

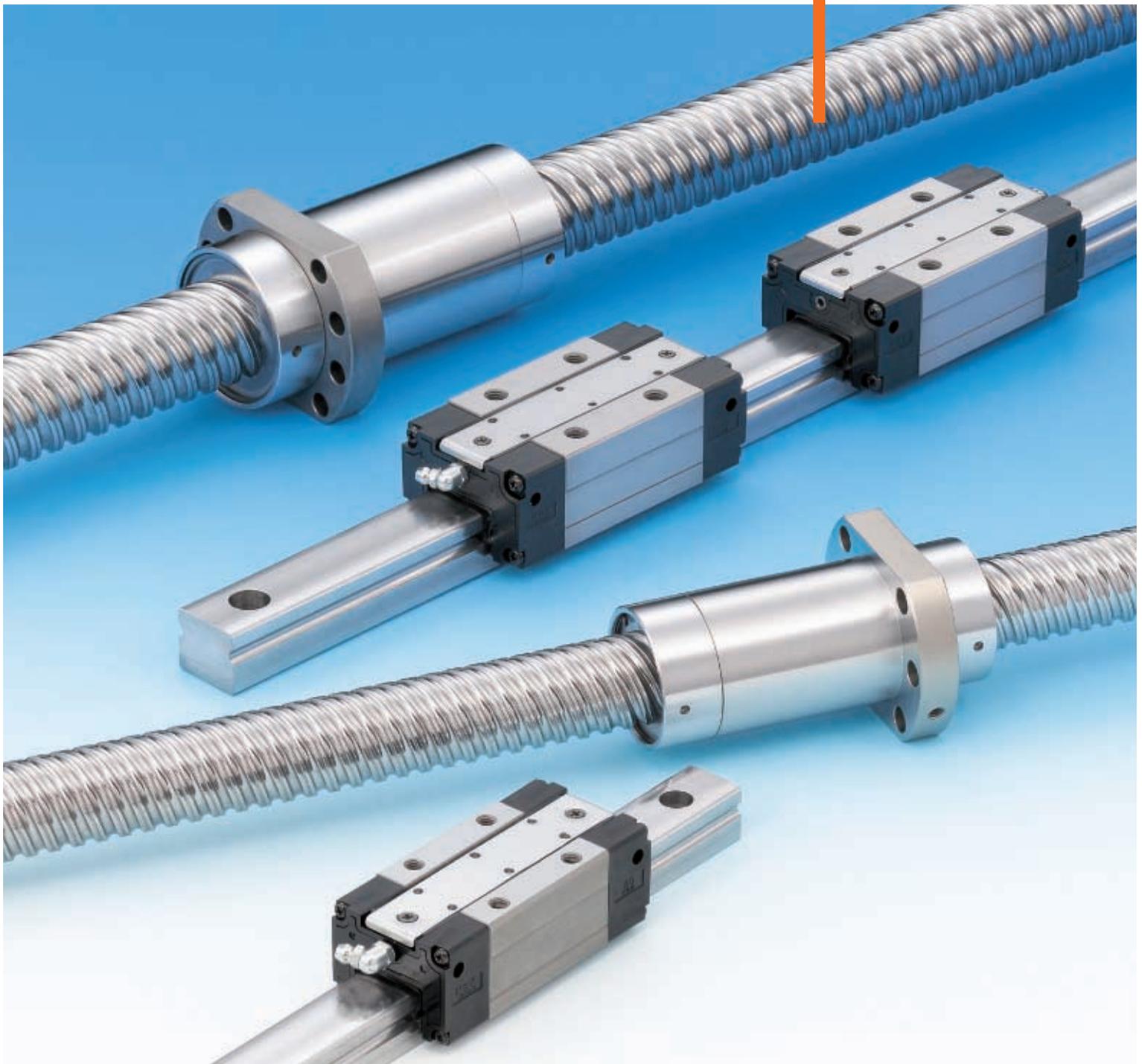
MOTION & CONTROL

NSK

NSK TECHNICAL JOURNAL

NOVEMBER · 2002

No.674



ISSN 0911-4920

NSK TECHNICAL JOURNAL

NOVEMBER 2002 **No.674**

波力エネルギー吸収装置とトロイダルCVT	横浜国立大学 工学研究院 田中 裕久	1
高耐食ステンレス軸受シリーズ	田中 進, 伊藤 裕之, 大堀 學	7
高温高速用先進軸受の開発	八谷 耕一, 山村 賢二, 山本 豊寿, 山添 正信, 由井 秀人	11
ターボ分子ポンプ用タッチダウン軸受に関する研究	大浦 行雄, 杉田 澄雄	18
事務機器用導電性軸受	中村 浩之, 正田 亨	24
軸受異常音デジタル解析システム “ACOUS NAVI™”	武藤 泰之, 宮坂 孝範	27

製品紹介

スペース™ シリーズ・真空用軸受YSタイプ	31
新型転がり案内「トランスライド™」	33
大リード精密転造ボールねじ	36
モノキャリア® の高剛性タイプ	38
高速回転DDモータ	41
YSB型メガトルクモータ	43



表紙説明 リニアガイドなどの直動案内軸受, ボールねじは, とともに直線送り機構を構成する主要な要素であり, 幅広い分野で活用されておりますが, 近年, それぞれの用途に特化した商品への要求が高まってまいりました.

写真は, このたび搬送用途などの市場ニーズに対応して開発, 商品化した新型転がり案内「トランスライド™」(本文33頁)と大リード精密転造ボールねじ(本文36頁)です.

これらは, 新しく開発した設計/製造技術を駆使することによって, 低価格と, 搬送用途などに必要とされる機能の維持/向上との両立を実現した新商品です. 高速性能, 長寿命, 省スペース, メンテナンスフリー, 耐異物環境, 短納期など数々の特長を有しており, 市場のご期待に答えられるものであると確信しております.

NSK TECHNICAL JOURNAL

NOVEMBER 2002 **No.674**

Technical Papers

- Wave Energy Absorber and Toroidal CVT Professor, Yokohama University H. Tanaka 1
- Stainless Steel Bearing Series with High Corrosion Resistance S. Tanaka, H. Ito, M. Oohori 7
- Development of a Hybrid Ball Bearing with Advanced Materials under High-temperature
and High-speed Conditions
..... K. Hachiya , K. Yamamura , T. Yamamoto , M. Yamazoe , H. Yui 11
- Research of Touchdown Bearings for Turbo Molecular Pumps Y. Ohura, K.Ueda, S.Sugita 18
- Electroconductivity Grease Bearing for Business Appliance H. Nakamura , T. Shoda 24
- Bearing Noise Digital Analysis System "ACOUS NAVI™" Y. Muto , T. Miyasaka 27

New Products

- SPACEA™ Series • YS Bearings for Vacuum Environments 31
- New Type of Rolling Element Linear Motion Bearing " TranslideA™ "..... 33
- High Lead Precision Rolled Ball Screws 36
- High-Rigidity Type Monocarrier® 38
- High Speed Direct Drive Rotational Motor 41
- YSB series Megatorque Motor 43

波力エネルギー吸収装置とトロイダルCVT



田中 裕久

横浜国立大学 工学研究院 田中 裕久

1. 波力エネルギー吸収装置

動力の伝達といえば歯車伝動が一般的であった1970年代に、動力の可変制御ができる油圧伝動にめぐりあい、自動変速機の制御弁を皮切りに、電子油圧サーボ機構の研さんをつむことができた。折りしも石油ショックがあり、ソフトエネルギーが話題になって、太陽エネルギーを濃縮して風力エネルギーに、風力エネルギーを濃縮して、およそ波幅1mあたり10kWの波力エネルギーになることを知った。「速度が遅く、力が大きな波力エネルギーの動力変換には、油圧技術を用い、最終出力は、逆浸透膜法による海水の淡水化がパワーマッチの点から適する。」と考え、勤務していた六本木の東大生研の船舶の先生に相談したところ、共同研究の快諾を得ることができた。ソルタダック（基本断面形状を図1に示す。エディンバラ大学の考案者による命名。）とよばれるロッキング形の可動装置を見よう見真似で製作し、周期と波高を変えられる20m水槽で、浮体の受ける力と速度の関係（動力吸収特性）の試験を行うとともに、吸収効率についてKochin関数を用いた理論解析との比較を行った。理論によれば、静水面で浮体を運動させた時、前方にのみ波を作り、後方には波を作らない形状とすると、前方からくる波を効率

よく吸収できることがわかったので、波の周期と水深を考へて浮体と油圧動力吸収装置を設計・製作した（図2）。この水槽試験では、日本精工（株）より受託研究員で石原研究室にいられていた町田 尚氏に、無段変速機とEHL理論の輪講を終えてから、胸元まである合羽を着て、首から工具を吊下げながら装置の取付けや、計測のお手伝いを頂いた。実験の間には、同氏の海釣りの豊富な経験から外洋の波の話も聞くこともでき大変参考になった。1970年代終りから1980年代初頭にかけて、学友のついでで追浜の突堤で試験を行えることになり、1トンクラスの上下運動により波力を吸収する新たな浮体を製作して海上試験を行った¹⁾。浮体はFRPとし、中を発砲スチロールで充填させ流木等による損傷に対しても沈まないようにした。図3は大型クレーンで装置を吊り上げ突堤に据え付けるところで、はるか上方の運転手に地上から赤旗と白旗で据付位置を指令し、ドルフィン係留するためのアンカーボルトに、1時間で取付け作業を完了するプロの仕事に感動した。図4は試験場所での、有義波高ごとに、月ごとの波幅1mあたりの波浪エネルギー（kWh/m/month）を推定した値（気象庁の風のデータから推定計算）で、2月から3月にかけて、対岸の千葉方面から、水吹距離52kmの間で強い北風が吹くため、周期3.2秒程度の

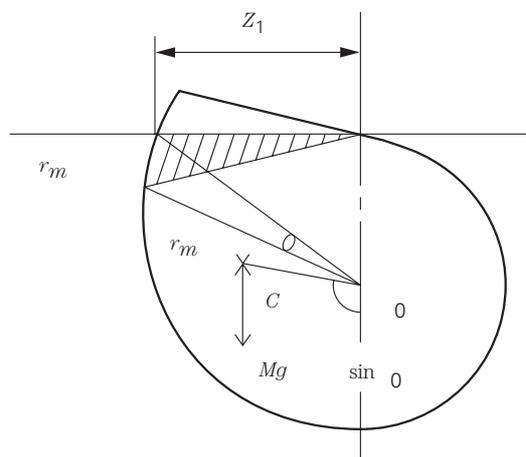


図1 ソルタダックの断面形状

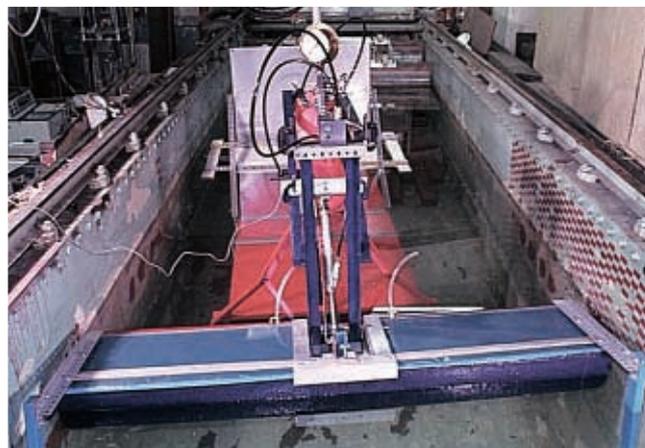


図2 ソルタダック形浮体の水槽試験



図3 G-1T 浮体（排水量1t）海上試験のための突堤据付

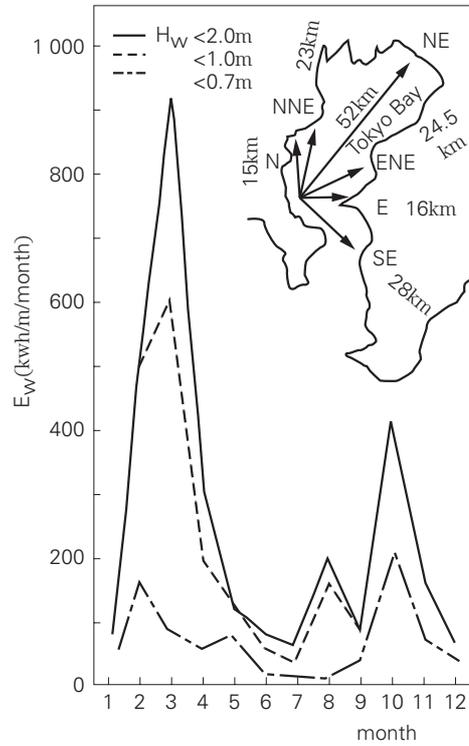


図4 波幅1m当たりの波力エネルギーの推定量（東京湾 追浜）

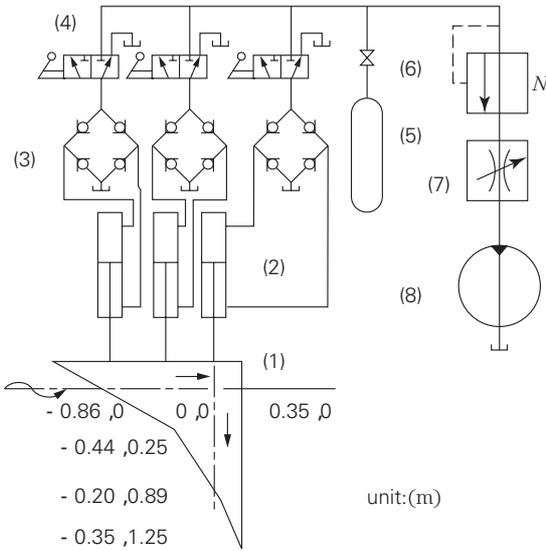


図5 油圧動力吸収回路（波に合わせて3回路切替）

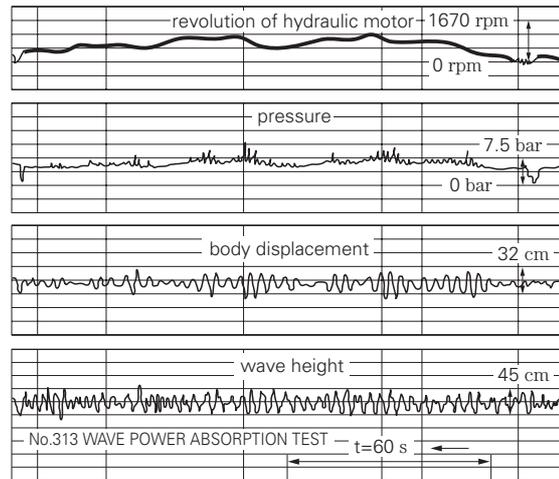


図6 波力吸収試験例（油圧モータ：6.0cc/rev）

波がくることを示すものである²⁾。浮体の設計は、この資料をもとに大きさと共振周波数を決め、前方形状を、水深方向に対して指数関数形状とし、造波理論に基づいて形状を表す定数を決めた。また、動力の吸収には、波力に応じて3回路の油圧吸収回路で負荷とのパワーマッチングを行えるようにした(図5)。試験によれば、おおむね油圧動力変換を含め30%は得られることがわかり、その動力の平滑化もアキュムレータでかなり滑らかになることが実証された(図6)。2年

間で3度の台風に見舞われた。特に大きな損傷はなかったが、浮体に鳥貝がびっしりついてしまったことと、1kWクラスの基礎データはとれたので、造船所の仕事の邪魔にもなるので取り外した。この種の装置は、最大波浪にも十分耐える設計が必要のため、装置が定格出力に対して、数十から数百倍頑丈に造る必要があること、さらに装置より係留に費用がかかりすぎること、景観をこわすこと、消波効果はあるが、海流を変える可能性があることなど環境対策を含めた課題が多い。



図7 0.6L軽自動車へのCVT搭載

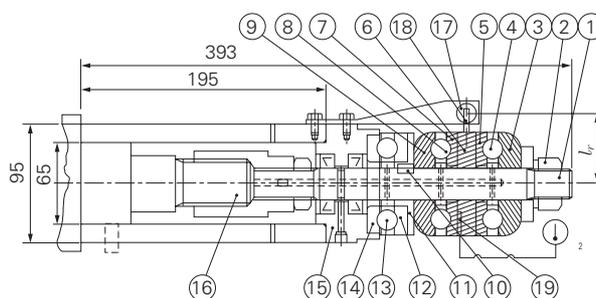


図8 回転する油圧シリンダによるスラスト玉軸受の転がり抵抗試験装置構造図

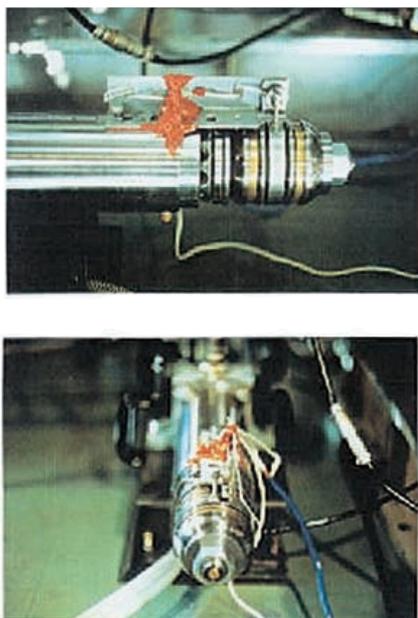


図9 スラスト玉軸受試験装置 (6000rpm, 4t負荷)

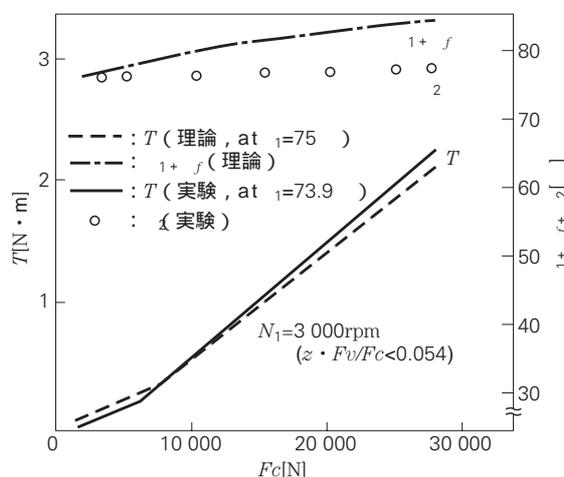


図10 転がり抵抗試験例 (Pmean=1GPa, Santotrack 50)

2. トロイダルCVT

1980年代になって、先ほどの町田氏がテキサスのオースティンに滞在され、クラウス氏のもとで本格的にハーフトロイダルの基礎技術を研さんされ、1.6L用の縦置きFFの車両でシングルキャピティ形のCVTを設計製作し、車両試験を開始した。これを機に、筆者は1984年から85年にかけてスエーデン政府給費研究員としてSKFの本拠地である西海岸地方にあるイエテボリのシャルマース工科大学で、トラクションカーブの計算法、グロススリップに対するマージンの定量化、トラクション油のレオロジカルな物性把握、転がり材料の寿命予測、それに変速制御系の安定化について考えることができた。この大学に滞在することができた系口は、波力エネルギー吸収装置を手がけていた時、スエーデンから本学の装置を見学にくられたことがあ

り、この時の縁で、同大学機械要素部門のベルトドライブの理論家イェルバート教授（平成14年退官）の紹介を頂いた。なお、変速制御の研究は、0.6L軽自動車用CVTの開発に引き継がれた（図7）。

1986～90年は、ハーフトロイダルのネックであるパワーローラを支持するスラスト玉軸受の損失トルク低減の研究を行った。高速で高スラスト力を発生させるため、静圧軸受で支持された回転する油圧シリンダを作製し、4トンの荷重を6000rpmまでかけられるようにし、モーメントはレバーを介してロードセルで測定できるようにした（構造図を図8、写真を図9に示す）。トラクション油でのスラスト力を変えた測定と熱発生を加味した弾塑性流体モデル³⁾を用いた解析との比較を行った例を図10に示す。なお、回転数の影響は1000～5000rpmと変えてもそれほど変化はない。

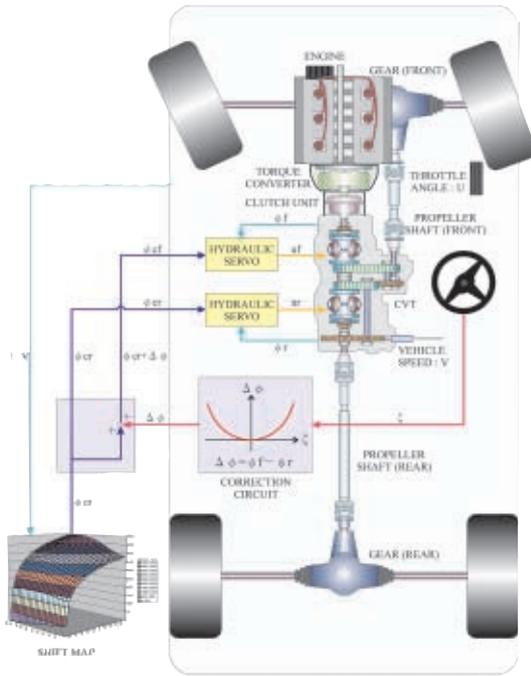


図11 4WD-CVTの変速制御システム

本学では、ハーフトロイダルCVTの変速制御に重点をおいており、4WD-CVT⁴⁾、センサレス制御⁵⁾、複数パワーローラの非同期不安定問題⁶⁾について紹介してみたい。4WD-CVTは、前後輪それぞれ独立した可変速ユニットをもつ3.2L4輪駆動用の無段変速機で、前輪用バリエータの変速制御を、操舵角度をフィードフォワードして、後輪用バリエータより増速することによりタイトコーナブレーキ現象を回避するものである。変速システムを図11に、その内部構造図と写真を図12、図13に示す。図14は、舵角()を正弦状に変えた時の、前後のバリエータの変速比(e_f, e_r)と車速を記録したもので、舵角変化1周期に対して前輪用バリエータは後輪に比べ2回増速側に変速していることがわかる。なお、車両はトルクコンバータのクリープトルクのみで、最大転舵に対しても走行可能である。

次に、これまでのハーフトロイダルCVTの変速比の制御は、パワーローラのオフセット(サイドスリップ制御のためのパワーローラの傾転中心をディスク回転

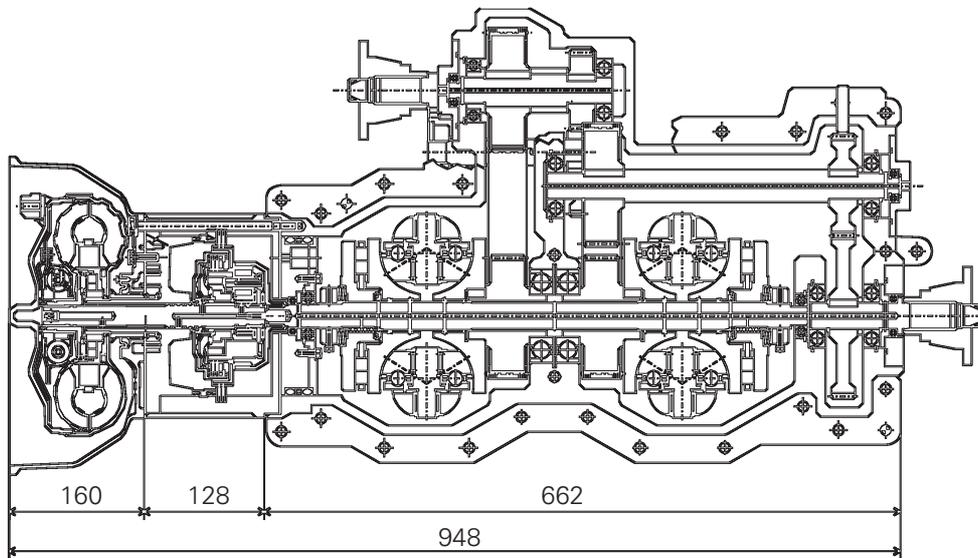


図12 4WD-CVTの構造図

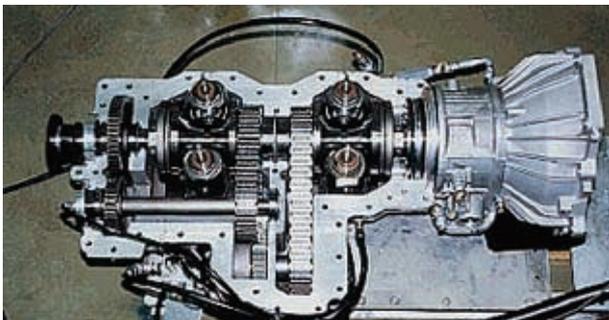


図13 4WD-CVTの内部写真

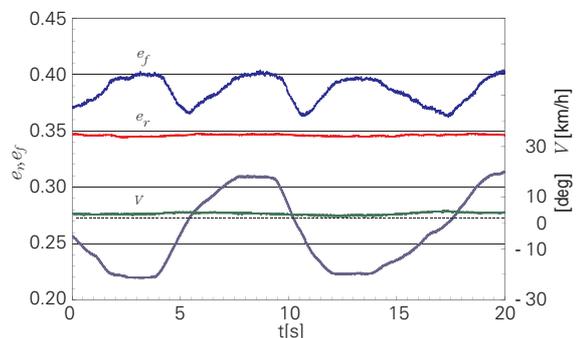


図14 タイトコーナブレーキ回避試験

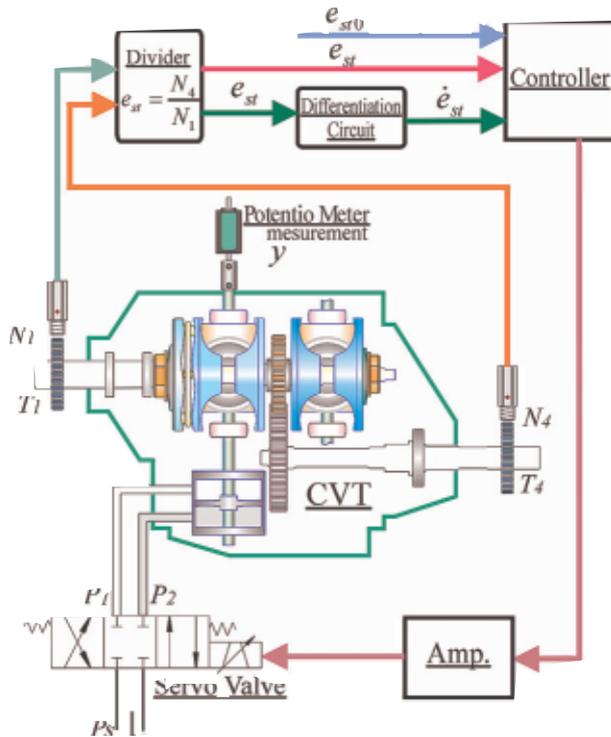


図15 トロイダルCVTのセンサレス変速制御システム

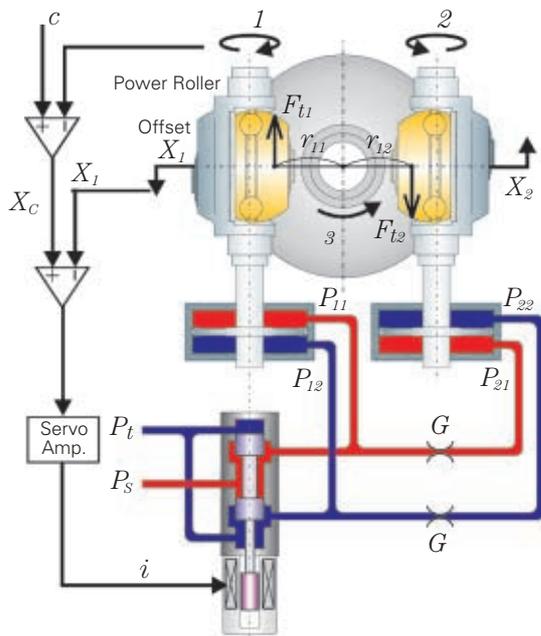


図17 非同期不安定現象を抑える変速比制御油圧回路
(配管内の絞りとセーフティワイヤにより制振する回路)

中心軸から偏心させること)と傾転角を検出し、カスケード式のフィードバック法によりなされてきたが、CVTの入力と出力軸の回転数のみの検出により変速比制御を行う方法⁵⁾を考えた。原理は、パワーローラの傾転角を入出力回転数の比で表される変速比で、オフセットを変速比の微分量で置き換えられることに基

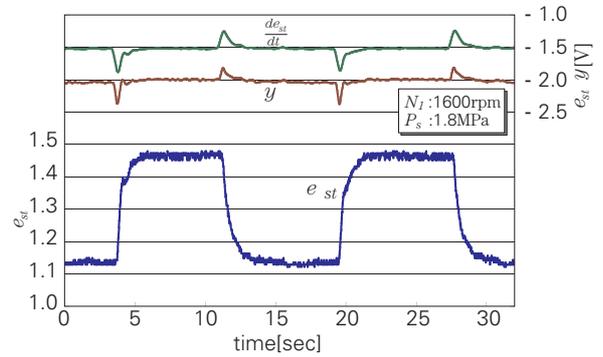


図16 センサレス制御による変速時のオフセット (y) と変速比微分による推定値 (des/dt) との波形比較

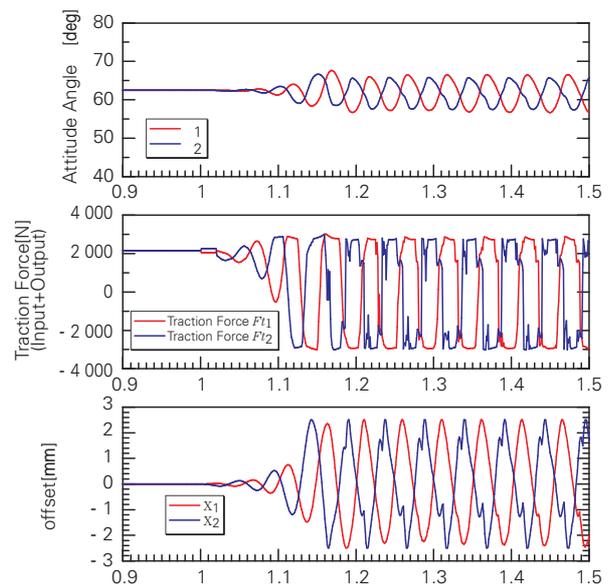


図18 インパルストルクにより生じる非同期不安定現象例
(パワーローラ間の微小すべりの不均等による接線力循環と油圧支持剛性を含めたボンダグラフ解析)

く(この方法をここではセンサレス制御法と呼ぶ)。図15はシステムの構成図で、図16は試験例を示す。図で、変速時の変速比の微分量とオフセットとがほぼ一致することが見られる。

複数パワーローラのインパルス状のトルクが働いた時に生じる、非同期不安定問題について次に示す。本装置は、動力の均等配分を行うため、パワーローラの一つがサーボ機構により傾転制御され、他のパワーローラは接線力が均等となるように図17に見られるように単純に油圧支持される構造となっている。ところが、この非サーボ側に大きなトラクション力が働くと、ピストンがわずかに動き、これにより油圧がサーボ側のピストンに回りこみ、片方が減速側、他方が増速側に変速する。この結果、トラクションカーブを介して接線力が循環し、両者が逆方向に繰返し運動する非同

期自励振動を生じる。図18はこの現象をボンドグラフにより解析した例で、1対のパワーローラにそれぞれ増加と減少の接線力外乱を与え、パワーローラの傾転角と、接線力を調べたものである。この振動を止めるには、2つの方法がある。オフセット方向の運動を支持する方向にばねを入れるか、または傾転角方向にばね要素を入れて、さらにどちらの場合にもピストン間を行き来する流路に絞りを入れると止まる⁶⁾。

波力エネルギー吸収装置とトロイダルCVTは全く分野の異なるテーマであるが、どちらもエネルギー有効利用に関連するものであり、その研究の機会は偶然のようではあるが必然的に糸で結ばれていたようにも感じられる。上記、トラクションカーブの計算法、グロススリップに対するマージンの定量化、トラクション油のレオロジカルな物性把握、転がり材料の寿命予測、変速制御系の安定解析については、「トロイダルCVT」⁷⁾に解説していることを付記する。

著者略歴

1975年東京大学大学院博士課程修了(工学博士)。同年東京大学生産技術研究所助手、1978年同講師を経て、1979年横浜国立大学助教授。1989年同教授。2000年より自動車技術会技術担当理事、機械学会フェロー。

参考文献

- 1) 田中 裕久, “非対称形状浮体を用いた波力吸収装置の海上試験”, 日本機械学会論文集, 50-458 (1984) p2325-2333.
- 2) Tanaka, H., “Sea Trial of a Heaving body wave power absorber”, 2nd Wave Energy Utilization, Trondheim (1982) p403-417.
- 3) Tewaarwerk, J. L. and Johnson, K. L., “The influence of fluid rheology on the performance of traction drive”, Trans.ASME, 101 (1979) p266.
- 4) Tanaka, H., “Speed ratio control of a parallel layout double cavity half-toroidal CVT for four-wheel drive”, JSAE Review, 23 (2002) p213-217.
- 5) Tanaka, H., “Speed ratio control of a Half-toroidal CVT by rotational speed measurements”, JSAE Paper, 20025304 (2002).
- 6) 田中 裕久, “ハーフトロイダル形無段変速機の非同期不安定問題の解析”, 自動車技術会秋季大会講演論文, No.20025405 (2002, Nov.) (in print).
- 7) 田中 裕久, “トロイダルCVT”, (2000) 182, コロナ社.

高耐食ステンレス軸受シリーズ

田中 進* , 伊藤 裕之* , 大堀 學*



田中 進



伊藤 裕之

Stainless Steel Bearing Series with High Corrosion Resistance

by S. Tanaka, H. Ito, M. Oohori



大堀 學

The performance standards of stainless steel bearings are always being raised throughout various industries. Stainless steel bearings must be compact in size, lightweight, have high-speed capability, low noise, and must be maintenance free.

To meet the demand for higher-standard products, NSK developed three new bearings. With the ES1 product, we have brought the coexistence of longer bearing life technology and high corrosion resistance into a single package that, until now, has not been available with conventional stainless steel. The SUS-GUARD and ESA products combine the properties of non-magnetism with high corrosion resistance. In this report, we will describe the various features of each bearing.

1. まえがき
2. 開発軸受の特徴
 - 2.1 ES1軸受
 - 2.2 SUS - GUARD軸受
 - 2.3 表面硬化型オーステナイト系ステンレス軸受(ESA軸受)
3. まとめ

1. まえがき

転がり軸受の使用環境は、近年、半導体製造装置・ハードディスク製造装置・宇宙機器などの先端技術の発展とともに、ますます多様化してきている。

ステンレス鋼製転がり軸受（以下、ステンレス軸受と称する）は、一般の転がり軸受にはない優れた耐食性や耐熱性等の材料特性を有しているため、上記先端技術分野をはじめ、耐食用途・クリーン用途・真空用途・高温用途などで使用されている。

さらに、装置の小形・軽量化、高速化、低騒音化、メンテナンスフリー化などの要求から、ステンレス軸受に求められる性能はますます高度化してきている。一般に、転がり軸受に使用されるステンレス鋼は、高硬度が必要とされるため、これまでマルテンサイト系のSUS440Cが最も多く使用されてきた。しかし、その耐食性や転がり軸受としての機能は、高度化してきた

ニーズにおいては必ずしも十分といえるものではない。

そこで、従来のSUS440C軸受にはない長寿命と高耐食性との両立化を実現したES1軸受を開発し、商品化した^{1)~3)}。さらに、一層の高度化ニーズに対応するため、より耐食性を向上させたSUS - GUARD軸受、高耐食性に加えて非磁性としての性質を兼ね備えた表面硬化型オーステナイト系ステンレス軸受（以下、ESA軸受と称する）を開発したので、それらの特徴を紹介する。

2. 開発軸受の特徴

2.1 ES1軸受

従来のステンレス軸受（SUS440C）はクロムの含有量が多いため、写真1（a）に示すように、Crが濃化した粗大な共晶炭化物を数多く含有している。このような粗大な共晶炭化物が存在すると、転がり軸受が高面圧下で作動した際に、（1）この粗大共晶炭化物に応力集中が起こり、早期にフレーキング（はく離）

* 総合研究開発センター 基盤技術研究所

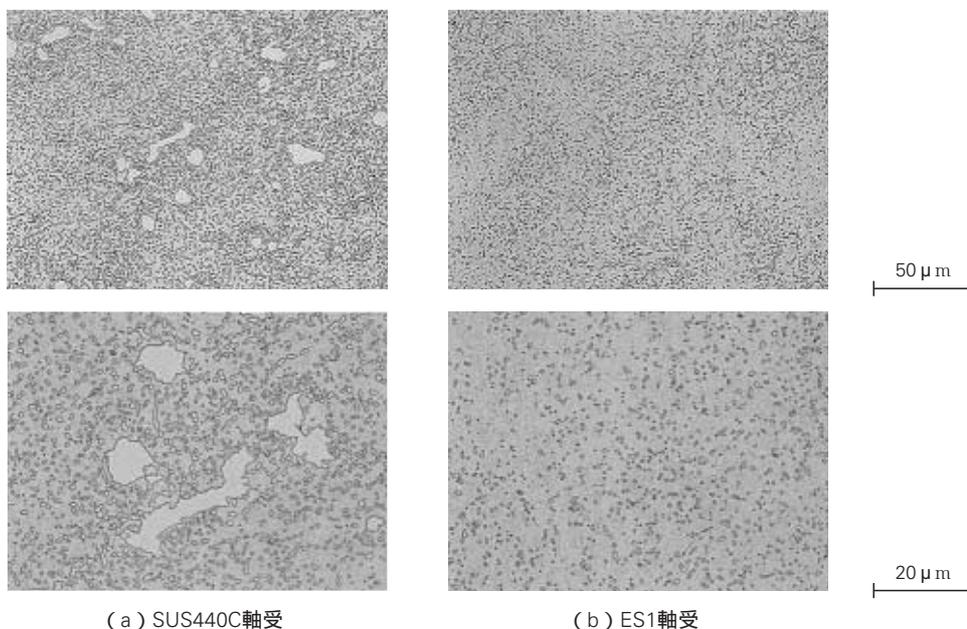


写真1 従来のステンレス軸受 (SUS440C) とES1軸受の金属顕微鏡組織
 Photo 1 Optical microscope structure of conventional stainless steel bearing (SUS440C) and ES1 bearing

表1 従来ステンレス軸受 (SUS440C) とES1軸受の材料特性比較³⁾
 Table 1 Material properties of conventional stainless steel bearing (SUS440C) and ES1 bearing

材 料	硬 さ (H _R C)	V _{c'} ₁₀₀ vs SCE (mV)	i _{0.4} (μA / cm ²)	転がり寿命
ES1軸受	58 ~ 62	52	13.5	油浴潤滑下において、 SUS440Cの8倍以上
SUS440C軸受	58 ~ 62	- 180	169	-

が生じて破損したり、(2)それが軌道面上に存在することによってスムーズな回転が阻害され、良好な静粛性（低騒音）が得られ難くなる。また、粗大共晶炭化物は(3)耐食性を低下させる要因にもなっている。

ES1軸受は、前述したSUS440Cに比べて炭素とクロム含有量のバランスを最適化しつつ低減化し、かつ、炭素と同様に固溶強化あるいは析出強化に寄与する元素であり、耐食性向上にも寄与する窒素^{4)~7)}を、適正量だけ合金化した0.45C - 13Cr - 0.14N組成の窒素添加型高強度マルテンサイト系ステンレス鋼で構成される。写真1(b)に、ES1軸受の金属顕微鏡組織を示す。ES1軸受には、粗大な共晶炭化物がほぼ完全に消失しており、その組織も均質で、炭化物サイズは一般軸受鋼であるSUJ2と同等レベルまで微細化されている。その結果、ステンレス軸受の耐食性向上と低騒音化が可能となった³⁾。

表1には、従来ステンレス軸受 (SUS440C) とES1軸受の硬さ及び耐食性の指標である孔食電位V_{c'} (測定はJIS G 0577に準拠) 及びアノード分極曲線測定における不働保持電流密度 i_{0.4} (測定はJIS G 0579に準拠)、さらには油浴潤滑下での転がり寿命を比較してまとめた。

ES1軸受は従来ステンレス軸受 (SUS440C) と比較して同等以上の硬度を示し、ステンレス軸受の重要な材料特性である耐食性と転がり寿命の両方に優れている。現在、情報機器分野も含めて、耐食用途、クリーン用途等に使用され始めており、今後、さらに広範囲な用途への適用が期待される。

2.2 SUS - GUARD軸受

ステンレス軸受に求められるニーズは次第に高度化してきており、特に耐食性に対する要求が強い。そこで、ES1軸受をベースとして、その表面に強固な Cr

酸化被膜を形成させることによってさらに耐食性を向上させたSUS - GUARD軸受を開発した。

写真2には、塩水噴霧試験（JIS Z 2371に準拠）結果を示す。SUS440C軸受では、48h 後において、明らかな発錆が認められるのに対して、SUS - GUARD軸受においては、2週間（336h）後においても全く発錆が認められなかった。

一般に、ステンレス軸受は、その表面に、数nm程度の薄い不動態化被膜（Cr酸化被膜）を自己形成することで優れた耐食性を保持している。そこで、SUS - GUARD軸受及びSUS440C軸受の表面に存在するCr酸化被膜を、X線光電子分析装置（XPS）によって組成分析した結果を図1に示す。SUS - GUARD軸受表面には、SUS440C軸受よりも明らかに厚いCr酸化皮膜が形成されており、このことが耐食性を大きく向上させているものと考えられる。

SUS - GUARD軸受は、転がり寿命に優れた特性を持つES1軸受をベースとしているため、長寿命と水、湿潤及び塩水等に対する極めて高い耐食性が両立できる。今後、より高い耐食性軸受ニーズへの適用が期待される。

2.3 表面硬化型オーステナイト系ステンレス軸受（ESA軸受）

オーステナイト系ステンレス鋼は、マルテンサイト系ステンレス鋼をはるかにしのぐ耐食性を有しているとともに、他のステンレス鋼にはない非磁性鋼として

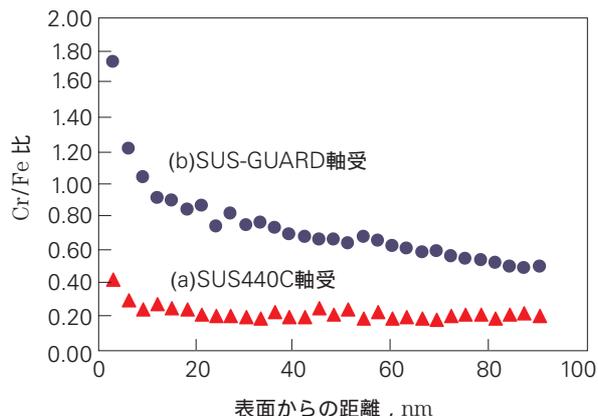


図1 軸受表面のXPS分析結果
Fig. 1 XPS analysis results of bearing surface



(a) SUS440C軸受(48h後)



(b) SUS-GUARD軸受(336h後)

写真2 塩水噴霧試験結果
Photo 2 Salt-water spray test results

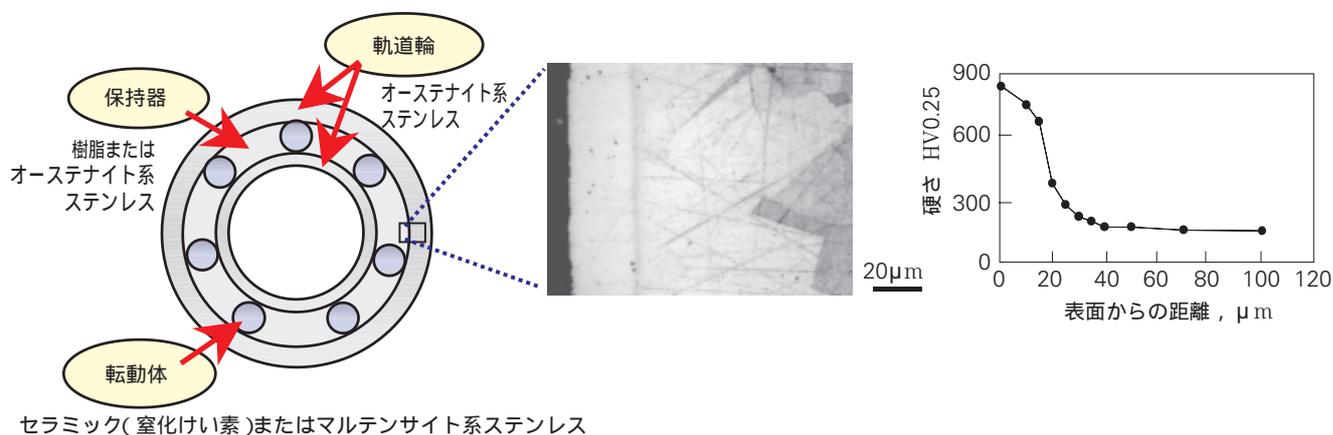


図2 ESA軸受の構成及び表面硬さ
Fig. 2 Structure and surface hardness of ESA bearing

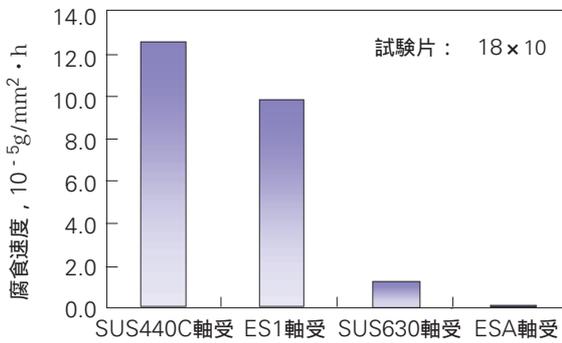


図3 2.5 mol/l 硫酸浸漬試験結果
Fig. 3 2.5 mol/l sulfuric acid immersion test results

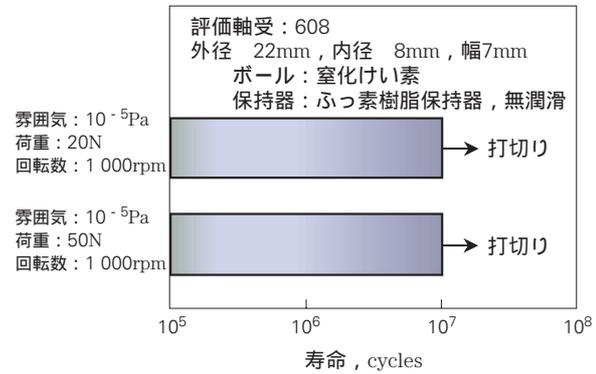


図4 608転がり寿命試験結果
Photo 4 Rolling-life test results of bearing 608

の性質も兼ね備えている。しかし、その硬さが一般には 200HV以下であるため、そのままでは転がり軸受用の材料としては使用に耐えない。そこで、このオーステナイト系ステンレス鋼に特殊な浸炭硬化熱処理を施すことによって、高耐食性と非磁性 ($\mu_r = 1.01$ 以下) との機能を併せ持つ表面硬化型オーステナイト系ステンレス軸受 (ESA軸受) を新たに開発した。図2には、ESA軸受の構成とその軌道面表面の硬さ分布を示す。表面下20~30 μm においては、多量の炭素が完全に固溶された硬化層が形成されており、その表面硬さは800~1 000HVに達する。ESA軸受は、高耐食用途、非磁性用途のどちらでも適用可能である。

また、ESA軸受は、水や湿潤等の一般腐食環境だけでなく、酸等の腐食環境でも、SUS440C軸受に対して格段に優れた耐食性を発揮する。図3には、外径18mm×厚さ10mm試験片を2.5mol/l - 硫酸水溶液中に20時間浸漬した場合の腐食減量を示す。ESA軸受の腐食減量は、マルテンサイト系のステンレス軸受と比較すると、3/1 000以下であり、その耐食性が極めて優れている。

図4には、試験軸受608 (外径 22mm, 内径 8mm, 幅7mm) を用いた転がり寿命試験結果を示す。10⁷ 回転後において、摩耗等の損傷が認められず、ま

だ十分に使用可能であった。今後、耐食、非磁性用途の小径、並径軸受への適用が期待される。

3. まとめ

高耐食ステンレス軸受シリーズは、従来のステンレス軸受にはない長寿命と高耐食性を兼ね備えており、多様化するニーズに対応できるものと確信している。今後も市場におけるニーズと新技術を取り込みながら新しい発想をもとに新商品の開発に取り組んでいきたい。

参考文献

- 1) 田中 進, 山村 賢二, 大堀 學, “軸受用高耐食ステンレス鋼 (ES1)”, NSK Technical Journal, 665 (1998) 34-37.
- 2) 田中 進, 山村 賢二, 大堀 學, “長寿命高耐食ステンレス軸受の開発”, 日本トライボロジー学会トライボロジー会議予稿集 (1998) 248-249.
- 3) 田中 進, 大堀 學, “高耐食ベアリング用材 (ES1材)”, 特殊鋼, 50-10 (2001) 29-31.
- 4) 遅沢 浩一郎, “ステンレス鋼の耐食性に及ぼす窒素の影響”, 熱処理, 36-4 (1996) 206-212.
- 5) Hans Berns, Sabine Siebert, “High Nitrogen Austenitic Cases in Stainless Steels”, ISIJ International, 36-7 (1996) 927-931.
- 6) Hans Berns, “Manufacture and Application of High Nitrogen Steels”, Z. Metallkd, 86-3 (1995) 156-163.
- 7) 細井 祐三, “ステンレス鋼はなぜさびないか”, 特殊鋼, 49-11 (2000) 21-35.

高温高速用先進軸受の開発

八谷 耕一* , 山村 賢二* , 山本 豊寿* , 山添 正信* ,
由井 秀人**

Development of a Hybrid Ball Bearing with Advanced Materials under High-temperature and High-speed Conditions

by Koichi Hachiya, Kenji Yamamura, Toyohisa Yamamoto,
Masanobu Ymamazoe, Hideto Yui



八谷 耕一



山村 賢二



山本 豊寿



山添 正信



由井 秀人

In Advanced Material Gas-Generator (AMG) Project, we have developed a bearing that can be operated under high-temperature and high-speed conditions. The bearing consists of advanced materials, such as balls made of silicone nitride, rings made of newly developed high-speed steel, and a cage made of C/C composite. In addition, tripentaerythritol ester oil was selected for the lubricant. Initial performance tests revealed that the selected materials and lubricating oil function sufficiently for bearing usage. Finally, the bearing was operated normally at 4 million dN and 300 for 10 hours.

- | | |
|-----------|------------------------|
| 1. はじめに | 4. 軸受設計・潤滑法 |
| 2. 材 料 | 4.1 試験軸受及び試験装置軸受設計・潤滑法 |
| 2.1 軌道輪材料 | 4.2 試験条件 |
| 2.2 保持器材料 | 4.3 試験結果及び検討 |
| 3. 潤 滑 剤 | 5. ま と め |

1. はじめに

地球環境に対する関心が高まるなか、大幅な熱効率の向上、小型化、燃焼ガスクリーン化を実現する革新ガスジェネレータの基盤技術確立を目的に、基盤技術促進センター及び国内関連企業14社による出資のもとに、(株)先進材料利用ガスジェネレータ研究所(AMG: Research Institute of Advanced Material Gas-Generator)が1993年に設立された。このプロジェクトでは、燃費20%向上、重量50%軽減、NOx排出量70%削減を目標設定し、先進材料を利用したガスジ

ェネレータシステムの基盤技術開発に取り組んできた。目標性能を有するガスジェネレータに用いられる玉軸受には、環境温度300~400(現行最高200程度)、dN値300万~400万(現行200万程度)という、これまでにない高温高速条件下での運転が想定される。

NSKでは当初よりこのプロジェクトに参画し、玉軸受の開発を担当してきた。現行をはるかに上回る玉軸受性能を実現するために、新たに軸受を設計するとともに、軌道輪等の軸受材料及び高温用潤滑剤の開発を行った。さらに、軸受回転試験を実施することで、当初目標を達成することができた。2002年3月をもって本プロジェクト研究が終了したので報告する。

* 総合研究開発センター 基盤技術研究所

** 総合研究開発センター 新技術開発第一部

2. 材 料

2.1 軌道輪材料

上述の高温高速下においては、安定して良好な潤滑を得ることは難しく、軌道輪材料には従来以上に高い耐摩耗性及耐熱性が要求される。また、このような高速下では、回転軌道輪に大きなフープ応力が生じ、微小クラックや傷から割損に進展していく懸念があるために、軌道輪材料のじん性が要求される。

従来、ジェットエンジン主軸に代表される高温高速用転がり軸受の軌道輪材料としてM50(4Cr-4Mo-1V-0.8C)材が用いられているが、400 という高温では耐熱性が不足してしまう。また、耐熱性が非常に優れた材料としてセラミックスがあるが、じん性が比較的低く、また、信頼性の面からも軌道輪への適用は難しい。

そこで、M50を超える耐熱性を有する転がり軸受軌道輪材料として、浸炭型粉末高速度鋼の開発を行った¹⁾。

開発した浸炭型粉末高速度鋼（以下開発鋼と呼ぶ）及び従来鋼M50の高温硬さ特性を図1に示す。開発鋼は、温度500 においても800HV以上であり、M50の常温における硬さと同等以上の非常に高い表面硬さを有している。したがって、使用温度（300 ~ 400 ）で軸受軌道輪として十分な表面硬さが得られている。

続いて、転がり疲れ寿命特性の試験結果を図2に示す。試験には、スラスト型寿命試験機を用い、油温130 の異物混入潤滑環境下で試験を行った。応力繰返し数が 3×10^7 回を越えてもフレーキングが生じない場合には試験を打ち切った。図2から明らかなように、開発鋼は試験打ち切りの 3×10^7 回以下でフレーキングが生じたものは無く、従来鋼であるM50より

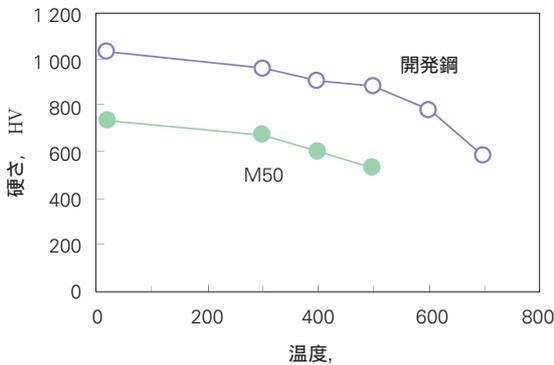


図1 開発鋼と従来鋼（M50）の高温硬さ特性比較
Fig. 1 Relationship between temperature and hardness

はるかに長寿命であることがわかる。

さらに、耐摩耗性の試験の結果においてもM50を大きく上回る特性が得られた。

2.2 保持器材料

保持器材料に関しては、400 の運転温度に対応するために、固体潤滑法、すなわち、固体潤滑剤からなる保持器から転動体や軌道面に形成される潤滑膜（移着膜）による潤滑法の適用可能性を検討した。

基礎実験としては、各種固体潤滑剤の潤滑特性、強度特性及び回転特性の把握を行った。高温・低速条件下における潤滑特性は、図3に示す試験装置を用い、各種固体潤滑剤製保持器試験片を転動体試験片に押付けて移着膜を形成させた後、軌道面試験片を転動体試験片に接触させて評価した。図4中、移着膜の有無は、転動体と軌道面の両者に移着膜が形成された場合を1、転動体のみに形成された場合を0.5、転動体と軌道面のいずれにも形成されない場合を0として示している。また、平均膜厚及び膜厚のばらつきは、軌道面上の移着膜に関する値である。

高温・低速条件下において、アンチモン含浸黒鉛は、保持器の摩耗変位（摩耗量）、摩擦係数及び振動値が小さいことがわかった。特に、転動体及び軌道面がともに窒化けい素（Si₃N₄）の場合に、転動体と軌道面の両者に薄い移着膜が形成され、良好な潤滑特性を示した²⁾。

また、高温・低速条件下（400 ，*dn*値36万）における転がり軸受の耐久性を評価した試験においても、同様な結果が得られた。すなわち、アンチモン含浸黒鉛製保持器を組み込んだオールセラミック軸受（転動体、内・外輪がすべて窒化けい素）は十分な耐久性を示したが、M50製軸受では軌道面に摩耗が生じた。

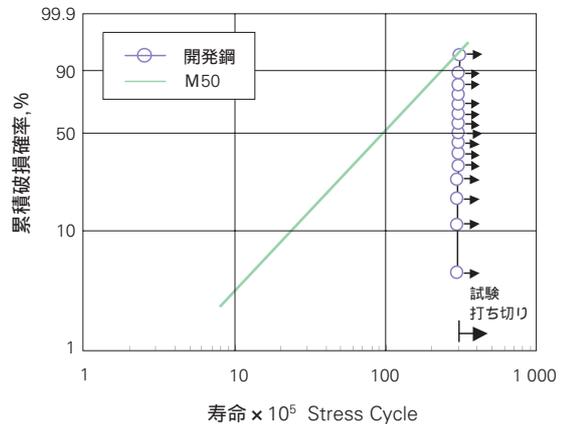


図2 高温異物混入寿命試験結果
Fig. 2 Rolling contact fatigue life under high temperature and contaminated lubrication

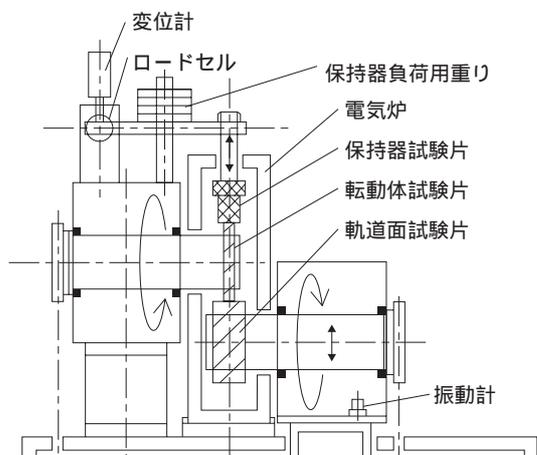


図3 固体潤滑剤評価試験装置
Fig. 3 Test apparatus for evaluating properties of solid lubricants

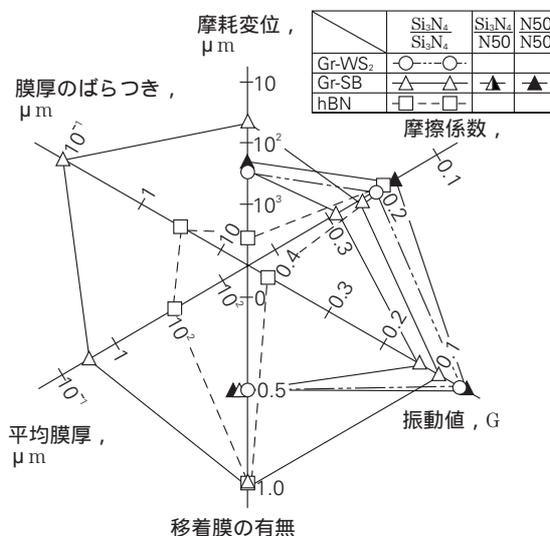


図4 各種固体潤滑剤の潤滑特性
Fig. 4 Lubrication properties of solid lubricants

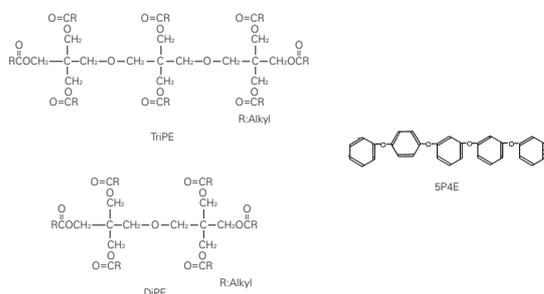


図5 高温用潤滑油の分子構造
Fig. 5 Molecular structure of tripentaerythritol ester, dipentaerythritol ester, and 5-ring polyphenylether

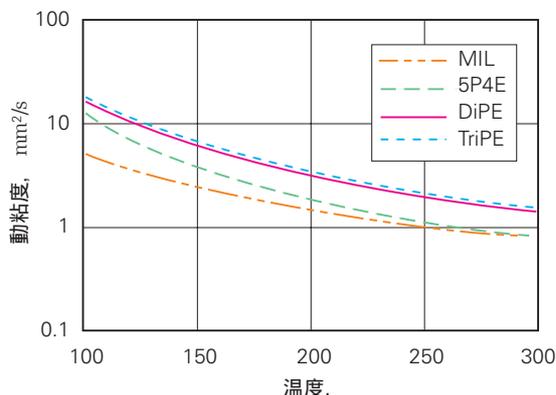


図6 開発潤滑油の粘度温度特性
Fig. 6 The viscous properties of the test lubricants

一方、高温・高速条件下（300～400℃， dn 値160万～300万相当）において、固体潤滑剤のみで潤滑した場合には、耐熱油で潤滑した場合と比較して、摩擦係数が高く、軸受材料（M50，窒化けい素）に摩耗が生じた。したがって、高温高速条件下では、固体潤滑剤のみでは、潤滑性が十分に確保できない、と考えられる。そこで、軽量で高速回転時のフープ応力に十分耐える高い強度を有するC/Cコンポジット製保持器を開発し、次節の高温潤滑油による潤滑と併用することにした³⁾。

3. 潤滑剤

本プロジェクトで想定されている軸受の環境温度は、現行ガスジェネレータに使用されているMIL-L-23699 適合油（以下MIL）の使用限界温度を超えているため、想定環境温度で使用できる潤滑油の開発が必

要になる。高温用潤滑油として、エステル、ポリフェニルエーテル、その他シクロトリフオスファゼン誘導体などのトライボ特性が報告されている。なかでも5環フェニルエーテル（5P4E，図5右）は高い酸化安定性を持つことはよく知られているが、温度粘度特性、潤滑性能に難があり、高温高速環境下で用いられる軸受には必ずしも適当な潤滑油とはいえない。

エステル系潤滑油は、酸化安定性において5P4Eに劣るものの潤滑性能に優れており、MIL-L-23699 適合油もエステル系である。高温用のエステル系潤滑油としてはペンタエリスリトール油やジペンタエリスリトール油（DiPE，図5下）が市販されているが、300℃で使用するには酸化安定性が不十分であった。そこで筆者らは、酸化安定性に優れかつ高粘度及び高粘度指数の得られるトリペンタエリスリトールエステル（TriPE，図5上）を基油として、軸受温度315℃で使

用可能な潤滑油を新たに開発した。

開発油 (TriPE) は図6に示すように軸受温度300においても $1\text{mm}^2/\text{s}$ の動粘度を有しており、高温においても十分に油膜形成可能である。

図7にボール/ディスク試験装置による300におけるトラクション特性の一例を示す。トラクション係数は200 -すべり率50%におけるMIL油の値を1として換算してある。開発油の300のトラクション特性はMILの使用温度200の特性に近く、図8に示すように雰囲気温度の影響も小さかった。このように温度だけでなく転がり速度、接触面圧などの外的要因に影響を受けにくい、転がり軸受の潤滑剤にはDiPE, 5P4Eより適していると考えられる。

また、図9はボール/ディスク試験装置で回転中に給油を停止した場合の摩擦係数の変化を示す。開発油

は最も高い耐焼き付き性能を示した。

以上のように、300においても従来と同様に使用できる潤滑油を開発し、軸受回転試験に供した^{4), 5)}。

4. 軸受設計・潤滑法

軸受としての総合的な評価を行うため、開発、選定した軌道輪材料及び保持器材料を組み合わせた先進材料軸受の温度300, dn 値400万における軸受回転性能確認試験を実施した^{3), 6)}。

4.1 試験軸受及び試験装置軸受設計・潤滑法

それぞれ選定した軸受材料の特性を確認するために、本試験では4種類の軸受を用いた。試験軸受の形状及び寸法を図10に、軸受材料を表1に示す。また、試験装置を図11に示す。図11における右側が試験軸

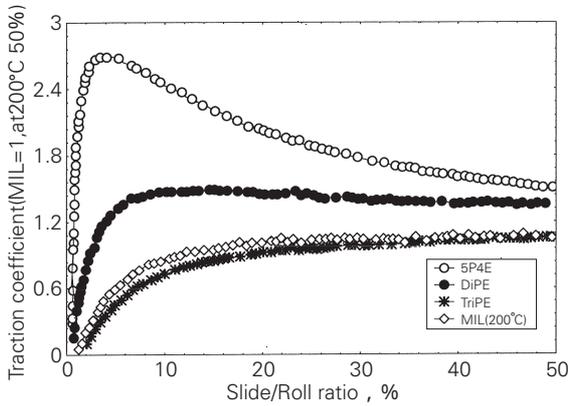


図7 トラクション特性の比較 (MIL50%=1として表示)
 転がり速度: 40m/s, Pmax: 2.0GPa, 雰囲気温度: 300
 Fig. 7 Typical traction curves for various lubricants

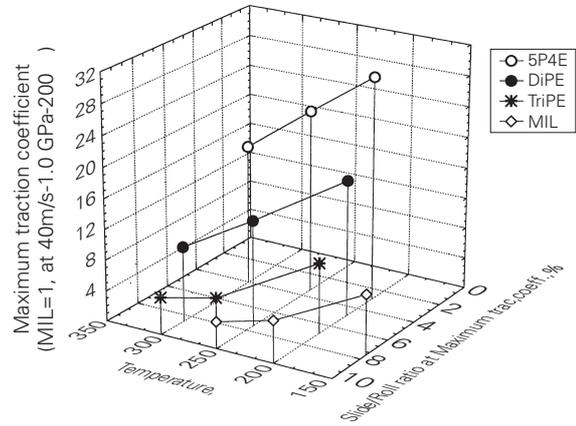


図8 トラクション特性の温度依存性
 転がり速度: 40m/s, Pmax: 2.0GPa, 雰囲気温度: 200~300
 Fig. 8 Influence of temperature on maximum traction coefficient

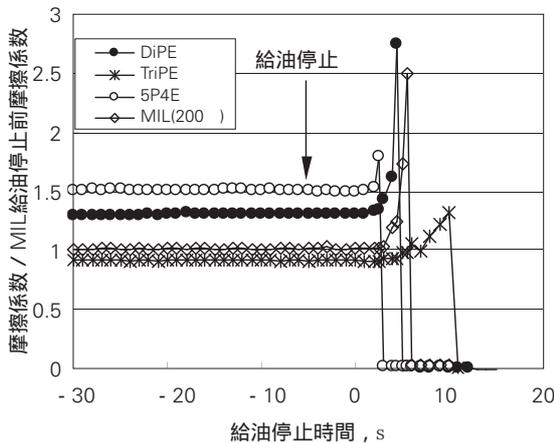


図9 給油停止時の耐焼き付き性能比較
 転がり速度: 40m/s, Pmax: 2.0GPa, 雰囲気温度: 300
 Fig. 9 Traction coefficient after oil shut-off

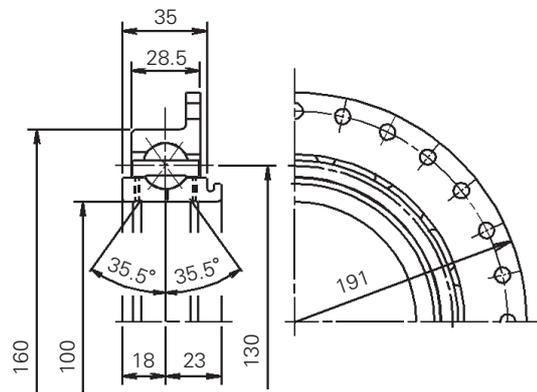


図10 試験軸受形状
 Fig. 10 Test bearing geometry and dimensions

表1 試験軸受材料

Table 1 Lubricant and Materials of Bearings

	Type A	Type B	Type C	Type D
外輪	M50			
内輪	M50NiL	開発鋼	M50NiL	開発鋼
保持器	SAE4340		C/Cコンポジット	
転動体	窒化珪素			
潤滑油	トリペンタエリスリトールエステル油			

表2 試験条件

Table 2 Test conditions

軸回転数	min^{-1}	~ 40 000
dn値	mm min^{-1}	~ 4.0×10^6
軸受温度		~ 300
給油温度		~ 150
給油量	1/min	3.0
アキシャル荷重	kN	7.0
ラジアル荷重	kN	0.2
運転時間	h	2.5 (Type A, B, C)
		10.0 (Type D)

受で、左側が支持軸受であり、2つの軸受は軸とハウジングに固定されている。潤滑方法は軸受内部及び保持器案内面に確実に潤滑油を供給するために、アンダーレース潤滑を採用した。ここで図12にアンダーレース潤滑の簡略図を示す。

4.2 試験条件

表2に試験条件を示す。ここで開発油が使用可能な温度として、300 を軸受温度の上限とした。Type A, B, Cの試験軸受は、それぞれの選定材料と既存材料の優劣を確認し問題点を明確化するために、1部品のみの材料を変更している。各軸受について温度300, dn値400万条件下において2.5時間の運転を行った。

また、選定材料を組み合わせた Type D 軸受については、5時間運転後の軸受調査をさむ10時間運転試験を実施し、初期損傷発生の有無及び摩擦進展状況を確認した。さらに、Type A 及び D 軸受を用いた給油遮断試験を行うことで耐焼付性能の把握を行った。

4.3 試験結果及び検討

4.3.1 軌道輪材料

既存材料であるM50NiL材を内輪に用いた Type A 軸受と、開発鋼を内輪に用いた Type B 軸受の試験後内輪摩擦深さの比較を図13に示す。Type A 軸受 (M50NiL材) 内輪に約1 μm の摩擦が見られたのに対

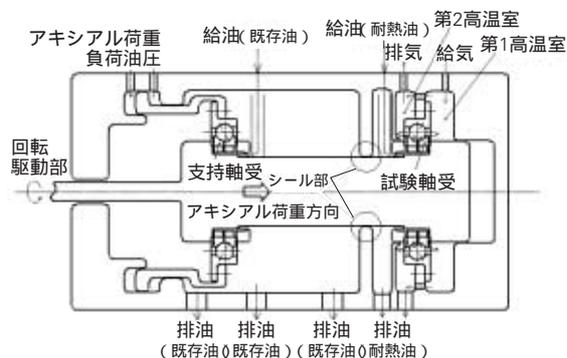


図11 試験装置

Fig. 11 Test rig

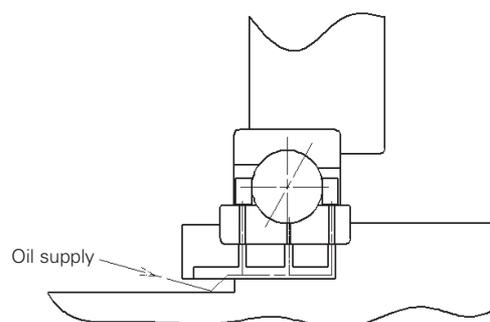


図12 アンダーレース潤滑

Fig. 12 Under-race lubrication for bearing

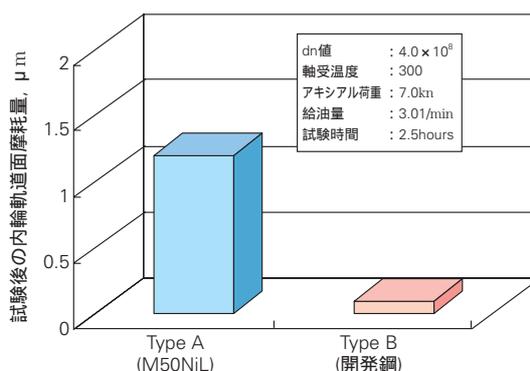


図13 試験後内輪軌道面摩擦深さ

Fig. 13 Wear depth of inner ring raceway results

し、Type B 軸受 (開発鋼) 内輪にはほとんど摩擦が見られなかった。また、Type D 軸受を用いた10時間初期損傷確認試験において、5時間後の開発鋼内輪軌道面上に0.5 μm の摩擦が確認されたが、10時間後も軌道輪形状はほとんど変化せず摩擦の進行は見られなかった。したがって、温度300, dn値400万条件下で使用される玉軸受軌道輪には摩擦が懸念され、M50NiL材より優れた高温硬さを有する開発鋼は、耐摩擦性においてM50NiL材より優れている。

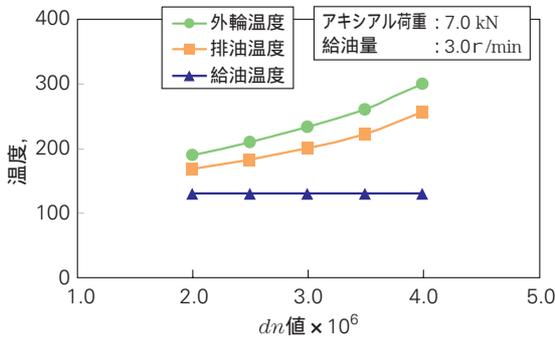


図14 dn値-温度
Fig. 14 Temperatures of outer ring, exhaust and inlet oil (Type D)



図15 試験後軸受外観 (Type D)
Fig. 15 Photo of tested bearing (Type D)

4.3.2 保持器材料

Type C 軸受を用いた、温度300℃、dn値400万条件における2.5時間の運転終了後、C/Cコンポジットのめくれ、割れ等の損傷はなく、ポケット面、案内面にも摩耗は見られなかった。また、Type D 軸受を用いた10時間の運転においても保持器に何ら異常は確認されなかった(図15参照)。また比較材とした、Type A 軸受における鉄 (SAE4340) に高温処理の銀メッキを施した保持器においても、2.5時間の運転ではあるが、特記すべき異常は確認されなかった。

したがって、本条件においてC/Cコンポジット保持器は十分使用可能であると考えられる。しかし、今回の試験ではC/Cコンポジット保持器の鉄保持器に対する優位性は現れていない。C/Cコンポジット保持器が鉄保持器と比較して軽量であることを考えると、更なる高速条件または高温条件でその優位性が現れるものと思われる。

4.3.3 潤滑油

Type D 軸受を用いた10時間初期損傷確認試験の前における潤滑油特性を比較することで、潤滑油の劣

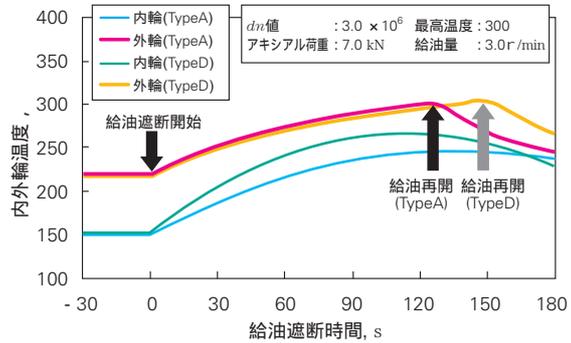


図16 給油遮断試験結果
Fig. 16 Bearing temperature rise after oil shut-off

化度を評価した。運転時間としては、温度300℃、dn値400万条件で10時間の運転に加え、慣らし運転や試験条件までの立上げ運転時間が含まれており、トータル約30時間である。比較的短い時間での評価ではあるが、試験前後の動粘度及び全酸価に大きな変化は生じておらず、まだ十分使える状態といえる。

4.3.4 軸受発熱と給油遮断性能

図14に Type D 軸受の目標値に至るまでの温度上昇結果を示す。温度は極めてスムーズに変化しており、正常に回転していたことが分かる。試験終了後の軸受外観を図15に示す。

回転試験で得られた給排油温度差から軸受発熱量を求めると、先進材料軸受 (Type D) の方が既存材料軸受 (Type A) より低いことが分かった。このことは、先進材料軸受 (Type D) と既存材料軸受 (Type A) を用いた給油遮断試験にも現れている。

給油遮断試験では、外輪温度220℃、dn値300万及び荷重7.0kNの条件で給油を遮断し、外輪温度が300℃に至るまでの時間を計測した。試験中は、何の異常な現象も発生せず、試験後の軸受にも異常は観察されなかった。図16に給油遮断時の内外輪の温度変化を示す。先進材料軸受は既存材料軸受と比較して300℃に至るまでの時間が長くなった。したがって、発熱量は、先進材料軸受の方が低いと考えられる。このことは、耐焼付性能にも有利に働くと考えられる。

5. まとめ

AMGプロジェクトにおいて、高温(300℃~400℃)及び高速(dn値3~4×10⁶)条件下で使用可能な玉軸受の基盤技術を確立するために、材料及び潤滑剤を新たに開発した。また、目標性能の確認のため、これらの材料を用いた先進材料軸受(窒化けい素製転動体、開発鋼製軌道輪、C/Cコンポジット製保持器)を試作し、新潤滑油による軸受初期性能確認試験及び給油遮

断試験を行なった。その結果、本先進材料軸受を用いることで、現行ガスタービン用軸受の運転条件を大きく上回る、温度300 および dn 値400万における運転の可能性あることを確認した。

AMGプロジェクトにより、現状を大きく上回る将来技術としての高温高速軸受基盤技術を得ることが出来た。本技術はガスタービン用に限らず今後の高速・高温用途に貢献できるものであり、大いに活用していく所存である。

参考文献

- 1) 山村 賢二, 古村 恭三郎, 大堀 學, 正田 義雄, 横井 信哉, トライボロジー会議予稿集 (1996-5) p.152.
- 2) 山本 豊寿, 正田 義雄, 近田 哲夫, トライボロジー会議予稿集 (1994-5) p.249.
- 3) Yui, H., Aramaki, H., Yamamoto, S., Yamazoe, M., " DEVELOPMENT OF A BALL BEARING FOR ADVANCED GAS-GENERATOR, " Synopses Intern. Tribol. Conf. (2000) p.260.
- 4) 八谷 耕一, 由井 秀人, 正田 義雄, 横井 信哉, 中道 治, トライボロジー会議予稿集 (北九州1996-10) p.324.
- 5) Hachiya, K., Yui, H., Shoda, Y., Yokoi, S., Naka, M., " Evaluation of Tribological Properties of Synthetic Lubricants under High Temperature and High Speed Conditions, " Lubrication Eng., 54, 2 (1998) p.935.
- 6) Yui, H., Aihara, S., Yamamoto, S., Yamazoe, M., " The Performance of Hybrid Ball Bearings under High-Temperature and High-Speed Conditions, " Proc. Intern. Gas Turbine Congress 1999 Kobe (1999) p.1017.

ターボ分子ポンプ用タッチダウン軸受に関する研究



大浦 行雄

大浦 行雄* , 杉田 澄雄*

Research of Touchdown Bearings for Turbo Molecular Pumps



杉田 澄雄

by Y. Ohura, S.Sugita

Recently, high vacuum environments are required for various highly technical and precision industrial areas. A turbo molecular pump is a high vacuum device, designed to achieve approximately 10^{-8} Pa. A turbo molecular pump consists of several components including a high-speed magnetic bearing. In the event that electric power is cutoff from the magnetic bearing for any unexpected reason, load capacity is immediately lost. The rotor and the stator then make contact with each other resulting in complete failure of the pump. In order to protect the pump and magnetic bearing, touchdown bearings are incorporated into the pump design. NSK investigated the shaft behavior of the pump, and by determining the amount of load applied to the bearing, we pointed out some important points for a more durable and thermal stress resistant touchdown bearing.

- | | |
|---|--|
| <ul style="list-style-type: none"> 1. はじめに 2. タッチダウン試験 <ul style="list-style-type: none"> 2.1 試験方法 2.2 試験条件と試験軸受 2.3 試験結果 | <ul style="list-style-type: none"> 3. 考察 <ul style="list-style-type: none"> 3.1 解析 3.2 解析結果 3.3 軸のジャンプ現象及び軸浮上の発生原因推定 3.4 軸受損傷の発生原因 4. 結 言 |
|---|--|

1. はじめに

近年、ハイテク高精度技術分野において、高真空環境の要求が増加している。それに対応するために、磁気軸受方式のターボ分子ポンプが広く採用され、真空度は 10^{-8} Paレベルに到達している。ただし、磁気軸受方式は異常が発生して電気が遮断された場合、負荷能力が瞬時に無くなり、ロータとステータが接触し、ポンプが損傷を起こす危険がある。そこで、ポンプ及び磁気軸受を損傷から防止するために、タッチダウン軸受と呼ばれる転がり軸受が用いられている。

タッチダウン軸受は、真空中で使用されるために熱が拡散しにくく、局部的に高温になりやすい。また、タッチ時（回転軸と静止軸受との接触時）には衝撃荷重及び急加速によって、荷重的にも過酷な条件にさらされる¹⁾。その結果、最高回転からタッチさせる、いわゆるハードタッチにおいて、軸受の損傷が問題となり、その耐久性を向上させることが課題であった。しかしながら、熱及び荷重の要因が複雑にからむため、その損傷原因を十分把握するには至っていなかった。そこで、今回、実機ポンプを用い、軸の挙動に注目して、それを分析することで軸受にかかる荷重を推定することを試みた。

* 総合研究開発センター 新技術開発第一部

2. タッチダウン試験

2.1 試験方法

試験 No.1 (2.2項参照) において、実機ポンプを使用し、縦型にして最高回転数からタッチさせる、いわゆるハードタッチを行い、タッチ後の持続時間、回転数、音響に対して明らかに異常と思われる兆候が現れるまで試験を繰り返した。計測項目は、軸回転数、上下軸受のラジアル方向変位、及び軸のアキシャル方向変位である。センサーの取り付け位置については図1に示す。今回軸の挙動に対する解析は、このNo.1の試験でのみ行った。

また、試験 No.2 (2.2項参照) において、容量の異なるポンプを用いて、同じく縦型でハードタッチさせ、上側及び下側軸受のそれぞれの外輪温度計測を行った。熱電対の取り付け位置を図2に示す。

2.2 試験条件と試験軸受

表1に試験条件及び試験軸受を示す。表1の No.1試

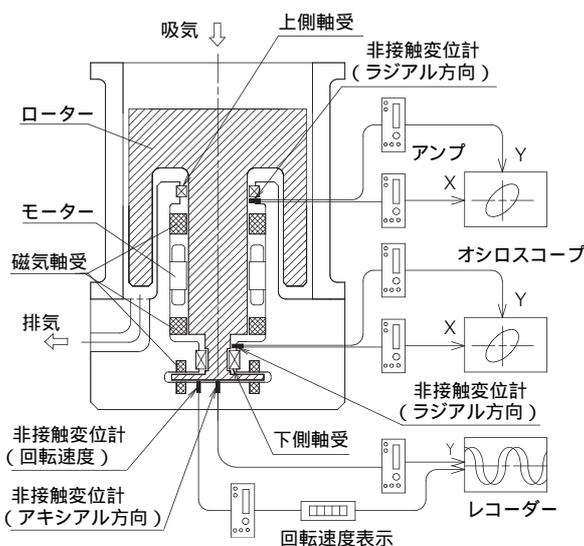


図1 ターボ分子ポンプの構造
Fig. 1 Structure of a turbo molecular pump

験において、下側試験軸受のアキシャルすきまは、正常品より小さく設定し、供試体とした。

2.3 試験結果

(1) 軸の挙動

第2回目と6回目のそれぞれの、軸のリサージュ、軸方向変位及び軸の回転数の変化を図3に示す。6回目の場合、軸の鉛直方向の不規則な動きの中に瞬間的なジャンプ現象が見られた。また、この軸の鉛直方向の不規則な動きとは別に、タッチ後しばらくして、ゆるやかな軸の鉛直上方向の動きがみられる。ただし、6回目においては、このゆるやかな軸の上昇後さらに軸の上昇運動が引き続いておこり、ピークを迎えている。

(2) 軸受外観

第6回目で損傷した軸受の外観写真を図4-1、図4-2に示す。下側軸受の反スラスト側軸受の内外輪走行跡部に摩耗が見られ、アキシャルすきまも約0.065mm増大していた。また、上側及び下側軸受のいずれの内輪内径面においても、その両端面側が軸との当たりがやや強く、また、下側軸受の反スラスト側内輪側面のタッチ面においては、軽微なかじりがみられた。

(3) 温度

本ポンプとは容量の異なる、別の実機ポンプを用いた試験での軸受の温度および軸の軸方向変位計測データを図5に示す。軸のジャンプ開始時と対応して上側軸受の急激な温度上昇が見られる。さらに、この軸のジャンプがある一定時間持続している。

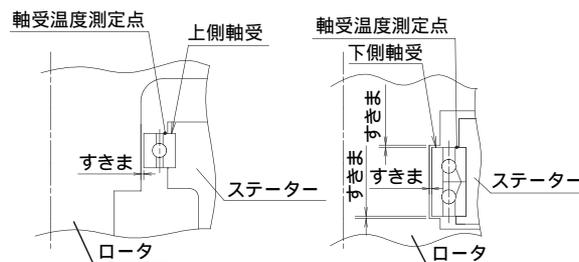


図2 軸受取付け周り図と温度測定位置
Fig. 2 Area around of touchdown bearings

表1 試験条件及び試験軸受
Table 1 Test conditions and tested bearings

試験条件			試験軸受				
試験 No.	真空度 (Pa)	回転数 (rpm)	Position	サイズ (内径, mm)	タイプ	材質	被膜
1	10 ⁻¹	21 600	上側	110	総ボール (保持器無)	リング: SUS440C 玉: Si ₃ N ₄	MoS ₂ (内輪, 玉)
			下側	60			
2		32 000	上側	60	同上	同上	同上
			下側	25			

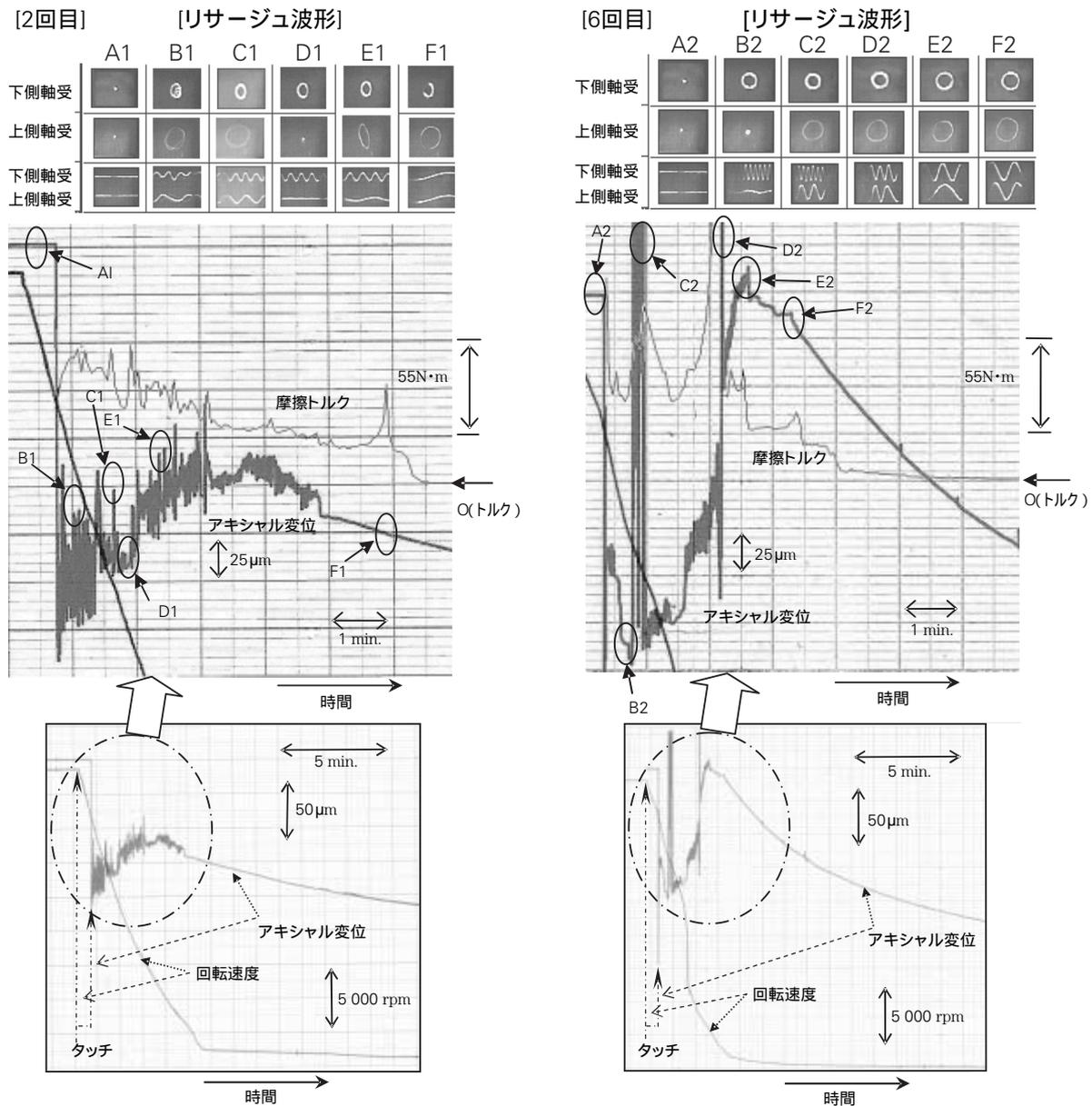


図3 実験結果及び解析結果
Fig. 3 Experimental and calculated results

3. 考 察

軸の動きに関するデータをもとに、軸受に発生する荷重を推定し、軸のジャンプ現象及び持ち上がり現象に対して考察を行った。また、これらの要因と下側軸受の反スラスト側軸受の損傷との関連性についても検討した。

3.1 解 析

軸は並進運動と共に大きな回転エネルギーを有すジャイロ運動を行っている回転体とみなすことができる。そこで、図6の座標系において、軸受はモーメント負荷能力が無いものとし、また、Z軸方向の力は考えないものとして、軸に関する運動方程式を求めると、

以下のようなになる。

$$m \frac{d^2 r_G}{dt^2} = P_1 + P_2 \dots\dots\dots (1)$$

$$\frac{dH_G}{dt} = M_G \dots\dots\dots (2)$$

$$r_{1G} \times P_1 + r_{2G} \times P_2 = M_G \dots\dots\dots (3)$$

$$H_G = C + Au \dots\dots\dots (4)$$

$$v_2 = v_1 + u \times r_{12} \dots\dots\dots (5)$$

$$u \cdot r_{12} = 0 \dots\dots\dots (6)$$

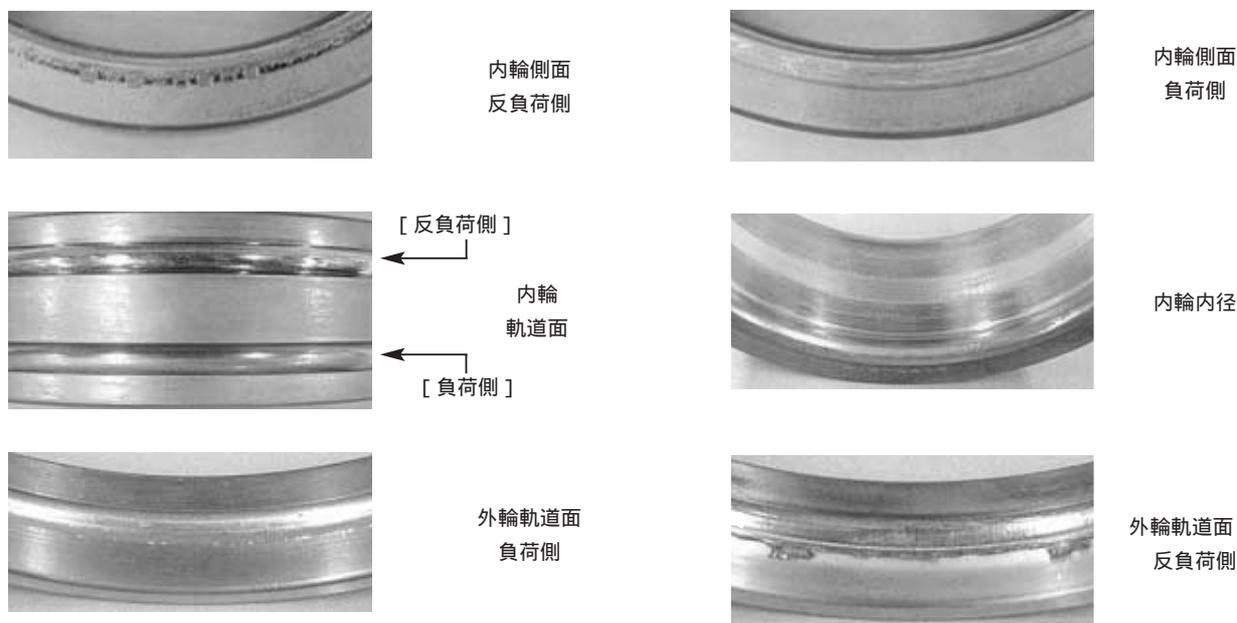


図4-1 下側軸受 (試験後)
Fig. 4-1 Lower bearing after test

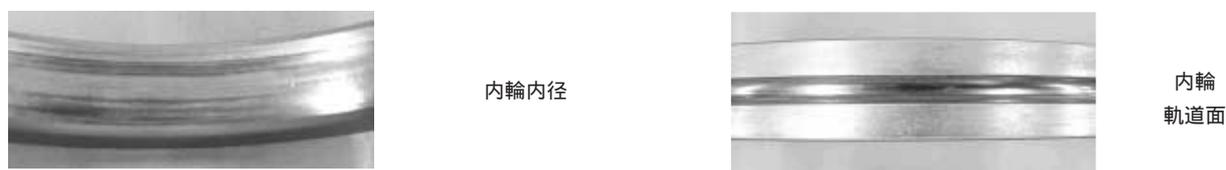


図4-2 上側軸受 (試験後)
Fig. 4-2 Upper bearing after test

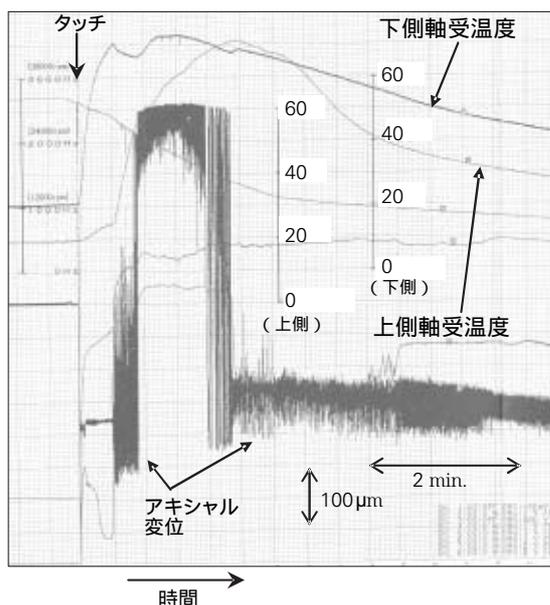


図5 試験結果 (試験No. 2)
Fig. 5 Experimental results (Test No. 2)

記号の説明

・ r_G ; 原点 O からの重心 G の位置ベクトル

- ・ r_{1G} ; 下側軸受中心 S_1 から重心へ向かうベクトル
- ・ r_{2G} ; 上側軸受中心 S_2 から重心へ向かうベクトル
- ・ r_{12} ; 軸中心 S_1 から軸中心 S_2 に向かうベクトル
- ・ P_1, P_2 ; 各々軸受中心1及び2において軸が軸受から受ける荷重ベクトル
- ・ m ; 回転体の質量
- ・ M_G ; 重心に作用するモーメント
- ・ H_G ; 重心のまわりの角運動量ベクトル
- ・ ω_1, ω_2 ; 各々 r_{12} の軸中心回転角速度ベクトル及びそれと直交する回転角速度ベクトル
- ・ v_1, v_2 ; 各々軸中心 S_1 及び軸中心 S_2 の旋回速度ベクトル
- ・ A, C ; 軸中心 S_1 及び S_2 を結ぶ、回転軸回りの慣性モーメント及びこの回転軸中心と直交する重心回りの慣性モーメント

従って、 $r_1, r_2, \omega_1, \omega_2$ に関するデータが得られれば、軸受にかかるラジアル荷重 P_1, P_2 が求まることになる。なお、計算対象となる時間域において、 $r_1, r_2, \omega_1, \omega_2$ は一定とみなす。また、(2)において、回転軸方向のトルク成分算出時に必要な d/dt の値に関しては、このデータを差分して求めた。

3.2 解析結果

(1) トルク (T)

計算されたトルク (T) を、アキシャル変位データの中に書き加えたものを図3に示す。トルクとアキシャル変位の変動とが良く連動しており、特に軸のジャンプ現象が生じている場合には、トルクも急増していることが分かる。

(2) 軸受に発生する荷重 (P₁, P₂)

軸受に発生するトルクをT_bとすると、 $T_b = \mu \cdot d_m \cdot P$ (μ : 摩擦係数, d_m : ピッチ径, P : ラジアル荷重) と表すことができる²⁾。そこで、上下軸受の摩擦係数を一定とし、かつ同一と仮定すると、軸受トルクの合計 (T_{cal}) は、 $(d_{m1} \cdot P_1 + d_{m2} \cdot P_2)$ に比例することになる。図7に、B1点 (図7参照) のT_{cal}を基準とし、P₁ 及び P₂ は最大値を用いて計算したT_{cal}の比の時間変化をプロットした。ここで、下付文字1, 2はそれぞれ下側と上側軸受を表す。

これらの結果は、実測データから求めたトルク値 (T) とよく傾向が一致し、今回の解析で得られた P₁, P₂ は、かなり精度がよいものと考えられる。なおD2で示す時間において、T_{cal}とトルクTとは大きさが著しく異なるが、これは、下側軸受がこの時点で損傷が発生した結果、摩擦係数が急増したためである。

約150秒までの間に、軸のジャンプ現象がみられ、かつラジアル荷重は、下側軸受の方が上側軸受より大きい。しかしながら、領域 D2 (図3参照) でのジャンプ現象時には、一時的には上側軸受にかかる荷重の方が、下側軸受より大きくなっている。

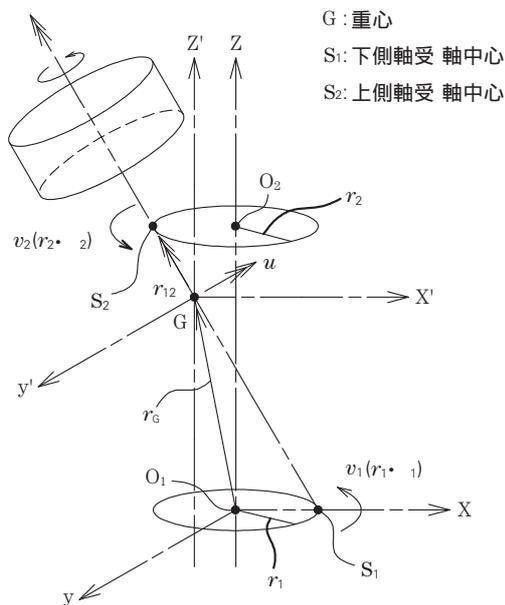


図6 座標系
Fig. 6 Coordinate system

(3) 軸受の軸方向変位

下側軸受において、発熱によって内部すきまがゼロになっていく過程での、軸方向変位を示したものが図8である。内部すきまが小さくなるにしたがって、軸は上方に浮上する。内部すきまが負になった場合には、最終的に軸はアキシャルすきまの半分 (この場合約0.1mm) まで上方に浮上するが、それ以上は浮上しないことがわかる。またこの時大きな内部荷重が発生している。

3.3 軸のジャンプ現象及び軸浮上の発生原因推定

軸のジャンプ現象発生時には、下記理由によって、軸と上側軸受内輪の間に作用する大きなラジアル荷重を介して発生した摩擦力によって、この軸推力が発生するものと推定される。

- (1) 軸のジャンプ現象発生時には軸が大きく旋回し、それにより、大きなラジアル荷重が上側軸受に発生している。(図7参照)
- (2) 旋回が大きい場合、軸と軸受内輪との接触部での傾きも大きく、この接触部で軸と内輪との間で相対すべり速度が鉛直上向き方向に作用し得る。
- (3) 図5から、軸のジャンプ時には上側軸受の温度が上昇していることから、このとき上側軸受には大きなラジアル荷重が作用していることを示している。
- (4) 軸受ラジアル荷重から試算される摩擦力は、軸自重よりも大きい。すなわち、今回下側軸受の反スラスト側軸受の損傷が発生したと思われる領域D2 (図3参照) において、上側軸受と下側軸受にかかる荷重 (図7参照) によって摩擦力 軸と内輪間の摩擦係数を例えば 0.1 (MoS₂) とする³⁾ を計算すると、軸自重を上回る推力が上側軸受に発生している。

一方、軸のゆるやかな浮上は、下側軸受の内部摩擦による発熱によって、軸受の内部すきまが無くなっていくに伴って発生している軸の移動であり、図8から得られる最大約0.1mmの浮上量と実測値 (図3参照) はほぼ一致している。なお、図3の6回目のデータにおいて、この0.1mmの軸浮上の後、続いてさらに約0.075mmの浮上が見られるが、これは摩耗による下側軸受のアキシャルすきまの増大量の実測値 0.06mm とオーダが一致しており、従って軸受の摩耗に起因した軸の動きである。

3.4 軸受損傷の推定原因

以上から、下側軸受の反スラスト側軸受の損傷は、下側軸受の内部すきまが負になることにより軸受内部荷重が発生し増大していく中で、3.3項で述べた推力

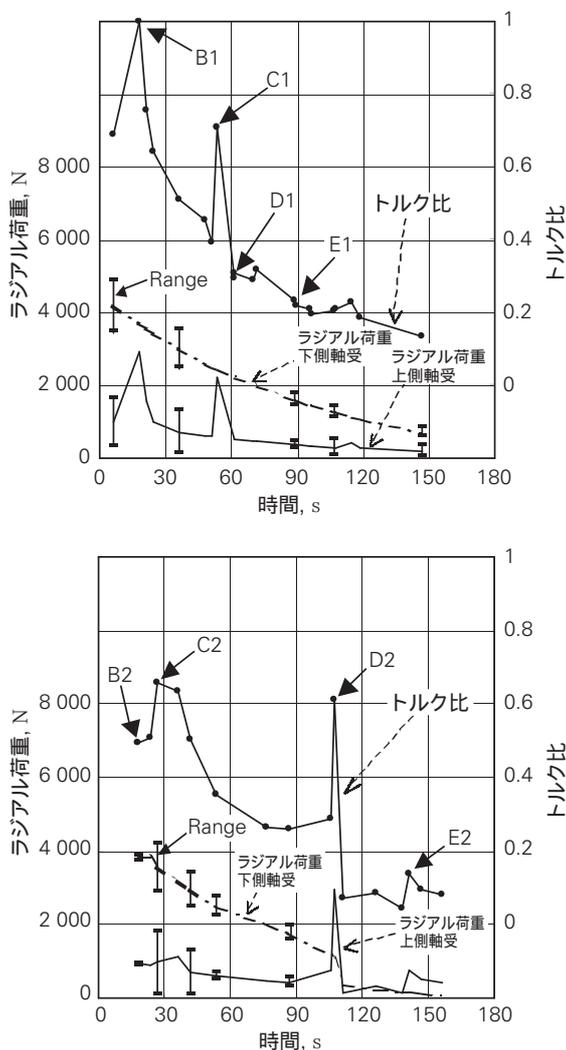


図7 ラジアル荷重（大きさと方向）及びトルク比（解析）
 Fig. 7 Radial load (amount&direction) and torque ratio (Analytical results)

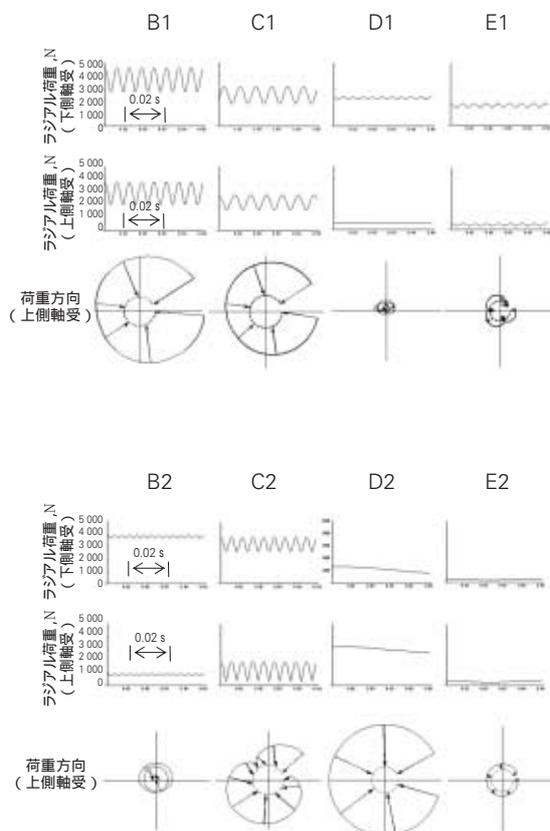


図8 内部ラジアルすきまと軸方向変位
 Fig. 8 Relationships to axial displacement, internal thrust load and decrease of radial clearance

発生メカニズムによって、軸に瞬間的に上向きの推力が作用した結果発生したものと考えられる。すなわち、この内部荷重に推力が重畳された結果、軸受に発生する荷重が増幅され、短時間で摩擦し損傷に至ったと考えられる。

4. 結 言

今回軸の挙動を解析することによって、以下の知見が得られた。

- (1) 軸受にかかるラジアル荷重を推定することが可能となった。その結果、ジャンプ現象を含めた不規則な軸の軸方向挙動と軸推力は、上側軸受内輪内径面と軸との間に作用する摩擦力に深く関係した現象であり、結局は上側軸受に発生するラジアル荷重が主原因で発生すると推定できた。
- (2) 軸受の耐久性確保に対し、軸受内部及びタッチ面の低発熱効果とは別に、アキシャル荷重発生を抑制する摩擦の役割の重要性を指摘した。

参考文献

- 1) L.P.Tessier, "The development of an auxiliary bearing landing system for a flexible AMB supported hydrogen process compressor rotor", Proc. of MAG'97, Alexandria, USA, Aug. (1997)
- 2) A Palmgren, "Grundlagen der Wälzlagertechnik" (1964)
- 3) 松永正久、津谷裕子, "固体潤滑ハンドブック" (1978) 幸書房

事務機器用導電性軸受

中村 浩之* , 正田 亨**



中村 浩之

Electroconductivity Grease Bearing for Business Appliance

by H. Nakamura , T. Shoda



正田 亨

There is an increasing need of electrically conductive bearings for plain paper copiers (PPC) or laser beam printers (LBP). NSK has developed and started marketing bearings filled with either ECS or ECZ conductive bearing grease for environments operating under operating temperatures up to 100 . In addition, NSK has developed bearings filled with a new type of ECZ grease, which provide enhanced durability and reliability over former ECZ grease products. NSK's new ECZ grease has half of the volume resistivity (resistance change with time is small) of former ECZ grease products. Also time, NSK has developed bearings filled with high-temperature conductivity grease (ECF grease), which has the same volume resistivity as the new ECZ, but is durable under harsher operating temperatures up to 250 .

1. まえがき
2. 常温用導電性グリース（使用温度100 以下）
 - 2.1 開発目標
 - 2.2 “ new ECZ ” グリースの概要
 - 2.3 耐久性（電気抵抗値の経時変化）試験結果
3. 高温用導電性グリース（使用温度230 以下）

- 3.1 開発目標
- 3.2 “ ECF ” グリースの概要
- 3.3 耐久性（電気抵抗値の経時変化，焼付き寿命）試験結果
4. あとがき

1. まえがき

複写機（PPC）やプリンター（LBP）に使用される軸受の機能に“導電性”を求めるニーズが高まっている。導電を有する軸受を使用することで、装置としてのコストダウン及び電波による人体や電子機器に及ぼす影響を小さくすることができ、さらには画質の安定化が可能になる。

これら機器に使用される軸受はグリース潤滑の深みぞ玉軸受であり、一般的なグリースの代わりに導電性を持たせるために特殊なカーボンブラックを配合したグリースを封入し、軸受に導電性を付与させている。

ここでは前述の機器において感光部、転写部及び搬送部で使用される軸受用に開発した“常温用導電性グ

リース（使用温度100 以下）”並びに定着部で使用される軸受用に開発した“高温用導電性グリース（使用温度230 以下）”の概要及び性能を紹介する。

2. 常温用導電性グリース(使用温度100 以下)

複写機，プリンターの感光部では“帯電と除電”を繰り返すために，アース機構が必要である。また，転写部や搬送部においても画質の安定化や電波障害対策のためアース機構が必要とされる場合がある。

通常は回転部の軸端にアースブラシや板ばねを取付けて導通性を持たせているが，このアース機構を省略し装置としてのコストダウンを図るため，導電性軸受のニーズが高まっている。

NSKではこれまで，感光部や転写部の軸受用にECSやECZグリースなど数種類の導電性グリースを商品化し多数の実績があるが，今回更に耐久性及び信頼性を高めた新導電性グリース“new ECZ”を封入し

* NSK EUROPE LTD.

** 軸受技術センター 電機・情報技術部

た軸受を開発した。

2.1 開発目標

- ・電気抵抗値の経時変化（上昇）を小さくし、平均抵抗値、最大（ピーク）抵抗値ともに従来のECZグリースの1/2以下を目標とする。
- ・その他の諸特性は従来のECZグリースと同等とする。

2.2 “new ECZ” グリースの概要

従来のECZグリースの優れた諸特性をそのまま生かすため、このグリースをベースに電気抵抗値の経時変化（上昇）を低く押さえるための特殊な添加剤を配合した。

2.3 耐久性（電気抵抗値の経時変化）試験結果

内径 8mm、外径19mmの玉軸受における耐久試験の結果を、図1、図2及び表1に示す。

また、電気抵抗値測定回路の概略を図3に示す。

平均抵抗値、最大抵抗値とも従来のECZグリースに対し1/2以下であり、開発目標を満足することができた。特に 3 200時間後における最大抵抗値はおおよそ1/8に低減しており、これは大きなピーク抵抗が発生していないことを示している。

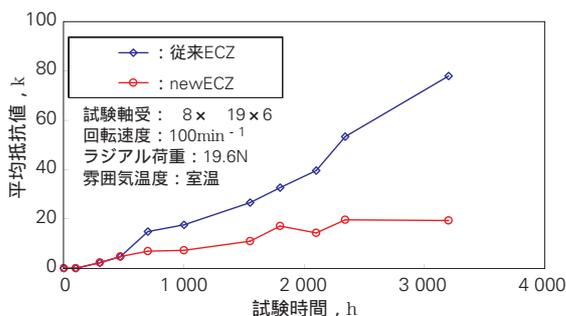


図1 平均抵抗値の経時変化
Fig. 1 Increase of mean electric resistance value

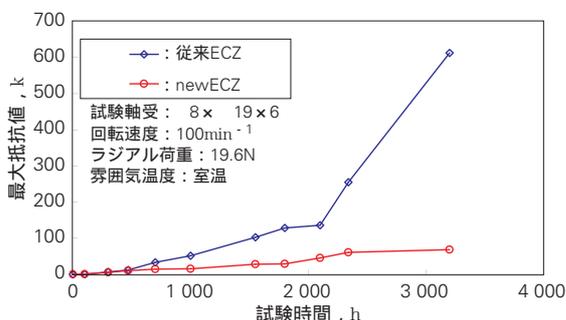


図2 最大抵抗値の経時変化
Fig. 2 Increase of maximum electric resistance value

3. 高温用導電性グリース(使用温度230 以下)

これまで定着部用の軸受には導電性のニーズはほとんどなかったが、最近定着部の軸受にも導電性を求めるニーズが生じるようになった。このニーズに応えるため高温環境用導電性グリース“ECF”を封入した軸受を開発した。

3.1 開発目標

- ・1 000及び 3 000時間後の電気抵抗値は従来のECZグリースと同程度を目安にする。
- ・高温下（200～300 ）の焼付き耐久性は現在使用されているふっ素グリース（KPMグリース）と同程度。（KPMグリース：定着部用にNSKが開発したふっ素系グリースであり、すでに多数の市場実績があるグリース）

3.2 “ECF” グリースの概要

KPMグリースの優れた高温耐久性をそのまま生かすため、KPMグリースをベースに導電性を持たせるための特殊カーボンブラックを配合し、更に電気抵抗値の経時変化（上昇）を低く押さえるための特殊な添加剤を配合したふっ素系グリースである。

表1 1 000及び 3 200時間後の電気抵抗値
Table 1 electric resistance value, after running

	単位 k			
	1 000時間		3 200時間	
	new ECZ	従来ECZ	new ECZ	従来ECZ
平均抵抗値	7	18	19	79
最大抵抗値	16	52	69	612

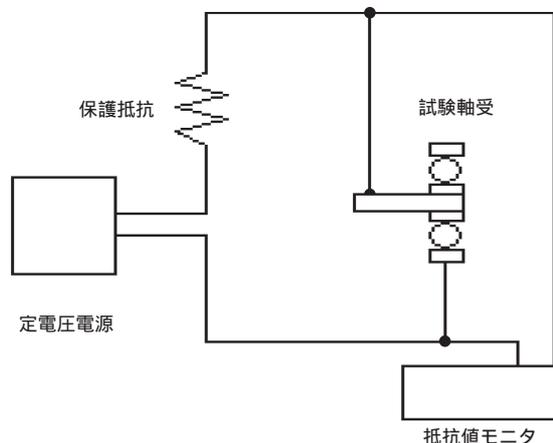


図3 電気抵抗値測定回路
Fig. 3 Increase of mean electric resistance value

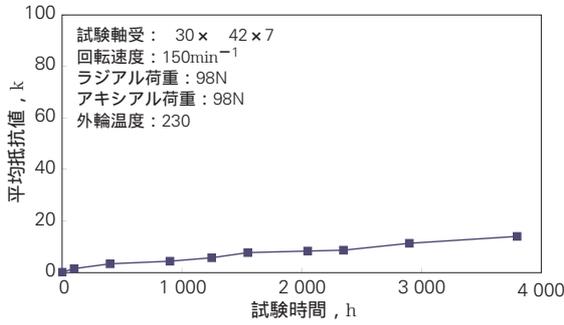


図4 平均抵抗値の経時変化
 Fig. 4 Increase of mean electric resistance value

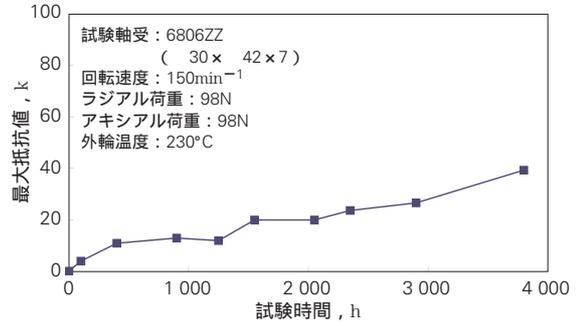


図5 最大抵抗値の経時変化
 Fig. 5 Increase of maximum electric resistance value

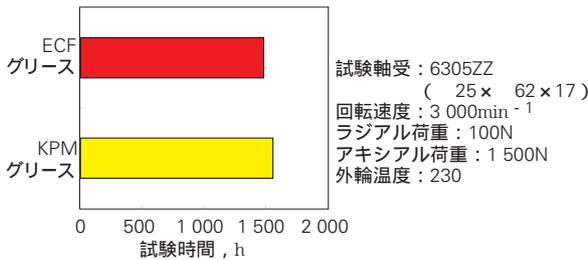


図6 焼付き寿命
 Fig. 6 Bearing seizure time

3.3 耐久性（電気抵抗値の経時変化，焼付き寿命）
 試験結果

内径 30mm，外径 42mm，幅7mmの軸受における耐久試験（電気抵抗値の経時変化）の結果を，図4及び図5に示す。

電気抵抗値測定回路は前述の常温用導電性グリースの測定に使用したものと同一である。

また，焼付き寿命試験結果を図6に示す。

1 000及び 3 000時間後の電気抵抗値は，開発目標とした従来のECZより小さく，前述の“new ECZと同等以上であった。

また，焼付き寿命もKPMグリースとほぼ同程度であり，開発目標を満足することができたといえる。

4. あとがき

今回開発した2種類の導電性グリースは従来のグリースにはない優れた導電性（電気抵抗値の経時変化が小さい）を有している。しかし，事務機器（複写機，プリンター）の高性能化は今後もさらに進んでいくものと考えられ，そのニーズに答えられるように転がり軸受のさらなる高機能化に向け，引き続き開発していく考えである。

軸受異常音デジタル解析システム

“ACOUS NAVI™”



武藤 泰之

武藤 泰之* , 宮坂 孝範*

Bearing Noise Digital Analysis System

“ACOUS NAVI™”



宮坂 孝範

by Y. Muto, T. Miyasaka

The causes of abnormal noise in bearings cover a wide range and are complex. Performing noise analysis and determining the cause requires dedicated sound and vibration analysis equipment that is operated by highly skilled technicians. Due to a shortage of such equipment and personnel, NSK was hard pressed to meet worldwide requests for sound analysis in a timely manner. Our ACOUS NAVI™ system now enables us to perform sound analysis and diagnosis of abnormal bearing noise free of any specialized equipment or highly trained specialists. The basic functions of this system are presented in this report.

- | | |
|------------|---------|
| 1. まえがき | 4. 診断機能 |
| 2. システムの構成 | 5. あとがき |
| 3. システムの特徴 | |

1. まえがき

転がり軸受は、軌道輪、転動体、保持器など数点の部品から構成される機械要素でありながら、その発生音は十種類以上もある。この中には、転がり軸受の構造上避けることのできない正常な音もあるが、軸受破損の前兆を知らせている重篤な異常音も含まれる。

したがって、転がり軸受から異音が発生した場合には、早期に音の原因を解明し、適切な処置を施す必要がある。

NSKでは以前から、顧客で使用されている軸受に関連した音響振動問題を解決するための技術支援を行っているが、専用かつ高度な音響振動の解析機器や専門家の判断を必要とすることが多く、対応の迅速さの点で問題があった。

そこでNSKでは、このような問題点を解決するために、昨今のITを取り入れた転がり軸受の異音解析システムを開発した。本稿では、本システムの概要について紹介する。

2. システムの構成

軸受が使用されている機械装置で音響振動問題が発生すると、軸受メーカーに対して解決の協力を求められることがある。その際、図1のように顧客担当支社の技術者が現場に出向き、症状を確認後現場で問題の解決に努めることになる。現場で判断ができない場合には、図2のように異常音（振動）をカセットテープに録音して持ち帰り、技術部門でその音の解析と判断を行い、その結果を支社にフィードバックし顧客に対して報告する方式で対応してきた。

しかしながらこの方式では、現場で分析する際に専用の解析機器や診断を行う専門技術者が必要であり、また遠隔地で問題が発生した場合には、実質的解析作業のほかに技術部門に録音テープが届くまでの時間が加わるため、原因を解明し報告するまでに多くの日時を要することがあった。

一方、近年のIT機器の性能向上と普及は目覚ましく、NSKにおいても日常業務の効率化をねらいとして全社的にパソコンが普及している。また、さまざまな分野の分析機器においても、専用のハードウェアを必要

* 総合研究開発センター 基盤技術研究所

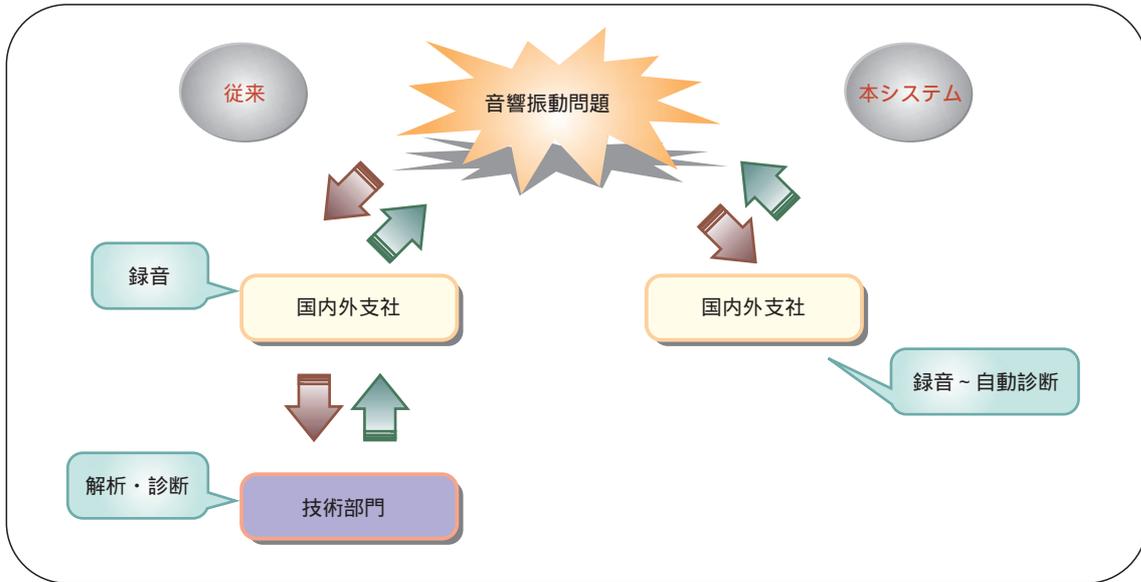


図1 開発コンセプト
Fig. 1 Development concept

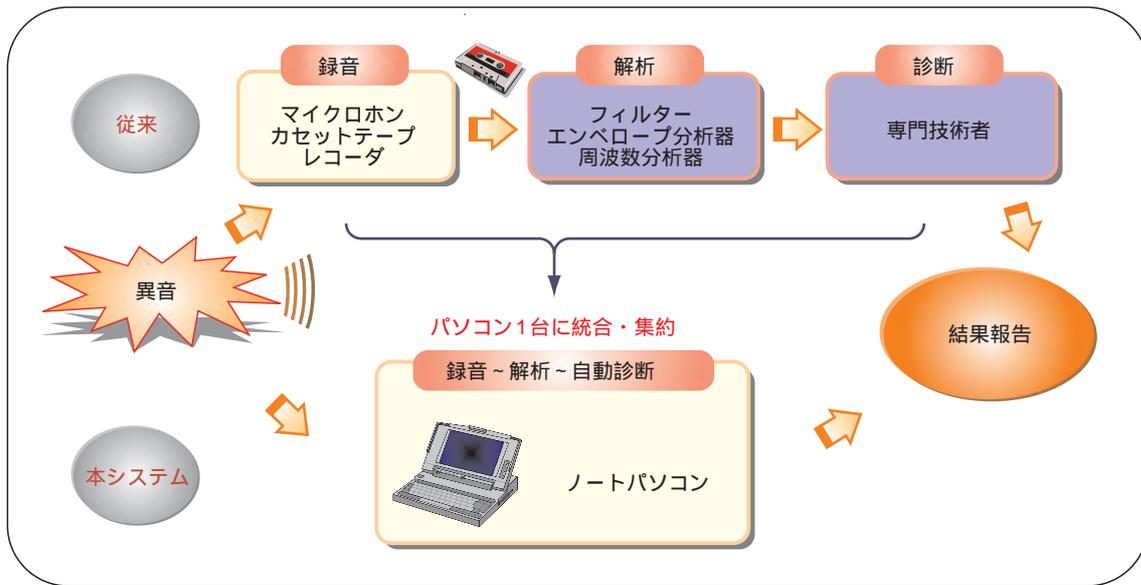


図2 対応方式の比較
Fig. 2 Comparison of analyzing process

としていたものから手軽で柔軟性があるパソコンをベースとしたものへと変わってきている。本システムはこのような業務環境に着目し開発したものである。

図2に従来方式と対比して解析の流れを示す。本システムではパソコンに解析ソフトを組み込むことによって音の録音と再生・解析・自動診断が可能になるため、従来のような専用の解析機器や専門家の判断を要することなく、軸受の音響振動問題に対応することができる。

3. システムの特徴

このシステムでは、ITの活用により音響振動データをパソコンに取り込みサウンドファイルとしてデジタル化することができる。サウンドファイルは、カセットテープに録音した異常音はもちろんのこと、モバイル型パソコンの内蔵マイクロホンを用いれば機械装置から発生する異常音を直接収録でき、ファイル名をつけて保存できる。このため、解析ソフトを組み込んだ

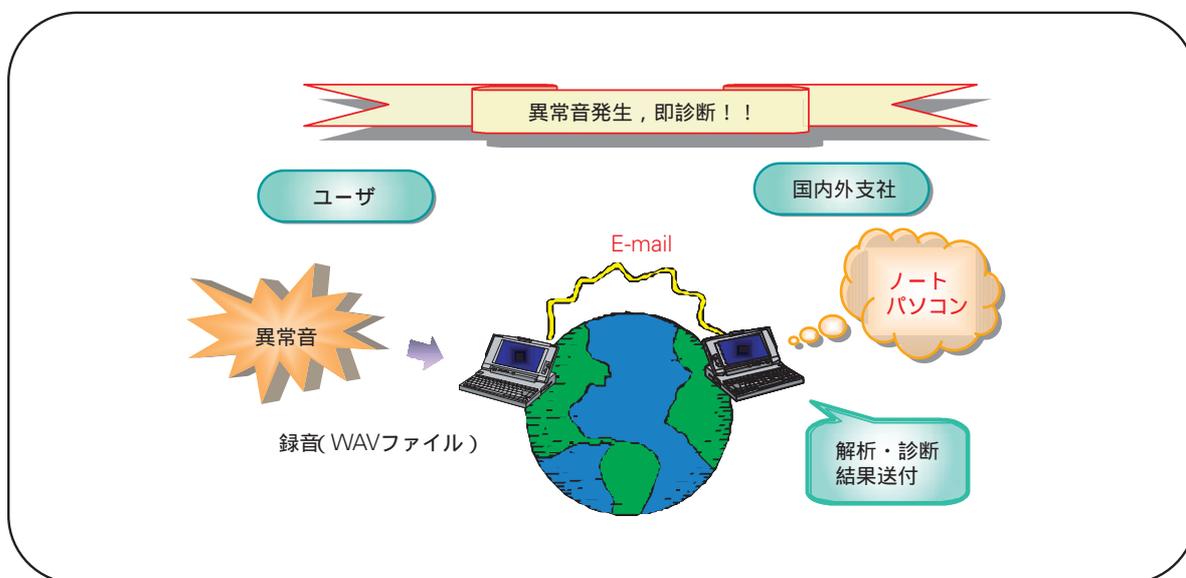


図3 対応の流れ
Fig. 3 Flow of new system

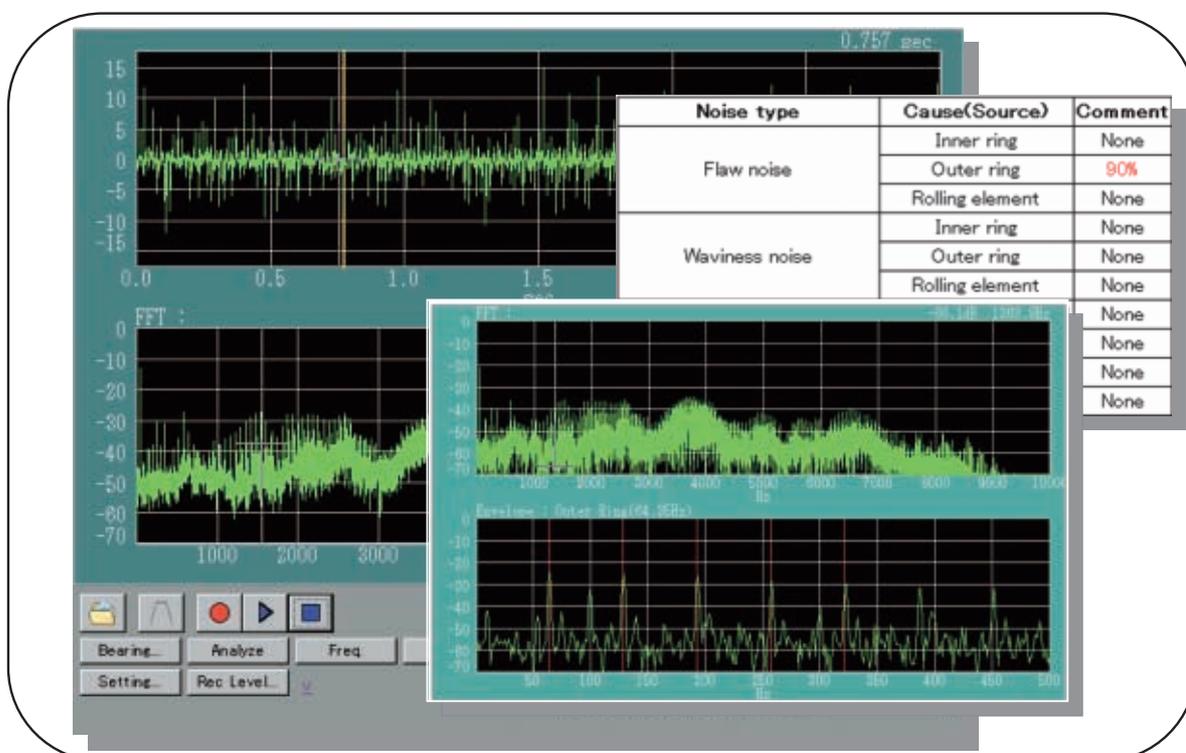


図4 解析・診断結果の表示例
Fig. 4 An example of analysis and automatic diagnosis screen

モバイル型パソコンを現場に持って行けば、その場で異常音の録音や解析と診断が可能になる。また、デジタル化されたサウンドファイルは、図3に示すように電子メールに添付しインターネットを介して送受信することが可能になるため、受信側はその添付ファイルを開封すればパソコン上で即座に音を聞くことができる。

したがって、例えば、支社の担当者が現場から技術担当者にサウンドファイルを電子メールで送信し技術支援を求めたり、逆に現場で情報を受信することもできる。さらに、顧客が支社の担当者にサウンドファイルを送信すれば、受信したファイルを解析用のパソコンに取り込んで解析と診断を行い、異常音の原因が軸受に起因したものであるかどうかなどの診断結果や対策など

のコメントも電子メールで速やかに報告することも可能である。

このように本システムでは、さまざまな状況に対しても迅速な対応が可能になり、特に遠隔地での音響振動問題への対応時間が従来に比べ大幅に短縮することができる。

4. 診断機能

このシステムでは、例えば電子メールに添付されたサウンドファイルを解析用のパソコンに取り込めば、解析と自動診断を実施する。パソコンに取り込んだサウンドファイルは周波数分析され、軸受の呼び番号や運転条件などを入力すると、NSK独自の軸受の異常診断技術に基づいた自動診断を行う。診断結果として、異常音の原因が転がり軸受に起因したものであるか、あるいは軸受異常がある場合には、損傷部品の特定とその原因などが表示される。図4に、診断結果の表示例を示す。また、本システムの周波数分析は専用の分析器と同等の機能を有しているため、異常が軸受に起

因していない場合でも発生周波数をとらえることができ、その要因の推定に役立てることも可能である。

このシステムでは、以下の軸受異常を診断できる。

- (1) 軸受部品（内輪・外輪・転動体）の損傷の有無と部位の特定。
- (2) 保持器音、転動体落ち音、シール音などの診断。

5. あとがき

ITを駆使し軸受に関連した異常音の解析対応時間を飛躍的に短縮させた異常音解析システム“ACOUS NAVITM”を開発し、当社国内外の支社と各技術部門への導入が完了した。これによって、世界中の顧客に対して遠隔地からでも軸受の音響振動問題へ迅速に対応できるグローバルサポート体制が、新たに構築できた。

今後は、本システムによる軸受の異音解析事例を増やし、より信頼性の高い診断システムへの向上を図り、顧客への技術支援の強化と、軸受を使用した各種機械装置で発生した音響振動問題の解決に貢献したい。

商 品

紹 介

スペースTMシリーズ・真空用軸受YSタイプ

SPACEATM Series・YS Bearings for Vacuum Environments

NSKは長年に渡りX線管用，真空機器などの用途向けに，真空用軸受を手がけてきた．NSKでは，半導体，液晶パネル，ハードディスクなどのIT関連部品での真空製造工程をかんがみ，固体潤滑としては比較的高負荷を受けられる真空用軸受YSタイプをスペースTMシリーズとして商品化した．

を二硫化モリブデン系固体潤滑により解決したものである．二硫化モリブデン系固体潤滑剤は，各種固体潤滑剤の中でも比較的大きな負荷（P/Cr 5%程度まで）が受けられるというのが特長である．真空用軸受YSタイプには，自己潤滑保持器仕様，スペース型高温仕様，耐食仕様がある．

1. 軸受仕様と特徴

従来，真空環境では，真空用グリス封入軸受，ステンレス軸受脱脂洗浄品，銀被膜軸受などが使用されてきた．真空用グリス封入軸受は，耐久性の点ではある程度満足されているが，油分による製品汚染の心配がある．また，脱脂洗浄したステンレス軸受や銀被膜軸受はオイルフリーとしては適合しているが，耐久性の点で問題があった．

真空用軸受YSタイプは，従来真空用軸受の問題点

(1) 自己潤滑保持器仕様

真空用軸受YSタイプ・自己潤滑保持器仕様の構造を図1に示す．保持器はアウトガスと耐熱性（max 200℃）を考慮した樹脂と二硫化モリブデンの複合材で作られており，長期にわたり固体潤滑剤が安定供給されるよう工夫されている．また，玉表面には二硫化モリブデン被膜が施されており，初期潤滑性を向上させている．保持器以外は，ステンレス鋼が用いられ，装置組立て時やメンテナンス時の防錆性が考慮されている．

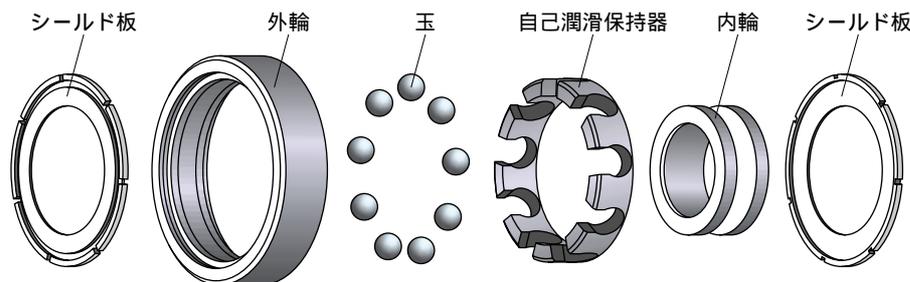


図1 真空用軸受YSタイプ・自己潤滑保持器仕様の構造
Fig. 1 Structure of self-lubricating cage type, YS bearing for vacuum environments

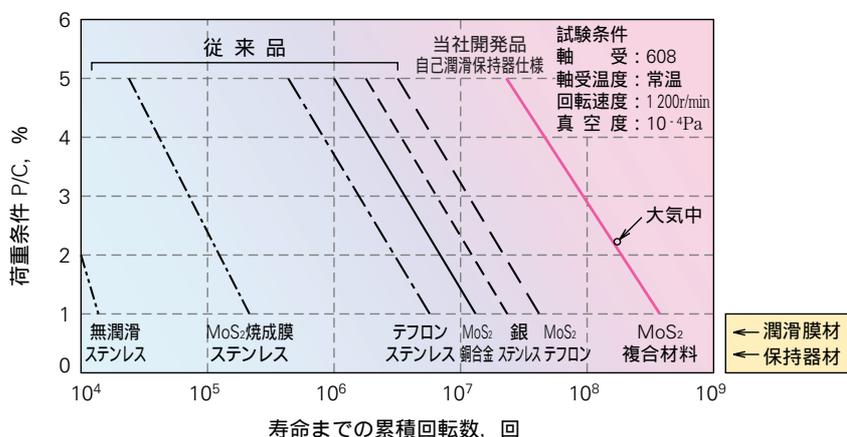


図2 真空用軸受YSタイプ・自己潤滑保持器仕様と従来固体潤滑軸受の寿命比較
Fig. 2 Comparison with self-lubricating cage type, YS bearing for vacuum environments and conventional solid-lubricated bearings

図2は、各種真空用軸受との耐久性を比較した結果である。真空用軸受YSタイプ・自己潤滑保持器仕様は、従来品よりも10倍以上の耐久性を有することを示している。また、大気中でも真空中と同様の耐久性があり、オイルフリーの用途に適用できる。

(2) スペース型高温仕様

真空用軸受YSタイプ・スペース型高温仕様の構造を図3に示す。スペースには合金系自己潤滑材料(耐熱金属と二硫化モリブデンの焼結合金)を用いており、軸受の耐熱温度は350 である。

図4は従来の銀被膜軸受との耐久性を比較した結果である。真空用軸受YSタイプ・スペース型高温仕様は、10倍以上の耐久性を有することを示している。

(3) 耐食仕様

真空中でもハロゲン系ガスが導入される工程を考慮した軸受として、耐食仕様がある。この仕様は、自己潤滑保持器仕様をベースにして、外輪・内輪にニッケル系耐食被膜を施したものである。腐食環境条件によっては、玉にセラミックスを用いている。

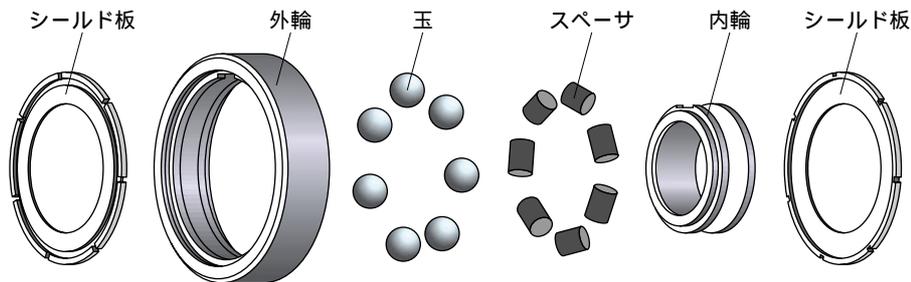


図3 スペース型高温仕様の構造
Fig. 3 Structure of spacer joint type, YS bearing for vacuum environments

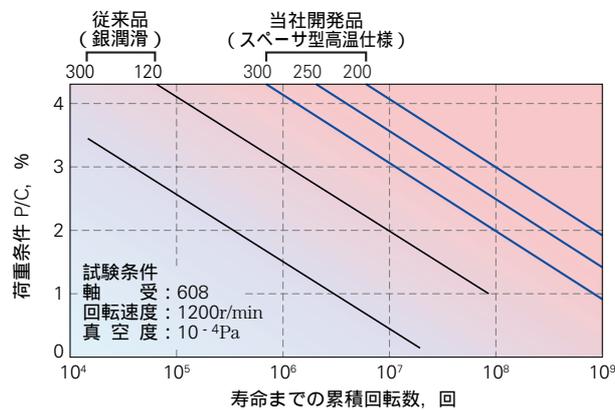


図4 真空用軸受YSタイプ・スペース型高温仕様と従来銀被膜軸受の寿命比較

Fig. 4 Comparison with spacer joint type, YS bearing for vacuum environments and conventional silver coated bearings

2. 用途例

真空用軸受YSタイプの温度と雰囲気圧力での適用範囲を、半導体製造装置の各工程を例にして図5にまとめた。自己潤滑保持器仕様は、真空中でもそれほど加熱されない搬送ロボット等にも使われている。より高温になる蒸着やCVD工程ではスペース型高温仕様が適している。腐食ガスを使うエッチング工程では、耐食仕様が有効である。

また、真空用軸受YSタイプは二硫化モリブデン系固体潤滑方式を採用しているため、今後さらに大型化する液晶パネル基板の真空搬送工程用として非常に有効である。

3. あとがき

IT関連部品の急速な技術革新によって、その製造工程における真空用軸受YSタイプ・スペース™シリーズの使用機会がますます広がるものと期待される。

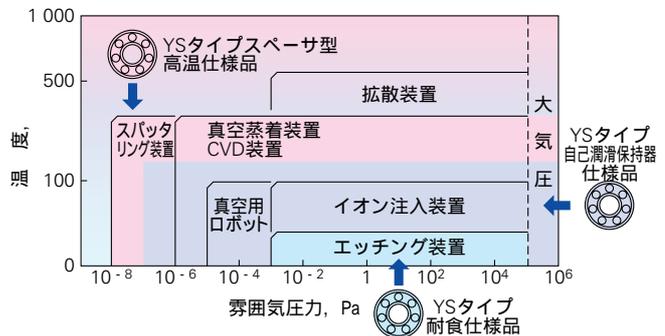


図5 真空用軸受YSタイプの半導体製造装置における適用範囲
Fig. 5 Application range of YS vacuum bearings in semiconductor manufacturing process

商 品

紹 介

新型転がり案内「トランスライド™」

New Type of Rolling Element Linear Motion Bearing “ Translide™ ”

NSKリニアガイド® は、工作機械、各種ロボット、搬送装置、半導体製造装置などの案内要素として、幅広く活用されている。

近年、各種機械設備の高速化、メンテナンスフリー化、省エネルギー化、耐久性向上などのために、従来滑り案内やカムフォロアなどが使用されていた搬送部への転がり案内の採用がいっそう進んでいる。そのような搬送用途においては、精度や剛性よりもコストパフォーマンスが強く求められている。また異物環境下などの苛酷な使用環境であることが多い。

NSKではこれらの要求に答えて、搬送用途に必要な機能に特化した新型転がり案内「トランスライド™」を商品化したので、その概要を紹介する。

1. 特 長

トランスライドの外観形状・寸法や基本的な機能はリニアガイドと同様であるが、標準のNSKリニアガイド®に比べて下記の特長を有する。

(1) 低価格

レールの新加工法と、新設計による外部鋼球循環式のスライダ仕様によって、大幅なコストダウンを実現している。

(2) 長寿命

ボール径を最大限大きくした高負荷容量設計によって、長寿命を実現している。

(3) 異物環境にも強い

スライダまわりに高防塵シールを標準装備することで、搬送用途環境（異物環境下）での高防塵性能を実現している。

更に高度な防塵仕様として、レール上面からの取付け穴の代わりに、レール下面からの取付けタップ仕様（表1のレール形状：タイプ 参照）も準備している。

(4) メンテナンスフリー

潤滑ユニット「NSK K1®」を標準装備し、長期メンテナンスフリーを実現している。



写真1 「トランスライド™」の外観
Photo 1 Appearance of “ Translide™ ”

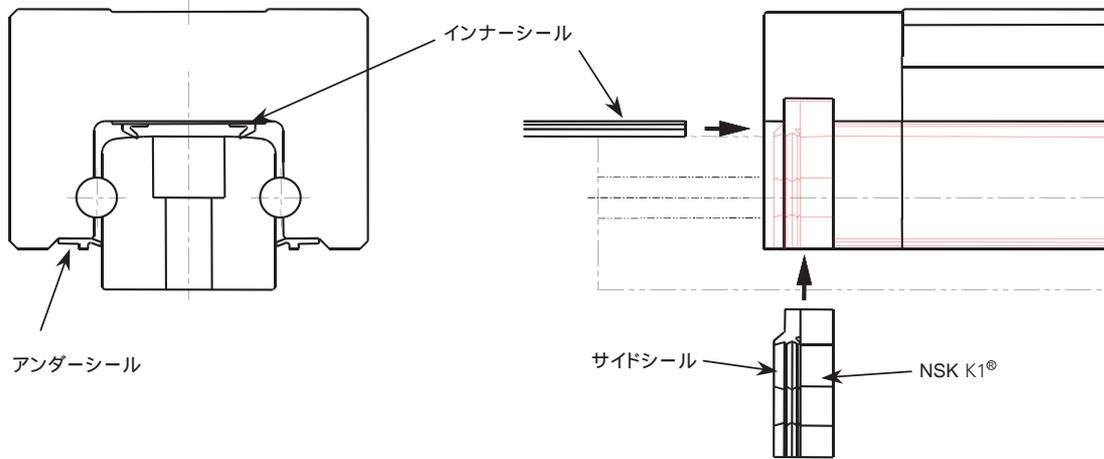


図1 「トランスライド™」の内部構造
Fig. 1 Construction of "Translide™"

(5) 即納

レールとスライダのランダムマッチングが可能な互換性品をシリズ化しており、短納期対応が可能である。

2. 構造

トランスライドの外観を写真1に、高防塵シール及び潤滑ユニット「NSK K1®」の装着構造を図1に示す。シンプルな構造とし、防塵性・メンテナンスフリー化のために各種の小部品を標準装着している。

3. 精度、すきま及び耐久性

精度等級は搬送用途に特化した並級を採用している。

走り平行度：100 μm以下

ラジアル方向すきま量：60 μm以下

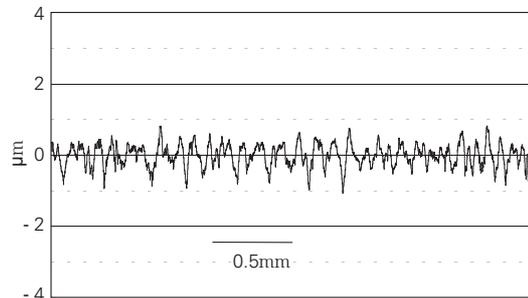
図2に、トランスライド TS35 を試料として行った耐久試験前後でのレールのボール転走面粗さの比較を示す。スライダに外部から重荷重を付加し、走行途中で潤滑剤を給脂することなく、初期に封入したグリンスのみで計算寿命を連続走行させた。新加工法を採用したレールのボール転走面は、転がり直動案内として十分な耐久性を有しており、計算寿命走行後もボール転走面粗さの変化は認められていない。

4. 種類

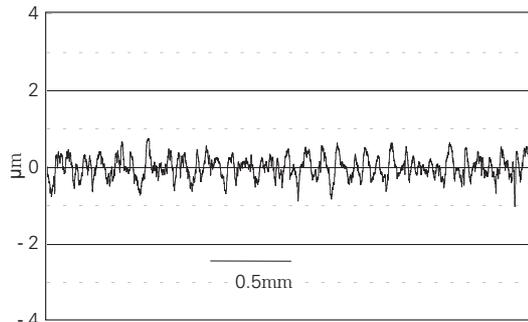
本シリズの種類と主要寸法を表1に示す。なお、本シリズはNSKリニアガイド® LHシリズと取付け寸法が互換になっている。

5. 用途

各種搬送装置の案内要素として最適であり、用途例



(a) 試験前



(a) 試験後

図2 耐久試験前後のボール転走面あらしの比較

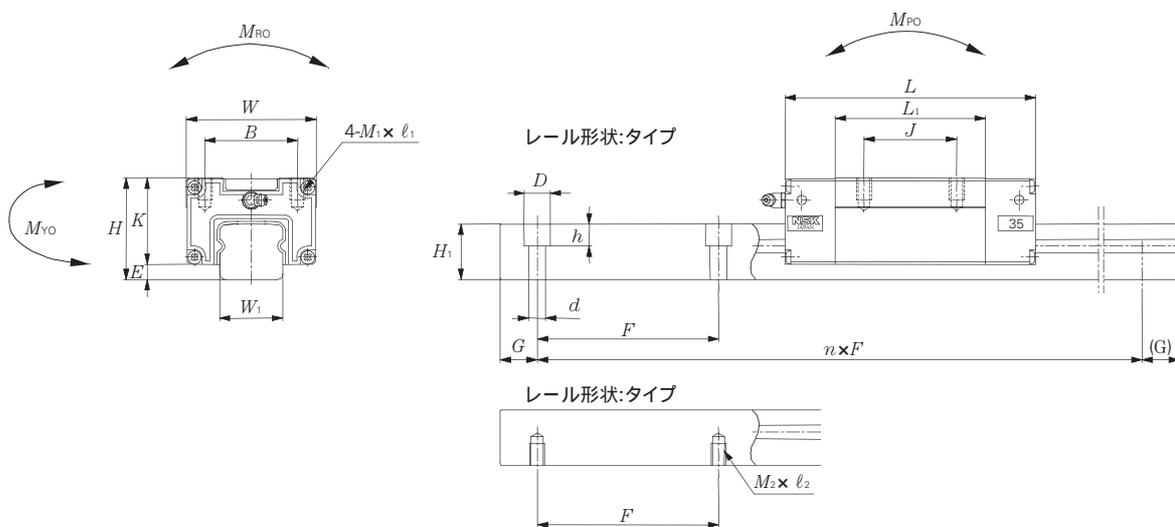
Fig. 2 Comparison of surface roughness before and after the test

としては自動車製造設備、工作機械(ロダアンロダ部)、タイヤ成形機、木工機などがあげられる。

6. むすび

NSKでは、市場のニーズに対応して搬送用途専用の低価格直動案内「トランスライド™」を商品化した。今後さらに、本シリーズの拡充を進めていきたいと考える。

表1 寸法表
Table 1 Dimensions



寸法表

寸法単位：mm

型 式	組立品寸法		スライダ寸法							基本定格荷重				
	高さ H	E	幅 W	長さ L	取付タップ穴			L ₁	K	動定格 C(N)	静定格 C ₀ (N)	静モーメント(N・m)		
					B	J	M ₁ × ピッチ × l ₁					M _{RO}	M _{PO}	M _{YO}
TS15AN	28	3	34	72.2	26	26	M4 × 0.7 × 6	39	25	7 350	8 760	68	47	51
TS20AN	30	3	44	87	32	36	M5 × 0.8 × 8	50	27	11 700	14 200	146	102	109
TS25AN	40	4	48	100	35	35	M6 × 1 × 9	58	36	16 700	20 000	246	168	168
TS30AN	45	6.5	60	115	40	40	M8 × 1.25 × 10	70	38.5	23 900	29 000	435	304	304
TS35AN	55	8	70	135.8	50	50	M8 × 1.25 × 12	81.8	47	35 900	40 900	748	489	489

型 式	レール寸法						
	レール幅 W ₁	レール高さ H ₁	ピッチ F	タイプ d × D × h	タイプ M ₂ × ピッチ × l ₂	G (推奨)	最大長さ
	TS15AN	15	14	120	4.5 × 7.5 × 5.3	M4 × 0.7 × 6	
TS20AN	20	15	120	6 × 9.5 × 8.5	M5 × 0.8 × 8	20	4 000
TS25AN	23	20	120	7 × 11 × 9	M6 × 1 × 9	20	4 000
TS30AN	28	25	160	9 × 14 × 12	M8 × 1.25 × 12	20	4 040
TS35AN	34	30	160	9 × 14 × 12	M8 × 1.25 × 12	20	4 040

商 品

紹 介

大リード精密転造ボールねじ

High Lead Precision Rolled Ball Screws

近年、木工機や搬送機市場などにおいて、低価格な予圧仕様のボールねじ、すなわち精密搬送用（JIS精度等級Ct5，Ct7級）ボールねじのニーズが高まってきた。NSKではこの市場に対応するため、要求機能を調査して開発を進め、新シリーズである「大リード精密転造ボールねじ」（写真1）を商品化したので、その概要を紹介する。

1. 特 長

(1) 低価格で高性能

軸、ナットともに最新の加工技術を投入し、更に標準化を進めることにより、従来のボールねじに比べ作動性や送り速度を向上させながら低価格を実現している。

(2) 高速送り

新方式の循環構造を採用することによって、最大150m/minの高速送りを可能にしている。

(3) ロングストローク

最新の加工技術、設備により、最大ねじ長 6 500 mmを実現している。

(4) 省スペース

標準的なチューブ循環式ナットに比べて、ナット外径で平均25%のサイズダウンを実現している。

(5) メンテナンスフリー

1996年に発売を開始して以来多くの実績を持つ潤滑ユニット「NSK K1[®]」を標準装備しており、1万km又は5年間のメンテナンスフリーが可能である。

(6) 異物環境対応

木工機、搬送機等の異物環境下での使用を前提に、高防塵性、低摺動抵抗及び耐摩耗性を持たせた新開発接触シール（写真2）を採用しており、防塵性の向上と共に、高速送りにおける発熱を抑制している。



写真1 大リード精密転造ボールねじ

Photo 1 High Lead Precision Rolled Ball Screw



写真2 接触シールの取付け状態
Photo 2 Contact Seal

2. 仕様

(1) 精度とスキマ

- JIS精度等級 Ct5, Ct7級に対応
- 軸方向スキマゼロ (予圧仕様)

(2) 軸

- 最大ねじ長さ 6 500mm
- 標準軸端形状を豊富にラインアップ

(3) ナット

- 低慣性モーメント/バランス設計でナット回転仕

様にも好適

(4) シール

- 新開発接触シールを採用

(5) 潤滑

- グリースの仕様は2種類を用意
標準仕様：NSKグリースAV2
クリーン仕様：低発塵のNSKクリーングリースLG2

(6) 許容回転数

- 送り速度150m/min 又は 5 000rpm
- 軸の固有振動数による危険速度については、当社カタログ「精機製品」を参照

3. シリーズの内容

本シリーズのナット概観図，種類と寸法表を表1に示す。

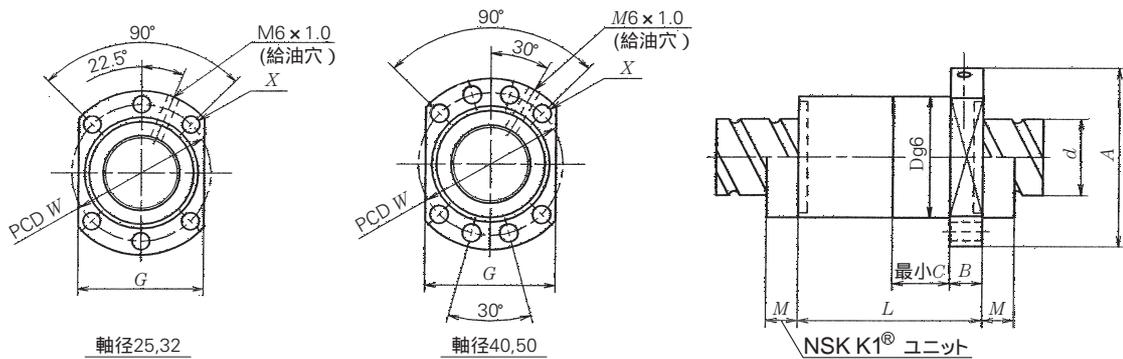
4. 用途

- 木工機，搬送装置，フィーダー，ロボット等

5. あとがき

木工機等の市場ニーズに答えるために，本シリーズを開発し商品化した。今後も新たな市場ニーズに対応した商品開発をすすめていきたい。

表1 寸法表
Table 1 Principal dimensions



寸法単位：mm

型式	軸径 <i>d</i>	リード <i>ℓ</i>	有効 巻数	基本定格荷重(N)		ナット寸法								最大ねじ長さ	
				動定格Ca	静定格Coa	<i>D</i>	<i>A</i>	<i>G</i>	<i>B</i>	<i>L</i>	<i>C</i>	<i>W</i>	<i>X</i>		<i>M</i>
LPR2525	25	25	1.7×2	11 000	27 500	40	62	48	14	63	30	51	6.5	21	3 200
LPR3232	32	32	1.7×2	16 300	43 900	50	80	62	14	79	40	65	9	21	4 000
LPR4040	40	40	1.7×2	29 000	76 200	63	93	70	16	94	45	78	9	21	6 500
LPR5050	50	50	1.7×2	32 200	96 200	75	110	85	18	115	45	93	11	21	6 500

商 品

紹 介 モノキャリア®の高剛性タイプ

High-Rigidity Type Monocarrier®

ボールねじとリニアガイドを一体化したコンパクトなアクチュエータであるモノキャリア®は、コンパクトであることに加え、組みつけやすいこと、メンテナンスフリーであることなどのさまざまな特徴を持ち、その使いやすさからFA分野において広く使用されてきた。

このたびモノキャリアの新商品として、従来タイプ

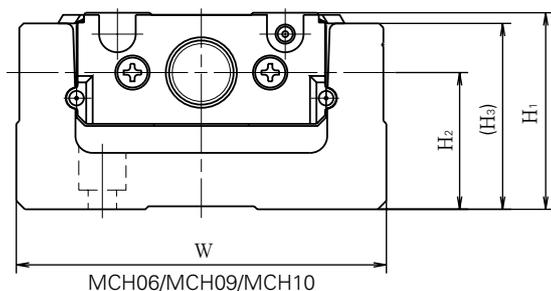
よりさらにレールのはり剛性が高いMCHタイプ（写真1）と、MCH06よりレール高さを低くして軽量化したMCL06を商品化したので紹介する。

1. MCH/MCLタイプの概要

図1に今回開発したモノキャリアの断面形状を示す。今回新たに追加したのは高剛性タイプ MCH06



写真1 モノキャリア®MCHタイプ
Photo 1 Monocarrier® MCH type.



呼び番号	W	H ₁	H ₂	H ₃
MCH06	60	33	23	30.7
MCH09	86	46	32	43.5
MCH10	100	55	32	52.5

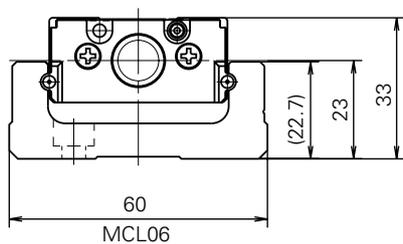


図1 MCH / MCLタイプの断面形状
Fig. 1 Cross section of MCH / MCL type

表1 ボールねじのリードとストロークの組合せ
Table 1 Combination of stroke and ball screw lead.

タイプ	リード (mm)	ストローク(mm)													
		50	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1200	1400	1600
MCH06 MCL06	5	[Green bar from 50 to 500]													
	10	[Green bar from 50 to 500]													
	20	[Blue bar from 50 to 500]													
MCH09	5	[Green bar from 200 to 800]													
	10	[Green bar from 200 to 800]													
	20	[Blue bar from 200 to 800]													
MCH10	10	[Green bar from 400 to 1800]													
	20	[Blue bar from 400 to 1800]													

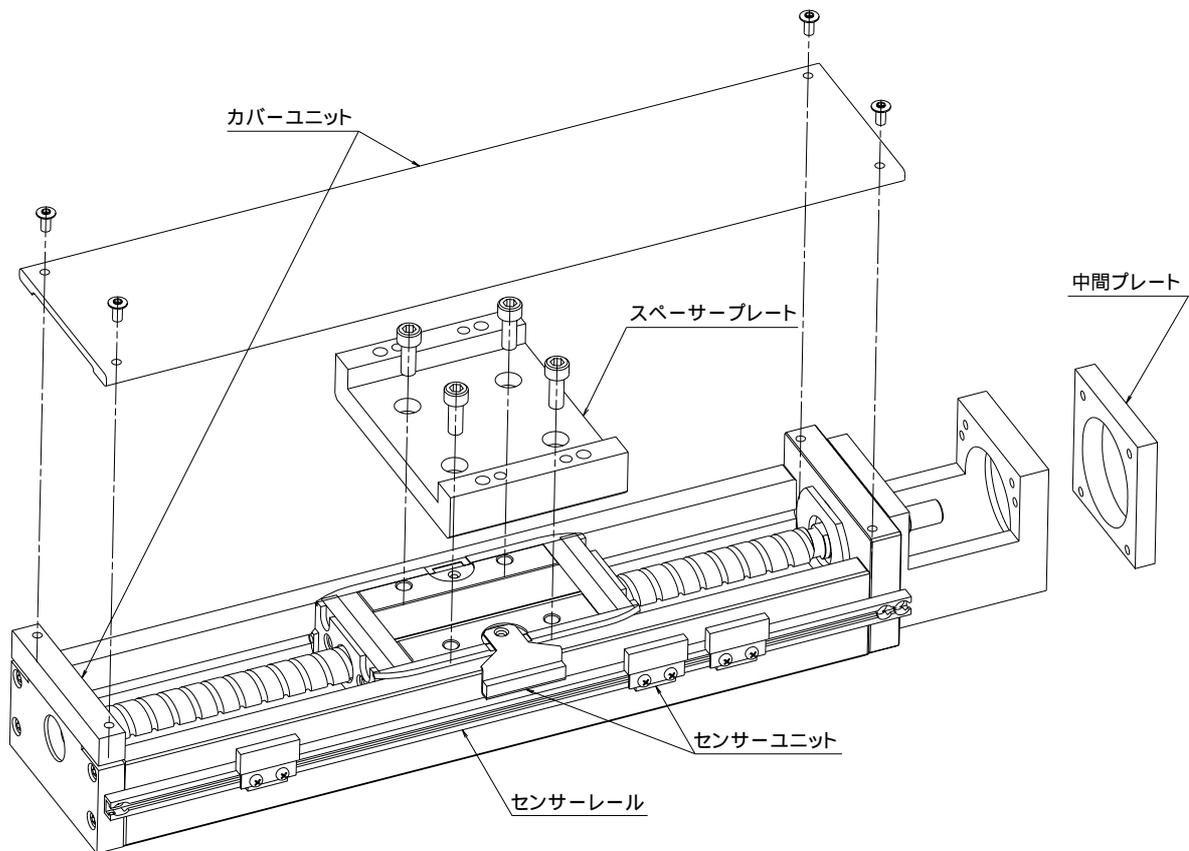


図2 オプション部品
Fig. 2 Optional components

(レール幅60mm), MCH09 (レール幅86mm) 及び MCH10 (レール幅100mm) の3種類と, MCH06に対してレールを軽量化したMCL06の計4種類である。

2. 特 徴

(1) 高いレールのはり剛性

このモノキャリアは, レールのはりとしての剛性を極限まで高めた設計となっている。その結果, 従来のタイプ (MCMタイプ) と比較して, レールのはり剛性がおよそ3~8倍となっている。はり剛性が高いため, レールそのものを構造部材の一部として使用する

用途に適する反面, 質量が大きくなっている。質量の増大は, 末端軸に使用する場合など, 軽量化が必要な場合には欠点となり得る。これをカバーするために, MCH06に対してレールの高さを低くしたMCL06を準備している。表1にボールねじのリードとストロークの組合せを示す。

(2) 長期メンテナンスフリー

従来のMCMタイプに引き続き, MCH / MCLタイプにはすべて潤滑ユニットNSK K1[®] を標準装備したため, 長期メンテナンスフリーが可能である。

NSK K1[®] を装着するとその厚さの分だけストロ

ークが短くなってしまいが、長いストロークを必要とする場合にはこれを外したのもも製作可能である。詳細はNSKに問合せ願いたい。

(3) 豊富なオプション部品

ユーザーの幅広いニーズに応えるため、カバーユニット（スペーサープレートを含む）、センサーユニット、センサーレール、各種モーター用中間プレートをオプションとして準備している（図2参照）。

3. 主な用途及び従来タイプとの使い分けについて

モノキャリアは、自動車、半導体、液晶、食品等の製造装置、医療機器など、自動化を進める上であらゆる場所に使用することができる。MCHタイプはコンパクトな構成で部材としての剛性を上げたい用途、MCMタイプは軽量化が必要な機器への使用に適している。今回のシリーズ増強により、さらにユーザーの選択範囲が広がったと考えている。

商 品

紹 介

高速回転DDモータ

High Speed Direct Drive Rotational Motor

NSKでは、1984年より減速機を使用せず、直接負荷を駆動するダイレクト・ドライブモータ（メガトルクモータ）の製造・販売をしてきた。位置決め/搬送の駆動源として、高い回転精度、コンパクト性、メンテナンスフリー化が評価され、さまざまな産業分野で採用されている。

近年では、メガトルクモータの応用範囲が広がるにつれて、「低速・高分解能」「高速・高トルク」の2種類の特性を求められることが多くなってきた。

このニーズに応じるため「高速回転DDモータ」の開発を行ったので、仕様・特長を紹介する。

1. 仕 様

モータの外観を写真1、外形図を図1、仕様表を表1そしてトルク-回転速度特性を図2に示す。

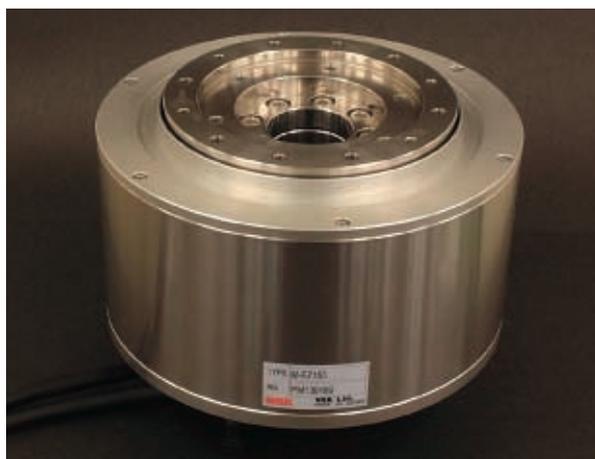


写真1 高速回転DDモータ

Photo 1 High Speed Direct Drive Rotational Motor

2. 特 長

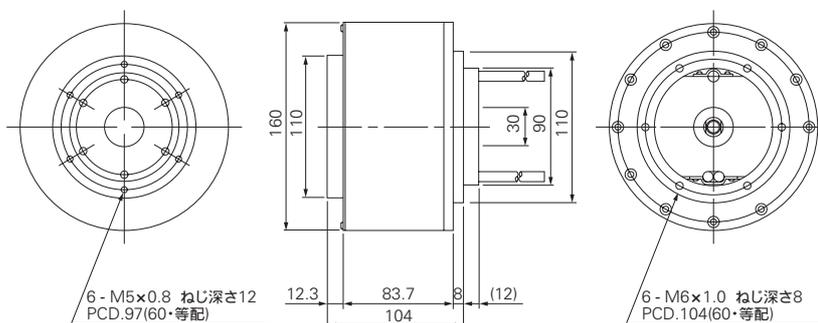
(1) 分解能切り替え機能付き

位置検出器は、電氣的に分解能を変えることが可能である。回転速度に応じた分解能を設定することで、「低速・高分解能モータ」と「高速回転モータ」の異なった仕様が1つのモータで実現している。

表1 高速回転DDモータ仕様

Table 1 Specifications of the High Speed Direct Drive Rotational Motor

項 目	仕 様
モータ形式	PM型（永久磁石型モータ）
位置検出器方式	レゾルバ
最大出力トルク	6.0 N・m
最高回転速度(分解能による)	45 min ⁻¹ / 850 min ⁻¹
回転位置検出器分解能	491 620 / 30 720 [パルス/回転]
絶対精度位置決め精度	150 s
繰り返し位置決め精度	±5 s
許容アキシャル荷重	6 170 N
許容モーメント荷重	49 Nm
アキシャル剛性	1.5 × 10 ⁻⁵ mm / N
モーメント剛性	1.5 × 10 ⁻⁵ rad / N・m
モータ質量	12 kg
軸振れ精度	2 μm以下
ドライブユニット供給電源	AC200V 50 / 60 Hz
制御方式	パルス列位置指令入力
環境条件	動作温度0～40，湿度20～80% 屋内使用，塵埃・結露・腐食性ガスなきこと

図1 モータ外形
Fig. 1

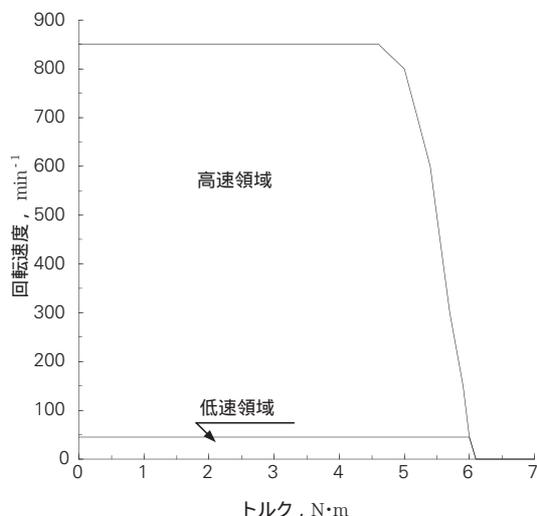


図2 トルク・回転速度特性
Fig. 2 Torque-Speed characteristics

表2 分解能と対応回転速度範囲
Table 2 Relationship between resolution acceptable speed range

回転速度領域	分解能	回転速度範囲
低速領域	491 620 [パルス/回転]	0.2 ~ 40 min ⁻¹
高速領域	30 720 [パルス/回転]	10 ~ 800 min ⁻¹

表2に、分解能と対応回転速度を示す。

(2)トルク特性

高速回転DDモータは、磁石から発生する磁束に対して、電流により発生する磁束を鎖交させることでトルクを発生させ、高速領域までフラットなトルク特性をもっているのが特長である。

(3)中空構造

配管・配線などに利用しやすいように、比較的大きな中空構造（30mm）を確保し、装置の配線・配管処理を簡素化することにも大きく貢献している。

(4)軸振れ

モータの出力軸の振れ精度を2μm以下とし、スピンドルに近い軸振れ精度を実現している。

(5)回転速度変動

回転速度変動については、モータに負荷を加え一定速度にて駆動させた場合でも、±2%程度の変動分と非常に小さな値である。（測定条件：2Nm 負荷、回転速度 200min⁻¹）

3. 用途

特に、高速回転（800min⁻¹程度）が必要で、停止時の位置決め精度が要求される各種装置に採用される。

- ・FA用組立装置、搬送装置
- ・液晶、半導体製造装置
- ・各種検査装置など

4. むすびに

用途の拡大に伴い、高速に回転するモータの開発・製品化を行った。

今後も、低価格・使い易さ・コンパクト性を生かして、いままで採用されなかった分野への展開をめざすとともに、さらなる性能・機能・使い易さの向上のための技術開発を積極的に行い、新しい用途における期待に積極的に応えていきたい。

商品

紹介

YBS型メガトルクモータ

YBS series Megatorque Motor

日本精工では、低価格なダイレクトドライブモータとしてYSシリーズを販売してきた。

近年、応用範囲の拡大に伴い高機能でありながら更に低価格のニーズに応えるべくYBSシリーズを開発したのでここに紹介する。

1. 外観・仕様

モータ本体の外観を写真1に仕様を表1に示す。

従来販売してきたYSシリーズの仕様をそのままに高さ、取付け寸法の互換を持たせた。

また、専用のドライブユニットとしてESB型も開発した。

2. 特長

(1)ダイレクトドライブ

減速機を使用しないで負荷をモータに直結して駆動ができるために、バックラッシュがない高精度の位置決めが可能になる。

(2)高精度

モータ内部に位置検出器（レゾルバ）を内蔵しており、1回転で819,200パルスという高分解能を実現している。このため繰返し位置決め精度も ± 1.6 秒と向上している。



写真1 YBS型メガトルクモータ

Photo 1 YBS series megatorque motor

表1 モータの仕様

Table 1 Motor specifications

性能項目		モータ呼び番号	
		M-YBS2020KN001	M-YBS3040KN001
最大出力トルク	(N・m)	20	40
最大電流	(A)	6	6
最高回転数	(s ⁻¹)	3	3
回転位置検出器分解能	(パルス/回転)	819 200	819 200
絶対位置決め精度	(s)	150	150
繰返し位置決め精度	(s)	± 1.6	± 1.6
許容アキシャル荷重	(N)	3 700	4 500
許容モーメント荷重	(N・m)	60	80
質量	(kg)	10	16
環境条件		動作温度0～40℃，湿度20～80%，屋内使用 塵埃・結露・腐食性ガス等なきこと。IP30相当	

(3) 高信頼性

モータ内部に高剛性の軸受（クロスローラベアリング）を内蔵しており、高信頼性と長期メンテナンスフリーを実現している。

(4) 高機能ドライブユニット

専用のESB型ドライブユニットの採用によりモーションコントロールに必要な機能を備えている。

- ・ アナログ指令，パルス指令，RS232C指令などの各種制御ユニットとの接続が簡単に行える。
- ・ カム曲線が内蔵されているため高価なコントローラ無しに滑らかな回転が実現できる。
- ・ フィールドバス対応（オプション）によって各種ネットワーク化への対応も可能となっている。

（CC-LINK，PROFIBUS，DeviceNet）

(5) 互換アブソリュートセンサ標準装備

1回転内でのアブソリュートセンサを標準で内蔵したため、電源投入直後の原点復帰動作が不要となった。しかも、互換性を実現したため、あらかじめ在庫しておき、必要に応じモータ，ドライブユニット及びケーブルを自由に組み合わせて使用することが可能となった。

互換性とは同じ型式のモータ，ドライブユニット

及び専用ケーブル（1～30m）の組み合わせが自由になる仕様のことである。

(6) 海外安全規格対応

半導体製造装置を始め最近では海外での需要拡大に伴い、各種安全規格へ適応する需要が増えてきている。今回のYSBモータとESB型ドライブユニットとの組み合わせにおいて、米国のUL規格認定、欧州のCEマーキング対応を標準とした。これにより最終装置の規格対応が容易となる。

3. 用途・応用分野

メガトルクモータは、半導体製造装置，液晶基板製造装置，工作機械，ロボット，各種組立及び搬送機械に使用されている。応用例を図1に示す。

4. おわりに

今回商品化したYSBシリーズは、アブソリュートセンサを内蔵させても従来のYSシリーズと取付け寸法を同じとした。更に、位置決め用ピン穴も標準とし、YSBシリーズへの切り替えが容易にできるように配慮した。

YSB4080，5120も順次販売し、YSBシリーズの充実によって、お客様のニーズにお答えしていきたい。

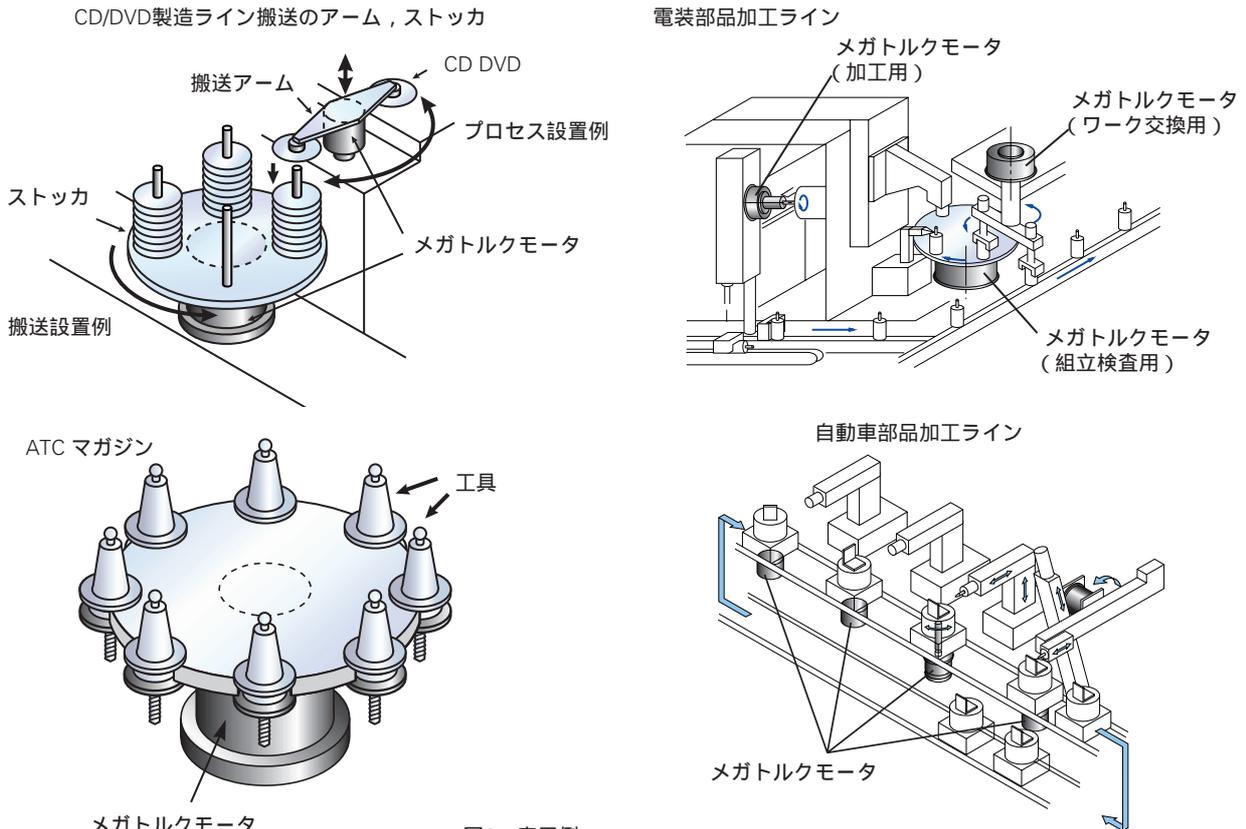


図1 応用例
Fig. 1 Examples of application

東日本カンパニー

アフターマーケット営業部 TEL.03-3779-7251(代) FAX.03-3495-8231
 札幌営業所 TEL.011-231-1400(代) FAX.011-251-2917
 精機部CSオーダーデスク TEL.03-3779-7291(代) FAX.03-3779-7435
 東京精機支社 TEL.03-3779-7289(代) FAX.03-3779-7435
 東京第一支社 TEL.03-3779-7324(代) FAX.03-3779-7437
 東京第二支社 TEL.03-3779-7312(代) FAX.03-3779-7437
 東京第三支社 TEL.03-3779-7327(代) FAX.03-3779-7434
 宇都宮営業所 TEL.028-624-5664(代) FAX.028-624-5674
 西東京支社 TEL.0426-45-7021(代) FAX.0426-45-7022
 甲府営業所 TEL.055-222-0711(代) FAX.055-224-5229
 西関東支社 TEL.046-223-9911(代) FAX.046-223-9910
 日立支社 TEL.0294-28-1501(代) FAX.0294-28-1503
 北関東支社 TEL.0276-48-1575(代) FAX.0276-48-1620
 熊谷営業所 TEL.048-526-7101(代) FAX.048-526-7088
 長岡営業所 TEL.0258-36-6360(代) FAX.0258-36-6390
 長野支社 TEL.0266-58-8800(代) FAX.0266-58-7817
 上田営業所 TEL.0268-26-6811(代) FAX.0268-26-6813
 東北支社 TEL.022-261-3735(代) FAX.022-261-3768

東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル) 〒141-8575
 北海道札幌市中央区北二条東11-23 〒060-0032
 東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル) 〒141-8575
 東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル) 〒141-8575
 東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル) 〒141-8575
 東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル) 〒141-8575
 東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル) 〒141-8575
 栃木県宇都宮市今泉3-9-4(NA宇都宮ビル1F) 〒321-0966
 東京都八王子市明神町4-7-14(八王子ONビル8F) 〒192-0046
 山梨県甲府市住吉2-3-23(中沢ビル) 〒400-0851
 新潟県長岡市東坂之上町2-1-1(三井生命長岡ビル) 〒243-0018
 神奈川県立市大みか町4-13-23(ナフコビル3F) 〒319-1221
 群馬県太田市浜町29-5 〒373-0853
 埼玉県熊谷市桜木町1-1-1(秩父鉄道熊谷ビル2F) 〒360-0036
 新潟県長岡市東坂之上町2-1-1(三井生命長岡ビル) 〒940-0066
 長野県諏訪市中洲5336-2(諏訪貿易流通会館轟ビル4F) 〒392-0015
 長野県上田市常磐城4-4-23(YJMビル) 〒386-0027
 宮城県仙台市青葉区一番町1-2-25(仙台NSビル) 〒980-0811

中部カンパニー

精機部CSオーダーデスク TEL.052-571-6322(代) FAX.052-571-6329
 名古屋第一支社 TEL.052-571-6330(代) FAX.052-571-6396
 名古屋第二支社 TEL.052-571-6324(代) FAX.052-561-7589
 名古屋第三支社 TEL.052-582-6707(代) FAX.052-561-7588
 静岡支社 TEL.054-253-7310(代) FAX.054-275-6030
 北陸支社 TEL.076-242-5261(代) FAX.076-242-5264

愛知県名古屋市中村区名駅南4-4-19(名古屋日精ビル) 〒450-0003
 愛知県名古屋市中村区名駅南4-4-19(名古屋日精ビル) 〒450-0003
 愛知県名古屋市中村区名駅南4-4-19(名古屋日精ビル) 〒450-0003
 愛知県名古屋市中村区名駅南4-4-19(名古屋日精ビル) 〒450-0003
 静岡県静岡市伝馬町9-1(河村ビル4F) 〒422-8036
 石川県金沢市八日市1-770 〒921-8064

西日本カンパニー

アフターマーケット営業部CSデスク TEL.06-6945-8158(代) FAX.06-6945-8175
 精機部CSオーダーデスク TEL.06-6945-8159(代) FAX.06-6945-8177
 大阪支社 TEL.06-6945-8154(代) FAX.06-6945-8173
 松山営業所 TEL.089-941-2445(代) FAX.089-941-2538
 高松営業所 TEL.087-866-4141(代) FAX.087-867-4660
 京滋支社 TEL.077-564-7551(代) FAX.077-564-7623
 兵庫支社 TEL.0792-89-1521(代) FAX.0792-89-1675
 中国支社 TEL.082-285-7760(代) FAX.082-283-9491
 福山営業所 TEL.0849-54-6501(代) FAX.0849-54-6502
 九州支社 TEL.092-451-5671(代) FAX.092-474-5060
 熊本営業所 TEL.096-337-2771(代) FAX.096-348-0672

大阪府大阪市中央区北浜東1-26(大阪日精ビル6F) 〒540-0031
 大阪府大阪市中央区北浜東1-26(大阪日精ビル6F) 〒540-0031
 大阪府大阪市中央区北浜東1-26(大阪日精ビル7F) 〒540-0031
 愛媛県松山市千舟町4-6-1(フコク生命ビル6F) 〒790-0011
 香川県高松市松縄町843-2 〒760-0079
 滋賀県草津市大路1-8-1(南洋軒ビル5F) 〒525-0032
 兵庫県姫路市南駅前町100番(パナソニック第2ビル8F) 〒670-0962
 広島県広島市南区大州3-7-19 〒732-0802
 広島県福山市曙町5-29-10 〒721-0952
 福岡県福岡市博多区博多駅東2-10-35(JT博多ビル8F) 〒812-0013
 熊本県熊本市武蔵ヶ丘1-6-93(ブラッサヒKARI) 〒862-8001

NSKプレジジョン株式会社

本社 TEL.03-3779-7225(代) FAX.03-3779-7644

東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル) 〒141-8560

日本精工株式会社

本社 TEL.03-3779-7111(代) FAX.03-3779-7431
 海外CS部 TEL.03-3779-7120(代) FAX.03-3779-7433
 アジア事業本部 TEL.03-3779-7121(代) FAX.03-3779-7433
 東日本自動車第二部(大崎) TEL.03-3779-7361(代) FAX.03-3779-7439
 東日本自動車第二部(名古屋) TEL.052-566-4633(代) FAX.052-566-4640
 東日本自動車第一部(厚木) TEL.046-223-8881(代) FAX.046-223-8880
 東日本自動車第一部(富士) TEL.0545-57-1311(代) FAX.0545-57-1310
 東日本自動車第三部(宇都宮) TEL.028-624-4270(代) FAX.028-624-4271
 東日本自動車第二部(太田) TEL.0276-46-6410(代) FAX.0276-46-6444
 中部日本自動車部(豊田) TEL.0565-31-1920(代) FAX.0565-31-3929
 中部日本自動車部(浜松) TEL.053-456-1161(代) FAX.053-453-6150
 西日本自動車部(広島) TEL.082-284-6501(代) FAX.082-284-6533
 西日本自動車部(大阪) TEL.06-6945-8169(代) FAX.06-6945-8179

東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル) 〒141-8560
 東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル) 〒141-8560
 東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル) 〒141-8560
 東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル) 〒141-8560
 愛知県名古屋市中村区名駅南4-4-19(名古屋日精ビル) 〒450-0003
 神奈川県厚木市中町2-6-10(東武太田ビル5F) 〒243-0018
 静岡県富士市永田町1-124-2(安田生命ビル2F) 〒417-0055
 栃木県宇都宮市今泉3-9-4(NA宇都宮ビル3F) 〒321-0966
 群馬県太田市浜町29-5 〒373-0853
 愛知県豊田市下市場町5-10 〒471-0875
 静岡県浜松市田町330-5(遠鉄田町ビル4F) 〒430-0944
 広島県広島市南区大州3-7-19 〒732-0802
 大阪府大阪市中央区北浜東1-26(大阪日精ビル5F) 〒540-0031

お問い合わせは ☎ 0120-502260 コールセンターまたは、もよりの支社・営業所にお申し付けください。

NSK販売店

NSK NOVEMBER 2002 No.674 TECHNICAL JOURNAL

印刷 平成14年11月27日
 発行 平成14年11月30日
 編集人 正田 義雄
 発行人 斎藤 誠造
 印刷所 久下印刷株式会社
 発行所 日本精工株式会社
 広報部 TEL 03-3779-7054
 東京都品川区大崎1-6-3日精ビル

無断転載を禁ずる

このジャーナルの内容については、技術的進歩及び改良に対応するため製品の外観、仕様などは予告なしに変更することがあります。なお、ジャーナルの制作には正確を期するため細心の注意を払いましたが、誤記脱漏による損害については責任を負いかねます。

非売品



日本精工株式会社

