

微細構造創成用水静圧スピンドルの温度変化の検討

中尾 陽一 * Sangkee MIN **

Consideration on Thermal Stability of Spindle Supported by Water-Lubricated Hydrostatic Bearings for Micro-Structured Parts

Yohichi NAKAO * Sangkee MIN **

1. 緒 言

近年、デジタルカメラやスマートフォンに搭載されている、小型非球面レンズに代表される光学部品の創成を行う超精密加工に加え、自動車部品などに用いられる小型精密部品の需要が増加している。特に、最近では微細形状構造を有する加工用途が増えている。これらの加工用途には、高い軸受剛性と高い運動精度を有する、静圧軸受を用いた高性能スピンドルによる加工が望ましい。

さて、軸回転時においては、スピンドル各部の温度変化に伴う熱変形が発生すると加工精度に悪影響を与える。そのため、従来以上にスピンドルの熱的安定性の向上も必要となる。スピンドルの高性能化に関する研究は多く行われているが、熱的安定性に関する検討は十分には行われていない。そのため、潤滑流体による冷却効果や、高い熱的安定性を得るための設計指針も十分には確立されているとはいえない。これまでに高い軸受剛性と高い熱的安定性の両立を目指して、水静圧スピンドルに関する研究が行われている^[1]。

本研究では、潤滑流体に水を用いた水静圧スピンドルの温度変化に関する基礎的特性の把握を目標とし、まず、スピンドル内部における発熱原因の一つである、軸受すき間において発生する、流体の持つ粘性に起因する損失動力の測定を行った。次に、スピンドル回転時におけるスピンドル各部の温度変化を測定した。また、実験結果より算出された損失動力に対して、潤滑流体である水の温度上昇量から算出した損失動力を比較することで、水による冷却性能の検討を試みた。

2. 検討対象の水静圧スピンドル

本研究で用いた水静圧スピンドルの概略図を図1に示す。本スピンドルは、スラストおよびラジアル方向の案内要素として、水静圧軸受が用いられている。潤滑流体に水を用いることに起因するスピンドル部品の腐食対策、低潤滑に伴う軸受面の損傷対策として、ロータとケーシングの軸受面には、DLC コーティングを施している。こ

れにより、耐摩耗性の向上と表面性状による軸受すき間への影響低減を図った。

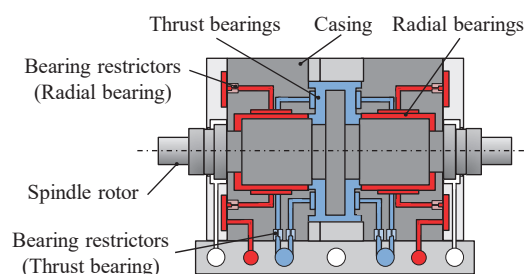


図1 研究対象としたスピンドル構造

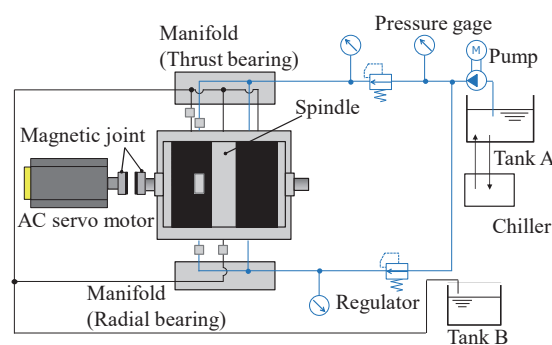


図2 実験装置の構成

本スピンドルのロータ長は 250 mm、軸径は 19 mm である。スラスト軸受の軸受面から軸端までの長さは 117.5 mm である。この場合、仮に本スピンドルのロータ温度が 0.1 °C 変化すると、ロータ軸端の変位は約 0.1 μm となる。これは、本研究の最終目標であるナノメートルオーダーの加工実現の観点からは大きな値であり、本研究ではスピンドルの高い熱的安定性の実現のための検討を行う必要がある。

本研究に使用したスピンドル装置全体の構成を図2に示す。スピンドルに供給される水は、ポンプによりタンク A から供給され、スピンドルから流出した後にタンク B に回収される。ここで、タンク A 内の水は取り付けられたチラーを用いて循環させることで水温制御

*教授 機械工学科

Professor, Dept. of Mechanical Engineering, Kanagawa University

**助教 機械工学科

Assistant Professor, Mechanical Engineering, University of Wisconsin-Madison, USA

を行っている。次に、本スピンドルは、マグネットカップリングを介した AC サーボモータによる駆動方式を採用している。モータとスピンドルを分離することによって、モータ部の発熱によるスピンドル温度への影響を取り除いている。スピンドルの軸受すき間において発生する潤滑流体の粘性に起因するトルクは、モータからのトルクモニタ出力電圧により測定を行った。また、スラスト軸受およびラジアル軸受に供給する潤滑流体の流入部と流出部に加え、ケーシング上部に温度計を設置した。

3. 水静圧スピンドルの温度変化

3.1 静圧軸受における動力損失

静圧軸受の軸受すき間において、ケーシングとロータ間には流体膜の粘性に起因する負荷トルクが発生する。静圧軸受は動作原理上、負荷を支持するための流体膜厚は微小である。このため、使用される流体粘性や軸受面における相対速度、すなわち主軸回転数の増加に伴って、流体による粘性トルクも顕著になる。また、静圧軸受を機能させるため、ポンプにより加圧された流体動力がスピンドル内部で消費される。これらの動力損失を主な原因として、潤滑流体の温度が上昇し、これがスピンドル温度を上昇させる主要因となる。

ここで、静圧軸受の軸受すき間における損失動力は粘性トルクとスピンドル角速度の積により求めることができる。また、静圧軸受を機能させるために必要とされる流体動力は、潤滑流体の供給圧力と流量との積により求めることができる。本稿では、まず、スピンドルを $N = 0 \sim 3,000 \text{ min}^{-1}$ の範囲で回転させ、静圧軸受部で発生している負荷トルクの測定を行い、軸の回転による損失動力の算出を行った。

図3より、スピンドル回転時における動力損失は、回転数の増加に伴い増加し、 $3,000 \text{ min}^{-1}$ のとき、最大で 118 W 程度となる。また、静圧軸受を機能させるために必要とされる動力損失 P_f は 150 W であり、これらの動力損失がスピンドルを発熱させる主要因と考えられる。その結果として生じる潤滑流体の温度上昇、ケーシングの温度上昇を検討した結果を以下に述べる。

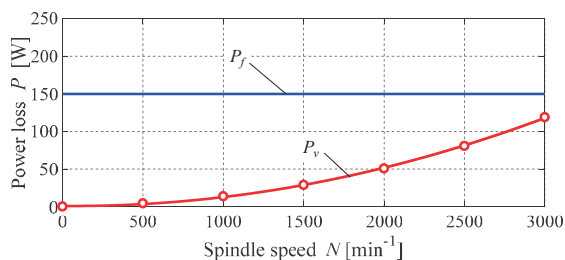


図3 水静圧軸受における動力損失

3.2 スピンドル各部の温度及び水温の測定

スピンドルを回転数 $N = 0 \sim 3,000 \text{ min}^{-1}$ で回転させた際、スラスト軸受およびラジアル軸受に供給された潤滑流体の流入および流出温度、さらにケーシングの表面温度の測定を行った。また、本実験結果から算出することのできる、流入部の水温に対する流出部の水温の上昇に用いられた動力を推定した。

まず、図3に示した P_v と P_f の和である損失動力をスピンドルの温度上昇の発生要因とみなし、これに対する潤滑流体の温度上昇に

利用された動力を計算し両者を比較した。

この場合、潤滑流体の温度上昇に利用された動力の割合が高くなると、スピンドルの損失動力はスピンドルの温度上昇への影響は少なく、潤滑流体の高い冷却効果を示すことになる。また、スピンドルの温度変化を測定することで損失動力によるスピンドル温度への影響についても検討を行った。

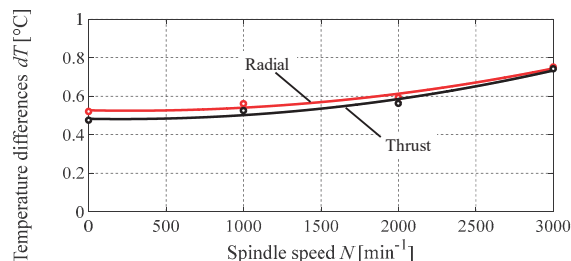


図4 スピンドル回転数による潤滑流体の温度上昇

実験により測定された $1,000 \text{ min}^{-1}$ ほどの流入温度に対する流出温度の水温差を図4に示す。ここで、図4に示す各軸受における潤滑流体の流入温度に対する流出温度の上昇量から、潤滑流体の温度上昇に用いられた動力 P の算出を行った。潤滑流体の温度上昇に用いられた動力 P は、水の比熱 C_w 、潤滑流体の流量 Q_w 、水の密度 ρ_w 、流入温度に対する流出温度の温度差 dT を用いて、式(1)により求めることができる。また、本研究では、式(1)により求められた動力 P に対して、粘性トルクによる動力損失 P_v と流体の持つ動力 P_f の和との比を、式(2)に示す η として定義する。 η はスピンドル内部における損失動力のうち、ケーシングやロータの温度に影響することなく、スピンドル外部に放出される損失動力の割合を示し、水静圧軸受の熱的安定性に関する指標になる。

$$P = C_w \rho_w Q_w dT \quad (1)$$

$$\eta = \frac{P}{P_v + P_f} \times 100 \quad (2)$$

図3に示した粘性トルクによる動力損失 P_v と流体動力 P_f の和 $P_v + P_f$ 、図4に示した潤滑流体の温度上昇量 dT から算出した動力 P の結果から算出した η を図5に示す。

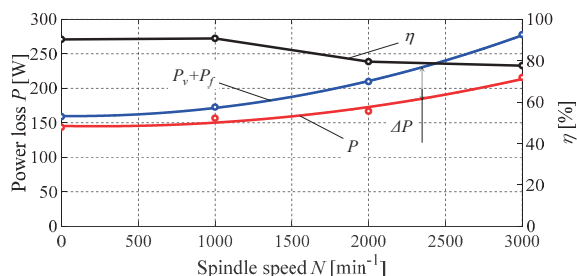


図5 温度差から算出した動力損失

図5より、動力損失の水流による冷却効果 η は、非回転時には90%程度まで高められることがわかる。また、回転数が上がるにつれて、 η はわずかに減少するが、いずれの回転数においても、スピンドルの損失動力が効果的に潤滑流体によりスピンドル外部に放出されていることが確認できた。

ここで、軸回転時におけるケーシング表面の温度変化から、スピンドルの温度上昇に用いられた動力 P_c の試算を行った。ただし、本試算においては、ケーシングから周辺大気への放熱の影響は無視した。また、ケーシングの表面温度の測定結果を用いているため、実際のケーシング温度よりも低めの評価となる。図 6 に $N = 3,000 \text{ min}^{-1}$ における、ケーシングの温度変化を示す。このとき、ケーシングの温度上昇に用いられた動力 P_c は、スピンドルの主な材料である SUS304 の比熱 C_s 、ケーシング質量 M_c 、図 6 に示すケーシングの温度変化を発生させる時間 t を用いて、式(3)により求めることができる。

$$P_c = \frac{C_s M_c dT_c}{t} \quad (3)$$

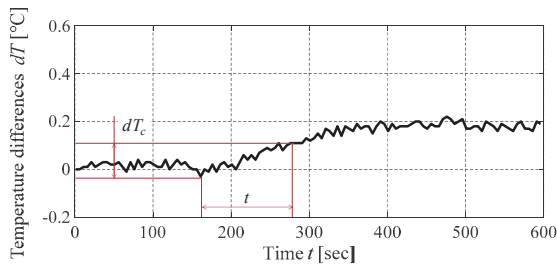


図 6 ケーシングの温度変化 ($N = 3,000 \text{ min}^{-1}$)

スピンドル回転数 $N = 2,000 \text{ min}^{-1}$ および $3,000 \text{ min}^{-1}$ 時の実験結果に対して試算を行ったところ、ケーシングの温度上昇に用いられた損失動力 P_c は、 $N = 2,000 \text{ min}^{-1}$ 時には 11.7 W 程度、 $N = 3,000 \text{ min}^{-1}$ では 17.9 W 程度であることが確認できた。これらの値は図 5 に示す ΔP に比べ小さくなっている。これは、本試算においては空気への放熱、ケーシング内部の温度変化、ならびにロータの温度上昇を無視していることによる。

また、本計算の結果から、回転数の増加に伴う潤滑流体による動力損失のスピンドル外部への放出率 η の減少は、スピンドル回転数の上昇に伴い、水からロータやケーシングへの熱伝達量が増加することが原因だと考えられる。

4. 結 言

本研究では、水静圧スピンドルの熱的安定性に関する基礎的な検討を行うため、まずスピンドル内部において発生する動力損失の計算と測定を行った。また実験により測定された、潤滑流体の温度上昇に加え、ケーシングの温度変化と損失動力との比較を行うことで、静圧軸受で発生する動力損失によるスピンドル温度への影響の検討を行うことで、以下の事項を明らかにした。

- (1) 本スピンドル内部における動力損失の合計は、 $N=3,000 \text{ min}^{-1}$ 時に 270 W 程度である。
- (2) 水静圧軸受における損失動力の大半は水温上昇に消費されており、非回転時には 90% 程度、 $N=3,000 \text{ min}^{-1}$ においても動力損失全体の 80% 程度が潤滑流体によりスピンドル外部に放出される。

5. 参考文献

- [1] 中尾, 新宮, 大林, 「小型流体駆動スピンドルの回転速度制御用ロータリ形流量制御弁」, 機論 C 編, 77(774), 514-526 (2011).