多孔質動圧ジャーナル軸受における非定常時潤滑特性の実験的研究* (ピボット支持における回転数勾配をパラメータとした周波数分析による軸心挙動の検討)

大塚 茂^{*1}, 矢壁 正樹^{*1}, 権田 岳^{*1}, 山田 博之^{*2}

Experimental Study on the Lubrication Characteristics of Porous Journal Bearings with Hydrodynamic Shape Forming at Annular Surface under Shaft Unsteady Condition (Examination into the Whirling Behavior of Shaft at Pivot Supported Condition by Analyzing the Frequency Spectrum of Time History Waveform with Parameter of Gradient on Starting Revolution Speed Changes)

Shigeru OHTSUKA^{*1}, Masaki YAKABE, Takeshi GONDA and Hiroyuki YAMADA

^{*1} Department of Mechanical Engineering, Yonago National College of Technology
4448 Hikona-cho, Yonago-shi, Tottori, 683-8502, Japan

This report is described the examination of some hydrodynamic shapes formed at the annular surface of oil impregnated sintered porous bearing as DC spindle motor's bearing system. Herring Bone (I & II), Three Lobed Type or Sleeve as a radial hydrodynamic shape were proposed, and four kinds of specimens were produced as a porous journal bearing. It was examined experimentally to optimize the hydrodynamic shape of porous journal bearing with pivot supported condition by measuring the lubrication characteristics. This research report is especially referred the experimental examination for Settling Time, Lissajous Curve diagram or Shaft Whirling Behavior by measuring the Time History Waveform of shaft such as above mentioned lubrication characteristics under shaft unsteady condition. Furthermore, in this report, it is investigated to discuss the influences of diametral clearance change and gradient on starting revolution speed change to the lubrication characteristics by measuring the Time History Waveform of shaft under the same condition. In addition, in order to investigate more detailed rotating behavior of shaft, authors practice the Frequency Spectrum Analysis of Time History Waveform with FFT.

Key Words : Porous Journal Bearing, Hydrodynamic Shape Forming, Whirling Behavior of Shaft, Shaft Unsteady Condition, Diametral Clearance Change, Gradient on Starting Revolution Speed Change, Frequency Spectrum Analysis

1. 緒 言

近年、スマートフォン、タブレット端末に代表されるモバイル情報端末の普及や光通信網などの ICT インフラの急速な発展により、ユビキタスネットワーク社会の基盤はほぼ整備された状況にある。こういった世界的な情報ネットワーク拡大の潮流に追随するように、取り扱われる情報量は日々加速度的に増加し、DVD・BD等の光メディアやHDDに代表されるストレージデバイスに対する記憶容量の増大、高転送レート化といった高性能化への要求は高まる一方である。さらに、これらストレージデバイスの基幹部品であるDC小形スピンドルモータに対しても、高速、高精度（主にNRROやRROといった軸振れ回転精度の向上）、耐振・耐衝撃性の向上等が必須の要求性能となり、なおかつ小型軽量、低コストといった要望も同時に満たす必要に迫られている。このような背景のもと、上記モータの軸受機構に安価で量産性に富んだ多孔質体であるFe-Cu系焼結含油軸受を使用した例がよく見受けられる。

* 原稿受付 2013 年 8 月 20 日

^{*1} 正員, 国立米子工業高等専門学校 (〒683-8502 鳥取県米子市彦名町 4448)

^{*2} 学生員, 長岡技術科学大学大学院 工学研究科 機械創造工学専攻
(〒940-2188 新潟県長岡市上富岡町 1603-1)

E-mail: otsuka@yonago-k.ac.jp

著者らはこの焼結含油軸受の端面および内周面に気孔調整層と動圧形状を形成し、メディア回転時の軸方向および径方向の荷重を支承するスラスト・ラジアル一体型複合軸受（以降、複合軸受）の検討をこれまで実験的に行ってきた。そして、各設定回転数の定常状態において、省エネルギー化および高精度化に対応する軸振れ量の抑制、ならびに重要課題である軸受の長寿命化につながる良好な潤滑状態を長期的に達成する動圧形状の仕様やその組合せについて特定を試みてきた^{(1)~(3)}。

一方、他の多孔質焼結複合軸受に関する研究の多くは、例えば古林ら⁽⁴⁾のようにシミュレーション解析により負荷容量、軸受剛性などの潤滑特性を検討したものが主であり、実験による研究報告例を比較対象として加えてあっても、摺動面に十分な油膜が形成された一定回転数における定常状態の潤滑特性評価がほとんどであった。

そこで著者らは、近年、モバイル環境にて省電力化を目的として頻繁に発生するモータの起動・停止状態を想定し、上記従来のシミュレーション解析では困難な非定常状態における回転軸挙動の解明を実験的に行っている^{(5), (6)}。具体的には、起動時の軸振れ振幅の時刻歴（以降、時刻歴）、およびリサージュ波形の描画による軸心軌跡の挙動を測定し、これらを用いて軸心収束時間、ならびに径方向軸振れ量などを算出する。さらに、より詳細な軸心軌跡の挙動に関する検討、解明を実施すべく、FFTを用いた時刻歴の周波数分析を行い軸振れ特性に影響を及ぼす回転成分因子の特定に着手した。本報では、前報⁽⁶⁾のクリアランス変化をパラメータとした検討に加え、ピボット支持における軸起動時の回転数上昇比率である回転数勾配を新たなパラメータとして用い、これら各パラメータが回転軸の挙動に及ぼす影響について測定し、上記FFT解析も含めて言及する。そして、モータの高速化、省エネルギー化につながる軸心収束時間の短縮、高精度・高信頼性化につながる軸振れ量の低減、さらにはオイルホワール、オイルホイップといった軸の不安定挙動の発生を抑制する動圧形状の仕様などについて検討していく。

2. ジャーナル軸受におけるラジアル動圧形状の仕様について

既報^{(5), (6)}の非定常状態における一連の研究展開を試みる上で、ジャーナル軸受（本報でピボット支持にて、複合軸受のラジアル軸受のみを使用する場合の総称）におけるラジアル動圧形状の仕様については同様のものを選定する。具体的には、ラジアル動圧形状にTLT（Three Lobed Type）、HB（Herring Bone）、および基準となる真円軸受SLV（Sleeve Bearing）の3形状を採用している（図1に、SLV以外の動圧形状概略図を示す）。なお、今回もHBについては、平山ら⁽⁷⁾の報告を参考に起動時軸振れ振幅の低減を目的とし、ランド溝幅比 α （ $=bg/br$ 、図1、HB参照）の違いによりHB I（ $\alpha=0.5$ ）、HB II（ $\alpha=0.3$ ）の2種類を選定するものとした。動圧形状のテーパ深さあるいは溝深さは $5\mu\text{m}$ とし、半径クリアランスの2~3倍（溝深さ比 Γ =溝深さ/半径クリアランス=2~3）程度に設定している。摺動面である軸受内周面は、塑性流動を利用した機械加工プロセスにて調整・加工され、その気孔調整層

Fig.1 Radial hydrodynamic shapes of journal bearing

Fig.2 Construction of thrust-radial coupled bearing

の表面気孔率 Ps は, $Ps=8\sim 10\%$ 程度に統一して製作されている. 各ラジアル動圧形状の設計仕様に関しては, TLT は負荷容量・油膜剛性確保を目的とし同心円弧部を 20° 程度設け, 分離溝部 (約 15° : 負圧発生の防止と油供給部としての役目) を含むくさび溝本数は3箇所とした. さらに HB I, HB II は, どちらも流入角 $\beta_R=25^\circ$, アスペクト比 $A_R (=W/bp=10$ 程度) を考慮した上で溝本数は12本とし, α 以外の設計パラメータは同一とした. なお, 上述のようにラジアル動圧効果の検証をする上で, 内周面に動圧形状の無い真円軸受 SLV を比較対象として同様な実験を行っている. 図2に, ジャーナル軸受に関する検討を行う場合のラジアル動圧形状の構成, およびその実験時の組立構造図を示す. スラスト負荷は, 全ての試料で図のように回転軸下端をピボット支持することで支承され, 複合軸受のスラスト動圧形状 (図2の例では WAVE) の効果はこれにより無効化されている. また, 同時に, 回転軸の D カット面に挿入され軸と共回りするスラスト板 (図2の上部に図示) は取り外され, 軸回転により発生するラジアル動荷重は, 中逃げ部を除く2箇所 ($3.6\text{mm}\times 2\text{parts}$, 軸受スパン長さ 7.5mm) のジャーナル軸受によって, その荷重が支承される構成となっている.

上述のように, 真円軸受 SLV を加えたラジアル動圧形状4形状のジャーナル軸受を試料とした. ラジアル動圧形状の仕様設定にあたっては, 小野⁽⁸⁾らの解析による最適化や, 十合^{(9), (10)}, Muijderland⁽¹¹⁾らの実験結果を参考とし, これを多孔質焼結体に適用した. 図3にラジアル動圧形状として採用した TLT, HB I, HB II, ならびに SLV の溝形状などを含む径方向形状寸法をそれぞれ表示している. 図に示すように, ラジアル動圧形状のテーパ深さ, あるいは溝深さは $5\mu\text{m}$ 程度となっており, SLV の真円度は $1\mu\text{m}$ 以下であることが分かる. また, $V_{C=5-6}$ ならびに $V_{C=3-4}$ を図中に示すことにより, 各動圧形状と回転軸により形成される軸受隙間容積 V を直径クリアランス (クリアランス $C=5\sim 6\mu\text{m}$, および $C=3\sim 4\mu\text{m}$) ごとに明記した. 本記載により, この V が小さいほど起動時における早期の油膜形成がし易いという目安となる. さらに, 図4には各ラジアル動圧形状の動圧発生部におけるポーラス写真 (図3破線枠部, 軸受中心方向より撮影) を掲載した. 平滑円筒面をなす回転軸は, 写真の上部から下部に向かって油が流入する方向に回転する. 図に示されるように各ラジアル動圧形状, および気孔の分布状態が良くうかがわれ, ばらつきはあるものの全仕様ともほぼ $Ps=10\%$ 程度に気孔調整が施されている.

3. 実験装置

本実験にはこれまでと同様の軸受特性試験装置を使用し, 図5に実験装置の構成に関する概略図を示す. なお, この概略図は, 既報^{(5), (6)}の軸受特性試験装置より静圧空気軸受にて軸方向および径方向ともに無負荷状態で支承されるアクリル製の軸受ハウジングユニット部を抽出したものである. 図より, コンプレッサーからの圧縮空気を電空レギュレータ (ITV2030-012BS : SMC 製), ならびにエア流量調整バルブを介して, 真ちゅう製のエアタ

Fig.3 Radius dimension data of radial shapes

Fig.4 Porous photograph of radial shapes

ービン（質量 85g, 直径 40mm）に吹付けることでタービンの回転駆動を行っている。なお、タービン上部に装着するスラスト負荷重りの有無により、HDD 規格 2.45N（250gf, アンバランス量 0.3gcm）、DVD ドライブ規格 0.833N（85gf, アンバランス量 0.15gcm）といった各スラスト負荷条件での特性試験が可能である。タービン駆動時のエア圧力は、電空レギュレータにより設定時間（20sec.）に対して昇圧（0→0.4MPa）時の圧力変化が直線的になるように調整されている。そして電空レギュレータ開放後、圧力は一定に保たれ、その設定圧力、およびエア流量調整により軸回転数を 10000rpm 程度まで安定して調整することが可能となっている。

また、軸受ハウジングユニットは、内部に試料であるジャーナル軸受を挿入・固定する構造となっている。さらに、軸振れ振幅の時刻歴および軸心軌跡測定のため、軸受上部端面より 20mm 下方位置、径方向 X, Y の 2 方向に 90° の位相角を隔て 2 つの渦電流変位センサ（VS-005L：新川電機製）が設置してある。複合軸受の試験時には、軸受の内周面に対しエアタービンと共回りするステンレス鋼（SUS420J2）製の軸を、さらに端面に対しては Hi-Carbon 鋼（SK120）製のスラスト板をそれぞれ配置し、軸とスラスト板は D カット面により共回りする構成となっている（図 2 参照）。しかしながら、今回のようにラジアル動圧効果のみを検討する場合は、ハウジングユニット内部下に図 5 中の破線で示すサファイヤ製のピボット受け部を挿入・固定し、同時にスラスト板を取り去る。こうすることで軸下端をピボット支持し、スラスト動圧無付加状態にて実験を行う構成が可能となる^{(5), (6)}。表 1 に実験に使用した複合軸受、回転軸、およびスラスト板の寸法、組成、精度、ならびに潤滑油物性値を示す。

4. 実験方法

4・1 実験概要

本研究では、ジャーナル軸受の回転軸起動時における軸心挙動の解明にあたって、時刻歴、および軸心軌跡について以下のような測定を行った。まず、ハウジングユニットの径方向 X, Y, 2 方向に設置した渦電流変位センサにより、軸起動から一定時間（50sec.）の時刻歴として、軸振れ振幅の波形が高速マルチレコーダ（GR-7000：KEYENCE 製）を用いて各方向にて測定される。このとき、2 つの変位センサは互いに直角方向に配置してあり、さらに軸心挙動の全容を知る目的で、双方からの出力をレコーダにより合成する。これにより、リサージュ波形、すなわち軸心軌跡が描かれ、二次元的な軸心挙動の解明が可能となる。そして、上記時刻歴より軸心収束時間の測定、軸心軌跡より径方向軸振れ量の算出、ならびに FFT を用いた時刻歴の周波数分析を 1000rpm ごとの各回転数にて行う。なお、レコーダの測定条件としては、サンプリングレート：50 kS/sec., LPF：5 kHz と設定し測定を行っている。

4・2 軸心収束時間および径方向軸振れ量の算出について

上記実験にて得られた時刻歴、および軸心軌跡より、軸心収束時間（以降、収束時間）、ならびに径方向軸振れ量の算出を行う。まず、収束時間に関しては、軸起動後から時刻歴波形の全振幅が 3 波形連続で一定となるまで

Table 1 Specimen dim.[mm], roughness, composition etc.

Bear. Dim. / Composition	$\phi 3 \times \phi 8 \times L 11.5$ (3.6×2 parts), $R_z < 1.0S$ Fe-Cu System, Permeability: $8 \times 10^{-3} \mu m^2$
Shaft Dim. (SUS420J2)	$d = 2.994$ ($C = 5 \sim 6$, $C/d \approx 0.2\%$) $\times L 50$ $d = 2.996$ ($C = 3 \sim 4$, $C/d \approx 0.1\%$) $\times L 50$ $R_z < 0.2S$, Hardness $> 650H_v$, Circularity $< 0.4 \mu m$
Thrust Plate Dim. (SK120)	$\phi 3.1 \times \phi 7.60 \times t 0.5$, $R_z < 0.15S$ Hardness $> 650H_v$
Oil (VG68 rank)	Poly- α -Olefin, $\rho = 0.836 g/cm^3$ $\eta = 0.0526 Pa \cdot s$ (@40°C), 150 VI-value

Fig.5 Illustration of experimental device

に要する時間と規定した。また、径方向軸振れ量 ϕ_w は軸心軌跡における横軸 X と縦軸 Y の軸振れ量 x, y をそれぞれ測定し、両者の二乗和平方根($\phi_w = \sqrt{x^2 + y^2}$)を径方向軸振れ量 ϕ_w として1000rpmごとに算出している。それぞれの算出方法の詳細については既報^{(5), (6)}を参照していただきたい。なお、別途、収束時軸振れ量を ϕ_T と表記し、これについては、それぞれのラジアル動圧形状の収束時間における軸心の径方向軸振れ量として算出した。

4・3 FFTによる周波数分析について

本報より新たに、村下⁽¹²⁾らの研究を参考にFFTを用いた時刻歴波形の周波数分析を行う。FFT解析ソフトとしては、上記レコーダと連動したMEGA VIEW 7000 (KEYENCE 製) を使用し、FFT解析条件としては表2に示すようにサンプリング周波数51.2kHz、時間間隔20 μ sec、窓関数にはハニング窓を用いた。このときのスペクトル分解能は1Hzであり0~20kHz (対数表示) までの測定が可能となる。なお、今回結果として図示するのは、各回転数における基本周波数成分 f_0 とその低次高調波成分を含む0~150Hzまでの周波数帯域を対象とした。具体的な測定方法としては、図6に示すように任意の回転数 (例として1000rpm) 時の時刻歴波形を、目的の回転周波数を中心に前後0.5sec、計1sec.間の波形データとして切り取る。この波形データをPCに取り込み、上記FFT解析ソフトにより周波数分析、ならびにデータ処理を実施する。周波数分析では、時刻歴波形のパワースペクトルを測定し、波形中に含まれる各周波数成分のピーク値、およびその軸振れ振幅のエネルギーレベル[dB(μ m)] (以降、振幅値) を調査した。なお、振幅値は図中ピーク値としての比較を容易にするため、+150 [dB(μ m)] オフセットさせることで正の値として表示している。図7にFFT解析により得られたスペクトル波形の一例を示す。本報告では、特に軸振動の主成分となる基本周波数成分 f_0 、ならびに、オイルホワールの発生を示す1/2次成分: $1/2 f_0$ に着目し、これらの成分の振幅値が軸起動時における軸心挙動へ及ぼす影響について、調査・検討を行う。

4・4 実験条件

本実験は以下の表3に示す実験条件にて行った。なお、非定常状態についての検討を行うため回転数勾配: dN/dT を設定し、前報⁽⁶⁾と同様に軸起動から20sec.で5000rpmへほぼ直線的に到達する $dN/dT=250$ (rpm/sec.: 実験時

Fig.6 Time history waveform for frequency spectrum analysis with FFT (ex.HB I, @ $dN/dT=250$, 1000rpm)

Fig.7 Frequency spectrum analysis with FFT (ex.HB I, @ $dN/dT=250$, 1000rpm)

Table 2 Condition of frequency spectrum analysis

Software for FFT	MEGA VIEW 7000
Sampling Frequency	51.2kHz (at 20 μ sec. interval)
Frequency Resolution	1Hz
Measuring Frequency Range	0~20kHz (Full Range) 0~150Hz (Mentioned Range)
Window Function	hanning window
Spectrum Analysis Mode	Power spectrum analysis
Other (at illustration)	+150[dB(μ m)] offset

Table 3 Test Condition

Thrust Load / Dynamic Imbalance	2.45N/ 0.3gcm (@ 2.45N)
Revolution Speed	0 rpm~6000rpm
Environmental Temperature	20 $\pm$ 2 $^{\circ}$ C
Hydrodynamic Shapes	Radial Hydrodynamic Shapes : HB I, HB II, TLT, SLV
Diametral Clearance : C	5~6 μ m, 3~4 μ m
Gradient on Starting Revolution Speed Changes	200, 250, 300 rpm/sec.
Measuring Time Interval	60sec.

間軸を約 50 倍に拡大)を規定値とし、電空レギュレータおよび流量調整バルブにてエア圧力・流量調整を行っている。また、摺動面摩擦係数や含浸油温度の熱平衡を考慮する上で、各軸受試料の実験初期に際しては、あらかじめ 60min.の複合軸受としてのなじみ運転を行う。さらに、実験開始前には 60 sec.のならし運転を行い、その後実際の測定を開始する。それぞれの組合せにおける測定回数は $n=5$ 回とし、その算術平均を定量的代表値とした。なお、各測定に対する測定間隔は表 3 に示すように 60 sec.としている。本報告では、前報⁽⁶⁾と同様に、実験パラメータである軸受直径クリアランス(以降、クリアランスまたは C と表記)は、Morgan⁽¹³⁾の研究報告に基づきクリアランスと軸直径との比: C/d が推奨値の 0.2% ($C=5\sim6\mu\text{m}$)、および 0.1% ($C=3\sim4\mu\text{m}$) として実験を行っている(表 1 参照のこと)。また、これに加え新たに上記 dN/dT も実験パラメータとして用いた。具体的には、エア流量調整バルブを用い設定時間(20sec.)に対する回転数調整を実施することで、規定値 $dN/dT=250$ に対し、高速・低速側に ± 50 程度 dN/dT を変化させ、計 3 条件にて実験を行う。なお、 dN/dT 範囲の設定に際しては、上記エア流量調整バルブ等の実験装置、ならびに回転数範囲などの性能測定項目の制約を考慮した結果、 $dN/dT=250 \pm 50$ の範囲を取るものとした。このように各パラメータとして、クリアランス変化、および dN/dT 変化が軸心軌跡の挙動へ与える影響を検討する。クリアランスの調整に際しては、前報⁽⁶⁾と同様に、表 1 に示すように回転軸直径の異なる 2 種類の軸を用いてクリアランス調整を行った。

以上の実験条件を踏まえ、スラスト負荷支持方式として軸下端ピボット支持(スラスト動圧無付加状態)を採用し、以下の各種測定を行った。

- (1) 軸起動から 50sec.間における時刻歴の測定
- (2) 上記時刻歴による収束時間、および収束時軸振れ量 ϕ_{ST} の算出
- (3) 各回転数(1000~6000rpm, 1000 rpm ごと)時における軸心軌跡の測定
- (4) 上記軸心軌跡による回転数ごとの(二乗和平方根)径方向軸振れ量 ϕ_w の算出
- (5) 各回転数(1000~6000rpm, 1000 rpm ごと)時における FFT 解析による時刻歴波形の周波数分析

5. 実験結果

5・1 収束時間および収束時軸振れ量 ϕ_{ST} 測定結果について

以下に本実験で得られた測定結果を示す。なお、スラスト負荷条件は表 3 に示すように既報^{(5), (6)}と同様、すべての実験でアンバランス動荷重において過酷となる HDD 規格(2.45N, アンバランス量 0.3gcm)に設定している。また、クリアランス変化に関する実験結果については、前報⁽⁶⁾との重複を避けるため要点だけを簡単に述べるものとし詳細については前報を参照していただきたい。

表 4, 5 に、ラジアル動圧形状ごとの収束時間、および収束時軸振れ量 ϕ_{ST} の一覧表を各クリアランス、および各 dN/dT ごとに示している。さらに、図 8~10 に、各 dN/dT におけるラジアル動圧形状ごとの時刻歴を X 方向を代表値として示しており、図中の上が $C=5\sim6$ 、下が $C=3\sim4$ における時刻歴の配置となっている。なお、表中にある収束時間・収束時軸振れ量 ϕ_{ST} の()内数値の記載により、各ラジアル動圧形状における規定値 $dN/dT=250$ に対する dN/dT ごとのそれぞれの値の差を表すものとした。また、同様に、図 8~10 より読み取った軸起動直後の軸振れ最大振幅の大まかな実力値を、表 4, 5 中の X_{max} にて { } 内に示している。

まず、クリアランス変化の影響については、規定値 $dN/dT=250$ において各ラジアル動圧形状の収束時間を比較すると、表 4, 5 より $C=5\sim6$ および $C=3\sim4$ で収束が早い順に、HB I < HB II < TLT < SLV および HB I $\approx$ HB II < TLT < SLV という順位付けとなった。このとき、各形状における収束時間の差は、HB I の 5.10sec. ($C=5\sim6$)、3.97sec. ($C=3\sim4$) を最高値とし、どちらのクリアランスでもラジアル動圧形状仕様(HB I, HB II, TLT)間で、各々 1.0~1.5sec.程度、さらに TLT と SLV の間には 3.0sec.程度の収束時間の差がみられた。また、収束時軸振れ量 ϕ_{ST} については、 $C=5\sim6$ では表 4 に示すように全形状において 3.0~4.0 μm 程度と大差なく、概して収束時間が長くなるほど ϕ_{ST} が小さくなる傾向であった。一方、 $C=3\sim4$ における収束時軸振れ量 ϕ_{ST} は、表 5 に示すようにラジアル動圧形状仕様はほぼ 1.5 μm 程度と $C=5\sim6$ に比較し半減するのに対し、SLV では 2.6 μm 程度と僅かな改善しかみられない結果となった。さらに、図 8 より $C=5\sim6$ および $C=3\sim4$ における時刻歴に着目すると、どちらのクリアランスでも動圧発生により起動当初から全回転数域にわたり軸振れ全振幅がほぼ安定するラジアル動圧形状仕様に対し、動圧発生に乏しい SLV は一時的に軸振れ振幅の収束をみせるものの、その後全振幅は逡増傾向を示し不安定な状態を呈している。

ここで、規定値 $dN/dT=250$ における $C=5\sim6$ と $C=3\sim4$ の比較検討を行うと、クリアランスの減少によりラジアル動圧形状仕様において 1.1~2.4 sec.程度、SLV においては 1.8 sec.程度の収束時間の短縮がみられた。これはいずれの仕様でもクリアランスと軸直径との比 C/d を 0.2%から 0.1%程度と狭めたことにより、軸起動当初より軸-軸受間における早期の油膜形成が可能となることで動圧が発生し、また油膜剛性も向上することから軸受内周面動圧に起因する復元モーメント（ラジアル負荷容量増分×軸受スパン長さ：7.5mm）が高まり軸心収束時間の短縮につながった結果である。なお、収束時間の短縮に関してはダンパ係数の影響も考えられるが、特に起動直後となる収束時間付近の回転数は低く、その回転周波数も低いいため変位速度に比例するダンパ係数の影響は比較的小さいと判断される。これに対し、起動直後の軸の偏心率は大きく、まずは境界潤滑状態から流体潤滑状態へ移行するためには早期の油膜形成が最も重要であり、これによる負荷容量の確保と軸振れ振幅（あるいはクリアランス減少）に比例する油膜剛性の増加、さらに復元モーメントの大きさが振れ回り振幅の抑制により効果的に働き収束時間の短縮に効くものと推察される。一方、特に収束時軸振れ量 ϕ_{ST} の改善は目覚ましく、クリアランスの減少によりラジアル動圧形状仕様では 1.8~2.5 μm と大幅な ϕ_{ST} の低減がなされ、SLV においても 0.5 μm 程度の改善がみられた。このことは、図 8 の時刻歴波形におけるクリアランス比較からも明らかであり、ラジアル動圧形状仕様ではクリアランスの減少により軸起動直後から早期の油膜形成がなされ油膜剛性が向上することから、上記復元モーメントも高まり軸振れ抑制効果として働くことで回転数全域にわたる全振幅の減少がうかがえる。同様に、SLV についてもクリアランス減少に伴い全振幅は幾分抑制され上記収束時軸振れ量 ϕ_{ST} の改善状況が図 8(d) にて見受けられるが、その経時変化は未だ安定しているとは言い難い状況にある。なお、上記収束が早い順位付けで TLT よりも HB の方が優れる結果となったのは、小野⁽⁸⁾らの解析より動圧形状の動特性、軸受剛性はほぼ同等であるのに対し、特にダンパ係数において HB の方が優れる結果と整合性が得られるものとなっている。

次に、 $C=5\sim6$ における dN/dT 変化の影響について述べる。表 4 より $C=5\sim6$ の全形状において dN/dT を増加させるほど収束時間が短くなることがわかる。これは、 dN/dT の増加、すなわち軸回転の高速化に伴い、多孔質体のポンプ作用により早期の油膜形成と動圧効果の向上がなされるためと考えられる。つまり、軸受内部から湧出す

Table 4 Settling time and ϕ_{ST} at each dN/dT (@ $C=5\sim6$)

HB I			
dN/dT	200	250	300
Settling Time [sec.]	5.43 (+0.33)	5.10	4.62 (-0.48)
ϕ_{ST} [μm]	4.01 (+0.09)	3.92	3.90 (-0.02)
X_{max} [μm]	{4.5}	{4.5}	{4.5}
HB II			
dN/dT	200	250	300
Settling Time [sec.]	7.14 (+0.52)	6.62	5.35 (-1.27)
ϕ_{ST} [μm]	3.82 (+0.09)	3.73	3.78 (+0.05)
X_{max} [μm]	{4.0}	{3.5}	{2.5}
TLT			
dN/dT	200	250	300
Settling Time [sec.]	9.76 (+1.91)	7.85	7.67 (-0.18)
ϕ_{ST} [μm]	3.57 (+0.11)	3.46	3.49 (+0.03)
X_{max} [μm]	{9.0}	{8.0}	{9.5}
SLV			
dN/dT	200	250	300
Settling Time [sec.]	13.96 (+3.32)	10.64	9.94 (-0.70)
ϕ_{ST} [μm]	2.77 (-0.29)	3.06	3.14 (+0.08)
X_{max} [μm]	{7.0}	{8.0}	{7.0}

Table 5 Settling time and ϕ_{ST} at each dN/dT (@ $C=3\sim4$)

HB I			
dN/dT	200	250	300
Settling Time [sec.]	4.42 (+0.45)	3.97	3.30 (-0.67)
ϕ_{ST} [μm]	1.47 (+0.03)	1.44	1.49 (+0.05)
X_{max} [μm]	{1.5}	{1.5}	{1.0}
HB II			
dN/dT	200	250	300
Settling Time [sec.]	5.17 (+0.80)	4.37	3.94 (-0.43)
ϕ_{ST} [μm]	1.33 (-)	1.33	1.38 (+0.05)
X_{max} [μm]	{1.0}	{1.0}	{<1.0}
TLT			
dN/dT	200	250	300
Settling Time [sec.]	5.96 (+0.56)	5.40	4.24 (-1.16)
ϕ_{ST} [μm]	1.52 (-0.14)	1.66	1.54 (-0.12)
X_{max} [μm]	{2.5}	{3.0}	{2.5}
SLV			
dN/dT	200	250	300
Settling Time [sec.]	9.18 (+0.40)	8.78	7.75 (-1.03)
ϕ_{ST} [μm]	2.30 (-0.28)	2.58	2.43 (-0.15)
X_{max} [μm]	{6.5}	{6.5}	{6.0}

る潤滑油の量は、起動時の dN/dT が高いほど多く、また軸受隙間への引込み流量も多くなり早期の油膜形成に伴う動圧発生を促し、負荷容量や油膜剛性を向上させ収束時間の短縮がなされる。各 dN/dT におけるラジアル動圧形状の早期収束に対する順位付けは、規定値 $dN/dT=250$ の場合と全く同様な結果 ($HB\text{ I} < HB\text{ II} < TLT \ll SLV$) が得られた。ここで、ラジアル動圧形状間における収束時間の差に着目すると、まず $HB\text{ I}$ と $HB\text{ II}$ の間では dN/dT の増加に伴い、両者の収束時間の差が縮小されることがわかる。これは、上記湧出する油の流量増加により HB の動圧溝を流れる潤滑油量が増加し、起動直後に $HB\text{ II}$ の溝部が先に潤滑油で満たされ負荷容量や油膜剛性を向上させることで (α の違いにより溝部容積が $HB\text{ I}$ に比較し少ないため：図3の隙間容積 V の値を参照)、理論上優位^{(8)~(11)}にある $HB\text{ I}$ との特性差を縮めたためと考えられる。なお、この傾向は、 $C=3\sim4$ へとクリアランスを減少させた場合には、各 dN/dT における $HB\text{ I}$ と $HB\text{ II}$ の間の収束時間の差が、いずれも $0.4\sim0.6\text{sec}$ 程度と小さく安定してくることから、油膜形成の容易さが起動初期から溝部への十分な潤滑油の供給を促し、理論上の両者の優位差を顕現化させるものと推察される。一方、 $C=5\sim6$ における TLT は、規定値 $dN/dT=250$ 以上に dN/dT を増加させても、収束時間の短縮にはあまり寄与しない。この要因としては、 TLT のテーパ部、および分離溝部の影響が考えられる (図1参照)。つまり、 TLT においては、軸停止時に3箇所のテーパ部分 (深さ約 $5\mu\text{m}$)、および分離溝部 (深さ約 $250\mu\text{m}$) の影響により他の形状に比べ軸の幾何学的な初期偏心量が最大で約 $1.5\mu\text{m}$ 大きくなる。さらに、隙間容積 V が大きい内周面への早期の油膜形成がされ難く、このため dN/dT 増加による収束時間の短縮効果も TLT では顕著にみられないものと推察する (図3の各軸受隙間容積 V の値を参照のこと、なお、 TLT の分離溝部の隙間容積 V' は $V'=3.2644[\text{mm}^3]$ と他の動圧形状に比べ桁違いに大きい)。かたや隙間容積 V が4形状中最も小さい SLV は、総じて dN/dT 増加による収束時間の短縮効果が最も顕著にみられ、ラジアル動圧形状仕様との差は dN/dT を増加させるごとに縮まってくる。これは真円軸受 SLV においても、上述の起動高速化に伴う早期の油膜形成と動圧発生が見込めることが収束時間の短縮につながった結果である。なお、収束時軸振れ量 ϕ_{ST} に関しては、動圧形状仕様での dN/dT 変化による有意な差はみられない。しかしながら、 SLV においては dN/dT の増加に伴い僅かながら ϕ_{ST} の悪化傾向が見受けられる。これは、 $C=5\sim6$ における dN/dT の増加により、ラジアル

Fig.8 Time history waveform at each clearance on X-axis (at pivot support, $dN/dT=250$, $0\sim50\text{sec}$.)

Fig.9 Time history waveform at each clearance on X-axis (at pivot support, $dN/dT=200$, $0\sim50\text{sec}$.)

Fig.10 Time history waveform at each clearance on X-axis (at pivot support, $dN/dT=300$, $0\sim50\text{sec}$.)

動荷重が増加し内周面に動圧形状を有さない SLV は、それを支承するだけの十分な負荷容量や油膜剛性が得られないことから、その影響が ϕ_{ST} の悪化傾向として表れるものと推察される。

さらに、表 5 より $C=3\sim 4$ へとクリアランスを減少させた際の dN/dT 変化の影響をみると、こちらも全ての形状で dN/dT 増加に伴い収束時間が短縮する結果となった。これは、クリアランスの減少による油膜形成の容易さや油膜剛性の高さが dN/dT 増加に伴う動圧促進作用と相乗されることで、収束時間が一層短縮された結果と推察される。なかでも、他形状に比べ上記隙間容積 V が大きい TLT は、 $C=5\sim 6$ における $dN/dT=250$ 以上での僅かな短縮効果と比較し、クリアランス減少により最も顕著な収束時間の短縮効果となっており表れている。なお、動圧形状仕様においてクリアランス減少により半減した収束時軸振れ量 ϕ_{ST} については、 dN/dT 変化による影響はほとんどみられなかった。同様に SLV においても、 $C=3\sim 4$ とすることで総じて $0.5\mu\text{m}$ 程度の改善がみられた ϕ_{ST} も、 dN/dT 増加による影響はほとんどどうかえらない。

ここで、図 8~10 より各 dN/dT における時刻歴測定結果を比較する。HB の両形状は、どちらのクリアランスでも dN/dT 変化に対し軸振れ振幅値はほぼ一定であるが、 dN/dT の増加に伴い時刻歴波形に時間的ドリフトの発生が顕現化する。これは、 dN/dT の増加に伴う油膜せん断応力増加に加え HB の 12 本の V 溝形状により潤滑油中の油分子同士の衝突・還流が高頻度に発生することによる油温上昇と、その油温の熱平衡作用に起因する回転軸偏心位置の移動と考えられる⁽²⁾。HB の場合、周方向に連続してスキューがかかる V 溝の形状の特徴から、この潤滑油の熱平衡作用が他形状に比べ顕著なため、上述の時間的ドリフトが顕現化されるものと考えられる。一方、TLT に着目すると、同様な時間的ドリフトはあまりみられないが、 $C=3\sim 4$ の高回転数域において僅かながら軸振れ振幅の悪化傾向が見受けられる。これは、クリアランス減少、および dN/dT 増加の両者により油膜のせん断応力増加、それに伴う潤滑油の粘度低下が油膜剛性の低下を招き、さらに HB に比べ動圧発生点が周方向に離散的で 3箇所しかないことが要因となり、TLT の高回転数域での全振幅の悪化を招いたと考えられる。また、SLV においては dN/dT の増減により、軸心の一時収束後の軸振れ挙動に大きな変化がみられ、どちらのクリアランスにおいても dN/dT が増加するほど高回転数域における軸心の振れ回り現象が増大する。この要因としては、高回転数域でのラジアル動荷重の増加は無論であるが、その他に潤滑油の粘度低下も考えられる。既に述べているように、 dN/dT を増加させることで油膜のせん断応力は大きくなり、潤滑油の温度上昇と粘度低下を招く。この粘度低下により、特に動圧形状を持たない SLV においては、回転数上昇に伴うラジアル動荷重の増加を支えるだけの油膜圧力、すなわち負荷容量・油膜剛性、ひいては軸受内周面動圧に起因する復元モーメントが得られず前述の振れ回り現象を助長させる結果となる。さらに、ある程度の油膜剛性が期待される $C=3\sim 4$ の SLV においても、軸起動初期には軸振れ振幅の低減がみられるが、その後回転数が上昇するに伴い、上記せん断応力の増加がもたらす潤滑油の粘度低下により軸の振れ回り現象がより助長される。これに反し動圧形状仕様においては、同じクリアランス減少、 dN/dT の増加に伴う潤滑油の粘度低下に対しても、高速化に伴う動圧効果促進によりラジアル動荷重の増加に対応する高負荷容量・高油膜剛性、つまりは軸受内周面動圧に起因する復元モーメントが確保され、 $C=3\sim 4$ は無論、 $C=5\sim 6$ においても軸振れ振幅は小さく振れ回りなどの不安定挙動は現れない。

なお、 dN/dT 変化による軸起動直後の軸振れ最大振幅 X_{max} への影響は、表 4~5、および図 8~10 より HB II 以外ではあまり顕著ではない。HB II は、 dN/dT の増加に伴い X_{max} は減少傾向にあり、非定常状態においても平山らの報告⁽⁷⁾と同様に、軸振れ最大振幅低減にある程度の効果が期待できる実験結果が得られた。

5・2 リサーチ波形測定結果について

図 11, 12 は、X, Y 双方の時刻歴より任意の回転数における軸心軌跡を抽出し、その代表値として 6000rpm 時の $C=5\sim 6$ ならびに $C=3\sim 4$ における各 dN/dT (200, 250, 300) でのリサーチ波形を重ねて表示したものである。また、軸振れに顕著な差が生じる場合には、図中に各 dN/dT の値を数値にて示している。なお、ページ数の都合上、さらに前記収束時軸振れ量 ϕ_{ST} の差がラジアル動圧形状仕様間ではあまり顕著でないことも鑑み、動圧形状仕様を代表して HB I を、さらにその比較対象として真円軸受 SLV のみを掲載している。

図 11 (a) より、 $C=5\sim 6$ における HB I のリサーチ波形は、非定常状態においても、横軸 X、縦軸 Y、2 方向とも約 $2\mu\text{m}$ 以下に軸心軌跡の軸振れが抑制されている。また、 dN/dT 変化に対しては、前記、回転軸偏心位置の移動はわずかにみられるが、顕著な軸心軌跡・軸振れの変化はみられず安定した軸心軌跡を描いている。一方、図 11 (b) より SLV は、X, Y ともに $4\sim 6\mu\text{m}$ 程度の軸振れが見受けられ、6000rpm 時に軸が僅かな並進および円

Fig.11 Lissajous curve diagrams at each dN/dT on HB I & SLV (at pivot support, 6000rpm, @C=5~6)

Fig.12 Lissajous curve diagrams at each dN/dT on HB I & SLV (at pivot support, 6000rpm, @C=3~4)

すいモード系（後述の図 17，表 6，周波数分析結果と振幅値より）にて振れ回り状態を呈していることが判明した．さらに， dN/dT 変化をパラメータとした場合， dN/dT の増加に伴い軸心軌跡の振れ回り状態が徐々に悪化することが明らかとなった．これは，前記 dN/dT 増加による油膜せん断応力増加に伴う潤滑油の粘度低下，および並進モード系振れ回りの拡大，つまり 5.3 項にて後述するオイルホワール発生に起因する結果と考えられる．

また，図 12 (a)，(b) よりクリアランスを $C=3\sim4$ と減少させることで，HB I においては軸心軌跡の軸振れが大幅に低減することが明らかであり，その実測値は X, Y 双方向ともに $1\mu\text{m}$ 程度にまで減少している．さらに， $C=5\sim6$ 同様， dN/dT 変化に対しても安定した軸心軌跡および軸振れとなっている．一方，SLV においてもクリアランスの減少により上記並進モード系軸振れが減殺され，円すいモード系振れ回り主体の軸心挙動となり（後述の図 19，表 7，周波数分析結果と振幅値より），X 方向，Y 方向の軸振れがどちらも $2\sim4\mu\text{m}$ 程度に抑制されている．しかしながら， dN/dT の増加に伴い軸心の振れ回り挙動が悪化する傾向は，図 12 (b) より依然として見受けられる．なお，軸心軌跡測定時の回転数としては，一般的な DVD ドライブの回転数 4500rpm や，2.5 インチおよび 3.5 インチ HDD 回転数規格：5400~7200rpm を参照し 6000rpm 時点のものを代表結果として記載した⁽¹⁴⁾．

5・3 径方向軸振れ量 ϕ_w 算出結果について

図 13~15 は， dN/dT 変化をパラメータとした際の，それぞれのラジアル動圧形状ならびに各クリアランスにおける軸起動時からの軸心軌跡をもとに算出した径方向軸振れ量 ϕ_w （以降，軸振れ量 ϕ_w ）の各回転数に対する変化を表している．

まず，図 13(a)より， $C=5\sim6$ ，規定値 $dN/dT=250$ での各ラジアル動圧形状の軸振れ量 ϕ_w を比較すると，アンバランス量によるラジアル動荷重が増加する 4000rpm 以降において，ラジアル動圧形状仕様と SLV が二分化される結果となり，SLV のみが最大 $6\mu\text{m}$ 以上に軸振れ量が増加し振れ回り状態を呈する．回転数全域における軸振れ量 ϕ_w の順位付けは，低い順に HB II $\approx$ HB I $\approx$ TLT $\ll$ SLV となり，ラジアル動圧形状仕様は 6000rpm という高回転数時でも，動圧発生による十分な負荷容量や油膜剛性が得られるため $3\mu\text{m}$ 程度に軸振れが抑制されている．それ

(a) C=5~6

(b) C=3~4

Fig.13 Shaft whirling ϕ_w vs. Revolution speed at $dN/dT=250$ (at Pivot support)

Fig.14 Shaft whirling ϕ_w vs. Revolution speed at $dN/dT=200$ (at Pivot support,)

Fig.15 Shaft whirling ϕ_w vs. Revolution speed at $dN/dT=300$ (at Pivot support,)

に対し SLV は、回転数の上昇に伴い増加するラジアル動荷重が支承できるほど十分な負荷容量や油膜剛性が得られず、軸振れ量 ϕ_w は著しく増大し円すいモード系主体にて軸が振れ回り状態にある。

一方、同図(b)より $C=3\sim4$ 、規定値 $dN/dT=250$ での各ラジアル動圧形状の軸振れ量 ϕ_w を比較すると、回転数全域において軸振れ量 ϕ_w が低い順に $\text{HB II} \approx \text{HB I} \approx \text{TLT} < \text{SLV}$ という順位付けとなった。また、 $C=5\sim6$ における測定結果と比較すれば、ラジアル動圧形状仕様では回転数全域にわたって $2\mu\text{m}$ 程度の良化がみられ、軸振れ量 ϕ_w は約 $1.2\mu\text{m}$ にまで抑制されている。SLV についても全回転数域で軸振れ量 ϕ_w が減少しており、 $1000\sim5000\text{rpm}$ 時で軸振れ量 ϕ_w は $3\mu\text{m}$ 程度に低減されている。これは、クリアランスを減少させたことで早期の油膜形成と動圧発生による負荷容量・油膜剛性の増加、つまりは軸受内周面動圧に起因する復元モーメントが増大した結果と考えられる。

次に図 14, 15 より、 $C=5\sim6$ における dN/dT 変化をパラメータとした比較を行えば、各 dN/dT に対し回転数全域での軸振れ量 ϕ_w の順位付けは、 $dN/dT=250$ と同様 ($\text{HB II} \approx \text{HB I} \approx \text{TLT} \ll \text{SLV}$) となった。このとき、ラジアル動圧形状仕様に着目すると、 dN/dT 変化に対し軸振れ量 ϕ_w の変化はほとんどみられず回転数全域で一様に軸振れ量が抑制されている。一方、SLV においては、 $1000\sim4000\text{rpm}$ までは dN/dT 変化による有意な差は見られないが、 5000rpm 以降は dN/dT 増加に伴う軸振れ量 ϕ_w の増加傾向が顕著に見受けられる。これは、図 11(b)の SLV における 6000rpm 時、各 dN/dT の軸心軌跡からも同様な傾向がうかがわれ、 dN/dT の増加に伴う軸心軌跡の振れ回り挙動が著しくなっている。この要因は、前述の dN/dT 増加に伴う油膜せん断応力の増加、潤滑油の粘度低下が油膜剛性を減じることが支配的ではあるが、5.4 項にて詳述するオイルホワール発生による影響も含んでいる。

同様に図 14, 15 より、 $C=3\sim4$ における dN/dT 変化による軸振れ量 ϕ_w への影響について見てみると、回転数全域における軸振れ量 ϕ_w の順位付けは、 $C=5\sim6$ 、 $dN/dT=250$ の場合と同じ結果が得られた。また、 dN/dT 変化に対する軸振れ量 ϕ_w への影響も上述と同様であり、ラジアル動圧形状仕様は dN/dT 変化に対し回転数全域で一様な軸振れ状況を呈し、具体的には約 $1.2\mu\text{m}$ と十分に抑制された結果となった。SLV についても、クリアランス減少に

伴う油膜剛性の向上により、各 dN/dT における 4000rpm までの軸振れ量 ϕ_w は 3 μm 程度に抑制されている。しかしながら、5000 rpm 以降ではラジアル動荷重の増加や潤滑油粘度の低下による軸心の振れ回り現象拡大のため軸振れ量 ϕ_w は増加し、その値は dN/dT 増加と共に顕著なものとなっている。なお、HDD など実機ドライブにおける dN/dT は本実験の 50 倍程度と非常に高く、軸受や潤滑油の更なる温度上昇が予測される。また、一般的に潤滑油は熱伝導率（熱伝導率 $\lambda=0.125\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 程度）が低く、SLV では概して油温の熱平衡もあまり進まないため、部分的な油膜粘度は一層低下すると考えられる。従って、ピボット支持方式、さらに本実験試料のクリアランス設定 ($C/d=0.1\sim0.2\%$) にて軸受設計を行う場合の真円軸受 SLV に対する見解としては、高速、高精度化が求められる昨今のドライブへの対応は、はなはだ困難であるといわざるを得ない。

以上のように、高速・大容量のデータ読み出し、書き込みを目標としドライブの dN/dT を増加させた場合、ラジアル動荷重の増加に加え上記要因により潤滑油粘度も低下し軸振れが悪化する傾向となる。軸振れの悪化は、ともすれば軸と軸受の接触・摩耗、ならびに接触による発熱や温度上昇を伴う潤滑油の劣化・消耗などを誘発し、軸受寿命の減殺につながると予想される。また、軸振れ回転精度の向上を目的としたクリアランスの狭小化を実施した場合、クリアランス減少による油膜せん断応力の増加が上記温度上昇を助長し、軸受寿命をより一層短くしかねない。これに対し、ラジアル動圧形状採用の優位性は、早期の動圧発生による軸と軸受の接触回避、ならびに高精度化につながる軸振れ抑制効果も十分に発揮され、そのうえ適正なクリアランス設定により油膜剛性も向上するため、実機ドライブの高速・高精度化、省エネルギー・長寿命化の達成が可能となる。

5・4 周波数分析結果について

図 16~19 に HB I、TLT および SLV の起動初期：1000rpm、ならびに高回転数時：6000rpm における各クリアランス、各 dN/dT での FFT による周波数分析結果を示す。なお HB II については、時刻歴ならびに軸振れ量 ϕ_w 測定結果より軸振れ振幅の定性的、定量的変化が HB I とほぼ差がないことからスペクトル分析波形は割愛している。また、表 6、7 には HB II を含む各ラジアル動圧形状の 1000rpm、ならびに 6000rpm における f_0 および $1/2f_0$ 成分の振幅値を $[\text{dB}(\mu\text{m})]$ 表記にてクリアランス別に示す。但し、表中にて振幅値が 59 $[\text{dB}(\mu\text{m})]$ 以下の場合には、図中における振幅値レベルが確認できないため、煩雑さを避ける意味で $\leq$ の符号を用いて示すことにした。

まず、図 16、17、および表 6 の $C=5\sim6$ より規定値 $dN/dT=250$ での各ラジアル動圧形状について比較を行う。図 16、表 6 より 1000rpm における各ラジアル動圧形状の f_0 成分の振幅値を比較すると、これまで述べた HB I (HB II) における起動直後からの油膜形成による動圧発生と軸振れ抑制効果の優位性や、TLT の隙間容積の大きさに起因する起動初期に限定される軸振れ振幅の大きさなどを裏付ける結果となっている。また、図 17、表 6 より、6000 rpm における f_0 成分の振幅値を比較してみても動圧形状仕様は概ね同等な振幅値を示し、さらにその振幅値は 1000rpm よりも低減されていることがみてとれる。一方、6000 rpm の SLV は、動圧形状仕様に対し 10dB 以上も大きな振幅値となり、さらに 1000rpm の値と比較しても 7~8dB 程度振幅値が増加していることから高回転数域での円すいモード系振れ回りの様相がうかがえる。ここで、各ラジアル動圧形状の順位付けを f_0 の振幅値が低い順に行くと、HB I $\approx$ HB II $<$ TLT $\ll$ SLV となり、これは前記軸振れ量 ϕ_w の場合とほぼ同様な結果となった。

次に $1/2f_0$ 成分に着目すると、図 16、17 から明らかなように、起動初期 1000rpm において動圧形状仕様では $1/2f_0$ 成分は確認できず SLV のみ発生していることが判明した。また、6000 rpm では HB のみは依然として $1/2f_0$ 成分は発生しない。これに対して、図 17 および表 6 より、TLT の 6000rpm では $1/2f_0$ 、 $1/3f_0$ 成分を含みその間の周波数でも、振幅値の高い不規則なスペクトルが発生することが確認できる。TLT は動圧発生点が 3 点と HB に比較して少なく周方向にも離散的な動圧形状のため、特にテーパ深さや同心円弧角度の製作誤差に起因する動圧発生のバラツキが生じやすい。このため、低回転数域では発生する動圧自体あまり高くなく動圧のバラツキは顕著に現れ難いが、6000rpm といった高回転数域では高い動圧が発生し上記要因による動圧バラツキで油膜剛性に異質が生じ不規則なスペクトルが発生すると推察される。この TLT、6000rpm における $1/2f_0$ 成分以下の不規則なスペクトルは、周期的な軸振れ振幅（いわゆる同期回転振れ RRO）が f_0 成分の低減により抑制された状態でも、非周期的な振幅の揺らぎ（つまりは非同期回転振れ NRRO）が悪化することを意味する。一方 SLV については、1000rpm に比べ 10dB 程度その振幅値は低減するが 6000rpm においても明確な $1/2f_0$ 成分のスペクトルが確認された。さらに、本報で全てのデータは掲載していないが、 $C=5\sim6$ における SLV は、1000~6000rpm の全回転数域にて $1/2f_0$ 成分の発生がみられた。このことは、ピボット支持における $C/d=0.2\%$ 程度とした真円軸受 SLV

Fig.16 Frequency spectrum analysis with FFT at each dN/dT (at pivot support, 1000rpm, @C=5~6)

Fig.17 Frequency spectrum analysis with FFT at each dN/dT (at pivot support, 6000rpm, @C=5~6)

では、非定常状態において常にオイルホワールを伴う不安定な軸心挙動を呈することを示唆する。かたや軸受内周面への動圧形状、特に HB 形状を形成した軸受では、同様のクリアランス設定でも軸振れ量 ϕ_w の低減に加え、オイルホワールといった軸心の不安定挙動の抑制にも十分に効果的であることが判明した。

ここで、図 16~19、表 6、7 を用いて $dN/dT=250$ での $C=5\sim6$ と $C=3\sim4$ の周波数分析結果を比較検討すると、クリアランスの減少により全形状で、またどちらの回転数においても f_0 成分の振幅値が低減されることが分かる。具体的な振幅値としては、クリアランス減少に伴い動圧形状仕様にて、1000rpm で約 15dB、6000rpm で約 10dB (TLT のみ 5dB) の低減、また SLV においては 1000rpm で 4dB、6000rpm で 12dB の f_0 成分の低減がなされ、油膜剛性の向上による軸受内周面動圧に起因する復元モーメント増加が軸振れ抑制効果として確認された。また、各ラジアル動圧形状で f_0 成分の値が低い順に順位付けを行うと $C=5\sim6$ とほぼ同様な結果 (HB II $\approx$ HB I < TLT < SLV) が得られた。一方 $1/2f_0$ 成分に関しては、クリアランス減少により総じて全形状で振幅値が低減される。動圧形状仕様、1000rpm では $1/2f_0$ 成分の発生はみられず、SLV の $C=3\sim4$ で $1/2f_0$ 成分の発生はみられるが、その振幅値は $C=5\sim6$ と比較すると 14dB 以上も低減されたものとなった。しかしながら、TLT の 6000rpm ではクリアランス減少によりその振幅値は 11dB 程度改善されるものの、依然、上記 $1/2f_0$ 成分を含む不規則なスペクトル成分の発生が僅かながら確認された。これに対し SLV では、クリアランスの減少により 6000rpm の $1/2f_0$ 成分の発生は抑制され 1000rpm を除けば、その他の回転数でも発生は見られない。このことは、非定常状態、ピボット支持における $C/d=0.1\%$ 程度とした SLV では、油膜が形成されても動圧発生が期待できない低回転数域はオイルホワールによる不安定な軸心挙動が発現し、回転数上昇と共にくさび効果による動圧発生・油膜剛性の向上がなされることで $1/2f_0$ 成分の発生が抑制され、これを原因とする軸振れは減殺されることが判明した。但し、時刻歴や軸振れ量 ϕ_w 測定結果から明らかなように、5000 rpm 以上の高回転数域においては、負荷容量・油膜剛性の不足や、前述の軸受温度上昇に伴う潤滑油の粘度低下に起因する振れ回りにより軸振れ量の悪化が生じる。そのため、特に真円軸受 SLV の設計では、設計段階において定格回転数をあまり高く設定せず、比較的低い回転数で C/d を 0.1% 程度とすることにより、ある程度の軸回転精度が得られるといえる。

Fig.18 Frequency spectrum analysis with FFT at each dN/dT
(at pivot support, 1000rpm, @C=3~4)

Fig.19 Frequency spectrum analysis with FFT at each dN/dT
(at pivot support, 6000rpm, @C=3~4)

次に、図 16, 17 および表 6 より $C=5\sim6$ の各 dN/dT における振幅値を比較すると、全てのラジアル動圧形状で 1000rpm, ならびに 6000rpm のどちらの回転数においても、 dN/dT 変化による f_0 成分の値の変動はほぼないといえる。また、 $1/2f_0$ 成分についても HB は両回転数で、さらにどの dN/dT でもその発生は確認されなかった。一方 TLT は、1000rpm では $1/2f_0$ 成分は未確認であったが、6000rpm ではすべての dN/dT にて比較的高い値でその発生が確認され、これに対する dN/dT 変化による振幅値の変動はみられなかった。かたや SLV は図 16, 17 および表 6 より、1000rpm, 6000rpm とともに $1/2f_0$ 成分の発生が確認され、しかも dN/dT の増加に伴いその振幅値が増大することが判明した。つまり、 $C/d=0.2\%$ 程度の SLV は非定常状態において常にオイルホワールによる不安定な軸心挙動が発生し、また dN/dT 増加に伴い特に $1/2f_0$ 成分の値が増加（並進モード系振れ回りが増加）して軸が振れ回ることが明らかとなった。これは SLV が、もともと油膜剛性が低く軸受内周面動圧に起因する復元モーメントが期待できない形状であり、また高回転数域においてはラジアル動荷重の増加と温度上昇に起因する潤滑油の粘度低下が原因し、円すいおよび並進の複合モード系の振れ回り挙動が発生し易いことを裏づける結果である。同様に、表 6, 6000rpm における SLV の f_0 成分の振幅値は、 dN/dT 変化に対しほぼ一定であるにも係わらず、図 11(b) の軸心軌跡、および図 13~15 の軸振れ量 ϕ_w の測定結果が、 dN/dT 増加に伴い振れ回り挙動が増大するのは、高回転数域における油膜の高いせん断応力による潤滑油の粘度低下や油膜剛性の低下、また湧出する油量の増加などに起因するオイルホワール現象の拡大によるものと判断される。

さらに、図 18, 19 および表 7 からわかるように、 $C=3\sim4$ における dN/dT 変化の影響は、 $C=5\sim6$ と同様に両回転数、且つ全てのラジアル動圧形状で f_0 成分の振幅値にほとんど変動を与えなかった。また、 $1/2f_0$ 成分については、クリアランスを減少させた場合でも TLT の 6000rpm, および SLV の 1000rpm, 各々の dN/dT で発生はみられるが、その値は $C=5\sim6$ と比べれば 11~17dB 程度的大幅な低減を伴うものであった。但し、SLV の 1000rpm で発生する $1/2f_0$ 成分の振幅値は、 dN/dT の増加に伴い増大（すなわち、オイルホワール現象の拡大）し、6000rpm で $1/2f_0$ 成分はみられないものの、時刻歴や軸心軌跡ならびに軸振れ量 ϕ_w 測定結果からも回転数全域にわたる軸

Table 6 Amplitude of f_0 and $1/2 f_0$ at each dN/dT
(at 1000rpm, @C=5~6), (at 6000rpm, @C=5~6)

f_0 [dB (μm)]				f_0 [dB (μm)]			
dN/dT	200	250	300	dN/dT	200	250	300
HB I	95	96	96	HB I	92	95	93
HB II	96	97	96	HB II	93	94	93
TLT	100	99	99	TLT	94	93	92
SLV	97	97	97	SLV	105	105	104
$1/2 f_0$ [dB (μm)]				$1/2 f_0$ [dB (μm)]			
N/dT	200	250	300	dN/dT	200	250	300
HB I	$\leq$	$\leq$	$\leq$	HB I	$\leq$	$\leq$	$\leq$
HB II	$\leq$	$\leq$	$\leq$	HB II	$\leq$	$\leq$	$\leq$
TLT	$\leq$	$\leq$	$\leq$	TLT	73	74	75
SLV	77	81	88	SLV	66	70	75

$\leq$: means less than 59 [dB(μm)]

Table 7 Amplitude of f_0 and $1/2 f_0$ at each dN/dT
(at 1000rpm, @C=3~4), (at 6000rpm, @C=3~4)

f_0 [dB (μm)]				f_0 [dB (μm)]			
dN/dT	200	250	300	dN/dT	200	250	300
HB I	82	81	81	HB I	87	86	85
HB II	80	80	79	HB II	84	82	83
TLT	83	83	81	TLT	89	88	86
SLV	93	93	93	SLV	95	93	94
$1/2 f_0$ [dB (μm)]				$1/2 f_0$ [dB (μm)]			
dN/dT	200	250	300	dN/dT	200	250	300
HB I	$\leq$	$\leq$	$\leq$	HB I	$\leq$	$\leq$	$\leq$
HB II	$\leq$	$\leq$	$\leq$	HB II	$\leq$	$\leq$	$\leq$
TLT	$\leq$	$\leq$	$\leq$	TLT	62	63	60
SLV	60	67	72	SLV	$\leq$	$\leq$	$\leq$

$\leq$: means less than 59 [dB(μm)]

の振れ回り現象は依然として残存している。つまり、 $C/d=0.1\sim0.2\%$ 程度、5000 rpm 以上の高回転数域で高回転精度を維持する使用を想定した場合、 dN/dT の大きさに関わらず軸受の内周面には何らかの動圧形状を形成し、温度上昇に起因する潤滑油の粘度低下を考慮した負荷容量・油膜剛性の確保、すなわち軸受内周面動圧による復元モーメントの確保が必須要件であるといえる。

なお、本実験結果から実用的な言及を行うならば、RRO は無論、NRRO の低減といった軸回転精度の維持・向上が最も要求される HDD 用スピンドルモータの軸受には負荷容量や油膜剛性の高い HB 形状を、比較的回転精度が許容され、省エネルギー化や長寿命化が特に望まれる DVD ドライブやファンモータ用などの軸受には、摩擦トルク低減といった潤滑特性に優れる TLT 形状をそれぞれ軸受内周面へ形成することが推奨される。

6. 結 論

以上、ピボット支持・非定常状態（軸起動時）における、クリアランス変化および dN/dT 変化をパラメータとした本実験結果、および考察から以下の点が明らかとなった。なお、複合支持におけるクリアランス変化をパラメータとした実験結果は前報⁽⁶⁾を参照いただきたい。

- (1) 軸心の早期収束性、および軸振れ抑制に最も効果的なラジアル動圧形状は HB (HB I・HB II) である。
- (2) 収束時間の順位付けは、早い順に HB I < HB II < TLT < SLV であり、軸振れ量低減の順位付けに関しては、HB II $\simeq$ HB I $\simeq$ TLT < SLV となる。特に軸振れ量低減には C/d を 0.1% 程度へ縮小し油膜剛性と軸受内周面動圧に起因する復元モーメントを高めることが効果的な手段となる。
- (3) 総じて dN/dT の増加に伴い、軸心の早期収束がなされる。さらに、動圧形状仕様 (HB I, HB II, TLT) においては軸振れ量 ϕ_w の抑制もなされるため省エネルギー化、高精度化につながる。
- (4) 上記動圧形状仕様においては、 dN/dT 増加時の温度上昇に伴う潤滑油の粘度低下を考慮しても、十分な油膜剛性と復元モーメントによる軸振れ抑制効果が発揮され、高精度化を目的とした軸振れ量の低減が可能である。但し、軸受システムの設計段階において高い dN/dT で設計する場合には、潤滑媒体の高せん断応力に起因する温度上昇や、軸受寿命への影響を勘案する必要がある。

また、FFT を用いた周波数分析結果からは以下の点が明らかになった。

- (1) 軸受内周面へのラジアル動圧形状付与による高負荷容量・高油膜剛性の獲得により、オイルホワールを要因とする並進モード系やラジアル動荷重による円すいモード系の軸振れ回り現象が抑制される。しかしながら、例外的に周方向に離散的な TLT などの動圧形状を採用した場合、高回転数域においてはオイルホワールを含む非周期的な軸振れ振幅の揺らぎにより軸回転精度の悪化傾向がみられる。
- (2) 総じて SLV は、非定常状態における全回転数域でオイルホワールを伴う不安定な軸心挙動を呈する。さらに、 dN/dT 増加に伴いオイルホワールの影響は大きくなり、より軸振れを悪化させる。
- (3) 全ての仕様において C/d を 0.1% 程度とすることで、 f_0 成分および $1/2 f_0$ 成分の振幅値を低減させることが可能である。しかしながら、SLV においてはクリアランスを小さくし、 dN/dT を増加させることで油膜内での過度なせん断応力発生により潤滑油の粘度低下が誘起され、軸振れの悪化につながる場合がある。

謝 辞

本研究を遂行するにあたり供試軸受などの提供、および試験装置の開発にご協力頂いた日立粉末冶金（株）技術本部 徳島秀和氏に心よりの感謝を申し上げます。また、本実験遂行に御協力を頂いた国立米子高専専攻科生産システム工学専攻在学の圓岡成央君に心より感謝申し上げる。なお、本研究の一部は平成 24 年度 JSPS 科学研究費補助金「基盤研究（C）課題番号 24560177」の援助を受けて行われたことを付記して謝意を表する。

文 献

- (1) Ohtsuka, S. and Hayakawa, M., "Experimental Study on the Mechanism of Lubrication in Hydrodynamic Porous Thrust Bearing with a Wavy Surface", *Transactions of the ASME, Journal of Tribology*, Vol. 121, (1999), pp.538-545.
- (2) 大塚茂, 矢壁正樹, 柳瀬剛, "多孔質動圧スラスト・ラジアル複合軸受に関する実験的研究", 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 70, No.698 (2004), pp.2979-2985.
- (3) 大塚茂, 矢壁正樹, 大塚宏一, 柳瀬剛, "多孔質動圧スラスト・ラジアル複合軸受における潤滑特性の実験的研究", 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 74, No.737 (2008), pp.174-182.
- (4) Kobayashi, T. and Yabe, H., "Numerical Analysis of a Coupled Porous Journal and Thrust Bearing System", *Transactions of the ASME, Journal of Tribology*, Vol. 127, (2005), pp.120-129.
- (5) 大塚茂, 矢壁正樹, 権田岳, 徳島秀和, "多孔質動圧スラスト・ラジアル複合軸受における非定常時潤滑特性の実験的研究（複合軸受における軸起動時の軸心軌跡挙動についての一考察）", 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 77, No.779 (2011), pp.2832-2841.
- (6) 大塚茂, 矢壁正樹, 権田岳, 山田博之, "多孔質動圧スラスト・ラジアル複合軸受における非定常時潤滑特性の実験的研究（複合軸受における軸起動時軸振れ振幅時刻歴へのクリアランス変化の影響について）", 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 79, No.800 (2013), pp.1145-1158.
- (7) 平山朋子, 佐海真吾, 山口奈緒美, 菱田典明, 矢部寛, "精密機器スピンドル用スパイラル溝付ジャーナル軸受の溝諸元の最適化に関する一考察", 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 72, No.713 (2006), pp.241-246.
- (8) 小野京右, 朱加生, "磁気ディスクスピンドル用各種油軸受に関する特性比較研究", 日本機械学会論文集 C 編, Vol.64, No.622 (1998), pp.2205-2211.
- (9) 十合晋一著, 気体軸受, 初版 3 刷 (1992), pp.44-52, 共立出版株式会社.
- (10) 十合晋一著, 気体軸受設計ガイドブック, 初版 1 刷 (2002), pp.99-127, 共立出版株式会社.
- (11) Muijderland, E.A., *Spiral Groove Bearings*, (1966), pp.62-99, Philips tech. Lib.
- (12) 村下征賜, 小野京右, 山浦弘, 徳永晋也, "真円流体軸受ディスクスピンドルの安定性と不釣り合い剛性の試作による評価", 日本機械学会論文集 C 編, Vol.70, No.700 (2004), pp.3376-3382.
- (13) Morgan, V.T., "Porous Metal Bearings", *Transactions of the EPME, Powder Metallurgy*, Vol.12, No.24 (1969), pp.426-451.
- (14) 沖永欽二郎, 安藤明夫, 益田久光男, 藤中広康, "DVD レコーダ用スピンドルモータ", 松下テクニカルジャーナル, Vol.51 No.1 (2005), pp.52-55.