

For New Technology Network

NTN®

TECHNICAL REVIEW

No.
71

特集 産機特集号

October 2003





TECHNICAL REVIEW

No.71 特集●産機特集



産機特集 目次

巻頭言	産機特集号に寄せて	常務取締役 菅沼和三郎	1
【論文】	結晶粒の微細化による軸受鋼の長寿命化	総合技術研究所 基礎技術研究部 大木 力 / 前田喜久男 / 中島碩一	2
	円筒ころ軸受の保持器挙動解析	総合技術研究所 基礎技術研究部 坂口智也 産機商品本部 産機技術部 上野 馨	8
【製品紹介】	工作機械用精密軸受“ULTAGE (アルテージ™)”シリーズ	産機商品本部 産機技術部 小杉 太	18
	高速CTスキャナ用軸受	産機商品本部 産機技術部 大矢洋右	28
	鉄道車両用センサ付車軸軸受ユニット	産機商品本部 産機技術部 上野正典	34
	風力発電用軸受	産機商品本部 八木壮一	40
	絶縁軸受“MEGAOHM (メガオーム™)”シリーズ	産機商品本部 産機技術部 伊藤秀司	48
	新高負荷容量プレス保持器付き針状ころ	自動車商品本部 ニードル軸受技術部 阿部克史	52
	プレミアムシェル™ 軸受	自動車商品本部 ニードル軸受技術部 赤松英樹	56
	HDD用動圧ベアファイトユニット	流体動圧軸受事業部 楠 清尚	62
	高角アクティブリンク装置	総合技術研究所 新製品開発部 曽根啓助 / 磯部 浩 / 山田耕嗣	70
【解説】	回転センサ付軸受の耐漏洩磁束性向上	総合技術研究所 新製品開発部 小池孝誌 / 石河智海 産機商品本部 産機技術部 伊藤浩義 / 水谷憲義	74
	研削スラッジリサイクル技術	ユニットップ(株)技術部 中村莞爾	80
新製品紹介	① ワイヤレスABSセンサ付ハブベアリング		84
	② 大型トラック用 GEN2 テーパハブベアリング		85
	③ プレーキロータ付 GEN3ハブベアリング		86
	④ GEN4 4世代ハブジョイント		87
	⑤ ECO シリーズ 高性能コンパクト等速ジョイント Eシリーズ		88
	⑥ PTJ (超低振動新型等速ジョイント)		89
	⑦ 超高速ATスピンドル		90
	⑧ 樹脂直線ガイド		91

CONTENTS

Preface

Wasaburo SUGANUMA 1

Technical Papers

Improving Rolling Contact Fatigue Life of Bearing Steels Through Grain Refinement 2
Chikara OOKI, Kikuo MAEDA and Hirokazu NAKASHIMA

Dynamic analysis of Cage behavior in a Cylindrical Roller Bearing 8
Tomoya SAKAGUCHI and Kaoru UENO

New Products

Precision Bearings "ULTAGE" Series for Machine Tools 18
Futoshi KOSUGI

Bearings for High Speed CT Scanner 28
Yosuke OYA

Integrated Sensor Bearing Unit for Axleboxes 34
Masanori UENO

Bearings for Wind Turbine 40
Souichi YAGI

Insulated bearing "MEGAOHM" series 48
Hideji ITO

New High-Capacity HWTJ Type Pressed Cage and Needle Roller Assemblies 52
Katsufumi ABE

Premium Shell 56
Hideki AKAMATSU

Hydrodynamic BEARPHITE Unit for HDD 62
Kiyotaka KUSUNOKI

High Angle Active Link 70
Keisuke SONE, Hiroshi ISOBE and Koji YAMADA

Technical Articles

Improvement of Magnetic Flux Leakage Durability of Integrated Sensor Bearings 74
Takashi KOIKE, Tomomi ISHIKAWA, Hiroyoshi ITO and Noriyoshi MIZUTANI

Introduction of Grinding Swarf Recycling 80
Kanji NAKAMURA

産機特集号に寄せて



常務取締役
菅 沼 和 三 郎

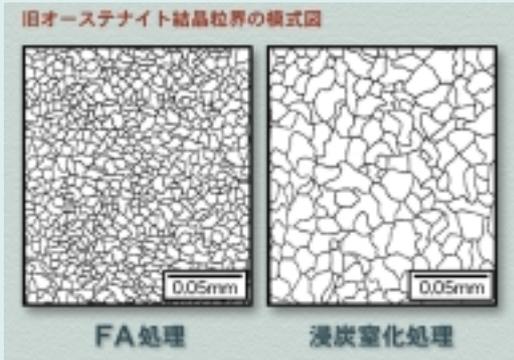
工業がめざましく発達した20世紀の後半，社会環境の悪化や自然環境の破壊により，人々は将来に不安を抱くようになり，私たちは快適かつ安全で，安心できる生活環境を強く望むようになりました。21世紀という新しい時代に突入した今，工業製品においても，安全性や人間性に配慮した設計が必要となっています。

このような環境の変化に伴って，産業機械も人と自然に優しいものへと進化してきています。例えば工作機械では，高速化・高精度化に加え作業環境への配慮も重要視されるようになり，鉄道車両では高速化とメンテナンス周期の延長に伴い，より一層の信頼性の向上が求められ，異常予知機能が付加されてきています。医療機器のCTスキャナーは，画像診断装置として近年広く利用されていますが，患者への負担を軽減するために，さらなる高速化と静粛性への要求が高まっています。またクリーンなエネルギーとして，風力発電が日本でも活発に導入されつつあります。

NTNはこれまで，あらゆる産業機械分野での技術革新と共に歩み，長寿命化，小型・軽量化，低トルク化などの技術の向上を図ってきました。本特集号では，長寿命を実現する技術，高速・高精度を可能にする技術，環境への対応に関する技術，そしてこれらを支える基礎技術の幾つかを紹介します。結晶粒の微細化によって転動疲労寿命が飛躍的に伸びたFA処理軸受を始めとして，工作機械用精密転がり軸受として好評の“ULTAGE(アルテージ™)”シリーズやハードディスク装置用として急速に採用が進んでいる流体動圧ベアファイト軸受，さらには特殊セラミックスの採用と溶射方法の改良により絶縁能力と信頼性を向上した絶縁軸受“MAGAOHM(メガオーム™)”シリーズなどです。

産業構造がグローバルに変革する中で，NTNは軸受や精密機器商品を通じて，次の時代を担う子供たちが安心して住める地球環境，安全な生活環境を創り出すことに少しでも貢献できれば幸いと考えております。

結晶粒の微細化による軸受鋼の長寿命化 Improving Rolling Contact Fatigue Life of Bearing Steels Through Grain Refinement



大 木 力* Chikara OOKI
前田喜久男* Kikuo MAEDA
中 島 碩 一* Hirokazu NAKASHIMA

軸受の使用環境はますます苛酷化となり、一層の長寿命化が求められている。本文では軸受鋼の転動疲労寿命を従来の5倍以上に長寿命化した結晶微細化技術について報告する。

It is well known that yield strength can be improved by reducing the ferritic grain size (i.e. Hall-Petch's Law) and that through a reduction in the ferritic grain size an increase in a steel's fatigue life is observed. However, the specific effect of grain refinement on rolling contact fatigue life has not been thoroughly investigated. The primary obstacle in researching hardened steels (which possess a martensitic structure) has been the difficulty in obtaining small, uniform grain sizes. Recently, some new methods for the grain refinement of hardened steels have been discovered. One such method is called "Ausforming", which induces a large deformation at temperatures over Ac1. Unfortunately, this remarkable method is as yet unavailable for practical manufacturing. Keeping this in mind, we set out to develop a specialized heat-treatment process. The main objective was to obtain a grain refined martensitic structure within JIS-SUJ2 (SAE52100 equivalent) bearing steel, produced by a standard manufacturing process, while at the same time minimizing productivity loss. Thus far, we have succeeded in creating a prior austenite grain size of approximately 5 μ m in diameter (half that of the conventional grain size). It is believed that the packet or block size of the martensite decreases proportionally with that of the prior austenite grain size. As a result, during RCF testing, the grain refined SUJ2 material demonstrated a fatigue life that was twice as long as carbonitridized steel under both clean and debris-contaminated conditions. In addition, the grain refined SUJ2 material was superior in fracture strength and aged dimensional stability. Therefore, it can be concluded that the grain refinement of existing bearing steels could prove to be very useful in greatly extending fatigue life.

1. まえがき

鋼は多結晶体であり、旧オーステナイト結晶粒界やマルテンサイト、フェライト等の結晶粒界が存在する。これら結晶粒の大きさがマクロ的な特性に及ぼす影響については、今まで数多くの研究がなされてきた。例えば、結晶粒が細かいほど材料の降伏強度が上昇するというHall-Petchの法則や、疲労強度は結晶の微細化に伴って向上するという報告¹⁾がある。このような鋼の特性変化は、一般的に結晶粒微細化強化と呼ばれている。

一方、結晶粒微細化強化が軸受の転動疲労寿命に及ぼす影響については、これまであまり研究されていない。これは、焼入された軸受用鋼の結晶粒は、既に相当細かいこと、また、細か過ぎる結晶粒は鋼の焼入性を阻害することの他、現行以上の微細化にはオースフォーミングや、Grangeの方法²⁾のような特別な処理が必要であると考えられているためである。本研究では、熱処理工程の工夫による軸受鋼の結晶粒微細化強化を行い、転動疲労寿命の長寿命化を試みたので報告する。

*総合技術研究所 基礎技術研究部

2. 結晶粒微細化について

一般的に、結晶粒の大きさは焼入時の加熱温度に大きく依存する³⁾ので、オーステナイト変態点以上の温度で、かつ、なるべく低い温度で加熱すれば、より細かい組織の得られることが予測される。しかし、軸受材質として十分な硬度を有するためには、一定量以上の炭素をマルテンサイト中に固溶させる必要があり、この固溶量は加熱温度が高いほど多くなる。したがって、焼入時の加熱温度は、炭素の固溶量、結晶粒の細かさの両者を考慮した上で決定しなければならず、従来は焼入加熱温度を大きく下げることができなかった。

そこで本研究では、焼入工程を2回に分けることにより、炭素の固溶量を確保しつつ、加熱温度の低温化を行って、結晶粒の微細化を図った。すなわち、1次焼入時においてマルテンサイト中に十分な炭素を固溶させつつ、鋼のAc1変態点を下げる目的で窒化処理を施し、その後、2次焼入工程の加熱保持温度を低温化させて、微細な結晶粒を得るという方法である。

この結晶粒微細化方法に基づいて熱処理条件を最適化した結果、JIS-SUJ2において、旧オーステナイト結晶粒界を平均粒径で5 μm 以下にし、かつ、焼戻(180 \times 2h)後硬度でHV700以上を確保する条件を見出した。この特別な熱処理工程によって得られる、微細化された窒化層を持つ材質を、以下ではFA処理品と称することにする。普通焼入品、浸炭窒化処理品、及び、FA処理品の旧オーステナイト結晶粒界を写真1に示す。FA処理品は、他の1/2以下の結晶粒径になっている。

3. 点接触転動疲労寿命試験

基本的な転動疲労特性を調査するため、12 \times L22の円筒試験片を用いて、清浄油潤滑下での転動疲労寿命を評価した。供試材はSUJ2材で、鋼の清浄度が普通のもの、劣るものの2水準にて評価を行った。NTN製介在物定量装置⁴⁾を用いた非金属介在物量の評価結果を図1に示す。図1中のType IはA系介在物及びTiNを表し、Type IIはTiNを除くB、C系介在物を表すが、清浄度の劣る材料はType I、Type II共に多くなっている。

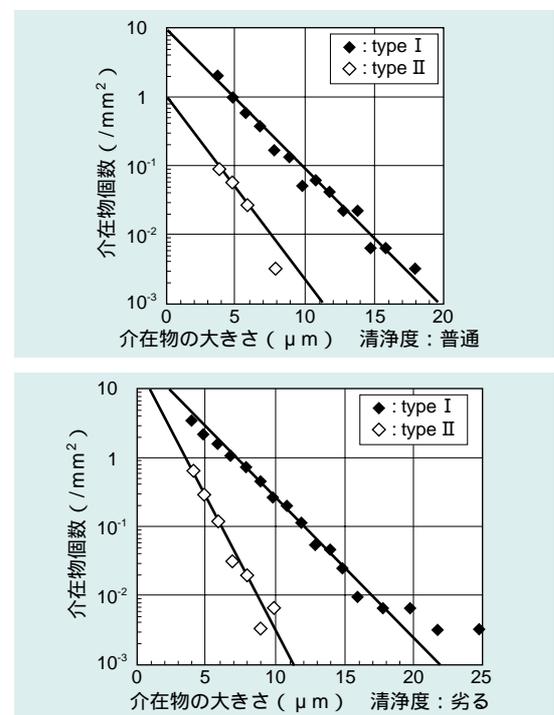
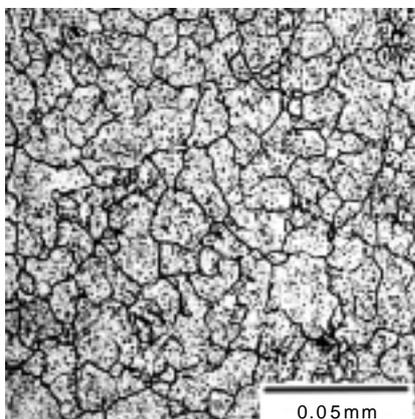
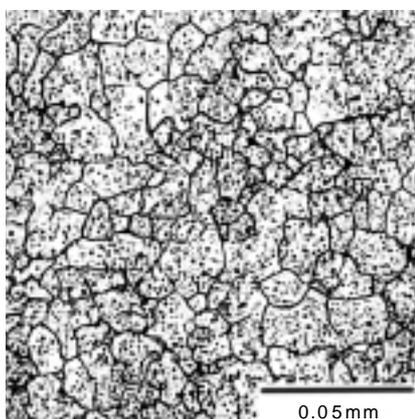


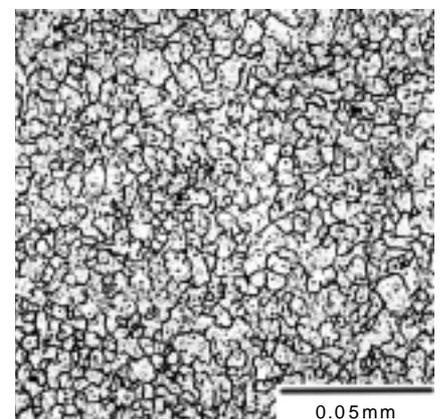
図1 介在物分布図
Size distributions of non-metallic inclusions
(Measurement area:1000mm²)



普通焼入品



浸炭窒化処理品



FA処理品

写真1 旧オーステナイト結晶粒界
The prior austenite grain boundaries

試験機の概略図を図2に示し、試験条件を表1に示す。

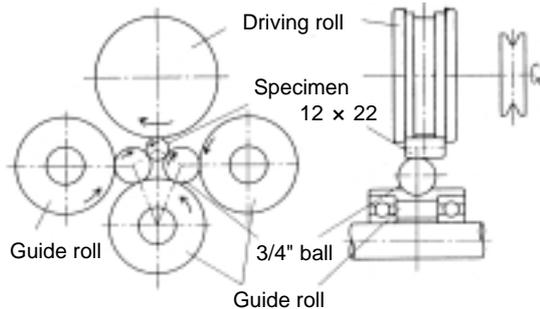


図2 点接触転動疲労試験機概略図
12 point contact type rolling contact fatigue test rig

表1 試験条件
Test condition of point contact fatigue test

試験片	12 x L22円筒試験片
相手鋼球	3/4" (19.05mm)
最大接触面圧 (GPa)	5.88
負荷速度 (cpm)	46240
潤滑	タービンVG68強制潤滑給油

点接触転動疲労試験の結果を表2に示す。清浄度が普通である鋼に着目すると、普通焼入品に比較して浸炭窒化処理品の L_{10} 寿命は3.1倍であるが、FA処理品は5.4倍になっており、結晶粒微細化による長寿命化が認められた。また、清浄度の劣る鋼におけるFA処理品は、浸炭窒化処理品の3.5倍もの長寿命化が認められ、剥離の起点となる非金属介在物の多い材料ほど、結晶粒微細化の好影響はより顕著になると考えられる。なお、清浄度の劣る鋼の普通焼入品は、転動初期に表面きれつを伴う早期剥離を起こしたため、寿命を算出することができなかった。

表2 点接触転動疲労寿命試験の結果
Test results of point contact fatigue test

清浄度	熱処理	N数	端面硬度 (HRC)	L_{10} 寿命 (回)	L_{50} 寿命 (回)	L_{10} 寿命比
普通	普通焼入品	14	62.4	8017×10^4	18648×10^4	1
	浸炭窒化処理品	7	63.0	24656	33974	3.1
	FA処理品	6	61.6	43244	69031	5.4
劣る	普通焼入品	4	62.5	- ¹⁾	-	-
	浸炭窒化処理品	10	63.6	9018	21653	1.1
	FA処理品	10	60.5	30327	55040	3.8

1) 全数、早期に剥離を起こしたため、算出不可能であった。

4. 異物混入潤滑条件下での寿命試験

製鋼技術の進歩により鋼の清浄度向上が図られた結果、清浄潤滑、かつ、適切な使用条件下では、転動疲労によって生じる内部起点型剥離は、ほとんど発生しなくなってきている⁵⁾。

一方軸受の使用環境は、近年、より過酷になっており、特に自動車用途では硬質異物の混入が避けられず、異物によって形成される圧痕を起点とした剥離が、主な軸受の破損形態になっている。このような用途に対しての結晶粒微細化強化の効果を評価した。

今回は、比較的大きい異物混入潤滑条件下において、玉軸受6206、及び、テーパ軸受30206の寿命試験にて評価した。

4.1 玉軸受6206の異物混入潤滑条件下での転動寿命試験

供試軸受は、SUJ2より製作した普通焼入品、浸炭窒化処理品、FA処理品の玉軸受6206である。各軸受の主な材質特性を表3に示す。FA処理品の残留オーステナイト量は、浸炭窒化処理品と普通焼入品の中間の値である。

表3 玉軸受6206の材質特性(0.05mm深さ位置にて)
Metallurgical properties of ball bearing 6206
(0.05mm depth from surface)

熱処理	旧オーステナイト粒界平均結晶粒径(μm)	HV硬さ	残留応力 (MPa)	残留オーステナイト量(%)
普通焼入品	10.5	746	+15	7.1
浸炭窒化処理品	9.4	752	-110	25.5
FA処理品	4.4	733	-122	18.9

試験機の略図を図3に示し、試験条件を表4に示す。

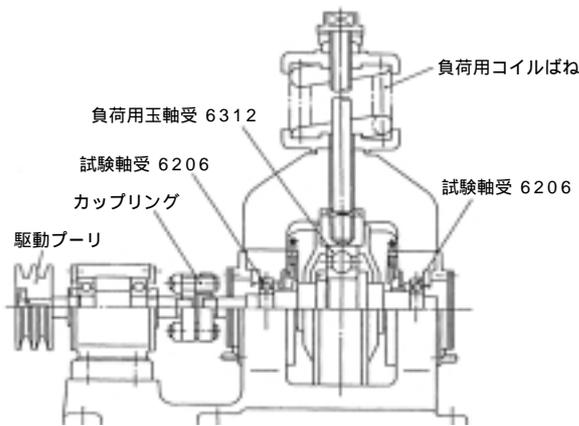


図3 玉軸受転動疲労試験機の略図
NTN rolling contact fatigue test rig for ball bearing

表4 玉軸受6206における異物混入潤滑下の試験条件
Test condition of 6206 ball bearing under contaminated lubrication

荷重 F_t (kN)	6.86
最大接触面圧 (GPa)	3.2
回転速度 (min^{-1})	3000 (内輪回転)
潤滑	タービン56 油浴給油, 油量約30ml
異物量	0.4g/L
異物の種類	ガスアトマイズ粉: 粒径100~180 μm , 硬さ HV800程度

寿命試験結果を表5に示す。FA処理品の L_{10} 寿命は、普通焼入品の3.7倍、浸炭窒化処理品の2.1倍という長寿命となった。圧痕起点型剥離のように局所的な応力集中によって発生する損傷形態においても、結晶粒の微細化は好影響をもたらすことが分かった。

従来より、異物混入潤滑下での寿命は、残留オーステナイト量が多く、かつ、高硬度なほど有利であると報告されている⁶⁾が、表3に示したように、FA処理品は、残留オーステナイト量が浸炭窒化処理品より少ないにも関わらず、長寿命となった。結晶粒微細化強化は、残留オーステナイト量の減少に伴って生じる寿命低下を補う以上の効果があると考えられる。

表5 玉軸受6206における異物混入潤滑条件下の転動寿命試験結果
RCF-life test results of 6206 under contaminated lubrication

熱処理	N数	L_{10} 寿命 (h)	L_{50} 寿命 (h)	L_{10} 寿命比 (普通焼入品を1.0とする)
普通焼入品	4	13.1	19.4	1.0
浸炭窒化処理品	7	23.0	45.5	1.8
FA処理品	7	48.0	87.2	3.7

4.2 テーパー軸受30206の異物混入潤滑条件下での寿命試験

供試軸受は、SUJ2から製作した普通焼入品、浸炭窒化処理品、FA処理品のテーパー軸受30206である。各軸受の主な材質特性を表6に示す。前述した玉軸受6206と同様に、FA処理品の残留オーステナイト量は、普通焼入品以上、浸炭窒化処理品以下の量である。

表6 テーパー軸受30206の材質特性(0.05mm深さ位置にて)
Metallurgical properties of 30206 tapered roller bearing (0.05mm depth from surface)

熱処理	旧オーステナイト粒界平均結晶粒径(μm)	HV硬さ	残留応力 (MPa)	残留オーステナイト量 (%)
普通焼入品	11.8	792	+10	6.0
浸炭窒化処理品	12.2	763	-140	32.4
FA処理品	5.2	748	-118	23.3

試験機の略図を図4に示し、試験条件を表7に示す。

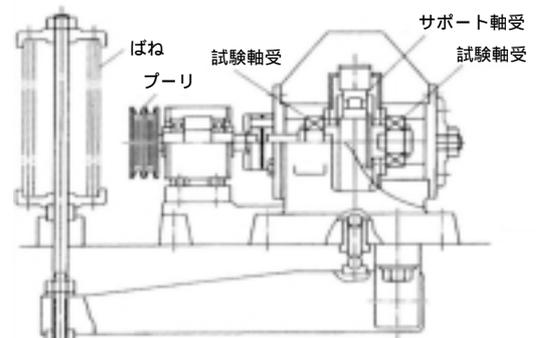


図4 30206テーパー軸受転動疲労試験機の略図
NTN rolling contact fatigue test rig for tapered roller bearing

表7 テーパー軸受30206における異物混入潤滑下の寿命試験条件
Test condition of 30206 tapered roller bearing under contaminated lubrication

荷重 (kN)	F_t	17.64
	F_a	1.5
最大接触面圧 (GPa)	2.5	
回転速度 (min^{-1})	2000 (内輪回転)	
潤滑	タービン56 油浴給油, 油量約30ml	
異物量	1.0g/L	
異物の種類	ガスアトマイズ粉: 50 μm 以下(90 wt%), 100~180 μm (10 wt%) 硬さ HV800程度	

寿命試験結果を表8に示す。FA処理品の寿命は、普通焼入品の4.1倍、浸炭窒化処理品の2.0倍の長寿命を有しており、結晶粒微細化強化の影響が顕著な結果となった。

表8 異物混入潤滑寿命の試験結果
The RCF-life test results of 30206 tapered roller bearing under contaminated lubrication

熱処理	N数	L ₁₀ 寿命 (h)	L ₅₀ 寿命 (h)	L ₁₀ 寿命比 (普通焼入品を1.0とする)
普通焼入品	6	101.2	117.3	1.0
浸炭窒化処理品	6	211.6	284.5	2.1
FA処理品	6	415.6	464.3	4.1

5. 経年寸法変化

軸受を高温下で長時間使用する場合、組織構造の変化から、軸受の寸法変化が発生するが、これは主に、残留オーステナイトのマルテンサイトへの変態膨張によって生じるものである。したがって、残留オーステナイト量の多い軸受材質ほど経年寸法変化量は増大し、高温での使用が困難となってくる。FA処理品の残留オーステナイト量は、浸炭窒化処理品よりは少ない傾向にあるので、経年寸法変化率の小さいことが予想される。

玉軸受6206の外輪を100℃、120℃でそれぞれ2500h保持してその寸法変化量(膨張量)を比較した結果を表9に示す。FA処理品は従来の浸炭窒化処理品よりも経年寸法変化率が明らかに減少しており、特に100℃保持の場合においては、普通焼入品の1.3倍程度に抑制されている。使用環境が更に苛酷化していく今後において、経年寸法変化率が少ないというFA処理品の特長は、より重要なものになると考えられる。

表9 経年寸法変化量(2500h保持後)
Dimensional change after 2500h-soak

熱処理	残留量 (%)	経年寸法変化量 ¹⁾	
		保持温度: 100	保持温度: 120
普通焼入品	7.0	1.0	1.0
浸炭窒化処理品	27.7	1.8	2.5
FA処理品	20.5	1.3	1.6

1) 普通焼入品に対する比

6. 強度特性

外径 60×内径 45×幅15のリング試験片を製作し、リングの静的破壊応力を調べた。

また、JIS3号シャルピー衝撃試験片(Uノッチ)による衝撃強度も調査した。表10に示すように、浸炭窒化処理品の静的破壊応力やシャルピー衝撃強度は、普通焼入品より低下している。しかし、FA処理品は浸炭窒化層を有しているにも関わらず、普通焼入品とほぼ同程度まで強度が回復した。

表10 強度試験結果
Test results of fracture strength

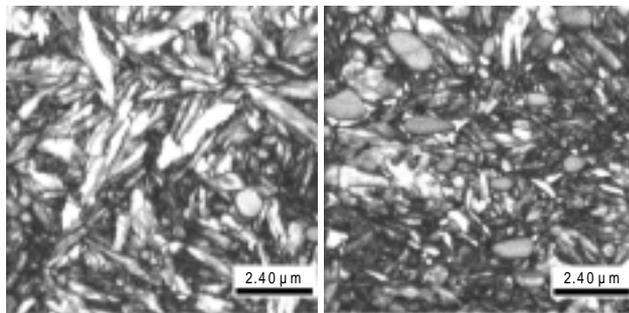
熱処理	静的破壊応力(MPa)	シャルピー衝撃強(J/cm ²)
普通焼入品	2770	6.70
浸炭窒化処理品	2330	5.33
FA処理品	2840	6.65

7. 考察

第3、4章で述べたように、FA処理品の転動疲労寿命は、従来の浸炭窒化処理品よりも向上する。この理由としては、微細な結晶粒によって転動疲労現象の進行が遅延されることが考えられる。

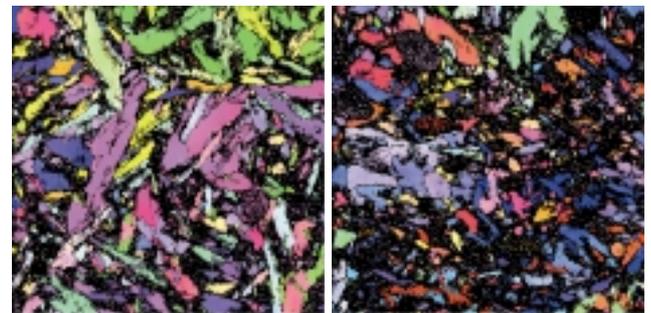
図1に示した様に、FA処理品の旧オーステナイト結晶粒径は従来品の1/2以下になるが、1つの旧オーステナイト結晶粒の中には、幾つかのマルテンサイト結晶粒が形成されており、この粒界が、寿命や強度に大きな影響を及ぼしていると考えられる。そこで、FE-SEM/EBSP測定装置⁷⁾により結晶方位差分布像を求め、浸炭窒化処理品とFA処理品のマルテンサイト結晶粒径の違いを算出した。

FE-SEM/EBSPによるイメージ画像を写真2に、結晶方位差分布像を写真3に示す。浸炭窒化処理品に比べ、FA処理品のマルテンサイト結晶粒は明らかに細かくなっている。結晶方位差が10°以内の領域を同一の結晶と見なし、それと同面積になる円の直径を粒径として換算した場合、浸炭窒化処理品は平均0.66μm、FA処理品は平均0.49μmであった。微細化処理による長寿命化は、マルテンサイトの結晶粒も一緒に細かくなったために引き起こされた現象であると考えられる。



浸炭窒化処理品

FA処理品

写真2 FE-SEM/EBSP測定装置によるイメージ画像
Image of FE-SEM/EBSP

浸炭窒化処理品

FA処理品



ミラー指数



ミラー指数

写真3 FE-SEM/EBSP測定装置による結晶方位差分布像
Distribution of crystal orientations by FE-SEM/EBSP

8. まとめ

軸受鋼に浸炭窒化後2次焼入れを施すことにより、鋼の旧オーステナイト結晶粒径を従来の1/2に微細化することに成功した。各種試験により、この微細結晶材は以下の特性を持つことが明らかとなった。

- 1) 転動疲労寿命は潤滑条件に関わらず、浸炭窒化品の約2倍となる。
- 2) 経年寸法変化は浸炭窒化処理品の70%以下となる。
- 3) 浸炭窒化により低下した静的強度や衝撃強度が回復する。

当社では本微細結晶化技術を一部の用途向けに提供を始めた。軸受の使用環境が厳しくなるにつれ、本技術が求められる用途はますます広がっていくものと思われる。

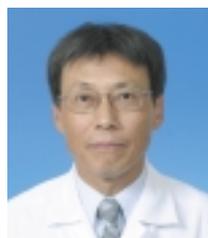
参考文献

- 1) 田中啓介ら："鉄鋼材料の疲労破壊の機構と力学", 鉄と鋼, 79巻, 8号(1993), 908
- 2) 横田智之ら："0.3%-9%Ni鋼の逆変態 粒径に及ぼす大ひずみ温間加工の影響", 鉄と鋼, 86巻, 7号(2000), 479
- 3) 日本金属学会：金属便覧, 丸善株式会社(2000)122.
- 4) 村上裕志, NTN TECHNICAL REVIEW No.68(2000), 58
- 5) 前田喜久男ら, NTN TECHNICAL REVIEW No.65(1996), 17
- 6) 村上保夫："ごみ入り潤滑下での長寿命・TF化技術", 機械設計, 39巻, 13号(1995), 33
- 7) 鈴木清一："EBSP法の基本原理と最近のナノビーム化の利点", まてりあ, 40巻, 7号(2001), 612

執筆者近影



大木 力

総合技術研究所
基礎技術研究部

前田喜久男

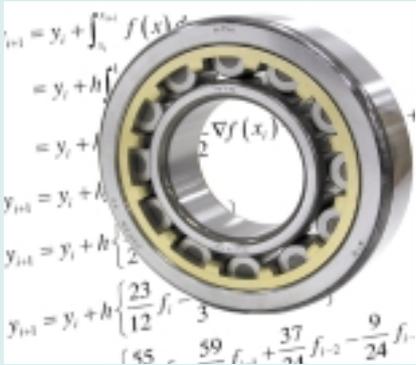
総合技術研究所
基礎技術研究部

中島 碩一

総合技術研究所
基礎技術研究部

円筒ころ軸受の保持器挙動解析

Dynamic Analysis of Cage Behavior in a Cylindrical Roller Bearing



坂口 智也* Tomoya SAKAGUCHI
上野 馨** Kaoru UENO

円筒ころ軸受における保持器中心の動的挙動及びころとの接触力について、汎用機構解析ソフト「ADAMS」による理論解析と測定結果との整合性を検証した。その結果保持器中心の挙動は、負荷域後半のころからの干渉力に大きく影響を受けることが分かった。

It is important to understand time-varying behavior and stress of a cage for an advanced design procedure of rolling bearings, and a dynamic analysis tool is required for that purpose.

Hence, we introduced a commercial software "ADAMS (MSC. Software)" for virtual prototyping of a mechanical system. The environment provides a set of high-performance numerical integration solvers to resolve equations of motion as well as high-level visualization functions of the numerical results.

In this report, as a milestone for the development of dynamic analysis tools of various types of rolling bearings, we developed a code on ADAMS that can simulate a real-time behavior of a cylindrical roller bearing assuming that the motion of all the bearing elements is planar. Also, with regard to the cage behavior, we made a comparison between numerical and experimental results. The results show that interaction forces between the cage and the rollers traveling around the exit of the load zone have a major influence on the cage motion.

1. はじめに

転がり軸受の保持器の設計には、保持器の動的な挙動や応力履歴の把握が重要であり、その解明には動力学解析が必要である。

そこで、転がり軸受の動力学解析に、市販の汎用機構解析ソフト「ADAMS¹⁾」を導入した。本ソフトは運動方程式の高性能な数値積分機能ならびに可視化機能を有している。

本報ではADAMS上での各種転がり軸受動力学解析モデル開発の第一歩として、自由度をラジアル面内の運動に限定した円筒ころ軸受の動力学解析コードを開発し、保持器中心の挙動について、計算結果と測定結果との比較を行った。

その結果、保持器挙動は、負荷域後半のころからの干渉力に大きく影響を受けることが明らかになった。

2. 記号

- a_n : 保持器真円度の n 角うねりの振幅, m
- b : ヘルツ接触半幅, m
- b_n : 保持器真円度の n 角うねりの位相, rad
- C_r : 基本動定格ラジアル荷重, N
- D : 無次元デボラ数 [= ${}_0 e^{-P\bar{u}}/Gb$]
- E : 縦弾性係数, Pa
- E' : 等価縦弾性係数, Pa
- F_{EHLr} : EHL油膜の粘性によるせん断力, N
- F_{hydro} : 保持器案内内部での油膜の粘性せん断抵抗力, N

*総合技術研究所 基礎技術研究部

**産機商品本部 産機技術部

F_{px} : EHL油膜圧力の転がり方向への分力, N	μ_r : 接触部でのトラクション係数
F_T : 接触部での接線力, N	: ポアソン比
F_y, F_z : 保持器案内内部での保持器に作用する力, N	: 潤滑油の無次元せん断速度 [= $\frac{v}{\omega_0 h_c}$]
f : 周波数, Hz	ω_0 : 潤滑油の特性応力, Pa
G : 無次元材料パラメータ [= $\frac{E'}{E}$]	ω_r : EHL油膜の純転がり時の粘性によるせん断応力, Pa
h : 油膜厚さ, m	ω_s : EHL油膜の滑りによるせん断応力, Pa
h_c : 中央油膜厚さ, m	: 角度, rad
$h_{c, iso}$: 等温条件下での油膜厚さ, m	ω_c : 保持器中心の角度, rad
k' : 潤滑剤の熱伝導率, W/mK	ω_r : 保持器回転角度, rad
l_{be} : ころの有効幅, m	ω_{TH} : EHL油膜のせん断発熱による油膜厚さ補正係数
l_{co} : 保持器案内面の有効幅 (片側), m	ω_{TR} : EHL転がり粘性抵抗のせん断発熱による補正係数
L_T : 熱負荷係数 [= $\frac{Q}{\omega_0 k'}$]	: 各要素の回転角速度, rad/s
\bar{P} : ヘルツ接触の平均面圧, Pa	
P_{HZ} : ヘルツ接触の最大面圧, Pa	
Q : 接触部での法線力, N	
R : 曲率半径, m	
R_{co} : 保持器外径部の半径, m (上棒付きは平均値)	下付き添え字
R_e : 等価半径, m	b : ころ
R_g : 外輪内径部の半径, m	c : 保持器
S : 接触部全体の平均の無次元せん断応力 [= $\frac{v}{\omega_0}$]	i : 内輪
s : 滑り率 [= $ \omega_b - \omega_r /\omega_0$]	o : 外輪
t : 時間, s	r : 軌道輪
U : 無次元代表速度 [= $\frac{v}{\omega_0 R}$]	
u : 表面速度, m/s	
\bar{u} : 平均の表面速度, m/s [= $0.5 \times \omega_b + \omega_r $]	
W : 無次元荷重パラメータ [= $\frac{Q}{E' R l_{be}}$]	
X_c : EHL接触部の無次元長さ [= $(D/R) \sin h^{-1}$]	
y_c, z_c : 保持器の幾何中心位置, m	
y_o, z_o : 外輪の幾何中心位置, m	
N_z : 転動体の個数	
: 粘度の圧力係数, 1/Pa	
ω_0 : 常圧下の潤滑油の圧力粘度指数, 1/Pa	
: 粘度の温度上昇係数, 1/K	
: 幾何学的干渉量, m	
: ジャーナル軸受モデルでの偏心率	
ω_0 : 常温, 常圧下の粘度, Pa·s	
: 角度, rad	
: 膜厚比 (油膜パラメータ, 合成粗さに対する油膜厚さの比)	
bd : 境界潤滑下とみなす最大膜厚比	
hd : 流体潤滑下とみなす最小膜厚比	
μ_{bd} : 境界潤滑下のトラクション係数	
μ_{hd} : 油膜によるトラクション係数	

3. 保持器挙動の解析方法

図1に対象軸受の概略形状と座標系を示す。座標系はすべて右手系の直交座標系とする。外輪は空間に対して固定され、一方内輪はX軸回りの負の方向に回転し、かつZ方向へのラジアル荷重を受ける場合を想定する。また重力は-Z方向である。

主な仮定条件は次の通り。

- ①内輪, ころおよび保持器の自由度は, ラジアル面 (図1 Y-Z平面) 内の運動のみとする。
- ②幾何学的な干渉部での接触力は弾性接触理論に従う。
- ③トラクション特性は村木らの計算式²⁾に準じる。
- ④ころと軌道面との接触部にはEHL油膜による転がり粘性抵抗³⁾が存在する。
- ⑤保持器案内内部の干渉力モデルは, スクイズ効果ならびに保持器外径の真円度を考慮した短幅ジャーナル軸受理論で記述して, Gumbelの境界条件を採用する。
- ⑥重力を考慮する。

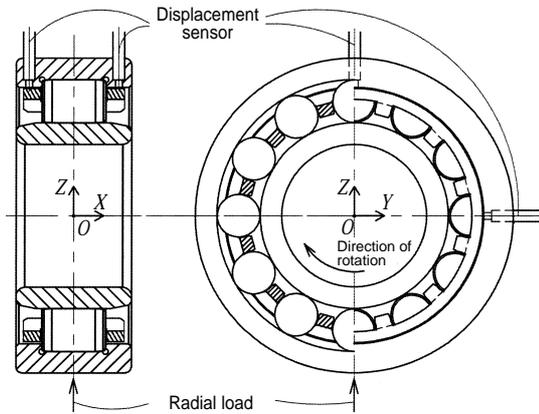


図1 対象軸受の概略と座標系
Schematic of test bearing and its coordinate system

なお運動方程式の数値積分の初期条件として、ころと保持器は機構学的な理論速度で自転や公転を行い、保持器中心は外輪軌道の中心に一致し、ころ中心はピッチ円軌道かつポケットの中央に位置すると仮定した。内輪には一定角速度の回転変位を強制的に与えた。

物理的観測時間は0.3s間で、データ記録の周期は0.5msとした。

各干渉部の計算モデルを以下に示す。

3.1 ころ転動面と軌道面間の干渉力

ころ転動面と軌道面間の干渉力モデルは以下の仮定に基づく。

- 1) 時刻 t で与えられたころと軌道輪の相対位置から、幾何学的干渉が生じる場合のみ、接触による法線力、EHL油膜による接線力ならびに転がり粘性抵抗力³⁾が2物体間に生じる。動力学解析のため、本来EHL油膜のスライズ効果(速度依存項)を考慮すべきであるが、多大な計算コストを要する厳密なEHL計算が必要になるためスライズ効果は考えない。
- 2) EHL油膜厚さが非常に薄く、油膜破断が生じると判断される場合、接線力は固体接触による摩擦を考慮する。
- 3) 幾何学的干渉量 δ が与えられれば、ころの有効長さ l_{be} の線接触と考え、式(1)に示すPalmgrenの簡易式から法線力 Q を求める。この Q から無次元荷重変数 W を決定し、式(2)に示すPan-Hamrock⁴⁾ の線接触中央部の等温EHL油膜厚さ式とGhosh-Pandeyの熱補正係数式⁵⁾により油膜厚さを算出する。

$$i_{,o} = 0.39 \left(\frac{8}{E'} \right)^{0.9} Q^{0.9} l_{be}^{0.8} \dots \dots \dots (1)$$

$$h_c = {}_{TH} h_{c,iso} = T \cdot 2.922 W^{-0.166} U^{0.692} G^{0.47} R_e \dots \dots \dots (2)$$

ここで、

$$R_e^{-1} \begin{cases} \frac{1}{R_b} + \frac{1}{R_i} & \text{for Roller/Inner race} \\ \frac{1}{R_b} - \frac{1}{R_o} & \text{for Roller/Outer race} \end{cases} \dots \dots \dots (3)$$

$$E' = 2 \left[\frac{1 - \nu_b^2}{E_b} + \frac{1 - \nu_r^2}{E_r} \right]^{-1} \dots \dots \dots (4)$$

$${}_{TH} = [1 + 1.6 W^{0.152} L_T^{0.379} (1 + 3.96 s^{0.96})]^4 \dots \dots \dots (5)$$

4) この油膜厚さを用いて、下式で表される村木・木村の簡易理論式²⁾で流体潤滑下のトラクション係数 μ_{hd} を得る。

$$X_c \geq 2 : \bar{S} = D/l \dots \dots \dots (6)$$

$$X_c < 2 : \bar{S} = \sinh^{-1} \{ 1 - (D/4) \sinh^{-1} \} \dots \dots \dots (7)$$

$$\mu_{hd} = {}_o \bar{S} / \bar{P} \dots \dots \dots (8)$$

ただし、 $X_c = (D/l) \sinh^{-1}$ で弾性部の無次元接触長さを示す。

式(7)では油膜の自己発熱による温度上昇を考慮する必要があり、収束計算を必要とする。これらよりEHL油膜のトラクション係数を決定できる。

仮定2)に示すように、境界潤滑ならびに混合潤滑の影響を考慮し、全潤滑領域に渡るトラクション係数 μ_r は式(9)で近似できるものとする。

$$\mu_r = \begin{cases} \mu_{bd} & \text{if } \delta < \delta_{bd} \\ \left(\frac{\mu_{bd} - \mu_{hd}}{\delta_{bd} - \delta_{hd}} \right) \delta + \mu_{hd} & \text{if } \delta_{bd} < \delta < \delta_{hd} \\ \mu_{hd} & \text{if } \delta > \delta_{hd} \end{cases} \dots \dots \dots (9)$$

ここで、 $\mu_{bd} = 0.1$ 、 $\delta_{bd} = 0.06$ 、 $\delta_{hd} = 3.0$ とした。接線力 F_T は式(10)で与えられる。

$$|F_T| = \mu_r Q \dots \dots \dots (10)$$

5) EHL転がり粘性抵抗力にはZhou-Hoeprichの式(11)³⁾を用いる。F_{EHLr}の向きは両物体において同方向へ働き、その向きは2物体の接触部表面における合成速度ベクトルの逆方向である。ここで回転する2物体へは、EHL油膜の転がり方向の圧力成分による力F_{px}を考慮する必要がある³⁾。

$$F_{EHLr} = \frac{29.2R_e I_{be} (GU)^{0.648} W^{0.246}}{TR} \dots\dots (11)$$

ただし、 $TR = \frac{1 - 13.2(P_{HZ} - |E'|)L_T^{0.42}}{1 + 0.213(1 + 2.23S^{0.83})L_T^{0.64}}$

$$F_{pxb,r} = - \frac{2R_e}{R_{b,r}} F_{EHLr} \dots\dots\dots (12)$$

3.2 ころと保持器ポケット間の干渉力

ころと軌道輪間の干渉力モデルとほぼ同様であるが、すべり率が大きいためトラクション力が支配的となり、EHL転がり粘性抵抗³⁾は無視できる。ころと保持器ポケット面間の干渉力モデルを以下に示す。

- 1) 時刻 t で与えられたころと保持器ポケットの相対位置から、幾何学的干渉が生じる場合のみ、接触による法線力、EHL油膜による接線力が2物体間に生じる。本部分においてもスキズ効果は無視する。
- 2) EHL油膜厚さが非常に薄く、油膜破断が生じると判断される場合は、接線力は固体接触による摩擦を考慮する。
- 3) 幾何学的干渉量 が与えられれば、ころの有効長さ l_{be} の線接触と考え、ころ軌道間のモデルと同様に法線力Qを求める。

- 4) この油膜厚さを用いて、村木・木村の簡易理論式(式(6)から式(8))²⁾でトラクション係数を得る。
- 5) ころ中心位置がポケット中心とポケット面の両端とでなす図2左の斜線領域部から外れた場合は、ころとポケット面エッジとの固体接触による干渉力のみを考慮する。

3.3 保持器と外輪(保持器案内部)間の干渉力

外輪案内形の保持器であるため、保持器と外輪つば内径間の干渉のみを考慮すればよい。以下に仮定を示す。

- 1) 案内内部において幅は直径に対して小さいため、短幅ジャーナル軸受モデルを適用する。
- 2) 等粘度・剛体の層流潤滑領域下であり、さらにスキズ効果ならびに保持器外径の真円度を考慮する。ただし保持器外径の真円度は式(13)で表す。

$$R_{co}(r) = \overline{R}_{co} + \sum_{n=1}^m a_n \cos(n\theta + b_n) \dots\dots\dots (13)$$

- 3) レイノルズ方程式から得られる正圧のみを考慮する(Gümbelの境界条件)。
- 4) ジャーナル軸受モデルにおいて、すきまが無限小の場合、理論上無限大の干渉力が生じるため、保持器と外輪間の直接接触は無視できる。

上記の仮定に基づく短幅ジャーナル軸受モデルの計算式を以下に記す。本モデルの座標系は図3の通りである。油膜が保持器に与える力は、等価なジャーナル軸受2個の合計で表わされ、平面y-z系において式(14)で与えられる。

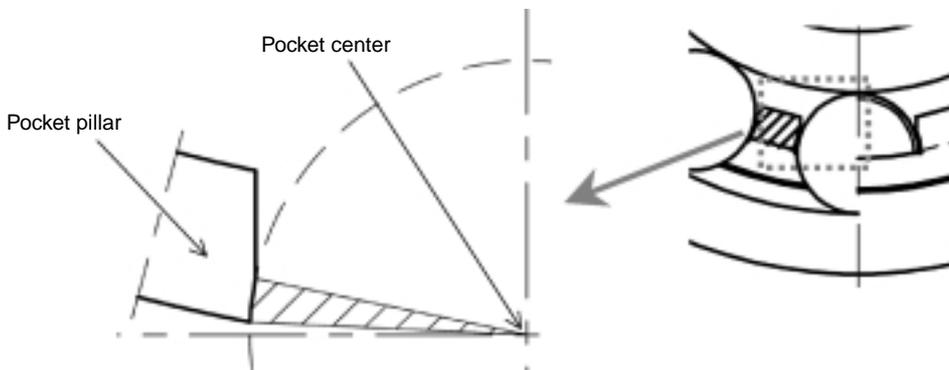


図2 保持器ポケット断面の幾何学形状
Cross section of cage pocket

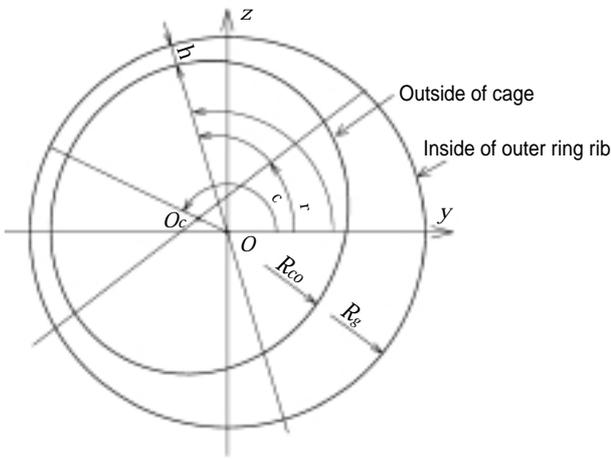


図3 保持器内部のジャーナル軸受座標系
Journal bearing coordinate system for outer ring land riding cage

$$\begin{bmatrix} F_y \\ F_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & R_{co} I_{co}^3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos \\ \sin \end{bmatrix} d \quad \dots\dots (14)$$

$$g = \frac{1}{h^3} \left[c \frac{h}{c} + 2 \frac{h}{t} \right] \dots\dots (15)$$

$$g = \begin{cases} g & \text{if } g < 0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \dots\dots (16)$$

$$h = (R_g - R_{co}(\dots - r)) - (Y_c - Y_0) \cos \dots - (Z_c - Z_0) \sin \dots\dots (17)$$

$$\frac{h}{t} = \sum_{n=2}^m n a_n \sin \{ n(\dots - r) + b_n \} + (Y_c - Y_0) \sin \dots - (Z_c - Z_0) \cos \dots\dots (18)$$

$$\frac{h}{t} = \sum_{n=2}^m \left[-n \dots a_n \sin \{ n(\dots - t) + b_n \} \right] - (\dot{Y}_c - \dot{Y}_0) \cos \dots - (\dot{Z}_c - \dot{Z}_0) \sin \dots\dots (19)$$

ここで式(16)はキャピテーション条件として負圧を無視することを意味する。

一方、保持器外径面に沿って働く粘性摩擦力 F_{hydro} は、等価なジャーナル軸受2個の合計として、式(20)で表現される。 $R_{co} \times F_{hydro}$ は保持器の自転を妨げるモーメントとして働く。

$$|F_{hydro}| = \frac{0 \dots R_{co}^2 I_{co}}{R_g - R_{co}} \frac{4}{\sqrt{1 - \dots}} \dots\dots (20)$$

ただし、 e は式(21)のように偏心率を表す。

$$e = \frac{\sqrt{(Y_c - Y_0)^2 + (Z_c - Z_0)^2}}{R_g - R_{co}} \dots\dots (21)$$

4. 保持器挙動の測定方法

X軸回りの負の方向に回転する横型のスピンドルに試験軸受を装着し、+Z方向のラジアル荷重を外輪に負荷させる。また重力は-Z方向である。

対象軸受の諸元ならびに運転条件を表1に示す。保持器は黄銅製で、図1に示すように外輪つばの内径面で案内される。円弧長さが短い、ポケット面は円筒面形状である(図2)。

保持器中心の挙動測定は、図1に示すようにY方向およびZ方向より、各々2個の渦電流式変位計により行われる。X方向に各々2個用いたのは、保持器の角振れがないことを確認するためである。

表1 対象軸受の諸元と運転条件
Test bearing and operating conditions

Bearing type (Bore x O. D. x Width, mm)	NU2310G1 (50 x 110 x 40)
Number of rollers	12
Basic static load rating C_{0n} , N	131 000
Cage type	Machined, Outer ring land riding
Radial internal clearance, μ m	40, 5
Cage guide clearance, mm	0.445
Lubricant	No-additive turbine oil VG56, Air-oil lubrication
Rotational speed, min^{-1}	1000, 3000, 5000
Radial load F_r , N	980, 4900
Temperature of outer ring at O.D. °C	35 \pm 3

5. 保持器中心の挙動

5.1 解析結果

解析における保持器中心の振れの一列を図4に示す。図4の保持器中心の変位量は保持器案内部の半径すきまで無次元化した。保持器中心の初期位置は図の原点としている。保持器中心は計算開始直後に大きく変動するものの、最終的には定常状態となる。この保持器の定常状態は図4および図5に示すように微小な振動を伴うものである。

図6は保持器中心の挙動が定常状態となった図5の0.08秒以降の波形を周波数分析した結果である。保持器自転周期 f_c とその4倍ならびに N_z 倍の振幅が大きい。特に $N_z f_c$ 成分の振幅は $8 f_c$ や $16 f_c$ 周波数成分の振幅に比較して大きいことから、保持器中心の振動周期は外輪に対するころの通過周期に大きく影響を受けているといえる。

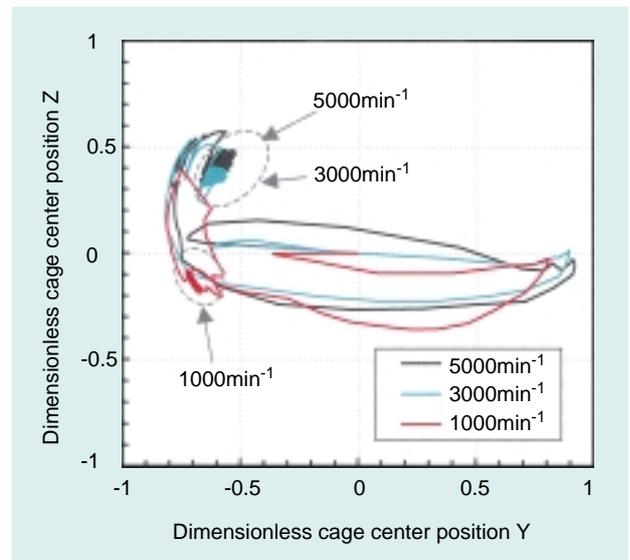


図4 保持器中心の軌跡の計算結果
(F_r : 4900N, ラジアルすきま: 40 μm)
Numerical results of cage center behavior
(F_r : 4900N, Radial clearance: 40 μm)

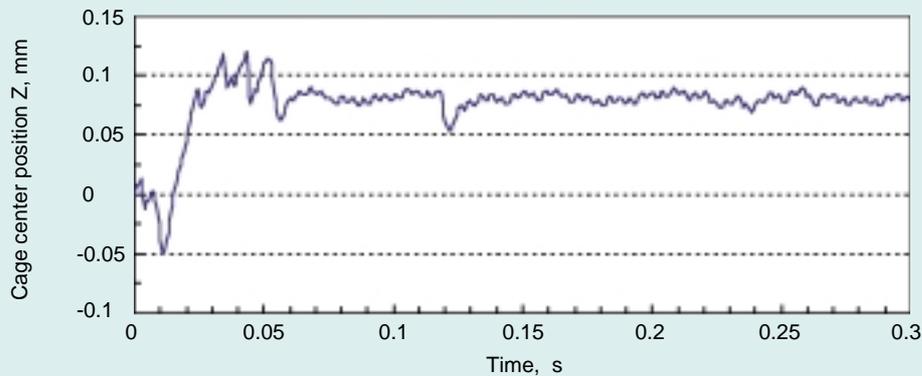


図5 保持器中心のZ方向変位の解析結果 (F_r : 4900N, ラジアルすきま: 40 μm , 3000 min^{-1})
Numerical result of cage center position along Z axis (F_r : 4900N, radial clearance: 40 μm , 3000 min^{-1})

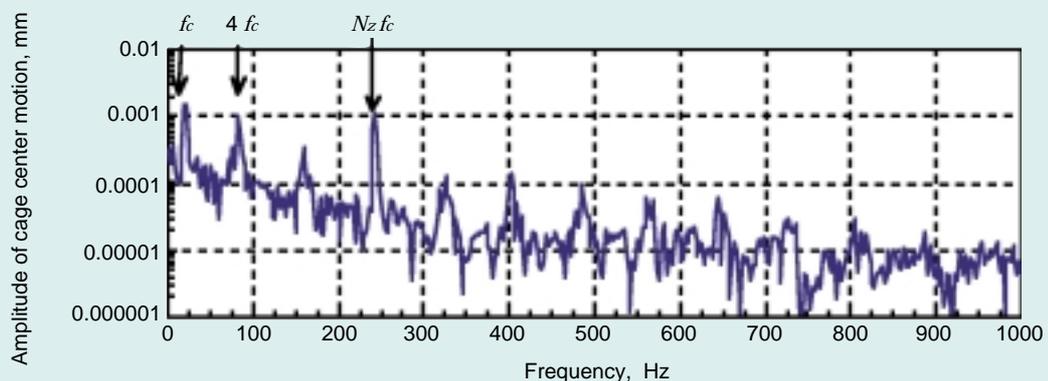


図6 定常状態下の保持器中心Z方向挙動の周波数
(F_r : 4900N, ラジアルすきま: 40 μm , 3000 min^{-1} , 841点, ハニング窓関数, f_c : 20Hz, $N_z f_c$: 240Hz)
Frequency analysis of cage vertical steady motion
(F_r : 4900 N, radial clearance: 40 μm , 3000 min^{-1} , 841 points, hanning window, f_c : 20Hz, $N_z f_c$: 240Hz)

5.2 測定結果

図7に4つの変位計で得られた波形例を示す．測定においても保持器中心の微小な振動を伴う定常状態が観察された．またX方向の一対の変位計信号において，互いに位相のずれはなく，保持器の角振れは認められなかった．

保持器中心挙動の周波数分析結果を図8に示す．軸受運転条件は図6と同じである．図6と同様に保持器の自転周波数 f_c ところの外輪に対する通過周期 $N_z f_c$ の振幅が大きく，定常状態の微小振動の周波数は，解析と測定とでよく一致している．

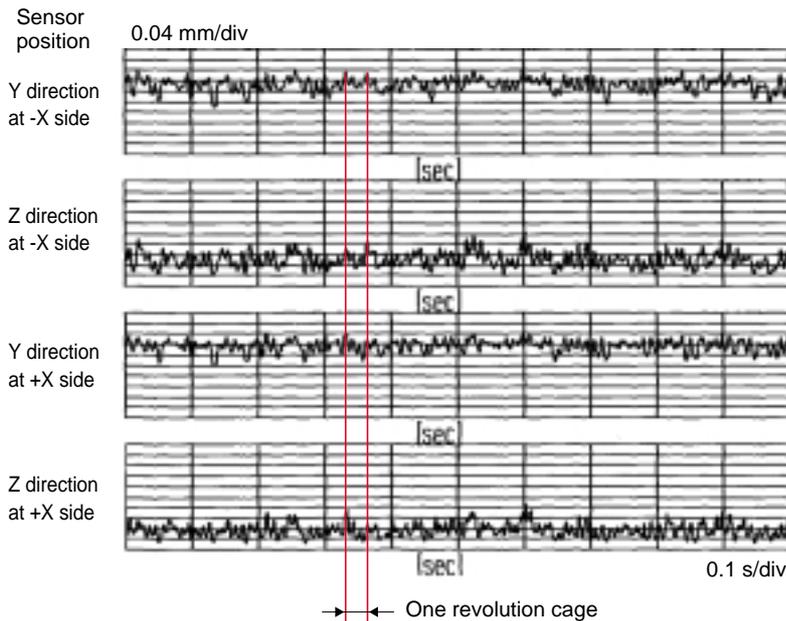


図7 保持器挙動の測定例 (F_r : 4900N, ラジアルすきま: 40 μ m, 5000 min^{-1})
 Experimental results of cage behavior (F_r : 4900 N, radial clearance: 40 μ m, 5000 min^{-1})

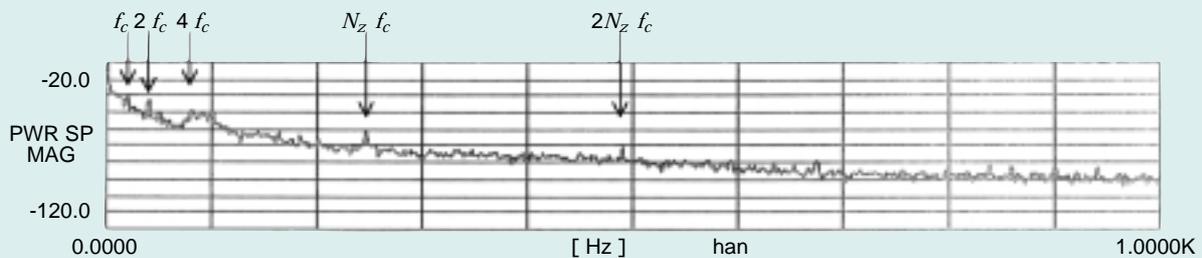


図8 測定で得られた定常状態での保持器中心挙動の周波数
 (F_r : 4900N, ラジアルすきま: 40 μ m, 3000 min^{-1} , 2048点, ハニング窓関数, f_c : 20Hz, $N_z f_c$: 240Hz)
 Frequency analysis of cage vertical motion measured by the top sensor
 (F_r : 4900N, radial clearance: 40 μ m, 3000 min^{-1} , 2048 words, hanning window, f_c : 20Hz, $N_z f_c$: 240Hz)

5.3 保持器安定位置の比較

定常状態における保持器中心の微小振動中央位置に関して、解析結果と測定結果を整理すると図9となる。a)では原点から保持器中心への角度にやや差があるものの、回転速度の増加に対する定性的な傾向は一致した。b)では1000min⁻¹の場合、保持器が安定しなかったため測定結果を記載していない。また荷重が4900Nの場合、速度上昇に対する保持器中心位置の変化方向が解析結果と一致しないが、中心位置自体はほぼ一致する。総じて、保持器中心の変化の傾向および位置ともに、解析の妥当性が確認できる。

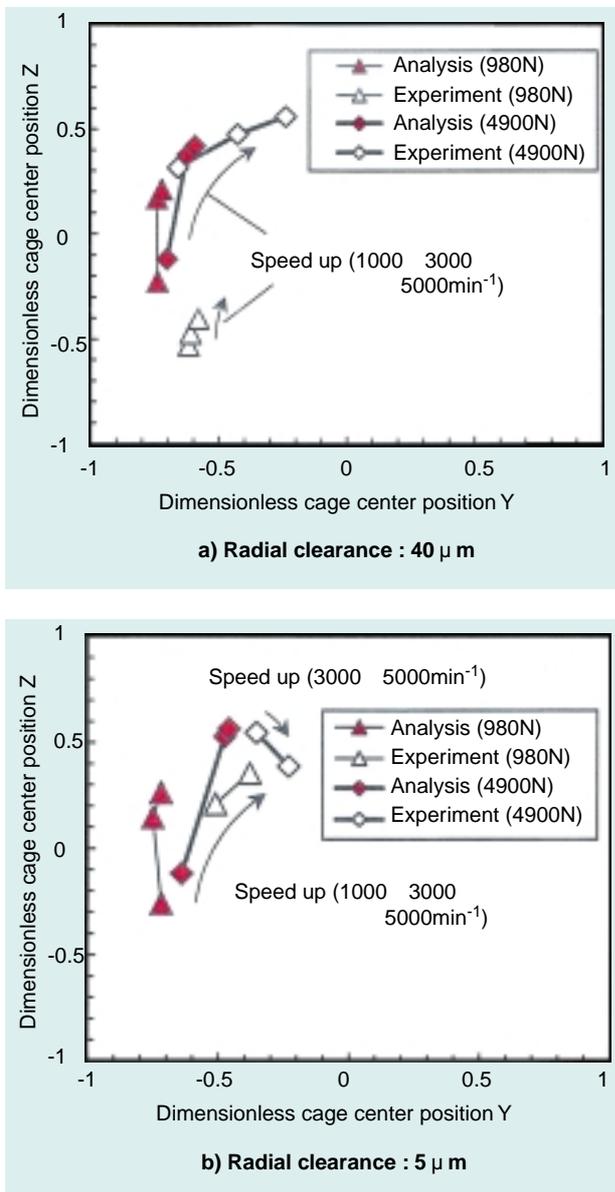


図9 定常状態下の保持器中心の解析結果と測定結果の比較
Comparison of numerical and experimental results for cage center steady position

6. ころと保持器間の干渉力履歴

図10にころの自転すべり率、ポケット内のころの周方向位置、ポケットに作用するころ接触力の周方向成分および内輪との接触力の履歴の一例を示す。ポケットへのころ接触力周方向成分の符号は、正が保持器を加速させる方向、負が減速させる方向を意味する。内輪との接触力履歴より負荷域通過時期がわかる。ころは非負荷域で最大22%の自転すべりを生じかつころの周方向位置はポケットの回転後方寄りである。負荷域に入るところは理論速度まで急加速され、負荷域後半になると、図11に示すようにころは前方のポケット面と接触する。一方、非負荷域でのころの大きな自転すべり率は、外輪軌道間との接触部において遠心力のみの軽負荷にもかかわらず、EHL転がり粘性抵抗を負荷域と同様に考慮していることが原因と思われる、実際よりも転がり粘性抵抗が過大に評価されていると思われる。

以上から負荷域後半のころが保持器を加速させる力を図11で示す方向へ与え、その力は保持器案内部で支持されるために、保持器中心位置は図9に示す位置で定常状態になるといえる。

図9において、解析結果での変化は小さいが、ラジアルスキマの減少および負荷荷重の増加により、共に保持器はZ方向へ移動する傾向がある。これらは、共に負荷域拡大による負荷域後半のころ接触力方向の変化が原因である。

また回転速度の増加に対しても、保持器はZ方向へ移動しているが、その理由は次の通りである。まず回転速度の増加により保持器案内面の抵抗モーメントが増加する。そして、この抵抗モーメントを相殺するために、負荷域後半のポケットへのころ接触力が増加する。この接触力は保持器の並進力となるため、保持器は図9の左上への力が増加し、保持器はZ方向へ移動することになる。

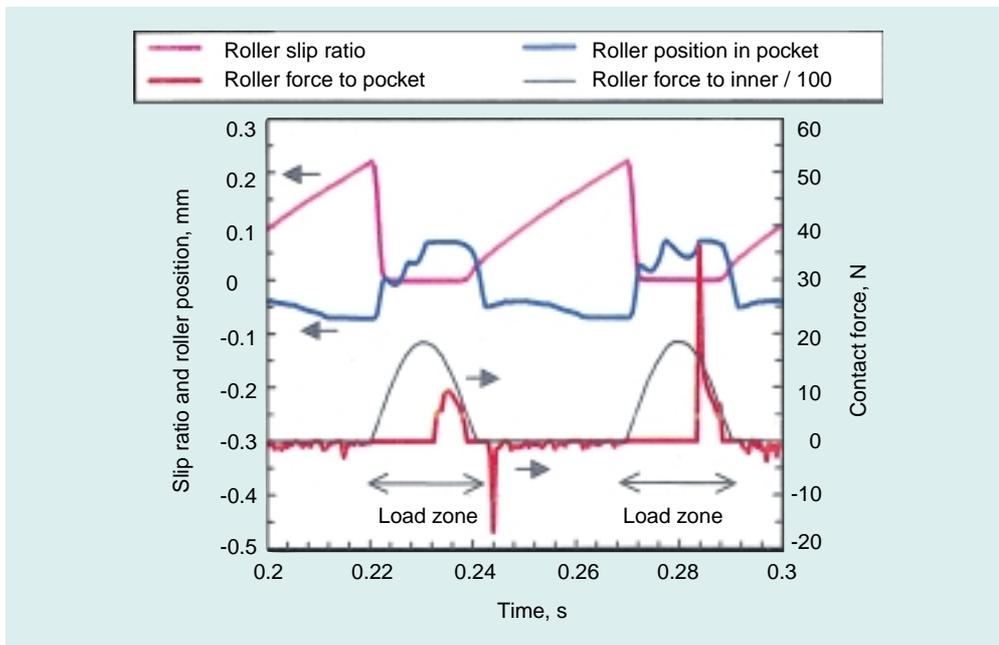


図10 ころとポケット間の解析結果例 (F_r : 4900N, ラジアルすきま: $5\mu\text{m}$, 3000min^{-1})
 Numerical results of roller behavior and roller/cage interaction (F_r : 4900N, radial clearance: $5\mu\text{m}$, 3000min^{-1})

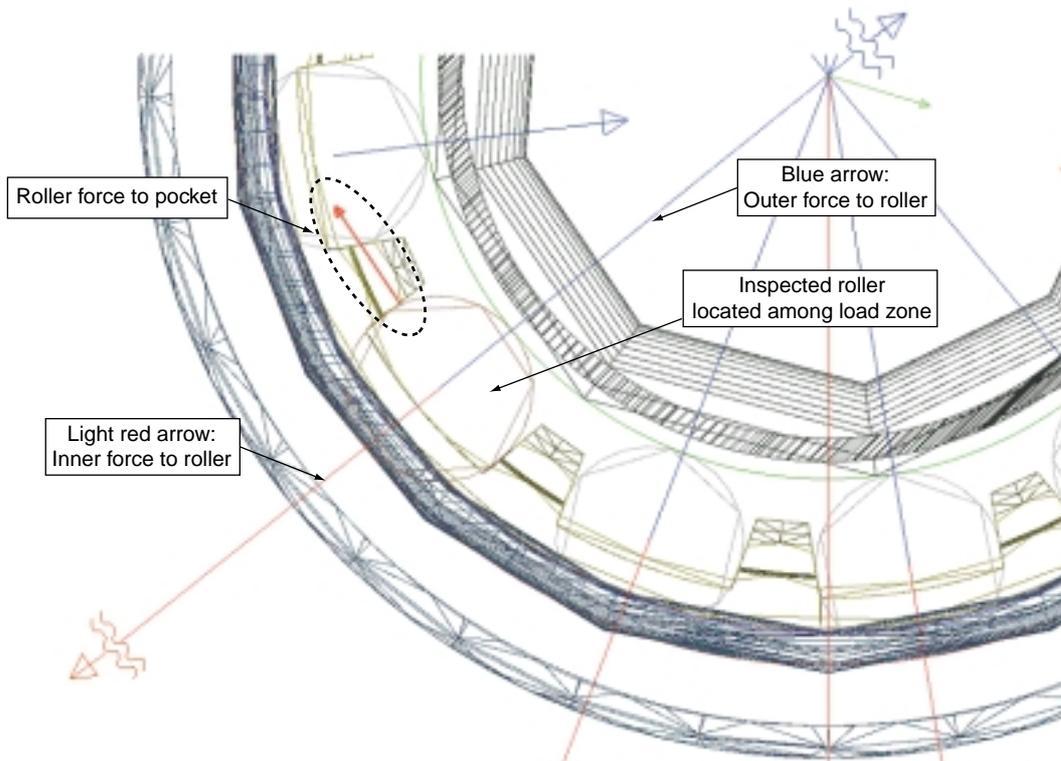


図11 干渉力の表示例 (F_r : 4900N, ラジアルすきま: $5\mu\text{m}$, 3000min^{-1})
 Graphic example of interaction forces (F_r : 4900N, radial clearance: $5\mu\text{m}$, 3000min^{-1})

7. おわりに

ラジアル平面内の運動のみを対象にした円筒ころ軸受の動力学解析を汎用機構解析ソフト上にて行い、保持器中心の挙動について測定結果と検証し、その妥当性を確認した。その結果、保持器自転を加速させる方向への負荷域後半のころの接触力が大きく、この力により保持器中心位置は決定されることがわかった。

本報告は静的な荷重下の動力学解析に限定したが、変動荷重などの任意の運転条件に対する解析も可能である。軸受設計技術の大幅な向上を目的に、今後は3次元での転がり軸受の動力学解析コードを本ソフト上にて開発していく予定である。

参考文献

- 1) MSC. Software, HP Address :
<http://www.adams.co.jp/> (2003.5.7)
- 2) 村木, 木村 : 潤滑, 28, 10 (1983) 753-760.
- 3) R. S. Zhou, M. R. Hoeprich: Trans. ASME, J. Trib., 113, 7 (1991) 590.
- 4) P. Pan, B.J. Hamrock: Simple Formulae for Performance Parameters Used in Elastohydrodynamically Line Contacts, Trans. ASME, J. Trib., 111, 2 (1989) 246-251.
- 5) M.K. Ghosh, R.K. Pandey: Thermal Elastohydrodynamic Lubrication of Heavily Loaded Line Contacts-An Efficient Inlet Zone Analysis, Trans. ASME, J. Trib., 120, (1998) 119-125.

執筆者近影



坂口 智也

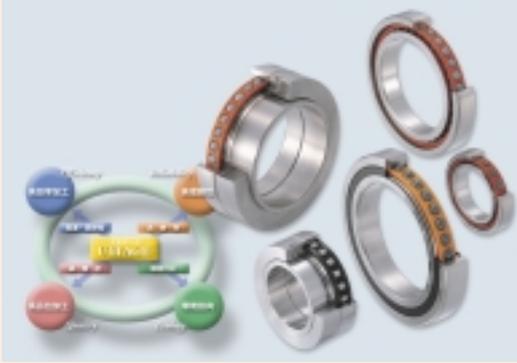
総合技術研究所
基礎技術研究部



上野 馨

産機商品本部
産機器技術部

工作機械用精密軸受 “ULTAGE(アルテージ™)” シリーズ Precision Bearings "ULTAGE" Series for Machine Tools



小杉 太* Futoshi KOSUGI

工作機械用軸受として高速化・高精度化に加え、環境との調和をコンセプトに「工作機械用ULTAGE(アルテージ™)シリーズ」を開発した。本稿はULTAGEシリーズ10タイプのうち、グリース潤滑用の『シール付』3タイプおよびエアオイル潤滑用の『環境対応型』2タイプについて特長を紹介する。

Recently, machine tool manufacturers have placed increasingly demanding performance specifications on the bearings used in their products. Machine Tool Bearings are required for high speed, high efficiency and high precision. In recent years, dry machining technology, which does not use oil in the machining process, is also becoming an important factor in the improvement of working conditions.

NTN has been pursuing high d_{mn} values and high precision of bearings for the main spindles of machine tools and concentrating on technology for improvement of working conditions. This report introduces ULTAGE Series for machine tools that have been recently developed not only for high speed and high precision but for harmony with the environment.

1. はじめに

マシニングセンタをはじめとする工作機械は、ますます高速化・高効率化・高精度化が進められている。さらに近年では切削油を使わないドライ加工技術に見られるように、作業環境に対する配慮も重要視されてきている。

主軸軸受についても、高 d_{mn} 値の追求およびNRRO(非繰返し振れ精度)の低減といった高精度化への取り組みを進めてきたが、さらに環境対応技術にも注力している。

本稿では高速化・高精度化に加え、「環境との調和」をコンセプトに、ECOシリーズとして新たに開発した工作機械用「ULTAGE(アルテージ™)シリーズ」を紹介する。なおULTAGEの名称は究極を意味する「ULTIMATE」と「STAGE」を結びつけた造語であり、工作機械用精密転がり軸受の究極を追い続けるNTNの考えを表現したものである。

2. ULTAGE(アルテージ™)シリーズ

ULTAGEシリーズはアンギュラ玉軸受、円筒ころ軸受を合わせて10タイプ揃えている。(表1)

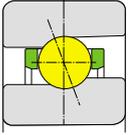
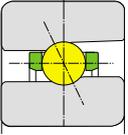
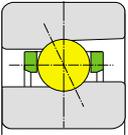
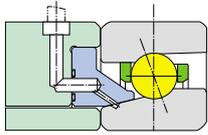
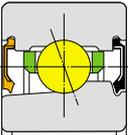
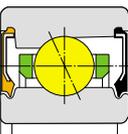
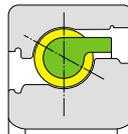
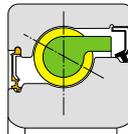
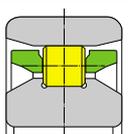
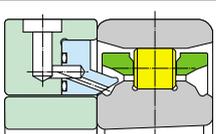
アンギュラ玉軸受は、従来の高速性を維持しつつ耐摩耗性・耐焼付性を向上させた「HSEタイプ」を用途に応じて3種類(標準、A、Bタイプ)。グリース潤滑専用としてシール付の「BNSタイプ」および「70/79AD,CDタイプ」。エアオイル潤滑専用として低騒音化およびエア、オイルの消費量を削減した環境対応型「HSLタイプ」。ボールねじ支持用の開放形「2A-BSTタイプ」および軽接触シール形「2A-BST LXLタイプ」の8タイプがある。

円筒ころ軸受は、エアオイル・グリース両潤滑でさらなる高速化を実現した「N10HSRタイプ」、エアオイル潤滑専用で低騒音化およびエア、オイルの消費量を削減した環境対応型「N10HSLタイプ」の2タイプがある。

*産機商品本部 産機技術部

以下では、これらULTAGEシリーズの中から“シール付”および“環境対応型”の5タイプをピックアップし紹介する。

表1 アルテージシリーズ™ 一覧表
ULTAGE series

アルテージシリーズ	アンギュラ玉軸受	主軸用		【標準仕様】 5S-2LA-HSE標準タイプ (接触角20°)	耐摩耗性・耐焼付性を大幅に向上した特殊材料・表面改質を採用。従来の超高速アンギュラ玉軸受HSB0CAEX1タイプの高速度はそのままに剛性と信頼性向上を実現。
				【低温度上昇仕様】 5S-2LA-HSE Aタイプ (接触角25°)	従来の超高速アンギュラ玉軸受HSCタイプと同等の高速度を有するとともに、剛性と信頼性向上を実現。
				【高剛性仕様】 5S-2LA-HSE Bタイプ (接触角25°)	HSE標準タイプの高速度はそのままに、アキシアル剛性をさらに高めた軸受。
				5S-2LA-HSLタイプ (接触角20°, 25°)	耐摩耗性・耐焼付性を大幅に向上した特殊材料・表面改質を採用。HSEタイプの内輪に円周溝を設け、環境対応型ノズルを採用したエアオイル潤滑専用のアンギュラ玉軸受。HSEタイプの高速度はそのままに低騒音、エア量・オイル消費量の削減を可能にした。
				5S-2LA-BNSタイプ (接触角20°)	耐摩耗性・耐焼付性を大幅に向上した特殊材料・表面改質を採用。さらにグリースポケット、特殊グリース、両側非接触シールなど、内部構造の最適化を図ったグリース潤滑専用のアンギュラ玉軸受。
				70CDタイプ, 79CDタイプ (接触角15°) 70ADタイプ, 79ADタイプ (接触角25°)	内部構造の最適化と共に両側に非接触ゴムシールを採用し、内部に長寿命特殊グリースを封入したアンギュラ玉軸受。
	ボールねじ支持用		【開放形】 2A-BSTタイプ (接触角60°)	軌道輪表面改質により転がり疲労寿命を向上させた開放形軸受。	
			【軽接触シール形】 2A-BST LXLタイプ (接触角60°)	軌道輪表面改質により転がり疲労寿命を向上させ、さらに特殊グリースの採用でフレッティング摩耗を大幅低減。また低トルク軽接触シールを設け防塵性・グリース保持性を強化。	
	円筒ころ軸受	主軸用		N10HSR タイプ	高速・低温度上昇を実現するため、内部仕様の最適化を実施。従来の高速円筒ころ軸受N10HSを上回る高速度を有する。
				N10HSL タイプ	N10HSRの内輪に円周溝を設け、環境対応型ノズルを採用したエアオイル潤滑専用の円筒ころ軸受。N10HSRの高速度はそのままに低騒音、エア量・オイル消費量の削減を可能にした

2.1 主軸用軸受

2.1.1 グリース潤滑シール付アンギュラ玉軸受 (BNSタイプ)

環境問題の面から主軸用軸受の潤滑を考えた場合、グリースが最も適している。軸受をグリース潤滑で使用する場合、外部潤滑装置が不要で、組付けやメンテナンスも容易である。また初期に封入される少量のグリースで潤滑されることから、噴霧化したオイルの発生も極めて微量となる。

しかし高速用アンギュラ玉軸受をグリース潤滑で使用する場合、潤滑寿命が重要となる。そこでさまざまな角度からグリース寿命延長の取組みを行ない、主軸径 50以上の高速主軸をターゲットに「グリース潤滑シール付アンギュラ玉軸受(BNSタイプ)」¹⁾(図1)を開発し、JIMTOF2000(日本国際工作機械見本市)で発表した。

BNSタイプは軌道輪に“特殊材料+表面改質”を採用し転がり疲労寿命の向上を図ると同時に、軸受両

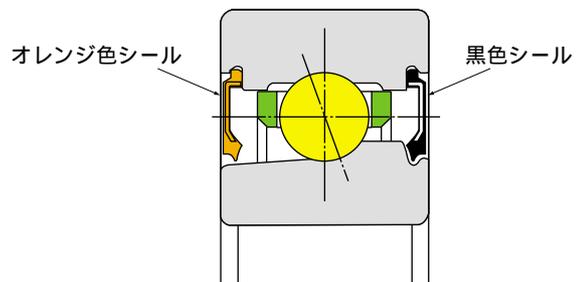


図1 グリース潤滑シール付アンギュラ玉軸受(BNSタイプ)
Grease-lubricated Sealed Angular Contact Ball Bearing

側に設けたシールと外輪軌道面の両側に設けたグリースポケットによってグリースを保持し、軌道面に安定供給することで高速運転時のグリース寿命延長を実現している。

グリースポケットの効果を図2に、耐久試験の結果を表2に示す。

グリースポケットの効果確認試験では標準軸受に対し7.4倍の寿命延長効果を確認している。

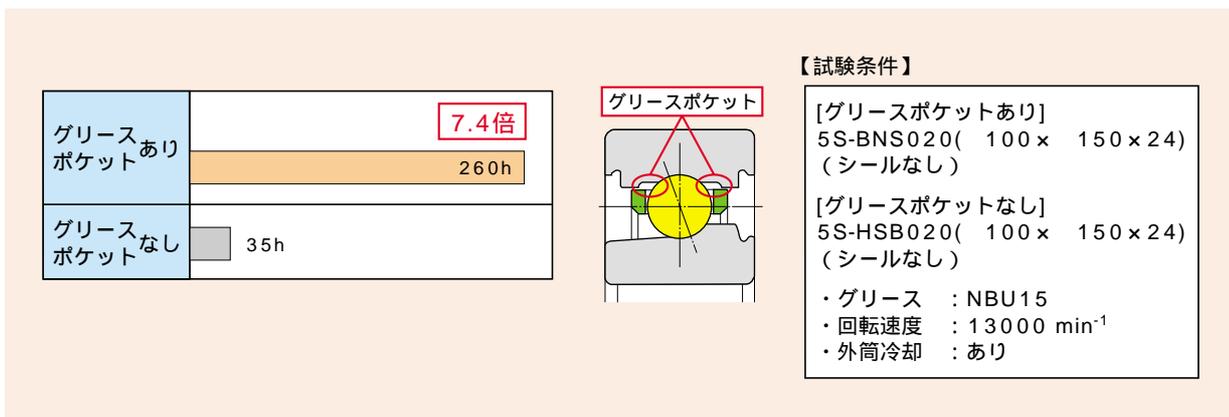


図2 グリースポケットの効果
Effect of grease reservoirs on bearing life

表2 耐久試験結果
Endurance test results

軸受	スピンドルの姿勢	運転時間 h					【試験条件】
		0	5000	10000	15000	20000	
HSBタイプ (シールなし)	横形	650h					<p>[HSBタイプ] 5S-HSB020C(100× 150× 24)</p> <p>[BNSタイプ] 5S-2LA-BNS020LLB (100× 150× 24)</p> <ul style="list-style-type: none"> ・グリース : MP-1 ・回転速度 : 11000 min⁻¹ ・予圧量 : 組込み後 ON (定位置予圧) ・外筒冷却 : あり
BNSタイプ	横形	20000h					
BNSタイプ	立形	20000h					

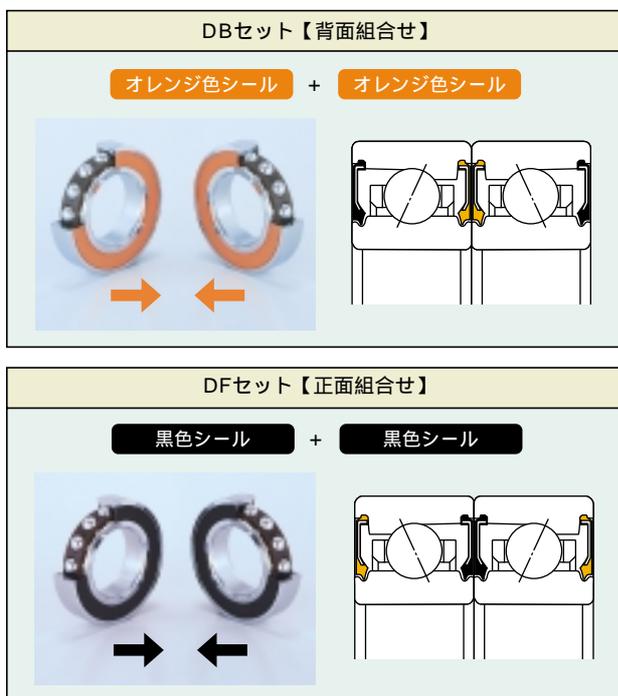
耐久試験は両側シール付のBNSタイプ(5S-2LA-BNS020: 100×150×24)とHSBタイプ(5S-HSB020C<シールなし>: 100×150×24)を、組込み後予圧0の定位置予圧条件かつ回転速度11000min⁻¹(d_{mn} 値140万)で実施した。HSBタイプでは1000時間未満の寿命であったのに対し、BNSタイプでは20000時間もの寿命を達成している(試験は20000時間を超えた時点で打ち切りとした)。

本結果は d_{mn} 値140万に至る高速領域まで、エアオイル潤滑主軸のグリース潤滑主軸への置換えが可能であることを示唆している。

またBNSタイプはグリース封入済の密封型軸受であることから、主軸組立時におけるグリース封入の必要がなく、また軸受洗浄作業も不要で、取扱いの簡素化、組立工数の削減が可能だけでなく、洗浄油の処理が不要となる等、作業環境を改善する効果も期待できる。

さらにJIMTOF2000以降シールに若干の改善を加え、正面側シールを黒色、背面側シールをオレンジ色に変更(従来は両側シールとも黒色)することで、対向する軸受のオレンジ色シールどうしを合わせると背面組合せ(DB組合せ)、黒色シールどうしを合わせると正面組合せ(DF組合せ)というように、作業時の軸受の方向確認が容易になる工夫を取り入れている(表3)。

表3 シールの色と軸受の組合せ
Bearing arrangement aided by seal color



2.1.2 グリース潤滑シール付標準アンギュラ玉軸受 (70/79 AD,CDタイプ)

主軸径 50以上の高速主軸を対象としたBNSタイプに対し、回転工具主軸や小型スピンドルなど中速度領域で用いられる内径 50以下の標準アンギュラ玉軸受を対象に「グリース潤滑シール付標準アンギュラ玉軸受(70/79AD,CDタイプ)」(図3)²⁾を新たに開発し、JIMTOF2002にて発表した。

70/79AD,CDタイプは標準アンギュラ玉軸受と同等の負荷容量を持ち、接触角15°(CDタイプ)、25°(ADタイプ)の2種類がある。設計仕様はBNSタイプの設計思想を盛り込み、両側非接触シール、長寿命特殊グリース、低発熱のための最適内部仕様を採用した。

高速運転試験の結果を図4に示す。試験は70CDタイプ(7006CD: 30×55×13)と70ADタイプ(7006AD: 30×55×13)をそれぞれ組込み後予圧180N, 250NのDB組合せの定位置予圧条件で実施した。70CDタイプ、70ADタイプともに25000min⁻¹(d_{mn} 値110万)まで安定した運転が可能であった。

なお70/79AD,CDタイプにおいてもBNSタイプ同様に正面側シールを黒色、背面側シールをオレンジ色とすることで作業時の方向確認を容易にしている。

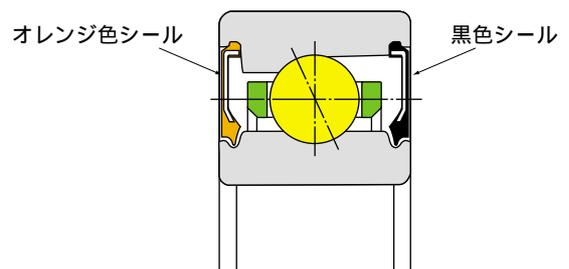
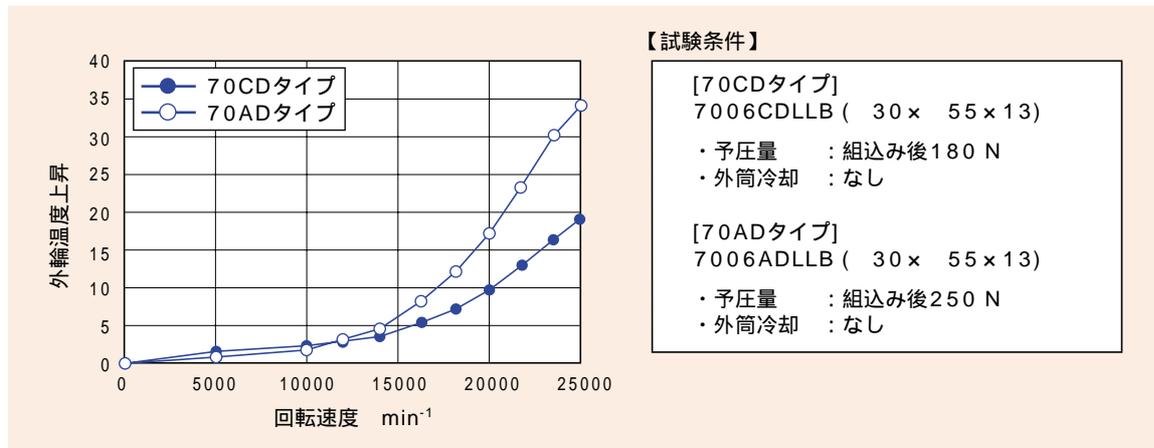


図3 グリース潤滑シール付標準アンギュラ玉軸受 (70/79AD, CDタイプ)
Grease-lubricated Sealed Angular Contact Ball Bearing



【試験条件】

[70CDタイプ]
7006CDLLB (30 × 55 × 13)
・予圧量 : 組込み後180 N
・外筒冷却 : なし

[70ADタイプ]
7006ADLLB (30 × 55 × 13)
・予圧量 : 組込み後250 N
・外筒冷却 : なし

図4 高速運転試験結果
High-speed test results

2. 1. 3 環境対応型エアオイル潤滑アンギュラ玉軸受 (HSLタイプ)

前項において環境問題に対するグリース潤滑の優位性について述べたが、高速運転においてはグリース潤滑は軌道面への十分な潤滑油の供給が困難であり、潤滑寿命が問題となる。そのため高速用途においてはエアオイル潤滑が一般的に採用されるが、運転時に消費されるエア量、オイル量の削減および騒音値の低減が長く求められていた。

JIMTOF2000において「低騒音アンギュラ玉軸受 (SFタイプ)」¹⁾を発表済であるが、その後さらなる改良を加え、高速化・低騒音化と併せてエア量およびオイル量の削減を可能とした「環境対応型エアオイル潤滑アンギュラ玉軸受 (HSLタイプ)」³⁾を開発しJIMTOF2002で発表した。

SFタイプの低騒音アンギュラ玉軸受も軸受内部へのオイル供給効率が高く、エア量およびオイル量の削減は可能であった。しかしエア量を絞ってゆくとノズル出口部の円周溝にオイルが溜まり、その溜まったオイルが一気に軸受内部に入ると軸受温度に変動が生じ

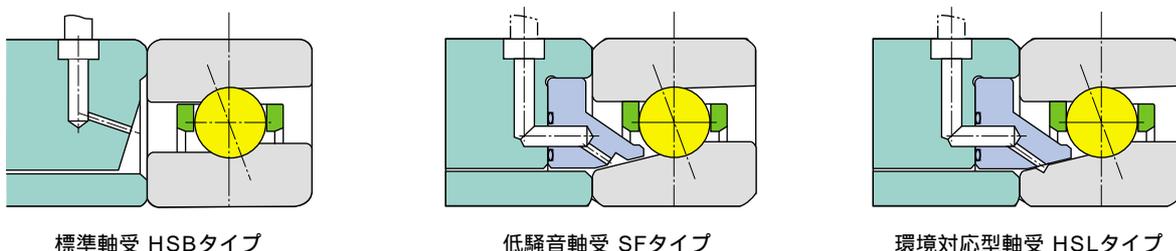
ることが確認された。そこでノズルの円周溝をなくし、軸受内輪外径側に円周溝を設けることでその問題を解消した。⁴⁾⁵⁾

図5に標準軸受 (HSBタイプ)、低騒音軸受 (SFタイプ)、環境対応型軸受 (HSLタイプ)の潤滑構造を示す。

図6にHSBタイプ、SFタイプおよびHSLタイプ (5S-2LA-HSL020A: 100 × 150 × 24)の定圧予圧 (2.5kN) 条件でのエア量と外輪温度の関係を示す。試験条件は回転速度21000min⁻¹(d_{mn} 値265万)、オイル吐出量0.03mL/5minの固定条件とした。

HSBタイプでは22.5NL/min、SFタイプでは15NL/minのエア量で外輪温度の急昇温が見られたが、HSLタイプでは10NL/minのエア量でも運転可能であった。

図7は同じく回転速度21000min⁻¹で、オイル吐出量を1ショット0.03mLに固定し、オイル吐出インターバルを変化させた結果である。HSLタイプはインターバル2~21minの範囲において安定した運転が可能である。HSBタイプでは d_{mn} 265万レベルの場合、



標準軸受 HSBタイプ

低騒音軸受 SFタイプ

環境対応型軸受 HSLタイプ

図5 アンギュラ玉軸受の潤滑構造
Bearing design

通常2minインターバルを推奨していることから最大1/10の油量削減が可能となる。

また20000min⁻¹までの騒音値データを図8に示す。騒音値としては約10dBAの低騒音効果が出ている。

図9にHSLタイプ(5S-2LA-HSL020：100×

150×24)の定位置予圧(組込み後予圧量0)での運転結果を示す。HSBタイプは16000min⁻¹以上になると温度が不安定となったが、HSLタイプはエア量10NL/min・オイル量0.03mL/10min条件で回転速度19000min⁻¹(*d_{mn}*値240万)まで安定した運転が可能であった。

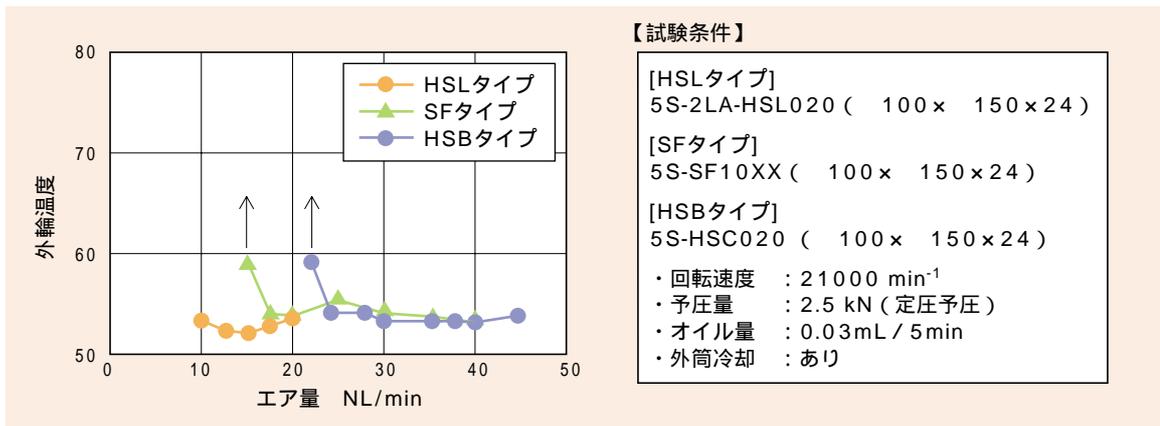


図6 エア量と外輪温度
Effect of air supply rate on outer ring temperature

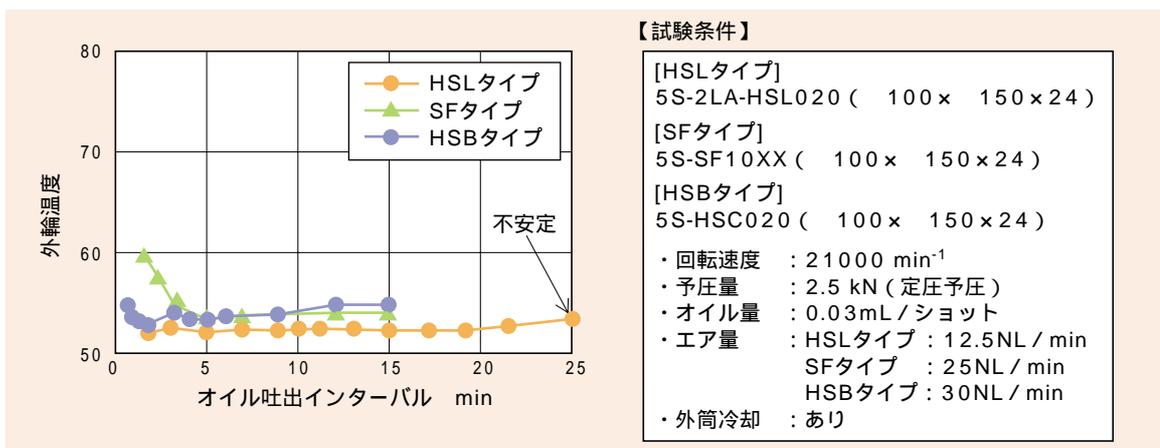


図7 オイル吐出インターバルと外輪温度
Effect of oil supply rate on outer ring temperature

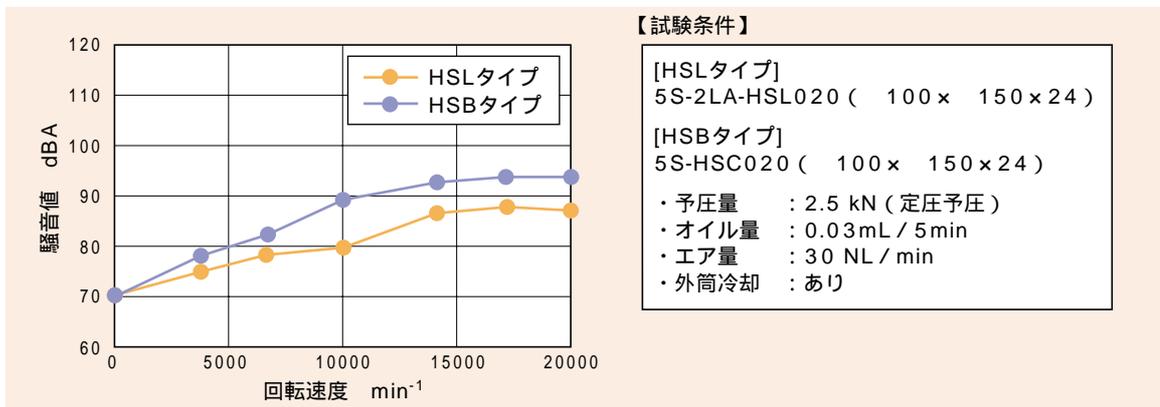


図8 環境対応型軸受の騒音レベル
Noise level

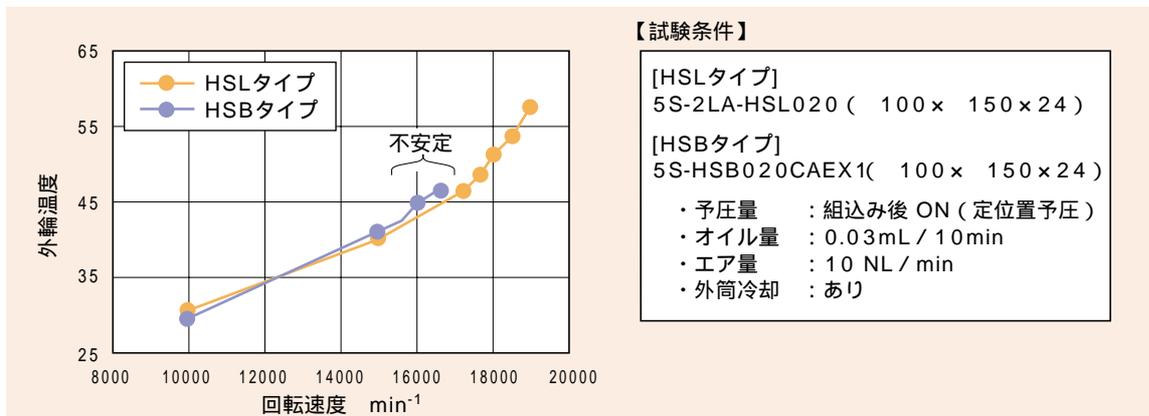


図9 環境対応型軸受の回転速度と外輪温度
Outer ring temperature rise

2.1.4 環境対応型エアオイル潤滑円筒ころ軸受 (N10HSLタイプ)

従来、エアオイル潤滑による円筒ころ軸受の許容 d_{mn} 値は150万程度であり、 d_{mn} 150万を超える主軸のリア側軸受にはアンギュラ玉軸受が用いられる。その場合、軸の伸びを吸収するため一般的にボールブッシュを用いたスライド機構が設けられ、主軸構造は複雑なものになっていた(図10)。この問題を解決すべく「環境対応型エアオイル潤滑円筒ころ軸受(N10HSLタイプ)」を開発した。

当軸受は、内部設計を最適化し、保持器材質を従来の黄銅製から特殊樹脂製にすることで軽量化を図り、高速運転を可能としている。

また潤滑構造は、前述の環境対応型アンギュラ玉軸受と同じく、直接転動体を狙うことなく内輪傾斜面に

エアとオイルを供給することで転動体によるエアの風切り音を抑え、軸受内部へオイルを到達させている。その結果、エア量、オイル量の削減および騒音値の低減を可能としている。

図11に標準軸受(N10HSタイプ)、環境対応型軸受(N10HSLタイプ)の潤滑構造を示す。

図12にN10HSタイプとN10HSLタイプの温度上昇試験データを示す。

N10HSタイプは一般の推奨条件であるエア量40NL/min・オイル量0.02mL/5min、組込み後すきま0の条件において20000min⁻¹で外輪温度の急昇温が見られた。

N10HSLタイプ(N1014HSL: 70 × 110 × 20)では、エア量20NL/min・オイル量0.02mL/10minとエア量・オイル量共に従来比1/2条件での運転が

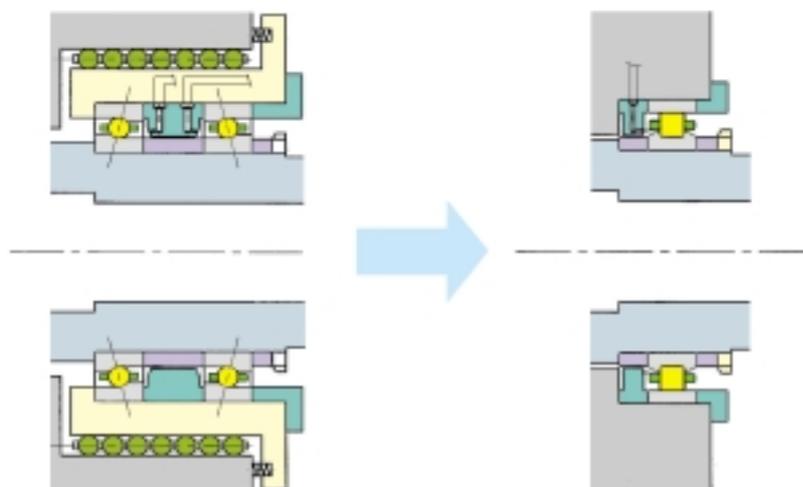
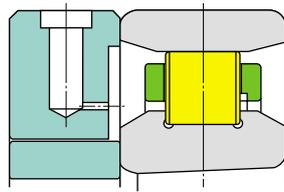


図10 主動リア構造の簡素化
ULTAGE main spindle rear structure is less complex than current rear structure

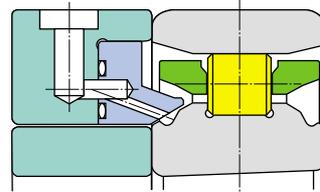
可能であり、 26000min^{-1} (d_{mn} 値230万)の高速運転が可能となっている。N10HSタイプとN10HSLタイプの外輪温度上昇を比較した場合、N10HSLタイプは明らかに温度上昇が低く、これは転動体のサイズダウンによる温度低減効果と推定される。なお両軸受共に低速域で温度の盛上りが見られるが、これは高

速域に合わせた潤滑条件であり、油量過多の傾向になっているためである。

図13に騒音値測定結果を示す。環境対応型軸受は標準軸受に対し 15000min^{-1} において約6dBAの低騒音効果が出ている。



標準軸受 N10HSタイプ



環境対応型軸受 N10HSLタイプ

図11 円筒ころ軸受の潤滑構造
Bearing design

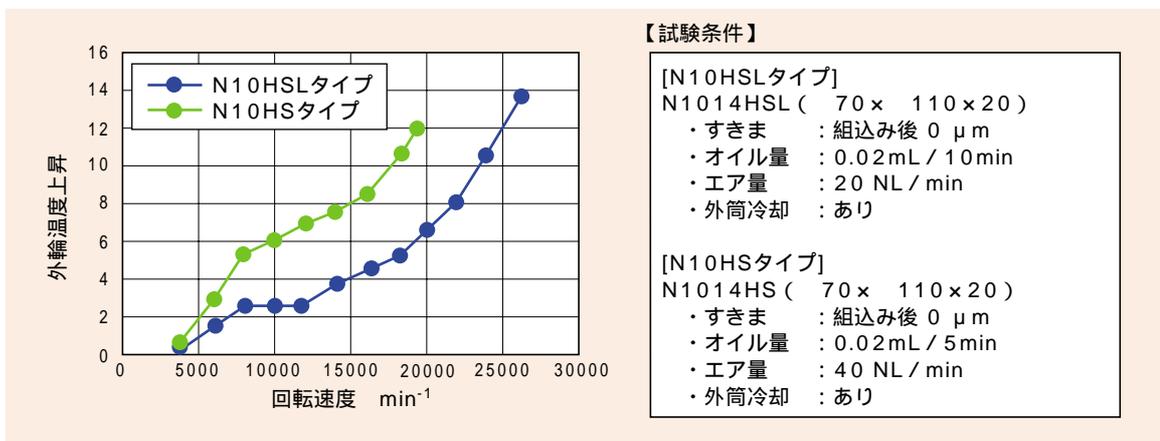


図12 環境対応型軸受の回転速度と外輪温度上昇
Outer ring temperature rise

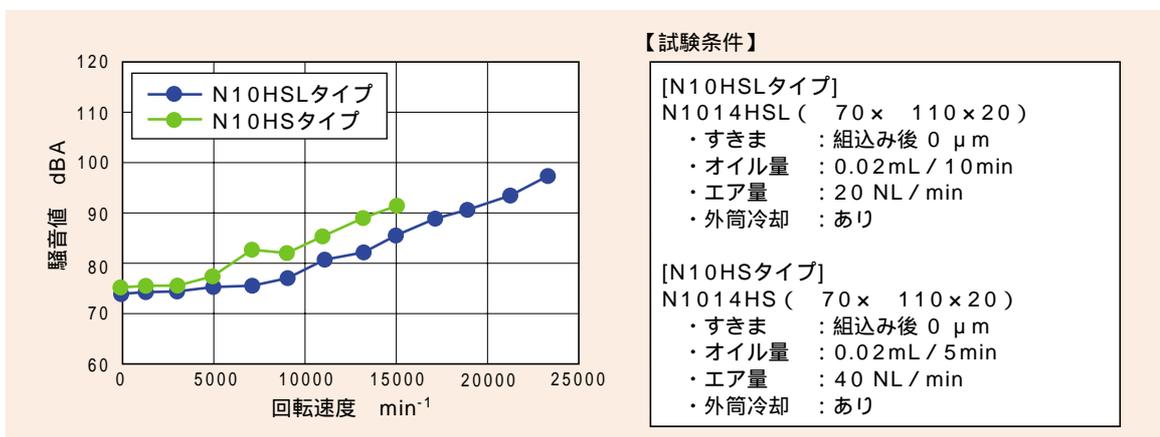


図13 環境対応型軸受の騒音レベル
Noise level

2.2 ボールねじ支持用軸受 (2A-BST LXLタイプ)

工作機械の効率化のためには、主軸の高速化に加え送り系の高速化も必要となる。送り系に用いられるボールねじ支持用軸受は微少な送りに伴う揺動運動や切削時の振動によって軌道面にフレッシング損傷を引き起こす事例が見うけられる。また切削油侵入によるグリース劣化、ボールねじ用グリースや切粉等異物の侵入による短寿命の問題も見られる。

「ボールねじ支持用シール付スラストアンギュラ玉軸受 (2A-BST LXLタイプ)」(図14) はこれらの問題を解決するために開発した軸受であり、軌道面に表

面改質を行ない、特殊グリースを封入することで耐フレッシング摩耗性の向上 (微動摩耗試験において摩耗量1/10) を図ったものである。その結果を図15に示す。

またオープン仕様である標準軸受BSTタイプに対し、低トルク軽接触シールを採用した2A-BST LXLタイプは外部から異物侵入を防ぐとともに、グリース封入作業不要のため組立も容易になる長所を持っており、さらに主軸用シール付アンギュラ玉軸受同様に正面側および背面側のシール色を変えることで、作業時の接触角度の方向確認を容易にしている。

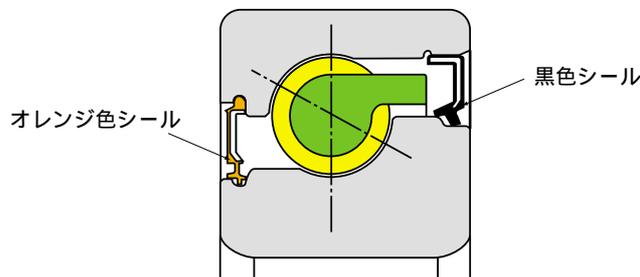


図14 ボールねじ支持用シール付スラストアンギュラ玉軸受 (2A-BST LXLタイプ)
Ball screw support thrust angular contact ball bearing

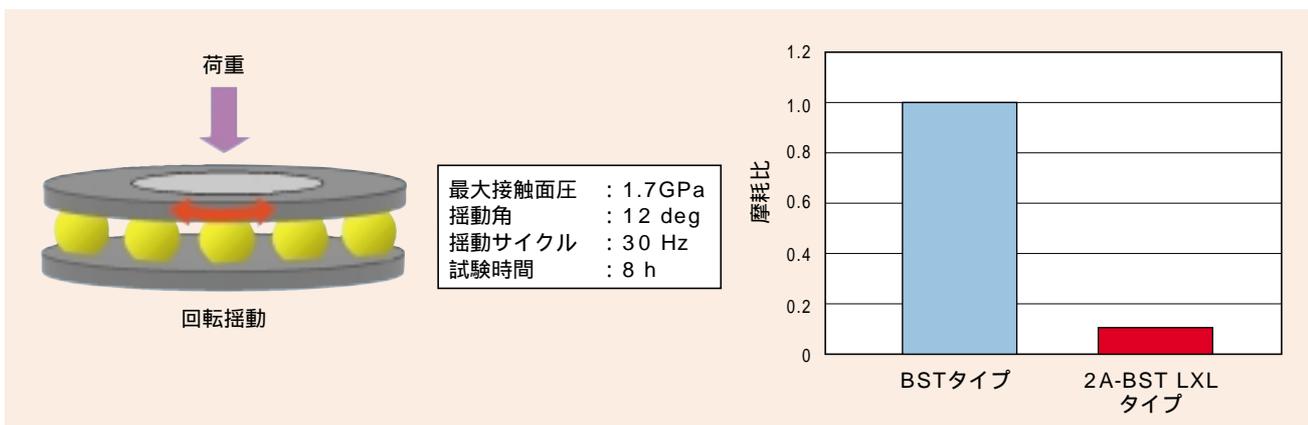


図15 回転揺動型微動摩耗試験結果
Oscillation test results

3. おわりに

これからの工作機械は、高速・高効率・高精度化などの本来の機能に加え、地球に優しい技術であることが求められている。エア量・オイル量の削減，噴霧化したオイルの排出抑制，低騒音化，省電力化など構成される部品の環境対応技術がさらに重要となる。

主軸用軸受や送り系軸受を含めた工作機械用軸受は、これまでの高 d_{mn} 値の追求やNRROの低減といった取組みに加え、環境への対応が重要なポイントとなる。

今後さらにユーザーからの要求は高まるものと考えられるが、環境に配慮した「人・地球に優しい軸受」を念頭に究極の精密軸受を目指して今後も改良・開発に取り組んでいきたい。

参考文献

- 1) 多湖浩史：工作機械分野におけるニーズと転がり軸受の対応技術，月刊トライボロジ（2001. 4）
- 2) 植田敬一：工作機械用軸受の技術動向：環境対応技術，月刊トライボロジ（2003. 4）
- 3) 瀧内博志：工作機械分野における転がり軸受の環境対応技術，月刊トライボロジ（2002. 2）
- 4) 藤井健次・森 正継：環境対応型工作機械主軸用エアオイル潤滑軸受，精密工学会秋季大会（2001. 10）
- 5) 藤井健次：工作機械主軸用軸受の環境対応技術，第3回生産加工・工作機械部門講演会（2001. 11）

執筆者近影



小杉 太
産機商品本部
産機技術部

高速CTスキャナ用軸受 Bearings for High Speed CT Scanner



大矢 洋右* Yosuke OYA

医療機器分野で特に注目を集めているCTスキャナの検査部(ガントリ部)用軸受について予圧仕様および保持器の材料・形状を工夫することにより、高速運転を可能にすると同時に大幅な騒音低減も達成した。その開発軸受の概要を紹介する。

The Industry of Medical Instruments is steadily growing because of an aging society.

In particular, the CT(Computed Tomography) scanner, which can be an effective tool for medical examination and inspection of patients, has attracted a attention as important imaging equipment.

To ensure smooth rotation of the gantry part of the CT scanner, a super slim large size angular contact ball bearing is used.

This article introduces development of the gantry bearing for higher speed rotation with a lower noise level.

1. まえがき

医療機器分野は、高齢化社会を背景に着実に成長しており、その中でもCTスキャナは患者の診断や検査を効率的に行う画像装置として特に注目されている。CTスキャナ(写真1)には検査部(ガントリ部)があり、画像撮影のためのX線管球、検出器などが回転部分に

設置されている。この回転部分支持用として内径約1mの軸受が使用されており、本稿では、CTスキャナ性能向上に対応できる回転支持用軸受(ガントリ用軸受)の開発について紹介する。



写真1 CTスキャナ概要
CT scanner

2. ガントリ用軸受の要求機能

ガントリ用軸受への要求機能として主に以下のものが挙げられる。

(1) 高速化

ガントリ用軸受の高速化により、撮影時間を短縮することができ、患者の負担を軽減できる。すなわち、患者が息を止めている時間を短縮し、特に幼児や高齢者への負担を軽減でき、さらには撮影による被曝量の低減も高速化の重要な目的でもある。

また、軸受を高速回転することにより撮影速度も速くなり、これまで正確な撮影が困難であった心臓などの臓器の動きも高精度な撮影が可能となる。さらに一日あたりに診断可能な患者数も増え、CTスキャナの稼働率が上がる。

(2) 静粛性

ガントリ用軸受の騒音を下げることにより、撮影時の患者の不安を和らげると同時に、臓器の萎縮を防ぐことができる。

3. 構造

図1にガントリ用軸受の構造を示す。ガントリ用軸受は、X線管球や検出器などの撮影機器を取付けたベースを支持しながら回転するため、軸受にはモーメン

ト荷重が作用する。一般に低中速機種にはコンパクト性から単列タイプの4点接触超薄肉玉軸受が使用されるが、中高速機種には、軸受内部における発熱の抑制や剛性を確保するため、組合せ複列アンギュラ玉軸受が使用される。特に、高速機種に採用される組合せ複列アンギュラ玉軸受には、以下の特長が挙げられる。

(1) 予圧仕様

軸受内部にすきまが残っている場合、軸受回転時に転動体が軸受内部を一周する間に、無負荷となる状態が発生する。この無負荷となる領域では、転動体が自重により軌道輪と衝突する音が発生する。ガントリ用軸受は静粛性を要求されるので、衝突音の発生を防ぐため、開発軸受は予圧仕様としている。

図2は軸受にモーメント荷重が作用したときの軸受内部にすきまが発生している状態と、軸受全体に予圧が適切に付与されている状態を示している。横軸は、軸受内部全周に配置された転動体位置(この場合110個)を示し、縦軸には転動体と軌道輪の接触面圧を示している。適切な予圧を設定することで、軸受内部全周に転動体が無負荷となる状態がなくなることが明瞭である。また、適切な予圧仕様は、必要な軸受剛性を確保し、撮影精度を向上させることにも寄与する。

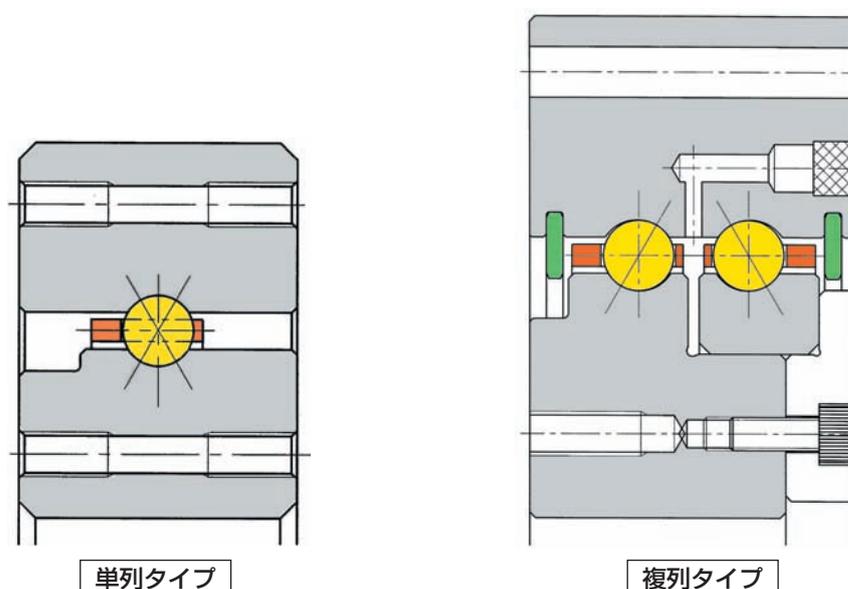


図1 ガントリ用軸受概要
Schematic of CT scanner bearing

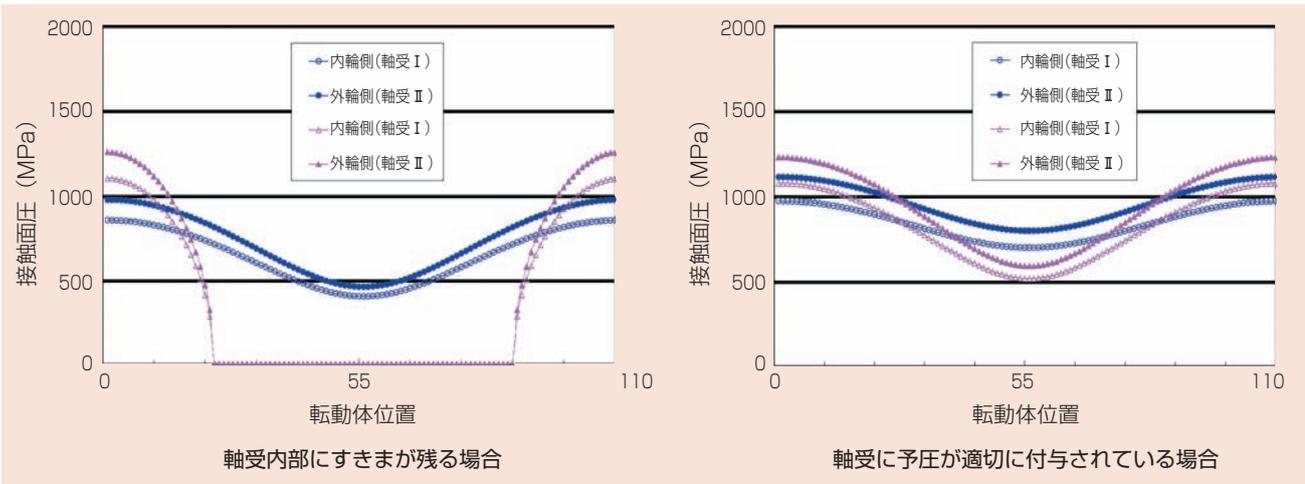


図2 各転動体と軌道輪との接触面圧の関係
Relationship of contact stress between each ball position and inner/outer ring

(2) 低騒音保持器の開発 (表1, 図3)

低騒音化において特に重要な要素として、保持器の最適設計化が挙げられる。特にガントリ用軸受のような薄肉大型の保持器は、樹脂製の連結方式を採用している。

従来は樹脂材としてPA材を採用していたが、保持器が吸水することによる寸法変化を引き起こし、軌道輪との干渉や保持器本体への応力発生を招く。このため、従来は保持器全周を連結せずに、自由度を持たせた部分(開口部)を設定していた。

しかし、この開口部は軸受内部で拘束されないうために、軸受回転中に軸受内輪及び外輪との衝突音(叩き音)が発生し、この叩き音が耳障り要因の一つとされていた。

開発保持器は、この衝突音をなくすために開口部を廃止して保持器全周を連結させ、回転中

に保持器が軌道輪と干渉しないよう、保持器を転動体で案内する転動体案内方式とした。また、保持器材料を従来のPA材に代えてPPS樹脂製保持器を採用し、さらにGFを30%に増やすことにより保持器剛性を高めた。既述した開口部の廃止は、PPS樹脂材が吸水による寸法変化を起こさない特性を考慮した結果である。

表1 保持器形状の比較
Comparison of cage type

	従来保持器	開発保持器
開口部	あり	なし
材質	PA66+GF10%	PPS+GF30%
ポケット形状	円筒, 四角 (交互)	特殊球面
案内形式	—	転動体案内
音響	聴覚判定: × × 開口部の叩き音あり × 保持器と軌道輪との接触音あり (× 転動体の落ち音あり)	聴覚判定: ○ ○ 開口部の叩き音なし ○ 保持器と軌道輪との接触音なし (○ 転動体の落ち音なし)

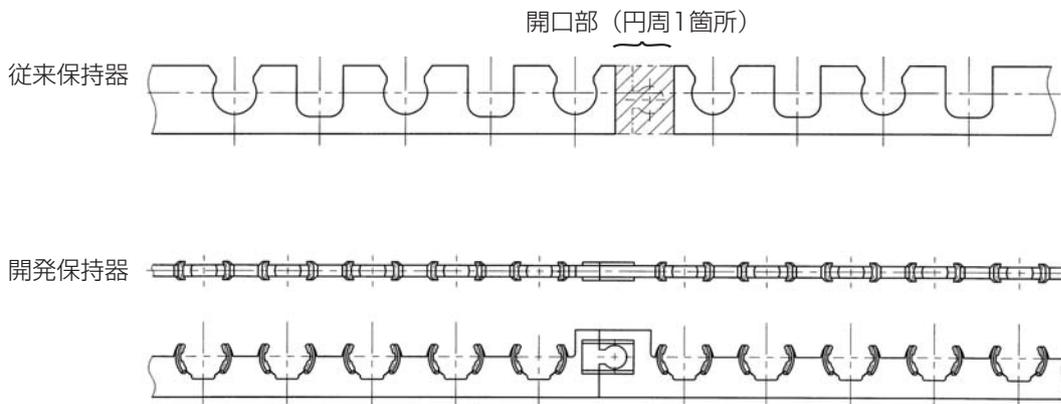


図3 保持器形状
Cage forms

4. 要求機能の確認試験結果

前頁で述べたガントリー用軸受の要求機能について各試験結果を以下に紹介する。

(1) 高速化

(試験内容)

写真2に示すような性能評価用試験機のバックプレートに複列アンギュラ玉軸受(約 $\phi 800 \times \phi 1000 \times 60$)を取付け、軸受幅中心位置より約150mm離れた位置にウエイトを設置し、ラジアル荷重8000Nが負荷される条件で試験を実施した。また、試験時の設定チルト角として、一般にCTスキャナで採用されている可動チルト 0° (直立), $\pm 30^\circ$ (前後方向)にて評価を行った。

(試験結果)

図4に軸受回転数と軸受外輪温度上昇の関係を示す。現在のCTスキャナの高速機種は、ガントリー口径にもよるが軸受回転速度は $120 \sim 180 \text{min}^{-1}$ である。本機能確認試験では 300min^{-1} ($d_{\text{mn}} = 27$ 万)においても特異な温度上昇はなく、現行比約2倍の高速回転においても、安定して運転できることが確認できた。



写真2 性能評価用試験機
Test equipment

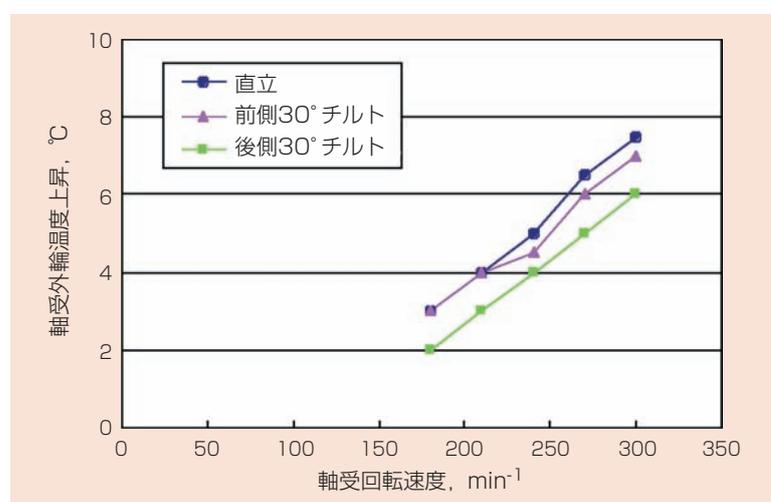


図4 高速回転速度試験結果
High speed rotation test results

(2) 静粛性

(試験内容)

写真3に示すような音響評価試験機のバックプレートに複列アンギュラ玉軸受(約φ1000×φ1200×80)を取付け、軸受幅中心位置より1m離れた位置にマイクロホンを設置し、音響評価試験を実施した。

(試験結果)

図5に示すように、騒音値は軸受回転速度に比例し増加しているが、開発保持器を搭載した軸受は、180min⁻¹でも従来保持器搭載品の60min⁻¹(72dBA)よりも3dBA低い結果である。

り、大幅な騒音値の低減を達成した。また、軸受の回転に同期する保持器音として代表される耳障りな音も聴取されなかった。

図6に120min⁻¹試験時の時間波形と周波数分析結果を示す。時間波形から、従来保持器を搭載した軸受は回転に同期したピークが顕著に認められ、周波数分析結果においては、特に1000~1500Hzの周波数帯域のピークが騒音として聴取された。一方、開発保持器を搭載した軸受は、騒音となる回転に同期したピークは認められず、全体としても低い音響水準を保持していることが認められた。

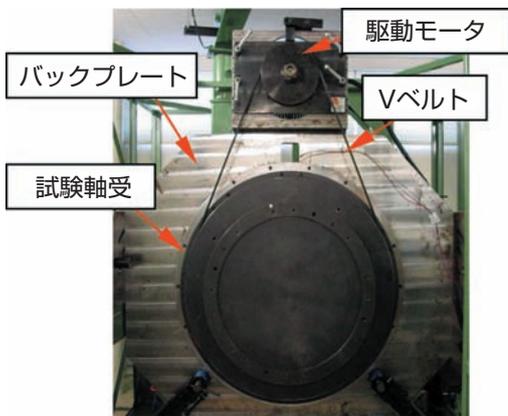


写真3 音響評価用試験機
Test equipment

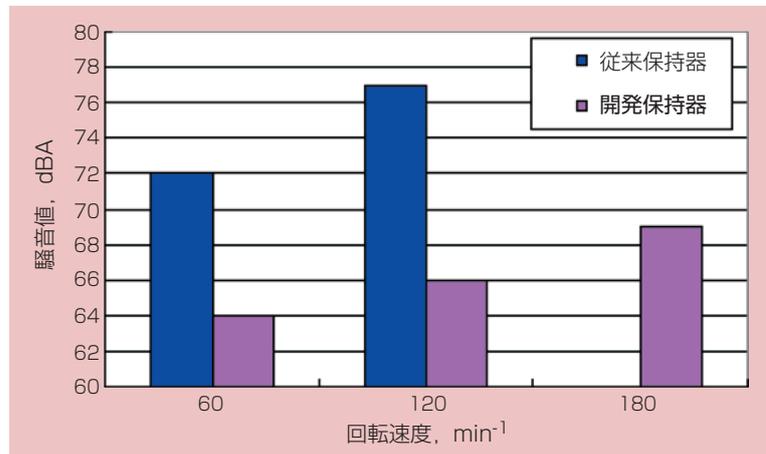
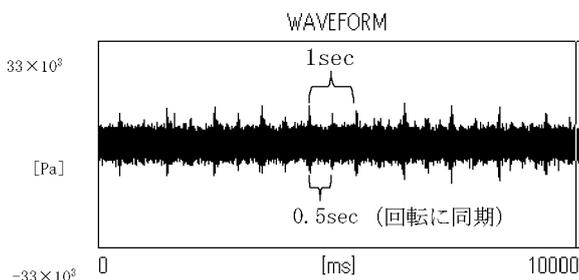
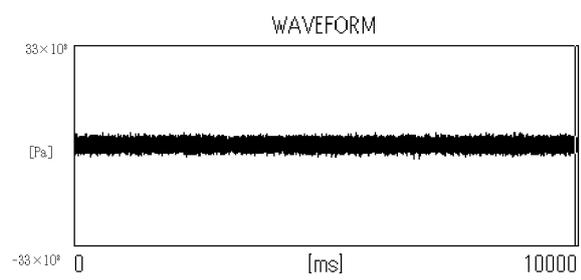


図5 音響評価試験結果
Noise level test results



従来保持器



開発保持器

図6 時間波形結果(120min⁻¹)
Wave form of noise (120min⁻¹)

5. まとめ

ガントリ用軸受の高速化に対応して、複列アンギュラ玉軸受に適切な予圧仕様、保持器材料と形状を採用することにより、高速運転を可能にするだけでなく、低騒音となる軸受を開発することができた。本軸受の開発により、CTスキャナの高速化、低騒音化に寄与するだけでなく、今後より一層、医療機器分野全体に貢献できるよう引続き軸受の開発に取り組んでいく。

執筆者近影



大矢 洋右
産機商品本部
産機技術部

鉄道車両用センサ付車軸軸受ユニット Integrated Sensor Bearing Unit for Axleboxes



上野 正典* Masanori UENO

鉄道車両用軸受，中でも車軸用軸受はその故障が重大事故につながるため，十分な安全性が必要である。NTNでは安全対策のため車軸用軸受にセンサを取り付け，その運転状況をモニタできる車軸軸受ユニットを開発したので紹介する。

Constant monitoring of axlebox bearings, which are some of the most important components of rail vehicles, contributes to the reliability and safety of railways. In addition, railway companies today desire to reduce components and to simplify maintenance procedure for reduction of maintenance cost.

To meet this demand, we have developed a sealed double row tapered roller bearing with an integrated sensor. This sensor is incorporated into plastic housing which is attached to the oil seal case on the shaft end side. This sensor can detect temperature, rotating speed and rotating direction.

This report introduces laboratory test results for performance of the temperature sensor and impact- and vibration-resistance of the speed sensor.

1. まえがき

鉄道車両用車軸軸受は，もし故障した場合車両の運行に支障をきたし，さらに重大事故にも結びつく可能性がある重要部品である．特に近年はメンテナンス周期の延伸および車両の高速化に伴い，車軸軸受にはより高い信頼性が求められている．

従来，走行中の車軸軸受の状態の監視は，軸箱に取り付けた軸温検知器による温度の常時監視や，軸箱・車軸端に貼り付けたサーモラベルの定期点検により行われてきた．

また，ブレーキ使用時の車輪の滑走検知を目的とする車軸の回転数検出は，車軸端に取り付けた歯車と軸箱に取りつけた回転速度センサにより行われてきたが，この構造は多くの部品とスペースを必要とし，メ

ンテナンス時にはセンサと歯車とのギャップの調整作業が必要である．

鉄道車両においてもメンテナンスコストの削減に対する要求は強く，車軸軸受周辺構造の簡素化・部品点数の削減が望まれており，軸受の温度検出と回転速度検出機能を兼ね備えたセンサ付車軸軸受ユニットの開発が求められている．今回，鉄道車両車軸用軸受として多く使用されている密封複列円すいころ軸受に，センサ機能を付加した車軸軸受ユニットを開発し，種々の評価試験を行ったので，その内容について紹介する．

*産機商品本部 産機技術部

2. センサ付車軸軸受ユニットの構造

開発したセンサ付車軸軸受ユニットは、内径 120×外径 220mmの車軸用密封複列円すいころ軸受の軸端側のオイルシールケースに温度および回転速度・回転方向の検出機能を備えたセンサユニットを付加したものである（図1）。

従来の車軸軸受との互換性を保つため、車軸軸受ユニットの外回り寸法を従来の車軸軸受と同じ寸法とし、センサユニットの取り付けスペースを確保するためオイルシールリップを特殊形状とした。

センサユニットはオイルシールケースに設けた台座にボルトで固定する。鉄道車両用車軸軸受には車両の走行中に軌道からの衝撃・振動が作用するため、ボルトによる締結には、緩みの発生が懸念される。このため、専用の回り止め座金を採用しボルトの緩み防止策を施した。

また、回転速度の被検出体となる磁性体リングは、センサユニットと相対する回転部である軸端側内輪の鏝部（図1）に吻合し固定する。また、軸受の構造により油切りに取り付けることも可能である。

個配置したものである。

磁性体リングは、周方向に沿ってN極、S極を交互に着磁したもので、車軸の回転に伴ってホールICを通過する磁界の方向が変化する。回転センサはこの磁界の変化を電圧のパルス波として出力するものである。2個のホールICはそれぞれの出力パルス波の位相差が90度となるよう配置されている。パルス波の周波数と位相差の向きを検出することで回転速度・回転方向を読み取ることが可能である。

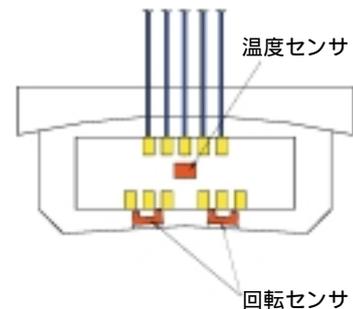


写真1 センサユニット
Sensor unit

3. センサユニットの仕様

センサユニットの外観を写真1に、主な仕様を表1に示す。

センサユニットは、樹脂製のハウジング内に、軸受温度を測定するサーミスタと、軸の回転速度を検出する回転センサとして磁気検出素子であるホールICを2

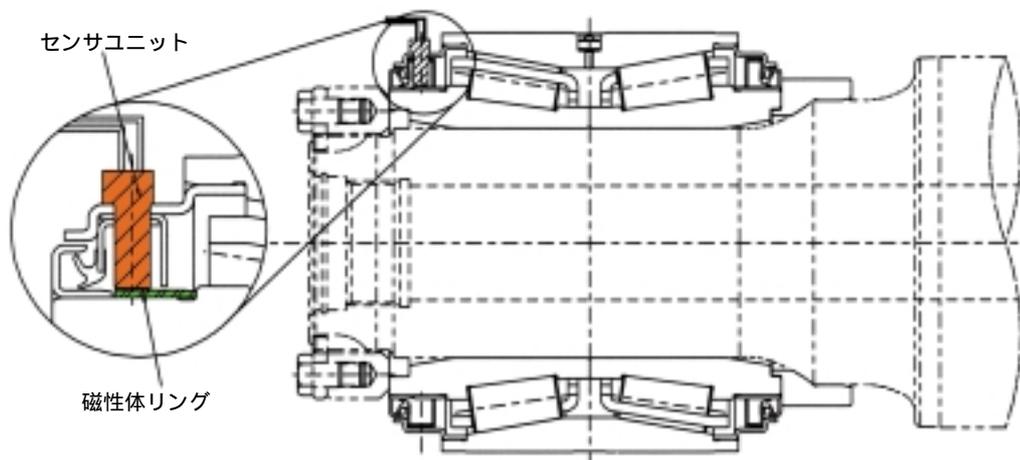
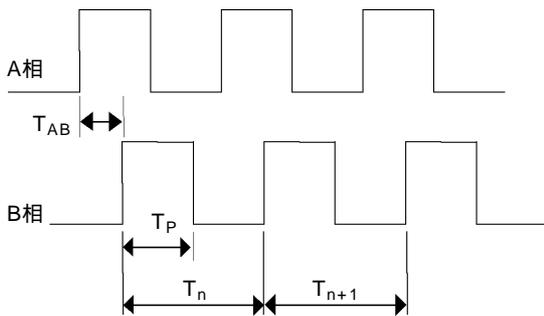


図1 センサ付き車軸軸受ユニット
Axlebox bearing unit with integrated sensor

表1 センサユニットの仕様
Specification of sensor unit

使用温度範囲	- 40 ~ 125	
耐衝撃性	100 G	
耐振動性	35 G	
回転センサ応答周波数	0 ~ 8kHz	
回転センサ 検出精度 (図2)	隣接ピッチ誤差	5%以下
	デューティ比	50 ± 15%
	AB相進み遅れ角度	90 ± 45度



- ①隣接ピッチ誤差 (%) = $\frac{|T_n - T_{n+1}|}{T_n} \times 100$
- ②デューティ比 (%) = $\frac{T_P}{T_n} \times 100$
- ③AB進み遅れ角度 (度) = $\frac{T_{AB}}{T_n} \times 360$

図2 回転センサ検出精度
Resolution of speed sensors

4. 評価試験

4.1. 軸受温度検出性能確認試験

図3に示す車軸軸受回転試験機により、センサ付車軸軸受ユニットを回転させ、温度センサの出力温度と試験軸受に取り付けた熱電対で測定した軸受温度とを比較確認した。

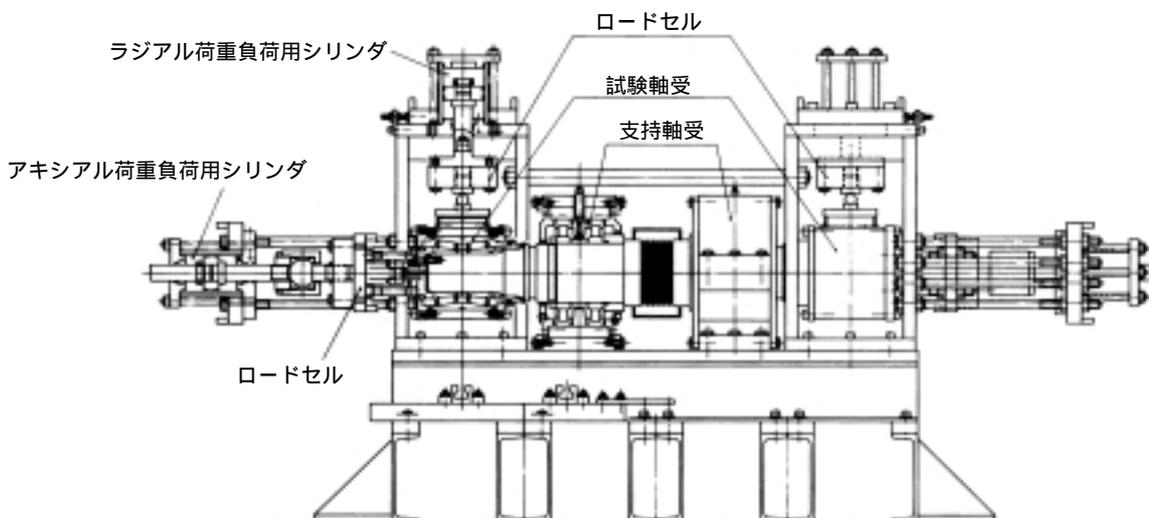


図3 車軸軸受試験装置
Test rig for axle bearings

本試験においては、オイルシールケースの周方向に90度毎4箇所、4つのセンサユニットを取り付け、取り付け位置による出力の温度差についても確認した。

(試験結果)

図4に、回転試験時の温度センサ出力および熱電対による温度測定結果のグラフを示す。

- 温度センサの出力は、熱電対により測定した外輪外径部の温度に対し、その測定位置の違いにより最大約10%低い。外輪の温度変化に対する追従性があり、本センサの実用性を確認することができた。
- センサユニットの取り付け位置による比較では、軸受の負荷域となる上側センサの出力が最大で5%程度高いが、その他の取り付け位置については、ほとんど差がない。

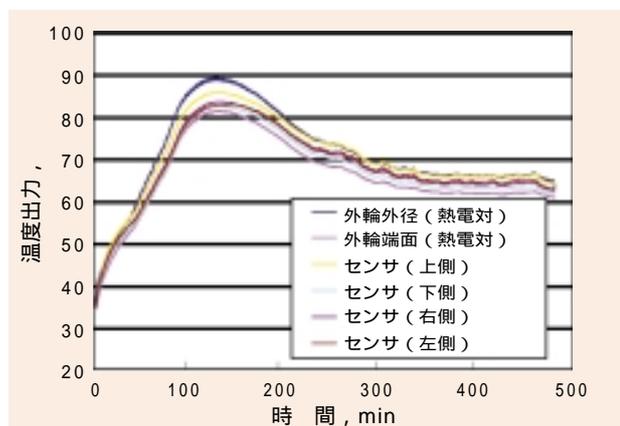


図4 軸受温度と温度センサ出力
Relationship between bearing temp. and output of temp. sensor

4. 2. 耐振動性確認試験

センサユニットに継続的に振動を与え、試験後に表1に示した回転センサの検出精度が確保されていることを確認した。

(試験条件)

- 振動加速度 : ± 35G
- 振動方向 : 上下, 前後, 左右
- 周波数 : 60Hz
- 加振回数 : 各方向 10⁷回
- 試験数 : 3個

(試験結果)

図5～7に隣接ピッチ誤差, デューティ比, AB相進み遅れ角度の測定結果をそれぞれ示す。試験後においても回転センサの検出精度が確保されており, 鉄道車両用センサとして十分な耐振動特性を有していることが確認できた。

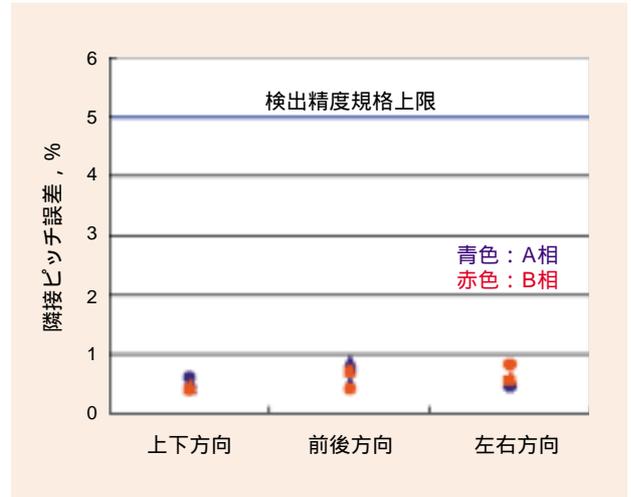


図5 隣接ピッチ誤差
Adjacent pitch error

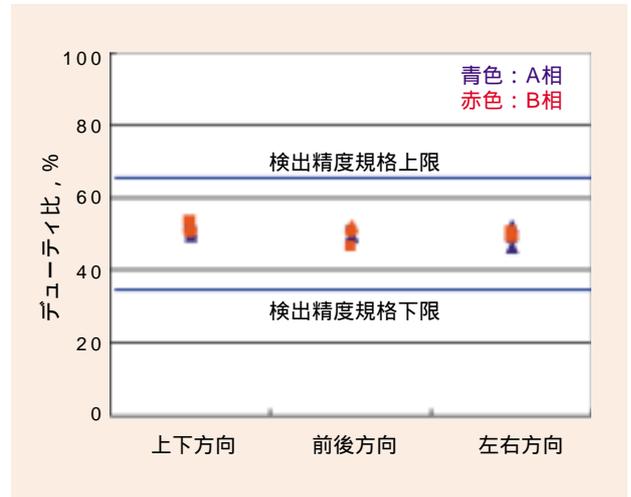


図6 デューティ比
Duty ratio

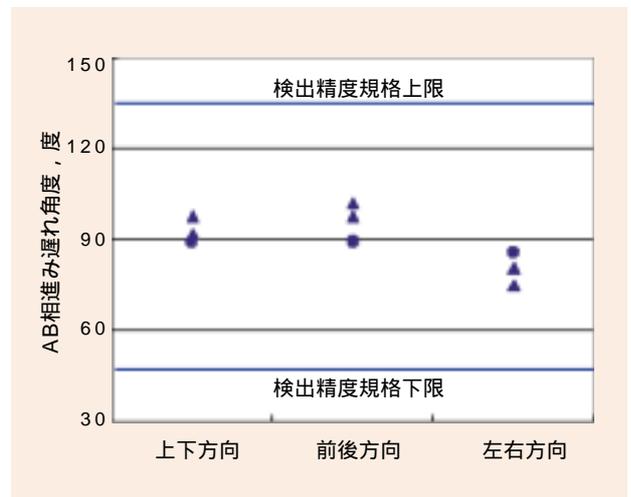


図7 A,B相進み遅れ角度
Phase difference between A & B signals

4.3. 耐衝撃性確認試験

センサユニットに衝撃を与え、試験後に表1に示した回転センサの検出精度が確保されていることを確認した。

(試験条件)

- 衝撃値 : 100G
- 衝撃方向 : 上下, 前後, 左右
- 加振回数 : 各方向 4000回
- 試験数 : 2個

(試験結果)

図8~10に隣接ピッチ誤差, デューティ比, AB相進み遅れ角度の測定結果をそれぞれ示す。試験後にも回転センサの検出精度が確保されており, 鉄道車両用センサとして十分な耐衝撃性を有していることが確認できた。

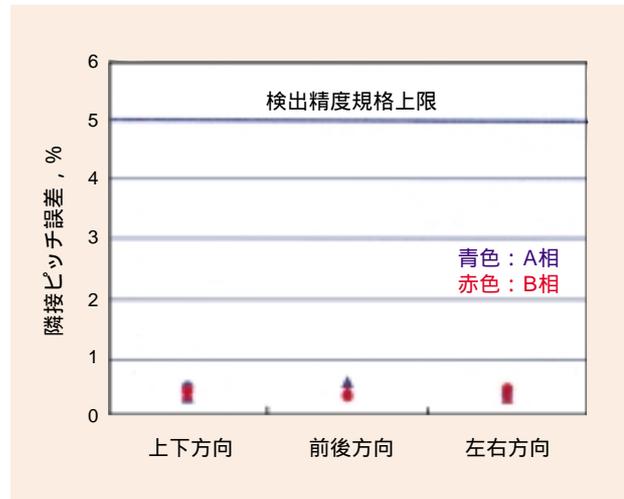


図8 隣接ピッチ誤差
Adjacent pitch error

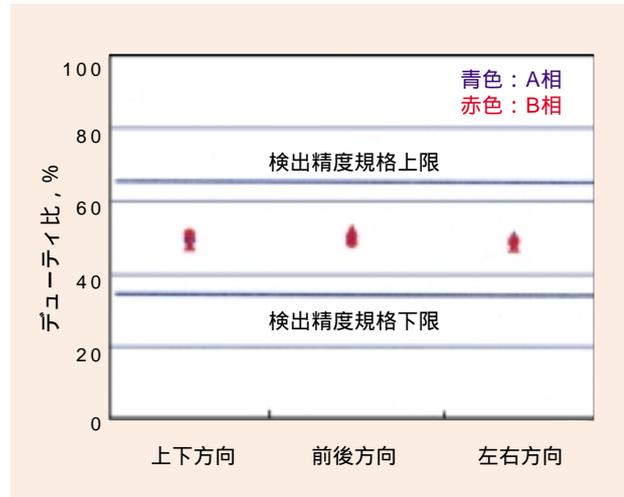


図9 デューティ比
Duty ratio

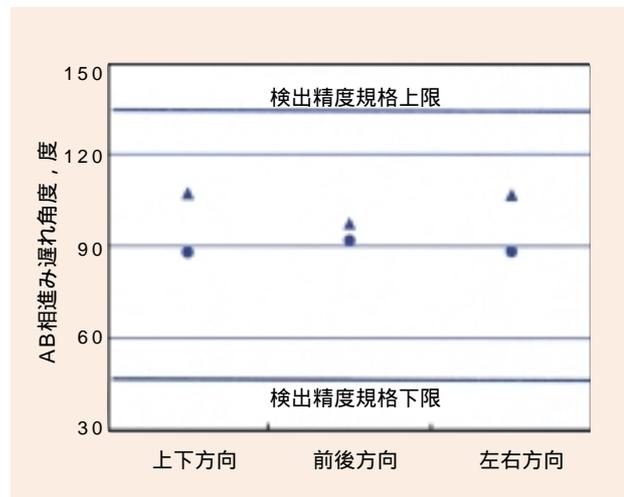


図10 A,B相進み遅れ角度
Phase difference between A & B signals

5. あとがき

鉄道車両用センサ付き車軸軸受ユニットについて、その概要と試験の結果を紹介した。

鉄道車両の安全性・信頼性の向上に対する要求は、今後も高まることが予想される。一方で、鉄道事業者は車両のメンテナンスコストの削減を追及する傾向にある。

今後、今回紹介したセンサ付き車軸軸受ユニットは、鉄道車両の最重要部品である車軸軸受の信頼性向上ならびにコンパクト化、メンテナンスコスト削減に有効な手段になると考えられる。

執筆者近影



上野 正典
産機商品本部
産機技術部

風力発電用軸受 Bearings for Wind Turbine



八木 壮一* Souichi YAGI

風力発電はクリーンエネルギーとして注目されて急速に普及が進んでいるが、NTNでは軸受の詳細な技術解析と種々の新しい軸受を開発して信頼性と経済性の向上に取り組んでいる。この風車の構造と使用される軸受の特長や選定時の留意点などについて解説する。

In 2002, worldwide electricity production was about 31,000MW. This is a 27% increase over the previous year.

In the past few years, the wind turbine generating system, which emits no carbon dioxide, has gained widespread acceptance as the cleanest and most environmentally friendly energy. The technical trend for wind turbines is to increase reliability and efficiency while reducing the cost of operation. The bearings, which are one of the most important components for wind turbines, require designs that optimize reliability and economic efficiency while considering the characteristics of this applications.

This report introduces special characteristics for wind turbine bearings and a method to optimize wind turbine bearing design.

1. はじめに

風力発電による全世界の発電量は、2002年末で約31,000MWに達し、前年度比27%増である。二酸化炭素を排出せず環境への影響が最も少ないクリーンエネルギーとして近年、世界で急速に普及している。風力発電における課題は、設備の信頼性と発電コスト低減など経済性の向上である。風力発電機（風車）を支える重要コンポーネントである軸受は、使用環境を十分に考慮し、高い信頼性と経済性の両立を図った最適設計が必要である。軸受の最適設計への取り組みと風車用軸受を紹介する。

2. 風車の構造と軸受

図1に1～2MW風車ナセル部を示す。ロータ主軸、ギアボックス(増速機)、発電機、ヨーギアボックス(減速機)、その他にヨー旋回座、ブレードピッチ旋回座、油圧ポンプ等、多くの部位に軸受が使用されている。

3. 軸受の使用条件

ロータ主軸用軸受は、ブレードとロータを支持して回転トルクをギアボックスに伝達する。常に変化する風によって主軸用軸受に作用する荷重と回転数が大きく変動する。

カットイン風速（発電するために必要な最小風速）以下では、ロータ主軸はアイドル状態になり低速、軽荷重の運転となるが、カットイン以上の発電状態で

*産機商品本部

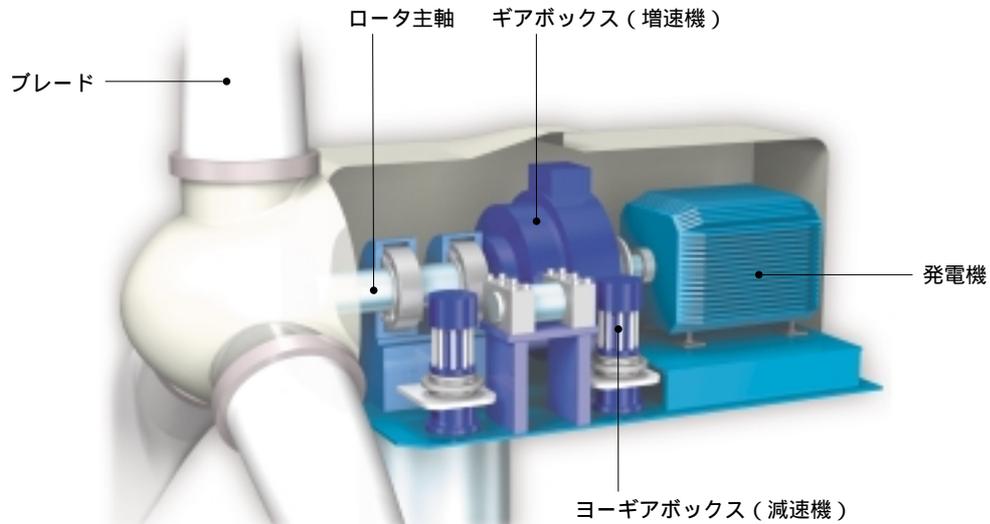


図1 風車ナセル Nacelle

は定格回転数に上昇し、荷重も平均的な値となる。さらに突風時には大きな荷重がブレード、ロータを経て主軸用軸受に負荷される。主軸用軸受に負荷される荷重とモーメントを図2に示す。

このような荷重・モーメントと回転数の変動は、主軸用軸受と同様にギアボックス用軸受にも負荷される。風車用軸受では、軽荷重から突風時の重荷重まで幅広い荷重域で運転されることが特徴である。700kW級風車の23m/s～25m/sにおける1分間の荷重とモーメントの変動例を図3に示す。

ロータ主軸用軸受は、荷重の変動を絶えず受けながら始動、加速、減速、停止を不規則に繰り返すが、ロータ主軸用軸受以外の軸受についても使用部位別に最小荷重、平均荷重、最大荷重の各条件について軸受タイプ、軸受すきま、軸受のころ本数、クラウニング、保持器など軸受の最適仕様について検討することが重要である。

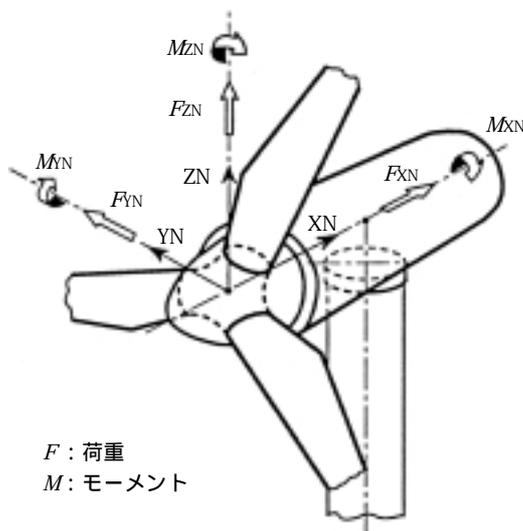


図2 ロータ荷重図式 Rotor load schematic

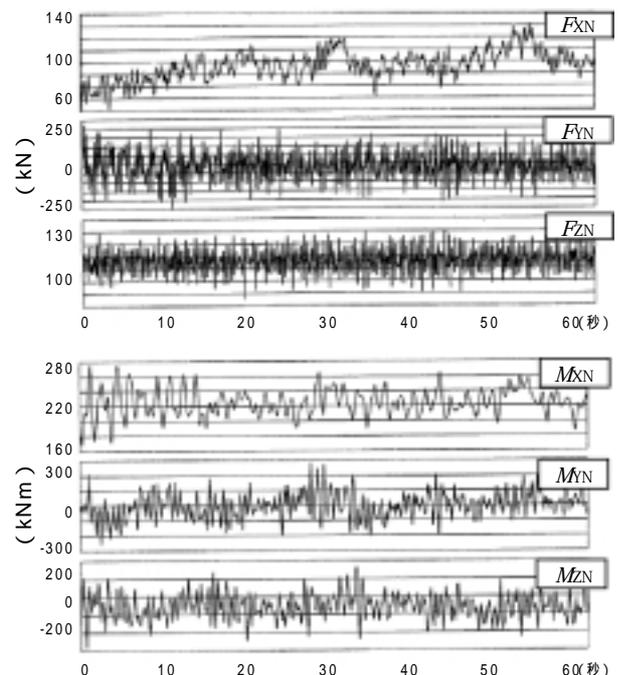


図3 ロータ荷重とモーメント計測値 Measurements of rotor load and moment

4. ロータ主軸用軸受

ブレードの回転を增速機で誘導発電機の定格回転数に増速する形式の主軸構造と適用軸受を表1に示す。また、增速機がない同期発電機の主軸構造を表2に示す。

表1 增速機付き風車的主軸構造と適用軸受例
Wind turbine rotor shaft bearing assembly (with gearbox)

構造図	ブレード側軸受	発電機側軸受	特徴
	SRB SRB SRB	SRB CRB DTRB	<ul style="list-style-type: none"> ●軸受2個使用 ●增速機はロータシャフトで支持
	SRB	CRB	<ul style="list-style-type: none"> ●発電機側軸受が增速機の入力軸受を兼用
	SRB	CRB	<ul style="list-style-type: none"> ●発電機側軸受が增速機の入力軸受を兼用 ●ブレード側軸受荷重をナセルで支持
	TRRB DTRB		<ul style="list-style-type: none"> ●ロータ軸受を省きロータ荷重を增速機軸受が負荷する構造

SRB：自動調心ころ軸受 CRB：円筒ころ軸受
DTRB：複列円すいころ軸受 TRRB：3列円筒ころ軸受

表2 增速機なし風車的主軸構造と適用軸受例
Wind turbine rotor shaft bearing assembly (without gearbox)

構造図	ブレード側軸受	発電機側軸受	特徴
	TRRB DTRB	CRB	<ul style="list-style-type: none"> ●ダイレクトドライブ ●外輪回転
	SRB DTRB	CRB CRB	<ul style="list-style-type: none"> ●ブレード側軸受荷重をナセルで支持 ●内輪回転

設計時は最大荷重負荷時の軸箱の必要強度と平均荷重負荷時の軸箱の変位を考慮した軸受寿命の検討を行い、贅肉のないスリムな軸箱設計と実用上十分な計算寿命を満足する主軸軸受を選定する。

また、軸箱と外輪軌道面の変形を考慮して、各転動体荷重を計算し、回転輪と固定輪それぞれの寿命を計算する。

$$Q_R = \left[\frac{1}{Z} \sum_{j=1}^Z (Q_{Rj})^{w_i} \right]^{1/w_i}$$

$$Q_S = \left[\frac{1}{Z} \sum_{j=1}^Z (Q_{Sj})^{w_e} \right]^{1/w_e}$$

Q_R, Q_S : 回転輪, 固定輪の平均荷重

Z : 転動体個数

w_i, w_e : 定数

$L_R = (C_n / Q_R)^p$: 回転輪の寿命

$L_S = (C_n / Q_S)^p$: 固定輪の寿命

$L = (L_R^{-e} + L_S^{-e})^{-1/e}$: 軸受としての寿命

C_n : 接触点に対する動定格荷重

p : 玉軸受の場合 3
ころ軸受の場合 10/3

e : 玉軸受の場合 10/9
ころ軸受の場合 9/8

軸受タイプとしては、自動調心ころ軸受、円すいころ軸受が主流であるが、ミスアライメントに有利な自動調心ころ軸受が多く用いられる。主軸のミスアライメントは、一般に±0.5°を考慮する必要がある。

NTN自動調心ころ軸受Bタイプは、ころが内輪の中鏝で案内される設計となっているため、最小荷重から最大荷重まで広い荷重域において、スキューが少なく、安定したトルクと低い発熱での運転が可能となる。図4にNTN自動調心ころ軸受のBタイプとCタイプの構造を示す。

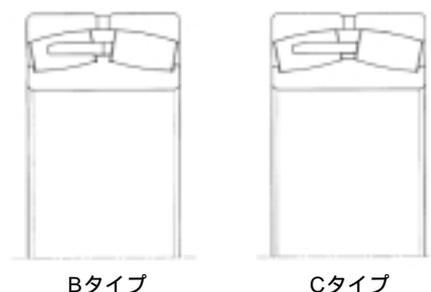


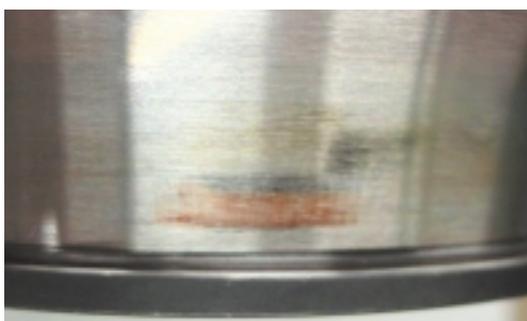
図4 自動調心ころ軸受BタイプとCタイプ
Spherical roller bearing, B type and C type

また、ロータ主軸用軸受には、ブレード振動やギアボックス振動が加わるためフレットングコロージョンが発生する危険があり、このため軸受選定とすきま及びはめあいの適正化と適正なグリース選定が重要となる。

加振試験後の軸受外観例を写真1に示す



(1) 内輪内径面のフレットング
Fretting on inner ring bore



(2) 内輪軌道面のフレットング
Fretting on inner ring raceway

《加振試験》 軸受 : 24126CL1
振動加速度 : 9G
振動回数 : 1000万回
最大面圧 : 1080MPa

写真1 加振試験結果
Vibration test results

ロータ主軸用軸受外輪と軸箱の変形解析例を図5に示す。軸箱の応力解析に基づき強度確認と軸箱及び軸受の変形量、軸受すきまを考慮して軸受寿命計算を行って軸受と軸箱の最適化を図る。本解析例は、1.5 MW風車のものであり径方向の最大変形量は0.07mmであった。この変形量と軸受すきまを考慮した軸受寿命計算の結果と軸箱を剛体とした寿命差は5%以内であり、実用上問題のないレベルであった。この寿命差が大きく短寿命になる場合は、軸箱の設計を変更して剛性を高める必要がある。

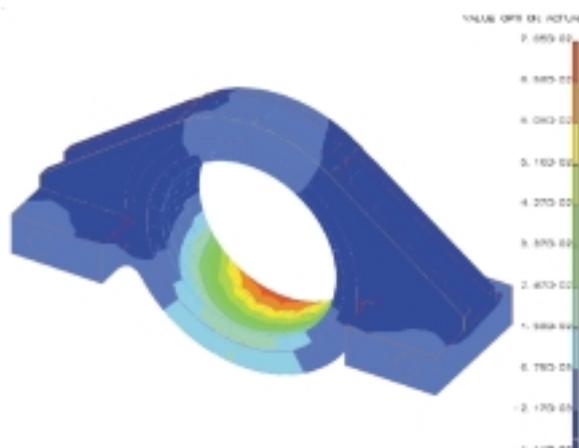


図5 軸受と軸箱の径方向変形
Bearing outer ring and Pillow Block deformation

5. ギアボックス用遊星軸受

ギアボックスは入力軸、遊星、低速軸、中間軸、高速軸で構成される。増速機の構造図を図6に、入力軸や低速軸で使用される総ころ型円筒ころ軸受の外観を写真2に示す。

また、遊星歯車機構のモデルを図7に示す。

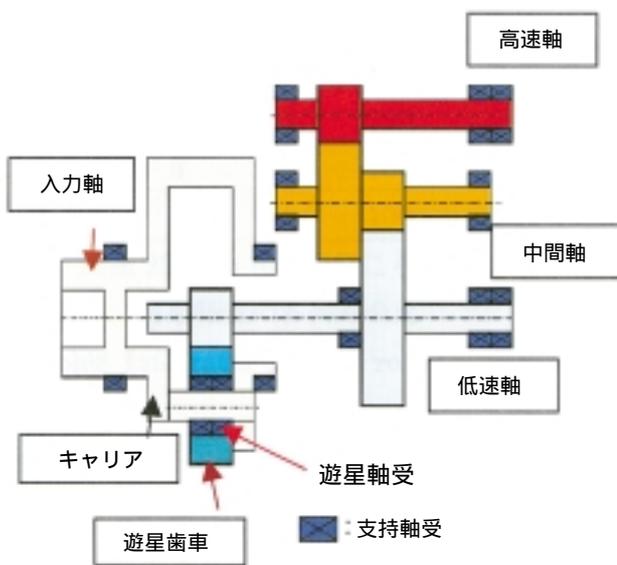


図6 増速機の構造図
Gearbox for wind turbine



写真2 NTN総ころ型円筒ころ軸受
NTN Full complement cylindrical roller bearing

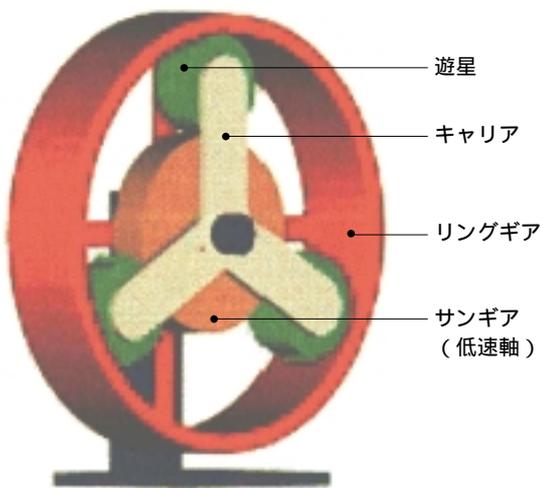


図7 遊星歯車モデル
Planetary gear model

遊星軸受には、自動調心ころ軸受、総ころ形円筒ころ軸受が使用される。遊星軸受の解析モデルでは、軸受の荷重を転動体荷重とし、リングギア側とサンギア側それぞれの歯車噛み合い点を固定して外輪の変形を考慮した軸受寿命の計算を行う。

図8に1.5 MWギアボックス用遊星軸受の変形解析結果の例を示す。遊星軸受は複列円筒ころ軸受を2個用いた転動体4列の形式で最大変形量は、0.21 mmであった

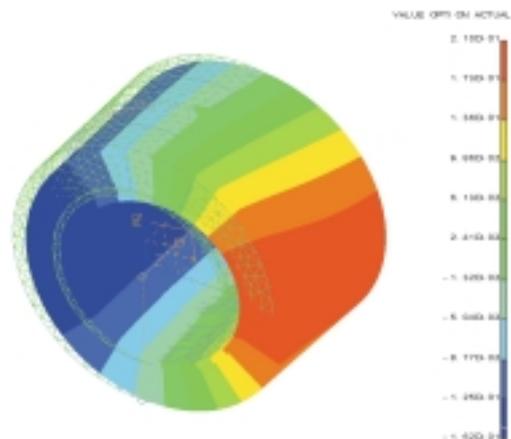


図8 遊星軸受の変位
Deflection of planet bearing

解析結果から軌道輪の弾性変形を考慮した計算寿命は、各列の間で最大58%の差が生じ、キャリア側列が他の列に比べ荷重負荷割合が高く計算寿命は短くなることを確認した。軸受の配列を図9に、計算結果を表3に示す。

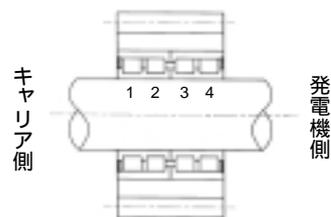


図9 軸受配列
Arrangement of bearings

表3 遊星軸受の各列寿命比
Life ratio of each row for planet bearing

軸受列 No	寿命比
1	85
2	143
3	133
4	100

内径 220mm
複列円筒ころ軸受

ギアボックス用軸受の最大接触面圧 (P_{max}) は、自動調心ころ軸受の場合は点接触で計算を行い、円筒ころ軸受では線接触で求める。そして、ミスアライメントを考慮した計算を適用して規定する傾向にある。

$$P_{max} = K_{lc} K_m P_{line} \text{ (円筒ころ軸受)}$$

K_{lc} : クラウニング補正係数

K_m : ミスアライメント係数

P_{line} : 最大線接触面圧

自動調心ころ軸受の最大接触面圧が規定値を超えている場合は、軸受サイズを大きくする必要がある。この場合、計算寿命は長くなり、最大接触面圧も下げることが出来る反面、軽荷重において転動体が軌道面を転がりにくくなり、滑りが増加して軌道面の表面損傷が生じる危険がある。そのためNTNでは、最小荷重

として基本静定格荷重の4%以上を推奨している。

潤滑面では、油面上部にある遊星軸受が起動時に潤滑不足にならないような対策が必要である。

以上より遊星軸受の課題は次の3点に要約できる。

- 歯車と軸受外輪の弾性変形の影響
- キャリアの挟じれ等による遊星軸受のミスアライメントの影響
- ドライスタート（潤滑油不足）の影響

これらの特性を十分に考慮した最適軸受の仕様を決定する。NTNでは遊星軸受として、これら使用条件下で高負荷容量且つ軽荷重で滑りやかじりに強い鏝設計と軸方向すきまの最適化を図っている。また、特殊熱処理により長寿命化を図っている。

さらに、[図10](#)及び[図11](#)に示す専用試験機を導入し、次世代遊星軸受の開発を推進している。

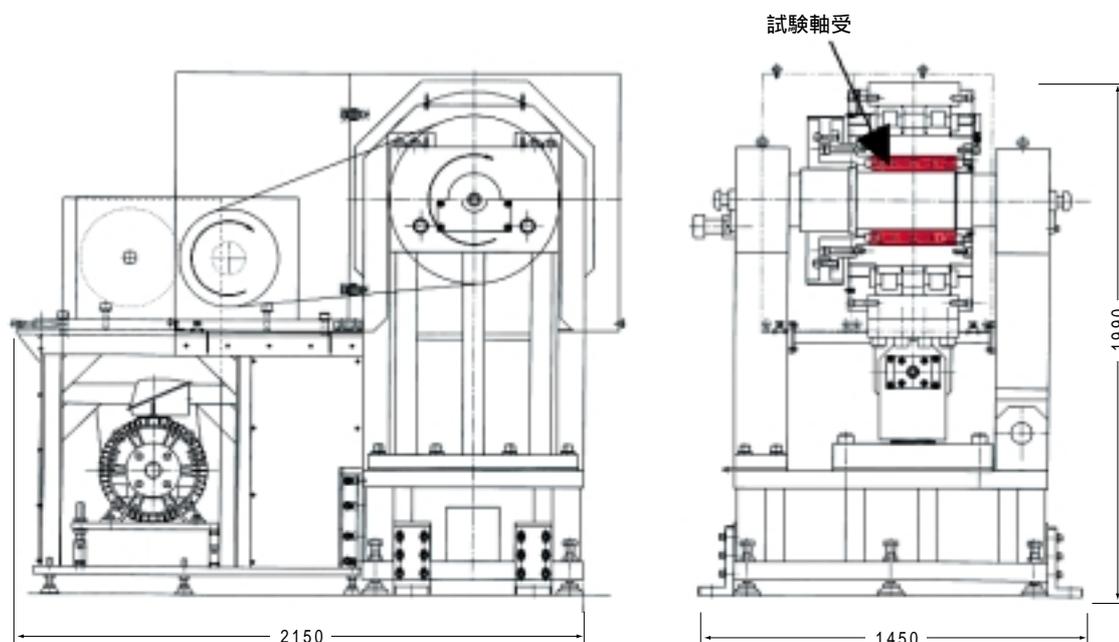


図10 NTN外輪回転試験機
NTN rotating outer ring test machine

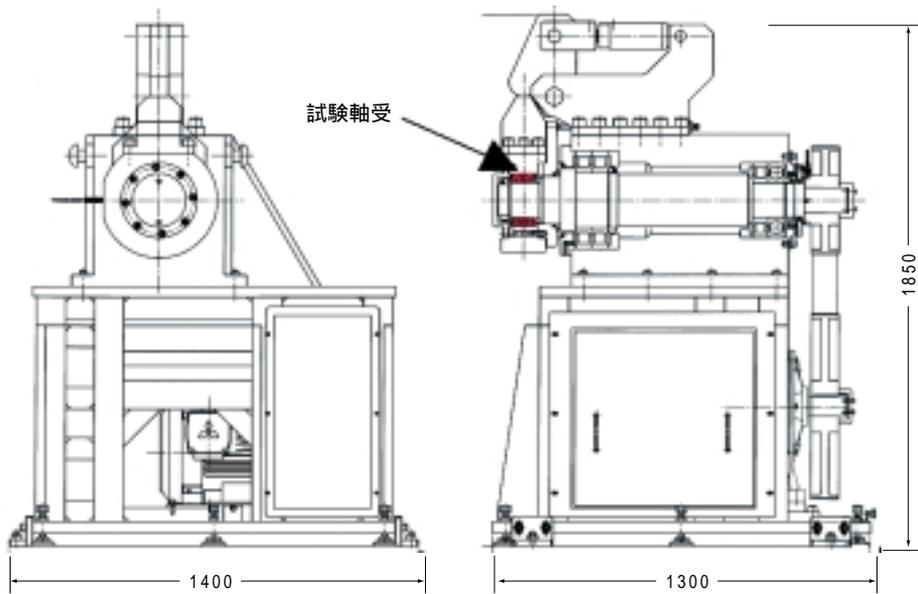


図11 NTN内輪回転試験機
NTN rotating inner ring tester

6. 発電機用絶縁軸受

発電機に使用される軸受では、軸受内部の電流通過によるスパーク現象（電食）の防止が信頼性向上に不可欠である。NTNでは、特殊セラミックスの採用と溶射方法の改良により絶縁能力と信頼性を確保した単層式の新製品を開発した。

絶縁抵抗値が100M 以上で、絶縁破壊電圧2kV以上の絶縁性能を有し、風車用発電機に求められる絶縁性能を満足している。

写真3に絶縁軸受の外観を示す。

詳細は、本号『絶縁軸受「MEGAOHM(メガオーム™)」シリーズ』を参照ください。

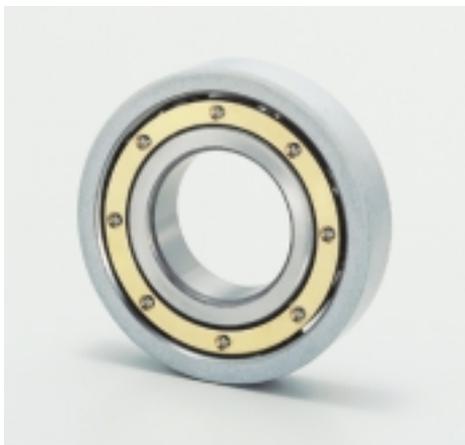


写真3 絶縁軸受
Insulated Bearing

7. ヨーギアボックス用軸受

ヨーギアボックスは、小型で大きなトルク伝達が要求されるため、軸受は、コンパクト設計でかつ高負荷容量が求められる。このため、軌道輪が薄肉のアンギュラ玉軸受と円すいころ軸受が多く用いられる。

大きなアキシアル荷重を負荷するアンギュラ玉軸受では、内輪及び外輪の軌道輪溝肩高さを高くすることで、許容アキシアル荷重を大きくした特殊設計としている。図12にヨーギアボックス用特殊品と標準品の断面を示す。当該型番では、標準品に比べ約9倍の高い許容アキシアル荷重を確保している。

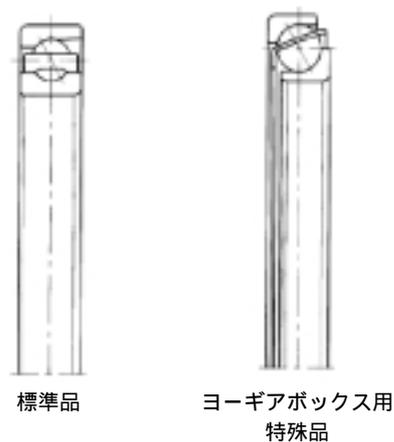


図12 特殊アンギュラ玉軸受
Special design angular contact ball bearings

円すいころ軸受は長寿命化のため、浸炭窒化処理したETA軸受を採用している。

ETA軸受は、特殊熱処理により、表層部の残留オーステナイトと炭化物の分散を適正化して熱安定性を図り潤滑油中の異物に強く耐ピーリング強度の高い長寿命軸受である。表4に試験条件を、寿命試験結果を図13に示す。

このような対策により、NTNでは、コンパクトで信頼性の高い軸受仕様を実現している。

表4 試験条件(30206, ETA30206)
Test conditions (30206, ETA30206)

	一般潤滑油条件	異物混入潤滑油条件(参考)
ラジアル荷重[kN]		17.64
回転速度[min^{-1}]		2000
潤滑油	タービン56	タービン56+NTN標準異物

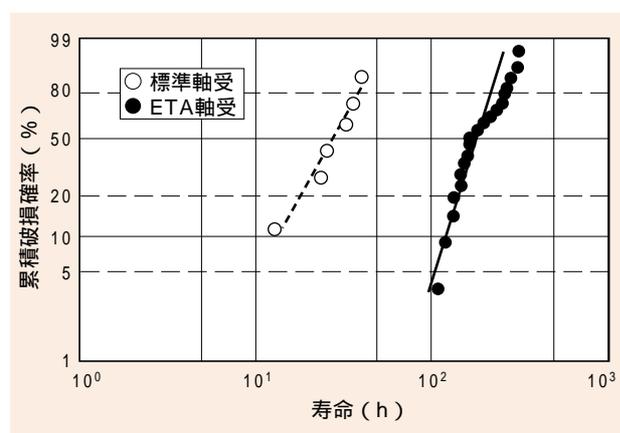


図13 ETA円すいころ軸受と標準軸受の寿命試験結果
(異物混入)

Comparison of life of ETA tapered roller bearing and standard bearing (with contamination)

8. おわりに

普及が進んでいる欧米に比べ日本では大気の流れが大きく、台風・冬期落雷など日本の気象条件に適した信頼性の高い風車が求められている。NTNでは、風車用軸受の信頼性向上に取り組んでおり、風車メーカーやユーザに安心して軸受を使用して頂ける最適軸受仕様の選定と高品質製品を提供することにより、地球に優しい風力発電の発展に寄与します。

<参考文献>

1. Germanischer Lloyd
Regulations for the Certification of Wind Energy Conversion Systems
2. B.Schlecht
Moderne Simulationstechniken zur dynamischen Auslegung von Triebstraegen in Multi- Megawatt-Windenergieanlagen
3. B.Schlecht 他
"MULTIBODY-SYSTEM-SIMULATION OF DRIVE TRAINS OF WIND TURBINES"
4. B.Niederstucke 他
LOAD DATA ANALYSIS FOR WIND TURBINE GEARBOXES

執筆者近影



八木 壮一
産機商品本部

絶縁軸受 “ MEGAOHM(メガオーム™)” シリーズ Insulated bearing "MEGAOHM" series



伊藤 秀司* Hideji ITO

風力発電システム発電機，汎用モータ，鉄道車両主電動機用に，低コストな単層式セラミックス溶射絶縁軸受を開発した。

各種使用環境を想定した試験条件下で高い絶縁性能を示し，電食防止に効果を発揮する。

NTN has developed a new ceramic coated insulated bearing that uses a single-layer spray-coated ceramic. Applications for this bearing include electrical wind turbine generators, general purpose motors, and traction motors for trains.

NTN recently established the MEGAOHM series of insulated bearings. The MEGAOHM series, includes multi-layer spray-coated ceramic insulated bearings, the new single-layer type, and the PPS resin coated type.

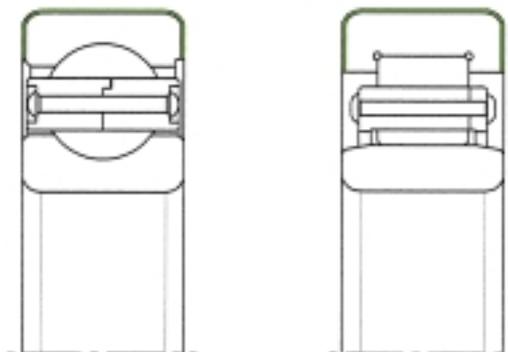
The new single-layer ceramic coated insulated bearing is introduced below.

1. まえがき

鉄道車両の主電動機用には，電食防止のため，外輪外径面から幅面にセラミックス溶射，または特殊PPS樹脂（ガラス繊維配合）を射出成形することにより絶縁被覆した軸受が使用される。

従来のセラミックス溶射は多層（3層，2層）構造であるが，今回，風力発電システム発電機を初め，汎用モータ，鉄道車両主電動機に適用可能な，低コストな単層式セラミックス溶射絶縁軸受（図1）を開発したので，評価試験結果を主体にその内容を紹介する。

なお，NTNでは，従来の多層式セラミックス溶射絶縁軸受と特殊PPS樹脂皮膜絶縁軸受に加えて，今回開発した単層式セラミックス溶射絶縁軸受を，高い絶縁性能を有する『MEGAOHM(メガオーム™)シリーズ』として設定した。



深溝玉軸受

円筒ころ軸受

図1 単層セラミックス溶射絶縁軸受
Single layer ceramics coated insulation bearing

2. 単層式セラミックス溶射絶縁軸受の特徴

1. 寸法的には標準軸受と互換性がある
2. 対象軸受：深溝玉軸受，円筒ころ軸受を初め，各種軸受
3. 絶縁性能
絶縁抵抗値：100M 以上（500V印加 20）
絶縁破壊電圧：2KV以上（AC60Hz）

3. 単層式セラミックス溶射絶縁軸受評価試験

3.1 落下衝撃試験

取り扱い時の衝撃荷重を想定して落下衝撃試験を行い，絶縁性能面への影響を確認した。

（試験方法）

軸受（6316）を図2の要領で50mmの高さから自然落下させた後，温水浸漬（80℃の温水に1時間浸漬）し，絶縁抵抗値の変化によってセラミックス溶射層の異常の有無を確認した。クラック等が発生した

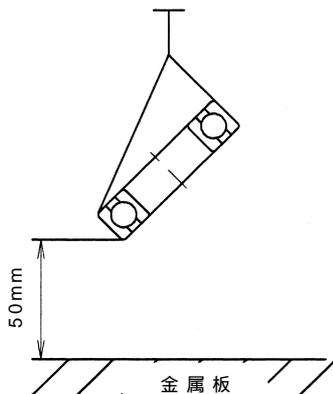


図2 落下衝撃試験
Schematic of drop test

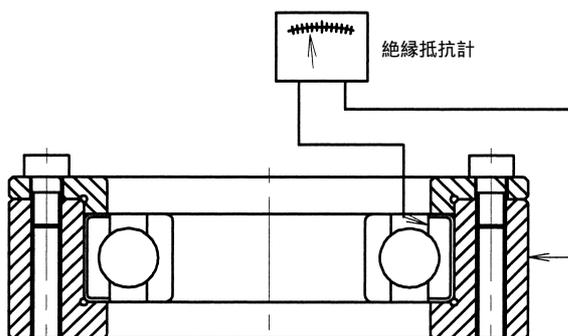


図3 絶縁抵抗測定用装置
Measurement of insulation resistance

場合，温水浸漬によりクラック部に水分が浸入し，絶縁抵抗値が低下する。なお，絶縁抵抗値は図3の装置を用いて測定した。

（試験結果）

落下時の衝撃部に若干の当たり跡は認められるものの，温水浸漬後の絶縁抵抗値は1000M 以上を示した。

3.2 組立て・分解試験

絶縁軸受が使用される用途の中には定期検査時に軸受の取外し，再組立が繰り返されるケースがある。この際にセラミックス溶射層に異常が発生しないかを確認するため，軸受（6316）の組立て・分解を繰り返して，性能劣化を調査した。

（試験方法）

図4の装置を用い，組立て分解を5回繰り返した後，温水浸漬後の絶縁抵抗値の変化によってセラミックス溶射層の異常の有無を確認した。なお，実機では使用グリースをセラミックス表面に塗布することを推奨しているが，今回の試験ではグリースを塗布しない，過酷な条件で実施した。

軸受外径と装置内径とのめ合いは 170寸法で 36μmタイトである。

（試験結果）

試験後のセラミックス溶射表面には外観上異常は認められなかった。又，温水浸漬試験後の絶縁抵抗値は 1000M 以上を示し，溶射層も破損しないことを確認した。

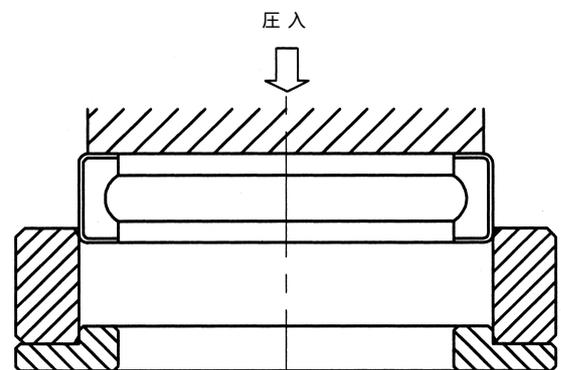


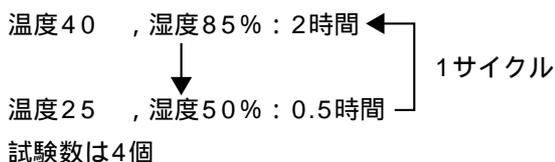
図4 組立て分解試験
Mounting and dismounting test

3.3 湿潤試験

軸受の使用環境を想定し、温度・湿度変化による絶縁性能変化を確認した。

(試験方法)

軸受を恒温・恒湿槽に入れた状態で下記条件を10サイクル実施した。



(試験結果)

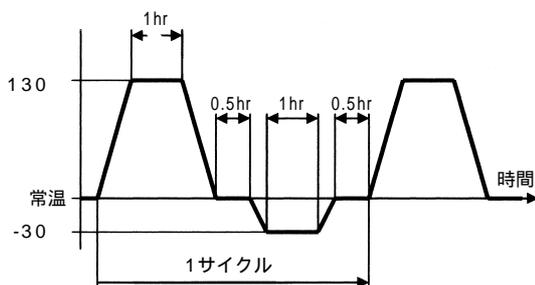
初期に1000M以上を有していた軸受が10サイクル後の直後に絶縁抵抗値を測定した結果、最小値で180Mを示す軸受があった。その後自然放置後に絶縁抵抗値を測定するといずれの軸受も1000M以上を示した。高湿度環境に繰返しさらされるとセラミックス表面に結露が生じ表面抵抗値が低下することが判り軸受取り扱い上、高湿度に注意しなければならないことが判った。

3.4 熱劣化試験

軸受使用温度変化を想定し、急激な温度変化による絶縁性能変化を確認した。

(試験方法)

条件1：軸受を熱衝撃試験機に入れた状態で下記条件を20サイクル実施した。



条件2：軸受を恒温槽に入れた状態で
160 × 2200時間放置

(試験結果)

条件1, 2試験品共に試験後のセラミックス溶射表面には外観上異常は認められなかった。又、温水浸漬試験後の絶縁抵抗値は1000M以上を示し、溶射層も破損しないことを確認した。

3.5 回転性能試験

セラミックス溶射層は軸受鋼より熱伝導性が低いことから、実際の軸受回転時における放熱性を確認した。

(試験方法)

条件1：試験軸受型番：6316

試験装置：図5による

ラジアル荷重：3920N

回転速度：1000, 2000, 3000, 4000, 5000 min⁻¹

グリース：ユニマックス R No.2

グリース封入量：軸受空間容積の30%

条件2：回転速度4000 min⁻¹耐久

* 回転速度以外の条件は条件1と同一

(試験結果)

条件1試験の各回転速度の温度を表1に示す。

条件2試験2200hr時の温度を表2に示す。

表1 条件1：回転性能試験結果（各部の温度）
Temperature rise test (°C)

回転速度 min ⁻¹	1000	2000	3000	4000	5000
外輪母材（軸受鋼）表面温度（1）	31.9	33.8	37.2	39.6	43.5
セラミックス表面温度（2）	31.6	33.5	37.0	39.4	43.3
（1） - （2）	0.3	0.3	0.2	0.2	0.2
内輪温度	31.3	36.5	41.3	44.8	49.7

* 各回転速度の温度は外輪母材（軸受鋼）表面温度とセラミックス表面温度差が最も大きい時の値である。

表2 条件2 回転試験結果（各部の温度）
Bearing endurance test (°C)

試験経過時間 hr	2200
外輪母材（軸受鋼）表面温度（1）	39.2
セラミックス表面温度（2）	39.2
（1） - （2）	0
内輪温度	43.9

- セラミックス表面温度測定部
- 外輪母材温度測定部
外輪母材温度はセラミックス表面温度測定部より
45°位相部のセラミックスを除去し測定

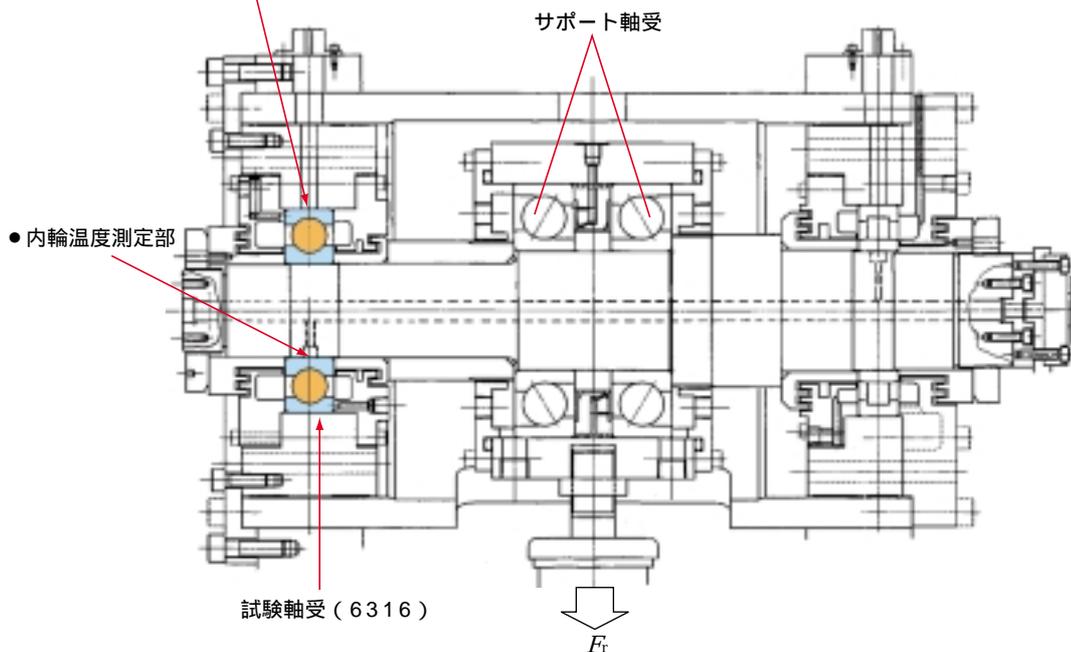


図5 回転試験装置
Test rig

4. まとめ

本稿では風力発電システム発電機に適用できる単層式セラミックス溶射絶縁軸受について紹介した。各種の使用環境を想定した試験でもセラミックス層における絶縁性は高い性能を示し、又回転試験においても外輪母材とセラミックス表面の温度差は1℃以下であり十分な熱伝導が確認され回転性能にも問題がないことを確認した。本軸受が電食防止に十分貢献できるものと考えられる。

執筆者近影



伊藤 秀司
産機商品本部
産機技術部

新高負荷容量プレス保持器付き針状ころ New High-Capacity HWTJ Type Pressed Cage and Needle Roller Assemblies



阿部 克史* Katsufumi ABE

保持器付き針状ころはコンパクトで定格荷重の大きい軸受であるが、ころの保持方法を工夫することにより、ころ本数を20～30%、静定格荷重を20～35%増加した新タイプの軸受を開発した。この軸受の構造、機能について紹介する。

Needle roller bearings offer compact size, large basic load ratings, and high rigidity compared to ball bearings. Because of these properties, the use of cage and needle roller assemblies assists our customers with size and weight reduction of their products.

In recent years, customers have called for bearings that have ever-increasing capacity. In response, NTN created a new high-capacity pressed cage and needle roller assembly as the HWTJ Type. Compared to the standard design, the number of rollers was increased by 20 to 30% and basic load rating by 20 to 35%. This bearing series satisfies the requirements of large basic load rating, long life under severe operating conditions, and high rigidity.

This report introduces the structure and the performance of the new high-capacity HWTJ Type pressed cage and needle roller assembly.

1. まえがき

ニードル軸受は、玉軸受等に比べスペースをとらない上、負荷容量が大きく剛性が高いという特長を有している。保持器付き針状ころは、保持器でころが脱落しないように組み付けた構造で内輪や外輪を用いず、軸やハウジングを直接軌道面として用いる軸受である。このため、ニードル軸受商品の中でも最もコンパクトで軽量の設計が可能で、機械の小型化に適した商品である。

この保持器付き針状ころは、建設機械の走行減速機やショベルの旋回減速機の遊星減速部、産業ロボットアーム関節部の遊星減速機用軸受として数多く採用されている。近年、コンパクト化や高機能化が飛躍的に

進む中、軸受に対してもさらなる高負荷容量化（コンパクト化）が強く望まれている。現在、このような部位には、M型の削り保持器（PKタイプ）が多く使用されている。（[図1](#)、[写真1](#)参照）

NTNは、M型保持器に対しころの充填率を飛躍的に向上させた新高負荷容量プレス保持器付き針状ころ（HWTJタイプ）を商品化した（[図2](#)、[写真2](#)参照）

本軸受は、軸受に必要な性能（円滑な回転運動・耐久性など）を損ねることなく大幅な負荷容量の向上を図り、過酷な条件下での長寿命・高剛性を実現したのでここに紹介する。

*自動車商品本部 ニードル軸受技術部

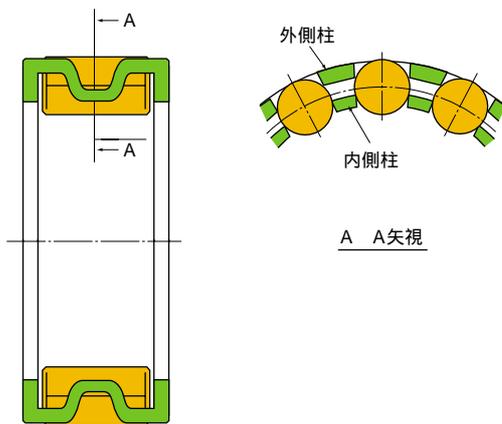


図1 PKタイプ
PK type

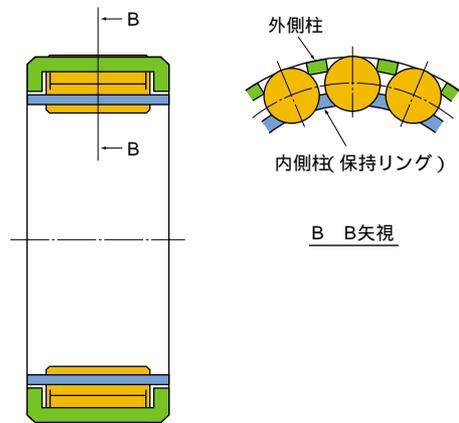


図2 HWTJタイプ
HWTJ type



写真1 PKタイプ
PK type



写真2 HWTJタイプ
HWTJ type

2. 新高負荷容量プレス保持器付き針状ころの特徴

構成部品が保持器ところの2種類しかない保持器付き針状ころにおいて、さらなる高負荷容量化を実現する方法は、ころの本数を増やすことである。しかし、従来のM型形状（図1参照）の保持器ではころの脱落防止のために内径側に柱があり、このためころ間の寸法が必然的に大きくなってころ本数を増やすことに限界があった。

この「高負荷容量」と「ころの脱落防止」という相反する課題を解決するため、新高負荷容量プレス保持器付き針状ころでは、構成部品を保持器ところ及び合成樹脂製保持リングの3種類とし、保持器形状の変更やころを保持リングで保持する方法に変えることで、ころの充填率を従来に比べ20～30%向上させ課題を克服した。

これにより、「負荷容量(基本静定格荷重)」を20～35%向上させるとともに「剛性」や「軸受寿命」なども

大幅に向上させた。表1に従来品(PKタイプ)との軸受仕様比較例、表2に従来品との性能比較を示す。

表1 従来品との軸受仕様比較例
(比較サイズ: 内径 46×外径 66×幅22.8)
Comparison of bearing specifications

	開発品(HWTJタイプ)	従来品(PKタイプ)
ころ本数(本)	16	12
ころ長さ(mm)	18	18
基本動定格荷重(kN)	84.0	67.5
基本静定格荷重(kN)	98.5	73.5

表2 従来品との性能比較(一般比較値)
Comparison of general performance

項目	従来比
① ころ本数	20～30%向上
② 静定格荷重(衝撃荷重)	20～35%向上
③ 動定格荷重	15～25%向上
④ 軸受計算寿命	1.5～2倍
⑤ 剛性	15～25%向上

3. 主な技術開発のポイント

本軸受の設計上のポイントを整理すると下記2点である。

① ころ脱落防止

保持器内側に合成樹脂製の保持リングを設け、ころの内側への脱落を防止する。

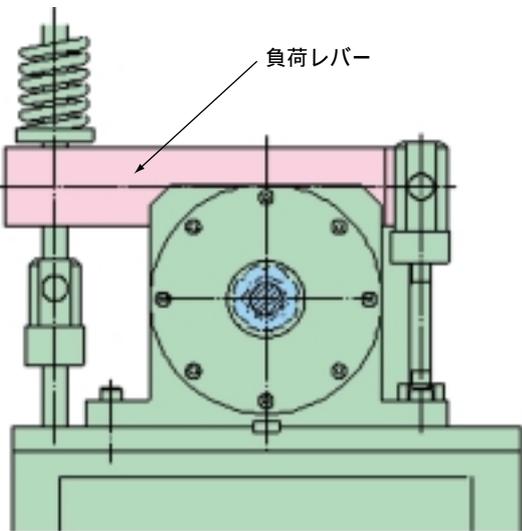
② 高負荷容量の実現（ころの本数増加）

ころ保持用の柱を内径側及び外径側に移動し、ころの本数を増やす上で障害となっていたPCD付近の柱をなくした。

4. 性能評価

性能評価として、軸受寿命試験、保持器及び保持リング強度試験を実施した。ここでは、その機能評価結果の一部を紹介する。

4.1 軸受寿命試験

試験は、に示すNTN2~4トンラジアル荷重試験機を用いた。

4.1.1 軸受仕様

軸受サイズ：内径 46mm×外径 66mm×幅22.8mm

ころサイズ：直径 10mm×長さ18mm

ころ本数：16本

4.1.2 試験条件

ラジアル荷重：37.7kN（動定格荷重 C_r の45%）

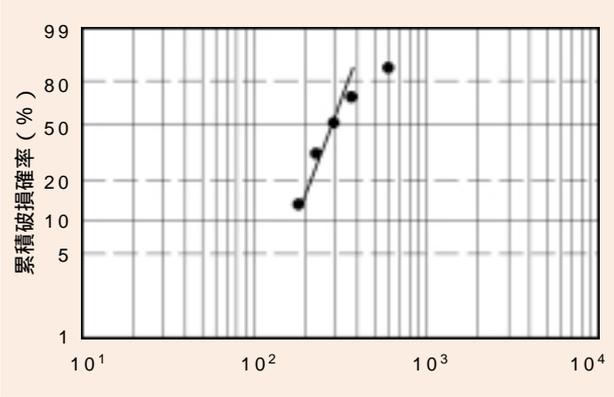
回転速度：1560 rpm

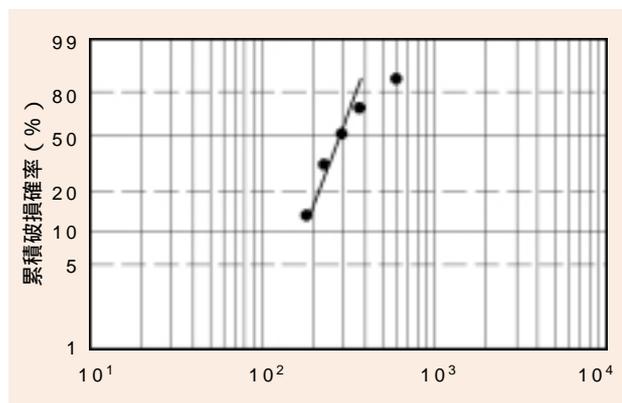
潤滑剤：グリース

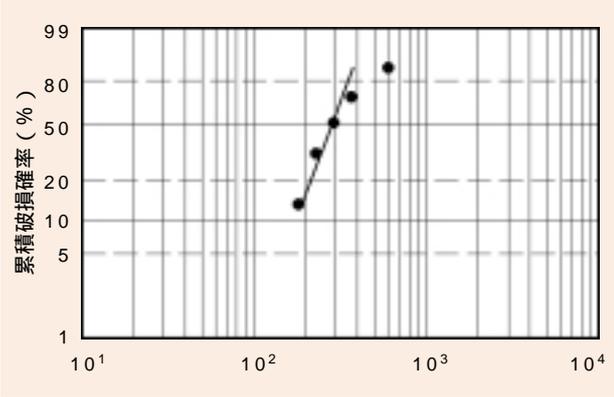
L_{10} 計算寿命：152時間

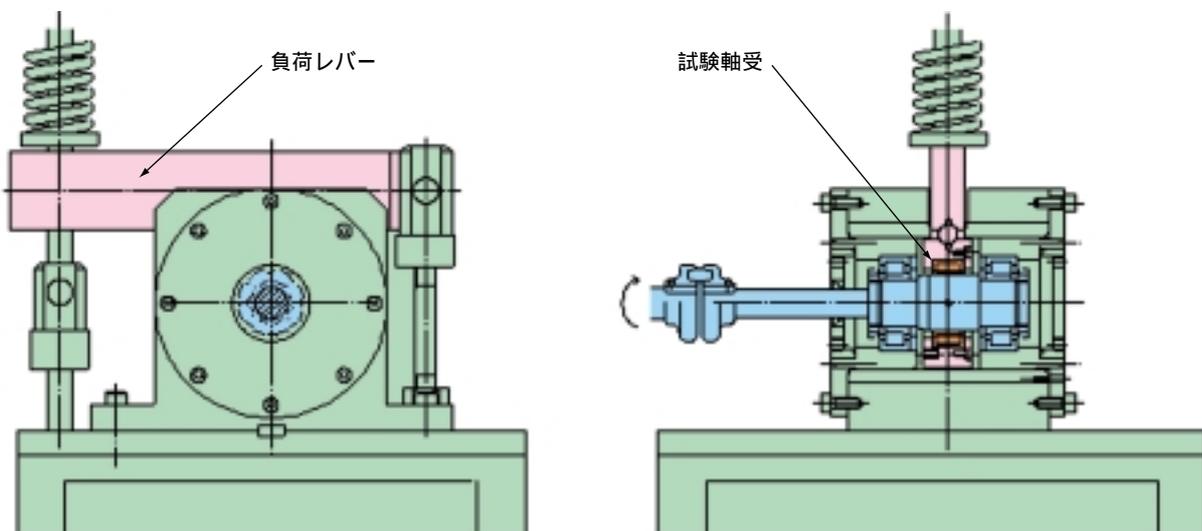
（参考：同一サイズのPKタイプの場合：59.8時間）

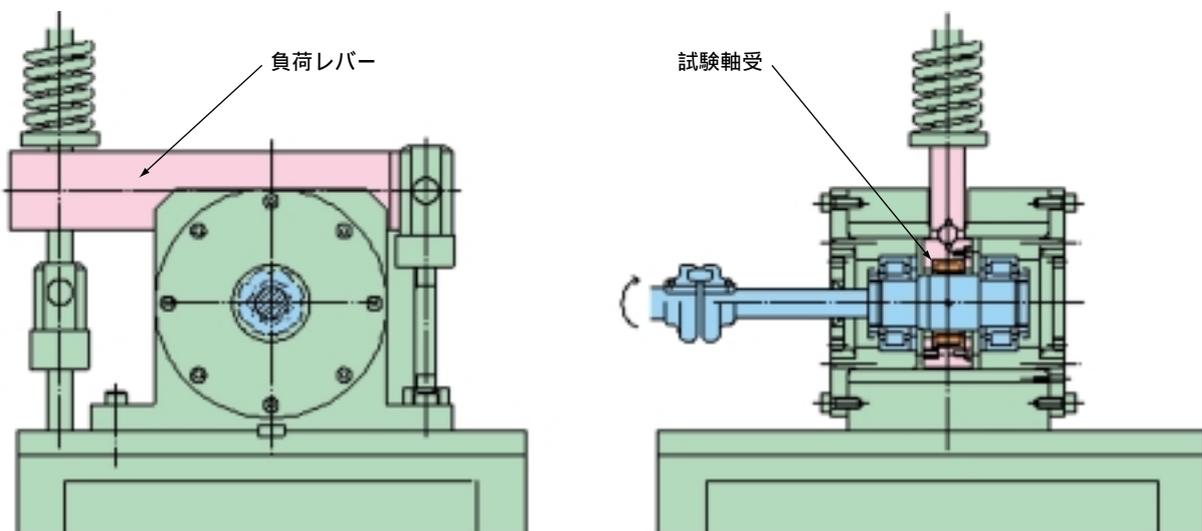
4.1.3 試験結果

に寿命試験結果を示す。主に破損は軸の剥離で L_{10} 計算寿命152時間に対し178時間の寿命であり軸受機能上、問題ないことを確認した。



 軸受寿命
Rolling contact fatigue life of bearing



 2~4トンラジアル試験機
2~4ton radial load test machine

4.2 保持器及び保持リングへのころ乗り上げ確認

本軸受の適用箇所として建設機械等の遊星減速機がある。この場合、軸受は正逆回転運動を行う。M型削り保持器では、PCD付近にころを案内する柱が存在するが、本軸受は保持器の柱がころ外接近傍にあり、保持リングの柱が内接近傍にあるため、正逆回転運動にてころが柱へ乗り上げることがないかなどを揺動試験条件下にて機能確認を実施した。軸受は前述の寿命試験と同じ仕様のものを用い、試験にはクロスジョイント耐久試験機を用いた。軸受廻りの構造は、図3の2～4トンラジアル荷重試験機と同様である。

4.2.1 試験条件

ラジアル荷重：37.7kN（動定格荷重 C_r の45%）
 揺動角：±720°
 揺動サイクル速度：48 cpm
 潤滑剤：グリース
 試験回数：100万回

4.2.2 試験結果

表3に試験結果を示す。ころが保持器の柱及び保持リングの柱へ乗り上げることなく、実績評価試験基準100万回以上を問題なく運転することができた。

表3 試験結果
Test results

	サイクル回数	試験後外観	
		保持器・保持リング	ころ・軸・外輪
No.1	100万回 サスペンド	各部品とも乗り上げの傾向なし	各部品とも問題なし
No.2	172万回	各部品とも乗り上げの傾向なし	外輪に剥離発生。 ころ・軸は問題なし

4.3 軸受剛性

本軸受は、従来品に比べ主要寸法を変えることなく、ころ本数を20～30%増加することができたために、今まで軸受サイズを変更しなければ使用できなかったアプリケーションに置き換えが可能となった。また同じ負荷荷重の場合でも軸受の変形が小さいため装置として高精度な製品に仕上げることができる。

軸受剛性について、開発品と従来品の比較をNTN技術計算プログラムを用いて算出した。

4.3.1 計算条件

軸受サイズ：内径 46mm×外径 66mm×幅22.8mm
 ころサイズ：直径 10mm×長さ18mm
 ころ本数：開発品16本/従来品12本
 荷重：1, 5, 10, 50, 100 kN

4.3.2 計算結果

図5に剛性比較計算結果を示す。開発品の軸受剛性は従来品に対して約20%高くなる結果を得た。

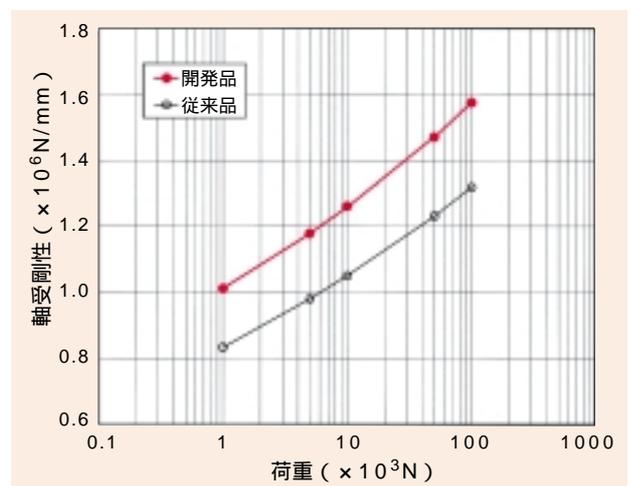


図5 剛性比較結果
Comparison of rigidity

5. あとがき

本開発では、保持器付き針状ころを保持器・ころ・保持リングの3種類の部品構成とし、さらに保持器は厚板材をプレス加工することで、高負荷容量でコンパクトな『新高負荷容量プレス保持器付き針状ころ』を開発した。

今後もさらなる高負荷容量化、小型化を追求した商品の開発を進めていきたい。

執筆者近影



阿部 克史
自動車商品本部
ニードル軸受技術部

プレミアムシェル™ 軸受 Premium Shell



赤松 英樹* Hideki AKAMATSU

外輪を薄肉のプレス製鋼板としたシェル形ラジアル針状ころ軸受は、外輪をもつ軸受としては最も断面高さが小さく、省スペース化とコスト削減が可能である。これまで、さまざまなアプリケーションに対してNTNは独自技術を織り交ぜながら対応してきた。プレミアムシェル™はこれらの技術を結集したNTNの次世代標準シェル形ラジアル針状ころ軸受である。

The drawn cup needle roller bearing has an outer ring which is precisely drawn from a thin steel plate. Of all bearings with outer rings, drawn cup needle roller bearings have the smallest section height, which enables space and cost saving.

NTN has applied this technology to many applications.

NTN's next generation Premium Shell bearings are standard drawn cup needle roller bearings to which NTN has applied of NTN that concentrates this technology.

1. はじめに

針状ころ軸受は、断面高さが小さく、他の形式の転がり軸受に比べそのスペースの割に負荷容量と剛性が大きいことから、自動車用途を始めとしてあらゆる分野で使用されている。特にシェル形ラジアル針状ころ軸受（以下、シェル軸受）は、外輪にプレス製鋼板を使用しており、外輪を有する針状ころ軸受の中でも特に断面高さが小さいことに加え、コストパフォーマンスに優れている。さらにハウジングに圧入して使用することから、軸方向の抜け止めを省略できるメリットがある。この特性を活かし、今までソリッド形針状ころ軸受を使用していたアプリケーションへも適用範囲を拡大している。

また、自動車用途を中心に長寿命化、省燃費化、高出力化等の要求が高まっており、このような要求に対しては、標準軸受をベースにニーズに応じた特殊仕様を盛り込んで、これらの要求を達成してきた。

今回、グローバルな対応を行うために、これらの特殊仕様の一部を標準仕様として織り込み、長寿命・耐荷重性向上・組込み性向上仕様を採用しNTN標準シェル軸受となるプレミアムシェル™を開発した。

本稿では、その特長、設計思想及び評価試験結果を紹介する。

2. 特徴

以下にプレミアムシェル™の特徴を示す(図1)。

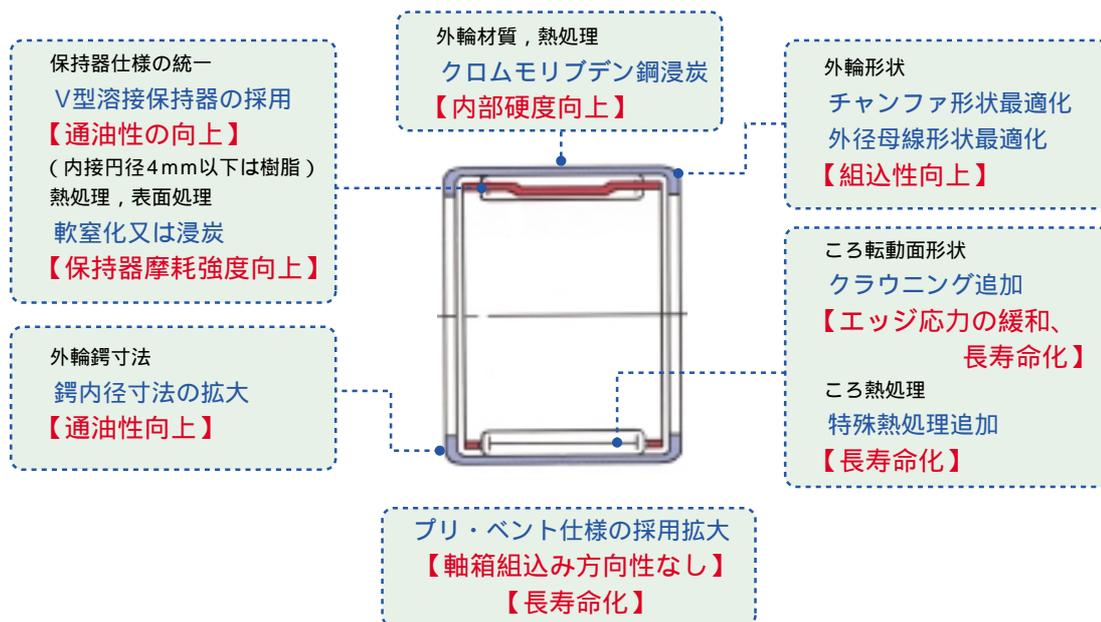


図1 プレミアムシェル™の仕様
Specification of Premium Shell

2.1 長寿命

プレミアムシェル™では、下記の改良により軸受寿命の向上を図った。

① ころのクラウニングを標準仕様として採用

取り付け誤差、重荷重により生じるころ端部の応力集中(エッジロード)が緩和され、標準仕様で幅広い条件に対応可能である。図2に、現行標準品とプレミアムシェル™のころの接触面圧計算結果を示す。

② ころの特殊熱処理を標準仕様として採用

特殊熱処理とは、特殊浸炭窒化処理を行なうことにより、焼戻軟化抵抗性を高めるとともに、応力集中の緩和作用のある残留オーステナイトを増加させたものである。

この効果により、プレミアムシェル™は現行標準品に対して3倍(清浄油下)の長寿命が確認された(図3, 図4)。

③ プリ・ベント仕様の採用(一部対象外あり)

プリ・ベント仕様(後述する特殊製法:特許取得済)を採用した軸受は、熱処理条件の最適化により、さらに寿命が向上する。

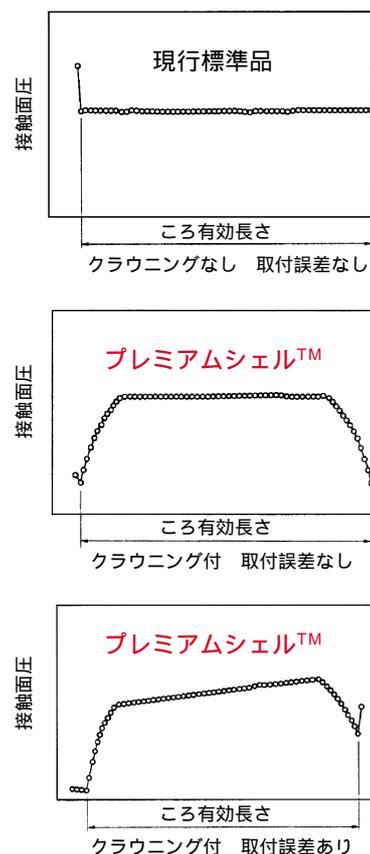


図2 クラウニングの差による接触面圧の比較
Calculation result of contact surface pressure

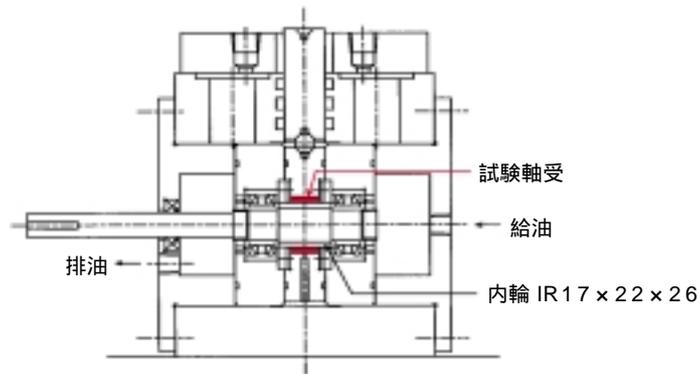
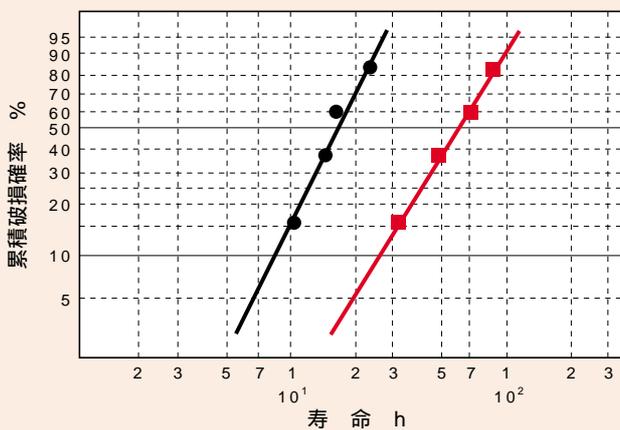


図3 試験装置概略
Bearing life test rig



● 現行標準品
■ プレミアムシエル™

試験軸受: (現行) HK2216C (プレミアムシエル™) HK2216F
 負荷容量: (現行) 13.6kN (プレミアムシエル™) 13.2kN
 試験荷重: 6.82kN (約 0.5C)
 回転速度: 10000 min⁻¹
 潤滑: タービン#46
 潤滑方法: 循環給油

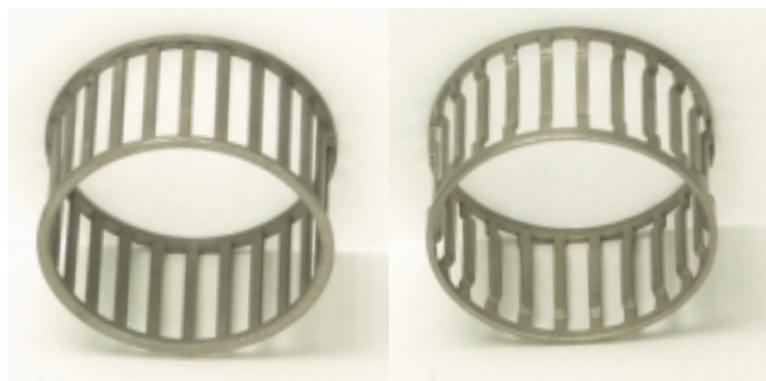
図4 寿命試験結果
Bearing life test results

④ V型溶接保持器の採用(一部対象外あり)

保持器の形状をV型形状とすることで、従来のU型形状に比べてころ中心付近にころ案内を設定でき、運転中のころの挙動が安定する。また、保持器鉤部を潤滑油の流入・排出を妨げ難い形状とできることから通油性向上にも貢献し、潤滑面でも有利となる。

図5に外観を示す。

保持器の熱処理については、軟窒化処理(プリ・ベント仕様は浸炭焼入焼戻)を標準仕様とし、耐摩耗性及び強度の向上を図った。



現行標準品の一例
U型プレス保持器

プレミアムシエル™
V型溶接保持器

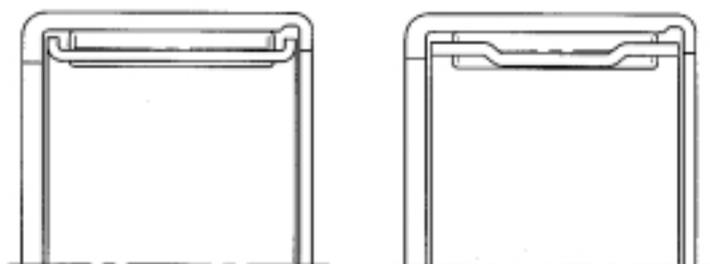


図5 保持器の外観比較
Cross section of current and premium cages

2.2 静的許容荷重の向上

外輪材質にクロムモリブデン鋼(JIS SCM)を採用

内部硬度が向上することで、重荷重条件での使用範囲が拡大した。

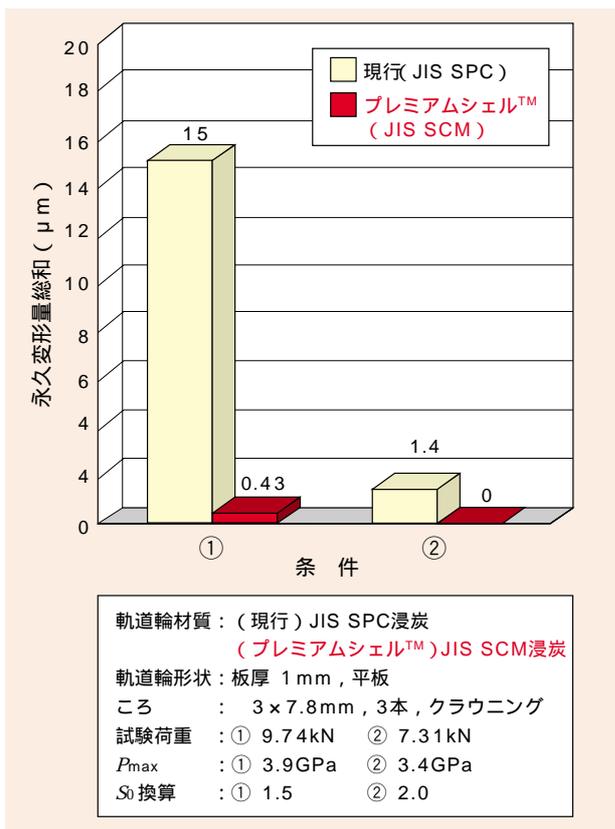
現行標準品とプレミアムシェル™ の比較を行なった静的荷重試験方法を図6に、その結果を図7に示す。

プレミアムシェル™ は S_0 換算2.0の荷重においても永久変形を起さないため、現行標準品 S_0 3に対し、プレミアムシェル™ S_0 2(許容荷重50%向上)での使用が可能である。

注) S_0 (安全率)= 静定格荷重 / ラジアル荷重



図6 静的強度の比較試験方法
Static load test condition



軌道輪材質：(現行) JIS SPC 浸炭
(プレミアムシェル™) JIS SCM 浸炭
軌道輪形状：板厚 1 mm, 平板
ころ：3 x 7.8 mm, 3本, クラウニング
試験荷重：① 9.74 kN ② 7.31 kN
 P_{max} ：① 3.9 GPa ② 3.4 GPa
 S_0 換算：① 1.5 ② 2.0

図7 静的強度の比較
Comparison of static load test results

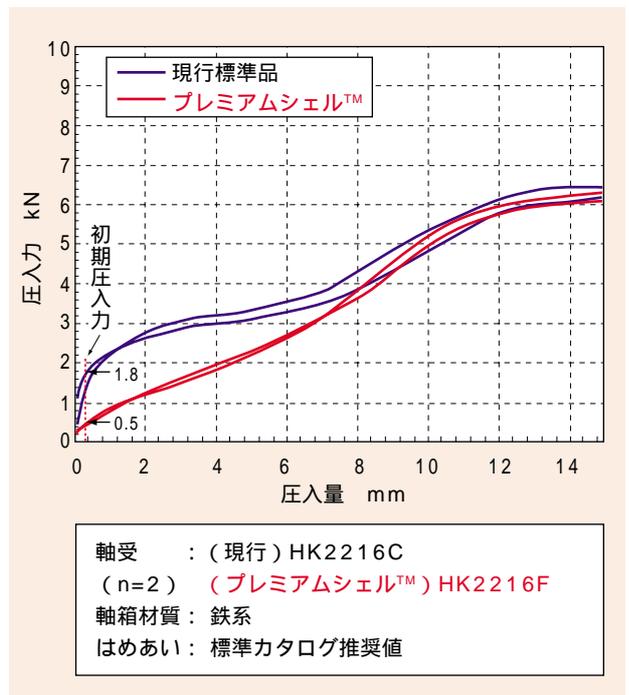
2.3 初期圧入力の低減と圧入力の安定化

① 組み込み性の改善

シェル軸受は通常ハウジングへ圧入し使用する。

プレミアムシェル™ では、チャンファと外径面の繋ぎ部形状を最適化することにより初期圧入力の低減と、圧入力の安定性の向上を図った。

図8に圧入試験結果を示す。



軸受：(現行) HK2216C
(n=2) (プレミアムシェル™) HK2216F
軸箱材質：鉄系
はめあい：標準カタログ推奨値

図8 圧入力の比較
Fitting test result

② プリ・ベント仕様は組み込み方向性なし

従来のシェル軸受の製造工程は、熱処理を行なった外輪の縁曲げ側鏝部を焼き鈍した後に保持器ところを組み込み、非分離とするために、縁曲げを行なっている。(図9)このため、縁曲げ側鏝部は硬度が低く、この部分を押しハウジングへ圧入することは強度面で望ましくない。

プリ・ベント仕様を適用したシェル軸受は、外輪に保持器ところを組み込み、縁曲げを行った後で熱処理を行なうため、縁曲げ側鏝部の硬度は外輪の他の部分と同等となる。これにより従来のシェルと比較して縁曲げ側鏝部の強度が向上し、ハウジングへの圧入方向性をなくすことが可能となった。

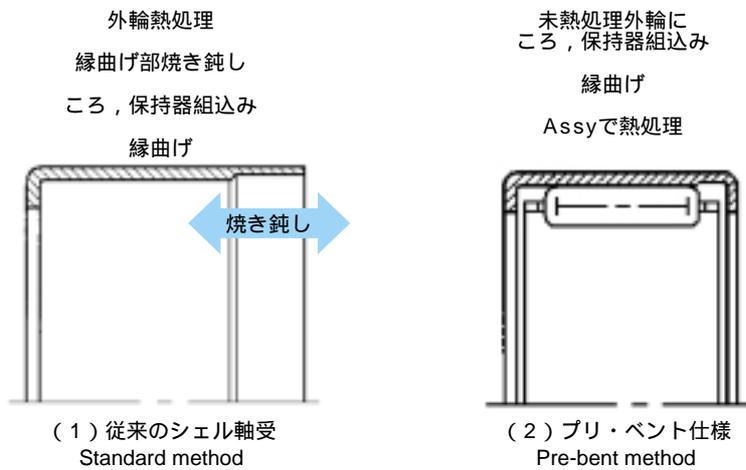


図9 縁曲げ工程
Process of hem bending

表1 . プレミアムシェル™ 一覧
NTN Premium Shell products

主要寸法 (mm)			形番		
内接円径 F_w	外径 D	幅 B	現行カタログ品名	プレミアムシェル™品名	
3	6.5	6	HK0306T2	HK0306FT2	樹脂保持器
4	8	8	HK0408T2	HK0408FT2	樹脂保持器
5	9	9	HK0509T2	HK0509FM	プリ・ベント仕様
6	10	9	HK0609T2	HK0609FM	プリ・ベント仕様
7	11	9	HK0709	HK0709FM	プリ・ベント仕様
8	12	10	HK0810C	HK0810FM	プリ・ベント仕様
9	13	10	HK0910	HK0910FM	プリ・ベント仕様
	13	12	HK0912	HK0912F	
10	14	10	HK1010	HK1010FM	プリ・ベント仕様
	14	12	HK1012	HK1012F	
	14	15	HK1015	HK1015F	
12	16	10	HK1210	HK1210FM	プリ・ベント仕様
	18	12	HK1212	HK1212FM	プリ・ベント仕様
13	19	12	HK1312	HK1312FM	プリ・ベント仕様
14	20	12	HK1412	HK1412FM	プリ・ベント仕様
	20	16	HK1416	HK1416F	
15	21	12	HK1512	HK1512FM	プリ・ベント仕様
	21	16	HK1516	HK1516F	
	21	22	HK1522ZWD	HK1522ZWFD	
16	22	12	HK1612	HK1612FM	プリ・ベント仕様
	22	16	HK1616	HK1616F	
	22	22	HK1622ZWD	HK1622ZWFD	
17	23	12	HK1712	HK1712FM	プリ・ベント仕様
18	24	12	HK1812	HK1812FM	プリ・ベント仕様
	24	16	HK1816	HK1816F	
20	26	12	HK2012C	HK2012FM	プリ・ベント仕様
	26	16	HK2016	HK2016F	
	26	20	HK2020C	HK2020F	
	26	30	HK2030ZWD	HK2030ZWFD	
22	28	12	HK2212	HK2212FM	プリ・ベント仕様
	28	16	HK2216C	HK2216F	
	28	20	HK2220C	HK2220F	

3. まとめ

プレミアムシェル™軸受は、現行標準品に比べ長寿命・高機能で、これまで特殊仕様で対応していた部位へも適用可能である。

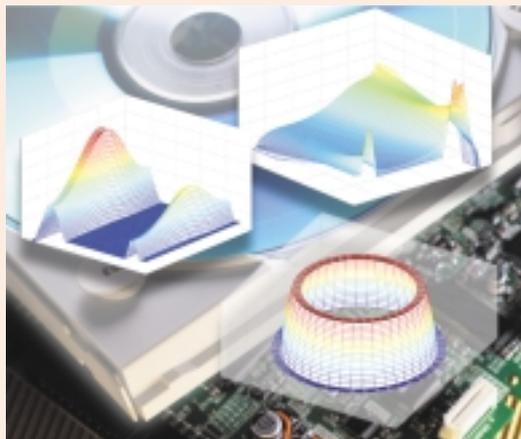
現在、HKシリーズの内接円径 3mmから 22mmまでの32形番についてシリーズ化しているが(表1)今後、本仕様の適用拡大を図っていく。

執筆者近影



赤松 英樹
自動車商品本部
ニードル軸受技術部

HDD用動圧ベアファイトユニット Hydrodynamic BEARPHITE Unit for HDD



楠 清尚* Kiyotaka KUSUNOKI

ハードディスク装置はパソコン向けが中心であったが、今後は民生用として用途が拡大すると期待されている。ハードディスク駆動用スピンドルは、記憶容量の増加に対応するためNRROの改善や、コンシューマ用途に必要な耐衝撃性、静音性の要求に対応するため、流体動圧軸受の採用が急速に進んでいる。

当社は動圧軸受を小型で回転精度の要求される箇所に適した軸受として注目し、開発を進めてきた。HDD用に技術課題を克服し、昨年より動圧ベアファイトユニットの量産を開始したので、その概要を説明する。

Hard disk drives are used mainly as storage systems in personal computers, and it is expected that consumer usage will continue to grow in the near future. In order to increase the storage capacity on hard disk drives, the Non-Repeatable Run Out (NRRO) needs to be decreased. In addition, requirements for shock endurance and low noise have led to the rapidly increasing use of hydrodynamic bearings for hard disk drive spindles.

Hydrodynamic bearings are suitable because of their compact size and rotational accuracy.

NTN has long been working on the hydrodynamic bearings to solve these HDD problems, and mass production of the BEARPHITE unit began last year. The details of this bearing are explained below.

1. はじめに

ハードディスク装置（以下HDDという）は、面記録密度が年間100%の割合で増加しており、1枚ディスクで記憶容量80GB（ギガバイト：10億バイト）の製品が登場した。HDDは記憶容量当りの単価が最も安価で、データ転送速度が速いため、多くの記憶ディスク媒体のなかで主流の地位を確かなものになっている。用途も、パソコンやサーバが大半を占めていたが、コンシューマ（一般消費者）向け機器（HDD、レコーダ、カーナビゲーション、ゲーム機）への搭載も始まっており、今後も市場は拡大すると予想される。

ハードディスク駆動用スピンドル（以下HDスピンドルという）は、転がり軸受が使用されてきたが、記

憶容量の増加に対応するためのNRROの改善や、新しい用途に必要な耐衝撃性、静音性の要求に対応するため、流体動圧軸受の採用がこの2年間で急速に進んでいる。

当社はかねてから動圧軸受に注目し、開発を進めてきたが、いくつかの課題を克服し、軸受部に多孔質含油軸受を採用した動圧ベアファイトユニットがHDDに採用され、量産を開始することができた。以下にその概要を説明する。

*流体動圧軸受事業部

2. 軸受の分類，特長

2.1 HDDと軸受特性

HDスピンドル用軸受は価格も含め取扱いの容易さ・信頼性から，NRRO改善対策を主眼に専用設計した転がり軸受が使用されてきた。

動圧軸受は，軸と軸受の間に保持された潤滑油を動圧溝によって引き込み，高い油膜圧力を発生させて荷重を受け，両者を非接触状態で回転支持する。油膜の平均効果によって，軸と軸受の形状成分（真円度，面粗度）の影響が減少するため，高い回転精度（NRRO）が得られる。このため，小型で高い回転精度を要求されるHDD用に適した軸受と考えられ，電機・軸受各社で開発が進められてきた。しかしゲージ模範に近い部品精度と，ミクロン精度の動圧溝加工（ヘリングボーンまたはスパイラル）が必要なため，転がり軸受と比較し高価な軸受になること，及びサドンデスと呼ばれる急な焼付き現象による信頼性の問題のため，大量に普及するには至らなかった。

近年，記録密度向上に伴い，ハードディスクのトラックピッチはますます狭くなり，数10nmとなっている。ヘッドはサーボ特性の関係で低周波のRRO（繰り返し振れ）には対応できるが，不規則な周波数のNRRO（非繰り返し振れ）には追従できないため，HDスピンドルに対するNRROの改善要求がますます厳しくなっている。転がり軸受は転動体が転走面を転

がり接触する構造上，部品の形状誤差の影響を押える改善策を施しても，限界に達してきた。また家庭用には静音化，モバイル用には耐衝撃性能も要求されるため，転がり軸受から動圧軸受への切替えが進んでいる。

HDDの要求特性と各軸受の特徴をまとめ，表1に示す。機能面で比較すると，NRRO・高速回転・静音・耐衝撃で動圧軸受（動圧ベアファイトユニットを含む）が，剛性・信頼性で転がり軸受が優位にあり，トルクはほぼ同等である。また動圧ベアファイトユニットは，軸受スリーブが多孔質材で内部に潤滑油を含油しており，絶えず軸受すきまに潤滑剤が供給されるため焼き付かず，信頼性で通常のソリッド（金属）タイプの動圧軸受に勝る。

2.2 潤滑油

潤滑油は，転がり軸受の転動体に相当する機能を要求されるため，重要な構成要素である。下記の特性が要求されるが，現在は潤滑性能を重視して，エステル系基油に添加剤を加えて性能改善したものを使用している。

- ① 優れた潤滑性能：起動停止時の軸と軸受の金属接触状態を改善する。
- ② シール性能：表面張力が大きく比重が小さくて軸受内から漏れにくいこと。
- ③ 温度・粘度特性が良い：温度変化による，トルク・剛性の変化を押える。
- ④ 低蒸発性能：長期間使用しても，潤滑油が減少しない。

⑤ 低トルク性：軸受剛性を満足するとともに低粘度であること。

2.3 要求仕様

HDスピンドルに要求される軸受仕様(例)を表2に示す。

表1 要求項目と特長
Requirements and characteristics

HDD要求項目	軸受要求項目	転がり軸受	動圧軸受	動圧ベアファイトユニット	主な用途
高記憶容量	NRRO				パソコン，サーバ サーバ
	高速回転性				
静音	静音性				コンシューマ
低消費電流	低トルク性				モバイル
耐衝撃性	耐衝撃性				モバイル
信頼性	耐焼付性				全般
剛性	剛性				

注1) 動圧軸受は軸受がソリッド(金属)，動圧ベアファイトユニットは軸受が多孔質材

表2 軸受仕様(例)
Bearing specifications

項目	現行仕様	要求仕様	備考
ラジアルNRRO	0.05 μm	0.03 μm	記憶容量40 80 120GB
高速回転性	10,000 min ⁻¹	15,000 min ⁻¹	20,000 min ⁻¹ (サーバ用)
静音性	30dB	20dB	
低トルク性	5mN・m	3.5mN・m (-10)	2.5型以下のノートパソコン，モバイル用
耐衝撃性	300G	1,000G	2.5型以下のノートパソコン，モバイル用
耐焼付性	設計寿命7年	起動停止10万回	

3. 構造

3.1 軸受ユニットの構造

HDスピンドル用動圧ベアファイトユニットの構造を図1に示す。構成部品は軸、動圧ベアファイト製軸受スリーブ（以下軸受スリーブという）、ハウジング、スラストブッシュの4点である。

ラジアル軸受として、軸側には2ヶ所の円筒部を設けている。軸受スリーブ内径面の、軸円筒部とマイクロンオーダのすきまを介して対向する位置に、ヘリングボーン（にしん骨）形状の動圧溝が2ヶ所設けられている。動圧軸受の加工精度のばらつきで、軸受内に負圧が生じないように、上側ヘリングボーン溝の溝幅に対策を施している。

スラスト軸受は、軸端面に設けたフランジ両面を、スパイラル形状のスラスト動圧溝を設けた、軸受スリーブ下側端面とスラストブッシュ上側端面でマイクロンオーダのすきまを介して挟み込み、形成している。

動圧軸受ユニットの軸がハウジングから出る個所は、軸外径とハウジング内径をテーパ形状としたシール構造となっている。停止時は潤滑油をその表面張力で保持して漏れを防止し、回転時は潤滑油を遠心力で軸受内に引き込み、飛散を防止する構造になっている。

軸が回転すると、図2に示すように動圧溝のポンプ効果で潤滑油がひきこまれ、高圧の油膜が形成される

ため、軸が浮上する。ただし、軸はラジアル荷重の負荷方向に対し、回転方向に進んだ位相で最大偏心する特長がある。

3.2 HDDの構造

HDDの構造を図3に示す。動圧ベアファイトユニットの軸上端にはロータマグネットを接着し、ハードディスクを搭載するハブが圧入されている。ハウジング外径は、ステータコイルや制御用基板が取り付けられたブラケットに接着し、HDスピンドルを形成している。ベースにはヘッドを支持するアクチュエータ（ピボット軸受とボイスコイルモータ）が取り付けられており、ハードディスク上の記録位置の検出を行いながら、信号の書き込み・読み取りを行っている。

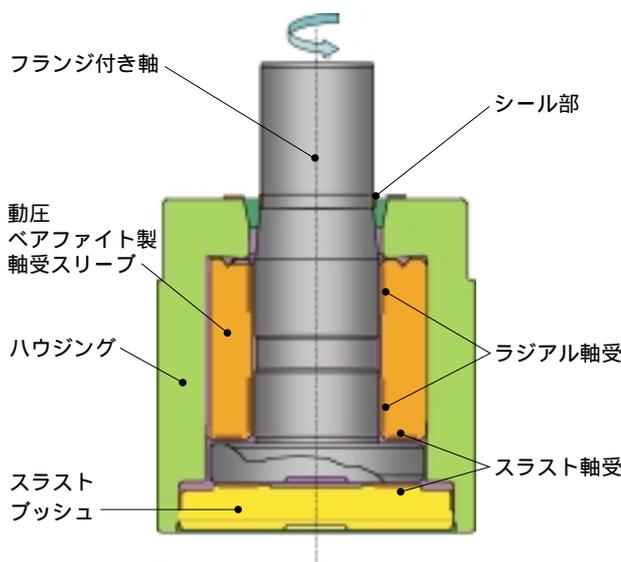


図1 動圧ベアファイトユニット構造
Structure of hydrodynamic BEARPHITE unit
(longitudinal cross section)

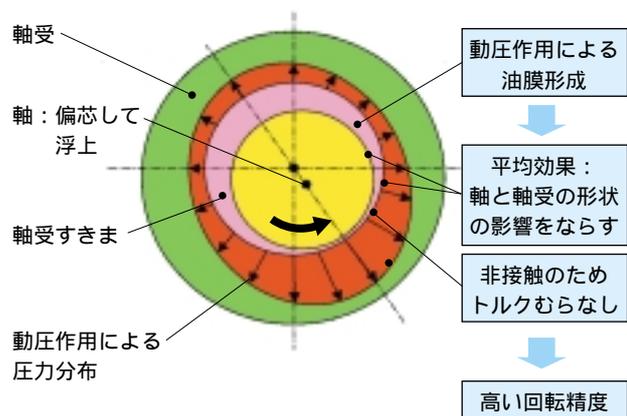


図2 動圧ベアファイトユニット構造（ラジアル断面）
Structure of hydrodynamic BEARPHITE unit
(radial cross section)

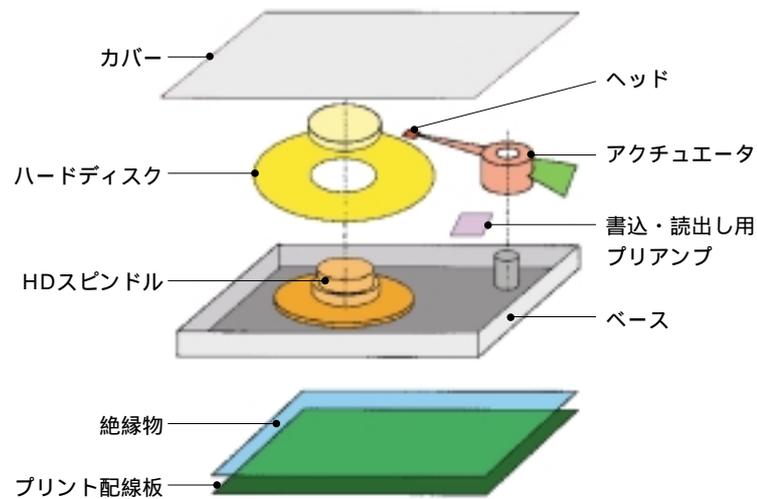


図3 HDDの構造
Structure of HDD

4. 理論と測定値

4.1 理論計算

動圧ベアフィット製軸受スリーブの多孔性と、ラジアル軸受・スラスト軸受間の潤滑油の流体連成を考慮し、無限大溝理論を利用した動圧軸受ユニットの性能計算を行う計算プログラムを作成した。軸受寸法諸元を入力すると、軸受内の圧力分布を計算し、軸受剛性・負荷容量・トルク・減衰係数を求めることができる。これを用いて、HDスピンドルの剛性、負荷容量、危険速度等の設計検討を行うことができる。図4に軸受内圧力分布の計算例を示す。

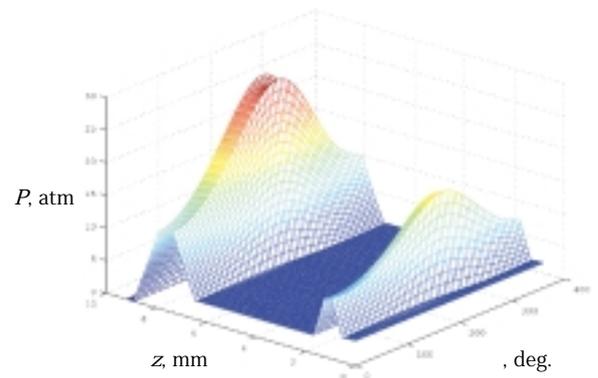


図4-2 軸受圧力分布（ラジアル軸受すきま）
Distribution of bearing pressure (radial clearance)

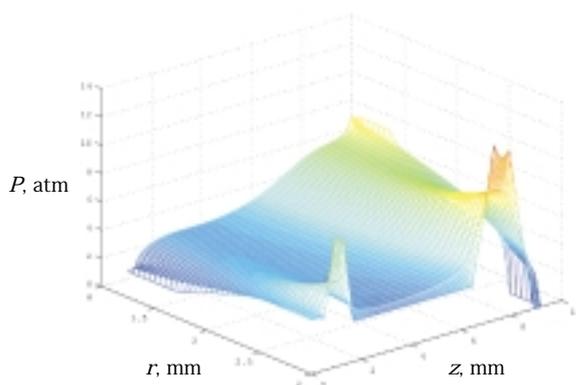


図4-1 軸受圧力分布（スリーブ全体）
Distribution of bearing pressure (sleeve)

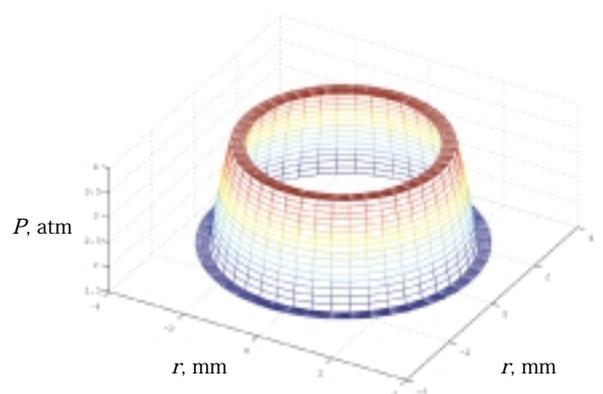


図4-3 軸受圧力分布（上部スラスト軸受すきま）
Distribution of bearing pressure (axial clearance)

4.2 測定結果

(1) ラジアル剛性

動圧ベアファイトユニットのラジアル剛性測定装置を図5に示す。軸に実機相当質量の慣性（円板）を取り付け、エアタービンで駆動した。慣性の外周に取付けた磁性体リングに、予め距離と吸引荷重を校正した磁石を近づけ、非接触でラジアル荷重を負荷した。慣性の変位量を、90°位相で取り付けた2台の静電容量式非接触変位計で測定し、軸受剛性（荷重／変位量）を計算した。使用サンプルの測定値は 9.47×10^6 N/mであった。

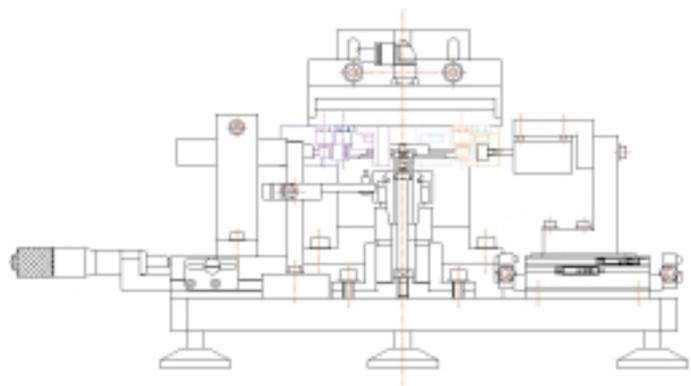


図5 ラジアル剛性測定装置
Measurement equipment of radial stiffness

(2) トルク

動圧軸受ベアファイトユニットの軸に実機相当質量の慣性（円板）を取り付け、ハウジングを静圧空気軸受上側（図6に示す）に固定する。慣性外径にエアタービンでエアを吹付け駆動して、静圧空気軸受の下側に取付けた、プーリーに巻き付けた糸の接線力をストレインゲージで測定し、プーリー半径を掛けてトルクに換算した。測定結果は図7に示すように1.2～1.4 mN・mで安定した値を示している。

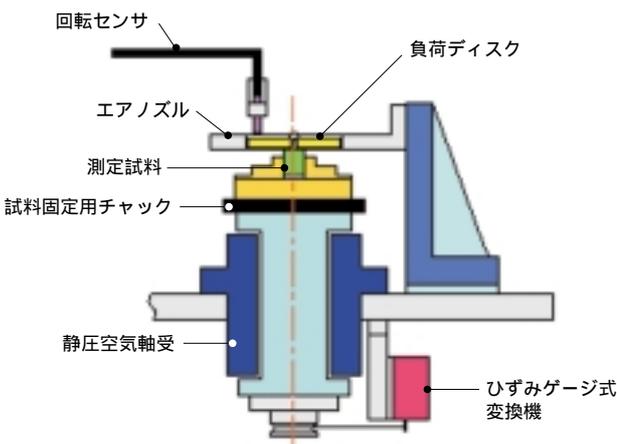


図6 トルク測定装置
Torque measurement test equipment

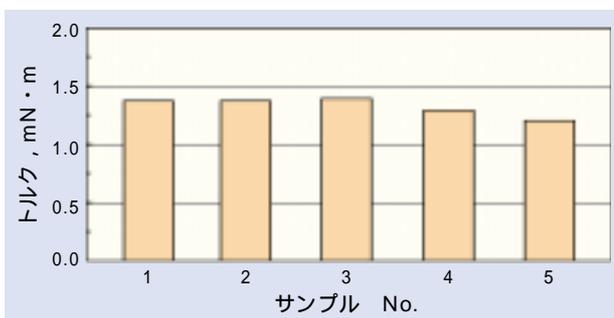


図7 トルク測定結果（正立状態）
Torque measurement test results

(3) NRRO（非繰り返し振れ）

動圧ベアファイトユニットのNRRO測定装置を図8に示す。動圧軸受ユニットを実機モータに組立て、ハードディスク相当の慣性（アルミ円板）を取り付け、ドライバとつないで駆動する。静電容量式非接触変位計でラジアル方向・アキシャル方向の振れを測定し、FFTで解析してNRROを求める。測定結果を図9に示すが、ラジアルNRROは室温で0.010～0.015 μm、60°で0.013～0.024 μmとなっており規格を満足し

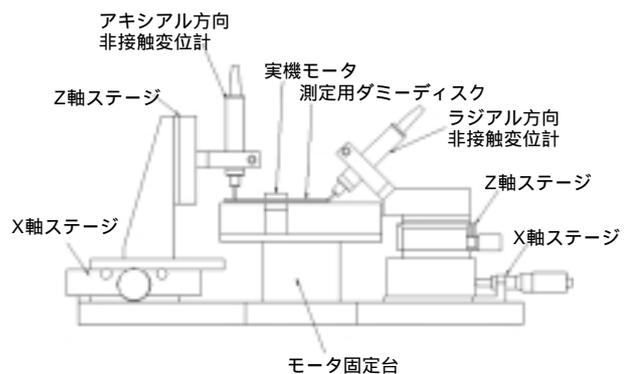


図8 NRRO測定装置
NRRO measurement equipment

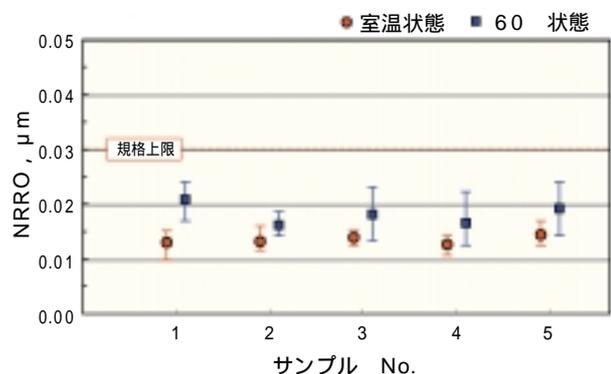


図9 NRRO測定結果
NRRO measurement results

ている。

動圧軸受の振れは理論的には回転同期成分のみであるが、回転非同期成分の要因としては測定箇所近傍の気流の流れ、潤滑油流れの非定常成分、モータの振動、回転数変動に伴う遠心力、動圧効果の変化、及び油膜で減衰できなかった部品精度の影響が挙げられる。

(4) 静音性

HDDの音響測定方法はJISやISOで規定されている。転がり軸受が転動体と転走面間の転がり接触、及び保持器と他部品との滑り接触によって騒音が発生するのに対し、動圧軸受は軸と軸受が非接触のため、軸受部からの騒音発生はない。大半はモータの電磁音と、ハードディスクの風切り音である。両者を比較した測定結果を図10に示す。動圧ベアファイトユニットが22dB(A)で転がり軸受より8dB(A)低く、静かなことがわかる。

この値は普通の家の中で暗騒音以下の水準である。

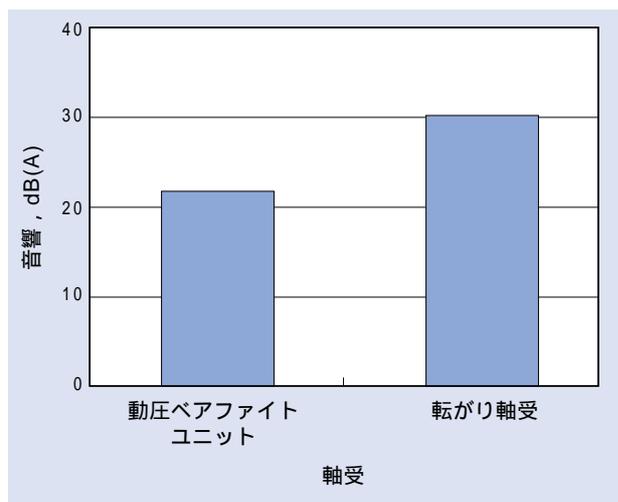


図10 音響測定結果
Noise test results

(5) 耐久性能

HDDはモデルチェンジにより機能上は直ちに陳腐化してしまうが、製品として保証期間内(7~10年間)は耐久性能に問題ないことが要求されている。また、パソコンやサーバには貴重なデータを記録しているため、使用中に停止することは許されない。

このため、モータ状態で高温(60℃)雰囲気中で、連続起動停止試験を行った結果を図11に示す。耐久試験中にNRRO、モータ電流値に変化はみられず機能低下していないことがわかる。

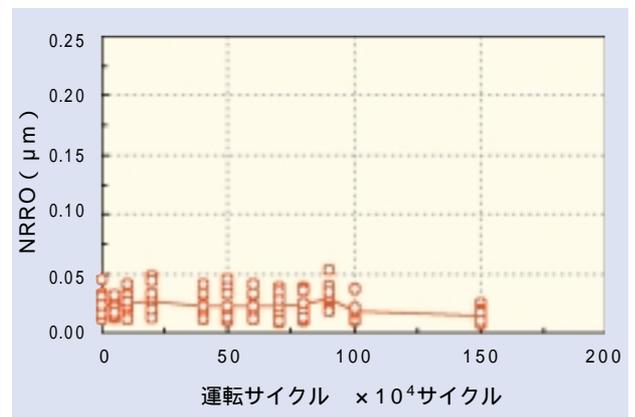


図11-1 耐久性能 (ラジアルNRRO)
Endurance test (radial NRRO)



図11-2 耐久性能 (モータ電流値)
Endurance test (motor current)

(6) 耐衝撃性能

HDDをノートパソコン等モバイル機器に使用する
場合、誤って落下させても機能低下しないことが必要
である。軸受ユニットを落下させて、衝撃荷重を加え
た前後で、機能評価した条件を表3、試験結果を図12

に示す。軸・軸受間に生じる面圧が、鋼球を使用する
転がり軸受より低いため特性値に変化がなく、衝撃に
強いことがわかる。

表3-1 落下衝撃試験条件
Impact test conditions

雰囲気温度	室温 (約23~24)
ユニット姿勢	正立, 水平, 倒立状態
負荷ディスク重量	5 g
負荷衝撃	1200G (0.2msec)
衝撃負荷回数	各姿勢3回づつ連続的に負荷
試験個数	3個

表3-2 落下衝撃試験測定条件
Impact test conditions

測定機	NRRO, トルク測定機
回転速度	4000, 7000min ⁻¹
雰囲気温度	室温 (約23~24)
ユニット姿勢	正立状態
負荷ディスク重量	5 g
測定時間	約4 min (各回転速度2minずつ)
測定項目	ラジアルNRRO, トルク

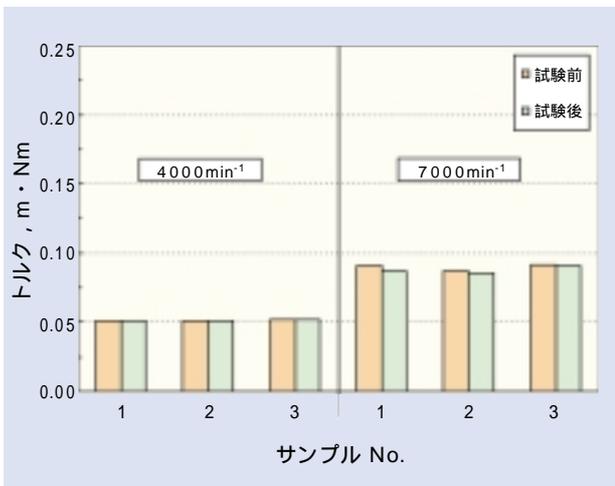


図12-1 落下衝撃試験前後の特性比較 (トルク)
Torque comparison before and after impact test

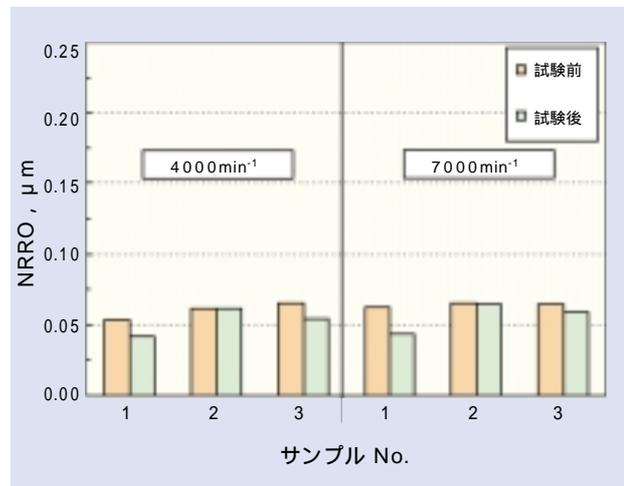


図12-2 落下衝撃試験前後の特性比較NRRO
NRRO comparison before and after impact test

5. 今後の展望

HDDはパソコンをベースに、今後は民生用としてHDDレコーダ、携帯用記憶媒体、デジタルビデオカメラ、携帯電話等に用途が広がり、将来はホームサーバも普及すると考えられる。ディスクサイズも、現在は3.5型が全体の80%を占めていると思われるが、新しい用途では2.5型、1型の小型HDDの需要が拡大すると予想される。

直近に予想される技術革新としては垂直記録方式があり、量産化されれば、記憶容量はさらに大きくなる。大きな流れとしては、軸受へのRROも含めた回転精度要求は、さらに厳しくなる。用途別に見ると、家庭内で使用されるものは静音性が、携帯用は消費電力を押えるため、低トルク化と落下時の耐衝撃性が、カーナビゲーション用は、車載用機器として幅広い温度範囲で使用可能なことが要求される。一方で、記憶容量は少なくとも、低価格の製品の市場要求もあると考えられる。

今後はこれらの市場要求に対応して機能改善を行い商品開発を進めていく。動圧ベアファイトユニットは

動圧溝をプレス成形しており、価格競争力があることを活かして、安価な軸受ユニットを実現するため、開発初期段階から生産技術部門とも協業している。

今回はHDD装置のみ紹介したが、動圧ベアファイトユニットはDVD等の光ディスク・ポリゴンスキャナ・ファンモータにも適した商品である。

動圧ベアファイトユニットは、当社が長年にわたって開発した商品であり、小さな軸受の細部にさまざまな技術やノウハウを盛り込んでいる。国内で技術開発・設計を行い、特許で守りながら、海外工場で生産する事業モデルにも挑戦している。

動圧ベアファイトユニットが客先に受け入れられ、販売を伸ばして当社の軸受群の中で存在感のある商品になるよう育てたい。需要が急拡大している現在のフォローの風に乗れ、HDD装置用として広く世界で通用すると共に、市場から高い評価を得られる軸受になるよう活動していく。将来、さらに多くの分野に普及することを期待している。

執筆者近影



楠 清尚
流体動圧軸受事業部

高角アクティブリンク装置 High Angle Active Link



曽根 啓助* Keisuke SONE
 磯部 浩* Hiroshi ISOBE
 山田 耕嗣* Koji YAMADA

等速ジョイントの一種である高折れ角(90°)が実現可能なリンク機構にアクチュエータを設け、2自由度方向角度を制御できる高角アクティブリンク装置を考案した。本装置は、ロボットの関節部や光学系の雲台などに適用できるユニット商品として期待できる。本報では、平行リンク機構による等速メカニズムやADAMS解析から得られたリンク姿勢の考察を紹介する。

NTN has developed a High Angle Active Link that can control movement with two degrees of freedom. This equipment consists of a constant velocity joint(CVJ) with a power unit. This system is expected to be used for robotic joints and as an optical platform.

This paper introduces the advantages that the constant velocity joint has over a parallel link mechanism and some considerations on its link positions obtained by analytical study of ADAMS(a dynamic modeling software package).

1. まえがき

NTNでは高折れ角が実現可能な等速ジョイントとして、リンク機構のジョイントを検討し改良をしてきた。このジョイント構造が回転1自由度のリンク連結のみで構成されている特徴に着目し、このリンク連結部にアクチュエータを設け、入出力部材間の2自由度方向角度を制御できる装置(写真1)を考案した。本装置は、ロボットの関節部や光学系の雲台などに適用できるユニット商品として期待できる。またジョイント単体としても部材間の連結部に使用される機械要素商品として広く適用できるものとする。

本報では、ジョイント部全体の大きさが約 49mm×高さ48mmで、入力側部材に2個のアクチュエータを搭載した装置を紹介する。

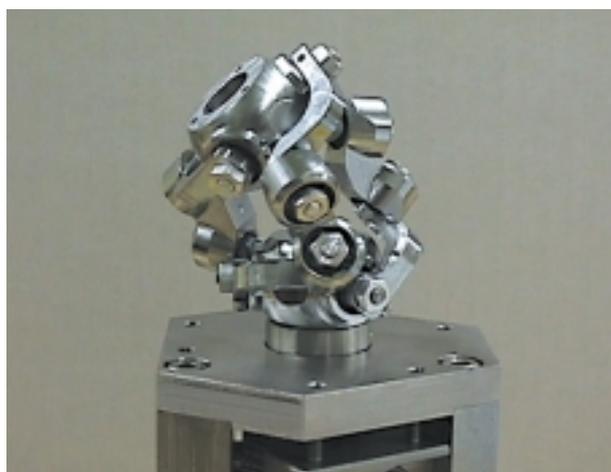


写真1 高角アクティブリンク装置
 High Angle Active Link

2. 構造と特長

2.1 ジョイント機構

本ジョイント構造（図1参照）は、入力部材（入力側リンクハブ）と出力部材（出力側リンクハブ）の間に4つの回転対偶と3本のリンクからなるリンク系（入力側アーム - 中間リンク - 出力側アーム）を3列並べて連結した平行リンク構造となっている。各回転対偶部には軸受を設け、回転抵抗を低減し、連結部のガタ詰めを行っている。図1に示すように、1つのリンク系は、入力側と出力側のリンクハブ及びそれに連結されているアームリンクが同一形状の球面リンク機構（1点を中心にした球面上を各リンクが運動する機構）を構成しており、入出力側それぞれのアームリンクから出ている軸は、中央リンク部材を介してある狭角（角度，図2参照）をもって連結されている。このように、各リンク系は中央リンク部材の入出力側との連結軸の延長線上の交点Aに対して、点対称な位置関係にある。

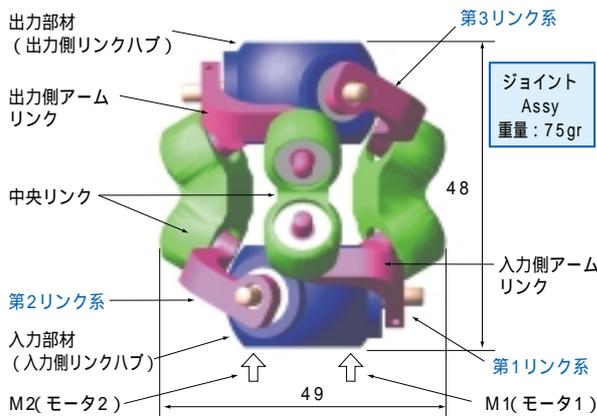


図1 ジョイントASSY
Joint assy

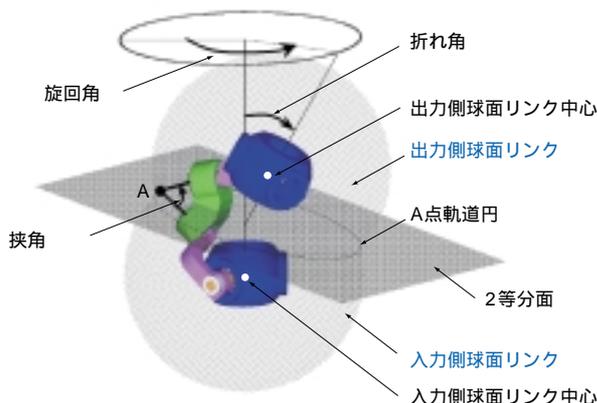


図2 ジョイント部リンク系
Operating principle of the joint

円周方向に前記リンク系3つを平行に配置させることで、各リンク系の軌道が3つに共通する軌道に限定されることになる。このことは、各リンク系の中央リンク内2軸交点Aの位置が入力軸と出力軸のなす角の2等分面上に限定されることとなり、その結果、等速性を有することになる。

2.2 ユニット構成

図3に示すように、ジョイントの入力側リンクハブに連結されている入力側アーム部内側2箇所において減速機を介してアクチュエータを配置し、そのアーム回転角度を制御する。第1リンク系にモータ1，第2リンク系にモータ2を配置し，第3リンク系は受動リンクとする（図1）。ジョイントの平行構造により各リンク系の出力部材側が2等分面上の点に対して点対称な位置を保持するように動くことにより，出力部材の2方向角度（図2の折れ角，旋回角）の位置決めが行なわれる。

モータ1，2で制御されている第1，第2リンク系の入力側アーム回転角（図5参照）と出力部材の2方向角度の関係を図4に示す。入力側アームの回転範囲

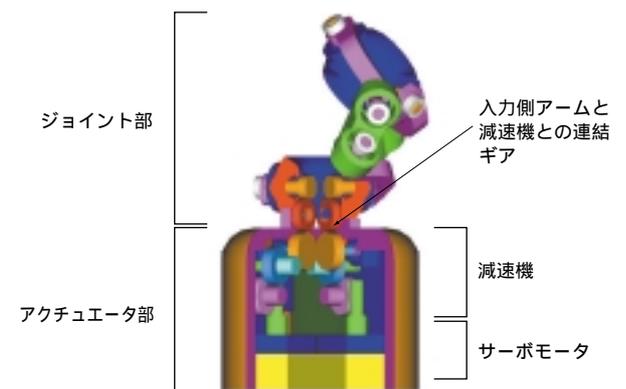


図3 ユニット装置
Unit

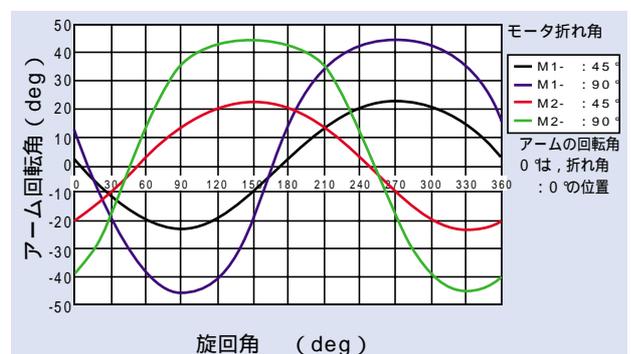


図4 出力部材角度()とアーム回転角度の関係
The relationship between the swing angle () and the revolution angle of the arm in the position of the bend angle =45° and =90°

は±45°で、第1リンク系と第2リンク系の入力側アーム回転角の位相差は120°である。

2.3 本装置の特長

- ① 作動範囲 折れ角 : ±90°
 旋回角 : ±360°×n (限度なし)
- ② アクチュエータと減速機構を入力側部材に設置し、可動部の軽量・コンパクト化を実現。
- ③ ジョイント部内の軸受すきまを詰めることで、作動抵抗を抑えた状態でのジョイントのがた詰めが可能。
- ④ 等速ジョイント構造により、逆入力に対して全方向スムーズな動き。
- ⑤ アクチュエータ部とジョイント部の連結をジョイント部に内蔵することで、シール性を確保。

3. 機構解析

汎用機構解析ソフトウェアADAMSにより、出力部材上面の中心に5Nの鉛直荷重が負荷された場合について解析を実施し(図5参照)、リンク部の各軸受部が受ける荷重とモータ部が受けるトルクを算出した。(図6, 7, 8参照)

軸受部が受ける最大負荷を調べた結果、ラジアル荷重, アキシアル荷重はともに約20N, 軸受モーメント荷重は約200Nmmであった。また, 折れ角が大きくなるほど負荷も大きくなっている。(図6に = 0°, 45°, 90°における入力側リンクハブの受動リンク(第3リンク系)軸受部が受ける軸受モーメント荷

重を示す)。

一方,モータが受けるトルクは,最大で約380Nmmであった。モータ1では,図7に示すように, =30°付近(=60°)と =270°にピークを持ち,モータ2では,図8が示すように, =30°付近(=0°)と =150°でピークを持つ。図9におけるパターンA,

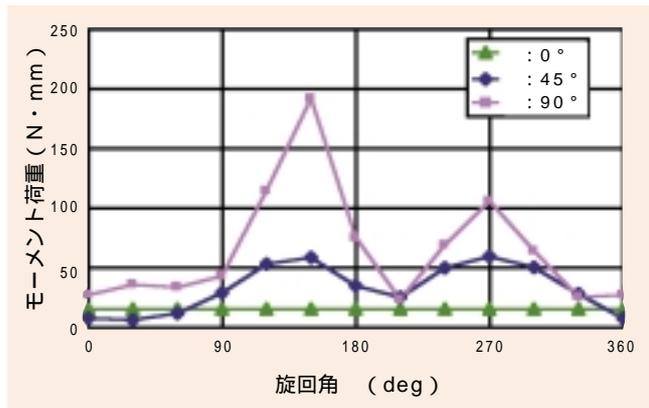


図6 出力側角度位置と軸受部荷重
Bearing load to the swing angle

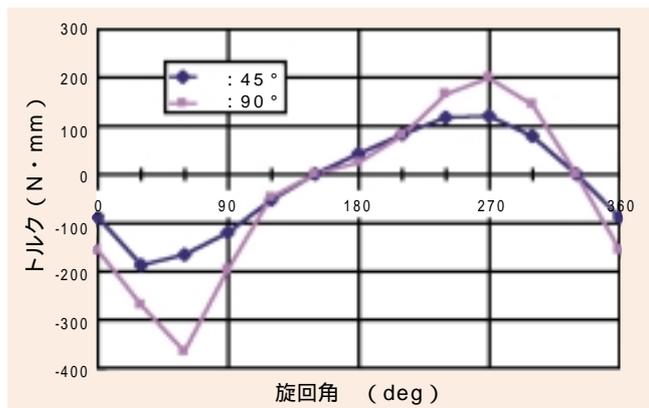


図7 出力側角度位置とモータ1 トルク値
The required torque of the motor 1 to the swing angle

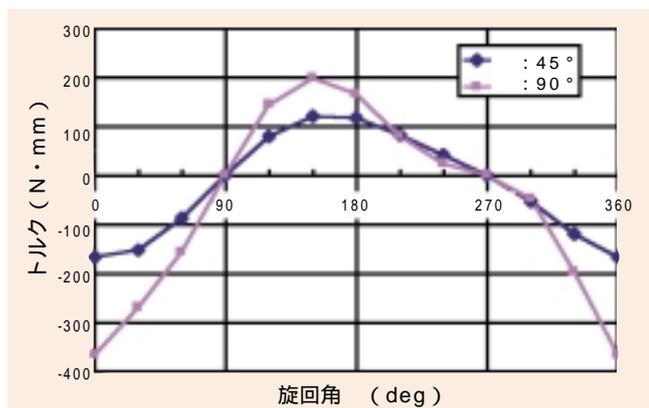


図8 出力側角度位置とモータ2 トルク値
The required torque of the motor 2 to the swing angle

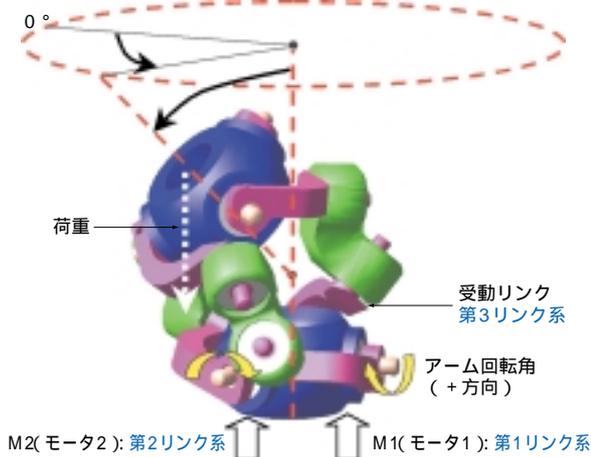
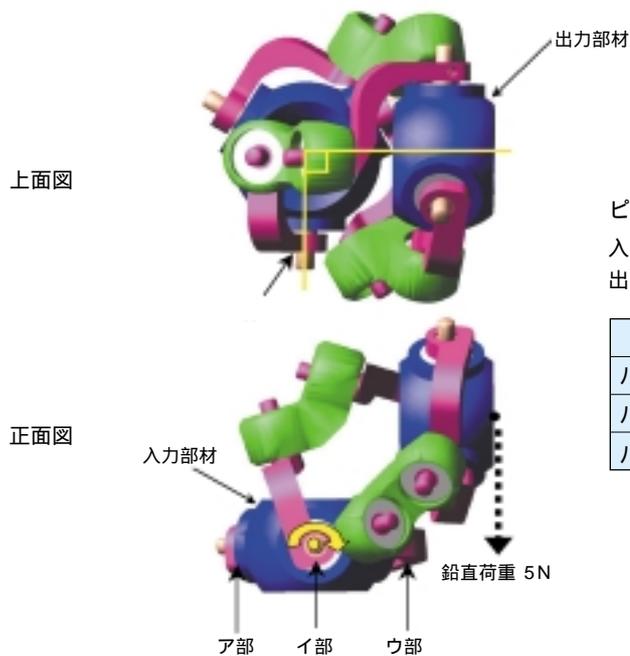


図5 ADAMS解析モデル
The model of ADAMS analysis



ピークトルクを発生するリンクの姿勢
 入力部材内軸受（左図イ部）の軸線と
 出力部材中心軸線が90°の位置関係の時

	ア部	イ部	ウ部
パターンA (: 30°)	モータ1	受動	モータ2
パターンB (: 150°)	受動	モータ2	モータ1
パターンC (: 270°)	モータ2	モータ1	受動

図9 ピークトルク発生リンク姿勢
 The link position when maximum torque is generated

B, Cの姿勢がこれらの旋回角位置(= 30°, 150°, 270°)にあたるが, 図9イ部のトルク方向と負荷によるトルク方向が一致している状態となっている. なお, パターンAの時については, 図9イ部が受動リンクにあたるため, 他の2箇所のリンクで分担してトルクを受け持つこととなり, モータ1とモータ2が30°前後にずれてそれぞれピークを持つ. また, ここでは荷重によるトルク方向とモータ部のトルク方向が角度を持っているため, より大きいトルクが必要となり, 各モータが最大トルクを受けることになる. この時の最大トルクは, パターンB及びCでのトルク値の約2倍となる(図7, 図8参照). この点が設計上の留意点となる.

4. 今後の展開

今回, 本装置によりジョイント入力部材に2つのアクチュエータを設置することで出力部材の角度方向2自由度の位置制御ができることを確認した. 今後は, さらに位置精度及び微小移動量確保のため, 減速機構と制御方法の開発をすすめていく. また, 用途に合わせた設計検討を行い, 市場投入に繋げていきたい.

執筆者近影



曽根 啓助
 総合技術研究所
 新製品開発部

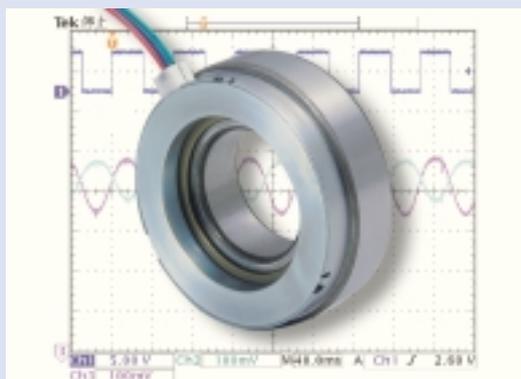


磯部 浩
 総合技術研究所
 新製品開発部



山田 耕嗣
 総合技術研究所
 新製品開発部

回転センサ付軸受の耐漏洩磁束性向上 Improvement of Magnetic Flux Leakage Durability of Integrated Sensor Bearings



小池 孝誌*
Takashi KOIKE

石河 智海*
Tomomi ISHIKAWA

伊藤 浩義**
Hiroyoshi ITO

水谷 憲義**
Noriyoshi MIZUTANI

モータや電磁クラッチなど大きな磁界が発生する環境下での作動安定性をさらに向上すべく、耐漏洩磁束性を向上した回転センサ付軸受の開発を行った。2つのホール素子の差動回路採用により、従来品に比べ5倍以上の耐漏洩磁束性を達成した。

A recent trend in manufacturing is to utilize electric controls to simplify machines and ensure better reliability of these machines.

Because of this trend, there has been an increasing need in the marketplace for bearings with sensing functions. A bearing with a rotation sensor that uses a magnetic encoder system is currently available. However, when using this sensor bearing near equipment that generates a magnetic flux such as a motor or magnetic clutch, the sensor may operate incorrectly due to magnetic flux leakage.

Therefore, magnetic flux leakage needs to be minimized and mechanisms to improve magnetic flux leakage performance are needed. We have successfully enhanced the function of the integrated sensor bearing by optimizing the mechanical structure through magnetic field analysis. An overview of this process was introduced in NTN Technical Review No. 69. In this paper, an electronic technique for further improvement of magnetic flux leakage is introduced.

1. まえがき

近年、電気制御を用いることで機械系の簡略化、信頼性の向上、環境負荷への低減を図る傾向がある。このような背景からセンサ機能を付加した軸受のニーズが高まりつつある。

軸受に回転数検出機能を付加した回転センサ付軸受は市場で採用され始めているが、モータや電磁クラッチなどのように大きな磁界が発生する装置近傍で使用される場合には、その磁界が回転センサ付軸受に影響を与え、センサの出力不良など誤動作が発生する場合がある。センサには、このように近傍の磁界が漏洩する環境下においても影響を受けにくい、いわゆる耐漏洩磁束性が求められる。筆者らは、磁場解析に基づいた機械構造の構築によって耐漏洩磁束性の向上を図ってきた。その内容については、NTNテクニカルレビ

ュー69号¹⁾に紹介しているが、上述のようにさらなる耐漏洩磁束性の向上が要求される用途もある。

本稿では、従来と比較し、耐漏洩磁束性を大幅に向上したセンサ回路技術を確立したので、その概要を紹介する。

2. 回転センサ付軸受

図1に、従来の磁場解析に基づき構成した耐漏洩磁束性を有する回転センサ付軸受(従来品)の構造断面図を示す。漏洩磁束を迂回させる磁気バイパスリングを配することで、ホールICへの外部漏洩磁束の流入量を極力少なくした構成である。

回転センサ付軸受の回転検出部は、N極、S極を交互に着磁した磁気エンコーダと磁気センサから構成される。磁気センサとしては、矩形波出力機能を有する

ホールICを使用することが一般的である。ホールICの内部には、ホール素子の他に増幅回路、シュミットトリガ回路、出力トランジスタを有している。ホールICの種類は、磁界の強弱によってON、OFFする片側磁界タイプと、磁石のS極とN極が交互に印加されてON、OFFが切り替わる交番磁界タイプの2種類があるが、回転センサとしては出力デューティ比を50%に近づけるための目的で後者の交番磁界タイプを使用することが多く、筆者らも交番磁界タイプを使用している。

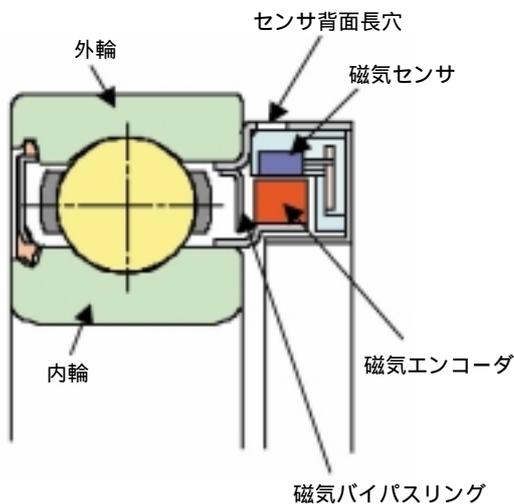


図1 回転センサ付軸受の断面図（従来品）
Sectional view of integrated sensor bearing
(Conventional design)

3. 漏洩磁束の影響

磁気センサとしてホールICを用いた場合を例に、図2を用いて漏洩磁束がホールIC内部のホール素子に与える影響について説明する。

内輪とともに磁気エンコーダが回転するとホール素子に交番磁界が印加され、ホール素子に与えられる電源電圧 (V_H) の1/2の $V_H/2$ を中心（基準電圧）に出力電圧は正弦波状に変化する。（図2中、黒線の正弦波）ホールICはこの基準電圧を閾値とし、ホール素子出力のコンパレート後の信号を出力するので、ON、OFFを繰り返す矩形波の出力信号が得られる。この時、出力デューティ比 (T_P/T_n) は約50%になる（図2中、黒線の矩形波形）。

回転センサ付軸受の外部から漏洩磁束が加わると、ホール素子に印加される交番磁界はその影響を受け、

上または下にオフセット（図2中、赤線または青線）することにより出力デューティ比は変化する。（図2中、赤線または青線の矩形波形）漏洩磁束がさらに大きくなり、正弦波状の出力が大きくオフセットした場合には、センサ出力パルスの欠落が発生するようになる。

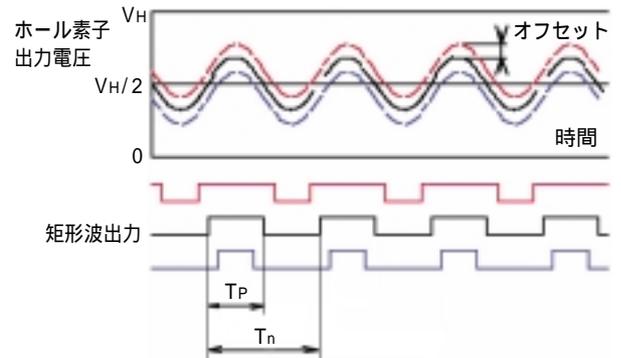


図2 ホール素子出力電圧と矩形波出力
Hall element and digital output voltage

4. 耐漏洩磁束性の向上

回転センサ付軸受の外部からの漏洩磁束によるセンサ出力の誤動作を防ぐためには、漏洩磁束によりオフセットするセンサ出力をキャンセルする方法や磁気エンコーダの着磁強度上げる方法がある。着磁強度を上げるには磁性材料特性から限界があるので、オフセット成分を除去する電気的処理を施すことで、耐漏洩磁束性の向上を図った。

4.1 構造

磁気センサに加わる漏洩磁束の影響をキャンセルするため、図3に示すように2つのアナログ出力タイプの磁気センサ（たとえばホール素子）を電気角で180°異なる位置に、漏洩磁束の影響が同じになるように近接し配置した。それら2つのセンサ出力を差動出力することで漏洩磁束によるオフセットをキャンセルした後、矩形化処理して1相分の出力を得る。差動出力の構成を採ることで出力感度は2倍に増幅でき、耐ノイズ性からも有利な構成となった。

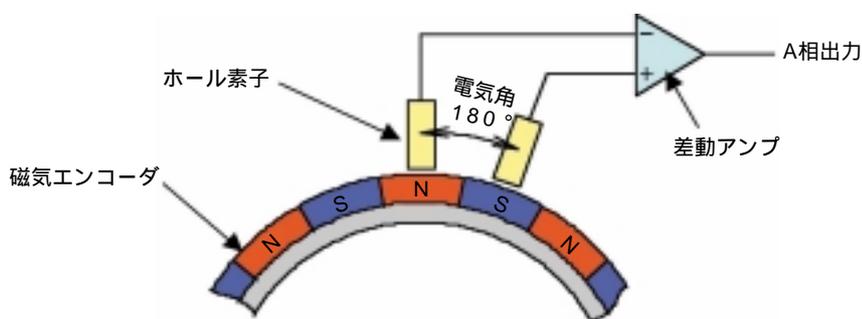


図3 構造概略図
Schematic view of sensor

4.2 回路

図4に検出回路の概略図を示す。図4では、A相1相分の回路構成を示している。ここでは、電気部品削減のため、2つのホール素子出力の差動増幅の代わりに、コンパレータを用いて互いの出力を比較し矩形波出力を得る方式を採った。

回転数検出は従来から光学式エンコーダが個別に配置され使われてきたが、これを軸受と一体化させると、軸受配置位置がセンサ周囲環境となり、光学式エンコーダが使用できないような悪環境となる場合が多く、回路構成は幅広い温度変化に対しても誤作動しないよう十分考慮する必要がある。ホール素子は通常動作温度の影響を受けやすく、周囲温度が上昇するとホール素子内部の入力抵抗が低下して電流値が増加するため、内部発熱が大きくなる傾向がある。このことを考慮し、使用温度範囲に合わせてホール素子の駆動電圧設定を行った。

ホール素子の駆動方式には、定電流駆動と定電圧駆動の2種類があるが、定電流駆動は、ホール出力電圧及び不平衡電圧が周囲温度により大きく変化するため、定電圧駆動を採用した。ホール素子の基準電圧

($V_H/2$)には個体差がある。各ホール素子の基準電圧を揃えることができれば各ホール素子出力のオフセット量の差は低減でき、矩形出力のデューティ比を50%に近づけることが可能となる。そのため、4.4項に示す基準電圧を揃えるための工夫を行った。

4.3 回路動作

前項で示した回路を内蔵した回転センサ付軸受を図5に示す耐漏洩磁束性試験機¹⁾に組み込み、図4の検出回路のA、B、C各位置での波形を観測した結果を図6に示す。耐漏洩磁束性試験機は、漏洩磁束発生用コイルに電流を流して磁束を発生させ、センサ出力が誤動作した時点の起磁力(電流×コイルターン数 AT)を測定するもので、耐漏洩磁束性を評価する判断基準となる。図6(b)に示すように起磁力を増加して回転センサ付軸受に漏洩磁束を与えると、ホール素子の出力電圧が上方にオフセットする様子が観察される。しかし、2つのホール素子の差動によって出力を得る本方式の採用によって、漏洩磁束の影響を受けても、デューティ比に変化のない矩形波出力が得られていることが分かる。

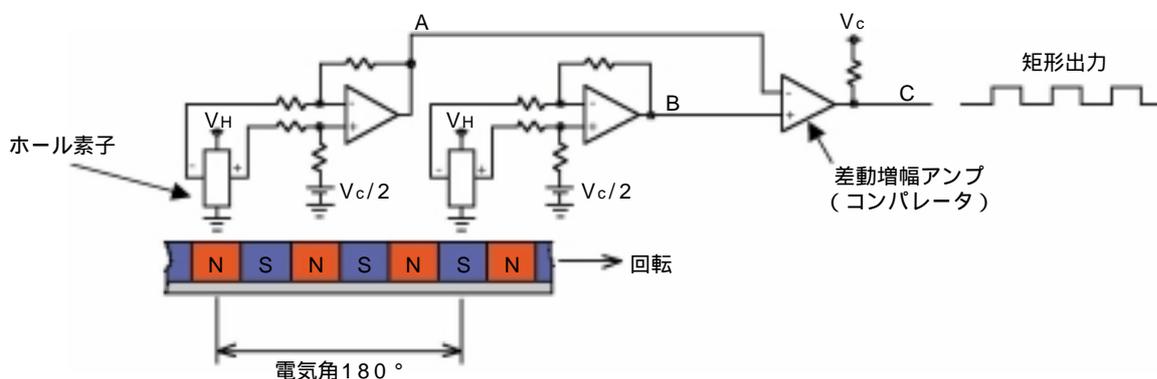


図4 検出回路概略図(1相分)
Schematic view of detector circuit

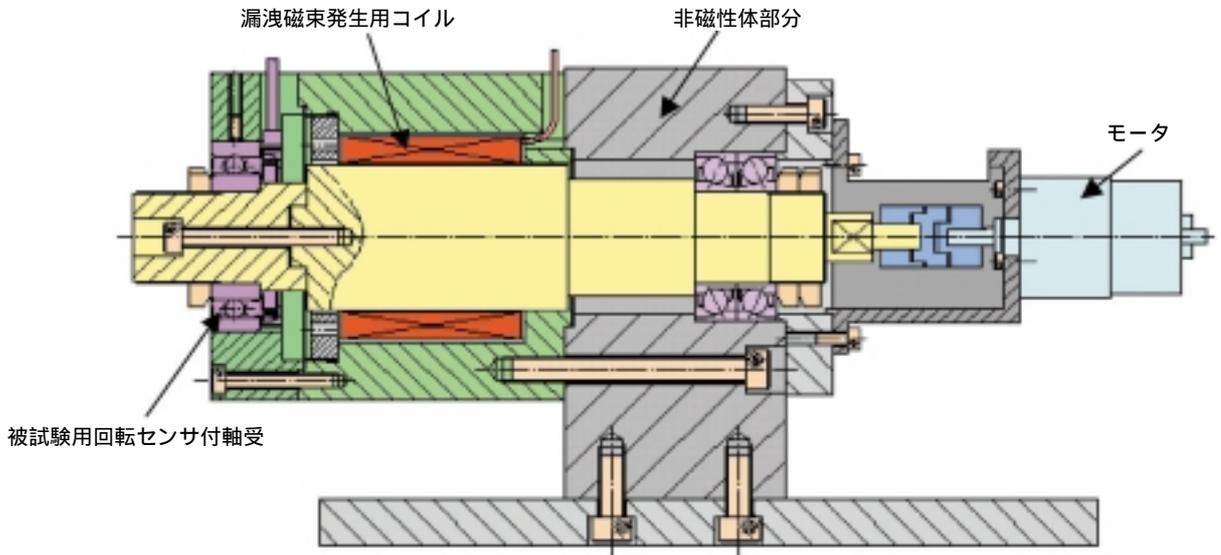


図5 耐漏洩磁束性試験機
Magnetic flux leakage durability test equipment

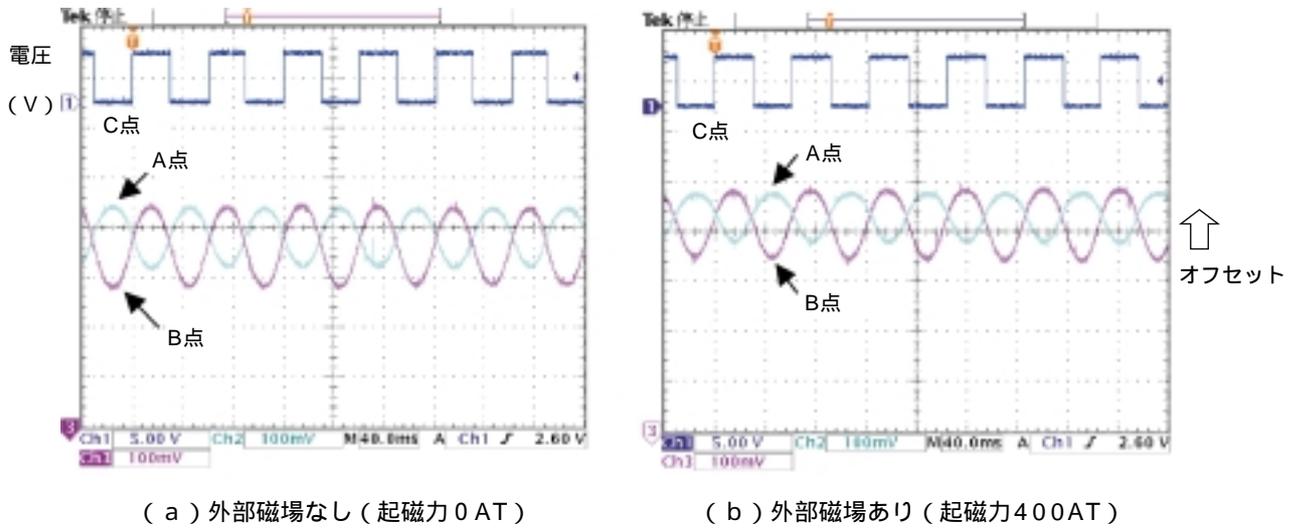


図6 回路上の各波形
Waveform of detector circuit

4.4 基準電圧への影響

差動を構成する2つのホール素子の基準電圧が漏洩磁束によってどのように変化するかを測定した結果を図7に示す。

漏洩磁束（起磁力）の影響によって、ホール素子の基準電圧が変動していることが分かる。基準電圧の変化は漏洩磁束に起因するオフセットであり、各素子間の差を少なくすることで、耐漏洩磁束性を向上することができる。なお、今回は一方のホール素子の基準電圧に他方を合わせる回路を採用したため、基準電圧をほぼ揃えることができた。

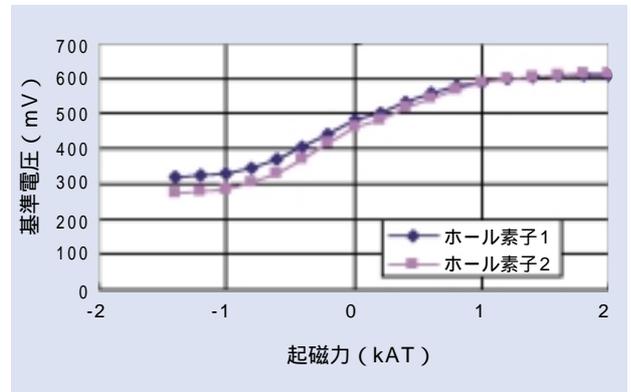


図7 基準電圧への影響
Influence on reference voltage

5. 耐漏洩磁束性の評価

ホール素子には感度特性にも個体差がある。差動回路を構成する本方式では、使用する2つの素子の個体差（感度差）も耐漏洩磁束性に影響を及ぼす。ここでは、想定される最大20%の感度差を限度とし、表1に示す3種類の条件で評価テストを行った。図8に差動方式の回路を組込んだ回転センサ付軸受の耐漏洩磁束性の評価結果を示す。比較のために、磁気バイパスリングを入れた従来品（図1参照）についてもその結果を示した。

表1 感度差の試験条件
Sensitivity test condition

試験条件	ホール素子感度差 [%]	磁気バイパスリング
1	0	なし
2	10	なし
3	20	なし
従来品	- (ホールIC)	あり

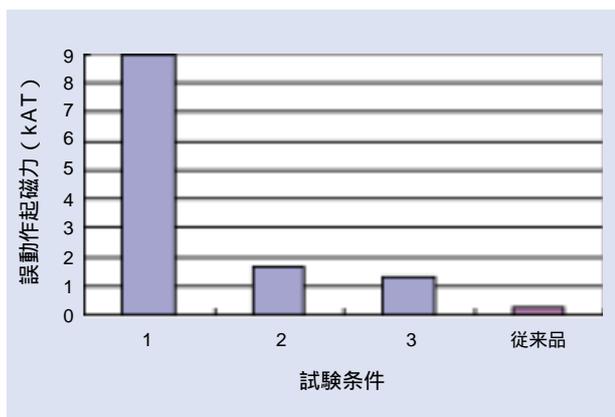


図8 耐漏洩磁束性
Magnetic flux leakage durability

5.1 感度差の耐漏洩磁束性への影響

図8から、差動を構成する2つのホール素子の感度差を少なくすることで耐漏洩磁束性が良くなるのが分かる。試験条件3は想定される最悪条件であるが、従来品に比べて5倍以上の耐漏洩磁束性があり、ホール素子の選別をしなくても十分な性能が得られることが明らかになった。なお、試験条件1の誤動作起磁力は9kATとしたが、この値は試験機の最大発生起磁力で、実際にはこれ以上の耐漏洩磁束性を有する。ホール素子のばらつきを抑えることで、従来の30倍以上の性能を確保できる。

5.2 漏洩磁束のデューティ比への影響

漏洩磁束がデューティ比に及ぼす影響について、表1に示す3条件で行った実験結果を図9に示す。差動を構成した2つのホール素子の感度差を条件1のようにゼロにした場合、デューティ比の変化は小さいことが分かる。±9kATの起磁力範囲内でも±15%以下の変動幅に収まっている。また、条件2、条件3の場合であっても、デューティ比50±15%を許容範囲と仮定しても起磁力は1kAT以上あり、従来品に比べれば十分改善されている。

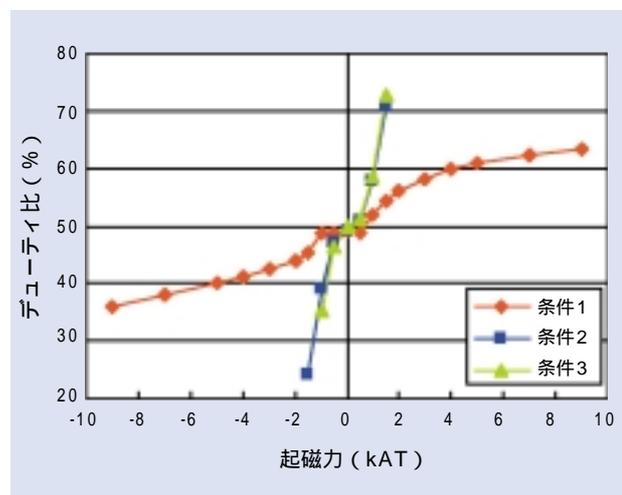


図9 デューティに及ぼす影響
Impact on duty ratio

6. まとめ

回転センサ付軸受の耐漏洩磁束性を向上するために電気的手法で解決する方法について紹介した。磁気バイパスリングを用いる従来の方法に比べて5倍以上の耐漏洩磁束性を確保できることが分かった。本方式の採用により、「磁気バイパスリング」は不要となり、構造の簡素化効果を図れる結果、組立性が向上するといった効果もある。また本方式は、差動で使用するホール素子の感度ばらつきの影響を受けるが、そのセンサ出力のデューティ比の変化が少ないことも特徴である。

この技術により、モータや電磁クラッチなどに大きな磁界を発生する装置などに回転センサ付軸受を組み込むことが可能になるので、今後その適用範囲が広がることが期待される。

参考文献

- 1) 小池孝誌 永野佳孝, NTN Technical Review No.69 (2001)

執筆者近影



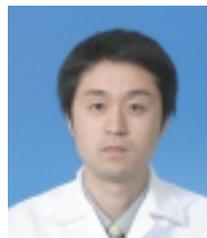
小池 孝誌
総合技術研究所
新製品開発部



石河 智海
総合技術研究所
新製品開発部



伊藤 浩義
産機商品本部
産機技術部



水谷 憲義
産機商品本部
産機技術部

研削スラッジリサイクル技術 Introduction of Grinding Swarf Recycling



中村 莞爾* Kanji NAKAMURA

NTNは循環型社会の構築に向け、環境負荷低減に取り組んでいます。この度、ベアリング製造工程等で発生する研削スラッジリサイクル技術の開発に取り組み、研削スラッジ固形化装置として実用化に成功しました。現在、社内展開により、自社の研削スラッジのリサイクル化を推進中です。さらにリサイクル技術の開発過程で蓄積したノウハウを社会に提供することを目的にユニトップ(株)を別会社として設立し、外販活動を開始しています。

NTN has developed a system to recycle grinding swarf. Recycling has already begun.

NTN has also started a new company, **UNI TOP**, which will supply briquetting machines and support recycling of briquettes.

UNI TOP will contribute to society by reducing the environmental load of grinding swarf.

1. まえがき

NTNのような精密機械産業では製造工程で多数の研削盤を使用しています。その結果、産業廃棄物として研削スラッジが発生し、これまで大部分を埋め立て処理してきました。しかし産廃処理場の制約や処理費用の高騰から、早急にリサイクル技術を確立して循環型社会に貢献することがISO14001を認証取得した企業としての社会的責任と考えました。このため、NTNでは1999年より研削スラッジのリサイクル技術の開発に取り組み、この度実用化に成功しました。

2. リサイクルシステム

これまで行われてきた研削スラッジの埋め立て処理方式と、今回開発したリサイクルシステムの比較を図1に示します。このシステムで得られたブリケット(圧縮塊)は鉄鋼メーカーへ納入し、製鋼原料として再

利用しています。また、分離した研削液は元の研削液槽に戻し、再利用しています。

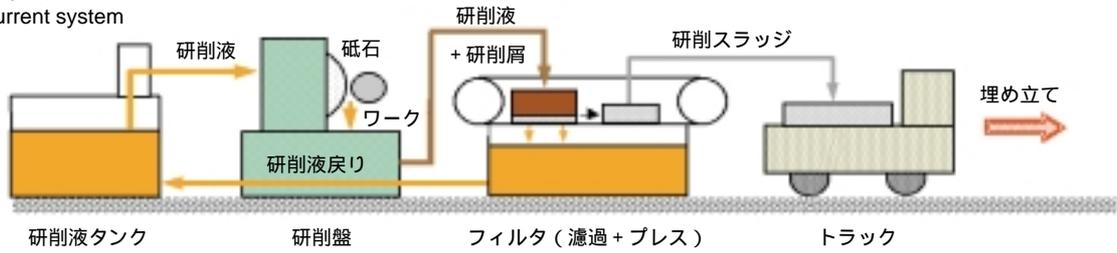
3. 研削スラッジの固形化処理技術とテスト結果

研削スラッジの主な成分は研削屑(金属成分)、研削液(油性・水溶性)及び微量の砥粒です。今回開発した技術は図2に示すような方法で、凝固剤を加えることなく研削スラッジを圧縮固形化することができます。この過程で研削液を分離し、金属成分はブリケット状に固形化します。この方法により分離した研削液と金属成分は両方とも再利用が可能となりました。研削屑の拡大写真を図3に示します。

圧縮固形化処理前後の研削スラッジとブリケットの性状比較を図4に示します。これより研削スラッジから多量の研削液を回収していることが分かります。

*ユニトップ(株)技術部

(1) 現状のシステム
Current system



(2) 開発したリサイクルシステム
New system

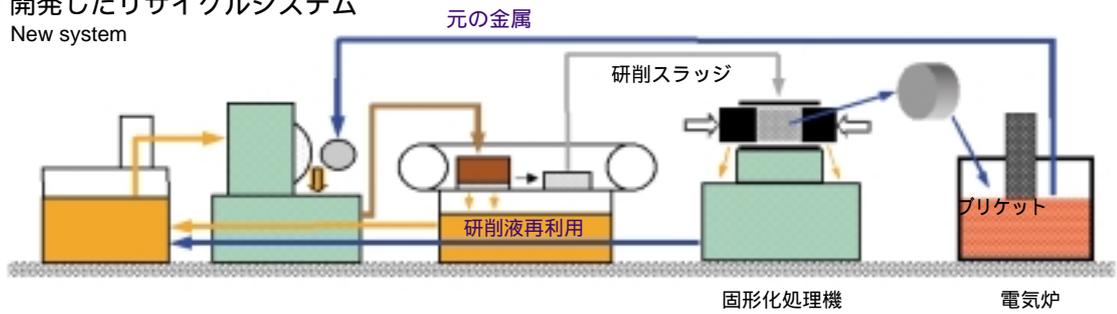


図1 リサイクルシステムの比較
Comparison of current and new system

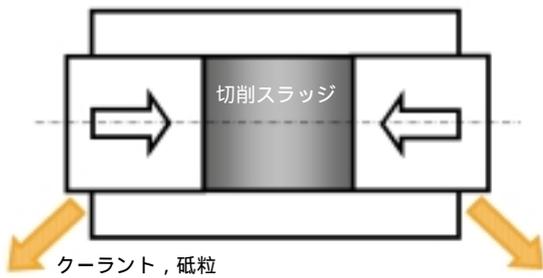
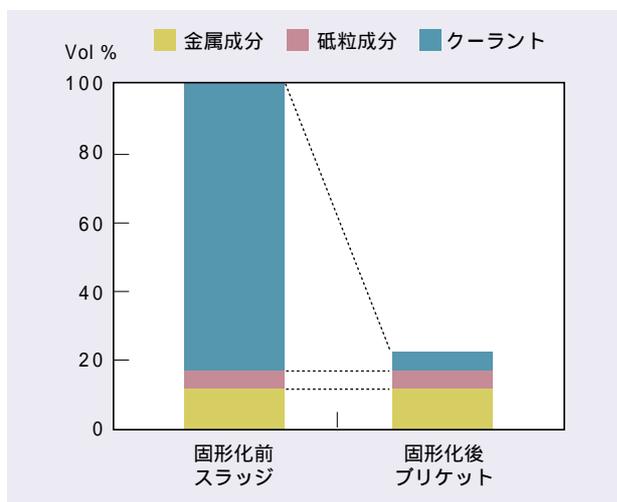


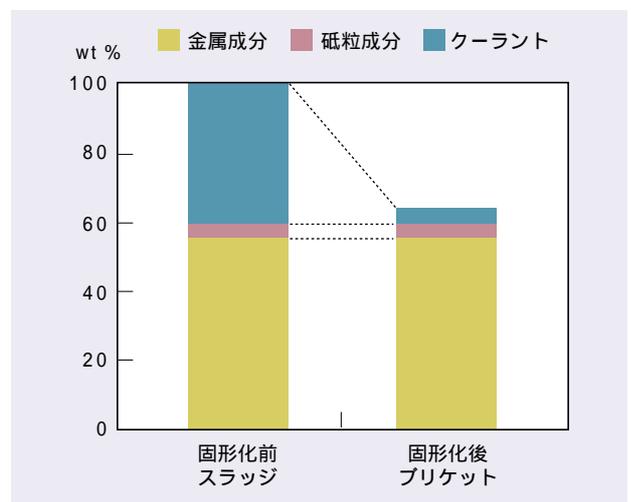
図2 研削スラッジ固形化処理方法
Method for making grinding swarf briquettes



図3 研削屑の拡大写真
Magnified view of grinding swarf



(1) 容積比率
Volume comparison



(2) 重量比率
Weight comparison

図4 処理前後における性状比較
Comparison of compositions between grinding swarf and briquette

4. 実用化例

NTNでは研削スラッジの固形化処理技術を活用して研削スラッジのリサイクルを推進しています。そこでコストダウン効果の大きい油性研削液の場合の適用

結果を図5～7に示します。ここに示す例は2001年4月からテスト稼働を開始し10月より本格稼働した実例です。

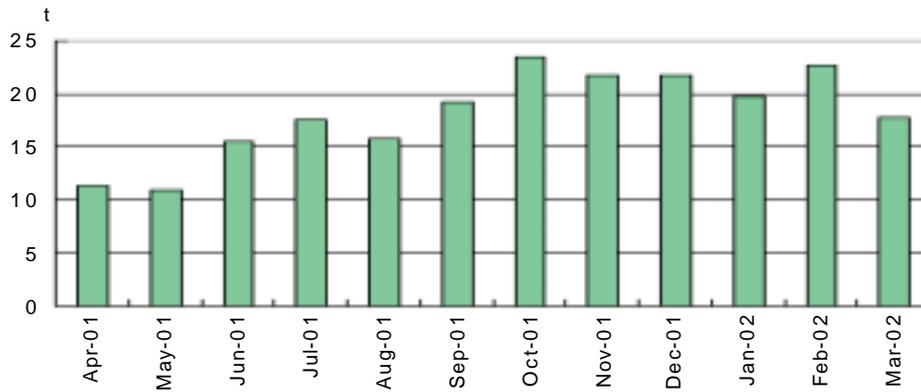


図5 研削スラッジ処理量
Grinding swarf processed per month

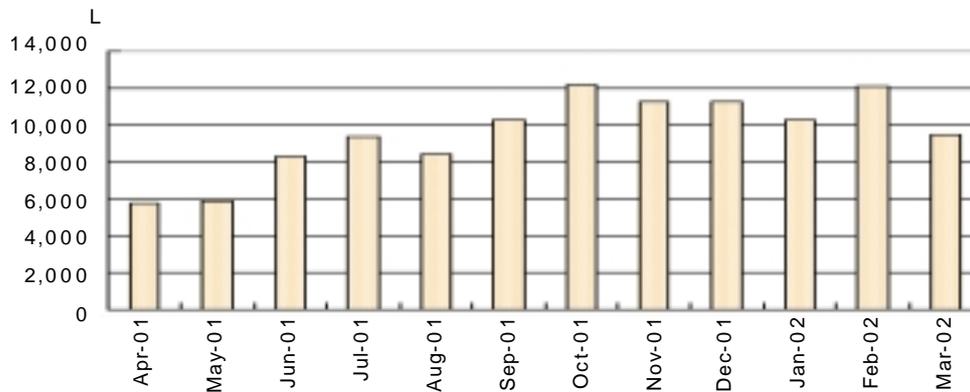


図6 油性研削液回収量
Oil-based coolant recycled per month

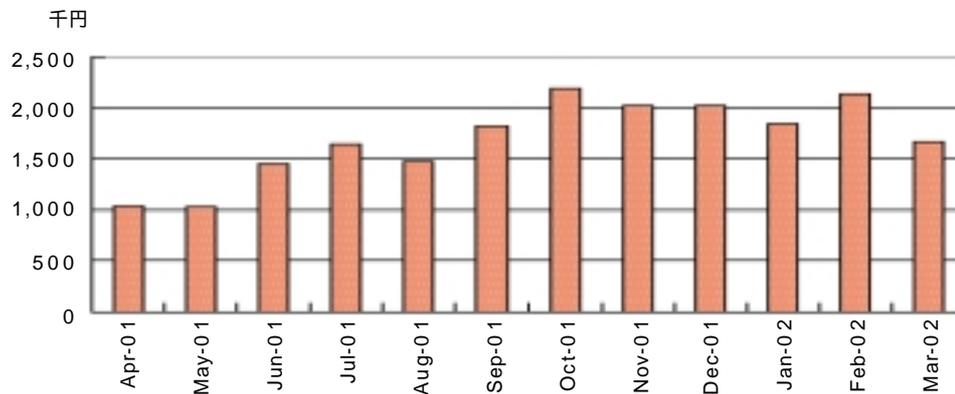


図7 コストダウン金額
Monthly cost savings

5. ユニトップ(株)の設立

研削スラッジの固形化処理技術は多種多様な研削スラッジを多量に処理する過程で得られるため、機械メーカー主導では実用化が困難と考えられます。その点NTNは多量の研削スラッジを発生しますので、固形化処理技術開発に非常に有利な立場にあります。

NTNと砥石メーカーのノリタケカンパニー、機械メーカーのニコテックの3社が協力して技術開発に取り組み、2002年5月に3社の共同出資によるユニトップ(株)を設立しました。

現在共同開発した固形化処理機は主にNTNに供給して稼働中で、大きなコストダウンと環境負荷軽減を達成しています。今後は開発した機械を産業界にも広く供給する計画で、現在本格的な販売活動を展開中です。

6. あとがき

環境保全に対する世界的な関心が高まり、今後環境負荷軽減に取り組まない企業は企業イメージがダウンするばかりでなく、生産活動そのものの継続が困難になる時代です。その意味で今回実用化した研削スラッジのリサイクル技術は、環境保全に役立つ重要な環境技術といえます。

NTNは産業廃棄物処理問題を前向きに解決するため、取り組みの過程で獲得したノウハウを広く社会に提供することにより、地球環境の保全に貢献したいと考えています。

執筆者近影

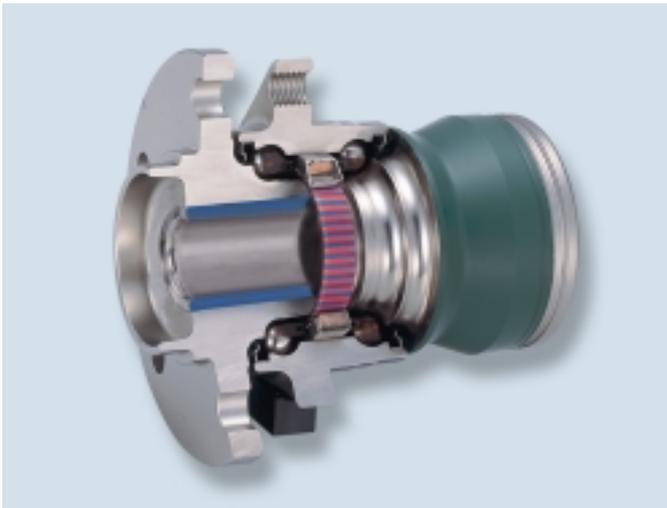


中村 莞爾
ユニトップ(株)技術部

経済産業省主催
平成14年度「資源循環技術・システム表彰」の奨励賞受賞
(平成15年3月11日)

ワイヤレスABSセンサ付ハブベアリング

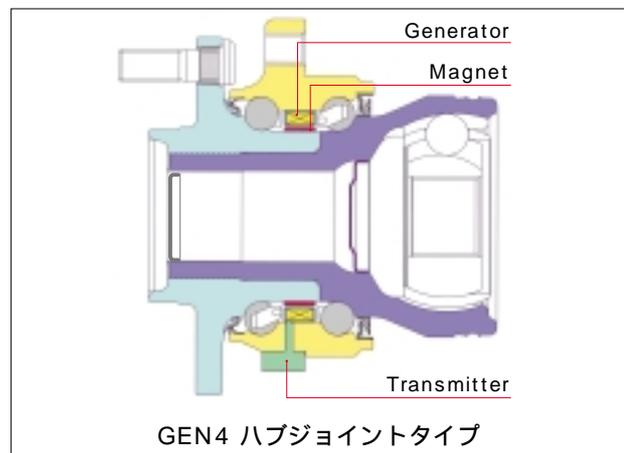
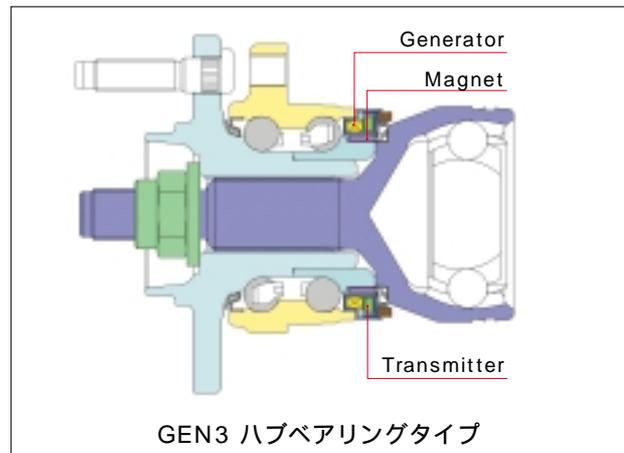
ハブベアリングまたは、ハブジョイントと高効率発電機・無線送信機を一体化し、発電機出力を電源およびセンサ信号として利用することでホイールの回転信号を無線で送信できるようにしたワイヤレスのABSセンサモジュール製品



特長

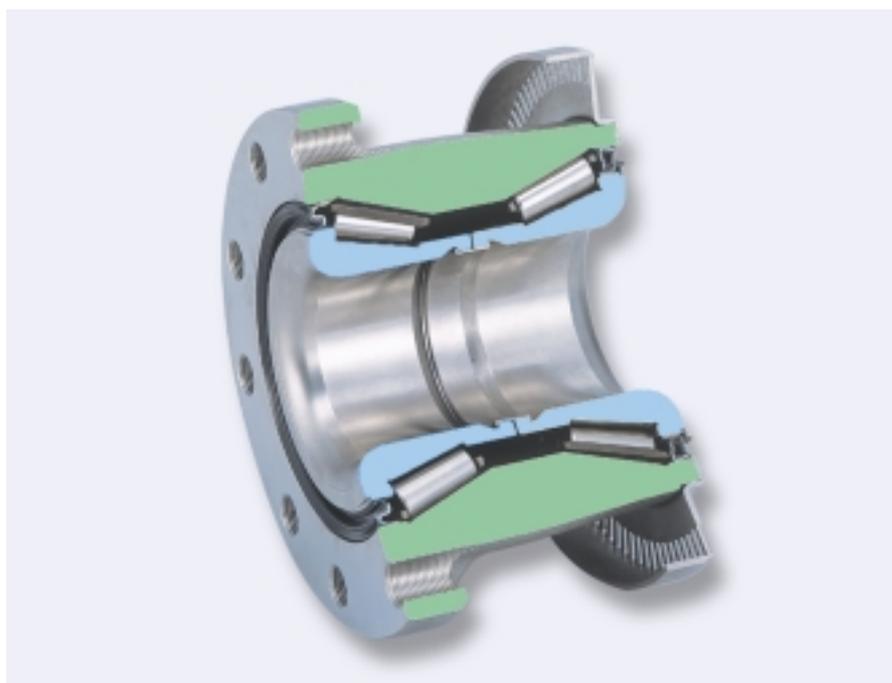
- コンパクト
ハブベアリング、ハブジョイントとセンサを一体化
- 組み立て工数の削減
ホイールとタイヤハウス間の配線不要
- 安全性向上（断線事故の防止）
可動部に配線なし
- 設計自由度の拡大に貢献
ユニットのみでセンサ部が完結
- 極低速からのABS機能の作動可能
発進時のスリップ検出も可能

構造



大型トラック用 GEN2 テーパハブベアリング

外輪，ハブを一体化し，シールを組込んだグリース密封ユニットタイプで，
軽量化・高信頼性を達成したテーパハブベアリング

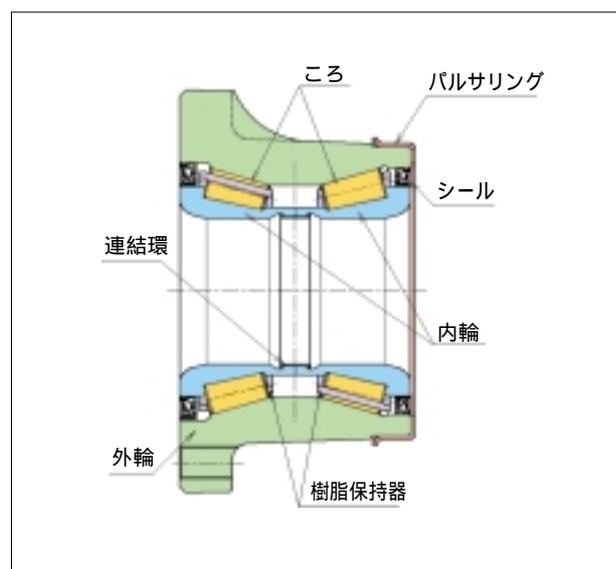


特長

- プリロード調整不要（組込み後に最適な軸受予圧が得られる）
- 組立て，保守・点検が容易

軸受仕様

- 外輪：疲労強度，耐衝撃に優れたNTN独自の機械構造用炭素鋼
- 内輪・ころ：硬さと靱性を兼ね備え，耐衝撃性に優れたNTN独自の長寿命浸炭鋼
- 潤滑：耐フレッシング性と長寿命を両立させたウレア系グリース
- 耐高温性に優れたふっ素系ゴムシール，耐泥水性に優れたシールリップ設計



ブレーキロータ付GEN3ハブベアリング

ブレーキロータをGEN3ハブベアリングと一体加工し
ロータ振れを大幅に低減



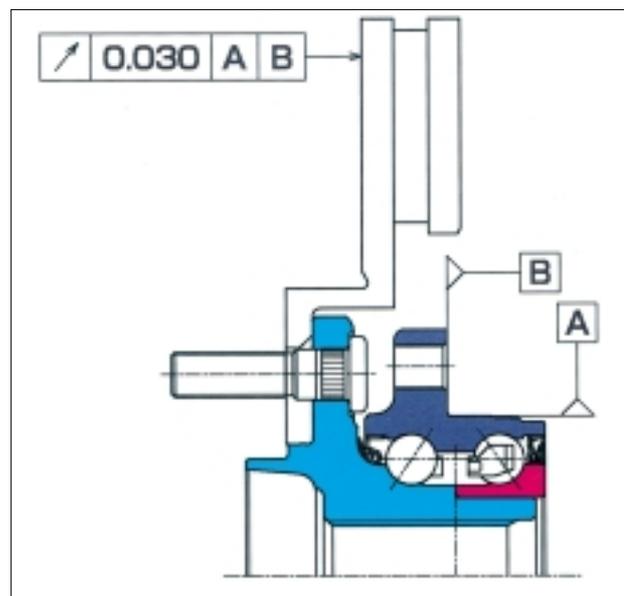
特長

- ブレーキジャダー問題解決に有効
- ブレーキ引き摺りトルク低減による燃費向上
- ブレーキロータの位相合わせが不要

用途

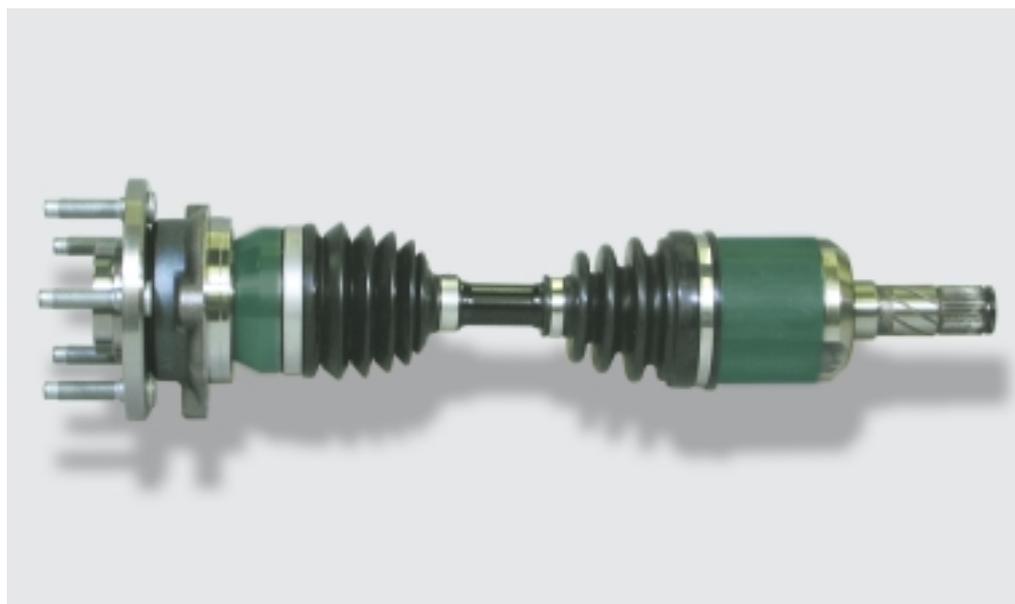
- 乗用車用アクスルユニット

構造



GEN4 4世代ハブジョイント

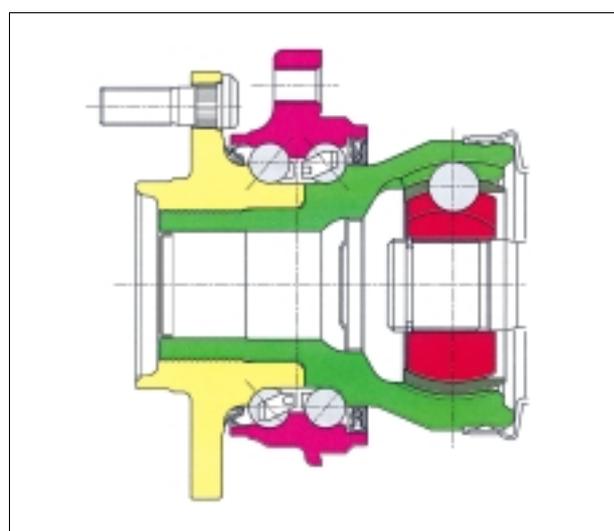
3世代ハブベアリングを新型等速ジョイントEシリーズと一体化し、
コンパクト・軽量を達成



特長

- 高効率・低発熱
新型等速ジョイントEシリーズの採用により、動力伝達時のトルク損失が30%向上。発熱も従来タイプに比べ20%低減
- 軸方向にコンパクト
新型等速ジョイントと軸受の一体化により、軸方向寸法を20%以上コンパクト化
- 軽量
CVJと軸受の一体化、ジョイント軸の中空化、CVJと軸受の新加締法により10%以上の軽量化

構造



ECO シリーズ 高性能コンパクト等速ジョイント Eシリーズ

軽量化・コンパクト化，伝達効率アップを実現し，
環境・機能両面の向上に適合した画期的な等速ジョイント新シリーズ

固定式



EBJ ($\gamma = 47^\circ$)



EUJ ($\gamma = 50^\circ$)

しゅう動式



EDJ



ETJ

従来CVJとの比較（当社従来品比）

	EBJ	EUJ	EDJ	ETJ
重量 (%)	-15	-15	-10	-12
外径寸法 (%)	-7	-7	-4	-8
温度上昇 ()	-20	-20	-20	

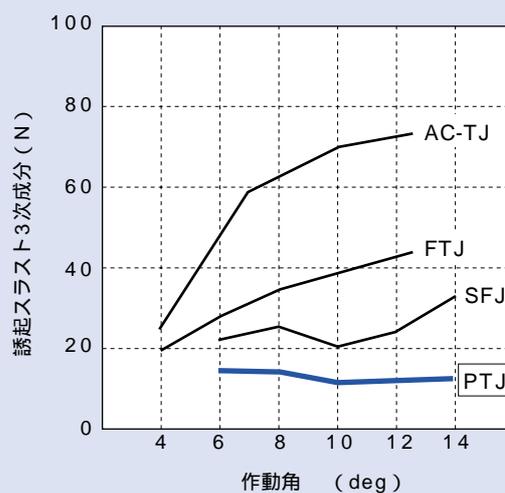
PTJ(超低振動新型等速ジョイント)

低く安定した振動特性を持つ新型しゅう動式等速ジョイント



特長

- 駆動軸用の超低振動新型しゅう動式等速ジョイント
- 誘起スラストは、作動角の影響を受けずほぼ一定
- 誘起スラストは、SFJの約50%
- 外径は、SFJと同等



超高速ATスピンドル

工作機マシニングセンタ主軸に取付け可能な静圧空気軸受スピンドル



特 長

- マシニングセンタ主軸に取付け可能なアタッチメントタイプ（専用工作機械が不要）
- 静圧空気軸受の採用により $150,000 \text{ min}^{-1}$ の超高速，高精度回転を実現
- 「軸一体型焼きばめチャック」採用による高精度，高剛性チャッキング
- 低振動，静粛，長寿命

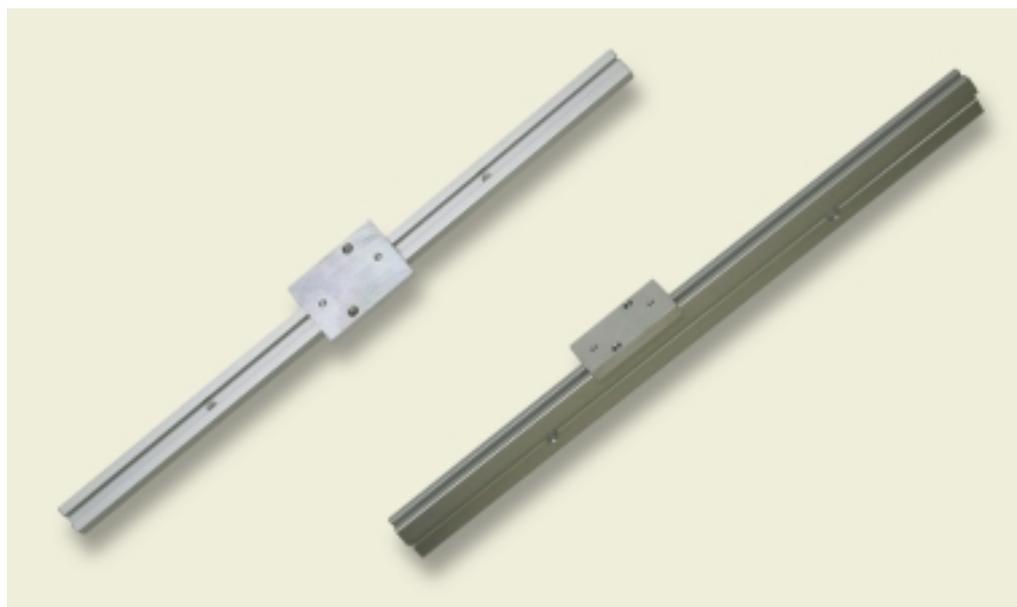
仕 様

最高回転数	$150,000 \text{ min}^{-1}$	モータ	定格 0.6kW 三相誘導モータ AC200V 水冷：1～2 L/min
負荷容量	アキシャル：40 N		
	ラジアル：20 N	工具把持方式	焼きばめ式（6）
静剛性	アキシャル：1.8 N/μm	軸受給気圧	0.49 MPa
	ラジアル：1.0 N/μm	軸受空気消費量	90 L/min (A.N.R.)
スピンドル重量	5 kg（シャンク部除く）		

* ラジアル負荷容量、剛性は主軸端から14mmの位置での値

樹脂直線ガイド

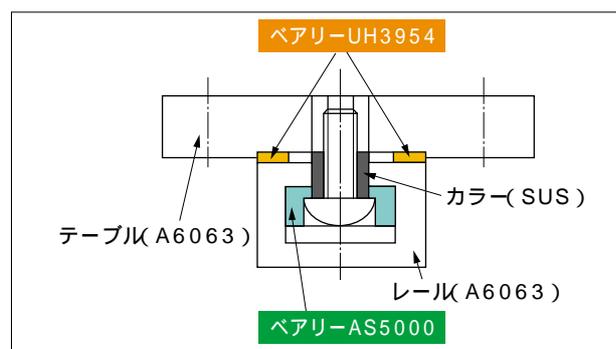
樹脂の特長を活かした軽量・小型のすべりタイプ直動スライドガイド



特長

- 50Nまでの負荷領域で安定した低摩擦特性
- 従来のボール保持型スライドガイドに比べ軽量（約1/3）、安価
- ご要求に応じ、さまざまな形状に設計・製作いたします

構造



摩擦データ（往復動試験機）

