

For New Technology Network

NTN®

TECHNICAL REVIEW

No.
84

特集 自然エネルギー商品, 工作機械・もの造り

November 2016



NTN GREEN POWER PARK

三重県桑名市にある先端技術研究所の敷地内に、風力、水力、太陽光を活用して発電したエネルギーを、電気自動車や野菜工場などへ循環させるエネルギー循環型モデル「グリーンパワーパーク」を設立いたしました。

パーク内にはNTNが開発した小形風力発電装置、小水力発電装置（マイクロ水車）、太陽光発電装置、風力と太陽光のハイブリッド街路灯を設置し、自然エネルギー関連装置の実証実験を行っています。これにより、生活に近いコミュニティでの活用を当社から提案しています。

小形風力発電装置は、NTNの軸受に関する低トルク化技術と特殊な形状の縦型翼の効果で、風向きを問わず低風速から発電を開始し、風切音の発生を抑え、高い静粛性を実現しました。

マイクロ水車は、農業用の水路や下水道など、小さな水流がある場所で使用可能です。特殊な形状のプロペラ翼が効率的に水をとらえ、水の流れを妨げない構造のため、複数のマイクロ水車を連続的に設置することが可能となっています。

これらの装置で発電した電力は、各装置の発電量、蓄電および消費の状況をモニタリング&コントロールセンターで常時監視して最適制御されており、CO₂を排出しないクリーンな自然エネルギーとして効率的に循環されています。

今後も、実証実験を継続し循環型モデルの改良、改善に繋がります。また、グリーンパワーパークを地元の小中学生や顧客の皆様に公開し、環境学習やNTNの技術を知っていただく場として活用していきます。



- ① 小形風力発電機 10kW
- ② 小形風力発電機 4kW
- ③ 小形風力発電機 2kW
- ④ 風力太陽光ハイブリッド街路灯 0.3kW
- ⑤ マイクロ水車 1kW
- ⑥ 太陽光発電機 5kW
- ⑦ モニタリング&コントロールセンター
- ⑧ 野菜工場

グリーンパワーパーク全景

NTN TECHNICAL REVIEW No.84

自然エネルギー商品特集，工作機械・もの造り特集 ● 目次

巻頭言	「自然エネルギー商品，工作機械・もの造り」特集号に寄せて	常務取締役 寺阪至徳	1
【寄稿文】	風力発電ビジネスの展望	三重大学 大学院工学研究科 機械工学専攻 教授 前田太佳夫	2
【展望】	自然エネルギー事業とグリーンパワーパークの紹介	常務執行役員 新商品戦略本部長 森 夏比古	14

● 自然エネルギー商品特集

【商品紹介】	小形風力発電装置	自然エネルギー商品事業部 技術部 安達貴弥／柄澤龍介	22
【商品紹介】	マイクロ水車	自然エネルギー商品事業部 技術部 川合智哉／向井浩氣／後藤知美	28
【論文】	小形風力発電装置開発へのCFDの適用	自然エネルギー商品事業部 技術部 伊藤 健／柄澤龍介 先端技術研究所 吉野真人	34

● 工作機械・もの造り特集

【解説】	工作機械用精密軸受の技術動向	産業機械事業本部 産業機械技術部 松森直樹／植田敬一	40
【商品紹介】	ULTAGEシリーズ 工作機械主軸用小径高速アンギュラ玉軸受	産業機械事業本部 産業機械技術部 古山峰夫／那須恵介 産業機械事業本部 製品設計部 金本崇広	46
【解説】	工作機械 主軸用空冷間座付軸受	産業機械事業本部 産業機械技術部 那須恵介 産業機械事業本部 製品設計部 岡本直也 先端技術研究所 吉野真人	52
【商品紹介】	シール性能強化型カムフォロア	産業機械事業本部 産業機械技術部 辻橋将人／阿形精三	58
【商品紹介】	リニアガイドの紹介	産業機械事業本部 ロボット技術部 利見昌紀／数野恵介	63
【商品紹介】	樹脂すべりねじ	NTN精密樹脂(株) 谷川直成／伊藤紀男／殿村友美	69

● 論文・商品紹介

【解説】	転動疲労寿命試験の計画と寿命データの解釈	先端技術研究所 藤田 工	74
【論文】	低ラムダ条件でのスラスト玉軸受の転動疲労寿命	先端技術研究所 藤田 工／長谷川直哉／嘉村直哉 金沢大学 人間科学系 教授 佐々木敏彦	85
【商品紹介】	パラレルリンク型角度制御装置の高速化	商品開発研究所 野瀬賢蔵／磯部 浩／坂田清悟	96
【商品紹介】	Propeller blade bearings for Aircraft Open Rotor engine	NTN-SNR Roulements, R&D Aerospace Design Office Guillaume LEFORT	102
【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 流体動圧軸受部 小松原慎治 NTNアドバンストマテリアルズ(株) 技術部 毛利敏彦／原野拓治 NTN精密樹脂(株) 技術部 水谷 環	108

● 受賞案件の紹介

《2015年度 精密工学会 春季大会学術講演会 ベストプレゼンテーション賞 2015年度 精密工学会 技術奨励賞》	パラレルリンク型高速角度制御装置	商品開発研究所 小長井直哉	114
《2014年度「日本機械学会・機械材料・材料加工部門 部門一般表彰(新技術開発部門)」受賞》	異種材一体成形による含油焼結軸受に関する材料開発	NTNアドバンストマテリアルズ(株) 技術部 毛利敏彦／伊藤容敬 複合材料商品事業部 営業技術部 須貝洋介 東京都市大学 名誉教授 湯浅栄二	115
《2015年度「年度革新商品賞」受賞》	工作機械 主軸用空冷間座付軸受	恩梯恩(中国)投資有限公司 産業機械技術部 吳 文煒／高坂道彦	116
《EQUIP AUTO 2015 INNOVATION AWARD》	Press Connected Spline Hub Joint	NTN-SNR ROULEMENTS Automotive business unit R&D-Wheel bearing Sebastien GUILLAUME／Claire BIANCHIN	117

NTN TECHNICAL REVIEW No.84

CONTENTS

Preface	For Green Products and Machine Tool / Manufacturing Technology Yoshinori TERASAKA	1
Contribution	Outlook of Wind Energy Business Takao MAEDA Professor, Division of Mechanical Engineering, Mie University	2
Perspective	Green Energy Business and Green Power Park Natsuhiko MORI	14
● Special Issue for Green Energy Products		
	Small Wind Turbine Generator Takaya ADACHI and Ryosuke KARASAWA	22
	Micro Hydro Turbine Tomoya KAWAI, Hiroki MUKAI and Tomomi GOTOU	28
	CFD contribution to development of Small Wind Turbine Generator Takeru ITO, Ryosuke KARASAWA and Masato YOSHINO	34
● Special Issue for Machine tool and Manufacturing Technology		
	Technical Trend of the Precision Bearings for Machine Tools Naoki MATSUMORI and Keiichi UEDA	40
	ULTAGE Serises Small Size High-Speed Precision Angular Contact Ball Bearings for Machine Tool Spindles Mineo KOYAMA, Keisuke NASU and Takahiro KANAMOTO	46
	Machine Tool Main Spindle Bearings with Air Cooling Spacer Keisuke NASU, Naoya OKAMOTO and Masato YOSHINO	52
	High-performance Sealed Cam Follower Masato TSUJIIHASHI and Seizo AGATA	58
	Introduction of Linear Guides Masaki KAGAMI and Keisuke KAZUNO	63
	Plastic sliding screws Naonari TANIGAWA, Norio ITOU and Tomomi TONOMURA	69
● Technical Papers New Products		
	Strategy of Rolling Contact Fatigue Life Testing and Interpretation of Life Data Takumi FUJITA	74
	Rolling Contact Fatigue Life of Thrust Ball Bearing under Low Lambda Condition Takumi FUJITA, Naoya HASEGAWA, Naoya KAMURA and Toshihiko SASAKI	85
	Speeding up of Parallel Link Angle Control Equipment Kenzou NOSE, Hiroshi ISOBE and Seigo SAKATA	96
	Propeller blade bearings for Aircraft Open Rotor engine Guillaume LEFORT	102
	Products Introduction of Composite Material for Industrial Machinery Shinji KOMATSUBARA, Toshihiko MOURI, Takuji HARANO and Tamaki MIZUTANI	108
● Award Winning Products		
	《The Japan Society for Precision Engineering 2015 Spring Semestrial Meeting "Best Presentation Award", "Young Engineer Award"》 Parallel Link High Speed Angle Control Equipment Naoya KONAGAI	114
	《The Japan Society of Mechanical Engineers 2014 Material ond Processing Division "New Technology Development Award" 》 Materials Development about the Sintered Bearing Prepared by Unification Forming of Different Metals Powder Yosuke SUGAI, Yoshinori ITOU, Toshihiko MOURI and Eiji YUASA	115
	《"Innovative Product Award" 2015 in China》 Machine Tool Main Spindle Bearings with Air Cooling Spacer Wenwei WU and Michihiko KOSAKA	116
	《Equip Auto 2015 Innvation Award》 Press Connected Spline Hub Joint Sebastien GUILLAUME and Claire BIANCHIN	117
Our Line of New Products		118

「自然エネルギー商品、工作機械・もの造り」 特集号に寄せて

常務取締役
寺 阪 至 徳



地球温暖化が大きな社会問題として取り上げられ、将来のエネルギー像が活発に議論されています。CO₂削減に直接効果のある化石燃料を利用した発電の代替として、風力、水力、太陽光などの再生可能な自然エネルギーのもう一步進んだ活用が急がれていることは間違いありません。

特に、昨今問題化している異常気象や地震による大規模災害等に備えるため、身近な街中で安定して独立電源を確保できる風力や水力を利用した小規模発電が注目されています。

当社は2015年から3年間の中期経営計画「NTN100」をスタートさせており、「新しい領域における事業展開」として、「①エネルギー事業、②EV事業、③ロボット関連事業、④CMS (Condition Monitoring System) などを利用したサービス・ソリューション事業」を推進しています。特にエネルギー事業では、CO₂削減という社会からの要請に応えるため自然エネルギー商品事業部を新設しました。当社は低トルク軸受と風切音を抑えることができる特殊形状の翼を活かした小形風力発電装置、マイクロ水車を開発し、ハイブリット街路灯の販売も開始しています。合わせて、EV事業ではインホイールモータ (IWM) を開発し実証試験を行うなど、自然エネルギー事業との両事業でCO₂削減に貢献しています。

一方、当社の基盤技術は材料、熱処理、トライボロジー技術などで、これらを活用した基盤製品のひとつとして工作機械用精密転がり軸受があり、もの造りの変革を支える工作機械の主軸に多く使用されています。今般「ここから未来が動き出す。」をテーマとした第28回日本国際工作機械見本市 (JIMTOF2016) が11月17日から11月22日に渡って開催されるのを機に、テクニカルレビューNo.84「自然エネルギー商品、工作機械・もの造り特集号」を発行する運びとなりました。

NTNは2000年代前半に精密転がり軸受ULTAGE (アルテージ) シリーズを発表して以来、工作機械用精密転がり軸受のリーディングカンパニーとして毎回先進的な技術を盛り込んだ新商品を発表してまいりました。今回も、工作機械用軸受の技術動向を解説するほか、新たに開発した工作機械主軸用小径高速アンギュラ玉軸受、高速化に対応する空冷間座付き軸受などを紹介いたします。

今後「新しい領域における事業展開」での開発をより一層進め、これらを基盤事業における転がり軸受の新商品開発に加え、2025年に売上1兆4000億円を達成すべく強力に推進していきます。また、このような企業活動を通じて常に産業界からの要請に対応し、社会の持続的な発展に貢献してまいります。

For New Technology Network

風力発電ビジネスの展望 Outlook of Wind Energy Business



前田 太佳夫 Takao MAEDA
三重大学 大学院工学研究科 機械工学専攻 教授

大形風車は、年々サイズが大きくなり、直径160mを超えるものもある。大形風車の設置場所も、陸上の平坦地から山岳地へ、洋上へと範囲が広がり、それに対応する技術も変化している。一方、分散型電源として注目されている小形風車は、電力不足かつ弱電力網の発展途上国だけでなく、先進国においても導入が進んでいる。とくに日本では導入促進のための小形風車認証制度による導入が活発になっている。本稿では、大形風車と小形風車の違いに焦点を当て、市場動向や現在の技術、今後の展望について紹介する。

The size of large wind turbines are increasing year by year, and some wind turbines have diameter of 160 m and more. An installation sites of large wind turbines were mainly onshore in the past, but are changed to mountainous regions and offshore. The technology corresponds to the installation sites are also developed. On the other hand, small wind turbines is useful for distributed power system, which is introduced in advanced countries as well as developing countries of power shortage and weak electric grid. In particular, introduction of small wind turbines is much increasing by the certification system for promotion of small wind turbine in Japan. From the view which focuses on the difference between the large wind turbines and the small wind turbines, this paper introduces a market trend, state of the art and the prospective of wind turbines.

1. はじめに

世界で発電用風車が本格的に開発され始めたのは1970年代であり、当時は航空機メーカーによるハイテク大形風車と町工場による小形風車が存在した。しかし、航空機メーカーによるハイテク風車はコスト的に事業採算性が成り立たず、市場から撤退していった。他方、町工場では、他分野から借りてきた様々な技術を寄せ集めることによって、直径10m程度の小形風車を試行錯誤で製作した。1980代になると風車の大形化政策により、開発目標が大形風車用の技術に絞られ、技術の進歩とともに風車は大形化し、現在の主流は直径80 m、出力2MWとなっている。

近年、本来の分散型電源としての風車利用が見直され、弱電力網地域や離島向けの数kWから数十kW級の小形風車が開発されている。また、国内では家庭用の数kW級の小形風車に対して補助を出す自治体もあり、小さな風車に関しても社会的な動きが活発化してきた。

風車は風からエネルギーを抽出して電気に変換する装置である。しかし、風車に流入する風は空間的にも時間的にも変動し、このように不安定で低密度の風エネルギーから電気を取り出すには様々な工夫が必要である。本稿では、大形風車と小形風車の市場動向と技術の違いについて述べるとともに、今後の技術展望についても紹介する。

2. 風車市場の動向

2.1 大形風車市場

大形風車は、[図1](#)¹⁾に示すように2015年末時点で世界に432GWが設置されている。2015年の1年間だけでも63GWが新設され、年間で約20%増の勢いで設置が進められている。設備容量としては原子力発電所1基の目安が1GWであるから、世界には原発400基余りに相当する容量の風車が設置されていることになる。[図2](#)¹⁾に示すように、累積導入量では中国と米国で世界の半分以上を占めており、とくに中国

の導入が多い。図3¹⁾に示すように、2015年の1年間だけで中国に31GWが新設され、これは世界の
新設風車の約半分を占めている。中国で風車の設置が盛んな理由は幾つかある。まず、経済活性化にともなう電力需要に対応するために、火力などの大規模な発電所はアセスメントから運転開始まで長い期間が必要で

あるのに対して、風車は風況さえ良ければ数ヶ月で建てるのが可能なことである。またもう一つは、中国の国策として風車産業を雇用拡大のための自国産業として育成していることも大きな伸びにつながっている理由である。なお、近年、欧州では海の上に風車を建設する「洋上風車」が盛んであるが、図1に示すように世界の累積容量432GWのうち洋上風車は未だ12GWであり、陸上風車が主流であることがわかる。

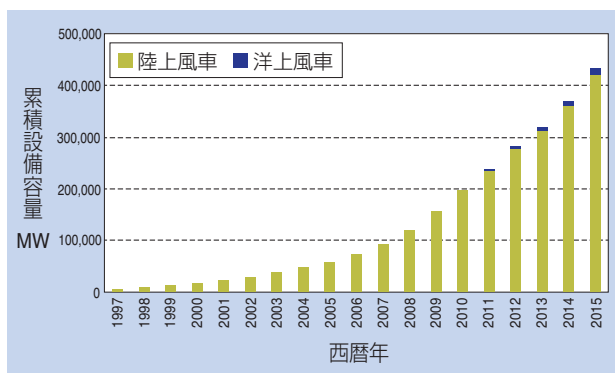


図1 大形風車の世界導入量の推移¹⁾
Worldwide trend of total installed capacity of large wind turbines

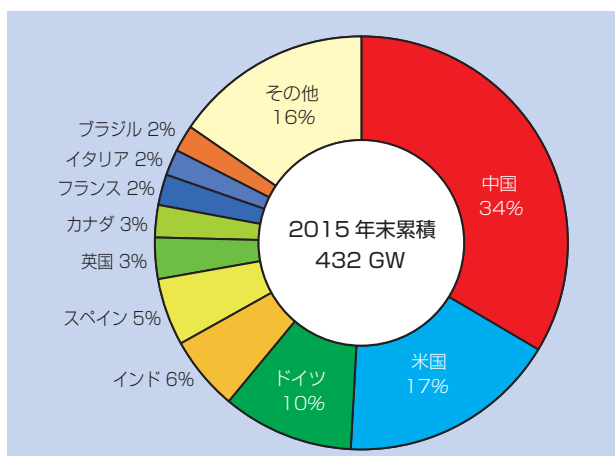


図2 大形風車の世界累積導入量¹⁾
Worldwide total installed capacity of large wind turbines

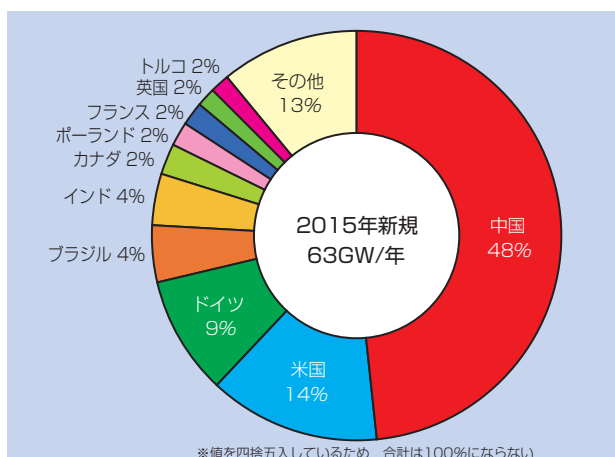


図3 大形風車の世界単年度新規導入量¹⁾
Worldwide annual installed capacity of large wind turbines

一方、日本では2012年7月から再生可能エネルギーの固定価格買取制度が開始され、他の再生可能エネルギーと同様に風車の導入拡大が期待された。しかし、同年10月から大規模ビル建設時と同様な環境アセスメントが風車にも課されることになり、風車の導入が阻まれた。環境アセスメントの手続きを終えるまでには3年以上を要することになり、風車の導入が滞る結果となった。このアクセルとブレーキを同時に踏むような政策により、図4^{2,3)}に示す通り、国内での風車導入量が未だ少なく累計でも3GW（2143基）であり、2015年の新規設置は0.2GWにとどまり、国内の電力供給に対する割合は0.5%である。EUでは電力需要の11.4%を風車で賄っていることと比べると相当に低く、国内では風車を導入できる余地が大きいことがわかる。日本風力発電協会では、国内の風ポテンシャルや風車設置場所の可能性調査を行い、図5⁴⁾に示すロードマップを示している。これは2050年までに75GWの風車を設置し、国内電力需要の20%を風車で供給することを目標としている。なお、2016年2月現在で経済産業省による風車の新規認定容量が2.65GWあり、これらが設置されると数年のうちに現在の3GWから倍増することになる。火力等の従来型発電設備の電力と同等の価格や信頼性を勝ち取るための「グリッドパリティ」が現在の風力発電業界の目標である。

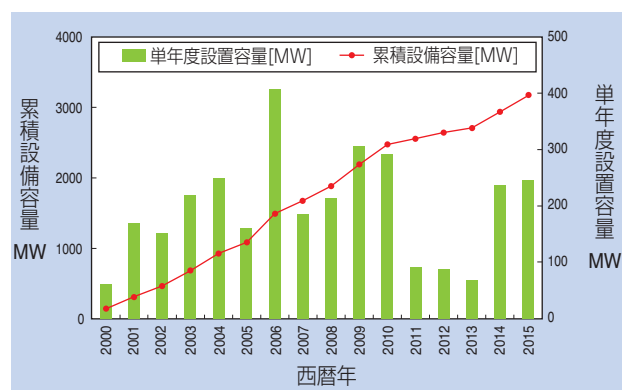


図4 大形風車の国内導入量の推移^{2,3)}
Domestic trend of installed capacity of large wind turbines

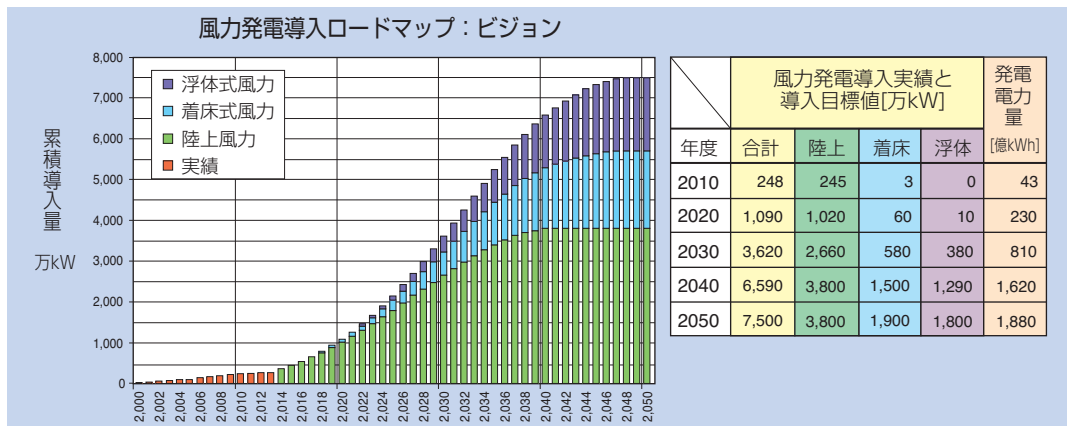


図5 日本風力発電協会による大形風車の導入ロードマップ⁴⁾
Roadmap of domestic installed capacity of large wind turbines by Japan Wind Power Association

2.2 小形風車市場

小形風車は国際規格IEC61400-2により「ロータの掃過面積が200m²未満の風車」と規定されている。したがってプロペラ型の水平軸風車では直径16m弱、出力50kW程度までが小形風車に分類される。

図6⁵⁾に示す通り、2014年末の時点で、世界には小形風車が945,000台あり、台数としては年間8%の割合で増えている。図7⁵⁾に示す通り、累積設備容量としては830MWであり、年間11%の割合で増えている。台数の伸びに対して、容量の伸びが大きいことから、小形風車も容量の大きなものへ移行していることがわかる。平均的サイズは、2010年は0.66kW、2012年は0.84kW、2014年が0.87kWと年々大きくなっている。しかし、国によってサイズの傾向が異なり、中国では平均0.5kW、米国では1.4kW、英国では4.7kWである。なお、英国では、風力関連の協会が小形風車の定義を独自に100kW未満と定めており、米国では州によって100kW未満や200kW未満を小形風車と定義している。

累積設備容量としては中国、米国、英国の導入が際立って大きい。これは従来から小形風車市場が大きいこれらの国々では、大量生産による低コスト化が進み導入量が伸びているのに対して、市場が小さな国々ではコスト低減が難しく導入が伸びにくくなっているためである。

世界風力エネルギー学会が小形風車のロードマップを作成している⁵⁾。2012年までは小形風車の単年度の新規設置容量が19~35%で増加していたが、2013~2014年にかけて伸びが11%程度に縮小した。しかし、各国の小形風車関連団体や業界が普及のための整備を進めていることから、2015年から再び

回復傾向にあり、低めに見積もっても2020年までは年20%の伸びを示すと考えられ、2020年には累積設備容量が約1.75GWになり、単年度設置容量も240MWに達すると予想している。

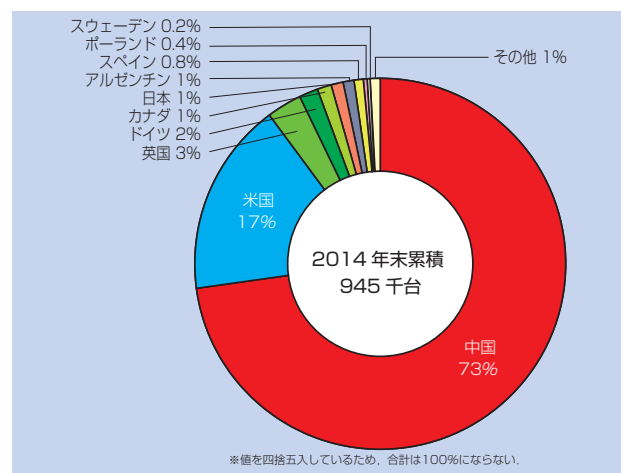


図6 小形風車の世界累積設備台数⁵⁾
Worldwide total installed units of small wind turbines

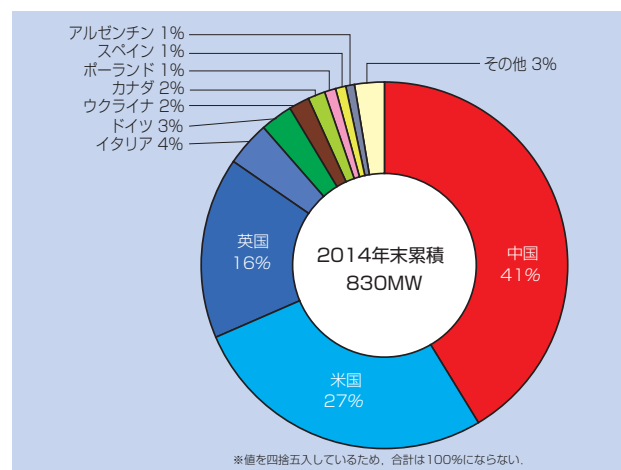


図7 小形風車の世界累積設備容量⁵⁾
Worldwide total installed capacity of small wind turbines

図8⁶⁾に示す通り、世界の小形風車メーカー327社のうち、74%の242社が水平軸風車、18%の60社が垂直軸風車、6%の19社は水平軸風車と垂直軸風車の両方を生産している。大形風車では垂直軸風車の生産は皆無であり、また、後述するように力学的にも水平軸風車より垂直軸風車の方が難しいにも関わらず、小形風車では垂直軸風車がある程度の規模で生産されていることは注目に値する。

小形風車の利用としては次の用途が挙げられる。

- 住宅用電源
- 商用電源や工場電源
- 漁船やレジャーボートの電源
- 太陽電池等とのハイブリッド発電
- 牧場、農場、離島等での電源
- 行楽での移動式電源
- 水汲みポンプの動力
- 淡水化や清浄水の電源
- 遠隔監視用の電源
- 教育研究目的の題材
- 通信設備の電源

小形風車の導入促進には「コスト低減」、「政策」、「標準化と認証」、「風況精査」が必要である。現在の小形風車の設置コストは米国で6,230ドル/kWであるのに対し、中国では1,900ドル/kWである。英国では1.5kW～15kWは6,181ドル/kW、15kW～100kWが4,876ドル/kWとなっている⁵⁾。小形風車メーカーによるコスト低減努力はされているものの、コスト削減には市場拡大が必要であり、そのための政策や支援が占める役割が大きい。

政策としては、多くの国で小形風車への支援がなさ

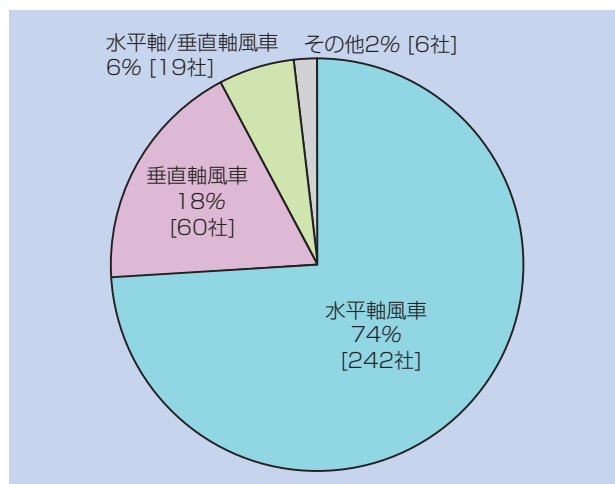


図8 世界の小形風車メーカーの生産機種⁶⁾
Orientation by worldwide small wind turbine manufacturers

れている。日本でも行われている固定価格買取制度や余剰電力買取制度は発電した電力に応じて収益が得られるため、信頼性のある小形風車を好風況の地点に設置すれば多くの収益が得られる。一方、税制優遇や設置費補助等の支援は、小形風車を設置する時に小形風車というハードに対して補助あるいは優遇されるだけであり、小形風車が発電したか否かには関係ない。そのため、小形風車業界の健全な発展のためには寄与が低い。

小形風車市場の健全な発展のためには、信頼性のある小形風車の普及が必要であり、そのためには小形風車の標準化や認証が担う役割は大きい。すでに規格の整備は進んでおり、小形風車の設計要件としてIEC61400-2、性能試験方法IEC61400-12-1、騒音測定方法IEC61400-11があり、各国の試験機関や認証機関が採用している。小形風車に関わる様々な技術は日々進歩しているため、国際エネルギー機関(International Energy Agency, 略称IEA) 風力研究開発第27分科会では、規格化の前段階の研究開発について各国が情報交換し国際共同研究を行っている。

大形風車に対応した風況マップはすでに多くの国で作成されている。それらは地上高50m以上の風を精査している。しかし、小形風車が設置されるのは地上高30m程度までであるため、大形風車向けの風況マップだけでは十分でない。とくに地上付近では、風の流れを妨げる建物や樹木等の様々な障害物があるため、風の乱れも大きく、予測が難しい。したがって、小形風車の発電量向上や利用率向上のためには、小形風車向けの局所的風特性の把握や予測に対する研究が必要となっている。

2.3 国内の風車産業動向

風力産業は自動車産業に似て裾野が広い産業である。大形風車は約1万点の部品で構成されており、素材も含めてその技術・経済的波及効果は自動車産業に劣るものではない。しかしながら、関連分野が機械、電気、化学、土木などの多くの分野に及ぶことから、日本では明確な産業実態が把握されていなかった。一方、グリーンイノベーションなどにより地球環境問題の改善と環境関連産業の振興の観点から風力発電関連機器産業の振興が検討されており、現状の風力発電関連機器産業の生産等産業実態を調査把握し、新たな産業としての基盤整備の推進に資することを目的として、日本産業機械工業会が風力発電関連機器産業に関

する調査研究を行っている⁷⁾。これは風力発電関連企業、関連業界団体及び学識経験者から構成され、企業相関関係の分析、生産等調査統計手法の検討、生産・輸出等産業分析、産業振興政策を検討している。これまでは日本の風力発電関連企業が個別に事業展開していたが、今後拡大を続ける世界市場や世界一の風力市場となった隣国の中国への参入などを国として取り組むさきがけとなる調査であり、各業界からの注目が集まっている。ここ数年は徐々に国内導入量が減少し風力産業の売上も減少傾向にあったが、2014年の売上から上昇に転じ、風車本体及び部品メーカーは、2015年の市場規模と比較して、2020年には世界市場は1.5倍、国内市場は1.6倍に膨らむと予想している。

3. 風力発電技術

3.1 風車の仕組みと分類

風車は、水平軸風車と垂直軸風車に分類される。図9に示すように、水平軸風車は回転による遠心力がブレード（羽根）の引張力として作用するのに対して、図10のように、垂直軸風車では遠心力がブレードの曲げモーメントとして作用する。ブレードのような長い物体は、引張には強いが曲げには弱いので、水平軸風車よりも垂直軸風車の方が翼に作用する遠心力の影響は厳しくなる。なお、風車は大形化するほどブレードの回転数が低くなり、大形風車では1分間に数回転～数十回転と低いため遠心力よりもブレード自体の重量が及ぼす影響が大きく、小形風車では数百回転～千回転と高いため遠心力がブレード荷重に及ぼす影響が大きくなる。

また、図11に示すように、ブレード1枚に注目すると、風が水平軸風車に流入すると、ブレードのアジマス角（回転方位位置）によらずブレードは同じ風荷重を受けるため、ブレードが1回転する間にブレードに作用する風荷重は変化せず、トルクは一定となる。一方、図12に示すように、垂直軸風車では上流側にあるブレードによって減速された風（後流）の中を下流側のブレードが通過するため、ブレードが1回転する間にブレードは強い風と弱い風を経験する。つまり垂直軸風車は1回転中にトルクが変化し、主軸や支持材に及ぼす疲労が大きくなる。自然風は一様ではないため、水平軸風車においてもブレードが1回転する間に疲労を受けるが、垂直軸風車が受ける疲労は後流の影響により水平軸風車よりも大きくなる。

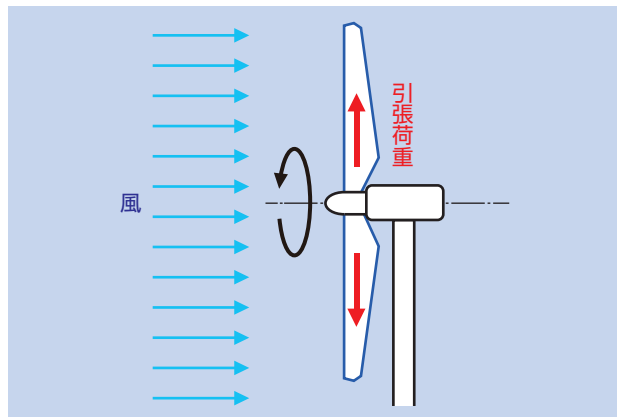


図9 回転により水平軸風車ブレードに作用する荷重
Load acting on blade of horizontal axis wind turbine by rotor rotation

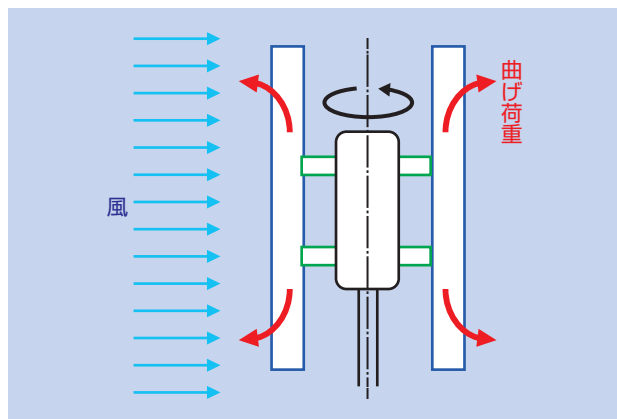


図10 回転により垂直軸風車ブレードに作用する荷重
Load acting on blade of vertical axis wind turbine by rotor rotation

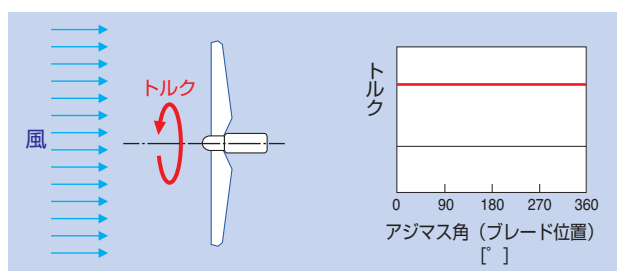


図11 水平軸風車ブレードに作用するトルク
Torque acting on blade of horizontal axis wind turbine

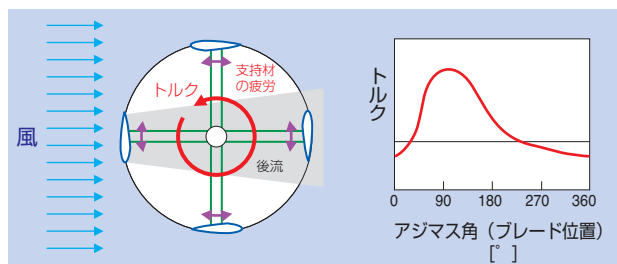


図12 垂直軸風車ブレードに作用するトルク
Torque acting on blade of vertical axis wind turbine

3.2 風車の設計基準

風車は国際電気標準（International Electrical Commission, 略称IEC）により設計基準が定められている。表1に示すように陸上大形風車はIEC61400-1⁸⁾、小形風車はIEC61400-2⁹⁾、洋上風車はIEC61400-3¹⁰⁾という風車本体に関わる規格のほか、風車を構成する部品についても規格が定められている。

表1 国際電気標準IECによる風車規格
Wind turbine standards by International Electrical Commission

国際電気標準 (IEC)	対応国内規格 (JIS)
IEC61400-1 : (陸上) 風車設計要件	JIS C1400-1
IEC61400-2 : 小形風車設計要件	JIS C1400-2
IEC61400-3 : 洋上風車設計要件	JIS C1400-3
ほかにも騒音測定方法、性能試験方法、電力品質、認証、雷保護、ブレード荷重試験方法などの規格が定められている。	

最も良く知られている陸上大形風車規格IEC61400-1には、風車設置場所によって風の性質が異なることを踏まえて、表2に示すように風速の強い順にクラスI、II、IIIの仕様があり、それぞれの風速クラスに対して風の乱れが大きい順に乱流カテゴリーA、B、Cの仕様が設けられている。したがって、風車の設計は、風速クラス3階級×乱流カテゴリー3階級=9種類に分けられる。これ以外に、クラスIを超える風速やカテゴリーAを超える乱流の地点に対しては、地点ごとに設計者が風条件を設定する特殊クラスSがある。これらの規格は年々進歩する風車技術に対応するために数年毎に見直しが行われており、そのたびに新しいデータや知見が盛り込まれる。

表2 大形風車設計要件IEC61400-1による風車クラス
Large wind turbine class by IEC 61400-1 (Note: Class T and category A+ are expected to be added to edition 4.0)

風車クラス	I	II	III	T*			S
基準風速 V_{ref} [m/s] (10分間平均の基準風速)	50	42.5	37.5	57			設計者が定める数値
平均風速 V_{ave} [m/s] (年間の平均風速)	10	8.5	7.5	10	8.5	7.5	
乱流カテゴリー I_{ref} (風速15m/s時の乱流強度の期待値)	A+*		0.18				
	A		0.16				
	B		0.14				
	C		0.12				

(*は第4版で追加予定の風特性)

一方、小形風車規格IEC61400-2においても、表3に示すように風速クラスが定められているが、小形風車は大形風車と比べて風速が低い地域に設置されることもあることから、低風速のクラスIVが追加されている。また、小形風車は高さが低く、建物や樹木等による風の乱れが大きな地点に設置されることがあるため、大形風車よりも風の乱れを大きく想定し、乱流カテゴリーが0.18に指定されている。

表3 小形風車設計要件IEC61400-2による風車クラス
Small wind turbine class by IEC 61400-2

風車クラス	I	II	III	IV	S
基準風速 V_{ref} [m/s] (10分間平均の基準風速)	50	42.5	37.5	30	設計者が定める数値
平均風速 V_{ave} [m/s] (年間の平均風速)	10	8.5	7.5	6	
乱流カテゴリー I_{ref} (風速15m/s時の乱流強度の無次元特性値)	0.18				

4. 大形風車の技術

図13に大形風車を構成する部品を示す。風エネルギーはブレードによって回転エネルギーに変えられ、ナセル（機械室）内の増速機と発電機を介して電気に変換される。

4.1 厳しい風特性に対応した風車

欧州では、大形風車を設置し易い場所、つまり平坦で好風況の場所には風車が飽和状態にあり、設置が難しい山岳部や洋上への風車設置が進められている。

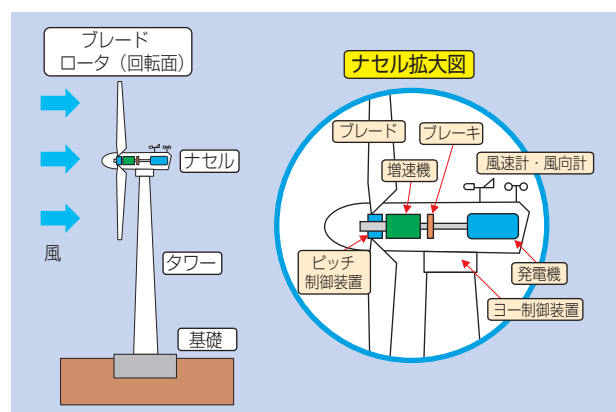


図13 大形水平軸風車の構成部品
Components of large horizontal axis wind turbine

山岳部などの複雑地形に風車を設置するときの課題は、風速と風向の乱れによって風車に発生する疲労に耐え、乱れの大きな風の中での発電量を如何に大きくするかである。また、日本では、台風によって風車に作用する極値荷重による損壊を如何に防ぐかが重要である。従来、複雑地形上の風の乱れや台風が風車に及ぼす影響を考慮することは、日本の特殊事情であろうという認識もあった。しかし、環太平洋地域や欧州の地中海沿岸部でも乱流強度の高い地域があり、また、トルネードやサイクロンなど他国でも極値風速の問題が顕在化していることもあり、世界共通の課題となりつつある。従来の風車設計要件には、台風のような特殊な風の規定や非常に乱れの高い風に対する規定がなかった。近々発行されるIEC61400-1第4版には、日本からの提案により、台風による強風にも耐えられるトロピカル・ストーム風クラスTや山岳部等の複雑地形上の乱れの大きな風にも耐えられる高乱流カテゴリーA+が採用される予定である。

4.2 洋上風車

洋上風車は、陸上よりも風速が高く乱れが少ない洋上の風を利用することがメリットであるが、風車基礎、送電線および維持管理のコストが大きくなるため、風車サイズを大きくして単機出力を大きくするとともに、一箇所に沢山の風車を設置した「ウィンドファーム」にすることによりプロジェクト全体の規模を大きくしてコストのスケールメリットを生み出している。また、洋上風車は風荷重を受ける上に波荷重の影響も受ける。そのため従来は風荷重に波荷重を単純に加算することによって強度設計を行っていたが、この方法だと安全率が過剰になるために、現在は風荷重と波荷重の連成解析により適正な荷重評価が試みられている。国内でも幾つか洋上風車の設置があり、民間事業者による茨城県神栖市海岸沿いの2MW風車や、新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）実証試験による千葉県銚子市沖と北九州市響灘の本格的な洋上風車がある。

洋上風車の技術は著しく進歩しているため、2009年に発行された洋上風車設計規格IEC61400-3も早々に見直しが進められている。現在の洋上風車設計規格は北海の波データをもとに定められている。しかし、日本を始めとする環太平洋での波の性質は北海のそれとは異なり、また、日本では古くから波に対するデータの蓄積がなされており、IEC規格の見直しに際

して日本のデータを採用するように提案を行っている。国際規格に日本の提案を盛り込むことは、世界市場において日本製風車を普及させる上で重要なことである。

また、近年注目を浴びている洋上風車として、海に風車を浮かせた「浮体式洋上風車」がある。「浮体式風車は遠い将来の技術」と思われていたが、2009年にノルウェーで2MW級の浮体式風車の実証試験が開始され一気に脚光を浴びることになった。日本でも五島列島で2MW浮体式風車、福島沖で2MW、5MW、7MWの3種類の浮体式風車の実証試験中であり、世界をリードしている。着底式洋上風車は、風車という回転機械と海洋構造物を建てる土木技術の協同によるものであったが、浮体式洋上風車は、風車と船舶技術との協同になる。したがって浮体式洋上風車の出現は風力発電における新たな技術ステージに突入したと言える。

これらの洋上風車の導入を背景として、風車は年々大形化している。世界最大の風車は、福島県沖に設置されており、[図14](#)に示す通り、直径167m、定格7MWであり、この風車のブレード上端の高さは



図14 世界最大のロータ直径の風車
(直径167m、定格7MW、風車ブレード上端高さ189m
提供：Toru Nagao)
Largest-diameter wind turbine in world (diameter: 167 m,
rated power: 7 MW, height of blade top: 189 m
Courtesy : Toru Nagao)

189mにもなる。今後さらなる大形化が見込まれており、世界各国で参照風車（Reference Wind Turbine）と称して10 MW超級風車（直径200m級）のコンセプトが研究されている。日本でもNEDOが実施した10MW超級風車の調査研究において、NEDO10MW参照風車が示されている¹¹⁾。

超大形風車を支えるコンセプトとして、ブレード枚数を3枚から2枚にする、ロータ配置をアップウィンドからダウンウィンドにする、ドライブトレイン（増速機や発電機等の一連の駆動装置）をコンパクトで軽量化する等がある。

現在主流の3枚翼風車は、負荷変動が比較的小さく、また視覚的にも受け入れられやすいという利点がある。一方、2枚翼風車では、回転を高速化することにより、トルクを軽減でき、ドライブトレインをコンパクトにしてコスト低減が可能となる。

現在のほとんどの風車は、**図15**に示すようなタワー一風上でロータが回転するアップウィンド方式であり、一部の機種だけがダウンウィンド方式を採用している。風見鶏効果を用いるとダウンウィンド方式の方が合理的であるように思えるが、ダウンウィンド方式ではタワーによる風の遮蔽によりタワー後流の低風速域をブレードが通過するため、ブレードに疲労荷重が発生する。そのため、ほとんどの大形風車ではヨー制御装置によりナセルを強制的に風上に向けるアップウィンド方式が採用されている。しかし、超大形風車の場合には、アップウィンド方式ではブレードが風荷重により風下に大ききたわみ、タワーに衝突する懸念があるため、ダウンウィンド方式が有望であるとも言われている。

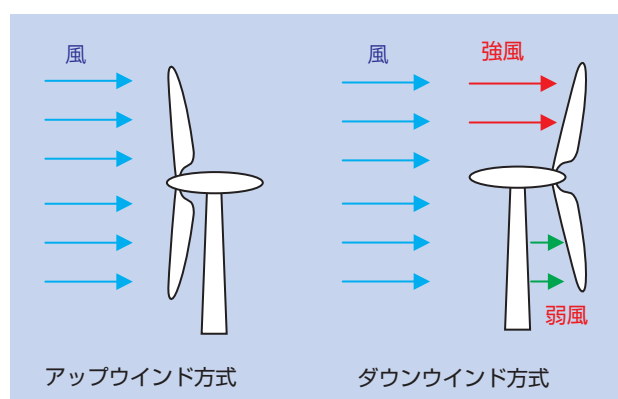


図15 アップウィンド風車とダウンウィンド風車
Upwind turbine and downwind turbine

コスト低減のためには風車の軽量化が重要であり、重量の中で大きなウエイトを占めるドライブトレインの軽量化が必須となる。現在主流の数メガワット級風車では、毎分数十回転のロータ回転数を、100倍程度の増速機を介して、発電機に伝達する高速式ドライブトレインが多い。しかし、高い増速比の増速機は、しばしばトラブルが発生することもあり、増速機を用いない多極式発電機を採用したダイレクト式ドライブトレインが使われることもある。しかし、ダイレクト式ドライブトレインでは、過大な重量や製造の困難さ、永久磁石のレアアース価格がリスクとなるため、今後開発される10 MW超級風車では適度な増速比の増速機と、適度な極数の発電機を組み合わせた中速式ドライブトレインが主流になると考えられている。

4.3 風車の周辺機器

大形風車本体以外の技術として、利用率向上や故障防止を目的とした様々な技術が研究されている。風車が大形化すると各構成部品も大きいため、故障時の修理が困難になる。とくに洋上風車では海象条件によるアクセスの制限や洋上での修理作業になるため、故障を未然に防ぐことが重要になる。従来も主要部品の振動や温度等は監視制御システム（SCADA）によって監視されているが、これらは主として異常時や緊急時の風車停止に使われている。そのため、トラブル未然防止の点から、SCADAよりも高度な監視制御としてコンディション・モニタリング・システム（CMS）の研究が進められている。また、風車は、風速や発電量を監視してピッチ制御を行うため、フィードバック制御である。しかし、風車に流入する風を予測してフィードフォワード制御ができれば、発電量が向上する可能性がある。そこで、ナセル上にライダー（レーザー光による風計測装置）を搭載し、風车上流の風を計測して、運転制御を行うことが研究されている。風車専用のライダーは各種開発されているが、ライダーによって計測された上流風データを風車の運転制御へ利用する技術は開発途上にある。

5. 小形風車の技術

小形風車は構成部品を収納するスペースが限られるため、一般にピッチ制御装置も増速機も搭載していない。また、風向制御のためのヨー制御装置も装備しておらず、風荷重を受動的に利用したフリーヨー制御となっている。

5.1 小形風車の価値

大形風車を設置するためには、十分な敷地面積が必要となり、都市部から離れた地域に風車を設置することが多い。しかし、電力需要が多いのは都市部であるため、地方で風車が発電した電力を電力消費地まで送電線で送る必要がある。そのため、電力消費地においてオンサイトで発電するというのを考えると、都市部に風力発電を設置することが望ましい。また、離島や孤立集落では電力網が脆弱であり、大形風車を設置することは困難でも、エネルギーセキュリティの点から地域に発電設備があることが望ましい。これらの背景のもとに、消費地域に適した容量の風車を導入する「分散型電源」として、都市部あるいは離島や孤立集落等への小中規模の風車導入の期待は大きい。とくに、米国では、大形風車に適した広大な場所と高い風速の地域は北米大陸中央部であるのに対して、電力消費地は沿岸部であり、長大な送電線コストが課題となっている。そのため米国風力エネルギー協会では以前からオンサイトで発電できる小形風車の導入に力を入れている。日本でも小形風車の導入促進のため、小形風車の発電電力に対しては、買取価格が全ての再生可能エネルギーの中でも最も高く設定されている。

小形風車は大形風車と比べて出力当たりのコストが高いために低コスト化が課題となる。また、多様なラインナップの小形風車からユーザが希望の機種を選ぶように、発電量、騒音、耐久性（風車クラス）などを表示するラベリング制度が世界的に普及しつつある。日本においても固定価格買取制度が2012年から開始されるにあたり、小形風車の安全性や信頼性を確保するために日本海事協会による小形風車の認証制度が行われている。

5.2 小形風車の技術的課題

小形風車は、大形風車を単に小さくしたものではないので、小形風車特有の技術課題がある。

大形の水平軸風車はブレードの角度を風速に応じて

変えられるピッチ制御装置を有している。大形風車停止時にはブレードのピッチ角がほぼ90°であり、完全に風を逃がしてロータの回転を停止している。風車停止時において風が吹き始めると、ピッチ角が90°から0°に向かって徐々にブレードが開き、ブレードが風を受け始めて回転を始める。比較的低風速時にはピッチ角をほぼ0°にして風に対してブレードの受風面積を大きくして発電量を大きくする。発電機の定格を超える風速になるとピッチ角を変化させ、風を徐々に逃がして定格出力を維持する。そして、設計風速を超える強風になると、ピッチ角をほぼ90°にして風を完全に逃がして停止する。

一方、小形風車では、ピッチ制御装置を組み込むスペースがないことやコストアップになることから、一般にピッチ制御を装備しておらず、ピッチ角0°に固定されている。ピッチ角0°では小形風車停止時に風が吹き始めてもブレードが失速して起動することが難しい。そのため、起動特性をよくするために、軽いブレードや回転抵抗の小さい発電機が好まれる。ブレードの軽量化については、大形風車ブレードの材料は、疲労寿命の点からガラス繊維強化プラスチック等の複合材が主流であるが、小形風車では金属、複合材、木材等の様々な材料が使われており、標準化されていない。発電機については、起動特性の向上のため起動トルクが可能な限り小さい方が望ましいが、小形風車では永久磁石同期発電機を用いている場合が多く、コギングが問題となっている。これに対して各小形風車メーカーは工夫して内製しているが、市場の拡大に対応した汎用の小形風車用発電機は見当たらない。大形風車に対する小形風車の寸法比から現在の小形風車のブレード重量や発電機起動トルクを考えると、いずれも相当に大きい。そのため、小形風車市場の拡大にとともに量産効果により、軽量で高性能な部品が小形風車に用いられれば、コスト低減につながると考えられる。なお、ピッチ角0°に固定されている小形風車では強風時に停止することも難しい。このため、小形風車では発電機の短絡制動に加えて、負荷抵抗による制動が用いられていることが多い。これらの制動に加えて、水平軸風車では強風によって風車を横に向けるフーリング制御、垂直軸風車では機械的なブレーキを装備していることもある。

自然風には様々な時間スケールの乱れが含まれている。大形風車はロータ慣性が大きいため、瞬間的な風速変動のような高い周波数の風の乱れに対してはロー

タ慣性が風荷重の変動を吸収し、時間スケールの長い風の乱れに対してのみ回転数が追従する。一方、小形風車はロータ慣性が小さいため、瞬間的な風速変動によっても回転数が変化する。これにより瞬間的に風速が高くなると回転数が急激に上昇し、反対に瞬間的に風速が低くなると回転数が急激に低下し停止してしまう。その結果、低風速状態で風速変動が大きい環境では、小形風車は発電と停止を繰り返し安定しない。起動特性の点からはブレードの軽量化が望まれるが、出力安定の点からブレードはある程度重い方がよく、トレードオフの関係にある。なお、垂直軸風車は水平軸風車と比べて出力係数は低めであるが、ロータ慣性が大きく風向に依存しないため、出力は安定している。

小形風車の用途として、電力系統と切り離された独立電源方式と系統に接続された系統連系方式の2つがある。地方で少しだけ電気が必要な場所では、小形風車と太陽光発電を併用した独立電源方式が使われる。例えば、送電線を敷設するコストが高くなる地方の街灯や電波中継基地の電源に利用される。この場合には、小形風車が発電した電気を一旦蓄電池に蓄えてから使用することになる。一方、系統連系方式では、固定価格買取制度により、小形風車が発電した電気を電力会社に売ることができる。しかし、系統連系方式で必須となる小形風車と系統との間に入れるパワーコンディショナについては、小形風車用の認証品がなく、系統連系の手続きが煩雑である。小形風車の導入拡大のために、太陽光発電のような認証されたパワーコンディショナが必要であり、現在NEDOによって小形風車の系統連系要件が議論されている。

5.3 小形風車の標準化

大形風車はIEC61400-1により、風荷重による空力と構造の弾性を考慮した空力弾性モデルで設計することになっている。一方、小形風車はIEC61400-2により、空力弾性モデル以外に、設計手順を簡略化した簡易荷重モデルを用いても良いことになっている。小形風車の運転回転数等の仮定を設定して、簡易に計算できるようにしたものが、簡易荷重モデルであるが、IEC61400-2には小形水平軸風車の簡易荷重モデルは示されているものの、小形垂直軸風車については示されていない。また、世界的には水平軸風車が主流であるが、日本では垂直軸風車が数多く設置されているため、小形垂直軸風車に対する設計指針の作成が急務である。これらの背景のもとに、世界に先駆けて日本

で垂直軸風車の簡易荷重モデルを構築する研究が実施され^{12,13)}、日本小形風力発電協会の規格として定められた¹⁴⁾。

しかし、空力弾性モデルでは設計を精緻に行うため、終極荷重安全率が1.35に設定されているのに対して、簡易荷重モデルでは簡易に設計できる分、安全率が高く設定されており3.0となっている。多くの小形風車は簡易荷重モデルで設計されているが、安全率が大きい分、コストが高くなっている。

水平軸風車の空力弾性モデルは汎用のものがあり、大形風車も小形風車も用いることができる。一方、垂直軸風車の空力弾性モデルは存在しない。そのため、垂直軸風車のコスト低減を目指して、垂直軸風車用の空力弾性モデルの開発が行われている¹⁵⁾。空力弾性モデルを構築するためには、実物の垂直軸風車に作用する荷重とモデルによって計算された荷重を比較して評価する必要がある。そのため、**図16**に示すような風洞実験によって垂直軸風車に作用する荷重を詳細に測定している。垂直軸風車の回転力はブレードによって生じるため、**図17**のように、回転するブレードの表面に圧力測定孔を設け、回転系に搭載した圧力センサによってブレード表面の静圧を測定する。測定した



図16 垂直軸風車の風洞実験 (三重大学大形風洞)
Wind tunnel experiment of vertical axis wind turbine
(Mie University Large Wind Tunnel)

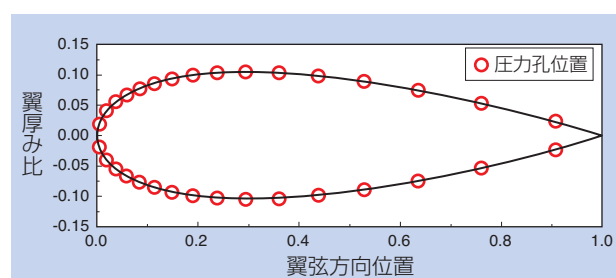


図17 垂直軸風車ブレード面の圧力分布測定
Pressure taps on blade of vertical axis wind turbine

圧力分布の例を図18に示す。ブレードのアジマス角により圧力分布が異なることがわかる。この圧力分布で囲まれた面積を積分し、回転方向成分を計算することで、図19のようなブレードに作用する回転力を算出できる。この図から垂直軸風車が運転中の回転力はブレードのアジマス角によって変化するとともに、周速比 λ （風速に対するロータ周速度の比）によっても回転力が変化することがわかる。また、図20に示すように、回転中の垂直軸風車ブレード周りの流れを測定することにより、失速等の挙動を知ることができ、空力弾性モデルの精度を向上させることができる。これらの風洞実験によって垂直軸風車の性能や荷重の詳細を解析した後に、フィールド実験によって風の非定常性が垂直軸風車の性能や荷重に及ぼす影響を考慮し、空力弾性モデルを最終評価する。これらの研究により、垂直軸風車の空力弾性モデルが開発されれば、低コストで信頼性の高い垂直軸風車を設計することができると考えている。

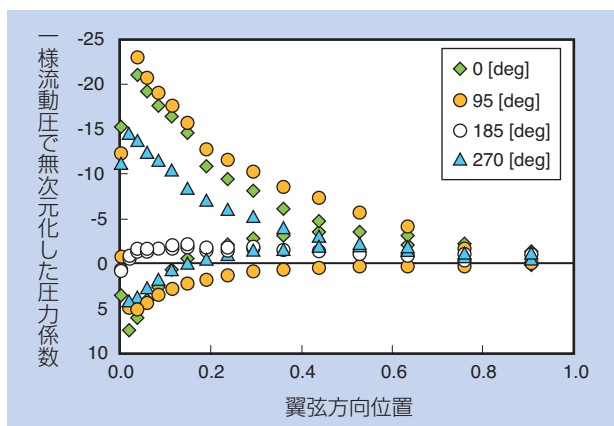


図18 垂直軸風車回転中のブレード圧力分布
Pressure distribution on blade of vertical axis wind turbine in operation

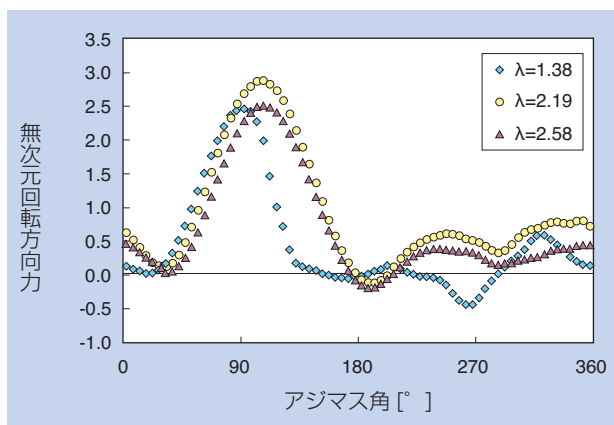


図19 垂直軸風車ブレードに発生する回転方向力
Tangential force on blade of vertical axis wind turbine

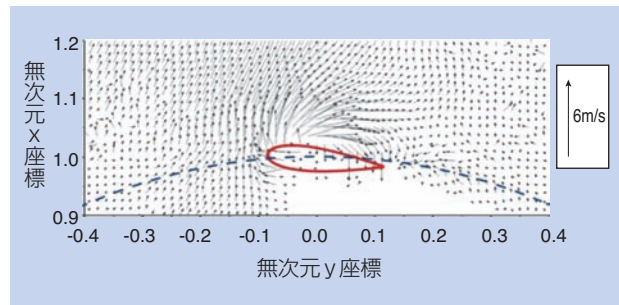


図20 垂直軸風車ブレード周りの流れ
Flow around rotating blade of vertical axis wind turbine

6. まとめ

大形風車は陸上から洋上へ設置場所が移行することにもない超大形化を目指しており、今後は直径200m、出力10MW超級の風車が開発されていく。風車の発電量はロータ直径の2乗に比例し、本体コストは直径の3乗に比例して増加するため、大形化するほど発電量に対するコストは高くなる。そのため、利用率向上や故障防止を目的としたコンディション・モニタリング・システム（CMS）に関するNTNの実用化研究が期待される。また、今後は革新的な技術開発も望まれており、本体コストの中で大きなウェイトを占めるタワーを不要にした風車、つまりワイヤーで係留して空中にプロペラだけ浮かせたエアボーン風車等も実証研究されている。

一方、小形風車は大形風車とは異なるサイトや用途での利用が進められているが、導入促進のためにはやはりコスト低減が必須である。そのために小形風車の構成部品の共通化や系統連系設備の認証に取り組んでいる途上である。また、大形風車のように、小形風車でも世界標準の空力弾性解析コードを確立することにより、信頼性を確保しながら安全率を切り詰めた低コストの小形風車を設計でき、小形風車の普及に貢献できると期待している。

参考・引用文献

- 1) Global Wind Energy Council, Global Wind Report Annual Market Update 2015, (2015) pp.8-19.
- 2) 新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO), 日本における風力発電の状況, NEDOホームページ, <http://www.nedo.go.jp/library/fuuryoku/state/1-01.html> (アクセス2016.6.25).
- 3) 日本風力発電協会(JWPA), 2015年末風力発電累積導入実績, JWPAホームページ, <http://log.jwpa.jp/content/0000289449.html> (アクセス2016.6.25).
- 4) 日本風力発電協会, JWPA Wind Vision Report～真に信頼される電源を目指して～, 日本風力発電協会, (2016) p.3.
- 5) Pitteloud, J.D. and Gsanger, S., Small Wind World Report 2016, Summary, World Wind Energy Association (2016).
- 6) Gsanger, S. and Pitteloud, J., Small Wind World Report 2014, Summary, World Wind Energy Association, (2014).
- 7) 風力発電関連機器産業に関する調査研究委員会, 風力発電関連機器産業に関する調査研究報告書, 平成28年3月版, 日本産業機械工業会, (2016) pp.3-47.
- 8) International Electrical Commission, Wind Turbines - Part 1: Design requirements, Edition 3.0 Amendment 1, (2010).
- 9) International Electrical Commission, Wind Turbines - Part 2: Design requirements for small wind turbines, Edition 3.0, (2013).
- 10) International Electrical Commission, Wind Turbines - Part 3: Design requirements for offshore wind turbines, Edition 1.0, (2009).
- 11) 新エネルギー産業技術総合開発機構, 風力等自然エネルギー技術研究開発/風力発電高度実用化研究開発/10MW 超級風車の調査研究(要素技術)平成25年度～平成26年度成果報告書, 新エネルギー産業技術総合開発機構, (2015) pp.3_1-3_29.
- 12) 前田太佳夫, ほか5名, 直線翼垂直軸風車の流れと流体力に関する風洞実験, ターボ機械, 42(2),(2014) pp.100-106.
- 13) Maeda, T., Kamada, Y., Murata, J., et al., Measurements of flow field and pressure distribution of straight-bladed vertical axis wind turbine, Proceedings of European Wind Energy Association Conference 2013, Web site, (2013) 8p.
- 14) 日本小形風力発電協会, JSWTA 0001小形風車の性能及び安全性に関する規格, 第二版, (2013) pp.9-17.
- 15) 村田淳介, 前田太佳夫, 鎌田泰成, 小笠原達彦, 清水健斗, 直線翼垂直軸風車に対する解析手法の開発と検証, 第37回風力エネルギー利用シンポジウム講演論文集, (2015) pp.361-364.

〈著者紹介〉

前田 太佳夫 (まえだ たかお)

三重大学 大学院工学研究科 機械工学専攻 教授 博士(工学)

1991年	名古屋大学大学院工学研究科博士課程後期課程, 機械工学及び機械工学第二専攻 満了
1991年	名古屋大学工学部 助手
1992年	三重大学工学部 講師
1995年～1996年	オランダ王国デルフト工科大学風力エネルギー研究所 フェロウシップ研究員
1997年	三重大学工学部 助教授
2005年	三重大学工学部 教授
2006年	三重大学大学院工学研究科 教授
2006年～2007年	三重大学サテライト・ベンチャー・ビジネス・ラボラトリー長
2009年	三重大学環境エネルギー工学研究センター長 現在に至る

【専門分野】

流体工学, 流体機械, 風車工学

【主な学会・団体等の活動】

- (一社) 日本風力エネルギー学会: 理事(2005年～), 論文委員長(2006年～), 副会長(2014年～)
- (一社) ターボ機械協会: 理事(2011～2012年)
- (一社) 日本産業機械工業会: 風力発電関連機器産業に関する調査研究会委員長(2010年～)
- (一社) 日本電機工業会: 風力発電システム標準化委員会副委員長(2013年～)
- (一社) 新エネルギー財団: 新エネルギー産業会議風力委員会副委員長(2014年～)

自然エネルギー事業とグリーンパワーパークの紹介

Green Energy Business and Green Power Park

森 夏比古* Natsuhiko MORI



エネルギーの安定供給と環境保護の観点から、自然エネルギーは持続可能な社会を実現するためのエネルギーである。

NTNでは、2015年4月にスタートした中期経営計画「NTN100」のなかで、新たな領域の事業展開を進めており、そのひとつが風と水のエネルギー利用による「自然エネルギー事業」である。

NTNが取り組んでいる小形風車、マイクロ水車を取り巻く環境、並びに、2016年4月に開設した、自然エネルギーを活用して発電することで低炭素なエネルギー循環型社会のモデルを提案する「グリーンパワーパーク」について紹介する。

From the point of view of energy supplying and environmental protection, the renewable energy is the ultimate one to realize a sustainable society.

"NTN100", NTN's medium-term management plan which started in April 2015, has been promoting the business development of a new area, "Energy Business" using the natural energy of wind and water.

This article introduces the environment surrounding Small Wind Turbines and Micro Hydro Turbines which NTN is developing, and "Green Power Park" established in April, 2016, proposing the energy recycling society with low carbon emission using the familiar power generation technology.

1. はじめに

18世紀イギリスに始まる産業革命以降、人類は石炭、石油、核燃料などの地下資源をエネルギーに変え、それを文明の原動力として利用し、地下資源の消費量を増加させてきた。

近年、こうした地下資源の大量消費の結果、将来のエネルギーの安定供給と環境破壊が懸念されている。

太陽光、太陽熱、水力、風力、バイオマス、地熱などのエネルギーは、「自然エネルギー」といわれ、一度利用しても比較的短期間に再生が可能で、特に、現在、日本の主要なエネルギー源である石油・石炭などの化石燃料を補完するエネルギーとして有効である。

また、自然エネルギーは、発電時や熱利用時に地球温暖化の原因となる二酸化炭素をほとんど排出しない優れたエネルギーである。

自然エネルギーの中で最大規模の発電量は風力発電で、世界の年間総発電量の2.7%を占めており、自然エネルギーの約半数の48%を占めている(図1)。

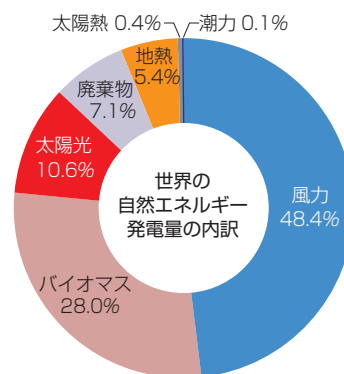


図1 世界の自然エネルギー発電の内訳¹⁾
Recyclable energy power generation in the world

2. エネルギー事業への取組み

NTNでは、2015年4月にスタートした2018年3月までの中期経営計画「NTN100」の中で、以下の新たな領域における事業化展開を進めている。

- ①エネルギー事業（自然エネルギーの利用）
- ②EV事業（自動車の自動化、安全革命）

③ロボット関連事業（人との協働，共生）

④サービス・ソリューション事業

（ビッグデータの活用）

本稿では，NTNが取り組んでいる小形風車，マイクロ水車を取り巻く環境について解説する。

NTNは，2014年末に革新的な高効率の風力・水力用翼に関する特許，意匠の専用実施権契約を締結し，独占的に実施できる権利を獲得した。NTNで蓄積してきた低トルク技術・潤滑技術のノウハウと，この効率的な翼技術を活用し，本事業化のため2016年3月までプロジェクトにて開発を進め，2016年4月1日付で，自然エネルギー商品事業部を発足し，量産販売に向け量産化開発，事業化を進めている。

本事業は，上記①エネルギー事業に相当するもので，小形風力発電装置，マイクロ水車の販売により2025年に300億円の販売を目指している。

3. 小形風車，マイクロ水車を取り巻く環境

3.1 小形風車の導入実績と今後の予測

風力発電全体の導入実績は2015年実績で433GWであり（図2），うち，一般的に100kW未満と定義される小形風車は約0.1%の年間300MW程度に過ぎない。

国別に見ると，中国が最も多く，次いで，米国，英国と続き，これら3ヶ国の導入が多い。日本は電気事業法，海事協会認証により小形風車は20kW未満と定義されるが，2014年までの累計で4,200kWしかない。

小形風車市場は，多くの国で100種類以上の小型風車のモデルが存在するなど，小形風車の世界マーケットが未だ発達初期段階にあることを示しており，年率20%程度の伸びが見込まれている（図3）。

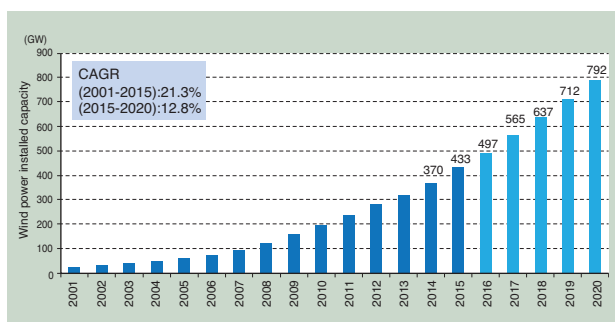


図2 世界の風力発電設備容量¹⁾
Wind power installed capacity in the world

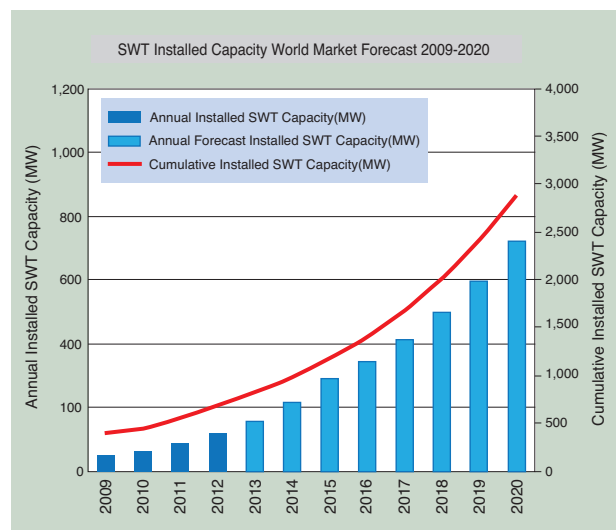


図3 世界の小形風力発電導入量と需要規模²⁾
SWT installed capacity world market

3.2 主要国の小形風車の電力購入価格

電力の買取価格については，小形風車の普及が進んでいる米国では，地域により多少の差はあるが，16.2~17.2円/kWh，英国は27.3円/kWhとなっている（換算レート：132円/EUR）。日本は，FIT買取価格に基づき，20kW未満のサイズでは55円/kWhとなっており，非常に高い水準にある（表1）。

表1 世界の小形風力発電導入量と需要規模³⁾
Small wind feed-in tariff picking worldwide

Country/Region	Size Limit	EUR/kWh	Country/Region	Size Limit	EUR/kWh
Chinese Taipei	1-10kW	0.185	Japan	<20kW	0.418
Canada				≥20kW	0.167
Ontario	<10kW	0.074	Lithuania	<10kW	0.095
Nova Scotia	<50kW	0.332		10-350kW	0.092
Cyprus	<30kW	0.220	Portugal	<3.68kW	0.432
	Off-grid	0.190	Slovenia	<50kW	0.095
Greece	<50kW	0.250	Switzerland	<10kW	0.247
	>50kW	0.090	UK	<100kW	0.207
	Off-grid	0.100	USA		
Italy	1-20kW	0.285	Indiana	5-100kW	0.130
	20-200kW	0.262	Hawaii	<20kW	0.123
	0.2-1.0MW	0.146		20-100kW	0.105
Israel	<15kW	0.250	Vermont	<15kW	0.180

3.3 小形風車の日本市場について

小形風車の2020年の日本市場規模は約22億円，日本市場は金額ベースでは世界市場の約17%（台数ベースでは14%）と見込まれる．市場伸び率は年4～5%とみられる（表2）．

表2 日本および世界の小形風車市場⁴⁾
Japan & worldwide market of small wind turbine

単位：百万円，台

		実績		見込		予想			
		2011年	2012年	2013年	2014年	2015年	2016年	2017年	2020年
日本市場	金額	1,300	1,500	1,700	1,800	1,800	1,800	1,900	2,200
	台数	1,700	2,000	2,300	2,500	2,600	2,600	2,740	3,200
海外市場	金額	10,400	10,900	11,300	11,500	11,700	11,800	12,000	12,800
	台数	18,400	19,400	20,100	20,700	21,200	21,500	46,600	23,300

3.4 小形風車の防災分野への適用について

近年発生した災害による被害発生反省から地震や津波など想定規模を大幅に見直して防災をソフトとハードの両面から多重対策を行う気運が自治体で高まっている．

南海トラフ巨大地震の震源に近い高知県では，地震発生後，極短時間で津波が押し寄せるリスクが高く，避難タワーの建設が進んでおり，高知県内に117箇所の避難タワー建設の計画がある（図4）．

また，災害の情報収集を目的にCCTV（Closed-circuit television 監視テレビ）カメラを手厚く施設する試みも進んでいる．これら防災分野では，地震と津波による停電の状況下，CCTVカメラの起動や避難所の電灯，携帯電話の電源など場所を多くとらない小規模ながら安定的な独立電源の確保が極めて重要である．太陽光パネルや小形風車は有効であるが，発電時



高知県四万十市 下田水戸津波避難タワー⁵⁾

従来のタワー6mの横に2基目のタワー9m（海拔18.6m）
320名収容 最上段にライフジャケット格納 事業費：1,953万円

図4 高知県の避難タワー
Evacuation tower in Kochi

間が安定しないという問題点がある．

電力源として，太陽光パネルと小形風車，更にバッテリーを有するハイブリッド式は有利であるが，コストを抑えるためには，太陽光パネルと小形風車の組み合わせが有望と思われる．

3.5 小水力発電の日本市場とマイクロ水車

日本の小水力発電の2012年までの導入実績と2013年から2020年の市場規模を表3に示す．小水力発電はRPS法^(注)の対象となる1,000kW（1MW）以下が対象である．

(注) 2002年6月に公布された「電気事業者による新エネルギー等の利用に関する特別措置法」

電気事業者に対し，一定量以上の新エネルギー等を利用し得られる電気の利用を義務付け，新エネルギー等の利用を推進していくもの

表3 日本の小水力発電市場⁴⁾
Market of micro hydro turbine in Japan

単位：百万円，容量 kW

		実績		見込		予想			
		2011年	2012年	2013年	2014年	2015年	2016年	2017年	2020年
日本市場	金額	1,370	1,170	2,370	2,290	1,900	1,700	1,700	1,600
	容量 kW	5,220	4,450	9,050	9,140	7,740	6,850	6,800	6,600

固定価格買取制度により，特に200～1,000kW，買取価格29円/kWhの市場が2014年まで拡大し，2015年以降は業務用施設等に設置される200kW以下，買取価格34円/kWhの割合が増えると思われる．

小水力発電の適地は全国1万箇所以上，河川部では新潟，岐阜の潜在需要が高い．農業用水路では福島，愛知，栃木が有望．東北は復興需要が続く．農林水産省や自治体等の支援も見込める．

福島県安積疏水は，猪苗代湖を水源として阿武隈川へ数多く引かれた水路で，幹線水路のみでも総距離約50kmに及び飲用水・灌漑用水に用いられている．この疏水では，小水力発電に適した設置場所が多く，かつ，流量も安定しており，NTNは小水力発電の実証試験を進めている．今後，小水力発電の事業化推進により，疏水を活用した新規ビジネスへの波及効果が見込まれている．

小水力発電は、エネルギー変換効率が高く流量の変化が少ないため、24時間安定した発電が見込める(表4)。水力発電は、水利権や法的手続きが困難であること、また、従来の落差式水力発電は、設置コストが高いことから、特に小水力発電はあまり普及していなかった。しかし、マイクロ水車は、流水を利用し、据え置くだけで設置できることから、今回の実証試験の成功により、注目を集めている(図5, 6)。詳細は、【商品紹介】「マイクロ水車」をご参照ください。

表4 小水力発電の長所と短所
Advantages & disadvantages of micro hydro turbine

長所	エネルギー変換効率が他の発電に比べ格段に優れる エネルギー密度が高く、安定した発電ができる 設置面積が太陽光に比べ小さい 未開発の包蔵量が豊富である
短所	河川法など法的手続きが面倒である 設置場所が限定される 水の利用で利害関係が生じる 認知度が低い



図5 マイクロ水車
Micro hydro turbine

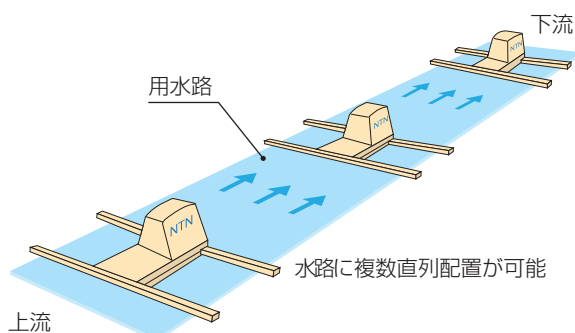


図6 マイクロ水車の直列配置
Installation of micro hydro turbine

三大疏水の概要と小水力の包蔵量

日本の農業用水路は、総延長40万kmと言われる。安積疏水(福島県)、那須疏水(栃木県)、琵琶湖疏水(滋賀県、京都府)の三大疏水では、安積疏水:500km、那須疏水:357km、琵琶湖疏水:45kmの水路長である。これら三大疏水について概要とマイクロ水車が適用できる包蔵量を算出した(表5)。

主幹線の20%に100kW/km [1kW×100台(10m毎に設置)]を敷設するとして試算すると、安積疏水:1,040kW、那須疏水:330kW、琵琶湖疏水:220kWとなる。

表5 三大疏水と小水力の包蔵量
3 major canals and endowments of micro hydro turbine


	安積疏水	那須疏水	琵琶湖疏水
地域	福島県	栃木県	滋賀県, 京都府
総延長	約 500km	357km	45km
幹線水路	52km	16.3km	11.1km
分水路	96km	96km	8.4km
NTN マイクロ水車 適用包蔵量(推定)	1,040kW	330kW	220kW

3.6 日本の再生可能エネルギーの固定価格買取制度

再生可能エネルギーの固定価格買取制度(通称FIT)は、自然エネルギー源(太陽光、風力、水力、地熱、バイオマス)を用いて発電された電気について、国が定める固定価格で一定の期間電気事業者へ調達を義務づけるもので、2012年7月1日にスタートした(図7)。


小形風車のFIT認定実績を見ると、2015年末までの累計で4,500kWが認定されているが、実際に電力会社に系統連系承認されたのは364kWで、系統連系実績は認定の8%程度に留まっている。風力発電量は気象条件により大きく左右され、系統連系されるとその程度によって安定供給に影響があることもあり、実際の系統連系導入が進んでいない(図8, 9)。

持続可能な社会を実現するための究極のエネルギーは、自然エネルギーであることは間違いなく、技術的な安定供給への取組み、コスト課題が解決され、自然エネルギーの普及が望まれる。

	風力	20kW 以上	20kW 未満	洋上風力 (※)
	調達価格	22 円+税	55 円+税	36 円+税
	調達時間	20 年間	20 年間	20 年間

※建設及び運転保守のいずれの場合にも船舶等によるアクセスを必要とするもの。

	水力	1,000kW 以上 30,000kW 未満	200kW 以上 1,000kW 未満	200kW 未満
	調達価格	24 円+税	29 円+税	34 円+税
	調達時間	20 年間	20 年間	20 年間

	既設導水路 活用中小 水力 (※)	1,000kW 以上 30,000kW 未満	200kW 以上 1,000kW 未満	200kW 未満
	調達価格	14 円+税	21 円+税	25 円+税
	調達時間	20 年間	20 年間	20 年間

※既に設置している導水路を活用して、電気設備と水圧鉄管を更新するもの。

	太陽光	10kW 未満						
		余剰買取		ダブル発電・余剰買取				
	出力制御対応機器 設置義務なし	出力制御対応機器 設置義務あり※	出力制御対応機器 設置義務なし	出力制御対応機器 設置義務あり※	調達価格	31 円	33 円	25 円
調達時間	10 年間		10 年間					

※北海道電力・東北電力・北陸電力・中国電力・四国電力・九州電力・沖縄電力の需給制御に係る区域において、出力制御対応機器の設置が義務付けられます。

	太陽光	10kW 以上
	調達価格	24 円+税
	調達時間	20 年間

図7 2016年度のFIT買取価格(1kWh当たり) ⁶⁾
FIT purchase price in FY2016 (per 1kWh)

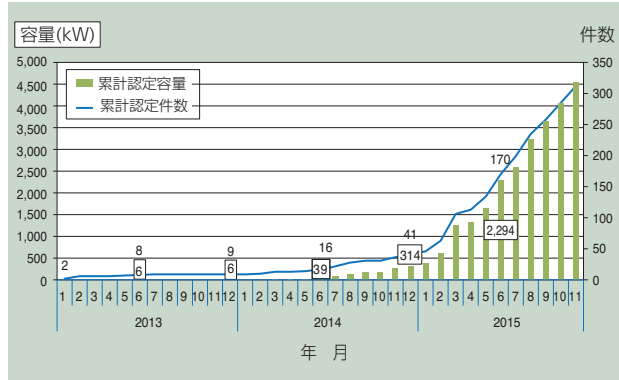


図8 小形風車 FIT認証の実績 ⁷⁾
Approved small wind turbine by FIT

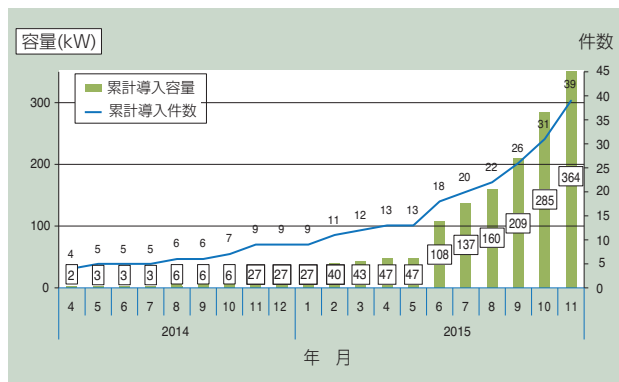


図9 小形風車 系統連系導入の実績 ⁷⁾
SMT System interconnection result with Electric Power Co.

4. グリーンパワーパークの紹介

三重県桑名市にある先端技術研究所内の、6,300m²の敷地に風力、水力、太陽光発電装置を備えたグリーンパワーパークを設立した (図10)。場内には野菜工場や、電気自動車の充電施設があり、自然エネルギーにより発電された電力をこれらに供給し、自然エネルギー循環の実証試験を行っている。

グリーンパワーパーク内には2kW、4kW、10kW、各1基、及びハイブリッド街路灯3基、計6基の小形風車 (垂直軸風車) を設置している。また、NTNのインホイールモーター車Q'mo 2台を置き、充電は自然エネルギーで発電した電力でまかなっている。更に、これら全体の発電状況、バッテリーへの充電状況をモニタリングし、管理するIoTルームを備えている。

本パークは、2016年4月22日~28日、三重県桑名市で「2016年ジュニア・サミット in 三重」が開

催された会場のひとつとして選ばれ、自然を破壊することのない、低炭素社会、エネルギー循環型社会のモデルを紹介した。



図10 グリーンパワーパーク
Green Power Park

4.1 小形風力発電装置

小形風力発電装置は出力が20kW未満のものを言い、大掛かりな建設工事は必要なく、公園や駐車場などの狭い土地にも建設が可能である。また、離島などの無電化地域への電力供給や防災のための非常用電源、一般家庭へのクリーンエネルギーの供給など役割も多彩である。

(1) 垂直軸風車の特徴

NTNの垂直軸風車は、独自の厚みのある翼形状により、風切音が殆どしない。また、どの方向から吹く風も受け止め、風況変化の大きい自然風でも高効率な発電が可能である（図11）。



図11 10kW機
10kW Wind Turbine

(2) ハイブリッド街路灯

ハイブリッド街路灯は、風と太陽光の二つの自然エネルギーを利用した0.3kWクリーンエネルギー発電システムである（図12）。

日中は風車と太陽光パネルの両方で発電し、内蔵のバッテリーに充電する。夜間も風車は発電し、LED照明を点灯する。風と太陽光の両方で発電可能であり、災害時の非常用電源としても有効である。

また、携帯電話の充電機能や監視カメラなどの危機管理装置を付加することも可能である。



図12 ハイブリッド街路灯
Hybrid street light

4.2 マイクロ水車

一般的な落水式の水力発電装置は、水を塞ぎ止めるため大規模な工事が必要になる。

これに対し、マイクロ水車は、流水を利用、設置が容易で、用水路、小河川など生活に身近な様々な流水を利用して発電を行うことができる小型の水力発電装置である（図13）。

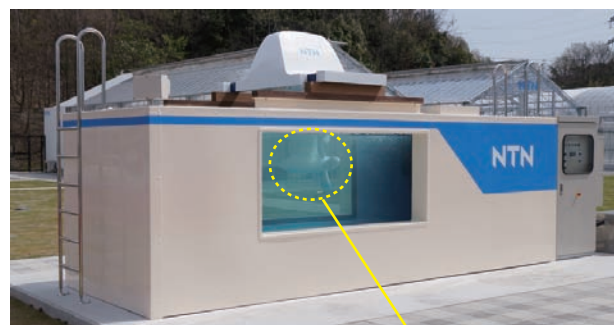
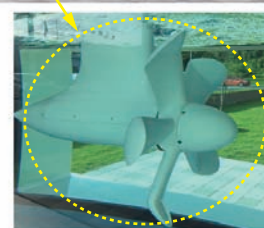


図13 マイクロ水車と
展示用水槽
Micro hydro turbine and
tank for display



4.3 追尾型太陽光発電

発電容量5kWの他社製「追尾型太陽光発電装置」にNTNが開発した電動モータ駆動方式のシリンダ型リニアモジュールを搭載した(図14)。送りねじ部にボールねじを採用し、高い繰り返し位置決め精度と、長時間の使用が可能な耐久性を確保した。また、直動案内部となる本体ハウジング内面の軌道面に溝を設けると同時に、ガイドローラとして転がり軸受を使用することで、滑らかな直動案内と高い剛性を実現した。



図14 追尾型太陽光発電装置
Tracking-type solar power generation

4.4 野菜工場

野菜工場では、グリーンパワーパークで自然エネルギーを活用し、発電した電力をレタスやトマトなどの野菜の水耕栽培に供給している(図15)。

栽培に必要な電力を抑え、効率よく、自然環境の変化に左右されずに、計画的に栽培することで、全体の収穫量を増やし、持続可能な循環型野菜工場のモデルを目指している。

- 第一野菜工場 : 300m²
- 第二野菜工場 : 1,000m²



図15 野菜工場
Vegetable plant

4.5 Q'mo

Q'moは、「その場回転」や「横方向移動」が可能な電気自動車(EV)である。従来の自動車にはない動きをする新たな時代の超小型電動モビリティであり、四輪ともインホイールモータを内蔵し、その場回転を可能にしている(図16)。

操作性を高めた「マルチドライビング・システム」を搭載した「Q'mo II」では、世界で初めての公道走行が可能なEVモビリティとして、軽自動車のナンバープレートを取得した。



図16 Q'mo

4.6 モニタリング&コントロールセンター

モニタリング&コントロールセンターでは、グリーンパワーパークの全ての設備について、リアルタイムで発電、蓄電、消費の状況をモニタリングし制御することで、刻々と稼働条件が変化するエネルギーを効率的に配分する(図17)。



図17 モニタリング&コントロールセンター
Monitoring and control center



図18 グリーンパワーパークモニタリングディスプレイ
Green Power Park monitoring display

また、先端技術研究所のロビーには、グリーンパワーパーク全設備の発電、蓄電状況のリアルタイム表示や、発電量の推移をグラフ化し表示するディスプレイを設置している (図18)。

5. おわりに

風力、水力、太陽光などの再生可能な自然エネルギーは、持続可能な社会を実現するために重要なエネルギーであり、もう一歩進んだ活用が必要とされている。

NTNの新たな領域の事業のひとつとして進めている小形風車、マイクロ水車の事業化を通じて、全世界で、低炭素化社会の実現、エネルギー循環型社会の実現に貢献していく。

参考文献

- 1) Sustainable Japan
【エネルギー】世界の風力発電導入量とビジネス環境～2015年の概況～
<<http://sustainablejapan.jp/2016/05/06/wind-power-market/11154>>
- 2) Small Wind World Report 2014
<http://uwea.com.ua/uploads/docs/SWWR_2014.pdf> p.12.
- 3) Small Wind World Report 2014
<http://uwea.com.ua/uploads/docs/SWWR_2014.pdf> p.10.
- 4) 富士経済「2013 電力・エネルギーシステム新市場」.
- 5) 四万十市ウェブサイト 広報四万十 平成25年4月号より引用
<http://www.city.shimanto.lg.jp/gyosei/pdf/h25/kouhou04.pdf> p.1.
- 6) 資源エネルギー庁ウェブサイト
http://www.enecho.meti.go.jp/category/saving_and_new/saiene/kaitori/kakaku.html
- 7) 小形風車 FIT認証実績，系統連系導入実績 出典データ
http://www.fit.go.jp/statistics/public_sp.htm

執筆者近影



森 夏比古

常務執行役員
新商品戦略本部長

小形風力発電装置 Small Wind Turbine Generator



安達 貴弥* Takaya ADACHI
柄澤 龍介* Ryosuke KARASAWA

自然エネルギーの一つである風力発電の中で、大形風車に対して省スペース、低コストで導入しやすい小形風車が注目され、急速に普及が進んでいる。NTNでは独自の技術を活用し、商品開発に取り組んでいる。NTNの独自の技術および商品の特長について紹介する。

Small wind turbine as one of renewable energies has received remarkable attention and rapidly become popular due to low-initial-cost and space-saving for construction compared to large wind turbine. NTN is taking on development of the small wind turbine using our technology.

This paper describes the technology and features regarding NTN's small wind turbine products.

1. はじめに

温暖化や化石燃料の枯渇問題の観点から自然エネルギーの活用が世界的に急務となっている。日本においても資源小国として石油をはじめとするエネルギー資源の大部分を海外に依存しており、エネルギー供給構造の改善が必要とされている。

また、東日本大震災を契機に自然エネルギーを含めた多様なエネルギー源の活用がこれまで以上に求められている¹⁾。

そのような背景から、日本の自然エネルギーの導入拡大政策として、電力の固定買取制度 (FIT) が2012年7月から開始されており、中でも小形風力発電装置 (20kW未満の風力発電装置) の買取価格は55円/kWhと最も優遇されており、注目を集めている。

NTNは独自の翼による高効率で極めて静かな小形風力発電装置の商品化を進めており、本稿ではその特長と開発状況を紹介します。

2. 小形風力発電装置とは

自然エネルギーとしての風力発電装置は風の中で風車を回し、その回転運動を発電機に伝えて電気を起こす発電方式である。自然界に無尽蔵に存在する風は、発電時にCO₂や廃棄物を出さない代表的なクリーンエネルギーである。

風力発電装置の中でも小形風力発電装置に分類されるものは、JIS C 1400において受風面積 (風車の翼が風を受ける面積) が200m²以下、電気事業法において出力規模が20kW未満の製品と定義されている^{1, 2)}。

大形風力発電装置の場合、1基あたりの (設置する) イニシャルコストが高く、騒音問題や環境問題などで設置場所の制約があるなどの課題がある。

それに対し、小形風力発電装置はコストや工期的に容易に設置することができ、省スペースであることから公園や学校などの公共スペースにも設置できる。また、災害時の非常電源などとしても利用することができ、手軽に導入できるのがメリットである。

3. 小形風力発電装置の種類

小形風力発電装置にはさまざまな種類があるが、一般に、風向に対する回転軸の位置から水平軸風車（HAWT：Horizontal Axis Wind Turbine）と垂直軸風車（VAWT：Vertical Axis Wind Turbine）に大きく分類される。また、作動原理の違いから揚力型と抗力型とに分類される。図1に風車の代表的な種類を示す。それぞれに特徴があり、以下に簡単に紹介する¹⁻³⁾。

水平軸風車は、風向に対して平行な回転軸を有する風車であり、プロペラ型、セイルウィング型、オランダ型、多翼型などがこれに含まれる。水平軸風車は、風車の回転面が常に風の吹く方向に向く必要がある。風車回転面を風向に追尾させる制御をヨー制御と呼び、制御装置を用いて強制的にヨー制御を行う方式と、空気力を利用して自律的にヨー制御を行うフリーヨーと呼ばれる方式がある。回転面がタワーの風上側にある風車をアップウィンド型、風下側にある風車をダウンウィンド型という（図2）。

垂直軸風車は、風向に対し直角方向（地面に垂直なものが多い）の回転軸を有する風車であり、ダリウス型、直線翼型、サボニウス型、クロスフロー型などが

これに含まれる。垂直軸風車は、どの方向から風を受けても回転することができるため、ヨー制御を必要としない。

揚力型と抗力型は作動原理の違いによるもので、主に揚力の作用により回転する風車を揚力型といい、プロペラ型、ダリウス型、直線翼型などがこれに含まれる。揚力型風車は風速の数倍～10倍という高い周速比が得られるため、発電用風車として用いられることが多い。

一方で主に抗力の作用により回転する風車を抗力型風車といい、サボニウス型、クロスフロー型などがこれに含まれる。抗力型風車は風速より高い回転数を得ることはできないもののトルクが大きいため、揚水・製粉などの動力用風車として用いられることが多い。

4. NTN独自の翼形状

NTNの独自形状の翼を利用した風車は垂直軸、水平軸ともに適用できる。それぞれの形状を図3に示す。水平軸、垂直軸の共通する特長は以下である。

- 1) 強風下でも風切音がほとんどない
- 2) 翼の効率が低い

一般的な水平軸3枚翼のプロペラ型風車の特長は効率良く発電する最適な回転数が高速側にあり、かつ翼断面形状も細いことから風切音が発生する。郊外の人家が近くにない場合は問題ないが、街中や公園など人々がふれあう場所の近くに設置される場合は、騒音が問題となる。NTN独自の翼を使った風車は効率良く発電する最適な回転数が他社に比べて低速側にあり、かつ独自の厚い翼断面により、強風下でも風切音を抑制する。また、ウイングレット部の独自の先端形状により、翼端渦を抑制し、ロスを小さくすると同時に風

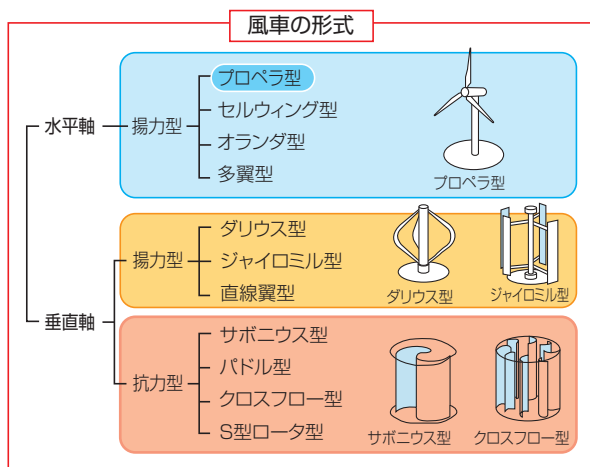


図1 風車の種類⁴⁾
Wind turbine category

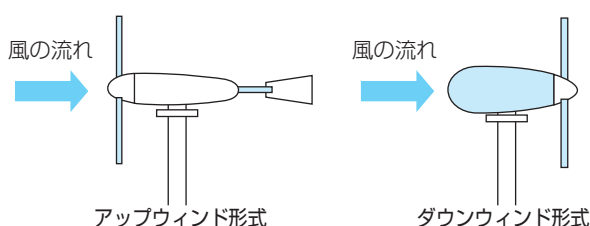


図2 水平軸風車の形式
Type of horizontal axis wind turbine



図3 NTN翼の形状
Design of NTN blade

切音がほとんど発生しない(図4)。

翼の効率が高いことに関しては翼の2つの特徴による。1つ目は翼端部のウイングレット、2つ目は独自の翼断面形状である。ウイングレットは一般に、航空機の主翼端に取り付けられる小さな翼のことで、ウイングチップとも呼ばれる。翼端では翼下面から翼上面へ回り込もうとする渦が発生し抵抗となるのを防ぎ、燃費向上に繋がっている(図5)。NTNのウイングレットは航空機で採用されるウイングレットに加え、独自の角度、先端形状により翼端渦を抑制し、かつ渦が翼からはく離してエネルギー損失の低減をしており、翼効率の向上に繋がっている。また流体解析結果によるイメージを図6に示す。

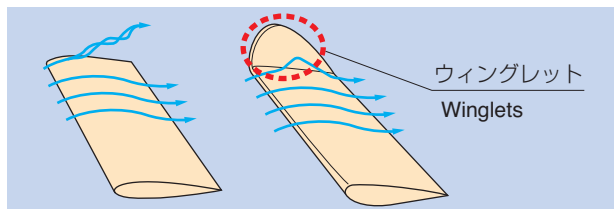


図4 ウイングレットによる風の流の変化
Change of the flow by winglets

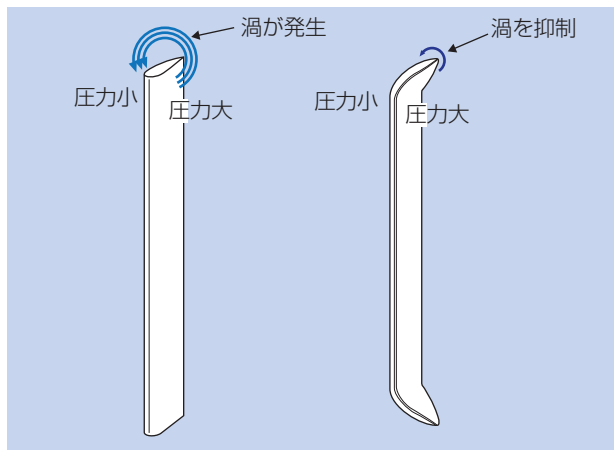


図5 ウイングレットの効果
Effect of Winglet

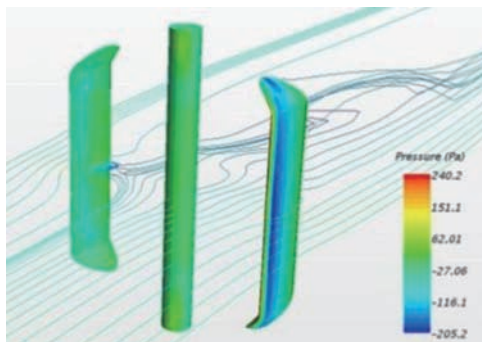


図6 流体解析結果
Result of fluid analysis

また、翼の断面形状に関しては独自の厚みのある断面によりピッチ角を持たなくても停止状態から回転力を生み出し、最適回転数では大きな揚力を生み出すことができる。さらに、ピッチ角がないことは回転方向の抵抗を小さくし、これにより風が弱くなったときでも減速せずに回転を保つ。再度風が吹いてきたときに瞬時に最適回転数で風をとらえることができ、変動風の中での効率を高めている。

NTNでは風車の翼の基礎データの取得を目的に風洞実験を実施した。風洞実験は国内最大級の大型風洞実験設備を有する三重大学にて実施した。風洞実験設備は図7のような回流型風洞であり、開放測定部に風車を設置し実験を行った。実験用風車を図8に示す。

風洞実験での正確なデータを収集することで、シミュレーション計算の精度を著しく向上することができた。その結果を設計に反映し、開発期間の短縮が図れるようになった。継続して高効率で安全性の高い風車の開発を進めていく。

以下に現在開発中の街路灯および10kW垂直軸風車を述べる。



図7 風洞実験設備
Picture of Wind Tunnel

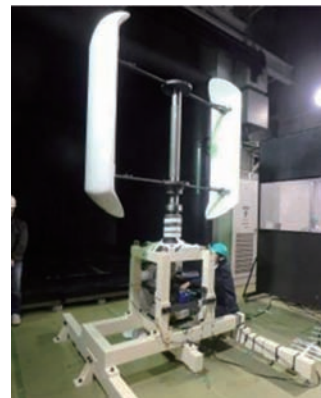


図8 実験用風車
Wind Turbine for laboratory test

5. ハイブリッド街路灯

風力発電装置と太陽光発電装置によるハイブリッド発電システムである。外観を図9、仕様を表1、構造を図10に示す。

NTNのハイブリッド街路灯は独立電源システムであり、電気配線のインフラのない場所での照明や災害時



図9 ハイブリッド街路灯
Hybrid street light

表1 ハイブリッド街路灯の仕様
Specification of hybrid street light

風力発電機	定格出力	0.2kW
	ロータ直径	0.8m
	翼長	1.2m
	風車形式	垂直軸
	ブレーキ	電気式
	耐風速	60m/s (最大瞬間風速)
ソーラー発電機	定格出力	90W
LED照明	消費電力 (公称)	10W
	照度	900lm

*製品の外観や仕様などは予告なしに変更することがあります。

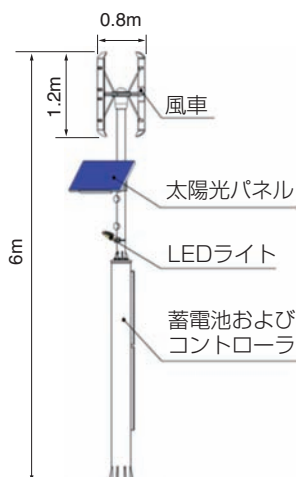
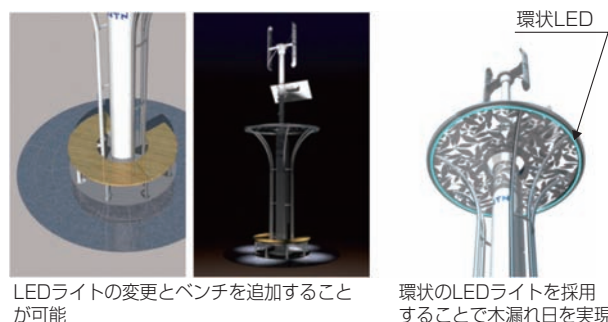


図10 ハイブリッド街路灯の構造
Structure of Hybrid street light

などの非常用電源、携帯電話の充電や通信機器の電源などとしても活用できる。

本製品のバッテリーは満充電の場合、12時間/日で5日間程度LED照明を点灯することが可能である。

強風時は電気式ブレーキを作動させることで緩やかに翼を回転することにより、風のを逃がす安全対策を講じている。安全性が高く、静寂性に優れたNTNのハイブリッド街路灯は、人々がふれあう公園、学校、役所、病院、災害避難場所、バス停、駐車場など、様々な場所に設置が可能であり、街のシンボルとしても最適である。広告塔として電光掲示板の設置、また監視塔として監視カメラなども設置可能である。その他、ユーザーの要望による外観のカスタマイズも可能である。ベンチを設置した例などを図11に示す。



LEDライトの変更とベンチを追加することが可能

環状のLEDライトを採用することで木漏れ日を実現

図11 街路灯のカスタマイズ例
Customization example

6. 10kW垂直軸風車

2016年度現在、20kW未満の小形風車の国内買取電力価格はFITで最も高額な55円/kWh、買取期間は20年間となっている。

FITを利用し55円/kWhで売電するには買取期間中、安定的且つ効率的に発電することが求められる。小形風車を導入する際は、経済産業大臣の設備認定を取得する必要がある。日本海事協会の実施する型式認証ClassNKは2013年に風力発電製品認証機関として認定されており、ClassNKの取得がFITの適用に必須となる。

NTN独自の翼を使用した10kW垂直軸風車は、ClassNKの取得を前提とした仕様で開発を進めている。

10kW垂直軸風車の構造を図12、仕様を表2に示す。

10kW垂直軸風車もハイブリッド街路灯と同様、強風下でも風切り音がほとんどせず、垂直軸のため風向変化の激しい場所においても高効率に発電することができる。

さらに、NTNの長年蓄積してきた軸受、回転体のノウハウを活用し、ドライブラインの低トルク化や長寿命化を実現する最適設計を行っている。

高効率で静音な小形垂直軸風車は今まで風車を設置できなかった場所にも設置することが可能となる。

2016年3月にNTNの先端技術研究所に実験機を建設した(図13)。この実験機でデータを収集し、更なる改良を進めている。

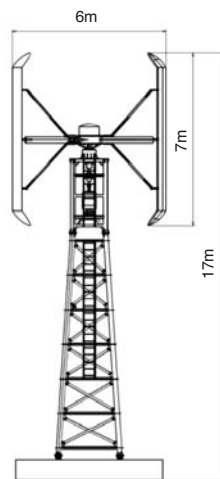


図12 10kW垂直軸風車の構造
Structure of 10kW vertical axis wind turbine

表2 10kW垂直軸風車の仕様
Specification of 10kW vertical axis wind turbine

定格出力	10kW
定格風速	12m/s
ロータ直径	6m
翼長	7m
風車形式	垂直軸
ブレーキ	機械式、電気式(併用)
耐風速	60m/s(最大瞬間風速)



図13 10kW垂直軸風車
10kW vertical axis wind turbine

7. 10kW垂直軸風車の安全性

ClassNKの小形風車の規格に関してはIEC国際規格等をベースに策定され、風車の安全性、信頼性、性能、騒音特性に関して規定されている。

特に暴風時の過回転による故障は大きな事故につながる可能性が高いため、安全性に関しては厳しい規定がされている⁵⁾。

NTNでは強風時のブレーキ機構として機械式ブレーキと電気式ブレーキの二重ブレーキを採用している。また、落雷、地震や津波などの自然災害を想定し、制御盤の水没による電源喪失時にも機械式ブレーキが作動する構造とし、風車の安全性を確保している。

翼に関しても高い安全性、信頼性が要求されている。翼強度に対して、解析による強度確認に加え(図14)、実物大の翼を用いて強度試験を行い、その安全性を確保している。

ClassNKでは上記のような強度上、システム上の安全性確認に加え、製造上の品質確認等、設計書類審査を行う。更に、認証用風車を試験サイトに建設し、規定された期間安定して稼動することを確認する型式試験^{*1}を実施する必要がある。NTNはClassNKの取得に向けて、型式試験の実施を2017年に予定している。

※1：型式試験要件

- ① 試験期間中の確実な運転
- ② 6ヶ月以上の運転
- ③ 風速によらず2,500時間以上の発電
- ④ 10.2m/s以上の風速において250時間以上の発電
- ⑤ 15m/sの風速以上の環境下で25時間以上の継続試験

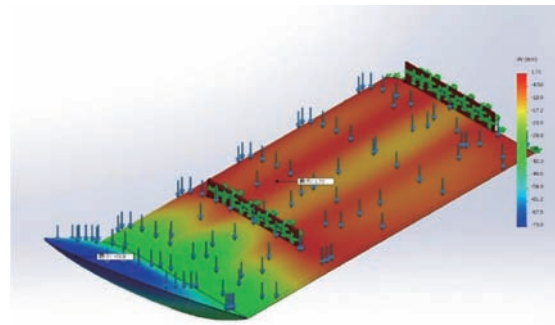


図14 解析結果
Result of FEM analysis

8. 翼の性能

三重大大学の大型風洞実験設備にてNTN翼の性能試験を実施した。試験は図15に示す独自の翼断面形状とウイングレットを備えたNTN垂直軸翼と、図16に示すウイングレットのない従来型の翼の受風面積を合わせた2種類の供試体を使用し、一定の風速を与えたときの各回転数におけるトルクを測定し、性能を確認した。

図17に風速6m/s時の結果を示す。従来型の供試体に比べ、NTN翼は約1.5倍効率が高いことが確認できた。

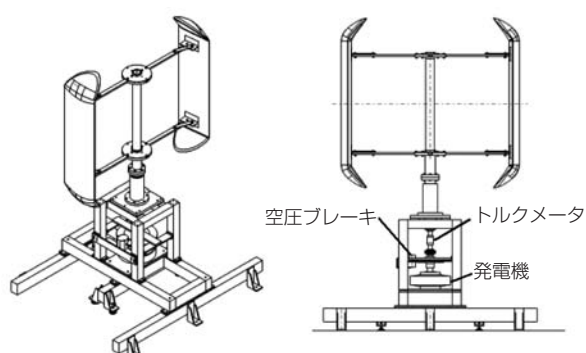


図15 NTN垂直軸翼
NTN's vertical axis wind turbine

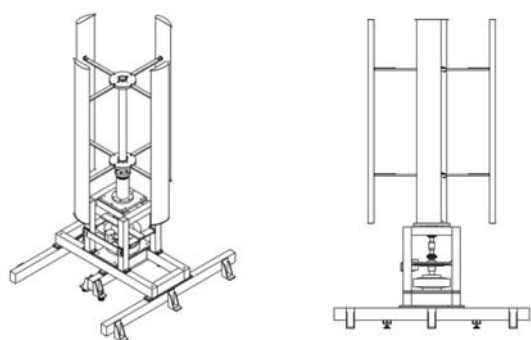


図16 ウイングレットのない従来型の翼
General vertical axis wind turbine (non winglet)

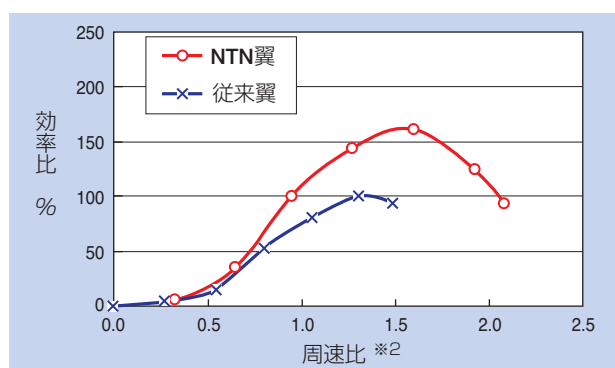


図17 性能比較

Result of performance

※2 周速比とは風速と回転数（翼の周速）の比

9. おわりに

本稿では、近年の自然エネルギーや小形風力発電装置の特長、NTNの独自の技術、開発品について解説した。

今後、低コスト、省スペース、導入のしやすさなどの特長より、さまざまな環境下で使用されることが推定される。

低炭素化社会に向けた市場のニーズに対応し、小形風力発電装置の技術開発が進んでいる。NTNの独自技術を盛り込み、日々商品を改良し他社との差別化を図っていく。これにより、新たな商品を提案し、自然エネルギー事業の売上および市場からの要求に対応していく。

参考文献

- 1) 独立行政法人 新エネルギー・産業技術総合開発機構：NEDO再生可能エネルギー技術白書 第2版，(2013)．第1章 4-11，第3章 4-9．
- 2) 一般社団法人 日本小形風力発電協会：小形風車導入手引書 第二版，(2012)，6-29．
- 3) 牛山泉：風力エネルギー読本，オーム社，(2005)，49-53．
- 4) 新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）ホームページより転載
<http://www.nedo.go.jp/content/100544818.pdf>
- 5) 一般社団法人 日本小形風力発電協会：JSWTA0001 小形風車の性能及び安全性に関する規格 第二版，(2013)，1-6

執筆者近影



安達 貴弥

自然エネルギー商品事業部
技術部



柄澤 龍介

自然エネルギー商品事業部
技術部

[商品紹介]

マイクロ水車 Micro Hydro Turbine



川合 智哉* Tomoya KAWAI
向井 浩氣* Hiroki MUKAI
後藤 知美* Tomomi GOTOU

地球温暖化やエネルギーミックスへの関心の高まりから、水力発電等の自然エネルギーの需要が急速に高まっている。水力発電は水の落差を利用し発電するのが一般的である。

NTNでは、既存の農業用水路や工業用水路に設置し、水路を流れる水の水速エネルギーを利用した流水式小水力発電装置（マイクロ水車）を開発した。本稿では、開発品の特長や構造について紹介する。

Demand of renewable energy such as hydroelectric power generation is increasing rapidly from rise of global warming and the interest to the energy mix. The one for which hydroelectric power generation uses the gap of the water is general. NTN has developed micro hydro turbine for small water flow (NTN micro hydro turbine) which is used in agricultural canal and industrial canal of existence. This paper introduces the features and the structure of the products of NTN.

1. はじめに

持続可能な社会を実現するため、エネルギー問題は世界規模で取組まなくてはならない課題である。

主な取組みとして、昨今の気候変動に関わる温室効果ガス排出の抑制および脱化石燃料化に向けた省エネルギー化、あるいは自然エネルギーなどエネルギーの多様化が進められている。

2030年度の想定電源構成(エネルギーミックス)は、自然エネルギーが震災前の実績と比べ2倍以上高

く、今後の成長が期待されている¹⁾。図1に2030年想定電源構成を示す。

我が国の自然エネルギーの導入拡大政策として、電力固定価格買取制度（以下、FIT）が2012年7月から開始されている。FITとは、自然エネルギーで発電した電気を、電力会社が一定価格で買い取ることを国が義務付けた制度であり、この制度により自然エネルギー事業への投資回収が容易になるため、普及を促進させている²⁾。

図2にFITにおける水力発電電力の買取価格を示す。200kW未満の水力発電の買取価格が34円/kWhと、他の水力発電クラスより優遇されている。水力発電は

電源構成・発電電力量（億 kWh）

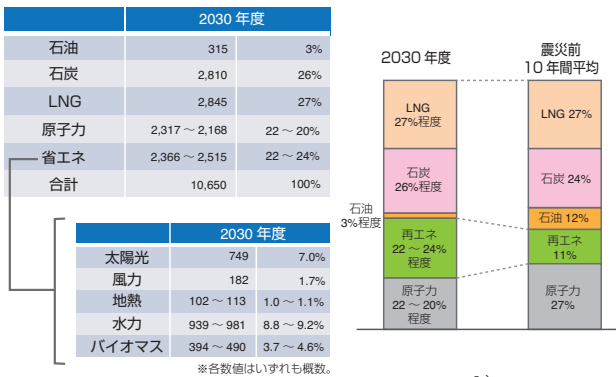


図1 2030年想定電源構成¹⁾
The power supply construction in 2030

水力	1,000kW 以上 30,000kW 未満	200kW 以上 1,000kW 未満	200kW 未満
調達価格	24 円+税	29 円+税	34 円+税
調達時間	20 年間	20 年間	20 年間

既設導水路 活用中小 水力（※）	1,000kW 以上 30,000kW 未満	200kW 以上 1,000kW 未満	200kW 未満
調達価格	14 円+税	21 円+税	25 円+税
調達時間	20 年間	20 年間	20 年間

※既に設置している導水路を活用して、電気設備と水圧鉄管を更新するもの。

図2 水力発電の電力買取価格²⁾
Price of the hydroelectric power generation

*自然エネルギー商品事業部 技術部

太陽光発電や風力発電に比べて設置場所が限られるが、発電量の変動が小さい安定した電源であり、今後の市場拡大が期待できる。

本稿ではNTNが商品化を進めている、効率の高い独自形状の翼を採用した流水式小水力発電装置（マイクロ水車）を紹介する。

2. マイクロ水力発電とは

水力発電は水の力で水車を回し、その駆動力を発電装置に伝えて、発電を行う発電方式であり、太陽光発電または風力発電と同様、温室効果ガスを排出せずに発電する自然エネルギーの1つである。

「マイクロ水力発電導入ガイドブック（NEDO 2003年）」では、100kW以下をマイクロ水力発電と分類している。また1,000kW以下の比較的小規模な発電設備を総称して、小水力と呼称することもある³⁾。本稿では、マイクロ水力発電装置をマイクロ水車とする。表1に水力発電装置の区分を示す。

中水力発電の場合、設置工事に要するイニシャルコストが高く、また、設置場所に制約があるなどの課題がある。

マイクロ水車は、農業用水路などの既存の用水路を活用して、容易に設置することができ、コストを抑えることができる。また、発電電力を充電し、独立電源として自然災害などの緊急時の非常用電源などとして活用できる。

表1 水力発電装置の区分⁴⁾
Division of hydroelectric generator

区分	発電電力 kW
大水力	100,000 以上
中水力	10,000~100,000
小水力	1,000~10,000
ミニ水力	100~1,000
マイクロ水力	100 以下

3. 流水式水力発電

既存の水力発電装置は、落差式が主流である。発電電力は、式(1)、式(2)に示すように、流量と有効落差で決まる。

$$\text{発電電力} = \text{理論水力} \times \eta \tag{1}$$

$$\text{理論水力} : P = g \times Q \times H \tag{2}$$

ここで、 η は効率、 g は重力加速度、 Q は使用水量、 H は有効落差である。

これに対し、NTNが採用したマイクロ水車の発電電力は、式(3)に示すように、水車の受水面積および流速で決まる。

$$\text{発電電力} : P = 1/2 \times \rho \times A \times v^3 \times \eta \tag{3}$$

ここで、 ρ は水の密度、 A は水車の受水面積、 v は流速、 η は効率である。

4. 水車の種類

水力発電装置に使用される水車は、形状と構造により分類され、衝動水車と反動水車に大別される⁵⁾。図3に水車の形式を示す。

衝動水車とは、ノズルから噴射させた水を羽根車のバケットに当て、その衝撃で回転する水車である。例えば、図4に示すペルトン水車が該当する。

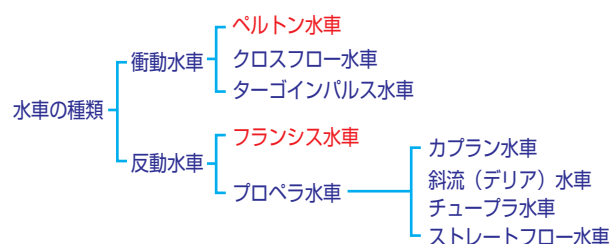


図3 水車の形式⁵⁾
Form of hydroelectric generator

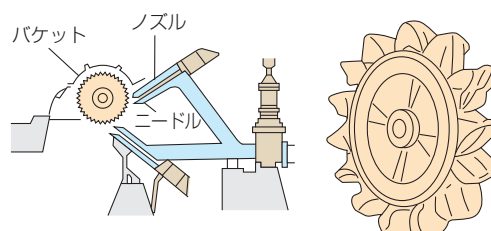


図4 ペルトン水車⁵⁾
Pelton wheel

反動水車とは、水の速度エネルギーと圧力エネルギーを利用して羽根車を回転させる水車である。例えば、**図5**のフランスス水車が該当する。

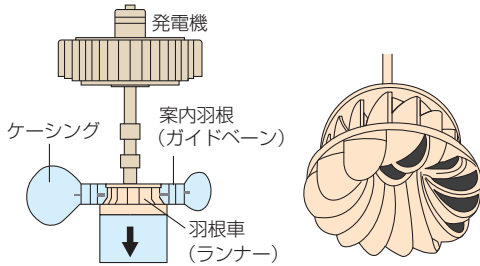


図5 フランスス水車⁵⁾
Francis turbine

5.1 水車翼

水車翼を**図7**に示す。**NTN**の独自形状の翼は、一般的な発電装置で利用される翼と異なる以下3点の工夫により効率を向上させている。

- 翼断面の肉厚構造
- ウィングレット構造
- 翼先端の幅広構造



図7 水車翼
Blade of hydro turbine

5. マイクロ水車の構成と特長

NTNでは既存の農業用水路や工業用水路に設置でき、独自の翼形状を持つ流水式小水力発電装置（マイクロ水車）の開発を進めている。用水路の変更や追加工事が不要なため、設置費用の大幅な削減が可能となる。主な構成を**図6**および**表2**に示す。

表2 構成例
Example of structure

構成部品	仕様
水車翼	φ900mm
ギヤボックス	増速比 2.5
発電機	永久磁石同期発電機 定格 1.5kW
梁	水路に合わせて調整

5.1.1 翼断面の肉厚構造

翼断面を独自の肉厚構造にし、回転方向の揚力の発生を大きくしている。これによりピッチ角を小さくすることができる。ピッチ角を小さくすることで回転方向の抵抗が減り、揚力の発生を大きくすると同時に発電効率を向上させている。

5.1.2 ウィングレット構造

図8左側に示すように、翼の先端部が平滑な場合は翼端渦と呼ばれる渦流が発生する。翼端渦は翼後方の流れを乱れさせ、揚力の発生を阻害する。例えば航空

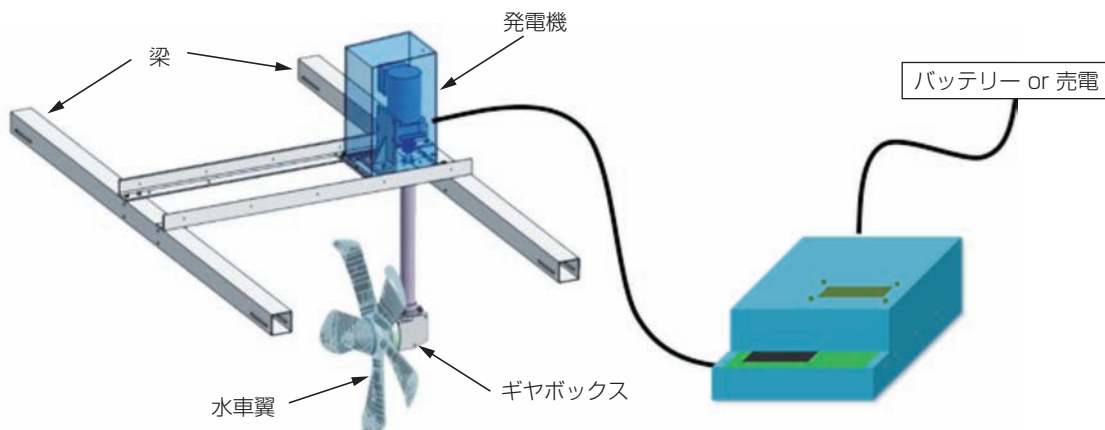


図6 システム構成の概要
System configuration

機では翼端渦による燃費効率低下を抑える手法として、**図8**右側に示すウイングレットと呼ばれる翼先端形状を曲げる構造が知られている。**NTN**の水車翼は独自の形状および先端角度のウイングレットにより、翼先端で生じる翼端渦を抑制することで、エネルギーの損失を低減させている。

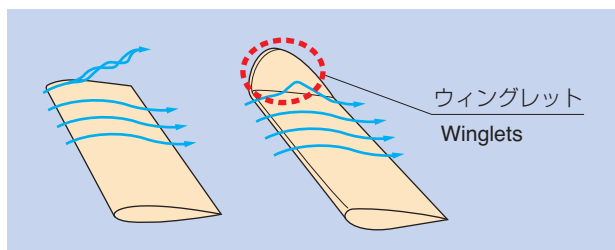


図8 ウイングレットによる流れの変化
Change of the flow by Winglets

5. 1. 3 翼先端の幅広構造

翼先端に向けて徐々に幅広とし、翼先端側に加わる力を大きくしている。効率よく回転トルクを得ることができる。

5. 2 低トルク・低環境負荷軸受

回転部に使用するベアリングは**NTN**が長年培ってきた低トルク軸受を使用し、低摩擦損失を実現している。また、ベアリングおよびギヤの潤滑剤には、万が一水路内に漏れてしまった場合でも周囲環境への影響を最小限とするため、**NTN**の食品機械用グリースを使用している。

5. 3 設置の容易さ

図9に示すように、マイクロ水車は梁を水路に合わせた長さで製作して水路の壁に置くだけで設置できる。**図10**に示すように、移動式クレーン車1台と作業員3名程度で1時間以内に設置可能である。また、設置に際して上流側で流水を止める必要がなく、大掛かりな設置工事は必要ない。

5. 4 既存水路の利用

マイクロ水車は流水の流速を利用して発電するため落差を必要とせず、ダム建設や導水路の施設などの大規模な工事を必要としない。設置の容易さと合わせてイニシャルコストを低減できる。

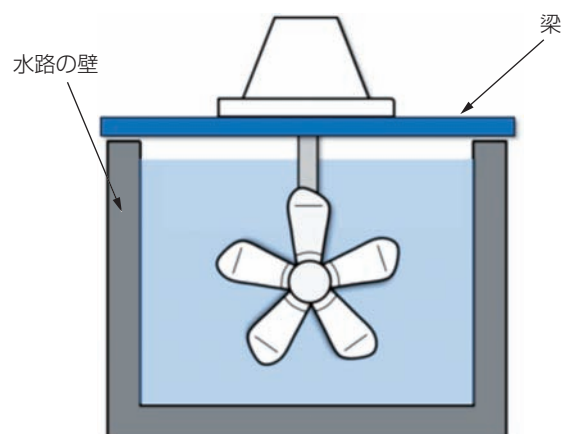


図9 水路への設置イメージ
Installation image to a canal



図10 マイクロ水車の設置作業
Installation operation

5. 5 複数台の直列配置

マイクロ水車は**NTN**独自の翼形状により、流水のエネルギーを電力へ高効率に変換できる。水路内に直列に配置しても干渉が少なく、設置台数に応じて出力を増すことができる。**図11**に直列配置のイメージ図を示す。

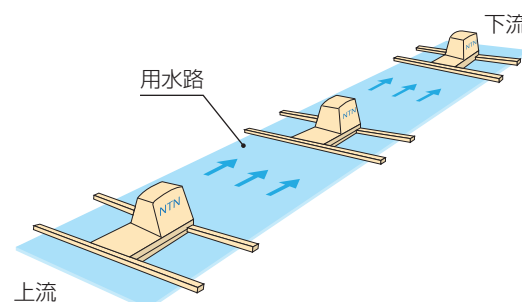


図11 マイクロ水車の直列配置
Instillation of micro hydro turbine

6. 流入異物対策

6.1 除塵スクリーン

マイクロ水車は開放水路へ設置されるので、安定して稼働させるには水車に流入する浮遊異物（ゴミ）の対策が必要である。異物の種類や量は水路の環境により様々であるが、一般に図12のような除塵スクリーンが使用される。除塵スクリーンにより設計幅以上の異物が水車に流入するのは防止できるが、除塵スクリーンに止められた異物を除去する必要がある。異物の除去を自動化した除塵装置もあるが、高価であり小規模な水力発電システムには適合しない。そのため、日常的な保守作業が必要であり、除塵スクリーン保守作業の簡素化を進めている。



図12 除塵スクリーン
Dust removal screen

6.2 発電機回転制御による異物除去

翼の回転に巻き込まれた異物は、回転の水圧により翼に押し付けられるため回転中は翼からはがれにくい。発電機の回転制御により翼の回転数を落とし、水圧を下げ、水流によって異物を押し流す。図13は発電機の制御によって異物を下流側に流す方法の試験結果であり、異物により発電量が60%まで減少する期間が3倍以上（3日間→10日間）になった。実用化を目指して確認試験を継続している。

6.3 水車翼軸カバリー

水車翼の軸に絡まった異物は除去が困難であり、発電効率低下の原因となる。その対策として、図14に示すように水車翼軸に水車翼の回転を阻害せず異物が絡まることを防止する軸カバリーを設けている。

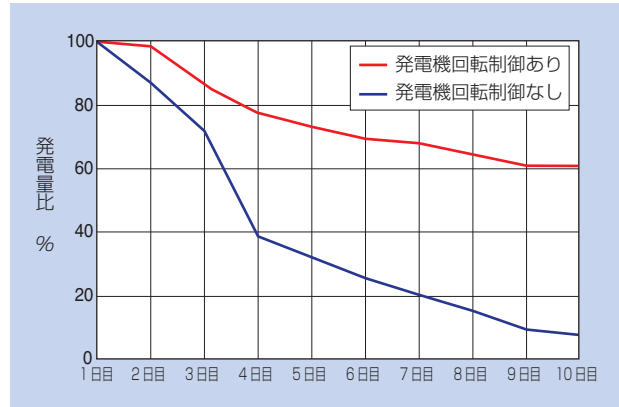


図13 発電機回転制御による発電量の低減防止効果
The reduction preventive effect of the amount of electric power generation by the generator control



図14 水車翼の軸カバリー
Cover of blade axis

7. 安積疏水実証試験

2016年の6月から8月の3ヶ月間、福島県須賀川市の新安積疏水で実証試験を行った。試験状況を図15に、実証試験を行った水路の断面図を図16に示す。安積疏水は日本三大疏水の一つで、猪苗代湖より奥羽山脈を經由して導水される水路である。実証試験にあたっては、土地改良区や関連機関、団体から多大なご協力をいただいた。

実証試験により、発電性能、水路への影響、保守性能等の検証を行った。発電電力の試験条件を表3に、流速と発電電力の測定結果および発電電力が流速の3乗に比例するとしたときの計算値を図17に示す。なお本試験結果は発電機の出力であり、コントローラの効率は考慮していない。今回得られたデータをフィードバックし量産化を進める。また、耐久性については今後も継続して試験を行う。

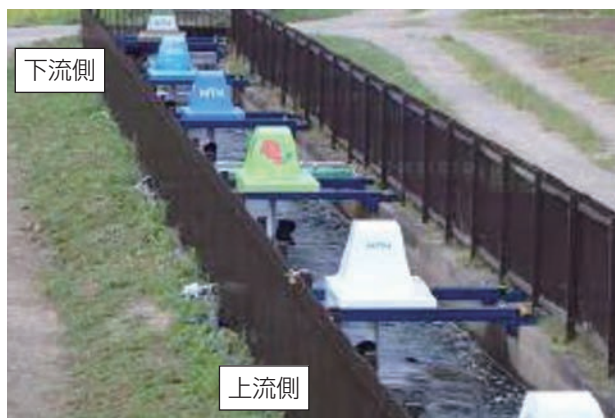


図15 安積疏水実証試験
Verification test at Asaka canal

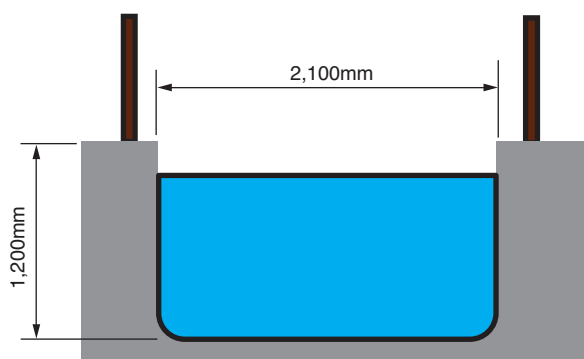


図16 安積疏水の水路断面
Cross section of Asaka canal

表3 発電電力試験の条件
Electric power generation test condition

項目	条件
水車翼	φ900mm
発電機	定格 1.5kW
発電機制御	電子負荷
測定時流速	1.6 m/s

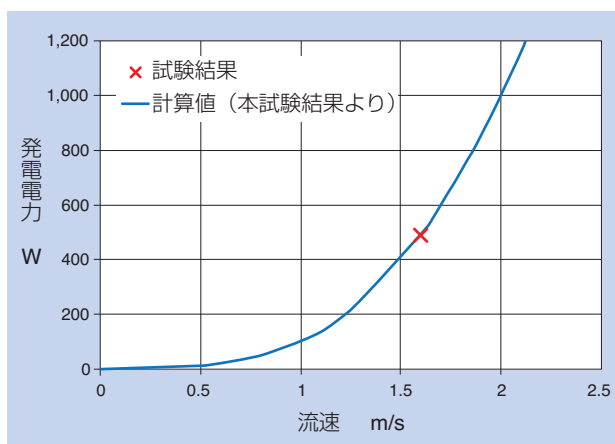


図17 流速と発電電力の関係
Relations of flow velocity and electric power generation

8. おわりに

本稿では、一般的な水力発電機の種類や特徴、NTNの独自の高効率な翼技術、マイクロ水車の構造や除塵方法について紹介した。マイクロ水車は人々の生活に関わる農業用水路や工業用水路を使用することもあり、安全で信頼性の高い製品が求められる。今後も、台上試験や実証試験を重ね、より高効率で信頼性の高いマイクロ水車を市場展開していく。

参考文献

- 1) 経済産業省：長期エネルギー需給見通し関連資料
- 2) 経済産業省ホームページ：なっとく！再生可能エネルギー
http://www.enecho.meti.go.jp/category/saving_and_new/saiene/kaitori/kakaku.html
- 3) 経済産業省 資源エネルギー庁 パシフィックコンサルタンツ株式会社：中小水力発電計画導入の手引き概要版 平成26年2月
- 4) 資源エネルギー庁ホームページ：小水力発電情報サイト
<https://www.env.go.jp/earth/ondanka/shg/page01.html>
- 5) 経済産業省資源エネルギー庁ホームページ：小水力発電機情報サイト
http://www.enecho.meti.go.jp/category/electricityand_gas/electric/hydroelectric/mechanism/waterwheel/

執筆者近影



川合 智哉

自然エネルギー商品事業部
技術部



向井 浩気

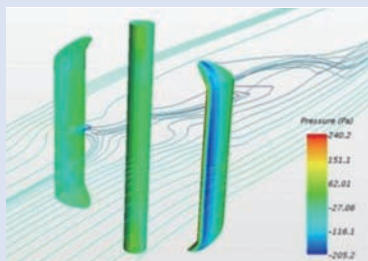
自然エネルギー商品事業部
技術部



後藤 知美

自然エネルギー商品事業部
技術部

小形風力発電装置開発へのCFDの適用 CFD Contribution to Development of Small Wind Turbine Generator



伊藤 健* Takeru ITO
柄澤 龍介* Ryosuke KARASAWA
吉野 真人** Masato YOSHINO

現在、NTNは自然エネルギー商品の開発に注力している。その中でも、低コストで導入しやすい小形風車の開発を進め、商品化を目指している。本稿では、NTN製小形風力発電装置の性能について、CFD解析を活用して検討した結果と風洞試験による検証結果を報告する。

Currently, renewable energy products are attracting in the world. NTN is developing small wind turbine products which are able to easily construct by low-initial-cost. This paper describes a Computational Fluid Dynamics (CFD) of blade which is one of evaluation methods for small wind turbine.

1. はじめに

現代では、コンピュータの進化に伴い、数値流体力学（CFD：Computational Fluid Dynamics）を利用した計算がより身近なものになってきている。以前のような、風洞試験あるいは実地試験での評価では、評価条件等によって必要数に応じた供試体を製作する必要があり、コストが膨大となる傾向にある。また、大きな評価物に対しては、大型の風洞設備が必要であり、試験可能な場所・装置が限られてしまう。さらに、翼の性能を検証するために風洞設備ではなく屋外で試験をする場合、日本の地形ではまとまった風が吹かず、風向も安定しないため、評価するのが難しいといった課題がある。CFDの発展はこれらの課題を解決する可能性を持っている。

CFDとはコンピュータを用いて流体の運動を計算する数値解析手法であり、コンピュータの性能向上とともに発展してきた。一般的には、流体が存在する空間を格子状に分割し、流体運動の支配方程式であるNavier-Stokesの方程式を離散化し格子空間に適用して、微分方程式を境界値問題あるいは初期値問題として数値的に解く手法である。CFDは1960年代辺りから登場し始め、1980年代に入ると実用化に向け

た研究が活発に行われ、飛躍的に発展を遂げた¹⁾。しかし、1980年代まではCFDを研究・利用するために、スーパーコンピュータのような高性能なコンピュータが必要であり、国立の研究所や大企業等の環境が整った場所で独占的に実施されてきた。最近では、コンピュータの性能向上によって、一般的なコンピュータが一昔前のスーパーコンピュータと同じ性能を持つようになり、画像処理ソフトと組み合わせることで、どこでもCFD解析を利用できる環境が整いつつある²⁾。商用のCFD解析ソフトを使用することで、比較的容易にCFD解析を活用することができる。

CFD解析の活用により、開発コストの低減につながるの言うまでもないが、一番のメリットは流れ場（例えば気流）の詳細な情報を得られることである。流れ場の詳細を明らかにすることで、流れを利用した製品の設計・開発、効率向上など新たに製品開発をする上で大変便利なものとなる。しかし、CFD解析で得られた解は厳密解ではなく近似解であり、正しい場合もあるが、条件設定が不適切である場合は明らかに現実と異なる解となることもある。CFD解析における解の信頼性を確保するためには、風洞設備等での試験データとCFD解析による解の整合性を確認する必要がある。

*自然エネルギー商品事業部 技術部

**先端技術研究所

本稿では、NTNが開発した風力発電装置の翼を対象としたCFD解析の結果と、三重大学の風洞設備にて実施した試験との比較結果を報告する。

2. CFD解析

2.1 解析モデル

小形風力発電装置の水平軸風車（HAWT：Horizontal Axis Wind Turbine）と垂直軸風車（VAWT：Vertical Axis Wind Turbine）の2種類の翼に対してCFD解析をした。翼の回転進行方向前方をリーディングエッジ、進行方向後方をトレーリングエッジとする。

NTNの翼は揚力型の翼であり、独自の厚い翼断面とウイングレットにより、高回転下でも風切音を抑制する。厚い翼断面形状であるため、気流が翼面に沿って流れやすくなっており、回転方向前方に揚力が発生し、ピッチ角（回転軸に対する翼の角度）が小さくても回転力を生み出すことができる。つまり、無風時の空転

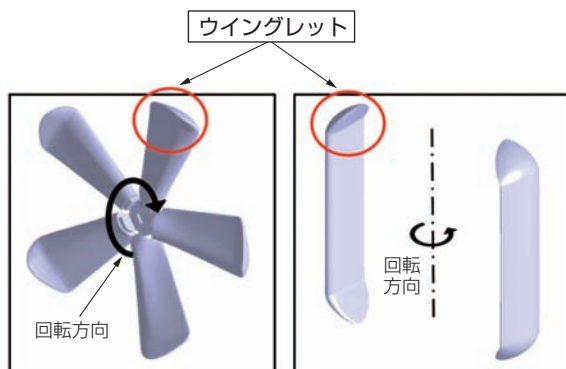


図1 解析対象翼（左：HAWT，右：VAWT）
Analysis model

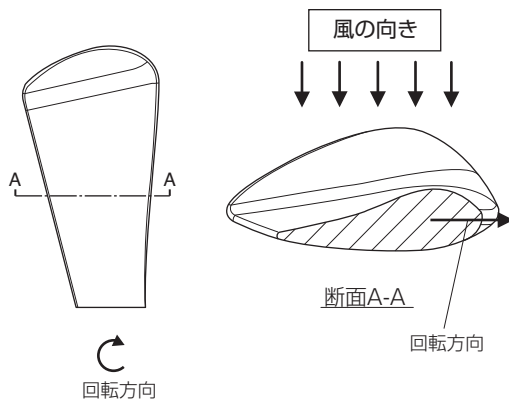


図2 水平翼とその断面
Wing and cross-section of HAWT

抵抗が小さいと言える。また、ウイングレット部の独自の先端形状は、翼端渦を抑制し、損失を小さくすると同時に高い静粛性を有する翼である。解析対象翼を図1、水平翼の断面を図2、垂直翼の断面を図3にそれぞれ示す。

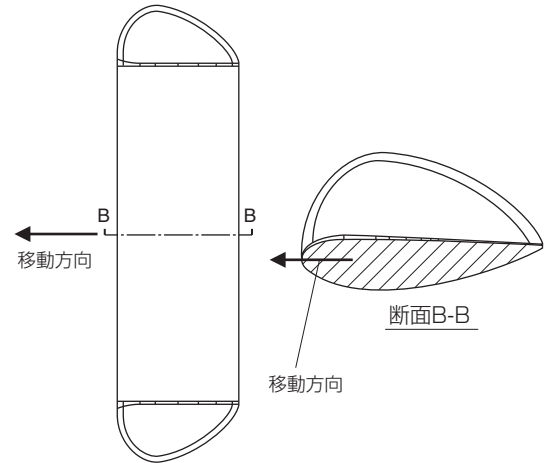


図3 垂直翼とその断面
Wing and cross-section of VAWT

2.2 解析条件

水平軸および垂直軸風車の解析条件を表1に示す。

一般的に風力発電に適しているとされるのは、平均風速6 m/s以上である。このため風速6 m/sにてCFD解析をした。ソフトウェアには市販の流体解析ソフト、STAR-CCM+を用いた。解析は、有限体積

表1 解析条件
Analysis condition

種類	風速 m/s	回転速度 min ⁻¹
水平翼	6	10
		20
		30
		40
		50
		60
		70
		80
		90
		100
		110
		120
		130
		140
垂直翼	6	50
		100
		150

法・陰解法非定常解析とした。乱流モデルにはRANS（レイノルズ平均モデル）を用いた。翼周りの境界層格子は20層，格子間の成長率を1.5とし，翼面での気流の乱れを観測した。また，計算速度を向上させるため，水平軸風車は回転方向に5分割，垂直軸風車は上下に2分割して計算した。

3. 風洞試験

3.1 風洞試験設備

風洞試験は，三重大大学の風洞設備を使用した。設備の外観と概要を図4に示す。

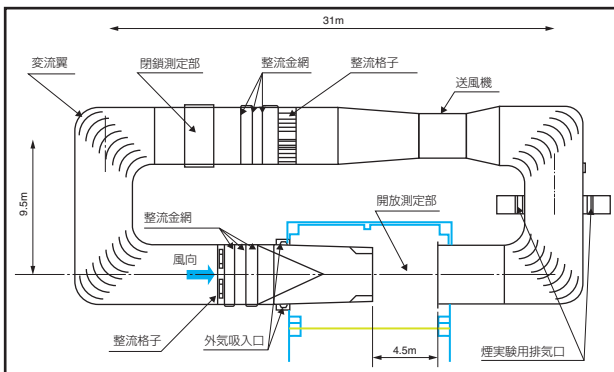


図4 風洞試験設備
Wind tunnel

3.2 風洞試験条件

風洞試験の条件を表2に示す。

3.3 風洞試験供試体

本試験で用いた水平軸および垂直軸風車供試体の概略図を図5，図6にそれぞれ示す。各供試体にトルクメータを設置し，翼の回転トルクと回転速度から翼のパワーを算出する。また，安全対策の為，各供試体には空圧式のブレーキを設けた。

表2 風洞試験条件
Wind tunnel test condition

種類	風速 m/s	回転速度 min ⁻¹
水平翼	6	20
		40
		60
		80
		100
		120
		140
		160
		180
		200
		220
		240
		垂直翼
36		
54		
72		
90		
108		
116		

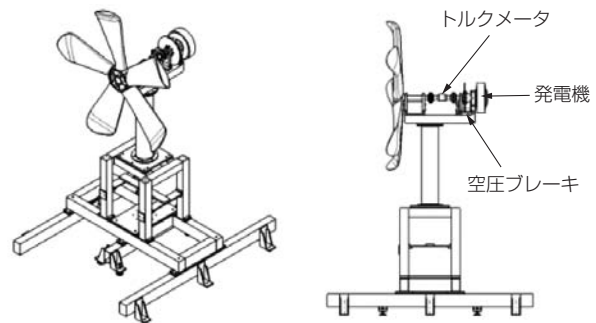


図5 水平軸風車供試体
HAWT test model

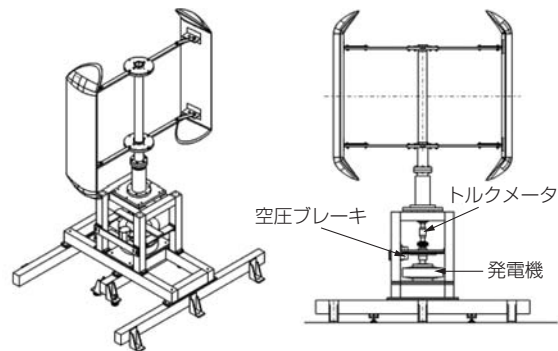


図6 垂直軸風車供試体
VAWT test model

4. 結果

4.1 水平軸風車

水平軸風車のCFD解析と風洞試験の結果を図7に示す。図7より、CFD解析結果と風洞試験結果がほぼ一致し、解析の妥当性を確認することができた。

ここで受風面積（風車の翼が風を受ける面積）を通過する風の運動エネルギーを翼のパワーと呼ぶ。

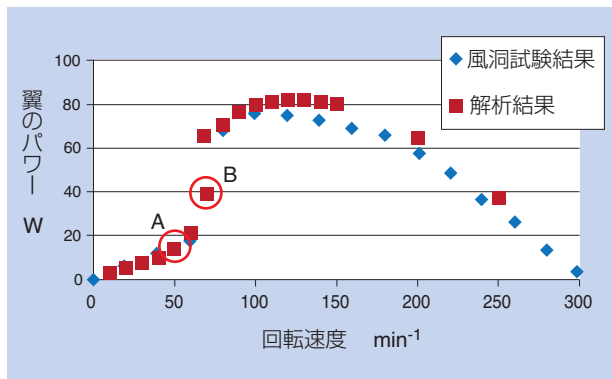
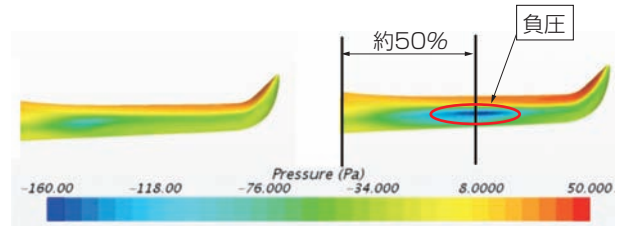


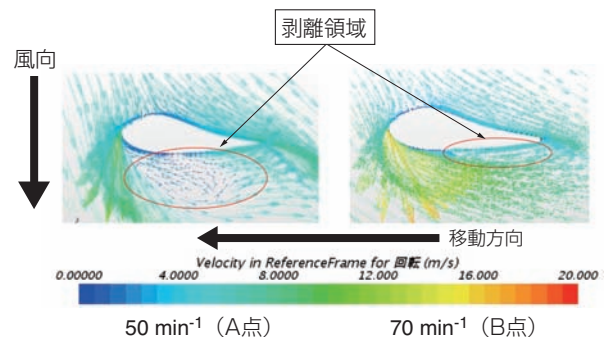
図7 水平軸風車結果
Result of HAWT wind tunnel test and CFD

次に、回転速度50~100 min⁻¹における翼のパワーの上昇についてCFD解析により考察する。回転速度50 min⁻¹ (A点) および70 min⁻¹ (B点) における翼周辺の圧力場を図8、流れ場を図9にそれぞれ示す。図9は、50 min⁻¹ および70 min⁻¹ 時の負圧発生点（翼長の約50%の位置）の断面における翼周辺の速度ベクトルを示した図である。

図8より、70 min⁻¹において翼中央部に負圧が発生していることがわかる。一方で、50 min⁻¹では翼中央部の負圧を確認することができない。すなわち、70 min⁻¹では強い負圧の発生により翼のパワーが上昇したと考えられる。また、図9より、50 min⁻¹では風下側の翼面に沿って風が流れておらず、70 min⁻¹では風下側の翼面を風が流れている。翼の周速が大きくなったことで、翼に対する風の進入角度が変化し、翼面で流れが加速され、気流の流れが変化すると推察できる。翼面の気流が剥離せず加速することでリーディングエッジ部に強い負圧が発生し回転力が増加した。以上のことより、回転中心から翼の先端までの各ポイントで、翼の回転速度と風速の周速比が変化する水平軸風車の場合、強い負圧を発生させるためには、翼形状を風速と風車各部の周速に適した形状にすることが重要である。今回のCFD解析に用いた水平翼の



50 min⁻¹ (A点) 70 min⁻¹ (B点)
図8 翼の圧力場（リーディングエッジから見た図）
Blade pressure field



50 min⁻¹ (A点) 70 min⁻¹ (B点)
図9 翼周辺の流れ場
Blade flow field

解析モデルは、気流のはく離と付着を捕らえており、妥当性の高い解析モデルと言える。

4.2 垂直軸風車

垂直軸風車のCFD解析と風洞試験の結果を図10に示す。

図10より、50 min⁻¹付近ではCFD解析結果と風洞試験結果がほぼ一致している。しかし、100 min⁻¹以上では、CFD解析結果と風洞試験結果に誤差が生じている。この原因は、主軸と翼を連結するアーム部の抵抗を考慮していないことであると推察した。

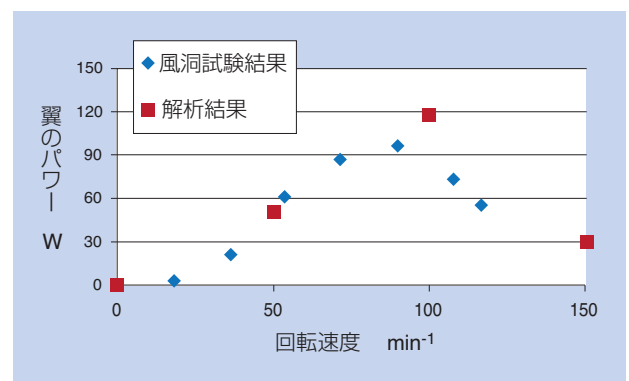


図10 垂直軸風車結果1
Result 1 of VAWT wind tunnel test and CFD

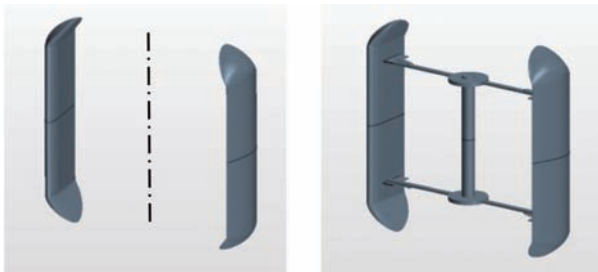
一般的に空気抵抗は、

$$\text{空気抵抗} = C_t \times 1/2 \times \rho \times A \times V^2$$

C_t = 抗力係数 ρ = 空気密度 A = 投影面積 V = 速度

で表され、速度の2乗に比例する。したがって、周速の増加に伴い、アーム部での抵抗が大きくなる。確認のため、100 min⁻¹においてアームおよび主軸付きの解析対象にて、CFD解析を実施した。アームを考慮した解析対象を図11、CFD解析結果を図12にそれぞれ示す。

図12に示す通り、アームの抵抗を考慮することで、試験値との誤差が約30%から7%に減少した。これ



(a) アームなし (b) アームあり

図11 垂直軸風車の解析対象図
Analysis model with arm and shaft

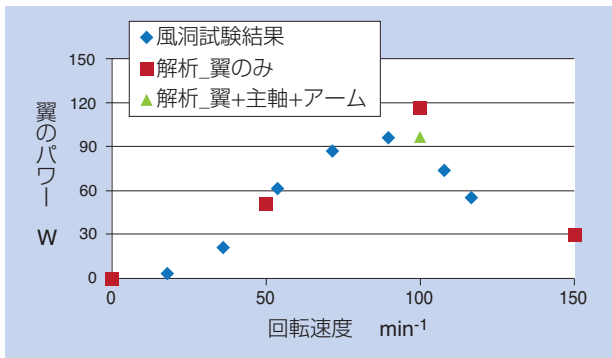


図12 垂直軸風車結果2
Result 2 of VAWT wind tunnel test and CFD

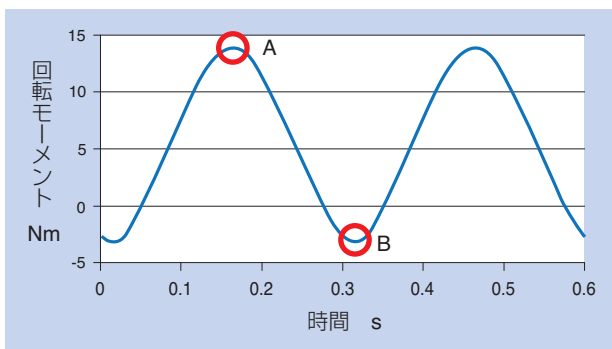


図13 翼の回転モーメント (回転速度100 min⁻¹)
Blade rotational moment

は、解析をする上でアームの抵抗を無視できないことを示している。垂直軸風車は翼面の流れが複雑に変化するため、一般的にCFD解析では正確な計算をするのは困難とされているが、今回のCFD解析では、低速は翼のみでも風洞試験結果と良く一致し、高速でもアームを考慮することで誤差を十分に低減できた。

次に、CFD解析により、翼周辺の圧力場の状態を確認する。本稿で対象としている垂直軸風車は2枚翼であるため1回転に2周期のモーメントの変動を生じる。翼の回転速度100 min⁻¹の場合、解析では図13のような変動となる。

翼の回転モーメントが最大値であるA点では、翼周辺の圧力場は図14のようになり、発電に寄与する正のモーメントが発生する。

翼①の外側側から流入してきた風が、翼前方の形状により加速されることで、翼①の前方に強い負圧を発生させている。すなわち、翼①に風車を回転させる力が発生していることになる。

次に、翼の回転モーメントが最小値のB点では、翼周辺の圧力場は図15のようになり、軸の回転を制動する方向に働く負のモーメントが発生する。

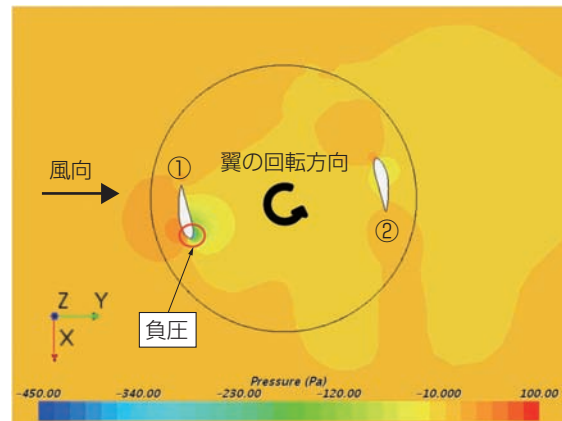
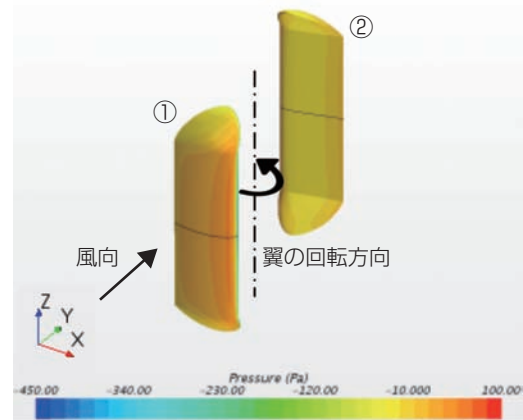


図14 翼の圧力場 (平面断面は翼中央部のXY平面)
Blade pressure field (above:surface, below cross-section)

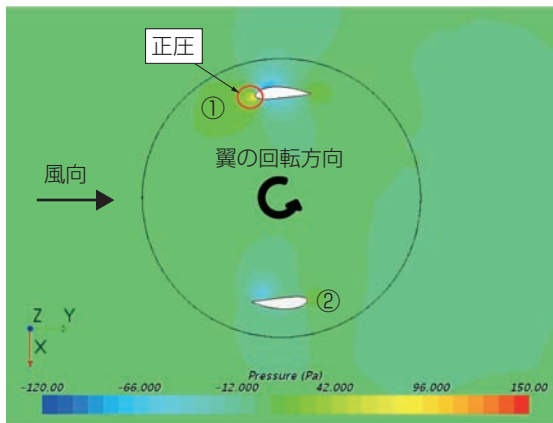
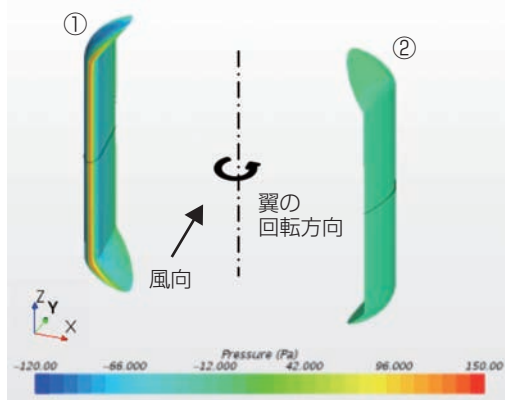


図15 翼の圧力場（平面断面は翼中央部のXY平面）
Blade pressure field (above:surface, below:cross-section)

翼①の回転方向前方に強い正圧を確認できる。風が翼と衝突し滞留することによって正圧が発生しており、風車を逆方向に回転させようとしている。また、翼②は周囲の圧力分布の変化が小さく何も仕事をしていない状態である。すなわち、この風向と翼の位置では、逆方向に回転する力が発生していることになる。実際には風車が回転している慣性力があるため、風車が停止することはない。

以上のことより、CFD解析によりNTN独自の形状を持つ翼の性能を確認することができた。

5. おわりに

風洞試験とCFD解析によりNTN製小形風力発電装置の性能を評価した。試験データと解析結果から以下の結果が得られた。

- ・ 風洞試験結果とCFD解析結果は一致した。本稿で採用した解析手法により、CFD解析を用いて風車の性能を予測することが可能となった。
- ・ CFD解析により得られた圧力分布・流れ場から、出力のメカニズムを考察できた。
- ・ 出力のメカニズムが明確になったことで、翼の断面形状やサイズなど、改良のポイントが明らかとなった。

CFD解析の活用は、開発コスト低減や新商品開発に大きく寄与する。今後もCFD解析を用いた翼解析技術の深化を図り、より高効率な自然エネルギー商品を開発、貢献していく所存である。

参考文献

- 1) 中村佳朗, 「CFDの歴史的レビューと展望」, 第28回数値流体力学シンポジウム 講演番号S01-1, JSFM, (2014) P1.
- 2) 大宮司久明, 「日本数値流体力学学会の歴史」, 日本数値流体力学学会誌, 第10巻 第3号, (2002) P233.

執筆者近影



伊藤 健

自然エネルギー商品事業部
技術部



柄澤 龍介

自然エネルギー商品事業部
技術部



吉野 真人

先端技術研究所

工作機械用精密軸受の技術動向 Technical Trend of the Precision Bearings for Machine Tools



松森 直樹* Naoki MATSUMORI
植田 敬一* Keiichi UEDA

NTNは長年にわたり、「マザーマシン」(母なる機械)や「産業の母」の別名を持つ工作機械の進化とともに、自動車産業や、医療、エネルギー、輸送、航空・宇宙をはじめとする非自動車産業など、世界中のモノ造りを支え続けている。また、工作機械に使用される精密軸受の研究開発、製造販売を行っている。本稿では、工作機械用精密軸受の技術動向について、これまでの変遷と当社の取組みを交えて紹介する。

NTN has been developing, manufacturing and selling the precision bearings for many years to support the progress of the machine tools which are called “Mother Machine” and “Mother of Industry”, too. And the bearings have been also globally supporting the manufacturing of the automobile industry and non-automobile industries like medical, energy, transportation and aerospace. In this article, technical trend of the precision bearings for machine tools are introduced below with trend histories and NTN activities.

1. はじめに

近年、工作機械は自動車、航空機、ITをはじめとする各種産業の多様なニーズに応えるため、更なる性能向上が図られている。「マザーマシン」としての基本性能である「高速、高剛性、高精度」に加え、①工程集約のための複合化、②曲面など、複雑かつ高精度な加工を実現するための5軸化、③省エネ、省スペースのための小形化、④操作性向上のためのNC装置の多機能化、⑤信頼性向上のための状態監視機構の付与など、新たな機能やコンセプトを持つ機種が次々と開発されている¹⁾。

上記の取組みを支えるべく、工作機械用精密軸受も新技術や新商品の開発が進められており、トレードオフの関係にある高速と高剛性をより高いレベルで両立する新たな技術や、グリース潤滑高速主軸における潤滑信頼性をさらに高める技術などが生み出されている。

本稿では、工作機械用精密軸受の技術動向について、これまでの変遷と当社の取組みを交えて紹介する。

2. 工作機械用軸受に対する技術動向の変遷

近年は5軸加工機や微細精密加工機を主とする高速・高精度機のグループと、新興国顧客をターゲットとする低価格機のグループの二極化が更に進んでいる。

このように、工作機械の技術動向(次ページ)は多様化しており、工作機械に使用される精密軸受についても、高速、高剛性、高精度に加え、新たな特性が求められている。

図1は、工作機械用精密軸受に対するニーズを示している。ここでは、大きく3つの時期に分けることができる。

まず、2000年頃までは、専ら工作機械の基本性能である高速、高剛性、高精度を高めるための軸受技術や商品が求められてきた時期であり、鋼球よりも軽く、高速・高面圧に適したセラミック球や、高速運転時の遠心力を抑えるための小径転動体、潤滑油の攪拌抵抗による発熱を抑えるとともに、潤滑の信頼性を高めたエアオイル潤滑などが登場し、超高速運転を可能とした。

*産業機械事業本部 産業機械技術部

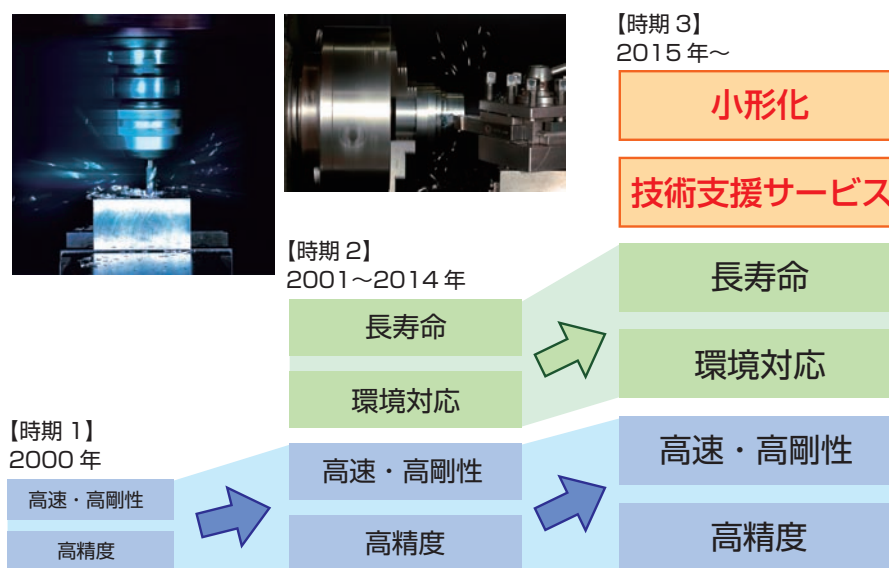


図1 工作機械用精密軸受に対するニーズ
Needs for the precision bearings for machine tools

【工作機械 最近の技術動向】

- チタンなどの難削材加工や超硬切削の増加とそれに対応するための主軸の更なる高剛性化
- 多軸機・複合機による高効率・高精度加工の追求
- 加工物のサイズに合わせた工作機械の小形化
(目的：機械設置面積の縮小，単位面積あたりの設置台数増，省エネ，コスト削減 など)
- NCインターフェースやソフトの高機能化による工作機械の自動化・知能化・操作性向上の追求
- IoT (モノのインターネット) への対応
- 主軸内部へのクーラントや切削・研削粉の浸入防止
- 粗悪な潤滑油による軸受ほか機械要素の焼損防止
- 省エネ，環境負荷低減
- 主軸統合によるコスト削減
- 実機運転状態の把握 (CMS※技術)

※CMS: Condition Monitoring Systemの略語

続いて，2001年から2014年にかけても，引き続き，高速，高剛性，高精度が高められてきたが，それに加え，長寿命と環境対応も重要視されてきた。ここでの長寿命は，特に，エアオイル潤滑に比べて低コストで環境負荷の少ないグリース潤滑軸受の耐久性向上を指す。例えば，高速長寿命グリースや，グリースの保持性を高めるための軸受両側シール，軌道面近傍に

グリースをできるだけ多く保持するためのグリースポケットなどの工夫を施したグリース潤滑専用の高速精密軸受が登場した²⁾。

また，環境対応とは，省エネで地球環境に優しいことを指す。具体的には，上記の通り，環境負荷の少ないグリース潤滑軸受の高速域での適用可能範囲の拡大や，エアオイル潤滑において，潤滑油や圧縮空気の消費量が少ないこと，ミスト（油煙）の飛散が少なく，低騒音で工作機械作業への身体的負荷が少ないことを意味している。例えばこれについては，内輪外径面へエアオイルを供給し，遠心力を用いて軸受内部へ供給するための独自ノズルを用いた環境対応型エアオイル潤滑軸受や外輪給油穴付アンギュラ玉軸受などが登場している²⁾。

さらに，最近（2015年以降）は，小形工作機械の開発が盛んに行われ，それに使用される小径軸受への技術要求もより厳しくなっている。例えば，小形工作機械の中には，主軸の省スペース化のため，一般的なハウジング冷却（外筒冷却）ではなく，圧縮空気を主軸内に供給し空冷とエアシールを兼ねるものがある。グリース潤滑軸受では，この圧縮空気によって，グリースが軸受外に流出する可能性があり，これに対する配慮が必要となる。

また，工作機械の加工物，加工法，ユーザが多様化する中，それぞれのニーズに適合する主軸を設計するためには，より多くの検討や提案が必要であり，主軸の設計を行う頻度は増加している。主軸の設計を支援

し、工作機械の開発リードタイム削減に貢献する新たなツールとして、顧客が軸受や主軸の特性値を短時間で自動計算できる「工作機械主軸用軸受技術計算システム」も開発されている³⁾。

前頁のニーズに応えるため、NTNは長年にわたり、工作機械用精密軸受の研究開発、製造、販売を行っており、2000年に開発した高速アンギュラ玉軸受「HSEタイプ」を皮切りに「ULTAGEシリーズ」を市場展開している。

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、精密軸受の究極を求めるNTNの考えを表現している。環境との調和を図りながら超高速・高精度・高信頼性を実現することをコンセプトとしている。

工作機械用精密軸受ULTAGEシリーズのあゆみを図2に示す。2000年に開発した高速アンギュラ玉軸受「HSEタイプ」、高速シール付アンギュラ玉軸受「BNSxxxLLBタイプ」以降、多くの新商品を市場展開している。また、図2は、それぞれの商品のコンセプトを色で示している。図1と同様、青色が「高速、

高剛性、高精度」、緑色が「長寿命、環境対応」、黄色が「小型化、技術支援サービス」を意味しており、ULTAGEシリーズが工作機械用精密軸受に対する様々なニーズに対応していることがわかる。

次項では、上記の「高速、高剛性、高精度」、「長寿命、環境対応」、「小形化、技術支援サービス」について、ULTAGEシリーズを交えた技術動向を紹介する。

3. 高速、高剛性、高精度に対する技術動向

軸受の剛性を高めるためには、組込時の予圧を大きくすることや、軸受の負荷容量を大きくすることが有効である。しかし、運転時の発熱が大きくなり、高速運転の妨げや、主軸の熱膨張による加工精度の悪化に繋がる。このため軸受の剛性を高めて、より高速な運転を実現するために、運転中の発熱を低減することが重要である⁴⁾。運転中の発熱を低減する具体的方法としては、前述のセラミックス転動体や、小径転動体の採用とともに、軸受接触角の最適化、内外輪の軌道面形状の改善などが図られている。

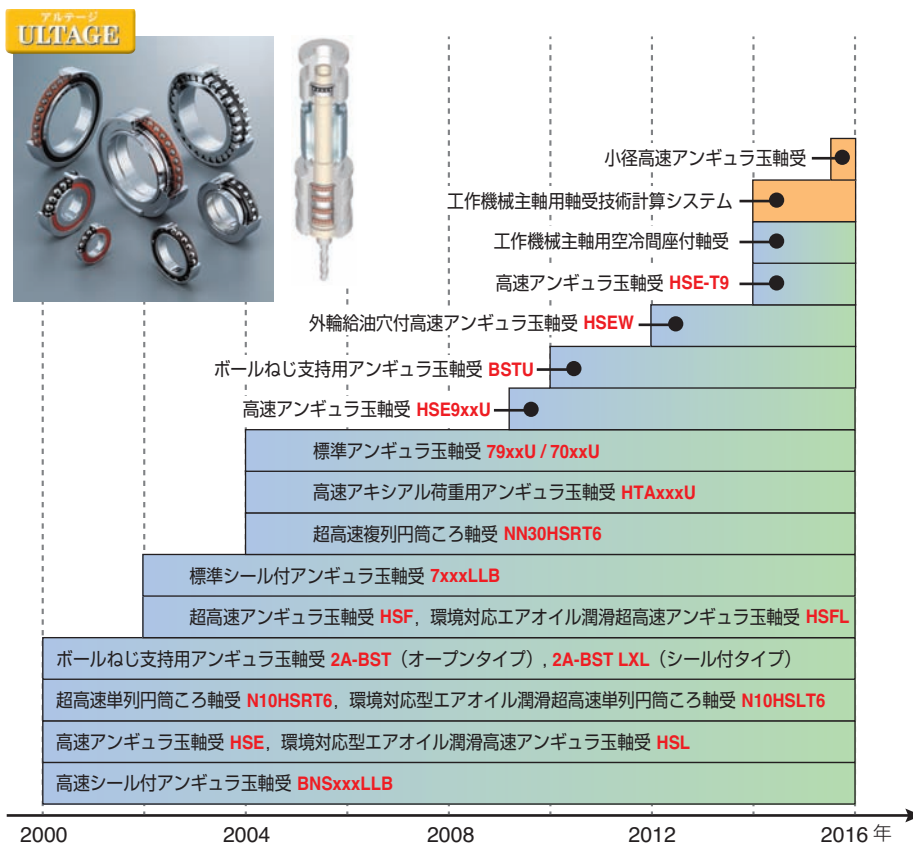


図2 NTN工作機械用精密軸受ULTAGEシリーズのあゆみ
Development history of NTN precision bearings for machine tools ULTAGE series

また、耐摩耗性・耐焼付性に優れた特殊軸受鋼を軌道輪に用いることで、高速運転時、高荷重負荷時、高予圧発生時に軌道面で生じる高い接触面圧に対する耐性を高めることも実施されている⁵⁾。

保持器についても、材料を従来の高力黄銅製からPEEK（ポリエーテルエーテルケトン）樹脂製とし、保持器重量を1/4以下に軽量化することや⁶⁾、エアオイル潤滑下での給排油性、グリース潤滑におけるグリース保持性に配慮した形状の採用など、様々な取組みが行われている⁷⁾。上記を盛り込んだ工作機械用精密軸受を図3に示す。

さらに近年は、1台で複数の加工機能を持つ5軸加工機や、複合加工機の需要が増えており、主軸、ならびに、主軸用軸受は、より高いレベルでの高速と高剛性の両立が必要となっている。そのためには、運転中の軸受の発熱を低減することが重要であり、軸受への空冷技術を適用した「工作機械 主軸用空冷間座付軸受」を提案している（図4）^{4, 8)}。

工作機械 主軸用空冷間座付軸受は、アンギュラ玉軸受背面組合せ（DB組合せ）の間に組込んだ外輪間座に、エアオイル潤滑用の給油ノズルとは別に、空冷ノズルが設けられている。空冷ノズルは、軸芯からオフセットした位置にあり、このノズルから噴射される常温の圧縮空気（以下、空冷エア）が軸回転方向に巡回しながら内輪間座と外輪間座の間、および、軸受内を通過する。その際、空冷エアは内輪間座表面から熱を持ち去り、内輪間座を冷やす。

空冷ノズルのオフセットは、空冷エアが内輪間座表面付近に滞留する時間を長くするために設けられており、空冷エアと内輪間座表面の熱交換時間が長くなる分、内輪間座の冷却効果も高まる。

内輪間座が冷却されることで、隣接する軸受内輪も冷却される。その結果、軸受内輪と軸受外輪の温度差とそれによる軌道面の接触応力の増大を抑えることができ、高速と高剛性の高いレベルでの両立が可能となる。

また、工作機械用精密軸受の高精度に対する取組みについては、軸受1個に使用される転動体径の相互差や、軌道輪真円度の角数成分を管理することで、軸受の非繰返し振れ精度（N.R.R.O：Non-Repetitive Run-Out）を低減した超高精度軸受がある。NTNは、非繰返し振れ精度0.3μm以下の軸受も対応しており、超高精度マシニングセンタや、旋盤の主軸に採用されている⁵⁾。

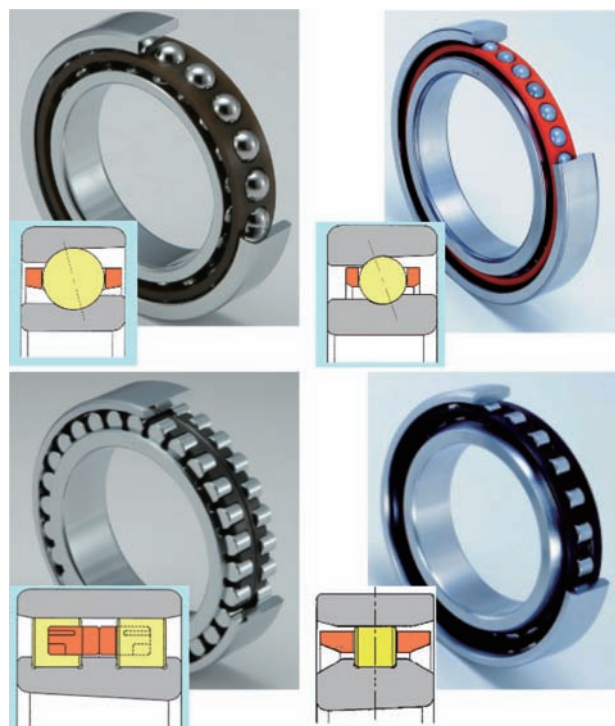


図3 NTN工作機械用精密軸受ULTAGEシリーズ
NTN precision bearings for machine tools ULTAGE series
左上：標準アンギュラ玉軸受 79xxU / 70xxU
右上：高速アンギュラ玉軸受 HSE
左下：超高速複列円筒ころ軸受 NN30HSRT6
右下：超高速単列円筒ころ軸受 N10HSRT6

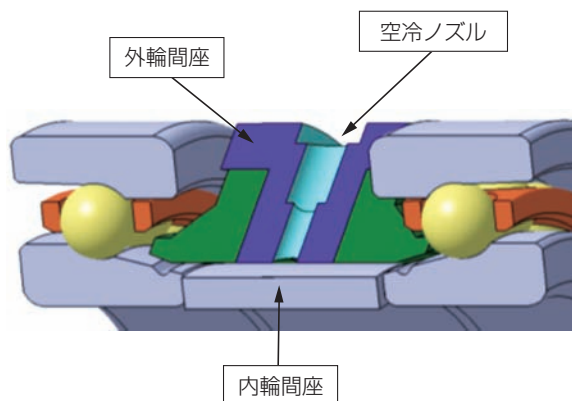


図4 工作機械主軸用空冷間座付軸受
Machine Tool Main Spindle Bearings
with Air Cooling Spacer

4. 長寿命、環境対応に対する技術動向

第2項で記載の通り、ここでの長寿命は、特に、エアオイル潤滑に比べて低コストで環境負荷の少ないグリース潤滑軸受の耐久性向上を指す。「高速シール付アンギュラ玉軸受 BNSxxxLLB」（図5）は、前項の高速、高剛性軸受に、高速長寿命グリース、グリース

の保持性を高める軸受両側シール，転動面近傍にグリースをできるだけ多く保持するためのグリースポケットを加え，超高速 d_{mn} 値¹⁾140万において20000時間超の耐久性を実現している。

また，環境対応では，環境対応型エアオイル潤滑軸受(図5)が開発され，潤滑油や圧縮空気の消費量削減とミスト(油煙)の飛散量低減，低騒音を可能としている。

さらに近年は，これまで一般的であった外輪間座からのエアオイル給油に代わり，外輪に設けた給油穴からエアオイルを供給する外輪給油穴付アンギュラ玉軸受(図6)が登場している⁹⁾。間座へのノズル穴加工が不要となることで間座幅寸法を短く抑えることができ，主軸のコンパクト設計や，工具先端側への軸受配置による主軸の剛性向上も可能となる。「外輪給油穴付軸受HSEW」は，外輪からのエアオイル潤滑により，潤滑油や圧縮空気の消費量を抑えることができる。加えて，給油穴径などの最適化で運転時の風切音やミスト飛散を低減する。

また，環境負荷の少ないグリース潤滑軸受の高速域での適用可能範囲をさらに拡大するため，グリース潤滑

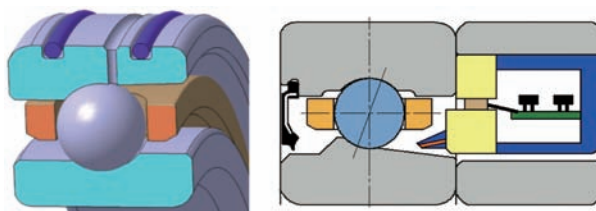


図6 長寿命，環境対応に向けた新たな軸受
New bearings for long-life and environmental friendly
左：外輪給油穴付高速アンギュラ玉軸受 HSEW
右：グリース潤滑主軸用「自己発電型潤滑ユニット」

滑主軸用「自己発電型潤滑ユニット」も登場している(図6)¹⁰⁾。このユニットは，軸受に隣接する外輪間座に組み込まれており，内部に発電装置，ポンプ，潤滑油を内蔵している。軸受回転中に発生する軸受内輪と軸受外輪の温度差を利用した自己発電機構を搭載し，外部からの電力や潤滑油の供給なしで軸受への追加給油を行うという特長を持つ。現在，実用化への取組みが進められている。

5. 小形化，技術支援サービスに対する技術動向

スマートフォンをはじめとする小形加工物の加工，および，医療機器部品などを対象とした精密微細加工の増加や，新興国向け低価格・省スペース小形工作機械の開発が旺盛であることから，小形スピンドルのニーズが高まっている。

小形スピンドル中には，スピンドルの省スペース化のため，一般的なハウジング冷却(外筒冷却)ではなく，圧縮空気をスピンドル内に供給し空冷とエアシールを兼ねるものがある。グリース潤滑軸受では，この圧縮空気によって，グリースが軸受外に流出する可能性があり，これに対する配慮が必要となる。グリースの流出を防ぐためには，シール付の密封型軸受が有効であるが，反面，圧縮空気がスピンドル内部を流れにくくなり，冷却や外部異物の侵入防止性能が低下する。このため，NTNは「ULTAGEシリーズ 小径高速アンギュラ玉軸受」を開発した(図7)¹¹⁾。

この軸受では圧縮空気によるグリースの流出を防ぎ，潤滑寿命を高めるとともに，圧縮空気の流れやすさも確保した新設計シールを採用している。また，軸受内部設計の最適化により低振動を実現している。

また近年，工作機械メーカーやスピンドルの専門メーカー(以下，顧客)では，ユーザのニーズに対応した多様な製品開発が行われている。この開発活動を支援す

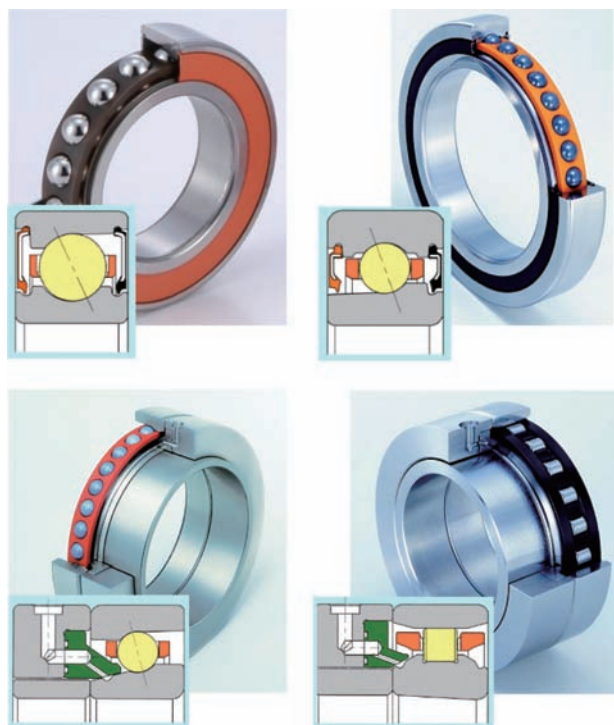


図5 NTN工作機械用精密軸受ULTAGEシリーズ
NTN precision bearings for machine tools ULTAGE series
左上：標準シール付アンギュラ玉軸受 7xxxLLB
右上：高速シール付アンギュラ玉軸受 BNSxxxLLB
左下：環境対応型エアオイル潤滑
高速アンギュラ玉軸受HSL
右下：環境対応型エアオイル潤滑
超高速単列円筒ころ軸受 N10HSLT6

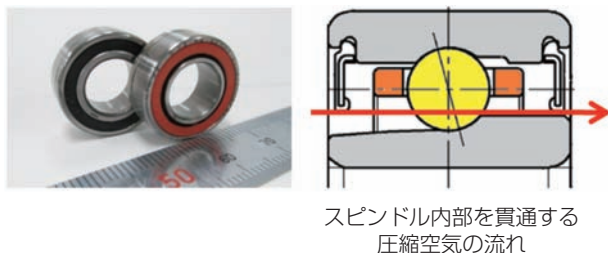


図7 ULTAGEシリーズ 小径高速アンギュラ玉軸受
ULTAGE Small size high-speed precision
Angular Contact Ball Bearings

るため、工作機械の主軸に使用される精密転がり軸受を対象に、顧客が主軸剛性や軸受寿命などの特性値を短時間で自動計算できる「工作機械主軸用軸受技術計算システム」を開発した(図8)³⁾。

本システムは、軸受の形式、配列、予圧方式が異なる10種類の主軸レイアウトの特性値を計算することができる。顧客は、軸受形式や使用条件など、計算に必要なデータを専用のExcel®ファイルに入力し、ファイルを専用サーバに電子メールで送信する²⁾。これを受信したサーバは、入力情報を基に自動計算を行い、主軸剛性や軸受寿命などの計算結果を即座に顧客に自動返信する。顧客から計算要求を受け、計算し報告書として回答するまで、これまでは最短で1日程度を要していた³⁾。しかし、本システムは、顧客がメールを発信してから約10分で計算結果が返信される。

また、顧客が自由に何回でも計算できるので、主軸設計案の絞り込み時間を短縮することも可能となる。さらに、サーバが24時間365日自動対応するため、顧客は時間の制約なく利用することができる。

軸受の最終仕様については、顧客とNTNで打合せて決定する必要があるが、本システムにより、それまでの設計プロセスを短縮することができ、主軸や工作機械の開発リードタイム削減に貢献することができる。

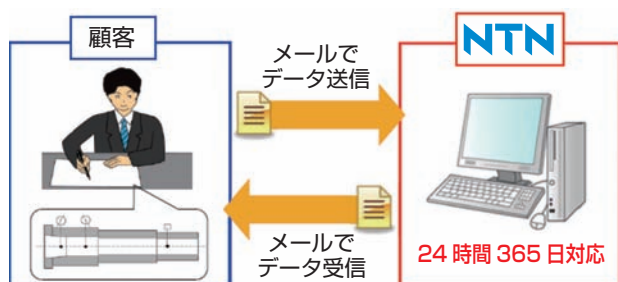


図8 工作機械主軸用軸受技術計算システム
Bearing Technical Calculation System
for Machine Tool Spindles

6. まとめ

加工物の材質や形状、加工方法、加工条件などが多様化する中、工作機械やそれに使用される精密軸受に要求される性能はますます厳しくなることが予想される。

NTNは今後も商品のさらなる高性能、高品質を目指すとともに、技術計算の迅速化や機能拡充、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、きめ細かく対応していく。

参考文献

- 1) 橋爪翔平：工作機械用転がり軸受の最新技術，機械設計，第60巻 第1号，(2016年1月号) 28.
- 2) NTNカタログ 精密転がり軸受，CAT. No. 2260-VI/J，14.10.02 82.
- 3) 植田敬一，恩田裕士，橋爪翔平：工作機械主軸用軸受技術計算システム，NTN TECHNICAL REVIEW，No.82，(2014) 49.
- 4) 恩田裕士，深田貴久夫，山本庸平，吉野真人：工作機械主軸用空冷間座付軸受，NTN TECHNICAL REVIEW，No.82，(2014) 38.
- 5) 多湖浩史，田中康統：工作機械用軸受の技術動向，NTN TECHNICAL REVIEW，No.78，(2010) 8.
- 6) 山本直太，水谷守：ULTAGE 超高速・長寿命複列円筒ころ軸受，NTN TECHNICAL REVIEW，No.72，(2004) 42.
- 7) 植田敬一：ULTAGE 標準アンギュラ玉軸受79U/70Uタイプ，NTN TECHNICAL REVIEW，No.72 (2004) 30.
- 8) 那須恵介，岡本直也，吉野真人：工作機械 主軸用空冷間座付軸受，NTN TECHNICAL REVIEW，No.84，(2016) 52.
- 9) 小杉太，西野晃司：工作機械主軸用外輪給油穴付エアオイル潤滑軸受，NTN TECHNICAL REVIEW，No.78 (2010) 41.
- 10) 大本郁，伊藤浩義：自己発電型潤滑油供給ユニットの開発，NTN TECHNICAL REVIEW，No.80，(2012) 48.
- 11) 古山峰夫，那須恵介，金本高広：ULTAGEシリーズ 工作機械主軸用小径高速アンギュラ玉軸受，NTN TECHNICAL REVIEW，No.84，(2016) 46.

執筆者近影



松森 直樹
産業機械事業本部
産業機械技術部



植田 敬一
産業機械事業本部
産業機械技術部

[商品紹介]

ULTAGEシリーズ 工作機械主軸用小径高速アンギュラ玉軸受

ULTAGE Serises Small Size High-Speed Precision Angular Contact Ball Bearings for Machine Tool Spindles

アルテージ
ULTAGE



古山 峰夫* Mineo KOYAMA
那須 恵介* Keisuke NASU
金本 崇広** Takahiro KANAMOTO

小形工作機械や、小形スピンドルの高速、長寿命、低振動要求に応えるため、ULTAGEシリーズ※2工作機械主軸用小径高速アンギュラ玉軸受を開発した。この軸受は、圧縮空気が軸受内部を貫通する構造に対応するため、シール形状や、グリース封入法を改良することで、グリースの保持性を高めている。また、軌道面の加工を最適化し、低振動を実現している。本稿では、開発した小径高速アンギュラ玉軸受の特長について、評価試験と解析結果を交え紹介する。

For high-speed, long-life and low vibration demand of small size machine tools and small size spindle, NTN developed small size high-speed angular contact ball bearings for machine tool spindles and added it to the ULTAGE family. The bearings can hold more grease than current bearings through the new designed seal and modified grease filling, even if compressed air goes through the bearing. Moreover the bearings perform lower vibration through the process modification of raceways. In this document, we introduce the design points, test datas and analysis results .

1. はじめに

近年、スマートフォンをはじめとする小形製品の加工や、医療機器部品などを対象とした精密微細加工が増加している。また、新興国向け低価格・省スペース小形工作機械の開発が旺盛であることから、小形スピンドルのニーズが高まっている。小形スピンドルは、内部の冷却と外部からの異物侵入を防止するため、圧縮空気を流す構造が多く用いられるが、軸受をグリース潤滑で使用する場合、圧縮空気によって軸受からグリースが流出し、潤滑寿命の低下を招くことがある。グリースの流出を防ぐためには、密封型軸受が有効であるが、その反面、圧縮空気が軸受内部を流れにくくなり、スピンドルの冷却や外部異物の侵入防止性能の低下が懸念される。

今回開発した「小径高速アンギュラ玉軸受」は、軸受内部の圧縮空気の流れやすさを確保しながらグリースの流出を抑える新設計シールを採用するとともに、

グリースの封入位置や量を工夫し、グリースの保持性を高めている。また、スピンドルの製品加工精度や加工面品位を高めるため、軸受軌道面の加工方法を最適化し、低振動を実現した。

2. 小形スピンドルの構造

図1にモータ内蔵型小形スピンドルの概略図を示す。モータを内蔵する中大形的高速スピンドルでは、通常外筒冷却が用いられ、冷却液を循環させることで、モータや軸受の発熱を取り去り、スピンドルの温度を安定させる。この冷却方法は、付帯設備やランニングコストが必要となるほか、スピンドルの外径も大きくなる。また、中大形高速スピンドルでは、加工時の切削液や、切削粉などの侵入を防止するため、工具側先端部にラビリンスやエアシール構造が多く用いられる。

これに対し、低価格、省スペースが求められる小形

*産業機械事業本部 産業機械技術部

**産業機械事業本部 製品設計部

※1 写真左が本軸受の片方の幅面（正面側・黒シール）を写し、写真右が本軸受のもう一方の幅面（背面側・オレンジシール）を写している。

※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、精密軸受の究極を求めるNTNの考えを表現している。

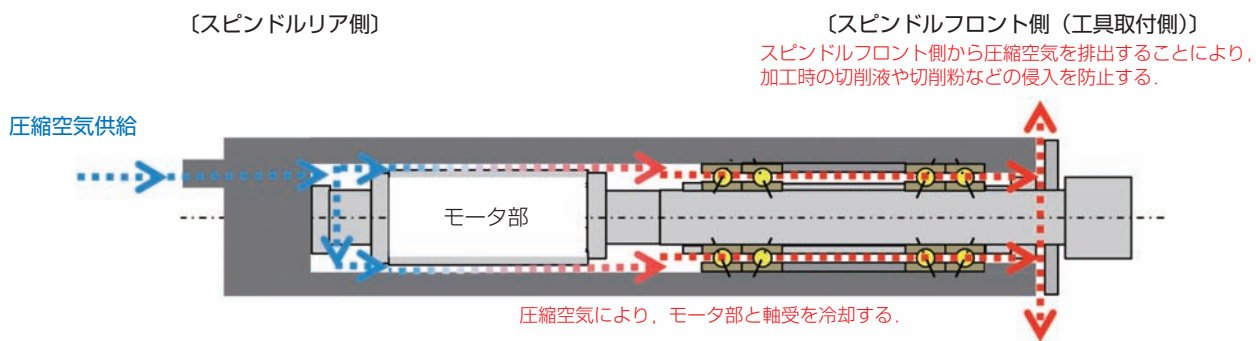


図1 小形スピンドルの例
Example of small size spindle

スピンドルでは、スピンドルのリア側から内部に圧縮空気が供給され、モータや軸受が冷却される。加えて、その圧縮空気が、工具側先端部から排出されることで、エアシールの役割も兼ねている。このため、小形スピンドルで用いられる軸受は、内部を貫通する圧縮空気の流れ易さと、グリースを保持することによる高い潤滑信頼性が求められる。

3. 開発品の特長

3.1 圧縮空気の貫通性とグリース保持性の両立

前項記載の通り、スピンドル内部には圧縮空気が供給され、軸受内部を貫通する。本開発品は、この圧縮空気の流れやすさを確保しながら、グリースの保持性を高めている。図2は、従来品の課題と開発品の特長

を示したものである。

従来品の開放型¹⁾は、開口部が広く、圧縮空気が流れやすい反面、封入グリースが排出されやすい。また、従来品の密封型は、封入グリースの排出を抑制する反面、リップ部のすきまが小さく、圧縮空気が流れにくい。

これに対し、開発品は圧縮空気の流れやすさを確保しながらグリースの流出を抑える新設計シールを採用している。また、軸受を幅広にし、グリースを軸受の両側から封入するとともに、封入量も増やしている。

さらに、外輪軌道面近傍にグリースポケットを設け、グリースの保持性を高めている。このほか、スピンドルの製品加工精度、加工品位を高めるため、軸受軌道面の加工方法を最適化し低振動を実現している。

次項では、本仕様を採用するにあたり実施した解析結果と試験結果の一例を紹介する。

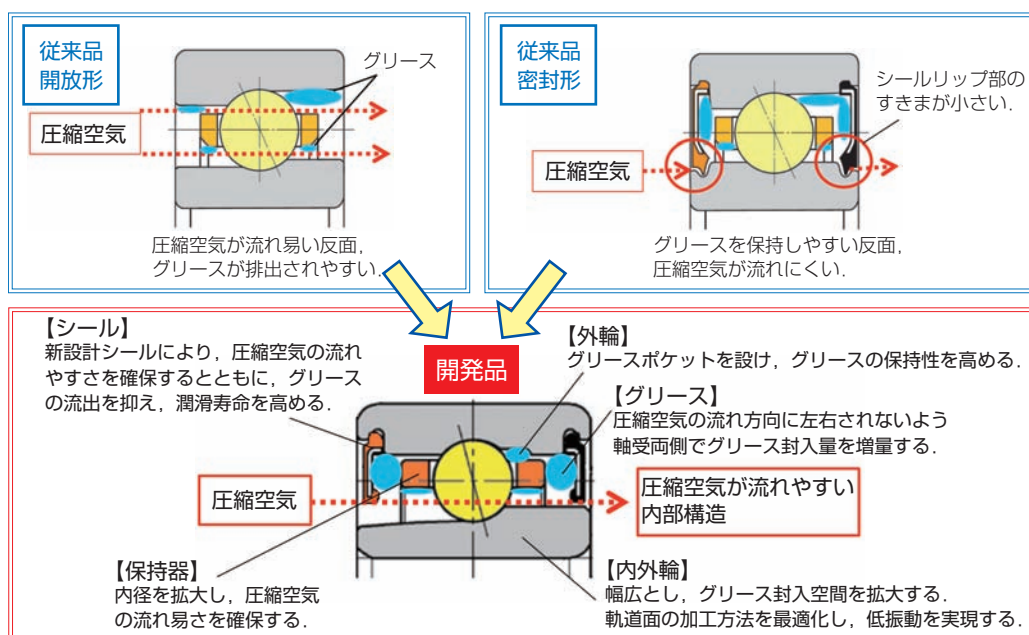


図2 小径高速アンギュラ玉軸受（従来品と開発品の比較）

Small size high-speed angular contact ball bearings (Comparison of conventional design and development design)

3.2 圧縮空気の流れを考慮した新シール

図3は、本開発品が実際にスピンドルに組み込まれた状態での圧縮空気の流れを流体解析で再現したもので、2列背面組合せの一方から圧縮空気を供給し、もう一方から排出した場合の流れを示している。

本開発品は、背面側のシール内径と内輪とのすきまを拡大した新設計シールの採用により、圧縮空気が供給される側の軸受正面側から背面側、更に、排出される側の軸受正面側まで、流線がほぼ一直線に繋がっている。

また、圧縮空気の流速は、シール内径と内輪の間の

空間で速く、シール内径と外輪の間の空間では遅い。このことから、圧縮空気の影響を受けにくいシール内径と外輪の間の空間に多くのグリースを保持させることで、潤滑寿命の向上が期待できる。

3.3 圧縮空気の流れによる軸受封入グリースの挙動

前項では、新設計シール採用に伴い、シール内径と外輪の間の空間でグリースの保持性向上が期待できることを記載した。これを確かめるため、軸受封入グリースの挙動を流体解析で求めた。結果を図4に示す。

封入条件1は、軸受空間比約30%のグリースを主に

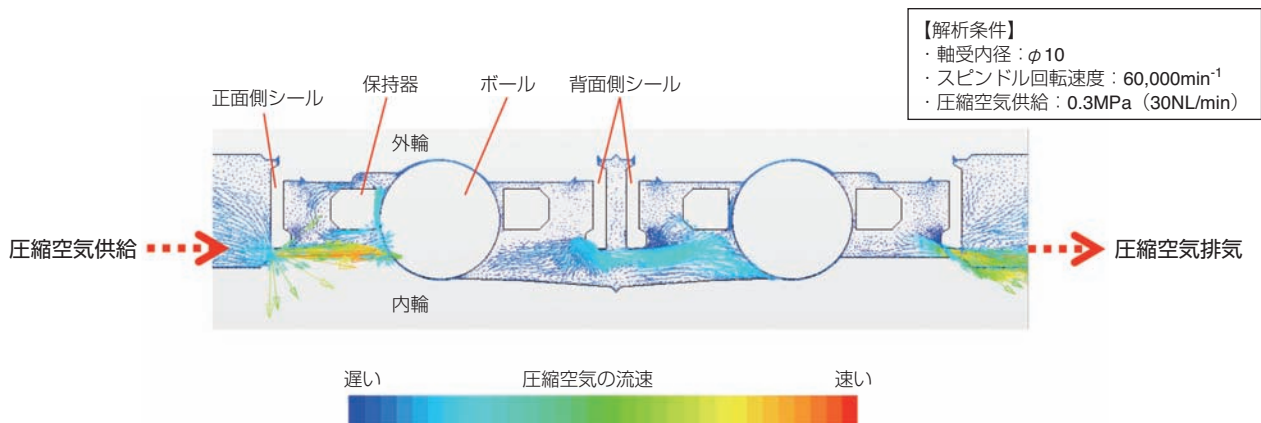


図3 軸受内部を貫通する圧縮空気の速度ベクトル図 (流体解析結果)
Fluid analysis result of compressed air flow through the bearings

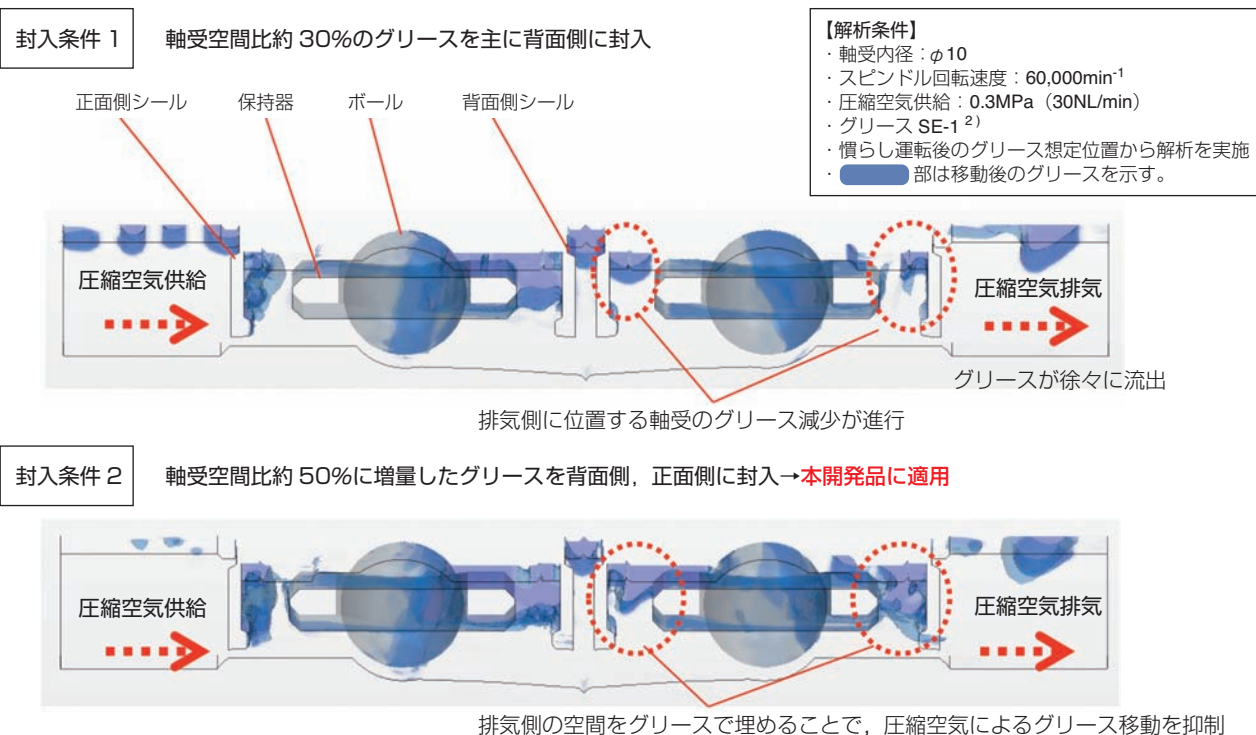


図4 圧縮空気供給下における軸受封入グリースの挙動 (流体解析結果)
Fluid analysis result of grease movement figure by compressed air through the bearings

軸受の背面側に封入した場合の運転後の状態を流体解析で求めた結果である。圧縮空気の影響を受けにくいシール内径から外輪の間の空間に多くのグリースが保持されている。一方、圧縮空気の供給側軸受に比べ、排気側軸受のグリース保持量が少ないことが分かる。

これに対し、封入条件2は、軸受空間比約50%のグリースを背面側、正面側の両側に封入している。この場合、排気側軸受もグリースは十分保持されており、潤滑寿命の向上が期待できる。

背面組合せの場合、一方の軸受は正面側から、もう一方の軸受は背面側から圧縮空気が貫通する。そのた

め、圧縮空気がいずれの向きから流れても、グリースの保持性を高めることが必要であり、軸受の背面側と正面側の両側にグリースを封入するとともに、封入量を増やした封入条件2が有利となる。

3.4 評価試験結果

前項記載の流体解析の結果について、実際の効果を確認するため、本開発品を組込んだスピンドルを回転速度60,000min⁻¹で500時間連続運転し、試験後のグリース量、および、軸受内部のグリース状況を確認した。結果を図5に示す。

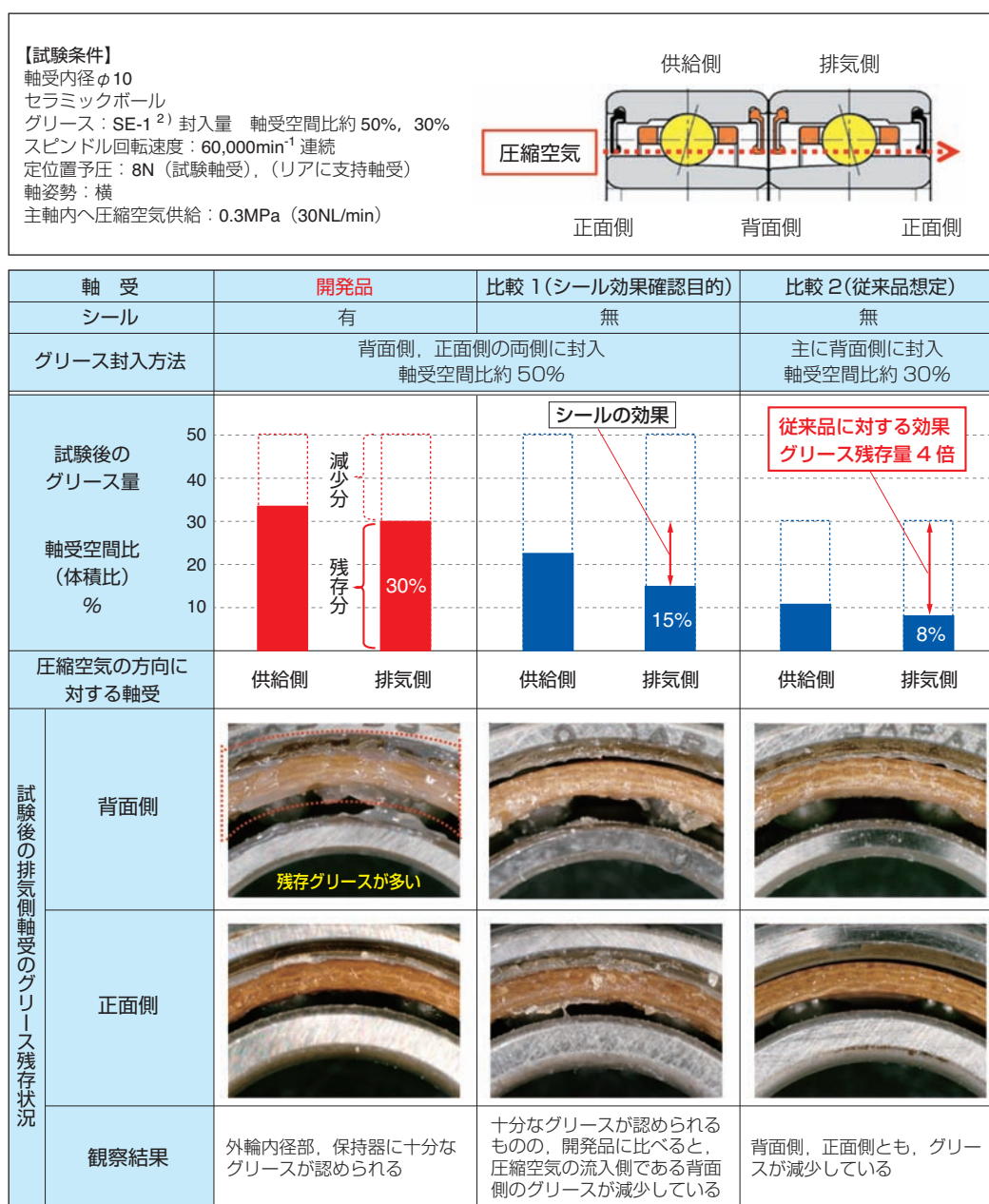


図5 圧縮空気供給下の500時間運転後のグリース残存量
 Grease amount and situation after 500 hour driving under compressed air supply through the spindle

なお、試験では、本軸受サイズでは最大水準となる圧縮空気0.3MPa (30NL/min) を供給している。

本開発品は軸受空間比約50%のグリースを背面側、正面側の両側に封入している。500時間後のグリース量は、排気側軸受で軸受空間比30%まで減少しているが、継続運転に十分な量であり、転動体近傍や外輪内径面、および、保持器表面にグリースが十分保持されていることが確認できる。

次にシールの効果を確認するため、本開発品からシールを外した試験を実施した(図5 比較1)。その結果、比較1は、排気側軸受のグリース量が軸受空間比15%まで減少している。この残存量も、継続運転に十分な量ではあるが、排気側軸受の背面側グリースは、開発品と比較すると少ないことが分かる。

続いて、従来品を想定し、軸受空間比約30%を封

入した比較試験を行った。結果を図5 比較2に示す。排気側軸受のグリース量が軸受空間比8%まで減少した。試験軸受に異常は認められず、継続運転は可能な状況ではあるが、圧縮空気が貫通する条件で長期間安定した潤滑を保つためには、開発品のようにシールを設け、グリースを増量かつ、両側に配置することが重要と考える。

4. 圧縮空気貫通下の耐久性

開発品を組み込んだスピンドルに0.3MPa (30NL/min) の圧縮空気を供給し、回転速度60,000min⁻¹ で連続6,000時間を超え運転中である(図6)。今後、試験数を追加し耐久性に関するデータを採取する。

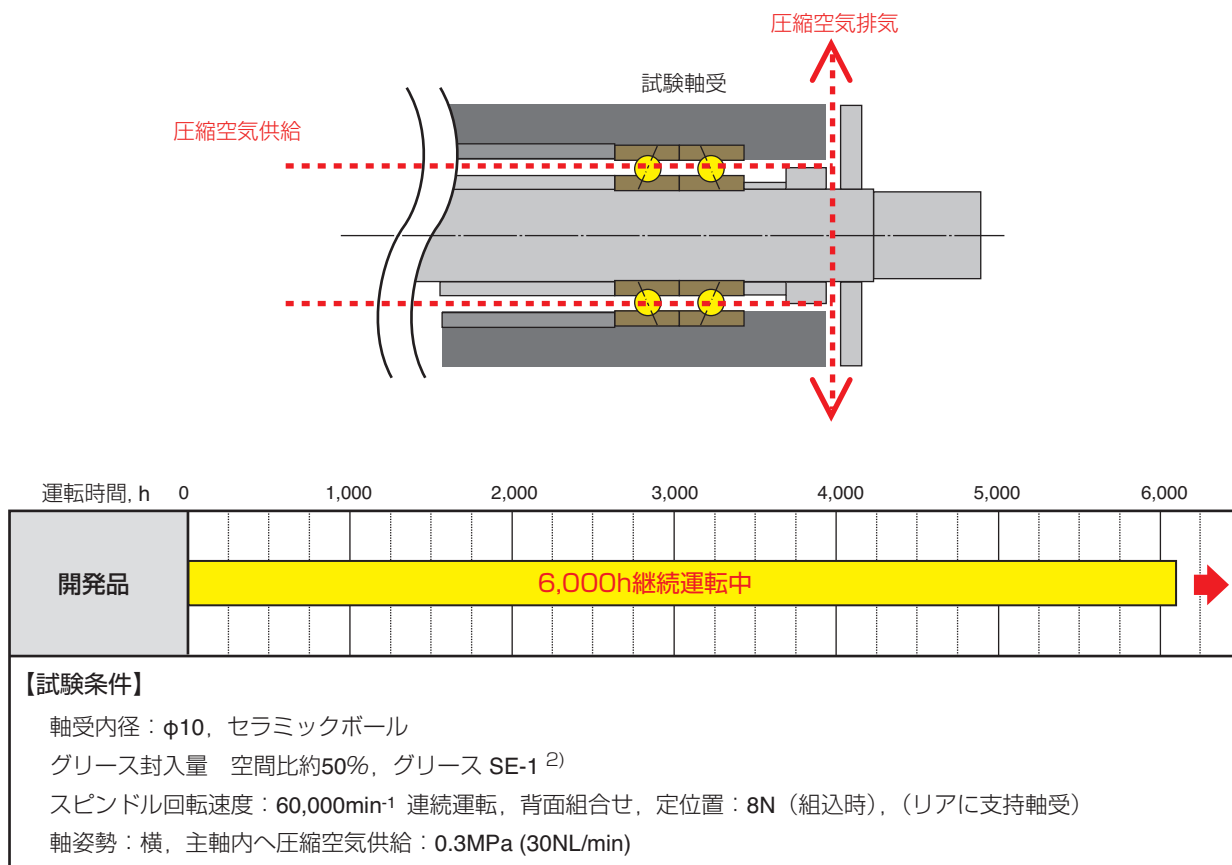


図6 圧縮空気貫通下の高速耐久試験
 Durability test in high-speed operation under compressed air supply through the spindle

5. 軸受の低振動化

小形スピンドルは、従来からあるドリル加工や、バリ取りの補助的な用途から、工作機械のサブスピンドル、小形製品の加工など、その用途が広がっている。なかでも精密微細加工への拡大が期待され、その加工精度や、加工面品位を高めるため、低振動が求められる。

本開発品では、軸受内部設計³⁾ および、内外輪軌道面の加工を最適化し、当社従来比で約50%の低振動を実現した(図7)。軸受の低振動化により、スピンドルの振動特性が向上し、小形スピンドルの用途拡大に貢献するものと考えられる。

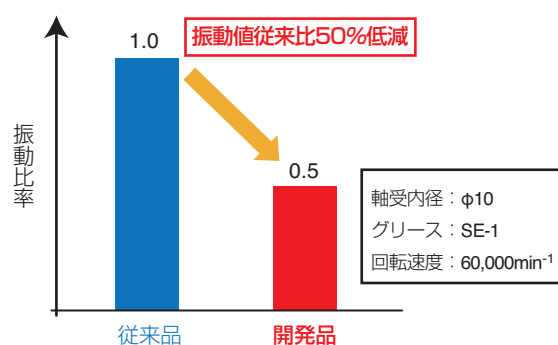


図7 振動低減効果(従来品を「1.0」とした場合)
Effect of vibration reduction

6. まとめ

開発したULTAGEシリーズ小径高速アンギュラ玉軸受では、軸受内部を圧縮空気が貫通する構造において、圧縮空気の流れやすさを確保し、スピンドルの冷却およびエアシール効果を妨げることなく、必要なグリース量を確保することができるため、高速運転での潤滑寿命の向上が可能になると考える。

今後も、工作機械の更なる信頼性向上に寄与、貢献するため、主軸用軸受の性能向上に取り組んでいく所存である。

参考文献

- 1) 瀧内博志, 小杉太: 工作機械用精密軸受“ULTAGE (アルテージ)”シリーズ, NTN TECHNICAL REVIEW, No.72, (2004) 26.
- 2) 川村隆之: 高速軸受用グリースの潤滑機構の研究, NTN TECHNICAL REVIEW, No.76, (2008) 39.
- 3) 坂口智也, 赤松良信: 玉軸受の振動シミュレーション, NTN TECHNICAL REVIEW, No.69, (2001) 69.

執筆者近影



古山 峰夫
産業機械事業本部
産業機械技術部



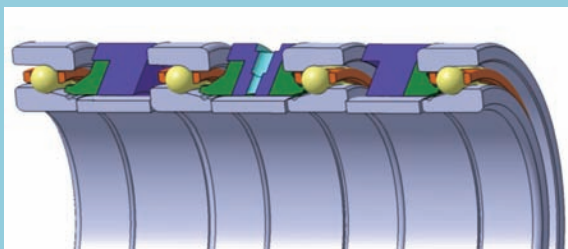
那須 恵介
産業機械事業本部
産業機械技術部



金本 崇広
産業機械事業本部
製品設計部

工作機械 主軸用空冷間座付軸受 Machine Tool Main Spindle Bearings with Air Cooling Spacer

那須 恵介* Keisuke NASU
岡本 直也** Naoya OKAMOTO
吉野 真人*** Masato YOSHINO



工作機械に求められる高速、高剛性をより高いレベルで両立する新たな技術として、NTNは独自の空冷技術を軸受に適用した「工作機械 主軸用空冷間座付軸受」を開発した。その実用性を示すべく、工作機械主軸で多用される主軸駆動方式と軸受組合せに本技術を適用した場合の冷却効果を確認した。本稿では、その評価試験結果を流体解析の結果を交えて紹介する。

NTN developed “Machine Tool Main Spindle Bearing with Air Cooling Spacer” which can perform high-speed and high-rigidity at the same time with higher level than ever, through the original air cooling technology. We carried out the performance tests of the cooling technology in various practical applications of machine tool spindles. In this paper, the results of the above mentioned tests and fluid analysis regarding the cooling technology are introduced as follows.

1. はじめに

工作機械の主軸は、難削材や複雑形状の部品を加工する場合、高剛性と高精度が要求される。また、機械部品の金型や、医療分野で使用される部品の加工は、高速かつ高精度で回転することが求められる。このように、工作機械主軸の必要特性は、加工内容や加工物により異なるが、近年は1台で複数の加工機能を持つ5軸加工機や複合加工機の需要が増えており、主軸や主軸用軸受は、より高いレベルで高速と高剛性を両立することが必要となっている¹⁾。そのためには、軸受の回転中の発熱をいっそう低減することが重要であり、NTNは独自の空冷技術を軸受に適用した「工作機械 主軸用空冷間座付軸受」を開発した²⁾。

開発では、軸受が冷却されるメカニズムを明らかにするとともに、外輪間座形状の工夫による低騒音化を図ってきた。今回は、その実用性を示すべく、工作機械主軸で多用される主軸駆動方式と軸受組合せに本技術を適用し、冷却効果を確認した。

2. 構造と冷却メカニズム

空冷間座付軸受の構造を図1に、流体解析結果を図2に示す。アンギュラ玉軸受背面組合せ（DB組合せ）の間に組込んだ外輪間座に、エア量、オイル量の削減と低騒音化が可能なNTN独自の環境対応型エアオイル潤滑ノズル^{3,4)}を適用するとともに、同ノズルとは別に空冷ノズルを設けている。

空冷ノズルは、軸芯よりオフセットした位置にあり、このノズルから噴射する常温の圧縮空気（以下、空冷エア）が内輪回転方向に旋回し、内輪間座と外輪間座の間、および、軸受内を通過する。その際、空冷エアは、内輪間座の表面から熱を持ち去り、内輪間座を冷却する。

空冷ノズルのオフセットは、空冷エアが内輪間座の表面付近に滞留する時間を長くするために設けられており、空冷エアが内輪間座の表面の熱を持ち去る時間が長くなる分、内輪間座の冷却効果も高まる。

内輪間座が冷却されることで、隣接する軸受内輪も冷却される。その結果、軸受内輪と軸受外輪の温度差（以下、内外輪温度差）が低減され、軌道面の接触応力の増大を抑えることができ、高速と高剛性をより高いレベルで両立することが可能となる。

*産業機械事業本部 産業機械技術部

**産業機械事業本部 製品設計部

***先端技術研究所

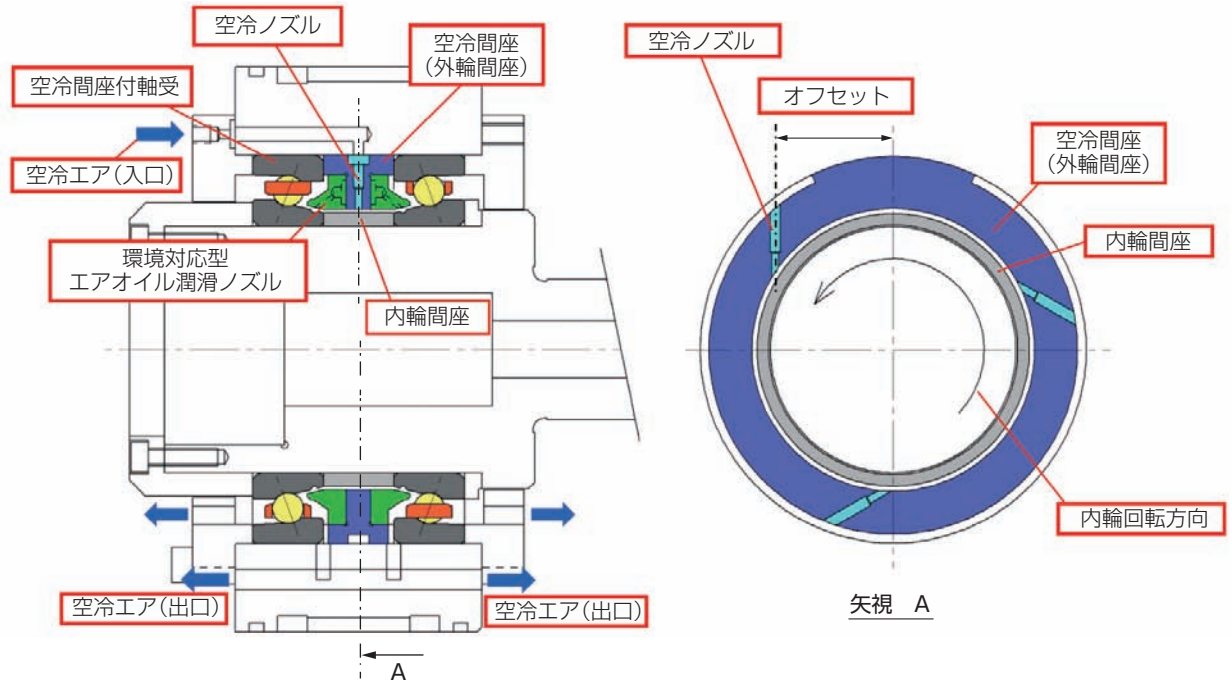


図1 空冷間座付軸受の構造
Structure of the bearing with air cooling spacer

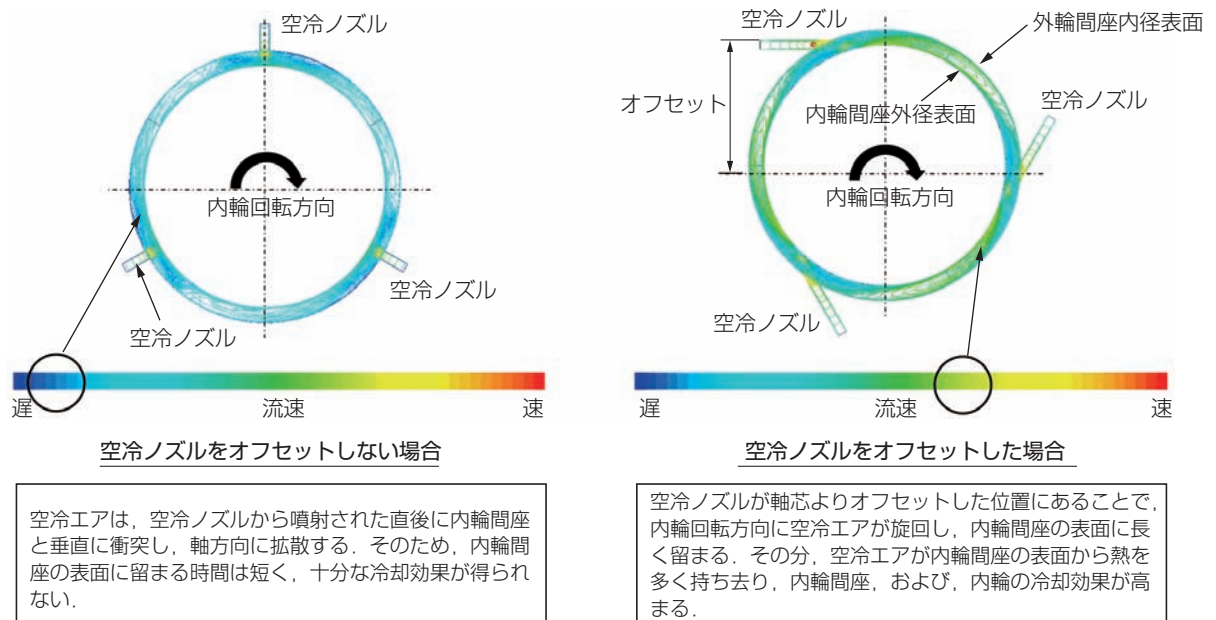


図2 内輪間座と外輪間座の間の空間における空冷エアの流れ (流体解析結果)
Cooling air flow between inner and outer spacers (Fluid analysis results)

3. 冷却効果

工作機械主軸で多用される主軸駆動方式と軸受組合せで空冷間座付軸受の冷却効果を確認するため、表1の4条件で高速運転試験を実施した。

ノズルのオフセット量は、これまでの試験結果を基に内輪間座外径部半径の80%とした²⁾。

表1 試験条件
Test conditions

軸受組合せ	主軸駆動方式	
DB (背面)	【試験1】 モータ直結	【試験2】 ビルトインモータ
DTBT (並列背面)	【試験3】 モータ直結	【試験4】 ビルトインモータ

3.1 背面組合せ (DB組合せ) での冷却効果

DB組合せでの空冷間座付軸受の冷却効果を高速運転試験で確認した。試験条件を表2に、試験機の構造を図3に、試験結果を図4にそれぞれ示す。本試験

は、DB間の間座幅を軸受の幅とほぼ同じ22mmとしており、発熱源である軸受同士が近く、放熱しにくい条件で試験を実施した。

モータ直結駆動の場合、17,000min⁻¹時 (d_{mn} 値153万)の内外輪温度差は、空冷エアを供給しない場合に比べ、空冷エア量100NL/minで約2℃、200NL/minで約5.5℃、300NL/minで約7.5℃低

表2 DB組合せにおける高速運転試験条件
Test conditions for DB arrangement

試験軸受	φ70×φ110×20 5S-2LA-HSLO14相当品 (セラミックボール入り環境対応型 エアオイル潤滑アンギュラ玉軸受)
予圧方式	定位置予圧 (組込み後予圧ON)
回転速度	0~23,000min ⁻¹
潤滑方式	エアオイル潤滑
給油量	0.03mL/10min
潤滑油	ISO VG32
潤滑エア流量	30NL/min
外筒冷却	あり、室温同調
軸姿勢	横軸

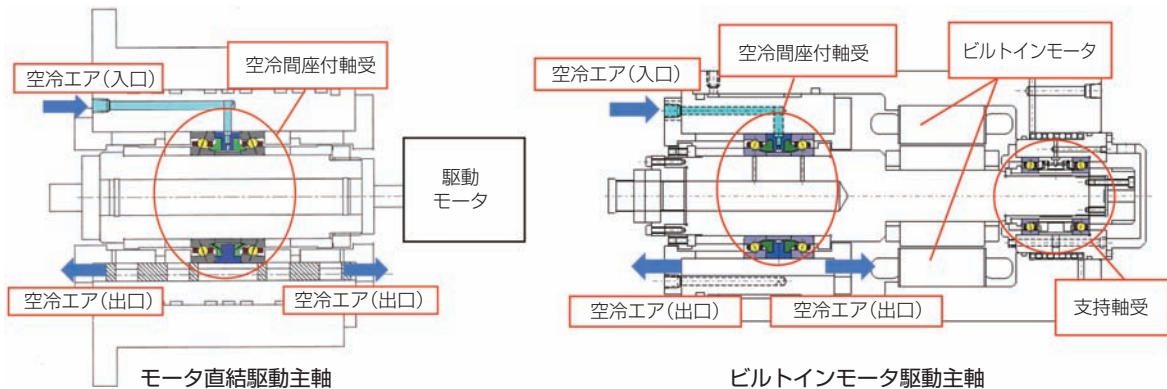
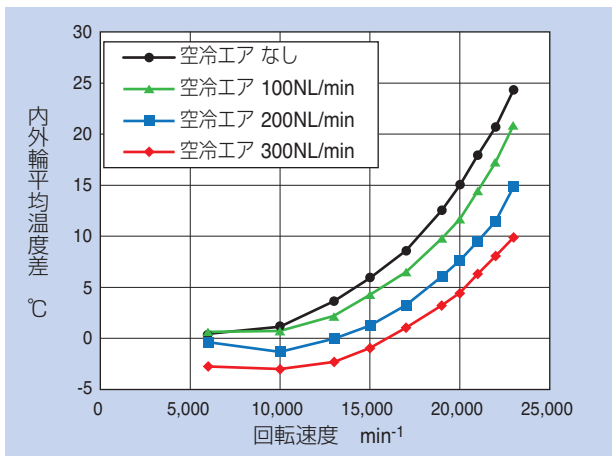
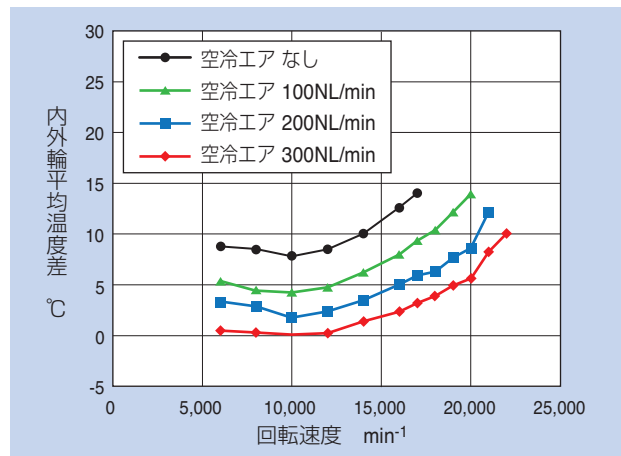


図3 DB組合せ試験機構造図
Test spindles for DB arrangement



モータ直結駆動主軸での結果



ビルトインモータ駆動主軸での結果

図4 空冷エアの供給量と内外輪温度差の関係(DB組合せ)

Relation between cooling air amount and temperature difference between inner ring and outer ring (In case of DB arrangement)

下することを確認した。この内外輪温度差の低下により、17,000min⁻¹時における軸受軌道面の最大接触応力を空冷エア量100NL/minで約10%、200NL/minで約15%、300NL/minで約20%低減できる。その結果、空冷エアを供給しない場合の17,000min⁻¹時の応力と空冷エア300NL/min 供給した場合の21,000min⁻¹時の応力は同等となり、25%の高速化が可能となる。

ビルトインモータ駆動の場合、17,000min⁻¹時 (d_{mn} 値153万)の内外輪温度差は、空冷エアを供給しない場合に比べ、空冷エア量100NL/minで約5℃、200NL/minで約8℃、300NL/minで約11℃低下することを確認した。この内外輪温度差の低下により、17,000min⁻¹時における軸受軌道面の最大接触応力を空冷エア量100NL/minで約15%、200NL/minで約20%、300NL/minで約25%低減できる。その結果、空冷エアを供給しない場合の17,000min⁻¹時の面圧と空冷エア300NL/min 供給

した場合の22,000min⁻¹時の面圧は同等となり、30%の高速化が可能となる。

いずれの主軸駆動方式においても、空冷間座付軸受による冷却効果が認められた。

また、本稿記載の間座幅22mmでの試験に加え、間座幅66mmでも試験を実施し、冷却効果を確認している²⁾。

3.2 並列背面組合せ (DTBT組合せ) での冷却効果

前章のDB組合せでの評価試験に続き、DTBT組合せでの空冷間座付軸受の冷却効果を高速運転試験で確認した。試験機構造を図5に、試験条件を表3に示す。本試験も前章のDB組合せの試験と同じく、DB間の間座幅22mmで試験を実施した。

モータ直結駆動の結果を図6に示す。17,000min⁻¹時 (d_{mn} 値153万) の内外輪温度差は、空冷エアを供給しない場合に比べ、空冷エア量300NL/minで約6℃低下することを確認した。この内外輪温度差の低

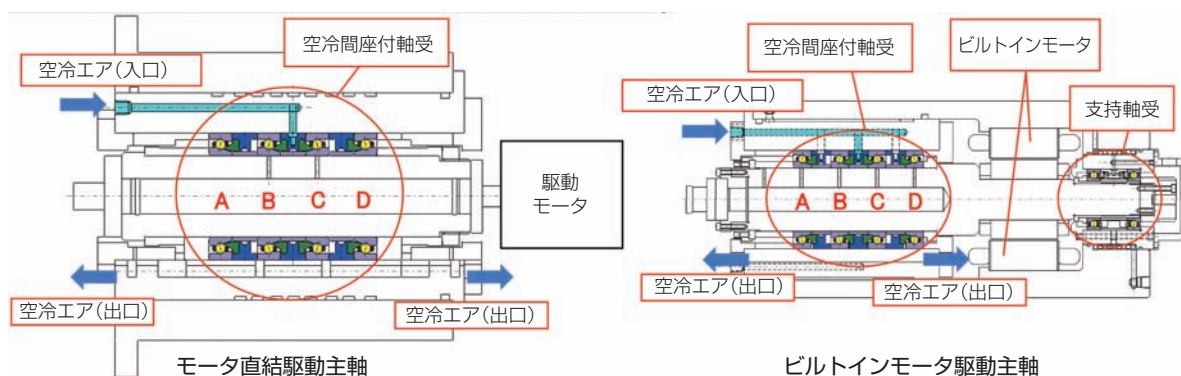


図5 DTBT組合せ試験機構造図
Test machines for DTBT arrangement

表3 DTBT組合せにおける高速運転試験条件
Test conditions for DTBT arrangement

試験軸受	φ70×φ110×20 5S-2LA-HSLO14相当品 (セラミックボール入り環境対応型 エアオイル潤滑アンギュラ玉軸受)
予圧方式	定位置予圧 (組込み後予圧ON)
回転速度	0~23,000min ⁻¹
潤滑方式	エアオイル潤滑
給油量	0.03mL/10min
潤滑油	ISO VG32
潤滑エア流量	30NL/min
外筒冷却	あり、室温同調 (21±1℃)
軸姿勢	横軸

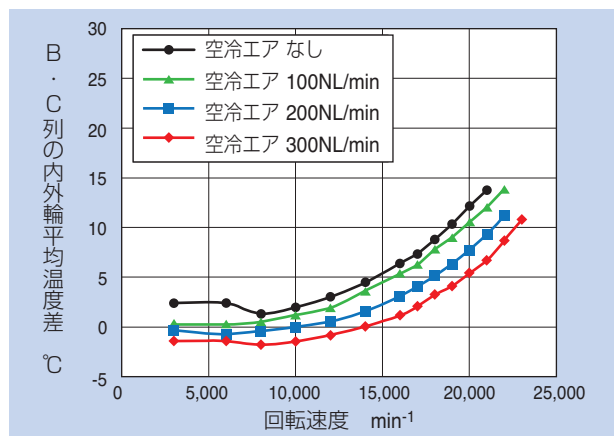


図6 モータ直結駆動主軸における空冷エアの供給量と内外輪温度差の関係(DTBT組合せ)
Relation between cooling air amount and temperature difference between inner ring and outer ring (Coupling direct motor system, in case of DTBT arrangement)

下により、 $17,000\text{min}^{-1}$ 時における軌道面の最大接触応力を約15%低減でき、17%の高速化が可能となる。

次にビルトインモータ駆動での試験を実施した。本駆動方式は、軸受近くにビルトインモータがあるため、軸受温度は、モータの発熱の影響を受けやすい。この影響を確認するため、まず、空冷エアなしで高速運転試験を実施した。 $17,000\text{min}^{-1}$ 時 (d_{mn} 値153万)の内外輪温度差を図7に示す。本主軸では、モータに近い順に内外輪温度差が大きい傾向が認められた。そこで、内外輪温度差が大きく、軌道面の最大接

触応力の高いC列とD列をより冷却するための方法を検討した。

空冷エアの供給箇所、および、供給量と内外輪温度差の関係を図8に示す。空冷エアをDB間に $300\text{NL}/\text{min}$ 供給した場合(図8の①)、 $17,000\text{min}^{-1}$ 時 (d_{mn} 値153万)の内外輪温度差は、空冷エアを供給しない場合に比べ、C列で約 7°C 、D列で約 3°C 低下した。次に、空冷エアをDT間に $300\text{NL}/\text{min}$ 供給した場合(図8の②)、 $17,000\text{min}^{-1}$ 時 (d_{mn} 値153万)の内外輪温度差は、C、D列ともに約 7°C 低下した。また、DB間とDT間に空冷エアを各 $150\text{NL}/\text{min}$ 、合計 $300\text{NL}/\text{min}$ 供給した場合(図8の③)、 $17,000\text{min}^{-1}$ 時 (d_{mn} 値153万)の内外輪温度差は、C列で約 5.5°C 、D列で約 5°C 低下することを確認した。

以上より、本試験では、ビルトインモータに近いDT間に空冷エアの供給を集中させることで、ビルトインモータによる発熱の影響が大きいC列とD列を重点的に冷却できることを確認した。

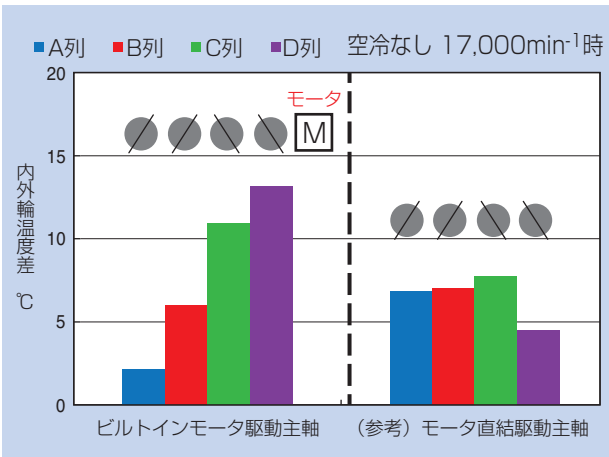


図7 モータ直結駆動主軸とビルトインモータ駆動主軸における空冷エアの供給がない条件での内外輪温度差 (DTBT組合せ)

Temperature difference between inner ring and outer ring without cooling air (Coupling direct motor system and built-in motor drive system, in case of DTBT arrangement)

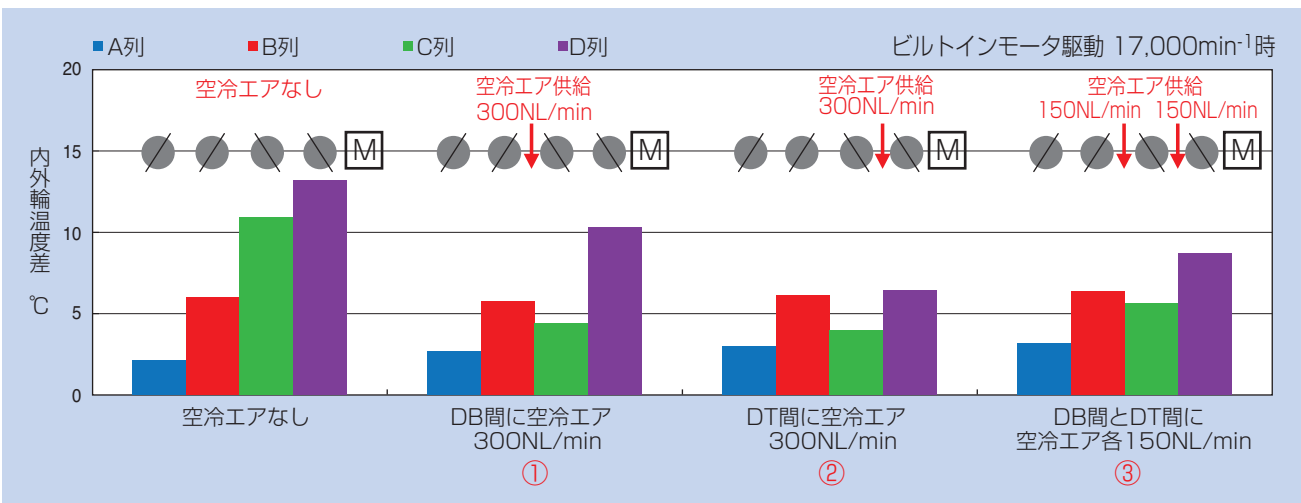


図8 空冷エアの供給箇所と各軸受の内外輪温度差の関係(DTBT組合せ)

Relation between cooling air point and each bearings temperature difference between inner ring and outer ring (In case of DTBT arrangement)

4. 流体解析結果

前章記載のDTBT組合せ、ビルトインモータ駆動主軸において、ビルトインモータに近いDT間に空冷エアを供給した場合、C列の正面側かつ、D列の背面側の空間に空冷エアが供給される。本空間において、エアオイルと空冷エアがそれぞれどのように流れるかを流体解析でシミュレーションした。その結果を図9に示す。

空冷ノズルから噴射した空冷エアは、内輪間座表面を軸回転方向に旋回した後、排気空間の大きいD列側へ積極的に流れ、軸方向に排出される。

また、図9では、エアオイル潤滑用ノズルから噴射されたエアオイルの流線を赤線で示している。空冷ノズルに近いC列、D列を含め、4列ともにエアオイルの流線が軸受の軌道面に到達することを確認した。

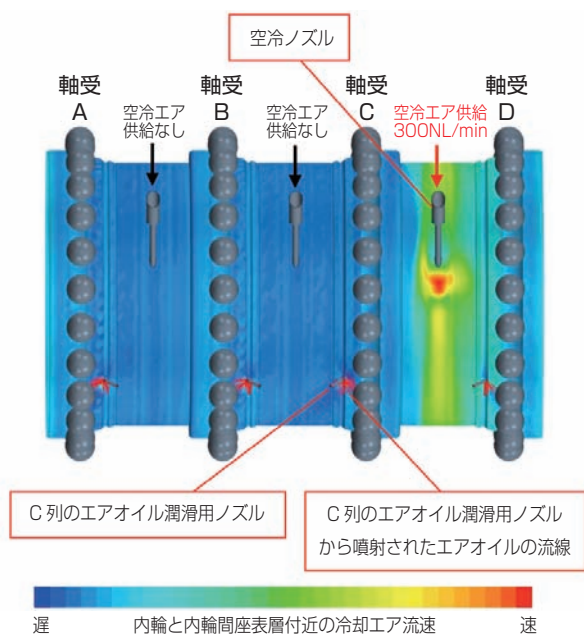


図9 内輪と内輪間座表層の空冷エアの流れ
(流体解析結果)

Cooling air flow on inner ring and inner spacer surface
(Fluid analysis results)

執筆者近影



那須 恵介
産業機械事業本部
産業機械技術部



岡本 直也
産業機械事業本部
製品設計部



吉野 真人
先端技術研究所

5. まとめ

NTNは、空冷技術を用いた「工作機械 主軸用空冷間座付軸受」を開発した。この技術の実用性を示すべく、工作機械主軸で多用される主軸駆動方式と軸受組合せに本技術を適用した場合の冷却効果を確認し、高いレベルで高速、高剛性を両立した。

本開発品は、あらゆる場面で工作機械の更なる高速化、高剛性化、信頼性向上に寄与できる製品であり、今後も改良を加え、工作機械の高性能化に貢献していく所存である。

参考文献

- 1) 橋爪翔平：工作機械用転がり軸受の最新技術，機械設計，第60巻 第1号，(2016年1月号) 28.
- 2) 恩田裕士，深田貴久夫，山本庸平，吉野真人：工作機械主軸用空冷間座付軸受，NTN TECHNICAL REVIEW, No.82, (2014) 38.
- 3) 藤井健次，森正継，大田好美：工作機械主軸用エアオイル潤滑軸受の低騒音化，精密工学会2000年秋季大会講演論文集(2000) 449.
- 4) 赤松良信，森正継：エアオイル潤滑における供給油量の微少化，NTN TECHNICAL REVIEW, No.72, (2004) 12.

[商品紹介]

シール性能強化型カムフォロア High-performance Sealed Cam Follower

辻橋 将人* Masato TSUJHASHI
阿形 精三* Seizo AGATA



カムフォロアはガイドレールや割出機構等に使用されるが、それらの機構の構造上、外部に露出する位置に配置されることが多い。このため、切削油等の液体が直接かかることがあり、内部グリースが流出することを防止するため密封性能の向上が求められている。

本稿では内部グリースの流出を防止するためシール性能を強化したカムフォロアの特長と性能を紹介する。

Cam follower is used for guide rail, index machine and so on. In these mechanisms, cam follower is often mounted outside exposing position. Therefore cam follower might be exposed to fluid such as cutting oil, and improvement of seal performance to prevent grease leakage is needed.

This article introduces the feature and the performance of reinforced seal type cam follower.

1. まえがき

カムフォロアは肉厚の外輪にころを組込んだスタッド付きのトラックローラで、軌道(トラック)面を外輪が転がり運動し、偏芯ローラ、ガイドローラ等の用途で使用される。

カムフォロアには保持器付き形と総ころ形があり、保持器付き形は保持器によってころが案内されるため、高速回転での使用に適している。また、総ころ形は保持器付き形に比べ定格荷重が大きく高荷重(低速運転)での用途に適している。

カムフォロアの使用箇所によっては、軸受内部のグリースが流出し、潤滑不足により早期破損が発生する場合がある。NTNカムフォロアにはシール付き品も標準仕様としてラインアップされているが、そのシールはダストの侵入防止を主な目的としているため、グリース流出の問題には完全に対応できない。

本稿では上記の問題に対応するため開発した、シール性能強化型カムフォロアを紹介する。

2. 一般的なカムフォロアの構造

カムフォロアの一般的な構造を図1に示す。

カムフォロアはスタッド、外輪、側板およびころから構成される。外輪が相手の軌道(トラック)に直接接して転がることを想定しているため、肉厚の外輪として衝撃荷重にも耐えられるよう設計されている。また、保持器付き形と総ころ形を同一寸法で選択することができる。さらにゴムシールの有無を選択することができるが、標準シリーズのゴムシールはダストの侵入防止が目的であり、液体の侵入防止を目的としたものではないことには注意が必要である。

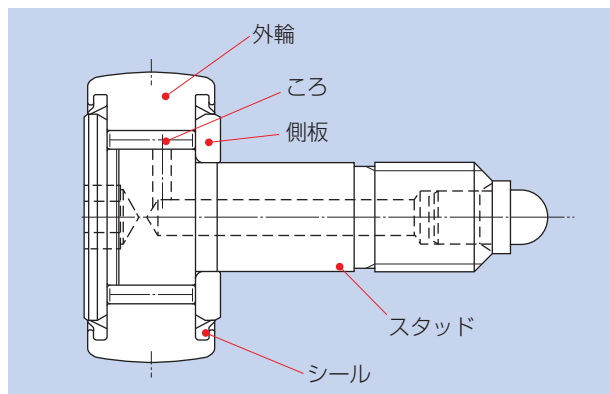


図1 カムフォロアの構造
Structure of cam follower

3. 工作機械における使用箇所と周辺環境

工作機械分野においてカムフォロアは搬送ガイドや割出用カム機構のカム駆動部に多用されている¹⁾。
 図2に工作機械におけるカムフォロアの使用事例(ターレット機構)を示す²⁾。

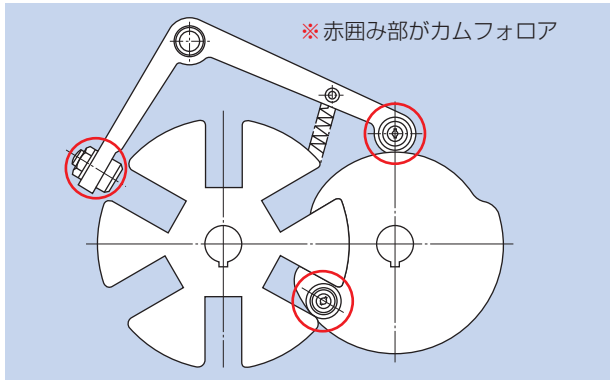
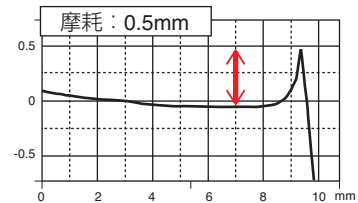
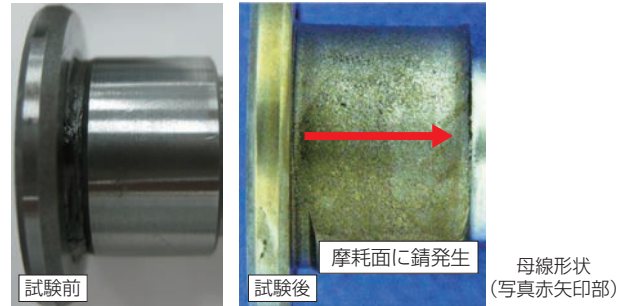


図2 工作機械のカムフォロア使用事例
 Example of cam follower for machine tool

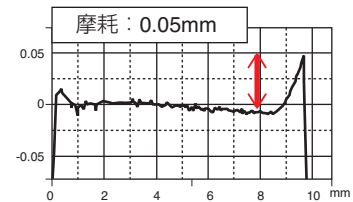
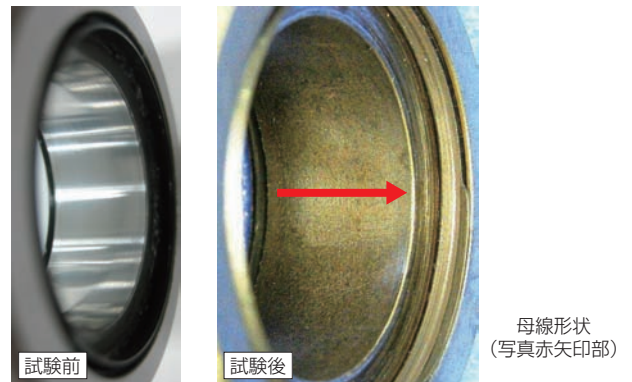
特にこの中でもカム駆動部は機械内部に組み込まれるため、切削油が直接カムフォロアに飛散する環境で使用されることになる。このため、従来からこのような箇所に使用されるカムフォロアには切削油侵入によるグリース流出防止対策が課題となっている。さらに、近年の環境意識の高まりを受けて、切削油を水性に切り替える動きがある³⁾。水性のため、従来の油性と比較してカムフォロアに侵入した際にグリースが乳化されやすく、これまで以上に切削油の侵入による潤滑不良・早期破損が解決すべき課題として認識されている。

4. 切削油が侵入した際の摩耗形態

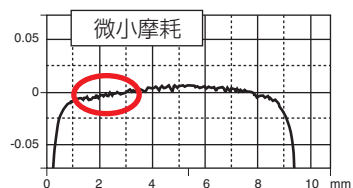
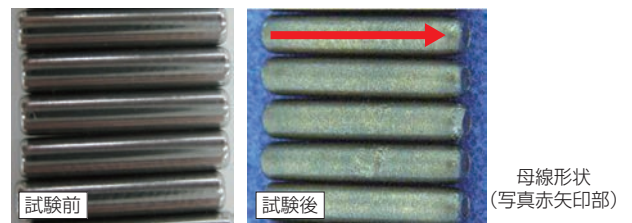
工作機械に使用されていたカムフォロア内部に切削油が侵入した際の摩耗事例を図3に示す。摩耗した軸受は標準シリーズのゴムシールを組み込んだものであり図1の構造に相当する。摩耗品を調査した結果、グリースは完全に流失していることが確認された。標準ゴムシールを組み込んでいたにも関わらず、カムフォロア内部に切削油が侵入したため、内部グリースが流出したと考えられる。グリースが流出したことによりカムフォロア内部の油膜が保持できなくなり、各部品が金属接触状態となった結果、スタッドおよび外輪の軌道面には重度の摩耗が発生するとともに錆も確認されている。このようなグリース流出による短寿命を解決するために、シール性能強化型カムフォロアを開発した。



(a)スタッド
 Stud



(b)外輪軌道面
 Raceway of outer ring



(c)ころ
 Roller

図3 グリース流出によるカムフォロアの摩耗事例
 Example of worn cam follower with grease leakage

5. シール性能強化型カムフォロア

5.1 特長

①高いシール性能

耐液体侵入性能：封入グリースへの水分侵入
従来比80%減

②互換性

シール部の構造を変更するのみであるので、標準シリーズと外径互換性あり、グリースも共通。

5.2 軸受仕様

標準シリーズとの互換性を確保するため、構造変更を最小限に留めた。具体的にはシール形状と外輪・スタッド・側板のシール接触部の形状変更となる。変更箇所であるシール組込み部の構造比較を図4に示す。シール組込み部以外の構造は図1と同じである。今回開発したシールを組込んだカムフォロアの写真を図5に示す。

標準シリーズに採用しているシール(以下従来シー

ルとする)はゴムのみで成形されており、外部圧力に対して強いとはいえず、外部からの液体侵入に対応するには不十分である。ただし、従来シールはダストシールとして設計しており、その用途に対しては十分な機能を果たす。それに対して今回開発したシール(以下、開発シールとする)は外部からの圧力に対する変形を防止するために、芯金をインサート成形しシールの剛性を確保した。さらにシール構造を2重リップとするとともに、耐侵入性能と低トルクを両立させるため、接触面の最適設計を実施した。

5.3 ローラフォロアへの適用

カムフォロアと同様に使用される軸受として、ローラフォロアがある。ローラフォロアの一般的な構造を図6に示す。ローラフォロアはカムフォロアに対してスタッドの軸を除いた形式となり、軸を各ユーザで設定する場合に適用する。内部構造はカムフォロアと同じとなるため、本稿で紹介する開発シールはローラフォロアに対しても適用可能である。

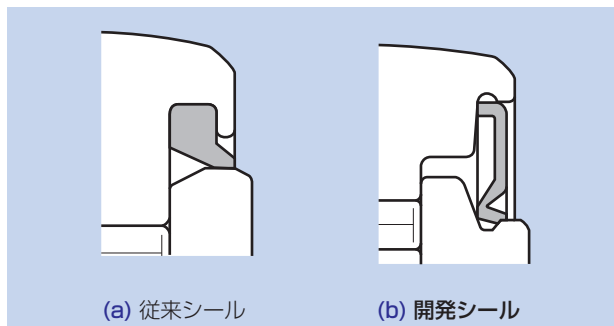


図4 シール形状
The shape of the seal



図5 開発シールを組込んだカムフォロア
Cam follower with development seal

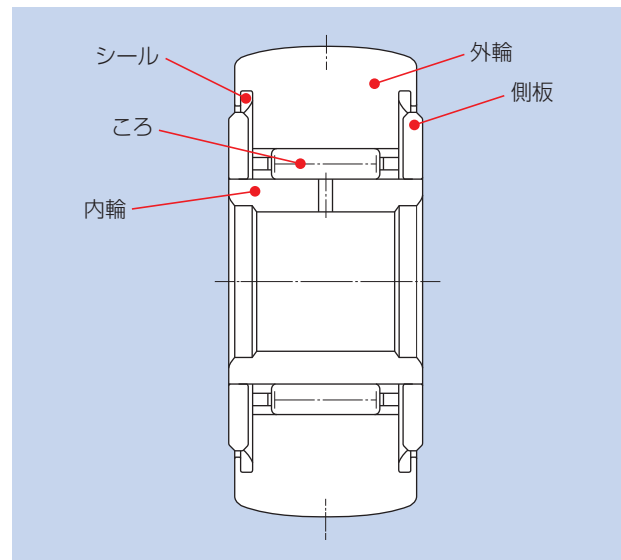


図6 ローラフォロアの構造
Structure of roller follower

6. 性能

6.1 耐液体侵入性能の比較

図7、表1に耐液体侵入性能比較試験における試験機および試験条件を示す。

試験後の内部残存グリースの水分含有率の比較を評価方法としている。試験後の内部残存グリースの確認結果を図8に、図9に試験後品の写真を示す。

図8より、従来シール組み軸受に対して、開発シール組み軸受の水分含有率は約80%減少しており、耐液体侵入性能の大幅な向上が確認された。

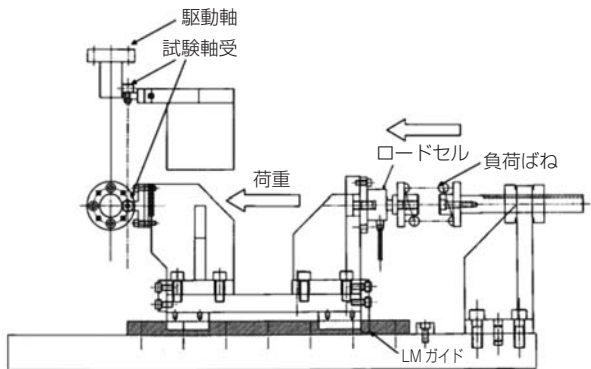


図7 カムフォロア耐久試験機
Test rig

表1 試験条件
Test condition

		従来シール品	開発シール品
軸受寸法	スタッド径	φ12	←
	外径	φ32	←
	総幅	45	48.5
グリース	アルバニアグリース S3 色相：淡褐色		
回転速度	500 min ⁻¹ (内輪回転)		
負荷荷重	392N		
温度	常温		
運転時間	30分		
水噴射条件	注射器で20mlの水を15秒毎にシールリップ部と側板の接触部を狙って噴射		

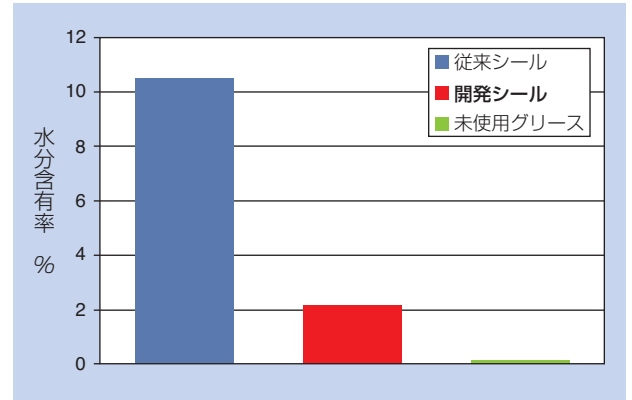


図8 試験後グリースの水分含有率測定結果
Water content after the test



(a) 従来シール品
Conventional product



(b) 開発シール品
Developed product

図9 試験後の軸受内部
Inside of bearing after the test

6.2 起動トルク

開発品では耐液体侵入性能を向上させるために構造を変更した結果、しめしろを変更している影響により起動トルクが増加する。影響を確認するために起動トルク確認試験を実施した。試験条件を表2に、試験結果を図10にそれぞれ示す。開発品が約30%増加する結果となった。

表2 試験条件
Test condition

		従来シール品	開発シール品
軸受寸法	スタッド径	φ12	←
	外径	φ32	←
	総幅	45	48.5
グリース		アルバニアグリース S3	
温度		常温	
荷重		無負荷	

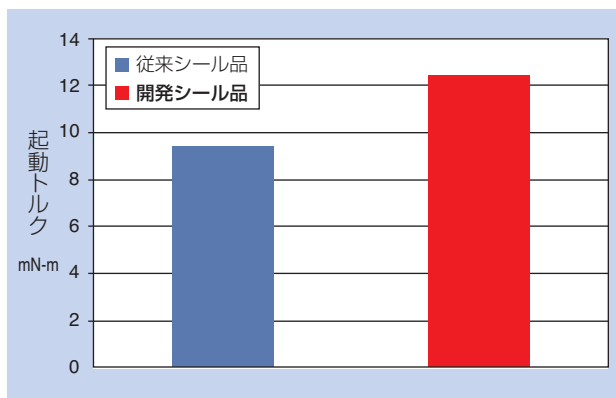


図10 起動トルク確認試験結果
Test result of starting torque

6.3 外輪滑り有無の確認

起動トルク確認試験より、開発シール品のトルクが増加することが確認された。これにより、実運転時に外輪の回転が阻害されトラック面との間で滑りが発生する可能性がある。このため、荷重を負荷させた実運転状態にて外輪とトラック面との間で滑りが発生しないか確認するための試験を実施した。この試験における荷重としては、軸受荷重が C_{or} の4%以下である場合、軸受内部において転動体が円滑な転がり運動をしない場合があるため、この観点から $0.04C_{or}$ を実用上の最低荷重と仮定し、試験荷重とした。試験機は図7と同じである。表3の試験条件で試験を実施した結果、外輪の滑りは確認されなかった。このことから開発シールにおいて、荷重が負荷される実運転状況では円滑に回転することが確認でき、実使用上問題ないことがわかった。

表3 試験条件
Test condition

		従来シール品	開発シール品
軸受寸法	スタッド径	φ12	←
	外径	φ32	←
	総幅	45	48.5
グリース		アルバニアグリース S3	
荷重		810 N (0.04 C_{or})	
回転数		200, 500, 1000min ⁻¹	
試験時間		各回転数 30s	
温度		常温	
確認方法		目視	

7. まとめ

本稿で紹介したカムフォロアのシールを従来シールから開発シールに変更することで、耐液体侵入性能が大幅に向上した。

開発シールは従来シールに対して軸受外径寸法を変更することなく置換え可能であり、容易に耐液体侵入性能を向上させることができるため、積極的に提案していく。

参考文献

- 1) 檀上 雄一, カムフォロア・ローラフォロアの応用, NTN TECHNICAL REVIEW No.55(1989), 61-72
- 2) 中村悟司, インデックス用ミニアチュアカムフォロアについて, NTN TECHNICAL REVIEW No.60(1992), 67-74
- 3) 岩田重広, 環境対応型の水溶性削油剤 —その開発動向—, 精密工学会誌, No.68, 7, 2002, 919-922

執筆者近影



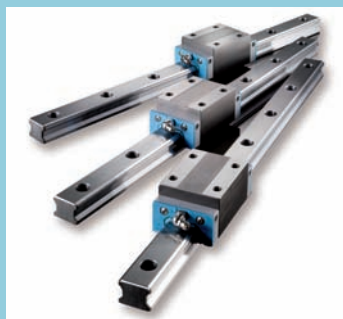
辻橋 将人
産業機械事業本部
産業機械技術部



阿形 精三
産業機械事業本部
産業機械技術部

リニアガイドの紹介

Introduction of Linear Guides



利見 昌紀* Masaki KAGAMI
数野 恵介* Keisuke KAZUNO

古くから、人は重い荷物を搬送する際には、回転または直線運動、あるいはその両方を補助機構として組み合わせて利用してきた。この原理を応用したリニアガイドは、高負荷・コンパクト・長ストローク・高精度の直動案内を実現している。当社のリニアガイドは工作機械、組立機器、自動化ラインなどさまざまな用途で使用されており、欧州市場を中心に豊富な実績を有している。本稿ではリニアガイドについて基本構成や特長、その応用例について紹介する。

Man has moved heavy loads since ancient times using rotation and linear movement or a combination of both. Linear guides based on these movements have realized the linear motion with high capacity, compact, long stroke and high accuracy.

Linear guides have been used for various applications, for example; machine tools, assembling machines, automation machines, and have many past results. This article introduces basic structure and features and applications of linear guides.

1. はじめに

生産現場の効率を高め、省人化を図るために、ものづくりの自動化が進められている。自動化設備の案内部分には、高負荷容量、高剛性、小型、軽量、高精度、低摩擦、耐環境性などが求められる。

現在、当社は欧州市場を中心にリニアガイドの豊富な販売実績を有している。近年、従来（第1世代）型リニアガイドを改良した、第2世代リニアガイドの生産、販売を開始している。第2世代リニアガイドは各部品の形状や表面粗さを最適化することで、従来に比べて負荷容量の増加、長寿命化、低ノイズ化を達成した。

本稿では当社のリニアガイドについて、基本構成や特長、その応用例などを紹介する^{1,2)}。

2. リニアガイドの基本

2.1 基本構成

図1に示すようにリニアガイドは、主にレール、ランナーブロック、転動体（ボール）、エンドプレート

およびエンドシールで構成される。ボールはレールとランナーブロックの軌道面の間を転がり、ランナーブロック端部でエンドプレートにすくい上げられる。そしてランナーブロックの循環路を通して、再び軌道面に送り込まれる。このようにボールが転がりながら無限循環運動を行うため、低摩擦で案内することができる³⁾。

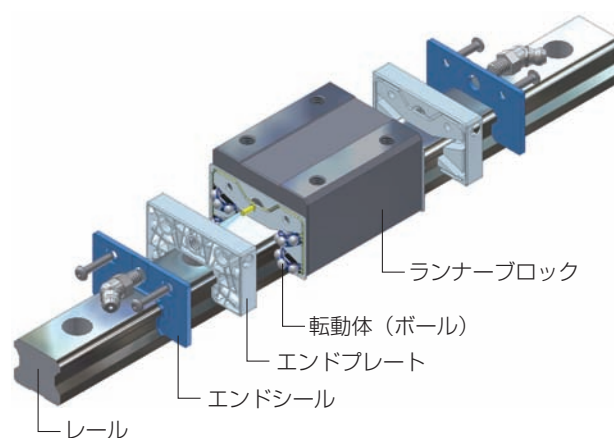


図1 リニアガイド基本構成
Basic structure of linear guides

2.2 誤差吸収能力

リニアガイドを取り付ける部品や支持構造物には、平面度、平行度のばらつきがある。また、リニアガイドの組付け誤差によっても不正確性が生じる。これらの誤差は、レールやランナーブロックを複数使用することで吸収、平均化できる(図2)。一般的に使用される2レール、2ランナーブロック構成の場合、稼働ステージの走り精度は、取付面精度に対して、80%以上向上する(表1)。

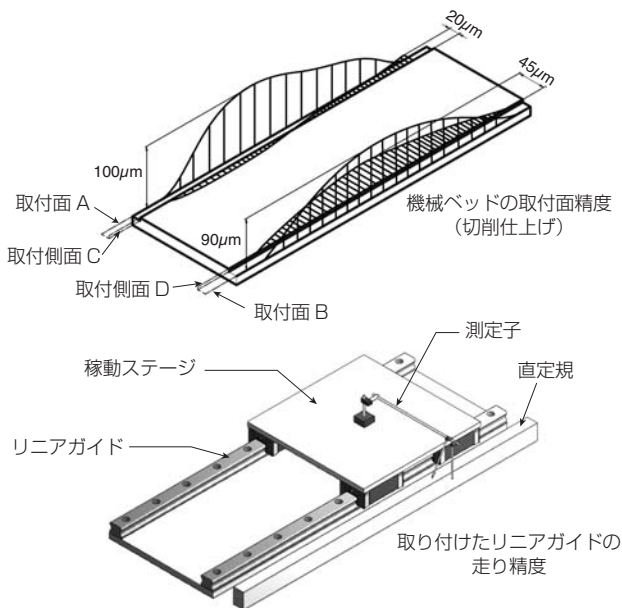


図2 誤差吸収
Error compensation

表1 取付面精度・走り精度実測例
Mounting surface flatness and running accuracy

取付面	真直度 μm	
	取付面精度	走り精度
底面	A	100
	B	90
側面	C	20
	D	45

3. リニアガイドの特長

当社は、ニーズに沿った製品開発と高品質を追求している。様々な産業・用途で使用できるよう豊富なシリーズを取り揃えており、最適な仕様を選択できる。

3.1 標準リニアガイドとミニチュアリニアガイド

リニアガイドのシリーズは、標準リニアガイドと、ミニチュアリニアガイドに分けられる(図3)。標

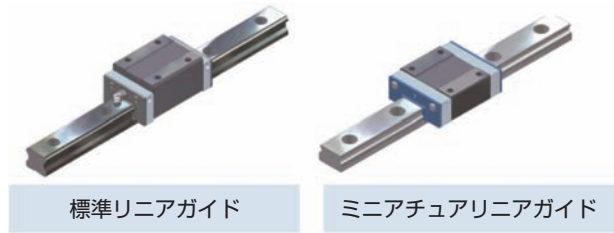


図3 リニアガイドラインアップ
Lineup of Linear guides

準リニアガイドはレール幅15~55mm、ミニチュアリニアガイドはレール幅7~15mmのラインアップを取り揃えている。今後、さらに小さいレール幅、大きいレール幅のラインアップの拡充を進めていく。

3.2 リテナ付リニアガイド

リニアガイドでは、一般的には循環部にほぼすきまなくボールを挿入したタイプ(総ボール形)を使用している。それに加えて、転動体を保持するリテナ付リニアガイドをラインアップしている(図4)。

【リテナ付リニアガイドの特長】

- ・高速性に優れる
- ・発熱が少ない
- ・ノイズが少ない
- ・動きがスムーズ
- ・潤滑性能の向上
- ・負荷の均一分散化
- ・長寿命

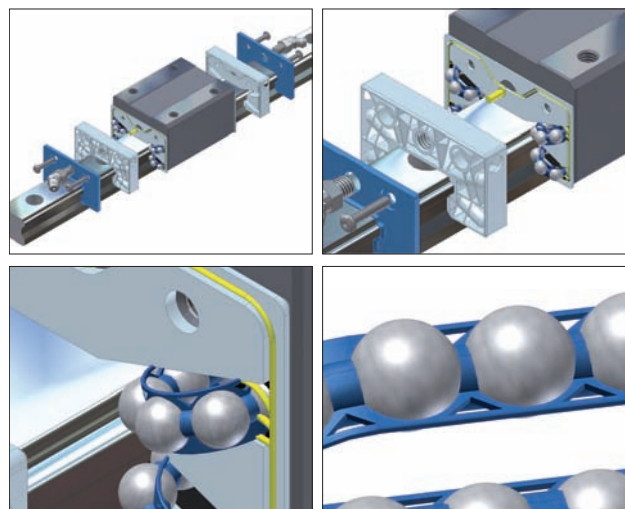


図4 リテナ付リニアガイド
Linear guides with retainer

リテナ付リニアガイドのリテナはボール同士の金属接触を防止している（図5）。リテナのない総ボール形に比べ、ボール接触面での相対すべり速度が1/2になり、面圧も小さくなるため、発熱や摩耗を抑えることができる。さらにリテナは、潤滑剤を保持するポケット構造を有しており、ボールに潤滑剤を供給し、金属摩耗を抑える効果がある。これにより、リニアガイドの寿命とメンテナンス間隔を延ばすとともに、走行時のノイズも低減する（図6）。

またリテナは、ボール間の距離を一定に保ち、ボールの循環を安定化する効果もある（図7）。これによってランナーブロックの走行抵抗の変動が抑えられ、スムーズで静かな動作を実現する（図8）^{1, 2)}。

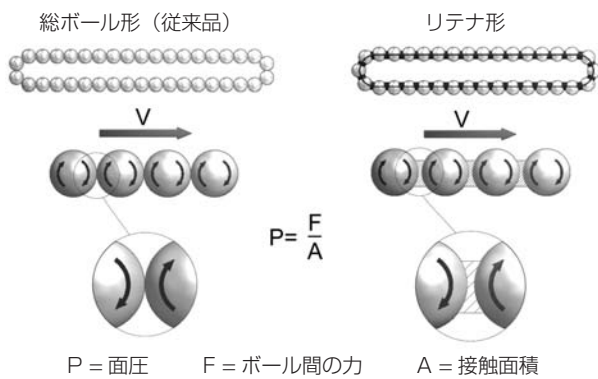


図5 ボール間の接触
Schematic view of the contact surfaces

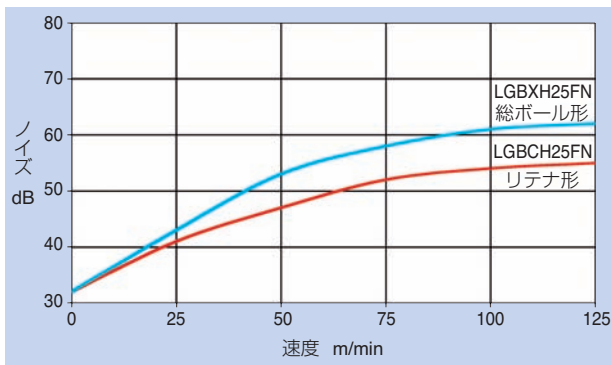


図6 走行時の騒音レベル
Noise level of linear guides

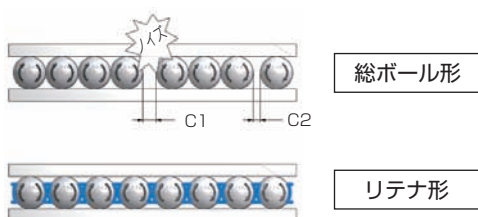


図7 ボール間距離の比較
Comparison of the ball distance

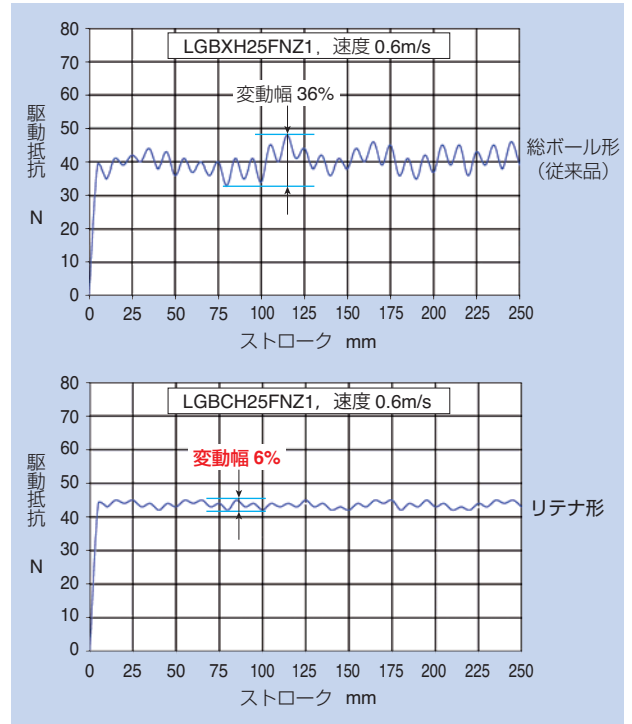


図8 転がり抵抗比較
Comparing driving resistance

3.3 リニアガイドの互換性

互換性を考慮し使用条件や用途に応じて、精度等級や予圧を各種用意している。

標準リニアガイドシリーズの並級～精密級、微小すきま～中予圧の組合せにおいては、レールとランナーブロックに互換性を持たせている。これにより、取扱い性やメンテナンス性が向上する。表2に精度等級と予圧の組合せ、および互換性の有無を示す。

表2 互換性有無一覧
Interchangeability of linear guides

	シリーズ	精度等級					
		並級 (M)	上級 (H)	精密級 (P)	超精密級 (S)	超々精密級 (U)	
予 圧	LGB	微小すきま (Z0)	○	○	○	△	△
		微予圧 (Z1)	○	○	○	△	△
		中予圧 (Z2)	○	○	○	△	△
		重予圧 (Z3)	△	△	△	△	△
		特殊予圧 (ZX)	△	△	△	△	△
		微小すきま (Z0)	△	△	△	—	—
LGM	微予圧 (Z1)	△	△	△	—	—	
	中予圧 (Z2)	△	△	△	—	—	

LGB：標準リニアガイド、LGM：ミニチュアリニアガイド
○：取扱い有り、互換性有り
△：取扱い有り、互換性無し
—：取扱い無し

4. 潤滑

リニアガイドの性能を十分に発揮させるには、適切な潤滑が必要である。潤滑が不十分な場合、各部の抵抗が増すだけでなく、寿命が大幅に低下する。

4.1 潤滑剤

当社はさまざまな潤滑剤を取り揃えており、使用環境や使用条件に合った最適な潤滑剤を採用することで、以下に潤滑剤の一例を示す。

- ・潤滑油 : 冷却効果に優れる
 - ・グリース : 減衰性、メンテナンス性に優れる
- 高速用には低粘度基油グリースを適用

4.2 潤滑方法

リニアガイドへの潤滑剤の供給は、ランナーブロックに取り付けられているニップルや潤滑継手から行う。供給用ツールとして、グリースガンや自動潤滑ディスペンサ、集中給油システムを使用することで、容易に潤滑剤を供給できる(図9)。



グリースガン 自動潤滑ディスペンサ 集中給油システム

図9 潤滑剤供給ツール
Tools for lubrication

4.3 ランナーブロック上部からの給油

ランナーブロックに専用アダプタを取り付けることで、エンドプレート上部の給油アダプタから給油を行うことも可能である(図10)。

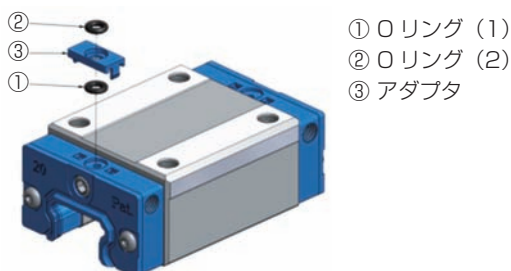


図10 給油用アダプタ
Lubrication adapter

4.4 潤滑システム LU1

潤滑システムLU1はレールの軌道面に潤滑油を供給する機能を持ち、ランナーブロックのエンドプレートに取り付けて使用する(図11)。継続的に油分を供給するため、長期間のメンテナンスフリーを実現できる。

通常の使用であれば、LU1に再給油の必要はない。ただし、過酷環境等で油分切れが懸念される場合には、カバー上部より再給油を行うこともできる。またLU1を取り付けた状態でも、グリースニップルや潤滑用継手を直接取り付けることもできる^{1,2)}。

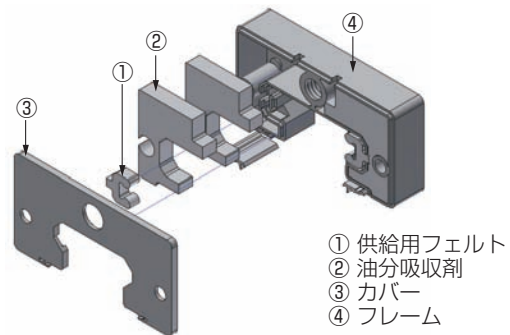


図11 LU1の構成
Structure of LU1

5. シールオプション

用途に応じて複数のシールの組合せが可能であり、使用条件に適したシーリングを実現できる。シールオプションの組合せの一例を示す(図12)。

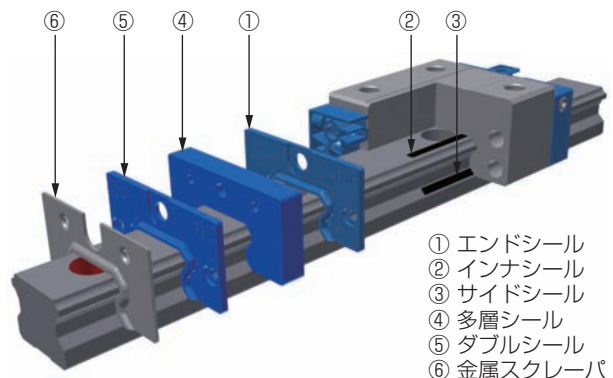


図12 シールオプション
Sealing options

6. リニアモジュールへの活用

リニアモジュールは、高負荷容量、長ストローク用途で、リニアガイドを直動案内として採用している（[図13](#)、[図14](#)）⁴⁾。

10mを超える長ストローク用途では、設置場所への輸送が問題になることがある。そのような場合、リニアモジュールを数m毎に分割して輸送し、設置場所で連結を行う。あらかじめ所定の長さで切断されたリニアガイドを使用することで、リニアモジュール本体の分割・連結作業が容易となり、設置場所での作業時間を短縮することができる。

またリニアモジュールのリニアガイドは、全てリテナ付リニアガイドを採用している。リテナ付リニアガイドを採用することで静音、長寿命、長期メンテナンスフリーを実現している。

これらの特長を活かし、現在自動車や産業機械の、さまざまな自動化設備で活用されている。

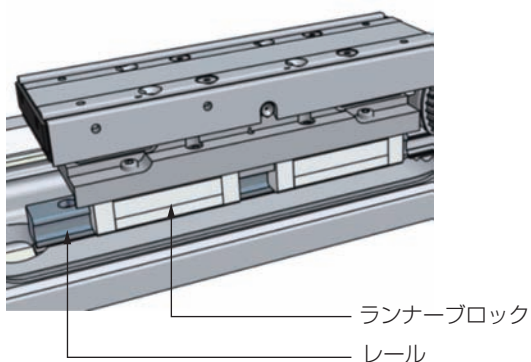


図13 リニアモジュール（リニアガイド案内）
Linear module with linear guides



図14 高負荷容量昇降軸
High load capacity linear module for lifting axis

7. ワイヤレスリニアスケールシステム

半導体検査装置や工作機械など、精密な位置決めを必要とする装置には、リニアスケールが使用されることが多い。現在リニアガイドとセンサユニットを組み合わせた、「ワイヤレスリニアスケールシステム」の開発を進めている（[図15](#)）⁵⁾。






図15 ワイヤレスリニアスケールシステム
Wireless measuring linear system

7.1 システムの構成

ワイヤレスリニアスケールシステムの主な構成部品を[表3](#)に、システムモデルを[図16](#)に示す。

表3 主な構成部品
Main components

外 観	特 長
【ルール】 	<ul style="list-style-type: none"> ・一体型磁気スケール（保護カバー付） ・ルール長：～2,500mm ・ワイヤレス給電機能（トランスミッタ）
【センサユニット】 	<ul style="list-style-type: none"> ・検出センサヘッド内蔵 ・位置信号出力（無線） ・ワイヤレス給電機能（レシーバ）
【レシーバユニット】 	<ul style="list-style-type: none"> ・位置信号受信（無線） ・コントローラへ信号出力 ・ルールへの電源供給

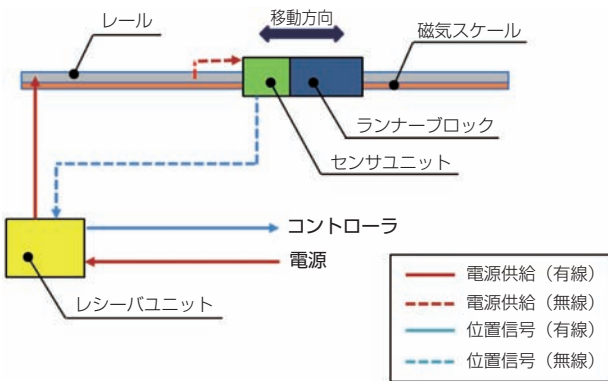


図16 システムモデル
System model

7.2 システムの特長

ワイヤレスリニアスケールシステムは、磁気スケールが側面に取り付けられたレールと、ランナーブロックに連結されたセンサユニットで構成される。従来のリニアスケールシステムが一定の取付けスペースを必要とするのに対し、本システムは直動案内部に、スケール及びセンサを内蔵することで、コンパクト化を実現している。

検出センサヘッドと磁気スケールのすきまは、ランナーブロックによって適切に保たれるため、調整作業が不要になる。通常のリニアスケール取付作業に比べ、作業時間を大幅に短縮できる。

センサユニットは無線信号出力、ワイヤレス給電機能を有しているため、信号・電源ケーブルを必要としない(図17)。

【特長】

- ・コンパクト
- ・組付けが容易
- ・センサユニットにケーブル不要
- ・異物侵入防止構造

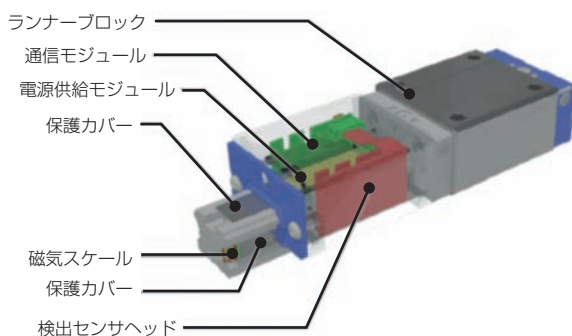


図17 センサユニット内部構造
Inside structure of wireless sensing unit

磁気スケールの汚染は、保護カバーで防いでいる。さらにセンサユニット、ランナーブロックには図12のシールオプションを取り付けることができる。これにより、異物がレールに付着しても、センサユニット内部への侵入を防ぐことができる。

8. まとめ

本稿では、リニアガイドの基本構造、特長および応用例を紹介した。今後もグローバルに市場展開し、生産現場の自動化・省人化に貢献していく。

参考文献

- 1) NTN, リニアガイドカタログ, CAT.No.6018/J
- 2) NTN-SNR, Linear Guide Catalogue, (2015)
- 3) 和田光真, 高荷重の直動転がり案内, 月刊トライボロジー, No.342, (2016) 16-18
- 4) NTN, リニアモジュールカタログ, CAT. No. 6107-II/J
- 5) NTN-SNR, Wireless measuring linear system, (2016)

執筆者近影



利見 昌紀
産業機械事業本部
ロボット技術部



数野 恵介
産業機械事業本部
ロボット技術部

[商品紹介]

樹脂すべりねじ Plastic sliding screws



谷川 直成* Naonari TANIGAWA
伊藤 紀男** Norio ITOU
殿村 友美* Tomomi TONOMURA

樹脂部品は設計の自由度が高く、軽量化、コンパクト化が図れ、耐食性が高く、安価であるため様々な分野で金属部品代替が進んでいる。樹脂製すべりねじ（ナットが樹脂でねじ軸が金属のすべりねじ）もその一つであり食品機械や医療機器等用途が拡大している。本稿では樹脂すべりねじの特長、性能を紹介する。

Plastic parts have high design freedom and high corrosion resistance, can carry out weight saving and compactification and are low in cost. Therefore, plastic parts substitute metal parts in many industrial fields. Plastic sliding screws (plastic nut and metallic screw shaft) are one of them, and these are widely used for food machinery and medical machinery parts. This article introduces features and performance of plastic sliding screws.

1. はじめに

モータの回転運動を直進運動に変換する送りねじは、産業機械、食品機械、医療機器などの搬送部に使用されている。送りねじにはボールねじ、すべりねじがある。すべりねじにはナットに銅系材質を用い、グリースを塗布して使用するものが広く知られているが、ナットに樹脂を使用するすべりねじは無潤滑でも使用可能であることが特徴である。

表1にNTN樹脂すべりねじ、他社すべりねじとボールねじとの性能比較を示す。ボールねじは許容荷重が高く、ねじ効率に優れるが、高価である。ただし、グリースで潤滑するため、水中や高温でグリース機能が

低下する用途には適さない。一方、樹脂すべりねじは、許容荷重は低いが、真空中や高温雰囲気などの幅広い環境に適用でき、安価、低騒音であり軽量・コンパクト化が可能である。ただし、ねじ軸とナットの材質によっては耐食性、耐熱性に差があり、用途に合わせた選定が必要である。本稿ではNTN樹脂すべりねじ（以下 すべりねじ）と許容荷重を向上させたNTN高負荷用樹脂すべりねじ（以下 高負荷すべりねじ）を紹介する^{1, 2)}。

2. すべりねじ

すべりねじは、図1のように樹脂ナットとステンレスねじ軸で構成している。表2に材料と仕様を示す。

表1 各種送りねじの性能比較
Comparison of features various sliding screws

項目	NTN 樹脂すべりねじ	他社 すべりねじ 含油POM	ボールねじ
潤滑	不要 潤滑有でも可	不要 潤滑有でも可	要 グリース
耐食性	◎	△	×
ねじ精度	○	△~○	◎
ねじ効率	○	△~○	◎
騒音	◎	○	△
耐熱性	◎	△	△

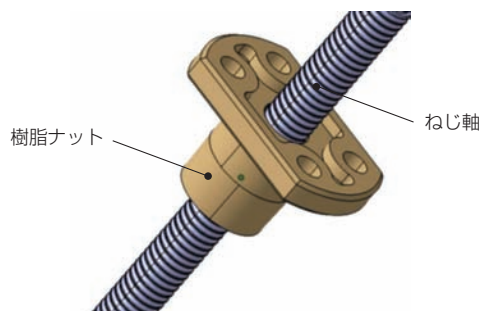


図1 樹脂すべりねじ
Plastic sliding screw

*NTN精密樹脂株式会社 技術部
**NTN精密樹脂株式会社 企画部

樹脂ナット（ベアリーAS5000）は、ポリフェニレンサルファイド（以下、PPS）をベース樹脂とし、特殊なふっ素樹脂や固体潤滑剤を配合して摩擦摩耗特性を改良している。同時に耐衝撃性も改良しているので、汎用の樹脂すべりねじと比較して長寿命である。

図2に樹脂ナット材質であるベアリーAS5000と市販ふっ素樹脂入りPPSすべり材との特性比較を示す。ベアリーAS5000は耐摩耗性と摩擦係数が特に優れ、かつPPSの問題である衝撃強さも向上させている。図3に断面SEM像を示す。ベアリーAS5000は市販ふっ素樹脂入りPPSと比べ特殊なふっ素樹脂

を成形品内で3次的に存在させることで前述した特性を向上させている。

表3の条件で他社製すべりねじとの比較を移動距離200kmまで行った。一般的には運転によるアキシャルすきまの増加量が0.3mm以下であれば使用可能としている。図4に示すように他社製すべりねじが移動距離70km程度でアキシャルすきまの増加量が0.3mmを超えてしまうのに対し、すべりねじは移動距離200kmでもアキシャルすきま増加量は0.2mm以下であり継続使用が可能な状態であった。

表2 すべりねじの材料と仕様
Specification of our plastic sliding screws

部 品	材 料
樹脂ナット	ベアリーAS5000
ねじ軸	SUS304（転造）
精度等級	Ct10（JIS B 1192）
累積リード誤差	±0.21/300mm

表3 試験条件
Test condition of wearing test

ねじ呼び径	8mm
呼びリード	24mm
条 数	6
アキシャル荷重	100N
回転速度	500min ⁻¹
潤 滑	なし（乾燥摩擦）

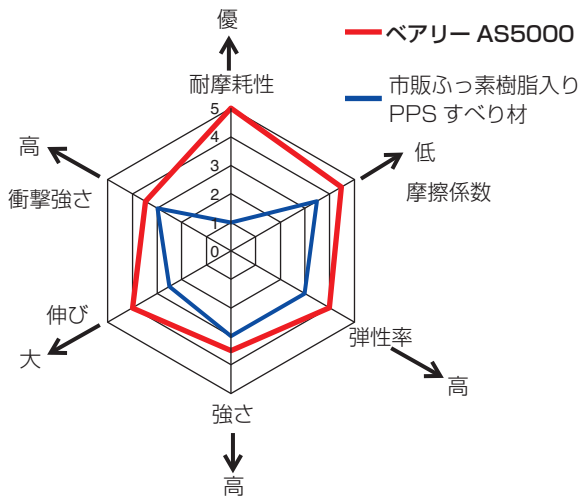


図2 ベアリーAS5000の特性
Features of BEAREE AS5000

【代表的な技術データ】

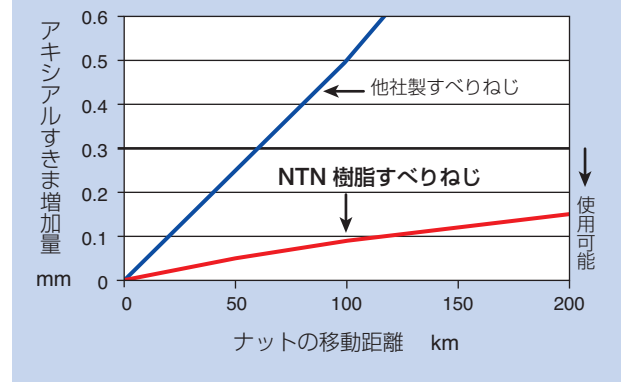


図4 移動距離とアキシャルすきま増加量
Relationship between axial clearance increase and nut motion distance

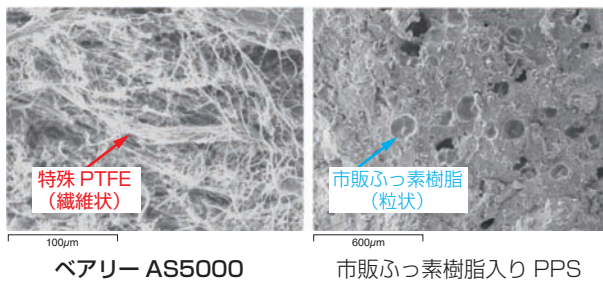


図3 断面SEM像
Cross section SEM images

3. 採用例の紹介

すべりねじは、油やグリースを使用しない無潤滑運転も可能なため、医療機器をはじめ食品機械などに採用されている。表4に採用実績を示す。また、その中から図5に食品用フライヤー、麺ゆで機での用途例を示す。

表4 すべりねじの主な採用実績
Applications

分野	装置名	採用部位
医療	検眼器	焦点合わせXY軸部
	分析装置	検体搬送駆動軸部
	透析装置	ポンプ部アクチュエータ軸部
	麻酔装置	昇降装置駆動軸部
食品機械	自販機	カップ搬送部駆動軸部
	加工機	フライヤー、麺ゆで機昇降部
	包装機	袋詰め部昇降部
その他	半導体製造装置	基盤位置決め部駆動部
	電子顕微鏡	検体位置決めXY軸部

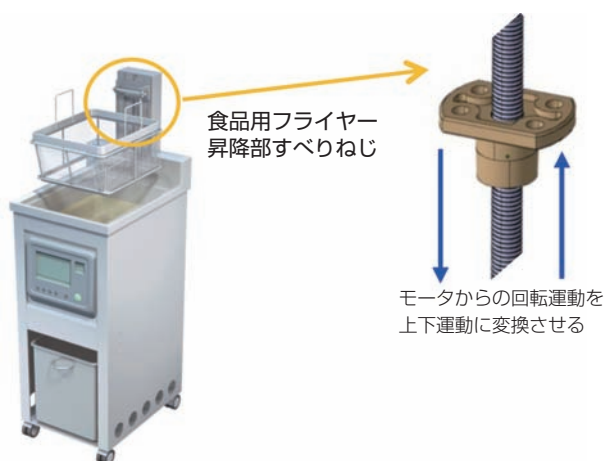


図5 食品用フライヤーでの用途例
Application for food fryer

4. 高負荷すべりねじ

すべりねじは、樹脂製ナットのため、許容荷重を大きく超える場合、フランジが破損したり、ねじ山が摩耗することがあった。低負荷の用途に限定されていたすべりねじの高負荷用途においても、無潤滑運転や低騒音が要求される。お客様のご要求に対応するため、図6のように金属との複合化により許容荷重を向上させた高負荷すべりねじを開発した。

アルミ製ナットのねじ山表面に2項で紹介したベアリーAS5000を射出成形した複合ナットとし、許容荷重を向上させ、放熱性も高めた。

アルミには特殊エッチング処理を施し、ベアリーAS5000との密着性を向上させている。

表5に耐荷重性比較を、図7に運転中のねじ軸表面温度の変化を示す。樹脂ナット材はともに摩擦摩耗特性を改良したベアリーAS5000であるが、高負荷すべりねじはアルミ製ナットに薄肉で複合成形しているため、放熱性に優れ、ねじ表面の温度上昇はすべりねじに比較して約1/4である。

また複合成形による効果で、高負荷すべりねじはすべりねじと比較し、許容アキシャル荷重が2倍、ナットの静的破壊荷重が9倍高くなっている。

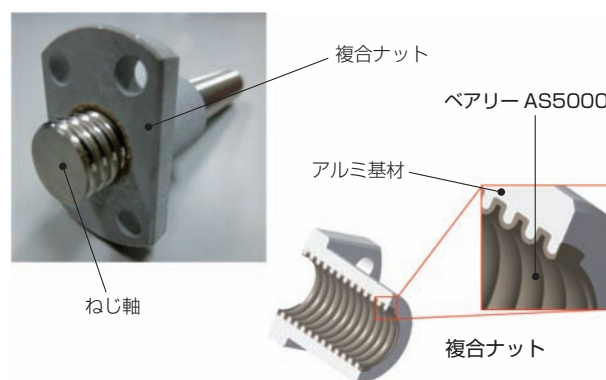
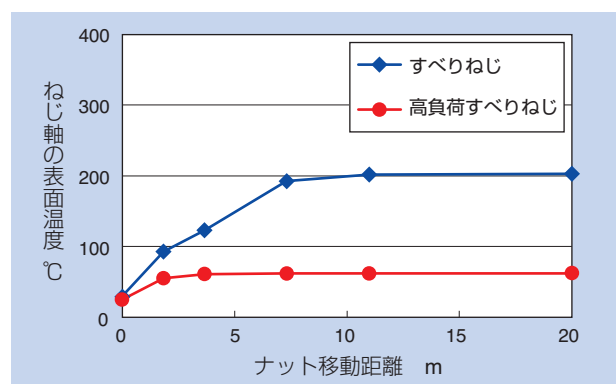


図6 高負荷すべりねじ
Plastic sliding screw for heavy condition

表5 耐荷重性比較
Comparison of load limit

項目	すべりねじ	高負荷すべりねじ
許容アキシャル荷重	600N	1,500N
ナットの静的破壊荷重	2.7kN	24kN



【ねじ試験条件】

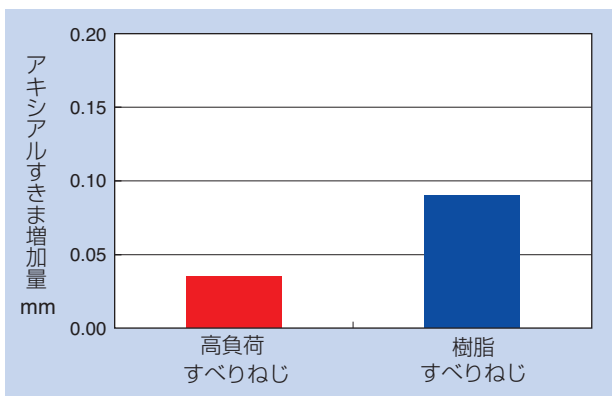
ねじ仕様 軸径12mm リード2mm 1条
荷重600N 回転数200min⁻¹ 室温 無潤滑

図7 ねじ軸表面温度の変化
Surface temperature of screw shaft

次に図8に運転後のアキシャルすきま増加量を示す。

高負荷すべりねじの摩耗は少なく、すべりねじの1/3である。表面温度も上がらないため、ベアリー材の弾性率が維持され、摩擦せん断の低下が小さい。したがって、ねじ効率の変化が小さく摩耗特性にも優れる。

耐環境性について表6の耐環境試験条件で暴露したときの密着強さを評価した。試験方法はベアリーAS5000のみを軸方向にせん断した際の最大荷重を測定し、密着強さとした(図9)。この方法で密着強



【ねじ試験条件】
 ねじ仕様 軸径12mm リード2mm 1条
 荷重400N 回転数100min⁻¹ 室温
 無潤滑 ナット移動距離0.7km

図8 アキシャルすきま増加量
Axial clearance increase

表6 耐環境試験条件
Test condition of environment resistance

項目	条件
高温暴露	150°Cx500hrs
恒温恒湿暴露	80°C, 95%RHx500hrs
湯中浸漬	90°Cx500hrs

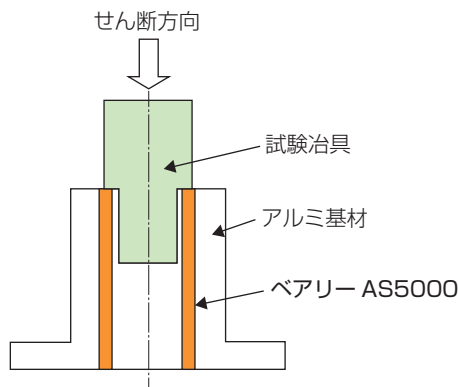


図9 密着強さ試験方法概略図
Schematic of adhesion strength test

さを測定し、同時にナット外観も確認した。結果を図10~12に示す。いずれの暴露試験後も密着強さの低下は5%以下で軽微であった。また、暴露試験後のナット外観に錆等の異常は確認されなかった。

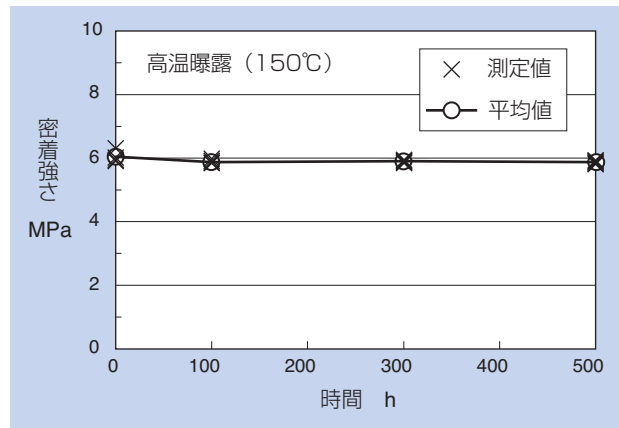


図10 高温暴露試験時の密着強さ変化
Adhesion strength variation in high temperature exposure test

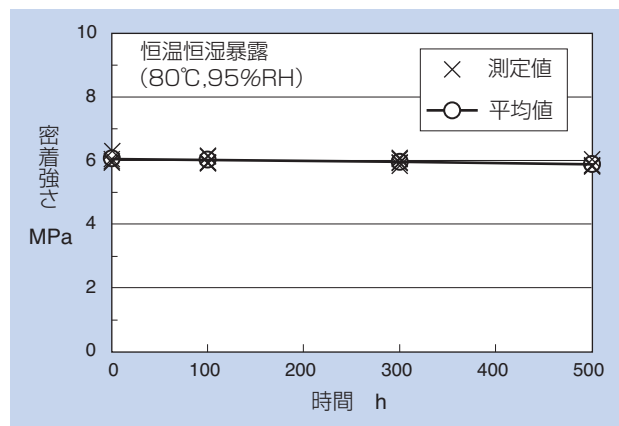


図11 恒温恒湿暴露試験時の密着強さ変化
Adhesion strength variation in temperature and humidity controlled test

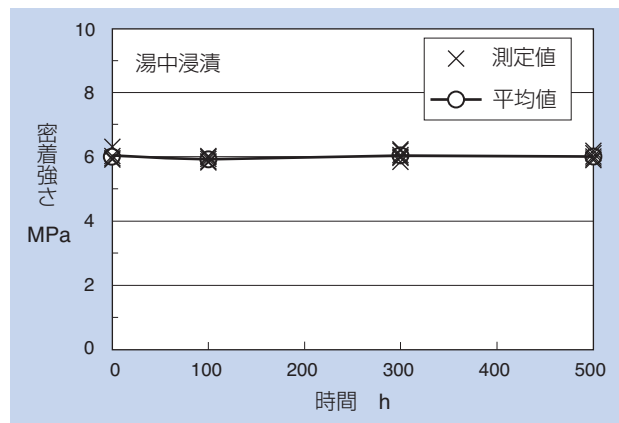
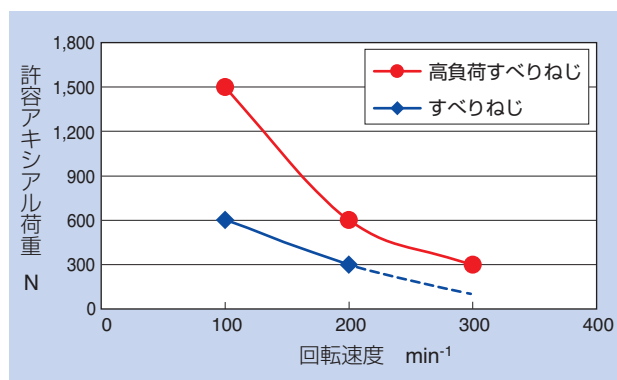


図12 湯中浸漬試験時の密着強さ変化
Adhesion strength variation in hot water test

図13にすべりねじと高負荷すべりねじの許容アキシャル荷重と回転数の関係を示す。規定の回転数・荷重で、200往復を10セット（各セット間は停止し常温まで冷却の合計2,000回）試験を実施した。その際アキシャルすきま増加量0.1mm以下、かつナット破壊のない最大荷重を許容アキシャル荷重とした。高負荷すべりねじは、すべりねじと比較し許容アキシャル荷重が2倍であった。



【ねじ仕様】 軸径12mm リード2mm 1条
 【試験条件】
 室温、無潤滑（ドライ）、ストローク±1,180mm
 一定の回転数・荷重で、200往復×10セット
 （各セット間は停止し常温まで冷却）
 合計2,000回を実施
 2,000回後のアキシャルすきま増加量0.1mm以下、
 かつナット破壊のない最大荷重とした。

図13 許容アキシャル荷重と回転速度との関係
 Speed and axial load limit

5. まとめ

本稿ではモータの回転運動を直進運動に変換し、油やグリースを使用しない無潤滑運転も可能な、NTN樹脂すべりねじと、許容荷重を向上させたNTN高負荷用樹脂すべりねじを紹介した。

今後も医療機器や食品機械など多くの分野で軽量化、コンパクト化の市場ニーズは強まる。NTNはこれらお客様の商品開発に貢献できるようにご要求に対応して行く所存である。

参考文献

- 1) 石井卓哉, 姫野芳英, 金属との複合化による樹脂軸受の機能向上, 成形加工, 25 (2013), 2, 73
- 2) 沖芳郎, 成長市場に向けた樹脂・焼結金属・磁性材料の複合化技術と商品紹介
 NTN TECHNICAL REVIEW No.82 (2014), 12

執筆者近影



谷川 直成

NTN精密樹脂株式会社
技術部



伊藤 紀男

NTN精密樹脂株式会社
企画部



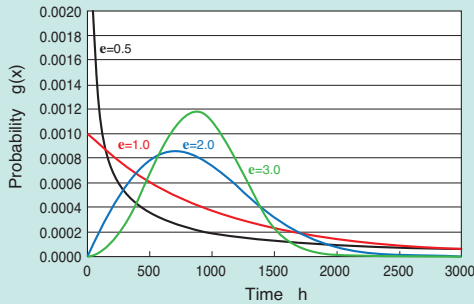
殿村 友美

NTN精密樹脂株式会社
技術部

転動疲労寿命試験の計画と寿命データの解釈

Strategy of Rolling Contact Fatigue Life Testing and Interpretation of Life Data

藤田 工* Takumi FUJITA



転がり軸受の性能を評価する上で、転動疲労寿命試験は不可欠である。一般に、転動疲労寿命試験の寿命データはワイブル分布に従うとされており、そのばらつきは大きいことが知られている。そのため、転動疲労寿命試験の計画と寿命データの解釈は、統計的根拠に基づいた手順を進めなければ、間違った結論を導いてしまう可能性が高い。本稿では、転動疲労寿命試験の中の2種類の試験（打ち切り試験及び加速試験）に対する計画と寿命データの解釈について、統計的根拠に基づいて進めることができる手順を紹介する。また、その中で使われる各種計算についても解説する。

Rolling contact fatigue (RCF) life testing is essential to evaluate rolling bearing performance. Generally, the probability density distribution of RCF lives follow a Weibull distribution, and its wide variation in life data is common. Thus, the test design and result interpretation without statistics are highly likely to lead to incorrect conclusions for rolling bearing performance. This report introduces statistical procedures of the test design and result interpretation in two types of RCF testings which are called "fixed time test" and "accelerated test". In addition, several calculations applied in the procedures are explained.

1. はじめに

転がり軸受（以下、軸受）の寿命データはワイブル分布に従うと言われている^{1,2)}。図1はワイブル分布の累積分布関数から10%寿命と90%寿命の比を形状母数（以下、ワイブルスロープ）の値ごとに計算した結果である。軸受の寿命データのばらつきを示すワイブルスロープは通常1.1（10/9，9/8）程度とされていることから¹⁻³⁾、軸受の寿命試験では10個の寿命データの中に16.5倍程度の差があるデータが含まれても特異ではないことになる。この事実から明らかなように、転動疲労寿命試験（以下、寿命試験）の寿命データはばらつきが大きいので、寿命試験の計画と寿命データの解釈では、統計的根拠に基づいていなければ、間違った結論が導かれるリスクが高いといえる。そのため、寿命試験の計画とデータの解釈は、寿命試験の実務を行う技術者や研究者にとって高い関心事である。本解説では、打ち切り試験と加速試験の進め方をケーススタディの形式でそれぞれ説明する。ここで、

打ち切り試験は所定の時間あるいは負荷回数まで破損が発生しなければ性能は問題ないと判断する試験、加速試験はワイブルプロットで推定した寿命から性能を比較する試験と定義する。なお、本解説で使用する各種計算の中身については付録に示す。

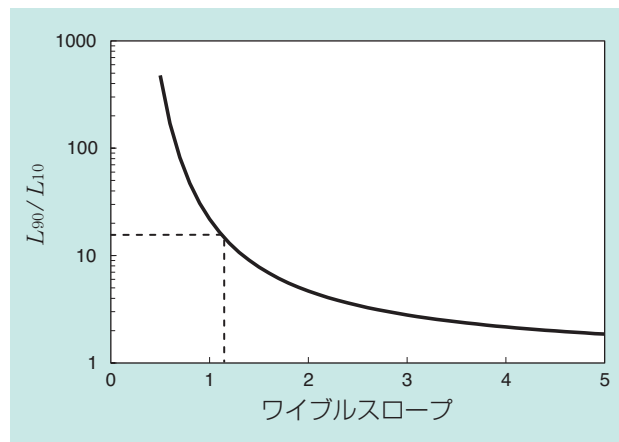


図1 L_{90}/L_{10} とワイブルスロープの関係
Relationship between L_{90}/L_{10} and Weibull slope

*先端技術研究所

2. 打ち切り試験

2.1 打ち切り試験の手順

図2に打ち切り試験の手順を示す。打ち切り試験では、最初に試験条件と目標寿命（10%寿命あるいは50%寿命）を決定する。その後、目標寿命を保証するために、どの程度の試験個数を用意すべきか、どの程度の打ち切り寿命に設定すべきかについて検討することになるが、目標寿命を満たす試験個数と打ち切り寿命の関係は付録1の計算式を使って求める。実際の状況では、試験の期間、使用できる試験機の台数に制約があるので、試験個数と打ち切り寿命はそれらも勘案して決定する。

試験を開始し、所定の打ち切り寿命まで未破損で試験が終了した場合は、その試験軸受の寿命は合格と判定するが、打ち切り寿命までに破損が発生した場合は、試験を継続すべきかどうかについて検討する。なお、試験個数は試験時間を効率よく短縮できるという観点で、6個以上望ましくは9個以上を推奨する⁴⁾。試験の継続については、破損していない試験軸受の試験を継続して目標寿命を満たす確率がどのくらい残っているか、試験の期間に余裕があるかどうかで判断するが、目標寿命を満たす確率については付録2の計算式を使って求める。目標寿命を満たす可能性があり、試

験の期間に余裕がある場合、破損していない試験軸受の試験を継続するが、破損していない試験軸受の打ち切り寿命をどの程度に設定すべきかについても付録2の計算式を使って求める。

2.2 打ち切り試験のケーススタディ その1

ケーススタディ2-2-1：

試験軸受を3個用意するので、10%寿命が量産軸受の10%寿命（仮にワイブルスロープ $e=1.85$, $L_{10}=1,600\text{h}$ とする）と同等以上と保証する試験を納期4ヶ月（約3,000h）で完了したいという要望があった。試験機は5か月間（約3,600h）5台使用可能な状況である。

以下では、ケーススタディ2-2-1の状況で打ち切り試験をどのように進めていくかについて説明する。まず、付録1の計算式 (A1.6)⁵⁾ を使って、試験個数が3個のときに10%寿命が1,600h以上と保証できる打ち切り寿命 T を以下のように計算する。

$$T = (1600 - 0) \cdot \left(\frac{\ln(1 - 0.01 \cdot 90)}{3 \ln(1 - 0.01 \cdot 10)} \right)^{1/1.85} + 0 = 4680$$

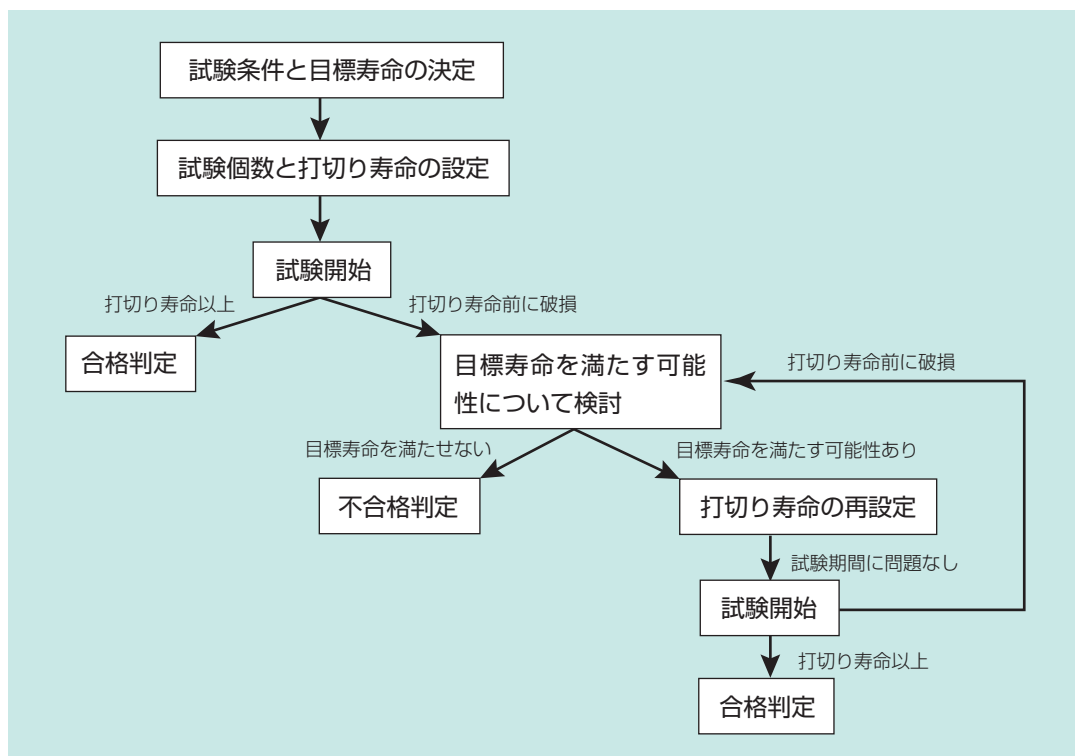


図2 打ち切り試験の手順
Procedure in fixed time test

ここで、位置母数(以下、最小寿命)は0と仮定しているが、最小寿命の値は過去の膨大な実験結果⁶⁻⁹⁾から得られた10%寿命と位置母数との関係式¹⁰⁾を仮定してもよい。なお、計算では、試験のばらつきを示すワイブルスロープも仮定する必要があるが、その値は過去の実績値を入力すればよい。

この計算では、目標寿命を1,600h、試験個数を3個とし、試験のばらつきが過去の実績と同じと仮定(ワイブルスロープを1.85と仮定)したときに、90%の信頼水準で目標寿命を満たすための打ち切り寿命は4,680hと計算された。4,680hは試験の期間である3,000h以上であるため、打ち切り寿命を短くするための措置を取る必要がある。今、試験機台数には余裕があるため、試験軸受の個数を増やすことができれば、打ち切り寿命を短くすることができる。仮に、試験個数を5個まで増やすことができた場合、打ち切り寿命は3,551hまで短くできる。以下では、交渉の結果、試験の納期を5ヶ月(3,600h)まで延長できたとして、次のケーススタディ2-2-2について考える。

なお、上記の計算では、信頼水準の基準として90%を設定したが、この理由は一般的な信頼性工学の書籍¹¹⁻¹³⁾では信頼水準が90%より小さい χ, F, t 分布表が用意されていないため、90%以上の信頼水準の設定が一般常識と考えたためである。本解説では、以降、信頼水準の基準は90%とする。

ケーススタディ2-2-2：

試験個数を5個用意し、打ち切り寿命3,551hの計画で試験を開始した。2,000hまで試験が経過したが、途中で2台の試験機が故障した。やむをえず、残り3台で試験を継続することになった。

以下では、ケーススタディ2-2-2の状況で残り3台の試験機で目標寿命を保証することができる打ち切り寿命を計算する。以下は付録1の計算式を使って打ち切り寿命 T_R を求解した結果である。

$$1 - 0.01 \times 10 = \exp \left[\frac{\ln(1 - 0.01 \times 90)}{2 \left(\frac{2000 - 0}{1600 - 0} \right)^{1.85} + 3 \left(\frac{T_R - 0}{1600 - 0} \right)^{1.85}} \right]$$

$$T_R = 4319$$

T_R に関する非線形方程式は一般的な表計算ソフトの収束計算機能(マイクロソフト社製Microsoft Excel[®]ではソルバーの機能)を用いて解くことができる。

この計算では、残り3個の試験軸受の打ち切り寿命は4,319hとなった。この試験時間が許容できるかどうかは再度関係者との交渉が必要である。

2.3 打ち切り試験のケーススタディ その2

ケーススタディ2-3-1：

ケーススタディ2-2-1の状況で試験を開始したが、打ち切り寿命(3,551h)よりも短い800hの時点で破損が発生した。

以下では、ケーススタディ2-3-1の状況で、試験を継続して目標寿命を保証できる可能性について検討する方法を述べる。また、試験を継続する場合に目標寿命を保証するために必要な残り試験軸受の打ち切り寿命の再設定の方法についても説明する。

表1は1個目に破損した試験軸受の寿命データから目標寿命を保証できなくなる確率を付録2の式(A.2.14)で計算した結果である。表から、800hで1個目の破損が発見された場合、80~90%の確率でそのロットは目標寿命を満たせないことが分かる。仮に、この状況でも、試験を継続すべきと判断した場合、残り試験軸受の打ち切り寿命は付録2の式(A.2.14)を使って、以下のように計算できるので(5,030h)、試験の期間が許容できるならば、その時間まで試験を継続することになる。

・ α の計算

$$0.01 \cdot 10 = 1 - \exp \left\{ - \left(\frac{1600 - 0}{\alpha} \right)^{1.85} \right\}$$

$$\alpha = 5400$$

・残り試験軸受の打ち切り寿命の計算

$$T_{i+1} = 0 + 5400 \cdot \sqrt[1.85]{\ln \left[\frac{1}{1 - B^{-1}(0.01 \cdot 90, 2, 5 - 2 + 1)} \right]} = 5030$$

なお、上記の打ち切り寿命の再計算では、800hで破損した寿命データは考慮していないが、800hの寿命データも考慮して打ち切り寿命を計算したい場合はNelsonの計算方法が適用できる¹⁴⁾。

表1 1個目に破損した試験軸受の寿命データから目標寿命 (1,600h) を保証できない確率を計算した結果 Confidence levels to determine if the required L_{10} (1,600h) cannot be achieved. These are calculated from life data for the bearing which is firstly failed before designated suspension time without failure.

1個目に破損した軸受の寿命 (h)	信頼水準 (%)
1,579	60
1,301	70
1,011	80
675	90
459	95
193	99

3. 加速試験

3.1 加速試験の手順

図3に加速試験の手順を示す。加速試験でも、最初に試験条件と試験個数を決定する。試験個数を決めるためには、どのくらいの試験個数を用意すれば十分なのか、その十分とする判断の基準は何かということをも明確にする必要がある。例えば、「50%寿命で2倍程度の推定寿命の差があったときに、信頼水準90%で有意差があると判定できる程度の信頼性が確保できる試験個数を設定したい」というように、信頼性に対する基準を明確にすれば、試験のばらつき（ワイブルスロープ）を仮定することで試験個数は計算できる⁵⁾。任意のパーセント点の推定寿命で有意差があると判断するための試験個数と寿命比（以下、有意寿命比）の関係は付録3に示す乱数シミュレーションで求めることができる。実際の状況では、用意できる試験個数、使用できる試験機台数、試験時間には制約があるた

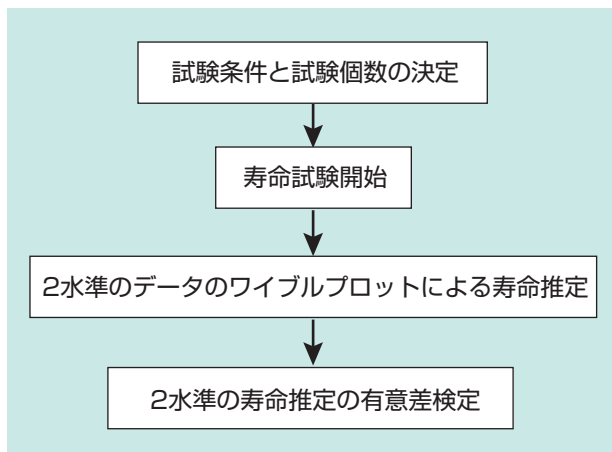


図3 加速試験の手順
Procedure in accelerated test

め、試験個数はこれらの事情を勘案して決定する。寿命試験を開始し、複数の水準の寿命データが得られたら、ワイブルプロットによりそれぞれの寿命を推定する。2水準の推定寿命に有意差があるかどうかの判断（有意差検定）は、付録3の方法で計算した結果か、簡易的には付録4の近似式 (A4.1) ~ (A4.3) で計算した結果に基づいて行う。なお、有意差検定の結果に対する解釈は付録5に示すルールに基づいて行うことを推奨する。

3.2 加速試験のケーススタディ

ケーススタディ3-2-1 :

材料Aと材料Bで製作した軸受を各7個用意して寿命試験を行い、以下のデータを得た(表2)。

表2 材料Aと材料Bの寿命データ
Life data for material A and B

寿命データ (h)	
材料A	材料B
20	15
24	45
31	80
42	100
52	140
65	180
79	220

以下では、寿命データの有意差検定の手順と有意差検定結果の解釈について説明する。図4に材料Aと材料Bのワイブルプロットを示す。材料Aでは、ワイブルスロープが材料Bよりも大きく、寿命データのばらつきが小さい。また、材料Aの寿命は材料Bと比較して10%寿命で大差なく、50%寿命で短寿命になっている。このような2水準の寿命データの例に対して、付録3の乱数シミュレーションによる有意差検定を行う。ここで、計算では、ワイブルスロープは材料Aと材料Bの推定値である2.07と1.15を仮定し、信頼水準は90%を設定した。パーセント点10、50での有意寿命比はそれぞれ5.39、2.12倍になった。材料Aと材料Bの10%と50%寿命の比はそれぞれ1.07と2.21であり、これらは、10%寿命で有意寿命比5.39よりも小さく、50%寿命で有意寿命比2.12よりも大きい。したがって、有意差の判定は10%寿命で「有意差無し」、50%寿命で「有意差有り」となるが、この結果は矛盾した結論ではない。この結果を

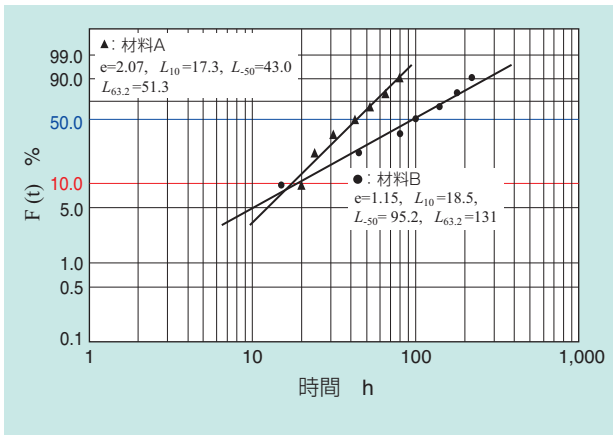


図4 材料Aと材料Bのワイブルプロット
Weibull plots for material A and B

言い換えると、材料Aの寿命は、材料Bと比べて10%で稀に見られる短寿命のデータの頻度に差はないが、平均的な寿命で材料Bよりも短寿命になるという結果である。この有意差検定結果は付録5の図A5.1(b)の状況になるため、「材料Aの寿命は材料Bと比べて短寿命である」という判定が妥当と考えられる。

付録4の近似式(A4.1), (A4.2)を用いて有意差検定を行う場合、ワイブルスロープは2水準のワイブルスロープの平均値である1.61を仮定して計算する。以下に付録4の計算式を使って計算した有意寿命比を示す。

・ 10% 寿命での有意寿命比

$$L_{10R} = 1 + \left[\frac{1}{0.007474 \{ \ln 9.106 (1.051 - 0.01 \cdot 90) \}^{3.151}} \right]^{1/1.61}$$

$$= 4.48$$

・ 50% 寿命での有意寿命比

$$L_{50R} = 1 + \left[\frac{1}{0.009349 \{ \ln 36.74 (1.051 - 0.01 \cdot 90) \}^{3.108}} \right]^{1/1.61}$$

$$= 1.94$$

この近似式で求めた有意寿命比は、それぞれ10%寿命で4.48倍、50%寿命で1.94倍であり、この結果から得られる判定は、10%寿命で「有意差無し」、50%寿命で「有意差有り」となり、前述の付録3の計算結果で得た判定と同じ結果になる。

4. おわりに

本解説では、転動疲労寿命試験における打ち切り試験と加速試験の手順について説明した。転動疲労寿命試験では、寿命データのばらつきが大きく、試験の計画と寿命データの処理を統計的根拠に基づいて進めることが重要であるが、ワイブル分布に従うデータになじみのない初心者にとって、それは簡単なことではない。本解説では、転動疲労寿命試験の計画と結果の解釈を初心者でも進められるように、具体的な問題をケーススタディで説明した。この記事が転動疲労寿命試験の実務に携わる技術・研究者の一助になれば幸いである。

参考文献

- 1) G. Lundberg, & A. Palmgren: Dynamic capacity of rolling bearing, Acta Polytechnica 7, Mechanical Engineering Series, 1, 3 (1947).
- 2) G. Lundberg, & A. Palmgren: Dynamic capacity of roller bearing, Acta Polytechnica 96, Mechanical Engineering Series, 2, 4 (1952).
- 3) 清水茂夫: 機械系のための信頼性工学入門, 数理工学社 (2006) 36.
- 4) 藤田工: 速度と信頼性を両立する寿命試験の設計方法と試験結果の検定方法 (第2報) - ワイブル分布に従う寿命データの解析における留意点についての考察 - , 精密工学会転がり要素専門委員会 明治大学学術フロンティア シンポジウム資料集, (2010).
- 5) T. Fujita: Rolling Contact Fatigue Life Test Design and Result Interpretation Methods Maintaining Compatibility of Efficiency and Reliability, J. ASTM international, ASTM STP 1524, 7 (2010) 179-198, Paper ID JA1102492.
- 6) T. Tallian: Weibull distribution of rolling contact fatigue life and deviations therefrom, ASLE Trans., 5, 1 (1962) 183.
- 7) B. Snare: How reliable are bearings, The ball bearing journal, 162 (1970) 3.
- 8) 黒田昌夫: 転がり軸受の定格荷重と寿命, 潤滑, 17 (1972) 569.
- 9) 岡本純三, 吉岡武雄, 藤原孝誌, 藤田清志, 北原時雄, 小泉鎮男: ころがり軸受の最短寿命に関する実験的研究, 潤滑, 22 (1977) 307.
- 10) ISO/TS16281, (2006).
- 11) 例えば, 山内次郎: 統計数値表, 日本規格協会, (1986) 241.
- 12) 例えば, 森口繁一: 品質管理講座 新編統計的方法 改訂版, 数理工学社, (1999), 262.
- 13) 例えば, 森口繁一: 新編 日科技連 数値表, 日科技連出版社, (2000), 5.
- 14) W. Nelson: Weibull analysis of reliability data with few or no failure, Journal of Quality Technology, 17 (1985) 140.
- 15) W. Nelson: 寿命データの解析, 日科技連出版社, (1988) 272.
- 16) R. B. Abernethy, The New Weibull Handbook 5th edition, (2006) chapter 6-15.
- 17) R. B. Abernethy, The New Weibull Handbook 5th edition, (2006) chapter 6-19.
- 18) 藤田工, 佐々木敏彦: ワイブルプロットで推定した転動疲労寿命の有意差検定, トライボロジスト, 59, 10 (2014) 667-673.
- 19) L. Johnson: The Statistical Treatment of Fatigue Experiments, Elsevier (1964) 37.
- 20) M. Matsumoto & T. Nishimura: Mersenne twister: A623-dimensionally equidistributed uniform pseudorandom number generator, ACM Transaction on modeling and computer simulations special issue on uniform random number generation, 8 (1998) 3.
- 21) 例えば, 四辻哲章: 計算機シミュレーションのための確率分布乱数生成法, プレアデス出版, (2010) 53.

執筆者近影



藤田 工

先端技術研究所

付録 1 未破損時の打切り寿命と試験個数の関係を計算する式について

累積破損確率 $F(x)$ の母集団から N 個の試験軸受を抜き取り、そのうち k 個の寿命が時間 T (あるいは負荷回数) 以下になる確率 P_k は (A1.1) の 2 項分布に従う¹⁵⁾。

$$P_k = \frac{N!}{k!(N-k)!} F^k(T) (1-F(T))^{N-k}$$

$$= \frac{N!}{k!(N-k)!} R(T)^{N-k} (1-R(T))^k \dots (A1.1)$$

$F(T)$: ワイブル分布の累積破損確率

$R(T)$: 累積残存確率, $F(T)=1-R(T)$

したがって、時間 T 以下の寿命が N 個中で 0 個になる (N 個中で 1 個もない) 確率は $k=0$ として、(A1.2) 式のワイブル分布の累積分布関数 $F(x)$ を用いて (A1.3) 式で表すことができる。

$$R(x)=1-F(x)=1-\left[1-\exp\left\{-\left(\frac{x-\gamma}{\alpha}\right)^e\right\}\right]$$

$$= \exp\left\{-\left(\frac{x-\gamma}{\alpha}\right)^e\right\} \dots (A1.2)$$

e : ワイブルスロープ, α : 尺度母数, γ : 位置母数

$$P_0 = \frac{N!}{0!(N-0)!} R(T)^{N-0} (1-R(T))^0 = R(T)^N$$

$$= \exp\left\{-N\left(\frac{T-\gamma}{\alpha}\right)^e\right\} \dots (A1.3)$$

$\alpha = \alpha_u$ のときに (A1.3) 式の確率を 0.1 とした場合、 $\alpha = \alpha_u$ である母集団から N 個の試験軸受を抜き取ったときに時間 T 以下の寿命が 0 個の状況は確率 0.1 でしか起こらない稀な状況を示すため、 $\alpha = \alpha_u$ の仮定は確率 0.9 (信頼水準 90%) で棄却される (帰無仮説)。すなわち、この状況は母集団の α が α_u 以上である確率が 90% であったと考えるべき状況である。以上から、信頼水準 $C\%$ で $\alpha = \alpha_u$ であるといえる試験個数 N と未破損の打切り寿命 T_1 の関係は (A1.4) 式で表される。

$$1-0.01C = \exp\left\{-N\left(\frac{T_1-\gamma}{\alpha_u}\right)^e\right\} \dots (A1.4)$$

(A1.4) 式を (A1.5) 式の関係式を使って整理すると (A1.6) 式が得られる。

$$F(x)=0.01n=1-\exp\left\{-\left(\frac{L_n-\gamma}{\alpha_u}\right)^e\right\} \dots (A1.5)$$

$$T_1 = (L_n - \gamma) \cdot \left(\frac{\ln(1-0.01C)}{N \ln(1-0.01n)}\right)^{1/e} + \gamma \dots (A1.6)$$

n : $n\%$ 寿命の n

(A1.6) 式は、目標寿命 L_n を信頼水準 $C\%$ で保証することができる試験個数 N と未破損の打切り寿命 T_1 の関係を表す式である。

次に、 N 個の試験軸受がそれぞれの寿命データ t_1, t_2, \dots, t_n まで未破損で試験が継続している状況を考える。累積残存確率 $R(x)$ の母集団から N 個の試験軸受を抜き取り、 t_1, t_2, \dots, t_n の寿命データが同時に得られているので、その同時確率は以下で表される

$$\prod_{i=1}^N R(T_i) = \exp\left\{-\left(\frac{t_1-\gamma}{\alpha}\right)^e\right\} \times \exp\left\{-\left(\frac{t_2-\gamma}{\alpha}\right)^e\right\} \times \dots \times \exp\left\{-\left(\frac{t_N-\gamma}{\alpha}\right)^e\right\} \dots (A1.7)$$

前述と同じ考え方で、 $\alpha = \alpha_u$ のときに (A1.7) 式の確率を 0.1 とした場合、 $\alpha = \alpha_u$ である母集団から N 個の試験軸受を抜き取ったときに、上述のようなデータが得られていることは確率 0.1 でしか起こらない稀な状況を示すため、 $\alpha = \alpha_u$ の仮定は確率 0.9 で棄却される。すなわち、この状況は母集団の α が α_u 以上である確率が 90% であったと考えるべき状況である。以上から、信頼水準 $C\%$ で $\alpha \geq \alpha_u$ であるといえる試験個数 N と未破損の打切り寿命との関係は (A1.8) 式で表される。

$$1-0.01C = \exp\left\{-\left(\frac{t_1-\gamma}{\alpha}\right)^e\right\} \times \exp\left\{-\left(\frac{t_2-\gamma}{\alpha}\right)^e\right\} \times \dots \times \exp\left\{-\left(\frac{t_N-\gamma}{\alpha}\right)^e\right\} \dots (A1.8)$$

(A1.8) 式を (A1.5) 式の関係式を使って整理すると (A1.9) 式が得られる¹⁶⁾。

$$1-0.01n = \exp\left[\frac{\ln(1-0.01C)}{\sum_{i=1}^N \left(\frac{t_i-\gamma}{L_n-\gamma}\right)^e}\right] \dots (A1.9)$$

付録 2 2.3 項のケーススタディの計算に
用いた式について

累積破損確率 $F(x)$ の母集団から N 個の試験軸受を抜き取り、そのうち k 個の寿命が時間 T (あるいは負荷回数) 以下になる確率 P_k は (A2.1) の 2 項分布に従う。

$$P_k = \frac{N!}{k!(N-k)!} F^k(T) (1-F(T))^{N-k}$$

$$= \frac{N!}{k!(N-k)!} R(T)^{N-k} (1-R(T))^k \dots (A2.1)$$

$F(T)$: ワイブル分布の累積破損確率
 $R(T)$: 累積残存確率, $F(T)=1-R(T)$

一方、累積破損確率 $F(x)$ の母集団から抜き取った N 個の試験軸受の 2 番目に短い寿命データが時間 T_2 以上になるのは、時間 T_2 より短い寿命が N 個中で 0 個と 1 個のときである。したがって、 N 個の試験軸受の 2 番目に短い寿命データが時間 t_2 以上になる確率は、確率の和の法則により (A2.2) 式で求めることができる¹⁷⁾。

$$P_0 + P_1 = R(T_2)^N + NR(T_2)^{N-1}(1-R(T_2)) \dots (A2.2)$$

付録 1 で説明したときと同じ考え方で、信頼水準 $C\%$ で $\alpha \geq \alpha_u$ であるといえる 1 個破損時の打切り寿命 T_2 と試験個数 N の関係は (A2.3) 式で表される。

$$1 - 0.01C = P_0 + P_1 = \exp\left\{-\left(\frac{T_2 - \gamma}{\alpha_u}\right)^e\right\} +$$

$$\left\{N \exp^{-(N-1)} \left(\frac{T_2 - \gamma}{\alpha_u}\right)^e\right\} \times \exp\left\{-\left(\frac{T_2 - \gamma}{\alpha_u}\right)^e\right\} \dots (A2.3)$$

同様に、信頼水準 $C\%$ で $\alpha \geq \alpha_u$ であるといえる i 個破損時の打切り寿命 T_{i+2} と試験個数 N の関係は (A2.4) 式で表される。

$$1 - 0.01C = \sum_{k=0}^{i-1} P_k$$

$$= \sum_{k=0}^{i-1} \frac{N!}{k!(N-k)!} F^k(T_{i+1}) (1-F(T_{i+1}))^{N-k} \dots (A2.4)$$

一方、すべての事象が起こる確率は 1 であるため、(A2.5) 式が得られる。

$$1 = \sum_{k=0}^{i-1} P_k + \sum_{k=i}^N P_k \dots (A2.5)$$

(A2.4) 式と (A2.5) 式から以下の関係が得られる。

$$0.01C = \sum_{k=i}^N P_k$$

$$= \sum_{k=i}^N P_k \frac{N!}{k!(N-k)!} F^k(T_{i+1}) (1-F(T_{i+1}))^{N-k} \dots (A2.6)$$

$\sum_{k=i}^N P_k$ は順序統計量と呼ばれており¹⁵⁾、(A2.7) 式で表すことができる。

$$\sum_{k=i}^N P_k = \frac{N!}{(i-1)!(N-i)!} \int_0^{F(T_{i+1})} t^{i-1} (1-t)^{N-i} dt \dots (A2.7)$$

式 (A2.7) の右辺に部分積分を適用すれば、漸化式の形となり、式 (A2.6) が導出できる。次に、 Γ 関数を使って (A2.7) の右辺の階乗部分を書き直すと (A2.8) が得られる。

$$\sum_{k=i}^N P_k = \frac{\Gamma(N+1)}{\Gamma(i)\Gamma(N-i+1)} \int_0^{F(T_{i+1})} t^{i-1} (1-t)^{N-i} dt \dots (A2.8)$$

一方、ガンマ関数とベータ関数 $\beta(x, y)$ (ベータ分布関数とは異なる関数) には (A2.9) 式の関係がある。

$$\frac{\Gamma(x+y)}{\Gamma(x)\Gamma(y)} = \frac{1}{\beta(x, y)} \dots (A2.9)$$

(A2.8) 式を (A2.9) 式の関係を使って書き直すと、(A2.10) 式になる。

$$\sum_{k=i}^N P_k = \frac{1}{\beta(i, N-i+1)} \int_0^{F(T_{i+1})} t^{i-1} (1-t)^{N-i} dt \dots (A2.10)$$

これは (A2.11) 式で表されるベータ分布関数の累積分布関数になる。

$$\sum_{k=i}^N P_k = \frac{1}{\beta(i, N-i+1)} \int_0^{F(T_{i+1})} t^{i-1} (1-t)^{N-i} dt$$

$$= \beta(F(T_{i+1}), i, N-i+1) \dots (A2.11)$$

(A2.6) と (A2.7) 式から、(A2.12) 式が得られる。

$$\beta(F(T_{i+1}), i, N-i+1) = 0.01C \dots (A2.12)$$

ベータ分布関数の累積分布関数の逆関数と累積破損確率 $F(x)$ の逆関数を用いて, (A2.12) 式を変形すると, (A2.13) 式と (A2.14) 式が得られる.

$$B^{-1}(0.01C, i, N-i+1) = F(T_{i+1}) \dots\dots\dots (A2.13)$$

$$\begin{aligned} T_{i+1} &= F^{-1}(B^{-1}(0.01C, i, N-i+1)) \\ &= \gamma + \alpha \cdot \sqrt[e]{\ln \left[\frac{1}{1 - B^{-1}(0.01C, i, N-i+1)} \right]} \quad (A2.14) \end{aligned}$$

$B^{-1}(0.01C, i, N-i+1)$: ベータ分布関数の累積分布関数の逆関数,

C : 信頼水準%,

N : 試験個数

i : 未破損時の打ち切り寿命は $i=1, 1 \dots k$ 個破損時の打ち切り寿命は $i=2 \dots k+1$ で計算

なお, (A2.14) 式の α については, 目標寿命である L_n が決まっていれば, (A1.5) 式にその値を代入して求めることができる. この計算式は残り試験軸受の打ち切り寿命を計算する式であるが, i に 1 を, C に 10 を代入した場合, その全数打ち切り時間では 10% の確率でしか目標寿命を満たしていないことを示しているため, それよりも前に 1 個目の試験軸受が破損した場合, 90% の確率で目標寿命を満たせないと判断することにも応用できる.

以上のように, 破損が発生した時の打ち切り寿命はベータ分布関数の累積分布関数の逆関数を用いて計算できる. ベータ分布関数の累積分布関数は, 二項確率から原理的に求められるものであり, 二項確率における前提 (ランダムな試験軸受の抜き取り, 母集団が十分な数を有する) が成立するならば, 打ち切り寿命の計算に対して厳密な計算結果を与える. なお, ベータ分布関数の累積分布関数の逆関数は一般的な表計算ソフトに関数 (マイクロソフト社製 Microsoft Excel[®] では betainv 関数) が用意されているので, (A2.14) 式の計算は難なく行うことができる.

付録3 乱数シミュレーションによる有意差検定の方法¹⁸⁾ (有意寿命比の計算方法)

本付録では, ワイブル乱数を用いて任意のパーセント点の寿命で有意差検定を行う方法について説明する. 乱数シミュレーションでは, 同じ寿命の母集団から 2 組のデータを抜き取ったときに, 2 水準のデータから得られる寿命比に, どの程度のばらつきが生じるかを明らかにできる. 実際の試験で得られた寿命比が乱数シミュレーションで得られる寿命比のばらつきよりも大きい場合, 2 水準の寿命には, ばらつき以上に大きな差があることになり, 有意差があるといえる. この乱数シミュレーションで得られる寿命比のばらつきが有意寿命比である. 以下では, ワイブル乱数を使った有意寿命比の計算手順を示す.

- ① 試験個数 N_1, N_2 の寿命試験で得られた 2 水準のデータをワイブルプロットし, それぞれワイブルスロープ e_1, e_2 を求める. ここで, ワイブルプロットによる寿命推定では, Johnson の著書にある計算方法¹⁹⁾ を用いる.
- ② 寿命比のばらつきを計算したいパーセント点を決める.
- ③ ② で決めたパーセント点 n での 2 水準の寿命 $L_{n,1}, L_{n,2}$ は同じであるとし (値は 1 とする), ワイブル分布の尺度母数 α_1, α_2 を求める.
- ④ ①~③ で得られた 2 水準のワイブル分布に従うワイブル乱数を, それぞれの試験個数 N_1, N_2 個発生する. ここで, ワイブル乱数はメルセンヌツイスター法²⁰⁾ で生成させた一様乱数に, 逆関数法²¹⁾ を適用することで得られる.
- ⑤ ④ で発生した 2 組のワイブル乱数をワイブルプロットし, ② で決めたパーセント点 n での寿命を推定し, 寿命比を求める.
- ⑥ ④ および⑤ の操作を 10,000 回以上繰り返し, 信頼水準 $C\%$ で寿命比の範囲を求める.

以上の手順で得られる寿命比の範囲は, パーセント点 n での寿命が同じでワイブルスロープ e_1, e_2 である 2 水準の母集団から N_1, N_2 個の試験軸受を抜き取り, 寿命比較を行った時の寿命比が $C\%$ の確率でどの程度ばらつくかを示している. したがって, そのばらつき以上に 2 水準の寿命比が大きければ, 2 水準の寿命には信頼水準 $C\%$ で有意差がある.

付録 4 有意寿命比との近似式¹⁸⁾

有意寿命比は、各水準の試験個数 N_1, N_2 , ワイブルスロープ e_1, e_2 , 寿命差を比較したいパーセント点 n , 信頼水準 C によって変化する。付録 3 では、これら 6 つのパラメータによって変化する有意寿命比を、ワイブル乱数を利用して計算する方法について述べたが、この方法は計算プログラムの作成が必要という欠点がある。

ワイブル乱数による計算では、試験のばらつきを示すワイブルスロープと試験個数は 2 水準間で異なるとして計算しているが、実際の試験では、ワイブルスロープは試験条件と鋼種が同じであれば大差ないことが多く、2 水準の試験個数も特別な理由がない限り、同じ個数を用意することが多い。また、寿命差を比較したいパーセント点は、ほとんどの場合 10, 50, 63.2% である。ここで、63.2% はワイブル分布の尺度母数に対応するパーセント点である。したがって、有意寿命比の近似式としては 2 水準の試験個数とワイブルスロープの値は同じとしたときに、パーセント点 10, 50, 63.2 での有意寿命比を信頼水準 $C\%$ で計算できるものであれば、多くの状況に対応できる式になる。以下に乱数シミュレーションによって求めた有意寿命比を回帰分析することで得た有意寿命比の近似式を示す。

・ 10% 寿命での有意寿命比

$$L_{10R} = \left[1 + \frac{1}{0.007474 \{ \ln 9.106 (1.051 - 0.01C) N \}^{3.151}} \right]^{1/e} \quad (A4-1)$$

・ 50% 寿命での有意寿命比

$$L_{50R} = \left[1 + \frac{1}{0.009349 \{ \ln 36.74 (1.051 - 0.01C) N \}^{3.151}} \right]^{1/e} \quad (A4-2)$$

・ 63.2% 寿命での有意寿命比

$$L_{63.2R} = \left[1 + \frac{1}{0.01068 \{ \ln 41.48 (1.051 - 0.01C) N \}^{3.059}} \right]^{1/e} \quad (A4-3)$$

ここで、

N : 試験個数, e : ワイブルスロープ,

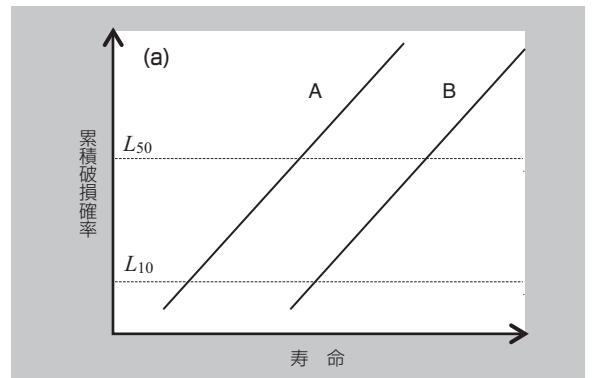
C : 信頼水準

適用可能範囲 : $N \leq 50, 0.5 \leq e \leq 10, 80 \leq C \leq 99$

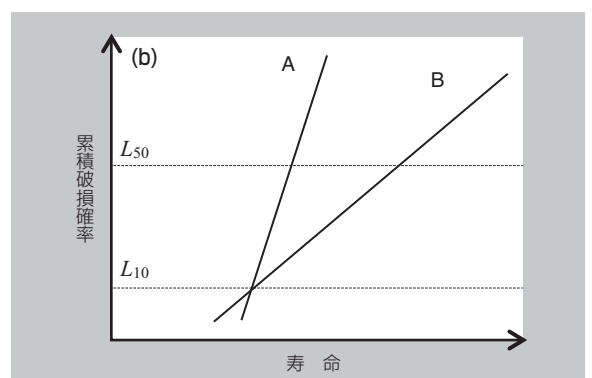
付録 5 有意差検定結果の解釈

以下では、想定される 2 水準のワイブルプロットのそれぞれの状況での有意差検定結果の解釈について説明する。

- (a) 両者の寿命のばらつきが同程度（両者のワイブルスロープが同じ）で、10%寿命と 50%寿命の両方で A が短寿命という有意差検定の結果である。この場合、「A の寿命は B よりも短寿命である」という解釈になる。

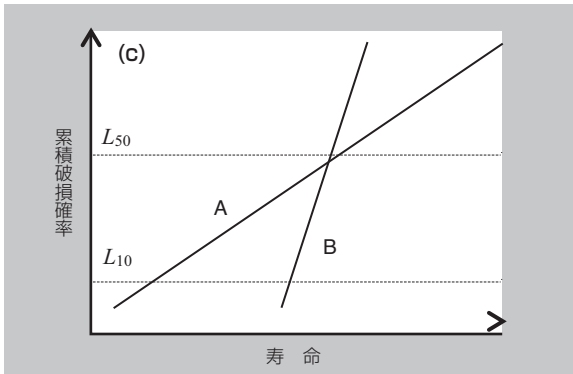


- (b) A の寿命のばらつきが小さい (A のワイブルスロープが大きい) 状況で、10%寿命で有意差無し、50%寿命で A が短寿命という有意差検定の結果である。両者には 10%の確率で稀に発生する短寿命に差はないが、平均的な寿命には差があるという解釈になる。A の寿命は 10%寿命で同等であっても、平均的な寿命である 50%寿命で短いため、「B よりも A は短寿命である」という解釈が妥当と考える。

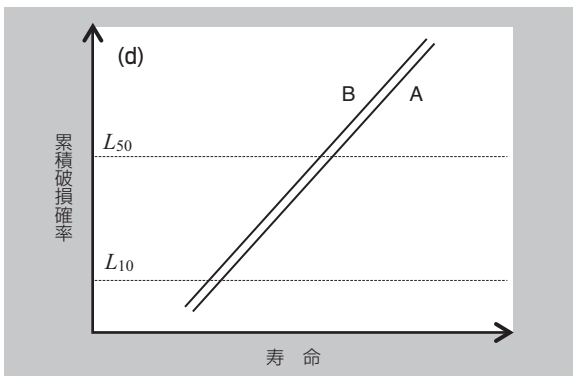


- (c) A の寿命のばらつきが大きい (A のワイブルスロープが小さい) 状況で、10%寿命で A が短寿命、50%寿命で有意差無しという有意差検定の結果である。A の寿命が平均的な寿命である 50%寿命で同等であっても、10%寿命で短寿命という状況では、A

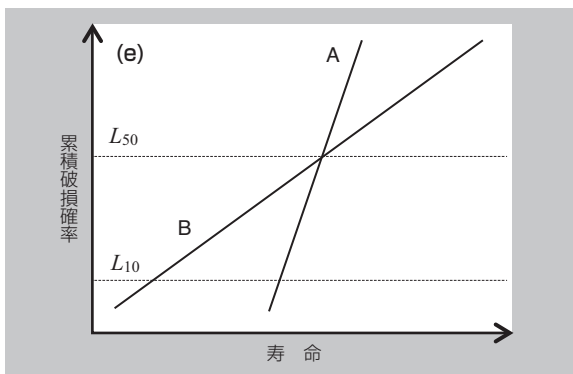
の寿命がばらついており、不安定な品質であることを示すため、「Aの寿命はBと同等であるものの、ばらつきは大きい」という解釈が妥当と考える。



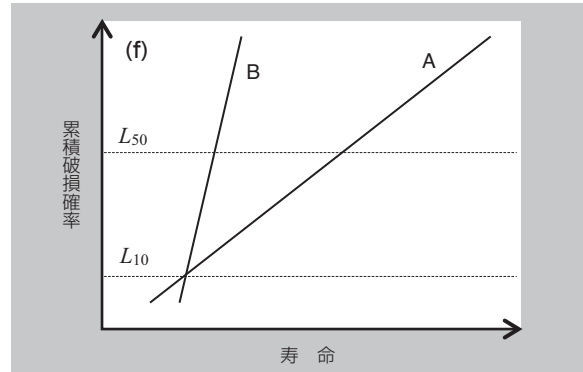
(d) 両者の寿命のばらつきが同程度（両者のワイブルスロープが同じ）で、10%寿命、50%寿命どちらでも有意差無しという有意差検定の結果である。この場合、「Aの寿命はBと同等」という解釈になる。



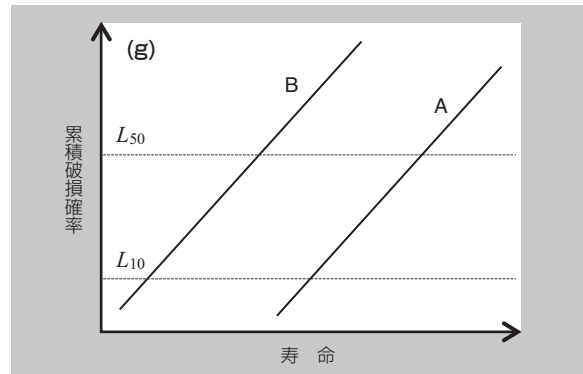
(e) Aの寿命のばらつきが小さい（Aのワイブルスロープが大きい）状況で、10%寿命でAが長寿命、50%寿命で有意差無しという有意差検定の結果である。Aの寿命は平均的な寿命である50%寿命で同等で、ばらつきは少ないという状況を示すため、「Aの寿命はBと同等であるが、ばらつきは小さい」という解釈が妥当と考える。



(f) Aの寿命のばらつきが大きい（Aのワイブルスロープが小さい）状況で、10%寿命で有意差無し、50%寿命でAが長寿命という有意差検定の結果である。Aの寿命はほとんどが長寿命であるが、10%の確率で稀に発生する短寿命については同程度の寿命になることもあるという状況である。この場合、「Aの寿命はBよりも長寿命であるものの、ばらつきは大きい」という解釈が妥当と考える。



(g) 両者の寿命のばらつきが同程度（両者のワイブルスロープが同じ）で、10%寿命、50%寿命どちらでもAが長寿命であるという有意差検定の結果である。この場合、「Aの寿命はBよりも長寿命である」という解釈になる。



低ラムダ条件でのスラスト玉軸受の転動疲労寿命

Rolling Contact Fatigue Life of Thrust Ball Bearing under Low Lambda Condition



藤 田 工* Takumi FUJITA
 長谷川 直哉* Naoya HASEGAWA
 嘉 村 直哉* Naoya KAMURA
 佐々木 敏彦** Toshihiko SASAKI

荷重、転動速度、転動体と軌道輪の表面粗さの組合せの試験条件を変えて、境界潤滑条件下（低ラムダ条件）でのスラスト玉軸受の転動疲労寿命試験を行った。転動試験の結果と試験前後の表面粗さの測定から、大きな表面粗さの転動面は相手面の表面起点型の損傷を助長することが分かった。また、転動接触中の表面粗さの変化の挙動は、試験条件に依存し、結

果的に転動疲労寿命に影響を与えることも分かった。これらの結果は、低ラムダ（ Δ ）条件で使用される転がり軸受の転動疲労寿命は、転動中の表面粗さと表層の繰返し応力との解析的な関係に加えて、転動条件に依存するなじみの挙動の実験的なデータベースも考慮して、評価すべきことを示唆している。

Rolling contact fatigue (RCF) testings of thrust ball bearing under boundary lubrication condition (low lambda condition) are conducted while changing test conditions of load, rotational speed and combination of surface roughnesses for bearing component parts. The RCF test results and measurements of surface roughnesses of before and after the tests show that the raceway surface with larger roughness promotes the surface initiated failure of the other component. In addition, they demonstrate that the behavior of change in surface roughness during rolling contact depends on the test conditions and influences RCF life accordingly. These results suggest that RCF life of rolling bearing used under low lambda conditions should be estimated considering not only analytical relationship between repeated stress in subsurface and surface roughness during RCF, but also experimental database of the running-in behavior depending on RCF conditions.

1. はじめに

自動車や産業機械の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。それにともない、転がり軸受は希薄潤滑条件（以下、低 Δ 条件と略す。ここで、 Δ は膜厚比で油膜厚さと2物体の2乗平均粗さの平方和との比）で使用される機会が増えるため、低 Δ 条件での転動疲労寿命（以下、寿命）の予測技術と寿命向上技術は今後ますます重要になると考えられる。

低 Δ 条件での寿命に関する研究は、1960年後半からの弾性流体潤滑理論（EHL理論）の発展と同時期に国内外¹⁻¹⁹⁾で盛んになった。Tallian¹⁾とSkurka²⁾らの研究成果に基づいた膜厚比 Δ と寿命比の関係はASME（American Society of Mechanical Engineers：アメリカ機械学会）の推奨線図³⁾と呼

ばれ、その分野の研究成果として有名である。1980年後半以降、赤松らは表面粗さの各種パラメータと寿命の関係²⁰⁻²⁴⁾、転動速度と寿命²⁵⁻²⁷⁾の関係について研究し、低 Δ 条件での寿命は Δ だけでなく、表面粗さの各種パラメータや使用条件に影響を受けることを指摘している。

現時点で最新かつ一般に認知されている低 Δ 条件での寿命予測方法としては、Ioannidesらの研究成果²⁸⁾を基礎としたISO（International Organization for standards：国際標準化機構）281²⁹⁾とJIS（Japan Industrial standards：日本工業規格）B1518³⁰⁾の寿命計算式を使う方法がある。この寿命計算式では、粘度比 κ と呼ばれる潤滑条件から予測寿命を補正する係数があり、その係数を使えば低 Δ 条件での寿命が予測できる。しかし、その係数では、表

*先端技術研究所

**金沢大学 人間科学系 教授

面粗さの突起接触の苛酷度が厳しい条件（二乗平均傾斜 Rdq が 4° 以上）は考慮されておらず、ISOとJISの寿命計算式ではその条件での寿命予測はできない。また、赤松らが指摘しているように、低 Δ 条件での寿命は使用条件や表面粗さの各種パラメータによっても影響を受けるが、ISOとJISの寿命計算式ではそれらの影響を考慮した寿命予測はできない。ISOとJISでは、表面粗さが大きい条件、特殊な運転条件、特殊な表面性状を考慮できる寿命計算式は一般には不要という立場なのかもしれない。しかし、転がり軸受では、生産現場での加工方法の制約、あるいは生産性向上や製造原価低減への取組みの中で、表面粗さの規格をどこまで緩和できるかという限界設計の技術が求められること、転がり軸受の使用条件はユーザーによって多種多様であること、特殊な表面性状のものも実用化されている³¹⁾ことを考えると、それらの影響を考慮できる普遍的な寿命予測方法の確立が望まれる。

低 Δ 条件での寿命予測方法の確立には、様々な低 Δ 条件での寿命試験とその結果をトライボロジーの知見に基づいて考察する取組みが不可欠であるが、低 Δ 条件での系統的な寿命試験の報告は少ない。特にスラスト玉軸受の低 Δ 条件での寿命試験についての報告は見られない。本報では、スラスト玉軸受の低 Δ 条件での寿命試験結果について報告し、その試験結果に基づいて低 Δ 条件の寿命を決めている要因と寿命予測について考察する。

2. 実験方法

表1に寿命試験の条件を示す。試験は呼び番号

51105スラスト玉軸受の内外輪と鋼球の表面粗さ、油種、油温、転動体個数、試験荷重、転動速度を変更して行った。スラスト軸受の内外輪と鋼球はいずれも高炭素クロム軸受鋼2種（以下、SUJ2）製であり、標準的な焼入焼戻が施されている。スラスト軸受の内外輪と鋼球の硬度はそれぞれHRC62とHRC64であった。潤滑は油浴中で行い、Hamrock-Dawsonの膜厚計算式³²⁾で求めた Δ はいずれの条件でも0.1以下である。なお、潤滑油はいずれもJX日鉱日石エネルギー製の無添加タービン油を用いた。Test No.1~9では2乗平均平方根粗さ（以下、 Rq ）が $0.22 \mu\text{m}$ の鋼球を使用した。この中では、Test No.1~6で軸受の内外輪の表面粗さと荷重の影響を、Test No.1とNo.7で転動速度の影響を、Test No.7とNo.8で油温の影響を、Test No.3とNo.9で負荷周期の影響をそれぞれ調べることができる。Test No.10~12では鋼球の表面粗さをより粗くして軸受内外輪に意図的に微小はく離の集合体（以下、ピーリング、図表中ではPeeling）を発生させた。ここで、本報ではピーリングは数10~100 μm 程度の長さのき裂の集合体、フレーキング（図表中ではFlaking）はそれよりも大きい1個のはく離と定義する。ピーリング発生に及ぼす荷重の影響はそれぞれTest No.10~12で調査することができる。

表1には、一般的な玉軸受の寿命計算に用いられる方法³³⁾で計算した計算寿命 L_{10h} とASMEの線図から読み取った使用条件係数（以下、 a_3 ）の値を示した。ASMEの線図では Δ が0.6以下での a_3 の値は示されていないため、表の a_3 の値0.164はASMEの線図から読み取った最小値である。

表1 試験条件
Test conditions

Test No.	Surface roughness μm		The number of rolling element	Load kN	Contact stress GPa	Rotation speed min^{-1}	Viscosity grade, Temperature	Oil Film parameter Δ	Calculated life L_{10h}	Correlation factor a_3
	Inner and outer ring	Rolling element								
1	0.25	0.22	3	5.88	3.9	1500	VG32, 110°C	0.071	14	0.164
2	0.25	0.22	3	4.26	3.5	1500	VG32, 110°C	0.073	37	0.164
3	0.25	0.22	3	2.70	3.0	1500	VG32, 110°C	0.076	145	0.164
4	0.65	0.22	3	5.88	3.9	1500	VG100, 110°C	0.058	14	0.164
5	0.65	0.22	3	4.26	3.5	1500	VG100, 110°C	0.059	37	0.164
6	0.65	0.22	3	2.70	3.0	1500	VG100, 110°C	0.061	145	0.164
7	0.25	0.22	3	5.88	3.9	500	VG150, 110°C	0.069	42	0.164
8	0.25	0.22	3	5.88	3.9	500	VG32, 70°C	0.072	42	0.164
9	0.25	0.22	6	5.39	3.0	1500	VG32, 110°C	0.076	73	0.164
10	0.25	0.54	3	5.88	3.9	1500	VG150, 110°C	0.081	14	0.164
11	0.25	0.54	3	2.70	3.0	1500	VG150, 110°C	0.086	145	0.164
12	0.25	0.54	3	0.98	2.1	1500	VG150, 110°C	0.092	3031	0.164

3. 実験結果

3.1 寿命試験結果

図1にワイブルプロットの例 (Test No.1) を、表2にTest No.1~12のワイブルプロットによって得られた推定寿命をそれぞれ示す。ワイブルプロットによる寿命推定では、メディアンランクの計算にL. G. Johnson法³⁴⁾を用い、ワイブルスロープは1.1に固定して解析した。ワイブルスロープを固定した理由はワイブルスロープを1.1^{35, 36)} (正確には点接触で10/9, 線接触で9/8) として計算される計算寿命 (転がり軸受カタログ³⁷⁾ を使って計算) との比較を行うためである。損傷形態がピーリングのTest No.10~12では、1つ1つのはく離が微小であるため、ピーリング発生初期の振動が小さく、ピーリング発生初期で試験を停止することが難しかった。そのため、表2の寿命のデータは、振動で感知できるまでピーリングが成長したときのものである。

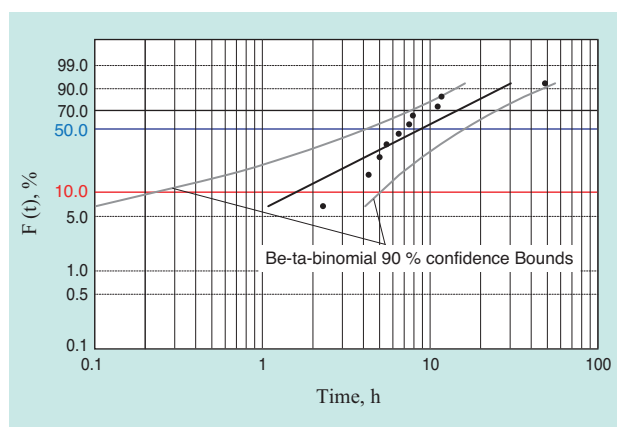


図1 Test No.1の寿命データのワイブルプロット
Weibull plots of failure time for test No.1

図2にTest No.1~9とNo.10~12の代表的なはく離の形態を示す。損傷はほとんど軸受の内外輪で発生したが、Test No.5,6では一部に鋼球の損傷が見られた。損傷形態はTest No.1~9でフレーキング、Test No.10~12でピーリングであったが、Test No.10ではピーリングとフレーキング両方の損傷形態が見られた。なお、Test No.10~12のピーリングの発生位置には特徴があり、転走跡の内径側でより多く見られた。

図3に推定寿命と計算寿命の相関図を示す。図中の各プロットの近くの数値はTest No.を表している。なお、横軸の計算寿命は a_3 を考慮した値である。

以下に、Test No.1~12の試験で得られた試験結果を箇条書きでまとめる。

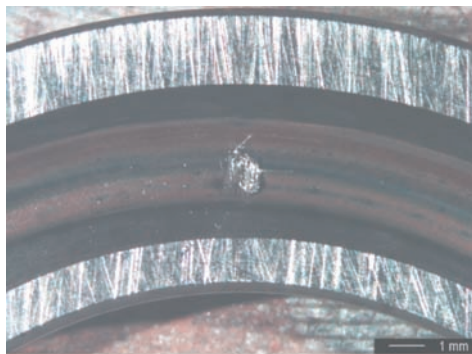
- 1) Test No.1~9では推定寿命と計算寿命の比は0.6~2.6の範囲であり、いずれの条件でも推定寿命と計算寿命の間に桁違いの寿命差はなかった。
- 2) Test No.10~12では推定寿命と計算寿命の比 ($L_{10}/a_3 L_{10h}$) は0.004~0.4の範囲であり、推定寿命と計算寿命のあい離は荷重が小さい条件でより顕著であった。
- 3) Test No.1~3とTest No.4~6では試験前の内外輪の表面粗さが異なるが、推定寿命と計算寿命の比はそれぞれ0.7~0.94と0.6~1.1であり、両条件間に顕著な寿命差は見られなかった。
- 4) Test No.1~3とNo.4~6ではそれぞれ荷重の影響を見ることができ、寿命は荷重の3乗に逆比例する関係が見られた。
- 5) Test No.1とNo.7では転動速度の影響を見ることができ、転動速度が遅いTest No.7の推定寿命と計算寿命の比はTest No.1よりも2.1倍ほど

表2 転動試験結果
Results of RCF testing

Test No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
The number of test specimen	10	10	13	10	14	11	10	11	11	10	8	8	
The number of failure parts	Flaking of Inner or Outer ring	10	9	8	9	7	7	10	11	9	10	0	0
	Peeling of Inner or Outer ring	0	0	2	1	3	1	0	0	1	10	8	8
	Failure of Rolling element	0	1	0	0	4	2	0	0	0	0	0	0
	Suspended	0	0	3	0	0	1	0	0	1	0	0	0
Estimated L_{10} (h)	1.6	5.4	22.5	2.5	6.6	13.5	10.2	17.8	10.6	1.0	1.8	2.0	
Estimated L_{50} (h)	8.8	29.8	124.9	14.1	36.3	74.7	56.4	98.1	58.7	5.4	10.2	11.0	
Calculated L_{10h}	14	37	146	14	37	146	42	42	73	14	146	3031	
$a_3 \times L_{10h}$	2.3	6.0	23.9	2.3	6.0	23.9	6.9	6.9	11.9	2.3	23.9	497.1	
$L_{10}/(a_3 \times L_{10h})$	0.69	0.89	0.94	1.10	1.09	0.56	1.47	2.57	0.89	0.43	0.077	0.004	

大きかった。

- 6) Test No.7とNo.8では油温の影響を見ることができ、油温が低いTest No.8の推定寿命と計算寿命の比はTest No.7よりも1.7倍ほど大きかった。
- 7) Test No.3とNo.9では、負荷周期の影響を見ることができ、負荷周期が短いTest No.9の推定寿命と計算寿命の比はTest No.3と大差なかった。



(a) Flaking for Test No.1



(b) Peeling for Test No.12

図2 Test No.1とTest No.12の典型的な破損
Typical failure for test No.1 and test No.12

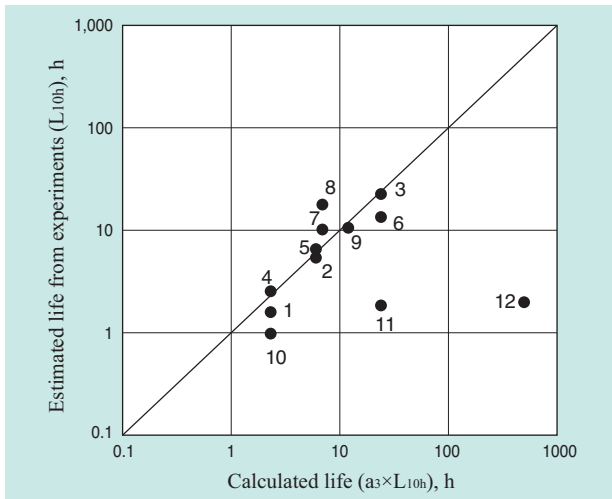


図3 計算寿命と実験結果から得られた推定寿命の相関図
Correlation diagram between calculated life ($a_3 \times L_{10h}$) and estimated life from experimental results

3.2 試験前後の内外輪と鋼球の表面粗さ

低 Δ 条件での寿命は軸受の内外輪と鋼球の表面粗さに影響を受けると考えられる。以下では試験前後の内外輪と鋼球の表面粗さの調査結果を示す。

表3に試験前後の内外輪と鋼球の Rq と2乗平均平方根傾斜(以下、 Rdq)の平均値(表に示した試験個数分の測定データの平均値)を示す。ここで、 Rq と Rdq は軌道面の表面粗さの凹凸の程度と表面粗さの突起の傾斜の程度をそれぞれ表しており、Ioannidesらの論文²⁸⁾の中で表面粗さの突起接触の苛酷度を表す指標として用いられているパラメータである。これらの測定結果は軸受の内外輪については転走跡に垂直な方向に、鋼球については任意の方向に、接触式の表面粗さ・形状測定機を用いて得られた値である。測定位置は損傷が発生していない位置とした。なお、測定条件はJISの方法³⁸⁾に準拠した。

表3から試験前に内外輪の表面粗さの条件が異なっていた条件(Test No.1~3とTest No.4~6)の各部位の試験前後の Rq と Rdq を抽出し、それらを比較した。その結果を図4に示す。試験後の内外輪の Rq と Rdq はいずれの条件でも試験前より小さくなっており、試験後の内外輪の表面はなじんでいることが分かった(以下、試験中に Rq と Rdq が低下することをなじみと呼ぶ)。初期に内外輪の表面粗さのレベルが異なっていたTest No.1~3とTest No.4~6では、試験後の内外輪の Rq と Rdq でも差が見られ、Test No.4~6の Rq と Rdq は試験開始時とはく離発生後でTest No.1~3より大きかった。試験後のNo.1~3の内外輪の Rq と Rdq はそれぞれ0.07~0.15 μm と0.54~1.60°で、試験後のNo.4~6の内外輪の Rq と Rdq はそれぞれ0.26~0.43 μm と1.03~3.48°であった。一方、鋼球に関しては、いずれの条件でも内外輪よりもなじみにくく、試験後の Rq はすべての条件でほとんど低下しなかった。また、試験後の Rdq でも内外輪で見られたような顕著な低下は起こらなかった。

表3からTest No.1~12の試験後の Rq と Rdq を抽出した結果を図5に示す。図5(a)~(d)中にはTest No.10~12の内外輪の結果を示していないが、これは内外輪の軌道面全体にピーリングが発生していたためである。試験後の内外輪では、 Rq と Rdq は面圧が大きい条件ほど低下しやすい傾向があった。Test No.1~9の試験後の鋼球では、 Rq については試験条件による差はほとんど見られなかったが、 Rdq については回転速度が小さいTest No.7,8の条件のほうが

表3 試験前後の表面粗さの平均値
Average of surface roughness before and after testing

Test No.	Parts	Before testing			After testing			Test No.	Parts	Before testing			After testing		
		N	Rq μm	Rdq $^\circ$	N	Rq μm	Rdq $^\circ$			N	Rq μm	Rdq $^\circ$			
1	I	10	0.24	7.24	7	0.07	0.58	7	I	10	0.24	7.24	10	0.17	0.63
	O	10	0.26	7.68	7	0.09	0.54		O	10	0.26	7.68	10	0.13	0.88
	E	5	0.22	3.78	21	0.22	2.16		E	5	0.22	3.78	30	0.17	1.86
2	I	10	0.24	7.24	7	0.07	0.86	8	I	10	0.24	7.24	11	0.11	0.67
	O	10	0.26	7.68	7	0.14	0.96		O	10	0.26	7.68	11	0.13	0.62
	E	5	0.22	3.78	21	0.20	2.89		E	5	0.22	3.78	32	0.21	1.23
3	I	10	0.24	7.24	10	0.11	1.60	9	I	10	0.24	7.24	11	0.14	1.28
	O	10	0.26	7.68	10	0.15	1.56		O	10	0.26	7.68	11	0.18	1.44
	E	5	0.22	3.78	30	0.19	2.10		E	5	0.22	3.78	66	0.23	2.94
4	I	10	0.65	12.48	10	0.28	1.08	10	I	10	0.24	7.24	Peeling		
	O	10	0.64	12.63	10	0.26	1.03		O	10	0.26	7.68	Peeling		
	E	5	0.22	3.78	10	0.26	3.04		E	6	0.54	9.52	10	0.34	3.79
5	I	10	0.65	12.48	14	0.41	1.85	11	I	10	0.24	7.24	Peeling		
	O	10	0.64	12.63	14	0.34	1.82		O	10	0.26	7.68	Peeling		
	E	5	0.22	3.78	14	0.20	2.23		E	6	0.54	9.52	7	0.36	5.30
6	I	10	0.65	12.48	11	0.38	2.52	12	I	10	0.24	7.24	Peeling		
	O	10	0.64	12.63	11	0.43	3.49		O	10	0.26	7.68	Peeling		
	E	5	0.22	3.78	11	0.22	2.11		E	6	0.54	9.52	7	0.39	5.85

O:外輪, I:内輪, E:転動体, N:測定個数

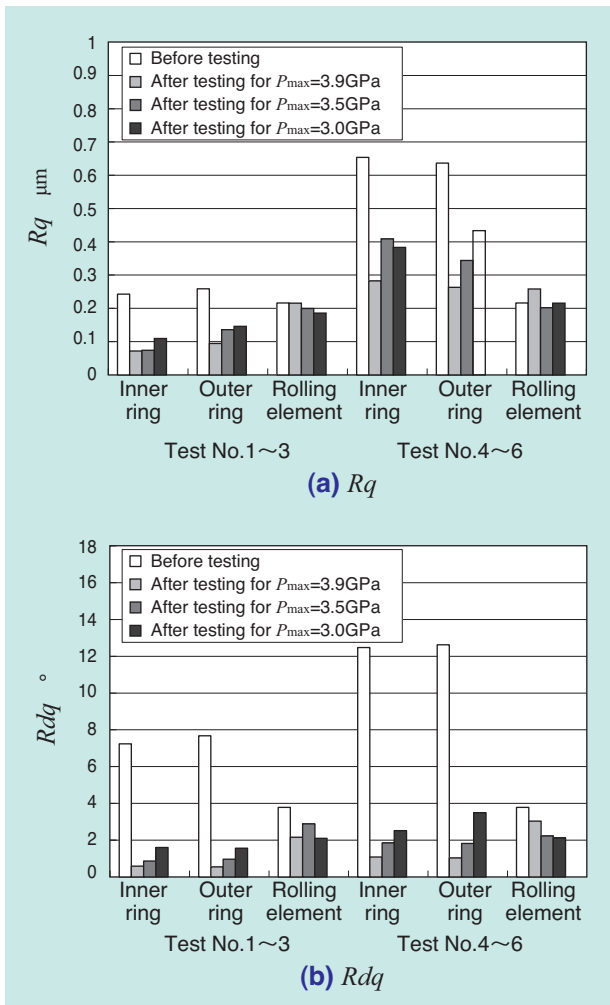


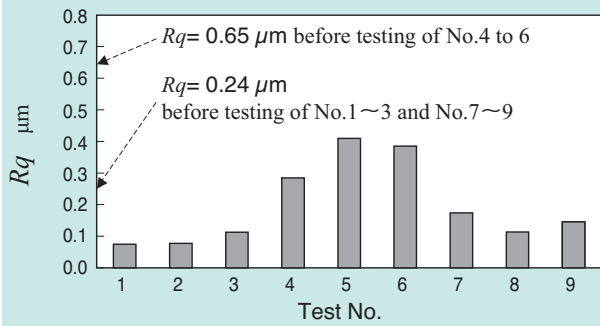
図4 Test No. 1~6の試験前後のRqとRdqの平均値
Average of Rq and Rdq before and after testing for test No. 1 to 6

小さかった。初期に鋼球の表面粗さが異なっていた Test No.1~9とTest No.10~12では、試験後の鋼球のRqとRdqに差が見られ、Test No.10~12のRqとRdqは試験開始時とはく離発生後で、Test No.1~9より大きかった。Test No.1~9の鋼球では、Rqは試験前後でほとんど変化しなかったが、RdqはTest No.間で多少ばらつきがあるものの、試験初期の3.78°から1.23~3.04°へ低下していた。Test No.10~12の鋼球では、Rqは試験初期の0.54 μm から0.34~0.39 μm へ低下し、Rdqは試験初期の9.52°から3.79~5.85°に低下した。なお、鋼球の表面はいずれのTest No.でも内外輪と比べてなじみにくかった。

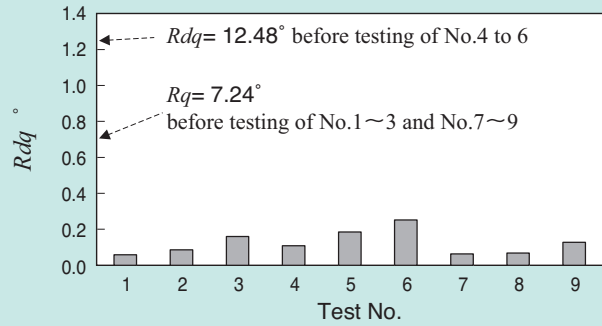
3.3 試験条件と損傷形態の関係

Test No.1~12では、ほとんどの試験片の内外輪が損傷した(表2)。初期の内外輪のRqとRdqが大きくなり、荷重が比較的小さかったTest No.5,6では、一部の試験片で鋼球に損傷が見られた(表2)。

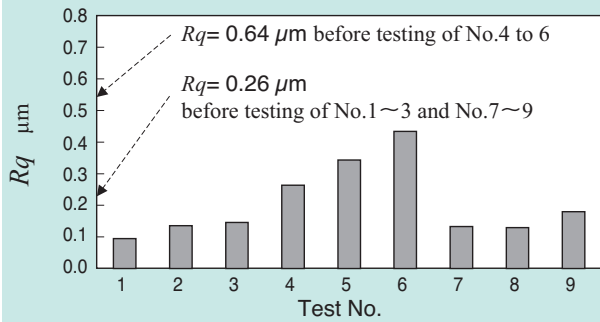
初期の鋼球のRqとRdqが比較的小さかったTest No.1~9の損傷形態はフレーキング、RqとRdqが大きかったTest No.10~12の損傷形態はピーリングであった(表2および図2)。Test No.10ではフレーキングとピーリング両方の損傷が見られた(表2)。なお、ピーリングは転走跡の内径側でより多く観察された(図2)。



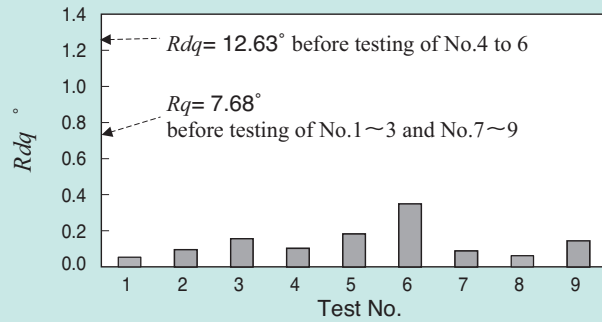
(a) Rq of inner ring



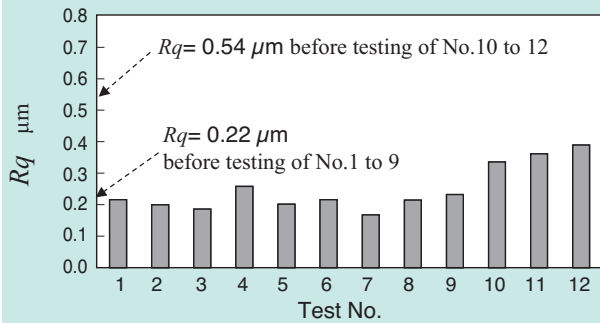
(b) Rdq of inner ring



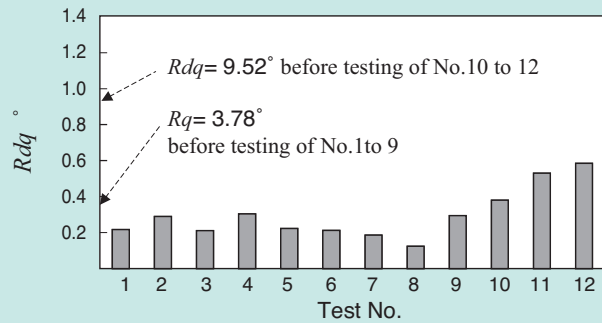
(c) Rq of outer ring



(d) Rdq of outer ring



(e) Rq of rolling element



(f) Rdq of rolling element

図5 Test No.1~12のRqとRdqの平均値
Average of Rq and Rdq after testing for test No.1 to 12

3.4 表面粗さと寿命の関係

試験前に内外輪のRqとRdqに違いがあったTest No.1~3とTest No.4~6では、試験後もRqとRdqに差があったものの、寿命差はほとんど見られなかった(表2および表3)。

転動速度が小さいTest No.7,8では、試験後の鋼球のRdqが他の条件よりも小さく、寿命が計算寿命よりも長くなる傾向があった(表2および表3)。

初期の鋼球のRqとRdqが比較的小さかったTest No.1~9では、推定寿命と計算寿命の間に桁違いの差はなく(図3)、寿命が荷重の3乗に逆比例する関

係が得られた。一方、初期の鋼球のRqとRdqが比較的大きかったTest No.10~12では、荷重によらずほぼ一定の寿命であり、荷重の小さい条件ほど計算寿命からのかい離が著しかった(図3)。

4. 考察

本章では、前章の実験結果について考察し、低Δ条件の寿命予測における留意点と今後の課題について述べる。

4.1 転がり疲れの進行に及ぼす Rq, Rdq となじみの影響

今回の試験ではほとんどの試験片で内外輪が損傷したが、これは鋼球が内外輪と比べてなじみにくいため、鋼球の転動面の表面粗さが試験中に内外輪よりも相対的に大きくなり、結果的に鋼球の転動面が内外輪の軌道面を攻撃したことによると考えられる（以下では、 Rq と Rdq が大きい部位が相手軌道面の疲労の進行を早める性質を攻撃性と呼ぶ）。スラスト玉軸受では、内外輪は常に同じ軌道面で疲労を受けるのに対して、鋼球は軸受内にスピンによる摩擦力が働くため、転動面を変えながら球面全体で疲労が進む。また、鋼球は硬度が内外輪よりも高いため、強度面で内外輪よりも有利と考えられ、内外輪が先に損傷する理由は鋼球の転動面の攻撃性が高いということ以外にもあげられる。しかし、内外輪の Rq と Rdq が試験中に大きかった試験条件（Test No.5,6）では、鋼球が内外輪よりも先に損傷する事例が散見されたことから、損傷を起こす部位の相手側の転動面の攻撃性が寿命を決める最も大きな要因になったと考えられる。また、試験前に内外輪の表面粗さに違いがあった条件間（Test No.1～3とNo.4～6）では、大きな寿命差が見られなかったが、これもTest No.1～6の試験前後の鋼球の Rq と Rdq にほとんど差がなく、鋼球の転動面の攻撃性に差がなかったためと考えられる。さらに、転動速度が小さい条件の寿命が他の条件と比べて計算寿命よりも長くなったことについても、転動速度が小さい条件で転動した鋼球はなじみやすく、鋼球の内外輪への攻撃性が抑えられたためと考えられる。 Rq と Rdq どちらの表面粗さのパラメータが相手への攻撃性を示す指標として適当かについては明確ではないが、転動速度が小さい試験条件では Rq に差はなく、 Rdq に差があるだけで寿命差が見られたこと、Ioannidesらの論文²⁸⁾の付録Aでは真実接触部での接触応力の増加は Rdq で求めることができるという議論を鑑みると、 Rdq のほうが相手側の軌道面の攻撃性を示す指標として適当であると推測している。図6は Rq が同じで Rdq が異なる2つの面の接触

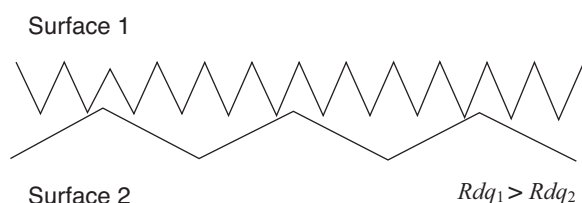


図6 Rq が同じで Rdq が異なる2面の接触状態の模式図
Schematic of contact condition for raceway surfaces with same Rq and different Rdq ($Rdq_1 > Rdq_2$)

状態を模式的に示したものである。 Rdq が大きい面の突起頂点は Rdq が小さい面へ埋まり込みやすいと考えれば、突起周辺では静水圧応力状態に近い状態になり、疲労にとって有利な状況になっているのかもしれない。いずれにしても、今回の試験のような低 Λ 条件での寿命ははく離が発生する部位の相手側の軌道面の攻撃性によって決まると考えられる。

上記では、転動速度が小さいほうが鋼球の転動面がなじみやすいことについて述べたが、転動速度が小さい条件は比較的長寿命なため、負荷回数が増えたことが鋼球の表面粗さの低下につながったと考えることもできる。そこで、負荷回数を一定にしたときの回転速度と試験後の鋼球の Rq と Rdq の関係を調べた。表4にその試験条件を、図7にその結果をそれぞれ示す。図から明らかなように、 Rq と Rdq は、転動速度が小さくなるほど低下しやすいことが分かる。この性質を利用して、低速回転によって軌道面がなじむと寿命が長くなる現象をより明確にする実験を行った。表5にその試験条件を、図8にその試験結果をそれぞれ示す。通常の $1,500 \text{ min}^{-1}$ での試験を行う前に表5に示すなじみ運転をさせた軸受とさせなかった軸受で寿命を比較した。なじみ運転を行った試験片は3個すべてが4,000 h以上の寿命であったが、なじみ運転を行っていない試験片は4個すべてが40 h以下の寿命になった。この結果は低速回転によるなじみが寿命に大きな影響を及ぼす例である。

赤松とMillerらは、接触楕円を通り過ぎる時間（この値が小さいほど転動速度が速いことを表しており、以下では接触時間と呼ぶ）が0.05～16.4 msec.の範囲の転動速度では、寿命は接触時間の0.4乗に比例して長くなると報告している²⁶⁾。今回行った試験では、転動速度が遅い条件と速い条件の接触時間は0.25～0.96 msec.で約4倍の差があるため、この差による寿命向上は約1.7倍と予測されるが、この寿命向上の値は今回の寿命試験の結果（Test No.7,8）とおおむね一致している。赤松とMillerらの報告では転動速度が遅くなると寿命が長くなる原因については述べていないが、これは転動速度の低下によって軌道面がなじみやすくなることで、寿命が長くなることによると考えられる。なお、転動速度が小さくなるとなじみやすくなるメカニズムについては不明であり、今後の研究課題である。

表4 異なる回転速度で転動接触した後にRqとRdqを調査するための試験条件

Test condition to investigate Rq and Rdq after rolling contact under different rotation speed

Type number of rolling bearing	51105
Surface Roughness of inner and outer ring before rolling contact	Rq = 0.25μm, Rdq = 7.45°
Surface Roughness of rolling element before rolling contact	Rq = 0.54μm, Rdq = 9.52°
The number of rolling element	3
Load and maximum contact stress	2.7 kN, Pmax = 3.0 GPa
Lubricating oil	Turbine oil VG32
Temperature of Lubricating oil	110°C
Rotation speed	250, 500, 1,500 min ⁻¹
Oil film parameter	0.008 ~ 0.048
The number of rotation	261,000

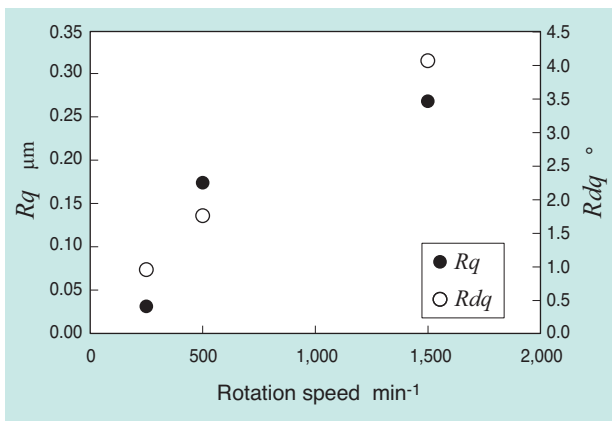


図7 異なる回転速度で転動接触した後のRqとRdq
回転回数=261,000回
Rq and Rdq after rolling contact under different rotation speed
The number of rotation is 261,000

表5 転動寿命に対するなじみ運転の効果を調査するための試験条件

Test condition to investigate effect of running operation on RCF life

Type number of rolling bearing	51105
Surface Roughness of inner and outer ring before rolling contact	Rq = 0.25μm, Rdq = 7.45°
Surface Roughness of rolling element before rolling contact	Rq = 0.54μm, Rdq = 9.52°
The number of rolling element	3
Load and maximum contact stress	2.7 kN, Pmax = 3.0 GPa
Lubricating oil	Turbine oil VG32
Temperature of Lubricating oil	110°C
Rotation speed	Running-in operation: 250min ⁻¹ RCF testing: 1,500min ⁻¹
The number of rotation in running-in operation	261,000 (8.7hours)
Surface Roughness of inner and outer ring after running-in operation	Rq = 0.23μm, Rdq = 1.15°
Surface Roughness of rolling element after running-in operation	Rq = 0.03μm, Rdq = 0.95°

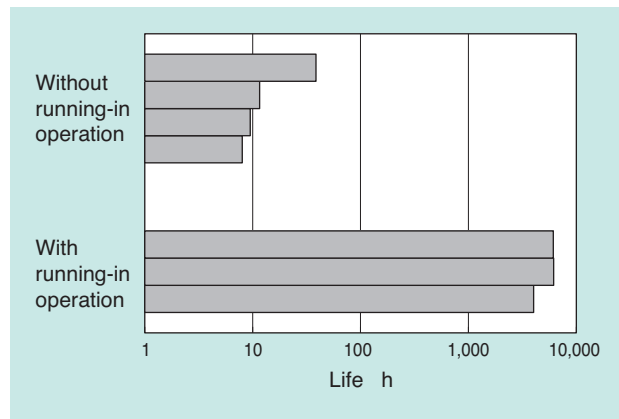


図8 なじみ運転の有りと無しでの転動試験結果
Results of RCF testing with and without running-in operation

4.2 損傷形態に及ぼすRq, Rdqと接線力の影響

2007年に発行されたISO281:2007の基になったIoannidesらの論文²⁸⁾の付録Aでは、寿命計算式の補正係数 a_{ISO} の考え方についての解説がある。その解説では、転がり軸受の残存確率Sは式(1)で表されるとしている。

$$\ln\left(\frac{1}{S}\right) = \ln\left(\frac{1}{S_{\text{hertzian-scale_stress}}}\right) + \ln\left(\frac{1}{S_{\text{surface_stress}}}\right) + \ln\left(\frac{1}{S_{\text{subsurface_stress}}}\right) \quad (1)$$

式(1)は転がり軸受の残存確率が以下の3種類の応力によって発生する損傷のモードごとの残存確率によって決まることを表している。

①第1項のHertzian-scale_stress：見かけの接触

(ヘルツ接触) 面下に発生する応力で、良好な潤滑条件下において通常の内部起点型のフレーキングを発生させる応力

②第2項のSurface_stress：希薄潤滑条件下において、比較的緩やかな傾斜 (Rdq ≤ 4°) を持つ表面粗さの突起同士の接触によって誘発される摩擦力により、表面からの損傷を発生させる応力

③第3項のSubsurface_stress：希薄潤滑条件下において、比較的大きな傾斜 (Rdq > 4°) を持つ表面粗さの突起同士の接触部の高面圧部直下に作用する局所的に大きな交番せん断応力により、ごく表層からの損傷を発生させる応力

以下では、転がり軸受の寿命を決めている応力を上記のように分類できるとして、今回の実験結果を考察する。

初期の鋼球の Rq と Rdq が比較的小さかった条件 (Test No.1~9) の損傷形態はフレーキング、 Rq と Rdq が大きかった条件 (Test No.10~12) の損傷形態はピーリングであった。Test No.1~9では、 Δ は試験終了時(なじみ後)でも0.11以下であったこと、 Rdq は内外輪で試験前に 4° 以上であったものの、試験後はすべての部位で 4° より小さくなっていったことを勘案すると、寿命を決定している応力は②のSurface_stressであると考えられる。この②のSurface_stressによる損傷の形態は、ほとんどの試験片でフレーキングであった。一方、Test No.10~12では、 Δ はTest No.1~9よりも小さかったこと、鋼球の Rdq は試験中ほぼ 4° 以上であったと考えられることから、寿命を決定している応力は③のSubsurface_stressであると考えられる。Test No.10~12で見られたピーリングを発生させる応力が表面粗さの突起接触部直下に作用する交番せん断応力であるかどうかについては議論の余地があるが、 Rdq が大きい場合は表面粗さの突起同士の接触が苛酷になることで損傷形態が変化し、②のSurface_stressで生じるフレーキングよりも早期にピーリングが生じたと考えられる。一部の試験 (Test No.10) ではフレーキングとピーリング両方の損傷が見られたが、これは②のSurface_stressによるフレーキングと Rdq が大きい軌道面が接触することによって生じるピーリングとの2つの損傷モードが競合した結果であろう。Test No.1~9では、②のSurface_stressによるフレーキングの寿命は荷重の3乗に逆比例するが、Test No.10~12ではピーリングの寿命は荷重に対してほぼ一定である。そのため、荷重が大きいTest No.10では、両方の破損モードの寿命差がなくなり、フレーキングとピーリング両方の損傷が見られたと考えられる。

②のSurface_stressによるフレーキングの寿命が荷重の3乗にほぼ逆比例する理由については不明であるが、この関係は②のSurface_stressによるフレーキングであれば、従来の寿命計算式にASMEの線図から得られる寿命補正係数を乗じるだけで寿命を予測できることを示している。それに対して、ピーリングの寿命は荷重の3乗には逆比例せず、荷重に対してほぼ一定であることから、従来の寿命計算式にASMEの線図から得られる係数を乗じて補正ができない。ピーリングは Rdq が大きな突起が相手軌道面に高い接触応力を発生させることで生じると考えられるが、ピーリン

グが発生するときの突起接触部の接触応力は、軸受鋼が加工硬化や残留応力生成を引き起こしながら最終的に支えることができる限界 (以下、シェイクダウンリミット³⁹⁾) に達していると考え、今回の実験結果を説明しやすい。Ioannidesらの論文²⁸⁾にあるように、 Rdq が突起接触部の接触応力を示すものであるならば、その値が一定値を超えると、突起接触部の接触応力は荷重条件によらずシェイクダウンリミットに達しており、荷重の変化は接触面積にのみ影響を与えられ、したがって、その突起接触部の接触応力はいずれの条件でも同じになっているので、ピーリングはほぼ同じ負荷回数で発生する。これがピーリングの寿命が荷重に対して鈍感になる理由と考えられる。このメカニズムから考えて、ピーリングは各部位での最大の Rdq がある負荷回数 (今回の実験では $10^5 \sim 10^6$) までに一定以下 (今回の実験では 4° 以下) になれば発生しなくなると考えられる。すなわち、ピーリングが軸受で発生するかどうかは、試験中の Δ が3以上かどうか、各部位の Rdq が $10^5 \sim 10^6$ の負荷回数までに 4° 以下に低下するかどうかを目安として、実験的に確認できる。

ピーリングが転走跡の内径側でより多く観察された理由に関しては、スラスト軸受の内外輪では内径側が2円筒試験でいう従動側に、外径側が駆動側になるためと考えられる。ここで、従動側と駆動側はそれぞれ低速側と高速側とも言われ、接線力の作用方向が転がり方向と一致する軌道面とその逆方向の接線力が作用している軌道面のことをそれぞれ指している。低速側で寿命が低下するという実験事実はWayの研究⁴⁰⁾でも示されており、寿命低下の原因は応力状態の違いやき裂進展挙動の違いであるとする議論があるが^{41, 42)}、いずれにしてもピーリングによる損傷が転走跡の内径側で著しかった原因は内外輪の内径側の周速が鋼球の周速よりも遅く、内外輪の内径側で接線力の作用方向と転がり方向が一致したためと考えられる。

4.3 低 Δ 条件での寿命予測と今後の課題

上記の寿命試験の結果とその考察から、低 Δ 条件での寿命予測では以下の結論が得られた。

- 1) 低 Δ 条件での寿命は、はく離が発生する相手側の表面粗さに影響を受ける。
- 2) 転がり軸受の各部位の表面粗さは使用中に変化するが、その変化は荷重、回転速度等の使用条件に影響を受ける。

- 3) 低 Δ 条件ではフレーキングとピーリングの2つの損傷モードがあり、それぞれの損傷を発生させる応力には違いがある。
- 4) フレーキングは表面粗さの突起同士の接触によって誘発される摩擦力による表面応力が原因で発生し、その寿命は Rdq に影響を受ける。
- 5) ピーリングは Rdq が一定以上の軌道面と転動面同士が接触することで発生し、その寿命は接線力の方向と転がり方向の関係に影響を受ける。

以上から、低 Δ 条件の寿命予測では、なじみによって刻一刻と変化する Δ 、表面粗さ、摩擦力の条件を考慮に入れて、表層の応力状態を推定できる技術が必要と考えられる。また、使用条件ごとの表面粗さの変化の挙動の実験的なデータベースが必要と考えられる。使用中に変化する Δ と表面粗さの挙動から軌道面に繰返し作用する応力状態を求めることができれば、疲労度はSN線図、グッドマン線図、マイナー則等を用いて時系列に計算でき、より普遍的な寿命推定が可能になると考える。ここで、もう1つ考慮すべきは、転動面下に分布している残留応力分布やはめ合いによるフープ応力である。本報では残留応力やフープ応力については議論しなかったが、これらの応力は軌道面の相当応力や応力比に影響を及ぼす。より普遍的な低 Δ 条件での寿命予測方法の確立には、なじみによって刻一刻と変化する Δ 、表面粗さ、残留応力、フープ応力を考慮した真実接触部の応力状態の推定技術と運転条件によるなじみの挙動のデータベースが必要であると考えられる。

5. おわりに

本報では、スラスト玉軸受の低 Δ 条件での寿命試験結果を示した。また、試験結果に基づいて低 Δ 条件の寿命を決めている要因と寿命予測の方法について考察した。

- 1) 本報の試験条件では、ほとんどの条件で軸受の内外輪に損傷が発生したが、これは試験中の鋼球の表面粗さが内外輪よりも低下しにくく、鋼球の転動面が内外輪の軌道面を攻撃したことによる。
- 2) 試験前に内外輪の表面粗さに違いがあった条件間では寿命差が見られなかったが、これは鋼球の表面粗さに差がなかったことに起因している。
- 3) 転動速度が小さい条件では、寿命が計算寿命よりも長くなる傾向があったが、これは転動速度が小さい条件のほうが試験中の鋼球の表面粗さの低下が大きいことに起因している。
- 4) 本報の試験条件ではフレーキングとピーリングの2つの損傷形態が見られたが、どちらの損傷形態になるかは、鋼球の表面粗さが試験中にどこまで低下するかで決まる。
- 5) 損傷形態がピーリングの場合、寿命は荷重に対して鈍感になるが、これは表面粗さ同士の接触が苛酷な条件では真実接触部の面圧がシェイクダウンリミットをこえていたためである。
- 6) ピーリングは転走跡の内径側でより多く観察されたが、これは内外輪の内径側が接線力の作用方向と転がり方向と一致することに起因している。
- 7) より普遍的な低 Δ 条件での寿命予測方法の確立には、なじみによって刻一刻と変化する Δ 、表面粗さ、残留応力、フープ応力を考慮した真実接触部の応力状態の推定技術と運転条件によるなじみの挙動のデータベースが必要である。

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60巻 第11号(2015) 741に掲載された論文「低ラムダ条件でのスラスト玉軸受の転動疲労寿命」に若干の修正を加えたものである。掲載を許可下さった日本トライボロジー学会のご好意に感謝いたします。

参考文献

- 1) T. E. Tallian: On competing failure modes in rolling contact, ASLE Trans., 10, 4 (1967) 418.
- 2) J. C. Skurka: Elastohydrodynamic lubrication of roller bearings, J. Lubr. Technol. Trans. ASME, 92, 2 (1970) 281.
- 3) Rolling-Element committee lubrication division of ASME, Catalog Card Number 170-179492 (1971).
- 4) C. H. Danner: Fatigue life of tapered roller bearings under minimal lubrication films, ASLE Trans., 13, 4 (1970) 241.
- 5) Y. P. Chiu, T. E. Tallian & J. I. McCool: An engineering model of spalling fatigue in rolling Contact, I.: The subsurface model, Wear, 17 (1971) 433.
- 6) T. E. Tallian & J. I. McCool: An engineering model of spalling fatigue failure in rolling Contact, II.: The surface model, Wear, 17 (1971) 447.
- 7) T. E. Tallian: An engineering model of spalling fatigue failure in rolling contact, III.: Engineering discussion and illustrative examples, Wear, 17 (1971) 463.
- 8) R. A. Hobbs: Fatigue lives of ball bearings lubricated with oils and fire-resistant fluids, EHL symp. IME C1 (1972) 1.

- 9) C. A. Moyer: Relating lubrication parameters and rolling contact fatigue life in mixed EHL regime, EHL symp. IME C1 (1972) 95.
- 10) G. H. G. Vaessen & A. W. J. de Gee: Rolling contact fatigue of maraging steels of different production history: Influence of film thickness/roughness ratio, EHL symp. IME C7 (1972) 40.
- 11) S. Anderson & T. Lund: Ball bearing endurance testing considering elastohydrodynamic lubrication, EHL symp. IME C36 (1972) 138.
- 12) I. M. Felsen, R. W. McQuard & J. A. Marzani: Effect of sea water on the fatigue life and failure distribution of flood-lubricated angular contact bearing, ASLE Trans., 15, 1 (1972) 8.
- 13) J. Y. Liu, T. E. Tallian & J. I. McCool: Dependence of bearing fatigue life on film thickness to surface roughness ratio, ASLE Trans., 18, 2 (1975) 144.
- 14) D. F. Li, J. J. Kauzlarich & W. E. Jamison: Surface roughness effects on fatigue in partial EHD Lubrication, J. Lubr. Technol. Trans. ASME, 98, 4 (1976) 530.
- 15) N. G. Popinceanu, M.D. Gafitanu, S.S. Cretu, E.N. Diaconescu & L. T. Hostiuc: Rolling contact fatigue life and EHL theory, Wear, 45 1 (1977) 17.
- 16) 徳田昌敏・永淵光敏・伊藤重男: 軸受転走面のピーリング損傷について, ベアリングエンジニア, 45 (1977) 8.
- 17) 古村恭三郎・城田伸一・平川清: 表面起点および内部起点の転がり疲れについて, NSK bearing journal 636 (1977) 1.
- 18) 高田浩年・鈴木進・前田悦生: ころ軸受の疲れ寿命に及ぼす潤滑の影響, 潤滑, 26, 9 (1981) 645.
- 19) 高田浩年: ころがり軸受の寿命と表面あらさ, 潤滑, 27, 2 (1982) 105.
- 20) Y. Akamatsu: Peeling damage due to rolling contact fatigue, SAE technical paper series 891909 (1989).
- 21) Y. Akamatsu, N. Tsusima, T. Goto, K. Hibi & K. Ito: Improvement of roller bearing fatigue life by surface modification, SAE technical paper series 910958 (1991).
- 22) Y. Akamatsu, N. Tsusima, T. Goto & K. Hibi: Influence of surface roughness skewness on rolling contact fatigue life, Trib. Trans., 35, 4 (1992) 745.
- 23) 赤松良信: 表面粗さの改質によるころがり軸受寿命の向上, 潤滑, 37, 7 (1992) 533.
- 24) 伊藤冬木・赤松良信: 転動疲労寿命に及ぼす相手面あらさの影響, トライボロジー会議1995春 予稿集, (1995) 535.
- 25) J. R. Miller: Roller bearing life estimation at low speed and high stress, Proceeding of international tribology conference in Yokohama, (1995) 1381.
- 26) J. R. Miller & Y. Akamatsu: Effect of low speed on roller bearing fatigue life, Trib. Trans., 40, 1 (1997) 129.
- 27) 赤松良信: 低速条件下の転がり軸受寿命, NTN Technical Review, 67 (1998) 59.
- 28) E. Ioannides, G. Bergling & A. Gabelli: An Analytical formulation for the life of rolling bearings, Acta Polytechnica, Mechanical Engineering Series, 137(1999).
- 29) ISO281:2007: Rolling bearings -Dynamic load ratings and rating life, (2007).
- 30) JIS B 1518: 転がり軸受 - 動定格荷重及び定格寿命, (2013).
- 31) NTNカタログ: HL軸受, CAT.No3020/J.
- 32) 例えば, 村木正芳: トライボロジー 摩擦の科学と潤滑技術, 日刊工業新聞社, (2008) 216.
- 33) 例えば, 岡本純三: 玉軸受の計算, (1991) 65.
- 34) L. Johnson: The Statistical Treatment of Fatigue Experiments, Elsevier (1964) 37.
- 35) G. Lundberg & A. Palmgren: Dynamic Capacity of Rolling Bearing, Acta Polytechnica 7, Mechanical Engineering Series, 1, 3 (1947).
- 36) G. Lundberg & A. Palmgren: Dynamic Capacity of Roller Bearing, Acta Polytechnica 96, Mechanical Engineering Series, 2, 4 (1952).
- 37) NTNカタログ: 転がり軸受 総合カタログ, CAT.No.2202-X/J.
- 38) JIS B 0601: 製品の幾何特性仕様(GPS)-表面性状: 輪郭曲線方式-用語, 定義及び表面性状パラメータ, (2001).
- 39) T. A. Harris: Rolling bearing analysis 4th ed., Wiley & Sons Inc., (2001) 853.
- 40) S. Way: Pitting due to rolling contact, J. Appl. Mech., 2, 2 (1935) A49.
- 41) 曾田範宗: 軸受, 岩波新書, (1964) 176.
- 42) 兼田楨宏・村上敬宜・八塚裕彦: 接触疲れき裂伝ばに関する破壊力学的考察, 潤滑, 30, 10 (1984) 739.

執筆近影



藤田 工
先端技術研究所



長谷川 直哉
先端技術研究所



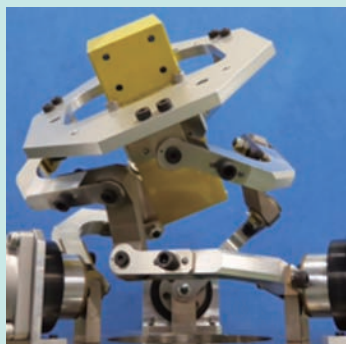
嘉村 直哉
先端技術研究所



佐々木 敏彦
金沢大学 人間科学系
教授

[商品紹介]

パラレルリンク型角度制御装置の高速化 Speeding up of Parallel Link Angle Control Equipment



野瀬 賢蔵* Kenzou NOSE
磯部 浩* Hiroshi ISOBE
坂田 清悟* Seigo SAKATA

広い作動範囲を持つ2自由度の角度制御装置であるパラレルリンク型角度制御装置の改良機を開発した。独自のパラレルリンク機構を採用した本装置の駆動機構、リンク部分、制御方法等を改良し、従来品と比較して繰り返し位置決め精度や動作速度を向上させた。また、グリース塗布装置や外観検査装置等に本装置を適用したシステムを開発した。

NTN has developed an improved Parallel Link Angle Control Equipment that can control the angle with two-degree-of-freedom fast and widely. Enhancing the drive mechanism, link part, and control method of the unique parallel link mechanism, this equipment can be improved repeat positioning accuracy and positioning speed more than our conventional equipment. Furthermore, we had developed the grease dispensing system and appearance inspection system there are adapted this equipment.

1. はじめに

産業用ロボットの高速ハンドリングにおいて、パラレルリンク機構が注目されている。本機構は、ベースとエンドエフェクタが並列に配置された複数のリンクで連結された機構であり、代表例として、Stewart-Gough型、回転型、直動固定型などが挙げられる¹⁾。筆者らが開発したパラレルリンク型角度制御装置（以下、従来機）は、これらとは異なる特殊なパラレルリンク機構を採用し、小型で、広い可動角度範囲を備え、高速・高精度な2自由度の角度位置決めを実現した²⁾。

本稿では、従来機をさらに高速化した改良機の構成と性能、制御技術と、その応用例について紹介する。

2. パラレルリンク機構の基本構成

本装置のパラレルリンク機構および球面リンクの概念図をそれぞれ図1と図2に示す。本機構は、ベースとなる基端側リンクハブとエンドエフェクタを取付ける先端側リンクハブの間に、基端側アーム、中央リンク、先端側アームからなる3列（図1の第1～第3）のリンク系を並列に配置する。リンク系の各部材の連結部は回転対偶である。

3列のリンク系の基端側アームとその両端に連結される中央リンクおよび基端側リンクハブとの回転軸の中心線は全て1点で交わる。先端側も同様であり、図2に示すように、本パラレルリンク機構は、それぞれの交点を中心とする球面 S 、 S' 上を各部材が運動する「球面リンク」が2つ結合した構造をとる。パラレルリンク機構の姿勢は、基端側リンクハブの中心軸に対する先端側リンクハブの中心軸の傾斜角である折れ角 θ と、基端側リンクハブの中心軸方向から見た先端側リンクハブの中心軸の回転角である旋回角 ϕ で定義される。本構造により、2つの球面リンクを構成する

球面 S , S' が交差する平面（2等分面）に対して、基端側と先端側は常に対称に運動する²⁾。

本パラレルリンク機構の特長は、広い作動範囲を持ち、高速・高精度な動作が可能なことである。また、可動部と駆動部を分離することにより、可動部の軽量化・コンパクト化が可能であること、球面リンク構造を採用したため、作動範囲内において特異点を持たないことも特徴である。さらに、中心部の空間にケーブルやチューブなどを通すことが可能で、その状態で一定方向に回転動作を繰り返してもケーブル等が捩れないという利点がある。

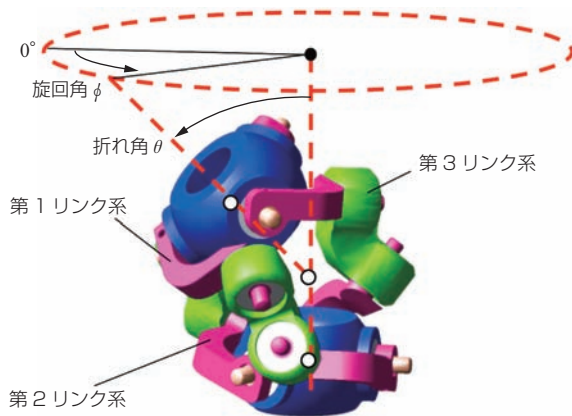


図1 パラレルリンク機構
Unique parallel link mechanism

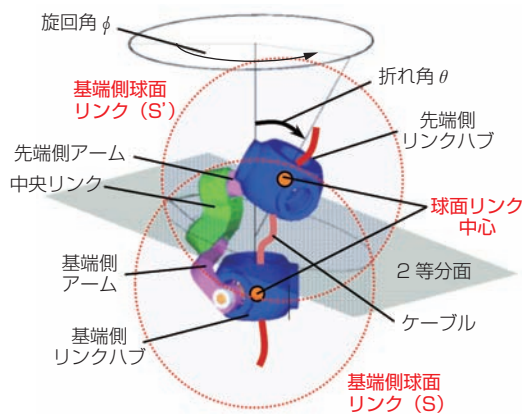


図2 球面リンクの概念図
Conceptual diagram of spherical link

3. パラレルリンク型角度制御装置

従来機を図3に、改良機を図4、概念図を図5、6にそれぞれ示す。どちらも折れ角 θ の可動範囲は 45° 以内であるが、設計によって最大 90° まで可動範囲をとることができる。

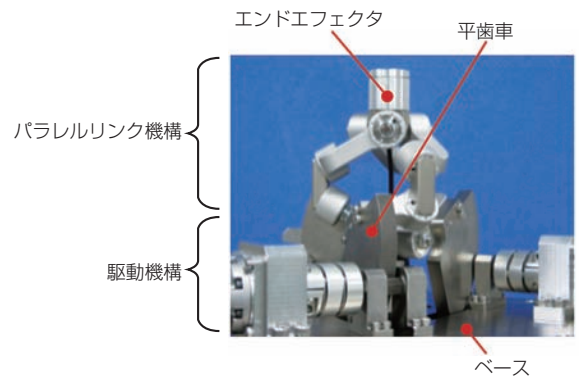
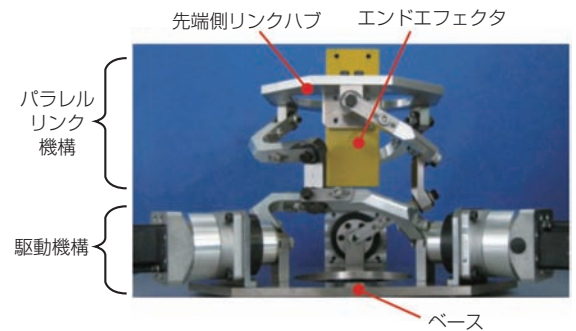
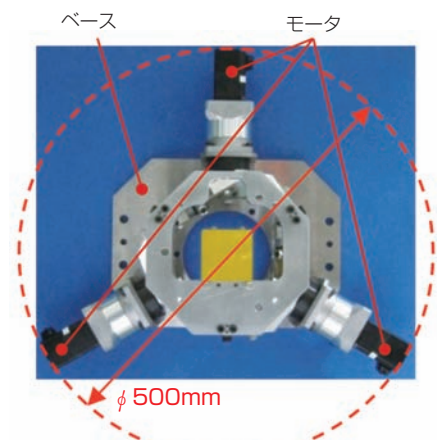


図3 パラレルリンク型角度制御装置（従来機）
The structure of Parallel Link Angle Control Equipment (conventional)



(a) 全体写真
Entire view



(b) 駆動機構
Drive mechanism

図4 パラレルリンク型角度制御装置（改良機）
The structure of Parallel Link Angle Control Equipment (improvement)

従来機は、内部空間が狭くエンドエフェクタを先端に取付ける構造をとっており、ベースからエンドエフェクタ先端までの距離が長く、慣性モーメントが大きくなるため、動作速度を向上させることが難しいという問題や、エンドエフェクタの配線の取り回しが煩雑になるという問題があった。また、駆動機構は平歯車が露出しているため、安全性やメンテナンス性に問題があった。

以下に、駆動機構に減速機とモータの一体構造を採用するとともに、リンク部の構造を見直すことにより、上記の課題を解決した改良機について述べる。

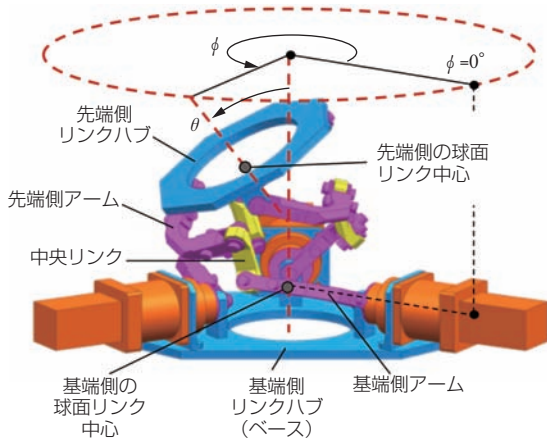


図5 パラレルリンク機構概念図(改良機)
Conceptual diagram of parallel link mechanism (improvement)

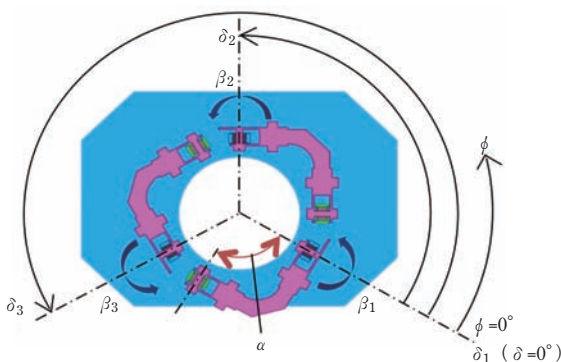


図6 基端側リンク機構の配置
The arrangement of the base end link mechanism

3.1 パラレルリンク機構

本装置のパラレルリンク機構の回転対偶部には予圧を与えたアンギュラ玉軸受を用いて摩擦を低減するとともに、連結部の隙間を無くす構成としている。改良

機では、基端側リンクハブとベースを一体化して、回転対偶を従来機に対して外径側に配置することにより、パラレルリンク機構の内部空間を確保し、エンドエフェクタおよびエンドエフェクタの配線を内部空間に配置できる構成とした。これにより、エンドエフェクタ取付け時の慣性モーメントを低減し、動作精度を維持したまま速度を向上させ、かつ配線の取り回しが容易になった。

3.2 駆動機構

折れ角 θ 、旋回角 ϕ で表される先端側リンクハブの姿勢は、3本の基端側アームの回転角のうち2つが決まれば一意に定まるが、図4(b)に示すように各アームをそれぞれモータで駆動する構成として、3列のリンク系に拘束を付与することにより、駆動機構のバックラッシュを打ち消して位置決め精度を向上させている。

従来機は平歯車を介してモータの回転駆動力を各基端側アームに伝達する構成である²⁾。改良機の駆動機構(図4)は、従来機で露出していた平歯車機構を廃止し、減速機付きモータを各基端側アームに直接設置する構成とした。その結果、システム全体の外径は大きくなったが、高さ方向のコンパクト化、安全性および信頼性の向上を実現した。

3.3 ティーチングコンソール

生産ラインへの導入を想定してティーチングコンソール(以下、コンソール)を開発した。図7にXYZ座標による位置登録のイメージ図、図8(a)にコンソールのJOG操作画面、図8(b)にコンソールの座標入力画面をそれぞれ示す。これらの操作画面により、十字キーによる位置の登録および微調整や、XYZ座標の直接入力を行う。その他、複数の動作パターン登録や動作条件設定などが可能である。これらの機能は作業現場での動作設定や段取り替えの効率向上に有効である。さらにティーチング作業を簡便に行うために、パソコン上で動作パターンを編集する編集ソフトウェアを開発した。本編集ソフトウェアにより、動作パターンを作成してコンソールに書き込むだけでなく、コンソール上のデータを読み込んで、動作パターンの調整やパソコンへのバックアップを行うことができる。

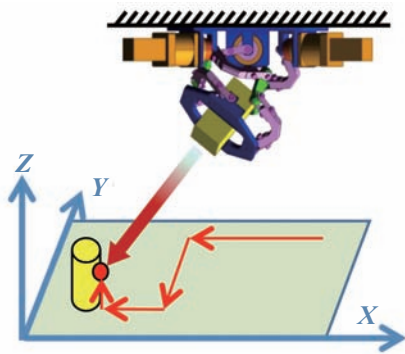
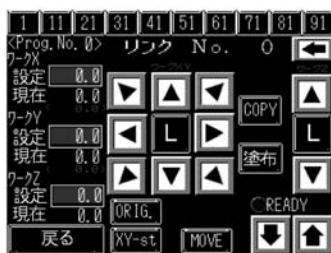
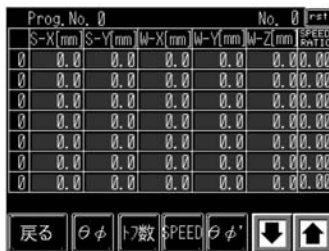


図7 位置登録（調整）による動作イメージ
Move imagine by installation alignment



(a) JOG 操作画面
JOG operation screen



(b) 座標入力画面
Coordinate input screen

図8 ティーチングコンソール操作画面
Operation screen of teaching console

$$V_n = \frac{V (\beta'_n - \beta_n)}{\sqrt{(\beta'_1 - \beta_1)^2 + (\beta'_2 - \beta_2)^2 + (\beta'_3 - \beta_3)^2}} \quad (n=1, 2, 3) \dots\dots\dots (1)$$

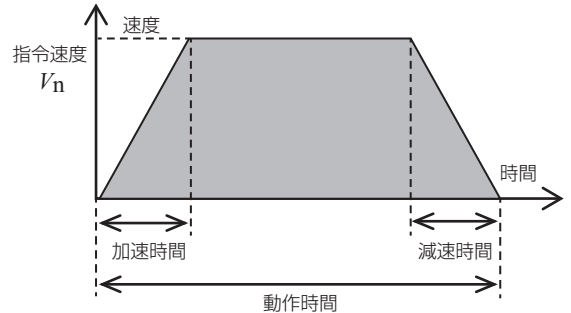


図9 モータの駆動パターン
Drive pattern of motor

4.2 動作精度と振動抑制制御アルゴリズム

プリシェイピングコマンドインプット法³⁾を参考に、本装置の動作精度を向上させるアルゴリズムを導入した。後述のグリース塗布へ応用した場合のグリース塗布精度を評価することで動作精度を評価した。

評価方法は、評価用塗布シートに対して事前にティーチングを行い、一定条件でグリースを塗布し、塗布精度を目視で判定した。評価には図10に示す評価用塗布シートを用い、加減速度を変更してシート上のポイントにグリースを塗布する試験を行った。グリース塗布径は約φ3.5mm、塗布ポイント径はφ1mmである。評価点は表1に示すように、塗布ポイントがグリースで完全に覆われていれば1点、ギリギリ覆われていれば0点、はみ出ていれば-1点、離れていれば-2点で計算した。

4. 制御方法

4.1 モータへの角度指令方法

モータへの角度指令は、指令角度 (θ , ϕ) に対する各基端側アームの回転角 β_n (β_1 , β_2 , β_3) を求めることで行う。現状の各基端側アームの回転角 β'_n (β'_1 , β'_2 , β'_3) と指令角度に対する目標回転角 β_n (β_1 , β_2 , β_3) との差分を求め、3つのモータが同時に動き始め、同時に位置決め完了するように同期制御する。3つの基端側アームの回転速度の合成速度 V を指令速度として与えており、各モータへの指令速度 V_n は式 (1) により計算される。また、各モータは図9に示すような台形駆動を行う。

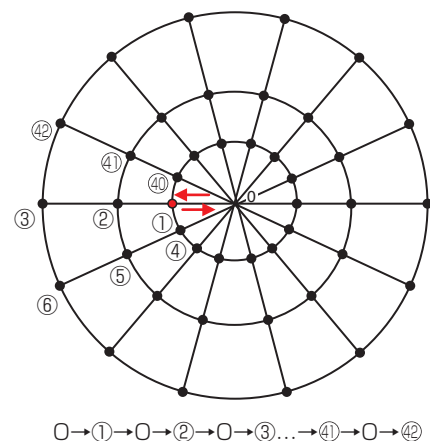


図10 グリース塗布順序
Grease dispensing sequence

表1 グリース塗布精度の評価方法
Evaluation method of grease dispensing accuracy

塗布精度	◎	○	▲	×
塗布位置				
評価点	1	0	-1	-2

評価の結果を図11に示す。測定に使用した本装置の固有振動数の1周期は53 msであり、加速時間および減速時間を本装置の固有振動数の1周期となる値に設定することにより、位置決め完了後の先端の振動を抑制する効果が得られ、高い塗布精度が得られた。

同様の試験により、移動距離の短い条件で塗布精度が悪化することが分かった。移動距離が短い場合、実際の加減速時間がそれぞれ固有振動数の1周期より短

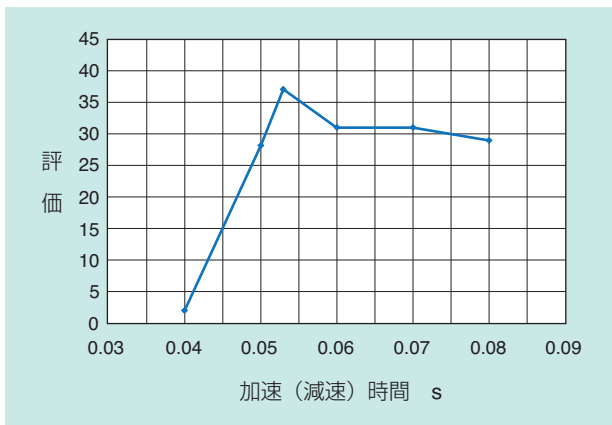


図11 グリース塗布精度
Grease dispensing accuracy

く、停止時の振動を抑制できなくなることが原因であると考えられる。そこで、微小距離移動時には台形駆動の等速区間を無くした三角駆動で加速時間、減速時間がそれぞれ固有振動数の1周期と等しくなるように指令速度を自動計算する制御アルゴリズムを導入した結果、位置決め完了時の先端の振動を抑制する効果が得られた。

5. 応用例

5.1 グリース塗布装置

グリース塗布装置に応用した場合の従来機と改良機の仕様および性能の比較を表2に示すとともに、改良機のグリース塗布装置の構成例を図12(a)に示す。

本構成では、XYステージでワークを移動させると同時に、本装置によりディスペンサの姿勢を制御する。ディスペンサには、圧縮空気によりグリースを飛ばして塗布する非接触式を使用した。

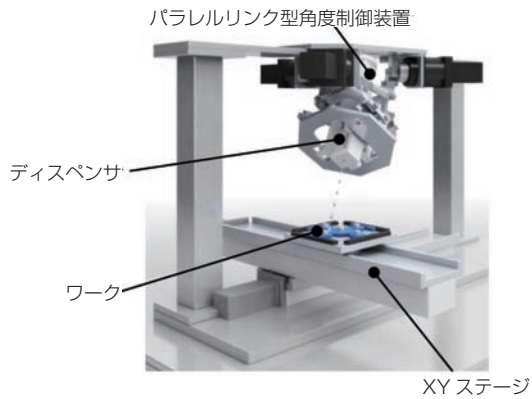
改良機はエンドエフェクタを平行リンク機構の内部空間に収納する構成であるため、先端側リンクハブに搭載したディスペンサのノズル位置とベースとの距離が短くなる。その結果、改良型はノズル位置の繰り返し位置決め精度を向上させることができた(表2)。また、位置決め系の慣性モーメントが小さくなるため、固有振動数が高くなり、塗布速度を向上させることができた。

マトリクスシート(※1)において、毎秒約10点という高速塗布を実現でき、かつ、斜め方向からの塗布により、複雑な形状のワークに対するグリース塗布工程を自動化できる。図12(b)に、真上方向からの塗布では不可能なギア側面への塗布例を示す⁴⁾。

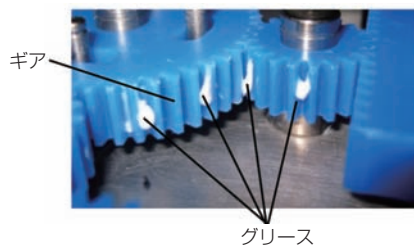
表2 性能比較
Performance comparison

		従来機	改良機
サイズ mm (外径×高さ)	ディスペンサ無し	φ400×107.5	φ500×190
	ディスペンサ込み	φ400×262.5	φ500×230
質量 kg		10	
最大可載質量 kg		1.0	
可動範囲 °		折れ角θ: 0~45 旋回角φ: 0~360(無限)	
繰り返し 位置決め精度	角度 °	±0.065	
	ノズル位置 mm	±0.22	±0.15
固有振動数 Hz (ディスペンサ搭載時)		25.6	27
塗布速度 s/point *1		0.095	0.089

※1 マトリクスシート(7×7point, 間隔は10mm)の計49箇所塗布を行った時の1ポイントあたりの塗布時間(グリース塗布量は5mg/point)



(a) グリース塗布装置
System configuration of grease dispensing



(b) グリース塗布例
Grease dispensing sample

図12 グリース塗布装置への適用例
System configuration example of grease dispensing

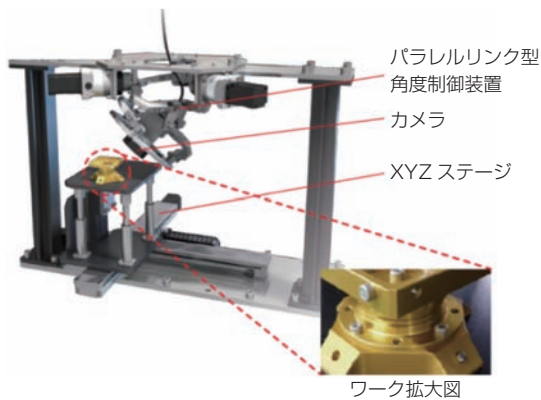


図13 外観検査装置への適用例
System configuration example of visual inspection

5.2 外観検査装置

改良機を応用した外観検査装置の構成例を図13に示す。本構成では、下部のXYZステージでワークを移動させると同時に、本装置によりカメラの姿勢を制御する。ワーク側面やエッジ部の外観検査や奥まった箇所のボルト抜けなどの検査を、複数のカメラを用いることなくコンパクトな構成で自動化できる。

6. まとめ

回転2自由度の特殊なパラレルリンク機構を採用したパラレルリンク型角度制御装置を開発し、内部空間にエンドエフェクタを配置できる構成を考案した。駆動機構、制御方式を見直し、従来機よりも寿命、安全性、位置決め精度および動作速度を向上させた。現在、グリース塗布、外観検査などの生産設備への展開を図っている。今後は生産設備だけでなく、医療・福祉、生活など様々な分野へ展開し、自動化・ロボット化のさらなる進化に貢献したい。

参考文献

- 1) 日本ロボット学会, ロボット工学ハンドブック, 新版, (株)コロナ社, (2005) 297.
- 2) 磯部浩, 西尾幸弘, 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) Neil C. Singer, Warren P. Seering, Preshaping Command Inputs to Reduce System Vibration, J. Dyn. Syst. Meas. Control, Vol.112, No. 1, (1990) 76-82
- 4) 磯部浩, 西尾幸宏, 曾根啓助, 山田裕之, 藤川芳夫, パラレルリンク型高速角度制御装置, 2013年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集, (2013) 809-810.

執筆者近影



野瀬 賢蔵
商品開発研究所



磯部 浩
商品開発研究所



坂田 清悟
商品開発研究所

Propeller Blade Bearings for Aircraft Open Rotor Engine



Guillaume LEFORT*

The Propeller Blade Bearings for Open Rotor Engine SAGE2 were developed by NTN-SNR in the frame of the Clean Sky aerospace programme. The goal of this project is to design, manufacture and test the propeller blade bearings for the upstream and downstream propellers of SAGE 2 Open Rotor.

The propeller blades of the two rotors are attached to engine cases and are orientated at various angles by the two independent Pitch Control Mechanisms.

The propeller blade bearings ensure the transfer of aerodynamic and centrifugal loads to the respective engine cases while allowing the pitch change of the blades.

Based on its know-how, its scientific knowledge and Research studies, NTN-SNR developed a new bearing architecture, completed a general mitigation test plan, successfully passed the validation tests and delivered the bearings for the Open Rotor Sage2 demonstrator.

1. Introduction

The SAGE2 counter-rotating open rotor is an aircraft engine concept developed in the frame of the European Union Programme “Clean Sky”. It is the most attractive aircraft engine concept to reduce the fuel consumption and the gas emission (CO₂, NO_x, ...). In fact, this concept allows improving the propulsive efficiency and the thermal efficiency while growing up the by-pass ratio (higher the by-pass ratio is, lower the fuel consumption is with the same weight).

However, before introducing this concept in production, several technical issues had to be solved. A lot of innovative works had to be studied for the integration of the open rotor to the aircraft and for the propulsive part (gearbox, propeller blade design, propeller blade integration: pitch change mechanism, propellers blade bearings).

NTN-SNR was selected by the EU to design, develop and manufacture the propeller blade bearing prototypes for this demonstrator, which are one of the critical parts for Open Rotor Engine.

In this paper, we briefly discuss about the context of the project and present the propeller blade bearings developed by NTN-SNR for this engine.

2. Context of the project

2.1 Clean Sky programme

Clean Sky is the most ambitious aeronautical research programme ever launched in Europe. Its mission is to develop breakthrough technologies to significantly increase the environmental performances of airplanes and air transport, resulting in less noisy and more fuel efficient aircraft, hence bringing a key contribution in achieving the Single European Sky environmental objectives. 6 technologies are studied in Clean Sky (see Fig. 1).



Fig. 1 Technologies studied by Clean Sky programme

*NTN-SNR Roulements, R&D Aerospace Design Office

In the frame of this R&D programme, NTN-SNR answers to a call for proposal about propeller blade bearing activity in the frame of Sustainable And Green Engine technologies (SAGE).

The NTN-SNR proposal has been classified as the top ranked one, against others proposals and NTN-SNR has been officially selected on the project on October 19th 2012.

2.2 Open Rotor Architectures

The Open Rotor architecture is an aircraft engine composed of a gas generator and 2 propellers. The gas generator provides the mechanical energy to rotate the 2 propellers, as shown on the Fig. 2.

This concept combines the qualities of the turbopropulsor (propulsive efficiency, thermal efficiency) and the benefits of the turbojet engine (higher flight speed, lightness,...).

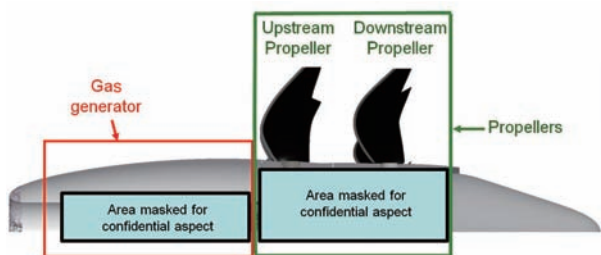


Fig. 2 Open Rotor architecture

2.3 Schedule

The 34 months duration project has cost €1.5 million with 50% of EU contribution.

The schedule is described on the Fig. 3.

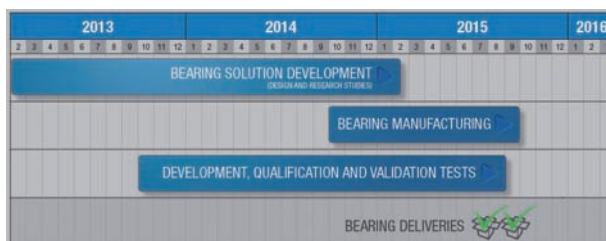


Fig. 3 Project schedule (civil year)

2.4 Customer specification and technical challenges

Regarding the propeller blade bearings, NTN-SNR has a very good experience in the concepts for commercial turboprop aircraft already in production. However, due to the SAGE2 technical specification and the location of the propellers, none of the current blade bearing designs can be used on the open rotor concept. The Fig. 4 and Fig. 5 show the differences between current blade bearing specification and SAGE2 open rotor blade bearing specification.

The 4 main bearings specific challenges for this innovative application were:

- Criteria 1: High level of loads (especially centrifugal force) with +15% compared to the current application
- Criteria 2: Large temperature range and high level of maximum temperature (-55°C to 180°C): twice higher than current application
- Criteria 3: Smaller allocated room to design the solution than existing one
- Criteria 4: The sealing device has to be inserted in the new propeller blade bearing. The current design doesn't include the sealing device inside the bearing.

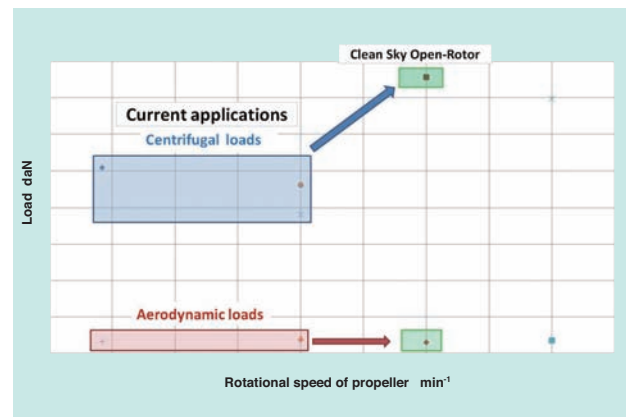


Fig. 4 Loads comparison between current applications and SAGE2 Open rotor specification

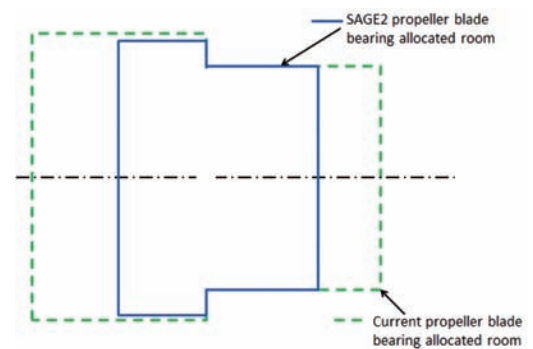


Fig. 5 Propeller blade Bearing allocated room differences between current applications and SAGE2 Open rotor specification

3. Technical solution

3.1 Objectives

The goal of this project was to design, manufacture and test the propeller blade bearings for 2 propellers of SAGE 2 Open Rotor (See Fig. 6).

The propeller blades of the two rotors are linked to engine cases (bearing housing) and are orientated at various angles. The propeller blade bearings ensure the transfer of aerodynamic and centrifugal loads to the respective engine cases while allowing the pitch change of the blades.



Fig. 6 Location of Propeller Blade bearings on the engine

These propeller blade bearings are one of the critical Open Rotor Architecture parts. Without efficient, reliable and safety propeller blade bearings, no Open Rotor Engine could be introduced in mass production on the commercial civil aircraft.

The main functions of these bearings are:

- Allow oscillatory rotation between the engine case and the propeller blade shaft
- Transmit the centrifugal and aerodynamic loads from the propeller blade to the engine case
- Resist to the environment (thermal, fluids,...)
- Ensure the stiffness between the propeller blade root and the engine case
- Resist to a load caused by the loss of propeller blade

3.2 Description of the technical studies

To meet the specification requirements, 3 innovative works were conducted:

- A) design a new bearing architecture addressing criteria 1, 2, 3 and partially 4

- B) develop a new complex tribological system in order to minimise the friction torque and avoid any raceway wear (criteria 1 and 2)

- C) develop an innovative sealing system answering to criteria 4.

Regarding all the risks existing on this project a mitigation plan was established and completed.

A) Bearing architecture

Based on criteria 1 and 3, several architectures of bearings have been defined and calculated using specific new adapted Finite Element methodology.

This new methodology has been developed during the project because the constraints of integration, especially the complex thermal gradient and the stiffness of parts. Eventually, only two architectures meet the specifications and based on these calculations (See Fig. 7), the best bearing architecture was selected. The selected architecture is a double row angular contact ball bearing.

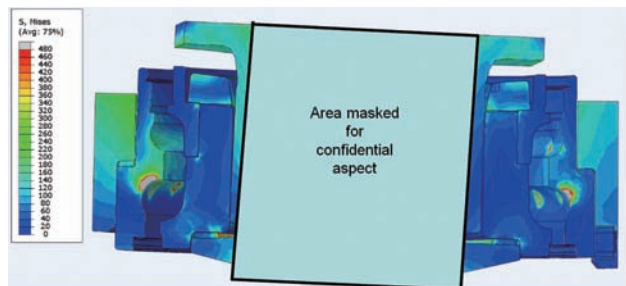


Fig. 7 Stress distribution of finite element calculation

B) Tribological system selection

It is important to highlight that the contact lubrication is a key parameter for the success of this project because both the life duration of the bearing and the bearing starting torque depend on the contact lubrication. Due to the extreme specification, the lubrication cannot be done by one type of lubricant. Therefore, NTN-SNR has developed a complex tribological system to allow for good bearing lubrication (See Fig. 8). This selection was divided into three steps:

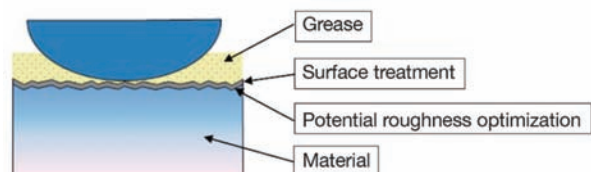


Fig. 8 Complex tribological system developed

B-1) Exploration of existing solutions

The aim of this task was the exploration of all existing lubricant solutions. This task was based on NTN-SNR experiences, literature and supplier experiences. It is important to highlight that the major criterion for the lubricant is the capacity to sustain very high contact pressure (up to 4 GPa). It is also a challenge for the surface treatment.

12 potential greases and several surface treatments were studied.

Only the four best greases and the best surface treatment were further studied in the following step.

B-2) Tribological solution definition

The target of this step was to select three best solutions regarding the global tribological behaviour. NTN-SNR explored the different types of lubricants (greases and surface treatment defined previously) and the combination of the different types. The impact of the bearing ring materials and their heat treatment was also evaluated. The ring and ball materials are established by the bearing sizing. Several solutions were studied for three other components.

The three best tribological systems were selected regarding laboratory test results.

B-3) Validation of the selected solutions

The aim of this task was to test three best selected solutions in representative conditions, studying the "False Brinelling Effect" on three test benches: at room temperature, at high temperature and at low temperature. The first two test rigs already existed at NTN-SNR and the last one had to be built (See Fig. 9).

These 3 solutions were compared with the solution of reference used on the current application for the test at room and low temperature. However, the high



Fig. 9 False Brinelling test bench

temperature tests were performed to validate the good behaviour of the solutions at 180°C, where the reference is not valid. These tests performed the equivalent in service time on the three best solutions.

Conclusion: Based on all these tests, NTN-SNR defined and developed a customised complex tribological system which has the same performance as the propeller blade root "in service" solution in an environment respecting the requirements criteria.

C) Sealing device

Intensive work has also been done to design complex sealing devices to avoid the leakage of lubricant outside of the bearing and the penetration of pollution inside the bearing. In fact the bearing sealing system is composed of two seals: the upper seal and the lower seal as shown on the Fig. 10. The maximal equivalent pressure applied on the upper seal by the centrifugation of the grease is about 16 bars with safety factor. In addition, at low temperature, the grease has to have a low viscosity to ensure a good lubrication of bearing.

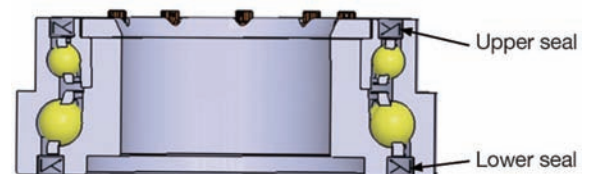


Fig. 10 Sealing system

The detailed study of sealing, including functional analysis, risk analysis and product Failure Mode and Effect Analysis dedicated to the sealing, was done with the supplier. Due to the specificity of the requirement and to optimise the integration aspect (torque, weight, cost ...), the architecture of the lower and upper seals used on the bearing assembly is not the same. The Finite Element calculations showed larger displacements of the seal seatings than existing applications. Therefore, the seal design has to be reinforced to take into account these displacements.

Due to the high level of risk, a sealing validation plan was performed. It consists of six tests:

- **Material compatibility tests:**

These are laboratory tests to validate the good behaviour of the seal material with the materials (fluids or chemical components) that could be in contact with the seal during its life.

• **“Raffer test”:** (shown on Fig. 11)

This is a fatigue pressure test to study the behaviour of the seal regarding complex cycles and endurance.

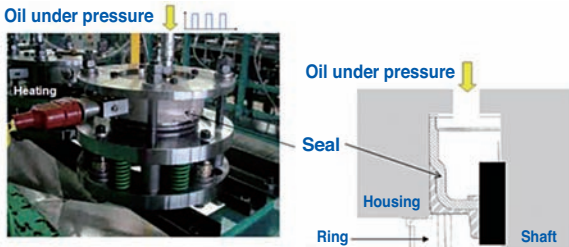


Fig. 11 “Raffer test”



Fig. 12 Starting test measurement test bench

• **Adhesive test:**

This test aims to validate the good adherence between the elastomer part of the seal and the frame.

It is important to highlight that an adhesive issue could result also in a non-optimised seal design which puts a high level of strain on the link between the elastomer and the frame.

• **Dismounting test:**

This test measures the load necessary to disassemble the seal of the bearing in order to demonstrate that there is no displacement of the seal and deflector during the engine test.

• **Starting torque measurement on seal:**

This test aims to measure the starting torque of the seal alone. The torque value measured by this test is used to compare the starting torque of the three solutions.

• **Starting torque measurement on standard representative bearing in terms of diameter, ball size and number of balls:**

This test mitigates the risk of having a starting torque higher than the specification. In fact, if the bearing torque is too high, the actuator which controls and changes the blade pitch angle cannot modify the angular position of the blade. Thus the engine does not work. A specific test methodology was developed for this project. The Fig. 12 shows the test bench.

The results are shown in the Fig. 13.

The best seal design regarding performance and life duration was assembled on the bearing prototypes.

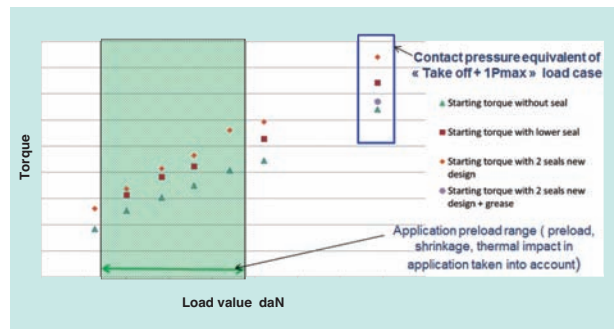


Fig. 13 Example of torque measurement results obtained

3. 3 Results

After the completion of the three innovative works, the bearings were manufactured. After that, the prototype bearings were validated:

- For criteria 1, 2 (partially) and 3, the good behaviour of the bearing under load was validated with tests on ball bearing on a compression/torsion test machine (see Fig. 14). The results are shown on the Fig. 15. The two bearings successfully passed the limit and ultimate load tests. And the torque under load is two times lower than the starting torque requirements included in the course of the project. The two bearings will allow:
- Good behaviour of the engine, allowing oscillatory rotation between the engine case and the propeller blade, transmitting centrifugal and aerodynamic loads from the propeller blade to the engine case, ensuring the stiffness between the propeller blade root and the engine case
- Safe working of the engine, avoiding the loss of propeller blade.
- The criteria 4, is only validated by the “Raffer” tests performed on the seals.

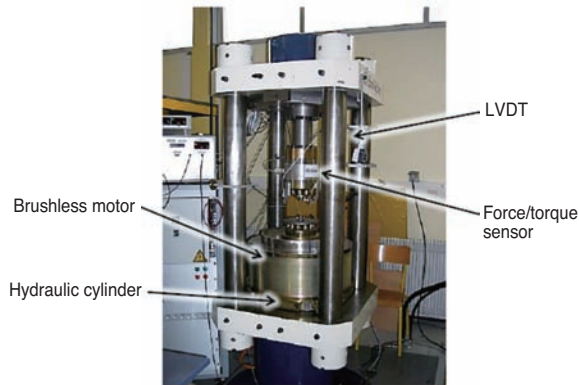


Fig. 14 Compression/torsion test machine

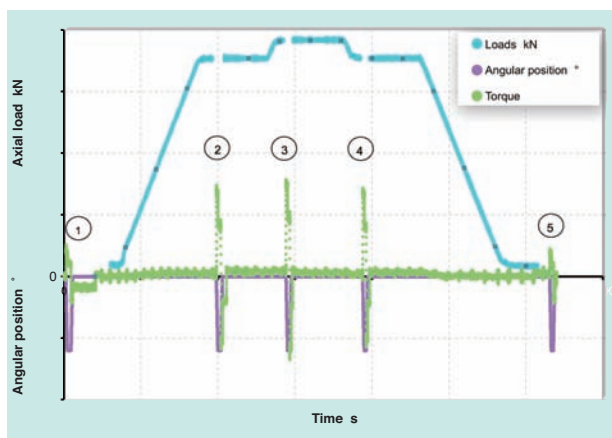


Fig. 15 Results of the validation tests

The project developed and thoroughly tested the bearing prototypes up to TRL5. As a result, the bearings for the two SAGE 2 demonstrator propellers with the substantiation documents have been delivered to the customer.

The bearing and its 13 different components were manufactured following all the aerospace quality standards.

4. Conclusion

In conclusion, during this project, NTN-SNR has developed:

- a new compact self-lubricated architecture of bearing
- a new complex tribological system to allow a good lubrication of bearing under extreme conditions (centrifugation loads and high temperatures)
- a new sealing device compliant with high pressure fatigue safety margin.

All these innovations will be definitely validated on SAGE2 Open Rotor demonstrator during a ground test campaign. The Open rotor demonstrator will be tested in the South of France at the end of CY2016.

The bearing solution developed in the frame of this project by NTN-SNR will now become one of the technical standard for all the blade root application (unducted or ducted propeller) which works in high speed conditions, high temperature environment, in a small allocated room where sealing and self-lubricant are requested. (See Fig. 4)

These bearings contribute to the positive environmental impact of the Open Rotor engine:

- CO₂ emission reduction: -15% to -17%
- Noise reduction: -6 to -9 dB

The impact of the innovative technologies developed for these bearings could be applied on several aerospace applications (propeller blade bearings, fan blade bearings, main rotor blade bearings, swash plates, ...). Moreover the tribological system could be applied on other bearings for industry market or automotive market.

4 patents were applied based on the results of these studies.

Out of 482 projects, NTN-SNR was ranked within the 10 best projects.

Photo of author



Guillaume LEFORT
NTN-SNR Roulements
R&D Aerospace
Design Office

[商品紹介]

産業機械向け複合材料商品の紹介

Products Introduction of Composite Material for Industrial Machinery



小松原 慎治*	Shinji KOMATSUBARA
毛利 敏彦**	Toshihiko MOURI
原野 拓治**	Takuji HARANO
水谷 環***	Tamaki MIZUTANI

NTN複合材料商品事業部では、樹脂材料、焼結金属、磁性材料、流体動圧など、幅広い材料・技術によって、軸受や機械部品、ユニット・モジュール商品を開発している。ここでは医療機器、食品機械、油圧機器、情報機器など、産業機械の多様な要求特性に応える複合材料商品を紹介する。

NTN Composite Material Product Division has developed the mechanical parts and bearings, and the unit module products by a wide range of materials and technology such as resin material, magnetic material and fluid dynamic pressure technology. This paper introduces our products that meet various required characteristics of industrial machinery such as medical instrument, food machinery, hydraulic equipment and information device etc.

1. はじめに

NTNの複合材料事業は、樹脂材料、焼結金属、磁性材料、流体動圧に関する技術を生かした商品開発、さらにそれらの技術を融合させたユニット・モジュール商品の開発に取り組んでいる。複合材料商品は、材料に様々な機能を付与する添加材を配合し、金型成形で可能となる独自のデザインを組み合わせることで、高機能と生産性を両立した商品として、産業機械分野や自動車分野での多様な要求に答えている。これらの

商品は図1に示す各関係会社で生産している。本稿では、磁性材料商品の例として、医療機器MRIに使用されるチョークコイルを、焼結金属商品として、溶製材に匹敵する機械的特性を有する高強度機械部品、および情報機器に使用される薄型ファンモータ用の動圧軸受を、さらに樹脂商品として、しゅう動部材、取扱い性に優れた樹脂すべり軸受ユニットや樹脂転がり軸受を紹介する。

2. MRI大電流用チョークコイル

図2に示す医療機器のMRI(磁気共鳴画像装置)は、短時間でより鮮明に撮影することが求められる。そのため、大電流を流して強磁場を発生させ、高周波駆動することで、高速画像処理を実現している。電源回路には、回路に発生するノイズを除去するため、大電流用チョークコイルが使用される。チョークコイルには大電流/高周波帯域まで低損失で安定した特性を維持することが求められる。

NTNは、低損失のアモルファス合金粉末を使用した射出成形可能な磁性材料を開発して、MRI用チョークコイルに適用し、商品化している¹⁾。

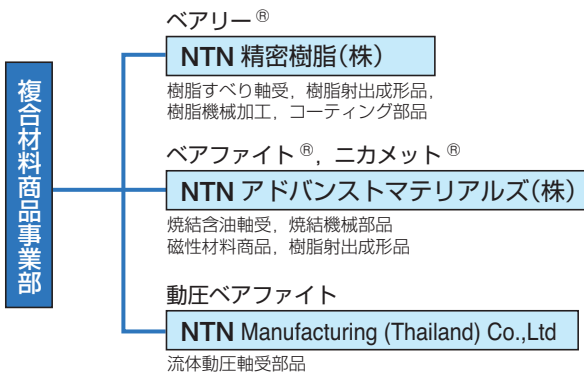


図1 NTN関係会社と複合材料商品
Composite material products of NTN Group

*複合材料商品事業部 流体動圧軸受部

**NTNアドバンストマテリアルズ株式会社 技術部

***NTN精密樹脂株式会社 技術部



図2 医療用MRI
Medical Magnetic Resonance Imaging

2.1 特長

図3にNTN製MRI電源用チョークコイルを示す。外側を覆う磁性コアは一般に圧縮成形で製造されるが、アモルファス合金粉末は成形性が悪く、大きさや形状に制限がある。また、欠けやすいため取扱い性も悪い。NTNでは、これを射出成形可能な材料とすることで、磁性コアの形状自由度を広げること成功した。現在125A～300Aタイプまで量産している。



300A タイプ 260A タイプ

図3 MRI電源用チョークコイル
Choke coil for MRI power supply

2.2 性能

磁性コアに使用する材料は、結晶構造を持たない鉄系アモルファス粉末を樹脂材料で複合化した材料“AS10”である。

AS10と、従来の磁性材料であるフェライトおよびFe-6.5Siについて、大電流を印加させた時の磁場発生能力の尺度であるインダクタンス変化率（直流重畳特性）を比較した。結果を図4に示す。

また、高周波数帯域まで周波数を変化させた場合のインダクタンス変化率（周波数特性）を図5に示す。

AS10は大電流／高周波数でインダクタンス変化が

小さく、安定しているため、大電流用チョークコイルの使用条件に適した材料であるといえる。

今後、大電流かつ安定した高周波特性が要求される各種産業機械用途や自動車用途へも展開していく。

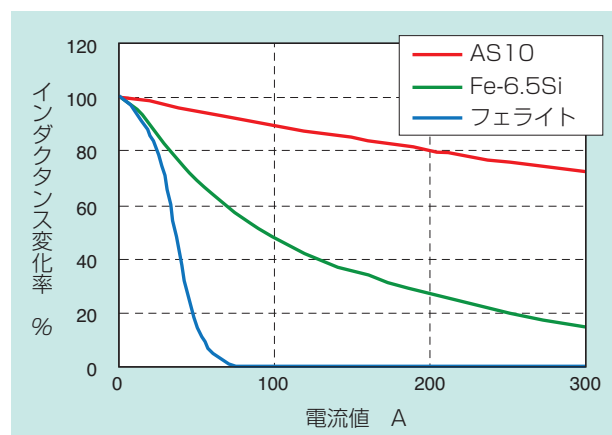


図4 直流重畳特性
DC bias characteristics

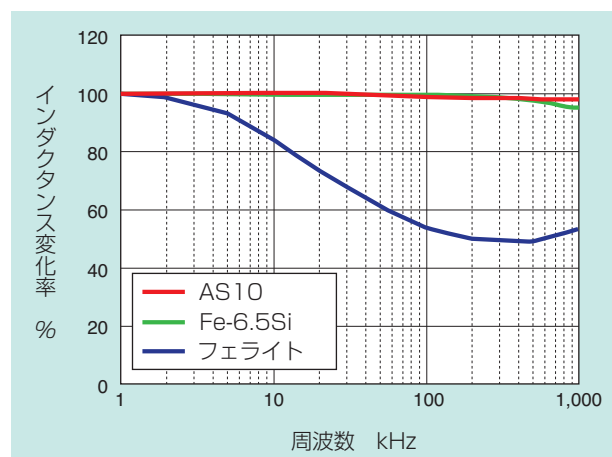


図5 周波数特性
Frequency characteristics

3. 高密度・高強度焼結機械部品

機械部品の製造方法の1つとして、粉末冶金法がある。粉末冶金法は、溶製鋼から機械加工で製作する方法に比べ、生産性、材料歩留りに優れ、ニアネットシェイプ化による機械加工費の低減が可能である。しかし、粉末冶金法により製造された焼結機械部品は、内部に存在する気孔の影響により、溶製鋼と比較して一般的に機械的特性は劣る。

NTNでは、材料、成形、熱処理の最適化により、従来品に比べ高密度で高強度な焼結機械部品を開発し

た^{2,3)}。これにより従来機械的特性を理由に溶製鋼を使用していた用途に対して、焼結部品の適用の可能性を広げた。ここでは、産業機械用のオイルポンプを例に、高密度・高強度焼結機械部品を紹介する。

産業機械用のオイルポンプは、油圧を動力源や潤滑等に利用する建設機械、工作機械や印刷機械などに幅広く使用されている。図6にオイルポンプの一種であるベーンポンプの構造を示すが、構成部品は形状が複雑であり、粉末冶金法による生産が適している。

しかしながら、近年オイルポンプの小型・軽量化が進んでおり、構成部品も小型化・薄肉化している。そのため、高圧で使用される用途では変形による油圧・吐出量の変動や部品破損のリスクが高まり、従来の焼結機械部品では対応できなかった。NTNでは、開発した高密度・高強度焼結機械部品を適用することにより、図6のロータやカムリングの焼結化を技術提案中である。

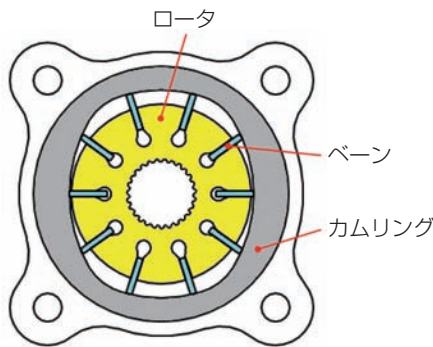


図6 ベーンポンプ Vane pump

3.1 高密度・高強度化の手法

焼結機械部品の高強度化には、製品の密度を上げ、内部の気孔を極力減らすことが最も有効である。以下に、高密度・高強度化の手法を示す。

3.1.1 材料

粉末成形時の圧縮性に優れ、高密度となる材料を開発した。FeにNiとMoを拡散接合した部分合金化粉に、偏析防止処理を施した黒鉛を混合した。更に、金型との離型性確保とかじり防止のため、所定の割合で潤滑剤を添加した。

3.1.2 成形圧力と密度

図7に開発品と従来の焼結機械部品用材料の、粉末成形時の成形圧力と密度の関係を示す。いずれの材料も、より高面圧で成形することで密度は上昇するが、従来品は7.2 g/cm³で頭打ちになるのに対し、開発品は7.6 g/cm³まで高めることができた。

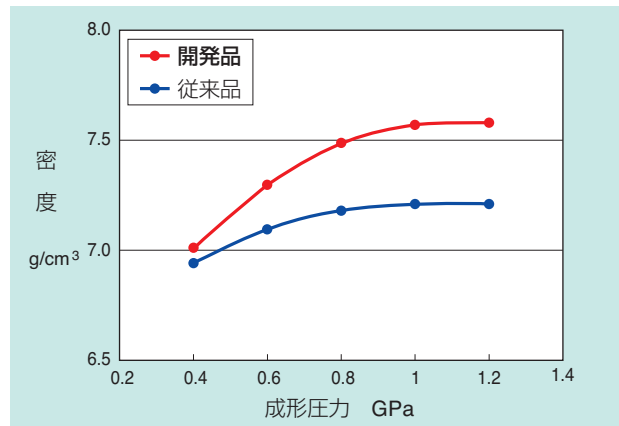


図7 成形圧力と密度の関係
Relations of compacting pressure and the density

3.1.3 熱処理

機械的特性を向上させる目的で熱処理を施す。熱処理は要求特性に応じて浸炭焼入焼戻し、浸炭窒化処理などの方法を用いることができる。

3.2 機械的特性

前項の開発材を高面圧成形（0.8GPa）し、浸炭焼入焼戻しを施した開発品と、従来の焼結機械部品用材料、溶製鋼（高炭素クロム軸受鋼 SUJ2）との機械的特性を比較した。図8にリング圧縮疲労強度を示す。また、図9にヤング率の測定結果を示す。

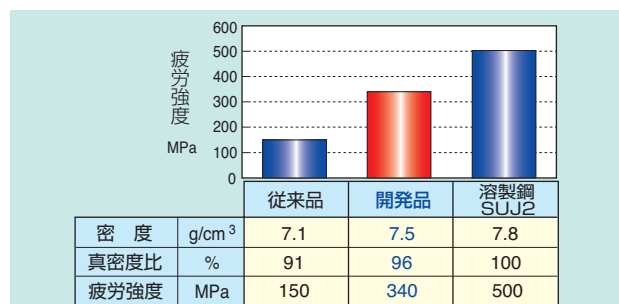


図8 リング圧縮疲労強度
Ring compressive fatigue strength

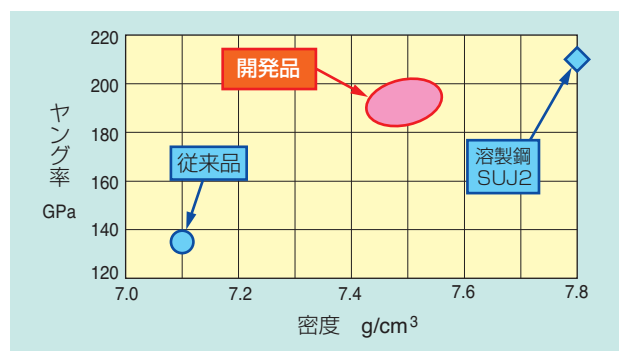


図9 密度とヤング率の関係
Relations of density and the Young's modulus

従来品の密度は 7.1 g/cm^3 であるのに対して、開発品は 7.5 g/cm^3 であり、鋼に対する真密度比は96%である。この結果、疲労強度は従来品の約2.3倍の340MPaであった。

また、開発品のヤング率は、溶製鋼であるSUJ2に匹敵する180~200GPaである。

現在、さらなる高密度・高強度化を狙い開発を継続中であり、本技術の用途拡大を進めていく。

4. ファンモータ用薄型動圧ベアファイト

ノートパソコンなどモバイル端末の冷却ファンモータには、高い静粛性が求められ、NTNの流体動圧軸受“動圧ベアファイト”が採用されている。動圧ベアファイトは、油膜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。近年筐体の薄型化により、搭載される冷却ファンモータも薄型化が進んでいる。これに伴い、支持軸受の全長寸法も短くなるため、軸受の負荷容量は低下する。負荷容量不足により軸と軸受が接触すると、静粛性が損なわれるため、薄型でも高い負荷容量を確保できる動圧ベアファイトが求められている。

NTNは新材料の適用により、上記課題を解決した薄型動圧ベアファイトを開発した。外観を図10に示す。

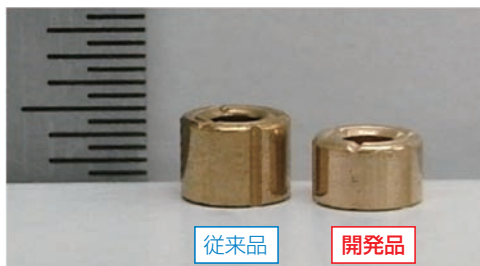


図10 動圧ベアファイトの外観
Appearance of Hydrodynamic BEARPHITE

4.1 新材料

動圧ベアファイトは、粉末冶金法によって製造された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。この気孔は潤滑油の保持・供給という重要な機能を持つ一方、動圧効果により発生した圧力がこの気孔から軸受内部へ抜けるため、高い負荷容量を確保するには気孔の制御が重要となる。

一般的に、微細な粉末を使用することで、軸受表層および軸受内部の気孔を微細化し、発生した圧力の低

下を抑制することが可能である。しかし一方で、粉末成形時に金型のすきまに微細な粉末が入り込むため、バリが発生し易くなり、また、粉末の流動性、成形性が悪化するという課題がある。

NTNでは、粉末サイズ、粉末形状を最適化した新材料を開発し、生産性の維持と負荷容量の向上を両立させることに成功した。図11に軸受内径面の比較を示す。開発品は、従来品に比べて、気孔が緻密化されていることがわかる。

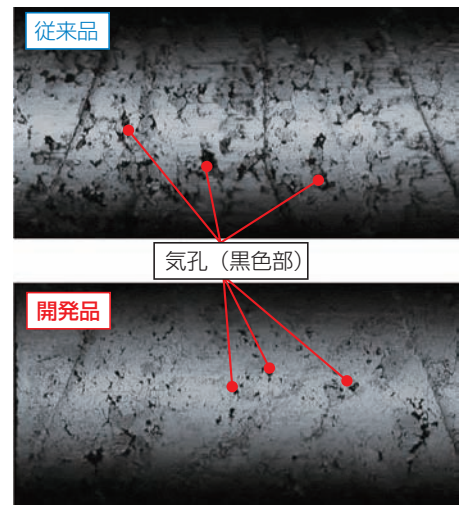


図11 内径表面状態 (上：従来品、下：開発品)
State of inner surface

4.2 油膜形成性

開発品と従来品で、ファンモータ実機での油膜形成性を比較した。結果を図12に示す。使用環境を想定し、運転状態のファンモータを、揺動と静止を交互に繰り返しながら、電気抵抗法により軸と動圧ベアファイト

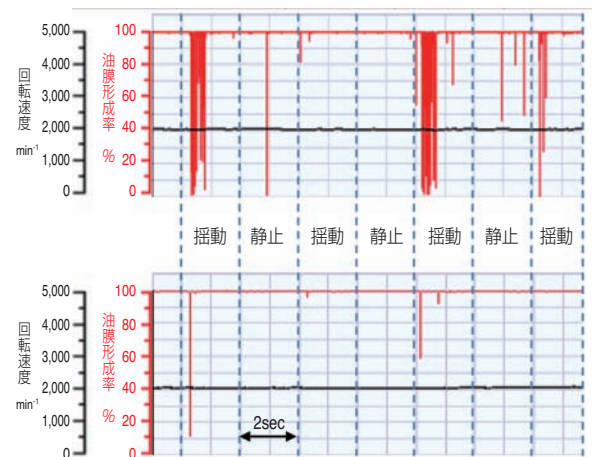


図12 軸と動圧ベアファイトの接触確認試験結果
(上：従来品、下：開発品)
Test result of contact of shaft and BEARPHITE

イトの接触有無を判断した。検出された電圧を基に、接触状態を油膜形成率0%、非接触状態を100%と設定した。従来品が接触するような過酷な条件においても、開発品の油膜形成性は良好であり、負荷容量が向上したことを示している。

本結果から、開発品は軸受使用条件がより厳しい薄型ファンモータ用途においても、高い静粛性を維持できるといえる。

開発した新材料を使用した動圧ベアファイトは、今後、モバイル端末用の薄型ファンモータのみならず、情報機器、一般産業機械向けや自動車向けなど、より大きな冷却ファンモータへ適用していく。また、ファンモータにとどまらず、他用途への適用拡大を積極的に進めていきたい。そして、さらなる機能向上、生産性の向上に向けて開発を継続する。

5. 食品機械用樹脂商品

食品の製造ラインや作業場に設置される食品機械は、安全・安心な食品を提供するため、厳しく管理されている。食品衛生法に基づく「合成樹脂製器具又は容器包装の規格基準」に合格した材料選定はもちろん、衛生管理のため製造毎に高温・高圧での洗浄が行われるなど、使用環境も厳しい。そのため、食品機械の構成部品にはステンレス材や樹脂材料が採用される。

NTNでは、材料・設計面で樹脂の特長を活かした食品機械用樹脂商品を販売している。

5.1 食品機械用しゅう動部材ベアリーFL3642

食品機械用しゅう動部材には、摩擦・摩耗特性、耐熱、耐薬品、耐水性に加え、見た目の清潔さも求められる。例えばカーボンなどは色彩面で好ましくない。

図13に示すベアリーFL3642は、食品機械用しゅう動部材として広く採用されている。



図13 ベアリーFL3642 商品例
Products of BEAREE FL3642

5.1.1 特長

- ①淡黄色で清潔感ある色彩
- ②優れた摩擦・摩耗特性、耐薬品・耐水性
- ③始動時、極低速における摩擦係数が極めて低い
- ④ステンレス鋼との相性が良い
- ⑤高温対応 (260℃)

5.1.2 比摩耗量

食品機械は高水圧洗浄等の環境にも曝されるため、ドライ、水中での性能が重視される。そこで、FL3642と他の材料のドライ、水中での比摩耗量を比較した。試験条件を表1に、結果を図14に示す。

しゅう動部材であるガラス繊維入りPTFE材と比べ、ドライ条件での比摩耗量は大きいですが、水中では1/60である。また水中用しゅう動部材FL3700と比べ、ドライ、水中とも同等の性能を有している⁴⁾。

表1 摩耗試験条件
Test conditions for wear test

試験機	スラスト試験機
面圧	0.98MPa
周速	32m/min
相手材	SUS304
潤滑	ドライ、水
時間	50h

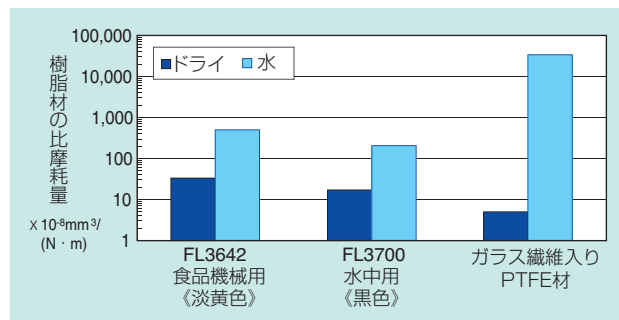


図14 FL3642とNTN各材料の比摩耗量比較
Comparison of comparative abrasion quantity of FL3642 with other NTN resin materials

5.2 特殊環境用 樹脂すべりベアリングユニット

洗浄装置、殺菌装置などのチェーンコンベア軸受に、図15に示すベアリングユニットが使用されている。ふっ素樹脂すべり軸受をステンレスの内外輪間に収め、それをハウジングに組込んだものである。装置への取り付けが容易で、グリースレス、メンテナンスフリーなベアリングユニットである。表2に構成材料を示す。なお、本商品はおお客様の要求仕様に合わせ、個別に設計・製造している。

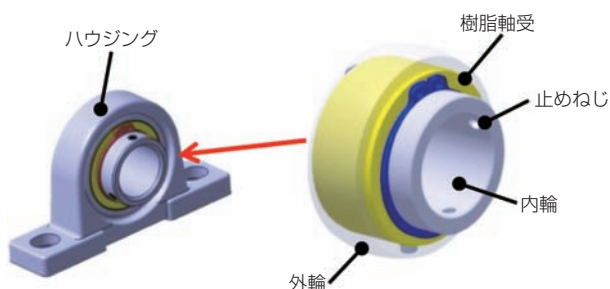


図15 特殊環境用 樹脂すべりベアリングユニット
Sliding bearing unit for special environment

表2 構成材料
Constituting material

構成部品	材質
内輪	SUS304
外輪	SUS304
止めねじ	SUS304
樹脂軸受	ベアリー FL3642 / FL3700
ハウジング	SCS13 (ステンレス鋳鋼)

5.3 樹脂製スラスト転がり軸受

NTN独自の樹脂製保持器とセラミックボールを組み合わせた、軽量で錆びないスラスト転がり軸受であり、表3に構成材料を、図16に外観を示す。保持器の材料は、耐熱性に優れるふっ素系樹脂に特殊充てん剤を配合して、低摩耗かつ食品が付着しにくくした。また、保持器ポケットの形状を工夫し、装置への取り付け時にはボールが脱落せず、分解洗浄時には容易にボールを脱着できる、優れた取扱い性を実現した。現在は食品機械メーカーで採用いただき、食品が接触する部位に使用されている。

5.3.1 特長

- ① 軽量で錆びが発生しない材質
- ② 高温対応 (200℃)
- ③ 優れた取扱い性
- ④ 白色系のため洗浄後の異物付着確認が容易

執筆者近影



小松原 慎治
複合材料商品事業部
流体動圧軸受部



毛利 敏彦
NTNアドバンスト
マテリアルズ(株)
技術部



原野 拓治
NTNアドバンスト
マテリアルズ(株)
技術部



水谷 環
NTN精密樹脂(株)
技術部

表3 樹脂製スラスト転がり軸受の構成材料
Constituting material

構成部品	材質
保持器	ベアリー FE5002
ボール	セラミックス



図16 樹脂製スラスト転がり軸受
Plastic thrust rolling bearing

6. おわりに

本稿では産業機械の多様な要求特性に応えるため、樹脂、焼結、磁性材料をベースに、新しい設計・技術を融合させた各種複合材料商品について紹介した。

NTNでは、今後これらの商品のモジュール化・ユニット化を進めていく。そして、市場トレンドに合致し、お客様が扱いやすく、高付加価値な商品を提案し、産業機械の発展に貢献していく所存である。

参考文献

- 1) 原野拓治, 宮崎真二, 勝浦 肇: 磁性材料商品の紹介, NTN TECHNICAL REVIEW No.80 (2012) 87-91.
- 2) 山下智典, 園寄智和: 自動車用焼結部品の新商品紹介, NTN TECHNICAL REVIEW No.81 (2013) 74-76.
- 3) 奥野孝洋, 八代尚樹: 焼結機械部品の高強度化, NTN TECHNICAL REVIEW No.82 (2014) 21-25.
- 4) 沖芳郎, 石井卓哉: 水中でのPTFE複合材の摺動特性, 月刊トライボロジー No.148 (1999) 48-49.

2015年度 精密工学会 春季大会学術講演会 ベストプレゼンテーション賞
2015年度 精密工学会 技術奨励賞

パラレルリンク型高速角度制御装置 Parallel Link High Speed Angle Control Equipment

小長井 直哉
Naoya KONAGAI

1. 概要

回転2自由度の特殊なパラレルリンク機構を応用したパラレルリンク型高速角度制御装置（以下、本装置）を開発し、本装置をグリース塗布、自動溶接、外観検査などの用途に適用している。本装置により、作動角90°、旋回角360°の広い可動範囲において高速・高精度な位置決め、細やかな動作を可能にしたことが評価され、2015年度 精密工学会 春季大会学術講演会 ベストプレゼンテーション賞、ならびに技術奨励賞を受賞した。

2. パラレルリンク型高速角度制御装置について

4節3リンクを配置したパラレルリンク機構の3つのリンク全てをモータで制御し、モータ3台の駆動力の釣り合いによってバックラッシュを打消し、さらに加減速を制御して整定時間を短くする等の工夫により、回転2自由度のスムーズな動きと高速・高精度な動作を実現した^{1~4)}。図1に、本装置の標準品の外観を示す。エンドエフェクタをリンクの内部空間に収納できるようにし、慣性モーメントを低減させることで、速度および繰り返し位置決め精度を向上させた。この高速性と優れた操作性が評価され、自動車部品の製造ラインなど、タクトタイム短縮と高い信頼性が求められるグリース塗布用途に採用されている。さらに、細やかな軌道が描けるという特長を活かし、自動溶接機⁵⁾へも展開した。

3. 自動溶接機への展開

図2に、本装置に溶接トーチを取り付けた自動溶接機の構成を示す。自動溶接機用パラレルリンク機構は鏡像対称タイプ⁶⁾とし、標準品に対して各部材を再設計することで、溶接トーチを設置するスペースを確保している。また、グリース塗布装置に搭載するディスペンサに比べ、重くて長い溶接トーチを搭載するため、慣性モーメントの低減を目的にパラ

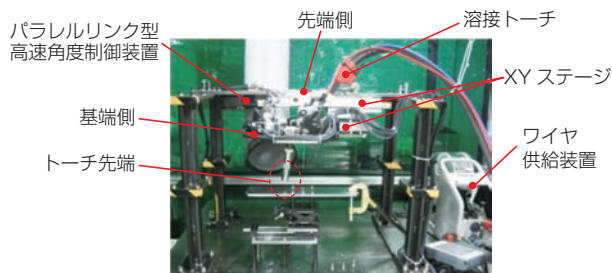


図2 自動溶接機の構成
System configuration of automatic welding machine

レルリンク機構の先端側が上側を向くように本装置をXYステージに固定するとともに、溶接トーチをリンク機構の内部空間を貫通するように配置することで、高速で細やかな動作を実現している。本構成のように溶接トーチの姿勢を制御することで、支柱等の外周全面に対して溶接トーチを傾けた状態で溶接できる。

参考文献

- 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.
- 磯部浩, パラレルリンク型高速角度制御装置 - 基本構成とグリース塗布への応用 -, 機械と工具, 2月号, (2013) 83-87.
- 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.
- 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.
- 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.
- 曾根啓介, 磯部浩, 山田耕嗣, 折れ角90°が可能な2自由度アクチュエータユニット - 高角アクティブリンク装置 -, Vol.47, No.11, 機械設計, (2003) 60.

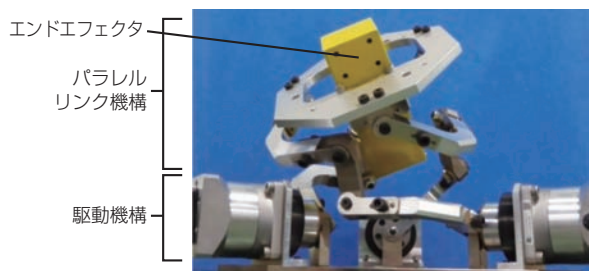


図1 パラレルリンク型高速角度制御装置
Parallel link high speed angle control equipment

執筆者近影



小長井 直哉
商品開発研究所

受賞案件の紹介

2014年度「日本機械学会・機械材料・材料加工部門 部門一般表彰(新技術開発部門)」
受賞

異種材一体成形による含油焼結軸受に関する材料開発

Materials Development about the Sintered Bearing Prepared by Unification Forming of Different Metals Powder

毛利 敏彦
Toshihiko MOURI伊藤 容敬
Yoshinori ITOU須貝 洋介
Yosuke SUGAI湯浅 栄二
Eiji YUASA

1. はじめに

(社)日本機械学会主催の2014年度年次大会において発表した「異種材一体成形による含油焼結軸受に関する材料開発」が機械材料・材料加工部門の部門一般表彰を受賞した。

油圧ショベルなどの関節部用(図1)として開発した「複層焼結含油軸受」の材料開発について述べたものであり、複層焼結含油軸受は、低摩擦・耐摩耗および高強度を低コストで実現したNTNの開発商品である¹⁾。



図1 用途例
Application example

2. 構造

複層焼結含油軸受の構造を図2に示す。複層焼結含油軸受は、内層と外層で異なる材料を使用した二層構造である。さらに、この二層構造を圧入や接着ではなく、粉末成形で一体成形したことが特長である。内層には、低摩擦と耐摩耗性を両立するため、高硬度の鉄系材料に銅を加えた材料を用いた。外層には、強度に優れながら安価な鉄系材料に加えて、低融点金属の配合により強度を向上させた。

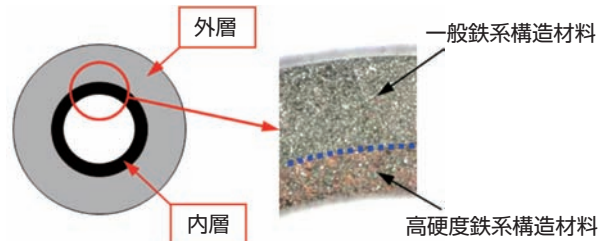


図2 複層焼結含油軸受の構造
Structure of the Multi Layer BEARPHITE®

3. 特長

複層焼結含油軸受は、二種類の材料を用いた二層構造により、高強度と優れた耐摩耗性を発揮する。

- 1) 圧環強度：焼入れ等の熱処理なしで 500MPa以上
- 2) サイジングによる矯正が可能、切削加工が不要

4. まとめ

本商品は異なる材料を一体成形することで、低摩擦・耐摩耗性と強度の両立を実現した。今後も新商品の開発を通じて市場に貢献していきたいと考える。

参考文献

- 1) 須貝 洋介, 毛利 敏彦: 複層焼結含油軸受, NTN TECHNICAL REVIEW 80, (2012) 83-86.

執筆近影



毛利 敏彦
NTNアドバンスト
マテリアルズ(株)
技術部



伊藤 容敬
NTNアドバンスト
マテリアルズ(株)
技術部



須貝 洋介
複合材料商品事業部
営業技術部



湯浅 栄二
東京都市大学
名誉教授

2015年度「年度革新商品賞」受賞

工作機械 主軸用空冷間座付軸受
Machine Tool Main Spindle Bearings with Air Cooling Spacer

吴 文煒
Wenwei WU

高坂 道彦
Michihiko KOSAKA

1. はじめに

中国最大発行部数（25,000冊/刊，52刊/年）の技術雑誌「MM現代製造」にNTNの「工作機械主軸用空冷間座付軸受」（以下「空冷間座付軸受」）は2015年「年度革新商品賞」の候補商品として推薦され，インターネットでの投票数及び専門家の審査で，「年度革新商品賞」を受賞した。

「空冷間座付軸受」は，軸受への空冷技術を適用することで工作機械主軸において高いレベルで高速，高剛性を両立できる新たな技術を持つ商品である。

2. 空冷間座付軸受の構造

「空冷間座付軸受」の構造を図1に示す。アンギュラ玉軸受背面組合せ（DB組合せ）の間に設けた外輪間座に，エア量，オイル量の削減，および，低騒音化が可能なNTN独自の環境対応型エアオイル潤滑用ノズルを適用するとともに，同ノズルとは独立した空冷ノズルを設置している。

空冷ノズルは軸芯よりオフセットし，軸回転方向に向けて円周上3箇所に配し，空冷ノズルから噴射する常温の圧縮空気が軸回転方向に旋回しながら内輪間座と外輪間座の間および，軸受内を通過して軸受を冷却する。

なお，本商品は別稿で詳しく紹介している^{1,2)}。

3. まとめ

NTNは工作機械主軸における軸受への空冷技術を用いることで高いレベルで高速，高剛性を両立した。この新たな技術で開発した「空冷間座付軸受」は，工作機械の更なる高速化，高剛性化，信頼性向上に寄与するものと考え，モノづくりに貢献していきたいと考える。

参考文献

- 1) 恩田，深田，山本，吉野：工作機械 主軸用空冷間座付軸受，NTN TECHNICAL REVIEW 82 (2014) 38-43
- 2) 那須，岡本，山本，吉野：工作機械 主軸用空冷間座付軸受，NTN TECHNICAL REVIEW 84 (2016) 52-57

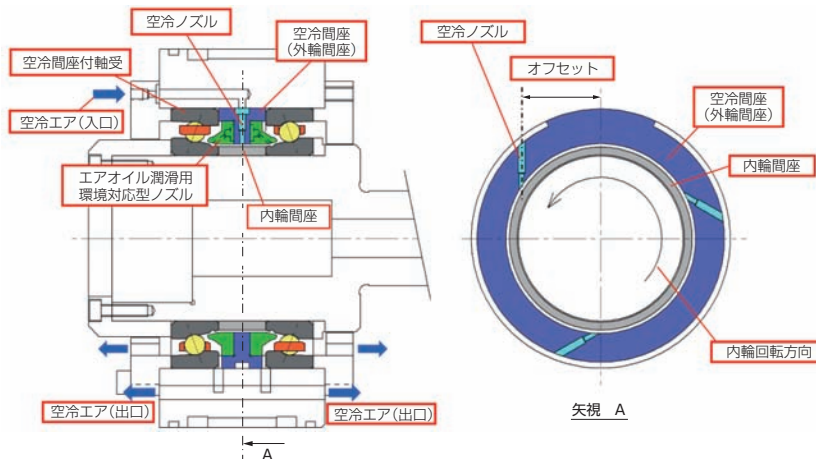


図1 「空冷間座付軸受」の構造

Structure of the bearing with air cooling spacer

執筆者近影



吴 文煒

恩梯恩(中国)投資有限公司
産業機械技術部



高坂 道彦

恩梯恩(中国)投資有限公司
産業機械技術部

受賞案件の紹介

EQUIP AUTO 2015 INNOVATION AWARD



Press Connected Spline Hub Joint

Sebastien GUILLAUME Claire BIANCHIN

1. Introduction

Equip'Auto is the largest Automotive Aftermarket Show in France. It takes place every two year in Paris. The promotion of innovations useful for aftermarket is one of the priorities of Equip'Auto, with the "Grand prix internationaux de l'innovation". This challenge awards gold, silver & bronze trophy, in 5 categories.

NTN-SNR attended the show, with a stand to exhibit the range of NTN-SNR automotive products dedicated to aftermarket.



NTN-SNR applied for the "Grand prix internationaux de l'innovation" with the presentation of a light weight wheel hub, in the category of 'OEM & new technologies'.

2. Structure of Press Connected Spline (PCS) hub joint with aluminum centering

The innovation presented by NTN-SNR is a Press Connected Spline Hub joint, developed by NTN, with an aluminum wheel & break disc centering developed by NTN-SNR.



Compare to a standard solution, the mass of the wheel hub & CVJ assembly is reduced by 21.2%, with 18.2% by PCS & 3% by aluminum centering.

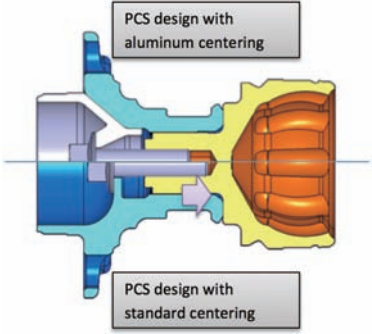
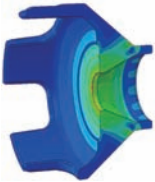
This solution has been applied on a Renault demonstration vehicle called 'Eolab' that achieve a mileage of 2L / 100km.

3. Detail explanation of aluminum centering

The target of aluminum centering development is to save mass, but also to simplify the manufacturing of the hub. The hub is easier to forge, and the small splines of PCS are possible to manufacture with a standard process (the tool can pass through).

The geometry of the aluminum centering has been optimizing by FEM with two criteria:

- 1) Stay below 170 MPa of stress in the aluminum under the axial load of the nut due to tightening, to be able to use low cost aluminum for mass production.
- 2) Keep the displacement in the centering area below 5 microns.



4. NTN-SNR award

With an attendance of more than 95,000 visitors, and the presence of 1,400 exhibitors (who 60 % of international), EQUIP automobile 2015, who is kept from 13 till 17 October, confirmed its position of international, essential meeting in France. The "Grand prix internationaux de l'innovation" exists since 1985. The jury consists of more than 60 journalists, from more than 20 countries.

The NTN-SNR presentation to the jury explained the advantage of this innovation: CO₂ emission reduction, mileage increase, noise reduction, and also the possibility of easy maintenance by the short length of the CVJ spline.

The jury awarded NTN-SNR for this innovation, with the silver trophy.

5. Summary

Press connected Spline Hub Joint & aluminum centering is a solution to answer automotive market demand. This product also demonstrates the strength of NTN group, with, on one hand, the possibility to propose improvements on both the wheel hub & CVJ, and on the other hand, the common input of both Japan & France R&D center.

NTN-SNR will continue to promote Press connected Spline Hub Joint & aluminum centering to European car makers.



Photo of authors



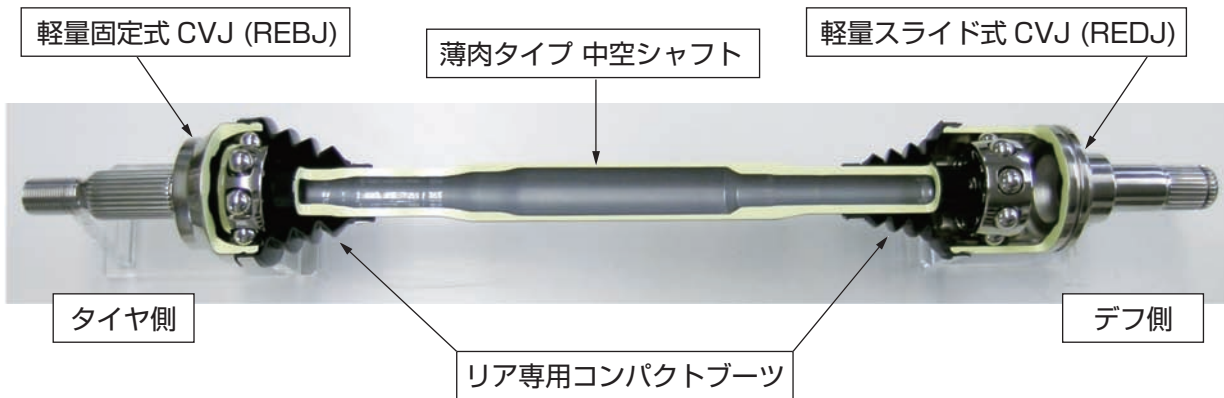
Sebastien Guillaume
NTN-SNR ROULEMENTS
Automotive business unit
R&D - Wheel bearing



Claire Bianchin
NTN-SNR ROULEMENTS
Automotive aftermarket
communication

リア用軽量ドライブシャフト

従来品より30%軽量・コンパクトなリア用ドライブシャフト
リア専用設計の新ジョイント(REBJ, REDJ)により大幅な軽量化を実現！



特長

軽量・コンパクト

- ① ドライブシャフト一本あたり2.2kg軽量化
(従来品比30%減)
- ② CVJの外輪外径を従来品より3~5%低減

- ・リア専用設計の固定式/スライド式CVJ
- ・薄肉タイプ中空シャフト
- ・リア専用コンパクトブーツ

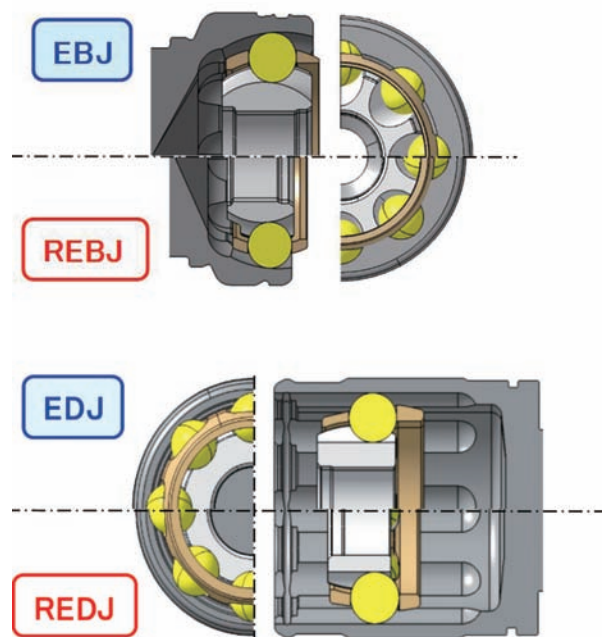
用途

- 後輪駆動車、四輪駆動車のリア用ドライブシャフト



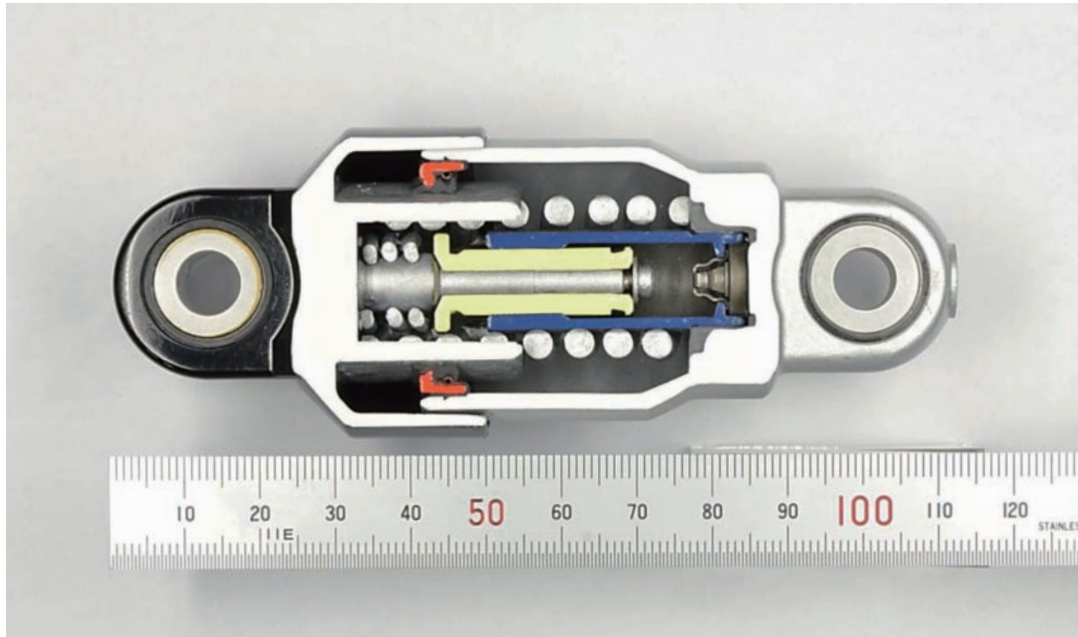
構造

従来品 (EBJ+EDJ) との比較



ISG*搭載エンジン用可変ダンパ式オートテンショナ

可変ダンパ機構により
従来品では困難なISG始動時のベルト滑り防止と低燃費を両立



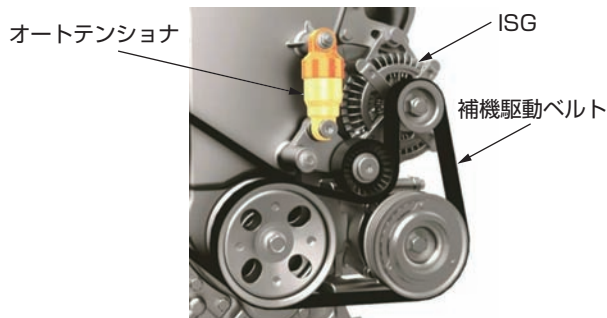
特長

燃費向上と高い安定性を両立

- ① 定常運転時のベルト張力を低く維持し、燃費向上に貢献
- ② ISG始動時に必要な高いベルト張力を瞬時に発生し、ベルト滑りを防止
- ③ 当社従来品と同等のサイズと耐久性を確保

用途

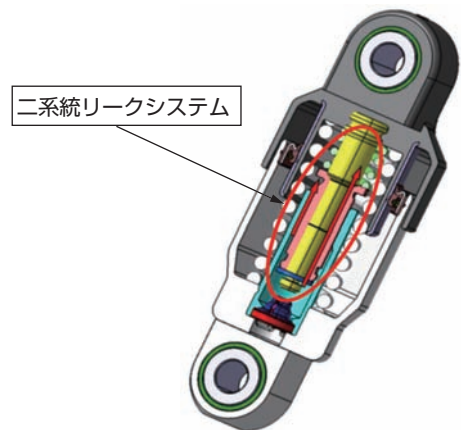
- 自動車用エンジン補機駆動用ベルトの張力調整



構造

二系統リークシステムを採用

- ① エンジンの運転状況に応じてオイル流路を自動的に切り替える機構
- ② ばね力と油圧のバランスにより開閉するチェックバルブ構造



*Integrated Starter Generatorの略称。ジェネレータとスタータが一体化されたモータのこと。

ご照会・技術相談は…… 下記支社・営業所にお申し付けください。

東京地区：03(6713)3624 FAX. 03(6713)3682	大阪地区：06(6449)6715 FAX. 06(6448)7296	名古屋地区：052(222)3347 FAX. 052(222)3341
東北地区：022(262)6201 FAX. 022(262)6205	広島地区：082(568)1470 FAX. 082(568)5913	九州地区：093(513)3188 FAX. 093(513)3190

NTN株式会社 URL <http://www.ntn.co.jp> 本社 06(6443)5001 〒550-0003 大阪市西区京町堀1丁目3番17号

【自動車事業本部】

関東自動車支社 TEL03(6713)3605 FAX03(6713)3685
〒108-0075 東京都港区港南2丁目16番2号 (太陽生命品川ビル15階)

宇都宮自動車支社 TEL028(333)9016 FAX028(333)9020
〒320-0026 栃木県宇都宮市馬場通り1丁目1番地11号 (宇都宮TDビルディング4階)

北関東自動車支社 TEL0276(30)0115 FAX0276(45)0062
〒373-0851 群馬県太田市飯田町1220-1 (オカバ太田ビル3階)

東海自動車支社 TEL0566(72)2030 FAX0566(72)2420
〒446-0056 愛知県安城市三河安城町1丁目4番地4 (カリツービル6階)

浜松自動車支社 TEL053(454)2586 FAX053(454)2589
〒430-0928 静岡県浜松市中区板屋町110番地の5 (浜松第一生命日通ビル7階)

大阪自動車支社 TEL06(6449)6711 FAX06(6443)1578
〒550-0003 大阪市西区京町堀1丁目3番17号

広島自動車支社 TEL082(568)5912 FAX082(568)5913
〒732-0824 広島市南区的場町1丁目2番19号 (アーバス広島7階)

【産業機械事業本部】

東京支社 TEL03(6713)3606 FAX03(6713)3681
〒108-0075 東京都港区港南2丁目16番2号 (太陽生命品川ビル15階)

北海道駐在 TEL011(822)8788 FAX011(822)8835
〒003-0809 札幌市白石区菊水九条2丁目2番37号

茨城営業所 TEL029(823)3528 FAX029(824)7633
〒300-0037 茨城県土浦市桜町1丁目15番11号 (M・Yビル6階)

西関東支社 TEL042(757)1011 FAX042(758)2150
〒252-0239 神奈川県相模原市中央区中央3丁目14番7号 (セントラルビル2階)

沼津営業所 TEL055(962)7573 FAX055(951)6427
〒410-0801 静岡県沼津市大手町3丁目8番23号 (ニッセイスタービル3階)

名古屋支社 TEL052(222)3301 FAX052(222)3341
〒460-0003 名古屋市中区錦2丁目3番4号 (名古屋錦フロントタワー11階)

大阪支社 TEL06(6449)6712 FAX06(6448)7296
〒550-0003 大阪市西区京町堀1丁目3番17号

神戸営業所 TEL078(917)1201 FAX078(917)1205
〒673-0892 兵庫県明石市本町2丁目2番20号 (朝日生命明石ビル6階)

広島支社 TEL082(568)1470 FAX082(568)5913
〒732-0824 広島市南区的場町1丁目2番19号 (アーバス広島7階)

九州支社 TEL093(513)3167 FAX093(513)3190
〒802-0003 福岡県北九州市小倉北区米町1丁目1番7号 (甲南アセット小倉ビル7階)

【アフターマーケット事業本部】

東日本支社 TEL03(6713)3620 FAX03(6713)3682
〒108-0075 東京都港区港南2丁目16番2号 (太陽生命品川ビル15階)

北海道駐在 TEL011(822)8788 FAX011(822)8835
〒003-0809 札幌市白石区菊水九条2丁目2番37号

東北支店 TEL022(262)6201 FAX022(262)6205
〒980-0014 宮城県仙台市青葉区本町1-12-30 (太陽生命仙台駅北ビル7階)

宇都宮営業所 TEL028(333)9025 FAX028(333)9020
〒320-0026 栃木県宇都宮市馬場通り1丁目1番地11号 (宇都宮TDビルディング4階)

相模原支店 TEL042(757)1011 FAX042(758)2150
〒252-0239 神奈川県相模原市中央区中央3丁目14番7号 (セントラルビル2階)

甲府営業所 TEL055(232)2301 FAX055(232)2252
〒400-0043 山梨県甲府市国母7丁目5番17号 (サンライン甲府ビル3階)

中日本支社 TEL052(222)3301 FAX052(222)3341
〒460-0003 名古屋市中区錦2丁目3番4号 (名古屋錦フロントタワー11階)

西日本支社 TEL06(6449)6715 FAX06(6448)7296
〒550-0003 大阪市西区京町堀1丁目3番17号

北陸営業所 TEL076(263)8673 FAX076(263)8628
〒920-0031 石川県金沢市広岡1-1-35 金沢第二ビル 402号室

広島支店 TEL082(568)1472 FAX082(568)5913
〒732-0824 広島市南区的場町1丁目2番19号 (アーバス広島7階)

水島営業所 TEL086(425)6311 FAX086(425)6322
〒710-0057 岡山県倉敷市昭和2丁目4番6号 (住友生命倉敷ビル3階)

九州支店 TEL093(513)3188 FAX093(513)3190
〒802-0003 福岡県北九州市小倉北区米町1丁目1番7号 (甲南アセット小倉ビル7階)

【NTNテクニカルサービス(株)】

精機商品事業部 販売グループ

東日本：TEL03(6713)3652 FAX03(6713)3687
〒108-0075 東京都港区港南2丁目16番2号 (太陽生命品川ビル15階)

西日本：TEL06(6449)6716 FAX06(6443)1576
〒550-0003 大阪市西区京町堀1丁目3番17号

中日本：TEL052(222)3291 FAX052(222)3341
〒460-0003 名古屋市中区錦2丁目3番4号 (名古屋錦フロントタワー11階)

お問い合わせは

NTN TECHNICAL REVIEW No.84

印刷・発行 2016年 11月4日

編集人 寺 阪 至 徳
発行人 持 田 陽 一 郎

【禁無断転載】

発行所 大阪市西区京町堀1丁目3番17号
NTN株式会社

印刷所 京都市中京区壬生花井町3
日本写真印刷コミュニケーションズ株式会社