

工作機械主軸用軸受の高機能化への取り組み

Initiatives for the High Performance of Machine Tool Spindle Bearings

本條隼樹 H. HONJO 挟間健太 K. HASAMA 濱ノ上道郎 M. HAMANOUE 大西 良 R. ONISHI

The demands regarding machine tool performance requirements are growing more stringent, and in order to satisfy such demands, improving the performance of the bearings used in machine tool spindles is an important issue that must be addressed. This report presents JTEKT's initiatives for the high functionality of machine tool spindle products as an example of spindle bearing and unit product development.

Key Words: machine tools, rolling bearing, angular contact ball bearing, cylindrical roller bearing

1. はじめに

工作機械のさらなる高性能化のためには、その性能を左右する重要ユニットの一つである主軸ユニットの性能向上が必要不可欠であり、とりわけ主軸用軸受が重要な役割を担っている。工作機械および軸受へのニーズを図1に示す。軸受には、高精度加工へのニーズの高まりから高速化・高剛性化・低昇温化が求められている。また、高能率加工の観点から複合加工機¹⁾へのニーズが高まっている。金型などの精密加工から航空機エンジンに使用されるチタン合金など難削材の加工までを工作機械1台で広範囲にカバーするため、軸受には高速性と高剛性の両立が求められている。

さらに、環境負荷低減も課題である。図2に主軸用軸受の潤滑方式と高速性・剛性の関係を示す。主軸用軸受の潤滑方式としてはグリース潤滑とオイルエア潤滑が広く採用されている。一般的には取り扱いの簡易化・主軸構造の簡素化の点からグリース潤滑が採用されているが²⁾、 $dm \cdot n$ 値*100万を超える高速領域や高剛性が重要視される領域ではオイルエア潤滑が採用される。しかしながら工作機械を取り巻く環境の変化から作業環境の改善や省エネルギー化が要求されているため、オイルの飛散が少なく、ランニングコストを抑えられるグリース潤滑の適用範囲が拡大すると予想される。

*1 $dm \cdot n$ 値：軸受のP.C.D. (mm) × 回転速度 (min⁻¹)

また、工作機械においてもIoTへの対応が進んでおり、熱変位の監視と補正、幾何誤差の計測と補正などが行われている³⁾。さらに、運転中の軸受状態の把握によるびり振動の回避や主軸異常診断、寿命予測など、運転中の軸受状態の見える化による主軸ユニットの状態監視を推進していく必要がある。

本報ではこれら工作機械のニーズに対応した軸受として「グリース潤滑高剛性・低昇温複列円筒ころ軸受」、「グリース潤滑低昇温アンギュラ玉軸受」および「動剛性測定システム」の開発について紹介する。

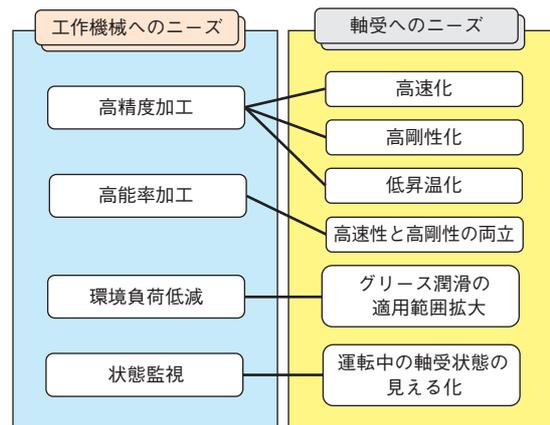


図1 工作機械と軸受へのニーズ
Machine tool and bearing needs

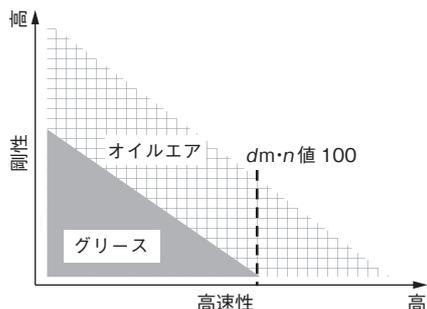


図2 主軸用軸受の潤滑方式と高速性・剛性の関係
Relationship between "lubrication method" and "high speed and rigidity" of spindle bearings

2. グリース潤滑高剛性・低昇温複列円筒ころ軸受の開発

2.1 グリース潤滑複列円筒ころ軸受の課題

代表的な工作機械として旋盤とマシニングセンタがあるが、旋盤は一般的に高剛性が重要視される一方、前項記載の通り低昇温化・高速化も必要となっている。図3に旋盤主軸ユニットの代表的な軸受配列を示す。旋盤主軸はラジアル剛性確保のため、前側軸受には複列円筒ころ軸受が配置されており、潤滑方法は一般的にグリース潤滑が採用されている。当社の複列円筒ころ軸受には黄銅製保持器が採用されているが⁴⁾、運転中のころとの接触により発生した保持器の金属摩耗粉がグリースを劣化させることがあり、高速運転で使用される一部の領域では保持器の樹脂化が必要であった。当初ポリアミド樹脂製保持器で対応していたが、主軸の使用条件がさらに厳しくなったため、保持器が破損するという課題があった。図4に従来品であるポリアミド樹脂製保持器の破損状況および破損メカニズムを示す。

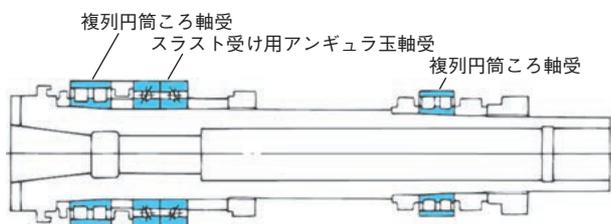
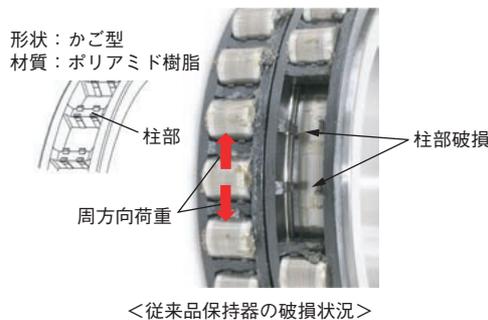


図3 旋盤主軸ユニットの代表的な軸受配列
Typical bearing array of a lathe spindle unit

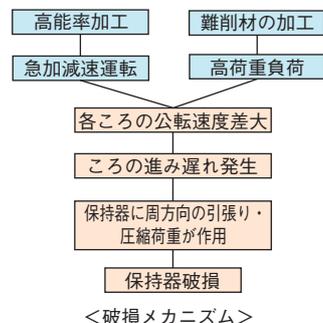
工作機械に要求される高能率加工に対応するには、非切削時間の短縮として実施されている主軸ユニットの急加減速が必要である。さらに、難削材を効率的に加工するため高荷重での切削にも対応する必要がある。保持器

の破損はこれら急加減速・高荷重負荷によって発生したころの進み遅れにより、保持器柱部に周方向の引張り・圧縮荷重が作用したためであると考えられる。

以上のことから、高能率加工に対応するためには急加減速運転・高荷重負荷に耐える保持器の開発が必要となった。



<従来品保持器の破損状況>



<破損メカニズム>

図4 従来品保持器の破損状況および破損メカニズム
Damaged condition and breakage mechanism of a conventional cage

2.2 開発品の特長

(1) 開発品の概要

図5に従来品と開発品の比較を示す。開発品は急加減速・高荷重負荷に対応するため、保持器形状および材質を変更した。形状について、従来品が「かご形」であったのに対し、開発品は「くし形」とした。また材質については、従来品が「ポリアミド樹脂」であったのに対し、開発品では「スーパーエンジニアリングプラスチック」とした。なお、保持器案内方式はいずれもころ案内である。

	従来品	開発品
軸受および保持器形状		
材質	ポリアミド樹脂	スーパーエンジニアリングプラスチック
形状	かご形	くし形
保持器案内方式	ころ案内	ころ案内

図5 従来品と開発品の比較

Comparison of conventional and developed product design

まず保持器材質について、表1に従来品・開発品の物性値比較を示す。開発品の材質であるスーパーエンジニアリングプラスチックは従来品の材質であるポリアミド樹脂と比較し、引張強さが1.6倍、ヤング率が3.1倍であり機械的強度に優れることから保持器破損対策として採用した。

表1 保持器の物性値比較
Comparison of cage property values

	従来品	開発品
材質	ポリアミド樹脂	スーパーエンジニアリングプラスチック
引張強さ, MPa	165	260
ヤング率, MPa	7 400	23 000
比重, g/cm ³	1.33	1.4

また保持器形状については、図5に示す通りかご形は柱部の両側が円環部形状であるのに対し、くし形は片側のみが円環部形状となる。このことにより、柱部に周方向の引張り・圧縮荷重が作用した際に作用する応力低減を図った。

(2)FEM 解析

形状による開発品の優位性を確認するため、保持器に発生する最大主応力について FEM 解析を行った。図6に従来品と開発品の比較結果を示す。ころの進み遅れによる周方向の荷重が作用した際、従来品と比較し、開発品の最大主応力は1/3程度となる。

(3)低昇温化設計

開発品では、低昇温化を図るために発熱メカニズムを明確にした。図7にころ案内くし形保持器の発熱メカニズムを、図8に回転中の保持器ポケット部のイメージ図を示す。ころ案内くし形保持器は、回転中に作用する遠心力によってつめ部が径方向に変形(=拡大)し、回転中の保持器案内すきまが大きくなることによって保持器

の動き量が増加する。このことにより、ころと保持器の接触力が大きくなり、発熱につながる。よって、低昇温化のためには遠心力による保持器つめ部の変形を抑制することが効果的であると考えた。

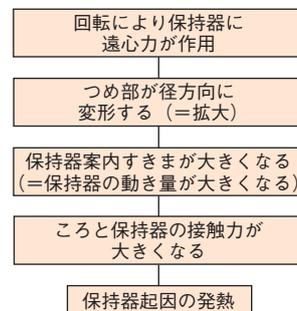


図7 ころ案内くし形保持器の発熱メカニズム
Heating mechanism of roller guide comb-type cage

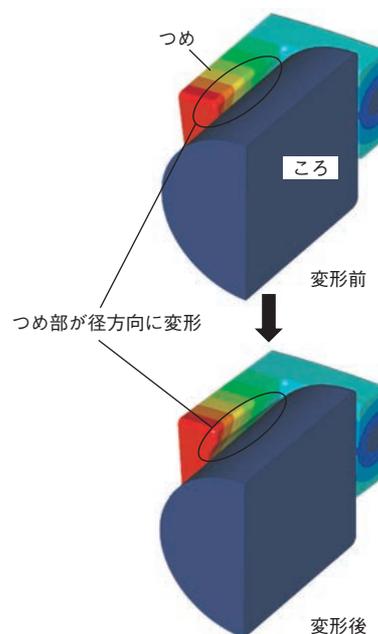


図8 回転中の保持器ポケット部 (イメージ図)
Pocket part of cage during bearing rotation (conceptual diagram)

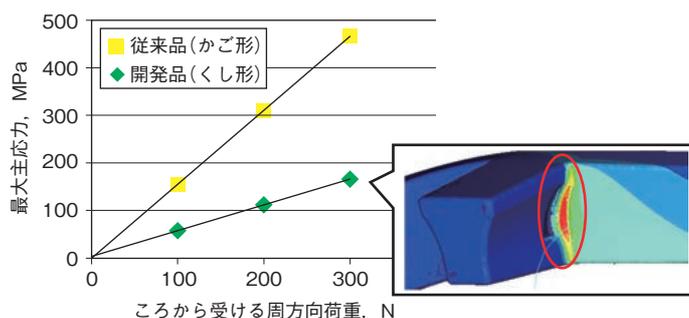


図6 最大主応力解析結果
Analysis result of maximum principal stress

遠心力によるつめ部の変形を抑制するためには、機械的強度に優れる材料の選定と、つめ部の質量低減が有効になる。材料については、破損対策として選定したスーパーエンジニアリングプラスチックがつめ部の変形対策としても効果がある。また、つめ部の質量低減についてはつめ部長さを短くする設計とした。図9につめ部長さをパラメータとした回転速度と回転中の案内すきまの関係についてFEM解析結果を示す。図9より、つめ部長さを短くすることで回転中の案内すきまが小さくなることが分かる。

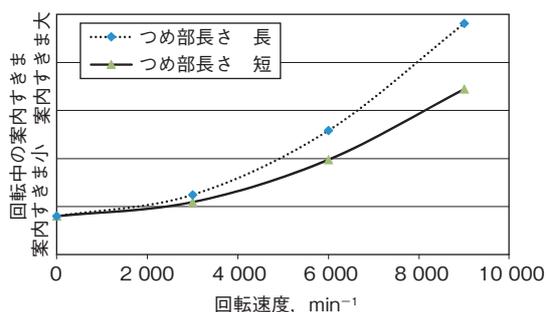


図9 回転速度と回転中の案内すきまとのFEM解析結果

Relationship between rotational speed and guide clearance (FEM analysis result)

2.3 開発品の性能

(1)耐久性能試験

開発品の材質・形状変更の効果を確認するため、耐久試験を行った。表2に耐久試験条件を、図10に耐久試験結果を示す。従来品が300hで破損に至ったのに対し、開発品は930h以上の連続運転が可能であり、3倍以上の耐久性を確認できた。

表2 耐久試験条件
Durability test conditions

項目	試験条件
軸受 (内径×外径×幅)	NN3018 (φ90mm×φ140mm×37mm)
回転速度	0 ⇄ 6 000min ⁻¹ の急加減速
潤滑方法	グリース潤滑 (空間容積の10%封入)
組付け時ラジアルすきま	- 30μm
主軸姿勢	水平
冷却	自然放熱

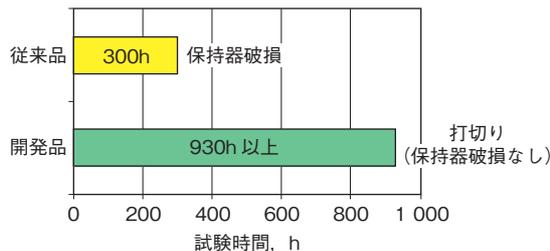


図10 耐久試験結果
Durability test result

(2)昇温性能試験

従来品と開発品の昇温比較、およびつめ部長さをパラメータとした低昇温化設計の効果を確認するため回転試験を行った。表3に昇温確認試験の条件を、図11に昇温試験結果を示す。開発品②(つめ部長さ:短)は従来品と比較し46%の低昇温化を実現した。この要因の一つとして、従来品のかご形状に比べ開発品②のくし形状は軌道転走部にあるグリースの排出性がよく、グリースのかくはん抵抗が低減されたためと考える。

また、低昇温化設計である開発品②は開発品①(つめ部長さ:長)と比較し24%の低昇温化を実現し、つめ部長さを短くすることの効果を確認できた。

表3 昇温確認試験条件
Temperature rise test conditions

項目	試験条件
軸受 (内径×外径×幅)	NN3018 (φ90mm×φ140mm×37mm)
回転速度	MAX: 9 000min ⁻¹ (dm・n値: 104万)
潤滑方法	グリース潤滑 (空間容積の10%封入)
組付け時ラジアルすきま	- 2μm
主軸姿勢	水平
冷却	自然放熱

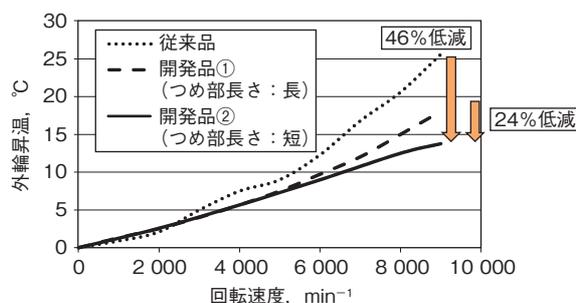


図11 昇温試験結果
Temperature rise test results

以上の結果から、開発品②は一般的に高剛性が重要視される旋盤主軸の高速化・低昇温化に貢献できると考える。また、高速性が重要視されるマシニングセンタ主軸に採用することによってさらなる高剛性化に貢献できると考える。

3. グリース潤滑低昇温アンギュラ玉軸受の開発

3.1 開発品の概要

工作機械主軸は温度が上がると軸方向に熱膨張し加工物の精度に影響する。よって、1項記載の通り、工作機械へのニーズである高精度加工に対応するためには主軸の発熱要因である軸受の低昇温化が必要となる。そこで当社では工作機械主軸用として低昇温で高速性に優れたアンギュラ玉軸受をシリーズ化しているが⁵⁾、さらなる低昇温化に取り組んだ。

低昇温化のためには発熱原因であるグリースのかくはん抵抗、および保持器と玉の接触抵抗の低減が必要であり、保持器設計が大きく影響する。開発品では保持器設計を見直すことで、①保持器-内輪間のすきま、および②保持器ポケットにおける玉との接触箇所を最適化し低昇温化を図った。図12に従来品と開発品の比較を示す。

保持器-内輪間のすきまについて、従来品より大きくすることによってグリースの流動性を向上させ、かくはん抵抗を低減した。また保持器ポケット部における玉との接触箇所について、従来品が3点接触であるのに対し、開発品では1点接触として接触抵抗を低減した。

3.2 昇温性能試験

表4に試験条件を、図13に昇温試験結果を示す。開発品は従来品と比較して15%の低昇温化を確認できた。さらに、温度の影響を大きく受けるグリース寿命の向上も期待でき、計算結果では10%以上の向上が見込まれる。

表4 昇温確認試験条件

Temperature rise test conditions

項目	試験条件
軸受 (内径×外径×幅)	HAR014CA-5DBB (φ70mm × φ110mm × 20mm) × 4列
回転速度	MAX : 10 000min ⁻¹ (dm · n 値 : 90 万)
予圧方式	定位置予圧
潤滑方法	グリース潤滑
冷却	自然放熱

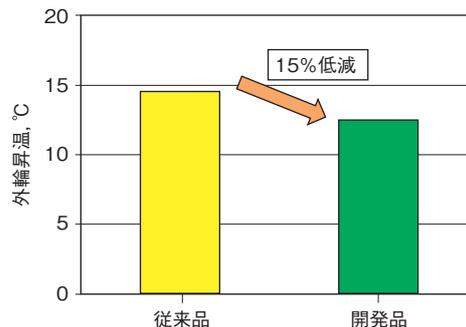


図13 昇温試験結果

Temperature rise test results

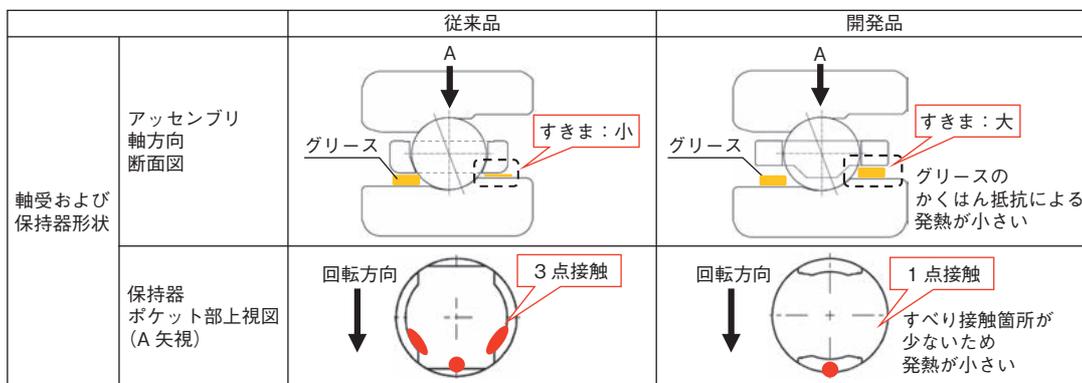


図12 従来品と開発品の比較

Comparison of conventional and developed product design

4. 工作機械主軸用動剛性測定システムの開発

4.1 従来の主軸性能管理の課題

主軸性能に大きな影響を与える因子として、「軸受の予圧」がある。予圧が大きくなると剛性は有利になるが、高速性・発熱・寿命においては不利になる。一方、予圧が小さくなると高速性・発熱・寿命は有利になるが、剛性は不利になる。また、予圧のばらつきは主軸性能のばらつきにつながり、ワーク精度に影響を与える。そこで、安定した主軸性能を得るための一つの方法として適切な予圧管理が挙げられる。

軸受の予圧は、主軸の固有振動数、アキシアル静剛性、起動トルクのいずれかで管理されることが多く、測定は静止時に行われることが一般的である。しかし、加工中の主軸は回転しているため、遠心力、熱の影響を受けて予圧は変化する。また主軸姿勢が可変である仕様の工作機械では姿勢の変化に応じて主軸の自重が軸受に作用するため予圧は変化する。しかし、主軸運転状態での予圧測定はほとんど行われていない。

当社では磁気軸受の技術⁶⁾を応用することにより、任意の運転状態における主軸性能の測定が可能となる、動剛性測定システムの開発に着手したので紹介する。

4.2 開発品の特長

図14に動剛性測定システムの概要図を示す。本システムはラジアル加振器・アキシアル加振器を有しており、主軸ハウジング部に取り付ける構造とした。また剛性測定は、電磁石の吸引力を利用し非接触で主軸先端に取り付けたアーバを異なる周波数で加振させ、その時の変位をセンサで検知する。

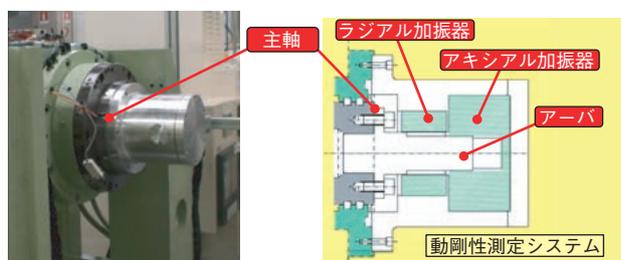


図14 動剛性測定システム概要図
Outline of dynamic rigidity measurement system

4.3 測定事例

回転速度 $5\,000\text{min}^{-1}$ 時、主軸をラジアル方向に加振させた時の動剛性測定例を図15に示す。横軸に入力周波数、縦軸に剛性に対応した無次元量を示しており、900Hz 付近の周波数において剛性低下が見られ、主軸のラジアル方向1次の固有振動数を確認できた。

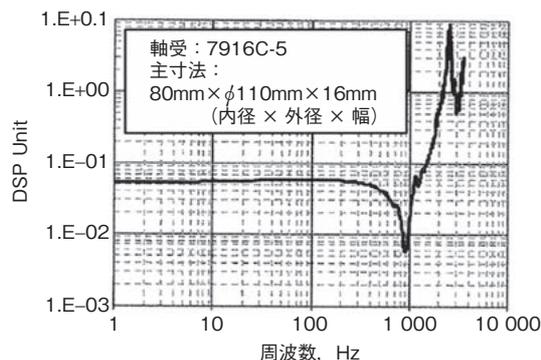


図15 動剛性測定例
Example of dynamic rigidity measurement

また、固有振動数測定における主軸姿勢および回転速度の影響を図16に示す。回転速度によって主軸の固有振動数が異なり、さらに主軸姿勢を変化させた場合にもそれぞれの姿勢で異なる結果を確認できた。これは運転中の軸受接触角の変化や、主軸姿勢の影響を考慮した理論値と同様の傾向であり、運転中の主軸剛性測定が可能であることを示している。

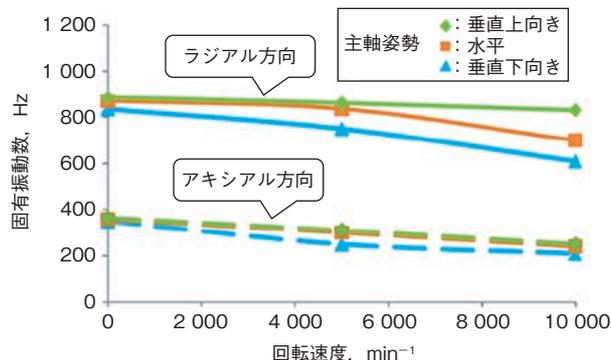


図16 固有振動数測定における主軸姿勢および回転速度の影響
Influence of spindle orientation and rotational speed in natural frequency measurement

これらの結果から、動剛性測定システムを用いることにより、以下の項目が可能になると考える。

- 1) 主軸静止時の剛性・固有振動数の測定
⇒従来の方法と同様に予圧管理への適用
- 2) 主軸回転中の剛性・固有振動数の測定
⇒主軸の固有振動数を把握することで、びびり振動の回避など加工条件の最適化への貢献

また、運転中の主軸特性の測定が可能であることから、将来的には主軸の異常診断など、主軸ユニットの状態監視にも貢献できる可能性があると考えており、動剛性測定システムの構築に向けて開発を推進していく。

5. おわりに

工作機械主軸用軸受の高機能化は、工作機械の高性能化につながる。またそのニーズは今後も多様化することが考えられ、一部の特化した性能だけでなく、さまざまな要求に対応できる軸受の開発が必要と考える。さらにIoTへの対応として「自らが不具合を診断する・最適条件で加工する」といった自律機能をもった工作機械の実現を支援するため、運転中の軸受状態の見える化による主軸ユニットの状態監視に関する商品開発も進めていきたい。

参考文献

- 1) 精密工学会誌, vol. 78, No. 9(2012)740.
- 2) 株式会社ジェイテクト：工作機械用精密転がり軸受, CAT. No. BA005JA-0DS, 35.
- 3) 精密工学会誌, vol. 83, No. 1(2017)11.
- 4) 東本 修：機械設計, Vol. 61, No. 3(2017)23.
- 5) 林 祐一郎：JTEKT ENGINEERING JOURNAL, No. 1005(2008)58.
- 6) 上山拓知：Koyo Engineering Journal, No. 163(2003) 23.

筆者



本條隼樹*
H. HONJO



挾間健太*
K. HASAMA



濱ノ上道郎**
M. HAMANOUE



大西 良**
R. ONISHI

* 軸受事業本部 産業機器技術部

** 軸受事業本部 実験解析部