

工作機械主軸の動特性の変動要因の解析

2026

松浦悠人

目 次

目 次	i
第 1 章 緒言	1
第 2 章 主軸動特性の変動要因と評価方法	3
2.1 緒論	3
2.2 主軸の動特性	3
2.3 動特性変動の要因	5
2.3.1 転動体の位置と転動体に作用する力	5
2.3.2 予圧方式	6
2.3.3 潤滑方式	7
2.4 測定による動特性の評価方法	7
2.4.1 動コンプライアンス測定	7
2.4.2 電気インピーダンス測定	8
2.5 本研究の調査対象と方法	8
2.6 結論	9
第 3 章 オイルエア潤滑主軸の動特性評価	10
3.1 緒論	10
3.2 非接触加振による主軸動特性評価	11
3.2.1 非接触加振装置	11
3.2.2 実験装置	12
3.3 動コンプライアンスの測定法	14
3.3.1 測定値と推定法	14
3.3.2 測定値の検証	16
3.3.3 有限要素解析結果との比較	18
3.4 主軸回転数, 軸受温度, 設置方向の影響	20
3.4.1 実験方法	20
3.4.2 実験結果と考察	21
3.5 高速運転時での潤滑条件の影響	27
3.5.1 実験方法	27
3.5.2 実験結果	28
3.6 結論	29
第 4 章 グリス補給潤滑主軸の動特性評価とオイルエア潤滑主軸との比較	31
4.1 緒論	31
4.2 測定に使用した主軸	31
4.3 主軸回転数, 軸受温度, 設置方向の影響	33
4.3.1 実験方法	33
4.3.2 実験結果と考察	34
4.4 高速運転時の潤滑条件の影響	37
4.4.1 実験方法	37
4.4.2 実験結果	39
4.5 等価粘性減衰係数の比較	40

4.6	オイルエア主軸とグリス主軸の動特性の比較と考察	42
4.7	結論	43
第 5 章	主軸動特性への軸受の組付状態・潤滑状態の影響	45
5.1	緒論	45
5.2	実験装置	49
5.3	主軸停止状態での動特性測定	51
5.4	回転時の動コンプライアンスと電気インピーダンス測定	53
5.4.1	実験方法	53
5.4.2	動コンプライアンスおよび電気インピーダンス測定結果	54
5.4.2.1	同一軸受で潤滑量を変化させた場合(条件 A)	54
5.4.2.2	軸受ごとに潤滑量を一定にした場合(条件 B,C)	60
5.5	考察	66
5.6	結論	67
第 6 章	結言	68
付録 A	モーダルパラメータの同定誤差	71
謝辞		74
参考文献		75
論文リスト		81

記号の説明

記号	意味	単位
c_j	: モード j における等価粘性減衰係数	$\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}$
d	: 主軸変位	m
F_0	: 平衡点での実加振力	N
f	: 実加振力	N
f_m	: 動力計で測定された加振力	N
G_{ii}	: 指令電流からコイル電流への伝達関数	-
G_{fi}	: コイル電流から加振力への伝達関数	N/A
G_{ff}	: 実加振力から動力計で測定される加振力への伝達関数	-
G_{df}	: 加振力から主軸変位への伝達関数	m/N
G_{di}	: コイル電流から主軸変位への伝達関数	m/A
I_0	: 平衡点でのコイルに流れる電流	A
i	: コイルに流れる電流	A
i_c	: 指令電流	A
j	: モードの種類	-
K_i	: 電磁力定数	N/A^2
m_j	: モード j における等価質量	kg
N	: コイルの巻き数	-
S	: 主軸回転数	min^{-1}
S_m	: 磁路の断面積	m^2
T_H	: 軸受ホルダ前側温度	$^{\circ}\text{C}$
T_S	: シャフト温度	$^{\circ}\text{C}$
x_g	: コイル-疑似工具間ギャップ長	m
ζ_j	: モード j における減衰比	-
μ_0	: 空気の透磁率	H/m
ω_j	: モード j における固有角振動数	rad/s

第1章 緒言

工作機械の主軸は工具を把持し回転運動を与える。主軸の基本性能である回転数、精度、剛性は加工性能に直接影響する。これらの主軸の性能を安定性も含めて高めるために、長年にわたって多くの技術開発と研究が積み重ねられてきた。主軸の高速化は1990年代に大きく進展した。これは、航空機部品加工の分野において、被削性が良いアルミニウム合金部品に対して、高速加工による加工能率の向上が求められたためである[1]。さらに、コーティング工具の普及により金型加工分野で高硬度材料の切削が可能となった。高硬度材料の加工では切り込み深さが制約されるため、高速・高送りによる加工能率の向上が必要となったことも、主軸の高速化が進んだ要因である。主軸の高速化は、転動体材料の鋼からセラミックスへの転換、オイルエア潤滑の導入、ビルトインモータの採用、予圧技術の高度化によるものである[2]。その結果、主軸の回転数は $4,000 \sim 6,000 \text{ min}^{-1}$ 程度から $10,000 \sim 15,000 \text{ min}^{-1}$ に増加した。さらに、回転数は $40,000 \sim 60,000 \text{ min}^{-1}$ に達する場合もある。主軸の高速化とともに、加工の高能率化に寄与する指標である $d_m n$ 値も大きく増加した。 $d_m n$ 値は、高剛性の指標である主軸内径 d_m (mm)と高速性の指標である回転数 n (min^{-1})の積であり、大きければ大きいほど主軸回転数と切り込み深さを増加できる。例えば、1980年代の一般的な $d_m n$ 値が 5.0×10^5 程度であったのに対し、1990年代には 2.0×10^6 を超え、昨今では $d_m n$ 値が 3.0×10^6 を達成した例も報告されている[3]。

このような加工の高速化・高能率化の要求に加え、省エネルギー、環境対応、インテリジェント化等の新たな市場要求が生まれている[3][4]。省エネルギーは、過去からも要求があったが、エネルギーコストの問題からさらに注目されるようになり、環境対応とも結びついている。例えば、高速主軸の軸受潤滑方式として、現在はオイルエア潤滑が主流であるが、潤滑油と圧縮空気の消費量の抑制のために、グリス潤滑の適用が試みられている。グリス潤滑は、外部から強制的な供給をおこなっていないことから、高速運転時に潤滑油が枯渇しやすいという課題がある。この問題を解決する手段として、グリスを必要なだけ供給する強制的な間欠給油技術が導入されている。インテリジェント化の要求はもともと省人化のための自動化から発展し、近年では状態監視と判断による工作機械の自律化が注目されている。状態監視の対象は、主軸の運転状態だけでなく、加工プロセス自体も含まれている。加工プロセスの状態の安定化のために、主軸の駆動電流や付加センサによる加工負荷監視技術の開発が進んでいる[5]。主軸の運転状態の監視で代表的な技術は温度と熱変位の監視である。状態監視は熱変位補正技術と連携し加工の自律化に貢献している。例えば、軸受温度を把握し適切な予圧の設定や制御をおこなうことで、軸受の損傷を避け、高寿命化を図ることができる。前述した $d_m n$ 値 3.0×10^6 の主軸は、回転数に応じた予圧切替と温度監視技術が応用されている。

近年は、加工のインテリジェント化をさらに進めるために、計算機技術を用いた切削加工条件の最適化の技術が発展している。その代表がびびり振動の抑制技術である。びびり振動の解析においては、工具側または工作機械側の動特性をモデル化し、加工モデル（再生効果を含む）と組み合わせることで安定限界を予測する方法が研究されてきた[6]-[9]。安定限界を主軸回転数ごとに可能な切り込み深さとして表現した図を、安定限界線図と呼ぶ[10][11]。多くの研究成果から、

びびり振動解析による切削条件の最適化は、様々な加工材料、加工形態、工具に応用できるようになった。しかし、その解析をおこなうためには、計算段階で動コンプライアンス（動剛性の逆数）を定量化しなければならない。動コンプライアンスの定量化にあたっては、測定で求める方法やモデルで計算する方法が用いられ、このいずれの方法にも不確かさが存在する。特に、工具—ホルダー—主軸の動コンプライアンスは、主軸の設計条件、設置条件、運転条件の影響を受ける。例えば、主軸シャフトに対する軸受のレイアウトと支持法は主軸の振動モード、固有振動数、減衰に影響する。この影響の背景には複数の現象の連鎖が存在する。すなわち、シャフトと軸受要素に作用する力の分布と潤滑状態が回転によって変化し、それに伴って軸受の接触状態や予圧が変動する。さらに、軸受内の摩擦により発生した熱が構成部品へ伝わることで、各部に熱変位が生じ、結果として潤滑状態および予圧が変化するという一連のプロセスである。このように、力学、熱伝導、および流体潤滑の諸現象が相互に関係しながら時間的に変化することが主軸動特性の解析を複雑にしている。

本研究では、回転時の実用主軸の動コンプライアンスを定量化して、変動要因を調査することを目的とする。動コンプライアンスに着目する理由は、加工の高能率化のための重要な定量指標であり、様々な要因が影響するからである。例えば、びびり振動に対する最も有効な対策は機械減衰の増加であることがわかっている。また、環境対応に向けた主軸開発はリーン潤滑の方向へ、潤滑剤開発の方向は低粘性化が進んでいるが、いずれも動特性においては低減衰化に進む方向であると考えられ、加工の高能率化や主軸の寿命に影響を及ぼす可能性がある。具体的な研究の目標として、実用的な主軸の設置条件と運転条件の変化に対する動コンプライアンスの変化、ならびに潤滑方式と潤滑条件の動コンプライアンスへの影響、軸受の組付状態・潤滑状態の変化に対する動コンプライアンスの変化を調査する。動コンプライアンスを測定する方法として、インパクトハンマリング試験が従来用いられてきたが、高速主軸での評価のために非接触動的試験が可能な装置を製作し評価をおこなう。また、軸受の潤滑状態の評価のために電気インピーダンス測定を用いて、動コンプライアンス測定と併用して解析をおこなう。

本論文の構成は以下のとおりである。第2章では、回転中の主軸動特性の変動要因、動コンプライアンス測定法、電気インピーダンス測定法の概要についてそれぞれまとめ、以下の章での調査方針を述べる。第3章では、非接触加振による動コンプライアンスの評価方法を提案し、オイルエア潤滑の主軸（オイルエア主軸）の測定結果について考察した結果を述べる。第4章では、第3章で調査対象としたオイルエア潤滑の主軸と同様の構造を持つグリス補給潤滑の主軸（グリス主軸）の動コンプライアンスを測定した結果を整理し、潤滑方式の違いの影響について述べる。第5章では、シャフト—軸受—軸受ホルダの電気インピーダンス測定とシャフトおよび軸受ホルダの動コンプライアンス測定が可能な実験装置を提案し、それらの測定結果を整理し、軸受の組付状態・潤滑状態と動コンプライアンスの関係について考察した結果を述べる。第6章では、結言として、各章で得られた結果と考察をまとめ、それらに総合的な考察を加える。さらに、今後の課題および将来展望を述べる。

第2章 主軸動特性の変動要因と評価方法

2.1 緒論

本章では、回転主軸の動特性に影響を及ぼす要因、主軸の動コンプライアンス測定技術および軸受の潤滑状態の評価のための電気インピーダンスの測定技術について概説し、本研究の調査方針を示す。

本章の構成は次のとおりである。2.2 節では、主軸動特性について説明する。2.3 節では、その変動要因を構成要素ごとに整理する。2.4 節では、動特性の測定技術として用いる非接触動的試験およびインパクトハンマリング試験の概要を示す。さらに、軸受の潤滑状態の評価に使用する電気インピーダンス測定について説明する。2.5 節では本研究の調査方針を提示する。2.6 節は以上をまとめた結論である。

2.2 主軸の動特性

主軸を構成する主要な要素は、シャフト、軸受、モータ、カップリング、ハウジングである。低摩擦、負荷容量、剛性、組立の容易性から、マシニングセンタのような汎用工作機械の主軸には転がり軸受が採用されることが多い。また、高速主軸においては、モータを軸受間に配置するか外付けにするかの設計選択がある。図 2.1 に、前側にアンギュラ玉軸受と後側に円筒ころ軸受を採用したモータ外付けタイプの主軸の最も簡単な構造（モータとカップリングは省略してい

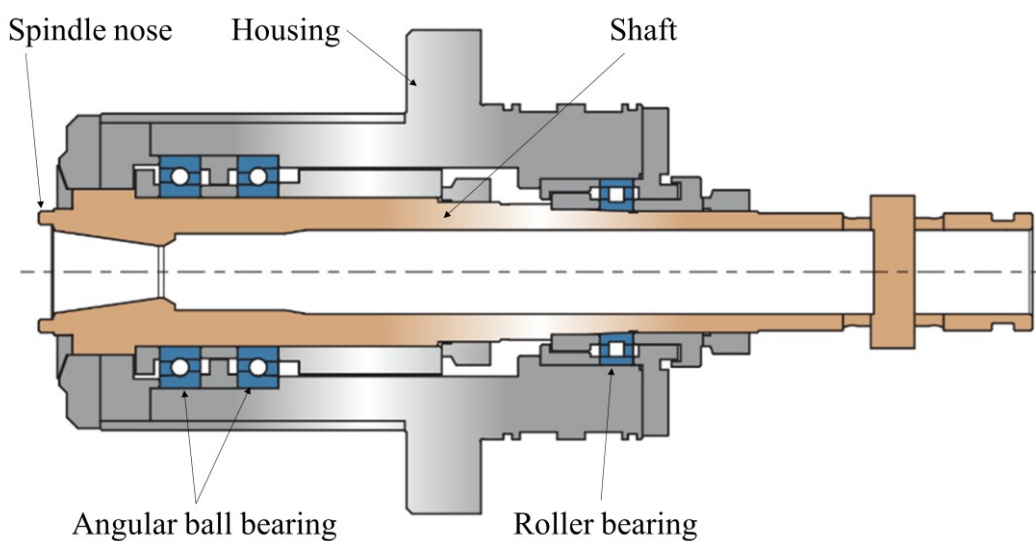


Fig.2.1 Configuration of spindle.

る)の例を示す。アンギュラ玉軸受は、図 2.2 に示すように、転動体の玉と軌道が接触する角度（接触角）を有し、ラジアル荷重と一方向のアキシアル荷重に対して支持剛性を持つ。単列では一方向のアキシアル荷重にしか対応できないため、両方向の荷重に対応するときは複列を対向させて配置する。工作機械の主軸の場合、モーメント剛性を高めるために、図 2.3 に示すような背面合わせで配置することが多い。後側の円筒ころ軸受はラジアル荷重だけを支持するが、これはシャフトのアキシアル方向の熱変位を逃がすためである。

図 2.4 は図 2.1 の主軸の力学モデルである。主軸にはホルダを介して工具が装着される。工具に作用する切削抵抗に対する変位の大きさの比が、加工で重要な指標である工具－主軸系剛性である。一方、主軸剛性はやや抽象的な概念である。通常は主軸ノーズに作用する荷重に対する

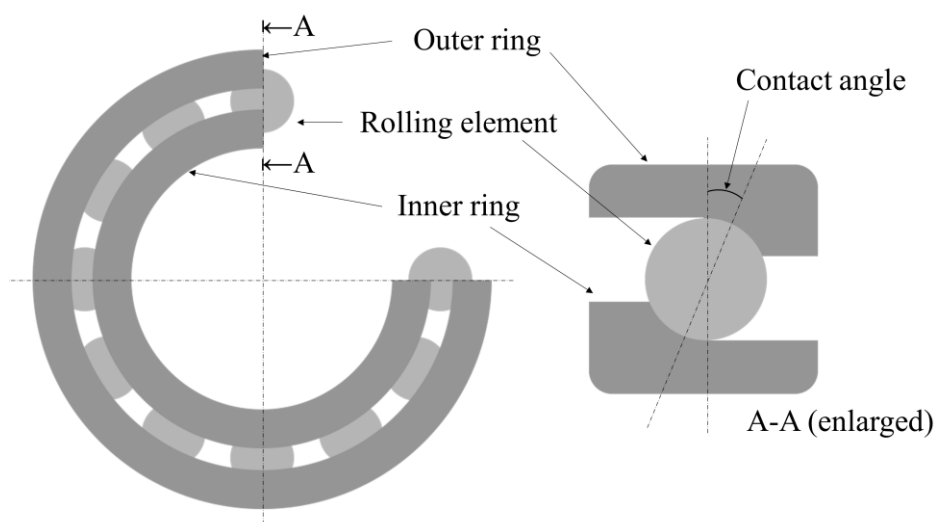


Fig.2.2 Overview of angular ball bearing structure.

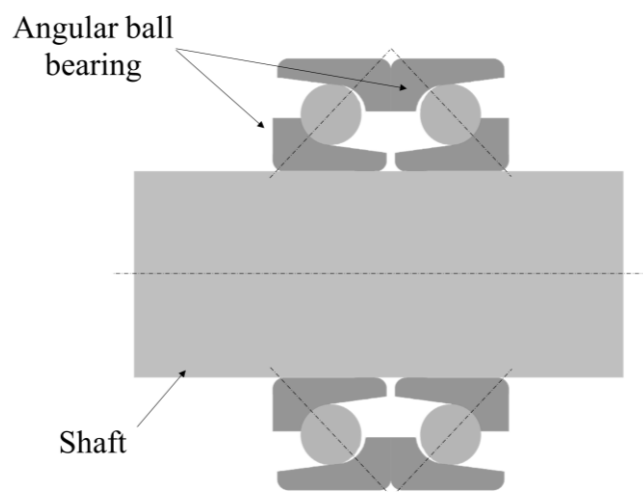


Fig.2.3 Overview of back-to-back arrangement.

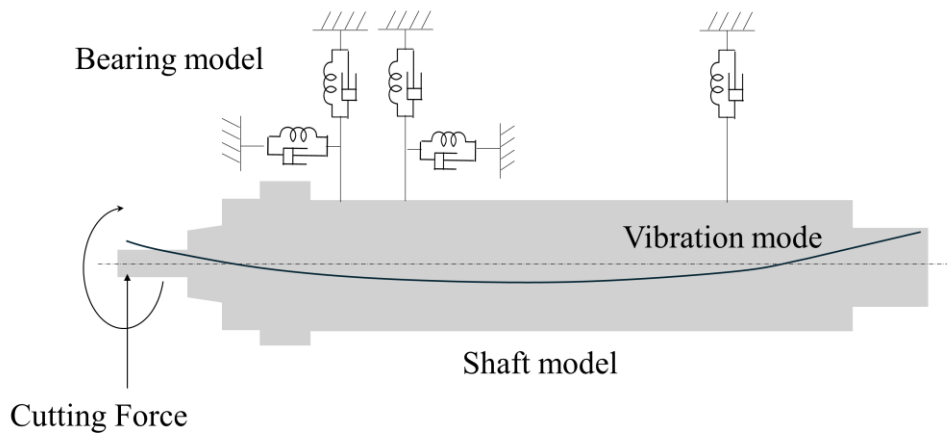


Fig.2.4 Dynamic model of spindle.

変位の大きさの比を意味すると考えられるが、疑似工具を装着して特定箇所に負荷を与えて評価する場合も含まれる。本研究では、動剛性の逆数である動コンプライアンスを評価に用いるが、実験装置によって負荷点と変位測定点が異なる点に注意されたい。

工具を除いた主軸系で最も剛性が低いのは軸受である。また、軸受は剛性と減衰の両方の特性を持つ。このため、主軸系の力学的な解析では、図 2.4 中に示すように、軸受をばね-ダンパモデルで表現することが多い。剛性についてはヘルツ接触理論[12]を用いた計算法が用いられるが、ダンパの減衰については有効な計算法がなく実験で求められる。なお、加工分野においては、主軸動特性が主軸動コンプライアンスを意味することが多い。しかし、後述する軸受の潤滑状態も動特性を持つので、やや広い意味を指す場合は動特性と呼び、動コンプライアンスと区別する。

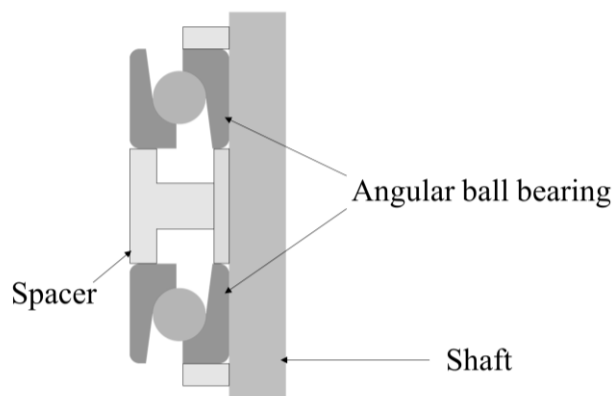
2.3 動特性変動の要因

2.3.1 転動体の位置と転動体に作用する力

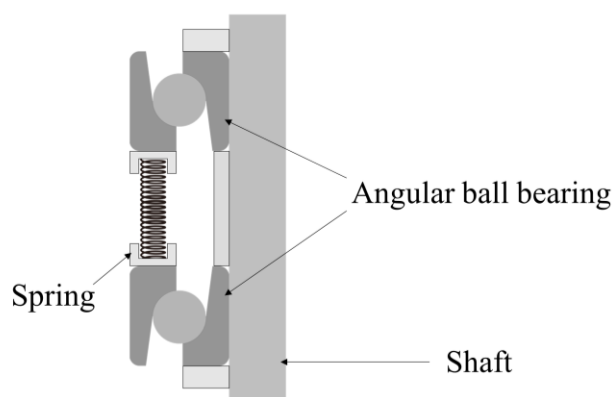
アンギュラ玉軸受の接触角が大きいほど、軸受のアキシアル剛性は増加するが、ラジアル剛性は減少する。そして、接触角は回転中に変化する。例えば、回転中の遠心力によって、内輪接触角は増加し、外輪接触角は減少することが知られている[13]。主軸シャフトのわずかな傾き運動により転動体にはスピン成分が加わり、さらに高速回転する転動体にはジャイロモーメントが作用するため、接触面の摩擦や荷重を変化させ、軸受の剛性と減衰に影響する。

2.3.2 予圧方式

軸受の剛性を確保するために、予圧 (Preload) が用いられる。予圧を与える方法には、図 2.5 に示すように、定位置予圧方式 (Rigid preload) と定圧予圧方式 (Elastic preload) がある。定位置予圧方式には、間座 (Spacer) を用いて内外輪の位置を固定する方法が用いられる。定圧予圧方式では、ばね (弾性体) や油圧を用いて外輪間に一定の力を作用させる。予圧が増加すると、転動体と軌道面の接触剛性が増加し、主軸系の固有振動数が増加する。軸受の発熱による主軸構成要素の熱変位は予圧に影響し、軸受剛性を変化させる。アキシアル方向に熱変位が生じた場合の予圧変化は、定圧予圧方式では小さく、定位置予圧方式では大きい[14]-[16]。定位置予圧方式は、定圧予圧方式と比べて高い剛性を有するため、高能率加工に適している。しかし、高速回転時には予圧が過大になるリスクがあるため、軸受での発熱が大きい高速主軸では定圧予圧方式が採用されることが多い。



(a) Rigid preload



(b) Elastic preload

Fig.2.5 Overview of preload system.

2.3.3 潤滑方式

高速主軸内の転がり軸受の潤滑方式は、オイルエア潤滑およびグリス補給潤滑が主に採用されている。オイルエア潤滑は、ミキシングバルブで微量の潤滑油と圧縮空気を混合し、この混合流体を軸受内部に直接供給する方式である。ミキシングバルブは多くの場合、定量吐出機能を備えている。例えば、工作機械主軸用の軸受 1 個当たりの潤滑油供給条件としては、8～16 分ごとに $0.01 \sim 0.03 \text{ cm}^3/\text{回}$ が標準とされている[17]。また、軸受に排油孔が設けられており、供給された潤滑油は軸受内に滞留することなく、圧縮空気とともに速やかに外部に排出される構造が採用される。グリス補給潤滑は、外部に設けられた供給装置から、定期的に軸受へと定量のグリスを供給する方式である。劣化した余剰グリスは、主軸内部に設けられた貯蔵溝に導かれる構造となっている。グリスは基油、増ちょう剤、添加剤によって構成された半固体状の潤滑剤である。増ちょう剤は繊維状の高分子化合物で、その三次元網目構造内部に基油を保持する機能を有し、この構造に起因してグリスはせん断速度依存性と時間依存性を併せ持つ複雑な流動特性を示す[18]。グリスは半固体状であるため軸受内の隙間に留まる付着性を有し、形成されたグリスだまりから基油が徐々に接触域へと染み出すことにより潤滑油が供給される。この方式の特徴として、オイルエア潤滑における代表的な供給量が $1.0 \sim 3.0 \text{ cm}^3/24\text{h}$ に対し、グリス補給潤滑では $0.1 \text{ cm}^3/24\text{h}$ 以下という極めて少ない供給量で潤滑状態を維持できることが挙げられる[19]。

軸受の剛性と減衰に影響するのが、転動体と軌道面の接触域の潤滑状態である。その潤滑状態には、境界潤滑領域、混合潤滑領域、および流体潤滑領域があり、各領域において摩擦挙動が異なることがストライベック曲線（Stribeck curve）で示される[20]。油膜形成の不十分な境界潤滑領域では固体同士の接触により摩擦係数が高く、油膜厚さの増加に伴って混合潤滑領域に移行すると摩擦係数は減少する。油膜が十分に厚くなり固体同士が完全に油膜によって隔てられている流体潤滑領域においては、粘性抵抗が支配的となるため、油膜厚さの増加に応じて摩擦係数が再び増加する。以上は、摩擦係数の観点からの説明であるが、油膜形成によって軸受の剛性と減衰がどのように変化するかは複雑であり、この点については第 5 章で詳細に述べる。

2.4 測定による動特性の評価方法

2.4.1 動コンプライアンス測定

代表的な動コンプライアンス測定法は、接触式のインパクトハンマリング試験である。この測定法では、力センサを内蔵したインパクトハンマで対象を加振し、センサで変位または加速度を測定し、フーリエ変換で力一応答間の周波数応答を算出する。前節で述べた動特性の変動は、主軸回転に伴い発生し時間的に変化する。したがって、主軸の動コンプライアンス測定も回転中におこなわなければならない。高速回転する主軸に対するインパクトハンマリング試験は、安全上の問題があり実施は困難である。また、実用主軸では剛性も摩擦も大きいいため、インパクトハンマリング試験では十分な振動エネルギーを与えることが難しく、さらに同じ加振力を毎回与える

には技能が必要である。一方で、切削力は衝撃力であるため、主軸の評価のための力の形態としては理想的である。

回転中の主軸に非接触で強制振動を与え、加振力と振動応答を測定して動コンプライアンスを取得する方法が非接触動的試験（Contact-less dynamic spindle testing : CDST）である。CDST に関する初期の研究としては、Kwiatkowski による電磁加振装置の開発と吸引力に影響を及ぼす各種パラメータに関する調査がある[21]。その後、Chowdhury らは、この加振装置を用いて、旋盤およびフライス盤主軸の回転時の動特性を調査した[22]。以降も多くの研究者が、CDST を用いて回転時の主軸の動特性を調査してきた。非接触加振の手法としては、近年、過電流ブレーキを用いて加振する手法[23]も報告されているが、コイルによる吸引力を用いた手法が主流である[24]-[35]。

2.4.2 電気インピーダンス測定

2.3.3 節で説明したように、軸受の潤滑状態は軸受の剛性と減衰に影響を及ぼしているため、その定量化は重要である。潤滑状態の指標である油膜厚さの測定には、従来、光干渉法[36]が主に用いられてきた。しかし、本測定法では、軸受の軌道面を光学的に測定可能とするために、部品の材料を変更しなければならない。一方で、実機での油膜厚さの評価のために電気インピーダンスを測定する手法が提案され、転がり軸受の潤滑状態のモニタリングに応用されつつある[37]-[40]。この手法は、軸受の転動体と軌道面の間に形成される油膜が電氣的には誘電体として振る舞うことに着目したものである。すなわち、油膜が十分に形成されている場合、金属接触が遮断され、電氣的にはキャパシタンス成分が支配的となる。一方で、潤滑不足や境界潤滑領域では、部分的な金属接触が発生し、抵抗成分があらわれる。これらは主軸が回転している状態での電気インピーダンスに反映されるので、潤滑状態の変化を非接触のかつリアルタイムに検出することが可能となる。電気インピーダンス測定では、軸受の外輪と内輪間に交流電圧を印加し、周波数掃引して得られる電流応答から複素インピーダンスを取得する。得られた周波数応答から、転がり軸受内の油膜の形成度合を評価できると報告されている[40]。ただし、本手法にはいくつかの課題も存在する。軸受内部での電流経路は複雑であり、軸受構成部品と潤滑油の導電性に加えて、主軸の複雑構造や実験装置の絶縁性能によっても、測定結果に影響を受ける。特に、実用的な主軸では、微小な隙間を構成部品同士の結合部に持つことが多い。これらの隙間はコンデンサとして作用し、ノイズの発生要因となって測定精度を低下させる可能性がある。

2.5 本研究の調査対象と方法

本研究では、運転条件・設置条件および軸受の潤滑条件・組付条件が実用主軸の動コンプライアンスに及ぼす影響を体系的に評価する。調査対象には、モータ外付けタイプの定位置予圧方式の実用主軸を選ぶ。これは、モータビルトインタイプの主軸はモータの発熱の影響が顕著であるのに対して、モータ外付けタイプは軸受に発熱源を絞れるためである。定位置予圧方式の主軸を選択した理由は、回転に伴う動特性の変化が大きく、変動要因の特定に適しているからである。

また、定位置予圧方式の高い剛性を高速回転域で活用するために、その動特性の変動要因を明らかにすることは加工の高能率化にとって重要である。

回転中の実用主軸の動コンプライアンス測定のために、電磁力を用いた非接触動的試験をおこなう。実験条件としては、運転条件（回転数・温度）、設置条件、潤滑条件を変化させる。潤滑方式に関しては、同じ予圧方式を採用した主軸に対してオイルエア潤滑とグリス補給潤滑をそれぞれ適用し、動コンプライアンス測定結果の比較をおこなう。また、設置条件の影響を調査するために、主軸姿勢を変更可能なテストスタンドと小型非接触加振装置を用いる。さらに、軸受内の電気インピーダンスを測定して、潤滑状態と動特性の関係を評価する。実用主軸では電気インピーダンス測定が困難であるため、主軸シャフトが前側軸受部に片持ち支持された状態を模擬した実験装置を製作する。軸受の組付条件・潤滑条件を変化させ、シャフトおよび軸受ホルダの動コンプライアンスとシャフトー軸受ー軸受ホルダの電気インピーダンスを同時に測定する。

2.6 結論

本章では、回転主軸の動特性に影響を及ぼす要因について整理するとともに、動コンプライアンス測定および電気インピーダンス測定の概要をまとめた。これらを踏まえて、研究調査を次の3系列の実験で構成することとした。

- 1) 定位置予圧方式のオイルエア潤滑の実用主軸を対象に、運転条件（回転数・温度）、設置条件、潤滑条件を変化させて、非接触動的試験を用いた動コンプライアンス測定を実施し変動要因を考察する。
- 2) 項目 1)の主軸と同一構造で潤滑方式がグリス補給潤滑である主軸を製作し、項目 1)の実験と同一条件下で非接触動的試験を用いた動コンプライアンス測定をおこない、潤滑方式の違いによる影響を評価する。
- 3) 片持ちされた主軸シャフトを模擬した実験装置を製作し、軸受の組付条件・潤滑条件を変化させて、シャフトおよび軸受ホルダの動コンプライアンスとシャフトー軸受ー軸受ホルダの電気インピーダンスを同時に測定し、軸受の組付状態および潤滑状態がシャフト回転時の動コンプライアンスに及ぼす影響を評価する。

第3章 オイルエア潤滑主軸の動特性評価

3.1 緒論

高速主軸の転がり軸受には、オイルエア潤滑が採用されることが多い[41]-[43]。オイルエア潤滑は、圧縮空気を用いて強制的に転動体と軌道面の隙間に潤滑油を送り込むことができ、潤滑状態が安定するとされているためである。潤滑状態が安定であれば、主軸の動特性も安定であると想像される。本研究では、非接触動的試験（CDST）を利用して主軸の動コンプライアンスを測定するが、潤滑状態が安定している主軸を測定対象にすることで、実験装置および測定法の有効性を検証しやすくなる。

本章では、主軸の設置条件・運転条件・潤滑条件がオイルエア主軸の動特性に及ぼす影響を調査した結果を報告する。調査のために、松原らが開発した小型非接触加振装置[35]を、定位置予圧方式のオイルエア主軸を搭載した実験装置に組み込み、CDSTによる動コンプライアンス測定と評価法の妥当性を検証する。横形および立形のマシニングセンタに主軸が設置された場合を想定し、水平および鉛直の主軸設置条件を設定する。それぞれの設置条件に対して、主軸回転数と軸受温度の条件を広くカバーできる運転パターンを設定し、動コンプライアンス測定をおこなう。また、潤滑状態が動特性に及ぼす影響を調べるために、主軸を連続運転しながら潤滑油供給間隔を変化させた条件で、動コンプライアンスを測定する。得られた動コンプライアンスから固有振動数と減衰比を同定して、その変化の要因を考察する。

本章の構成は以下の通りである。3.2節では、実験装置の構成について説明する。3.3節では、非接触加振による主軸動特性の測定法および評価法を説明する。さらに、インパクトハンマリング試験での測定結果および有限要素解析によって算出した固有振動数・モードとの比較を通じて、CDSTによって得られた動コンプライアンスについて検証した結果を述べる。3.4節では、異なる主軸設置条件に対して、主軸回転数および軸受温度を変化させて測定した動コンプライアンスを比較する。さらに、偏分反復法[45]により同定した固有振動数および減衰比を示し、動特性の変動要因についての考察を述べる。3.5節では、連続運転と潤滑油供給間隔に関する実験条件について説明し、各条件下で測定された動コンプライアンスおよび同定された固有振動数と減衰比を比較し、その変動要因の考察について述べる。3.6節は以上をまとめた結論である。

3.2 非接触加振による主軸動特性評価

3.2.1 非接触加振装置

図 3.1 に非接触加振装置のシステム構成を示す。本システムは、疑似工具に加振力を発生させる装置、加振を制御し応答を記録する装置、加振力と主軸ラジアル方向変位を測定する装置で構成される。独立した 2 つの電磁コイルに電流を流すことにより、主軸に取り付けられた疑似工具のラジアル方向に吸引力を発生させ、1 軸 1 方向に加振する。疑似工具の磁気吸引部は、渦電流を抑制するために、厚さ 0.2 mm の鋼板を 250 枚積層し、板間を接着剤で絶縁して製作された。加振・計測用のコントローラから D/A 変換器を通じて電流アンプにコイル電流値が指令され、電流アンプは指令されたコイル電流値に追従するようフィードバック制御される。指令電流のパターンを変化させることで、加振をおこなう。コイル電流値は、アンプ内のシャント抵抗で計測され、A/D 変換器を通じてコントローラで同時に計測される。発生した加振力は、コイルの下に配置された水晶圧電型 3 成分動力計により測定される。また、非接触加振装置上面に取り付けられた渦電流式変位センサにより、疑似工具フランジ端面のラジアル方向変位が測定される。これらの測定信号は、A/D 変換器を通じてコントローラに記録される。渦電流式変位センサの分解能は $0.1\ \mu\text{m}$ で周波数帯域は 10 kHz である。また、D/A 変換、A/D 変換のサンプリング周波数は 20 kHz である。

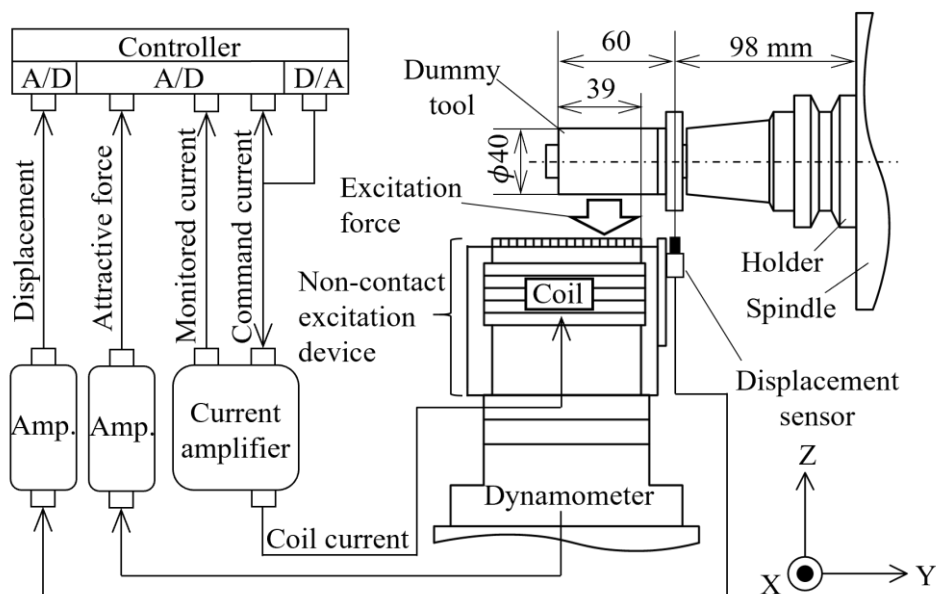


Fig.3.1 Configuration of non-contact excitation device.

3.2.2 実験装置

図 3.2 に測定実験に用いたテストスタンドの外観，図 3.3 に主軸と非接触加振装置のレイアウト，図 3.4 に主軸の内部構造，表 3.1 に主軸の仕様をそれぞれ示す．なお，非接触加振装置と主軸変位センサのレイアウトは図 3.1 を参照されたい．ハウジングは，非接触加振装置および動力計の両方を支持するフレームにボルトで固定されている．このフレームは，ヒンジ機構によって回転可能なヘッドストックにボルトで固定されており，この回転機構により，実験装置から主軸を取り外すことなく，水平方向および鉛直方向に主軸の向きを変えることが可能である．

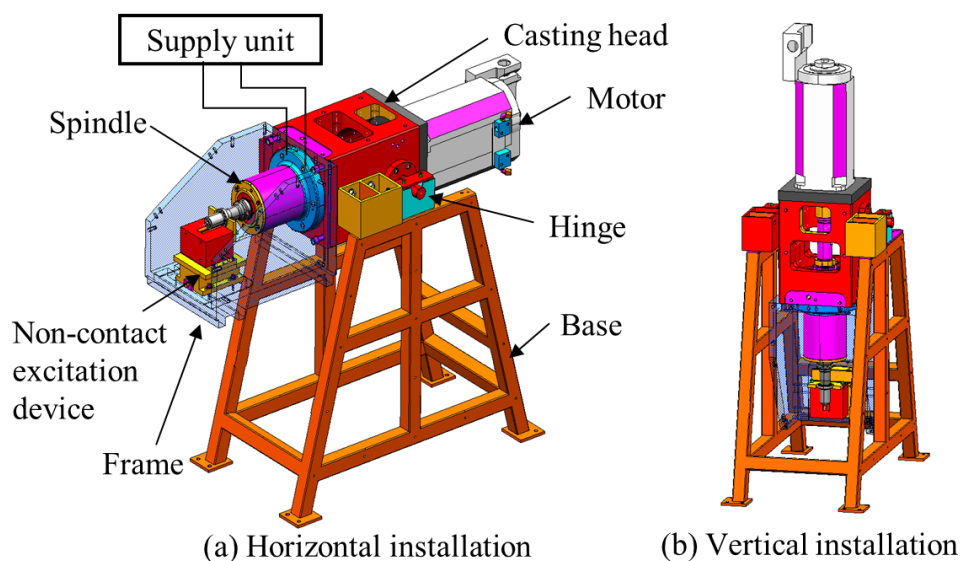


Fig.3.2 Overview of test rig.

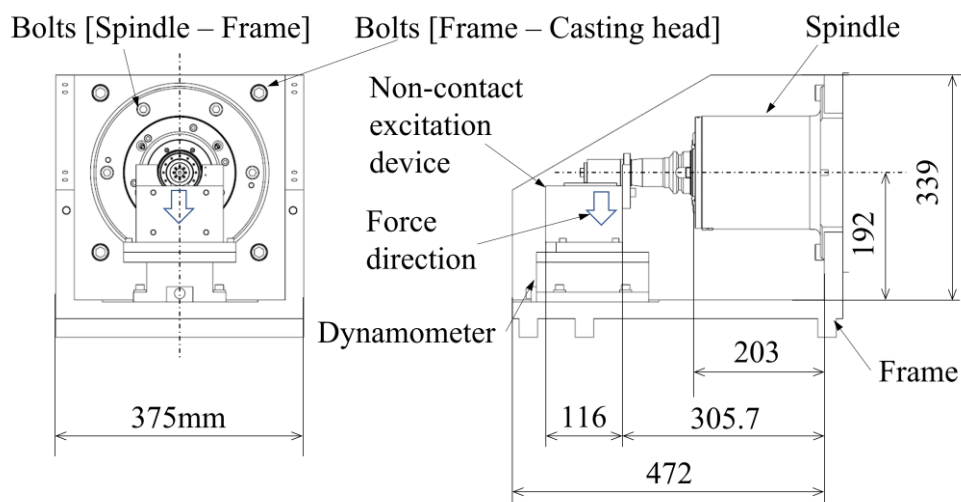


Fig.3.3 Frame layout diagram.

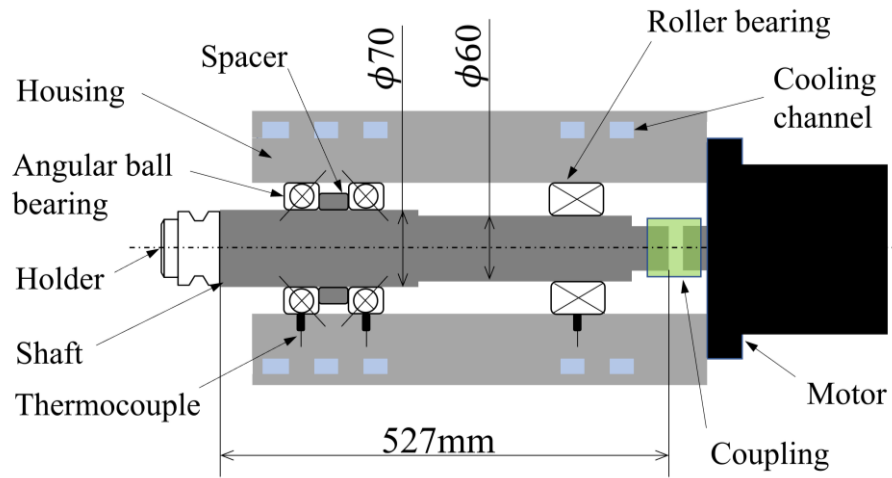


Fig.3.4 Spindle layout diagram.

Table 3.1 Spindle specifications and design parameters.

Spindle Spec.	Max. spindle speed [min^{-1}]	20,000
	Rated output [kW]	15
	Max. output [kW]	18.5
	Max. torque [Nm]	108.4
	$d_m n$	1.7×10^6
	Drive system	Motor and direct coupling
	Cooling method	Outer jacket coolant channel
	Tool type	BBT40
	Holder type	Hydraulic chuck
Bearing	Bearing combination	Angular ball bearings (front) with DB combination Roller bearing (rear)
	Preload style	Rigid preload (front)
	Oil type	Paraffinic oil

主軸シャフトとモータは分離配置され、カップリングで連結されている。シャフト前側に背面合わせのアンギュラ玉軸受が 2 列、後側に円筒ころ軸受が 1 列配置されている。シャフト部先端はテーパ面が加工されており、疑似工具を装着したホルダ（BT40 相当）をばね力で引き込み主軸に把持する。前側と後側の両方の軸受の外輪近傍のハウジング内にそれぞれ熱電対が設置されており、温度を監視できる。アンギュラ玉軸受は、間座を用いた定位置予圧方式で支持されている。軸受への潤滑方式はオイルエア潤滑で、外部の供給装置内の定量ピストンから吐出された潤滑油と圧縮空気が混合され、チューブを通して潤滑油が軸受内に供給される。供給装置への吐出指令が与えられてから、新たな潤滑油がチューブ内を移動し軸受内に到達するまで 10～15 分を要する。主軸は外套冷却されており、冷媒がオイルクーラへ戻る際の温度を基に、周囲の室温に近づくよう閉ループ制御され、目標値からの乖離は 0.1 °C 程である。

3.3 動コンプライアンスの測定法

3.3.1 測定値と推定法

図 3.5 に、指令電流から加振力の測定値、主軸変位までのブロック線図を示す。図中において、 i_c ：指令電流， i ：コイルに流れる電流， f ：実際の加振力， f_m ：動力計での加振力の測定値， d ：主軸変位， G_{ii} ：指令電流からコイル電流への伝達関数， G_{fi} ：コイル電流から加振力への伝達関数， G_{ff} ：実際の加振力から動力計で測定される加振力への伝達関数， G_{df} ：加振力から主軸変位への伝達関数， G_{di} ：コイル電流から主軸変位への伝達関数である。 G_{df} が測定の目標となる動コンプライアンスであり、測定では周波数応答関数（Frequency Response Function：FRF）を取得する。

FRF 取得において注意する点は、動力計はフレームと加振をおこなうコイルの間に取り付けられているため、 G_{ff} には非接触加振装置と動力計の振動特性が含まれることである。そのため、 d と f_m で G_{df} を推定すると誤差を持つ。そこで、電流指令に対する変位応答である G_{di} を用いて G_{df} を推定する。図 3.5 に示すフォワードパスより、 i と d の関係は、

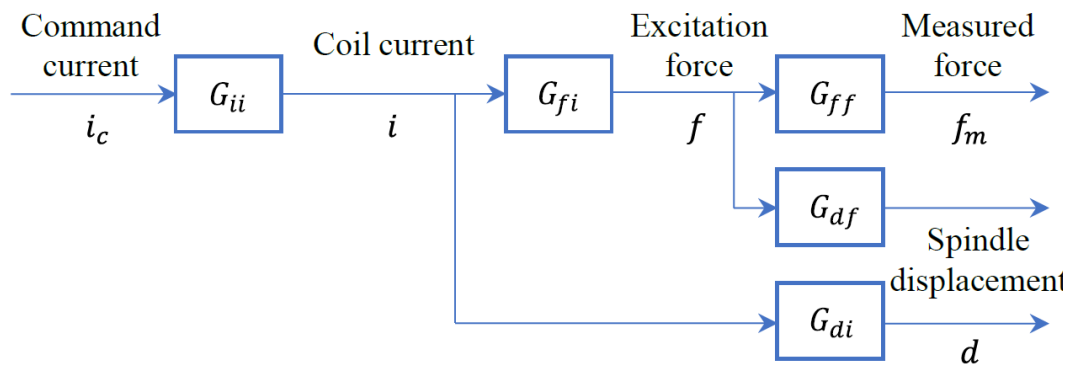


Fig.3.5 Block diagram of measurement system.

$$d = G_{di} \cdot i \quad (3.1)$$

$$d = G_{df} \cdot G_{fi} \cdot i \quad (3.2)$$

となる．式(3.1), (3.2)より,

$$G_{df} \cdot G_{fi} = G_{di} \quad (3.3)$$

$$G_{df} = G_{di}/G_{fi} \quad (3.4)$$

となり, G_{di} を G_{fi} で除することで G_{df} を求められる． G_{di} を得るために, 図 3.6 に示すような, 周波数が線形に増加するように掃引した正弦波をコイル電流指令に入力して, 加振力を発生させて主軸を振動させる．それぞれの信号を取得したのち, i と d の測定値に対して H_1 推定法を用いて, G_{di} の FRF を計算する．掃引時間で取得した総測定データ 8192 点を 50%オーバーラップしながら移動して FRF を推定した．FRF の周波数分解能は 2.441 Hz である．

G_{di} から式(3.4)を用いて, G_{df} を得るためには G_{fi} が必要となるが, これには以下の方法で推定した等価比例ゲインを用いる．まず, 電磁コイルと疑似工具の間に作用する電磁力を, 文献[44]を参考にして, 次式のようにおく．

$$f = K_i i^2 \quad (3.5)$$

ただし,

$$K_i = \frac{\mu_0 S N^2}{4 x_g^2} \quad (3.6)$$

であり, μ_0 : 空気の透磁率, S : ギャップ部分を通過する磁路の断面積, N : コイル巻き数, x_g : コイルと疑似工具間のギャップ長である．コイル鉄心や疑似工具の透磁率は μ_0 に比べて大きいとしている．加振によるコイルと疑似工具間のギャップ長変化が K_i に影響しないことは, 予め工作機械上での試験で確認している．また, K_i は主軸が回転しても変化しない．すなわち定数であるとする．

式(3.5)をある平衡点, $i = I_0$, $f = F_0$ でテーラー展開すると,

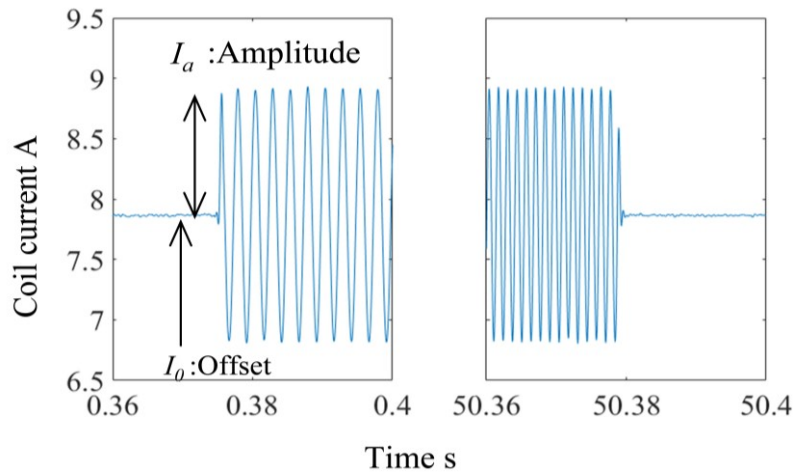


Fig.3.6 Current command for sine sweep excitation.

$$f = G_{fi}(I_0)(i - I_0) + F_0 \quad (3.7)$$

となる．ただし，

$$G_{fi}(I_0) = 2K_i I_0 \quad (3.8)$$

であり， G_{fi} の等価比例ゲインである．

3.3.2 測定値の検証

0 A から 10.5 A まで線形で増加し，その値を維持した後，0 A まで線形で減少する電流指令をアンプに与え，動力計を用いて荷重を測定した．測定は，主軸回転数（ S と略する）= 0 min^{-1} から $18,000 \text{ min}^{-1}$ （ $3,000 \text{ min}^{-1}$ 間隔）と $S = 20,000 \text{ min}^{-1}$ の条件でおこなった．

最小二乗法を用いて測定値を式(3.5)にあてはめ， K_i を推定した．また， $I_0 = 7.875 \text{ A}$ のときの G_{fi} を求め，これを式(3.7)の近似直線にあてはめた．最小二乗法で測定値にフィッティングした式(3.5)の曲線，近似直線を図 3.7 にそれぞれ示す．なお，近似直線は青枠の点群で示した．図 3.7 には設定した回転数すべての測定結果を示しているが，回転数ごとの差はないことがわかる． K_i の平均値は 0.554 N/A^2 ，標準偏差は 0.0013 N/A^2 であり， $G_{fi}(I_0) = 8.73 \text{ N/A}$ (18.82 dB)と計算された．本研究で設定した電流指令値条件を表 3.2 に示す．主軸に対して，表 3.2 における電流振

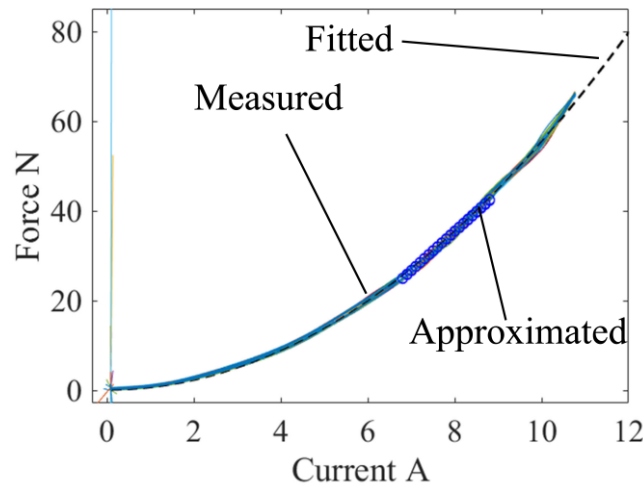


Fig.3.7 Current-Force relationship.

Table 3.2 Sweep excitation conditions.

Current amplitude [A]	1.05
Offset current amplitude [A]	7.875
Sweep time [s]	50
Excitation frequency [Hz]	400–750

幅 (Current amplitude) に対応する力の振幅は 9.2 N であり, オフセット電流振幅 (Offset current amplitude) に対応する力の振幅は 34.4 N であった. このオフセット値は, 非接触加振装置が発生可能な最大荷重の半分に相当する. 振幅は, 共振時であっても吸引と反対方向に主軸が中心位置を超えて変位しない範囲に設定された. この負荷条件においての静的負荷—変位測定結果の線形性は 1.4% であり, ヒステリシスや非線形性は観察されなかった. $S = 0 \text{ min}^{-1}$ で, 非接触加振装置により周波数を掃引しながら加振をおこなって G_{di} を測定し, $G_{fi}(I_0)$ で除して G_{df} を推定した. 比較のために, 主軸に装着した疑似工具に対してインパクトハンマリング試験をおこなった. ただし, 加振点は疑似工具負荷部の中央である. インパクトハンマの力センサを入力, 非接触加振装置に設置されている変位センサを出力として FRF を推定した. 図 3.8 に両者の測定結果を示す. 同図より, 2 つの FRF のゲイン・位相は比較的近い値であることがわかる. 疑似工具に対して, CDST では分布荷重, インパクトハンマリング試験では集中荷重が作用するので, それぞれで測定された FRF は異なると考えられる. しかし, 本研究で使用した実験装置では, 加振部である疑似工具から前側軸受中心までの距離が十分に長いため, モーメントの影響が大きく, 両者が近い値になったと考えられる. 以上の考察から, 以降の動コンプライアンスの評価には G_{di} から推定した G_{df} を用いる.

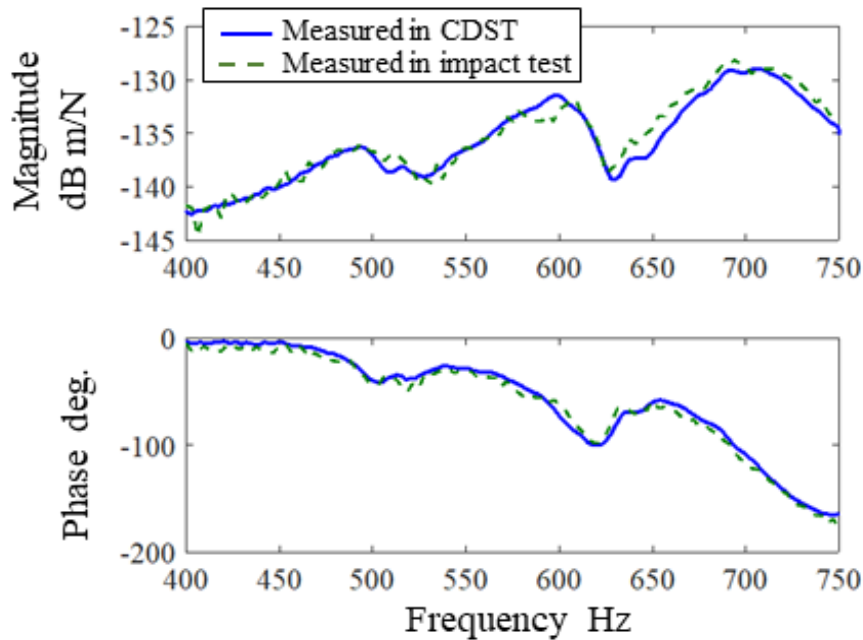


Fig.3.8 Comparison of G_{df} measured in CDST and impact hammer testing.

3.3.3 有限要素解析結果との比較

次項で述べる実験結果を考察するために、有限要素 (FE) 解析と実験モード解析を実施した。疑似工具を含む主軸シャフトの FE モデルから固有値解析をおこなった。前側 2 列のアンギュラ玉軸受はラジアル方向とアキシアル方向のばねの 2 つで、後側 1 列の円筒ころ軸受はラジアル方向のばね 1 つでモデル化し、ハウジング部側は完全拘束とした。主軸は、疑似工具、ホルダ、シャフトを FE でモデル化し、これらの締結は剛結合とした。それぞれの軸受のばね定数については、 $S = 0 \text{ min}^{-1}$ と $S = 20,000 \text{ min}^{-1}$ の値を軸受メーカーから入手して解析に使用した。FE 解析の結果では、1 kHz までにアキシアル方向に 1 つ、ラジアル方向に 2 つの固有振動数がそれぞれ計算された。この解析結果を表 3.3 に示す。また、 $S = 0 \text{ min}^{-1}$ のラジアル方向の 2 つのモード形状を、それぞれモード 1 とモード 2 として図 3.9 に示す。同図より、モード 1 は、シャフト全体の回転に対して、前側軸受の拘束によるシャフトの曲げを伴うモードであることがわかる。これに対して、モード 2 は、軸受の両端支持によりシャフトが曲がるモードである。どちらのモ

Table 3.3 Calculated eigen frequency of FEM model.

Mode	Eigen frequency at $S = 0 \text{ min}^{-1}$ [Hz]	Eigen frequency at $S = 20,000 \text{ min}^{-1}$ [Hz]
Axial No.1	274	314
Radial No.1	638	672
Radial No.2	710	731

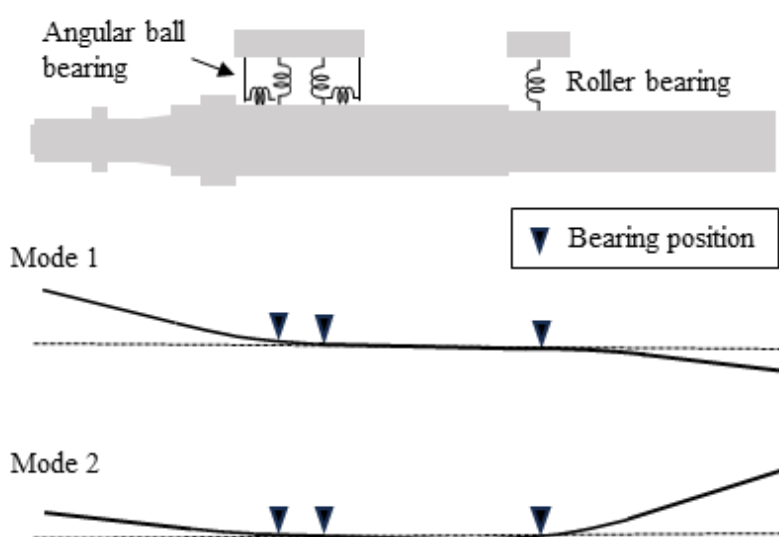


Fig.3.9 FEM model and mode in radial direction ($S = 0 \text{ min}^{-1}$).

ードに関しても、前側軸受の付近から先端に向けて片持ち梁の変形をしている。 $S = 20,000 \text{ min}^{-1}$ の場合のモードは図 3.9 と同様であったが、 $S = 0 \text{ min}^{-1}$ と比べると、モード 1 では軸受より後側のモード比が小さくなり、モード 2 では前側のモード比が小さくなった。また、表 3.3 に示すように、いずれのモードでも、 $S = 20,000 \text{ min}^{-1}$ での固有振動数が、 $S = 0 \text{ min}^{-1}$ での固有振動数より高くなっている。これは高速回転の作用による軸受の剛性（ばね定数）の増加によるものである。

FE 解析を検証するために、主軸停止状態 ($S = 0 \text{ min}^{-1}$) で実験モード解析をおこなった。図 3.10(a) 中に示す①～③の点をインパクトハンマで加振し、④～⑤の点での応答を加速度センサで取得して、FRF を推定し、2 回積分し動コンプライアンスを得た。①と②はそれぞれ疑似工具負荷部の先端と中央点である。図 3.10(b) に FRF の虚部を示すが、図中には 2 回加振した結果を示している。図 3.10(b) より、1 kHz までの固有振動数は 500, 600, 700 Hz 付近にそれぞれ存在し、これらのモードは、シャフトと疑似工具を片持ちとするモードであることがわかる。FE 解析では、軸受のハウジング部を完全拘束しているの、固有振動数が高めに計算される。したがって、

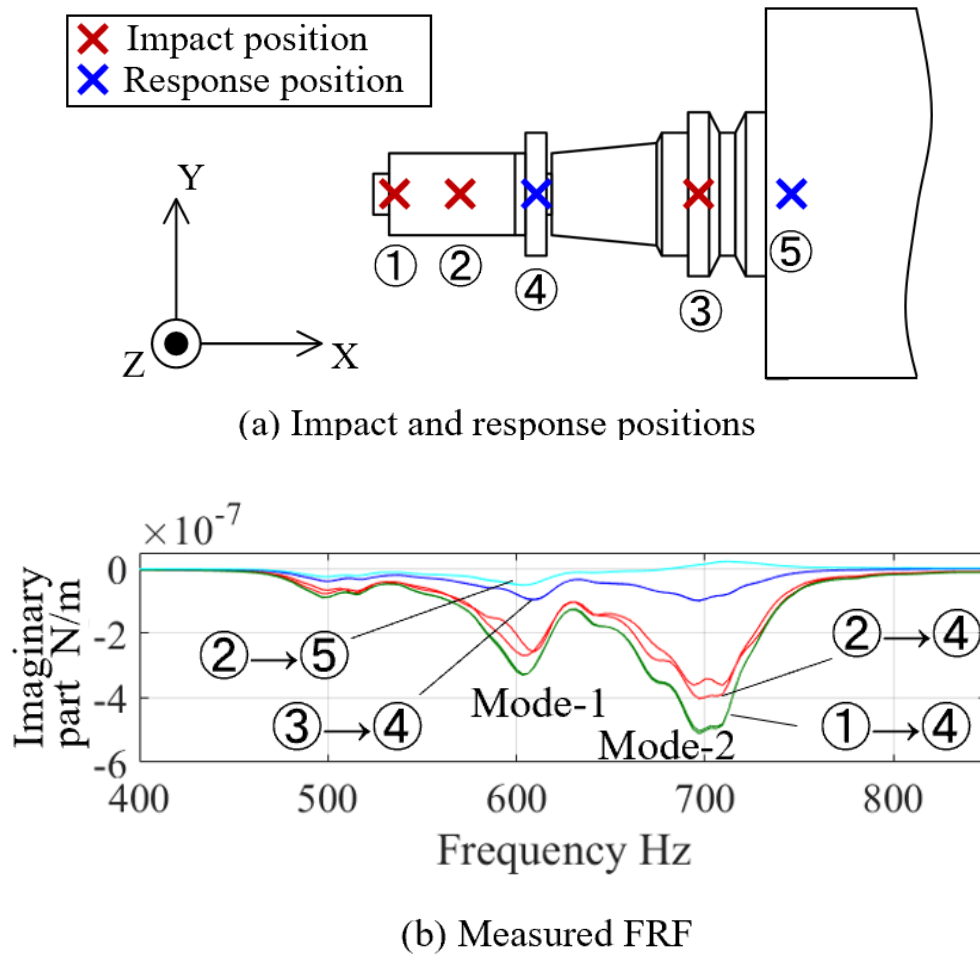


Fig.3.10 Experimental modal analysis using impact hammer testing.

ピークが顕著な 600 Hz と 700 Hz 付近の固有振動数が FE 解析の固有振動数に相当する．すなわち，それぞれをモード 1，モード 2 と考えて考察する．両モードを比較すると，モード 2 の方が疑似工具先端(①)で応答が大きい，ホルダ端近く(③)ではモード 1，モード 2 とも応答は同じレベルである．つまり，モード 2 のほうが曲げの傾向が強い．主軸ゲージライン(⑤)での両モードの応答は小さいが，シャフトとハウジングの変形は，モード 1 では同相，モード 2 では逆相になっている．これは，モード 1 では前側軸受がハウジングと同じ方向に振動し，モード 2 では逆方向に振動をしていることを示しており，FE 解析と矛盾はない．また，鉛直設置についても同じ解析をおこなったが，結果は同じであった．固有振動数が 500 Hz 付近のモードは，モード 1 に類似した形状を示した．しかし，この周波数におけるコヒーレンス値は 0.4～0.6 の範囲であり，モード 1 およびモード 2 で観測されたコヒーレンス値（いずれも 0.8 を超える）と比べて低かった．解析の信頼性を確保するため，本研究では 500 Hz 付近のピークは除外して議論する．

3.4 主軸回転数，軸受温度，設置方向の影響

3.4.1 実験方法

まず，主軸回転数と軸受温度の G_{df} への影響を調査するために，連続運転での測定をおこなった．測定に用いた主軸回転数パターンを図 3.11 に示す．測定開始前に 30 分間の暖機運転をおこなった後，主軸回転数を 7 段階に連続的に変化させた． $S = 3,000 \sim 9,000 \text{ min}^{-1}$ では，軸受温度が一定になった後， G_{df} を 1 回測定した． $S = 12,000 \text{ min}^{-1}$ 以上の回転数においては，軸受温度が一定になった後，20 分間隔で計 3 回の測定をおこなった．このとき，主軸回転数を変化させた直後から 15 分間隔で軸受に潤滑油を供給し，これを基準供給間隔とした．比較のために $S = 0 \text{ min}^{-1}$ での G_{df} を測定した．主軸停止時でも軸受温度の影響がある．そこで，図 3.12 に示すよ

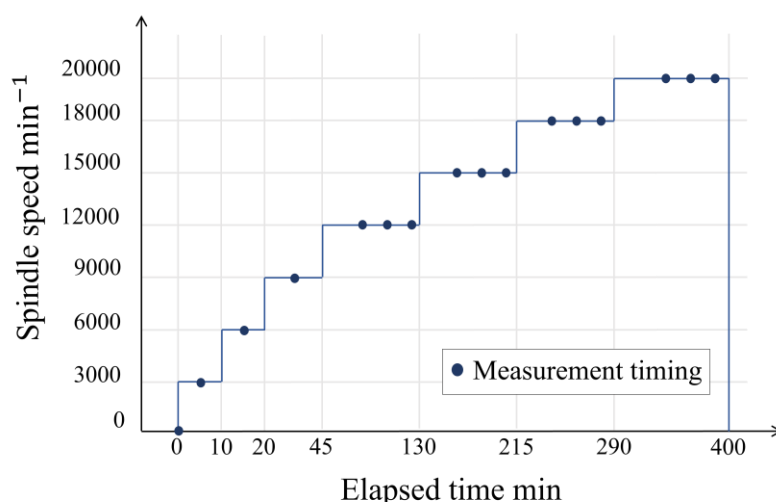


Fig.3.11 Patterns of spindle speed and measurement timing in the temperature rise test.

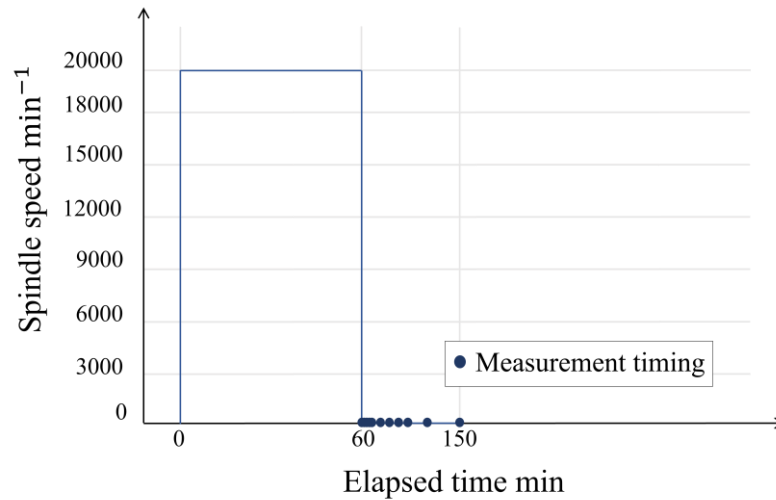


Fig.3.12 Patterns of spindle speed and measurement timing in the temperature drop test.

うに, $S = 20,000 \text{ min}^{-1}$ で主軸を回転させて軸受温度を上昇させ, 主軸停止後に降温させる過程で G_{df} を測定した. 主軸停止時に, 回転体には遠心力は作用しないので, 測定結果は軸受温度のみの影響を示していると考えられる. 一連の測定を主軸の設置方向を変えておこなった. なお, 測定中の室温は 22°C であった.

3.4.2 実験結果と考察

(1) 動コンプライアンスの測定結果

図 3.13 に水平設置, 図 3.14 に鉛直設置での, 主軸回転数ごとの G_{df} の比較をそれぞれ示す. これらの図より, 500, 600, 700Hz 付近にそれぞれピークが存在することがわかる. 3.3.3 項で述べた検証を踏まえて, モード 1 (600 Hz 付近), モード 2 (700Hz 付近)の考察をおこなう. まず, どちらのモードも固有振動数付近ではコヒーレンスは 0.8 以上があるが, 応答が下がるとコヒーレンスが 0.4~0.6 に低下する. 主軸回転数が増加するほど, 固有振動数はモード 1 では減少し, モード 2 では増加する傾向がある. この傾向は $S = 12,000 \text{ min}^{-1}$ 以上で顕著になる. 各ピークも回転数によって変化しており, 特に顕著なのは, 水平設置でモード 2 のピークが高くなっている点である. これについては後に固有振動数と減衰比を同定して議論する.

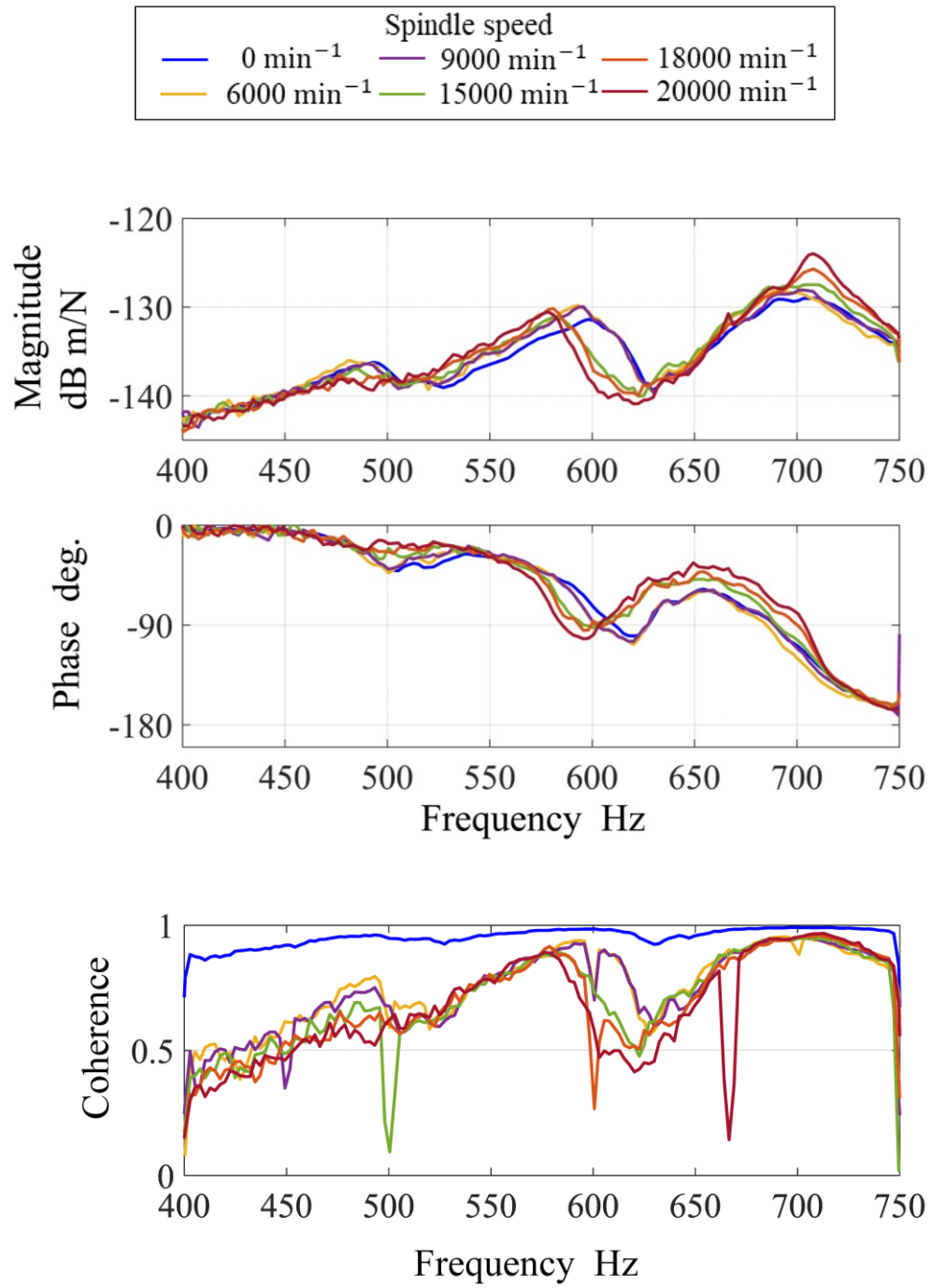


Fig.3.13 Measured G_{df} and coherence in horizontal installation under varying speed conditions.

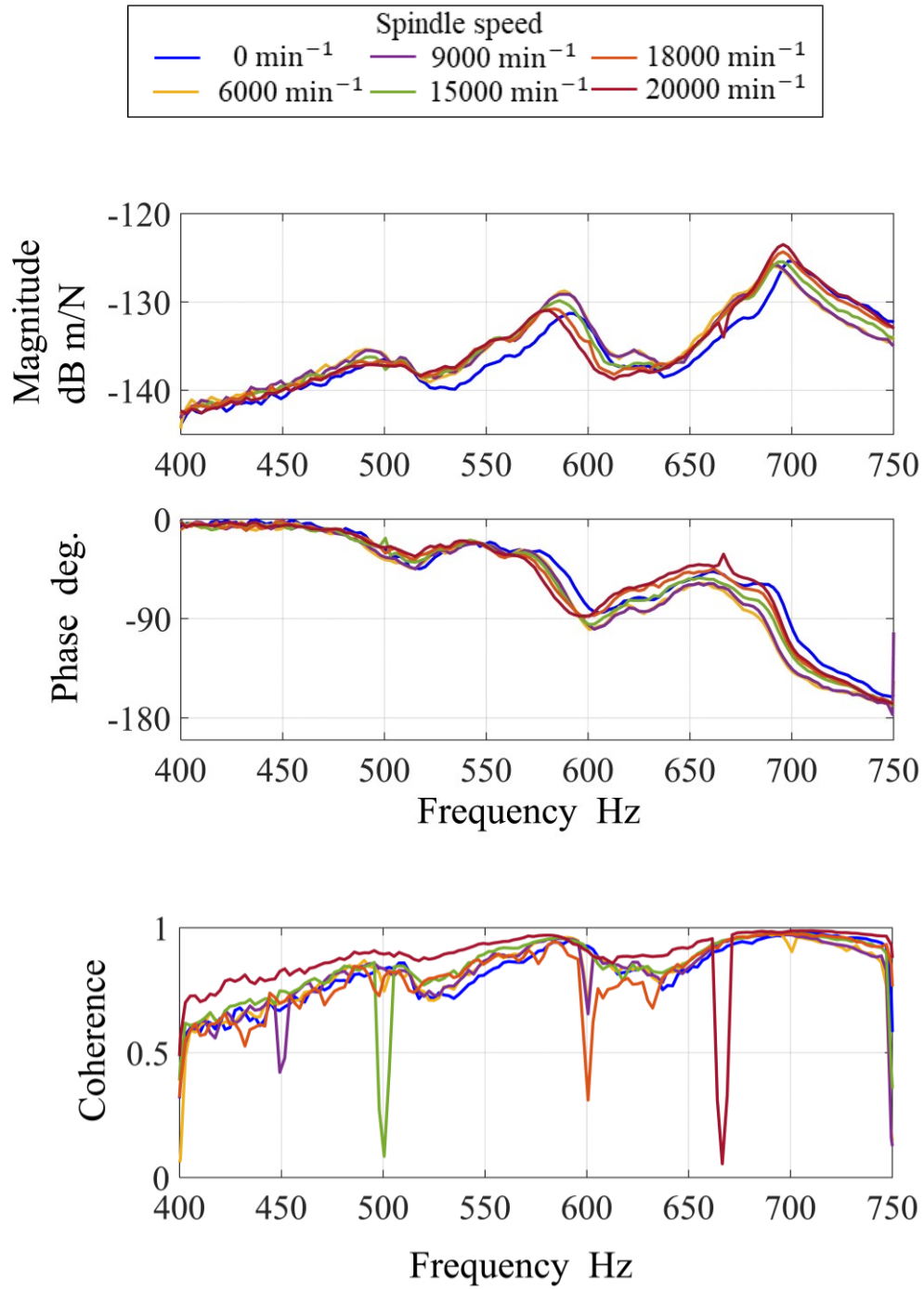


Fig.3.14 Measured G_{df} and coherence in vertical installation under varying speed conditions.

(2) 動特性の変化と考察

G_{df} から、モード1とモード2の固有振動数と減衰比を偏分反復法[45]で同定し、軸受温度に対してプロットした結果を図3.15、図3.16にそれぞれ示す。それぞれ上段が固有振動数、下段が減衰比を示し、左が水平設置、右が鉛直設置の結果である。ただし、図中の矢印は温度上昇と低下の方向を表現している。なお、偏分反復法によるモデルパラメータの同定精度については付録Aに述べた方法で調べたが、固有振動数で周波数分解能の2倍(4.882Hz)、減衰比で20%程度である。

$S = 12,000 \text{ min}^{-1}$ までは軸受温度は23℃以内に留まっており、 $S = 15,000 \text{ min}^{-1}$ 以上で軸受温度の上昇が大きくなっている。以下に各モードでの固有振動数と減衰比の結果をまとめる。

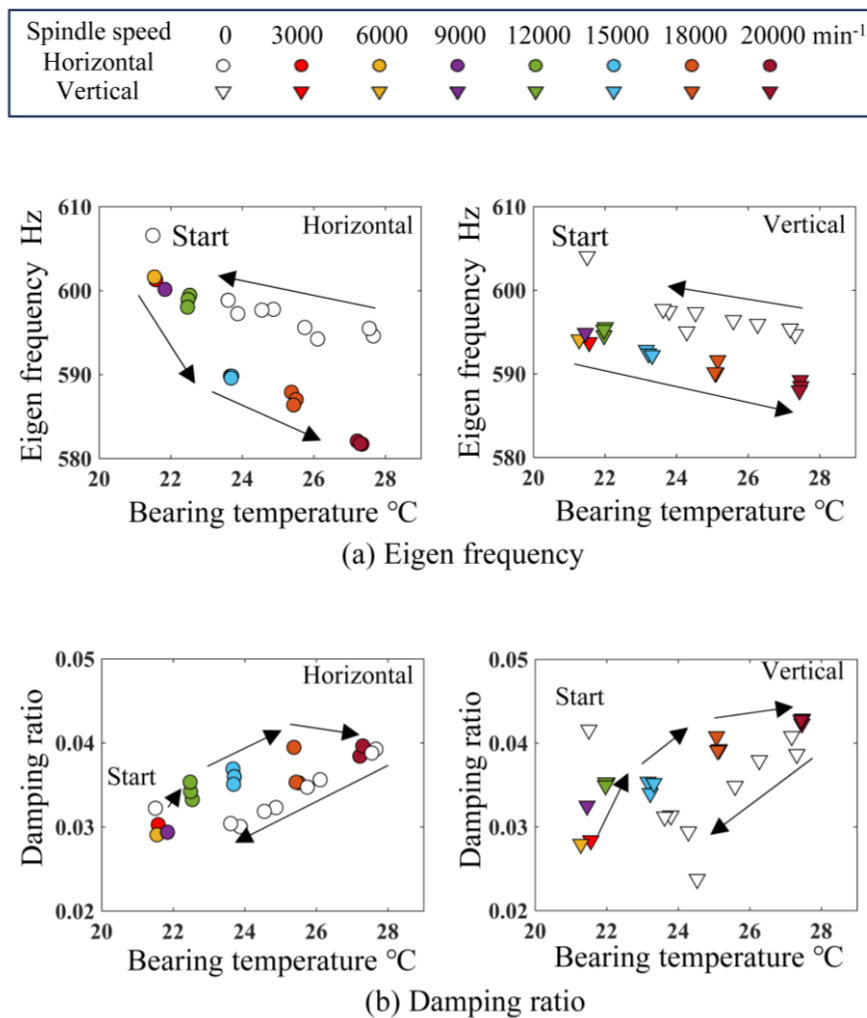
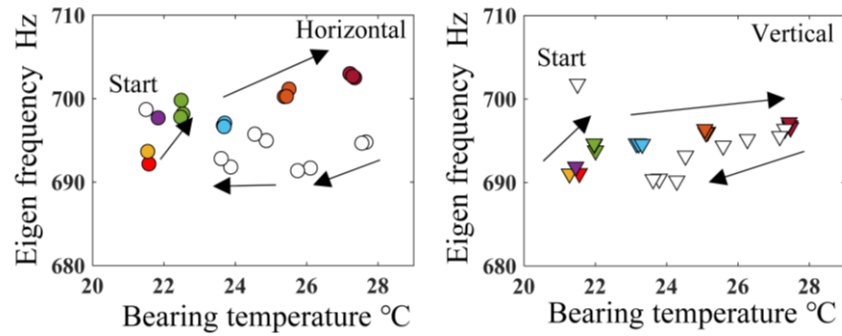
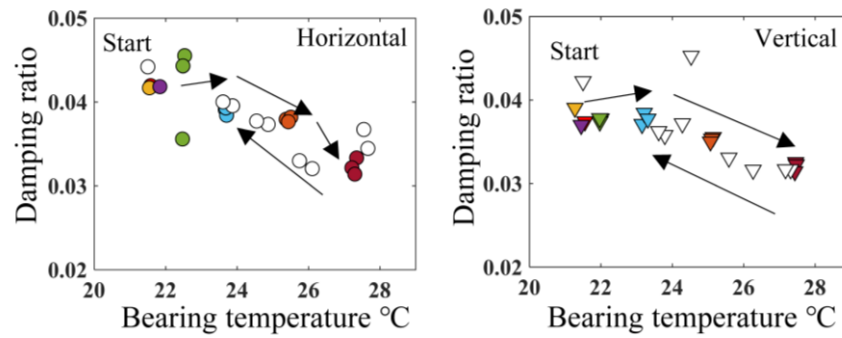


Fig.3.15 Modal parameters of Mode 1 under varying speed and temperature conditions.

Spindle speed	0	3000	6000	9000	12000	15000	18000	20000 min ⁻¹
Horizontal	○	●	●	●	●	●	●	●
Vertical	▽	▽	▽	▽	▽	▽	▽	▽



(a) Eigen frequency



(b) Damping ratio

Fig.3.16 Modal parameters of Mode 2 under varying speed and temperature conditions.

(a) モード 1 固有振動数 (図 3.15(a)) : 主軸回転数の増加(軸受温度の上昇)に伴い, 固有振動数は減少する. 水平設置ではこの傾向が強い. 主軸を停止すると固有振動数は増加し, その後, 軸受温度の低下とともに固有振動数が増加する.

(b) モード 1 減衰 (図 3.15(b)) : 主軸回転数の増加 (軸受温度の上昇) に伴い, 減衰比は増加する. この増加量は $S = 15,000 \text{ min}^{-1}$ から減少している. 主軸停止前後で減衰比の変化は見られないが, 温度低下とともに減衰比が減少する. 設置方向が異なる場合でも, この傾向は同じである.

(c) モード 2 固有振動数 (図 3.16(a)) : 主軸回転数の増加 (軸受温度の上昇) に伴い固有振動数は増加するが, この増加量は小さい. 主軸停止時の固有振動数の減少は, 水平設置では観察される. 主軸停止時の温度低下による固有振動数の影響は小さい.

(d) モード2 減衰 (図 3.16(b)) : 主軸回転数の増加 (軸受温度の上昇) に伴い, 減衰比は減少する. 主軸停止前後で減衰比の変化は見られないが, 温度低下とともに減衰比が増加する. 異なる設置方向でこの傾向は同じである.

以下に測定結果の考察をおこなう. 中村らは, 定位置予圧方式の主軸における予圧増加の要因は, 回転に伴う転動体の遠心力, 遠心力による内輪の膨張, 潤滑油膜の影響, 軸受発熱に伴う内外輪温度差 (内輪温度 > 外輪温度), および転動体の膨張であると報告している[16]. 同報告では, これらの要因でアキシアル方向の固有振動数が増加することを実験と計算で示している. 3.3.3 項の FE 解析において, 軸受メーカーから入手したばね定数には遠心力の影響が含まれており, 表 3.3 の計算結果に反映されている. したがって, モード2 の固有振動数の変化は, 主軸回転に伴う遠心力の影響, または計算結果に含まれていないが, 内外輪温度差による熱変位の影響であると説明できる. しかし, モード1 の測定結果では, 回転数増加および温度上昇に伴い固有振動数が減少している. この原因を以下のように推察する. 本主軸は, 図 3.4 に示すように背面合わせのアンギュラ玉軸受を前側の軸受に採用している. 予圧は, 内外輪の間座 (シャフト側とハウジング側) の寸法差で調整され, 図 3.17(a)で示すように, シャフトの熱膨張の影響を受ける. 藤井らは, 転動体の遠心力により転動体と軌道面の配置が図 3.17(b)から図 3.17(c)に移行し, 初期接触角と接触荷重が内輪側で増加し, 外輪側で減少するとしている[13]. この報告を参照す

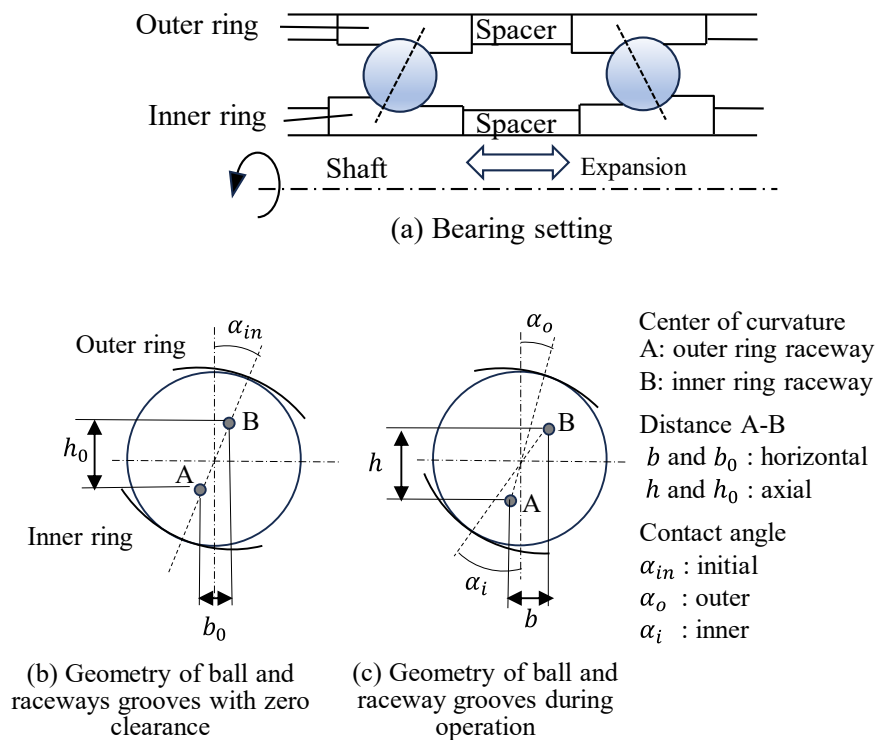


Fig.3.17 Front bearing layout and ball-raceway geometry, (b) and (c) are referred to literature[13].

ると、内輪側でラジアル方向の接触剛性が減少することになる。また、熱変位によりシャフトが間座とともに伸びると、内輪の曲率中心のアキシャル方向距離 b が増加し、内輪側の接触角が大きくなり、予圧が減少する。接触角が大きくなるとラジアル方向の剛性は減少する。固有振動数の増減は、主軸停止時は熱変位の影響、主軸回転時は遠心力と熱変位の両方の影響と説明できる。また、固有振動数の増減幅は鉛直設置より水平設置の方が大きかったことも、接触角と予圧が影響した可能性がある。ただし、本研究で測定した軸受温度は外輪側の温度であり、内外輪温度差が不明であるため推察の域を出ない。

3.5 高速運転時での潤滑条件の影響

3.5.1 実験方法

3.4 節での測定結果から、軸受温度、固有振動数、減衰比の変化は $S = 12,000 \text{ min}^{-1}$ 以上で顕著になり、設置方向の影響も受けていることがわかった。オイルエア潤滑の供給条件が動特性に及ぼす影響を調べるために、潤滑油供給間隔を基準供給間隔の 15 分から 10 分に短縮した条件（過剰供給間隔）で G_{df} を測定した。測定開始前に主軸の暖機運転を 30 分間おこなった後、停止状態から主軸を高速（ $S = 15,000, 20,000 \text{ min}^{-1}$ ）で回転させた。図 3.18 に測定パターンを示す。軸受温度が一定になった後、基準供給間隔で G_{df} を 9 回測定した。潤滑油供給が指令されるタイミングで 1 回目の測定をおこない、5 分間隔で計 9 回測定した。その後、供給間隔を短縮し、潤滑

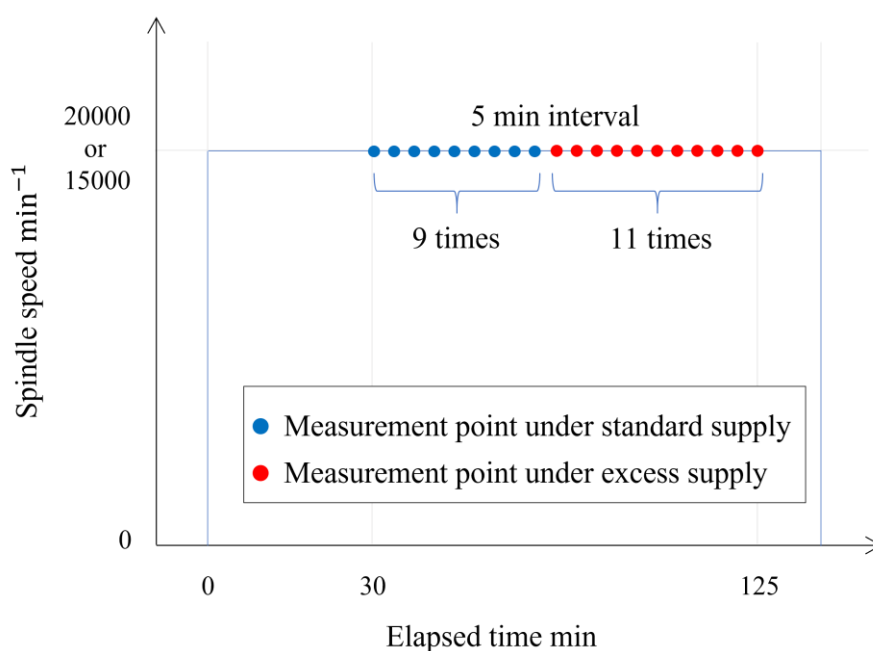


Fig.3.18 Measurement patterns.

油供給が指令されるタイミングで 1 回目の測定をおこない、5 分間隔で計 11 回測定した。主軸の設置方向を変えながら一連の測定をおこなった。

3.5.2 実験結果

G_{df} の測定値から固有振動数と減衰比を偏分反復法により求め、潤滑油供給条件ごとに軸受温度に対してプロットした結果を、モード 1 については図 3.19 に、モード 2 については図 3.20 にそれぞれ示す。基準供給間隔と過剰供給間隔での測定結果において、両モードでの固有振動数は一定の値を示している。減衰比についても、潤滑油供給間隔の条件の違いで大きな変化はない。しかし、過剰供給条件の $S = 20,000 \text{ min}^{-1}$ で、モード 1 の減衰比に設置方向で差があるように見える (図 3.19(b.2))。また、モード 2 に比べてモード 1 のほうが減衰比のばらつきが大きいことがわかる。

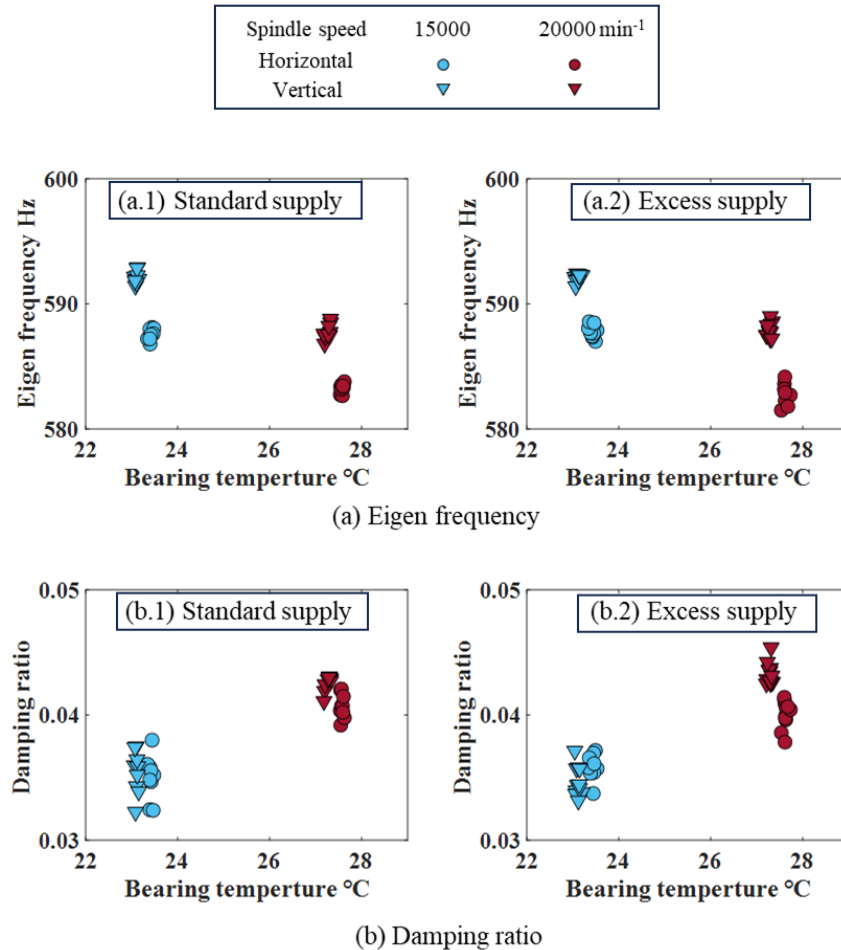


Fig.3.19 Modal parameters of Mode 1 for different lubrication conditions.

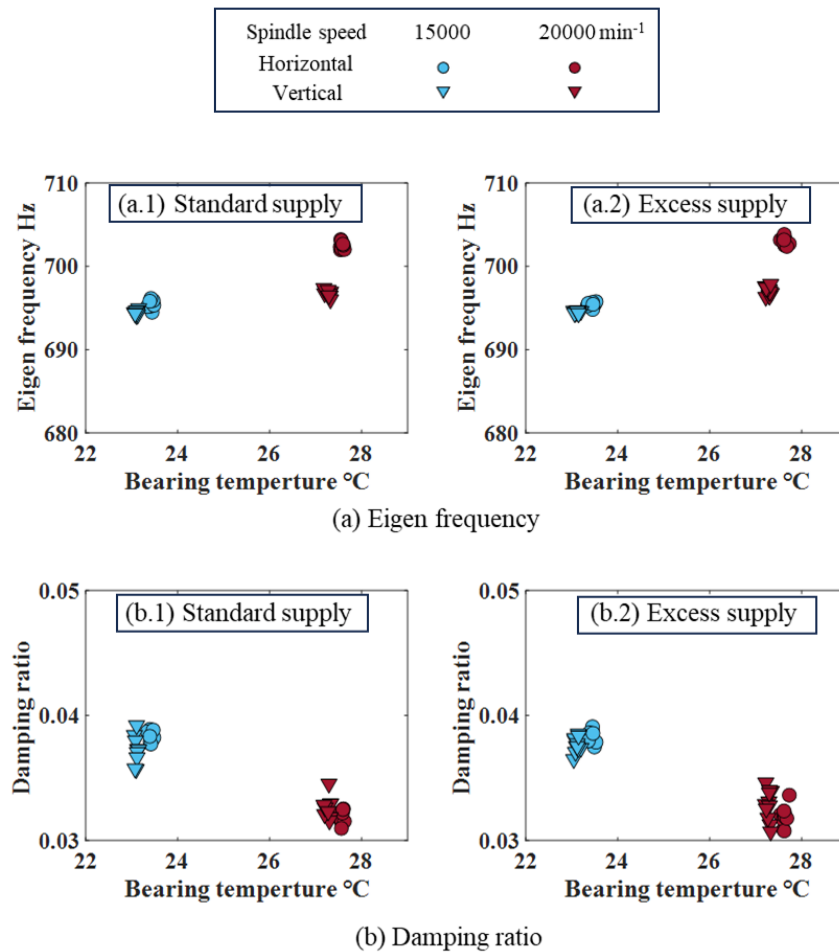


Fig.3.20 Modal parameters of Mode 2 for different lubrication conditions.

3.6 結論

本章では、非接触動的試験(CDST)を用いて、オイルエア主軸の動特性を測定した結果について報告した。提案した CDST による動コンプライアンス測定法をインパクトハンマリング試験で検証し、主軸の設置条件・運転条件ならびに潤滑条件を変化させた測定実験によって得られた動コンプライアンスから固有振動数と減衰比を同定して、その変化の要因を考察した。以下に結論をまとめる。

- 1) CDST で測定した動コンプライアンスから、ピークが明瞭な 2 つの振動モードを検出した。別途おこなった FE 解析と実験モード解析の結果から、主軸の回転と曲げを伴うモードであることがわかった。

- 2) 主軸回転数の増加（軸受温度の上昇）に対する振動モードの変化は、600 Hz 付近にピークを有するモードでは固有振動数減少・減衰比増加、700 Hz 付近にピークを有するモードでは固有振動数増加・減衰比減少の傾向があった。固有振動数の増減幅は、鉛直設置より水平設置の方が大きかった。
- 3) オイルエア潤滑の供給間隔によらず、固有振動数は一定であった。供給間隔の減衰比への影響も顕著ではなかったが、600 Hz 付近にピークを有するモードでは、設置条件で減衰比の差が見られる場合や、減衰比のばらつきが大きくなる場合があった。

第4章 グリス補給潤滑主軸の動特性評価とオイルエア潤滑主軸との比較

4.1 緒論

グリス補給潤滑がオイルエア潤滑と比較して高速主軸に採用されることが少ない理由は、グリス内の増ちょう剤が熱的・機械的に劣化しやすく、潤滑性能の低下が生じるためである。また、グリスが軸受内部で循環しにくいため、高速回転においては急激な温度上昇のリスクが高いとされる[46]。一方で、環境保護および省エネルギーの要請が高まる中、グリス補給潤滑を用いた主軸（グリス主軸）の高速化と信頼性向上のニーズが強くなっている[3][19][47]。グリス補給潤滑は供給間隔が長く設定されており、微量であっても過剰に供給されると攪拌抵抗の増加によって発熱が大きくなる傾向がある[48]。そのため、潤滑条件の違いが高速回転する実用主軸の動特性に大きな影響を及ぼす可能性がある。

本章では、グリス主軸の回転時の動特性をオイルエア主軸の測定結果と比較し、潤滑方式の違いが動特性に及ぼす影響を調査した結果を報告する。調査のために、第3章で報告したオイルエア主軸と同一の構造および設計諸元を有するグリス主軸を製作し、CDSTを用いて主軸の動コンプライアンスを測定する。運転条件・設置条件は第3章で報告した実験条件を設定し、グリス供給間隔を変化させて測定をおこなう。得られた動コンプライアンスから固有振動数と減衰比を同定し、等価粘性減衰係数を算出して比較をおこなう。

本章の構成は以下の通りである。4.2節では、測定に使用したグリス主軸の構成について説明する。4.3節では、異なる主軸設置条件に対して、主軸回転数と軸受温度を変化させて測定した動コンプライアンスならびに、偏分反復法で同定した固有振動数および減衰比を比較し、動特性の変動要因についての考察を述べる。4.4節では、連続運転とグリス供給間隔に関する実験条件について説明する。さらに、各条件下で測定された動コンプライアンスならびに同定された固有振動数と減衰比を比較し、その変動要因の考察について述べる。4.5節では、オイルエア主軸とグリス主軸のそれぞれの動コンプライアンスから算出した等価粘性減衰係数を比較し、結果の違いをまとめる。4.6節では、オイルエア主軸とグリス主軸の動特性変化を整理し、動特性の変動要因についての考察を述べる。4.7節は以上をまとめた結論である。

4.2 測定に使用した主軸

グリス主軸は、第3章で報告したオイルエア主軸（図3.4）と同じシャフトおよびハウジング寸法、軸受配置、カップリング、モータを有している。第3章で説明した、主軸設置方向を変更可能なテストスタンド(図3.2)をこの実験でも使用するが、図4.1で示すグリス供給ユニットを潤滑油の外部供給装置として使用する。グリス供給ユニットと主軸をつなぐチューブ内にはあらかじめグリスが充填されており、供給ユニット内のピストン機構によって、主軸内の3つの軸受に間欠的にグリスが供給される。図4.2で示すように、グリスは供給穴を通じて外輪の中央部に

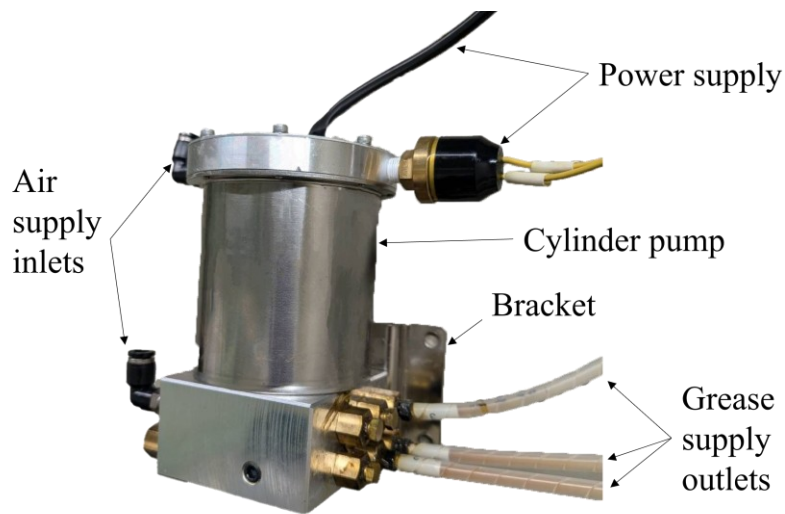


Fig.4.1 Grease supply unit.

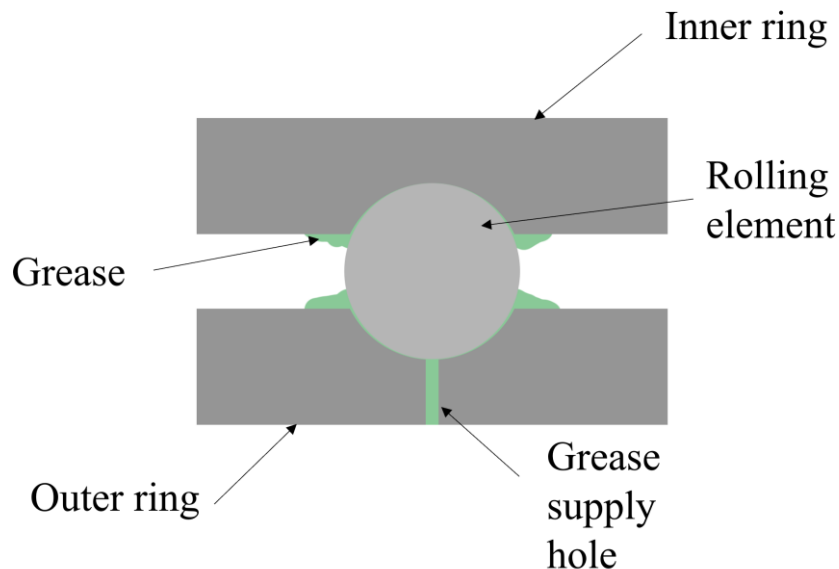


Fig.4.2 Grease lubrication overview.

注入され、転動体が軌道面にあるグリスの塊の上を通過することで、グリスは接触域の外周方向へ押し広げられ軸受全体に行きわたる。初期グリスの充填率は、メーカーの推奨に従って 15% に設定した。主軸の仕様および設計パラメータを表 4.1 に示す。

第 3 章で報告したオイルエア主軸と同様に、FE 解析を用いた固有モード解析をおこない、固有振動数が 620 Hz および 712 Hz にピークを有する片持ち梁形状のモードが算出された。いずれのモードも主軸の曲げを伴うが、620 Hz にピークを有するモードは、主に前側軸受の前方および後側軸受の後方で曲げを示す。一方、712 Hz にピークを有するモードは、前後の軸受によって拘束される主軸全体のたわみに対応している。これはオイルエア主軸の解析結果と同様で

Table 4.1 Spindle specifications and design parameters.

Spindle Spec.	Max. spindle speed [min^{-1}]	20,000
	Rated output [kW]	15
	Max. output [kW]	18.5
	Max. torque [Nm]	108.4
	$d_m n$	1.7×10^6
	Drive system	Motor and direct coupling
	Cooling method	Outer jacket coolant channel
	Tool type	BBT40
	Holder type	Hydraulic chuck
Bearing	Bearing combination	Angular ball bearings (front) with DB combination Roller bearing (rear)
	Preload style	Rigid preload (front)
	Grease base oil	Poly alpha olefins
	Grease thickener	Urea

ある。さらに、停止時の主軸へのインパクトハンマリング試験によって得られた周波数応答関数 (FRF) から、FE 解析で算出された固有振動数をそれぞれ有する 2 つのモードが検出された。第 3 章で提案した手法と同様に、測定された G_{df} に基づき、偏分反復法[45]を用いて固有振動数および減衰比を同定する。

4.3 主軸回転数，軸受温度，設置方向の影響

4.3.1 実験方法

主軸回転数および軸受温度が動コンプライアンスに及ぼす影響を調査するために、以下の測定実験をおこなった。

(1) 主軸回転数 (S) を、第 3 章での報告と同じく、図 3.11 に示す速度パターンで増加させた。軸受温度が一定になった後に G_{df} を測定した。軸受温度は前側のアンギュラ玉軸受付近の温度を基準とした。

(2) 主軸を $S = 20,000 \text{ min}^{-1}$ で回転させ、軸受温度が一定になるまで運転を続けた。その後、主軸を停止し、軸受温度が低下していく過程で、 G_{df} を 11 回測定した (図 3.12 参照)。なお、主軸停止前の一定になった軸受温度は、実験(1)での一定になった軸受温度と同じであった。測

定実験は、水平設置および鉛直設置のそれぞれで実施した。また、実験開始の前に主軸の暖機運転を 30 分間おこなった。実験中の室温は 22 °C であった。

4.3.2 実験結果と考察

図 4.3 に水平設置、図 4.4 に鉛直設置における G_{df} の測定結果をそれぞれ示す。これらの図から、500 Hz, 600 Hz, 700 Hz 付近のピークがそれぞれ確認できる。これらの測定結果は、第 3 章において報告したオイルエア主軸の測定結果と類似している。本章でも同様に、600 Hz 付近の固有振動数のモードをモード 1、700 Hz 付近の固有振動数のモードをモード 2 とそれぞれ呼ぶこととする。インパクトハンマリング試験の結果、500 Hz 付近の固有振動数を有するモードはコヒーレンスが低かったため、第 3 章と同じく、解析の信頼性を確保するために議論の対象から除外する。

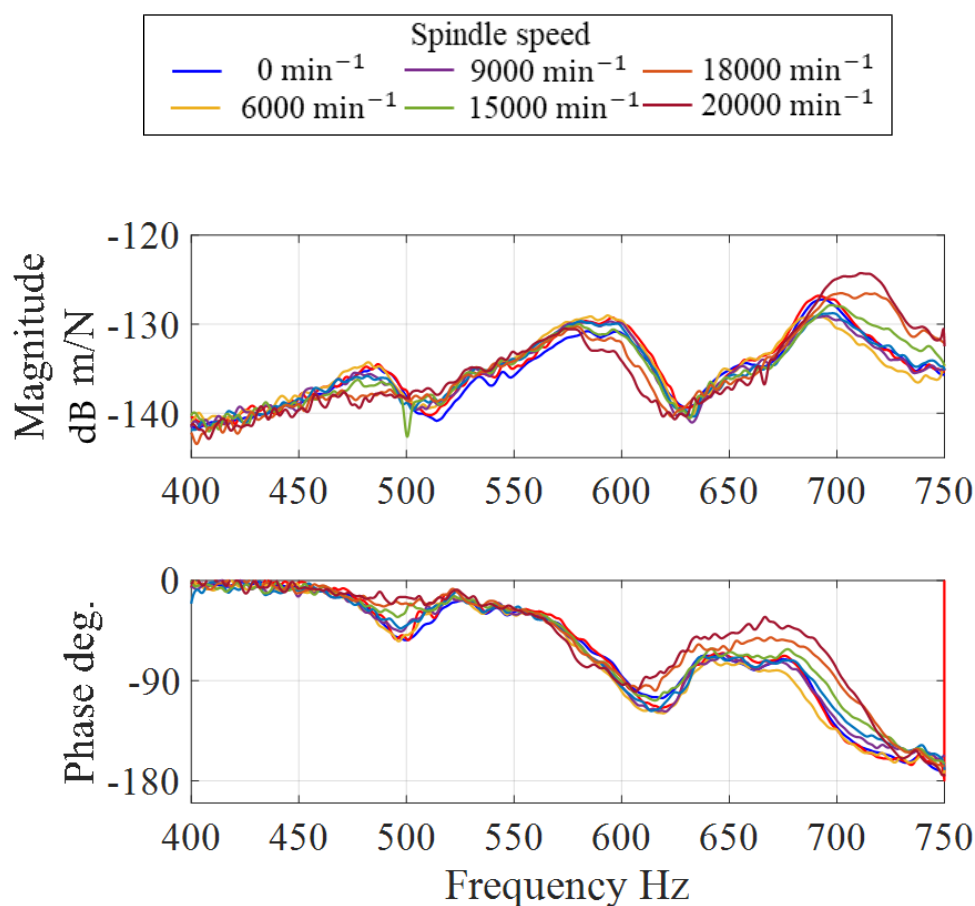


Fig.4.3 Measured G_{df} in horizontal installation under various spindle speed conditions.

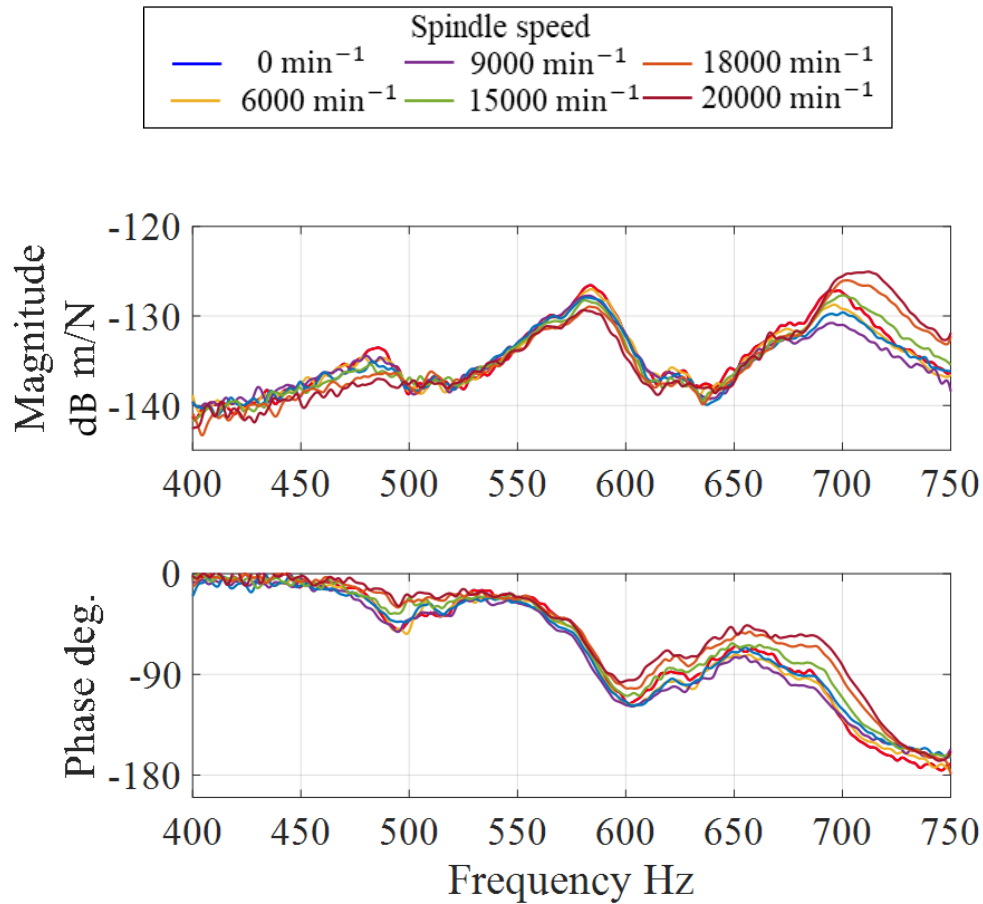


Fig.4.4 Measured G_{df} in vertical installation under various spindle speed conditions.

図 4.5 および図 4.6 に、偏分反復法[45]を用いて同定したモード 1 およびモード 2 の固有振動数および減衰比をそれぞれ示す。観察された変化は以下の通りである。

(a) モード 1 固有振動数(図 4.5(a))：水平設置では、主軸回転数の増加（軸受温度の上昇）に伴い、固有振動数は減少する。 $S = 0 \text{ min}^{-1}$ のときの固有振動数はほぼ一定であり、回転中よりも高い。鉛直設置では、主軸回転数の増加に対して固有振動数はほぼ一定を保っている。これは、第 3 章で報告したオイルエア主軸の結果とは異なる結果である。

(b) モード 1 減衰比(図 4.5(b))：主軸回転数の増加（軸受温度の上昇）に伴い、減衰比は増加する。特に $S > 15,000 \text{ min}^{-1}$ の領域では、この増加（A と定義する）が顕著である。水平設置および鉛直設置のいずれにおいても同様の傾向が見られるが、鉛直設置では、 $S < 12,000 \text{ min}^{-1}$ での増加量が大きく、 $S > 15,000 \text{ min}^{-1}$ では増加量が比較的小さい。主軸停止後は、軸受温度が低下して定常値に近づくのに伴い、減衰比も減少する。

(c) モード 2 固有振動数(図 4.6(a))：主軸回転数の増加（軸受温度の上昇）に伴い、固有振動数は増加する（B と定義する）。 $S = 0 \text{ min}^{-1}$ のときの固有振動数は、同一温度領域における回転中の固有振動数よりも低い。

(d) モード2 減衰比(図 4.6(b)) : $S < 9,000 \text{ min}^{-1}$ の範囲では、主軸回転数の増加（軸受温度の上昇）に伴い、減衰比は増加する。一方、 $S > 9,000 \text{ min}^{-1}$ （または軸受温度が 21°C を超えた）の範囲では、減衰比は減少する（C と定義する）。主軸停止後には減衰比は増加する。

このように、固有振動数と減衰比の変化は、第3章で報告したオイルエア主軸の結果と類似している。しかし、A, B, C の増減幅はグリス主軸での結果の方が大きい。また、水平設置における固有振動数の変化は、鉛直設置の場合よりも大きい。この傾向は、オイルエア主軸での結果とも整合している。水平設置では、主軸は重力による荷重を受け、軸受にはラジアル方向の荷重が加わる。これにより転動体の荷重分布が不均一になり、回転中の遠心力による接触角の変化や熱変位によって、軸受剛性がより大きな影響を受けやすくなると考えられる。

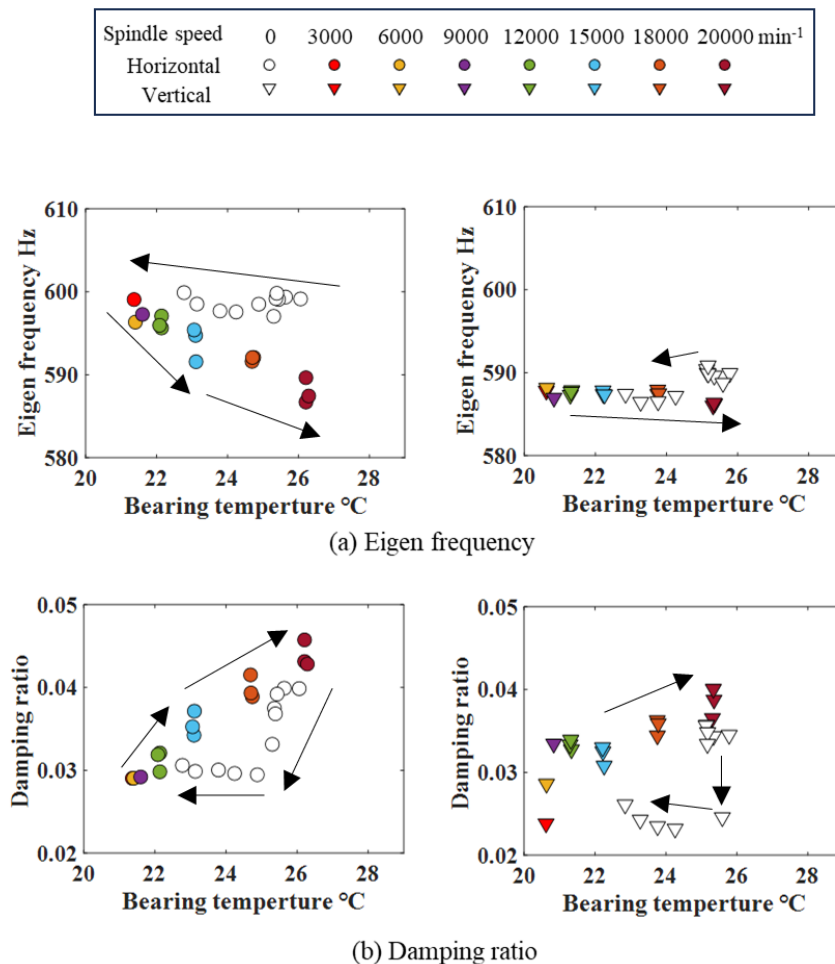


Fig.4.5 Modal parameters of mode 1 under varying speed and temperature conditions.

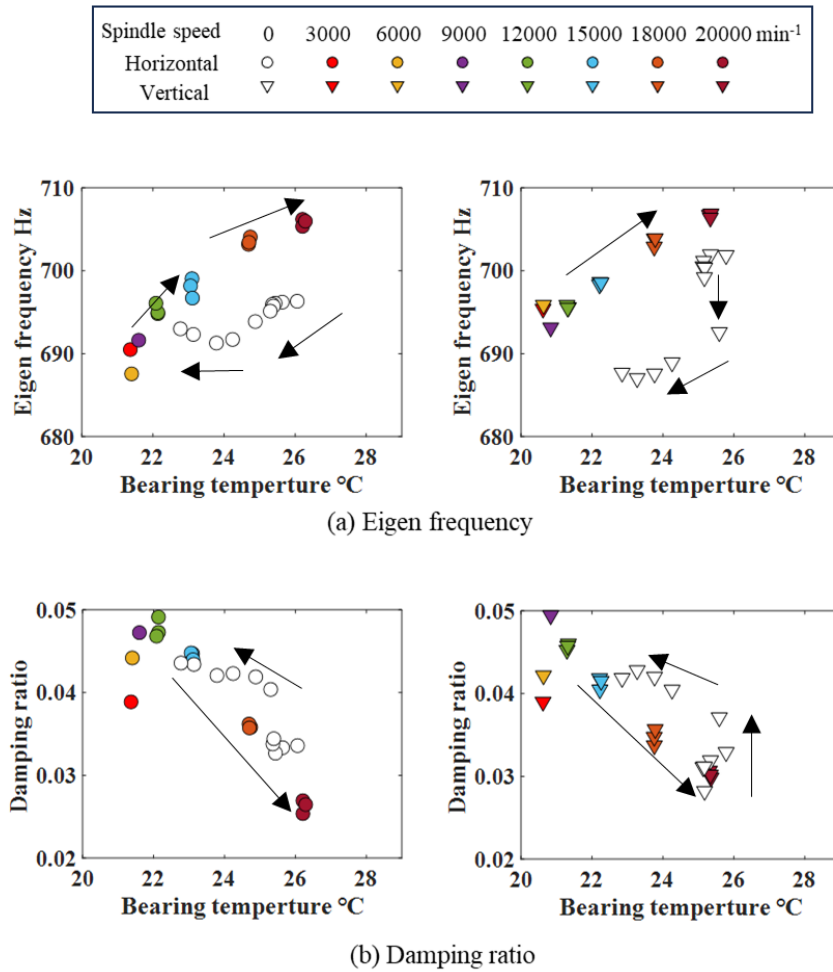


Fig.4.6 Modal parameters of mode 2 under varying speed and temperature conditions.

4. 4 高速運転時の潤滑条件の影響

4. 4. 1 実験方法

グリス潤滑の供給間隔を変化させながら測定した固有振動数および減衰比を比較することにより、潤滑条件が主軸の動特性に及ぼす影響を調査した。2種類の供給間隔と測定間隔をそれぞれ設定し、 G_{df} を測定した。主軸を30分間暖機運転した後、高回転数 ($S = 15,000, 20,000 \text{ min}^{-1}$) で回転させ、軸受温度が一定になった後に測定を開始した。グリス供給量および供給間隔は、軸受メーカーの推奨値に基づいて、以下のように供給間隔（基準供給間隔および過剰供給間隔）を設定した。

まず、推奨供給間隔の約70%の運転時間を設定した基準供給間隔を定義した。次に、供給間隔を推奨値の8%未満に短縮し、実験中にさらに短くする過剰供給間隔を設定した。図4.7は基準供給間隔、図4.8は過剰供給間隔の供給量比および測定タイミングをそれぞれ示す。供給量比

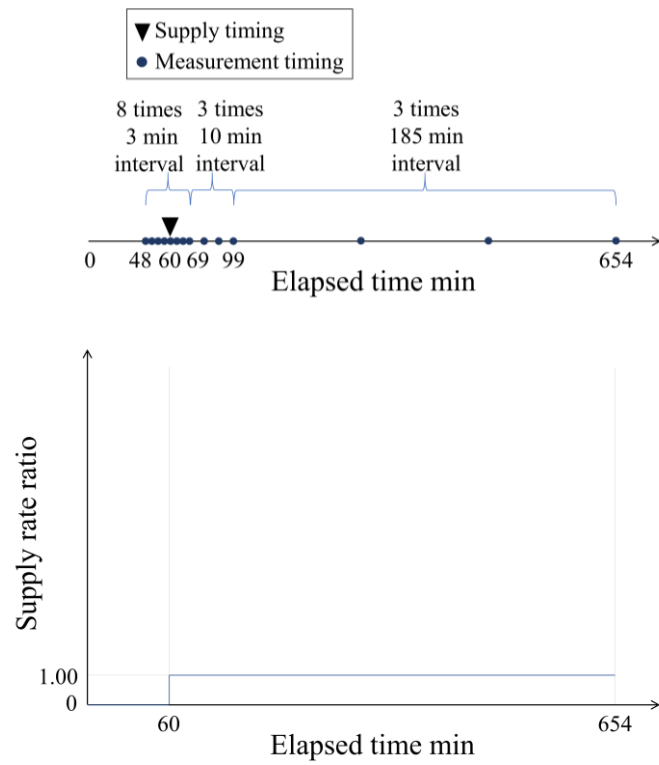


Fig.4.7 Test conditions for standard lubricant supply.

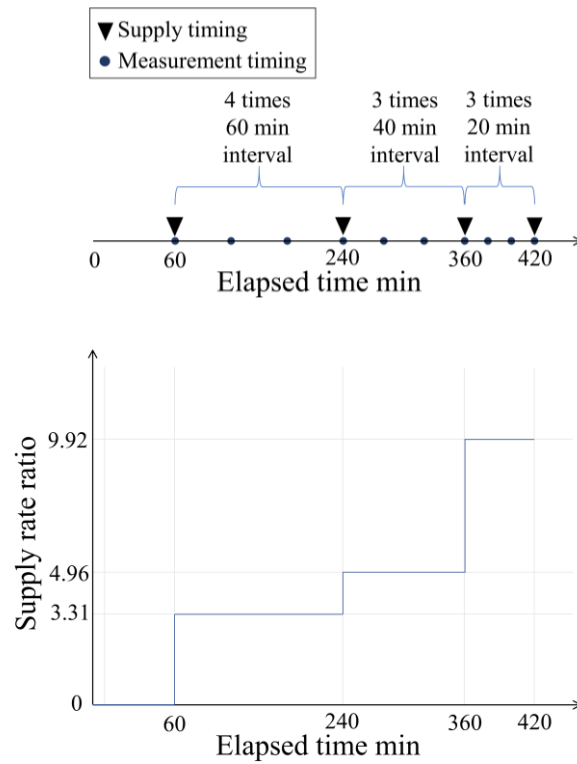


Fig.4.8 Test conditions for excess lubricant supply.

は基準供給間隔における 1 分あたりのグリス供給量を 1.00 と定義し、他の値はこの基準に対する相対値として表現されている。これらの供給間隔と測定間隔の詳細は以下の通りである。

基準供給間隔：グリス供給の前後において、3 分ごとに G_{df} を 8 回測定した。その後、10 分ごとに 4 回、185 分ごとに 3 回測定した。

過剰供給間隔：軸受温度が一定になった時点でグリスを供給した。その後、180 分経過、120 分経過、60 分経過の順でさらにグリスを供給した。最初のグリス供給指令の直後から、60 分ごとに 4 回 G_{df} を測定した。その後、10 分ごとに 3 回、20 分ごとに 3 回測定した。

4.4.2 実験結果

得られた G_{df} から、モード 1 およびモード 2 の固有振動数と減衰比を、偏分反復法を用いてそれぞれ同定した。図 4.9 に基準供給間隔、図 4.10 に過剰供給間隔における測定結果をそれぞれ示す。図中の縦破線はグリス供給のタイミングを示している。

図 4.9 から、基準供給間隔においては、実験全体を通して固有振動数および減衰比の変化はわずかであることがわかる。ただし、 $S = 20,000 \text{ min}^{-1}$ で水平設置の場合には、グリス供給前にモード 1 の固有振動数がわずかに減少し、その後は安定した状態を保っている(図 4.9(a)左)。

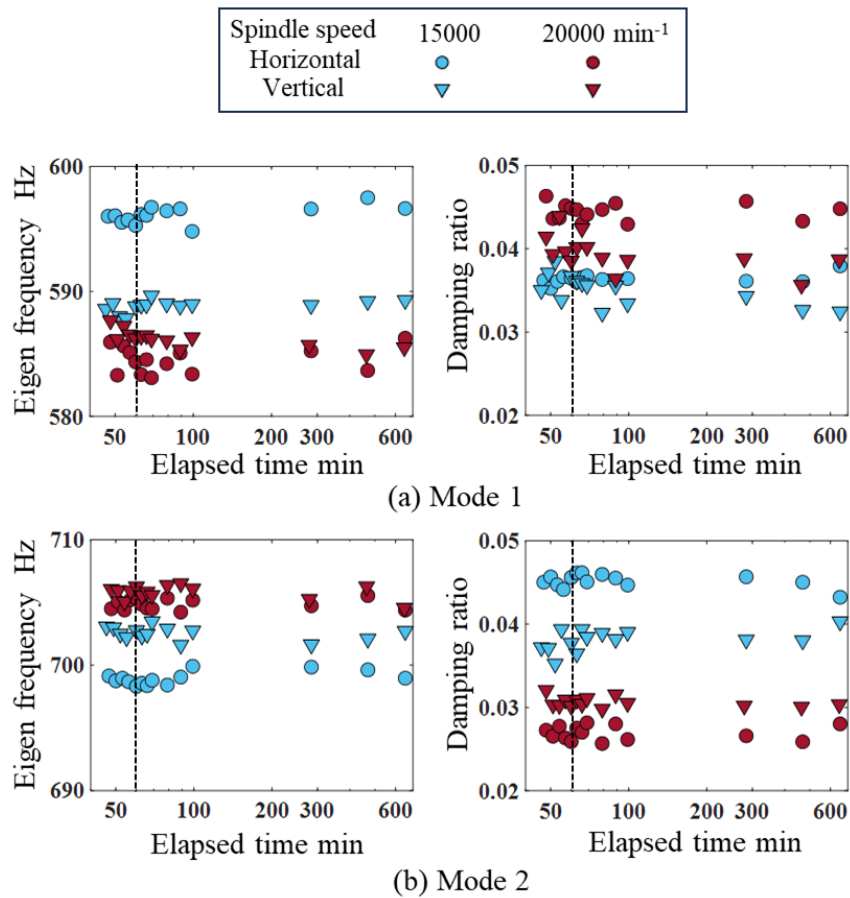


Fig.4.9 Modal parameters for standard lubricant supply conditions.

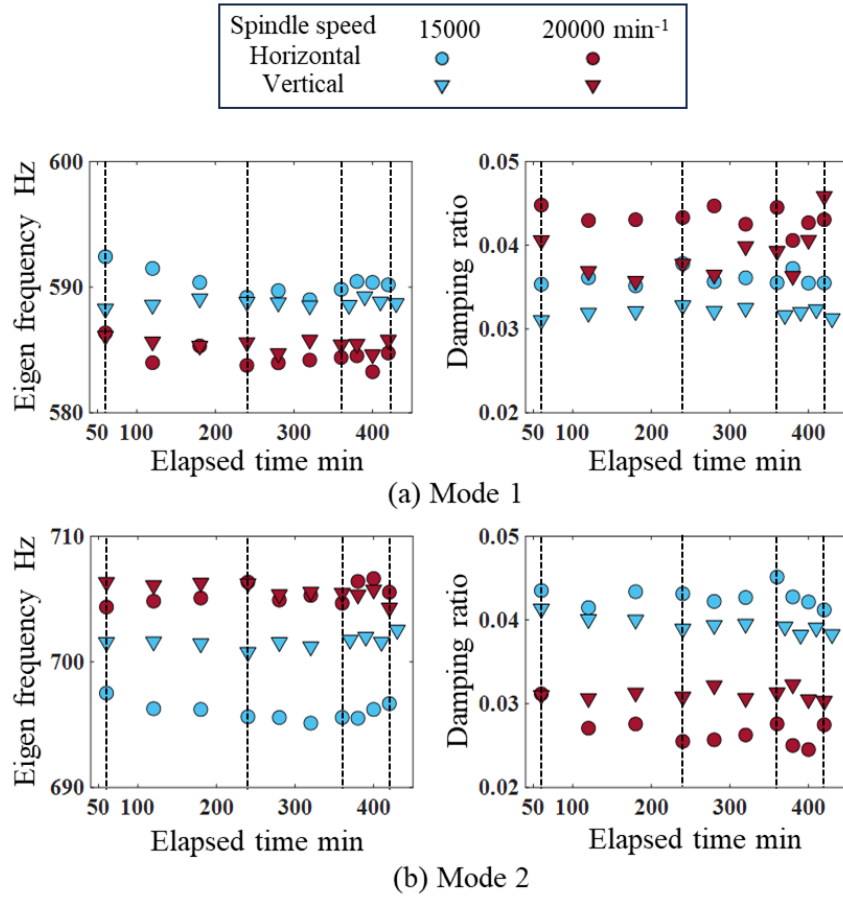


Fig.4.10 Modal parameters for excess lubricant supply conditions.

図 4.10 では、グリス供給時あるいは供給直後にいくつかの固有振動数と減衰比が一時的に増加しており、3 回目および 4 回目のグリス供給時には顕著な増加が見られる。特に $S = 20,000 \text{ min}^{-1}$ の鉛直設置におけるモード 1 の減衰比の変化は、他の場合と比較してより顕著であり、3 回目から 4 回目のグリス供給の間に大きく増加している(図 4.10(a)右)。

4.5 等価粘性減衰係数の比較

グリス主軸とオイルエア主軸の動特性を比較するために、等価粘性減衰係数の観点から議論する。等価粘性減衰係数、等価質量、減衰比、およびモード固有振動数をそれぞれ $c_j, m_j, \zeta_j, \omega_j$ と定義すると、等価質量あたりの等価粘性減衰係数は、以下の式で表される。

$$c_j/m_j = 2 \zeta_j \omega_j \quad (4.1)$$

ここで、 j はモード番号を示す。モード比が変化しないと考えられるため、各モードにおいて m_j は一定とみなされる。したがって、 c_j/m_j の変化は、等価粘性減衰係数の変化を表すことになる。

4.3 節および 4.4 節で議論された固有振動数と減衰比を用いて、グリス主軸における c_j/m_j を算出

し、図 4.11 に示す。比較のために、第 3 章で議論されたオイルエア主軸の固有振動数と減衰比を用いて算出した c_j/m_j を図 4.12 に示す。その比較結果の詳細は以下の通りである。

- (1) モード 1 の等価粘性減衰係数は、主軸回転数の増加（軸受温度の上昇）に伴って増加する。この変化は、グリス主軸とオイルエア主軸の両方に共通して観察される(図 4.11(a), 図 4.12(a))。
- (2) グリス主軸では、モード 2 の等価粘性減衰係数は、 $S = 9,000 \text{ min}^{-1}$ までは主軸回転数の増加（軸受温度の上昇）に伴い増加するが、その回転数を超えると減少する。この高速回転域では、軸受温度の上昇も顕著であった(図 4.11(b))。一方、オイルエア主軸では、モード 2 の等価粘性減衰係数は、主軸回転数の増加（軸受温度の上昇）に伴って減少する(図 4.12(b))。
- (3) 主軸回転数の増加（軸受温度の上昇）に対する等価粘性減衰係数の変化について、グリス主軸の方がオイルエア主軸よりも大きい。
- (4) 主軸設置方向が等価粘性減衰係数に及ぼす影響について、グリス主軸の方がオイルエア主軸よりも大きい。モード 1 の等価粘性減衰係数の変化は、水平設置よりも鉛直設置で大きく(図 4.11(a))、モード 2 では、鉛直設置よりも水平設置の方が大きい(図 4.11(b))。

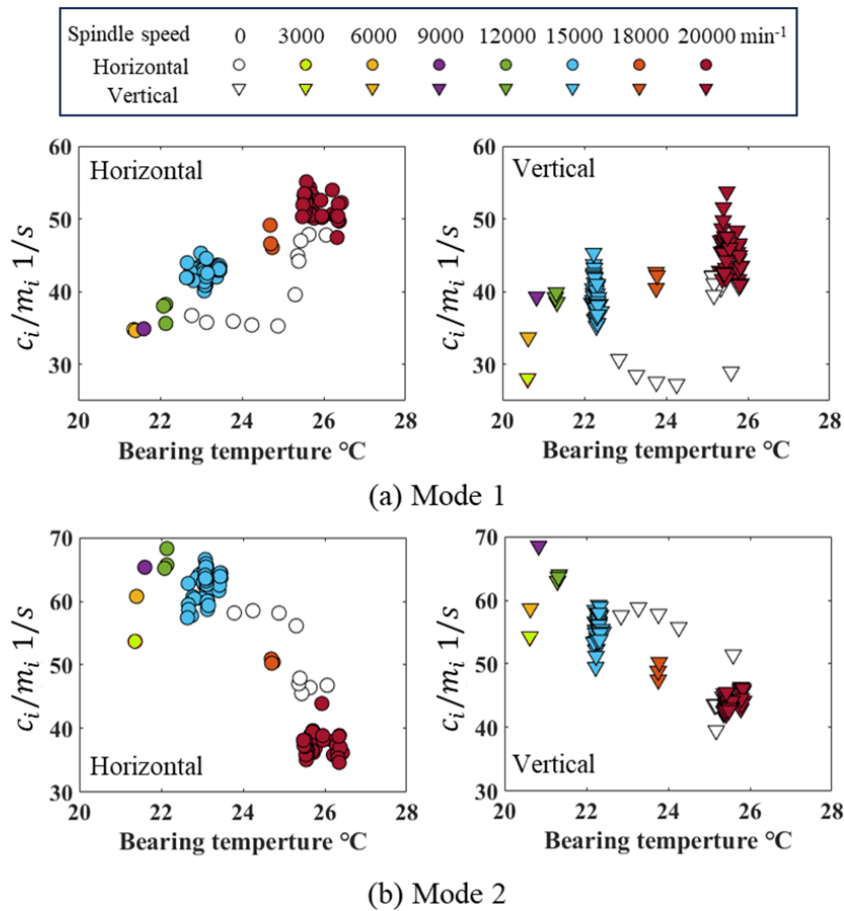


Fig.4.11 Damping coefficient in grease spindle.

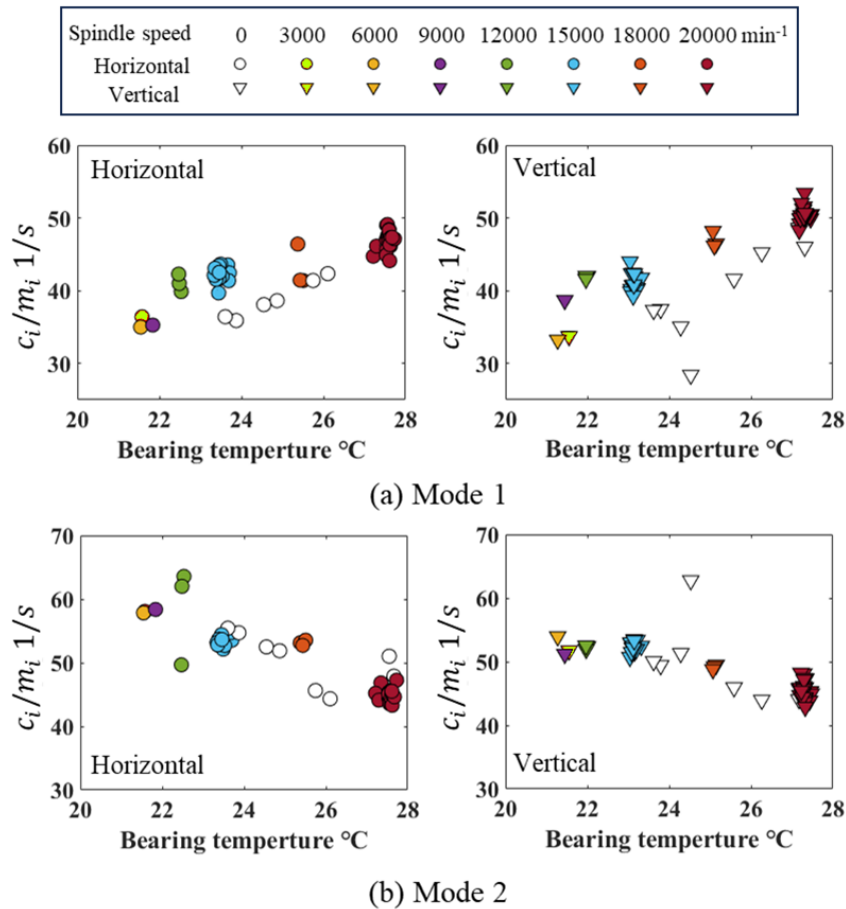


Fig.4.12 Damping coefficient in oil-air spindle.

(5) グリス主軸における $S = 15,000, 20,000 \text{ min}^{-1}$ での等価粘性減衰係数の変化は、比較的大きい。なお、この変化には 4.4 節で議論した異なるグリス供給条件の実験結果が反映されている(図 4.11)。

4.6 オイルエア主軸とグリス主軸の動特性の比較と考察

グリス主軸に関する結果を以下にまとめる。

(1) 主軸回転数および軸受温度が固有振動数・減衰比・等価粘性減衰係数に及ぼす影響は、2 つのモード間で異なっている。モード 1 では固有振動数の減少および減衰比・等価粘性減衰係数の増加が観察され、モード 2 では固有振動数の増加および減衰比・等価粘性減衰係数の減少が観察される。

(2) 異なる潤滑条件での実験において、基準供給間隔では、時間経過に伴う変化はほとんど観察されない。一方で、過剰供給間隔では、グリス供給後に固有振動数および減衰比の変化が観察される。等価粘性減衰係数の測定結果においても、異なる潤滑条件での実験結果を含んだ回転数でそれぞれ大きなばらつきが見られる。

(3) S が $15,000 \text{ min}^{-1}$ ～ $20,000 \text{ min}^{-1}$ の範囲で増加するとき、モード 2 の減衰比は水平設置で 59%、鉛直設置で 73%までそれぞれ大きく減少する。一方、モード 1 の減衰比は、水平設置・鉛直設置のいずれにおいても 120%まで増加する。この傾向は基準供給間隔および過剰供給間隔の両方の条件で見られ、特に水平設置で顕著である。

(4) $S > 9,000 \text{ min}^{-1}$ においては、主軸回転数の増加または軸受温度の上昇により、モード 1 の等価粘性減衰係数が増加するのに対し、モード 2 の等価粘性減衰係数は減少する。

(5) 水平設置と鉛直設置の結果を比較すると、水平設置での固有振動数および等価粘性減衰係数の変化の方が大きい。水平設置では、重力によるラジアル荷重により、転動体への荷重分布が不均一となり、軸受剛性が遠心力や熱の影響を受けやすくなると考えられる。さらに、過剰供給間隔では、モード 1 の等価粘性減衰係数の変化は鉛直設置の方が水平設置よりも大きい。

オイルエア主軸に関する結果を以下にまとめる。

(6) 項目(1)で述べた傾向は、オイルエア主軸の実験結果でも観察される。しかし、固有振動数・減衰比・等価粘性減衰係数の変化は、グリス主軸のものよりも小さい。過剰供給間隔であっても、固有振動数・減衰比・等価粘性減衰係数の変化は限定的である。

これまでの結果に基づいた考察を以下にまとめる。

(7) この背面合わせの軸受構成では、シャフトの熱膨張によって予圧が減少する。転動体と軌道面間の油膜状態は、接触域入口での油枯渇と周囲からの再供給との周期的なバランスに依存することが知られている[49]-[51]。また、軸受における主な減衰源は、接触域周辺において発生する絞り膜効果等の流体力学的作用によるものと考えられている[52]-[55]。油膜内あるいはその近傍の潤滑油の絞り膜効果の方向が振動方向と一致している場合、減衰の増加が説明できる。さらに、接触域近傍の潤滑油量の変動（油の枯渇一再供給サイクル）も、減衰の変化に寄与している可能性がある。

(8) モード 2 における固有振動数の増加は、転動体と軌道面間あるいは軸受とハウジングまたはシャフトとの間の接触剛性の増加を示唆している。経験的には、接触剛性の増加は一般に減衰の減少を伴うとされている。転動体と軌道面間の減衰の減少は、油膜の絞り膜効果の低下や潤滑不足に起因すると考えられる。モード 2 の振動方向が油膜厚さの方向と一致している場合、観察された減衰の減少および変化が説明可能である。

以上より、主軸の動特性は以下の複数の因子に影響を受けると考えられる。転動体と軌道面間の隙間（予圧）、潤滑油の枯渇と再供給（油膜形成）、油膜に対する振動方向。主軸構造や潤滑油供給条件の違いについては、特に接触域周辺に残留する潤滑油量に影響を及ぼし、結果として主軸の動特性にも影響を及ぼすと考えられる。

4.7 結論

本章では、グリス主軸の回転時の動コンプライアンスを測定し、オイルエア主軸の結果と比較することで、潤滑方式の影響を考察した結果を述べた。オイルエア主軸と同一の構造と設計諸元を持つグリス主軸を製作し、CDST を用いて同一の運転条件下で動コンプライアンスを測定した。

また、潤滑条件の影響を調査するために、グリス供給間隔を変化させた実験をおこなった。得られた動コンプライアンスから、ピークが明瞭であった 2 つの曲げモードの固有振動数および減衰比を同定し、等価粘性減衰係数を算出して、オイルエア主軸の実験結果と比較した。結論を以下にまとめる。

- 1) グリス主軸の測定実験において、主軸回転数の増加または軸受温度の上昇に伴う固有振動数と減衰比の変化は、600 Hz 付近にピークを有するモード(モード 1)と 700 Hz 付近にピークを有するモード(モード 2)で異なる傾向を示した。モード 1 では固有振動数の減少および減衰比の増加が観察され、モード 2 では固有振動数の増加および減衰比の減少を示した。等価粘性減衰係数の変化も減衰比と同様の变化であった。これらの結果は、オイルエア主軸で観察された傾向と類似していた。しかし、 $9,000 \text{ min}^{-1}$ 以上の回転数においては、グリス主軸の方が、オイルエア主軸よりも固有振動数・減衰比・等価粘性減衰係数の変化が顕著であった。
- 2) グリス主軸での測定実験において、グリスを過剰供給した条件では、グリス供給後に固有振動数と減衰比の変化が顕著になった。さらに、連続運転中の時間経過に伴う固有振動数・減衰比・等価粘性減衰係数の変化は、オイルエア主軸の変化よりも大きかった。

第5章 主軸動特性への軸受の組付状態・潤滑状態の影響

5.1 緒論

主軸の動特性に影響を及ぼす因子の中に、軸受の潤滑状態の影響があると考えられている。しかし、実用主軸の潤滑状態を定量的に把握することは容易ではないため、運転中の異音の発生や急激な温度上昇といった事象を手がかりに潤滑状態を推定する方法が使用される。主軸軸受の潤滑状態が動特性に及ぼす影響を明らかにできれば、主軸系の動特性解析における不確定要素が減り、最適設計、トラブル診断、予知保全等に貢献できる。

転がり軸受において、回転により潤滑油が転動体と軌道面間の高圧接触域に引き込まれることで、強固な油膜が形成されることは弾性流体潤滑（Elastohydrodynamic lubrication : EHL）理論で説明される[56]。EHL 理論によれば、油膜厚さは荷重にほとんど依存していないと考えられている[57]。そのため、油膜の剛性は非常に高く、減衰は小さいとされている。しかしながら、油膜と剛性・減衰の関係性については不明な点が多く、その究明のために多くの研究がおこなわれてきた[58][59]。これらを以下にまとめる。

(1) Hagi と Gafitanu は、アンギュラ玉軸受を対象に、ヘルツ接触の弾性変形に加えて、EHL 油膜での絞り膜効果を考慮した動特性解析モデルを提案した。油膜の挙動は、接触荷重を変位の同相成分（等価剛性）と直交成分（等価減衰）に分けて表現している。さらに、温度上昇と潤滑の枯渇の影響を反映させるために、Hamrock-Dowson の理論式[57]で求めた最小油膜厚さに対し、熱および枯渇による膜厚低下係数を導入して、高速条件の最小油膜厚さを補正している。彼らのモデルにおける荷重式では、最小油膜厚さの逆数に依存する項が含まれることから、油膜厚さが増加するほど、絞り膜効果由来の反力の寄与（等価剛性および等価減衰）は減少すると解釈できる[60]。

(2) Rahnejat らは、圧電素子を装着したディスク試験機を用いて、乾燥接触および潤滑条件下で加振試験をおこなった。その結果、潤滑が十分な条件では、剛性および減衰比がともに増加することを報告している。彼らはその理由として、油膜厚さの増加により、接触域全体の圧力分布域が広がり接触剛性が増加するため、ならびに EHL 領域内の粘性抵抗が増加し、絞り膜効果によるエネルギー散逸が増加するためと考察している[52][53]。

(3) Zellinger らは、対称構造のハウジングおよびシャフトを高剛性に、かつ軸受配列部が系全体で最も柔軟となるよう設計した試験装置を用いて、深溝玉軸受の動コンプライアンスを実験的に評価した。複数の減衰源のうち、軸受材料の減衰とハウジング—外輪間のはめ合いの影響をそれぞれ調査するために、軸受を円筒型ディスクに置き換えて無潤滑・非回転の状態をつくり、インパクトハンマリング試験を実施した。その結果、ハウジング—外輪間の結合部の減衰は、転動体および軌道面の材料減衰と比較して 10 倍以上の等価粘性減衰係数を持つと報告した[61]。また、彼らの別の研究では、回転数、潤滑条件などを変化させながら、同試験装置を用いた実験をおこなった。その結果、潤滑油を供給しない乾燥条件では等価粘性減衰係数が最小(330～

550 Ns/m)となり、わずかな潤滑油を供給するだけで等価粘性減衰係数が増加する(1,800～2,100 Ns/m)と報告した。しかし、油膜およびハウジングー外輪間の接触面は局所的に高い減衰能力を有するものの、高剛性であるがゆえに変位がほとんど発生せず、軸受系の減衰への寄与は限定的であると述べている。以上の結果から、実際に軸受系の減衰に寄与するのは、転動体および軌道面の材料内部のヒステリシスおよび、EHL 領域入口での絞り膜効果であると主張している[54]。

(4) Dietl は、Zellinger らの研究を基に、材料減衰と油膜によるエネルギー散逸を考慮した解析モデルを提案した。理論計算の妥当性を検証するために、静止状態では接触型電動加振装置を用いた周波数掃引試験を、回転状態ではインパクトハンマリング試験を実施し、アングュラ玉軸受、深溝玉軸受、円すいころ軸受の動特性をそれぞれ評価した。実験では荷重、回転数、および潤滑油の粘度を変化させ、影響をそれぞれ調査している。その結果、油膜厚さが増加すると、圧力分布域が広がるが、最大応力が減少するため剛性が減少する。すなわち、(3)とは異なる主張をしている。さらに、油膜厚さの増加に伴い、等価粘性減衰係数が増加することを示した。これは、油膜が厚いほど接触領域における粘性せん断抵抗が増加し、エネルギー散逸が増加するためであると述べている[55]。

(5) Boškosi らは、モータ内部に組み込まれた深溝玉軸受を対象として、潤滑状態の有無が振動応答に及ぼす影響を実験的に評価した。モータのケーシング上に設置した加速度センサの信号応答を解析した結果、潤滑ありの場合には信号振幅が減少したことから、油膜が振動を抑える効果を持つと報告した。この理由として、潤滑油の存在がダンパとして作用するため、そして軸受内部の隙間を潤滑油が満たすことで、他の構成部品が動ける空間が狭くなるためであると考察している[62]。

(6) Wijnant らは、光干渉法による油膜厚さ測定と動的荷重下でのボールとディスクの間の相対変位(Mutual approach)測定結果から等価粘性減衰係数を算出し、EHL 油膜の挙動をばねーダンパモデルで表現した深溝玉軸受の動特性解析手法を提案した。彼らは、油膜厚さが増加すると、圧力分布が広がり荷重支持能力は増加する一方、荷重がより広範囲に分散して弾性変形が増加するため、系全体の変位は大きくなり剛性が減少すると述べている。また、油膜厚さの増加に伴い、潤滑油のせん断の影響が大きくなり、速度依存のエネルギー損失が増えるため減衰が増加していると述べている。さらに、枯渇潤滑での剛性と減衰を解析しており、潤滑の枯渇が進行するにつれて、油膜厚さが減少し、十分潤滑と比較して等価粘性減衰係数は減少し、剛性は増加すると報告した[63][64]。

(7) Zhang らは、EHL モデルと自由振動モデルを組み合わせ、荷重、回転数、潤滑油粘度の影響が転がり軸受の動特性に及ぼす影響を解析し、Wijnant らのモデルと比較した。解析結果によると、油膜の剛性は、荷重の増加とともに増加し、回転数の増加とともに微減することが示された。一方、等価粘性減衰係数は、速度および荷重条件によって挙動が異なり、高荷重条件下では低速回転域で減少し、高速回転域で増加したと報告している。さらに EHL 領域入口のメニスカス距離(潤滑油の自由表面が転動体ー軌道面の接触部からどれだけ離れているかを示す距離)を変化させることで、潤滑の枯渇の影響を評価した。その結果、メニスカス距離が大きくなる(枯

潤滑から十分潤滑に移行する)につれて、等価粘性減衰係数は25%以上増加する一方で、剛性の増加は6%以下と小さく潤滑状態の影響は限定的であると示した[65].

(8) Jacobs らは、アクチュエータを用いた接触式加振と軸受内の電気抵抗測定を同時にできる試験装置を用いて、回転中の深溝玉軸受の動特性と油膜形成状態の関係を評価した。油膜形成状態の評価については、電気抵抗値を油膜の破断や分離度を直接示す指標として用いて、温度、粘度、回転数を基に Hamrock-Dowson の理論式[57]によって計算した油膜厚さと組み合わせて解釈した。準等温環境下で回転数を増加すると、回転運動によって電気抵抗値は増加(油膜形成が進行)し、剛性は3.2%、等価粘性減衰係数は24%それぞれ増加するという実験結果を示した。剛性の変化については、油膜形成が進行すると軸受内の有効隙間が減少し、接触剛性が増加するためと説明している。一方、各回転数で温度を十分安定させた後の実験(実運転に近い条件)では、 $1,100 \text{ min}^{-1}$ 以上の回転数において、電気抵抗値・剛性・等価粘性減衰係数はいずれも、準等温環境下での結果より低くなることを示した。さらに、温度を十分安定させた後の条件では、回転数の増加に伴い、剛性は減少し、等価粘性減衰係数は増加した後、 300 min^{-1} 以上の回転数でほぼ一定となることを示した。この剛性の減少については、回転にともなう温度上昇により、潤滑油の粘度が減少し、その結果、油膜厚さが減少したためと考察している[66].

(9) Bal らは、アンギュラ玉軸受で支持された風力タービンの主軸を、5自由度のモデルとして表現し、油膜形成が軸受の動特性に及ぼす影響を数値的に解析した。Hamrock-Dowson の理論式[57]によって計算した油膜厚さに基づき、純静的平衡を仮定した反復計算によって軸受系の振動応答を評価した。彼らは、回転数増加による油膜厚さの増加に伴い、剛性は増加し、減衰は減少するという解析結果を示した。剛性が増加する理由については、油膜が接触域に介在すると油膜分の圧力が発生することで、同じ変位量でも反力が増加するためと説明している。一方、減衰については、圧力上昇に伴う粘度の影響が関与している可能性を示した[67].

(10) Fang らは、線接触における過渡 EHL 油膜を対象に、油膜をばね-ダンパ系として扱う数値解析手法を提案した。ステップ状に増加する外部荷重を与えた過渡応答解析により、荷重増加に応じた油膜厚さの減少に伴い、油膜の剛性は増加し、油膜による減衰は減少すると報告した。剛性増加の要因については、荷重の増加により油膜圧力が上昇し油膜が圧縮されにくくなるためと説明している。また、減衰の減少については、油膜が薄くなるにつれて、潤滑油の粘性による効果が低下することに加え、油膜に対して固体側の弾性変形の寄与が増えることで、油膜による減衰の影響が相対的に減少するためと述べている。さらに、軽荷重域において、巻込み速度の増加、潤滑油の高粘度化、および等価曲率半径の増大といった油膜が厚くなる条件では、固体間の相対変位(接近量)が大きくなりやすく、その結果として剛性と減衰がともに減少することを報告している。加えて、彼らの同定結果の解釈として、固体間の接近速度が大きい場合には等価粘性減衰係数が小さく評価されると説明している[68].

(11) Xu らは、回転中の深溝玉軸受を対象に、EHL 油膜を質量のないバネ要素として、ヘルツ接触ばねと直列結合することで、等価接触剛性を表現した振動モデルを提案した。さらに、油膜厚さ、剛性、荷重の時間変動の解析における高い計算負荷に対応するために、荷重分布に基づく1周期分の最小油膜厚さと油膜剛性を事前計算し、時間ステップに応じた補間による高速計算を

導入している．解析の結果，回転数増加に伴って油膜厚さは増加し，油膜剛性は減少することを示した．これは，油膜が厚くなるほど，同じ荷重に対する油膜の変形が増えるためと説明している．一方，減衰については，油膜の時間変動の扱いを簡略化するために，軸受系としての総合的な等価減衰係数を用いており，潤滑油のせん断作用を考慮した減衰係数の導入は将来の課題としている．提案したモデルの検証として，回転中の深溝玉軸受に対して，加振装置（Load arms）を用いた振動応答測定をおこない，潤滑油供給の有無の影響を評価した．潤滑油を供給した条件では，振動の振幅が減少しており，油膜形成による減衰の増加を示唆する実験結果を報告している[69]．

上記(1)～(11)の先行研究に関して，着目した油膜状態の指標と動特性への影響を表 5.1 にそれぞれまとめる．同表より，油膜形成の進行に伴う剛性および減衰の増減には，研究間で様々な結果が報告されていることがわかる．これらの研究では，油膜状態の指標に油膜厚さ，油膜破断率が採用されているが，一部の研究は，軸受とハウジングのはめ合いの影響も考慮している．主軸

Table 5.1 Overview of previous research on oil film indicators and their effects on dynamic properties.

Research	Oil film indicator	Stiffness change with oil film formation	Damping change with oil film formation
Hagiu et al. [60]	Theoretically derived film thickness	Decreases	Decreases
Ranhnnejat et al. [52][53]	Theoretically derived film thickness	Increases	Increases
Zellinger et al. [54][61]	Presence/Absence of oil	Not discussed	Increases when oil is supplied vs. dry
			Decreases at higher rotational speeds
Dietl [55]	Theoretically derived film thickness	Decreases	Increases
Boškoski et al. [62]	Presence/Absence of oil	Not discussed	Increases
Wijnant et al. [63][64]	Optically measured film thickness	Decreases	Increases
Zhang et al. [65]	Meniscus distance under starved lubrication	Increases	Increases
Jacobs et al. [66]	Oil film separation (electrical resistance)	Increases	Increases
Bal et al. [67]	Theoretically derived film thickness	Increases	Decreases
Fang et al. [68]	Theoretically derived film thickness	Decreases	Increases when load is increased
			Decreases in low-load region
Xu et al. [69]	Theoretically derived film thickness	Decreases	Not discussed

受の仕様を表 5.2 に示す。また、シャフトはカップリングでモータと連結され、モータでシャフトを回転する。カップリングは、低剛性かつ低減衰特性を持つ樹脂の結合部を有しており、モータ側軸受の支持剛性の影響を低減する設計となっている。

図 5.2 に計測に用いたセンサの概要をそれぞれ示す。シャフト前端の変位を測定するために、渦電流式変位センサを配置している。さらに、シャフトの固有モードを測定するために、加速度センサを図の①～⑥の位置に配置する。軸受ホルダ前側温度 (T_H) とシャフト温度 (T_S) を測定するために、K 型熱電対を装着する。なお、シャフト回転時には、シャフト側の熱電対、加速度センサは外している。図中の矢印は、5.3 節で述べるインパクトハンマリング試験での加振箇所である。

シャフト回転時の軸受内の潤滑状態を定量化するために、電気インピーダンス測定をおこなう。図 5.2 に示すように、シャフト先端につけた水銀スリップリングと軸受ホルダの角部の間に交流電圧を引加し、周波数を掃引して複素インピーダンスを測定する。測定には LCR メータ（メーカー：NF 回路ブロック，型式：FR51615）を用いた。電気インピーダンス測定条件については、文献[40]を参考に印可電圧を 1 V_{pp} とし、掃引周波数を 1 kHz～10 MHz とした。

Table 5.2 Bearing specifications.

Manufacturer	NSK
Model No.	7007C
Inner diameter [mm]	35
Outer diameter [mm]	62
Width [mm]	14
Contact angle [°]	15

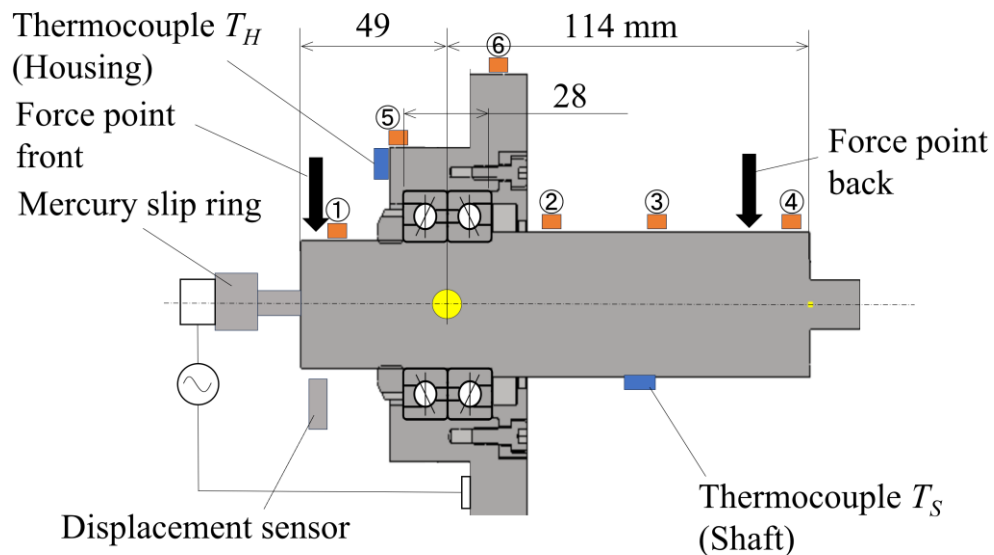


Fig.5.2 Configuration of sensor layout on simulated spindle.

5.3 主軸停止状態での動特性測定

シャフトおよび軸受系の固有モードを把握するために、主軸停止状態でインパクトハンマリング試験を実施した。加振箇所は、軸受に対してシャフト前側とシャフト後側（後端近く）とした。応答の測定には加速度センサを使用し、加振力および加速度の測定結果から、周波数領域で2階積分して、動コンプライアンスを求めた。測定にはFFTアナライザ（メーカー：小野測器、型式：DS5000）を用いた。図5.3にシャフト前側加振、図5.4にシャフト後側加振の場合の動コンプライアンスの測定結果をそれぞれ示す。図中の①～⑥は応答測定箇所を示している。これらの図より、固有振動数は400 Hzと500～550 Hz付近にそれぞれ存在することがわかる。400 Hzの固有振動数に対応するモードをモード1とし、500～550 Hzの固有振動数に対応するモードをモード2と呼ぶ。モード1とモード2の動コンプライアンスを複素数で表現し、虚部からモード比を求めた結果を、図5.5、図5.6にそれぞれ示す。ただし、モード2は550 Hzで評価を統一した。すべての図から、モード1およびモード2も、シャフトが傾くモードであることがわかる。さらに、モード2の方の傾きが大きく、軸受ホルダ側(青色の点)は並進運動していることがわかる。また、モード1は軸受ホルダ側が若干傾いている。つまり、シャフトが軸受ホルダとともに傾くモードと、シャフトの傾きとともに軸受ホルダは並進するモードが存在している。第3章で測定対象とした主軸の測定において、ハウジング側の応答が異なるモードが存在していたが、このモードもハウジングとの連成によるものであることがわかる（図3.9）。

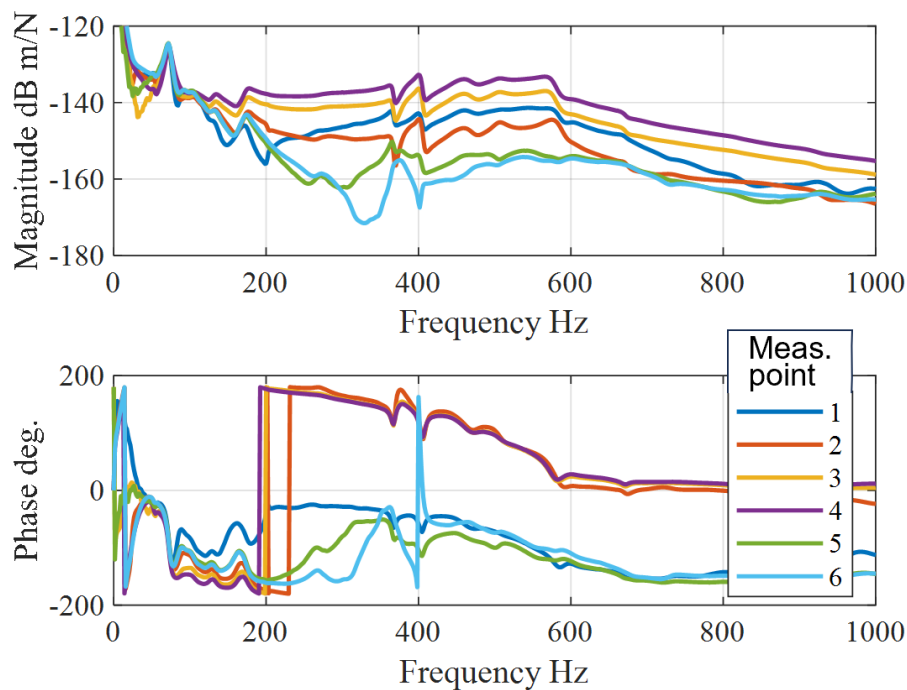


Fig.5.3 Measured dynamic compliance at each measurement point with front excitation.

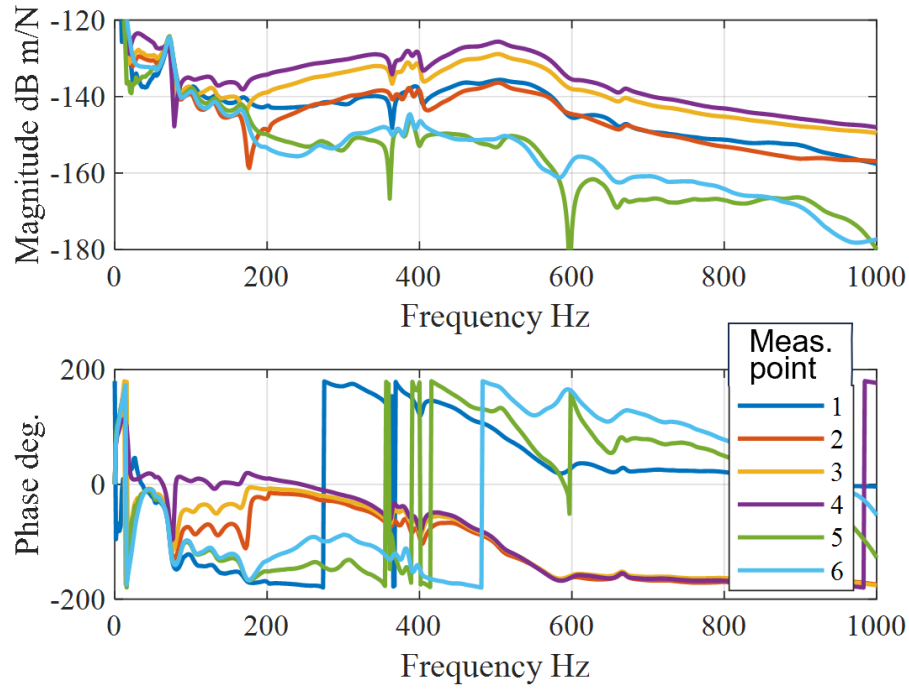


Fig.5.4 Measured dynamic compliance at each measurement point with rear excitation.

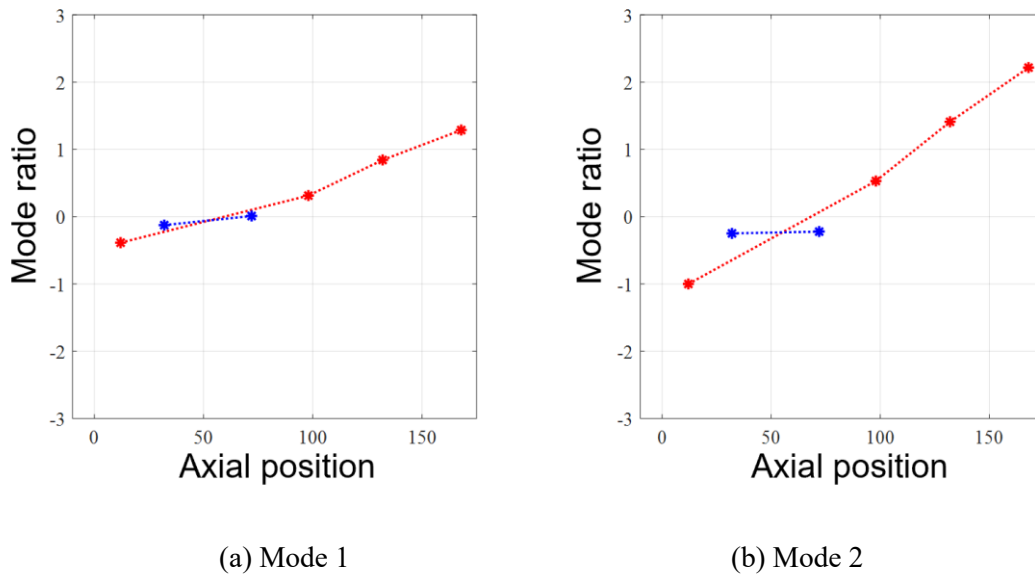


Fig.5.5 Mode ratio in front excitation (blue: housing, red: shaft).

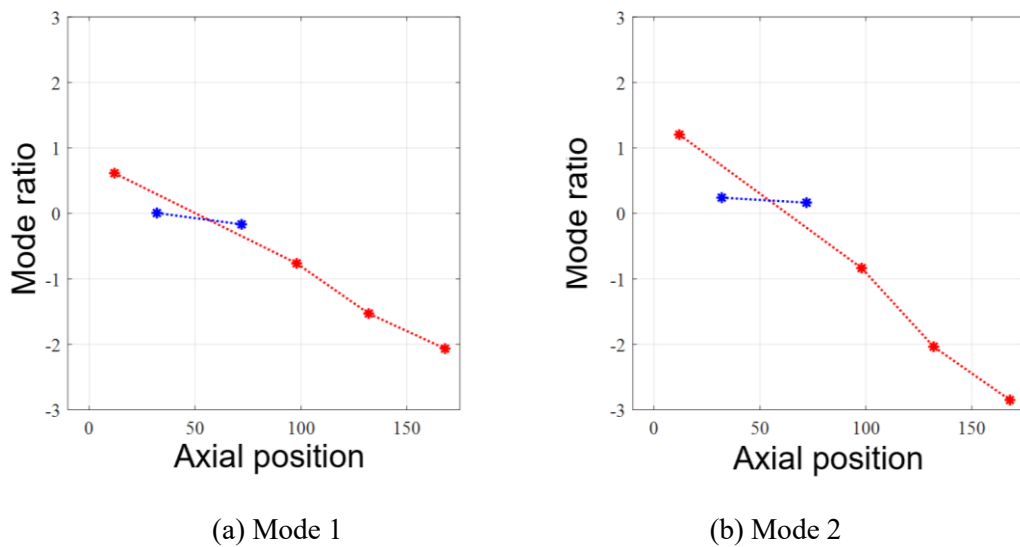


Fig.5.6 Mode ratio in rear excitation (blue: housing, red: shaft).

5.4 回転時の動コンプライアンスと電気インピーダンス測定

5.4.1 実験方法

回転数を段階的に変化させながら、各回転数でインパクトハンマリング試験をおこなって、回転中のシャフトの動コンプライアンスを測定した。加振力およびシャフトの変位を FFT アナライザで測定し、加振力と変位のフーリエ変換から動コンプライアンスを求めた。また、軸受の組付状態を評価するために、シャフトへの加振力から軸受ホルダ上の加速度信号までの周波数応答を計算し、周波数領域で 2 階積分して動コンプライアンスを求めた。動コンプライアンス測定と同時に、電気インピーダンス測定をおこなった。軸受の組付状態・潤滑状態の影響を評価するために、表 5.3 に示す軸受のセットアップ条件を設定した。なお、すべての軸受を脱脂した状態から組付をおこなった。潤滑油には、パラフィン系基油の潤滑油(メーカー；出光興産社、型式：ダフニースーパーマルチオイル、粘度：VG32)を使用した。

条件 A では、同一軸受を用いて潤滑条件を変化させながら測定をおこなった。新品の軸受を軸受ホルダに組み込み回転させた後、シリンジと注射針を用いて 0.1 cc の潤滑油を軸受部に直接滴下した。動コンプライアンスと電気インピーダンスの測定をおこなった後、潤滑油を 1.0 cc 追加し、再度一連の測定をおこなった。この実験での測定は、それぞれの潤滑油量の条件で 2 回繰り返した。

条件 B と C では、一つの軸受に一定量の潤滑油を供給した状態で軸受ホルダに組み込み、測定をおこなった。条件 B と条件 C での潤滑油供給量は、それぞれ 0.1 cc と 1.0 cc とした。条件

Table 5.3 Test setup for three bearings with varied lubricant supply amounts.

Setup	Lubricant supply amounts [cc]	Lubricant conditions	Measurement conditions
A	0, 0.1, and 1.0	Assembled in a dry condition, and lubricant added during the test.	After rotation under a dry condition.
B	0.1	Supplied prior to the test.	After lubricant supply.
C	1.0	Supplied during assembly.	After operating for 20 hours.

B では、新品の軸受を軸受ホルダに組み込んだ直後に測定を開始し、条件 C では、20 時間程度の運転後に測定実験を開始した。測定は再現性を確認するため、日を改めて 3 回実施した。

いずれの条件においても、実験開始時の軸受ホルダ前側温度 (T_H) とシャフト温度 (T_S) は 21 ~ 22 °C で、実験中に T_S は 0.5 °C、 T_H は 1.0 °C 程度上昇した。すなわち軸受の内外温度差は影響が無視できる範囲であった。

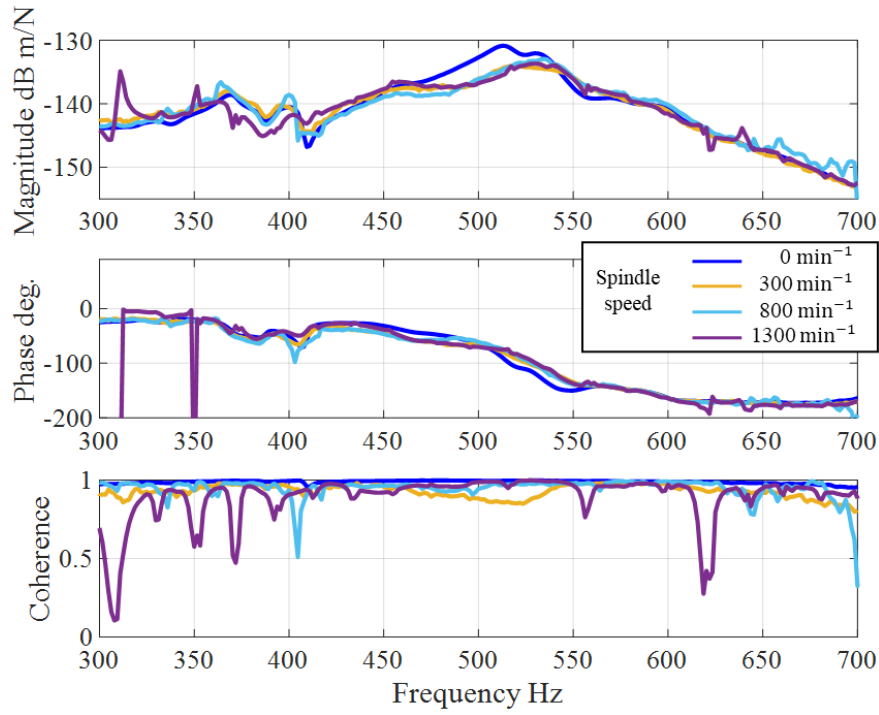
5.4.2 動コンプライアンスおよび電気インピーダンス測定結果

5.4.2.1 同一軸受で潤滑量を変化させた場合 (条件 A)

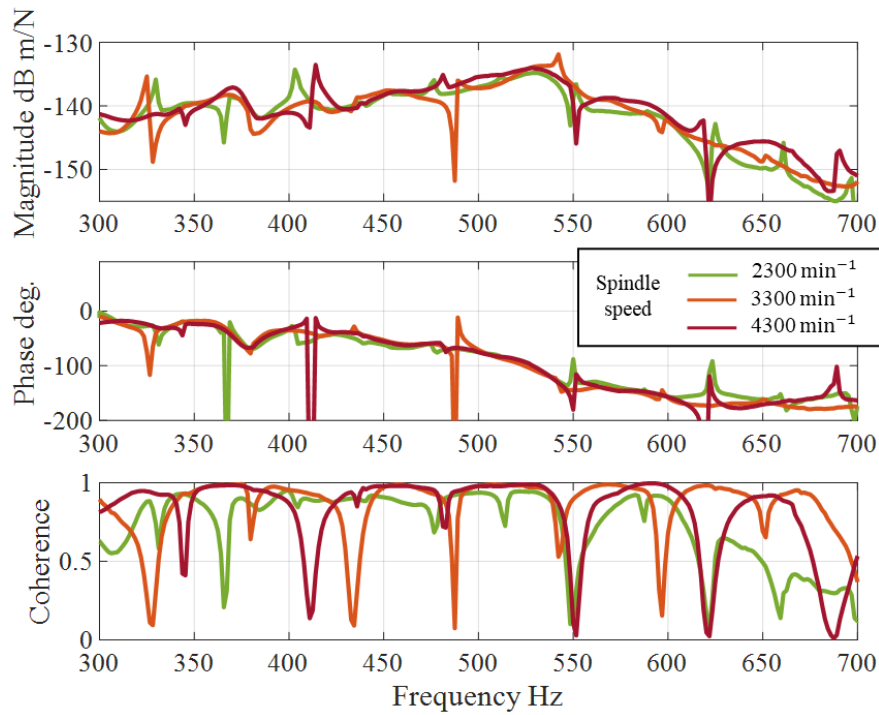
図 5.7、図 5.8 に、条件 A での動コンプライアンスの測定結果をそれぞれ示す。図 5.7 が潤滑油を 0.1 cc 供給した場合、図 5.8 が潤滑油を 1.0 cc 供給した場合のそれぞれの前側加振での測定結果であり、1,300 min⁻¹以下と 2,300 min⁻¹以上の回転数に分けて図示している。実験ではシャフト後側加振もおこなったが、前側と比べて共振ピークが明瞭でなかった。これは、シャフト後端がモータに内蔵された軸受に支持される影響が測定結果にあらわれたためだと考えられる。したがって、前側軸受部の影響が強いと考えられる前側加振の結果のみを示す。なお、測定結果の信頼性を示すために、コヒーレンスも併せて示している。

図 5.7、図 5.8 の振幅一位相から、固有振動数は 350~400 Hz の間と 550 Hz 付近に存在することがわかる。また、回転数が 2,300 min⁻¹以上になると、動コンプライアンスにスパイクが生じ、スパイクがある周波数でコヒーレンスが低下する傾向が見られる。この周波数は回転周波数の整数倍に対応している。これは、回転による動的振れ成分が変位に加わることで、測定品質が低下したためと考えられる。

ピークが明瞭であるため、モード 2 に着目して議論をおこなう。測定によって得られた動コンプライアンスに対して、偏分反復法[45]を用いて固有振動数と減衰比を同定した。ただし、コヒーレンスが低い部分が含まれると同定精度が低下するため、コヒーレンスが 0.8 以下の測定値は除いた。また、回転振れ成分によるスパイクの影響を除去するハイパスフィルタ(カットオフ周波数: 300 Hz)を使用し、加振力信号にも同等のフィルタを使用した。同定された固有振動数およ

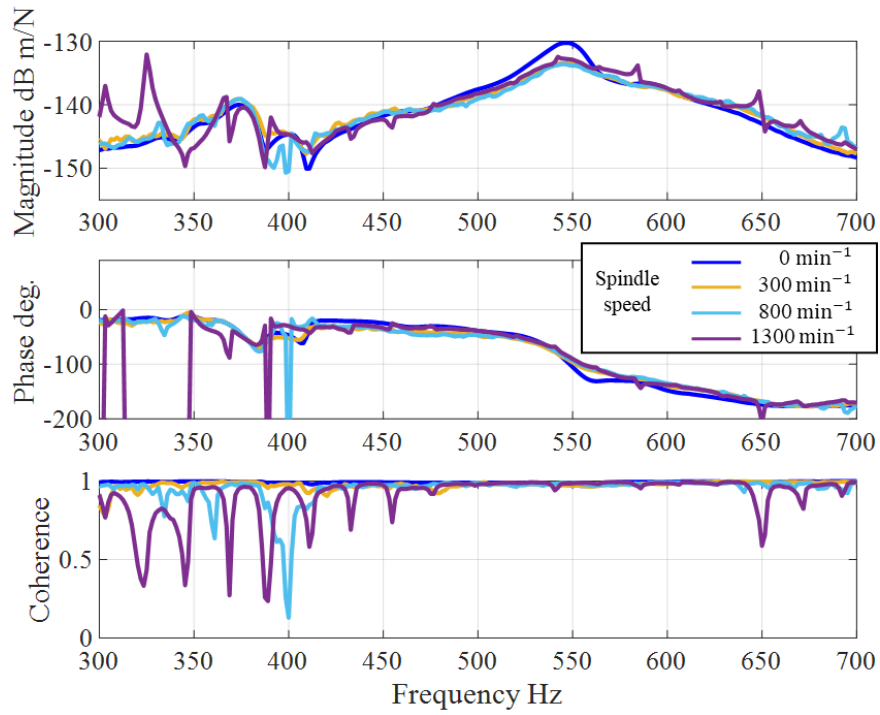


(a) Speed range: at or below 1,300 min⁻¹.

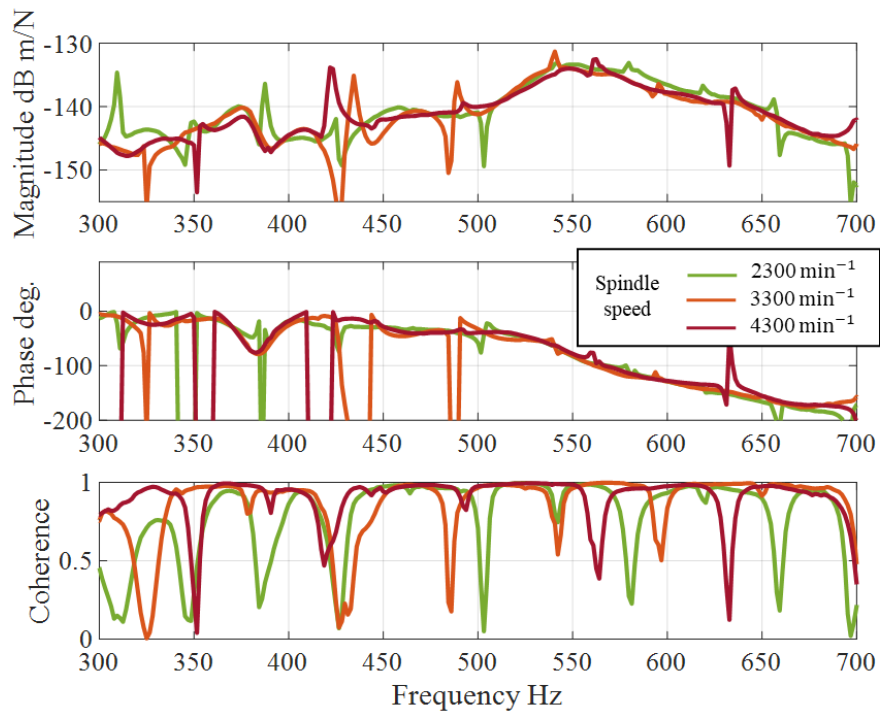


(b) Speed range: at or above 2,300 min⁻¹.

Fig.5.7 Measured dynamic compliance on shaft under condition A (0.1 cc lubricant supply).



(a) Speed range: at or below 1,300 min^{-1} .



(b) Speed range: at or above 2,300 min^{-1} .

Fig.5.8 Measured dynamic compliance on shaft under condition A (1.0 cc lubricant supply).

び減衰比を図 5.9 に示す。同図より、潤滑油量を 0.1 cc から 1.0 cc に増加させた場合、固有振動数が増加することがわかる。減衰比については、潤滑油量の違いによる顕著な変化は見られない。全体として減衰比は 0.05~0.1 の範囲に収まっており、回転数 2,000 min^{-1} 付近でわずかな減少が観察される。これは、摩擦特性の変化を示すストライベック曲線に類似した傾向である可能性がある。また、固有振動数および減衰比のいずれも、回転数 800 min^{-1} 以下では、測定結果にばらつきが生じていることがわかる。この回転数域での転動体と軌道面の潤滑状態は、境界潤滑領域もしくは混合潤滑領域であると考察される。

図 5.10 に、軸受ホルダ側（応答点⑥）の動コンプライアンスを示す。なお、この測定結果については、加速度信号をハイパスフィルタで処理をしていない。シャフトの応答と同様に、動コンプライアンスにモード 1 とモード 2 のピークがそれぞれ観察される。また、これらの固有振動数付近ではコヒーレンスも 1 に近い。つまり、軸受ホルダまでシャフト前側からの加振力が伝わり、シャフトと軸受がともに振動していることを示している。

図 5.11 に測定された電気インピーダンスを示す。同図より、回転数の増加に伴い、電気インピーダンスのキャパシタンス成分が顕著になることがわかる。また、潤滑油量 0.1 cc の条件では、800 min^{-1} 以下の低速回転域では抵抗成分が観察され、油膜破断による金属接触が生じていると考えられる。つまり、軸受内の転動体と軌道面の潤滑状態は境界潤滑領域もしくは混合潤滑領域であることを示唆し、図 5.9 の減衰比の変化から考察された結果と符合する。丸山の研究 [40] では周波数 1 MHz での電気インピーダンス特性が評価されており、本研究でも、同様の条件で比較をおこなう。図 5.12 に、周波数 1 MHz における電気インピーダンスを示す。同図より、電気インピーダンスは、回転数の増加に伴い増加し、2,300 min^{-1} 以上になるとほぼ一定値に収束していることがわかる。これは油膜厚さが一定に達していることを示唆している。また、潤滑油量 1.0 cc の条件では 0.1 cc の場合よりも電気インピーダンスが大きく、2 回の実験でほぼ再現している。油膜厚さが増加すれば電気インピーダンスが増加するとされているので、潤滑油量 1.0 cc の場合、油膜がより厚いと考えられる。

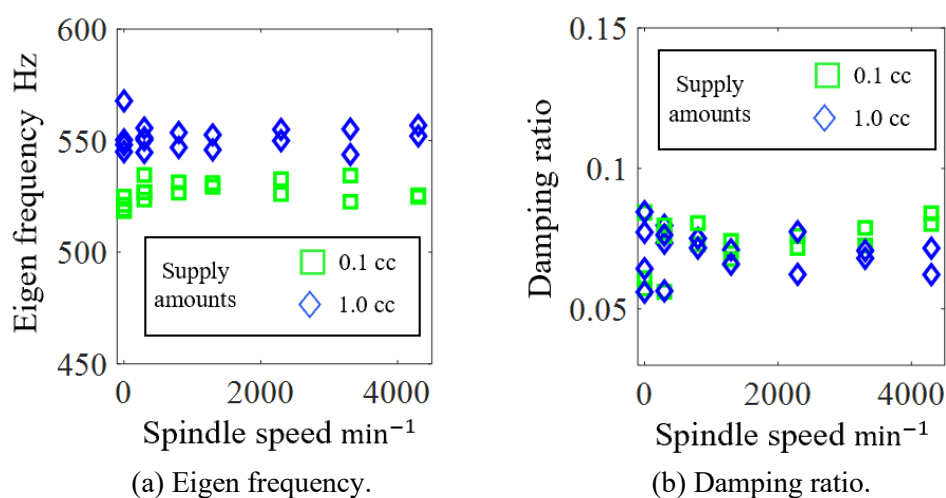
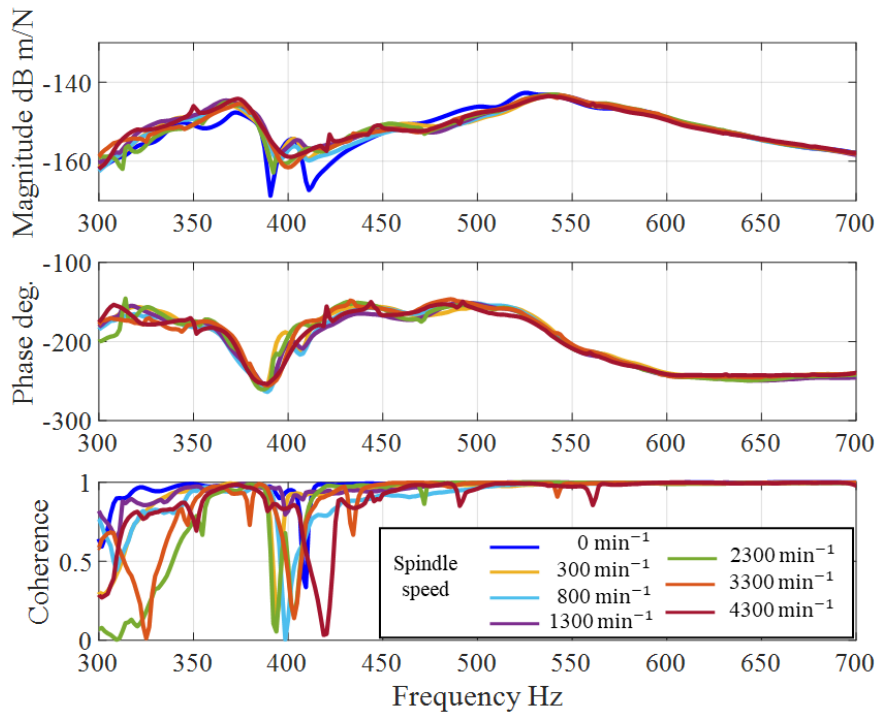
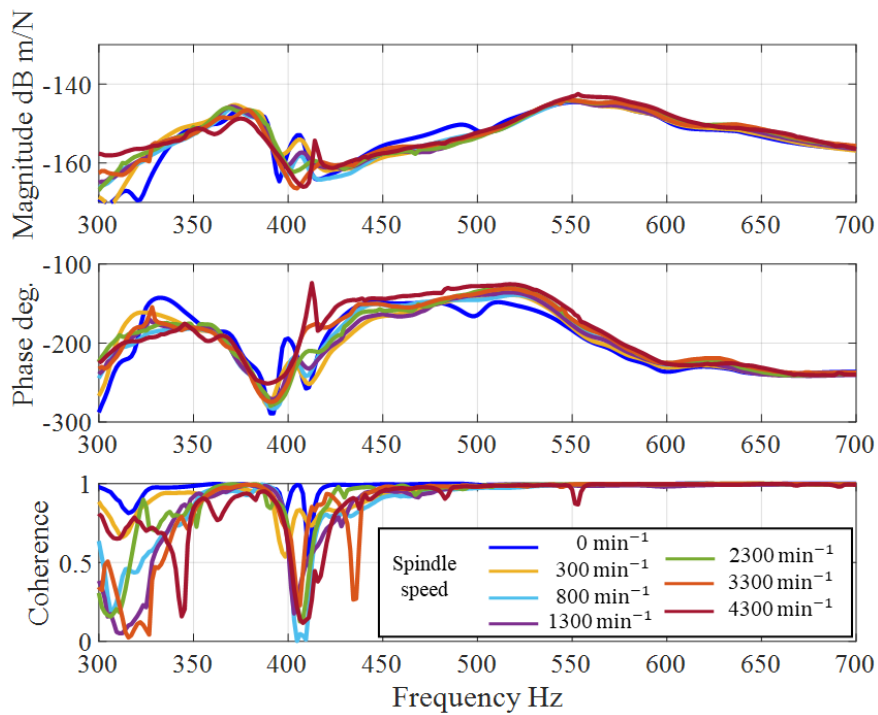


Fig.5.9 Modal parameters under condition A.

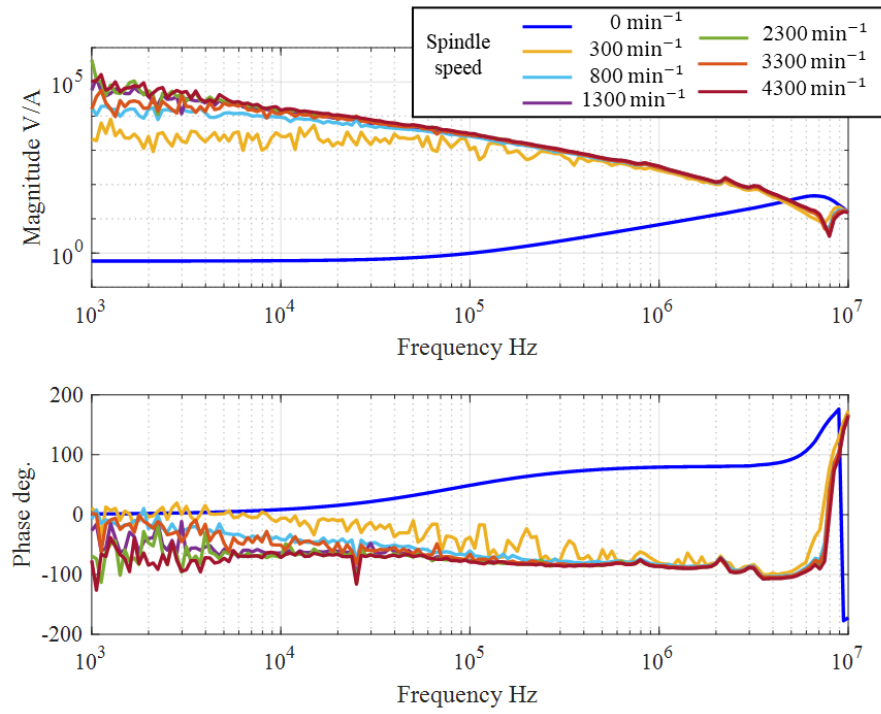


(a) 0.1 cc lubricant supply.

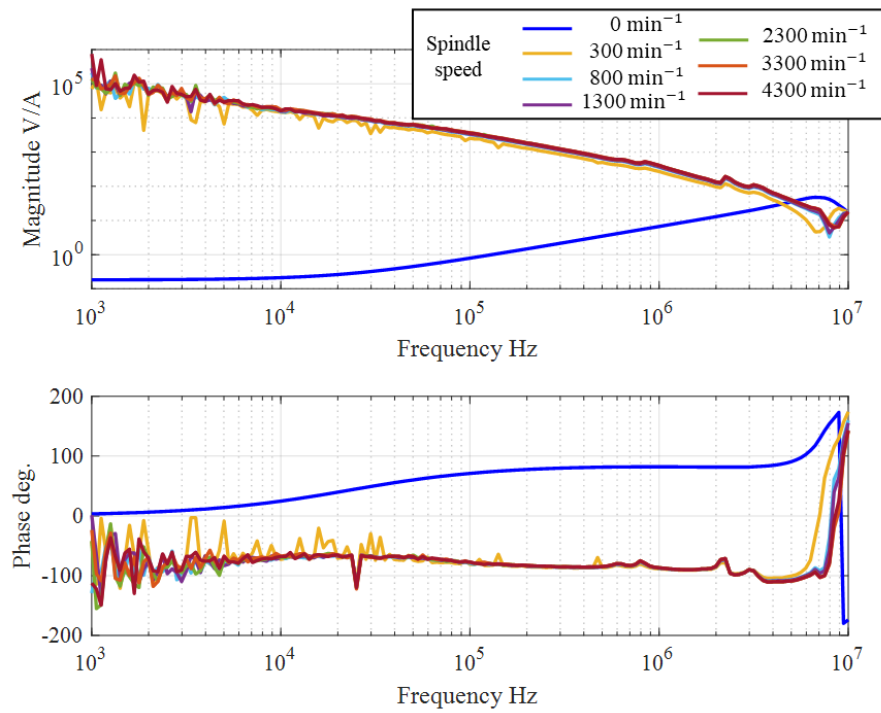


(b) 1.0 cc lubricant supply.

Fig.5.10 Measured dynamic compliance on bearing holder under condition A.



(a) 0.1 cc lubricant supply.



(b) 1.0 cc lubricant supply.

Fig.5.11 Measured electrical impedance under condition A.

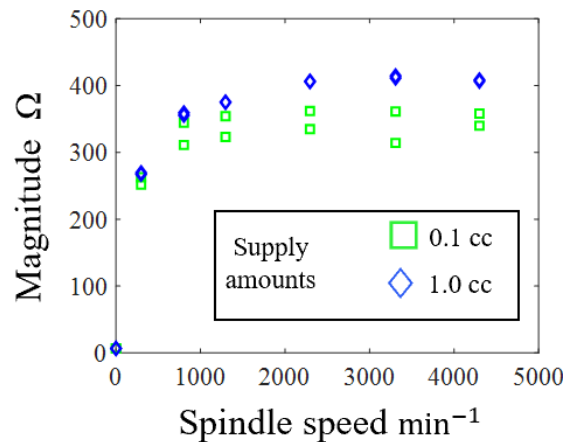
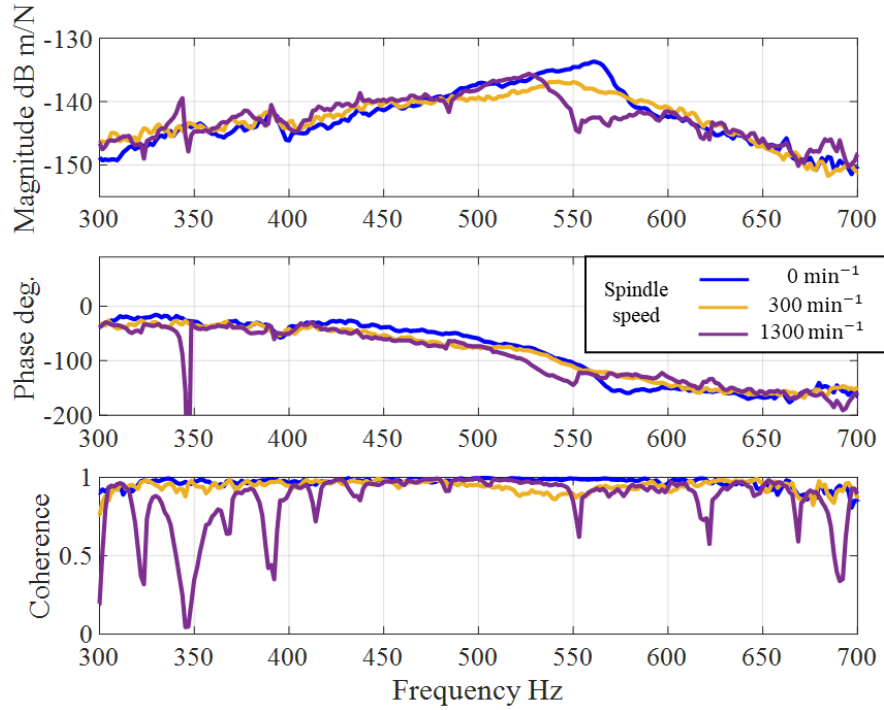


Fig.5.12 Measured electrical impedance at 1 MHz under condition A.

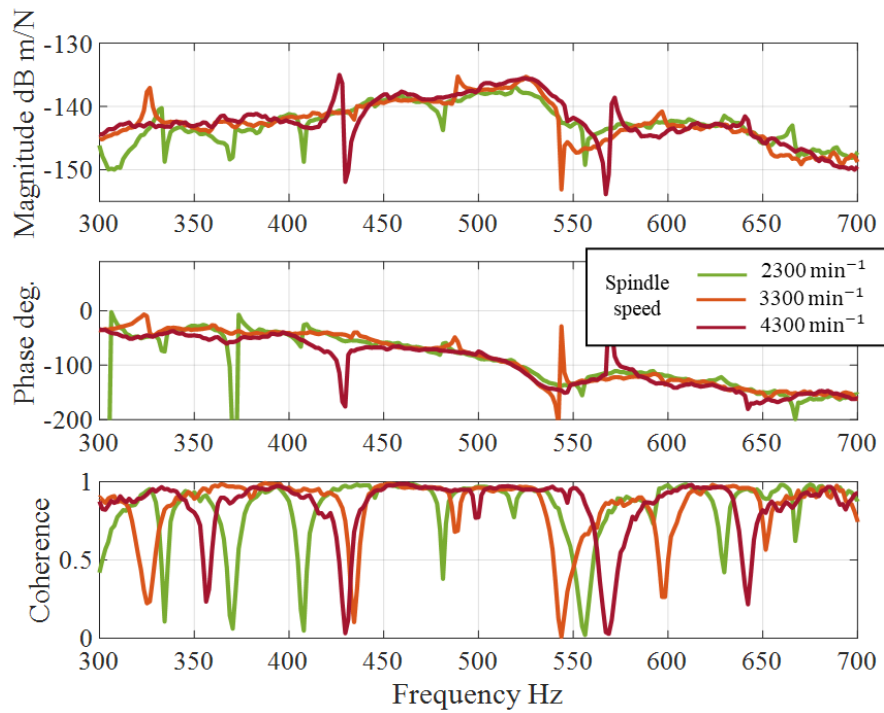
5.4.2.2 軸受ごとに潤滑量を一定にした場合(条件 B, C)

図 5.13 に条件 B, 図 5.14 に条件 C で測定した動コンプライアンスをそれぞれ示す. 5.4.2.1 目で示した図と同じように, それぞれ $1,300 \text{ min}^{-1}$ 以下と $2,300 \text{ min}^{-1}$ 以上の回転数で分け, 前側加振での結果のみを示している. また, 図 5.15 に条件 B で測定した動コンプライアンスから同定された固有振動数および減衰比を, 図 5.16 に条件 C でのそれらの同定結果を, 測定回ごとにそれぞれ示す. なお, 5.4.2.1 目での報告と同じように, コヒーレンスが 0.8 以下の測定値を除き, ハイパスフィルタ(カットオフ周波数: 300 Hz)を使用した. 条件 A での測定結果と異なり, 条件 B および C のいずれにおいても, 回転数の増加に伴って固有振動数は減少する傾向がある. また, 減衰比のばらつきが, 条件 A での測定結果より大きい. 特に条件 B では, 回転数 $1,300 \text{ min}^{-1}$ 以下の低速回転域で測定回ごとの固有振動数の変化が大きく, 高速回転域でほぼ一定値に収束する傾向がある.

図 5.17 に条件 B, 図 5.18 に条件 C での軸受ホルダの動コンプライアンス (応答点⑥) をそれぞれ示す. 5.4.2.1 目での報告と同様に, これらの測定結果については, 加速度信号をハイパスフィルタで処理をしていない. 図 5.17 より, 条件 B ではモード 1 のピークは観察されないことがわかる. また, モード 2 のピークは観察されるが, 条件 A ほど顕著ではなくコヒーレンスの低下も見られる. 図 5.18 より, 条件 C ではモード 1 およびモード 2 のピークがそれぞれ観察されるが, いずれも顕著ではないことがわかる. また, 全体的にコヒーレンスが低い.

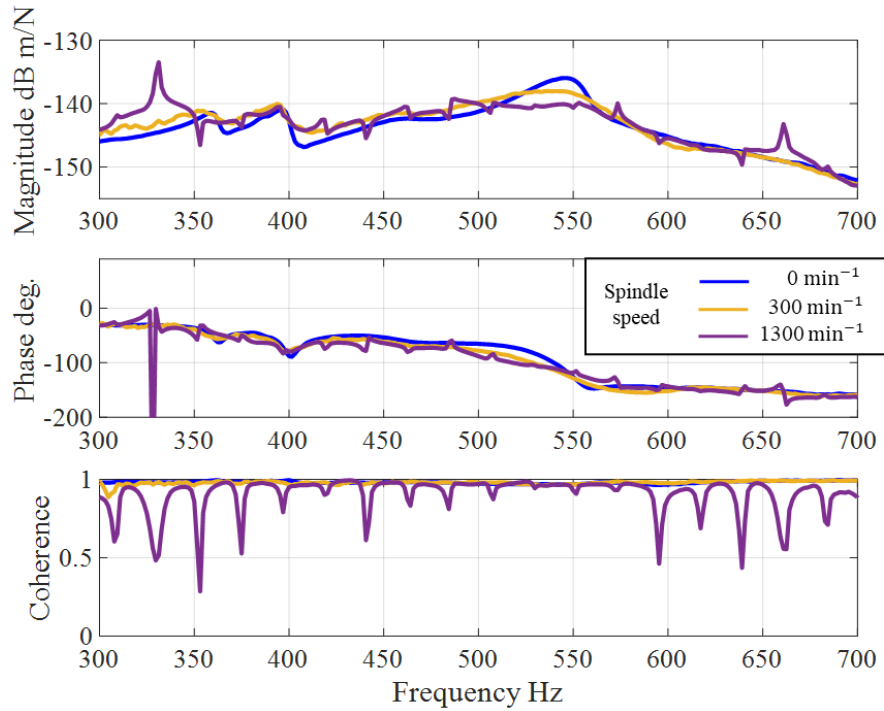


(a)Speed range: at or below 1,300 min^{-1} .

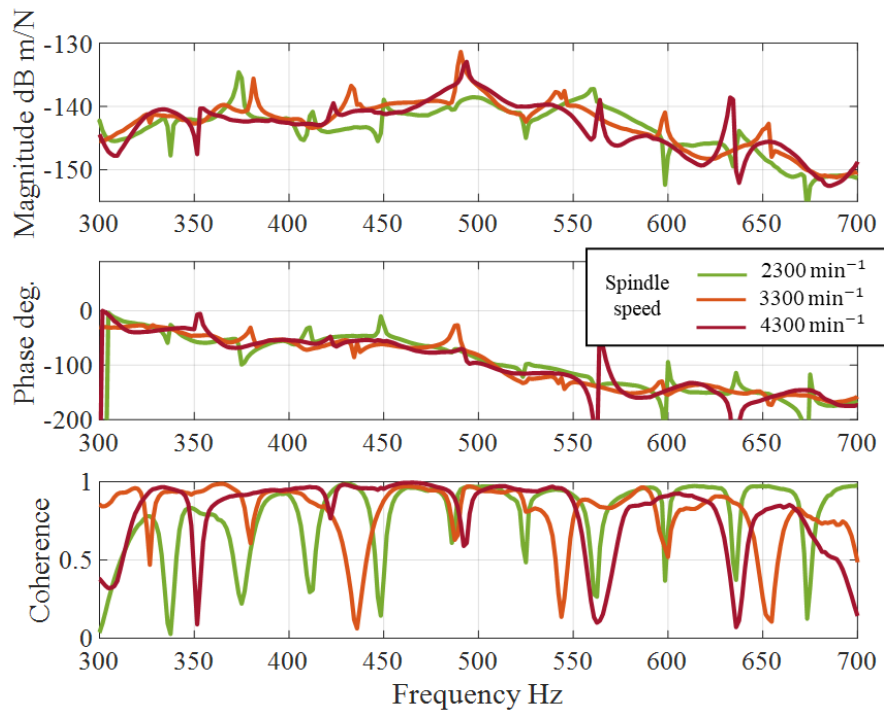


(b)Speed range: at or above 2,300 min^{-1} .

Fig.5.13 Measured dynamic compliance on shaft under condition B (0.1 cc lubricant supply).

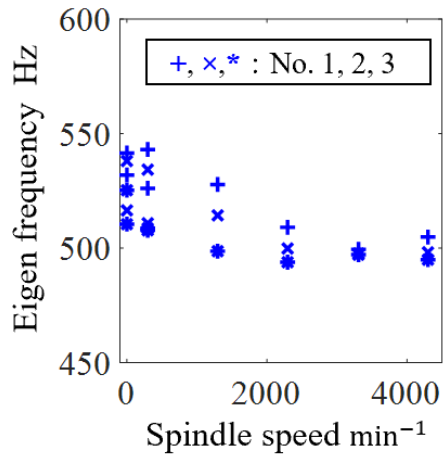


(a) Speed range: at or below 1,300 min⁻¹.

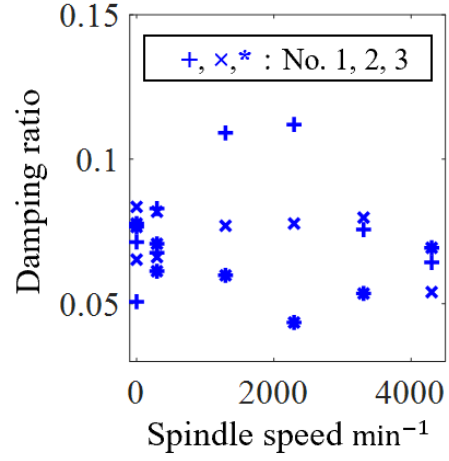


(b) Speed range: at or above 2,300 min⁻¹.

Fig.5.14 Measured dynamic compliance on shaft under condition C (1.0 cc lubricant supply).

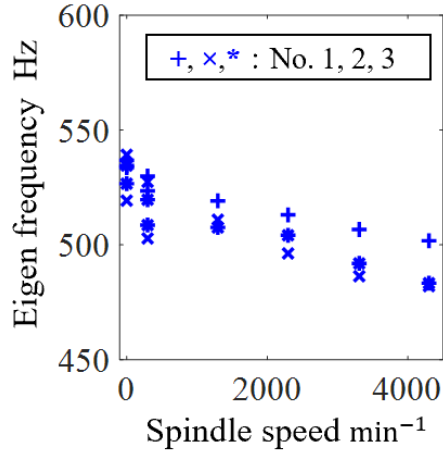


(a) Eigen frequency.

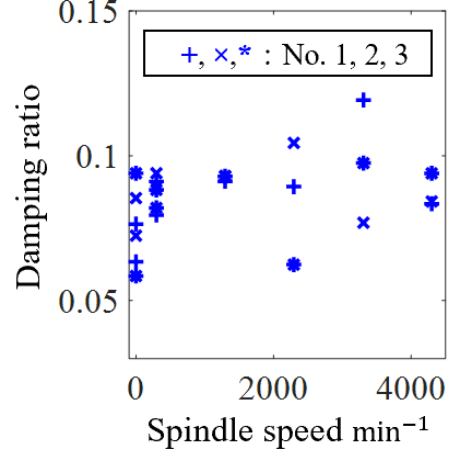


(b) Damping ratio.

Fig.5.15 Modal parameters under condition B (0.1 cc lubricant supply).



(a) Eigen frequency.



(b) Damping ratio.

Fig.5.16 Modal parameters under condition C (1.0 cc lubricant supply).

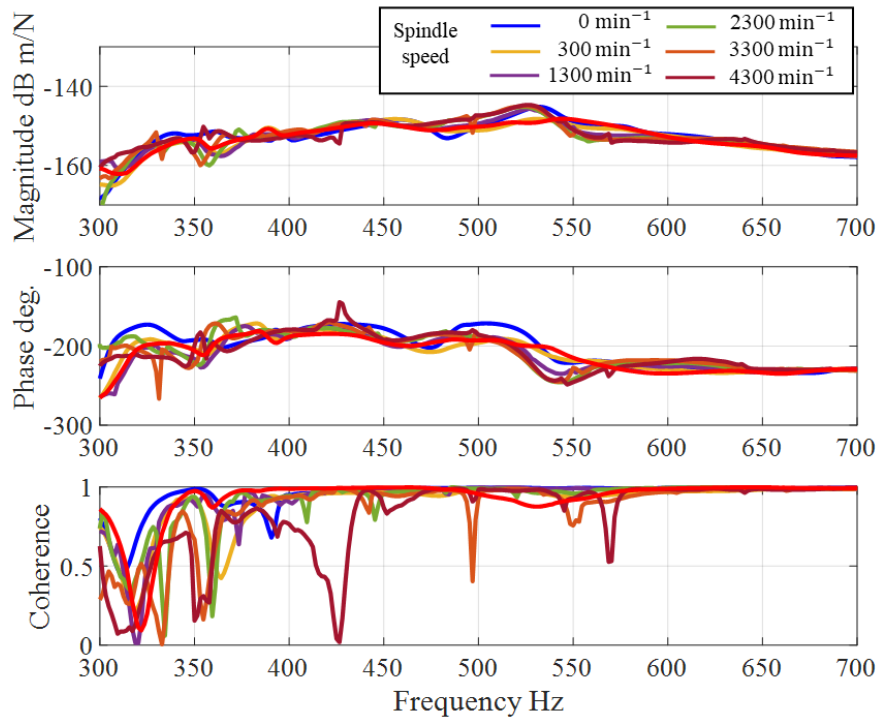


Fig.5.17 Measured dynamic compliance on bearing holder under condition B (0.1 cc lubricant supply).

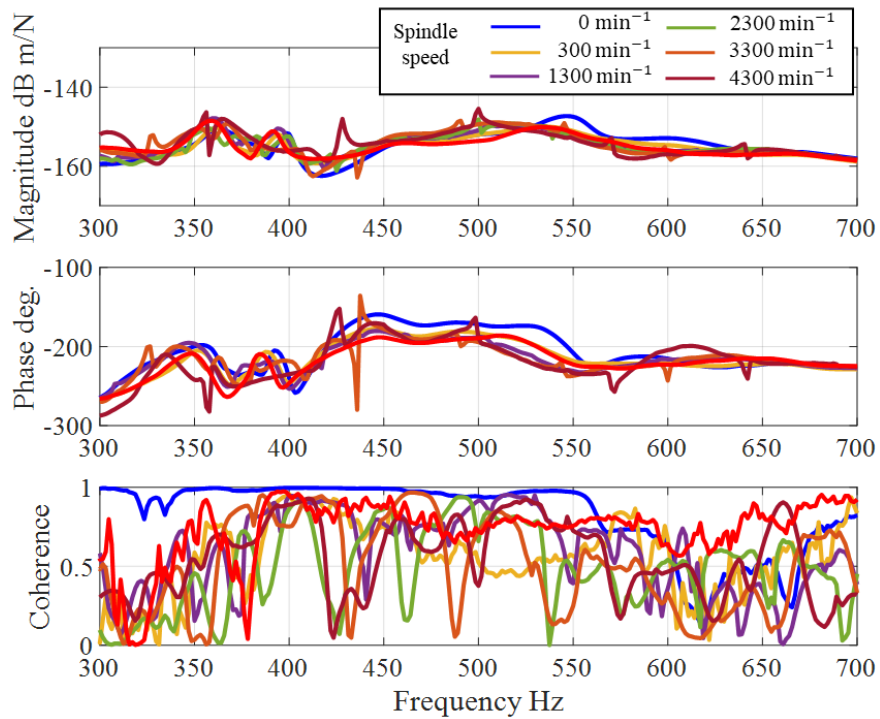


Fig.5.18 Measured dynamic compliance on bearing holder under condition C (1.0 cc lubricant supply).

図 5.19 に条件 B, 図 5.20 に条件 C での周波数 1 MHz における電気インピーダンスをそれぞれ示す。これらの図より, 全体的には回転数増加に対して電気インピーダンスは増加することがわかる。ただし, 条件 C では, 回転数増加に対して電気インピーダンスは増加するのに対し, 条件 B では回転数 $1,300 \text{ min}^{-1}$ までは電気インピーダンスが増加し, その後, 減少する結果も一部見られる。1 MHz での電気インピーダンスはすべてキャパシタンス成分を示していたので, 金属接触の影響は少なく, 接触面の潤滑状態は維持されていると考えられる。また, 潤滑油供給量の変化の影響は限定的である。

動コンプライアンス測定結果で見られた回転数増加に対する固有振動数の減少は, シャフト一軸受一軸受ホルダのどこかに剛性を減少させる要因があることを示しており, これについては次節で考察する。

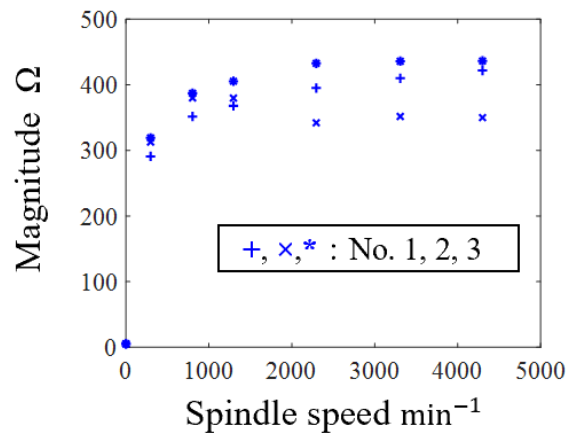


Fig.5.19 Measured electrical impedance at 1 MHz under condition B (0.1 cc lubricant supply).

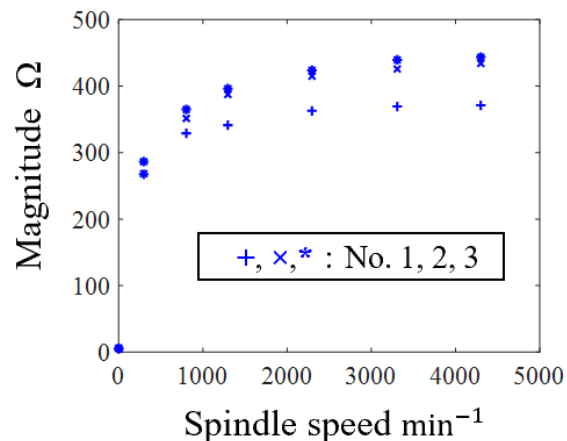


Fig.5.20 Measured electrical impedance at 1 MHz under condition C (1.0 cc lubricant supply).

5.5 考察

同一の仕様の軸受を実験に用いたにもかかわらず、条件 A と条件 B・条件 C とで、シャフトの動コンプライアンスの測定結果が異なった。条件 A では、回転数の増加に対して、ほぼ一定の固有振動数と減衰比を保っていた。また、潤滑油量の増加に伴い、固有振動数が増加したが、減衰比の変化はほとんど見られなかった。一方、条件 B および条件 C では、回転数の増加に伴い固有振動数が減少し、減衰比のばらつきが大きく、測定値が測定ごとに変動する傾向が見られた。

条件 A において、回転数の増加に対して固有振動数および減衰比がほぼ一定に保たれた理由および潤滑油量の増加による固有振動数の増加を次のように考察する。主軸系（回転体・軸受・ハウジング）の動特性は、(1)シャフトと内輪、(2)外輪とハウジング（軸受ホルダ）のはめ合いの影響を受けると考える。軸受ホルダの動コンプライアンス測定結果で、明瞭なピークが観察され、かつコヒーレンスが高いことから、条件 A では、(1)および(2)のはめ合いの接触剛性が高かったことが考えられる。また、乾燥状態でシャフトを回転させると、転動体と軌道面の間の微小突起の塑性変形や研磨が発生する可能性がある。実際、実験中に乾燥状態から潤滑油 0.1 cc の供給の初期の段階まで金属音が発生していた。潤滑油の供給段階で油膜が形成されながら接触面の形状が変化すると、転動体と軌道面のはめ合いのばらつきが減少する可能性がある。シャフト—軸受—軸受ホルダの各接触部において、高いはめ合い接触剛性を有する場合、本モードでは回転の遠心力の影響を受けにくいと考えられる。また、潤滑油量の増加に伴う電気インピーダンスの増加は、油膜厚さが増加したことを示唆している。油膜形成の進行により軸受内の荷重分布が安定し、はめ合い部の実効接触剛性が増加する場合、固有振動数の増加を説明できると考える。一方で、減衰への寄与は、このモードでは限定的だと考察する。

条件 B および条件 C での固有振動数減少と減衰のばらつきの理由は、(1)および(2)のはめ合いの接触剛性が低かったためだと考えられる。軸受ホルダの動コンプライアンスで、共振ピークが条件 A ほど明瞭でなく、コヒーレンスが低いことがこの考察を支持する実験結果である。(1)および(2)のはめ合いの接触剛性が低いのであれば、転動体と軌道面の接触状態が回転による影響を受けやすい可能性がある。この場合、回転数の増加に伴い固有振動数が減少することは接触角の増加で説明でき、実験の繰り返しの中で電気インピーダンスと減衰比の測定結果にばらつきが生じることは転動体と軌道面の接触点・接触圧の変動で説明できると考える。

表 5.1 の先行研究の結果と比較すると、シャフト—軸受—軸受ホルダのはめ合い接触剛性が高いと考えられる場合に、潤滑油量の増加によって固有振動数が増加することは、Ranhnejat ら[52][53]、Zhang ら[65]、Jacobs ら[66]および Bal ら[67]の報告した結果と符合し、電気インピーダンス測定の結果と併せると、油膜厚さの増加は軸受系の剛性増加に寄与すると考えられる。一方、シャフト—軸受—軸受ホルダのはめ合い接触剛性が低いと考えられる場合に、回転数増加に伴い固有振動数が減少することは、Hagiu ら[60]、Dietl[55]、Wijnant ら[63][64]、Fang ら[68]および Xu ら[69]の報告した結果と符合する。また、軸受の組付状態が減衰のばらつきに影響を及ぼしたことについても、Zellinger ら[54][61]の報告した結果と符合する。ただし、彼らの実験装置は

シャフトを軸受が両持ちする構成であることに対し、本研究の実験装置ではシャフトの片持ち側を加振したため、はめ合い接触剛性の影響が大きくなった可能性がある。

5.6 結論

本章では、軸受の組付条件および潤滑条件と主軸系（回転体・軸受・ハウジング）の動特性の関係を評価した。このために、前側軸受部によってシャフトが片持ち支持されている状態を模擬した実験装置を製作し、軸受の組付条件および潤滑条件を変化させて、動コンプライアンス測定と電気インピーダンス測定を同時におこなった。ピークが明瞭であったモードの固有振動数および減衰比を同定し、電気インピーダンスと併せて結果を整理し、先行研究と比較しながら評価をおこなった。本章の結論を以下にまとめる。

- 1) 同一軸受で潤滑油量を 0.1 cc から 1.0 cc に増加させた場合、電気インピーダンスはキャパシタンス成分を示しながら増加した。したがって、油膜厚さが増加したと考えられる。このとき、シャフトの動コンプライアンスの同定結果において、固有振動数は増加したが、減衰比には顕著な変化が見られなかった。また、回転数の固有振動数と減衰比への影響も小さかった。軸受ホルダの動コンプライアンス測定結果において、固有振動数付近のピークが明瞭で、コヒーレンスが高かったことから、シャフト—軸受—軸受ホルダのはめ合い接触剛性が高かったことが示唆された。すなわち、はめ合い接触剛性が高い場合、油膜厚さの増加が固有振動数の増加に寄与すると考えられ、これは、Ranhnejat ら[52][53], Zhang ら[65], Jacobs ら[66]および Bal ら[67]の報告した結果と符合する。
- 2) 軸受ごとに一定量の潤滑油を供給してから組付をおこなった条件での動コンプライアンス測定結果では、回転数の増加に伴い固有振動数は減少した。しかし、減衰比については、ばらつきが大きかったために、回転数の違いに起因する減衰比の変化は観察できなかった。回転数増加に対して、電気インピーダンスが増加したが、一部の結果では電気インピーダンスの減少も観察された。軸受ホルダの動コンプライアンスの測定結果から、シャフト—軸受—軸受ホルダのはめ合い接触剛性が低かったことが示唆された。はめ合いが不十分な軸受において、回転数の増加に伴って固有振動数が減少する考察は、Hagiu ら[60], Dietl[55], Wijnant ら[63][64], Fang ら[68]および Xu ら[69]の報告した結果と符合する。また、軸受の組付状態が減衰のばらつきへ影響を及ぼす考察は Zellinger ら[54][61]の報告した結果と符合する。

第6章 結言

本論文では、回転時の実用主軸の動コンプライアンスの変動要因を調査した結果について述べた。回転時の主軸の動特性に影響を及ぼす要因について整理し、定位置予圧方式のオイルエア潤滑の実用主軸（オイルエア主軸）とグリス補給潤滑の実用主軸（グリス主軸）を対象に、運転条件（回転数・温度）、設置条件、潤滑条件を変化させた場合の主軸動特性の変化を調査した。この調査において、回転中の主軸の動コンプライアンス測定のために、非接触動的試験が可能な実験装置を考案した。また、軸受の組付条件および潤滑条件の動特性への影響を調査するために、動コンプライアンスとシャフトー軸受ー軸受ホルダ間の電気インピーダンスを測定できる模擬主軸実験装置を製作し、電気インピーダンスを参照しながら、動コンプライアンスの測定結果から同定した固有振動数と減衰比の変化について考察をおこなった。

- 1) オイルエア主軸およびグリス主軸の非接触動的試験で測定した動コンプライアンスから、ピークが明瞭な 2 つの振動モードを検出した。別途おこなった FE 解析と実験モード解析の結果から、主軸の回転と曲げを伴うモードであることがわかった。
- 2) オイルエア主軸およびグリス主軸のいずれの測定実験においても、主軸回転数の増加（軸受温度の上昇）に対する振動モードの変化は、600 Hz 付近にピークを有するモードでは固有振動数減少・減衰比増加・等価粘性減衰係数増加、700 Hz 付近にピークを有するモードでは固有振動数増加・減衰比減少・等価粘性減衰係数減少の傾向があった。
- 3) オイルエア主軸の測定実験では、着目した 2 つのモードの固有振動数の増減幅は鉛直設置より水平設置の方が大きかった。また、潤滑油の供給間隔によらず、固有振動数は一定であった。潤滑油供給間隔の減衰比への影響も顕著ではなかったが、600 Hz 付近にピークを有するモードでは設置条件で減衰比の差が見られる場合や、減衰比のばらつきが大きくなる場合があった。
- 4) グリス主軸の測定実験の結果は、オイルエア主軸で観察された傾向と類似していた。しかし、 $9,000 \text{ min}^{-1}$ 以上の回転数においては、グリス主軸の方が、オイルエア主軸よりも固有振動数・減衰比・等価粘性減衰係数の変化が顕著であった。また、グリスを過剰供給した条件では、グリス供給後に固有振動数と減衰比の変化が顕著になった。さらに、連続運転中の時間経過に伴う固有振動数・減衰比・等価粘性減衰係数の変化は、オイルエア主軸の変化よりも大きかった。
- 5) 模擬主軸実験装置を用いた実験において、同一軸受で潤滑油量を 0.1 cc から 1.0 cc に増加させた場合、電気インピーダンスはキャパシタンス成分を示しながら増加した。したがって、油膜厚さが増加したと考えられる。このとき、シャフトの動コンプライアンスの同定結果に

において、固有振動数は増加したが、減衰比には顕著な変化が見られなかった。また、回転数の固有振動数と減衰比への影響も小さかった。軸受ホルダの動コンプライアンス測定結果において、固有振動数付近のピークが明瞭で、コヒーレンスが高かったことから、シャフト—軸受—軸受ホルダのはめ合い接触剛性が高かったことが示唆された。すなわち、はめ合い接触剛性が高い場合、油膜厚さの増加が固有振動数の増加に寄与すると考えられ、これは Rahnhejat ら[52][53]、Zhang ら[65]、Jacobs ら[66]および Bal ら[67]の報告した結果と符合する。

- 6) 模擬主軸実験装置を用いた実験において、軸受ごとに一定量の潤滑油を供給してから組付をおこなった条件での動コンプライアンス測定結果では、回転数の増加に伴い固有振動数は減少した。しかし、減衰比については、ばらつきが大きかったために、回転数の違いに起因する減衰比の変化は観察できなかった。回転数増加に対して、電気インピーダンスが増加したが、一部の結果では電気インピーダンスの減少も観察された。軸受ホルダの動コンプライアンスの測定結果から、シャフト—軸受—軸受ホルダのはめ合い接触剛性が低かったことが示唆された。はめ合いが不十分な軸受において、回転数の増加に伴って固有振動数が減少する考察は、Hagiu ら[60]、Dietl[55]、Wijnant ら[63][64]、Fang ら[68]および Xu ら[69]の報告した結果と符合する。また、軸受の組付状態が減衰のばらつきへ影響を及ぼす考察は Zellinger ら[54][61]の報告した結果と符合する。

項目 1)と 2)で述べた実用主軸の動特性の変動要因について、本論文の各章で報告した結果を整理し、総合的な考察を以下におこなう。

- 7) 回転数増加に伴い、等価粘性減衰係数が増加するモード（モード 1）について：第 3 章において、固有振動数の減少は、主軸熱変位による転動体の接触角の増加の影響であると考察した。一方、第 5 章では、回転数増加に伴い固有振動数が減少したという実験結果に対して、シャフト—軸受—軸受ホルダのはめ合い接触剛性が低かったと考察した。このことから、モード 1 はシャフト—軸受—ハウジングのはめ合いの影響を受けていた可能性がある。転動体が遠心力の影響を受ける場合、もしくは、熱変位により軸受の予圧が減少する場合に、転動体の接触角は増加する。このとき、シャフトが軸受とともに傾く運動では、はめ合いの影響が大きくなり、はめ合い部ならびに転動体のすべりの影響で減衰は増加すると考えられる。ただし、この減衰発生のメカニズムは複雑になる可能性がある。
- 8) 回転数増加に伴い、等価粘性減衰係数が減少するモード（モード 2）について：第 4 章では、固有振動数の増加と減衰の減少は、転動体と軌道面間あるいは軸受とハウジングまたはシャフトとの間の接触剛性の増加の影響と考察した。モード 1 に対して、モード 2 はシャフト—軸受—ハウジングのはめ合いの影響が少ないとすれば、油膜の影響が減衰にあらわれやすいと考える。特に、グリス主軸のモード 2 の等価粘性減衰係数は、回転数増加に伴い、

9,000 min⁻¹までの範囲では増加傾向を示し、それ以降の回転数では減少した。第 5 章での実験では、電気インピーダンスが回転数増加とともに定常値に収束した。以上より、上記の減衰の増減の変化は、油膜形成の影響であることが示唆される。

項目 7)および 8)については、推論の部分が残されており、軸受の潤滑状態ならびに軸受と他の部品とのはめ合い状態と主軸の動コンプライアンスの関係をさらに明らかにするためには、以下のような調査が必要と考える。

- 9) シャフトと軸受内輪および軸受外輪とハウジング（軸受ホルダ）のはめ合い状態を定量化した指標をつくり、はめ合い状態を意図的に変化させて動特性への影響を調査する。はめ合い状態の定量化については、本研究で利用した電気インピーダンス測定が応用できると考える。
- 10) 実用主軸を対象に、シャフトと軸受内輪および軸受外輪とハウジング（軸受ホルダ）のはめ合い状態を管理しながら、潤滑状態の動特性への影響を調査する。ただし、実用主軸での電気インピーダンス測定はノイズの影響が大きく、汎用的な測定は困難である。そのため、AE(Acoustic emission)測定などの他の測定法が油膜状態の監視に利用できるかを研究する必要がある。

主軸動特性の解析によって、部品同士のはめ合い状態と軸受の潤滑状態の同時評価が可能となれば、潤滑方式と潤滑条件の最適化、主軸製造の品質管理、トラブル診断、予知保全への展開が見込まれる。これにより、高速主軸におけるリーン潤滑と稼働安定化の両立を通じて、加工の環境負荷の低減に寄与できると考える。

付録 A モーダルパラメータの同定誤差

3.4.2 節で述べた FRF のコヒーレンスとモーダルパラメータ(固有振動数と減衰比)の同定について、同定誤差の関係を以下の方法で調べた。

- 1) 2 つの固有振動数を持つ線形時不変モデルに周波数掃引実験で用いた指令値を入力にして、ルンゲクッタ法で変位応答を計算した。モーダルパラメータは測定で得られた値を参考にし、モード 1, 2 の固有振動数と減衰比の中央値をそれぞれ(590 Hz, 695 Hz), (0.035, 0.035)とした。サンプリング周波数や FRF の推定計算条件は測定の条件と同じにした。
- 2) シミュレートされた変位にランダムノイズを加えて、コヒーレンスを求めた。測定されたコヒーレンスを模擬できるようにノイズのレベルを変更した。図 A.1 に得られたコヒーレンスを示す(モーダルパラメータは中央値を用いた)。図中で、解析周波数領域のコヒーレンスの平均値(Mean value)として、コヒーレンスを色分けしている。ノイズを加えた変位と指令値から計算した FRF の例を図 A.2 中の実線で示す。
- 3) 上記 2) で得られた FRF に対して、偏分反復法でモーダルパラメータを同定した。同定パラメータでフィッティングした FRF を図 A.2 中の点線で示す。モーダルパラメータの設定値と同定値の差をとり、同定誤差として評価した。
- 4) モーダルパラメータを実験のばらつきの範囲で中央値からシフトした。固有振動数は ± 10 Hz, 減衰比は ± 0.02 シフトし、上記 1)~3)を繰り返した。

以上の結果から得られたモーダルパラメータの同定誤差を図 A.3 に示す。ただし、固有振動数の同定誤差は、FRF の周波数分解能で基準化し、減衰比の誤差は設定した減衰比で除している。同図に示すように、平均コヒーレンスが 0.6~1 程度(実験値の平均コヒーレンスの範囲)の間では、固有振動数の同定誤差は周波数分解の 2 倍程度、減衰比の同定誤差は 20%以下であった。

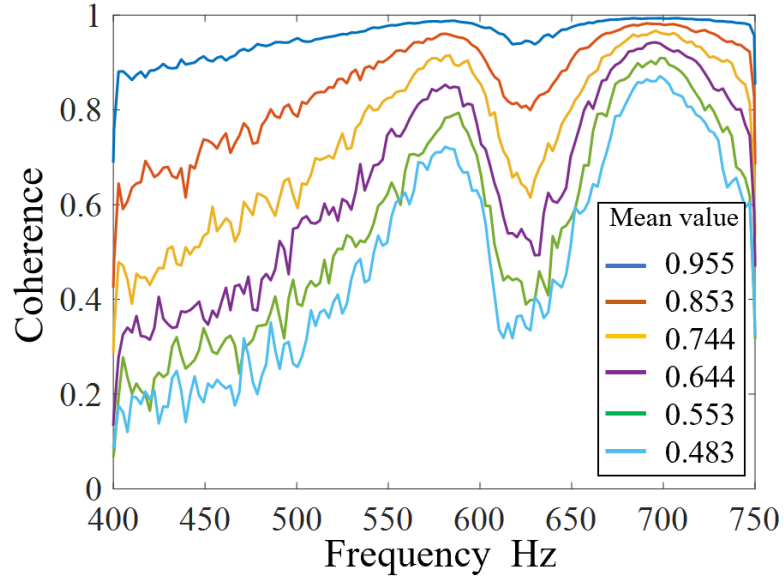


Fig.A.1 Simulated coherence.

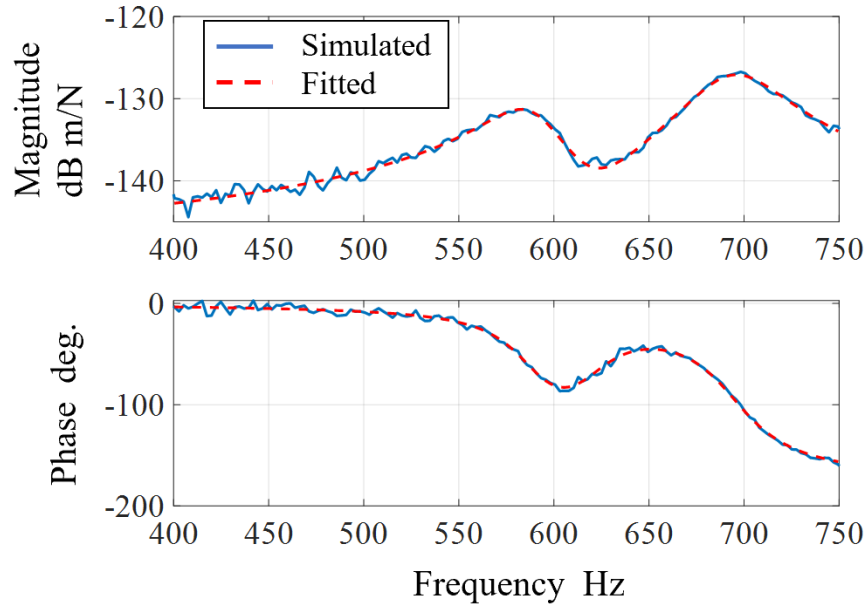


Fig.A.2 G_{df} calculated from noise-added displacement and current command.

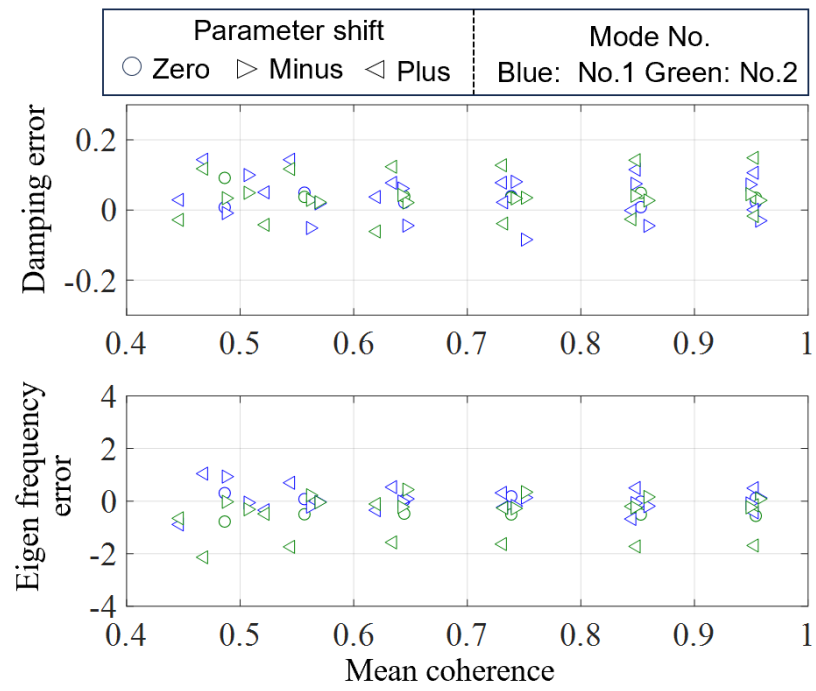


Fig.A.3 Identification error in modal parameters.

謝辞

本研究を遂行するにあたり，懇切なるご指導を賜りました京都大学大学院工学研究科マイクロエンジニアリング専攻教授 松原 厚博士に深甚なる謝意を表します．さらに，貴重な時間を割いてご助言をいただいた，機械理工学専攻教授 平山 智子博士およびマイクロエンジニアリング専攻教授 泉井 一浩博士に感謝いたします．

また，本研究の遂行において，実験装置の製作と実験の実施に多大なるご協力をいただきました，京都大学大学院工学研究科マイクロエンジニアリング専攻 山路 伊和夫博士および鶴谷 誓也氏をはじめとする株式会社松浦機械製作所の皆様に心より感謝いたします．

参考文献

- [1] 森脇俊道, “工作機械の高速化技術の現状”, 精密工学会誌, vol.53, Issue7, 1987, p.1001-1004.
- [2] O.Higashimoto, “Technical Trends of Machine Tools and Spindle Bearings”, JTEKT Engineering Journal English Edition, No.1001E, 2006, p.89-93.
- [3] S.Nakamura, “Technology development and future challenge of machine tool spindle”, Journal of SME-Japan, vol.1, 2012, p.6-12.
- [4] 鈴木康彦, “工作機械のインテリジェント機能の開発”, 第 16 回国際工作機械技術者会議 論文集(日本語版). 2014 年, p.139-149.
- [5] B.Denkena, B.Bergmann, M.Witt, ”Feeling Machine for Process Monitoring of Components with Stock Allowance”, Machines, vol.9, Issue 3, 2021, 53.
- [6] 星鐵太郎, “機械加工の振動解析”, 工業調査会, 1990 年.
- [7] 鈴木教和, “切削加工におけるびり振動(前編)”, 精密工学会誌, vol.76. no.3, 2010, p.280-283.
- [8] Y.Altintas, M.Weck, “Chatter Stability of Metal Cutting and Grinding”, CIRP Annals - Manufacturing Technology, vol.53, Issue 2, 2004, p.619-642.
- [9] J.Munoa, X.Beudaert, Z.Dombovari, Y.Altintas, E.Budak, C.Brecher, G.Stepan, “Chatter Suppression techniques in metal cutting”, CIRP Annals - Manufacturing Technology, vol.65, Issue 2, 2016, p.785-808.
- [10] G.Quintana, J.Ciurana, D.Teixidor, “A new experimental methodology for identification of stability lobes diagram in milling operations”, International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol.48, Issue 15, 2008, p.1637-1645.
- [11] Y.Altintas, E.Budak, “Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling”, CIRP Annals – Manufacturing Technology, vol.44, Issue 1, 1995, p.357-362.
- [12] H.Hertz, ”Über die Berührung fester elastischer Körper”, J. Reine Angew. Mathematik, Vol.92, 1881, p.156-171.
- [13] 藤井健次, 清水茂夫, 森正継, “アングュラ玉軸受運転時における玉荷重の解析”, 精密工学会誌, vol.67, no.4, 2001, p.613-617.
- [14] H.Cao, T.Holkup, Y.Altintas, ”A comparative study on the dynamics of high speed spindles with respect to different preload mechanisms”, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, vol.57, 2011, p.871-883.

- [15] Z.Jinhua, F.Bin, Z.Yongsheng, H.Jun, "A comparative study and stiffness analysis of angular contact ball bearings under different preload mechanisms", *Mechanism and Machine Theory*, vol.115, 2017, p.1-17.
- [16] 中村晋哉, 垣野義昭, "高速スピンドルにおける回転中の軸受予圧変化の解析と主軸変位の解析", *精密工学会誌*, vol.58, no.12, 1992, p.2019-2024.
- [17] "新版 工作機械の設計学(基礎編) マザーマシン設計のための基礎知識", 日本工作機械工業会, 2020 年.
- [18] J. Li, "Lubricating grease experiments and modelling of wall-bounded and free-surface flows", *Luleå Univ. Technol.*, 2014.
- [19] 青木満穂, 中村晋哉, "工作機械用軸受の技術動向と新技術", *精密工学会誌*, vol.74, no.9, 2008, p.913-916.
- [20] R.Stribeck, "Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager", *Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure*, vol.46, 1902, p.1432-1437.
- [21] A.Kwiatkowski, "A magnetic vibrator for the determination of machine tool dynamic characteristics", *Proceedings of the 9th MTDR Conference*, vol.1, Pergamon Press, 1968, p.571-590.
- [22] I.Chowdhury, M.M.Sadek, S.A.Tobias, "Determination of the dynamic characteristics of machine tool structures", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, vol.184, Issue 1, 1969, p.943-960.
- [23] K.Takasugi, H.Sakai, M.Ooshima, D.Noda, N.Asakawa, "Development of contactless dynamic spindle testing using an eddy current brake", *Precision Engineering*, vol.74, 2022, p.396-402.
- [24] M.Rantatalo, J. Aidanpää, B. Göransson, P.Norman, "Milling machine spindle analysis using FEM and non-contact spindle excitation and response measurement", *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol.47, Issue 8, 2007, p.1034-1045.
- [25] J.Kim, H.Chang, D.Han, D.Jang, "Cutting Force Estimation by Measuring Spindle Displacement in Milling Process", vol.54, Issue 1, 2005, p.67-70.
- [26] E.Abele, A.Schiffler, S. Rothenbücher, "System identification during milling via active magnetic bearing", *Production Engineering*, vol.1, 2007, p.309-314.
- [27] T.Yamazaki, A.Matsubara, T.Fujita, T.Muraki, K.Asano, K.Kawashima, "Measurement of Spindle Rigidity by using a Magnet Loader", *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*, vol.4, no.5, 2010.

- [28] D. Tlalolini, S. Rialland, M. Ritou, D. Noel, S. Le Loch, B. Furet, “Excitateur Electromagnétique de Broche d’Usinage”, 4e journées des démonstrateurs en Automatique, Angers, France, 2013, p.12-13.
- [29] A.Matsubara, T.Yamazaki, S.Ikenaga, “Non-contact measurement of spindle stiffness by using magnetic loading device”, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol.71, 2013, p.20-25.
- [30] A.Matsubara, K.Asano, T.Muraki. “Contactless dynamic tests for analyzing effects of speed and temperature on the natural frequency of a machine tool spindle”, *High Speed Machining*, vol.1, no.1, 2015, p.18-26.
- [31] A.Matsubara, R.Sawamura, K.Asano, T.Muraki, “Non-contact measurement of dynamic stiffness of rotating spindle”, *Procedia CIRP*, vol.14, 2014, p.484-487.
- [32] A.Matsubara, S.Tsujimoto, D.Kono, “Evaluation of dynamic stiffness of machine tool spindle by non-contact excitation tests”, *CIRP Annals - Manufacturing Technologies*, vol.64, 2015, p.365-368.
- [33] X.Wang, Y.Guo, T.Chen, “Measurement Research of Motorized Spindle Dynamic Stiffness under High Speed Rotating”, *Shock and Vibration*, Issue 1, 2015.
- [34] M.Ritou, C. Rabréau, S.L.Loch, B.Furet, D.Dumur, “Influence of spindle condition on the dynamic behavior”, *CIRP Annals- Manufacturing Technologies*, vol.67, Issue 1, 2018, p.419-422.
- [35] K.Iwai, S.Yamato, and A.Matsubara, “A Simplified Estimation Spindle Dynamic Compliance From Current Measurement for Contactless Electromagnetic Excitation,” *ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering*, vol.147, Issue 1, 2025, p. 1-23.
- [36] 中野健, 田所千治, 前川寛, “光干渉による潤滑膜厚計測”, *表面科学*, vol.38, no.3, 2017, p.111-116.
- [37] G.E. Morales-Espejel, V. Brizmer, “Electrical Effects in EHL Contacts: Resistance and Impedance Models,” *Tribology International*, vol. 36, no. 10, pp. 701–710, 2003.
- [38] X. Liu, et al., “Measurement of Lubrication Conditions in Rolling Bearings Using Electrical Impedance Spectroscopy,” *Tribology International*, vol. 84, pp. 89–98, 2015.
- [39] T. Shimizu, et al., “Real-time Monitoring of Oil Film Formation in High-speed Spindle Bearings Using Impedance Measurement,” *Precision Engineering*, vol. 66, pp. 245–253, 2020.

- [40] 丸山泰右, “転がり軸受の潤滑状態モニタリングに関する研究-電気インピーダンス法の開発-”, 横浜国立大学, 2019.
- [41] 正田義雄, 小野瀬喜章, “オイルエア潤滑による工作機械主軸の高速化”, トライボロジスト, vol.32, Issue 3, 1987, p.175-178.
- [42] 奥村大史, 堤正臣, “オイルエア潤滑を採用した高速主軸の騒音放射-騒音源の特定及び低騒音化-”, 精密工学会誌, vol.68, no.7, 2002, p.938-942.
- [43] 小野瀬喜章, “工作機械主軸の高速化に対応した軸受と潤滑”, NSK technical journal, no.646, 1986, p.32-46.
- [44] 電気学会磁気浮上技術調査専門委員会編:磁気浮上技術の原理と応用, 科学情報出版, 2018, p.100.
- [45] 長松昭男, “モード解析入門”, コロナ社, 1993, p.362.
- [46] K.Jauhari, “Oil lubrication on high-speed spindle bearing system: A review,” Proceeding of Tribology Industry, vol.16, 2014, p. 216-231.
- [47] 小宮広志, “転がり軸受の潤滑技術の動向と取組み”, JTEKT Engineering Journal, No.1003, 2007, p. 50-57.
- [48] H.A.J.Sadiq Sha, P.P.Patil, “A Review on Lubrication Systems with Case Study”, Seybold Report, vol.15, Issue 7, 2020, p. 578-585.
- [49] J.Pemberton, A.Cameron, “A mechanism of fluid replenishment in elastohydrodynamic contacts”, Wear, vol.37, Issue 1, 1976, p.185-190.
- [50] 野木高, “再流動を考慮した油量不足状態の点接触 EHL 解析”, トライボロジスト, vol.59, Issue 4, 2014, p.239-250.
- [51] E.Kingsbury, “Cross Flow in a Starved EHD Contact”, ASLE Transactions, vol.14, no.4, 1973, p.276-280.
- [52] H. Rahnejat, “Influence of vibration on the oil film in concentrated contact”, Imperial College of Science and Technology and Medicine, University of London, 1984.
- [53] H. Rahnejat, R. Gohar. “The vibrations of radial ball bearings”, Proc. Inst. Mech. Engrs. Part C: J. Mech. Engng.Sci., vol.199, No.C3, 1985, p.181-193.
- [54] R.Zeillinger, H. Kötttrisch, “Damping in a rolling bearing arrangement”, Evolution, SKF Business and Technology Magazine, no.1, 1996.
- [55] P.Dietl, “Damping and Stiffness Characteristics of Rolling Element Bearings – Theory and Experiment”, Technische Universität Wien, 1997.

- [56] D.Dowson, G.R.Higginson, A.V.Whitaker, “Elasto-Hydrodynamic Lubrication: A survey of Isothermal Solutions”, JMES, vol.4, Issue 2, 1962.
- [57] B. J. Hamrock, D. Dowson, “Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contact, Part III - Fully Flooded Results” , J. of Lubrication Tech., vol.99, Issue 2, 1977, p.264-275.
- [58] B.J.Stone, “The State of the Art in the Measurement of the Stiffness and Damping of Rolling Element Bearings” , CIRP Annals, vol.31, Issue 2, 1982, p.529-538.
- [59] 竹原徹, 荒牧宏敏, 正田義雄, “転がり軸受と EHL 油膜の減衰特性” , NSK Technical Journal, no.660, 1995, p.1-7.
- [60] G.D.Hagiu, M.D.Gafitanu, “Dynamic characteristics of high speed angular contact ball bearings”, Wear, vol.211, Issue 1, 1997, p.22-29.
- [61] R.Zeillinger, H.Springer, H.Kötttrisch, “Experimental Determination of Damping in Rolling Bearing Joints,” Proceedings of the ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress, Paper No. 94-GT-102, 1994.
- [62] P.Boškoski, J.Petrovčič, B.Musizza, Đ.Juričić, ”Detection of lubrication starved bearings in electrical motors by means of vibration analysis”, Tribology International, vol.43, Issue 9, 2010, p.1683-1692.
- [63] Y.Wijnant, J.Wenshing, G.VanNijen, “THE INFLUENCE OF LUBRICATION ON THE DYNAMIC BEHAVIOUR OF BALL BEARINGS”, Journal of Sound and Virbation, vol.222, Issue 4, 1999, p.579-596.
- [64] Y.Wijnant, ”Contact Dynamics in the field of Elastohydrodynamic Lubrication”, University of Twnte, 1998.
- [65] Y.Zhang, X.Wang, X.Yan, “Dynamic Behaviors of the Elastohydrodynamic Lubricated Contact for Rolling Bearings” , Journal of Tribology, vol.135, Issue 2, p.021501, 2013.
- [66] W.Jacobs, R.Boonen, P.Sas. D.Moens, “The influence of the lubricant film on the stiffness and damping characteristics of a deep groove ball bearing” , Mechanical Systems and Signal Processing, vol.42, Issue 2, 2014, p.335-350.
- [67] H.Bal, N.Aktürk, ”Vibration modeling of wind turbine shaft as rigid shaft supported by EHL contact ball bearings with overhung disc system”, Tribology International, vol.151, 2020, Article 106481.

- [68] C.Fang, A.Zhu, W.Zhou, Y.Peng, X.Meng, "On the Stiffness and Damping Characteristics of Line Contacts under Transient Elastohydrodynamic Lubrication", *Lubricants*, vol.10, 2022, p.73.
- [69] M. Xu, Z. Song, X. Ding, G. Li, Y. Shao, J. X. Gu, "An Improved Dynamic Modelling for Exploring Ball Bearing Vibrations from Time-Varying Oil Film", *Journal of Dynamics, Monitoring and Diagnostics*, vol.1, 2022, p.93-102.

論文リスト

学術雑誌

- [1] 松浦悠人, 横原和真, 松原厚, 鶴谷誓也, “非接触加振によるオイルエア主軸の動特性評価-主軸の設置条件と運転条件が動コンプライアンスに及ぼす影響-”, 精密工学会誌, vol.91, Issue 2, 2025, p.192-199.

- [2] Y.Matsuura, A.Matsubara, S.Tsurutani, ”Comparison of Dynamic Characteristics between Grease-Lubricated and Oil-Air-Lubricated Spindles”, International Journal of Automation Technology, vol.19, Issue 5, 2025, p.960-969.

