

# 大径内面研削技術開発に関する研究

安達 和彦

大久保 元博（大久保精工株式会社）

本研究課題では内面研削技術の確立を目指し、①スピンドル開発、②ホイールアーバ開発、③特性評価技術開発の三つの研究課題の内、③特性評価技術開発をターゲットとした。2021年度に開発したホイールアーバ式内面研削スピンドルユニットに中実タイプのホイールアーバを取り付け、試運転台上で無負荷運転特性（振動特性）の評価を行ったので報告する。

## 1. はじめに

工作機械主軸はツールホルダクランプ機構他を内蔵する必要から中空構造を有する<sup>1)</sup>。主軸製造工程中の熱処理では主軸の外表面だけでなく中空部内面に変形が生じる。外表面については、熱処理後の外表面研削により設計寸法に対して許容加工精度を満たすように仕上げられる。一方、中空部内面については、後工程の内面研削において内面の幾何公差をどのように設定できるかによって、熱処理で生じた内面形状に由来する残留不釣合いが異なることが指摘できる。産業用回転機械の回転部の残留不釣合いに対する評価基準は、国際規格 ISO 21940-11: 2016<sup>2)</sup>（国内対応規格 JIS B0905-1992<sup>3)</sup>）で規定される釣合い良さの等級が適用される。

著者らは内面研削技術の確立を目指し、①スピンドル開発、②ホイールアーバ開発、③特性評価技術開発の三つの研究課題に取り組んでいる。第1の研究課題「①スピンドル開発」について、2019年度から2021年度までの3年間に動バランス性能に優れた高性能主軸製造技術の確立を目的とした研究課題に取り組み、主軸の高速回転時の振れの原因となる主軸の残留不釣合いが主軸製造工程においてどのように推移するかを評価した<sup>4)</sup>。当該研究課題で試作した4本のスピンドルシャフトの中で残留不釣合いの少ないシャフトを用いて、2021年度に BT50 のホイールアーバ式内面研削スピンドルユニットを開発した。

本研究課題では「③特性評価技術開発」をターゲットとし、2021年度に開発した内面研削スピンドルユニットに中実タイプのホイールアーバを取り付け、試運転台上で無負荷運転特性（振動特性）の評価を行った。以下、第2章では開発した内面研削スピンドルユニットについて概説し、第3章では試運転台上での無負荷運転特性（振動特性）の評価方法を述べる。第4章では試運転台上での無負荷運転特性（振動特性）の評価結果を述べ、第5章は本報告のまとめと今後の課題について述べる。

## 2. 内面研削スピンドルユニット

開発した内面研削スピンドルユニットはベルト駆動式で、横軸内面研削盤に搭載する。スピンドルユニットの外観を図1に、代表的な諸元を表1に示す。大径深穴の内面研削加工に対応することを想定し、ホイールアーバ先端に外径 100mm のといしが取り付け可能となる。図1では中実タイプのホイールアーバ先端にといしを模擬した鋼製円板（重量：約 0.55 kg）を取り付けた状況を示す。

今回の無負荷運転特性（振動特性）の評価は模擬といしを取り付けた状態で行った。

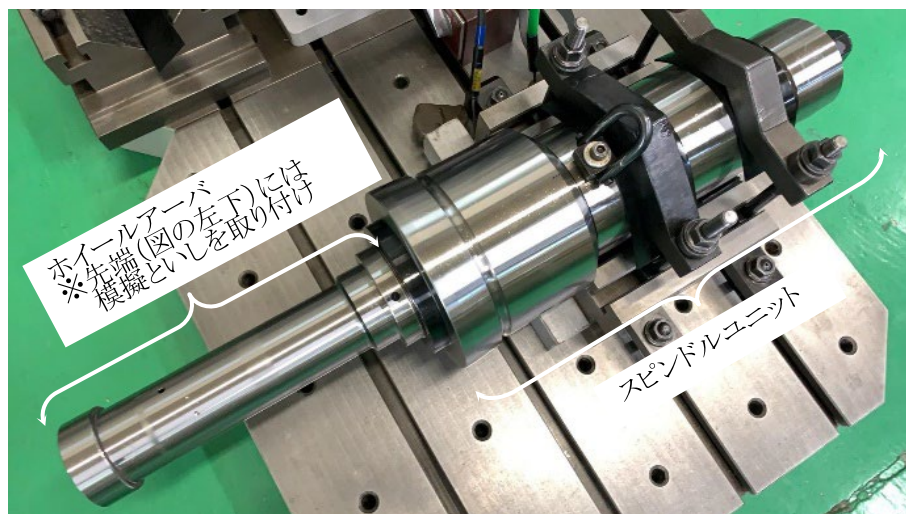


図1 スピンドルユニット外観（試運転台上）

表1 スピンドルユニット代表諸元

型式	1207BT
ユニット全長	約 500 mm（ホイールアーバを除く）
胴径	120 mm
駆動方式	ベルト駆動
最高回転数	7,000 min <sup>-1</sup>
インターフェース	BT50
ホイールアーバ	中実タイプ、L220 mm×D60 mm（といしを除く）
重量	約 48 kg（ホイールアーバおよび模擬といしを含む）

### 3. 無負荷運転特性の評価

#### 3.1 実験モード解析

開発した内面研削スピンドルユニットは、設計時の簡易的な試算で曲げ1次の危険速度（曲げ1次固有振動数）<sup>5)</sup>が最高回転数より十分に高いと見積もった。試運転台上でのスピンドルユニットの無負荷運転試験に先立ち、曲げ1次固有振動数の同定のために実験モード解析を行う。

実験モード解析では、スピンドルユニットは回転停止状態で打撃試験<sup>6)</sup>によりアクセラランス伝達関数を測定し、伝達関数のゲイン曲線と位相曲線から固有振動数を同定するとともに、振動モード形状から曲げ1次固有振動数を確定する。

打撃試験では、中実タイプのホイールアーバ先端付近をインパルスハンマ（PCB社 086C03）で打撃加振し、ホイールアーバ上で向きをそろえた3カ所とケーシング上の3カ所（水平方向2カ所、鉛直方向1ヶ所）にそれぞれ圧電式加速度センサ（PCB社 352C22）をグリスで取り付けて振動加速度を測定する。打撃方向は水平方向と鉛直方向とし、ホイールアーバ上の加速度センサは打撃方向に合わせる。図2は加速度センサの取り付け状況を示す。打撃加振力と振動加速度はFFT解析装

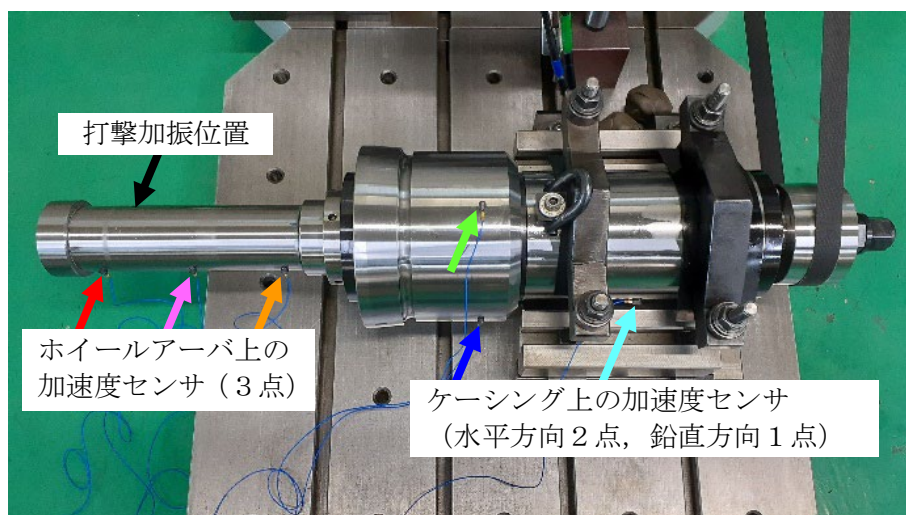


図2 打撃加振位置および加速度センサ取り付け位置

置 (OROS 社 OR35, 解析ソフト: NVGate 9.1) に取り込み, アクセランス伝達関数を測定する. 測定した伝達関数の信頼性を検証するため, 打撃試験は水平方向と鉛直方向でそれぞれ 3 回行うとともに, 毎回, 打撃加振力 (入力) と振動加速度 (出力) の間の関連度関数 (コヒーレンス) を測定する.

### 3.2 無負荷運転試験

実験モード解析による内面研削スピンドルユニットの曲げ1次固有振動数の同定後, 試運転台上で無負荷運転試験を行う. 無負荷運転試験では, 手動の速度制御によりスピンドルユニットを回転させ, 停止→昇速→最高回転数で運転→降速→停止の運転パターンでスピンドルユニットの振動を測定する. 中実タイプのホイールアーバ先端の模擬といし部分で水平方向 (切り込み方向) と鉛直方向に配置した渦電流式変位センサ (キーエンス社 EX-110V/EX-V02) により軸振動を測定するとともに, ケーシングにグリスで固定した圧電式加速度センサ (PCB 社 352C22) で運転中のケーシ



図3 ホイールアーバ先端の模擬といし部分での軸振動測定およびアーバ口元での回転同期パルス測定のための渦電流式変位センサ配置状況

ング振動加速度を測定する。図3ではホイールアーバ先端の模擬といし部分とアーバロ元に配置した渦電流式変位センサを示す。スピンドルの回転数は、アーバロ元に配置した渦電流式変位センサでアーバ上のマーカを検出することで回転同期パルスを生成し、単位時間あたりのパルス数から計算する。

## 4. 結果と考察

### 4.1 曲げ1次危険速度の同定

実験モード解析により水平方向と鉛直方向でそれぞれ3回測定したアクセランス伝達関数は再現性が確認できた。同時に測定した関連度関数は、水平方向（切り込み方向）および鉛直方向のアクセランス伝達関数について約1,300Hzまで入出力間の相関が90%以上となった。スピンドルユニットの回転停止時の水平方向（切り込み方向）のアクセランス伝達関数と関連度関数の一例を図4に、同鉛直方向のアクセランス伝達関数と関連度関数の一例を図5にそれぞれ示す。図4と図

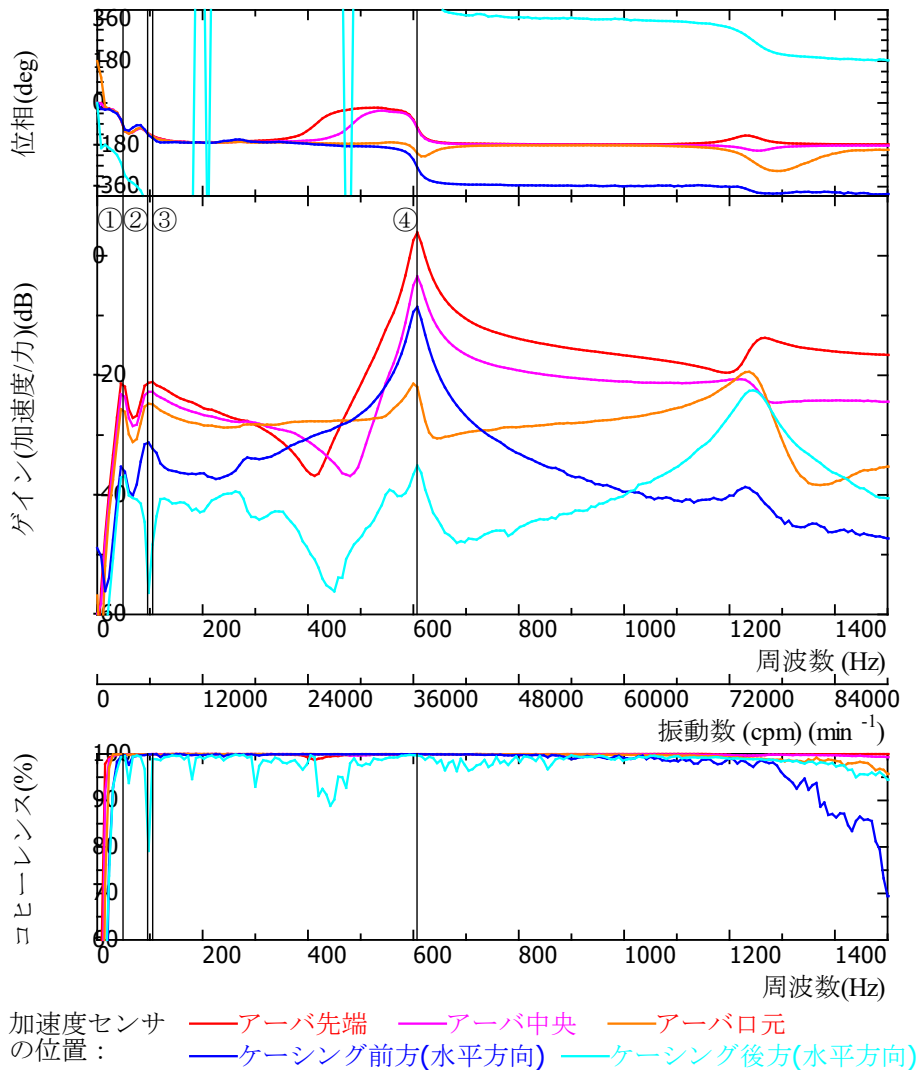


図4 内面研削スピンドルユニットの水平方向のアクセランス伝達関数（上・中）および関連度関数（下）

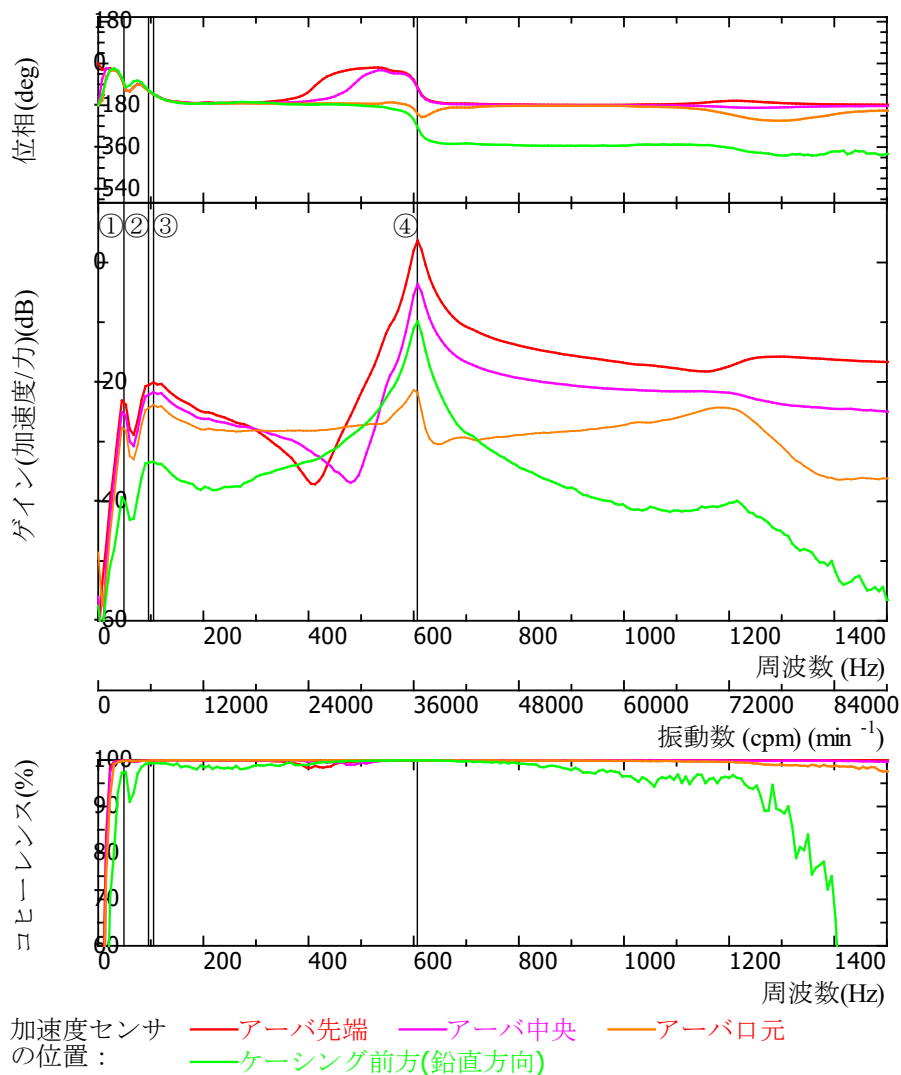


図5 内面研削スピンドルユニットの鉛直方向のアクセラランス伝達関数（上・中）および関連度関数（下）

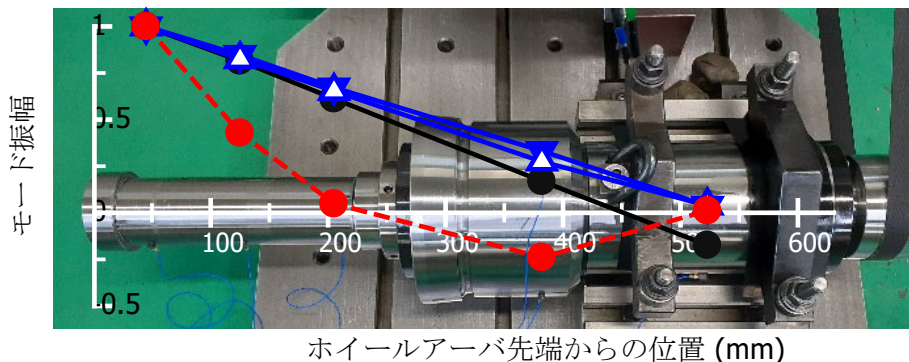
5に示すアクセラランス伝達関数において、ゲイン曲線がピークとなり、かつ位相曲線が反転（180度回転）する振動数が固有振動数となることから、①約49 Hz、②約96 Hz、③約105 Hz、④約607 Hzにそれぞれ固有振動数が存在すると推定できる。図4と図5では、①～④の振動数を図中に黒色の縦線で示す。特に、①約49 Hz、②約96 Hzおよび③約105 Hzについては、異なる位置で測定した伝達関数の位相曲線が同位相となることから、試運転台にスピンドルユニットを設置する際の支持方法に由来する剛体モードと推定される。

次に、測定したアクセラランス伝達関数から推定した4つの固有振動数（①～④）について、伝達関数のゲイン曲線よりモード振幅を読み取り、伝達関数の位相曲線から振動測定点間での位相（同位相または逆位相）を読み取り、振動モード形状を作図する。作図した振動モード形状は図6に示す。①約49 Hz、②約96 Hzおよび③約105 Hzの固有振動数に対する振動モード形状がいずれも直線状になることから、①～③の固有振動数はホイールアーバ、スピンドルとケーシングが一体となって振動する剛体モードであると判定した。なお、②約96 Hzの固有振動数に対する振動モード



形状と③約 105 Hz の固有振動数に対する振動モード形状が似ていることから、振動数が近いことから、②と③は同じ振動モードの可能性もある。一方、約 607 Hz の固有振動数に対する振動モード形状は、ホイールアーバの振動モード形状が直線状にならず、かつケーシングの振動モード形状と傾きが逆向きとなることから、曲げ 1 次固有振動数であると判定した。

以上から開発した内面研削スピンドルユニットの曲げ 1 次の危険速度(曲げ 1 次固有振動数)は、試運転台上で約 607 Hz (約 36,420 min<sup>-1</sup>) と同定でき、スピンドルユニットの最高回転数 7,000 min<sup>-1</sup> (約 117 Hz) に比べて十分に高いことが確認できた。



剛体モード：①約 49Hz ●，②約 96 Hz ▼，③約 105 Hz ▲  
 曲げ 1 次モード：④約 607 Hz ●

図 6 内面研削スピンドルユニットの振動モード形状

## 4.2 無負荷運転特性

ホイールアーバ先端の模擬といし部分での水平方向(切り込み方向)と鉛直方向の軸振動変位の時刻歴波形の一例を回転数の時間変化と重ねて図 7 に示す。また、前方軸受近傍のケーシングの水平方向と鉛直方向の振動加速度の時刻歴波形の一例を回転数の時間変化と重ねて図 8 に示す。軸振動変位の値とケーシング振動加速度の値は、センサ出力電圧からセンサ感度(カタログ値)を用いて換算した値を示す。

ホイールアーバ先端の模擬といし部分での軸振動変位については、回転数によらず概ね一定の変位となることが確認できた。内面研削スピンドルユニット完成時の検査にて模擬といし部分で測定した静的回転振れが±3μmであった。従って、図 7 に示す動的な軸振動変位の振幅が静的回転振れと同じオーダーであることが確認できた。昇速および降速の際にスピンドル回転数が、実験モード解析で同定した剛体モード(①約 49 Hz, ②約 96 Hz と③約 105 Hz)の固有振動数を通過するが、特に顕著な振幅の増大は認められなかった。今回の台上試験では、二十数秒間で停止から最高回転数に至り、同じく二十数秒間で最高回転数から停止に至るので、共振により振幅が成長する前に回転数が固有振動数から離れることによるものと推定される。ケーシングの振動加速度については高回転数域で振幅が大きくなる傾向を示し、回転数依存性が観察されるものの、振動変位の時刻歴波形と同様に昇速および降速の際にスピンドル回転数が剛体モードの固有振動数を通過するが、特に顕著な振幅の増大は認められなかった。図 7 と図 8 に示すホイールアーバ先端の模擬といし部分での軸振動変位の時刻歴波形とケーシングの振動加速度の時刻歴波形に対してスピンドル回転数を参

照しながら周波数分析を行ったところ、回転数に等しい振動数成分（1倍成分）が卓越していることが確認できた。図9はホイールアーバ先端の模擬といし部分での水平方向の軸振動変位に対する

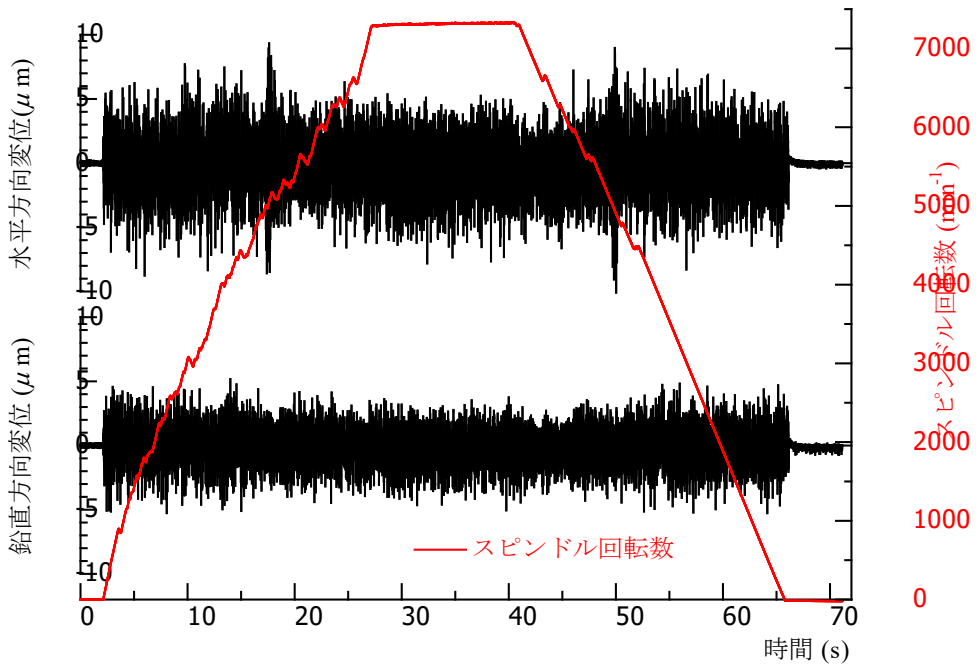


図7 ホイールアーバ先端の模擬といし部分での水平方向（切り込み方向）と鉛直方向の軸振動変位の時刻歴波形および回転数の時間変化

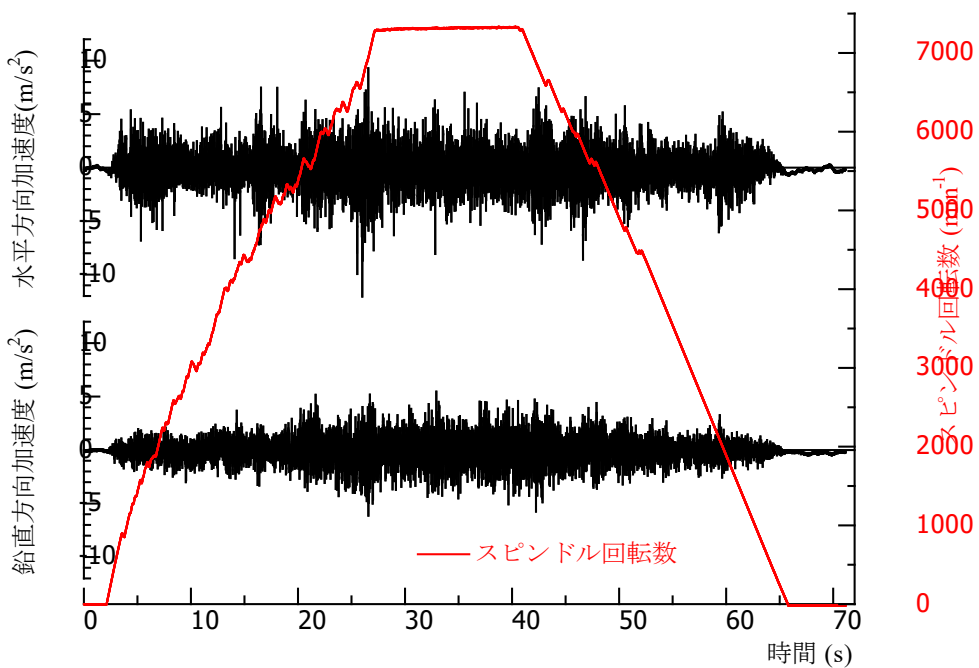


図8 前方軸受近傍のケーシングの水平方向と鉛直方向の振動加速度の時刻歴波形および回転数の時間変化

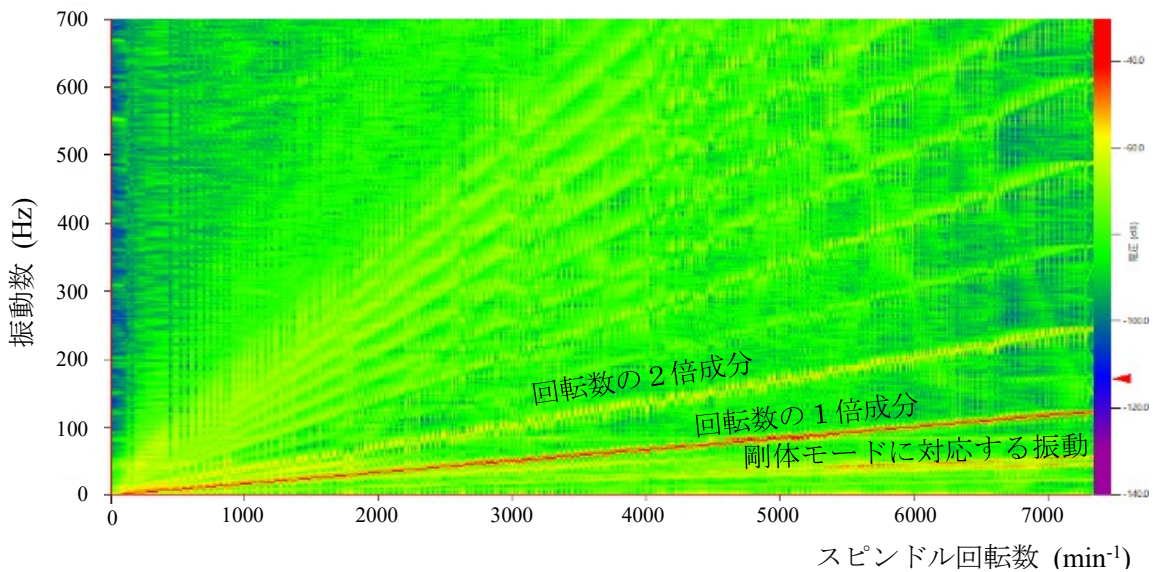


図9 ホイールアーバ先端の模擬といし部分での水平方向の軸振動変位に対する分析結果

分析結果の一例で、横軸にスピンドル回転数、縦軸に振動数、カラーコンターで振動数成分の大小（紫色：小→赤色：大）を示す。図9では、卓越する1倍成分が横軸のスピンドル回転数に比例する赤色の直線状で示される。1倍成分は、回転軸の質量アンバランス（残留不釣合い）が原因で生じる。内面研削スピンドルユニットの曲げ1次危険速度（約607 Hz）に相当する振動数成分は最高回転数から十分に離れているために励起されず、図9で全く観察されなかった。

## 5. おわりに

本研究課題では、2021年度に開発したホイールアーバ式内面研削スピンドルユニットに中実タイプのホイールアーバを取り付け、試運転台上で無負荷運転特性を評価した。まず試運転台上で実験モード解析を行い、曲げ1次危険速度を同定した。内面研削スピンドルユニットの曲げ1次危険速度が約607 Hzであり、スピンドルユニットの最高回転数7,000 min<sup>-1</sup>（約117 Hz）に比べて十分に高いことが確認できた。続いて、無負荷状態でスピンドルユニットを運転し、ホイールアーバ先端の模擬といし部分での軸振動変位とケーシングの振動加速度を測定し、無負荷運転特性（振動特性）を明らかにした。無負荷状態でのホイールアーバ先端の模擬といし部分での軸振動変位は、回転数によらず概ね一定であり、静的回転振れの測定値と同じオーダーであることが確認できた。以上から、試運転台上での特性ではあるが、開発したホイールアーバ式内面研削スピンドルユニットは良好な振動特性を有すると結論できる。今後、横軸内面研削盤に搭載し、無負荷運転中および内面研削加工中に実験モード解析を行い、実運転状態でのスピンドルユニットの振動特性を検証し、試加工品の研削内面の幾何公差を評価する。

本研究課題で得られた知見は今後の大径内面研削に寄与するものであり、文献8, 9a, 9bで成果を公開した。



## 参考文献

- 1) 清水伸二：新版 初歩から学ぶ工作機械，大河出版，(2011) 135.
- 2) ISO 21940-11:2016, Mechanical vibration - Rotor balancing - Part 11: Procedures and tolerances for rotors with rigid behavior, (2016).
- 3) JIS B 0905-1992：回転機械 - 剛性ロータの釣合い良さ，(2016).
- 4) 安達和彦，大久保信雄，大久保元博，向井良平，高橋宏美：長尺内面研削スピンドルの開発に関する研究(第 11 報:スピンドルシャフトの製造工程における質量アンバランスのばらつき)，2021 年度砥粒加工学会学術講演会(ABTEC2021)講演論文集，C36，(2021) 204.
- 5) R.Gasch and H.Pfutzner，三輪修三 訳：回転体の力学，森北出版，(1978).
- 6) 長松明男：モード解析入門，コロナ社，(1993) 293-323.
- 7) 中川憲治，室津義定，岩壺卓三：工業振動学，第 2 版，森北出版，(1986) 42-46.
- 8) 安達和彦，大久保信雄，大久保元博，向井良平，高橋宏美：長尺内面研削スピンドルの開発に関する研究(第 12 報：大径内面研削用ホイールアーバ式内面研削スピンドルの開発)，2022 年度砥粒加工学会学術講演会(ABTEC2022)講演論文集，D05，(2022) 219-222.
- 9a) 安達和彦，大久保信雄，大久保元博，向井良平，高橋宏美：大径内面研削用ホイールアーバタイプ内面研削スピンドルユニットの開発，IMEC2022(第 19 回国際工作機械技術者会議)論文集，A-3，(2022) p.6.
- 9b) K.Adachi, N.Ohkubo, M.Ohkubo, R.Mukai, and H.Takahashi: Development of a novel quill-type internal grinding spindle unit for large-diameter internal grinding, Proceedings of IMEC2022 (The 19th International Machine Tool Engineers' Conference), A-3, (2012) p.7.