

For New Technology Network

**NTN**®

# TECHNICAL REVIEW

No.  
**85**

特集 自動車商品, 電動モジュール商品

October 2017



NTN株式会社（以下、NTN）は、新規事業の創出と技術革新の加速を目的に、国立大学法人大阪大学（本部：大阪府吹田市、総長：西尾章治郎様、以下、大阪大学）大学院工学研究科に「NTN次世代協働研究所」を9月1日に設立いたしました。

NTNは、2018年3月に創業100周年を迎えるにあたり、次の100年に向けた基盤技術の強化と新商品による新たな領域での事業創出に取り組んでいます。このたび大阪大学の協働研究所制度\*を活用し、同大学内に「NTN次世代協働研究所」（以下、本研究所）を設立いたしました。研究所長には大阪大学大学院工学研究科の赤松良信特任教授（元NTN執行役員）、研究副所長には大阪大学大学院の田中敏宏工学研究科長が就任いたします。

NTNは大阪大学と共同で、創薬や再生医療への適用を目的に、大阪大学のiPS由来細胞を用いた細胞積層化技術と当社独自技術である微細塗布装置を用いた、革新的な人工三次元細胞組織の研究開発を進めています。また、本研究所では人工知能（AI）を活用して自動車、鉄道車両、工作機械などの軸受の損傷状態や潤滑剤（グリース）の劣化状況を推定し、軸受余寿命を予測する開発や、軸受に多機能センサを付与することで軸受運転時の傾向管理や破損の未然防止を可能にする技術開発に着手する予定です。また、省エネルギーや自動車の低燃費化に向けた高度なシミュレーション技術を適用した軽量・コンパクトな商品開発や、開発期間の短縮に貢献する研究にも取り組んでまいります。

NTNは、本研究所での活動を通じて、最先端技術を有する大阪大学との産学連携の強化とともに、最新技術の取り込みによる基盤技術の強化、次世代新規事業の創出に向けた研究開発に取り組んでまいります。

\*企業と大阪大学が共通の場で相互に研究の情報・技術・人材・設備等を利用して、研究成果の産業への活用促進、研究高度化、双方の高度人材育成を目指す制度。



【NTN次世代協働研究所の概要】

名称	NTN次世代協働研究所
設置場所	大阪大学大学院工学研究科内 (〒565-0871 大阪府吹田市山田丘2番1号)
開所日	2017年9月1日～
研究所長	赤松 良信

# NTN TECHNICAL REVIEW No.85

自動車商品, 電動モジュール商品 特集号 ● 目次

巻頭言	「自動車商品, 電動モジュール商品 特集号」に寄せて	常務取締役 寺阪至徳	1
【寄稿文】	自動車の電動化・自動運転化の課題 大阪大学 大学院工学研究科 ビジネスエンジニアリング専攻 准教授 倉敷哲生		2
【展望】	電動化・自動運転化へのNTNの取り組み 常務執行役員 電動モジュール商品事業部 事業部長 亀高晃司		14

## ● 電動モジュール商品 小特集

【商品紹介】	電動モータ・アクチュエータシリーズの開発 電動モジュール商品事業部 事業推進部 牛田公人/西村 雅	18
【解説】	モータ・ジェネレータ機能付HUBモジュールの開発 商品開発研究所 西川 健太郎/矢田雄司/藤田康之/川村光生/数田 浩希	26
【論文】	車体運動がG-Vectoring制御に及ぼす影響 EVモジュール事業部 シャシーシステム技術部 鈴木雄大/程 遼鵬 EVモジュール事業部 駆動システム技術部 小坂秀一	33

## ● 概説・解説・商品紹介

【概説】	等速ジョイントの歴史 自動車事業本部 ドライブシャフト技術部 高部真一	40
【概説】	アクスル用軸受の歴史 自動車事業本部 自動車ユニット技術部 仲 大介	46
【商品紹介】	自動車用アルテージ円すいころ軸受 自動車事業本部 自動車軸受技術部 藤掛泰人/石川貴則/宮入 進	51
【商品紹介】	高速回転対応プリー用軸受 自動車事業本部 自動車軸受技術部 川口隼人/深間翔平 自動車事業本部 適用技術部 井上正晴	56
【商品紹介】	トランスミッション用超低フリクションシール付玉軸受 自動車事業本部 自動車軸受技術部 佐々木克明/和久田貴裕 先端技術研究所 水貝智洋	62
【商品紹介】	低フリクションハブベアリング 自動車事業本部 自動車ユニット技術部 関 誠	67
【商品紹介】	中・大型二輪車エンジン向けチェーンテンショナ 自動車事業本部 自動車ユニット技術部 鬼丸好一	72
【商品紹介】	リア用軽量ドライブシャフト「Rシリーズ」 自動車事業本部 ドライブシャフト技術部 小林智茂	78
【解説】	潤滑剤による転がり軸受の水素脆性はく離の対策 先端技術研究所 川村隆之	84
【解説】	針状ころ軸受の動力学解析における保持器応力と運動の自由度との関係 自動車事業本部 CAE技術部 澁谷直人/坂口智也	90
【商品紹介】	自動車の低燃費化, 高機能化に貢献する複合材料商品の紹介 複合材料商品事業部 新商品開発部 堺 香代 複合材料商品事業部 複合材料技術部 山下智典/浅田 一 NTN精密樹脂(株) 技術部 石井卓哉	97

## ● 受賞案件の紹介

《2016年度「日本粉末冶金工業会 工業会賞 新製品賞・デザイン部門」受賞》	昇圧装置用ハイブリッド磁性材リアクトルコア 複合材料商品事業部 新商品開発部 勝浦 肇/尼野慎也/鈴木翔平 NTNアドバンストマテリアルズ(株) モの造りセンター 高楠利啓	103
《2016年度「日本粉末冶金工業会 工業会賞 新製品賞・デザイン部門」受賞》	複層焼結含油軸受 複合材料商品事業部 新商品開発部 山口 貴嗣/毛利敏彦 複合材料商品事業部 複合材料技術部 高井一輝	104
《2016年「超」モノづくり部品大賞 環境関連部品賞受賞》	低トルクシールリング NTN精密樹脂(株) 技術部 筧 幸三/石井卓哉/山添佑樹/山本 宗一郎 複合材料商品事業部 営業技術部 近藤 巧	105

新技術紹介	106
新商品紹介	107

# NTN TECHNICAL REVIEW No.85

## CONTENTS

<b>Preface</b>	For Automotive Products and Electric Module Products Yoshinori TERASAKA	1
<b>Contribution</b>	Issues on Electrification and Autonomous Driving for Automobiles Tetsusei KURASHIKI Dr. Eng. Associate Professor Management of Industry Technology, Graduate School of Engineering, OSAKA UNIVERSITY	2
<b>Perspective</b>	NTN Approach toward the Electrification and Autonomous Driving Koji KAMETAKA	14
<b>● Special Issue for Electric Module Products</b>		
	Development of Electric Motor, Actuator Series Kimihito USHIDA and Masashi NISHIMURA	18
	Hub Module with Motor and Generator Function Kentaro NISHIKAWA, Yuuji YADA, Yasuyuki FUJITA, Mitsuo KAWAMURA and Hiroki YABUTA	26
	Influence of Vehicle Body Motion on the Effects of G-Vectoring Control Yuta SUZUKI, Shuichi KOSAKA and Weipeng CHENG	33
<b>● Technical Articles and New Products</b>		
	History of Constant Velocity Joints Shinichi TAKABE	40
	History of Axle Unit Bearings for Automobile Daisuke NAKA	46
	ULTAGE Tapered Roller Bearing for Automotive Application Yasuhito FUJIKAKE, Takanori ISHIKAWA and Susumu MIYAIRI	51
	High Speed Rotation Ball Bearing for Pulley Hayato KAWAGUCHI, Shouhei FUKAMA and Masaharu INOUE	56
	Ultra Low Friction Sealed Ball Bearing for Transmission Katsuaki SASAKI, Takahiro WAKUDA and Tomohiro SUGAI	62
	Low Friction Hub Bearing Makoto SEKI	67
	Chain Tensioner for Motorcycle Engine Kouichi ONIMARU	72
	Light Weight Drive Shaft for FR vehicle [R series] Tomoshige KOBAYASHI	78
	Effects of Lubricant on Hydrogen-Related Rolling Contact Fatigue Life Improvement Takayuki KAWAMURA	84
	Relationship between Cage Stress and Degree of Freedom of Motion in Dynamic Analysis for Needle Roller Bearings Naoto SHIBUTANI and Tomoya SAKAGUCHI	90
	Proposal of Low Fuel Consumption and High Functionality of Composite Material Products for Automobile Kayo SAKAI, Tomonori YAMASHITA, Hajime ASADA and Takuya ISHII	97
<b>● Award Winning Products</b>		
	Japan Powder Metallurgy Association Awards 2016 in the New Products Category (New Design) Hybrid Magnetic Material Reactor Core for Booster Hajime KATSUURA, Toshihiro TAKAKUSU, Shinya AMANO and Shouhei SUZUKI	103
	Japan Powder Metallurgy Association Awards 2016 in the New Products Category (New Design) Multi Layer BEARPHITE® Takashi YAMAGUCHI, Toshihiko MOURI and Kazuki TAKAI	104
	2016 "Cho" MONODZUKURI Innovative Parts and Components Award, Environmental Components Award Low Torque Seal Ring Kouzou KAKEHI, Takuya ISHII, Takumi KONDOU, Yuuki YAMAZOE and Souichirou YAMAMOTO	105
	<b>Our Line of New Technology</b>	106
	<b>Our Line of New Product</b>	107

## 「自動車商品、電動モジュール商品」特集号に寄せて

常務取締役  
寺 阪 至 徳

地球温暖化、環境汚染等より低炭素化社会の実現が求められて久しく、最近の大きな動きとしてCO<sub>2</sub>排出削減が強く求められています。「自動車」に対しては、フランス・英国の両政府が相次いで「2040年以降、化石燃料車の販売禁止」との方針を発表し、EV化シフトが鮮明に打ち出されました。自動車の世界最大市場である中国も追随する動きを見せており、今後、車両のEV化、それに伴う各種部品の電動化が加速し、自動車部品の大きな転換期が到来します。

さらに、別のトレンドとして、車両安全性の向上を目的に自動運転の実用化開発が急速に進んでおり、すでに部分自動運転となる「レベル2」が市場投入済みで、今後、急激に「レベル3~5」に進むものと考えられ、自動車の各機械部品に対して高精度・高応答性の電動化制御装置が必要になります。

今後、エンジン車からEVへの転換が進む中で、NTNの基盤製品である軸受、ハブベアリング、等速ジョイントには一層の高機能化の要求が強まり、低トルク化・高効率化とともに、大幅な軽量化についても益々磨きをかける必要があります。

また、EV化に伴う電動化トレンドに向けて、NTNのコアコンピタンスである、トライボロジー、精密加工、解析等を活かし、これまでの空圧・油圧の代替商品として、高精度・高応答性を実現した「電動モータ・アクチュエータ」を開発し、カタログ標準品として販売を開始しました。これまでにない軽量・コンパクト化を実現したモジュール商品であり、トランスミッション、車載ポンプ、各種バルブ等と組み合わせた電動システム商品の対応も含めて、車両のEV化、電動化に貢献しています。

新しい取り組みとして、技術開発の加速と新規事業の創出を目的として、本年9月1日に国立大学法人大阪大学大学院 工学研究科に「NTN次世代協働研究所」を設立し、NTNの技術・技能と大学の知を集結・融合させる次世代技術の研究開発拠点とします。人工知能(AI)を活用することで、自動車、鉄道車両、工作機械などに適用した転がり軸受の運転状況を検知し軸受余寿命を予測する開発や、軸受に多機能センサを内蔵させ、軸受運転時の傾向管理や破損の未然防止の技術を確立し、軸受の新たな付加価値の創出を目指します。

NTNは2018年3月に創業100周年を迎えます。また、2015年から取り組んでいる中期経営計画「NTN100」の仕上げの時期でもあります。「NTN100」で実施している“次の100年を見据えた変革および礎づくり”を進めるとともに、企業理念「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 (For New Technology Network: 新しい技術で世界を結ぶ)」のもと、次の100年に向けた「安全・安心」を継続できる新商品の開発を通じて、社会の持続的発展に貢献してまいります。

## 自動車の電動化・自動運転化の課題

### Issues on Electrification and Autonomous Driving for Automobiles



倉敷 哲生 Tetsusei KURASHIKI

大阪大学 大学院工学研究科 ビジネスエンジニアリング専攻 准教授

自動車を中心とした製造産業分野における我が国の技術開発の大型プロジェクトを俯瞰し、次世代自動車を取り巻く課題と市場予測ならびに自動車の電動化・自動運転化の動向と課題について概説する。さらに、経済産業省「新産業ビジョン」における移動分野の検討状況・ロードマップについて概説する。自動車の電動化・自動運転化に関しては数多くの課題を有するものの、我が国の強みである高い「技術力」と高度な「現場力」を活かし、ソリューション志向の新たな産業社会に向かって関係者が一丸となって産学官の叡智を結集し、新たな付加価値創出の加速が重要と考える。

An overview of large-scale R&D projects of our country in the manufacturing industry field on automobiles was described. Technical issues and market forecast on next generation-automobiles, special issues on electrification/autonomous driving, and the roadmap in the transportation field were also described with public information of each ministry in our country. It is important to develop additional value with cooperation of industry/academia/government aimed to solution-oriented “connected industries” based on Japan’s high technologies and faculties in the manufacturing filed.

#### 1. はじめに

人口減少・グローバル競争など、我が国を取り巻く経済社会情勢の中長期的な厳しさが増している中で、イノベーションによる新たな価値創造はこうした状況を打破する原動力の一つである。

中でも自動車産業は、我が国のリーディング産業であり高い国際競争力を有し外貨を稼ぎ、国内においては広大な裾野産業と雇用を抱え、地域経済を支えている。また、その100年余りの歴史の中で、品質・信頼性・生産性を不断に追及する姿勢を一貫して推し進め、その姿勢を通じて働く人々が成長を遂げていく人づくりの役割も担う国民産業である。

本稿では、自動車を中心とした製造産業分野における我が国の技術開発の大型プロジェクトを俯瞰し、自動車の電動化・自動運転化の課題について、各府省・NEDOの公開情報を基に概説する。また、2017年5月に公開された経済産業省「新産業構造ビジョン」での移動分野（自動走行等）の政策課題と今後の方向性についても紹介する。

#### 2. 我が国の製造産業分野の技術開発プロジェクト

研究開発プロジェクト俯瞰の一例として、製造産業技術関連の施策に関するH29年度の各府省の取り組みを図1に示す。製造産業技術を「資源」、「材料開発」、「部材加工（製造プロセス）」、「最終製品」に分け、各々の領域に関わる案件を開発フェーズ（基礎研究、研究開発、実用化・実証）の観点で整理したものである。円グラフの大きさはH29年度予算を示しており、文科省・内閣府・経産省における各府省の取り組みを色分けにより示している。予算規模10億円以上のプロジェクトを中心に整理しており、我が国の製造産業技術の縮図とも言える。

いずれのプロジェクトも複数年にわたり、一企業では困難な他社との協業が図れる協調要素がある。自動車分野に関する主な大型事業としては、革新的新構造材料等技術開発が内閣府・経産省において進められている。エネルギー使用量及びCO<sub>2</sub>排出量削減を図るため、その効果が大きい輸送機器（自動車、鉄道車両等）の抜本的な軽量化につながる技術開発を行うものであり、革新鋼板・非鉄金属材料・CFRP等の高機能化とコ

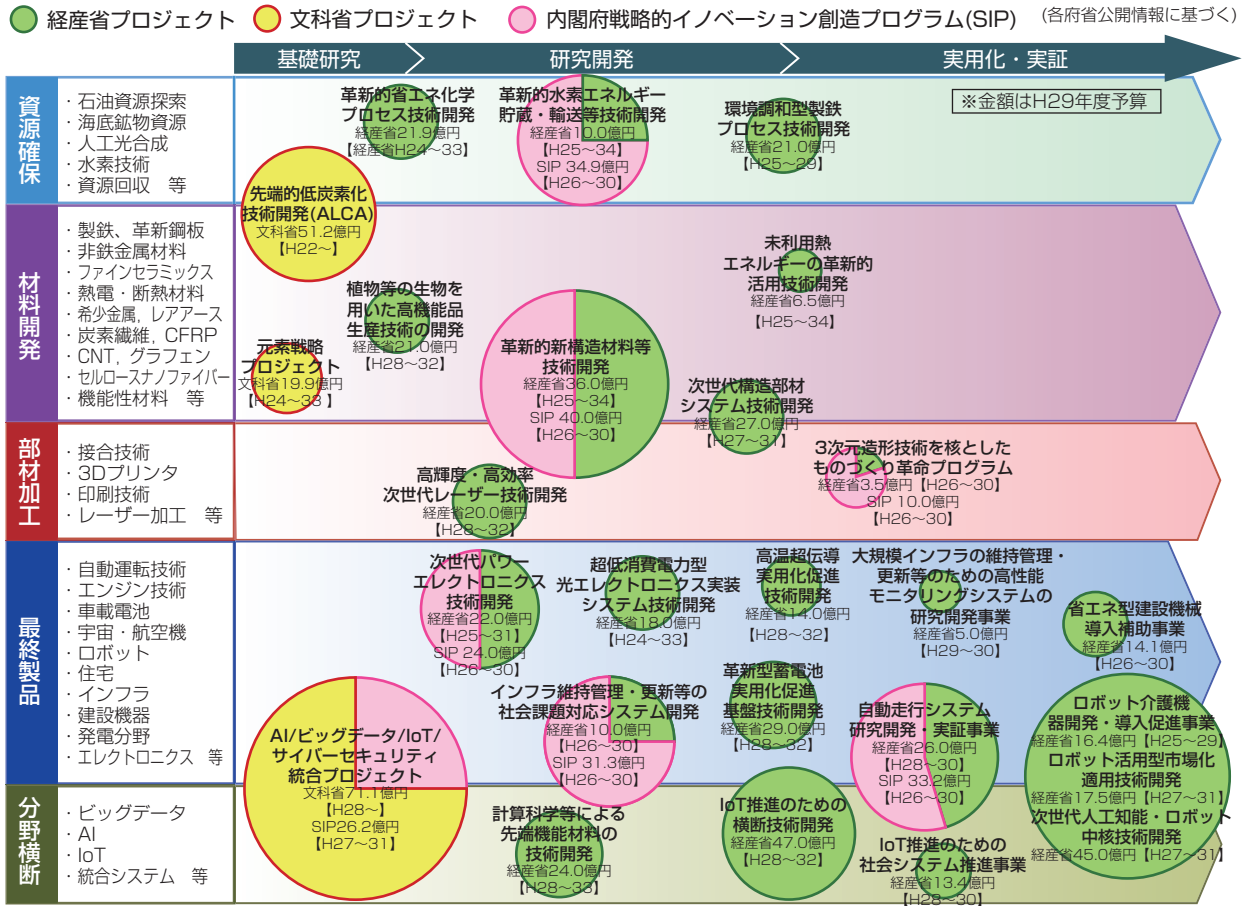


図1 我が国の製造産業技術開発施策の俯瞰 (各府省公開情報に基づく)  
Overview of R&D projects of our country in manufacturing industry field based on public information of ministry

スト競争力を同時に向上させた軽量材料の開発や、小型・高効率モータを実現する高性能磁石の開発、接合技術、マルチマテリアル化の最適設計手法の開発等が行われている。H26～H34年度までの9年間にわたる事業であり<sup>1)</sup>、現在使用されている輸送機器の原材料を革新的新構造材料に置換することで、抜本的な軽量化（自動車車体の場合50%軽量化）、及びH42年度において約373.8万トン／年のCO<sub>2</sub>排出量削減を目指している。

電動化に関しては、経産省において革新型蓄電池実用化のための基盤技術の開発事業が推進されている<sup>1)</sup>。車載用蓄電池市場を巡る中韓メーカー等との国際競争が激化する中で、高度な解析技術を高めつつ革新型蓄電池の研究開発を加速する事業である（図2）。車載用として求められる耐久性・安全性と高エネルギー密度はトレードオフ関係にある。高いレベルで両者を実現できる新たな材料や、革新型蓄電池のH42年の車載・実用化を目指し、H28～32年度までの5年間で現状のリチウムイオン電池の5倍（500Wh/kg）のエネルギー密度を有し、耐久性・安全性等について車

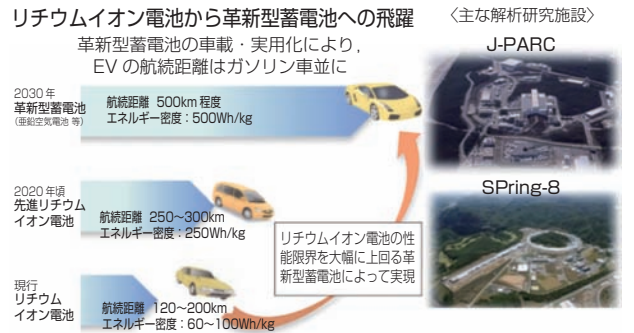
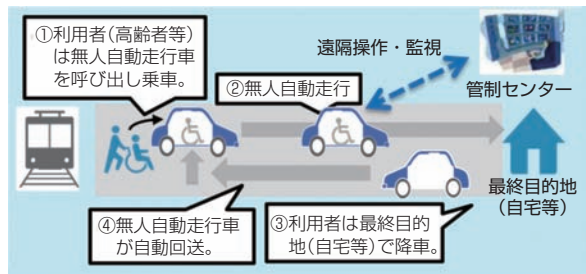


図2 革新型蓄電池実用化促進基盤技術事業  
Research & development initiative for scientific innovation of new generation batteries

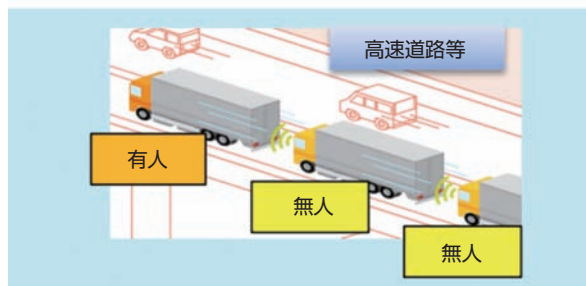
載化に向けて克服不可能な課題がないことを5Ah級の大型施策セルを用いて確認する計画となっている。詳細については後述の4章で説明する。

自動運転化に関しては、自動走行システムの研究開発・実証事業が行われている。経産省では、公道を含む実証事業等を通じ、図3に示す高度な自動走行システム（管制自動走行やトラックの隊列走行等）の社会実装に必要な技術の開発や事業環境等の整備が行われ

ている<sup>1)</sup>。平成42年度までにトラック隊列走行技術  
を確立し、1台あたり10%程度以上の省エネを目指  
している。また、内閣府では、大規模実証実験を軸と  
した研究開発の推進や、事業化・ビジネスモデル構築、  
地方展開・産学官連携、国際連携・標準化活動の4分  
野に注力し、事業を推進している(図4)<sup>2)</sup>。ITS  
(Intelligent Transport Systems: 高度道路交通シ  
ステム)による先読み情報等を活用し、信号情報や渋  
滞情報等のインフラ情報を活用するシステム(SAE  
レベル4)の市場化が2025年を目途に可能となるよ  
う、協調領域に関わる研究開発が進められている。詳  
細については後述の5章で説明する。



管制自動走行



トラックの隊列走行

図3 高度な自動走行システムの実証のイメージ  
Image of verification for advanced autonomous  
driving system

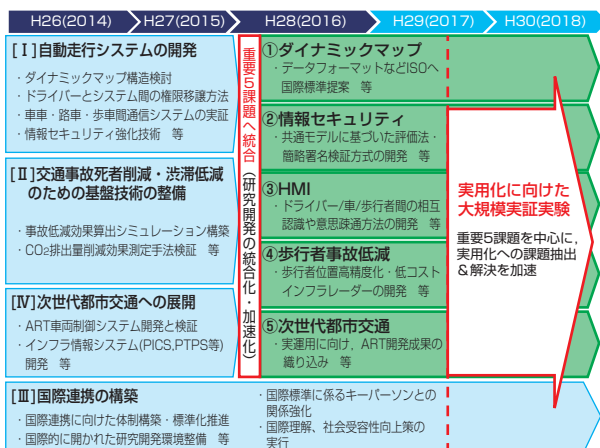


図4 内閣府SIP「自動走行システム」研究開発の工程表  
Progress schedule of SIP-adus automated driving  
for universal services

### 3. 次世代自動車を取り巻く課題と市場予測

#### 3.1 自動車産業が直面する課題

環境・エネルギーの制約、高齢化社会への対応など、  
自動車産業を取り巻く情勢は今後益々厳しさを増す。  
今後、10-20年で我が国の自動車産業が直面する課  
題としては、自動車産業戦略2014によれば下記の点  
が挙げられる<sup>3)</sup>。

##### (1) 環境・エネルギー制約

地球環境問題の観点から、燃費規制、排ガス規制は、  
制度および技術の両面においてより深刻となる。

エネルギーセキュリティの観点から、車も含めて石  
油依存後の低減を目指した取り組みが本格化する。

##### (2) 人口増加・一人当たりGDPの増大

2025年までに世界人口は81億人に拡大する。そ  
の後、アフリカ以外の人口増加は鈍化し、2050年ま  
でに横ばいか減少に至る。

人口成長、経済成長により、新興国の中間層が増大  
し、2025年以降、一人当たりGDPが先進国に近づ  
く。

##### (3) 高齢化

2025年までに先進国の、2035年までに新興国の  
高齢化が進展する。2050年までにアフリカ・インド  
以外が高齢化し、的確な対応がなされなければ、自動  
車保有台数の減少、交通事故の増加へとつながる可能  
性がある。

##### (4) 都市の過密化と地方の過疎化

世界の都市人口は2025年に約45億人、2035年  
に53億人、2050年に63億人に至る。都市化に伴い、  
自動車による社会問題が深刻化する中で、都市インフ  
ラ・交通システムの在り方などの問題は重要なテーマ  
となる。

2025年以降、過疎化により地方において人口が減  
少する一方で、自動車ニーズが高まる可能性がある。

##### (5) 新しい価値観の台頭

多様で新しい価値観(デジタルネイティブ、ボーダ  
レス、エイジレス等)を持つ顧客層が主要な自動車販  
売層に成長する。

世界の1990年代以降生まれの人口は、2035年に  
過半数を超える(2025年に31%、2050年に70%)。



### 3.2 次世代自動車の普及予測

図5に主要国・地域における自動車販売額の推移予測を示す<sup>3)</sup>。今後、新興国の人口増加と経済発展に連動して2025年には世界販売が1億台を突破し、市場規模は約250兆円になると試算されている。人口増加・所得向上に伴い、海外の自動車市場は今後急速に拡大する中で、我が国の人口は減少し国内市場の縮小圧力や労働力不足といった形で、我が国の自動車産業に大きな影響を与える可能性がある。

また、環境・エネルギー制約への対応として、電動車両の導入は重要な解決策である一方で、内燃機関自動車は価格競争力も高く、技術革新を続けながら今後モータリゼーションを迎える市場を中心に需要が拡大する。したがって、グローバルな市場動向を踏まえた上での戦略が必要であり、我が国の自動車産業がグローバルに市場シェアを拡大し、新規市場を開拓していくための最適投資や最適貿易が実現されるよう、障壁のない市場環境を構築することが重要となる。

エネルギーセキュリティの向上や環境制約への対応、自動車産業の競争力強化の観点から、次世代自動車の普及拡大は自動車産業政策の重要な課題である。「日本再興戦略改訂2015」においては、「2030年までに新車販売に占める次世代自動車の割合を5割から7割とすることを目指す」とされている。次世代自動車の中でもEV・PHVは、FCVと同様にCO<sub>2</sub>排出削減効果が高く、また、災害時に非常用電源として活躍するなど、これまでの自動車にはなかった新たな価値が期待できることから、国としても普及に支援がなされている。表1に政府目標として掲げている乗用車車種別普及目標を示す<sup>4)</sup>。EV及びPHVに関しては2030

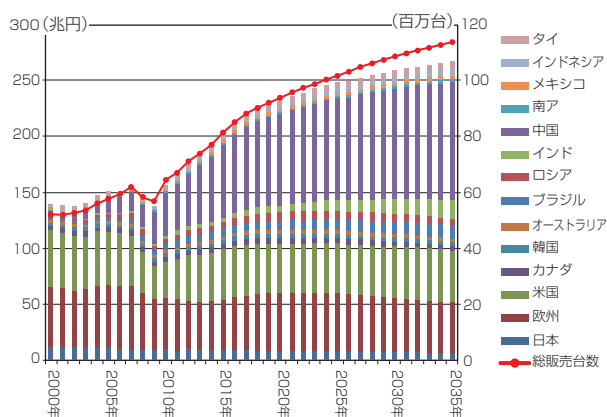


図5 主要国・地域における自動車販売額の推移予測  
Prospection of sales total for automobiles  
by major countries and area

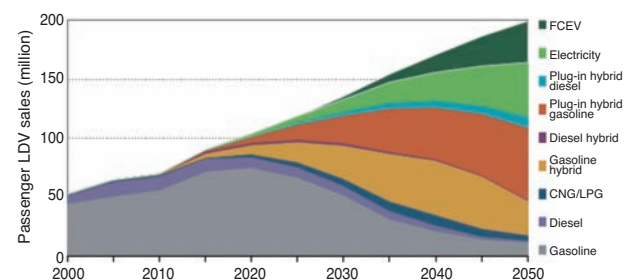
年までに最大30%を目指すとしている。この目標は、温暖化抑制策を重視する国際エネルギー機関(IEA)のシナリオと比べても極めて野心的なものである。

また、図6にIEAによる世界の車種別販売台数の将来予測を示す。IEAでは、2012年に発表したEnergy Technology Perspectivesにおいて、いくつかのシナリオごとに見通しを公表している。EV・PHVの普及が最も進む2DS improve シナリオ(図6)では、2025年にHEV・PHVが約28%、EVが約4%、2035年にHEV・PHVが約52%、EVが約11%の販売シェアを占めると予測されている。また、主要各国政府も2020年~2050年に向かう中で、EV・PHVを100万台規模で普及する目標を掲げており、その目標達成のため、EV・PHVおよび充電インフラの導入支援(補助金制度)、自動車・蓄電池産業に対する開発・設備投資の支援等、様々なインセンティブ施策を積極的に推進している。

我が国として温暖化対策を率先して進めるとともに、EV・PHVの先進市場の早期確立を目指すならば、パリ協定で共有された目標も踏まえ2DSシナリオに準ずる水準の目標設定が望ましい。こうした点からEV・PHVロードマップ検討会<sup>4)</sup>では、官民によるこれまで以上の取り組みと最大限の成果の発現を前提に、2020年までで最大で100万台を目指した目標設定と取り組みが検討されている。

表1 乗用車車種別普及目標(政府目標)  
Government target of motorization

	2015年(実績)	2030年目標
従来車	73.5%	30~50%
次世代自動車	26.5%	50~70%
ハイブリッド自動車(HV)	22.2%	30~40%
電気自動車(EV)	0.27%	20~30%
プラグインハイブリッド自動車(PHV)	0.34%	
燃料電池自動車(FCV)	0.01%	~3%
クリーンディーゼル自動車(CDV)	3.6%	5~10%



出典：IEA/ETP (Energy Technology Perspectives) 2012

図6 世界の車種別販売台数の将来予測  
Prospection of number of vehicle purchases in the world

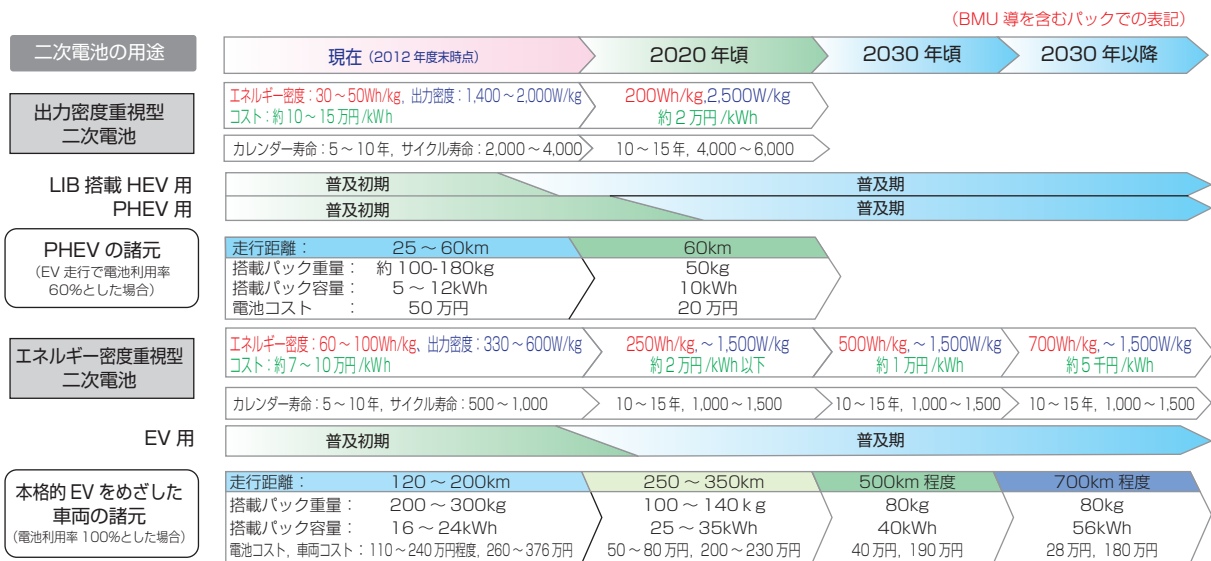
## 4. 車載用蓄電池の課題

### 4.1 蓄電池の研究開発の動向と課題

外部からの充電や再生可能エネルギー由来の電力が利用可能であり、電力を高効率で利用して走行するEVおよびPHVは低炭素化技術の決め手であり、車載用蓄電池の技術革新がその普及拡大の鍵を握っている。

図7にNEDOにより策定されている二次電池技術ロードマップを示す<sup>5)</sup>。重量当たりのエネルギー密度および出力密度、コスト、寿命を指標として技術開発の方向性を示したものである。LIB搭載HEVならびにPHV用二次電池を「出力密度重視型二次電池」、EV用二次電池を「エネルギー密度重視型二次電池」とし、用途毎に分類されている。電池コストやエネルギー密度、出力密度の目標値はセル、モジュール、パックのどれを対象にするかで大きく異なるが、材料系・電池系間で比較をする上ではセルを対象にするのが好ましく、セルをベースに公表されている。

自動車メーカーがEVの電動走行距離伸長を目指す上での大きな課題の一つは電池の価格である。ガソリン自動車との価格差の主要部を占めており、航続距離の制約要因となっている。航続距離の課題の抜本的な解決に向けては研究開発を十分に進める必要があり、経産省では図7のロードマップを踏まえて、現在の主流であるリチウムイオン電池の高性能化を目指す「リチウムイオン電池応用・実用化先端技術開発事業」(2012~2016年度)が進められた。また、リチウムイオン電池のエネルギー密度には工業的な限界が近づいていると言われ、リチウムイオン電池の性能限界を大幅に上回る革新型蓄電池の研究開発を実施する「革新型蓄電池先端科学基礎研究事業」(2009~2015年度)が進められた。なお、本事業は2016年度からは5年間事業(図2)として、高度解析技術の確立と、車載用蓄電池としての基盤技術の確立が進められている。図8にはNEDOによる革新型蓄電池の技術マップを示す<sup>5)</sup>。革新型電池については明確な定義



二次電池の課題	現行 LIB	先進 LIB	ブレークスルーが必要	革新電池
課題となる要素技術	正極	スピネル Mn系 他	高容量化・高電位化 等	金属-空気電池 (Al, Li, Zn 等)
	電解液	炭酸エステル系混合溶媒 他	難燃性・高耐電圧性 等	金属負極電池 (Al, Ca, Mg 等) 等
	負極	炭素系	高容量化 等	
	セパレータ	微多孔膜	複合化, 高次構造化・高出力対応 等	
	電池化技術	新電池材料組み合わせ技術 / 電極作製技術 / 固-液・固-固界面形成技術等		
長期的基礎・基盤技術の強化	界面の反応メカニズム・物質移動現象の解明, 劣化メカニズムの解明, 熱的安定性の解明, 「その場観察」技術・電極表面分析技術の開発 等			
その他課題	システムとしての安全性・耐環境性の向上, V2H/V2G, 中古利用・二次利用, リサイクル, 標準化, 残存性能の把握, 充電技術 等			

図7 NEDO自動車用二次電池ロードマップ  
NEDO Roadmap of secondary battery for automobiles

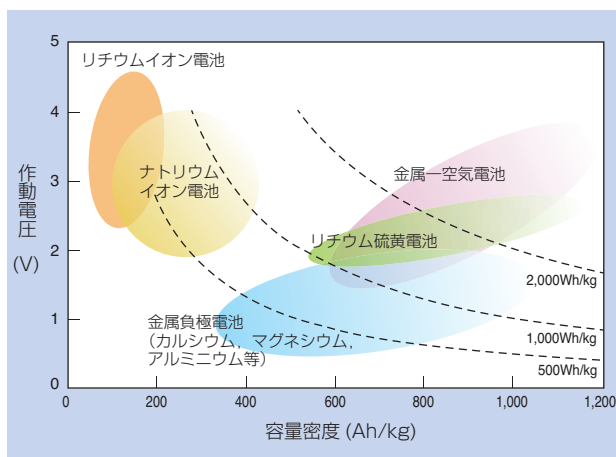


図8 革新型電池の技術マップ（容量密度と作動電圧）  
Technology map for new generation batteries  
(Relation between capacitance density and voltage)

はないが、2030年頃に要求される現行の電池系では到達し得ない高い性能を達成し得る可能性がある電池系について、容量密度と作動電圧の関係を示したものである。例として、金属-空気電池、リチウム硫黄電池、金属負極電池等が挙げられる。これらの革新型電池系も現行の電池系と同様に二つの用途（自動車用、定置用）について展開され、次第に置き換わるものと考えられる。

ただし、各電池においては多くの技術課題が存在する。NEDO TSC Foresight<sup>6)</sup>によれば、金属-空気電池の場合、負極金属における放電生成物の可逆性の問題があり、充放電サイクルを繰り返した際の著しい容量低下が指摘されている。また、リチウム硫黄電池では、有機電解液を用いた際の充放電時に生成する多硫化物イオンが電解液中に溶出することが問題とされており、これにより充放電効率が低下し寿命が短くなることが知られている。金属負極電池においても、金属-空気電池およびリチウム硫黄電池と同様に負極金属の溶解溶出に関する不可逆性の問題がある。様々な革新型蓄電池の候補に関する研究開発が世界全体で活発化している中で、我が国の自動車・蓄電池関連産業の競争力を維持・向上する観点からも、研究開発のさらなる加速を産学官で取り組む必要がある。

#### 4.2 V2X機能の活用

EVIは外部から供給された電力を大容量の蓄電池に貯蔵できることが特長の一つである。外部への給電機能を備えた車両もあり、放電機能付き充電器等を介せば家庭や施設に電気を供給することも可能である。特

に、EVから各家庭やビルに電力を供給するシステム（V2X電力供給）が現在、着目されている。

図9に示すV2H（Vehicle to Home）では、EVを住宅・オフィスビル等に接続することにより、電力ピークシフト、停電時のバックアップ対策、夜間電力活用等に利用可能である。V2G（Vehicle to Grid）では、夜間や休日等で停車中のEVを地域の電力系統に接続することで車載用蓄電池をスマートグリッド全体の帯電設備の設置負担軽減を目指すものである。2014年4月には、屋内配線に給電を行うV2Hと電気機器に直接給電を行うV2L（Vehicle to Load）について、電気安全および車両と接続機器の互換性を確保するために、「電動車両用充放電システムガイドライン」が策定されている。また、2015年8月には、電気安全環境研究所において「V2H用パワーコンディショナーの系統連系認証（電気自動車等搭載蓄電池（直流接続型）用系統連系保護装置等の認証）」が開始されるなど、V2X電力供給の普及が官民により進められている。太陽光発電系統からの電力とEV・PHVの蓄電池からの電力を最適に組み合わせる活用する系統連系タイプも市場に投入されており、今後の普及が期待される。

再生可能エネルギーの導入促進の壁として、時間帯や季節・気象条件等による出力変動の調整が挙げられる。ユーザがEVを使用する際に十分な電力が車載用蓄電池に充電されていないと走行距離が不十分となり、本来の自動車としての利便性が失われる。車載用蓄電池について高エネルギー密度化や低コスト化、蓄電容量の増大は避けられない課題である。

また、東日本大震災では、エネルギーインフラが復旧するまでの間、自動車が非常用の電源や暖房源として利用された事例がある。EV・PHVでは一般家庭の数日分に相当する電力の供給が可能であり、災害対策

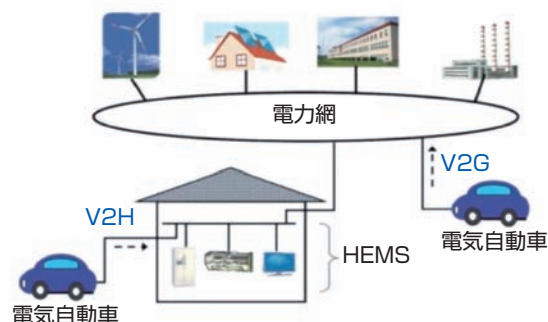


図9 V2G, V2H (NEDO,2015)  
V2G, V2H (NEDO, 2015)

を含めその価値をより積極的に活用することが求められる。ただし、漠然と非常時に備えるというだけではユーザがメリットをイメージすることが困難であることから、ユーザや社会にどのような利益が生じるのかをより明確にし情報提供や普及に努める必要がある。

我が国ではこれまで資源エネルギー庁の「次世代エネルギー・社会システム実証事業」において、V2Hやデマンドレスポンスの技術実証も行われている。今後もEV・PHVや再生可能エネルギーの普及状況、電力システム改革の動向等を踏まえて、技術実証の成果を社会に実装していくための取り組みが求められる。

## 5. 自動走行における現状と政策課題

### 5.1 自動走行の動向

我が国では第10次交通安全基本計画（平成28年3月）において、「2020年までに交通事故死者数を2,500人以下とし、世界一安全な道路交通を実現する」との国家目標が掲げられている。平成28年の死者数は3,904人と2年ぶりに減少へ転じたものの、国家目標への到達にはまだ相当の努力が必要である。特に、交差点事故や歩行者事故、自転車・二輪車事故は大きな課題であり、自動車のみならず交通環境の改善や人への啓発等を含めた統合的なアプローチに取り組む必要がある。

自動運転レベルおよびそれを実現する自動走行システム・運転システムの定義については、米SAE Internationalが平成28年9月に定めたSAE J3016の定義がある。定義概要を表2に示す<sup>2)</sup>。いずれのレベルにおいても、ドライバーはいつでもシステムの制御に介入することができる。

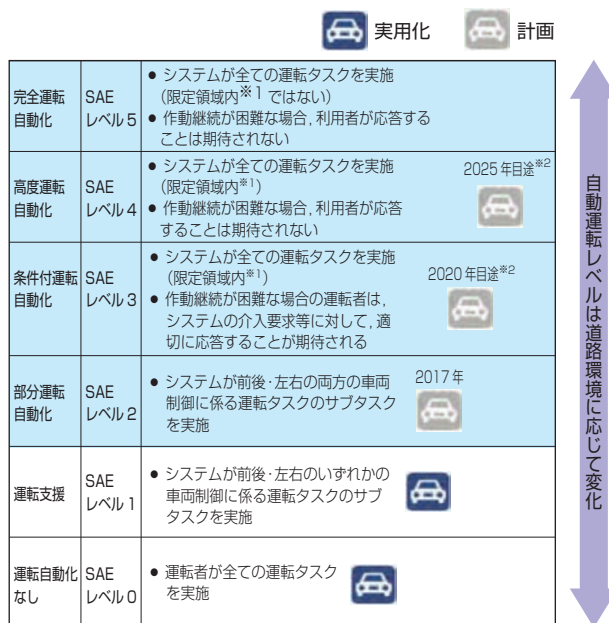
図10に自動走行システムの実現期待時期を示す<sup>2)</sup>。市場化期待時期として、2020年までにSAEレベル3、2025年を目途にSAEレベル4のシステムの市場化が可能となることが期待されている。

自動走行システムに関連する新産業は裾野も広い。車載センサ（カメラやレーダー等）を始め、車載通信機、路側通信機、携帯通信機器等の情報通信機器など、デジタルインフラストラクチャー関連を中心とした大幅な市場拡大が期待できる。また、自動走行システムの実用化・普及に応じ、高精度3次元地図の作成技術や、自動走行システム以外の多方面での情報整備や運用・高精度位置情報活用サービスといった新たな産業の創成につながる。

表2 自動運転レベルの定義概要  
Definition of driving automation level

レベル	概要	安全運転に係る監視、対応主体
運転者が全てあるいは一部の運転タスクを実施		
SAE レベル0 運転自動化なし	● 運転者が全ての運転タスクを実施	運転者
SAE レベル1 運転支援	● システムが前後・左右のいずれかの車両制御に係る運転タスクのサブタスクを実施	運転者
SAE レベル2 部分運転自動化	● システムが前後・左右の両方の車両制御に係る運転タスクのサブタスクを実施	運転者
自動運転システムが全ての運転タスクを実施		
SAE レベル3 条件付運転自動化	● システムが全ての運転タスクを実施（限定領域内*） ● 作動継続が困難な場合の運転者は、システムの介入要求等に対して、適切に応答することが期待される	システム （作動継続が困難な場合は運転者）
SAE レベル4 高度運転自動化	● システムが全ての運転タスクを実施（限定領域内*） ● 作動継続が困難な場合、利用者が応答することは期待されない	システム
SAE レベル5 完全運転自動化	● システムが全ての運転タスクを実施（限定領域内*ではない） ● 作動継続が困難な場合、利用者が応答することは期待されない	システム

\*ここでの「領域」は必ずしも地理的な領域に限らず、環境、交通状況、速度、時間的な条件などを含む。



\*1 ここでの「領域」は必ずしも地理的な領域に限らず、環境、交通状況、速度、時間的な条件などを含む。

\*2 民間企業による市場化が可能となるよう、政府が目指すべき努力目標の時期として設定。

図10 自動走行システムの実現期待時期  
Target of automated driving system

### 5.2 自動走行の課題と取り組み

交通事故死者低減の国家目標の達成には、運転支援システム及び自動走行システムの開発ならびに実用化・普及を促進し、交通事故死者のデータ解析とシミュレーション技術を深化させ、安全施策の効果予測と

検証を可能とする技術開発が重要である。また、2025年を目途にSAEレベル4のシステムの市場化が可能となるよう、協調領域に関わる技術開発を推進する必要がある。さらに、2020年の東京オリンピック・パラリンピックを見据え、東京の発展と高齢化社会を念頭とした、我が国の次の世代に資する次世代交通システムの実運用と、それらの社会実装に向けた社会受容性や制度面といった点が課題として挙げられる。

こうした点を鑑み、内閣府SIP(戦略的イノベーション創造プログラム)の「自動走行システム」では、自動走行についてH29年度は下記の5つを重点的に取り組むべき課題として設定している<sup>2)</sup>。

- ①ダイナミックマップ(自動走行システムにおいて進路生成のために、従来の地図情報に加え、道路の構造や走路の環境等の情報を統合化した地図情報)、
- ②HMI(Human Machine Interface)、
- ③情報セキュリティ、④歩行者事故低減、
- ⑤次世代都市交通

図11に研究開発テーマの分類を示す<sup>2)</sup>。自動車産業が中心となって実施する自律型システム等の競争領域に対し、SIPでは官民連携での取り組みがより必要な基盤技術および協調領域(協調型システム関連)についての開発・実用化が主として推進されている。

さらにSIPでは、大規模実証実験を軸とした研究開発が推進されている。平成29年度より常磐道～首都高速～東名高速～新東名高速300kmとお台場周辺の一般道で大規模実証実験を開始し、H30年度末まで

連続的な実験・開発を行う予定となっている。

また、①のダイナミックマップについては、大規模実証実験においてダイナミックマップの実用化に向けた検証を行い、静的高精度地図データの仕様・精度の検証や、データの生成・更新・配信システムの検証が進められている。

②のHMIについては、標準化提案に向け評価法を確立し、テストコースおよび公道においてドライバー状態のデータを収集・蓄積することとなっている。

③の情報セキュリティについては、参加各社の車両を用いて、対ハッキング性能検証のためのブラックボックステスト等が行われている。

④の歩行者事故低減については、H28年度までに得られた成果から、さらなる位置精度向上および地図を活用したアプリケーション開発を進め、歩行者事故低減に向けた歩車間通信技術の有効性を公道で検証することとなっている。

⑤の次世代都市交通については、正着制御技術を中心としたART(次世代都市交通システム)車両の制御技術開発とダイナミックマップと連携したART情報センター構想の実現に向け、公道での実証を含め具体的な形で提案することとなっている。

上記の大規模実証実験を軸とした研究開発の推進とともに、事業化・ビジネスモデルの構築、地方展開・産学官連携、国際連携・標準化活動も重要である。我が国が先導的な役割を果たすことにより得られる価値は社会的にも産業的にも大きく、世界に対する我が国としての貢献にも資することが期待される。

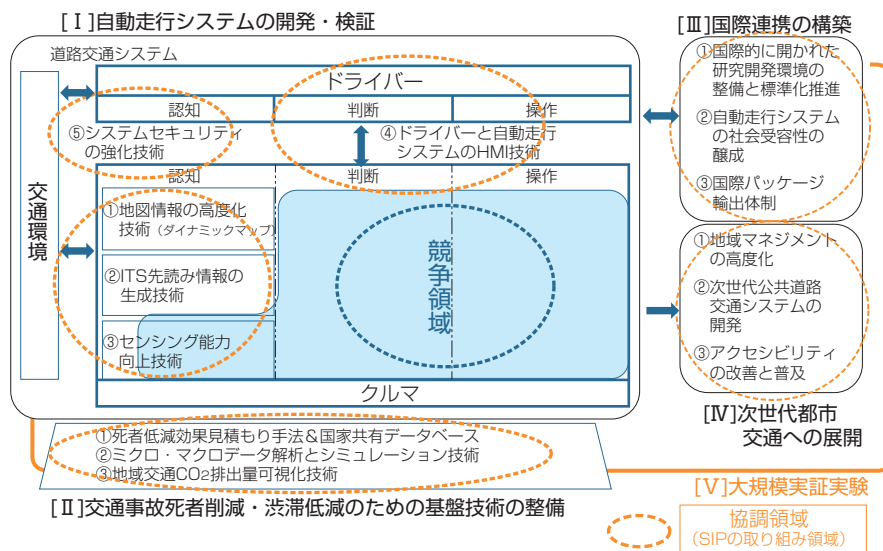


図11 SIP自動走行システム 研究開発テーマ  
R&D theme of SIP-adus automated driving for universal services

## 6. 新産業構造ビジョンにおける移動分野の戦略

### 6.1 Society 5.0とConnected Industries

IoT, ビッグデータ, 人工知能といった破壊的イノベーションによる第4次産業革命が進みつつある中で, これらの発展がどのような経済・社会的インパクトをもたらす, これに向けて我が国はどのような対応を取っていくべきか, 官民でビジョンを共有し戦略的に対応することが不可欠となっている。このような認識の下, 経済産業省では産業構造審議会内に「新産業構造部会」(部会長 伊藤元重 東京大学教授)を設置し, 官民が共有できるビジョンの策定を進めると共に, 官民に求められる対応について検討が進められており, 2017年5月に「新産業構造ビジョン〜一人ひとりの, 世界の課題を解決する日本の未来〜」として公開されている<sup>7)</sup>。以下に, 本ビジョンの内容について概説する。

このビジョンでは, 図12に示すようにSociety 5.0 (超スマート社会) の実現に向けて最大の鍵とされる第4次産業革命技術の社会実装 (IoT, ビッグデータ, AI, ロボット等) により, 潜在需要を開花させる新たな製品・サービスの創出や生産性革命が期待されている<sup>7)</sup>。その中で, 新たに「Connected Industries」の概念が提唱されている。Society 5.0を実現するため, 多様な人, 組織, 機械, 技術, 国家がつながり, 新たな付加価値を創出し社会課題を解決する産業社会の概念である。Connected Industriesの推進は, 我が国製造業の課題である「付加価値創出・最大化」や人手不足などの課題が顕在化しつつある「強い現場の維持・向上」に対して, 様々な産業・組織・人・もの・技術・データなどがつながることに

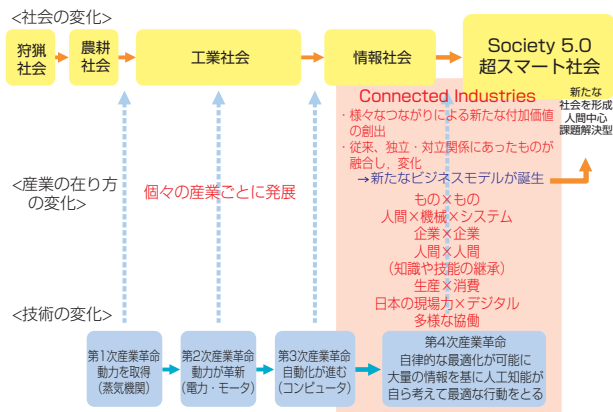


図12 Society 5.0につながるConnected Industries  
Connected industries aimed for Society 5.0

よる価値創出や世代を超えた技能継承などを促すことが期待されている。

一例として図13にAI等の共通基盤技術と技術, データのつながりによる革新的な製品・サービスの事例を示す<sup>7)</sup>。AI等の技術革新・データ活用により, 今まででは対応しきれなかった「社会的・構造的課題=顧客の真のニーズ」への対応が可能となる。新技術・データを活かし, 世界の課題解決と我が国の経済成長につなげ, 一人一人にとってより豊かな社会を実現することが望まれている。

第4次産業革命技術の社会実装が進むにつれ, 図14に示すような新たな産業構造転換が考えられ<sup>7)</sup>, 業種の壁が限りなく低くなる。これにより, 全く別の産業も飲み込む新たなサービスプラットフォームを創出する動きが拡大する可能性がある。

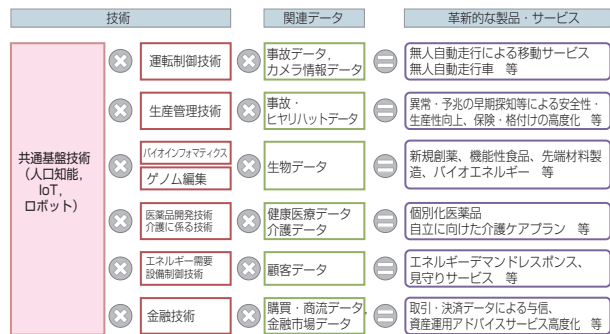


図13 共通基盤技術×産業コア技術×データ  
Common fundamental technology, Industrial core technology and data

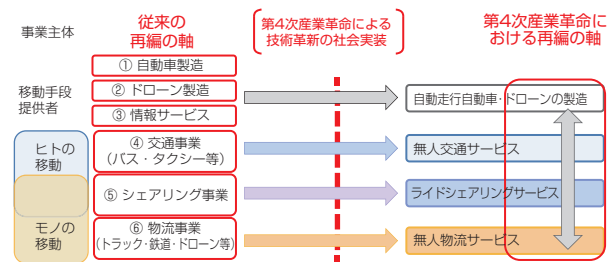


図14 第4次産業革命における新たな産業構造転換  
New transformation of industrial structure in Industry 4.0

### 6.2 戦略分野「移動する」

産業構造ビジョンでは, 我が国が活かすべき強み・機会として次の3点を整理している。

- ・多様で活用可能性の高い「リアルデータ」の蓄積 (現場や市場で起きていることを丁寧に拾い上げる力を活かすことで, リアルデータから新たな価値を

生み出していける可能性)

- ・「モノ」の強さ（先進技術をいち早く取り込み，モノを刷新し続ける力．ハードとソフトの新たな融合を実現する可能性）
- ・社会課題の先進性，大きさ（どこよりも早く多くの人を幸せにする答えを見出し，グローバルに展開していく可能性）

上記の各観点から，日本が取るべき戦略分野として以下の4分野を特定している．

- ①「移動する」，②「生み出す・手に入れる」，③「健康を維持する・生涯活躍する」，④「暮らす」
- 以下では，戦略分野「移動する」について，新産業構造ビジョンにおける見解を概説する．

### 6.3 ヒト・モノの移動の課題

2030年代の目指すべき将来として，ヒトの移動であれば，「安全に移動（交通事故低減）」，「移動困難者の解消」，「通勤・通学時間の有効活用」などが挙げられ，モノの移動であれば，「物流業等の労働需給逼迫の解消」，「宅配再配達への負担減少」，「災害時の緊急対応のカバー範囲拡大」，「離島の生活必需品流通の改善」，ヒト・モノ移動共通として，「運輸部門のCO2排出量軽減」が挙げられる．革新的技術・データの利活用により，国内外で「移動」に関連する様々な社会的・構造的な課題が解決される可能性がある．

一方で，下記に示す種々のリスクが顕在化する可能性がある．

#### ①セキュリティリスク

自動走行車やドローンが外部により不正にハッキングされ制御不能となり，乗車している人や周囲の人物に事故が発生するリスク．

#### ②システムリスク（誤情報の共鳴）

自動走行車がネットワークを通じて誤った情報を共有・増幅することで交通システムが麻痺し，事故が生じるリスク．

#### ③労働・雇用・社会保障リスク

産業構造の変化に伴い，新たなスキル習得，労働条件が必要．こうした変化に，労働市場，雇用制度，社会保障制度等が対応できないリスク．

#### ④社会受容リスク

自動走行車やドローンが社会に受け入れられる前に，大規模な人身事故が起きること等により嫌悪感や忌避傾向が顕著になる．その結果，技術的に可能であっても社会実装されないリスク．

上記のように，技術発展に伴い，移手段，システム・ネットワーク，雇用・労働，社会受容の各層でリスクが考えられる．新産業構造ビジョンでは対応策も検討し，ロードマップに織り込まれている．

### 6.4 「ヒトの移動」のロードマップ

図15に「ヒトの移動」における方向性を示す<sup>7)</sup>．

自律的な移手段により安全で多様な移動サービス提供の実現をイメージしたものである．自動走行を実現するためには，アルゴリズム等のソフトウェアと，センサデバイス等のハードウェアの組み合わせによる安全確保のため，特に「認知」と「判断」を可能とすることが重要である．図16に「ヒトの移動」に関する重要技術の日本の強み・弱みを示す<sup>7)</sup>．情報処理を支える基盤として，半導体の重要性も高まるため，「認知」等の共通基盤となる車載半導体等の超高効率AI処理を可能とする技術開発も重要となる．

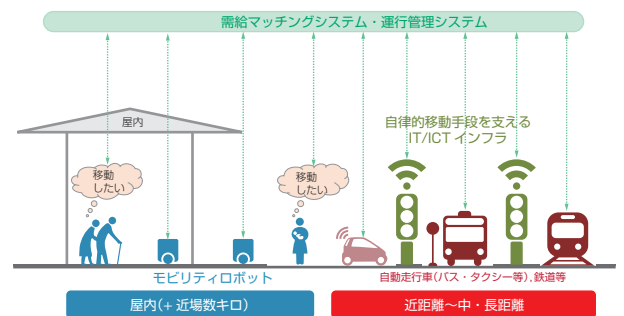


図15 ヒトの移動における方向性  
Future trend of transportation of human

要素技術	強み・弱み	競争の状況
①認知 「目」となる センサデバイス	ミリ波レーダー (物体(障害物)の検知)	△ 欧州系 56%, 米系 34%, 日系 10%
	カメラ (物体(障害物)の識別)	△ イスラエル mobileye が圧倒的存在感。米 Intel による mobileye 買収表明など競争が激化
	レーザーレーダー (走行可能な場所の検知)	△ 欧州系サプライヤが市場の大宗を占め、日系サプライヤの存在感は限定的
②判断 走行経路や運転 操作を決定する 「脳」	自動車本体 (アルゴリズム開発の鍵 となる走行データの源泉)	* 日本にも優れた企業が生まれている一方、全体的な層は欧米が厚い
③操作 「手」となる 機構	電子制御ブレーキシステム (縦方向制御)	× 欧州系 63%, 米系 22%, 日系 9%
	電動パワーステアリング (横方向制御)	○ 日系 55%, 欧州系 41%, 米系 3%
④半導体 情報処理を支 える基盤	車載用半導体	△ 車載用マイコン： 欧州系 35%, 日系 33%, 米系 8% *人工知能向け半導体については米系がリード

図16 自動走行の技術における日本の強み・弱み  
Advantage and weakness of Japan in automated driving technology

図17に新産業構造ビジョンの中で検討されている「ヒトの移動」に関する目標逆算ロードマップを示す<sup>7)</sup>。時期を短期(～2018年)、中期(～2020年)、長期(2020年～)に分け、取り組みについて(i)自律的な移動手段(エッジ)、(ii)基盤的なシステム・インフラ、(iii)ビジネス環境・ルールに分けて整理されたものである。図の技術開発に加えて、移動分野の課題を解決するための制度改革等も加速する必要がある。

(i) 自律的なエッジ, (ii) システム・インフラ, (iii) ビジネス環境・ルール

	短期(～2018年)	中期(～2020年)	長期(2020年～)
<b>目標</b>		無人自動走行による特定地域での移動サービスの実現	サービス地域の拡大/無人自動走行の市場化
<b>取り組み</b>	i	○モデル地域10箇所における自動走行実証 ○東京オリパラプロジェクトの実現	○無人自動走行車の普及(民間事業の拡大)、安全基準等の国際標準化
	ii	○高速道路の3次元高精細地図開発 ○ダイナミックマップの大規模実証 ○必要な通信インフラ等の選定 ○車載セキュリティ確保のための行動計画策定	○高速道路基盤地図の国際標準化、海外展開 ○主な国道、地方道における基盤地図の整備
	iii	○政府全体の制度整備方針を検討 ○国際条約の在り方の検討 ○適隔運行(1対N)のガイドライン整備	○道路交通法等におけるルールの在り方/保険を含む責任関係の明確化
		○認知「判断」等の共通基盤となるAI半導体等の技術開発支援(無人自動走行車の普及をターゲットに実現) ○走行映像データ・事故データ等の戦略的活用	
		○高速道路の3次元高精細地図開発	○県道、市町村道における基盤地図の整備
		○必要な通信インフラ等の選定	○必要な通信インフラの整備

図17 「ヒトの移動」目標逆算ロードマップ  
Roadmap of transportation of human

ードマップを示す<sup>7)</sup>。隊列走行・自動走行トラックを実現するには、隊列走行の後続無人での実証試験(高速道路等)、最適なトラック隊列の構成や管理を実現する技術、運用ルールやインフラ面等での事業環境の整備などが重要となる。また、ドローンによる物流に関しては、目視外ドローン飛行を可能とする技術開発、運航管理や衝突回避の技術開発、機体の認証や操縦者の資格制度等について検討・整備を行う必要がある。

(i) 自律的なエッジ, (ii) システム・インフラ, (iii) ビジネス環境・ルール

	短期(～2018年)	中期(～2020年)	長期(2020年～)	
<b>目標</b>		高速道路での後続無人隊列走行の実現	高速道路での後続無人隊列走行の事業化	
<b>取り組み(隊列走行)</b>	i	○新東名における無人隊列走行に向けた後続有人実証実験	○新東名における後続無人隊列システムの実証	
	ii	○旅客車両による貨物運送のための要件整理、施行、施行結果を踏まえた検討	○高速道路における無人隊列走行の距離、走行可能範囲の拡大(東京～大阪間等)	
	iii	○隊列走行に用いる技術や実証実験の成果、運用ルール等に応じて、インフラ面等の事業環境の検討	○隊列走行に関し、必要に応じてインフラ面等の事業環境の整備	
<b>取り組み(ドローン)</b>	目視外・無人地帯でのドローン荷物配送の実施		都市を含む目視外・有人地帯でのドローン荷物配送の本格化	
	i	○福島ロボットテストフィールドを活用した運航管理や衝突回避の技術開発、性能評価基準の策定	○ドローン物流等に用いる運航管理システムや衝突回避技術の確立	○運航管理システムや衝突回避技術の高度化・知能化 ○運航管理の本格的な社会実装 ○国際標準化によるグローバルなサービス市場の獲得
	ii	○重要インフラ・老朽化インフラ点検等の官需・準官需におけるドローン利活用の促進		
iii	○目視外飛行等に求める要件(機体、飛行させる者や体制に係る基準)を検討し、2018年度早期の航空法に基づく審査要領の改訂につなげる	○第三者上空飛行等に求める要件(機体、飛行させる者や体制に係る基準)を検討し、制度整備につなげる	○運航管理に関するルール ○操縦者や運航管理者の資格制度 ○機体の認証・識別・登録に係る制度 ○第三者上空飛行に係る航空法に基づく審査要領の改訂	

図19 「モノの移動」目標逆算ロードマップ  
Roadmap of transportation of things

6.5 「モノの移動」のロードマップ

図18に「モノの移動」における方向性を示す<sup>7)</sup>。陸から空にわたる多様な輸送手段をシームレスにつなげる高度な物流サービスの提供をイメージしたものである。図19には「モノの移動」に関する目標逆算ロ

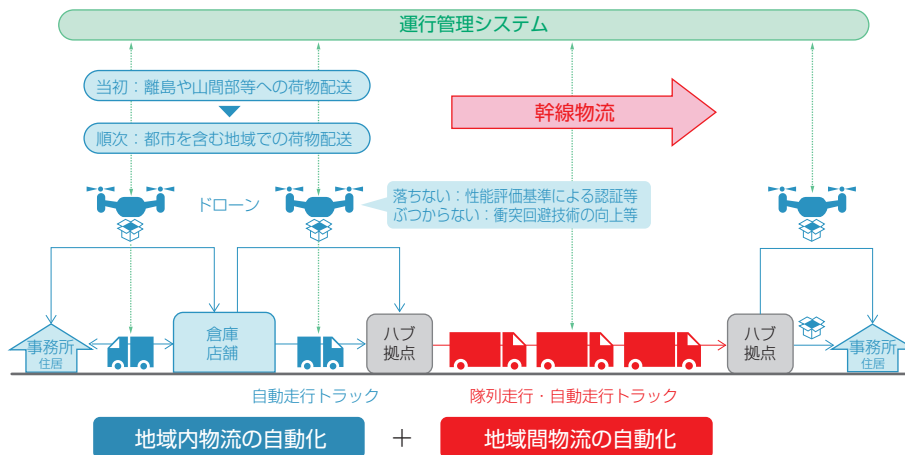


図18 「モノの移動」における方向性  
Future trend of transportation of things



## 7. おわりに

自動車を中心とした製造産業分野における我が国の技術開発の大型プロジェクトを俯瞰し、次世代自動車を取り巻く課題と市場予測ならびに車載用蓄電池・自動走行の動向と課題について概説した。さらに、新産業ビジョンにおける移動分野の検討状況・ロードマップについて概説した。自動車の電動化・自動運転化に関しては数多くの課題を有するものの、我が国の強みである高い「技術力」と高度な「現場力」を活かし、ソリューション志向の新たな産業社会に向かって関係者が一丸となって産学官の叡智を結集し、新たな付加価値創出の加速が重要と考える。

なお、本稿作成に際し、経産省、内閣府、NEDOの関係各位に謝意を表す。

## 参考文献

- 1) 経済産業省HP.
- 2) 内閣府SIP 自動走行システム研究開発計画, (2017).
- 3) 自動車産業戦略2014, 経済産業省製造産業局自動車課, (2014).
- 4) EV・PHVロードマップ検討会報告書, (2016).
- 5) NEDO二次電池技術開発ロードマップ2013, (2013).
- 6) NEDO TSC Foresight, vol.5, (2015).
- 7) 経済産業省 産業構造審議会 新産業構造ビジョン, (2017).

## 〈著者紹介〉

### 倉敷 哲生 (くらしき てつせい)

大阪大学 大学院工学研究科 ビジネスエンジニアリング専攻 准教授 博士 (工学)

1997年3月	大阪大学大学院工学研究科生産加工工学専攻 博士後期課程修了
1997年4月～2004年3月	大阪大学大学院工学研究科生産加工工学専攻 助手
2004年4月～2014年4月	大阪大学大学院工学研究科ビジネスエンジニアリング専攻 准教授 (2011年5月～同年11月 ベルギーカトリックルーベン大学 Visiting Professor)
2014年5月～2016年9月	経済産業省 製造産業局 戦略調整官
2016年10月～現在	大阪大学大学院工学研究科ビジネスエンジニアリング専攻 准教授

### 【専門分野】

複合材料工学, 信頼性工学, 数値シミュレーション, 機能創成デザイン, リスクマネジメント

### 【主な学会・団体等の活動】

日本材料学会 代議員, 日本繊維機械学会 評議員, 諮問委員, 日本複合材料学会 代議員,  
日本学術会議 第180委員会 影響度・被害評価分科会 主査, など多数

## 電動化・自動運転化へのNTNの取り組み

### NTN Approach toward the Electrification and Autonomous Driving



亀高 晃司\* Koji KAMETAKA

内燃機関の自動車市場に現れてから、130年あまり経過するが、便利な移動手段である反面、(1)二酸化炭素排出による地球温暖化への影響、(2)事故による人的被害や渋滞による経済損失被害が課題になっている。前者に対しては、二酸化炭素排出量規制の強化が進められている。自動車各社は、小排気量過給機付きエンジン、ディーゼルエンジン、ハイブリッド自動車(HEV/PHEV)、電気自動車(EV)等を開発して市場投入しており、低燃費化のための補機製品の電動化、高効率化も進めている。後者に対しては、自動ブレーキ等の運転アシストを義務付ける方向にあり、自動車各社は自動運転化技術の市場投入を進めている。

NTNもこれらの動きに対して貢献すべく、新たに電動モータ・アクチュエータを開発した。既存のユニット、モジュール商品も含めて、電動化・自動運転化への取り組みを紹介する。

130 years have passed since the automobile with the internal combustion engine appeared on the market and it's a convenient transportation, on the other hand, (1) the effect on carbon dioxide emission on global warming, and (2) economic loss caused by heavy traffics and human damage caused by the accident. For the former, strengthen the regulation of carbon dioxide emissions and automobile companies are launched the small engine with supercharger, diesel engine, hybrid vehicle (HEV / PHEV), electric vehicle (EV) etc. on the market. They are also promoting the electrification and high efficiency of auxiliary machinery products for lower fuel consumption. For the latter, it is in the direction to obligate driving assistance such as automatic braking, and automobile companies are also moving on to introducing autonomous driving technology on the market.

In order to contribute to these trends, NTN also developed a new electric motor / actuator. I introduce NTN's efforts for electrification and autonomous driving including existing units and module products.

#### 1. はじめに

冒頭で述べたとおり、自動車はかつてないスピードで変化を求められている。特に環境問題は深刻で、各国とも、2020年以降は非常に厳しい二酸化炭素排出規制を施行予定である。この規制を満足できない自動車メーカーには、高額のパナルティが課される可能性がある。又、バッテリー価格が高価であるため、電気自動車化の普及速度は遅く、多くの調査機関が、2050年でも、内燃機関を搭載した車両は50%以上残ると予測している。このため、各自動車メーカーは、電気自動車(EV)の開発と並行して、内燃機関の熱効率向上(現在最も優れるもので40%程度)も進めている。

特に欧州での規制が厳しく、2021年の二酸化炭素の企業平均排出量を95g/kmと規制した。これは、2008年度比38%以上の燃費改善が必要で、自動車メーカーは従来のガソリン/ディーゼルエンジンの化石

燃料車から、二酸化炭素排出量が少なく燃費の良いハイブリッド自動車(HEV/PHEV)や二酸化炭素を全く排出しない電気自動車(EV)、燃料電池車(FCV)などの次世代自動車の開発と普及に努めている。

自動車の各部品は、燃費向上のための48V化も含めて電動化が進められている。

将来の自動運転への移行を見据えた電動化対応と、システム/モジュール商品の開発が今後の燃費改善の重要な課題になっている。本稿では、自動車の電動化・自動運転化に貢献するNTNの取り組みを紹介する。

#### 2. 電動モータ・アクチュエータの開発と適用事例

自動車の駆動・制御においてさらなる普及が見込まれるワイヤ制御に不可欠な、汎用性の高い「電動モータ・アクチュエータ」をシリーズ開発した。

近年、自動車分野においては自動運転化やさらなる低燃費化が求められており、駆動・制御をサポートする様々なシステムの普及拡大に伴うパイワイヤ制御を中心とした電動化が急速に進められている。

こうした市場の動向を踏まえ、NTNは、コア技術である軸受やボールねじの技術とモータの設計技術、車両制御のための電子制御技術とを組み合わせ、「電動モータ・アクチュエータ」としてシリーズ開発をした。構成部品や諸元を共用化し、形式やサイズにバリエーションを持たせたラインナップにより個別設計が不要となり、開発期間の短縮が可能となる。

開発した商品は、様々な車載アプリケーションに適応が可能であるが、将来的には自動車だけでなく幅広い分野への適用を目指している。NTNでは、まずは本シリーズの早期量産を目指し、車載用途としてグローバルで販売活動を進めるとともに、アクチュエータを活用したその他機器への適用の拡大を図っていく。

なお、適用アプリケーションに合わせ、モータの軸配置別に「平行軸タイプBⅡ（図1）」、「同軸中空タイプBⅢ（図2）」の2タイプ（表1）およびブラシレスDCモータのSPシリーズをラインナップしている。

表1 電動モータ・アクチュエータのタイプ  
Type of electric motor and actuator

タイプ	特長
1 平行軸タイプ (BⅡ)	<ul style="list-style-type: none"> <li>樹脂製ハウジング採用による軽量化</li> <li>パーキングブレーキなどに対応可能な、逆入力回転防止ユニットを搭載可能</li> <li>大推力に対応可能なアドオン減速機ユニット</li> <li>非接触リニアポジションセンサ内蔵</li> </ul>
2 同軸タイプ (BⅢ)	<ul style="list-style-type: none"> <li>同軸配置によるコンパクト設計</li> <li>マグネットとコアの重合構造により、サイズ、トルクと出力を最適化</li> <li>モータの主要構成部品であるマグネット、コイルを共用化</li> <li>非接触リニアポジションセンサ内蔵</li> </ul>

## 2.1 電動モータ・アクチュエータの適応例

### 1) 電動可変バルブタイミングユニット

内燃機関の燃費向上への適応例として、クランクシャフトとカムシャフトの位相を可変として、アトキンソンサイクルを実現するカムフェイザーがある。

従来の油圧方式では精密制御が難しいため、これを可能にした電動可変バルブタイミングユニット（図3）へ適用できる。この装置の精密制御とともに電動モータ・アクチュエータにより軽量コンパクト化にも寄与できる。



図1 平行軸タイプ BⅡの写真と構成図  
Picture and structure of BⅡ series

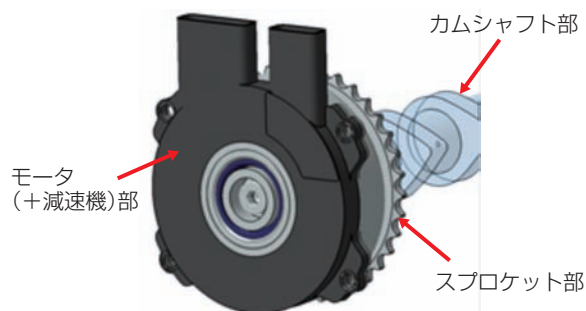


図3 電動可変バルブタイミングユニット  
Electric variable valve timing unit

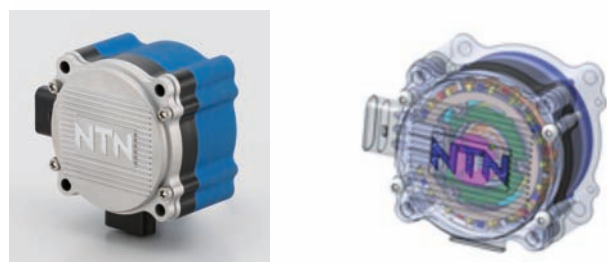
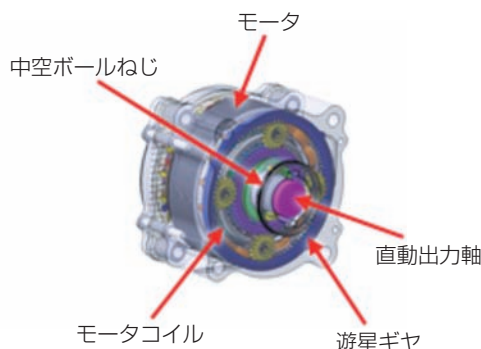


図2 同軸中空タイプ BⅢの写真と構成図  
Picture and structure of BⅢ series



## 2) 電動EGRバルブユニット

1)と同じく内燃機関の燃費向上に対する事例として、排気ガスを冷却して循環、燃費を向上させる機構の電動EGRバルブユニット(図4)への適用も可能である。バルブとしての制御性、軽量コンパクト化に寄与できる。

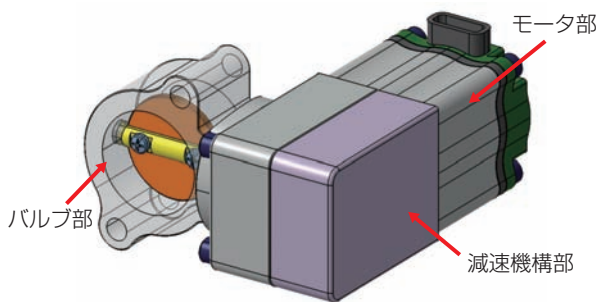


図4 電動EGRバルブユニット  
Electric EGR valve unit

## 3. その他 自動運転化・電動化への取り組み

### 1) 可変推力補機ISGテンショナユニット

アイドリングストップ付エンジン用に可変推力補機ISGテンショナユニット(図5)を開発した。

自動車の低燃費化を目的に、信号待ちなどの停車時にエンジンを停止するアイドリングストップ機構を採用する車両が増えている。アイドリングストップ機構では、ドライバーの発進操作を検知してエンジンを再始動しており、始動方式として、ジェネレータ(発電機)がスタータ(始動用モータ)の機能も兼ねる「ISG方式」が主流となっている。しかし、これまでISG方式の補機ベルトの張力を調整するオートテンショナは、アイドリングストップ状態からエンジンを再始動する時に必要なベルト張力を確保する設定か、通常の車両

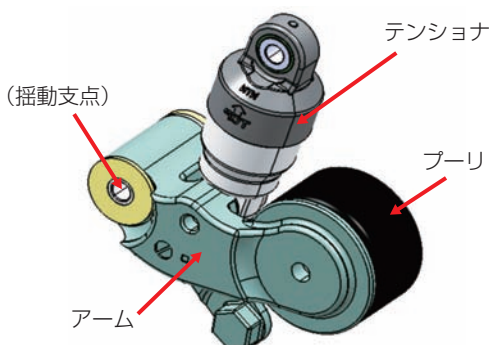


図5 可変推力補機ISGテンショナユニット  
Auto tensioner unit with variable damper mechanism for ISG

走行時の燃費を向上させるためにベルト張力を低く維持する設定か、いずれか一方の設定を選択しなければならなかった。

「可変推力補機ISGテンショナユニット」は、エンジンの状態に応じてテンショナの設定を自動的に最適化することが可能で、ISGを搭載したエンジン車両において、エンジン再始動時の安定性と走行時の燃費向上の両立を実現した。

油圧式のオートテンショナであり、内部設計を工夫することで、オイル流路を従来の経路から流路抵抗の異なる経路とし、その流路を補機ベルトによる力の伝達方向に応じて自動的に切り替える構造とした。これにより走行時には比較的低い張力を与え、燃費向上を可能にするとともに、エンジンの再始動時には瞬間的に必要な高い張力を確保している。

また、切り替え機構のないNTN従来品と部品の共通化を図り、取り付けの互換性も確保した。

ベルト駆動ISG方式は、従来のエンジンから補機レイアウトの大幅な設計変更が不要であるとともに、素早く静かにエンジンを再始動できることから、マイルドハイブリッドなどにも採用されており、今後さらなる普及が想定される。

### 2) 後輪独立転舵システム

操舵システムの電子制御を可能にするステアバイワイヤ操舵システムの技術を応用した「後輪独立転舵システム(図6)」を開発した。

自動車の後輪転舵は、高速走行時における車両安定や、中・低速走行時のコーナリング性能を向上させる

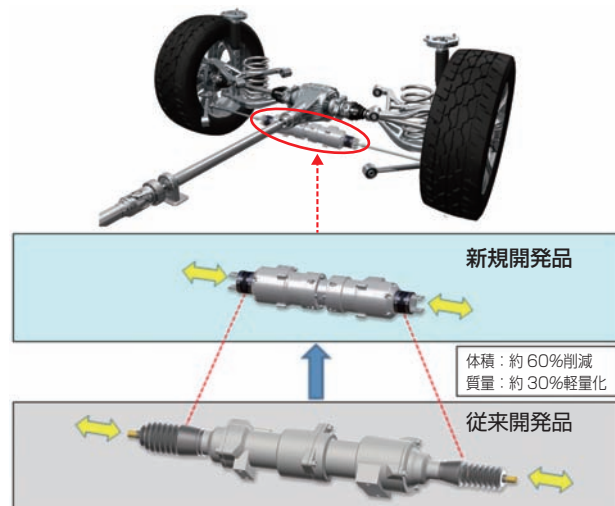


図6 後輪独立転舵システム  
Rear-wheel independent steering system

機構で、後輪転舵の駆動には、電動アクチュエータが用いられる。1つのアクチュエータで転舵する「左右一体型」は左右トー角独立制御の機能がなく、左右それぞれにアクチュエータを配置して転舵を行う「左右独立型」は、ばね下重量の増加による走行性能の低下が課題である。

NTNの「後輪独立転舵システム」は、左右一体型でありながら左右トー角独立制御が可能で、アクチュエータを車両側に設置する。さらに、タイヤの最大転舵速度を10度/秒(従来品:6度/秒)に向上させ、高速走行時や緊急回避を必要とする場面などにおいて、車両挙動の応答性を改善した。また、タイヤの最大転舵角を±2.5度と広い転舵領域を実現したことで、最小回転半径が小さくなり、駐車時などの運転負荷軽減や将来の自動運転技術にも寄与することが期待できる。

さらに、NTN従来品と同等の剛性を維持しつつ、体積を約60%削減することで、質量を約30%軽量化し、車両への搭載性を向上させた。加えて、開発品は左右一体の駆動方式で車両側に設置するため、ばね下重量の増加がなく、乗り心地への影響もない。

### 3) 次世代ステアリング用メカニカルクラッチユニット (MCU)

日産自動車株式会社(以下、日産)が開発した、ダイレクトアダプティブステアリングに使用される、「次世代ステアリング用メカニカルクラッチユニット (MCU) (図7)」を開発し、2013年より市場展開を開始した。

従来のステアリングシステムは、ドライバーのステアリング操作を、シャフトを介してタイヤに伝達する。一方、ダイレクトアダプティブステアリングはドライバーのステアリング操作を、電気信号を介してタイヤ



図7 次世代ステアリング用メカニカルクラッチユニット(MCU)  
Mechanical clutch unit for next-generation steering

に伝達するため、ステアリングとタイヤの間に常時機械的に締結する要素がなく、路面の凹凸に影響されず、俊敏かつ正確なステアリング操作が可能になる。

また、ダイレクトアダプティブステアリングは機能が維持できない故障検出時のため、ハンドルとタイヤを機械的につなぐためのバックアップ機構も有している。

「次世代ステアリング用メカニカルクラッチユニット (MCU)」は、ダイレクトアダプティブステアリングのバックアップ機構の実現に貢献している。電磁クラッチとローラクラッチを組み合わせたコンパクトな構成で、ダイレクトアダプティブステアリング機能時には電磁クラッチに通電されることで、ローラクラッチが解放され、ステアリング操作は電気信号を介してタイヤに伝達される。一方、ダイレクトアダプティブステアリングの故障検出時には、電磁クラッチへの電源が遮断されるため、ローラクラッチが瞬時に締結し、ステアリング操作は機械的にタイヤに伝達される。さらに、高負荷容量設計により、機械的締結時の高い信頼性を有している。

## 4. おわりに

電気自動車、さらには自動運転化のトレンドには操作系、制御系の電動化対応として、電動モジュール／システム商品が必須と考える。NTNのコアコンピタンスであるトライボロジー技術、精密加工技術、精密測定技術、シミュレーション等の解析技術等が活かせる領域である。

自動車分野は、環境の維持改善、安全性向上等の課題についてかつてない変化の時期を迎えているが、NTNの技術、製品がこれら課題解決の一端となり、社会貢献することができれば幸甚と考えている。

執筆者近影



亀高 晃司

常務執行役員  
電動モジュール商品事業部  
事業部長

[ 商品紹介 ]

## 電動モータ・アクチュエータシリーズの開発 Development of Electric Motor, Actuator Series



牛田 公人\* Kimihito USHIDA  
西村 雅\* Masashi NISHIMURA

世界的に自動車の燃費規制が進む中で、種々の電動化による燃費向上への取り組みが加速している。また今後、自動運転技術の実用化が進み「走る、曲がる、止まる」の機能を中心に、パイワイヤ化が大きく進むと予測される。こうした状況下、電動化・パイワイヤ化に伴い、各機能を作動させる電動アクチュエータの適用が広がっている。本稿では、NTNが開発した電動モータ・アクチュエータシリーズについて紹介する。

Action to improve fuel economy by applying various electric devices is accelerated while the fuel efficiency regulation of automobiles progress globally. In addition, the practical use of autonomous driving technology will advance, and it is predicted that by-wire system will be greatly advanced mainly on the function of "running", "turning" and "stopping". Under such a situation, the application of electric actuators that operated for each function with electrification and by-wire has been expanding. In this section, we introduce the electric motor / actuator series developed by NTN.

### 1. はじめに

近年、地球温暖化が深刻な問題となっており、その中で自動車の発展およびそれに伴う移動・物流の発達により、自動車の排気ガスが地球温暖化に与える影響は年々大きくなっている。例えば自動車の温室効果ガスであるCO<sub>2</sub>の排出比率は全体の2割近くを占め、その削減が課題となっている。2016年11月には世界的な温暖化防止の新たな枠組みであるパリ協定が発効され、各国で温暖化ガス削減に向けた動きがさらに加速している。自動車についても、欧州では2021年に乗用車のCO<sub>2</sub>排出量を95g/km以下とする現状では最も厳しい燃費規制を敷き、また米国では2025年を最終年度とし乗用車・小型トラック全ての平均燃費として、CO<sub>2</sub>排出量を100g/km以下とする目標を設定している。図1に各国の燃費規制を示す。

こうした厳しい規制値をクリアするため、自動車メーカー各社は車両の電動化を進めており、EVやPHEVの開発に加えて、内燃機関についても、従来は油圧で作動していた車載装置の電動化によりエンジンの負荷軽減を図るなど、様々な面から自動車の省燃費化に関する取り組みが進められている。

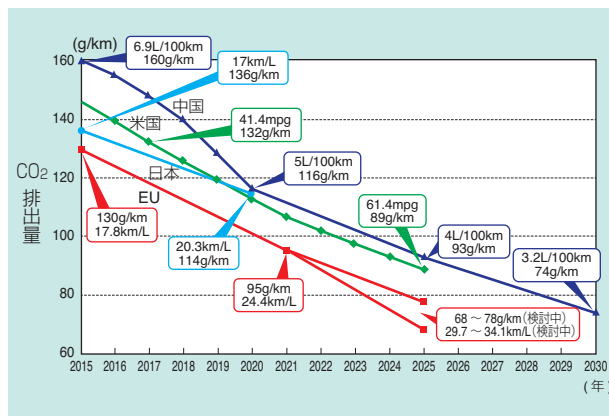


図1 各国の燃費規制<sup>1)</sup>  
Fuel consumption regulation

一方で、交通事故による死傷者数の低減も大きな社会的課題の一つとなっており、日本では内閣府を中心としたSIP（戦略的イノベーション創造プログラム）において、2020年までに交通事故発生後24時間以内の死者数2,500人以下を目標とする、第10次交通安全基本計画を踏まえた自動走行システムの開発に関する取り組みが進められている。東京オリンピック・パラリンピックが開催される2020年までに準自動走行システム（レベル3）を実用化し、2020年代後半以降に完全自動走行システムの市場化を目指すとしている。

\*\*電動モジュール商品事業部 事業推進部

図2にSIP自動走行システム研究開発計画に示されている自動化レベルの定義を示す。

	実用化	計画
完全運転自動化	SAEレベル5	<ul style="list-style-type: none"> <li>システムが全ての運転タスクを実施(限定領域内<sup>*1</sup>ではない)</li> <li>作動継続が困難な場合、利用者が応答することは期待されない</li> </ul>
高度運転自動化	SAEレベル4	<ul style="list-style-type: none"> <li>システムが全ての運転タスクを実施(限定領域内<sup>*1</sup>)</li> <li>作動継続が困難な場合、利用者が応答することは期待されない</li> </ul> 2025年目途 <sup>*2</sup>
条件付運転自動化	SAEレベル3	<ul style="list-style-type: none"> <li>システムが全ての運転タスクを実施(限定領域内<sup>*1</sup>)</li> <li>作動継続が困難な場合の運転者は、システムの介入要求等に対して、適切に応答することが期待される</li> </ul> 2020年目途 <sup>*2</sup>
部分運転自動化	SAEレベル2	<ul style="list-style-type: none"> <li>システムが前後・左右の両方の車両制御に係る運転タスクのサブタスクを実施</li> </ul> 2017年
運転支援	SAEレベル1	<ul style="list-style-type: none"> <li>システムが前後・左右のいずれかの車両制御に係る運転タスクのサブタスクを実施</li> </ul>
運転自動化なし	SAEレベル0	<ul style="list-style-type: none"> <li>運転者が全ての運転タスクを実施</li> </ul>

いずれのレベルにおいても、ドライバーはいつでもシステムの制御に介入することができる前提。準自動走行システム(レベル3)および完全自動走行システム(レベル4)については、民間企業による市場化が可能となるよう、政府が目指すべき努力目標の時期として設定。

図2 自動運転の自動化レベル (SIP) <sup>2)</sup>  
Automation level of autonomous driving

自動車メーカー各社も安全性の向上・交通事故の削減を目的の一つとして自動運転技術の開発に取り組んでおり、自動車の基本機能である『走る、曲がる、止まる』の機能を中心にバイワイヤ化へシフトしていく中で、各機能を作動させる電動アクチュエータの存在が非常に重要になってきている。

上述の通り、環境規制の強化や自動運転の拡大に伴い、自動車各部の電動化が進んでいる。従来はパワーウィンドウ、集中ドアロック、パワーシート、電動ミラーなど主に快適性・利便性に関する装置を中心に電動化が進んできたが、低燃費化や安全性がより重要になってくる中で、エンジンやトランスミッションの各部においても電動化が進んでいる。図3に自動車における主な電動化状況を示す。

NTNではこうした自動車を取り巻く状況の変化に対応し、自動車の燃費向上・自動運転化による安全・安心な社会実現に貢献すべく、コア技術である軸受やボールねじの製品技術とモータの設計技術、車両制御のための電子制御技術を組み合わせた電動モータ・アクチュエータシリーズを開発した。本稿ではその詳細について報告する。

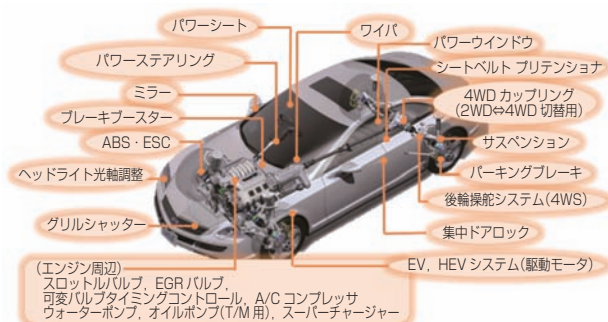


図3 車の電動化状況  
Electrification of automotive

## 2. 電動モータ・アクチュエータシリーズの紹介

NTNでは車載装置の電動化に対応すべく、アクチュエータのシリーズ化開発を進めており、使用用途を限定せずシャシー・エンジン・トランスミッションなど様々なアプリケーションに対応可能とするため、平行軸タイプのBⅡシリーズ、同軸タイプのBⅢシリーズおよびBLDCモータ(ブラシレスDCモータ)のSPシリーズをラインナップしている。

以下に各シリーズの構造と特長を示す。

### 2.1 BⅡシリーズ

BⅡシリーズはモータの回転を平行軸歯車で減速し、ボールねじで直動変換する電動アクチュエータである。本シリーズでは、モータと平行軸歯車の間に遊星減速機ユニットを付加し駆動力アップや、位置保持を行うための逆入力防止ユニットのオプション装着が可能な設計としている。またケースやギヤなどを樹脂製とすることで軽量化を図った。

図4、図5にBⅡシリーズの外観および構造を示し、図6にBⅡシリーズのバリエーション、表1にBⅡシリーズの仕様(代表)を示す。



図4 BⅡシリーズの外観 (BⅡ00)  
Appearance of BⅡ series

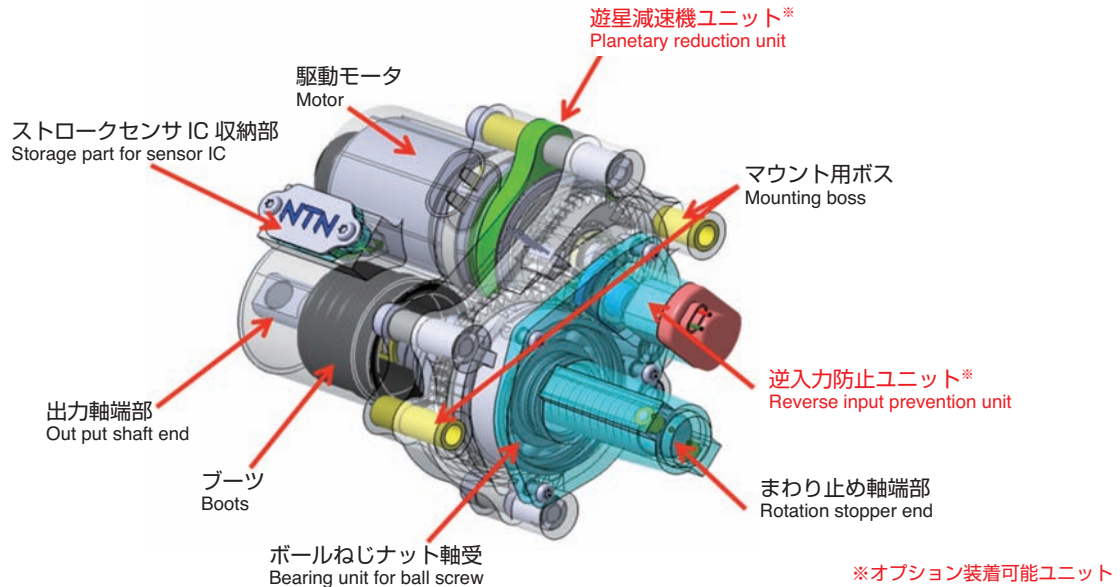


図5 BIIシリーズの構造 (BII11)  
Structure of BII series

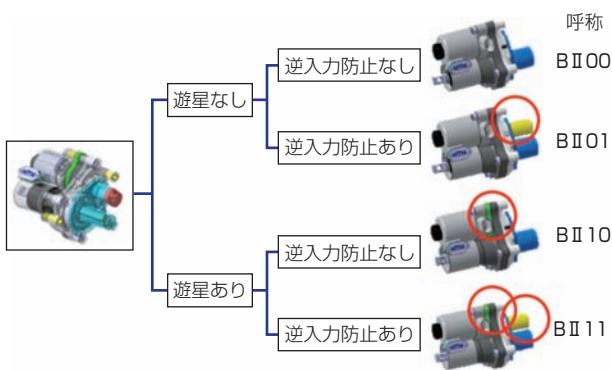


図6 BIIシリーズのバリエーション  
Variation of BII series

表1 BIIシリーズの仕様 (BII00)  
Specification of BII series

型番	BII00 (DCモータ駆動式直動アクチュエータ)
質量	1.1kg (ハーネス・ブラケット類含まず)
モータ	ストール電流46A仕様
定格出力	20W
最大出力	100W
定格推力	400N
最大推力	1,400N
応答性	0.2s/25mm
最高速度	192mm/s
制御方式	(ストロークフィードバックPID位置制御)

図7にBIIシリーズの作動ブロック図を示す。作動は、モータコントロールECUから供給される制御電流によりモータが回転し、そのトルクが遊星減速機で増幅(減速)され、ドライブギヤからドリブンギヤに伝達される。さらに、ドリブンギヤに固定されたボールねじナットが回転し、回転規制されたボールねじシャフトが直動する。移動量は、ストロークセンサにより計測され、都度、ECUに送信している。

また、逆入力防止ユニットについては、ロック用モータの回転がすべりねじによって直動化され、そのすべりねじに取り付けられたロックプレートが、ドライブギヤに設置したポケットに入ることにより、ギヤ回転を規制する機構となっている。

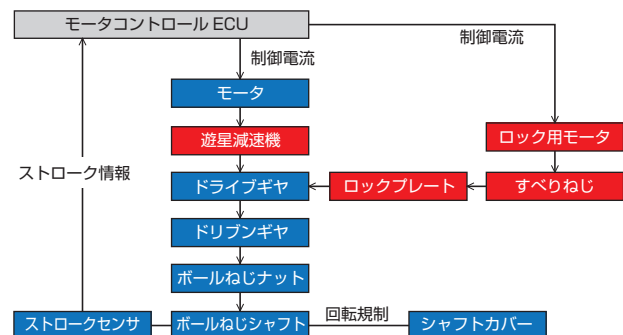


図7 BIIシリーズの作動ブロック図 (BII11)  
Block chart of BII series



## 2.2 BⅢシリーズ

BⅢシリーズは、NTNで開発した中空構造の高出力BLDCモータとボールねじを組み合わせ、モータの中空部に直動機構を配置したコンパクトな電動アクチュエータである。BⅢシリーズはBⅡと異なり、コンポーネントに直接取り付ける用途を想定している。図8、9にBⅢシリーズの外観および構造を示す。



図8 BⅢシリーズの外観 (BⅢN)  
Appearance of BⅢ series

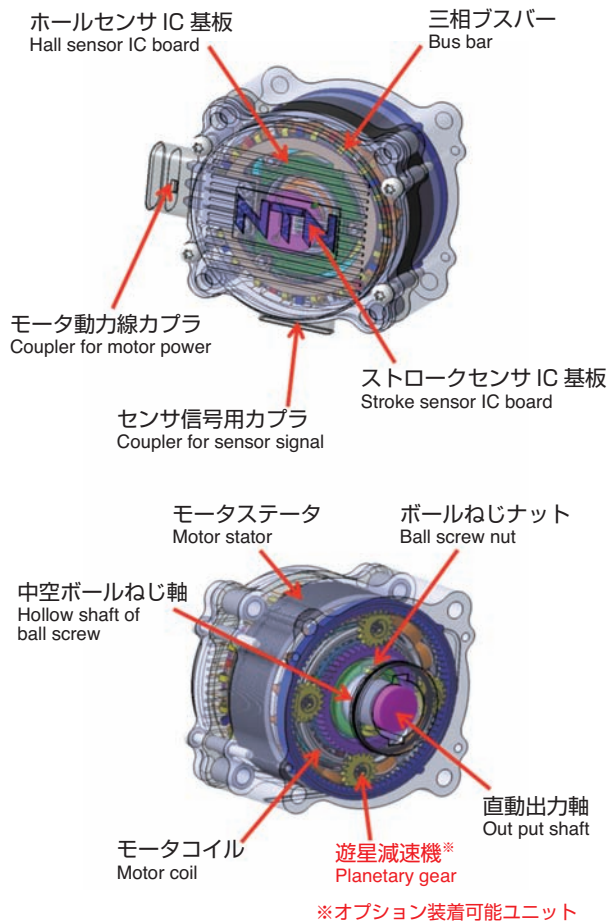


図9 BⅢシリーズの構造 (BⅢN)  
Structure of BⅢ series

図10にBⅢシリーズの作動ブロック図を示す。作動は、モータコントロールECUから供給される制御電流によりモータが回転し、(遊星減速機付きの場合、そのトルクが増幅され)その回転力がボールねじナットに伝わり、回転規制されたボールねじシャフトが直線運動を行う。移動量は、ボールねじシャフトに内蔵されたストロークセンサにより計測され、都度、ECUに送信している。

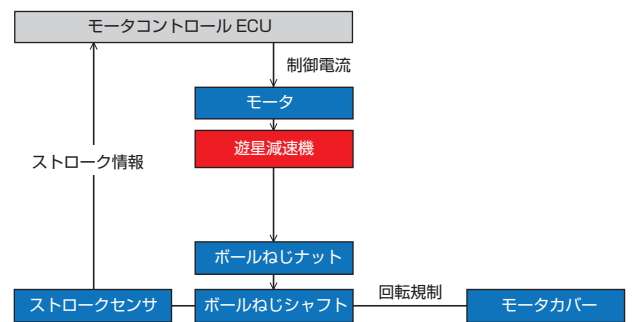


図10 BⅢシリーズの作動ブロック図 (BⅢN)  
Block chart of BⅢ series

BⅢシリーズではマグネット・ステータコア・コイル(ボビン含む)などの磁気回路構成部品を共用化できる設計とし、シリーズラインナップを構築している。具体的には、図11に示すようにBⅢH/BⅢN/BⅢWは同一径でコアの厚み違いとし、BⅢN⇒BⅢLは磁極数を12極から16極に変更するなど、構成部品を共有しつつ胴長化や大径化・多極化により、それぞれ回転数アップやトルクアップを図り、様々なアプリケーションに適用できるように設計している。表2にBⅢシリーズのラインナップを示し、図12にBⅢシリーズの性能曲線を示す。

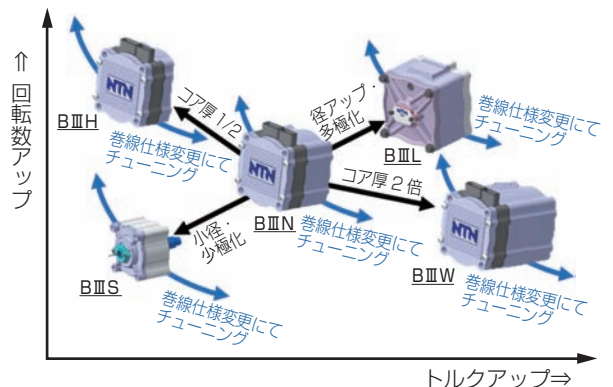


図11 BⅢシリーズ化のコンセプト  
Concept of BⅢ series

表2 BⅢシリーズのラインナップ  
BⅢ series line-up

型番	外寸 (mm)	直動性能			
		最高 出力 (W)	最高 出力時 速度 (mm/s)	最高 出力時 推力 (N)	全 ストローク (mm)
BⅢS	φ61x45	140	107	1,300	15
BⅢSP	φ61x53	130	40	3,300	15
BⅢR	φ70x40	145	95	1,500	10
BⅢRP	φ70x48	140	36	3,800	10
BⅢN	φ80x49	155	48	3,200	10
BⅢNP	φ80x57	135	18	7,400	10
BⅢH	φ80x35	155	96	1,600	10
BⅢW	φ80x68	75	20	3,700	30
BⅢM	φ90x50	150	40	3,800	10
BⅢMP	φ90x58	140	15	9,300	10
BⅢL	□100x83	110	31	3,600	40
BⅢLP	φ100x91	110	12	9,000	40

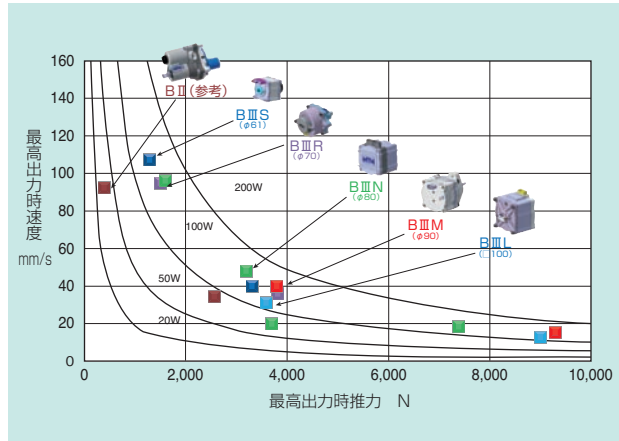


図12 BⅢシリーズの性能マップ  
Performance map of BⅢ series

### 2.3 SPシリーズ

SPシリーズはNTNが開発したBLDCモータシリーズである。BⅢシリーズのモータ部をベースに設計しており、中空モータ構造で、中空部に減速機を組み込むことができるため、薄型で高トルクの回転アクチュエータとして適用が可能である。図13にSPシリーズの外観を示し、図14にSPシリーズの性能マップを示す。



図13 SPシリーズの外観  
Appearance of SP motor series

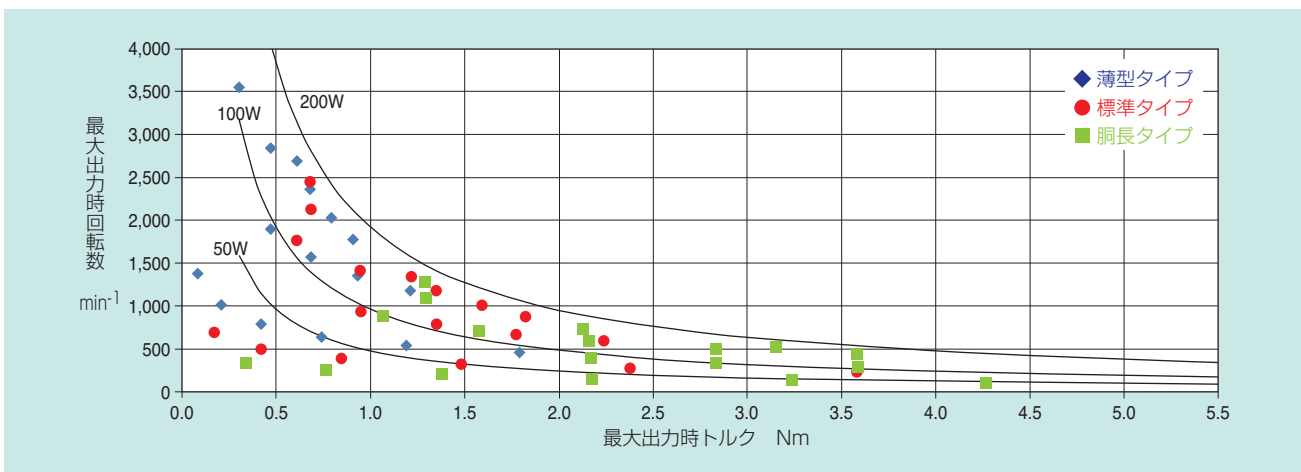


図14 SPシリーズの性能マップ  
Performance map of SP motor series

### 3. 電動アクチュエータの性能事例

電動アクチュエータの性能事例としてBⅢモータ性能評価を以下に示す。

BⅢアクチュエータに適用するモータについては、設計時に磁場解析ソフトを用いた磁気回路シミュレーションを行い、形状の最適化を行った。表3にシミュレーションを行ったBⅢモータの諸元を示す。

表3 モータ諸元  
Specification of motor

型式	BⅢN
極数	12
スロット数	18
結線方式	スター結線
相電流ピーク	40Arms
最大出力*	209 W
最大トルク*	2.41Nm
基底回転数*	740min <sup>-1</sup>
最高回転数*	2,170min <sup>-1</sup>

\*常温性能 (25℃)

試作品を用いた単体試験を行い、解析通りのモータ特性が得られているかを検証した結果、回転数に若干差異は認められるが、40Armsで発生するトルクは概ね一致し、ほぼ狙い通りの性能が得られた。磁場解析ソフトによるシミュレーションの一例（磁束密度ベクトル図）を図15に、モータ単体測定結果を図16に示す。

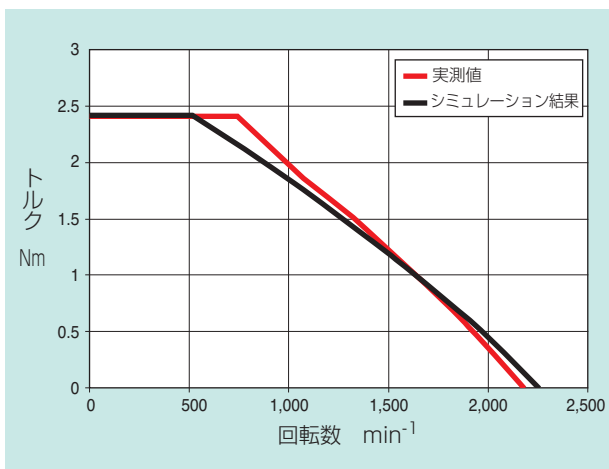


図16 BⅢモータのトルク特性 (sin-cos センサ制御駆動)  
Torque characteristics of BⅢ motor  
(sin-cos sensor control)

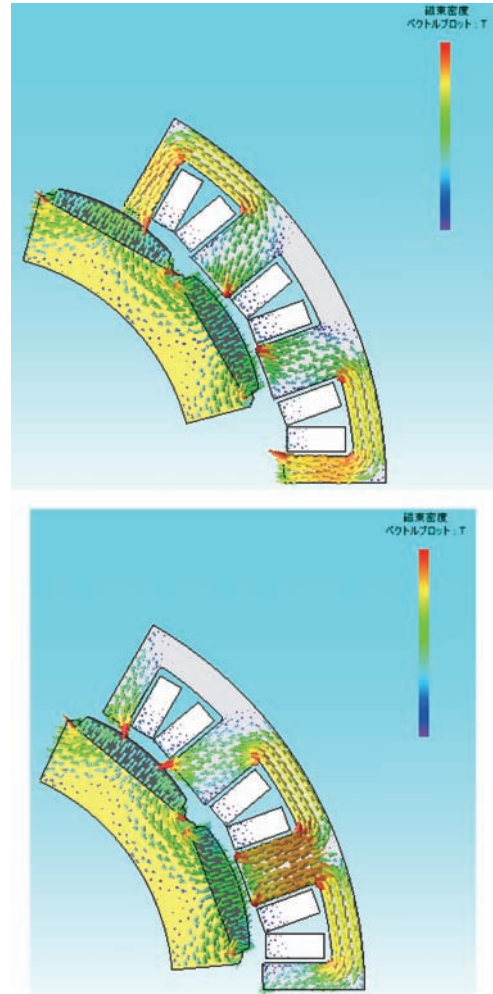


図15 磁束密度ベクトル図  
Vector map of magnetic flux density

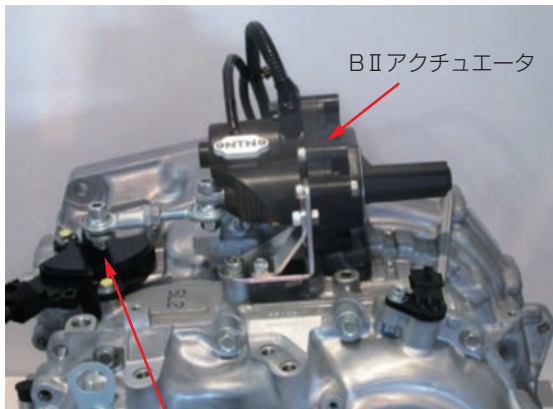
### 4. 電動アクチュエータの適用提案例

NTN電動アクチュエータの適用提案例について以下に示す。

#### 4.1 トランスミッション・電動シフトセレクト

ATやCVTではシフトレバーがトランスミッションにリンケージなどで接続され、シフトセレクトを行うが、本部位にBⅡアクチュエータを適用することでシフトセレクトを電動化することが可能である。シフトセレクトの電動化によりシフトレバーの配置自由度の向上や、シフトレバーをボタン・ダイヤル等に置き換えることが可能となり、自動車の運転席周りの設計・デザイン自由度が増すなどの利点がある。また近年欧州を中心に拡大しているDCT（デュアルクラッチトランスミッション）のクラッチ・シフト用アクチュエータとしても適用可能である。

図17にトランスミッション（CVT）へのBⅡアクチュエータ適用例を示す。



シフトポジションセンサ  
**図17** シフトアクチュエータへの適用例  
 Shift actuator

※上図はあくまで使用例を示すものであり、現時点で特定の完成車メーカーへの提供を示すものではない。

#### 4.2 電動可変バルブタイミングユニット

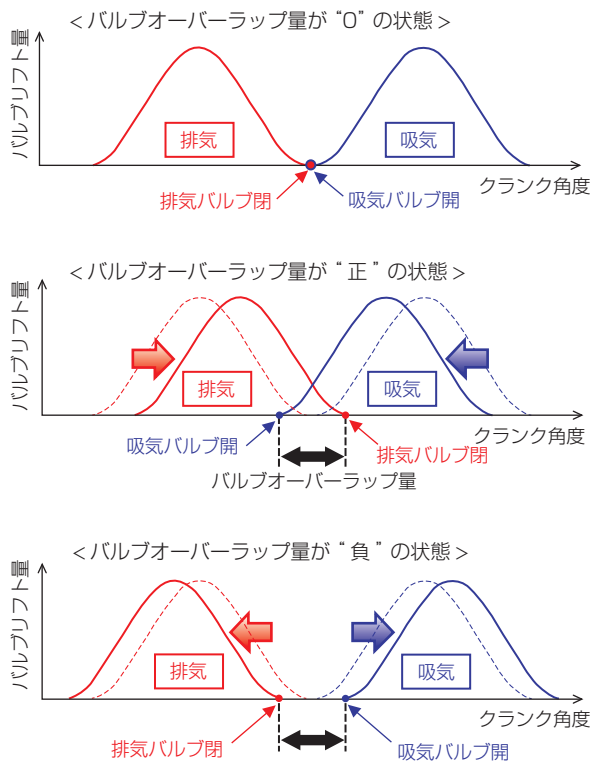
OHCエンジンでは、クランクシャフトの回転を、チェーンを介してカムシャフト端部に取り付けられたカムスプロケットに伝え、カムシャフトを回転させることで吸排気バルブの開閉を行う（図18）。可変バルブタイミングコントロール機構は、そのスプロケットとカムシャフトの位相を変更することで吸排気バルブの開閉タイミングを制御し、吸排気バルブのオーバーラップ量（図19）の最適化による吸気効率の向上や吸気バルブの遅閉じによる高膨張比サイクル化などにより燃費の向上を図る機構である。

従来はスプロケット内にベーンを設け、油圧によりベーンの角度を変化させることで、ベーンに接続されたカムシャフトの位相を変化させる構造が主流であった。しかし油圧式では低温始動時などに油の粘度が高く十分な作動が得られない場合があり、低温始動性を向上させるためにスプロケットとカムシャフトの間にモータと減速機を組み込み、モータの回転によりカムシャフトの位相を制御する電動可変バルブタイミング機構の採用が拡大している。電動化しモータ駆動とすることにより、使用温度の影響を受けず必要な作動角・作動速度を得ることができ、低温始動時から効率的なバルブタイミングでの運転が可能となる。

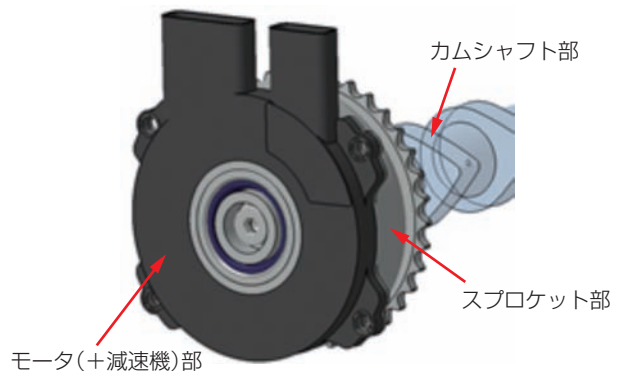
NTNのBⅢシリーズ用中空モータの中空部に減速機を配置することにより、より薄型の電動可変バルブタイミング機構を実現し、エンジンの小型化に貢献できる（図20）。



**図18** OHCエンジンのカムシャフト駆動構造  
 Camshaft driven structure of OHC engine



**図19** バルブオーバーラップ<sup>3)</sup>  
 Valve overlap



**図20** 電動可変バルブタイミングユニット  
 Electric variable valve timing unit

### 4.3 電動オイルポンプ

ATやCVTにおいては、湿式多板型のクラッチを油圧により締結・分離することにより変速制御を行うものが一般的であり、多板クラッチを作動させるためオイルポンプが設けられている。従来はエンジンの回転によりオイルポンプを作動させる場合が一般的であったが、近年のアイドリングストップ車の増加に伴い、機械式ではエンジンが停止するアイドリングストップ時にオイルポンプも停止するため油圧が確保できないことから、エンジンの作動状態に影響されずに運転可能な電動オイルポンプを採用する事例が増えている。電動オイルポンプの採用により、エンジンでオイルポンプを作動させる必要がなくなることから、エンジンの負荷が軽減され、燃費向上にも貢献する。

NTNのSPシリーズ高効率モータを本部位に適用することにより、電動オイルポンプの小型化に貢献できる(図21)。

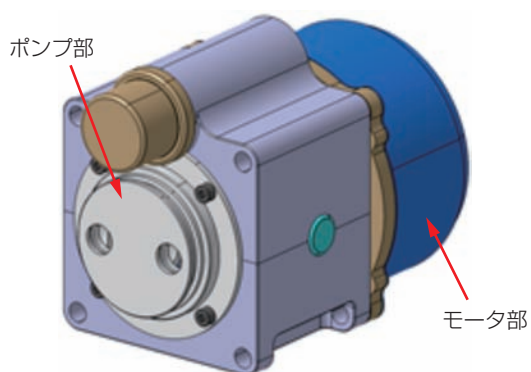


図21 電動オイルポンプ  
Electric oil pump

### 4.4 電動液圧ブレーキ

一般的なサービスブレーキは、エンジンの吸気時に発生する負圧を利用した倍力装置によりブレーキの踏力をアシストする構造となっている。しかしエンジンを搭載しないEVやエンジンが常に作動していないPHEV、HVなどではエンジンの負圧を利用することができないため、電動モータと直動機構によりブレーキの液圧シリンダを操作し、ブレーキを作動させる機構が採用されている。

NTNの中空モータ内部にボールねじを組み込んだBⅢシリーズアクチュエータを本部位に適用することで、電動液圧ブレーキシステムのコンパクト化に貢献できる(図22)。

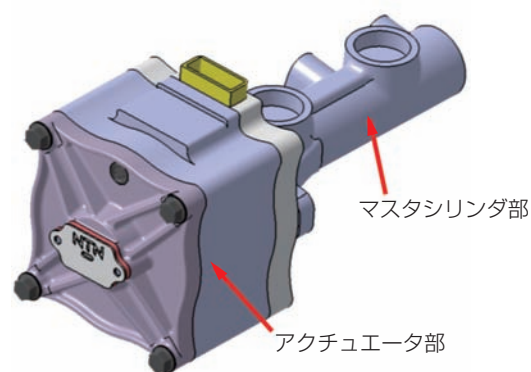


図22 電動液圧ブレーキ駆動ユニット  
Electric hydraulic brake unit

## 5. おわりに

NTNでは種々の電動アクチュエータの開発を進めており、自動車のあらゆる部分を“なめらか”につなぎ、動かすことで、自動車の発展および安全・安心な社会作りにも貢献していく所存である。

### 参考文献

- 1) 日経BP社、『2030年に向けた環境・安全制』, 日経Automotive, 2016年3月号, 43.
- 2) 内閣府SIP 自動走行システム研究開発計画, (2017).
- 3) 日経BP社、『メカニズム基礎解説 第1回 可変バルブタイミング機構』, 日経Automotive Technology 2014年7月号, 105.

### 執筆者近影



牛田 公人

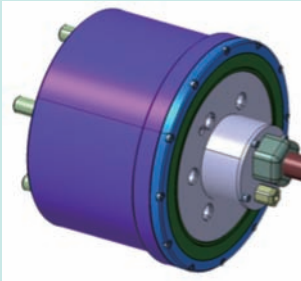
電動モジュール商品事業部  
事業推進部



西村 雅

電動モジュール商品事業部  
事業推進部

# モータ・ジェネレータ機能付HUBモジュールの開発 Hub Module with Motor and Generator Function



西川 健太郎\* Kentaro NISHIKAWA 矢田 雄司\* Yuuji YADA  
藤田 康之\* Yasuyuki FUJITA 川村 光生\* Mitsuo KAWAMURA  
薮田 浩希\* Hiroki YABUTA

自動車の燃費向上やCO<sub>2</sub>の排出規制強化が進むなか、欧州を中心に48Vマイルドハイブリッドシステムの実用化が拡大している。NTNでは、既存の48Vシステムと組み合わせ、さらなる燃費改善に貢献するシステムとして、ハブベアリングとモータ・ジェネレータとを複合化したHUBモジュールを開発している。

As the regulation on fuel consumption and CO<sub>2</sub> emissions being strengthened, practical application of 48 V mild hybrid systems is expanding mainly in Europe. The NTN is developing a HUB module that combines a Hub bearing and a Motor Generator in order to contribute to further fuel economy improvement in combination with the existing 48 V system.

## 1. はじめに

地球温暖化の要因の1つといわれる二酸化炭素 (CO<sub>2</sub>) を主とした温室効果ガスの抑制は、世界全体の課題となっている。自動車業界においては、自動車のCO<sub>2</sub>排出量に対する規制が年々厳しくなっており、特に欧州は2021年の企業平均CO<sub>2</sub>排出量を95 g/km以下、2025年には75 g/km以下へと規制を強化している。各国の燃費規制動向を図1に示す。この規制値は、内燃機関 (ICE) の最適化や車両の軽量化などの従来の手法だけで到達できる数値ではなく、自動車メーカーはハイブリッド式電気自動車 (HEV, PHEV) やバッテリー式電気自動車 (BEV)、燃料電池式自動車 (FCV) などの次世代自動車の開発と普及に努めている。

将来の自動車の主役はPHEV, BEV, FCVと目されているが、コスト、バッテリーの高容量化、地域によっては安定した電力供給の確保、インフラ整備などの課題を抱えており、目前に迫った規制に対応する手段として、欧州を中心に48VマイルドHEV (48V MHEV) が注目されている。日本では、48Vよりも高電圧で駆動するストロングHEVが一般的であり、48V MHEVを導入する動きは少ないが、ICEの高効率化による燃費改善に取り組んできた欧州では、既存

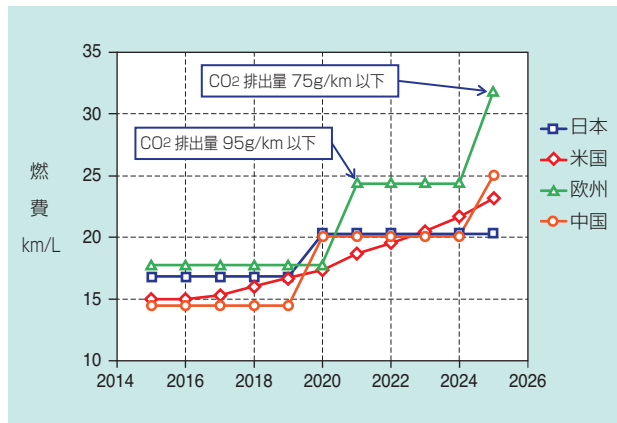


図1 各国の燃費目標値 (CO<sub>2</sub>排出量から換算)<sup>1),2)</sup>  
Fuel consumption targets of each country  
(Conversion from CO<sub>2</sub> emission targets)

の車両に容易に組み込み可能なHEVシステムとして開発が進んでいる。2025年には、48V MHEVは150万台以上で、PHEVと同等の市場規模になるとの予測もある<sup>3)</sup>。

NTNでは、グローバルシェアNo.1であるハブベアリング (HUB) に、これまで培ってきたインホイールモータ (IWM)<sup>4)</sup>や電動モジュール商品<sup>5)</sup>の技術を応用して、48V MHEVに対応したモータ・ジェネレータ機能付HUBモジュール (eHUB) を開発している。本稿では、eHUBの商品コンセプト、目標仕様および開発状況について紹介する。

\*\*商品開発研究所

## 2. 48V MHEVと車両機能

### 2.1 48V MHEV

これまで、12V MHEVからBEVまで様々な電気自動車が登場している。電気自動車は高電圧化し、モータ出力や電源容量を大きくするほど、CO<sub>2</sub>排出量の低減効果も大きくなるが、安全対策や製造に係るコストも増大する。48V MHEVはストロングHEVと12V MHEVの中間の特性を有しており、DC60V以下の電源を利用することで安全規格への対応を簡素化している。

### 2.2 モータ搭載位置と車両機能

HEVにおける、モータ・ジェネレータ (M/G) の搭載位置は、図2に示すようにP0, P1, P2, P3, P4に分類される。また、M/Gを車輪周辺に配置する、いわゆるIWMの構成を仮にここではP5と呼ぶ。

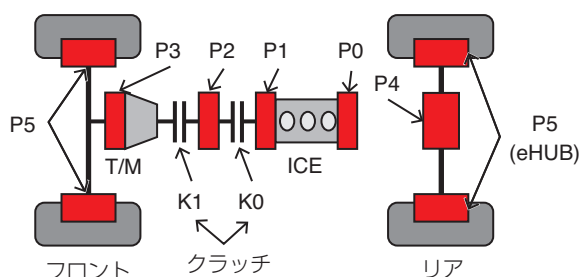


図2 ハイブリッドシステムの搭載位置  
Mounting position of hybrid system

それぞれの特性を表1に示す。搭載位置によって実現可能な機能が異なる。ICEと直結可能なP0, P1およびP2はスタータモータが不要で、アイドルストップが可能になる。クラッチ (K0) により、ICEと切り離すことが可能なP2とP3, および従動輪を動作させるP4とP5は、減速走行においてより多くのエネルギーを回生することができるほか、高出力M/G

表1 搭載位置毎の車両特性  
Vehicle characteristics for each mounting position of hybrid system

項目	P0	P1	P2	P3	P4	P5
回生充電	○	○	○	○	○	○
アイドルストップ	○	○	○	×	×	×
発進トルクアシスト	○	○	○	○	○	○
加速トルクアシスト	○	○	○	○	○	○
EV発進+クリープ	×	×	○	○	○	○
EVコースティング	×	×	○	○	○	○
全輪駆動	×	×	×	×	○	○
トルクベクタリング	×	×	×	×	○	○

を搭載することで、EV走行を実現できる可能性がある。さらに、P4, P5はICEと独立して駆動可能であるため、全輪駆動走行やトルクベクタリングを実現できる。P5は左右輪を独立して駆動できるため、よりきめ細やかな車両制御が可能である。また、これらを組み合わせることでさらなる高機能化も実現できる。例えば、P2, P3とP4, P5とを組み合わせることで、EVモードでの走行領域の拡大やEV走行での全輪駆動走行が可能となる。

搭載位置の違いは、機能だけでなく、搭載コストや実装空間にも大きく影響する。既存のオルタネータから置換可能なP0は周辺構造をほとんど変えずに搭載できるため低コストで実装できる。P1, P2, P3はICE, 変速機 (T/M) 周辺を大幅に変更する必要があり、搭載コストが増加する。P4は荷室空間が狭くなる。一方、P5はM/Gをホイール内に設置するため、空間的な制約が生じない。

## 3. 商品コンセプト

### 3.1 構造

開発品であるeHUBは、HUB外輪にM/Gのステータを一体化し、ハブ輪とM/Gのロータとを一体で回転させる構造であり、回転センサをM/Gの内側に内蔵している。また、BおよびCセグメントの車両のP5の位置に搭載し、主駆動源であるICEの駆動アシストおよび減速時等の回生制動を主機能とし、出力を限定することで小型化を実現している。

図3に示すように、ブレーキディスクの内側で、かつ、ブレーキディスクと車体との間に実装することができる。これにより、大幅な設計変更を伴うことなく、従来のHUBと同様に車体の実装が可能である。

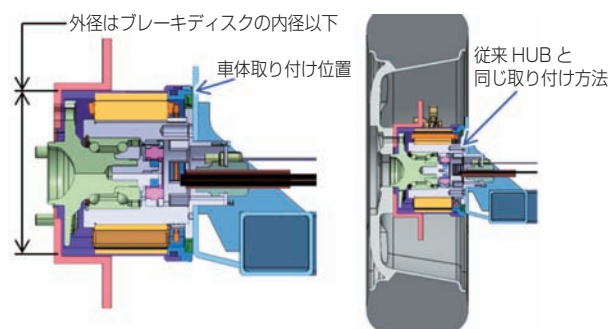


図3 HUBモジュールの搭載位置  
Mounting position of HUB module

### 3.2 機能

eHUBは、主駆動源とは独立して従動輪に搭載しており、個別に駆動・回生することが可能なため、走行条件に応じて、駆動アシスト、回生制動を制御することができる。駆動時には、従動輪で補助駆動力を発生し、主駆動源のエネルギー消費を軽減する。制動時には、回生制動により、通常のブレーキでは熱として放出されるエネルギーを、再使用可能な電気エネルギーへ変換する。

eHUBのモジュール構成を図4に示す。eHUBは左右輪にHUBとM/Gが一体となったHUBモジュールと、M/Gを動作させるモータコントローラで構成される。

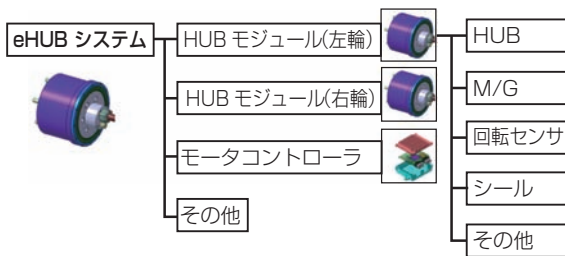


図4 eHUBのシステム構成  
eHUB system component

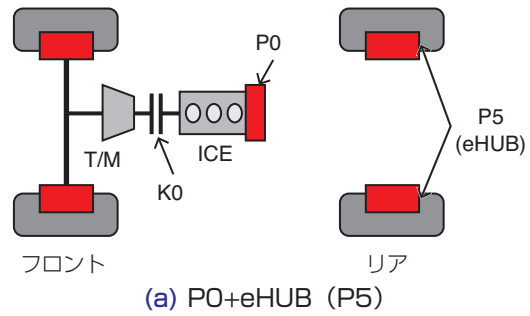
### 3.3 目標仕様

eHUBは前輪駆動車をベースとした48V MHEVの従動輪である後輪に搭載することを前提としている。eHUBを搭載した車両システムの例を図5に示す。

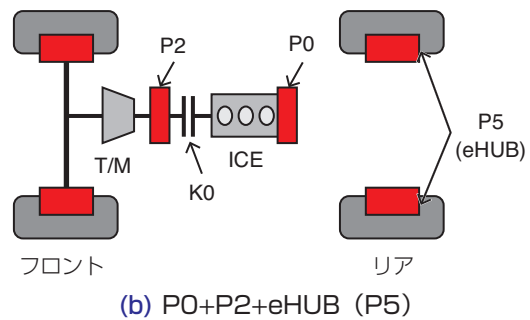
図5(a)のP0の位置にM/Gが内蔵されており、P0に搭載したM/Gによる制動時の回生エネルギーの余剰分をeHUBが利用することでより燃費改善に貢献する。

図5(b)のP0+P2と組み合わせた例では、エンジンから切り離れた状態で電動での全輪駆動や減速時に回生制動だけで減速するなど、さらなる高機能化が可能であり、燃費改善以外に車両運動性能の向上が期待できる。

eHUBを組み合わせた既存の48V MHEVシステム車両の車両システム機能の目標値を表2に示す。開発の最大目標をCO<sub>2</sub>排出量削減、燃費改善効果に設定した。加速アシストやEV発進+クリープ時はeHUBが最大トルクで駆動し、エンジンオフコースティング時は、eHUBが定格トルクで駆動することを想定している。この機能向上を達成するためのeHUB目標仕様を表3に示す。車両の性能や形状によって、eHUBによる機能向上効果は変化する。



(a) PO+eHUB (P5)



(b) PO+P2+eHUB (P5)

図5 eHUBシステム構成の例  
Examples of eHUB system configuration

表2 eHUBを組み合わせた既存48V MHEVシステムの目標値  
Target values of existing 48V MHEV system with eHUB

車両システム機能	システム目標値
CO <sub>2</sub> 排出低減率	25%
燃費改善率	25%
制動方法	4輪回生制動(油圧レス)
EV発進+クリープ	10s以上継続
エンジンオフコースティング	50~130km/hで動作
トラクションコントロール(TCS)	発進アシスト
	加速アシスト
	姿勢制御

表3 eHUB目標仕様(1輪当たり)  
Target specification of eHUB(per 1 wheel)

項目	単位	数値
最大出力	kW	10
最大動作回数	min <sup>-1</sup>	2,600
最大トルク	Nm	60
定格トルク	Nm	20
外径	mm	φ160以下



## 4. 開発状況

### 4.1 HUBモジュール

試作したHUBモジュールの構造を図6に、仕様を表4に示す。最大トルク60 Nm、定格トルク 20 Nmを目標値として、HUBモジュール最外径をブレーキディスク内に収める設計とした。既存のHUBに対して軸方向に約50 mmオフセットすることから、車体側の取り付け部の改造が一部必要であり、M/Gの高トルク密度化、HUBモジュールの最適設計により、軽量・コンパクト化することが今後の課題である。

試作品は最大出力10 kWを目標としている。これは最高回転速度を現行車両が走行可能な最大車速まで向上させるためである。試作品の最大出力は5 kWであるが、モータ内部諸元の変更によって10 kW化への対応が可能である。

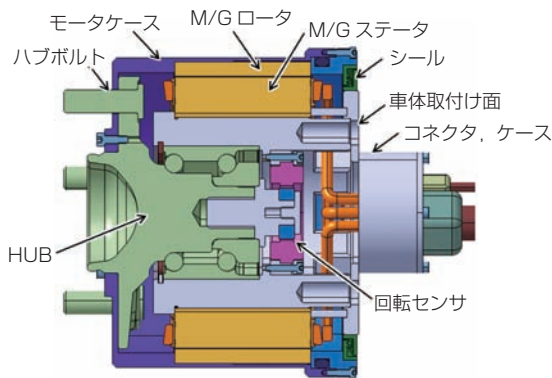


図6 HUBモジュール  
HUB module

表4 試作品の仕様  
Prototype specification

項目	単位	数値	
最大出力	kW	10	5
最大動作回数	min <sup>-1</sup>	2,600	1,200
最大トルク	Nm	60	60
定格トルク	Nm	20	25
外径	mm	φ 159	
幅	mm	115	
質量	kg	13	

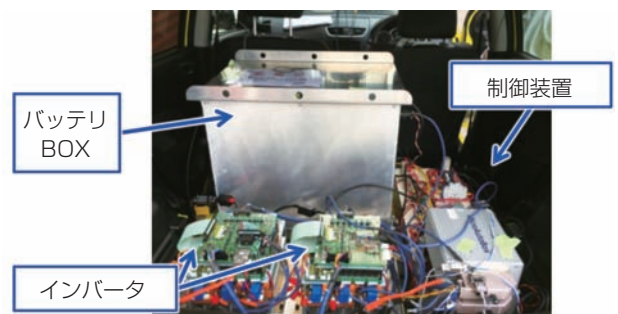
### 4.2 試験車両

Bセグメントの前輪駆動車にeHUBを搭載し、実車試験車両とした。試験車両への搭載状態を図7に示す。同図 (a) にHUBモジュールの車両取付け状態を示す。前述の通り、既存のHUBに対して、軸方向にオフセットしていることから、車体取り付け面とブレーキディスクを改造している。同図 (b) に車室内に設置した制御システムとバッテリーを示す。制御システムおよびバッテリーは、車体後部座席と荷室空間に搭載している。モータコントローラ、ハイブリッドコントローラ、および計測システムは、制御装置であるMicro Auto Box II (dSPACE社) を採用している。バッテリーおよびインバータは市販品を利用した。専用の電子制御ユニット (ECU) は製作せず、汎用品を利用することでHUBモジュールの評価を優先的に実施可能なRCP (Rapid Prototype Control) の環境を整えた。

なお、本車両では、ECUの改造は行わず、ICEとeHUBは独立制御である。



(a) HUB モジュール搭載  
Setting of HUB module



(b) 車室内に搭載した制御システムとバッテリー  
Control system and battery set in the test vehicle

図7 試験車両へのeHUBの搭載  
Setting eHUB in the test vehicle

### 4.3 車両評価

車両評価項目を表5に示す。燃費改善の効果だけでなく車両の運動性能への影響についても評価している。以下、評価項目のうち、燃費改善効果とトラクションコントロールについて結果を示す。

表5 車両評価項目  
Evaluation point of vehicle test

試験項目	代用特性試験
燃費改善効果	定速走行燃費
	燃費モード走行
	EV発進+クリーブ走行
加速アシスト	追い抜き加速
トラクションコントロール 【発進アシスト】	静止→発進
	低μ路発進
ヨートラクションコントロール 【車両姿勢安定】	低μ路直進（修正操舵）
	定常円旋回
	低μ路旋回
ダイレクトヨーコントロール 【旋回性(操舵性)】	スラローム
	ダブルレーンチェンジ

#### 4.3.1 燃費改善効果

モード走行燃費試験は、WLTC (Worldwide harmonized Lightduty Test Cycle) モードを採用した。図8に示すように、WLTCモードでは、Low (市街地)、Middle (郊外)、High (高速道路)、Ex-High (超高速) の4つの区間に分けて燃費を計測する。日本においては超高速走行の頻度が少ないため、Low、Middle、Highの3区間のみを、欧州ではEx-Highも含めた全区間を対象として燃費を評価する。WLTCモードは、エンジンが冷えた状態から試験を開始する「コールドスタート」が標準であるが、今回は、異なる条件で多くの試験を実施・確認するため、エンジンが暖まっている「ホットスタート」で試験を実施した。

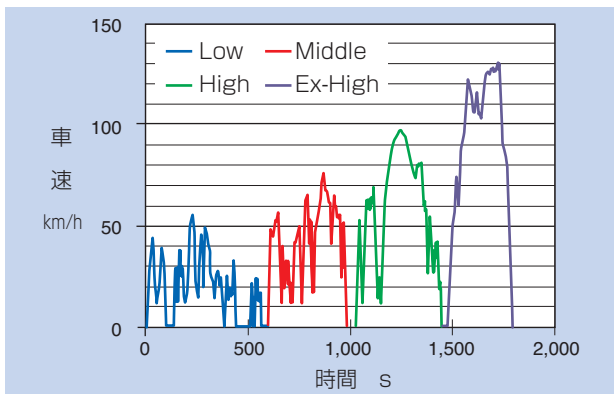


図8 燃費モード走行試験  
Driving test result on WLTC mode

PHEVやBEVなどの外部給電を行う車両を除いて、燃費試験では試験前後のバッテリー充電率 (SOC : State Of Charge) の変化量をゼロに近づける必要がある。今回の試験では、eHUBの駆動、回生のタイミングの制御方法を変化させ、燃費改善率が高く、かつSOC変化量が小さい条件を探索した。

eHUBの制御条件を変えた場合の燃費改善率とSOC変化量の関係を図9に示す。SOC変化量がマイナスになるほど燃費は向上する傾向がみられる。図10にSOC変化量±1%の範囲の拡大図を示す。燃費改善率が高く、かつSOC変化量が最も小さい条件 (図10の条件A) における燃料消費量およびSOCの時間推移を図11に、区間毎およびEx-High区間の有無での燃費を表6に示す。Ex-High区間の有無に関わらず、総合燃費が3%以上向上した。

以上より、エネルギーマネジメントの最適化やeHUBの軽量化、高効率化によって、さらなる燃費改善が期待できる。

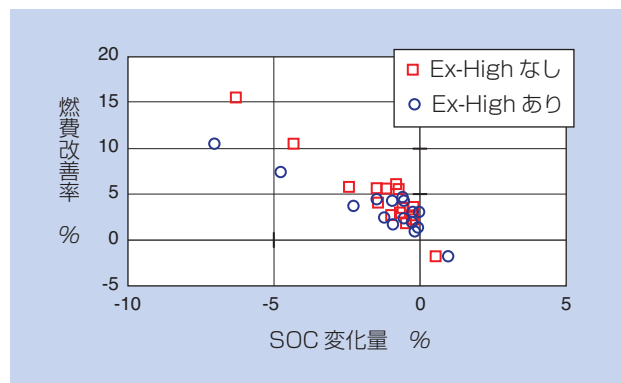


図9 燃費モード走行試験結果  
Driving test result on WLTC mode

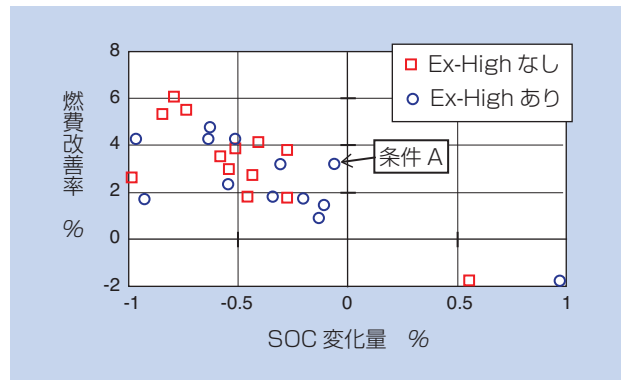


図10 燃費モード走行試験 (拡大図)  
Driving test result on WLTC mode (Enlarged view)

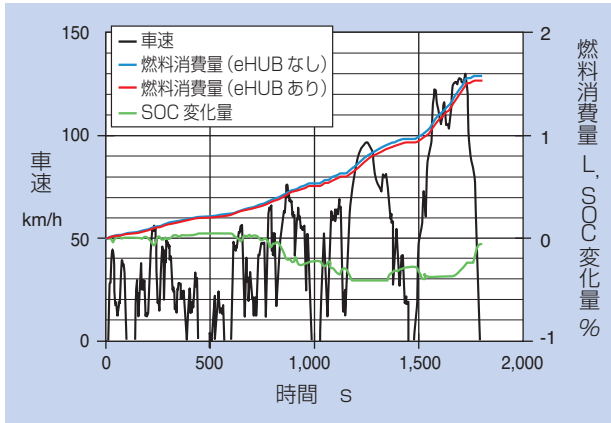


図11 条件Aにおける燃費モード走行試験結果  
Driving test result on WLTC mode (condition A)

表6 条件Aにおける区間燃費とトータル燃費  
Section and fuel efficiency (condition A)

		燃費改善率 %	SOC変化量 %
区間毎	Low	3.40	0.05
	Middle	4.74	-0.27
	High	3.40	-0.06
	Ex-Hi	2.30	0.22
Ex-Highなし		3.81	-0.28
Ex-Highあり		3.22	-0.06

実燃費を低減する方法として、渋滞時や駐車時などのクリープ状態でのEV走行が有効である。3.3節のPO+eHUBのシステムを想定し、eHUBのみを駆動させた状態での発進および10 km/h以下の走行の可能性を確認した。車重、路面状態や風、勾配などにより要求される駆動トルクは変化するが、一般的な平坦なアスファルト路面でEV発進し、約180秒の間、eHUBのみで駆動できることを確認した。

#### 4.3.2 トラクションコントロール

車両安定性への貢献を確認するため、左右輪でタイヤ接地面の $\mu$ が異なる路面での直進性を確認した。図12に示した通り、右タイヤ側が低 $\mu$ の路面において、ステアリング角度を固定した状態で直進侵入し、目標走行ラインに対するずれをヨー角として計測した。走行条件は表7に示した3条件で試験した。試験結果を図13に示す。eHUBを車両安定側に駆動させることで、車両の回転を抑制し、直進性が向上することが確認できた。

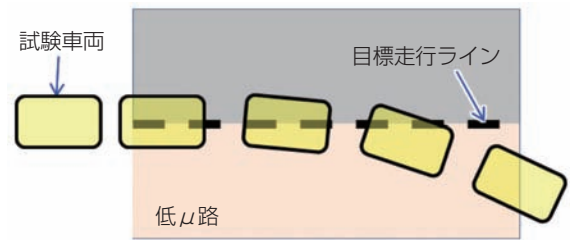


図12 低 $\mu$ 路試験方法  
Driving method of low friction road

表7 低 $\mu$ 路試験条件  
The condition of low friction road

ヨー角制御	左輪	右輪
安定制御	制動	駆動
制御なし	-	-
不安定制御	駆動	制動

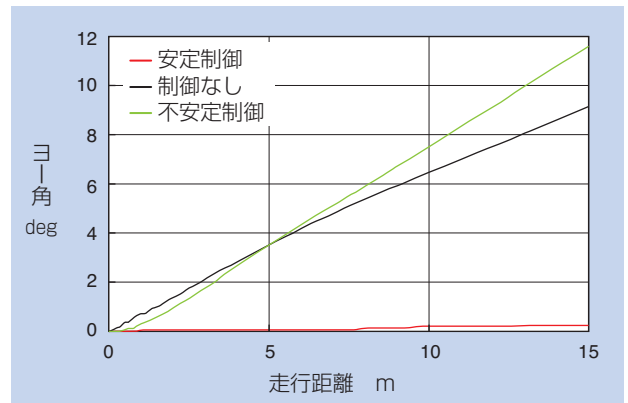


図13 低 $\mu$ 路試験結果  
Test result on low friction road

## 5. おわりに

本稿では小幅な車両の変更で、48V MHEVシステム搭載車両の燃費および走行性能を向上させるモータ・ジェネレータ機能付HUBモジュールの開発状況を紹介した。試作したeHUBシステムを試験車両に搭載し、実車試験を行い、以下の結果を得た。

- WLTCモードにおいて、eHUBアシストによる燃費低減効果あり
- EV発進+クリープ走行を180秒持続可能
- 低 $\mu$ 路において直進安定性が向上

今後はeHUBの改良だけでなく、既存の48V MHEVと組み合わせた際の燃費改善効果やエネルギーマネジメントについて検討し、商品化を進める。

## 参考文献

- 1) 2017年版 HEV, EV関連市場徹底分析調査, 富士経済, 30, 37.
- 2) Fourin 世界自動車技術調査月報 No34(2), (2017), 株式会社FOURIN
- 3) 2017年版 HEV, EV関連市場徹底分析調査, 富士経済, 5.
- 4) NTN TECHNICAL REVIEW No 79, (2011) 22-28.
- 5) NTN ホームページ  
[http://www.ntn.co.jp/japan/news/new\\_products/news201600042.html](http://www.ntn.co.jp/japan/news/new_products/news201600042.html)

## 執筆者近影



西川 健太郎  
商品開発研究所



矢田 雄司  
商品開発研究所



藤田 康之  
商品開発研究所



川村 光生  
商品開発研究所



数田 浩希  
商品開発研究所

# 車体運動がG-Vectoring制御に及ぼす影響

## Influence of Vehicle Body Motion on the Effects of G-Vectoring Control



鈴木 雄大\* Yuta SUZUKI  
程 達鵬\* Weipeng CHENG  
小坂 秀一\*\* Shuichi KOSAKA

自動車において、ドライバーが安心かつ安全に運転できることがますます重要となっている。それらを実現する制御方法の一つに、車両の横運動に連携して前後運動をコントロールするG-Vectoring<sup>注</sup> Control (以下、GVC)がある。この制御をアンチダイブ機構が調整可能なFull-Drive-By-Wire車両に適用し、旋回時に発生するロール運動とピッチ運動が連成するダイアゴナルな運動がドライバーにどのような影響を与えるのか評価した。

G-Vectoring control (GVC) which controls longitudinal acceleration in coordination with lateral motion has been installed in an experimental vehicle that can adjust the anti-dive mechanism. Only the pitch motion characteristics of the vehicle body were changed during lane changes, and the vehicle planar motion characteristics itself are kept unchanged. Drivers' steering model parameters during lane change for the vehicle with/without GVC are identified. Then, the handling quality evaluations by the drivers are compared and analyzed by using the driver parameters identified and the influence of the vehicle body motion on GVC effect is investigated. It is found as a result of the study that the nose-dive pitch motion caused by the control is important for GVC to be effective in improving the vehicle handling quality.

注) 「G-Vectoring」は、日立オートモティブシステムズ株式会社の登録商標です。

### 1. はじめに

近年、電気自動車への注目が集まる背景には、従来のガソリンエンジン車よりもエネルギー効率がよく排出ガスをゼロにできる他に、モータ駆動により高精度かつ高応答な制御が可能になることが挙げられる。とりわけ、インホイールモータになれば、車輪に制駆動力を直接発生させることができ、さらなる精度と応答性の向上とともに独立制駆動力制御を容易に実現できる。

本論文では、4輪にインホイールモータを搭載したFull-Drive-By-Wire車両に、横運動に連携して前後加速度を発生させるGVCを適用した場合と適用しない場合で、ドライバーが感じる操舵特性を客観的かつ定量的に評価した<sup>1)</sup>。また、実験車両はサスペンションのジオメトリを変更することで、ロール剛性は変えずにピッチ運動だけを変化させることができる。つまり、制御による平面での車両運動は同じでも、3次元的に見た車両姿勢を変化させることができる。この特

性を利用し、ロール運動とピッチ運動の連成、すなわちロール運動の発生と共にピッチ運動が発生するダイアゴナルな運動(以下、ダイアゴナルロール)をさせる場合とさせない場合で、ドライバーが感じる操舵特性を客観的かつ定量的に評価した<sup>2) 3)</sup>。

以上は、神奈川工科大学との共同研究で得られた成果である。

### 2. G-Vectoring Controlに関して

本章では、GVCの概要について述べる。これまでの研究で、横運動に応じて前後運動を連携させるための基本的な制御指針として、神奈川工科大学の安部名誉教授と山門教授らは、(1)に示す式を提案した。これを、前後・横のGのベクトルを統合制御するという意味で「G-Vectoring Control (GVC)」と呼んでいる。

$$G_{XC} = -\text{sgn}(G_y \cdot \dot{G}_x) \frac{C_{xy}}{1+T_s} |\dot{G}_y| \dots\dots\dots (1)$$

\*EVモジュール事業部 シャシーシステム技術部  
\*\*EVモジュール事業部 駆動システム技術部

$G_{xc}$ は車両前後方向の加速度指令,  $C_{xy}$ は制御ゲイン,  $G_y$ は車両横方向の加速度,  $\dot{G}_y$ は車両横加速度の一階微分値である横加加速度である. この制御アルゴリズムは, Jターン中における熟練ドライバーの運転操作を注意深く観察することで導かれたものである. 式からも分かるように, 基本的に横加加速度 $\dot{G}_y$ の絶対値にゲイン $C_{xy}$ を掛けただけの非常にシンプルなアルゴリズムになっている.

図1に示すように, GVCは車両横加加速度に応じて加減速を行い, 合成加速度 $G$ の方向をなめらかに変化させる. 本研究では, 図1の最下部に記載されている「減速のみ」のGVCを評価対象とし, 比較対象として「制御なし (GVCなし)」も評価した.

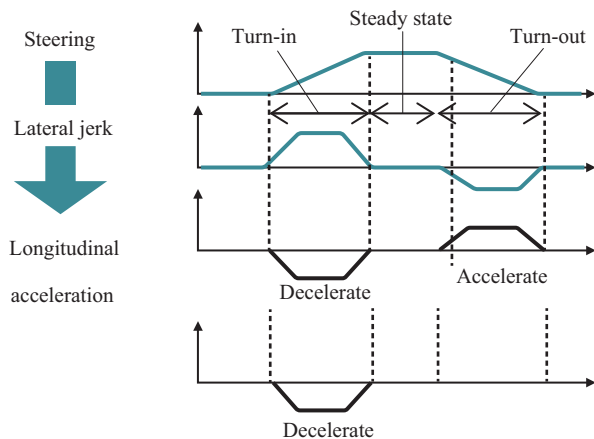


図1 GVCアルゴリズムの概念図  
Schematic concept of GVC algorithm

### 3. 実験車両

#### 3.1 車両諸元

実験車両について紹介する. 図2に示す実験車両は, 各輪にインホイールモータと前後にステアパイワイユニットが搭載されているため, 4輪独立駆動と4輪独立転舵が可能である.

本車両には, ルーフ上に2つのGNSSセンサとシート下にジャイロセンサを搭載しており, 相互に補完し合うことで高精度な位置情報や角速度などをセンシングする.

また, ハンドル角はハンドル部に取り付けられた磁気エンコーダで検知する. 車両の前後に搭載されたインバータは, 各輪のモータに電力を与えてトルクを発生させると共に, モータの回転速度を検知する. 表1に車両諸元を示す.



図2 実験車両  
Experimental vehicle

表1 車両諸元  
Vehicle parameters

名称	記号	数値
質量	m	709 [kg]
ホイールベース	l	2.05 [m]
前輪から重心までの距離	l <sub>f</sub>	1.012 [m]
後輪から重心までの距離	l <sub>r</sub>	1.038 [m]
前輪トレッド	d <sub>f</sub>	1.415 [m]
後輪トレッド	d <sub>r</sub>	1.415 [m]
重心高さ	h <sub>s</sub>	0.417 [m]
ヨー慣性モーメント	h <sub>s</sub>	512 [kg·m <sup>2</sup> ]

#### 3.2 サスペンションジオメトリの調整変更

実験車両は, サスペンションジオメトリの調整によってアンチダイブカ/アンチスカット力を変化させることができる. サスペンションがダブルウィッシュボーン形式の車両を真横から見た時 (図3), アッパーアームとロアアームの仮定の延長線の交点が「サスペンション回転中心」となる. このサスペンション回転中心とタイヤ接地中心を結んだ線に対する地面との成す角を, 本報では「アンチダイブ角 (アンチスカット角)」と呼ぶ. 同じ制駆動力を与えた時にこの角度が大きいほど, 車体を押し下げる「アンチリフト力」もしくは車体を押し上げる「アンチスカット力」が大きくなる.

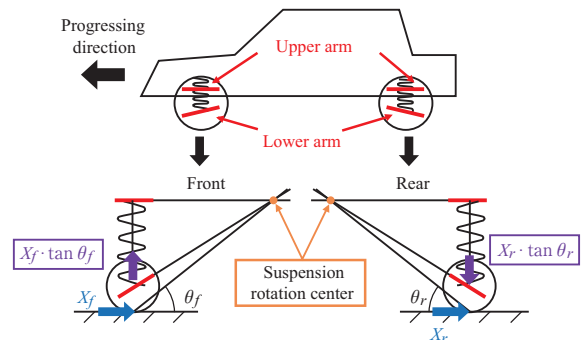


図3 アンチダイブ/アンチスカット ジオメトリ  
Anti-dive/anti-squat geometry

図2に示す実験車両は、アンチダイブ角を0°から30°まで多段階に変更することができる。今回、GVCによって4輪に制動力を発生させるため、アンチダイブ角を0°よりも大きく設定すれば、前輪に「アンチスカット力」、後輪に「アンチリフト力」が働くことで、ピッチ運動が抑制される。

本論文では、アンチダイブ角を前後0°に設定してピッチ運動を抑制しない場合と、アンチダイブ角を30°に設定してピッチ運動を抑制した場合において、ドライバーが感じる操舵特性と車両挙動にGVCあり/なしが与える影響を評価する。

## 4. 操舵特性の評価方法

### 4.1 実験コース

ドライバーの操舵特性を評価するため、シングルレーンチェンジ実験を行った。実験は、図4に示す一般的なシングルレーンチェンジコースで実施した。ドライバーは、速度40km/hでコースに進出し、速度を一定に維持したままレーンチェンジを行う。レーンチェンジ方向はレーンチェンジ区間直前でランダムに決定され、フロントガラス左右に取り付けられたLEDの点灯によって提示される。

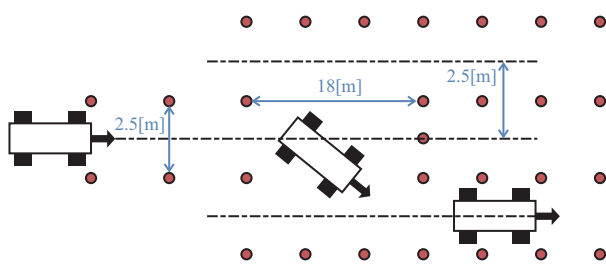


図4 シングルレーンチェンジコース  
Single lane-change course

### 4.2 ドライバーモデルを用いた操舵特性の評価

一般的なドライバーによる主観的評価は、テストドライバーのような熟練ドライバーとは異なり、信頼性が低い。そこで、簡易的なドライバーモデルを用いてドライバーパラメータを同定し、客観的かつ定量的に操舵特性の評価を行う。

ドライバーは車両の操舵特性の変化に適応し、予め定められたタスクを完遂するべくハンドル操作を行う。このことから、ドライバーパラメータは車両の操舵特性の変化を直接反映させると考えられるので、走

行中のドライバーの動き（ハンドル操作）と車両の動き（横変位）からドライバーパラメータを同定することで、GVCのあり/なしによる定量的な評価と比較が可能となる。

一定の車速において、シングルレーンチェンジ中におけるハンドル角と横変位の関係を伝達関数として表現すると、式(2)のように記述できる。

$$\frac{\delta}{y_{L0} - (1 + \tau_h s)y} = \frac{h}{1 + \tau_L s} \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 $\delta$ はハンドル角、 $y$ は横変位、 $y_{L0}$ は目標横変位である。また、 $\tau_L$ は人間の総合的な遅れ（LED点灯による操舵指令から実際にドライバーが操舵を開始するまでの時間）、 $\tau_h$ は前方注視時間（レーンチェンジ開始から終了までの時間）、 $h$ は操舵ゲイン（操舵角の大きさに比例した比例ゲイン）であり、これら3つのドライバーパラメータを同定する。

各パラメータの詳細を説明する $h$ と $\tau_L$ はドライバーのゲインと速応性を表している。例えば、車両の定常ゲインが小さくなれば、ドライバーはそれと釣り合わせるためにゲイン $h$ を大きくする。また、ドライバーが $\tau_L$ を大きくしている場合は、ドライバーが余裕をもって車両をコントロールしていると考えられる。微分動作時間 $\tau_h$ はドライバーの微分動作を表しており、これはドライバーが前方を見ることによって予測した制御動作が含まれていると考えられる。

この内、 $\tau_L$ は車両の操舵特性と強く関係していると過去の研究<sup>4)</sup>からわかっており、 $\tau_L$ が大きな車両は余裕をもって運転できるということで、車両の操舵特性が優れていることに相当する。

以上の流れを「人—自動車系のブロック線図」として表現すると図5のようになる。

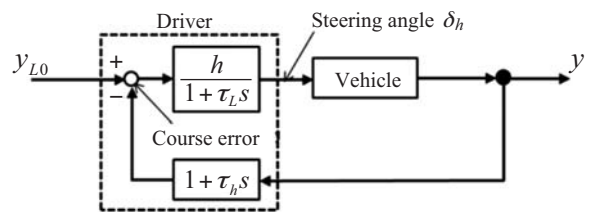


図5 簡易ドライバーモデル  
Simplified driver model

### 4.3 ドライバーパラメータ同定

本章では、ドライバーパラメータの同定方法について説明する。式(2)を変形すると、式(3)のように記述できる。

$$(1 + \tau_L s)\delta(s) = -h\{(1 + \tau_h s)y(s) - y_{L0}(s)\} \dots \dots (3)$$

ここで、 $\delta^*$ をシングルレーンチェンジ実験で計測した人の操舵操作の時刻歴(ハンドル角)、 $y^*$ をその時の車両の横変位とし、これらを式(3)の $\delta$ 、 $y$ と置き換える。人の操舵操作モデルが現実の人の操作に近ければ、式(3)の左辺と右辺の差が小さくなるはずである。この差が小さくなるようなドライバーパラメータ $\tau_L$ 、 $\tau_h$ 、 $h$ を求めするため、式(4)に示す評価関数を定義する。

$$J = \int_0^T \left[ \delta^* + \tau_L \frac{d\delta^*}{dt} + h\{y^* + \tau_h \frac{dy^*}{dt} - y_{L0}\} \right]^2 dt \dots \dots (4)$$

この評価関数 $J$ を最小にするように、式(5)を解くことにより各パラメータを算出する。

$$\frac{\partial J}{\partial h} = 0, \frac{\partial J}{\partial(\tau_h)} = 0, \frac{\partial J}{\partial \tau_L} = 0 \dots \dots \dots (5)$$

本研究では、上記のパラメータの内、 $\tau_L$ (人間の総合的な遅れ)を評価パラメータとして用いる。

## 5. 実車実験

### 5.1 予備実験

車体のピッチ運動がGVCに与える影響を評価する前に、GVC自体の効果をシングルレーンチェンジ実験で検証した。実験車両のアンチダイブ角は前後共に0°に設定した。被験者は表2に示す5名に協力して頂いた。いずれも20代の男性であるが運転歴と運転頻度に違いがある。実験の際はインフォームドコンセントに則り、被験者には実験中に体調が悪くなった場合など、被験者の意思によりすぐに実験を中止することを伝えた上で実験を実施した。

図6は、GVCあり/なしによるドライバーと車両の動作を時系列データで比較したものである。GVCなしに比べて、GVCありの時はハンドル角が小さくゆっくり操舵しているのが分かる。この時のヨーレートも、GVCありの方が小さくなっている。

次に、ドライバーパラメータ $\tau_L$ を同定し、被験者ごとにGVCあり/なしで比較した結果を図7に示す。

いずれの被験者もGVCなしよりもGVCありの $\tau_L$ の方が大きくなっていることから、GVCによってドライバーは余裕を持って運転しているといえる。

表2 予備実験の被験者  
Drivers for the going test

被験者	性別	年齢	運転歴	運転頻度
A	男	22	4年	週末のみ
B	男	21	2年	毎日
C	男	23	4年	毎日
D	男	23	4年	週末のみ
E	男	21	3年	毎日

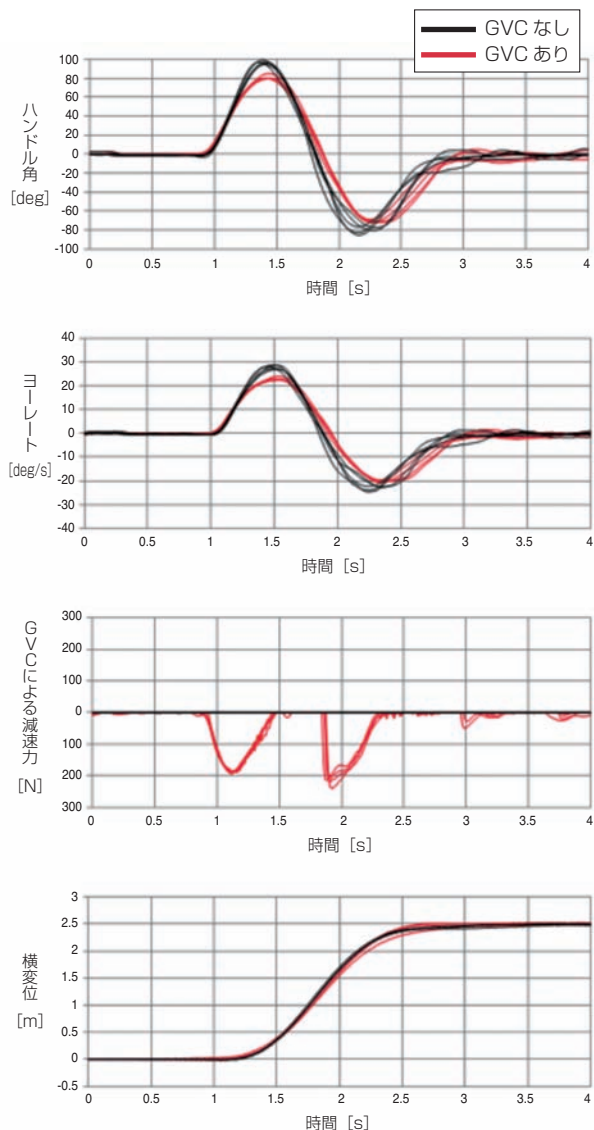


図6 GVCあり/なしにおけるドライバー – 車両の動作  
Driver-vehicle behavior with/without GVC



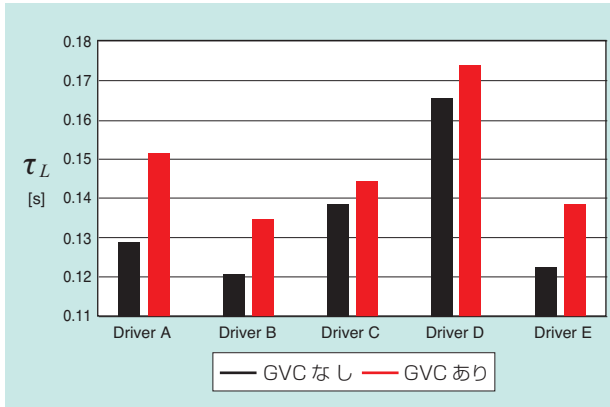


図7 ドライバーパラメータ  $\tau_L$  で評価したGVCによる操舵特性への効果  
Effect of GVC on handling quality evaluated by the driver parameter  $\tau_L$

## 5.2 アンチダイブ角 (アンチスカット角) あり/なしの比較

車両のアンチダイブ角を前後共に0°と30°に設定し、車体のピッチ運動の違いがGVCに与える影響を評価する。表3に示す4名の被験者に協力して頂いた。

次頁に示す図9と図10は、ある被験者1名が実験を行った時に得られた時系列データを複数重ねて比較したグラフである。

表3 本実験の被験者  
Specifications of research participants

被験者	性別	年齢	運転歴	運転頻度
A	男	27	9年	毎日
B	男	23	5年	週末のみ
C	男	22	4年	毎日
D	男	23	3年	週末のみ

アンチダイブ角が0° (図9) では、GVCの制動力によってアンチリフト力とアンチスカット力が発生しないため、ロール運動の発生と同時に前下がりのピッチ運動が発生する、ダイアゴナルロールが発生している。GVCによる前後加速度は、最大で0.06 m/s<sup>2</sup>と非常に小さい値であるにも関わらず、GVCありの方がハンドル角の波形が安定している。この時の  $\tau_L$  は、予備実験と同様に被験者全員がGVCなしよりもGVCありの方が大きくなっている (図8 (a))。

アンチダイブ角が30° (図10) では、GVCの制動力によってアンチリフト力とアンチスカット力が発生したため、ピッチ運動が抑制されダイアゴナルロールが発生していない。ハンドル角とヨーレートの波形は、アンチダイブ角が0°の時に比べて、不安定になっており、 $\tau_L$ も被験者によってはGVCありよりもGVCなしの方が大きくなるケースがあった (図8 (b))。

以上のことから、平面上では同じ車両の動きをしても、旋回時におけるピッチ運動の違いによってGVCの効果に変化が生じることを確認した。人にとって運転しやすい車両特性の実現には、平面運動としての車両挙動に加えて、ダイアゴナルな車両姿勢も重要だと考えられる。

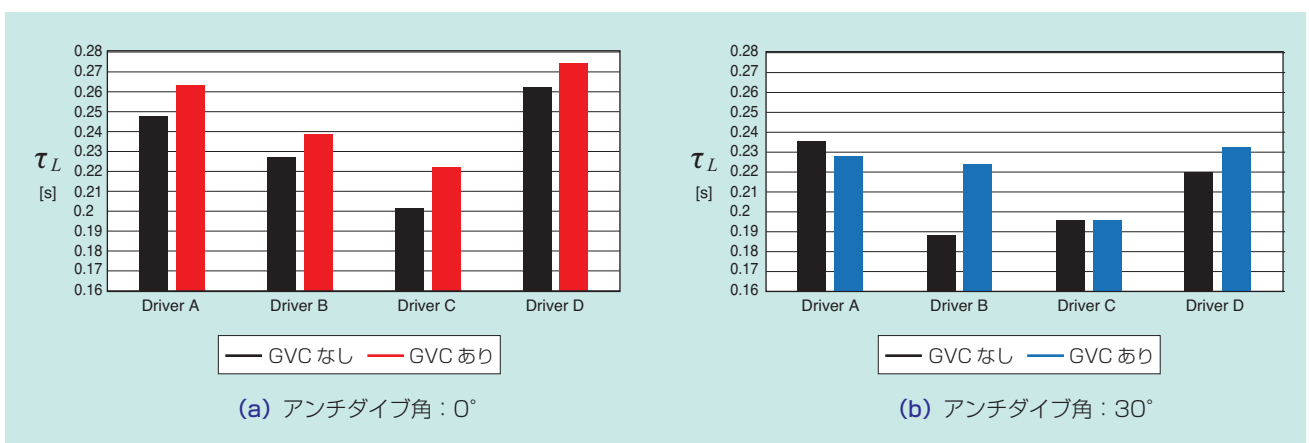


図8 アンチダイブによる  $\tau_L$  の影響  
Effect of anti-dive for driver parameter  $\tau_L$

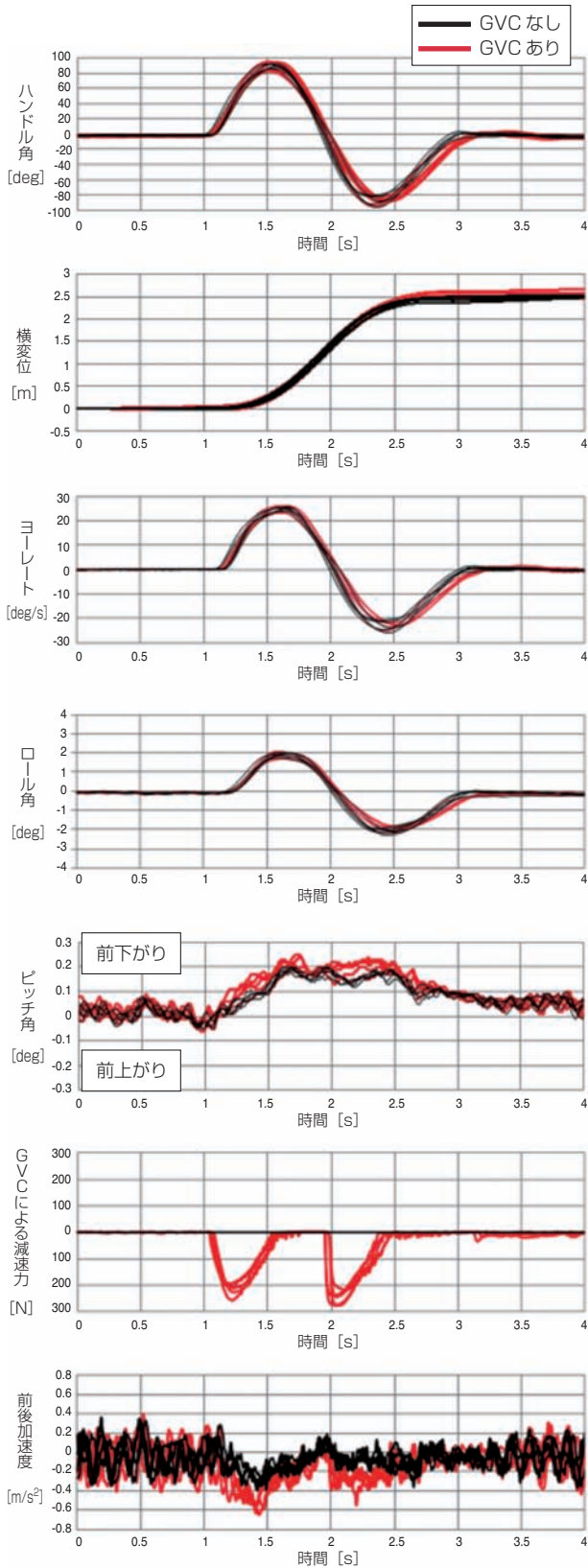


図9 ピッチ運動を抑制しない場合のドライバー－車両の動作 (アンチダイブ角: 0 [deg])  
Driver-vehicle behavior with pitch motion free

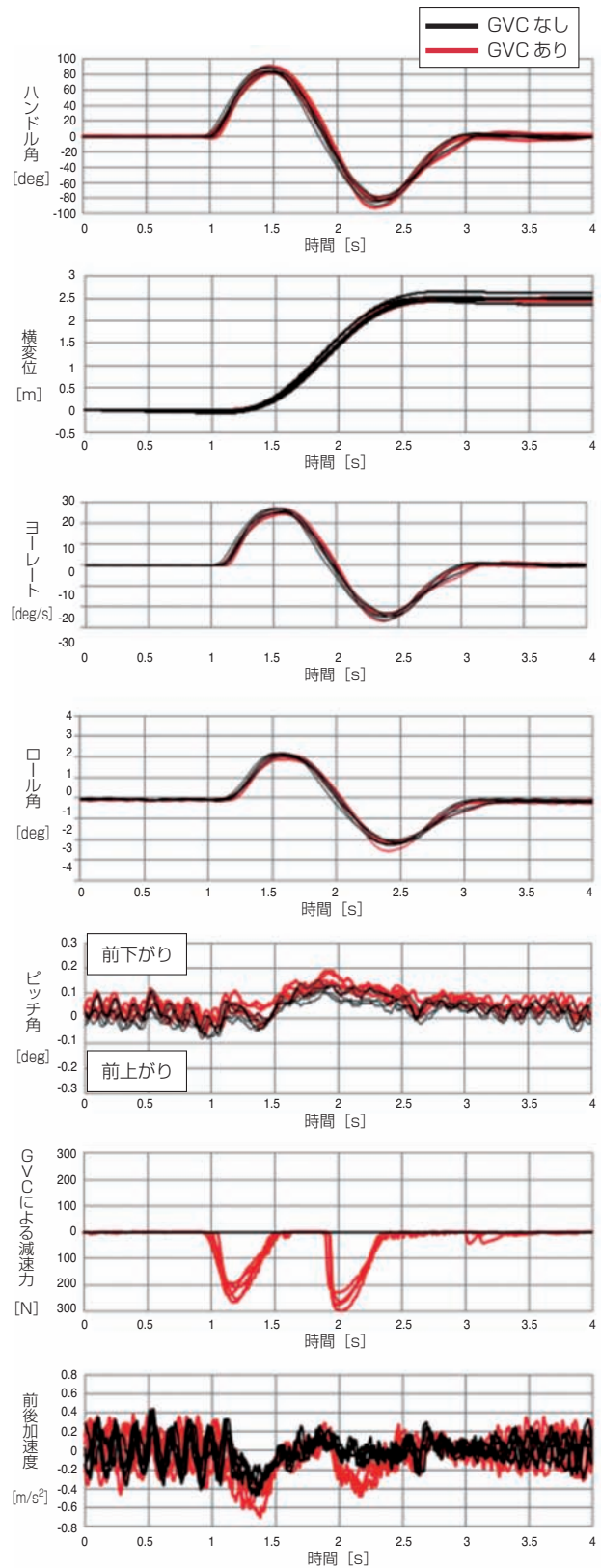


図10 ピッチ運動を抑制した場合のドライバー－車両の動作 (アンチダイブ角: 30 [deg])  
Driver-vehicle behavior with pitch motion restrained

## 6. まとめ

GVCによる前後加速度の発生によって、ドライバーの感じる操舵特性が改善されることが確認できた。

ロール剛性を変えずにピッチ運動を抑制しない場合、どのドライバーもGVCありの  $\tau_L$  が大きくなったが、ピッチ運動を抑制する場合、GVCなしの  $\tau_L$  が大きくなるドライバーもいた。

レーンチェンジにおいて、ロール運動とピッチ運動が連成することで生じるダイアゴナルロールがGVCの効果を適切に得るために必要であることがわかった。

運転しやすい車両特性の実現には、平面運動だけでなくロール運動やピッチ運動も含めた3次元的な車体運動を考える必要がある。

## 参考文献

- 1) 田中利緒, 安部正人ほか「インホイールモータ型電気自動車を用いたG-Vectoring制御の操舵特性評価」2016年秋季大会学術講演会, 講演予稿集, No045
- 2) 田中利緒, 安部正人ほか「車体運動がG-Vectoring制御に及ぼす影響」2017年春季大会学術講演会, 講演予稿集, No163
- 3) M.Yamakado, R. Tanaka etc 「Influence of vehicle body motion on the effects of G-Vectoring Control」IAVSD 2017 14-18 August
- 4) 阿部翔太, 安部正人ほか「ロールの大きさがドライバーの操舵特性評価に及ぼす影響」2015年春季大会学術講演会, 講演予稿集, No31-15S

執筆者近影



鈴木 雄大

EVモジュール事業部  
シャシーシステム技術部



程 偉鵬

EVモジュール事業部  
シャシーシステム技術部



小坂 秀一

EVモジュール事業部  
駆動システム技術部

# 等速ジョイントの歴史 History of Constant Velocity Joints

高部 真一\* Shinichi TAKABE



NTNが日本で初めて等速ジョイント（Constant Velocity Joints, 以下CVJと記す）の量産を開始したのは1963年である。NTNは自動車産業の変化に対応してCVJの開発に取り組み、CVJはNTNの基盤商品へと成長した。本稿では、NTN創業100周年を記念して、CVJの歴史を振り返る。

In 1963, Constant Velocity Joints (CVJ) have been started production by NTN for the first time in Japan. NTN responded to changes in the automobile industry and worked on the development of CVJ. And CVJ has grown to be the foundation product of NTN. In this article, to celebrate the 100th Anniversary of NTN, I look back on the history of CVJ.

## 1. はじめに

CVJは、入力軸と出力軸が任意の角度（作動角）で回転する際に、回転変動がなくなめらかに動力を伝達する継手の総称である。現在は当然のごとく自動車や産業機械の駆動部品に使用されているが、前輪駆動車（FF車）での必要性から誕生し、自動車や産業機械の進歩と共に進化した。

CVJの原型であるツェッパジョイントが1930年

代にRzeppa（ツェッパ、ハンガリー）により考案され、その後、1959年にバーフィールドジョイントが欧州の自動車に採用され、FF車の歴史が大きく動き始めた。

日本では、1963年にNTNが初めてCVJの製造を開始した。それから半世紀以上が経過し、今では多くの海外拠点で製造するに至り、累計で7億2千万本（2017年6月時点の自動車用CVJ）を世界中に届けている（図1参照）。

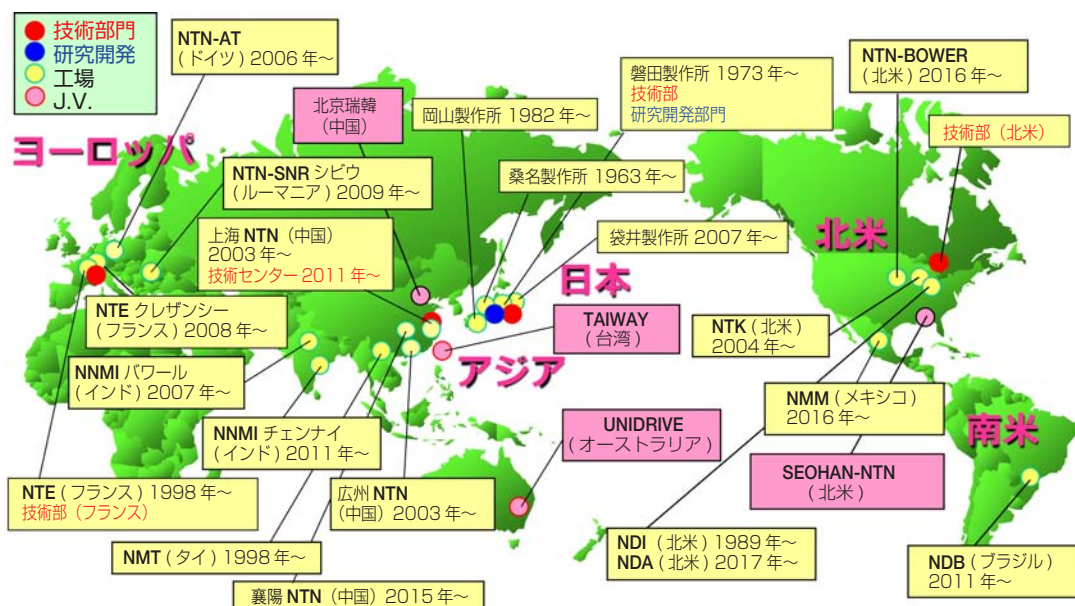


図1 CVJの生産・技術拠点  
Manufacturing & engineering location of CVJ

\*自動車事業本部 ドライブシャフト技術部

## 2. 車両変遷とCVJの歴史

自動車の駆動方式は時代と共に変化し、この変遷にNTNのCVJは少なからず貢献してきた。車両変遷を交えてCVJの歴史を振り返る(表1参照)。

### 2.1 CVJの発明以前(～1960年)

今ではFF車が大半を占めるが、1960年以前は、ほとんどが後輪駆動車(FR車)であった。FR車のエンジン動力は推進軸(プロペラシャフト)を介して後輪に伝達されるが、当時、左右の後輪は軸と一体に直結され、独立した上下動ができない構造(リジッドアックス)であり、CVJは必要なかった。一方、前輪は、ハンドル操作による転舵のみでエンジン動力を伝達しなかったため、同様にニーズがなかった。

### 2.2 CVJの登場(1960年代初頭)

CVJの開発以前は、FF車や4輪駆動車(4WD車)の前輪の駆動軸(ドライブシャフト)にクロスジョイント(カルダンジョイント)が使われた。しかし、不等速で、作動角が大きくなると走行時に振動や騒音が発生し、コーナリング時の操縦安定性が悪かった。この対策にトラクタジョイントやワイスジョイント、ダブルカルダンジョイントなどが開発されたが、前輪の駆動軸としての性能は十分でなかった。

その後、1956年にイギリスのハーディスパイサー社がバーフィールドジョイントを開発し、1959年にBMC社のオースチン・ミニを始め、欧州のFF車に採

用された。それまでのジョイントに比べて騒音や振動が少なく、操縦安定性が飛躍的に向上した。

日本でもFF車が脚光を浴び始め、1963年にスズキ・スズライトにNTNのボールフィクストジョイント(BJ)が日本で初めて採用された。

当時は、軸方向にスライドするしゅう動式CVJがなく、車輪側にBJを用い、作動角が小さいディファレンシャルギヤ側(デフ側)にはクロスジョイントを用いて、軸方向のしゅう動はシャフトに設けたスライドスプラインで吸収する方式であった。

### 2.3 FF車の市場拡大(1965年～)

NTNは、クロスジョイントとスライドスプラインの組み合わせで発生する振動を解決するため、軸方向にしゅう動可能なダブルオフセットジョイント(DOJ)を開発し、1965年にBJ+DOJの駆動軸が富士重工(現株)SUBARU)のスパル1000で初めて採用された。この構造は現在も使用される駆動軸の原型となっている(図2参照)。

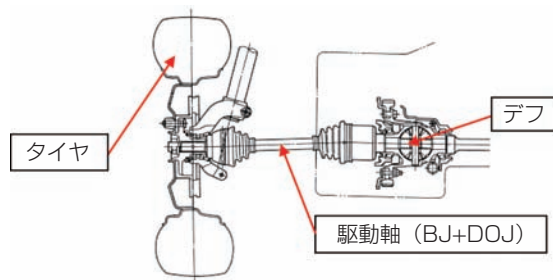


図2 駆動軸の構造  
Structure of driveshaft

表1 NTNのCVJ歴史年表  
History of NTN CVJ

年代		1960	1970	1980	1990	2000	2010
市場・自動車の動向		●国産FF車登場	●第一次オイルショック ●第二次オイルショック ●FF車ブーム	●日系自動車メーカーの海外生産拡大 ●AT車比率の増加 ●4WD車の拡大		●新興国市場の拡大 ●燃費規制の強化 ●HV, EVの登場	
駆動軸	固定式	●BJ(1963年)		●LJ(1988年)	●EBJ(1998年)	●VBJ(2010年)	●VUJ(2012年) ●CFJ(2012年) ●REBJ(2015年)
	しゅう動式	●DOJ(1965年)		●TJ(1983年) ●DOJ-RPC(1984年) ●AC-TJ(1987年) ●FTJ(1989年)	●SFJ(1997年) ●PTJ(2002年) ●DOJ-RPCF(1986年) ●EDJ(2002年) ●ETJ(2002年) ●EPTJ(2005年)		●REDJ(2015年)
推進軸	固定式					●HEBJ(2005年)	
	しゅう動式			●LJ(1985年) ●DOJ-RPCF(1987年) ●AC-TJ(1991年)	●HLJ(1997年) ●HEDJ(2005年) ●HETJ(2006年)		

1970年代には自動車各社がFF車を市場投入し、1978年の第2次石油危機を契機にFF化の流れが加速した。そして、1980年代にはFF車の普及に伴って静粛化ニーズが高まり、CVJの改良によりFF化の対象は小型車へと広がり、CVJの使用が拡大していった。

## 2.4 IRS車の台頭（1976年～）

FR車は、乗り心地改善のためにリジッドアクスルから独立懸架方式(IRS: Independent Rear Suspension)に変化し始めた。IRSは左右の後輪が独立して上下動するため、駆動軸にCVJが必要となり、1976年にトヨタ・マークIIでBJ+DOJがIRS車で初めて採用された。その後、IRS仕様のFR車の推進軸にも、振動性能の改善を狙ったCVJの適用が増加した。

## 2.5 4WD車の普及（1980年代～）

4WDは、当初、オフロード車に限定されていたが、1972年の富士重工（現(株)SUBARU）のレオネ4WDや1980年代の欧州メーカーによるフルタイム4WD車の登場以降はオンロード車にも採用され始め、1980年代半ばに4WD車が広まった。4WD車の後輪にはIRSが採用され、前後輪の4輪すべてにCVJを用いた駆動軸が必要となった。

オンロード車への4WDの普及に伴い、4WD車の騒音、振動性能の向上が求められ、推進軸のクロスジョイントとスライドスプラインに代わってしゅう動式CVJが採用されるようになった。

推進軸は、駆動軸より高速回転するため、ガタが少なく回転バランスに優れたクロスグループジョイント(LJ)が適用された。その後、微振動を吸収できるDOJやしゅう動抵抗が小さくて発熱が少ないTJ、そしてクロスジョイントより高角で使用できる固定式CVJのBJが推進軸用に改良して採用された。

オンロード4WD車の推進軸へのCVJ適用が拡大し、次第にオフロード4WD車へも波及した。

## 3. CVJ技術の変遷

CVJは、自動車の性能に大きく影響するため、NTNは、CVJの改良を通じ、自動車の性能向上に貢献してきた。

1980年頃、日本の自動車はマニュアルトランスミッション(MT)に代わってオートマチックトランスミッション(AT)が増加する時代を迎えた。AT車は、

Dレンジでブレーキを踏んで停車している際に、エンジンの軸方向振動が駆動軸から車体に伝わって、アイドリング振動を発生した。NTNは微小なエンジン振動を吸収できるDOJ-RPC、DOJ-RPCFを開発し、この課題を解決した。また、しゅう動抵抗が小さい新構造のしゅう動式CVJ「トリポードジョイント(TJ)」を1983年に量産し、AT車を中心にTJの採用が広がった。

現在では、AT車のほとんどにTJタイプのCVJが採用されている。

### 3.1 しゅう動式CVJの低振動化（1983年～）

自動車の快適性や静粛性の要求は、自動車の進歩に合わせて高度化した。自動車のNVH(Noise, Vibration, Harshness=騒音, 振動, 乗り心地)の一例として、TJのシャッター(Shudder=横揺れ)対策の歴史を記す。

#### (1) TJ (1983年～)

TJは、角度を取って回転すると、ローラと外輪のローラ溝間で周期的に変動するすべりが発生し、これに起因する外輪軸方向の力(誘起スラスト)が発生する。この誘起スラストが発進時や加速時にエンジンマウン트의振動と共振してシャッターを発生させることがある。

#### (2) AC-TJ (1987年～)

外輪のローラ溝断面をゴシック形状にしてローラと角度を持ってアンギュラコンタクトする構造とし、低μウレアグリスと組み合わせて誘起スラストを低減した(図3参照)。

#### (3) FTJ (1989年～)

ローラの外側にもう一つのローラ(フリーリング)を設け、フリーリングが外輪のローラ溝に対して常に一定の姿勢を保つ構造とし、誘起スラストを大幅に低減した(図4参照)。

#### (4) SFJ (1997年～)

FTJのフリーリング端面が外輪のローラ溝の鏝部に強く当たって誘起スラストが増大することを防止するため、外輪のローラ溝の鏝部がない構造にした(図5参照)。

#### (5) PTJ (2002年～)

トリポードのジャーナル断面を変則楕円形状とし、そこに首振り自在なローラカセットを組み込んで、外輪のローラ溝に収める構造とした。大きな作動角を取ってもローラカセットは外輪のローラ溝上を一定の姿勢を保ってなめらかに転がるため、作動角に依存せず誘起スラストを常に低く維持できる(図6参照)。



図3 AC-TJの構造  
Structure of AC-TJ

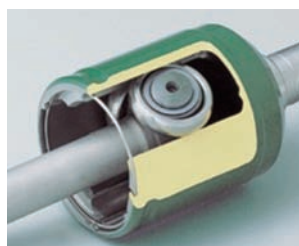


図4 FTJの構造  
Structure of FTJ

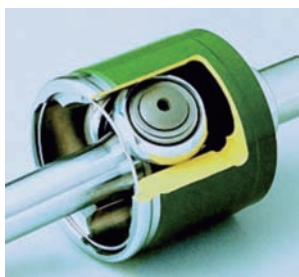


図5 SFJの構造  
Structure of SFJ



図6 PTJの構造  
Structure of PTJ

表2 固定式CVJの最大作動角の変遷  
Transition of max. angle of fixed CVJ

最大作動角	量産開始時期	CVJタイプ
42.5度	1963年～	BJ
44.5度	1980年～	BJ
46.5度	1982年～	BJ
47度	1998年～	EBJ
50度	1988年～	UJ
50度	2012年～	VUJ



図7 BJの構造  
Structure of BJ

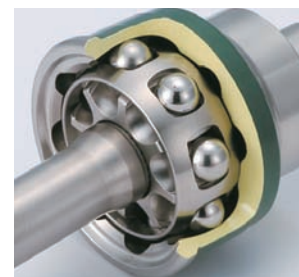


図8 EBJの構造  
Structure of EBJ



図9 UJの構造  
Structure of UJ



図10 VUJの構造  
Structure of VUJ

### 3.2 高作動角化

#### (1) 固定式CVJ (1980年～)

デフ中心と車輪の中心は自動車の上下前後方向の位置に差があるため、車輪側とデフ側のCVJは、初期状態で角度(常用角)を取る。そして、車輪側のCVJは転舵で生じる角度との合成角度がCVJの作動角となる。自動車の旋回半径はCVJの最大作動角で決まり、自動車のロングホイールベース化や常用角の高角化による旋回半径の増大を抑えるため、CVJの高作動角化が求められる。

当初は42.5度であったBJの最大作動角は46.5度まで高角化され、さらに50度を取ることが出来るアンダーカットフリージョイント(UJ)を開発し、1988年に富士重工(現株)SUBARU)のレガシーに採用された。UJは、BJと同様の部品構成で、外輪、内輪のボール溝の一端をストレート形状とし高角化を図っている。

なお、現在は、BJはEBJ(最大作動角:47度)に、UJはVUJ(最大作動角:50度)にそれぞれ内部設計が進化している(表2、図7～図10参照)。

#### (2) しゅう動式CVJ (1984年～)

デフ側のCVJも常用角アップや車両のバンプ、リバウンド時の作動角変動に対応するため高角化が求められる。当初23度であったDOJの最大作動角は25度に高角化し、さらに30.5度設計品も量産した。

### 3.3 軽量・コンパクト化

#### (1) 第一期 (1981年～)

車両スペックに適合するよう、CVJの呼称サイズを細かくシリーズ化した。

また、外輪は、浸炭鋼から中炭素鋼を用いて高周波焼入れする製造方法に変更して強度を向上させ、より小さいサイズの選定を可能とした。

#### (2) 第二期 (1992年～)

中炭素ポロン鋼の高強度シャフトと長寿命ウレアグリンスを開発し、第一期より1サイズ小さなCVJの選定を可能とした。

#### (3) 第三期 (1998年～)

BJと同等の負荷容量を維持して軽量・コンパクト化を図るため、ボールサイズを小さくしてボール数を6個から8個に増やしたEBJを開発し、1998年にスズキ・カルタスクレセントワゴンに採用された。

また、しゅう動式CVJも、ボール数が8個のEDJや

内部設計を刷新したETJを開発した。また、PTJをコンパクト化したEPTJも量産した。

一方、推進軸は、LJを推進軸用に軽量・コンパクト化、かつ、しゅう動量を拡大したHLJを開発し、EBJ、EDJ、ETJを推進軸用に改良したHEBJ、HEDJ、HETJを開発した。

### 3.4 グリースとCVJブーツ

当初は二硫化モリブデン入りのリチウム石鹼グリースを使用していたが、1980年代からウレアグリースに着目し、CVJの「耐久性」「低振動」「高効率」「低発熱」などの性能向上を図った。有機モリブデン等を配合した高性能なウレアグリースを開発し、現在はウレアグリースを主に使用している。

一方、CVJブーツは、クロロプレンゴム（CR）を使用していたが、外傷や材料劣化による疲労での破損が多かった。材料改良や設計改良を行ったが、前輪の固定式CVJでの使用には十分でなかった。

1985年頃、熱可塑性ポリエステル系エラストマー製ブーツ（樹脂ブーツ）を開発し、ブーツ寿命は飛躍的に伸びた。今では固定式CVJのほぼすべてに樹脂ブーツが採用され、しゅう動式CVJにも適用が広がっている。

### 3.5 CVJの高機能化（2010年～）

高機能化を図ったCVJについて説明する。

#### (1) 固定式CVJ「VUJ」

グローバルでのSUV人気の高まりから、最大作動角が大きいUJの要求が高まった。そこで、UJを軽量・コンパクト化、かつ、ロバストネスを向上したVUJを開発し、2012年から量産している。

#### (2) 次世代高効率固定式CVJ「CFJ」<sup>1)</sup>

環境対策や経済性を求めて自動車の低燃費化が進んでいるが、その貢献策としてCVJの軽量化の他に、CVJの伝達効率向上に取り組んでいる。

BJに対してトルク損失を20%低減したEBJを量産し、さらに、そのEBJに対しトルク損失を60%低減したCFJを開発した。

CFJは、外輪と内輪のボール溝を軸方向に互い違いに傾斜した構造（クロスグループ）とし、内部摩擦を少なくしてトルク損失を低減した（図11参照）。

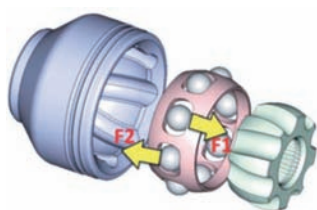


図11 CFJの構造  
Structure of CFJ

#### (3) リア用軽量ドライブシャフト「Rシリーズ」

後輪の駆動軸に用いるCVJは、前輪用を流用しているが、FR車や4WD車の後輪専用設計として、軽量・コンパクトを追求したREBJとREDJを開発した。前輪用CVJで世界最高水準の軽量・コンパクトを誇るEBJ、EDJに対し、中間軸への中空シャフト使用も含めて駆動軸全体で30%の軽量化に成功した（図12参照）。



図12 リア用軽量ドライブシャフトの構造  
(REBJ+中空シャフト+REDJ)  
Structure of light weight driveshaft for rear  
(REBJ + hollow shaft + REDJ)

### 3.6 駆動軸の高機能化

#### (1) ダイナミックダンパー（DD）付き中間軸

駆動軸の中間軸の曲げ固有振動数とエンジン振動によって共振することがある。その共振周波数をずらす手段として、中間軸にDDを装着する。

自動車の静粛性向上により、駆動軸への制振要求が多彩になった。1990年代までは、1つの共振周波数を解消する1マス仕様のDDであったが、1990年代後半からは2つの共振周波数を解消する2マス仕様のDDを適用した。更に、2000年代中盤には、2つの共振周波数を1つのマスで解消できるデュアルモードのDDが適用されている。

#### (2) 一体型中空シャフト

駆動軸には高剛性が求められるが、剛性アップのために中間軸を太くすると重量が増える欠点がある。そこで、中間軸を中空状にして軽量化を図る。

従来はパイプ材の両端にCVJと嵌合する軸部を溶接した中間軸を適用していたが、スウェーピング加工による一体型中空シャフトを2003年から量産している。

#### (3) 左右等長仕様の駆動軸

FF車は、トランスミッションの配置から駆動軸の全長が左右で異なる。中間軸の太さを変えて左右の剛性バランスを合わせても限界があり、特に高出力車ではトルクステアが発生する場合がある。

そこで、デフ側の外輪ステム長を左右で異なる長さ（長軸と短軸）にし、駆動軸の中間軸を左右等長にすることで左右の常用角を合わせる仕様が採用されてい



る。長軸外輪は、軸受やブラケット等を介してデフに接続される。

長軸外輪は、カップ部とステム部を一体で製造するものや、カップ部とステム部を別々に製造して接合するものがある。カップ部は共通仕様とし、ステム部は車両仕様毎に設計したものを電子ビーム溶接（EBW）で接合したEBW外輪を開発し、2016年から量産している（図13参照）。

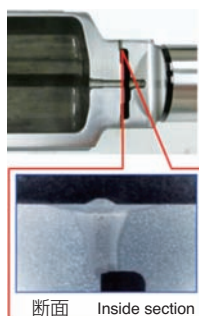


図13 電子ビーム溶接（EBW）による接合部  
Combined by electron beam welding

#### 4. 今後の展望

自動車の動力はHEVやEVが台頭して来たが、ディーゼルエンジンやガソリンエンジンも日進月歩で技術革新している。一方、車両設計は軽自動車から大型乗用車、SUVなど、多岐に渡る上にそれぞれに応じた動力性能や乗り心地が高いレベルで要求される。

動力や車両設計が多岐に渡っても、ドライブトレイン構造は現在のものがベースになって進化する。その中で駆動軸は不可欠であると共に、担う役割は更に増す。

駆動軸に求められる性能は、動力や車両設計の違いにより変化するが、その要素は、「軽量」「高角化」「高剛性」「静粛性」「高効率」「高速化」にあり、NTNはニーズを的確に捉えて先取りし、駆動軸の開発にスピードを緩めることなく取り組んで進化を続ける。

#### 5. まとめ

50年前は画期的な駆動方式であったFF車が、現在は世界中を走っている。100年前には想像できなかったと思われるFF車の発展に、NTNのCVJが貢献できたことを誇りに思う。

NTN創業100周年を機にCVJの歴史を振り返った。この先の100年後を想像し、その想像も上回る進化をしたCVJを世界中に届けていきたい。NTNは、今後もCVJの歴史を刻みながら成長を続ける。

#### 参考文献

- 池田武：自動車用等速ジョイントの変遷と最近の技術  
NTN TECHNICAL REVIEW No.70（2002）  
8～17
- 1) 藤尾輝明：次世代高効率固定式等速ジョイント「CFJ」  
NTN TECHNICAL REVIEW No.81（2013）  
64～67

執筆者近影



高部 真一  
自動車事業本部  
ドライブシャフト技術部

# アクスル用軸受の歴史

## History of Axle Unit Bearings for Automobile

仲 大 介\* Daisuke NAKA



アクスル用軸受は周辺部品とのユニット化が進む一方で、市場のニーズに応えるべく、軽量・コンパクト化、信頼性の向上及び高剛性・低フリクション化に取り組んできた。創業100周年記念としてアクスル用軸受の歴史、及び最近のNTN技術について紹介する。

Axle unit bearing has been innovated by integrating the surrounding components. This article introduces the transition of bearing type and the latest NTN's technology.

### 1. はじめに

一般の転がり軸受は、ISOやJISなどの規格に沿って標準化されているが、自動車の車輪支持用転がり軸受（以後、アクスル用軸受と呼ぶ）については、過去から現在にわたり、その形式・材料や設計仕様について大きな変遷があった。

また、近年は自動車産業全体を取り巻く環境問題への対応として、自動車構成部品の小型・軽量、低燃費が強く求められている<sup>1)</sup>。

この市場要求に応える技術開発の一方で、NTNのアクスル用軸受の生産・技術拠点は、現在グローバルに展開するに至っており（図1）、その歴史を市場ニーズを交えて振り返ってみる。

### 2. 市場ニーズ

アクスル用軸受は、自動車メーカーのニーズ（取り付け方法、許容スペースと軸受サイズ、軸受負荷容量、フリクション、耐泥水性、剛性、強度など）により様々な設計仕様が求められるが、過去から現在までのアクスル用軸受に対する要求は、次のとおり分類される。

- a) 軸受の組立性
- b) 軸受すきま調整作業の簡略化または省略化
- c) 小型軽量でかつ大きな軸受負荷容量
- d) メンテナンスフリー

特にシール付き軸受としてグリース交換作業や外部シールの省略化

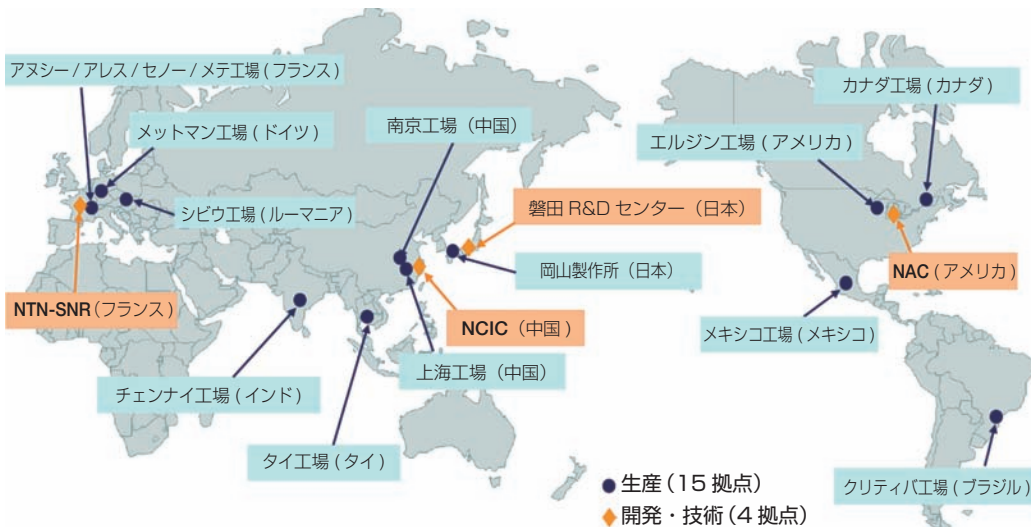


図1 アクスル用軸受 生産・技術拠点  
Axle unit bearing global production and R&D location

\*自動車事業本部 自動車ユニット技術部

- e) 部品点数の削減
- f) 軸受単体と周辺部品の単価に作業工賃を含めたトータルコストの低減

以上の要求に対し、NTNは約40年にわたり順次GEN1、GEN2、GEN3を量産化開発し、市場に投入してきた<sup>2)</sup>。

### 3. アクスル用軸受の変遷

#### 3.1 標準軸受から、GEN1まで

1970年代までは、アクスル用軸受もISO規格に適合する標準軸受（深溝玉軸受または円すいころ軸受）を2個配列し、スペーシングの選択及びナット締付力の管理等で軸受の組立後すきまを調整する方式が主流であった。

しかし、標準軸受の活用では軽量化や小型化に限界があることから、車両への組立性が良く、小型軽量化要求に応えられるユニット化（すきま調整不要）したシール付き密封形式の市場ニーズが高まってきた。1970年代後半にGEN1と呼ばれるシール付き複列アンギュラ玉軸受（アンギュラユニット）とシール付き複列円すいころ軸受（テーパユニット）が実用化され、21世紀になった現在も乗用車用のアクスル用軸受として広範囲に採用され続けている。NTNも日本国内および海外工場で量産中である。

#### 3.2 GEN2から、GEN3への進化

1980年代に入り、自動車構成部品の更なる軽量化やサイズダウンの要求が高まり、それまでアクスル用軸受の周辺部品であった軸（ハブ）やハウジング（ナックル）とユニット化することで、部品点数の削減と軽量化をさらに進めた結果、GEN2へ進化した（NTNでは、アクスル用軸受のうち、ユニット化したGEN2以降をハブベアリングと呼ぶ）。NTNは1979年よりGEN2の量産化開発に着手し、日本国内では最も早く1983年より量産を開始した。GEN2の量産化開発では、ハブフランジと外輪軌道面をユニット化する必要があるが、炭素鋼に高周波熱処理を施すことで、軸受部に要求される転がり疲労寿命とハブフランジ部に要求される回転曲げ疲労強度および路面からの大荷重負荷を想定した破壊強度の確保を図った。GEN2の量産採用は1980年代から2000年代にかけて増大し、その長所が市場に十分に認識されている。

その後、内輪の相手部品との一体化により、ハブベアリングの車両組立ラインでの組立性を向上させたGEN3へと進化を遂げた<sup>1)</sup>。

NTNでは1980年代半ばに日本国内で初のGEN3の量産を開始した。それ以降、GEN3が本格的に採用されるのは1990年代後半であり、その後は全世界的に一気にその波が押し寄せた形となり、現在に至っている。

表1 NTN世代別アクスル用軸受の特長  
Characteristics of NTN axle unit bearings

世代	コンベンショナル	GEN1	GEN2	GEN3	
量産開始時期	～1970年代	1970年代後半～	1983年～	1980年代半ば～	
構造	駆動輪				
	従動輪				
特徴	・2個の単列軸受を使用	・2個の単列軸受を一体化	・相手部品との取り付け用フランジを外輪と一体化	・相手部品との取り付け用フランジを外輪、内輪と一体化 ・相手部品への軸受圧入が不要	
車両への組立性	☆	☆☆	☆☆☆	☆☆☆☆	
コンパクト度	☆	☆☆	☆☆☆	☆☆☆☆	
剛性	☆	☆☆	☆☆☆	☆☆☆☆	
予圧管理	☆	☆☆	☆☆☆	☆☆☆☆	
回転トルク	☆	☆☆	☆☆☆	☆☆☆☆	

優劣の順位 ☆☆☆☆>☆☆☆>☆☆>☆

その間、GEN3は車両組立ラインでの予圧管理を容易にし、組立性を向上させた軸端加締め仕様や、アンチロックブレーキシステムに使用される車輪速センサを内蔵することで、小石等による損傷や泥塩水による発錆を防止でき、信頼性が向上した仕様など進化を遂げている。

NTNは長年にわたり蓄積した軸受の固有技術を基盤として、アクスル用軸受に対する市場要求に応え続けている。

前頁の表1に、ユニット化以前の標準軸受2個使用の時代を含めた、NTNの世代別アクスル用軸受の変遷と特徴を示す。

### 3.3 軌道輪材料・グリース・シールの進化

#### (1) 軌道輪材料

NTNではGEN1までのアクスル用軸受の内外輪軌道輪材料には、一般軸受用として使用されている高炭素クロム軸受鋼を使用している。GEN 2・GEN 3の外輪・ハブ輪には前述の通り、軌道面に高周波熱処理を施し、転がり疲労寿命を確保し、鍛造性に優れた炭素鋼を使用している。GEN 2・GEN 3の内輪は、GEN1同様に高炭素クロム軸受鋼を使用している。

アクスル用軸受では取扱いが容易で、密封装置の設計も簡素化できる最も経済的な潤滑剤として、グリース潤滑を使用している。アクスル用軸受の内部グリー

スには次の機能が求められる。

- ①摩擦及び摩耗の軽減
- ②軸受寿命の延長
- ③錆の防止
- ④異物の侵入防止
- ⑤フレットング摩耗の防止

#### (2) グリース

NTNのアクスル用軸受に使用しているグリースの特長を表2に示す。NTNでは当初から、高度精製鉱油を基油とし、ウレア系有機化合物を増ちょう剤としたグリースを使用してきた。その後、耐錆性を向上させたグリースを標準仕様とした。また、寒冷地の長距離貨車輸送によるフレットング摩耗防止を目的に、添加剤の配合を工夫し、耐低温フレットング性を向上させたグリースを量産した。また、近年の全世界的な燃料のコスト上昇、及び地球温暖化などの環境問題により、日米欧などで2021年に向けて行われる予定の厳しい燃費規制を背景として、アクスル用軸受の低トルク化が求められている。上記を背景にNTNでは新たに基油・動粘度・ちょう度等を見直した低トルクグリースを開発し、量産展開している。

#### (3) シール





アクスル用軸受のシールは使用環境から、泥水の浸入防止と気密性・低トルクが要求される。NTNのアクスル用軸受に使用しているシールの形状と特長を表3

表2 NTNアクスル用グリースの特長  
Characteristics of NTN axle unit greases

		従来グリース	標準グリース	耐フレットング性向上グリース	低トルクグリース
性能	耐錆性	☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆
	耐フレットング性	☆☆	☆☆	☆☆☆	☆☆☆
	トルク	☆☆	☆☆	☆☆	☆☆☆

優劣の順位 ☆☆☆>☆☆>☆

表3 NTNアクスル用シールの形状と特長  
Characteristics of NTN axle unit seals

形 式	2リップシール	ハイバックシール		
		1サイドリップシール	2サイドリップシール	磁気エンコーダ付2サイドリップシール
断面形状				
性能	耐泥水性	☆	☆☆	☆☆☆
	耐グリース漏れ	☆☆☆		☆☆☆
	トルク	☆☆☆	☆☆	☆☆☆
	シールランド部の耐錆性	☆		☆☆☆
	気密性	☆☆☆		☆☆☆

優劣の順位 ☆☆☆>☆☆>☆

に示す。ラジアルリップのみで構成された2リップシールから、サイドリップを追加し耐泥水性を向上させると共に、ステンレス製スリングを追加し、シールランド部の耐錆性能を大幅に向上させたハイパックシールへと進化している。更に前述の低トルク化要求に対応すべく、シールリップ接触（しゅう動）面の最適化、シールリップ塗布専用グリースの開発により、低トルク化にも成功した。また、スリングの側面に磁性ゴムを加硫し磁気エンコーダを一体化することで付加価値を高めたシールも量産展開している。

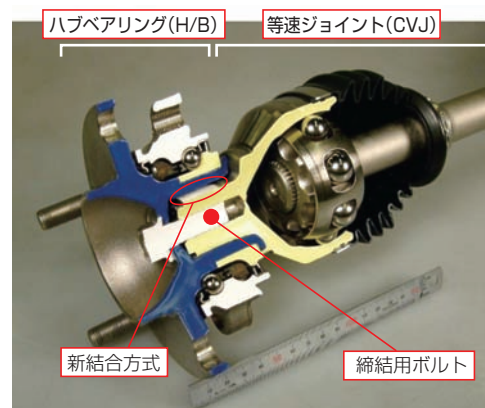


図2 PCS-H/Jの構造  
Structure of PCS-H/J

### 3.4 次世代ハブジョイント

GEN3の量産化開発後、GEN4として等速ジョイント（以下、CVJ）との統合化を図った次世代ハブベアリングを開発完了させたが、自動車メーカーでの車両組立ラインの大幅な変更を伴うことから採用には至っていない。

そのため、NTNでは、CVJとハブベアリングの新しい締結方法を開発した。自動車メーカーの組立ラインを変更することなく組み立て可能で、かつ大幅な軽量化を達成したプレスコネクトスプライン・ハブジョイント(以下、PCS-H/J)について紹介する（図2）。

従来は、CVJとハブベアリングの双方をスプラインで嵌合し、ナットで締結させる構造であり、スプライン歯はすきま嵌合でねじれ角を付けてガタをなくす

構造が一般的で、スプライン嵌合長を長く設計する必要がある（図3(a)の $L_1$ ）。新締結方式であるプレスコネクト方式ではハブベアリング内径にCVJステムスプラインより歯幅の狭いスプラインを予め成形することで、スプライン歯は、すきまがない嵌合状態でボルト締結により組み立てることが可能であり、スプライン全域でトルクを受けることができるため、嵌合長を大幅に短くすることができる（図3(b)の $L_2$ ）。

プレスコネクト方式を採用したPCS-H/Jにより、CVJステム長さを約65%短縮、ハブ輪内径部の肉抜きおよびナットのボルト化等により、最大で12%の質量低減とスプライン嵌合ガタ“ゼロ”が実現できた<sup>3)</sup>。

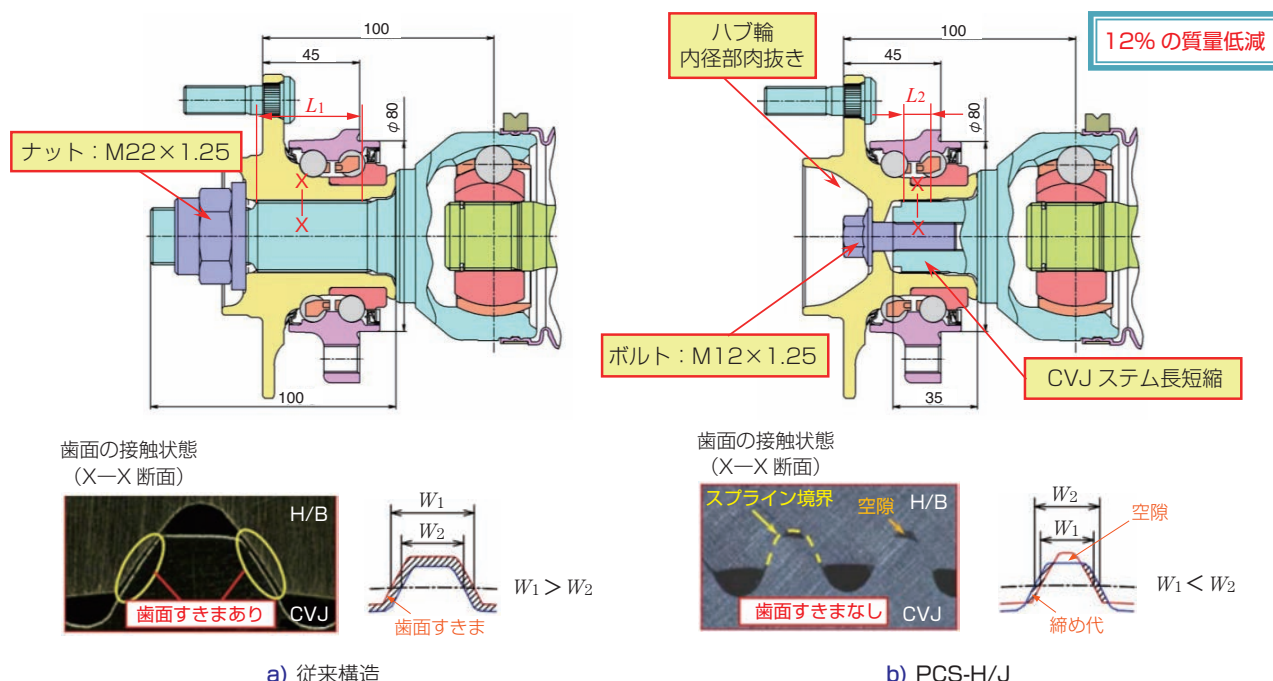


図3 PCS-H/Jの適用例及びスプライン歯の接触状態  
Example of The Application and Spline Cross Section of PCS-H/J

## 4. まとめ

約40年にわたり、アクスル用軸受を進化させ、2008年に**NTN-SNR**との統合による市場拡大を経て、現在その市場シェアはトップとなった。

本稿は、**NTN**100周年を機にアクスル用軸受の歴史を振り返ったが、これまでの発展はアクスル用軸受のユニット化開発に取り組んできた先人たちの苦勞の賜物であり、大変誇りに思うとともに、今後もこの開発精神を絶やさず、さらに100年後を想像し、より高機能で快適な車両の実現に向け、引き続き開発業務に邁進していきたい。

### 参考文献

- 1) 船橋 英治, NTN TECHNICAL REVIEW No.70, 52-57, (2002).
- 2) 加藤正雄, 森下比呂志, 日比建治, 乙竹邦茂  
NTNベアリングエンジニア, NTN TECHNICAL REVIEW No.52, 40-53, (1986).
- 3) 乗松 孝幸, 永田 勉, NTN TECHNICAL REVIEW No.81, 58-63, (2013)

### 執筆者近影



仲 大介

自動車事業本部  
自動車ユニット技術部

## 自動車用アルテージ円すいころ軸受 ULTAGE<sup>※1</sup> Tapered Roller Bearing for Automotive Application



藤掛 泰人\* Yasuhito FUJIKAKE  
石川 貴則\* Takanori ISHIKAWA  
宮入 進\* Susumu MIYAIRI

NTNは軸受内部設計の最適化により、世界最高水準の高負荷容量と高速回転性能を実現した「自動車用ULTAGE<sup>※1</sup>(アルテージ)円すいころ軸受」を開発した。本稿では、省燃費化に貢献する本開発品の構造及び性能について紹介する。

NTN has developed the “ULTAGE Tapered Roller Bearing for Automotive Application” that delivers the world's highest standard of high-load capacity and high-speed rotational performance with optimal internal design of bearing. Tapered roller bearings for automobiles are used in transmission components such as transmissions and differentials, and need to have a high-load capacity to operate conditions that are becoming increasingly harsh in recent years, including the greater loads due to higher power output of automobiles, as well as greater unbalanced loads caused by the lower rigidity due to lightweight housings. The tapered roller bearings also need to provide low torque required for lower fuel consumption and high-efficiency and high-speed rotational performance in low temperature. The developed “ULTAGE Tapered Roller Bearing for Automotive Application” is a new, compact series lineup that has been modified with optimal design technology for the shape of tapered rollers that maximize the rolling operating life as used for the Large Size Tapered Roller Bearing. This design maximizes the potential operating life with minimize of contact surface pressure between the rolling element (rollers) and raceway (inner and outer ring), even when there are high loads or unbalanced loads. It is introduced design and performance of “ULTAGE Tapered Roller Bearing for Automotive Application” contributing to fuel saving.

### 1. まえがき

CO<sub>2</sub>排出量増加に伴う地球温暖化や異常気象の発生等が、社会問題として取り上げられる中、低炭素社会実現への取り組み<sup>1)</sup>が急務となっている。これら社会情勢に合わせるように、各国において自動車の燃費基準・CO<sub>2</sub>排出規制が年々厳しくなっており<sup>2)</sup>、省燃費化のためトランスミッションやディファレンシャル等のユニットも小形・軽量化傾向にあり、これに伴い小形軸受のニーズが高まっている。この結果、軸受への荷重の増加や、軽量化されたハウジングの剛性低下に伴う偏荷重の増加など、過酷さを増す使用条件においても長寿命となる軸受が求められる。

この対応としてNTNでは、ころ軸受の転がり接触部における接触面圧を最小化し、かつ、接触領域端部

の過大な圧力（エッジロード）の発生を抑制する特殊なクラウニング形状（ころ径をマイクロメートル単位で端部に向かって小さくする形状）を転動体（ころ）に適用することで、ロバスト性の高い転動疲労寿命を最大化するクラウニング最適化技術を開発した<sup>3)</sup>。

この設計技術を適用した『産業機械用大形アルテージ円すいころ軸受』を2014年に発表<sup>4)</sup>し、軸受外径φ280mm以上を対象に標準シリーズ化し量産販売を開始している。

今般、転動疲労寿命を最大化する最適設計技術を、新たに自動車用小形円すいころ軸受（軸受外径φ150mm以下）に改良適用した『自動車用アルテージ円すいころ軸受』を開発した。本稿では本軸受の構造と特長について紹介する。

※1 ULTAGE<sup>®</sup>（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です。

## 2. 構造

自動車用アルテージ円すいころ軸受の概略構造を図1に示す。

図1に示す通り、ころに特殊クラウニング形状を適用し接触面圧の最小化を図ると共に、ころと内輪及び保持器とのすべり接触部も形状を最適化することで軸受運転中の昇温を抑え、許容回転速度の向上を可能とした。材料は、清浄度が向上し、熱処理しやすくグローバル調達可能な軸受鋼を採用した。前述の内部設計最適化と軸受鋼に標準焼入れを適用した仕様を「標準タイプ」とする。硬質異物混入など過酷な潤滑条件で使用する場合にはNTN独自のFA熱処理<sup>5)</sup>を組み合わせた「高機能タイプ」も開発した。

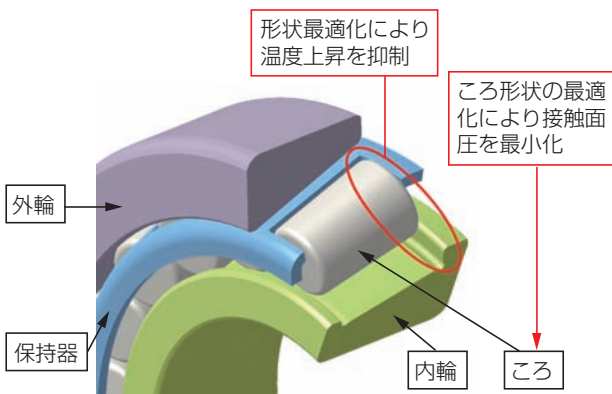


図1 自動車用アルテージ円すいころ軸受の構造  
Structure of ULTAGE tapered roller bearing for automotive application

## 3. 特長

従来円すいころ軸受<sup>6)</sup>との比較による自動車用アルテージ円すいころ軸受の特長を以下に示す。

- (1) 世界最高水準の高負荷容量  
：基本動定格荷重 1.3倍
- (2) 長寿命（基本定格寿命比）  
：標準タイプ 2.5倍以上  
：高機能タイプ 3.8倍以上
- (3) 世界最高水準の高速回転性能  
：許容回転速度 約10%向上
- (4) 許容傾き角（ミスアライメント量）  
：許容傾き角 最大で4倍

軌道面軸方向断面での接触面圧分布の計算例を図2に示す。自動車用アルテージ円すいころ軸受では、特

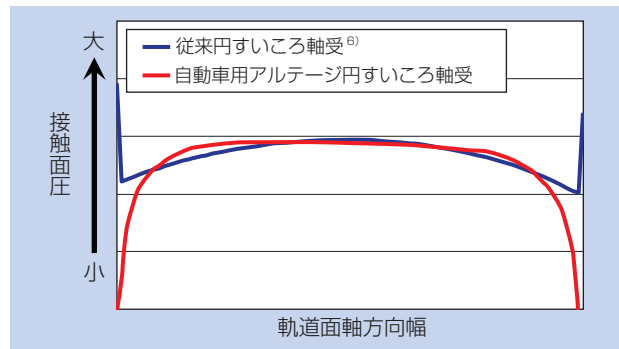


図2 軌道面に生じる面圧分布  
Contact stress distribution on raceway

殊クラウニングの適用により、接触領域端部の過大な圧力（エッジロード）を抑えつつ、接触面圧分布全体が最小化されることから、軸受寿命の向上につながる。

### 3.1 特殊クラウニングによる長寿命化のメカニズム

最適化クラウニングの検討に際しては、『内部せん断応力が大きくなるにつれ内部起点はく離が生じる確率が高まる』という転動疲労寿命計算式の基本概念に基づき、内部最大せん断応力の最小化を図った。従来は加工上の制約のため、クラウニング形状を内輪・外輪・ころの転動面それぞれに分配していた。この場合、軸受運転中のころの挙動によるクラウニング設定位置のズレにより、同せん断応力及び接触面圧分布が崩れると転動疲労寿命の低下につながる。これに対し、ころにのみ最適な特殊クラウニング形状を付与することで、ころの挙動によらず同せん断応力及び接触面圧が最小となり、軸受が潜在的に持つ転動疲労寿命を最大化することができる。

### 3.2 特殊クラウニング形状の検討方法

特殊クラウニング形状については、3つの設計パラメータを導入し新たに提唱した対数関数式<sup>3)</sup>に、実機使用条件から算出した「軸傾き（ミスアライメント）」と「負荷荷重」を与え、最適化アルゴリズムにより接触面圧を最小化する新たな設計手法を取り入れた。これにより、従来、複雑であった特殊クラウニング形状を短時間かつ容易に自動で求めることが可能となる。図3に最大面圧の最小化を目的関数として実行した特殊クラウニング形状の最適化例を示す。設計パラメータを種々の組み合わせで実行し最適解探索の結果、図3の通り、最大面圧が最小化する最適点が求まると共に、この最適結果から、面圧の影響を最小限に抑える範囲を考慮した公差設定も同時に行うことができる。



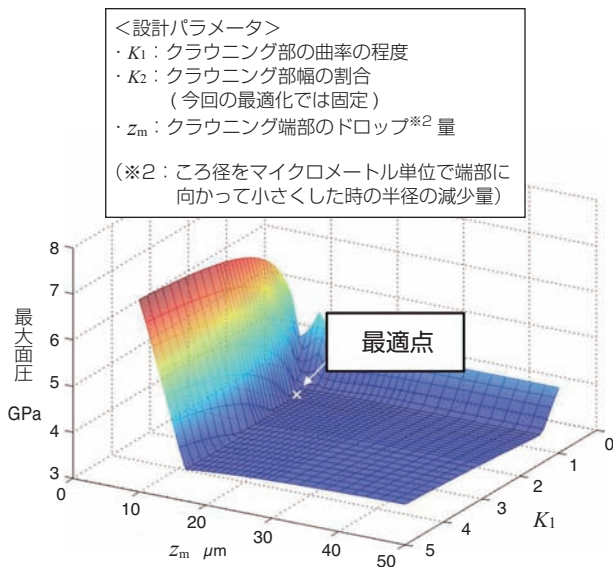


図3 特殊クラウニング形状の最適化例  
Optimize by case-study of special crowning shape

## 4. 軸受性能

### 4.1 高ミスアライメント条件での清浄油潤滑寿命試験

自動車用アルテージ円すいころ軸受の寿命水準を確認するため、自動車の使用環境で想定される最大水準の高ミスアライメント（0.002rad）条件での清浄油寿命試験を行った。

<試験条件>

- 軸受材料熱処理：SUJ2標準熱処理
- 荷重：基本動定格荷重の26%
- ミスアライメント：0.002rad
- 回転速度：4,000 min<sup>-1</sup>
- 潤滑：ISO VG100 ギヤ油 相当
- JIS計算寿命：73h (a<sub>2</sub>係数(軸受特性係数)未考慮)

試験結果を図4に示す。従来の円すいころ軸受では、エッジロードが発生する試験条件のため、エッジ部起点の表面損傷が先行し10%寿命（L<sub>10h</sub>）は29.4hとなりJIS計算寿命を満足しない結果となった。一方、自動車用アルテージ円すいころ軸受[標準タイプ]では、面圧分布の最適化を図ると共にエッジロードを解消した特殊クラウニングを適用したことにより、L<sub>10h</sub>は469hで、これは従来円すいころ軸受比で約16倍、JIS計算寿命比で6.5倍の長寿命となる。

ミスアライメントが増加しても長寿命化効果が得られるアルテージ仕様の軸受について、例えば「Harrisの式」<sup>7)</sup>では高ミスアライメント（0.002rad以上）

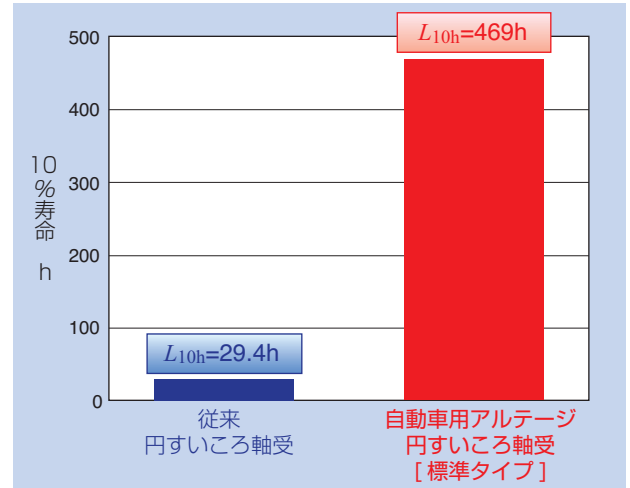


図4 高ミスアライメント条件における清浄油寿命試験  
Clean oil life time test under high misalignment condition

下のころの転動疲労寿命は許容面圧基準を超えることなく従来の円すいころ軸受比で寿命2.5倍以上を示す。自動車用アルテージ円すいころ軸受では、この理論寿命比を基本定格寿命比として採用し、これを基本動定格荷重の増加分に換算すると1.3倍となる。

### 4.2 異物混入潤滑条件での寿命試験

硬質異物が混入した潤滑条件下で、NTN従来長寿命仕様ECO-Top円すいころ軸受（浸炭鋼に浸炭窒化処理を施した長寿命仕様）と自動車用アルテージ円すいころ軸受の高機能タイプの寿命試験を行った。

<試験条件>

- 軸受材料熱処理
  - ①アルテージ：軸受鋼のFA熱処理
  - ②ECO-Top：浸炭鋼の浸炭窒化処理
- 荷重：基本動定格荷重の40%
- ミスアライメント：なし
- 回転速度：3,000 min<sup>-1</sup>
- 潤滑：ISO VG56 タービン油
- 異物条件：硬質ガスアトマイズ粉0.2g/L  
NTNスペック異物
- 計算寿命：113.8h (a<sub>2</sub>係数未考慮)

試験結果を図5に示す。従来長寿命仕様のECO-Top円すいころ軸受の10%寿命（L<sub>10h</sub>）がL<sub>10h</sub>=19.5hに対し、自動車用アルテージ円すいころ軸受[高機能タイプ]では、FA熱処理の窒化処理と結晶粒微細化による転動疲労強度の向上によりL<sub>10h</sub>=32.8hとなり、約1.7倍の長寿命を示した。

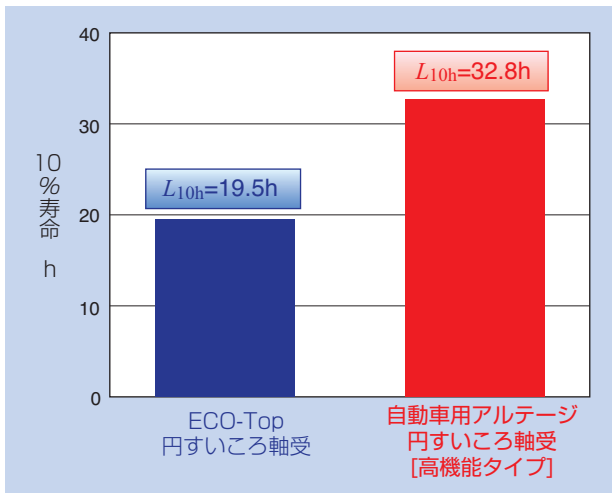


図5 異物混入潤滑条件における寿命試験  
Life time test under contaminated lubrication condition

ここで、自動車用アルテージ円すいころ軸受高性能タイプの $a_2$ 係数を検討する。ECO-Top円すいころ軸受の寿命試験結果を基準とし、まずは当該試験の異物係数を想定する。

$$\begin{aligned} &> 19.5 (\text{試験結果} L_{10h}) / [113.8 (\text{計算寿命}) \\ &\quad \times 2.8 (a_2 \text{係数})] = 0.0612 \end{aligned}$$

算出した異物係数0.0612を使い、自動車用アルテージ円すいころ軸受高性能タイプの $a_2$ 係数を算出する。

$$\begin{aligned} &> 32.8 (\text{試験結果} L_{10h}) / [113.8 (\text{計算寿命}) \\ &\quad \times 2.5 (\text{アルテージ寿命比}) \times 0.0612 (\text{異物係数})] \\ &\quad \approx 1.9 \end{aligned}$$

以上の結果より、自動車用アルテージ円すいころ軸受高性能タイプの $a_2$ 係数は安全側となる $a_2 = 1.5$ を採用する。

#### 4.3 許容回転速度の確認試験

許容回転速度における昇温試験を行った。

図6に昇温試験結果、表1に試験結果のまとめを示す。従来の円すいころ軸受は許容回転速度である10,100min<sup>-1</sup>において、温度安定領域での軸受平均温度が95.2℃であったが、自動車用アルテージ円すいころ軸受では、許容回転速度の1.1倍に当たる11,110min<sup>-1</sup>にて、温度安定領域での軸受平均温度が94.3℃となり、従来円すいころ軸受よりも低昇温を示した。よって、自動車用アルテージ円すいころ軸受は、従来品比で許容回転速度の10%向上が可能である。

<試験条件>

- 荷重：基本動定格荷重の9%
- 潤滑：ISO VG32 タービン油

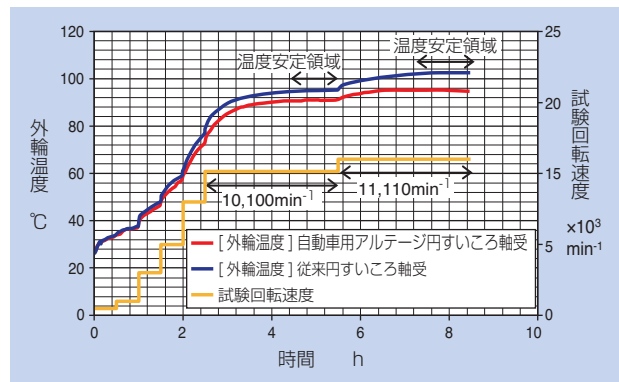


図6 昇温試験  
Temperature rise test

表1 試験結果

Test results in stable region temperature summary

	回転速度 (min <sup>-1</sup> )	
	10,100	11,110
自動車用アルテージ円すいころ軸受	91℃	94.3℃
従来円すいころ軸受	95.2℃	102℃

## 5. 小形・軽量化設計

自動車用アルテージ円すいころ軸受は、接触面圧最小化により長寿命化が得られることから、同一寿命下では軸受の小形・軽量化設計が可能である。本項では小形・軽量化設計検討例を示す。

円すいころ軸受カタログ標準品32008Xに対しアルテージ仕様を適用した場合の小形・軽量化例を示す。

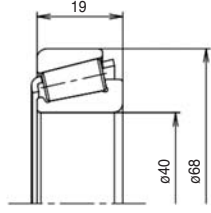
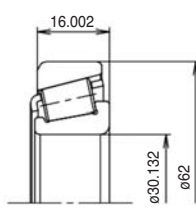
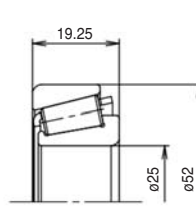
<検討条件>

- 荷重条件：
  - 運転条件中の最大荷重（自動車トランスミッション1速フルトルク相当）
- 寿命判定：
  - 動定格荷重を用いJIS計算寿命で算出
- 面圧判定：NTN判定基準を満足
- 小形・軽量化型番選定：
  - 標準カタログシリーズの中から最もコンパクトとなる型番を選定

表2に検討結果を示す。自動車用アルテージ円すいころ軸受 [標準タイプ] では質量が17%低減、アル

表2 小形・軽量化の検討例

Study example of downsizing and lightweight of applying the ULTAGE tapered roller bearing for automotive application

仕様	従来円すいころ軸受	自動車用アルテージ円すいころ軸受 [標準タイプ]	自動車用アルテージ円すいころ軸受 [高機能タイプ]
型番	32008X	17119/17244	32205R
軸受サイズ	$\phi 40 \times \phi 68 \times 19$	$\phi 30.162 \times \phi 62 \times 16.002$	$\phi 25 \times \phi 52 \times 19.25$
軸受質量 (従来標準比)	0.273kg	0.226kg (17%減)	0.181kg (34%減)
基本動定格荷重 $C_r$ (N)	従来: 50,000N	51,500N (従来: 39,000N)	50,000N (従来: 38,000N)
接触面圧判定結果 (1 <sup>st</sup> フルトルク相当荷重)	基準を満足 [ただしエッジロード発生]	基準を満足 [エッジロード発生なし]	基準を満足 [エッジロード発生なし]
従来標準との寿命比	1	1.10	1.90
軸受断面比例尺図			

テージ仕様高機能タイプでは質量の34%低減が可能である。

また、上記とサイズが異なる型番においても、軽量化は概ね以下の水準となった。

- 自動車用アルテージ[標準タイプ]: 15%~30%
- 自動車用アルテージ[高機能タイプ]: 30%~45%

## 6. おわりに

環境負荷低減や自動車の省燃費化に寄与する『自動車用アルテージ円すいころ軸受』は、今後のスタンダードとして世界の車両に搭載され、低炭素社会に貢献する新商品と確信している。

なお、今回の開発では、新設計技術に対応できる新加工技術開発も同時並行で行い、「もの造り」での新技術も確立した。

NTNでは、継続して自動車用円すいころ軸受の技術革新を進め、新商品の開発を通じ、今後も国際社会に貢献していく。

## 参考文献

- 1) 環境省HP, 低炭素社会づくりのためのエネルギーの低炭素化に向けた提言,  
<http://www.env.go.jp/earth/ondanka/rmsuggestion.html>
- 2) 環境省HP, 諸外国における車体課税のグリーン化の動向,  
[http://www.env.go.jp/policy/tax/misc\\_jokyo.html](http://www.env.go.jp/policy/tax/misc_jokyo.html)
- 3) 藤原 宏樹, 川瀬 達夫, ころ軸受の対数クラウニングとその最適化手法, NTN TECHNICAL REVIEW, No.75 (2007), 140-148.
- 4) NTN, 大形円すいころ軸受 アルテージ メトリック シリーズ, カタログ, CAT.No.3035/J.
- 5) 大木 力, 前田 喜久男, 中島 碩一, 結晶粒の微細化による軸受鋼の長寿命化, NTN TECHNICAL REVIEW, No.71 (2003), 2-7.
- 6) NTN, 転がり軸受総合カタログ, CAT.No.2202-VII/J.
- 7) Harris, T. A., Rolling Bearing Analysis, Forth Edition, (2000), pp.728-729, John Wiley & Sons.

執筆者近影



藤掛 泰人  
自動車事業本部  
自動車軸受技術部

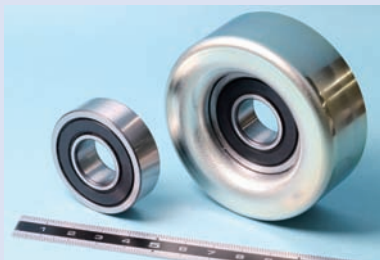


石川 貴則  
自動車事業本部  
自動車軸受技術部



宮入 進  
自動車事業本部  
自動車軸受技術部

## 高速回転対応プーリ用軸受 High Speed Rotation Ball Bearing for Pulley



川口 隼人\* Hayato KAWAGUCHI  
深間 翔平\* Shouhei FUKAMA  
井上 正晴\*\* Masaharu INOUE

エンジンのダウンサイジングなどに伴い補機ベルトのレイアウト制限が厳しくなり、プーリ径の小型化が求められている。

NTNでは、この小型化要求に応えるため、外輪回転20,000min<sup>-1</sup>可能（6203サイズ）な高速回転対応プーリ用軸受を開発した。

本稿では、高速回転対応プーリ用軸受の特長と性能を紹介する。

Layout of auxiliary belt becomes complicated by engine downsizing, and high speed rotation performance of pulley bearings accompanying miniaturization of pulley diameter is required.

NTN has developed “High Speed Rotation Ball Bearing for Pulley” capable of handling 20,000min<sup>-1</sup> at outer ring rotation (by #6203).

This article introduces the feature and performance of the High Speed Rotation Ball Bearing for Pulley.

### 1. まえがき

近年、ダウンサイジング技術による自動車エンジンの小型化やISG搭載車の増加などによって、エンジン補機類のレイアウトが複雑化し、使用される補機ベルトおよびプーリ用軸受の設置レイアウトの制限が大きくなっている。プーリ径の小型化により設置レイアウトの自由度は高まるが、プーリ用軸受には高速回転が求められる。

また、自動車の快適性や信頼性向上を目的に、プーリ用軸受には耐冷時異音性や耐脆性はく離性と低トルク化に対する要求も高まっており、さらなる高機能化が求められている<sup>1)</sup>。

高速回転対応プーリ用軸受は、保持器、シール、内外輪、鋼球、グリースを最適化し発熱を抑えることで、1分間に20,000回転（外輪回転）まで対応可能となった。

同時に、耐冷時異音性、耐脆性はく離性、低トルクの維持と向上を実現した。

以下に本開発品を紹介する。

### 2. 特長

高速回転対応プーリ用軸受の特長を以下に示す。

高速性	: 許容回転速度20,000min <sup>-1</sup> (6203サイズの外輪回転にて)
耐冷時異音性	: -40℃で冷時異音なし
耐脆性はく離性	: 従来品と同等 (NTN試験条件にて)
回転トルク	: 10%低減 (NTN従来比)
高温耐久性	: 従来品と同等 (NTN試験条件にて)

### 3. 構造と性能

#### 3.1 高速化について

プーリ用軸受の高速回転時の問題点を図1に示す。

高速回転時、遠心力が作用するため保持器が変形し、鋼球や外輪と干渉し発熱する。また、プーリ用軸受は外輪回転で使用されるため、シールリップにも遠心力

\*自動車事業本部 自動車軸受技術部

\*\*自動車事業本部 適用技術部

保持器の変形	遠心力によって保持器が変形し、鋼球や外輪に干渉し発熱
シールリップの変形	遠心力によってシールリップが変形し、シール反力が変動→発熱またはシール性損失
グリース供給不足	遠心力によって転動面へのグリース供給不足になり、発熱または焼付き、軸受寿命低下
転がり摩擦抵抗の増加	高速回転により転がり摩擦抵抗が増加し、発熱または焼付き、軸受寿命低下

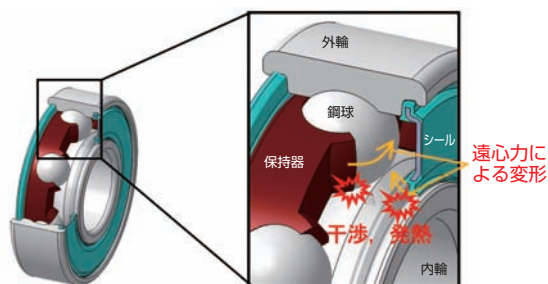


図1 高速回転時の軸受の課題  
Issues of bearing at high speed rotation

が作用し、シール反力が変動することで、発熱もしくはシール性損失となる。さらに、グリースの供給不足や転がり摩擦抵抗の増加によって、焼付き、軸受寿命低下にもつながる。

これらの問題から、従来プーリ用軸受の許容回転速度は15,000min<sup>-1</sup>程度であった。

### 3.2 開発品の設計狙い

高速回転対応プーリ用軸受（以下、開発品）の保持器とシール、内外輪、鋼球は、高速回転に耐える仕様とした。

#### 3.2.1 保持器

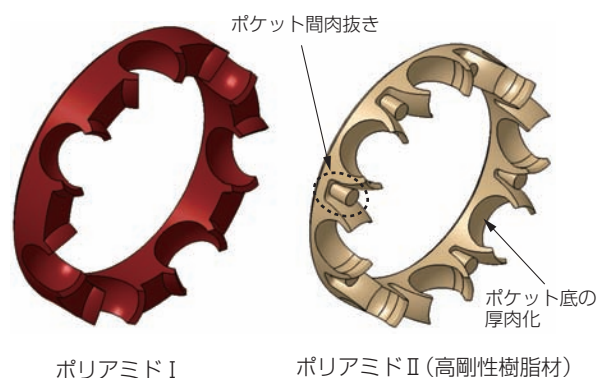
開発品の保持器形状は、EV・HEV用グリース潤滑高速深溝玉軸受で開発した樹脂保持器<sup>2)</sup>を採用した。従来樹脂保持器との比較を図2に示す。高速回転時の変形抑制のため以下3点を改良した。

- ①ポケット底の厚肉化  
→保持器剛性の向上
- ②保持器ポケット間の肉抜き  
→遠心力の軽減
- ③高強度材料の採用  
→保持器剛性の向上

保持器の遠心力解析結果を図3、図4に示す。

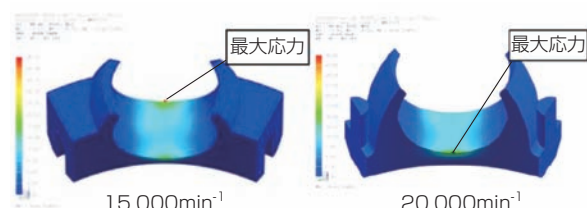
回転速度条件は、従来樹脂保持器が15,000min<sup>-1</sup>、高速回転対応樹脂保持器は20,000min<sup>-1</sup>とした。外

輪および鋼球との干渉が懸念される保持器爪先AとB（図4）において、回転速度条件がより厳しい高速回転対応樹脂保持器の遠心力変形量が従来品より約30%低減できたことを確認した。



ポリアミドⅠ      ポリアミドⅡ(高剛性樹脂材)  
(a) 従来樹脂保持器      (b) 高速回転対応樹脂保持器

図2 保持器形状（従来品との比較）  
Cage shape (Comparison of current and developed)



(a) 従来樹脂保持器      (b) 高速回転対応樹脂保持器

図3 保持器遠心力解析（従来品との比較）  
Cage centrifugal analysis  
(Comparison of current and developed)

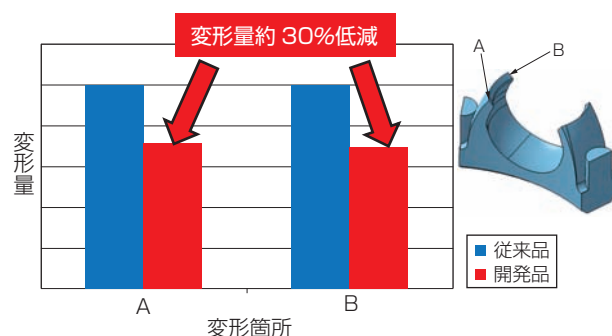


図4 遠心力変形量（従来品との比較）  
Deformation amount of current and developed

### 3.2.2 シール

NTNのプーリ用軸受標準シール概要を図5に示す。

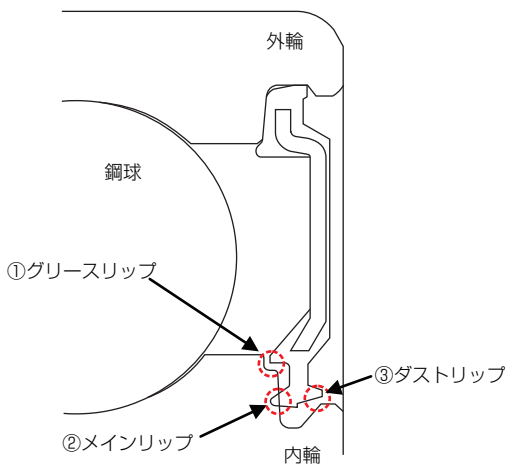


図5 NTNのプーリ用軸受標準シール  
NTN standard bearing seal for pulley

プーリ用軸受標準シールは3つのリップで構成される。

#### ①グリースリップ

→内輪シール溝とのラビリンス構造により、メインリップ近傍へのグリース流入を抑制し、グリース漏れを防止

#### ②メインリップ

→外輪回転による遠心力が発生しても締め代を有し、グリース漏れ防止、水/ダスト侵入防止、低トルクを確保

#### ③ダストリップ

→内輪シール溝とのラビリンス構造により、外部からの異物侵入を抑制  
仮に侵入した場合でも、ダストリップのテーパ形状により排出が容易

開発品のシール形状は、シールリップの重心位置とリップ腰厚を最適化し、高速回転域での反力ばらつきを小さくすることで発熱を抑制し、低トルク仕様とした。シール反力の解析結果を図6、図7に示す。

従来品は初期のシール締め代に関わらず、回転速度が上昇するとシール反力が下がる傾向にあり、20,000min<sup>-1</sup>付近の高速回転域でも、シール反力のばらつきが大きいいため、シール締め代による発熱が不安定となる。

一方、開発品はシールリップの重心位置を最適化しているため、初期のシール締め代が異なっても高速回転域では、シール反力のばらつきが小さく、発熱を抑

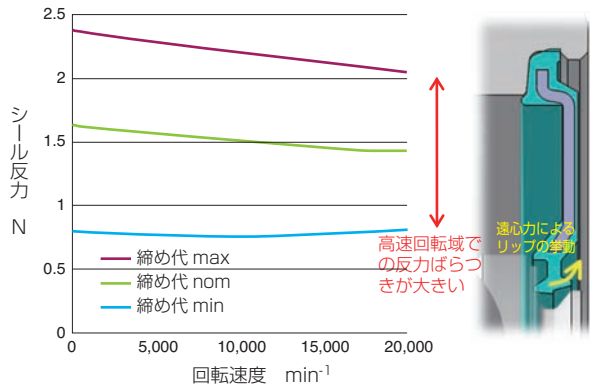


図6 シール反力解析 (従来品)  
Seal centrifugal force analysis (Current)

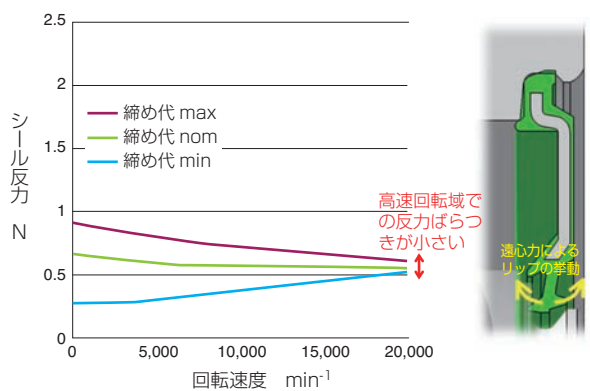


図7 シール反力解析 (開発品)  
Seal centrifugal force analysis (Developed)

制できる。

従来品と開発品のシール締め代およびトルク (計算値) を図8、図9に示す。

開発品はシール締め代を増加し、シールリップ追随性を向上させた。一方で、シールリップ腰厚を最適化することで、リップ剛性を低減し、低トルク化と発熱抑制を実現した。

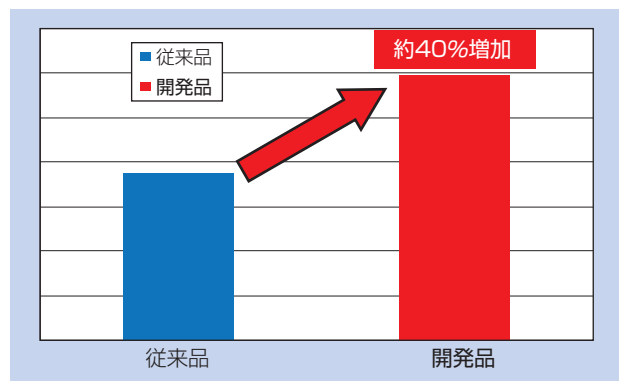


図8 シール締め代計算値 (従来品との比較)  
Seal calculation interference  
(Comparison of current and developed)

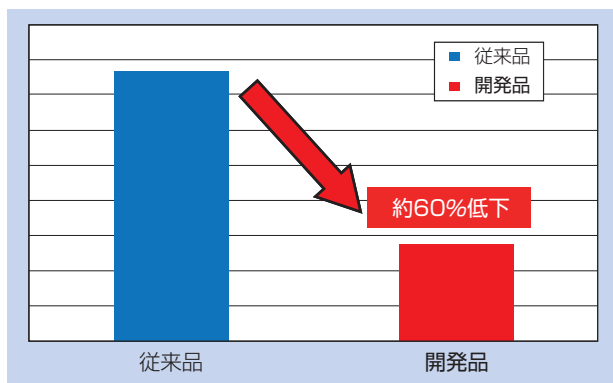


図9 シールトルク計算値 (従来品との比較)  
Seal calculation torque  
(Comparison of current and developed)

### 3.2.3 軸受内部諸元

軸受内部諸元は、従来品と比較して、負荷容量を維持しつつ、鋼球サイズの見直しによりPCDを下げ発熱を抑制できる仕様とした。

軸受内部諸元を表1に示す。

表1 内部諸元 (従来品との比較)  
Internal specification comparison of current and developed

仕様	従来軸受	開発軸受
主要寸法 mm ※内径×外径×幅	φ17×φ40×12	←
鋼球サイズと個数	9/32in-7個	17/64in-8個
基本動定格荷重 N	9,600	9,500
基本静定格荷重 N	4,600	4,700

### 3.3 その他 プリー用軸受の要求機能と対策

#### 3.3.1 耐冷時異音性

冷時異音とは低温時に発生する”ピー”という笛を吹いたような異音で、エンジン始動時の数秒間、プリー用軸受を起点に発生することが知られている。

冷時異音の推定発生メカニズムを図10に示す。

冷時異音は低温時のグリースちょう度低下が主な要因と考えられているため、開発品には、低温流動性を向上させた新規開発グリースを採用した。

従来品と開発品のグリース性状比較を表2に示す。

開発グリースは低温流動点を下げ、ちょう度を軟らかく設定した。これにより、NTN測定条件において-40℃での冷時異音合格率(冷時異音発生なし率)が、従来の70%から100%になった。

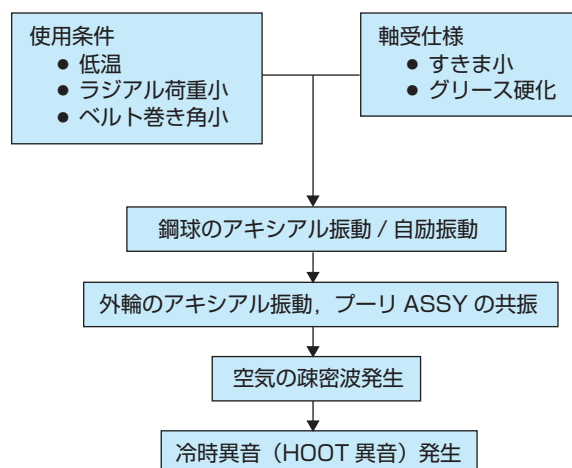


図10 冷時異音の発生メカニズム  
Generation mechanism of hoot noise

表2 グリース性状比較  
Grease characteristics comparison

項目	従来グリース①	従来グリース②	開発グリース
基油	エステル+PAO	エステル	エステル+PAO
増ちょう剤	ウレア	ウレア	ウレア
基油流動点 ℃	-42.5	-42.5	-50以下
混和ちょう度	270	280	286

#### 3.3.2 耐脆性はく離性

脆性はく離は、組織変化を伴う特異はく離で、自動車エンジンの電装補機に使用される軸受に見られ、プリー用軸受にもまれに発生する。

脆性はく離の推定発生メカニズム<sup>1)3)</sup>を図11に示す。

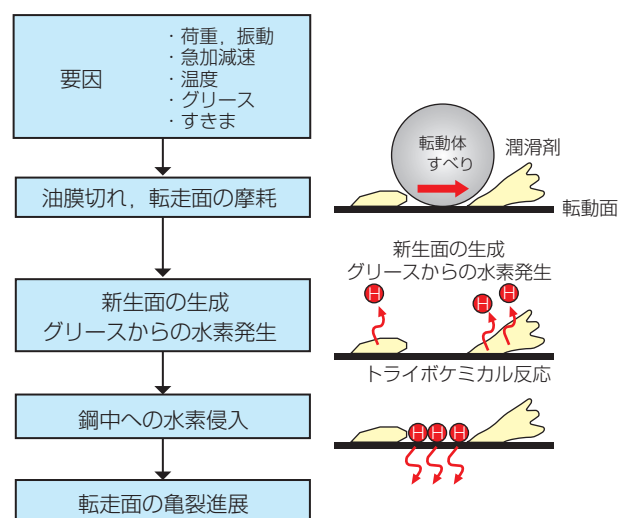


図11 脆性はく離の発生メカニズム  
Generation mechanism of brittle flaking

開発品は、グリースの添加剤および内外輪の熱処理を工夫することで、鋼球のすべりおよび水素侵入を抑制し、NTN試験条件にて従来品同等の耐脆性はく離性を確保した。

### 3.4 開発品の評価結果

#### 3.4.1 昇温試験

回転数増加に伴う温度上昇を昇温試験で確認した。試験条件を表3に、試験機外観を図12に、測定結果を図13に示す。

表3 試験条件  
Test condition

軸受サイズ	6203
ラジアル荷重 N	960
ベルト巻き角 °	180
雰囲気温度 °C	100

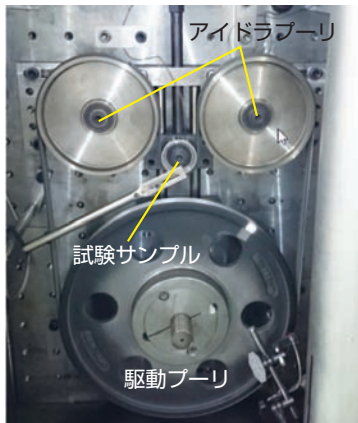


図12 昇温試験機  
Temperature rising tester

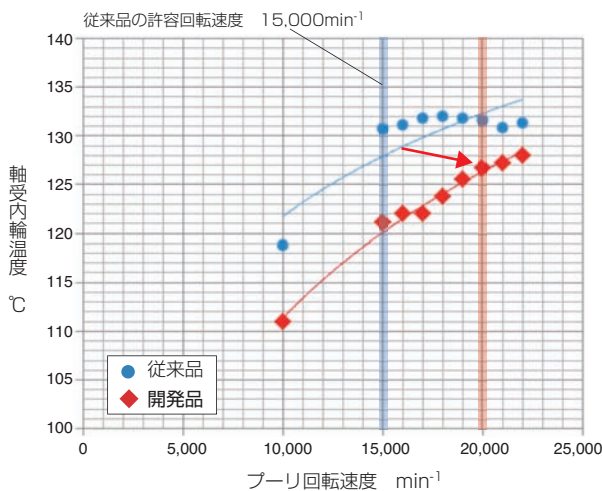


図13 昇温試験結果  
Temperature rising test result

開発品は、20,000min<sup>-1</sup>時の温度上昇が、従来品の15,000min<sup>-1</sup>時より低く、許容回転速度20,000min<sup>-1</sup>を達成した。

#### 3.4.2 高速耐久試験

回転速度20,000min<sup>-1</sup>時の耐久性を確認した。試験条件を表4に、試験後品の外観を図14に示す。

はく離、焼付き、破損及び異音発生がなく運転時間400hをクリアし、従来品と同等の耐久性を確認した。

表4 試験条件  
Test condition

軸受サイズ	6203
ラジアル荷重 N	960
ベルト巻き角 °	180
プーリ回転速度 min <sup>-1</sup>	20,000
雰囲気温度 °C	80
運転時間 h	400



図14 試験後品の外観  
Appearance of after test sample

#### 3.4.3 回転トルク

トルク低減効果を低温トルク試験で確認した。試験条件を表5に、試験結果を図15に示す。

開発品の低温トルクは、従来品よりも約15%低減できたことを確認した。

表5 試験条件  
Test condition

軸受サイズ	6203
ラジアル荷重 N	無負荷 (試験治具自重のみ)
内輪回転速度 min <sup>-1</sup>	0→12,000 (60sスイープ)
外輪温度 °C	-40



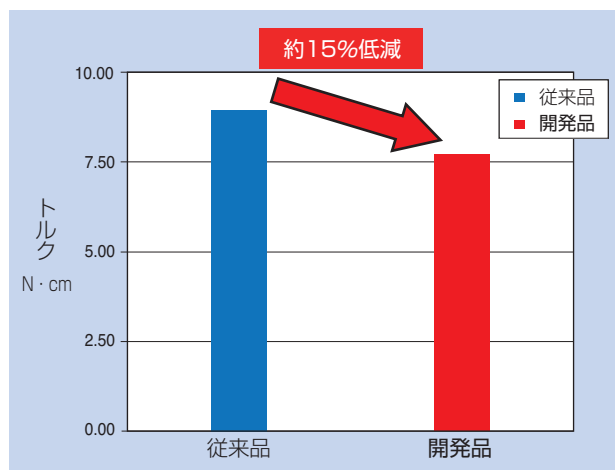


図15 低温トルク試験結果  
Torque measurement results at low temperature

#### 参考文献

- 1) 川村隆之, 三上英信 電装補機軸受用長寿命グリース『NA103A』の開発 NTN TECHNICAL REVIEW No.75 (2007).
- 2) 里田雅彦, 中尾吾朗 EV・HEV用グリース潤滑高速深溝玉軸受 NTN TECHNICAL REVIEW No.83 (2015).
- 3) 野崎誠一, 藤本広司郎, 玉田健治 電装・補機用軸受の脆性剥離と長寿命化 NTN TECHNICAL REVIEW No.61 (1992).

## 4. おわりに

本稿では高速回転対応プーリ用軸受を紹介した。本開発品は、保持器、シール、グリース、軸受内部諸元を最適設計することで、6203サイズの外輪回転数で $20,000\text{min}^{-1}$ を可能にするとともに、プーリ用軸受としての要求機能（耐冷時異音性、耐脆性はく離性、低トルク）を同時に実現することができた。

エンジンのダウンサイジング、省燃費への貢献が期待でき、今後積極的に市場展開していく。また、今後のさらなる高性能化に対応した商品開発も推進する。

#### 執筆者近影



川口 隼人  
自動車事業本部  
自動車軸受技術部



深間 翔平  
自動車事業本部  
自動車軸受技術部



井上 正晴  
自動車事業本部  
適用技術部

# トランスミッション用超低フリクションシール付玉軸受

## Ultra Low Friction Sealed Ball Bearing for Transmission



佐々木 克明\* Katsuaki SASAKI  
 和久田 貴裕\* Takahiro WAKUDA  
 水 貝 智洋\*\* Tomohiro SUGAI

自動車の省燃費化に伴い、構成部品の軽量・コンパクト化、低トルク化の要求が強まっている。本稿では、トライボロジー技術を駆使して開発した、低トルクと長寿命を両立したトランスミッション用シール付玉軸受の特長と性能を紹介する。

Along with fuel-saving of automobiles, demands for lightweight, compact and low torque are increasing. In this report, we will introduce characteristics and performance of developed products with both low torque and long life of sealed ball bearing for transmission to utilize tribology technology.

### 1. まえがき

トランスミッション内の潤滑オイル中に、ギア摩耗粉などの硬質異物が浮遊する過酷な軸受使用環境下での寿命低下を抑えるため、従来は接触シールの採用や特殊な軸受材料に特殊熱処理を施すこと（オープン品）で耐異物性を向上させてきた。しかし、接触シール付軸受はシールしゅう動抵抗により軸受回転トルクが増加するので省燃費化<sup>1)</sup>に逆行する。また、特殊熱処理軸受はコストアップの要因となるデメリットがあった。そこでトライボロジー技術を駆使することで、特殊熱処理軸受同等以上の寿命水準を保ちつつ、大幅な回転トルク低減を目標に、新機構のシール付玉軸受を開発したので、その内容について紹介する。

### 2. 特長

開発品の特長を以下に示す。

- ・回転トルク80%低減（接触シール比）
- ・軸受寿命5倍以上（オープン品比）
- ・高シール周速（50m/s以上）への対応
- ・有害な異物侵入防止

### 3. 構造と性能

#### 3.1 開発品の設計手法について

従来は、接触シールの低フリクション化達成のため、以下項目の最適化を図ってきた。

- ・シール緊迫力
- ・面粗さ
- ・ゴム硬さ

本開発品では上記に加え、くさび膜効果が増大するシール形状に着目した。これによりシールリップ接触部のフリクションは従来接触シールがストライベック曲線（図1）の境界～混合潤滑領域であるのに対し、開発品は実回転域で流体潤滑領域になるため、劇的なトルク低減が可能となった。

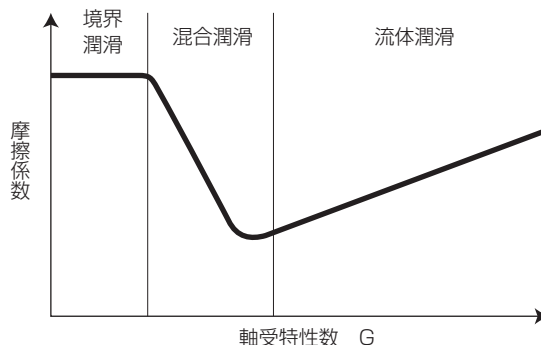


図1 ストライベック曲線  
Stribeck curve

\*自動車事業本部 自動車軸受技術部  
 \*\*先端技術研究所

### 3.2 シール設計の狙い

シールリップしゅう動面に円弧状の微小突起を複数個均等配 (図2) で設けることで、トランスミッションの油潤滑環境下でくさび膜効果 (図3) が発現し、実回転域で流体潤滑領域となる。

微小突起の形状設定は『ゴムの弾性を考慮した流体潤滑解析 (ソフトEHL解析)』から導き出された最適形状 (図4) を採用。これにより低トルクと長寿命の両立を実現している。

開発品を表1の条件でFEM解析した例を図5に示す。この解析により最小油膜厚さを求めた結果を図6に示す。図6の温度範囲の最小油膜厚さはストライベック曲線 (図1) の流体潤滑領域であることを確認した。

表1 解析条件  
Analysis condition

回転速度 min <sup>-1</sup>	1,500
潤滑油	CVTF
軸受温度 °C	-40~120

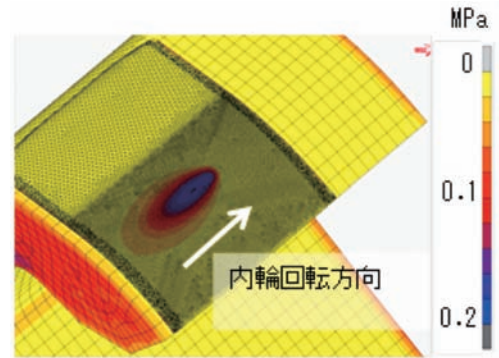


図5 油膜圧力分布  
Calculation result of oil film pressure distribution

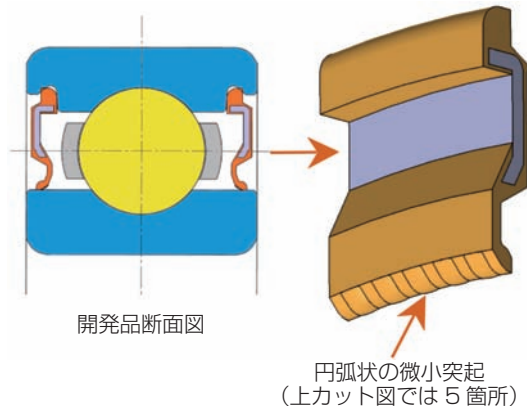


図2 開発シール  
Developed seal

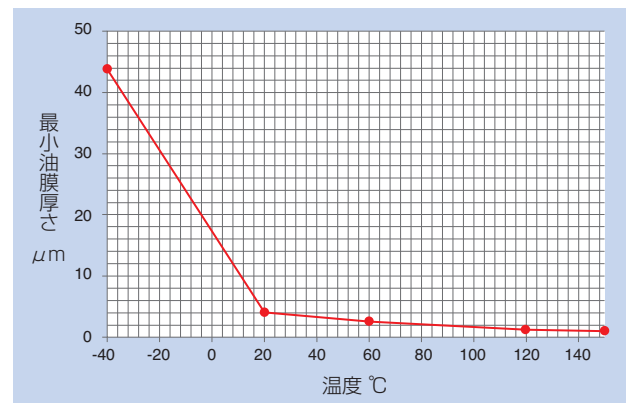


図6 温度と最小油膜厚さの関係  
Temperature and oil film thickness

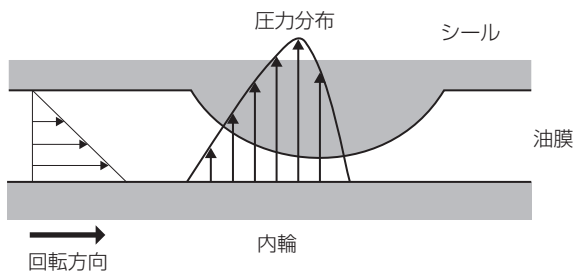


図3 くさび膜効果  
Wedge film effect

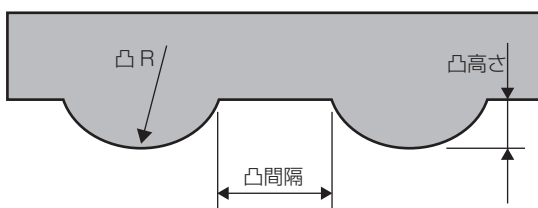


図4 微小突起設定  
Setting of micro convex

### 3.3 開発品の評価

試験軸受は日本国内でシェアの高いCVT車用支持軸受を想定し、代表型番6010相当品を使い評価確認を行った。

#### 3.3.1 回転トルク

##### (1) 軸受温度と回転トルク

軸受温度を変えて回転トルクを測定した。試験条件を表2に、測定結果を図7に示す。

表2 試験条件  
Test condition

ラジアル荷重	0.05C
回転速度 min <sup>-1</sup>	1,500
潤滑油	CVTF
軸受温度 °C	35~120

開発品は80%のトルク低減（従来接触シール比）を実現し、非接触シールと同等の低トルクを達成した。

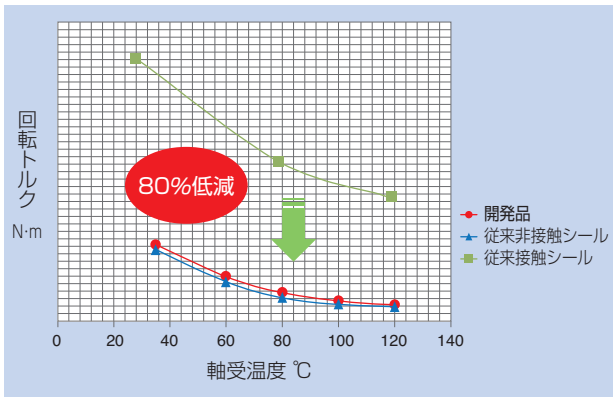


図7 軸受温度と回転トルクの関係  
Bearing temperature and rotation torque

(2) 締め代と回転トルク

締め代を変えて回転トルクを測定した。試験条件を表3に、測定結果を図8に示す。

開発品はくさび膜効果で締め代によるトルク変化がほとんど認められないことを確認した。

表3 試験条件  
Test condition

ラジアル荷重	0.04C
回転速度 min <sup>-1</sup>	1,500
潤滑油	CVTF
軸受温度 °C	40, 80, 120

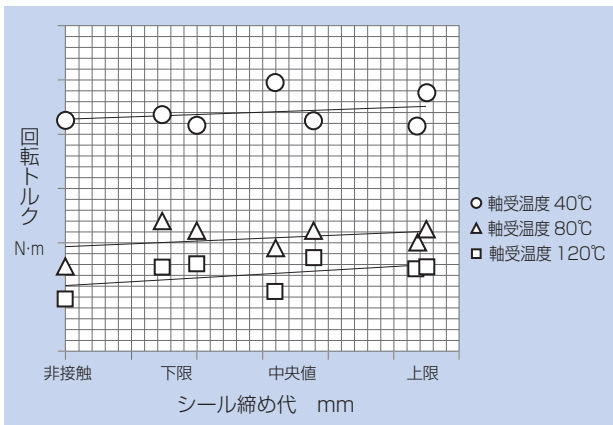


図8 締め代と回転トルクの関係  
Interference and rotation torque

(3) 回転速度と回転トルク

回転速度を変えて回転トルクを測定した。試験条件を表4に、測定結果を図9に示す。

開発品は60—80%のトルク低減（従来接触シール比）を達成した。

表4 試験条件  
Test condition

ラジアル荷重	0.05C
回転速度 min <sup>-1</sup>	500—6,000
潤滑油	CVTF
軸受温度 °C	80

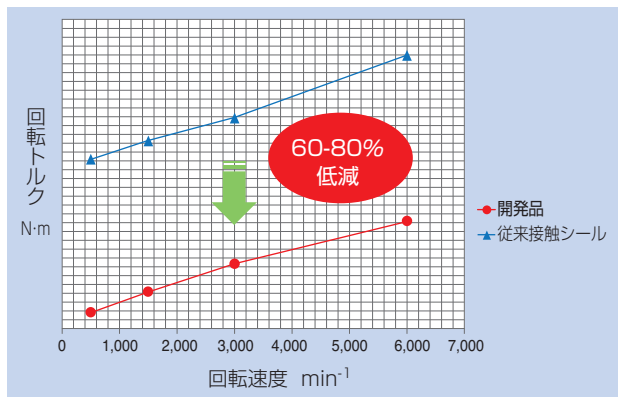


図9 回転速度と回転トルクの関係  
Rotation speed and torque

(4) ギヤによる油はねかけ想定回転トルク

油はねかけ条件を想定し、回転トルクを測定した。試験条件を表5に、測定結果を図10に示す。

表5 試験条件  
Test condition

アキシャル荷重	0.09C
回転速度 min <sup>-1</sup>	5,000
潤滑油	タービン油VG32 300mL投入
軸受温度 °C	自然昇温

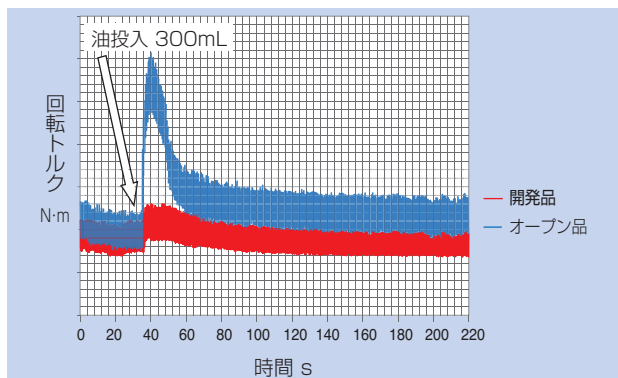


図10 油はねかけ条件下の回転トルク  
Rotational torque under oil splash lubrication

開発品は微小突起間の微小すきまの効果で、油の過度な浸入が抑制でき、安定的なトルク推移が認められた。一方、オープン品は油がはねかかすることで油の攪拌抵抗が上昇しトルクが高くなる。

### 3.3.2 寿命・耐久試験

#### (1) 異物潤滑下寿命試験

異物潤滑下の軸受寿命を確認した。試験条件を表6に、測定結果を図11<sup>2)</sup>、図12に示す。

開発品は微小突起の効果で軸受内への有害異物侵入を抑制し、開発品の全サンプルが計算寿命の10倍の運転時間でも未はく離でサスペンドした。L<sub>10</sub>寿命と比較するとオープン品の5倍以上の軸受寿命を達成した。また、微小突起の顕著なゴム摩耗は認められず、低トルク性能も維持していた。

表6 試験条件  
Test condition

ラジアル荷重	0.33C
回転速度 min <sup>-1</sup>	2,000
ミスアライメント	2/1,000rad
潤滑油	CVTF 軸心油浴
軸受温度 °C	120
異物条件 0.15g/L	スチールビーズ ~50μm 97wt% 50~100μm 3wt%

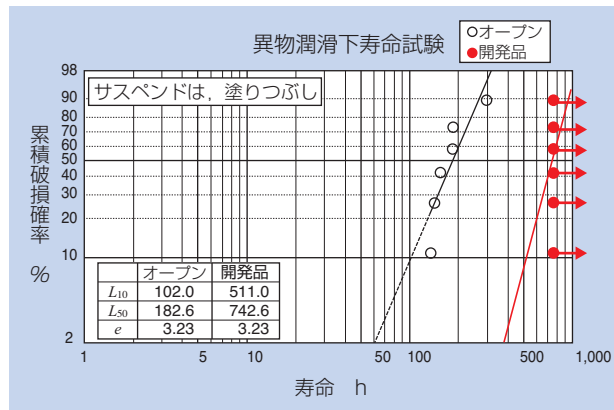


図11 異物潤滑下の軸受寿命  
Bearing life under contaminated lubrication

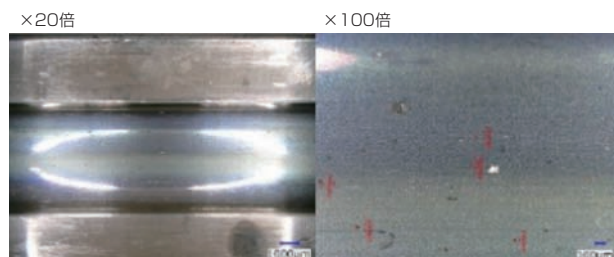


図12 試験後内輪の転動面外観  
Appearance of inner ring surface after test

#### (2) 多量異物貫通確認試験

イレギュラーな異物粒径および異物量を含む油潤滑下を想定し、縦型試験機を使って耐異物性能を確認した。試験条件を表7に、測定結果を図13に示す。

開発品は微小突起の効果で想定以上の硬質異物を含む潤滑下でも軸受内部への異物侵入を抑制することが確認された。なお、侵入した異物粒径、異物量は、(1)で示した異物潤滑下寿命試験後軸受と同等レベルであった。

表7 試験条件  
Test condition

アキシャル荷重	0.05C
回転速度 min <sup>-1</sup>	3,000
潤滑油	タービン油 VG10
軸受温度 °C	自然昇温
異物条件 1.0g/L	スチールビーズ ~50μm 40wt% 50~100μm 30wt% 100~180μm 30wt%
運転時間 h	6

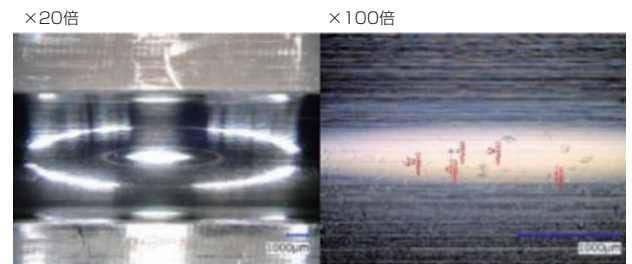


図13 試験後内輪の転動面外観  
Appearance of inner ring surface after test

#### (3) シール高周速耐久試験

シール高周速耐久試験を行った。試験条件を表8に、測定結果を図14に示す。

開発品は異常昇温もなくサスペンド停止した。また、微小突起に顕著なゴム摩耗は認められず低トルク性能も維持している。

表8 試験条件  
Test condition

ラジアル荷重	0.05C
周速 m/s	50
潤滑油	CVTF 70°C×100mL 強制給油 軸心油浴
軸受温度 °C	自然昇温
運転時間 h	30

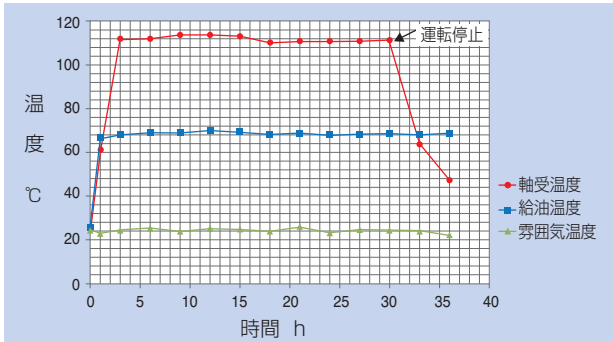


図14 シール高周速耐久  
Seal high peripheral speed endurance

(4) 油潤滑下での急加減速耐久試験

油潤滑下での急加減速耐久試験を行った。試験条件を表9に示す。

開発品は異常昇温や微小突起の顕著な摩耗もなくサスペンド停止し、低トルクを維持している。なお、ソフトEHL解析にて数十min<sup>-1</sup>からシールと内輪間に油膜が形成され、流体潤滑領域になることを確認している。

表9 試験条件  
Test condition

ラジアル荷重	0.05C
周速 m/s	0 ⇄ 50 立上げ2s, 立下げ2s
潤滑油	CVTF 70°C×100mL 強制給油 軸心油浴
軸受温度 °C	自然昇温
運転時間 h	2.5

3.3.3 貫通油量

潤滑油の貫通油量測定を行った。試験条件を表10に、測定結果を図15に示す。

開発品はシールリップの微小突起間の微小すきまにより、従来接触シールよりも約8倍以上の貫通油量であることを確認した。

これにより、希薄潤滑下においても軸受への潤滑油の供給が適切に行える。

表10 試験条件  
Test condition

アキシャル荷重	0.05C
回転速度 min <sup>-1</sup>	5,000
潤滑油	タービン油VG10
軸受温度 °C	自然昇温
運転時間 s	100mlのオイル貫通までの時間を測定

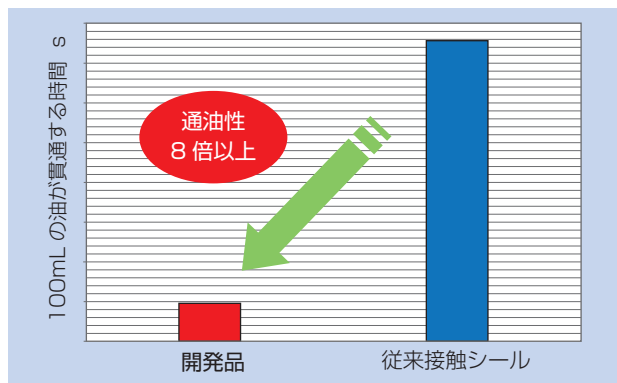


図15 貫通油量測定  
Oil through time

4. おわりに

本稿ではトランスミッション用超低フリクションシール付玉軸受の技術を紹介した。本開発品は、新規の設備投入を必要とせず、シール付玉軸受の高機能化が実現できる軸受である。今後、NTNのトランスミッション用玉軸受の主力商品として積極的に市場展開していく。

参考文献

- 1) 環境省HP, 諸外国における車体課税のグリーン化の動向.  
[http://www.env.go.jp/policy/tax/misc\\_jokyo.html](http://www.env.go.jp/policy/tax/misc_jokyo.html)
- 2) 藤田工, 転動疲労寿命試験の計画と寿命データの解釈, NTN TECHNICAL REVIEW No.84 (2016) .

執筆者近影



佐々木 克明  
自動車事業本部  
自動車軸受技術部



和久田 貴裕  
自動車事業本部  
自動車軸受技術部



水貝 智洋  
先端技術研究所

## 低フリクションハブベアリング Low Friction Hub Bearing

関 誠\* Makoto SEKI



燃費規制の強化に伴い、世界市場では低燃費化が大きな要求となっている。NTNでは、この要求に応えるため、ハブベアリングの低フリクション化開発に取り組んでいる。本稿では、従来品に対し約50%のトルク低減を達成した、「低フリクションハブベアリング」を紹介する。

The fuel efficiency regulations has been strengthening, therefore the good fuel efficiency is one of the important requirement from the field. Based on this background, NTN has been developing the low friction hub bearing continuously.

The hub bearing applicable to such around 50% low friction requirement is introduced in this report.

### 1. まえがき

近年、自動車はエンジンを動力源とした従来車両から、エンジンと電動機とを組み合わせたハイブリッド自動車や電動機だけで駆動する電気自動車への取り組みが進んでいる。背景には全世界的な燃料のコスト上昇、及び地球温暖化などの環境問題が存在する。車両走行時に必要とされるエネルギー削減が重視され、日米欧などでは2021年に向けて厳しい燃費規制が行われる予定で、自動車メーカーや自動車ユニットメーカーが日々競って次々と新技術をグローバル市場に投入している。

乗用車用ハブベアリングで高いシェアを持つNTNは、低燃費化を達成する技術を種々提案している<sup>1), 2)</sup>。

本稿では、低燃費化を達成する技術として、グリースとシールの改良で約50%のトルク低減を達成した低フリクションハブベアリングを紹介する。

### 2. 低フリクション化への取り組み

3世代タイプのハブベアリングの構造例を図1に示す。

ハブベアリングにおけるフリクションは、軸受部における転がり抵抗とシール部のしゅう動抵抗に大きく分けられ、それぞれの抵抗は50%程度である。図2

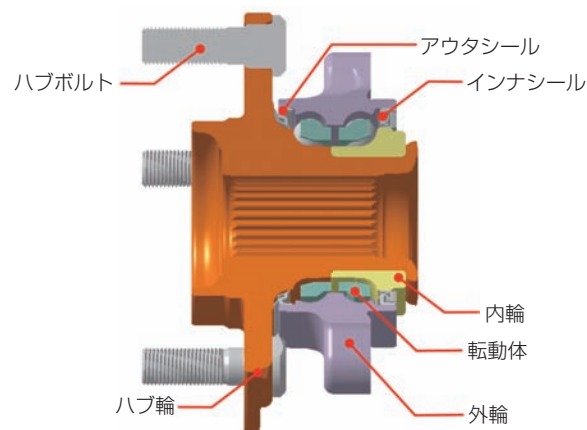


図1 3世代ハブベアリングの構造例  
Structure example of generation 3 hub bearing

に示す通り、これまでフリクション低減技術が開発されており、転がり抵抗の低減では軸受諸元の最適化、保持器材質の樹脂保持器化に取り組み、しゅう動抵抗の低減では、シールゴム材質の低フリクション化、シール構造・締め代の最適化が挙げられる。

本開発では、さらなる低フリクション化を推進するため、転がり抵抗に関しては、基油・動粘度・ちょう度等を見直した軸受内部グリースの新規開発を行った。また、しゅう動抵抗に関しては、軸受と同じようにリップ塗布グリースの新規開発、リップ接触面の最適化、シール構造見直しによるリップ接触枚数の削減を行うことでシール部のフリクション低減を行った。

\*自動車事業本部 自動車ユニット技術部

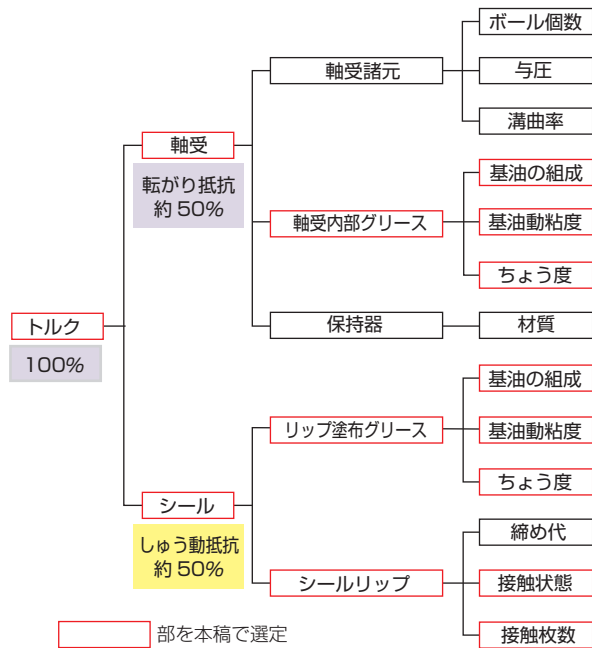


図2 軸受フリクションの影響因子  
Influence factor of bearing friction

## 2.1 転がり抵抗の低減

### 2.1.1 要求機能と開発グリースの仕様

ハブベアリングの内部グリースには低フリクション性に加え、次の機能が求められる。

- (1) ハブベアリングの荷重、温度、速度条件下において、油膜切れや焼付きを起こさず長寿命であること
- (2) 低温での耐フレットング性に優れること
- (3) 十分な防錆性と耐漏洩性を持つこと
- (4) 異物の侵入を防止すること

上記の要求機能を踏まえ、今回の開発グリースの仕様を以下のように決定した。

トルク低減のため、グリースの基油動粘度を下げたり、グリースを柔らかくすることで攪拌抵抗を抑える手法は一般的であるが、油膜切れによる軸受はく離やグリース漏れの可能性がある。特に、高温になると基油動粘度の低下が顕著になるため、はく離の可能性が高まる。

そこで表1に示した通り、低フリクション化を追求しつつ背反する高温時の潤滑不良を解消すべく、基油に高粘度指数基油を適用し、常温から低温の基油動粘度を下げつつ、高温の基油動粘度を従来品と同等に設計すると共に、更なる攪拌抵抗低減のため、増ちょう剤の最適化を実施した。

また、長距離輸送時の振動によるフレットング摩擦を抑制するため、低流動点基油と摩耗防止剤を配合し、低温時のフレットング性能も向上させた。

表1 開発グリース コンセプト  
Concept of grease property

グリース性状	従来品との比較
基油	高粘度指数基油の適用 低流動点基油の適用
基油動粘度	低温から常温：低減 高温：従来品同等
増ちょう剤	最適化
添加剤	摩耗防止剤適用

### 2.1.2 評価試験

開発グリースを封入したハブベアリングで、シールを取り外し回転トルク試験を実施した。

結果を図3に示す。従来品に対するトルク低減率は24%となり、軸受内部グリースの低粘度化による転がり粘性抵抗の低減効果を確認した。

また、要求機能を確認するため、表2に示す信頼性評価試験を実施した。開発グリースを適用した軸受は、すべての試験項目で開発目標を達成し、軸受内部グリースに要求される機能を満足する結果となった。

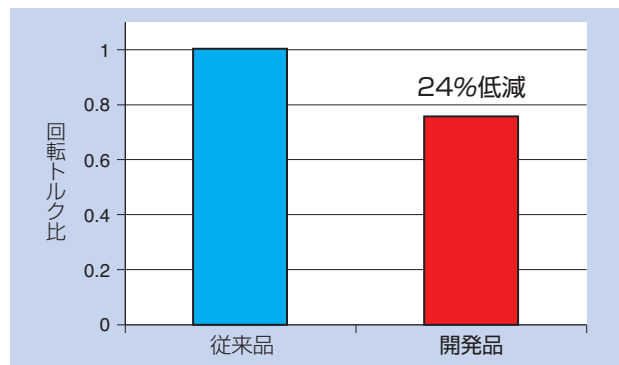


図3 回転トルク試験 (室温)  
Rotation torque test (room temp.)

表2 軸受グリース信頼性評価試験  
Bearing grease reliability evaluation test

試験項目	結果
車両旋回時の軸受寿命*1	定格寿命に対し3倍以上
高速回転時の焼付き性*2	軸受軌道面に焼付き無し
低温フレットング*3	摩耗量78%低減 (従来比)

\*1 旋回荷重：0.6G負荷条件

\*2 車速200km/hの回転速度条件

\*3 -20℃環境下での微動摩耗試験



## 2.2 しゅう動抵抗の低減

### 2.2.1 要求機能と開発シールの仕様

3世代ハブベアリングに採用しているアウトシール、インナシールの構造例を図4に示す。図4(a)に示すアウトシールは標準的に使用されている3リップシールタイプである。同図(b)に示すインナシールはしゅう動部材をステンレスとしたスリングを一体化したカセット式のハイパックタイプ設計である。ハブベアリングのフリクションの約50%をシールのしゅう動抵抗が占めるため、シールの最重要機能である耐泥水性や気密性が低下しないよう改良に取り組んだ。

本開発では、シールリップ接触（しゅう動）面の最適化、シールリップ塗布専用グリースの開発、周辺構造の最適化によるシールリップ接触枚数の削減によって、従来品に対する低フリクション化を達成した。

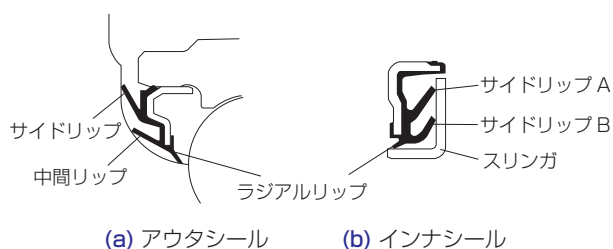


図4 シール構造 従来品例  
Structure example of seal

### 2.2.2 シールリップ接触の最適化

従来のシールリップ接触面は表面に凹凸がなく、相手部材に対して、円周一様に接触している。一方、図5に示した通り、開発品はしゅう動面もしくはシールリップ表面に微小な凹凸を形成している。この微小な凹凸により、相手部材との接触面積を減らし、かつ凹部がグリースを保持するため、接触面に十分な油膜を形

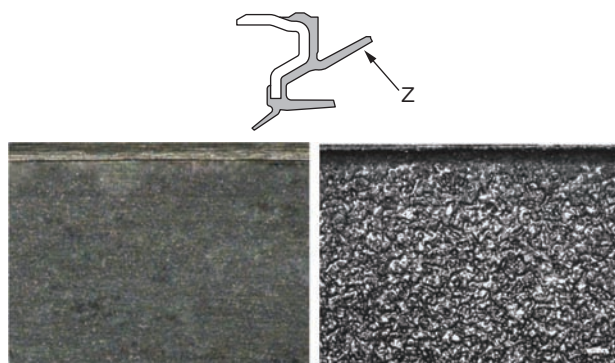


図5 シールリップ表面（Z方向から見た拡大写真）  
Seal lip surface (the enlargement from Z)

成させることが可能となった。シール表面の凹凸の粗さについては、フリクション低減効果及び耐泥水性、気密性が損なわれない領域で設定した。

### 2.2.3 シール専用グリース

シールリップ先端に塗布するグリースは、軸受内部グリースとの混合を避けるため、通常は軸受内部に封入するグリースと同じものを塗布するが、シール要求機能に特化したシール専用グリースを開発しフリクションの低減を行った。

シール専用グリースの開発においては、基本的なシール性能を確保することを前提に、以下2点をポイントに仕様を設定した。

- ・基油動粘度を小さくし、しゅう動抵抗を減少させる。
- ・内部グリースと混合しても軸受機能に影響を及ぼさない。

### 2.2.4 シールリップ接触枚数の削減

シールリップは必要な耐泥水性を確保するため、リップを3枚接触させる構造が一般的であるが、更なる低フリクション化を推進するため接触枚数の削減を行った。

図6に開発品のシール構造例を示す。接触枚数の削減による耐泥水性の低下は、ラビリンス構造を外側に設けると共にそのシール形状を工夫することで防止した。

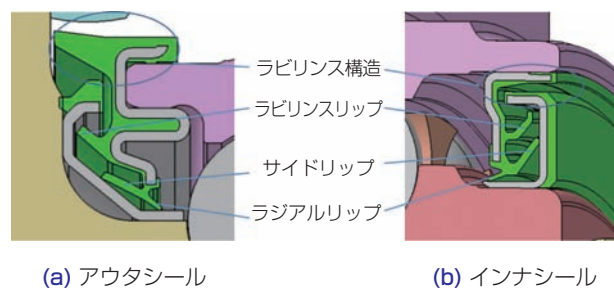


図6 シール構造 開発品例  
Structure example of developed seal

### 2.2.5 評価試験

シール単体で回転トルク試験を実施した。結果を図7に示す。

開発品は、シールリップの接触面の最適化と接触枚数の削減及びシール専用グリースの適用により、従来品に対するトルク低減率は約70%となり、回転に伴うシールのしゅう動抵抗を大幅に低減した。

また、シールへの要求機能を確認するため、表3に示すNTNスペックの信頼性試験を実施した。リップ枚数の削減はリップ自体の耐泥水性能低下をもたらす恐れがあるが、ラビリンス構造の設定により接触リップ部への泥水流入量を低減させ、従来品同等の耐泥水性を確保した。

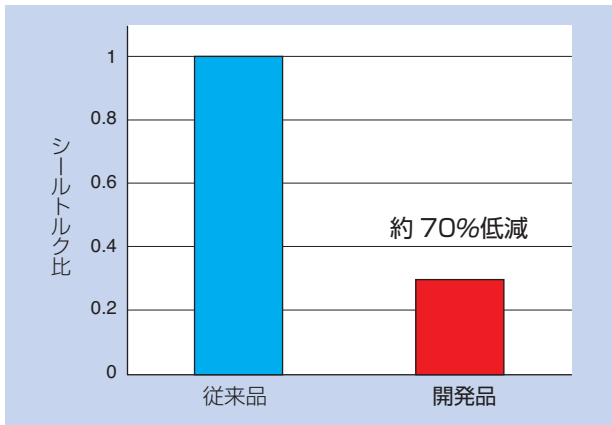


図7 回転トルク試験 (室温)  
Rotation torque test (room temp.)

表3 低フリクションシール信頼性評価試験  
Low-friction seal reliability evaluation test

試験項目	結果
耐泥水性*1	従来品同等
気密性*2	従来品同等
耐熱性*3	従来品同等

\*1 NTN耐泥水性試験

\*2 NTN回転気密性試験

\*3 ダンベル片使用 120℃×1,000hグリース浸漬

### 3. 低フリクションハブベアリングの性能

開発した軸受内部グリースと低フリクションシールを組み合わせたハブベアリングのフリクション性能を図8に示す。転がり抵抗、及びアウト・インナシールそれぞれのしゅう動抵抗を低減したことによって、ハブベアリング全体で約50%のフリクション低減効果が得られた。

また、主なハブベアリングへの要求機能項目について、性能評価チャートを図9に示す。

全ての要求項目について、従来品同等以上の性能を確保した。特に、低温における耐フレットング性が向上していることから、より過酷な環境下における使用も考慮できる軸受と考える。

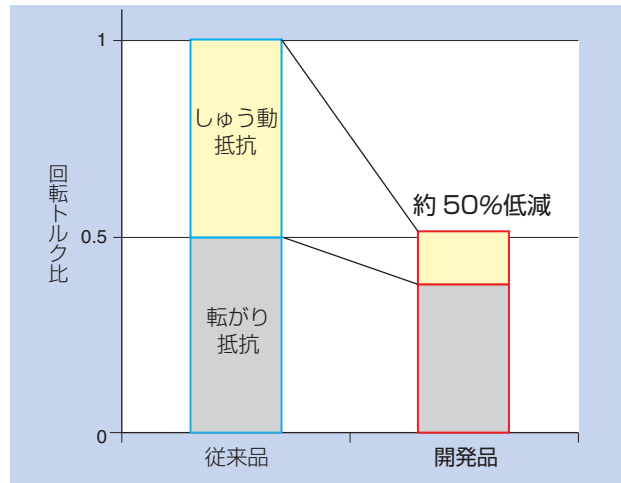


図8 ハブベアリングのフリクション性能 (一例)  
Friction performance of the hub bearing

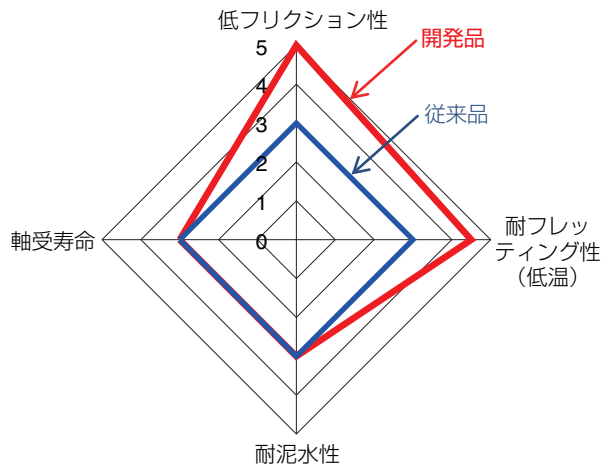


図9 性能評価チャート  
Performance evaluation chart

## 4. あとがき

低燃費化への要求に対応するため、ハブベアリングの軸受内部グリース及び低フリクションシールを開発し、ハブベアリングのフリクションを低減するとともに、従来品同等以上の信頼性を有するハブベアリングを商品化した。軸受内部グリースについてはすでに一部自動車メーカーで採用されている。

今後さらなる低フリクション化及び信頼性向上を継続し、グローバルニーズに対応した商品開発によって社会貢献に取り組む所存である。

### 参考文献

- 1) 長谷陽夫, 丹羽健, ハブベアリング軽量化開発への形状最適化手法の適用, NTN TECHNICAL REVIEW No.73, (2005) 14-19.
- 2) 柴田清武, 乗松孝幸, アクスルベアリングの技術動向と開発商品, NTN TECHNICAL REVIEW No.75, (2007) 29-35.

執筆者近影



関 誠

自動車事業本部  
自動車ユニット技術部

[ 商品紹介 ]

# 中・大型二輪車エンジン向けチェーンテンショナ Chain Tensioner for Motorcycle Engine

鬼丸 好一\* Kouichi ONIMARU



NTNでは、四輪エンジンのカムシャフト駆動に用いられるタイミングベルトやタイミングチェーン用の油圧式オートテンショナの開発・量産を行っている。一方、二輪車エンジンでは従来から、ばねや摩擦力を用いた機械式オートテンショナが採用されていたが、エンジンの高出力化に伴い大型車やスポーツタイプの二輪車では油圧式オートテンショナへの切替も進んでいる。  
NTNでは、2004年から二輪車エンジン向けにタイミングチェーン用油圧式オートテンショナの量産を開始し、エンジンの耐久性・静粛性を含めた機能向上に貢献してきた。本稿ではこれらNTNの二輪車エンジン向けオートテンショナについて紹介する。

NTN has developed the hydraulic auto tensioner of timing belt drive and timing chain drive unit for engine camshaft drive application.

Since 2004, NTN has started to supply timing chain tensioner for motorcycle engine application.

Today I would like to introduce new technology of auto tensioner to reduce engine noise and increase durability performance.

## 1. はじめに

OHCエンジンでは、クランクシャフトの回転をカムシャフトに伝達し、かつ、それぞれのタイミングを同期させるため、歯付きベルトやチェーンを用いる。オートテンショナは、これら歯付きベルトやチェーンの張力を適正に保つ役割を果たし、エンジンの寿命と静粛性の向上に寄与している。

二輪車のエンジンでは、上記回転同期に歯付きベルトよりもチェーンが用いられることが多く、また、チェーン用のオートテンショナ（以下、チェーンテンショナ）にも二輪車エンジン特有の機能が要求される。

NTNでは、それらの要求に対応するチェーンテンショナを開発し、商品化してきた。本稿では、これら二輪車エンジン向けチェーンテンショナの構造並びに特長について紹介する。

## 2. 二輪車エンジン向けチェーンテンショナの現状

### 2.1 システム構成と要求機能

前述の回転同期をチェーンで行う場合、チェーンはチェーンレバーやチェーンガイドなどにしゅう動案内されている（図1）。それら案内部品とチェーンのし

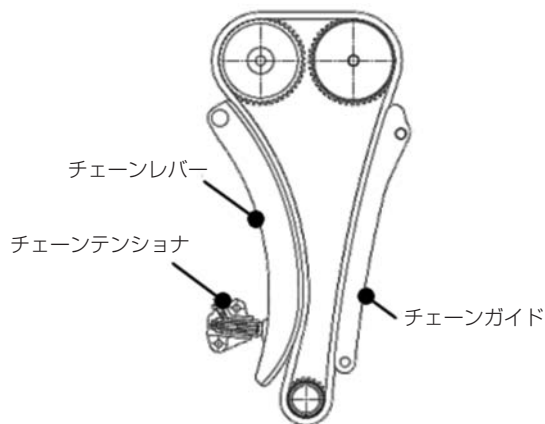


図1 レイアウト例  
Layout example

\*自動車事業本部 自動車ユニット技術部

ゆ動抵抗がフリクションロスとなるため、チェーン張力の適正化が重要である。チェーン張力が過大な場合、フリクションロスは大きくなり、燃費の悪化や出力低下、また、最悪の場合はチェーン破断につながる。

反対にチェーン張力が過少の場合、チェーンのバタつきが大きくなり、騒音・振動が増大し、ひいてはチェーンの摩耗伸びにもつながる。従って、チェーン張力の調整部品であるチェーンテンショナの仕様最適化が重要となることから、エンジン毎に減衰力などの最適化を行っている。

通常、エンジン始動からオイルポンプにより潤滑オイルが各部品まで到達するにはタイムラグが生じる。

油圧式の減衰機構を採用しているチェーンテンショナでは、エンジン始動からチェーンテンショナの圧力室内にオイルが充填されるまでの間、チェーンのバタつきによる異音発生が懸念される。そのため、エンジン停止時の押し込まれを防止するノーバック構造が必要となる。

二輪車エンジン向けチェーンテンショナはエンジンの外側から挿入され組み付けられることが多いことから、上記の他に以下の機能も要求される。

### 1) 初期セット機構のエンジン外部からの解除

チェーンテンショナは内部部品をシリンダ内部に押し込んだ状態（初期セット）で納入される。エンジン組み付け後に初期セットを解除し、テンショナ内部部品がチェーンレバーに当接するまで突出させる必要がある。そのため、押し込んだ状態（初期セット）を外側から操作、または自動で解除する構造が要求される（図2）。

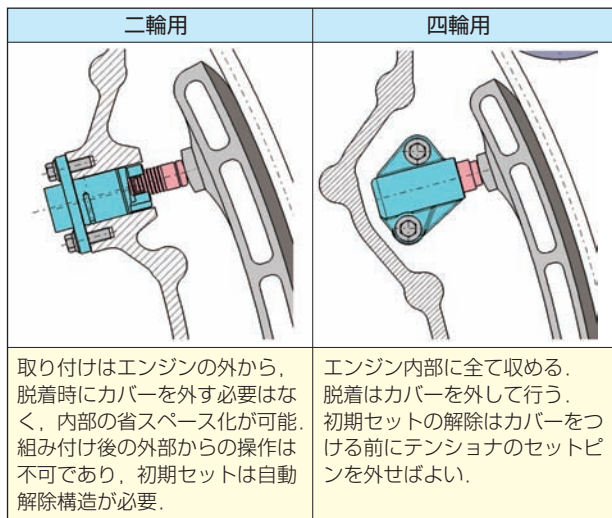


図2 チェーンテンショナ組み付け状態  
Installation of chain tensioner

### 2) 内部部品の脱落防止

メンテナンス等でチェーンテンショナの取り外しを行う際、内部部品のエンジン内部への脱落防止機構が必要となる。

## 2.2 他社製チェーンテンショナ

二輪車エンジンでは機械式チェーンテンショナが用いられており、ばねとラチェットのみでの簡易な構造や、ねじの摩擦力で減衰させる製品が採用されてきた。

## 3. NTNのチェーンテンショナ

チェーンテンショナにおける以下の取り組みを紹介する。

- ① 静粛性・信頼性向上
- ② 省スペース・軽量化
- ③ 作業性向上
- ④ 油圧減衰力の安定

### 3.1 静粛性・信頼性向上

静粛性・信頼性向上に関わるノーバック機能を実現する構造は2種類ある。以下にこれらの構造について紹介する。

#### 1) 鋸歯ねじ式チェーンテンショナ

NTN独自技術の鋸歯ねじを活用したノーバック構造（図3）により、エンジン始動直後でチェーンテンショナへの給油がなく、油圧による減衰力が働かない状態においてもチェーンの振れ幅を小さく抑えることができる（図4、図7）。

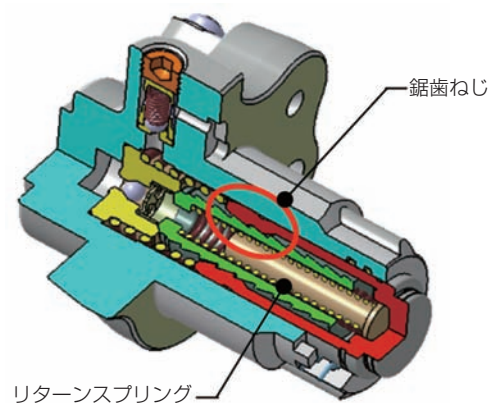


図3 鋸歯ねじ式チェーンテンショナ  
Butress thread type chain tensioner

鋸歯ねじはエンジン停止時のテンショナ先端の位置に関わらずノーバック機能が働くため、エンジン始動時の静粛性に大きく貢献できる。

また、鋸歯ねじは始動時だけでなく、通常運転中もねじの摩擦力が減衰力の一部として機能する (表1)。

なお、近年はエンジンの高出力化に伴うカム軸の駆動トルク増大や、オイルポンプの小型化によりエンジン始動直後のチェーンテンショナ負荷が増加している。NTNではこれらに対応するため、鋸歯ねじ諸元を見直すことで、テンショナの従来機能を維持しつつ負荷能力を向上した製品も市場投入している。

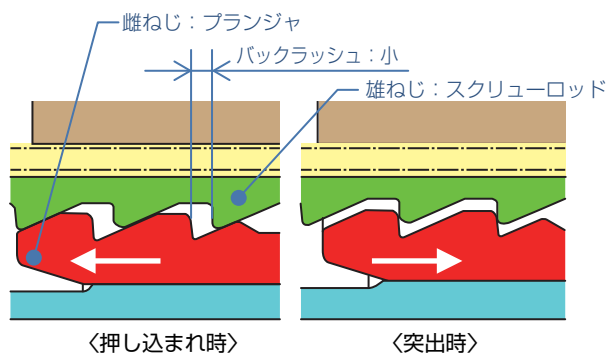


図4 鋸歯ねじの作動状態  
Operation of butress thread

表1 ノーバック構造別の各機能  
Functions of each no-back mechanism

ノーバック構造	減衰機能	ノーバック機能
鋸歯ねじ	油圧 + (ねじの摩擦)	無段階
レジスタリング	油圧	有段階

## 2) レジスタリング式チェーンテンショナ

NTNでは鋸歯ねじの機能を簡素化し、ブランチャ外周の溝とレジスタリングによりノーバックが段階的に機能する構造 (ブランチャ外周の溝により突出方向は自在、戻り方向には係止) のチェーンテンショナも展開している。有段階式のノーバック構造として、市場にはラチェット構造を採用した製品もあるが、NTNでは円環形状のリングの弾性を利用し、かつ、チェーンテンショナのブランチャと同心上に配置することでコンパクトな設計としている点が特長である (図5)。

チェーンの走行ライン (テンショナのブランチャ位置) は、温度や回転速度によって変わる。レジスタリング式のノーバック構造では、チェーンの走行ライン

変化に追従したブランチャの軸方向移動量となるようノーバック機能が働くまでのバックラッシュ量を設定する必要がある。高回転域を許容し回転速度の変化が大きい二輪車エンジンでは、特に注意が必要である (図6)。

レジスタリングはブランチャが最突出状態となった際のシリンダからの脱落を防止する機能も兼ねており、エンジン外部からの組み付けが多い二輪車エンジンではメンテナンス性においても重要な役割を果たしている。

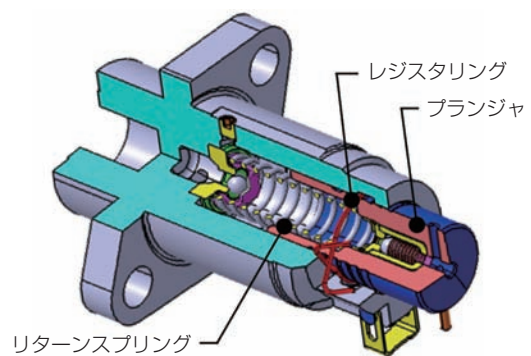


図5 レジスタリング式チェーンテンショナ  
Ring type chain tensioner

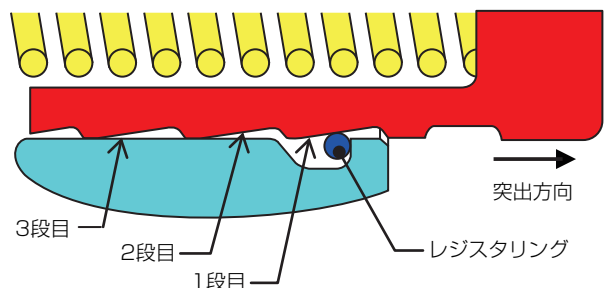


図6 レジスタリング式の構造  
Structure of ring type

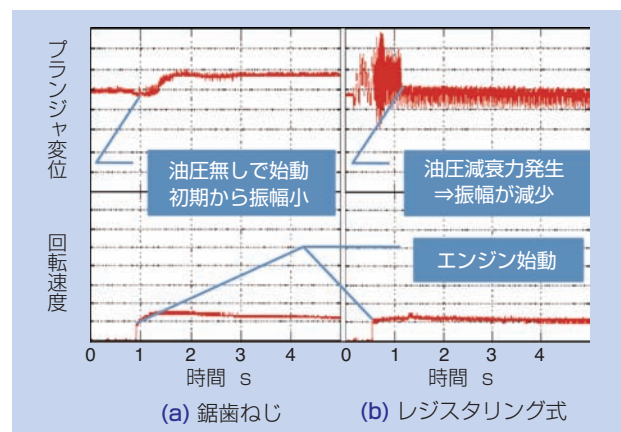
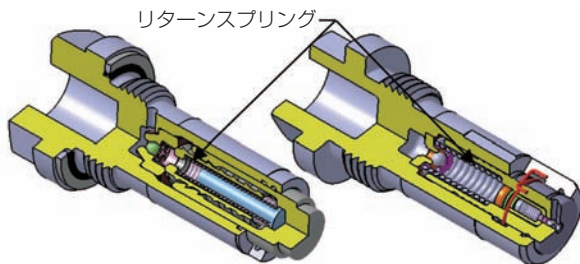


図7 ノーバック構造別エンジン始動時特性  
Engine startup characteristic of each no-back mechanism

### 3.2 省スペース・軽量化

NTNでは従来からアルミ製シリンダを採用し、チェーンテンショナの軽量化を図っているが、さらなる軽量・小形化を果たすべく、エンジンに直接チェーンテンショナをねじで組み付けることが可能な製品（セルフマウント式チェーンテンショナ）を開発し、2010年から市場投入している（図8）。本製品では、シリンダ外周に雄ねじ部を設けることでエンジン側に設けた雌ねじ穴に締め付けるだけで組み付けが可能である。そのため、従来の製品において必要であったエンジンへの固定ボルトや、ボルト座面のスペースも不要となり、省スペース・軽量化・エンジンへの組み付け工数削減に貢献している。本製品は、エンジン内部のスペースが無く、また、エンジン外部からチェーンテンショナを組み付けることの多い二輪車エンジンで特に有効である。なお、この製品は前述の鋸歯ねじ式・レジスタリング式の両方に対応可能である。



(a) 鋸歯ねじ式 (b) レジスタリング式  
 図8 セルフマウント式チェーンテンショナ  
 Self-mount type chain tensioner

### 3.3 作業性

#### 1) 初期セットの自動解除

四輪車エンジンでは、チェーンテンショナ組み付け後の初期セットの解除は、チェーンテンショナのセットピンを取り外し、その後、フロントカバーを組み付けることで対応していた（図9）。

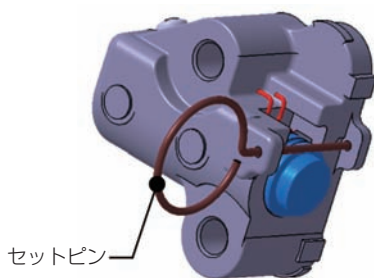


図9 四輪用エンジン向けチェーンテンショナ  
 Chain tensioner for automotive engines

しかし、二輪車エンジンでは、組み付け後、セットピンを抜く作業スペースがなく、簡単かつ確実に解除される機構が求められていた。NTNでは図10に示す構造を採用することでこれらの課題に対応している。

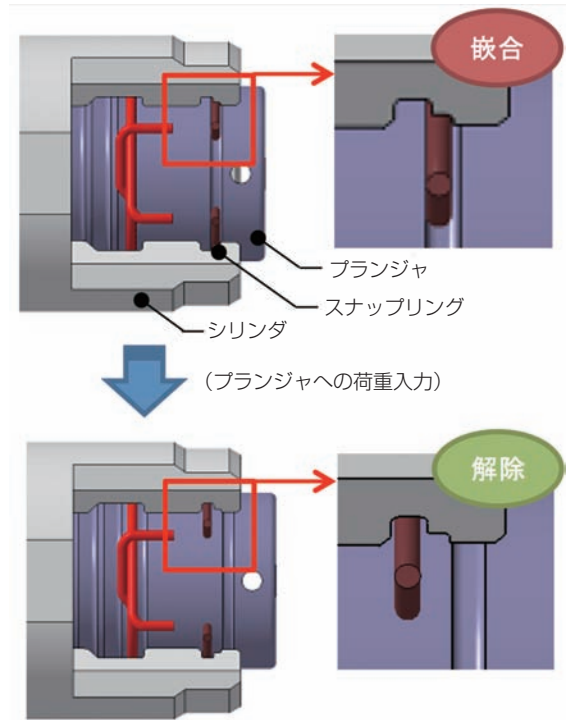


図10 初期セット解除機構  
 Release mechanism of initial setting

#### 〈初期セット状態〉

- ・プランジャ外周とシリンダ内周に設けられた溝にスナップリングが縮径されてセットされている。
- ・プランジャは内部のリターンスプリング（図8）により突出方向に付勢され、初期セット位置に保持されている。

#### 〈初期セット解除〉

- ・プランジャへの荷重入力により押し込み方向に移動すると、プランジャの溝とともにスナップリングも軸方向に移動する。
- ・スナップリングがシリンダ内周の径が大きい側の溝に移動すると、スナップリングが拡径する。
- ・スナップリングが拡径した状態ではプランジャの突出を妨げることはなく、初期セットが解除される。

#### 〈再初期セット〉

- ・メンテナンス等でエンジンから取り外した後も、プランジャを初期セット位置まで押し込むことで再度スナップリングにより初期セットすることが可能である。

この構造により、エンジンへのチェーンテンショナ組み付け後、エンジンのクランクによりプランジャに負荷を与え変位させることで、自動で初期セット解除が可能となる。

## 2) 内部部品の脱落防止

レジスタリング式チェーンテンショナではレジスタリングが内部部品の脱落防止として機能する。しかし、鋸歯ねじ式では同部品が無い場合、図11に示すスナップリングを初期セット用のスナップリングとは別に設けている。

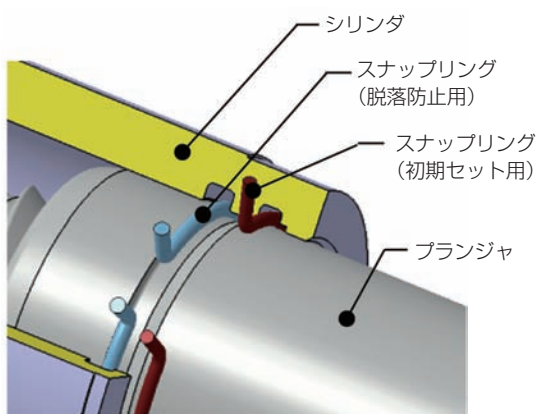


図11 部品脱落防止機構  
Prevention mechanism of parts falling off

## 3.4 油圧減衰力の安定化

### 1) リリーフバルブの設定

二輪車エンジンでは高出力化のため、エンジンの許容回転速度も四輪車と比べて高い。油圧減衰機構では、高回転域において減衰力が過大となる傾向にあるため、チェーン張力を抑制する手段が必要であった。従来のリークすきま管理によるシンプルな油圧減衰機構では、低回転域と高回転域の減衰力を最適にすることは難しい。NTNでは、コンパクトなリリーフバルブをチェーンテンショナに内蔵させることでこれらの課題に対応している（図12）。リリーフバルブの開弁圧は内部のスプリングの設定により変更でき、様々なエンジンに適した減衰力の調整が可能である。これにより大型の二輪車やスポーツタイプなど、許容回転速度の高いエンジンにおいても対応が可能となり、多くの車両でNTN製チェーンテンショナを採用頂いている。

リリーフバルブの効果を確認した結果を図13、図14に示す。なお、減衰力のチューニングは110℃・200Hzの条件で実施した。

リークすきまのみで減衰力を調整する場合（図13）、に対し、リリーフバルブを追加することで油温、周波数（＝エンジン回転速度）の変化に対し、安定した減衰力を発生することができる（図14）。

実機試験での比較（イメージ）を図15に示す。リリーフバルブの設定により高回転領域での荷重低減が期待できる。

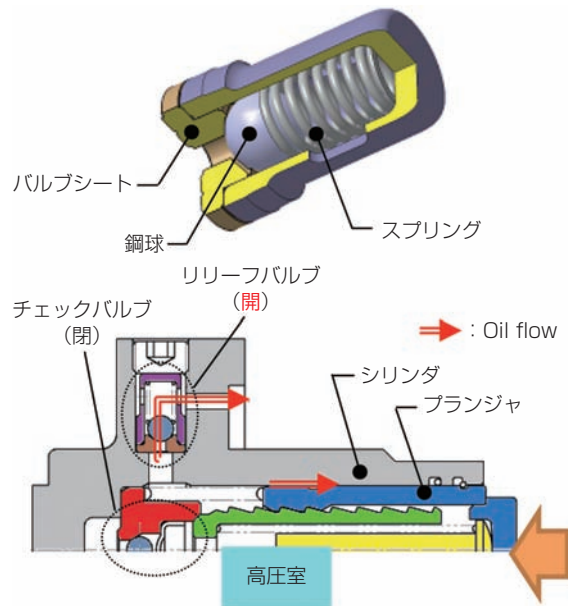


図12 リリーフバルブ構造および作動時のオイルフロー  
Relief valve structure and oil flow

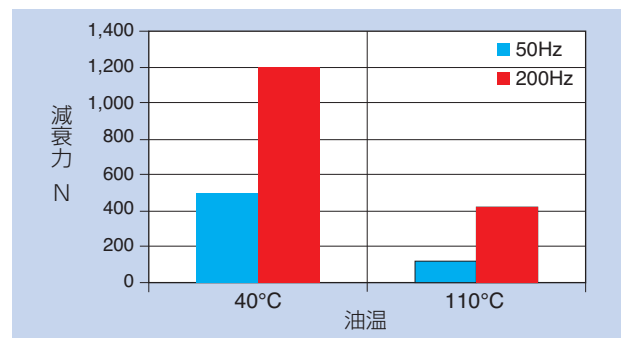


図13 リークすきまのみで減衰力を調整  
Adjust with leak clearance (without relief valve)

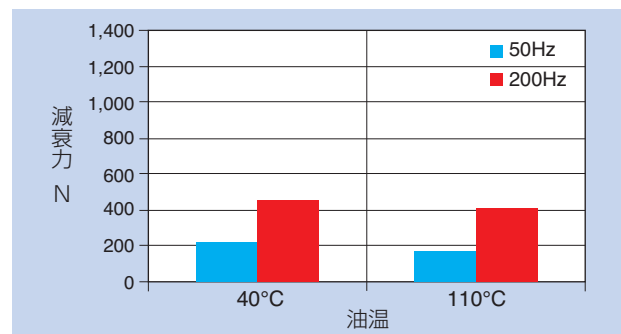


図14 リリーフバルブで減衰力を調整  
Adjust with relief valve



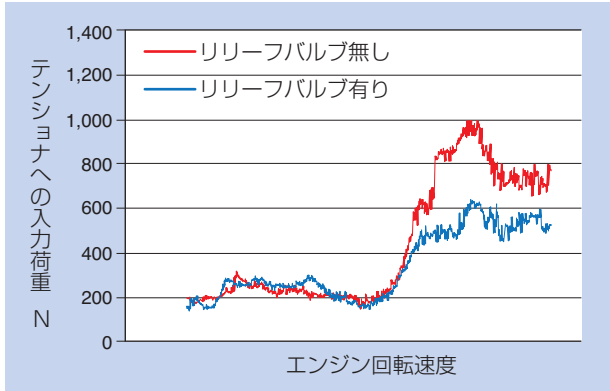


図15 リリーフバルブ有無 実機特性比較(イメージ)  
Comparison of characteristics with or without relief valve

## 2) エア抜き機構の設定

油圧式チェーンテンショナでは油圧室内部に空気が混入していると機能を満足することができない。そのため、NTNでは使用用途に応じて最適な位置に配置できるように、様々なエア抜き機構を採用している(図16、図17)。

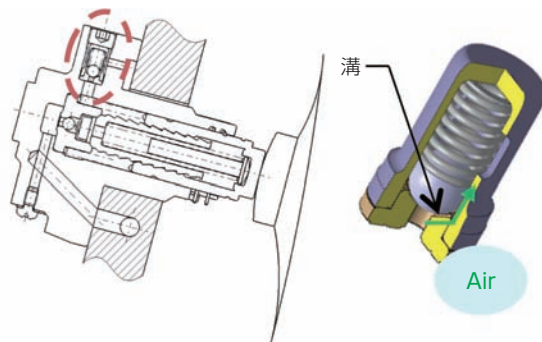


図16 リリーフバルブにエア抜き機構を追加  
Added bleed mechanism to relief valve

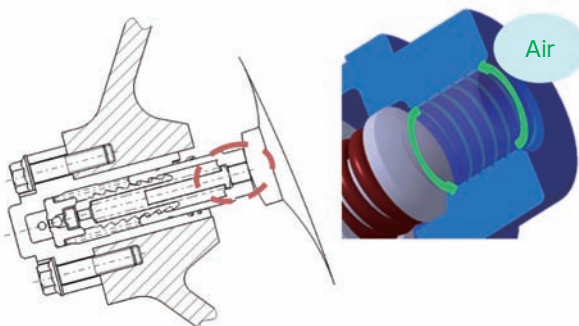


図17 リーク調整部分にエア抜き機構を追加  
Added bleed mechanism to leak adjustment part

## 4. おわりに

二輪車エンジン用チェーンテンショナの、とりわけ高出力でスポーツ性の高い車両向けに対して、機能・信頼性の要求に応えるべく開発を行ってきた。今後は二輪車においても環境規制への対応などから、チェーンテンショナに対する要求もさらに多様化していくと考えられる。

NTNでは引き続きこれらの要求に応え、さらに幅広い車種への適用に対応すべく、チェーンテンショナの開発を進める。

### 参考文献

- 漁野嘉昭, 他: エンジン用商品の技術動向と開発商品, NTN TECHNICAL REVIEW, 75 (2007) 62-71.
- 佐藤誠二: オートテンショナの技術動向, NTN TECHNICAL REVIEW, 79 (2011) 83-89.

執筆者近影



鬼丸 好一

自動車事業本部  
自動車ユニット技術部

## [ 商品紹介 ]

# リア用軽量ドライブシャフト「Rシリーズ」

## Light Weight Drive Shaft for FR vehicle「R series」

小林 智茂\* Tomoshige KOBAYASHI



高級車に多く採用される後輪駆動方式においても、環境性能の向上を目的に軽量化が求められている。

本稿では、後輪駆動車用に開発した「リア用軽量ドライブシャフト：Rシリーズ」の特長と性能について紹介する。

For the purpose of improving environmental performance, weight reduction is also required in the rear wheel drive system which is often adopted for luxury cars.

In this paper, I introduce the features and performance of "Light weight drive shaft for FR vehicle" developed for rear wheel drive car.

### 1. はじめに

前輪駆動（FF）車用ドライブシャフトは、タイヤ側に作動角が大きくとれる固定式等速ジョイント（CVJ）、エンジン側に軸方向スライドが可能なしゅう動式CVJが使用されている。

一方、後輪駆動（FR）車では、固定車軸タイプ（左右の車輪が車軸で一直線につながるリジットアクスル）と、路面状態に合わせてタイヤが左右独立して、上下動可能なサスペンション方式（独立懸架）がある。

独立懸架は、左右の車軸が独立しているためドライブシャフトが必要となるが、固定車軸に比べて乗り心地と操縦安定性に優れるため、高級車に多く採用されている。

近年、高級車でもCO<sub>2</sub>排出量の規制が厳しくなっており、低燃費化を目的に、後輪駆動車用ドライブシャフトに対しても、軽量・コンパクト化が求められている。NTNではそのニーズに応えるべく、「リア用軽量ドライブシャフト」を開発した。

### 2. 開発品の構造と特徴

これまでNTNでは、FR車にもFF車用と共通設計のCVJを適用してきた。しかし、リア用ドライブシャフトでは、ステアリング転舵角に対応する高作動角が不要で、タイヤ側のCVJもサスペンションの上下動のみに追従可能であればよい。この点に着目し、後輪駆動専用に最大作動角を抑え、車両の軽量化・低燃費化に貢献できる軽量・コンパクトなリア用ドライブシャフトを開発した。

今回開発したドライブシャフトは、①軽量・コンパクト化した新設計の固定式CVJと②しゅう動式CVJ、その間をつなぐ③減肉タイプの中空シャフトおよび④グリース封入量も削減したコンパクトブーツで構成されており、従来品に対し、約30%の軽量化を達成した。

新開発の「リア用軽量ドライブシャフト：Rシリーズ」の構成を図1に示す。

開発品の仕様および従来品を基準とした質量軽減率を表1に示す。なお、車両への取り付け構造はユーザーにより様々な仕様となるため、図1に示す形状からス

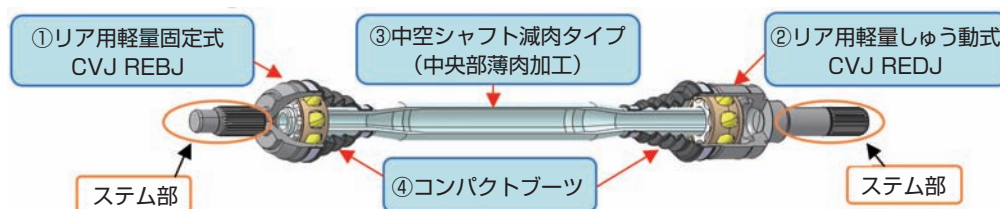


図1 リア用軽量ドライブシャフト「Rシリーズ」  
Light weight drive shaft for FR vehicle [R series]

表1 Rシリーズの質量低減率  
R series mass reduction rate

開発品 (Rシリーズ)	従来品	質量低減率	
固定式CVJ (REBJ)	EBJ	▲28%	ドライブシャフト アセンブリ ▲30%
しゅう動式CVJ (REDJ)	EDJ	▲13%	
中空シャフト	中実シャフト	▲53%	
リア用コンパクトブーツ 及び封入グリース	フロントCVJ用ブーツ 及び封入グリース	▲36%	

テム部※を除いた形状で質量計算している。

※ステム部：車両取り付けのための嵌合軸部

### 3. リア用軽量固定式CVJ「REBJ」

FF車用の固定式CVJは、サスペンションの上下動とステアリングの転舵角に対応するため、最大作動角度が47～50degの構造となっている。

一方でFR車用の固定式CVJは、サスペンションの上下動に追従出来れば良く、実使用領域を考慮すると、ほとんどの車両において作動角度19deg以下で対応可能である。

これまで、FR車用の固定式CVJは、FF車で使用する固定式CVJと共通仕様としていたが、今回、19deg以下での機能最適化を図り、軽量・コンパクト化を追求した。

必要機能を以下に示す。

- ①強度：最大作動角19deg以下で従来品と同等
- ②耐久性：従来品と同等
- ③NVH性能：従来品と同等

#### 3.1 特長

軽量化を図った開発品「リア用軽量固定式CVJ (REBJ)」と従来品「EBJ」の比較を表2に示す。

本稿では、新設計の固定式CVJ (REBJ) としゅう動式CVJ (REDJ) 並びにグリース封入量も削減したコンパクトブーツについて取り上げる。

最大作動角度を47degから19deg以下へ変更したことによる設計見直しポイントを以下に示す。

##### (1) 軸方向寸法

最大作動角を小さくすることで、ボールの可動範囲が縮小し、必要なボール溝長さが減少する(図2)。

したがって、各 부품の軸方向長さ(幅)を従来品に対してコンパクトにすることができる(図3)。

表2 REBJとEBJの比較  
Comparison of REBJ and EBJ

項目	開発品 REBJ95	従来品 EBJ95
最大作動角 (deg)	19	47
外径 (mm)	φ80.8	φ83.6
ボール径 (mm)	φ15.081	φ15.081
質量 (kg)	1.016 従来品比 ▲28%	1.401
SUB-ASSY		

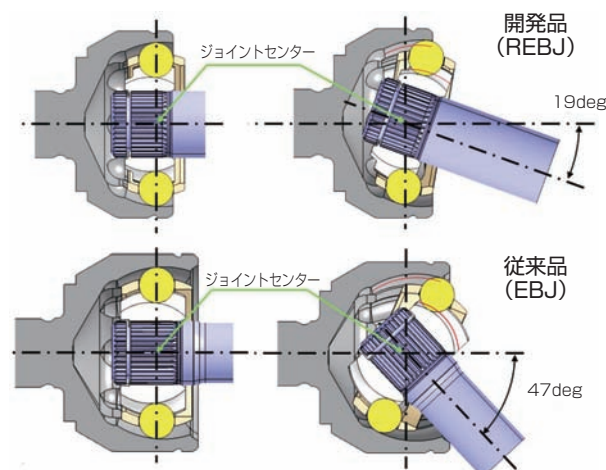


図2 ボール溝長さ比較 (赤線部)  
Comparison of Ball groove length (red line)

また、各 부품のコンパクト化により、組み立て方法を改善することができた。

従来品 (EBJ) では、ケージを外輪に対し90deg傾けて組み込むため、外輪のカップ底にはケージを組み込むスペース (L2) が必要となる(図4)。

一方、開発品REBJは、外輪のカップ端側のアンダーカットが小さいため、ケージを水平方向に組み込む

ことが可能となり、外輪カップ底のスペース (L1) を小さくできる。

外輪カップ底は、ボール組み込みに必要な角度までケージが傾ける最小限のスペースを確保できればよい (図5)。

以上のように、組み立て方法の違いも軽量・コンパクト化に寄与している。

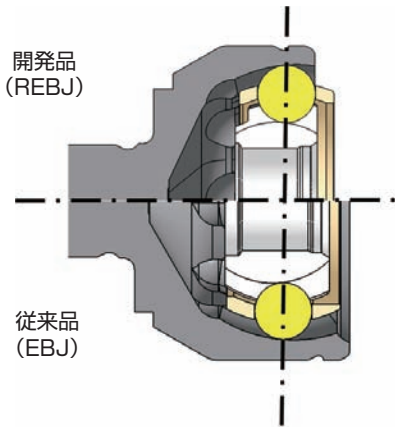


図3 軸方向長さ比較図  
Comparison of axial length

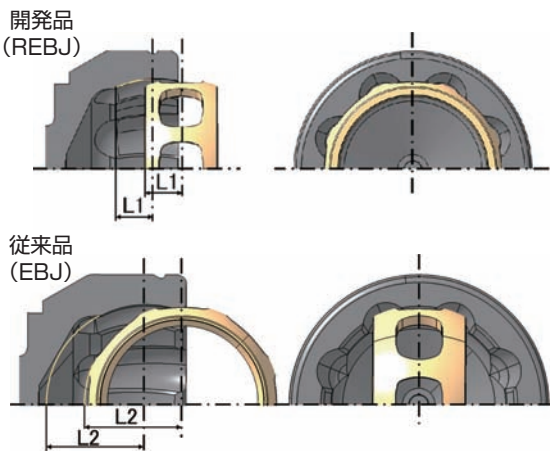


図4 ケージ組み込み方法  
Cage built-in method

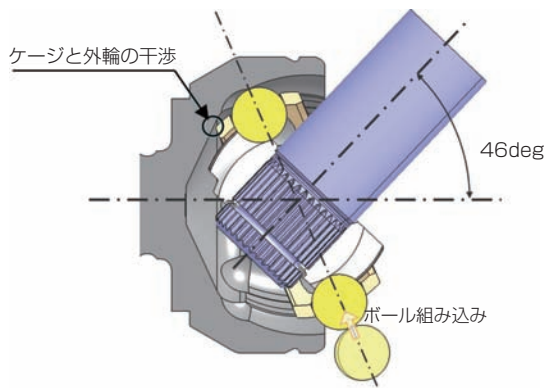


図5 ボール組み込み  
Built in ball

## (2) 外径寸法

最大作動角が小さくなることで、各部品への入力荷重が低下し、各部の薄肉化が可能となる (図6)。

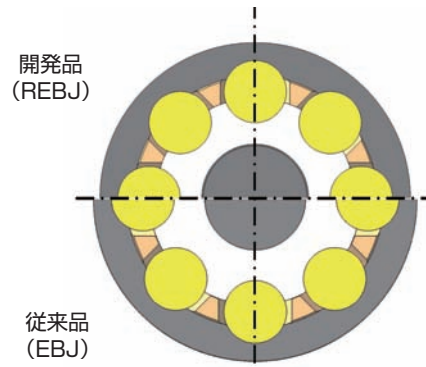


図6 外径比較図  
Comparison of Outer dia.

## 3.2 機能評価

開発品REBJと従来品EBJの静ねじり試験結果を図7に示す (n=各2)。軽量・コンパクト化したREBJは、EBJと同等の強度を有している。

耐久試験結果の一例を図8に示す。開発品REBJの耐久性は、従来品EBJと同様に開発目標を十分にクリアしている。

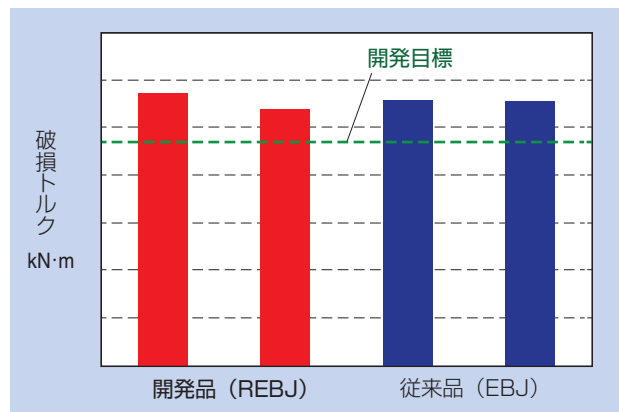


図7 静ねじり強度試験結果 ( $\theta = 16\text{deg}$ )  
Results of static torsional strength test

CVJ	No	損傷表/点検時間 (h)		
		100	230	350
REBJ95	1	○	○	○
	2	○	○	○
	3	○	○	○
	4	○	○	○
EBJ95	1	○	○	○
	2	○	○	○
	3	○	○	○
	4	○	○	○

○: 異常なし △: 不具合小 ×: 不具合大  
---: 開発目標

図8 高負荷耐久試験結果 ( $\theta = 6\text{deg}$ )  
Results of durability test

#### 4. リア用軽量しゅう動式CVJ「REDJ」

固定式CVJと対で使用されるしゅう動式CVJには、様々なタイプがあるが、高級FR車では駆動系のガタを極力小さくするニーズがあり、トリポートタイプよりクロスグループタイプやダブルオフセットタイプが好まれる。

NTNでFR車用に多く適用しているEDJは軽量コンパクトであるが、最大作動角は25degで固定式CVJと同様に、FR車用でもFF車用と共用していた。

そこで、しゅう動式CVJにおいても、作動角19deg以下での機能最適化を目的に、さらなる軽量・コンパクト化を進めた。

必要機能は固定式CVJと同様に下記①～③項である。

- ①強度：最大作動角19deg以下で従来品と同等
- ②耐久性：従来品と同等
- ③NVH性能：従来品と同等

##### 4.1 特長

軽量化を図った開発品「リア用軽量しゅう動式CVJ (REDJ)」と従来品「EDJ」の比較表を以下に示す (表3)。

表3 REDJとEDJの比較  
Comparison of REDJ and EDJ

項目	開発品 REDJ95	従来品 EDJ95
最大作動角 (deg)	19	25
外径 (mm)	φ79	φ82
ボール径 (mm)	φ15.875	φ15.875
質量 (kg)	1.124 従来品比 ▲13%	1.294
SUB-ASSY		

※ スライド量：40mm

最大作動角度を25degから19degとしたことによる設計見直しポイントを以下に示す。

##### (1) 軸方向寸法

最大作動角が小さくなることで、ボールの可動範囲が縮小し、必要なボール溝長さは減少する (図9)。

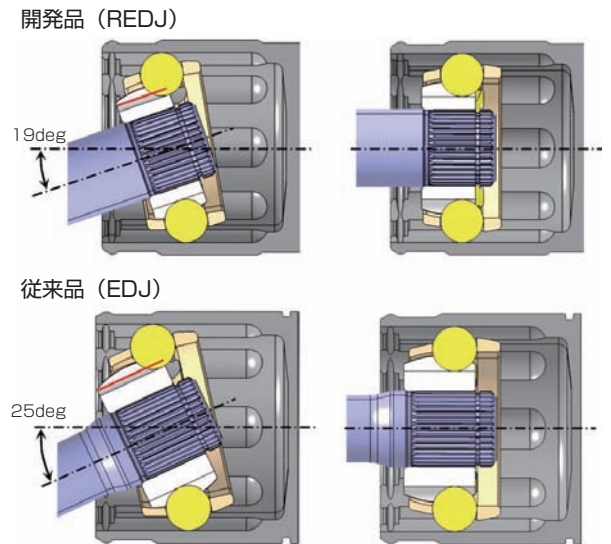


図9 ボール溝長さ比較 (赤線部)  
Comparison of Ball groove length (red line)

内輪・ケージの軸方向長さ(幅)が小さくなることで、外輪カップ長さも短縮でき ( $L1 < L2$ )、コンパクト化が図れる (図10)。

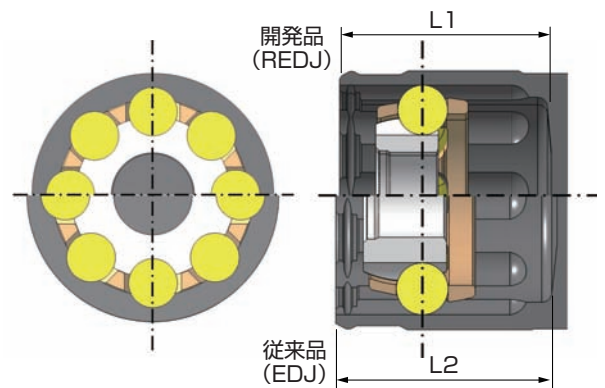


図10 外径および軸方向長さ比較  
Comparison of Outer dia. and axial length

(2) 外径寸法

固定式CVJ (REBJ) と同じように、最大作動角が小さくなることで、各部品への入力荷重が低下し、各部の薄肉化が可能となる (図10)。

また、最大作動角が小さくなることで、ケージ窓内のボールの移動範囲が小さくなり、ケージ窓長さが短くなると共に、ケージ外径テーパ部の角度も小さくなる。

よって、ケージ柱部の断面積が増加してケージ単体が強度アップすることで、径方向のコンパクト化が図れる (図11)。

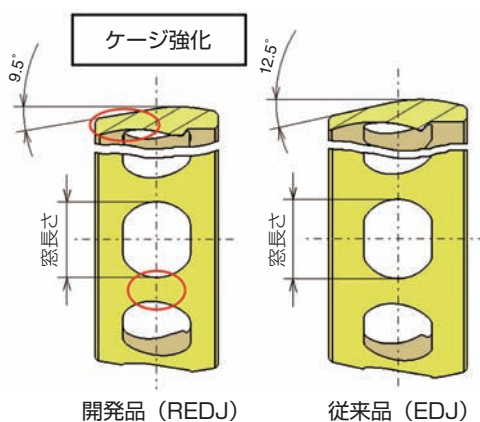


図11 ケージ比較図  
Comparison of REDJ cage and EDJ cage

各部品の詳細寸法は、FEM応力解析により最適化を図り、評価試験にて妥当性を検証している。

図12にケージのFEM応力解析例を示す。開発品 (REDJ) は従来品 (EDJ) と同レベルの応力バランスを確保し、コンパクト化を達成していることがわかる。

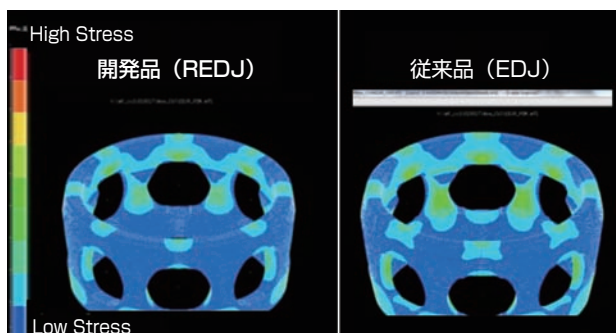


図12 開発品REDJケージFEM応力解析  
FEM analysis of REDJ cage

4.2 機能評価

開発品REDJと従来品EDJの静ねじり試験結果を図13に示す (n=各2)。

軽量・コンパクト化したREDJは、従来品EDJと同等以上の強度を有している。

耐久試験結果の一例を図14に示す。

開発品REDJの耐久性は、従来品EDJと同等以上の耐久性を有している。

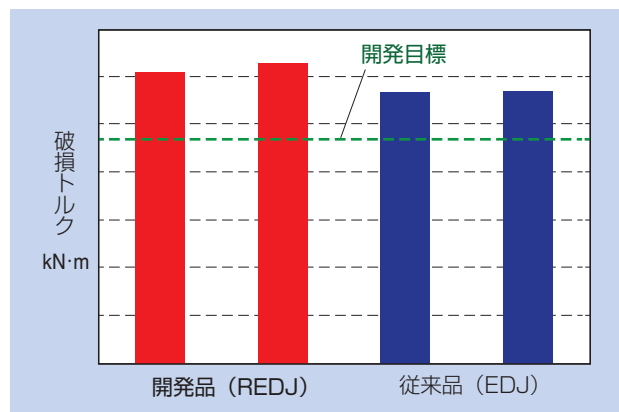


図13 静ねじり強度試験結果 ( $\theta = 16\text{deg}$ )  
Results of static torsional strength test

CVJ	No	損傷表/点検時間 (h)		
		100	230	350
REDJ95	1	○	○	○
	2	○	○	○
	3	○	○	○
	4	○	○	○
EDJ95	1	○	○	○
	2	○	○	○
	3	○	○	○
	4	○	○	○

○：継続運転可能 ×：継続運転不可  
---：開発目標

図14 高負荷耐久試験結果 ( $\theta = 6\text{deg}$ )  
Results of durability test

## 5. ブーツ

最大作動角が小さくなることで、ブーツについても小型軽量化を図ることができ、内容積を縮小したことで封入するグリース量も削減することができた(図15)。

固定式CVJ用としゅう動式CVJ用のブーツおよびグリースの質量比較結果を表4に示す。

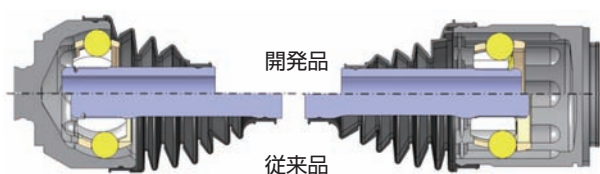


図15 ブーツの小型化  
Miniaturization of boots

表4 ブーツ・グリース質量 (#95サイズ)  
Mass of boots and grease

項目	開発品 (REBJ+REDJ)	従来品 (EBJ+EDJ)
ブーツ質量(g)	62	120
グリース量(g)	151	215

## 6. おわりに

本稿では、後輪駆動車用に開発した「リア用軽量ドライブシャフト：Rシリーズ」の特長と性能について紹介した。

あらためて、本開発品の性能を一般的なリア用ドライブシャフトと比べ表5に示す。基本性能を確保しつつ大幅な軽量化を達成した本開発品が、総合的に最も優れたドライブシャフトであることがわかる。

表5 ドライブシャフト別性能比較  
Comparison of performance according to drive shaft

	固定式+しゅう動式		しゅう動式+しゅう動式
	開発品「Rシリーズ」	BJタイプ+TJタイプ	LJタイプ+LJタイプ
質量	★★★★	★★	★★
強度	★★★★	★★	★★
耐久寿命	★★★★	★★	★★
NVH	★★	★★	★★
伝達効率	★★★★	★★	★★

優劣の順位 ★★★★★>★★★

高級車に多く採用される後輪駆動車においても、近年、環境性能向上が求められており、大幅に軽量化した本開発品は、ニーズに応え得るものと期待する。

### 参考文献

登根 宏, 寺田 健二, 中村 正道  
高効率等速ジョイント「Eシリーズ」,  
NTN TECHNICAL REVIEW No.70 (2002) 18-23  
友上 真  
等速ジョイントの技術動向と開発商品  
NTN TECHNICAL REVIEW No.75 (2007) 10-15

執筆者近影

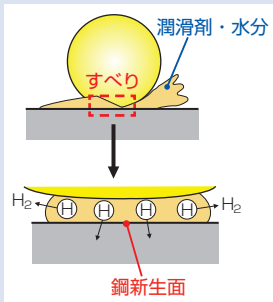


小林 智茂  
自動車事業本部  
ドライブシャフト技術部

# 潤滑剤による転がり軸受の水素脆性はく離の対策

## Effects of Lubricant on Hydrogen-Related Rolling Contact Fatigue Life Improvement

川村 隆之\* Takayuki KAWAMURA



自動車の電装補機軸受など過酷環境下で使用される転がり軸受では、特異な白色組織変化を伴う早期はく離がまれに発生する場合がある。この特異はく離の主因は、鋼同士の金属接触により、接触面に介在する潤滑剤や水分が分解し、発生した水素が鋼中に侵入して生じる水素脆化によると考えられている。本稿では、転がり軸受の水素脆性はく離の発生機構とその潤滑剤による防止策を概説する。

In rolling bearings used under severe conditions such as automotive electrical instruments and auxiliary device, an early bearing damage is occurred and accompanied by unique white microstructures below the raceway subsurface. The main cause is thought to be the result of hydrogen embrittlement. One of the possible mechanisms of this flaking failure is due to metal contact between the steel surfaces, i.e. exposing active fresh metal surfaces, by which the lubricants decompose. Subsequently, hydrogen is generated and penetrates into steels. This report introduces the outline of NTN's hypothesis concerning about the hydrogen-related failure mechanism and in addition, countermeasure by lubricant.

### 1. はじめに

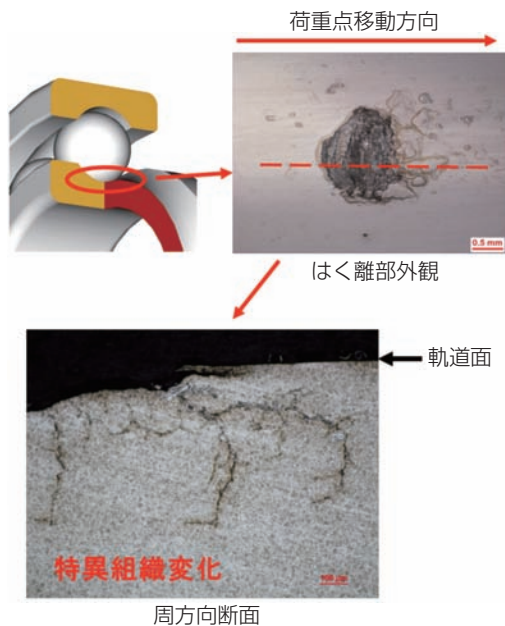
自動車電装補機の駆動ベルトがVベルトからVリブドベルトに変更された1980年代後半から90年代初頭にかけて、電装補機軸受の固定輪軌道面に早期はく離が発生し問題になった<sup>1)</sup>。このはく離は、**図1**に示すように、外観的には小さいにもかかわらず、周方向断面に柳状の白色組織変化を伴うき裂が負荷域の広範囲で観察され、従来の疲労現象では見られない特異な形態である。

この特異はく離の原因究明のために、実験検証に基づく様々な仮説<sup>2-5)</sup>が提唱されてきたが、近年ではNTNが主張してきた水素脆性に起因するとの考えが有力である<sup>6-8)</sup>。

現在では主に対策グリース<sup>9)</sup>の進化により市場での不具合は激減しているものの、CVT用軸受や風力発電機用軸受など、電装補機以外の用途でも特異はく離が散見されており<sup>6,10)</sup>、詳細な発生機構の解明とより確実な対策が求められている。

本報では、特異はく離の発生機構に関する仮説とその検証状況を概説するとともに、考え得る材料面、潤

滑面などからの対策手段の中で、最も経済性に優れた潤滑剤による対策技術を紹介する。



**図1** 特異はく離の外観と周方向断面  
Appearance of peculiar flaking failure and its circumferential cross-section

\*先端技術研究所



## 2. 特異はく離の特徴と水素脆化との関係

### 2.1 特異はく離の特徴

厳しい使用環境下で発生する従来型の疲労組織変化と、特異はく離の柳状の白色組織変化の発生条件を比較すると表1のようになる。この特異はく離は作用応力よりも水素などの環境因子の影響が大きいことが示唆される。

表1 特異はく離と従来型はく離の発生条件の違い  
Difference of occurrence condition  
between peculiar and conventional flaking failure

	特異はく離	従来型はく離
作用荷重, 応力	小さい	大きい
負荷回数	少ない	多い
潤滑剤の影響	大きい	小さい

### 2.2 水素予添加による疲労強度の低下と特異はく離の再現<sup>1)</sup>

あらかじめ陰極チャージにより水素を添加した試験片により、水素による寿命低下と組織変化の再現を試みている。試験中の水素の散逸を抑えるべく、高速負荷が可能な超音波疲労試験により評価した結果を図2に示す。水素チャージなしに対して、水素チャージありは疲労強度が著しく低下し、電流密度が大きくなるほど疲労強度は低下している。

また、図3に示すように、水素チャージ後の2円筒転がりすべり試験では、水素の影響により早期にき裂

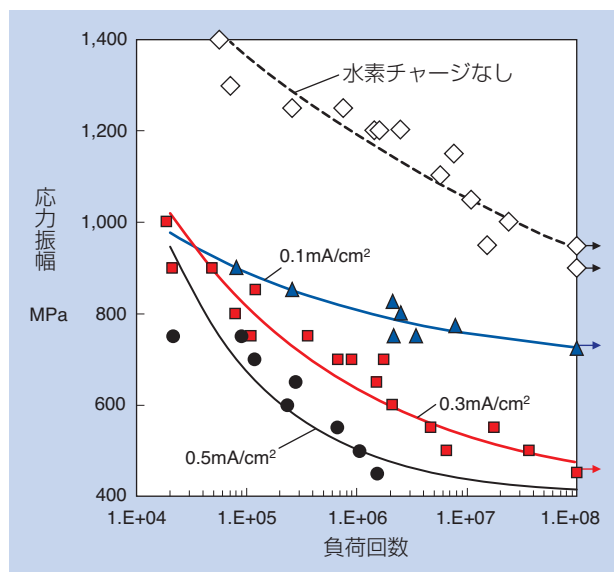


図2 超音波疲労試験での疲労強度に及ぼす水素チャージの影響  
Effects of hydrogen charge on stress amplitude at ultrasonic fatigue testing

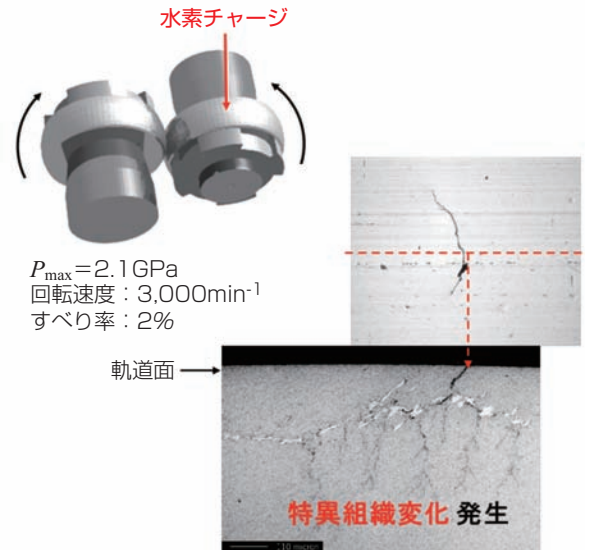


図3 水素チャージした2円筒試験後の軌道面の表面き裂と周方向断面  
Photographs of surface cracks and their circumferential cross sections after two cylinder rolling contact fatigue test with hydrogen charge

が発生し、侵入水素量が多い場合に図1と同様の特異な白色組織が再現する。

これらの結果から、軸受鋼に水素が侵入すると、水素脆化により著しく疲労強度が下がり、柳状の白色組織変化を伴った特異はく離が発生することがわかる。このため、これを水素脆性はく離と考えている。

以上より、NTNの考える水素脆性はく離のメカニズムを図4に示す。この確認には、実際の使用環境でも水素が鋼中に侵入する可能性を示すことが必要になる。

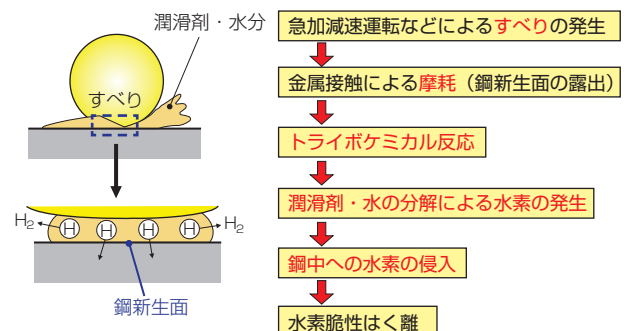


図4 水素脆性はく離の発生メカニズム  
Hydrogen embrittlement flaking failure mechanism

### 3. 水素の発生・侵入の確認

水素供給源には、炭化水素成分を含有する潤滑剤や雰囲気中の水分などが考えられる。また、潤滑剤や水から水素を発生させる駆動力には、転がり軸受が過酷な環境で使用されることに伴う、①急加減速運転などで生じるすべりや振動、②通電、静電気などの電気的な影響、が考えられている<sup>12)</sup>。

ここでは、水素の発生と鋼中への侵入に及ぼすすべりの影響を調べた結果を示す。

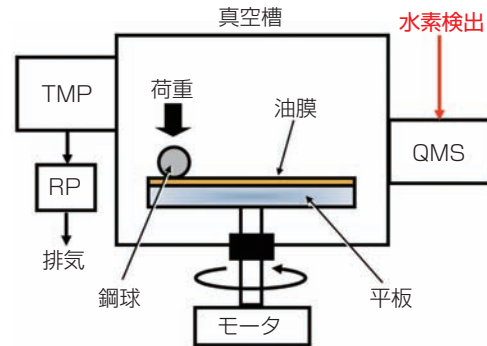
#### 3.1 すべりによる水素発生の確認<sup>13)</sup>

すべりによる水素発生を確認するために、真空中でボールオンディスク型のしゅう動試験により発生する水素を検出した結果を図5に示す。図は、しゅう動-停止を3回繰り返して、発生する水素（赤線）と摩擦係数（青線）の変化を調べている。図中のしゅう動中に増加した水素イオン電流値の面積を水素発生量と定義すると、しゅう動回数が増えるほど水素発生量は増加しているのに対して、摩擦係数はほぼ一定である。また、1回目の開始直後は水素が発生しないのに対して、2、3回目では開始直後から水素が発生することがわかる。

この結果から、以下のような現象が生じていると推測できる。

- ①通常の軸受軌道表面は酸化膜などに覆われ不活性な状態であり<sup>14)</sup>、まずしゅう動による摩擦で酸化膜などが剥がれ、活性な鋼の新生面が露出し、図4に示すメカニズムで水素が発生する。
- ②真空中でのしゅう動試験で雰囲気中の酸素量が少ないことから、一度露出した鋼新生面は停止中でも修復されにくく、薄い酸化膜しか被覆されないために、次のしゅう動で容易に酸化膜が剥がされる。
- ③しゅう動を繰り返すことで摩擦面が徐々に荒れて、しゅう動開始直後に鋼新生面がより露出しやすくなり、水素発生量も増加する。

すなわち、一定荷重のため摩擦熱を摩擦係数と等価と考えると、水素発生には摩擦熱よりも鋼新生面の露出度が影響すると解釈される。



試験片	鋼級/平板
材質	SUS440C
$P_{max}$	1.0GPa
すべり速度	207mm/s
真空度	$10^{-6}$ Pa

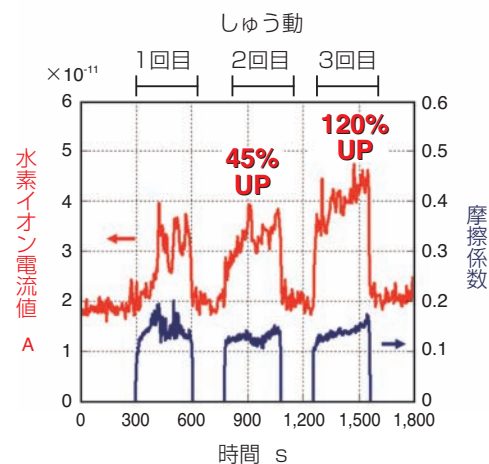


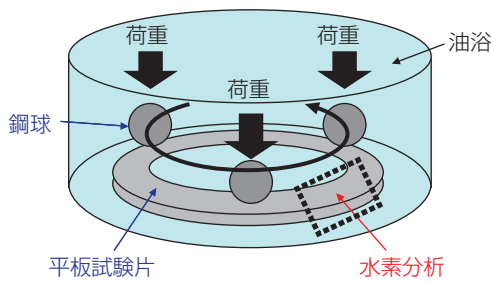
図5 真空しゅう動試験での摩擦係数と水素発生量の関係  
Coefficient of friction vs. hydrogen generation from lubricant during sliding test in vacuum

#### 3.2 すべりによる水素侵入の確認<sup>13, 15)</sup>

すべりによる鋼中への水素侵入を確認するために、5種類の供試油で実環境に近い油浴中で、3ボールオンディスク型のしゅう動試験により試験片に侵入した水素を検出した結果を図6に示す。摩擦が大きくなるほど鋼中侵入水素量も多くなる傾向が認められた。

また、雰囲気中の水分の影響を検証するために、湿度制御したアプレシブ摩擦試験により、雰囲気中の水分が水素供給源として働き、容積絶対湿度 (= 雰囲気中の水分量) が多いほど鋼中侵入水素量も多いこともわかっている (図7)。

これらの結果は、すべりを伴う金属接触で露出した鋼新生面のトライボケミカル反応<sup>16)</sup>により、潤滑剤や水分が分解し、水素が発生、鋼中に侵入することを示唆している。



試験片	鋼級/平板
材質	SUJ2
$P_{max}$	3.0GPa
すべり速度	300mm/s
時間	20h
油温	100°C

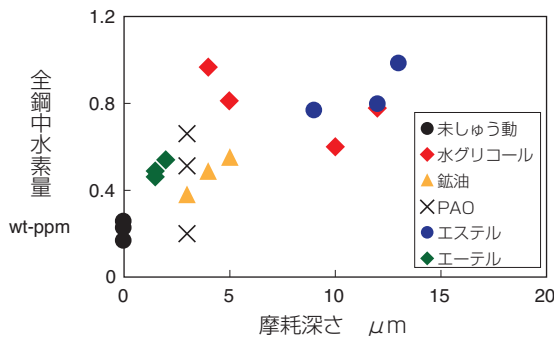


図6 油中しゅう動試験での摩耗深さと水素侵入量の関係  
Wear depth vs. amount of penetrated hydrogen after sliding test in oil

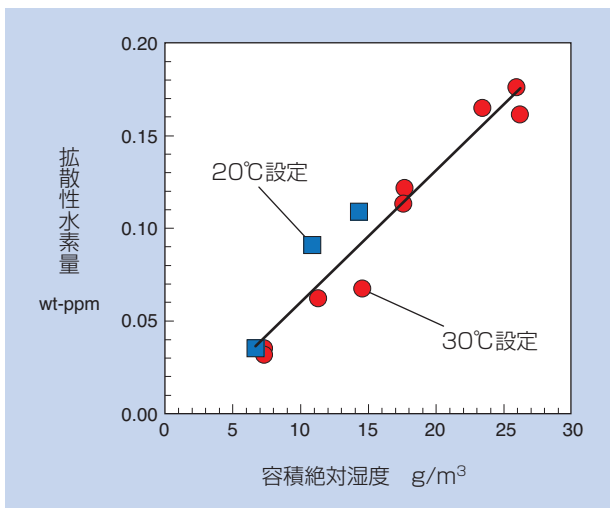


図7 アブレシブ摩耗試験での湿度と水素侵入量の関係  
Absolute humidity vs. amount of penetrated hydrogen under an abrasive wear condition

#### 4. 潤滑剤による水素の発生・侵入の防止策

これまで検証した水素脆性はく離の発生機構の中で潤滑剤が影響する過程は、「金属接触による摩耗」と「トライボケミカル反応」であり、その防止策として潤滑剤中への「摩耗防止剤（作用：高速すべり下での摩耗低減）」と「腐食抑制剤（作用：鋼表面への酸化膜形成）」の添加が有効と考えられる。その添加効果を、すべりによる水素侵入の抑制効果と実軸受を使った再現試験で確認した。

##### 4.1 すべりによる水素侵入の抑制効果の検証<sup>13)</sup>

すべりによる水素侵入を抑制する添加剤の効果を検証するために、水グリコール油に摩耗防止剤（有機亜鉛＋有機モリブデン）、または腐食抑制剤（モリブデン酸塩、タングステン酸塩）を添加してしゅう動させた場合の水素を検出した結果を図8に示す。

いずれの添加剤でも無添加油に比べて鋼中水素量が少なく、特にモリブデン酸塩の水素侵入抑制効果が高いことがわかる。

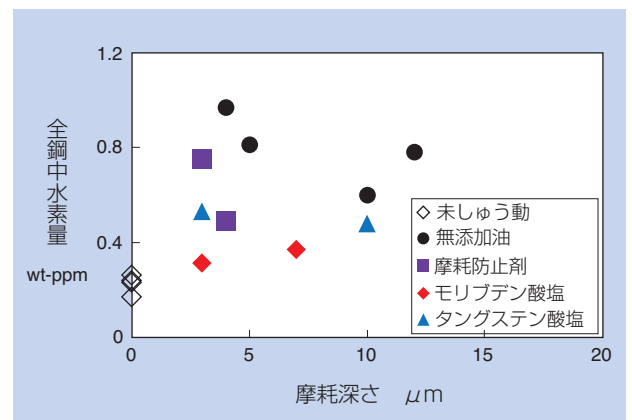


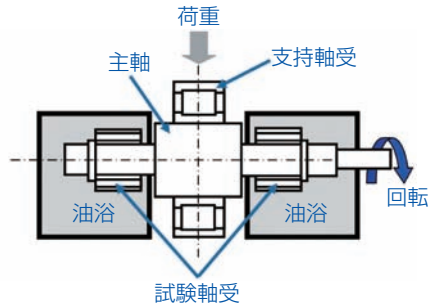
図8 油中しゅう動試験での添加剤の水素侵入抑制効果  
Effect of additive on prevention of hydrogen penetration after sliding test in oil

##### 4.2 実軸受での再現試験での検証<sup>17)</sup>

鋼中への水素侵入を抑制できた摩耗防止剤（有機亜鉛＋有機モリブデン）と腐食抑制剤（モリブデン酸塩、タングステン酸塩）の水素脆性はく離防止効果を調べるために、油潤滑下で評価した。図9に寿命のワイブル分布を示す。破損した軸受は、いずれも水素脆性はく離であることを確認している。摩耗量が小さかったモリブデン酸塩および摩耗防止剤の添加油が長寿命を示し、特にモリブデン酸塩が有効であることがわかった。

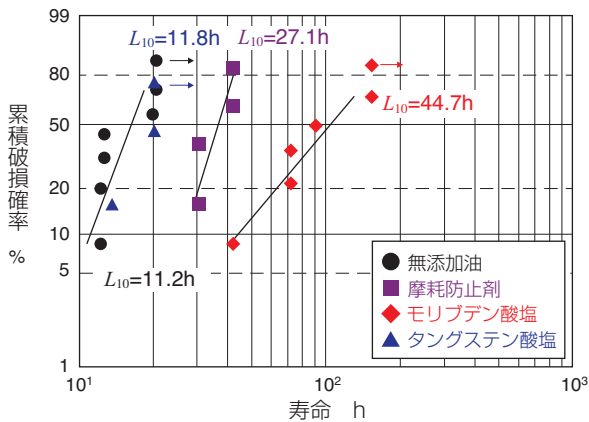
また、**図10**にXPS (X線光電子分光法) を用いた試験後の内輪表面の酸素の存在比率の深さ方向分析結果を示す。同じ腐食抑制剤の中でもモリブデン酸塩が厚い酸化膜を形成することがわかる。

以上から、**図11**に示すように、モリブデン酸塩は摩耗低減と厚い酸化膜の形成により、鋼新生面の露出と水素の発生・侵入を抑制し、長寿命化できたと考える。

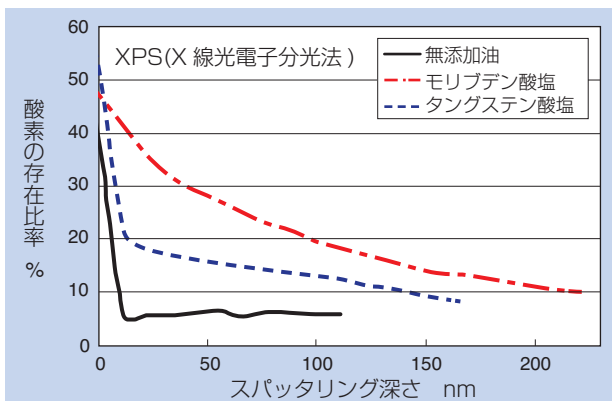


基油	水グリコール油 (32mm <sup>2</sup> /s@40°C)
試験軸受	針状ころ軸受
$P_{max}$	2.61GPa
油温	100°C
運転パターン	急加減速* (500⇄300min <sup>-1</sup> )

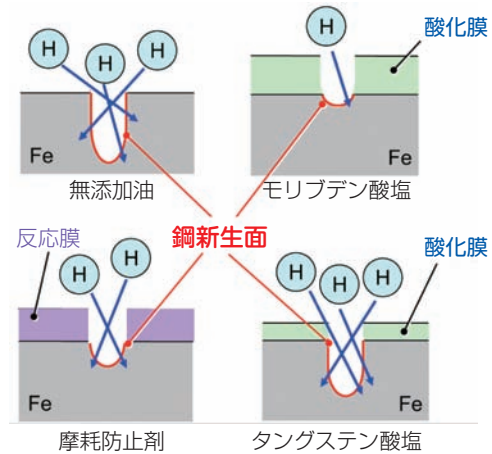
\*加速：1s ⇒ 速度維持：1s ⇒ 減速：1sの繰り返し



**図9** 水素脆性はく離寿命のワイブル分布  
Weibull distributions of hydrogen-related rolling contact fatigue life



**図10** 内輪軌道面接触部の酸化膜の深さ方向分析  
Oxygen depth profile on worn portion of inner ring raceway

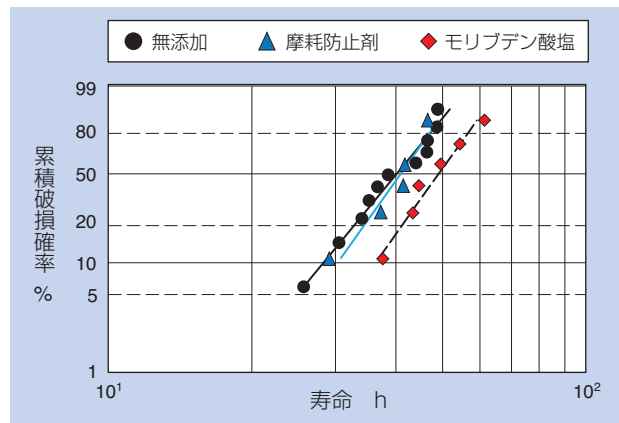


**図11** 添加剤の作用機構  
Mechanism of tested additive action

## 5. 対策添加剤のグリースへの適用<sup>9)</sup>

モリブデン酸塩のグリースでの有効性を検証するために、無添加のベースグリースに摩耗防止剤 (有機亜鉛+有機モリブデン)、または腐食抑制剤 (モリブデン酸塩) を添加して、加速再現試験法によりグリース潤滑玉軸受で評価した。**図12**に寿命のワイブル分布を示す。破損した軸受は、いずれも水素脆性はく離であることを確認している。モリブデン酸塩添加グリースは、油潤滑と同様に水素脆性はく離を抑制できることがわかる。

NTNでは、この技術を応用した独自グリースを開発し、各種用途の水素脆性はく離対策に幅広く利用している。



**図12** グリース潤滑下での水素脆性はく離寿命のワイブル分布  
Weibull distributions of hydrogen-related rolling contact fatigue life under grease lubrication

## 6. おわりに

本稿では、水素脆性はく離の発生機構を概説するとともに、潤滑剤による対策技術を紹介した。環境保全の観点から社会の省エネルギー化要求が高く、転がり軸受も必然的に油膜が薄く金属接触しやすい状態（＝低粘度基油の使用）で潤滑される傾向にあり、適切な対策技術を盛り込んだ潤滑剤への需要は高まる一方である。今後は、各種アプリケーションに適合するように、化学組成、性状面でよりきめ細やかな設計を施した潤滑剤の開発が益々求められよう。

また、水素脆性はく離を材料、潤滑剤だけの問題ではなく、転がり軸受の使用条件と発生確率を定量的に結び付け、総合的な現象解明につなげることがより一層重要になると考える。

### 参考文献

- 1) 野崎誠一, 藤本広司郎, 玉田健治: 電装・補機用軸受の脆性剥離と長寿命化, NTN Technical Review, 61 (1992) 36.
- 2) 玉田健治, 前田喜久男, 対馬全之: 電装・補機用軸受にみられる新しいタイプのミクロ組織変化, NTN Technical Review, 61 (1992) 29.
- 3) K. Tamada, H. Tanaka: Occurrence of Brittle Flaking on Bearings used for Automotive Electrical Instruments and Auxiliary Devices, Wear, 199 (1996) 245.
- 4) 村上保夫, 武村浩道, 中道治, 小川隆司, 桃野達信, 岩本章, 石原滋: オルタネータ用軸受疲労メカニズムの解明, NSK Technical Journal, 656 (1993) 1.
- 5) 柴田正道, 後藤将夫, 小熊規泰, 三上剛: エンジン・補機用軸受における転がり疲れによる新しいタイプのミクロ組織変化, Koyo Engineering Journal, 150 (1996) 16.
- 6) 木野伸郎, 山本建, 尾谷敬造, 内山典子: 水素脆性型早期剥離の要因解析, 機会学会論文集 (A編) 70, 696 (2004) 54.
- 7) H. Uyama, H. Yamada, H. Hidaka, N. Mitamura: The Effects of Hydrogen on Microstructural Change and Surface Originated Flaking in Rolling Contact Fatigue, Tribology Online, 6, 2 (2011) 123.
- 8) 木南俊哉: 水素脆性型の転動疲労強度に及ぼす侵入水素の影響, 電気製鋼, 84, 1 (2013) 55.
- 9) 川村隆之, 三上英信: 電装補機軸受用長寿命グリース「NA103A」の開発, NTN Technical Review, 75 (2007) 116.
- 10) M. H. EVANS: White Structure Flaking (WSF) in Wind Turbine Gearbox Bearings: Effects of Butterflies and White Etching Cracks (WECs), Material Science and Technology, 28, 1 (2012) 3.
- 11) 濱田洋志, 松原幸生: 軸受鋼の引張・圧縮疲労及び転がり疲労に及ぼす水素の影響, NTN Technical Review, 74 (2006) 50.
- 12) 宇山英幸: 転がり軸受に及ぼす水素の影響, トライボロジスト60, 10 (2015) 658.
- 13) M. Kohara, T. Kawamura, M. Egami: Study on Mechanism of Hydrogen Generation from Lubricants, Tribology Transactions, 49 (2006) 53.
- 14) 山本雄二, 兼田禎宏: トライボロジー (第2版), オーム社 (2010) 11.
- 15) 伊藤元博: アプレシブ摩耗下の鋼に侵入する水素量と湿度の影響, NTN Technical Review, 82 (2014) 88.
- 16) 森誠之, 七尾英孝: 表面科学からみたマイクロトライボロジー, 表面科学, 19, 6 (1998) 379.
- 17) M. Itoh, T. Kawamura, H. Mikami: Effects of Additives on Hydrogen-Related Rolling Contact Fatigue Life Improvement, International Tribology Conference, Tokyo (2015) 748.

執筆者近影



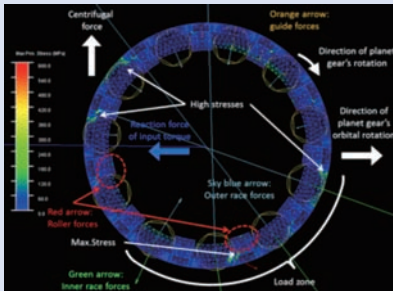
川村 隆之  
先端技術研究所

# 針状ころ軸受の動力学解析における 保持器応力と運動の自由度との関係

## Relationship between Cage Stress and Degree of Freedom of motion in Dynamic Analysis for Needle Roller Bearings

澁谷 直人\* Naoto SHIBUTANI

坂口 智也\* Tomoya SAKAGUCHI



保持器の弾性変形を考慮した転がり軸受の動力学解析は、運動中の保持器の応力も計算できるが長い計算時間を要す。解析時間短縮のため、運動の自由度を3自由度のみに限定した2次元解析が報告されているが、自由度を限定したことの影響は明らかにされていない。

そこで本報では、遊星変速機内の針状ころ軸受を対象に2次元および3次元の解析をそれぞれ実施し、保持器応力の最大値および発生過程に及ぼす運動の自由度を限定することの影響を報告する。

In dynamic analysis considering elastic deformation of cage, it requires a long time to calculate cage stress. To shorten calculation time, a two-dimensional analysis was conducted whose degrees of freedom of motion were restricted to three. However, an influence of the restricted degrees of freedom in this analysis was not clarified.

In this paper, the influence of the restricted degrees of freedom on cage stress and its generating mechanism are discussed by calculating both two-dimensional and three-dimensional analysis for needle roller bearings in planetary gears.

### 1. はじめに

一般的な転がり軸受は、内輪、外輪、複数の転動体および保持器から構成される。保持器の主な役割は転動体を等間隔に配置することである。軸受の負荷容量を向上させるために転動体数を増やすと、保持器のポケットの柱は細くなるため、保持器自体の破損の危険性が高まる。したがって、保持器に発生する応力を予測した上で軸受を設計する必要がある。回転する保持器の応力を測定することは容易ではないため、動力学の解析で予測することは有効な手段といえる。

ところで、保持器に大きな荷重が作用する軸受アプリケーションに、遊星変速機内のプラネットギヤの支持部がある。大きな荷重が作用する原因は、遊星運動による遠心加速度が軸受自体に常に働いたためである。

鈴木ら<sup>1)</sup>は、遊星運動下の針状ころ軸受に対して、3次元的な挙動を考慮した動力学解析を行い、ころのスキューにより生じるスラスト方向の力および回転トルクの発生要因を報告している。ただし、保持器は剛

体仮定で、保持器応力は検討されていない。

坂口ら<sup>2)</sup>は、保持器の弾性変形を考慮した軸受の動力学解析により、保持器応力を計算している。さらに、遊星変速機内のプラネットギヤの支持部の軸受を対象とし、ラジアル平面上の3自由度の運動のみを考慮した2次元動力学解析も試み、保持器応力を計算している<sup>3)</sup>。

3自由度の2次元解析は、6自由度の3次元解析と比べ、計算時間は短いものの、軌道輪、ころおよび保持器の傾きを考慮できない。また、保持器応力の動力学解析に及ぼすこれらの自由度の差異の影響は明らかになっていない。

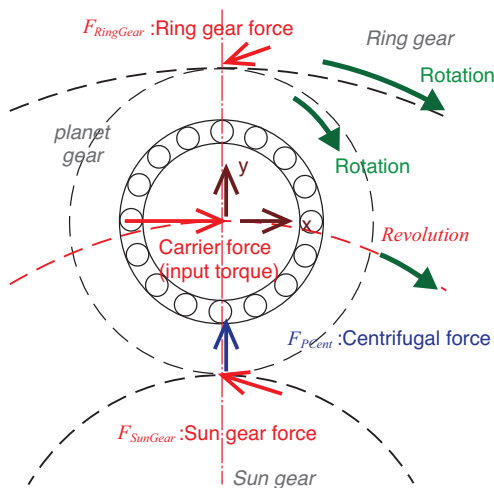
本報では、プラネットギヤ支持部の軸受に対して保持器を弾性体とし、2次元および3次元の動力学解析を行い、両者の特徴を明らかにする。合わせて、プラネットギヤの自転速度、公転速度および入力トルクを変化させた時の保持器応力の発生理由についても考察する。

## 2. 動力学解析モデル

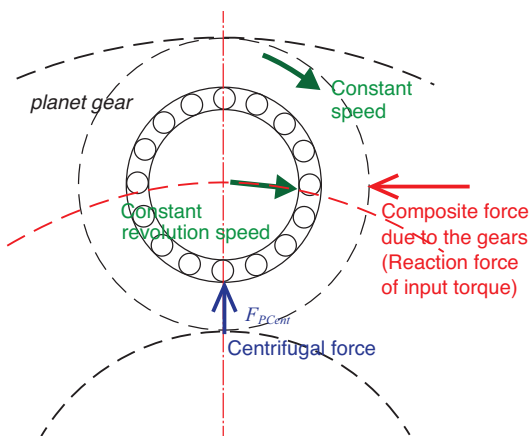
解析対象となる遊星変速機のプラネットギヤには、**図1**<sup>3)</sup>のように、種々の荷重が作用し、プラネットギヤを支持する針状ころ軸受に作用する荷重が定まる。本報では、この軸受の保持器に生じる応力を動力学解析で求める際の運動の自由度の影響を検討する。動力学解析は、ラジアル平面上の3自由度の運動のみを考慮した2次元解析、および6自由度の運動を考慮した3次元解析をそれぞれで行う。

2次元解析での計算方法は既報<sup>3)</sup>と同じであり、解析モデルの簡略化のため以下の5つの仮定を導入する。その結果、**図1**は**図2**のように簡単化することができる。

①キャリアに固定された内輪軌道の中心は、キャリア中心周りの円軌道上を一定速度で運動する。すなわちキャリアは、その中心位置を固定したまま、一定速で自転する。



**図1** プラネットギヤへの荷重とその運動<sup>3)</sup>  
Actual forces and motions on a planet gear



**図2** プラネットギヤへの荷重と解析モデル<sup>3)</sup>  
Analyzed forces and motions on a planet gear

②外輪は、ラジアル平面上の2並進の運動の自由度を持ち、一定速で自転する。

③ころおよび保持器は、ラジアル平面上の2並進および1回転の運動の自由度を持つ。

④プラネットギヤ自身の遠心力は、軸受のみで支持される。

⑤サンギヤおよびリングギヤからプラネットギヤへ作用する力のラジアル方向成分は、釣り合うと仮定する。よってプラネットギヤの公転方向には、変速機の入トルクにより生じる力のみが作用する(**図2**)。

一方、3次元の動力学解析での主な仮定は、以下の通りである。

①内輪および外輪の運動は、2次元解析と同じとする。

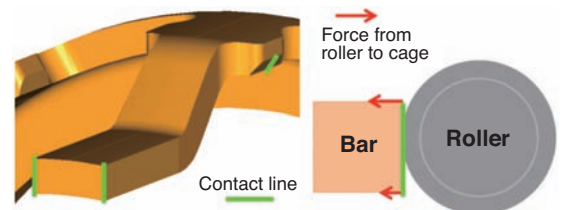
②ころおよび保持器は、6つの運動自由度を持つ。

③外輪は、保持器と接触するつば面を有する。

④保持器は、ころ、外輪軌道面、および外輪つば面と接触し得る。

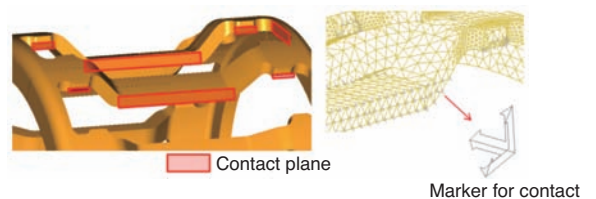
⑤2次元解析での仮定④および⑤は、3次元解析でも同様に用いる。

2次元解析でのころと保持器の接触計算では、**図3**に示すように、保持器の柱上に設定した線ところとの干渉量に応じて、設定した線の両端へ保持器に作用する力が負荷される。



**図3** 2次元解析でのころと保持器の接触計算方法  
Contact calculation method between roller and cage in two-dimensional analysis

一方、3次元解析でのころと保持器の接触計算では、**図4**のように、ころと接触する保持器ポケット面上に多数の節点を設け、ころとの干渉量に応じて、これらの節点に作用する力を計算する。



**図4** 3次元解析でのころと保持器の接触計算方法  
Contact calculation method between roller and cage in three-dimensional analysis

これらの仮定に加え、2次元および3次元の両解析におけるころ/軌道輪間および保持器/軌道輪間の接触部の計算方法は、既報<sup>1)3)</sup>と同じである。上記いずれの解析でも、見かけ力（遠心力および慣性力など）はすべて考慮される。

以降、2次元解析を“2D解析”、3次元解析を“3D解析”と表記する。

### 3. 解析対象

解析した遊星変速機構および針状ころ軸受の諸元を表1に示す。保持器は、外輪案内形式の鋼製保持器（NTN製の“KMJ-S”型）である。表中に記載した運転条件は、本解析での基準条件である。なお、遊星変速機構への入力トルクは、キャリアに作用する場合を想定する。

表1 遊星変速機構および針状ころ軸受の諸元  
Specifications of needle roller bearing and planetary gear system

遊星機構	サンギヤのピッチ円直径, mm	95.3
	プラネットギヤのピッチ円直径, mm	28.7
	リングギヤのピッチ円直径, mm	152.7
	プラネットギヤの質量, kg	0.05
軸受諸元	外輪軌道径, mm	19.85
	内輪軌道径, mm	13.85
	ころ直径, mm	2.997
	ころ有効長さ, mm	13.8
	ころ本数, 本	11
	運転条件	プラネットギヤの公転速度 $N_c$ , $\text{min}^{-1}$
プラネットギヤの自転速度 $N_p$ , $\text{min}^{-1}$		17,000
入力トルクにより作用する軸受1個あたりの荷重, N		300
潤滑油		鉱油 ISO VG100
	潤滑油の代表温度, $^{\circ}\text{C}$	100

### 4. 保持器応力の計算結果

#### 4.1 プラネットギヤの自転速度の影響

プラネットギヤの公転速度を $5,000 \text{ min}^{-1}$ に固定し、プラネットギヤの自転速度を $11,000 \text{ min}^{-1}$ から $53,000 \text{ min}^{-1}$ まで変化させた2Dおよび3D解析による保持器応力を図5に示す。図の縦軸は保持器の最大主応力を材料の疲労強度で除した無次元数(無次元最大主応力)である。2D解析での保持器応力は3D解析よりもやや高いものの、両解析の差異は小さく、自転速度の上昇とともに応力は増加する。

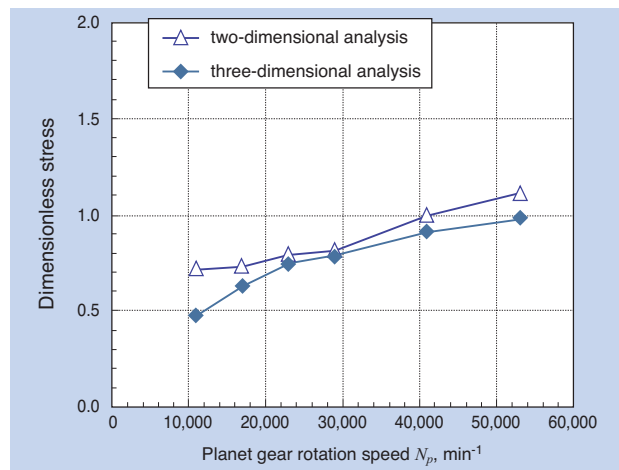


図5 プラネットギヤ自転速度と保持器応力の関係  
(プラネットギヤ公転速度  $N_c=5,000 \text{ min}^{-1}$ )  
Cage stress with various rotation speeds of planet gear  
(orbital rotation speeds of planet gear  $N_c=5,000 \text{ min}^{-1}$ )

なお、2D解析においては、図3に示すように、ころから保持器の柱に作用する力の計算において、柱の軸方向中心断面上に荷重評価点を配置したため、3D解析の場合に比べ荷重評価点がポケットの柱の根元から遠くなる。保持器応力は柱の根元部で上昇するため、2D解析での保持器応力は3D解析に比べ高めに計算されることになる。これが、2D解析での保持器応力が3D解析に比べやや高い主な理由と推定する。

#### 4.2 プラネットギヤの公転速度の影響

プラネットギヤの自転速度を $17,000 \text{ min}^{-1}$ に固定し、プラネットギヤの公転速度を $2,500 \text{ min}^{-1}$ から $20,000 \text{ min}^{-1}$ に変化させた場合の保持器の無次元最大主応力を図6に示す。2D解析での保持器応力は3D

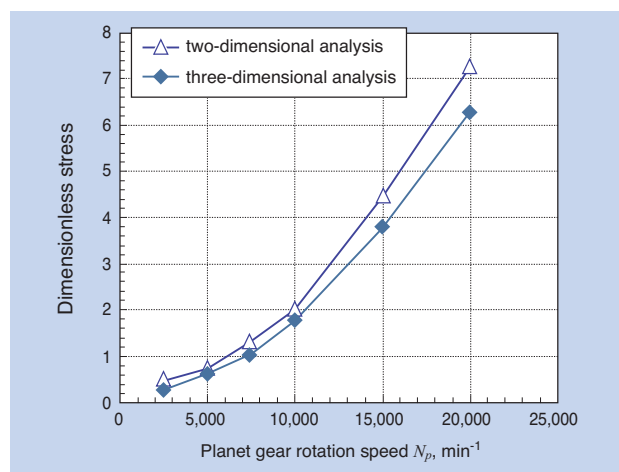


図6 プラネットギヤ公転速度と保持器応力の関係  
(プラネットギヤ自転速度  $N_p=17,000 \text{ min}^{-1}$ )  
Cage stress with various orbital rotation speeds of planet gear  
(rotation speeds of planet gear  $N_p=17,000 \text{ min}^{-1}$ )



解析よりもやや高いものの、両解析の差異は小さく、公転速度の増加により応力は増加する。この応力の変化は、公転速度のほぼ2乗に比例している。

図5と図6を比較すると、保持器応力に及ぼすプラネットギヤの公転速度の影響は、プラネットギヤの自転速度よりも大きいといえる。

### 4.3 入力トルクの影響

プラネットギヤの公転速度を $5,000 \text{ min}^{-1}$ 、自転速度を $17,000 \text{ min}^{-1}$ に固定し、入力トルクにより作用する軸受一個当たりの荷重を0 Nから1,200 Nまで変化させた場合の保持器の無次元最大主応力を図7に示す。2D解析では最大主応力が荷重に応じて変化した。3D解析では変化が小さい。この理由は後で考察する。

なお、上記の計算において、2D解析に要した計算時間は、3D解析と比較して10~30分の1であり、3D解析と比べ大幅に短い。

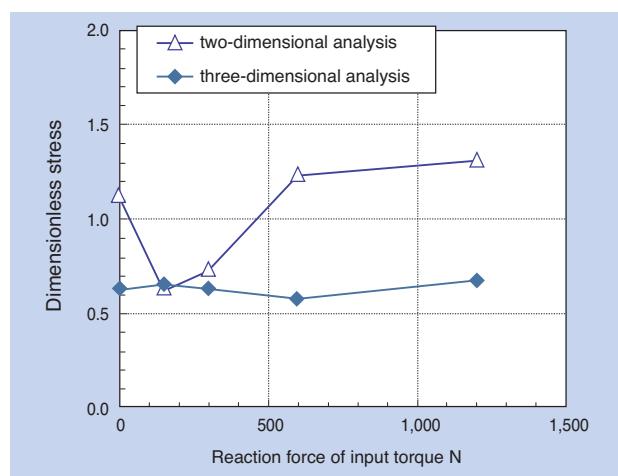


図7 入力トルクによる軸受荷重と保持器応力の関係 ( $N_p=17,000 \text{ min}^{-1}$ ,  $N_c=5,000 \text{ min}^{-1}$ )

Relationship between reaction force of input torque and cage stress (rotation speeds of planet gear  $N_p=17,000 \text{ min}^{-1}$ , orbital rotation speeds of planet gear  $N_c=5,000 \text{ min}^{-1}$ )

## 5. 保持器応力の発生原因

2D解析において、プラネットギヤが $5,000 \text{ min}^{-1}$ で公転し、保持器の主応力が最大となった瞬間の計算結果を図8に示す。軸受は右方向へ公転し、外輪は時計回り方向へ自転する。キャリアの回転中心は図の下方であり、遠心力は上部へ作用する状態である。プラネットギヤの遠心力とキャリアへの右回転方向の入力

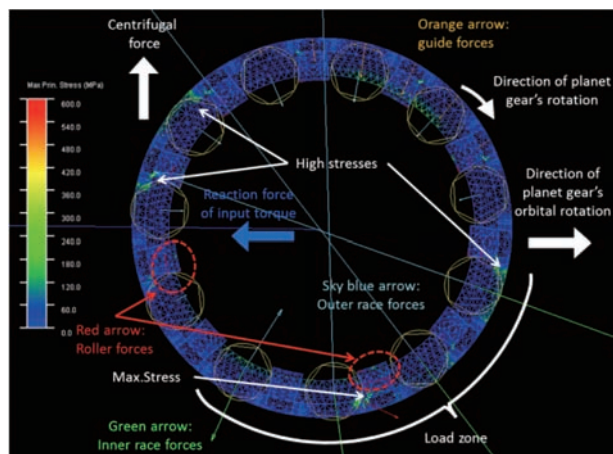


図8  $5,000 \text{ min}^{-1}$ でプラネットギヤが公転する場合に最大の保持器応力が生じた瞬間の2D解析の結果  
Result in two-dimensional analysis when the maximum cage stress occurs at the planet gear orbital speed of  $5,000 \text{ min}^{-1}$

トルクにより、5時（図中の軸受を時計に見立て、軸受内の位置を表す）付近の4つのところで軸受荷重を支えている。最大主応力は負荷圏の出口から2番目のポケットで発生した。その他に比較的高い応力が生じる箇所は、負荷圏内および9~10時のポケットであった。

一方、3D解析において、公転速度 $5,000 \text{ min}^{-1}$ で保持器応力が最大となった瞬間の計算結果を図9に示す。

2D解析と異なり、最大主応力は負荷圏出口のポケットで発生した。負荷圏内および9時のポケットにも比較的高い応力が認められた。2D解析と比較すると、最大主応力の発生ポケットの場所は異なるが、最大主応力を含めた比較的高い保持器応力が発生する場所は同じである。

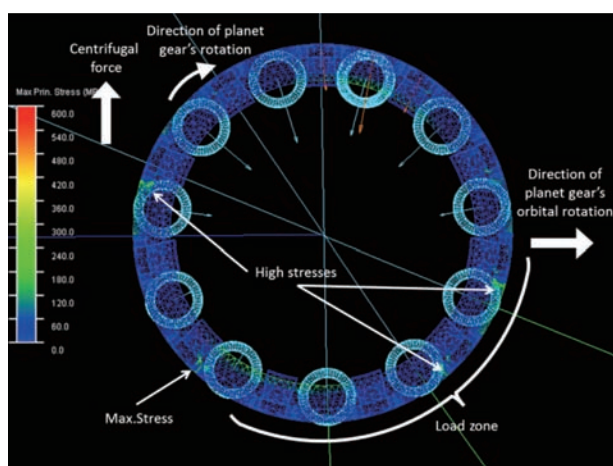


図9  $5,000 \text{ min}^{-1}$ でプラネットギヤが公転する場合に最大の保持器応力が生じた瞬間の3D解析の結果  
Result in three-dimensional analysis when the maximum cage stress occurs at the planet gear orbital speed of  $5,000 \text{ min}^{-1}$

これらの計算結果において、保持器に作用する主な力は、図10のように5つに分類できる。

- ①  $F_{Rfc}$  : 主にころの遠心力によって、ころから保持器ポケット前方の柱に作用する力
- ②  $F_{Rrc}$  : 主にころの遠心力によって、ころから保持器ポケット後方の柱に作用する力
- ③  $F_{Ri}$  : 負荷圏中のころから保持器に作用する力
- ④  $F_{Fg}$  : 外輪案内面から保持器に作用する摩擦力
- ⑤  $F_{Ng}$  : 外輪案内面から保持器に作用する垂直力

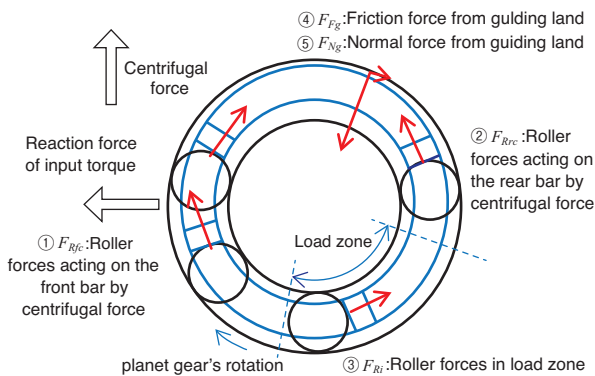


図10 保持器に作用する主な力  
Principal forces acting on cage

図8および図9において、非負荷圏のほぼすべてのポケットで、 $F_{Rfc}$ または $F_{Rrc}$ のいずれかが発生する。そして、保持器の中心位置および回転速度はほぼ一定とみなせることから、保持器に作用する力およびモーメントはほぼ釣り合うと考えることができる。よって $F_{Ri}$ は、 $F_{Rfc}$ 、 $F_{Rrc}$ および $F_{Fg}$ による保持器のモーメントと釣り合うように生じることになる。

このような力学的特徴を踏まえると、最大主応力の発生過程は、以下のように説明できる。

- 負荷圏を出たころは、遠心力で加速され、保持器ポケット内の公転方向前方の柱と衝突する。この時、 $F_{Rfc}$ が急増する。
- 衝突により保持器の自転速度が上昇するが、非負荷圏のころは自由に動けるため、 $F_{Rrc}$ の変化は小さい。
- 負荷圏中のころは軌道輪に挟まれて自由に動けないため、加速された保持器ところが衝突し、保持器は減速する。つまり、 $F_{Ri}$ は $F_{Rfc}$ によるモーメントを相殺するために急増する。

このように、負荷圏を出たころが保持器に衝突することで、 $F_{Rfc}$ および $F_{Ri}$ が急増し、これらの力を受けるポケットの応力が上昇する。

次に、公転速度が15,000 min<sup>-1</sup>で、保持器の主応力が最大となった瞬間の2Dおよび3D解析での計算結

果を図11および図12にそれぞれ示す。公転速度5,000 min<sup>-1</sup>の場合と比べると、以下の特徴がある。

- ころの遠心力が大きいため、保持器応力も約6倍と高い。
- プラネットギヤの遠心力も大きいため、負荷圏が広く、かつ負荷圏の中心は6時に近づく。
- 2Dおよび3D解析ともに、保持器の最大主応力は非負荷圏で発生する。

公転速度5,000 min<sup>-1</sup>での2Dおよび3D解析は、ころと保持器の衝突により $F_{Rfc}$ および $F_{Ri}$ が増加し、高い保持器応力が発生したが、15,000 min<sup>-1</sup>では高い公転速度による遠心力が $F_{Rfc}$ および $F_{Rrc}$ の影響度を高め、2Dおよび3D解析ともに非負荷圏で最大主応力を生じさせたと説明できる。

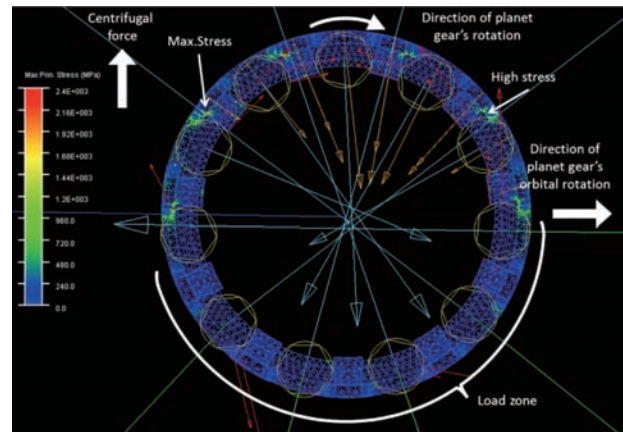


図11 15,000 min<sup>-1</sup>でプラネットギヤが公転する場合に最大の保持器応力が生じた瞬間の2D解析の結果  
Result in two-dimensional analysis when the maximum cage stress occurs at the planet gear orbital rotation speed of 15,000 min<sup>-1</sup>

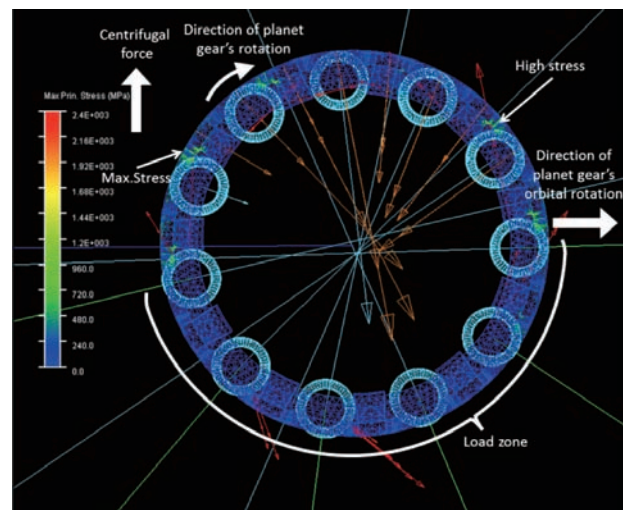


図12 15,000 min<sup>-1</sup>でプラネットギヤが公転する場合に最大の保持器応力が生じた瞬間の3D解析の結果  
Result in three-dimensional analysis when the maximum cage stress occurs at the planet gear orbital rotation speed of 15,000 min<sup>-1</sup>

## 6. 2Dおよび3D解析の比較

本章では、4.3節に記した入力トルクを変化させた場合の2D解析および3D解析での応力変化の傾向の差異について考察する。

まず、入力トルクの変化の影響およびこれにより2D解析での保持器応力が変化した理由を記す。

図13 a)は入力トルクが小さい場合の負荷圏および保持器に作用する力 $F_{Rfc}$ 、 $F_{Rrc}$ および $F_{Ri}$ の状態である。入力トルクが増加すると図13 b)のように、負荷圏は右側に偏るため、非負荷圏も同様に偏る。その結果、 $F_{Rfc}$ と $F_{Rrc}$ の差が増加するため、保持器のモーメントの釣り合いから $F_{Ri}$ が増加することになる。負荷圏を出たところが保持器ポケットの柱に衝突する力は、遠心力によるころの加速度に依存するため、図14に示すように、負荷圏の出口の角度が重要であり、入力トルクが小さい場合の方が高くなる。

このように保持器にかかる力が変化し、2D解析では保持器応力が図7のように変化したといえる<sup>4)</sup>。

次に、入力トルクが変化しても3D解析での保持器応力が変化しなかった理由を詳述する。

ブラネットギヤの公転速度が $5,000 \text{ min}^{-1}$ 、自転速度が $17,000 \text{ min}^{-1}$ 、入力トルクにより作用する軸

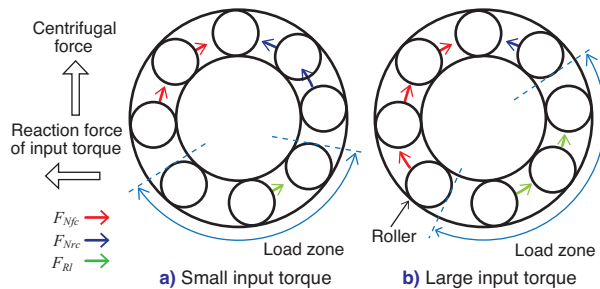


図13 入力トルクが変化した場合の負荷圏および保持器に作用する力

Load zone and principal forces acting on cage under large and small reaction forces of input torques

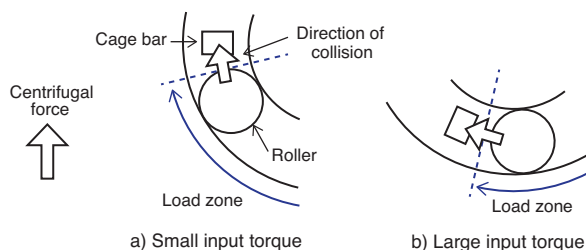


図14 入力トルクが変化した場合の負荷圏の位置およびころの加速度

Location of load zone and acceleration of roller by centrifugal force under large and small reaction forces of input torques

受一個当たりの荷重が300 Nの場合において、2Dおよび3D解析のそれぞれで、最大主応力が発生した瞬間のころから保持器に作用する力を図15および図16に示す。3D解析の特徴は、図16のように保持器に作用する力を計算する際に軸方向の分布が考慮されることである。そして、これらの力の計算には、ころの傾きも考慮される。

図15および図16において、ころから保持器に作用する力の合計を整理すると、2D解析では61 N、3D解析では31 Nであった。これらの力の差異は、以下に記すようにころのスキューの有無に起因するものと推定する。

2Dおよび3D解析においてころが保持器に衝突する際のイメージを図17に示す。2D解析では、ころと保持器の柱が衝突しても、ころは傾かない。一方、ころの傾きが考慮される3D解析では、ころが保持器ポケットの柱に衝突した際、並進運動だけでなく傾き方向の回転運動も変化する。それぞれの運動の変化のピークは、同時に起こることはまれであるため、衝突時の垂直力は時間軸方向に分散される。すなわち、回転運動が考慮されることにより、ころと保持器の柱との

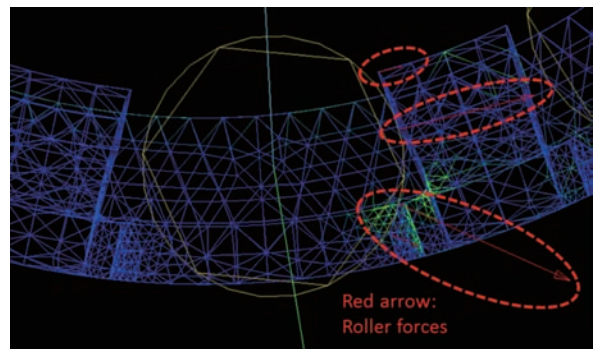


図15 2D解析で最大主応力が保持器に生じた瞬間のころから保持器に作用する力  
Roller force on cage when the maximum cage stress occurs in two-dimensional analysis

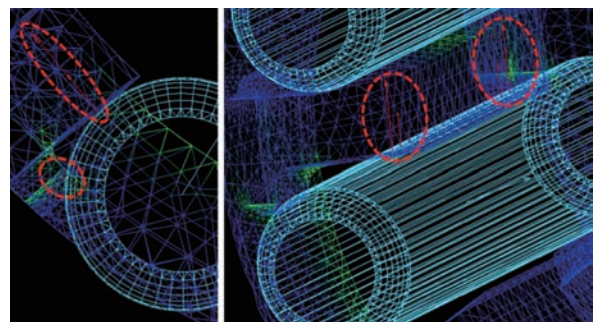


図16 3D解析で最大主応力が保持器に生じた瞬間のころから保持器に作用する力  
Roller force on cage when the maximum cage stress occurs in three-dimensional analysis

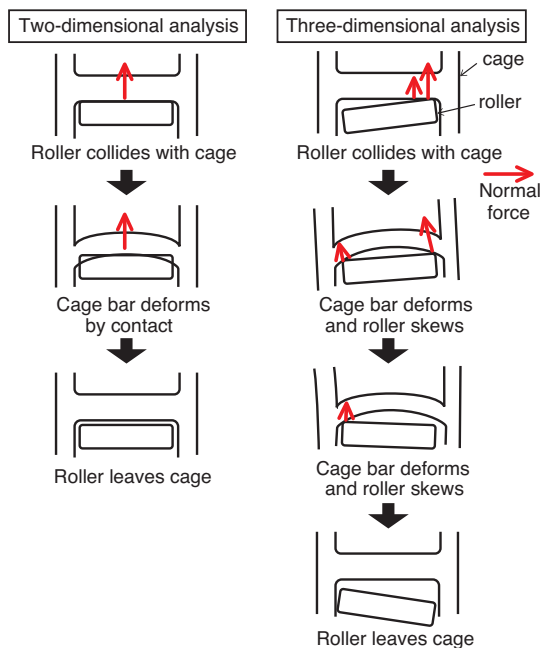


図17 2D解析および3D解析でのころと保持器との衝突の差異  
Difference in collision between roller and cage in two-dimensional and three-dimensional analysis

接触時間が長くなる。その結果、3D解析において衝突時に観察される力の最大値は、2D解析に比べ小さくなる。

以上が、3D解析において入力トルクを変化させた際の保持器応力の変化が小さくなった理由である。

なお、遠心力が働いたころは、比較的長い時間、ころが保持器に接触するため、衝突的ではない。また、負荷圏内でのころと保持器の接触も、衝突的ではない。そのような状況下では、ころの傾き方向の回転運動の考慮の有無があっても、接触時間の長さはほぼ変わらないはずである。図5および図6において3D解析の結果が2D解析と類似したのは、上記のように、比較的長い時間接触する現象で保持器応力が支配されていたためである。

## 7. まとめ

遊星運動下の針状ころ軸受において、保持器の弾性変形を考慮した2次元および3次元の動力学解析を行い、保持器応力に及ぼす運動の自由度の影響を調査した。

その結果、プラネットギヤの自転速度、公転速度を変化させた時、2D解析と3D解析ともに回転速度の上昇に応じて応力が高くなる傾向が確認された。一方、入力トルクを変化させた場合、2D解析では負荷圏の

変化に起因する応力変化が認められたが、3D解析では保持器応力がほとんど変化しなかった。3D解析ではころの傾きが考慮されるために、ころが保持器に衝突する際の力が分散され、その最大値が減少するためである。

以上の検討より、2D解析では、衝撃時の力を過大評価し、保持器応力も高めに算出される傾向があるといえる。比較的短時間で計算できる2D解析を先に行い、保持器強度を検討すれば、安全側での保持器設計が効率的に行えると考える。

ところで、本解析では軸受内部に存在する潤滑油の減衰作用を無視している。そのため、実際のころと保持器間の衝突力は、本計算で得られた値よりも、小さくなると予想するが、その程度は不明であり、今後の技術課題といえる。

## 8. おわりに

近年、自動車部品の設計や開発の短納期化が進んでいる。一方で、その中での解析の重要性も増している。よって、解析仮定の特徴を十分に把握し、解析結果を迅速に出すことで商品開発の効率化を推し進めていきたい。

### 参考文献

- 1) 鈴木篤史：針状ころ軸受のトルク損失に関する動的挙動解析，日本機械学会論文集(C編)，79巻801号，(2013) 1386-1395.
- 2) Sakaguchi, T., et al : Dynamic Analysis of Cage Stress in Tapered Roller Bearings, Proc. ASIATRIB 2006 Kanazawa, Japan, (2006) 649-650.
- 3) 坂口智也：遊星運動下の針状ころ軸受の動力学解析，NTNテクニカルレビュー，No75，(2007) 94.
- 4) 澁谷直人：遊星運動下の針状ころ軸受の動力学解析，自動車技術，Vol.71，No.9 (2017) 97-101.

### 執筆者近影



澁谷 直人  
自動車事業本部  
CAE技術部

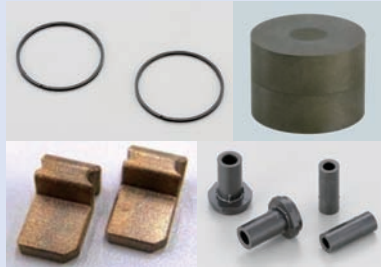


坂口 智也  
自動車事業本部  
CAE技術部

[商品紹介]

# 自動車の低燃費化，高機能化に貢献する複合材料商品の紹介

## Proposal of Low Fuel Consumption and High Functionality of Composite Material Products for Automobile



堺 香代\* Kayo SAKAI 山下 智典\*\* Tomonori YAMASHITA  
 浅田 一\*\* Hajime ASADA 石井 卓哉\*\*\* Takuya ISHII

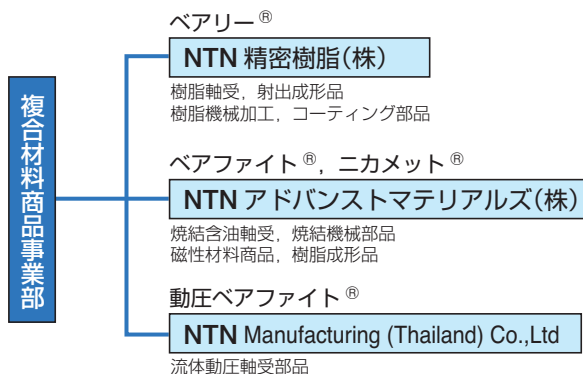
NTNグループでは、樹脂や金属粉末を成形した複合材料商品を製造、販売している。これらの商品は、形状の自由度が高く、様々な機能を付与することができることから、幅広い分野で使用されている。本稿では、自動車の低燃費化，高機能化に寄与する複合材料商品について紹介する。

We manufacture and sell composite material products molded from resin and metal powder. These products are used in a wide variety of fields because of their high degree of freedom in shape and their ability to impart various functions. In this paper, we introduce composite material products that contribute to low fuel consumption and high performance of automobiles.

### 1. はじめに

NTNでは、樹脂や金属粉末を原料にし、独自のデザインを組み合わせた複合材料商品を、[図1](#)に示す関係会社で製造している。複合材料商品は、使用条件に合わせて、樹脂や金属粉末、添加剤の配合を変えることができ、幅広い分野で使用されている。また、金型によって成形するため、形状の自由度が高く、複雑な形状でも量産性に優れている。NTNでは自動車や産業機械など幅広い分野に、流体動圧軸受を含む含油軸受や樹脂軸受、しゅう動部品、ギヤやカム等の機械部品、磁気センサやリアクトル等の磁性製品を製造販売している。

本稿では、自動車の低燃費化，高機能化に寄与する複合材料商品について紹介する。



**図1 NTN関係会社と複合材料商品群**  
 Composite material products of NTN group

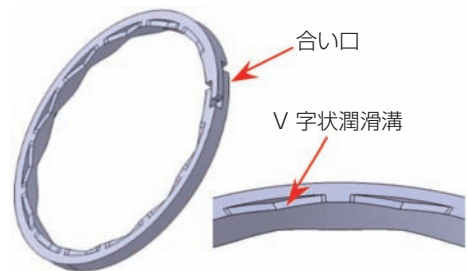
### 2. トランスミッション用シールリング

自動車のトランスミッションには、外径15～60mmの樹脂製シールリングが複数個使用されている。シールリングには、低燃費化のため低トルク、低オイルリークが求められている。NTNはPEEK（ポリエーテルエーテルケトン）製シールリングの側面にV字状潤滑溝を設けることで（[図2](#)）、従来の溝なし品と同等の低オイルリークで、トルクを60%低減した低トルクシールリング<sup>1)</sup>を開発し、量産を開始した。

しかし、自動車の燃費規制が今後益々厳しくなる中で、さらなる低トルク化の要求がある。低トルクシールリングのV字状潤滑溝を最適化した開発品では、さらに10～15%のトルク低減を達成した。

シールリングは、トランスミッション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内径と軸溝側面に押し付けら



**図2 低トルクシールリング**  
 Low torque seal ring

\*複合材料商品事業部 新商品開発部  
 \*\*複合材料商品事業部 複合材料技術部  
 \*\*\*NTN精密樹脂(株) 技術部

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3)。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がしゅう動する。そのため、シールリング側面に潤滑溝を設けることは、トルク低減に効果的であり、各社その形状を工夫している。

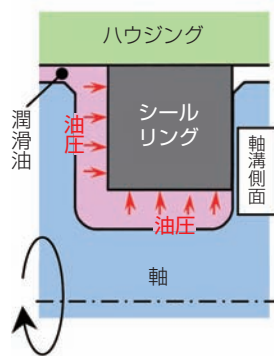


図3 シールリングの作動状態  
Operating state of seal ring

NTNの低トルクシールリングは、動圧効果によりV字状潤滑溝の端部が高圧となるため、トルクが低減する。溝を対称形状にしているため、方向性なしに軸へ組み付けることができる。

表1に示す低トルクシールリングの従来品および開発品について、トルクの油圧依存性を図4に示す。

低トルクシールリングの開発品は、従来品から10～15%トルクが低減している。

V字状潤滑溝の個数を増やすことは、動圧効果が高まりトルク低減要因となるが、溝間のしゅう動面積が増加しトルク増加要因にもなる。そこで、開発品では潤滑溝の個数の最適化と同時に、潤滑溝の幅、周方向長さなどの最適化も図った。

表1 試験シールリング  
Test seal rings

試験シールリング		側面の潤滑溝の形状
低トルクシールリング (従来品)	V字状 12個	
低トルクシールリング (開発品)	V字状 24個	

シールリング寸法：外径45mm、肉厚2mm、幅2.4mm

【試験条件】

シールリング試験機 油圧 0.4～1.2MPa 回転数 2,000min<sup>-1</sup>  
鉄系ハウジング・軸 ATF (油温 80℃)

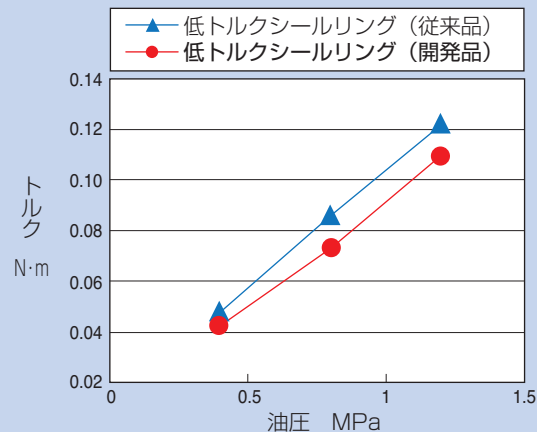


図4 トルクの油圧依存性  
Torque versus oil pressure

### 3. 電動ウォーターポンプ用樹脂すべり軸受

電動ウォーターポンプは、自動車の電動化、低燃費化に伴いエンジン車、ハイブリッド車、電気自動車への搭載が進んでいる。動力源がバッテリーで適宜作動するので、流量を任意に制御できる利点があり、エンジン、インバータ、モータ等の冷却や車内の暖房に使用されている。これら電動ウォーターポンプには、ポリフェニレンサルファイド (PPS) に特殊充填剤を配合したベアリーAS5704すべり軸受<sup>2)</sup>が採用されており、電動ウォーターポンプの省電力化に貢献している。

電動ウォーターポンプの市場規模 (グローバル) は、2015年の実績が2,080万台に対して、2020年に3,475万台、2025年に5,470万台と拡大が見込まれている。

代表的な電動ウォーターポンプの構造を図5に示す。インペラ (羽根車)、マグネット、すべり軸受を一体化したロータがポンプ室に収納され、マグネットに対向してステータが配置されている。ロータはすべり軸受を介して軸に支持されている。ステータへの通電により発生する磁界でロータを回転させ、インペラによりポンプ室に吸入された冷却水を移送する構造となっている。

ロータ回転時にはラジアル荷重およびアキシャル荷重が発生するため、すべり軸受の内径と軸、及びすべり軸受端面とスラスト受がしゅう動する。

電動ウォーターポンプには、カーボンすべり軸受が多く使用されてきた。カーボンすべり軸受は、冷却水

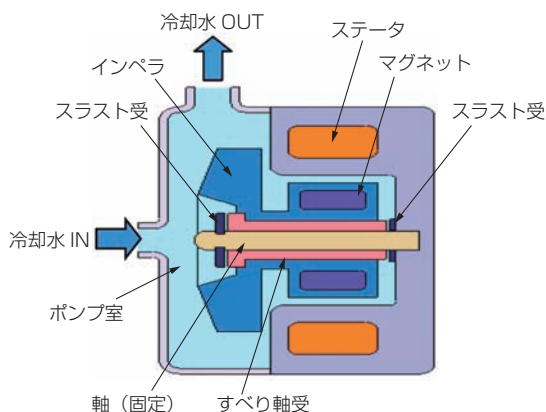


図5 電動ウォーターポンプの構造  
Structure of electric water pump

による腐食の心配がなく、インペラとの一体成形も可能であるが、成形素材からの機械加工品となるため、形状の自由度が低く、高コストである。

PPSからなる樹脂すべり軸受は、自己潤滑性、耐薬品性に優れ、射出成形が可能で形状を含めた設計の自由度が高く、安価である。射出成形時に軸受の内径面や端面に潤滑溝、軸受外径面にインペラからの抜け止め（Dカット、突起など）を容易に設けることができ、機械加工なしでインペラと一体成形できる。

すべり軸受には、冷却水中での低摩擦特性、長寿命、相手部品を摩耗損傷させないことが求められる。そのため、図6に示すベアリーAS5704すべり軸受が採用されている。本軸受の特長を以下に示す。

【特長】

- ①水中での摩耗量が汎用PPSすべり軸受の1/5以下。
- ②ステンレス鋼などの相手材の摩耗損傷が少ない。
- ③射出成形品であるため、設計の自由度が高い。
- ④不凍液、酸・アルカリ液中でも使用可能。



図6 電動ウォーターポンプ用樹脂すべり軸受  
Plastic sliding bearings for electric water pump

ベアリーAS5704軸受とガラス繊維、炭素繊維、PTFEを配合したPPS軸受の比摩耗量、動摩擦係数を図7に示す。ベアリーAS5704軸受の比摩耗量は他

のPPS軸受と比較して小さく、炭素繊維配合軸受の1/5以下である。また、ベアリーAS5704軸受の摩擦係数は最も低く、安定している。

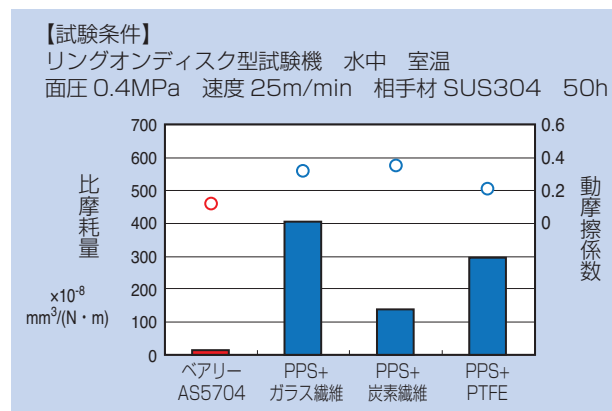


図7 PPS軸受の材料と摩擦摩耗特性  
Relation between PPS bearing materials and sliding property

#### 4. パワーウィンドウ、ファンモーター用軸受

焼結含油軸受は自動車や産業機械に広く使用されており、その材料は青銅系と鉄系および両者を組み合わせた銅鉄系に大別される。パワーウィンドウやファンモーターなどの自動車電装品や、複写機やレーザービームプリンタなど、軸受に高いしゅう動性能が求められる用途に対しては、青銅系材料が適している。しかし、近年の銅価格の上昇から、銅の使用量を削減し、青銅系に代わる新しい材料として、ベアファイトCL<sup>3)</sup>を開発した。

ベアファイトCLの特長は、特殊銅粉を使用することで銅使用量を抑えた上で、青銅系材以上の耐PV値特性と、銅鉄系材以上の耐摩耗性を示すことである。

特殊銅粉を使用することで表層に銅の薄層を形成し、これが優れたしゅう動性に寄与する。内部は安価な鉄粉であり、青銅系材より耐摩耗性に優れる。軸受の断面を図8に示す。図の上側が軸受内径面であり、表層に銅の薄層が形成され、内部は鉄粉である。

化学成分を表2に示す。銅の配合量は、20%程度であるが内径面の約60%以上は銅が露出している。

限界PV値の測定結果を図9に示す。

本結果から、ベアファイトCLは低PV値領域から青銅系品と同等の摩擦係数を示し、かつ、高PV値領域まで低い摩擦係数を維持していることがわかる。このため、広いPV値領域での使用が可能である。

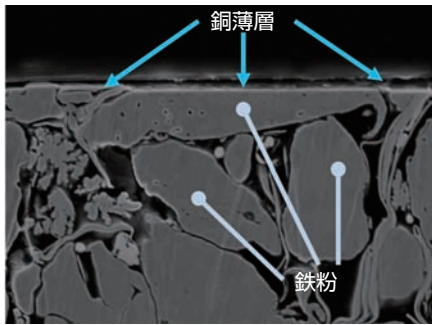


図8 ベアファイトCLの断面  
Section of BEARPHITE CL

表2 ベアファイトCLの化学成分  
Chemical components of BEARPHITE CL

開発品	化学成分 wt%			
	Cu	Sn	C	Fe
	15~22	0.5~2.5	0.5~2.5	残

【試験条件】

・軸材質：SUS420J2  
・軸受寸法：内径6×外径12×幅6mm  
・試験温度：常温

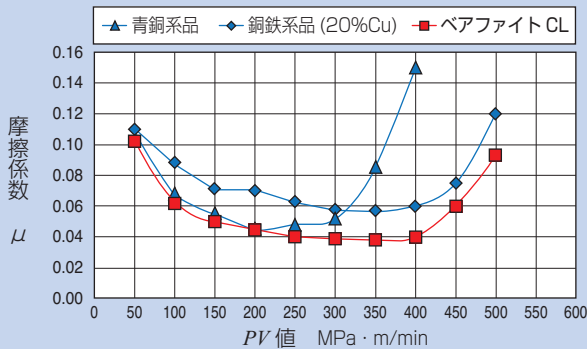


図9 ベアファイトCLの限界PV値  
Limit PV value of BEARPHITE CL

耐摩耗性の評価を、運転試験前後の軸受内径寸法の変化量(摩耗量)で行った。評価結果を図10に示す。

開発品の摩耗量は青銅系品、銅鉄系品よりも少なく、優れた耐摩耗性を有していることがわかる。

【試験条件】

・周速：38m/min  
・軸受寸法：内径6×外径12×幅6mm  
・試験温度：常温  
・面圧：4.0MPa  
・軸材質：SUS420J2  
・試験時間：8h

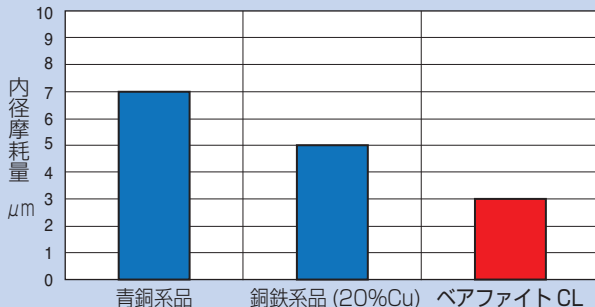


図10 ベアファイトCLの耐摩耗性  
Abrasion resistance of BEARPHITE CL

## 5. AFS, EGR用すべり軸受

高温環境下では潤滑油が熱で気化し、周辺を汚染する恐れがあるため、しゅう動部には潤滑油やグリースが使用できない。このような潤滑油が使用できない環境下で新たなしゅう動部材として、NTNでは固体潤滑材である黒鉛を多量に添加し、潤滑性を向上させた自己潤滑性焼結しゅう動部材<sup>4)</sup>を開発している。

ヘッドランプの熱により高温となるAFS (Adaptive Front-Lighting System) (図11) や高温の排気ガスに曝されるEGR (排気再循環) 装置のバルブ用軸受等に適用される。

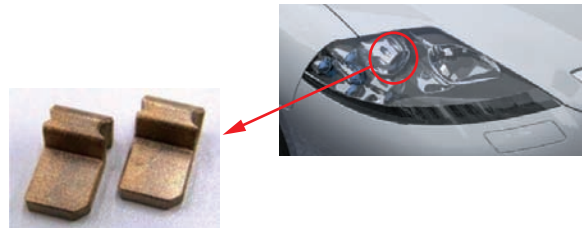


図11 自己潤滑性焼結しゅう動部材 (AFS用)  
Self-lubricating sliding material (For AFS)

黒鉛粉はかさ密度が低いいため、多量に添加すると材料粉の流動性が低下し、成形できる形状や寸法が制限される。また、成形できる形状であっても成形サイクルが遅くなり、相対的にコストが高くなる。開発した自己潤滑性焼結しゅう動部材は、特殊処理により黒鉛粉の流動性を高めることで、黒鉛添加量を増加しながらも高い形状自由度と生産性を確保した。本開発材は潤滑油が使用できない環境でも優れた低摩擦特性、耐摩耗性を有する。

【特長】

- ①ドライ環境での摩擦摩耗特性に優れる
- ②特殊黒鉛により、高い形状自由度を確保

開発材の化学成分を表3に示す。一般的な青銅系材料と比較し、黒鉛添加量を2倍以上に増量している。

自己潤滑性焼結しゅう動部材の摩擦摩耗試験条件を表4に、試験結果を表5に示す。自己潤滑性焼結軸受の摩擦係数は、無含油状態での一般青銅系材の約1/2、耐摩耗性は一般青銅系材の約40倍まで向上した。

表3 自己潤滑性焼結しゅう動部材の化学成分  
Chemical components

材質	化学成分 %		
	Cu	Sn	C
一般青銅系材	残	7~11	1~2
開発材	残	7~11	4~7



表4 摩擦摩耗試験条件  
Test conditions for friction and wear property

	①摩擦試験	②摩耗試験
荷重 N	98	15
回転速度 min <sup>-1</sup>	1,000	450
試料寸法 mm (内径×外径×幅)	φ6×φ12×6	φ6×φ12×6
相手材	SUJ2	SUS420J2
試験時間 min	90	60
潤滑状態	無含油（ドライ）	無含油（ドライ）

表5 摩擦係数および比摩耗量  
Specific wear rate and friction coefficient

	開発材	一般青銅系材
摩擦係数	0.2~0.3	0.45
比摩耗量 m <sup>3</sup> / (N·m) × 10 <sup>-12</sup>	0.08	3.56

## 6. 低背型リアクトル

近年、自動車や自動車部品の電動化に伴い、自動車にはコンバータやインバータなどの電源装置が多数搭載されるようになった。リアクトルはこれら電源装置において電圧を調整するために用いられている。電源装置の小型化を目的に、装置を高周波駆動する傾向にあり、リアクトルには高周波帯域まで低損失で安定した特性を維持できることが求められる。

リアクトルは、コアと呼ばれる軟磁性材料の成形体と、コイルと呼ぶコアに巻きつけた導線で構成される。

コイルに電気が流れるとコアに磁力が発生するが、リアクトルにはコイルに流れる電力を磁力に変換してコアに蓄積し、蓄積した磁力を電力に再変換してコイルから放出する機能がある。リアクトルはこの変換機能によって電源回路中で電圧を昇圧または降圧させる際に利用される。

リアクトルの一例としてNTNのポット形ハイブリッドリアクトル（以後、ポット形従来品）を図12に

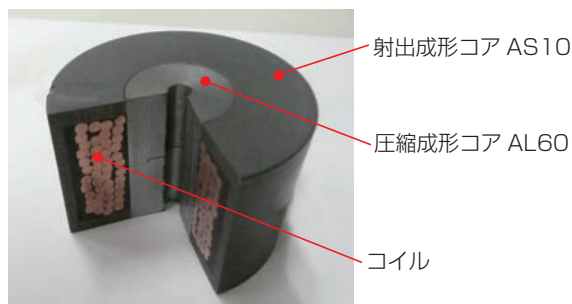


図12 ポット形ハイブリッドリアクトル(カットモデル)  
Pot type hybrid core

示す。リアクトルは通電される電流が大きくなると性能が低下する。どれくらいの電流まで性能を維持できるかを示す特性は重畳特性と呼ばれており、特に重要な指標とされている。一般に重畳特性の改善にはコア中にすきま（ギャップ）を設けるが、ギャップから漏れる磁力は損失や発熱の増加原因となる。これに対しNTNハイブリッド品は、特性の異なるコア部品を組み合わせることでギャップを設けることなく重畳特性を改善したものである。

一般に広く用いられるトロイダル形はリング状のコアにコイルを巻いたリアクトルである。直流重畳特性を改善する場合には、空気層によるギャップを必要とするため漏れ磁束が懸念される。冷却面においてはコイルを直接冷却できるが、コアを冷却する場合にはリアクトル全体を樹脂封止する必要がある。

新たに開発したEEP形のハイブリッドリアクトルを図13に示す。EEP形リアクトルはポット形リアクトルの導線の引き出し口を大きくしたような形状である。

開発品はポット形従来品<sup>4)</sup>の特長であるコアのギャップレスでの優れた重畳特性に加え、放熱性向上のためリアクトルの設置スペース内で設置面積を大きくできる方形に近い形状に変更し、かつ製品高さを低くした低背型にすることで放熱経路を短くしてコア形状を最適化した。

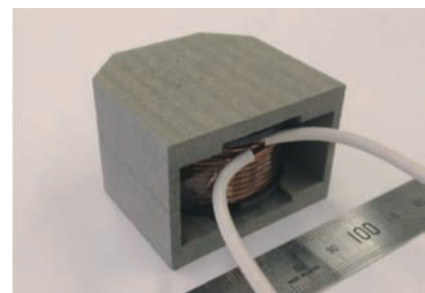


図13 EEP形ハイブリッドリアクトル(開発品)  
EEP type hybrid core

### 【特長】

- ①ギャップレスでの優れた重畳特性
- ②優れた放熱性による低い温度上昇
- ③製品高さが低い低背型

開発品とNTN製ポット形従来品および一般的なトロイダル品との比較を表6に示す。

開発品とポット形従来品の磁界解析結果を表7、図14に、発熱解析結果を図15に示す。発熱解析は冷却板への固定を想定して設置面（下側）の温度を60℃とし、雰囲気温度も60℃とした。

開発品は、ポット形従来品と同等の重畳特性、損失および同程度の設置スペース（幅と奥行き）で製品高さを22%低減した。また、同程度の損失にも関わらず発熱温度について、開発品は117℃（上昇温度57℃）、従来品は134℃（上昇温度70℃）となり、設置面の形状変更と低背化によって放熱性能を約19%改善できた。

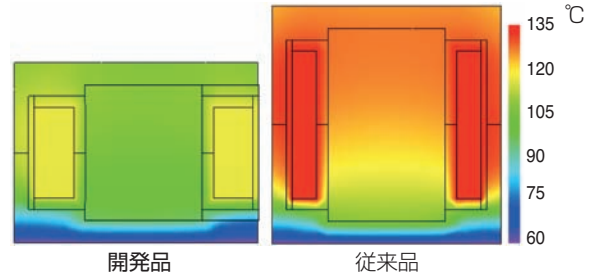


図15 発熱解析結果  
Thermal analysis results

表6 各種リアクトルの性能比較  
Characteristics comparison

	開発品	ポット形従来品	トロイダル
放熱性能	◎	○	△
漏れ磁束	○	○	△
部品高さ	◎	○	◎

◎：優 ○：良 △：可

## 7. おわりに

本稿では、小型・軽量化による自動車の低燃費化、しゅう動特性の改善等による高機能化に寄与する複合材料商品について紹介した。

今後、自動車や構成ユニットの電動化が進む中で、益々要求が厳しくなり、既存品から複合材料商品への置き換えも加速すると考えている。

今後、部品単体の付加価値を高めるだけでなく、周辺構造も含めたモジュール化・ユニット化にも対応し、市場トレンドに合致した商品を提供し、自動車業界の発展に貢献したい。

表7 磁界解析による鉄損と銅損  
Iron loss and copper loss by magnetic field analysis

	開発品	従来品
体格, mm	W46×D44×H32	φ42×H41
鉄損*	3.1	3.4
銅損*	13.1	13.3

\*直流20Aにリップル率30%正弦波電流重畳時

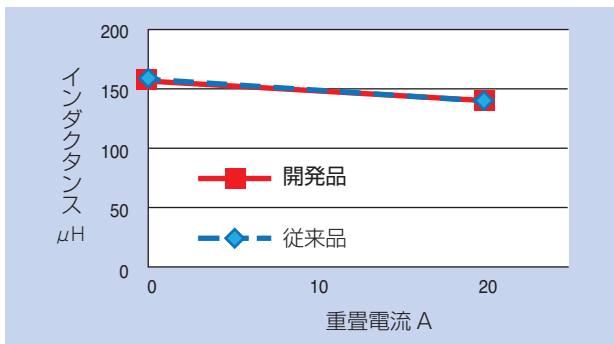


図14 重畳特性  
DC bias characteristics

## 参考文献

- 1) 笈幸三, 近藤巧, 石井卓哉, 吉野真人: 自動車の変速機用低トルクシールリングの開発, NTN TECHNICAL REVIEW, No.81 (2013) 68-73.
- 2) 伊藤紀男, 石井卓哉: 次世代電池向け電動ポンプ用樹脂すべり軸受, NTN TECHNICAL REVIEW, No.77 (2009) 49-53.
- 3) 山下智典: 青銅系代替銅鉄系焼結含油軸受, NTN TECHNICAL REVIEW, No.82 (2014) 30-33.
- 4) 堺香代, 島津英一郎, 後藤隆宏, 浅田一, 石井卓哉, 自動車分野への複合材料商品の紹介, NTN TECHNICAL REVIEW, No.83 (2015) 54-59.

執筆者近影



堺 香代  
複合材料商品事業部  
新商品開発部



山下 智典  
複合材料商品事業部  
複合材料技術部



浅田 一  
複合材料商品事業部  
複合材料技術部



石井 卓哉  
NTN精密樹脂(株)  
技術部

2016年度「日本粉末冶金工業会 工業会賞 新製品賞・デザイン部門」受賞

## 昇圧装置用ハイブリッド磁性材リアクトルコア Hybrid Magnetic Material Reactor Core for Booster

勝浦 肇\*  
Hajime KATSUURA

尼野 慎也\*  
Shinya AMANO

鈴木 翔平\*  
Shouhei SUZUKI

高楠 利啓\*\*  
Toshihiro TAKAKUSU

### 1. はじめに

「昇圧装置用ハイブリッド磁性材リアクトルコア」が、日本粉末冶金工業会の2016年度第38回工業会賞を受賞した。

射出成形のアモルファス磁性材料品と圧縮成形のアモルファス磁性材料品をハイブリッド化し、大電流・高周波領域での性能向上と小形化を両立させた点が評価された。



図1 用途例 (MRI)  
Application example (MRI)

### 2. 構造

ハイブリッド磁性材リアクトルコアの構造を図2に示す。圧縮成形と射出成形による異種成形材のハイブリッド化と磁場解析による形状最適化により、小形化と高磁気特性を両立させた。

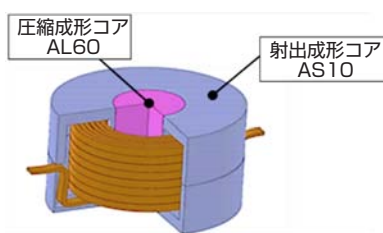


図2 ハイブリッドリアクトルの構造  
Structure of Hybrid magnetic material reactor

### 3. 特長

ハイブリッド磁性材リアクトルコアの特長は以下のとおり。

- (1) 従来のフェライト材と比較して、磁気飽和なし
- (2) 従来のフェライト材と比較して、大電流時 (300A) の直流重畳特性低下1/2以下
- (3) 従来のFe-Si材と比較して、高周波数時 (100kHz) の損失1/10

### 4. 効果

従来材料であるフェライトやFe-Si系材料と比較し、以下のような効果が得られ、装置の小形化や性能向上に貢献できる。

- (1) 体積比1/8
- (2) 最大印加電流2.6倍 (100A→260A)
- (3) 回路動作周波数5倍 (10kHz→50kHz)

### 5. まとめ

本商品は異なる成形加工品をハイブリッド化することで、単独成形品では達成できない特性を持たせることができるため、さらに広範囲の用途に展開していきたい。

#### 参考文献

沖 芳郎：成長市場に向けた樹脂・焼結金属・磁性材料複合化技術と商品紹介 NTN TECHNICAL REVIEW 82, (2014) 12-20.

#### 執筆者近影



勝浦 肇  
複合材料商品事業部  
新商品開発部



尼野 慎也  
複合材料商品事業部  
新商品開発部



鈴木 翔平  
複合材料商品事業部  
新商品開発部



高楠 利啓  
NTNアドバンストマテリアルズ  
もの造りセンター

\*複合材料商品事業部 新商品開発部  
\*\*NTNアドバンストマテリアルズ もの造りセンター

受賞案件の紹介

2016年度「日本粉末冶金工業会 工業会賞 新製品賞・デザイン部門」受賞

複層焼結含油軸受  
Multi Layer BEARPHITE®

山口 貴嗣\*  
Takashi YAMAGUCHI

毛利 敏彦\*  
Toshihiko MOURI

高井 一輝\*\*  
Kazuki TAKAI

1. はじめに

「複層焼結含油軸受」が、日本粉末冶金工業会の2016年度第38回工業会賞を受賞した。

建設機械用の大型焼結軸受について、しゅう動性・耐摩耗性を向上させた内層、強度・靱性を向上させた外層の二層構造にすることで、浸炭焼入れや切削加工の廃止につなげた点について新規性、独自性が大きく評価された。

油圧ショベルなどの関節部用（図1）として開発した「複層焼結含油軸受」は、低摩擦・耐摩耗および高強度を低コストで実現した点が評価された。



図1 用途例  
Application example

2. 構造

複層焼結含油軸受の構造を図2に示す。

内層と外層で異なる材料の二層構造を、圧入や接着ではなく、粉末成形で一体成形している。

内層には、低摩擦と耐摩耗性を両立するため、高硬度

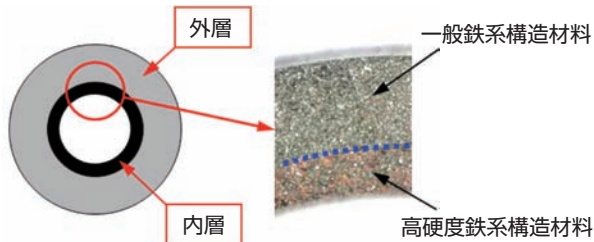


図2 複層焼結含油軸受の構造  
Structure of the Multi Layer BEARPHITE®

の鉄系材料に銅を加えた材料を用いた。外層には、強度に優れ安価な鉄系材料に低融点金属を配合し、浸炭焼入れを行なうことなく、従来品と同等の機械特性を確保した。

3. 特長

圧環強さは焼入れ等の熱処理なしで 500MPa以上を実現し、従来行っていた熱処理を廃止した。さらに、サイジングによる矯正が可能となり、切削加工が不要となった。

4. まとめ

異なる材料を一体成形することで、低摩擦・耐摩耗性と強度の両立を実現した。今後も新商品の開発を通じて市場に貢献していきたい。

参考文献

- 須貝洋介, 毛利敏彦: 複層焼結含油軸受, NTN TECHNICAL REVIEW 80, (2012) 83-86.
- 毛利敏彦, 伊藤容敬, 須貝洋介, 湯浅栄二: 受賞案件の紹介, NTN TECHNICAL REVIEW 84, (2016) 115.

執筆者近影



山口 貴嗣  
複合材料商品事業部  
新商品開発部



毛利 敏彦  
複合材料商品事業部  
新商品開発部



高井 一輝  
複合材料商品事業部  
複合材料技術部

複合材料商品事業部 新商品開発部  
複合材料商品事業部 複合材料技術部

受賞案件の紹介

2016年“超”モノづくり部品大賞 環境関連部品賞受賞

低トルクシールリング  
Low Torque Seal Ring

寛 幸三\*  
Kouzou KAKEHI

石井 卓哉\*  
Takuya ISHII

山添 佑樹\*  
Yuuki YAMAZOE

山本 宗一郎\*  
Souichirou YAMAMOTO

近藤 巧\*\*  
Takumi KONDOU

1. はじめに

自動車の変速機（図1）用に低トルク，低オイルリークを両立した低トルクシールリング<sup>1)</sup>を開発し，量産を開始した．トルク低減による変速機の高効率化，自動車の低燃費化への貢献が評価され，日刊工業新聞社主催の2016年“超”モノづくり部品大賞 環境関連部品賞を受賞した．

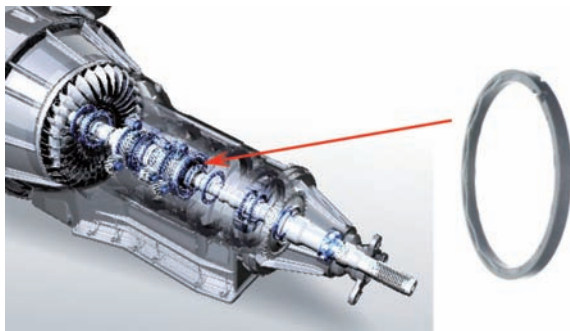


図1 自動変速機  
Automatic transmission

2. 特長

低トルクシールリングの形状を図2に示す．従来のPEEK製シールリングの側面にV字状の潤滑溝を射出成形時に設けることで，従来と同等の低オイルリークでありながら，トルクを60%低減した（図3）．これはV字状潤滑溝の端部に発生する動圧効果によるものである．

低トルクシールリングは，従来のシールリングと比較して次の特長がある．

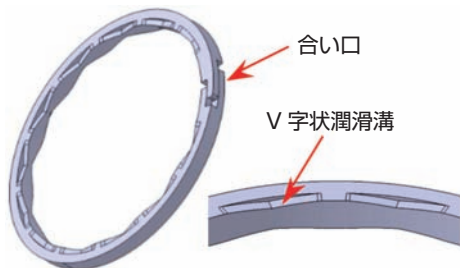


図2 低トルクシールリングの形状  
Shape of low torque seal ring

- 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

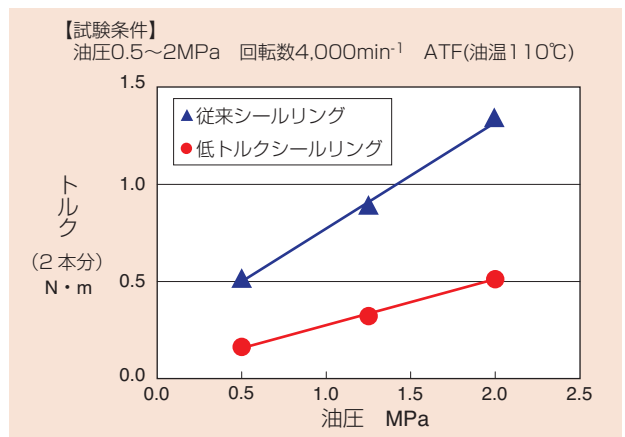


図3 トルクの油圧依存性  
Torque versus oil pressure

3. まとめ

自動車の燃費規制は今後益々厳しくなるため，なお一層の低トルク化が要求されている．V字状潤滑溝を最適化した改良品により，さらに10~15%のトルク低減を達成した．今後も，市場の要求に応えるために，さらなる低トルク化を探索していく．

参考文献

寛幸三，近藤巧，石井卓哉，吉野真人：  
自動車の変速機用低トルクシールリングの開発  
NTN TECHNICAL REVIEW No.81(2013)68-73.

執筆者近影（代表者）



寛 幸三  
NTN精密樹脂(株)  
技術部

\*NTN精密樹脂(株) 技術部  
\*\*複合材料商品事業部 営業技術部

# 薄型・高精度 角度センサ

産業機械分野の回転部分で絶対角検出を  
高精度、薄型・軽量で実現



## 特長

- ① 薄型で中空構造のため、回転部の小型化と配線の内蔵化が容易
- ② 軽量で慣性モーメントが小さいため応答性への影響が小さい
- ③ 高精度
  - 従来品 角度精度±0.2° (取り付け誤差を除く)
  - 開発品 角度精度±0.1° (取り付け誤差を除く)

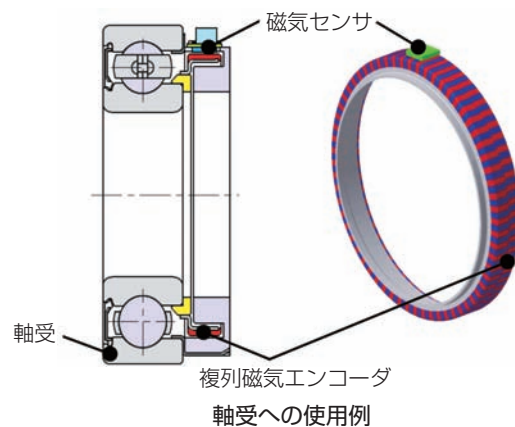
## 構造

着磁極対数の異なる2つの磁気トラック (64/63極対) を高精度で着磁

項目	複列磁気エンコーダ R64 (ラジアルタイプ)
磁石	ゴム磁石
着磁極対数	64/63 極対 (N,S 合わせて 128 極 / 126 極)
サイズ	外径φ51.5mm, 内径φ44mm, 幅 8.2mm
重量	10.7g
慣性モーメント	$6.3 \times 10^{-6} \text{ kg m}^2$
使用温度	-40 ~ +120°C

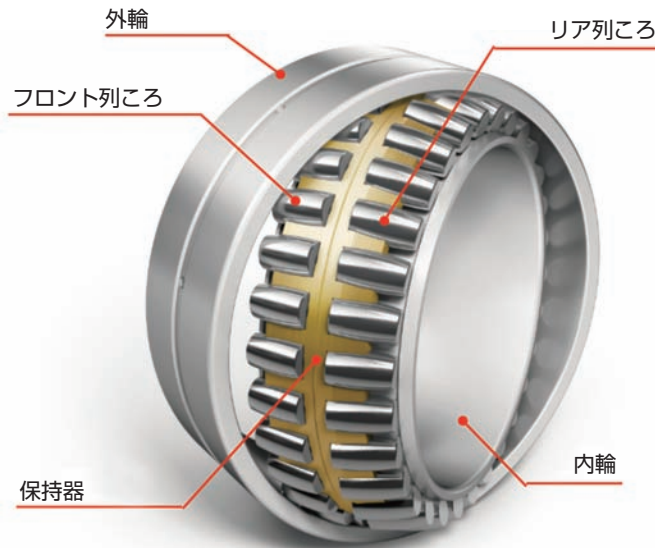
## 用途

- ロボット関節角度検出のためのエンコーダ
- モータ回転角検出のためのエンコーダ



# 風力発電装置主軸用 左右列非対称自動調心ころ軸受

ころの左右列非対称設計により、長寿命化と耐摩耗特性を向上

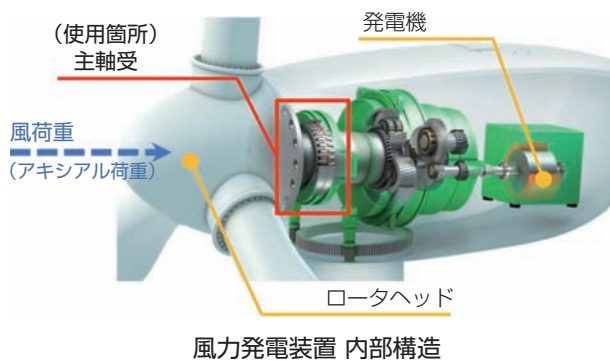


## 特長

- ① 長寿命  
：計算寿命が約2.5倍に向上
- ② 耐摩耗性  
：PV値約30%低減により、耐摩耗特性向上
- ③ コンパクト・軽量  
：従来品と同等の寿命を持つ軸受を内径約10%減、質量約30%減で設計可能

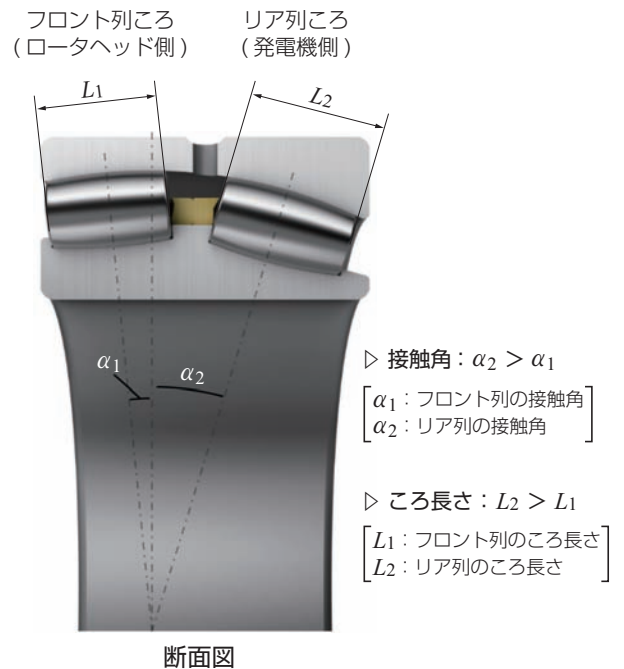
## 用途

- 風力発電装置用 主軸受



## 構造

ころの左右列非対称設計によりフロント列とリア列で効率的に荷重を分担することで、長寿命と耐摩耗特性の向上を実現



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。

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)3347 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)3188 FAX. 093(513)3190

**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

#### 【自動車事業本部】

関東自動車支社 TEL03(6713)3605 FAX03(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15階)

宇都宮自動車支社 TEL028(333)9016 FAX028(333)9020  
〒320-0026 栃木県宇都宮市馬場通り1丁目1番地11号 (宇都宮TDビルディング4階)

北関東自動車支社 TEL0276(30)0115 FAX0276(45)0062  
〒373-0851 群馬県太田市飯田町1220-1 (オカバ太田ビル3階)

東海自動車支社 TEL0566(72)2030 FAX0566(72)2420  
〒446-0056 愛知県安城市三河安城町1丁目4番地4 (カリツービル6階)

浜松自動車支社 TEL053(454)2586 FAX053(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)

大阪自動車支社 TEL06(6449)6711 FAX06(6443)1578  
〒550-0003 大阪市西区京町堀1丁目3番17号

広島自動車支社 TEL082(568)5912 FAX082(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】

東京支社 TEL03(6713)3606 FAX03(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15階)

北海道駐在 TEL011(822)8788 FAX011(822)8835  
〒003-0809 札幌市白石区菊水九条2丁目2番37号

茨城営業所 TEL029(823)3528 FAX029(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)

西関東支社 TEL042(757)1011 FAX042(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)

沼津営業所 TEL055(962)7573 FAX055(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)

名古屋支社 TEL052(222)3301 FAX052(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)

大阪支社 TEL06(6449)6712 FAX06(6448)7296  
〒550-0003 大阪市西区京町堀1丁目3番17号

神戸営業所 TEL078(917)1201 FAX078(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)

広島支社 TEL082(568)1470 FAX082(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)

九州支社 TEL093(513)3167 FAX093(513)3190  
〒802-0003 福岡県北九州市小倉北区米町1丁目1番7号 (小倉駅前奥田ビル7階)

#### 【アフターマーケット事業本部】

東日本支社 TEL03(6713)3620 FAX03(6713)3682  
〒108-0075 東京都港区港南2丁目16番2号 (太陽生命品川ビル15階)

北海道駐在 TEL011(822)8788 FAX011(822)8835  
〒003-0809 札幌市白石区菊水九条2丁目2番37号

東北支店 TEL022(262)6201 FAX022(262)6205  
〒980-0014 宮城県仙台市青葉区本町1-12-30 (太陽生命仙台駅北ビル7階)

宇都宮営業所 TEL028(333)9025 FAX028(333)9020  
〒320-0026 栃木県宇都宮市馬場通り1丁目1番地11号 (宇都宮TDビルディング4階)

相模原支店 TEL042(757)1011 FAX042(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)

甲府営業所 TEL055(232)2301 FAX055(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)

中日本支社 TEL052(222)3301 FAX052(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)

西日本支社 TEL06(6449)6715 FAX06(6448)7296  
〒550-0003 大阪市西区京町堀1丁目3番17号

北陸営業所 TEL076(263)8673 FAX076(263)8628  
〒920-0031 石川県金沢市広岡1-1-35 (金沢第二ビル402号室)

広島支店 TEL082(568)1472 FAX082(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)

水島営業所 TEL086(425)6311 FAX086(425)6322  
〒710-0057 岡山県倉敷市昭和2丁目4番6号 (倉敷アークスクエア3階)

九州支店 TEL093(513)3188 FAX093(513)3190  
〒802-0003 福岡県北九州市小倉北区米町1丁目1番7号 (小倉駅前奥田ビル7階)

#### 【NTNテクニカルサービス(株)】

##### 精機商品事業部 販売グループ

東日本：TEL03(6713)3652 FAX03(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15階)

西日本：TEL06(6449)6716 FAX06(6443)1576  
〒550-0003 大阪市西区京町堀1丁目3番17号

中日本：TEL052(222)3291 FAX052(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)

#### 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観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。

無断転載を禁ずる ©NTN株式会社 2017