度をサンプリングする手法を採用し、速度変動成分の次数分析によって路面の状態を推定する方法にも取り組んでいる⁸⁾。ここでは回転速度変動の抽出例として、試験車両での走行データ処理例を紹介する。

走行開始後30mほど加速した後、25～30km/hでアスファルト路面を走行しながら、細かな砂利が薄く撒かれているアスファルト路面に3回進入した。フロント右側輪の回転パルス信号から抽出した速度変動成分の周波数分析結果を図7および図8に示す。

これらの図は、各時刻における車輪一回転分の速度情報を使ったFFT処理結果を示しており、約0.2mの走行距離に相当する車輪の1/10回転毎にスペクトルを算出し、走行距離を横軸にして順に並べている。図7は縦軸を周波数（振動数）とし、図8では縦軸を空間周波数（波数）として表現している。グラフ右側のカラーバーは強度と色の対応を示し、カラーバーの上部に配置された色ほど強度が高いことを表している。なお、図7では100次までの成分をプロットしているため、それ以上の周波数部分は空白のままになっている。

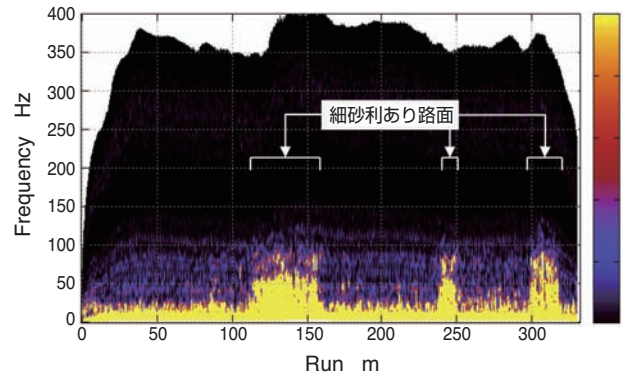


図7 走行中の速度変動スペクトル変化
Time-domain spectral diagram
(縦軸は振動数[Hz])

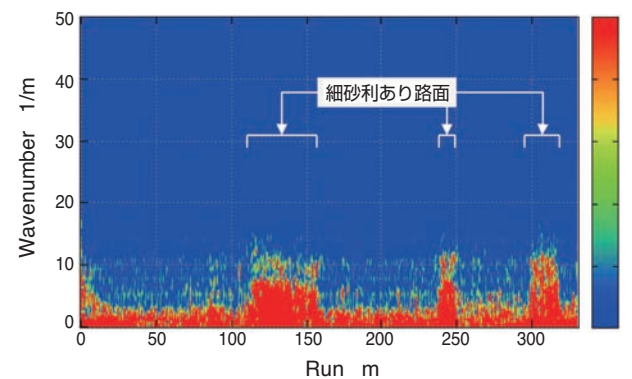


図8 走行中の速度変動スペクトル変化
Spatial-domain spectral diagram
(縦軸は空間周波数—波数[1/m]で表記)

走行中の速度変動スペクトルには、細かい砂利が撒かれた路面に対応した部分に変化が表れており、この領域では速度変動が増加するとともに、変動成分が高い周波数領域に広がっていることが確認できる。分解能の高い回転パルスを利用しているため、従来よりも高い周波数成分まで抽出できている。また、短時間の走行でも十分なデータ数が得られるため、走行速度が一定でない走行状況であっても、高い次数成分まで抽出できることが示されている。

3.4 走行データ(2)～加減速時の回転検出～

滑りやすい路面での走り始めや加減速時には車輪のスリップが発生するため、車両の姿勢が不安定になりやすい。高分解能回転センサを使用することにより、極低速での車輪の挙動をより細かく観測して、スリップ発生を早期に検出すること、あるいは停止寸前の車輪のロック有無を判別することが可能となる。

一例として、信号待ちのためブレーキをかけて停止

した状態から、ブレーキを解除して車両が進み始めた時の前輪（従動輪）の回転速度データを図9に示した。図の矢印で示した部分で回転変動が観測されているが、制動時に入力された荷重によってサスペンションが歪んだ状態で車両が停止し、ブレーキが解除されたときにフロント輪が前方に押し出されて回転する様子が観測されている。一方、同時に収集したABSセンサの出力信号では、このような様子は観測されておらず、回転開始の検出も約0.28秒遅れている。

また、別の例として滑りやすい路面における発進時の後輪（駆動輪）の挙動データを図10に示した。横軸の時間が0.65秒付近でスリップが発生しているが、高分解能回転センサ信号では、回転速度が急上昇する様子がスムーズな波形として観測されている。また、ABS信号の速度データと比較すると、約0.05秒早くスリップ現象が捉えられており、速度の変化率を求めて加速度を算出するのに十分な点数のデータが得られている。したがって、繊細なトルク制御が必要とさ

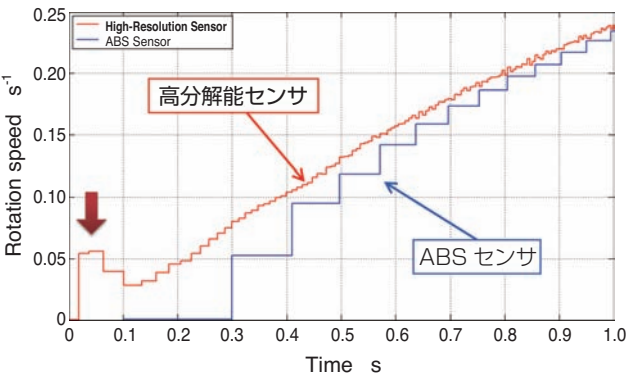


図9 ブレーキ解除から回転開始までの様子
Rotation signal after releasing brake

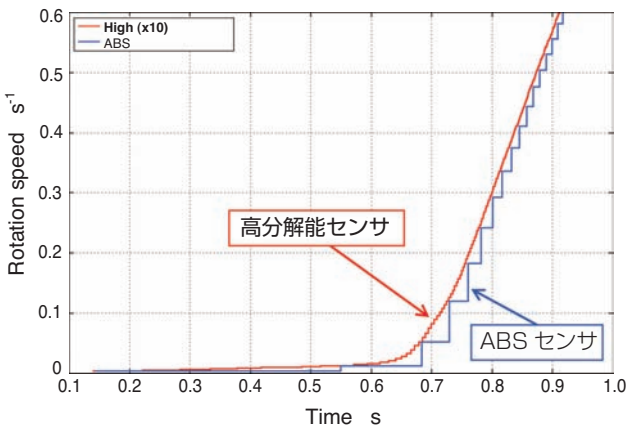


図10 滑りやすい路面での回転開始
Slipping on the low-friction surface

れる低 μ 路面（滑りやすい路面）でのトラクション制御などに対して、有効な情報を提供することが可能である。

3.5 走行データ(3) ～非線返し現象の観測例～

回転センサの信号には、路面の状態が反映される。3.3節で紹介した例は、一定時間内に観測した回転速度の変動を分析して利用するものだったが、ここでは単発で入力された路面外乱の検出例を紹介する。

橋梁上の道路を約20km/hで走行し、道路の継ぎ目を通じたときの四輪の回転速度変化を図11に示した。継ぎ目によって15~35Hz程度の振動波形が発生しているが、従動輪と駆動輪では波形や振動数に違いが現れている。路面状態および車輪の駆動状態が回転速度信号に反映されていると考えられる。

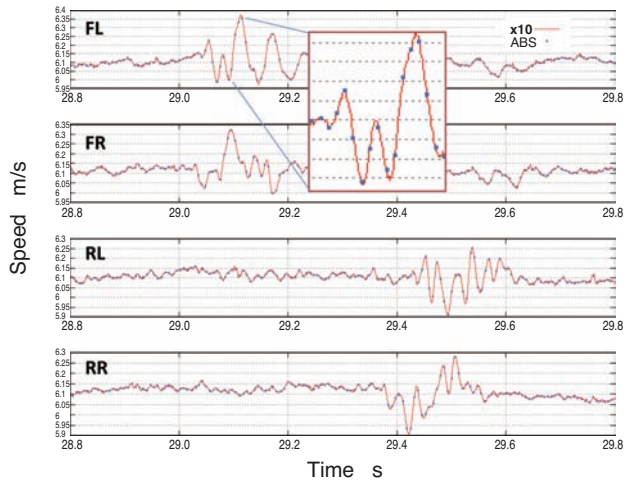


図11 道路の継ぎ目通過時の波形
Rotation signals at a road joint

4. おわりに

本稿では高分解能回転センサ内蔵ハブベアリングの概要を解説し、試験車両での走行データの例を紹介した。車輪の回転速度を高い分解能で検出することにより、センシングの応答性向上や抽出情報の精度向上が可能になる。電動車両における制御用途への展開を含め、車両の安全性向上に寄与する技術として、広く発展させていきたい。

参考文献

- 1) 船橋英治, 「ハブベアリングの変遷と最近の技術」, NTN TECHNICAL REVIEW No.70 pp52-57 (2002) .
- 2) P.Desbiolles, A.Friz, "Development of High Resolution Sensor Element MPS40S and Dual Track Magnetic Encoder for Rotational Speed and Position Measurement", NTN TECHNICAL REVIEW No.75 pp36-41 (2007).
- 3) C.Duret, S.Ueno, 「TMR効果を利用した最先端磁気センシング」, NTN TECHNICAL REVIEW No.80 pp64-71 (2012).
- 4) C.Duret, J.Paul, B.Negulescu, M.Hehn, "TMR: A New Frontier for Magnetic Sensing", Proc. of 11th MR Symposium, Wetzlar, 2011.
- 5) H.Ito, T.Takahashi, P.Desbiolles, C.Peterschmitt, S.Ueno, 「原点信号出力タイプ高分解能回転センサ付軸受」, NTN TECHNICAL REVIEW No.78 pp70-76 (2010) .
- 6) 浅野勝宏, 小野英一, 梅野孝治, 菅井賢, 渡辺良利, 「路面摩擦状態の推定」, 自動車技術, Vol.61 No.2 pp50-55 (2007).
- 7) 梅野孝治, 「タイヤ回転振動モデルを用いたタイヤ - 路面摩擦状態の推定」, 豊田中央研究所R&Dレビュー, R&D Review of Toyota CRDL, Vol.37 No.3 pp53-58 (2002).
- 8) NTN-SNR, 特許第4777347号

執筆者近影



西川 健太郎

自動車事業本部
シャシー技術部

高橋 亨

商品開発研究所



Christophe DURET

NTN-SNR ROULEMENTS
Research & Innovation
Mechatronics

PCS-H/J (プレスコネクトスプライン ハブジョイント)

Press Connect Spline Hub Joint

乗松 孝幸* Takayuki NORIMATSU
永田 勉* Tsutomu NAGATA



世界の自動車業界において、低燃費化は重要な課題である。その解決策のひとつである軽量化は、自動車を構成するあらゆる部品に求められている。NTNでは、これらの要求に応えハブベアリングおよび等速ジョイントの軽量化開発を進めている。本稿では、ハブベアリングと等速ジョイントをNTN独自技術である「プレスコネクト方式」で結合することで軽量化した『PCS-H/J』を紹介する。

In the automotive industry in the world, low fuel consumption is an important issue, the lightening to become one of the solution is demanded from every part constituting a car. NTN developed the lightening of a hub bearing and the CVjoint in order to meet these demands.

This report introduces "PCS-hub joint" which is lightening by connecting a hub bearing and CVjoint by "the press connect method" that is NTN original technology.

1. まえがき

自動車業界において、低燃費化は重要な課題であり、その解決策のひとつである軽量化は自動車を構成するあらゆる部品に求められている。

本稿では、ハブベアリング（以下H/B）と等速ジョイント（以下CVJ）を、自動車メーカーの組立工程の変更が不要なNTNの独自技術「プレスコネクト方式」で結合し、当社従来品比12%の軽量化とスプライン結合部のガタ“ゼロ”を実現した『PCS-H/J（プレスコネクトスプライン ハブジョイント）』について紹介する。

2. 構造と特長

NTNは、これまでH/BとCVJをナットで締結した3世代H/B+CVJ（図1a）に加え、H/BとCVJを「プレスコネクト方式」で結合し、さらにCVJの外輪ステム先端を加締めて一体化した『Vシリーズハブジョイント（以下V-H/J）』¹⁾を開発してきた（図1b）。V-H/Jは、H/BとCVJが非分離のため、自動車メーカーでの車両組立工程を変更する必要があった。これを解決す

るため、今回開発した『PCS-H/J』は、スプラインの圧入荷重を低減すると同時にH/BとCVJのボルト締結を可能とした（図1c）。

2.1 各構造の結合方法

図1を用いてH/BとCVJの結合方法を説明する。

a) 従来構造（3世代H/B+CVJ）

CVJ外輪ステム外径部および、H/B内径部にスプラインが設けられ、双方を嵌合させることでトルクを伝達している。CVJからH/Bへのトルク伝達は、スプラインの歯面接触部で行なうが、互いの加工精度（歯のピッチ相互差）から両者を密着嵌合させることは難しい。このため、図の中段に示すように歯面にすきまが発生し、円周方向にガタが生ずる。これにより、スプライン全体でトルクを受けることができず、スプライン嵌合長を長くする必要があった。

b) V-H/J

CVJ外輪ステムに特殊スプライン（凹凸溝）を設け、熱処理で硬化して、H/Bに圧入する。これにより、外輪H/B内径部にスプラインを形成し、CVJとH/Bを結合する。NTNでは、この結合方式を「プレスコネクト方式」と称している。

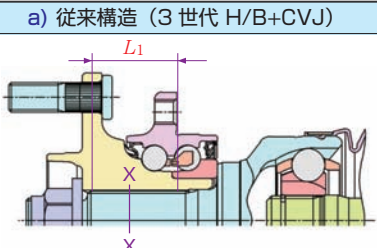
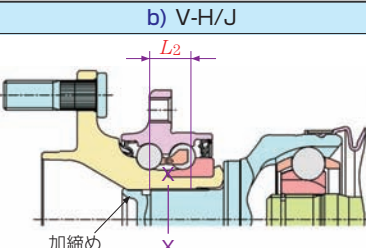
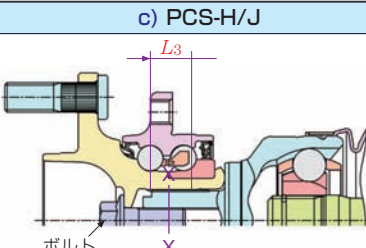
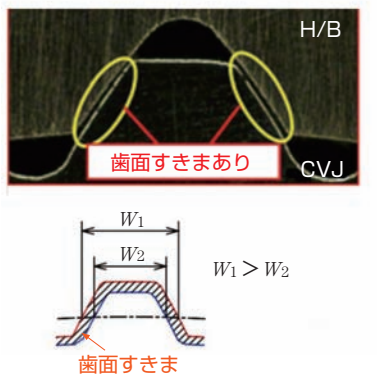
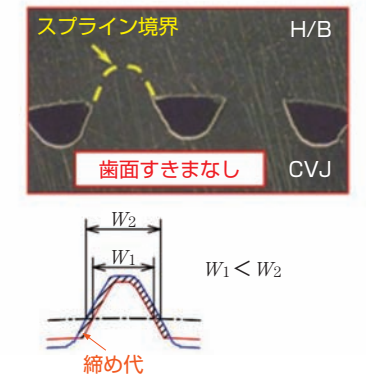
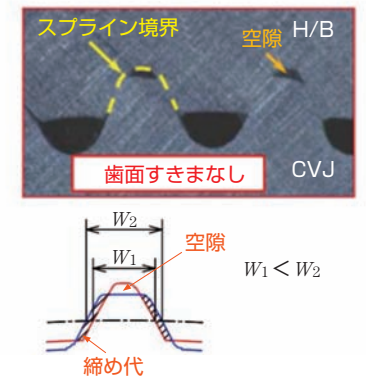
*自動車事業本部 シャシー技術部

この方式では、CVJ外輪ステムのスプラインによりH/Bの内径面が弾性変形を伴って切削されるため、外輪ステムの凸部とH/B内径に形成される凹部は、密着嵌合した状態となる。このため入力トルクを歯面全域で均一に受けることができ、従来構造 a)と比較してスプライン嵌合長を短縮することができる。

但し、歯面全面が切削されるため、加工時の負荷荷重が大きく、結合には、プレス機などの加工機を用いる必要があり、課題であった。

c) PCS-H/J

PCS-H/Jは、H/B内径に外輪ステムスプラインより歯幅の小さいスプライン（プレススプライン、図2）を予め形成し、さらにステム歯先とH/B側の歯底に空隙を設けることにより、結合に必要な荷重を低減し、両者をボルト締結する構造とした。これにより、自動車メーカー両組立ラインで、組立工程を変更することなく、PCS-H/Jを組み付けることが可能となった。

	a) 従来構造 (3世代 H/B+CVJ)	b) V-H/J	c) PCS-H/J
構造			
歯面の接触状態 (X1 X断面)			
嵌合長 スプライン	$L_1 > L_2 = L_3$		

W₁: H/B スプライン弧歯隙 (赤), W₂: CVJ ステムスプライン弧歯厚 (青)

図1 各構造の結合方法
Contact condition of teeth

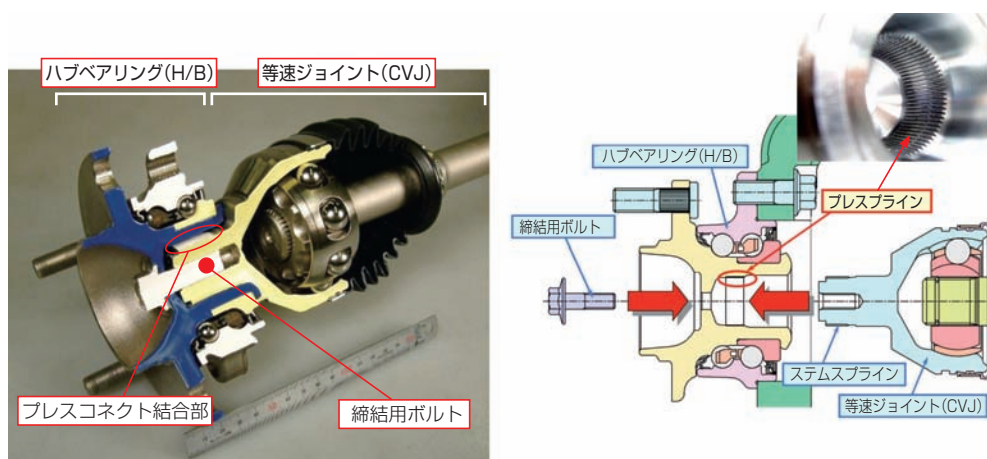
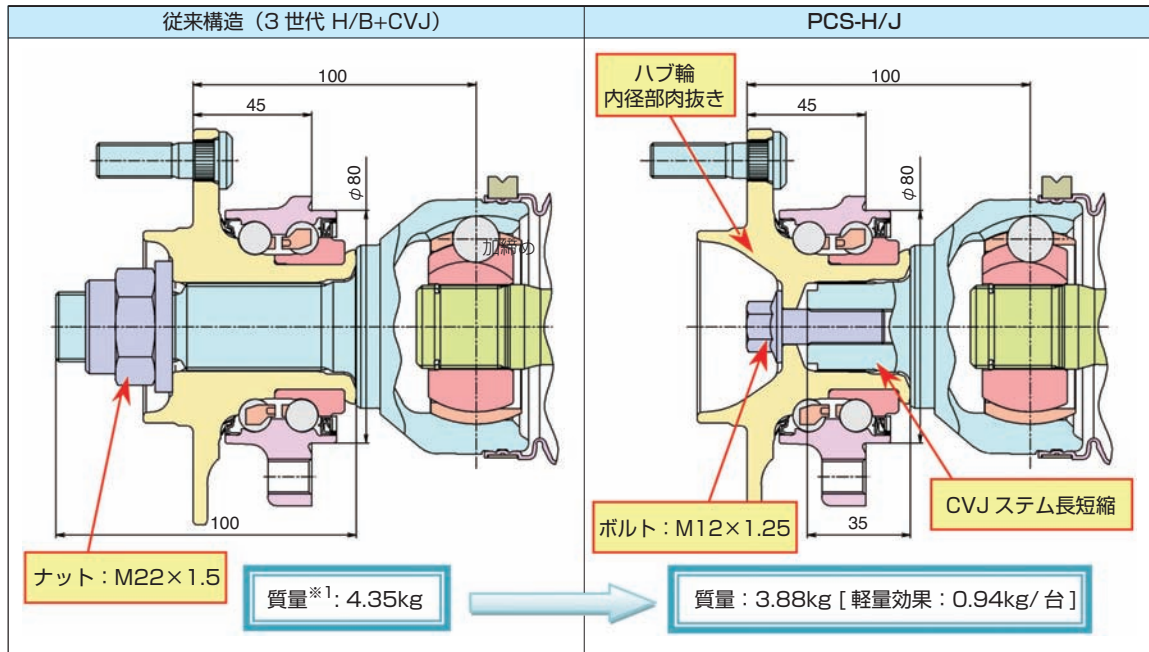


図2 PCS-H/Jの構造
Structure of PCS-H/J

2.2 特長

PCS-H/Jは、プレスコネクト方式の採用で、大幅な軽量化とスプライン嵌合部のガタゼロを実現している。図3にCセグメントの乗用車に試験的に適用した事例を示す。

従来構造に対して、PCS-H/Jは、入力トルクを歯面全域で均一に受けるため、CVJステム長さを約65%短縮でき、また、ハブ輪内径部の肉抜きおよび、ナットのボルト化などにより、0.94kg/台（約12%）の軽量効果を実現した。



※1: H/B+ アウトボード CVJ 外輪 + ナット又はボルトの質量

図3 Cセグメント車へのPCS-H/Jの適用例
Example of the application of PCS-H/J

3. 機能評価試験

3.1 スプライン圧入荷重

PCS-H/Jは、ボルト締結でCVJ外輪ステムをH/B内径に引き込む。図4に示すプレスコネクト締め代上下限を用いてスプライン圧入荷重を測定した例を図5に示す。

図5より、プレスコネクト締め代上下限のスプライン圧入荷重は、設定したボルト軸力の下限値以下であり、H/BとCVJは、全締め代域で引き込み可能であることがわかる。

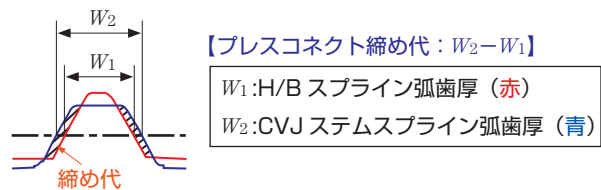


図4 プレスコネクト締め代
Interference

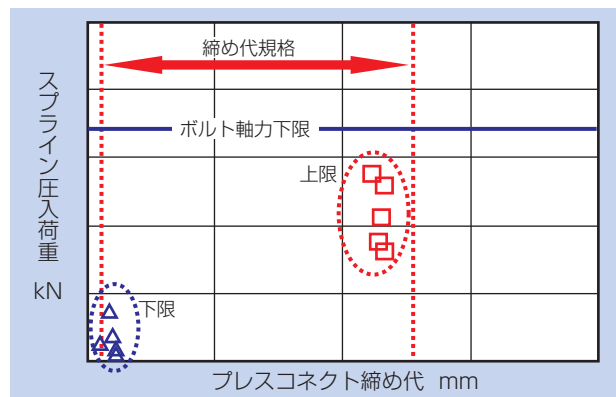


図5 スプライン圧入荷重測定結果
Spline press fit test

3.2 スプライン嵌合部の強度試験

PCS-H/Jにより短縮されたスプライン嵌合部に対して、静振じりと両振り振じり疲労強度試験を実施し、従来品と同等以上の強度であることを確認した。

3.2.1 静振じり強度試験

スプライン嵌合部に一方向の振じりトルクを負荷した際の破損トルクを測定する静振じり強度試験を行った。試験結果を図6に示す。

PCS-H/Jは、スプライン嵌合長が短いながら、従来品と同等以上の強度を有している。

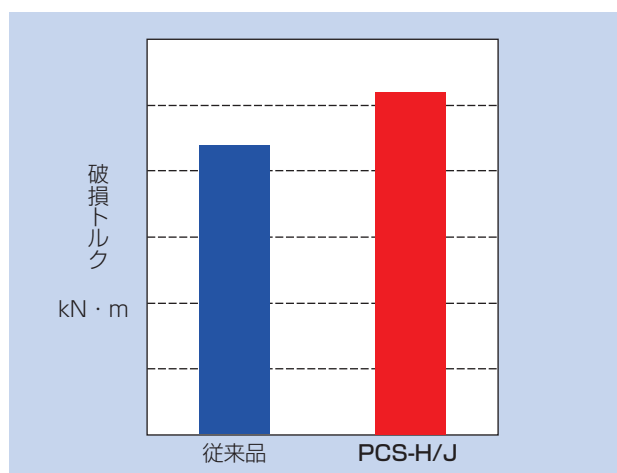


図6 静振じり強度試験結果
Static torsional strength test

3.2.2 両振り振じり疲労強度試験

スプライン嵌合部に正逆回転方向の振じりトルクを負荷し、破損までの繰り返し回数を測定する両振り振じり疲労強度試験を行った。試験結果を図7に示す。

車両での高トルクと低トルクの繰り返し入力を想定し、負荷トルク大小で評価した。PCS-H/Jは、スプライン嵌合長が短いながら、従来品保証値以上の結果であり、十分な疲労強度を有している。

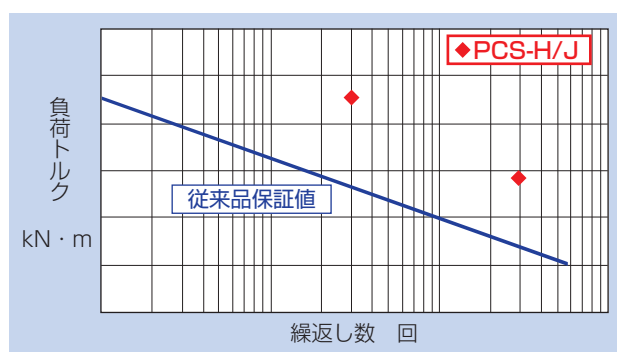


図7 両振り振じり疲労強度試験結果
Bi-directional torsional fatigue strength test

3.3 分解/再組立確認

市場での部品交換を想定し、一度組立てたPCS-H/JをH/BとCVJに分解後再組立した際のスプライン圧入荷重および、分解/再組立品のスプライン強度を確認した。

3.3.1 分解/再組立時のスプライン圧入荷重測定

試験は、表1に示すように、新品同士および、新品と再利用のH/B又はCVJを使用し、その時のスプライン圧入荷重を測定し、再利用品のスプライン嵌合部に締め代が残存しているかを確認した。測定結果を図8に示す。

表1 サンプル組合せ
Sample combination

		CVJ	
		再利用回数	新品
H/B	新品	①	②
	再利用5回	③	④

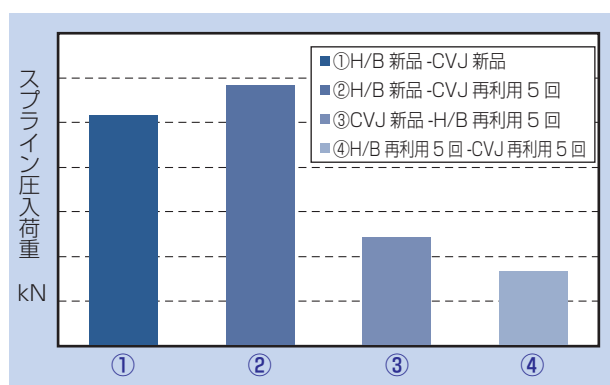


図8 分解再組立荷重試験結果
Re-assembly load test

新品同士でのスプライン圧入荷重 (図8①) と比較した結果、CVJのみ再利用品 (図8②) は、新品と同程度の圧入荷重となった。一方、H/Bのみ再利用品 (図8③) では、新品に対し、約半分の圧入荷重となった。これは、CVJ圧入時にH/B内径面が、CVJスプラインにより切削されることにより、締め代が減少し、圧入荷重が低下したためである。さらに、H/BとCVJの両者再利用品 (図8④) は、新品に対して約1/3の圧入荷重となった。

以上より、H/Bを再利用した場合、新品に比べ圧入荷重が低下するが荷重ゼロとはならず、スプライン嵌合部には締め代が残存している。また、嵌合部のガタも確認されず、再利用品でも嵌合に問題ない。

3.3.2 分解/再組立品の両振り捩り疲労強度試験

分解/再組立を行ったPCS-H/Jのスプライン嵌合部強度を確認するため、分解/再組立を5回行ったサンプルを上述の3.2.2で実施した両振り捩り疲労強度試験を行った。結果を図9に示す。

3.2.2と同様に負荷トルク大小で評価した。分解/再組立品は、1回組立品（新品）と同レベルの強度を有している。

以上より、H/BおよびCVJを再利用しても組立および強度に問題は認められない。

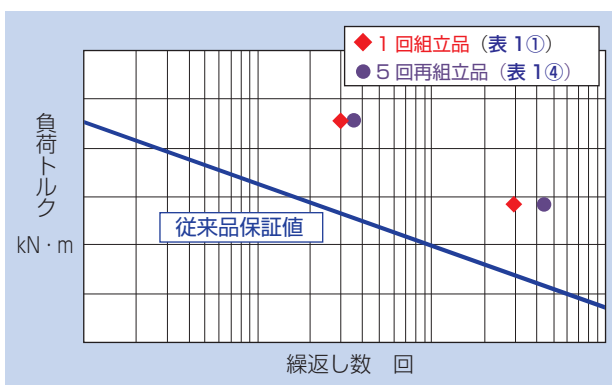


図9 両振り捩り疲労強度試験結果
Bi-directional torsional fatigue strength test

3.4 H/Bへの影響確認

プレスコネクによるH/Bへの影響確認として、軌道面の形状測定と軸受寿命試験を実施した。

3.4.1 軌道面真円度測定

プレスコネク締め代（図4）上下限品のスプラインを圧入し、圧入前後の内輪軌道面真円度を測定した。結果を図10に示す。

スプライン圧入後の真円度は、約0.5μm大きくなったが、軌道面の多角歪みなどの影響は認められず、また、プレスコネク締め代による差も認められない。

3.4.2 0.8G旋回寿命試験

PCS-H/Jの軸受部に車両の急旋回走行時を想定し、0.8G相当の荷重を荷重した旋回寿命試験を実施した。結果を図11に示す。

軸受寿命は、従来品と同等で、差は認められない。

3.5 ボルト軸力測定

PCS-H/Jは、従来のナット締結に対して、ボルトによる締結を採用している（図1）ことから、使用中のボルト緩みが懸念される。

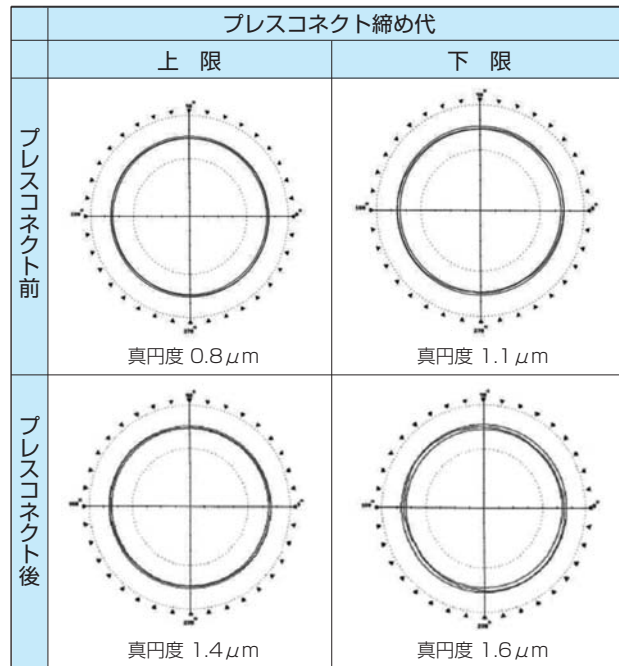


図10 軌道面真円度測定結果
Circularity measurement of raceway surface

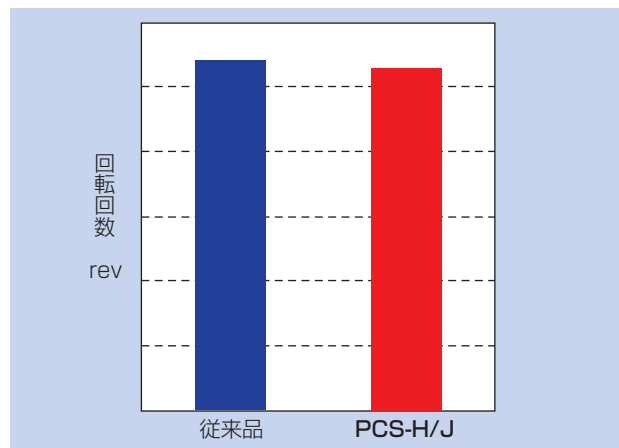


図11 0.8G旋回寿命試験結果
Turning (0.8G) durability test

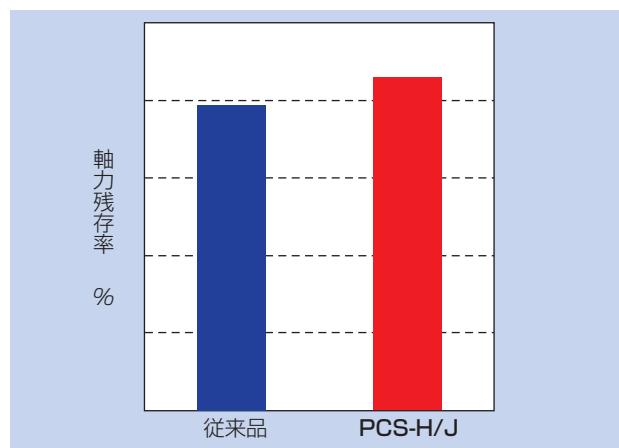


図12 軸力残存率
Axial force residual ratio

そこで、PCS-H/Jのスプライン嵌合部に正逆回転方向の捩じりトルクを規定回数負荷して、試験前後のボルト軸力を測定し、ボルト緩みを確認した。結果を図12に示す。

試験後のボルトの回転緩みも認められず、ボルト軸力残存率も従来ナット締結の約80%に対し、PCS-H/Jは86%以上あり、使用上問題ないと考える。

4. あとがき

H/Bの内径に、予めCVJステムのスプラインより歯幅を小さくしたプレスプラインを形成し、H/BとCVJをボルトで締結する、軽量で嵌合部にガタのないPCS-H/Jを開発した。

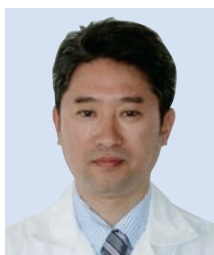
PCS-H/Jは、自動車メーカーの車両組立ラインにおいて、従来の組立工程で組み付けることが可能である。PCS-H/Jは、現代の自動車に求められる軽量化を追求したもので、低燃費化に大いに貢献することが可能と考える。

今後、本PCS-H/Jをシリーズ化し、モジュール商品の開発に取り組んでいく。

参考文献

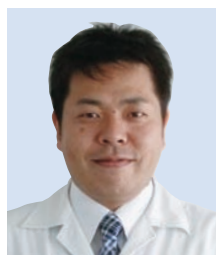
- 1) 梅木田光, 浅野祐一, Vシリーズハブジョイント, NTN TECHNICAL REVIEW No.77, p65-70, 2009

執筆者近影



乗松 孝幸

自動車事業本部
シャシー技術部



永田 勉

自動車事業本部
シャシー技術部

次世代高効率固定式等速ジョイント「CFJ」 Next-generation High Efficiency Fixed Type Constant Velocity Joint "CFJ"

藤尾 輝明* Teruaki FUJIO



昨今、環境への配慮から自動車への低燃費化の要求が一層高まってきている。NTNでは、ドライブシャフトのさらなる高効率化を実現するため、独自の設計を採用し、トルク損失率を低減した固定式ジョイントCFJを開発した。本稿では開発品の特長と性能について紹介する。

The demand of low fuel consumption to the car from consideration of environment has increased in recent year. In NTN, in order to realize high efficiency of drive shaft, we developed a fixed constant velocity joint which reduced torque loss by original design. This paper introduces the feature and performance of the CFJ.

1. まえがき

世界の自動車業界の共通課題である「低燃費化」を実現するためには、駆動系を構成する部品のロス低減が不可欠である。

エンジンからの動力は、変速機、作動装置、駆動軸であるドライブシャフトを経てタイヤに伝達される。このドライブシャフトは、入力軸であるディファレンシャルギア軸とタイヤ側の出力軸が角度を取り回転しても、常に同じ速度で滑らかにトルク伝達を行なうことから、等速ジョイント (Constant Velocity Joint : 以下CVJ) と呼ばれる。CVJは一般的に、ジョイント角は大きく取れるが軸方向にスライドしない固定式CVJと、ジョイント角は小さいがスライド可能なしゅう動式CVJをシャフトで連結して構成する。(図1)

CVJは、表1に示すように動力伝達部品のなかでもともとトルク損失が小さいが、低燃費化のため、さらなる効率向上が求められるようになった。

図2に、NTNにおける固定式等速ジョイントの軽量化と高効率化の変遷を示す。NTNは固定式CVJの改良を重ね、軽量・コンパクトで高効率なEシリーズ³⁾をいち早く開発し、自動車の燃費低減に貢献してきた。一方、しゅう動式CVJは、従来から転がり軸受を内蔵したトリポード型が主流であり、トルク損失は固

定式CVJに比べて小さく、0.2%程度である。

本稿は、固定式CVJにおいて内部の摩擦損失を低減する独自設計を採用し、EBJに対しトルク損失率を半減した、『CFJ』の特長と性能を紹介する。

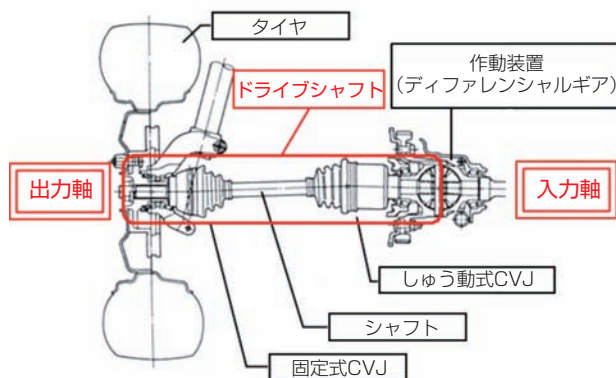


図1 ドライブシャフトの配置¹⁾
Layout of drive shaft

表1 動力伝達部品の一般的なトルク損失²⁾
Torque loss of drive-train

部 位	トルク損失率
変速機	1~5%
作動装置	1~5%
駆動軸 (CVJ)	1%

*自動車事業本部 ドライブトレイン技術部

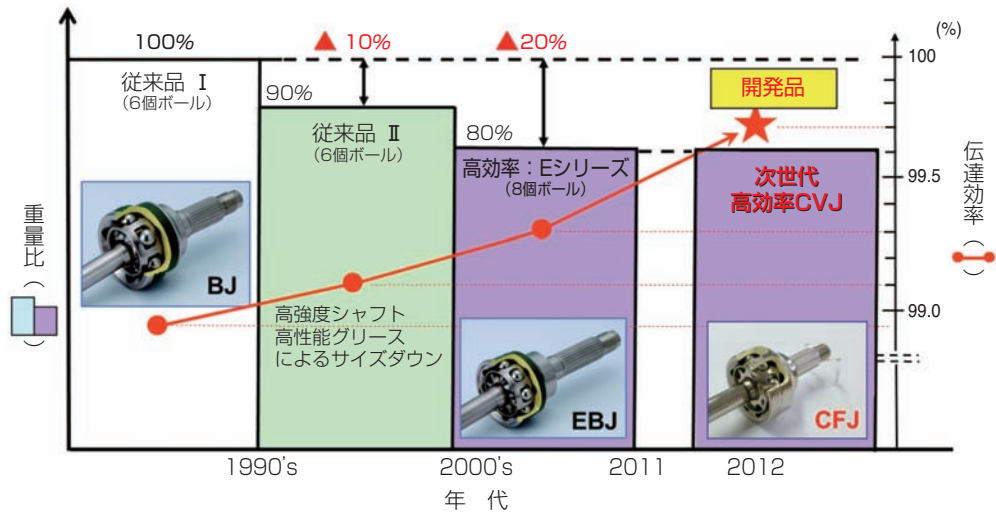


図2 NTN固定式等速ジョイントの軽量化と効率化の変遷
Transition of the weight saving and increase in efficiency of NTN's fixed constant velocity joint.

2. CFJの構造と特長

2.1 CFJの構造

CFJは、ボールの軌道溝(トラック)を備えた内輪・外輪、回転トルクを伝達する8個のボール、およびボールを保持するケージで構成される(図3)。

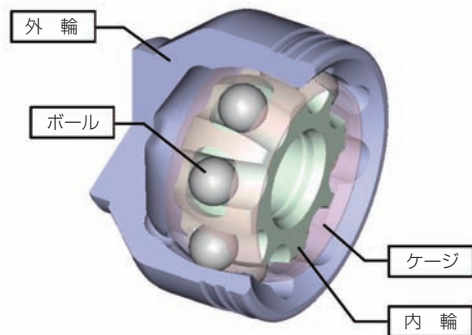


図3 CFJの構成図
Configuration of CFJ

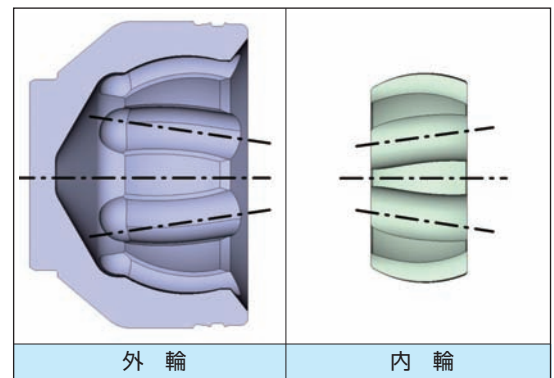


図4 トラック形状図
Configuration of track form

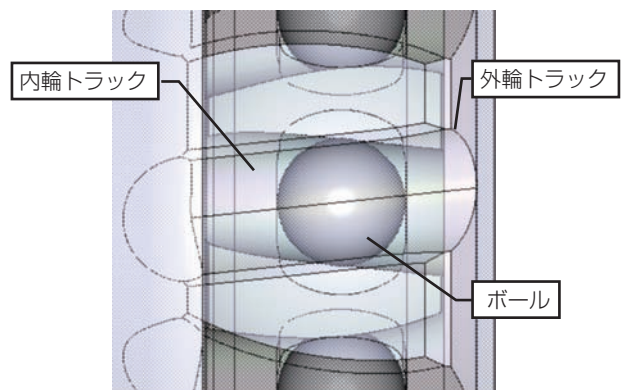


図5 トラックとボールの配置
Layout of track and ball

2.2 CFJの特長

トルク損失を抑えるため、CVJ内の各接触部の摩擦力を低減する独自構造を採用した。

特長1：内輪と外輪の円弧状トラックを軸方向に傾斜させ、隣り合うトラックを鏡面对称に配置(図4)

特長2：内輪トラックと外輪トラックの傾斜を互いに交差させ、交点にボールを配置(図5)

3. トルク損失低減のしくみ

CVJのトルク損失は、各接触部の摩擦によるエネルギーロスに起因する。

図6は、現行品EBJの接触状態を示す。内輪・外輪のトラックを円弧上に形成し、それら円弧の中心をジョイント中心より互いに反対方向にずらしてある。動力を伝達するボールは、くさび角 τ を形成する内・外輪のトラックに抱えられ、ケージにより保持される。

ジョイントにトルクが負荷されると、内輪と外輪のトラックとボールが接触し、くさび角の影響でボールにはケージを推す力(F)が発生する。さらにこの荷重とつりあう荷重が、ケージ外球面と外輪内球面間およびケージ内球面と内輪外球面間に発生する。

CFJの開発にあたり、接触部位のなかで、すべり運動する球面部(図6 ④, ⑤)の摩擦抵抗の低減に着目した。

図7に、発生する内部力を示す。2項で述べたように、CFJは隣り合う円弧状トラックを鏡対称に配置している。このためボールがケージを推す力(F)の向きを、外輪の開口側(F1)と奥側(F2)の交互に

振り分けることができる。F1, F2は大きさが同じで、かつ逆向きであるため互いに相殺され、ケージの軸方向変位が抑制される。その結果、ケージと外輪、およびケージと内輪間に発生する球面部接触力を大幅に低減することができる。

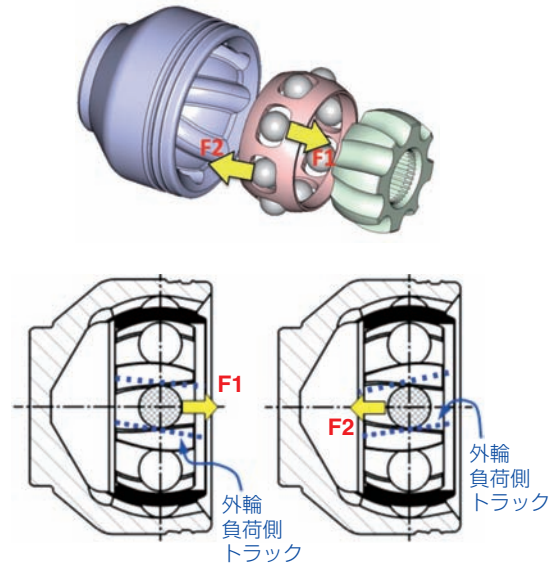
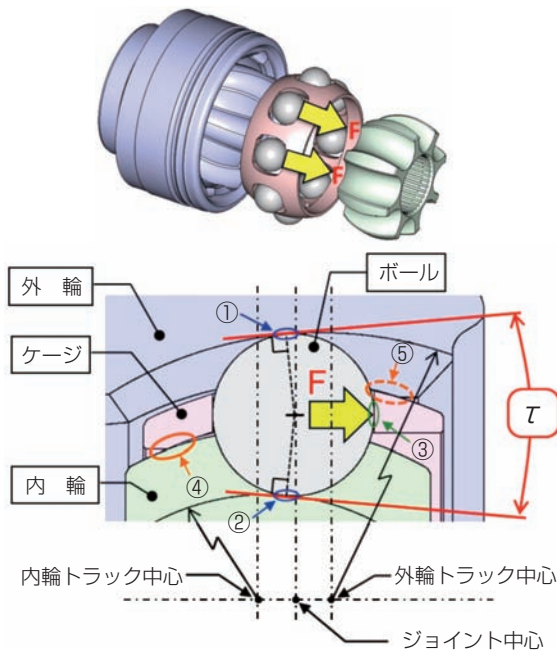


図7 CFJの内部力
Contact force of CFJ



[接触部位]

- ①外輪トラックとボール
 - ②内輪トラックとボール
 - ③ケージとボール
 - ④ケージ内球面と内輪外球面 (○部)
 - ⑤ケージ外球面と外輪内球面 (○部)
- (簡略化のため、トラックとボールの接触点をトラック底に示す。)

図6 現行品EBJの構造
Composition of EBJ

4. 解析による検証

図8は、CFJとEBJの球面部接触力を機構解析により求め、比較したものである。CFJは、いずれのジョイント角度においても球面部接触力が極めて低いことがわかる。

独自構造によるトルク損失低減のしくみが狙いどおり働いていることが、解析結果からも確認できた。

なお、ケージと内輪についても同様の結果が得られている。

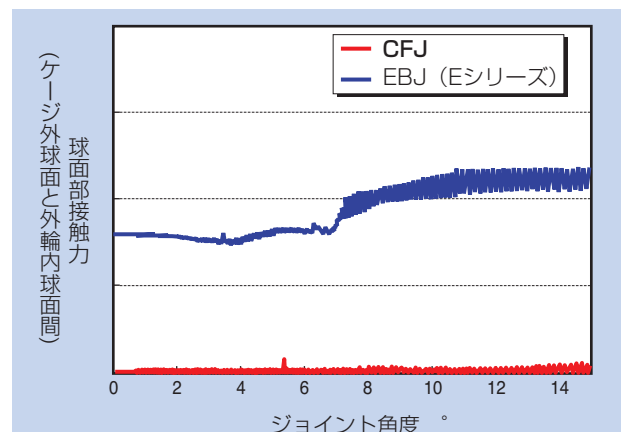


図8 球面部接触力の解析結果
Analysis result of contact force of spherical part

5. 各種性能特性

5.1 伝達効率(トルク損失率)

図9は、CFJ、EBJおよび、従来ジョイントとして世界中で広く使われているBJのトルク損失率を比較したものである。

現行品EBJは、BJよりもトルク損失率が小さく高効率であることがわかる。CFJは、ジョイント角度6°以上でEBJのトルク損失率を大幅に下まわる特性を示すことが確認できた。

一般的に、ジョイント角度が増加すると内部部品の相対運動が大きくなり、トルク損失は悪化する傾向にあるが、CFJはジョイント角度の影響も受けにくく、トルク損失は低い状態を維持している。このため、SUVなど車高が高くジョイント取り付け角度が比較的大きくなる車両へCFJを適用することで、より一層の損失低減効果が得られる。

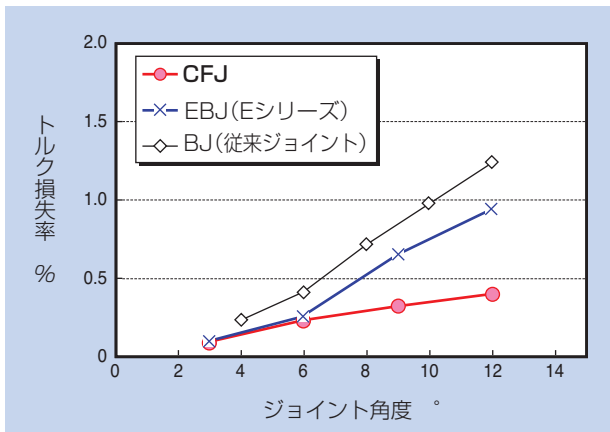


図9 トルク損失率比較
Comparison of torque loss rate

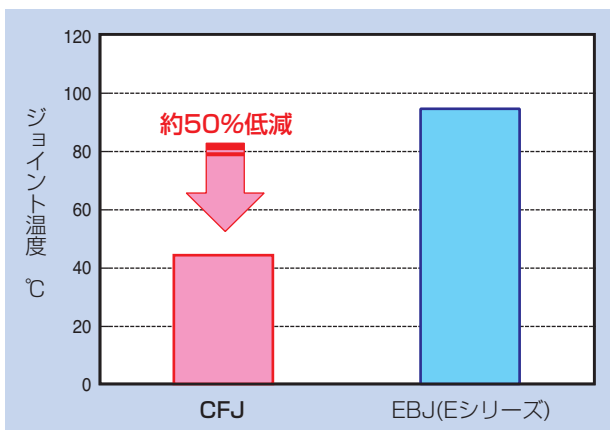


図10 ジョイント表面温度の比較
Comparison of joint surface temperature

5.2 温度上昇

CFJとEBJの温度上昇特性の比較を図10に示す。CFJはトルク損失のみならず自己発熱も抑えることができ、EBJに対しジョイント表面温度を約50%低減できる。これにより高速回転の使用領域の拡大が可能となる。

6. まとめ

ジョイント作動角6°以上の角度領域において、現行のEシリーズに対してトルク損失率を半減できる次世代高効率固定式CVJ『CFJ』を開発した。独自設計により、内部に発生する摩擦力を大幅に低減し、業界最高水準の高効率、低発熱を達成した。

今後、さらなる燃費向上要求が高まるなかで、伝達効率に優れた次世代の固定式CVJとしてグローバルに市場展開し、より一層の地球環境保全に貢献したい。

参考文献

- 1) 星野 学, 船橋 雅司: 超高作動角 (54°) 固定式 CVJ (TUJ), NTN TECHNICAL REVIEW No.75 (2007), 16-19.
- 2) 社団法人 自動車技術会編: 新編・自動車工学ハンドブック, 図書出版社, 東京 (1979), 3-35.
- 3) 曾根 啓助, 穂積 和彦: 高性能コンパクト固定式等速ジョイント (EBJ), NTN TECHNICAL REVIEW No.66 (1997), 28-31.

執筆者近影



藤尾 輝明

自動車事業本部
ドライブトレイン技術部

自動車の変速機用低トルクシールリングの開発 Development of Low Torque Seal Ring for Automotive Transmission



笥 幸三* Kouzou KAKEHI
 近 藤 巧* Takumi KONDOU
 石 井 卓哉** Takuya ISHII
 吉 野 真人*** Masato YOSHINO

自動車の燃費基準は今後益々厳しくなるため、自動変速機、無段階変速機のシールリングには、さらなる低トルク、低オイルリークが求められている。そのため、NTNはPEEK樹脂製シールリングに射出成形にて特殊形状の潤滑溝を設けることで、NTN従来品と比較して低トルク（60%低減）、低摩耗、同等の低オイルリーク特性を示す「低トルクシールリング」を開発した。

本稿では、「低トルクシールリング」の特長、性能を紹介する。

Further lower level of torque and oil leak is required of seal rings used in AT and CVT as fuel economy standards of cars is higher in the future. Therefore, NTN developed "Low Torque Seal Ring", which is made of PEEK resin and equipped with specially-shaped lubrication grooves by injection molding, keeps low torque (60% reduction) and low wear properties in comparison with NTN conventional products and keep its oil leakage characteristic equal to conventional one. This article introduces the characteristic and performance of "Low Torque Seal Ring".

1. はじめに

自動車の自動変速機（AT）、無段階変速機（CVT）には、外径15～60mmの樹脂製シールリングが4～10個使用されている。自動車の燃費基準が今後益々厳しくなる中で、シールリングには一層の低トルク、低オイルリークが求められている。

本稿では、ポリアーテルエーテルケトン（PEEK）樹脂製シールリング^{1）、2）}に特殊形状の潤滑溝を設けることで高機能化した「低トルクシールリング」を紹介する。

シールリングの要求性能は低トルク、低オイルリーク、低摩耗特性である。トルクを低減すると、変速機の効率が向上し省エネルギーとなる。また、オイルリークを抑えると、油圧ポンプの高効率化、小型化を図ることが可能となり、省エネルギー化につながる。低トルク、低オイルリークを長期間維持し、長寿命とするためには、シールリングの摩耗が小さいこと、しゅう動する相手部材を摩耗損傷させないことが必要となる。

シールリングの材質は主に四ふっ化エチレン（PTFE）樹脂やPEEK樹脂である。PTFE樹脂は圧

2. シールリングの役割と課題

2.1 シールリングの役割

シールリングはしゅう動しながらオイルを密封する運動シールである。シールリングは、図1に示す自動変速機（AT）やCVTの油圧回路内で相対運動する軸とハウジング間に組み付けられる。油圧によりハウジングと軸の両方に押し付けられ、しゅう動しながら、オイルを密封し、油圧回路内の圧力を保持する。

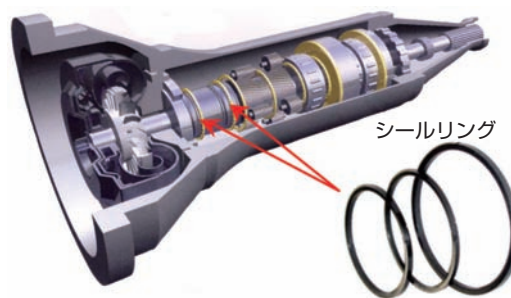


図1 自動変速機（AT）の構造
Structure of automatic transmissions

*NTN精密樹脂（株）技術部

**複合材料商品事業部 複合材料技術部

***先端技術研究所

縮成形素材を機械加工して、一方PEEK樹脂は射出成形してシールリングにする。射出成形時に合い口（切り割）を複雑形状にしたPEEK樹脂製シールリングは、合い口が単純なストレート形状のPTFE樹脂製よりオイルリークが少ない。

2.2 シールリングの課題

一般的なシールリングの断面形状は、長方形と台形の2種類がある。それぞれの作動状態を図2に示す。

長方形シールリングは、油圧によりハウジング内径面と軸溝側面に押し付けられる。シールリングと軸溝側面の接触面積はハウジング内径面との接触面積よりも小さいため、ハウジングまたは軸が回転すると、しゅう動抵抗がより小さい軸溝側面とシールリング側面間がしゅう動する。軸溝側面との接触面積が大きいため、オイルリークは少ないがトルクは高い。

台形シールリングは長方形シールリングと同様に軸溝側面としゅう動するが、シールリング側面と軸溝側面に隙間があり、軸溝側面の側からも油圧が加わるため、長方形シールリングに比べて、トルクが低くなる。しかし、軸溝側面との接触面積が小さいため、オイルリークが多く、安定しない。また、シールリングの摩耗に伴い接触幅が大きくなり、徐々にトルクが上昇し長方形シールリングの値に近づく。このため、トルク、オイルリークが安定しやすい長方形シールリングの方が多く使用されている。

双方の課題を解決するため、NTNはシールリング側面にV字状溝を形成することで、高い密封性と低トルクを両立したシールリング（以下、V溝シールリング）を開発した。

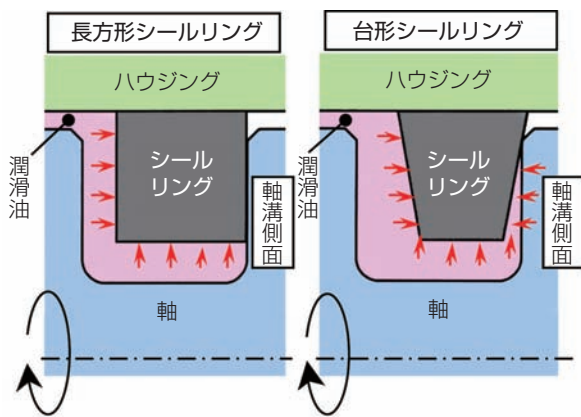


図2 シールリングの作動状態
Operating state of seal ring

3. V溝シールリングの特長

V溝シールリングの構造を図3に示す。長方形シールリングの幅面にV字状の潤滑溝を射出成形時に設けることで、長方形シールリングよりも軸溝側面との接触面積を小さくすると共に、V字状潤滑溝形状を最適化することによりしゅう動面に油を供給し、低トルクかつ低摩耗を可能としている。

開発品の材料はPEEK樹脂に特殊充填剤を配合したベアリーPK5301である。

開発品であるV溝シールリングと長方形および台形シールリングの比較を表1に示す。V溝シールリングは、性能バランスが良く、長方形シールリング（NTN従来品）と比較し以下の特長がある。

（特長）

- ① トルク60%低減
- ② 摩耗量1/10
- ③ 同等の低オイルリーク特性

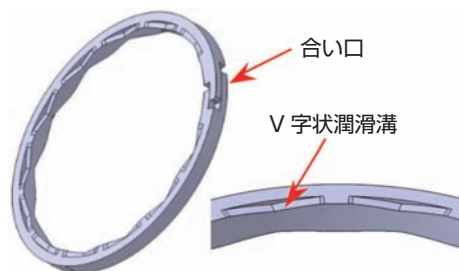


図3 V溝シールリングの溝形状
Groove shape of low torque seal ring

表1 各種シールリングの比較
Comparison of features various seal rings

項目	長方形シールリング	台形シールリング	V溝シールリング
断面形状	長方形	台形	長方形
部分断面図			
幅面潤滑溝	なし	なし	V字状
軸溝側面との接触	全面接触	線接触	溝以外の全面接触
トルク	△	◎~△	○
オイルリーク	◎	△	◎
摩耗特性	○	△	◎
性能バランス	○	△	◎




◎：優 ○：良 △：可

4. V溝シールリングの性能

4.1 試験シールリング

V字状潤滑溝の性能を確認するため、表2に示すような3種類の試験シールリングを評価した。V溝シールリングは潤滑溝部が軸溝側面と接触しないため、台形シールリングと同様に長方形シールリングと比較しトルクが低くなる。さらに、潤滑溝をV字状にすることで、他の潤滑溝形状よりトルク、摩擦特性が向上する。そこで、本評価では溝形状の差を見るために、軸溝側面との接触面積がV溝シールリングと同じで、潤滑溝が角状の角溝シールリングについても評価した。

表2 試験シールリング
Test seal rings

試験シールリング	幅面の潤滑溝の形状	
V溝シールリング	V字状	
角溝シールリング	角状	
長方形シールリング	— (溝なし)	

シールリング寸法：外径50mm，肉厚1.6mm，幅1.5mm

4.2 試験機および試験条件

トルク、オイルリーク、摩擦を評価する試験機概略を図4に示す。

軸溝に取り付けた2本のシールリングの間に油を循環させながら加圧し、ハウジングを回転させた。この時のトルク、オイルリークを測定した。シールリング、ハウジングおよび軸材質を表3に示す。

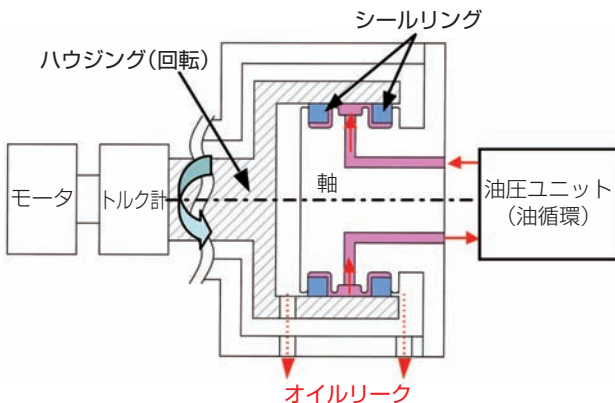


図4 試験機の概略図
Test machine

表3 試験片の材質
Material of test pieces

試験片	材質
シールリング	PEEK樹脂材(ベアリーPK5301)
ハウジング	S45C
軸	S45C

4.3 トルク

4.3.1 油圧依存性

表4に示す試験条件で油圧を変化させトルク（シールリング2本分）を測定した。油圧とトルクの関係を図5、6に示す。

いずれの回転数、油圧においても、V溝シールリングのトルクは長方形シールリングに対して60～70%低く、油圧依存性も比較的小さい。V溝シールリングでは、油圧が高いほど潤滑溝からしゅう動面に油が入り込むため、トルクの面圧依存性が小さいと考える。また、溝形状の差では、V溝シールリングの方が角溝シールリングよりも20%程度低い。

表4 試験条件
Test condition

項目	内容
油圧	0.5～2.0MPa
回転数	4,000min ⁻¹ または 7,000min ⁻¹
潤滑油	ATF (温度110℃)

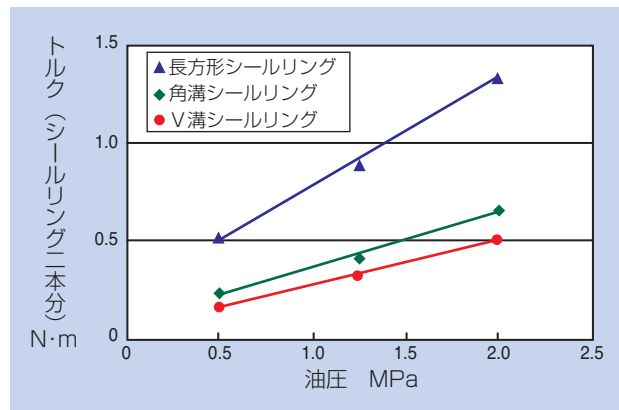


図5 トルクの油圧依存性 (4,000min⁻¹)
Torque versus oil pressure

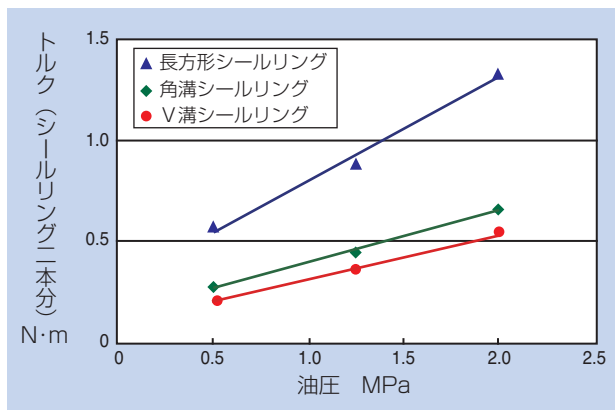


図6 トルクの油圧依存性 (7,000min⁻¹)
Torque versus oil pressure

4.3.2 油温依存性

表5に示す試験条件で油温を変化させトルク（シールリング2本分）を測定した。油温とトルクの間関係を図7に示す。V溝シールリングのトルクは、長方形シールリングに対していずれの温度でも60%低い。また、溝形状の差では、V溝シールリングの方が角溝シールリングよりも20%程度低い。

表5 試験条件
Test condition

項目	内容
油圧	2.0MPa
回転数	4,000min ⁻¹
潤滑油	ATF (温度30~150℃)

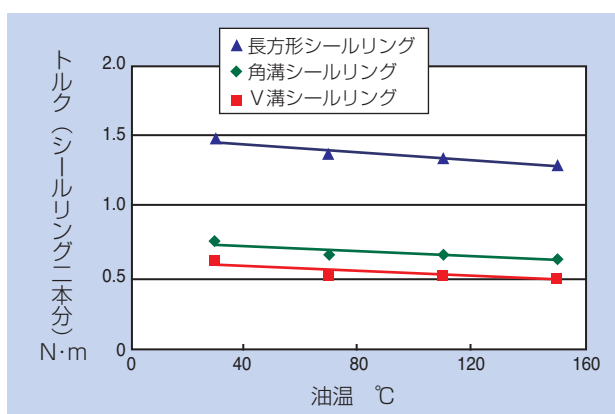


図7 トルクの油温依存性
Torque versus oil temperature

4.4 オイルリーク

V溝シールリングと長方形シールリングについて、表6に示す試験条件で油温を変化させオイルリーク量を測定した。油温とオイルリーク量の関係を図8に示す。潤滑油の粘度が低下するため、油温上昇とともにオイルリークは増加する。V溝シールリングのオイルリーク量は長方形シールリングと同等で非常に少ない。

表6 試験条件
Test condition

項目	内容
油圧	2.0MPa
回転数	4,000min ⁻¹
潤滑油	ATF (温度30~150℃)

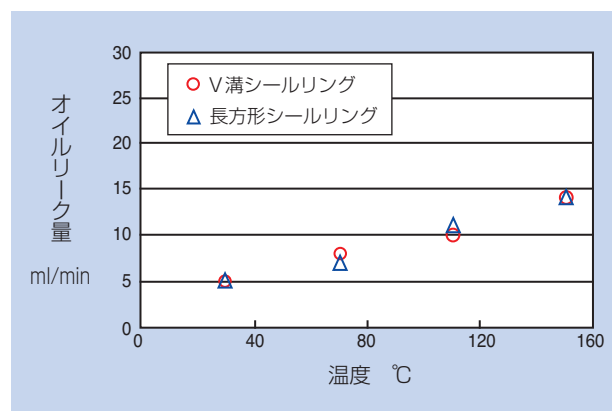


図8 オイルリーク量の油温依存性
Oil leak versus oil temperature

4.5 摩耗特性

表7に示す高圧、高速、高温の試験条件で、シールリングの摩耗量を測定した。シールリングの幅面摩耗量を図9に示す。

潤滑溝付きで低トルクのV溝および角溝シールリングの方が、長方形シールリングより摩耗量が小さい。また、溝形状の差では、V溝シールリングの方が低摩耗で、長方形シールリングの1/10の摩耗量である。

潤滑溝を付けることで幅しゅう動面の潤滑状態が良くなり摩耗量も低減できる。低トルクの溝形状の方が摩耗も低いことがわかる。

表7 試験条件
Test condition

項目	内容
油圧	3.0MPa
回転数	7,000min ⁻¹
潤滑油	ATF (温度150℃)
時間	1h

表8 解析条件
Analysis condition

項目	内容
しゅう動部	軸溝側面のみ
油膜厚さ	5μm
軸回転数	4,000min ⁻¹
油圧	2MPa
油温	20℃

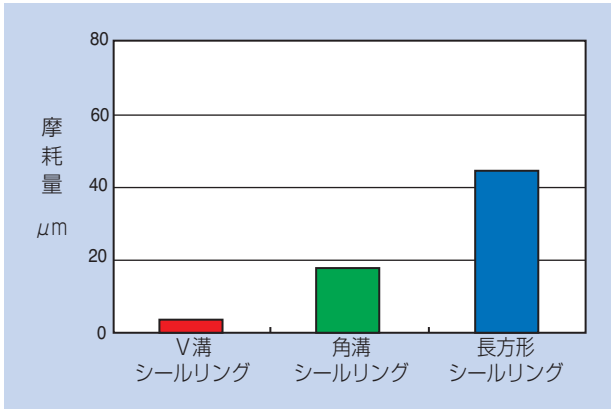


図9 シールリングの摩耗量
Wear of test seal rings

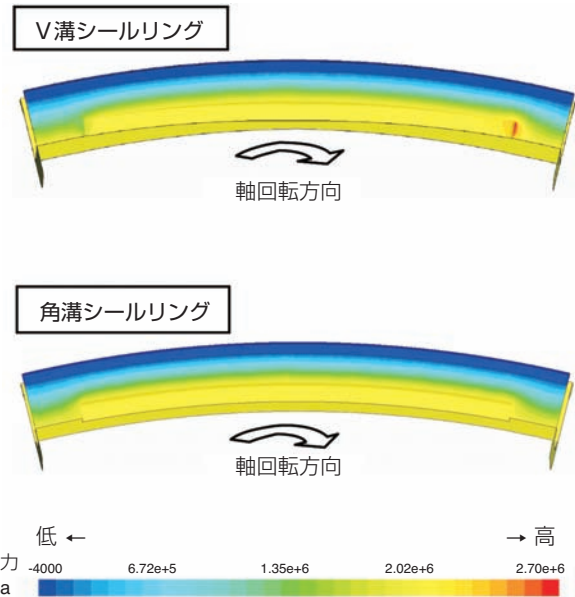


図10 幅しゅう動面の静圧分布
Static pressure distributions of sliding width slide surfaces

4.6 流体解析

開発したV溝シールリングのV字状溝はトルク低減に有効であることを試験で確認した。これは潤滑溝を付けることで軸溝側面との接触面積が小さくなり、かつ幅面の潤滑状態が良くなることでトルクが低減したと考える。溝形状によるトルク差は潤滑状態の違いと推測されるが、理論的に検証するために、V溝シールリング、角溝シールリングの2種類について、潤滑溝1つ分の流体領域を抽出してモデル化し、流体解析した。

解析条件を表8に、解析結果を図10に示す。V溝シールリングではV字状溝の端部が動圧効果により高圧となっている。この力は、油圧によりシールリングに加わる軸溝側面への押し付け力と反対向きであり、接触部の面圧低下に寄与する。また、潤滑溝の端部からしゅう動面に油を供給する補助にもなるため、低トルクになったと考える。一方、角溝シールリングの溝端部ではV字状溝のような高圧が生じておらず、この差が潤滑溝形状によるトルクの差をもたらしたと考える。

5. まとめ

長方形シールリングのトルク特性、摩耗特性を大幅に向上させ、かつオイルリークを低減したV溝シールリングを開発した。現在、自動車および変速機メーカーで評価して頂いており、低燃費化に貢献できると確信している。

今後はこの潤滑溝の設計技術を流体潤滑下で使用される軸受などに応用し、さらなる低トルク化、長寿命化を進めていく所存である。

参考文献

- 1) 林豊, 松本二郎, 梅本昇: 精密樹脂製シールリングおよびチップシール, NTN TECHNICAL REVIEW No.65 (1996) 54.
- 2) 沖芳郎, 林工, 石井卓哉: スーパーエンジニアリングプラスチックの特性と使い方, トライボロジスト 49巻7号 (2004) 31

執筆者近影



寛 幸三

NTN精密樹脂(株)
技術部



近藤 巧

NTN精密樹脂(株)
技術部



石井 卓哉

複合材料商品事業部
複合材料技術部



吉野 真人

先端技術研究所

自動車用焼結部品の新商品紹介

The Introduction of Sintered New Products for Automobile

山下 智典* Tomonori YAMASHITA
園 寄 智和** Tomokazu SONOZAKI



近年、焼結機械部品の高強度化が進み自動車用途での採用が増えている。焼結部品は、複雑形状の部品を高い生産性で製造できるという特長があるが、空孔を有するため、溶製材に比べ強度が劣るという欠点があった。そこで、NTNでは材料、成形・焼結プロセスを見直し、高密度化による高強度焼結材を開発したので紹介する。
また、腐食環境や潤滑油が使用できない特殊環境用の焼結材についても併せて紹介する。

The sintered machine part becomes high-strength, and the adoption of the automobile use increases recently. A sintered part had characteristic that it could produce the parts of a complicated shape with high productivity, but securing of strength of the part was difficult to have the porous compared to cast alloy. Therefore, NTN reviewed the material and process of forming and sintering at first, and developed that raises the strength of sintered materials by doing it densely. In addition, NTN introduces about the sintered materials for the special environment as corrosion environment or keeping away lubricant.

1. はじめに

近年、自動車向けに焼結機械部品の採用が増えている。国内生産高は、1998年の約7万トンに対して、2012年には約8万4千トンと、2割ほど増加している。自動車1台あたりに搭載されている焼結部品の重量は、1998年には約6kgであったが、2011年には約9kgと1.5倍になった¹⁾。本稿では自動車の各用途で適用が可能な高密度・高強度焼結機械部品や腐食環境や油が使用できない環境でも適用可能な焼結軸受を紹介する。

案されている。図1に代表的な手法における密度とコストの関係を示す。

図1に示す粉末鍛造は、空孔を完全につぶすために、焼結体に熱間鍛造を施して高密度化する手法である。銅溶浸は、焼結体に溶融した銅を浸透させて、内部の空孔に充填する手法である。また、温間成形は、粉末と金型を加熱し、特殊な潤滑剤を使用することで成形体の密度を向上させる手法である。これらの従来の高密度化手法では特殊な工程が必要となり、高コストとなる課題があった。

2. 高密度・高強度焼結材

自動車用途で使用される焼結部材はエンジン、駆動部分に多く採用されており、焼結製品には、高強度のほか、高い信頼性、品質が要求される。ここでは高密度で高強度な焼結材の開発について述べる。

2.1 高密度化による焼結材の高強度化

材料内部に空孔を有する焼結体は、溶解・鍛造法で製作した材料に比べて機械的性質が劣る。このため、高密度化により焼結体の強度を上げる様々な手法が提

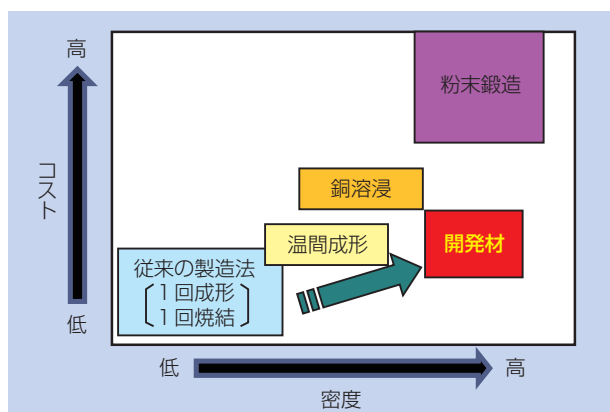


図1 密度とコストの関係
Relationship for density and costs

*NTN特殊合金(株) 技術部

**複合材料商品事業部 複合材料技術部

そこで一般的な従来の焼結製造方法とほぼ同じ工程で高密度焼結体を得ることを目的とし、材料組成および成形・熱処理などの製造条件を最適化し、高密度・高強度焼結材を開発した。

2.2 機械的特性

図2に、開発材を含む各種材料の密度とヤング率の関係を示す。開発材は、密度が7.5g/cm³であり、鉄の密度7.85g/cm³に対する真密度比では95%以上を達成した。ヤング率は、高炭素クロム軸受鋼SUJ2に匹敵する180~190GPaを示す。冷間加工を加えると、密度、ヤング率ともにさらに向上する。

図3に圧環強さを示す。圧環強さは、図4に示すように円環状の試験片に圧縮応力を負荷し、次式によりもとめた。従来の高密度品の圧環強さが1300MPaであるのに対し、開発材は2000MPa以上の強度を示す。

$$K = \frac{F(D-e)}{L \cdot e^2}$$

K: 圧環強さ (MPa)
 F: 破壊した時の最大荷重 (N)
 L: 中空円筒の長さ (mm)
 D: 中空円筒の外径 (mm)
 e: 中空円筒の壁厚 (mm)

図5に開発品のリング圧縮疲労試験により求めた疲労限を示す。リング圧縮疲労強度は、図6に示すように、円環状の試験片に応力比0.1（最大圧縮荷重と最小圧縮荷重の比が10:1）で繰り返し荷重を負荷し、疲労限を求める試験である。リング圧縮疲労試験の結果は、一般に通常の曲げ疲労試験で得られる疲労強度の約0.8倍の値となることが経験的に分かっている。従来高密度品の疲労限が150MPaであるのに対し、開発材は約2倍である300MPaを示す。

以上より、開発材は従来焼結部品が使用できなかった大きな繰り返し荷重を受ける箇所に使用が可能である。

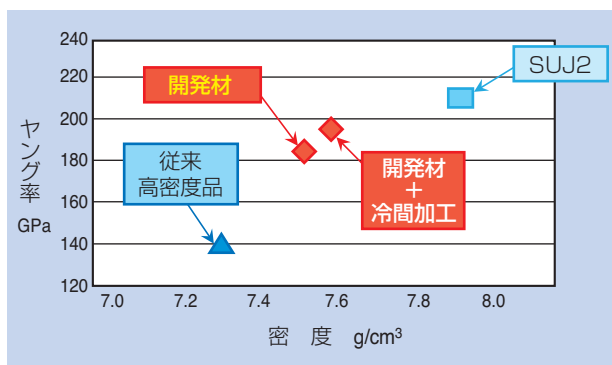


図2 密度とヤング率の関係
Relationship for density and Young's modulus

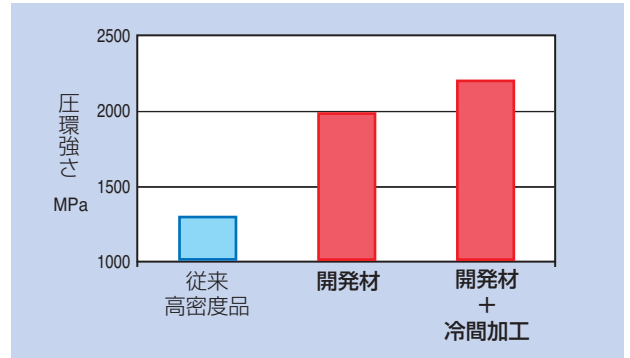


図3 圧環強さ
Radial crushing strength

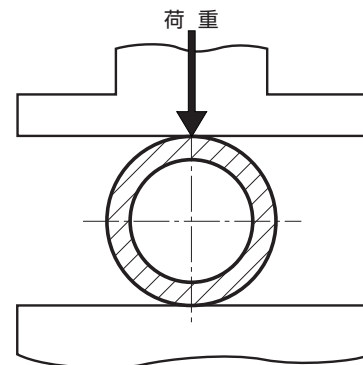


図4 圧環強さの測定方法
Method for radial crushing strength

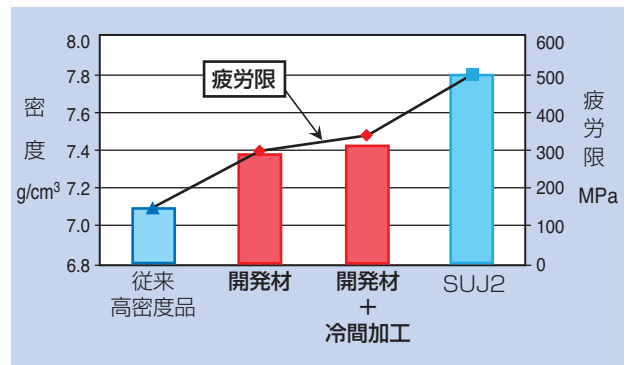


図5 密度と疲労限
Density and fatigue limit

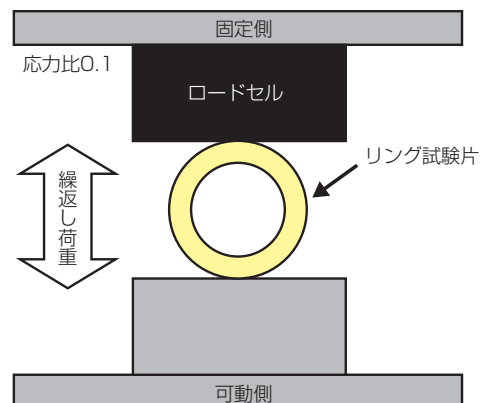


図6 圧縮疲労限の測定方法
Method for fatigue limit

3. 耐腐食性焼結軸受

自動車のモータ式燃料ポンプには、一般的に青銅系焼結軸受が使用される。近年、新興国を中心に粗悪な燃料が使用されることがあり、従来の青銅系焼結軸受では燃料に含まれる硫黄や有機酸によって腐食される場合があった。この対策として、耐腐食性に優れた白銅系焼結軸受が使用されているが、材料にニッケルを含有するため非常に高価であるという課題があった。

そこで材料にアルミニウム青銅を採用し、白銅系材料と同等以上の耐腐食性を有する安価な焼結軸受を開発した。

3.1 アルミニウム青銅の特長と課題

アルミニウム青銅は優れた耐腐食性を示すが、高温下で表面に酸化物を形成するため、粉末冶金の焼結工程に適さない材料とされてきた。また、一般的な青銅系材料に比べ摩擦係数が大きいという課題があった。

この解決策として、材料組成を最適化するとともに、製造方法、特に焼結方法を工夫し、焼結性を改良することで、白銅系材料と同等以上の耐腐食性を実現した。さらに黒鉛を最適配合することで、摩擦特性、耐摩耗性を大幅に向上させた。

3.2 耐腐食性

有機酸と硫黄に対する耐腐食性の試験結果を表1に示す。比較対象として白銅系材料も試験した。

<試験条件>

①耐有機酸腐食試験

- ・試験液：有機酸濃度 2%
- ・温度：50℃
- ・試験時間：100h

②耐硫化腐食試験

- ・試験液：硫黄300ppm添加ガソリン
- ・温度：80℃
- ・試験時間：300h

各温度に設定した試験液中に試料を浸漬し、所定の時間放置した。放置前後の重量差から重量変化率を算出した。

表1 耐腐食性試験結果
Result of anti-corrosion examination

	重量変化率 %	
	開発材	白銅系
① 耐有機酸腐食試験	0.14	0.15
② 耐硫化腐食試験	0.10	0.40

試験の結果、耐有機酸腐食性は同等、耐硫化腐食性は開発材が優れる。

3.3 摩擦・摩耗特性

摩擦係数および比摩耗量を表2に示す。

<試験条件>

①摩擦試験

- ・荷重：35N
- ・回転速度：3,160min⁻¹
- ・試料寸法：内径5×外径10×幅7mm
- ・相手材：SUS304
- ・試験時間：30min

②摩耗試験

- ・荷重：64N
- ・回転速度：3,000min⁻¹
- ・試料寸法：内径6×外径12×幅6mm
- ・相手材：SUS304
- ・試験時間：500h

開発材の摩擦係数は、白銅系と同等であった。一方、開発材の比摩耗量は、白銅系の約1/10である。開発材は、白銅系より優れた耐摩耗性を有しており、置き換えが可能である。

表2 摩擦係数および比摩耗量
Specific wear rate and coefficient of friction

	開発材	白銅系
摩擦係数	0.14	0.14
比摩耗量 m ³ /(N・m)	3.2×10 ⁻¹³	30.0×10 ⁻¹³

4. 自己潤滑性焼結軸受

自動車や事務機器に用いられる焼結含油軸受の中には、周辺がカバーなどで密閉され、高温雰囲気で使用されるものがある。この場合、軸受内部に保持した潤滑油が蒸発し周辺を汚染させることがある。今回開発した自己潤滑性焼結軸受は、特殊黒鉛を固体潤滑剤として採用した軸受であり、油が使用できない高温環境にも適用可能である。

通常の黒鉛は他の金属粉末に比べ流動性が劣るため、添加量を増すと成形性が悪化し、複雑形状が成形できなかったり、圧粉体強度が低いといった課題があった。

このため、金属粉末の配合を変更するとともに、流動性の高い特殊黒鉛を採用して黒鉛の添加量を増やした。これらにより、高い生産性を確保しながら、潤滑油を使用しない状態でも優れたしゅう動特性、耐摩耗性を示す自己潤滑性焼結軸受を開発した(図7)。



a) 自動車部品しゅう動部材

b) 事務機用軸受

図7 自己潤滑性焼結軸受例
Self-lubricating BEARPHITE

4.1 自己潤滑性材料の構造と特長

自己潤滑性材料は、流動性を改善した特殊黒鉛を使用することと、材料粉の配合割合を最適化することで、一般青銅材の約5倍の黒鉛を添加した。表3に開発材および、一般青銅系材の化学成分を示す。

表3 自己潤滑性焼結材の化学成分
Chemical component of Self-lubricating BEARPHITE

材 質	化学成分 %		
	Cu	Sn	C
開発材	残	7~11	4~17
青銅系	残	7~11	1~12

4.2 摩擦・摩耗特性

無含油状態の摩擦係数および比摩耗量を表4に示す。

表4 摩擦係数および比摩耗量
Specific wear rate and coefficient of friction

	開発材	青銅系
摩擦係数	0.2~0.3	0.45
比摩耗量 $m^3/(N \cdot m)$	0.8×10^{-14}	2.9×10^{-14}

<試験条件>

①摩擦試験

- ・荷 重：98N
- ・回転速度：1,000min⁻¹
- ・試料寸法：内径6×外径12×幅6mm
- ・軸 材 質：SUJ2
- ・試験時間：90min

②摩耗試験

- ・荷 重：15N
- ・回転速度：450min⁻¹
- ・試料寸法：内径6×外径12×幅6mm
- ・相 手 材：SUJ2
- ・試験時間：1h

自己潤滑性軸受の摩擦係数は、無含油状態で青銅系の約半分の値を示す。比摩耗量も青銅系材の約1/3であり、優れた耐摩耗性を有する。無含油で耐摩耗性が必要な部位に使用可能と考える。

5. まとめ

本稿では、新たに開発した自動車用高密度・高強度焼結機械部品および特殊環境用焼結軸受を紹介した。

今後、ここで紹介した開発商品の拡販を推進するとともに、さらなる高機能化を目指し、開発を継続する。

【高密度・高強度焼結材】

- ・鉄に対する真密度比が95%で、SUJ2に匹敵するヤング率を達成
- ・従来の高密度焼結材と比べ、圧環強度は約1.5倍、疲労限は約2倍

【耐腐食性焼結軸受】

- ・白銅系焼結軸受と比べ、耐腐食性および摩擦係数は同等以上、比摩耗量は約1/10

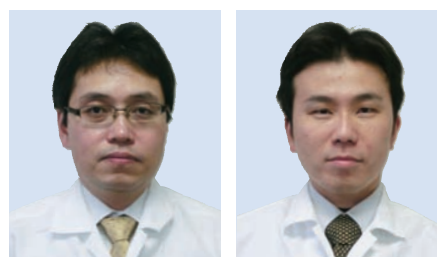
【自己潤滑性焼結軸受】

- ・青銅系焼結軸受に比べ、無潤滑での摩擦係数は約1/2、比摩耗量は約1/3

参考文献

- 1) 一般財団法人 素形材センター
素形材 2013 MAY vol.54 No5
特集 平成24年の素形材産業年報

執筆者近影



山下 智典

NTN特殊合金(株)
技術部

園崎 智和

複合材料商品事業部
複合材料技術部

表面窒素濃度を高くしたJIS-SUJ2の転動疲労寿命

Rolling Contact Fatigue Life of Highly-carbonitrided JIS-SUJ2

佐藤 大介* Daisuke SATO
大木 力* Chikara OHKI



軸受鋼への浸炭窒化処理は転がり軸受の清浄油潤滑下や異物混入潤滑下での長寿命化に有効であることが知られているが、表面窒素濃度と寿命の関係は明らかではない。このため、様々な表面窒素濃度のJIS-SUJ2(SAE52100, 100Cr6相当)製転がり軸受を準備し、寿命を評価した。転動疲労寿命試験は、(1)内輪転走面にロックウェル圧痕を付与した試験、(2)潤滑油に硬質異物の微粒子を加えた試験、(3)清浄油試験の3種類である。試験(1)は異物混入潤滑下を模した寿命評価方法である。その結果、試験(1)の表面窒素濃度0.4mass%品の平均寿命はSUJ2従来窒化品の2倍、SUJ2普通焼入品の3倍程度となった。試験(2)、(3)では共に、表面窒素濃度0.4mass%品が長寿命を示すことが分かった。浸炭窒化処理により、表面窒素濃度を0.4mass%にする事は転がり軸受の性能向上に有効と言える。

Carbonitriding for rolling bearings has been known to prolong rolling contact fatigue lives under both clean and debris contaminated lubrication conditions. However, a relationship between surface nitrogen concentrations and RCF lives has not yet been clarified. To this end, we prepared carbonitrided rolling bearings with various concentrations of surface nitrogen. The kind of steel was JIS-SUJ2 (52100 and 100Cr6 equivalent). We conducted three types of RCF tests; (1) with Rockwell indentations on the inner ring raceways, (2) with oil containing hard steel particles, and (3) with clean oil. Test (1) emulates to evaluate RCF lives under debris contaminated conditions. Test (1) exhibited the following results; the average RCF life of 0.4 mass % surface nitrogen concentration was about 2 and 3 times longer than that of conventional carbonitrided and nitrogen free, respectively. Both tests (2) and (3) also demonstrated that an RCF life with 0.4 mass % surface nitrogen concentration was longer than that of the others. Hence, it has been proven conclusively that carbonitriding with high surface nitrogen concentrations brings about excellent bearing performances.

1. はじめに

転がり軸受の内部起点はく離寿命¹⁾におよぼす浸炭窒化処理の影響については、古くは倉部らが、最近では例えばDommarcoらが残留オーステナイト量の増加などによる延命効果を確認している^{2), 3)}。また、自動車のトランスミッションや自動車用ハブ、減速機などで使われる転がり軸受では異物混入潤滑下での寿命(以下、圧痕起点型はく離寿命と呼称する)が重要であり、ここでも残留オーステナイト量を増加させる浸炭窒化処理が有効である^{4), 5)}。一方、表面窒素濃度を正確に管理したSUJ2材の寿命試験結果は、大木が行った圧痕起点型はく離寿命⁶⁾のみであり、他のデータはまだ報告されていない。

本報では表面窒素濃度を正確に管理したSUJ2材の各種評価結果を紹介する。評価内容は、転がり軸受に

とって重要な性能である圧痕起点型はく離寿命、清浄油潤滑寿命、および耐圧痕形成性である。

2. 圧痕起点型はく離寿命試験

2.1 人工圧痕付与による軸受寿命試験

人工圧痕付与による軸受寿命試験(以下、人工圧痕寿命試験と呼称する)は、軸受内輪転走面にあらかじめ圧痕を形成し、清浄油中で運転するもので、圧痕起点型はく離寿命を適切に判定するのに有効な方法である⁶⁾。

2.1.1 軸受形式と材質

試験軸受には深溝玉軸受(呼び番号: 6206, 内径30mm, 外径62mm, 幅16mm, 転動体9個)を用いた。表1に軌道輪の素材であるJIS SUJ2の化学成分

を示す。内輪の浸炭窒化処理は赤外線分析器でCO、CO₂分圧、および未分解NH₃分圧を把握して行った。圧痕を付与しない外輪は内輪よりも必ず長寿命になるため、浸炭窒化処理は施さず、通常の焼入れ焼戻しを施した。いずれも加熱温度は850℃とし、焼戻しは180℃×2hとした。

普通焼入れ、および浸炭窒化処理後の試験片の中から無作為に1個ずつ抽出し、内輪軌道面溝底部中央における鋼中の炭素、窒素濃度分布をElectron Probe Micro Analyzer(EPMA)の線分析で求めた。図1に結果を示す。得られた窒素濃度分布から、表面窒素濃度が狙い値になるように内輪軌道面の研削加工取代を調整した。なお、試験軸受の内部隙間は全て同一になるように、外輪の溝径で調整した。

表2にX線回析法による残留オーステナイト量の測定結果を示す。ここで、0.4mass%N、0.1mass%Nはそれぞれ仕上げ加工後の表面窒素濃度が0.4mass%、0.1mass%である試験片のことを示す。残留オーステナイト量は窒素濃度の高い順に多くなった。

図2に熱処理完了後の断面硬度分布を示す。本実験の熱処理条件の範囲内では断面硬度に大きな差はなかった。以上より、各々の試験片の材質の主な違いは表面窒素濃度と残留オーステナイト量の2点と言える。

2.1.2 試験方法

試験対象は内輪であり、人工圧痕は内輪軌道面溝底部中央に円すい形ダイヤモンドのロックウェル硬さ測定用圧子を196Nの荷重で押し付けて形成した。付与した圧痕は内輪1個当たり12°等配の30個とした。圧痕サイズは直径200μm、深さ15μm程度である。

表1 SUJ2材の化学成分
Chemical compositions of JIS-SUJ2 used (mass%)

C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	Cu	Al	Ti (ppm)	O (ppm)
0.99	0.24	0.40	0.012	0.006	0.06	1.36	0.03	0.10	0.011	0.24	0.04

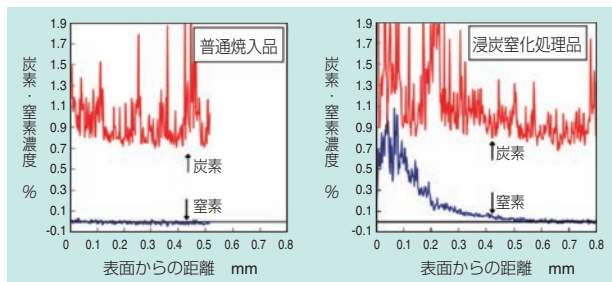


図1 熱処理後の炭素・窒素濃度分布
Carbon and Nitrogen concentration distribution profiles after heat treatment

図3に寿命試験機の模式図を示す。2個の試験軸受に均等にラジアル荷重を負荷する構造である。表3に試験条件を示す。はく離の検知には振動監視計を用いた。正常時の試験中の振動加速度は約1.5m/s²であったので、振動加速度が4倍の6m/s²になった時点をはく離発生と判定し、試験を停止する設定とした。

表2 X線回析による残留オーステナイト量
Retained austenite measured by X-ray diffraction

材質	研削後表面から0.05mm深さの残留オーステナイト量 (%)
0.4mass%N	29.6
0.1mass%N	20.1
普通焼入れ品	9.0

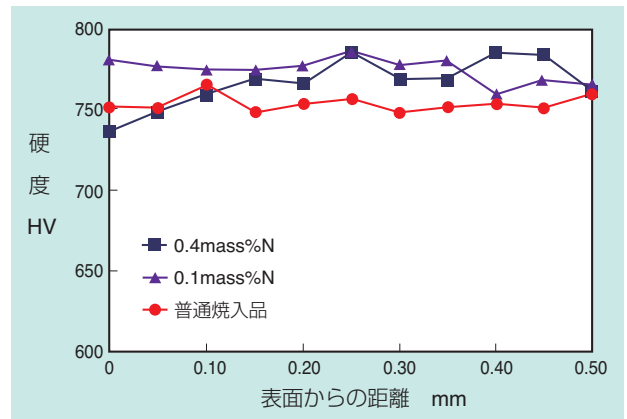


図2 断面硬度分布
Hardness distribution profiles

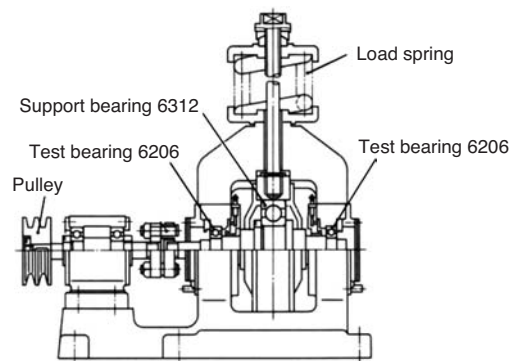


図3 6206用寿命試験機の模式図
Schematic drawing of rolling contact fatigue life tester for ball bearing

表3 人工圧痕寿命試験の条件
Test conditions of scratched contact life test

ラジアル荷重 kN	6.86
ラジアル内部すきま μm	20
接触面圧 P _{max} GPa	3.1
内輪の回転速度 min ⁻¹	3,000
潤滑油	タービンオイル (VG56)
計算寿命 h	127.6

2.1.3 試験結果

本試験での寿命はLundberg-Palmgrenの理論⁷⁾により2パラメータのワイブル分布関数に従うものとして求めた。図4に人工圧痕寿命試験のワイブル分布図を示し、表4に試験結果の一覧を示す。L₅₀寿命でみるとSUJ2普通焼入品は69.0h、0.1mass%Nは121.3h、0.4mass%Nは223.7hとなり、L₁₀、L₅₀寿命ともに表面窒素濃度が高いほど長寿命となった。本試験は前報⁶⁾の再試験に相当するが、前報と同様に、高窒素濃度であれば圧痕起点型はく離寿命は延命されることが確認できた。

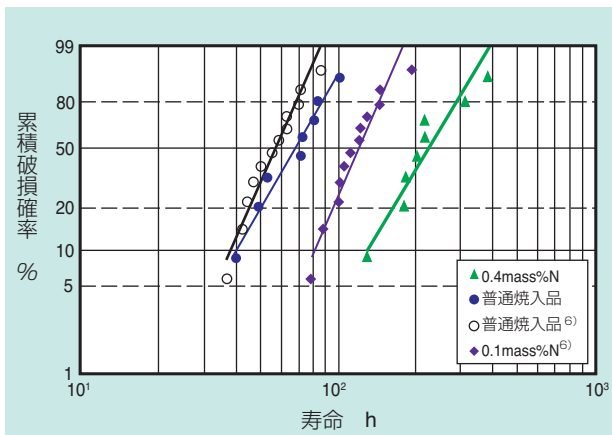


図4 人工圧痕寿命のワイブル分布
Weibull distributions of scratched contact life test

表4 人工圧痕寿命試験の試験結果
Results of scratched contact life test

材質	試験個数	L ₁₀ 寿命	L ₅₀ 寿命	ワイブルスロープ
0.4mass%N	8	119.9	223.7	3.5
0.1mass%N ⁶⁾	12	81.7	121.3	4.8
普通焼入品	12	40.6	69.0	3.6

2.2 異物混入潤滑寿命試験

前述した人工圧痕寿命試験により、表面窒素濃度が高いSUJ2材の圧痕起点型はく離寿命が長くなることが確認できた。実際の油中の硬質異物に対しても同様の傾向が得られるかどうかを確かめるため、従来の圧痕起点型はく離寿命の評価方法である異物混入潤滑寿命試験を行った。また、従来品のSCr420浸炭品とも性能を比較した。

2.2.1 軸受形式と材質

試験軸受には円すいころ軸受(呼び番号：30206、内径30mm、外径62mm、幅17.25mm、転動体17

個)を用いた。0.4mass%N品は、軌道輪、および転動体の仕上げ加工後の表面窒素濃度が全て0.4mass%である。SCr420浸炭品は市販品を使用した。

2.2.2 試験方法

図5に寿命試験機の模式図を示す。2個の試験軸受に均等にラジアル荷重、およびアキシャル荷重を負荷する構造である。表5に試験条件を示す。試験軸受に所定の荷重を加え、ハウジングの中に硬質異物を含んだ油を約30ml注入し、2000min⁻¹で軸受内輪を回転させて試験を行った。はく離の検知は2.1.2の人工圧痕寿命試験と同様である。

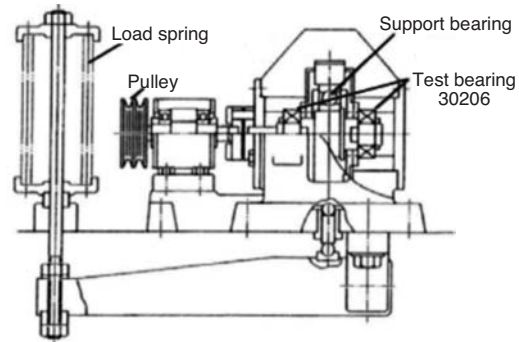


図5 30206用寿命試験機の模式図
Schematic drawing of rolling contact fatigue life tester for tapered roller bearing

表5 異物混入潤滑寿命試験の条件

The conditions of life test under contaminated lubrication

荷重 kN	F _r	17.64
	F _a	1.5
接触面圧 P _{max}	GPa	2.5
内輪の回転速度	min ⁻¹	2,000
潤滑	タービンオイル (VG56) 油浴給油、油量約 30ml	
異物量	1.0 g/L	
異物の種類	KHA30相当材のガスアトマイズ粉 大きさ：108~180μm 硬さ：HV800程度	
計算寿命 h	168.8	

2.2.3 試験結果

図6に試験結果のワイブル分布を示す。表6に試験結果の一覧を示す。L₅₀寿命で見ると従来品のSCr420浸炭品は37.5h, SUJ2普通焼入品は70.3h, 0.4 mass%Nは149.1hとなった。人工圧痕寿命試験と同様に、内・外輪、転動体に浸炭窒化処理を施すことで、長寿命が得られることが確認できた。軸受鋼へ高濃度窒化し、表面窒素濃度を0.4mass%にした軸受の異物混入潤滑下での寿命は、清浄油寿命潤滑下におけるSUJ2普通焼入品の計算寿命より少し短い程度におさまると考えられる。

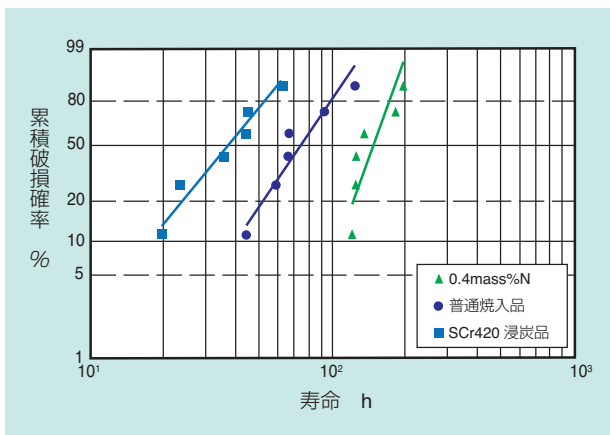


図6 異物混入潤滑寿命のワイブル分布
Weibull distributions of life test under contaminated lubrication

表6 異物混入潤滑寿命試験の試験結果
Results of life test under contaminated lubrication

材質	試験個数	L ₁₀ 寿命	L ₅₀ 寿命	ワイブルスロープ
0.4mass%N	6	107.7	149.1	5.8
普通焼入品	6	44.0	70.3	4.0
SCr420浸炭品	6	17.7	37.5	2.5

注) 普通焼入品の材料は別ロットである。

3. 清浄油潤滑寿命試験

前述した結果から、表面窒素濃度を高くすれば軸受の圧痕起点型はく離寿命が延命されることが分かった。しかし、軸受は異物のない清浄油潤滑下での使用が普通であるため、清浄油潤滑下でも長寿命であることを確認しておく必要がある。

3.1 軸受形状と材質

試験軸受は2.2項と同じものを使用した。

3.2 試験方法

図5に示した試験機を使用した。表7に清浄油寿命試験の試験条件を示す。試験軸受に所定の荷重を加え、ハウジングに油を供給し続けながら、内輪を2000 min⁻¹で回転させた。

3.3 試験結果

7個の0.4mass%Nを試験した結果、全数7300h以上で未はく離となった。図7にワイブル分布を示す。矢印は打ち切りを意味する。

打ち切り時間とL_n寿命の関係を式(1)に示す⁸⁾。

$$L_n = T \left\{ \frac{\ln(1-0.01C)}{N \ln(1-0.01n)} \right\}^e \dots\dots\dots (1)$$

目標寿命をL₁₀寿命、信頼水準Cを90%とし、打ち切り時間Tに7300h、試験個数Nに7個、nに10、ワイブルスロープeはころ軸受の一般的な値9/8⁹⁾を式(1)に代入すると、90%の信頼確率でL₁₀寿命は2600h以上になることが分かった。これは、清浄油寿命潤滑下での計算寿命の15倍以上であり、十分な寿命と考えられる。

表7 清浄油潤滑寿命試験の条件
The conditions of life test under clean lubrication

荷重 kN	F _r	17.64
	F _a	1.5
接触面圧 P _{max} GPa		2.5
内輪の回転速度 min ⁻¹		2,000
潤滑		タービンオイル (VG56)
計算寿命 h		168.8

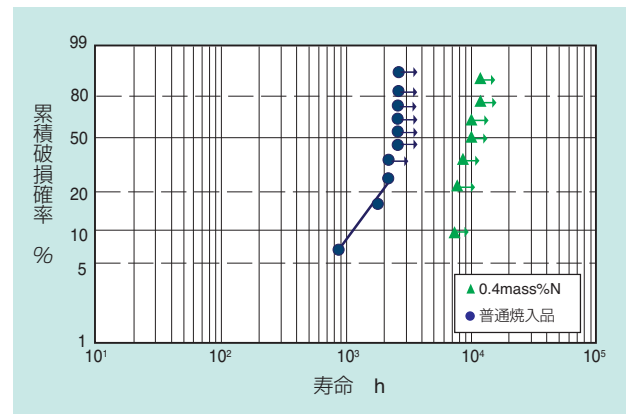


図7 清浄油潤滑寿命のワイブル分布
Weibull distributions of life test under clean oil

4. 圧痕形成性試験

上述までの結果より、表面窒素濃度を高めることで、圧痕起点型はく離寿命、および清浄油寿命を延命できることが分かった。次に、静的負荷容量の評価のため、試験片にセラミック球を一定の面圧で押し付けて、形成された圧痕の深さを評価する圧痕形成性試験を行った。

なお、本圧痕形成性試験での圧痕の大きさは前述した人工圧痕と異なり、降伏応力前後の応力で圧痕を形成しており、多くは深さが1 μm以下の微小圧痕である。

4.1 試験片形状と試験方法

図8に試験片形状を示す。圧痕を付ける試験面を鏡面に磨き、直径9.525mmの窒化ケイ素セラミック球を押し付けることで圧痕を形成した。圧痕深さは、三次元表面形状測定装置で測定した。

4.2 試験結果

図9に各試験片の最大接触面圧と圧痕深さの関係を示す。本試験では、表面窒素濃度だけでなく、焼戻温度も変化させた。

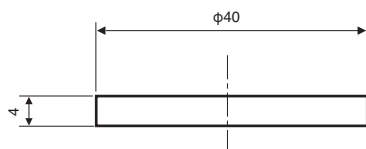


図8 圧痕形成性試験片形状
Shape of specimen that is added the dent

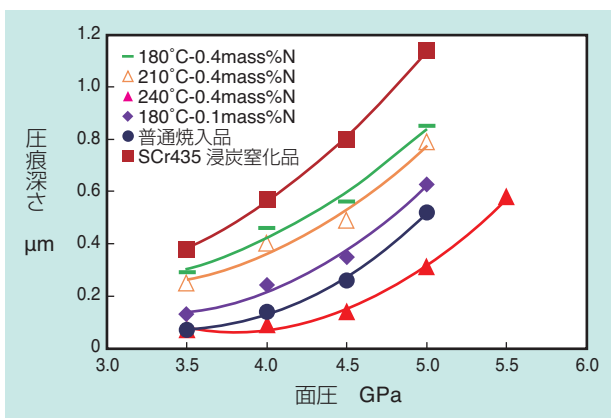


図9 荷重と圧痕深さの関係
Relations between maximum contact pressure and dent depth

図中で、例えば、「240°C-0.4mass%N」は焼戻温度が240°C、仕上げ加工後の表面窒素濃度が0.4 mass%であることを示す。180°C-0.4mass%Nは従来長寿命品のSCr435浸炭窒化品より圧痕深さが浅く、静的負荷容量が増加すると考えられる。

なお、圧痕深さは焼戻温度が高いほど浅く、表面窒素濃度が高いほど深くなる傾向がある。通常、窒化をすると圧痕深さは深くなるが、窒化後に240°Cで焼戻するとSUJ2普通焼入品よりも圧痕深さは浅くなることが分かった。

5. 考察

5.1 寿命試験

本研究でSUJ2に高濃度窒化することで、圧痕起点型はく離寿命、および清浄油寿命が延命されることが分かった。ここでは0.4mass%N品の圧痕起点型はく離寿命が延命された要因について考察する。要因としては、残留オーステナイト量の増加と窒素の固溶強化が考えられる。これら要因の軸受寿命への影響を確認するため、残留オーステナイトをSUJ2普通焼入品と同等とした高濃度窒化品の240°C-0.4mass%N品と、残留オーステナイトをSUJ2普通焼入品の半分以下とした普通焼入の240°C焼戻品の人工圧痕寿命試験を行った。

240°C-0.4mass%N品は L_{10} 寿命が47.4h、 L_{50} 寿命が87.7hでSUJ2普通焼入品と同等か僅かに長寿命となった。普通焼入の240°C焼戻品は L_{10} 寿命が17.5h、 L_{50} 寿命が46.0hでSUJ2普通焼入品よりも短寿命となった。これらの結果から、窒素の固溶強化のみでなく残留オーステナイト量も圧痕起点型はく離寿命に影響を与えていると考えられる。

5.2 圧痕深さの予測

大荷重が負荷される時でも圧痕の付きにくい材料を使えば、軸受に瞬間的な過大荷重が付加されても耐えることができる。そこで、材料の性状データと形成される圧痕深さの関係を把握し、大荷重に耐えられる軸受材料の設計指針を模索した。

SUJ2普通焼入品、SUJ2浸炭窒化品、およびSCr435浸炭窒化品に直径9.525mmの窒化ケイ素セラミックを $P_{max}=5\text{GPa}$ になる荷重で押し付け、その圧痕の深さを測定した。表8に各材質の圧痕深さと性状の一覧を示す。この結果を用いて従属変数を圧

表8 各材質の圧痕深さと性状データ
Dents depth and material properties of specimen

材 質	圧痕深さ (実測)	残留オーステナイト (vol%)	平均結晶粒径 (μm)	表面窒素濃度 (mass%)	圧痕深さ (予測)
SCr435浸炭窒化品	1.14	29.6	27.2	0.1	1.15
普通焼入品	0.52	9.0	14.1	0.0	0.45
180°C-0.1mass%N	0.63	20.1	12.7	0.1	0.67
180°C-0.4mass%N	0.85	29.6	12.3	0.4	0.88
210°C-0.4mass%N	0.79	21.9	12.3	0.4	0.71
240°C-0.4mass%N	0.31	7.6	12.3	0.4	0.39

痕深さとし、独立変数を残留オーステナイト量、平均結晶粒径、および表面窒素濃度として重回帰分析を行った。表面窒素濃度は圧痕深さへの寄与が小さいため、重回帰分析の独立変数から除外した。式(2)に重回帰分析から算出した圧痕深さの予測式を、図10に圧痕深さの実測値と予測値の関係を示す。

圧痕深さ (μm)

$$= -0.005 + 0.022 \times \text{残留オーステナイト量 (vol\%)} + 0.018 \times \text{平均結晶粒径 } (\mu\text{m}) \dots\dots\dots (2)$$

予測式の自由度二重調整済寄与率 R^{*2} は0.92であり、残留オーステナイト量と平均結晶粒径が圧痕深さに寄与していることが分かった。残留オーステナイト量が多い程、平均結晶粒径が大きい程、圧痕は大きくなる。従って、結晶粒が微細化され、残留オーステナイト量を減らした材料が過大荷重を負荷される軸受に適していると考えられる。

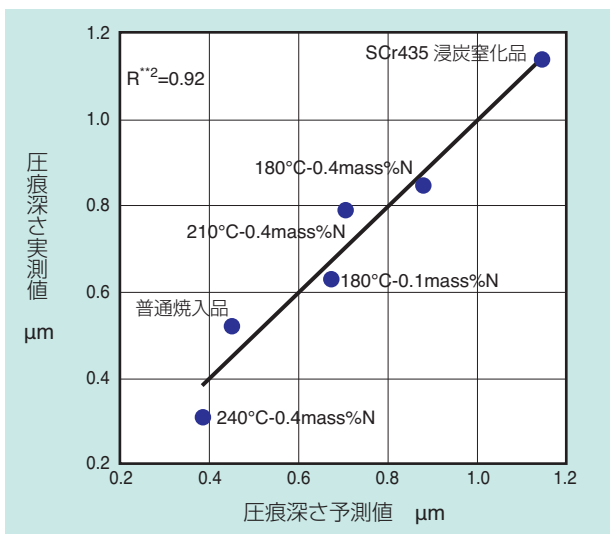


図10 圧痕深さの実測値と予測値
The measured values and predicted values of dents depth

6. まとめ

本報ではSUJ2の表面窒素濃度を高濃度にして各種寿命試験を行った結果を紹介した。

- 1) 圧痕起点型はく離寿命を評価するために、玉軸受6206の内輪の転走面に人工圧痕を付け、寿命試験を行った。L₅₀寿命では、SUJ2高濃度窒化品はSUJ2普通焼入品の約3.2倍、SUJ2従来窒化品の約1.8倍の寿命となった。
- 2) 硬質異物が混入した潤滑油を用い、内・外輪、転動体の全てに高濃度窒化した円すいころ軸受30206の寿命試験を行った。SUJ2高濃度窒化品はSUJ2普通焼入品の約2.1倍、SCr435浸炭窒化品の約1.4倍のL₅₀寿命となった。
- 3) 円すいころ軸受30206でSUJ2高濃度窒化品の清浄油潤滑寿命試験を行った結果、全数7300h以上で未はく離となり、統計学的な計算によれば90%の信頼確率で計算寿命の15倍以上になった。
- 4) 転がり軸受に瞬間的な過大荷重が負荷される場合を想定し、転動体と転動輪の接触による圧痕の付き易さを評価した。その結果、SUJ2高濃度窒化品は現行長寿命品であるSCr435浸炭窒化品よりも圧痕が付きにくくなることが分かった。SUJ2高濃度窒化品の焼戻温度を高めるとその効果は更に高まる。

参考文献

- 1) A. P. Voskamp : MICROSTRUCTURAL CHANGES DURING ROLLING CONTACT FATIGUE ,CHAPTER 3 (1996) 15.
- 2) 倉部兵次郎, 荒木透 : 鉄と鋼, vol.53 (1967) 1305.
- 3) R. C. Dommarco, K. J. Kozaczek, P. C. Bstias, G. T. Hahn, C. A. Rubin: Wear, 257 (2004) 1081.
- 4) 前田喜久男 : 工業加熱, vol.38 (2001) 2.
- 5) C.Ohki : SAE Technical Paper Series (2004) 2004-01-0634.
- 6) 大木力 : 鉄と鋼, vol.95 (2009) 695.
- 7) 清水茂夫 : 機械系のための信頼設計入門, 数理工学者, 東京,(2006) 34.
- 8) 日本信頼性学会 : 信頼性ハンドブック(1997) 209.
- 9) G. Lundberg, A. Palmgren : IVA Handlinger,(1952) 210.

執筆者近影



佐藤 大介
先端技術研究所



大木 力
先端技術研究所

表面処理剤としての天然抗酸化剤の効果 Effect of Naturally Derived Antioxidants as Surface Treatment



田口 陽介* Yosuke TAGUCHI
板橋 恵梨子* Eriko ITAHASHI
三上 英信* Hidenobu MIKAMI

トライボロジー特性や耐食性を向上させる手法のひとつに表面処理がある。例えば、DLCなどの乾式処理、めっきや黒染めなどの湿式処理が機械部品に施されてきた。しかし、湿式処理の中には廃液に環境汚染物質を含むものがあるため、環境に優しい表面処理が望まれている。本報では、「天然抗酸化剤」を処理剤とした表面処理による摩擦特性や軸受耐久性の向上について紹介する。

Surface treatment is one of the techniques of improving the tribology characteristic and corrosion resistance. For example, dry processings such as DLC and wet processings such as plating and black oxide have been used to machine parts. However, since some wet processings contain an environmental pollutant in waste fluid, an environment-friendly surface treatment is desired. In this paper, we introduce improvement of friction characteristic and bearing endurance by a surface treatment which used "natural derived antioxidants" as processing agent.

1. はじめに

近年、様々な分野で環境負荷低減への対応が要求されている。表面処理の分野でも同様であり、省エネルギー化や長寿命化などに貢献できる環境に優しい処理が望まれている。

従来から、めっきや化成処理などの耐食性や防錆性に優れた処理が使用されている。しかし、これらの表面処理は廃液に規制物質を含むことがあるため、環境への悪影響が懸念されている。

そこで、筆者らは環境に優しい表面処理として植物由来の天然抗酸化剤による処理に着目した。天然抗酸化剤を用いた表面処理例として、柿などに含まれるタンニン酸は、鋼表面に被膜を形成することが知られている^{1), 2), 3)}。しかし、これら表面処理のトライボロジー特性は、ほとんど評価されていない。

本報では、植物由来の天然抗酸化剤としてコーヒー豆などに含まれるクロロゲン酸を用いて表面処理を行い、摩擦特性、高温軸受耐久性など、各種特性に及ぼす影響について評価した。また、クロロゲン酸を用い

た被膜を表面分析し、構成元素や化学構造を詳細に調査した。

2. 天然抗酸化剤

天然抗酸化剤とは、分子内に複数のフェノール性水酸基（ベンゼン環、ナフタレン環などの芳香環に結合したヒドロキシル基）をもつ化合物（ポリフェノール）や、緑黄色野菜などに多く含まれているC₄₀H₅₆を基本構造とするカロテノイド類などの植物成分の総称である。図1に天然抗酸化剤の分類を示す。具体的な化合物としてはクルクミン、ケルセチン、イソフラボン、クロロゲン酸、カロテン、アスタキサンチンなどがある。人体に摂取されると抗酸化物質として有効に働くことが明らかになっている⁴⁾。

本報では種々の天然抗酸化剤の中から、水溶性で鋼との反応速度が比較的速いクロロゲン酸を処理剤に選定した。表1にクロロゲン酸およびその分解物であるキナ酸とコーヒー酸の構造式を示す。

クロロゲン酸は、コーヒー豆に5-10%含有され、キナ酸とコーヒー酸が脱水縮合した構造を持つ化合物である。

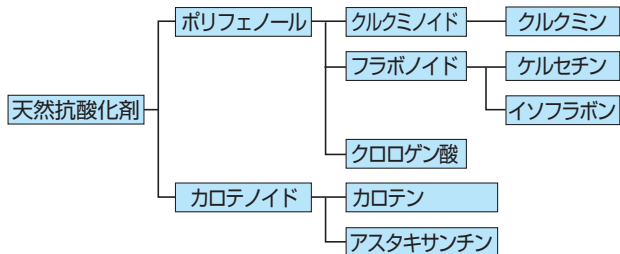


図1 天然抗酸化剤の分類
Classification of natural derived antioxidants

表1 表面処理剤の構造式
Structural formula of a surface treatment

名称	構造式
クロロゲン酸	<chem>O=C(O)C1=CC(=C(O)C=C1)OC2C(O)C(O)C(O)C2O</chem>
キナ酸	<chem>O=C(O)C1=CC(=C(O)C=C1)OC2C(O)C(O)C(O)C2O</chem>
コーヒー酸	<chem>O=C(O)C1=CC(=C(O)C=C1)C=C</chem>

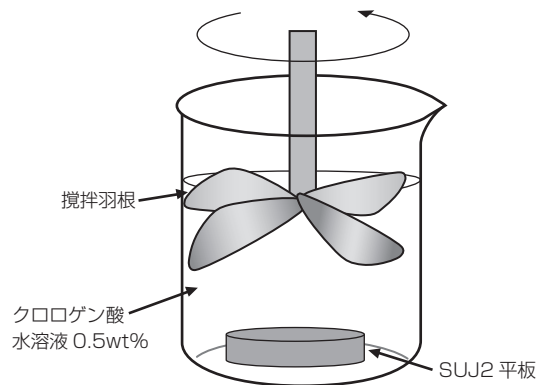


図2 クロロゲン酸処理の概略図
Schematic view of chlorogenic acid processing

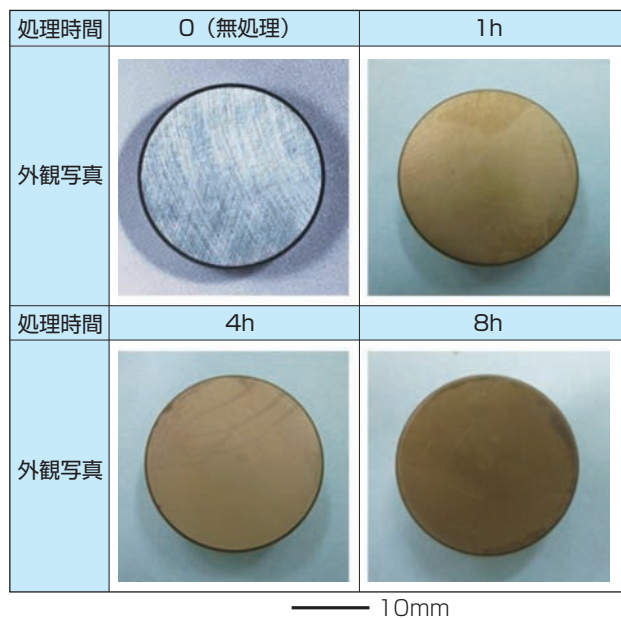


図3 クロロゲン酸処理SUJ2平板
Chlorogenic acid processing SUJ2 plate

3. 処理方法

図2にクロロゲン酸処理の概略図を示す。アルカリおよび酸洗浄による予備洗浄したSUJ2平板や深溝玉軸受用波型鉄板保持器をクロロゲン酸0.5wt%水溶液に浸漬して、室温下、攪拌しながら所定時間処理した。

図3に処理後のSUJ2平板の外観写真を示す。SUJ2平板は処理時間が長くなるにつれて色が濃くなっており、クロロゲン酸処理により鋼表面に被膜が形成されていることが分かる。

4. 各種性能評価

クロロゲン酸処理したSUJ2材の摩擦特性、グリース封入軸受の高温耐久性、防錆性を評価した。

4.1 摩擦特性

無処理、1、4、および8hクロロゲン酸処理をしたSUJ2平板と無処理11/16インチSUJ2鋼球を用いてBall-on-Disk型往復動試験機で摩擦係数を測定した。図4に試験の概略図を、表2に試験条件を示す。潤滑剤にはLi石けん/エステル油グリースを用いた。

図5に摩擦係数の測定結果を示す。試験開始直後、クロロゲン酸処理平板の摩擦係数は無処理平板と同じ

であるが、すぐに低下し始め、無処理平板よりも約0.02低下した。また、処理時間に関係なく、クロロゲン酸処理平板は無処理平板よりも低摩擦を示した。なお、クロロゲン酸処理の有無による摩耗量の差は見られなかった。

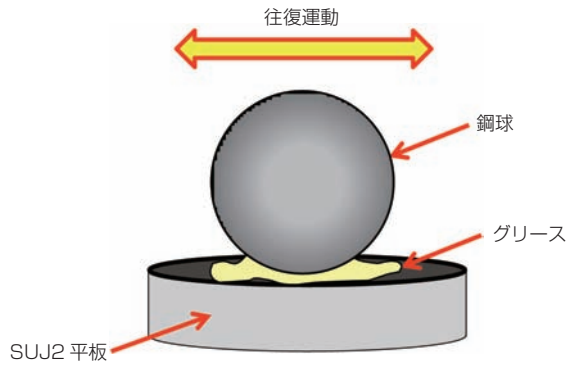


図4 往復動試験要部概略図
Principal part schematic view of a reciprocation test

表2 往復動試験条件
Reciprocation test condition

平板試験片	SUJ2 (φ24, t=8)
平板表面粗さ, Ra	0.02~0.05
相手材	11/16インチ SUJ2鋼球
グリース	Li石けん/エステル油
周波数	10 Hz
温度	40 °C
振幅	1.2 mm
荷重	15 N
最大接触面圧	0.8 GPa
試験時間	30 min

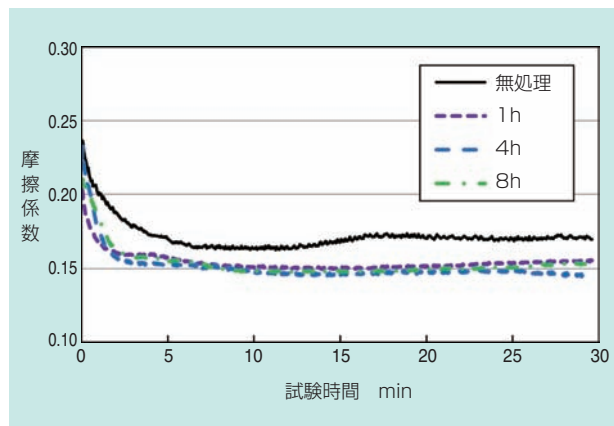


図5 摩擦係数の経時変化
Variation per hour of a coefficient of friction

4.2 グリース封入軸受の高温耐久性

クロロゲン酸処理した鉄板保持器を組み込んだ深溝玉軸受を用いて、ASTM D 3336に準拠した試験機でグリース封入軸受の耐久性を評価した。

図6に試験機の概略図を、表3に試験条件を示す。寸法安定化処理した6204 ZZ軸受（内径20mm×外径47mm×幅17mm）に無処理, 1, および4hクロロゲン酸処理した鉄板保持器を組み込んだ。Li石けん/エステル油グリースを0.71g封入し、ラジアル, アキシャル荷重を67N負荷して, 150°C, 10,000min⁻¹での焼き付き寿命を評価した。試験は処理時間ごとに3回行い, n=3の平均寿命として評価した。

図7にクロロゲン酸処理した鉄板保持器の外観を、表4にクロロゲン酸処理保持器表面のSEM（走査型電子顕微鏡, Scanning Electron Microscope）写真と算術平均粗さRaを示す。保持器表面は処理時間が長くなるにつれて表面が粗くなった。

図8に高温軸受耐久試験結果を示す。1h処理保持器は寿命への効果は見られない。4h処理保持器は無処理保持器と比べ、2倍以上の長寿命であった。

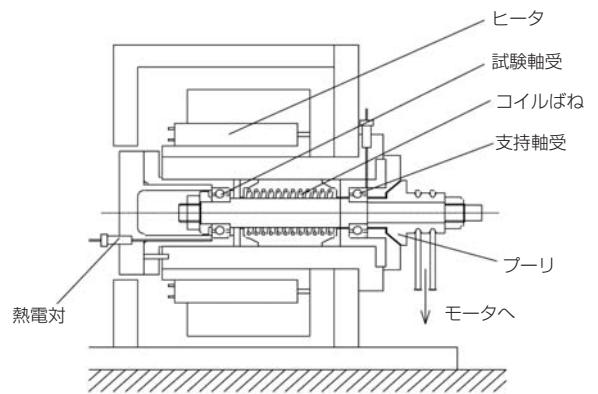


図6 高温軸受耐久試験装置
High temperature bearing endurance test equipment

表3 高温軸受耐久試験条件
High temperature bearing endurance test condition

軸受	深溝玉軸受 6204ZZ 内径20mm × 外径47mm × 幅17mm
封入グリース	Li石けん/エステル油
グリース封入量	0.71 g
軸受温度	150 °C
回転速度	10,000 min ⁻¹
ラジアル荷重	67N
アキシャル荷重	67N

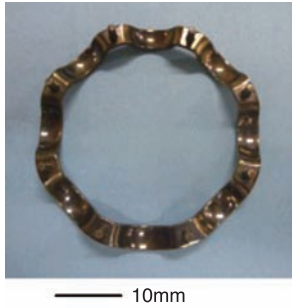


図7 クロロゲン酸処理4h後の保持器
Retainer after chlorogenic acid processing 4 hour

表4 鉄板保持器の電子顕微鏡写真
SEM images of steel retainer surfaces

処理時間, h	Ra, μm	電子顕微鏡写真
0(無処理)	0.15	
1	0.15	
4	0.26	

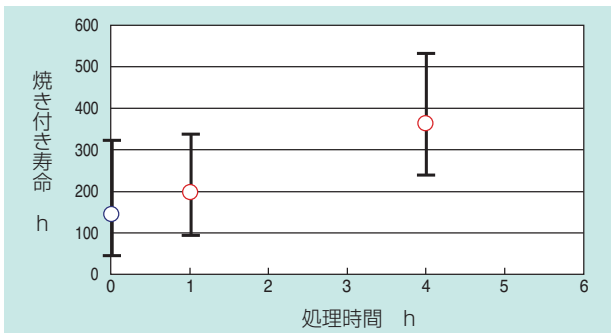


図8 高温軸受耐久試験結果
High temperature bearing endurance test result

4.3 防錆性

JIS K 2246に準じて湿潤さび試験をした。図9に試験の概略図を、表5に試験条件を示す。4hクロロゲン酸処理した80×60×1.2mmのSPCC材を試験片とした。比較として、無処理および鋼表面に黒染め処理をした試験片を用いた。これらの試験片を、さび止め油などの油脂類を塗布しない乾燥状態のまま試験片架台に吊るし、49℃、相対湿度95%以上の雰囲気中にさらした。24h毎に試験片のさびの有無を調べた。

表6に湿潤さび試験結果を示す。無処理試験片は試験開始24h後からさびが発生し始めた。一方、クロロゲン酸処理試験片は、1ヵ月経過した時点では、さびの発生がほとんど確認されなかったが、2ヵ月経過するとさびが発生した。黒染め処理試験片は3ヵ月経過後もさびの発生は見られなかった。クロロゲン酸被膜は黒染めには劣るものの、さび発生を抑制する効果があることが分かった。

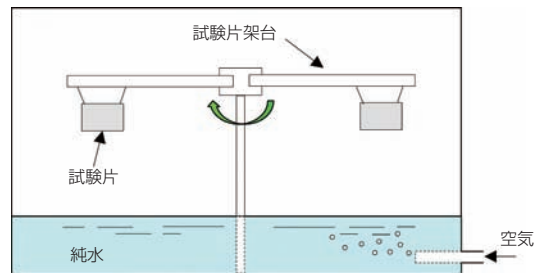


図9 湿潤さび試験の概略図
Schematic view of a moisture rust test

表5 湿潤さび試験条件
Moisture rust test condition

項目	試験条件
(1)試験片架台の回転数	0.33mm ⁻¹
(2)試験片つり下げ位置の温度	49±1℃
(3)相対湿度	95%以上
(4)空気流量	装置内容積の3倍/h
(5)水槽の温度	(2)および(3)の条件に適合するように調節
(6)水	純水

表6 湿潤さび試験結果
Moisture rust test result

試験時間	表面処理		
	無処理	黒染め	クロロゲン酸処理
24h	×	○	○
1ヵ月	×	○	○
2ヵ月	×	○	△
3ヵ月	×	○	×

○：さび未発生 △：一部さび発生 ×：全面さび

5. 表面分析

クロロゲン酸被膜には摩擦低減効果，グリースの焼き付き寿命の延命効果および防錆効果が見られた．そこで，これらの効果が得られる理由を明確にするため，SUJ2平板に処理した被膜の表面を分析した．

5.1 XPS分析

クロロゲン酸処理表面の構成元素および結合状態をXPS（X線光電子分光法，X-ray Photoelectron Spectroscopy）を用いて調査した．

5.1.1 定性分析（サーベイ分析）

図10にSUJ2平板に4h処理した表面の構成元素を示す．被膜表面から，C，O，Feが検出された．

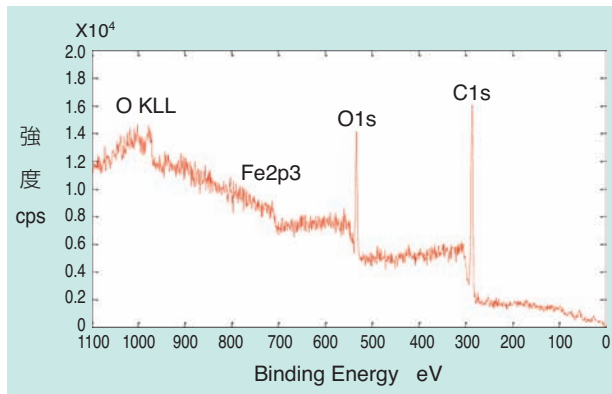


図10 被膜表面のXPSスペクトル
XPS spectrum on the surface of a film

5.1.2 深さ方向分析

図11～13にSUJ2平板に4h処理した表面のC，O，Feのナロースペクトルを示す．図に示すスパッタによるエッチング時間は0，5，10，および15 minで，エッチング速度はSiO₂の標準試験片で30nm/minに相当する．

C1sスペクトルはピーク位置に変化が見られ，被膜の最表面はC-OおよびC-C結合で，深くなるに従いC-Feの結合にシフトしていく（図11）．O1s，Fe2p3スペクトルから，最表面のFeはFe₂O₃で，深くなるに従いC-FeあるいはFeが増えていくことが分かった（図12，13）．

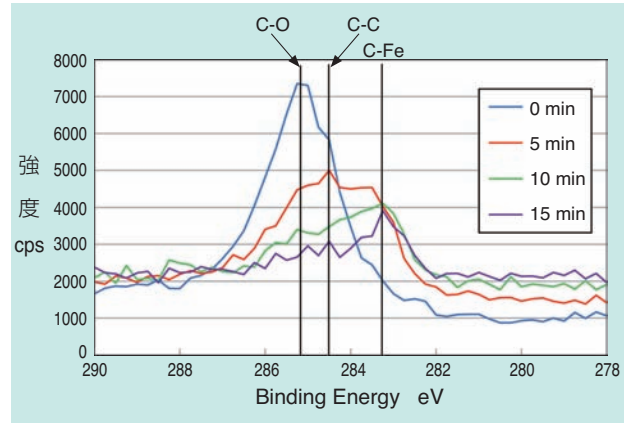


図11 クロロゲン酸被膜のC1sスペクトル
C1s spectrum of chlorogenic acid film

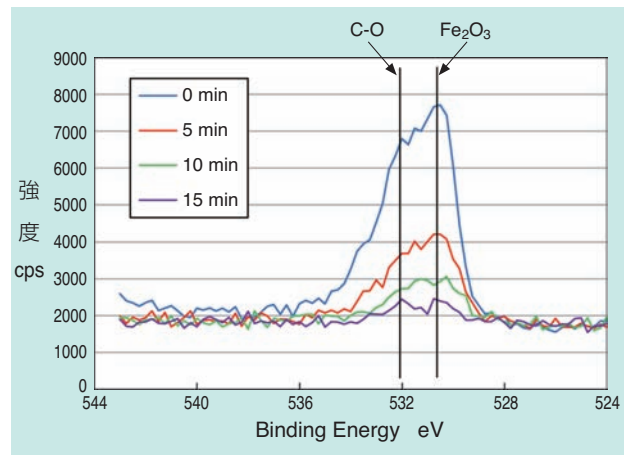


図12 クロロゲン酸被膜のO1sスペクトル
O1s spectrum of chlorogenic acid film

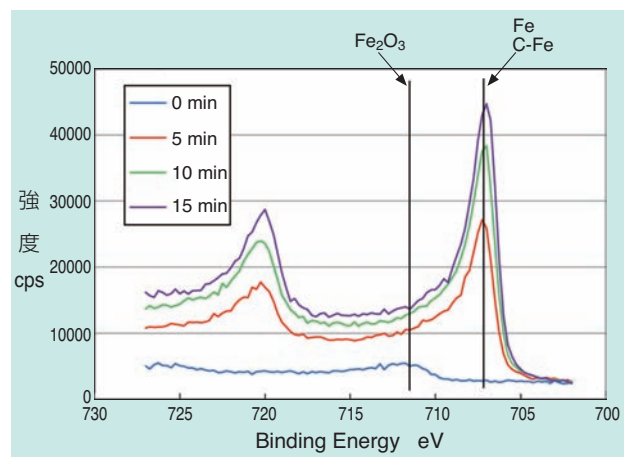


図13 クロロゲン酸被膜のFe2p3スペクトル
Fe2p3 spectrum of chlorogenic acid film

図14にSUJ2平板に4h処理した表面の組成比を示す。最表面はCが最も多く、Feはほとんど見られない。深くなると、Cが減少するとともに、Feの割合が増加した。

図15に処理時間ごとのC濃度を示す。無処理および1h処理した場合、Cは最表面のみしか検出されなかったが、4h以上の処理では約25~30分間のスパッタ後もCが検出された。このXPS装置で約25~30分間スパッタした時のエッチング深さは、約0.7~0.9μmである。

XPS分析により、クロロゲン酸処理被膜は、厚さ0.7~0.9μmであり、C、O、Feで構成されることが分かった。最表面層は、CリッチでC-OおよびC-C結合を含む化合物層と少量のFe₂O₃から成る。内部へ行くに従い、C、Oは減少し、Feが増す。表層にあったFe₂O₃は減少し、C-Fe結合を持つ化合物が増える。

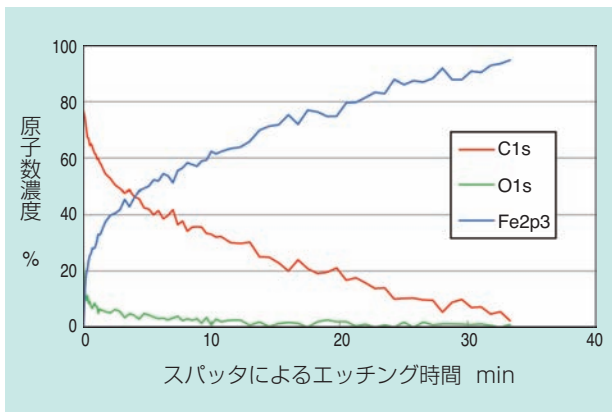


図14 クロロゲン酸被膜の組成比
Compositional ratio of a chlorogenic acid film

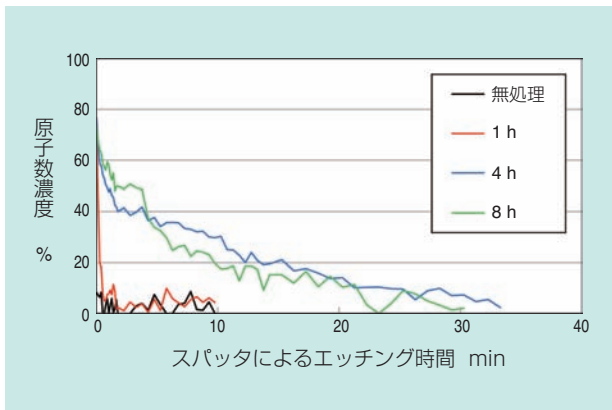


図15 C1sのクロロゲン酸処理時間の影響
Influence of chlorogenic acid processing time

5.2 TOF-SIMS分析

XPS分析結果から、クロロゲン酸被膜の表層はC-O、C-C結合を含む有機物であると考えられるため、TOF-SIMS（飛行時間二次イオン質量分析計、Time of Flight Secondary ion Mass Spectrometer）分析をした。

図16にクロロゲン酸試薬のマスペクトルを示す。図16の主ピーク（m/z=353）から、クロロゲン酸イオン（C₁₆H₁₇O₉⁻）が検出された。

図17に4hクロロゲン酸処理SUJ2平板のマスペクトルを示す。図17 (a) より、m/z=353に相当するクロロゲン酸イオン（C₁₆H₁₇O₉⁻）は検出されなかった。しかし、図17 (b) および (c) に示すようにクロロゲン酸処理SUJ2平板から、キナ酸イオン（C₇H₉O₄Fe⁻）やコーヒー酸イオン（C₉H₇O₅Fe⁻）に類似したフラグメントイオンを検出した。

よって、クロロゲン酸被膜は表層にクロロゲン酸分解物であるキナ酸やコーヒー酸が被膜の一部を形成していることが分かった。

摩擦低減メカニズムの追及は今後の課題であるが、クロロゲン酸による処理は表層にクロロゲン酸の分解物であるキナ酸、コーヒー酸を含むCリッチの軟質膜が形成されており、これらの「なじみ効果」により低摩擦になったと推測される。

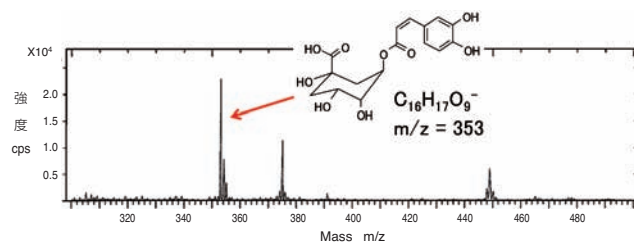


図16 クロロゲン酸試薬のマススペクトル
Mass spectrum of a chlorogenic acid agent

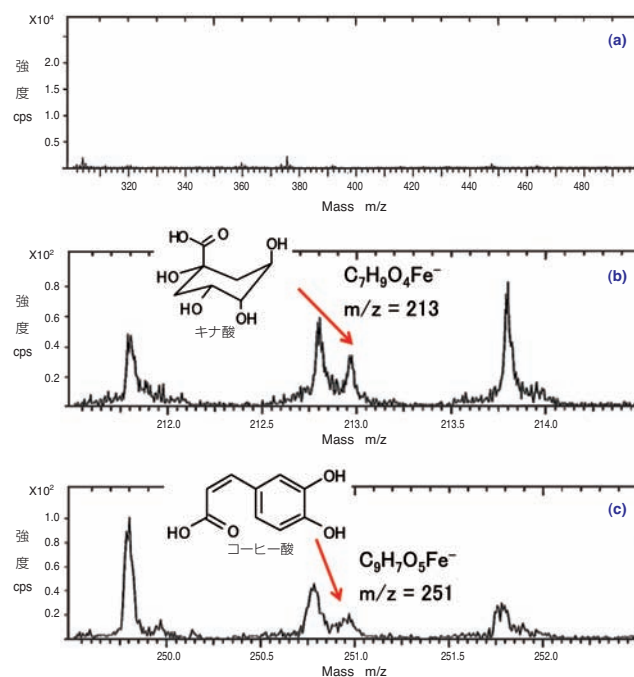


図17 クロロゲン酸処理SUJ2平板のマススペクトル
Mass spectra of a chlorogenic acid processing SUJ2 plate

6. まとめ

クロロゲン酸を表面処理剤として適用すると、摩擦特性、グリース封入軸受の焼き付き寿命および防錆性が向上することが分かった。

SUJ2平板に処理したクロロゲン酸被膜の膜厚は4h以上で一定となる。また、被膜の最表面は有機物で、基材に近づくに従いC-Feの化合物であることが分かった。さらに、キナ酸やコーヒー酸などのクロロゲン酸分解物が被膜表面に存在することが分かった。この被膜が各種特性に影響したと考える。

クロロゲン酸処理は、今回紹介した特性以外にも、省エネルギー化、長寿命化など高機能処理として利用することが期待できる。また、処理後の廃液にクロロゲン酸しか含まないため、環境負荷に優しい処理である。

今後は、クロロゲン酸処理被膜が及ぼす各種特性メカニズムを解明するとともに、この表面処理を各種用途に適用し、環境負荷低減に努めていきたい。

参考文献

- 1) 柴田芳昭, 城元孝之, 湯浅真, 関根功, 今濱敏信, 和気敏治, “中性水溶液での没食子酸による軟鋼の腐食抑制, 表面技術, 44, 4 (1993) 347
- 2) 加藤正義, 黒田孝一, 山本大輔 共著: 金属表面工業全書 13, 金属腐食防食技術 (槇書店, 1969)
- 3) 腐食防食協会編: 防食技術便覧 (日刊工業新聞社, 1986)
- 4) 西野輔翼, “フリーラジカル理論の発展と老化予防食品”, CMCテクニカルライブラリー, pp.14-21, (1999)

執筆者近影 (所属は開発当時のもの)



田口 陽介
先端技術研究所



板橋 恵梨子
先端技術研究所



三上 英信
先端技術研究所

複列アンギュラ玉軸受の耐グリース漏えい技術 Grease Leakage Prevention for Double-Row Angular Ball Bearings



グリース密封玉軸受からのグリース漏れは、軸受の寿命低下や周囲の汚染を引き起こす。グリース漏れは相対回転する内輪シール溝とシールのリップ部との間から生じる。そこで、内輪シール部へのグリース付着を抑制できる特殊形状の波形保持器を開発し、耐グリース漏えい性の向上を図ってきた。

本報では、波形保持器で確立した耐グリース漏えい技術を冠形保持器に適用し、本保持器が組み込まれる複列アンギュラ玉軸受の耐グリース漏えい性の向上を試みた。その結果、本保持器を組み込んだ軸受は優れた耐グリース漏えい性を有することがわかった。また、本保持器の構造解析を行い、実用上十分な強度を有することを確認した。

川村 光生* Mitsuo KAWAMURA
佐藤 則秀* Norihide SATO
坂口 智也* Tomoya SAKAGUCHI
和泉 麻理子** Mariko IZUMI

Grease leakage from sealed bearings filled with grease makes bearing lives shortened and the peripheral parts polluted. The grease leakage generally occurs between relatively rotating inner seal grooves and seal lips. Hence, the authors had developed shape modified ribbon cages which suppress the grease transfer to the seal grooves and improved grease leakage prevention performance of ball bearings.

By adapting the approach of grease leakage prevention for ribbon cages to snap cages, grease leakage prevention performance of double-row angular ball bearings was examined. These experimental results revealed that the bearings with the modified snap cages have excellent grease leakage prevention performance. In addition, structure analyses of the cage were conducted and the modified snap cage was confirmed to be strong enough in practical use.

1. はじめに

グリース密封軸受からのグリース漏れは、寿命の低下や周囲の汚染を引き起こす。グリース漏れ軽減のため、内輪シール溝へのシールリップの押し付け力の増加¹⁾や、シールリップの形状変更²⁾などの対策が採られるが、回転トルクの増加や、高コスト化に繋がる。また、グリース封入量の削減もグリース漏れ低減に有効であるが、グリース潤滑寿命の低下が避けられないため、漏れない範囲でできるだけ多量のグリースを封入することが多い³⁾。

そこで、軸受からのグリース漏れは内輪シール溝とシールのリップ部との間から生じることから、内輪のシール溝部へのグリース付着を抑制できる特殊形状の波形保持器を考案し、本保持器がグリース漏えいの抑制に効果があることを確認した^{4), 5)}。

グリース漏れが生じやすい軸受の運転条件は、外輪回転で起動停止が多い場合である^{4), 5)}。代表的な事例として、自動車電装補機用の複列アンギュラ玉軸受が挙げられる。軸受から漏れたグリースが補機ベルトに付着すると、ベルトが滑り、電装補機を十分に駆動できない場合がある。そのため、軸受自体でのグリース漏れの対策が求められている。

上記の複列玉軸受には、2列の軌道溝を有する軸受の構造上の制約から、2つの冠形保持器が軸受両端面側から挿入されている。

本報では、波形保持器において確立した耐グリース漏えい技術を冠形保持器に適用し、複列玉軸受の耐グリース漏えい性の向上を試みた。

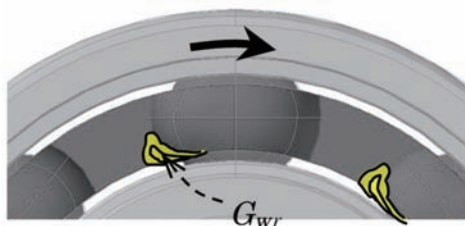
*先端技術研究所

**自動車事業本部 CAE技術部

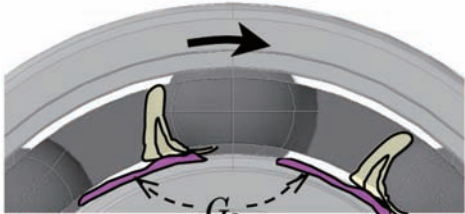
2. 波形保持器の耐グリース漏えい技術^{4), 5)}

軸受からのグリース漏れは内輪シール溝とシールのリップ部との間から生じるため、内輪シール溝部へのグリース付着がグリース漏れの必要条件である。グリース漏れが生じやすい外輪回転で運転した場合の転動体から内輪シール溝へのグリース移動経路は、実物の観察結果から以下のように推定される(図1)。

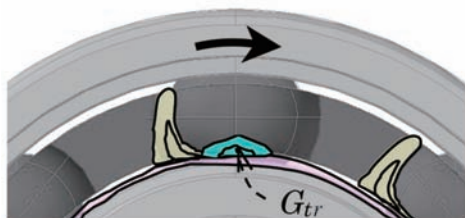
- I) 自転する転動体に付着しているグリースは、保持器ポケットの内径側エッジでかき取られ、図1a)の G_{wr} のようにポケットの縁に付着する。
- II) ポケットの縁のグリース G_{wr} の堆積量が増すと、図1b)の G_o のように内輪外径部にもグリースが付着する。



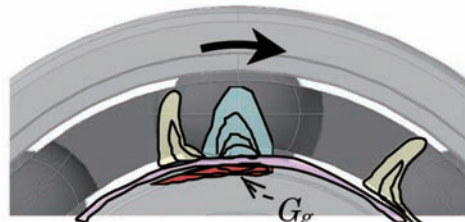
a) Wiping step



b) Grease transfer step to outer surface of inner ring



c) Grease transfer step to pocket center area



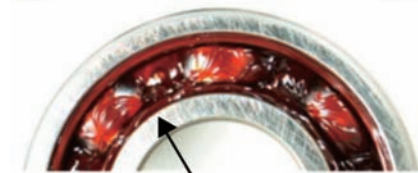
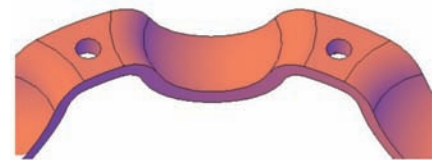
d) Grease shift step to inner seal groove

図1 転動体から内輪シール溝へのグリース挙動
Grease behavior from ball surface to inner ring seal groove

III) 内輪外径部のグリース G_o が増加すると、これに対峙する保持器の内径面にグリースが付着する。ただし、この位置は軸方向に最も膨らんでいるポケット中央部であり、結果として図1c)の G_{tr} のようなグリース付着が生じる。

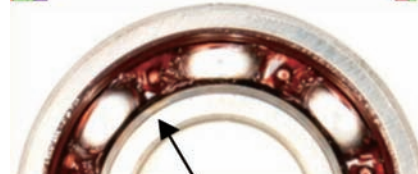
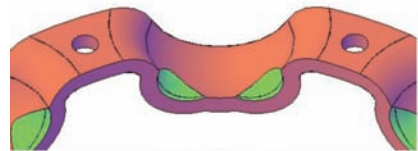
IV) グリース G_{tr} が増加する際、その一部のグリースは内輪シール溝へも押し出され、図1d)の G_g のように付着する。本現象が続くと、内輪シール溝全周にわたりグリースが付着する。

標準の波形保持器および以前に開発した耐グリース漏えい性を有する波形保持器、ならびにこれらの保持器を組み込んだ軸受を外輪回転させた場合のグリースの付着状況を図2にそれぞれ示す。図2a)は標準とした一般的な波形保持器であり、外輪回転させると内輪シール溝に多量のグリースが付着する。図2b)は耐グリース漏えい性を有する波形保持器であり、ポケット内径面の2箇所が凹んでいる。外輪回転させても、内輪シール溝にグリースが付着しない。シールを付けて運転した場合にも、軸受からのグリース漏れが大幅に軽減することを確認した。



Grease on inner ring seal groove

a) Conventional ribbon cage



No grease on inner ring seal groove

b) Cage of recessed pocket at diagonal positions

図2 保持器形状と外輪回転後のグリース挙動
Shape of cages and location of grease of ball bearings after outer ring rotation

3. 冠形保持器におけるグリース挙動

図3に示すように、複列玉軸受では、冠形保持器のポケット反開口側は軸受の端面側を向く。よって、ポケット反開口側のシール溝へのグリース移動を抑制すれば、軸受からのグリース漏れを防ぐことができると思われる。

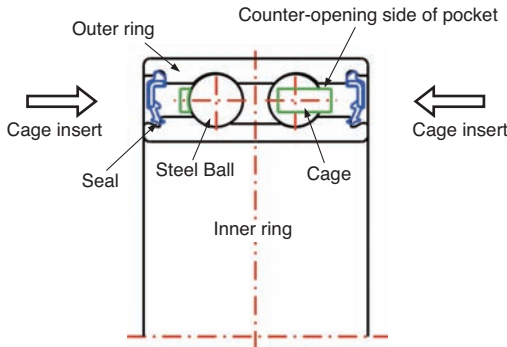


図3 複列アンギュラ玉軸受の断面構造
Cross section view of double-row angular bearings

冠形保持器を組み込んだ深溝玉軸受6203のポケット反開口側のグリース挙動を調査した。グリース付着状態の視認性向上のため、グリースは赤色、保持器は白色に着色した。グリースの増ちょう剤はウレア系で、混和ちょう度は280である。軌道面に0.5gのグリースを封入し、7.8Nのアキシャル予圧下で外輪を右方向に極低速度で回転させた。

外輪の回転角度が0, 180, 360, 720, 1080 および1800°の時点のグリース付着状態を図4に示す。図4のb) とc) では、保持器と軌道輪との間にグリースが確認され、回転直後に転動体に付着したグリースが保持器にかき取られていることがわかる。図4d) ではポケット反開口側の保持器端部にグリースが認められる。図4e) では、内輪の外径部とシール溝の境界部にグリースが付着し、図4f) ではこのグリースが増加し、シール溝部に付着し始めている。

上記のシール溝部へのグリース付着は、図4d) に示すポケット反開口側の保持器端部のグリース付着により引き起こされると推定する。そこで、ポケット反開口側の保持器端部のグリース付着の発生過程を確認するため、数値流体力学（CFD）解析を用いてグリース挙動を検討した。

CFD解析では、グリースのレオロジー特性を導入した流体と空気を軸受内部の空間に配置した。グリースの界面位置の計算には、混相流の界面を計算する方

法の一つであるVolume of fluid法を用いた。周期対称性を有するため1ポケット分の領域のみを対象とし、非圧縮かつ層流仮定で非定常解析を行った。なお、単純化のため流体の温度および密度は一定とし、計算上の制約から玉と軌道面の間にわずかなすきまを設けた。

軸受の回転に伴い移動したグリースの付着状況の解析例を図5に示す。赤と黄色はともに軸受内部のグリ

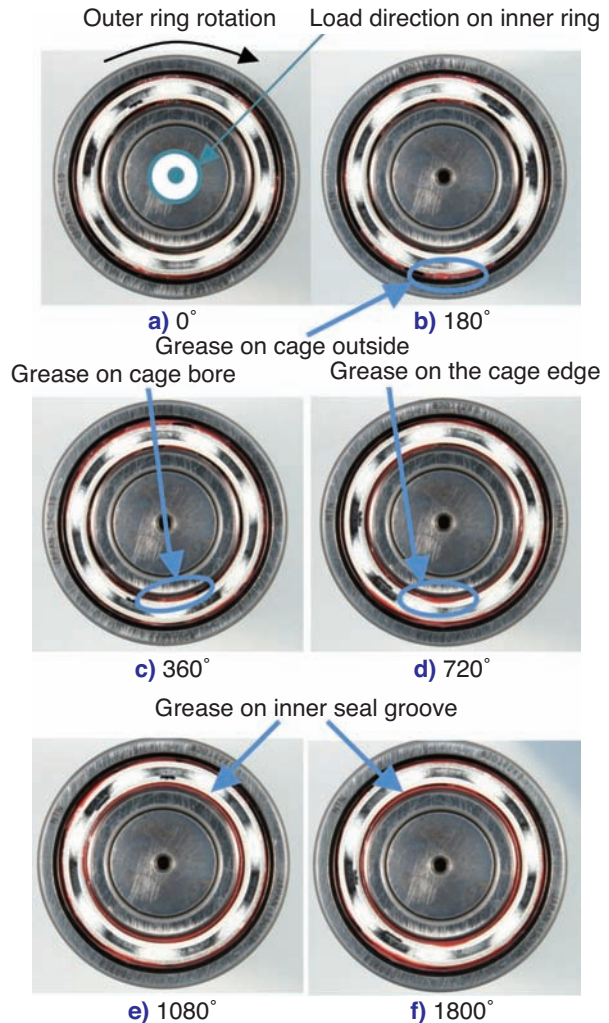


図4 深溝玉軸受のポケット反開口側のグリース挙動
Grease behavior in a deep groove ball bearing in the closed side view of cage pocket

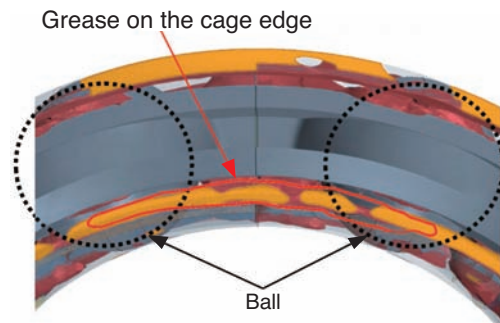


図5 グリース挙動の数値計算例
Result of numerical simulation of grease behavior in deep groove ball bearings

ースを表し、黄色はシールの表面に付着した部分を表す。
 解析結果図5においても図4d)と同様の傾向がみられ、本解析の過程において、玉に付着したグリースが、ポケットの端でかき取られ保持器内径面に堆積し、その量が増加すると、ポケット反開口側の端部にグリースが移動することを確認した。

以上の観察および解析の結果より、冠形保持器のポケット反開口側における内輪シール溝へのグリース移動経路を図6のように推定した。

- I) 転動体に付着したグリースの一部が保持器の内径部でかき取られ、図6a)のグリース G_{ws} のように堆積する。
- II) 保持器の内径部でかき取られたグリース G_{ws} が増加し、図6b)のグリース G_o のように内輪外径部に付着する。

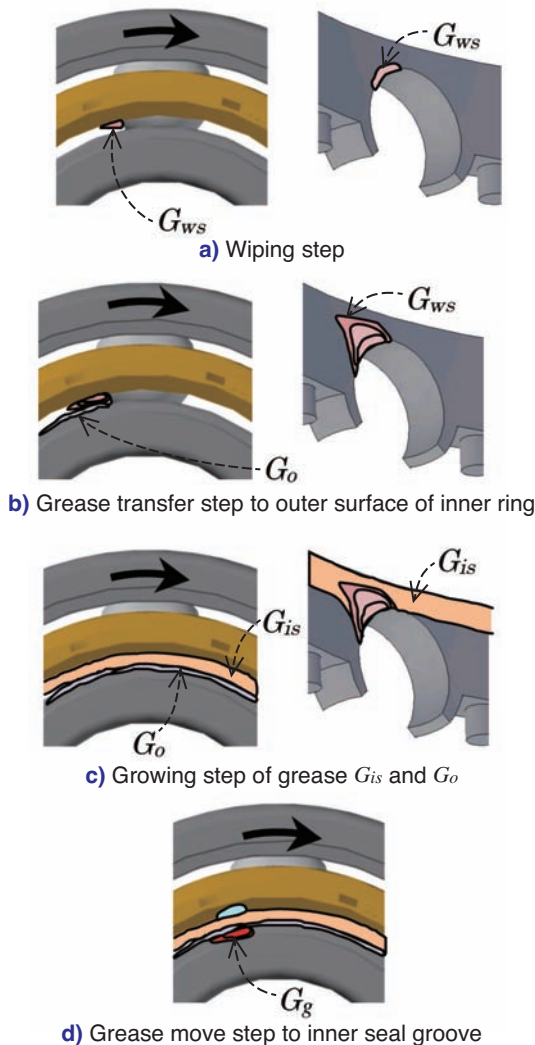


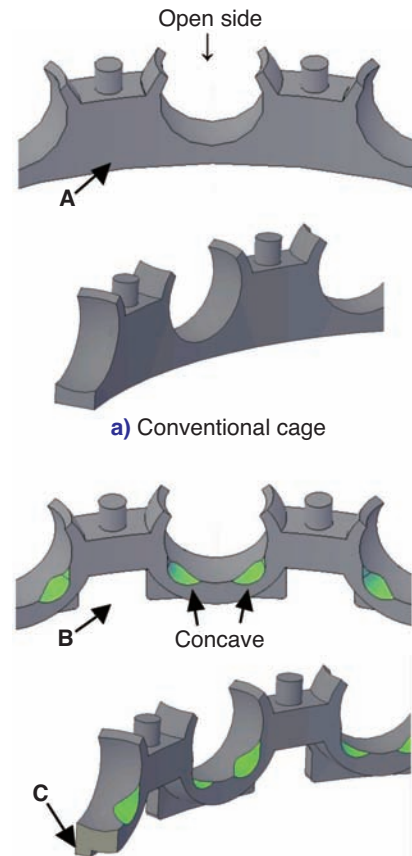
図6 冠形保持器を組み込んだ玉軸受における玉表面から内輪シール溝へのグリース移動経路
 Grease behavior from ball surface to inner seal groove in ball bearings with snap cages

- III) 回転に伴って上記 I)と II)が繰り返され、図6c)のグリース G_{is} や G_o のように、保持器内径および内輪外径の全周にわたってグリースが付着する。
- IV) さらにグリース G_{ws} の増加や軌道と玉の間に挟まれ軸方向に押し出されたグリースにより、グリース G_o および G_{is} が押し出され、図6d)のグリース G_g のようにシール溝へ付着する。保持器と内輪とは相対回転するため、グリース G_g は全周に広がる。

アキシャル荷重を逆方向に負荷した場合においてもグリースの付着状況に大きな変化はなく、内輪シール溝部にグリース付着が生じた。

4. 耐グリース漏えい性を有する冠形保持器

図7a)に示す標準の冠形保持器に対して、前章のグリース移動経路の推定および2章の結果に基づき、図7b)に示す形状の保持器を考案した(以降、形状変更保持器と称す)。形状変更保持器のポケット内径部には、波形保持器の場合と同様の位置に凹みを設け



b) Shape modified cage

図7 冠形保持器の形状
 Snap cage shape

た。これは保持器内径部でのかき取りの抑制を意図するものである。また、図7a)のA部は、図6c)の G_{is} のようなグリースが堆積しやすいため、図7b)のB部のように保持器の剛性が低下しない範囲で肉ぬすみを施した。また、保持器強度を確保するため、最小断面積となるポケット底部に、図7b)のC部のような円環状の補強部を設けた。保持器の強度は7章で検討する。

なお、ポケット同士の間にある軸方向への円柱状の突起は、軸受組み立て時の製造上の理由によるものである。

5. 耐グリース漏えい性の評価方法

考案した保持器の性能を評価するために、グリース挙動への影響および軸受からの耐グリース漏えい性を確認した。

5.1 グリース挙動試験

保持器の形状変更によるグリース挙動の変化を確認するため、複列アンギュラ玉軸受を表1に示す条件で運転し、内輪シール溝のグリース付着状態を観察した。この観察では、保持器ポケットの反開口側でのグリース挙動の差異を詳細に確認する必要があるため、運転前のグリースは全て、ポケット開口側から封入した。そのため、軌道輪を軸方向中央で切断し、単列としたアンギュラ玉軸受を用いた。

表1 形状変更保持器の効果確認条件
Examination condition of shape modified cage effect

Bearing type	Double-row angular bearing
Bearing size, mm	$\phi 35 \times \phi 50 \times 20$
Outer ring rotation speed, min^{-1}	1,800
Rotating time, s	10
Axial load, N	39.2

5.2 グリース漏れ試験

軸受状態での耐グリース漏えい性を定量的に評価するため、種々のグリース封入量においてグリース漏れ量を確認した。試験条件を表2に示す。試験に用いたグリースは3章で用いたものと同じである。

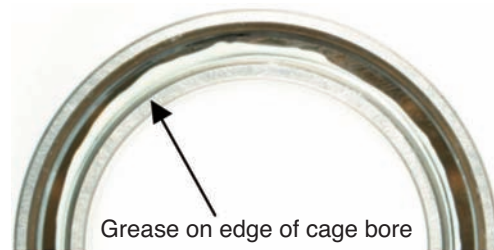
表2 グリース漏れ試験条件
Condition of grease leakage test

Bearing type	Double-row angular bearing with contact rubber seals
Bearing size, mm	$\phi 35 \times \phi 50 \times 20$
Outer ring rotation speed, min^{-1}	13,500
Axial load, N	1,470
Temperature	R.T.
Test time, h	2

6. 耐グリース漏えい性の評価結果と考察

6.1 グリース挙動試験結果

グリース挙動試験において外輪回転した後のグリースの付着状態を図8に示す。図8a)の標準保持器では、ポケット反開口側に多量のグリースが付着した。これは保持器内径側でかき取られた図6のグリース G_{ws} が多いためと考えられる。図8b)は形状変更した保持器を組み込んだ場合である。保持器内径側にわずかにグリースが付着しているのみで、保持器ポケットの反開口側、内輪の外径面やシール溝にはグリースが付着していない。



a) Double-row angular bearing with conventional cage



b) Double-row angular bearing with shape modified cage

図8 外輪回転後のグリース付着状態
Location of grease after outer ring rotation

6.2 グリース漏れ試験結果

グリース漏れ試験で得られたグリースの封入率と軸受の質量減少量との関係を図9に示す。図中の塗りつぶし記号は試験後に目視でグリース漏れが認められた軸受を表す。グリースの封入率は、軸受内部において玉と保持器が回転してもグリースが静止できる空間容積に対する比率である。この比率が100%を超えるとグリースが絶えず攪拌され、漏れやすくなる。

図9より、標準保持器はグリース封入率65%以上でグリース漏れが発生したのに対し、形状変更保持器は、グリース封入率90%までグリースが漏れていないことがわかる。

グリース漏れが目視で確認できる最小の質量減少量はおよそ0.07 gであった。この0.07 g以上のグリース漏れを生じさせないグリース封入率の限界値は、標準保持器では65%、形状変更保持器では90%である。この場合、形状変更保持器を使用することで、軸受のグリース封入量の限界値を25%増加させることができる*。

以上の結果から、形状変更保持器では耐グリース漏えい性が向上し、さらに漏れることなく利用できる軸受のグリース封入量も増加することがわかる。

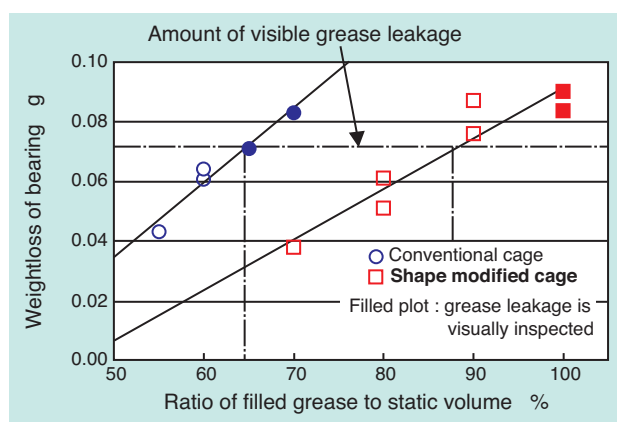


図9 グリース漏れ試験結果
Result of grease leakage test

*形状変更保持器では、標準保持器に比べ、ポケット底の断面積が増加するため、グリースが静止できる空間が狭い。この静止空間容積の変化率は2%であり、図9上では無視できる程度である。

7. 形状変更保持器の強度検討

形状変更保持器は標準保持器と形状が異なるため、運転時における発生応力の大きさや変位量が変化すると予想される。そこで有限要素法による静的な構造解析を用い、保持器強度を検討した。

冠形保持器は、軸受が高速回転すると、ポケット爪先端が外径側へ変形する。その際、ポケット爪先端と外輪との接触や、これにともなう玉とポケットの接触荷重の増加が懸念される。また、軸受にミスアライメントが生じると玉の公転速度が変動し（以降、玉の公転速度変動と称す）、保持器には比較的大きな力が玉から作用する^{6), 7)}。

以上のことから、遠心力および玉の公転速度変動に対する保持器強度を検討した。

7.1 遠心力に対する保持器強度

標準保持器と形状変更保持器において遠心力により生じる最大主応力の分布を図10に示す。保持器に生じる最大の主応力の発生個所は、標準保持器がポケッ

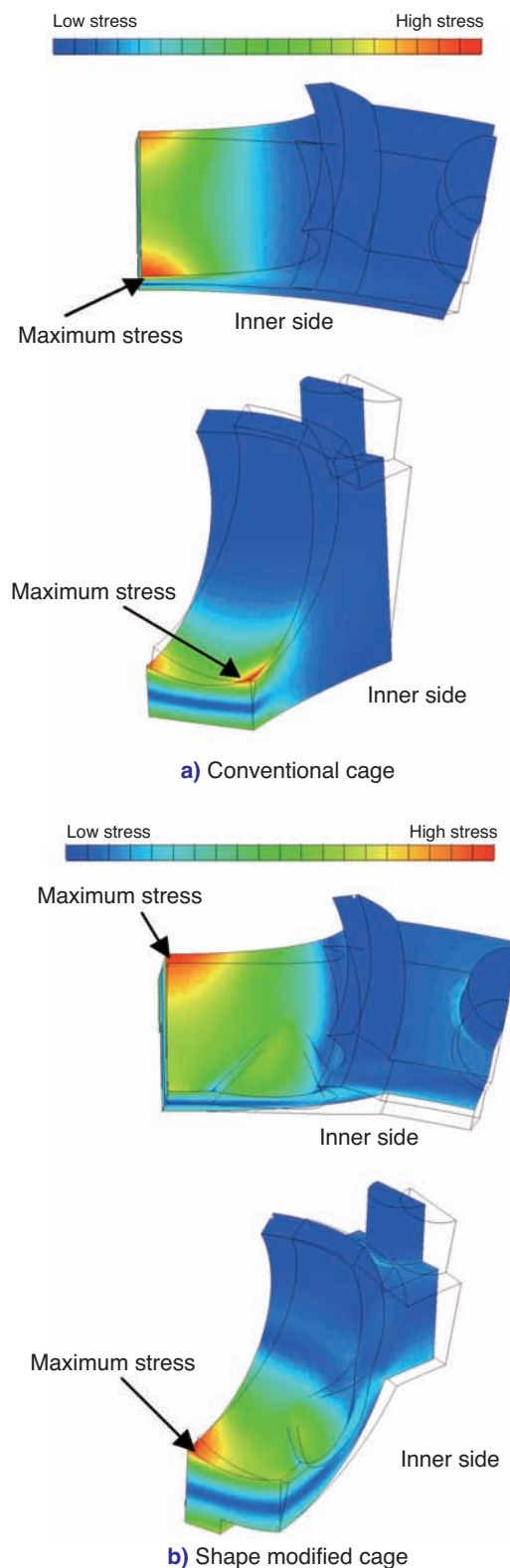


図10 遠心力による保持器の最大主応力
Maximum principal stress of cages due to centrifugal force

ト底部の内径側であるのに対し、形状変更保持器では外径側へ移動した。最大の主応力の発生個所の変化は、内径側に設けた2つの凹みとポケット同士の間の一部領域の削除により、保持器全体の変形のしやすさが変化したことによる。

両保持器の最大主応力を整理した結果を図11に示す。形状変更保持器の最大主応力は、標準保持器の2分の1に低下した。前述の変形のしやすさのバランス変化に加え、ポケット底部の断面積が増したことによるものである。

また、最大変位も図11に併記したが、形状変更保持器の最大変位は標準保持器の2分の1に減少した。最大変位が生じる外径側の爪先端部の変形にはポケット底部の強度が大きく影響するため、図7のC部の補強による効果が大きいと考える。

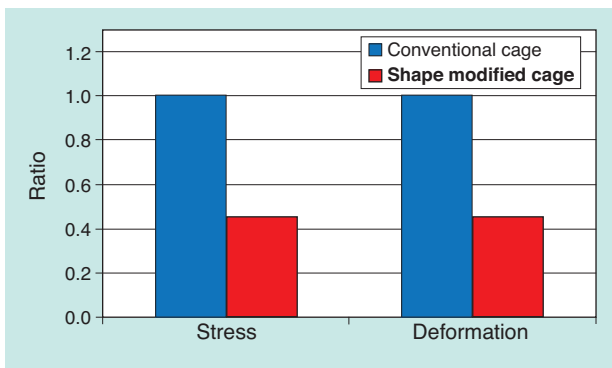
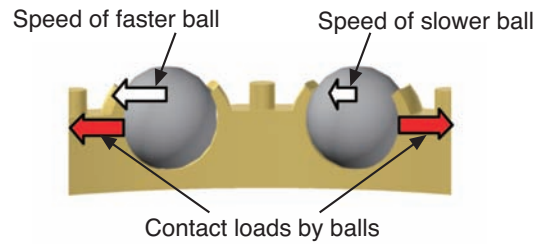


図11 遠心力による保持器の応力および変位の最大値の変化率
Ratio of maximum stress and deformation of cages due to centrifugal force

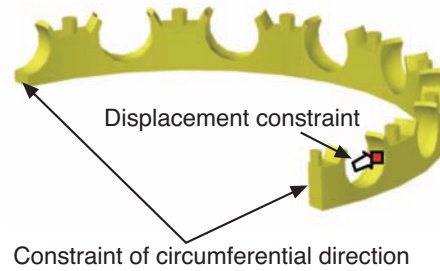
7.2 玉の公転速度変動に対する保持器強度

玉の公転速度変動が生じた場合の玉と保持器の運動状態を図12a)に示す。公転速度が速い玉と遅い玉がそれぞれポケット面と接触し、両ポケットの間の領域は引張状態になる。この条件下の保持器応力を解析するために、図12b)に示すように、全体の半周分の保持器に対して、分割した断面には周期対称の境界条件を与え、端のポケット面には玉からの接触荷重に相当する強制変位を与えた。

玉の公転速度変動により保持器に生じる最大主応力の分布を図13に示す。左側の切断面が拘束されている面で、中央のポケットの右側面に玉からの荷重が作用している状態である。図13に示すように、この玉の公転速度変動による力は、いずれの保持器においてもポケット底部で最大の主応力を発生させた。ただし、

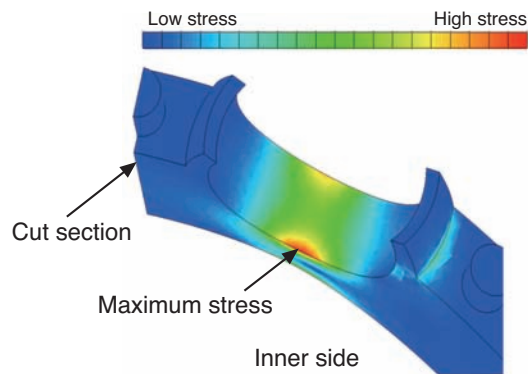


a) Loads acting on cage due to orbital speed variation of balls

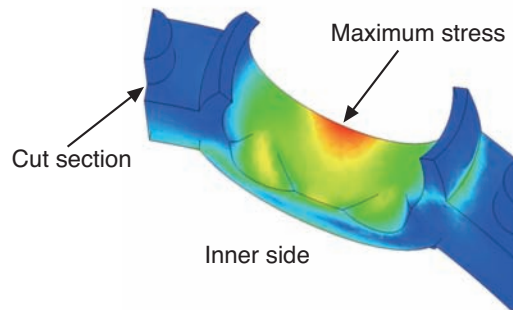


b) Boundary condition of cage stress analysis

図12 玉の公転速度変動に対する保持器の応力解析の境界条件
Boundary condition of cage stress analysis due to orbital speed variation of balls



a) Conventional cage



b) Shape modified cage

図13 玉の公転速度変動により生じる保持器の最大主応力
Maximum principal stress of cage due to orbital speed variation of balls

最大の主応力の発生位置は、標準保持器は内径側、形状変更保持器は外径側と異なる。これは変形のしやすさのバランスが変化したためである。大きなモーメント荷重が負荷した軸受を運転すると保持器がポケット底部で破断する場合があるが、これと一致する部分に最大の主応力が認められた。

最大主応力の変化率を図14に示すが、形状変更保持器の最大の主応力は、標準保持器に比べ28%低下した。

以上の解析より、高速回転下による遠心力および玉の公転速度の変動により生じる玉からの力のいずれが作用しても、形状変更保持器の発生応力は標準保持器よりも低く、実用上十分な保持器の単体強度を有していると考えられる。

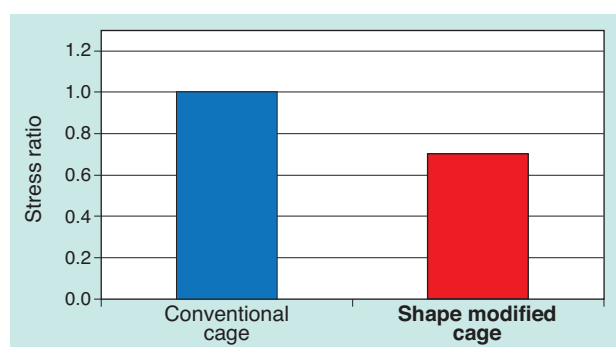


図14 玉の公転速度変動による保持器の最大主応力の変化率
Ratio of maximum principal stress of cage due to orbital speed variation of balls

8. まとめ

波形保持器用に開発した保持器の設計手法を複列玉軸受用の冠形保持器に適用し、耐グリース漏えい性を評価した。また、高速回転下での遠心力およびミスアライメント下で玉の公転速度の変動により生じる保持器の応力を有限要素解析し、形状変更保持器の強度を検討した。以下に結論を記す。

- 1) グリース挙動の観察より、形状変更保持器は保持器内径面に付着するグリース量を軽減でき、その結果、複列玉軸受の内輪シール溝へのグリース移動を抑制できることがわかった。
- 2) 形状変更保持器を組み込んだ複列玉軸受は、軸受内の静止空間容積比で90%のグリースを封入しても、グリース漏れが発生しなかった。一方、標準保持器では65%封入すると漏れ始める。
- 3) 遠心力により生じる形状変更保持器の最大の主応力は、標準保持器の2分の1に低下した。また、その際のポケットの爪先端の変位量も2分の1に減少した。また、玉の公転速度の変動により生じる形状変更保持器の最大の主応力は、標準保持器に対し28%低い。よって、形状変更保持器は実用上十分な強度を有すると推定する。

参考文献

- 1) 野崎・岡阪・久保田・赤部：電装補機用軸受の技術動向, NTN TECHNICAL REVIEW No.65, (1996), 65
- 2) NTN ボールベアリング/シールド形・シール形 カタログ: CAT.No.3015-Ⅲ/J, (2000), 3
- 3) 友部・上松：シールド軸受のグリース封入量について, 潤滑, 19, 4, 261, 1974,
- 4) 佐藤・坂口：波形保持器の形状変更による玉軸受の耐グリース漏えい性の向上, NTN TECHNICAL REVIEW, 78, 91, 2010.
- 5) 佐藤・坂口：保持器の形状変更による玉軸受のグリース漏えいの抑制, トライボロジスト, 57, 4, 281, 2012.
- 6) 角田：玉軸受の保持器に作用する力（第1報, 内外輪が互いに平行変位して軸受荷重を受ける場合）, 日本機械学会論文集（第3部）, 32, 1161, 1966.
- 7) 角田：玉軸受の保持器に作用する力（第2報, 内外輪が互いに傾けられて軸受荷重を受ける場合）, 日本機械学会論文集（第3部）, 32, 1176, 1966.

執筆者近影



川村 光生
先端技術研究所



佐藤 則秀
先端技術研究所



坂口 智也
先端技術研究所



和泉 麻理子
自動車事業本部
CAE技術部

転がり軸受のクリープメカニズム A Creep Mechanism of Rolling Bearings

丹羽 健* Tsuyoshi NIWA



軸受の軌道輪が軸あるいはハウジングに対して移動していくクリープ現象は、十分に解明されていない。本稿では、回転と同方向へ軌道輪がクリープするメカニズムとして、新たに表面に発生する進行波による自己移送現象を数値実験的に見出したので報告する。合わせて、この進行波型クリープを抑制するための設計要件についても報告する。

The mechanism of creep phenomena, in which a bearing ring gradually moves circumferentially to the stationary shaft or housing mating with the ring, has not been clarified yet. The author found a “surface traveling-wave creep” mechanism based on a numerical analysis and theoretical consideration. The creep is featured by movement in the same direction as the bearing rotation. In addition to the creep mechanism, this paper proposes a design requirement to prevent the creep.

1. はじめに

1.1 回転方向と逆方向のクリープ

曾田¹⁾は、回転方向と逆方向への軸受軌道輪のクリープ現象に関して、2つのメカニズムを説明している。

1つは比較的良く知られた、図1に示す軌道輪とハウジングあるいは軸との間のすきまに起因するものである。即ち、回転する荷重が作用するとき、荷重の向きの変化に応じて軌道輪がハウジングのはめあい面上を転がる。はめあい面と軌道輪とのすきまを c とすると、軌道輪は軸受一回転あたり πc 遅れ、相対的に軸受回転と逆方向にクリープする。

もう1つは、すきまがない場合の、軌道輪の弾性変形とすべりによるものである。今井²⁾がこのメカニズ

ムの存在を実験的にも立証しているが、曾田は図2に示すようなゴム輪を茶筒に嵌めて転がす例を挙げ「負荷面の下のある箇所でゴム輪と茶筒のあいだにわずかのすべりがおこり、これが回転により前進蓄積されるからである。」と説明している。最初、茶筒の荷重によりゴム輪が変形し周方向に伸びる。この時、変形は左右対称におこり、すべりも左右同じであるので一方への運動であるクリープとはならないはずである。しかし、茶筒が回転すると、前のすべりによっておこった変形が残っているため左右非対称となり、片方へのすべりが大きくなることでクリープが生じると考えられている。ゴム輪は、茶筒の回転方向と逆方向にクリープする。

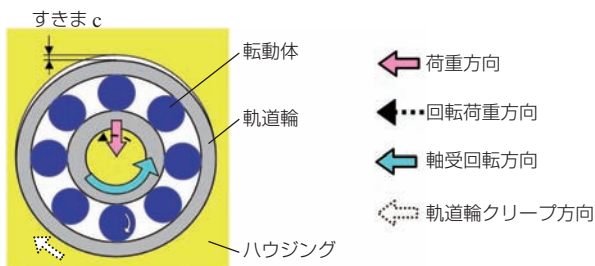


図1 すきまによるクリープ
Creep by clearance

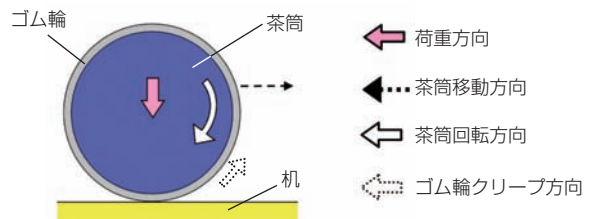


図2 ゴム輪のすべりによるクリープ
Creep by rubber band slip

1.2 回転方向と同方向のクリープ

一方、実際の軸受では、しばしば回転方向と同方向のクリープが発生することがある。この現象を説明するためには、転動体の進行方向へ軌道輪がクリープするメカニズムを示せばよい。

展ら³⁾によれば、「転動体が通過するたびに発生する歪の変化から外輪を円周方向に回す力が生じ、それによって外輪がわずかずつ前進しクリープが発生したと考える」と説明されている。模式図を図3に示す。この円周方向へのひずみの前進蓄積によるとするメカニズムの提案は、曾田の説明と合致しており、実際に生じるものと考えられる。しかし、坂尻ら⁴⁾が外輪外径の波打ち変形について興味深い指摘を行っているものの、展らの説明にはこの影響が十分に盛り込まれておらず、現象の全貌が明らかにされていないと思われる。

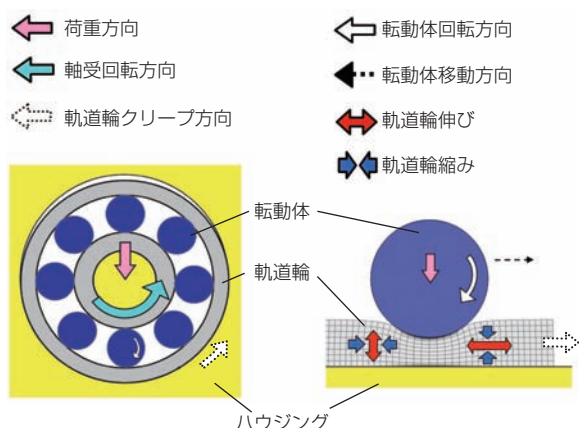


図3 ひずみによるクリープ
Creep by strain

1.3 本研究からの提起

本研究では、軌道輪表面に進行波が発生し、この進行波が軌道輪を移送しクリープを発生させると仮定した。

FEM解析を行えば比較的容易にクリープを再現できる。しかし、過去に、クリープは進行波による移送現象であるとの指摘はなされていない。これは先ず現象が特異であることに加え、挙動の説明自体が困難であることも一因であろう。そこで本稿では身近な装置のメカニズムを用いた説明から始める。更に進行波生成の原理に基づき、クリープが抑制される条件についても考察する。

2. 進行波型クリープのメカニズム

2.1 超音波モータの移送

超音波モータの作動原理を引用する。円環型超音波モータでは圧電素子などで弾性体表面に進行波が励起され、弾性体表面では進行波と逆方向への楕円運動が生じる⁵⁾。

図4に超音波モータの移送メカニズムを示す。押し付けられたロータは表面の楕円運動により進行波と逆方向に移送される。

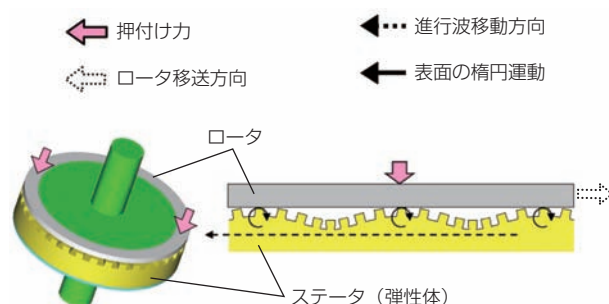


図4 超音波モータの移送メカニズム
Mechanism of ultrasonic motor

2.2 軌道輪における進行波による自己移送

軸受では以下のように進行波が生じる。坂尻ら⁴⁾が指摘したように、転動体荷重が軌道面に作用すると、その直下のはめあい面が突出し荷重によっては数 μm オーダーで表面が波打つ。軸受が回転すると転動体も移動するため、この表面の波打ちが進行波となる。

超音波モータではステータに発生した進行波がロータを移送するが、図5に示すように軌道輪クリープでは軌道輪自体に進行波が発生し、その進行波が軌道輪自身を移送させる。クリープの方向については、軌道輪がハウジングを転動体進行方向と逆方向に移送しようとするがハウジングが固定されているため逆に押し

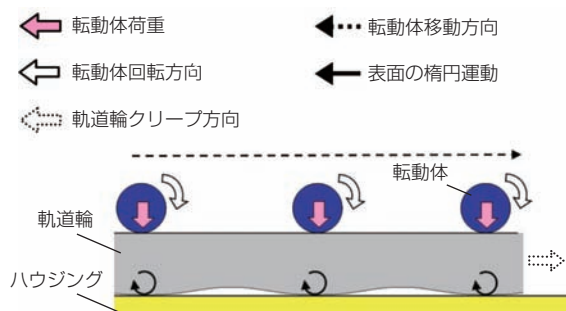


図5 軌道輪の進行波型クリープ
Traveling-wave creep of bearing ring

戻される形となり、結果、軌道輪は転動体進行方向、すなわち軸受回転と同方向に回転することになる。

軌道輪の表面に発生する進行波は、負荷圏にわたり円周方向および半径方向へのぜん動運動的な挙動をとり、転動体直下のはめあい面における進行波と逆方向への回転運動が特徴的といえる。

本研究では、このメカニズムによる軌道輪の移送現象を「進行波型クリープ」と呼ぶこととする。

3. 進行波型クリープが抑制される条件

展ら³⁾は局所的なひずみ変化を減らす観点から、転動体数増による荷重分散化や軌道厚さ増加の有効性を指摘している。しかし、クリープを根本的に抑制する条件は示されていない。以下に進行波を抑制する観点で必要となる設計要件について考察する。

3.1 物体内部の点の挙動

図6に示すように、物体表面に移動する転動体荷重が加わるとき、比較的浅い領域では物体内部の点はループ状の軌道を描くと考えられる。①転動体が直上を通過するときには押し下げられ、③転動体ピッチ中央にあるときは相対的に上昇し、間の②④では転動体と反対側に移動する。この微小な挙動が繰り返される。

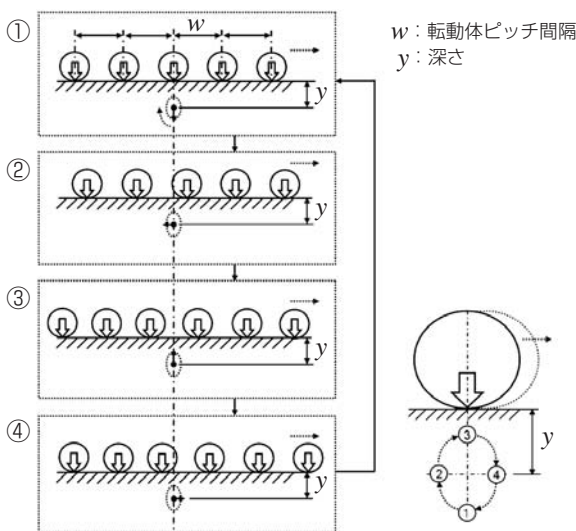


図6 物体内部の点の挙動
Behavior of internal point under loading

3.2 Bussinesqの式による評価

平面ひずみを想定したBussinesqの変位式⁶⁾を用い物体内部の点の挙動を調べた。

解析モデルを図7に示す。今井²⁾を範にとり転動体荷重 q_i は正弦関数状に分布するものとして簡略化した。負荷圏中央の深さ y の位置に、 i 番目の荷重が影響し生じる変位は式(1)、(2)となる。転動体5個の荷重を移動させながら、各荷重による変位を重ね合わせて求めた物体内部の点の動きを示すリサージュ図を図8に示す。

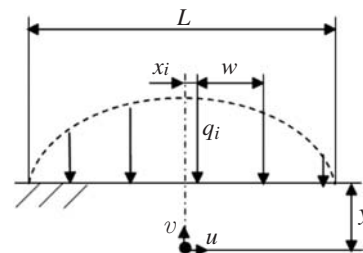


図7 解析モデル
Analytical model

$$u_i = \frac{q_i}{2\pi G} \left\{ \frac{x_i y}{x_i^2 + y^2} - (1 - 2\nu) \tan^{-1} \left(\frac{x_i}{y} \right) \right\} \dots\dots (1)$$

$$v_i = \frac{q_i}{2\pi G} \left\{ \frac{x_i^2}{x_i^2 + y^2} + 2(1 - \nu) \log \left(\frac{\sqrt{x_i^2 + y^2}}{B} \right) \right\} \dots\dots (2)$$

- L : Length of load zone
- q_i : Load of rolling element i
- x_i : Position of rolling element i
- u, v : Displacement
- G : Shear modulus
- ν : Poisson's ratio
- B : Integral Constant
- w : Pitch between rolling elements

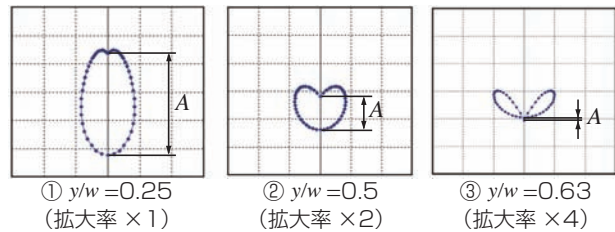


図8 物体内部の点の軌跡
Locus of internal point

式(1)、(2)の形から、転動体ピッチ w と深さ y の比率が一定、即ち条件が相似形の関係であれば、リサージュ図のループの形状や大きさは同じとなる。式(1)の B は便宜的に1としたが、ループの形状や大きさへの影響はない。

本研究では、**図6**および**図8**で示す楕円運動状の動きが、進行波によるクリープの駆動源となると考え、次に楕円運動の指標として**図8**の振幅 A を評価する。

3.3 進行波が抑制される条件

図8の振幅 A の挙動について調べた結果を**図9**に示す。振幅 A は転動体荷重総和 Σq_i に比例する一方で、深さ y / ピッチ間隔 $w > 0.6$ の条件で収束していく。

軌道輪とハウジングや軸は接触関係にある。従って、前記の連続体を想定した考察は一概には当てはまらない。しかし、深さ y を軌道輪厚さ t と見ると

$$\text{軌道輪厚さ } t / \text{転動体ピッチ間隔 } w > 0.6 \dots (3)$$

の条件で、移送現象の主体となる進行波が収束することからクリープが抑制されると考えられる。このイメージを**図10**に示す。

以上により、進行波型クリープの発生有無を分ける要件は、荷重や軸受部品寸法よりむしろ軌道輪厚さとピッチ間隔の比率にあると考えられる。

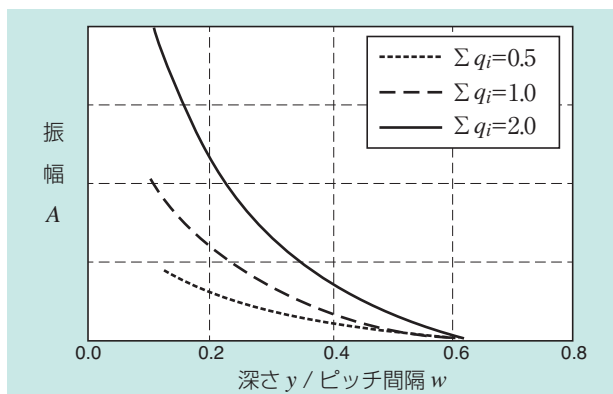


図9 軌跡の振幅
Amplitude of locus

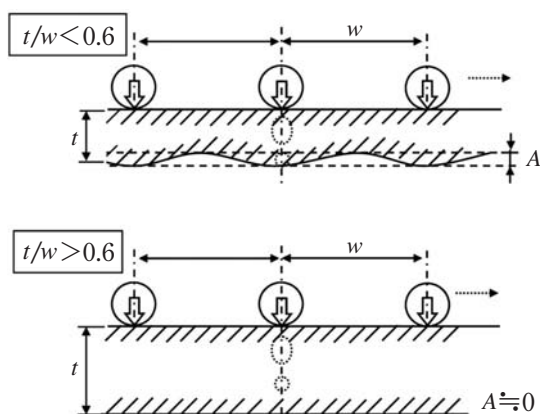


図10 軌道輪厚さと進行波
Thickness of bearing ring and traveling-wave

4. まとめ

- (1) 軸受回転と同方向へ軌道輪がクリープする現象を解明し、「進行波型クリープ」と呼ぶメカニズムを提起した。
- (2) 軌道輪厚さ／転動体ピッチ間隔 > 0.6 で進行波型クリープが抑制されるメカニズムを提起した。

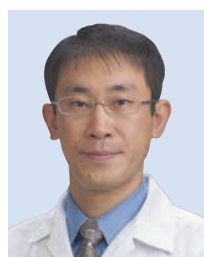
なお、はめあい面では進行波による更に複雑な接触挙動が生じることも判ってきており⁷⁾、今後、詳細に検討する予定である。

本記事は原著予稿資料⁸⁾を基に編集したものである。掲載を許可下さった日本トライボロジー学会のご好意に感謝致します。

参考文献

- 1) 曾田：軸受 岩波書店 (1964) 196.
- 2) 今井：潤滑, 4 (1959) 307.
- 3) 展・坂尻・武村・湯川：NSK Technical Journal No.680 (2006) 13.
- 4) 坂尻・武村：日本トライボロジー会議予稿集 (2003-5) 103.
- 5) 金沢・月本・前野・三宅：トライボロジスト, 38, 2 (1993) 21.
- 6) 例えば、中原：材料力学 下巻 養賢堂 (1966) 122.
- 7) 丹羽：日本トライボロジー会議予稿集 (2012-9) 141.
- 8) 丹羽：日本トライボロジー会議予稿集 (2012-5) 253.

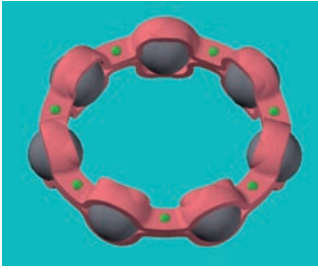
執筆者近影



丹羽 健

自動車事業本部
CAE技術部

受賞案件の紹介



2012年度 日本トライボロジー学会 技術賞受賞

保持器の形状変更による玉軸受の耐グリース漏えい技術

Prevention of Grease Leakage from Ball Bearings Due to Cage Shape Improvement

佐藤 則秀,
Norihide SATO,

川村 光生,
Mitsuo KAWAMURA,

坂口 智也
Tomoya SAKAGUCHI

1. はじめに

接触シール形のグリース密封深溝玉軸受からのグリース漏れは、相対回転する内輪シール溝とシールのリップ部との間から生じる。そこで、当該部位へのグリース付着を抑えれば、グリース漏れも抑制できると考え、内輪シール溝へのグリース付着を抑制できる新形状の保持器を開発し、軸受の耐グリース漏えい性の向上に成功した^{1), 2), 3)}。

この度、本技術は、トライボロジーに関する優れた新技術に対して与えられる『日本トライボロジー学会2012年度技術賞』を受賞した。本報では、その技術の概要を紹介する。

2. 内輪シール溝部へのグリース付着挙動

玉軸受の外輪を回転させたり、内輪を低速で回転させると、玉に付着したグリースが保持器でかき取られ、図1の①部にグリースが付着する。その後、内輪外径部の②、ポケットの中央部の③、そして内輪シール溝部の④へとグリースが移動する。

本技術では、上記のグリース移動経路を抑制できる図2に示す形状の保持器を開発した。

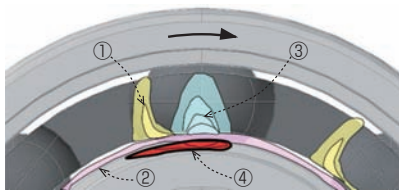


図1 内輪シール溝部へのグリース移動順
Path of grease transfer to inner seal groove

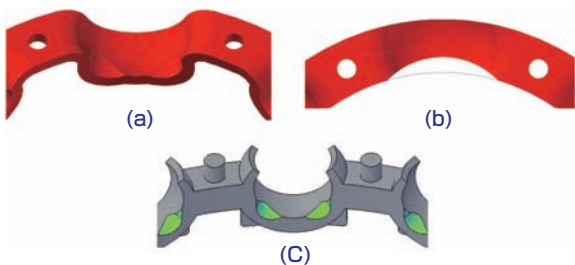


図2 開発保持器の形状
Shape of developed cages

3. 耐グリース漏えい性の評価結果

表1に示すように、図2の(a)と(b)に示す形状の波形保持器を組み込んだ軸受では、標準の波形保持器に比べグリース漏れの頻度が大幅に減少する。

さらに、図2(c)の冠形保持器を組み込んだ軸受において、種々のグリース封入量でグリース漏れ性を評価したところ、図3に示すように、標準の冠形保持器に比べてグリースが漏れにくいことが実証された。

表1 グリース漏えい試験の結果
Results of grease leakage test from sealed ball bearings

Cage shape	Leakages/Total
Base cage	6/15
Press cage of diagonally recessed pocket inner surfaces (Fig.2 (a))	1/15
Press cage of narrow pocket width (Fig.2 (b))	0/15

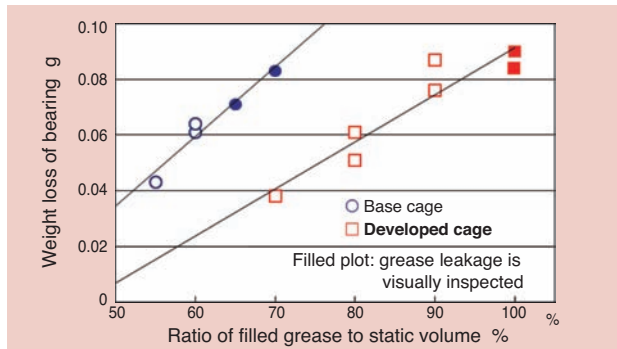


図3 冠形保持器の開発品を組み込んだ軸受のグリース漏えい性
Grease leakage characteristics of bearings with developed snap cage

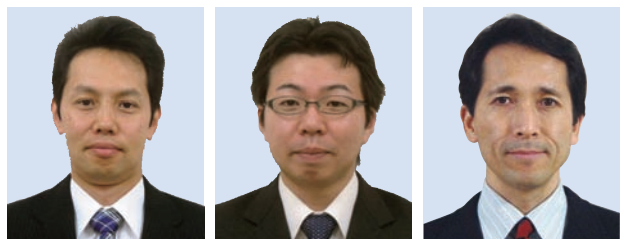
4. まとめ

本技術を適用した軸受を用いれば、グリース漏れを抑制できるだけでなく、グリース封入量を高めることによって寿命を延長させることも可能である。寿命延長により軸受のダウンサイジングが可能になれば、回転トルクの低減や軽量化も期待できる。現在、自動車の電装・補機用途に採用されているが、適用範囲を広げ、さらに種々の機械の省エネルギー化に貢献していきたい。

参考文献

- 1) 佐藤・坂口：波形保持器の形状変更による玉軸受の耐グリース漏えい性の向上, NTN TECHNICAL REVIEW No.78 (2010) 91.
- 2) 佐藤・坂口：保持器の形状変更による玉軸受のグリース漏えいの抑制, トライボロジスト, 57, 4 (2012) 281.
- 3) 川村・佐藤・坂口：複列アンギュラ玉軸受の耐グリース漏えい性の向上, トライボロジー会議予稿集 福井 2010-9, (2009) 283.

執筆者近影



佐藤 則秀
先端技術研究所

川村 光生
先端技術研究所

坂口 智也
先端技術研究所

受賞案件の紹介



EMM2012 メカトロニクスアワード グランプリ受賞

インテリジェント・ インホイールモータ・システム Intelligent In-wheel Motor System

Herve LENON*, 浅野 英一**, 後藤 知美***, 友田香織***
Eiichi ASANO Tomomi GOTOU Kaori TOMODA

1. まえがき

フランス東部のオートサヴォワ県で、2012年6月6日、7日に開催された「European Mechatronics Meeting (EMM) 2012」において、NTNのインテリジェントインホイールモータシステムが、メカトロニクスアワードのグランプリを受賞しました。

EMM2012は、オートサヴォワ県の産業支援機関であるテザム開発公社が主催するメカトロニクスに関する国際会議です。フランス国内外から20社、約300名が参加し、自然エネルギーやEV・HEVなど、環境保全に関するメカトロ技術を中心とした展示と会議が行われました。

2. 発表概要

NTNはフランスに拠点を持つ欧州子会社のNTN-SNRとともに本会議に参加し、欧州市場のEV関連ビジネス獲得に向け日仏技術連携をPRしました。

展示ブースでは、「電動通勤用インホイールモータシステム」などを動態展示したほか、センサ技術などを紹介しました。

特設エリアでは、左右後輪に「インホイールモータシステム」を搭載した二人乗り電動通勤用車「Q'mo(キューモ)」を公開しました。さらに、「Q'mo」は、「真横移動」や「その場回転」など、インホイールモータ駆動ならではの動きをデモ走行で披露し、多くの来場者の注目を集めました。



同時に開催された国際会議では、「インホイールモータとパイワイヤシステム適用によるEVのエネルギー効率最適化」というテーマで技術プレゼンを行い、EVシステム商品のプレゼンス向上を図りました。

本展示会では毎年優れた開発品を表彰しており、ノミネートされた6社のうちNTNのインテリジェントインホイールモータシステムが最上位のグランプリを受賞しました。

本インホイールモータシステムは、ホイールの回転、モータ、減速機、インバータ、ブレーキや関連センサを制御するために革新的なメカトロ技術が集積されていることが高く評価され、審査員の満場一致で選出されました。

3. まとめ

EVの普及が進む欧州市場で、NTNグループのEV最新技術を紹介、発信することで、EVシステム商品の早期普及を推進します。



*NTN-SNR ROULEMENTS Reserch & Innovation Mechatronics

**EVモジュール事業本部 事業推進部

***EVモジュール事業本部 駆動システム技術部

受賞案件の紹介



Automechanika 2012 イノベーションアワード受賞

インホイールモータ・システム In-wheel Motor System

Herve LENON*, 浅野 英一**
Eiichi ASANO

1. まえがき

NTNが開発したインホイールモータシステムが、2012年9月11日から16日まで、ドイツのフランクフルトで開催された世界最大規模の自動車アフターマーケット展示会「Automechanika 2012」（オートメカニカ2012）において、部品部門のイノベーションアワードを受賞しました。

Automechanikaは、自動車アフターマーケットにおける世界最大規模の展示会で、隔年開催されています。2012年は74ヶ国から4,500社を超える企業が出展し、世界各地から約15万人が来場しました。

2. 発表概要

Automechanika 2012には、NTNの欧州子会社であるNTN-SNRが「イノベーションとR&D」をテーマに出展しました。インホイールモータシステムを搭載したコンセプトカー「Q'mo(キューモ)」と「二人乗り電動コミュータ」のほか、アフターマーケット商品として、センサ付ホイールベアリングをはじめ、エンジンタイミングベルト、補機用ブーツ、オートテンショナ、ウォーターポンプキットなどを幅広く紹介しました。

会場では部門ごとに最も優れた新技術が表彰され、部品部門では、NTNのインホイールモータシステムがイノベーションアワードを受賞しました。

欧州の自動車関連企業13社がエントリーする中、インホイールモータシステムは、ハブベアリングとモータ、減速機をホイール内に収めた世界最軽量・コンパクト設計で、センサ情報に連動した左右輪の独立制御を含めた車両安定制御システムを実現したことが高く評価されました。

展示会や受賞式の様子はテレビ、雑誌、インターネットでも紹介され、自動車アフターマーケット市場およびEV市場におけるNTNグループのプレゼンスの向上につながりました。

3. まとめ

インホイールモータは次世代電気自動車用駆動システムとして注目度が高く、安全性、および車両安定性の向上、温室効果ガス削減への貢献が期待されています。今後ますますEVの普及が進む欧州市場を含め、次世代EVの早期普及に向けた活動をグローバルに展開します。



表彰されるNTN-SNR関係者
ウルリシ自動車事業本部 副社長（左から2番目）
ギュンター自動車補修営業部長（中央）
マラバジ自動車補修・物流 副社長（右から2番目）

*NTN-SNR ROULEMENTS Reserch & Innovation Mechatronics

**EVモジュール事業本部 事業推進部

受賞案件の紹介

2013年度 精密工学会 春季大会学術講演会 ベストプレゼンテーション賞受賞

パラレルリンク型高速角度制御装置

Parallel Link High Speed Angle Control Equipment

磯部 浩, 西尾 幸宏, 曾根 啓助, 山田 裕之, 藤川 芳夫
 Hiroshi ISOBE, Yukihiro NISHIO, Keisuke SONE, Hiroyuki YAMADA, Yoshio FUJIKAWA

1. 概要

回転2自由度の特殊なパラレルリンク機構を応用したパラレルリンク型高速角度制御装置（以後、高速角度制御装置^{1), 2), 3)}を開発し、本装置をグリース塗布へ展開した。本装置の主な特長は、高速動作が可能なこと、および可動範囲が広いことである。

この度、2013年度精密工学会春季大会学術講演会における本装置に関する発表⁴⁾が、若手研究者を対象とし、研究の新規性、発表内容、質疑応答の内容などを考慮して選考される「ベストプレゼンテーション賞」を受賞した。本報では、その発表内容の概要を紹介する。

2. 高速角度制御装置について

図1にグリース塗布用として開発した高速角度制御装置を示す。本装置は、図2に示す折れ角 θ 、旋回角 ϕ で表される4節3リンクのパラレルリンク機構の姿勢を位置決めする。3つの基端側アームのアーム回転角 β_n ($n=1, 2, 3$)のうち2つが決まれば、姿勢が一意的に定まる。その関係式を式(1)に示す。

$$\begin{cases} \cos(\theta/2)\sin\beta_1 - \sin(\theta/2)\sin(\phi + \delta_1)\cos\beta_1 + \sin(\gamma/2)=0 \\ \cos(\theta/2)\sin\beta_2 - \sin(\theta/2)\sin(\phi + \delta_2)\cos\beta_2 + \sin(\gamma/2)=0 \\ \cos(\theta/2)\sin\beta_3 - \sin(\theta/2)\sin(\phi + \delta_3)\cos\beta_3 + \sin(\gamma/2)=0 \end{cases} \dots\dots\dots \text{式 (1)}$$

3リンクすべてをモータで制御し、3つの基端側アームを軽く干渉させて駆動機構のバックラッシュを打ち消し、繰り返し位置決め精度²⁾を±0.03mm以下まで向上させた。

3. グリース塗布への応用

図3に本装置を使用したグリース塗布装置の構成例を示す。本構成では、XYステージでワークを移動させると同時にジェットディスペンサ（高圧エアを電磁バルブで制御してグリースを遠方に飛ばす方式）の姿勢を制御する。本構成により、ワークに対して様々な方向から角度をつけてグリースを塗布でき、真上から塗布できない部位や柱状部の垂直側面へのグリース塗布、および、約0.1s/pointの高速塗布を実現した。

参考文献

- 1) 曾根啓助, 磯部浩, 山田耕嗣, 高角アクティブリンク装置, NTN TECHNICAL REVIEW, NO.71, 70-73, 2003
- 2) 磯部浩, 西尾幸宏, パラレルリンク型高速角度制御装置, NTN TECHNICAL REVIEW, NO.80, 42-47, 2012
- 3) 磯部浩, パラレルリンク型高速角度制御装置 - 基本構成とグリース塗布への応用 -, 機械と工具, 2月号, 83-87, 2013
- 4) 磯部浩, 西尾幸宏, 曾根啓助, 山田裕之, 藤川芳夫, パラレルリンク型高速角度制御装置, 2013年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集, 809-810, 2013

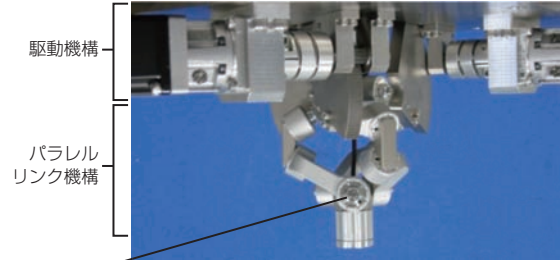


図1 高速角度制御装置
Parallel link high speed angle control equipment

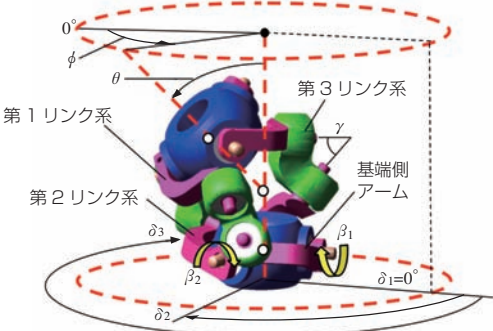


図2 パラレルリンク機構
Parallel link mechanism

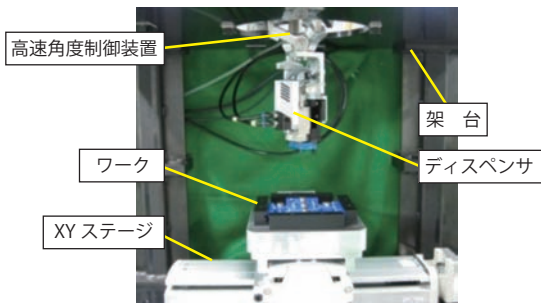


図3 グリース塗布装置の構成例
System configuration example of grease dispensing

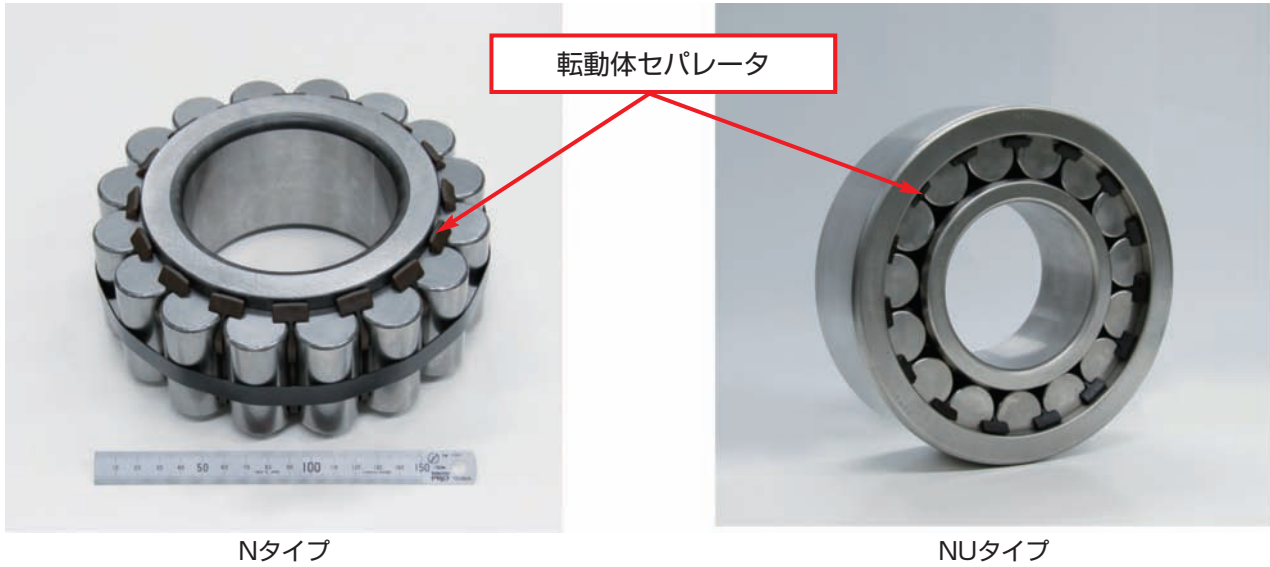
執筆者近影 (代表)



磯部 浩
商品開発研究所

高負荷容量円筒ころ軸受

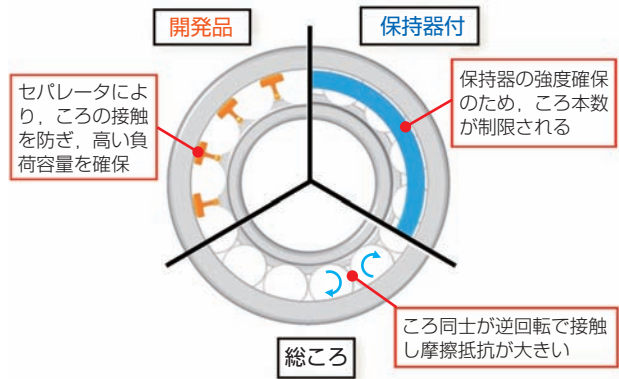
転動体セパレータ採用により
世界最高水準の負荷容量と高速回転性能を両立，長寿命を実現！



特長

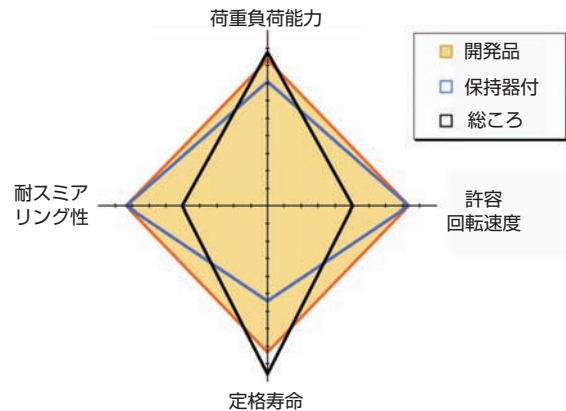
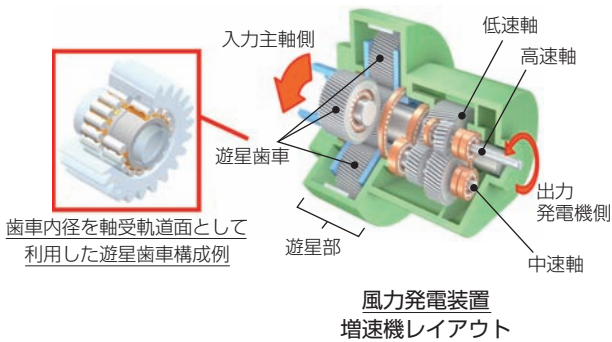
- ① 高負荷容量と高速回転を両立
 - ・ 定格寿命 保持器付円筒ころ軸受比1.5倍
 - ・ 高速回転性能 総ころ形比1.5倍
- ② 軽量・コンパクト
 - ・ ころの最適設計で，歯車内径面や回転軸を軌道面として使用可能

構造



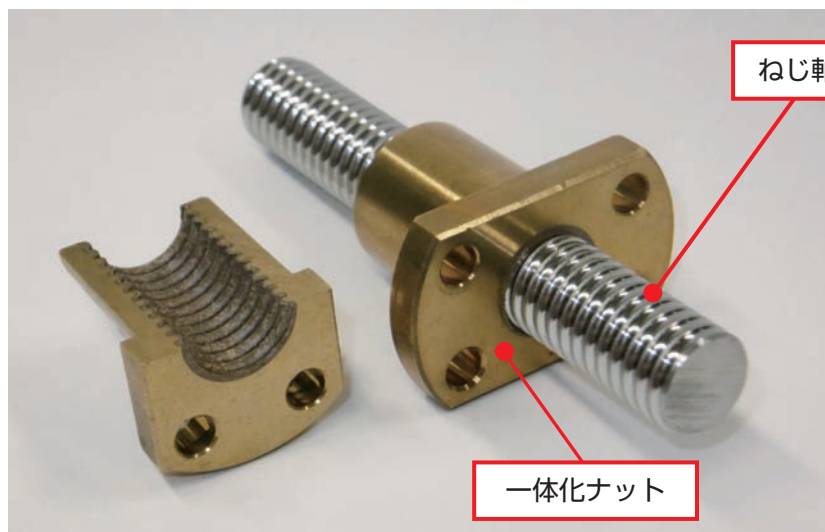
用途

- 風力発電機の増速機や産業機械の変速機



高負荷容量樹脂すべりねじ

業界初！黄銅と樹脂を一体化した、
耐久性・耐摩耗性に優れるすべりねじ！



特長

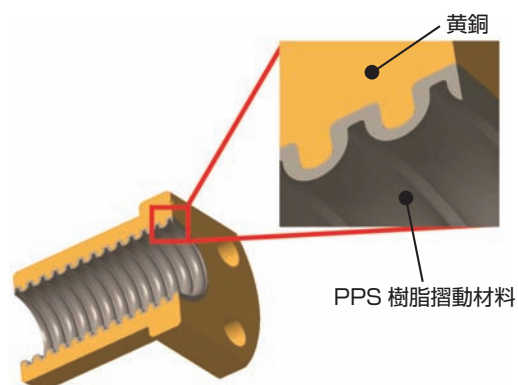
金属と樹脂のハイブリッド構造により、

- ① 耐荷重性能 ⇒ 従来比2倍
- ② 耐久性 ⇒ 従来比3倍
- ③ 無潤滑で使用が可能 ⇒ 低騒音・低発熱

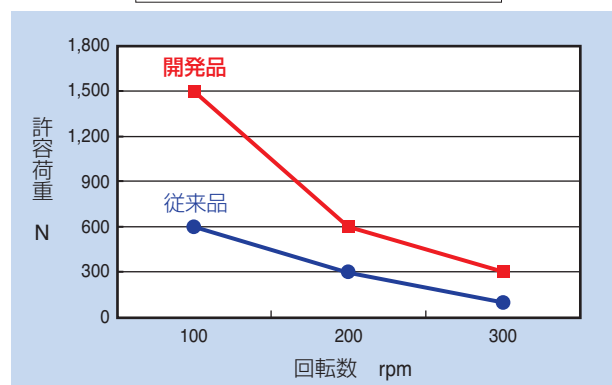
用途

- クリーン環境用途
(医療機器・食品機械 など)

構造



試験条件
 ・ストローク 180mm
 ・2000回後の摩耗量 ≤ 0.1mm



複層焼結含油軸受

世界初！二種類の材料を一体成形！！
高強度で耐摩耗性に優れる焼結含油軸受



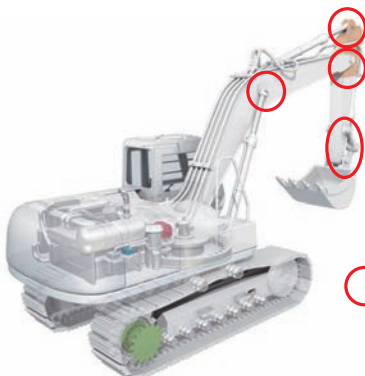
特長

二種類の材料を一体成形する二色成形法により、
 高強度と優れた耐摩耗性を両立

- ① 圧環強度 ⇒ 500MPa以上
 含油率 ⇒ 17vol%以上
- ② 軸受の内径および外径寸法精度
 ⇒ 径不同50μm以下

用途

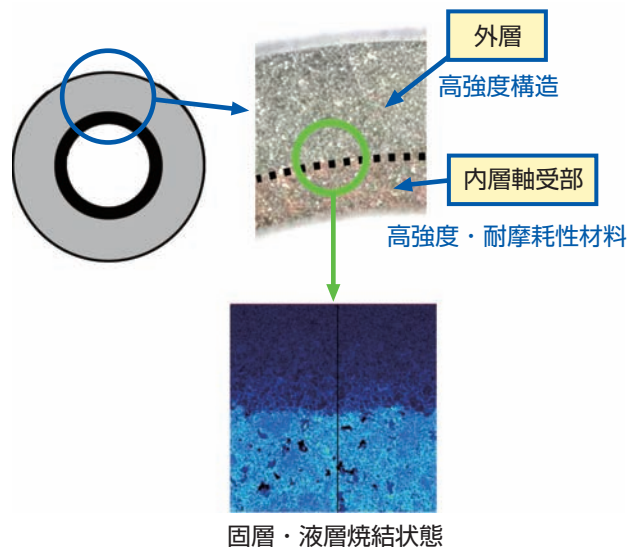
- 建設機械間接部用軸受など



○部⇒適用箇所

構造

- ・内層軸受面に高硬度材，外層に高強度構造材を採用
 ⇒ 軸受特性と成形性を確保
- ・二種類の材料を同時に成形・焼結
 ⇒ 焼結時に界面が拡散することにより，強固に接合



ハイブリッドベアファイトHP

業界初！従来品の10倍以上の**高PV領域**で使用可能な、
ハイブリッドベアファイト



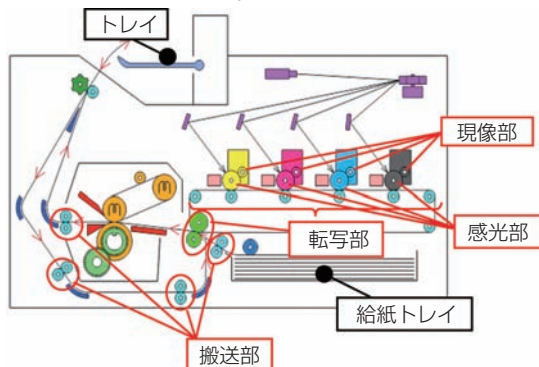
特長

高分子量樹脂材料の採用により、

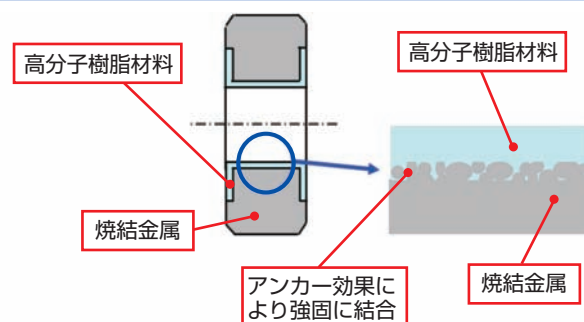
- ① 高PV領域に適用可能
 - ・従来品比 ⇒ 10倍以上
- ② 転がり軸受と同寸法で成形可能
 - ・そのまま置換えが可能
- ③ 低摩擦，高回転精度，軟質軸対応
 - ・高性能でアルミ軸や樹脂軸へも使用可能

用途

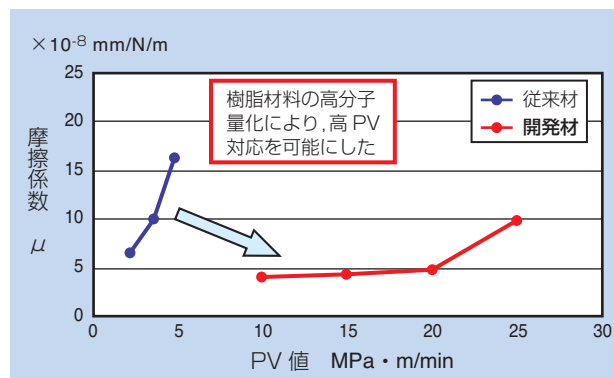
- 事務機器 複写機，LBP用軸受 など



構造



軸受寸法：φ8×φ16×5
軸材質：軸受鋼
試験温度：常温



ご照会・技術相談は……下記支社・営業所にお申し付けください。

●技術相談は下記営業技術へ

東京地区：03(6713)3624 FAX. 03(6713)3682	大阪地区：06(6449)6715 FAX. 06(6448)7296	名古屋地区：052(222)3336 FAX. 052(222)3341
東北地区：022(262)6201 FAX. 022(262)6205	広島地区：082(568)1470 FAX. 082(568)5913	九州地区：093(513)3166 FAX. 093(513)3190

NTN 株式会社

【自動車事業本部】

関東自動車支社 TEL 03(6713)3605 FAX 03(6713)3685 〒108-0075 東京都港区港南2丁目16番2号 (太陽生命品川ビル)	西関東支社 TEL 042(757)1011 FAX 042(758)2150 〒252-0239 神奈川県相模原市中央区中央3丁目14番7号 (セントラルビル2階)
宇都宮自動車支社 TEL 028(632)0511 FAX 028(632)0576 〒320-0026 栃木県宇都宮市馬場通り2丁目1番1号 (NOF宇都宮ビル6階)	沼津営業所 TEL 055(962)7573 FAX 055(951)6427 〒410-0801 静岡県沼津市大手町3丁目8番23号 (ニッセイスタービル3階)
北関東自動車支社 TEL 0276(22)4231 FAX 0276(25)5379 〒373-0026 群馬県太田市東本町22番31号	名古屋支社 TEL 052(222)3301 FAX 052(222)3341 〒460-0003 名古屋市中区錦2丁目3番4号 (名古屋錦フロントタワー11階)
東海自動車支社 TEL 0566(72)2030 FAX 0566(72)2420 〒446-0056 愛知県安城市三河安城町1丁目4番地4 (カリッソビル6階)	大阪支社 TEL 06(6449)6712 FAX 06(6448)7296 〒550-0003 大阪市西区京町堀1丁目3番17号
浜松自動車支社 TEL 053(454)2586 FAX 053(454)2589 〒430-0928 静岡県浜松市中区板屋町110番地の5 (浜松第一生命日通ビル7階)	神戸営業所 TEL 078(917)1201 FAX 078(917)1205 〒673-0892 兵庫県明石市本町2丁目2番20号 (朝日生命明石ビル6階)
大阪自動車支社 TEL 06(6449)6711 FAX 06(6443)1578 〒550-0003 大阪市西区京町堀1丁目3番17号	北陸営業所 TEL 076(263)8673 FAX 076(263)8628 〒920-0024 石川県金沢市西念2丁目37番18号
広島自動車支社 TEL 082(568)5912 FAX 082(568)5913 〒732-0824 広島市南区的場町1丁目2番19号 (アーバス広島7階)	広島支社 TEL 082(568)1470 FAX 082(568)5913 〒732-0824 広島市南区的場町1丁目2番19号 (アーバス広島7階)

【産業機械事業本部】

東北支社 TEL 022(262)6201 FAX 022(262)6205 〒980-0014 宮城県仙台市青葉区本町1丁目5番28号 (カーニープレイス仙台駅前通9階)	水島営業所 TEL 086(425)6311 FAX 086(425)6322 〒710-0057 岡山県倉敷市昭和2丁目4番6号 (住友生命倉敷ビル3階)
東京支社 TEL 03(6713)3606 FAX 03(6713)3681 〒108-0075 東京都港区港南2丁目16番2号 (太陽生命品川ビル)	九州支社 TEL 093(513)3167 FAX 093(513)3190 〒802-0003 福岡県北九州市小倉北区米町1丁目1番7号 (甲南アセット小倉ビル7階)
北海道駐在 TEL 011(822)8788 FAX 011(822)8835 〒003-0809 札幌市白石区菊水九条2丁目2番37号	【NTNテクニカルサービス(株)】 精機商品部
茨城営業所 TEL 029(823)3528 FAX 029(824)7633 〒300-0037 茨城県土浦市桜町1丁目15番11号 (M・Yビル6階)	東日本販売課 TEL 03(6713)3652 FAX 03(6713)3687 〒108-0075 東京都港区港南2丁目16番2号 (太陽生命品川ビル)
宇都宮営業所 TEL 028(632)0553 FAX 028(632)0576 〒320-0026 栃木県宇都宮市馬場通り2丁目1番1号 (NOF宇都宮ビル6階)	西日本販売課 TEL 06(6449)6716 FAX 06(6443)1578 〒550-0003 大阪市西区京町堀1丁目3番17号
甲府営業所 TEL 055(232)2301 FAX 055(232)2252 〒400-0043 山梨県甲府市国母7丁目5番17号 (サンライン甲府ビル3階)	中日本販売課 TEL 052(222)3291 FAX 052(222)3341 〒460-0003 名古屋市中区錦2丁目3番4号 (名古屋錦フロントタワー11階)

NTN 株式会社 URL <http://www.ntn.co.jp> 本社 06(6443)5001 〒550-0003 大阪市西区京町堀1丁目3番17号

お問い合わせは

●カタログの内容については、技術的進歩及び改良に対応するため製品の外觀や仕様などは予告なしに変更することがあります。また、内容の正確さを維持するため、細心の注意を払っておりますが、万が一、誤記及び製本上の落丁を起因とする損害が発生した場合の保証責任については負いかねます。

©NTN株式会社 2013

NTN TECHNICAL REVIEW No.81

印刷・発行 2013年 11月20日

編集人 萩本 幸好
発行人 孝橋 宏二

【禁無断転載】

発行所 大阪市西区京町堀1丁目3番17号
NTN株式会社

印刷所 京都市中京区壬生花井町3
日本写真印刷株式会社