ダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受の研究*

— 主軸台性能の数値解析と実験検証 —

若園賀生** 大和宏樹*** 竹島雅之*** 中村 隆†

Hydrostatic Bearings with Self-Controlled Restrictors Using a Diaphragm
- Numerical Analysis and Experimental Verification as a Headstock -

Yoshio WAKAZONO, Hiroki YAMATO, Masayuki TAKESHIMA and Takashi NAKAMURA

Hydrostatic bearing is often employed as a journal bearing of grinding wheel spindle for achievement of high accuracy. For the realization of a compact and inexpensive bearing, reduction in number of pockets is an effective way. To maintain performance of a hydrostatic bearing with fewer pockets than that of the conventional one, it is essential to improve static stiffness per a pocket. A self-controlled restrictor with a diaphragm improves static stiffness of the proposed hydrostatic bearing. In this research, a compact headstock using hydrostatic bearing with a self-controlled restrictor is proposed. Numerical analysis of dynamic stiffness and static stiffness of the proposed bearing is carried out by using Reynolds equation, which considers non-linearity of oil flow at restrictor, elastic deformation of plumbing and volumetric strain of air bubble in oil. By experimental evaluation of static stiffness and dynamic response, the developed headstock has demonstrated higher performance than that of one using orifice restrictor. In comparison with a conventional headstock using ball bearing, the proposed headstock has achieved one-half of total length and higher grinding accuracy.

Key words : machine tool, headstock, hydrostatic bearing, self-controlled restrictor, diaphragm, dynamic stiffness

1. 緒 言

静圧軸受は研削盤などの砥石軸受として、高い加工精度を実現するために従来から多く採用されている。また、カム形状や偏心円形状の部品を対象とした研削盤の砥石台は、その要求精度を満たすために静圧案内面とリニアモータによる駆動が採用されている。これらの静圧軸受や案内面はオリフィス絞りによる静圧ポケットを多数配列しており、ポケットの加工コストが高い、部品点数が多く組立て時間が長いなどの問題がある。これらの問題を解決するには、軸受の単位面積あたりの静剛性を大幅に向上し、軸受ポケット数を削減することが有効な手段である。これまでに静圧軸受の静剛性を向上する手段として、オリフィス絞りの代わりにダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受が提案され、単体の軸受について研究されている^{1)~4)}。

また、ダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受の動特性やステップ応答について、軸受油中の気泡や配管の弾性変形などを考慮し、単体の軸受について研究されている¹¹⁾。さらにダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受を実際の研削盤の砥石台に用いた場合を想定した静圧案内面としての静特性、動特性の数値解析および実験を行うことで、オリフィス絞りの場合より静圧案内面のポケット数を大幅に削減できることが実証されている¹²⁾。

一方、主軸や砥石軸などのジャーナル軸受に可変絞りを適用したこれまでの研究に目を向けると、軸受の静剛性を高めるた

めにスプール弁による可変絞りをを用いて軸受の静剛性が大幅に向上することが報告されている⁵⁾⁶⁾。さらにスプール弁を用いた静圧軸受の動特性やステップ応答について報告もされている⁷⁾。しかしスプール弁による可変絞りではオリフィス絞りに対して静剛性は大きく向上するが、応答性が低下する問題がある。また、可変絞りの板状可動部分を別の静圧軸受で両側から支持し、そこに静圧ジャーナル軸受の軸受油を供給し、軸受の静剛性を高める構造について、その性能や特性が報告されている^{8)~10)}。

以上のように、可変絞りをを用いた静圧ジャーナル軸受に関する多くの研究はあるが、ダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受によるジャーナル軸受の実設計において、きわめて重要な油中の気泡や配管の弾性変形および絞り部の油流れの非線形性を考慮した研究や、これらを考慮して動特性を理論的に推測した研究は見当たらない。これらのことを勘案し、本研究においてはダイアフラムを用いた可変絞り形静圧ジャーナル軸受の静特性、動特性を解明することを最終目標とする。

まず、絞り部における軸受油の流れの非線形性や、軸受油中の気泡や配管の弾性変形を考慮した可変絞り形静圧軸受の理論式を導出する。次にこの静圧軸受をラジアル方向、アキシアル方向に複数個配置したジャーナル軸受として軸受スピンドルの静特性、動特性の数値解析を行い、従来の固定絞りによる静圧軸受の場合と特性を比較する。実験では可変絞りと固定絞りの両方の評価が可能な静圧軸受による主軸台を試作し、その静特性、動特性を測定し数値解析の妥当性の検証と、可変絞りの優位性を実証する。さらにダイアフラムを用いた静圧軸受により大幅な小型化を達成した主軸台が、実用に資するかを検証するために、実際の工作物を円筒研削加工し、従来の転がり軸受を用いた主軸台による加工精度と比較し、実用上の問題がないことを確認する。

* 原稿受付 平成 28 年 4 月 14 日

掲載決定 平成 28 年 7 月 2 日

** 正 会 員 株式会社ジェイテクト研究開発本部 (愛知県刈谷市朝日町 1-1)

*** 株式会社ジェイテクト研究開発本部

† 正 会 員 名古屋工業大学 (名古屋市昭和区御器所町)

2. 主な記号

h_{ci}	ダイアフラムとランドのすきま m
h_{bi}	軸受 i のすきま m
h_{b0i}	軸受 i の初期軸受すきま m
x_{ci}	ダイアフラムの変位 m
P_{spl}	供給圧力 Pa
p_{bi}	ポケット圧力 Pa
P_{abs0}	大気圧 Pa
L_{ci}	ダイアフラムの減衰係数 N・s/m
L_{bi}	軸受 i の減衰係数 N・s/m
q_{ini}	弁を通過する流量 m^3/s
q_{outi}	軸受 i を通過する流量 m^3/s
K_{ci}	弁部のすきまの流出抵抗係数 (無次元)
K_{bi}	軸受 i の軸受すきまの流出抵抗係数 (無次元)
A_{bi}	軸受 i の軸受有効面積 m^2
A_{ci}	ダイアフラム有効面積 m^2
γ	空気の比熱比 (無次元)
μ	作動流体の粘性係数 Pa・s
β_f	作動流体の圧縮率 1/Pa
β_c	配管・ハウジング材料の圧縮率 1/Pa
v_{ci}	作動流体圧における流路の体積 m^3
v_{g0i}	大気圧における流路内の空気の体積 m^3
v_{gi}	作動流体圧における流路内の空気の体積 m^3
M_{ci}	ダイアフラムの質量 kg
S_{ci}	ダイアフラムのばね定数 N/m
u_g	重心点の運動偏差 m
x_{bi}	軸受 i の座標 (重心点からの相対位置) m
n_{bi}	軸受 i の法線方向の単位ベクトル
u_{bi}	軸受 i の相対変位 m
f_{bi}	軸受 i の力 N/モーメントベクトル N・m
f_{ext}	主軸に加わる外力 N
f_{own}	スピンドルの自重による力 N
u_{gx}, u_{gy}, u_{gz}	重心点変位の各軸並進成分 m
$\theta_{gx}, \theta_{gy}, \theta_{gz}$	重心点変位の各軸回転成分 rad
$x_{bxi}, x_{byi}, x_{bzi}$	軸受 i の主軸重心点からの相対位置の各軸成分 m
$f_{bxi}, f_{byi}, f_{bzi}$	軸受 i の各軸方向の力成分 N
$m_{bxi}, m_{byi}, m_{bzi}$	軸受 i の各軸回りのモーメント成分 N・m
f_{nbi}	軸受 i の軸受反力 N
m	主軸の質量 kg
J_x, J_y, J_z	主軸の慣性モーメントの各軸成分 $kg \cdot m^2$
T_{biT}	軸受変位算出用の換算行列
T_{bi}	T_{bi} の転置行列
M	主軸の慣性行列
R	重心点周りの回転行列

3. 理論解析

本章ではダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受による主軸の静特性、動特性を推定するための理論式について述べる。

本研究において開発した主軸台のジャーナル軸受の構成を図1に、スラスト軸受の構成を図2に、ダイアフラムを用いた可変絞りの詳細を図3に示す。ジャーナル軸受、スラスト軸受共に可変絞りオリフィス絞りは対向配置となっているが、解析

Fig. 1 Journal bearings

Fig. 2 Thrust bearings

Fig. 3 Diaphragm restrictor

ではこの組合せは任意に変更できる。主軸はラジアル方向、アキシャル方向共に複数個の静圧軸受により支持され、並進変位と旋回変位を拘束されながら所定方向へ回転が可能である。ダイアフラムは供給圧力により変形され、軸受圧力と均衡する位置まで円環ランドの方向にたわむ。軸受の圧力が変化するとダイアフラムと円環ランドのすきまが変化し、軸受に供給される油の流量も変化する。

数値解析では、軸受油が油中に溶解する空気や流路内に存在する気泡などの影響をうけて圧縮性の性質を有すること、剛性の低い配管などが存在することを考慮して、静圧軸受 i の静特性、動特性を推定することを考える。まず、流路内の空気の体積と軸受油の圧力の関係はボアソンの法則に基づいた式の両辺を時間に関して微分することで、軸受油の圧力変化と流路内の空気の体積変化の関係を表す式(1)のように導くことができる。

$$\frac{dv_{gi}}{dt} = -\frac{1}{\gamma} \frac{1}{p_{bi} + P_{abs0}} \left(\frac{P_{abs0}}{p_{bi} + P_{abs0}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} v_{g0i} \frac{dp_{bi}}{dt} \quad (1)$$

ここで、静圧軸受 i に供給される軸受油の流量と、軸受 i から流出する流量の差分は、可変絞りを含む流路の体積変化、材料の圧縮率による体積変化、油の圧縮率による体積変化、油の流路に気泡として存在する空気の影響による体積変化の合計値と等しくなることを考慮すると次式が成立する。

$$q_{ini} - q_{outi} \approx \dot{v}_{ci} + (\beta_c + \beta_f) v_{ci} \dot{p}_{bi} + \frac{1}{\gamma} \frac{1}{p_{bi} + P_{abs0}} \left(\frac{P_{abs0}}{p_{bi} + P_{abs0}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} v_{g0i} \dot{p}_{bi} \quad (2)$$

可変絞りを通する流量はレイノルズ方程式に基づいて次式のようにあらわされる。

$$q_{ini} = \frac{K_{ci}}{12\mu} h_{ci}^3 (p_{spl} - p_{bi}) \quad (3)$$

さらに、静圧軸受 i を通過する流量は次式であらわされる。

$$q_{outi} = \frac{K_{hi}}{12\mu} h_{hi}^3 p_{bi} \quad (4)$$

また、ダイヤフラムの運動方程式は次式のようにあらわされる。

$$M_{ci} \ddot{x}_{ci} = A_{ci} (p_{spl} - p_{bi}) - L_{ci} \dot{x}_{ci} - S_{ci} x_{ci} \quad (5)$$

図4に本研究で用いた静圧軸受による主軸の解析モデルを示す。主軸には各静圧軸受により発生する軸受反力と、自重や外力が負荷され、主軸の位置と姿勢が定まる。本研究では、外力などによる主軸の弾性変形は微小と考え、1質点6自由度の剛体として考える。

まず、任意の軸受 i の相対変位と軸受すきま、軸受すきまの時間変化量は、主軸の重心点での運動偏差から推定できるため、主軸の重心に偏差が発生したときの任意の軸受 i の相対変位は、回転行列 R と単位行列 E により次式のようにあらわされる。

$$u_{bi} = \begin{Bmatrix} u_{gx} \\ u_{gy} \\ u_{gz} \end{Bmatrix} + (R - E) x_{bi} \quad (6)$$

さらに、主軸重心の各軸まわりの回転成分は微量であるための近似と、2次以上の項を省略すると式(6)で示す軸受 i の相対変位は次式のようにあらわされる。

$$u_{bi} \approx \begin{Bmatrix} u_{gx} \\ u_{gy} \\ u_{gz} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & -\theta_{gz} & \theta_{gy} \\ \theta_{gz} & 0 & -\theta_{gx} \\ -\theta_{gy} & \theta_{gx} & 0 \end{bmatrix} x_{bi} = T_{bi} u_g \quad (7)$$

ここで、 T_{bi} は重心点の偏差から任意の軸受位置における変位を算出するための換算行列で次式のようにあらわされる。

$$T_{bi} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & x_{bzi} & -x_{byi} \\ 0 & 1 & 0 & -x_{bzi} & 0 & x_{bxi} \\ 0 & 0 & 1 & x_{byi} & -x_{bxi} & 0 \end{bmatrix} \quad (8)$$

図4に示す軸受 i に相対変位が発生すると、軸受すきまは変化する。軸受ポケットの法線方向の単位ベクトルと軸受 i の相

Fig. 4 Numerical analysis model of hydrostatic bearings

対変位より、軸受すきまは次式のようにあらわされる。

$$h_{bi} = h_{b0i} + n_{bi} \cdot u_{bi} \quad (9)$$

同様に軸受すきまの時間変化は次式のようにあらわされる。

$$\dot{h}_{bi} = n_{bi} \cdot \dot{u}_{bi} \quad (10)$$

以上の考え方により座標 x_{bi} にある任意の軸受 i の相対変位と軸受すきま、軸受すきまの時間変化が推定できる。

軸受 i の軸受反力 f_{nbi} は、軸受圧力と軸受すきまの時間変化 $\dot{h}_{bi}$ から推定でき次式のようにあらわされる。

$$f_{nbi} = p_{bi} A_{bi} - L_{bi} \dot{h}_{bi} \quad (11)$$

この軸受反力は軸受ポケットの法線方向のスカラー量であるため、主軸の姿勢の推定には全体座標系での力/モーメントベクトルに変換する必要がある。軸受 i の各軸方向の力成分は、軸受 i の反力と法線方向の単位ベクトルの積であらわされ、さらに軸受 i の各軸方向のモーメントベクトルは、軸受 i の主軸重心からの相対位置と軸受 i の各軸方向の力成分との外積によりあらわされる。

これらの考え方により軸受 i の力/モーメントベクトルは次式のようにあらわされる。

$$f_{bi} = \begin{Bmatrix} f_{bxi} \\ f_{byi} \\ f_{bzi} \\ m_{bxi} \\ m_{byi} \\ m_{bzi} \end{Bmatrix} = f_{nbi} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -x_{bzi} & x_{byi} \\ x_{bzi} & 0 & -x_{bxi} \\ -x_{byi} & x_{bxi} & 0 \end{bmatrix} n_{bi} = f_{nbi} T_{bi}^T n_{bi} \quad (12)$$

主軸には各軸受 i の力/モーメントベクトル f_{bi} と外力 f_{ext} と主軸の自重 f_{own} が加わる。主軸の慣性行列を M とすると主

軸の運動方程式は次式のようにあらわされる。

$$M\ddot{u}_g = \sum f_{bi} + f_{ext} + f_{own} \quad (13)$$

ここで、主軸の慣性行列 M は次式のようにあらわされる。

$$M = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_x & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_z \end{bmatrix} \quad (14)$$

式(13)と式(2)(3)(4)(5)(9)(10)(11)を u_g について連立して数値的に解くことで、ダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受を用いた主軸の静特性、動特性を推定できる。具体的には、主軸の特性の計算は、主軸の任意の位置に静的、動的荷重を負荷したときの、主軸の任意の位置の変位を計算することで、その位置における静特性、動特性を推定する。また、オリフィス絞りの場合については、前述した可変絞り部の計算を固定絞りの計算に置き換えることで対応できる。

4. ダイアフラム絞りの設計諸元の検討

本章では、第3章で述べた主軸の静特性、動特性の理論解析を用いてダイアフラム絞りの設計諸元と静圧軸受の特性について述べる。これまでの研究で可変絞りを用いた静圧軸受の静剛性に大きく影響する設計諸元は、ダイアフラム絞りの、すきまと膜厚と供給圧力で、動剛性に大きく影響するのは配管の長さや流路内の残留気泡量であることが判明している¹⁰⁾。供給圧力や配管の長さ、流路内の残留気泡量は周辺装置や施工の条件により左右されるものであるため、ここでは主にダイアフラムの構成部品の寸法諸元と軸受特性の関係について述べる。

本研究で開発した主軸台は、ジャーナル軸受、スラスト軸受共に図1、図2で示すように可変絞り軸受とオリフィス絞り軸受を対向に配置している。その理由は、研削盤の主軸台では負荷がかかる方向が決まっていること、軸受の内外径の寸法誤差に対してオリフィス絞り側が誤差を吸収し軸受性能のロバスト性があること、可変絞りの数量を抑制することによりコスト的な優位性があること、などである。

静圧ジャーナル軸受の設計では、まず、主軸台としての目標剛性、負荷容量、供給圧力、設置スペースなどの要件を考慮し、すべての静圧軸受にオリフィス絞りをを用いたときの軸受油流量のつりあいから軸受形状、軸受すきまを仮に決定する。本研究では主軸端剛性の目標値は100 N/μm、供給圧力1 MPaとし、このときの軸受形状は図5で示す寸法とした。

次に主軸端剛性の目標値を達成するために、ジャーナル軸受として静剛性を向上する設計諸元の考え方について述べる。オリフィス絞りをを用いた静圧軸受では、無負荷状態で絞り比が約0.6となるように絞りの径や軸受すきまを設計するが、可変絞りでは剛性が高く製造誤差による軸受性能のロバスト性が高い絞り比は、約0.4となることがわかっている¹¹⁾。よって開発したジャーナル軸受の絞り比は、約0.4となるように対向するオリフィスの径をφ0.3 mmとし、軸受のすきまは0.017 mmとした。この条件のときにダイアフラムを用いた可変絞りの設計諸元である絞りの、すきまと膜厚を変更しジャーナル軸受の特性を数値解析した。具体的には設計諸元の変更により、①剛性2倍、

Fig. 5 Dimensions of the hydrostatic bearings (unit: mm)

Table 1 Dimensions of diaphragm restrictors (unit: mm)

Type	Thickness	Clearance	Pitch diameter
Diaphragm①	0.6	0.062	22.1
Diaphragm②	0.5	0.071	22.1
Diaphragm③	0.5	0.087	22.1

Fig. 6 Relationship between flow characteristic and type of restrictor

Fig. 7 Relationship between static characteristic and type of restrictor

②剛性無限大、③負剛性にて計算し、オリフィス絞りの特性と比較した。このときのダイアフラムの設計諸元を表1に、ジャーナル軸受の流量特性を図6に、負荷の増減に対する軸受変位量を図7に示す。ダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受は、計算上無限剛性となる設計諸元を求めることが可能であるが、軸受剛性は特に絞りすきまの影響により大きく変化する。負剛性の特性では軸受油の流量増や、軸挙動の不安定性の問題があるため、開発した主軸台のジャーナル軸受では、主軸端剛性の目標値を達成し、製作時に生じるすきまの寸法誤差を考慮しても負剛性とならない①剛性2倍の設計諸元とした。

Fig. 8 Relationship between compliance of spindle and type of restrictor

図8にジャーナル軸受中心のラジアル方向の動特性の計算結果を示す。計算はダイヤフラム絞りの各設計諸元とオリフィス絞りで比較した。オリフィス絞りに対して、剛性2倍から無限大の条件では40 Hz以下において動剛性が向上している。周波数の高い領域では、これまでの研究で油中の気泡や配管の弾性変形により動剛性が低下することが判明している¹¹⁾。本章の計算では、配管の弾性変形量に影響する配管長さや油中の気泡量は、開発した主軸台の施工条件に即した実験値を用い、配管長さは50 mm、気泡量は $0.03 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ を使用している。

ここまでで、開発したジャーナル軸受についてダイヤフラム絞りの設計諸元の考え方について述べたが、スラスト軸受についても可変絞りとオリフィス絞りは対向で配置しているため、ジャーナル軸受と同様の考え方で設計が可能である。

5. 実験検証

本章では、第3章で述べた主軸の静特性、動特性の理論解析の妥当性を検証するために、ダイヤフラムを用いた可変絞り形静圧軸受による主軸台を開発し、その主軸の静特性、動特性について、数値計算結果と実験結果を比較する。また、従来のオリフィス絞りの特性と比較することで、可変絞り形静圧軸受の優位性を明らかにする。

実験装置の概略を図9に示す。主軸は図10に示すようにダイヤフラムを用いた可変絞りを介した静圧軸受により支持されている。ダイヤフラムのすきまと膜厚の寸法はスラスト軸受用、ジャーナル軸受用で異なり、表2に示す。また、ダイヤフラムの材質は炭素工具鋼(SK5)である。静圧軸受の配列は図5に示すようにジャーナル軸受4個、スラスト軸受8個の合計12個で構成されている。ジャーナル軸受の対向面にはノズルを介したポケットがある。スラスト軸受も同様に対向面にノズルを介したポケットが配置されており、初期与圧を加えている。これらの静圧軸受が主軸の重心から空間座標上どの位置と方向に配置されているかを表3に示す。軸受No.1~4はジャーナル軸受、No.5~8はスラスト軸受を示す。このときの各軸受のすきまはジャーナル軸受で0.017 mm、スラスト軸受で0.007 mmである。また、スピンドルの質量と慣性モーメントは表4に示す。軸受油の供給圧力は1.0 MPa、油温は25 °C、粘性係数は $13.65 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ である。

Fig. 9 Experimental apparatus of developed head stock with hydrostatic bearings

Fig. 10 Developed head stock with hydrostatic bearings

Table 2 Dimensions of diaphragm restrictors in developed head stock (unit: mm)

Type	Thickness	Clearance	Pitch diameter
Journal bearings	0.6	0.062	22.1
Thrust bearings	0.8	0.022	22.1

Table 3 Spatial position of the hydrostatic bearings

Bearing No.	Coordinate values (x,y,z), x_{bi} (unit: m)	Normal unit vector, n_{bi}
1	0, 0.052, 0.019	(0,-1,0)
2	0.052, 0, 0.019	(-1,0,0)
3	0, -0.052, 0.019	(0,1,0)
4	-0.052, 0, 0.019	(1,0,0)
5	0, 0.069, 0.044	(0,0,1)
6	0.069, 0, 0.044	(0,0,1)
7	0, -0.069, 0.044	(0,0,1)
8	-0.069, 0, 0.044	(0,0,1)

Table 4 Mass and inertia moment of the spindle

Mass of spindle, m	15.3 kg
Inertia moment of spindle, J_x	0.065 kg·m ²
Inertia moment of spindle, J_y	0.065 kg·m ²
Inertia moment of spindle, J_z	0.039 kg·m ²

Fig. 11 Static stiffness of spindle in radial direction **Fig. 12** Static stiffness of spindle in axial direction

5.1 静剛性

図 11 に開発した主軸台のスピンドル端におけるラジアル方向の静剛性について、実験結果と解析結果を比較する。実験では可変絞りとオリフィス絞りの両方の場合について、スピンドル先端の面板の側面に最大 200 N の力を負荷し、面板の変位より静剛性を求めた。可変絞りの解析結果はオリフィス絞りに対して 3 倍以上高い静剛性となっているが、実験結果では解析結果より低い値となっている。これは数値解析ではスピンドルを剛体とみなしていることが要因と考えられる。そこで、スピンドルのラジアル方向の剛性値を有限要素法により求めた結果 230 N/μm となり、この値と解析結果を直列ばねとして計算した剛性値と比較すると、実験結果とよく一致することがわかる。

図 12 に開発した主軸台のスピンドルのアキシャル方向の静剛性について、実験結果と解析結果を比較する。実験では可変絞りとオリフィス絞りの両方の場合について、スピンドル先端のセンターに最大 2500 N の力を負荷し、スピンドル端の面板の変位より求めた。結果はラジアル方向と同様の傾向で、解析結果と実験結果の差についても、スピンドルのスラスト方向の弾性変形量を有限要素法により求めた結果 1363 N/μm となり、この値から静剛性の差は説明できる。静剛性の解析は 3 章で述べた数値解析手法とあわせてスピンドルの弾性変形による影響を考慮し推定する必要があるといえる。

5.2 動剛性

ダイアフラムを用いた可変絞りと、オリフィス絞りの静圧軸受によるスピンドルのラジアル方向の動剛性を図 13, 14 に示す。実験はスピンドル端の面板の側面をハンマリングし、静電容量型変位センサにより測定した。200 Hz 以下の周波数帯では、実験結果と解析結果はよく一致しているといえる。また 30 Hz 以下の範囲では、可変絞りのほうが高い動剛性となっている。200 Hz 以上ではスピンドルの固有振動による影響がみられるが、静圧軸受の減衰能により鋭い共振ピークは出ていない。

同様にアキシャル方向の動剛性を図 15, 16 に示す。実験はスピンドル端をハンマリングし、静電容量型変位センサにより測

Fig. 13 Compliance of main spindle with diaphragm in radial **Fig. 14** Compliance of main spindle with orifice in radial direction **Fig. 15** Compliance of main spindle with diaphragm in axial direction **Fig. 16** Compliance of main spindle with orifice in axial

定した。100 Hz 以下の周波数帯では、実験結果と解析結果はよく一致しているといえる。100 Hz 以上で動剛性の低下がみられるが、これは主軸台のハウジング本体を測定しても同様の傾向がみられることから、ハウジングがアキシャル方向へ倒れる固

有振動の影響を受けていると考えられる。また周波数が 15 Hz 以下の範囲では、可変絞りのほうが高い動剛性となっている。開発した主軸台の実用回転速度は最大 500 min^{-1} であることを考慮すると、実用域において 3 章で述べた数値解析の手法により可変絞り形静圧軸受の静特性、動特性は数値解析により推定が可能といえる。

6. 運動性能・加工精度の評価

第 5 章までにダイヤフラムを用いた可変絞り形静圧軸受による主軸台の静特性、動特性について数値計算と実験検証を行い、オリフィス絞りの場合に対する優位性を示した。本章では、実用性を確認するために、ダイヤフラムを用いた可変絞り形静圧軸受による主軸台の運動性能と加工精度について評価を行う。開発した主軸台はスピンドルの長さで従来の転がり軸受による主軸台に対し、およそ $1/2$ の小型化を達成している。小型化により、スピンドルの質量が低減したことによる動特性の変化が加工精度に影響していないことを確認するために、量産部品を想定した工作物を円筒研削し、従来の転がり軸受による主軸台を用いた場合の加工結精度と比較する。

6.1 主軸の回転精度

開発した主軸台スピンドルのラジアル振れ回転非同期成分 (NRRO) を測定した。測定は図 17 に示すようにスピンドル端に真球度 $0.08 \mu\text{m}$ の測定球を付けて、その球の変位を静電容量型変位センサにより測定した。測定時の回転速度は 200 min^{-1} の一定速度にて 4 回転分の測定値にて評価した。図 18 はスピンドルの NRRO の測定結果で、値は $0.056 \mu\text{m}$ であり量産部品の加工を目的とした主軸の回転精度として問題ないことを確認した。

6.2 円筒研削における加工精度

開発した主軸台を用いて円筒研削加工を行った。加工した工作物の円筒面の真円度測定結果を図 19 に示す。比較のために従来の転がり軸受による主軸台にて同様の加工をした結果を図 20 に示す。工作物は直径 50 mm の炭素鋼 (S45C) で、加工時の工作物の回転速度は 250 min^{-1} で行った。また、研削加工に用いた砥石の種類は CBN で粒度は #120 を用い、砥石周速度は

80 m/s で実験を行った。開発した主軸台による加工結果は、真円度 $0.37 \mu\text{m}$ で、従来の主軸台を用いた場合の真円度 $0.48 \mu\text{m}$ に比べ上回る結果となり、開発した主軸台は実用上の問題はないことを確認した。

7. 結 言

本研究では、ダイヤフラムを用いた可変絞り形静圧軸受による主軸台の静特性、動特性を推定するための理論式を導出し、理論解析と実験によりその妥当性を検証した。また、従来のオリフィス絞りによる静圧軸受を用いた主軸台との性能の差を、理論解析と実験により明らかにした。さらに加工実験により開発した主軸台の実用性を確認した。えられた結論を以下にまとめる。

- (1) ダイヤフラムを用いた可変絞り形静圧軸受をジャーナルとスラスト軸受に用いた主軸台の静剛性は、主軸の弾性変形を考慮すると、従来のオリフィス絞りの場合の 1.5 倍～3 倍の値となる。
- (2) 静剛性に影響を与える主な可変絞りの設計諸元は絞りすきまとダイヤフラムの膜厚である。
- (3) 動特性は油中の気泡や配管の弾性変形を考慮して推定可能であり、可変絞り形静圧軸受による主軸の動剛性は、オリフィス絞りの場合より、ラジアル方向は 30 Hz 以下、アキシアル方向は 15 Hz 以下の周波数で高剛性となる。
- (4) ダイヤフラムを用いた可変絞り形静圧軸受による主軸台は、量産部品の円筒研削加工において、加工精度として実用上の問題はない。

参 考 文 献

- 1) Mohsin ME.: The use of controlled restrictors for compensating hydrostatic bearings, Proceedings of the third international machine tool design research conference, University of Birmingham, (1963) 429.
- 2) Rowe WB.: Hydrostatic bearing, UK patent application no. 51919/67 published 15th November; 170(1): 602. Assigned to Wickman Ltd., (1967).
- 3) 小野京右, 広瀬伸一: ダイヤフラム形可変絞り静圧スラスト軸受の静特性, 潤滑, 30, 9 (1985) 652.
- 4) Kang Y, Shen PC, Chang YP, Lee HH, Chiang CP.: Modified predictions of restriction coefficient and flow resistance for membrane-type restrictors in hydrostatic bearing by using regression. Tribol Int (2007) 40:1369–80.
- 5) Royle JK, Howarth RB, Caseley-Hayford AL. Applications of automatic control to pressurized oil film bearings. Institution of Mechanical Engineers, 176, 22 (1962) 532.
- 6) Mayer JE, Shaw MC.: Characteristics of an externally pressurized bearing having variable external flow restrictors. Journal of Basic Engineering, 6, (1963) 291.
- 7) 佐々木外喜雄, 森美郎, 和田龍児: 静圧制御軸受の基礎的特性の研究, 潤滑, 8, 5 (1963) 330.
- 8) 水本洋, 久保昌臣, 牧本良夫, 吉持省吾, 岡村進, 松原十三生: 静圧式自動調整絞り付静圧軸受の開発, 精密機械, 51, 8 (1985) 1553.
- 9) Singh N, Sharma SC, Jain SC, Reddy SS. Performance of membrane compensated multirecess hydrostatic/hybrid flexible journal bearing system considering various recess shapes. Tribol Int (2004) 37:11–24.
- 10) Phalle VM, Sharma SC, Jain SC. Influence of wear on the performance of a 2-lobe multirecess hybrid journal bearing system compensated with membrane restrictor. Tribol Int (2011) 44:380–95.
- 11) 若園賀生, 大和宏樹, 橋本高明, 中村隆: ダイヤフラムを用いた可変絞り形静圧案内面の研究 (第 1 報), 精密工学会誌, 81, 6 (2015) 576.
- 12) 若園賀生, 大和宏樹, 大坪和義, 大西主洋, 中村隆: ダイヤフラムを用いた可変絞り形静圧案内面の研究 (第 2 報), 精密工学会誌, 82, 1 (2016) 93.

Fig. 17 Experimental apparatus of rotational accuracy measurement

Fig. 18 Measurement result of NRRO in developed head stock

Fig. 19 Measurement result of roundness after grinding (Developed)

Fig. 20 Measurement result of roundness after grinding (Conventional)