

NTN[®]

Make the world **NAMERAKA**

TECHNICAL REVIEW

No.
88

特集 産業機械・自動車関連商品、
基盤技術、新事業

2020-2021



「転がり軸受総合カタログ」を全面改訂

NTN は、転がり軸受に関する技術解説や商品ラインナップを網羅した「転がり軸受総合カタログ」を全面改訂しました。

転がり軸受は重要な機械要素として、各種機械・装置に使用されており、その要求性能は長寿命化、小型・軽量化、高速化、特殊環境への対応などますます高度化・多様化しています。特に、最近では軸受を含めた周辺技術や軸受の性能を高める適用技術が求められています。NTN では、このようなニーズに対応するため、開発・改良を進め機械全体の性能向上に役立つよう努めています。

今回の全面改訂した新しい総合カタログでは、開発・改良の成果に裏付けられた技術内容にもとづき、最適な種類とサイズの軸受を選定できるよう編集しました。

主な改訂内容を以下に示します。

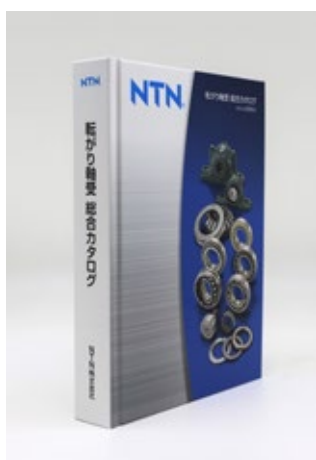
○ ISO および JIS 規格の最新内容の取込みや軸受の選定、軸受周りの設計、取扱いなどの総合解説を充実させました。

○ 材料技術・製品技術・生産技術に関する継続的な改良の結果、現在の軸受寿命は過去に比べて長寿命となっています。

そこで、今回これらの軸受寿命データをもとに基本動定格荷重の見直しを行いました。

○ 世界最高水準の性能を有する新世代転がり軸受シリーズの総称である“ULTAGE（アルテージ）”の拡充を進めています。本カタログでは、NTN がこれまでに開発してきた品番に加え、新たに ULTAGE（アルテージ）シリーズに加えた軸受を紹介しています。

NTN は、今回改訂の「転がり軸受総合カタログ」を皆さまにご利用頂くことで、「なめらかな社会」の実現に向けて、皆さまと共に歩み、共に発展していきたいと考えております。これまで同様に変わらぬご愛顧を心よりお願い申し上げます。



転がり軸受総合カタログ



段付きのインデックス加工やしおり紐の追加で、使いやすさも向上

NTN TECHNICAL REVIEW No.88

産業機械・自動車関連商品、基盤技術、新事業 特集号 目次

巻頭言	「産業機械・自動車関連商品、基盤技術、新事業」特集号に寄せて	執行役 CTO (最高技術責任者) 江上正樹	1
-----	--------------------------------	------------------------	---

寄稿文	AIの過去・現在と製造業における展望	大阪大学 産業科学研究所 第1研究部門 (情報・量子科学系) 准教授 福井健一	2
-----	--------------------	---	---

産業機械関連商品 小特集

展望	産業機械用転がり軸受のさらなる進化	執行役員 産業機械事業本部 本部長 播磨悦	10
概説	風力発電装置用主軸受の新商品と信頼性向上への取組み	産業機械事業本部 適用技術部 堀徑生/山田悠介	15
概説	鉄道車両用軸受の開発への取組み	産業機械事業本部 適用技術部 西河崇/鈴木健吾/折戸航 産業機械事業本部 製品設計部 豊田司	21
概説	ロボット関節部関連商品の開発への取組み	産業機械事業本部 適用技術部 國米広道 産業機械事業本部 ロボティクス・センシング技術部 田中秀明 産業機械事業本部 製品設計部 鈴木康介/川上雄一郎	27
商品紹介	工作機械主軸用センサ内蔵軸受ユニットの開発	産業機械事業本部 適用技術部 橋爪翔平 商品開発研究所 澁谷勇介/近藤大地	33
商品紹介	サーボモータ用低発塵軸受の開発	産業機械事業本部 製品設計部 山本庸平 産業機械事業本部 ロボティクス・センシング技術部 岩永博之	38
商品紹介	産業機械向け複合材料商品の紹介	産業機械事業本部 適用技術部 田中新樹 産業機械事業本部 製品設計部 辻直明/三谷英幸 先端技術研究所 川村隆之	44
商品紹介	産業機械向け複合材料商品の紹介	複合材料商品事業部 動圧軸受技術部 小松原慎治 複合材料商品事業部 精密樹脂技術部 宗田法和	44

自動車関連商品 小特集

展望	自動車CASE等の市場トレンドに対する取組みと成果	執行役 自動車事業本部 副本部長 電動モジュール商品事業部 事業部長 亀高晃司	49
商品紹介	サブアクスル・リヤ用小型軽量等速ジョイント	自動車事業本部 CVJ開発部 小林智茂	54
商品紹介	後輪用ステアリング機能付ハブベアリング	新商品戦略本部 新事業探索開発部 大畑佑介/伊東貴志	59
商品紹介	クリープレス軸受	自動車事業本部 自動車軸受技術部 川口隼人/増田俊樹 CAE開発研究所 永田真梨奈	66
商品紹介	低昇温・低トルク円すいころ軸受	自動車事業本部 自動車軸受技術部 機能実験部 河合俊貴 藤掛泰人/石川貴則	71

基盤技術 小特集

論文	転がり軸受のピーリング発生メカニズムとその寿命推定方法	先端技術研究所 長谷川直哉/藤田工 岩手大学 理工学部 内館道正 兵庫県立大学 工学部 阿保政義/木之下博	77
論文	転がり軸受の損傷検出精度向上のための機械学習アルゴリズムの開発	新商品戦略本部 商品化戦略部 北井正嗣 新商品戦略本部 赤松良信 大阪大学 産業科学研究所 福井健一	86
商品紹介	微細組織制御により高強度化した軸受「ETFA」	先端技術研究所 山田昌弘/大木力 産業機械事業本部 適用技術部 山本直太	99

新事業 小特集

概説	手首関節モジュール「i-WRIST®」の適用事例と機能向上	産業機械事業本部 数野恵介/磯部浩/利見昌紀/御堂前純/志村祐紀 新商品戦略本部 新事業探索開発部 坂田清悟/西尾幸宏/丸井直樹	105
概説	風力発電機用CMSの展開と信頼性向上の取組み	産業機械事業本部 鈴木克義	111

受賞案件の紹介

2019年「超」モノづくり部品大賞 日本力(にっぽんぶらんど)賞 受賞 ステアリング補助機能付ハブベアリング「sHUB®」	新商品戦略本部 新事業探索開発部 大場浩量/宇都宮聡/石原教雄/ 大畑佑介/伊東貴志	116
2019年度 新エネ大賞 新エネルギー財団会長賞 受賞 NTNマイクロ水車	自然エネルギー商品事業部 技術部 向井浩氣/松浦文彦/伊藤隆志/金村泰成 自然エネルギー商品事業部 事業推進部 川合智哉	117
2019年度 日本トライボロジー学会 奨励賞 受賞 転がり接触によるピーリングの発生メカニズムと ピーリング抑制に及ぼす黒染処理の影響(第1報, 第2報)	先端技術研究所 長谷川直哉/藤田工 岩手大学 理工学部 内館道正 兵庫県立大学 工学部 阿保政義	118

新商品紹介

プランマブロック インチ系 SAFC/SAFDシリーズ	119
フィルム延伸機テンタークリップ用軸受	120

Preface	For Industrial Machinery/Automotive Products, Fundamental Technology and New Business Areas Masaki EGAMI	1
Contribution	The Past and Present of AI and Prospects in Manufacture Ken-ichi FUKUI, Associate Professor Division of Information and Quantum Sciences/The Institute of Scientific and Industrial Research (ISIR)/Osaka University	2
Special Issue for Industrial Machinery Products		
	Rolling Bearing Development for the Future of Industrial Machinery Etsu HARIMA	10
	New Products and Improved Reliability of Main Bearings for Wind Turbine Generators Michio HORI, Yusuke YAMADA	15
	Product Development of Rolling Bearings for Railway Vehicles Takashi NISHIKAWA, Kengo SUZUKI, Wataru ORITO, Tsukasa TOYODA	21
	Approach to Development of Robot Joint-related Products Hiromichi KOKUMAI, Hideaki TANAKA, Kosuke SUZUKI, Yuichiro KAWAKAMI	27
	Development of Sensor Integrated Bearing Unit for Machine Tool Spindles Shohei HASHIZUME, Yusuke SHIBUYA, Daichi KONDO, Yohei YAMAMOTO, Hiroyuki IWANAGA	33
	Development of Low Dust Generation Bearing for Servo Motors Araki TANAKA, Naoaki TSUJI, Hideyuki MITANI, Takayuki KAWAMURA	38
	Introduction of Composite Material Products for Industrial Machinery Shinji KOMATSUBARA, Norikazu MUNEDA	44
Special Issue for Automotive Products		
	Activities and Achievements for Automotive Market Trends CASE Koji KAMETAKA	49
	Small and Lightweight CVJ for Rear of Sub-axle Tomoshige KOBAYASHI	54
	Hub Bearing Module with Steering Function for Rear Wheel Yusuke OHHATA, Atsushi ITO	59
	Creepless Ball Bearing Hayato KAWAGUCHI, Toshiki MASUDA, Marina NAGATA, Toshiki KAWAI	66
	Low Temperature Rise and Low Torque Tapered Roller Bearing Yasuhito FUJIKAKE, Takanori ISHIKAWA	71
Special Issue for Fundamental Technology		
	Initiation Mechanism of Peeling in Rolling Bearings, and Its Life Estimation Method Naoya HASEGAWA, Takumi FUJITA, Michimasa UCHIDATE, Masayoshi ABO, Hiroshi KINOSHITA	77
	Development of a Machine Learning Algorithm to Improve Defect Detection Accuracy for Rolling Bearings Masashi KITAI, Yoshinobu AKAMATSU, Ken-ichi FUKUI	86
	“ETFA” Bearings Strengthened by Fine Microstructure Design Masahiro YAMADA, Naota YAMAMOTO, Chikara OHKI	99
Special Issue for New Business Areas		
	Application Examples and Function Improvements of the Wrist Joint Module “i-WRIST™” Keisuke KAZUNO, Hiroshi ISOBE, Masaki KAGAMI, Jun MIDOMAE, Yuki SHIMURA, Seigo SAKATA, Yukihiro NISHIO, Naoki MARUI	105
	Deployment and Improved Reliability of Condition Monitoring System for Wind Turbines Katsuyoshi SUZUKI	111
Award Winning Products		
	Nippon Brand Award of 2019 “CHO” MONODZUKURI Innovative Parts and Components Award Hub Bearing Module with Steering Adjust Function “sHUB™” Hirokazu OHBA, Satoshi UTSUNOMIYA, Norio ISHIHARA, Yusuke OHHATA, Atsushi ITO	116
	New Energy Foundation Chairman Award (field of products and services) of New Energy Awards 2019 NTN Micro Hydro Turbine Hiroki MUKAI, Fumihiko MATSUURA, Takashi ITO, Tomoya KAWAI, Yasunari KANAMURA	117
	2019 JAST Encouragement Award Mechanism for Initiation of Peeling in Rolling Contact and the Effect of Black Oxide Treatment on the Suppression of Peeling (Part 1, Part 2) Naoya HASEGAWA, Takumi FUJITA, Michimasa UCHIDATE, Masayoshi ABO	118
Our Line of New Product		
	Inch Series, SAFC/SAFD Plummer Blocks	119
	Tenter Clip Bearings for Film Stretching Machines	120

「産業機械・自動車関連商品、基盤技術、新事業」特集号に寄せて



執行役 CTO（最高技術責任者）

江上 正樹

NTN では、毎年秋に社外向けの技術情報誌である NTN テクニカルレビューを発行しています。ここ 15 年間ほどは、それぞれ隔年で開催される東京モーターショーと日本国際工作機械見本市 (JIMTOF) に合わせて、1 年おきに自動車関連商品と産業機械関連商品を集めてまいりました。しかし、2020 年年初からの新型コロナウイルスの世界的な感染拡大により、オリンピックをはじめ、人が集まる行事の多くが延期や中止に追い込まれ、当社でも出展を予定していた JIMTOF2020 も例にもれず、残念ながら会場展示会は中止となりました。そんな中、経済活動の停滞を最小限に抑えるため、方法をオンライン展示会やウェビナーなどに変更し、新しい情報発信の方法を生み出す様々な努力が重ねられているのはご存じの通りです。

このような状況下でも、新商品・新技術に関する情報を、少しでも多く、少しでも早く皆様にお届けしたいとの思いがございませう。そこで今回は、従来通りに特定分野に絞るのではなく、JIMTOF2020 Online で紹介した産業機械関連商品の詳細はもちろんのこと、新しい自動車関連商品も先取りし、テクニカルレビュー No.88 「産業機械・自動車関連商品、基盤技術、新事業」特集号として新しい形で発行させていただくことといたしました。

名前からすると、何か、ごった煮のようなイメージを抱かれるかもしれませんが、産業機械分野では、弊社が注視する風力発電装置、鉄道車両、ロボット、工作機械向けなどの転がり軸受やモジュール商品の進化を紹介させていただくとともに、IoT に資する取組みとして、「ありとあらゆる装置に用いられる」という転がり軸受最大の特徴を活かした、センシングや AI アルゴリズムによるデータ解析の最新技術について述べます。この中には、2017 年 9 月に大阪大学に設置させていただいた「NTN 次世代協働研究所」の成果も取り込んだ内容といたしました。

自動車分野では、100 年に一度の大変革といわれる CASE への対応が重要な課題となります。特に、低燃費化への貢献を目的として小型化、軽量化に磨きをかけてきた転がり軸受やドライブシャフトの開発商品や、新しい機能や価値を提案するモジュール商品、同じく低燃費を目的に自動車メーカーが進めている潤滑油の低粘度化に対して寿命を適切に確保するための転がり軸受の基盤技術などを紹介させていただきます。

「百聞は一見に如かず」のことばの通り、現物に勝るものはありませんが、コロナ禍でリアルな展示がままならない中、本誌が少しでも皆様のご参考になれば幸いです。NTN では、創業 100 周年を迎えた 2018 年 4 月から、新しい 100 年に向けた事業構造の変革の加速を基本方針とした中期経営計画「DRIVE NTN100」に取り組んできました。2021 年 4 月からは、新中期経営計画「DRIVE NTN100」Phase2 が始まります。企業理念「新しい技術の創造と新商品の開発を通じて国際社会に貢献する (For New Technology Network: 新しい技術で世界を結ぶ)」のもと、研究開発活動をますます強化して、産業界全体のさらなる発展に貢献してまいります。

以上

AI の過去・現在と製造業における展望

The Past and Present of AI and Prospects in Manufacture



福井 健一 Ken-ichi FUKUI

大阪大学 産業科学研究所 第1研究部門(情報・量子科学系) 准教授

AIは現在3度目のブームと言われている。本稿では、まず現在のディープラーニングに至るまでのAIの歴史を概観する。次に、現在急速な発展を遂げているディープラーニングについて、その領域の広がりを中心に紹介する。そして、ディープラーニングの著しい発展に伴い、新たに生じた課題やホットトピックスとして、倫理の問題、説明性や安全性の問題について紹介する。また、応用領域の広がりに伴ったAI開発人材の問題についても述べる。最後に、それらを踏まえて、製造業におけるAIの展望について筆者の意見を述べる。

AI is now said to be in the third boom. In this article, the author first gives an overview of the history of AI up to the present Deep Learning. Next, Deep Learning, which is currently undergoing rapid development, focusing on the expansion of that area is introduced. Then, the author introduces new issues and hot topics arisen with the significant development of Deep Learning, such as ethical issues, explanations and safety issues. In addition, the problems of human resources for AI development with the expansion of application areas is discussed. Lastly, based on the above, the author will state the prospects of AI in the manufacturing industry.

1. はじめに

AI (Artificial Intelligence; 人工知能) は2015年頃から社会的にも注目され、新聞やニュースで取り上げられるようになった。Google DeepMind社が開発した囲碁AIソフト「AlphaGo」が、2016年、トップ棋士に勝利したことは、当時大きな話題になった¹⁾。ここではディープラーニング (Deep Learning; 深層学習) という技術が用いられている。そして現在では、一時期のメディアでの過度な取り上げは落ち着き、一方で様々な産業領域にAIの導入が着実に進んでおり、生産性の向上が期待されている。

2. AIの歴史：3度のブームと冬の時代¹⁾

2.1 AIとは

AIとは何かというと、大まかには「人間のよう外界を認識し、経験から学び、知識を得て考え、そして行動や対話を行う能力」を持つコンピュータプログラムの実現を目指した研究・技術領域といえる。しかし、研究者の間でも、正確なAIの定義は見解が分かるところで、それは「知能とは何か?」という根源的な問いに対して明確な答えがないためである。また、「何がAIか」は時代とともに変化する。例えば、1960年代後半、文字認識の出始めの頃は郵便番号の自動認識技術がAIと呼ばれていた時代もあった。

また、AIの研究は大きく以下の二つの方向性に分かれる。

- 1) 知的処理を行う機能をコンピュータ内に実現する工学的技術開発
- 2) 知的処理を行う機能をコンピュータ内に実現することで、人の知的活動や脳機能に関する知見を得るための研究

現在、世間に大きく取り上げられ、期待されているのは、1)の知的機能の工学的実現としてのAIである。ディープラーニングは、その中でも特に認識や識別に対して非常に高精度になってきている。

2.2 AIの歴史

(1) 人工知能の夜明け (~1956)

1946年に世界初のコンピュータENIACが開発されると、「人間の知的活動を行う機械」を作る研究が芽生えた。この時期にW. McCullochとW. Pittsによる人工ニューロン(神経細胞の電気信号の伝達に関する数理モデル)の提案、C. ShannonやA. Turingによるチェスを指すプログラムの開発が行われた。そして1956年には、J. McCarthyらが発起人となった「ダートマス会議」で、知的活動を行うコンピュータに関する研究領域が「Artificial Intelligence (人工知能)」と名付けられた。

(2) 探索・推論：第一次ブーム (1957 ~ 1960年代)

この当時、これまで単なる計算しかできなかったコンピュータが少しでも知的なことをできるのは、驚異的なことであった。この時期のAIは対象を明示的に記号で表現し、論理による推論と探索をすることが中心であった。ここでは、数学の自動定理証明などの研究

がなされた。しかし、1969年に最大の難問「フレーム問題」がJ. McCarthyとP.J. Hayesによって指摘された。フレーム問題とは、コンピュータは有限の情報処理能力しか持たないため、現実起こりうる全ての可能性に対処することはできないという問題である（実は現在のディープラーニングも根本的には「フレーム問題」は解決できていない）。

(3) 冬の時代① (1970年代)

60年代の記号に基づく探索と推論によるアプローチは、ルールが明確で規模も小さいトイ・プロブレム（ハノイの塔と呼ばれる積み木のパズルなどのおもちゃの問題）ではうまくいったが、現実世界の問題にはうまくいかないことが明らかになってきた。その理由の一つ目は、それまでのAIプログラムは対象に関する知識を持っていなかったこと、そして二つ目は、当時のコンピュータはまだ非力で、規模の大きな問題を現実的な時間で解くことができなかったためである。そのため、この時期、研究の熱は次第に冷めていった。

(4) 知識の時代：第二次ブーム (1980年代)

この時期は、対象に関する知識をコンピュータ内に埋め込むことで、現実世界の問題を扱えるようになる動きが強くなった。個別問題の専門システムのため、「エキスパートシステム」と呼ばれ、多くの商用エキスパートシステムが開発された。日本では通商産業省（現経済産業省）が主導し、1982年から第5世代コンピュータ開発プロジェクト（ICOT）が開始され、エキスパートシステムとそれに基づく記号による推論システムの開発が盛んに行われた。

第二次ブームの主役はエキスパートシステムであるが、一方で、人工知能の幕開けのひとつとなった人工ニューロンの研究も発展し、多層パーセプトロン（Multi-layer Perceptron）が考案された。80年代後半～90年代にかけてニューラルネットワーク（Neural Network）による文字認識などもまた盛り上がった時代であった。この時期に現在のディープラーニングの基盤ができた。

前者のエキスパートシステムに代表される記号に基づく知識処理の流れは「シンボリズム」、後者の多層パーセプトロン、ニューラルネットワークなどの数値に基づく計算機構の流れは「コネクショニズム」と呼ばれており、対照的なアプローチであるが、それぞれ時代を牽引してきた。

(5) 冬の時代② (1990年代～2000年代)

エキスパートシステムは、その知識の記述の限界と更新・管理の大変さから次第にブームは去っていった。一方、国内では1984年に初めてインターネットが普及し、90年代からはWWW（World Wide Web）

や通信環境が大きく発展した時代であった。Web上で多くの情報が流れるようになり、それらの情報を活用したデータマイニング（大量のデータから有用な知識を発見（発掘；マイニング）する技術）や、画像や情報検索などの研究が盛んに行われた。また、確率・統計学や数理最適化などの数学や統計の理論に基づく統計的機械学習が発展した。

(6) データと学習の時代：第三次ブーム (2013年～現在)

そして、2013年以降、現在に至るまでは、ビッグデータに基づくディープラーニングによる「学習(Learning)」の時代である。脈々と続くコネクショニズムの流れと、1990年代～2000年代に発展した統計的機械学習の数理的な基盤が融合し、また背景には大量データを蓄積・処理できるストレージやGPU（Graphic Processing Unit）を活用した高速な計算機環境が整ってきたことから、ディープラーニングの実現に至っている。

2.3 AI分野の俯瞰

図1は、人工知能学会で2020年6月に公開された、AI研究初学者と異分野研究者のためのAI研究の俯瞰図「AIマップβ 2.0」²⁾の一部である。人工知能学会ホームページには異なる視点による4つのより詳細なマップが掲載されているので、興味のある方は参照されたい。

まず、図1の第1層の基盤では、AIは数学、統計、論理学、また認知科学、脳科学、心理学など基礎的な多数の学問の上に築かれている。そして、AI独自の基礎領域として論理・推論や知識工学などが存在する。その上の第2層には、より応用と密接に関わりを持つ基盤技術として深層学習を含む機械学習、言語や画像音声メディア処理などが配置されている。第2層の中でも上側に配置されている領域はより応用に基づいた基盤領域となっている。そして、最上位の第3層が応用領域であり、ここには代表的な領域としてロボットと実世界、医療・バイオロジー、教育等が記載されているが、最近ではAIの応用領域は格段に広がっている。



(出典：人工知能学会「AIマップβ 2.0 (2020年6月版)」²⁾)

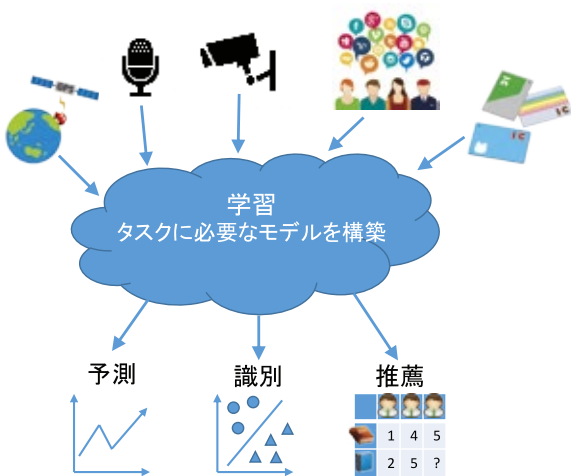
図1 基盤領域から手法・応用領域への展開
Development from basic research to methods and applications

3. AI の現在：ビッグデータと学習の時代¹⁾

3.1 機械学習とは

機械学習 (Machine Learning) とは、コンピュータに学習能力を持たせるための技術全般を指している。学習とは、平たくいえば、過去の経験やデータに基づいて物事をうまくこなす能力のことである。例えば、キャッチボールを繰り返し練習することで、ボールの軌跡を予測してうまくキャッチできるようになるといった具合である。つまり、機械学習は、経験・観測から法則性を獲得して推定や予測などを行う技術といえることができる。機械学習は医療診断、推薦システム、スパムフィルタ、金融市場の予測、DNA 配列の分類、画像・音声認識や文字認識などのパターン認識、将棋などのゲーム、最近では自動運転など幅広い分野で用いられている (図 2)。

現在、主流の機械学習はデータから識別や予測といったタスクを遂行する関数を獲得している。入力 x に対して所望の出力を y とすると、機械学習は写像関数 $c: x \mapsto y$ を学習データから獲得している。しかし、有限の学習データから真の写像関数を獲得することは不可能なため、実際には関数の形を限定したり、何らかの仮定を置くなどし、所望の出力が得られるようにその関数のパラメータをうまく調整している。この関数のパラメータ調整を「学習」と呼んでいる。ここで、関数の獲得に用いた学習データに対してうまくパラメータを調整することは、関数の自由度を上げれば比較的容易にできるが、一方で新規の未知データに対してはうまく行かなくなる過剰適合に陥り易くなる。機械学習の主要な課題のひとつは、いかに過剰適合を抑えて未知データに対する汎化性能を向上させるかであり、そのための技術が色々と考案されている。



(出典：Python で学ぶ AI 活用入門¹⁾)

図 2 様々な領域で活用される機械学習

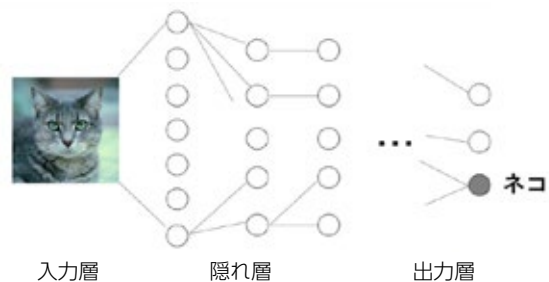
Machine learning used in various applications

3.2 ディープラーニングとは

ディープラーニング (Deep Learning; 深層学習) は、多くの層を持つニューラルネットワークの総称である。元々、ニューラルネットワークは神経細胞の電気信号の伝達をモデル化したものであるが、現在では様々なタスクに対応する写像関数を学習できる機械学習の一種として利用されている。図 3 は画像に映っている動物を識別するタスクを対象とした典型的なニューラルネットワークの例を表している。学習段階では様々な動物の大量の画像を利用し、猫の画像を入力する場合は、出力層のうち猫に対応するニューロン (灰色の丸) のみが強く反応するように、隠れ層にあるニューロン間の重みを調整する。従来は深い階層の隠れ層を持つニューラルネットワークの学習は難しかったが、近年の様々な数理最適化技術と計算機の発展により、深い層のネットワークの学習が可能になっている。

層が深くなることで、多様な表現をネットワーク内部で獲得できるようになった。ディープラーニング以前は、各分野の専門家が入力する特徴をうまく設計していたが、ディープラーニングでは生の情報を直接ニューラルネットワークに入れても学習ができるようになった。このような対象問題の特徴をデータから学習する技術は「表現学習」と呼ばれている。学習データが豊富に集められる場合、この表現能力の高さを活かすことができるので、現在ディープラーニングは特に画像や音声の識別で圧倒的な精度を示している。

また、図 3 は単純に全結合のネットワークを積み重ねているが、最近では様々な機能を持つニューロンを構成したり、ネットワークの結合を工夫したりと様々なネットワーク構造が考案されている。例えば画像のような空間情報を活かす畳み込みニューラルネットワーク (Convolutional Neural Network; CNN) や、時系列の変化を学習する再帰型ニューラルネットワーク (Recurrent Neural Network; RNN) などがある。



(出典：Python で学ぶ AI 活用入門¹⁾)

図 3 ディープラーニングによる画像認識の典型例
Typical pattern of image recognition by deep learning

3.3 ディープラーニングの発展

ディープラーニングが注目され始めたのは、2012年、2013年頃に画像認識に関する国際コンペティションにて、従来の分類性能を大幅に更新する記録が得られた頃からである。図4は、2010年から2017年まで開催されたImageNet Large Scale Visual Recognition Challenge (ILSVRC)³⁾の優勝記録の推移である。ILSVRCは約1,400万画像に対して、2万種類ものクラスに分類する大規模な問題である。2011年までは従来の画像処理と機械学習を組み合わせた方法が優勝していたが、2012年のディープラーニング登場以降、年々劇的に分類誤差が低下している。ひとりの人間が目視により分類した場合の誤差はおよそ5%と言われており、2015年には平均的な人の分類よりもディープラーニングの方が上回っている。

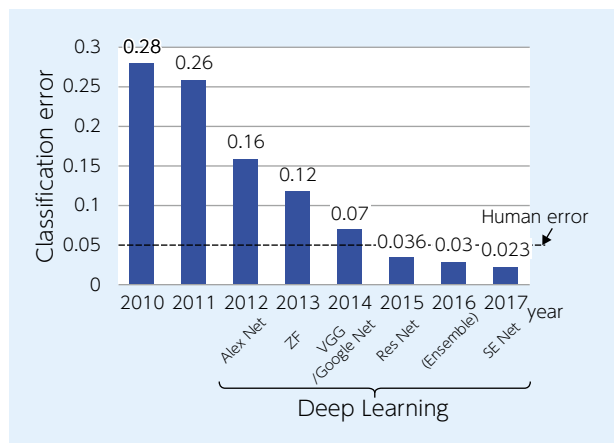


図4 ImageNet Large Scale Visual Recognition Challenge (ILSVRC) 優勝記録の推移
Championship Record of ImageNet Large Scale Visual Recognition Challenge (ILSVRC)

ディープラーニングは当初、特に画像認識の分野において注目を集めたが、2014年から2016年頃は強化学習 (Reinforcement Learning) と組み合わせた Deep Q-Network (DQN) により、汎用ゲームプレイ、AI 囲碁、自動運転など「認識」から「行動」へと、その適用範囲が広がった。2016年に Google DeepMind 社によって開発された「AlphaGo」が囲碁チャンピオンに勝利したことは当時ニュースになった。そして、2016年から2018年頃は自然言語処理 (言語を処理する分野) もディープラーニングにより大きく進展した。従来、対訳コーパスを利用する統計モデルが用いられていた自動翻訳もディープラーニングに置き換わり、翻訳の精度が劇的に改善された。

また、敵対的生成ネットワーク (Generative Adversarial Network; GAN) というふたつのネットワークを互い

に学習するネットワークの発明により「生成」や「模倣」が可能になり、最近では芸術などの創作にも適用領域は広がっている。有名な例として、Microsoft 社を中心としたプロジェクト「The Next Rembrandt」⁴⁾では、17世紀オランダの画家レンブラントの画風を学習し、レンブラント調の絵画の生成に成功している。日本では、没後30年を迎える美空ひばりの歌声を再現し、新曲として2019年NHK紅白歌合戦にて披露⁵⁾されたり、また「TEZUKA2020」プロジェクトではAIと人の協働作業により、2020年2月に手塚治虫の新作「ばいどん」が発表された^{6) 7)}。

4. AIの未来：最先端から製造業における展望を考える

4.1 倫理の問題

AI、とりわけ3章でみてきたように近年のディープラーニングの発展は目覚ましく、様々な産業領域においても利活用が進められている。そこで、予期せぬ事態を招かないよう、AIの研究開発とその利活用に関して倫理的な議論が世界各国で活発になった。

日本では2014年に人工知能学会倫理委員会が立ち上がり、2017年に「人工知能学会 倫理指針」を発表している⁸⁾。そこでは、1. 人類への貢献、2. 法規制の遵守、3. 他者のプライバシーの尊重、4. 公平性、5. 安全性、6. 誠実な振る舞い、7. 社会に対する責任、8. 社会との対話と自己研鑽、9. 人工知能への倫理遵守の要請、の9条を掲げている。他には開発者に向けたものとして2017年7月に総務省「AI開発ガイドライン」⁹⁾、利用者や政策立案者にも向けたものとして2019年3月に内閣府「人間中心のAI社会原則」¹⁰⁾、さらに消費者も加えたものとして2019年8月に総務省「AI利活用ガイドライン」¹¹⁾が公表されている。

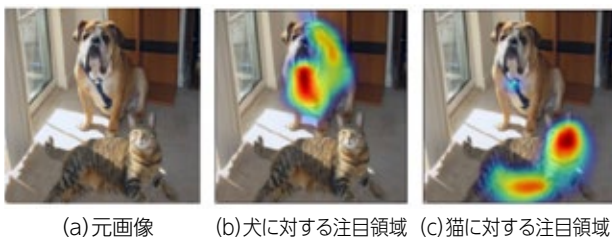
上記指針の内、公平性に関しては技術的な研究が近年盛んになってきている。2018年、過去の履歴書と採用/不採用の結果をAIに学習させるAI採用が実施された。その結果、技術職は男性が多いため、AIは技術職希望の女性応募者を書類選考で落としてしまった。学習データにバイアスがかかっているため、このようなことが起きる。そこで、社会的にセンシティブな属性は、公正に扱うような技術が研究されている。

4.2 説明性の問題

AIが様々な領域に導入されるにつれて、益々「判断の根拠」の説明の重要性が増している。現在主流のディープラーニングは、数百万～数千万のパラメータから構成されており、もはや学習したモデルの中身を人手で解析をして判断の根拠を探ることは不可能である。AIを導入するにあたり、納得性を得られないこと

が障壁になることも多々あるため、説明性は重要な課題のひとつである。

AI に説明性を持たせるための研究は XAI (eXplainable AI) と呼ばれており、特に画像認識の領域において盛んに研究が行われている¹²⁾。例えば、**図 5** (a) は犬と猫が映っているが、**図 5** (b) は学習済みディープラーニングモデルに対して、「犬」を識別する際に注目している領域がハイライトされている。**図 5** (c) は同様に「猫」に対する注目領域である。原理としては、入力画素を少し操作した時の出力応答の勾配を計算し、それを基にグラデーション表示している。



(a)元画像 (b)犬に対する注目領域 (c)猫に対する注目領域
(出典：International Journal of Computer Vision¹³⁾)

図 5 Grad-CAM によるディープラーニングの注目領域の可視化例

Visualization example of attractive areas in deep learning with Grad-CAM

4.3 安全性の問題

2013 年に学習済みディープラーニングモデルに対して、識別結果を故意に誤らせることが可能であることが指摘された。この指摘は例えば、標識を誤認識させたり、顔認証の「なりすまし」の危険性をはらんでいる。これは Adversarial example (敵対的サンプル), Adversarial attack (敵対的攻撃), Adversarial perturbation (敵対的摂動) などと呼ばれている。例えば、**図 6** は学習済みディープラーニングモデルに入力する画像 (左側) に対してある特殊な摂動 (中央) を加えると、見た目には変わっていないように見えるが、いずれの画像 (右側) も「ダチョウ」と識別されてしまっている。敵対的攻撃に対する防衛技術も研究・提案されているものの、特定の攻撃に対する対処療法になっているため、イタチごっこの状況である。今後、根本的な防衛技術の開発が期待されている。



(出典：Cornell University arXiv¹⁴⁾)

図 6 敵対的攻撃の例

Example of adversarial attack

4.4 現在の AI の限界

2016 年、自動運転車がトレーラーと衝突する事故が起きた。白いトレーラーの側面に日光が反射し、AI が認識できなかったとの見解であった。また、2008 年から 2015 年まで、検索ワードからインフルエンザの流行を推定するサービスが提供されたが、実際の流行を 50 % 以上も過大評価してしまった。これらは、現在の機械学習は過去のデータに基づいて法則性を獲得する帰納的アプローチに基づいているという根本的な問題に起因する。過去のデータに近い「内挿」は得意であるが、過去のデータにはない「外挿」には極端に弱いという欠点がある。

運用でカバーすることも行われているが、ひとつの方向性として、既存の理論を機械学習に取り入れる研究が行われている。Theory-guided Data Science (理論に基づくデータサイエンス) や、Physics-informed Machine Learning (物理に基づく機械学習) などと呼ばれ、特に、強固な理論背景を持つ物理学との連携が徐々に増えつつある。最近、筆者のグループもこの分野に注目しており、気象学の専門家と協力し、対流圏上層の風予測を題材として、方程式に基づく成分と残差成分を分解して出力可能なディープラーニングを提案している¹⁵⁾ (**図 7**)。

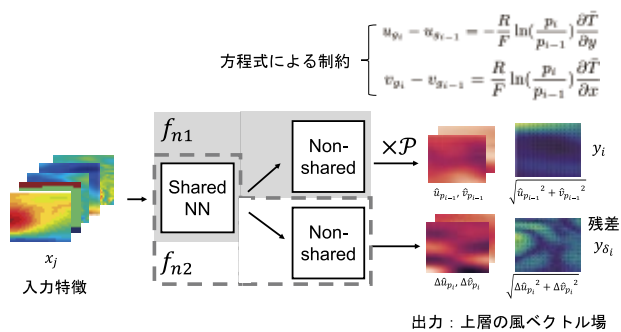


図 7 物理モデルを考慮したディープラーニング¹⁵⁾

Deep learning in consideration of physical models

4.5 AI 人材の問題

近年、様々な分野において AI の導入が進むにつれ、AI を理解して活用できる人材の不足が深刻化している。そのような状況を受けて、政府は 2016 年に人工知能技術戦略会議を設置し、人材育成タスクフォースによる調査・議論を行っている^{16) 17)}。ここでは、次の能力を有する人材を AI 人材として育成することが重要であるとまとめられている。

① 人工知能技術の問題解決力

機械学習や自然言語処理などの AI の基盤技術を理解し、AI の問題として問題解決の道筋を示す能力

② 人工知能技術の具現化力

プログラミング能力やアルゴリズムとデータ構造などのコンピュータサイエンスの知識により AI を具現化する能力

③ 人工知能技術の活用力

それぞれのターゲット分野の課題を AI の問題として捉え直す能力

人工知能技術戦略会議における議論を基に、NEDO（新エネルギー・産業技術総合開発機構）の受託研究開発として、2017 年度から 2019 年度に筆者の所属する大阪大学および東京大学の 2 拠点において、AI 技術の即戦力人材育成のための教育プログラム「実データで学ぶ人工知能講座」が実施された¹⁸⁾。受講者は入社後数年から 10 年程度の技術職（全分野）を想定し、講座は機械学習、ディープラーニング、コンピュータビジョンを中心とした AI 基盤技術の習得と、実データを用いた演習による実践から構成されている。なお、当 NEDO プロジェクトは終了しているが、大阪大学の講座は一般社団法人を立ち上げて継続している¹⁹⁾。

4.6 製造業における展望

図 8 は 2018 年 3 月に公開された経済産業省「ものづくり分野における人工知能技術の活用に関する調査報告書」²⁰⁾ からの抜粋であるが、ものづくり分野における AI の導入可能な分野が領域と目的・成果別に整理されている。導入先はものづくり工程のみならず上流～下流、そして周辺や経営にまで及んでいる。

現在の AI が得意としている領域は、ビッグデータが集まりやすい画像を対象とした領域で、画像認識による検査は最も得意とするところである。つづいて、故障検知や設計支援など比較的整ったデータが集まりやすい領域において、AI 導入が進んでいる。一方で、暗黙知の多い職人技術の代替と伝承支援は以前よりは進んでいるものの、まだ難しい領域である。AI の技術的な問題よりもセンシングの方で課題となっている。

ここで、現在の AI は全てデータに基づいているため、AI を活用するための「価値あるデータ」を見極め、収集・抽出することが重要である。そこには現場の知識が不可欠であり、価値あるデータの収集にもノウハウが必要である。今後、データ収集のノウハウが確立し、一定の有用性を持つ AI システムが完成すると、次は現場での運用に関して「人と AI システムが協調」して互いに補い合うエコシステムの形成が重要になると考える。ここでは、現場に AI の特性を正しく理解している人を増やし、「AI システムを正しく運用できる人材」が求められるであろう。AI（機械学習）システムの運用の方法論は、「機械学習工学」と呼ばれ、2018 年に日本ソフトウェア科学会に機械学習工学研究会²¹⁾が発足し、議論やノウハウの共有が促進されている。

ものづくり分野で AI が活用できること			
領域 \ 目的・成果	生産工程の向上 (自動化・効率化 → 省エネ・コストダウン)	品質・サービスの向上 (顧客への提供価値向上)	新しい価値創造 (できなかったことが可能に)
ものづくりの上流	■ 生産システム設計・生産計画策定 ■ 在庫管理 ■ 部品・材料検査 (効率化)	■ 研究開発・材料設計支援 ■ 部品・材料検査 (精度向上)	■ 研究開発・材料設計支援 (AI が熟練者をサポート)
ものづくり工程	■ 動線最適化 ■ 組み立て作業・ピッキングの自動化	■ 省エネ分析・実施 ■ 歩留まり・稼働率向上	■ 職人技術の代替・伝承 (技術の伝承、加工条件、製造条件の最適化、反応・醸造工程の管理・制御)
ものづくりの下流	■ 画像認識検査 (効率化) ■ メンテナンス・アフターフォロー	■ 梱包工程の効率化 ■ 物流効率化 → 省エネ	■ 画像認識検査 (精度向上) ■ メンテナンス・アフターフォロー (サービス向上)
ものづくりを支える周辺	■ 見積作成 ■ 設備管理	■ 生産ライン管理・保全 (メンテナンス、故障予知、省エネ)	■ 技能伝承・技能訓練支援 ■ 生産ライン管理 (安定操業)
経営・マネジメント	■ 事業戦略策定 ■ 需要予測	■ マーケティング	■ 労務管理・人事管理 ■ マーケティング ■ 顧客対応

(出典：経済産業省「ものづくり分野における人工知能技術の活用に関する調査報告書」²⁰⁾)

図 8 ものづくり分野における AI 導入可能な分野
AI-applicable fields in manufacturing

5. まとめ

現在、AIに関して世間における一時期の過度な取り上げは影を潜めた感があるが、AIの導入は着実に進んでいる。本稿でも述べたように、ディープラーニングの目覚ましい発展により、格段にできることは増えたものの、一方で新たに倫理や説明性、安全性の問題がでてきている。また、現在の学習に基づくAIはデータの収集と前処理による所が大きいため、「現場力」ともいえる日本の製造業の強みを活かせる可能性が十分にあると考えられる。一過性の「ブーム」に終わらず、役に立つAIシステムを社会に根付かせるためにも、AIの強みと弱みを正しく理解し、AIシステムと人が一体となり効果的に運用していく体系作りに期待している。

参考文献

- 1) 福井健一 (著), 「Python で学ぶ AI 活用入門」, 日本技能教育開発センター, (2020).
- 2) (一社) 人工知能学会, 「AI マップβ 2.0 (2020年6月版)」, 人工知能学会 HP.
<https://www.ai-gakkai.or.jp/resource/aimap/>
- 3) ImageNet Large Scale Visual Recognition Challenge (ILSVRC) HP
<http://www.image-net.org/challenges/LSVRC/>
- 4) The Next Rembrandt HP
<https://www.nextrembrandt.com>
- 5) ヤマハ (株), 「美空ひばり VOCALOID:AI」, ヤマハ HP.
https://www.yamaha.com/ja/about/ai/vocaloid_ai/
- 6) キオクシア (株), 「TEZUKA2020」, キオクシア HP.
<https://tezuka2020.kioxia.com/ja-jp/>
- 7) 特集「AI でよみがえる手塚治虫」, 人工知能, 35 巻, (2020年5月), 390-429.
- 8) (一社) 人工知能学会 倫理委員会, 「人工知能学会倫理指針」, (2017年2月).
http://ai-elsi.org/report/ethical_guidelines
- 9) 総務省, 「AI 開発ガイドライン」, AI ネットワーク社会推進会議 報告書 2017, (2017年7月).
https://www.soumu.go.jp/menu_news/s-news/01iicp01_02000067.html
- 10) 内閣府, 「人間中心の AI 社会原則」, 人間中心の AI 社会原則会議, (2019年3月).
<https://www.cas.go.jp/jp/seisaku/jinkouchinou/pdf/aigensoku.pdf>
- 11) 総務省, 「AI 利活用ガイドライン」, AI ネットワーク社会推進会議 報告書 2019 別紙 1, (2019年8月).
https://www.soumu.go.jp/menu_news/s-news/01iicp01_02000081.html
- 12) 原聡, 「機械学習における解釈性」, 人工知能学会 HP 私のブックマーク, (2018年5月).
https://www.ai-gakkai.or.jp/my-bookmark_vol33-no3/
- 13) Ramprasaath R. Selvaraju, Michael Cogswell, Abhishek Das, Ramakrishna Vedantam, Devi Parikh, and Dhruv Batra, “Grad-CAM: Visual Explanations from Deep Networks via Gradient-Based Localization”, International Journal of Computer Vision, 128, (2020), 336-359.
<https://link.springer.com/article/10.1007%2Fs11263-019-01228-7>
- 14) Christian Szegedy, Wojciech Zaremba, Ilya Sutskever, Joan Bruna, Dumitru Erhan, Ian Goodfellow, and Rob Fergus, “Intriguing properties of neural networks”, Cornell University arXiv, last revised 19 Feb 2014.
<https://arxiv.org/abs/1312.6199>
- 15) Ken-ichi Fukui, Junya Tanaka, Tomohiko Tomita, and Masayuki Numao, “Physics-guided Neural Network with Model Discrepancy Based on Upper Troposphere Wind Prediction”, Proc. IEEE 18th International Conference on Machine Learning and Applications (ICMLA 2019), (2020), 414-419.
- 16) 八木康史, 「AI 人材育成のための教育プログラム : 人工知能技術戦略会議での議論」, 人工知能, 33 巻, (2018年5月), 259-264.
- 17) 文部科学省, NEDO, 「人材育成タスクフォース最終取りまとめ」, 第5回人工知能技術戦略会議参考資料 1-1, (2017年3月).
<https://www.nedo.go.jp/content/100862415.pdf>
- 18) NEDO, 「即戦力となる AI 分野の人材を育成—NEDO 特別講座を大阪大学と東京大学の 2 拠点で開講へ—」, NEDO HP ニュースリリース, (2017年7月).
https://www.nedo.go.jp/news/press/AA5_100809.html
- 19) (一社) データビリティ コンソーシアム, 「実データで学ぶ人工知能講座」.
<https://www.cds.or.jp/jinzai/course01/index.html>
- 20) 経済産業省, 「ものづくり分野における人工知能技

術の活用に関する調査報告書], 経済産業省 委託
調査報告書, (2018年3月).
[https://www.meti.go.jp/meti_lib/report/
H29FY/000119.pdf](https://www.meti.go.jp/meti_lib/report/H29FY/000119.pdf)

21) (一社) 日本ソフトウェア科学会 機械学習工学研
究会
<https://sites.google.com/view/sig-mlse/>

< 著者紹介 >

福井 健一 (ふくい けんいち)

大阪大学 産業科学研究所 第1研究部門 (情報・量子科学系) 准教授

2003年 名古屋大学 大学院人間情報学研究科 物質・生命情報学専攻 (博士前期課程) 修了
2005年～2010年 大阪大学 産業科学研究所 新産業創造物質基盤技術研究センター 特任助手
(2007年度より特任助教)
2010年 博士 (情報科学) 取得 (大阪大学)
2010年～2015年 大阪大学 産業科学研究所 第1研究部門 (情報・量子科学系) 助教
2015年～現在 大阪大学 産業科学研究所 第1研究部門 (情報・量子科学系) 准教授
2020年～現在 人工知能学会 理事

【専門分野】

- ・ 機械学習, データマイニングとその応用
- ・ 特に事象系列データからの知識発見, 予測, 異常検知
- ・ 応用領域は睡眠, 気象, 地震, 燃料電池等

【所属学会】

IEEE Computer Society, 人工知能学会, 情報処理学会, 進化計算学会, 電子情報通信学会

【主な受賞・表彰】

2008年 IEEE 8th International Conference on Computer & Information Technology
(CIT), Best Paper Award
2011年 人工知能学会 第25回全国大会優秀賞 (口頭発表部門)
2013年 大阪大学総長による表彰
2013年 大阪大学総長奨励賞 研究部門
2013年 人工知能学会 2012年度研究会優秀賞
2016年 第26回インテリジェント・システム・シンポジウム, FAN 最優秀論文賞
2016年 The Workshops at the 14th Pacific Rim International Conference on
Artificial Intelligence (PRICAI-2016), Best Workshop Paper Award
2017年 人工知能学会 2016年度研究会優秀賞
2018年 電子情報通信学会 人工知能と知識処理研究会研究奨励賞
2018年 Elsevier, Knowledge-Based Systems, Outstanding Reviewer
2020年 人工知能学会 第34回全国大会優勝 (国際セッション口頭発表部門)

【著書】

“Pythonと実例で学ぶ機械学習 識別・予測・異常検知”, オーム社, 2018 など

産業機械用転がり軸受のさらなる進化

Rolling Bearing Development for the Future of Industrial Machinery

播磨 悦* Etsu HARIMA



産業機械市場はさまざまな業種から構成され、当社は電子機器に使用される外径数ミリの極小サイズから風力発電や大型鉱山機械に使用される数メートルの超大型まで幅広いサイズの転がり軸受を供給している。近年は、従来からの産業機械の基盤である建設機械、農業機械、工作機械などのお客さまに加え、社会構造の変化や環境意識の高まりを背景に、航空機、鉄道車両、風力発電など社会インフラのお客さま向けの需要が増え、技術、生産体制の構築を進めてきた。今後はさらにIoT化の進展とAI技術の発達により、取り巻く環境は大きく変化することが予想される。本稿では、当社の解析技術、評価技術の進化や軸受の性能、および信頼性向上への取組みを紹介する。

NTN supplies many sizes of bearings based on the needs of various applications in the industrial machinery market. These range from ultra-small bearings with outer diameters of a few millimeters for electronic devices, to ultra-large bearings with outer diameters of several meters for wind turbines and large mining machinery. In addition to existing customers for “core” industrial markets such as construction machinery, agricultural machinery, and machine tools, business from customers relating to social infrastructure is increasing. Activity with customers in the aircraft, railway vehicle, and wind turbine markets is growing with changes in social structure and increased awareness of environmental issues. Therefore, NTN has developed engineering and production systems accordingly. Due to advancements in IoT and development of AI technology, it is expected that surrounding environment will change significantly. This report introduces advancements in NTN’s analysis and evaluation technology, as well as NTN’s approach to higher bearing performance and reliability.

1. はじめに

転がり軸受（以下、軸受）の起源とされる何千年も前のエジプトの絵画には、ピラミッドの建設のために石の下にころを置き、引いて運ぶ姿が描かれている。

また、現代の軸受の基本的な原理や構造を考案したのは、ルネッサンス期の芸術家 レオナルド・ダ・ヴィンチとされ、現在とほぼ同じ構造の軸受のデッサン図を描き残している。

当社が軸受の製造を始めてから約100年が経過しているが、外観、構成部品はその当時から大きくは変わっていない。しかし、材料や潤滑、加工技術の進歩によって、性能は著しく向上し、装置を構成する上で欠くことのできない機械要素となっている。

本稿では、製鋼方法、製造技術や設計技術などのこれまでの軸受の進歩を振り返りながら、当社の解析技術、評価技術の進化や軸受の性能、および信頼性向上への取組みを紹介する。

さらに、将来を見据えた軸受技術とセンシングや精密制御技術の融合によるモジュール化、インテリジェ

ント化に加え、異常検知技術、状態監視システム（CMS）、IoTの活用による新商品と新サービスの一端についても紹介する。

2. これまでの技術開発¹⁾

当社の歴史を紐解くと、技術の優秀性を示すエポックメイキングな年がある。

まずは、1934（昭和9）年に航空機用軸受の開発に成功し、東京～ロンドン間94時間17分56秒の世界記録を打ち立てた純国産飛行機「神風号」の発動機および機体に当社製品が採用された。

次に、1964（昭和39）年の東海道新幹線開通時に登場した0系新幹線には、2列の円筒ころ軸受と単列の深溝玉軸受が車軸軸受として採用された。そして、材料成分や熱処理条件、検査内容などが当時の国鉄（現JR）によって厳密に規格化され、当社および指定を受けた企業のみが納入を許可された。

さらには、1986（昭和61）年に試験1号機の打上げに成功したH-Iロケットは、2段目に純国産液体酸

* 執行役員 産業機械事業本部 本部長

素、液体水素燃料エンジンを初めて採用したロケットで、軸受²⁾はほぼ100%当社製品が使用された。さらに、2002(平成14)年には独立行政法人航空宇宙技術研究所(現JAXA)と共同で世界に先駆けて液体水素中(-253℃)でdn値^{*1}300万の超高速回転が可能な軸受の開発に成功した³⁾。

*1 dn値は、 $d=内径(mm) \times n=軸回転速度(min^{-1})$
 一般にdn値100万以上を高速、200万以上を超高速としている。

このように、当社は長年にわたり、製品技術、製造技術を蓄積し、あらゆる産業機械で求められる「長寿命」、「高速性」などのお客さまのニーズに応えてきた。

2.1 長寿命化

「長寿命」については、製鋼方法の進歩が大きく寄与している。最近の軸受は鋼の清浄度が向上し、適切な潤滑条件下では、非金属介在物を起点とする転がり疲れによる内部起点型はく離は減少している。標準的な熱処理(ずぶ焼入れ)を施した軸受鋼製軸受を疲労限界荷重以下で使用する場合、軸受寿命は半永久的になるといわれている⁴⁾。一方で、実際の軸受の使用条件は過酷になり、より高温、高速、高荷重で使用されるため、市場では、希薄潤滑や異物混入潤滑下などでの長寿命が期待されている。

これまでの研究成果⁵⁾から、鋼の清浄度以外に鋼の化学成分(合金元素)や熱処理特性(靱性、硬さなど)の改良により、軸受寿命が向上することがわかっている。当社は、これまでにこれらの技術を活用した多くの長寿命軸受を市場に提供してきた。今般、はだ焼鋼(浸炭鋼)を特殊熱処理技術(結晶粒微細化強化)により、耐異物性を強化し、異物混入潤滑下で当社標準品「4Top」シリーズと比べて6倍以上、従来の長寿命軸受「ETA軸受」と比べて、2倍以上長寿命となる「ETFA軸受」⁶⁾を開発した(図1)。

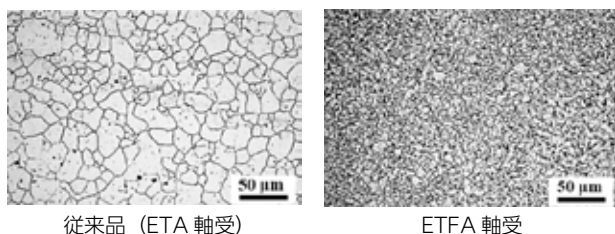


図1 旧オーステナイト結晶粒の観察像(軌道面表層)
 Prior austenite grain under surface of bearing raceway

2.2 高速化

もう一つ、軸受に求められる重要な性能として、「高速性」が挙げられる。特に、マシニングセンタをはじめとする工作機械は、加工効率や加工精度の向上のため、

主軸の高速化が著しい。当社は、高速化の課題に対し、多くの開発、改良に取り組んできた⁷⁾。

鋼球よりも軽く、高速、高面圧の使用条件に適したセラミックス球や高速運転時の遠心力を抑えるための小径転動体の採用をはじめ、潤滑油の攪拌抵抗による発熱を抑え、潤滑の信頼性を高めたエアオイル潤滑技術、空冷技術⁸⁾などの採用により、超高速回転が可能となった(図2)。

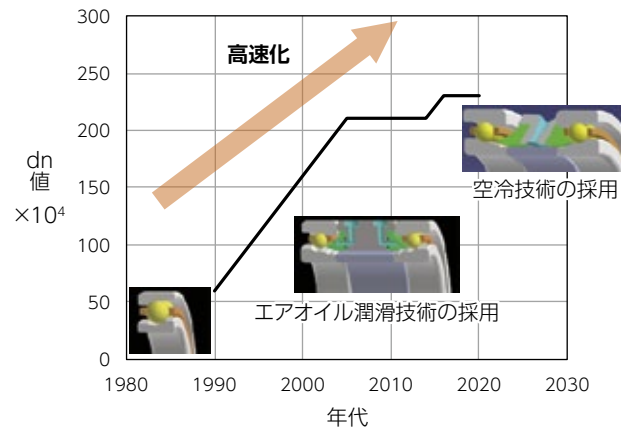


図2 工作機械主軸用軸受の高速化
 Transition into higher speed machine tool bearings

一方、近年、設備の簡素化や環境負荷低減のため、グリース潤滑を用いた主軸用軸受のニーズが高まっている。グリース潤滑では、発熱はグリースの劣化を早め、潤滑寿命に大きな影響を及ぼすことから、軸受回転中の発熱を低減することが重要となる。当社では、新たなアプローチとして、軸受間の外輪間座に設けた空冷ノズルからの空冷エアで内輪間座を介し内輪を冷却する当社独自の空冷技術を適用した工作機械主軸用「空冷間座付グリース潤滑軸受」⁸⁾を開発した(図3)。

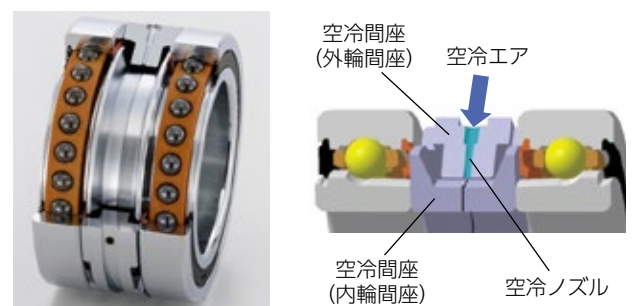


図3 工作機械主軸用「空冷間座付グリース潤滑軸受」
 Machine Tool Spindle Bearing with Air Cooling Spacer for Grease Lubrication

3. 転がり軸受の進化

前述の通り、これまで軸受に求められてきた機能は、大きな荷重を受けて、如何に滑らかに長期間回転し続けられるかという点であった。しかし、軸受機能はそれだけに留まらず、当社は、現在ではさまざまな機能を備えた軸受を市場に提供している。

成長が期待される風力発電、鉄道車両や、先端技術が求められるロボット、航空機、工作機械などで、市場要求に応える新商品を開発している。

3.1 大型風力発電用軸受と CAE^{※2} 解析技術

大型風力発電装置はこの 20 年ほどで軸受用途として急速に発展してきた。軸受に求められる性能や機能は、20 年を超える設計寿命を満足することに加え、最近では、洋上化などでより高い信頼性と大型化のニーズが高まり、軸受外径は優に 2 m を超える。

一方、軸受に作用する荷重の大きさや向きは風況により変化するため、何百万通りにも及ぶ。また、実物実験することが困難な超大型サイズであることから、軸やハウジングを含めた軸受周辺の変形などの CAE 解析技術は必要不可欠である (図 4)。

※ 2 Computer Aided Engineering の略称

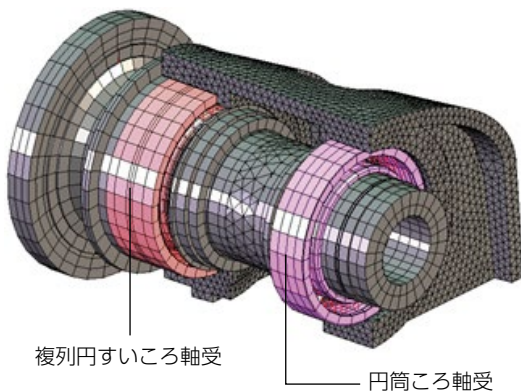


図 4 大型風力発電装置主軸構造の解析例

Analysis model of wind turbine main shaft system

また、当社では、長寿命化に貢献する独自商品の開発も進めている。主軸受には、これまでは取付誤差を許容できる自動調心ころ軸受が使用されてきたが、市場において、軌道面の摩耗により早期破損へ至ることがある。

軸受のリヤ列 (ブレードから遠い側) には、フロント列 (ブレードに近い側) に比べてより大きな荷重が作用する特徴に着目し、左右列のころ長さ、接触角が異なる独自設計を採用した「左右列非対称自動調心ころ軸受」⁹⁾ を 2017 年に発表した (図 5)。

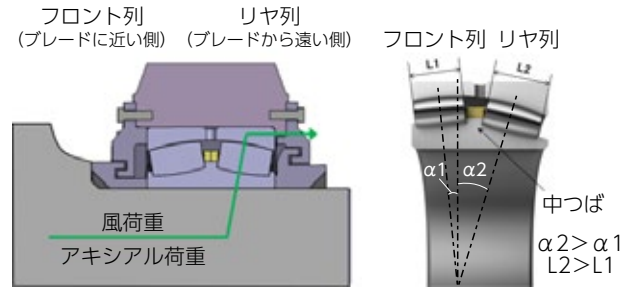


図 5 荷重負荷状態 (左図)、左右列非対称設計 (右図)
Left: Loading condition, Right: Asymmetrical design

3.2 工作機械用軸受と IoT 化

工作機械主軸用軸受には超高速、超高精度が求められる、転がり軸受の永遠のテーマである。しかし、近年は加工工程の集約や複合化などの新たなトレンドにより、耐荷重性能が必要な中低速回転域の重切削から高速回転域の仕上げ切削までを 1 台で担うことが求められている。当社は従来的高速アンギュラ玉軸受 [HSE タイプ] をベースに内部設計を最適化し、高速性を維持しつつ、負荷容量と許容アキシアル荷重を約 30 % 高めた「高速・重切削 工作機械主軸用アンギュラ玉軸受」を 2018 年に開発した¹⁰⁾。

一方、信頼性向上のための状態監視機能や IoT への対応が強く求められている。当社はこれまでに軸受に隣接する外輪間座にセンサを内蔵し、高度な状態監視を実現する「センサ内蔵軸受ユニット」¹¹⁾ を発表しているが、今回、荷重検出機能を新たに追加するとともに、ユニットをワイヤレス化した (図 6)。

- <外輪間座に内蔵>
- ・センサ (荷重, 振動, 温度)
 - ・電磁式発電機
 - ・無線モジュール
- ワイヤレス化



図 6 工作機械主軸用「センサ内蔵軸受ユニット」
Sensor Integrated Bearing Unit for Machine Tool Spindles

3.3 鉄道車両用軸受と絶縁技術

鉄道車両には、車軸、駆動装置、主電動機などに軸受が使用される。その性能や品質は鉄道車両の安全性に直接影響することから、産業機械用軸受の中でも、特に高い信頼性を求められる。

一方、近年は高速化やメンテナンス周期延伸の要求に応えるため、技術開発に取り組んでいる。車軸や主電動機用軸受では、電食が発生することがある。一般的には車両や台車に対策が施されるが、軸受そのものを絶縁することが最も有効な対策の一つである。当社では、軸受外径にセラミック溶射や樹脂被膜を施した「メガオーム™ シリーズ」¹²⁾を開発し、市場で好評を得ている(図7)。

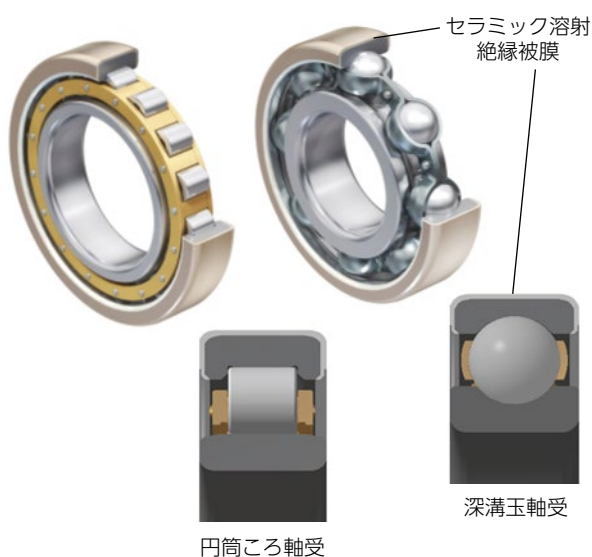


図7 メガオーム™ シリーズ (セラミック溶射絶縁軸受)
Ceramic insulated MEGAOHM™ series

3.4 軸受の状態監視サービス

省エネルギー、長期安定稼働、ライフサイクルコスト低減などの世の中のニーズに応えるため、これまでに培ったIoTやセンシング技術を応用した予知保全のための状態監視サービス(以下、CMS^{*3)}の開発を進めている。

*3 Condition Monitoring System の略称

すでに、風力発電分野では、風力発電装置に組み込まれている軸受の状態監視システム「Wind Doctor[®]」を開発し、高い評価を得ている(図8)。

今後、CMSを通じて、風力発電事業のメンテナンスコストの低減や設備利用率の向上に貢献するためには、構成部品の余寿命を的確に把握し、適切な時期に補修工事を計画できるよう、高精度な予測技術や異常検知技術が必要である。

また、精度向上には、センサの計測データだけでなく、設備の運転情報や管理情報など、さまざまな情報を統合したデータ分析技術や診断アルゴリズムの開発が必要である。

当社では、このような観点から、メンテナンス支援に有効なCMS技術の開発を推進しており、今後、鉄道車両、工作機械、機械設備などの分野にも具体的な提案をしていく。

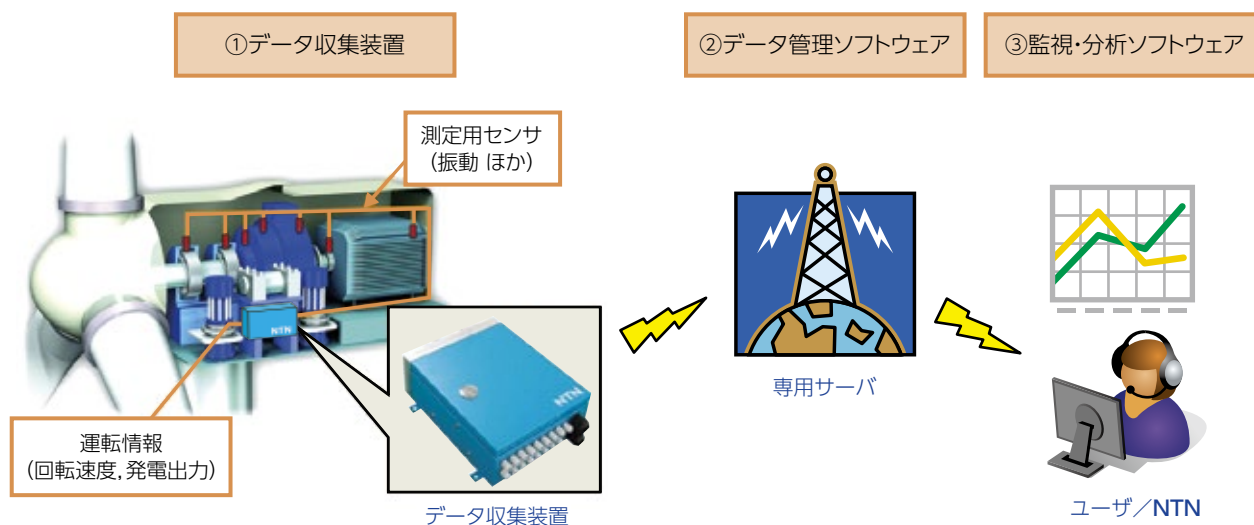


図8 Wind Doctor[®] の構成
System configuration of Wind Doctor™

4. 今後の展望

- 今、いろいろな市場環境の変化が起きようとしている。
- ・カーボンニュートラル
 - ・DX (Digital transformation), IoT (Internet of Things)
 - ・生産年齢人口比率の減少

このような変化のなか、転がり軸受に課せられた課題も変わってきている。「カーボンニュートラル」の実現に向け、再生可能エネルギー、特に、風力発電への期待が大きい。風力発電装置は今後、ますます大型化、洋上化が進んでいくが、この風車のロータ、ブレードを支える軸受の設計、生産が可能な企業は当社を含めて限られている。

前述のように、当社は軸受の信頼性をより高めていくとともに、CMSの活用も提案して、風力発電事業のメンテナンスコストの低減や設備利用率の向上に貢献していく。

さらに、「DX (Digital transformation), IoT (Internet of Things)」については、軸受のインテリジェント化に挑戦していく。これまでのセンシング技術や分析技術をさらに磨き、将来はAI (Artificial Intelligence) 技術も活用し、軸受の故障予測実現やユーザによる予知保全を支援するサービスを提供する。

「生産年齢人口比率の減少」については、自動化やロボット化が加速していくであろう。産業用ロボットの分野では、精密な位置決めのため、高剛性な軸受が必要であるが、当社は、限られたスペースの中で、より剛性の高い軸受の開発に注力している。また、これまでに培ってきた軸受などの基盤技術を活用し、手首関節モジュール「i-WRIST®」を市場へ展開している¹³⁾。

一方、低価格品の流入に伴う競争が激化し、軸受のコモディティ化が進んでいる。当社は、材料や部品の最適調達などによる原価低減も重要課題として、取り組んでいる。

5. まとめ

転がり軸受は、今後も重要な機械要素であり続けるであろう。「長寿命」、「超高速」、「高剛性」、「高信頼性」という永遠のテーマに対し、NTNの技術開発が世界をリードしていくように努力しなければならない。そして、10年後、20年後、転がり軸受は見違えるように変わったと言われるよう、IoTを活用した軸受や回転機械などの状態監視やデータ収集、データを活用する周辺機器やアプリケーションの開発に注力している。

当社の産業機械事業は、軸受技術をベースに、デジタル技術を活用し、世の中に不可欠とされる企業であり続け、世界の産業発展を支えていく。

参考文献

- 1) NTN 100年史 The history of NTN:100years (2019)
- 2) 野坂正隆, 高田仁志, 吉田誠, ロケット用ターボポンプの極低温トライボロジーの研究開発, 日本航空宇宙学会誌, 第58巻第681号, (2010) 303-313.
- 3) NTN 広報ニュース「日本トライボロジー学会・技術賞を受賞」, NTN ホームページ, https://www.ntn.co.jp/japan/news/press/news20030530_3.html
- 4) NTN 転がり軸受 総合カタログ, CAT.No.2203/J, A-19-21.
- 5) 前田喜久男, 中島碩一, 柏村博, 長寿命軸受 (TAB・ETA) の開発と自動車への適用, NTN TECHNICAL REVIEW, No.65, (1996) 17-22.
- 6) 山田昌弘, 山本直太, 大木力, 微細組織制御により高強度化した軸受「ETFA」, NTN TECHNICAL REVIEW, No.88, (2020-2021) 99-104.
- 7) 植田敬一, 工作機械用精密軸受の技術動向, ツールエンジニア, 第60巻第16号, (2019) 41-43.
- 8) 園田一樹, 小畑智彦, 空冷間座付グリース潤滑軸受による工作機械主軸の高速化, トライボロジー会議 2020 秋 予稿集, (2020) B-11 95-96.
- 9) 瀬古一将, 山本貴志, 風力発電装置主軸用「左右列非対称自動調心ころ軸受」, NTN TECHNICAL REVIEW, No.86, (2018) 96-101.
- 10) 竹ヶ鼻仁, 古山峰夫, 神野晃治, 田中雄也, 高速・重切削工作機械主軸用アンギュラ玉軸受, NTN TECHNICAL REVIEW, No.86, (2018) 56-61.
- 11) 橋爪翔平, 福島靖之, 澁谷勇介, 山本庸平, 工作機械主軸用センサ内蔵軸受ユニットの開発, NTN TECHNICAL REVIEW, No.86, (2018) 50-55.
- 12) 伊藤秀司, 絶縁軸受“MEGAOHM (メガオーム™)” シリーズ, NTN TECHNICAL REVIEW, No.71, (2003) 48-51.
- 13) 数野恵介, 磯部浩, 利見昌紀, 御堂前純, 志村祐紀, 坂田清悟, 西尾幸宏, 丸井直樹, 手首関節モジュール「i-WRIST®」の適用事例と機能向上, NTN TECHNICAL REVIEW, No.88, (2020-2021) 105-110.

執筆者近影



播磨 悦

執行役員
産業機械事業本部 本部長

風力発電装置用主軸受の新商品と信頼性向上への取り組み

New Products and Improved Reliability of Main Bearings for Wind Turbine Generators



堀 径生* Michio HORI
山田 悠介* Yusuke YAMADA

再生可能エネルギーの導入拡大を牽引する風力発電は、装置の大型化が進んでおり、使用される軸受には信頼性が求められる。本稿では、主軸受として多くの陸上機で主流の自動調心ころ軸受や洋上機を中心に採用が増加している単列円すいころ軸受を対象に新商品と設計アプローチを紹介する。

Wind turbine generators, which drive the introduction of renewable energy, are becoming larger. Bearings used in wind turbines are required to be reliable. This section introduces NTN's new products and design approach of main bearings for spherical roller bearings used in many onshore turbines and single-row tapered roller bearings that are increasingly used in offshore turbines.

1. はじめに

温室効果ガス削減に向けた国際的な取決めである『パリ協定』に代表されるように、温暖化対策のため、グローバルで再生可能エネルギーの導入が進められている。昨年、世界の電源別発電電力量シェアは、水力を除く再生可能エネルギーが原子力を上回り、風力発電は全体の約5%を占めている¹⁾。

再生可能エネルギーの導入拡大には、建設費、運転維持費など発電に必要なコストを運転期間中の想定発電量で除して算出される発電コスト LCOE (Levelized Cost of Energy) の低減が重要であり、タワー高さのアップやブレードの長翼化、ブレード形状の改良などにより、設備利用率を向上させてきた。また、近年導入が進められている洋上風力発電では、建設費用が陸上風力発電と比べ高くなることから、10 MW を超える超大型機の開発、耐用年数の延伸、メンテナンスの効率化が求められる。

風力発電装置では、図1に示すロータ軸（主軸）の支持部、増速機、発電機のほか、3枚のブレード付根の旋回部やタワー頂部のヨー旋回部、また、それらを駆動するための減速機に軸受が使用される。本稿では、主軸支持部に使用される主軸受の信頼性向上や最適化に向けた NTN の取り組みを紹介する。

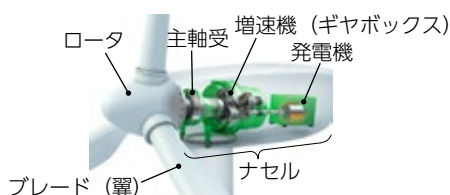


図1 風力発電装置の構造

Internal construction of wind turbine

2. 主軸受の構成

主軸受は、ブレードが受ける風荷重を支え、駆動力を発電機に伝達する最重要部品である。ドライブトレインの構成により、採用される軸受形式も変わり、図2に示すように、増速機を使用する増速式と増速機のない直結式の2つに大別される。


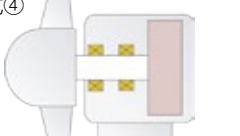



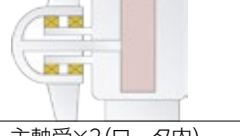
陸上に設置される増速式では、ナセル内に1個の主軸受と増速機内の軸受で主軸を支持する図2の形式①が伝統的に多く採用されてきた。この形式では、取付誤差を許容できる自動調心ころ軸受が使用される。また、2個の自動調心ころ軸受で支持する形式②についても、多くの陸上機で使用される。しかし、形式②では、温度変化による主軸の伸縮は、自由側の外輪外径面でしゅう動させる必要がある。長期に亘る信頼性を確保するため、軸受内部のころと軌道面間のアキシアル方向のすべりにより、主軸の伸縮を吸収できる円筒ころ軸受と内向き形複列円すいころ軸受を採用する構成もある。

一方、直結式は、部品点数が少なくなることで信頼性が向上する。その反面、直結式の発電機は永久磁石を多極化することで低速回転での発電を可能としており、発電機ロータは大径化する。そのため、主軸受も大径で、アキシアル方向にコンパクトな急こう配複列円すいころ軸受1個で荷重を支持する方式が採用される(形式⑤)。

洋上機では、直結式に加えて信頼性とコストをバランスした「増速機 + 中速タイプ」の多極同期発電機が使用される。風力発電装置の大型化により、軸受は大径化し、生産性やコストの影響が大きい急こう配複列円すいこ

* 産業機械事業本部 適用技術部

ろ軸受ではなく、単列円すいころ軸受の背面組合せの採用が増加している（形式②，③）。この軸受形式では、予圧荷重の付与により、寿命と剛性のコントロールが可能となる。この予圧管理は風力発電装置メーカーで行う必要があるが、NTNでは予圧管理を決定するための解析などの技術検討を行い、ユーザをサポートしている。

増速式	直結式
形式①  軸受 増速機 発電機	形式④ 
主軸受+増速機内の軸受 軸受形式:SRB	主軸受×2 軸受形式:TRB×2 or TRB+CRB
形式② 	形式⑤ 
主軸受×2 軸受形式:SRB×2 or TRB×2 or TRB+CRB	主軸受×1 軸受形式:DRTRB
形式③ 	形式⑥ 
主軸受×2 (ロータ内) 軸受形式:TRB×2 or TRB+CRB	主軸受×2 (ロータ内) 軸受形式:TRB×2 or TRB+CRB

SRB: 自動調心ころ軸受 TRB: 円すいころ軸受
CRB: 円筒ころ軸受 DRTRB: 急こう配複数円すいころ軸受

図2 ドライブトレインと主軸受の形式

Relationship between drive train and bearing type

以降では、陸上機で主流の自動調心ころ軸受と、洋上機を中心に採用が増加している単列円すいころ軸受に焦点を絞って、NTNの取組みを紹介する。

3. 自動調心ころ軸受の長寿命化

前述の自動調心ころ軸受は、取付誤差を許容し、軸受毎に独立したハウジングが使用できるメリットがあるが、市場において、軌道面の摩耗により早期破損が発生する場合がある。NTNは本事象の対策技術に加え、主軸受特有の使用条件を考慮した独自設計を適用することで長寿命化、装置の小型化に貢献している。

3.1 左右列非対称設計

主軸受は、ロータやブレードなどの重量が軸に対して垂直方向に作用するラジアル荷重に加えて、風荷重が軸に対して水平方向に作用するアキシャル荷重を受ける。風を受けるロータが風上側に位置する主流のアップウィンド型風力発電装置を想定した場合、ブレード

から遠いリヤ列には、ブレードに近いフロント列に比べてより大きな荷重が作用する（図3）。

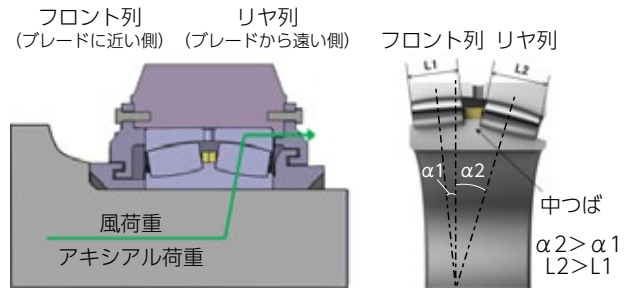


図3 荷重負荷状態
Loading condition

図4 左右列非対称設計
Asymmetrical design

NTNでは、この負荷荷重の特徴に着目し、左右列のころ長さ、接触角が異なる独自設計を採用した左右列非対称自動調心ころ軸受を2017年にプレスリリースした²⁾（図4）。これにより、計算寿命が約2.5倍となり、従来品と同等の寿命を持つ軸受の内径を約10%減、質量を約30%減とすることが可能となる。風力発電装置に本軸受を採用すれば、軸受のダウンサイジングが図れるとともに、風力発電装置全体の小型化と軽量化が可能で、コスト低減に貢献できる（図5）。

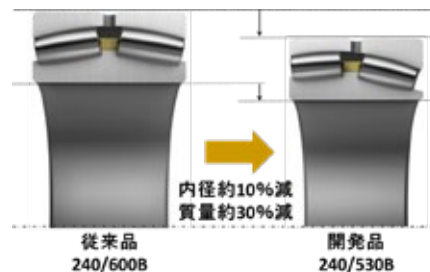


図5 設計例（ダウンサイジング）
Example of design for downsizing

3.2 DLCコーティング

(1) 構造

自動調心ころ軸受のころは、樽形の形状であり、ころ転動面と軌道面の接触部ですべりを生じながら回転する差動すべり^{*1}が発生する。また、風況により起動、停止が繰り返され、グリース潤滑にて使用される。運転中に潤滑不足（油膜切れ）が起こると、金属接触により、接触応力（P）とすべり速度（V）の積であるPV値の高い箇所から軌道面に摩耗が生じ、二山形状へと摩耗が進行する。この結果、摩耗の発生しない純転がり部に応力集中が発生し、軌道面にはく離や割れが発生することがある（図6）。

*1 差動すべり：ころと軌道輪の間で生じる回転方向の速度差に起因するすべり

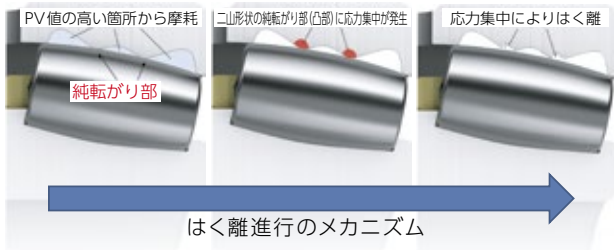


図6 損傷メカニズム
Damage mechanism

回転する内輪は、軌道面全周が均一に荷重を負荷するが、外輪はハウジングに固定されるため荷重負荷域が特定の範囲に集中し、繰り返し負荷されることで、損傷が発生する。

前述の左右列非対称設計は、PV値を約30%低減できることから、摩耗低減に対して一定の効果が得られる。一方で、油膜切れの状態では、金属接触を避けることは困難で、さらなる信頼性向上には工夫が必要であった。そこで、ころ転動面にDLC(ダイヤモンドライクカーボン)コーティングを適用した軸受の開発を行い、商品化した(図7)。NTNが採用したDLCコーティングは、①母材との密着力を高めるための金属下地層、②急な硬さ変化を避けるための中間層、③最表層のDLCコーティング、の3層構造を採用し、自動調心ころ軸受特有の差動すべり下や、油膜形成が不十分な潤滑状態において、密着性および耐摩耗性に優れている(図8)。



図7 DLCコーティング自動調心ころ軸受
DLC coating spherical roller bearing

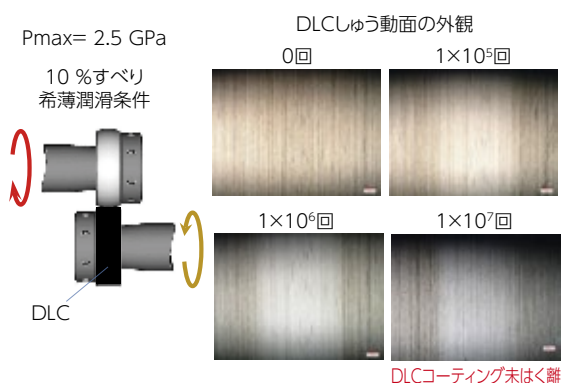


図8 DLCコーティング耐はく離性試験
DLC coating delamination test

(2) 効果検証

DLCコーティングの優位性を確認するために検証試験を行った。試験は、小型モデル軸受と実機サイズ軸受の2種類で実施した。

① 小型モデル軸受 (φ120×φ180×60)による評価

実機同様にラジアル荷重とアキシアル荷重の複合荷重を負荷し、標準品の外輪軌道面が300時間ではく離する加速条件(図9)で、50時間毎に外輪負荷域の摩耗状態を相対比較した。



図9 300時間後の外輪軌道面
Outer ring raceway after 300 hours

試験の結果を図10に示す。左右列非対称品の摩耗進展速度は標準品と比較し2/3程度になった。一方、DLCコーティング品は、初期に5μm程度の摩耗が発生したが、その後は進行がなく、非常に良好な結果であった。

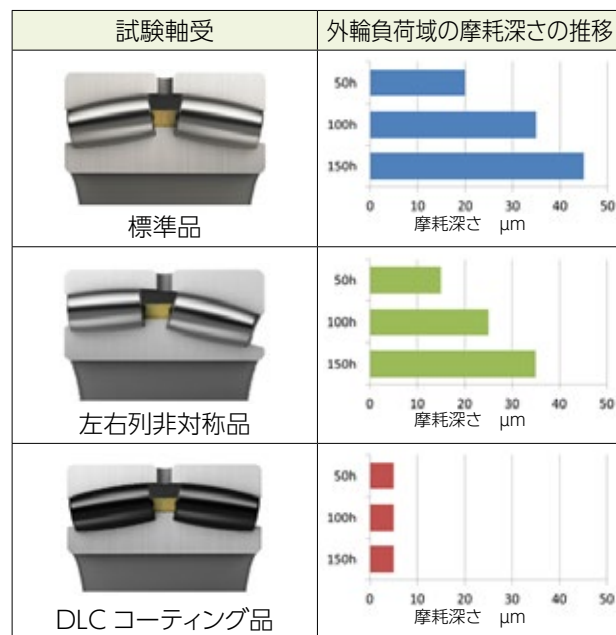


図10 小型モデル軸受試験の結果
Test results with model size bearings

② 実機サイズ軸受 (φ 600 × φ 870 × 272) による評価

小型モデル軸受と同様に試験を加速するため、標準品が 720 時間ではく離する条件で評価した。

試験後の外輪軌道面負荷域の状態を図 11 に示す。標準品は、はく離が認められるが、DLC コーティング品にはく離は認められず、摩耗量も 2 μm と極めて良好な結果であった。

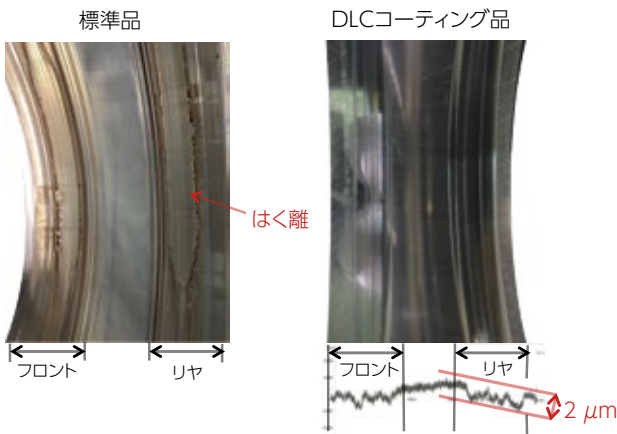


図 11 実機サイズ軸受試験の結果
Test results with actual size bearings

3.3 自動調心ころ軸受の提案仕様

以上より、NTN では、風力発電装置主軸受に使用する自動調心ころ軸受について以下を提案する (図 12)。

- ①標準設計：非対称ころを採用し、内輪に中つばのある仕様とする。本構造はころが内・外輪軌道面に加え、内輪中つば面の 3 点で支持されるため、ころのスキュー^{*2}を防止でき、軌道輪ところの間のすべりを抑制する。
- ② DLC コーティング：標準設計をベースに、摩耗損傷の抑制が必要な場合に適用する。
- ③左右列非対称設計：長寿命化 (はく離対策) や装置の小型化 (軸受の小型化) が求められる場合に適用する。
- ④ DLC コーティング+左右列非対称設計：風力発電装置全体の小型化、軽量化によるイニシャルコストの低減はもとより、安定操業による信頼性の向上や発電コスト LCOE の低減が可能になると考えられる。

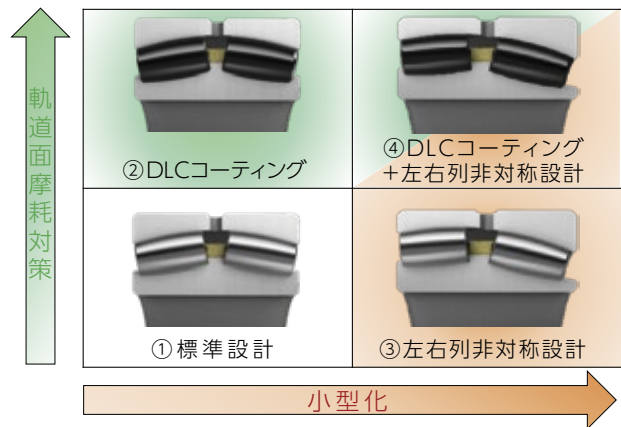


図 12 風力発電主軸用自動調心ころ軸受のラインナップ
Lineup of spherical roller bearings for wind turbine main shaft

※ 2 スキュー：ころ軸受において、ころが正規の自転軸に対して傾くこと

4. 円すいころ軸受の小型化

洋上機を中心に採用が増加している単列円すいころ軸受 (図 13) の背面組合せについて、その特徴と小型化への設計アプローチを紹介する。



図 13 単列円すいころ軸受
Single row tapered roller bearing

4.1 設計パラメータ

主軸受には、ブレードに作用する風荷重とロータ自重がモーメント荷重として軸受に作用するため (図 14)、2 つの軸受の作用点間距離を大きく保つことがラジアル荷重を低減するためのポイントになる。単列円すいころ軸受は背面組合せとすることで、作用点間距離を大きくでき、軸受の小型化、軽量化が可能となる。

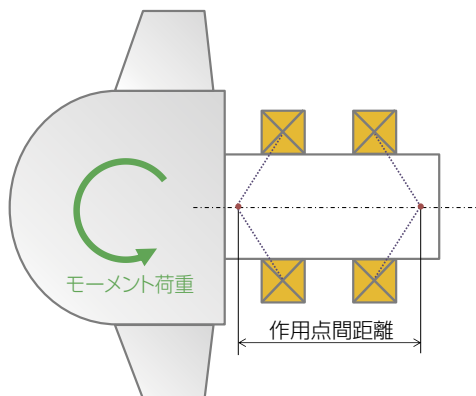


図14 荷重と作用点間距離の関係

Relationship between applied load and bearing span

なお、接触角と作用点間距離の設定については、使用条件に合わせて最適値を検討する必要がある。接触角の違いによる特徴について次に紹介する。

4.2 接触角の違いによる影響検証

(1) 寿命への影響

図15の検討例1では、アキシャル荷重負荷列のみ接触角を変化させた場合の影響を確認した。接触角の増加に伴い、等価荷重と定格荷重はともに低下するが、定格荷重の低下が少ないため、寿命は増加した。

図16の検討例2では、非アキシャル荷重負荷列のみ接触角を変化させた場合のアキシャル荷重負荷列の影響を検証した。このケースでは、接触角の増加により作用点間距離が大きくなったにも関わらず寿命が低下する結果となった。これは、非アキシャル荷重負荷列の接触角を大きくすると、誘起アキシャル荷重が大きくなるためである。これより、作用点間距離を大きくすることが必ずしも寿命増大に繋がらず、誘起アキシャル荷重に配慮する必要があることがわかる。つまり、アキシャル荷重負荷列の接触角を極力大きくすることで作用点間距離を確保することが両方の軸受寿命の増加に繋がる。

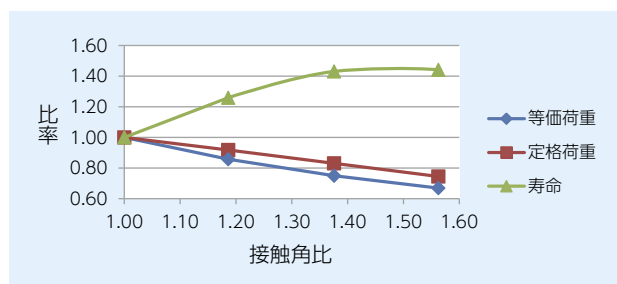


図15 検討例1 アキシャル荷重負荷列の接触角と寿命の関係

Example 1 Relationship between contact angle and bearing life for axial load side row

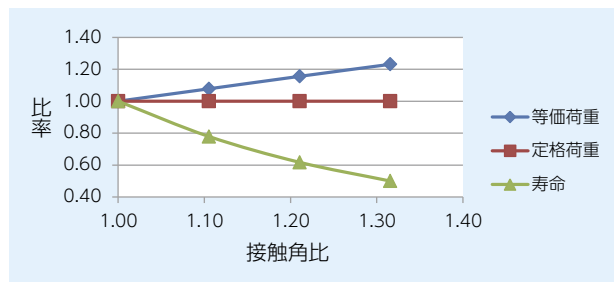


図16 検討例2 非アキシャル荷重負荷列の接触角変化によるアキシャル荷重負荷列への影響

Example 2 Effect on the axial load side row due to the change in contact angle of non-axial load side row

(2) アキシャルすきまと寿命の関係

図17に示すようにアキシャルすきま0では、接触角が大きい方が寿命も大きくなるが、アキシャルすきまが小さくなった（予圧荷重が大きくなった）場合の寿命低下率は大きく、 $-1,050 \mu\text{m}$ 以下では逆転した。これは、接触角が大きくなることでアキシャル剛性が増加し、負荷されるアキシャル荷重が大きくなるためである。

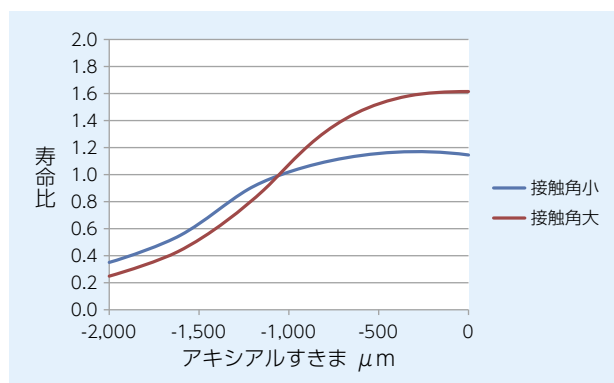


図17 接触角の違いによるすきまと寿命の影響

Effect of axial clearance and bearing life for difference of contact angle

(3) 温度変化による寿命への影響

単列円すいころ軸受の背面組合せでは、軸受の径方向の膨張、収縮に加えて、軸、ハウジングのアキシャル方向の伸縮もアキシャルすきまに影響を及ぼす。ただし、軸、ハウジングのアキシャル方向の伸縮の影響は小さく、軸受の径方向の膨張、収縮による影響が支配的である。図17の検討結果で寿命が逆転する $-1,050 \mu\text{m}$ を基準として内外輪温度差 $\pm 5^\circ\text{C}$ を想定した場合のアキシャルすきまの変化量を計算した(図18)。接触角が小さいと、(2)で示したように寿命の低下率は小さくなるが、アキシャルすきまの変化量は大きくなるため、注意が必要となる。

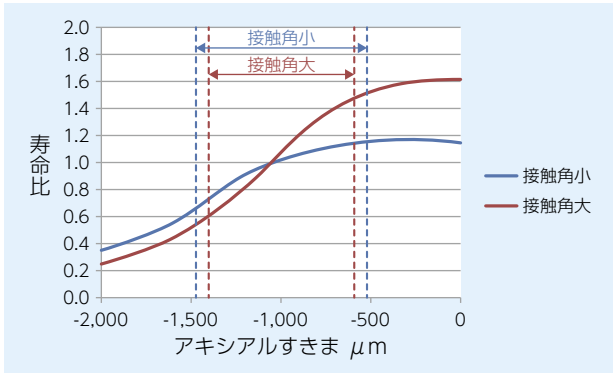


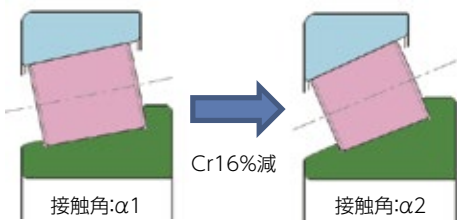
図 18 温度変化による寿命への影響
Effect to bearing life for temperature change

(4) 軸受断面のアスペクト比と定格荷重の関係

図 15 の検討例 1 のように、接触角の変化に伴って、寿命が変化するが、軸受断面のアスペクト比が影響を与える場合がある。図 19 に示すように、アスペクト比 1.1^{*3} の径方向に縦長の断面では、接触角を $\alpha 1$ から $\alpha 2$ に大きくした場合の定格荷重の低下率がアスペクト比 0.9 よりも小さいことがわかる。接触角を大きくした場合においても、ころ径、ころ長さを確保し易いためである。一方で、接触角を小さくする場合は、アスペクト比を小さくする方が定格荷重を確保しやすくなる。

*3 アスペクト比: 軸受断面高さ / 軸受組幅

縦長断面(アスペクト比1.1)の場合



横長断面(アスペクト比0.9)の場合

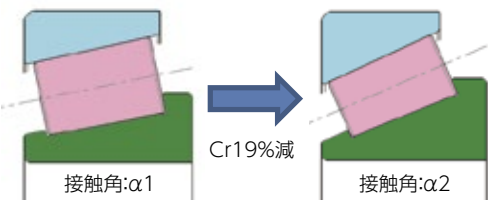


図 19 軸受断面のアスペクト比と定格荷重の関係
Relationship between aspect ratio of cross section and load rating

4.3 影響検証まとめ

接触角を大きくすることで、ラジアル荷重を低減できる一方、誘起アキシャル荷重の増加もあり、寿命や、接触応力への影響を確認する必要がある。さらに、組

込み後すきまは予圧として設定するが、アキシャル剛性が高くなる分、負荷されるアキシャル荷重が大きくなることにも注意が必要となる。また、接触角を小さくする場合は、温度変化に対し、すきま変化が大きくなることに注意が必要となる。

以上より、単列円すいころ軸受では、これらの特徴を十分に理解して設計する必要があるが、実際には許容される軸受サイズによっても接触角の設定は変わる。そのため、NTN では、豊富な経験で得られたノウハウや解析技術を活用し、設計段階からユーザと連携を図りながらドライブトレインの設計を早期に確立するためユーザをサポートしている。

5. おわりに

本稿では、風力発電装置に使用される主軸受の信頼性向上、最適化に向けた NTN の取組みを紹介した。

今後も、さらなる軸受の大型化に対応するため、製造方法を含めた設計の最適化と信頼性向上に繋がる新技術、新商品を提案し、ユーザと連携しながら再生可能エネルギーの導入拡大に向け、貢献していく所存である。

参考文献

- 1) BP:Statistical Review of World Energy 2020.
- 2) 瀬古一将, 山本貴志, 風力発電装置主軸用「左右列非対称自動調心ころ軸受」, NTN TECHNICAL REVIEW, No.86, (2018) 96-101.

執筆者近影



堀 径生
産業機械事業本部
適用技術部

山田 悠介
産業機械事業本部
適用技術部

鉄道車両用軸受の開発への取組み

Product Development of Rolling Bearings for Railway Vehicles



西河 崇* Takashi NISHIKAWA 鈴木 健吾* Kengo SUZUKI
折戸 航* Wataru ORITO 豊田 司** Tsukasa TOYODA

鉄道輸送の安全性を確保するため、鉄道車両用軸受では信頼性の確保が最重要課題である。公共交通である鉄道輸送分野に軸受を提供し、社会貢献することは、企業活動として意義があり、NTNは、長年にわたり、開発に取り組んできた。本稿では、当社における鉄道車両用軸受の開発への取組みについて紹介する。

In order to ensure the safety of railway transportation, it is required to develop bearings for railway vehicles with respect for high reliability of products. Providing bearings to public transportation services such as railway transportation service and contributing to society is significant as corporate activity. NTN has been working on development of bearings for railway vehicles for many years. This article introduces our product development activity of bearings for railway vehicles.

1. はじめに

鉄道車両の車軸、駆動装置および主電動機に使用される軸受（図1）は、その性能や品質が鉄道車両の安全性に直接影響する重要な部品であり、産業機械用軸受の中でも、高い信頼性を求められる。

これらの軸受には、静的な荷重に加えて、車両の走行に伴う動的な荷重に耐え得る強度と性能が必要である。また、車両の使用環境として、低温や高温環境、湿気およびダストにさらされ、そのような環境でも長期間にわたり性能を維持することが求められる。

に長年取り組み、国内外に多くの軸受を供給してきた。

2010年には、国際鉄道産業標準（International Railway Industry Standard : IRIS）^{注1)}の認証を取得し、日本企業の中でも早くから、鉄道車両用軸受のメーカーとして国際標準に準じた品質保証体制を整備してきた。

本稿では、鉄道車両用軸受の開発への取組みについて紹介する。

注1) 2017年に国際規格技術仕様書 ISO/TS22163(Railway Quality Management System : RQMS)に規定内容が継承された。

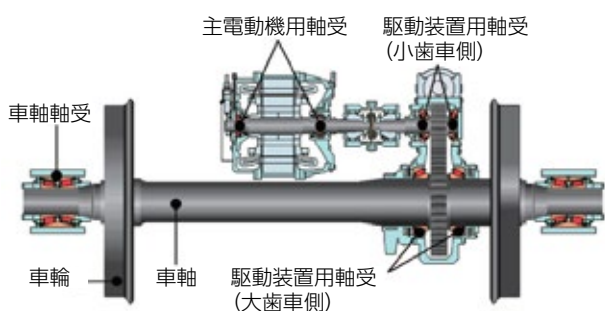


図1 鉄道車両用軸受の使用部位
Application of railway bearings

NTNでは、これらの信頼性の要求に応えるべく、車軸軸受、駆動装置用軸受および主電動機用軸受の開発

2. 鉄道車両用軸受の技術動向と開発への取組み

2.1 車軸軸受のコンパクト化と高機能化

車軸軸受は、車両重量や車両の走行に伴う動的な荷重を支持する。外径寸法φ210～φ250mmの複列円すいころ軸受あるいは複列円筒ころ軸受が使用され、現在はグリース潤滑の密封式複列円すいころ軸受が主流である。

こうしたなか、当社は、高速化やメンテナンス周期延伸の要求に応えるため、低昇温オイルシール、強化樹脂製保持器および内輪と後ふたとのフレッチング抑制対策^{注2)}を採用した専用軸受の開発と改良を行ってきた。

注2) 車軸軸受使用中の内輪と後ふたの微小相対変位の繰返しにより、接触面にフレッチングが生じる。ガスケット付き金属プレートを取り付け、フレッチングの抑制、摩耗粉の軸受内部への侵入を防止する当社特許技術（特許第4060232号）。

* 産業機械事業本部 適用技術部

** 産業機械事業本部 製品設計部

近年は、基本性能の向上を目指した開発以外に、小型化や高機能化の要求に応える商品開発にも取り組んできた。ここでは、小型密封式車軸軸受ユニットとセラミック溶射絶縁車軸軸受の開発を紹介する。

2.1.1 小型密封式車軸軸受ユニットの開発

(1) 開発の背景

車軸軸受ユニットのアキシャル方向寸法の短縮は、軸箱周辺構造のコンパクト化、車軸の剛性向上によるフレッチング抑制対策として有効であるが、従来はオイルシールの寸法の制約により、限界があった。

オイルシールよりも構造が簡易なシールド板を使用してアキシャル方向寸法を短縮する方法も採用事例が見られるが、グリースの密封性に課題がある。

そこで、密封性と車軸軸受ユニットのアキシャル方向寸法の短縮を両立した「小型密封式車軸軸受ユニット」を開発した (表1, 図2)。

(2) 開発品の特長と仕様

- ◇小型化, 軽量化
- ◇フレッチング抑制
- ◇信頼性向上, メンテナンスコストの低減

表1 小型密封式車軸軸受ユニットの仕様

Specification of short-type sealed axle bearing unit

項目	仕様
軸受形式	密封式複列円すいころ軸受
軸受主要寸法	φ130 × φ240 × 160/160 mm
基本動定格荷重	1,040 kN
基本静定格荷重	1,870 kN
軸受ユニットアキシャル方向寸法	当社従来比 △ 15 %
軸受ユニット質量	当社従来比 △ 10 %

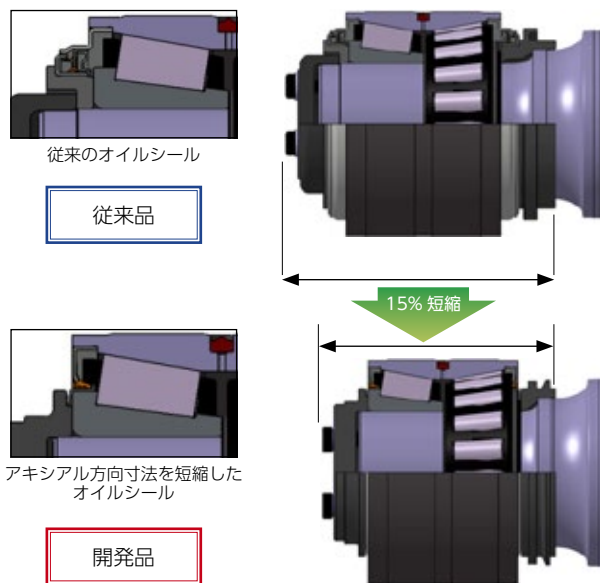


図2 小型密封式車軸軸受ユニット
Short-type sealed axle bearing unit

(3) 評価試験

(3-1) 軸受回転試験

420 km/hでの120万 km 走行相当の耐久試験を実施し、試験中に異常な温度上昇はなく、試験後の軸受、グリースの状態にも異常は認められなかった (表2, 図3)。

表2 試験条件

Test condition

項目	条件
ラジアル荷重	91.4 kN (一定)
アキシャル荷重	16.7 kN (5 s 負荷, 25 s 無負荷)
回転速度	Max.2,685 min ⁻¹ (420 km/h 相当) 正逆回転 (4 h 周期)
風冷速度	10 m/s
試験時間	3,429 h (120 万 km 相当)

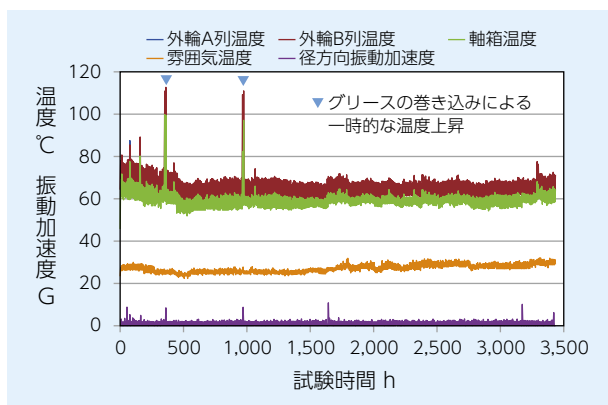


図3 軸受回転試験結果
Bearing rotating test result

(3-2) 密封性確認試験

回転加振試験により、開発品のグリース密封性がシールド板仕様よりも優れ、従来品と同等であることを確認した (表3, 図4).

表3 試験条件
Test condition

項目	条件
回転速度	Max.2,685 min ⁻¹ (420 km/h 相当)
加振周波数	50 Hz
加速度	50 ~ 200 m/s ² 50 m/s ² 刻み, 24 h 毎に段階的に増加

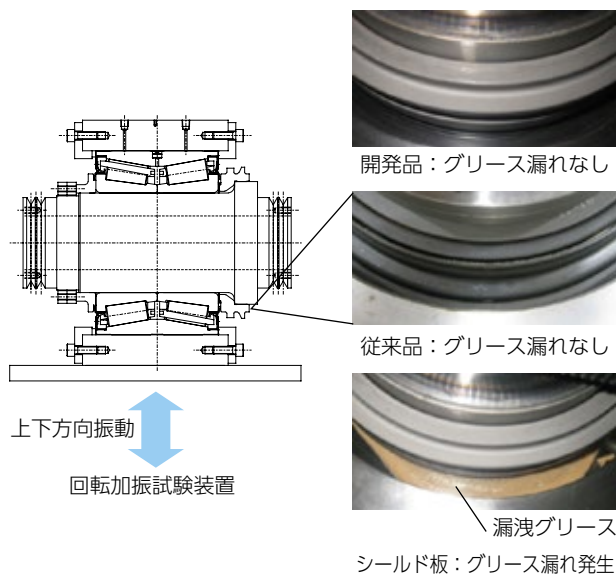


図4 密封性確認試験結果
Sealing test result

2.1.2 セラミック溶射絶縁車軸軸受の開発

(1) 開発の背景

車軸軸受の電食防止のため、車両や台車には絶縁対策が施されるが、車両の状態などにより、車軸軸受の電食が問題になることがある。電食対策は、軸受そのものを絶縁することが最も有効な対策の一つであり、主電動機用軸受の設計と製造で培った技術を車軸軸受に適用したセラミック溶射絶縁車軸軸受を開発し、実車にも採用されている (表4, 図5).

(2) 開発品の特長と仕様

- ◇外輪セラミック溶射被膜
- ◇電食防止
- ◇信頼性向上, メンテナンスコストの低減

表4 セラミック溶射絶縁車軸軸受の仕様
Specification of ceramic-insulated axle bearing

項目	仕様
軸受形式	密封式複列円すいころ軸受
絶縁仕様	外輪セラミック溶射被膜
軸受主要寸法	φ135 × φ240 × 140/130 mm
基本動定格荷重	770 kN
基本静定格荷重	1,270 kN
絶縁抵抗値	10 M Ω以上 (DC500 V)

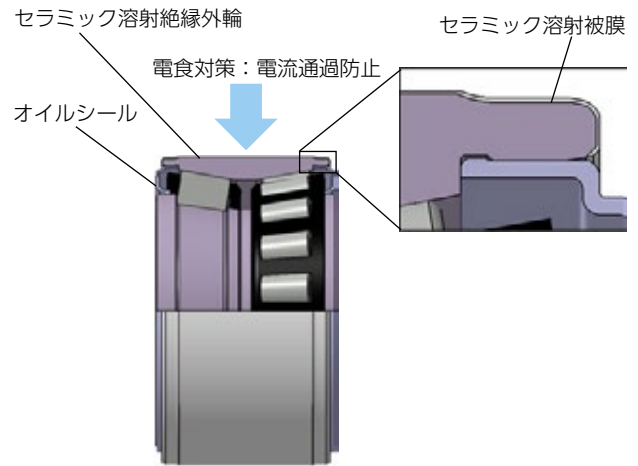


図5 セラミック溶射絶縁車軸軸受
Ceramic-insulated axle bearing

(3) 評価試験

実使用条件に相当する荷重条件でセラミック溶射被膜の強度評価を行い、試験後の被膜に割れ、欠けなどの損傷は認められず、絶縁抵抗値にも異常は認められないことを確認した (表5, 図6).

表5 試験条件
Test condition

項目	条件
静的強度試験	ラジアル荷重 最大 110 kN
疲労強度試験	ラジアル荷重 28.6 ~ 54.3 kN 負荷回数 10 ⁷ 回

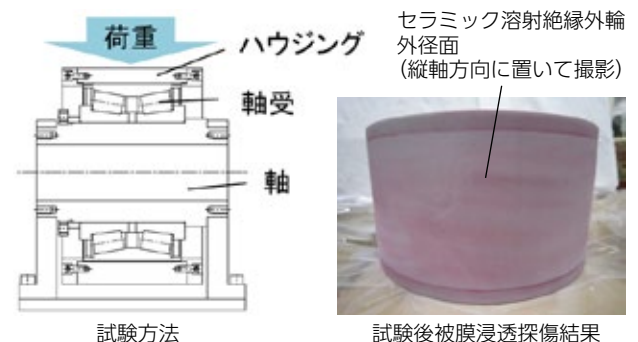


図6 セラミック溶射被膜強度試験結果
Strength test result of ceramic-insulation coating

2.2 主電動機用樹脂被膜絶縁軸受の信頼性向上

主電動機には、駆動側に NU 形円筒ころ軸受、反駆動側に深溝玉軸受が使用され、これらの軸受がロータを支持する。

駆動側軸受、反駆動側軸受とも外径 $\phi 120 \sim \phi 170 \text{ mm}$ が主要な軸受寸法で、潤滑方式はグリース潤滑が一般的である。

主電動機として誘導電動機が主流となり、当社では、電食を防止するため、外輪にセラミックをプラズマ溶射したセラミック溶射絶縁軸受や強化型樹脂を射出成形した樹脂被膜絶縁軸受を開発した (表 6, 図 7)。前者は主に新幹線車両に、後者は主に在来線車両に使用されている。

近年の主電動機用軸受の使用環境の変化に対応するため、放熱性を向上させた樹脂被膜絶縁軸受の開発に取り組んでいる。

2.2.1 樹脂被膜絶縁軸受の開発

(1) 開発の背景

ライフサイクルコスト低減のため、主電動機のメンテナンス周期延伸や全閉式主電動機の採用が増加する傾向¹⁾にある。主電動機のメンテナンス周期は、主に軸受の潤滑寿命により決まり、潤滑寿命を延伸するためには、軸受温度上昇を低減して潤滑剤の劣化を抑制する必要がある。また、全閉式主電動機は、従来の開放式よりも軸受周辺温度が高くなる場合があり、軸受の低昇温化が望ましい。

メンテナンス周期延伸や全閉式主電動機への適用においても、高い信頼性を発揮するよう樹脂被膜の放熱性の向上に取り組んでいる。

(2) 開発品の特長と仕様

- ◇外輪樹脂射出成形被膜の放熱性向上
- ◇信頼性向上、メンテナンスコストの低減

表 6 樹脂被膜絶縁軸受の仕様
Specification of resin-insulated bearing

項目	仕様	
軸受形式	円筒ころ軸受	深溝玉軸受
絶縁仕様	外輪樹脂射出成形被膜	
軸受主要寸法	NU214 $\phi 70 \times \phi 125 \text{ mm}$	6311 $\phi 55 \times \phi 120 \text{ mm}$
基本動定格荷重	83.5 kN	71.5 kN
基本静定格荷重	95 kN	45 kN
絶縁抵抗値	100 M Ω 以上 (DC500 V)	

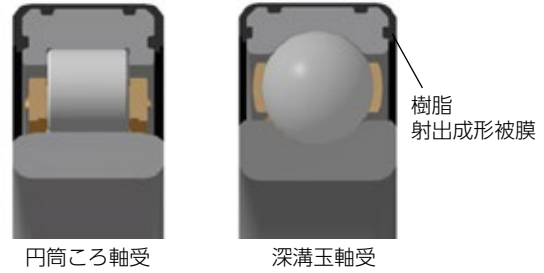


図 7 樹脂被膜絶縁軸受
Resin-insulated bearing

(3) 評価試験

(3-1) 外輪温度

軸受使用時の発熱を模し、樹脂被膜絶縁外輪の軌道面をヒータで加熱し、外輪母材外径面温度を測定して評価した (表 7)。

試験の結果、樹脂被膜の材料変更により開発品は従来品に比べて、約 5 °C 外輪母材外径面温度の低下が認められた (図 8)。

表 7 試験条件
Test condition

項目	条件
供試品	樹脂被膜絶縁外輪 (NU214)
加熱方法	カートリッジヒータ付き 専用治具により外輪軌道面を加熱
加熱温度	120 °C (専用治具部)

(3-2) ボルト締結力の変化

樹脂被膜絶縁軸受の外輪は、主電動機の軸受箱と端ふたのボルト締結力により、アキシャル方向に圧縮された状態で使用される。そのため、被締結体の一部である外輪幅面樹脂被膜の膜厚方向の変形により、ボルト締結力の低下が生じる。

開発品と従来品の樹脂被膜絶縁外輪を、試験用治具に組み込み、所定の締結力で試験治具のボルトを締め、樹脂被膜幅面に膜厚方向圧縮力を付与した。軌道面を 120 °C \times 100 h 加熱した後、室温まで冷却し、ボルト締結力の低下を評価した (表 8)。

試験の結果、開発品は従来品に比べて、ボルト締結力変化を約 20 % 低減する効果が認められた (図 9)。

表 8 試験条件
Test condition

項目	条件
供試品	樹脂被膜絶縁外輪 (NU214)
ボルト締結	4-M10 軸力 18 kN/ 本
加熱方法	カートリッジヒータ付き 専用治具により外輪軌道面を加熱
加熱温度	120 °C (専用治具部)
試験時間	100 h

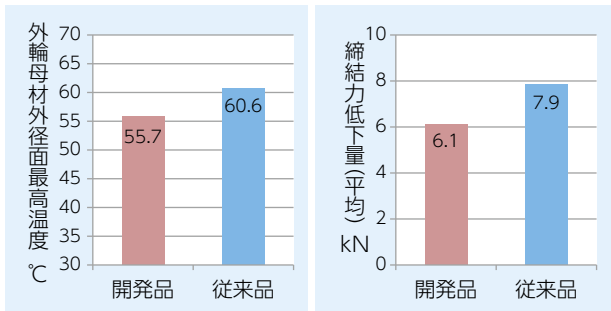


図8 外輪温度

Temperature of outer ring

図9 ボルト締結力の変化

Change in bolt fastening force

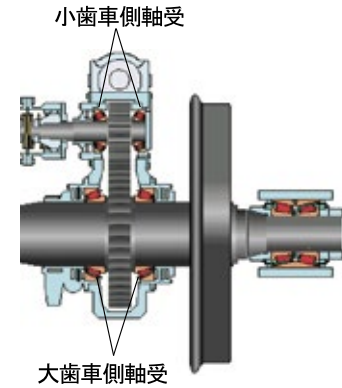


図10 駆動装置用軸受の配置

Bearing arrangement in driving-unit

2.3 駆動装置用軸受の耐焼付き性能向上

平行カルダン方式駆動装置では、円すいころ軸受が正面組合せで配置されるのが一般的である (図10)。

小歯車側軸受は小歯車軸重量、継手重量の一部と歯車のかみあい荷重を支持し、大歯車側軸受は歯車箱重量の一部と歯車のかみあい荷重を支持する。

小歯車側軸受は外径φ150～φ180 mm、大歯車側軸受は外径φ280～φ330 mmが主要な軸受寸法で、潤滑油は大歯車の回転により軸受に供給される。

近年は、円筒ころ軸受を用いた駆動装置も開発されているが^{2)・4)}、依然として、円すいころ軸受が主流である。この形式では円すいころ軸受にアキシャル荷重が作用し、特に小歯車側軸受の耐焼付き性能が重要である。

小歯車側円すいころ軸受の低温環境下での耐焼付き性能の向上の取組みについて紹介する。

2.3.1 駆動装置用円すいころ軸受

低温環境下での耐焼付き性能の向上

(1) 背景

低温環境下での小歯車側軸受の焼付きに関連して、軸受アキシャルすきまや周辺温度の軸受温度上昇への影響について研究された事例は見られるが⁵⁾、低温環境下での駆動装置内部の状態観察や軸受荷重測定の例は、当社の把握する限り見られない。そこで、駆動装置内部の状態観察、軸受荷重測定を行い、商品の改良を行った。

(2) 駆動装置の内部観察

駆動装置の上ふたをアクリル樹脂製にして、動画撮影し、低温環境下で小歯車側軸受が焼付きに至るまでの駆動装置内部の状態を観察した (表9)。

表9 試験条件

Test condition

項目	条件
試験軸受	駆動装置小歯車側円すいころ軸受
雰囲気温度	-15℃
最高回転速度	5,772 min ⁻¹
潤滑油	駆動装置用潤滑油
アキシャルすきま	設計値の60% (焼付き再現のため)

【低温環境下での駆動装置内部の状態観察結果 (図11)】

- ① 起動時には大歯車によってかき上げられた高粘度の潤滑油が小歯車とのかみあい部に供給され、その一部が小歯車側軸受に供給される。
- ② その後、温度上昇に伴って潤滑油の粘度が低下し、駆動装置内壁に付着した潤滑油が、装置内の空気の流れによって内壁に沿って流動する。
- ③ 小歯車側軸受が焼き付く直前には、駆動装置の内部が潤滑油によって徐々に曇り、やがて小歯車側軸受が火花を一瞬散らして焼き付く。

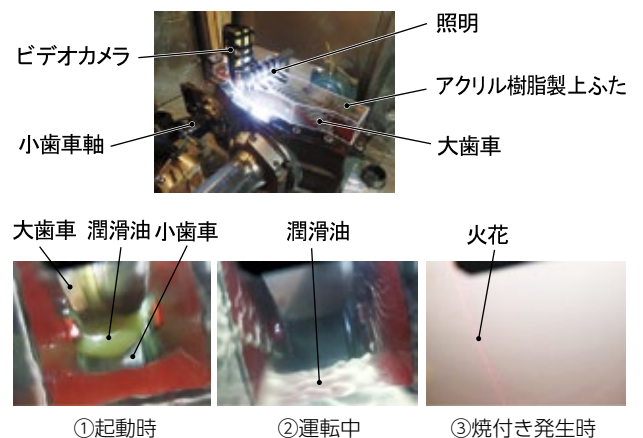


図11 低温環境下での駆動装置の内部状況

Internal state of driving-unit in low-temp. environment

(3) アキシャル荷重の測定結果

小歯車側軸受が焼き付くまでの過程を把握するため、小歯車側軸受のアキシャル荷重を測定した。測定の結果 (図 12) は、低温状態から起動後、軸受内輪と小歯車軸、歯車箱の熱膨張量の差により、やがてアキシャルすきまがなくなり、数分間でアキシャル荷重が増加し、焼付きに至るメカニズムを示している。焼付き発生時には、150～200 kN ものアキシャル荷重が小歯車側軸受に作用していることも確認した。

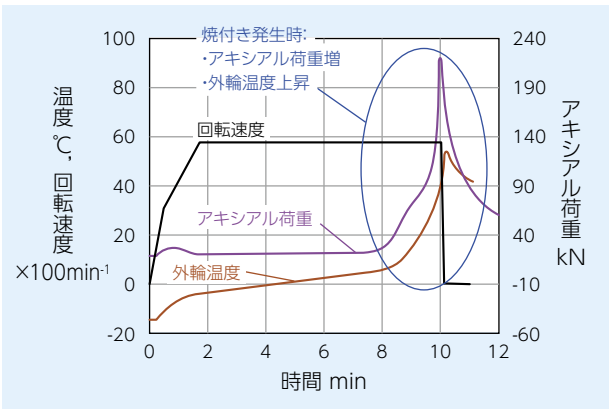


図 12 軸受温度，アキシャル荷重測定結果
Bearing temperature and axial load

(4) 対策仕様の効果

駆動装置用円すいころ軸受の低温環境下での耐焼付き性能の向上には、ころ大端面と内輪つば面の耐焼付き強さの向上はもとより、アキシャルすきま減少の要因となる温度上昇の抑制が有効である。これらの対策を盛り込んだ改良品と従来品の比較試験で、改良の効果が認められることを確認した (図 13)。

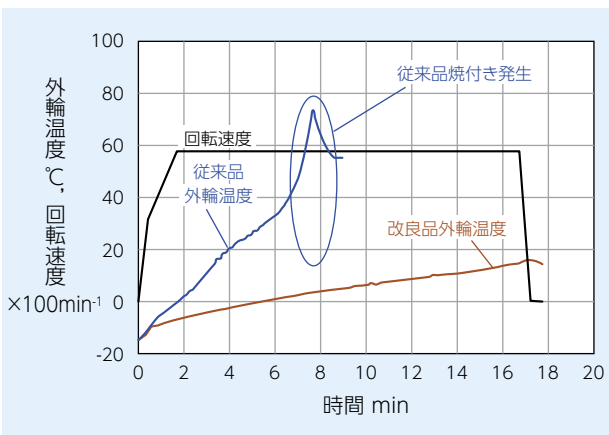


図 13 低温環境下での起動試験結果
Start-up test result in low-temp. environment

3. まとめ

当社における鉄道車両用軸受の開発への取組みについて紹介した。鉄道車両用軸受の開発は、車両や機器類の開発と密接に連携して進めることが多く、本稿で紹介した事例は、NTN が取り組む鉄道車両用軸受の開発活動の一部である。

鉄道車両用軸受の開発を通じて、公共交通である鉄道輸送分野に軸受を提供し、社会貢献することは、企業活動として意義がある。今後も技術開発や商品開発に積極的に取り組む所存である。

参考文献

- 1) 東洋電機製造 100 年史編集委員会，東洋電機製造百年史，東洋電機製造株式会社，(2018) 234-235.
- 2) 長恵美子，岩波健，鈴木史比古，島宗亮平，ヤマバ歯車駆動装置の開発，JR EAST Technical Review, No.53, (2015) 29-32.
- 3) 小野寛，林智，高速鉄道用歯車装置の技術動向，月刊トライボロジー，2017. 5, (2017) 40-42.
- 4) 永友貴史，鉄道車両用軸受とその技術動向，トライボロジスト，第 63 巻 第 2 号，(2018) 100-105.
- 5) 高橋研，永友貴史，鉄道車両用歯車装置の起動時における軸受すきまの挙動，日本機械学会 2019 年度年次大会講演論文集，S11320.

執筆者近影



西河 崇
産業機械事業本部
適用技術部



鈴木 健吾
産業機械事業本部
適用技術部



折戸 航
産業機械事業本部
適用技術部



豊田 司
産業機械事業本部
製品設計部

ロボット関節部関連商品の開発への取組み

Approach to Development of Robot Joint-related Products



國米 広道 *	Hiromichi KOKUMAI
田中 秀明 **	Hideaki TANAKA
鈴木 康介 ***	Kosuke SUZUKI
川上 雄一郎 ***	Yuichiro KAWAKAMI

生産性向上や省人化の市場要求によりロボット市場は近年拡大し、特に、協働ロボットをはじめとした小型ロボットは今後、急速な成長が見込まれている。NTNではロボット関節部の減速機、ロータリエンコーダをはじめ、様々な機器に適用可能な商品を開発している。本稿ではその開発の取組みを報告する。

In recent years, the robot industry has been expanding due to the market demand for improved productivity and labor saving. In particular those represented by smaller size robots, typically collaborative robots, are expected to grow rapidly in the future. For various devices incorporated into robot's joints, such as reduction gears and rotary encoder, many bearings are used. We update our latest developments for the applications in this paper.

1. はじめに

近年、人手不足の解消や製品品質の安定化のため、人の代わりに作業を行うロボットが世界中に普及している。特に、自動車市場やIoT (Internet of Things) 関連の需要増加による電子部品市場への設備投資が活性化するとともに、国内では少子高齢化による人手不足、新興国での人件費高騰による省人化の影響で、その需要はさらに増大し、ロボット市場は拡大している。

ロボットは、溶接、塗装や搬送などの製造ラインに設置される産業用ロボット、農地、海上、災害現場など屋外で作業するフィールドロボット、医療、介護をはじめ、家庭や職場で人と交流するサービスロボットが代表的である。特に、人と作業する協働ロボットや、サービスの多様化に対応したサービスロボットなどの小型ロボットが急速に普及すると予測されている。

NTNでは、ロボット関節部の機構部品として多くの軸受やセンサ関連商品を開発しており¹⁾⁻⁵⁾、今後、成長が著しい小型ロボットにおける商品開発の取組みを紹介する。

2. ロボットの市場ニーズ

ロボットの基本機能である、決められた位置の対象物をつかみ正確に作業することに加え、最近では次の市場ニーズが高まっている。

- ①タクトタイム短縮による生産性の向上 (高速化)
- ②搬送時の位置決め、繰り返し精度の向上 (高精度化)
- ③ティーチングの簡素化 (操作性の向上)
- ④省スペース化による作業範囲の確保 (コンパクト化)
- ⑤メンテナンス間隔延長によるライン稼働率の改善 (信頼性、保守性の向上)

3. ロボット構造と関節機構

ロボットでは、人間の肩から手首までと同じ動きをする垂直多関節ロボットが代表的で(図1)、重量物を高速で決められた位置に精度良く搬送することが求められるため、各関節部の駆動力や剛性を高めるだけでなく、正確な位置決め制御が必要になる。このため、各関節部は高トルク密度で高剛性な精密減速機が使用され、ロータリエンコーダの角度検出によるフィードバック制御で位置決めが行われている(図2)。

小型ロボットでは、これら関節機構の小型化、軽量化が必須であり、小型精密減速機(外径φ100 mm以下)として波動歯車装置や、軽量でコンパクトなロータリエンコーダが採用されている。

NTNでは、波動歯車装置の回転支持に使われる軸受や、絶対角や回転速度検出を可能にする複列磁気リングの商品開発に取り組んでいる。

* 産業機械事業本部 適用技術部

** 産業機械事業本部 ロボティクス・センシング技術部

*** 産業機械事業本部 製品設計部



図1 6軸垂直多関節ロボット
6 axes articulated robot

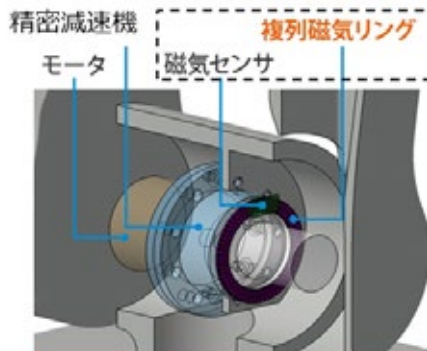


図2 ロボット関節機構部の構造模式図 (2軸: 下腕)
Structure of robot joint part (2nd axis: Lower arm)

4. 波動歯車装置用軸受の開発

4.1 波動歯車装置の軸受適用部位

サーボモータの出力トルクを増幅(減速)させ、かつモーメント荷重を負荷することができる波動歯車装置(ユニットタイプ)の構造模式図の例を図3に示す。本減速機には、波動発生機構としての役割を担う薄肉弾性玉軸受と出力側でモーメント荷重を支持するクロスロー軸受が適用される。

本減速機の動作原理について説明する。薄肉かつ柔軟な金属円環を歯切りした薄肉弾性歯車(外歯車)に、だ円軸が挿入された薄肉弾性玉軸受を組み込み、厚肉で剛性の高い内歯車とだ円の長軸側で接触させて、外歯車の弾性変形を巧みに利用した独特な減速機構である。動作原理は、図4に示すように、内歯車を固定した場合、だ円軸が時計回りに1回転すると、外歯車と内歯車の歯数差(例えば、外歯車が2歯数少ない)分だけ、外歯車が

反時計回りに回転し、これを出力として取り出す機構である。ここで、図4右図は、だ円軸が半回転し、外歯車が1歯数分反時計回りに移動した状態を図示している。本減速機は同軸で構造がシンプルかつコンパクトな特長に加え、1/30~1/320の大きな減速比を得ることができる。そして、くさびのように入り込む両歯面が同時に噛合い、バックラッシがなく、さらに噛合い率も大きいことから、歯車誤差が平均化され、角度伝達精度が高く、トルク容量も大きい特長がある。また、外歯車の出力回転を支持する主軸受にはクロスロー軸受が適用され、コンパクトで、かつ高いモーメント剛性を有することで、ロボットの重要特性である位置決め精度を確保できる特長もある。

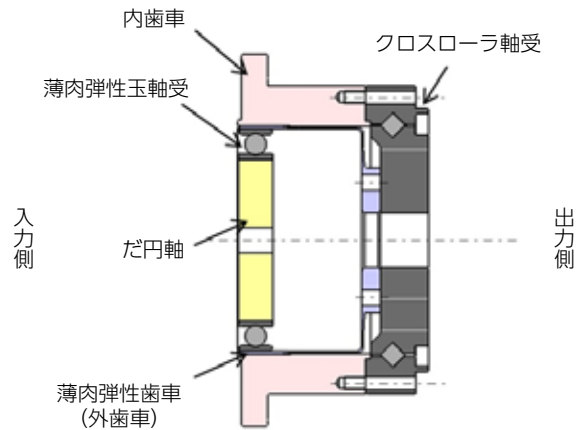


図3 波動歯車装置(ユニットタイプ)の構造模式図
Structure of strain wave gearing (Unit type)

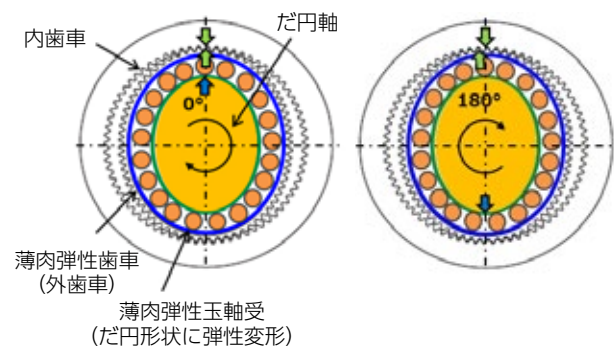


図4 波動歯車装置の動作原理

Operating principle of strain wave gearing

薄肉弾性玉軸受とクロスロー軸受には、減速機の安定した性能と運転を維持し、高い信頼性を実現するため、ロバスト性の高い専用設計が必要になる。

4.2 薄肉弾性玉軸受

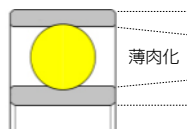
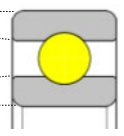
波動歯車装置に適用する薄肉弾性玉軸受は、波動発生機構としてのトルク伝達を担うために、だ円変形した状態で歯車からの噛合い反力を支持する。このとき、内輪はだ円軸にタイトにはめあい、だ円変形した状態で回転し、外輪は転動体を介してだ円変形状態が繰り返し変化する。軸受内部にはこのだ円変形による予圧荷重に加え、トルク伝達時の歯車からの反力が作用する。つまり、薄肉弾性玉軸受は、高いトルクを長期に亘り、正確に伝達するために、以下の特性が求められる。

- ①高負荷容量設計による長寿命化
(転動疲労寿命の向上)
- ②内外軌道輪の弾性変形に対する可撓性の確保
- ③外輪割れ疲労強度の向上

これらを満足するため、転動体を大きくし、内外輪を薄肉化し、転動体充填率をアップした基本設計を適用している。表1に一般的な薄肉軸受である68系列標準品との断面形状の比較を示す。薄肉弾性玉軸受は68系列に対して、内外輪は薄肉化され、断面に対する転動体比(断面比)が約1.2倍大きく、さらに、負荷容量は約1.4倍大きくなる。本設計により、内外軌道輪の弾性変形と高負荷容量化の両立を可能にしている。

表1 薄肉弾性玉軸受の特長

Features of ultra thin elasticity ball bearing

模式図	薄肉弾性玉軸受	68系列
		
断面比	1.2	1
負荷容量比	1.4	1

※ 断面比、負荷容量比：68系列を1とした時の比

ここで、①高負荷容量化設計による長寿命化(転動疲労寿命の向上)を図る一方で、外輪は、運転時に転動体を介し、繰り返し弾性変形することで、外径面に引張圧縮応力が振幅として作用するため、転動疲労寿命に加え、外輪割れ疲労強度への配慮が必要である。図5に外輪応力解析の一例を示す。本解析では外輪を1/4カットモデルとし、だ円変形と外部荷重を考慮した解析を行っている。長軸側では転動体を介して、外輪が拡径側に押されるため、外輪外径には引張応力が発生し、短軸側では転動体が非負荷状態となり縮径するため、外輪外径には圧縮応力が発生する。さらに、運転時にはだ円変形した内輪が回転し、外輪の応力分布は回転方向に時々刻々

と変化し、長短軸が交互に入れ替わるため、外輪外径には引張圧縮の繰返し応力が作用することがわかる。NTNでは、このような応力解析により、正しい応力状態を把握することで、応力振幅を抑制する最適な肉厚の選定や、応力集中を発生させない角部形状設計の最適化を行い、①高負荷容量化設計による長寿命化(転動疲労寿命の向上)に加え、②内外軌道輪の弾性変形に対する可撓性の確保、③外輪割れ疲労強度の向上を達成した。

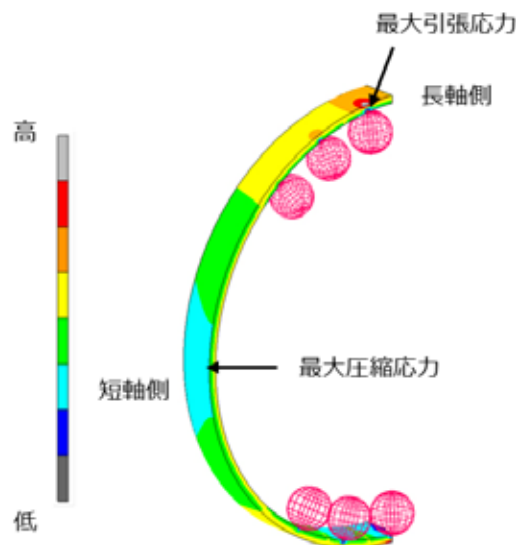


図5 薄肉弾性玉軸受の外輪応力解析

Outer race stress analysis of ultra thin elasticity ball bearing

また、薄肉弾性玉軸受は、内外輪が非常に薄肉であるため、加工時や熱処理時の変形をいかに抑制するかが製造上の課題となるが、NTNがこれまで培ってきた薄肉加工技術や熱処理条件の最適化により、薄肉弾性玉軸受を商品化した(図6)。



図6 薄肉弾性玉軸受カットモデル

Cut model of ultra thin elasticity ball bearing

4.3 クロスローラ軸受

波動歯車装置に適用する主軸受は、ロボット関節部に作用するモーメント荷重を直接支持しなくならず、大きなモーメント荷重を受けても、軸の傾きや軸受

内部応力（接触応力）を抑制し、高いモーメント剛性と長時間安定的に回転を支持することが必要である。そのため、軸受には①コンパクト化に加え、②高モーメント剛性化、③長寿命化が求められる。これらの機能を満足するため、保持器がなく、より多くのころが接触角を交互に持ち、配列されたクロスローラ軸受が適用される（図7）。

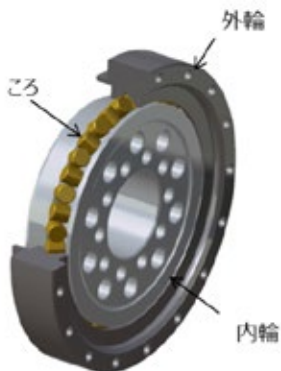
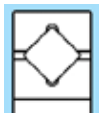

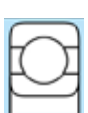


図7 クロスローラ軸受の模式図
Structure of cross roller bearing

表2にはクロスローラ軸受以外の代表形式として、円すいころ軸受と深溝玉軸受を波動歯車装置の主軸受に適用した場合の比較を示す。円すいころ軸受は、モーメント剛性、負荷容量が優れるが、両方向モーメント荷重を支持するためには2列使用が前提となるためコンパクト化に課題がある。また、深溝玉軸受は、コンパクトであるが、モーメント剛性、負荷容量に課題がある。つまり、クロスローラ軸受が本アプリケーションでは最も機能的であると言える。

表2 波動歯車装置の主軸受形式比較

Comparison of bearing type for strain wave gearing main shaft

形式	 クロスローラ軸受	 円すいころ軸受	 深溝玉軸受
①コンパクト	○	×	○
②高モーメント剛性	○	○	×
③高負荷容量 (長寿命)	○	○	×

クロスローラ軸受の②高モーメント剛性化には、内部予圧を高める設計が必要であるため、軸受内部すきまを負すきま（予圧）に設定する。一方で、予圧を高めることは接触応力の上昇を伴うため、寿命低下への配慮が必要となる。図8に予圧に対するモーメント剛性と寿命の関係を示す。予圧の増加に伴いモーメント剛性

は増加していく。一方で、寿命は、低い予圧領域では外部荷重に対する予圧抜けが抑制され増加傾向になるが、高い予圧領域では接触応力の増加に伴い低下傾向になる。NTNでは、最適な予圧範囲を設定することで、①コンパクト化に加え、②高モーメント剛性化と③長寿命化の両立を可能にした。

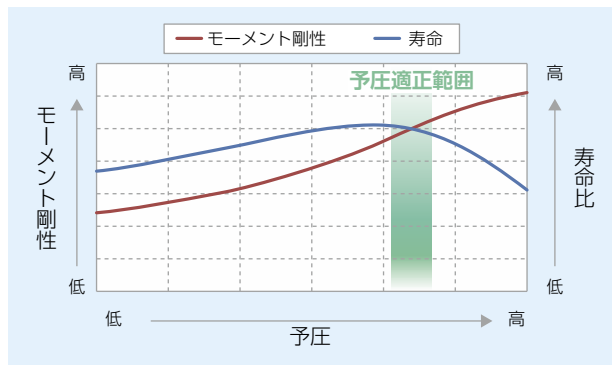


図8 クロスローラ軸受の予圧に対するモーメント剛性と寿命
Moment stiffness and lifetime at preload for cross roller bearing

5. ロータリエンコーダ用複列磁気リングの開発

5.1 複列磁気リングのロボット関節部への適用

ロボットの正確な位置決め制御のためには、関節部を駆動するモータ出力側の回転角度、回転方向、回転速度を高精度に検出する必要があり、その出力はフィードバック制御に用いられる。

ロータリエンコーダは大きく分けて「光学式」と「磁気式」の2種類がある。光学式は位置検出精度や分解能が高いが、温度変化や埃、油などの周辺環境の影響を受け、耐環境性が低いというデメリットがある。一方、磁気式は耐環境性が高く、一般に作業環境を選ばないメリットがある。

NTNでは絶対角検出型ロータリエンコーダに適用可能な、複列磁気リングを開発した³⁾（図9）。



図9 複列磁気リング
Multi Track Magnetic Ring

この複列磁気リングは、プレス成形した薄肉の芯金を採用することで、中空大口径となる。このため、関節部などの中空軸内に配線するタイプのロボットに最適であり、省スペース化に貢献する。図10に、複列磁気リングとセンサ IC「iC-MU⁶⁾ シリーズ」をロボット関節部に適用した例を示す。

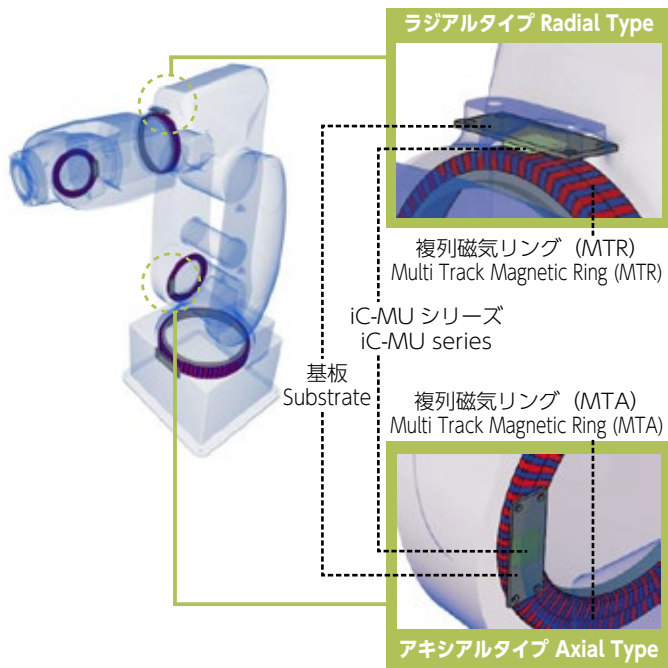


図10 複列磁気リングのロボット関節部への適用例
Application example of Multi Track Magnetic Ring to robot joint

5.2 複列磁気リング

NTN で開発した複列磁気リングは、異なる磁極数を複列に構成しており、回転センサ付軸受に使用する磁気リングの着磁技術の蓄積により、高精度な着磁を実現した。

複列磁気リングとセットで使用する iC-MU (図11) はホール素子と信号処理回路を1パッケージにしたもので、磁極数の異なる2列の磁極の位相差を読み取り、内部で演算することにより、絶対角の検出が可能であ

る。また、iC-MU 内部のパラメータ設定で、最大 20 bit (分解能 約 0.00034°) の高分割な出力が可能である。

図12には複列磁気リングと iC-MU との相対的な位置ずれが最小となる理想的な状態で、絶対角誤差を測定した結果を示す。参考値ではあるが、角度誤差 ±0.025° を実現している。

本稿で紹介する複列磁気リングは、その内径部を軸外径部に固定する OFF-AXIS タイプであるが、NTN では、軸端に磁石を固定する ON-AXIS タイプの角度センサユニットも商品化している⁴⁾。また、NTN は回転検出技術とその応用商品として、回転センサ付軸受⁵⁾ (図13)、センサ付ハブベアリングなども商品化している。



図11 複列磁気リングと iC-MU シリーズの組合せイメージ
Image of combination of iC-MU and Multi Track Magnetic Ring (イメージ図ご提供：iC-Haus GmbH 様)



図13 回転センサ付軸受
Integrated rotation sensor bearing

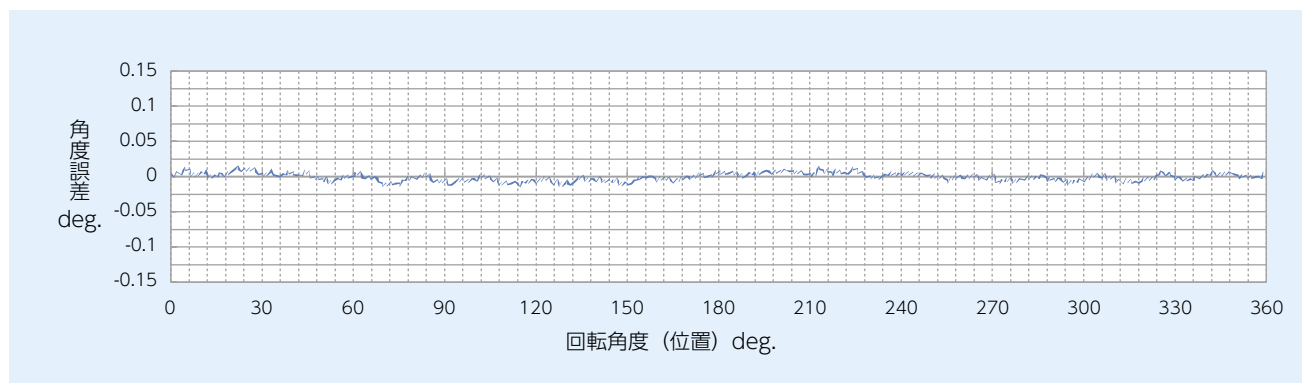


図12 複列磁気リングと iC-MU を組み合わせた場合の角度精度測定結果
Angular accuracy measurement result when combining the Multi Track Magnetic Ring and dedicated iC-MU

5.3 複列磁気リングのシリーズ化

複列磁気リングは、ラジアルタイプの64/63極対（内径44 mm、外径51.5 mm、幅8.2 mm、質量10.7 g）を量産開始した後、アキシャルタイプの64/63極対を追加した。さらに、自動車の自動運転支援用小型モータや電動工具など、ロボット以外のアプリケーションへの適用も視野に入れ、小型の32/31極対（MTR32とMTA32）（図14）を開発した。複列磁気リングは、市場ニーズに対応すべく、表3に示す品名についてシリーズ化を図っている。

今後は、ニーズに合わせて超小型の16/15極対や大型の128/127極対の市場投入を検討していく。

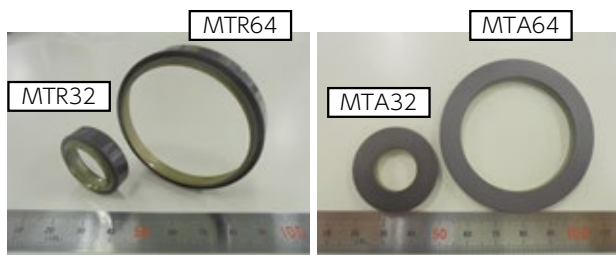


図14 64/63極対と32/31極対のサイズ比較

Comparison of 64/63 pole pairs and small size 32/31 pole pairs

表3 NTN 複列磁気リングのシリーズ化と対応する iC-Haus 社のセンサ IC (iC-MU シリーズ)

NTN Multi Track Magnetic Ring corresponding to sensor IC (iC-MU series) of iC-Haus

複列磁気リング Multi Track Magnetic Ring	極対数（主トラック / 副トラック） Pole Pair Number (Main Track / Sub Track)	磁極ピッチ (mm) Pole Pitch of Main Track (mm)		
		1.28	1.50	2.00
	32/31	MTR32 MTA32	MTR32-1 MTA32-1	MTR32-2 MTA32-2
	64/63	MTR64 MTA64	MTR64-1 MTA64-1	MTR64-2 MTA64-2
iC-Haus 社製 磁気センサ magnetic sensor made by iC-Haus		iC-MU	iC-MU150	iC-MU200

6. まとめ

NTN では、ロボット関節部に適用可能な商品開発を行っており、本稿ではそれらの取組みを紹介した。今後、ロボットはサービス分野の拡充や、人との協働作業の多様化により、小型ロボットへのニーズも多様化することが予想され、これらをカバーした商品開発が必要になると考える。

NTN は業界動向を注視し、市場ニーズに合致した商品開発を継続的に推進していく所存である。

参考文献

- 1) 大胡誠, 國米広道, 林康由, 辻橋将人, ロボット用軸受の技術動向と特長, NTN TECHNICAL REVIEW, No.86, (2018) 34-39.
- 2) 國米広道, ロボット用軸受の技術動向, 月刊トライボロジー, No.11, (2019.11) 12-14.
- 3) 小池孝誌, 福島靖之, 澁谷勇介, 伊藤浩義, 高精度絶対角検出用複列磁気リングの開発, NTN TECHNICAL REVIEW, No.86, (2018) 45-49.
- 4) 糸見正二, 伊藤浩義, 建設機械向けセンサユニットの紹介, NTN TECHNICAL REVIEW, No. 76, (2008)118-125.
- 5) 伊藤浩義, 小池孝誌, 回転センサ付軸受について, NTN TECHNICAL REVIEW, No. 69, (2001) 108-116.
- 6) iC-Haus GmbH, iC-MU off-axis nonius encoder with integrated hall sensors.

執筆者近影



國米 広道
産業機械事業本部
適用技術部

田中 秀明
産業機械事業本部
ロボティクス・
センシング技術部

鈴木 康介
産業機械事業本部
製品設計部

川上 雄一郎
産業機械事業本部
製品設計部

工作機械主軸用センサ内蔵軸受ユニットの開発

Development of Sensor Integrated Bearing Unit for Machine Tool Spindles



橋爪 翔平 * Shohei HASHIZUME 澁谷 勇介 ** Yusuke SHIBUYA
 近藤 大地 ** Daichi KONDO 山本 庸平 *** Yohei YAMAMOTO
 岩永 博之 **** Hiroyuki IWANAGA

工作機械は、高速、高剛性、高精度などの基本性能に加えて、状態監視やIoTへの対応が求められている。NTNは、軸受に隣接する外輪間座にセンサを内蔵し、高度な状態監視を実現する工作機械主軸用「センサ内蔵軸受ユニット」を開発し、2018年に発表した。今回、荷重検出機能を新たに追加するとともに、ユニットをワイヤレス化した。本稿では、ユニットの特徴や構造、性能試験結果を紹介する。

Machine tools are required not only fundamental features like high speed, high rigidity and super precision, but also condition monitoring and “Connected Industries” related technology. NTN has developed the “Sensor Integrated Bearing Unit for Machine Tool Spindles” in 2018 and secured many positive feedbacks from manufacturing industry. NTN has recently added the load detection function and wireless system to the unit based on the additional requirements. This report introduces the features, structure and performance of the unit.

1. はじめに

工作機械は、自動車、航空機、医療、ITをはじめとする各種産業のもの造りを支え、市場要求はますます高度化・多様化している^{1) 2)}。特に近年は、労働人口の減少により、生産効率の向上が求められており、基幹部品である主軸や主軸用軸受の損傷、それに伴う稼働停止や主軸交換などを防ぐために、これらの異常を早期に検出するニーズが高まっている。一般的に、異常検出のためには主軸外径面にセンサを設置し、温度や振動を計測する手法がある。しかし、この手法はセンサの取付けが容易な反面、計測位置が軸受軌道面から離れているため、軸受の急激な温度上昇などの異常を早期に検出することが難しいという課題があった。

NTNは、こうした課題を解決するため、軸受ユニットの構成部品である間座にセンサを内蔵し、軸受軌道面周辺のセンシングを行うことで、高度な状態監視を可能にする工作機械主軸用「センサ内蔵軸受ユニット」³⁾を開発し、2018年開催の第29回日本国際工作機械見本市(JIMTOF2018)に参考出展した。その結果、市場から多くの高評価を得るとともに、さらに、荷重検出機能の追加やワイヤレス化の要望を多数いただき、開発を進めた。開発品(以下、本軸受ユニット)は、

図1に示す旋盤やマシニングセンタに適用できる。本軸受ユニットの特徴や構造、性能試験結果を以下に紹介する。



図1 工作機械と主軸 (左:旋盤, 右:マシニングセンタ)
 Machine tools and spindles
 (Left : Lathe, Right : Machining center)

* 産業機械事業本部 適用技術部

** 商品開発研究所

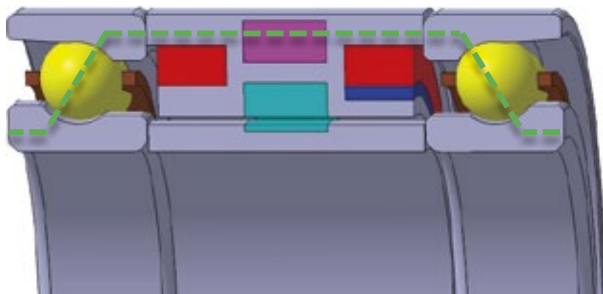
*** 産業機械事業本部 製品設計部

**** 産業機械事業本部 ロボティクス・センシング技術部

2. センサ内蔵軸受ユニットの構造と機能

本軸受ユニットは、工作機械の主軸と、それを支える主軸用軸受の状態監視や異常検出を行うため、アンギュラ玉軸受2列背面組合せの間に配置する外輪間座に、荷重、温度、振動の3種類のセンサを組み込んでいる。また、自立電源としての発電機と無線モジュールを内蔵し、ワイヤレス化を実現した。本軸受ユニットの構造を図2、工作機械主軸への適用例を図3、機能と目的を表1に示す。

なお、本軸受ユニットは、2018年の発表の際、温度、熱流、振動の3種類のセンサを内蔵していた。このうち、熱流センサを荷重センサに置き換えている。



- 荷重センサ ■ 温度センサ、振動センサ
- 無線モジュール ■ 発電機(ロータ,ステータ) - - 力線

図2 センサ内蔵軸受ユニットの構造
The sensor integrated bearing unit

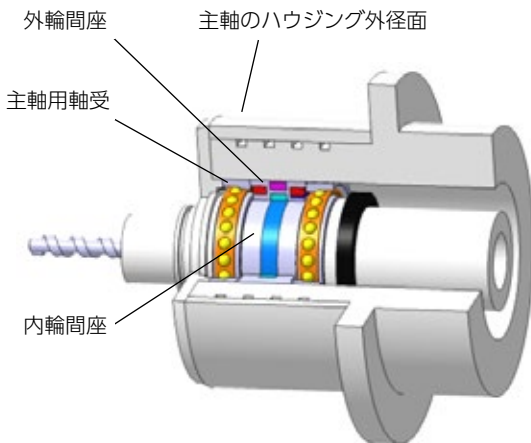


図3 センサ内蔵軸受ユニットの工作機械主軸への適用例
Application example of the sensor integrated bearing unit to the machine tool spindle

2.1 センサ

2.1.1 荷重センサ

荷重センサは、軸受の予圧荷重や主軸に加わる外部荷重など、軸受に負荷される荷重を検出する。

本軸受ユニットは、新たに開発した小型かつ高感度の荷重センサを軸受の力線上に内蔵しており、軸受の焼付き前に生じる予圧荷重の急激な増加を捉えることで、焼付きの未然防止に貢献する。また、主軸組込み後の軸受の予圧荷重を検出することで、従来の主軸剛性から算出する方法や、主軸の固有振動周波数から算出する方法に比べ、主軸組込み後の軸受の予圧荷重の管理が容易となり、組立工数の削減が期待できる。さらに、主軸に加わる外部荷重を検出することができ、切削荷重の変化など、加工状態の監視に活用することで、加工品質や生産性の向上に貢献する。また、工具と加工物の衝突検出への活用も期待できる。

2.1.2 温度センサ

温度センサは、主軸の回転や切削負荷により生じる軸受の発熱を検出する。一般的に、運転中の軸受温度を測る場合、センサを取り付けやすい主軸のハウジング外径面の温度を測定し、それを基に軸受温度を推定する。しかし、軸受とハウジング外径面の間には、軸受やモータの液冷流路が設けられ、軸受温度を直接測定した場合より温度が低くなる。また、ハウジングの熱容量が大きく、センサが温度変化を検出するのに時間を要する。このため、軸受の発熱を精度よく把握することは困難であった。

本軸受ユニットは、軸受に隣接する外輪間座の温度を測定する。ハウジング外径面での測定に比べ、軸受温度をより正確に測定し、状態監視の信頼性を高めることができる。

2.1.3 振動センサ

工作機械主軸用軸受で主に発生する潤滑不良による軸受軌道面の面荒れ、ピーリング、焼付きや、主軸と加工物の衝突による圧こんの異常検出に、振動センサを用いる。一般的に、運転中の軸受振動を測定する場合、温度センサと同様、センサの設置のしやすさから、主軸のハウジング外径面で振動を測ることが多い。しかし、運転中の軸受振動をハウジングを介して測定するため、軸受到起因する振動は減衰する。

本軸受ユニットは、軸受到隣接する外輪間座に振動センサを内蔵している。軸受軌道面に近い位置で測定するため、異常の初期段階、振動レベルの小さな状態でも感度良く測定できる。また、荷重センサと同様、工具と加工物の衝突検出への活用も期待できる。

表1 センサ内蔵軸受ユニットの機能と目的

Functions & purpose examples of the sensor integrated bearing unit

機能		目的
①荷重センサ	主軸用軸受の予圧荷重の検出 (主軸回転中および主軸組込み後)	<ul style="list-style-type: none"> 軸受焼付きの兆候の早期検出 主軸の組立工数の削減
	主軸に加わる外部荷重の検出	<ul style="list-style-type: none"> 主軸に加わる加工荷重の検出と加工監視 (加工品質や生産性の向上に貢献) 工具と加工物の衝突の検出 (主軸の損傷低減や損傷の原因究明に活用)
②温度センサ	主軸や主軸用軸受の温度変化の検出	<ul style="list-style-type: none"> 軸受軌道面の状態監視
③振動センサ	主軸や主軸用軸受の振動変化の検出	<ul style="list-style-type: none"> 軸受軌道面の状態監視 工具と加工物の衝突の検出 (主軸の損傷低減や損傷の原因究明に活用)
④自立電源	センサや無線モジュールに必要な電力供給	<ul style="list-style-type: none"> 外部接続ケーブルや配線スペースが不要 主軸の組立工数の削減 主軸の構造変更が不要
⑤無線モジュール	検出データの主軸外部への無線伝送	

2.2 ワイヤレス

本軸受ユニットは、自立電源と無線モジュールを内蔵している。これにより、電力供給とデータ伝送に用いる外部接続ケーブルや配線スペースが不要となり、センサを内蔵しない従来の間座付軸受と同等の取扱性を実現した。自立電源と無線モジュールについて以下に記載する。

2.2.1 自立電源

主軸の回転を利用して発電する小型かつ高出力の電磁式発電機を採用している。内輪間座に発電用ロータ、対向する外輪間座に発電用ステータを配置し、内輪と外輪の相対回転で発電して、センサや無線モジュールに必要な電力を供給する。

2.2.2 無線モジュール

外輪間座に無線モジュールを内蔵し、センサが検出したデータを主軸外部へ無線伝送することができる。無線モジュールには、通信規格、利用周波数、電波強度、安全性を考慮の上、上述の自立電源の電力で稼働でき、かつ間座に内蔵してもアンテナに必要なスペースを十分確保できるよう、低消費電力で小型のものを採用した。

3. 評価試験

本軸受ユニットに新たに追加した荷重センサのワイヤレスでの測定結果を紹介する。表1①に記載の「主軸用軸受の予圧荷重の検出（主軸回転中）」、「主軸に加わる外部荷重の検出」に関する評価試験結果を示す。

工作機械主軸を模した試験機を図4に示す。本軸受ユニットをこの試験機に組み込み、評価試験を実施した。試験軸受はセラミックボール入り高速アングュラ玉軸受（HSEタイプ）を用いた。軸受の配列は、工作機械主軸を想定し、2列背面組合せとした。本軸受ユニットは、無線モジュールを用いてセンサが検出したデータを試験機の外部に設けた受信機へ無線伝送する。

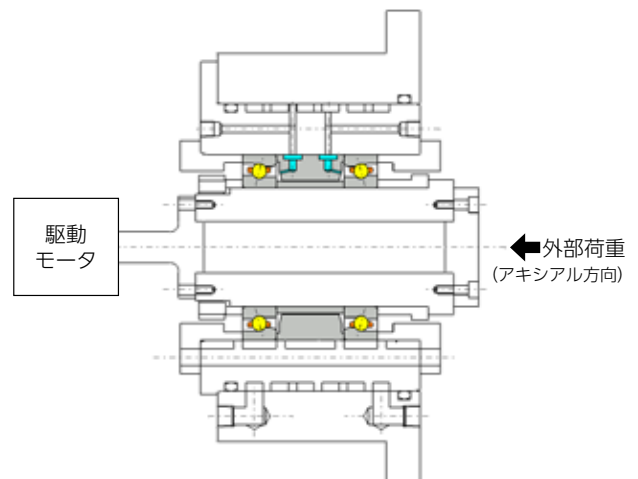


図4 試験機構造図

Structure of test spindle

3.1 軸受予圧荷重検出試験

主軸回転中の軸受の予圧荷重を検出するため、性能試験を実施した。試験条件を表2に示す。本軸受ユニットに新たに追加したワイヤレスによる荷重センサの測定結果を図5に示す。比較用として、本軸受ユニットとは別に測定した主軸の回転速度および軸受の内外輪温度から求めた軸受の予圧荷重（理論値）も示す。試験結果より、本軸受ユニットの荷重センサを用いることで、主軸回転中の軸受の予圧荷重を推定可能であることを確認した。

表2 軸受予圧荷重検出 試験条件

Test condition of the bearing preload detection

試験軸受	φ70 × φ110 × 20 5S-2LA-HSE014 相当品 (セラミックボール入り高速アンギュラ玉軸受)
予圧方式	定位置予圧 (主軸組込み後予圧 750 N)
回転速度	0 ~ 14,000 min ⁻¹
潤滑方式	エアオイル潤滑
給油量	0.03 mL/10 min
潤滑油	ISO VG32
潤滑エア流量	30 NL/min
外筒冷却	あり, 室温同調
軸姿勢	横軸
外部荷重	なし

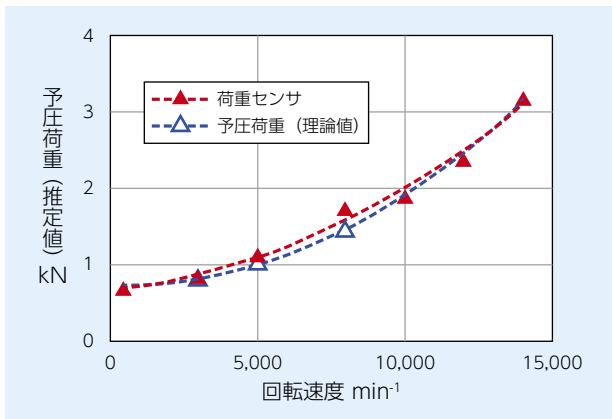


図5 軸受予圧荷重検出 試験結果

Test result of the bearing preload detection

3.2 外部荷重検出試験

主軸に加わる外部荷重を検出するため、外部荷重負荷試験を実施した。試験条件を表3に示す。本試験では主軸を 5,000 min⁻¹ で回転させ、その状態でアキシャル方向の外部荷重を負荷した。測定結果を図6に示す。試験結果より、本軸受ユニットの荷重センサは、主軸回転中にアキシャル方向の外部荷重を推定可能であることを確認した。

表3 外部荷重検出 試験条件

Test conditions of the external load detection

試験軸受	φ70 × φ110 × 20 5S-2LA-HSE014 相当品 (セラミックボール入り高速アンギュラ玉軸受)
予圧方式	定位置予圧 (主軸組込み後予圧 750 N)
回転速度	5,000 min ⁻¹
潤滑方式	エアオイル潤滑
給油量	0.03 mL/10 min
潤滑油	ISO VG32
潤滑エア流量	30 NL/min
外筒冷却	あり, 室温同調
軸姿勢	横軸
外部荷重	(アキシャル方向) 0 ~ 3 kN

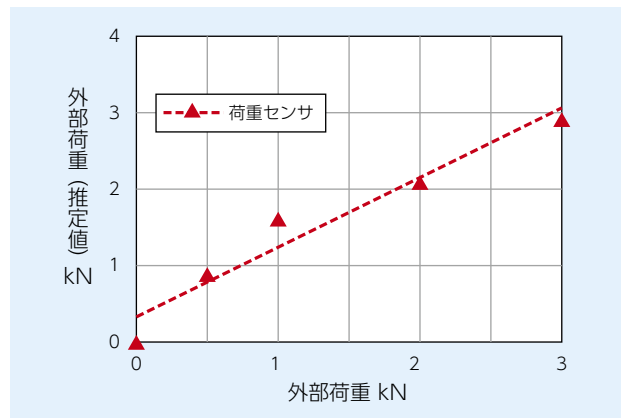


図6 外部荷重検出 試験結果

Test result of the external load detection

4. 産業用 IoT プラットフォームとの連携

本軸受ユニットが検出したデータを活用するためには、本軸受ユニットを工作機械本体や産業用 IoT プラットフォームに接続することが必要となる (図7)。高い応答性が求められる機械制御に用いる場合は、工作機械本体に接続する (データ伝送先①)。この場合は、専用の接続プログラムなどの開発が必要になる場合が多い。一方、計測データを活用した状態監視や予知保全を行う場合は、産業用 IoT プラットフォームのような管理システムへの接続が一般的である (データ伝送先②)。この場合は、接続プログラムが提供されるため、比較的容易に接続が可能である。

例えば、本軸受ユニットを Edgecross^{※1} などの産業用 IoT プラットフォームに接続することで、荷重、温度、振動の情報の取り込みが可能になる。産業用 IoT プラットフォームに取り込まれた様々な計測データを活用することで、軸受の状態監視だけでなく、加工状態の

監視まで実施可能である。さらにサーバへのデータ蓄積を行うことで、ビッグデータとして活用することも可能になる。

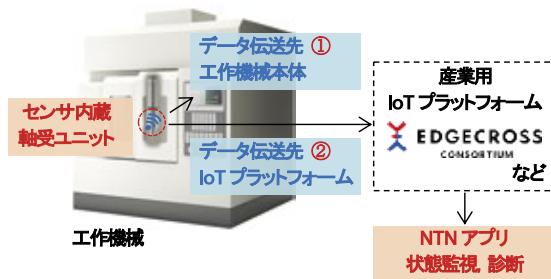


図7 センサ内蔵軸受ユニットの接続先 (例)

Communication examples of the sensor integrated bearing unit

本軸受ユニットは自立電源による電力供給や無線でデータを送信するため、センサ設置の工数削減を可能にするとともに、IoT化も容易である。

NTNは、軸受の分析、診断ノウハウを活かした風力発電装置用状態監視システム Wind Doctor[®]を開発し、発電事業者へモニタリングサービスを提供している⁴⁾。

さらに Wind Doctor[®] で得た知見やノウハウも織り込み、産業用IoTプラットフォーム向けの診断アプリケーションも開発中で、本軸受ユニットを適用したソリューションを提案する予定である。

※1：FAとITを協調させるオープンな日本発のエッジコンピューティング領域のソフトウェアプラットフォーム（一般社団法人 Edgecross コンソーシアム 公式ホームページ <https://www.edgecross.org/ja/> より）

5. まとめ

工作機械は、労働人口の減少などを背景に、状態監視機能のさらなる強化が求められている。

NTNは、これに対応するため、工作機械主軸用「センサ内蔵軸受ユニット」を開発し、2018年のJIMTOF 2018で発表した。お客様へ提案を進める中で、荷重検出機能の追加やワイヤレス化の要望が多数あり、これを実現するユニットを今回新たに開発した。

今後も、さらなる性能向上と実用化に向け改良を進める。また、AI技術を用いた予知保全技術の向上を図り、工作機械をはじめとする設備のより効率的な保守運用に貢献していく。

参考文献

- 1) 松森直樹, 植田敬一, 工作機械用精密軸受の技術動向, NTN TECHNICAL REVIEW, No.84, (2016) 40-45.
- 2) 植田敬一, 工作機械用精密軸受の技術動向, ベアリング&モーション・テック, No.002, (2016) 33-35.
- 3) 橋爪翔平, 福島靖之, 澁谷勇介, 山本庸平, 工作機械主軸用センサ内蔵軸受ユニットの開発, NTN TECHNICAL REVIEW, No.86, (2018) 50-55.
- 4) 宮崎誠, 畠山航, 風力発電装置用状態監視システム (CMS) の開発と適用例, NTN TECHNICAL REVIEW, No.86, (2018) 40-44.

執筆者近影



橋爪 翔平
産業機械事業本部
適用技術部



澁谷 勇介
商品開発研究所



近藤 大地
商品開発研究所



山本 庸平
産業機械事業本部
製品設計部



岩永 博之
産業機械事業本部
ロボティクス・
センシング技術部

サーボモータ用低発塵軸受の開発

Development of Low Dust Generation Bearing for Servo Motors



田中 新樹* Araki TANAKA 辻 直明** Naoaki TSUJI
 三谷 英幸** Hideyuki MITANI 川村 隆之*** Takayuki KAWAMURA

NTN は、近年需要が増加している産業用ロボット向けサーボモータのさらなる性能向上に寄与すべく、「サーボモータ用低発塵軸受」を開発した。本開発品は、当社従来品に比べ、軸受からの発塵量を約 90 % 低減するとともに、回転トルクを約 50 % 低減する。これにより、サーボモータの小型化、高出力化が可能となる。本稿では、開発品の特長と評価試験結果を紹介する。

NTN has developed the low dust generation bearings for servo motors which have higher demand especially in the last years. The bearing performs 90 % lower dust generation and 50 % lower torque compared to the conventional bearings. The above mentioned dust generation reduction and torque reduction of the bearing enable downsizing and power increase of the servo motors. This report introduces the features, mechanism and performance of the bearing.

1. はじめに

労働人口の減少を背景に、さらなる省人化や生産性向上が求められる中、工作機械や産業用ロボットをはじめとする FA 機器やその動力源であるモータ (図 1) のさらなる性能向上が要求されている¹⁾。

NTN は、産業用ロボット向けサーボモータの小型化や高出力化に貢献する低発塵軸受を新たに開発した。

以下に、サーボモータ用軸受 (図 2) の技術動向に加え、本開発品の特長と評価試験結果を紹介する。



図 1 モータ
Motor



図 2 サーボモータ用軸受
Servo motor bearings

2. 開発背景

サーボモータは、回転検出器やブレーキ (以下、制御機器) を備え、高精度な回転制御を行うことができ、近年は工作機械や産業用ロボットを中心に需要が増加している。一般的に、サーボモータには高速回転に対応でき、コスト面で有利な密封形グリース封入タイプの深溝玉軸受が用いられる。サーボモータと軸受の要求特性を表 1 に示す。

表 1 サーボモータと軸受の要求特性
Requirements of servo motor bearings

用途	サーボモータの要求特性	軸受の要求特性	主な軸受仕様
工作機械	高速回転	高速回転	樹脂製波形保持器
		グリース長寿命	ME-1 グリース
産業用ロボット	小型	低発塵	低発塵グリース
	高出力	低トルク	接触シール

工作機械向けサーボモータは、主軸の駆動に用いられることが多く、高速回転で使用される。このため、軸受には高速回転性能とグリース長寿命が求められる。これまでに NTN は、高速回転を阻害する遠心膨張を抑え、グリースの寿命延伸にも有利な独自の「樹脂製波形保持器」 (図 3) と高温・長寿命グリース [ME-1]³⁾ を採用し、 $d_m n$ 値^{*1} 100 万の高速回転と長寿命を両立した [ULTAGE^{**2} 高速サーボモータ用深溝玉軸受] (図 4) を商品化している⁴⁾。



図 3 樹脂製波形保持器²⁾
Wave type plastic cage

ULTAGE



図 4 ULTAGE
高速サーボモータ用深溝玉軸受⁴⁾
ULTAGE deep groove bearings
for high-speed servo motors

* 産業機械事業本部 適用技術部

** 産業機械事業本部 製品設計部

*** 先端技術研究所

※ 1 $d_m n$ 値は、軸受の回転性能を表す値である。 d_m (軸受の転動体の中心径 mm) × n (回転速度 min^{-1})

※ 2 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である。

一方、産業用ロボットに使用されるサーボモータは、関節部の駆動用途が多く、関節部の軸速度や加減速度を高めるために小型、高出力が求められる。サーボモータを小型化するため、制御機器は軸受近傍に配置されるが、軸受からの油状物質が飛沫となって発塵すると、制御機器に付着し検出精度や制動性が低下する原因となる。これを防ぐために、サーボモータ本体に密封装置（シール）が用いられるが、その分、サーボモータが大きくなり、小型化できないという課題がある。そこで、密封装置がない場合も付着を抑制するよう、低発塵の軸受が求められる。また、サーボモータの高出力化を図るため、低トルクも求められる。これまでにNTNは、低発塵グリース「EP-1」を封入するとともに、発塵の誘発要因である軸受内部の圧力上昇を抑え、低トルクとなるよう、シール配置を工夫した低発塵軸受を商品化しているが¹⁾、低発塵、低トルクの要求は年々高まっており、さらなる性能向上が望まれている。

3. 開発品の構造と特長

今回開発した「サーボモータ用低発塵軸受」(図5)は、サーボモータで広く使用されている密封形深溝玉軸受に、新たに開発した低発塵グリースを封入し、軸受の両側に新開発の接触シールを採用している。これにより、当社従来品と比較して、軸受からの発塵量を約90%低減するとともに、回転トルクを約50%低減することができる。

今回開発した低発塵グリースと接触シールについて、次に示す。

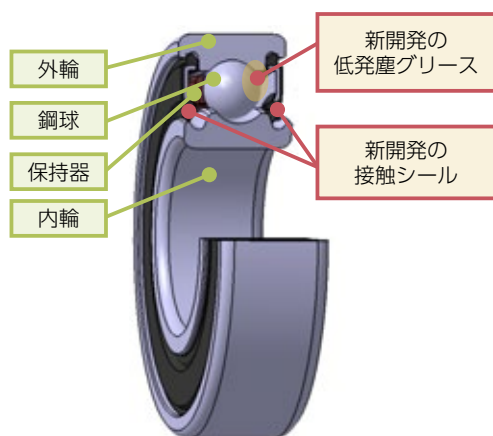


図5 サーボモータ用低発塵軸受
Low Dust Generation Bearing for Servo Motors

3.1 低発塵グリース

軸受が回転すると、軸受に封入されたグリースに圧縮やせん断が加わる。これにより、グリース中の基油が離油する。また、グリースの一部が微粒子化する。

2章に記載の通り、軸受からの発塵は、油状物質の飛沫である。これを回収し分析した結果、基油の成分が認められた。一方、グリースの増ちょう剤成分は検出されなかった。このことから、発塵の主な成分は、グリースの基油と考えられ、グリース中の基油の離油、および蒸発を抑えることが必要となる(図6)。具体的には、基油の表面張力を大きくすること⁵⁾、およびグリースのちょう度を小さくすることが低発塵に有効と考えられる。この効果を確認した結果を次頁に示す。

また、軸受からの発塵は、軸受の回転に伴う発熱と、それによる軸受内部の圧力上昇で誘発されるため、軸受内部の圧力が上昇しない工夫も要する。

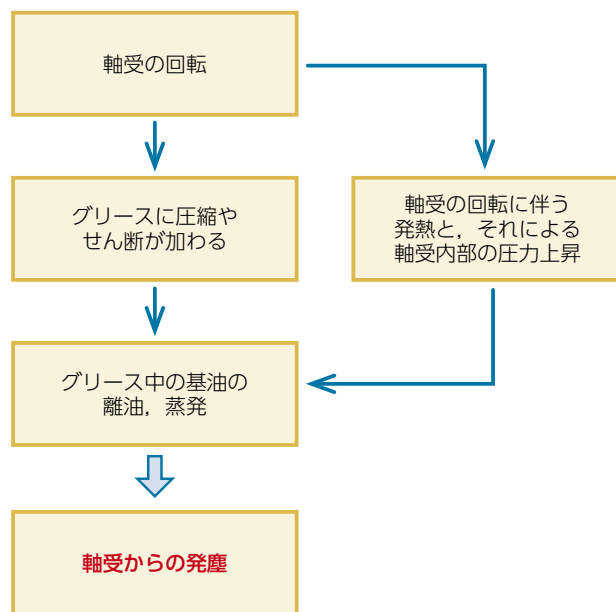


図6 軸受からの発塵
Dust generation from bearings

1) 基油の表面張力と発塵量の関係⁵⁾

表面張力の異なる16種類の供試油を、試験軸受608に平均厚さ1 μmで塗布した。この試験軸受を、Fa=10 N、回転速度=1,000 min⁻¹で内輪回転させた時の発塵量を調べた。測定は、光散乱式のパーティクルカウンタを用いて0.1 μm以上の粒子をカウントし、30分間（吸引量9リットル）の合計カウント数を発塵個数として計測した。結果を図7に示す。

回転初期および8時間経過後ともに基油の表面張力が大きいほど、発塵量が少ない傾向が見られた。このことから、表面張力の大きな基油を選定することが低発塵に有効であると考えられる。

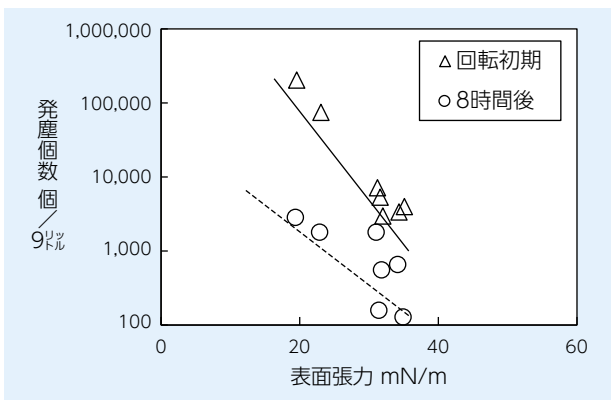


図7 基油の表面張力と発塵量の関係

Relationship between base oil surface tension and dust generation amount

2) ちょう度と発塵量の関係

増ちょう剤の種類と量を調整し、試作したちょう度の異なる16種類のグリースを供試グリースとし、試験軸受608に0.1 g封入した。前項1)と同じ試験方法で、8時間経過後の発塵量を調べた。結果を図8に示す。

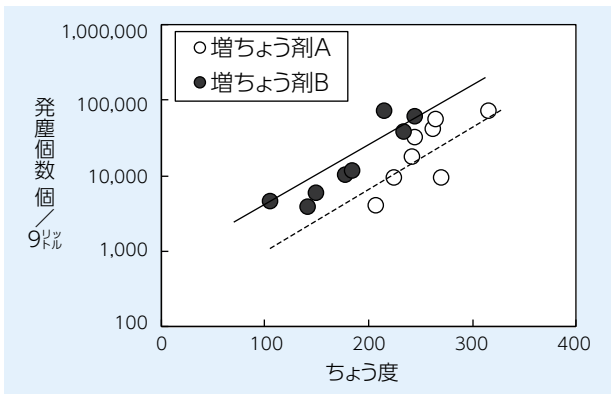


図8 ちょう度と発塵量の関係

Relationship between grease penetration and dust generation amount

いずれの増ちょう剤でも、ちょう度が小さいグリースほど発塵量が少ない傾向が見られた。このことから、増ちょう剤の種類とその量を最適化し、ちょう度を小さくすることが低発塵に有効であると考えられる。

今回開発した低発塵グリース(表2)は、表面張力の大きな基油の選定、および増ちょう剤の種類と量の最適化により、現行の低発塵グリース「EP-1」に比べ、発塵量を約60%低減している(表3、図9)。

なお、本開発グリースでは、低発塵に加えて、サーボモータ用軸受に求められる高温耐久性や耐摩耗性、防錆性能を満足するため、基油の表面張力やちょう度に悪影響を及ぼさない適切な添加剤を選定した。

表2 開発低発塵グリースの性状

Characteristic of the developed grease

	開発低発塵グリース	現行グリース EP-1
増ちょう剤	ウレア	ウレア
基油	合成油	PAO
基油粘度, mm ² /s (40 °C)	130	47
混和ちょう度, 60 W 25 °C	220	220

表3 発塵試験条件

Condition for dust generation test

試験軸受	6900	軸姿勢	立軸
荷重条件	Fa = 30 N	試験温度	120 °C 一定
回転速度	6,000 min ⁻¹ 一定	試験時間	200 時間

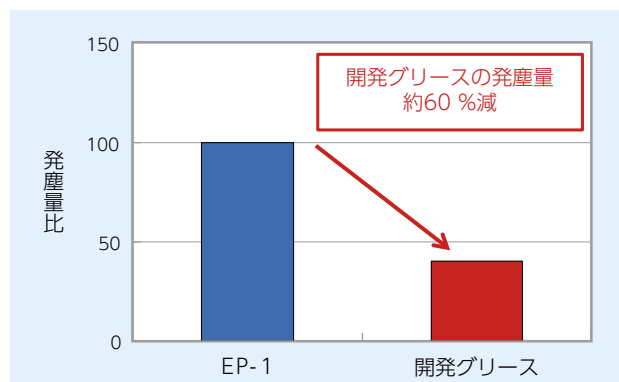


図9 開発低発塵グリースの発塵試験結果*

Dust generation test of the developed grease

*発塵試験はサーボモータを模した試験機を用いた。回転検出器を模擬したガラス板を設置し、ガラス板に付着した油分の質量を測定した。

3.2 低発塵, 低トルクシール

3.1 節に記載の通り, 軸受からの発塵を低減するためには, 軸受内部の圧力上昇を抑えることが有効である。例えば, 制御機器側に接触シールを用い, 反対側に非接触シールを用いる。これにより, 非接触シール側で軸受の内部空間と外部の吸排気を行うことができ, 軸受内外の圧力差や, 軸受内部の圧力上昇を抑制する。

しかしながら, 近年は, 軸受の両側に制御機器が配置され, 軸受の両側で低発塵が求められるケースが増加している。また, サーボモータの出力を高めるため, 低トルクも要求される。このため, 軸受の両側に接触シールを採用しつつ, 軸受内部の圧力上昇と発塵を抑えることに加え, 低トルクであることも開発目標とした。

新たに開発した接触シールは, 従来の接触シールをベースに下記 2 点を採用している (図 10)。

- ①軸受の内部空間と外部の吸排気を行うスリットをシール外径部に追加
- ②シールリップの形状を変更

①のスリットの効果を確認するため, 軸受の片側にシールを組み込み, その反対側から油を注入し, スリットから油がにじみ出るか確認した。その結果, 油はスリットからにじみ出ており, 軸受の内部空間と外部で吸排気できることを確認した (図 11)。

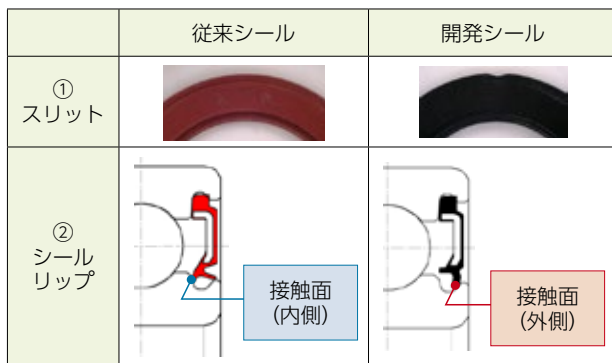


図 10 開発シールの特長

Characteristic of the developed seal



図 11 シールのスリットの効果確認試験

Performance test of the seal slit

また, 従来シールは, シールリップを内輪のシール溝の内側で接触させている。これに対し, 開発シールは, シー

ルリップをシール溝の外側で接触させている。このため, 軸受内部の圧力が上昇し, シールリップがシール溝の外側に向けて変形しても, シールリップと内輪シール溝間の締め代を確保でき, 軸受内部からの発塵を抑制する。

しかしながら, シール溝の外側で接触したシールリップが外側に向けて変形すると, 上記の締め代が増加し, シールリップの緊迫力が増すため, 回転トルクが上昇する。開発シールは, シールリップの形状の工夫により, 締め代が増えても, シールリップの緊迫力の上昇を抑えている (図 12)。

開発シールの回転トルク測定結果を表 4, 図 13 に示す。開発シールは, 従来のシールに比べ, 回転トルクを約 60 % 低減している。

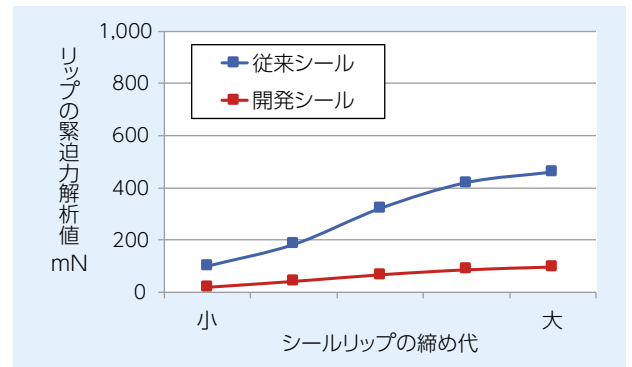


図 12 シールリップの締め代と緊迫力の関係 (FEM 解析)

Relation between seal lip overlap and tension forth (FEM analysis)

表 4 回転トルク試験条件

Condition for torque test

試験軸受	6900 ($\phi 10 \times \phi 22 \times 6$) 各シールを片側にのみ挿入
荷重条件	Fa = 39 N
回転速度	3,600 min ⁻¹ 一定
軸姿勢	立軸
潤滑	VG32 油微量塗布

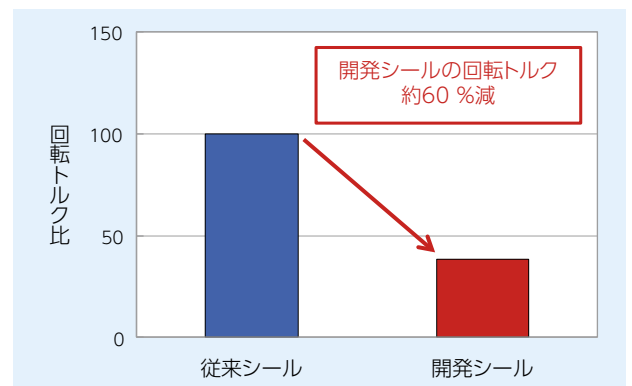


図 13 開発シールの回転トルク試験結果

Torque test of the developed seal

4. 評価試験

4.1 試験条件

本開発品の性能評価として、発塵試験と回転トルク試験を実施した。評価軸受の仕様および各評価の試験条件を表5、表6に示す。

表5 性能評価試験に用いた軸受仕様
Specification of test bearings

	従来品	開発品
軸受	6900 (φ10 × φ22 × 6)	
シール	片側：接触シール 片側：非接触シール	両側：接触シール (開発シール)
グリース	EP-1	開発グリース
グリース封入量	約 0.1 g	

表6 回転トルク試験条件
Condition for torque test

試験軸受	表5と同仕様
荷重条件	Fa = 39 N
回転速度	3,600 min ⁻¹ 一定
軸姿勢	立軸

4.2 試験結果

発塵試験の結果を図14、図15に、回転トルク試験の結果を図16に示す。本開発品は当社従来品に比べ、軸受からの発塵量を約90%低減するとともに、回転トルクを約50%低減している。

発塵試験は、3.1節の図9と同じく、サーボモータを模した試験機を用いた。試験前後のガラス板の外観写真を図14に示す。試験後のガラス板に見られる曇りは、軸受から発塵した油状物質が付着した結果であり、発塵量が多ければこの曇りは濃くなる。図15に示す通り、開発品は、従来品よりも発塵量が少ない。

本開発品をサーボモータに適用することで、軸受からの発塵が制御機器に付着することを防止する密封装置が不要となり、サーボモータの小型化が可能となる。さらに、軸受の回転トルクを低減することで高出力化も可能となる。

これにより、サーボモータのさらなる性能向上が可能となり、産業用ロボットの生産性向上に貢献することができる。

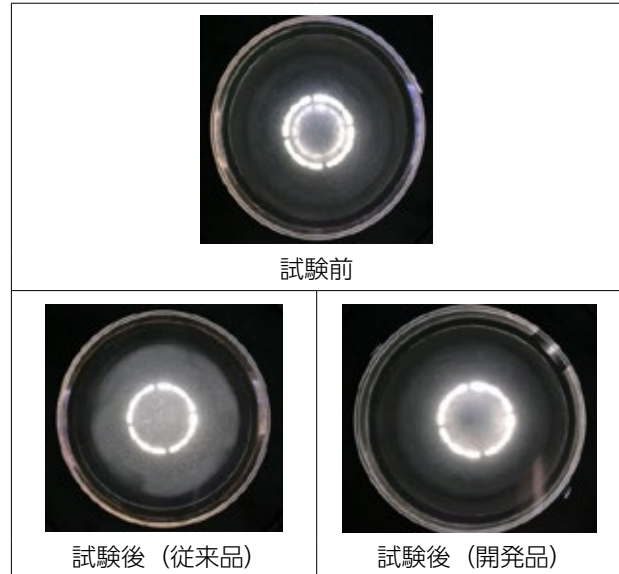


図14 発塵試験後のガラス板写真
Photo of glass plate after the test

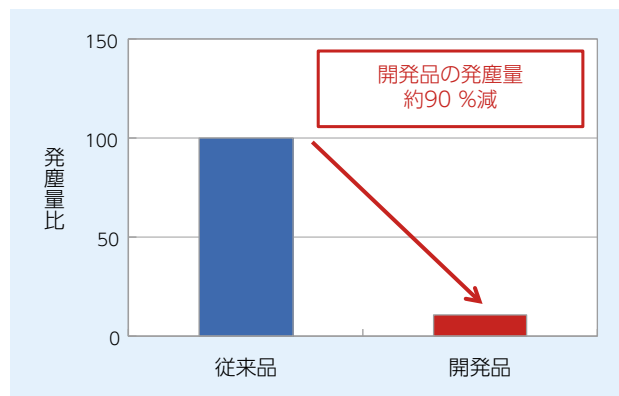


図15 開発品の発塵試験結果
Dust generation test of the developed bearing

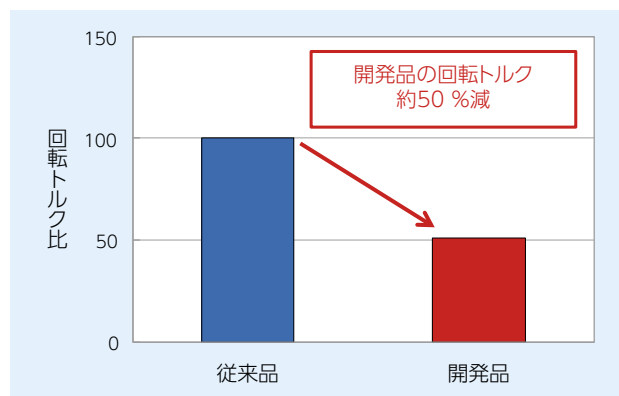


図16 開発品の回転トルク試験結果
Torque test of the developed bearing

5. まとめ

製造業の省人化や生産性向上が進む中、工作機械や産業用ロボットをはじめとする FA 機器や、その駆動源であるサーボモータへの要求はますます厳しくなると予想される。

NTN は、産業用ロボットに使用されるサーボモータの小型化、高出力化に貢献するため、当社従来品に対して軸受からの発塵と回転トルクを大幅に低減したサーボモータ用低発塵軸受を開発した。

今後も、当社は軸受の性能や品質のさらなる向上を目指すとともに、技術サポートや技術提案の強化など、お客様からのご要望に真摯に、かつ、きめ細やかに対応する。

参 考 文 献

- 1) 石田光, サーボモータ用軸受の技術動向, 月刊トライボロジー, No.388, (2019) 42-44.
- 2) 片桐力, 内藤健一郎, 高速サーボモータ用 次世代型深溝玉軸受, NTN TECHNICAL REVIEW, No. 72, (2004) 46-51.
- 3) 三上英信, 高速長寿命グリースの開発 モータ軸受用グリース [ME-1], NTN TECHNICAL REVIEW, No.72, (2004) 20-25.
- 4) NTN ULTAGAE 高速サーボモータ用深溝玉軸受, CAT.No.3103, 11. 05. 03, (2011).
- 5) 川村隆之, 南政美, 平田正和, 転がり軸受による潤滑油の発塵特性評価, (社) 日本トライボロジー学会トライボロジー会議予稿集, (2000) 85-86.

執筆者近影



田中 新樹
産業機械事業本部
適用技術部



辻 直明
産業機械事業本部
製品設計部



三谷 英幸
産業機械事業本部
製品設計部



川村 隆之
先端技術研究所

産業機械向け複合材料商品の紹介

Introduction of Composite Material Products for Industrial Machinery



小松原 慎治* Shinji KOMATSUBARA
宗田 法和** Norikazu MUNEDA

複合材料商品事業部では、トライボロジーを基盤技術として、樹脂、焼結金属、磁性材料など幅広い材料からなる軸受、機械部品、ユニット・モジュール商品を開発、生産してきた。ここでは産業機械の様々な先端分野で採用されている複合材料商品を紹介する。

Composite Material Products Division has developed and produced bearing, mechanical parts, and unit module product made of multi materials such as resin, sintered metal, magnet, using tribology as a basic technology. In this article, we introduce composite material products used in various advanced fields of industrial machinery.

1. はじめに

産業機械分野ではそれぞれの市場トレンドに応じて、最先端技術を搭載した新製品のマーケットが形成され、成長している。この先端分野の新製品には、既存の技術水準を超える高いトライボロジー特性を有する機械部品などが求められる。ひとつの例として、省エネルギー、CO₂の排出規制に対する軽量化、あるいは低フリクション化が挙げられる。当事業部では、それらの高度な要求性能に応える商品を樹脂、焼結金属、磁性材料などを活用、開発し、顧客に提案・供給している。本稿では、先端分野での複合材料商品の適用事例を紹介する。

においても、非接触支持に必要な油膜圧力の確保が重要となる。動圧ベアファイトの材質を改良することで、冷却ファンモータに要求される低速時における静粛性を確保した。

2. 薄型冷却ファンモータ用動圧ベアファイト軸受

テレワーク、オンライン授業で使用するノートパソコンなどモバイル端末の需要が急増している。それらの端末に搭載される冷却ファンモータ（図1）には、低速から高速までの幅広い回転速度領域における高い静粛性が求められる。NTNの流体動圧軸受「動圧ベアファイト」（図2）は、その静粛性、信頼性が評価され、薄型冷却ファンモータに多く採用されている。

動圧ベアファイトは、動圧効果により軸受すきま内で発生した油膜圧力を介して軸と軸受を非接触支持する、静粛性に優れた軸受である。流体動圧軸受では一般的に、油膜圧力は回転速度に比例して高くなる。そのため、高速時に比べて油膜圧力が低下する低速時に



図1 冷却ファンモータ
Fan for cooling



図2 動圧ベアファイト
Hydrodynamic BEARPHITE

* 複合材料商品事業部 動圧軸受技術部

** 複合材料商品事業部 精密樹脂技術部

2.1 特長

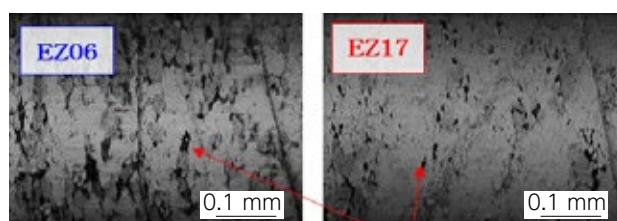
動圧ベアファイトは、標準材質である銅鉄系材料のEZ06と、油膜圧力を高めたEZ17の2種類がある。材料組成を表1に示す。

表1 材料組成
Material composition

		材質	
		EZ06	EZ17
化学成分%	Cu	残	残
	Sn	1~3	1~3
	C	0.5~2.5	-
	Fe	38~42	38~42

動圧ベアファイトは、粉末冶金法によって製造される焼結含油軸受の一種であり、軸受表層および内部に気孔を有している。気孔は潤滑油の保持・供給という重要な機能を持つ一方、発生した油膜圧力の低下の要因ともなり得る。モバイル端末用の薄型冷却ファンモータに要求されている低速時の回転速度 1,000 min⁻¹ における静粛性を確保するためにも、気孔を制御し高い油膜圧力を保つことが重要である。

EZ17は、材料粉の粒度分布と形状を最適化することで、気孔を緻密化し、油膜圧力を向上させている。図3に軸受内径面の比較を示す。EZ17は、EZ06よりも気孔が緻密化していることがわかる。



気孔(黒色部)

図3 内径表面状態 (内径 2 mm)
Enlarged photo of inner surface (Inner diameter 2 mm)

2.2 性能

電気抵抗法により軸と動圧ベアファイトの接触の有無を判定することで、EZ06とEZ17が軸を非接触支持可能な回転速度を比較した。結果を図4に示す。

EZ17は、EZ06より軸を非接触支持可能な回転速度を30%低減でき、冷却ファンモータに要求される低速時の回転速度である 1,000 min⁻¹ においても非接触支持が可能であることを示している。

<試験条件>

軸材質 SUS420J2

軸受寸法 内径 2 mm, 外径 4 mm, 幅 3 mm

面圧 0.5 MPa 常温 試験時間 2 min

潤滑油動粘度 (40 °C) 12 mm²/s

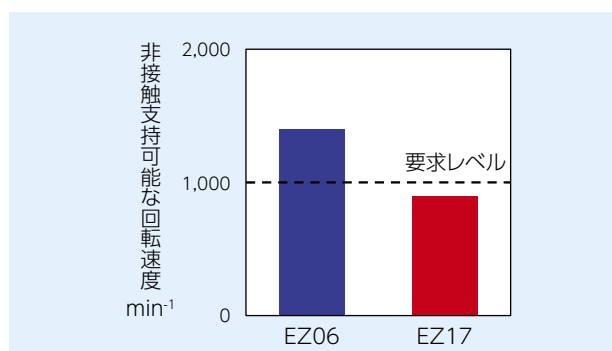


図4 軸と動圧ベアファイトの接触確認試験結果 (軸外径 2 mm)

Test result of contact of shaft and BEARPHITE (Shaft outer diameter 2 mm)

3. 電動水中ポンプ用樹脂軸受¹⁾

ZEH (Net Zero Energy House) 対応の住宅設備には、自然冷媒ヒートポンプ給湯機、家庭用燃料電池コージェネレーションシステム、温水床暖房などがある。これらの循環、冷却系統に電動水中ポンプが使用される。電動水中ポンプにはNTNの水中用樹脂(ベアラーAS5704) すべり軸受が用いられている。

3.1 電動水中ポンプの構造

代表的な電動水中ポンプとして、マグネットドライブ式水中ポンプの構造を図5に示す。

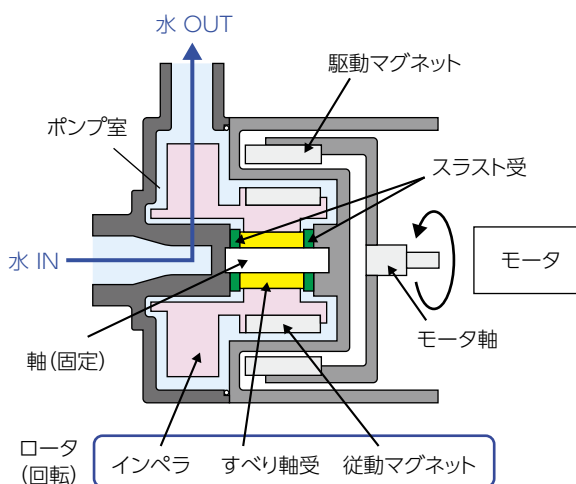


図5 マグネットドライブ式水中ポンプの構造
Structure of magnet drive electric water pump

樹脂製インペラ、従動マグネット、すべり軸受を一体化したロータがポンプ室に収納され、すべり軸受を介して軸に支持されている。モータ軸に取り付けた駆動マグネットを回転させることで、磁力によりロータが回転し、インペラによりポンプ室に吸入された水を移送する構造となっている。ロータ回転時にはラジアル荷重およびアキシャル荷重が発生するため、水中で軸受の内径面と軸、軸受端面とスラスト受がしゅう動する。一般的に、軸受は従動マグネットとともに金型ヘインサートし、樹脂製インペラを射出成形する複合成形により、一体化されている。

3.2 要求性能と軸受材料

電動水中ポンプの省電力化、長寿命化のために、軸受には液体中での低摩擦特性、耐摩耗性が求められる。

また、水、酸やアルカリ性などの液体中での耐薬品性や寸法安定性も必要である。マグネットドライブ式水中ポンプでは、軸受を複合成形によりインペラと一体化するので、軸受の外径面にインペラからの抜け止めや回り止め(Dカット、突起など)を設ける必要がある。そのため、形状の自由度も重要である。

上記要求から電動水中ポンプにはポリフェニレンサルファイド(PPS)、ポリエーテルエーテルケトン(PEEK)、四ふっ化エチレン樹脂(PTFE)の樹脂軸受またはカーボン軸受が使用されている。樹脂軸受の中で、PPS軸受はPTFE軸受より摩耗量が小さく長寿命でPEEK軸受より安価である。PPSは射出成形が可能で形状の自由度が高い利点もある。そのため、電動水中ポンプには、PPSに固体潤滑剤、補強材などの充填剤を配合した摩擦摩耗特性、耐薬品性に優れたNTNの水中用「ベアリー AS5704 軸受」(図6)が採用されている。



図6 水中用ベアリー AS5704 軸受
BEAREE AS5704 bearings for use in water

3.3 ベアリー AS5704 軸受と他軸受の比較

PPSは高剛性で耐水性、耐薬品性に優れ、高耐熱性でありながら、比較的成本パフォーマンスに優れた樹脂である。樹脂単独では機械的特性、摩擦摩耗特性が十分ではないため、充填剤を配合し使用される。摩擦係数や耐摩耗性は、環境(大気、油、水など)、荷重、すべり速度、相手材などの使用条件により異なる。電動水中ポンプの軸受は、水などの液体中で、軟質のステンレス鋼相手材でしゅう動する。

ベアリー AS5704 軸受と、ガラス繊維(GF)、炭素繊維(CF)、四ふっ化エチレン樹脂(PTFE)のそれぞれを配合したPPS軸受4種類の、水中での摩擦摩耗試験結果を図7に示す。

CF配合軸受は、比摩耗量は小さいが動摩擦係数が高い。PTFE配合軸受の動摩擦係数は、GF、CF配合軸受よりも30~40%低い。ベアリー AS5704 軸受は、PTFE配合軸受よりも低摩擦係数で、CF配合軸受の1/5以下の比摩耗量である。

ベアリー AS5704 軸受では、電動水中ポンプの使用条件に適した充填剤を配合しているため、軸受、相手材の摩耗量がともに少なく、他の充填剤配合のPPS軸受と比較して水中での摩擦摩耗特性に優れている。

<試験条件>

リングオンディスク型試験機

相手材 SUS304

面圧 0.4 MPa 速度 25 m/min

水中 常温 試験時間 50 h

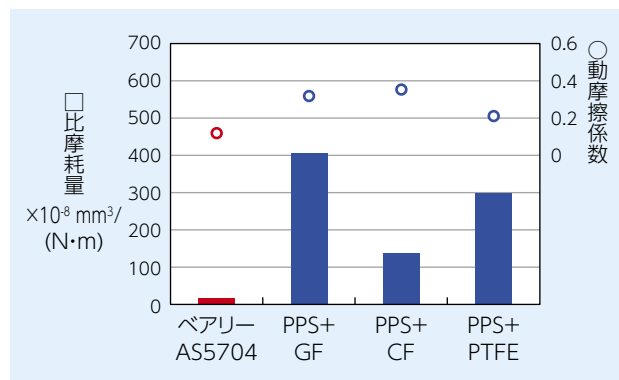


図7 各種 PPS 軸受の摩擦摩耗試験結果
Result of friction and wear test of PPS bearings

電動水中ポンプにはカーボン軸受も多く使用されてきた。図8に示すようにベアリー AS5704 軸受はカーボン軸受と同等以上の摩擦摩耗特性を有しているため、カーボン軸受からの置き換えが進んでいる。

ベアリー AS5704 軸受とカーボン軸受の性能比較を

表 2 に示す。カーボン軸受は成形素材からの機械加工品であるため、形状の自由度が低く高価である。また、もろく衝撃によりカケやすいため、輸送やロータへの固定作業時における取り扱いに注意が必要である。

一方、ベアリー AS5704 軸受は射出成形品のため、抜け止めや回り止め、軸受の内径面や端面に潤滑溝を容易に設けることができる。また、カーボン軸受と比べて安価で、カケが発生しにくく取り扱いやすい利点もある。

<試験条件>

リングオンディスク型試験機

相手材 SUS304

面圧 1 MPa 速度 125 m/min

水中 常温 試験時間 10 h

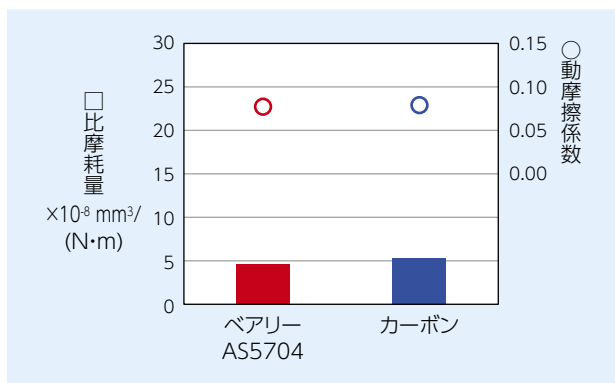


図 8 ベアリー AS5704 軸受とカーボン軸受の摩擦摩耗試験結果
Result of friction and wear test of BEAREE AS5704 bearing and carbon bearing

表 2 ベアリー AS5704 軸受とカーボン軸受の比較
Comparison between BEAREE AS5704 bearing and carbon bearing

項目	ベアリー AS5704 軸受	カーボン軸受
加工方法	射出成形	機械加工
摩擦係数 (水中)	◎	◎
耐摩耗性 (水中)	◎	○
耐水性・耐薬品性	◎	◎
衝撃によるカケ	○	△
形状の自由度	◎	△
価格	◎	△

◎：優 ○：良 △：可

4. 医療器向け検眼器、透析装置、麻酔装置用樹脂すべりねじ²⁾

モータの回転運動を直進運動に変換する送りねじは、「ボールねじ」と「すべりねじ」があり、用途と使用条件によって使い分けられている。ボールねじは許容荷重が高くねじ効率に優れるが、グリースが使用できない環境には適さない。一方、樹脂すべりねじは、許容荷重は低いが無潤滑で使用可能で、低騒音、軽量、コンパクトである。

このような特長から、新型コロナウイルス用検査装置にも NTN 樹脂すべりねじが採用されている。他の医療機器としては検眼器、透析装置、麻酔装置に採用実績が多い。また、他分野の半導体製造装置の基板位置決めなどにも採用例がある。

4.1 NTN 樹脂すべりねじの構成と要求性能

樹脂すべりねじは、樹脂ナットとステンレス製のねじ軸を組み合わせたものである。軸の回転時に樹脂ナットとねじ軸がしゅう動するので、樹脂ナットには低摩擦低摩耗特性が求められる。図 9 に示す「NTN 樹脂すべりねじ」の樹脂ナット材料には、PPS に特殊な固体潤滑剤などを配合した「ベアリー AS5000」を使用している。NTN では、ねじ軸外径 4 ~ 12 mm、リード 1 ~ 36 mm の 16 種類の標準品を揃えている。

一般的に、樹脂すべりねじの樹脂ナットの材料には、ポリアセタール (POM)、ポリアミド、PPS が使用され、低摩擦特性を付与するために、潤滑剤が配合されている。樹脂すべりねじの耐久性は、樹脂ナットの耐摩耗性に左右され、充填剤により改善を図っているが、繊維状充填剤を配合すると摩擦係数が高くなり、しゅう動音が発生する。



図 9 NTN 樹脂すべりねじ
NTN Plastic sliding screws

4.2 NTN 樹脂すべりねじと他すべりねじの比較

低摩擦低摩耗特性を有する樹脂ナットとするために、ベアリー AS5000 には特殊な繊維状 PTFE を配合している。ベアリー AS5000、一般的な粒状 PTFE を配合した PPS、粒状 PTFE および CF を配合した PPS の 3 種類

について、要素試験による無潤滑での摩耗特性を図 10 に示す。繊維状 PTFE を配合したベアラー AS5000 の比摩耗量は、粒状 PTFE を配合した PPS の 1/5、粒状 PTFE と補強材の CF を併用した PPS の 1/2 である。

<試験条件>

リングオンディスク型試験機
相手材 S45C
面圧 0.4 MPa 速度 25 m/min
常温 無潤滑 試験時間 50 h

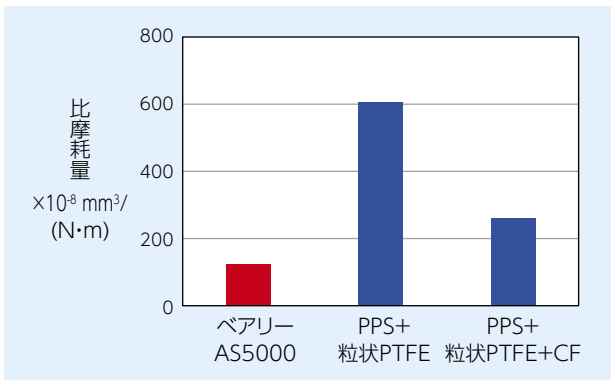


図 10 各種 PPS の摩耗試験結果
Result of wear test of PPS

市場では含油 POM 樹脂ナットとステンレス製ねじを組み合わせた POM 樹脂すべりねじが多く使用されている。この POM 樹脂すべりねじと NTN 樹脂すべりねじの摩耗試験結果を図 11 に示す。一般的に、運転によるアキシャルすきま増加量が 0.3 mm 以下であれば使用可能である。POM 樹脂すべりねじは、移動距離 60 km でアキシャルすきま増加量が 0.3 mm を超えるのに対し、NTN 樹脂すべりねじは 200 km でも 0.15 mm と長寿命である。

<ねじ試験条件>

ねじ仕様 軸径 8 mm リード 24 mm 6 条
荷重 100 N 回転速度 500 min⁻¹ 室温 無潤滑

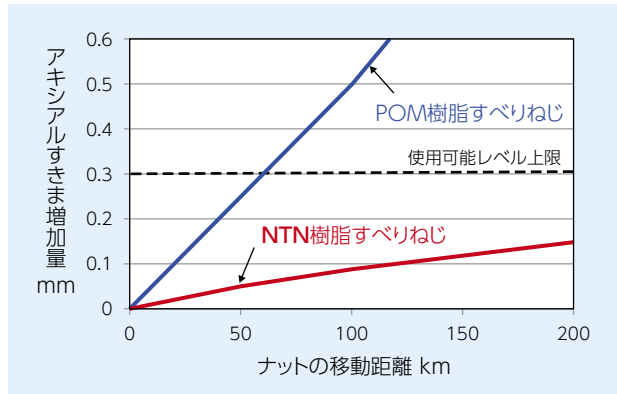


図 11 樹脂すべりねじの摩耗試験結果
Result of wear test of plastic sliding screws

5. おわりに

本稿では、樹脂、焼結金属などの材料からなる軸受・要素商品が、様々な分野で、低騒音、省エネルギー、コンパクト設計、軽量化、長寿命の目的で採用されている事例を紹介した。

今後、ロボティクス、水素化、IoT など新技术が牽引して未来社会が拓かれていく。

当事業部では、さらなる低フリクション化などの機能向上に向けた商品開発を行い、成長市場に向け要素商品を提供しながら、産業機械分野の発展に寄与していく所存である。

参考文献

- 1) 石井卓哉, 安田健, ハイブリッド車, 電気自動車の電動ウォーターポンプ用樹脂すべり軸受, 自動車・航空機用樹脂の最新技術, (2016) 167-176.
- 2) 谷川直成, 伊藤紀男, 殿村友美, 樹脂すべりねじ, NTN TECHNICAL REVIEW, No.84, (2016) 69-73.

執筆者近影



小松原 慎治

複合材料商品事業部
動圧軸受技術部



宗田 法和

複合材料商品事業部
精密樹脂技術部

自動車 CASE 等の市場トレンドに対する取組みと成果 Activities and Achievements for Automotive Market Trends CASE

亀高 晃司* Koji KAMETAKA

自動車CASE^{注)}に代表される環境変化のなかで、燃費規制、自動運転とカーシェアリングに対して当社の研究技術開発は、何をどう捉えているのか、また、何を進めているのかを説明する。すなわち、この変化のなかでの、当社の製品に求められる市場ニーズと開発技術、開発商品を紹介する。

また、100年に1度の変革期と言われ、厳しい生き残りのなかで、市場トレンドを先回りし、当社のコアコンピタンスを活用する研究技術開発は、効率的、高精度でスピードが要求される。これを支えるCAEシミュレーション技術についても紹介する。

注) Connected(コネクテッド), Autonomous(自動運転), Shared&Services(カーシェアリングとサービス/シェアリングのみを指す場合もある), Electric(電気自動車)の頭文字をとり総称とされている。

In this article, we explain our considerations and actions of research & technological development for fuel economy regulations, autonomous driving and car sharing, in the change of business conditions represented by "CASE". In other words, we introduce our development of technologies and products which meet the needs of the market.

Today, automobile industry is facing great change in a century. We are necessary to develop in advance of the market trends, improving efficiency and accuracy with high speed. We also mention our CAE simulation technologies that support the research & technological development based on our core competence.

1. はじめに

燃費規制は、欧州が最も厳しい規制を実施しているが、2021年の規制に対して、2025年にはさらに15%程度の燃費向上が必要になる。自動車メーカーでは、継続した車両の軽量化、空力特性向上、エンジンのダウンサイジング、さらに、マイルドハイブリッドからストロングハイブリッド、EV化などで、今後も燃費を向上させていく。(図1)

また、自動運転のレベルは、表1のとおり、4~5段階に分けられると認識しているが、現在主流の自律型では、ドライバーの負荷軽減により、レベル1の渋

滞緩和や、レベル2の人的ミスによる交通事故削減、レベル3の環境負荷の軽減には非常に有効だと考える。ただし、レベル4および5に関してはもう少し先の交通システム管理が整備されるまで、業界動向を注視する必要がある。

最近、都市部を中心にカーシェアリングが拡大している。現在の乗用車の時間稼働率は5%程度とされているが、シェアリングにより、この稼働率が上がった場合、当社製品も含め、全部品の耐久性向上、あるいは故障検知などの各種センサ機能の付与が要望されている。



図1 自動車の市場トレンド
Market trend of automobile

* 執行役 自動車事業本部 副本部長 電動モジュール商品事業部 事業部長

表1 自動運転のレベル 課題と対策

Issues and measures for each level of autonomous driving

レベル	課題	対策
1	渋滞の緩和	交通システムの管理により渋滞を緩和可能
2	交通事故の削減	自動運転による管理で人的ミスによる事故の削減
3	環境負荷の軽減	不要な加減速の低減や渋滞緩和による環境負荷の軽減
4	高齢者や障害者の移動支援	自動運転により運転できない方の移動支援
5	省人化	無人運転によるドライバー不足の解消

2. 市場ニーズおよび当社の研究開発による対応

市場から軸受に対して低燃費、省エネルギーの視点で、さらなる低フリクション化、軽量コンパクト化などの強い要求がある (表2)。NTNでは蓄積してきた技術、知見をもとに他社より高性能な製品開発、市場展開を推進している。また、大阪大学にNTN次世代協働研究所を設立(2017年)し、企業研究だけでは到達できない次世代技術の研究、NTN内技術への取込みを継続している。

例えば、アクスル軸受では従来品比約60%の低フリクション化に挑戦し、製品実現させた。グリース封入型軸受でグリース漏洩、外部からの泥水侵入を防止するシールがあり、フリクション課題の根源であったシール特性とフリクション特性の最適設計の確立が必要であった。トランスミッション用玉軸受では△80%の低フリクション化も成功させている。トランスミッション内に発生するギヤの摩耗粉など、硬質異物の軸受侵入防御のため、従来は接触タイプシールを適用していたが、シールの大胆な新規設計により、△80%の低フリクション化を実現している。

また、駆動系の電動化により、内燃機関にて駆動されていた補機装置類の電動化が進んでいる。ここでも、さらなる省エネルギー化の目的で低フリクション、軽量コンパクト化の要求がある。あるいはモータの高速化に伴う、さらなる高速対応も必要である。NTNは、過去から継続して、これらの課題の探求を進めてきた。マルチマテリアル技術、熱処理技術、高精度加工技術、測定技術、表面処理技術、シミュレーション技術等々のコアコンピタンスがあり、研究技術部門にはそれらコアコンピタンスにおいて優れた研究者、エンジニアが在籍している。燃費向上などの市場ニーズに対して、これらのコアコンピタンス、各種人材がさらに活躍の場を広め、自動車産業に貢献する時代が来たと考えられる。

また、これらのコアコンピタンスを活用し、軸受を起点とした高機能を付与したモジュール製品の要請も

多々いただいている。いずれも交通事故の削減、安心安全な移動の自由、利用者の利便性、環境対策を目的とされたもので、NTNでは、他社連携、あるいは内部開発を経て、モータおよびコントローラなどとの一体化による電動モジュール商品の開発を進めてきた。それらの一部は既に量産準備段階に入っている。具体的には、需要が急増している電動オイルポンプ、電動ウォータポンプ、電動パーキングロックなどである。さらに、その他は、グローバルシェアNo.1のアクスル軸受に多機能を設けたモータ・ジェネレータ機能付ハブベアリング (eHUB)、ステアリング補助機能付ハブベアリング (sHUB[®]) などがある。

表2 市場動向とニーズ

Market trend and needs

	市場動向	市場ニーズ
1	環境技術 (低燃費・電費)	・電動モジュール商品 ・低フリクション化 ・高速化 ・小型、軽量化 ・高効率化 ・高信頼性
2	カーシェアリング	・高信頼性 ・耐久性
3	快適性	・静粛性
4	安全・自動運転	・センサ、制御技術 (線形性)

3. 開発製品

3.1 電動モジュール・アクチュエータの開発と適用事例

コアコンピタンスのひとつである軸受、ボールねじの製品技術、モータの設計技術などを生かし、モータ・センサ・機械体で構成した電動モジュール・アクチュエータを開発した。具体的には、BⅢシリーズ (図2) は中空構造の高出力ブラシレスDCモータとボールねじを組み合わせ、モータの中空部に直動機構を配置したものである。さらにBⅢシリーズの中空部に減速機を組み込むことで、薄型で高トルクの回転アクチュエータとして適用可能としたものがSPシリーズ (図3) である。

電動モジュール・アクチュエータを起点とし、市場に提案した適用事例は以下のとおりである。

(1) 電動油圧ブレーキ (BⅢシリーズ)

同軸タイプで内部にボールねじを組み込んだBⅢシリーズをマスターシリンダ軸に適用することで、電動油圧ブレーキシステムのコンパクト化が可能になる。

(2) 電動可変バルブタイミングコントロール (SPシリーズ)

SP シリーズをカムシャフトに組み込むことで、コンパクト化、高効率の電動可変バルブタイミング機構を実現することができる。

(3) 電動オイルポンプ (SP シリーズ)

薄型で高効率な SP モータを組み込み、コントローラと一体化することで、電動オイルポンプのコンパクト化が可能になる。

- ・同軸配置によるコンパクト設計
- ・マグネットとコアの重合構造により、サイズ、トルクと出力を最適化
- ・モータの主要構成部品であるマグネット、コイルを共用化
- ・非接触リニアポジションセンサ内蔵



図 2 B III シリーズ
B III series

- ・ブラシレス DC モータシリーズ
- ・B III シリーズのモータ部をベースとした中空モータ構造
- ・中空部に減速機を組み込むことで、薄型で高トルクの回転アクチュエータとして適用可能
- ・回転角センサ内蔵



図 3 SP シリーズ
SP series

3.2 アクスル軸受の低フリクション化およびモジュール製品化

3.2.1 △ 60 %の低フリクション化

「低フリクションハブベアリングⅢ」(図 4)

「低フリクションハブベアリングⅢ」は、低フリクション化を追求したシール、グリース、内部設計を構築し、回転トルクを従来品比約 60 % 低減し、車両燃費を約 0.53 % 改善した (図 5)。既に複数の自動車メーカーに提案、試作評価され、顧客から受注をいただいている。

(1) シールによる低フリクション化

ハブベアリングの回転トルクのうち、約 50 % がシールとのすべりに伴うフリクションである。シールは耐泥水性が重要な特性で、その特性を確保しフリクションを下げるためには以下の 2 点が課題である。各要素試験あるいはシミュレーション技術を駆使し、アウトシール、インナシールそれぞれのフリクションを低減した。

- ①ラビリンス構造、リップ形状・材質
- ②リップ接触面の最適設計、リップ塗布専用グリース

(2) 軸受内部グリースによる低フリクション化

グリースの攪拌などに伴う抵抗、フリクションには以下の 3 点が課題である。基油の低粘度・低フリクション化、増ちょう剤および添加剤の最適化で低フリクション化を実現している。

- ①転動体と軌道面の間の転がり粘性抵抗
- ②転動体と軌道輪の転がり接触部の微小すべりによるフリクション
- ③転動体と保持器ポケット面間のグリースのせん断による抵抗

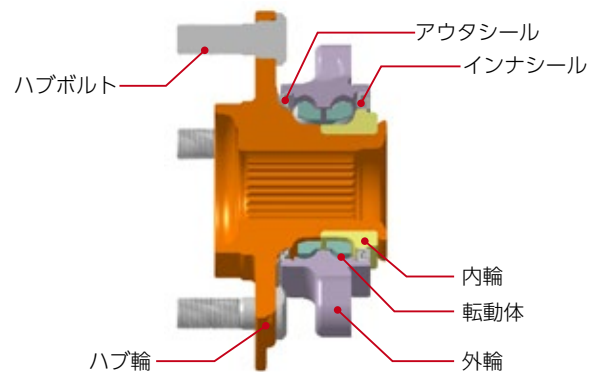


図 4 低フリクションハブベアリングⅢ
Low Friction Hub Bearing III

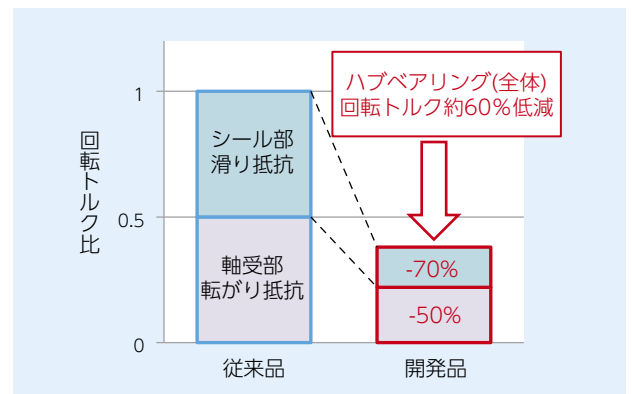


図 5 低フリクションハブベアリングⅢの性能
Performance of Low Friction Hub Bearing III

3.2.2 ステアリング補助機能付ハブベアリング 「sHUB[®]」(図6)

車両前輪部に配置されるステアリング装置は、左右のタイヤに機械的に接続されているため、ハンドル操舵角に対して、左右のタイヤの転舵角度は一意に決まる。低速で大きく旋回する場合、左右輪でそれぞれ通る軌跡の旋回半径が異なるため、理論的にスムーズに旋回するには左右輪をアッカーマンジオメトリ（内輪側の転舵角を大きく、外輪側を小さく設定）とする必要がある。また、中高速度域では車速によって車両の旋回中心は変化するため、理想的な左右輪の角度も異なる。

NTNでは、ステアリングジオメトリを状況に応じて制御できる機能をハブベアリングに付与した『ステアリング補助機能付ハブベアリング』（以下、sHUB[®]）を開発した。

sHUB[®]は、車両の走行条件に合わせて、左右輪をそれぞれ独立して角度制御することで、安心して快適な走行を実現する。直進安定性やコーナリング時の走行安定性向上、もしくは低 μ 路走行などで片輪がスリップした場合など、非常時の危険回避に寄与するモジュールシステムであり、通常の旋回走行時にはコーナリングドラッグを抑えた省エネルギー走行も可能である。将来の自動運転技術で回避動作などへの適用も目指し、車両運動性能、快適な走行を実現するモジュールである。以下がその特長である。

- (1) 左右輪に搭載し、転舵角を左右独立設定
- (2) 各輪独立での走行条件に合わせた理想的な角度制御
 - ・コーナリングドラッグを抑えた省エネルギー走行
 - ・危険回避などの非常時にも、車両の姿勢を安定
- (3) 懸架装置の種類によらず搭載可能

既存車両の従動輪（前輪または後輪）に大きな改造なく搭載可能

- (4) 最適な内部設計により、小型・軽量化を実現
- また、本稿に掲載されている後輪用 sHUB[®]は、車両の後輪従動輪に搭載し制御することで、さらに車両の運動性能を高め、安全で快適、かつ省エネルギーな走行の実現を目的に開発されている。前輪駆動車両への適用に関する問い合わせも多々いただいている。

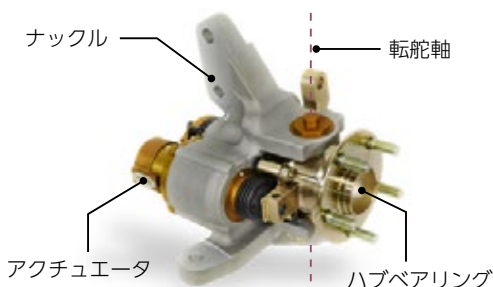


図6 sHUB[®]の概略構成
Structure of sHUB[™]

3.3 世界最高水準の低昇温性・低トルク性で 次世代モビリティに対応する 「低昇温・低トルク円すいころ軸受」(図7)

CASEに代表される変革期のなか、電動化やカーシェアリングによる走行距離の延長などを背景に、動力伝達装置の効率化が進められている。また、装置内の潤滑油量の低減や低粘度油への切り替えもあり、軸受にとっては過酷な潤滑条件下の対応、さらなる低トルク化が求められていた。

これに対して、トランスミッションやデファレンシャル用の「低昇温・低トルク円すいころ軸受」を開発した。新設計の樹脂保持器、軸受内部設計の最適化により、世界最高水準の低昇温性（耐焼付き性）と低トルク性を実現した。この製品の特長は以下のとおりである。

(1) 低昇温性：

当社標準品比 10 倍向上（世界最高水準）

- ・潤滑油量低減や潤滑油の粘度低下に伴う過酷な潤滑条件下でも昇温を抑制
- ・樹脂保持器の凹み形状により、潤滑油不足時にくろ端面への給油が可能となり、昇温を抑制
- ・ころ端面と内輪大つば面間の滑り接触部の潤滑性が向上する設計で温度上昇を抑制

(2) 低トルク性：

当社標準品比 66 % 低減（世界最高水準）

- ・樹脂保持器が軸受内部への過度な潤滑油流入を抑制、潤滑油の攪拌抵抗による回転トルクを低減
- ・軸受の“ころ”設計、軸受内部設計の最適化による長寿命効果で軸受を小型化
- ・転動体（ころ）と軌道輪（内外輪）の転がり接触長さの減少で回転トルクを低減

本製品は、コンパクトな軸受サイズで実現できるため、動力伝達装置の効率化や車両の省燃費・省電費化だけではなく、装置の小型・軽量化、さらに車内スペースの拡大や運転時の快適性の向上にも貢献する。



図7 低昇温・低トルク円すいころ軸受
Low Temperature Rise and
Low Torque Tapered Roller Bearing

4. CAE シミュレーション技術

市場ニーズに合わせた競争力のある製品を早期に市場投入するには、研究技術開発業務の高度化および高効率化が必須であるが、その実現方法としてCAEシミュレーション技術を導入している。これにより、設計段階で周辺部品も含めた製品の性能検証ができるため、試作前の設計変数最適化と、試作・実験回数の削減が可能になる。これにより、業務効率の向上、開発コスト低減および開発リードタイム短縮が実現できる。

製品開発に必要なCAEシミュレーション技術を設計者が容易に利用できるように、当社独自のCAEシステム・プログラムを開発しており、その一部を紹介する。

(1) FEM解析の自動化システム (図8)

アクスル軸受では、設計時にFEM解析を用いて応力および剛性を評価している。従来はCAE専任者による作業であったが、解析に必要なモデル作成・計算実行・結果処理を自動化したシステムを開発し、設計者が単独で実施できるようにした。これにより、設計者と専任者との打ち合わせや解析着手までの待ち時間が削減でき、また計算結果を反映した設計変更が迅速化した。

(2) 変速機用軸受の技術計算プログラム (図9)

環境対応のため、変速機の多段化や複雑化が進んでいる。それらに用いられる軸受の設計をするために、設計者が容易に変速機全体をモデル化し、シミュレーションできる技術計算プログラムを開発した。従来は複数のプログラムの組み合わせで行ってきた変速機内の各軸受の転動体に作用する荷重や軸受寿命を一括で計算可能とした。さらに軸受単体の動解析システム¹⁾を用いると保持器の発生応力まで計算できる^{2) 3)}。これらプログラムの利用により、変速機の特徴に合わせた軸受の高度な最適設計を効率的に行えるようになった。

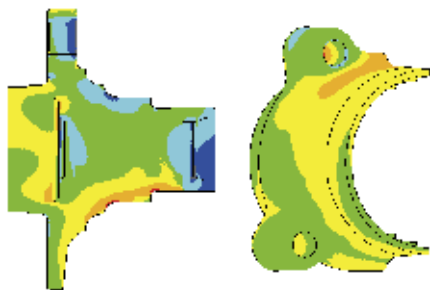


図8 アクスル軸受のFEM解析例(応力)
FEM analysis sample of axle bearing

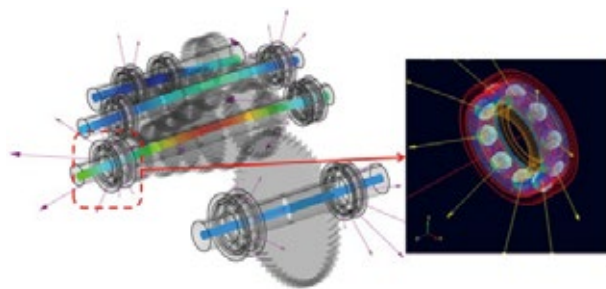


図9 変速機用軸受のシミュレーション例
Simulation sample of transmission bearing

5. おわりに

CASEに代表される環境変化のなかで、燃費規制、自動運転およびカーシェアリングに対して当社の研究技術開発は、何をどう捉えているのか、また、何を進めているかを説明した。

NTNで蓄積してきた技術、知見をもとに他社優位性の製品開発、市場展開を御理解いただけたと考える。

紹介したいずれの開発製品も要素技術の向上、取込みなどの成果である。これらを次世代モビリティに適可能な仕様としてグローバルに提案していく。

NTNは、これからも自動車のさまざまな課題を解決する商品の提供を通じて、なめらかなスマートモビリティ社会の実現に貢献できれば幸甚と考える。

参考文献

- 1) 関屋麻理子, 転がり軸受の統合動力学解析システムIBDASの紹介, NTN TECHNICAL REVIEW, No.79, (2011) 119-123.
- 2) 坂口智也, 原田和慶, 風間貞経, 転がり軸受の保持器応力の解析技術の高度化, トライボロジー会議2012春 東京, (2012) 233.
- 3) 坂口智也, 原田和慶, 風間貞経, 転がり軸受の保持器応力の解析技術の高度化, NTN TECHNICAL REVIEW, No.80, (2012) 92.

執筆者近影



亀高 晃司

執行役
自動車事業本部 副本部長
電動モジュール商品事業部 事業部長

サブアクスル・リヤ用小型軽量等速ジョイント Small and Lightweight CVJ for Rear of Sub-axle

小林 智茂* Tomoshige KOBAYASHI

前輪駆動車ベースの四輪駆動車では、フロントアクスルがメインアクスル、リアアクスルがサブアクスルとなり、そのトルク配分についてはフロント側よりリア側の方が小さく設定されるのが一般的である。よって、サブアクスルのリヤ用に適用される等速ジョイントは、負荷容量を小さくして、その分の小型軽量化が可能となる。NTNは、先に後輪駆動車や後輪駆動車ベースの四輪駆動車のメインアクスルであるリアアクスル用として軽量化を追求した「メインアクスル・リヤ用軽量等速ジョイント (Rシリーズ)」を開発し量産中である。このたびNTNは、上記ジョイントと同じコンセプトを取り入れて、サブアクスル・リヤ用として小型軽量化を追求した「サブアクスル・リヤ用小型軽量等速ジョイント」を開発した。

FF-based 4WD vehicles generally have a smaller rear torque distribution than the front, so small load capacity is applied to the constant velocity joints for the sub-axle.

There is a market demand for small-sized CVJ for rear of sub-axle, similar to the “R series”, which is a compact and lightweight CVJ for rear of main axle, which is already in mass production and pursues miniaturization and weight reduction.

Introducing the features and performance of the developed “small and lightweight CVJ for rear of sub-axle”.

1. はじめに¹⁾²⁾

乗用車の駆動方式は、前輪駆動（以下、FF）車と後輪駆動（以下、FR）車および4輪駆動（以下、4WD）車に分類され、さらに4WD車にはFFベース車とFRベース車がある。

FF車や4WD車の前輪を駆動するドライブシャフトとして適用される等速ジョイント（以下、CVJ）は、エンジンもしくはモータの動力を滑らかにタイヤ側に伝える役割を果たす。また、タイヤの旋回やサスペンションの変動に追従するため、タイヤ側に作動角が大きくとれる固定式CVJと、デファレンシャル側に配置されるアキシアル方向のスライドが可能なしゅう動式CVJで構成される。

一方、FR車や4WD車の後輪駆動軸は、固定車軸タイプ（左右の車輪が車軸で一直線に繋がれるリジットアクスル）でも成立するが、乗り心地や操縦安定性を求める車両では、左右の車軸が別々に上下動可能なサスペンション方式（独立懸架）を使用するため、CVJが必要となる（図1）。ただし、前輪へのCVJ適用と異なり、後輪はタイヤの転舵（ステアリング）がないため、大きな作動角を必要としない。

NTNでは、固定式・しゅう動式など用途に合わせて、機能別に多種類のCVJタイプを揃えており、また、CVJタイプ毎に小さなサイズ（例えば軽自動車用 #75 サイズ）から、大きなサイズ（例えば大型車用 #113

サイズ）まで負荷容量別に、取り揃えている。

これまでNTNでは、後輪駆動軸にもフロント用CVJを流用していたが、リヤ用CVJでは大きな作動角を必要としないことから、最大作動角を抑え小型・軽量化を追求したRシリーズ³⁾を開発し、欧州カーメーカーなどのFR車のメインアクスルへの適用をターゲットとして、負荷容量の大きなサイズを市場展開している。

今般、リヤ用CVJのうち、サブアクスルへの適用をターゲットとして、負荷容量の小さなサイズを対象に小型・軽量のCVJを開発した。

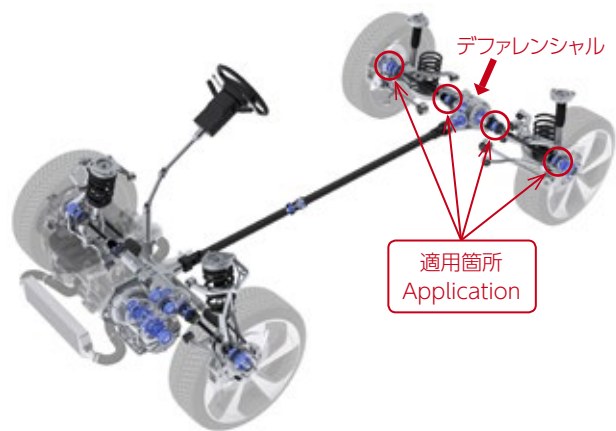


図1 リヤ用 CVJ の適用箇所
Application of CVJ for rear

* 自動車事業本部 CVJ 開発部

2. 開発品の構造と特長

昨今の自動車市場をけん引する SUV は 4WD の設定が多く、中でも国内や欧州で人気の C セグメント以下のコンパクト SUV は、車内空間が有効に使用できる FF ベースの 4WD 車が採用されている。

一般的に FF ベースの 4WD 車は、フロントに対してリアのトルク配分が小さいため、リア用には小サイズの CVJ が適用される場合が多い。

そこで NTN は、既に展開中のリア用軽量ドライブシャフト「R シリーズ」の設計を踏襲し、小サイズの「リア用小型軽量等速ジョイント」を開発した。

開発品「リア用小型軽量等速ジョイント」と従来品の比較を図 2 に示す。

従来品を基準とした開発品の質量低減率と外径低減率を、表 1 に示す。従来品に対し、固定式 CVJ は約 6.2 %、しゅう動式 CVJ は約 29 % の軽量化を達成した。

これは #75 サイズのドライブシャフト一本あたり 429 g の軽量化に相当し、左右のドライブシャフトを合わせると車両当たり 858 g の軽量化になる。

さらに、外径も大きく低減でき、特にしゅう動式 CVJ では直径で 8.5 mm (12.3 %ダウン) の小型化を実現した。

なお、表 1 はユーザにより車両への取付け構造が異なるため、図 2 に示す形状からステム部（車両取付けのためのはめあい軸部）を除いた形状で質量計算した。

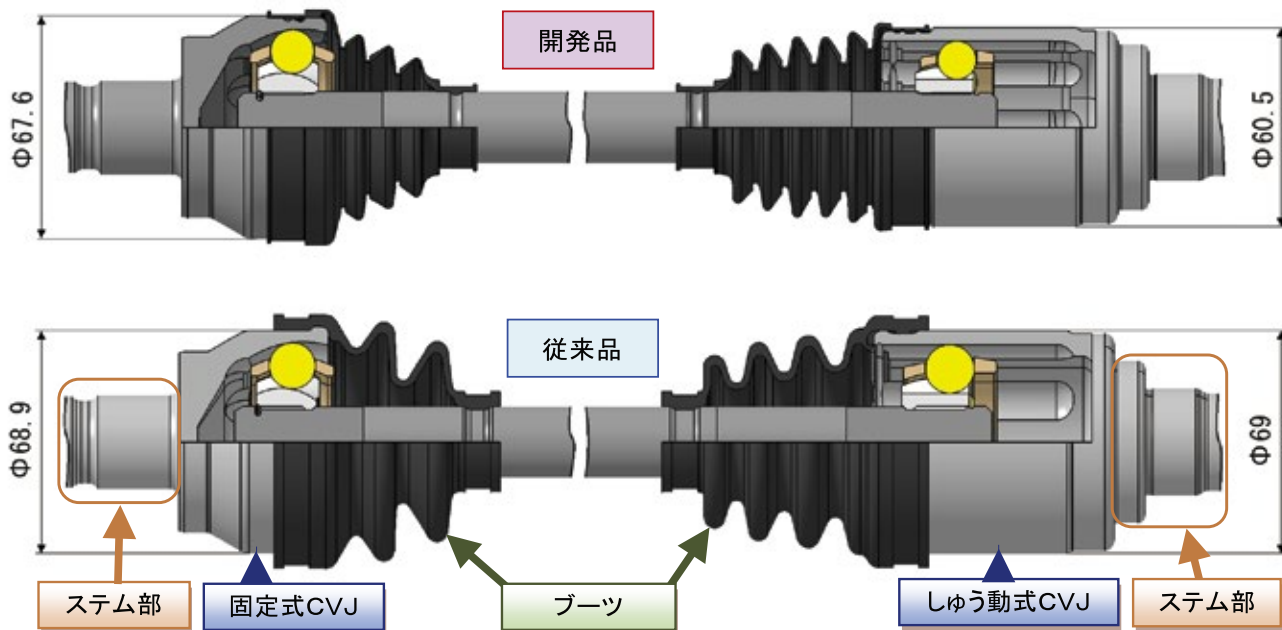


図 2 開発品と従来品の比較 (#75 サイズ)
Development product VS Conventional product (#75 size)

表 1 開発品の質量と外径低減率 (#75 サイズ)

Development product mass and outer diameter reduction rate (#75 size)

開発品	質量低減率	外径低減率
固定式 CVJ	▲ 6.2 %	▲ 1.9 %
しゅう動式 CVJ	▲ 29.0 %	▲ 12.3 %

3. リヤ用小型軽量固定式 CVJ

フロント用固定式 CVJ は、サスペンションの上下運動とステアリングの転舵動作に対応するため、最大作動角度を 47 ~ 50° としている。

一方で、リヤ用 CVJ はサスペンションの上下運動に追従できれば良く、実使用領域を考慮すると、ほとんどの車両において作動角度 20° 以下で対応可能であるが、車両への組付け時や取扱い時に、作動角 20° 以上となるケースも想定し、固定式 CVJ は最大作動角を 30° とした。

なお、従来品では、既存の 47° 設計品の内部部品（内輪・ケージ・ボール）を流用し、外輪のアクシアル方向長さの短縮により軽量化を図った 30° 設計品を適用している。本開発品ではさらなる軽量化のため、各 부품のアクシアル方向長さの短縮に加え、径方向の縮小設計を織り込んだ。

3.1 特長

軽量化を図った #75 サイズの開発品と従来品の比較を表 2 に示す。

表 2 開発品と従来品の比較

Comparison of development product and conventional product

項目	開発品	従来品
最大作動角 [°]	30	30
外径 [mm]	φ67.6	φ68.9
ボール個数	6	6
質量 [g]	834 従来品比▲6.2%	889
SUB-ASSY		

従来品は、フロント用をベースに、最大作動角を 30° に制限することで、外輪のみアクシアル方向長さを短縮したが、最大作動角 47° 仕様で設計された各 부품の肉厚には余裕があった。

本開発品はリヤ用設計として、最大作動角を小さくすることで、最大入力荷重を低減し、各部の薄肉化を可能とした。また、ボールの小径化と合わせ、外輪外径とケージの小径化にも成功し、小型・軽量化に寄与した (図 3)。

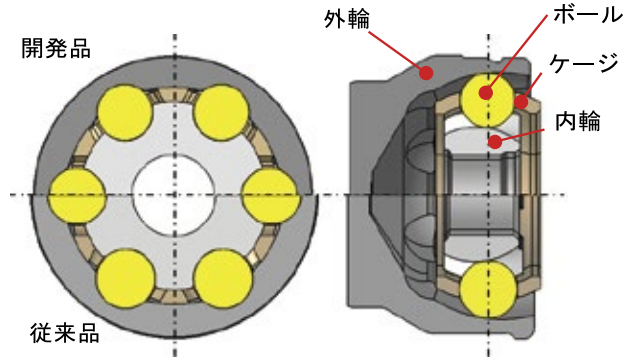


図 3 外径およびアクシアル方向長さ比較図
Comparison of outer dia. and axial length

3.2 機能評価

必要機能を以下に示す。

- ①強度：従来品と同等（最大角相当で）
- ②耐久性：従来品と同等

開発品の強度試験結果の一例を図 4 に、耐久試験結果の一例を図 5 に示す。

開発品は、従来品の過去試験データに基づき設定した開発目標を満足し、従来品と同等の強度、耐久性を有していることが確認できた。

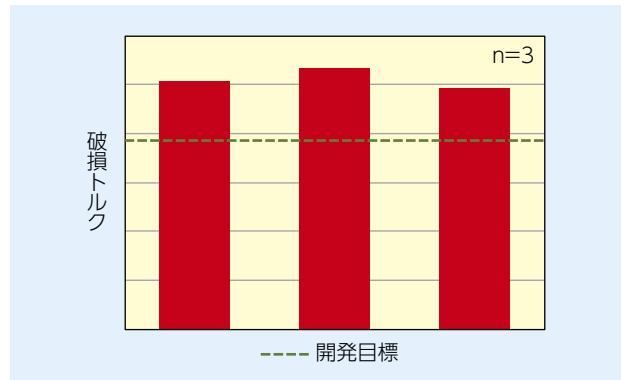


図 4 開発品の静振り強度試験結果 (θ = 20°)

Static torsion strength test result of developed product

No.	損傷表/点検時間 (h)				n=4
	80	160	250	330	
開発品耐久試験					
1	○	○	○	○	
2	○	○	○	○	
3	○	○	○	○	
4	○	○	○	○	

○: 不具合無し
----- 開発目標

図 5 開発品の高負荷耐久試験結果 (θ = 6°)

Durability test result of developed product

4. リヤ用小型軽量しゅう動式 CVJ⁴⁾

しゅう動式 CVJ には、様々なタイプがあるが、FF 車や 4WD 車のフロントには、CVJ を介してエンジンからの振動をタイヤ・ステアリング等車体に伝搬するのを抑えるため、しゅう動抵抗の低いトリポードタイプ、もしくは駆動系のガタを小さくできるボールタイプを適用する。

NTN では長期にわたり、リヤ用小サイズ CVJ にボールタイプのしゅう動式ジョイント、ダブルオフセットタイプ (DOJ) を適用してきたが、前述のようにフロント用の CVJ を流用していた。

そこで、本開発品では DOJ についてもリヤ用に限定して、最大作動角を制限 (23° → 20°) し、軽量化を追求したリヤ用小型しゅう動式 CVJ を新たに開発した。

4.1 特長

軽量化を図った #75 サイズの開発品と従来品の比較を表 3 に示す。

表 3 開発品と従来品の比較

Comparison of development product and conventional product

項目	開発品	従来品
最大作動角 [°]	20	23
外径 [mm]	φ60.5	φ69
ボール個数	8	6
質量* [g]	910 従来品比▲ 29 %	1,284
SUB-ASSY		

*スライド量：45 mm で計算

従来品の DOJ は 6 個ボール仕様であったが、開発品では大幅な小型軽量化を目的として 8 個ボール仕様とした。

トルク伝達ボールを小径化、かつ 8 個にし、各ボールの負荷荷重を分散させることで、小型・軽量化を実現した。最大作動角の制限と、ボール PCD の小径化により、アキシャル方向へのボール可動範囲を縮小し、内外輪のボール溝長さを短縮した。その結果、内外輪およびケージのアキシャル方向長さを短縮することができ、径方向の小型化と合わせて、軽量化を実現した (図 6)。

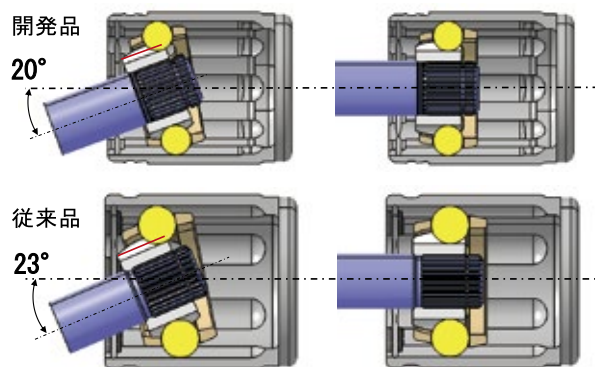


図 6 内輪ボール溝長さ比較 (赤線部)
Comparison of ball groove length (red line)

ケージは、従来品よりボールを小径化したことで、窓幅が小さくなりケージ幅を短縮できた。また、最大作動角の制限、およびボール PCD の小径化により、ケージ窓内のボールの移動範囲が縮小し、窓長さも短くできた。さらに、作動角の制限により、外径のテーパ角を小さくでき、ケージ肉厚を確保しやすくなり、径方向の小型化も図れた (図 7)。

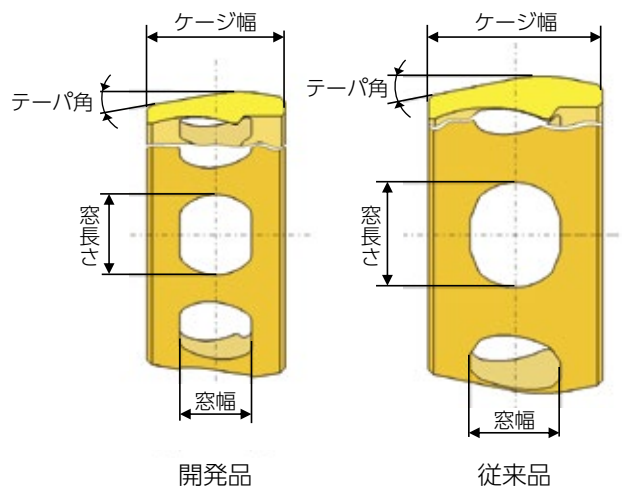


図 7 ケージ比較図

Comparison of development product cage and conventional product cage

ケージ幅と内輪幅が短縮されることで、同じスライド量でありながら、外輪カップ長さも短縮され (図 8 において L1 < L2)、従来品 DOJ よりアキシャル方向に短縮した。

また、内部部品の小径化により、外輪の外径も小径化を実現した。

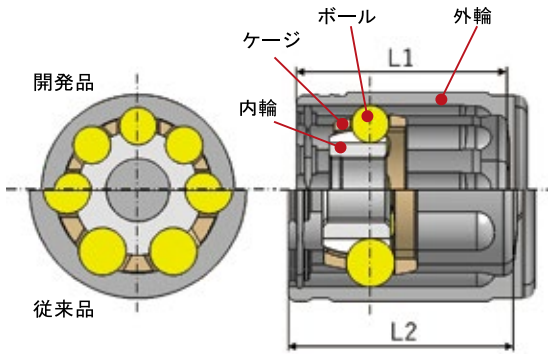


図8 外径およびアキシャル方向長さ比較
Comparison of outer dia. and axial length

4.2 機能評価

必要機能を以下に示す。

- ①強度：従来品と同等（最大角相当で）
- ②耐久性：従来品と同等

開発品の強度試験結果の一例を図9に、耐久試験結果の一例を図10に示す。

開発品は、従来品の過去試験データに基づき設定した開発目標を満足し、従来品と同等の強度、耐久性を有していることが確認できた。

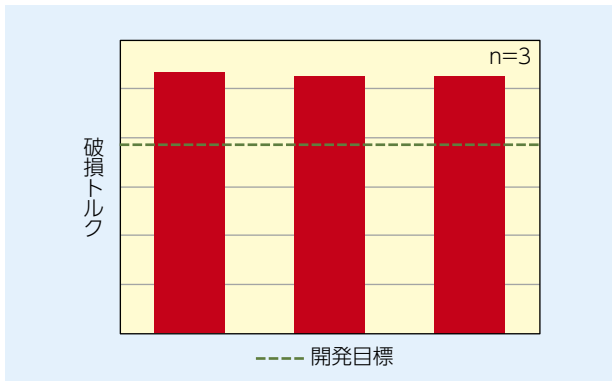


図9 開発品の静捩り強度試験結果 ($\theta = 20^\circ$)
Static torsion strength test result of developed product

	No.	損傷表/点検時間 (h)				n=4
		80	160	250	330	
開発品 耐久試験	1	○	○	○	○	
	2	○	○	○	○	
	3	○	○	△	△	
	4	○	△	△	△	

○: 不具合無し △: 継続運転可能
----- 開発目標

図10 開発品の高負荷耐久試験結果 ($\theta = 6^\circ$)
Durability test result of developed product

5. ブーツ、グリース量

最大作動角を小さく制限したことで、ブーツも小型・軽量化を図ることができた。また、CVJとブーツの小型化で、封入するグリース量も削減できた。

ドライブシャフトのさらなる軽量化を目指し、固定式CVJ用としゅう動式CVJ用ブーツの小型・軽量仕様を開発中である。

6. おわりに

本稿では、FFベースの4WD車用のサブアクスル後輪駆動用に開発した「リヤ用小型軽量等速ジョイント」の特長と性能について紹介した。

小型SUVのニーズの増加により、FFベースの4WD車が採用される車種も増加した。本開発品は小サイズのCVJが必要な後輪駆動の車両にも適用が可能である。昨今の車両開発において、環境性能の向上が必須項目であるなか、大幅に軽量化した本開発品は、ニーズに応え得るものと期待する。

参考文献

- 1) 友上真, 等速ジョイントの技術動向と開発商品, NTN TECHNICAL REVIEW, No.75, (2007) 10-15.
- 2) 高部真一, 等速ジョイントの歴史, NTN TECHNICAL REVIEW, No.85, (2017) 40-45.
- 3) 小林智茂, リヤ用軽量ドライブシャフト「Rシリーズ」, NTN TECHNICAL REVIEW, No.85, (2017) 78-83.
- 4) 登根宏, 寺田健二, 中村正道, 高効率等速ジョイント「Eシリーズ」, NTN TECHNICAL REVIEW, No.70, (2002) 18-23.

執筆者近影



小林 智茂

自動車事業本部
CVJ開発部

後輪用ステアリング機能付ハブベアリング Hub Bearing Module with Steering Function for Rear Wheel



大畑 佑介 * Yusuke OHHATA 伊東 貴志 * Atsushi ITO

ハブベアリングに転舵角度制御機構を統合した後輪用ステアリング機能付ハブベアリング (Ra-sHUB) を開発した。本開発品は、リヤの従動輪に取り付けて、左右輪の転舵角度を独立して制御することで、車両の運動性能を大幅に向上させることが可能である。

We have developed a hub bearing module, 'Ra-sHUB' with steering function incorporating the steering angle adjustment mechanism in the hub bearing. This product can be attached to rear driven wheels. By controlling each right and left wheel with separate actuator, we can control the angle of the right and left wheels independently. Therefore, the dynamic performance of the vehicle is significantly improved.

1. はじめに

自動車の走行条件に合わせ、車輪の舵角を修正転舵することによって、低速走行時の旋回性能や、中・高速走行時の車両安定性を向上させるシステムが知られている。

NTN では、世界 No.1 シェアを有する「ハブベアリング¹⁾」に転舵機構を付与し、前輪を転舵する「ステアリング補助機能付ハブベアリング²⁾⁻⁴⁾ (sHUB[®])」を開発した。

これまでは、前輪の舵角を左右独立に修正し、定常走行領域から過渡領域、また、極低速域から高速域までのさまざまな場面で、車両走行性能が向上することを実車試験によって確認してきた。

今回は、本システムを後輪に搭載できるように、形状と各部品の構成を改良した。基本性能試験と実車走行試験を行ったので報告する。

従来の後輪転舵システムでは、マルチリンク方式などの足回り構造に限定されており、機構上大きな作動角をとることは難しかった。後輪用ステアリング機能付ハブベアリング (以下、Ra-sHUB) は、ハブベアリングに転舵軸を設け、転舵機構と一体化し、コンパクトに設計することで、従来のハブベアリングと同様の取り付けを可能とした。

よって、足回り構造を選ばず、トーションビームなどのリジッドアックスル構造にも搭載可能であり、作動角を大きく取れる後輪転舵システムとして適用できる。

2. 背景

後輪転舵システムは、1980年代に初めて量産車両に適用されたが、ドライバーのハンドル操作に対して車両の挙動に違和感があるという意見が多く、当時は広く普及しなかった。しかし近年では、制御技術の高度化によって、違和感を抑えることが可能になったため、高級車やスポーツカーを中心に採用される例が増えている。

後輪転舵システムの利点として以下が挙げられる。

- 低速コーナリング
後輪を前輪と逆方向 (逆位相) に転舵することで、回転半径を小さくし、車両のホイールベースを縮めたときと同じように、小回りが可能となる。
- 高速コーナリング
後輪を前輪と同じ方向 (同位相) に転舵し、遠心力によるヨーモーメントを減少させるように制御することで、車両のホイールベースを伸ばしたような安定性が得られる。
- 燃費の改善
一般的に車両はブレーキング時の安定性を高めるため、後輪をトーインに設定しているが、その分だけ走行抵抗が増加し燃費が悪化する。通常走行時にはタイヤを進行方向に平行にして走行抵抗を小さくし、ブレーキング時のみトーインにすることで、安全性と低燃費走行を両立させることができる。

* 新商品戦略本部 新事業探索開発部

3. コンセプト

Ra-sHUBは、車両の後輪に搭載し制御することで、車両の運動性を高め、安全で快適、かつ省エネルギーな走行を実現することを目的としている。また、将来の自動運転技術への適用も期待できる。主なコンセプトを以下に示す。

- ① 後輪の左右に搭載し、転舵角を独立で制御。各輪を走行条件に合わせて理想的な角度に制御可能
 - ・コーナリングドラッグを抑えた省エネルギー走行
 - ・危険回避などの非常時にも、応答性に優れ、車両の姿勢が安定
- ② 懸架装置の種類によらず既存車両に改造なく搭載可能
- ③ 最適な内部設計により、小型・軽量
- ④ ホイール内に搭載し車両レイアウトの自由度を確保

図1にRa-sHUBの車両後輪への搭載イメージを示す。Ra-sHUBのコントローラは、車速やハンドル操舵角などの車両情報をもとに左右のRa-sHUBの目標角度を個別に算出し、制御する。

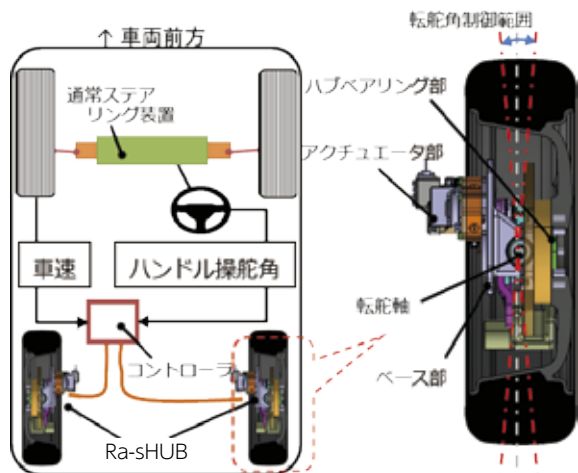


図1 Ra-sHUB搭載の車両イメージ（後輪搭載時）
Vehicle image with Ra-sHUB (Attached to rear wheels)

図2にRa-sHUBを一般的なリジッドアクスル（トーションビーム）に取り付けた場合の配置を示す。通常、リジッドアクスルで後輪転舵する場合は、リジッドアクスル全体を動かす必要があったが、Ra-sHUBはトーションビームのハブベアリング取付け面に搭載すれば、容易に後輪転舵を実現できる。

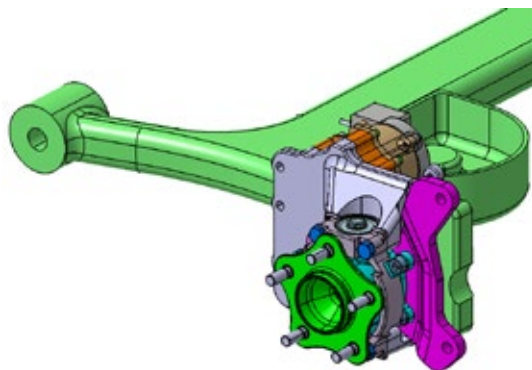


図2 リジッドアクスルへの搭載
Ra-sHUB attached to rigid axle

図3に後輪搭載時の基本配置を示す。車両の四輪が均等に接地した状態で、タイヤと地面の接地点に対して、転舵軸が車両の後方に若干傾いている。このため接地点は転舵軸より前方に位置するので、コーナリング時に、逆入力荷重がタイヤの旋回外側から接地点に作用すると、荷重が大きく加わる旋回外側のタイヤは、自然にトーインの方向に向き、コーナリングの限界性能が向上し安定した走行が可能となる。

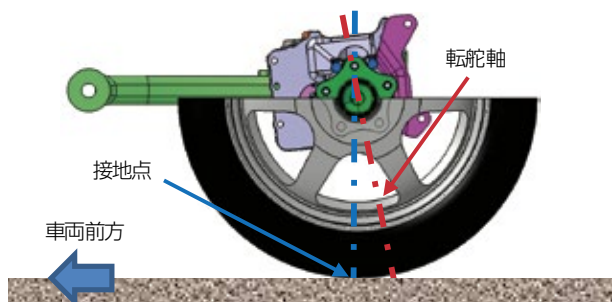


図3 後輪への搭載時の基本配置
Layout of rear wheel with Ra-sHUB

4. 構成と仕様

4.1 構成要素

図4にRa-sHUBの構成要素を示す。Ra-sHUBはアクチュエータ部、ベース部、ハブベアリング部の3つの要素で構成される。それぞれの役割について次に示す。

- ・アクチュエータ部：ベース部に固定され、ハブベアリング部を転舵駆動するためのモータと減速機、台形ねじからなる。
- ・ベース部：車両の懸架装置と連結する。
- ・ハブベアリング部：ベースに対して車輪の回転軸周り、ならびに転舵軸周りの回転を支持する。

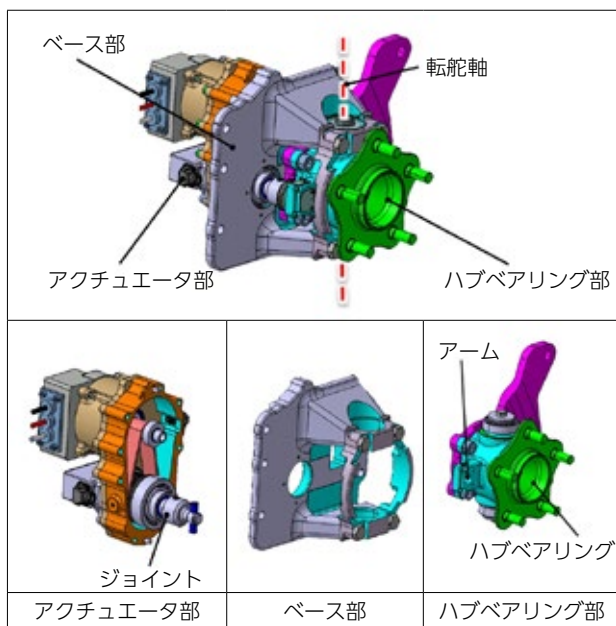


図4 Ra-sHUBの構成要素
Components of Ra-sHUB

アクチュエータ部のモータは、車速やハンドル角などに対して、適切なタイヤ角度を実現するように、コントローラで制御される。モータの回転運動は減速機を介して台形ねじで直進運動に変換され、ねじ部がジョイントを介してハブベアリング部のアームを押し引きすることで、ハブベアリングが転舵軸を中心に転舵される。

また、タイヤからの逆入力も、台形ねじのセルフロック機能により遮断される。このため、モータの消費電力を削減することができる。

4.2 仕様

図5に、前輪駆動Cセグメント車両（リヤの足回り構造はトーションビーム）の後輪を対象とした開発品（左輪用）の外観を示す。開発品の仕様を表1に示す。

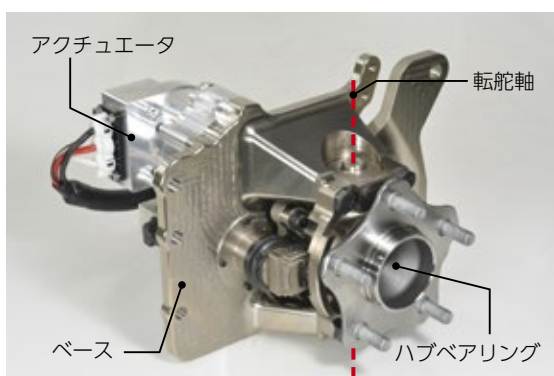


図5 Ra-sHUBの開発品（左後輪用）
Prototype of the Ra-sHUB (Left rear wheel use)

表1 開発品の仕様

Specifications of the Ra-sHUB prototype

項目	数値
最大転舵トルク	350 Nm
電源電圧	24 V
最大転舵角	± 3.5 deg
最大転舵角速度	16 deg/s

5. 基本性能試験

車両へ搭載する上で必要な開発品の基本特性を確認した。

5.1 周波数応答

Ra-sHUBを搭載した試験車両（静止状態）の車輪をターンテーブルに乗せ試験した。Ra-sHUBに振幅0.5 degの正弦波の転舵角度指令を、周波数を変更しながら与え、実転舵角の応答性を確認した。

試験結果を図6に示す。周波数が4 Hz以下であれば振幅のゲイン（実際の転舵角の振幅値と指令値の比を対数で表示、図6(a)）と、位相差（図6(b)）の絶対値が小さく、車両の姿勢制御上問題なく使用できるレベルである。

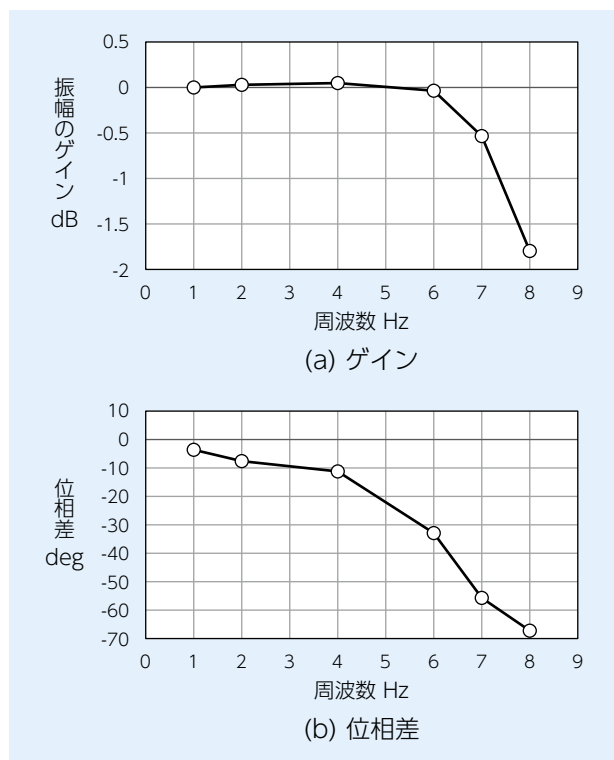


図6 周波数応答特性
Frequency response characteristic

5.2 微小転舵耐久試験

実際の走行では中立舵角付近で微小な修正が高い頻度で繰り返されることが想定されるので、表2に示す条件で耐久性を検証した。図7に耐久試験前後の応答特性の比較を示す。指令に対する応答特性は試験前と試験後で変化はなく、応答波形に差異がない。微小転舵を繰り返しても性能が低下しないことを確認した。

表2 耐久試験条件
Durability test condition

転舵角度	± 0.5 deg
転舵周波数	5 Hz (正弦波)
路面からの荷重	3.8 kN (1 輪当りの車両重量相当)
繰返転舵回数	10 ⁷ サイクル

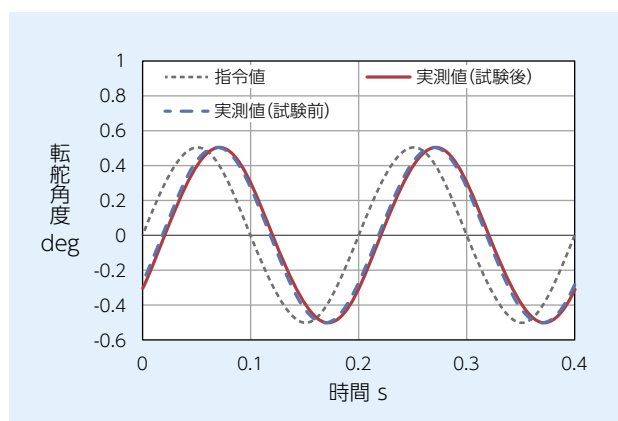


図7 応答特性比較
Comparison of response characteristic

5.3 温度特性

Ra-sHUB の使用温度は、一般的な車両のハブベアリングと同じ -40 ~ +120 °C に設定している。環境温度範囲における転舵速度の変化について確認した。試験では、コントローラと供試体を恒温槽内に入れ、温度を設定して1時間放置した後に動作試験を実施した。図8に各環境温度での転舵速度の測定波形を示す。

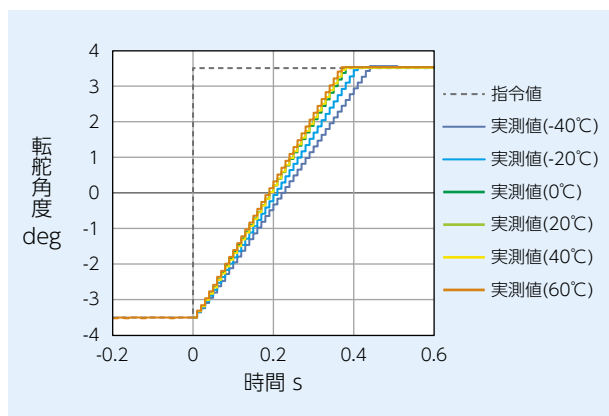


図8 応答速度波形
Waveform of steering speed

転舵速度は、ステップ状の転舵角度指令値 (-3.5 ⇒ +3.5 deg (図8点線)) を与えたときの Ra-sHUB の実転舵角度の傾きから求めた。

図9に環境温度と転舵速度の関係を示す。低温域において内部抵抗の増大が原因と考えられる転舵速度の低下が認められたが、仕様を満足しており、車両制御への影響は軽微である。

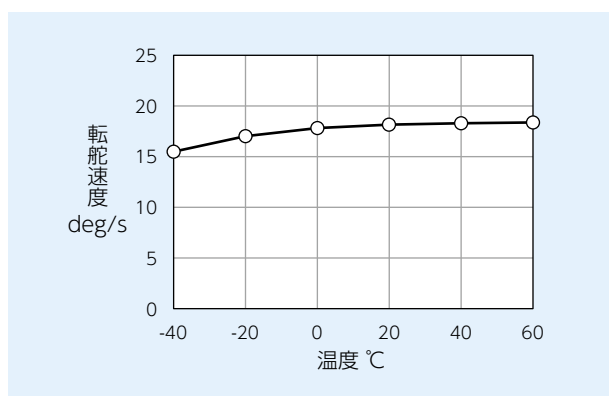


図9 環境温度と転舵速度の関係
Relations of temperature and steering speed

5.4 剛性・強度試験

走行時に路面から入力される外力を想定し、ハブベアリング部のフランジに、上下方向 (z 方向)、前後方向 (x 方向) の荷重、および x 軸周りのモーメントをそれぞれ個別に負荷し、車輪取付剛性および強度を確認した。図10にXYZ軸の方向を示す。

図11に各方向からの荷重と変位の関係を示す。車両の上下方向ならびに前後方向の剛性に大きな差はなかった。図12にキャンバー (x 軸) 方向のモーメント荷重とフランジ傾き角の関係を示した。すべての条件において、除荷後に変形や損傷は確認されなかった。

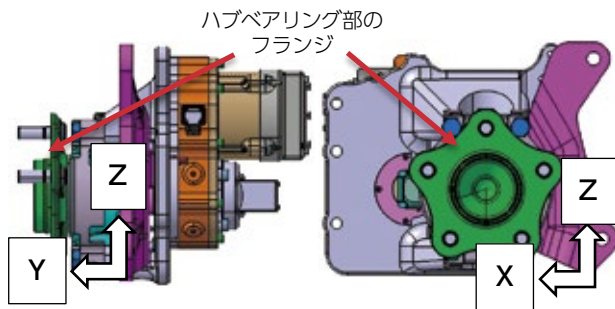


図 10 Ra-sHUB の軸方向
Axis direction of the product

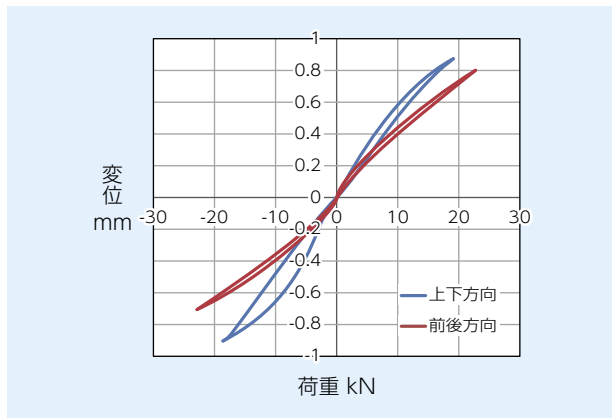


図 11 車輪剛性
Wheel rigidity

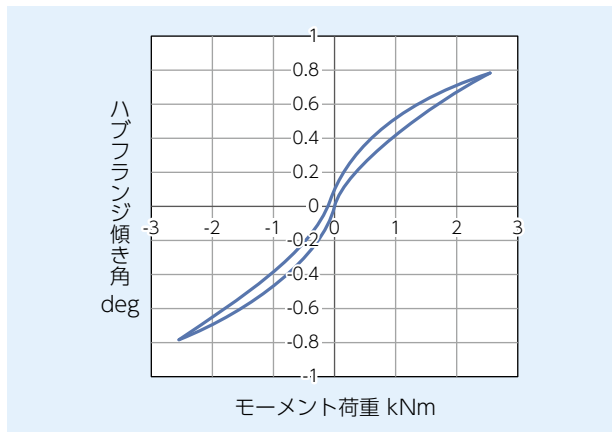


図 12 モーメント剛性
Moment rigidity

6. Ra-sHUB による後輪転舵の効果確認

Ra-sHUB の転舵動作による車両のコーナリング性能の向上効果を確認するため、C セグメントの試験車両の後輪（トーションビーム）に Ra-sHUB を搭載し、実車走行試験で効果を確認した。

走行条件に合わせて、後輪の転舵角を Ra-sHUB で変化させ、車体のスリップ角を制御している。

図 13 に走行試験に使用した圧雪路コースのレイアウトを示す。同じラインを走行して、Ra-sHUB の転舵動作の有無による車両挙動の違いを比較した。

図 14 ~ 16 の A ~ E 点のデータは、図 13 の A ~ E 地点にそれぞれ対応している。

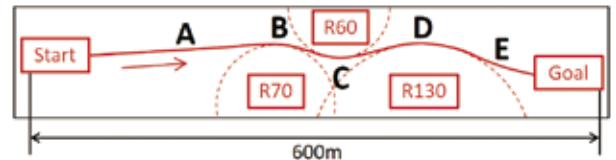


図 13 実車試験コースレイアウト
Course layout

図 14 に試験時の車速、ハンドル角、図 15 に縦加速度、横加速度の変化を示す。B 地点を同じ速度（84 km/h）で走行し、R の小さい C 地点で同じラインを走行する場合、Ra-sHUB を転舵制御することで、圧雪路のタイヤグリップの限界（0.4 G）を超えることなくコーナリングが可能となり、速度の減少率を 7% 改善できた。これにより Ra-sHUB の転舵動作がない場合と比べ、全コースを約 2 秒早く走行できた。

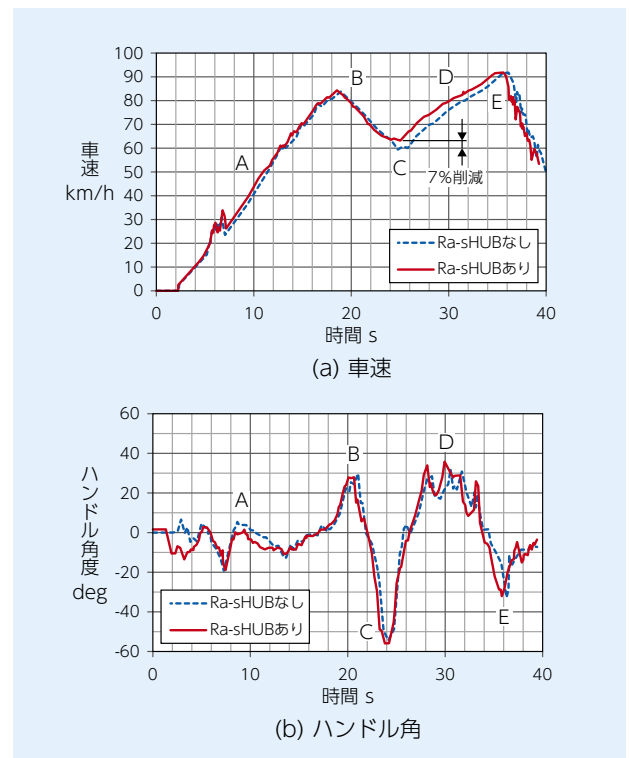


図 14 試験結果（車速、ハンドル角）
Test results (Speed, Steering Angle)

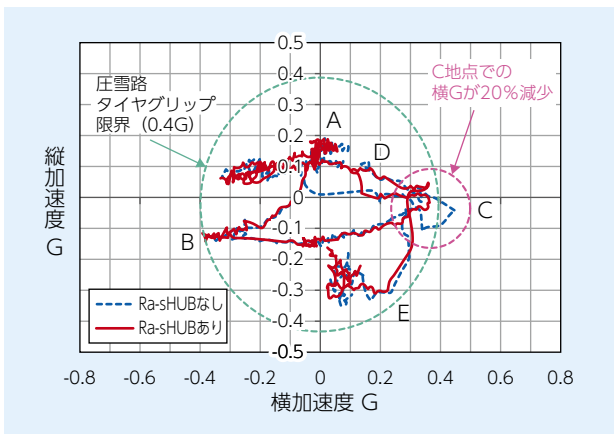


図 15 試験結果 (縦加速度, 横加速度)
Test results (Longitudinal acc, Lateral acc)

また、図 16 に示すように、Ra-sHUB の転舵動作ありの場合、Ra-sHUB の転舵動作なしに比べて、ハンドル操作に対するヨーレイトの関係が直線性を保っており、操作性が向上したことがわかる。

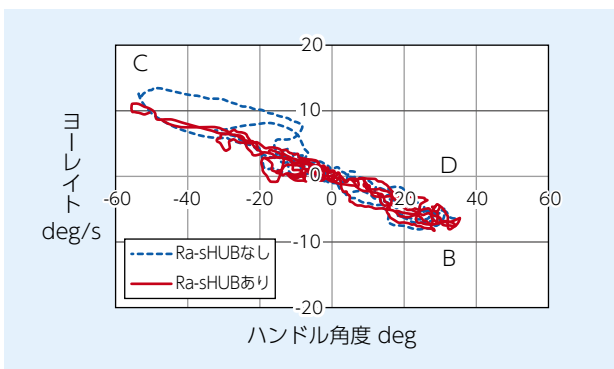


図 16 試験結果 (ハンドル角, ヨーレイト)
Test results (Steering angle, Yaw late)

また、この時の Ra-sHUB の動作は、図 17 に示すように指令値と実角度が一致しており、指令値に対して遅れなく追従していることを確認した。

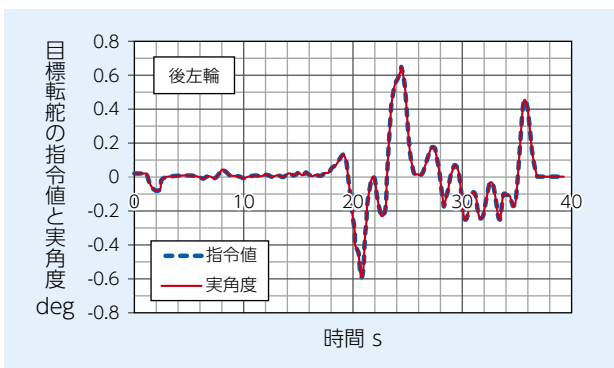


図 17 Ra-sHUB の指令値と実角度
Ra-sHUB command value and actual angle

さらに、ステアリングの操舵角の滑らかさから運転負荷を算出する手法であるステアリングエントロピ法⁵⁾にて運転負荷を推定した。

各測定点における目標転舵角度と実際の転舵角度の差 (予測誤差) を算出し、予測誤差分布の絶対値に対する 90 パーセンタイルがステアリングエントロピである。すなわち、データの 90 % が予測誤差の $\pm \alpha$ の範囲に含まれる場合、ステアリングエントロピは α となる。この値が小さい程、理想に近い滑らかな操舵であることを示す。

図 18 に走行試験結果から算出した予測誤差分布を、表 3 にステアリングエントロピの値を示す。同表より、Ra-sHUB の転舵動作ありの場合は、転舵動作なしに比べてステアリングエントロピ値が低くなり、ドライバーにとって運転のしやすさが向上し、スムーズな操作が可能となったことを示している。

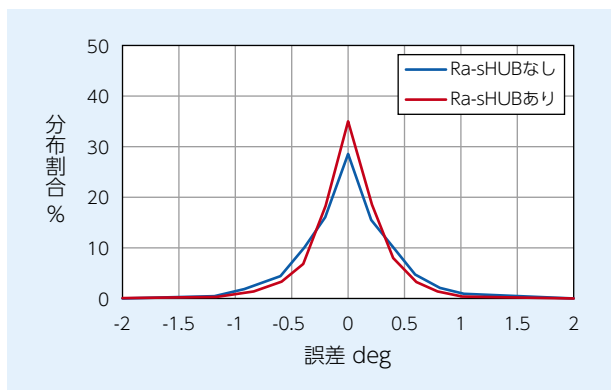


図 18 予測誤差分布
Prediction error

表 3 ステアリングエントロピ (90 パーセンタイル)
Steering entropy (90 percentile)

Ra-sHUB なし	Ra-sHUB あり
0.73 deg	0.56 deg

7. おわりに

『後輪用ステアリング機能付ハブベアリング』の構成、仕様および、基本性能について紹介した。

Ra-sHUB は、足回り構造を選ばず、トーションビームなどのリジッドアクスル構造にも取り付けて後輪転舵が可能であり、作動角も大きく取れるシステムである。本報では、圧雪路での走行試験において、Ra-sHUB の効果により車両運動性能や操作性が向上することなどを報告した。

今後は、さまざまな懸架装置への対応や、さらなる機能向上を目指し、Ra-sHUB の実用化を推進する。

参 考 文 献

- 1) NTN ハブベアリングカタログ, NTN ホームページ, <https://www.ntn.co.jp/japan/products/catalog/ja/4601/index.html>
- 2) 石原教雄, 石橋満憲, 大場浩量, 伊東貴志, 山門誠, 狩野芳郎, 安部正人, 車両運動性能を向上させる前輪アクティブ転舵機能付ハブベアリング, 自動車技術会学術講演会予稿集, (2018) 20185263.
- 3) 石原教雄, 石橋満憲, 大場浩量, 伊東貴志, 山門誠, 狩野芳郎, 安部正人, 車両運動性能を向上させる前輪アクティブ転舵機能付ハブベアリング【第2報】, 自動車技術会学術講演会予稿集, (2019) 20191269.
- 4) 宇都宮聡, 石原教雄, 大畑祐介, 伊東貴志, ステアリング補助機能付ハブベアリング (sHUB[®]), NTN TECHNICAL REVIEW, No.87, (2019) 18-23.
- 5) 近藤崇之, 山村智弘, 久家伸友, ミュゲルペレス, 寸田剛司, 運転者負荷定量化のためのリアルタイム・ステアリングエントロピー法の開発, 自動車技術会論文集, 46 巻 1 号, (2015) 167-172.

執筆者近影



大畑 佑介

新商品戦略本部
新事業探索開発部



伊東 貴志

新商品戦略本部
新事業探索開発部

クリープレス軸受 Creepless Ball Bearing



川口 隼人* Hayato KAWAGUCHI 増田 俊樹* Toshiki MASUDA
永田 真梨奈** Marina NAGATA 河合 俊貴*** Toshiki KAWAI

自動車の省燃費化に向けたトランスミッションの小型軽量化要求の高まりから、ハウジングや軸受の軌道輪を薄肉にする傾向にあるが、その場合外輪がクリープしやすくなる。

NTNでは、この外輪クリープ対策のために、一方向荷重条件下においてクリープを停止できるクリープレス軸受を開発した。本稿では、クリープレス軸受の特長と性能を紹介する。

Although there is a tendency to make housings and bearing rings thinner because transmission are getting more demand of downsizing and lightening for low fuel consumption in automobiles, outer ring creep is likely to occur. NTN has developed “Creepless ball bearing” capable of stopping creep at one direction load condition. This article introduces the feature and performance of the Creepless ball bearing.

1. まえがき

自動車用トランスミッションのギヤ支持軸受の多くに深溝玉軸受が使用されている。これらの軸受は、組付けの面から外輪とハウジングをすきまばめを設定することが多く、軸受仕様やはめあい条件、荷重条件などによっては、外輪がクリープする場合がある。外輪がクリープすると、ハウジングや外輪のはめあい面が摩耗し、軸の芯ずれや傾きが大きくなり、異音や振動などの問題を引き起こすことがある¹⁾。

また、近年の自動車用トランスミッションは省燃費化要求のさらなる高まりから、多段化や小型軽量化の方向にある。この対応として、ハウジングや軸受軌道輪も薄肉にする傾向にあるが、より外輪クリープが発生しやすい条件となるため、近年はさらに高い耐クリープ性が要求されている。

今般開発したクリープレス軸受は、内輪回転と同方向に外輪がクリープする進行波型クリープ²⁾において、一方向荷重の場合にクリープを停止させることが可能になった。

標準品と構成部品も変わらず、組立性にも優れる全く新しい本開発品を以下に紹介する。

2. 特長

開発したクリープレス軸受（以下、開発品）の特長を以下に示す。

耐クリープ性*	：クリープ停止 クリープ摩耗なし (NTN 試験条件にて)
組立性	：標準品と同等
耐久性	：標準品と同等 (NTN 試験条件にて)

※一方向荷重条件下

3. 構造と性能

3.1 軸受クリープの種類²⁾

軸受のクリープは、回転方向と現象によって2つに大別される。表1に外輪クリープの種類を示す。逆方向回転の外輪クリープには、軌道輪とハウジングのすきまによるものと、軌道輪の弾性変形とすべりによるものがある。同方向回転の外輪クリープは、転動体荷重によって発生する外輪のひずみが進行波となって、外輪がクリープする。このクリープを当社では特に「進行波型クリープ」と呼んでいる（軸受荷重が一方向の場合に発生）。

* 自動車事業本部 自動車軸受技術部

** CAE 開発研究所

*** 自動車事業本部 機能実験部

表1 外輪クリープの種類²⁾
Types of outer ring creep

種類	図解
クリープ (逆方向回転)	<p>①外輪とハウジングがすきまばめの場合</p> <p>すきま c</p> <p>・回転荷重の場合に発生 ・外輪外径とハウジング内径の円周長さの差による</p> <p>②外輪とハウジングがしまりばめの場合 (ゴム輪を茶筒にはめて転がす例)</p> <p>・回転荷重の場合に発生 ・軌道輪の弾性変形とすべりによる</p>
クリープ (同方向回転) →進行波型 クリープ	<p>・一方向荷重の場合に発生 ・外輪ひずみによる</p>

3.2 進行波型クリープのメカニズム²⁾

メカニズムの詳細を以下に示す (図1)。

- (1) 転動体荷重が外輪に作用
- (2) その直下のはめあい面が突出
- (3) 転動体荷重によっては、数 μm レベルで表面が波打つ
- (4) 内輪が回転すると転動体も移動
- (5) 表面の波打ちが進行波となり外輪がクリープ

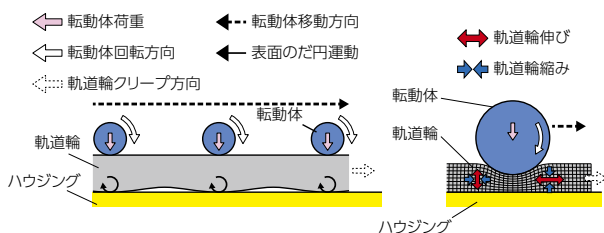


図1 ひずみによるクリープ
Creep by strain

進行波型クリープは、軸受荷重が一方向の場合にのみ発生する。進行波が抑制される条件として、下式が与えられているが、標準の軸受では非常に大きな肉厚が必要で、現実的に進行波型クリープを抑制するのは困難とされてきた (図2)。

$$\text{軌道輪厚さ } t / \text{転動体ピッチ間隔 } w > 0.6$$

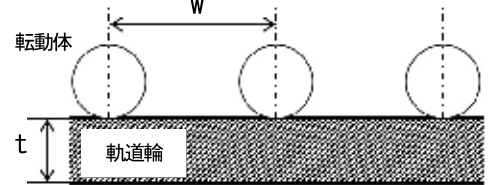


図2 軌道輪厚さと転動体ピッチ
Thickness of bearing ring and rolling elements

3.3 開発品の概要

3.3.1 設計の狙い

トランスミッションのギヤ支持部では、軸受のはめあいと負荷状態から、この進行波型のクリープとなる場合が多い。そのため、開発品は、進行波型クリープのメカニズムに着目し、外輪進行波を遮断させてクリープを停止できる仕様とした。

3.3.2 外観

開発品の構成部品は標準品と同じで、外輪外径の一部に全幅円弧状の逃げ部を設けた (図3, 4)。

標準軸受に対してサイズ変更することもなく、ハウジングへの組立性にも影響しない。



図3 開発品の外観
Appearance of developed product

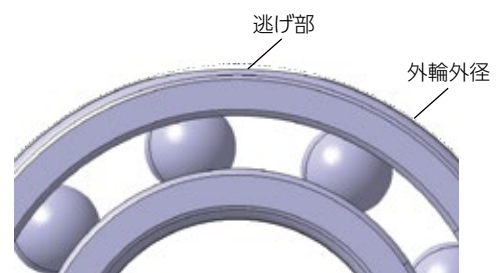


図4 開発品の概略構造
Structure of developed product

3.3.3 クリープ停止のメカニズム

標準品は負荷域で、外輪外径面の変形がハウジングに接触し進行波を伝達するため、同方向クリープが発生する。一方、開発品は、逃げ部の範囲でハウジングと接触させないことで、進行波を遮断しクリープを停止させる。

クリープ停止のメカニズムのイメージを以下および図5に示す。

- (1) 軸受荷重が内輪、転動体を介して外輪に負荷
- (2) 転動体荷重により外輪外径面が径方向に変位
- (3) 逃げ部により、ハウジングとの接触を回避
- (4) 外輪外径面の変形による進行波伝達を遮断し、クリープ停止

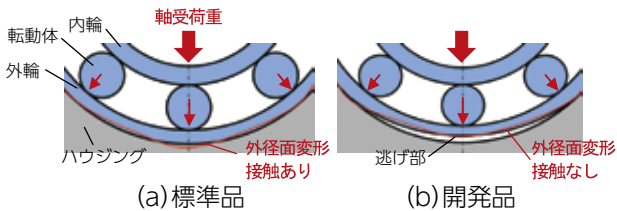


図5 クリープ停止メカニズムイメージ
Mechanism image for creep stop

外輪クリープの停止は、逃げ部が荷重負荷域に位置する時であり、非負荷域に位置していた場合でも、クリープにより外輪逃げ部が荷重負荷域に入るとクリープが停止する。そのため、開発品をハウジングに組み込む際に位相を考慮する必要はない。

3.3.4 クリープ速度

開発品のクリープ速度を試験で確認した。試験条件を表2に、試験結果を図6に示す。

試験サンプルは開発品に加え、標準品や当社の従来クリープ対策品であるAC軸受³⁾および外輪外径部被膜仕様の4種類とした。

標準品や従来品は、荷重増加にともないクリープ速度も増加する結果となったが、開発品は大荷重でもクリープせず、外輪進行波を遮断させてクリープが停止することを確認した。

表2 試験条件
Test condition

軸受型番	6208
荷重 Fr (P/C)	0.1 ~ 0.4 の4水準
内輪回転速度 min ⁻¹	6,000
潤滑油	CVTフルード
軸受外輪温度 °C	50

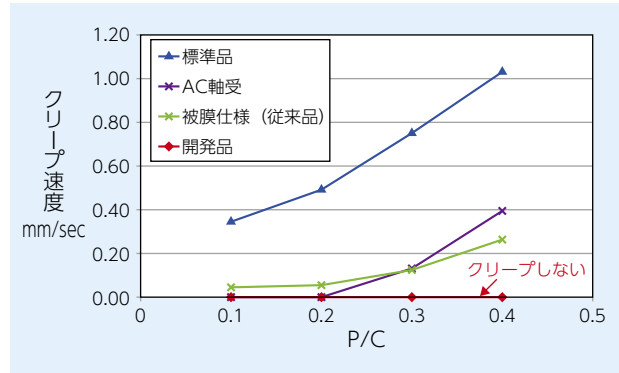


図6 クリープ速度試験結果
Creep speed test results

また、大荷重におけるクリープ速度の優劣は以下の通り。

高い ← クリープ速度 → 低い

標準品 > AC軸受 > 被膜仕様 > 開発品

3.3.5 外輪逃げ部の強度への影響

開発品の外輪外径面の応力をFEM解析で確認した。

表3に解析条件を、図7に解析結果を示す。

開発品は、標準品と比較して10倍程度の引張応力が発生するものの、破損を生じる水準になく軸受鋼(SUJ2)の許容引張応力に対して数倍の安全率を持っている。

表3 強度解析条件

Strength analysis condition

	標準品	開発品
軸受型番	6208	
逃げ部	なし	あり (荷重負荷直下)
荷重 Fr (P/C)	0.4 ※ (ボールトップ)	
はめあい	すきまばめ (外輪外径 / ハウジング内径)	
解析モデルイメージ		

※開発品の転動体荷重分布は、逃げ部により標準品とは異なる。
 本解析条件のように、逃げ部が荷重負荷直下にある場合、開発品の最大転動体荷重は標準品よりも下がるが、今回は最悪状態を想定して標準品と同じ転動体荷重を使用。

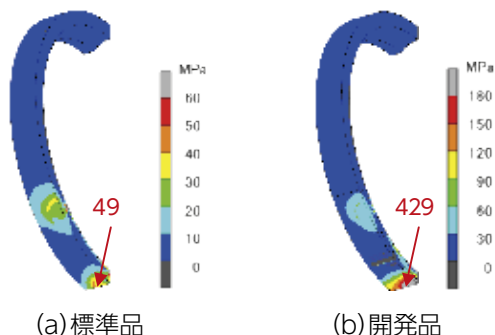


図7 強度解析結果
 Strength analysis result

3.3.6 寿命への影響

開発品は荷重方向に対する逃げ部位置によって転動体荷重が標準軸受に対して変化する。これによる転動疲労寿命への影響を机上計算した。

開発品の逃げ部影響を考慮するため、外輪とハウジングの弾性変形および玉と軌道面のヘルツ接触による弾性接近量を同時に考慮した力の釣り合い計算を用いた。

表4に計算結果一覧を示す。

表4 計算結果
 Calculation result

	標準品	開発品	
		逃げ部 45°位置	逃げ部 直下
軸受型番	6208		
逃げ部	なし	あり (45°位置)	あり (直下)
荷重 Fr (P/C)	0.4		
イメージ図			
転動疲労寿命 L ₁₀ (標準品比)	1	0.95	1.06

逃げ部が荷重方向に対して45°位置の場合、標準品に対して転動疲労寿命が低下(5%程度)するが、逃げ部直下の場合は逆に増加(6%程度)する。これは

標準品に対する最大転動体荷重の変化によるものである。逃げ部による転動疲労寿命への影響は小さい。

3.4 開発品の評価結果

3.4.1 外輪割れ試験(静的)

開発品に設けた外輪外径面逃げ部の強度への影響を確認するため、静的割れ試験を実施した。

図8に試験治具を示す。開発品の逃げ部での荷重状態を専用治具にて模擬し、逃げ部に荷重が集中するように負荷域に転動体1つを配置した。試験装置は精密万能試験機を用いて、内輪から静的に荷重負荷し、荷重が急低下する瞬間を割れ荷重とした。

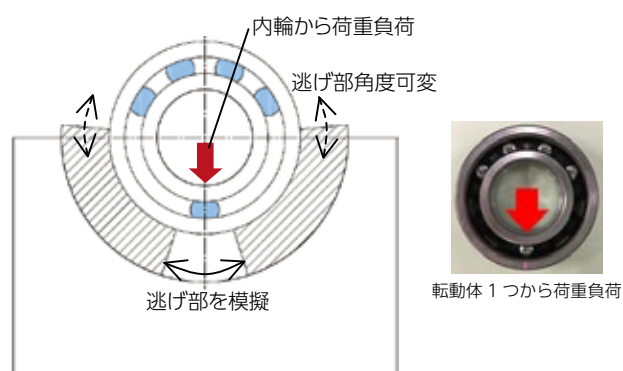


図8 外輪割れ試験装置
 Outer ring crack tester

図9に試験結果を示す。

割れ荷重は、基本静定格荷重C₀に対して安全率2倍以上あり、静的破壊に対して問題ないと判断した。

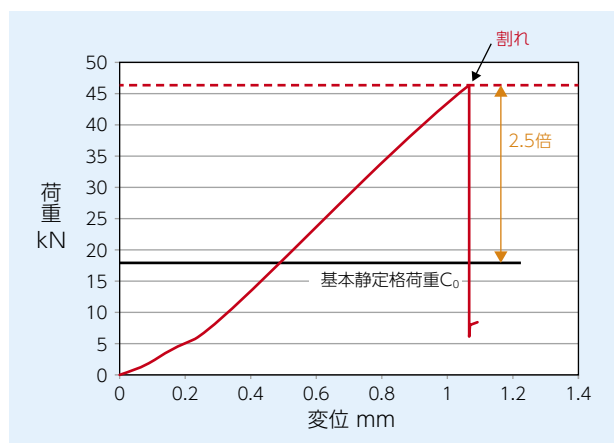


図9 試験結果
 Crack test results

3.4.2 外輪割れ試験 (動的)

開発品に設けた外輪外径面逃げ部の強度への影響確認のため、動的割れ試験を実施した。

疲労強度の評価として、基本動定格荷重以上となる荷重を 10^7 回超えるまで負荷した。表 5 に試験条件と結果を示す。

表 5 試験条件および結果
Test condition and result

試験条件	軸受型番	6208
	荷重 Fr (P/C)	1.2
	内輪回転速度 min^{-1}	2,500
	潤滑油	CVTフルード
	軸受外輪温度 $^{\circ}\text{C}$	自然昇温
	運転時間	転動体通過回数 1×10^7 回の 2 倍でサスペンド (転動疲労寿命の 3 倍以上に相当)
試験結果	標準品, 開発品ともに未破損	

本条件において開発品は動的破壊に対して問題ないと判断した。

3.4.3 耐久試験

耐久試験で転動疲労寿命を確認した。試験条件を表 6 に示す。逃げ部位置は、転動体荷重が最も大きくなるように、荷重荷方向に対して 45° 位置とした。運転時間は、計算寿命に対して 10 倍サスペンドを設定した。

表 6 に示す試験結果から、本条件において開発品は転動疲労寿命に問題ないと判断した。

※本耐久試験では、クリープしないよう高剛性ハウジングを使用している。

表 6 試験条件と結果
Test condition and result

試験条件	軸受型番	6208
	荷重 Fr (P/C)	0.6
	内輪回転速度 min^{-1}	3,000
	潤滑油	CVTフルード
	軸受外輪温度 $^{\circ}\text{C}$	自然昇温
	運転時間 h	$L_{10h} \times 10$
逃げ部位置	 <p>転動体荷重が最も大きくなる位置で試験設定</p>	
試験結果	標準品, 開発品ともに未破損 (計算寿命 10 倍サスペンド 停止)	

4. おわりに

本稿では、クリープレス軸受を紹介した。本開発品は、外輪外径面の一部に逃げ部を設けることで、一方向荷重下で生じる外輪クリープを停止することを実現した。従来は、別部品や被膜を施すことでクリープを抑制していたが、本開発品は標準品と構成部品を変えずに、単純な形状で全くクリープさせず、ハウジングへの組立てにも影響しない新しい商品である。

クリープレス軸受は、自動車用トランスミッションの小型軽量化、省燃費化への貢献が期待でき、今後積極的に市場展開していく。また、今後のさらなる高性能化に対応した商品開発も推進する。

参考文献

- 1) 寺本貴之, 佐藤稔, 軸受荷重負荷下のボールベアリングの外輪クリープに対する予測手法の確立, 自動車技術会論文集, Vol.46 No.2 March, (2015) 355.
- 2) 丹羽健, 転がり軸受のクリープメカニズム, NTN TECHNICAL REVIEW, No.81, (2013) 100-103.
- 3) NTN 転がり軸受 総合カタログ CAT.No.2203/J, (2020) B-15.

執筆者近影



川口 隼人
自動車事業本部
自動車軸受技術部



増田 俊樹
自動車事業本部
自動車軸受技術部



永田 真梨奈
CAE 開発研究所



河合 俊貴
自動車事業本部
機能実験部

低昇温・低トルク円すいころ軸受

Low Temperature Rise and Low Torque Tapered Roller Bearing



藤掛 泰人* Yasuhito FUJIKAKE
石川 貴則* Takanori ISHIKAWA

環境規制を背景とする自動車の省燃費化により、トランスミッションやデファレンシャルなど、動力伝達装置は小型化と共に、潤滑油量の低減や低粘度油への切替が進められている。軸受への過酷な条件下での対応や、一層の低トルク化の要求に応えるべく、NTNは新形状樹脂保持器を開発、併せて、低トルク化・低昇温化設計技術と組み合わせ、世界最高水準の低トルクと耐焼付き性を備える「低昇温・低トルク円すいころ軸受」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。

Power transmission devices such as automobile transmissions and differentials are becoming smaller due to environmental regulations, and the use of low-viscosity oil and the reduction of the amount of oil are advancing for high efficiency and power saving. The tapered roller bearing used in such a power transmission device is required to withstand severe conditions and to have low friction. In order to meet these demands, NTN has developed a new shape resin cage, and at the same time incorporates design technology for low torque and low temperature rise, and has both the world's highest level of low torque and high seizure resistance. This paper introduces the structure and performance of the developed product "Low Temperature Rise and Low Torque Tapered Roller Bearing".

1. まえがき

自動車産業は、CASE やスマートモビリティに代表される大きな変革期¹⁾を迎えている。

CAFE 規制²⁾のように環境に対する企業の社会的責任が増すなか、CO₂ 規制が厳格化されることから、その解決策として電動化が推進されている。

また、運転時の安全・快適性へのニーズの高まりから、自動運転や衝突安全への取組みに加え、動力伝達装置の小型ユニット化により車両内配置の自由度向上と空間の拡大が図られている。

このようなモビリティ変革を背景とし、自動車のトランスミッションやデファレンシャルなどの動力伝達装置では、装置の小型化と低トルクのため、動力伝達装置内で使用する潤滑油量の低減や、低粘度油の使用が進められている。

動力伝達装置には、大きな負荷容量を特長とする円すいころ軸受が使用されているが、玉軸受と比較し回転トルクが大きく、希薄な潤滑条件下では急昇温してしまう課題がある。これに対し、NTNでは長寿命化と低昇温化を図った「自動車用 ULTAGE 円すいころ軸受」³⁾を2017年に発表した。

搭載される動力伝達装置を支持する円すいころ軸受には、より一層の「低トルク」および「耐焼付き性」

が求められることから、その技術開発を継続し、今般、これらの要求に応えるべく、新形状樹脂保持器を開発した。併せて、低トルク化・低昇温化設計技術と組み合わせ、世界最高水準の「低トルク」と「耐焼付き性」を備える「低昇温・低トルク円すいころ軸受」を開発した。本稿では本軸受の構造と特長について紹介する。

2. 構造

今回開発した低昇温・低トルク円すいころ軸受の概略構造を図1に示す。なお図1に示す①～④に合わせて以下に開発品の構造を説明する。

●新形状樹脂保持器

- ①保持器小径側内径を小径化し、内輪小つば外径面との隙間を小さくした。これにより、軸受内部に流入する潤滑油量が減少し、潤滑油による攪拌抵抗を低減させて低トルク化した。
- ②保持器ポケット大径側端部の内径側に開放する凹み形状を付与した。凹み形状内の角部は表面張力により凹み形状内に潤滑油を保持し、運転開始後には、ころ端面へ潤滑油を供給するため、急昇温を抑制できる。

* 自動車事業本部 自動車軸受技術部

●ころ端面と内輪大つば面間の最適設計

③ころ端面と内輪大つば面間の滑り接触部における潤滑性が向上する最適設計を適用した。

●ころの最適設計

④小型化設計および、ころピッチ円径の縮径設計を適用した。前者により、ころと内輪・外輪の転がり接触部を減少させた。転がり接触部を減少させることで転がり粘性抵抗が小さくなり、低トルク化を可能とした。後者により、ころと内輪・外輪間の転がり接触部の周速が低下するため、転がり抵抗が抑えられ、低トルク化を可能とした。

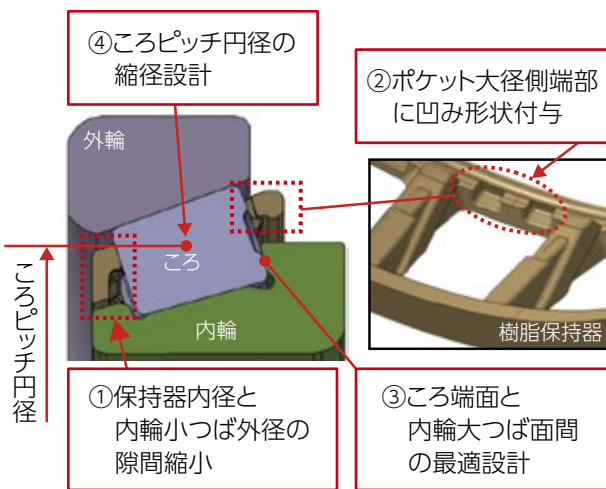


図1 低昇温・低トルク円すいころ軸受の構造
Structure of "Low temperature rise and Low torque tapered roller bearing"

3. 特長

従来円すいころ軸受（従来品）⁴⁾ との比較による低昇温・低トルク円すいころ軸受（以下、開発品）の特長を以下に示す。

- (1) 世界最高水準の低トルク
：回転トルク 66 %低減（従来品比）
- (2) 世界最高水準の耐焼付き性
：耐焼付き性 10 倍（従来品比）

3.1 回転トルク低減

3.1.1 潤滑油攪拌抵抗低減

円すいころ軸受は、回転中心に対して軌道面が傾斜しているため、回転時に開発品の小径側から大径側方向に潤滑油が流動するポンプ作用と呼ぶ現象が生じる。ポンプ作用により軸受内部に必要以上の潤滑油が流入するのを防止するため、図1①の保持器形状を採用し、潤滑油の攪拌抵抗によるトルク損失を抑制して、低トルク化を可能とした。

3.1.2 軸受内部最適設計

当社独自の技術である「自動車用 ULTAGE 円すいころ軸受」の長寿命化内部設計の適用や、定格寿命に影響する設計因子（外輪角度やころ角度・長さなど）の最適設計⁵⁾ 適用により軸受寿命の低下を抑えながら軸受の小型化が可能になり、その結果、低トルクを実現した。

中型乗用車のトランスミッション支持軸受に負される想定条件における小型・軽量化設計の検討事例を表1に示す。従来円すいころ軸受に対し、開発品検討例では、軸受は幅寸法で 25 %縮小し、質量は 44 %軽量化できる。それに伴い、転がり接触長さが減少し、加えてころピッチ円径を縮径化したことで、低トルク効果が得られる。

一方、小型化により軸受の動定格荷重と軸受寿命が減少するため、浸炭浸窒処理を適用して、軸受寿命を維持している。

表1 開発仕様適用による小型・軽量化設計例
Study example of downsizing and lightweight by applying development specification

	①従来品	②開発品
	円すいころ軸受 32007X ⁴⁾	円すいころ軸受
軸受断面比例尺図		
サイズ	φ35 × φ62 × 18	φ34 × φ58.5 × 13.5 (幅 25 %縮小)
質量 (kg)	0.223	0.125 (44 %軽量化)
動定格荷重 (N)	46,000	28,500
材料熱処理	はだ焼鋼 浸炭熱処理	軸受鋼 浸炭浸窒処理
寿命	判定基準満足	判定基準満足
接触応力	判定基準満足 (エッジ応力有り)	判定基準満足 (エッジ応力無し)

3.2 耐焼付き性向上

3.2.1 保持器ポケット大径側端部凹み形状

保持器ポケット大径側端部に設置した凹み形状の保油機能の有効性を潤滑油の流動解析により検証した。解析条件を以下に示す。

<潤滑油の流動解析条件>

- ・モデル条件 (図2)：解析対象の保持器ポケットは水平軸支持を想定した軸受トップ (12時) 位置 (油の保持が最も不利な位置を選定)
- ・潤滑油：ATF (120℃)
- ・解析条件：混相流れ (VOF) の非定常流体解析
- ・解析ステップ1：軸受内部の潤滑油の流れが安定するまで潤滑油中で軸受を回転させる
- ・解析ステップ2：軸受の回転を停止。潤滑油供給停止
- ・解析ステップ3：軸受内部の潤滑油流出 (移動) が停止した時点で解析終了

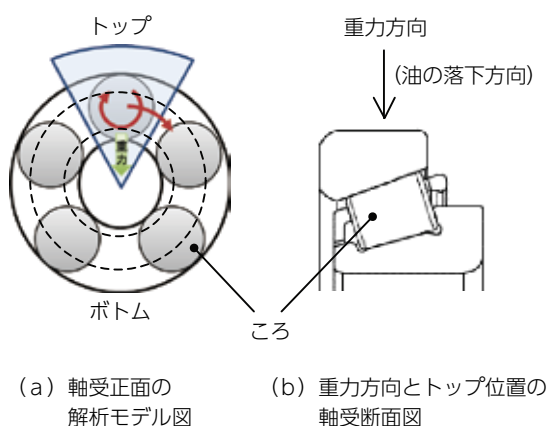


図2 潤滑油の流動解析の定義
Definition of oil flow analysis

解析結果を図3に示す。保持器ポケット大径側端部の凹み形状部には潤滑油が保持されていることが確認できる。本解析により、ころ端面に供給可能な潤滑油量が保持できる凹み内の最適形状を決定した。

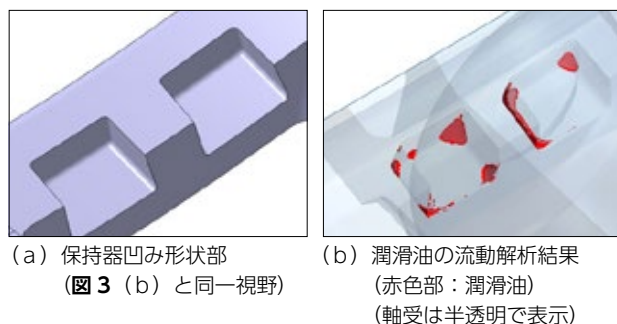


図3 潤滑油の流動解析結果
(保持器ポケット大径側端部凹み形状拡大図)

Oil flow analysis results (Enlarged view of large diameter end face recessed shape of cage pocket)

3.2.2 ころ端面形状最適化

円すいころ軸受の内輪大つば面ところ端面は滑り接触するため、潤滑油不足や低粘度油使用時では油膜形成されにくくなり急昇温の懸念が生じる。このため、耐焼付き性向上には同滑り接触部の潤滑性 (油膜形成性) を向上させる必要がある。

そこで、同滑り接触を安定させるため内輪大つば面はストレート形状とし、かつ、潤滑性 (油膜形成性) を向上する最適ころ端面R設計を適用した。

その効果を確認するため、図4に開発仕様のころ端面Rでの耐焼付き性評価結果を示す。評価条件は潤沢な潤滑油条件 (oil rich) と、極端に潤滑油量を減らした条件 (oil poor) とした。開発仕様のころ端面Rでは、両条件ともに潤滑性 (油膜形成性) の向上効果が得られ、従来標準仕様に対し高い耐焼付き性能を示した。

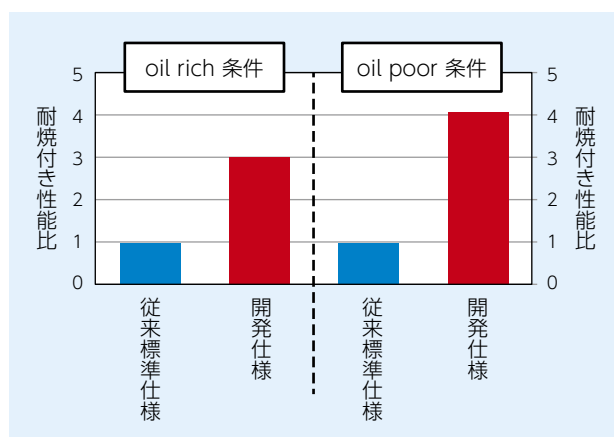


図4 開発仕様のころ端面Rでの耐焼付き性評価結果
(従来標準仕様の耐焼付き性能を1として比較)
Seizure resistance evaluation results for development specification roller end face R
(Comparison result when the seizure resistance of the conventional standard specification is set to 1)

4. 軸受性能

4.1 回転トルク試験

開発品のトルク低減効果を確認するため、軸受単体での回転トルク試験を行った。

試験結果を図5に示す。開発品は、前章までに解説した通り、転がり損失の低減および潤滑油の攪拌抵抗の低減効果により、従来品比で、66%の大幅なトルク低減効果を確認した。

<試験条件>

- ・評価軸受サイズ：従来品φ35×φ62×18(表1①品)
開発品φ34×φ62×16
- (表1②品に対し内部構造は同じ、外径と組幅の寸法を変更した軸受)
- ・アキシャル荷重：3,000 N
- ・回転速度：5,000 min⁻¹
- ・潤滑油条件：油浴, ATF (50 °C)

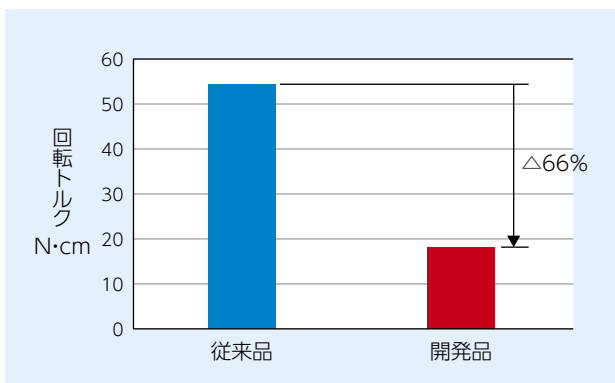


図5 軸受の回転トルク試験結果
Bearing rotational torque test results

4.2 耐焼付き性能評価試験

開発品の耐焼付き性能を確認するため、次に示す条件で評価試験を行った。動力伝達装置への低粘度油の使用や、電動化による急加速時を想定し、潤滑油量が少ない条件で試験した。試験軸受に極微量の潤滑油を一定量付着させた後、常温で無給油運転し、軸受外輪温度が100 °Cに到達するまでの時間で評価した。

試験結果を図6に示す。従来品の標準鉄板保持器には潤滑油保持機能がなく、また、内輪とところとのつば部標準設計のため、72秒で100 °Cに至る。一方、開発品では、前章までに解説した通り、新形状樹脂保持器により初期潤滑油付着量が従来品に対して本試験では1.3倍に増加し、ころ端面と内輪大つば部を最適化したことで、約10倍の710秒に延伸し、飛躍的に耐焼付き性能が向上した。

<試験条件>

- ・評価軸受サイズ：従来品φ35×φ62×18(表1①品)
開発品φ34×φ62×16
- (表1②品に対し内部構造は同じ、外径と組幅の寸法を変更した軸受)
- ・潤滑：ATF (25 °C)
- ・つば部接触応力：約200 MPa
- ・つば部滑り速度：約2.5 m/s

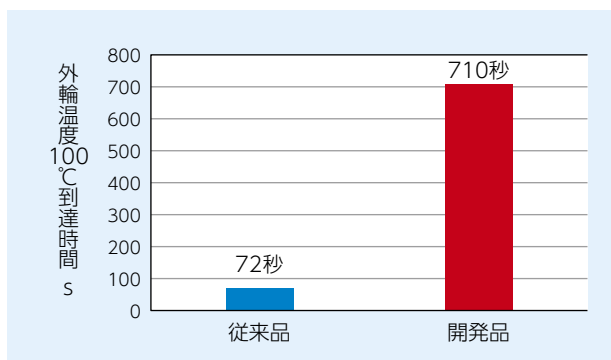


図6 耐焼付き性能評価試験結果
Seizure resistance evaluation test results

4.3 異物混入潤滑条件での寿命試験

硬質異物が混入した潤滑条件で、開発品の寿命試験を行った。動力伝達装置では潤滑油に硬質異物が混入し、軸受寿命に影響を及ぼす場合がある。動力伝達装置内の潤滑油に含まれる硬質異物の条件は様々あるなか、今回は下記条件で寿命評価を行った。

試験結果を図7に示す。本試験の異物条件において、開発品は、定格寿命に対し十分な実力寿命を有することを確認した。なお、試験後の新形状樹脂保持器に、変形や摩耗等は認められなかった。

<試験条件>

- ・評価軸受
 - 開発品：軸受鋼 浸炭浸窒処理
 - サイズ：φ30×φ65×22
 - 動定格荷重：47,500 N
- ・荷重条件：基本動定格荷重の42 %
- ・回転速度：2,000 min⁻¹
- ・潤滑：ATF (約70 °C)
- ・異物平均粒径：①20 μm, ②90 μm
(①と②の混合物で試験した)
- ・異物量合計：0.1 g/L
- ・定格寿命 (L_{10h})：149 h

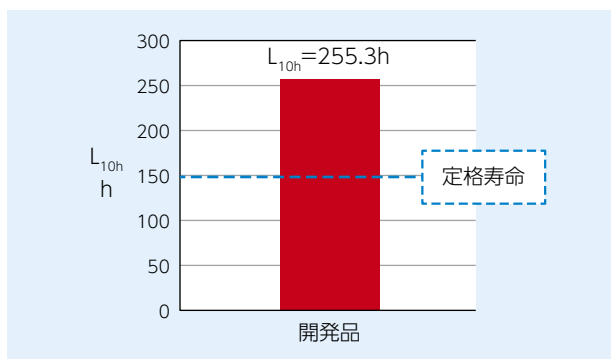


図7 異物混入潤滑条件における寿命試験結果
Life test results under contamination lubrication condition

4.4 タンデム型複列アンギュラ玉軸受との比較

近年、低トルク化を目的に、軸受形式選定の際に円すいころ軸受ではなく、玉軸受を選定するケースが見受けられる。そのため、ここではデファレンシャルピニオンシャフト支持での使用事例がある、タンデム型複列アンギュラ玉軸受 (図 8) と開発品との機能比較を行った。

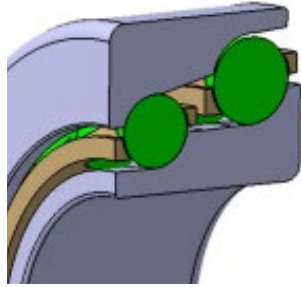


図 8 タンデム型複列アンギュラ玉軸受 構造例

Structure example of tandem type double row angular contact ball bearing

表 2 タンデム型複列アンギュラ玉軸受と

同等寿命を有する円すいころ軸受設計検討例

Study example of "Low temperature rise and Low torque tapered roller bearing" with the same calculation life as tandem type double row angular contact ball bearing

	①玉軸受	②開発品	③従来品
	タンデム型複列アンギュラ玉軸受	円すいころ軸受	円すいころ軸受 33108U ⁴⁾
軸受断面比例尺図			
サイズ	φ40 × φ95 × 40	φ40 × φ77.1 × 21	φ40 × φ75 × 26
質量 (kg)	1.06	0.423 (①玉軸受比 60%軽量化)	0.498 (①玉軸受比 53%軽量)
動定格荷重 (N)	大径側: 50,000 小径側: 42,500	83,500	88,000

表 2 の①玉軸受と②開発品は、大型乗用車のリヤデファレンシャルピニオンシャフト支持軸受に負荷される荷重と回転速度の想定条件で寿命同等となる軸受サイズを選定した。参考比較用として、②開発品と同一内径で、外径と動定格荷重が近似の③従来品円すいころ軸受 (33108U) を示す。軸受を比較した結果、①玉軸受に対し、②開発品は質量で 60 % の軽量化を確認した。

表 2 に示す軸受について、大型乗用車の回転速度を想定した条件で軸受回転トルクを計算した。計算結果を図 9 に示す。

③従来品では最も高い回転トルクを示すが、②開発品は 5 km/h までの車速では①玉軸受よりもトルクが高いものの、5 km/h 以上の車速では、①玉軸受に対して低トルクであることを確認した。

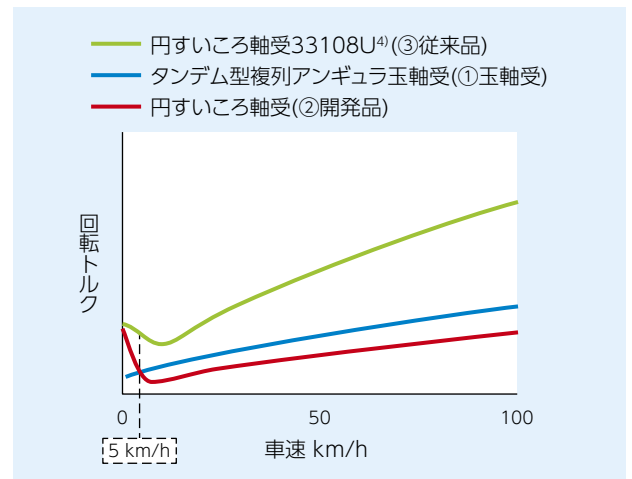


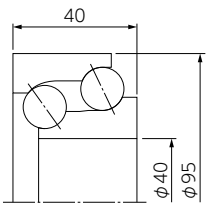
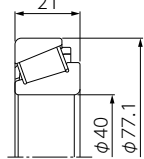




図 9 軸受の回転トルク計算結果

Bearing rotational torque calculation results

また、ラジアルとアキシャルそれぞれの一方向荷重での軸受剛性を比較した計算結果を表3に示す。②開発品は①玉軸受よりも、軸受サイズが小さいにもかかわらず、ラジアル剛性およびアキシャル剛性の双方ともに、同等以上であることを確認した。

表3 軸受剛性計算結果

Bearing rigidity calculation results

	①玉軸受	②開発品
	タンデム型複列 アンギュラ玉軸受	円すいころ軸受
軸受断面 比例尺図		
ラジアル 剛性		⇒  2.6倍高剛性
アキシャル 剛性		⇒  同等

5. おわりに

自動車産業は100年に一度の変革期を迎えたと言われており、これまで以上に軸受の使用条件は厳しさを増す一方、軸受には高い信頼性が求められる。今回紹介した『低昇温・低トルク円すいころ軸受』は、自動車の高効率・省電費化および電気自動車の普及にも貢献する新商品と確信している。NTNでは、今回の開発で得られた新技術、および要素技術の技術革新を進め、新商品の開発を通じ、なめらかな“スマートモビリティ社会”に貢献していく。

参考文献

- 1) 経済産業省, 国土交通省が推進「スマートモビリティチャレンジ」プロジェクト
<https://www.mobilitychallenge.go.jp/>
- 2) 国土交通省「乗用車の新たな燃費基準に関する報告書」
https://www.mlit.go.jp/report/press/jidosha10_hh_000217.html
- 3) 藤掛泰人, 石川貴則, 宮入進, 自動車用アルテージ円すいころ軸受, NTN TECHNICAL REVIEW, No.85, (2017) 51-55.
- 4) NTN 転がり軸受 総合カタログ, CAT.No.2203/J.
- 5) 今田大介, 丹羽健, 上野崇, 魚住朋久, 転がり軸受最適設計システムの開発, NTN TECHNICAL REVIEW, No.79, (2011) 98-102.

執筆者近影



藤掛 泰人

自動車事業本部
自動車軸受技術部



石川 貴則

自動車事業本部
自動車軸受技術部

転がり軸受のピーリング発生メカニズムとその寿命推定方法

Initiation Mechanism of Peeling in Rolling Bearings, and Its Life Estimation Method

長谷川 直哉* Naoya HASEGAWA 藤田 工* Takumi FUJITA
 内館 道正** Michimasa UCHIDATE 阿保 政義*** Masayoshi ABO
 木之下 博*** Hiroshi KINOSHITA

ピーリングは転がり軸受の損傷の一つであり、10 μm 程度の大きさのはく離やき裂の集合のことを指す。過去の研究から、ピーリングは表面粗さの直接接点が起こる希薄潤滑条件下で発生すると理解されているが、その発生メカニズムはいまだ完全には解明されていない。本研究では、転動面の観察、表面形状測定、残留応力測定、および接触解析の結果に基づいてピーリングの発生メカニズムを検討した。これらの結果から、ピーリングの初期き裂は、転動面の表面粗さ突起が塑性的に接触して形成した初期き裂から生じることを明らかにした。また、上記のメカニズムに基づいたピーリングの寿命推定方法を開発した。本方法は純転がりかつ境界潤滑条件下でのピーリング寿命を推定できる。

Peeling, which consists of spalls and cracks with the size of about 10 μm , is one of the failures of rolling bearings. It is known that peeling occurs under poor lubrication conditions which result in direct contact of surface roughness. However, the initiation mechanism of peeling is not yet completely understood. In this study, we investigated the formation mechanism by observation of rolling contact surface, surface topography measurements, residual stress measurements, and contact analysis. These results clarified that initial cracks of peeling arose from notches which formed due to plastic contacts of surface roughness asperities.

We also developed a peeling life estimation method based on above formation mechanism. The method can estimate the peeling lives under pure rolling and boundary lubrication conditions.

1. はじめに

近年、摩擦低減の取組みの中で潤滑油の低粘度化の動向がある。これに伴って転がり軸受（以下、軸受）は希薄潤滑条件下で使用される機会が増えており、当該条件下での軸受の損傷メカニズムの解明は重要な技術課題になっている。

ピーリングは希薄潤滑条件下で発生する軸受の損傷の一つであり、10 μm 程度の大きさのはく離やき裂が密集した部分のことを指す¹⁾。ピーリングは転動面の表面粗さが大きく、油膜パラメータ Λ （EHL理論によって求められる転動部の最小油膜厚さと2面の二乗平均平方根粗さの二乗和の平方根との比）が小さい条件下で発生しやすい²⁾。したがって、表面粗さの直接接点部（以下、真実接点部）に作用する繰返し応力がピーリングの発生原因であると考えられている。このように、ピーリングのメカニズムは定性的には理解されているが、その詳細について調査した例は少ない^{3) 4)}。筆者らは、二円筒試験機を用いてピーリングの再現試験を行い、転動面の観察と様々な分析の結果に基づいてピーリング

の発生メカニズムを詳細に検討した⁵⁾。また、真実接点部に作用する繰返し応力を表面形状と残留応力の測定結果から推定し、ピーリングのき裂発生メカニズムを定量的に考察した⁶⁾。本稿の2章では、これらの研究で得られたピーリングの発生メカニズムについて説明する。

一方、希薄潤滑条件下で軸受の信頼性を検討するためには、ピーリング寿命を推定できるツールが必要である。筆者らは上述のピーリングのメカニズムに基づいた寿命推定法を開発した⁷⁾。本稿の3章ではこのピーリング寿命の推定法について紹介する。

2. ピーリングの発生メカニズム

2.1 二円筒試験

ピーリングの再現試験には、**図1**に示す二円筒試験機を用いた。モータと接続した軸に取り付けた駆動円筒と、もう一方の軸に取り付けた従動円筒を接触させ、すべりのない純転がり条件下で転動させた。給油は、潤滑油を含浸させたフェルトパッドを試験片に接触させて行った。試験片形状は両円筒ともに外径40 mm、厚

* 先端技術研究所

** 岩手大学 理工学部

*** 兵庫県立大学 工学部

さ 12 mm であり、駆動円筒には外径面のアキシャル方向に半径 60 mm のクラウニングを施した。試験片の素材は JIS-SUJ2 で、一般的な焼入れと焼戻しを施した。試験片の外径面には、駆動円筒に研削加工、従動円筒に超仕上げ加工をそれぞれ施した。駆動円筒は、黒染処理を施したものと無処理品の 2 種類を準備し、黒染処理による試験中の表面粗さの低下（以下、なじみ）の促進⁸⁾がピーリングの発生に及ぼす影響を調べた。なお、黒染処理の条件は DIN 50938⁹⁾に基づいて設定した。表 1 に円筒試験片の表面粗さ、硬さ、および黒染皮膜の膜厚を、表 2 に試験条件を示す。試験は所定の負荷回数ごとに中断し、後述の分析を都度行いながら、最終的に総負荷回数が 5.0×10^5 回に達するまで継続した。

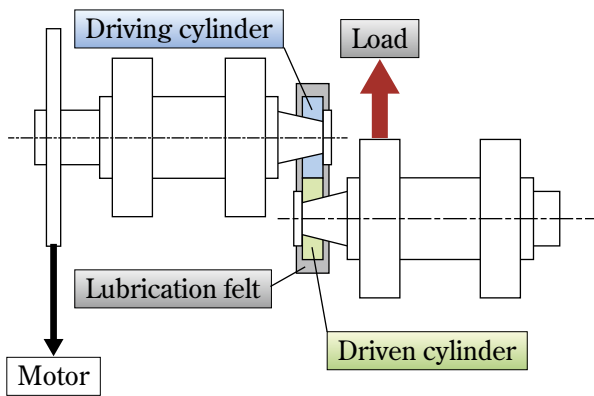


図 1 二円筒試験機

Two-cylinder type rolling contact fatigue tester

2.2 転動面の観察、形状測定、および表面粗さ分析

表 1 の条件では、ピーリングは表面粗さの小さい従動円筒に発生しやすい。したがって、ピーリングの発生状況は、従動円筒の転動面を光学顕微鏡と走査型電子顕微鏡（以下、SEM）で観察して調べた。ピーリングのき裂断面の観察では、試料の作製に集束イオンビーム（FIB）装置を用いた。

両円筒の転動面の表面形状は共焦点型のレーザ顕微鏡で測定し、後述する転動面の繰返し応力の推定に活用した。また、従動円筒の表面形状の変化とピーリン

グの発生との関連を調査した。さらに、なじみの程度とピーリングの発生との関係を検討するため、駆動円筒の表面形状について 2 種類の三次元粗さパラメータ（突起頂点高さの標準偏差 σ^* 、および突起頂点の算術平均曲率 S_{pc} ）を分析した。Greenwood らの粗面の接触理論¹⁰⁾に基づけば、 σ^* と S_{pc} の積 ($\sigma^* \cdot S_{pc}$) が減少するほど、真実接触部での接触の過酷度が低下すると考えられる。後の 2.5.2 項では、 $\sigma^* \cdot S_{pc}$ とピーリングの進展との関係について考察する。

2.3 転動面の繰返し応力の推定

試験中に真実接触部に作用する接触応力の三軸応力成分を、境界要素法による弾性解析¹¹⁾で推定した。本解析では、試験時の油膜パラメータが小さかった ($\Lambda \approx 0.10$) ため、油膜による荷重支持がないと仮定した。解析の対象領域は、見かけの接触圧力が比較的大きい接触だ円の中央近傍とした。なお、解析方法の詳細は文献 6) に示している。

一方、油膜パラメータが小さい条件では、接触応力が塑性域に達するため、試験中に転動面で残留応力が生成する。本研究では、従動円筒の残留応力の三軸応力成分をエリアディテクタ方式の X 線応力測定法¹²⁾で測定した。

転動面に実質的に作用した三軸応力成分は、上記の接触解析と X 線応力測定で得られた結果を足し合わせて、以下の式 (1) で推定できる。

$$\hat{\sigma} = \sigma_{con} + \sigma_{res} \quad (1)$$

ここで、添え字 con と res はそれぞれ接触応力と残留応力を示している。後述するように、ピーリングの初期き裂の形成には転動面の塑性変形が関係する。そのため、ピーリングの発生メカニズムの考察では、材料の降伏条件を示すミーゼスの相当応力（以下、ミーゼス応力）を用いて議論する。ミーゼス応力 σ_{vm} は式 (1) で求めた三軸応力成分を用いて、以下の式 (2) で求めることができる。

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\frac{1}{2} \{ (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \}} \quad (2)$$

表 1 円筒試験片の表面粗さ、硬さ、および黒染皮膜の膜厚

Surface roughness, hardness and thickness of the black oxide layer for test cylinders

Test No.	Surface roughness (R_a) μm		Hardness		Thickness of black oxide layer μm	
	Driving cylinder	Driven cylinder	Driving cylinder	Driven cylinder	Driving cylinder	Driven cylinder
1	0.75	0.02	61.5 HRC		-	-
2	0.70				2.0	

表 2 二円筒試験の条件

Test conditions of the RCF testing

Items	Conditions
Lubricant	poly- α -olefin, VG5
Rotational speed min^{-1}	2,000
Load kN	2.25
Maximum contact pressure GPa	2.3
Oil film parameter Λ	0.09 ~ 0.11 (at 40 °C)
Total number of loading cycles	5.0×10^5

2.4 実験結果と解析結果

2.4.1 従動円筒の転動面の観察

図 2 に従動円筒の転動面の光学顕微鏡写真を示す。No. 1 では、 0.1×10^5 回負荷時にき裂のように見える傷が見られた。そして、 2.5×10^5 回負荷時では傷が増加し、 5.0×10^5 回負荷時には数 $10 \mu\text{m}$ の大きさの微小はく離も見られた。一方、No. 2 では、 5.0×10^5 回負荷後も傷や微小はく離が発生していなかった。

図 3 に従動円筒の転動面の表面形状を示す。図 3 (a) は試験前の表面形状であり、超仕上げ加工で形成した規則的な凹凸が見られた。図 3 (b) の No. 1 の 1.0×10^5 回負荷時では、試験前より長周期で振幅が大きいしわ状の凹凸と、複数の微小な突出部が見られた。これらの突出部は、図 2 (b) で見られたような傷の発生箇所と対応していた。一方、図 3 (c) の No. 2 の 1.0×10^5 回負荷時にもしわ状の凹凸が存在したが、その振幅は小さく、微小な突出部も見られなかった。

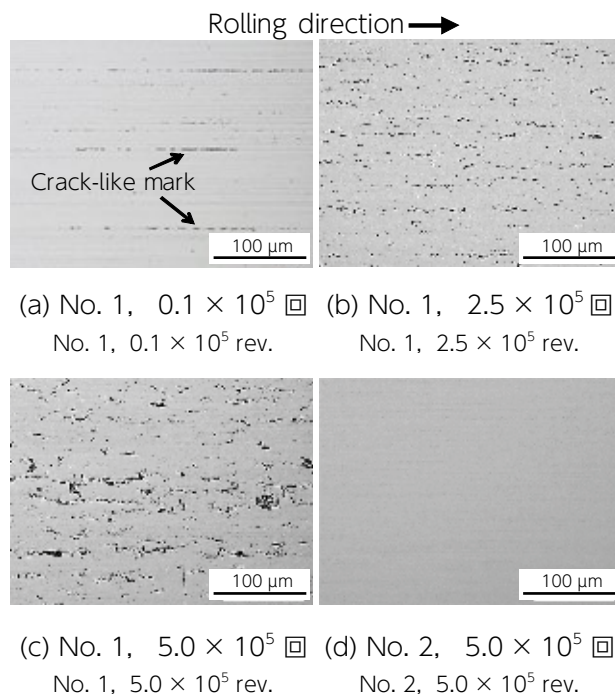
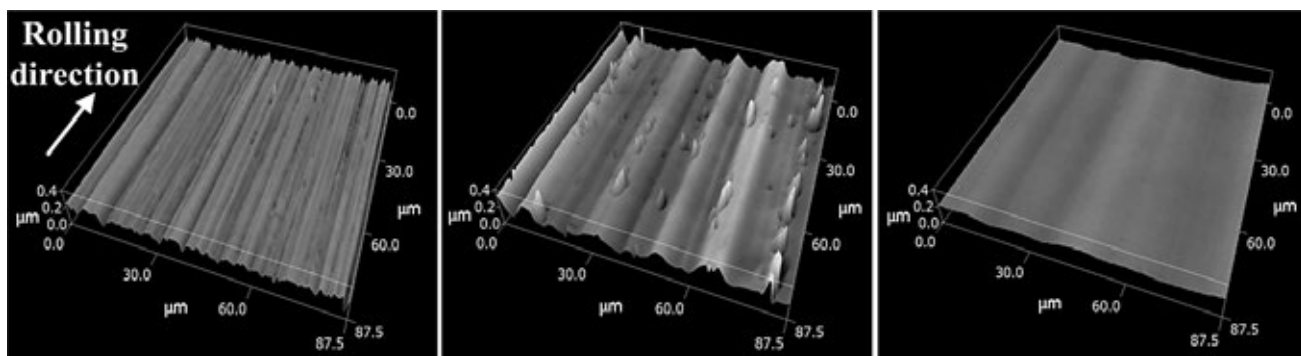


図 2 従動円筒の転動面の光学顕微鏡写真
Optical micrographs of rolling contact surfaces for driven cylinders



(a) No. 1, 試験前
No. 1, Before testing

(b) No. 1, 1.0×10^5 回
No. 1, 1.0×10^5 rev.

(c) No. 2, 1.0×10^5 回
No. 2, 1.0×10^5 rev.

図 3 レーザ顕微鏡で測定した従動円筒の転動面の表面形状
Surface topographies of driven cylinders measured by laser microscopy

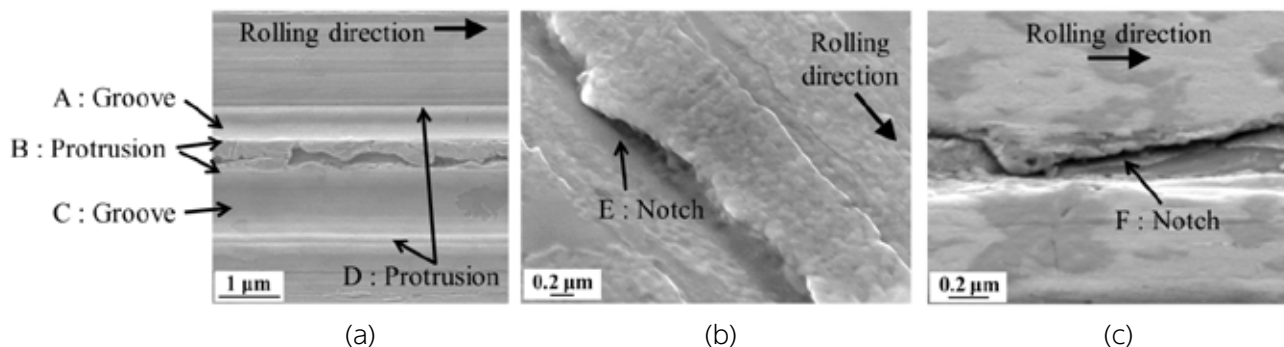


図4 No. 1の従動円筒で 0.1×10^5 回負荷時に見られたき裂のような傷のSEM像
SEM images of the crack-like marks on the driven cylinder of test No. 1 at 1.0×10^5 rev.

図4は、No. 1の従動円筒で 0.1×10^5 回負荷時に見られた傷をSEMで観察した結果である。図4(a)～(c)はそれぞれ異なる観察位置の結果である。図4(a)では、凹部(図中A・C)の両隣に表面が隆起した凸部(図中B・D)が存在した。これは、前述のしわ状凹凸が塑性変形で形成したことを示唆している。図4(b)の箇所では、しわ状凹凸の凸部が鉛直方向から圧延されたように変形しており、これによって切欠き部(図中E)が形成されていた。図4(c)の箇所でも切欠き部(図中F)が形成されていたが、切欠きは隣接する凹部の傾斜に沿って折り畳まれていた。

図5に、No. 1の従動円筒で 5.0×10^5 回負荷時に存在した傷を、アキシアル方向断面からSEMで観察した結果を示す。き裂が切欠き部(図中点線部)から進展していることがわかる。

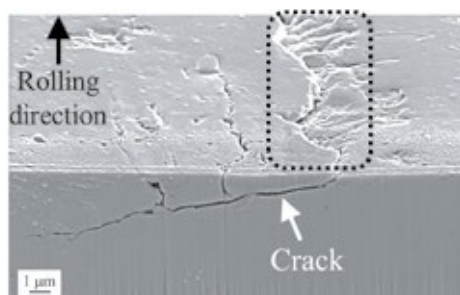


図5 No. 1の従動円筒で 5.0×10^5 回負荷時に見られたき裂のような傷の断面のSEM像
Cross-section SEM image of the crack-like mark on the driven cylinder of test No. 1 at 5.0×10^5 rev.

2.4.2 残留応力の測定結果

図6に従動円筒の転動面の残留応力と負荷回数の関係を示す。縦軸の値 $\sigma_{vm,res}$ は残留応力の三軸応力成分から計算したミーゼス応力である。図中には、負荷回数の小さい期間の結果を拡大して示した。No. 1とNo. 2の $\sigma_{vm,res}$ はどちらも 0.1×10^5 回負荷までに1,050

～1,100 MPaまで上昇し、その後一定になった。

なお、 $\sigma_{vm,res}$ が上昇する速度はNo. 2の方が若干遅かった。表3に 0.5×10^5 回負荷時の従動円筒の残留応力の三軸応力成分を示す。No. 1とNo. 2では残留応力の三軸応力成分にもほとんど差がなかった。

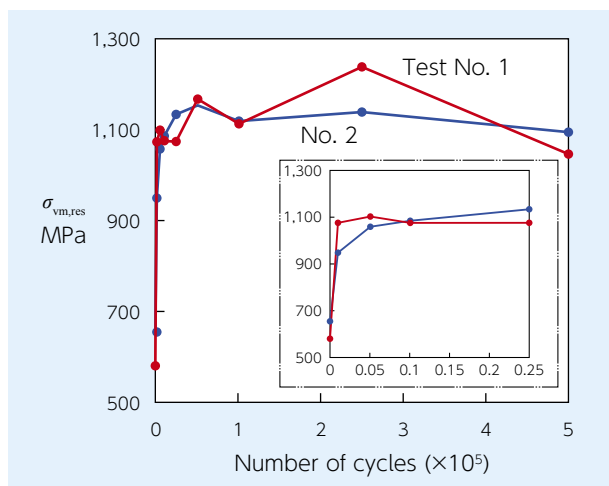


図6 従動円筒の転動面の残留応力と負荷回数の関係
Relationship between residual stresses at rolling contact surfaces of driven cylinders and loading cycles

表3 0.5×10^5 回負荷時の従動円筒の残留応力の三軸応力成分

Tri-axial stress components of residual stresses for driven cylinders at 0.5×10^5 rev.

Test No.	Residual stress GPa					
	σ_x	σ_y	σ_z	τ_{xy}	τ_{yz}	τ_{zx}
1	-1.53	-1.34	-0.37	-0.02	-0.01	0.00
2	-1.52	-1.43	-0.41	-0.01	0.02	0.00

2.4.3 駆動円筒の表面粗さパラメータ

図7に駆動円筒の転動面の表面粗さパラメータと負荷回数との関係を示す。各試験の $\sigma^* \cdot S_{pc}$ は、いずれも試験開始直後に減少したが、減少後の値はNo. 2の方が小さくなった。これは、No. 2の方がNo. 1と比べて、なじみによる接触の過酷度の低下が顕著であったことを示している。

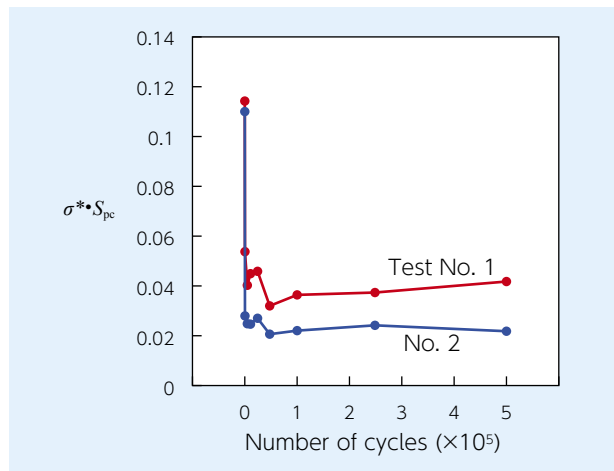


図7 駆動円筒の転動面の表面粗さパラメータと負荷回数との関係

(σ^* : 突起頂点高さの標準偏差,
 S_{pc} : 突起頂点の算術平均曲率)

Relationship between the surface roughness parameter at rolling contact surfaces of driving cylinders and loading cycles

(σ^* : Standard deviation of peak height,
 S_{pc} : Arithmetic mean peak curvature)

2.4.4 転動面に作用した繰返し応力の推定結果

図8に接触解析で求めた転動面の真実接触部の圧力分布を示す。試験前のNo. 1とNo. 2の転動面では、10 GPa以上の接触圧力が発生していた。一方、No. 1の 0.5×10^5 回負荷時では10 GPa以上の圧力の発生箇所が見られたが、同じ負荷回数のNo. 2の転動面ではほとんどの領域で圧力が10 GPaを下回っていた。

図9に、 0.5×10^5 回負荷時に従動円筒の転動面に作用したミーゼス応力の深さ方向分布を示す。図中には、残留応力を考慮したミーゼス応力 $\overline{\hat{\sigma}_{vm}(z)}$ と考慮しなかったミーゼス応力 $\overline{\sigma_{vm, con}(z)}$ を併記した。ここで、縦軸の応力値は、深さ z の x - y 平面内で自点のミーゼス応力が周囲 $2.5 \mu\text{m}$ 四方内の全周辺点より大きくなる点を抽出し、それらの点の平均値(以後、ピーク平均)として求めた。図中下部の破線で囲んだ領域は軸受鋼の降伏応力(1.8~2.0 GPa¹³⁾)を示している。No. 1とNo. 2の $\overline{\hat{\sigma}_{vm}(z)}$ は $5 \mu\text{m}$ までの深さの全域で降伏応力を超えていたが、No. 2の試験の $\overline{\hat{\sigma}_{vm}(z)}$ はNo. 1の試験より深さ全域で小さかった。また、いずれの試験でも $\overline{\hat{\sigma}_{vm}(z)}$ は深さ $0.5 \mu\text{m}$ 付近で最大値を示しており、この深さでの応力値 $\overline{\hat{\sigma}_{vm}(0.5)}$ は、No. 2の方がNo. 1と比べて約40%小さかった。なお、いずれの試験でも $\overline{\hat{\sigma}_{vm}(0.5)}$ は $\overline{\sigma_{vm, con}(0.5)}$ よりも10%程度小さかった。

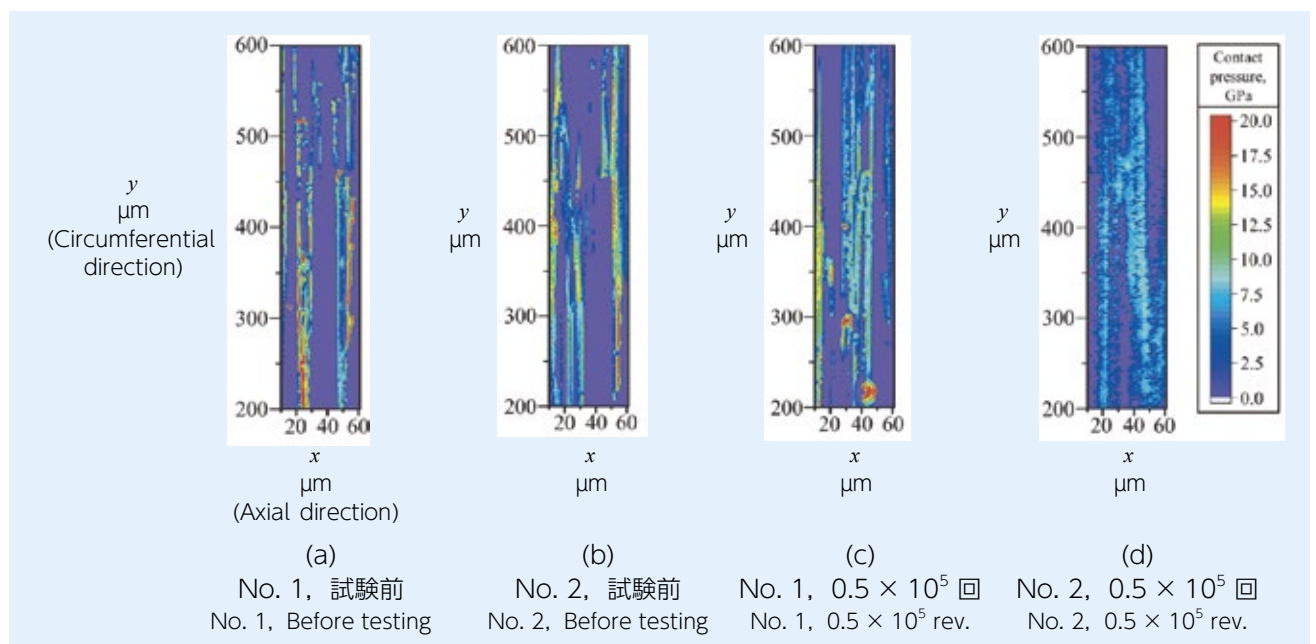


図8 転動面の真実接触部の圧力分布

Contact pressure distributions at real contact area on rolling contact surfaces

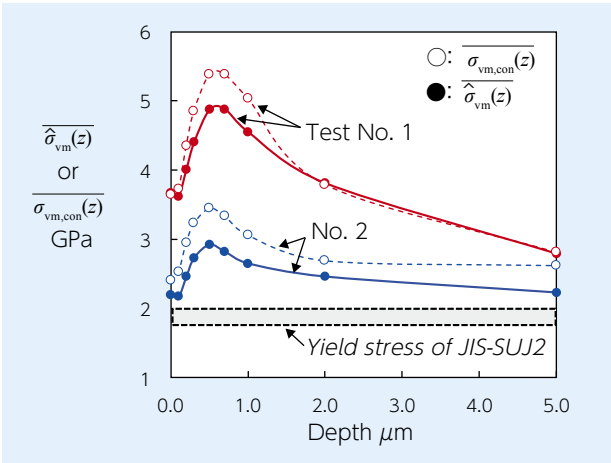


図9 0.5 × 10⁵ 回負荷時に従動円筒の転動面に作用したミーゼス応力の深さ方向分布

Depth dependence of von Mises stress acted on the rolling contact surface of the driven cylinder at 0.5 × 10⁵ rev.

2.5 考察

2.5.1 ピーリングのき裂発生メカニズム

図2の光学顕微鏡の観察結果から、No. 1の試験で従動円筒に発生したピーリングの微小はく離は、2.5 × 10⁵ 回負荷時点に存在した微小き裂（以下、初期き裂）が進展して形成したものと考えられる。また、図3の表面形状測定と図4のSEMによる観察結果から、初期き裂は転動中に従動円筒に発生したミクロスケールの塑性変形に起因して発生したと考えられる。これらの結果に基づいて考察したピーリングのき裂発生メカニズムの模式図を図10に示す。まず、駆動円筒の表面粗さの突起が従動円筒の転動面に押し込まれ、従動円筒に塑性変形によってしわ状の凹凸が形成される（Step 1～2）。次にStep 1と異なる突起が押し込まれることで、凹凸の凸部が圧延される（Step 3）。そして、その後の転動で、圧延時にできた切欠き部での応力集中によって初期き裂が発生する（Step 4）。同様の現象は、Mallipeddiら¹⁴⁾による歯車のマイクロピッチングの研究でも観察されている。上記のメカニズムに基づく

と、ピーリングの初期き裂の発生リスクは、転動面の塑性変形が大きいくほど増加すると考えられる。実際に、ピーリングが発生したNo. 1の従動円筒の塑性変形は、ピーリングが未発生であったNo. 2の従動円筒より顕著であった。

2.5.2 転動面の繰返し応力とピーリングの発生との関係

No. 1とNo. 2の従動円筒では、なじみや残留応力の変化がなくなった後（0.5 × 10⁵ 回負荷以降）も、降伏応力以上の $\overline{\sigma_{vm}}(z)$ が作用しており、転動面では塑性変形が継続していたと考えられる。また、深さ5 μmまでの $\overline{\sigma_{vm}}(z)$ はNo. 1の方がNo. 2よりも大きかったため、従動円筒の塑性変形はNo. 1の方が著しくなったと考えられる。以上から、ピーリングの寿命（初期き裂の発生と進展の程度）は、転動面の繰返し応力が大きく、塑性変形の程度が大きくなるほど短くなると考えられる。

No. 1とNo. 2のいずれの従動円筒でも、 $\overline{\sigma_{vm}}(z)$ は、同じ深さの $\overline{\sigma_{vm, con}}(z)$ と比べて最大で約10%小さかった。これは、転動面の表層に実質的に作用したミーゼス応力が残留応力の影響で低減されていたことを示しており、残留応力はピーリング寿命に影響すると思われる。しかし、表3に示したように、今回の実験ではNo. 1とNo. 2で最終的な残留応力に差がなかったため、残留応力の影響は顕在化しなかったと考えられる。

駆動円筒に黒染処理を行ったNo. 2の試験では、0.5 × 10⁵ 回負荷時の転動面に作用したミーゼス応力が、No. 1と比較して小さかった。これは、なじみやすいNo. 2の駆動円筒で接触の過酷度を示す $\sigma^* \cdot S_{pe}$ が小さかったことに起因しており、この効果がNo. 2の従動円筒にピーリングが発生しなかった主要因と考えられる。

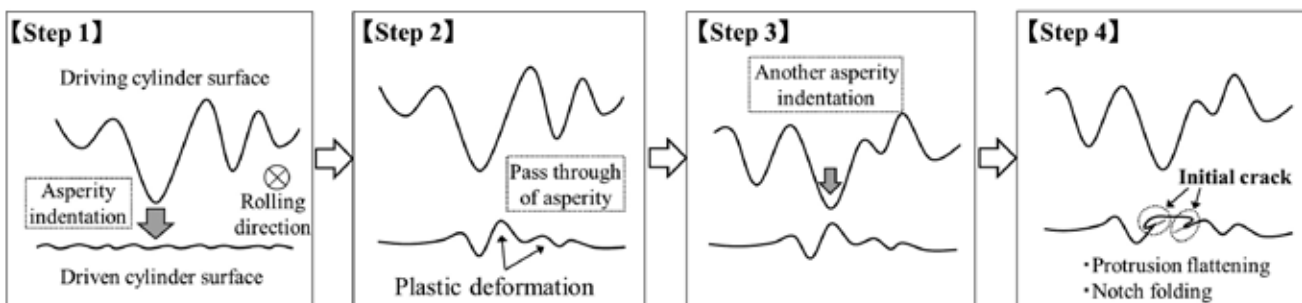


図10 従動円筒のピーリングのき裂発生メカニズム

Formation mechanism of a crack in peeling on the driven cylinder

3. ピーリング寿命推定法の開発

3.1 寿命推定法の概要

2章で得られたピーリングの発生メカニズムの知見に基づいて、ピーリングの寿命推定法を開発した⁷⁾。図11に寿命推定法の概要を示す。初めに様々な運転条件で転動疲労試験を行い、各試験についてピーリング寿命と転動面に作用した繰返し応力の履歴（以下、応力履歴）を取得する（Step 1）。このとき、応力履歴はなじみと残留応力変化の状況によって変化するため、実測した表面形状を用いた接触解析と残留応力測定の結果から推定する。次に、Step 1 で得たデータにマイナー則を適用し、ピーリングのS-N曲線（Stress - Number of cycles to failure）を回帰分析によって求める（Step 2）。最後に、このS-N曲線を用いて任意の条件でのピーリング寿命を推定する。このときは、推定対象の運転条件を模擬した予備試験を行ってその条件での応力履歴を求め（Step 3）、得られた応力履歴からS-N曲線とマイナー則を使って寿命を推定する（Step 4）。なお、S-N曲線は転動部品の鋼種や熱処理ごとに準備する必要がある。予備試験は、転動面でのなじみと残留応力の変化が停滞する負荷回数まで実施すればよい。筆者らの経験では、油膜パラメータが1.5を下回る条件で、 10^4 回負荷時までには転動面でのなじみと残留応力の変化が停滞する。

現状、多種多様な条件で使われる転動部品のなじみや残留応力の変化を正確にシミュレーションすることは難しい。本寿命推定法では、実使用条件を模擬した予備試験の結果を援用することで、なじみと残留応力の変化の影響を事実に基づいて考慮できる。また、鋼種と熱処理ごとに作成したS-N曲線を準備すれば、材質の影響も考慮できる。

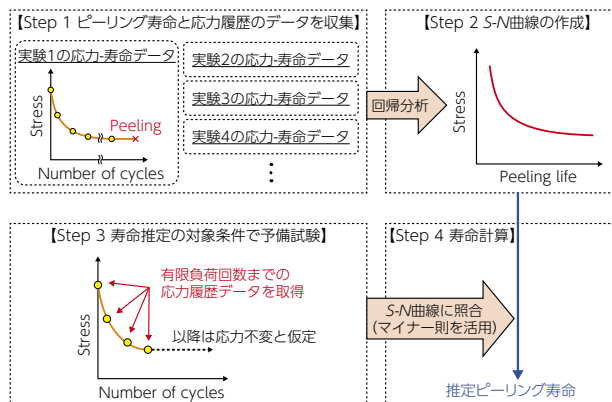


図11 ピーリング寿命推定法の概要

Flow of the estimation method of peeling life

3.2 本寿命推定法の各種仮定について

本寿命推定法では、以下を仮定していることに留意しなければならない。

- 1) ピーリングを発生させる繰返し応力（支配応力）は、ミーゼス応力である。
- 2) ピーリング寿命と繰返し応力の関係はマイナー則に従う。
- 3) 摩耗による表層の疲労層の消失は無視できる。
- 4) ピーリング寿命 L_{th} と繰返し応力 $\overline{\sigma_{vm}(z)}$ の関係は、以下の式(3)の両対数モデルのS-N曲線で表される。

$$\log L_{th} = -A \log (\overline{\sigma_{vm}(z)} - S_f) + \log B \quad (3)$$

ここで A, B, S_f は材料に固有の定数である。

1) でミーゼス応力をピーリングの支配応力に使用したことについては、ピーリングの発生が転動面の塑性変形の程度に影響を受けることを勘案すると、適切と考えられる。2) と4) で使用したマイナー則と両対数モデルのS-N曲線は、転動疲労の寿命推定の研究で一般的に用いられており^{15) 16)}、本方法でもそれにならった。3) の摩耗の影響については、転動面での摩耗深さが比較的小さい条件では問題のない仮定と考えられる。なお、本寿命推定法の適用範囲は、現状では純転がりかつ境界潤滑条件に限定されることに注意が必要である。

3.3 寿命推定精度の検証

図1と同様の二円筒試験を様々な試験条件で行い、本寿命推定法の精度を調べた。表4に試験条件を、図12に推定したピーリング寿命 L_{est} と実寿命 L_{act} との関係を示す。ここで、S-N曲線はNo. 1～7の試験データを用いて作成し、各試験の推定寿命は 10^4 回までの応力履歴から求めた。図中には、寿命比 (L_{act}/L_{est}) の中央値、最小値、および最大値を併記した。今回の試験条件の範囲では、寿命比はそれぞれ0.89, 0.49, 1.82であった。これは、他の寿命推定法¹⁷⁾の精度（希薄潤滑条件下での L_{act}/L_{est} の90%信頼幅が0.98～4.3）と比較して同等以上の精度であり、本寿命推定法がピーリング寿命推定法の1つとして適用できると考える。No. 8とNo. 9の試験はS-N曲線の作成後に追加で実施した。これらの試験の寿命比はそれぞれ0.61と1.07であり、No. 1～7と同等の精度で寿命推定できることを確認した。

今後、本寿命推定法の適用範囲を広めるために、すべりがある条件や混合潤滑条件に応用できる方法も開発する予定である。

表 4 寿命推定精度の検証のための二円筒試験の条件

Test conditions of the RCF testing for validation of the life estimation accuracy

Test No.	Surface roughness (R_a) μm		Rotational speed min^{-1}	Maximum contact Pressure GPa	Oil film parameter Λ
	Driving cylinder	Driven cylinder			
1	0.75	0.02	2,000	2.3	0.11
2	0.40				0.21
3	0.35				0.24
4	0.30				0.28
5	0.75		500	0.06	
6	0.75		2,000	1.6	0.12
7	0.40		1,000	2.3	0.17
8	0.50		2,000		0.17
9	0.75				0.11

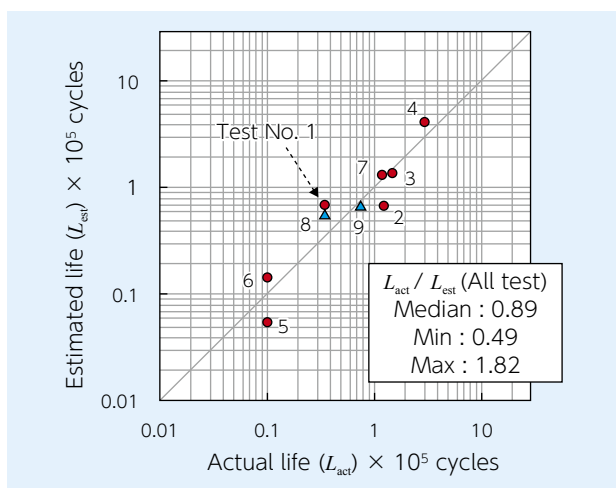


図 12 ピーリングの推定寿命と実寿命の関係
Relationship between estimated peeling lives and actual peeling lives

4. まとめ

本稿ではピーリングの発生メカニズムを実験と解析の結果に基づいて考察した。また、ピーリングの発生メカニズムに基づいたピーリング寿命の推定方法について紹介した。

- 1) ピーリングの初期き裂は、転動面の表面粗さ突起が塑性的に接触することで形成された切欠き部から発生する。
- 2) 開発した寿命推定法は、純転がりかつ境界潤滑条件でのピーリング寿命を他の寿命推定法と同等以上の精度で推定できる。今後は、すべりがある条件や混合潤滑条件にも適用できる寿命推定法を開発する。

本稿は日本トライボロジー学会誌「トライボロジスト」の第 63 巻第 8 号 (2018) 551 および第 9 号 (2018) 618 に掲載された論文「転がり接触によるピーリングの発生メカニズムとピーリング抑制に及ぼす黒染処理の影響 第 1 報, 第 2 報」と、同学会の英語論文誌「Tribology Online」の第 14 巻第 3 号 (2019) 131 に掲載された論文「Estimation Method of Micropitting Life from S-N Curve Established by Residual Stress Measurements and Numerical Contact Analysis」の内容をまとめたものである。掲載を許可下さった一般社団法人 日本トライボロジー学会のご厚意に感謝いたします。

参考文献

- 1) 対馬全之, 中島碩一, 柏村博, 軸受の代表的な破損形態, NTN TECHNICAL REVIEW, No.57, (1990) 59.
- 2) Y. Akamatsu, et. al., SAE Paper, 891909, (1989).
- 3) K. Maeda, N. Tsushima & H. Muro, The Inclination of Cracking in the Peeling Failure of a Ball Bearing Steel and its Relation to the Inclination of the Principal Residual Stress, Wear, 65, (1980) 175.
- 4) A. Oila, B. A. Shaw, C. J. Aylott & S. J. Bull, Martensite Decay in Micropitted Gears, Proc. IMechE. Part J. J. Eng. Trib., 219, (2005) 77.
- 5) 長谷川直哉, 藤田工, 内館道正, 阿保政義, 転がり接触によるピーリングの発生メカニズムとピーリング抑制に及ぼす黒染処理の影響第1報, トライボロジスト, 63, 8, (2018) 551.
- 6) 長谷川直哉, 藤田工, 内館道正, 阿保政義, 転がり接触によるピーリングの発生メカニズムとピーリング抑制に及ぼす黒染処理の影響第2報, トライボロジスト, 63, 9, (2018) 618.
- 7) N. Hasegawa, T. Fujita, M. Uchidate, M. Abo & H. Kinoshita, Estimation Method of Micropitting Life from S-N Curve Established by Residual Stress Measurements and Numerical Contact Analysis, Tribology Online, 14, 3, (2019) 131.
- 8) V. Brizmer, K. Sradler, M. V. Drogen, B. Han, C. Matta & E. Piras, The Tribological Performance of Black Oxide Coating in Rolling/Sliding Contacts, STLE Tribol. Trans., 60, 3, (2017) 557.
- 9) DIN 50938, (2003).
- 10) J. A. Greenwood & J. B. P. Williamson, Contact of Nominally Flat Surfaces, Proc. Roy. Soc. London, A295, (1966) 300.
- 11) M. Uchidate, Comparison of Contact Conditions Obtained by Direct Simulation with Statistical Analysis for Normally Distributed Isotropic Surfaces, Surface Topography, Metrology and Properties, 6, 3, (2018) 034003.
- 12) 佐々木敏彦, 高橋俊一, 佐々木勝成, 小林裕一, エリアディテクタ方式のX線三軸応力測定法の改良に関する研究, 日本機械学会論文集A編, 75, 750, (2009) 219.
- 13) E. Yhland, Static Load-Carrying Capacity, Ball Bearing Journal, SKF, 211, (1982) 1.
- 14) D. Mallipeddi, M. Norell, M. Sosa & L. Nyborg, Influence of running-in on surface characteristics of efficiency tested ground gears, Tribology Int., 115, (2017) 45.
- 15) L. Houpert & F. Chevalier, Rolling Bearing Stress Based Life-Part I, Calculation Model, Journal of Tribology, 134, 2, (2012) 021103, 1.
- 16) S. Shimizu, Fatigue Limit Concept and Life Prediction Model for Rolling Contact Machine Elements, Tribology Transactions, 45, 1, (2002) 39.
- 17) J. Gnagy, L. Houpert & F. Chevalier, Rolling Bearing Stress Based Life-Part II, Experimental Calibration and Validation, Journal of Tribology, 134, 2, (2012) 021104, 1.

執筆者近影



長谷川 直哉
先端技術研究所



藤田 工
先端技術研究所



内館 道正
岩手大学 理工学部



阿保 政義
兵庫県立大学 工学部



木之下 博
兵庫県立大学 工学部

転がり軸受の損傷検出精度向上のための機械学習アルゴリズムの開発

Development of a Machine Learning Algorithm to Improve Defect Detection Accuracy for Rolling Bearings

北井 正嗣* Masashi KITAI 赤松 良信** Yoshinobu AKAMATSU
福井 健一*** Ken-ichi FUKUI

転がり軸受の欠陥検出は機械メンテナンスにおいて重要な課題である。著者はこれまでの研究で、外輪軌道面に各種サイズの人工欠陥を設けた転がり軸受に対し欠陥検出を試みた結果、欠陥サイズにより、欠陥検出に有用な特徴量が変化することを確認している。本研究では、各人工欠陥サイズに応じた特徴選択と2段の外れ値検出手法を組み合わせた新規欠陥検出手法にて、欠陥検出精度の向上を試みた。

Detecting of rolling bearing defects is important in machine maintenance. Previous studies by the author attempted defect detecting of rolling bearings with an artificial defect of various sizes on the outer ring raceway surface, and found that effecting features for the detection depend on the defect size. This study shows accuracy improvement of the defect detecting accomplished from a defect size-based feature selection approach that is coupled with a two-step outlier detection method.

1. はじめに

転がり軸受は多くの回転機械において欠かせない重要な要素のひとつであり、自動車やプラント、航空機など使用される分野は非常に多岐にわたる。転がり軸受に損傷が発生した場合、回転機械の精度や運転効率に影響を与えるだけでなく、損傷が拡大していくと、機械自体に致命的なダメージを与えかねない。そのため、転がり軸受の損傷を正確に検知することは重要といえる。

転がり軸受の診断方法としては、運転中の振動加速度または Acoustic Emission (AE) の振動データを対象とした分析方法を多く用いる。これはデータの測定が簡易であり、運転を継続したまま測定が可能なのが理由である。振動データを用いた転がり軸受の損傷検出に関する研究として、例えば振動加速度から実効値、尖度などの各種統計量を算出し、そのトレンドの変化により状態監視を行う方法¹⁾、FFT 処理後の特性周波数ピークの変化により状態監視を行う方法²⁾、また、AE を利用して初期のクラックの発生を検出する方法³⁾がある。しかし、これらの手法は転がり軸受の損傷に伴う振動特性の変化、および分析のための信号処理に関する知見が必要であり、より簡易的な診断方法が望まれている。

一方で近年、分析や信号処理に関する知見を必要とせず、回転機械の損傷状態を評価する方法として機械学習

を利用した手法が注目されている。例えば One Class Support Vector Machine (OC SVM)⁴⁾を用いた水力発電所の異常予兆検出⁵⁾や、Nearest Neighbor Data Description⁶⁾を用いた駆動用機器の異常振動検知⁷⁾、Deep Neural Network/Gaussian Mixture Model タンデム接続アプローチ⁸⁾を利用した風車の異常検知⁹⁾などがある。

また著者は、外輪軌道面に各種サイズの人工欠陥を設けた転がり軸受に対し、OC SVM による欠陥検出を試みたが、主軸回転速度によっては微小な欠陥を検出できない課題がある¹⁰⁾。領域、周波数フィルタ、振動加速度の測定方向を考慮した各種特徴量について検証した結果、欠陥サイズの変化により、欠陥検出に有用な特徴量は変化することを確認した¹¹⁾。そのため欠陥検出精度の向上には、異なる欠陥サイズに対して特徴選択を行う必要がある。

本研究では、各人工欠陥サイズに応じた特徴選択と2段の外れ値検出手法を組み合わせた新規欠陥検出手法を提案する。予備実験として、各種外れ値検出手法の欠陥検出精度を比較し、最も高い欠陥検出精度を得る手法として Local Outlier Factor (LOF)¹²⁾を選定した。また、Random Forest (RF)¹³⁾による正常軸受と微小な欠陥を有する軸受の分類精度を調査した結果、高い分類精度が得られることから欠陥による振動の特徴を捉えるのに適していると判断し、RF を各サイズの人工欠陥を有する軸受と正常軸受を対象とした特徴選択に

* 新商品戦略本部 商品化戦略部

** 新商品戦略本部

*** 大阪大学 産業科学研究所

採用し、特徴選択が LOF による欠陥検出精度に与える効果について考察した。

最後に予備実験結果を考慮した提案手法と従来手法の欠陥検出精度を比較し、提案手法の欠陥検出性能を評価した。欠陥サイズに応じた特徴選択と 2 段の外れ値検出を行うことにより、既存の研究¹⁰⁾¹¹⁾よりも欠陥検出精度が向上したことを示す。

以後、2 章において機械学習を利用した転がり軸受の異常検知に関する関連研究、3 章では本研究で用いる外れ値検出手法、特徴選択手法について述べる。4 章では本提案手法の評価実験と結果を記載し、最後に結論を示す。

2. 関連研究

近年、転がり軸受や転がり軸受を内包する回転機械の診断方法として、機械学習、および機械学習と振動分析手法を併用した診断手法が注目されている。

例えば Liらは内輪軌道面、外輪軌道面および転動体にそれぞれ欠陥を設けた転がり軸受を対象とし、Local Mean Decomposition¹⁴⁾ および Multiscale Permutation Entropy¹⁵⁾ による特徴抽出および、Laplacian Score (LS)¹⁶⁾ による特徴選択を行った後、Support Vector Machine based of Binary Tree (SVM-BT)¹⁷⁾ を独自に改良した Improved SVM-BT による分類を行うことで、従来に比べ高い精度で転がり軸受の欠陥部位を特定することに成功した¹⁸⁾。また Bugarbeeらは正常な軸受の振動データから、Singular Spectrum Analysis¹⁹⁾ を利用した主成分分析と、マハラノビス距離に基づく欠陥検出しきい値の作成により、異なる回転速度条件下での軸受の外輪軌道面、内輪軌道面、および転動体の欠陥の検出精度を向上させた²⁰⁾。Shaoらは外輪軌道面、内輪軌道面、転動体にそれぞれ異なる大きさの欠陥を設けた転がり軸受を対象とし、粒子群最適化手法²¹⁾ により各隠れ層のニューロン数を最適化した Deep Belief Network²²⁾ による欠陥の分類を行い、SVM やベイズ推定などの他の分類手法に対する分類精度の優位性を示した²³⁾。

しかし、Bugarbeeらは外輪軌道面、内輪軌道面、転動体の各部位にそれぞれ 1 種類の欠陥を有する軸受を診断対象としており、欠陥のサイズが検出精度に与える影響は述べられていない²⁰⁾。また、Liらや Shaoらは欠陥検出のための手法として教師あり学習による分類を行っており、教師なし学習での欠陥検出精度については述べていない¹⁸⁾²³⁾。

3. 提案手法

3.1 概要

提案する手法は転がり軸受の振動加速度の測定データ X から算出される特徴ベクトルを入力データ v とし、分類手法による特徴選択と 2 段の外れ値検出手法により異常度 a を算出する。提案手法の欠陥検出フローの概略図を図 1 に示す。検出したい欠陥をその状態に応じて 3 つの段階に分け、各欠陥状態の分類において分類手法による各特徴量の重要度の算出と特徴選択を行う (図 1 中 Feature Selection)。

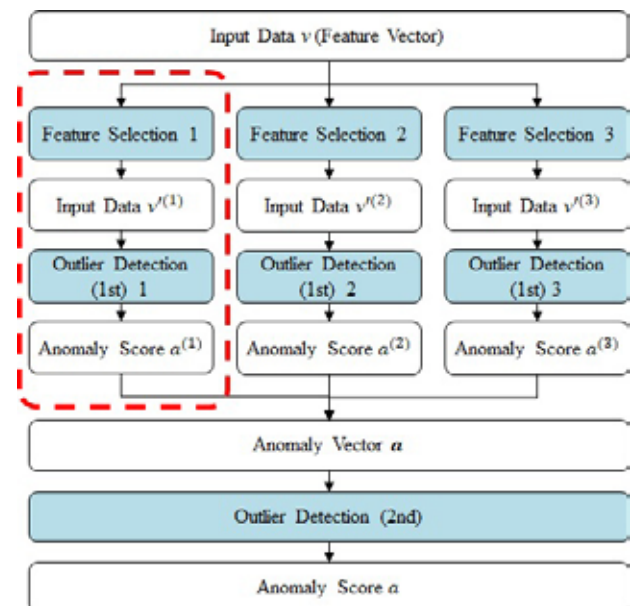


図 1 欠陥検出フロー
Flow of defect detection

なお、分類手法による重要度の算出は学習時のみを行い、評価時には学習時に算出した重要度を用いて直接特徴選択を行う。次に特徴選択後の各入力データ $v^{(M)}$ 、 $M \in \{1, 2, 3\}$ に対し、個別に外れ値検出手法の学習、評価を行い、それぞれの異常度 $a^{(M)}$ を算出する (図 1 中 Outlier Detection (1st) 1 から Outlier Detection (1st) 3)。このとき特徴選択後の入力データ $v^{(M)}$ はそれぞれ異なる欠陥状態を対象としているため、対象以外の欠陥状態は検出できない場合がある。そこで、特徴選択後の入力データ $v^{(M)}$ に対して求められる複数の異常度 $a^{(M)}$ を対応する測定データに対しひとつのベクトル (異常度ベクトル、図 1 中 Anomaly Vector a) として取り扱い、この異常度ベクトルに対して再度外れ値検出による異常度 a を算出する (図 1 中 Outlier Detection (2nd))。本研究では評価対象の測定データから得られるすべての入力データについて提案手法による異常度を算出した後、異常度が事前に決めた欠陥

検出しきい値を超える入力データの割合を異常率として評価し、異常率の大小によって対象データの欠陥の有無を判別する。

3.2 入出力データ

振動加速度の測定データを一定の時間間隔でセグメントに分割後、領域（時間、周波数、ケフレンシ）、バンドパスフィルタ（BPF）、センサ測定方向を考慮した統計量を特徴量としてベクトル化したものを入力データ \mathbf{v} とする。また 2 段目の外れ値検出手法によって得られる異常度 a を出力データとする。

3.3 評価指標

提案手法で得られる異常度 a から欠陥検出精度を評価する指標として異常率 Anomaly Ratio (AR), Area Under Curve Score (AUC Score)²⁴⁾ を用いる。AR, AUC Score の算出方法について以下に示す。

3.3.1 異常率 Anomaly Ratio

評価したい測定データにおいて、連続する複数のセグメントから得られる入力データ \mathbf{v} に対し、提案手法で算出される異常度 a を基に異常率 AR を次式で算出する。 $a_{\text{threshold}}$ は事前に決定する欠陥検出しきい値であり、正常データに対する異常度の平均 + 5 × 正常データに対する異常度の標準偏差とした。また N_{DS} は評価の対象とする測定データに含まれるセグメントの数を示す。

$$U_i = \begin{cases} 1(a_i \geq a_{\text{threshold}}) \\ 0(a_i < a_{\text{threshold}}) \end{cases} \quad (1)$$

$$AR = \frac{1}{|N_{DS}|} \sum_{i \in N_{DS}} U_i \quad (2)$$

3.3.2 Area Under Curve Score

識別性能の評価指標として正例を正しく正例と識別した例を True Positive (TP), 負例を正しく負例と識別した例を True Negative (TN), 負例を誤って正例と識別した例を False Positive (FP), 正例を誤って負例と識別した例を False Negative (FN) としたとき、False Positive Rate (FPR), True Positive Rate (TPR) はそれぞれ次式で与えられる。

$$FPR = \frac{FP}{FP + TN} \quad (3)$$

$$TPR = \frac{TP}{TP + FN} \quad (4)$$

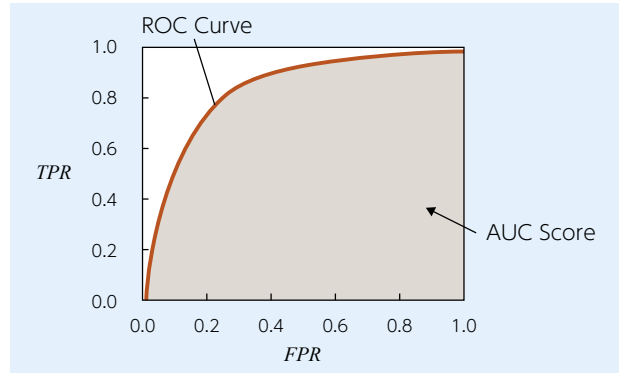


図 2 ROC Curve と AUC Score
ROC Curve and AUC Score

ある欠陥検出しきい値での FPR を横軸に、TPR を縦軸にとり、欠陥検出しきい値を変化させた時の FPR と TPR の関係をプロットすることで Receiver Operating Characteristic Curve (ROC Curve) が得られる。ROC Curve の例を図 2 に示す。AUC Score は ROC Curve の下側面積で定義される。正常データと異常データが完全に分離可能な場合、AUC Score は 1.0 となる。一方でランダムな識別の場合、AUC Score は 0.5 となる。したがって AUC Score が 1.0 に近い値をとれば、作成した機械学習モデルは高い識別性能を得られている。

3.4 機械学習手法

外れ値検出手法として OC SVM, LOF, Isolation Forest (IF)²⁵⁾, 特徴選択手法として RF, LS を用いた。以下に各手法について記載する。機械学習手法の実装には Python 2.7 と Scikit-learn 0.19.0 を用いた。

3.4.1 One Class Support Vector Machine

OC SVM は正常データをおある特徴空間に写像し、特徴空間上において正常データをなるべく含む超球の半径と中心を求めることで、正常データと異常データを分類する識別境界を決定する手法である。未知のデータが得られた場合、特徴空間上に写像した際に、超球の半径よりも外側に写像された場合に対象データを異常とみなす。特徴空間への写像に用いるカーネル関数の選択により、非線形な問題を取り扱えるようになる。本研究ではカーネル関数にはガウシアンカーネルを用いた。

3.4.2 Local Outlier Factor

LOF は特徴空間上の密度に基づく外れ値検出手法である。外れ値は特徴空間上において密度の低い領域に分布するという仮定に基づく。特徴空間上の各点に対し、周辺密度を計算し評価に用いる。対象の点とその近傍点の周辺密度がほぼ同じ場合には対象の点を正常

とみなす。逆に対象の点の周辺密度が近傍点の周辺密度に対して低い場合には対象の点を異常とみなす。

3.4.3 Isolation Forest

IFはランダムに特徴量と分岐点の選択を行い、あるデータがほかから孤立するまでの平均分岐回数をもとに異常度を算出する手法である。正常データは他の正常データと似た性質を持つため、各正常データが孤立するまでの平均分岐回数は多くなる。それに対し、異常データは正常データとは異なる性質を持つため、異常データが孤立するまでの平均分岐回数は少なくなる。この特性を生かし、特定のデータに対し孤立するまでの平均分岐回数が他のデータよりも少なくなる場合に対象のデータを異常とみなす。

3.4.4 Random Forest

RFは決定木を利用したアンサンブル学習による分類手法である。入力データから復元抽出により複数の訓練集合を作成し、各訓練集合に対し、決定木による分類を行う。またRFの学習時に得られる情報利得を基に特徴量の重要度を算出する。本研究では、RFで算出される重要度を欠陥状態に応じた有効な特徴選択に用いた。

3.4.5 Laplacian Score

LSは各入力データをノードとした近傍グラフを作成し、グラフ上の近傍のノードにおける特徴量ごとのグラフラプラシアンに基づいて特徴選択を行う手法である。本研究では、特徴量ごとに算出されるラプラシアンスコアの値を用いて欠陥状態に応じた有効な特徴選択を行い、RFと比較した。

4. 評価実験

4.1 実験装置

欠陥検出精度の評価に用いた実験装置の概略図を図3に、試験軸受に設けた人工欠陥の形状とサイズを表1に示す。試験軸受は転がり軸受(アンギュラ玉軸受、型番:7216)を用い、外輪軌道面に直径の異なる円筒穴(表1中2bから8b)および円筒穴より十分大きい矩形溝(表1中RG)を設けた。荷重負荷時に玉と外輪軌道面に生じるだ円状の弾性接触部の短軸半径を**b**とし、その2倍から8倍の直径の円筒穴とした。例えば、2bは円筒穴の直径が**b**の2倍であることを意味する。これらの人工欠陥は転動疲労によって生じるはく離(フレーキング)を想定したものであり、円筒穴ははく離の初期の段階、矩形溝ははく離が拡大した状態を想定している。

実験は、人工欠陥のない正常軸受(表1中ND)および上記の各サイズの人工欠陥を有する軸受を実験装置に取り付けた状態で、主軸回転速度1,000, 1,500, 2,000 min⁻¹の各条件で運転し、得られた鉛直(Radial)、水平(Horizontal)、軸(Axial)方向の振動加速度の測定データを評価に用いた。また評価は主軸回転速度ごとに個別に行った。ある1方向の振動加速度の1回の測定データ $X^{(D)} = [x_1 \ x_2 \ \dots \ x_i \ \dots \ x_N]$ 、 $D \in \{\text{Axial, Radial, Horizontal}\}$ はサンプリング周波数50 kHz、サンプリング時間20 sで測定し、各人工欠陥サイズでそれぞれ33回測定した。ここでインデックス*i*は時系列の順序を、 x_i はインデックス*i*における振動加速度振幅の瞬時値を示す。また軸受の組換えが振動に与える影響を考慮するため、3回測定するごとに軸受を組み換えた。

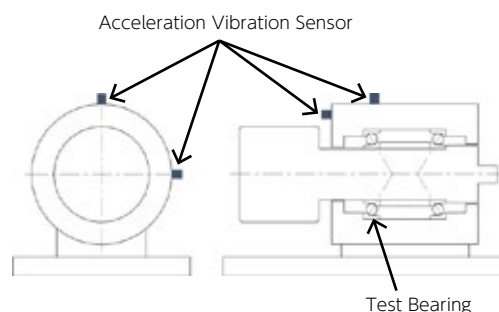


図3 実験装置
Test equipment

表1 人工欠陥の形状およびサイズ
Shape and size of artificial defect

Symbol	Shape of Defect	Size mm
ND	None	-
2b	Hole	φ0.32
4b	Hole	φ0.64
6b	Hole	φ1.02
8b	Hole	φ1.36
RG	Rectangular Groove	Width 2, Height 10, Depth 1

4.2 入力データ y_j の算出

振動加速度の測定データ $X^{(D)}$ は主軸 5 回転の周期でセグメントに分割し、セグメントごとに 1 つのセグメントデータ $y_j^{(D)} = [x_{(j-1)n+1}^{(D)} x_{(j-1)n+2}^{(D)} \cdots x_{(j-1)n+k}^{(D)} \cdots x_{(j-1)n+n}^{(D)}]$ として取り扱った。ここで n はセグメントデータに含まれるデータ点数、 $j = 1, 2, 3, \dots, \lfloor N/n \rfloor$ はセグメント番号、インデックス k は時系列の順序を示す。したがって、1 つの測定データ $X^{(D)}$ から得られるセグメントデータ $y_j^{(D)}$ の総数は表 2 のようになる。

表 2 各測定データ X から得られるセグメントデータ y_i の数
Number of segment data y_i in each measurement data X

Rotation Speed	Number of Segment Data
1,000 min ⁻¹	66
1,500 min ⁻¹	100
2,000 min ⁻¹	133

表 3 バンドパスフィルタの種類
Kind of band-pass filter

Filter	Frequency Range(Hz)
Raw	None
Low1	20-200
Low2	20-1,000
Mid1	200-2,000
Mid2	1,000-5,000
High1	2,000-20,000
High2	5,000-20,000

各セグメントデータ $y_j^{(D)}$ に対して表 3 に示す各周波数帯域で BPF 処理を行った振幅データを時間領域データ $y_j^{(D, TIME)}$ とした。また時間領域データ $y_j^{(D, TIME)}$ に対し、エンベロープ処理²⁶⁾ と FFT 処理を行い得られる周波数領域の振幅データを周波数領域データ $y_j^{(D, SPEC)}$ 、周波数領域データ $y_j^{(D, SPEC)}$ に再度 FFT 処理を行い得られる振幅データをケプレンシ領域データ $y_j^{(D, CEPS)}$ とした。特徴量は $y_j^{(D, R)}$ 、 $R \in \{TIME, SPEC, CEPS\}$ に対し、転がり軸受の診断に一般に用いられることの多い実効値 (OA)・最大値 (MAX)・波高率 (CF)・尖度 (KS)・歪度 (SKN) に加え変調値 (MOF) の統計量を使用した。実効値、最大値、波高率、尖度、歪度の算出方法を以下に示す。

$$OA_j^{(D,R)} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{k=1}^n (y_{j,k}^{(D,R)})^2} \quad (5)$$

$$MAX_j^{(D,R)} = \max_{1 \leq k \leq n} y_{j,k}^{(D,R)} \quad (6)$$

$$CF_j^{(D,R)} = MAX_j^{(D,R)} / OA_j^{(D,R)} \quad (7)$$

$$KS_j^{(D,R)} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n \frac{(y_{j,k}^{(D,R)} - \bar{y}_j^{(D,R)})^4}{(\sigma_j^{(D,R)})^4} \quad (8)$$

$$SKN_j^{(D,R)} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n \frac{(y_{j,k}^{(D,R)} - \bar{y}_j^{(D,R)})^3}{(\sigma_j^{(D,R)})^3} \quad (9)$$

ここで D は測定方向、 R は領域、 j はセグメント番号、 $y_{j,k}^{(D,R)}$ は $y_j^{(D,R)}$ のインデックス k の要素、 $\bar{y}_j^{(D,R)}$ は $y_j^{(D,R)}$ の平均値、 $\sigma_j^{(D,R)}$ は $y_j^{(D,R)}$ の標準偏差を示す。変調値は $y_j^{(D,R)}$ に対し、エンベロープ処理後の実効値として定義した。またセグメントデータ y_j における各測定方向、各領域の特徴量を 1 つのベクトルとしたものを、入力データ v_j とした。表 4 に特徴量算出において考慮する領域、BPF、統計量、センサ測定方向の数をまとめる。各入力データ v_j は領域 (3 種)、BPF (7 種)、統計量 (6 種)、センサ測定方向 (3 種) を考慮した、合計 378 個の特徴量で構成される。

表 4 各入力データ v_j に含まれる特徴量数

Number of parameters included in each input data v_j

	Regions	BPFs	Statistics	Sensors	Features
Number of Parameters	3	7	6	3	378

4.3 変動係数による特徴量の選別

入力データ v_j に含まれる複数の特徴量の中には、人工欠陥サイズの変化による変動より、軸受の組換えの影響によるばらつきの方が大きい特徴量もある。そこで、前処理として学習に使用する正常軸受のセグメントデータ y_j から算出される各特徴量について変動係数 (標準偏差を平均値で除した値) を算出し、変動係数が 0.3 を超える特徴量については学習および評価の対象から除外した。学習に使用する測定データ X の選択により、4.2 節で算出した全特徴量のうち、本処理によっておよそ 20~40 % の特徴量が除外される。なお各特徴量は変動係数による選別後、後述する学習に使用する人工欠陥サイズ ND の入力データ v_j を基に特徴量ごとに Z Score を算出し学習、評価に使用した。

4.4 学習データ・評価データの選択

軸受の組替えが欠陥検出精度に与える影響を考慮するため、学習と評価に使用する測定データ X の組合せはランダムに変更して提案手法の学習と評価を行った。図 1 の赤枠部において、人工欠陥サイズ ND と 2b を対象に特徴選択する場合の測定データ X の組合せの詳細を図 4 に示す。学習時は各人工欠陥サイズ 33 個の測定データ X のうち、人工欠陥サイズ ND と 2b の測定データ X をそれぞれ 24 個選択し、それぞれの入力データ v_j を基に分類手法による各特徴量の重要度の算出と特徴選択を行った。この時得られる特徴選択後の入力データを v_j^{2b} とした。上付きの 2b は特徴選択後の入力データ v_j が人工欠陥サイズ 2b を対象として構成した特徴量の集合を用いていることを示している。次に人工欠陥サイズ ND の入力データ v_j^{2b} を外れ値検出手法の学習に用い、10 分割交差検証により特異度が最も高くなるハイパーパラメータの選定と異常度 a_j^{2b} の算出を行った。

評価時は各人工欠陥サイズそれぞれ 9 個の測定データ X から得られる入力データ v_j^{2b} に対し、外れ値検出手法による異常度 a_j^{2b} を算出した。

人工欠陥サイズ ND と 4b, ND と 6b の組合せに対しても同様に特徴選択を行い、特徴選択後の入力データ v_j^{4b} , v_j^{6b} から異常度 a_j^{4b} , a_j^{6b} を算出した。また本処理により得られる特徴選択後の入力データ $v_j^{(s)}$, $s \in \{2b, 4b, 6b\}$ に対する異常度 $a_j^{(s)}$ は、対応するセグメントごとにひとつの異常度ベクトル $a_j = (a_j^{2b}, a_j^{4b}, a_j^{6b})$ とした。学習・評価の入力データ $v_j^{(s)}$ に対する異常度ベクトル a_j をそれぞれ 2 段目の外れ値検出手法の学習・評価に用いた。なお、学習と評価に用いる測定データ X は重複しないようにした。

4.5 欠陥検出精度の評価

欠陥検出精度は評価対象の測定データ X に対し、外れ値検出手法で得られる異常度から式 (1) により欠陥サイズ毎の異常率を算出して評価した。回転速度 $1,500 \text{ min}^{-1}$ を対象とした場合、欠陥サイズごとの評価対象の測定データ X は 9 個、各測定データから得られるセグメントデータ y_j は 100 個であり、欠陥サイズごとの評価対象のセグメントデータ y_j の総数は 900 個となる。人工欠陥サイズごとの異常率は各セグメントデータ y_j から得られる入力データ v_j , $v_j^{(s)}$ または異常度ベクトル a_j に対し、外れ値検出手法で算出される異常度を用いて算出した。学習に用いる測定データ X は 50 回ランダムに変更し、学習データの違いに対する異常率の平均とばらつきで欠陥検出精度を評価した。

4.6 予備実験

4.6.1 外れ値検出手法の比較

各外れ値検出手法について特徴選択しない場合の回転速度 $1,000, 1,500, 2,000 \text{ min}^{-1}$ における人工欠陥サイズと異常率の関係を図 5 に示す。また、人工欠陥サイズ ND と 4b を対象として各外れ値検出手法の AUC Score を算出した結果を図 6 に、学習データの違いに対する、交差検証で求まるハイパーパラメータの平均値、最大値、最小値、および標準偏差を表 5 に示す。表中 ν は OC SVM におけるサポートベクトルの割合の下限、 γ はガウシアンカーネルのハイパーパラメータ、 n -neighbors は LOF の周辺密度計算における近傍数、 n -estimators は IF のアンサンブル学習における予測器の数を示す。

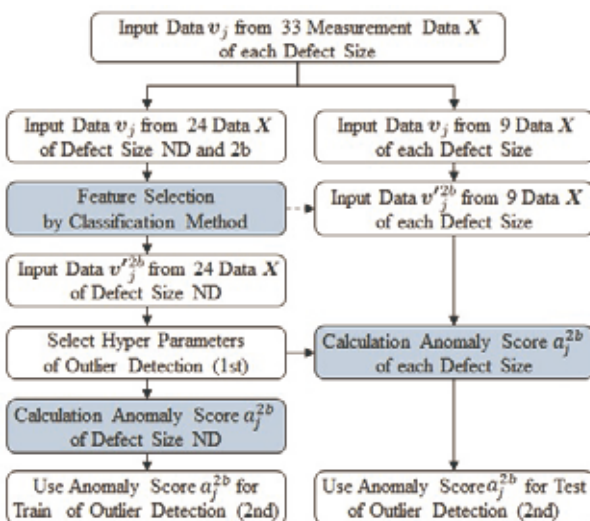


図 4 学習および評価に用いる測定データ X の組合せ
Selection of measurement data X for train and test

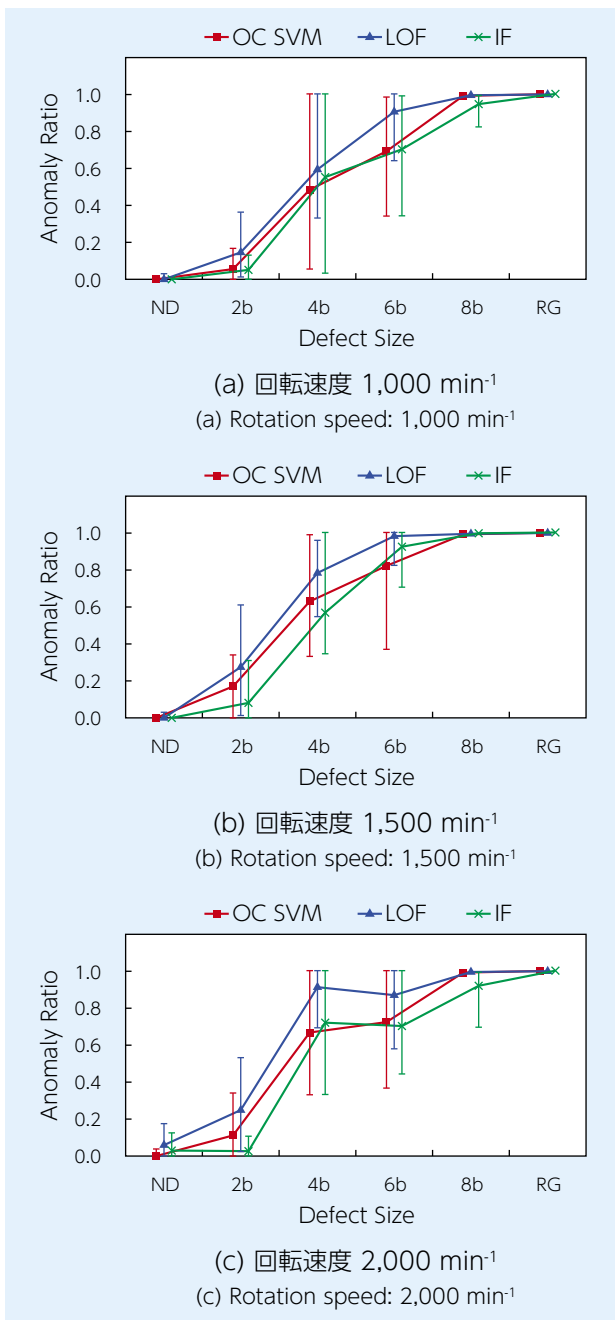


図5 外れ値検出手法の比較
Comparison of outlier detection methods

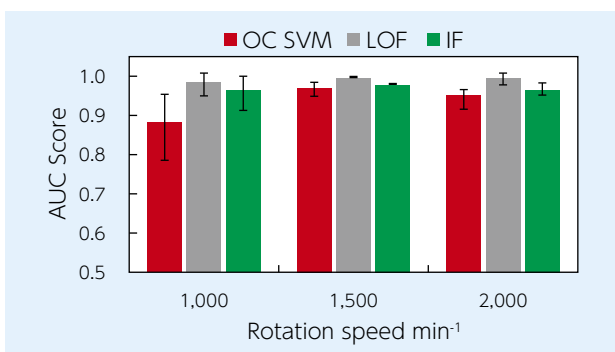


図6 各手法の AUC Score
AUC Score for each method

表5 学習データの違いに対する
ハイパーパラメータのばらつき

Variation of hyper parameters for difference of train data

Method	Hyper Parameter	Rotation Speed	Average	Max	Min	Standard Deviation
OC SVM	μ	1,000 min ⁻¹	2.0×10^{-3}	5.6×10^{-3}	1.8×10^{-4}	2.0×10^{-3}
		1,500 min ⁻¹	1.1×10^{-3}	2.0×10^{-3}	4.5×10^{-4}	6.7×10^{-4}
		2,000 min ⁻¹	1.6×10^{-3}	5.6×10^{-3}	1.8×10^{-4}	1.5×10^{-3}
	γ	1,000 min ⁻¹	2.8×10^{-4}	1.0×10^{-3}	1.0×10^{-4}	2.8×10^{-4}
		1,500 min ⁻¹	2.7×10^{-4}	1.0×10^{-3}	7.9×10^{-5}	2.8×10^{-4}
		2,000 min ⁻¹	1.6×10^{-4}	3.1×10^{-4}	7.9×10^{-5}	1.1×10^{-4}
LOF	n-neighbors	1,000 min ⁻¹	13.3	24	2	8.0
		1,500 min ⁻¹	9.8	25	2	8.6
		2,000 min ⁻¹	8.4	29	2	8.3
IF	n-estimators	1,000 min ⁻¹	33.0	60	17	15.1
		1,500 min ⁻¹	32.7	59	23	11.1
		2,000 min ⁻¹	71.7	96	35	20.0

図5より人工欠陥サイズ 2b~6b の異常率の平均はどれも LOF が最も高い。また図6より AUC Score についても LOF が高い欠陥検出精度を得た。ただしいずれの手法でも人工欠陥サイズ 2b の異常率の平均は 0.3 以下であり、人工欠陥サイズ 4b 以上に比べ低い。表5より、ハイパーパラメータの値は学習データの違いに対するばらつきが大きく、これに伴い異常率にばらつきが生じたと推察する。そこで、欠陥検出精度を向上させるために RF による特徴選択を行った。

4.6.2 Random Forest による特徴量重要度算出

前項の外れ値検出手法では検出が困難な人工欠陥サイズ 2b について RF による分類精度を評価した。はじめに RF のハイパーパラメータの影響を確認するため、回転速度 1,500 min⁻¹ において RF の決定木の数を 100, 1,000, 10,000, 決定木の最大深さを 10, 100, 1,000 の範囲で変更し人工欠陥サイズ ND と 2b の分類精度への影響を確認したが、分類精度に有意な差は見られなかった。そのため以降は決定木の数を 1,000, 決定木の最大深さを 100 とし、各回転速度における分類精度評価と特徴選択を行った。回転速度 1,000, 1,500, 2,000 min⁻¹ における人工欠陥サイズ ND と 2b の分類精度を図7に示す。また回転速度 1,500 min⁻¹ において、人工欠陥サイズ ND と 2b の分類に加え、人工欠陥サイズ ND と 4b, 人工欠陥サイズ ND と 6b を対象としてそれぞれ RF による特徴選択を行い、学習データの違いに対して選択される回数の多い特徴量を 10 個抽出した例を表6に示す。人工欠陥サイズ ND, 2b の分類と人工欠陥サイズ ND, 4b の分類に共通して重要度の高い特徴量を太字、人工欠陥サイズ ND, 4b の分類と人工欠陥サイズ ND, 6b の分類に共通して重要度の高い特徴量を太字(下線)で表記する。また、表内の特徴量は統計量 - 領域 - BPF (測定方向) で表記する。

図7より RF による分類では回転速度に関わらず、人工欠陥サイズ 2b について非常に高い精度で分類がで

きる。また、表 6 より人工欠陥サイズ ND と 2b, ND と 4b の分類で共通する特徴量は 2 個、および人工欠陥サイズ ND と 4b, ND と 6b の分類で共通する特徴量は 1 個のみであり、人工欠陥サイズ ND と 2b, ND と 6b の分類に共通する特徴量はない。そのため、すべての欠陥サイズを同じ特徴量で評価することはできない。

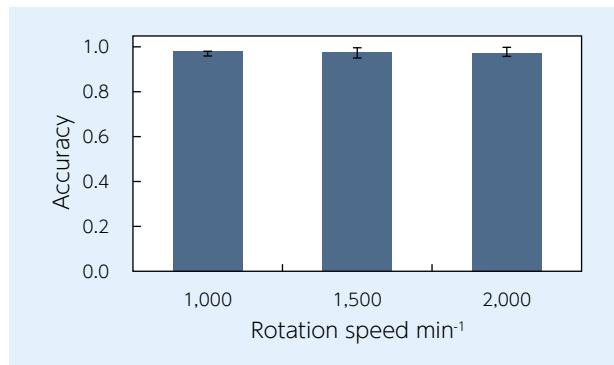


図 7 Random Forest による分類精度
Classification accuracy by Random Forest

表 6 各欠陥サイズに重要度の高い特徴量
(回転速度 1,500 min⁻¹)

Features with high importance to defect size
(Rotation speed 1,500 min⁻¹)

	Comparison ND and 2b	Comparison ND and 4b	Comparison ND and 6b
1	OA-TIME-LOW1(Radial)	OA-TIME-LOW1(Radial)	OA-TIME-LOW2(Radial)
2	OA-TIME-LOW1(Horizontal)	OA-CEPS-LOW1(Radial)	MOF-TIME-LOW2(Radial)
3	MAX-TIME-LOW1(Horizontal)	OA-CEPS-MID1(Radial)	OA-SPEC-LOW2(Radial)
4	OA-TIME-LOW1(Horizontal)	MAX-CEPS-MID2(Radial)	MOF-SPEC-LOW2(Radial)
5	OA-CEPS-LOW1(Horizontal)	OA-TIME-LOW1(Axial)	OA-CEPS-LOW2(Radial)
6	CF-CEPS-LOW1(Horizontal)	MAX-TIME-LOW1(Axial)	MOF-TIME-MID1(Radial)
7	MOF-TIME-LOW1(Axial)	MAX-SPEC-LOW1(Axial)	OA-SPEC-MID1(Radial)
8	OA-SPEC-LOW1(Axial)	SKN-SPEC-LOW1(Axial)	MOF-SPEC-MID1(Radial)
9	MAX-SPEC-LOW1(Axial)	OA-CEPS-LOW1(Axial)	OA-CEPS-MID1(Radial)
10	MOF-SPEC-LOW1(Axial)	KS-CEPS-LOW1(Axial)	MAX-CEPS-MID1(Radial)

4.6.3 特徴選択後の入力データ $v_j^{(S)}$ による欠陥検出精度

各人工欠陥サイズにおいて重要度の高い 10 個の特徴量を選択した特徴ベクトルを入力データ $v_j^{(S)}$ とし、LOF による欠陥検出精度を評価した。特徴選択後の入力データ $v_j^{(S)}$ に対する人工欠陥サイズと異常率の関係を図 8 に示す。人工欠陥サイズ ND と 2b, ND と 4b, ND と 6b の分類にそれぞれ重要度の高い特徴量を選択した入力データ v_j^{2b} , v_j^{4b} , v_j^{6b} により算出される異常率を Feature(2b), Feature(4b), Feature(6b) として図に示す。同図に、特徴選択前の入力データ v_j から LOF を用いて直接欠陥サイズ毎の異常率を算出した結果を従来手法 (Original) として示す。特徴選択前の入力データ v_j に対する結果は図 5 と同じである。また特徴選択後の入力データ $v_j^{(S)}$ に対し、交差検証により求まる LOF の周辺密度計算における近傍数の平均, 最大, 最小, 標準偏差を表 7 に示す。

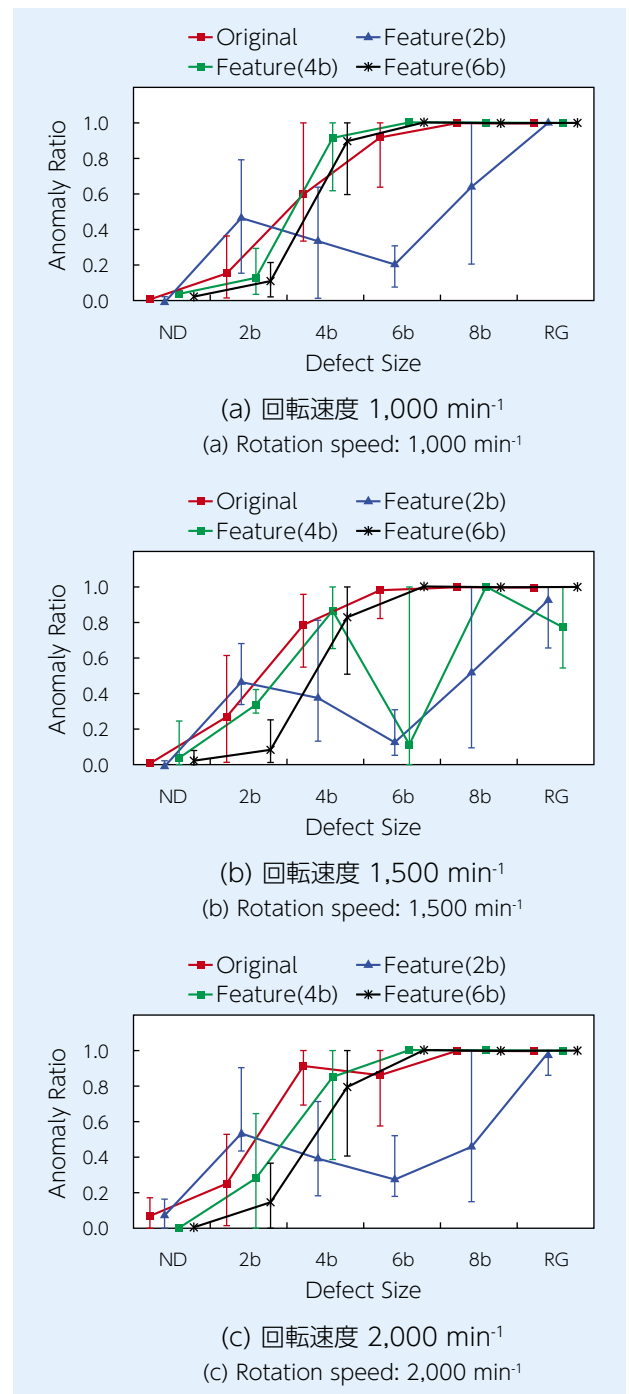


図 8 入力データ $v_j^{(S)}$ と異常率の関係
Anomaly ratio for each input data $v_j^{(S)}$

図 8 より、人工欠陥サイズ 2b への重要度の高い特徴量を選択した場合、人工欠陥サイズ 4b または 6b への重要度の高い特徴量を選択した場合に比べ、人工欠陥サイズ 2b の異常率は上昇する。

一方で上記特徴量を選択した場合、人工欠陥サイズ 4b, 6b に対する異常率は人工欠陥サイズ 2b に対する異常率よりも低い値となり、対象とした人工欠陥サイズ以外において検出精度は低下する。また表 7 より学習データの違いに対して近傍数のばらつきは変化しな

い、そのため特徴選択後の各入力データ $v_j^{(s)}$ に対する欠陥検出精度を総合して評価する必要がある。

表7 学習データの違いに対する Local Outlier Factor 近傍数のばらつき

Variation of the neighborhood numbers of Local Outlier Factor for the difference of train data

Feature Vector	Rotation Speed	Average	Max	Min	Standard Deviation
Original	1,000 min ⁻¹	13.3	24	2	8.0
	1,500 min ⁻¹	9.8	25	2	8.6
	2,000 min ⁻¹	8.4	29	2	8.3
Feature(2b)	1,000 min ⁻¹	16.0	28	3	7.5
	1,500 min ⁻¹	14.0	28	5	6.4
	2,000 min ⁻¹	24.4	29	16	4.0
Feature(4b)	1,000 min ⁻¹	23.1	28	14	4.9
	1,500 min ⁻¹	14.4	28	2	8.9
	2,000 min ⁻¹	18.1	27	2	7.2
Feature(6b)	1,000 min ⁻¹	15.2	28	2	7.8
	1,500 min ⁻¹	17.2	27	5	7.0
	2,000 min ⁻¹	24.4	29	15	4.6

4.6.4 2 段の LOF による外れ値検出精度と特徴選択に用いる特徴量数の影響

特徴選択後の入力データ $v_j^{(s)}$ を用いた場合に、特徴選択の対象とした人工欠陥サイズ以外の異常率が低下する問題を解決するため、提案手法では特徴選択後の入力データ $v_j^{(s)}$ に対する異常度を元の測定データの対応するセグメントごとに1つのベクトル(異常度ベクトル a_j)として2段目のLOFの入力データに用い、再度欠陥検出精度を比較する。そのため、提案手法の欠陥検出精度は入力データ $v_j^{(s)}$ の特徴選択における特徴量の数により変化する。そこで回転速度 1,000, 1,500, 2,000 min⁻¹ において、入力データ $v_j^{(s)}$ の特徴選択における特徴量の数と、提案手法における人工欠陥サイズ ND, 2b, 4b, 6b の異常率の平均およびばらつきとの関係を **図9** に示す。また特徴選択における特徴量の数と LOF の近傍数の平均、最大、最小、標準偏差の関係を **表8** に示す。

図9 より、回転速度によって欠陥検出精度が向上する特徴量の数は異なる。いずれの回転速度においても特徴量数 5 以下では人工欠陥サイズ 2b および 4b の異常率が低下する。また、特徴量数 30 以上では回転速度 1,500 min⁻¹ では人工欠陥サイズ 2b の異常率が上昇するが、回転速度 2,000 min⁻¹ では人工欠陥サイズ 2b および 6b の異常率が低下し、人工欠陥サイズ ND の異常率の平均が 0.2 まで上昇する。**表8** より特徴量の数に対する近傍数の違いは見られない。

欠陥検出手法の運用においては、正常な軸受を異常

と誤判別することは避けるべきである。また正常な軸受と微小な欠陥を有する軸受の異常率の差が大きいほど欠陥検出は行いやすくなる。そこで欠陥検出に適した特徴量数の選定基準を、人工欠陥サイズ ND の異常率が 0.2 以下であること、かつ人工欠陥サイズ ND と 2b 間のマージンが大きくなることとした。また人工欠陥サイズ ND, 2b 間のマージンが同程度の場合には特徴量数の少ないものを選択することとした。上記基準に基づき回転速度 1,000 min⁻¹ では特徴量数 30 個、回転速度 1,500 min⁻¹ では特徴量数 150 個、回転速度 2,000 min⁻¹ では特徴量数 10 個を欠陥検出に適した特徴量数とした。

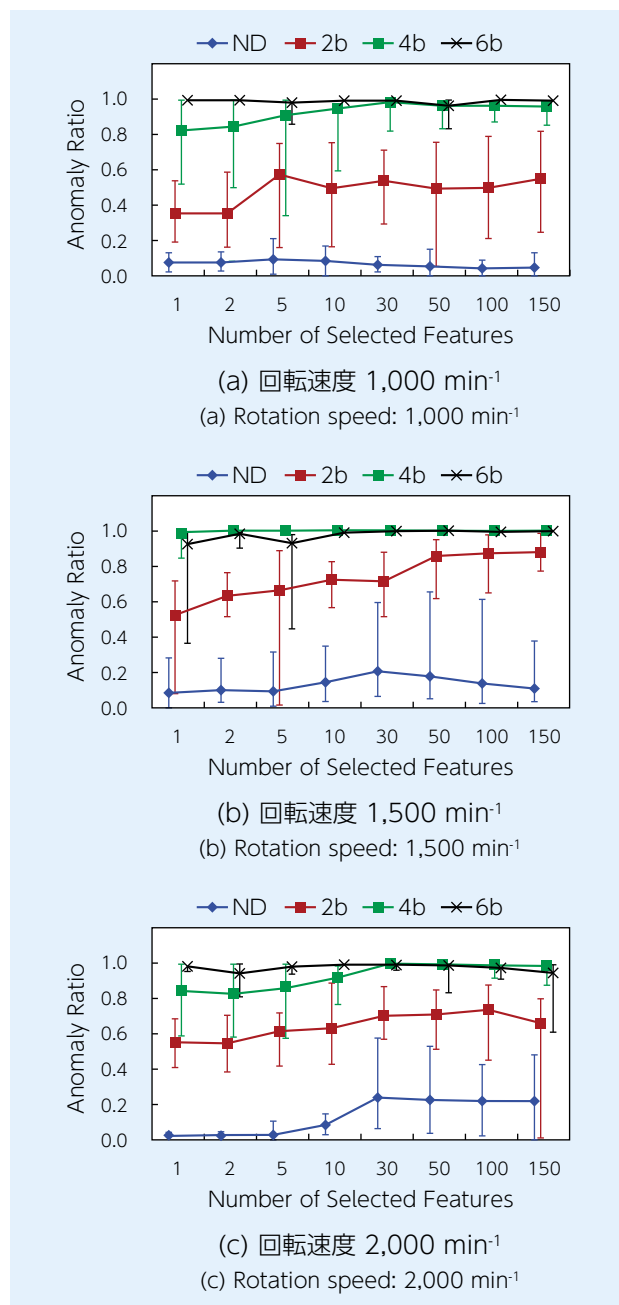


図9 特徴選択に用いる特徴量数の影響

Influence of number of features on feature selection

表 8 特徴量数に対する Local Outlier Factor
近傍数の比較

Comparison of the neighborhood numbers of Local
Outlier Factor for the number of features

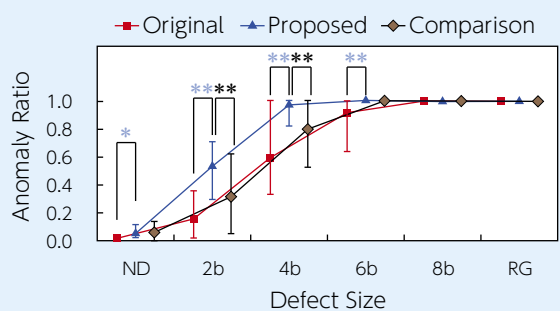
Number of Features	Rotation Speed	Average	Max	Min	Standard Deviation
1	1,000 min ⁻¹	11.2	24	3	7.4
	1,500 min ⁻¹	14.9	24	6	7.0
	2,000 min ⁻¹	16.9	29	8	7.8
2	1,000 min ⁻¹	21.5	29	4	8.3
	1,500 min ⁻¹	21.3	27	11	5.8
	2,000 min ⁻¹	16.2	24	8	7.0
5	1,000 min ⁻¹	16.0	25	5	6.5
	1,500 min ⁻¹	17.8	29	2	7.9
	2,000 min ⁻¹	17.7	29	9	6.7
10	1,000 min ⁻¹	16.3	29	6	8.5
	1,500 min ⁻¹	18.0	25	3	6.6
	2,000 min ⁻¹	22.0	29	16	4.2
30	1,000 min ⁻¹	16.9	28	3	10.5
	1,500 min ⁻¹	18.1	28	6	6.7
	2,000 min ⁻¹	21.8	29	13	5.9
50	1,000 min ⁻¹	20.7	29	8	7.4
	1,500 min ⁻¹	21.5	29	2	9.4
	2,000 min ⁻¹	16.6	28	2	8.5
100	1,000 min ⁻¹	15.6	23	8	5.5
	1,500 min ⁻¹	16.1	29	2	9.4
	2,000 min ⁻¹	21.3	29	2	8.1
150	1,000 min ⁻¹	16.6	29	5	7.2
	1,500 min ⁻¹	15.6	26	9	5.1
	2,000 min ⁻¹	17.7	29	8	7.1

4.7 提案手法による欠陥検出精度

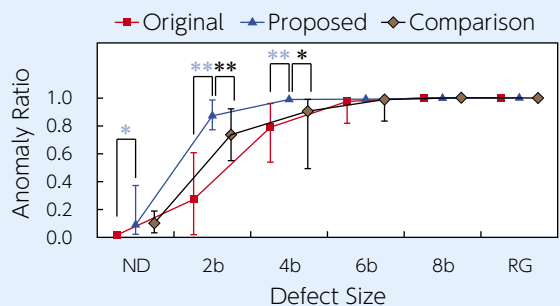
回転速度 1,000, 1,500, 2,000 min⁻¹ の各運転条件において、前節で選定した欠陥検出に適した特徴量数を用いた提案手法による人工欠陥サイズと異常率の関係（提案手法, Proposed）を **図 10** に示す。比較として特徴選択前の入力データ v_j から LOF を用いて直接人工欠陥サイズ毎の異常率を算出した結果を従来手法 (Original) として示す。従来手法の結果は **図 5** と同じである。また特徴選択手法として Laplacian Score¹⁶⁾ を用いた場合の人工欠陥サイズ毎の異常率を比較手法 (Comparison) として同図に示す。 **図 11** に人工欠陥サイズ ND, 2b を対象とした提案手法、従来手法および比較手法による AUC Score の比較結果を示す。 **図 10** の異常率、 **図 11** の AUC Score について、従来手法と提案手法、比較手法と提案手法をそれぞれ比較し、有意水準 5 % で差が認められるものには *, 有意水準 1 % で差が認められるものには ** を付記した。また **表 9** に提案手法と従来手法における近傍数の平均, 最大, 最小, 標準偏差を示す。

図 10 より提案手法では、回転速度に関わらず人工欠陥サイズ 6b 以上の異常率はほぼ 1 となり、人工欠陥サイズ 2b についても従来手法、比較手法に比べ異常率は有意に上昇した。また人工欠陥サイズ 4b についても、従来手法に対しては回転速度 1,000, 1,500 min⁻¹ において、比較手法に対しては回転速度に関わらず、異常率は有意に上昇した。 **図 11** よりいずれの回転速度においても AUC Score は提案手法を用いることで従来手法、比較手法に比べ改善した。回転速度 1,000 min⁻¹, 1,500 min⁻¹ では人工欠陥サイズ ND の異常率が従来手法と提案手法で有意差がみられるものの、AUC Score も有意に向上していることより、提案手法を用いることで欠陥検出精度が向上した。

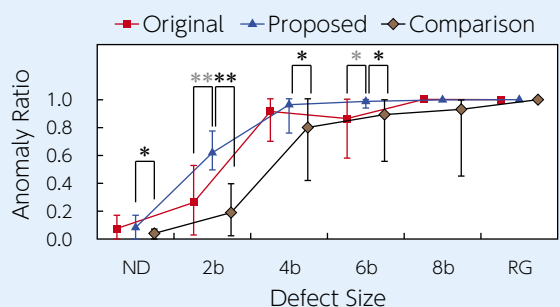
表 9 より、従来手法と提案手法で LOF の近傍数のばらつきに変化は見られない。



(a) 回転速度 1,000 min⁻¹ (特徴量数30)
 (a) Rotation speed: 1,000 min⁻¹ (30 Features)



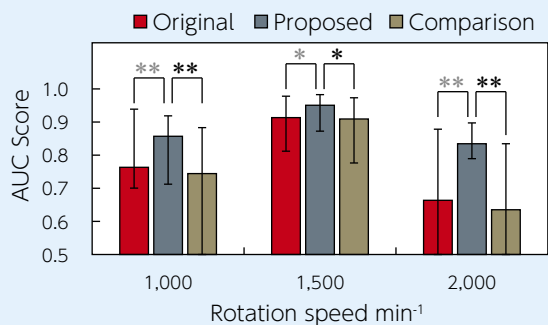
(b) 回転速度 1,500 min⁻¹ (特徴量数150)
 (b) Rotation speed: 1,500 min⁻¹ (150 Features)



(c) 回転速度 2,000 min⁻¹ (特徴量数10)
 (c) Rotation speed: 2,000 min⁻¹ (10 Features)

* : 有意水準5 % (Significance level 5 %)
 ** : 有意水準1 % (Significance level 1 %)

図 10 従来手法, 比較手法と提案手法の異常率の比較
 Comparison of anomaly ratios between original, comparison and proposed method



* : 有意水準5 % (Significance level 5 %)
 ** : 有意水準1 % (Significance level 1 %)

図 11 従来手法, 比較手法と提案手法の AUC Score の比較
 Comparison of AUC Score between original, comparison and proposed method

表 9 従来手法と提案手法による
 Local Outlier Factor 近傍数比較

Comparison of the neighborhood numbers of Local Outlier Factor between original and proposed method

Method	Rotation Speed	Average	Max	Min	Standard Deviation
Original	1,000 min ⁻¹	13.3	24	2	8.0
	1,500 min ⁻¹	9.8	25	2	8.6
	2,000 min ⁻¹	8.4	29	2	8.3
Outlier Detection (2nd) (Proposed)	1,000 min ⁻¹	16.3	29	6	8.5
	1,500 min ⁻¹	18.0	25	3	6.6
	2,000 min ⁻¹	22.0	29	16	4.2

5. 今後の課題

本稿で評価の対象とした実験装置は軸受の組換えによる振動のばらつきが大きく、軸受の組換えにより多少なりとも実験環境が変化していると考えられる。ただし、提案手法の検証においては、完全に異なる実験装置での評価が必要であり、現在、新規の実験装置でのデータ収集を進めており、今後提案手法の検証を予定している。

また今回提案する手法では1段目のLOFによる異常度算出において、RFを用いた教師あり学習による特徴選択を行っており、教師データとして欠陥を有する軸受の振動データを使用している。しかし、実際の現場において欠陥を有する軸受の振動データを入手することはほとんどない。この解決方法として、例えば Persistent Homology²⁷⁾ や動的モード分解法²⁸⁾ などの振動分析手法を用い、回転速度や機器に依存しない

特徴を抽出することで、欠陥検出精度を向上する方法が考えられる。または、Random Forestによる特徴選択において、動力学解析などの理論解析モデル²⁹⁾を用いることで、実機での測定データの代わりに理論解析モデルから得られるデータを教師データとして利用することを考える。もしくは、転移学習を利用することにより、実験装置または理論解析モデルのデータを教師データとして別の装置の診断に利用することが考えられる。これらの改善方法については今後検討を進める。

6. まとめ

人工欠陥を設けた転がり軸受の振動加速度データに対し、各種異常検知手法で欠陥検出精度を比較した。得られた知見を以下に示す。

- One Class Support Vector Machine, Local Outlier Factor, Isolation Forestの3種類の外れ値検出手法による欠陥検出精度を比較した結果、Local Outlier Factorが最も高い欠陥検出精度を得た。ただし、いずれの手法においても人工欠陥サイズ2bの欠陥検出精度は4b以上に比べ低い。
- Random Forestによる人工欠陥サイズの分類精度の評価の結果、人工欠陥のサイズによって正常軸受と欠陥を有する軸受の分類に重要度の高い特徴量は異なることがわかった。また、微小な人工欠陥サイズに対しRandom Forestによる特徴選択を行うことで、対象の欠陥検出精度が向上した。
- 提案した欠陥検出方法により、Random Forestによる特徴選択をしない場合に比べ、大きな欠陥サイズの検出精度を落とすことなく微小な人工欠陥サイズの欠陥検出精度を大幅に向上させることに成功した。

謝辞

本論文は、原著論文（北井, 赤松, 福井, 特徴選択と2段の外れ値検出手法による微小欠陥を含む転がり軸受の欠陥検出法, 情報処理学会論文誌 数理モデル化と応用, Vol. 12, (2019) pp. 32-42) を基に編集しました。一般社団法人情報処理学会のご厚意に感謝致します。

参考文献

- 1) 五十嵐昭男, 野田万朶, 松島栄一, 転がり軸受の異常予知に関する研究(第1報), 潤滑, Vol. 24, No. 2, (1979) 122-129.
- 2) 五十嵐昭男, 浜田啓好, 欠陥をもつ転がり軸受の振動・音響に関する研究(第1報), 日本機械学会論文集(C), Vol. 47, No. 422, (1981) 1327-1336.
- 3) 間野大樹, 是永敦, AEおよび振動観測による転がり軸受の損傷診断, 精密工学会春季大会学術講演会講演論文集, (2014) 683-684.
- 4) Schölkopf, B., Platt, J.C., Taylor, J.S., Smola, A.J., and Williamson, J., Estimating the Support of a High Dimensional Distribution, Neural Computation, Vol. 13, (2001) 1443-1471.
- 5) 小野田崇, 伊藤憲彦, 是枝英明, 水力発電所における異常予兆発見支援ツールの開発, 電気学会論文誌(D), Vol. 131, No. 4, (2011) 448-457.
- 6) Tax, D.M.J., One Class Classification, Ph.D thesis, Delft University of Technology (2001).
- 7) 近藤捻, 高重達郎, 真鍋真一, 菅野晋, 振動による状態監視法を用いたディーゼル機関異物混入時の異常振動検知, 鉄道技術論文誌, Vol. 30, No. 4, (2016) 47-52.
- 8) Hermansky, H., Ellis, D.P. and Sharma, S., Tandem Connectionist Feature Extraction for Conventional HMM Systems, IEEE International Conference on Acoustics, Speech, and Signal Processing, Proceedings, Vol. 3, (2000) 1635-1638.
- 9) 長谷川隆徳, 緒方淳, 村川正弘, 小川哲司, 正常・損傷の表現学習に基づく風力発電システム異常検知技術の高度化, 第39回風力エネルギー利用シンポジウム (2017).
- 10) 北井正嗣, 筒井英之, One Class Support Vector Machineを用いたアンギュラ玉軸受の異常診断, トライボロジー会議 2017 秋, (2017) C41.
- 11) 加藤甲馬, 谷僚二, 筒井英之, アンギュラ玉軸受における欠陥サイズと各種振動特徴量の関係, トライボロジー会議 2017 春, (2017) F33.
- 12) Breunig, M.M., Kriegel, H.P., Ng, R.T., and Sander, J., LOF, Identifying Density-Based Local Outliers, Management of Data, Vol. 29, (2000) 93-101.
- 13) Breiman, L., Random Forests, Machine Learning, Vol. 45, (2001) 5-32.
- 14) Smith, J.S., The Local Mean Decomposition and Its Application to EEG Perception Data,

- J.R.Soc. Interface, Vol. 2, (2005) 443-445.
- 15) Aziz, W. and Arif, M., Multiscale Permutation Entropy of Physiological Time Series, 9th International Multitopic Conference, (2005) 1-6.
 - 16) He, X., Cai, D. and Niyogi P., Laplacian Score for Feature Selection, Adv.Neural Inform. Process. Syst., (2005) 16.
 - 17) Cheong, S., Sang, H.O. and Lee, S.Y., Support Vector Machines with Binary Tree Architecture for Multiclass Classification, Neural Inform. Process. -Lett. Rev., Vol. 2, (2004) 47-51.
 - 18) Li, Y., Xu, M., Wei, Y., and Huang, W., A New Rolling Bearing Fault Diagnosis Method Base on Multiscale Permutation Entropy and Improved Support Vector Machine Based Binary Tree, Measurement, Vol. 77, (2016) 80-94.
 - 19) Kilundu, B., Chiementin, X. and Dehombreux, P., Singular Spectrum Analysis for Bearing Defect Detection, Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 133, No. 5, (2011) 051007.
 - 20) Bugharbee, H.A. and Trendafilova, I., A New Methodology for Fault Detection in Rolling Element Bearings using Singular Spectrum Analysis, The International Journal of Condition Monitoring, Vol. 7, No. 2, (2018) 26-35.
 - 21) Zhu H., Wang Y., and Wang K., Particle Swarm Optimization (PSO) for the Constrained Portfolio Optimization Problem, Expert System, Vol. 38, (2006) 10161-10169.
 - 22) Hinton G.E. and Osindero S., A Fast Learning Algorithm for Deep Belief Nets, Neurocomputing, Vol. 18, (2006) 1527-1554.
 - 23) Shao, H., Jiang, H., Zhang, X., and Niu, M., Rolling Bearing Fault Diagnosis Using an Optimization Deep Belief Network, Measurement Science and Technology, Vol. 26, (2015) 1-17.
 - 24) 井出剛, 杉山将, 異常検知と変化検知, 講談社, (2015) 11-12.
 - 25) Liu, F.T., Ting, K.M. and Zhou, Z.H., Isolation Forest, Eighth IEEE International Conference on Data Mining, (2008) 413-422.
 - 26) 豊田利夫, 回転機械の異常診断の進め方, 日本プラントメンテナンス協会, (1991) 94-96.
 - 27) Umeda Y., Time Series Classification via Topological Data Analysis, 人工知能学会論文誌, Vol. 32, No. 3, (2017) 1-12.
 - 28) 土肥宏太, 武石直也, 矢入健久, 堀浩一, 動的モード分解を用いた音響データの異常検知, 第32回人工知能学会全国大会, 1P2-02, (2018).
 - 29) Gupta, P.K., Advanced Dynamics of Rolling Elements, Springer-Verlag, (1984).

執筆者近影



北井 正嗣
新商品戦略本部
商品化戦略部



赤松 良信
新商品戦略本部



福井 健一
大阪大学
産業科学研究所

微細組織制御により高強度化した軸受「ETFA」 “ETFA” Bearings Strengthened by Fine Microstructure Design



山田 昌弘* Masahiro YAMADA 山本 直太** Naota YAMAMOTO
大木 力* Chikara OHKI

NTNは、特殊熱処理により微細組織制御された長寿命かつ高強度な軸受「ETFA」を開発した。開発軸受は、マルテンサイトブロック粒が微細であり、微細析出物が均一に分散されるように組織制御されている。これにより、清浄油潤滑下、異物混入潤滑下の両方で転動疲労寿命が延命される。同時に、高い衝撃強度、耐摩耗性を示す。本稿では、ETFA軸受の詳細について紹介する。

NTN designed fine microstructure of steels for improving bearing properties by using a special heat treatment. The designed fine microstructure shows homogeneous and refined sizes of martensite block and precipitations in bearings. In our investigations, high impact strength and high wear resistance were obtained on the test specimens whose microstructures were fine as our designing, and the test bearings which have the designed fine microstructure show superior rolling contact fatigue lives under both clean and contaminated lubrication conditions. NTN name these bearings “ETFA”. In this paper, we explain the detail of ETFA bearings.

1. はじめに

自動車の低燃費化、産業機械の小型化に伴い、軸受の使用環境は過酷化される傾向にある。例えば、高面圧化、潤滑油低粘度化などである。このような使用環境の過酷化は、圧痕起点型はく離などを助長し、軸受寿命を短くさせる場合がある。そのため、軸受の高強度化が望まれている。

軸受の高強度化には、その使用材料である鋼の強化が重要である。鋼の強化方法はいくつかあり、その一つに、結晶粒微細化強化がある¹⁾。これは、結晶粒界の増加により転位運動を妨げ、鋼の塑性的性質を変化させる強化方法と解釈されている。焼入れされた鋼の結晶粒微細化強化については、従来から、旧オーステナイト結晶粒（以降、旧 γ 粒）の大きさの影響が議論されている。一方で、焼入れにより実際に形成されたマルテンサイト結晶粒の大きさを比較検討している例は少ない²⁾。近年では、鋼の強度を決める支配的因子がその有効結晶粒であるマルテンサイトブロック粒（以降、ブロック粒）の大きさであると考えられており、結晶粒微細化により鋼を強化するには、旧 γ 粒より微細なマルテンサイト組織を制御することが必要である³⁾⁻⁶⁾。

著者らは過去に、特殊熱処理によりブロック粒を微細化したJIS SUJ2製の長寿命かつ高強度な軸受を開発している⁷⁾。このSUJ2製軸受は、ブロック粒の微細化強化に加えて、浸窒による耐摩耗性改善効果が付与さ

れている⁷⁾⁻⁹⁾。

今般、上記SUJ2製軸受用の熱処理技術を応用し、ブロック粒を微細化した長寿命かつ高強度な低炭素鋼製の軸受を新たに開発した。NTNはこの開発軸受を「ETFA」と命名し、実用化している。

本稿では、ETFA軸受の詳細について紹介する。

2. ETFAの微細組織

2.1 材質と析出物形成状態

使用材料は、Cr、Moを含有する低炭素鋼である。当該低炭素鋼に、浸炭浸窒処理と結晶粒微細化処理を施し、その微細組織を制御した。表1に、ETFAの特徴を従来の浸炭浸窒処理軸受（以降、従来品）の特徴と比較して示す¹⁰⁾。従来品に比べて、ETFAの旧 γ 粒、ブロック粒、析出物は微細であり、さらに、析出物の数密度は高い。

図1に、電子プローブマイクロアナライザー（EPMA）で測定したETFAの炭素濃度、窒素濃度の深さ分布の代表例を示す。表層には、析出物に起因する鋭い濃度上昇が多数確認され、炭化物、窒化物あるいは炭窒化物が微細に、かつ高密度に存在していることがわかる。

図2に、軌道面表層における旧 γ 粒界、析出物の走査型電子顕微鏡（SEM）像を示す。ETFAの結晶粒は細かく、その析出物は微細で均一分散している。

* 先端技術研究所

** 産業機械事業本部 適用技術部

表1 ETFA の特徴

Feature of the developed bearings

項目	従来品	ETFA
熱処理	浸炭浸窒焼入れ	浸炭浸窒焼入れ 結晶粒微細化処理
炭素濃度	標準	標準
窒素濃度	標準	標準
残留γ量	標準	標準
析出物の大きさ	標準	微細
析出物の数	標準	多い
旧γ粒の大きさ	標準	微細
マルテンサイトブロック粒の大きさ	標準	微細
硬さ	標準	標準

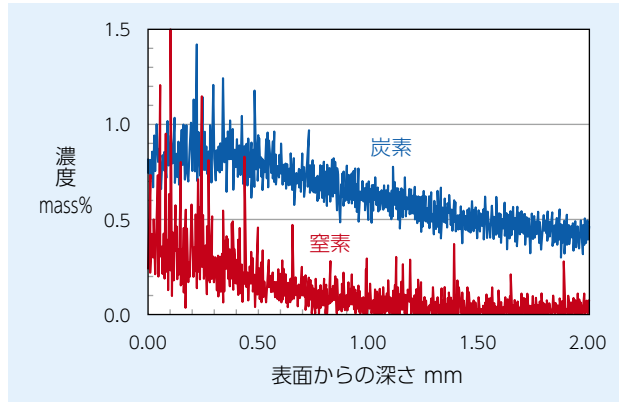


図1 EPMA による ETFA の炭素・窒素濃度分析結果の代表例

Typical depth profiles of C and N concentrations of the developed bearings

2.2 ブロック粒形成状態

図3に、軌道面表層における旧γ粒、ブロック粒の観察像を示す。ブロック粒観察像は、電子後方散乱回折（EBSD）法により測定した逆極点図結晶方位マップである。ETFAの旧γ粒、ブロック粒は、従来品のそれと比べて微細である。図4に、ブロック粒の{011}極点図を示す。ブロック粒の結晶方位密度は、従来品のそれと比べて全体的に小さく、その結晶配向性は低い。

図5に、これらブロック粒の平均粒径、および、その平均アスペクト比を示す。これらの値は、特定面積率に相当するブロック粒にて計算されたものである。すなわち、観察視野内のブロック粒をその面積の大きい順に足し合わせ、その合計面積がブロック粒総面積に対して30、50、70%に相当する場合のそれらの粒の平均値である。従来品とのブロック粒径の差は、面積率の減少に伴って拡大し、アスペクト比においても同様の傾向が認められる。

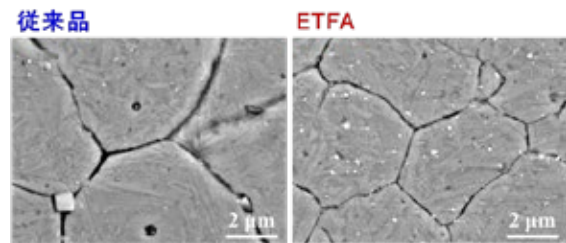


図2 軌道面表層における旧γ粒界、析出物のSEM像例

SEM-micrographs of prior austenite grain boundary and precipitations near race surfaces of the bearings

以上のように、ETFA 軸受の軌道面は、ブロック粒、析出物の形成状態が微細かつ均一である。

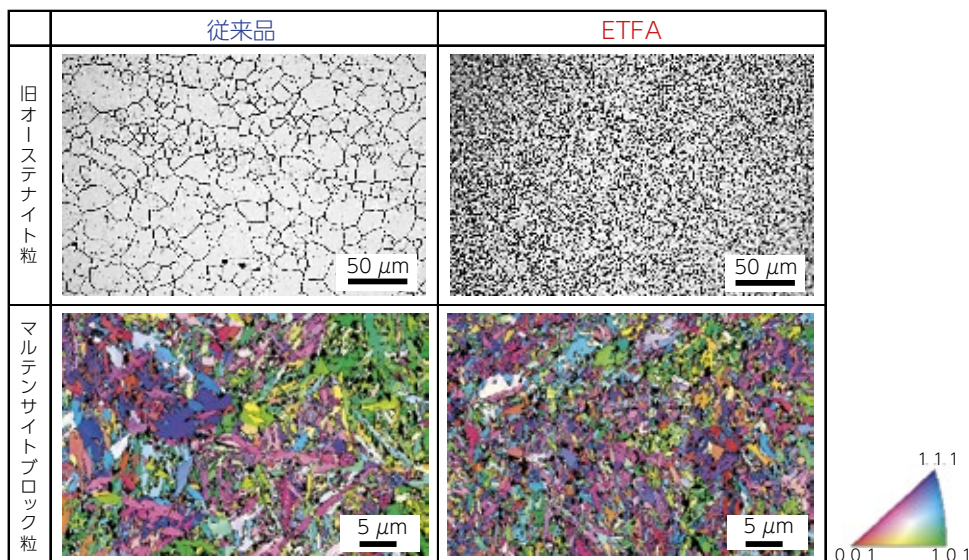


図3 軌道面表層における旧γ粒、マルテンサイトブロック粒の観察像例

Observation images of prior austenite grain and martensite block near race surfaces of the bearings

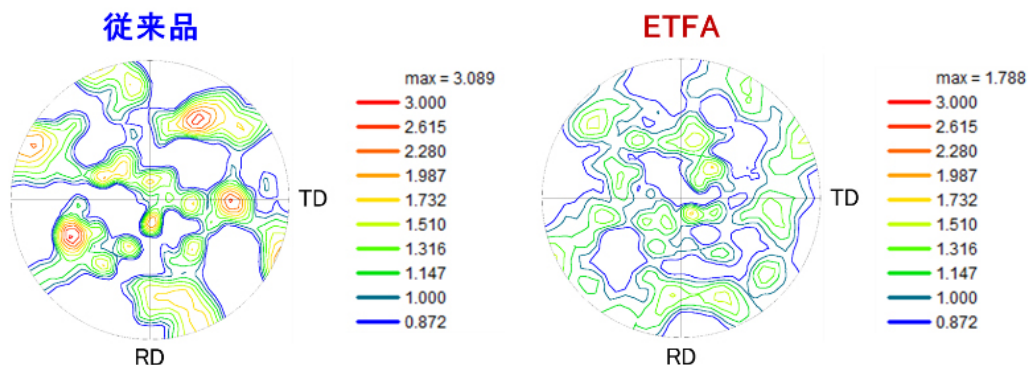


図4 軌道面表層におけるマルテンサイトブロック粒の{011}極点図
 {011} pole figure of martensite block near race surfaces of the bearings

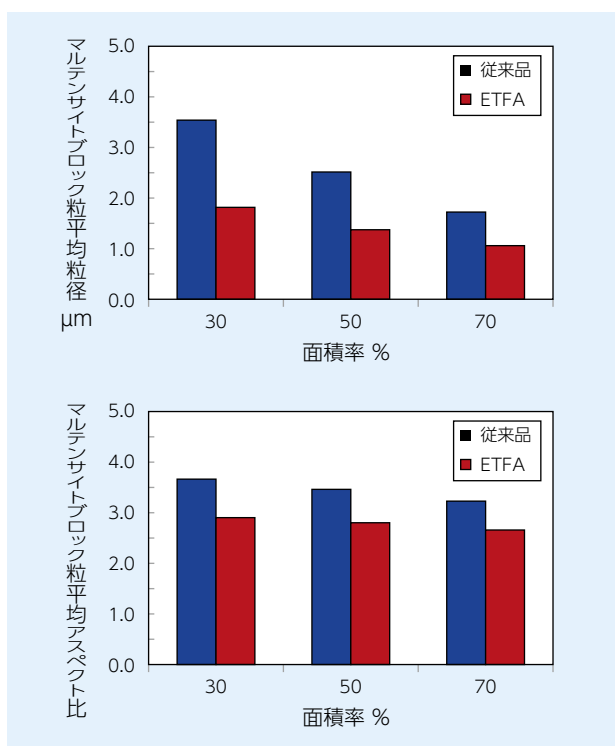


図5 軌道面表層におけるマルテンサイトブロック粒の平均粒径、およびその平均アスペクト比
 Martensite block size and aspect ratio near race surfaces of the bearings

3. ETFA 軸受の転動疲労寿命

3.1 転動疲労寿命試験条件

転動疲労寿命試験を、清浄油潤滑下、異物混入潤滑下にて行った。図6に試験機の概略図を、表2に試験条件を示す⁷⁾。寿命試験に使用される試験軸受は、円すいころ軸受である。清浄油潤滑下の寿命試験では、軸受A (内径 30 mm × 外径 62 mm × 幅 17.25 mm) に対し、N 数 5 の試験を行った。異物混入潤滑下の寿命試験では、その評価結果の信頼性を高めるため、軸受A および軸受B (内径 85 mm × 外径 165 mm ×

幅 56 ~ 58 mm) の二種類の径の軸受に対し、N 数 6 ~ 9 の試験を行った。軸受Bの試験では、軌道輪の接触面圧を高めるため、転動体個数を標準の 17 から 5 に減じた。

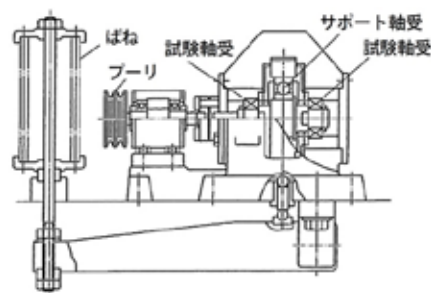


図6 転動疲労寿命試験機概略図
 Schematic drawing of the life test rig

表2 転動疲労寿命試験条件
 Conditions of the life test

項目	軸受 A	軸受 B
基本動ラジアル定格荷重	48.5 kN	従来品 : 150 kN ETFA : 168 kN (転動体個数 5)
ラジアル荷重	17.64 kN	53.9 kN
アキシャル荷重	1.47 kN	29.4 kN
最大接触面圧	2.5 GPa	従来品 : 2.9 GPa ETFA : 2.8 GPa
内輪回転速度	2,000 min ⁻¹	500 min ⁻¹
潤滑油粘度	ISO VG 56	ISO VG 100
異物種類	高速度工具鋼粉末	高速度工具鋼粉末
異物径	100 ~ 180 μm	100 ~ 180 μm
異物硬さ	700 ~ 800 HV	700 ~ 800 HV
潤滑油中異物量	1.0 g/L	0.4 g/L

3.2 清浄油潤滑下の転動疲労寿命

ETFA 軸受は、いずれも 10,000 h 以上運転された後、未損傷で停止された。したがって、その清浄油潤滑下寿命は、本試験条件での基本定格寿命 ($L_{10h} = 243$ h) に比べ、明らかに長いと言える。

3.3 異物混入潤滑下の転動疲労寿命

図7に、異物混入潤滑下の試験結果を示す。ETFA軸受の異物混入潤滑下の転動疲労寿命は、従来品のそれと比較し、おおむね2倍以上である。

転動疲労によるはく離は、その破壊起点の違いにより、表面起点型と内部起点型に大別される¹¹⁾⁻¹³⁾。両者とも、転動による応力集中の大きさが寿命に影響する。そのため、ETFAには、転動時の応力集中を緩和させる効果があると推定される。

異物混入潤滑下におけるはく離は、硬質異物により形成された圧痕の周縁が破壊起点となる。このような圧痕起点型はく離は、軌道面接線方向に垂直な面の繰返し垂直応力の付与によって発生すると考えられている¹⁴⁾。浸炭焼入れ後の低炭素鋼における疲労強度は、旧 γ 粒の微細化に伴って向上する¹⁵⁾。このため、開発品の異物混入潤滑下の転動疲労寿命は、ブロック粒の微細化により向上していると考えられる。

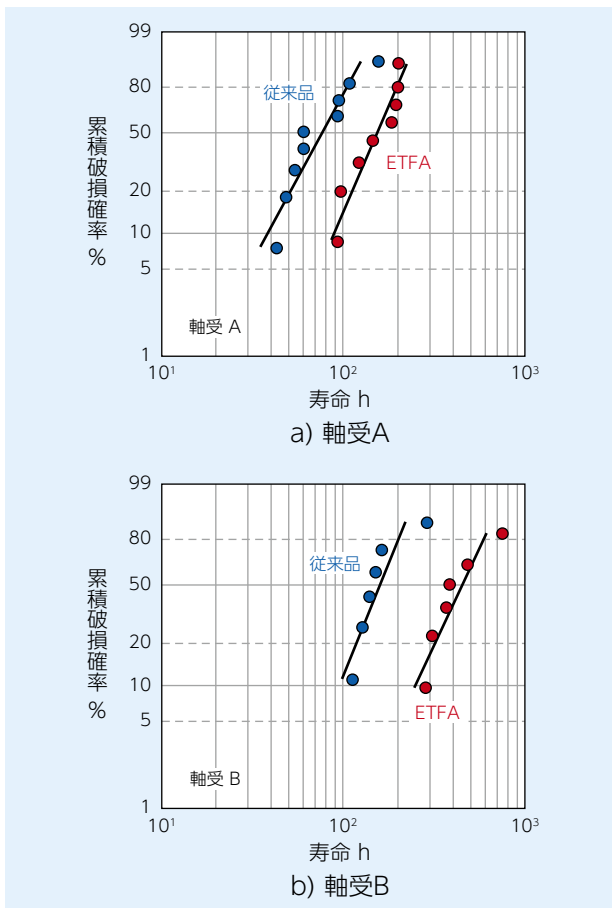


図7 異物混入潤滑下の転動疲労寿命試験結果
Results of the life tests under contaminated lubrication conditions

4. ETFA の衝撃強度

4.1 衝撃試験条件

シャルピー衝撃試験を常温および低温 (-20℃) にて

行った。試験片形状は、55 mm × 10 mm × 10 mm のUノッチ型である。試験方法は、JIS Z 2242 に準拠したものである。

4.2 衝撃強度

表3に、シャルピー衝撃試験の結果を示す。ETFAの衝撃強度は、従来材のそれと比較して約1.8倍である。

表3 シャルピー衝撃値

Charpy impact values of the specimens at room temperature and -20℃

試験温度	試験材	
	従来材	ETFA
常温	5.3	9.8
低温 (-20℃)	5.0	9.5

[J/cm²]

4.3 靱性向上の理由

図8に、衝撃試験片のノッチ底付近の破面観察像、および、それら観察視野におけるCrマッピング像を示す。観察にはSEMを使用し、Crマッピングにはエネルギー分散型X線分光法(EDX)を用いた。観察視野a)、d)の拡大視野が観察視野b)、e)に対応している。マッピング像は、観察視野b)、e)にて得た。また、観察視野a)、d)の図中には、破断前の延性き裂形成領域を点線で示した¹⁶⁾。

従来材の主な破壊形態は、旧 γ 粒界での粒界破壊である。延性き裂形成領域の幅は、5 μ m程度である。また、旧 γ 粒界面には、Cr系析出物の分散が確認され、それら析出物の大きさは、おおむね500nm以下である。

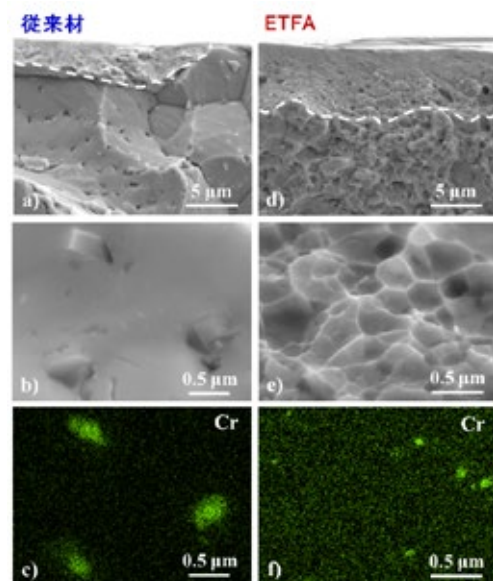


図8 衝撃試験片破面のSEM観察像
およびCrマッピング像例

SEM-micrographs and EDX-mappings of the fracture surfaces near the U-notch after impact test

一方、ETFA の主な破壊形態は、粒内破壊である。延性き裂形成領域の幅は、10 μm 程度である。破面にはディンプルが多数確認され、それらの大きさはおおむね 50 ~ 500 nm 程度である。また、破面には、Cr 系析出物の分散が確認される。それらの大きさは、おおむね 100 nm 以下である。

以上より、ETFA は、Cr 含有析出物の粒界偏析が抑制され、旧 γ 粒界が強化されていると考えられる¹⁷⁾。また、延性き裂形成領域が拡大していることから、粒内塑性変形により破壊応力が高められていると考えられる¹⁸⁾⁻²⁰⁾。靱性向上は、ブロック粒、析出物の組織微細化により生じていると考えられる。

5. ETFA の耐摩耗性

5.1 摩耗試験条件

常温にてサバン式摩耗試験を行った²¹⁾。図 9 に、試験機の概略図を示し、表 4 に、試験条件を示す。試験片形状は 15 mm \times 6 mm \times 3 mm の板状である。相手材となる回転円板の形状は、外径 40 mm、副曲率 R 60 である。

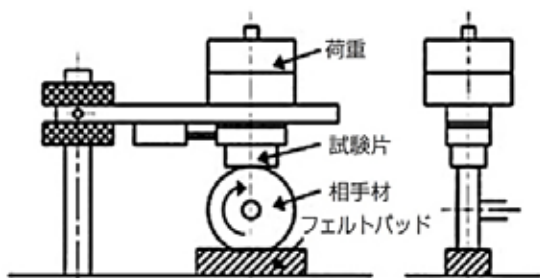


図 9 サバン式摩耗試験機概略図
Schematic drawing of Savin type wear test rig

表 4 摩耗試験条件

Condition of the wear test

項目	設定条件
荷重	50 N
初期の最大接触面圧	0.49 GPa
しゅう動速度	0.05 m/s
しゅう動時間	60 min
潤滑油粘度グレード	ISO VG 2
給油方式	フェルトパッド給油
相手材径	40 mm
相手材副曲率	R 60
相手材表面粗さ	Ra 0.01 μm

5.2 耐摩耗性

表 5 に、摩耗試験による比摩耗量を示す。ETFA の比摩耗量は、従来材のそれと比較し、1/2 倍以下である。比摩耗量のオーダーより、主な摩耗形態は凝着摩耗であると推定される²²⁾。

表 5 各試験片の比摩耗量

Specific wear rate of the specimens

[$\times 10^{-10} \text{ mm}^3/(\text{N}\cdot\text{m})$]

相手材	試験材	
	従来材	ETFA
従来材	701	120
ETFA	357	166

5.3 耐摩耗性向上の理由

図 10 に、試験片摩耗痕の光学顕微鏡像、SEM 像、および EDX による酸素マッピング像を示す。従来材の摩耗痕には、摩耗傷がしゅう動方向（上下方向）に数本形成されている。一方、ETFA の摩耗痕は線幅の細い摩耗傷が広範囲に形成されている。これら摩耗傷が形成された領域には、酸化が認められる。

従来材と比べて ETFA は、靱性が高く、その表面には硬質な微細析出物が均一に分散され、それらが直接接触面のせん断抵抗を高めていると考えられる。その結果、シビア摩耗が抑制され、接触面の高面圧が維持されることにより、摩耗面での酸化が促進されたと考えられる^{23) 24)}。

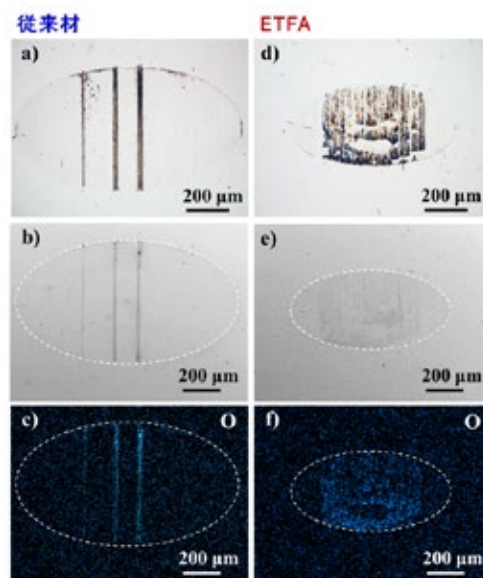


図 10 試験片摩耗痕の光学顕微鏡像、SEM 像および酸素マッピング像例（相手材が評価材と同じ場合）

Optical micrographs, SEM-micrographs and oxygen mappings of the wear traces for the specimens

6. おわりに

本稿では微細組織制御によって高強度化された転がり軸受「ETFA」について詳述した。当該軸受の転動疲労寿命と強度特性は従来軸受のそれらを大きく上回るため、「ETFA」は転がり軸受の使用環境の過酷化に、対応可能である。

引き続き、NTNは熱処理・材料技術への研鑽を積み重ね、転がり軸受の発展に貢献していく。

参考文献

- 1) R. A. Grange, ASM Trans Quart., 59, (1966) 26.
- 2) G. Krauss, Deformation and Fracture in Martensitic Carbon Steels Tempered at Low Temperatures, Metallurgical and Materials Transactions A, (2001) 861.
- 3) 牧正志, 田村今男, ラスマルテンサイトの形態と内部微視組織, 鉄と鋼, 67, (1981) 852.
- 4) 木村勇次, 津崎兼彰, マルテンサイト組織の微細化技術の動向, 特殊鋼, 52, (2003) 12.
- 5) S. Morito, H. Yoshida, T. Maki and X. Huang, Effect of Block Size on the Strength of Lath Martensite in Low Carbon Steels, Materials Science and Engineering A 438-440, (2006) 237.
- 6) 柴田暁伸, 鉄合金マルテンサイト～組織形成機構と力学特性発現機構～, まてりあ 日本金属学会会報, 50, (2011) 254.
- 7) C. Ooki, Improving Rolling Contact Fatigue Life of Bearing Steels Through Grain Refinement, SAE Tech. Paper Series, (2004) 01-0634.
- 8) 毛利信之, 熱処理による浸炭鋼の耐摩耗性向上, トライボロジー会議予稿集, 2008, 秋, 名古屋.
- 9) 毛利信之, 田口一彦, 熱処理による浸炭鋼の耐摩耗性向上, NTN TECHNICAL REVIEW, No.76, (2008) 17.
- 10) 前田喜久男, 中島碩一, 柏村博, 長寿命軸受 (TAB・ETA) の開発と自動車への適用, NTN TECHNICAL REVIEW, No. 65, (1996) 17.
- 11) W. E. Littmann and R. L. Winder, Propagation of Contact Fatigue from Surface and Subsurface Origins, Transactions of ASME, D, 88, (1966) 624.
- 12) T. E. Tallian and J. I. McCool, An Engineering Model of Spalling Fatigue Failure in Rolling Contact, Wear, 17, (1971) 447.
- 13) Y. P. Chiu, T. E. Tallian and J. I. McCool, An Engineering Model of Spalling Fatigue Failure in Rolling Contact, Wear, 17, (1971) 433.
- 14) 植田徹, 坂口尚, 瀬野直也, 沖田滋, 三田村宣晶, 異物混入潤滑環境下のはく離形態 - 圧痕起点型はく離に及ぼす接線力の影響 -, NSK Technical Journal, 685, (2012) 58.
- 15) C. A. Apple and G. Krauss, Microcracking and Fatigue in a Carburized Steel, Metallurgical Transactions, 4, (1973) 1195.
- 16) 小林俊郎, 計装化シャルピー試験法による金属材料の低温下における衝撃破壊特性の評価について, 日本金属学会会報, (1973) 546.
- 17) 村上理一, 金允海, 楠川量啓, 材料の強度と破壊の基礎, 西日本法規出版, (2005) 62.
- 18) 辛島誠一, 金属・合金の強度, 日本金属学会, (1972) 134.
- 19) 小林俊郎, 高井耕一, 低温下における金属材料の機械的破壊挙動の評価について, 富士時報, 46, (1973) 235.
- 20) T. Hanamura, F. Yin and K. Nagai, Ductile-Brittle Transition Temperature of Ultrafine Ferrite/Cementite Microstructure in a Low Carbon Steel Controlled by Effective Grain Size, ISIJ International, 44, (2004) 610.
- 21) 水野萬亀雄, 摩耗量の測定, 潤滑, 25, (1980) 801.
- 22) 機械工学便覧 B1, 日本機械学会, (1985) 61.
- 23) 笹田直, 摩耗, 養賢堂, (2008) 48.
- 24) 山本雄二, 兼田楨宏, トライボロジー 第2版, オーム社, (2010) 195.

執筆者近影



山田 昌弘
先端技術研究所



山本 直太
産業機械事業本部
適用技術部



大木 力
先端技術研究所

手首関節モジュール「i-WRIST®」の適用事例と機能向上

Application Examples and Function Improvements of the Wrist Joint Module “i-WRIST™”



数野 恵介 *	Keisuke KAZUNO	磯部 浩 *	Hiroshi ISOBE
利見 昌紀 *	Masaki KAGAMI	御堂前 純 *	Jun MIDOMAE
志村 祐紀 *	Yuki SHIMURA	坂田 清悟 **	Seigo SAKATA
西尾 幸宏 **	Yukihiro NISHIO	丸井 直樹 **	Naoki MARUI

NTNでは、等速ジョイントの一種であるパラレルリンク機構を応用した角度制御装置を開発し¹⁾⁻⁷⁾、2018年8月より「i-WRIST®」の商品名で量産を開始した⁸⁾。これまで外観検査の自動化・省人化の用途で多くの引合いに対応してきたなかで、さらに高度なニーズを得た。これらのニーズに応える商品を開発し、大幅な機能向上を果たしたので、本稿ではそれらの機能について紹介する。

NTN developed an angle control equipment applying a parallel link mechanism which is a type of constant velocity joint, and started mass production under the product name of the “i-WRIST™” from August 2018.

Up to now, we were able to meet many inquiries for automation and labor saving about appearance inspection process, and acquired more advanced needs for product specifications. We have just developed the upgraded product to meet these needs, and have significantly improvement its functions, we would like to introduce it.

1. はじめに

自動化・省人化のニーズにより、生産性向上を目的として産業用ロボットが急速に普及している。また、国内では労働人口の減少による人手不足が顕在化し、その対策手段として産業用ロボットの導入が進められている。

NTNは2012年に独自のパラレルリンク機構を応用した角度制御装置を発表し、産業用ロボットが苦手な高速で細かい姿勢変更を要するグリース塗布用途や洗浄用途向けに展開してきた。さらに、これまで人手作業に頼ってきた自動車部品や電子電気部品の外観検査用途への展開をターゲットとし、2018年から手首関節モジュール「i-WRIST®」の商品名(2019年に商標登録)で量産を開始した。

本稿では、NTNが対応した外観検査用途への適用事例、および、さらに機能向上させたi-WRIST®「IWSシリーズ」の特長、機能、対応可能なシステム構成例について紹介する。

2. i-WRIST®の概要

図1にi-WRIST®本体の概略図を示す。i-WRIST®本体は独自のパラレルリンク機構とその姿勢を制御する駆動機構から構成される。駆動機構に配置された3つのモータを同期制御し、2自由度(折れ角、旋回角)の角度姿勢を決定する。

i-WRIST®の角度姿勢は、3列のリンク系(第1~第3リンク系)のうち2列を制御すれば一意に定まるが、3列すべてのリンク系にモータを配置することで、駆動機構のバックラッシュを打ち消し、位置決め精度を向上させている。

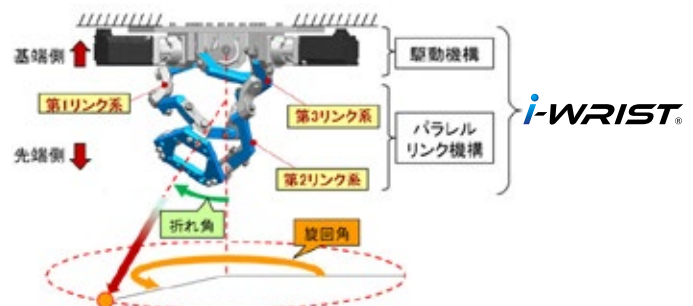
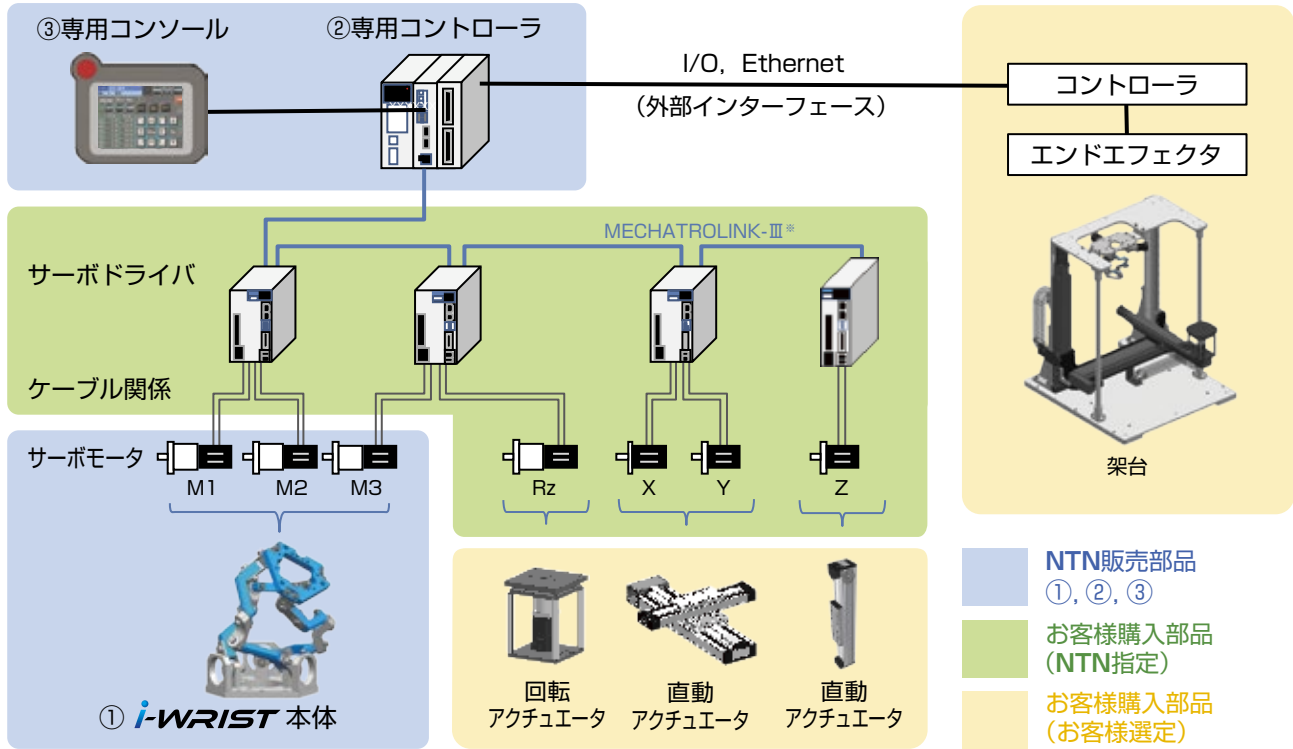


図1 i-WRIST®の概略図
Schematic of i-WRIST™

* 産業機械事業本部

** 新商品戦略本部 新事業探索開発部



※MECHATROLINK-IIIは、MECHATROLINK協会の登録商標です

図2 自動化装置のシステム構成例
Configuration example of automation equipment

図2にi-WRIST®を組み込んだ自動化装置の基本的なシステム構成例を示す。i-WRIST®は、直動アクチュエータや回転アクチュエータと組み合わせて装置に組み込まれる。NTNは、①i-WRIST®本体、②専用コントローラ、③専用コンソールの標準セットを提供し、装置全体は、ユーザまたはシステムインテグレータによって設計・製作される。

2.1 i-WRIST®の特長

生産現場ではロボットを活用した自動化・省人化への取組みが積極的に進められている。しかし、ロボットも万能ではなく、様々な課題から期待通りに自動化・省人化が進まず、専用装置の開発に時間と費用を要していた。

i-WRIST®は、このような生産現場の課題を解決する3つの特長を持つ。

1) 高速性

パン・チルト機構のような従来の手首関節機構は、複雑形状ワークの外観検査の際、多方向からアプローチする動きが遅いため、タクトタイムの短縮には限界があった。i-WRIST®は細かな姿勢制御を高速で行えるため、さらなるタクトタイム短縮に寄与する。

i-WRIST®とパン・チルト機構のタクトタイムを図3

に示す4点へアプローチする動きで比較した。動作パターンは、①→②→③→④→①→④→③→②→①とした。その結果、i-WRIST®は1.4秒、パン・チルト機構は4.0秒となり、i-WRIST®は2.8倍以上の速さで動作することを確認した。

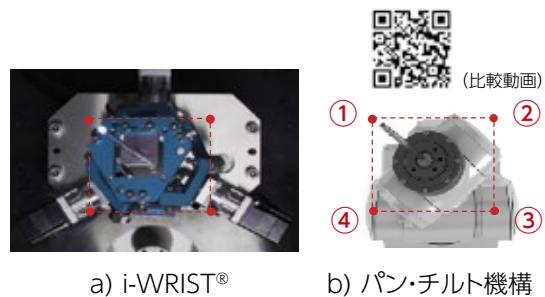


図3 比較動作パターン (先端から見た図)
Operation pattern for comparison with view from the end effector side

2) 操作性

一般的に、産業用ロボットメーカーは独自のロボット言語を採用している場合が多く、ロボットの段取り替えやティーチングを行う際、プログラミングのための専門知識が必要となる。

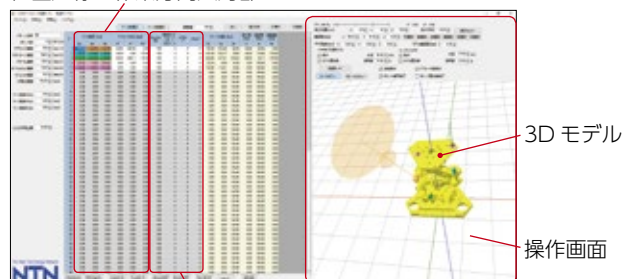
一方、i-WRIST®は、専用コンソール画面上で設定パラメータの変更やティーチングを行うことができ、専

門的なプログラミング言語の知識が不要である。動作パターンの作成は、**図 4** に示す専用コンソール画面で i-WRIST[®] や付帯する直動アクチュエータなどの各座標を直接入力して行う。また、JOG 操作で i-WRIST[®] や直動アクチュエータなどを所望の位置に移動させた後、座標を登録する方法もある。さらに、パソコン上で効率よく動作パターンを作成できるソフトウェア (**図 5**) も提供している。これら i-WRIST[®] の操作は、半日程度の講習を受ければ、習得可能である。



図 4 専用コンソールの操作画面
Operation screen of dedicated console

位置座標・作業方向入力部



動作条件入力部

図 5 ポイントデータ編集ソフト
Point data edit software

3) 省スペース

ロボットを活用して自動化する際、設置スペースや従来の生産ラインからの大幅な変更が問題となることがある。

i-WRIST[®] は、直動アクチュエータや回転アクチュエータと組み合わせて使用することを想定している。ワークを回転させるシステム構成とした場合、直動アクチュエータ (XY 軸) のストロークを半分程度にし、装置全体をコンパクト化できる。当社実績では、φ100 mm × 高さ 100 mm 程度のワークに対して作業する場合、装置サイズを幅 800 mm × 奥行き 850 mm とすることができ、人手作業のスペースに自動化装置を設置することも可能である (**図 6**)。

また、**図 7** に従来のロボット (多関節ロボット) あるいは i-WRIST[®] を使用して自動化装置を製作した場合

の設置サイズを比較した例 (イメージ) を示す。この例から、i-WRIST[®] を使用すれば、約半分のスペースで装置を構築できることが分かる。

したがって、i-WRIST[®] は、生産現場のスペース不足などの課題解決に貢献することが可能である。

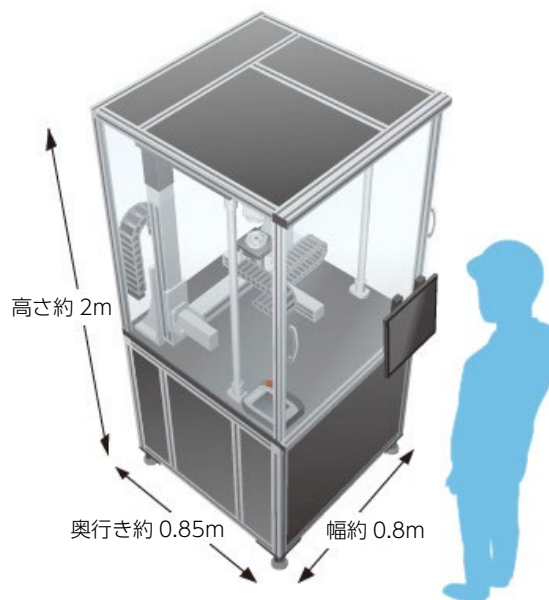


図 6 装置のコンパクト化 (イメージ)
Compact equipment (image)

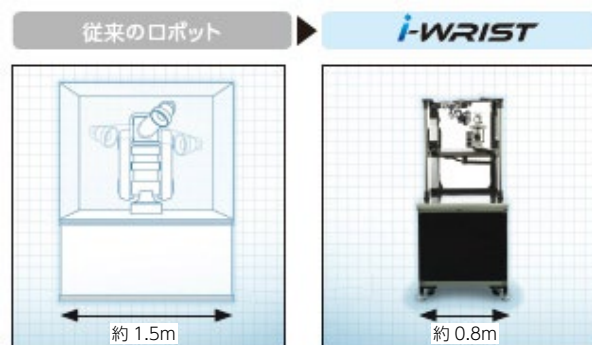


図 7 装置の設置サイズ比較例 (イメージ)
Installation size comparison example of automation equipment (image)

3. 外観検査装置での適用事例

NTN は 2018 年に i-WRIST[®] の量産を開始して以来、主に外観検査用途で実績を上げている。特に複雑形状のワークに対し、多方向から高速にアプローチ可能な点が高く評価されている。対象ワークの具体例は、アルミダイカスト部品や鍛造部品、プレス成形部品、樹脂成形部品などがある。

3.1 オフライン装置構成例

図8にオフライン装置として設計された外観検査装置のシステム構成例を示す。本構成では、i-WRIST®は装置架台に下向き姿勢で固定され、カメラと照明ユニットはi-WRIST®先端に搭載される。ワークは直動アクチュエータ(XYZ軸)および回転アクチュエータによって移動、回転される。

本構成では、i-WRIST®の角度変更、ワークの移動、回転により、多方向からのアプローチを可能とした結果、直動アクチュエータ(XY軸)のストロークを短縮し、装置全体のコンパクト化につなげている。

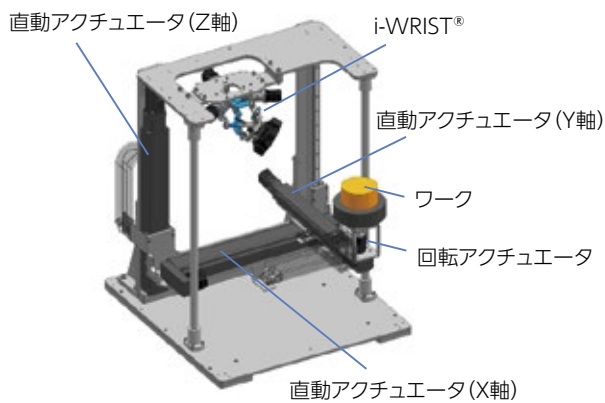


図8 オフライン装置構成例
Configuration example of off-line system

3.2 インライン装置構成例

図9にインライン装置として設計された外観検査装置のシステム構成例を示す。本構成では、カメラと照明を搭載したi-WRIST®が直動アクチュエータ(XYZ軸)に下向き姿勢で搭載される。既存のベルトコンベヤ上を流れるワークに対し、多方向からアプローチすることができる。

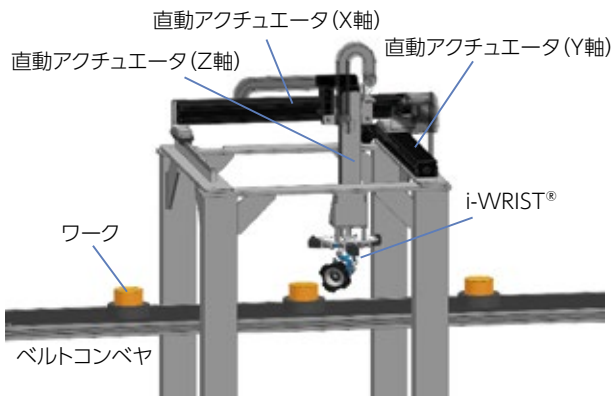


図9 インライン装置構成例
Configuration example of in-line system

4. i-WRIST® 「IWS シリーズ」

これまで外観検査用途をターゲットとして展開してきたなかで、新たなニーズに対応するi-WRIST®「IWSシリーズ」(以下、IWSシリーズ)を開発した。

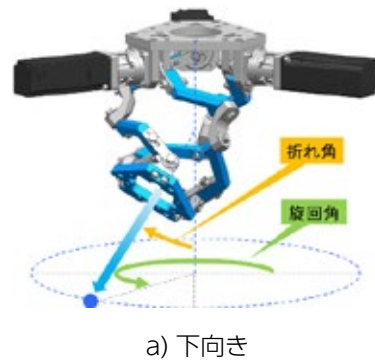
以下にIWSシリーズの主な機能について述べる。

4.1 i-WRIST®の設置方向

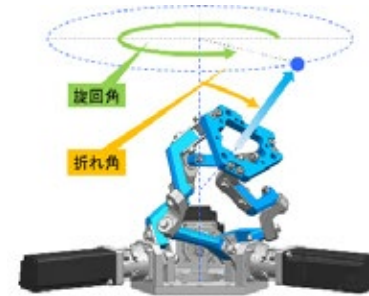
図10にIWSシリーズの代表的な設置方向および折れ角/旋回角の座標定義を示す。

2018年に量産を開始した際は、設置方向は図10 a)のような下向きに限定していた。

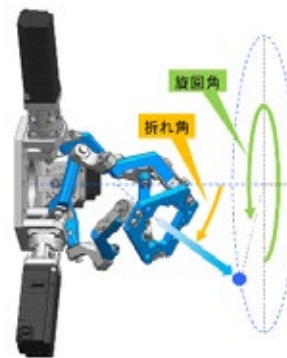
IWSシリーズでは、i-WRIST®の角度、および組み合わせで使用されるアクチュエータの座標演算を機能拡張し、上向き(図10 b)), 横向き(図10 c))の設置方向にも対応可能とした。



a) 下向き



b) 上向き



c) 横向き

図10 設置方向
Installation direction

4.2 対応するシステム構成

IWSシリーズでは、i-WRIST®と組み合わせて使用する直動アクチュエータ、および回転アクチュエータを含むシステム構成のバリエーションを大幅に拡充した。

i-WRIST®への搭載物についても、これまでエンドエフェクタ（外観検査用途ではカメラと照明）に限定していたが、IWSシリーズでは、ワークを搭載することも可能とした。これにより、より多くのシステム構成をユーザが選択可能になる。

また、i-WRIST®の座標系にはシステム全体の直交座標を基準として、i-WRIST®と回転アクチュエータの角度、および直動アクチュエータの位置座標を設定する“ベース座標系”と、ワーク上の直交座標を基準にしてワーク上の位置および作業方向を設定する“ワーク座標系”とがある。こちらは、従来同様、システム全体の座標計算を専用コントローラに実装したソフトウェアで行えるよう開発した。これにより、ユーザや装置を設計するシステムインテグレータが複雑な座標計算を開発・検証することなく、装置化、および操作することができる。

図11には、IWSシリーズで対応するシステム構成の代表例を示す。ユーザの用途に合わせ、所望の構成を柔軟に選択できる。

構成例(1)、(2)は、従来から対応可能なシステム構成であり、それぞれ前述の図8、図9の構成例に相当する。

構成例(3)、(4)、(5)は、IWSシリーズで新たに拡充したシステム構成である。構成例(3)は、回転アクチュエータでi-WRIST®を回転させることで、エンドエフェクタの向きをi-WRIST®の姿勢に応じて調整できる。構成例(4)は、ワークハンドリングのシステム構成で、樹脂成形部品などの小型軽量のワークの外観検査に適している。構成例(5)は、傾斜させたi-WRIST®を回転アクチュエータに搭載し、さらにその回転アクチュエータを直動アクチュエータでXYZ軸方向に位置決めする構成である。本構成とすれば、斜め下方向からワークを見上げるアプローチも可能となり、例えば外観検査用途において、ほぼワークの全方位からの検査に対応できる。

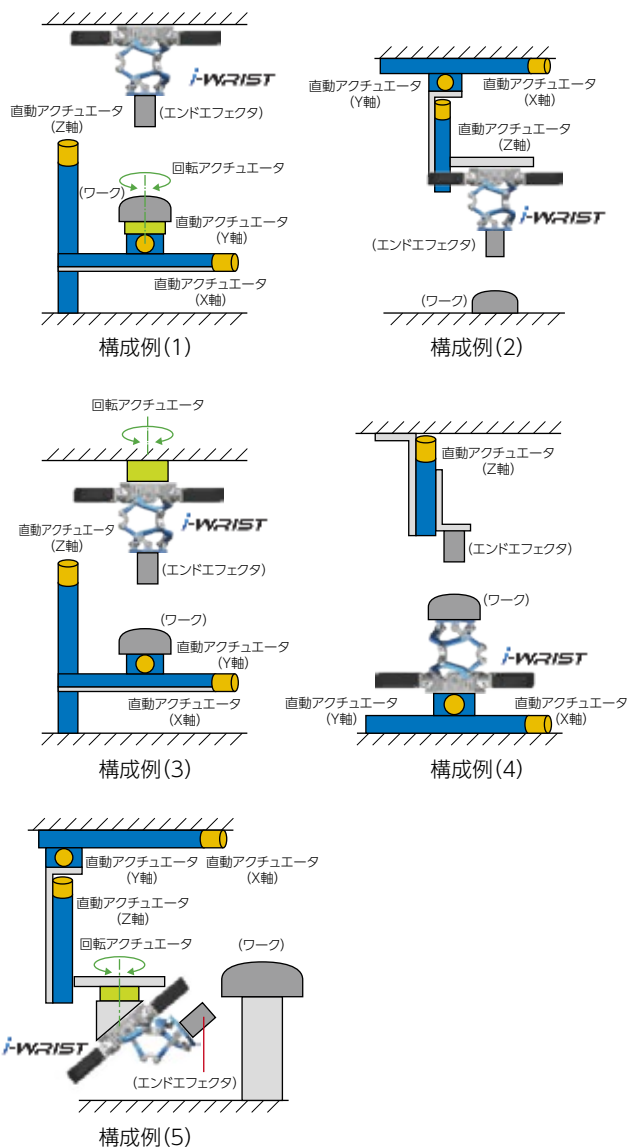


図11 システム構成の代表例

Typical examples of system configurations

4.3 安全規格への対応

IWSシリーズは、産業用ロボットの安全性に関わる規格‘ISO10218-1 (JIS B 8433-1)’に準拠する仕様とした。

IWSシリーズでは、まず、i-WRIST®本体の駆動機構であるサーボモータをブレーキ付きモータとした。電源の遮断や予期せぬアラームが発生した場合でも、モータの回転がブレーキにより停止するため、思わぬ動きをしない。

また、運転モードにおいて、産業用ロボットの安全規格に準拠する「自動モード」、「手動低速モード」、「手動高速モード」を明確に定義した。例えば、ユーザがティーチング作業を行うために、自動モードから手動モードに移行した際は、強制的に手動低速モードとなる。この時、直動アクチュエータの動作速度が安全規

格で定められた 250 mm/秒以下となるよう専用コントローラの実装ソフトウェアを改良している。

なお、i-WRIST® は自動化装置に組み込まれるモジュール商品（組込み用装置）であり、ユーザ、またはシステムインテグレータが ISO10218 に定める安全防護の措置を施すことを前提としている。

4.4 外部インターフェース

IWS シリーズでは、外部インターフェースを拡充することで利便性や汎用性を向上させた。

従来の i-WRIST® では、ユーザ側コントローラとの外部インターフェースとして、パラレル入出力 (I/O) のみを標準仕様としていた。あらかじめ専用コンソールを用いてティーチングした動作パターンをユーザ側コントローラから I/O 信号で指定し、自動運転開始を指令するといったシーケンシャルな制御に対応できる。I/O は、産業用ネットワーク「Ethernet」などのシリアル通信に比べて通信速度が速く、比較的シンプルな信号のやり取りで制御可能であることから、ユーザから一定の評価を得ている。

IWS シリーズでは、通信可能な情報量を大幅に増やすために従来の I/O に加え、「Ethernet」にも対応し、複数の FA 機器メーカーのユーザ側コントローラと通信可能とした。これにより、ユーザ側コントローラから専用コントローラへの動作パターンのポイントデータ（座標）の書き込みや読み出しを行うことができ、より柔軟な動作指令が可能となった。例えば、外観検査装置にローディングされたワークを画像処理で認識した後、自動で検査動作を開始する前にワークにアプローチする座標や角度を変更することや一連の動作パターンで外観検査を行った後、所望の座標と角度で追加検査を行うことなどの応用が可能となる。

5. まとめ

2012 年に独自のパラレルリンク機構を応用した角度制御装置を開発して以来、グリース塗布用途や洗浄用途へ展開してきた。2018 年には、その特長を最大限に生かすべく、外観検査用途向けの i-WRIST® を開発し、量産を開始した。今回、量産後の引合いのなかで得られたニーズを標準仕様に織り込み、IWS シリーズとして開発した。

今後、労働人口の減少に伴い、これまで人手に頼ってきた外観検査などの自動化は、需要がさらに拡大することが予想される。外観検査用途に限らず、生産現場の自動化・省人化、生産性や品質の向上に寄与するロボティクス商品の開発を深耕し、社会に貢献していく。

参考文献

- 1) 曾根啓助, 磯部浩, 山田耕嗣, 高角アクティブリンク装置, NTN TECHNICAL REVIEW, No.71, (2003) 70-73.
- 2) 磯部浩, 西尾幸宏, パラレルリンク型高速角度制御装置, NTN TECHNICAL REVIEW, No.80, (2012) 42-47.
- 3) 磯部浩, 西尾幸宏, 曾根啓助, 山田裕之, 藤川芳夫, パラレルリンク型高速角度制御装置, 2013 年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集, (2013) 809-810.
- 4) 磯部浩, 西尾幸宏, 坂田清悟, 小長井直哉, 山田裕之, 藤川芳夫, パラレルリンク型高速角度制御装置 - グリース塗布への応用 -, 2014 年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集, (2014) 1087-1088.
- 5) 小長井直哉, 磯部浩, 坂田清悟, 野瀬賢蔵, 山田裕之, 藤川芳夫, パラレルリンク型高速角度制御装置, 2015 年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集, (2015) 605-606.
- 6) 野瀬賢蔵, 磯部浩, 坂田清悟, 丸井直樹, 小長井直哉, パラレルリンク型高速角度制御装置 - 改良による性能向上 -, 2016 年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集, (2016) 483-484.
- 7) 野瀬賢蔵, 磯部浩, 坂田清悟, パラレルリンク型高速角度制御装置の高速化, NTN TECHNICAL REVIEW, No.84, (2016) 96-101.
- 8) 数野恵介, 磯部浩, 御堂前純, 志村祐紀, 小原正行, 手首関節モジュール「i-WRIST®」の開発, NTN TECHNICAL REVIEW, No.86, (2018) 22-27.

執筆者近影（代表者）



数野 恵介

産業機械事業本部

風力発電機用 CMS の展開と信頼性向上の取組み

Deployment and Improved Reliability of Condition Monitoring System for Wind Turbines



鈴木 克義* Katsuyoshi SUZUKI

NTN ではサービス・ソリューション事業の一つとして、大型風力発電機用 CMS サービスを展開している。本稿では、大型風力発電機用 CMS の市場動向と今後の展望について紹介する。

NTN is providing information services using condition monitoring system for wind turbines. This article introduces market trends of the CMS and gives some future prospects of CMS service for wind turbines.

1. はじめに

世界中で過去に類をみない異常気象や自然災害が多発しており、その要因である CO₂ などの温室効果ガスの排出量削減、および脱炭素社会への取組みが急務となっている。なかでも再生可能エネルギーの注目度は高く、世界中で太陽光発電や風力発電の普及が進んでいる。

このうち日本での風力発電は、欧米諸国と比較すると遅れているものの、FIT（固定価格買取制度）などの国策により、広がりを見せている。しかし、日本は突風や乱流、台風、冬季雷など欧州より厳しい気象環境にあり、風力発電機のトラブルは少なくない。緊急停止を含むダウンタイムの削減に向け、設備状態を正確に把握し、適切かつ効率的なメンテナンスを行うことで、安定稼働に繋げる動きが加速している。

2. NTN のビジョン

風力発電分野において、NTN では専用軸受を供給し、風力発電機の高性能化や大型化の一翼を担っている。また、関連商品として、風力発電機用状態監視システム（CMS：Condition Monitoring System）と、これを活用した CMS サービスを提供し、風力発電機のメンテナンス効率の向上に貢献している。

CMS サービスとは、風力発電機から収集した振動、回転速度などのデータに基づき、風力発電機の状態を監視、診断するビジネスである。長年 NTN が培ってきた高品質なモノづくりに加え、ユーザにとって有益な情報や提案という「コト」を供与する“サービス＆ソリューション事業”の一環として注力している。

NTN の CMS は、これまで風力発電機 200 基以上への導入実績があり、搭載件数は年々増加の傾向にある。CMS サービスの提供も含め、国内トップサプライヤとして発電事業者から高い評価を受けている。

3. 風力発電機用 CMS

3.1 風力発電機用 CMS の沿革

風力発電機用 CMS は、2000 年頃、故障事故が散発していたドライブトレインの異常検出を目的に、欧州で本格導入が始まった。また、欧州全域での陸上風力の普及と北欧地域を中心とした洋上風力の伸張に伴い、状態基準保全（CBM：Condition Based Maintenance）のための標準ツールとして採用が進んでいる。

一方、日本国内の風力業界では、従来の時間基準保全（TBM：Time Based Maintenance）による対応が主流で、近年まで部品交換や機器診断、異音の確認、およびグリースや潤滑油の分析などが定期的に行われてきた。しかし、時には故障の未然防止のために、寿命に至らない部品まで補修する過剰処置や、危機管理面を考慮し、ユニットごと総交換する場合もあった。また、不具合箇所を特定する際は、熟練メンテナンス者の経験則に依存せざるを得ない状況にもあった。欧州における CMS の普及拡大は把握していたものの、CMS の利便性、すなわちデータ分析能力や情報などの精度、および費用対効果が十分に検証されていなかったことが日本での導入が遅れた要因ともいえる。

昨今は、様々な分野で IoT やビッグデータの利活用が積極的に進んでおり、日本国内の風力発電機においても、CMS 導入とそのデータ分析の重要性が浸透しつつある。

* 産業機械事業本部

3.2 風力発電事業者のニーズ

点検・補修や緊急停止などによるダウンタイムを削減し、運転稼働率を高めると同時に、運用コストを下げたいという風力発電事業者からの要望がある。そのため、メンテナンスに関し、次のようなニーズがある。

- 1) 風況が安定する秋口から春先にかけては、発電運転を優先し、計画外のメンテナンスを避ける。
- 2) 大掛かりなメンテナンスは、夏場に集中させる。
- 3) 異音や振動などの原因調査・対策は、短時間で効率良く済ませ、停止時間を極小化する。
- 4) 不具合対象部位を正確に把握し、必要な部品を計画的に入手する。

3.3 風力発電機用 CMS の利点

風力発電機は、慎重な風況調査と厳しい環境アセスメント、および地域の同意を経て建設される。建設現場は、人里離れた遠隔地、山頂、洋上などアクセスが容易でない場合も多い。また、風力発電機のドライブトレインを格納したナセルは、地上 60 m ~ 80 m に位置し、強風時や発雷時は人が昇塔できない。さらに、異常の把握は、運転中の振動や異音を直接確認することが望ましいが、安全上の理由から発電運転中は、作業を行うことができない。そのため、運転停止状態や低速回転時の点検が主体となり、故障の兆候を見落とす恐れがある。

上記懸念に対し、CMS を導入することで、発電運転中でも風力発電機のドライブトレインをリモート監視できる。また、熟練メンテナンス者でも察知困難な、わずかな状態変化をデータから抽出することで、不具合部位の特定と早期の異常検出が可能となる。これにより、メンテナンスの要否やその緊急性を把握し、定期点検などの計画停止に合わせた補修部品の入手、交換が可能になるとともに、停止期間の削減と逸失利益の圧縮につながる。

3.4 Wind Doctor® のシステム構成

NTN では、2012 年に風力発電機用 CMS の Wind Doctor® を市場投入した。以降、収集データのモニタリング結果や状態情報を発電事業者や風力発電機メーカーに対して提供し、事象に関するディスカッションを通じて CMS の有効性を訴求してきた。

システム構成を図 1 に示す。風力発電機から収集したデータは、クラウドサーバに記録・蓄積される。サーバ内での各種信号処理や分析により、ドライブトレインの要素部品の異常を検出し、あらかじめ設定した連絡先に自動通知する機能を持つ（自動 1 次判定）。

また、当社のエンジニアによる追加診断で損傷兆候

や変化点を抽出した場合には、サービス契約者に対して推奨事項を交えたレポートなどにて情報伝達する。



図 1 Wind Doctor® の構成
System configuration of Wind Doctor™

機械設備の変化や傾向を監視するためには、本来は定速運転状態で計測することが望ましい。しかし、自然相手の風力発電機では、風速や風向が時々刻々と変化するため、監視精度の低下は避けられない。Wind Doctor® では、運転状態の影響を最小限に抑えるため、センサ信号とともに、運転状態を記録し、一連のデータ群から類似条件に絞って対象データを抽出し、診断に用いている。

3.5 Wind Doctor® の独自性

Wind Doctor® では、標準的な CMS 機能の装備に加え、他社製品との差別化を図っている。その一例を 3.5.1 から 3.5.3 に示す。

3.5.1 イベントレコード機能

通常、CMS は一定のサンプリング周期で計測を行う。トラブルが発生していない風力発電機のトレンド監視を行ううえでは、1日に数回のサンプリングで十分である。一方、トラブルが生じている風力発電機の異常進展に伴う変化点の見極めや突発事象の記録には、計測インターバルを短くすることが望ましい。インターバルをゼロとして、連続的にデータを取得することが理想であるが、その反動で CMS 装置の動作負荷が増し、またサーバの記録量が肥大化することから、安易な実施は難しい。

そこで、Wind Doctor® ではイベントレコード機能を付加している。外部信号トリガやあらかじめ設定した内部しきい値を超えた場合に、その瞬間を起点として前後一定時間分の計測データを自動記録する機能である。これにより、インターバル中に発生した突発的な外乱や故障の瞬間のデータを捉え、解析に活かすことが可能となる。

この具体的な適用事例は 4 章で解説する。

3.5.2 CMS 専用通信ユニット

CMS データの送信は、風力発電機の LAN を使用する方法と、別系統の CMS 専用回線を追加設置する方法がある。前者は、風力発電機の既存の通信環境を活用できるが、不正アクセスの防止やウイルス対策として堅牢なネットワークセキュリティを設ける必要がある。それに対して後者は、CMS 専用回線を設け、風力発電機の LAN とは完全に分断しているため、風力発電機もしくは CMS のどちらか一方が何からの不正アクセスを受けても、他方へ影響が波及しない。図 2 の CMS 専用通信ユニットは、携帯回線とルータを用いたデータ通信ツールであり、IoT ゲートウェイと呼ばれる市販の通信モジュールよりも、セルフチェック機能を高めている。具体的には電波強度の低下による通信エラーや通信フリーズなどの障害が生じた際に自動回復する機能を備えている。

また、データ収集装置と連動させ、一連の計測動作にトラブルが発生した際は、データ収集装置を強制リブートするように設定可能である。



図 2 専用通信ユニット
Communication Unit

3.5.3 解析精度の向上

風力発電機は、多数の駆動ユニットや部品で構成され、また自然環境にさらされた条件下で運転している。必然的に、ナセル内では様々なノイズが発生し、センサ信号への重畳が避けられない。特にナセルフレームに堅牢に固定された主軸周辺には、ハブからの伝搬振動やヨー駆動用モータの動作振動、あるいは突風や応力による軋み、油圧ポンプの動作振動などが多方向から混入する。その上、主軸の回転速度は 15 min^{-1} 程度と低速度であることから、損傷により発生する振動エネルギーが小さく、S/N 比が極めて低くなるという問題もある。Wind Doctor[®] では解析精度を高めるため、図 3 に示すスペクトログラムを用いて外乱ノイズを識別する手法を取り入れている。

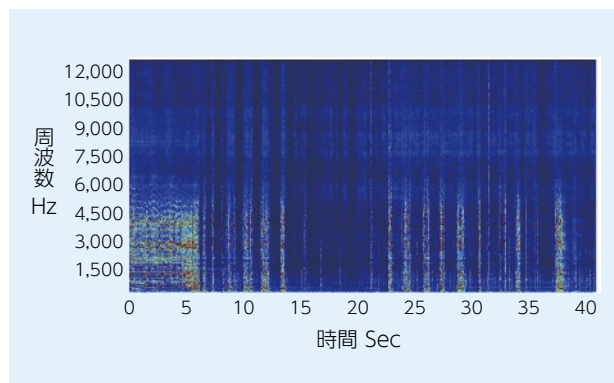


図 3 振動スペクトログラム
Spectrogram

また、回転体の振動解析を高精度に行うには、定速回転状態でデータ計測を行うことが理想だが、前述のとおり、自然の風が相手の風力発電機では、図 4 のような回転速度変動が必ず発生する。この変動により解析精度が低下し、異常検知が困難になるケースもある。

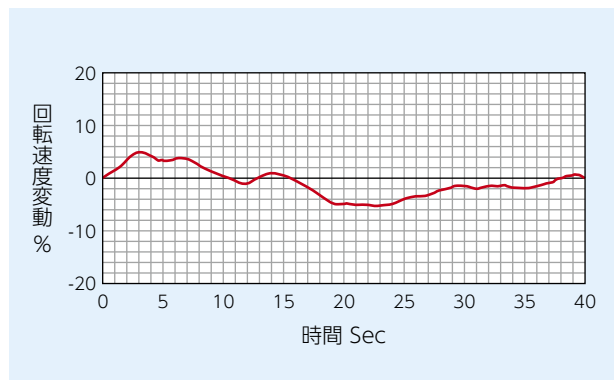


図 4 回転速度変動グラフ
Rotation fluctuation

この対策として、Wind Doctor[®] は回転速度の変動分を補正する機能を有している。図 5 に補正前、図 6 には補正後の周波数スペクトルを示す。補正後は周波数ピークが明瞭化し、補正効果が表れている。

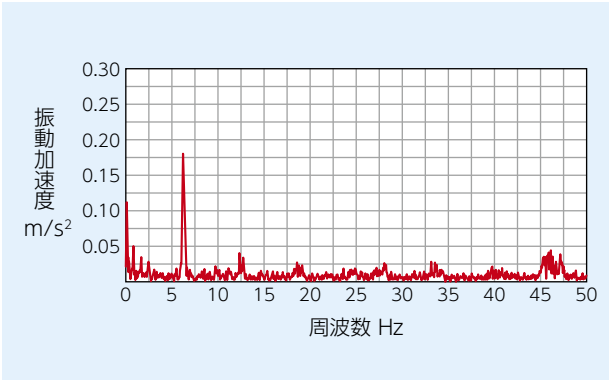


図5 補正前の周波数スペクトル
Raw frequency spectrum

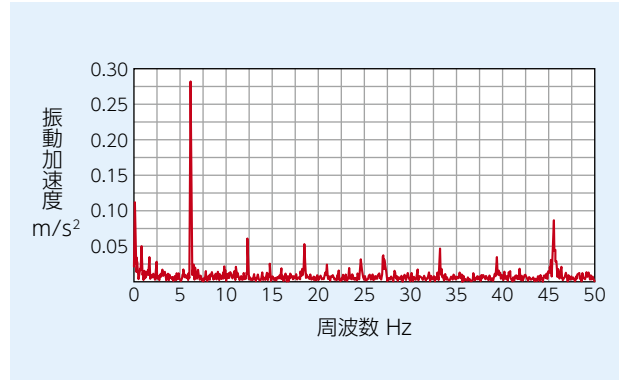


図6 補正後の周波数スペクトル
Corrected frequency spectrum

4. イベントレコード機能の応用

3.5.1 で述べたイベントレコード機能の応用について解説する。

現在、国立研究開発法人 新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）では風車運用高度化技術研究開発事業を実施している。この事業では、風力発電機の稼働率を97%以上に向上させることを目標に、東京大学、産業技術総合研究所、および中部大学が技術確立を進めている。

このうち中部大学は、雷検出技術と風力発電機トラブルを有機的に結び付け、被雷特性の把握による風車運用高度化に取り組んでいる。具体的には、図7のロゴスキーコイルに代表される雷検知システムを用いて、①電流波高値や電荷量などの落雷データ、②故障部位や様相などの雷被害データ、および③SCADAデータやCMSデータなどを統合的に比較検討し、落雷影響を分析する。

こうした取組みの背景には日本特有の冬季雷の存在がある。北陸や東北の日本海沿岸は、好風況地域のため、風力発電機の立地に適している。しかしこの地域は、冬季、非常に強いエネルギーを持つ雷が多発し、風力発電機のブレード損傷事故が絶えない。また、風力発電機への落雷時には、周辺への破損落下物による二次被害防止のため、一旦運転を停止し、再稼働に際して目視などでの迅速な点検が必須である。この雷トラブルやその対応に伴う稼働率低下は4~5%にもなる。データ解析に基づき、リモートでの運転・停止の判断を可能にするなど、稼働率向上に寄与する運用改善が望まれている。



図7 ロゴスキーコイル
Rogowskii coil

NTNは、このNEDO事業に直接的な参画はしていないが、Wind Doctor®のイベントレコード機能を応用し、定常時と落雷時のデータ取得と蓄積、および情報提供で協力している。

その構成を図8に示す。一連の仕組みは、落雷時に生じる大電流をタワー根元の雷検知システムが検出し、落雷信号を発信する。タワー内部に敷設した光ファイバを経由し、ナセル内の信号中継器に伝送され、この中継器からデータ収集装置にトリガ信号として入力される。Wind Doctor®内部ではイベントレコード機能が作動し、落雷発生前後の一定時間の振動データを記録する。

現在、北陸地区の複数の風力発電機に実装し、データ収集を継続している。



図8 雷検知システムとの連動
CMS with Lightning detection system

5. 今後の課題

主軸や増速機入力部などの低速回転部において、信号レベルが低く異常検出が難しいことを先に述べた。メンテナンスコストが高額な部位であり、正確な状態把握ニーズも高いため、CMSサービスの提供側として、より高精度な異常検出技術を確立する必要がある。また、突発事故につながる部品の欠損・脱落の予兆検知も重要課題であり、CMSの高度化へユーザからの期待は大きい。

さらに、最先端の技術革新に適した機械学習などのAIを用いた異常検知性能の向上、損傷サイズや損傷進展の予測に結び付けるなど、システム全体を進化させていく必要があり、現在、これらの課題に取り組んでいる。

執筆者近影



鈴木 克義

産業機械事業本部

6. おわりに

風力発電機用CMSの市場動向とNTNの取組み、および今後の展望を紹介した。

自然環境の保全と脱炭素社会の実現には、再生可能エネルギーの利用拡大が鍵を握る。そのためには、設備の不具合や異常を早期検出し、適切なメンテナンスが必要であり、CMSとそのサービスが益々重要な位置付けになると確信している。

今後もIoTによる「モノ」と「コト」の融合をさらに進化させ、様々なサービスを通じて社会に貢献していく。

参考文献

- 1) 畠山航, 風力発電機向け状態監視システムの最新適用状況, 月刊トライボロジー, 356, (2017)38-41.
- 2) 宮崎誠, 畠山航, 風力発電装置用状態監視システム(CMS)の開発と適用例, NTN TECHNICAL REVIEW, No.86, (2018) 40-44.
- 3) NEDO 2019年度成果報告会, 「風力発電等技術研究開発 / 風力発電高度実用化研究開発 / 風車運用高度化技術研究開発」.



ステアリング補助機能付ハブベアリング「sHUB®」 Hub Bearing Module with Steering Adjust Function “sHUB™”

大場 浩量*
Hirokazu OHBA

宇都宮 聡*
Satoshi UTSUNOMIYA

石原 教雄*
Norio ISHIHARA

大畑 佑介*
Yusuke OHHATA

伊東 貴志*
Atsushi ITO

1. はじめに

交通事故のない社会の実現と環境問題の解決に向け、自動車の安全性の向上やエネルギー消費削減につながる自動運転や電動化を含めた新たな車両開発が進められている。

sHUB®は、内燃機関車や電気自動車、自動運転車両において、極低速域から高速域までのあらゆる場面に合わせて適切にタイヤ角度を修正制御することで、安全で快適、かつ省エネルギーな走行の実現に貢献する。

これらの点が評価され、2019年“超”モノづくり部品大賞 日本力（にっぽんぶらんど）賞を受賞した。

2. 構造

転舵軸付きハブベアリングと、直動機構を含むアクチュエータがナックルにそれぞれ固定され、このハブベアリングの転舵軸を中心に、アクチュエータの動力でタイヤを転舵する。

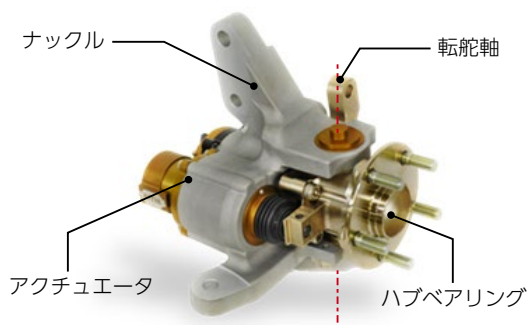


図1 sHUB®の構造
Structure of the sHUB™

3. 特長

本製品を車両前輪に適用し制御することにより、以下の車両特性が改善する。

- 1) 直進時の操作性と走行安定性
- 2) コーナリング性能
- 3) タイヤがすべる前にタイヤ角度を修正制御し、安全に回避動作
- 4) 走行抵抗を低減させ、燃費を改善

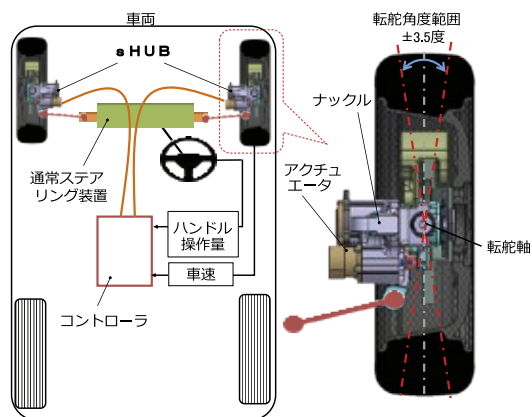


図2 sHUB®搭載の車両イメージ（前輪搭載時）
Vehicle with sHUB™ installed (on front wheels)

4. まとめ

現在、商品化に向けた活動に取り組んでおり、試験車両での評価を進めている。本誌別稿で紹介した後輪用のsHUB®も開発しており、新たな自動車モジュール商品の開発を通じて、自動車の安全性を向上させたい。

参考文献

- 1) 石原教雄, 大場浩量, 伊東貴志, 石橋満憲, 山門誠, 狩野芳郎, 安部正人, 車両運動性能を向上させるステアリング補助機能付ハブベアリング, NTN TECHNICAL REVIEW, No.86, (2018) 84-90.
- 2) 宇都宮聡, 石原教雄, 大畑佑介, 伊東貴志, ステアリング補助機能付ハブベアリング (sHUB®), NTN TECHNICAL REVIEW, No.87, (2019) 18-23.

執筆者近影（代表者）



大場 浩量*

NTN マイクロ水車 NTN Micro Hydro Turbine

向井 浩氣*
Hiroki MUKAI

松浦 文彦*
Fumihiko MATSUURA

伊藤 隆志*
Takashi ITO

川合 智哉**
Tomoya KAWAI

金村 泰成*
Yasunari KANAMURA

1. はじめに

NTN マイクロ水車 (図 1) が一般社団法人新エネルギー財団主催の 2019 年度新エネ大賞において、新エネルギー財団会長賞を受賞した。本賞は新エネルギーの導入促進や普及啓発活動のうち優れたものが表彰される。本製品は、既存の水路にそのまま設置するだけで発電し、地球環境に極めて優しく、グローバルに SDGs にも貢献できるものである。電力インフラが整備されていない場所での電力供給や売電により、農業水利施設の維持管理費の負担軽減に寄与するものとして評価された。



図 1 NTN マイクロ水車
NTN Micro Hydro Turbine

2. 製品構成

製品構成を図 2 に示す。高効率翼を備えた発電機と、水路に固定するためのフレームで構成される。発電電力制御を行うコントローラは、バッテリーに充電する独立電源用と、売電を可能にする系統連系の 2 種類があり、市場の多様な発電電力の活用方法への対応を可能にしている。

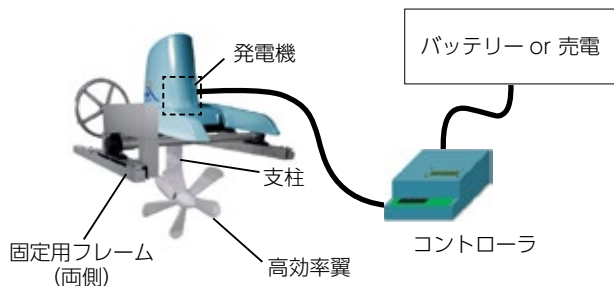


図 2 NTN マイクロ水車の構成
Configuration of NTN Micro Hydro Turbine

3. 代表機種の製品諸元

翼径 90 cm 機は、流速 2 m/s で 1 kW の定格出力を達成している (表 1)。

表 1 代表機種の製品諸元

Product Specifications of representative models

水車方式	流水式プロペラ水車
発電方式	永久磁石同期発電機
翼径	60 cm, 90 cm, 130 cm
定格出力	1 kW (90 cm モデル, 流速 2 m/s)
推奨水路	幅 100 cm 以上, 水深 100 cm 以上
寸法, 質量	H190 cm × W230 cm* × D170 cm, 170 kg

*設置する水路幅によって変わります。

4. まとめ

一般の小水力発電は水位の落差を作るための大がかりな落差工事が必要で、その費用がかかること、あるいは自然環境を損なうことが課題であった。水路の幅に合わせたフレームを水路に固定するだけで設置が可能な NTN マイクロ水車は、これらの課題を解決し、農業用水、工業用水など再生エネルギーの地産地消を可能にすることで、幅広い分野での活用が期待される。

参考文献

- 1) 川合智哉, 向井浩氣, 後藤知美, マイクロ水車, NTN TECHNICAL REVIEW, No.84, (2016) 28-33.
- 2) 伊藤隆志, 木村寛太, 金村泰成, 系統連系用 NTN マイクロ水車, NTN TECHNICAL REVIEW, No.86, (2018) 102-107.

執筆者近影 (代表者)



向井 浩氣*

* 自然エネルギー商品事業部 技術部

** 自然エネルギー商品事業部 事業推進部

転がり接触によるピーリングの発生メカニズムとピーリング抑制に及ぼす黒染処理の影響 (第1報, 第2報)

Mechanism for Initiation of Peeling in Rolling Contact and the Effect of Black Oxide Treatment on the Suppression of Peeling (Part 1, Part 2)

長谷川 直哉
Naoya HASEGAWA

藤田 工
Takumi FUJITA

内舘 道正
Michimasa UCHIDATE

阿保 政義
Masayoshi ABO

1. はじめに

一般社団法人 日本トライボロジー学会の学会誌「トライボロジスト」に投稿した標記の論文^{1) 2)}が、当学会の2019年度奨励賞を受賞した。以下、本論文の概要を紹介する。

2. 概要

本研究では、希薄潤滑条件での転がり軸受の損傷の一つであるピーリングの発生メカニズムと、転動面への黒染処理がピーリングの抑制に及ぼす影響を検討した。第1報¹⁾では、二円筒試験機でピーリングの再現試験(RCF test)を行い、転動面の観察と様々な分析結果に基づいてピーリングの初期き裂の発生メカニズムを調査した。第2報²⁾では、真実接触部に作用する繰返し応力を、転動面の接触解析と残留応力測定の結果から推定し、ピーリングの進展との関係を調査した。以上の取組みの結果、以下のことがわかった。

- ①ピーリングの初期き裂は、転動面の表面粗さ突起が塑性的に接触することで形成された切欠き部を起点として発生する。
- ②転動面の表面では、周方向から約45°傾いた方向の最大せん断応力が作用しており、ピーリングの初期き裂はこの最大せん断応力の作用で進展したと考えられる。
- ③転動面に黒染処理を適用した場合、表面粗さの低下(なじみ)が促進され、真実接触部に作用する繰返し応力が軽減する。その結果、塑性変形による切欠き部の形成が抑制され、ピーリングが起こりにくくなる。
- ④黒染品では、黒染処理時に表面粗さの凹凸が小さくなる現象と、黒染層の凸部だけが転動中に摩耗する現象の両方によってなじみが促進する(図1)。

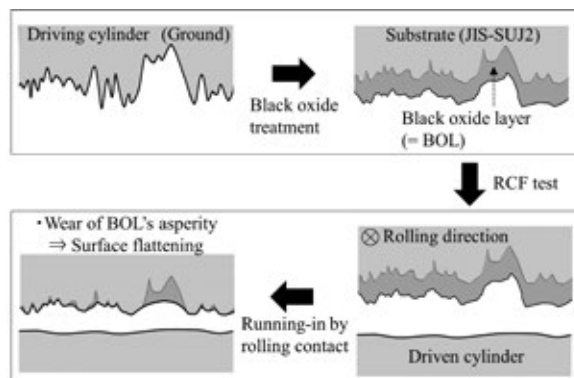


図1 黒染処理した転動面におけるなじみのメカニズム¹⁾
Mechanism of running-in on rolling contact surface with the black oxide layer

3. 今後の展開

本研究で得た知見は、転がり軸受の寿命向上技術の開発指針と寿命設計に資するものである。今後は、これらの知見を活かして信頼性の高い転がり軸受をユーザに提供したい。

参考文献

- 1) 長谷川直哉, 藤田工, 内舘道正, 阿保政義, 転がり接触によるピーリングの発生メカニズムとピーリング抑制に及ぼす黒染処理の影響(第1報) - 実験結果に基づいたき裂の発生に関する考察 -, トライボロジスト, 63, 8, (2018) 551-562.
- 2) 長谷川直哉, 藤田工, 内舘道正, 阿保政義, 転がり接触によるピーリングの発生メカニズムとピーリング抑制に及ぼす黒染処理の影響(第2報) - ピーリングの進展と転動面下の応力との関係 -, トライボロジスト, 63, 9, (2018) 618-628.

執筆者近影



長谷川 直哉
先端技術研究所



藤田 工
先端技術研究所



内舘 道正
岩手大学 理工学部



阿保 政義
兵庫県立大学 工学部

プランマブロック インチ系 SAFC/SAFD シリーズ デザインを一新，衝撃・振動に強い高強度プランマブロック



底部補強のXバー形状

特長

- ①高強度 底部補強のXバー形状，上部や側部の肉厚アップ
- ②防塵性・防水性 ラビリンスシールの採用により，水，泥，ごみの内部侵入を防止
- ③取扱性向上 位置決め部品の適切なはめあいにより，上箱の取付け，取外しが容易
- ④多用途 使用環境に応じて，付属部品（タコナイトシール，閉じ蓋など）の取付けが可能

仕様

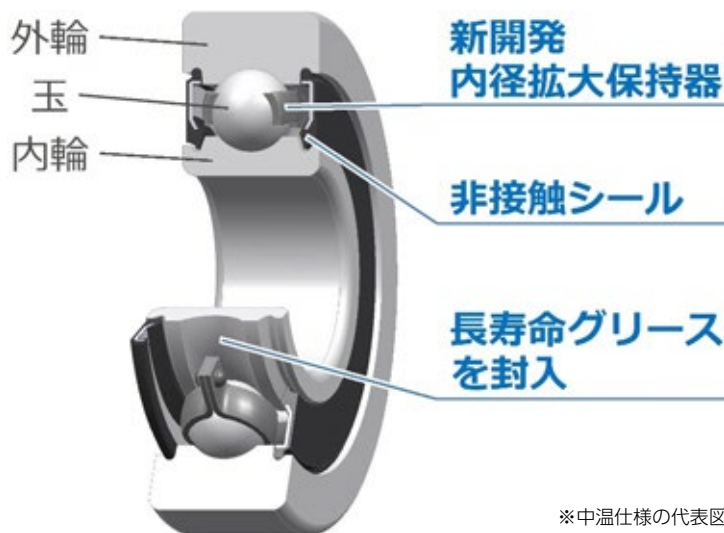
材 料	ねずみ鋳鉄（SAFC シリーズ） ダクタイル鋳鉄（SAFD シリーズ） 静破壊強度 15 %アップ（SAFC 比）
サイズ	SAFC/SAFD509 ～ SAFC/SAFD544
軸 径	φ1-7/16 インチ（φ36 mm） ～ φ7-15/16 インチ（φ202 mm）

用途

鉄鋼設備，鋳山設備，港湾の運搬設備 など

フィルム延伸機テンタークリップ用軸受

低トルク、高耐久性の実現とともに、耐グリース漏れ性を大幅に向上



※中温仕様の代表図

特長

- ①**高信頼性** グリース漏れ量 70 % 低減 (従来品比)
- ②**高耐久性** 耐焼付き性 40 % 向上 (従来品比)
- ③**低トルク** 軸受回転トルクが接触シール形軸受の 1/4

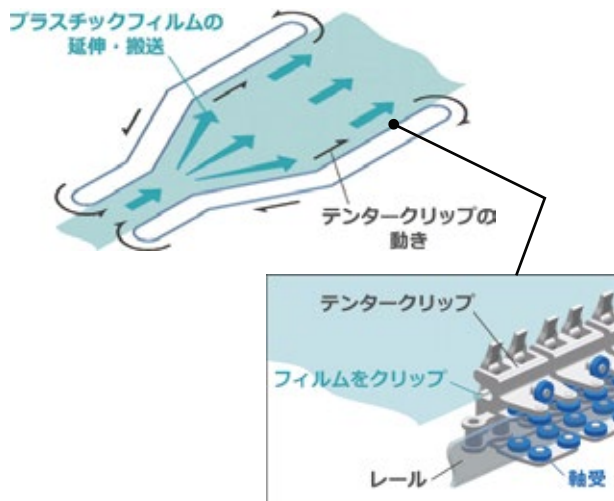
構造

非接触シール形軸受に新開発の内径拡大保持器と長寿命グリースを適用することにより、低トルクと耐グリース漏れ性の両立に加え、耐焼付き性を向上

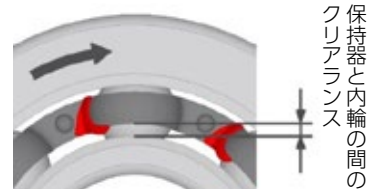
用途

フィルム延伸機テンタークリップ用ガイドローラ

- 1) 軸受温度 230 °C までの中温仕様*
- 2) 軸受温度 300 °C までの高温仕様 をラインナップ



開発品



保持器と内輪の間のクリアランスを最適化することで、グリースの内輪外径面への移動を抑え、外部への流出を防止する。

従来品



保持器により玉の表面から掻き取られたグリースが保持器内径面に堆積し、内輪外径面に移動し、シール溝に進行して外部に流出することがある。