

工作機械用高速円筒ころ軸受の開発

Development of High-Speed Cylindrical Roller Bearings for Machine Tools

森 正継* Masatsugu MORI
古林 卓嗣* Takuji KOBAYASHI



エアオイルで潤滑される工作機械主軸用の円筒ころ軸受の高速回転性をアンギュラ玉軸受と同等の水準まで高めることを目的に、新構造の円筒ころ軸受を開発した。樹脂製保持器の案内面をエアオイルノズルの外径面で案内することにより、高速回転時の案内面の潤滑性を高めた。内輪にはセラミックスを採用して熱膨張と遠心膨張によるラジアル方向の予圧過大を抑え、高速回転を可能にした。その際、セラミック内輪のフープ応力を低減するため、つばを兼ねた側輪によりラジアル方向に圧縮応力を与える構造とした。

内径70 mmの円筒ころ軸受を試験した結果、工作機械主軸用のエアオイル潤滑超高速アンギュラ玉軸受に匹敵する d_{mn} 値325万の運転に成功した。

A newly designed cylindrical roller bearing has been developed in order that the cylindrical roller bearing can operate as fast as high-speed angular contact ball bearings used for machine tool main spindles under the condition of air-oil lubrication. The cage riding structure improves lubrication of the cage guiding surface at high-speed operations by guiding the cage bore on the air-oil nozzle outside surfaces. The inner ring made of ceramics prevents excessive bearing preloading in the radial direction due to thermal and centrifugal expansion to enable high-speed rotation. The ceramic inner ring is radially compressed by ring spacers which also work as ribs so that the hoop stress generated in the inner ring can be reduced. The prototyped bearing with an inner diameter 70 mm successfully operates at a speed of 3.25 million in the d_{mn} value which compares with air-oil-lubricated ultrahigh-speed angular contact ball bearings for machine tool spindles.

1. まえがき

工作機械主軸には加工効率と加工精度の向上のために、一般に高速回転性と剛性とが求められ、それらは主軸を支持する軸受性能に大きく依存する。主軸の転がり軸受の配列には多くの形式が存在し¹⁾、アンギュラ玉軸受と円筒ころ軸受が組み合わされて使用される事が多い。アンギュラ玉軸受は接触角にも依るが、高速回転性に優れラジアル方向にもアキシアル方向にも荷重を支持できる。一方、ラジアル方向に線接触形式で荷重を支持する円筒ころ軸受は剛性に優れるものの、回転トルクが大きく部品精度の面からも高速性ではアンギュラ玉軸受に劣る。転がり軸受の高速回転性の指標である d_{mn} 値（軸受ピッチ径 mm×回転速度

min^{-1} ）で見ると、両軸受には30%程度の差異がある。

高速性能を重視する場合には軸径の大きなフロント側にはアンギュラ玉軸受を4列、軸径の小さなリア側には単列もしくは2列のアンギュラ玉軸受、あるいは単列の円筒ころ軸受を配置するのが一般的である。今後、剛性に優れた定位置予圧方式での高速化が進展すれば、自由側となる小径のリア側には円筒ころ軸受の適用が要求される事例が増えると思われる。さらに、複合加工機でのミリング主軸等では剛性を向上させるために、フロント側にアンギュラ玉軸受に加えて円筒ころ軸受を配置する事例も増加傾向にある。

したがって、高速回転性においてアンギュラ玉軸受に対して大きく劣らない円筒ころ軸受の開発が必要である。これまで高速運転される円筒ころ軸受について

は、数値解析的な研究は比較的多くなされている。例えば、弾性流体潤滑の知見を取り入れた2次元静力学解析により保持器やころの滑りを考察した研究²⁾、熱的な解析も取り入れた静力学解析³⁾、あるいは2次元の動力学的なモデル化と解析例^{4~7)} 等である。一方、実験的に高速円筒ころ軸受のころや保持器の挙動を観察した研究⁸⁾ などもあるが、エアオイル潤滑で内輪の温度を実用的な上限とされる70℃程度以下に抑えながら d_{mn} 値で300万を超えるような超高速運転を達成した例は、知る限り、報告されていない。

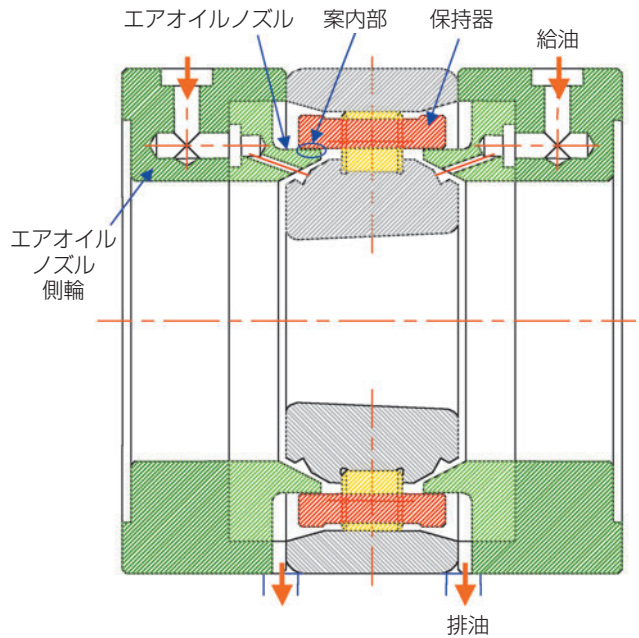
本稿では、エアオイル潤滑された円筒ころ軸受の高速化について試作と実験を行ない、これまで例のない d_{mn} 値325万に到達することができたので報告する。この値は工作機械主軸用のエアオイル潤滑超高速アンギュラ玉軸受⁹⁾ に匹敵する。

2. 高速化のための要素技術検討

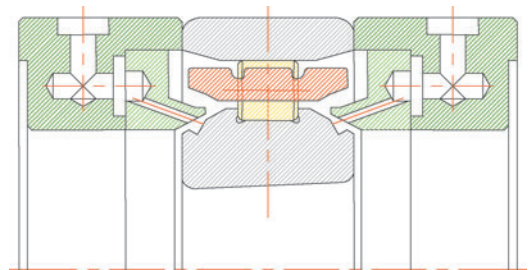
2.1 保持器

現在、高速仕様の保持器材料としては、軽量の樹脂の中でも剛性、耐熱性、耐加水分解性に優れたPEEK（ポリエーテル・エーテルケトン）が使用される事例が増えている。また、保持器案内形式は、高速運転下での保持器運動の安定性の面からころ案内よりも軌道輪案内が望ましく、さらに遠心力による潤滑油挙動の観点からは内輪案内よりも外輪案内が望ましい。しかし、外輪案内ではPEEK製保持器の線膨張係数が鋼製外輪の約2倍であることと遠心力の影響で案内すきまが高速運転時に過小となり、案内面同士が直接接触することが懸念される。外輪案内面を油潤滑の短幅動圧ジャーナル軸受として見た場合、内径50~100mm程度の軸受では、その案内すきまは0.1~0.2mm程度に設定したいが上記の問題もあり、最適すきま設計が困難である。

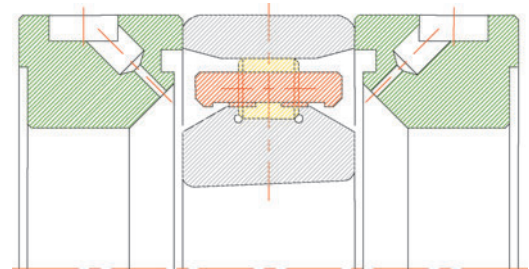
そこで、図1(a)の保持器案内形式を考案した。ベースは図1(b)のエアオイル潤滑に適した高速型の円筒ころ軸受である。ノズルから噴出されたエアオイルが回転内輪斜面に衝突した後、油に作用する遠心力と表面張力により斜面に沿って軸受内部へと導かれ、主に斜面の上端で外径側に飛散して潤滑に供される。この方法であれば、エアオイルを内輪と保持器のすきまを狙って直接噴射する従来型に比べて静音性向上やエアオイル消費量削減に効果がある。図1(a)の構造ではこの長所を受け継ぎながら、エアオイルノズルの外



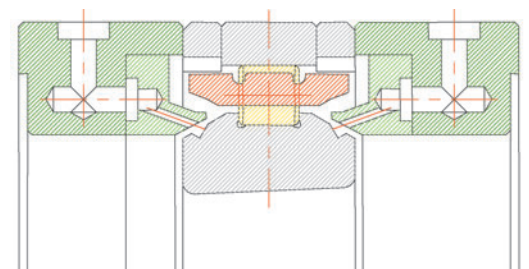
(a) ノズル外径案内
Nozzle outside-surface riding



(b) ころ案内
Roller riding



(c) 内径案内
Inner ring land riding



(d) 外輪案内
Outer ring land riding

図1 保持器案内形式
Cage guiding types

径面で保持器内径を案内する新しい構造とした。一般に転がり軸受では、滑り摺動部には十分な量の油を供給すると同時に、転がり接触部には必要最低限の給油として転がり粘性抵抗を抑えることが、軸受内部でのトルク損失や発熱を低減して高速化を達成するために重要である。案内面は滑り軸受を構成するための十分な油の供給が必要であり、本構造では内輪斜面の上端で遠心力により飛散した油の一部がノズルから噴出されたエアと共に軸受内部側から案内すきまを経て軸受端側へと移動し、油の供給と同時に排出も円滑に行われる(図1(a)参照)。すなわち、案内面が新鮮で比較的低温の油で常時潤滑され、高温になった油が停留することがない。油潤滑された案内すきまでのトルク損失仕事率は案内半径の3乗に比例する¹⁰⁾ため、トルク損失の点でも外輪案内形式よりも有利である。加えて、鋼製ノズルとPEEK製保持器との案内すきまは高速回転時に接触することもない。

実際に、図1(a)の構造(以後、ノズル外径案内形式と称する)の試作軸受と他の案内形式の軸受とで高速回転性を比較した。図1(b)の構造がころ案内形式、図1(c)、図1(d)がそれぞれ内輪案内および外輪案内形式である。外輪案内形式では先に述べた理由で、案内すきまを他に較べて大き目にしている。試験スピンドル構造を図2に示す。単列の試験軸受と背面組合せのアンギュラ玉軸受(5S-BNT008)2列で回転軸を支持し、高速仕様の工作機械主軸と同じくビルトインモータで駆動した。外筒冷却を施し、内輪温度はテレメータで測定した。表1にこれらの軸受の基本諸元と運転条件をまとめる。これ以降に示す本稿での試作・実験は全て円筒ころ軸受N1014相当で実施し、試験スピンドルには図2の構造のものを用いている。

表1 保持器案内形式による高速回転性試験での軸受諸元と試験条件

Bearing specifications and test conditions in high-speed operation test with various cage guiding types

軸受	名称 サイズ ピッチ径 軌道輪 ころ 保持器	N1014HSL相当 内径φ70×外径φ110×幅20 93 mm SUJ2 φ7×7, Si ₃ N ₄ , 22個 PEEK + CF30 %
試験条件	初期ラジアルすきま 軸受潤滑 外筒冷却油温	0~2 μm エアオイル ISO VG32 軸受両側より給油 0.01cm ³ /10 min×2 室温±1°C

結果を図3に示す。高速回転性は、内輪温度が60°Cに到達した時点での内輪の回転速度で評価している。ころ案内、内輪案内、外輪案内、ノズル外径案内の順に高速回転性が向上することが分かる。図3での外輪案内とノズル外径案内の到達回転速度の差異は比較的小さいが、上述の案内面同士の接触の危険性や潤滑油の排出性を考えれば、ノズル外径案内形式は高速になるほど有利と考える。

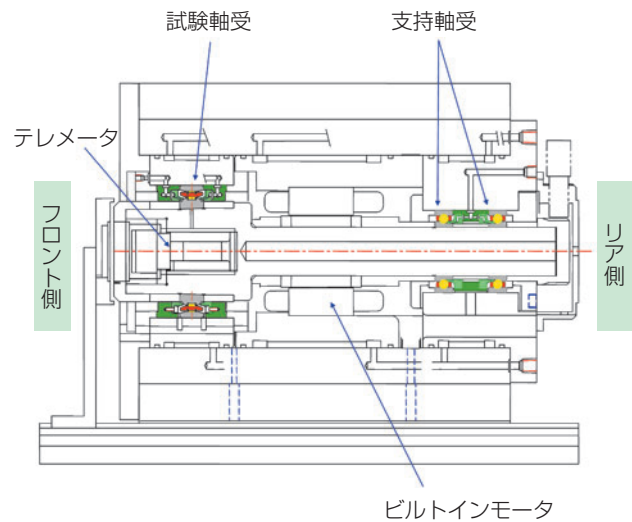


図2 試験スピンドル構造
Section view of spindle test rig

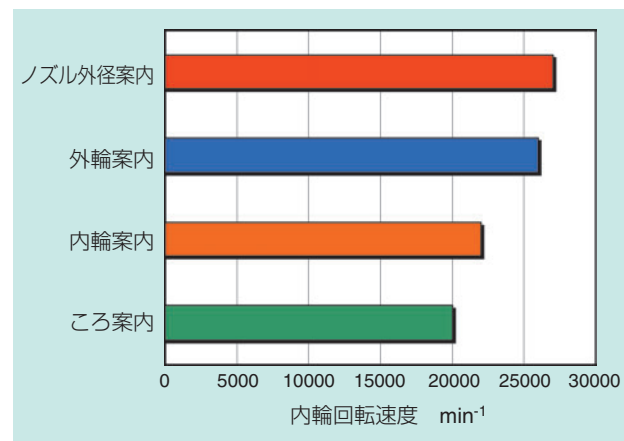


図3 保持器案内形式による高速回転性試験結果
High-speed operation test results with various cage guiding types

2.2 内輪

工作機械の主軸は熱変位を抑制するために冷却が必要となるが、転がり軸受やビルトインモータに関しては、通常静止側である外筒部を冷媒で冷却する。その場合、モータの発熱や放熱構造の影響もあり軸受内輪が外輪に較べて高温となるため、円筒ころ軸受の場合はラジアル方向の予圧が大きくなる。高速運転時には内輪の遠心膨張の影響も無視できず一層予圧が増大し、発熱過大のため運転が不可能となることがある。つまり、予圧過大を抑制できれば高速化に大きく寄与する。

そこで、外輪材料を鋼のままとし、内輪を鋼に較べて線膨張係数が約30%、密度が約40%であるセラミックスで構成することが考えられる。転がり軸受要素へのセラミックスの適用は従来から提案され¹¹⁾、特に転動体に関しては相当普及している。しかしながら、内輪に適用する場合にはしまりばめとなる鋼製の軸外径の熱や遠心膨張により、内輪内径に大きな圧力が作用し、その結果内輪の周方向の垂直応力成分であるフープ応力が過大となり、破損する恐れがある。

本開発では、セラミック製の内輪軌道輪の両端に側輪を圧入してラジアル圧縮応力を予め与え、高速回転中の引張りフープ応力を緩和する方法を採用した。焼ばめ円筒が同寸法の単一円筒よりも高い内圧に耐えるのと同じ原理である。本開発構造を図4に示す。セラミック内輪の両肩部に側輪を圧入して、内輪と軸はしまりばめ、側輪と軸はすきまばめである。側輪は内輪にラジアル圧縮応力を与えると同時に、つばの役割も担っている。セラミックスの熱膨張と密度は鋼に較べ

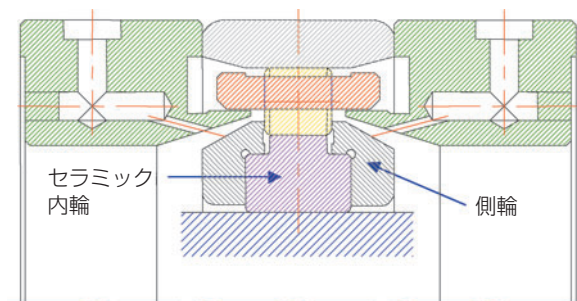


図4 セラミック内輪と側輪構造
Ceramic inner ring and its ring spacers

て小さいため、軸との初期はめあい代を小さくできる。内径50~100mm程度のセラミック内輪を d_{mn} 値200万以上で高速回転する場合、軸とのはめあい代は $5\mu\text{m}$ 未満程度を目安とすればよい。鋼製内輪であれば、高速回転時の熱と遠心力による膨張を見込んで $20\sim 30\mu\text{m}$ 必要となる。すなわち、セラミック内輪を用いるとスピンドル組立時の圧入作業が容易になる。一般の円筒ころ軸受の鋼製の内輪では、図1に示すように内径をテーパ形状として軸方向への圧入により弾性変形を利用して初期ラジアルすきま量を都度測定しながら調整する機会が多い。セラミックスの場合はヤング率が鋼の約1.5倍であり、この方法は有効ではない。図4のように内輪内径はストレート穴として、加工時の内輪内径と軸外径で初期ラジアルすきま量を決定する。また、ヤング率の高いセラミックスは工作機械用軸受に要求される剛性の面でも優れている。

ここで、セラミック (Si_3N_4) 製と鋼製の内輪とで熱と遠心力による膨張量にどの程度の違いが生じるかを模式的に示すことにする。図1のN1014相当の円筒ころ軸受の内輪（セラミックスあるいは鋼製）を回転軸に嵌合した場合の内輪外径変位（膨張量）とセラミック内輪内径に生じる最大フープ応力の計算値を図5にまとめた。内輪の回転速度を目標とする 35000 min^{-1} (d_{mn} 値325万相当) に設定して、内輪および軸の温度の関数としてプロットしている。実用上許容される内輪・軸の温度は $60\sim 70^\circ\text{C}$ 程度と考えられるが、ここでは 60°C で評価すれば、セラミック内輪の外径変位は直径で $27\mu\text{m}$ ほど鋼内輪より小さく、予圧過大抑制に十分効果があると判断される。

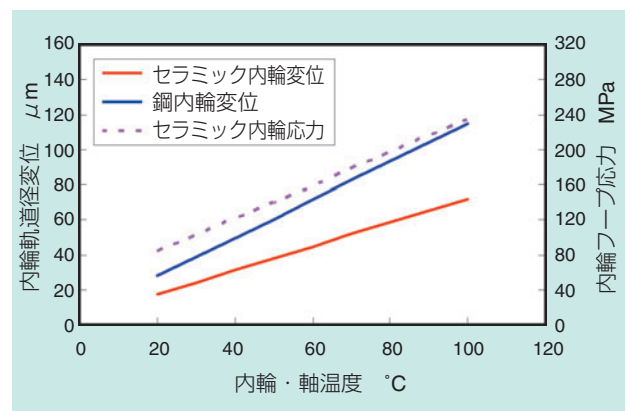


図5 熱と遠心力による内輪軌道の半径方向変位と最大フープ応力（計算値）

対象軸受：図1参照、回転速度： 35000 min^{-1}
Calculated radial deflection and maximum hoop stress of inner ring due to heat and centrifugal force
Object bearing: Ref. Fig. 1, Rotational speed: 35000 min^{-1}

このときの計算フープ応力は約160MPaであるが、実際に図6の系で内輪を模擬したセラミック輪にフープ応力を熱的に与え、破損に耐え得るか否かを実験的に確認した。セラミック輪と軸との初期(室温20℃)のはめあい代を5, 10, 19μmとして恒温槽内で150℃まで昇温した。図7の縦軸にはそれぞれの温度に対する最大フープ応力の計算値を示した。結果は全てのはめあい代に対して、少なくとも150℃まで破損は全く認められなかった。図7によれば、150℃でのフープ応力は350MPaを超えており、図5の実際の運転を模擬した場合の最大フープ応力160MPaはその半分未満であることが分かる。図4のように側輪で内輪にラジアル圧縮応力を与える場合にはさらに安全側に移行する。ただし、より大きな軸受サイズを想定する場合には、いわゆる寸法効果に対する注意が必要である。

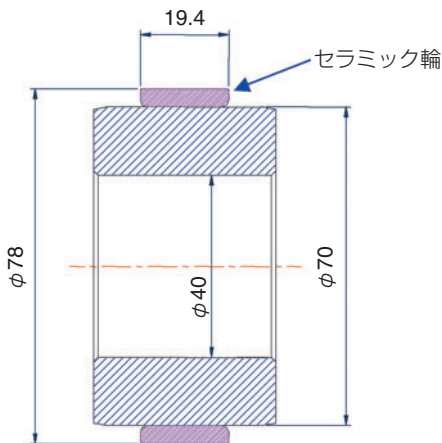


図6 耐フープ応力試験用のセラミック製模擬内輪と軸のはめあい構造
Imitated ceramic inner ring and its fitting to shaft for hoop stress resistance test

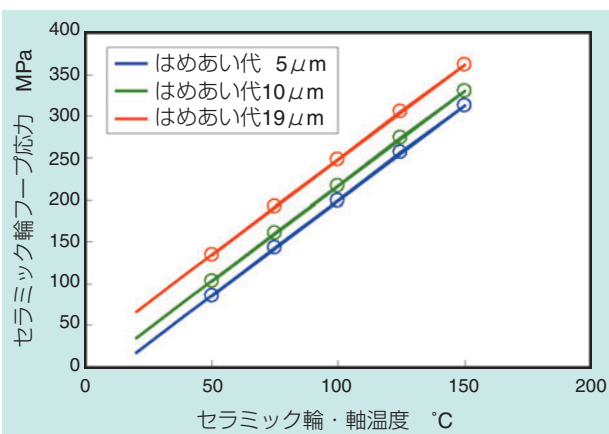


図7 図6の系でのセラミック輪に生じる最大フープ応力(計算値)
Calculated maximum hoop stress of ceramic ring associated with Fig. 6

2.3 つば

円筒ころ軸受の高速化を考える際には、ころ端面とつば部の干渉も考慮する必要がある。そこで、図8に示すようにころと内輪つば間の案内すきまあるいはつば角度と潤滑性の関係を実験的に調査した。潤滑性

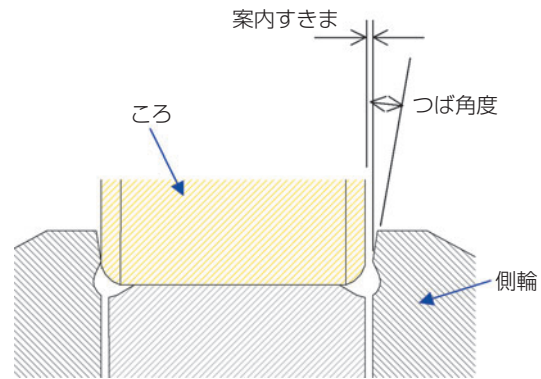
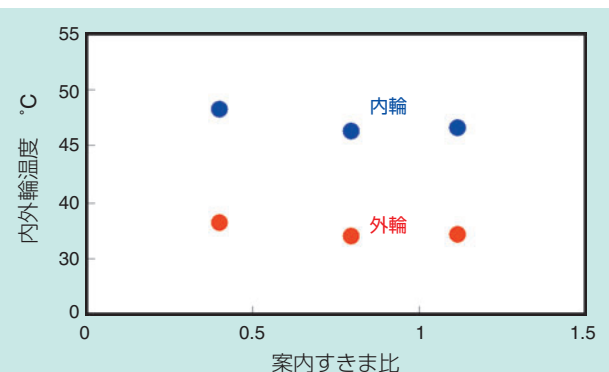
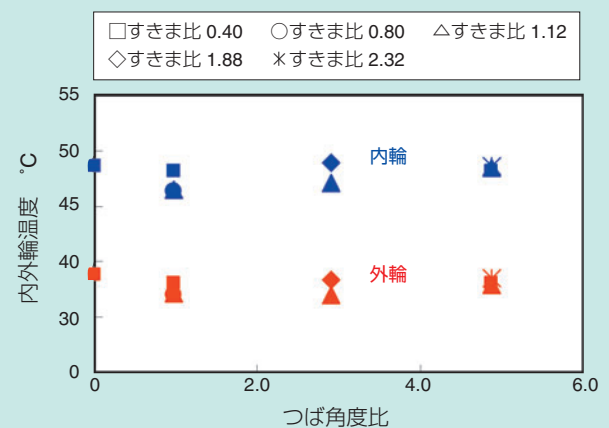


図8 図4の構造におけるころ案内すきまと内輪つば角度
Exaggerated view of roller axial gap and rib angle in Fig. 4



(a) ころ案内すきま比と内外輪温度の関係
つば角度比: 1.0固定
Inner and outer ring temperatures vs. roller axial gap ratio



(b) つば角度比と内外輪温度の関係
Inner and outer ring temperatures vs. rib angle ratio

図9 ころ案内すきまと内輪つば角度が内外輪温度に及ぼす影響
Inner and outer ring temperatures vs. roller axial gap and rib angle

は、内輪の回転速度を 25000min^{-1} として、内外輪それぞれの温度で評価した。特にアキシャル荷重は負荷しておらず、試験条件は表1に準ずる。結果を図9に示す。ここでの案内すきま比ならびにつば角度比とは、それぞれ標準設計案内すきまに対する案内すきまの比、標準設計つば角度に対するつば角度の比を意味する。図9 (a) には、つば角度比を1.0とした時の案内すきま比と内外輪温度との関係を示す。ころ案内すきまと温度との相関は特に認められない。図9 (b) には、案内すきま比を0.4~2.32間で5水準に変化させた場合のつば角度比と内外輪温度との関係を示す。つば角度を変更しても内外輪共に温度に変化は余り認められない。また、案内すきま比を2.0近く変えてもそれらの温度差は2~3℃程度に過ぎない。

以上より、案内すきまとつば部の影響は少ないことが分かる。これは、実際のころは面取り部から平坦な端面へ移行する部分が加工工程で滑らかな形状となっており、エッジロードが緩和されるだけでなく、その部分で流体潤滑効果が発揮され表面損傷に至るような固体接触を防いでいるためであろう。すなわち、案内すきまとつば部の幾何学的条件に依らず、この流体潤滑効果が支配的であると思われる。

3. 開発軸受の性能確認

2章で記した高速化のための要素技術に留意して、図10に示す開発軸受を試作した。構造は図4に示すように、ノズル外径案内保持器、側輪付きセラミック内輪を用いている。保持器はPEEK製であり、ころ材料は鋼もしくはセラミックスとした。この開発軸受と図1 (a) の構造の比較試験用軸受の諸元と運転条件を表2に記す。比較軸受にはころ案内形式のPEEK製保持器を用い、内輪ところは鋼製である。

図11に内輪回転速度に対する内外輪温度の結果を示す。図11 (a) は鋼製ころを組み込んだ開発軸受と比較軸受の結果である。比較軸受は回転速度が 22000min^{-1} 付近で温度が急上昇し始めたため、運転を中断した。それに対して開発軸受では d_{mn} 値325万に相当する 35000min^{-1} まで運転しても急激な温度上昇は認められず、さらなる高速運転も可能な状況であったが、一応の指針である内輪温度 70°C を超えたため打ち切った。図11 (b) は開発軸受でころをセラミックスとした場合である。この場合も温度上昇はなだらかであるが、 35000min^{-1} で内輪温度が 70°C



(a) 外観
Overall view of bearing assembly



(b) 外輪を分離した状態
Bearing with outer ring detached

図10 試作した開発軸受
Prototype of developed bearing

表2 開発および比較試験用軸受の諸元と試験条件
Specifications of developed and benchmark bearings and test conditions

開発軸受	名称 サイズ ピッチ径 内輪 外輪 ころ 保持器	N1014HSL相当 内径 $\phi 70 \times$ 外径 $\phi 110 \times$ 幅20 93 mm Si ₃ N ₄ (側輪: SUJ2) SUJ2 $\phi 7 \times 7$, SUJ2またはSi ₃ N ₄ , 22個 PEEK+CF30%, ノズル外径案内
比較軸受	名称 サイズ ピッチ径 内外輪 ころ 保持器	N1014HSL相当 内径 $\phi 70 \times$ 外径 $\phi 110 \times$ 幅20 93 mm SUJ2 $\phi 7 \times 7$, SUJ2, 22個 PEEK+CF30%, ころ案内
試験条件	初期ラジアルすきま 軸受潤滑 外筒冷却油温	0~3 μm エアオイル ISO VG32 軸受両側より給油 0.01 $\text{cm}^3/\text{5min} \times 2$ 室温 $\pm 1^\circ\text{C}$

に達したため運転を中断した。図11(a)と(b)を比較すると、開発軸受でもセラミックころの方が温度の推移がややなだらかであり、35000min⁻¹での内外輪温度も2~3℃低い。これはセラミックころの効果であるが、高速回転性にはノズル案内保持器と側輪付きセラミック内輪の寄与が支配的と考えられる。

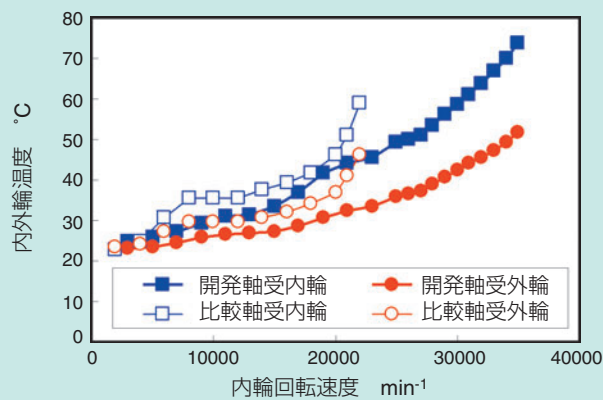
試験後の軸受内部も調査したが、内外輪軌道面、ころの転走面、保持器ポケット部と案内面、またころ端面やつば部にもまったく損傷は認められなかった。

以上のように、本開発軸受はエアオイル潤滑条件下で超高速アンギュラ玉軸受にも匹敵するd_{mn}値325万での運転が可能であることが分かった。

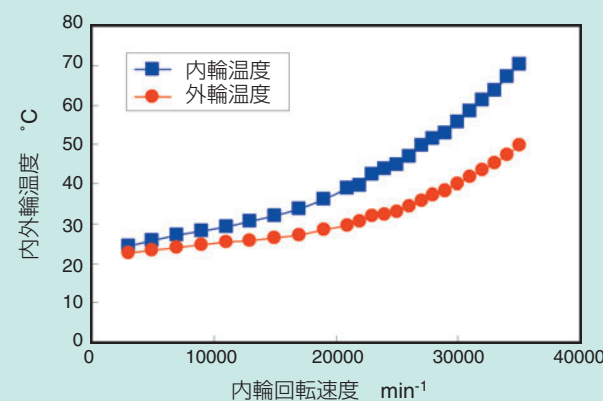
4. まとめ

エアオイル潤滑される工作機械主軸用の円筒ころ軸受の高速回転性をアンギュラ玉軸受と同等の水準まで高めることを目的に、新構造の円筒ころ軸受を開発した。N1014相当の開発軸受において、エアオイルノズル外径面案内形式の樹脂保持器とつば側輪付きセラミック内輪の採用により、d_{mn}値325万での運転に成功した。保持器案内面の潤滑性向上と、ラジアル方向の予圧過大の抑制が高速化に大きく寄与したと考える。

製造業の強さの指標ともいえる工作機械の水準向上に、NTNは今後も軸受技術・トライボロジー技術の高度化を通して貢献していく所存である。



(a) 鋼製ころを組み込んだ開発軸受と比較用軸受の内外輪温度
Inner and outer ring temperatures of developed bearing with steel rollers and benchmark bearing



(b) セラミック製ころを組み込んだ開発軸受の内外輪温度
Inner and outer ring temperatures of developed bearing with ceramic rollers

図11 内輪回転速度と内外輪温度の関係
Inner and outer ring temperatures vs. rotational speed

参考文献

- 1) NTNカタログ 精密転がり軸受, CAT. NO. 2260-II/J, 22-23, 2008.
- 2) Poplawski, J. V., "Slip and Cage Forces in a High-Speed Roller Bearing," ASME J. of Lubrication Technology, 94, 2, 143-152, 1972.
- 3) Rumberger, J. H., Filetti, E. G. and Gubernick, D., "Gas Turbine Engine Mainshaft Roller Bearing-System Analysis," ASME J. of Lubrication Technology, 95, 4, 401-416, 1973.
- 4) Conry, T. F., "Transient Dynamic Analysis of High-Speed Lightly Loaded Cylindrical Roller Bearings, I -Analysis," NASA Contractor Report 3334, 1981.
- 5) Conry, T. F., "Transient Dynamic Analysis of High-Speed Lightly Loaded Cylindrical Roller Bearings, II -Computer Program and Results," NASA Contractor Report 3335, 1981.
- 6) Chang, L., "Analysis of High-Speed Cylindrical Roller Bearings Using a Full Elastohydrodynamic Lubrication Model, Part 1: Formulation," STLE Tribology Trans., 33, 2, 274-284, 1990.
- 7) Chang, L., "Analysis of High-Speed Cylindrical Roller Bearings Using a Full Elastohydrodynamic Lubrication Model, Part 2: Results," STLE Tribology Trans., 33, 2, 285-291, 1990.

- 8) Markho, P. H., Smith, B. V. and Lalor, M. J., "An Advanced Apparatus for the Study of Roller and Cage Slip in High-Speed Roller Bearings," ASME J. of Lubrication Technology, 103, 1, 46-54, 1981.
- 9) NTNカタログ 精密転がり軸受, CAT. NO. 2260-II/J, 160-161, 2008.
- 10) 曾田範宗, 軸受 第3刷, 岩波, 35, 1968.
- 11) 六角和夫・西田勝利, セラミック転がり軸受, 精密工学会誌, 54巻, 7号, 1240-1244, 1988.

執筆者近影



森 正継
要素技術研究所



古林 卓嗣
要素技術研究所