ダイアフラムを用いた可変絞り形静圧案内面の研究(第1報)*

—軸受単体性能の数値解析と設計パラメータの検討—

若園賀生** 大和宏樹*** 橋本高明*** 中村 隆†

Hydrostatic Bearings with Self-Controlled Restrictors Using a Diaphragm
-Numerical Analysis of a Bearing and Study of Design Parameters-

Yoshio WAKAZONO, Hiroki YAMATO, Takaaki HASHIMOTO and Takashi NAKAMURA

Hydrostatic bearing is often employed as a guideway of grinder for cam shaft and crank shaft, which are required to achieve both of high accuracy and high productivity. Reduction of bearing pocket is effective in driving down manufacturing cost of the guideway. In this research, hydrostatic bearing with self-controlled restrictor is proposed to achieve demand performance by less bearing pockets than those of conventional guideway with orifice restrictor. A self-controlled restrictor with a diaphragm improves static stiffness of the proposed bearing. Dynamic stiffness and step response are calculated by numerical analysis based on Reynolds equation, which considers non-linearity of oil flow at restrictor, elastic deformation of plumbing and volumetric strain of air bubble in oil. The analysis results have revealed that the important parameters for static stiffness of hydrostatic bearing would be the gap of the diaphragm restrictor, thickness of diaphragm and supplied pressure of bearing oil. Dynamic stiffness depends on air amount in oil and length of plumbing. The developed bearing has achieved three times higher stiffness in static response than that of the conventional bearing with orifice restrictor. Dynamic stiffness has also improved at the range of low frequency.

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

1. 緒 言

シャフト形状量産部品の中でも、カム形状や偏心円形状の部品はその要求性能から、高精度と高生産性・低コストの両立がのぞまれている。これらの量産部品を加工する研削盤は、オリフィス絞りを有する静圧案内面により支持された砥石台をリニアモータで駆動する構造で、高加減速運動時においても高精度に加工することができる。砥石台送りの静圧案内面の一例を図1に示す。垂直方向・水平方向ともに静圧案内面が対向に配置されており、軸受ポケット数が多く、ポケットの加工コストが高い、組立て時間が長い、ポケットから流出する油の流量が多いためポンプ動力が高いといった課題がある。これらの課題を解決するには、軸受の単位面積当たりの静剛性を大幅に向上し、軸受ポケット数の削減が有効な手段である。そのために、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、研究されている。まず、Mohsin や Rowe らによってダイアフラムを用いた受動型可変絞りによる静圧軸受の剛性向上についての研究^{1)~3)}がある。続いて小野らによって、ダイアフラムによる受動可変絞りを有したスラスト軸受の静剛性に関する研究⁴⁾がある。また、Singh らや Phalle らによって、ダイアフラムを用いた可変絞りによる静圧ジャーナル軸受の特性に関する研究^{5)~6)}がある。さらに、Kang らによって、ダイアフラムを用いた可変絞りの流れについて数値解析と実験に關

する研究⁷⁾がある。以上のように、ダイアフラムを用いた可変絞り静圧軸受に関する多くの研究はあるが、実際の設計において極めて重要な、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、これらを考慮してステップ応答や動特性を理論的に推測した研究は見当たらない。さらに、従来の研究では、単体の軸受ポケットが扱われており、可変絞り軸受を複数配置した工作機械の案内面としての静特性、動特性に関する研究も見当たらない。

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案内面の静特性、動特性を解明することを最終目標とする。まず、絞り部における油流れは実現象を考慮して非線形とする。また、油中の気泡や配管の弾性変形も考慮する。本報においては、ダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受のポケット単体の静特性、動特性を明らかにすることを目的とし、従来のオリフィス絞りによる静圧軸受の特性と比較する。まず、油流れの非線形性を考慮した可変絞り形静圧軸受のポケット単体の特性に関する理論式を導出する。また、理論式に基づいた数値解析および実験により特性を比較する。さらに、可変絞りの構成部品の主要パラメータが静圧軸受の性能に及ぼす影響を数値解析により明らかにする。本報の次に行う研究では、ダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受を研削盤の砥石台に用いた場合を想定し、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軸受のポケット数を大幅に削減できることを実証する。さらに、研削盤の砥石台にカムシャフト等を研削加工する際の運動軌跡を NC 指令値として与え、案内面の運動性能について実験を行うことで、従来機との性能比較を行い、可変絞り形静圧案内面の優位性を示す。

* 原稿受付 平成 26 年 11 月 17 日

掲載決定 平成 27 年 1 月 29 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)

Fig.1 Conventional grinding head with hydrostatic bearings

Fig.2 Diaphragm restrictor

Fig.3 Annular hydrostatic bearing

2. 主な記号

h_c	ダイヤフラムとランドのすきま m
h_{c0}	ダイヤフラムとランドの初期すきま m
d_{ci}	流量調整弁絞り部内径 m
d_{co}	流量調整弁絞り部外径 m
d_{ce}	流量調整弁絞り部有効径 m
d_{de}	ダイヤフラム支持径 m
t_d	ダイヤフラム板厚 m
h_b	軸受のすきま m
d_{bi}	軸受内径 m
d_{bo}	軸受外径 m
d_{be}	軸受有効径 m
x_c	ダイヤフラムの変位 m
x_b	移動体の変位 m
P_{spl}	供給圧力 Pa
p_b	ポケット圧力 Pa
P_{abs0}	大気圧 Pa
L_c	ダイヤフラムの減衰係数 N・s/m
L_b	軸受の減衰係数 N・s/m
q_{in}	弁を通過する流量 m ³ /s
q_{out}	軸受を通過する流量 m ³ /s
K_c	弁部のすきまの流出抵抗係数（無次元）
K_b	軸受すきまの流出抵抗係数（無次元）
A_b	軸受有効面積 m ²
A_c	ダイヤフラム有効面積 m ²
γ	空気の比熱比（無次元）
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_{c0}	大気圧における流路の体積 m ³
v_c	作動流体圧における流路の体積 m ³
v_f	作動流体の体積 m ³
v_{g0}	大気圧における流路内の空気の体積 m ³
v_g	作動流体圧における流路内の空気の体積 m ³
μ	作動流体の粘性係数 Pa・s
ε	ダイヤフラム変形による作動流体の体積変化係数（無次元）
E	ダイヤフラムの縦弾性係数 Pa
ν	ダイヤフラムのポアソン比
M_c	ダイヤフラムの質量 kg
$\dot{x}_c$	ダイヤフラムの速度 m/s
$\ddot{x}_c$	ダイヤフラムの加速度 m/s ²
g	重力加速度 m/s ²
S_c	ダイヤフラムのばね定数 N/m
M_b	移動体の質量 kg
$\dot{x}_b$	移動体の速度 m/s
$\ddot{x}_b$	移動体の加速度 m/s ²
f_b	移動体に加わる外力 N

3. 理論解析

本章では、ダイヤフラムを用いた可変絞り形静圧軸受の静特性、動特性を推定するための理論式について述べる。

ダイヤフラムを用いた可変絞りを図2に、静圧軸受を図3に示す。加圧された油がハウジング内の流路を通り、円環状ランドとダイヤフラムのすきまで形成された可変絞りを介して静圧軸受に供給される。ダイヤ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ランドの方向にたわむ。軸受の圧力が変化するとダイヤフラムと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。ここでは、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受け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て次式のように表される。

$$(p_b + P_{abs0}) v_g^\gamma = P_{abs0} v_{g0}^\gamma = \text{const.} \quad (1)$$

式(1)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次式のように導くことができる。

$$\frac{dv_g}{dt} = -\frac{1}{\gamma} \frac{1}{p_b + P_{abs0}} \left(\frac{P_{abs0}}{p_b + P_{abs0}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} v_{g0} \frac{dp_b}{dt} \quad (2)$$

ここで、流体軸受に供給される軸受油の流量と、軸受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圧縮率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。

$$q_{in} - q_{out} = \dot{v}_c + \beta_c v_{c0} \dot{p}_b + \beta_f v_f \dot{p}_b + \frac{1}{\gamma} \frac{1}{p_b + P_{abs0}} \left(\frac{P_{abs0}}{p_b + P_{abs0}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} v_{g0} \dot{p}_b \quad (3)$$

ここで、

$$v_c = A_b x_b - \varepsilon A_c x_c + v_{c0} \quad (4)$$

$$\dot{v}_c = A_b \dot{x}_b - \varepsilon A_c \dot{x}_c \quad (5)$$

$$v_f = (1 + \beta_c) v_{c0} + A_b x_b - \varepsilon A_c x_c - v_g \quad (6)$$

である。ここで、 β_f, β_c は微小量であり、 $v_g, A_b x_b, \varepsilon A_c x_c$ は v_c に比べて十分小さいと仮定すると、式(3)は次式のように表せる。

$$q_{in} - q_{out} \approx \dot{v}_c + (\beta_c + \beta_f) v_{c0} \dot{p}_b + \frac{1}{\gamma} \frac{1}{p_b + P_{abs0}} \left(\frac{P_{abs0}}{p_b + P_{abs0}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} v_{g0} \dot{p}_b \quad (7)$$

また、円環状ランドとダイヤフラムを平行とみなすと、平行すきま部のスクイズ効果によるダイヤフラムの減衰係数は、レイノルズ方程式に基づいて次式のように表される。

$$L_c = \frac{3\pi\mu}{32h_c^3} (d_{co}^2 - d_{ci}^2) (d_{co}^2 + d_{ci}^2 - 2d_{ce}^2) \quad (8)$$

ここで、

$$h_c = h_{c0} - x_c \quad (9)$$

$$d_{ce} = \sqrt{\frac{d_{co}^2 - d_{ci}^2}{2 \ln d_{co}/d_{ci}}} \quad (10)$$

である。また、可変絞りを通過する流量は次式のように表される。

$$q_{in} = \frac{K_c}{12\mu} h_c^3 (P_{spl} - p_b) \quad (11)$$

ダイヤフラムは軸受油の供給圧力と軸受圧力の差圧により弾性変形する。その変形量は次式で表される。

$$x_c = \frac{(P_{spl} - p_b) d_{ce}^4}{64k} \times \left\{ 2 \left(4 \log \frac{d_{ce}}{d_{de}} - \frac{d_{ce}^2}{d_{de}^2} \right) + 4 \log \frac{d_{ce}}{d_{de}} + 4 \frac{d_{de}^2}{d_{ce}^2} - 2 \right\} \quad (12)$$

ここで、

$$k = \frac{Et_d^3}{12(1-\nu^2)} \quad (13)$$

である。

また、ダイヤフラムの運動方程式は次式のように表される。

$$M_c \ddot{x}_c = A_c (P_{spl} - p_b) - L_c \dot{x}_c - S_c x_c \quad (14)$$

静圧軸受部についても絞り部と同様に考えると、その減衰係数は、レイノルズ方程式に基づいて次式のように表される。

$$L_b = \frac{3\pi\mu}{32h_b^3} (d_{bo}^2 - d_{bi}^2) (d_{bo}^2 + d_{bi}^2 - 2d_{be}^2) \quad (15)$$

さらに、静圧軸受を通過する流量は次式で表される。

$$q_{out} = \frac{K_b}{12\mu} h_b^3 p_b \quad (16)$$

また、軸受の運動方程式は次式のように表される。

$$M_b \ddot{x}_b = -M_b g + f_b + p_b A_b - L_b \dot{x}_b \quad (17)$$

式(7),(8),(11),(12),(15),(16)と、ダイヤフラムおよび静圧軸受の運動方程式(14),(17)を連立して数値的に解くことで、ダイヤフラムを用いた可変絞り形静圧軸受の静特性、動特性を推定できる。具体的には、静圧軸受に静的、動的荷重を負荷し、静圧軸受のすきま量の変化を計算することで静特性、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. 理論解析の検証と実験結果

本章では、第3章で述べた静圧軸受の静特性、動特性の理論解析の妥当性を検証する。具体的には、ダイヤフラムを用いた可変絞り形静圧軸受の静特性、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も比較することで、本静圧軸受の優位性を明らかにする。

実験装置の概略を図4に示す。静圧軸受は実験装置の下部に上向きに取り付けられている。軸受の下側にダイヤフラムを用いた可変絞りが取付けてあり、軸受油を軸受ポケットへ供給している。また、軸受上には空気静圧軸受で保持されたシャフトがあり、シャフト上部のエアシリンダ構造により軸受面に荷重を作用させられる。

ここで、静圧軸受の静剛性は、エアシリンダの供給圧力を変化させ、その際の軸受すきま量の変化を静電容量型変位センサにて検出することで評価できる。なお、軸受ポケット内圧力は圧力センサによって測定する。また、動剛性は上部ブラケットを加振し、その際の軸受すきま量の変化を検出することで評価

Fig.4 Experimental apparatus

Table 1 Principal dimensions of test diaphragm restrictor

Thickness of diaphragm, t_d	0.400 mm
Initial gap of diaphragm restrictor, h_{c0}	0.092 mm
Diameter of support position of diaphragm, d_{de}	25.202 mm
Outer diameter of restrictor, d_{co}	9.793 mm
Inner diameter of restrictor, d_{ci}	3.007 mm

Table 2 Principal dimensions of test annular hydrostatic bearing

Outer diameter of annular hydrostatic bearing, d_{bo}	90 mm
Inner diameter of pocket, d_{bi}	80 mm
Bearing clearance, h_b	0.023 mm

できる。さらに、上部ブラケットへステップ荷重を与えることで、ステップ応答も評価できる。

なお、ダイアフラムによる可変絞り部は、直径 0.4mm のオリフィス絞りと交換できるようになっている。また、本実験に用いた軸受油の供給圧力は 1MPa、油温は 28℃、粘性係数は $113.26 \times 10^{-3} \text{Pa} \cdot \text{s}$ である。ダイアフラムの材質は炭素工具鋼 (SK5) で、可変絞りの主要寸法を表 1 に、静圧軸受の寸法を表 2 に示す。可変絞りの主要寸法は、製作可能な寸法精度の制約の範囲で出来るだけ小型になるように決定した。また、静圧軸受の主要寸法は実際の工作機械に使われている静圧軸受の寸法より決定した。

4.1 静剛性

ダイアフラムを用いた可変絞り部と、オリフィス絞りの静圧軸受のポケット圧力と静剛性の関係を図 5, 6 に示す。図より、いずれの場合においても実験結果と解析結果は、定性的に良く一致することがわかる。なお、ダイアフラムを用いた可変絞りの場合においては、0.3MPa 以上で実験結果のほうが解析結果よりも剛性が高くなっている。これは実験における供給圧力の誤差が要因と考えられる。また、ポケット圧力が 0.5MPa において、ダイアフラムによる可変絞りをを用いた場合の静剛性は、オリフィス絞りの場合の約 3 倍となり、より高剛性となることがわかる。

Fig.5 Relationship between pocket pressure and bearing stiffness in a diaphragm restrictor

Fig.6 Relationship between pocket pressure and bearing stiffness in an orifice restrictor

Fig.7 Compliance of bearing with a diaphragm restrictor

Fig.8 Compliance of bearing with an orifice restrictor

4.2 動剛性

ダイアフラムを用いた可変絞り部と、オリフィス絞りの静圧軸受の動剛性を図 7, 8 に示す。図より、いずれの場合においても、実験結果と解析結果は、良く一致することがわかる。また、周波数が 10Hz までの範囲において、ダイアフラムによる可変絞りをを用いた場合の動剛性は、オリフィス絞りの場合より高剛性となることがわかる。

Fig.9 Step response of bearing with a diaphragm restrictor

Fig.10 Step response of bearing with an orifice restrictor

4.3 ステップ応答

ダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受, オリフィス絞り形静圧軸受のステップ応答特性を図 9, 10 に示す。図より, いずれの場合においても, 実験結果と解析結果は, 定性的に良く一致することがわかる。なお, オリフィス絞りの場合においては, 実験結果のほうが解析結果よりも変位が大きくなっている。これは主に実験装置のハウジング下部の弾性変形が一要因として考えられる。また, いずれの場合においても, 安定までの時間は約 0.5s と明確な差はなく, オーバーシュートも見られないことがわかる。

5. 主要パラメータが軸受性能に及ぼす影響の検討と考察

本章では, ダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受における主要パラメータが, 静圧軸受の静特性, 動特性に及ぼす影響を数値解析にて検討し, 考察する。

5.1 静剛性

まず, ダイアフラムと円環絞り面のすきまをパラメータとした場合において, ポケット圧力と静剛性の関係を図 11 に示す。図より, すきまがわずかに変化すると, 静剛性は非常に大きく変化することがわかる。このことより, 目標の静剛性を実現するには, すきまを構成する部品に, 高い寸法精度が要求されることがわかる。

次に, ダイアフラムの膜厚をパラメータとした場合において, ポケット圧力と静剛性の関係を図 12 に示す。図より, 膜厚のわずかな変化で, 静剛性が大きく変化することがわかる。このことより, 目標の静剛性を実現するには, ダイアフラムの膜厚についても, 高い寸法精度が要求されることがわかる。

また, 軸受油の供給圧力をパラメータとした場合において, ポケット圧力と静剛性の関係を図 13 に示す。図より, 供給圧力が増加すると, 静剛性も大きく変化することがわかる。このことより, 目標の静剛性を実現するには, 供給圧力を高い精度で管理しなければならないことがわかる。なお, 軸受油の温度,

Fig.11 Relationship between bearing stiffness and gap of a diaphragm restrictor

Fig.12 Relationship between bearing stiffness and thickness of a diaphragm

Fig.13 Relationship between bearing stiffness and supply pressure

粘度については, その値が変化しても静剛性は変化しないことを確認した。

5.2 動剛性

静剛性に影響を与えるダイアフラムの主要パラメータは, 数 Hz 以下の領域では動剛性にも大きく影響する。ここでは主に 10Hz 以上の周波数の高い領域にて動剛性に影響を及ぼす主要パラメータについて考察する。

まず, 軸受油の供給経路内の空気量をパラメータとした場合における動剛性を図 14 に示す。図より, 経路内の空気量が多いほど動剛性が低下し, その範囲は広い周波数領域に渡ることがわかる。このことより, 目標の動剛性を実現するには, 経路内の空気を極力取り除かなければいけないことがわかる。

次に, 配管長さをパラメータとした場合における動剛性を図 15 に示す。図より, 配管が長いほど動剛性が低下することがわかる。このことより, 目標の動剛性を実現するには, 剛性が低い配管の長さも極力短くしなければならないことがわかる。

配管の長さについては設計上短くすることが可能であるため, 動剛性低下の影響度合いとして最も考慮する必要があるのは軸受油の供給経路内の空気量である。

Fig.14 Relationship between compliance of bearing and air amount in oil

Fig.15 Relationship between compliance of bearing and length of oil pipe

6. 結 言

本研究では、ダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受の静特性、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を用いた静圧軸受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、ダイアフラムを用いた可変絞りの主要パラメータが静圧軸受の性能に及ぼす影響を理論解析により明らかにした。得られた結論を以下にまとめる。

- (1) 軸受油の供給圧力や軸受形状が同じ場合、ダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受の静剛性は、オリフィス絞りをを用いた場合の約3倍となる。

- (2) ダイアフラムによる可変絞りをを用いた場合の動剛性は、オリフィス絞りの場合より、周波数が10Hzまでの範囲において高剛性となる。
- (3) ダイアフラムによる可変絞りをを用いた場合のステップ応答特性は、オリフィス絞りの場合と明確な差はなく、オーバーシュートも見られない。
- (4) ダイアフラムを用いた可変絞りの主要パラメータの中で、静圧軸受の静剛性に大きく影響するのは、ダイアフラムと円環絞り面のすきま、ダイアフラムの膜厚および軸受油の供給圧力である。目標の静剛性を実現するには、すきまや膜厚は高い精度の管理値が必要である。また、軸受油の供給圧力についても適正な維持管理が必要である。
- (5) ダイアフラムを用いた可変絞りの主要パラメータの中で、静圧軸受の動剛性に大きく影響するのは、軸受油の供給経路内の空気量と配管の長さである。目標の動剛性を実現するには、経路内の空気を極力取り除くこと、剛性が低い配管の長さを極力短くすることが必要である。

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) Rowe WB.: Hydrostatic bearing, UK patent application no. 22072/66 published 12th November; 170(1): 602. Assigned to Wickman Ltd. (1969).
- 4) 小野京右, 広瀬伸一: ダイア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.
- 5) 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.
- 6) 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.
- 7) 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.