

For New Technology Network

NTN[®]

TECHNICAL REVIEW

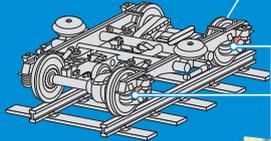
No.
77

特集 ● 環境対応

December 2009



Essential Elements for Performance



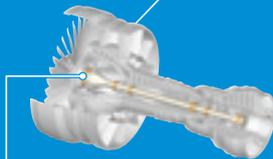
車軸用軸受
外径:220mm



ステアリング用
等速ジョイント



電気自動車対応
インテリジェント・インホイール



3点接触玉軸受
外径:527mm



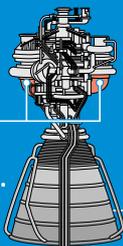
高速CTスキャナ用軸受
外径:1000mm



車軸用大形軸受
外径:810mm



H-IIBロケットエンジン・
ターボポンプ用軸受
外径:55mm



主軸用超大形軸受
外径:1580mm



様々な分野で活躍する、
NTNのベアリングテクノロジー。

NTNブルー = テクノロジーブルー

NTN®

ベアリングのことなら

NTN TECHNICAL REVIEW No.77

環境対応特集号 ● 目次

巻頭言

環境対応特集号に寄せて

常務取締役 福村善一

1

環境負荷低減活動

【解 説】	NTNの環境への取り組み	新商品・知的財産戦略本部 環境管理部	平田正和／梅本 昇	2
【解 説】	SNRの環境への取り組み	SNR	Didier SEPULCHRE DE CONDE／Jean-Hervé BULIT	9

環境対応生産技術

【解 説】	素形材加工における環境負荷低減への取り組み	生産技術研究所	世良 昌／斎藤久常／中野健一／牧野俊介	16
【解 説】	産業用ロボット活用による作業環境改善	生産技術研究所	松下茂樹／名倉元治	20

環境対応商品／技術

【解 説】	風力発電装置の大型化と軸受技術	産機商品本部 応用設計部 産機商品本部 産機商品本部 製品設計部	二之湯伸幸 八木 壯一 丹羽 健	26
【解 説】	SNRの環境に優しい商品開発	SNR Product Innovation & Mechatronic Siegfried RUHLAND／Ludovic SAUNIER／Cynthia TSEN SNR Automotive Transmission Engineering SNR Automotive Equipment Engineering	Bernard LIATARD Gérald MIRABEL	32
【製品紹介】	電動ブレーキ用アクチュエータ	商品開発研究所 自動車モジュール商品開発部 商品開発研究所 電子応用研究部	山崎達也／江口雅章 牧野祐介	40
【製品紹介】	自動車用電動ボールねじアクチュエータ	自動車商品本部 自動車技術部	池田良則／吉田平和	45
【製品紹介】	次世代電池向け電動ポンプ用樹脂すべり軸受	NTN精密樹脂(株) 技術部	伊藤紀男／石井卓哉	49
【製品紹介】	低トルクローラリフトユニット	自動車商品本部 ニードル軸受技術部	西村 雅	54
【製品紹介】	自動車用省資源仕様ハブベアリング	自動車商品本部 アクスルユニット技術部	平井 功	60
【製品紹介】	Vシリーズハブジョイント	自動車商品本部 アクスルユニット技術部 自動車商品本部 等速ジョイント技術部	梅木田光 浅野祐一	65
【製品紹介】	超高負荷容量円すいころ軸受	自動車商品本部 自動車技術部	上野 崇／松下知樹	71
【製品紹介】	新型自動調心ころ軸受“ULTAGE (アルテージ)”シリーズEA・EMタイプ	産機商品本部 製品設計部	津森幸久	78
【製品紹介】	コンパクトフリー型トルクダイオード	産機商品本部 応用設計部	糸見正二	83
【解 説】	DLC膜の特性とその応用	要素技術研究所	大平晃也	87
【論 文】	円すいころ軸受ころ大端面の最適曲率半径	要素技術研究所 自動車商品本部 自動車技術部 大阪大学大学院工学研究科	藤原宏樹 辻本 崇 山内和人	94

【座談会】

等速ジョイント解析技術の進歩と将来

104

受賞案件の紹介

《2009年度 “超”モノづくり部品大賞 奨励賞受賞》	高負荷容量円すいころ軸受	自動車商品本部 自動車技術部	上野 崇	108
《2008年度 “超”モノづくり部品大賞 自動車部品賞受賞》	ステアリング用等速ジョイント (CSJ) の開発	等速ジョイント技術部	山崎健太	109
《2008年度 資源循環技術・システム 奨励賞受賞》	鉄鋼ダストの固形化处理装置の開発とリサイクルシステムの構築	元生産技術研究所 生産技術研究所 要素技術研究所	後藤正三 山田郁夫 村松勝利	110

新製品紹介

112

NTN TECHNICAL REVIEW No.77

CONTENTS

Preface

Yoshikazu FUKUMURA 1

● Activity for Reducing Environmental Impact

Initiatives for Environmental Conservation Masakazu HIRATA and Noboru UMEMOTO	2
Approach on Environment by SNR Didier SEPULCHRE DE CONDE and Jean-Hervé BULIT	9

● Environment-responsive Production Engineering

An Approach the Reduction of Environmental Loads in the Material Processing Akira SERA, Hisatsune SAITO, Kenichi NAKANO and Syunsuke MAKINO	16
Improve the Work Environment with Factory Robot Shigeki MATSUSHITA and Genji NAGURA	20

● Environmentally-friendly Products and Technology

Market Trend of Wind Turbine and Bearing Technologies Nobuyuki NINOYU, Souichi YAGI and Tsuyoshi NIWA	26
Eco-friendly Products Development SNR Roulements Siegfried RUHLAND, Ludovic SAUNIER, Cynthia TSEN, Bernard LIATARD and Gérald MIRABEL	32
Actuator for Electromechanical Brake Tatsuya YAMASAKI, Masaaki EGUCHI and Yusuke MAKINO	40
Electric Ball Screw Actuator for Automotive Yoshinori IKEDA and HIRAKAZU YOSHIDA	45
Plastic Bearings of Electric Pump for the Next Generation Cell Norio ITOH and Takuya ISHII	49
Low-torque Roller Lifter Unit Masashi NISHIMURA	54
Hub Bearing for Automobiles for Saving Resources Isao HIRAI	60
V-series Hub Joint Mitsuru UMEKIDA and Yuuichi ASANO	65
Extreme High Load Capacity Tapered Roller Bearings Takashi UENO and Tomoki MATSUSHITA	71
New Spherical Roller Bearings "ULTAGE" Series Type EA and EM Yukihisa TSUMORI	78
Compact Free type Torque Diode Shoji ITOMI	83
Characteristics and Applications of DLC films Kouya OOHIRA	87
Optimized Radius of Roller Large End Face in Tapered Roller Bearings Hiroki FUJIWARA, Takashi TSUJIMOTO and Kazuto YAMAUCHI	94

Round-table talk

Advance and Future of Analysis Technology for Constant Velocity Joints 104

● Our Line of Award Winning Products

"2009 'CHO' MONOZUKURI Innovative Components Awards" Encouragement Award High Capacity Tapered Roller Bearing Takashi UENO	108
"2008 'CHO' MONOZUKURI Innovative Components Awards" Automotive Component Award Constant Velocity Steering Joint (CSJ) Kenta YAMAZAKI	109
"2008 Resource Recycling Technology and Systems" Encouragement Award Development of Briquetting Machine and Accomplishment Recycling System for Steelmaking Dust Shozo GOTO, Ikuo YAMADA and Katsutoshi MURAMATSU	110

Our Line of New Products

112



常務取締役
福村 善一

環境対応特集号に寄せて

大気中の温暖化ガスの濃度は、産業革命前より約30%上昇しており、このまま温暖化ガスの放出が続くと、地球の温度上昇は21世紀末には産業革命以前の2倍近くに達すると言われています。

2009年末にコペンハーゲンで開催されたCOP15（第15回国連気候変動枠組み条約締約国会議）では、中長期削減目標が討議されました。各国では温暖化ガスの削減に取り組んでおり、電気自動車などの次世代型自動車、太陽光発電や風力発電など、新エネルギー分野での開発を積極的に推進しなければなりません。

このような状況下、NTNでは、本年7月1日付で新商品・知的財産戦略本部を新設し、将来の成長が見込める自然エネルギーや電気自動車などの、地球環境・省エネ・省資源対応をキーワードに、長期的な事業戦略の立案を担う部署を立ち上げました。該部門においては、当社の要素技術を活用するとともに、産学官や異業種との連携を推進し、新エネルギーなどの新たなニーズに応える自動車部品、産業機械の新製品開発のスピードアップを図っています。

このように、NTNでは、環境負荷低減を目指した要素技術開発、環境に配慮した製品開発を最優先として取り組んでいます。

一方、生産現場では、地球環境の保全、循環型社会の構築、環境管理体制の充実を課題として、環境管理活動のレベル向上に努め、特に、生産活動におけるCO₂削減に対して積極的に取り組んでいます。

今回、NTNの環境対応特集と題して、NTNとNTNグループに加わったSNR（本社、フランス）の“環境負荷低減活動”、“環境対応生産技術”、“環境対応製品・技術”について紹介することになりました。また、元NTN取締役の木全博士と「等速ジョイント解析技術の進歩と将来」と題した座談会をご紹介後、昨年度、本年度の受賞開発商品3件（“超”モノづくり部品大賞、資源循環技術・システム表彰）についても紹介しております。

NTNは本年4月からの2年間を、新中期経営計画『NTN次への2010』として、企業理念「For New Technology Network：新しい技術の創造と新商品の開発を通じて国際社会に貢献する」の原点に立ち、規模に依存しない経営の体質実現を目指すとともに、「地球環境との共生」のため、環境にやさしい製品の開発を推進し、社会の持続的発展に貢献してまいります。

NTNの環境への取組み Initiatives for Environmental Conservation



平田 正和* Masakazu HIRATA
梅本 昇* Noboru UMEMOTO

NTNでは「環境基本方針」を定め、これに基づいた事業活動を行っており、環境への負荷を低減するための取組みを組織的、継続的に行い、地球環境との共生を目指している。本稿では、生産活動におけるCO₂削減や製品開発での環境への取組み、社会貢献活動などNTNの環境への取組みを解説する。

NTN has been conducting its corporate activities based on “NTN Environmental Policy”, aiming at the harmony with the global environment through systematic and continuous initiatives for reduction of the impact on the environment. In this article, We introduce CO₂ reduction efforts in manufacturing and R & D as well as social contribution.

NTNは、温暖化防止に向けたCO₂排出量の削減および廃棄物の削減にグループ全体で取り組んでいる。摩擦によるエネルギー損失を低減する軸受や等速ジョイントは、もともと「エコ商品」であるが、さらにその活用領域でも、自然エネルギーを利用した風力発電やクリーン輸送機関としての鉄道車両などに採用され環境に貢献している。また、新工場設立時は、太陽光発電や風力発電を導入することで自然エネルギーを有効利用し、製造工程においては、油の使用をなくした環境にやさしい加工方式、コンパクトな生産ラインの構築や「研削スラッジ固形化装置」による廃棄物削減で、地球環境に配慮したやさしい工場を実現している。

本誌はNTNの技術広報誌であり、主に、NTNの製品技術を紹介してきたが、昨今、地球環境保全や石油エネルギーの枯渇が大きな話題となっており、企業にも温暖化ガス排出の抑制や地球環境に優しい取組みが求められている。本稿では、主にCO₂削減への取組みを中心に、NTNの環境への取組みについて解説する。

1. 環境基本方針と環境目標

当社は『NTN環境基本方針』(表1)を制定しており、「地球環境との共生」を最重要課題に掲げ、取組み方

針を以下の4項目に整理して、環境保全活動を推進している。

- i) 環境にやさしい製品の開発と販売
- ii) 環境への負荷低減：製造～物流～販売のあらゆる面でエネルギー効率の改善と負荷物質の徹底管理を図り環境への負荷低減に努める
- iii) 法令遵守と環境管理体制の充実
- iv) 社会貢献，自然環境保護への取組み

この環境基本方針を推進・実現するため、全社環境管理委員会を中心にグループ全体の環境管理体制を構築し、「地球環境の保全」、「循環型社会の構築」、「環境管理体制の維持・推進」の3分野で毎年「環境目標」(表2)を策定し、計画的な環境活動を推進している。

2. 生産活動での環境への取組み

「環境目標」のうち「地球環境保全」、「循環型社会の構築」などの大部分は生産現場で対応している。ここでは主にCO₂削減への取組みを中心に、生産活動における環境への取組みを紹介する。

表1 NTN環境基本方針
NTN Environmental Policy

私達NTNグループは、地球環境との共生を最重要課題に掲げ、企業活動が環境に及ぼす負荷を継続的に低減するとともに、社会の持続的発展に貢献できるよう、不断の努力を行います。

1. 環境にやさしい製品の開発と販売

- 高精度加工技術やトライボロジー技術を駆使し、環境にやさしい製品の開発を行うとともに、それらを社会に提供することにより、全世界の省エネルギー化に貢献します。

2. 環境への負荷低減

- 原材料、部品等の調達から製造、物流、販売までのあらゆる事業活動においてエネルギー効率の改善を図り、地球温暖化防止に努めます。
- 資源の有効利用に留意し、3R（リデュース、リユース、リサイクル）の徹底により廃棄物の削減に努めます。
- 製品及び製造工程で用いる環境負荷物質の管理を徹底するとともに、有害性が疑われる化学物質については積極的に代替物質へ転換し、環境汚染の未然防止を図ります。

3. 法令遵守と環境管理体制の充実

- 法令や条例の遵守はもとより、地域やお客さまからの要請にも積極的に応えるため、より厳しい自主基準及び社内規程を定め、これを遵守します。
- 環境管理の組織や運営の方法を整備するとともに、環境監査を実施することにより、環境マネジメントシステムの維持・改善に努めます。また、環境への取り組み状況を情報発信し、社会とのコミュニケーションを推進します。
- 環境教育、社内広報活動等を通じ、NTNグループ及びそこで働く全員に環境基本方針の周知と環境保全に関する意識向上を図ります。

4. 社会貢献、自然環境保護への取り組み

- 地域の社会貢献活動や自然環境保護活動に積極的に参画することにより、近隣社会との交流を図り、地域とともに歩む企業を目指します。

表2 2009年度NTN環境目標
Environmental targets in fiscal 2009 and fiscal 2010

	目的		2009年度 目標	2010年度 目標
地球環境の保全	CO ₂ 排出量の削減	国内	●CO ₂ 総排出量：25万トン／年 ●CO ₂ 排出量原単位：1997年度比 △8%	●CO ₂ 総排出量：31.7万トン／年 ●CO ₂ 排出量原単位：1997年度比 △25%
		海外	●CO ₂ 排出量原単位：2006年度比 +3%	●CO ₂ 排出量原単位：2006年度比 △15%
	大気・水質・土壌汚染防止	国内	●ハロンからCO ₂ 消火器への切替え：70台（2009年度末残台数：54台） ●PRTR法対象物質の取扱い削減：2006年度比 △38% ●宝塚閉鎖に伴う土壌調査、浄化への対応	●ハロン消火器全廃 ●PRTR法対象物質の取扱い削減：2006年度比 △40% ●改正土壌汚染対策防止法への対応
		国内	●地域緑化活動の推進(企業の森活動等)	—
循環型社会の構築	廃棄物削減	国内	●ゼロエミッションの推進：リサイクル率 99.5% ●最終処分量：25トン／月以下	●ゼロエミッションの推進：リサイクル率 99.5% ●最終処分量：25トン／月以下
		海外	●ゼロエミッションの推進：リサイクル率 96.3%	●ゼロエミッションの達成：リサイクル率 98.3%
	資源保護	国内	●紙の購入重量：1998年度比 △46.2% ●発泡スチロールの削減：1999年度比 △92.4%	●紙の購入重量：1998年度比 △50% ●発泡スチロールの削減：1999年度比 △96.1%
環境管理体制の維持・推進	社内体制	国内 海外	●新規事業場の認証取得に向けた体制準備	●全事業所（グローバル）でのISO14001認証取得
	グリーン調達の推進	国内	●サプライチェーンへのグリーン調達基準の遵守徹底 ●環境負荷物質調査への確実な対応（REACH対応システムの運用スタート） ●環境負荷物質監査の推進（内部監査、取引先監査） ●受入検査の継続実施	—
	サプライチェーンの環境経営推進	国内	●取引先のISO14001等の取得支援：認証取得率 90%	●全取引先での認証取得
	新規法令への対応	国内	●改正省エネ法、改正PRTR法	—

2.1 CO₂排出削減への取組み

1997年に開催された気候変動枠組条約第3回締約国会議（COP3）で、各国のCO₂削減の数値が合意されたことを契機に、国内の地球温暖化対策への取組みが本格的に検討され始め、産業界においては、1997年に経団連の環境自主行動計画が策定された。

当社では、この環境自主行動計画に参加し、ベアリング工業会として設定されたCO₂排出量目標：2010年度の排出量原単位*¹⁾を、1997年度比の13%削減を上回る25%削減という自主目標値を設定し、CO₂削減活動に取り組んでいる。

*¹⁾ 原単位とは付加価値生産額（百万円）当たりのCO₂総排出量（トン）のこと

さらに、2008年から京都議定書の約束期間が始まり、CO₂総排出量での目標設定の重要性が高まるなか、当社グループのCO₂排出量が年々増加していた2008年3月に、国内事業場のCO₂総排出量を目標に加えた。

当社グループからのCO₂発生は生産活動に伴うものであり、総排出量目標達成のため、2008年4月に工場におけるさらなるCO₂削減の可能性を検討し展開する「CO₂削減プロジェクト」を発足し、1年間にわたって活動を展開した。プロジェクトでは、最新省エネ技術の情報入手と導入、各製作所で進行中の省エネ改修・設備導入事例の情報交換と他事業所への展開計画を協議し、また、他社の熱処理炉などの設備の見学、外部の専門家を招いての技術紹介も受け、全事業場で約2万トンのCO₂削減計画（2007年度の排出総量の約6%）を立案した。

【CO₂排出量および原単位の推移】

年度別に見た国内事業場のCO₂排出量原単位は、2007年まで減少傾向で推移し、CO₂排出に係わる工

ネルギー効率は年々改善されてきたと言える。2007年度の原単位は1.46で、1997年度比△18%となり、目標を達成した。

一方、CO₂排出量は2003年度から2007年度まで生産量の増加とともに、年々増え続けている。しかし、2008年度は、下期からの急激な生産減少に伴い、排出量は大きく減少したが、原単位は生産量に見合ったエネルギー使用量となっておらず、大きくなっている。

2004年度、2008年度の燃料種別のCO₂排出量および消費エネルギーを、**図2**、**3**、**表3**に示す。当社のCO₂排出の大半は、電力の使用によるものであり、石油の割合は、2008年度は2004年度と比較して少ないことがわかる。2008年度は2004年度に比べ、灯油が減り、都市ガスが2倍に増えている（**表3**）。熱処理炉などの燃料転換や空調機の更新により、灯油から都市ガスあるいは電気使用に切り替えたことが要因である。

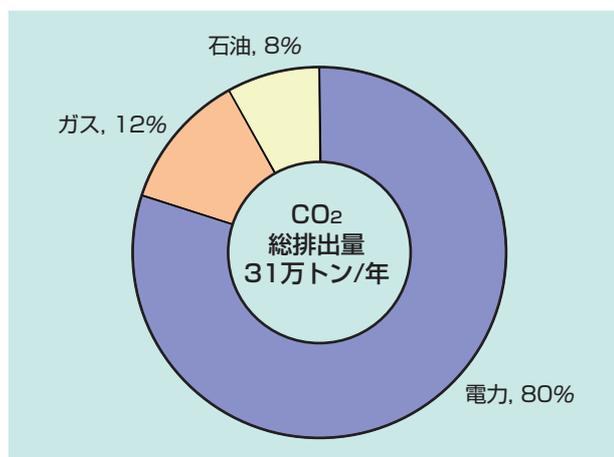


図2 燃料種別CO₂排出量 (2004年度)
CO₂ emissions by power source (2004)

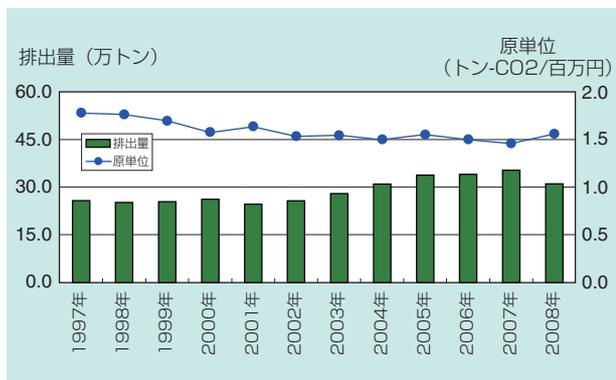


図1 CO₂排出量および原単位の推移 (国内事業場)
Change in total CO₂ emissions and CO₂ emissions rate
(At operating sites in Japan)

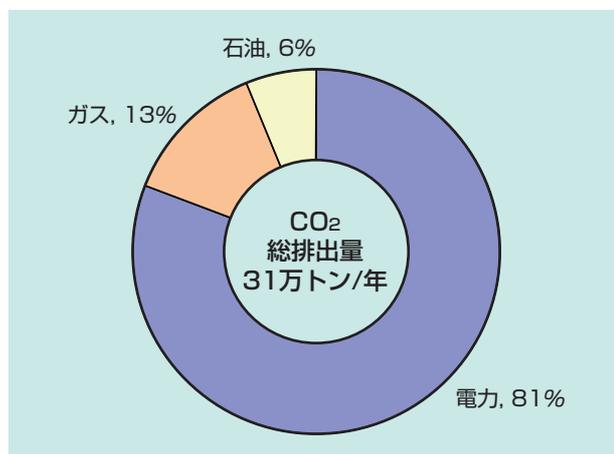


図3 燃料種別CO₂排出量 (2008年度)
CO₂ emissions by power source (2008)

表3 燃料種別消費エネルギー
Energy consumption by power source

エネルギー種		2004年度	2008年度
電力 (GWh)		510	520
ガス	LPG ブタン (トン) プロパン	7,310	6,810
	都市ガス (km ³)	3,220	6,330
油	重油 (kL)	3,520	2,620
	灯油 (kL)	4,250	2,590
	ガンリン (kL)	160	160
	軽油 (kL)	130	130

【生産工場でのCO₂削減の取り組み】

当社では、生産活動におけるCO₂削減に向け、専門家の視点から問題点の指摘や抜本的な対策の提言を受けるために、独立行政法人 新エネルギー・産業技術総合開発機構 (NEDO) が助成する省エネ診断を、2005年より継続的に受診し、省エネ改修計画を立案してきた。

その成果として実施した省エネ改修の事例、および独自に実施した事例について説明する。

磐田製作所では、2006年に自家発電設備の設置とともに、該設備から排出する温排水を、等速ジョイント工場にパイプラインで運び (図4)、熱交換することで冬期の暖房などを賄い、冬期1シーズンで約1,500トンのCO₂を削減し、さらに灯油ボイラーの燃料費も削減することができた。

また、2008年には、ESCO事業 (省エネ支援事業) により、エアコンプレッサを最新型のターボ式コンプレッサ (図5) に切り替えるとともに、台数制御や吸気冷却機の採用、エア配管の漏れ対策、エアブローの改善に取組み、2009年度から年間4,000トン/年のCO₂削減を見込んでいる。

桑名製作所では、熱処理設備の都市ガスへの燃料転換を進めており、2005年には22設備の切り替えを行い、熱処理に起因するCO₂発生量を約10%削減し、この燃料転換は現在も継続して実施している。

岡山製作所では、2008年に、経済産業省の助成金 (平成20年度「先導的負荷平準化機器導入普及モデル事業」) を受けて、蓄熱式空調システム (図6) への更新を行った。従来の「灯油タイプの吸収式冷温水機」を、高効率な「電気ターボ冷凍機」に置き換え、さらに安価でかつ効率運転が可能な深夜電力を利用できる蓄熱システムを併用することでCO₂とコスト削減の両

立を図った。また、蓄熱媒体として水の2倍の蓄熱容量を持つ「水和物スラリー」を用い、蓄熱効率の向上と媒体の搬送エネルギーを低減した。本システム導入により、年間1,000トンのCO₂削減を見込んでいる。



図4 (磐田) 温排水パイプラインと熱交換器
Wastewater pipeline and heat exchanger at Iwata Works



図5 (磐田) 高効率ターボ式エアコンプレッサ
High-efficiency screw compressor at Iwata Works



図6 (岡山) 空調システム用蓄熱槽
A thermal storage tower for the new air conditioning system installed at Okayama Works

(株)NTN金剛製作所では、2008年に環境省の助成金を得て、同製作所の4工場で、高効率空調(図7)、高効率照明、高効率コンプレッサ、高効率エアブローなどの導入工事をESCO事業にて実施した。また、本案件は助成金の受給により、2009年度の環境省「自主参加型国内排出量取引制度」に参加し、年間3,000トンのCO₂削減目標を約束している。

照明の省エネとして、2007年には、桑名製作所の熱処理工場の水銀灯185灯を、高効率なメタルハライドランプ(図8)に切り替え、年間185トンのCO₂を削減した。また、NTN鑄造(株)では、インバータ式蛍光灯などを導入し、照明の高効率化を図った。これにより、年間690トンのCO₂を削減した。さらに、光精軌工業では、2007年に工場内全照明を従来品より明るくかつ、環境にやさしいインバータ式蛍光灯に交換することで、総灯数を520灯から392灯に削減し省エネ化を図った。

NTN全事業場において、エア漏れ対策(図9)を実施し、漏れ検出器を導入することでエア配管の漏れを定期的に調べ改善を行っている。

このように当社では、大規模な省エネ改修と小さな省エネ活動を積み重ね、CO₂削減に向け日々取り組んでいる。



図9 エア漏れ検出器による測定
Check by air leak detector



図7 (金剛) 空調システム用ターボ冷凍機・冷却塔
Turbo refrigerator and cooling tower for the air-conditioning system at NTN Kongo Corporation



図8 (桑名) 熱処理工場のメタルハライドランプ
Metal halide lamps at heat treatment plant of Kuwana Works

2.2 廃棄物削減・資源保護

循環型社会の実現に向け、廃棄物削減については最終目標リサイクル率100%を目指し、資源のリサイクルを進めている。2008年度実績では、国内でのリサイクル率99.6%と目標の99%を上回ったが、海外での削減目標は達成できなかった。また、廃棄物削減と同時にリサイクル装置の開発も進めており、電炉メーカーのダイワスチール株式会社殿と共同開発した「鉄鋼ダストの固化処理装置の開発とリサイクルシステムの構築」技術が、2008年度に経済産業省の委託機関財団法人クリーン・ジャパン・センター主催の「資源循環技術・システム表彰」の奨励賞を受賞した。

2.3 グリーン調達推進

当社は、「グリーン調達基準書」を制定し、協力会社と共に環境保全と製品の環境性能向上に取り組んでいる。とくに欧州連合(EU)のRoHS指令、ELV指令やREACH規則など環境負荷物質に関する規制・法令の遵守のため、受入時の分析体制や、負荷物質に特化した監査体制を整備した。

2007年6月に発効した欧州連合(EU)のREACH規則は、EUで使用されるすべての物質、調剤および製品から意図的に放出される化学物質について、製造・輸入者に登録と安全性評価を義務づけている。当社グループでは、EUに年間1トン以上輸出するグリース

などに含まれる化学物質について、19品番をリストアップし、すべての原材料メーカーで予備登録が行われたことを確認した。また、2008年10月に発がん性や生体蓄積性がある15種類の高懸念物質（SVHC）が欧州化学品庁から公表された。その中の1つ、フタル酸エステルはゴムシール、CVJブーツに含有されているので開発部門と協業で非含有の材料開発を進めている。

2.4 工場・建屋新設時の環境対応ガイドライン

地球温暖化防止のためのCO₂排出量削減、エネルギーコスト削減に向け、新規工場や新規建屋建設時のガイドラインを制定している。

【環境対応ガイドライン】

- ①事務所、厨房の電力を太陽光、風力発電でまかなう（図10）
- ②オール電化厨房、エコキュート（省エネ給湯器）を採用
- ③事務棟は屋上緑化、窓は遮光・遮熱フィルム
- ④建屋の屋根は遮熱塗装または二層屋根
- ⑤人の通行が少なく、安全上問題のない場所は人感センサー付き照明
- ⑥自然採光を活用
- ⑦空調は成層（置換）空調方式
- ⑧夜間の低い外気温、低電力料金を活用した蓄熱空調システムを利用
- ⑨都市（天然）ガス式自家発電機の導入とその排熱の活用を検討（熱利用のニーズが高く、都市ガスのインフラがある場合）
- ⑩白熱電球は使用禁止（インバータ式蛍光灯、電球型蛍光灯の採用）



図10 (NTN三重製作所) 第1工場の風力発電機
Wind power generator at the first factory
of NTN Mie Corporation

⑪水銀灯は使用禁止（効率の高いメタルハライドランプの採用）

⑫夜間の自動販売機の運転停止（タイマーの設置）

3. 製品開発での環境への取組み

当社の主力製品である軸受、等速ジョイントなどはトライボロジー技術を駆使した製品である。回転部、回転を伴う動力伝達部の摩擦摩耗を低減するためであり、そのものが“環境配慮型製品”即ち“エコ商品”と言える。本誌、別項では、当社の低摩擦化技術による高効率CVJやDLC、省資源化設計技術を駆使した省資源仕様ハブベアリングなど環境対応商品・技術を紹介する。

また、前項で示したように製品からの環境負荷物質の排除も重要な課題となる。RoHS、ELVへの対応は既に済んでおり、これからは、REACH規則における高懸念物質への対応を迅速に進めることになる。

今後は、製品の製造～使用～廃棄に至るまでの環境負荷をいかに低減するかが、製品開発の側面からの最重要課題になると言える。開発段階から、①製造工程におけるCO₂の発生を抑制する設計、②マテリアルロスを抑える設計、③レアメタルの使用量削減、④使用時におけるエネルギーロスの削減(省エネ)に取り組む。この一環として、数値的な把握の手法であるLCA(ライフサイクルアセスメント)の推進を開始している。現在は工程の把握を進めており、今後は使用中のLCA把握がポイントになると言える。

4. 社会貢献活動

当社は各事業所で地域と一体となった社会貢献活動を推進している。

植樹活動もそのひとつであり、たとえば、磐田製作所は、2008年7月、磐田市敷地外四ヶ字財産区および静岡県と「しずおか未来の森サポーター」制度に調印し、県や地域の方々と協働して、自然とふれあうことのできる「NTN企業の森」活動を展開している。岡山製作所でも2008年8月、岡山県美作市との「企業と協働の森づくり」協定に調印し、2013年3月までの5年間、市有林約3.5haを無償で借り受け、「NTN企業の森」として森づくりを進めている。両製作所は、これまでも地元自治体とともに森林保全活動を継続しており、この調印を機に、さらなる活動の拡大をはか

ることになっている。これら森づくりは地域の方々の憩いの場になるだけでなく、従業員やその家族にとっても、自然にふれあう良い機会と場を提供していると言える。

5. まとめ

前項までに示したように、当社では製造工程～製品、物流～使用、廃棄に至るまで環境保全に注力しているが、他にも、新しい工場・施設を建設する際には、太陽光や風力など自然エネルギーを取入れることを基本方針としており、CO₂削減の一助として自然エネルギーの導入を積極的に行っている。2008年度は新たに桑名製作所で94kW（図11）、三重製作所で62kWの太陽光発電機を設置した。これまでに太陽光発電機10基、風力発電機14基、風力と太陽光を併用したハイブリッド発電機13基を導入しており、CO₂排出量に換算すると290トン/年の削減に相当する（図12）。

NTNの夢は“風と光で軸受を造り、限りなく省資源・省エネとなる軸受”を提供すること。製造工程～製品、物流～使用、廃棄に至るまで環境負荷を下げるよう日々の活動を続けていく。



図11 桑名製作所の太陽光発電システム
Solar power generation system at Kuwana Works

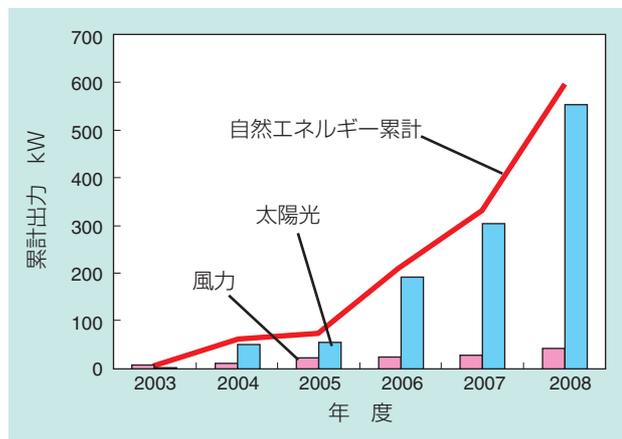


図12 自然エネルギーによる発電量の推移
Natural energy output

執筆者近影



平田 正和

新商品・知的財産戦略本部
環境管理部



梅本 昇

新商品・知的財産戦略本部
環境管理部

SNRの環境への取組み Approach on Environment by SNR



Didier SEPULCHRE DE CONDE*
Jean-Hervé BULIT**

エネルギー消費削減を含め環境への配慮が全世界で進められている中、自動車、家電製品から航空宇宙用途に至るあらゆる分野で使用されている軸受においてもその要求は高まっている。
1994年よりSNRは環境への配慮を事業活動に取り入れ発展してきた。環境方針は、環境保護だけでなく経営や企業イメージ向上などSNRにとって重要な位置づけとして、全事業所のみならず納入メーカーにおいても環境改善の基盤となっている。

When we think about it the bearing is present anywhere in our everyday life, from household appliances to aerospace applications without forgetting the automotive market. By reducing energy needs for everything around us, it's a primary component focusing on sustainable development. Since 1994, SNR ROULEMENTS has integrated environmental concerns into its developments. The environment policy is a major stake for SNR ROULEMENTS not only for ecological reasons but also economic and image reasons. That is the reason why our environment policy has been implemented from the head office down to all the workshops and our suppliers.

1. 環境管理システム

SNRの環境管理システム(EMS)は、ISO14001に基づき当初より全事業所を対象に確立された。EMSはすべての部署・事業に共通する部分(書類、教育、監査管理など)の品質管理システムに基づいている。

EMSはSNR環境方針の基盤であり、PDCA(Plan, Do, Check, Action)の基本原則に基づいた継続的改善活動により目標達成を目指している。環境方針・株主の方向付け・業務の環境への影響・環境に関する新たな規制・内部および外部監査結果などに従い、会社の年間ガイドラインが制定され、全事業所の計画設定のベースになり、各種の指標でプロジェクトの進捗および達成のフォローを行っている。

全事業所は1999年以来“マルチサイト”としてISO 14001で認定されており、最新の更新は2008年である。

2. 組織

環境部門は品質管理部に属しており、SNRの社長直属の部門としている。図1に環境管理部門の組織図を示す。

フランスの各拠点では、技術責任者が専門性を高め、役割・責任を広げることで環境マネージャとして各拠点でEMS運営の責任者となっている。

アヌシー本社兼工場には、軸受の生産工場、研究部門、製品・機械試験センター、生産技術部門、技術サービス部門(実験室・精密測定センターを含む)があり、各部署では“環境推進役”が、“事業所環境マネージャ”として仲介役を果たしている。

海外事業所では、環境問題の責任は品質マネージャに委任されている。

“本社環境マネージャ”は、全事業所の環境マネージャが参加する定期ミーティングを主催し、EMSの運営と活動が計画通りに実行されているかを常時確認している。

*SNR社長
**SNR環境マネージャ

SNRでは優れた環境システムツール（環境データベース・環境専用分析ソフト・環境規則監視ソフト）を構築し、日常の環境解析をサポートすると共に全事業所間のデータ共有化を図っている。

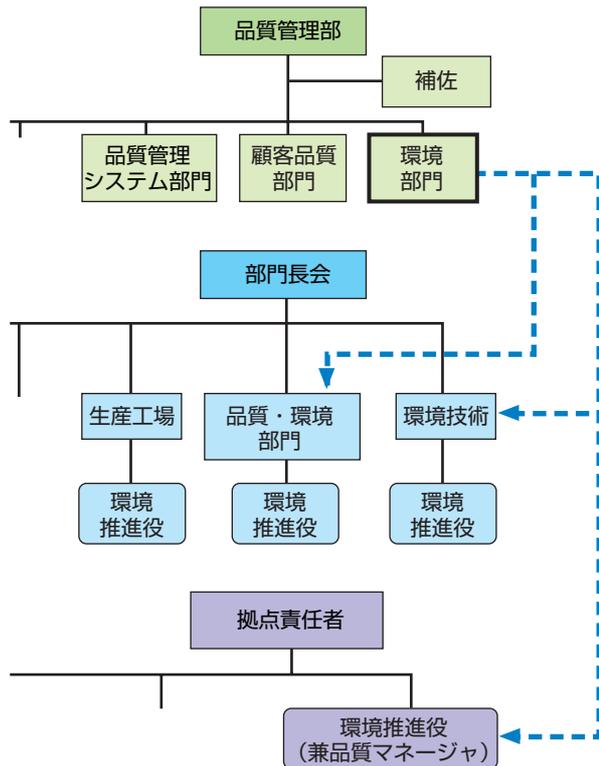


図1 SNRにおける環境管理部門の組織図
Organization of SNR Environmental Management Department

3. 軸受の生産とその影響

図2に軸受の生産に伴う環境への影響要因を示す。各事業所で調査した結果、軸受生産工程における主な環境的側面は以下の通りである。

- 生産活動および暖房によるエネルギー消費
- 生産工程や冷却装置で使う水や化学物質の消費
- 水分蒸発や揮発性化学物質の大気中への放出
- 主として旋削や研削で生じる固形廃棄物
- 洗浄機の廃水、生産工程、加工液に関連する廃液

【軸受生産工程】

- ① 機械加工やプレス加工による素材（チューブ、バー材）からの軌道輪成形
- ② 熱処理
- ③ 研削、超仕上げ
- ④ 組立（軌道輪、転動体、保持器）
- ⑤ 軸受形式によってグリース封入とシール装着

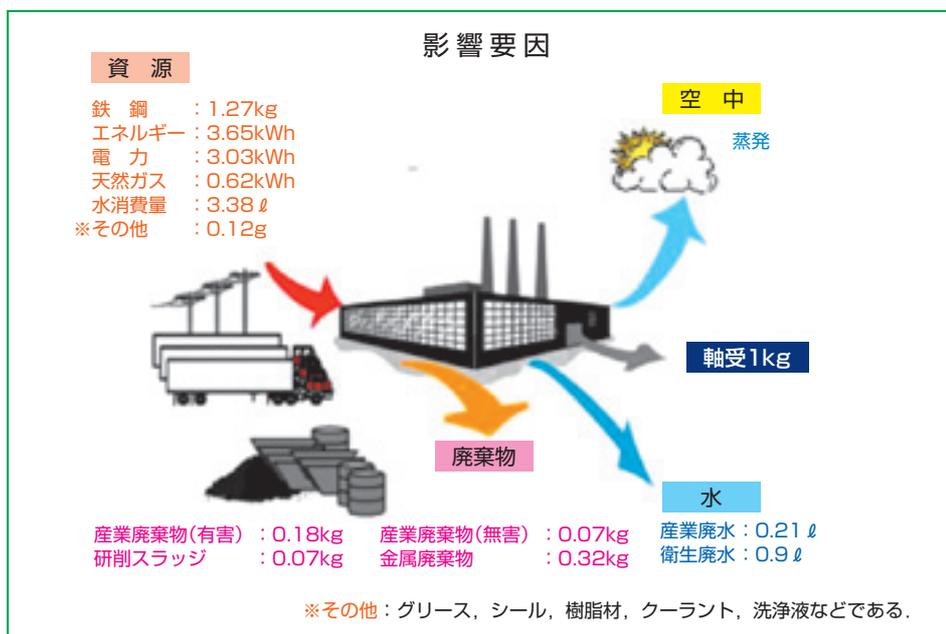


図2 環境影響の変化
Environmental Impacts

4. エネルギー消費削減

エネルギー消費削減活動の実施例を以下に示す。

- ①従来のエアーコンプレッサを高効率スクリー式エアーコンプレッサに置き換え、さらにエアー漏れの定期点検を実施（メテ工場）。
- ②高オイルミスト設備に排気装置を設置したことで、特に冬場には新鮮な空気が作業場へ供給されるようになり、現場の作業環境改善を実現した。その結果、排気装置の電気およびボイラーガスの消費量が低減（メテ工場）。
- ③休止および停止中の設備のエネルギー節約に対する意識向上（全工場、事務所）。
- ④2台の旧式燃料ボイラーを1台の新しいガスボイラーに置き換えたことで作業場の環境汚染を改善、かつエネルギーの節約を達成（アヌシー工場）。

図3に加工エネルギーの原単位、図4に暖房に使用されるエネルギーの原単位、それぞれの年次変化を示す。

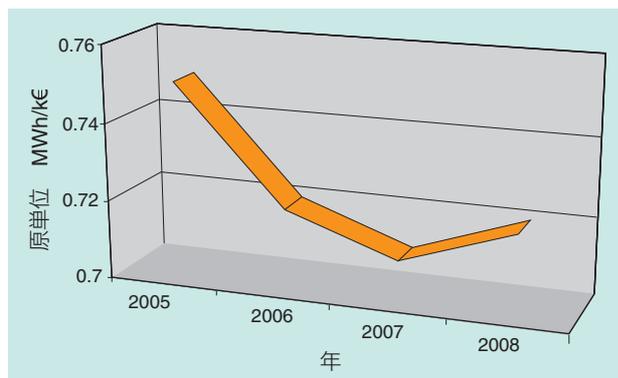


図3 加工エネルギーの原単位
Energy of processing

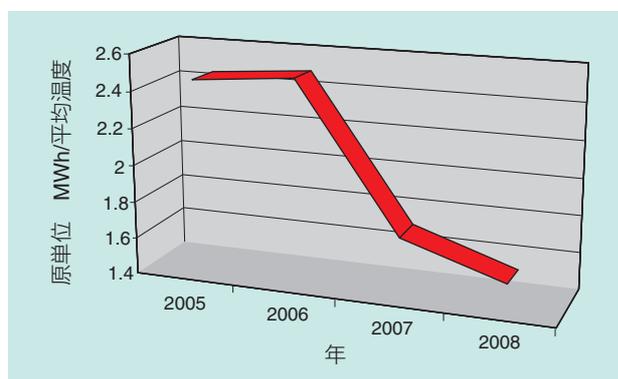


図4 暖房エネルギーの原単位
Energy of heating

5. 二酸化炭素排出量削減

グリーンハウス効果への影響を評価するため、電気・油・ガスのエネルギー消費を“二酸化炭素排出量”に換算している。

二酸化炭素排出量に換算すると、SNRのエネルギー節約は、生産量が一定の場合約3400トンの二酸化炭素排出量削減に相当する。ただし、これはフランスの事業所のみを対象とした値である。図5に二酸化炭素排出量の年次変化を示す。

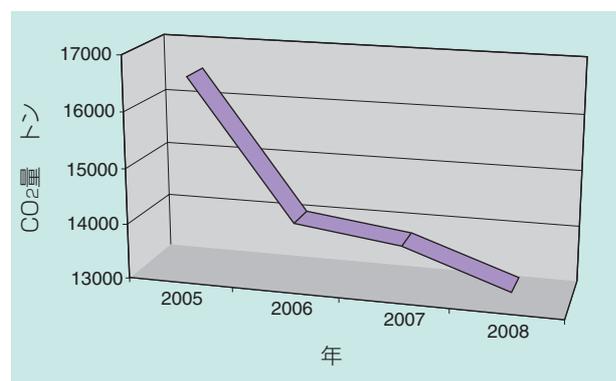


図5 二酸化炭素排出量
Discharge of CO₂

6. 水消費量削減

水消費量削減活動例を以下に示す。

- ①水冷装置付きの古いソルトバス熱処理設備の一部を新しい焼入れ設備に置き換え、残りの設備について熱処理後の洗浄システムをオーバーフロー式に改善したことで消費削減を実施（アヌシー工場）。
- ②加工工程用冷却水システムに新しいクーリングタワーを導入し、細菌増殖のリスクを低減すると同時に水消費量を削減（メテ工場）。

図6に水消費量に対する原単位の年次変化を示す。

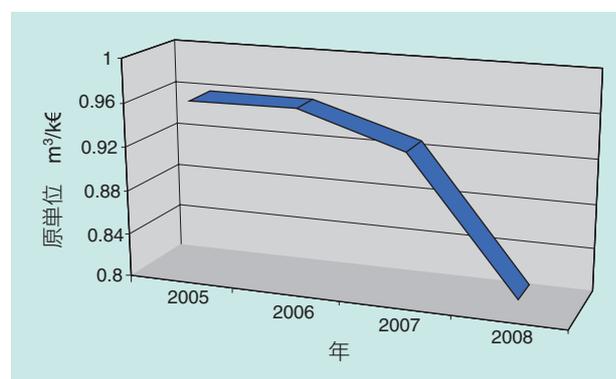


図6 水消費量の原単位
Consumption of water

7. 有機化合物の大気放出量の削減

揮発性有機化合物（VOC）のような汚染物質は、地表に近い大気中で太陽光により光化学汚染物質を発生させ、健康や植物に悪影響を及ぼす。生産工程でのVOC発生は主に軸受の洗浄、脱脂に使用する揮発油、フロン、アルコール溶剤によるものである。

有機化合物放出量の改善例を以下に示す。

- ①軸受最終洗浄に使用している油溶剤を揮発性の少ないタイプに切り替え（全事業所）。
- ②非破壊検査前の軸受洗浄に使用していたフロンを洗剤に切り替え（アルゴネ工場）。

以上のような活動で、フランスの事業所のみで大気中へのVOC排出を約152トン削減した。

図7、8に有機化合物の原単位および放出量の年次変化を示す。

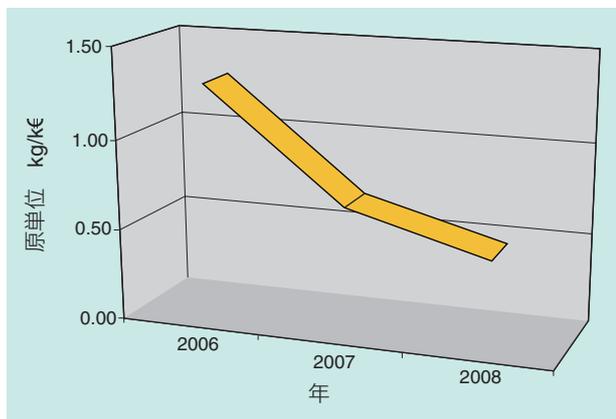


図7 有機化合物の原単位
Organic compound

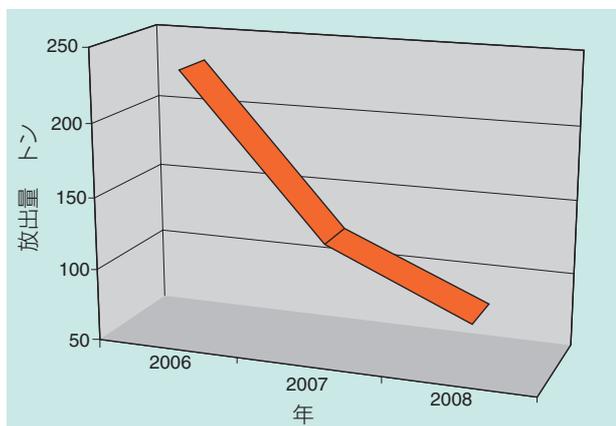


図8 有機化合物の大気中への放出量
Emission of organic compound to atmosphere

8. 産業廃水の削減

都市の廃水処理設備は家庭用廃水を処理するためのものであり、産業廃水から発生するすべての汚染物質を処理することはできない（処理工場の土壌を通して自然環境へ排出される可能性も考えられる）。そのため生産工程（主にバレル研磨工程）からの廃水は工場内で事前処理後、都市の廃水処理工場へ排出する必要がある。産業排水削減活動例を以下に示す。

- ①汚染度の著しい熱処理後の洗浄水は、特別な廃水装置で処理し都市廃水処理工場へは排出しない（アヌシー工場）。
- ②以前は廃水処理工場へ放出していた廃水を高性能のフィルターで処理後洗浄タンクへ戻し、再使用することで廃水の削減と水消費量の削減に繋がっている（メテ工場）。

図9に工場廃水の再利用における原単位の年次変化を示す。

工業排水などを一般家庭の廃水として人口に換算すると、SNRの環境汚染対策効果は590人分の廃水量

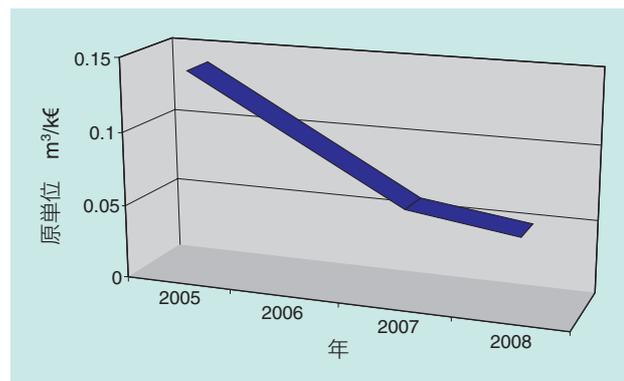


図9 工場廃水の再利用における原単位
Reuse of industrial wastewater

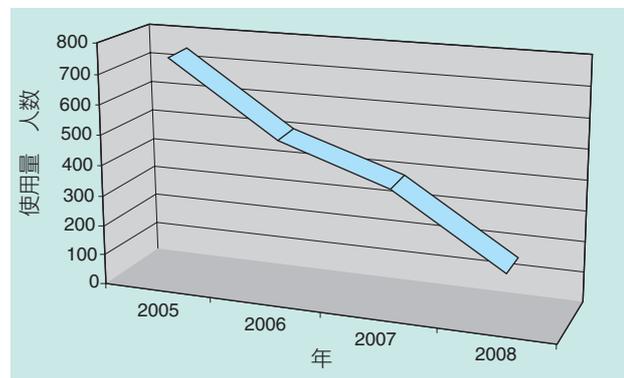


図10 工業廃水の一般家庭使用量(人数)への換算
Conversion to household use (number of people)
from industrial use (wastewater)

削減に相当し、SNRからの廃水量は現在160人分にまで削減されている。図10に工業廃水量を一般家庭における一人当たりの使用量に換算した場合の年次変化を示す。

9. 廃棄物管理

工場の現場で発生する廃棄物は、家庭用廃棄物と共に処理される“無害廃棄物”と、特別な設備で処理される“有害廃棄物”に分類される。無害廃棄物は、家庭用廃棄物よりリサイクル率が高く、90%リサイクルが可能である（紙、カートン、プラスチック、ガラスなど）。SNRでは、一部の有害廃棄物をリサイクル可能な材料に転換する研究を現在実施している。図11、12に無害廃棄物と有害廃棄物原単位の年次変化を示す。

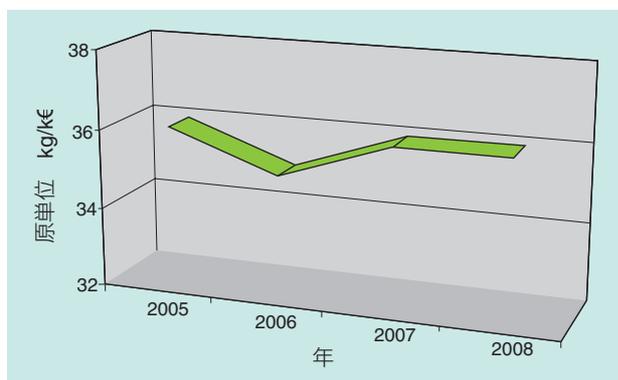


図11 無害廃棄物の原単位
Innocuous waste

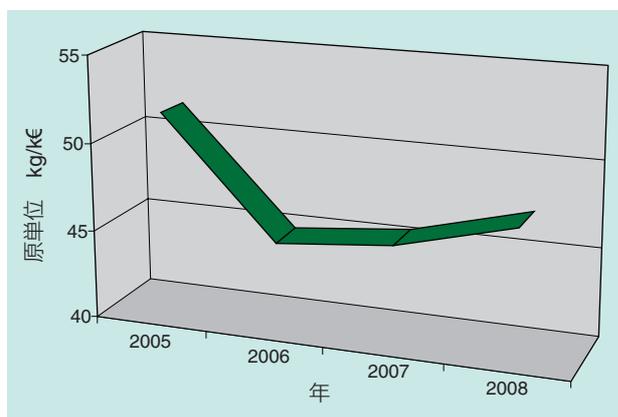


図12 有害廃棄物の原単位
Harmful waste

10. 環境改善技術

長年にわたって実施してきた軸受の開発・改良および生産工程の改善技術は、すべて環境改善に寄与しており、一例を以下に示す。

【開発・改善の例】

- 鋼の性能改善
軸受サイズの小型化により原材料の消費量を削減。
- 内部構造の最適化
軸受の摩擦を低減したことで機械駆動用エネルギーの節約に貢献。
- グリース品質の改善
封入量を削減したことで化学物質消費量の削減に貢献。
- シール性能の最適化
軸受の長寿命化とグリース漏れ低減。
- REACH法令順守
登録された化学物質のみ使用することを保証。

【生産工程改善の例】

- 旋削から鍛造へ変更したことで原材料ロスを削減。
- 熱処理技術の改善により軌道輪の変形が低減したことで、研削工程での取代およびエネルギー消費を低減。
- CETIM（機械産業フランス技術センター）の協力を得て、廃棄物に関する種々の調査を行っている。

10.1 蒸気濃縮装置に関する試験

廃液の成分は主に水であり、蒸気濃縮処理装置では蒸留によって汚染液体から水を分離する。

最新型の蒸気濃縮装置の試験をアレス工場で実施し、性能、および環境への影響データ算出が可能となり、改善効果の検討を開始した。図13に蒸気濃縮処理装置の原理を示す。

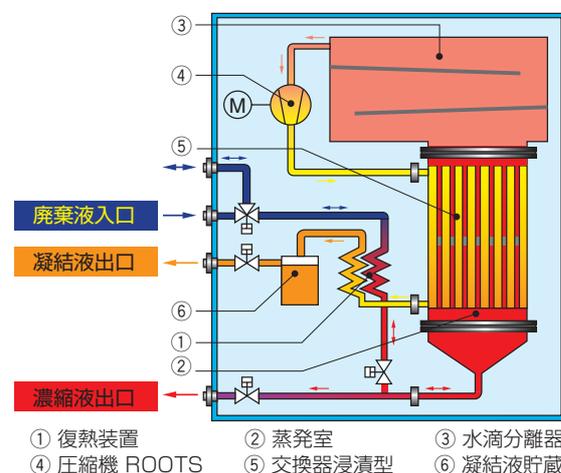


図13 VACUDESTの原理 (VACUDEST:設備名)
Principle of VACUDEST

10.2 洗浄式バイオ処理の試験

洗浄タンクからの廃液は油の含有量が非常に多い。バイオ浄化装置では、油の含まれた廃液をバクテリアによって油を除去するバイオ反応装置へ送り、その後、洗浄機へ再送する。アヌシー工場でのこの試験設備の有効性を確認した。図14に洗浄式バイオ浄化装置の構造を示す。

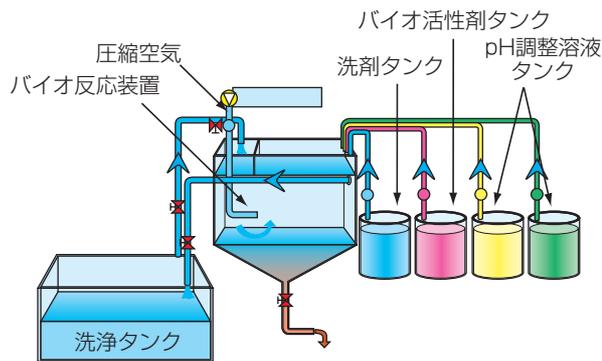


図14 洗浄式バイオ浄化装置
Biological purification unit

10.3 研削スラッジ固形化

研削工程で生ずるスラッジには鋼材の研削粉の他にクーラントが含まれていることから、スラッジは有害廃棄物に分類される。セノー工場では、このスラッジをクーラントと研削粉に分離し、研削粉を固形ブロック状に圧縮する。この固形ブロックはリサイクル材として鋼材メーカーで再利用される。

スラッジ固形化装置(図15)はNTN所有の固形化技術情報を共有化して開発し量産工程に適用している。なお、他のスラッジを固形化する試験も継続している。



図15 研削スラッジ固形化装置
Grinding sludge briquetter

11. 環境活動への投資

SNRは、環境改善活動を継続するために2005年から2008年に約5百万ユーロを投資した。図16に環境改善項目別の投資比率を示す。

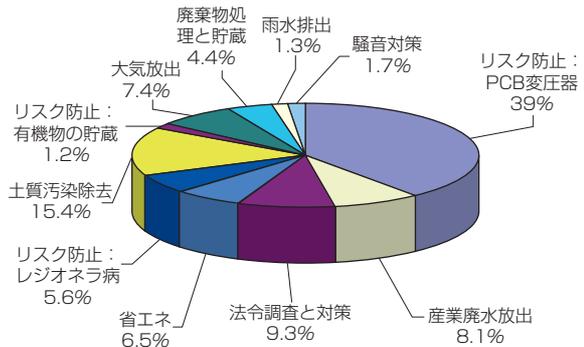


図16 投資比率
Investments

12. 環境意識の向上

環境活動への理解を深めるため、新入社員へ基本的な環境教育を行っており、特に環境リスクの高い職場の従業員には特別なカリキュラムを実施している。

社外活動については、大学 (Ecole Centrale de Lyon, Polytech Savoie)、一般展示会 (科学祭) や環境問題に対する特別セミナー (世界ベアリング連盟, ADEME) にて、環境に関する講習をSNR技術者が積極的に対応している。図17に地元環境展示会に設営したSNRブースの様子を示す。また、学校対抗のエコランレース (1リッター燃料での最長走行距離を競う) 用特殊車両開発にも協賛している。図18にエ



図17 地元環境展示会に設営したSNRブース
SNR booth at local exhibition

コランレースで快走するSNR製ハブベアリング付き車両を示す。



図18 Shellエコランレースで快走する
SNR製ハブベアリング装着車両
Fuel-efficient vehicle with SNR made wheel bearings at
Shell Eco-Marathon®

13. まとめ

今回紹介した環境改善活動による成果は、SNRが長年継続して築き上げた環境への取組みによるものであり、その基となる環境管理システムが効果的に運営されていることを示している。

1999年以降、フランス全事業所およびブラジル、ルーマニアの海外事業所においても、ISO 14001認証を取得しており、将来的にはカーボンフットプリント（二酸化炭素排出量表示）を活用し、地球環境への改善効果の総括的測定評価を実現する。

執筆者近影



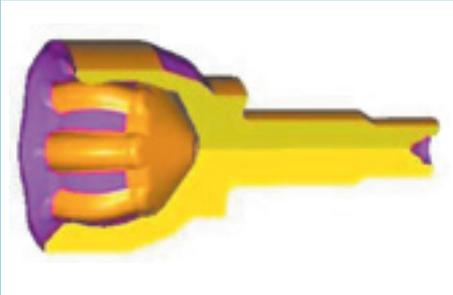
Didier SEPULCHRE DE CONDE
SNR社長



Jean-Hervé BULIT
SNR環境マネージャー

素形材加工における環境負荷低減への取組み

An Approach the Reduction of Environmental Loads in the Material Processing



世良 昌* Akira SERA
 斎藤 久常* Hisatsune SAITO
 中野 健一* Kenichi NAKANO
 牧野 俊介* Syunsuke MAKINO

環境負荷低減、作業環境改善を目指し、白色系潤滑剤による鍛造加工技術を開発した。また使用材料削減への取組みとして、鍛造ビレット重量ばらつき低減技術、製品形状変更および鍛造加工工程の改善を行った。これらの技術を等速ジョイントの鍛造加工に応用した事例を紹介する。

We developed forging processing technique with the white lubricant to achieve the reduction of environmental loads and the improvement of operational environment in the forging processing.

We introduce the technology of reduction of the forging billet weight variation and the technology of yield rate improvement by changing of product shape and forging processing.

1. 等速ジョイント鍛造加工への白色系潤滑剤適用

近年、各企業において環境問題への取組みが重要となっている。等速ジョイント鍛造加工においても、環境への負荷低減、作業環境向上を目的に、黒鉛潤滑剤（黒鉛を水あるいは鉱油に分散した潤滑剤）から白色系潤滑剤（有機酸塩とポリマーを主体とする水溶液）への転換が進められている。

一般的に、熱間鍛造で使用される潤滑剤は、黒鉛潤滑剤が加工性能（潤滑性、離型性、金型寿命）に優れていることから、広く使用されてきた。しかしながら、黒鉛潤滑剤を用いる作業場は汚れやすく、プレススライドギブから混入する油との分離が難しい。また、黒鉛潤滑剤に油が過剰に混入すると潤滑性能が落ちるため交換する必要があるが、産業廃棄物となるため、環境へ与える影響が大きい。

一方、白色系潤滑剤は作業環境を改善できるとともに、油との分離性が良く、回収が容易であることから、廃棄物を大幅に抑制することができる。

NTNでは環境重視の観点から白色系潤滑剤適用を進めており、本取組みに対する実施内容を紹介する。

1.1 白色系潤滑剤の特徴

白色系潤滑剤は有機酸塩とポリマーを主成分とした水溶性潤滑剤であり、特徴を表1に示す。

表1 白色系潤滑剤の特徴
The characteristic of white lubricants

潤滑剤	白色系潤滑剤		
	高分子系	カルボン酸系	水ガラス系
主成分	アルキルマ レイン酸塩	フタル酸 リン酸塩 スルホン酸	ケイ酸ガラス コロイドシリカ
特徴	冷却性	△	×
	乾燥性	△	△
	油の回収性	◎	△

◎：優 ○：良 △：可 ×：悪

注1) 白色系潤滑剤の成分には、高分子系・カルボン酸系・水ガラス系などのさまざまな種類があり、それぞれの特徴を活かして開発が進められている。

注2) 有機酸塩の水溶液は透明であり、適温へ加熱された金型へ付着後、水分の蒸発に伴い白色の潤滑被膜を形成する。

1.2 黒鉛潤滑剤と白色系潤滑剤の比較

黒鉛潤滑剤と白色系潤滑剤について、加工性能・作業性・安全性を比較した結果を表2に記す。鍛造コストに最も影響する加工性能比較においては、黒鉛潤滑剤が優れているが、作業性・安全性の面で比較した場合、白色系潤滑剤の方が優れている。したがって、白色系潤滑剤適用のためには加工性能を黒鉛潤滑剤と同等レベルへ向上させることが重要となる。

表2 黒鉛潤滑剤と白色系潤滑剤の性能比較
Comparison of capability Graphite with white lubricant

	機能	黒鉛潤滑剤	白色系潤滑剤
加工性能	潤滑性・離型性	◎	△
	金型寿命	◎	△
作業性	作業環境	×	◎
	段取り・金型交換	○	○
	潤滑剤腐敗に対する特性	△	◎
	摺動部や潤滑剤経路固着に対する保守性	○	△
安全性	火災に対する安全性	×	◎

◎：優 ○：良 △：可 ×：悪

1.3 潤滑条件設定およびテスト結果

白色系潤滑剤では、乾燥被膜ができないと潤滑剤としての効果が十分得られないため、乾燥被膜を生成させることが必要である。これには、金型温度管理が重要項目であり、最適な潤滑被膜形成を得る加工条件を検討し評価を行なった。

図1に熱間加工時の金型温度の測定例を示す。潤滑剤の塗布時間やエアの吹き付け時間を調整し、乾燥被膜が生成しやすい温度領域(表3)を確定後、潤滑条件の定量化を図った。

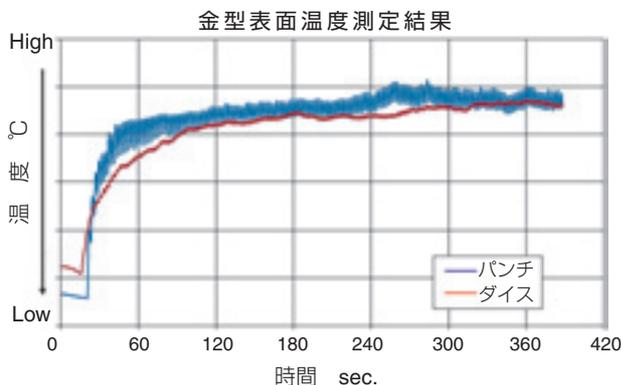


図1 温度測定結果の一例

Example of the result for die temperature check

図2に固定式等速ジョイントの OUTER レース 成形用パンチに対する被膜状態を示す。

最適な潤滑被膜形成条件の調査を行なうため、潤滑剤の塗布時間、塗布タイミングおよびエアの吹き付けの条件出しの後、加工評価テストを行ない、製品の成形性・金型寿命について良好な結果を得ることができた。

上述のように、等速ジョイント OUTER レースの鍛造加工に対し、主として作業環境改善を目的として、白色系潤滑剤を用いて、適正な潤滑剤選定、金型温度管理、潤滑条件管理などを行なうことにより、良好な結果を得た。今後はさらなる金型寿命向上と型番展開・サイズ展開を進めていく予定である。

表3 打鍛時の金型温度に対する被膜状態
The film situation by die temperature during the test

金型温度	金型被膜状態
室温～低温	潤滑剤の水分は蒸発せず、液体の状態
低温	潤滑剤の水分は蒸発し被膜形成するが、時間がかかる
適温	潤滑剤の水分蒸発と被膜形成が速やかに行われる
高温	潤滑剤が、金型表面を玉状に転がるように弾き、金型表面に付着せず被膜を形成しない

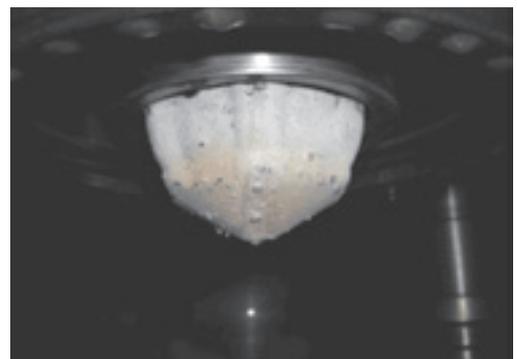


図2 OUTER レース 成形用パンチの潤滑被膜形成状態
The film situation of the Punch for the Outer Race Joint

2. 鍛造用素材の重量ばらつきの抑制

近年、原材料費の高騰と環境保護の観点から、製品の軽量化、および製品を構成する部品の歩留り向上とニアネットシェイプ化の要求が高まっている。

鍛造工程は、**図3**に示すように、せん断より始まる。取代削減の第1ステップとして、加工されるブランク材の重量精度を上げることは重要であり、以下に本取組み内容を紹介する。

なお、せん断工程での重量ばらつきを抑制するためには、せん断時の長さばらつきと材料の外径ばらつきを抑制する必要がある。

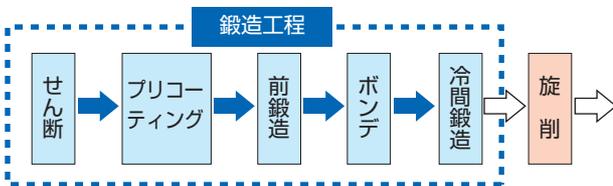


図3 鍛造工程
The Forging process

2.1 せん断機（径計測装置）とせん断工具の概要

図4に径計測装置付せん断機の外観図を示す。該機は、せん断機本体、鋼材用の送材装置、径計測装置で構成されている。径計測装置については、せん断前に鋼材全領域の外径測定を行ない、測定結果をフィードフォワードする。外径寸法に変動を生じた場合、リアルタイムで定寸ストップを移動させ、重量補正を行なうことができる。

図5にせん断金型の構成図を示す。鋼材をせん断する手順は、鋼材が金型の固定刃側から定寸ストップまで挿入され、次に移動刃が下降し、鋼材をせん断し排出する。以後の本説明において、せん断後の材料を『ビレット』と呼ぶ。

2.2 ビレット重量ばらつき対策

① ビレット全長ばらつき対策

(原因) せん断加工開始時に鋼材が移動刃により押し曲げられる状態が発生し、鋼材の姿勢が不安定な状態で切断される。

(対策) 定寸ストップおよび金型の形状変更を行ない、鋼材を水平な安定した状態で加工した。

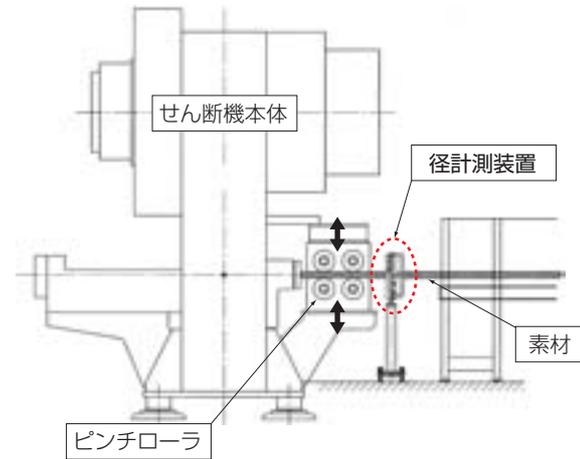


図4 径計測装置付せん断機外観図
The outside drawing of a shear press with Feed Forward System of Bar O/D

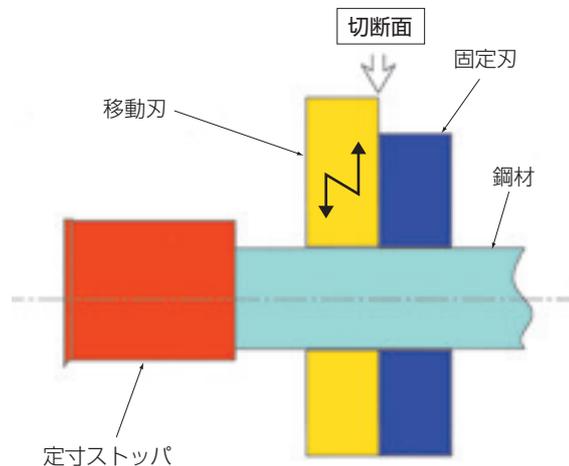


図5 せん断金型の構成図
The image drawing of Shear Tooling

② 鋼材外径ばらつき補正方法

(原因) 鋼材の外径寸法は、同ロット内でもばらつきが存在する（参考例： $\phi 70 \times 100$ の素材径が $\phi 70.1$ へ変化した場合、素材質量は11gの変化に相当）。

(対策) **図4**の径計測装置を使用して、鋼材外径の全領域を測定し、狙い径との寸法差分の重量を長さへ補正し、適正重量を確保した。

$\phi 69.5$ の鋼材をモデルに、現状の寸法調査および、ビレット全長ばらつきと外径ばらつき対策を行なったところ、**図6**のように重量ばらつきを6割程度低減することができた。

NTNでは製品そのものの軽量化を進めるとともに、

製品の加工技術においても使用材料を削減し、環境負荷低減に繋がる様々な開発を行なっている。その一環として、径計測装置によってピレット投入重量バラツキを低減した鍛造部門でのニアネットシェイプ化を紹介した。鍛造部門においても環境に優しいもの造りを更に推進すべく技術開発を継続している。

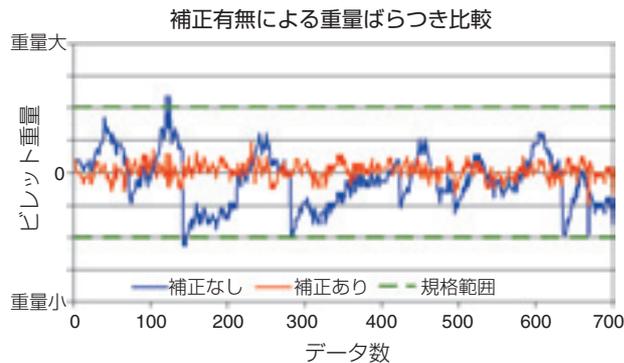


図6 径計測装置使用前後の重量ばらつき
Weight variation before and after used by Feed Forward System of Bar O/D.

3. 等速ジョイントの歩留まり向上と使用材料削減への取組み

環境への負荷低減の一環として、製品構成部品の材料使用量の削減、製造時の消費エネルギーの抑制、廃棄物の低減などが求められている。等速ジョイントインナーレース、アウターレースの製造においても同様で、これらの目的達成のために歩留まり向上を推進している。取組みの主な項目を以下に示す。

- ① 必要な機能を満たしつつ鍛造加工面の機械加工を省略できるよう製品設計を変更する。
- ② 解析などを併用することで鍛造加工工程を従来の工程から見直し、金型寿命確保とニアネットシェイプ化を両立させる。
- ③ 製品設計から見直し、従来品と同等な性能を維持しつつ製品の小型、軽量化を図る。

図7は上記①～③の考え方を取り入れた開発製品の一部である。製品に鍛造面を多用することで旋削の廃止や工程省略、鍛造精度向上による旋削取り代の削減および製品そのものの小型・軽量化により、使用材料の削減と加工負荷の低減を達成し、環境への負荷を低減することができた。

今後も使用材料の削減、後加工負荷の低減・工程省略を目指した技術の開発を進めるとともに、製品の複合材料化も含めた軽量化への取組みを進め、環境に優しいもの造りを実現していく。

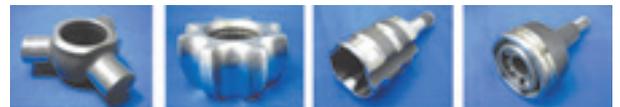


図7 各種等速ジョイント部品
Variation of Constant Velocity Joint parts

執筆者近影



世良 昌
生産技術研究所



斎藤 久常
生産技術研究所



中野 健一
生産技術研究所



牧野 俊介
生産技術研究所

産業用ロボット活用による作業環境改善 Improvement the Work Environment with Factory Robot



松下 茂樹* Shigeki MATSUSHITA
名倉 元治* Genji NAGURA

人作業中心の組立工程は、人間の感覚や経験が必要なため、自動化（省人化）が難しいとされていた。近年技術進歩が著しいセンサ技術、ロボット技術、シミュレーション技術を活用し、変形しやすい部品または、位相合わせが必要な部品を要する等速ジョイントの組立工程の作業環境改善および自動化を達成したのでその事例を紹介する。

Sense and experience are necessary for the assembling process. Therefore, the automation (mechanization) was difficult. We used the sensor technology, the robot technology, and the simulation technology with remarkable technological improvement in recent years, and succeeded in the working environment improvement in the assembly process of Constant Velocity Joint (CVJ).

It introduces the case in this text.

1. はじめに

等速ジョイント（以下CVJ）は駆動力伝達部品として多くの自動車に採用されており、NTNの主力商品の一つである。

CVJの組立工程では、12～16点ほどの部品を順次組み立てる。図1に標準的なCVJ組立工程を示す。

様々なタイプのCVJでもほぼ共通な①から③までを組立前工程、CVJのタイプごとに異なる④から⑥までを組立後工程として2工程に大別して対応している。

大量に生産しているCVJであるが、以下の理由から、その組立方法は人作業に頼るところが多く、作業難易度の高さと共に、作業への負荷も高い工程であった。

(1) 部品形状の特徴

CVJ構成部品の中にはゴムブーツや樹脂ブーツ、更に薄板製の環状ブーツバンドなど、その材質や形状により変形しやすい部品が多数含まれている。

これら形状の不安定な部品を自動組立する際は、姿勢整列・供給および組立加工時のハンドリングが課題となる。そのため、部品の姿勢確認を目視で行い、部品の移載および組立は人作業で対応している。

(2) 完成品形状の特徴

CVJは部品のみならず、製品の機能上、完成品も形状の自由度は高いため、通常の搬送装置では扱いにくく、完成品の搬送は人作業が中心となっている。

また、完成品の質量は、大形の製品では10kg程度となるので、工程間搬送、姿勢変換作業は作業にとって身体的負荷の高い作業である。

(3) 精密な位相合せ作業

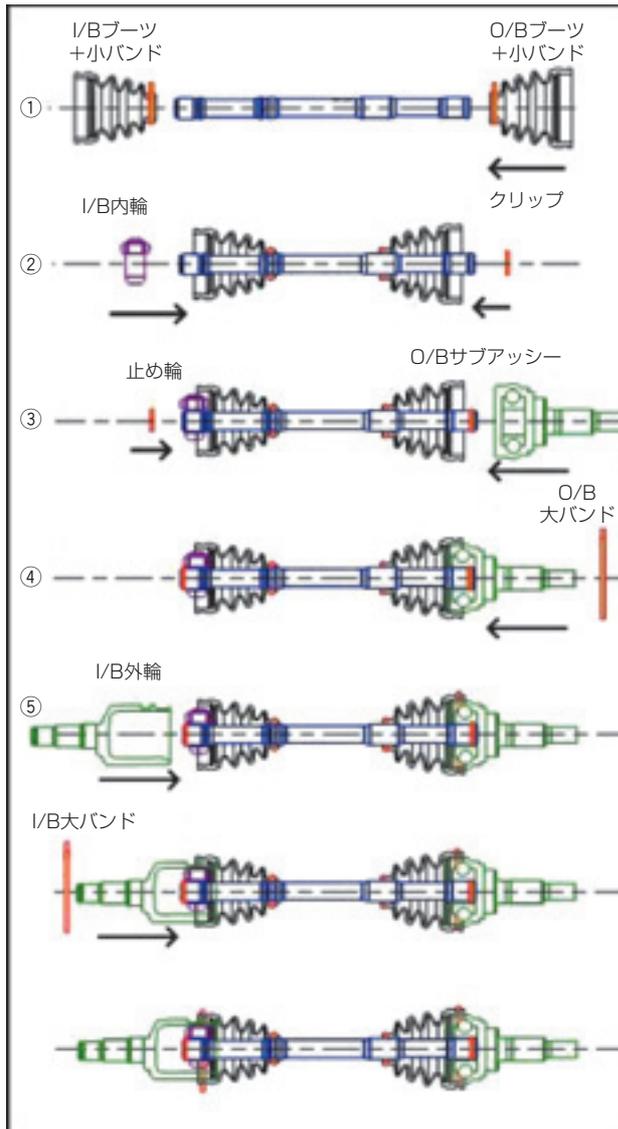
CVJ構成部品（ゴムブーツ、シャフト、内輪、外輪など）の多くは、部品同士の位相を合わせて組み立てなければならない。

これらは、嵌合部、ブーツ挿入部の切り欠きあるいは突起などの形状的な特徴を利用して、お互いの位相を合わせて組み立てるが、嵌合締め代が微少であったり、軟質と硬質部品の組み合わせであることから、熟練者の人作業で対応している。

人作業では目視と触感によって、部品の位相を合わせながら組み立てるが、自動組立では予め全ての部品の位相を検出し、その位相情報を順次行程に伝達しながら、部品位相がずれないようにして組み立てなければならない、自動化する上での課題となっていた。

これらの理由から、高難易度作業および高負荷作業

を削減して、組立工程の環境改善を図るべく、人間に近い動作が可能な6軸垂直多関節ロボット（以下ロボット）を用いたCVJ組立工程の自動化技術の開発に取り組んだ。



- 組立前工程
- ①シャフトにブーツと小バンドを挿入
 - ②I/B内輪とO/Bクリップを装着
 - ③I/B止め輪とO/Bサブアッシーを組立
- 組立後工程
- ④サブアッシーにO/B大バンドを挿入
 - ⑤I/B外輪を挿入しブーツを被せる
 - ⑥I/B大バンドを挿入し全バンドを加締める
- 検査工程 ⑦機能検査と外観検査

注) インボード(I/B)とは自動車車体に取り付けられた後のエンジン側を、アウトボード(O/B)とはホイール側を示す。

図1 標準的なCVJの組立工程
Standard CVJ assembly process

2. ロボットを適用した自動化へのアプローチ

今回開発したロボット組立ラインの狙いは、作業負荷の軽減を目的とした『ロボットによる人作業の自動化』であり、以下の4つのアプローチで開発を推進した。

(1) 作業工程分析

ロボットを適用した組立工程を検討する際に、全工程の人作業を分析して数値化し、各工程ごとに整理する。その上でロボットに適した作業手順で再構築して、熟練者による高難易度作業の自動化を実現する。

(2) 適用範囲の拡大

動作自由度の高いロボットと、ロボット作業の補助を目的とした簡単な構造のステーションを組み合わせて協調作業を行なう。これによりロボット単体では難しい、複雑な作業への対応を可能とし、自動化の適用範囲を拡大する。

(3) 搬送作業の安定化

ロボットハンドの小形化と軽量化、および動作速度・範囲の最適化を行ない、ロボットによる搬送作業の安定性を向上させる。これにより高負荷作業である製品搬送作業の自動化を実現する。

(4) 感覚作業の数値化

作業者の目視や触感で確認していた項目を、機構やセンサを工夫して代用特性として検出し、感覚作業の数値化を行う。この信号をロボット動作にフィードバックすることで、ロボット作業の確実性を向上させる。

これらのアプローチを進めるにあたり、人作業の分析データと、3次元モデルを用いた動作シミュレーションを実施した。これにより設備レイアウト、設備干渉、サイクルタイムの事前検証が可能となり、最適な組立手順・レイアウトの決定と共に、開発期間の短縮が図れた。

図2に3次元動作シミュレーション画面を示す。



図2 ロボット動作シミュレーション
Robot simulation

3. 自動化への課題と解決手段

ロボットを用いたCVJ組立の主な課題として、以下の4項目を挙げ、その課題と解決手段について述べる。

- (1) 部品姿勢の認識
- (2) セレーション嵌合作業の自動化
- (3) 形状不安定部品組立作業の自動化
- (4) ロボット作業の効率化

3.1 部品姿勢の認識

自動組立を実現するには、部品の位置・位相・表裏などの部品姿勢を認識することが重要である。

そこで、撮像画像により部品の位置・位相データと表裏姿勢を判定し、その情報をロボットに送信する機能を有すると共に、常に同じ姿勢の部品を所定位置に定配する機能を持つインテリジェント部品整列供給装置を開発した。この装置の開発により、ロボットでの部品移載の安定性が向上し、作業者にとっては部品投入時の姿勢整列作業の負荷が軽減できた。図3にインテリジェント部品供給装置、図4に部品撮像画像を示す。



図3 インテリジェント部品供給装置
Intelligent parts supply device

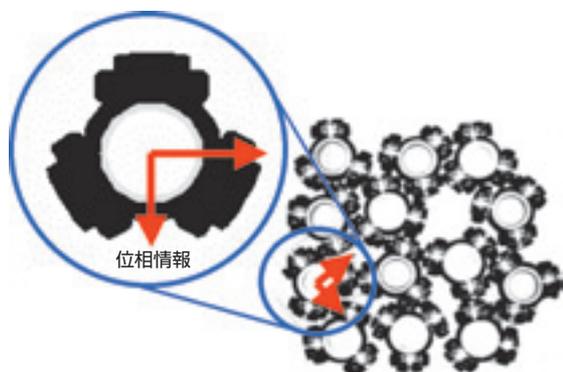


図4 撮像画像と位置・位相情報
Tripod and phase information

3.2 セレーション嵌合作業の自動化

CVJを構成する主要部品の多くは、部品同士の位相を合わせて組み立てなければならず、その一つであるセレーション嵌合作業は、自動化における大きな障害であった。

図5に示すようにシャフト両端の外径部と、そこに組み込まれる内輪の内径部には歯形のセレーションが加工されており、人作業でも位相合せを間違えやすいデリケートな感覚を要する作業である。

今回、セレーションの嵌合には2つの方式を開発し、部品の形状に合わせて適用した。

(1) 探り方式

2部品を接触させて位相を探りながら嵌合する方式で、両部品の位相が合った時の微細な感覚をセンサの信号に置換えて挿入開始信号として出力する。

(2) 計測方式

事前に2部品各々のセレーション形状をセンサで計測し、その位相情報を用いて挿入する方式である。

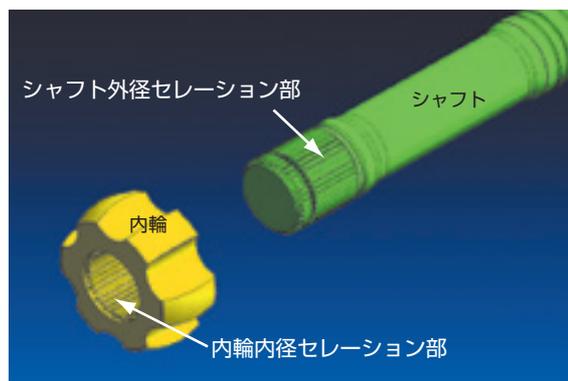


図5 セレーション嵌合部
Serration fitting portion

3.3 形状不安定部品組立作業の自動化

(1) ブーツバンド挿入作業

ブーツバンド挿入作業は、ゴムブーツ小径部の外周にブーツバンドを挿入する作業であるが、ゴムブーツと、薄板製ブーツバンドという相互形状の相違が大きい部品同士の組み立てであり、作業の安定性に課題があった。

そこで、補助ステーション上にバンド挿入専用のガイド治具を設置して、部品の形状を矯正した状態で組み立てる方式を考案した。

この方式では、両部品共に形状が矯正された状態で組み合わせられるので、ブーツバンド挿入作業の安定性が向上した。

(2) ゴムブーツ装着作業

ゴムブーツ装着作業は、ゴムブーツ大径部に外輪を挿入する作業であるが、ブーツ内径と外輪外径の形状特徴から、両部品の位相を合わせて挿入しなければならず、単純に押し込むだけでは装着できない。図6にTJ型ブーツと外輪の装着部形状を示す。

熟練者は、角度や力をかける支点など、経験から得た感覚で都度調整しながら作業を行なっている。

そこで、熟練者によるブーツ装着動作を分析して数値化し、その軌跡をロボットにトレースさせることで、安定したロボットによるゴムブーツ装着作業を実現した。



図6 TJ型CVJ用ブーツ内径形状と外輪外径形状
Shape of TJ boot bore and outer ring O.D.

(3) ブーツバンド加締め作業

ワンタッチタイプのブーツバンド加締め工程は、ブーツバンド留め具を変形させて加締め固定する作業であるが、薄板製で変形しやすいブーツバンドに対して複雑な加締め動作を行なわなければならない、安定した品質と生産性を確保するには人作業が必要であった。

図7に大、小ブーツバンドの形状を示す。

この複雑な作業をロボット化する場合、特殊なロボットハンドが必要となり、人作業をそのままトレースすることができなかった。このため、元の作業動作を基本としながらも、ロボットに合わせた動作に変更・再構築することで、単純に人作業をトレースした場合よりも効率的で安定したロボット加締め動作を実現した。

小径ワンタッチブーツバンド 大径ワンタッチブーツバンド



図7 ワットタッチブーツバンド形状
Shape of one-touch boot band

3.4 ロボット作業の効率化

ロボットを効率的に用いるために複合ロボットハンドを開発した。

一般的には、予め用意した数種類のハンドを、ロボット自らが交換しながら使用するため、ハンドチェンジのロスが発生するという課題がある。

今回開発した複合ロボットハンドは、複数の機能を1つのロボットハンドに盛り込んでいるが、これは複数のロボットハンドを単純に組み合わせただけでなく、それぞれの作業時に部品や周辺機器と干渉しないよう設計し、駆動部を共用化することで小形かつ軽量の構造とした。

図8にブーツと小バンドの両方をチャックできる複合ロボットハンドを示す。

これにより効果的に1台のロボットを複数の工程に用いることができ、かつ、ハンドチェンジのロスがなくなった。

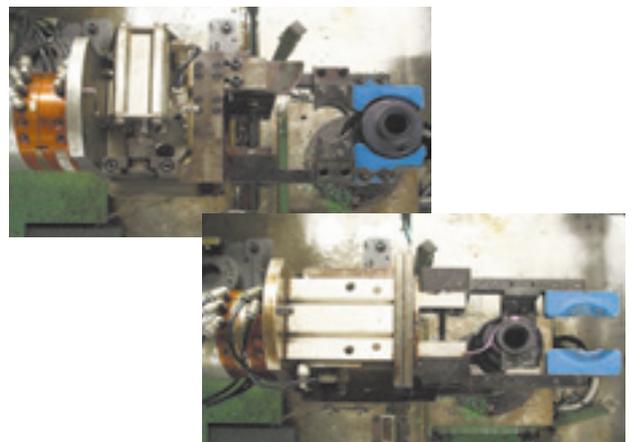


図8 複合ロボットハンド動作写真
(上段：ブーツチャック，下段：小バンドチャック)
Operation of combined robot hand
(Upper: boot chuck, Lower: small band chuck)

4. ロボット組立ライン開発の成果

今回開発したロボットを適用したCVJ組立技術を、工場のCVJ組立ラインの全行程へ導入し、自動化が完了した。図9に工場に導入したCVJロボット組立ラインを示す。

開発の成果として、従来方式の課題であった高難易度作業や重量物搬送による高負荷作業の廃止、および負荷軽減を実現し、作業環境の向上と従来方式と比較して60%の省人化が図れた。

また、インテリジェント部品供給装置による投入時の部品チェック機能により、組立間違いを防止することができ、品質の向上にも貢献している。



図9 CVJロボット組立ライン
CVJ robot assembly line

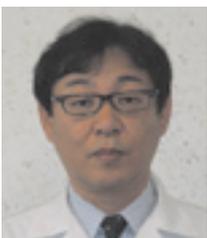
5. まとめ

これからもロボットを適用した組立ラインは、時代の要請に応じて様々な形に変化しながら進化を続けると考える。

産業用ロボットの性能が日々向上していく中で、ロボットを使用するユーザー側の知識と活用技術も常に研鑽する必要があると感じている。

そのため、今後もCVJの組立工程に限らず、NTN製品のあらゆる製造工程へのロボット適用技術開発に積極的に挑戦し、安全で人間への負荷が軽く、作業環境改善に繋がる生産方式の確立に努めていきたい。

執筆者近影

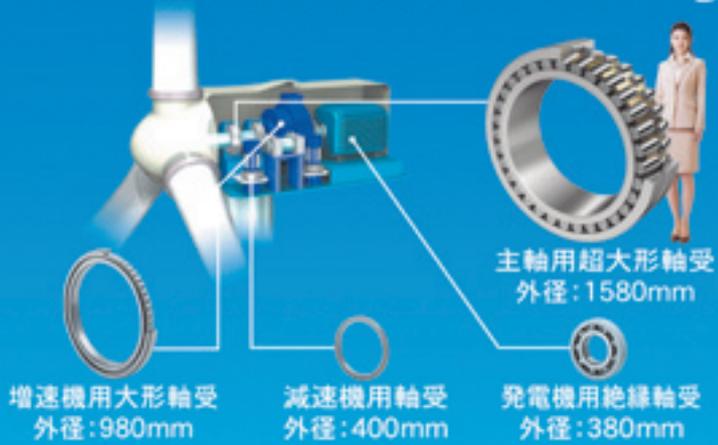


松下 茂樹
生産技術研究所



名倉 元治
生産技術研究所

Essential Elements for Ecology



品質と環境を造るNTN

NTN[®]
www.ntn.co.jp

クリーンエネルギーを支える、NTNのベアリング

風力発電装置の大型化と軸受技術

Market Trend of Wind Turbine and Bearing Technologies



二之湯 伸幸* Nobuyuki NINOYU
 八木 壮一** Souichi YAGI
 丹羽 健*** Tsuyoshi NIWA

地球温暖化防止に貢献する風力発電はクリーンなエネルギーとして世界で積極的に導入が進んでいる。風力発電装置の大型化に伴い軸受も大型化し、軸受仕様選定時の実機相当シミュレーション試験が容易ではなくなってきており、軸、軸箱等を含む構造解析が重要となっている。本報ではこの解析技術の一端を紹介する。

Wind power generation which contributes to the prevention of global warming has been actively introduced to the market worldwide as a clean energy. The bearings are growing in size accordingly with the growth in size of wind power generation equipments. The evaluation tests of the bearings to simulate the actual performance, which are important to select the suitable bearings, are becoming difficult nowadays, and it is needed to conduct structural analysis including shafts, bearing housing and etc. This is to introduce a part of the analysis.

1. はじめに

世界の風力発電装置の総容量は、2008年末で約122GWに上り、2007年度比30%の増加が報告されている。

2004年から2008年までの世界の総容量の推移と主要国の推移を図1に示す。国別では米国、ドイツ、中国の3カ国で総設備容量の約50%を占め、特に米国と中国の伸びが大きく、2008年新設導入の50%を占めるに至っている。

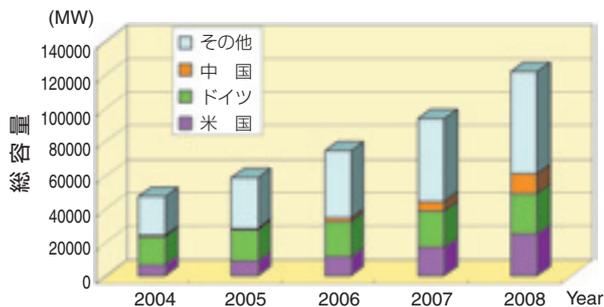


図1 風力発電装置総容量の推移
 Cumulative global wind power development

CO₂を排出しないクリーンなエネルギーである風力発電装置が世界で支持され、年率20%以上の成長を続けている。¹⁾

風力発電装置の技術開発も市場の持続的な成長に伴い加速している。特に注目される点は大型化と洋上化であり、その動向と合わせ軸受技術の一端を紹介する。

2. 市場動向

2.1 大型化

風力発電機装置の定格出力は1985年当時50kW翼径15mであったが、約20年で定格5,000kW (5MW) 翼径126mの大型機を量産するに至った。

技術面では翼のカーボン繊維一体含浸製造などによる強度の向上やタワー、ナセル部の構造物の強度設計・解析技術の進歩、軸受の大型化対応など設計と製造技術の進歩が大型化を可能とした。

超大型化の研究は主として洋上風力発電装置で進められており、その対象は10MW~20MWに及んでいる。

*産機商品本部 応用設計部

**産機商品本部

***産機商品本部 製品設計部

2.2 洋上化

陸地では風力発電に適する風況の良い地が少なくなり、欧州を中心に洋上風力発電が増加している。図2にその一例を示す。



図2 スコットランド北部Beatriceに建設中の洋上風力発電機
Under construction of offshore wind turbine

2.2.1 欧州の洋上風力発電

欧州では水深40m程度の大陸棚が広がっており海底に基礎を設けた着床式が主流で欧州北部を中心に大型洋上計画がある。²⁾ 図3に欧州北部の2020年までの洋上計画を示す。



図3 欧州北部の洋上風力発電計画
Plan of offshore wind farms in north Europe

2.2.2 日本の洋上風力発電

日本では着床式の適用が難しく、浮体式の研究が産学連携の下、進められている。浮体式には係留式(浮体構造を海底の碇で固定する方式)とセイリング式(浮体構造が海上で移動できる方式)がある。水深が深い地形と我が国で培われた造船技術を適用できることからセイリング式の研究に注目が集まっている。

3. 軸受技術

3.1 大型軸受の解析取組み

3.1.1 主軸受

風力発電装置の大型化により、主軸、増速機、発電機の各部位に使用される軸受のサイズも大型化している。特に大型翼を支持する主軸軸受では、外径φ2000を超えるサイズも増加しており、自動調心ころ軸受、複列円すいころ軸受、円筒ころ軸受等が採用されている。

主軸軸受の仕様決定には、長期間安定した性能を発揮するため、選定時の実機相当シミュレーション試験が重要であるが、実軸受を使用した実機シミュレーション試験は、大掛かりな設備・コスト・長期に渡る試験準備期間が必要なため容易ではない。そこでNTNでは、実機シミュレーション試験と並行して、軸受や軸箱、架台などの軸受周りを含めた有限要素法による構造解析(以下FEM解析)を行い、より信頼性の高い軸受設計を実施している。

図4、5は主軸系を解析した事例である。外部荷重によって軸受と共に軸箱や軸も変形する。風力装置の

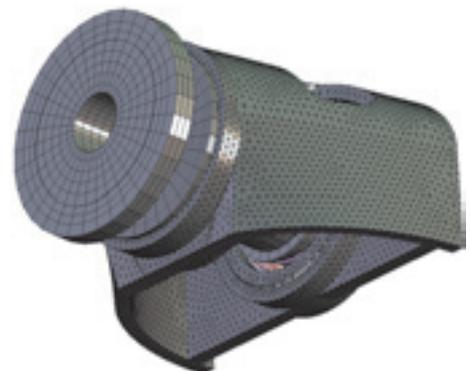


図4 主軸構造例
Main shaft model

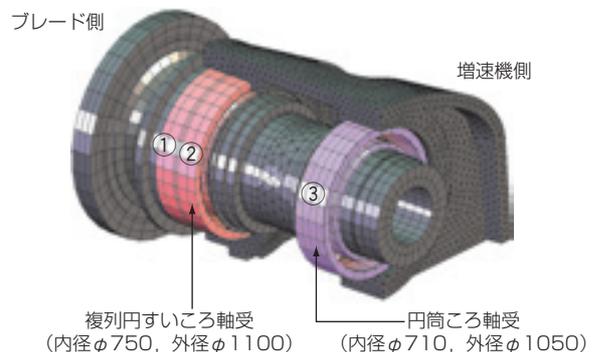


図5 主軸構造の解析例
Analysis example of main shaft model

大型化に伴って外部荷重による変形量が軸受すきまに与える影響が大きくなり、解析上その変形を考慮する必要がある。NTNでは、構造全体の変形の影響も考慮した上で設計検討を行い、風力発電装置にとって最適な軸受仕様の決定を行っている。図5では、ナセル内主軸支持軸受にブレード側に複列円すいころ軸受、増速機側に円筒ころ軸受を適用した構造の事例を示し、図6はこの解析に用いた軸受の構造図である。

軸箱等の変形の影響を調べた解析例を図7に示す。図7は、変形を考慮する場合と変形を考慮しない場合の2条件についての転動体荷重分布を示している。

FEM解析では通常、“弾性体”要素を用い変形解析を行うが、要素を“剛体”とすれば変形を考慮しない場合の計算が可能となる。

軸箱、軸受の変形を考慮した場合、変形により負荷圏が広がるため、荷重ピークの緩和が起こり、全体として転動体荷重が低減されていることが示されている。軸受寿命については、剛体とした場合に比べて、円すいころ軸受が約20%増、円筒ころ軸受が10%増との結果が得られている。

本例では変形により寿命増の結果となったが、条件によっては軸受寿命の大幅減となる場合も懸念されるため、NTNでは装置全体の変形解析を行い、軸受の最適設計を行っている。

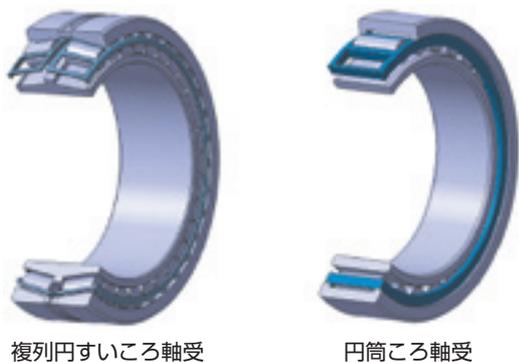


図6 解析に用いた軸受構造図
Bearing structures for analysis

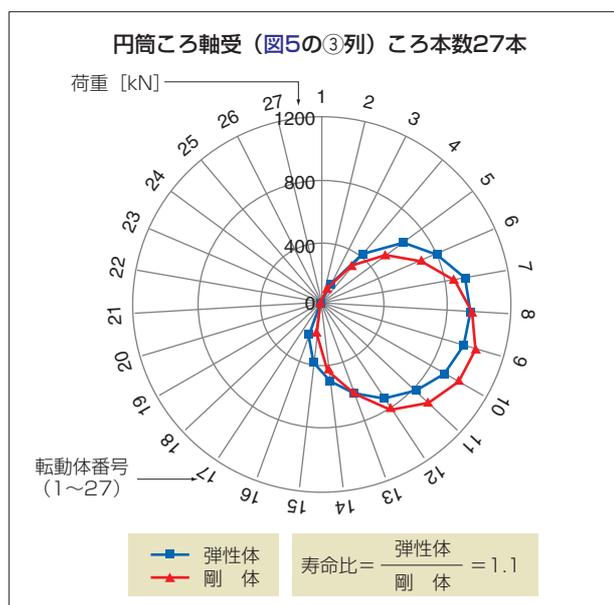
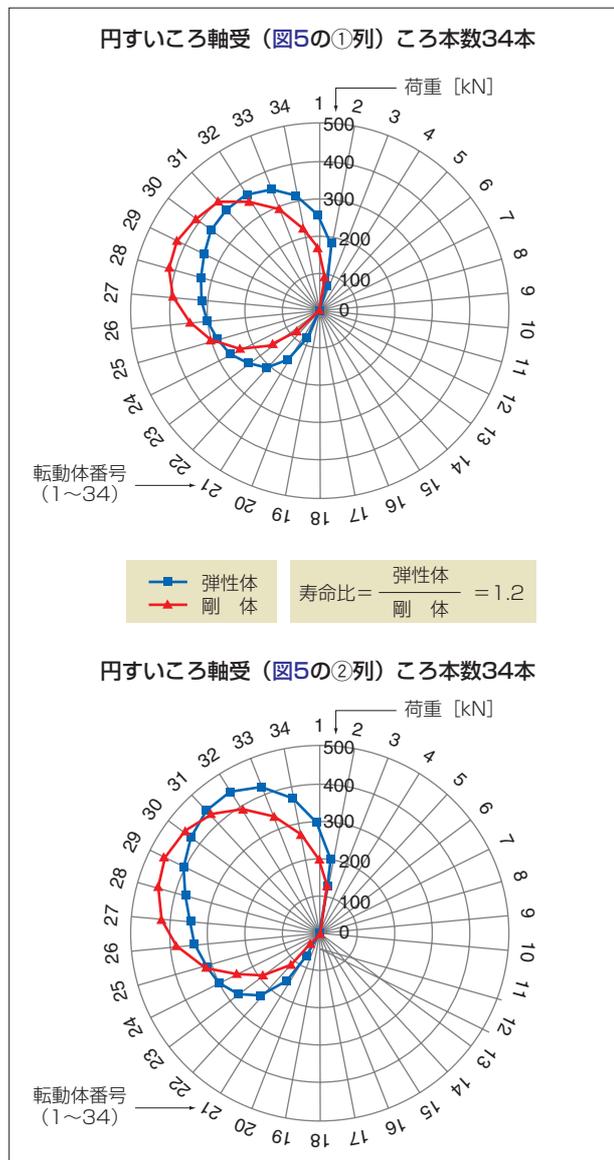


図7 軸受内の転動体荷重分布
Load distribution of each rolling elements

3.1.2 増速機用遊星軸受

図8, 9は2~2.5MWクラスの大型増速機内の軸受を含む構造解析事例である。ドライブトレイン系伝達トルクによるキャリア、ピニオン軸、遊星歯車の変形を考慮し、遊星軸受の仕様検討を行った例である。

図9では、遊星歯車に歯車荷重と遠心力が作用した場合の歯車の変形モードを示している。

主モードとして、図9に示す2つの接線方向荷重 F_t の合力がラジアル荷重として軸受に作用する。ここに、2つの半径方向荷重 F_r により外輪が変形し、負荷圏が広がる。

図10に計算結果を示す。入力トルクによるキャリア及び遊星歯車の変形を考慮した場合、2つの複列円

筒ころ軸受①~④列の各列転動体荷重は、変形を考慮しない場合に比べて緩和される。変形を考慮した場合の軸受計算寿命は考慮しない場合に比べて実機に近い状態であるが、本件の場合、2つの複列円筒ころ軸受の総合寿命は約50%増加する結果となった。

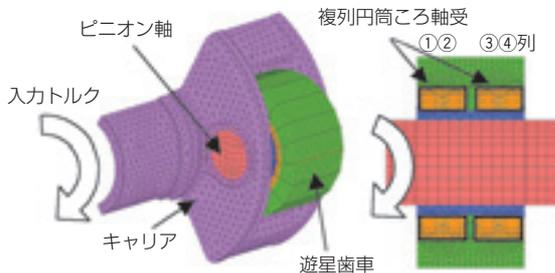


図8 遊星歯車構造 Planet gear

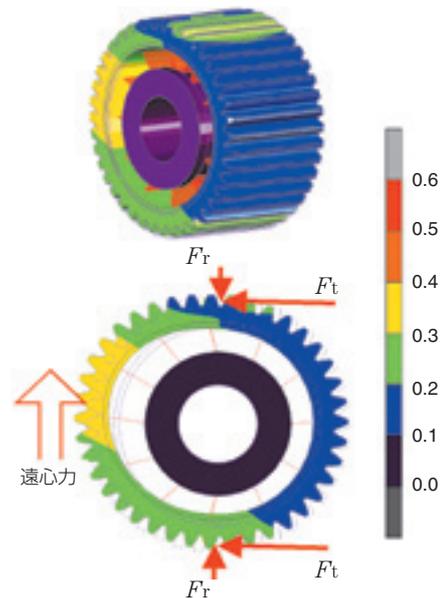


図9 遊星歯車解析例 Analysis example of planet gear

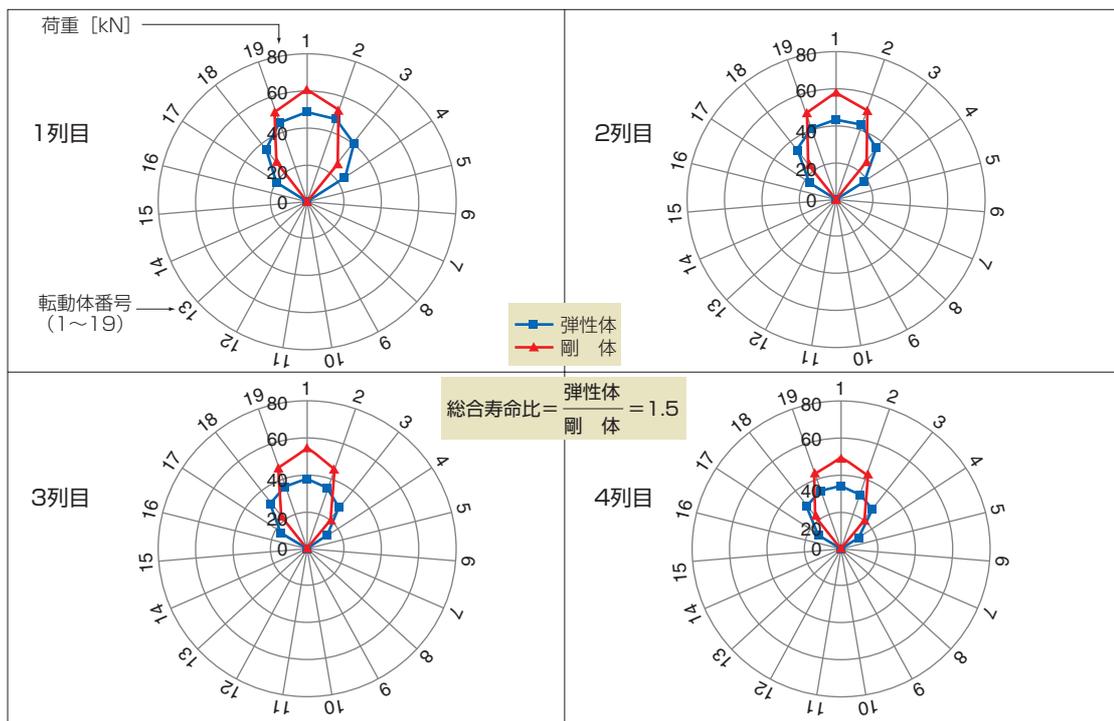


図10 軸受内の転動体荷重分布 Load distribution of each low

3.1.3 熱解析

大型の風力発電装置では、熱変形も考慮する必要があり、**図11**に熱解析例を示す。本例では、軸受を熱源として周囲への放熱性から装置全体の温度分布を求めている。熱・構造連成解析によって、より実際状態に即した軸受仕様検討を行うことが可能である。但し、熱解析は、表面性状、天候、気温、湿度、風速等により、熱伝達率や放射等の特性が左右されるため、フィールドテストの結果をフィードバックし、精度を高めた例を後述する。

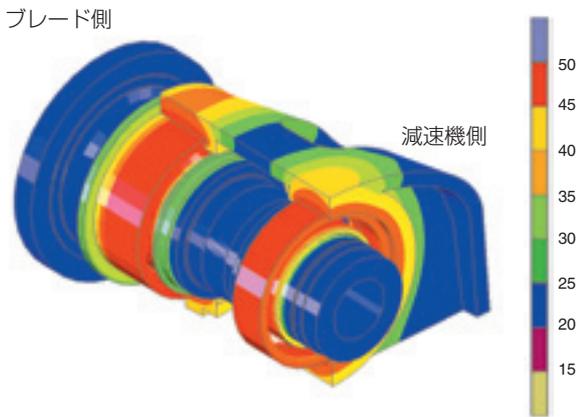


図11 熱解析例
Example of heat transfer analysis

3.2 実機シミュレーション試験

NTNでは、2~2.5MWクラスの主軸用超大型軸受を実機相当の負荷でシミュレート可能な試験装置を所有し、試験とFEM解析を並行して行い、FEM解析の精度を上げることで、開発期間の短縮につなげている。

2~2.5MWクラス用の試験軸受（複列円すいころ軸受：ころセットのピッチ径φ2000）に、モーメント荷重1700kN・mを内輪に作用させた場合のFEM解析結果を**図12**に示す。

内輪傾斜量が最大となる点（図中A）について、FEM解析結果と実測値の比較を**表1**に示す。

表1の試験結果では、解析値と実測値の運転前の誤差は5%であり、その値はよく合致しているが、運転後の誤差は、25%と大きい。運転後の解析については、運転に伴う軸受予圧量の増加と剛性の変化に関して、内外輪温度上昇を元に決定した熱伝達率を熱解析に取り入れた解析事例を紹介する。

図13の軸箱内には複列円すいころ軸受が使用されており、連続運転した場合に軸受と軸箱がどのような温度分布になるのかを解析した例である。

また、熱解析による軸受温度分布推定については、合わせ込み（解析結果と実験による実測値を近似させる技術）を用いている。実機各ポイントでの実測温度を解析結果に盛り込み熱伝達率を調整することで、温度分布解析の信頼性向上を図る技術である。

図14の軸箱内部の軸受温度分布には、外気温度、ナセル内温度、外輪外径温度等の実測値が盛り込まれている。熱解析の結果と実測値の比較を**表2**に示す。

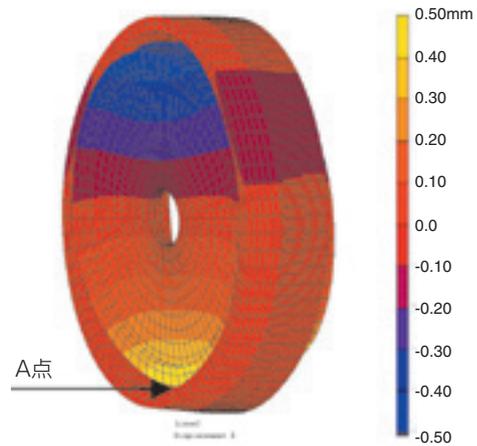


図12 FEM解析例
Example of FEM analysis

表1 モーメント試験結果
Test result

	A点の変位量 (mm)	
	運転前	運転後
解析値	0.403	0.326
実測値	0.424	0.259
誤差	5%	25%

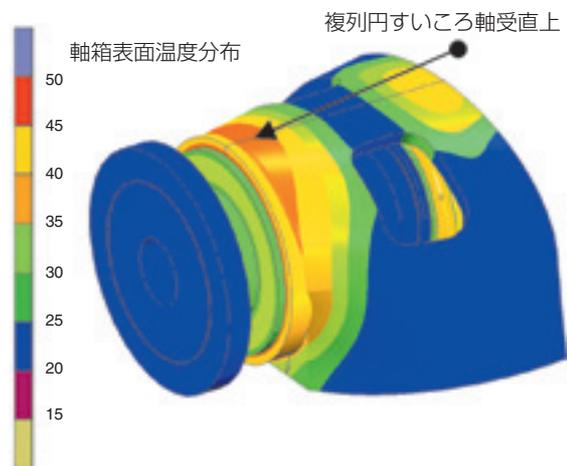


図13 熱解析例
Analysis model

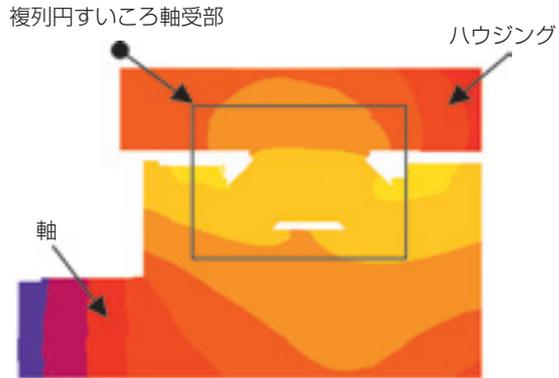


図14 熱解析例
Example of thermal analysis

表2 軸受温度分布
Bearing temperature distribution

	内外輪温度差 (°C)	外輪外径温度 (°C)
解析値	2.2	50.5
実測値	未測定	50.0
誤差	—	1% (合わせ込み後の差)

表2で推定した内外輪温度差の解析値から、運転時の軸受すきまの減少量を推定し、軸受初期すきまを決定している。この結果、誤差は1%となった。

これらの解析結果で得られた成果を考慮し、最適設計した軸受は現在実機に組み込まれ、安定した運転を継続している。

4. おわりに

クリーンエネルギーである風力発電は年々拡大している。今後更に設置台数が増えると想定される洋上風車は更に高出力かつ大型化が進むと同時に、より厳しい自然環境に耐え得る信頼性の高い製品が必要とされている。

軸受についても従来の基準を踏襲した設計だけでなく、個々の風車に適した詳細な解析技術と検討に基づき専用の設計が求められている。

NTNは地球の温暖化防止策のひとつである新エネルギー風力発電の発展に貢献するべく、信頼性が高く耐久性に優れた製品開発と安定供給を図る所存である。

参考文献

- 1) BTM Consult ApS International Wind Energy Development World Market Update 2008
- 2) スコットランドと英国の洋上風力発電
SCOTTISH Development International

執筆者近影



二之湯 伸幸
産機商品本部
応用設計部



八木 壮一
産機商品本部



丹羽 健
産機商品本部
製品設計部

SNRの環境に優しい商品開発 Eco-friendly Products Development SNR Roulements



Siegfried RUHLAND*
Ludovic SAUNIER*
Cynthia TSEN*
Bernard LIATARD**
Gérald MIRABEL***

欧州各国では、二酸化炭素 (CO₂) 排出量削減を推進しており、自動車メーカー各社も様々な角度から対応策を検討している。CO₂削減には、軽量化・低トルク化が有効であり、自動車および部品メーカーは、既存製品を含めその限界に日々挑戦している。本稿では、SNRの軽量化および低トルク化に対応した開発製品を紹介する。

Reduction of CO₂ emission is being promoted at Europe, and each automobile company is also considering various measures. "Mass reduction" and "torque reduction" is effective in CO₂ reduction, and automobile and parts makers are challenging its limit every day including an existence product. Products which corresponds to "mass reduction" and "torque reduction" of SNR are introduced by writing.

1. まえがき

地球温暖化を含めた環境問題に関して、二酸化炭素 (CO₂) の排出量削減が課題となっており、自動車業界では車両の燃費向上を図るため自動車部品の軽量化・低トルク化に取り組んでいる。本稿では、SNRにおける自動車用ハブベアリング、トランスミッション用軸受、サスペンション用軸受それぞれの軽量化・低トルク化技術を紹介する。

2. 軽量化の取組み

本章では、自動車用ハブベアリング (以下H/B) とウォータポンプ用軸受の軽量化の取組みを述べる。

2.1 自動車用ハブベアリング

SNRIは、ブレーキディスクとホイールリムを支持するフランジ付き第2世代および第3世代に適用可能な、新しいコンセプトのH/Bを開発した。開発品は、H/Bの最適形状設計によって優れた強度と耐久性を維持しながら15%の軽量化を達成した。

2.1.1 自動車用ハブベアリングの設計

実使用時の荷重条件 (回転曲げ、ハブボルト締め付力等) を用いてH/Bに生じる応力を解析した。図1に解析事例を示す。図に示すように最大応力はフランジ締め付け部分とフランジ根元の面取り部分に発生することを確認した。そこで、開発品では、軌道面、ディ

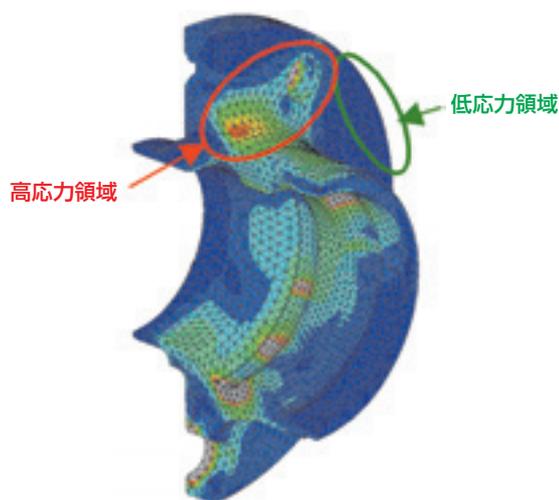


図1 ハブの応力解析結果
Stress analysis on the hub bearing

*SNR Product Innovation & Mechatronic

**SNR Automotive Transmission Engineering

***SNR Automotive Equipment Engineering

スク、ホイール挿入部など、重要部位の設計は変更せず、ハブの材料配分を低応力領域から高応力領域へシフトさせて応力緩和を図った。

図2に従来品と開発品の形状を示す。開発品はボルト締め付け部分を2つのリブで強化したフランジ形状としており、外輪で20%、H/B全体としては15%の軽量化を達成した。これにより自動車の一車軸にあたり最大1300gの軽量化となる。

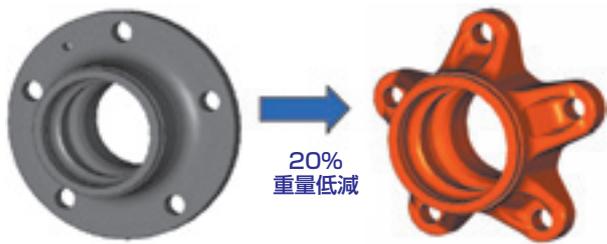


図2 従来品（左）と開発品（右）の形状比較
Conventional design (left) and new optimized design (right)

2. 1. 2 開発品の性能

開発品の重量は前述したように大幅に軽減されたが、剛性については従来品と同等であり、さらにリブの強化を図ったことで、フランジ根元部に発生する応力は図3に示すように35%低減された。



図3 応力解析結果
Stress analysis results

2. 2 自動車ウォーターポンプ用軸受

図4に従来の自動車エンジン冷却用ウォーターポンプの外観図、図5に構造を示す。今日の自動車エンジン冷却用ウォーターポンプの多くは、内輪をなくして軸に直接軌道面を設けた軸付き軸受を使用している。

図5に示す構造の場合、ベルト張力が偏荷重となって接触面圧が大きくなることから長寿命化の阻害要因となっていた。また、ミスアライメントが原因でシールを通過した水が軸受内に侵入してグリースが漏えいし、潤滑不足になって異音の発生および軸受寿命低下を招いていた。

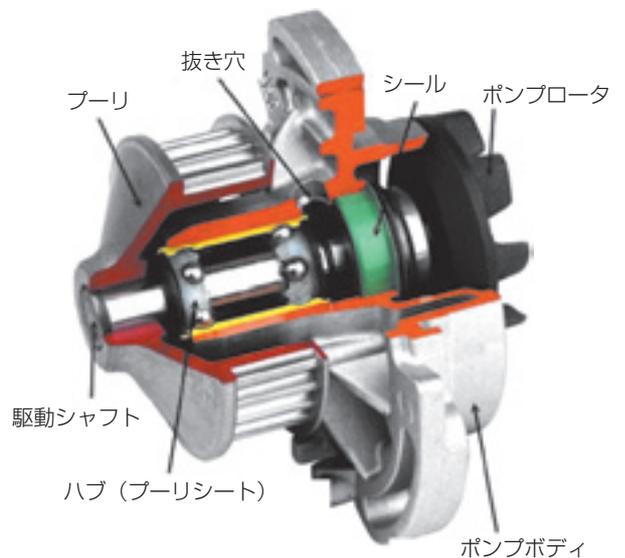


図4 ウォータポンプの外観
View of Water pump

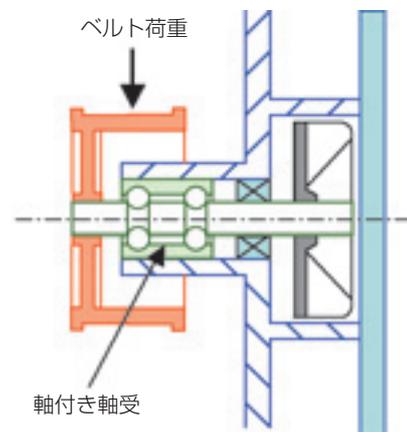


図5 ウォータポンプの構造
Water pump structure

2.2.1 開発品の構造

音響性能向上および軽量化・長寿命化を目的として軸とフランジを一体化した外装型軸受を開発した。図6に新たに開発した外装型軸受の外観，図7にその構造を示す。本構造を採用することによって，ベルト張力が軸受中心に作用するため，ミスアライメントの発生を防止できる。従来品に対して，ボールと軌道面間の接触面圧を低減できるため耐久性が向上する。加えて，ミスアライメントによるモーメント荷重が生じないことからボールは溝底で転動することになり音響レ

ベルが改善される。

生産技術の改良によって，軸受，フランジおよび軸を一体化させ，軸受負荷容量の向上，ポンプ容量の増加，長寿命化，音響特性改善および重量軽減を達成した。図8にウォータポンプ用軸受の外観および重量の年代変化を示す。



図6 外装型軸受（開発品）の外観
View of external bearing

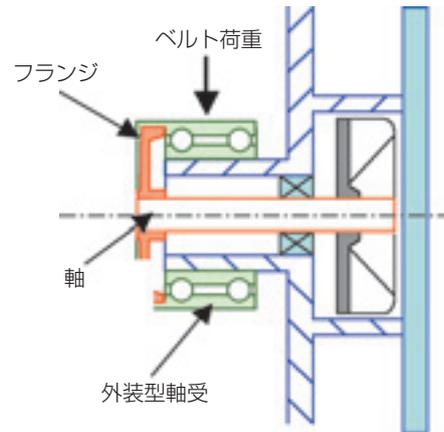


図7 外装型軸受（開発品）の構造
Structure of external bearing

ポンプ容量増大	→	外輪に補機ベルトを直接掛けるため省スペース設計
寿命向上	→	ボールサイズアップによる接触面圧の低減、圧入の影響減少
軽量化	→	21%

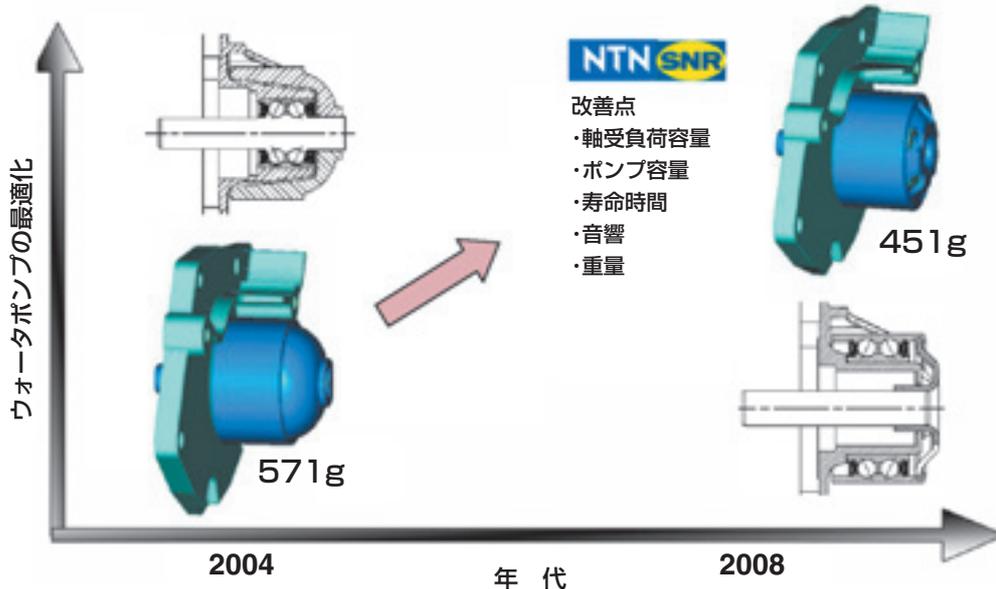


図8 ウォータポンプ用軸受の推移
Process of water pump bearing

2.2.2 ボールと軌道面間の接触面圧の確認

車両が寿命に至るまでポンプ補修を不要にするためには軸受寿命が走行距離 3×10^5 kmを満足することが要求されている。この要求寿命を満足するためには、軸受内部の接触面圧が疲労限を超えないように内部設計を決定する必要がある。同時にシールの締め代、グリース封入量、封入位置の最適化も重要である。

寿命時間、温度、部品公差、最小・最大すきま、締め代を含めた条件を検討し、機能試験および図9に示す耐久試験機によって各種試験を実施し、要求寿命を満足する設計仕様を確立した。

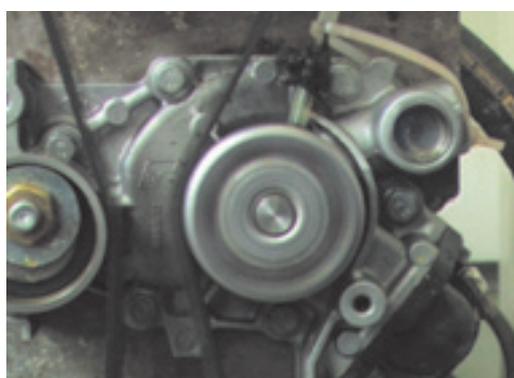


図9 ポンプ寿命試験機
View of pump lifetime test

3. 低トルク化の取組み

本章では、自動車トランスミッション用軸受、ハブベアリング、サスペンション用軸受の低トルク化の取組みを述べる。

3.1 自動車トランスミッション軸受

トランスミッションの操作性向上とCO₂排出量削減に向け様々な改良が行われている。SNRは、各種トランスミッションの最適化のため、軽量化および効率向上（低トルク化）に取り組んでいる。

トランスミッションのトルク損失の約50%は潤滑油の攪拌抵抗が占めている。潤滑剤の選定はトランスミッション低トルク化の重要な項目であり、低粘度かつ最小限の潤滑油が使用される傾向にある。トランスミッションの効率、作動していないアイドラーギヤのトルク損失によっても大きな影響を受けることから、軸受トルクもトランスミッションにおけるトルク損失の重要な要因となっている。

CO₂排出量削減のためのトランスミッション用軸受に対するSNRの取組みを以下に示す。

- (1) 軸受の内外輪および転動体の標準材料100Cr6に特殊熱処理を行い、過酷潤滑条件下での長寿命化を達成
- (2) 自己潤滑性を備えたギヤボックス用軸受の開発（固形潤滑剤を使用した自己潤滑軸受の例を図10に示す）
- (3) アイドラーギヤ用滑り軸受を保持器付針状ころ軸受等の転がり軸受に置換えて低トルク化
- (4) 新規開発の技術計算ソフトウェアを用いたトランスミッション軸受の荷重およびトルク解析による最適軸受設計（計算例を図11に示す）
- (5) 軸受の内部設計改善による摩擦トルク低減対策

3.2 低トルク玉軸受

トランスミッションの摩擦トルク損失低減には、円すいころ軸受より玉軸受を選定する方が有利であるが、円すいころ軸受と比較して玉軸受は負荷容量が小さいため、目標寿命を満足するためには軸受が大型化



図10 固形潤滑剤を使用した自己潤滑軸受
Autonomous bearings using solid lubricant

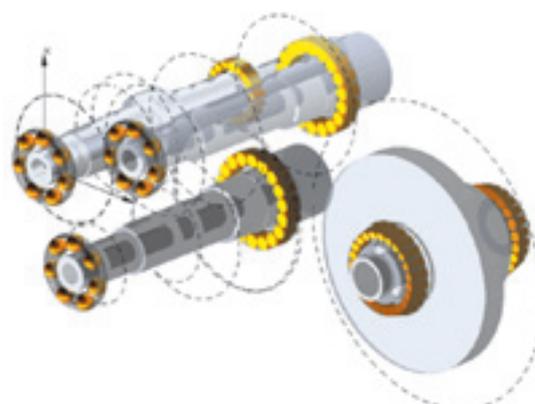


図11 トランスミッションシミュレーション
Transmission simulation

する傾向にある。一方、トランスミッション用軸受の一般的な破損形態は、材料の疲労による寿命ではなく、異物混入潤滑油による軌道輪の圧痕を起点とする表面損傷である。したがって、軸受内部への異物の侵入を防いで軸受を長寿命化する対策として図12に示すようなフィルターシール付軸受が用いられる。フィルターシールの設計では、優れたフィルター性能に加えて潤滑油を軸受内部へ取り込こんで潤滑と冷却性能を両立させる最適設計が必要である。

フィルターシール付軸受では多くの場合、軸受幅寸法を広げエラストマー製フィルターシールを追加しているが軸受の摩擦トルクが増大する。SNRが開発した方式は、図13に示すように分割タイプポリアミド保持器にフィルター機能を設けた設計である。特長を以下に示す。

- (1) 小型・軽量化が可能
- (2) 保持器とレース間のラビリンスすきまを精度よく管理可能
- (3) 油の入り口を2箇所設けたことで、軸受内部への潤滑油流量を増加
- (4) 低コスト

標準フィルターシールと開発品のダブルフィルターシールの比較を下記に記す。

油浴潤滑条件下での軸受内部通過油量を測定した結果を図14に示す。図の縦軸はフィルター効果およびフィルターを通過して潤滑に寄与する油量を示している。開発品のダブルフィルターシールは、従来品と比較して、フィルター効果は、ほぼ同等であるが、軸受内部を通過する油量は多く、潤滑性が改善されている。

開発したダブルフィルターシール付軸受の回転トルクを従来品と比較した結果を図15に示す。転がり抵抗等の軸受内部トルクは同一であるが、シールトルクが大幅に低減された結果、開発品のトルクは65%低減された。温度上昇も同様に低く抑えられ、耐焼付き性も改善されている。フィルター機能は従来品とほぼ同等であり、軸受幅を小さくできることからコンパクト化設計が可能で、軽量化できることも大きな特長である。

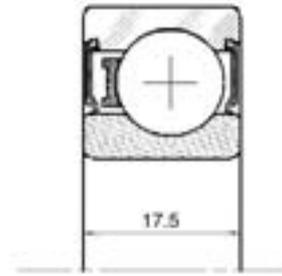


図12 フィルターシール付軸受 (従来品)
Bearing with filter seals

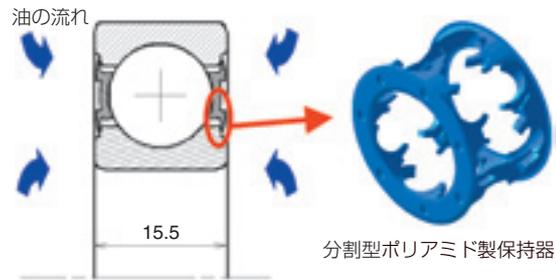


図13 ダブルフィルターシール付き (分割型ポリアミド製保持器一体型) 軸受
Bearing with double filter seals into a clipped double polyamid cage

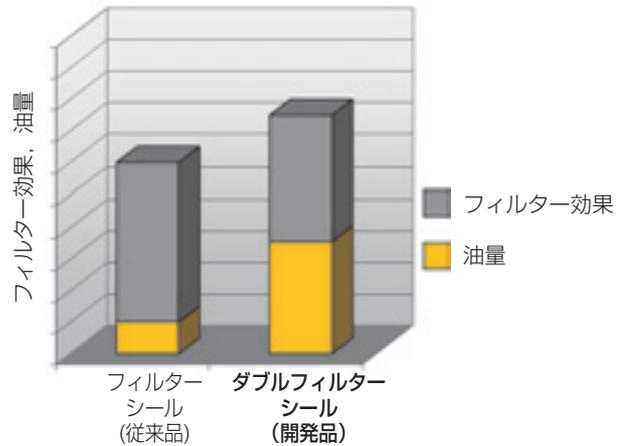


図14 軸受汚染防止効果
Efficiency against pollution

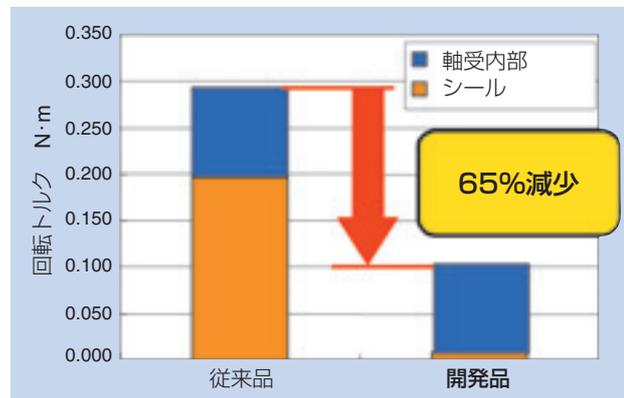


図15 回転トルクの比較結果
Torque test results

3.3 低トルク円すいころ軸受

円すいころ軸受は、他の軸受形式に比べ小さなサイズで大きな複合荷重を負荷できることから、トランスミッション用軸受として多用されている。しかしながら摩擦トルクの低減が課題である。

SNRのトランスミッション用円すいころ軸受は、NTNの低トルク円すいころ軸受設計技術と生産技術を採用することによって摩擦トルクを低減した。特長を以下に示す。

- (1) 特殊熱処理により疲労強度と異物による耐圧痕性向上
- (2) 標準鋼板保持器に比べ油のせん断摩擦を低減するポリアミド製保持器の採用
- (3) 負荷容量・剛性向上、ミスアライメント対応および摩擦トルク低減のための内部設計変更（ころ個数とサイズ、軌道面と転動面の特殊クラウニング加工）
- (4) 内輪つば面、ころおよび軌道面の接触位置の最適化
- (5) 内輪つば面ところ端面の表面粗さ向上により、ころ端面の滑り摩擦トルクを低減

図16にSNRのトランスミッション用円すいころ軸受と他社製とを回転数を横軸として比較した図を示す。SNR品は他社品と比較して25～50%のトルク損失低減を達成した。

トランスミッション用軸受での25%のトルク損失低減は、車両当たりおよそ2g/kmのCO₂排出量削減になる。また、低トルク円すいころ軸受を使用することによって耐焼付き性および変速操作性も向上する。

3.4 自動車用ハブベアリング

ホイール軸受の摩擦トルクの約50%はシール接触面のしゅう動抵抗であり、しゅう動抵抗を減らすことが車両のCO₂排出量削減に有効である。シールのしゅう動抵抗低減は、シール性能低下につながるが多いため、しゅう動抵抗を低減しつつ密封性能を向上させることが課題であった。

SNRではシールリップ部のしゅう動面の潤滑性を向上することにより、しゅう動抵抗を約11%低減し、密封性能を22%向上したトライボロジー効果付きシールを開発した。本開発コンセプトを現行シールに付加することによってコスト低減および開発リードタイムの短縮も可能となった。

3.4.1 トライボロジー効果付きシールの特長

開発したトライボロジー効果付きシールでは、スリングのリップしゅう動面を油膜形成能力の高い表面形状にしている。その結果、低トルクと発熱低減効果が得られた。図17に本シールの断面形状とスリング接触部を示す。スリング接触部には微小空孔が存在し、この空孔によってシールリップとスリングとの間に油

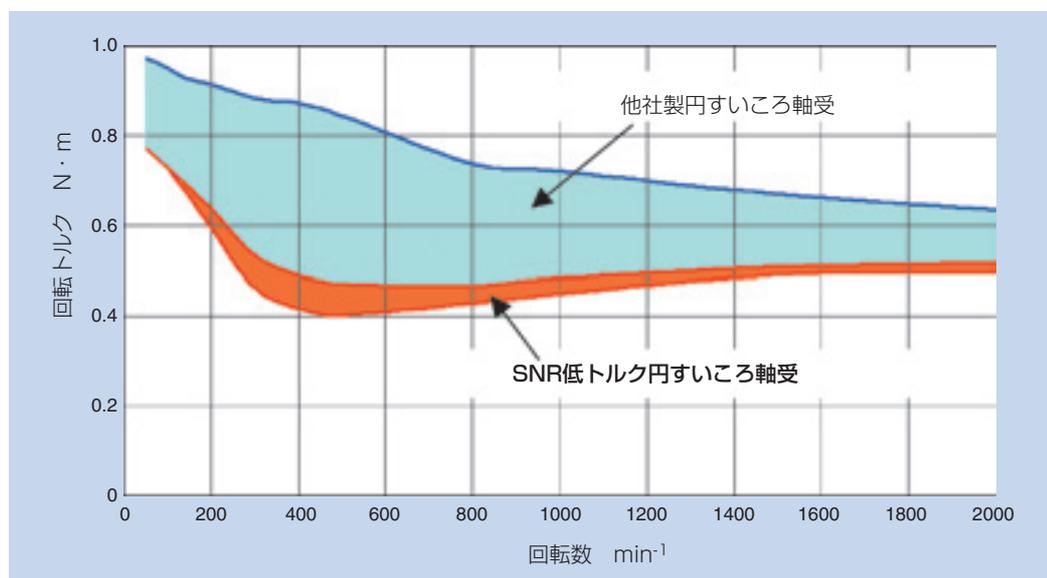


図16 軸受の回転速度とトルク
Torque measurements with rotations

膜が形成され、シールリップの摩耗が低減される。さらに、スリング接触部の微小空孔によって異物の侵入と噛み込みによる摩耗を防止する作用もある。

3.4.2 トライボロジー効果付きシールの性能

図18、図19は、従来品のシールと新たに開発したトライボロジー効果付シールのトルクおよび泥水下での寿命試験結果を示す。シール抵抗の低減効果により、回転トルクは11%低減し、泥水下での寿命は22%向上した。

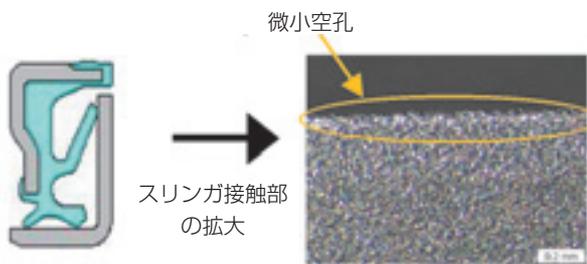


図17 シールの断面形状とスリング接触部断面
Seal shape on the slinger

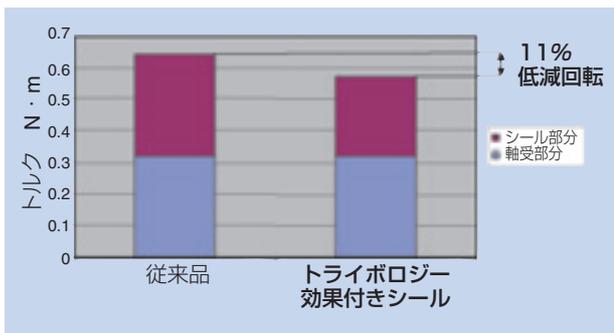


図18 従来品と開発品のしゅう動抵抗の比較
Comparison of rotational friction between development seal and current one

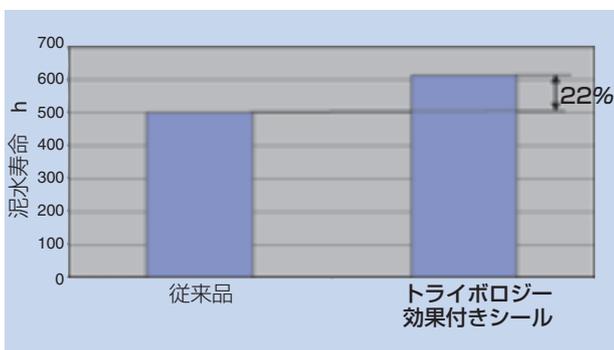


図19 従来品と開発品の密封性能の比較
Comparison of muddy water resistance between development seal and current one

3.5 自動車サスペンション軸受

密封形ストラット軸受に関しては、過酷な使用条件（泥水等の環境）に対応するため、信頼性とシール性能の向上が求められている。SNRでは、回転トルクとシール性能の両者を満足するフローティングシール付低トルク密封形ストラット軸受を開発した(図21)。

3.5.1 密封形ストラット軸受の特徴

耐泥水性はシールのリップ性能で支配されることから高いシール性能と安定した低回転トルク性能の両者を満足するシール開発が重要である。今般、新たにフローティングシール付低トルク密封形ストラット軸受を開発した。現行品を図20に、開発品を図21に示す。なお、比較のため、他の形式であるオーバモールドされたリップシールの構造を図22に示す。

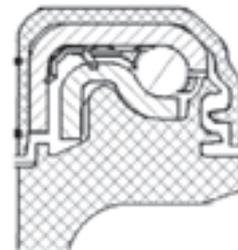


図20 現行品
Usual design

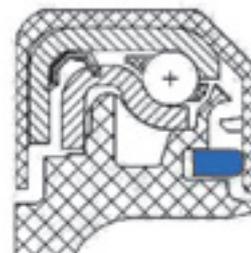


図21 SNRデザイン:フローティングシール
SNR design: floating seal

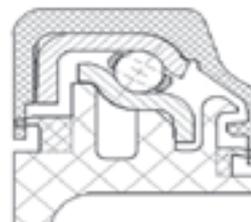


図22 オーバモールドされたリップシール
Competitor design: overmolded lip seal

3.5.2 試験結果

ストラット軸受の回転トルクに及ぼすシールの寄与度を図23に示す。開発品のフローティングシール品（図21のSNRデザイン）のトルクは、現行品と比較して18%増大する。しかし、オーバモールドされたリップシールに対しては50%の低減効果がある。

図24に泥水試験結果を示す。開発品（図21のSNRデザイン）は、現行品と比較して優れたシール性により軸受内部への水浸入が大幅に改善され、シール性の改善が認められる。オーバモールド品は、初期のシール性能は優れるものの、オーバモールドされたリップの摩耗があり、SNRの開発品の方が38%優れることが確かめられた。

4. あとがき

本稿は環境に優しい自動車用軸受に関する軽量化と低トルク化に関する対応策を概観した。SNRでは更なる軽量化・低トルク化に向けて新技術・商品開発を継続しており、並行してハイブリッドや電気自動車などの長期プロジェクトにも取り組んでいる。

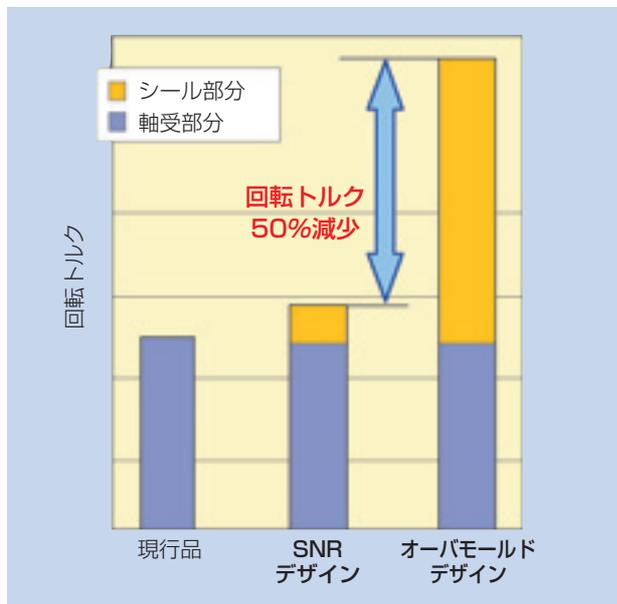


図23 回転トルク試験結果
Torque test results



図24 泥水試験結果
Muddy water test results

執筆者近影



Siegfried RUHLAND
SNR Product Innovation
& Mechatronic



Ludovic SAUNIER
SNR Product Innovation
& Mechatronic



Cynthia TSEN
SNR Product Innovation
& Mechatronic

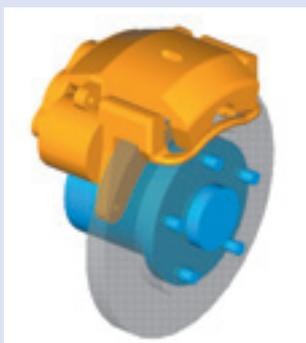


Bernard LIATARD
SNR Automotive
Transmission Engineering



Gérald MIRABEL
SNR Automotive
Equipment Engineering

電動ブレーキ用アクチュエータ Actuator for Electromechanical Brake



山崎 達也* Tatsuya YAMASAKI
江口 雅章* Masaaki EGUCHI
牧野 祐介** Yusuke MAKINO

電動ブレーキシステムは、従来の油圧ブレーキに対し、車両の安全性改善やシステムの簡素化などのメリットがある。また、近年注目が集まっているHEVやEVにおいても、電動ブレーキを適用し回生ブレーキと協調制御することで、更に燃費が改善されると期待されている。一方、ブレーキは車両のばね下に搭載されることから、小型、軽量であることが求められる。そこで、NTNでは、独自の直動機構を採用し、小型・軽量の電動ブレーキ用アクチュエータを開発した。

Electromechanical Brake (EMB) has some advantages such as safety improvement of vehicle and simple system. And in HEV and EV in which attention has gathered in recent years, it is expected to improve the fuel economy in addition by applying EMB and controlling cooperatively with regenerative braking. On the other hand, it is requested that the brake is compact and lightweight, because it is installed under the spring of the vehicle. NTN has developed the small actuator for EMB with original linear motion device.

1. はじめに

近年、車両の走行安定性に大きく寄与するブレーキにおいて、油圧制御技術の改良によりABS、ESC、ブレーキアシストなどの安全性向上が図られてきた^{1),2)}。

一方で、地球環境への関心が高まるにつれ、低燃費なHEVや化石燃料を使用しないEVなどのモータを動力源として走行する車両が相次いで市場投入されており、今後の需要拡大が予想される。

HEVやEVでは、減速時にモータを発電機として使用する回生ブレーキによりエネルギーを回収しているが、より効率的にエネルギーを回収するためには、ブレーキと回生ブレーキの協調制御の精度をさらに向上させる必要がある。また、HEVやEVでは、エンジンで発生する負圧が不十分もしくは利用できないため、従来のブレーキシステムを利用する際には、別途負圧を発生させるシステムが必要となる。

以上のように、従来のブレーキシステムでは解決が困難なブレーキの更なる高機能化および環境性能向上

を実現する手段として、電気を駆動源とする電動ブレーキシステムの実用化が期待されている。しかし、従来から開発されているボールねじやボールランプを直動機構として採用したシステムでは、大きな減速比を有する減速機が必要であり、アクチュエータの小型化が困難であった。

NTNでは、独自に考案した直動機構を適用することで、従来より小型化が可能な電動ブレーキ用のアクチュエータを開発した³⁾。本稿では、内部諸元を見直すことで性能向上を図った電動ブレーキ用アクチュエータについて報告する。

2. 電動ブレーキ用アクチュエータの構造

2.1 直動機構（遊星ローラねじ機構）

直動機構の構成とその作動原理について説明する。**図1**に示すように、直動機構はサンローラ、遊星ローラ、アウトリング、キャリア、支持ピン、ばねおよび軸受によって構成されている。遊星ローラは、入力で

*商品開発研究所 自動車モジュール商品開発部

**商品開発研究所 電子応用研究部

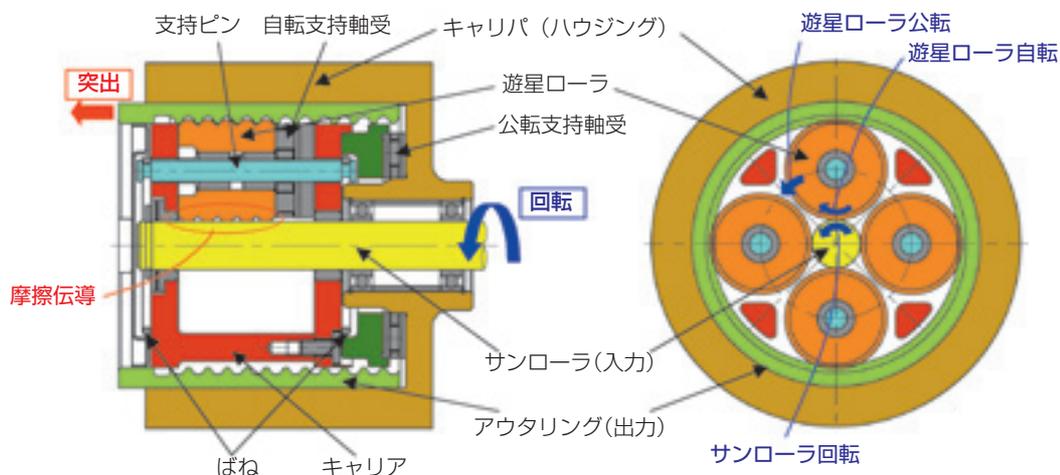


図1 直動機構概略
Schematic of linear motion device

あるサンローラと出力として軸方向へ移動するアウタリング間に円周等配に配置されている。サンローラのトルクは摩擦伝動によって遊星ローラへと伝達される。遊星ローラの外径面には、アウタリングの内径面に設けたねじと互いに嵌合するよう同一ピッチで異なるリードのねじ溝あるいは円周溝を設けている。遊星ローラを支持するキャリアは、回転可能且つ軸方向へ移動不能となるよう、キャリパ(ハウジング)に支持される。このような構造により、サンローラを回転させると、遊星ローラは自転および公転し、最終的にアウタリングの軸方向の移動へと変換される。

次に、サンローラと遊星ローラ間の摩擦伝動に必要な法線荷重を与える手段について説明する。前報では、遊星ローラを、サンローラおよびアウタリング間に焼きばめによって配置し、必要な法線荷重を与えていた³⁾。今回の開発品では、支持ピンの両端に配置したばねによって、遊星ローラをサンローラ側へと押し付けている。また、遊星ローラおよびアウタリングの接触部は、一定のフランク角を有する斜面とすることで、**図2**に示すようにアウタリングに軸方向荷重が作用した場合、この接触面から遊星ローラをサンローラへ押し付ける方向の荷重が作用する。

本構造により、トルク伝達面の摩耗などによる寸法変化が法線荷重に与える影響を小さくし、安定した法線荷重を付与できる。さらに、遊星ローラおよびアウタリングの接触部のフランク角を適正に設定することで、高荷重負荷時においてもサンローラと遊星ローラ間に過大な滑りを発生させることなく、トルク伝達することが可能となる。

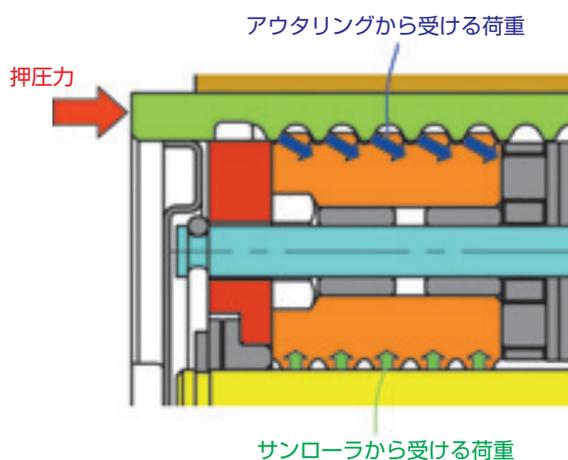


図2 遊星ローラに作用する荷重 (概念)
Load acting on planet roller

2.2 電動ブレーキユニット

前節で説明した直動機構をモータと共にキャリパに組み込み、1500ccクラスの車両の前輪用として設計した電動ブレーキユニットの構成を**図3**に示す。ユニット全体の軸方向長さを短縮するため、直動機構と駆動源であるモータを並列に配置し、歯車にて動力伝達を行っている。開発品の主な仕様を**表1**に示す。尚、本アクチュエータ用のモータは、NTNにて設計した。モータの構造および主要諸元を**図4**および**表2**に示す。

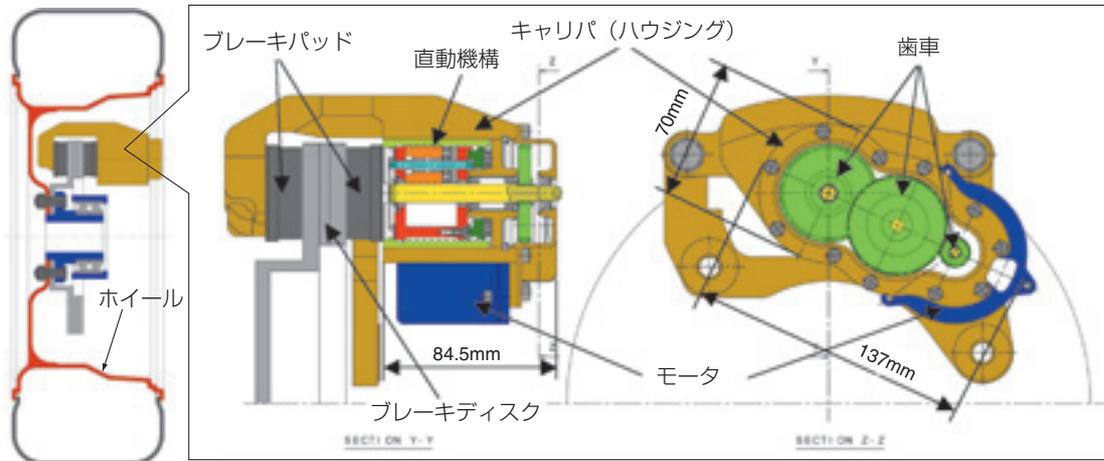


図3 電動ブレーキユニット概略図
Schematic of EMB unit

表1 電動ブレーキユニット仕様
Specifications of EMB unit

項目	仕様	備考
最大押圧力	30kN	1500ccクラス前輪用と同等
荷重保持機能	無	遊星ローラおよびアウトリングのねじ諸元を変更することで「有」とすることも可能
サイズ (パッド挟持部を除く)	137mm×70mm×84.5mm	—
質量 (パッドを除く)	5.6kg	—
潤滑方式	グリース	—

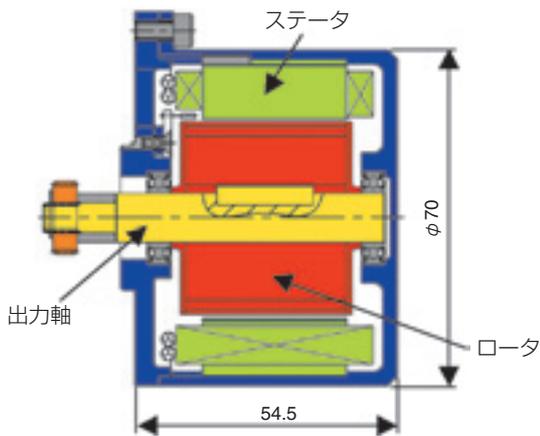


図4 モータ構造
Structure of motor

表2 モータ仕様
Specifications of motor

項目	仕様
形式	DCブラシレス
サイズ	φ70×54.5
印加電圧	12V
最高回転数	5000min ⁻¹ (無負荷時)
最大トルク	0.8Nm

3. 性能

3.1 効率

図5に、モータのトルクと押圧力および効率の関係を示す。なお、図5中の計算値は、前報で紹介した効率計算手法³⁾を用いて求めた。実験と計算結果は概ね一致しており、設計通りの性能を有している。

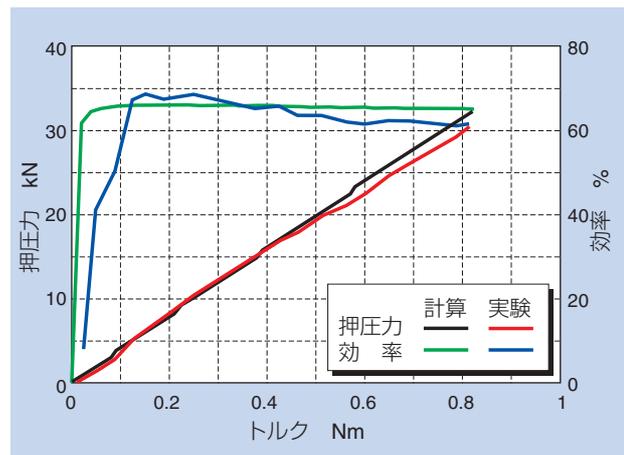


図5 電動ブレーキユニット効率 (開発品)
Efficiency of EMB unit (developed)

3.2 押圧力変化率

図3に示すキャリア形状にて、実際のブレーキと同様のパッドおよびディスクを使用して押圧力の変化率について評価した。雰囲気温度20℃、一定電圧(12V)を印加した場合における評価結果を図6に示す。また、式(1)~(4)により定義される応答時間および押圧力変化率を表3に示す。

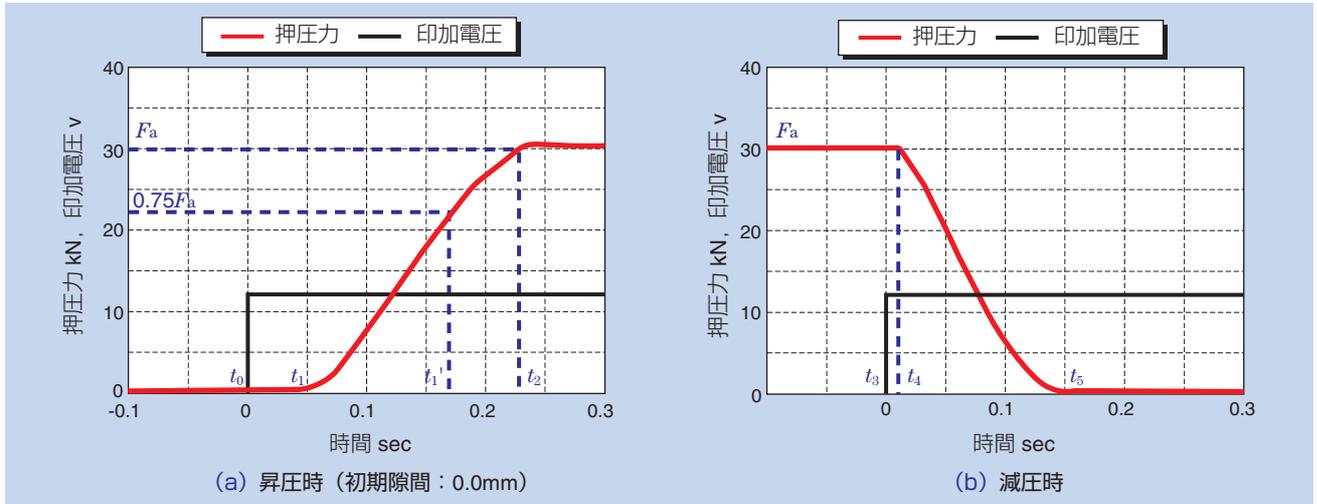


図6 ユニットの押圧力変化率
Thrust variation rate of EMB unit (developed)

表3 応答時間と押圧力変化率
Response time and thrust variation rate

項目	応答時間	押圧力変化率
昇圧時	0.172 s (= Δt_{INC})	170 kN/s (= V_{INC})
減圧時	0.146 s (= Δt_{DEC})	221 kN/s (= V_{DEC})

$$\Delta t_{INC} = t_1 - t_0 \quad \dots \quad (1)$$

$$\Delta t_{DEC} = t_5 - t_3 \quad \dots \quad (2)$$

$$V_{INC} = \frac{0.75 \cdot F_a}{t_1' - t_1} \quad \dots \quad (3)$$

$$V_{DEC} = \frac{F_a}{t_5 - t_4} \quad \dots \quad (4)$$

- F_a : 最大押圧力=30kN
- t_0 : 作動開始時点 (昇圧時)
- t_1' : 昇圧開始時点
- t_1 : 最大押圧力の75%到達時点 (昇圧時)
- t_2 : 最大押圧力到達時点
- t_3 : 作動開始時点 (減圧時)
- t_4 : 減圧開始時点
- t_5 : 解除終了時点
- V_{DEC} : 押圧力変化率 (減圧速度)
- V_{INC} : 押圧力変化率 (昇圧速度)
- Δt_{DEC} : 応答時間 (減圧時)
- Δt_{INC} : 応答時間 (昇圧時)

3.3 耐久性

乗用車用ディスクブレーキキャリパアセンブリの台上試験方法を規定したJASO C 448-89を基に実施した耐久試験項目を表4に示す。本開発品では、表4に示すすべての項目での耐久性を達成している。

表4 耐久試験
Durability test

試験項目	試験内容
トルク耐久強度	制動トルク 0.6G相当 制動回数 20×10^4 回
高圧耐久強度	押圧力 30kN 回数 1×10^4 回
常温作動耐久	温度 4~35℃ 押圧力 15kN 回数 50×10^4 回
高温作動耐久	温度 120℃ 押圧力 15kN 回数 7×10^4 回
振動耐久	加振加速度 $\pm 20G$ (上下方向) 加振周波数 60Hz 加振回数 500×10^4 回

4. おわりに

本稿では、独自の直動機構を適用した、小型電動ブレーキ用アクチュエータについて紹介した。

今後、HEVやEVなどモータを駆動源とした車両の普及により、ブレーキの電動化の要求は益々高まっていくものと予想される。NTNでは、引き続き耐久性改善や応答性の改良を行い、電動ブレーキとして適用可能なアクチュエータの開発を進めていく。

参考文献

- 1) 足立智彦：スタビリティコントロールシステム (ESC)に関する動向, 自動車技術, Vol.60, No.12 (2006) 28-33.
- 2) 成波・谷口哲夫・波多野 忠・廣瀬敏也：緊急時のブレーキアシスト装置の効果評価について, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.20065894(2006).
- 3) 山崎, 江口, 牧野：電動ブレーキユニットの開発, NTN TECHNICAL REVIEW, 75(2007)53-61.

執筆者近影



山崎 達也

商品開発研究所
自動車モジュール商品開発部



江口 雅章

商品開発研究所
自動車モジュール商品開発部



牧野 祐介

商品開発研究所
電子応用研究部

自動車用電動ボールねじアクチュエータ Electric Ball Screw Actuator for Automotive



池田 良則* Yoshinori IKEDA
吉田 平和* Hirakazu YOSHIDA

ハイブリッド車を含め、ガソリンエンジン車の低燃費化によりCO₂排出量の削減等、排気ガスのクリーン化が進められている。一方、これまでの手動機構を電動モータ駆動にして車両快適性や確実な作動による安全性向上を目指す開発も進められている。

NTNでは自動マニュアルトランスミッションやエンジン制御用ボールねじの実績をさらに発展させ、周辺部品をモジュール化した自動車用電動ボールねじアクチュエータユニットを開発した。本稿では本アクチュエータの構造および特長について紹介する。

In the automotive market, a lot of new hybrid cars and low fuel consumption and low emission engine have been developed to reduce of CO₂ and to be cleaned exhaust. At the same time, many projects are going on for market to achieve more car amenity or safe driving to apply quick and reliable electric motor drive, already in the market as AMT and for engine control, NTN developed the new electric ballscrew actuator, by modularized with peripheral parts.

This article introduces the development result and the feature of this ballscrew actuator unit.

1. はじめに

自動車のバイワイヤ (BY-WIRE) 化はスロットルを始め、徐々に進展している。近年一部の車両ではブレーキのバイワイヤ化が達成されたものもあり、車両快適性や安全性を追求する中で発展を続けている。

今般、NTNはこれらバイワイヤシステムに適用可能な高レスポンス、かつ高推力を有する自動車用電動ボールねじアクチュエータ (以下、アクチュエータ) を開発した。

本稿では、本アクチュエータの構造と特徴について紹介する。

2. アクチュエータの構造

アクチュエータの構造を図1に示す。

ボールねじはボールねじの軸端に設けたインボリュートスプラインを介してモータと連結され、トルク伝達を行う。

ボールねじ軸の軸端の一方には、複列アンギュラ玉軸受を配置し、アルミケースに位置決め保持される。ボールねじと作動シャフトは連結アームによって連動する構造とした。作動シャフトの両側は、左右対称にリニアボールベアリングおよびオイルシールを配置した。

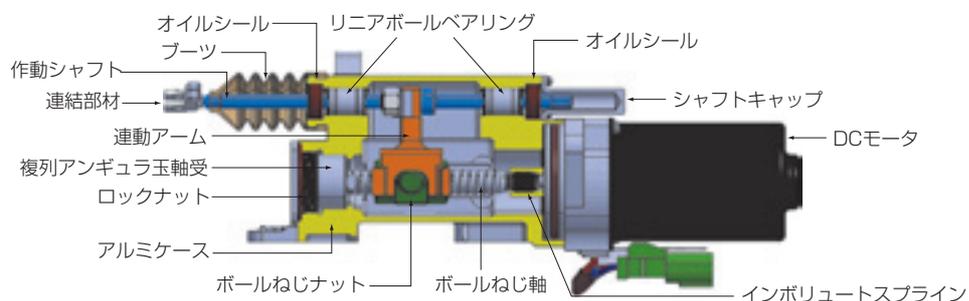


図1 アクチュエータの構造
Structure of actuator

リニアボールベアリングは、作動シャフトを軸方向移動可能に低フリクションで支持している。リニアボールベアリングの外側に設けたオイルシールは、アルミケース内への異物混入を防止する。作動シャフトの軸端に配置された連結部材に作動用のワイヤなどが連結される。

3. アクチュエータの特長

本アクチュエータを図2に、ボールねじを図3に示す。

アクチュエータは、水、雪、泥、砂利、塵埃などの環境条件を想定した各種試験、振動・衝撃試験などの過程において改良を重ね、高い信頼性を確保した。本アクチュエータは以下の特長を有する。

- (1) 高効率ボールねじの採用および可動部位の低フリクション化により高応答性でかつ高推力
- (2) 十分な耐食性、防塵・防水性

各特長について下記に詳述する。

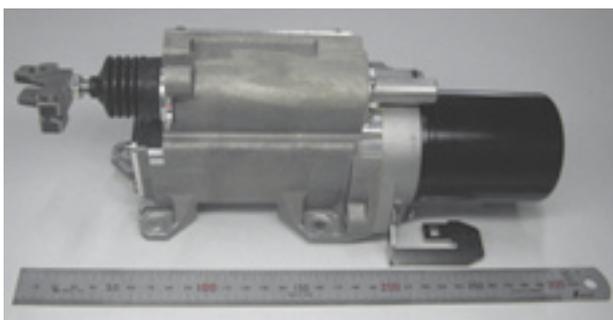


図2 アクチュエータ
Ball screw actuator

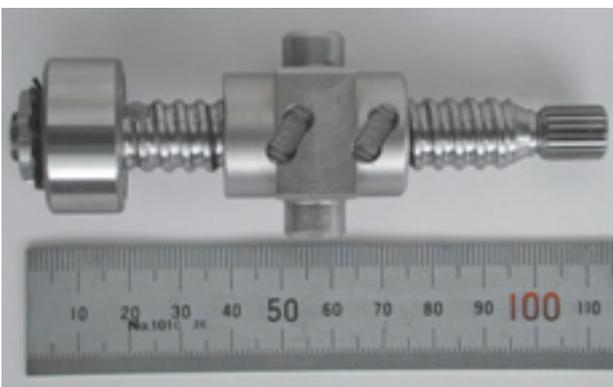


図3 ボールねじ外観
Ball screw for actuator

3.1 高効率・低フリクション化

本アクチュエータに採用したボールねじの正・逆回転変換効率は共に90%以上の仕様とした。また作動シャフトは、低フリクション化によって手動での動作も容易な設計となっている。

表1にボールねじの仕様、図4に理論効率を示す。リード角4°47'において、滑りねじの効率が32%であるのに対し、本アクチュエータに採用されたボールねじは92%と高効率であることがわかる。

図5に作動シャフト両端を支持するリニアボールベアリングを示す。このように、作動シャフトはリニアボールベアリングによって転がり接触で支持されているため摩擦が小さく、円滑な作動を実現している。

表1 ボールねじ仕様
Spec. of ballscrew

軸径	リード	リード角
14.5mm	4mm	4°47'

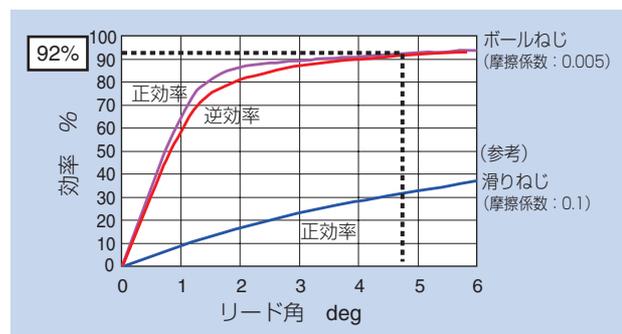


図4 ボールねじ理論効率
Efficiency of ballscrew

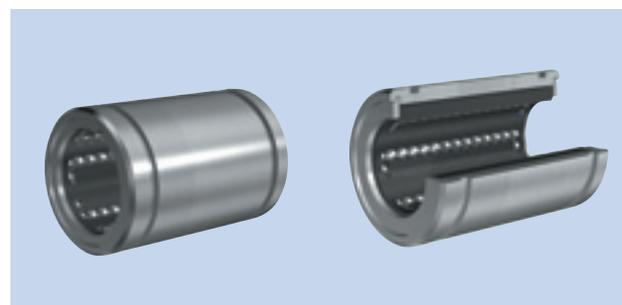


図5 リニアボールベアリング
Liner ball bearing

3.2 耐食性, 防塵・防水性

アクチュエータは様々な環境条件において、長期間の性能維持を要求される。特に本アクチュエータでは、ケース外に露出してストロークする作動シャフトがあるため、作動シャフト両端には、往復運動用オイルシールを装着し、異物侵入を防止した。

耐食性を高めるため、作動シャフトには特殊めっきを施している。さらに、ブーツとシャフトキャップを配置して、シャフトが周辺環境に直接暴露しない対策を施している (図6)。

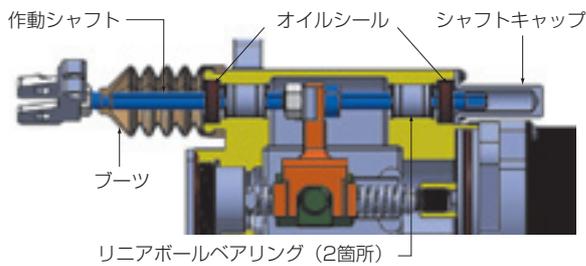


図6 シール構造
Structure of sealing of shaft

4. 評価テスト

信頼性の高い電動アクチュエータの開発のため、各種試験を実施し、十分な性能、信頼性確保がされていることを確認した。主要な試験項目について述べる。

4.1 推力試験

ボールねじの負荷トルクは次式で求められる。

$$T = \frac{P \cdot L}{2\pi \cdot \eta} \dots\dots\dots (1)$$

- T : 負荷トルク (Nm)
- P : アクシアル荷重 (N)
- L : ボールねじリード (m)
- η : 効率 0.92

式 (1) より、推力は式 (2) で得られる。

$$P = \frac{T \cdot 2\pi \cdot \eta}{L} \dots\dots\dots (2)$$

試験では、図7に示すように連結部材と固定部の間にロードセルを配置し、荷重を測定した。

図8に示す推力測定結果より理論計算値1200Nが得られることを確認した。同一諸元の滑りねじではその1/3程度になる。

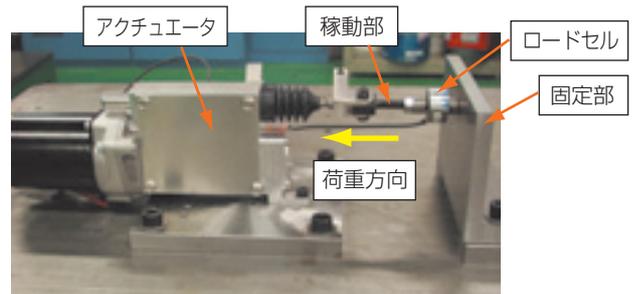


図7 推力測定試験機
Appearance of thrust force test

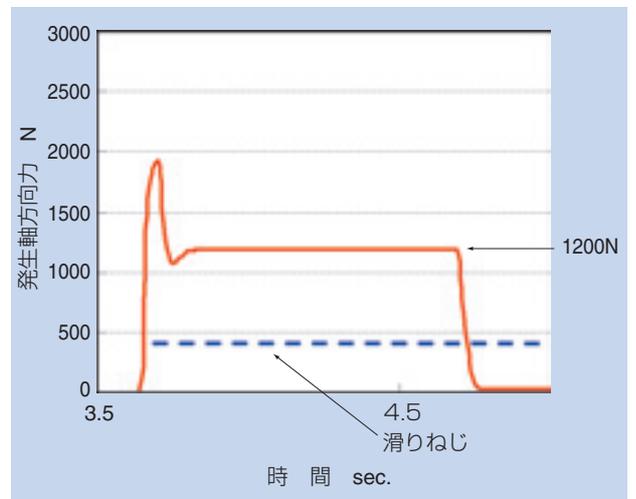


図8 推力測定結果
Thrust force measurement

4.2 環境作動耐久試験

環境作動耐久試験として高温雰囲気中にて所定の荷重を負荷して耐久試験を行った。アクチュエータが作動しながら一定荷重を負荷されるよう、荷重負荷用に別のボールねじを用いる専用の耐久試験機を製作した。図9に耐久試験機を示す。作動時の最大荷重を負荷して車両走行寿命相当回数の耐久試験を実施し、耐久試験完了後にアクチュエータの応答性試験を行った。

図10に耐久試験前後のアクチュエータを用いて応答性試験を行なった結果を示す。耐久試験後もアクチュエータの高応答性は保たれ、試験前に対し応答性能の低下はなかった。

以上により、環境作動耐久試験後のアクチュエータが耐久試験前と同等の性能であることを確認した。

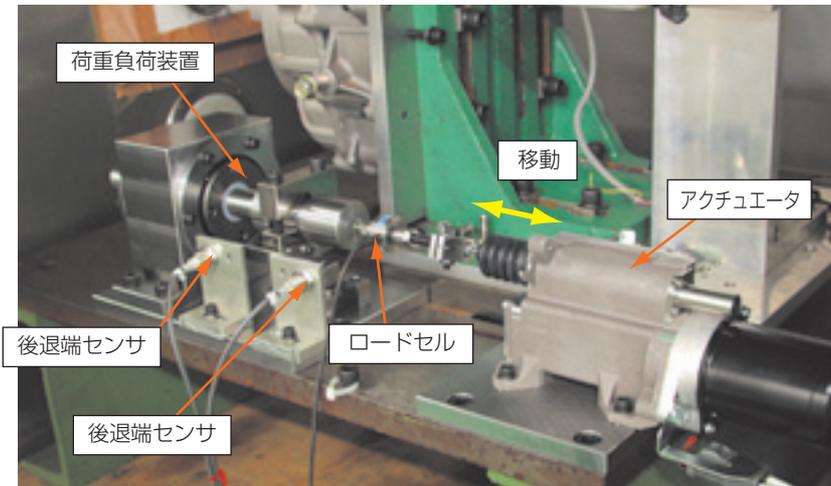


図9 耐久試験機
Appearance of durability test

4.3 複合腐食試験

複合サイクル試験機内にアクチュエータを設置し、塩水噴霧、高温乾燥、高温多湿の環境条件を複数回繰り返す試験を行い、耐食性の確認を行った。

図11に複合腐食試験後のアクチュエータの外観を示す。試験後のアクチュエータ内部に錆などの発生はなく、試験後のアクチュエータの特性についても問題はなかった。

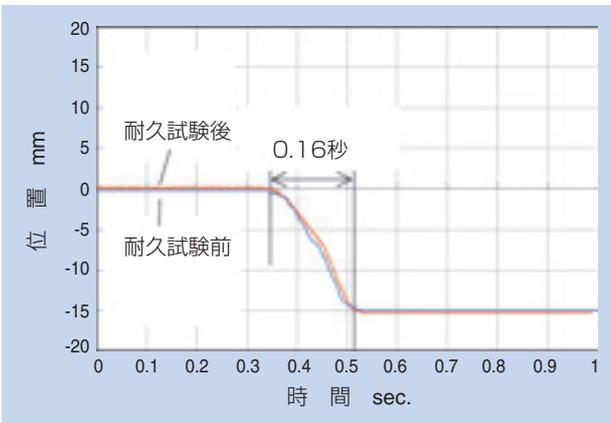


図10 作動時間測定例
Example of operating time measurement

5. おわりに

本稿では高応答性、高推力化に寄与する各種要素技術を採用した自動車用電動ボールねじアクチュエータを紹介した。

車両の可動部位の電動化が進む中、制御との親和性が高く、モータサイズを小さくできるボールねじ駆動を検討するケースが増えており、さらなる市場拡大が期待される。

NTNではさらにアクチュエータの軽量化および機能向上を図るため、ボールねじを含めた要素部品の改良に留まらず、センサやモータといった周辺部品の改良にも取り組んでおり、アクチュエータの適用拡大を推進していく。

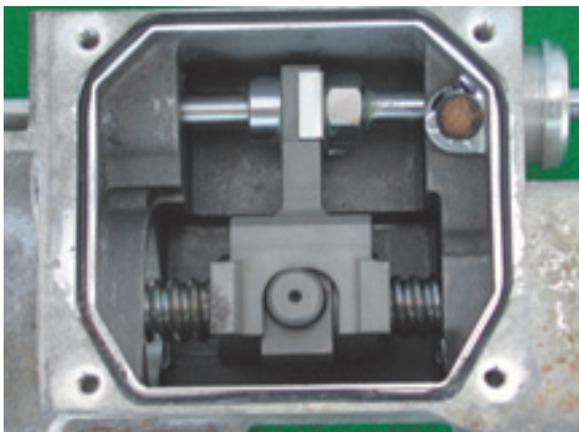


図11 複合腐食試験後の内部状況
Internal condition after cyclic corrosion test

参考文献

- 1) 立石, 他 「機械式自動マニュアルトランスミッション用ボールねじ」 NTN TECHNICAL REVIEW No.73(2005)
- 2) 数野 「VEL用ボールねじユニット」 NTN TECHNICAL REVIEW No.75(2007)

執筆者近影



池田 良則
自動車商品本部
自動車技術部



吉田 平和
自動車商品本部
自動車技術部

次世代電池向け電動ポンプ用樹脂すべり軸受 Plastic Bearings of Electric Pump for the Next Generation Cell



伊藤 紀男* Norio ITOH
石井 卓哉* Takuya ISHII

CO₂排出量削減に向け、次世代電池を搭載した装置の需要が高まっている。燃料電池コージェネレーションシステム、電気自動車、ハイブリッド車には、電池やモータの冷却システムに、冷却水を循環する電動ポンプが使用されており、軸受には自己潤滑性、耐薬品性に優れ、設計の自由度が高い射出成形可能なベアリーAS5704製すべり軸受が採用されている。本稿ではベアリーAS5704製すべり軸受の特長、使用例を紹介する。

In order to reduce CO₂ emission, apparatuses with the next generation cell are introduced or on the market. Fuel cell co-generation system, electric vehicle and hybrid vehicle have electric pumps to circulate cooling water in the cooling systems for cells and motors. BEAREE AS5704 bearings, which have excellent self-lubricity, chemical resistance and high flexibility of designing, are used in these electric pumps.

This article introduces the characteristics and applications of BEAREE AS5704 bearing.

1. まえがき

近年、CO₂排出量削減に向け、従来の化石燃料を使用しない次世代電池を搭載した装置の需要が高まっており、業務、家電分野では燃料電池コージェネレーションシステム、自動車分野では電気自動車、ハイブリッド車への導入が加速されている。これらの発熱を抑える冷却システムには、冷却水を循環するための電動ポンプが内蔵されている。本稿では電動ポンプに適する樹脂すべり軸受について、使用例を含めて紹介する。

ック内を一定温度に維持するための冷却系統(冷却水循環)に電動ポンプが用いられている。本電動ポンプの必要性能は、高効率、コンパクトであり、マグネットドライブ式の遠心ポンプが主流となっている。

2. 2 電気自動車、ハイブリッド車の冷却システム

従来の内燃機関を動力とした自動車では、エンジンを冷却するラジエータ水の循環に遠心ポンプが搭載されており、エンジンの回転をベルトを介してポンプ主軸に入力しポンプを稼働させている。

一方、電気自動車ではエンジンがなく、ハイブリッド車ではアイドリングストップ時にエンジンが停止するため、電池あるいはモータなどの冷却系統に電動ポンプが必要となる。この電動ポンプもマグネットドライブ式の遠心ポンプが主流となっている。

2. 各システムでの電動ポンプ

2.1 燃料電池コージェネレーションシステム¹⁾

燃料電池は水素と酸素の電気化学反応で電気を発生させるものであり、酸素は空気を利用、水素は都市ガスなどを改質器などを介して変換し、燃料電池セルスタックにて電気化学反応で電気を発生させる。燃料電池セルスタックでの反応は発熱反応であり、セルスタ

*NTN精密樹脂(株) 技術部

3. 電動ポンプの構造

一般的にポンプは、水、燃料、潤滑油、有機溶剤、酸・アルカリなどの液体を移送するために用いられる。ポンプには、主に遠心式、容積回転式、容積往復動式の3種類あり、回転軸支持部に軸受が使用される。移送される液体が水、酸・アルカリなどの場合、一般的な金属製軸受では腐食の問題が懸念されるため、カーボンすべり軸受や樹脂すべり軸受が使用される²⁾。樹脂すべり軸受は自己潤滑性、耐薬品性に優れており、射出成形材では、形状を含めた設計の自由度が高い利点がある。

3.1 マグネットドライブ式遠心ポンプ

マグネットドライブ式遠心ポンプの構造を図1に示す。モータ軸に取り付けたマグネットが回転し、磁力によりケーシング中のマグネットと一体化したインペラ（羽根車）を回転させることで液体を移送する構造となっている。

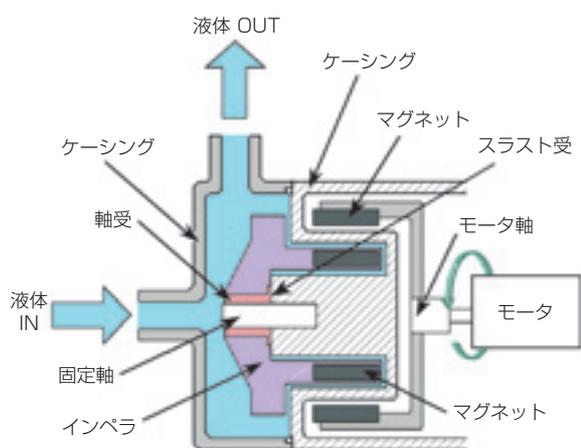


図1 マグネットドライブ式遠心ポンプの構造
Structure of magnet drive centrifugal pump

3.2 樹脂すべり軸受

従来のマグネットドライブ式遠心ポンプには、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インペラとの一体成形が可能であるが、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、衝撃による割れ強度およびコスト面でも改善が必要である。一方樹脂すべり軸受は、射出成形の際に軸受の内径面や端面には潤滑溝を、軸受外径面には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る（図2）。

樹脂すべり軸受は、機械加工なしにてインペラと一体成形できる。

運転時にはラジアル荷重およびアキシアル荷重が発生し、軸受内径と固定軸、軸受端面とスラスト受が摺接する。この樹脂すべり軸受にNTNのベアリーAS5704材が採用されている。

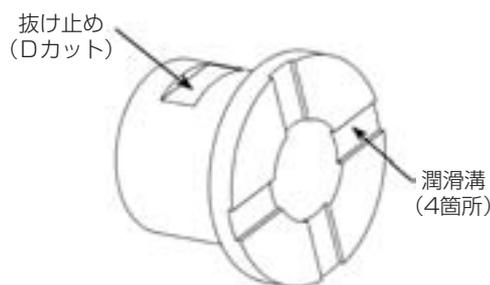


図2 軸受
Bearing

4. ベアリーAS5704製樹脂すべり軸受

4.1 特長

ベアリーAS5704製樹脂すべり軸受は、PPS（ポリフェニレンサルファイド）樹脂に特殊充填剤を配合した軸受である。

<特長>

- ①水中での摩耗量が汎用PPS製樹脂すべり軸受の1/5以下に低減。
- 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。

4.2 一般物性

ベアリーAS5704材の一般物性を表1に示す。

表1 ベアリーAS5704材の一般物性
Basic characteristics of BEAREE AS5704

項目	試験方法	単位	特性値
比重	ASTM D792	—	1.64
引張り強さ	ASTM D638	MPa	54
伸び		%	0.7
曲げ強さ	ASTM D790	MPa	103
曲げ弾性率		GPa	10
線膨張係数	TMA法	1/°C	MD : 2.0×10 ⁻⁵ CD : 4.5×10 ⁻⁵
ロックウェル硬さ	ASTM D785	R スケール	112
アイゾット衝撃強さ	ASTM D256 (ノッチ式)	J/m	27

※上記値はすべて代表値である。

4.3 各種軸受（樹脂材料）の比較

液中で使用される代表的な樹脂すべり軸受には、フェノール樹脂系、PTFE(四ふっ化エチレン)樹脂系が挙げられる。ベアリーAS5704材、カーボン材との耐摩耗性を比較するために、水中での摩耗試験を実施した。試験条件を表2、比摩耗量^{注)}を図3に示す。

ベアリーAS5704材の耐摩耗性は最も優れており、カーボン材より低摩耗であった。

注) 比摩耗量とは、試験前後の摩耗量から算出した単位すべり距離当たり、単位荷重当たりの摩耗体積を示す。比摩耗量が小さいほど、摩耗量は小さくなる。

表2 摩耗試験条件
Wear test condition

項目	内容
試験機	水中リングオンディスク型
面圧	0.4 MPa
すべり速度	25 m/min (Hv200, 0.4 μmRa)
相手材	SUS304
雰囲気	水中(常温, 温度管理なし)
試験時間	50h

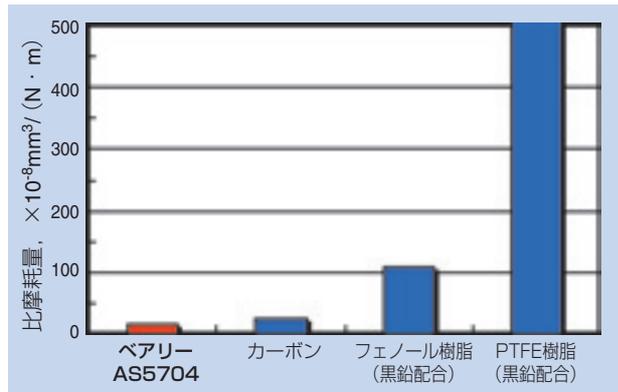


図3 各種軸受の比摩耗量
Specific wear of various bearings

表3 各種軸受性能の比較
Comparison of features various bearings

軸受の種類	ベアリーAS5704	カーボン	フェノール樹脂(黒鉛配合)	PTFE樹脂(黒鉛配合)
加工方法	射出成形	機械加工	射出・圧縮成形	機械加工
耐摩耗性(水中)	◎	○	△	×
耐薬品性	◎	◎	△	◎
吸水寸法安定性	○	×	△	○
衝撃による割れ	○	×	×	○
衝撃時の変形	○	○	○	×
設計の自由度	◎	×	○	×
価格	◎	×	○	×

◎: 優 ○: 良 △: 可 ×: 不可

各材料を用いたすべり軸受の性能比較を表3に示す。ベアリーAS5704製軸受は、PPS樹脂を基材としているため、耐薬品性、吸水寸法安定性にも優れている。

4.4 PPS樹脂軸受の比較

ベアリーAS5704材とガラス繊維、炭素繊維、PTFE樹脂配合の3種類のPPS樹脂材について、摩擦摩耗特性の比較試験を表2の試験条件にて実施した。動摩擦係数の経時変化を図4、比摩耗量を図5に示す。

ベアリーAS5704材の動摩擦係数は最も低く、安定しており、比摩耗量は炭素繊維を配合したPPS材の1/5以下であった。試験後の相手材(SUS304)の摩耗深さを測定すると、炭素繊維配合材が約5 μmの損傷に対し、ベアリーAS5704材では相手材の摩耗は認められない(図6, 7)。

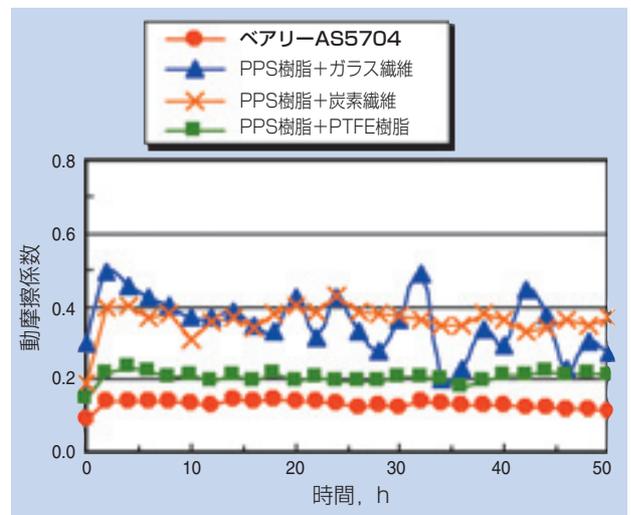


図4 PPS樹脂軸受の動摩擦係数
Coefficient of dynamic friction of PPS bearings

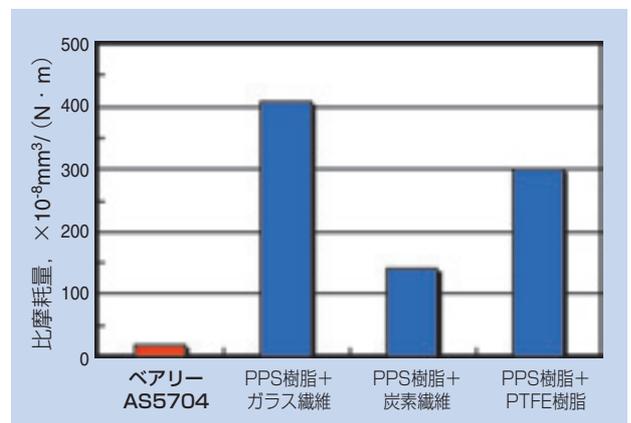


図5 PPS樹脂軸受の比摩耗量
Specific wear of PPS bearings

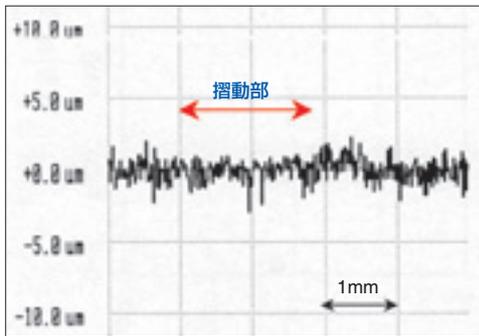


図6 ベアリーAS5704の試験後の相手材表面粗さ形状
Surface roughness of mating material after test

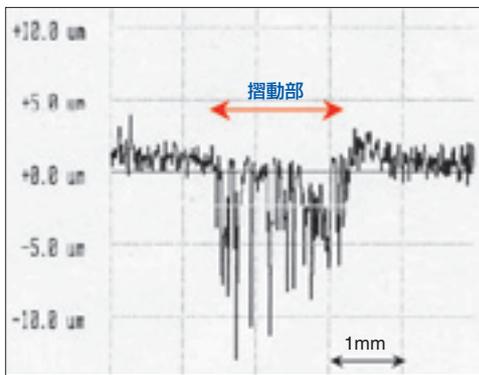


図7 炭素繊維を配合したPPS樹脂の試験後の相手材表面粗さ形状
Surface roughness of mating material after test

4.5 ベアリーAS5704材の限界PV値

表4に示す2つの速度条件にて、各々1時間毎に面圧を1MPa上げ、摩耗量が20μm以上、または摺動面が熔融したときの面圧を限界面圧と判断した。試験速度と限界面圧から算出した限界PV値を表5に示す。

表4 限界PV試験条件
Limit PV test condition

項目	内容
試験機	水中高速リングオンディスク型
すべり速度	100, 300 m/min
相手材	SUS304 (Hv200, 0.4μmRa)
雰囲気	不凍液 (常温, 温度管理なし)

表5 限界PV値
Limit PV value

すべり速度 (V)	限界面圧 (P)	限界PV値
100m/min	7 MPa	700 MPa · m/min
300m/min	3 MPa	900 MPa · m/min

4.6 ベアリーAS5704材の摩耗曲線

表6に示す試験条件にて、経時的に摩耗量を測定し、摩耗曲線図8を得た。試験開始時から50時間までに初期摩耗が認められるが、その後は定常摩耗状態となっており、摩耗量の増加はほとんど認められない。

表6 摩耗試験条件
Wear test condition

項目	内容
試験機	水中高速リングオンディスク型
面圧	1.15 MPa
すべり速度	170 m/min
相手材	SUS304 (Hv200, 0.4μmRa)
雰囲気	不凍液 (常温, 温度管理なし)
試験時間	500h

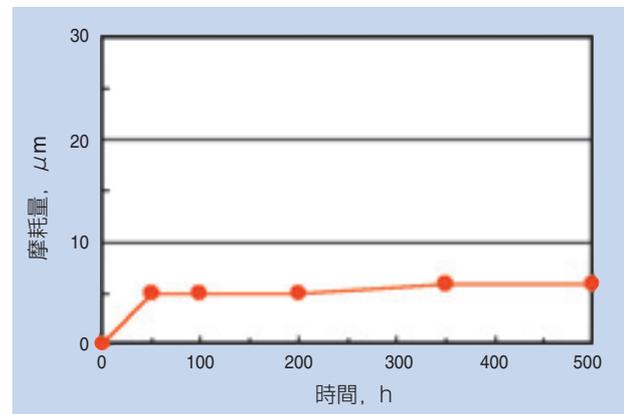


図8 摩耗曲線
Wear curve

5. 樹脂すべり軸受を使用する上での 注意点

樹脂すべり軸受と相手軸とのすきま設定には、樹脂材料の線膨張係数を配慮しなければならない。一般的に、樹脂材料の線膨張係数は金属に比較して大きい。例えば、軸受を一体化したインペラの材質が金属であったり、摺動部の発熱により軸受とインペラに温度差が生じたりした場合、軸受は内径側へ膨張する。従って、すきま設計を誤ると、相手軸とのクリアランスがなくなり、異常摩耗を発生させる場合がある³⁾。

6. 特殊用途材について

ポンプは様々な分野(環境)で使用されている。NTNではベアリーAS5704材以外にも、用途に応じてPTFE樹脂を基材としたベアリーFL3700、FL3642をラインナップしている(表7)。

FL3700は基材、充填剤ともに耐薬品性に極めて優れ、ほとんどの薬品に侵されることがないため、ケミカルポンプ用として採用されている。

食品機械用途では非黒色であることが求められ、淡黄色であるFL3642が採用されている⁴⁾。

表7 特殊仕様での軸受
Bearings under special condition

軸受	基材	特長
ベアリーFL3700	PTFE樹脂	耐薬品性
ベアリーFL3642	PTFE樹脂	非黒色、食品・飲料水との接触可

7. あとがき

今後、電気自動車、ハイブリッド車の普及が更に進むことで、電動ポンプの需要は拡大することが期待される。ポンプには高効率化、長寿命化、コンパクト化が求められ、樹脂すべり軸受のさらなる機能向上が必要となる。今後も研究・開発を継続し、さらなるすべりのメカニズムの解明を進め、すべり軸受の機能向上を図っていく。今後、低摩擦・低摩耗特性を必要とする樹脂すべり軸受の要求は益々増加すると考えられ、本稿が各位の参考になれば幸甚である。

執筆者近影



伊藤 紀男
NTN精密樹脂(株)
技術部



石井 卓哉
NTN精密樹脂(株)
技術部

参考文献

- 1) 田島收：固体高分子形燃料電池(PEFC)の開発状況2, 電機(2004) 35
- 2) 林工：機械部品・要素, プラスチックス57巻4号(2006) 50
- 3) NTN株式会社編集チーム：ベアリングがわかる本(2007) 154
- 4) 沖芳郎, 石井卓哉：水中でのPTFE複合材の摺動特性, 月刊トライボロジ13巻12号(1999) 48

低トルクローラリフタユニット Low-torque Roller Lifter Unit



西村 雅* Masashi NISHIMURA

自動車の燃費向上や排気ガス規制の要求が世界的に高まっている中で、自動車メーカーでは、新燃費基準達成のための手段の一つとしてガソリン直噴エンジンの性能向上に取り組んでいる。直噴エンジンに使用される燃料ポンプにおいても、効率向上のため、燃料圧縮時のフリクション低減・高圧化などが求められている。

NTNでは、これらの要求に対応するため、燃料ポンプ駆動用の低トルクローラリフタユニットを開発した。

The demand of fuel consumption improvement and exhaust emissions control to the car has increased on a global basis in recent years. The automobile companies are working to develop the gasoline direct-injection engine as one of the means to achieve new fuel-efficient target. And there is a demand such as the increase of fuel pressure and reduction of the friction in fuel compression process in the high-pressure fuel pump used for the direct-injection engine.

Then, NTN has developed Low-torque Roller Lifter Unit to correspond these demands.

This report introduces the feature of the NTN Low-torque Roller Lifter Unit.

1. はじめに

EUでは、2012年に乗用車1台あたりの平均CO₂排出量を現行の20%減となる130g/km以下に削減する規制の導入を決めている。また、米国では乗用車、小型トラックなどのガソリン消費量を2020年までに平均40%改善することを目標に掲げるなど¹⁾、自動車への燃費向上および排気ガス規制の強化は今後ますます加速すると思われる。

日本でも、2015年度を目標年度とする新しい燃費基準（表1参照）が法制化され、乗用車については目標年度において、2004年度実績に比べて燃費が23.5%改善されることになる²⁾。

このような状況下で自動車メーカーは、ハイブリッド車・電気自動車の開発、ガソリンエンジン車においては、例えば可変動弁系やアイドルストップなどの技術を用いて燃費向上に取り組んでおり、その中の一つの手段としてガソリンエンジンの直噴化が進められている。

表1 2015年度燃費基準
(2004年度実績に対する燃費改善率)²⁾
2015 year fuel-efficient target
(Improvement rate compare with 2004)

自動車の種類	2004年度実績値	2015年度推定値	2004年度実績からの燃費改善率
乗用車	13.6(km/ℓ)	16.8(km/ℓ)	23.5%
小型バス	8.3(km/ℓ)	8.9(km/ℓ)	7.2%
小型貨物車	13.5(km/ℓ)	15.2(km/ℓ)	12.6%

直噴エンジンは、空気のみをシリンダ内に吸入・圧縮し、燃料ポンプで高圧化した燃料をシリンダ内に直接噴射することが特長であり、吸気管内で生成された空気と燃料の混合気をシリンダ内に吸入する通常のエンジン（ポート噴射）に比べ、以下の作用により燃費の向上が可能とされている^{3)・4)}。

- (1) 耐ノック性向上による高圧縮比の実現（高出力化）
- (2) 正確な空燃比のコントロール
- (3) 低負荷域でのポンピングロスの削減

*自動車商品本部 ニードル軸受技術部

2. 直噴エンジン燃料ポンプの周辺構造とローラリフタユニットの適用箇所

図1にローラリフタユニットの外観、図2に直噴エンジンの燃料ポンプ部周辺の構造図、図3にローラリフタユニットの適用箇所を示す。

ローラリフタユニットは、直噴エンジンの燃料ポンプ駆動部において、カムとの組み合わせにより、エンジンからの回転運動を往復運動するプランジャへ効率良く伝える部品である。

従来はカムとの接触部がすべりとなるタイプが使用されていたが、カムとの接触による摩擦損失低減やカムの高回転化のために、転がりタイプのローラリフタユニットが一部の自動車メーカーで採用されている。

通常、直噴エンジンでは4～13MPa程度の圧力で燃料が噴射されるが、一部のエンジンではさらに燃焼

効率を向上させるために20MPaの圧力で噴射されるものもあり⁵⁾、今後、燃料の高圧化はさらに進むと予想される。

燃料高圧化により、リフタへの負荷は大きくなるため、特にカムとの接触面がすべりとなる従来のタイプのリフタではフリクション増大による燃費の悪化が懸念される。

また、燃料高圧化のためには、リフタの耐荷重性向上はもちろんのこと、カムによる圧縮回数の増加（カム回転速度の上昇、カム山数の増加）、カムリフト量の増加などが必要となり、その結果、ベース円寸法が同じであればカムの外周長が長くなることから軸受においては、特に高速化への対応が必要とされる。



図1 ローラリフタユニットの外観
Appearance of roller lifter unit

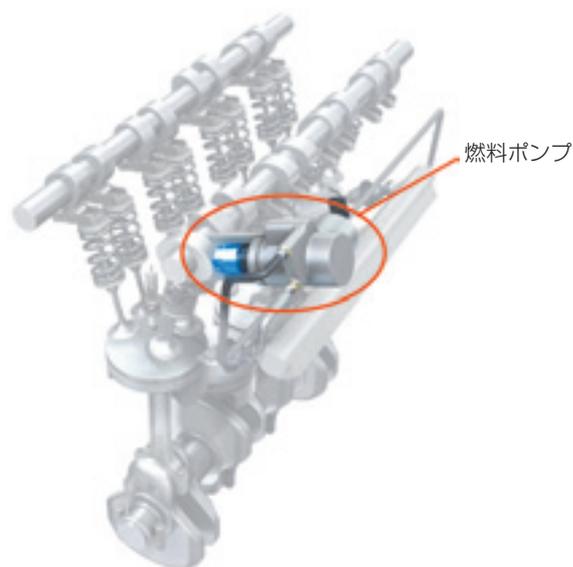


図2 直噴エンジン燃料ポンプ部周辺の構造
Direct injection engine, fuel pump



図3 ローラリフタユニットの適用箇所
Application of roller lifter unit

3. NTN低トルクローラリフトユニットの構造と特長

前述のように、従来はカムとの接触部がすべりとなるタイプのリフトが使用されていたが、摩擦損失低減のため転がりタイプの軸受を用いたローラリフトユニットが一部の自動車メーカーで採用されており、耐荷重性や寿命の面で優れた総ころタイプ^{※1}を適用している。しかし、カムからの断続的な荷重やローラリフトユニットと相手ガイド穴とのすきまにより発生する傾きの影響で、ころのスキューに起因する軸受の横走りが発生し、発熱や回転トルクが増大するなどの課題があった。

NTNでは軸受部の横走りを抑制するため、保持器付きタイプを採用し、ころのスキューの発生を抑え、軸受部の回転トルクを低減させると共に、高速耐久性を向上させた。また、NTN独自の熱処理技術であるFA処理などの適用により長寿命化を図り、計算寿命で総

ころタイプと同等以上の仕様とした。

さらに、ケース各部の肉厚を最適化し、必要な強度を確保しつつ軽量化を図ることで往復運動時の慣性力を低減させ、高速運転時のカムへの追従性向上を図った。

図4にNTN低トルクローラリフトユニットの仕様を示す。

4. 性能評価

燃料の高圧化により、リフトへ負荷される荷重が大きくなることから特にカムとの接触面がすべりとなる従来タイプのリフトではフリクションが増大し、燃費の悪化などが懸念される。また、燃料の高圧化のためにリフトには高速耐久性が求められる。

そこで性能評価として軸受のトルク測定や温度上昇試験などを実施した。ここでは、その評価結果の一部を紹介する。

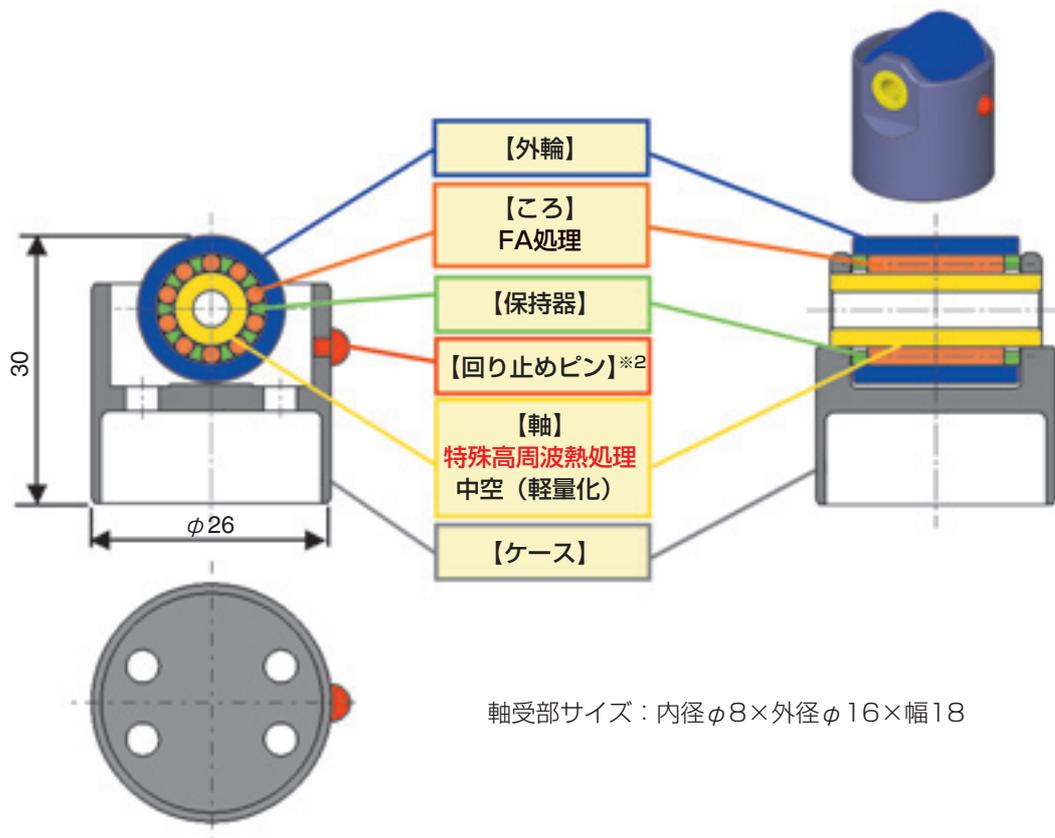


図4 NTN低トルクローラリフトユニットの仕様
Specification of NTN low-torque roller lifter unit

※1 総ころタイプとは軸受に保持器を用いない構造であり、ころ本数を多く設定できるため定格荷重が大きいですが、ころが保持器によって案内されていないため、ころのスキューが起りやすいなどの問題がある。

※2 回り止めピンは相手ガイド穴に設けられた溝に沿って摺動し、ローラリフトのケース周方向への回転を防止する。

4.1 トルク測定

従来のすべりタイプリフトおよび総ころタイプのローラリフトユニットに対し、保持器付きタイプであるNTN低トルクローラリフトユニットの摩擦損失低減効果を確認するため、軸受部のトルク測定を実施した。

4.1.1 トルク測定条件

表2にトルク測定条件、図5に測定装置の概要図を示す。

表2 トルク測定条件
Rotational torque measurement conditions

測定装置	トルク測定機 (外輪回転試験機にトルクメータを加えたもの)
測定サンプル	<ul style="list-style-type: none"> ・ 転がり軸受 (保持器付きタイプ) サイズ: 内径φ8×外径φ16×幅18 ・ 転がり軸受 (総ころタイプ) サイズ: 内径φ7.67×外径φ16×幅16 ・ すべりタイプリフト サイズ: 径φ30×高さ25 ※3
荷重条件	500N, 1000N (起動トルクは500Nで測定)
※4 軸受回転速度	1000min ⁻¹ , 3000min ⁻¹ , 6000min ⁻¹ , 9000min ⁻¹ 起動トルクは0 ⇒ 3000min ⁻¹ への立ち上げ時の値を測定 (外輪回転 ※5)
潤滑	潤滑油: 動粘度0W-20のエンジンオイル 潤滑温度: 常温 給油方法: はねかけ (油面レベル: 駆動ロール軸芯)

- ※3 すべりタイプリフトについては、カムとの接触面が平らな円筒形のタペットのため、径と高さ寸法を示す。
- ※4 転がり軸受 (保持器付きタイプ, 総ころタイプ) の外輪回転速度を示す。すべりタイプリフトについては、転がり軸受の測定時と同等の回転速度で駆動ロールを回転させて測定。
- ※5 外輪外径に駆動ロールを接触させて、駆動ロールの回転に追従し、外輪を回転させる試験方法。(実機: 外輪回転で使用)

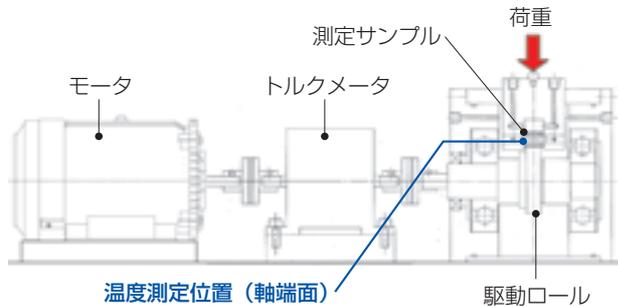


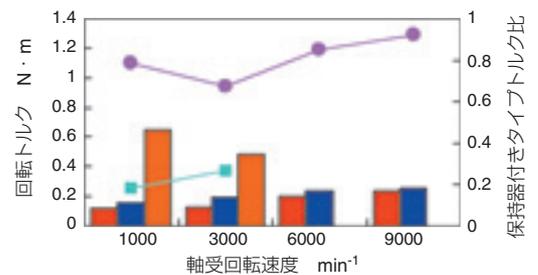
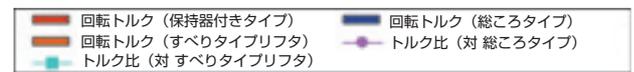
図5 測定装置の概要図
Diagrammatic illustration of test machine

4.1.2 トルク測定結果

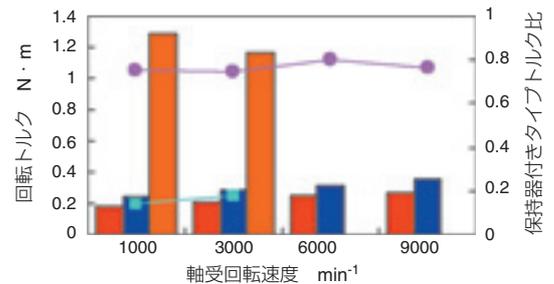
図6にトルク測定結果を示す。

NTN低トルクローラリフトユニットの仕様である保持器付きタイプでは、すべりタイプリフトに対し起動トルクで85%、回転トルクで73~86%の低減効果を確認した。また総ころタイプに対しても、各条件において8~29%の低減効果を確認した。

回転トルク (負荷荷重 500N)



回転トルク (負荷荷重 1000N)



起動トルク

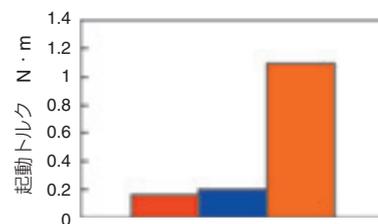
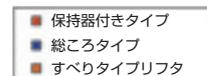


図6 トルク測定結果
Result of rotational torque measurement

4.2 温度上昇試験

総ころタイプのローラリフトユニットに対し、保持器付きタイプであるNTN低トルクローラリフトユニットの高速耐久性を確認するため、軸受の温度上昇試験を実施した。

4.2.1 温度上昇試験条件

表3に温度上昇試験条件を示す。

表3 温度上昇試験条件
Temperature-rise test condition

試験装置	外輪回転試験機 (図5参照)
試験サンプル	・転がり軸受 (保持器付きタイプ) サイズ: 内径φ8×外径φ16×幅18 ・転がり軸受 (総ころタイプ) サイズ: 内径φ7.67×外径φ16×幅16
荷重条件	$P/C=0.22$ *転がり軸受 (保持器付きタイプ) に対し
軸受回転速度	4500→9000→13500→18000→22500→27000→31500→36000min ⁻¹ の8ステップ (外輪回転)
潤滑	潤滑油: 動粘度0W-20のエンジンオイル 潤滑温度: 常温, 潤滑量: 150ml/min 給油方法: 循環給油

4.2.2 温度上昇試験結果

図7に温度上昇比較結果, 図8に転がり軸受 (総ころタイプ) の試験後の焼付き状況を示す。

総ころタイプは18000min⁻¹で軸受の横走りによる焼付きが発生したのに対し, NTN低トルクローラリフトユニットの仕様である保持器付きタイプでは36000min⁻¹まで運転しても焼付きは発生しない。したがって, 保持器付きタイプの高速耐久性は, 総ころタイプに比べ2倍以上であることを確認した。

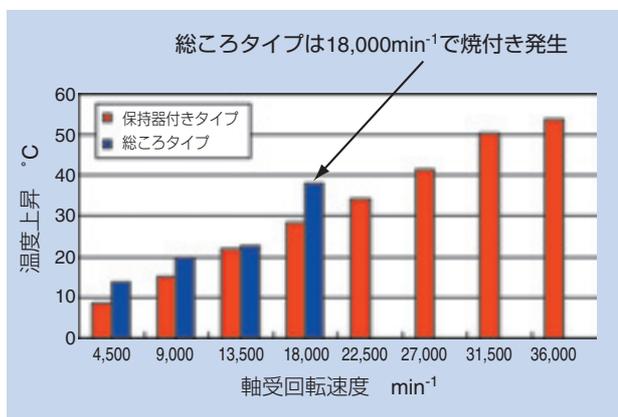


図7 温度上昇比較結果
(保持器付きタイプvs総ころタイプ)
Comparison of temperature-rise

4.3 軸受寿命試験

NTN低トルクローラリフトユニットの軸受部は保持器付きタイプのため, 総ころタイプに対してころ本数が減少し, 負荷容量が低下するため, 寿命が低下する。そこで, NTN低トルクローラリフトユニットでは寿命の低下を補うために, 3項で述べたように, ころにFA処理・軸に特殊高周波熱処理を実施している。これらの長寿命効果を確認するために, 軸受部の寿命試験を実施した。

4.3.1 軸受寿命試験条件

表4に寿命試験条件を示す。

表4 寿命試験条件
Life test conditions

試験装置	外輪回転試験機 (図5参照)
測定サンプル	・転がり軸受 (保持器付きタイプ) サイズ: 内径φ8×外径φ16×幅18
荷重条件	$P/C=0.22$
軸受回転速度	28000min ⁻¹ (外輪回転)
潤滑	潤滑油: 動粘度0W-20のエンジンオイル 潤滑温度: 常温, 潤滑量: 150ml/min 給油方法: 循環給油
JIS計算寿命	97h (参考) 総ころタイプの場合, 計算寿命は203h

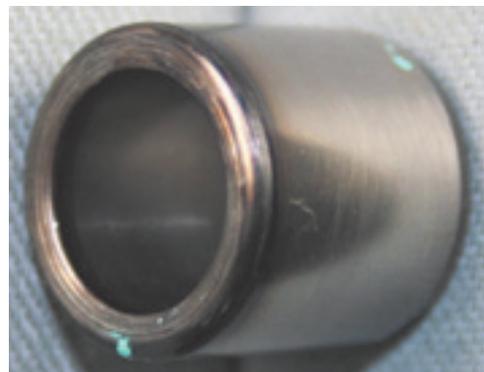


図8 試験後の幅面焼付き状況 (総ころタイプ)
Appearance of test sample

4.3.2 軸受寿命試験結果

図9に試験結果を示す。

ここにFA処理，軸に特殊高周波熱処理を実施した結果，基本定格寿命は1370hとなり，JIS計算寿命(97h)に対して14倍の寿命を有していることを確認した。

エンジンの平均回転速度を 3000min^{-1} （ローラリフトユニット軸受部の平均回転速度 7500min^{-1} 相当^{※6}），負荷される平均荷重を 1000N ^{※7}と仮定した場合，上述したJIS計算寿命の14倍を適用すると，ローラリフトユニットの軸受寿命は $5 \times 10^4\text{h}$ となり，27年の寿命に相当する^{※8}。乗用車の耐用年数を15年と仮定すれば本軸受は耐用年数を十分満足している。

※6 カム回転速度 1500min^{-1} 相当，カム外周長を軸受外周長の5倍と仮定

※7 燃料圧力 13MPa ，ポンププランジャ径 $\phi 10$ と仮定

※8 乗用車の一日の平均使用時間を5hと仮定

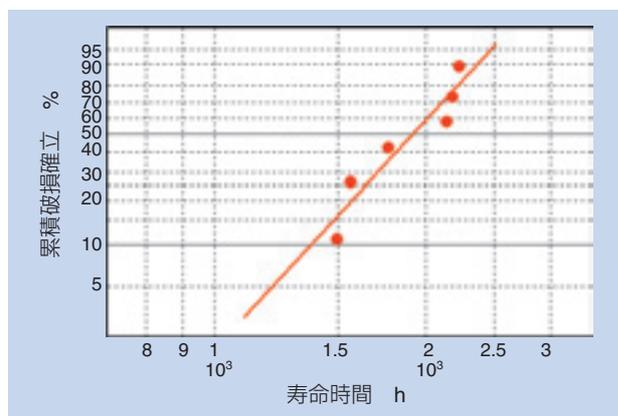


図9 寿命試験結果
Life test result

5. おわりに

本稿ではNTN低トルクローラリフトユニット，およびその技術を紹介した。

燃費改善の手段である直噴エンジンの市場は，今後ますます拡大することが予想される。NTNでは，NTN低トルクローラリフトユニットの市場展開とともに，さらなる高機能化を推進していく。

参考文献

- 1) (社)日本自動車工業会ホームページ
- 2) 国土交通省ホームページ
- 3) 安藤弘光『ガソリン直噴エンジンの技術展望』エンジンテクノロジーレビュー，Vol.1 No.1 April2009，pp18~23 (2009)
- 4) 瀬名智和・桂木洋二，エンジンの科学入門，初版，グランプリ出版，pp173~183 (1997)
- 5) 筒内直接噴射，カーメカニズム大全 エンジン編，2009年8月臨時増刊，pp111~115 (2009)

執筆者近影



西村 雅

自動車商品本部
ニードル軸受技術部

自動車用省資源仕様ハブベアリング Hub Bearing for Automobiles for Saving Resources

平井 功* Isao HIRAI



地球温暖化などの環境問題と資源の有効利用が自動車用部品においても要求されている。本稿では、これらの要求に応えるため、従来品よりも軽量、かつ加工時の材料歩留り向上により材料使用量を削減した「自動車用省資源仕様ハブベアリング」を紹介する。

Automotive parts are being requested reaction to environmental issues such as global warming, and to effective use of natural resources.

This article introduces "Hub bearing for automobiles for saving resources" in order to meet these demands, to designed achieving lighter than conventional products and reducing the amount of materials used to improve the yield in the material during processing.

1. まえがき

環境問題の一つに地球温暖化があり、近年、この影響と思われる災害が世界各国で問題となっている。地球温暖化防止のためには温室効果ガス（主に二酸化炭素（CO₂））の排出量削減が必要であり、自動車業界においても走行時のエネルギー削減に繋がる軽量化や低フリクション化、製造時の材料使用量削減などの要求が急速に高まっている。

NTNにおいても、地球環境との共生を最重要課題とし、以前より各種部品の軽量化、低フリクション化に取り組んでいる。本稿では自動車の足回り用部品であるハブベアリングについて、機能・特性面で従来品と同等以上とし、材料使用量を削減した「自動車用省資源仕様ハブベアリング」を紹介する。

2. 構造と特徴

「自動車用省資源仕様ハブベアリング」は、自動車の従動輪用（前輪駆動車では後輪にあたる）の3世代ハブベアリングをモデルケースとして開発を行なった。その際、以下を目標とした。

- 従来品との取付互換性を有する
- 従来品比10%以上軽量化する
- 質量の割合の高いハブ輪と外輪の材料使用量を20%以上削減する
- 特殊な材料や熱処理を使用せず、転がり疲れ寿命、強度、剛性などの機能は従来品と同等以上とする
- 生産コストは従来品と同程度とする

これらの目標を達成するため、製造面では鍛造加工技術を向上し、設計面ではFEMなどの構造解析を活用した。機能を維持しつつ鍛造時の材料廃棄量と機械加工部分を削減する形状設計により、製品の軽量化と共に材料使用量の削減を達成した。

2.1 ハブフランジ

従動輪用3世代ハブベアリングの形状例を図1に示す。回転体となるハブ輪には、ホイールとブレーキディスクの取付部となるハブフランジが設けられている。従来、ハブフランジは図2に示す丸形状が多く用いられ、軽量化のために図3に示すフランジ部に軽量化穴を設けた製品、もしくは図4に示す十字形状の異形フランジ形状の製品が存在する。

ハブ輪は、鋼材丸棒の材料素材から鍛造、旋削、熱処理、研削などの工程を経て部品として完成する。この鍛造工程に投入した鋼材の質量に対する完成部品の質量の割合が、材料歩留りである。

前述の軽量化穴は鍛造時に打ち抜いており、軽量化の反面、材料歩留りは低下していた。また、異形フランジとした場合には、鍛造時の成形性の面から、所定より大きな形状に鍛造後、所定形状に打ち抜いており、歩留り低下の原因となっていた。

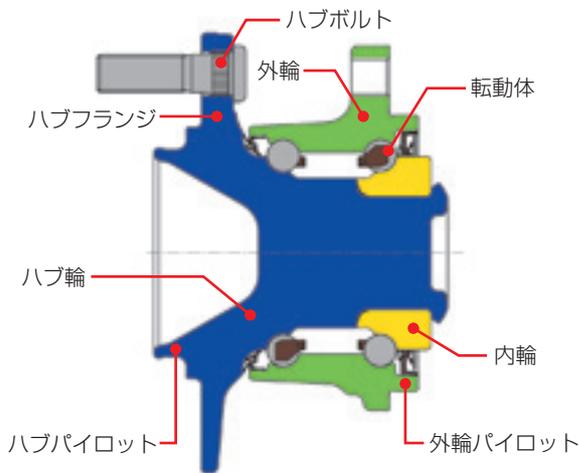


図1 従動輪用3世代ハブベアリングの構造
Structure of Gen3 hub bearing for non-driven wheel

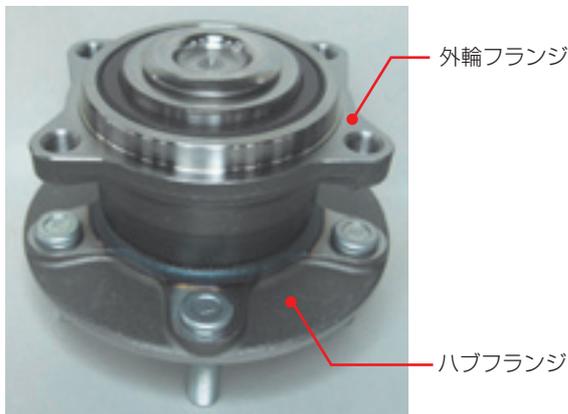


図2 丸形状ハブフランジ
Round shaped hub flange

これら材料歩留りの向上とハブ輪の軽量化とを両立させるため、図5に示す形状とした。本形状決定に際してはFEM解析を利用し、強度と鍛造成形性についての最適化を行なった。具体的には、外径部分に大きな半径Rの凹部を設けることで、外径凸部の鍛造時の成形性を改善し、かつ、旋削工程で加工性を悪化させる断続切削となる部分が少なくなる形状としている。

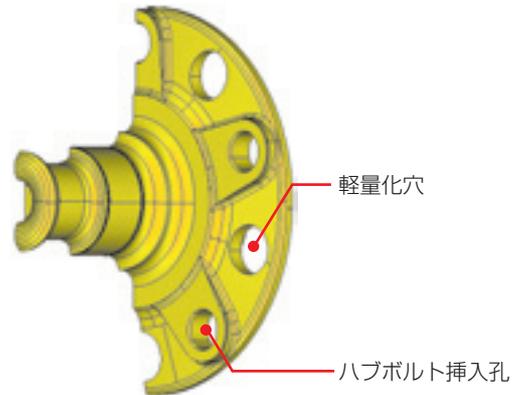


図3 ハブフランジの軽量化穴
Lighter holes in hub flange



図4 十字形状ハブフランジ
Cross shaped hub flange



図5 ハブベアリング開発品形状
Shape of developed hub bearing

2.2 ハブパイロット

ホイールとブレーキディスクを取り付ける際のガイドとなるハブパイロットが、ハブ輪に設けられている。ハブパイロットは従来、**図6**に示すように外径部を機械加工し円筒状としていた。また、機械加工により除去された部分は切り粉として廃棄されていた。

本開発では、軽量化とともに機械加工によって除去される部分を削減するため、従来円筒状であったパイロット部を、**図7**に示す鍛造で成形した爪形状の断続ハブパイロットとした。

パイロットの断続形状は、軽量化および機械加工面の削減による材料歩留りの向上にはなるが、断続切削になるため旋削加工工具の寿命低下につながる。また、角部が多くなるためバリ除去を目的とした面取加工が

必要となるなどの問題点が考えられた。そこで、**図8**に示すように鍛造加工によりパイロットの周方向端部に斜面を設けることで、加工具とパイロット部が接触する際の衝撃の緩和、およびバリ発生抑制を図り、加工具寿命を改善し、加工工数増加を抑制した。また、**図7**に示すように、ハブフランジ外径凹部と同位相位置上にパイロットを設けることで、ハブフランジ外径凸部と凹部の断面積の差を縮小でき、鍛造成形性も改善した。

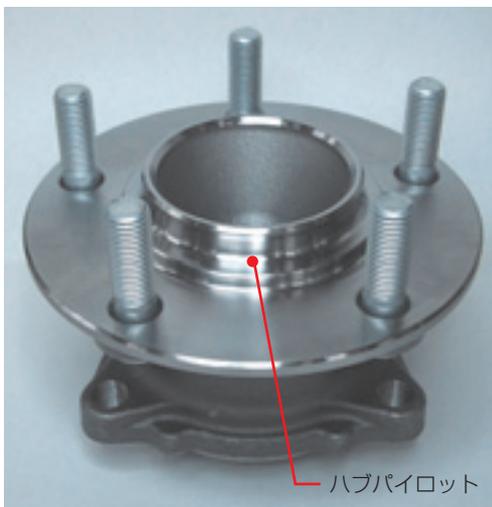


図6 従来のハブパイロット例
Example of conventional shaped hub pilot

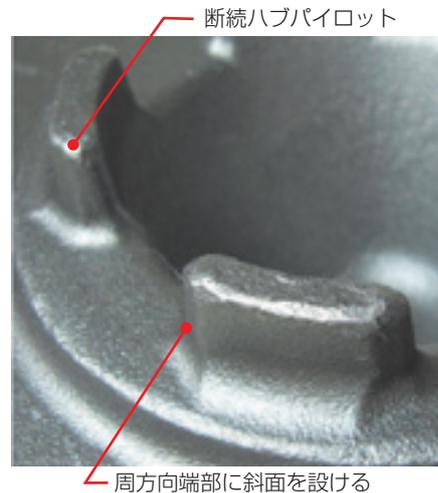


図8 ハブパイロット部断続切削の対策
Measure for intermittent cutting of hub pilot

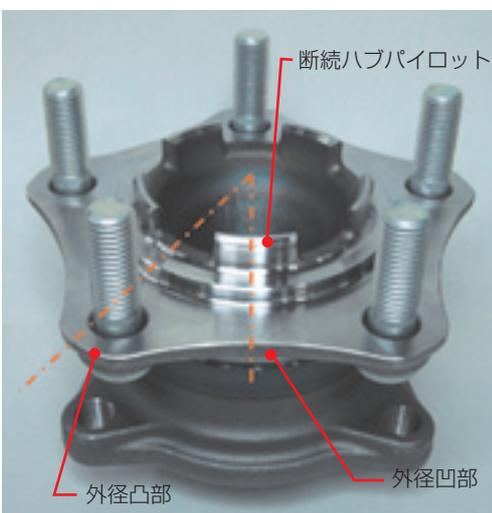


図7 断続ハブパイロット
Discontinuous shaped hub pilot

2.3 外輪パイロット

ハブベアリングを車体（サスペンション）に取り付ける際に車体との締結部となる外輪には、ガイドとなる外輪パイロットが設けられている。

外輪パイロット部も、機械加工面の削減と軽量化のために断続形状とした。しかし、ハブパイロットと異なり、外輪パイロット内径部にはハブベアリング内部への水や埃の侵入を防止するためのシールが装着される。そこで、**図9**に示すように内周部は連続とし、外周部のみ断続化した。

ただし、取付精度の向上および泥水の侵入によるフランジ面の腐食を抑制するため、外輪パイロットのフランジ近傍は連続する加工面とした。断続切削となる箇所にはハブパイロットと同様に、加工具の寿命改善のため、外径に対し傾斜させた鍛造面を採用した。

パイロット外周の機械加工面となる箇所は、**図9**に示すようにフランジの外径凸部と同位相に設けた。これは、ハブベアリングの車体への取付け易さ、強度・

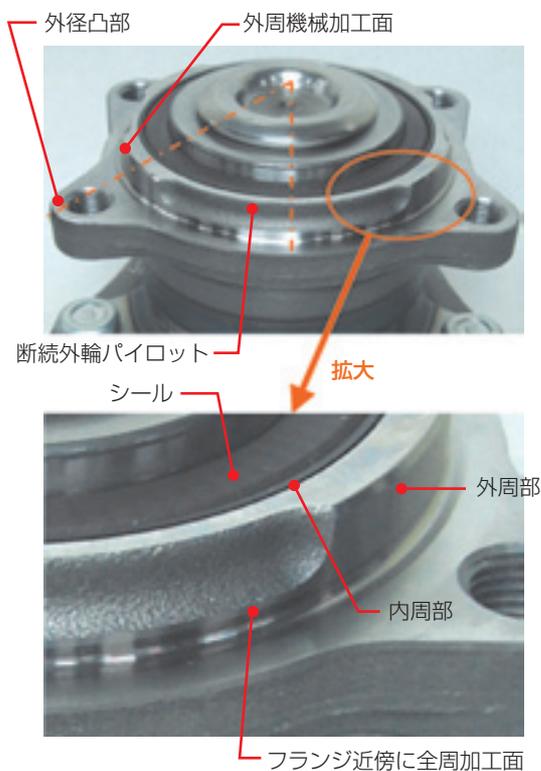


図9 外輪パイロット
Shape of outer ring pilot

剛性向上を狙ったものであり、外輪フランジの張り出しが小さいため、前項に示した鍛造成形性の改善より、こちらを優先することができた。

2.4 軽量化および材料使用量削減

上記の材料使用量削減・材料歩留りの向上により、従来設計品と比較し、ハブベアリングとして約10%の軽量化、ハブ輪と外輪の材料使用量合計は約20%の削減となった。また、加工に伴う材料の廃棄量もハブ輪と外輪の合計で約30%の削減となった。

3. 評価試験

これまでに述べた軽量化、材料使用量削減項目を盛り込んだ「自動車用省資源仕様ハブベアリング」について、FEM解析による机上検討だけでなく、下記5項目について試作品による台上評価試験を行い、機能面で従来品と同等であることを確認した。

- ①軸受の転がり疲れ寿命：巡回荷重寿命試験
- ②ハブフランジの疲れ強さ：疲労強度試験
- ③ハブベアリングの剛性：剛性測定
- ④ハブベアリングの強度：静強度試験
- ⑤異形フランジの回転釣合い：アンバランス測定

3.1 巡回荷重寿命試験

巡回荷重寿命試験の結果を表1に示す。転がり疲れ寿命は目標の定格寿命に対し6倍以上あり、十分な耐久性を確認した。

表1 巡回荷重寿命試験結果
Results of durability test with curving moment

対象	結果
開発品	定格寿命比6倍以上

3.2 疲労強度試験

表2に示すハブフランジの疲労強度試験では、目標回転数以上を運転した。従来品以上の運転時間でもハブフランジには破損は認められず、十分な疲労強度を有することを確認した。

表2 疲労強度試験結果
Results of fatigue strength test

対象	結果
開発品	目標回転数比1.9倍以上 フランジ破損なし
従来品	目標回転数比1.7倍以上 フランジ破損なし

3.3 剛性測定

表3に剛性測定結果を示す。開発品のハブフランジ部の剛性は、従来品とほぼ同等である。

表3 剛性測定結果
Measurement of stiffness with curving moment

対象	ハブフランジ傾き剛性 kN/°
開発品	21
従来品	22

3.4 静強度試験

静強度試験では、縁石への側面衝突を想定した旋回横G=2.0の負荷で破損なきことを目標値とした。表4に示すように開発品は目標を満足し、従来品と同等の強度を有することを確認した。

表4 静強度試験結果
Result of static strength test

対象	破損時荷重の相当旋回横G
開発品	2.4
従来品	2.4

3.5 アンバランス測定

ハブ輪の異形フランジ形状が、回転バランスに及ぼす影響を確認するため、アンバランス測定を行った。その結果はJIS B 0905のG16以上であり、自動車用車輪の釣合い良さのJIS推奨値：G40を十分満足した。

これらの結果より、「自動車用省資源仕様ハブベアリング」は従来品と同等の機能を有することが確認できた。これら機能面と製造面について、開発品と従来品の比較イメージを図10に示す。

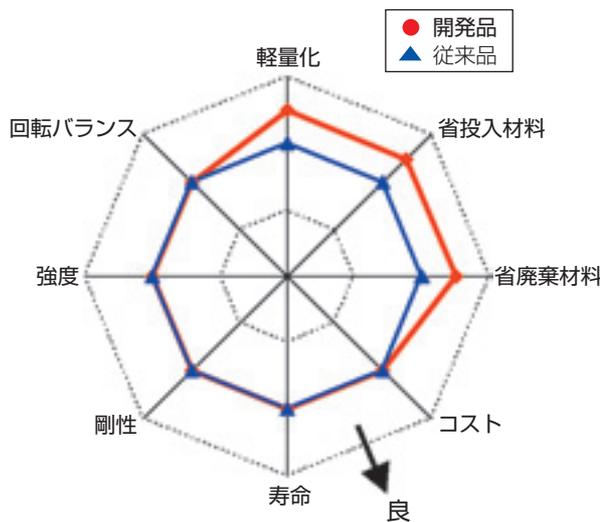


図10 比較イメージ
Image for comparison

4. あとがき

二酸化炭素の排出量削減に貢献する取組みとして、設計改良による軽量化とともに、鍛造加工技術の向上による材料使用量の削減を図った。

使用車両・使用箇所によって仕様が異なるため、本稿で紹介した全ての検討項目が適用できるとは限らないが、随時適用を進めていく。NTNでは今後、既に開発済である「高密封・低トルクシール内蔵ハブベアリング」などの既存技術と本稿の「自動車用省資源仕様ハブベアリング」の技術を融合することで、ハブベアリングの軽量化および低フリクション化を推進し、自動車走行時の消費エネルギー削減に貢献するとともに、環境対応の要求に応える新たな技術開発を行っていく。

参考文献

- 1) 柴田清武, 乗松孝幸, NTN TECHNICAL REVIEW No.75 (2007) p29

執筆者近影



平井 功

自動車商品本部
アクスルユニット技術部

Vシリーズハブジョイント V-series Hub Joint



梅木田 光* Mitsuru UMEKIDA
浅野 祐一** Yuuichi ASANO

車両の燃費向上のため、自動車部品に対する軽量化の要求が高まっている。NTNでは、これらの要求に応えるべくハブベアリングおよび等速ジョイントの軽量化開発を行ってきた。

本稿では、ハブベアリングと等速ジョイントをNTN独自技術であるプレスカット接合でモジュール化することによって軽量化した「Vシリーズハブジョイント」を紹介する。

To improve the fuel efficiency, lightening weight for axle units is required.
NTN has developed various products of hub-bearing and CV joint to meet this requirement.
This report introduces “V-series hub joint” which is integrated hub-bearing and CV joint by NTN original press-cut fitting. This product meets the lighter weight by integration of hub-bearing and CV joint.

1. まえがき

近年、地球温暖化などの環境問題により、温室効果ガスの一つであるCO₂排出量削減が最重要課題となっている。自動車業界では二酸化炭素排出量を削減するため、燃費の良い車両の開発が進められ、最近ではハイブリッド車の需要拡大が進んでいる。

本稿では、ハブベアリング（以下H/B）と等速ジョイント（以下CVJ）をプレスカット接合と称するNTN独自技術である接合法によりモジュール化することで客先での組立性・生産性を向上させるとともに、従来品に対し12%の軽量化を達成したVシリーズハブジョイント（以下VシリーズH/J）について紹介する。

2. 構造と特長

ハブジョイント（以下H/J）とはH/BとCVJとを一体化した製品で、プレスカット接合を適用したものをVシリーズH/Jと称している。NTNでは、VシリーズH/Jとして最軽量設計を行った「一体型」と、市場

での補修性を考慮し、分離可能な構造とした「分離型」の2種類を開発した。

本稿では、プレスカット接合および「一体型」と「分離型」の構造について説明する。

2.1 従来の結合方法

従来のH/BとCVJの結合方法について説明する。

図1に従来のセレーション嵌合の構造を示す。CVJ外輪ステム外径部およびH/Bの内径部には、セレーションが設けられ、双方が嵌合することでトルクを伝達している。また、CVJ外輪ステム先端ねじ部にハブナットを締結することで両者が固定されている。

CVJからH/Bへのトルク伝達は、セレーションの歯面接触部で行われるが、双方の加工精度（歯のピッチ相互差）を考慮すると両者を密着嵌合させることは困難で、図2に示すように歯面すきまにバラツキが発生し、円周方向ガタが存在する。

嵌合時の円周方向ガタ防止対策として、CVJ側セレーションに捩れ角を設ける方法があるが、セレーション軸の先端側と根元側で片当たり状態となることに

*自動車商品本部 アクスルユニット技術部

**自動車商品本部 等速ジョイント技術部

加え、歯のピッチ相互差の影響で、歯全面で荷重を受けることができない。

上述したように、従来方式ではセレーション全体でトルクを受けることができません、セレーション嵌合長をあらかじめ大きくしておく必要があった。

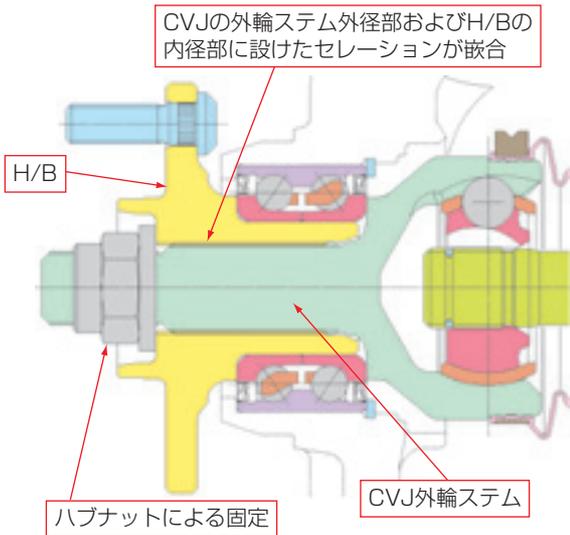


図1 セレーション嵌合 (従来方法)
Fitting by serration (previous method)

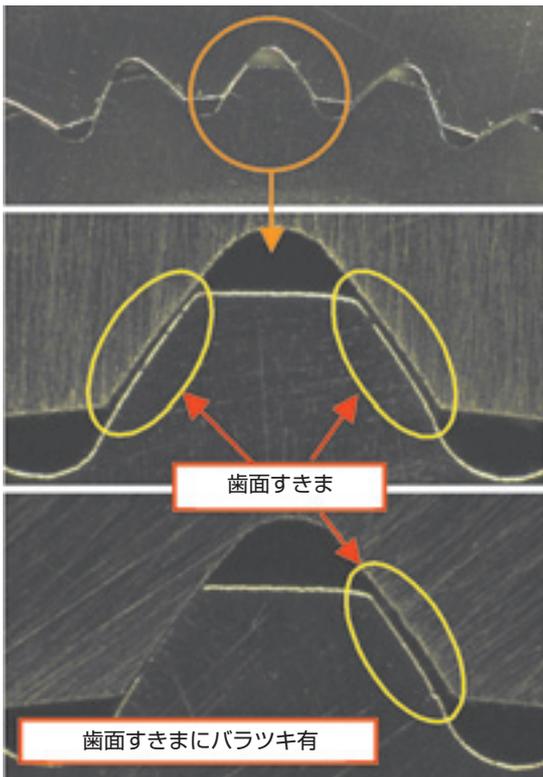


図2 歯面の接触状態 (従来方法)
Contact condition of teeth (previous method)

2.2 プレスカット接合

従来方式では、CVJおよびH/B双方にセレーション加工を行っているのに対し、プレスカット接合では図3に示すようにCVJ外輪ステムのみに特殊セレーション（凹凸溝）を設け、接合前のH/Bの内径は円筒形状としている。

CVJ外輪ステムは熱処理により硬化しているが、H/Bの内径は非硬化とし、両者に硬度差を設けている。このため、接合時にはCVJ外輪ステムのセレーションでH/Bの内径部にセレーションを形成することになる。NTNでは、この接合方法をプレスカット接合と称している。

プレスカット接合の際、H/Bの内径面は弾性変形を伴って切削されているため、CVJの外輪ステムの凸部とH/Bの内径に形成される凹部は、締代をもって嵌合する。このことから、接合部に予圧が付与され、図4に示すように双方が密着嵌合した状態となる。

このため入力トルクを全ての歯、かつ歯面全域で均一に受けるため、許容トルクが増大し、従来と比較してセレーション嵌合長の大幅短縮が可能となる。

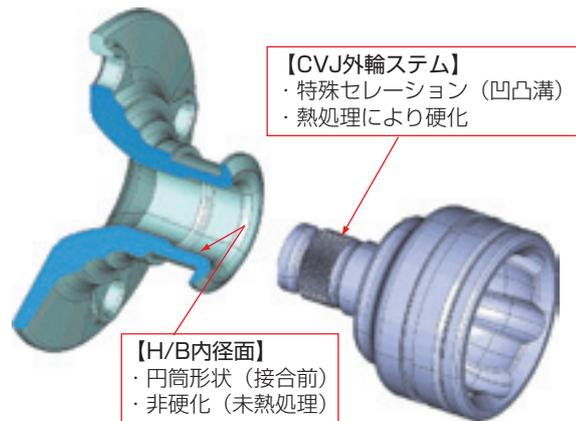


図3 プレスカット接合 (接合前)
Press cut fitting (before fitting)

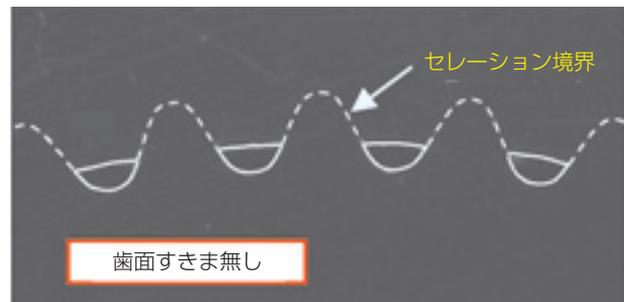


図4 歯面の接触状態 (プレスカット接合)
Contact condition of teeth (Press cut fitting)

2.3 Vシリーズハブジョイントの構造

プレスカット接合を用いたVシリーズH/Jには「一体型」と「分離型」があることを前述した。下記にそれぞれの構造について説明する。

2.3.1 一体型 H/J

「一体型」では、H/BとCVJを一体化することで軽量化を図っている。図5にVシリーズ一体型H/Jの断面図を示す。

前述の通り、接合部は密着し、予圧が付与された状態のため、使用時は分離しない。しかし、抜けに対する予防策として、「一体型」ではCVJ外輪ステム先端を加締めてCVJとH/Bを固定している。

VシリーズH/Jは、従来品に対しセレーション嵌合長を短縮化したこと、固定用ハブナットが不要となることから軽量化が可能となる。

従来の嵌合方法（図1）ではCVJからH/Bにトルクが入力されたとき、H/Bの揺動加締部とCVJ外輪バック面の接触部において急激な滑りが発生した場合、スティックスリップ音と呼ばれる異音が発生することがある。スティックスリップ音防止には、接触部の低面圧化が有効である。

プレスカット接合は、従来構造と異なり接合部自体に抜け耐力を有し、プレスカット接合時の軸方向押付力をコントロールできるため、接触部の面圧低減が可能となる。このため、本接合方式はスティックスリップ音の発生防止にも有効である。

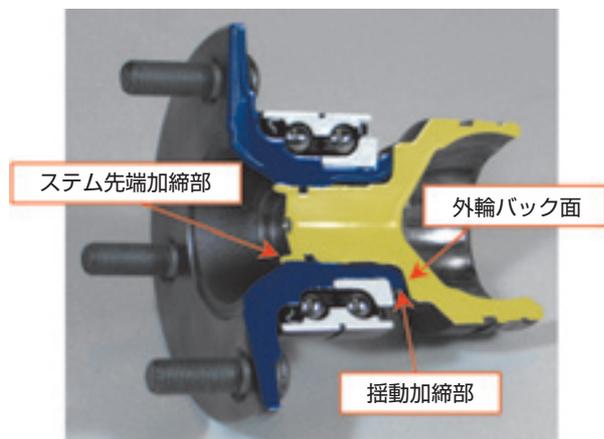


図5 Vシリーズ一体型H/J
V-series H/J (Non-separable type)

【一体型の構造と特長】

一体型の構造と特長を図6に示す。

- ① プレスカット接合…H/BとCVJのセレーション歯面接触部にすきま無し
- ② H/Bの外輪ナックル取付用フランジ無し…圧入固定して軽量化
- ③ ハブパイロット無し…軽量化（図6フランジ外径A部がパイロット）
- ④ H/B-CVJ接触部低面圧化…スティックスリップ音防止構造
- ⑤ VシリーズCVJ
- ⑥ ステム軸端加締

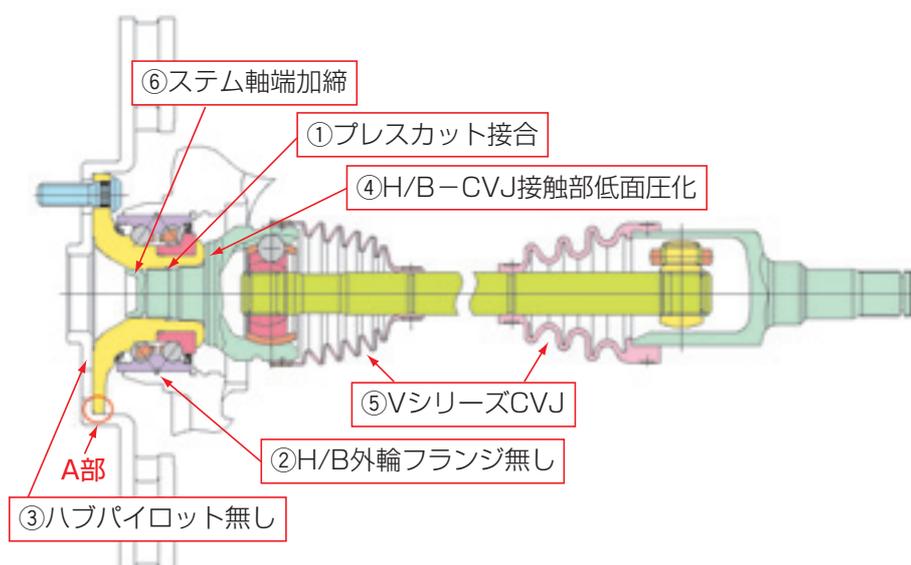


図6 Vシリーズ一体型H/Jの構造と特長
Structure and characteristics of V-series H/J Non-separable typeAr

2.3.2 分離型 H/J

H/JはH/BとCVJを一体化した製品であるが、市場での補修を考慮し、分解・再組立が可能な「分離型」の構造を図7と図8に示す。

H/BとCVJの分離を可能にするため、CVJ外輪ステムの軸端加締ではなく、ボルト締結を採用している。なお、本ボルトは再組立時に、CVJ外輪ステムをH/Bの内径部へ引込むときにも使用する。そのため、H/Bに内壁を設け、CVJ外輪ステム中心部にボルト締結用のタップ穴を設けている。

本構造とすることで、必要に応じてH/BとCVJの分解・再組立が可能となる。

前述の通り、プレスカット接合部は予圧状態のため、H/BとCVJを従来品のように簡単に分離できない。また、再組付も同様である。そこで、以下に「分離型」の分解方法と再組立方法を記載する。

<分解方法>

図9に示すようにCVJ外輪ステムのタップ穴にボルトを装着し、プーリ抜きをH/Bに固定する。ステム押しボルトを回転させ、CVJ外輪ステムを押し出すことで、分解可能となる。

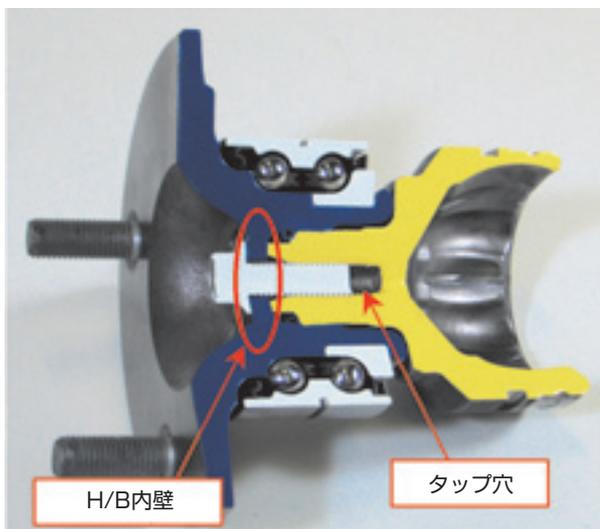


図7 Vシリーズ分離型H/J
V-series H/J (Separable type)

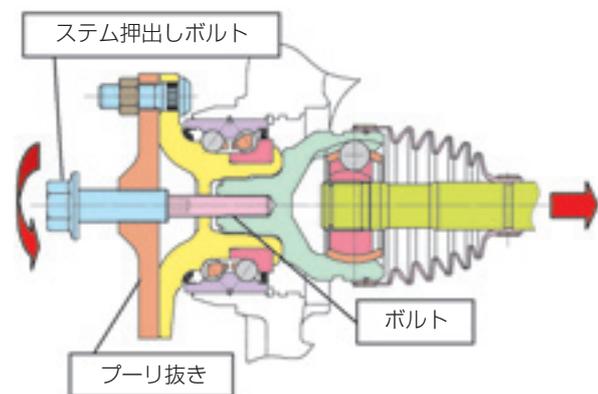


図9 分離型の分解方法
Separate method of separable type

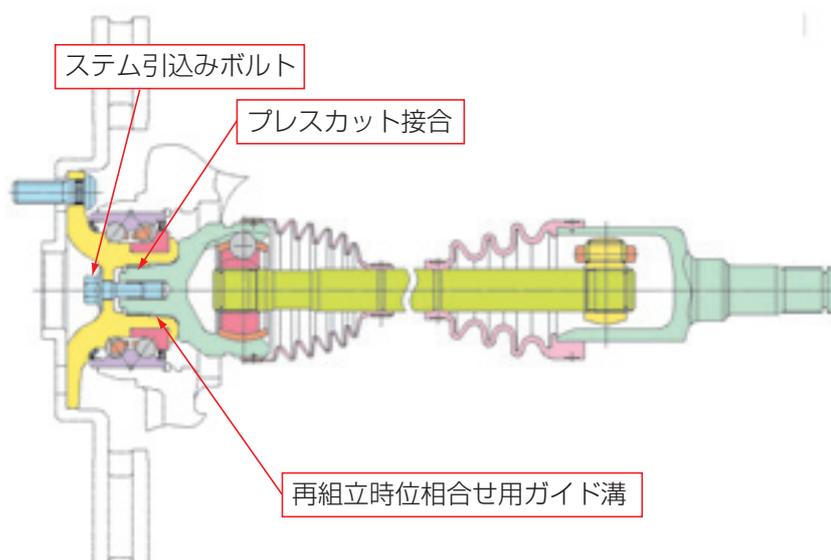


図8 Vシリーズ分離型H/Jの構造と特長
Structure and characteristics of V-series H/J (Separable type)

<再組立方法>

プレスカット接合部は、密着嵌合で予圧を有しているため、一旦分離するとCVJ外輪ステム凸部とH/B凹部の周方向位相合せができない。そこで、**図10**に示すようにH/Bの内径入口部に位相合せ用ガイド溝を設けている。なお、H/Bのガイド溝は、CVJ外輪ステムのセレーションより一回り大きな径としている。

再組立時に、CVJ外輪ステムをH/Bのガイド溝にセットし、ステム引込みボルトを規定トルクまで締付けすることで再組立が可能となる。

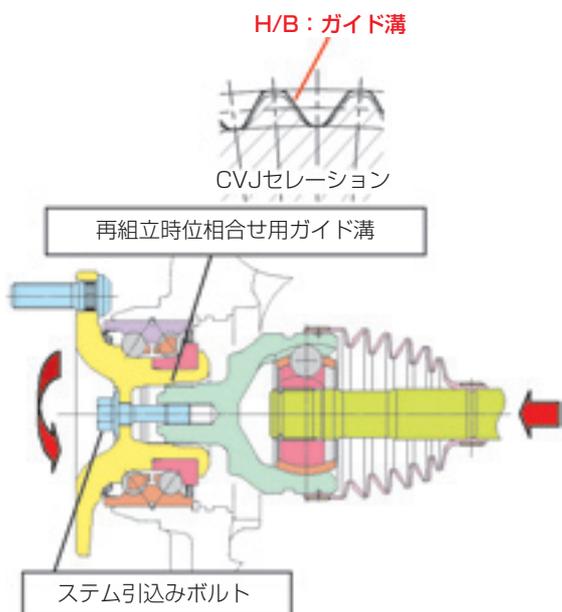


図10 分離型の再組立方法
Re-assemble method of separable type

3. 機能評価試験

プレスカット接合部の要求機能は、CVJからH/Bへの伝達トルクに対する静振り強度と振り疲労強度およびCVJの高角時の曲げモーメントに対する耐久性である。

評価試験では、プレスカット接合部に対して十分大きな静振り強度を持つCVJを使用し、プレスカット接合部を破損させる条件で試験を実施している。

(1) 静振り強度試験（一体型）

一体型の静振り強度試験の結果を**図11**に示す。

圧入代（CVJの外輪ステムのセレーション大径とH/Bの内径の差）規格内で目標値を満足し、十分な強度を有する。

(2) 両振り振り疲労強度試験（一体型）

両振り振り疲労強度試験の結果を**図12**に示す。

CVJの作動角を 0° と 43° のサンプルで評価した。両者とも目標の繰返し数を満足し、十分な耐久性を有する。

(3) 静振り強度試験（分離型）

分離型の静振り強度試験の結果を**図13**に示す。

分解/再組立品での静振り強度を評価した。分解・再組立を実施したサンプルでも強度劣化は無く、十分な強度を有した。

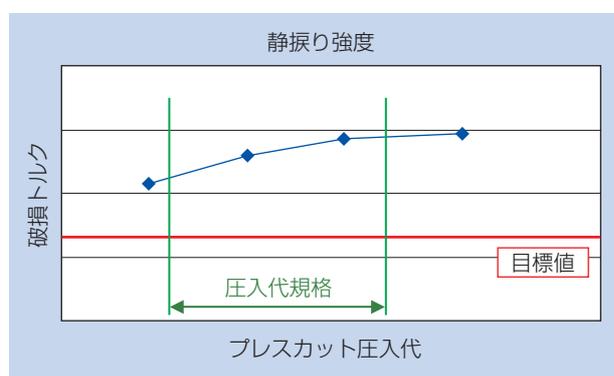


図11 一体型の静振り強度試験結果
Static torsional strength test

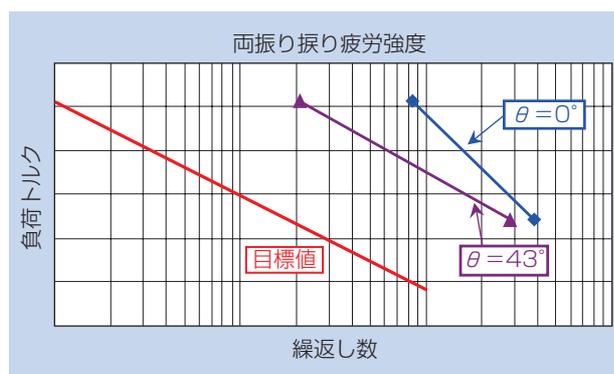


図12 両振り振り疲労強度試験結果
Bi-directional torsional fatigue strength test

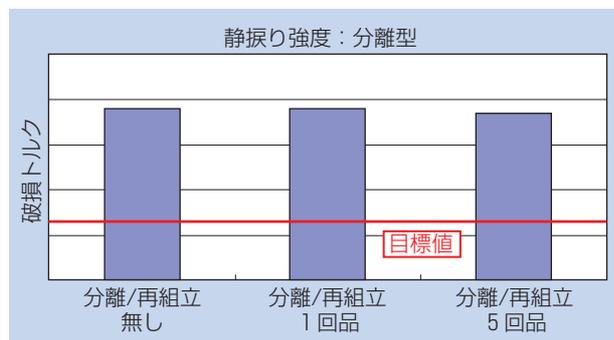


図13 分離型の静振り強度試験結果
Static torsional strength test (Separable type)

4. あとがき

H/BとCVJをNTN独自技術であるプレスカット接合で一体化することで、軽量化を達成したVシリーズハブジョイントを開発した。本Vシリーズハブジョイントには最軽量設計の「一体型」および補修を考慮した「分離型」の2種類それぞれの構造・特徴を紹介した。今後、本技術を応用し、ハイブリッド車および電気自動車用のコーナーモジュール商品の開発に取り組んでいく。

執筆者近影



梅木田 光

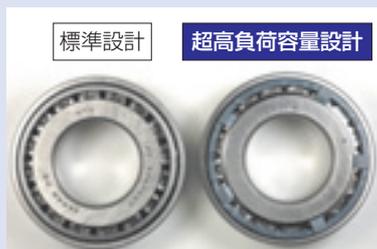
自動車商品本部
アクスルユニット技術部



浅野 祐一

自動車商品本部
等速ジョイント技術部

超高負荷容量円すいころ軸受 Extreme High Load Capacity Tapered Roller Bearings



上野 崇* Takashi UENO
松下 知樹* Tomoki MATSUSHITA

自動車の燃費向上を目的として、トランスミッションおよびデファレンシャルギヤ用に、極限までころ本数ところ長さを増加して負荷容量を向上させた超高負荷容量円すいころ軸受を開発した。

本稿では、開発品の構造、性能について紹介する。

NTN developed an “Extreme high load capacity tapered roller bearing” so that the fuel cost of the car might improve. This new bearing has improved capacity by increasing it to the number and length of roller. This bearing is used for the transmission and differential gear. It is introduced design and performance of “Extreme high load capacity tapered roller bearing”.

1. まえがき

地球温暖化防止および大気環境改善に対する関心が世界的に高まる中、日本では排ガス規制が強化され、2015年までに2004年比で平均23.5%燃費向上の目標値が設定された¹⁾。燃費向上への取組みを加速させている中で、トランスミッションおよびデファレンシャルギヤでは使用油の低粘度化や小型軽量化によるフリクション低減の検討が進められており、軸受においては寿命と剛性確保が課題となっていた。このような課題に対して、NTNは同一寿命で軸受の小型軽量化もしくは同一サイズで長寿命化が可能な高負荷容量円すいころ軸受²⁾を開発し、市場展開している。

今般、さらなる小型・軽量・長寿命を備えた「超高負荷容量円すいころ軸受」を開発した。本開発品は、先に開発した高負荷容量円すいころ軸受に保持器と内輪にさらなる技術改良を加えることで、ころを極限まで長くしている。これにより、荷重負荷時の接触面圧をさらに低減させ、過酷な潤滑条件下または異物混入潤滑条件下での寿命向上を図ると共に高剛性を同時に実現した。本稿では、本軸受の構造と特徴を紹介する。

2. 超高負荷容量円すいころ軸受の構造

従来の高負荷容量円すいころ軸受は保持器と外輪とのすきまを小さくし、保持器のピッチ円径を大きくすることで、保持器柱幅のスペースを確保し、ころ間すきまを狭めて総ころとほぼ同等のころ本数としたものである。

今回開発した超高負荷容量円すいころ軸受(図1右)は本構造に加えて樹脂製保持器を採用し、ころ長さをさらに極限まで長くしたもので、①内輪小つば無し構造および②内輪小つば有り構造の2種類がある。

2.1 内輪小つば無し構造

図2に内輪小つば無し構造、図3にその3Dモデル図を示す。

保持器突出量および内輪幅寸法共に寸法制約があり、内輪小つばを設置するスペースが無い場合に内輪小つば無し構造を採用する。特徴を下記に示す。

- (1) 保持器：保持器小径リブの必要強度を満足する最小限のリブ幅とする。
- (2) ころ長さ：保持器突出量の許容範囲内で、内・外輪軌道面幅の最大限までころ長さを延長する。

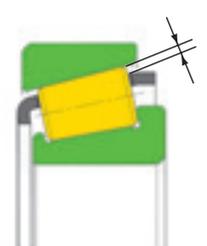
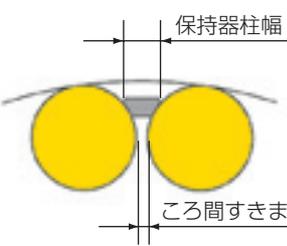
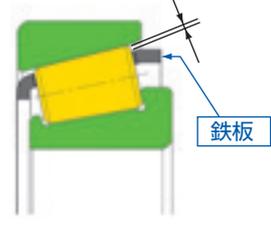
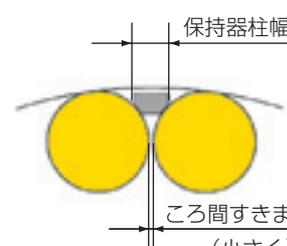
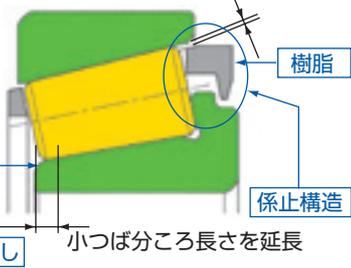
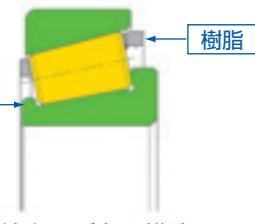
標準品	高負荷容量品	超高負荷容量品
<p>外輪と保持器のすきま</p>  <p>保持器柱幅</p>  <p>ころ間すきま</p>	<p>外輪と保持器のすきまを小さく</p>  <p>鉄板</p> <p>保持器柱幅</p>  <p>ころ間すきま (小さく)</p>	<p>外輪と保持器のすきまを小さく</p>  <p>樹脂</p> <p>係止構造</p> <p>小つば無し</p> <p>小つば分ころ長さを延長</p> <p>①内輪小つば無し構造</p>  <p>樹脂</p> <p>小つば有り</p> <p>②内輪小つば有り構造</p>

図1 超高負荷容量円すいころ軸受の構造
Structure of extreme high capacity tapered roller bearing

(3) 保持器爪による係止構造：内輪・ころ・保持器アッシーを非分離構造とするため、保持器大径側に爪を設け、内輪大つば部の外径溝に引っ掛ける係止構造とする。

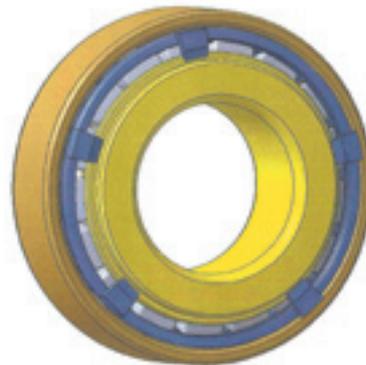


図3 超高負荷容量円すいころ軸受の3Dモデル
3D model of Extreme High Capacity tapered roller bearing

2.2 内輪小つば有り構造

図4に内輪小つば有り構造の例を示す。

保持器突出量に寸法制約がある一方で内輪幅寸法は延長可能な場合に内輪小つば有り構造を採用する。特徴を下記に示す。

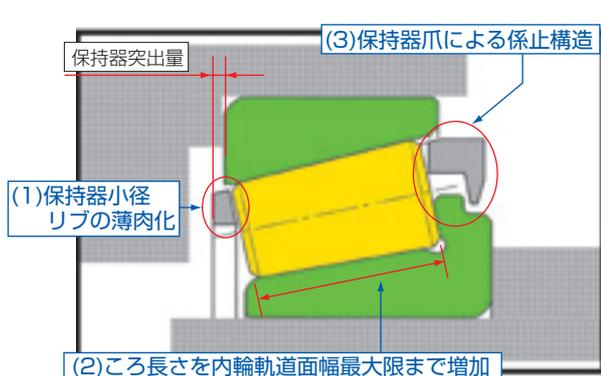


図2 内輪小つば無し構造の超高負荷容量円すいころ軸受
Structure of extreme high capacity tapered roller bearing without inner ring small side rib

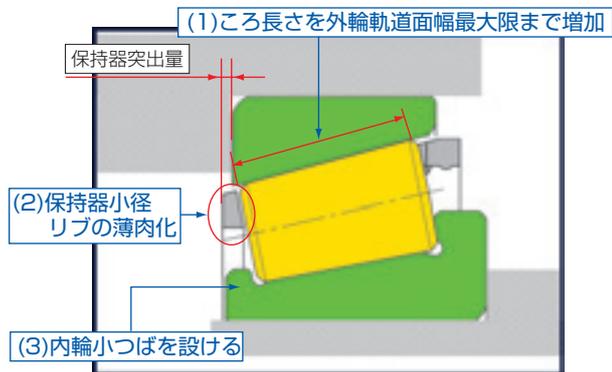


図4 内輪小つば有り構造の超高負荷容量円すいころ軸受
Structure of extreme high capacity tapered roller bearing with inner ring small side rib

- (1) 保持器：使用条件下における保持器小径リブの必要強度を満足し、最小限のリブ幅とする。
- (2) ころ長さ：保持器突出量が許容量内となる範囲で、内輪小つば寸法を確保し、外輪軌道面幅の最大限までころ長さを延長する。

3. 超高負荷容量円すいころ軸受の特徴

超高負荷容量円すいころ軸受はころ本数の増加およびころ長さの延長により、標準品と比較して以下のように機能が向上する。

(1) 定格荷重の増大

- 基本動定格荷重：最大16%増大
(計算寿命で最大64%向上)
- 基本静定格荷重：最大21%増大
(安全率が最大21%向上)

(2) 高剛性化

- 軸受剛性：最大14%向上
(弾性変位量が最大14%低減)

(3) 長寿命化

- 清浄油潤滑条件下での実寿命が向上

ころ本数の増加ところ長さの延長により最大接触面圧を低減させることで、油膜厚さが増大し、金属接触発生時の応力が緩和される。その結果、油膜が形成され難い潤滑下での金属接触に起因する表面起点型はく離を抑制し寿命が延長した。

● 異物混入潤滑条件下での実寿命が向上

ころ本数の増加ところ長さの延長により最大接触面圧を低減させ、異物による圧こんの大きさと圧こん周りの盛り上がり部に発生する応力を小さくし、異物混入下での寿命向上を実現した。

4. 超高負荷容量円すいころ軸受の性能

超高負荷容量円すいころ軸受は、ころ本数・ころ長さの増加および内輪小つば無し構造では保持器大径側での係止構造において標準品とは異なる構造としている。これら特殊構造の軸受機能への影響を確認するため、試験軸受として表1に示す標準品と超高負荷円すいころ軸受（内輪小つば無し構造）を用いて機能評価試験を行った。

表1 軸受諸元比較
Comparison of bearing internal design

	標準品	高負荷容量品	超高負荷容量品
概略図			
軸受サイズ	φ25×φ52×16.25		
定格荷重 (標準品との比較)	基本動定格荷重 $C_r = 31.5\text{kN}$	基本動定格荷重 $C_r = 34.0\text{kN}$ (8%増加)	基本動定格荷重 $C_r = 36.5\text{kN}$ (16%増加)
	基本静定格荷重 $C_{0r} = 34.0\text{kN}$	基本静定格荷重 $C_{0r} = 37.0\text{kN}$ (9%増加)	基本静定格荷重 $C_{0r} = 41.0\text{kN}$ (21%増加)
ころ本数	16本	17本	17本
ころ長さ	10.5mm	10.5mm	11.8mm
保持器材質	鉄板	鉄板	樹脂

(1) ポンプ作用比較試験結果

超高負荷容量円すいころ軸受は、保持器大径側の係止構造、ころ本数・ころ長さの増加が特徴である。図5は、空間容積を比較した図で、超高負荷容量品は、ころ本数増加によりころ間すまが狭まり、軸受内部の空間容積が減少していることが分かる。

両軸受における運転時の軸受内部を通過する潤滑油量の比較試験を行った。ポンプ作用試験の概略を図6に示す。軸受内部およびハウジング内部に潤滑油を溜めた状態で軸受を運転すると、ポンプ作用により軸受の大径側から潤滑油が排出される。一定時間回転させたときの排出油量を測定した結果を図7に示す。超高負荷容量円すいころ軸受は、軸受内部の空間容積は減少しているが、標準品と同等の通過油量を示している。

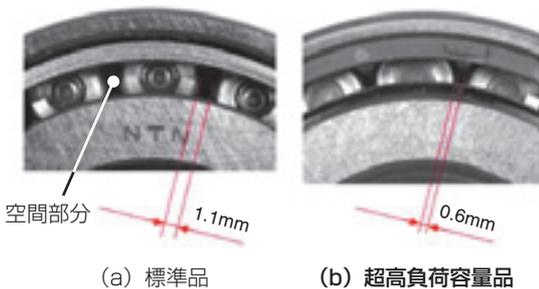


図5 軸受内部の空間容積
Space volume of bearing inside

(2) ころ落ち着き性比較試験

超高負荷容量円すいころ軸受の内輪小つば無し構造を採用している場合は、ころ位置を制約する内輪小つばがなくなるために、ころ落ち着き性が変化することが考えられる。

ここで、ころ落ち着き性について説明する。外輪に対し内輪アッシーを上方から組合せた場合、通常内輪軌道面幅よりもころ長さが短いため、内輪大つば部にすま (図8参照) ができる。運転中のころは内輪大つば面に案内され回転するため、なじみ運転を行い、ころを内輪大つば面と接触する正規の位置まで移動させる必要がある。ころを正規位置状態にするまでのなじみ運転回数が少ないほど予圧設定しやすい。

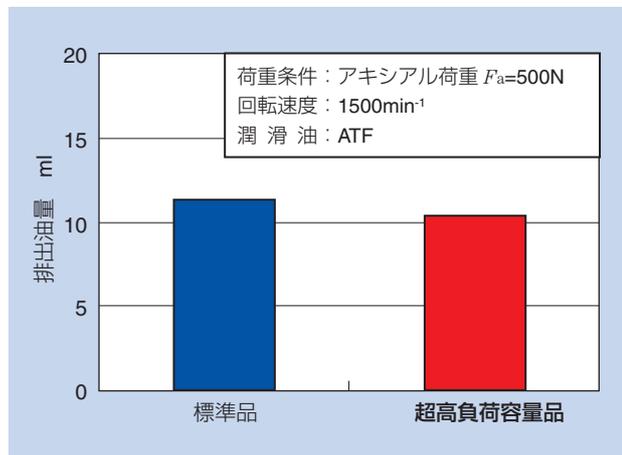


図7 ポンプ作用比較試験
Test result of oil flow

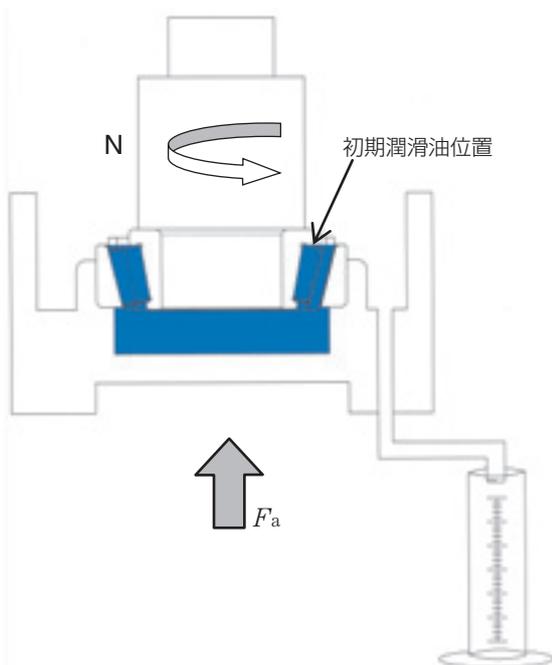


図6 ポンプ作用の測定方法
Evaluation of oil flow through bearing inside

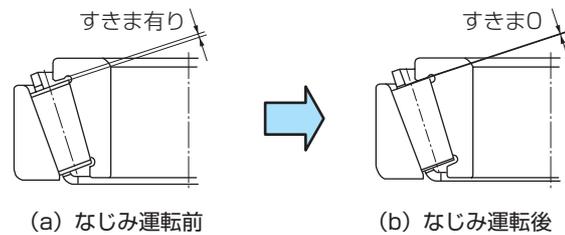
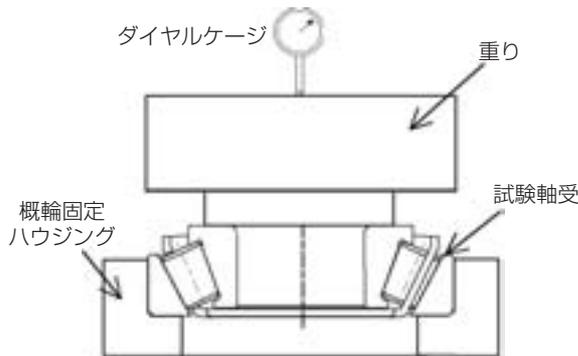


図8 なじみ運転前後での内輪軌道面溝と
ころとのすまの関係
Clearance change between inner
raceway width and roller

図9にころ落ち着き性の試験方法を、図10にころ落ち着き性試験結果を示す。試験結果より、超高負荷容量品はおよそ5回転、標準品はおよそ13回転で落ち着く結果となった。超高負荷容量品が良好な落ち着き性を示した理由は以下の通りである。

標準品および超高負荷容量品について、ころが落ち込んでいる状態の模式図を図11に示す。



荷重条件：アキシアル荷重 $F_a=302N$
測定方法：軸受を回転させたときの内輪落ち込み量を測定

図9 ころ落ち着き性試験方法
Testing method of roller settling

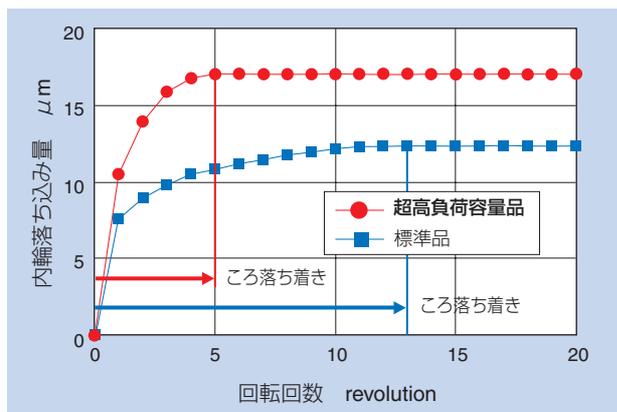


図10 ころ落ち着き性試験結果
Test results of roller settling

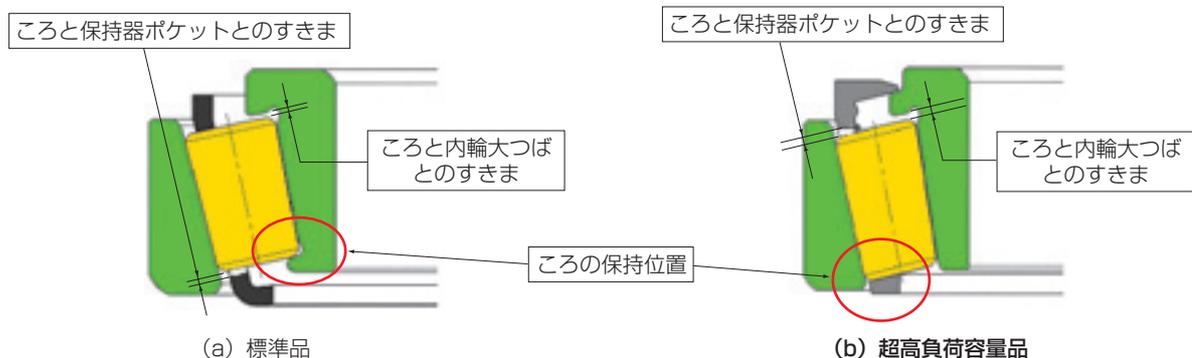


図11 ころ落ち着き性に影響するすきま位置
Clearance to determine roller settling property

標準品では、ころの落ち込みは内輪小つば端面によって制限される。このとき、保持器はころ大端面と接触しているため、なじみ運転が始まると各部品間の作用力により、ころに内輪大つば側へ動こうとする推力が働くが、常に保持器を持ち上げながら、ころが内輪大つば側に移動することになる。

これに対し超高負荷容量品のころの落ち込みは、保持器ポケット小径側端面に制限される。なじみ運転が始まると、ころが内輪大つば側に動き、ころと保持器ポケットとのすきま分移動して、ころと保持器ポケット大径側端面が接触した後、標準品と同様に保持器を持ち上げながら、ころが内輪大つば端面まで移動する。

上述で示した構造の違いにより、超高負荷容量品は、ころの落ち込み量は大きいですが、なじみ運転時の初期は保持器を伴わず、ころのみが内輪大つば側に移動することになり、1回転毎のころの移動量が大きくなるため、早期にころが落ち着く。

5. 超高負荷容量円すいころ軸受の小型・軽量化設計

自動車の低燃費化・快適性からエンジンの高出力化対応およびトランスミッションの多段化は今後ますます進むと予想される。これらの要求に対して軸受には、同一取付寸法で負荷容量の増加、もしくは同一負荷容量で小型・軽量化が求められる。本稿では、超高負荷容量設計を適用して、同一負荷容量、同一軸径を前提条件とした場合の小型・軽量化設計の検討例を表2に示す。小型・軽量化設計により軸受の回転トルク低減効果も得られることから低トルク化効果も記載し、本結果の回転トルク計算条件を表3に示した。

高負荷容量品では軸受重量を16.2%、回転トルク

表2 小型・軽量化の設計検討例
Study of down sizing under same load capacity

	標準品	高負荷容量品	超高負荷容量品
定格荷重	基本動定格荷重 $C_r=31.5\text{kN}$		基本静定格荷重 $C_0r=34.0\text{kN}$
軸受サイズ	$\phi 25 \times \phi 52 \times 16.25$	$\phi 25 \times \phi 49.3 \times 15.4$	$\phi 25 \times \phi 49 \times 15$
軸受質量 (標準品に対する低減率)	0.154kg	0.129kg (16.2%減少)	0.115kg (25.3%減少)
回転トルク計算結果※ (標準品に対する低減率)	0.293Nm	0.287Nm (2.0%減少)	0.271Nm (7.5%減少)
概略図			

※潤滑油による攪拌抵抗は含めない

表3 回転トルク計算条件
Calculation condition of rotating torque

ラジアル荷重 F_r	5000N
アキシャル荷重 F_a	5000N
回転速度	5000min^{-1}
潤滑油	ATF
潤滑油温度	90°C

を2%低減することができる。超高負荷容量設計を適用すると、軸受重量を25.3%、回転トルクを7.5%低減することができるので、小型・軽量化・低トルク化が可能である。

6. 特殊保持器構造について

超高負荷容量円すいころ軸受の保持器は、大径側の爪付き構造、小径側リブ部の幅狭化により極限までころ長さを増大しているが、形状が特殊で鉄板では成形困難なため樹脂製の保持器を適用している。以下に樹脂材料および、特殊保持器構造に関する強度検討について述べる。

(1) 樹脂材料

トランスミッションおよびデファレンシャルの潤滑油は、極圧添加剤としてリンや硫黄成分が多く含まれている場合があり、保持器の樹脂材料には高い耐油性

が求められる。さらに、円すいころ軸受用保持器材料として必要な軸受への組込み性および耐久性を考慮すると、樹脂材料には強度・韌性・耐熱性に優れた特性も必要である。これらの条件を基に検討を行い、超高負荷容量円すいころ軸受用保持器として必要な特性を有したPPS（ポリフェニレンサルファイド）樹脂製保持器を開発した。

図12に各種樹脂材料の耐油性評価試験結果を示す。PPS樹脂は浸漬2000時間でも引張破断伸びに劣化が認められず、高い耐油性を有していることが認められる。

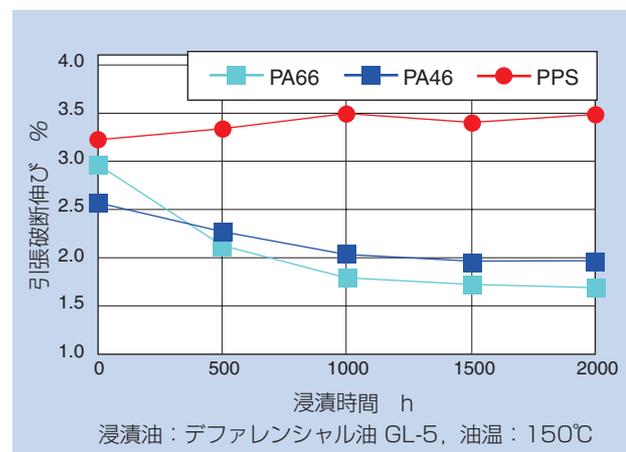


図12 耐油性試験
Test result of oil resistance

なお、リンや硫黄成分が多く含まれていない潤滑油環境下で使用する場合は、軸受保持器の樹脂材として一般的に使用されているPA46,PA66（ポリアミド46,66）材を適用することも可能である。

(2) 超高負荷容量保持器の動力学解析

超高負荷容量円すいころ軸受用保持器の特徴として、保持器小径リブにおける必要強度を検討し、必要最小限のリブ幅を設定している。軸受運転中に保持器に発生する応力を求めるために、NTNで開発した円すいころ軸受用の3次元動力学解析ツール³⁾を使用した。

動力学解析結果の一例を図13に示す。保持器各部位の中で最も大きな応力は、小径側リブ部に発生することを示しており、保持器小径リブ部の設計に際しては、動力学解析の結果を反映し、必要強度を確保する寸法設定を行っている。

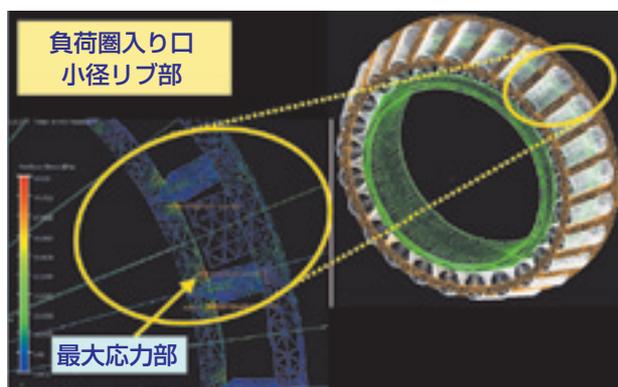


図13 動力学解析結果の解析モデル
Model of dynamic analyzed bearing

7. まとめ

地球温暖化防止、大気環境改善に伴い自動車の燃費向上は加速されており、軸受の小型、低トルク、長寿命化要求はさらに強まると考える。

今回、既に実機搭載されている高負荷容量円すいころ軸受に“ころ長さを極限まで延長”および“新たに開発した樹脂製保持器を採用”という新しい設計技術を取り入れ、小型化・軽量化・高剛性を実現した「超高負荷容量円すいころ軸受」を紹介した。

NTNは、今後も軸受技術・商品の開発を継続し、さらに厳しくなる使用環境および構造変化に貢献していく。

参考文献

- 1) 国土交通省ホームページアドレス
http://www.mlit.go.jp/kisha/kisha07/09/090702_.html
- 2) 辻本崇, 望月次郎『高負荷容量円すいころ軸受』NTN TECHNICAL REVIEW No.73 (2005)
- 3) 原田和慶, 坂口智也『高負荷容量円すいころ軸受の動力学解析』NTN TECHNICAL REVIEW No.73 (2005)

執筆者近影



上野 崇
自動車商品本部
自動車技術部



松下 知樹
自動車商品本部
自動車技術部

[製品紹介]

新型自動調心ころ軸受 “ULTAGE (アルテージ)” シリーズEA・EMタイプ New Spherical Roller Bearings “ULTAGE” Series Type EA and EM



津森 幸久* Yukihisa TSUMORI

建設機械、鉄鋼設備などの産業機械に使用される自動調心ころ軸受について、内部設計の大幅な見直しを行い、世界最高の負荷容量と許容回転速度を達成した。本軸受は、環境対応社会に貢献する新型自動調心ころ軸受「ULTAGE (アルテージ)」シリーズとして、2009年3月から販売を開始している。

About the spherical roller bearings such as a construction machine, iron and steel facilities and so on that used for an industrial machinery, we achieved the world's best load capacity and limited speed, by the large review internal design. This bearing starts sale as the new standard “ULTAGE” series from March, 2009, contributing to the society for environment.

1. はじめに

環境対応社会に貢献するため、あらゆる産業機械で技術革新が進められている。

産業機械の回転部位に使用される軸受には、「長寿命」、「高負荷容量」、「高速性」および「取扱い性」の向上が求められ、NTNは世界最高の性能を達成した軸受を「ULTAGE* (アルテージ)」シリーズとして商品化している。なお、本「ULTAGE」は既に工作機械主軸用に精密級のアンギュラ玉軸受および円筒ころ軸受をシリーズ化している。

今回、高速性と共に高負荷容量・長寿命化を達成した新型自動調心ころ軸受EAタイプ（鋼板打抜き保持器）EMタイプ（銅合金もみ抜き保持器）を標準化しアルテージシリーズに加えた。

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

2. 新型自動調心ころ軸受アルテージシリーズの構造

従来のBタイプ自動調心ころ軸受を図1に示す。本軸受は非対称ころを採用し、運転時に生じる誘起スラストを内輪中つばで受ける構造を持つ。ころは内輪中つばに案内されて回転するため、安定した姿勢が保たれ、大型軸受や高速回転で使用される軸受には効果的な構造である。

一方、最近の自動調心ころ軸受は高速化に加え、長寿命化・高剛性化の要求も増大しており、軸受メーカ

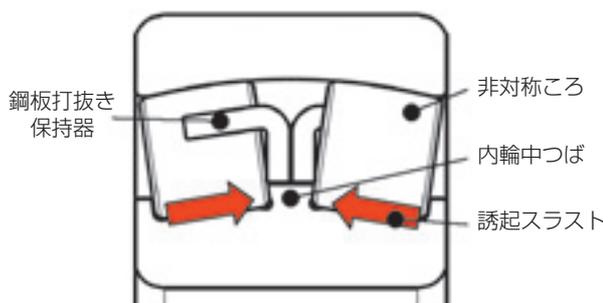


図1 Bタイプ自動調心ころ軸受
Spherical roller bearings (type B)

表1 タイプ比較
Comparison of spherical roller bearing type

タイプ	Bタイプ	Cタイプ	Eタイプ
断面図			
ころ	非対称ころ	対称ころ	対称ころ
保持器	鋼板打抜き	鋼板打抜き	樹脂成形
中つば	有	無 (案内輪付)	無

各社は保持器形状も含め、ころのサイズをアップした取り組みを行っている。

自動調心ころ軸受のタイプ比較を表1に示す。NTNでも内輪中つばを廃止し、案内輪を設けたCタイプ自動調心ころ軸受や、樹脂保持器でころの姿勢を安定化させたEタイプ自動調心ころ軸受をシリーズ化し高負荷容量化を図っているが、今後これらをアルテージシリーズに統合していく。

新しく開発したアルテージシリーズの構造・特徴を図2 (EAタイプ) に示す。EAタイプ・EMタイプともに、対称ころを採用し、ころ径、ころ長さを最大化

し大幅な負荷容量の向上を図った。また、高剛性かつシンプルな形状を持つ新型保持器を採用することにより、内輪中つばの廃止、最長ころと最多数本数の確保が可能となった。

EAタイプの鉄板保持器は、図3のように保持器の相互端面案内を行なう形式を採用しており、さらに図4に示す保持器のころポケットに設けた4箇所のタブ（突起）が運転時のころ姿勢の安定化と軸受内の潤滑油の円滑な流れ（図5）を可能としている。また、鉄板保持器全面に特殊表面処理を施すことで、耐摩耗性の向上を図っている。



図2 アルテージシリーズEAタイプ
Ultage series type EA spherical roller bearings

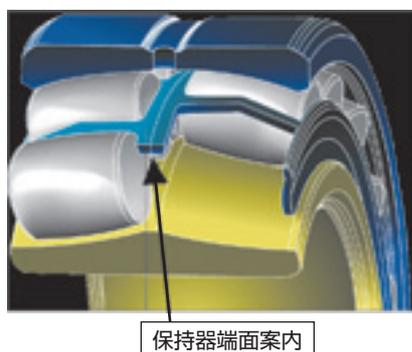


図3 EAタイプ保持器案内形式
Cage guide type of EA spherical roller bearings

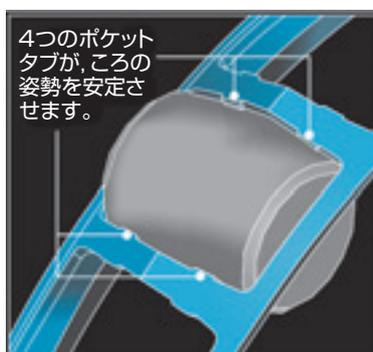


図4 ポケットタブ形状
Design of cage pocket tabs

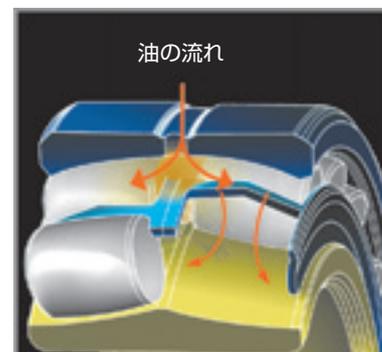


図5 油の流れ
View of oil path

EMタイプの構造・特徴を図6に示し、高力黄銅もみ抜き保持器について図7に示す、本保持器はころ案内形式を採用しており、運転時のころ姿勢の安定化を図った。保持器は左右一体型となっており、ころの脱落防止のため内輪は外つば付となっている。特に振動・衝撃の厳しい条件下で使用する場合に有効である。

なお、軸受内部諸元はEAタイプと同一である。

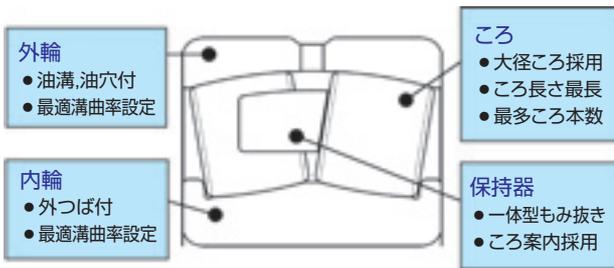
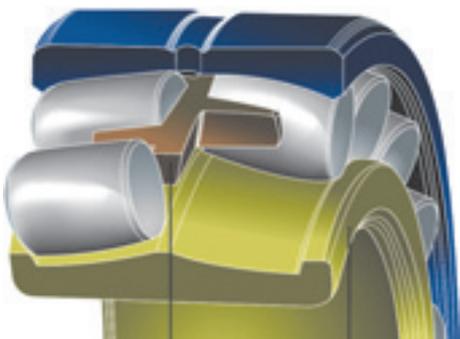


図6 アルテージシリーズEMタイプ
Ultage series type EM spherical roller bearings



一体型もみ抜き保持器

図7 EMタイプ保持器形式
Cage type of EM spherical roller bearings

3. アルテージシリーズ自動調心ころの特徴

3.1 負荷容量

最大ころ径と最多数ころ本数の採用により、世界最高の負荷容量を達成した。

- ①基本動定格荷重：他社品との比較例を図8に示す。
- ②基本静定格荷重：他社品との比較例を図9に示す。

3.2 許容回転速度

高剛性かご形鋼板打抜き保持器を採用した本軸受の許容回転速度は、図10に示す他社品カタログ値との比較で、世界最高の許容回転速度を達成した。

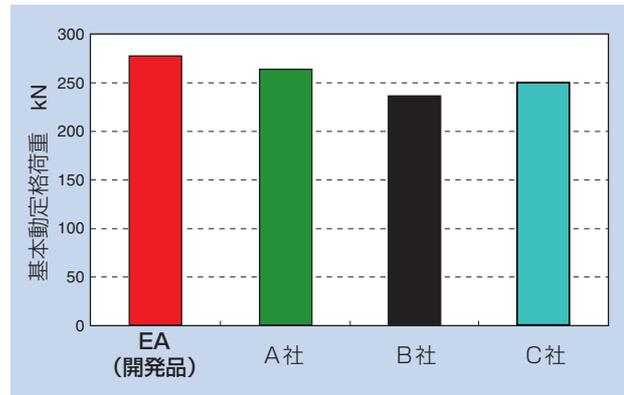


図8 基本動定格荷重 (C_r) カタログ値比較
Catalogue comparison of basic dynamic load rating (C_r)
22216($\phi 80 \times \phi 140 \times 33$)

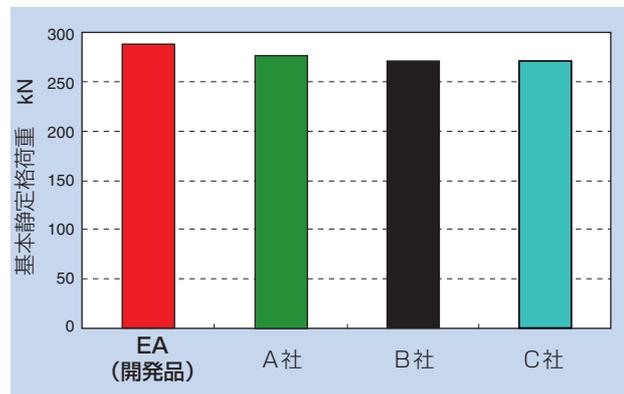


図9 基本静定格荷重 (C_{or}) カタログ値比較
Catalogue comparison of basic static load rating (C_{or})
22216($\phi 80 \times \phi 140 \times 33$)

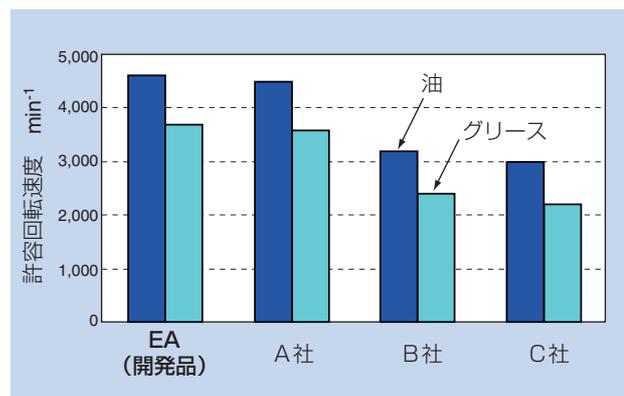


図10 許容回転速度カタログ値比較
Catalogue comparison of allowable speed
22216($\phi 80 \times \phi 140 \times 33$)

また、循環給油条件下での軸受温度上昇比較試験結果を図11に示す。本軸受は他社品に比べ温度上昇が低く抑えられ、低トルクであることが認められる。

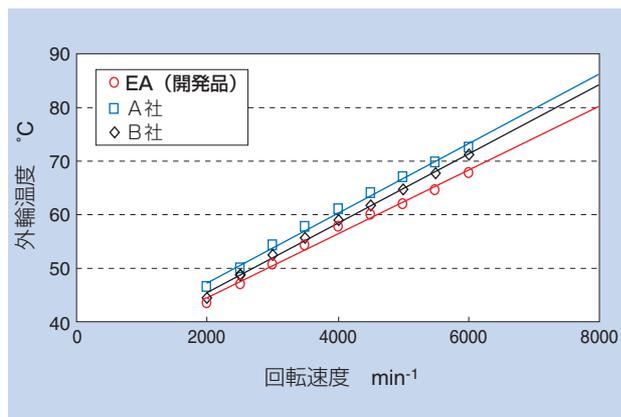


図11 温度上昇試験結果
Test results of temperature rise
22216(φ80×φ140×33)

3.3 使用温度範囲

特殊熱処理の採用により、使用温度範囲を最高200℃とした。

3.4 ダウンサイジングと軽量化

基本動定格荷重を従来比最大65%、基本静定格荷重を従来比最大35%、許容回転速度を従来比最大20%向上することができた。

高負荷容量化は、軸受のダウンサイジングと軽量化を可能にする。表2に検討一例を示したが、従来型番22220B (φ100×φ180×46) は、高負荷容量新シリーズ22218EA (φ90×φ160×40) へのダウンサイジングが可能であり、軸受容積、質量共に30%程度削減でき、産業機械の軽量・コンパクト化に貢献できるものとする。

表2 ダウンサイジング例
Example, compact and lightweight

型番	定格荷重 (kN)		主要寸法 (mm)	容積 (cm³)	質量 (kg)
	C _r	C _{or}			
22220B (従来品)	315	415	φ100×φ180×46	810	4.95
22218EA (開発品)	385	398	φ90×φ160×40	600	3.28
				△25%	△34%

3.5 取り扱い性の向上

シンプルな形状のかご型鋼板打抜き保持器の採用により、組立て・分解・グリース塗布の作業性が向上した。

①ころ表面へのグリース塗り込みが容易。(図12)



図12 グリースの塗り込み
Grease application

②保持器からのころ飛び出しが少なく、スムーズに元の状態に戻るため、軸受の分解・組立が容易。(図13)



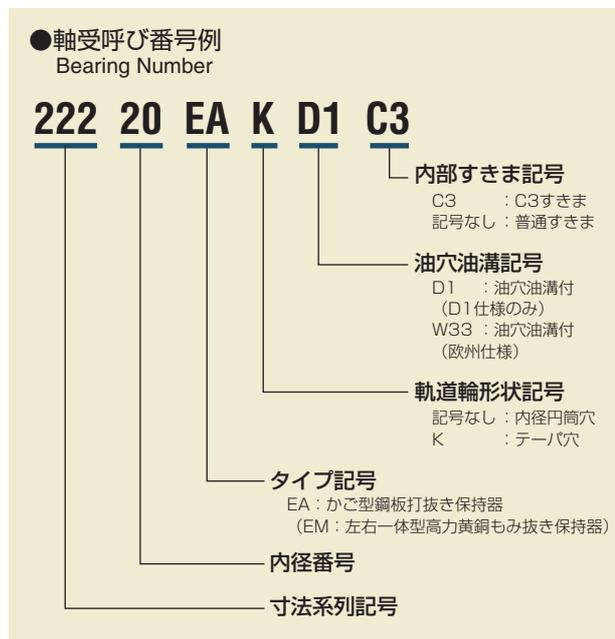
図13 分解・組立
Assembly / disassembly

4. 標準シリーズ化

アルテージシリーズ 自動調心ころ軸受EAタイプ・EMタイプは、今後外径420mm以下すべてのシリーズにおいて対応する。

従来タイプ (B,C,E) は、順次置き換えを図っていく予定をしており、詳細については当社まで確認願いたい。

なお、新シリーズの呼び番号については以下を参照されたい。



5. まとめ

今回、標準自動調心ころ軸受の高機能化を図り、NTN次世代軸受のアルテージシリーズに加えた。

環境対応社会に貢献するため産業機械で技術革新が進められている現在、軸受の高負荷容量化と高速化は、軽量・コンパクト・長寿命を要求する市場ニーズに対応できるものとする。

今後も各種市場ニーズに応え、さらなる改善と高機能化、低コスト化を図り、次世代軸受の開発を推進して行く所存である。

執筆者近影



津森 幸久
産機商品本部
製品設計部

コンパクトフリー型トルクダイオード Compact Free type Torque Diode

糸見 正二* Shoji ITOMI



NTNは、入力軸から出力軸へ動力を伝達するが、出力軸が駆動される場合は入力軸へ動力が伝達されないフリー型トルクダイオード（TDF）を既に開発済みである。この度、TDFを小型・軽量化したコンパクトフリー型トルクダイオードを開発したので以下に紹介する。

NTN developed Free Type Torque Diode that has function to rotate output shaft by turning the input shaft, but not to rotate the input shaft by turning the output shaft. Recently, NTN has developed small and light Free type Torque Diode "Compact Free type Torque Diode".

This report introduces structure and function of this product.

1. まえがき

フリー型トルクダイオード(TDF)は回転機器の電動と手動の自動切換えや、モータの安全・保護機構として幅広く採用されている。更なる用途拡大として小型精密機器への適用可能な「コンパクトフリー型トルクダイオード」を開発した。

2. 寸法と特徴

図1、図2に開発品と現行品のサイズ比較を示す。開発品は現行品に対して1/3に小型化されている。



図1 開発品と現行品のサイズ比較
Comparison of size of developed product and current product

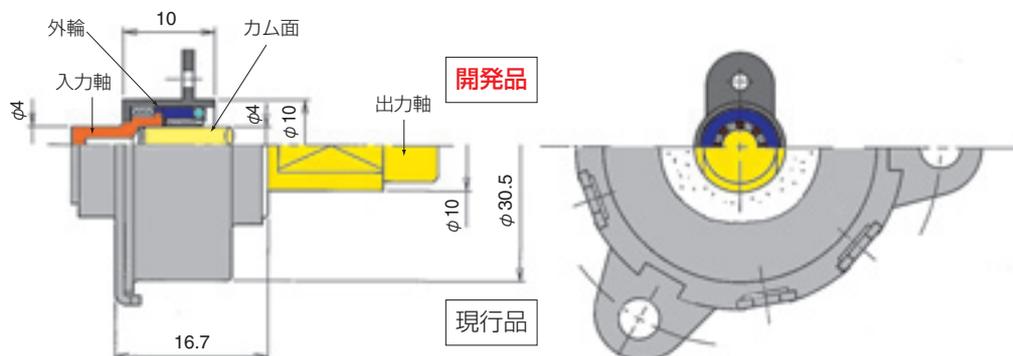


図2 開発品と現行品のサイズ比較
Comparison of size of developed product and current product

以下に開発品の特徴を示す。

【特徴】

- (1) 出力軸をカム面にも利用し、外径10mm×10mmのサイズに小型化（従来比1/3）
- (2) ハウジングと入力軸を樹脂化し、28gに軽量化（従来比2/5）
- (3) 摺動部を少なくして、回転トルク*を低減（トルク5mN・m以下、従来比1/25）
（※ここでの回転トルクは無負荷時のトルク）
- (4) ハウジングを樹脂化し、ハウジングの取付形状の自由度大

してトルクが伝達されないタイプを「フリー型」と称して両者を区別する。

ここでは、フリー型トルクダイオードの入・出力軸の回転トルク伝達の間係を表1に示す。

開発品であるコンパクトフリー型トルクダイオードの構造および動作原理を図3、図4に示す。

外輪は、入力軸とトルク伝達可能に連結されており、外輪内周にはカム面が形成されている。保持器は、ころとボールを保持し、ボールはばねによって外輪端面とふた側面に押し付けられる構造となっている。

3. フリー型トルクダイオードの原理

トルクダイオードとは、入力軸からの回転トルクは出力軸に伝達されるが、出力軸からの回転トルクは入力軸に伝達されないという逆入力遮断クラッチである。逆入力の場合に出力軸がロックし入力軸へトルクが伝達されないタイプを「ロック型」、出力軸が空転

表1 フリー型トルクダイオードの入・出力軸の回転トルク伝達の間係
Relation of input and output shaft rotation of Free type Torque Diode

入力軸	出力軸
回転	回転
 （入力軸を回すと出力軸も回転）	
回転しない	回転
 （出力軸を回すと出力軸のみ回転）	

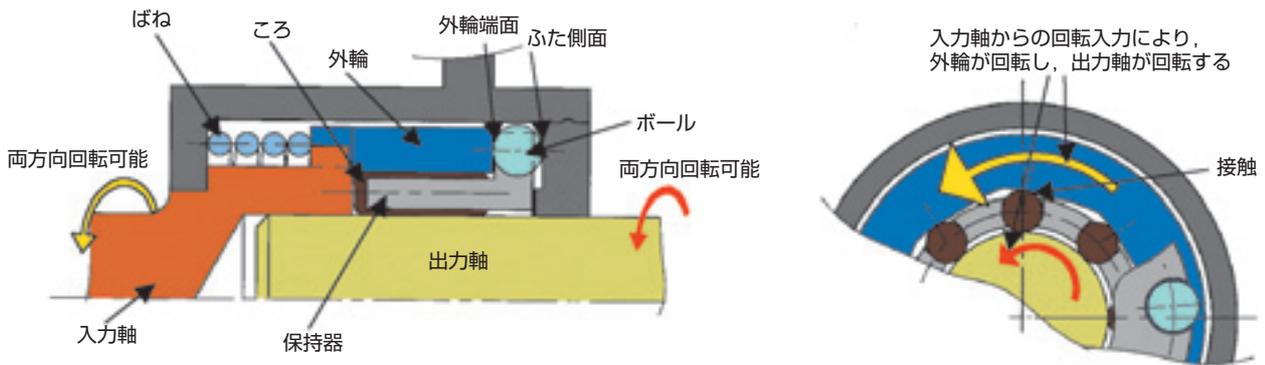


図3 入力軸から回転入力する場合
Case of input shaft rotating

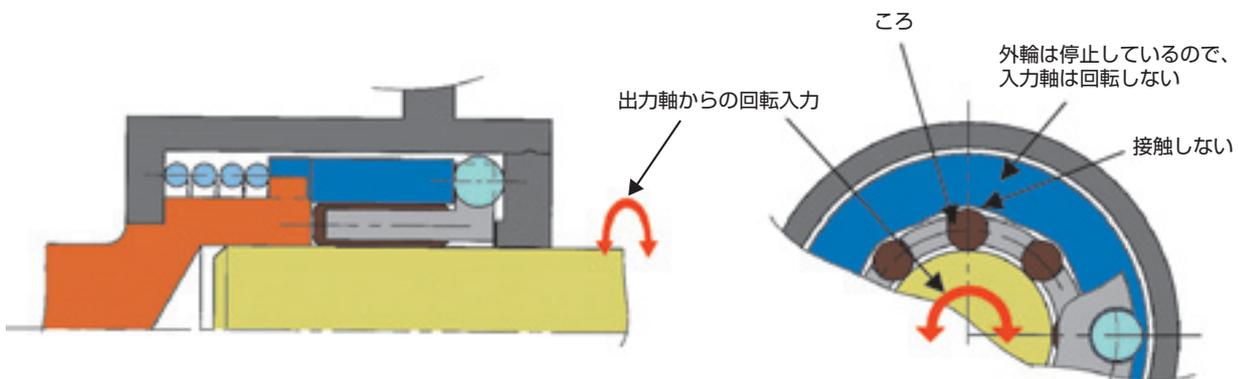


図4 出力軸から回転入力する場合（入力軸は回転しない）
Case of output shaft rotating (Input shaft not rotating)

次節で、入力軸からトルクを入力する場合と出力軸からトルクを入力する場合のトルク伝達経路の相違を説明する。

3.1 入力軸から回転トルクを入力する場合

入力軸が回転すると入力軸に連結された外輪が回転し、保持器は、外輪と同方向に約1/2の速度で回転する。保持器に保持されたボールは、外輪端面とふた側面を転がり、ころは外輪と保持器の回転速度差によって、外輪のカム面まで移動して外輪カム面と軸の間でロックし、出力軸は外輪と一体になって回転する（図3）。

3.2 出力軸から回転トルクを入力する場合

出力軸からトルクが入力される場合、ころは保持器によって外輪カム面に接触しない位置で保持され、ころは外輪カム面に噛み込まず、出力軸が回転しても入力軸は回転しない（図4）。

注) 入力軸の回転が止まった後に、入力軸を逆方向に少し回転することにより、ころはカム面から離れて図4の状態になり、出力軸の回転は入力軸に伝わらなくなる。

4. 耐久試験

図5の正逆回転試験機を用い、表2に示す耐久試験条件にて入力軸を正逆回転して出力軸を回転させ、耐久性の確認を行った。

試験結果を表3に示す。11×10⁴サイクル運転後の回転トルク、内部状態およびバックラッシュは、運転前後で大きな変化はなく、良好な結果が得られた。

表2 耐久試験条件
Test condition of endurance test

回転数	100min ⁻¹
試験機	正逆回転試験機（図5参照）
運転パターン	1s正転, 0.5s停止, 1s逆転, 0.5s停止を1サイクルとして運転
負荷トルク	50mN・cm（両方向トルクリミッタで負荷）
温度	室温
出力軸	φ4のニードルピンを使用（硬度HRC60以上）

表3 試験結果
Test results

運転時間	11万サイクル（61時間）
無負荷時の回転トルク	運転前後とも3mN・mで、変化なし
内部状況	接触部の摩耗は軽微 残存グリースは大きな変化なし
バックラッシュ	試験前後で変化なし

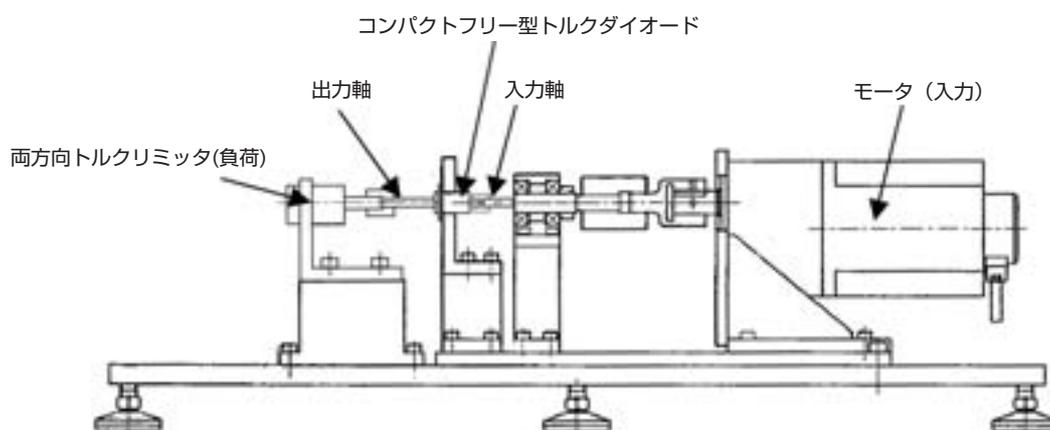


図5 正逆回転試験機
Forward and reverse rotation test machine

5. 用途

カメラ・ビデオのレンズズームのモータ駆動と手動の切換え等に使用される。

6. まとめ

従来、回転機器の電動と手動の切換えは電磁クラッチなどの電気部品、または手動レバーによる回転経路の切り換えで行っていたが、フリー型トルクダイオードを使うことによりスイッチレスでの自動切換えを可能とした。

今回開発したコンパクトフリー型トルクダイオードにより、小型機器の電動・手動の自動切換えが可能となる。今後は更にコスト低減、性能向上を進めるとともに、他の用途にも提案し、省エネルギー機器の開発に貢献していく。

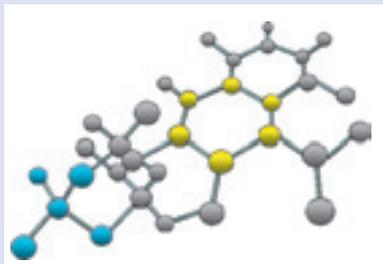
執筆者近影



糸見 正二
産機商品本部
応用設計部

DLC膜の特性とその応用

Characteristics and Applications of DLC films



大平 晃也* Kouya OOHIRA

環境・エネルギー問題の観点から、摺動部の摩擦・摩耗を低減するためのコーティング膜の研究開発が盛んに行われている。特にDLC膜は他のコーティング膜と比べ低摩擦で、耐摩耗性に優れるため、トライボロジーの分野では注目度が高い。しかしDLC膜は成膜方法、成膜条件および使用環境により、摩擦・摩耗特性が大きく変化するため、使用条件に合わせて最適なDLC膜を選択する必要がある。本報では、DLC膜の各種特性について紹介する。

From the view point of environment and energy issues, vigorous efforts have been put into research and development activities for tribological coating films in order to reduce friction and wear of sliding surfaces. In particular, DLC (Diamond-Like Carbon) coatings have superior low-friction and anti-wear properties compared with other coating films, and they are attracting a lot of attention of tribology researchers and engineers. Friction and wear properties of DLC films, however, depend on their use conditions as well as their production process, and thereby it is necessary to choose an appropriate DLC films according to its use condition and engineering purpose. This article shows various properties of DLC films.

1. はじめに

NTNグループでは地球環境との共生を最重要課題に揚げ、企業活動が環境に及ぼす負荷を継続的に低減するため、エネルギー効率の改善、資源の有効利用などに取り組んでいる。例えば、軸受部品の潤滑には、潤滑油やグリースが使用されるが、環境負荷低減の観点から、潤滑剤に含まれるMoなどの希少材料の使用量削減、低トルク化のための潤滑油使用量削減および低粘度化などが検討されてきた。しかし、そのような場合、軸受部品の潤滑条件は悪化し、既存の技術で十分な潤滑状態が得られない場合も想定される。

トライボロジー特性を飛躍的に向上させる手法として、表面改質技術が注目されており、摺動部の摩擦・摩耗低減対策として、各種硬質膜が検討されている。その中でダイヤモンドライクカーボン（Diamond Like Carbon, 以下DLC）膜は、高硬度、優れた耐摩耗性、低摩擦係数を示し、自動車部品、金型、工具などへの応用が進められている。

例えば、水素を多量に含むDLC膜、a-C:H（Hydrogenated amorphous carbon）は窒素ガスもしくは真空中で摺動させた場合、摩擦係数0.001という超低摩擦を示す例が報告されている^{1, 2)}。一方、水素を含まないDLC膜、ta-C（Tetrahedral amorphous carbon）は、自動車ガソリンエンジン用オイル潤滑下で低摩擦を示すとの報告例がある³⁾。このようにDLC膜には様々な種類があり、成膜方法、成膜条件および使用環境で摺動特性が大きく変化するため、使用条件に合わせた最適なDLC膜を選択する必要がある。本報では、DLC膜の諸特性および金型への応用例について紹介する。

*要素技術研究所

2. DLC膜の特徴

2.1 DLC膜とは？

DLC膜は、ダイヤモンド構造に対応する sp^3 結合（図1）を有する炭素と、グラファイト構造に対応する sp^2 結合（図2）を有する炭素が不規則に混在したアモルファス構造の膜である（図3）。DLC膜を理解する概念図として、FerraiとRobertson⁴⁾が図4に示すような3元相図を提案している。上の頂点がダイヤモンド、左下の頂点がグラファイト、右下の頂点が水素に相当する。

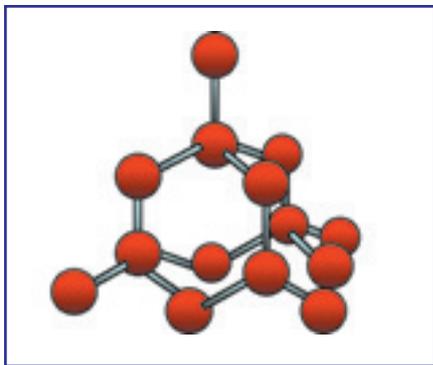


図1 ダイヤモンド構造 (sp^3 結合)
Structure of diamond

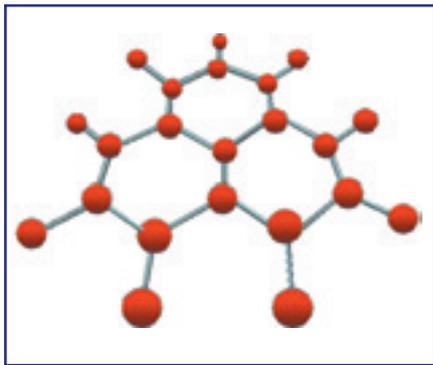


図2 グラファイト構造 (sp^2 結合)
Structure of graphite

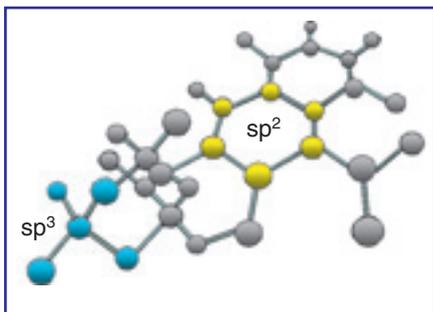


図3 DLC膜の構造 (sp^3 , sp^2 が混在)
Structure of DLC films

ta-C : テトラヘドラルアモルファスカーボン
a-C : アモルファスカーボン
a-C:H : 水素化アモルファスカーボン
ta-C:H : 水素化ta-C

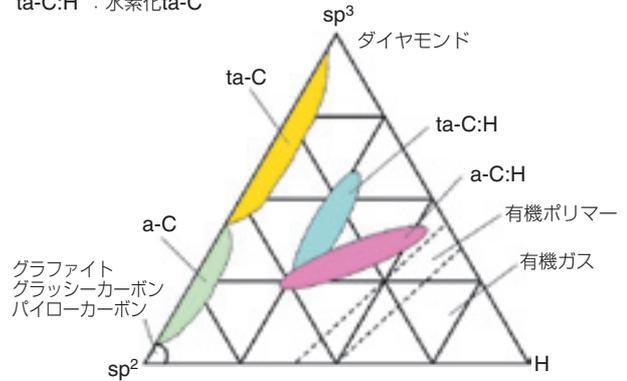


図4 アモルファス炭素膜の分類
Classification of amorphous carbon

グラファイト、ダイヤモンド、DLC膜などの炭素系材料の一般物性を表1に示す。DLC膜のヤング率、硬さおよび電気的性質はダイヤモンドと類似しており、熱伝導率はグラファイトに近い。DLC膜の物性値に幅があるのは、 sp^3 結合と sp^2 結合の割合および水素含有量の違いで様々な組成や構造のDLC膜が存在し、物性が大きく変化するためである^{5, 6, 7)}。

表1 炭素系材料の特性比較
Comparison of characteristics of carbon material

	グラファイト	ダイヤモンド	DLC
比重	2.25	3.52	1.0~3.0
電気比抵抗($\Omega \cdot \text{cm}$)	10^{-3}	$10^{12} \sim 10^{16}$	$10^9 \sim 10^{14}$
熱伝導率(W/cm/K)	0.4~2.1	1000~2000	0.2~30
格子定数(nm)	a=0.2456 c=0.6708(層間)	a=0.3567
ヤング率(GPa)	...	1000~2000	100~800
硬さ(Hv)	...	10000~12000	1000~8000
酸化開始温度	400~450	600	300~500

2.2 DLC膜の成膜方法

DLC膜は固体カーボンもしくはメタン、アセチレン、ベンゼンなどの炭化水素系ガスから合成される。DLC膜の成膜は主に真空容器中で行われ、炭素供給源の違いにより、以下の二つの方式に分類される。

①物理蒸着法 (PVD: Physical Vapor Deposition)

固体カーボンを原料に使用し、炭素を蒸発させて基板上に成膜する手法。

②化学蒸着法 (CVD: Chemical Vapor Deposition)

ガスを原料に使用し、チャンバー内でガスを分解させて基板上に成膜する手法。

PVD法では固体カーボンを蒸発源に使用するため、炭素のみからなる膜の合成が可能である。一方、CVD法は炭化水素系ガスを原料とするためDLC膜は必ず水素を含有する。水素含有量は約15~50atm%である。PVD法、CVD法のそれぞれについて様々な方法が存在する。DLC膜の成膜に使用されている主な成膜法を図5に示す。

成膜方法の異なるDLC膜の一般特性の一例を表2に示す。原料、添加元素、成膜条件などの違いにより、合成で得られるDLC膜の特性は大きく異なることが知られている^{5, 6, 7)}。

表2に示したUBMS (アンバランスド・マグネトロン・スパッタリング) はスパッタ法の一つで、非平衡磁場を用いることでプラズマ層を基板付近まで広げたことを特徴としている。基板近傍のプラズマ密度を上

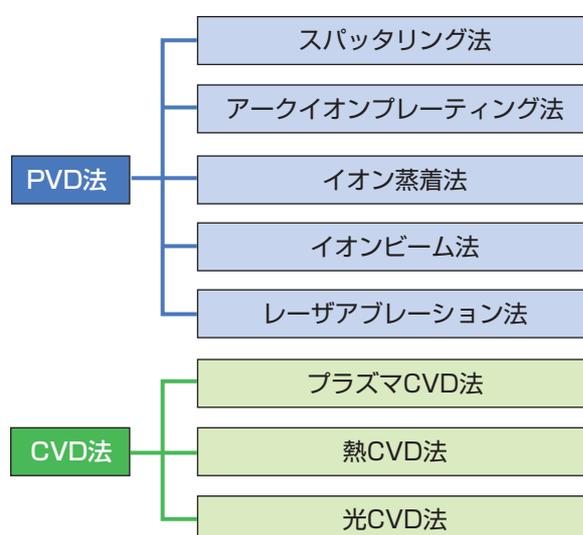


図5 各成膜方法の分類
Classification of coating methods

表2 各成膜方法で得られたDLC膜の諸特性
Characteristics of various DLC films

	PVD法		CVD法
	UBMS法	AIP法	プラズマCVD法
成膜原料	固体カーボン	固体カーボン	炭化水素系ガス
成膜温度(°C)	<250	<300	<200
硬さ(Hv)	2000~5000	5000~8000	1000~2000
表面粗さ	○	△	◎
付き回り性	△	△	◎
密着力	◎	○	○
耐摩耗性	◎	○	△
コスト	△	△	○

げることによりイオンアシスト (イオンが基板に衝突) 効果が増大し、密度、密着性などの膜特性を向上させることができる⁸⁾。

AIP (アーク・イオン・プレーティング) 法は、ターゲットである固体カーボンをカソード (陰極)、チャンバー内壁をアノード (陽極) としてアーク放電を発生させ、ターゲット表面からカーボンを蒸発させる。これをイオン化し、負のバイアス電圧を印加したワーク表面にイオンを堆積させる方法で、密着性に優れた被膜を形成することができる⁹⁾。

プラズマCVD法は、チャンバー内で炭化水素系ガス (メタン、アセチレン、ベンゼンなど) を分解、イオン化し、生成した炭化水素イオンをマイナスに印加した基板に加速衝突させて成膜する。CVD法は原料にガスを用いるため「付き回り性」が良く、複雑形状部品の成膜に適している。ワークを回転させることなく、均一な被膜を形成できる。

2.3 DLC膜と各種硬質膜の比較

2.3.1 一般的性質

DLC膜と各種硬質膜の特徴を表3に示す。DLC膜は各種硬質膜の中で特に高硬度であり、耐焼付き性に優れている。逆に、DLC膜には、内部応力が高いこと、さらに炭素が化学的に安定であるがゆえに異種材と凝着しにくいいため、基材との密着性が乏しいという欠点もある。従って、密着性の改良が重要な課題となっている。

2.3.2 摩擦摩耗特性

UBMS (アンバランスド・マグネトロン・スパッタリング) 法で成膜したDLC膜および各種窒化物系

表3 DLC膜と各種硬質膜の特徴
Characteristics of DLC films and other hard coating films

膜種	色調	硬度(Hv)	耐食性	耐酸化性	耐焼き付性	密着性	用途
DLC	灰色～黒色	1000～8000	○	○	◎	△	工具, 金型, 機能膜
TiN	金色	2000～2400	○	○	○	◎	工具, 金型, 装飾品
ZrN	ホワイトゴールド	2000～2200	○	△	△	○	装飾品
CrN	銀白色	2000～2200	◎	○	◎	◎	機械部品, 金型
TiC	銀白色	3200～3800	△	△	○	○	工具, 金型
TiCN	紫色～灰色	3000～3500	△	△	○	○	工具, 金型
TiAlN	紫色～黒色	2300～2500	○	◎	○	○	工具, 金型, 装飾品

硬質膜について、NTN式サバン型摩耗試験機を用いて摺動特性を評価した。本試験機は、試験片平面（表面に評価対象の被膜が形成されている）と回転するリング状相手材の外周面とが摺接する形態である。図6に試験機の概略、表4に試験条件をそれぞれ示す。本試験機では、相手材の外周面に曲率を設けて片当たりの発生を排除することで精度の高い評価を可能としている。比摩耗量は試験後に形成された摩耗痕の幅から計算で求めた。摩擦係数はロードセルで測定した摩擦力から求めた。試験結果を図7に示す。

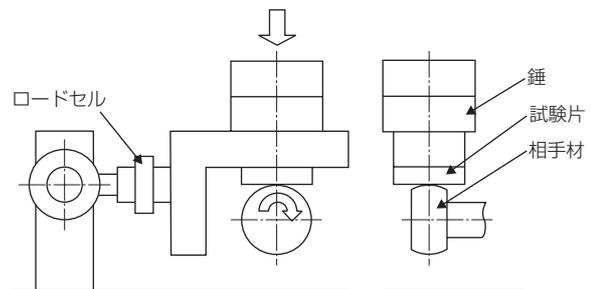


図6 NTN式サバン型摩耗試験機略図
Wear test rig

表4 試験条件
Test conditions

試験片	SUS440C焼入れ鋼, 外径48mm, 厚さ7mm 表面粗さ0.005 μmRa
相手材	SUJ2焼入焼戻品, 曲率R60mm, 硬さHv784 表面粗さ0.01 μmRa
荷重	50N (最大接触面圧0.5GPa)
速度	0.05 m/s
時間	3 min (摺動距離9m)
雰囲気	乾燥空気吹き付け, 湿度0～20%RH

DLC膜の比摩耗量は、窒化物系硬質膜の中で最も小さな値を示すTiN膜の1/6以下であり、耐摩耗性が非常に優れている。また、摩擦係数は他の硬質膜が0.4～0.8であるのに対し、DLC膜は0.2程度であり、摩擦特性も優れており、DLC膜は機械部品、金型、工具などの表面処理として非常に有望であることがわかる。

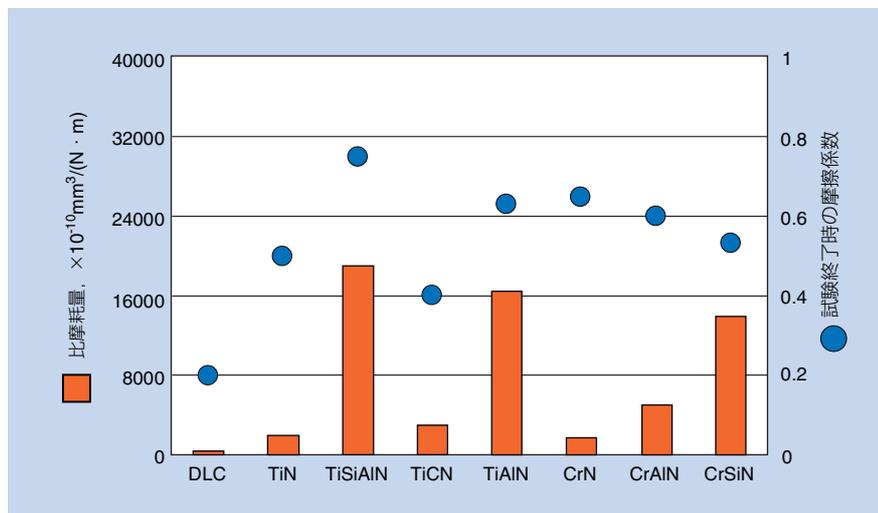


図7 各試験片の比摩耗量および試験終了時の摩擦係数
Wear property and coefficient of friction of each specimen specimens

3. 成膜方法によるDLC膜の特性の変化

3.1 摩擦摩耗特性

2.2項で紹介したUBMS法、AIP法およびプラズマCVD法で成膜した計3種類のDLC膜について、NTN式サバン型摩耗試験機で摺動特性を評価した結果を図8に示す。各被膜の成膜法、硬さおよび膜厚を表5に示した。試験条件は2.3.2項で示したものと同様に、試験時間のみ30分に変更した。

3種類のDLC膜の中で、耐摩耗性はUBMS法で成膜したDLC膜(A)が最も優れることがわかる。摩擦係数はAIP法で成膜したDLC膜(B)が最も低いことがわかる。

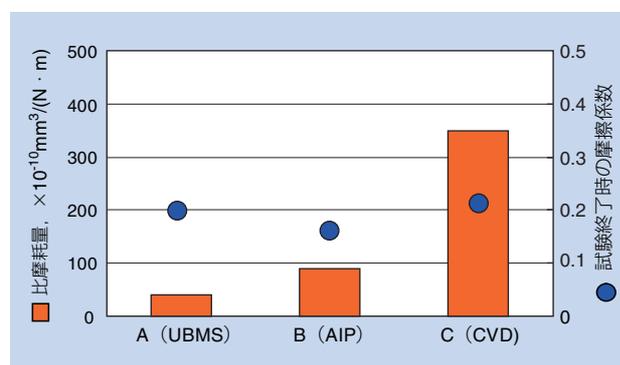


図8 各試験片の比摩耗量および試験終了時の摩擦係数
Wear property and coefficient of friction of each specimen

表5 各DLC膜の成膜法、硬さおよび膜厚
Coating method, hardness, thickness of DLC films

試験片	成膜法	硬さ, GPa	膜厚, μm
A	UBMS	26	1.2
B	AIP	53	1.0
C	CVD	15	2.0

3.2 基材との密着性

3.1項で評価した各DLC膜の基材との密着性について、ロックウェル圧痕試験法を用いた密着性評価試験を行った。ロックウェル圧痕試験は、円すい状のダイヤモンド圧子を被膜上に一定荷重(1470N)で押し当てて圧痕を形成し、圧痕周囲の被膜のクラックやはく離発生の状態から、基材とDLC膜の密着性を評価するものである。試験結果を図9~11に示す。

今回の評価では、DLC膜(A)はクラック、はく離共に発生しなかった。DLC膜(B)ははく離は発生しなかったが、放射状のクラックが生じている。一方、

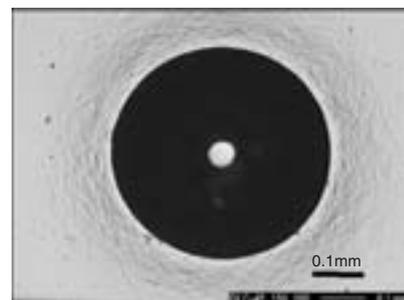


図9 DLC膜(A)の圧痕部
Indentation of DLC film(A)

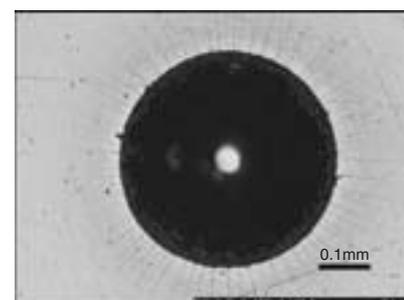


図10 DLC膜(B)の圧痕部
Indentation of DLC film(B)

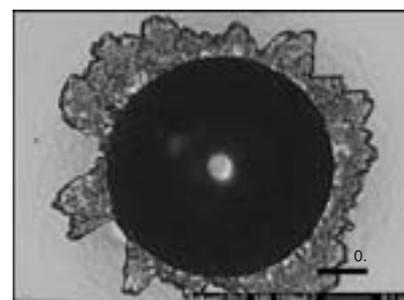


図11 DLC膜(C)の圧痕部
Indentation of DLC film(C)

DLC膜(C)は圧痕周辺も著しいはく離が生じた。

一般的にDLC膜は高硬度であること、内部応力が高いこと、などから剥がれ易いため、基材との密着性確保が重要な課題である。密着性を向上させる手法として、

- ①基材の硬度UP(窒化処理、ショットピーニングなど)、
- ②アンカー効果活用(エッチング、ブラスト処理など)、
- ③基材とDLC膜の両方に親和性の高い中間層の活用などがあり、使用条件に合わせて適した対策を採用することにより、密着性の確保が可能である。

以上のようにDLC膜といっても成膜方法や条件によって特性は様々に変化する。用途や要求特性に合わせた選択が極めて重要な材料であることがわかる。

4. 金型への応用例 — 焼結金属成形金型への適用 —

DLC膜の金型への応用例を紹介する。

銅系焼結合金部品の成形には、一般的に耐摩耗性に優れた超硬合金製金型が使用されている。しかしながら、銅系焼結合金部品の成形においては銅に比べて超硬合金の方が圧倒的に高硬度であるにも拘わらず、超硬合金製金型表面の摩耗が観測されており、金型の更なる長寿命化が求められている。そこで金型の長寿命化を図るため、耐摩耗性に優れたDLC膜の適用を検討した。

超硬合金および超硬合金にDLC膜を成膜した各試験片の耐摩耗性をNTN式サバン型摩耗試験機で評価した。なお、DLC膜はUBMS法を用いて成膜した。試験条件を表6、摺動部の摩耗痕観察結果を図12および13、表面形状測定結果を図14および15にそれぞれ示す。

超硬合金のみの場合、軟質材である銅系焼結合金との摺動にも拘わらず、摺動部に明確な摩耗痕が観察され、その最大深さは $0.8\mu\text{m}$ を示した。一方、超硬合金にDLC膜を成膜した試験片の摩耗深さは $0.04\mu\text{m}$

で超硬合金の1/20であり、摩耗が著しく軽減された。

軟質材の銅系焼結金属との摺動で超硬合金が摩耗する現象は、焼結金属の主成分である銅が、超硬合金中の結合剤であるコバルト粒子表面に拡散し、超硬合金成分のWC粒子と結合剤の界面Cu濃度が増加することで界面強度が低下したためと推測される。銅と反応し難く、かつ耐摩耗性のあるDLC膜を超硬合金表面に成膜することにより、金型の摩耗を大幅に減らすことが可能となった。なお、実際の銅系焼結合金用金型を用いた耐久性試験においても、DLC処理を施した金型は未処理のものに比べ、寿命が大幅に伸びることが確認できた。

表6 試験条件
Test conditions

試験片	超硬合金 (WC-Co) , 外径48mm, 厚さ7mm 表面粗さ $0.005\mu\text{mRa}$
相手材	銅系焼結合金 (Cu58%, Fe40%) 表面粗さ $0.3\mu\text{mRa}$
荷重	50N
速度	0.1 m/s
時間	30 min (摺動距離180m)
雰囲気	乾燥空気吹き付け, 湿度0~20%RH

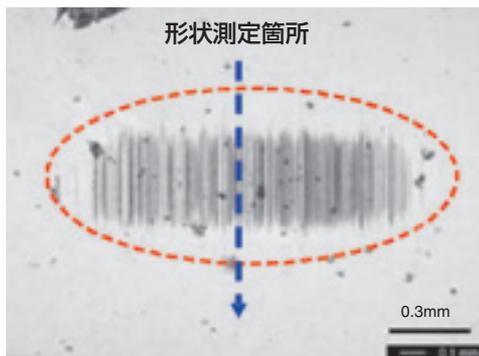


図12 摺動部の摩耗痕 (超硬合金)
Wear of sliding part (WC)

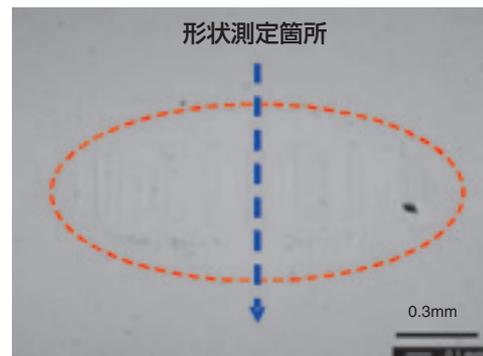


図13 摺動部の摩耗痕 (超硬合金+DLC膜)
Wear of sliding part (WC + DLC film)

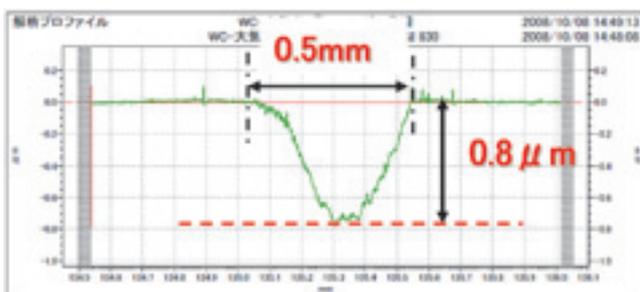


図14 摩耗痕 (超硬合金) の表面形状
Surface profile of wear (WC)

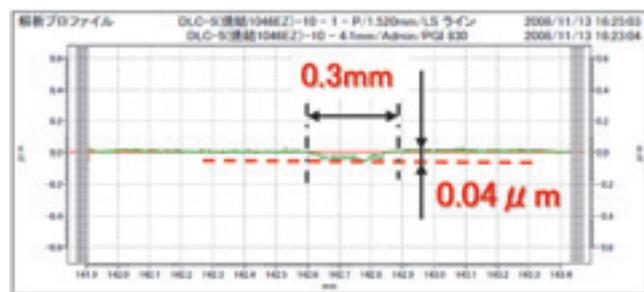


図15 摩耗痕 (超硬合金+DLC膜) の表面形状
Surface profile of wear (WC + DLC films)

5. まとめ

本報で紹介したように、DLC処理は金型・工具などの長寿命化に有効な手法である。耐摩耗性に優れ、かつ低摩擦を示すDLC膜は、環境・エネルギー問題の観点から非常に有望な技術であることから、今後、更なる高性能化および用途拡大を図っていく。

参考文献

- 1) A.Erdemir et al., SAE Paper, 2000-01-0518
- 2) J.Andersson et al., Wear, 254(2003), 1070-1075
- 3) M.Kano et al. : Proceedings of The Third Asia International Conference on Tribology, October 2006, Kanazawa, 399
- 4) A.C.Ferrari, J.Robertson, phys.Rev., B61, 14095 (2000)
- 5) 池永勝監修, 高機能化のためのDLC成膜技術, 日刊工業新聞社 (2007)
- 6) 大竹尚登, 表面,22-35,45,9,(2007)
- 7) 池永勝, 鈴木秀人, ドライブプロセスによる超硬質皮膜の原理と工業的応用, 日刊工業新聞社 (2000)
- 8) 大竹尚登監修, DLCの応用技術, シーエムシー出版社 (2007)

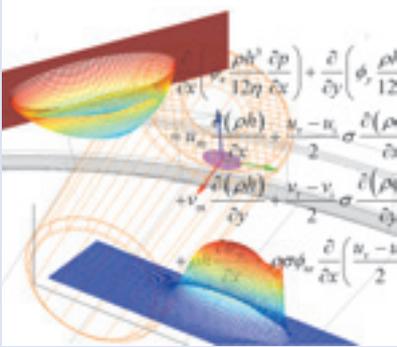
執筆者近影



大平 晃也
要素技術研究所

円すいころ軸受ころ大端面の最適曲率半径^{注)}

Optimized Radius of Roller Large End Face in Tapered Roller Bearings



藤原 宏樹* Hiroki FUJIWARA
 辻本 崇** Takashi TSUJIMOTO
 山内 和人*** Kazuto YAMAUCHI

円すいころ軸受は、ラジアル荷重とアキシャル荷重が複合した重荷重を支持することができる。自動車、鉄道車両、その他産業機械に広く利用されている。円すいころ軸受は、ころ大端面と内輪大つばの接触によってアキシャル荷重の一部を支持しており、この接触部は転がりすべり状態となっている。ころ大端面は球面であり、内輪大つば面は円すい面である。この接触部は弾性流体潤滑(EHL)状態にあり、低速あるいは重荷重といった使用条件によって油膜形成

が不足すると表面に何らかの損傷が発生する可能性がある。損傷を防止するためには油膜はできるだけ厚いほうが望ましい。本稿では、ころ大端面および内輪大つば面の表面粗さ突起部の接触ところのスキューを考慮してEHL解析モデルを構築し、パラメータスタディにより、高荷重の場合、油膜形成性の最も優れるころ端面R比が85%であることを示した。

Tapered roller bearings can support heavy combined radial and thrust loads, and are widely used for automobiles, railcars and industrial machines. The bearings have an inner ring rib into which roller large ends are thrust, and the contacts are accompanied with rolling-sliding motion. The roller large end and the rib surface are spherical and conical in shape, respectively. The typical lubrication regime of the contact is elastohydrodynamic lubrication (EHL), however, some surface damage may occur if the oil film formation is not enough due to low-rotational and/or heavy-load operations. The film thickness is desired to be thick enough to prevent the damage in a given operating condition. In this paper, an EHL numerical model is developed in consideration of both asperity contact and roller skewing. A parameter study shows that the optimum radius of the roller large end face is about 85 % of that of the rib face conical surface to form thicker oil films.

1. 緒言

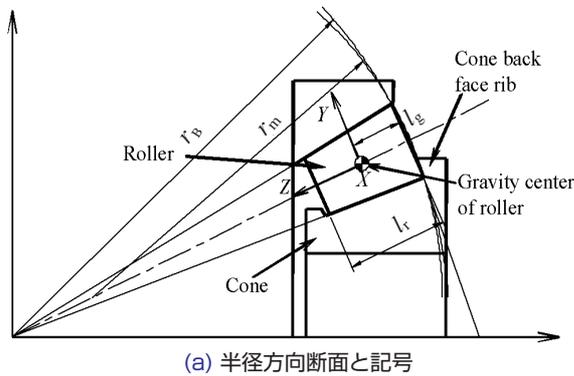
円すいころ軸受は、円すい状のころを円すい面の軌道を有する内外輪間に配置したころ軸受である。1個の軸受で比較的高負荷のラジアル荷重と一方向のアキシャル荷重を同時に支持することができるため、自動車や鉄道車両の駆動系、製鉄機械、その他産業機械に広く使用されている。円すいころ軸受の内外輪軌道面およびころ転動面の円すいの頂点が軸受中心線上で一致するため、機構学的には円すい面でのすべりは発生せず、ころは純転がり運動をする。ところが、軸受に荷重が作用するところにはアキシャル方向の分力が生じる。これを支えるため、一般的には内輪に大つばが設けられ、ころの大端面が内輪の大つばに押しつけら

れて案内される。ころが転動面で純転がり運動をしても、ころ大端面と大つばの間は、すべりを伴った転がり接触となる。

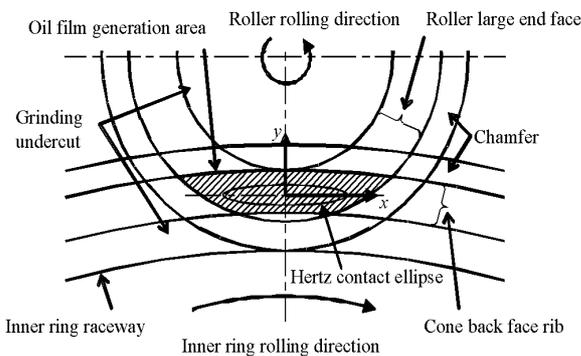
円すいころ軸受の断面図を図1(a)に示す。ころ大端面と接触する内輪の大つば面は通常、円すい面の一部で構成されており、ころ大端面は球面の一部で構成されている。接触点でのつば面の曲率半径ところ大端面の曲率半径が一致するとき、最も面圧が低くなるが、ころがわずかでも図1(a)のY軸回りに回転すると、ころ大端面の面取のエッジがつば面と接触し、損傷を生じることがある。そのため、ころ大端面の曲率半径はつば面の曲率半径よりわずかに小さくなっている。なお、Y軸回りの回転運動をスキューと呼び、X軸回りの回転運動をチルトと呼ぶ。

*要素技術研究所 **自動車商品本部 自動車技術部 ***大阪大学大学院工学研究科

注) 日本機械学会論文集 C編 75巻(2009) pp.2319-2326を加筆・修正



(a) 半径方向断面と記号



(b) ころ大端面と内輪大つばの接触状態と座標系

図1 円すいころ軸受
Tapered roller bearing

ころ大端面とつば面の接触部は、低速あるいは潤滑油量が不足すると十分な油膜が形成されにくいいため、高荷重でのすべりとなり軸受の摩擦トルクが増大するとともに、表面損傷や焼付きが発生する可能性が高くなる。潤滑油量が不足した状態をスターベーションと呼ぶ。

これまでも、この接触状態については、実験的手法や理論解析による検討ならびに改良が行われてきた。実験的研究の例としては次のようなものがある。Yamadaは、低回転域での油膜形成性について表面粗さの観点から実験を行い、ころ大端面とつば面の表面粗さを小さくすることで低回転域での低トルク化に成功している¹⁾。岡本らは、ころ大端面とつば面の接触点を内輪軌道面に近づけ、すべり率を低減することによって、耐焼付き性の向上を図っている²⁾。

EHL (Elastohydrodynamic Lubrication : 弾性流体潤滑) 解析を適用した例としては次のような研究が挙げられる。Jiangらは非ニュートン流体を仮定した熱EHL解析を行い、形状と油膜厚さの関係について論じている³⁾。西田らは、Patir-Chengの平均流れモデル⁴⁾を導入して、混合潤滑でのEHL解析を行って

いる⁵⁾。

ところで、Haradaらが指摘するように、円すいころは、ミスアライメントなどの誤差要因がなくともスキューを生じる⁶⁾が、これまで、スキューを考慮したEHL解析は少なく、さらにころ大端面の最適曲率半径について実験により検証した例は見られない。本稿では、ころのスキューを考慮してEHL解析を行い、その結果、油膜形成性の点からころ大端面の最適曲率半径を提案し、これを実験により確認する。

2. 円すいころ大端面／つば間の弾性流体潤滑解析

2.1 等温EHL解析

円すいころ軸受のころ大端面／大つばの接触について、EHL解析を行った。本稿での速度や荷重、粘度は、接触部での潤滑油に著しい発熱を生じるような厳しい条件ではないので、等温と仮定する。すなわち、

- スターベーションは発生しない。
- 潤滑油のせん断発熱は無視する。

との仮定の下で

- Reynolds方程式
- 半無限弾性体接触理論による弾性変形
- 潤滑油の高圧粘度特性
- 力とモーメントの釣合い

の連立方程式を数値的に解く。

図1(b)からもわかるように、接触部の全領域でころ大端面とつば面は x および y 方向に速度分布を持つため、Reynolds方程式にはストレッチ項(式(1)右辺第3, 4項)を考慮する必要がある、

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12 \eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{12 \eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = u_m \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + v_m \frac{\partial(\rho h)}{\partial y} + \rho h \frac{\partial u_m}{\partial x} + \rho h \frac{\partial v_m}{\partial y} \dots (1)$$

と書ける。ここで、 h はすきま、 η は潤滑油の粘度、 p は圧力、 ρ は潤滑油の密度、 u_m 、 v_m はころ大端面とつば面の平均速度の x 方向成分と y 方向成分である。

潤滑油の高圧粘度特性について、Roelandsが与えた高圧下での粘度の計算式をHoupertはSI系に変換している⁷⁾。同式は温度変化を考慮しているが、本稿では等温粘度を求めるため温度に関わる項を無視し、次の式を用いる。

$$\eta = \eta_0 \exp \left\{ \left[\ln \eta_0 + 9.67 \right] \left[-1 + (1 + 5.1 \times 10^{-9} p)^2 \right] \right\} \dots (2)$$

ここで、 η_0 は常圧粘度であり、

$$z = \frac{\alpha_0}{5.1 \times 10^{-9} (\ln \eta_0 + 9.67)} \dots (3)$$

である。 α_0 は粘度-圧力係数であり、次のWu-Klaus-Dudaの式⁸⁾で与える

$$\alpha_0 = (0.1657 + 0.2332 \log_{10} v) m \times 10^{-8} \dots (4)$$

ここで、 v は動粘度 (mm²/s)、 m はWalther-ASTMの式⁹⁾に現れる粘度傾度である。

2.2 表面粗さの影響

表面粗さの影響については、Patir-Chengの平均流れモデル⁴⁾を採用し、表面粗さ突起間の接触には、Greenwood-Trippの混合流体潤滑理論¹⁰⁾を導入した。なお、ここで採用した上記2モデルは表面粗さを確率論的に取り扱っており、圧力や膜厚分布の計算結果に確定論的に固体接触部が現れるような手法ではない。

Patir-Chengの平均流れモデル⁴⁾に関し、本稿は等方性粗さのみを扱った。圧力流量係数

$$\phi_x = \phi_y = 1 - 0.90 \exp \left(-0.56 \frac{h}{\sigma} \right) \dots (5)$$

と、ころ大端面が平滑面であると仮定したときのせん断流量係数¹¹⁾

$$\phi_s = A_1 \left(\frac{h}{\sigma} \right)^{\alpha_1} \exp \left\{ -\alpha_2 \left(\frac{h}{\sigma} \right) + \alpha_3 \left(\frac{h}{\sigma} \right)^2 \right\} \frac{h}{\sigma} \leq 5 \text{ のとき}$$

$$\phi_s = A_2 \exp \left(-0.25 \frac{h}{\sigma} \right) \frac{h}{\sigma} > 5 \text{ のとき}$$

..... (6)

ただし $\frac{h}{\sigma} > 5$ のとき

- $A_1 = 1.899$
- $\alpha_1 = 0.98$
- $\alpha_2 = 0.92$
- $\alpha_3 = 0.05$
- $A_2 = 1.126$

を用いて、Reynolds方程式(1)は次のように修正される。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\phi_x \frac{\rho h^3}{12 \eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\phi_y \frac{\rho h^3}{12 \eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right)$$

$$= u_m \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + \frac{u_r - u_i}{2} \sigma \frac{\partial(\rho \phi_{sx})}{\partial x}$$

$$+ v_m \frac{\partial(\rho h)}{\partial y} + \frac{v_r - v_i}{2} \sigma \frac{\partial(\rho \phi_{sy})}{\partial y} \dots (7)$$

$$+ \rho h \frac{\partial u_m}{\partial x} + \rho \sigma \phi_{sx} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{u_r - u_i}{2} \right)$$

$$+ \rho h \frac{\partial v_m}{\partial y} + \rho \sigma \phi_{sy} \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{u_r - u_i}{2} \right)$$

粗さ突起が接触するとき、その接触面圧 p_a はGreenwood-Trippの理論¹⁰⁾により、

$$p_a = k_c E F_{2.5} \left(\frac{h_c}{\sigma} \right) \dots (8)$$

で与えられる。ここで、

$$F_{2.5} \left(\frac{h_c}{\sigma} \right) = \int_{\frac{h_c}{\sigma}}^{\infty} \left(t - \frac{h_c}{\sigma} \right)^{\frac{5}{2}} f^*(t) dt \dots (9)$$

$$k_c = \left(\frac{8\sqrt{2}}{15} \right) \pi (N \beta \sigma)^2 \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} \dots (10)$$

である。関数 $F_{2.5} \left(\frac{h_c}{\sigma} \right)$ について、Patir-Chengは次の近似式を与えている¹²⁾。

$$F_{2.5} \left(\frac{h_c}{\sigma} \right) = \begin{cases} 4.4086 \times 10^{-5} \left(4 - \frac{h_c}{\sigma} \right)^{6.804} & \frac{h_c}{\sigma} < 4 \text{ のとき} \\ 0 & \frac{h_c}{\sigma} > 4 \text{ のとき} \end{cases} \dots (11)$$

h_c は中央油膜厚さである。 N 、 β 、 σ の値について、従来の研究では $N \beta \sigma$ および σ / β の形式で与えている。Greenwood-Trippは $N \beta \sigma = 0.03 \sim 0.05$ としており¹⁰⁾、本稿でも $N \beta \sigma = 0.05$ とする。一方、 σ / β について、Patir-Chengは $\sigma / \beta = 100$ としている¹²⁾が、本稿の計算では著者らの過去の経験により $\sigma / \beta = 20$ と仮定する。

また、境界摩擦係数 μ_a は経験的に $0.12 \sim 0.15$ 程度とされており、本稿では $\mu_a = 0.12$ を採用する。

2.3 境界条件

通常のEHL解析ではHertz接触面の大きさに対し、数倍程度の計算領域を設定して、計算領域端部で圧力を0とする境界条件を与える。ところが、ころ大端面／つばの接触では、**図1(b)**のようにHertz接触面の大きさに対し、ハッチングで示した油膜の発生領域が

十分に大きいとはいえないので、次の境界条件を導入した。

圧力は、接触物体であるころ大端面および大つば平坦面が相対する領域でのみ発生し、その他の領域では0とする。

2.4 運動に関する仮定

ころと内外輪の運動に関しては次のような仮定を導入した。

- ころと内外輪の角速度は機構学的関係から定まる。
- 遠心力、重力は無視できる。
- ころ転動面／軌道輪間、ころ／保持器間の干渉はころのスキューに影響しない。
- ころはチルトしない。
- スキューはころ大端面／つば間の油膜圧力分布、トラクション、表面粗さ突起の固体摩擦によって生じる。

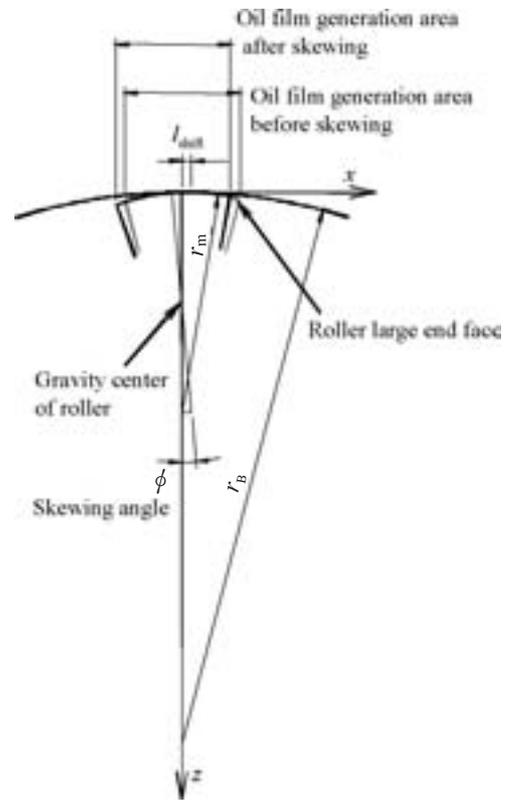


図2 ころのスキュー
Skewing of roller

3. 弾性流体潤滑下のころのスキュー

一般に弾性流体潤滑下では、油膜圧力は流体の入り口側で徐々に増大し、Hertz接触部の出口で急激に低下する。したがって、接触中心に対して非対称となり、接触物体を回転させようとする力のモーメントが発生する。これによって、ころは図2のようにスキューする。ころ大端面／つば間では20%程度のすべりが生じており、トラクションによる力のモーメントも存在する。さらに、固体接触が発生している場合にはそれによる摩擦力もモーメントを生じる。ころは、油膜圧力、油膜によるトラクション、固体摩擦、外力（つば力）が釣り合うように回転する。以下、この回転に関するモーメントについて検討するが、回転の中心をころの重心とする。

図1で示した座標系のもとに、油膜圧力 p による力のモーメント M_h は

$$M_h = \iint xp dx dy \dots\dots\dots (12)$$

で計算できる。このときの原点は、図1(b)の x, y 軸の交点である。

トラクションによるモーメントは次のようにして求める。最大トラクション係数 $\mu_{t,max}$ は、大野らの実験¹³⁾から

$$\mu_{t,max} = \frac{0.09}{25} \times \alpha_0 p \quad \alpha_0 p \leq 25 \text{ のとき} \dots\dots (13)$$

$$\mu_{t,max} = \frac{0.09}{25} \quad \alpha_0 p > 25 \text{ のとき}$$

で与えられる。ここで、 α_0 は粘度-圧力係数である。スキュー角は高々0.05°程度であるから、スキューによる微小な変化を無視すると、すべり率 s は

$$s(x, y) = \left| \frac{u_r - u_i}{(u_r + u_i)/2} \right| \dots\dots\dots (14)$$

となる。ここで、 u_r, u_i はそれぞれ、ころ大端面の速度、大つば面の速度である。最大トラクション係数を示すすべり率を s_{max} とすると、トラクション係数 μ_t はLee-Hamrockのcircular-model¹⁴⁾を利用して

$$\mu_t = \frac{s / s_{max}}{\sqrt{1 + (s / s_{max})^2}} \mu_{t,max} \dots\dots\dots (15)$$

で求められる。したがって、トラクション力 F_t は

$$F_t = \mu_t \iint p dx dy \dots\dots\dots (16)$$

であり、トラクションによるモーメント M_t は、接触点からころ重心までの距離を l_g とすると

$$M_t = l_g F_t \dots\dots\dots (17)$$

である。

固体接触の摩擦力はGreenwood-Trippの理論¹⁰⁾より、境界摩擦係数を μ_a 、見かけの接触面積を A_0 とすると、突起接触部の摩擦力 F_a は

$$F_a = \mu_a A_0 p_a \quad \dots\dots\dots (18)$$

で与えられる。 F_a によるモーメント M_a は

$$M_a = l_g F_a \quad \dots\dots\dots (19)$$

である。

ころのスキューによって、ころ大端面におけるつばとの接触位置が移動するので、接触力のベクトルはころ中心を通らなくなる。したがって、つばからスキューを還元させるモーメント M_r が発生する。ころとつばの接触位置ところ中心間と x 方向の距離、すなわち接触点の移動量を l_{shift} とすると

$$M_r = l_{\text{shift}} P \quad \dots\dots\dots (20)$$

P はつば荷重である。ここで、 l_{shift} とスキュー角 ϕ の関係は幾何学的に

$$l_{\text{shift}} = \frac{r_B (r_m - l_g) \sin \phi}{r_B - r_m} \quad \dots\dots\dots (21)$$

と与えられる。 r_m 、 r_B 、 l_g は図1、2に示す長さである。

以上より、スキュー角 ϕ は

$$M_h + M_t + M_a + M_r = 0 \quad \dots\dots\dots (22)$$

を解いて求められる。

4. 計算結果

4.1 計算結果の詳細の一例

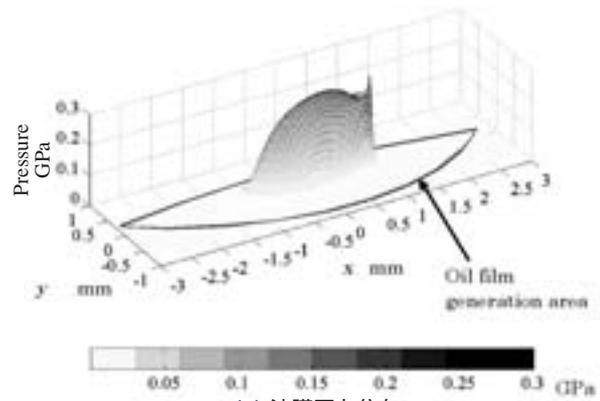
表1の条件で計算を実行すると図3のような結果が得られる。表1中のころ大端面R比は、図1の記号を用いて、 r_m/r_B で定義される。表1の条件は、粘度グレードISO VG32の潤滑油を40℃として、円すいころ軸受30306Dに9.8kNの純アキシャル荷重を与え、内輪を2000min⁻¹で回転させた場合に相当する。

図3(a)は油膜圧力の分布図であり、図3(b)は油膜厚さの分布図である。 x および y 軸は図1(b)と同一であり、実線の内部が潤滑油膜が発生可能な領域である。2面はおおむね、 x 軸正の向きに移動する。図3(a)からわかるように、流れの出口付近でEHL特有の圧カスパイクが発生している。ころには -0.019° のスキューが発生しており、これはくさび膜効果により油膜が発生しやすくなる方向である。スキューによって、最大油膜圧力の発生点が0.2mm程度 x 軸方向正の向きに移動しており、スキューを考慮しない場合と比較して、入り口部の面積が拡大している。図3(b)より、

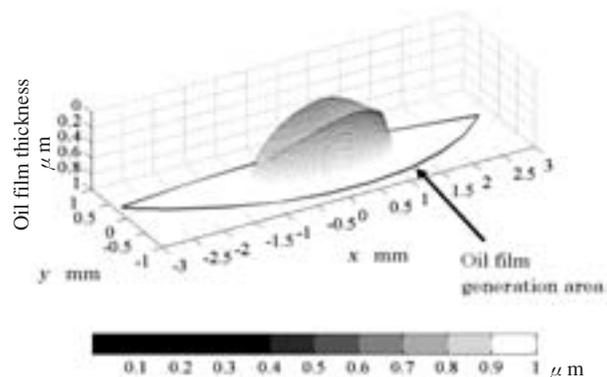
変形部は潤滑油の主たる流れの方向である x 方向に長軸を持つ楕円形状をなしており、出口部で馬蹄形のくびれが生じていることがわかる。油膜の形状は一方のみの流れの場合とは異なり、厳密には $y=0$ の x 軸に対して対称ではない。

表1 解析条件
Analysis condition

Cup tapered angle	deg.	57.62
Roller tapered angle	deg.	8.5
R ratio of roller large end face		0.8
Roller length	mm	13.52
Young's modulus	GPa	208
Poisson ratio		0.3
Oil kinematic viscosity at 40°C	mm ² /s	32.2
Oil kinematic viscosity at 100°C	mm ² /s	5.45
Oil density	kg/m ³	850
Viscosity - pressure coefficient	Pa ⁻¹	$1.93 \sim 10^{-8}$
Rotating speed	min ⁻¹	2000
Rib load	N	200
Oil temperature	°C	40
Root mean square roughness of roller large end face	μm	0.025
Root mean square roughness of cone back face rib	μm	0.1



(a) 油膜圧力分布



(b) 油膜厚さ分布

図3 ころ大端面と大つば間のEHL解析例
Result of EHL analysis between roller large end face and cone back face rib

4.2 スキュー角の実験検証

Haradaらは、円すいころ軸受32310を用いて運転中のスキュー角を測定している⁶⁾。この報告の中で、等粘度-剛体領域を仮定したころ大端面/大つばの接触解析プログラムを用いてスキュー角を計算した結果、絶対値にかい離が見られている。Haradaらはこの原因について、計算では等粘度-剛体領域を仮定しているが、実験では高粘度-弾性体領域にあるためではないかと推察している。

Haradaらの実験結果と本稿の方法での計算結果を比較した。結果を図4に示す。図中、「Exp.」はHaradaらの実験結果である。「EHL」は本稿のEHL解析による計算結果であり、「HL」はHaradaが行った等粘度-剛体領域を仮定したころ大端面/つばの流体潤滑解析の結果である。HLに対してEHLは実験に近い値が得られている。これは、HLが弾性変形を考慮していないために、圧力の積分としての力が入り口側に大きく偏るのに対して、EHLでは油膜圧力がHertz圧に近いために圧力の積分による力の作用点が接触中心に近いためである。

回転速度の影響が定性的に実験と異なり、計算ではEHLにせよHLにせよ回転速度を増大させるほどスキュー角の絶対値が大きくなっている。ただし、1000min⁻¹と回転速度の低い領域では、実験とEHLのスキュー角が定量的にも一致している。このことから、スターベーションが発生していないと考えられる低速域では、本稿におけるEHL解析は実験の潤滑状態をよく再現しており、実験では高速域ではスターベーションの発生によって入り口部の圧力が低減し油膜圧力によるモーメントが減少したためにEHLによる計算結果よりスキュー角が小さくなったと推察される。

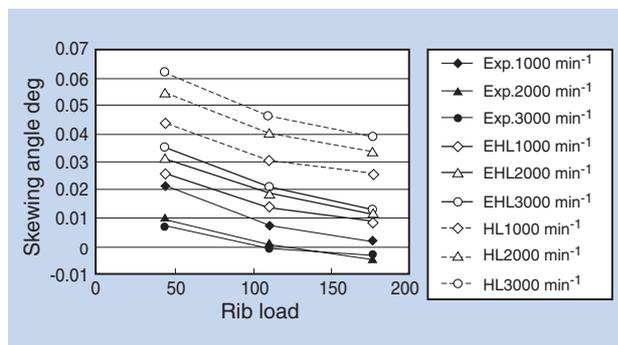


図4 スキュー角の実験結果と計算結果の比較
Comparison between experiment and calculation of skewing angle

4.3 表面粗さの影響

流体の流れは、主として2面間に分布する圧力勾配と、2面間の相対速度によって決定される。粗さの突起が存在すると、圧力勾配が局所的に変化する。また、粗さの谷の中の流体が表面とともに移動するため、2面間の相対移動によって生じる流量に影響する実質的な2面間の油膜厚さが減少する。このため、流量の期待値が変化することになる。Patir-Chengの平均流れモデル⁴⁾によれば、圧力流量係数とせん断流量係数を用いることで二次元粗さの影響を定量的に評価できる。

圧力流量係数は粗面と平滑面の平均圧力流れの比であり、せん断流量係数は粗面の移動による付加的流れに関するものである。圧力流量係数とせん断流量係数は粗さの方向性パラメータの影響を受けるが、ここでは等方性粗さを仮定する。

表面粗さを表1に示す値として粗さの有無による油膜厚さの変化の様子を図5に示す。

ここで実施した条件では粗さを考慮した方が最小油膜厚さが若干増加した。ころ大端面/大つばの接触で

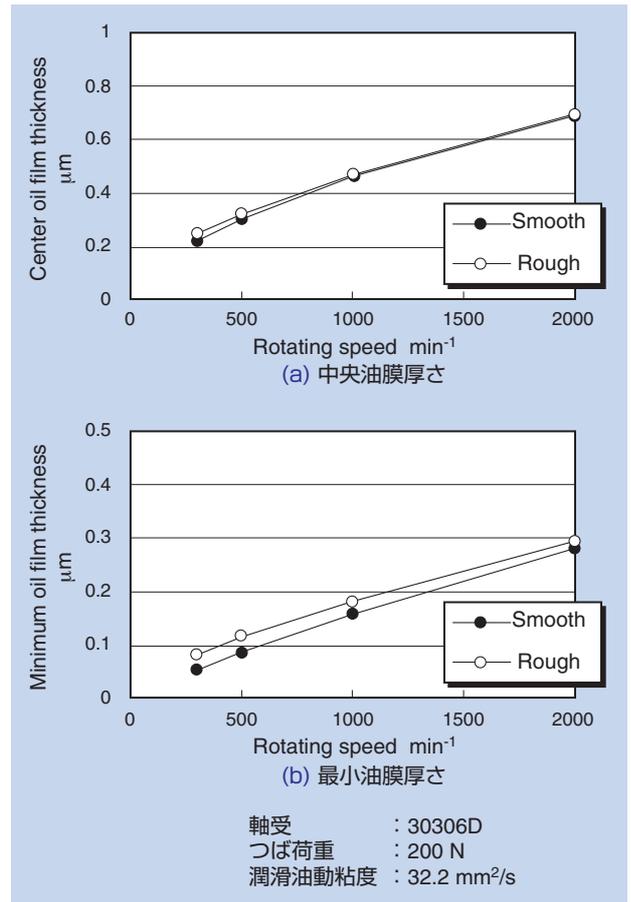


図5 油膜厚さに及ぼす表面粗さの影響
Effect of surface roughness on oil film thickness

は、大つばのほうが粗さが大きく、かつ表面速度が速い。したがって、ころ大端面の粗さによって流入を阻害される油量よりも、つばの粗さの移動によって付加される流入油量の方が多いため、接触領域への流入量が増加し、油膜厚さが増大したと考えられる。

5. 油膜形成性を設計基準とした場合の最適端面R比

接触物体が焼付きを起こすとき、その発生条件として、臨界油膜厚さ、臨界温度、臨界摩擦損失などの条件が提案されている。しかし、いずれにしても固体接触を防止することが肝要であるから、可能な限り油膜を厚くすることが望ましい。そこで、円すいころ軸受のころ大端面とつばの接触について、最小油膜厚さが最大となるようころ端面R比を最適化する。最適値は運転条件の影響を受けると考えられるので、ここでは、速度、粘度、荷重をパラメータとして、油膜厚さの計算を行った。

図6に各運転条件をパラメータとしたときのころ大端面R比と油膜厚さの関係を示す。これらから、定性的に次のようなことがわかる。

- ①いずれの条件でも油膜厚さが最大となるR比に対して、R比を小としても油膜厚さはそれほど減少しないが、R比を大とすると油膜厚さは急激に減少する。
- ②最小油膜厚さを最大とするR比には、高粘度の場合を除いて、回転速度、粘度の影響はあまり見られない。

以下に速度、粘度、荷重と最適R比の関係について考察する。

5.1 速度の影響

図6(a)よりわかるように、500min⁻¹ではR比93%で最小油膜厚さが最大となっており、高速にすると最適R比はやや減少して4000min⁻¹では88%となっている。ただし、油膜厚さが小さい低速になるほど最適R比前後での最小油膜厚さの変化は小さくなっており、最適R比に対して速度の影響はあまり考慮しなくてもよいと言える。

5.2 粘度の影響

図6(b)より、動粘度が335mm²/sの場合にはR比が78%のとき最小油膜厚さが最大となっているが、油膜厚さの絶対値が大きく、油膜形成性とR比の関係

を論じる上では特に考慮する必要のない運転条件と言える。一方、油膜厚さが小さい低粘度の領域では、粘度が最適R比に及ぼす影響は小さい。

5.3 荷重の影響

図6(c)から、荷重の増加に伴って最適R比が小さくなる傾向にあることがわかる。さらに、高荷重になるほど、最適R比以上のR比を与えたときの最小油膜厚さの低下が顕著になっている。したがって、油膜の薄い高荷重の場合には、R比を小さくする必要がある。

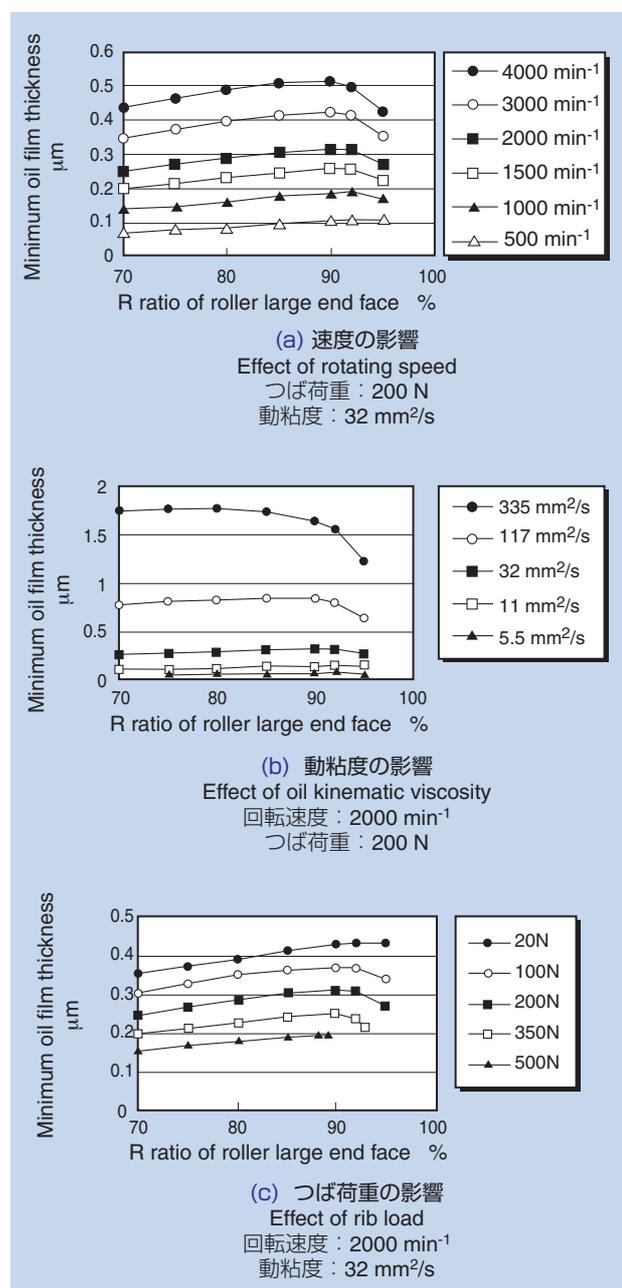


図6 ころ端面R比と最小油膜厚さの関係
Relationship between R ratio of roller large end face and minimum oil film thickness

以上の結果から、油膜の形成性とR比の関係について、ここで与えた運転条件の範囲では、速度、粘度の影響については特に考慮する必要はなく、高荷重の場合にはR比は85%程度とし、低荷重の場合には95%程度が適当であると言える。また、R比が最適値を超えると油膜厚さは急激に薄くなることから、R比は最適値より小さく設計することが望ましい。

5.4 実験検証

ころ端面R比を97%、91.7%、80%として軸受を製作し、回転速度を上昇させたときの外輪温度上昇を測定した。結果を図7に示す。つばは通常、超仕上げ加工が施されるが、つば部の潤滑状態の影響が顕著となるように、本実験では研削加工とした。R比97%と91.7%は各々2000min⁻¹、3000min⁻¹で温度上昇が著しく運転不能と判断した。一方、R比80%の場合には5000min⁻¹においても正常に運転できている。前節までで、R比を85%以下とすることによって、油膜厚さを向上できることを解析によって示したが、その傾向を実験的に確認できた。

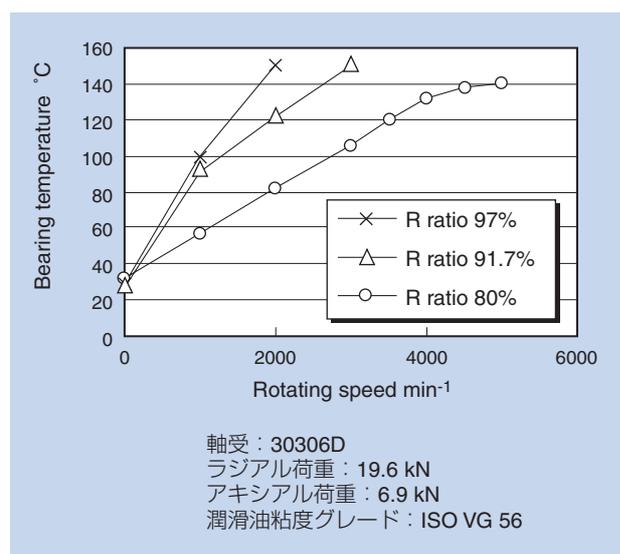


図7 軸受温度の測定結果—ころ端面R比の影響
Result of measurement of bearing temperature: Effect of R ratio of roller large end face

6. 結 言

円すいころ軸受のころ大端面／つば間の接触について、スキューを考慮して等温EHL解析を行った。ころ大端面／つばの潤滑に関して次のような特徴が見られた。

- 表面粗さに方向性がないと仮定すると、表面粗さを考慮した方が油膜厚さの絶対値は大きくなる。
- EHLを仮定すると、ころスキュー角の計算値は接触物体の変形を考慮しない場合より小さく、実測値に近い。

また、油膜厚さの最大化を目的とした端面R比の設計指針について、次のような知見が得られた。

- 油膜厚さが最大となる最適端面R比は、速度、粘度、荷重条件によって変化し、特に、重荷重の場合は85%程度である。ただし、端面R比が最適値を超えると油膜は急激に薄くなるので、端面R比の設計値は最適値より小さくする方が良い。
- 実用上問題となる最小油膜厚さが小となる条件において、低速もしくは低粘度であるために油膜が減少する場合は、速度、粘度は最適端面R比にほとんど影響を及ぼさない。

以上のことから、重荷重での使用に耐え得るためには、端面R比は85%程度を上限に設計することが望ましいと言える。

なお、本稿の執筆にあたっては日本機械学会論文集C編 75巻(2009) pp.2319-2326を加筆・修正した。

参考文献

- 1) T.Yamada, Torque Control and Operational Improvement of Tapered Roller Bearings, SAE Technical Paper Series, (1986), 860726.
- 2) 岡本, 辻本, ECO-Top 円すいころ軸受, NTN テクニカルレビュー, 68(2000), 34-43.
- 3) X.Jiang et al., Thermal Non-Newtonian EHL Analysis of Rib-Roller End Contact in Tapered Roller Bearings, Transactions of the ASME, Journal of Tribology, 117(1995), 646-654.
- 4) N. Patir and H.S.Cheng, An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication, Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology, 100(1978), 12-17.

- 5) 西田ほか, 円すいころ軸受のころ大端面とつば面間の混合潤滑解析, トライボロジー会議 2001年 秋 宇都宮 予稿集, (2001), 277-278.
- 6) K.Harada and T.Sakaguchi, Rolling Element Skew in Dynamic Analysis for Tapered roller Bearings, Proceedings of The Third Asia International Conference on Tribology, (2006), 647-548.
- 7) L.Houpert, New Results of Traction Force Calculations in Elastohydrodynamic Contacts, Trans. ASME, J. Tribol., 107-2(1985), 241-248.
- 8) C.S.Wu, E.E.Klaus and J.L.Duda, Development of a Method for the Prediction of Pressure-Viscosity Coefficients of Lubricating Oils Based on Free-Volume Theory, Trans. ASME, J. Tribol., 111-1(1989), 121-128.
- 9) ASTM, Annual Book of ASTM Standards, Section 5, Vol.05.01 Petroleum Products, Lubricants, and Fossil Fuels, (1987), 197.
- 10) J.A.Greenwood and J.H.Tripp, The Contact of Two Nominally Flat Rough Surfaces, Proceedings of IMechE, 185(1970-71), 625-633.
- 11) N.Patir and H.S.Cheng, Application of Average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surfaces, Trans. ASME, J. Lub. Tech., 101(1979), 220-230.
- 12) N.Patir and H.S.Cheng, Effect of Surface Roughness Orientation on the Central Film Thickness in E.H.D. Contacts, Proc. of 5TH Leeds-Lyon Symp. on Tribol., (1978), 15-21.
- 13) 大野ほか, 高圧下で固化した潤滑油のトラクション挙動に及ぼす体積弾性係数の影響, トライボロジスト, 38(1993), 927-934.
- 14) R.T.Lee and B.J.Hamrock, A Circular Non-Newtonian Fluid Model: Part I - Used in Elasto- hydrodynamic Lubrication, Transactions of the ASME, Journal of Tribology, 112(1990), 486-496.

執筆者近影



藤原 宏樹
要素技術研究所



辻本 崇
自動車商品本部
自動車技術部



山内 和人
大阪大学大学院
工学研究科

Essential Elements for Agriculture

後輪車軸用深溝玉軸受

前輪車軸用深溝玉軸受

トランスミッション用針状ころ軸受

NTN[®]

www.ntn.co.jp

農業機械のパワーを支える、NTNのベアリング

座談会 「等速ジョイント解析技術の進歩と将来」

Advance and Future of Analysis Technology for Constant Velocity Joints



木全 圭 元取締役

出席者

木全 圭 元取締役

平田 正和 (知的財産戦略部)

寺阪 至徳 (等速ジョイント技術部)

藏 久昭 (等速ジョイント技術部)

友上 真 (等速ジョイント技術部)

山崎起佐雄 (等速ジョイント技術部)

藤尾 輝明 (等速ジョイント技術部)

船橋 雅司 (等速ジョイント技術部)

吉田 和彦 (商品開発研究所)

平田：木全元取締役は2008年12月に、論文『ボール形等速自在継手の解析法に関する研究』で、名古屋大学から工学博士号を授与されました。木全さんは1998年に退社されましたが、在職中は軸受技術研究所長、NTN精密樹脂(株)の社長などを歴任され、その間は取締役をなされておりました。退職後も研究を続けられ72歳で学位論文をまとめられました。今回は、大先輩でもある木全さんと共に「等速ジョイント解析技術の進歩と将来」と題し、若手技術者を含めた座談会の場を設けさせていただきました。



平田

友上：ここにいる3名の若手技術者は、今回、木全さんが論文を仕上げるにあたり、数値解析のお手伝いをさせていただいたメンバーです。数値解析を進める中で理論の勉強をさせていただき、貴重な経験をさせていただきました。ありがとうございます。

現在、私どもは開発のスピードアップのために、等速ジョイント(以下、CVJ)の開発に解析を活用することに取り組んでいます。解析の手法として市販の動的機構解析の汎用ソフトであるMSC.Adams*(以下、Adams)を利用しておりますが、木全さんの『ボール形等速自在継手の解析法』とAdamsとの相違に、木全さんのご意見をお聞かせください。

(※MSC. Software社の登録商標)

『ボール形等速自在継手の解析法』とAdamsとの相違

木全：私の論文の主要な内容は、ボール形CVJの静力学解析と動力学解析に関するものです。動力学解析では運動方程式としてオイラーの運動方程式を使用しました。Adamsは機構の動力学解析の汎用ソフトで、ラグランジュの運動方程式を使っているとされていますので、動力学解析の基本に関しては同じであると思います。

数値解析のデータを正しく解釈するには、解析理論についての知識が必要であると思います。Adamsを利用する場合も、その結果の解釈においてはCVJを対象とした解析理論が役に立つと思います。

静力学解析はCVJの基本的な特性を知るうえで大変役に立ちます。動力学解析の結果を理解する上でも役に立つと思います。



左から 吉田、友上、寺阪、藤尾、船橋、山崎、藏

■ 解析技術の活用について

友上：つまり、Adamsによる解析で出てきた結果について、解析理論から考えて妥当かどうか常に検証する気持ちが大切ということですね。我々の開発、特に自動車向け部品の開発では、試作品を作って評価し結果を考察する手法、つまりトライ&エラーが主流になっていると思いますが、その進め方について、若手の皆さんはどのように考えていますか？

山崎：解析では、製品を試作しなくても性能の評価ができるので、開発の期間短縮とコストダウンの効果はあると思います。反面、結果が適切か、現象がしっかり再現できているかは不確実ですから、解析と実験をうまく使って進める必要があると考えています。

藤尾：開発を進める中で、もちろん、解析を行っています。特に、新しいCVJの設計をするときは、たとえば、内部の接触荷重が従来品に比べどのように変化するのかを検討するのにAdamsによる解析を活用しています。解析では条件変更が簡単にできるので便利です。Adamsでは計算結果の内部力ベクトルを可視化できることも便利です。

解析主導で開発を進めていければいいのですが、現段階では全ての現象が正確にシミュレートできるとはいえない状況であり、今後も新しい方法を検討していきたいと考えています。

船橋：Adamsによる解析は新しい構造の初期検討で

は有効であると考えています。ただし、塑性変形を伴う場合や破壊を伴う場合は数値解析では困難なケースが多いのが実情です。機構解析と有限要素法解析の両方を取り組んでいく必要があります。特に小型化に際しては塑性変形量の割合が大きくなり解析が複雑になりますが、若手の力で解決していきたいと思っています。

寺阪：心強い発言ですね。(笑)

■ 将来に向けた解析技術の向上

木全：解析技術の向上として弾塑性解析への取組みが必要ですね。技術部門での取組みは進んでいますか？

藤尾：特にCVJの開発で取り組む必要がある解析は、CVJの内輪や外輪とボール接触部の塑性変形に起因するCVJの破壊だと考えています。この部分の解析に動的有限要素法を応用し開発のスピードアップをはかりたいと思います。

平田：要素技術研究所でも、基礎技術のひとつとして、複数の部品で構成される機構の動力学解析とその構成部品の変形解析を連成させる連成解析技術の構築に取り組んでいます。

木全：動力学に基づく機構解析と弾塑性有限要素法解析を一つのプログラムで処理できるとよいのですが、現時点ではその実現は非常に難しいですね。ダイナミックに解析するためには、大容量で高速のコンピュータが必要です。

動力学解析で力の状態を求め、それを入力条

件として有限要素法で弾塑性解析するというような手法を繰り返し適用していくしかないのかも知れないですね。

船橋：私もそう感じています。現状では細かなステップごとで解析することが一番適切なのかと思います。

吉田：CVJの試験に低速で一定回転した状態で振り破断させる準静振り試験があります。この破壊のメカニズムを明確にするため、動的弾塑性有限要素法解析に取り組んでいます。このモデルは、準静振りの破断メカニズムを定性的にシミュレートできるレベルにあり、現在、定量的にシミュレートできるモデルの改良に取り組んでいます。

木全：CVJの専門メーカーとして、CVJの弾塑性解析の取り組みは継続して欲しいと思います。

■ 効率的な開発の進め方

友上：開発スピードをさらに上げていこうとすると、解析の最新技術を活用していかなくてはならないと思いますが、開発業務を進めている若手技術者に木全さんからアドバイスをいただけますか？

藏：先ほども議論しましたが、データの解釈の部分で、動力学解析や実験のデータの解釈の仕方によって次のステップの進み方が変わってくると思うのですが？

木全：データを的確に評価することが必要ですね。それには、そのデータが出てくるメカニズムを把握することが大切だと思います。動力学解析の結果のグラフは形が複雑ですが、静力学的解析の結果が、回転運動によって生ずる摩擦力の影響で変形したものです。静力学解析のデータと動力学解析のデータをつきあわせて見ると理解しやすくなる場合があります。摩擦力の働き方を考慮して検討することにより、一見複雑に見える動力学解析のグラフを読み解くことができたという経験があります。

解析ではできるだけ単純化したモデルから考えるほうがわかりやすいのです。ある意味、解

析は必要な条件を考慮しつつ、どこまで単純化するかが肝要であると思います。

■ CVJの将来

友上：さて話題を変えてCVJの将来技術についてお話をしたいと思います。皆さんご存知のとおり、自動車においても環境対応が非常に重要なテーマになっています。自動車の駆動部品であるCVJは成熟商品とされていますが、お客様のニーズに応えるため、より軽量・コンパクトにすることで、トルク伝達効率をさらに向上させること、などの課題に取り組んでいます。

寺阪：軽くする、小さくする、薄くする。いずれにしても剛性や変形を考慮していかなくてはならないですが、どこまでできるのかを突き詰めていくのが難しいと考えています。どのようなアプローチがあるとお考えでしょうか？

木全：設計面では、応力の集中を減らすという観点が必要だと思います。NTNが進めている、ボールの数を増やすという考え方もひとつの解決法になっていると思います（EシリーズCVJ）。

ボールサイズを小さくし、多数のボールで力を受けるようにすれば荷重点の応力を低下させることが可能です。応力の集中を減らせば、鉄以外の材料適用の可能性が出てきますね。

ところでCVJへの樹脂材料の適用は既にできているのですか？

吉田：プロペラシャフトアッセンブリーで、従来はジョイントを3個使うところを、CFRPシャフトを用いることで軽量化し、ジョイントを2個にすることを可能にしました。

山崎：ドライブシャフトの場合は、プロペラシャフトに比べ軸径が細く、入力トルクが大きいため、接触面圧、せん断応力が高くなります。現時点では、まだ、ドライブシャフトのような高強度部品への樹脂材料の適用はしていませんが、適用の可能性を検討しています。

平田：非鉄材料ではセラミックスも弾性率と強度が高く、強度部品への適用が考えられますが、

友上：軽くて魅力ある材料ですが、靱性や加工性、価

格が現時点の課題となっています。

木全：そういう意味で鉄の時代が続くと思うが…

平田：長い目で見たときには、鉄以外の新素材にもかかわっていく必要があるのではないかと考えて、要素技術の立場から取り組みを進めている状況です。将来を見たときはこれらの新素材に取り組む必要があると確信しています。

藏：ボールタイプCVJなどと全く違った、すべりタイプの等速ジョイントなどを検討されたことがありますか？

木全：TJタイプのCVJで検討したことがあります。結局は、うまく行きませんでした。往復運動のすべりでは油膜ができにくいために難しいのではないかと思います。当然、摩擦力が大きくなる。大きな荷重を受けるには、ケージみたいにどうしてもすべりにならざるを得ない部分を除いて、転がり、ないし転がりすべりがよいのではないのでしょうか。その理由は、潤滑性が良いからです。

平田：CVJのすべり用途に、表面改質やグリースの検討を行ったことがあります。おっしゃるように、転がりすべりではグリースがうまく補給されるのですが、すべりだけだとグリースが排除されるので性能が低下したという経験があります。

藏：やはり転がりすべりを上手く使いながら、新しいジョイントを考えていくということですかね。

木全：低摩擦で負荷容量が大きいすべり材があれば良いのですが……。

■ さらに効率を上げるには

友上：CVJの効率をさらによくするためのヒントをお願いします。

木全：当たり前のことですが、接触面の摩擦係数をで

きるだけ小さくすることだと思います。CVJの内部では接触部の相対運動（すべりないしは転がりすべり）の状態により摩擦係数は一定ではなく、接触面の状態やグリースにより変わってくると思います。

その意味で表面改質は良い手段だと思います。

山崎：最近、開発したCVJ用ボールへのHL加工がそれに相当します。CVJ用ボールへのHL加工とそれにマッチしたグリースの組合せで、大きなトルク損失低減効果が得られています。

■ 若手技術者への激励

寺阪：先ほどからいろいろなお話を伺って、最後になりましたが、永年にわたりCVJに関する解析など研究開発の仕事をした中で、壁にぶつかったこともあったかと思います。一つは、物事をまず単純化して考えるとお話がありましたが、その他で何か問題があって難しいなど思われたときに、考え方の基本になっていることはどのようなことがありますか？

木全：基本に立ち返って考えるということかと思えます。基本に立ち返るという訓練をしていると色々な思考力が付いてくると思います。

寺阪：例えば実験値と自分で考えた理論が相反するとき、どうすすめたらいいのでしょうか？

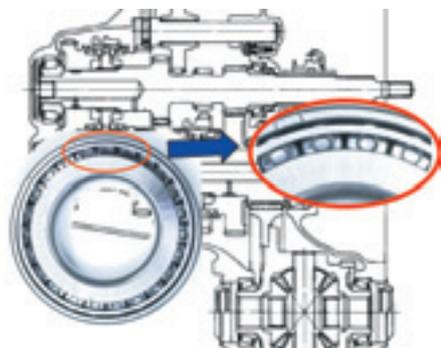
木全：とことんチェック、確認をすることでしょうね。実験の仕方に間違いがなかったか、解析についてもやはり基本に立ち返って見直してみることですね。自分がやったことが間違いないと過信してしまうことが一番危険です。私も何回か失敗していますが、常に基本に戻って考え、理論との矛盾がないか見直すことが大切です。

平田：本日は長時間にわたり、貴重なお話をうかがうことができました。ありがとうございました。

全員：ありがとうございました。

受賞案件の紹介

2009年度 “超” モノづくり部品大賞 奨励賞受賞



高負荷容量円すいころ軸受 High Capacity Tapered Roller Bearing

上野 崇
Takashi UENO

1. はじめに

モノづくり推進会議と日刊工業新聞社主催（後援：経済産業省，日本商工会議所）の「2009年 “超”モノづくり部品大賞」で，NTNの「高負荷容量円すいころ軸受」が奨励賞を受賞しました。

高負荷容量円すいころ軸受は，既存のサイズを変更せず，基本動定格荷重で最大10%向上（計算寿命で最大37%向上），基本静定格荷重で最大15%増大（安全率が最大15%向上）させるとともに，軸受剛性を最大10%向上（弾性変位量が最大10%低減）することを実現しました。また，接触面圧も低減し，低粘度オイルが使用される環境下でも長寿命を実現しました。¹⁾

2. 高負荷容量円すいころ軸受の構造

高負荷容量円すいころ軸受の構造は，保持器と外輪とのすきまを小さくし，保持器のピッチ円径を上げて保持器位置を外輪に近づけることにより，保持器柱幅を標準品と同等のまま，ころ間すきまを狭めてころ本数を極限まで増加（総ころと同等数）しました。（図1，図2参照）

3. まとめ

長寿命・高剛性な高負荷容量円すいころ軸受は，自動車の低燃費化に伴う課題を解決する軸受であり，更にNTN独自のFA熱処理による長寿命化技術および低トルク化設計技術を併用することにより，大幅な小型・軽量化とともに，回転トルクを大きく低減することが可能で，自動車の低燃費化に貢献できる商品として幅広く市場への展開を図ります。

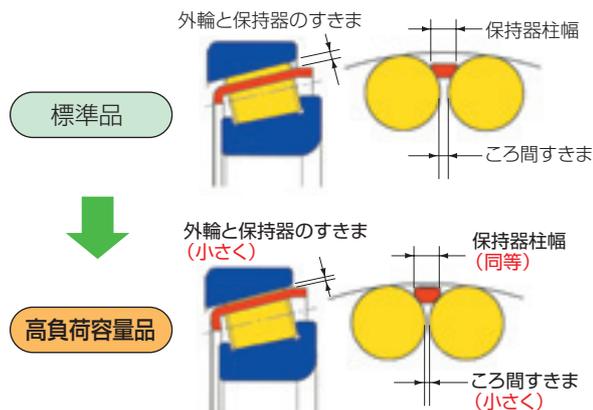
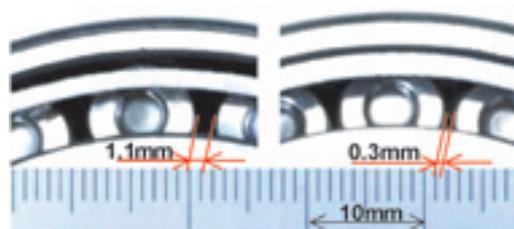


図1 高負荷容量円すいころ軸受の構造
Structure of high capacity tapered roller bearing



【左：標準品 右：高負荷容量円すいころ軸受】

図2 高負荷容量円すいころ軸受のころ間すきまの写真
Figure of high capacity tapered roller bearing

参考文献

- 1) 辻本 崇，望月 次郎：高負荷容量円すいころ軸受，
NTN TECHNICAL REVIEW No.73 (2005)

執筆者近影



上野 崇
自動車商品本部
自動車技術部

受賞案件の紹介



2008年度 “超”モノづくり部品大賞 自動車部品賞受賞

ステアリング用等速ジョイント (CSJ) の開発
Constant Velocity Steering Joint (CSJ)

山崎 健太
Kenta YAMAZAKI

1. はじめに

モノづくり推進会議と日刊工業新聞社主催（後援：経済産業省，日本商工会議所）の「2008年“超”モノづくり部品大賞」で，NTNの「ステアリング用等速ジョイント『CSJ』」が自動車部品賞を受賞しました。『CSJ』は，ジョイント内部に独自の予圧付与機構を設けることでガタをなくし，内部設計を最適化することにより，「滑らかな回転」と「ハンドルの遊びの低減」の両立を実現しました。

従来のステアリング用等速ジョイントであるダブルカルダンジョイント（以下D-CJと呼ぶ）に対し，重量，体積が約1/2であると共に，使用可能領域（0～48°）でガタがなく等速であることから，ステアリングシステムの柔軟なレイアウト設計が可能です。

2. ステアリング用等速ジョイントCSJの構造

CSJの基本構造¹⁾は，ドライブシャフト用として多用されているBJ（ボールタイプの固定式等速ジョイント）をベースに，内部にプランジャーとスフェリカルプレートを追加しました（図1参照）。プランジャーのばね力により，内輪が図の右方向に変位することで，ボールと内輪および外輪のボール溝が常に当接する状態を保ち，部品間のすきまをゼロにして回転方向ガタを抑制します。

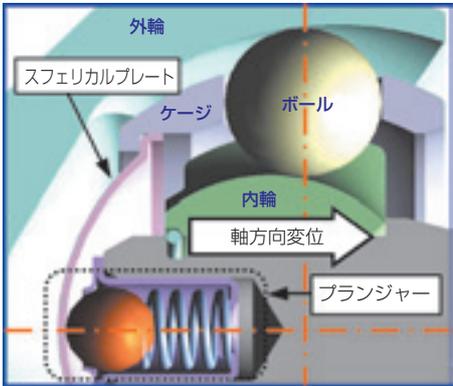


図1 予圧付与機構説明図
Structure to reduce rotational play

3. ステアリング用等速ジョイントCSJの特性

従来のステアリング用等速ジョイント（D-CJ）との性能比較結果を以下に示します²⁾。

- 1) 回転方向ガタ比較結果
図2に示すようにCSJは，D-CJと比較してヒステリシスが小さく，高い振り剛性を有しています。
- 2) 回転トルク比較結果
図3に回転角度とトルクの関係を示します。CSJの回転トルクには大きな変動がなく，ステアリング用ジョイントに適した特性です。

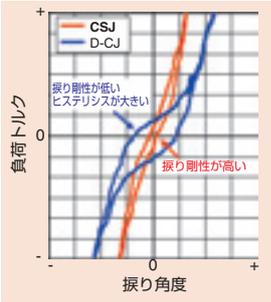


図2 回転方向ガタ
Rotational bach lash

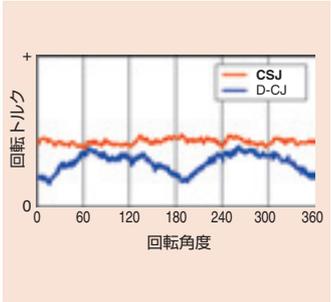


図3 回転トルク（無負荷時）
Rotational torque

4. まとめ

CSJは，世界初のステアリング用ボールタイプ等速ジョイントで，高機能であるだけでなく，従来品D-CJ比 約50%の大幅な軽量・小型化によって自動車の環境負荷低減にも貢献する商品です。

参考文献
1), 2) 山崎 健太：ステアリング用等速ジョイント (CSJ),
NTN TECHNICAL REVIEW No.73 (2005)

執筆者近影



山崎 健太
等速ジョイント技術部

受賞案件の紹介



2008年度 資源循環技術・システム 奨励賞受賞

鉄鋼ダストの固形化処理装置の開発と
リサイクルシステムの構築

Development of Briquetting Machine and Accomplishment
Recycling System for Steelmaking Dust

後藤 正三*
Shozo GOTO

山田 郁夫**
Ikuo YAMADA

村松 勝利***
Katsutoshi MURAMATSU

概要

日本における製鋼用電気炉では、年間約50万トンの鉄鋼ダストが発生しており、その処理として、従来、埋立て処理、脱亜鉛処理、再利用処理が行われている。

今日、埋立て処理は、処理場の確保が困難になり、処理費用の負担も大きい。また、脱亜鉛処理も同様に、移送費を含め処理費用の負担が大きく、処理量削減が求められる。

再利用処理については、いろいろな方法があるが、溶融効率やコストの点から、今回、ダイワスチール(株)殿と共同で、環境負荷低減とコスト削減を同時に実現する新たな再利用方法を開発した。

新しい再利用方法は、図1に示す鉄鋼ダストにカーボンと水を加え造粒したペレットを、接着剤を使用し

ないで円筒状のブリケットに加圧成形し、スクラップとともに電炉へ投入するものである。

ブリケットに含まれるカーボンは、燃料、還元剤として機能するので溶融効率が高い。また、ダストを直接、あるいは造粒ペレットとして電炉に投入する従来の方法と比較し密度が高いため、溶湯内で溶融し、鉄として回収される率が高い。

本開発により、経済性の向上、埋立て処理量全廃、電力利用効率向上によってダストの再利用量が増加(回収鉄分が増加)することで、脱亜鉛処理量が削減され、環境負荷低減に貢献することができた。

環境対応が求められる中、本システムは循環型社会実現に大きく貢献している。

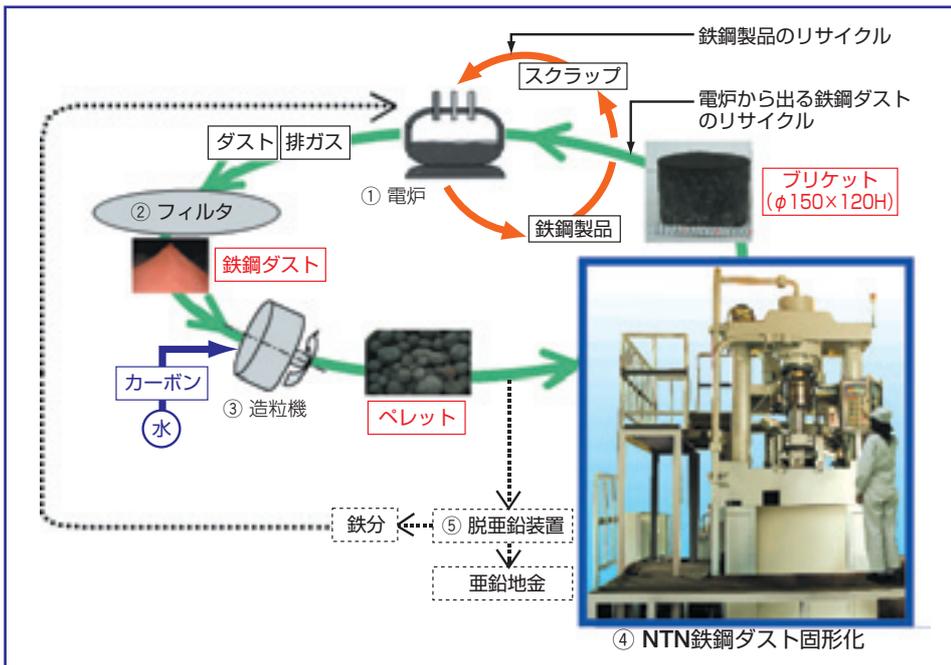


図1 鉄鋼ダストの固形化装置とリサイクルシステム
Briquetting Machine and Recycling System for Steelmaking Dust

執筆者近影 (代表)



後藤 正三
元生産技術研究所

*元生産技術研究所

**生産技術研究所

***要素技術研究所

Essential Elements for Construction



インテリジェント・インホイール

モータ・ブレーキ・センサの融合・コンパクト化で、より最適な**回生・車両安定制御**や**運転性能**に貢献！



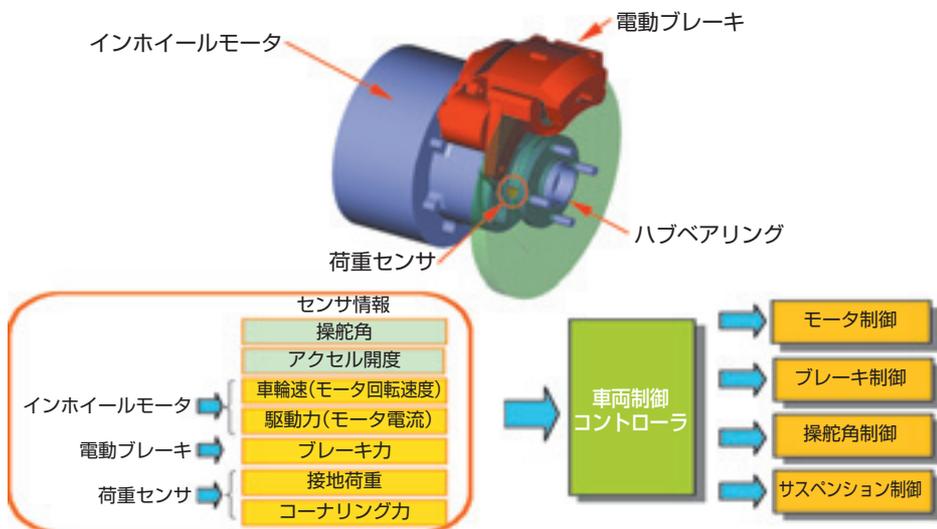
特長

- ① 燃費と運転時の安全性が向上
- ② 車両の設計やデザインの自由度が比較的向上
- ③ ユーザニーズに基づいた運動性能の獲得が可能

用途

- 電気自動車, 燃料電池車

構造



NTN SNR 広域・高分解能小型センサ内蔵ハブベアリング

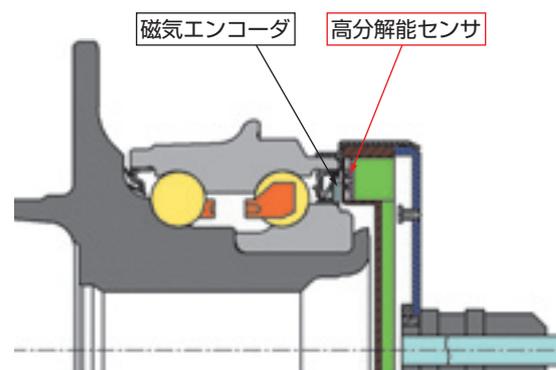
2種類の信号で**車両安全制御の高度化**に貢献！



特長

- ① 極低速から高速まですべての領域を検出し、処理能力の負荷も低減
- ② 高分解能の回転検出(従来比40倍)で、車輪の動きを1mm単位で検知可能
- ③ 前進/後退の判別が可能となり、坂道発進時の後退が検出可能
- ④ 小型センサの適用により製品の小型化を実現

構造

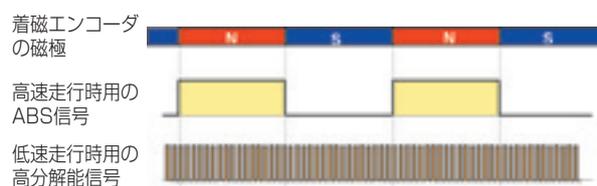


用途

乗用車用ホイールハブベアリング

- 車両姿勢制御
- ヒルホールド制御

高分解能信号(従来比40倍)とABS信号



高効率固定式等速ジョイント(EUJ-S)

トルク伝達ロス30%低減で燃費向上！
小型・軽量な高作動角(50°)対応等速ジョイント

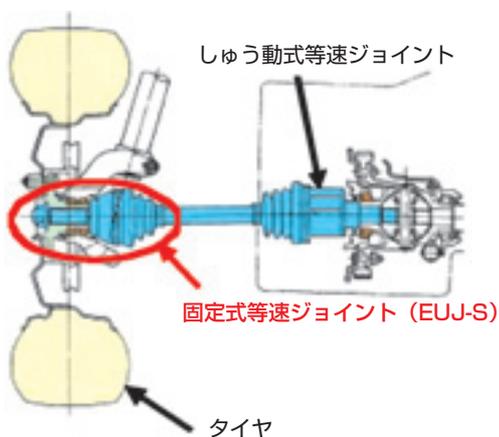


特長 (従来品比)

- ① トルク伝達ロス：約30%低減
- ② 強度・耐久性：同等
- ③ 最大作動角：同等 (50°)

用途

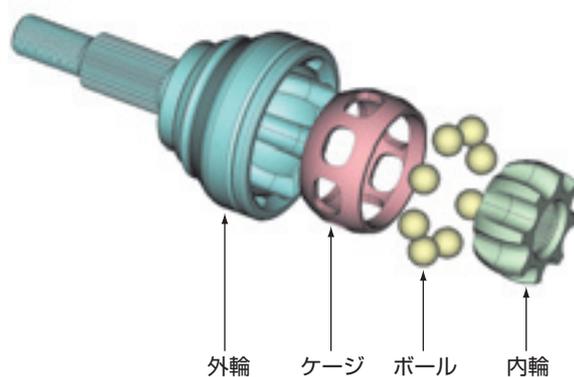
- 自動車用ドライブシャフト



構造

～ 従来品 (EUJ) との比較 ～

- 内部設計の見直し・最適化により、各 부품の接触による摩擦損失を低減
- 新開発の低 μ グリースと表面改質の適用により、摩擦損失を低減



プロペラシャフト用 高効率・低発熱10個ボール等速ジョイント(HELJ)

トルク損失低減・低発熱・軽量化を実現し
高機能・低燃費に貢献！

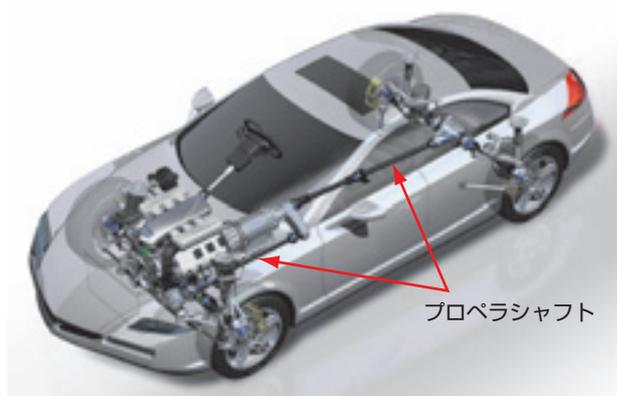


特長 (従来品比)

- ① 高効率：トルク損失率を50%低減
- ② 低発熱：温度上昇を50%低減
- ③ 軽量：重量を5%軽量化

用途

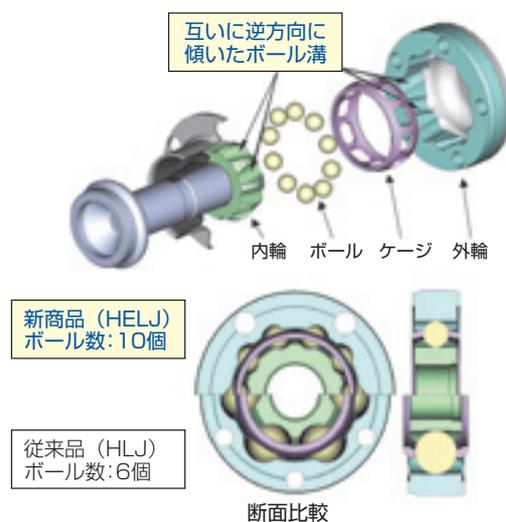
- 自動車用ドライブシャフト
(FR車, 4WD車のプロペラシャフト)



構造

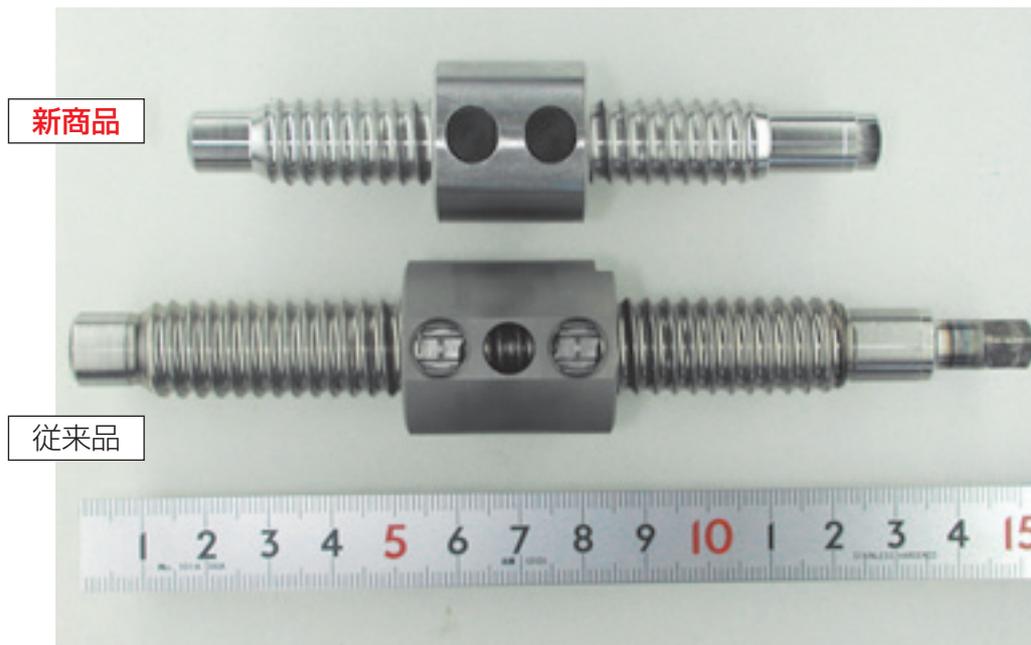
～ 従来品(HLJ)との比較 ～

- ボール溝傾斜角の最適化により、ボールの軸方向移動時の抵抗を軽減し低発熱化
- ボール径を小径化、ボール数を6個から10個とし、内輪・外輪・ケージを小型・軽量化



アクチュエータ用長寿命ボールねじ

小型・軽量化で長寿命を実現し、**電動化対応・低燃費**に貢献！



特長 (従来品比)

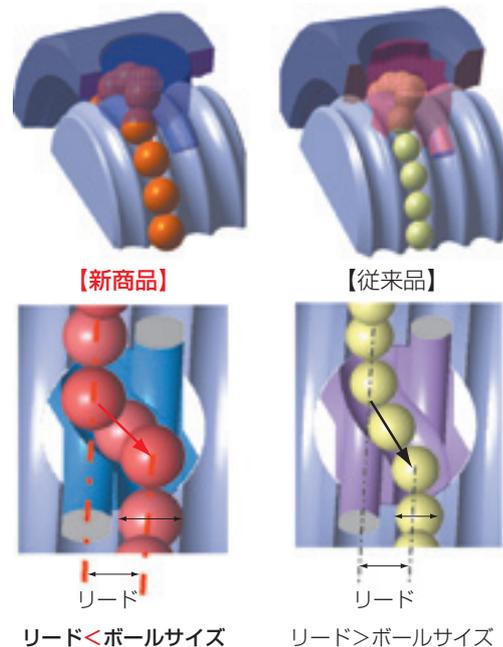
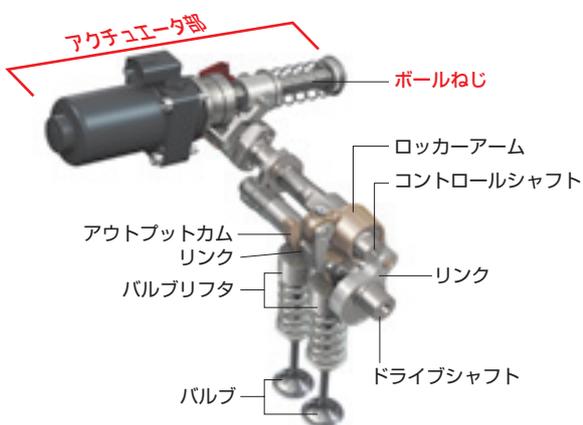
- ① 寿命：6倍向上 (同一寸法時)
 - ② 寸法：軸方向7%小型化
 - ③ 重量：30%軽量化
- } 同等寿命時

構造

- リードを超えるボールサイズ
極限までボールサイズを大きくし、負荷容量をアップ

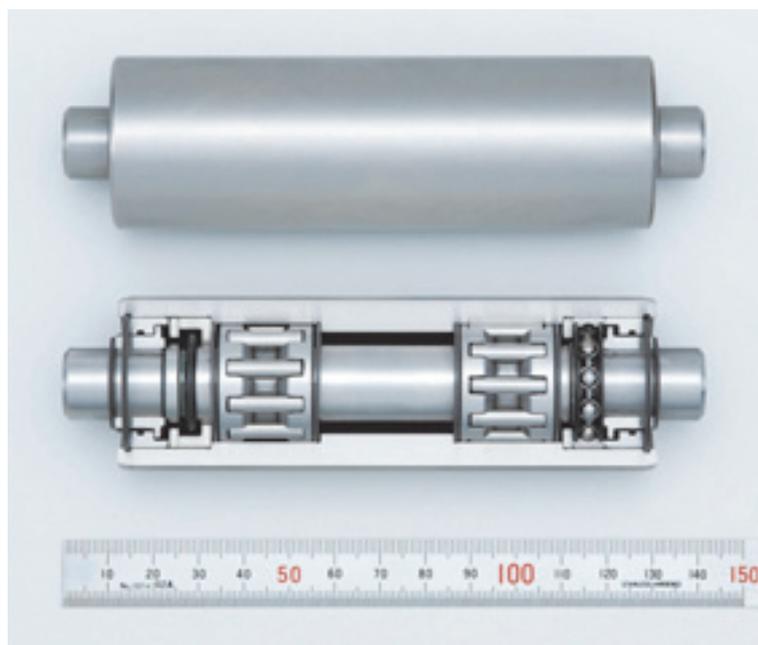
用途

- 自動車用連続可変バルブ機構，電動駆動部



超低トルクバックアップロールユニット

大幅なトルク低減により，生産性向上や環境負荷抑制に貢献！



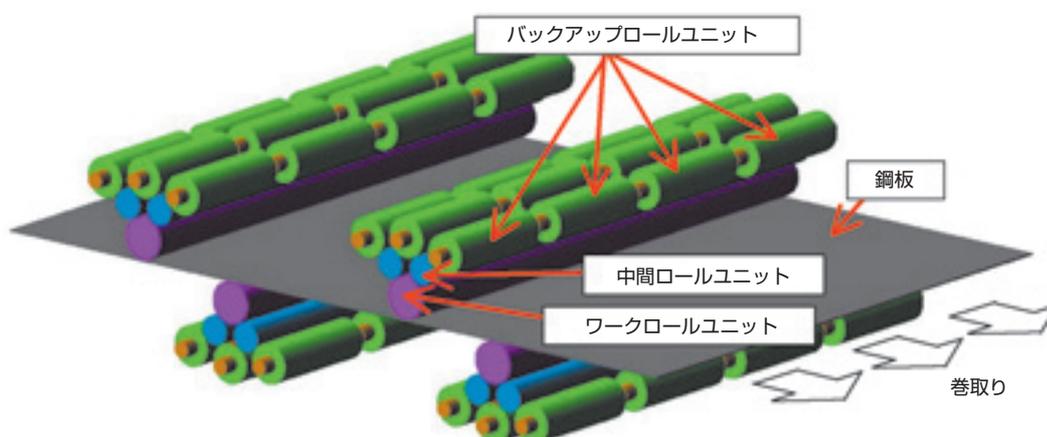
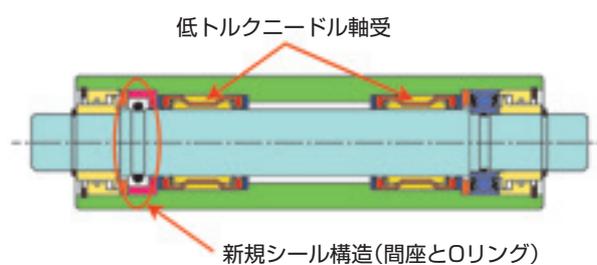
特長 (従来品比)

- ① 回転トルク：40%低減
- ② 温度上昇：20%低下

用途

- 薄板製造設備，テンションレベラ

構造



2ウェイ分別フィーダ

新発想の部品搬送機構により、**生産効率向上**に貢献！



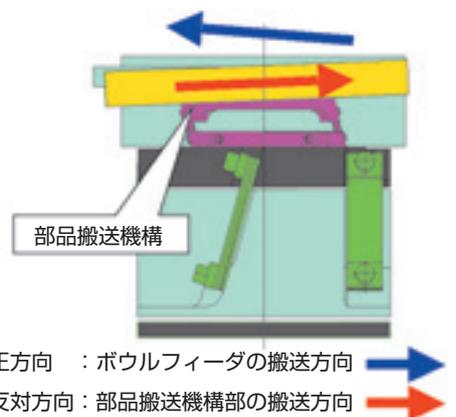
特長

- ① 反対方向への搬送
一対の板ばね取付方法の工夫で反対方向への搬送が可能
- ② 増速・減速
部品の整列供給を行うアタッチメント部の速度変更が可能
- ③ 傾斜シュートへの振動伝達
シュート内での部品停滞を防止

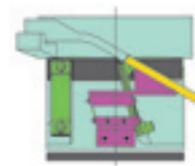
用途

- 自動車部品、電機部品、医療機器部品他の整列供給

構造



増速・減速



傾斜シュート

事務機器用新型 ワンウェイクラッチ (NCT)

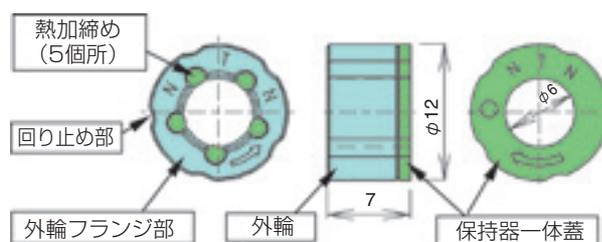
樹脂部品へ**容易に組み込み可能**としながら、
クラッチ機能の**高信頼性**を維持！



特長

- ① 樹脂部品との一体化が可能
(外輪外径部に回り止め部を設置)
- ② 取扱い性向上
 - ・外輪と蓋部品を熱加締めで単体化
(非分離タイプ)
 - ・組み込み方向の識別を色相で確認可能
(ロック方向も製品に明示)
 - ・ロック方向の変更は、クラッチの組み込み方向の変更で可能
- ③ 高信頼性・耐久性
 - ・ユニットタイプ(NCZ)と同等
- ④ ラジアル荷重の負荷が可能
 - ・クラッチの保持器内径面で負荷

構造



用途

- プリンタ、コピー機の紙送り部

