

ダイアフラムを用いた可変絞り形静圧案内面の研究

Hydrostatic Bearings with Self-Controlled Restrictors

Using a Diaphragm

2017 年

若園賀生



---

記号表	1
第 1 章 序論	5
1.1 研究背景	6
1.1.1 研削盤における静圧案内面の適用状況	6
1.1.2 従来の静圧案内面の課題点	7
1.2 従来の研究	8
1.2.1 静圧軸受に関する研究	8
1.2.2 スプール弁を用いた可変絞り静圧軸受に関する研究	9
1.2.3 ダイアフラムを用いた可変絞り静圧軸受に関する研究	9
1.2.4 その他の可変絞り静圧軸受に関する研究	10
1.2.5 静圧案内面に関する研究	10
1.2.6 可変絞りを用いた静圧案内面に関する研究	11
1.3 本研究の位置づけと目的	11
1.4 本論文の構成	12
第 2 章 軸受単体性能の数値解析と実験検証	15
2.1 緒言	16
2.2 理論解析	17
2.3 理論解析の検証と実験結果	23
2.3.1 実験方法と実験装置	24
2.3.2 静剛性の実験結果	27
2.3.3 動剛性の実験結果	28
2.3.4 ステップ応答の実験結果	29
2.4 配管の弾性変形や油中の気泡の影響	30
2.4.1 配管の弾性変形が動剛性に与える影響	31
2.4.2 油中の気泡が動剛性に与える影響	31
2.5 結言	32
第 3 章 案内面の数値解析と実験検証	33
3.1 緒言	34

---

3.2	理論解析	35
3.3	理論解析の検証と実験結果	41
3.3.1	実験方法と実験装置	41
3.3.2	静剛性の実験結果	45
3.3.3	動剛性の実験結果	47
3.4	運動性能の評価	51
3.4.1	NC 装置による速度指令送り時の姿勢変化	51
3.4.2	揺動運動時の姿勢変化	52
3.5	結言	54
第 4 章	ジャーナル軸受への適用	55
4.1	緒言	56
4.2	理論解析	57
4.3	理論解析の検証と実験結果	64
4.3.1	実験方法と実験装置	64
4.3.2	ラジアル方向静剛性の実験結果	67
4.3.3	アキシアル方向静剛性の実験結果	68
4.3.4	ラジアル方向動剛性の実験結果	68
4.3.5	アキシアル方向動剛性の実験結果	70
4.4	運動性能・加工精度の評価	72
4.4.1	主軸の回転精度	72
4.4.2	円筒研削における加工精度	73
4.5	結言	75
第 5 章	可変絞りの設計諸元が軸受性能に及ぼす影響	77
5.1	緒言	78
5.2	可変絞りの寸法諸言の影響	78
5.2.1	可変絞り部のすきまの影響	79
5.2.2	可変絞り部の外径の影響	81
5.2.3	可変絞り部の内径の影響	83
5.2.4	ダイアフラムの膜厚の影響	85

---

5.2.5	ダイアフラムの直径の影響	87
5.3	その他の設計パラメータの影響	89
5.3.1	ダイアフラムの縦弾性係数の影響	90
5.3.2	軸受油の供給圧力の影響	91
5.3.3	軸受油の油温の影響	93
5.3.4	軸受油の粘度の影響	95
5.3.5	配管内のエア含有量の影響	97
5.3.6	軸受油の体積弾性率の影響	98
5.3.7	配管長さの影響	98
5.4	結言	99
第6章	総括	101
6.1	可変絞りの設計諸元と静圧軸受性能の関係まとめ	102
6.2	軸受の安定・不安定に影響を及ぼす設計因子	104
6.2.1	スラスト軸受の形状	104
6.2.2	スラスト軸受の安定・不安定に影響を及ぼす設計因子	105
6.2.3	ジャーナル軸受の形状	107
6.2.4	ジャーナル軸受の安定・不安定に影響を及ぼす設計因子	108
6.2.5	軸受の動特性に影響を及ぼす設計因子	110
6.2.6	軸受の安定・不安定に影響を及ぼす設計因子まとめ	111
第7章	結論	113
	参考文献	117
	謝辞	123



## 記号表

$A_b$	軸受有効面積 $m^2$
$A_{bi}$	軸受 $i$ の軸受有効面積 $m^2$
$A_c$	ダイアフラム有効面積 $m^2$
$A_{ci}$	軸受 $i$ に用いるダイアフラム有効面積 $m^2$
$d_{be}$	軸受有効径 $m$
$d_{bi}$	軸受内径 $m$
$d_{bo}$	軸受外径 $m$
$d_{ce}$	可変絞り部有効径 $m$
$d_{ci}$	可変絞り部内径 $m$
$d_{co}$	可変絞り部外径 $m$
$d_{de}$	ダイアフラム支持径 $m$
$E$	ダイアフラムの縦弾性係数 $Pa$
$f_b$	移動体に加わる外力 $N$
$f_{bi}$	軸受 $i$ の力 $N$ / モーメントベクトル $N \cdot m$
$f_{bxi}, f_{byi}, f_{bzi}$	軸受 $i$ の各軸方向の力成分 $N$
$f_{drv}$	リニアモータの推力 $N$ / モーメントベクトル $N \cdot m$
$f_{ext}$	移動体に加わる外力 $N$ / モーメントベクトル $N \cdot m$
$f_{mag}$	リニアモータの磁気吸引力 $N$ / モーメントベクトル $N \cdot m$
$f_{nbi}$	軸受 $i$ の軸受反力 $N$
$f_{own}$	移動体の自重による力 $N$ / モーメントベクトル $N \cdot m$
$g$	重力加速度 $m/s^2$
$h_b$	軸受のすきま $m$
$h_{bi}$	軸受 $i$ の軸受すきま $m$
$h_{b0i}$	軸受 $i$ の初期軸受すきま $m$
$h_c$	ダイアフラムとランドのすきま $m$
$h_{c0}$	ダイアフラムとランドの初期すきま $m$
$h_{ci}$	軸受 $i$ に用いるダイアフラムとランドのすきま $m$
$J_x, J_y, J_z$	移動体の慣性モーメントの各軸成分 $kg \cdot m^2$
$K_b$	軸受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)
$K_c$	可変絞りのすきまの流出抵抗係数 (無次元)

## 記号表

$K_{ci}$	軸受 $i$ に用いる弁部のすきまの流出抵抗係数 (無次元)
$L_b$	軸受の減衰係数 N·s/m
$L_{bi}$	軸受 $i$ の減衰係数 N·s/m
$L_c$	ダイヤフラムの減衰係数 N·s/m
$L_{ci}$	軸受 $i$ に用いるダイヤフラムの減衰係数 N·s/m
$M$	移動体の慣性行列
$M_b$	移動体の質量 kg
$M_c$	ダイヤフラムの質量 kg
$M_{ci}$	軸受 $i$ に用いるダイヤフラムの質量 kg
$m$	移動体の質量 kg
$m_{bxi}, m_{byi}, m_{bzi}$	軸受 $i$ の各軸回りのモーメント成分 N·m
$n_{bi}$	軸受 $i$ の法線方向の単位ベクトル
$P_{abs0}$	大気圧 Pa
$p_b$	ポケット圧力 Pa
$p_{bi}$	軸受 $i$ のポケット圧力 Pa
$P_{spl}$	供給圧力 Pa
$q_{in}$	可変絞りを通過する流量 $m^3/s$
$q_{ini}$	軸受 $i$ に用いる可変絞りを通過する流量 $m^3/s$
$q_{out}$	軸受を通過する流量 $m^3/s$
$q_{outi}$	軸受 $i$ を通過する流量 $m^3/s$
$R$	重心点周りの回転行列
$S_c$	ダイヤフラムのばね定数 N/m
$S_{ci}$	軸受 $i$ に用いるダイヤフラムのばね定数 N/m
$T_{bi}$	軸受変位算出用の換算行列
$T_{bi}^T$	$T_{bi}$ の転置行列
$t_d$	ダイヤフラム板厚 m
$u_{bi}$	軸受 $i$ の相対変位ベクトル m
$u_g$	重心点の運動偏差ベクトル m
$u_{gx}, u_{gy}, u_{gz}$	重心点変位の各軸並進成分 m
$v_c$	作動流体圧における流路の体積 $m^3$
$v_{c0}$	大気圧における流路の体積 $m^3$

## 記号表

$v_{ci}$	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 $m^3$
$v_g$	作動流体圧における流路内の空気の体積 $m^3$
$v_{g0}$	大気圧における流路内の空気の体積 $m^3$
$v_{g0i}$	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 $m^3$
$x_b$	移動体の変位 $m$
$\dot{x}_b$	移動体の速度 $m/s$
$\ddot{x}_b$	移動体の加速度 $m/s^2$
$x_{bi}$	軸受 $i$ の座標 (重心点からの相対位置ベクトル) $m$
$x_{bxi}, x_{byi}, x_{bzi}$	軸受 $i$ の移動体重心点からの相対位置の各軸成分 $m$
$x_c$	ダイヤフラムの変位 $m$
$\dot{x}_c$	ダイヤフラムの速度 $m/s$
$\ddot{x}_c$	ダイヤフラムの加速度 $m/s^2$
$x_{ci}$	軸受 $i$ に用いるダイヤフラムの変位 $m$
$\beta_f$	作動流体の圧縮率 $1/Pa$
$\beta_c$	配管・ハウジング材料の圧縮率 $1/Pa$
$\gamma$	空気の比熱比 (無次元)
$\varepsilon$	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)
$\theta_{gx}, \theta_{gy}, \theta_{gz}$	重心点変位の各軸回転成分 $rad$
$\mu$	作動流体の粘性係数 $Pa \cdot s$
$\nu$	ダイヤフラムのポアソン比



## 第 1 章 序論

工作機械の重要要素である軸受や案内面には、静圧軸受が多く採用されている。静圧軸受の性能向上とコスト低減は恒常的な課題であり、本研究はこれらの課題の解決を目的とし実施した。第 1 章では本研究の背景、従来の研究、本研究の位置づけと目的について述べる

### 1.1 研究背景

#### 1.1.1 研削盤における静圧案内面の適用状況

工作機械における軸受や案内面には、転がりやすべり方式、動圧や静圧方式などがある。このなかで静圧軸受や静圧案内面は、高い精度が要求される軸受や送り機構に今日でも多く採用されている。静圧軸受には、ポンプによる定流量作動方式と、ポンプとポケットの間に絞りを設ける定圧力作動方式がある。定流量作動方式の歴史は古く、1860年代から1870年代に起源があるとされている<sup>1)</sup>。工作機械に採用された静圧軸受は定圧力作動方式が主流で、1940年代に研削盤の砥石軸受や大型フライス盤の案内面に採用され始めた。その後、工作機械のNC化の進展により、高精度な位置決めを目的とした工作機械の送り機構へ採用が進展した。特に自重が大きい大型の工作機械の案内面では、位置決め精度を確保するために静圧案内面が採用されている例が多くみられる。一方、研削盤に目を向けると、比較的自重が軽いことや案内面の剛性、減衰性が高いことなどの理由により、すべり案内面が多く採用されている。

シャフト形状の量産部品を加工する研削盤の中で、内燃機関の部品であるカムシャフトなどのカム形状や、クランクシャフトなどの偏心円形状の外径を研削する研削盤では、1980年代までは倣い方式の揺動テーブルや、偏心チャックなどの機構により、所望の形状に研削加工をおこなっていた。よって当時の研削盤の砥石台の案内面は上述の通りすべり案内面であった。

1980年代後半からの急速なNC制御技術、サーボ技術の進展により、カム形状のプロファイル研削盤は、機械式倣い機構からボールねじとサーボモータによるNC制御へと置き換わっていった。このような砥石台の送り機構の大きな変革と同時に、砥石台の案内面には静圧軸受が採用されるようになった。その後、ボールねじのバックラッシュなどによる追従精度の阻害要因をなくすために、ボールねじに代わって静圧ねじが採用され、カム形状のプロファイル研削加工において、生産性が大きく向上した。

さらに2000年頃になると永久磁石とコイルによる同期型リニアモータの性能が向上し、工作機械の軸送りにリニアモータ駆動方式が採用され始めた。同時期に、プロファイル研削盤の砥石台の駆動は、静圧ねじに置き換わりリニアモータが採用されることになった。リニアモータによる駆動の場合は、砥石台に取り付けられた光学式リニアスケールによるフルクローズドのフィードバック制御方式

となり、NC制御の性能向上と相まって砥石台の追従精度は格段に向上した。これにより、これまで高い要求精度を満たすために、偏心チャックにより円筒研削加工されていたクランクシャフトなどの偏心円研削加工も、NC制御によるプロファイル研削加工へ置き換わっていった。このように現在ではカム形状や偏心円形状のシャフト形状量産部品を加工する研削盤では、砥石台送りの案内面に静圧案内面とリニアモータ駆動が採用されている。これらの量産部品は、自動車のエンジンなどに多く使われており、今後も恒常的な高精度化と高生産性・低コストの両立がのぞまれているため、研削盤においても常に技術の進化が求められている。

### 1.1.2 従来の静圧案内面の課題点

カム形状や偏心円形状などの、シャフト形状量産部品を加工する研削盤における砥石台送りの静圧案内面の一例を図1.1に示す。静圧案内面は砥石台の下部に、垂直方向と水平方向ともに対向に配置されており、多数の静圧軸受ポケットにより構成されている。軸受ポケットには外部のポンプから加圧された軸受油がオリフィス絞りを介して供給されている。

従来の機構では、軸受ポケットの個数が多いため、ポケットの形状を加工するためのコストが高いといった問題や、対向で案内面を配置するため、構成部品が多く組立て時間が長いといった問題がある。また、軸受ポケットの数が多いため、ポケットから流出する油の流量が多く、これにより軸受油を供給するポンプの消費エネルギーが多いといった問題もある。

これらの課題点を解決するには、静圧軸受の単位面積当たりの静剛性を大幅に向上することによる軸受ポケット数の削減や、構成部品点数の削減が有効な手段である。このために、静圧軸受に供給する油の供給圧力を上げる手段では、ポンプの消費動力が上昇するため、省エネの観点からよい対策案とはいえない。よって、供給圧力は従来と同等で、静圧軸受の単位面積当たりの静剛性の大幅な向上の実現が課題となる。これらの課題を解決するには、軸受すきまを低減する方策も考えられるが、案内面の加工誤差や組立管理、さらに製造コストの面で問題となる。よって軸受すきまは従来と同等で、オリフィス絞りの代わりに可変絞りをを用いて軸受油の流量を制御し、静圧軸受の静剛性を向上することが有効な方策といえる。また、動剛性は工作物を加工するときの加工精度に大きく影響するので従来と同等の性能が必要である。

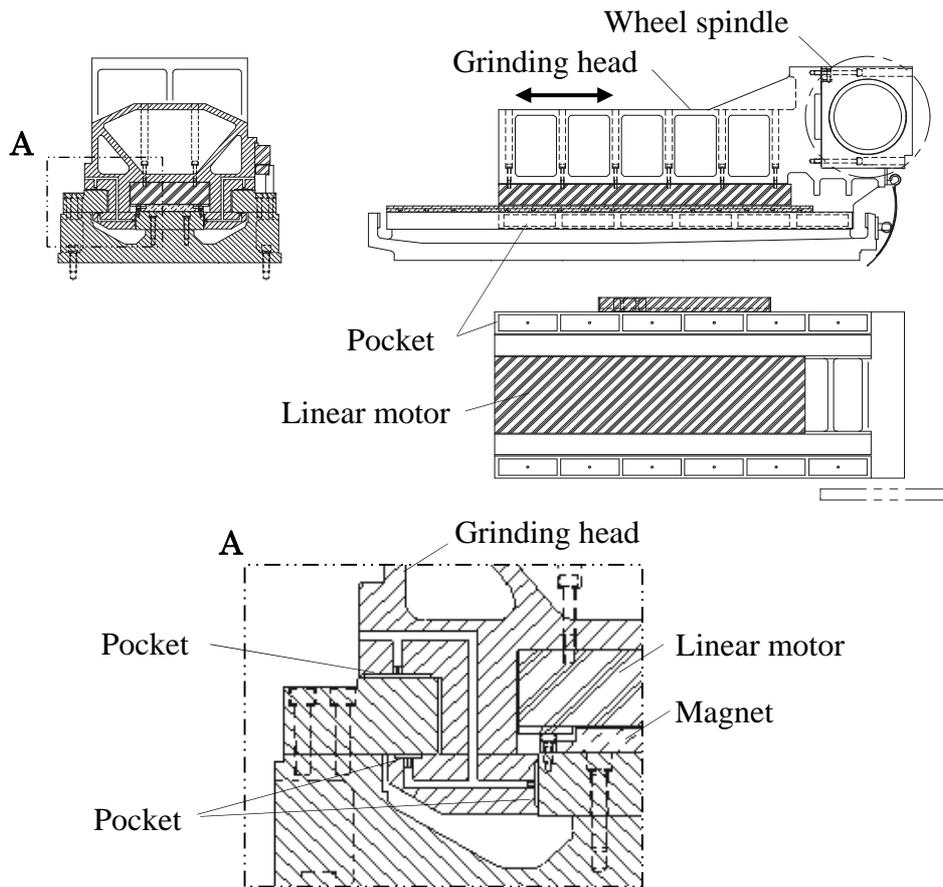


Fig. 1.1 Conventional grinding head with hydrostatic bearings.

## 1.2 従来の研究

前節において、静圧案内面の単位面積当たりの静剛性向上は、案内面の製造コストの低減や軸受油の供給動力の低減に大きく寄与し、今後も新技術の研究開発が必要であるという認識を示した。ここで静圧軸受や静圧案内面の静剛性向上に有効な手段である可変絞り形静圧軸受について、これまでに行われているいくつかの研究について述べる。

### 1.2.1 静圧軸受に関する研究

工作機械へ適用された静圧軸受の研究は古くから行われており、1940年代後半から1950年代後半にかけて、Fuller や Raimondi による、静圧軸受ポケットにオリフィスや毛細管を介して、加圧された一定圧力の軸受油を供給する基本的な機構に関する研究がある<sup>2)3)</sup>。さらに、1960年代初頭から1970年代にかけて静圧ラスト軸受の動特性について数値的、実験的に研究されている<sup>4)~6)</sup>。一方、静圧

ジャーナル軸受に関しても1960年代初頭に、これまでスラスト軸受にて解明された原理を適用し、絞り機構や圧力分布、軸受流量などジャーナル軸受特有の性質を考慮した研究がある<sup>7)</sup>。1970年代には和田によって、それまでの静圧軸受について網羅的に解説され、さらに可変絞りをを用いた静圧軸受についても言及されている<sup>8)</sup>。

### 1.2.2 スプール弁を用いた可変絞り静圧軸受に関する研究

静圧軸受の静剛性を向上させる手法として、1960年代初頭からMayerらによってスプール弁を用いた可変絞りについて研究されている<sup>9)~13)</sup>。これらの研究により静圧ジャーナル軸受の静剛性が飛躍的に向上することが実証された。また、同じ頃にスプール弁を用いた可変絞りによる、静圧ジャーナル軸受の動特性やステップ応答についての研究がある<sup>14)~17)</sup>。これらの研究では、スプール弁による可変絞りでは、従来のオリフィス絞りに対して軸受の静剛性は飛躍的に向上するが、応答性の低下が問題として明らかにされている。さらに、スプール弁と類似の機構としてピストンを用いたり、テーパ形状のスプール弁を用いた可変絞りによる静圧軸受の静剛性向上に関する研究がある<sup>18)~20)</sup>。加えて、可変絞り機構を有する静圧軸受が複数存在するときの動的挙動に関する研究も研究されている<sup>21)</sup>。

### 1.2.3 ダイアフラムを用いた可変絞り静圧軸受に関する研究

静圧軸受の静剛性を向上させる手法として、スプール弁を使う方式以外に研究されている代表的な方式として、ダイアフラムによる可変絞りがある。ダイアフラムによる可変絞りは二つの機構に大別できる。一つはダイアフラムの片面に絞りが設けられている機構で、もう一つはダイアフラムの両面对向で絞りが設けられ、対向する静圧軸受にそれぞれが繋がっている機構である。

まず、ダイアフラムの片面を可変絞りとした研究は、1960年代初頭からオリフィス絞りやスプール弁による可変絞りと合わせて、その特性の違いについてMohsinらの研究がある<sup>22) 23)</sup>。さらに、1980年代以降今日までダイアフラムを用いた可変絞りによる静圧軸受の静特性についていくつかの研究がある<sup>24)~27)</sup>。これらの研究は、ダイアフラムの変形や、可変絞りの流れは線形流れとして考慮し、数値解析と実験を行っている。

また、ダイアフラムの両面对向で絞りを設け、対向した静圧軸受の剛性向上についての研究は、まず1960年代にRoweによる研究成果としてイギリスで取得された特許がある<sup>28) 29)</sup>。同時期にGastにより、この可変絞りの機構を対向するス

ラスト静圧軸受に適用し、その動特性についての研究がある<sup>30)</sup>。さらに、1980年代以降今日まで、この可変絞り機構を静圧ジャーナル軸受に適用し、数值的、実験的にいくつかの研究がされている<sup>31)~35)</sup>。

### 1.2.4 その他の可変絞り静圧軸受に関する研究

前項までに静圧軸受における可変絞り機構の代表的な機構としてスプール弁によるものとダイアフラムによるものについて、これまでの研究について述べた。ここでは、これら以外の可変絞り機構について行われたいくつかの研究について説明する。

まず、1970年代から1980年代にかけて、ダイアフラムを用いた可変絞りに近い構造ではあるが、絞り部のすきまを形成する部材に円板弁を用い、この円板弁をダイアフラムと連結して絞り部のすきまを自動調整する機構について森らによる研究がある<sup>36)~39)</sup>。当時のスプール弁を用いた可変絞りによる静圧軸受にて、問題とされていたステップ応答の応答性低下について研究されており、スプール弁を上回る性能を確認している。さらに、この可変絞りによる静圧軸受の安定性を高めるために、静圧軸受と可変絞りの間に空気室を設け、数值的、実験的な研究が大住らによってされている<sup>40)~44)</sup>。

その後1990年代前半では、吉本らによる、浮動円板を用いた新しい可変絞り機構の研究がある<sup>45)~47)</sup>。この可変絞りをを用いて軸受単体の、静特性、動特性、ステップ応答特性について、数値解析による理論検討と実験検証を行っている。これらの研究では、静剛性はほぼ無限大、動特性についても理論通りの結果が得られている。

また、これまでの各種可変絞り機構とは異なり、軸受の変位を電氣的に計測し可変絞りの抵抗を制御的にコントロールする機構についても研究がされている<sup>48)49)</sup>。これらの研究は1980年代から1990年代に行われており、応答性は制御的なフィードバックがない機構より向上することや、軸受すきまをナノメートルオーダーの精度で制御できることが確認されている。

### 1.2.5 静圧案内面に関する研究

静圧軸受を移動体に配列し、直線的な運動を可能とする静圧案内面としての研究は、1970年代から今日までいくつかの研究がなされている。まず、益子らによってオリフィス絞りをを用いた静圧案内面の動特性や、油圧供給管路の圧縮性が動剛性に及ぼす影響について、単一ポケットを用いた研究がある<sup>50)~52)</sup>。また、静

圧軸受の軸受油の代わりに水を用いた静圧案内面による直動ステージの静特性、動特性に関する研究がある<sup>53)54)</sup>。さらに奥山や由井らによってリニアモータ駆動の水静圧案内テーブルの基本特性に関して研究されている<sup>55)~58)</sup>。これらの研究の静圧案内面に用いられた静圧軸受は、いずれもオリフスによる固定絞りである。

### 1.2.6 可変絞りをを用いた静圧案内面に関する研究

前項では静圧案内面のこれまでの研究について述べたが、可変絞り形静圧案内面について動特性および運動性能についての研究はあまり見当たらない。1960年代に Mohsin により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の研究や、横型のジグボラのラム軸の倒れを抑制するために可変絞りが用いられ、実験を行っている<sup>59)60)</sup>。また、静圧案内面の各種設計方法についての解説の中に、ダイアフラムを用いた可変絞りにより静剛性向上の利点が述べられている<sup>61)</sup>。さらに、静圧案内面の静特性、動特性についての解説の中に、可変絞りの各種方式について特徴を述べ、ステップ応答におけるオーバーシュートの問題にも言及されている<sup>62)</sup>。実用技術に目を向けると、1970年代後半から1980年代前半にかけて、スプール弁を用いた可変絞り形静圧案内面の特許が出願されている<sup>63)64)</sup>。

### 1.3 本研究の位置づけと目的

前節までに、静圧案内面の単位面積当たりの静剛性向上の必要性と効果について述べ、さらに案内面の静剛性向上に有効な手段である可変絞り形静圧軸受について、従来の研究について述べた。ここでは、従来の研究に対して本研究の位置づけと、研究の目的について述べる。

1.2.2項で述べた、可変絞りの方式として従来多く研究されているスプール弁を用いた方式は、軸受の圧力のフィードバックが一旦スプールの動きに伝わり、その後、可変絞りの調整になるため、ステップ応答の応答性や動剛性の低下といった問題がある。さらに、スプール弁の機構は複雑で高精度な部品加工も必要のため、実用的にはコストが高くなるといった問題もある。

1.2.3項で述べたダイアフラムを用いた可変絞りでは、スプール弁と比べて軸受の圧力のフィードバックを受ける面と可変絞りが、共に同じダイアフラムであるため、応答性低下の問題には対処しやすい。さらに構造がシンプルで、実用上のコストの問題も解決できる可能性がある。しかし、ダイアフラムによる可変

絞りの性能は設計上の寸法誤差に、性能が大きく左右されるといった問題も指摘されている。

1. 2. 6 項では可変絞り形静圧案内面のこれまでの研究について述べたが、実用上重要な動特性や運動性能について、ほとんど研究されていない。

以上の事を勘案し、本研究では動特性の向上と実用上のコスト低減の可能性が高いダイアフラムを用いた可変絞り形静圧案内面を研究の対象とする。ダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受のこれまでの研究では、主に単体の静圧軸受を対象とし、静特性や動特性について数値的、実験的に研究されている。さらに可変絞り部の流れについて数値解析と実験検証が行われている。しかし、これまでの研究では、実際の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ていない。さらに、これらを考慮してステップ応答や動特性が理論的に推定されていない。よって、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し、絞り部における油流れは実現象を考慮して非線形とし、油中の気泡や配管の弾性変形も考慮する。さらに、可変絞り形静圧案内面を実際の研削盤の砥石台に用いた場合を想定し、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。また、可変絞りの構成部品の設計諸元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し、実際の設計において可変絞りを構成する部品の寸法公差の指標とする。

### 1.4 本論文の構成

本論文は全7章からなり、第2, 3章では可変絞りによる静圧軸受単体と静圧案内面の数値解析と実験検証、4章ではジャーナル軸受への応用、5, 6章では設計パラメータと軸受性能の関係や、安定不安定の影響因子について示す。

第2章ではダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受の単体について、静特性、動特性の数値解析と実験検証を行い、従来のオリフィス絞りによる静圧軸受の特性と比較し、ダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受の優位性を示す。このときの数値解析は、絞り部における油の流れは非線形として扱い、油中の気泡や配管の弾性変形も考慮する。

第3章では、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

石台を想定した質量と大きさのステージ上に複数個配列した案内面として、静特性、動特性の数値解析と実験検証を行う。また、従来のオリフィス絞りによる静圧案内面による砥石台と、静特性、動特性を比較し本研究の優位性を示す。さらに実際の稼働状況を考慮した条件にて運動性能も従来機と比較する。

第4章では、前章までに得られた知見を回転軸に応用展開し、同様の数値解析と実験検証を行い、本研究の発展性を示す。具体的には、研削盤の工作物を保持する主軸台のジャーナルとスラスト軸受にダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受を適用し、回転軸における静特性、動特性の数値解析と実験検証をおこなう。さらに従来のオリフィス絞りによる静圧軸受で構成した場合と比較し、可変絞りの優位性を示す。加えて、研削盤の主軸台として実用に資する性能かどうかを、運動性能試験と加工試験により評価する。

第5章では、可変絞りの設計諸元が静圧軸受性能に及ぼす影響について、数値解析にて検討する。可変絞りの設計諸元には、絞りのすきまやダイアフラムの膜厚などの設計要件によるものと、軸受油の供給圧力や油温、配管の長さや配管の中に含まれる気泡の量など、周辺装置や施工によるものがある。これらの諸元が静圧軸受の性能におよぼす影響を明らかにする。

第6章では、第5章にて検討した可変絞りの設計諸元と静圧軸受性能の関係をまとめ、さらに、静圧軸受の安定・不安定に影響を与える設計因子を明らかにし、安定的な可変絞りによる静圧軸受を設計する考え方について実例をあげて述べる。

最後に、第7章で本論文の結論を示す。



## 第2章 軸受単体性能の 数値解析と実験検証

第2章ではダイヤフラムを用いた可変絞り形静圧軸受の単体について、静特性、動特性の数値解析と実験検証を行い、従来のオリフィス絞りによる静圧軸受の特性と比較し、ダイヤフラムを用いた可変絞り形静圧軸受の優位性を示す。このときの数値解析は、絞り部における油の流れは非線形として扱い、油中の気泡や配管の弾性変形も考慮する。

### 2.1 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は第1章の図1.1に示すように垂直方向・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がある<sup>22) 28) 29)</sup>。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用いたスラスト軸受の静剛性に関する研究がある<sup>24)</sup>。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がある<sup>32) 33)</sup>。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、数値解析と実験に関する研究がある<sup>25)</sup>。

以上のように、ダイアフラムを用いた可変絞り形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、本章で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、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。次にこれら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。さらに、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ことで、オリフィス絞りに対して可変絞り形静圧案内面の優位性を示す。

2.2 理論解析

本節では、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について述べる。

ダイアフラムを用いた可変絞りを図 2.1 に、静圧軸受を図 2.2 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ア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、絞り部における油の流量は外力の変化にともない大きく変化するため、線形流れとして計算すると静特性や動特性の解析において誤差が大きくなるため、非線形流れとして考慮する。さらに、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。

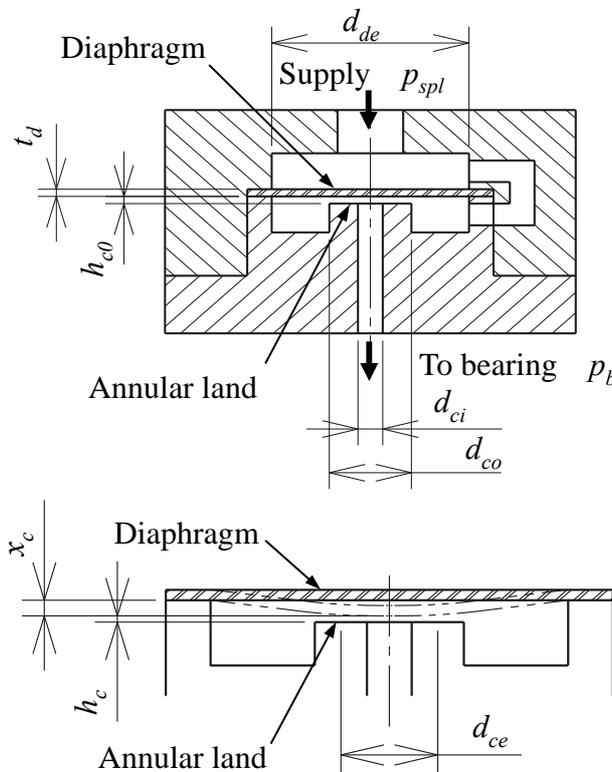


Fig. 2.1 Diaphragm restrictor

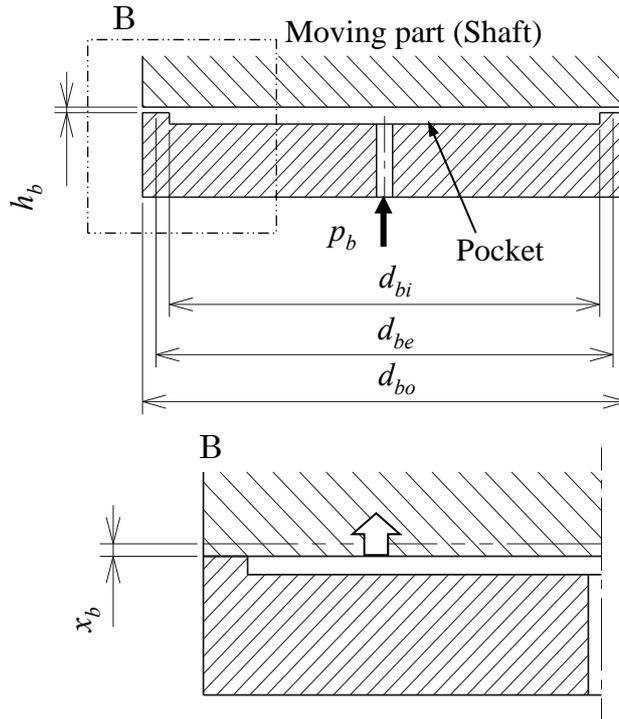


Fig. 2.2 Annular hydrostatic bearing

まず，作動流体圧における流路内の空気の体積  $v_g$  と大気圧における流路内の空気の体積  $v_{g0}$  と軸受のポケット圧力  $p_b$  の関係は，大気圧を  $P_{abs0}$  とするとポアソンの法則に基づいて次式のようにあらわされる．

$$(p_b + P_{abs0}) v_g^\gamma = P_{abs0} v_{g0}^\gamma = const. \quad (2.1)$$

式 (2.1) を  $v_g$  について解くと次式のようにあらわされる．

$$v_g = \left( \frac{P_{abs0}}{p_b + P_{abs0}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} v_{g0} = P_{abs0}^{\frac{1}{\gamma}} (p_b + P_{abs0})^{-\frac{1}{\gamma}} v_{g0} \quad (2.2)$$

上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は，式 (2.3) を経て式 (2.4) のように導くことができる．

$$\begin{aligned} \frac{dv_g}{dt} &= P_{abs0}^{\frac{1}{\gamma}} v_{g0} \left\{ -\frac{1}{\gamma} (p_b + P_{abs0})^{-\frac{1}{\gamma}-1} \frac{dp_b}{dt} \right\} \\ &= -\frac{1}{\gamma} \left( \frac{P_{abs0}}{p_b + P_{abs0}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} v_{g0} \frac{1}{p_b + P_{abs0}} \frac{dp_b}{dt} \end{aligned} \quad (2.3)$$

$$\frac{dv_g}{dt} = -\frac{1}{\gamma} \frac{1}{p_b + P_{abs0}} \left( \frac{P_{abs0}}{p_b + P_{abs0}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} v_{g0} \frac{dp_b}{dt} \quad (2.4)$$

ここで、可変絞りを通り流体軸受に供給される軸受油の流量  $q_{in}$  と、軸受を通り流出する流量  $q_{out}$  の差分は、可変絞りを含む流路の体積変化  $\dot{v}_c$ 、配管などの材料の圧縮率  $\beta_c$  による体積変化、油の圧縮率  $\beta_f$  による体積変化、式 (2.4) で示した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、式 (2.5) を経て式 (2.6) が成立する。

$$\begin{aligned} q_{in} - q_{out} &= \left\{ \dot{v}_c + \beta_c v_{c0} \dot{p}_b \right\} \\ &\quad - \left\{ (-\beta_f v_f \dot{p}_b) + \left( -\frac{1}{\gamma} \frac{1}{p_b + P_{abs0}} \left( \frac{P_{abs0}}{p_b + P_{abs0}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} v_{g0} \dot{p}_b \right) \right\} \end{aligned} \quad (2.5)$$

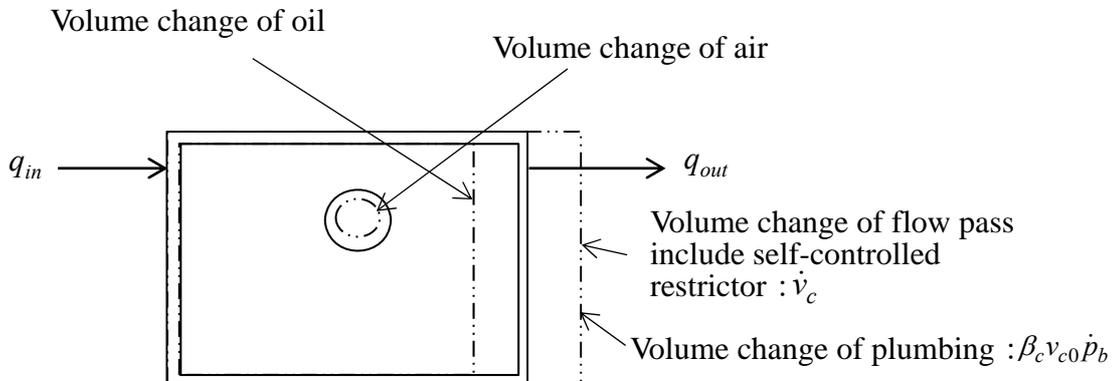


Fig. 2.3 Model of volume change

$$\begin{aligned}
 q_{in} - q_{out} = & \dot{v}_c + \beta_c v_{c0} \dot{p}_b + \beta_f v_f \dot{p}_b \\
 & + \frac{1}{\gamma} \frac{1}{p_b + P_{abs0}} \left( \frac{P_{abs0}}{p_b + P_{abs0}} \right)^\gamma v_{g0} \dot{p}_b
 \end{aligned} \tag{2.6}$$

ここで,

$$v_c = A_b x_b - \varepsilon A_c x_c + v_{c0} \tag{2.7}$$

$$\dot{v}_c = A_b \dot{x}_b - \varepsilon A_c \dot{x}_c \tag{2.8}$$

$$v_f = (1 + \beta_c) v_{c0} + A_b x_b - \varepsilon A_c x_c - v_g \tag{2.9}$$

である. ここで  $\beta_c$ ,  $\beta_f$  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 (2.6) は式 (2.10), 式 (2.11) より, 式 (2.12) のようにならわされる.

$$\begin{aligned}
 \beta_c v_{c0} \dot{p}_b + \beta_f v_f \dot{p}_b = & \left( \beta_c v_c - \underline{\beta_c A_b x_b} + \underline{\beta_c \varepsilon A_c x_c} \right) \dot{p}_b \\
 & + \left( \beta_f v_c + \underline{\beta_f \beta_c v_c} - \underline{\beta_f \beta_c A_b x_b} + \underline{\beta_f \beta_c \varepsilon A_c x_c} - \underline{\beta_f v_g} \right) \dot{p}_b
 \end{aligned} \tag{2.10}$$

↓

$$\beta_c v_{c0} \dot{p}_b + \beta_f v_f \dot{p}_b \approx (\beta_c + \beta_f) v_c \dot{p}_b \tag{2.11}$$

$$\begin{aligned}
 q_{in} - q_{out} \approx & \dot{v}_c + (\beta_c + \beta_f) v_c \dot{p}_b \\
 & + \frac{1}{\gamma} \frac{1}{p_b + P_{abs0}} \left( \frac{P_{abs0}}{p_b + P_{abs0}} \right)^\gamma v_{g0} \dot{p}_b
 \end{aligned} \tag{2.12}$$

また, 円環状ランドとダイア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ア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ならわされる.

$$L_c = \frac{3\pi\mu}{32 h_c^3} (d_{co}^2 - d_{ci}^2) (d_{co}^2 + d_{ci}^2 - 2d_{ce}^2) \tag{2.13}$$

ここで、ダイアフラムとランドのすきま  $h_c$  と、可変絞りの有効径  $d_{ce}$  は、

$$h_c = h_{c0} - x_c \quad (2.14)$$

$$d_{ce} = \sqrt{\frac{d_{co}^2 - d_{ci}^2}{2 \ln \frac{d_{co}}{d_{ci}}}} \quad (2.15)$$

である。

また、可変絞りを通る流量は、可変絞りのすきまの流出抵抗係数  $K_c$  より次式のようにあらわされる。

$$q_{in} = \frac{K_c}{12\mu} h_c^3 (P_{spl} - p_b) \quad (2.16)$$

ダイア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。その変形量について考える。ダイアフラムの変形は、中心に関して対称な加重を受ける円盤の一般的な理論式により次式のようにあらわされる。

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left\{ r \frac{d}{dr} \left[ \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left( r \frac{dx_c}{dr} \right) \right] \right\} = \frac{P_{spl} - p_b}{k} \quad (2.17)$$

この式を順次積分することによりダイアフラムの任意の半径  $r$  の位置の変位は式 (2.18) のようにあらわされる。

$$x_c = \frac{(P_{spl} - p_b)}{64k} r^4 + \frac{A_1}{4} r^2 (\ln r - 1) + \frac{A_2}{4} r^2 + A_3 \ln r + A_4 \quad (2.18)$$

ここで  $A_1, A_2, A_3, A_4$  は積分定数であり次式のようにあらわされる。

$$A_1 = A_3 = 0 \quad (2.19)$$

$$A_2 = \frac{(P_{spl} - p_b) (d_{ce}/2)^2}{8k} \left( 4 \ln \frac{d_{ce}/2}{d_{de}/2} - \frac{(d_{ce}/2)^2}{(d_{de}/2)^2} \right) \quad (2.20)$$

$$A_4 = \frac{(P_{spl} - p_b) (d_{ce}/2)^2}{32k} \times \left( 2 \left( \frac{d_{ce}}{2} \right)^2 \ln \frac{d_{ce}/2}{d_{de}/2} - \frac{3}{2} \left( \frac{d_{ce}}{2} \right)^2 + 2 \left( \frac{d_{de}}{2} \right)^2 \right) \quad (2.21)$$

式 (2.18) に  $A_1, A_2, A_3, A_4$  を代入すると次式のようにあらわされる。

$$x_c = \frac{(P_{spl} - p_b) d_{ce}^4}{64k} \frac{1}{16} \times \left\{ \frac{16r^4}{d_{ce}^4} + 2 \left( 4 \ln \frac{d_{ce}}{d_{de}} - \frac{d_{ce}^2}{d_{de}^2} \right) \frac{4r^2}{d_{ce}^2} + 4 \ln \frac{d_{ce}}{d_{de}} + 4 \frac{d_{de}^2}{d_{ce}^2} - 3 \right\} \quad (2.22)$$

絞り部の有効直径におけるダイアフラムの半径は

$$r = \frac{d_{ce}}{2} \quad (2.23)$$

であるので、ダイアフラムの変位は次式であらわされる。

$$x_c = \frac{(P_{spl} - p_b) d_{ce}^4}{64k} \frac{1}{16} \times \left\{ 2 \left( 4 \ln \frac{d_{ce}}{d_{de}} - \frac{d_{ce}^2}{d_{de}^2} \right) + 4 \ln \frac{d_{ce}}{d_{de}} + 4 \frac{d_{de}^2}{d_{ce}^2} - 2 \right\} \quad (2.24)$$

ここで、 $k$  は次式である。

$$k = \frac{Et d^3}{12(1 - \nu^2)} \quad (2.25)$$

また、ダイアフラムの運動方程式は次式のようにあらわされる。

$$M_c \ddot{x}_c = A_c (P_{spl} - p_b) - L_c \dot{x}_c - S_c x_c \quad (2.26)$$

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式 (2.27) のようにあらわされる。

$$L_b = \frac{3\pi\mu}{32h_b^3} (d_{bo}^2 - d_{bi}^2) (d_{bo}^2 + d_{bi}^2 - 2d_{be}^2) \quad (2.27)$$

さらに、静圧軸受を通過する流量は、軸受すきまの流出抵抗係数  $K_b$  より次式であらわされる。

$$q_{out} = \frac{K_b}{12\mu} h_b^3 p_b \quad (2.28)$$

また、軸受の運動方程式は、軸受を含む移動体の質量  $M_b$  と、移動体に加わる外力  $f_b$  より次式のようにあらわされる。

$$M_b \ddot{x}_b = -M_b g + f_b + p_b A_b - L_b \dot{x}_b \quad (2.29)$$

式 (2.12), (2.13), (2.16), (2.24), (2.27), (2.28) と、ダイヤフラムおよび静圧軸受の運動方程式 (2.26), (2.29) 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。

静特性の計算は負荷容量までの範囲で静的に変化する荷重を数値計算の入力値としている。動特性の計算は荷重の周波数を変化させながら入力値として与え、ステップ応答については実際にステップ荷重を入力値として与えた。それぞれの荷重に対する軸受すきま、消費流量、ダイヤフラムのたわみ量などを計算して、入力荷重の変化と軸受すきまの変化より軸受剛性を求める。

### 2.3 理論解析の検証と実験結果

本節では、第2.2節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。

2.3.1 実験方法と実験装置

実験装置の概略を図 2.4 に、実験装置の写真を図 2.5 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。軸受の下側にダイア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。このときの軸受油の供給装置の写真を図 2.6 に示す。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。エア供給装置の写真を図 2.7 に示す。

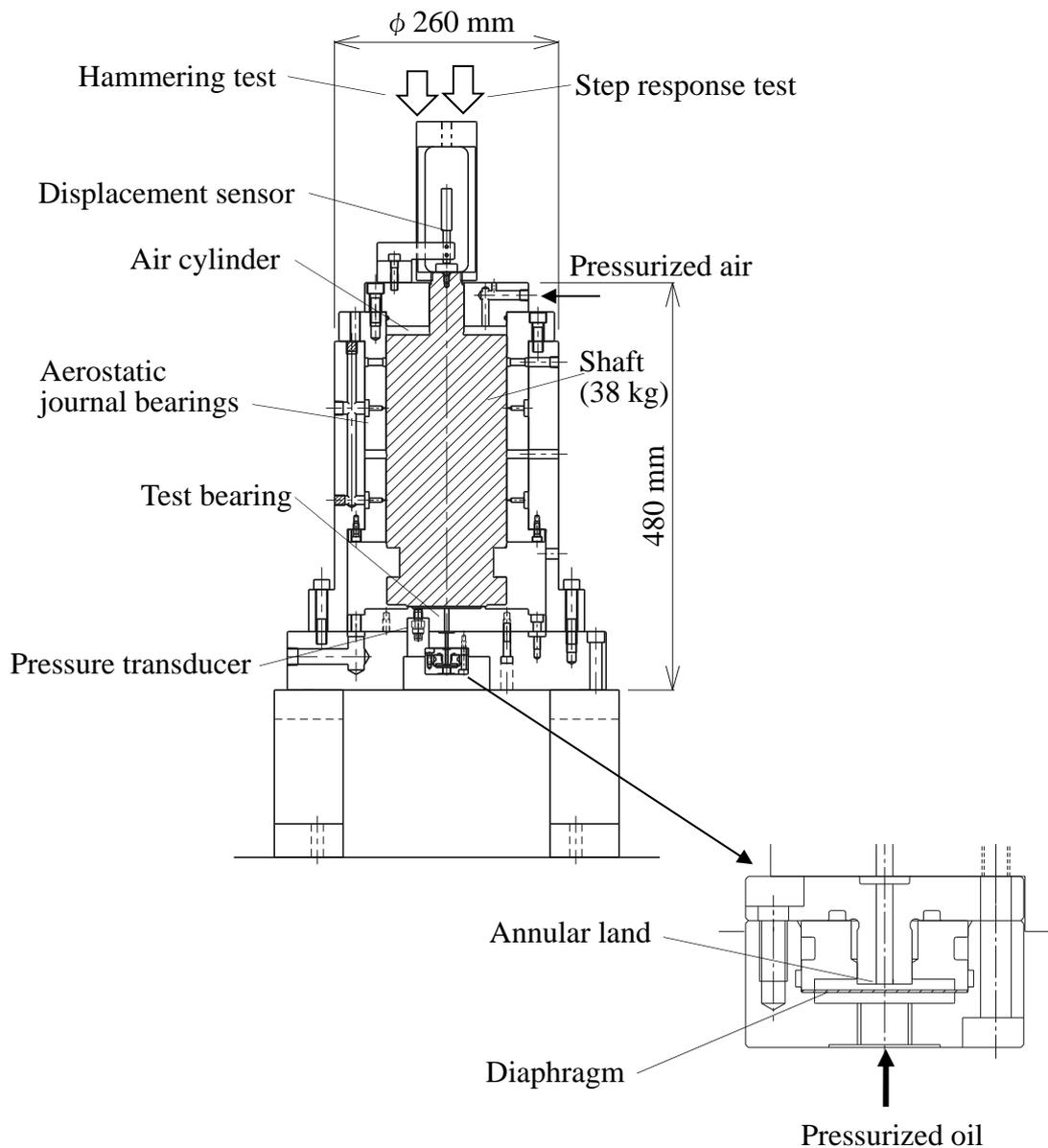


Fig. 2.4 Experimental apparatus



Fig. 2.5 Photograph of experimental apparatus



Fig. 2.6 Oil supply apparatus



Fig. 2.7 Air supply apparatus

実験装置による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 0.4 mm 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 1 MPa、油温は 28 °C、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 2.1 に、静圧軸受の寸法を表 2.2 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。

**Table 2.1** 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 2.2** 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

2.3.2 静剛性の実験結果

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のポケット圧力と静剛性の関係を図 2.8, 図 2.9 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, 0.3 MPa 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 0.5 MPa において, ダイアフラムによる可変絞り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.

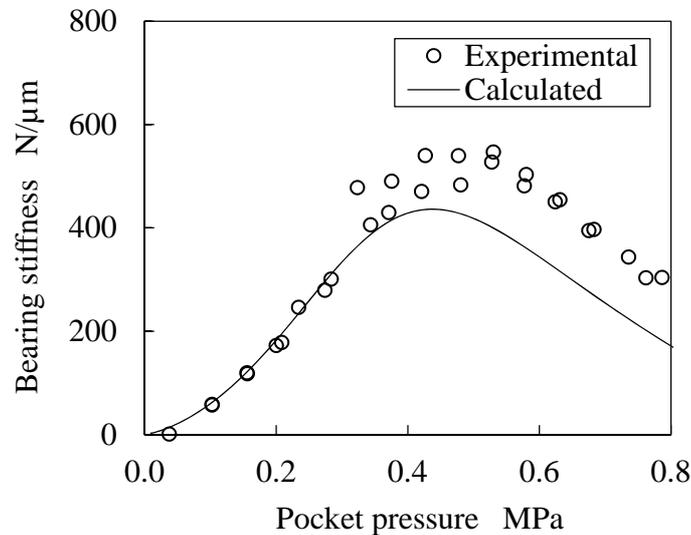


Fig. 2.8 Relationship between pocket pressure and bearing stiffness in a diaphragm restrictor

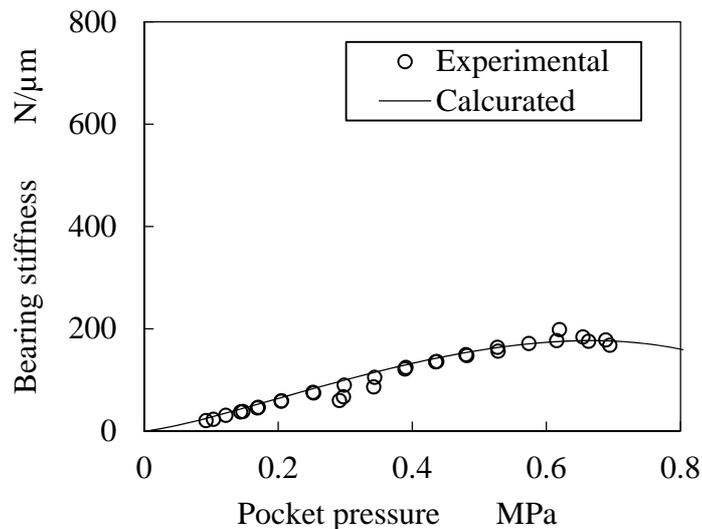


Fig. 2.9 Relationship between pocket pressure and bearing stiffness in an orifice restrictor

2.3.3 動剛性の実験結果

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の動剛性を図 2.10, 図 2.11 に示す. ポケット圧力は, 可変絞りが 0.4 MPa, オリフィス絞りが 0.6 MPa となるよう上部のエアシリンダより負荷を与えた. 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 10 Hz 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.

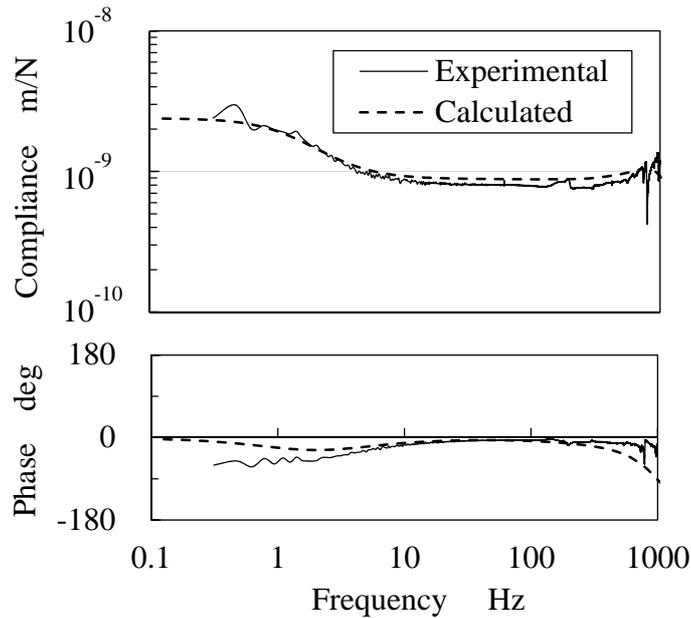


Fig. 2.10 Compliance of bearing with a diaphragm

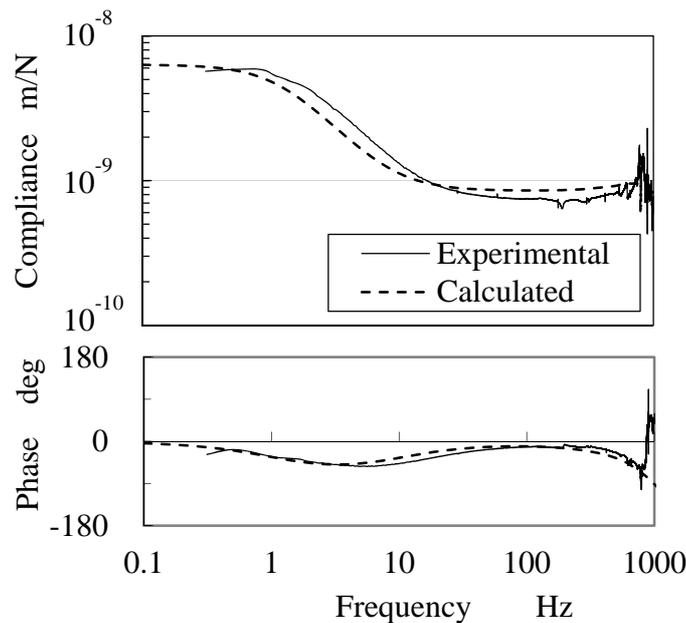


Fig. 2.11 Compliance of bearing with an orifice restrictor

2.3.4 ステップ応答の実験結果

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 2.12, 図 2.13 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, 整定までの時間は約 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.

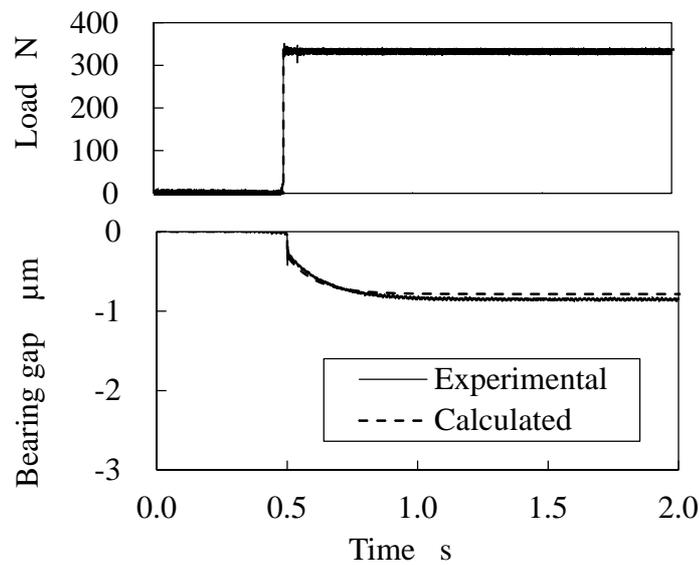


Fig. 2.12 Step response of bearing with a diaphragm restrictor

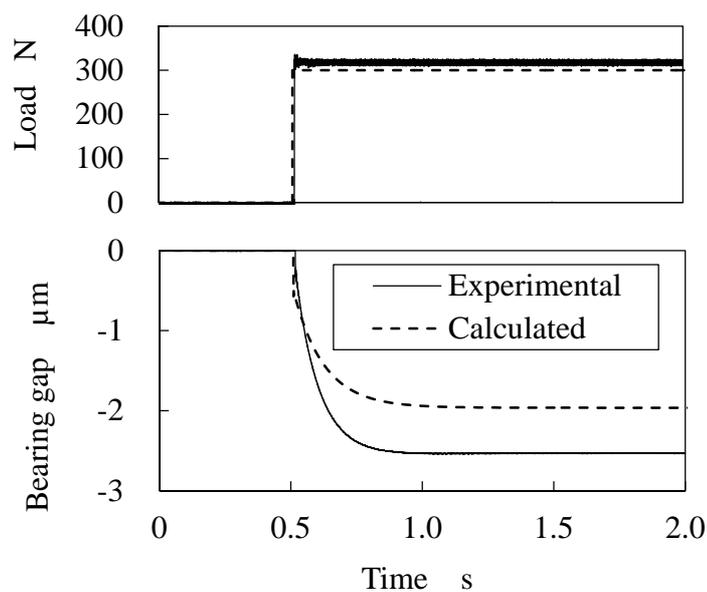


Fig. 2.13 Step response of bearing with an orifice restrictor

2.4 配管の弾性変形や油中の気泡の影響（実験結果）

可変絞りから静圧軸受の間の配管長さが軸受の動特性に及ぼす影響について、ハンマーによる打撃実験を行い、その結果を図 2.14、図 2.15 に示す。図 2.14 は配管を介さずに繋いだ場合で、図 2.15 は可変絞りと静圧軸受の間を 300 mm の配管で繋いだ場合の軸受すきまの時間変化と応答性を示す。図より、配管が存在する場合は動剛性が低く 100Hz 付近に共振ピークが見られる。動剛性の低下は配管の弾性変形による影響で、軸受の共振は配管の共振が軸受油を介して可変絞りに伝わることにより発生していると推定できる。本節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設計諸元のうち、動特性に及ぼす可能性の高い配管の弾性変形と油中の気泡の影響を第 2.2 節で述べた数値解析にて検討する。

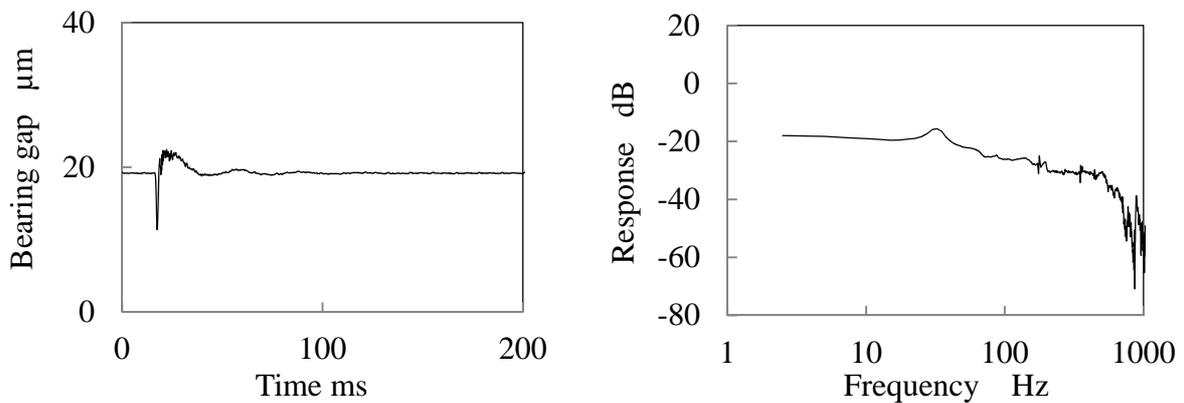


Fig. 2.14 Dynamic characteristic of bearing (Oil pipe length : 0 mm)

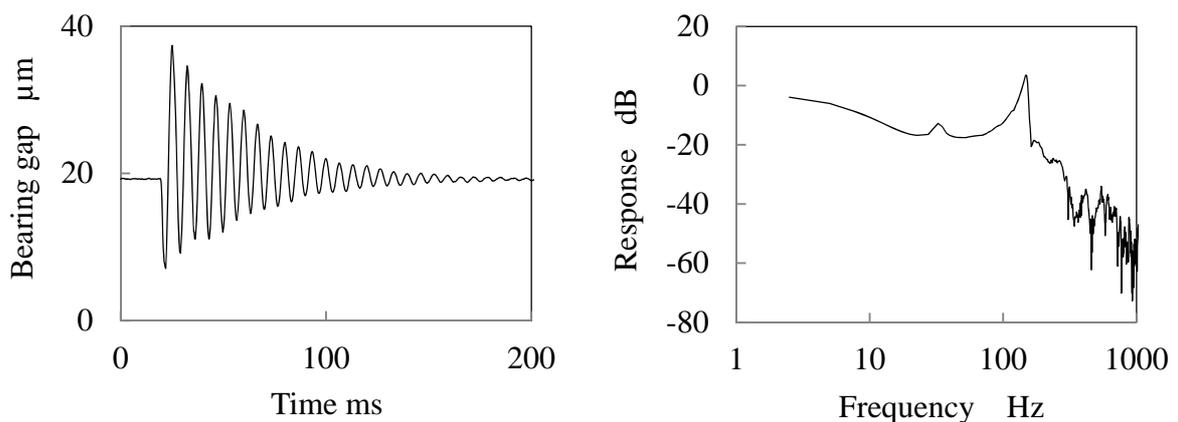


Fig. 2.15 Dynamic characteristic of bearing (Oil pipe length : 300 mm)

2.4.1 配管の弾性変形が動剛性に与える影響（数値解析）

配管の弾性変形の指標として、配管長さをパラメータとした場合における動剛性の解析結果を図 2.16 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、配管の長さは極力短くしなければならないことがわかる。配管が長い条件の実験で生じた共振は、解析では現れていない。これは数値解析では配管の条件を圧縮率として定義しているため動剛性の値は推定できるが、配管自体の振動が軸受油を介して軸受を共振させる現象は計算できないことが理由である。

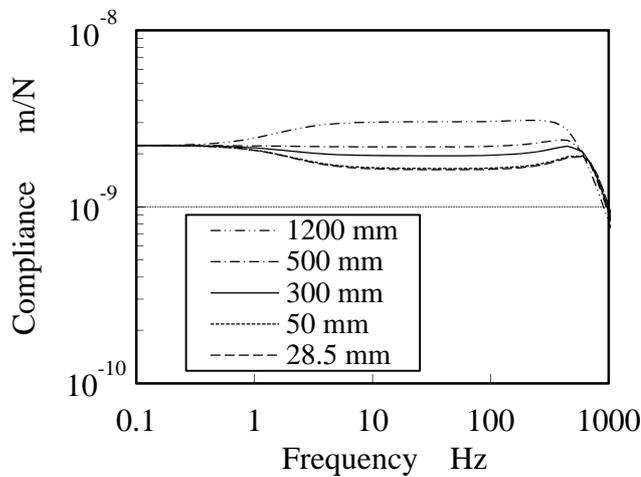


Fig. 2.16 Relationship between compliance of bearing and length of oil pipe

2.4.2 油中の気泡が動剛性に与える影響（数値解析）

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の解析結果を図 2.17 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。解析で用いた気泡の量は、これまでの実用上の経験値から 0.03 mL 程度の気泡が混入すると想定し、この値を基に推定した。

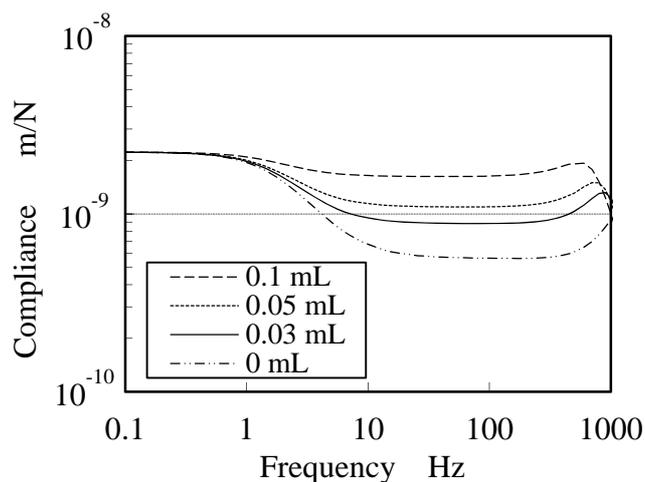


Fig. 2.17 Relationship between compliance of bearing and air amount in oil

## 2.5 結言

第2章では、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、油中の気泡や配管の弾性変形が静圧軸受の動特性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、オリフィス絞りを用いた場合の約3倍となる。
- (2) 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10 Hzまでの範囲において高剛性となる。
- (3) 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) 可変絞り形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。

## 第3章 案内面の数値解析と 実験検証

第3章では、ダイヤ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を想定した質量と大きさのステージ上に複数個配列した案内面として、静特性、動特性の数値解析と実験検証を行う。また、従来のオリフィス絞りによる静圧案内面による砥石台と、静特性、動特性を比較し本研究の優位性を示す。さらに実際の稼働状況を想定した条件にて運動性能についても従来機と比較する。

#### 3.1 緒言

量産部品を研削加工する研削盤の中で、カム形状や偏心円形状の部品を対象に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。その案内面はオリフィス絞りによる静圧軸受を、第1章の図1.1に示すように多数配列しており、ポケットの数が多く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、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、軸受の単位面積当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。ただし、軸受ポケット数を削減する場合は、加工機として必要な動剛性が確保されていることが前提条件となる。

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<sup>22) 24) 25) 28)</sup>。第2章ではこれまでの研究では考慮されていない、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、単体の軸受についてステップ応答や動特性を理論的に推定した。具体的には可変絞り形静圧軸受の特性に関する理論式を導出し、理論式に基づいた数値解析および実験により、従来のオリフィス絞りによる静圧軸受の性能と比較した。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した。第2章で述べた研究で、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倍となり、動剛性は周波数が10 Hzまでの範囲において高剛性となることがわかった。さらにステップ応答特性は、オリフィス絞りとの差異はなくオーバーシュートも見られないことを確認した。

このように第2章では、可変絞り形静圧軸受は静圧案内面のポケット数削減に大きく寄与することが推測できた。本章では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、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を実証する。静圧案内面のこれまでの研究に目を向けると、まず、Mohsinらによってダイアフラムを用いた可変絞りを用いた静圧案内面の静剛性、動剛性に関する研究がある<sup>60)</sup>。続いて益子や中原らによって、オリフィス絞りをを用いた静圧案内面の動特性や、油圧供給管路の圧縮性が動剛性に及ぼす影響について、単一ポケットを用いた研究がある<sup>51) 52)</sup>。さ

らに楠井や由井らによって、水を用いた静圧軸受による直動ステージの静特性・動特性に関する研究がある<sup>54)56)</sup>。

以上のように静圧案内面に関する多くの研究はあるが、いずれの研究においても実際の砥石台を想定した大きさと質量の移動体に、ダイヤフラムを用いた可変絞り形静圧軸受を複数配置した案内面として静特性、動特性、運動精度に関して研究されていない。これらを勘案し、本章で述べる研究では、上記条件にて、静特性、動特性の数値解析と実験、さらに、実際の加工を想定した運動軌跡を 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。また、第1章の図 1.1 に示すような静圧軸受を多数配列した従来の6面拘束の案内面に対し、4面拘束などの簡素な構造でも上記性能を達成できることも示す。

#### 3.2 理論解析

本節ではダイヤフラムを用いた可変絞り形静圧案内面による直動ステージの静特性、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4面拘束の静圧案内面による直動ステージを図 3.1 に、ダイヤフラムを用いた可変絞りの詳細を図 3.2 に示す。ステージは複数個の静圧軸受により支持されており、並進変位と回転変位を拘束されながら所定の方向へ移動が可能である。各静圧軸受はステージの側面に設けられたダイヤフラムを用いた可変絞りの供給口から軸受ポケットへ向けて油が供給される。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ヤ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。このときの可変絞りと静圧軸受の各特性については第2章にて詳しく述べているので本節では省略する。

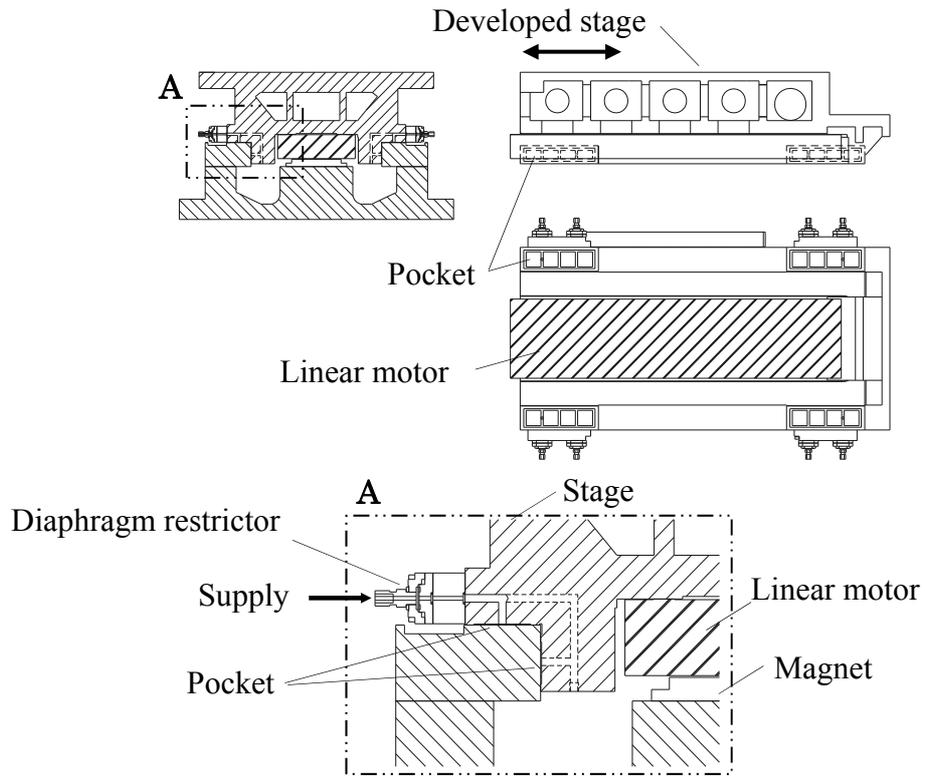


Fig. 3.1 Developed stage with hydrostatic bearings

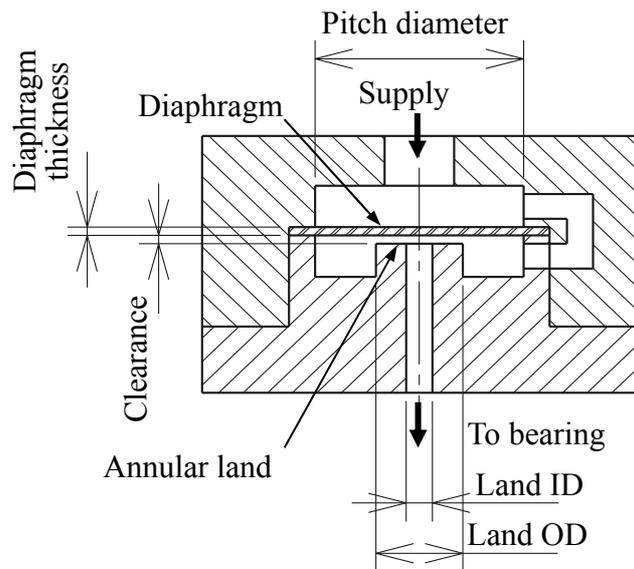


Fig. 3.2 Diaphragm restrictor

図 3.3 に本研究で用いた静圧案内面の解析モデルを示す。ステージには各静圧軸受により発生する軸受反力と，加工力や推力などが負荷され，ステージの位置と姿勢が定まる。本研究では，外力などによる可動体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。

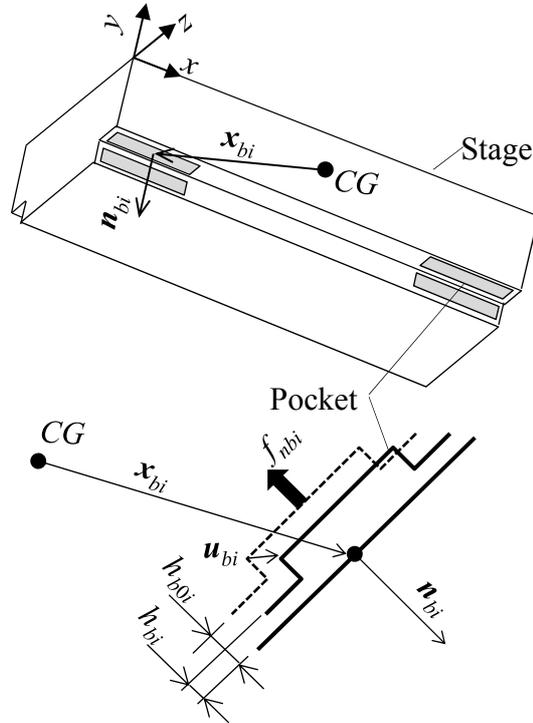


Fig. 3.3 Numerical analysis model of hydrostatic bearings

まず，任意の軸受  $i$  の変位と軸受すきま，軸受すきまの時間変化量は，ステージの重心変位から推定できるため，ステージの重心に変位が発生したときの任意の軸受  $i$  の相対変位  $\mathbf{u}_{bi}$  は，重心点周りの回転行列  $\mathbf{R}$  と単位行列  $\mathbf{E}$  により次式のようにあらわされる。

$$\mathbf{u}_{bi} = \begin{Bmatrix} u_{gx} \\ u_{gy} \\ u_{gz} \end{Bmatrix} + (\mathbf{R} - \mathbf{E}) \mathbf{x}_{bi} \quad (3.1)$$

ここで，回転行列  $\mathbf{R}$  は， $\cos\theta$  を  $C$ ， $\sin\theta$  を  $S$  とすると次式のようにあらわされる。

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} C_{gy} C_{gz} & -C_{gy} S_{gz} & S_{gy} \\ C_{gx} S_{gz} + S_{gx} S_{gy} C_{gz} & C_{gx} C_{gz} - S_{gx} S_{gy} S_{gz} & -S_{gx} C_{gy} \\ S_{gx} S_{gz} - C_{gx} S_{gy} C_{gz} & S_{gx} C_{gz} + C_{gx} S_{gy} S_{gz} & C_{gx} C_{gy} \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

さらに、ステージ重心の各軸まわりの回転成分は微小量であるための近似と、2次以上の項を省略すると式 (3.1) で示す軸受  $i$  の変位は次式のようにあらわされる。

$$\begin{aligned} \mathbf{u}_{bi} &\approx \begin{Bmatrix} u_{gx} \\ u_{gy} \\ u_{gz} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & -\theta_{gz} & \theta_{gy} \\ \theta_{gz} & 0 & -\theta_{gx} \\ -\theta_{gy} & \theta_{gx} & 0 \end{bmatrix} \mathbf{x}_{bi} \\ &= \mathbf{T}_{bi} \mathbf{u}_g \end{aligned} \quad (3.3)$$

ここで  $\mathbf{T}_{bi}$  は重心点の変位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。

$$\mathbf{T}_{bi} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & x_{bzi} & -x_{byi} \\ 0 & 1 & 0 & -x_{bzi} & 0 & x_{bxi} \\ 0 & 0 & 1 & x_{byi} & -x_{bxi} & 0 \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

$\mathbf{u}_g$  はステージの重心点の変位で次式のようにあらわされる。

$$\mathbf{u}_g = \begin{Bmatrix} u_{gx} \\ u_{gy} \\ u_{gz} \\ \theta_{gx} \\ \theta_{gy} \\ \theta_{gz} \end{Bmatrix} \quad (3.5)$$

図 3.3 に示す軸受  $i$  に変位が発生すると、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  $\mathbf{n}_{bi}$  と軸受  $i$  の相対変位  $\mathbf{u}_{bi}$  より、軸受  $i$  の軸受すきま  $h_{bi}$  は、初期すきまを  $h_{b0i}$  とすると次式のようにあらわされる。

$$h_{bi} = h_{b0i} - \mathbf{n}_{bi} \cdot \mathbf{u}_{bi} \quad (3.6)$$

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。

$$\dot{h}_{bi} = -\mathbf{n}_{bi} \cdot \dot{\mathbf{u}}_{bi} \quad (3.7)$$

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

第2章において、ダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受の静特性、動特性を解明した。この理論を用いると軸受  $i$  の軸受反力  $f_{nbi}$  は、軸受すきま  $h_{bi}$  と軸受すきまの時間変化  $\dot{h}_{bi}$  から推定できる。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、ステージ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。

よって、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、次式のようにあらわされる。

$$\begin{Bmatrix} f_{bxi} \\ f_{byi} \\ f_{bzi} \end{Bmatrix} = -f_{nbi} \mathbf{n}_{bi} \quad (3.8)$$

式 (3.8) の右辺が負になっているのはステージにはたらく力が軸受のポケットの面に対して逆向きであることを示す。

さらに、軸受  $i$  の各軸方向のモーメントベクトルは、軸受  $i$  のステージ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、次式のようにあらわされる。

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} m_{bxi} \\ m_{byi} \\ m_{bzi} \end{Bmatrix} &= \begin{Bmatrix} x_{bxi} \\ x_{byi} \\ x_{bzi} \end{Bmatrix} \times \begin{Bmatrix} f_{bxi} \\ f_{byi} \\ f_{bzi} \end{Bmatrix} \\ &= -f_{nbi} \begin{bmatrix} 0 & -x_{bzi} & x_{byi} \\ x_{bzi} & 0 & -x_{bxi} \\ -x_{byi} & x_{bxi} & 0 \end{bmatrix} \mathbf{n}_{bi} \end{aligned} \quad (3.9)$$

式 (3.8)(3.9) 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。

$$\begin{aligned} \mathbf{f}_{bi} = \begin{Bmatrix} f_{bxi} \\ f_{byi} \\ f_{bzi} \\ m_{bxi} \\ m_{byi} \\ m_{bzi} \end{Bmatrix} &= -f_{nbi} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -x_{bzi} & x_{byi} \\ x_{bzi} & 0 & -x_{bxi} \\ -x_{byi} & x_{bxi} & 0 \end{bmatrix} \mathbf{n}_{bi} \\ &= -f_{nbi} \mathbf{T}_{bi}^T \mathbf{n}_{bi} \end{aligned} \quad (3.10)$$

ステージには外力  $f_{ext}$  とリニアモータによる推力  $f_{drv}$  と磁気吸引力  $f_{mag}$  とステージの自重  $f_{own}$  がかかる．ステージの慣性行列を  $M$  とするとステージの運動方程式は次式のようにあらわされる．

$$M\ddot{\mathbf{u}}_g = -\sum f_{nbi} \mathbf{T}_{bi}^T \mathbf{n}_{bi} + \mathbf{f}_{ext} + \mathbf{f}_{drv} + \mathbf{f}_{mag} + \mathbf{f}_{own} \quad (3.11)$$

ここで，ステージの慣性行列  $M$  は次式のようにあらわされる．

$$M = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_x & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_z \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

$f_{nbi}$  は， $\mathbf{u}_g$ ， $\dot{\mathbf{u}}_g$  の関数であり式 (3.11) を  $\mathbf{u}_g$  につい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ステージの静特性，動特性を推定できる．具体的にはステージに任意の個数，任意の方向の軸受を定義する．ここで定義する各軸受の静的，動的な特性は，軸受油や油に含まれる気泡，配管などの圧縮性を定式化し，さらに静圧軸受と絞り部のレイノルズ方程式，運動方程式と連立して数値計算することで解析可能である．この計算に用いた数式や計算結果は，第2章で詳しく述べているので本節では省略する．また，ステージ全体としての静特性，動特性の数値計算は，ダイアフラムを用いた可変絞りと，従来のオリフィス絞りの両方を定義できる．ステージの特性の計算は，ステージの任意の位置に静的，動的荷重を負荷したときの，ステージ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．

### 3.3 理論解析の検証と実験結果

本節では、第 3.2 節で述べたステージの静特性、動特性の理論解析の妥当性を検証する。具体的には、ダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受によるステージの静特性、動特性について、数値計算結果と実験結果を比較する。開発したステージは4面拘束の静圧案内面で、大きさと質量は、比較対象となる従来のオフィス絞りをを用いた6面拘束の静圧案内面の砥石台と同等とし、静特性と動特性の実験結果を比較することで、本静圧案内面の優位性を明らかにする。

#### 3.3.1 実験方法と実験装置

実験装置の概略を図 3.5 に、実験装置の写真を図 3.6 に示す。また、実験装置へ供給する軸受油の供給装置を図 3.7 に、実験装置を制御する NC 装置を図 3.8 に示す。ステージはダイア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おり、その軸受の配列は図 3.3 に示すように垂直方向4個、水平方向4個の合計8個で構成されている。実験装置の可変絞りの形状と寸法を図 3.9 に示す。ダイアフラムの膜厚は 0.4 mm で材質は炭素工具鋼 (SK5) である。

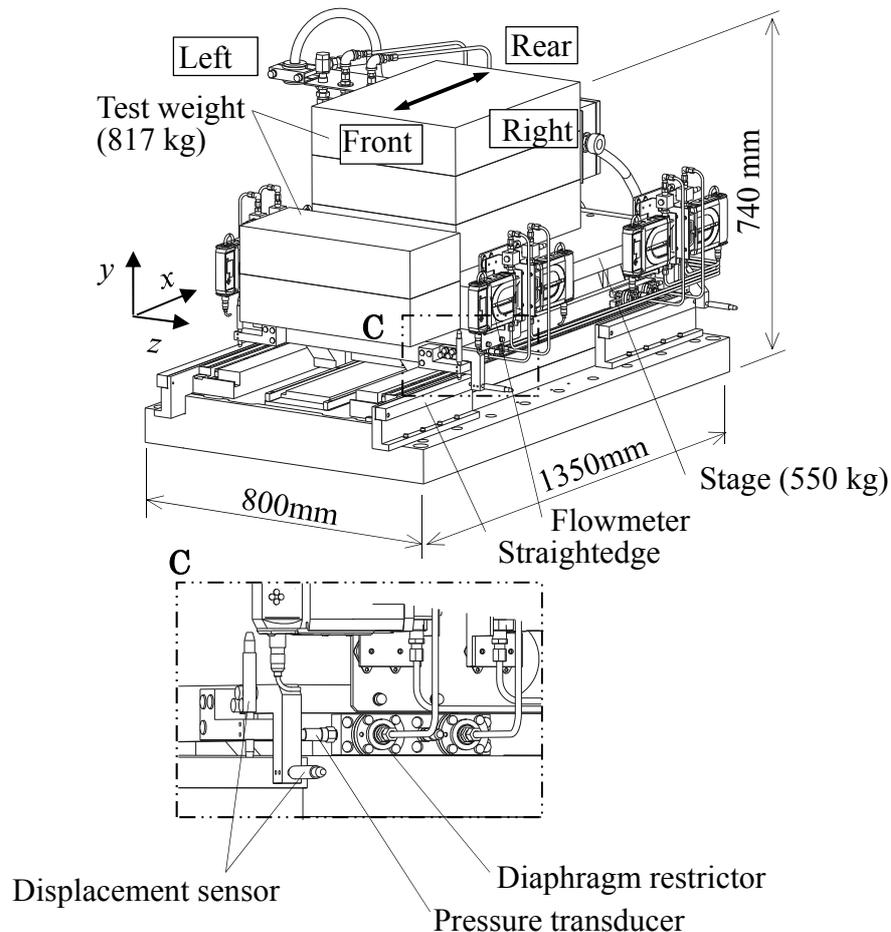


Fig. 3.5 Experimental apparatus of developed stage with hydrostatic bearings



**Fig. 3.6** Photograph of experimental apparatus



**Fig. 3.7** Oil supply apparatus



**Fig. 3.8** Numerical control system

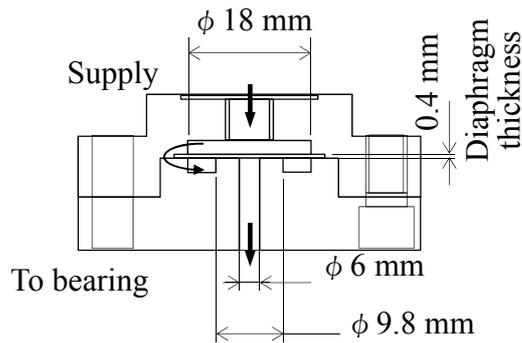


Fig. 3.9 Dimensions of the diaphragm restrictor

実験装置には静圧軸受が配置されており、垂直方向 4 個の軸受の形状を図 3.10 に、水平方向 4 個の軸受の形状を図 3.11 にそれぞれ示す。これら 8 個の軸受がステージの重心から空間座標上での位置と方向に配置されているかを表 3.1 に示す。軸受 No.1~4 は垂直方向、No.5~8 は水平方向の軸受を示す。このときの各軸受のすきまは 0.023 mm である。各軸受に供給される油の流量と圧力は、ステージ上に 8 箇所設置された流量計と圧力計により、各軸受を個別に測定できる。

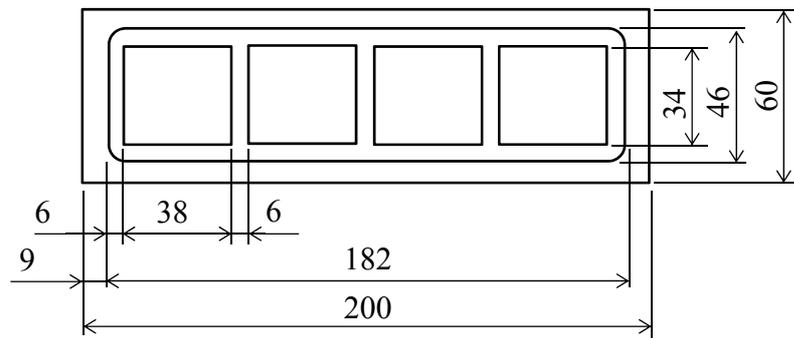


Fig. 3.10 Dimensions of the hydrostatic bearings No.1~4 (unit: mm)

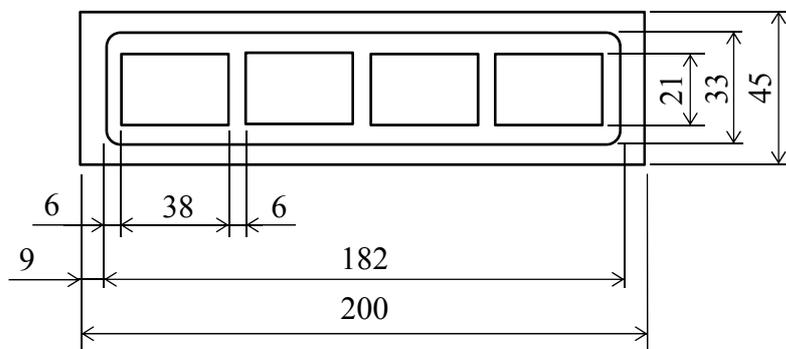


Fig. 3.11 Dimensions of the hydrostatic bearings No.5~10 (unit: mm)

**Table 3.1** Spatial position of the hydrostatic bearings

Bearing No.	Coordinate values ( $x,y,z$ ), $\mathbf{x}_{bi}$ (unit: m)	Normal unit vector, $\mathbf{n}_{bi}$
1	-0.299, -0.241, 0.256	(0,-1,0)
2	0.381, -0.241, 0.256	(0,-1,0)
3	-0.299, -0.241, -0.140	(0,-1,0)
4	0.381, -0.241, -0.140	(0,-1,0)
5	-0.299, -0.271, 0.231	(0,0,1)
6	-0.299, -0.271, -0.115	(0,0,-1)
7	0.381, -0.271, 0.231	(0,0,1)
8	0.381, -0.271, -0.115	(0,0,-1)

実験に用いた可変絞り形静圧軸受の軸受剛性と軸受ポケット圧力の関係について計算した結果を図 3.12 に示す。また、軸受油の供給圧力は 1.5 MPa、油温は 28 °C、粘性係数は  $113.26 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$  である。

ステージの質量は 550 kg で、リニアモータにより駆動され、従来の砥石台の質量と同等にするためにステージ上に 817 kg の質量を負荷し、合計 1367 kg の移動体として実験した。このときのステージの質量と慣性モーメントを表 3.2 に示す。ステージの垂直方向変位は軸受近くの 4 箇所を設置された静電容量型変位センサにて測定できる。また、水平方向変位についてはステージの側面 2 箇所を設置された同センサによって測定できる。これらのセンサと直定規の距離を測定することにより、静特性、動特性、運動特性を評価できる。従来の砥石台の構成は、第 1 章の図 1.1 に示すようにオリフィス絞りを用いた静圧軸受を垂直方向に 4 面、水平方向に 2 面、連続的に配列しており、開発したステージは従来の砥石台に対し、軸受の面積と油の流量は 1/3 に低減している。さらに、案内面のしゅう動抵抗は軸受面積に比例するため、抵抗も 1/3 に低減している。

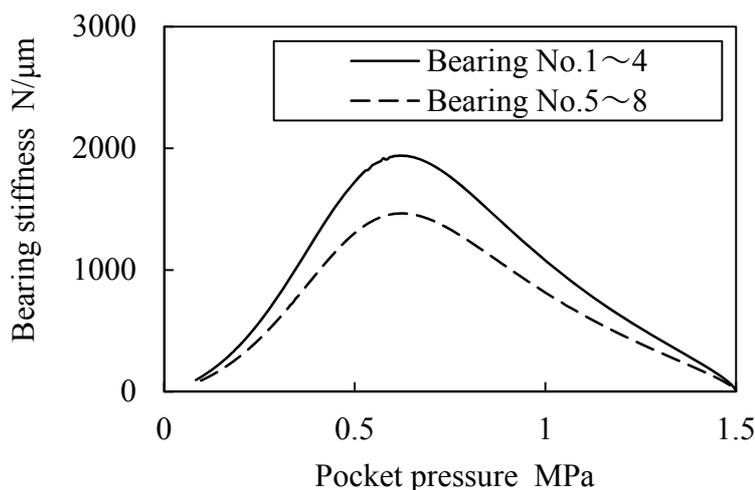


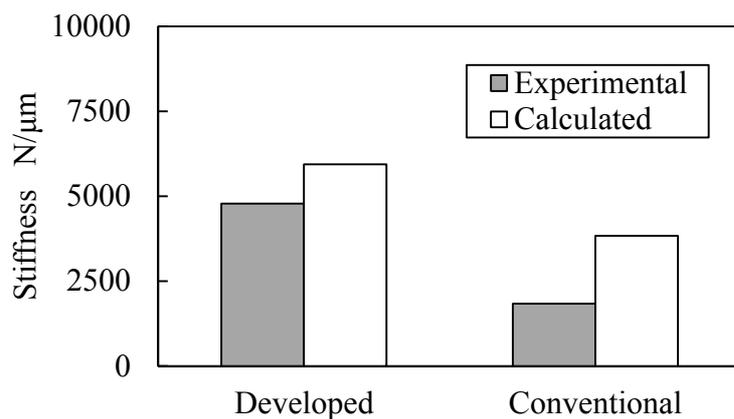
Fig. 3.12 Relationship between pocket pressure and bearing stiffness with a diaphragm restrictor.

Table 3.2 Mass and inertia moment of the stage

Mass of stage, $m$	1367 kg
Inertia moment of stage, $J_x$	158.4 kg·m <sup>2</sup>
Inertia moment of stage, $J_y$	210.6 kg·m <sup>2</sup>
Inertia moment of stage, $J_z$	226.2 kg·m <sup>2</sup>

### 3.3.2 静剛性の実験結果

図 3.13 にダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受によるステージの垂直方向の静剛性について、実験結果と解析結果を比較する。同時に従来のオリフィス絞りを用いた静圧軸受による砥石台の静剛性についても比較した。測定はステージの重心上に 200 kg の静荷重を付加し、ステージの垂直方向変位より静剛性を求めた。このときの静剛性測定の実験状況を図 3.14 に示す。実験結果のほうが解析結果より剛性が低くなっているが、これは解析ではステージを剛体とみなしていることが要因と考えられる。従来の砥石台と比較すると解析結果、実験結果ともに開発したステージのほうが高い剛性を示している。この理由は可変絞りでは、ステージが負荷を受ける範囲で最低 3 倍の静剛性となるように設計しており、無負荷時の軸受の静剛性は 3 倍より高くなっているからである。定性的には解析結果と実験結果は良く一致しているといえる。



**Fig. 3. 13** Comparison of vertical stiffness of developed stage and conventional machine



**Fig. 3. 14** Static stiffness measurement in developed stage

3.3.3 動剛性の実験結果

図 3.15 にダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受によるステージの動剛性について、開発したステージと従来の砥石台の加工点（砥石の先端）を想定した位置の解析結果を比較する。10 Hz 以下では静剛性の差により開発した砥石台の方が高い動剛性となっているが、10 Hz 以上では、ほぼ同等の動剛性である。数値解析では静圧軸受の減衰係数は1個あたり  $5 \times 10^{15} \text{ N}\cdot\text{s/m}$  の値を用いて推定しており、軸受面積が  $1/3$  になっても動特性に大きな差が生じないことがわかった。

図 3.16 は解析と同じ位置における動剛性を実験により測定し比較した結果を示す。測定は加工点付近をハンマリングにより加振し、加工点付近に設置した加速度センサにより行った。図 3.17 に開発したステージの動剛性測定の実験状況を、図 3.18 に従来の砥石台の動剛性測定の実験状況を示す。60 Hz に電源周波数起因のノイズが見られるが、60 Hz 以下の周波数で従来機と開発機は、ほぼ同等の動剛性である。実験値の動剛性が解析値より低い理由は、解析では構造体の弾性変形を考慮していないことと、リニアモータによる結合部は案内面の送り方向に動かないと定義していることが理由である。また、実験において 60 Hz より高い周波数では従来の砥石台の方が高い動剛性を示しているが、これは開発したステージは試験用の錘を介して加速度センサを取り付けたことにより、錘の取り付け部のステージ剛性が弱いために生じたと考えられる。

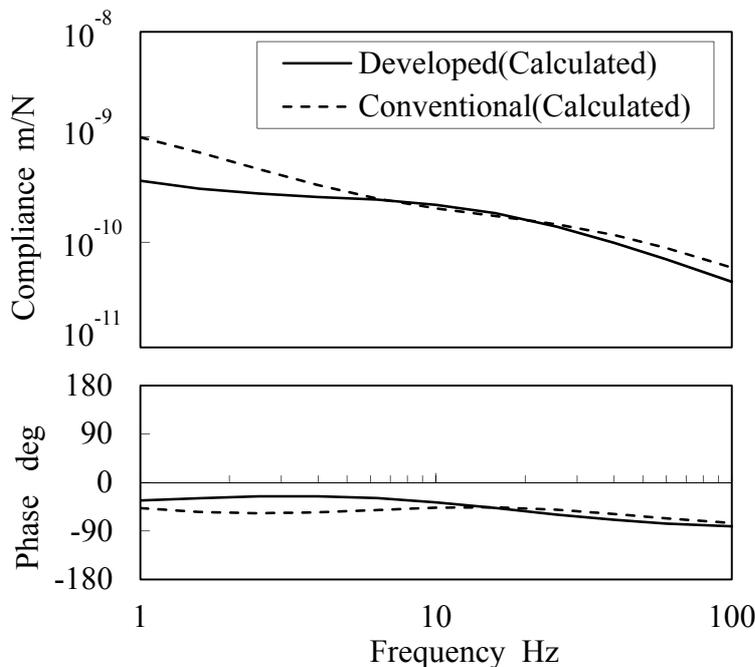
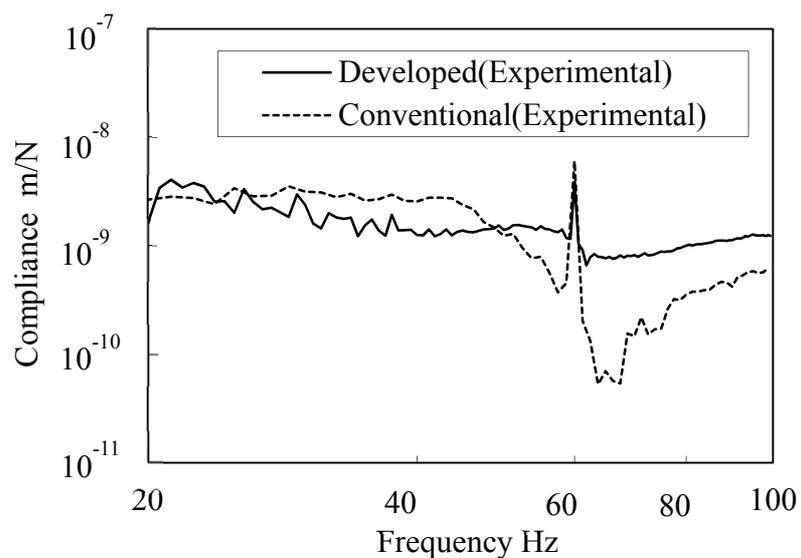


Fig. 3.15 Comparison of calculated compliance of developed stage and conventional machine



**Fig. 3. 16** Comparison of compliance of developed stage and conventional machine



**Fig. 3. 17** Compliance measurement in developed stage



**Fig. 3. 18** Compliance measurement in conventional grinding head

図 3.19, 図 3.20, 図 3.21 に開発したステージの動特性を詳しく調べるために行った実験結果と解析結果を比較する. 図 3.19, 図 3.20 は垂直方向 (y 方向) の動剛性で, 図 3.21 は水平方向 (z 方向) の動剛性を示す. 解析結果はステージの重心の垂直方向, 水平方向の動剛性を示し, 実験結果はステージの重心をハンマリングし, 図 3.22 に示すような静圧軸受付近に設けた静電容量型変位センサにより, 垂直方向 4 箇所, 水平方向 2 箇所を測定した結果である. 60 Hz に電源周波数起因のノイズが見られるが, 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.

図 3.23 にステージの FEM による固有振動数の解析結果を示す. 解析では構造体の弾性変形の影響もあり, ピッチングやローリングなどの固有振動は 100 Hz までの間にあるが, 実験ではこれらの振動は生じていない. このことは静圧軸受の利点である高い減衰性によるところと言える.

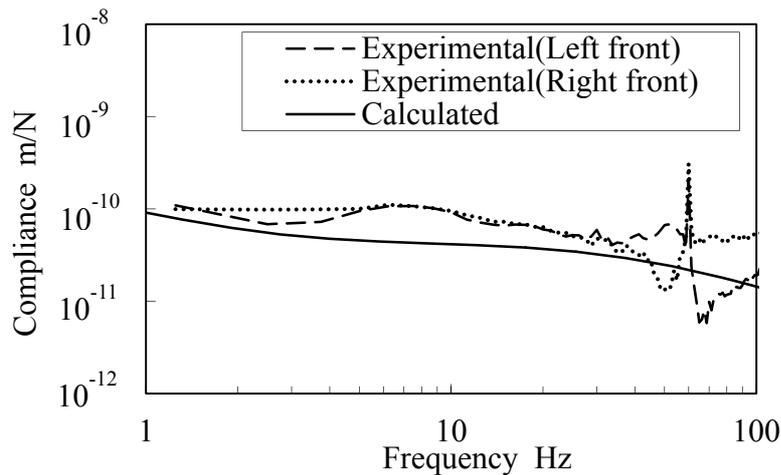


Fig. 3.19 Compliance of the stage in vertical direction (front side)

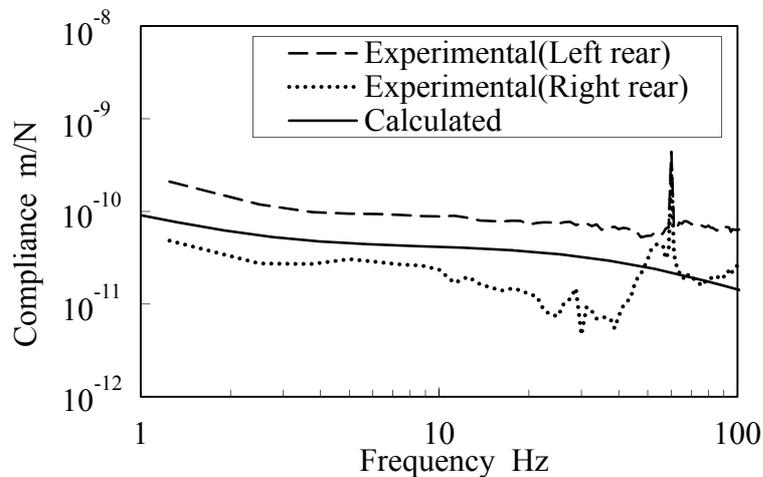


Fig. 3.20 Compliance of the stage in vertical direction (rear side)

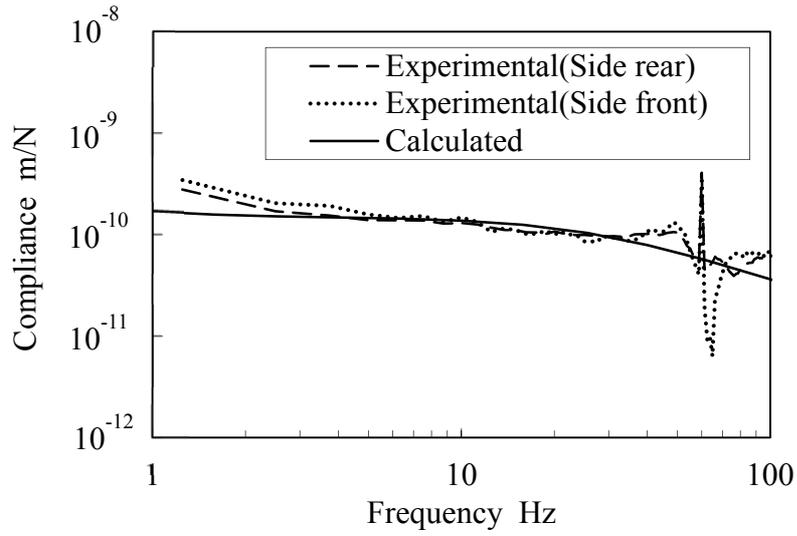


Fig. 3.21 Compliance of the stage in horizontal direction

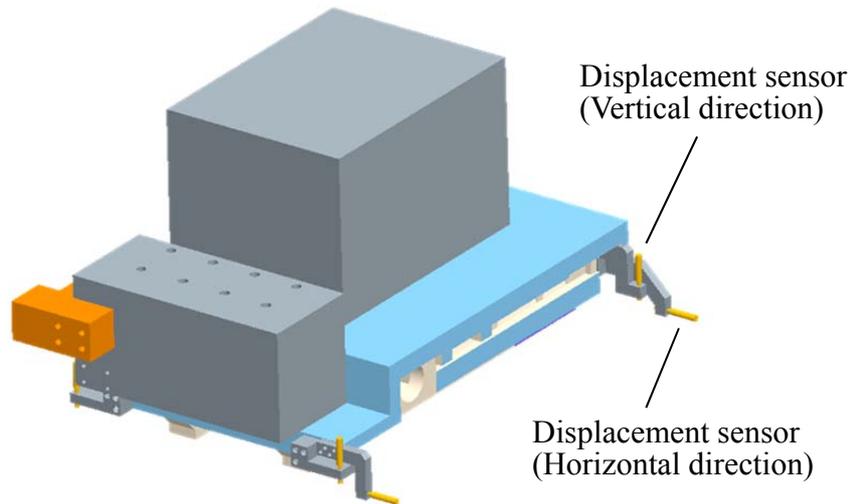
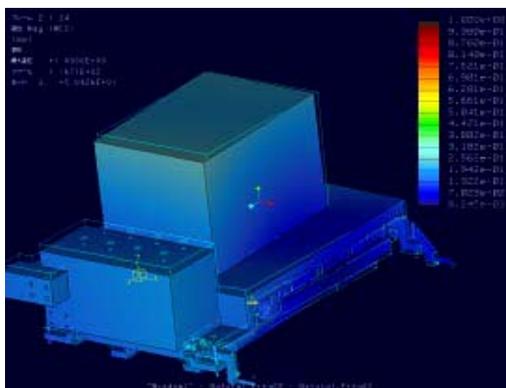


Fig. 3.22 Experimental apparatus of linear motion measurement in developed stage



振動モード	周波数 (Hz)
左右	32
上下	36
ピッチング	50
ヨーイング	74
ローリング	91

Fig. 3.23 Analysis result of characteristic frequency in developed stage

### 3.4 運動性能の評価

本節では、ダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受によるステージの運動性能について評価を行う。さらに、実用に即した運動パターンにて従来のオリフィス絞りを用いた静圧軸受による砥石台の運動性能と比較し、開発したステージの実用性を検討し考察する。

#### 3.4.1 NC装置による速度指令送り時の姿勢変化

開発したステージを一定速度でX方向（NC送り軸方向）に送ったときの、ステージのY方向（上下方向）の姿勢変化を測定した結果を図3.24、3.25に示す。図3.24は送り速度4 m/min、図3.25は送り速度20 m/minの一方向送りの結果で、移動距離は160 mmである。送り速度はNC装置から出力される速度指令電流値をD/A変換して測定した。ステージの姿勢の測定はステージの4箇所（前後左右）の静圧軸受近傍に設置された静電容量型変位センサにて行った。速度の異なる2条件において同じ位置に誤差が生じているが、測定誤差の繰り返し性があるため、測定基準となる直定規のキズが原因と考えられる。全体的には速度によらず $\pm 1 \mu\text{m}$ 以下の送り精度誤差であり、良好な結果といえる。また、起動時と停止時にピッチングなどの姿勢誤差は見られない。

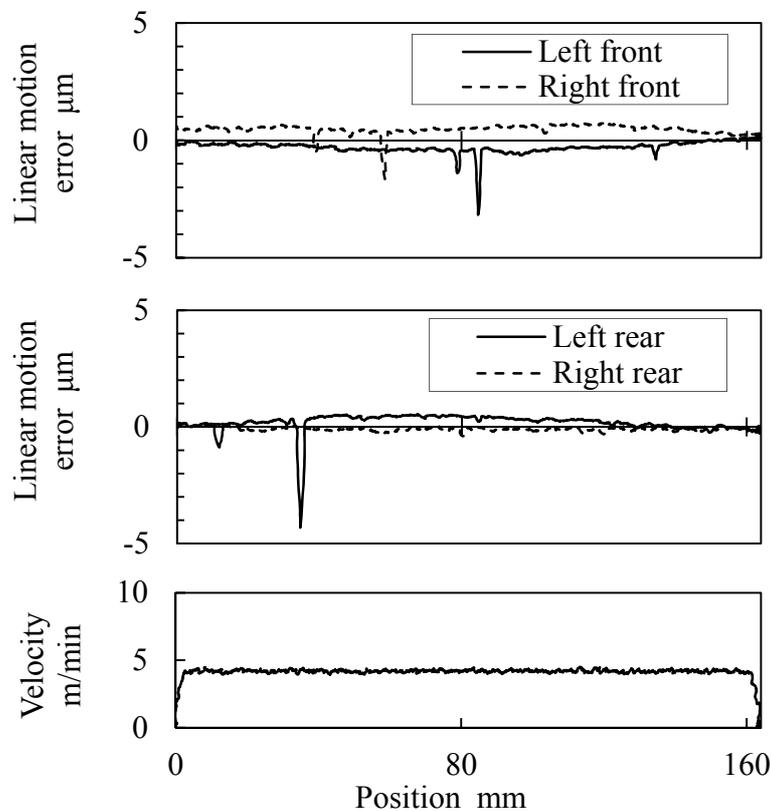


Fig. 3.24 Linear motion error of the stage at 4 m/min (Y direction)

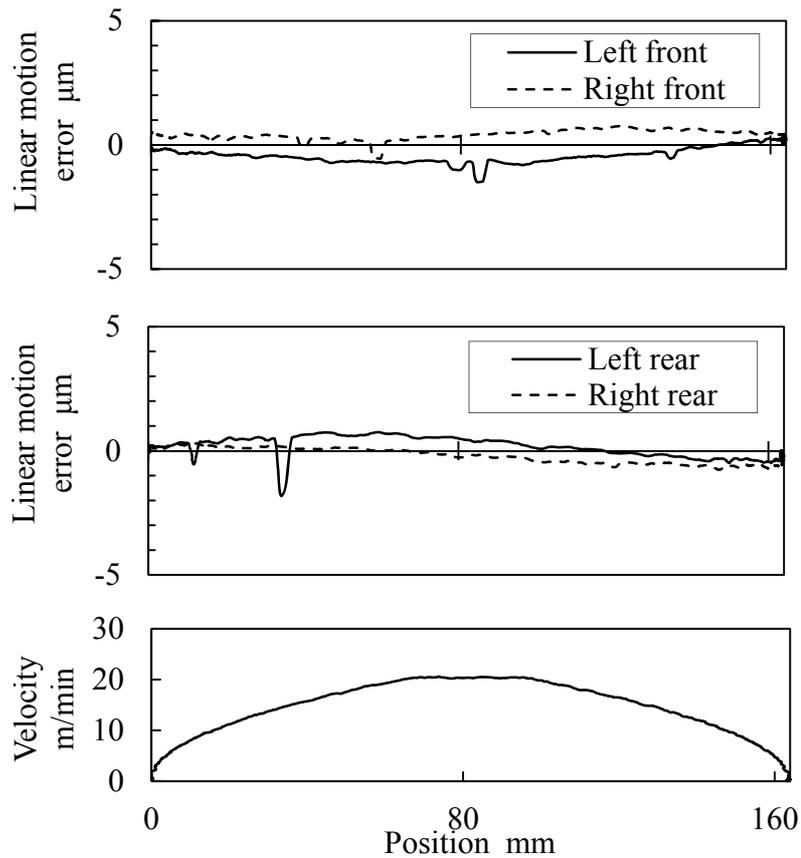
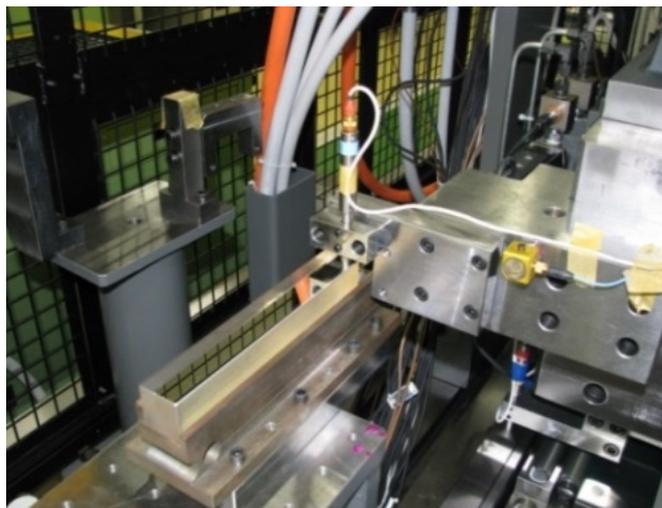


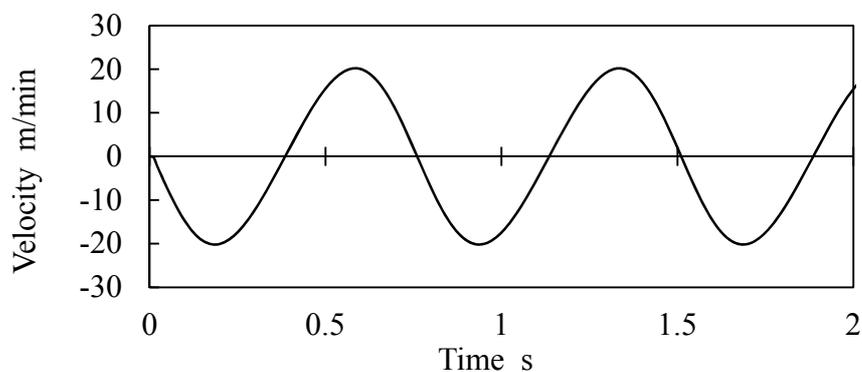
Fig. 3.25 Linear motion error of the stage at 20 m/min (Y direction)

### 3.4.2 揺動運動時の姿勢変化

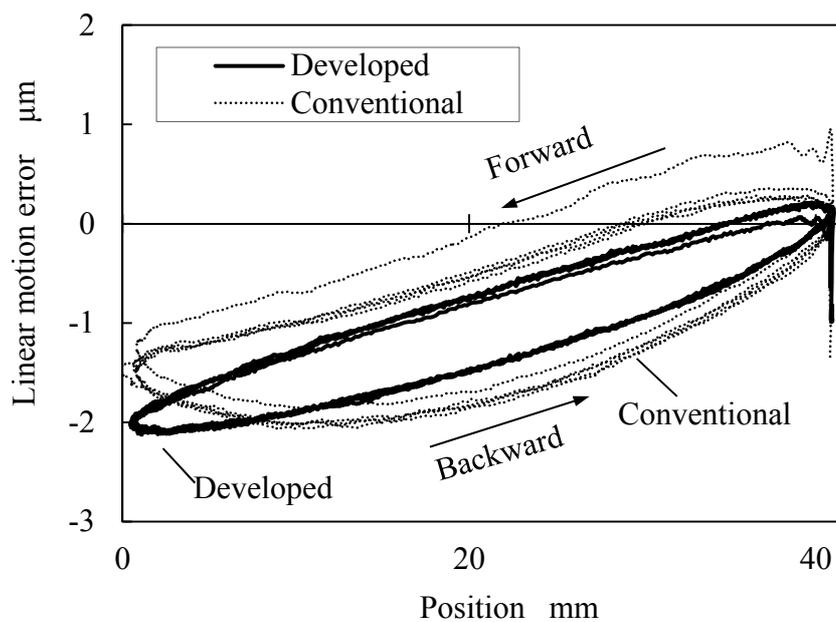
カム形状や偏心円形状の加工を想定した揺動運動時のステージの姿勢変化について、従来の砥石台の運動と比較した。砥石台の姿勢の測定は図 3.26 に示すように、従来の砥石台の加工点近傍を想定した位置に静電容量型変位センサを設け、直定規との距離の変化を垂直方向と水平方向について連続 10 回測定した。揺動運動のストロークは 40 mm で、図 3.27 に示すような速度変化を指令値として与え、測定結果は図 3.28、図 3.29 に示す。図より、開発したステージの揺動運動時の姿勢変化は、垂直方向は従来と同等、水平方向は従来よりも少ない良好な結果となった。



**Fig.3.26** Experimental apparatus of linear motion error measurement (Y direction)



**Fig. 3. 27** Velocity of the stage



**Fig. 3. 28** Comparison of motion error of developed stage and conventional machine (Y direction)

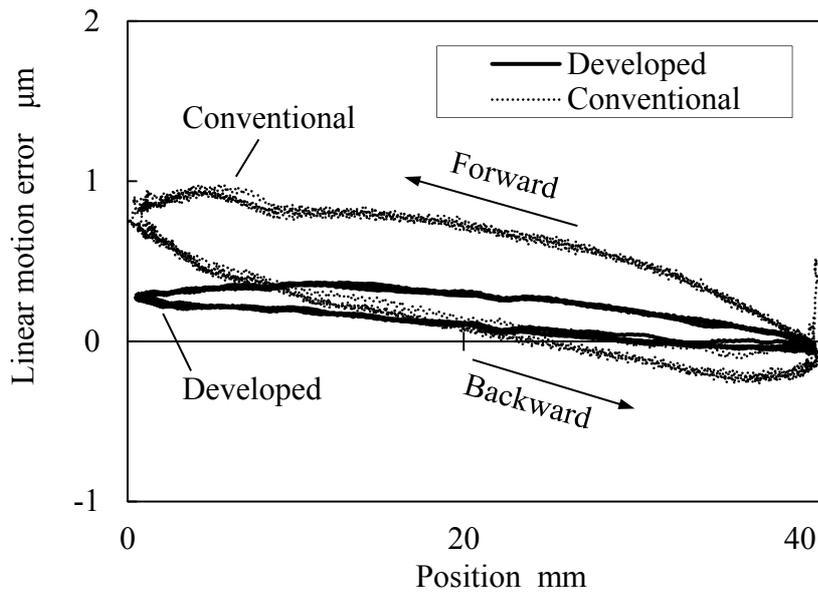


Fig. 3. 29 Comparison of motion error of developed stage and conventional machine (Z direction)

### 3.5 結言

第3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ステージの静特性、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、ダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受を用いることにより、従来のオリフィス絞りを用いた静圧軸受による砥石台に対し、静圧案内面の機構を6面拘束から4面拘束へ大幅に簡素化し軸受面積は $1/3$ に低減できることを実験により明らかにした。得られた結論を以下にまとめる。

- (1) ダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受を用いて軸受の静剛性を高めることにより軸受の面積は $1/3$ に低減できる。これにより、軸受油の流量と案内面のしゅう動抵抗も従来の $1/3$ に低減できる。
- (2) ダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受によるステージの動剛性は、軸受の面積が $1/3$ に低減しても、従来のオリフィス絞りによる砥石台と同等で、 $100\text{Hz}$ 以下で固有振動による共振のピークはない。
- (3) ダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受によるステージの運動精度は速度によらず $\pm 1 \mu\text{m}$ 以下で、さらに揺動運動時の姿勢変化は、従来のオリフィス絞りによる砥石台の姿勢変化量に比べ同等以下の値である。

## 第4章 ジャーナル軸受への適用

第4章では、第2章、3章で得られた研究成果を回転軸に応用し、同様の数値解析と実験検証を行い、本研究の発展性を示す。具体的には、研削盤の工作物を保持する主軸台のジャーナル軸受とスラスト軸受にダイヤフラムを用いた可変絞り形静圧軸受を適用し、回転軸における静特性、動特性の数値解析と実験検証をおこなう。さらに従来のオリフィス絞りと比較し可変絞りの優位性を示す。加えて、研削盤の主軸台として実用に資する性能かどうかを、運動性能試験と加工試験により評価する。

### 4.1 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<sup>22) 24) 25) 28)</sup>。しかし、研削盤の砥石軸受などの低粘度油による静圧軸受に、可変絞りを用いて静剛性を向上する研究は、振動問題などによりこれまで実用化にいたっていない。本章ではまず、比較的高粘度の油で回転速度も低い工作物主軸について、可変絞りを用いた静圧軸受を適用し剛性を向上することに取り組む。

これまでに、第2章では、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、単体の軸受特性について数値解析にて推定し、実験検証をおこなった。さらに第3章では、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を実証した。

本章では、第2章、3章で得られた研究成果を主軸台の軸受に応用することを考える。ここで、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<sup>10) 13)</sup>。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<sup>16)</sup>。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、軸受ポケットの圧力変化に応じて絞りを開閉するために、可変絞りの可動部分を調整部静圧軸受で支持する構造もある。この調整部静圧軸受に制御対象となるジャーナル軸受と同じ圧力の油を供給することに

より軸受剛性を高め、その性能や特性について報告されている<sup>31)~33)</sup>。

以上のように、可変絞り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際的设计において、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、本章で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を主軸台に用い、その静特性、動特性を解明することを目標とする。

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。

### 4.2 理論解析

本節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4.1に、スラスト軸受の構成を図4.2に、ダイアフラムを用いた可変絞りの詳細を図4.3に示す。ジャーナル軸受、スラスト軸受共に可変絞りとオリフィス絞りは対向配置となっているが、解析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、アキシア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。ダイアフラムへ供給する油の経路が、3章までの研究で用いたダイ

アフラムの経路と反対になっているが、これは 4.3 節で述べる実験装置の構成によることが理由である。

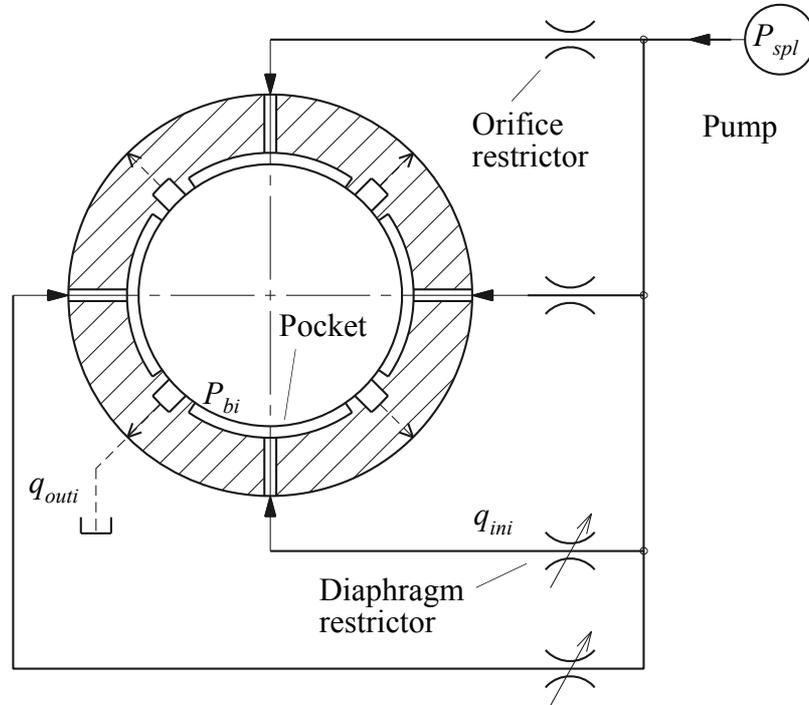


Fig. 4.1 Journal bearings

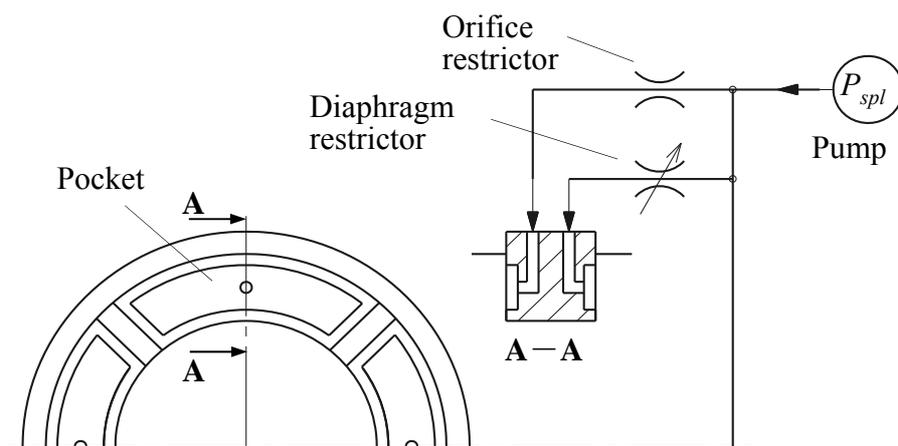


Fig. 4.2 Thrust bearings

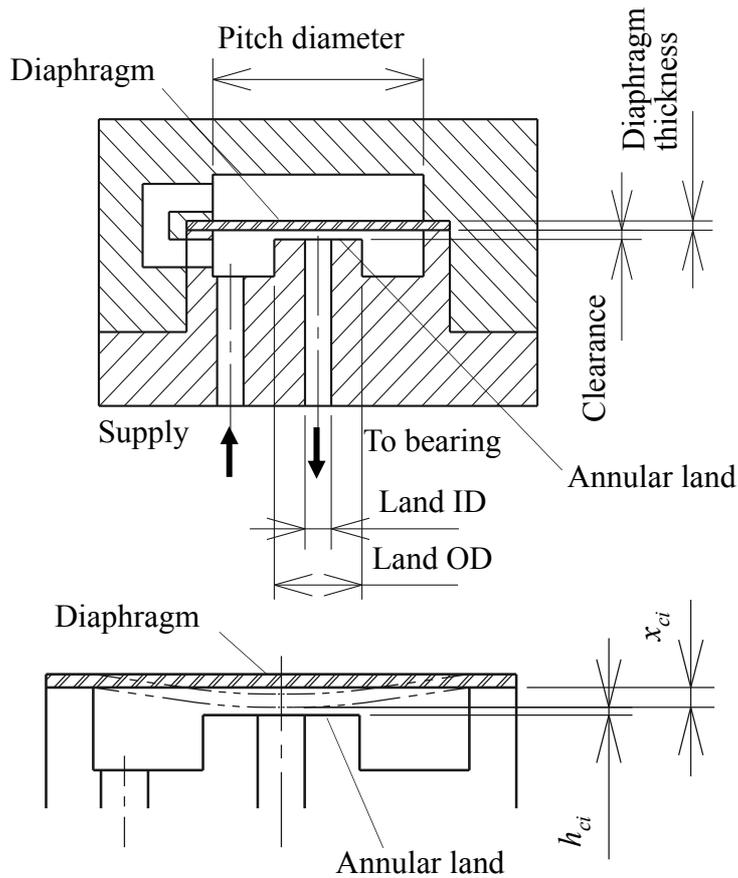


Fig. 4.3 Diaphragm restrictor

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、作動流体圧における流路内の空気の体積  $v_{gi}$  と大気圧における流路内の空気の体積  $v_{g0i}$  と軸受  $i$  のポケット圧力  $p_{bi}$  と大気圧  $P_{abs0}$  の関係をポアソンの法則に基づいて導く。この式の両辺を時間に関して微分することで、軸受  $i$  の軸受油の圧力変化と流路内の空気の体積変化の関係は次式のようにあらわされる。

$$\frac{dv_{gi}}{dt} = -\frac{1}{\gamma} \frac{1}{p_{bi} + P_{abs0}} \left( \frac{P_{abs0}}{p_{bi} + P_{abs0}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} v_{g0i} \frac{dp_{bi}}{dt} \quad (4.1)$$

ここで、流体軸受  $i$  に供給される軸受油の流量  $q_{ini}$  と、軸受  $i$  を通過し流出する流量  $q_{outi}$  の差分は、可変絞りを含む流路の体積変化  $\dot{v}_{ci}$ 、配管などの材料の圧縮率  $\beta_c$  による体積変化、油の圧縮率  $\beta_f$  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.

$$q_{ini} - q_{outi} \approx \dot{v}_{ci} + (\beta_c + \beta_f) v_{ci} \dot{p}_{bi} + \frac{1}{\gamma} \frac{1}{p_{bi} + P_{abs0}} \left( \frac{P_{abs0}}{p_{bi} + P_{abs0}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} v_{g0i} \dot{p}_{bi} \quad (4.2)$$

可変絞りを通過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.

$$q_{ini} = \frac{K_{ci}}{12 \mu} h_{ci}^3 (P_{spl} - p_{bi}) \quad (4.3)$$

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.

$$q_{outi} = \frac{K_{bi}}{12 \mu} h_{bi}^3 p_{bi} \quad (4.4)$$

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.

$$M_{ci} \ddot{x}_{ci} = A_{ci} (P_{spl} - p_{bi}) - L_{ci} \dot{x}_{ci} - S_{ci} x_{ci} \quad (4.5)$$

図 4.4 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.

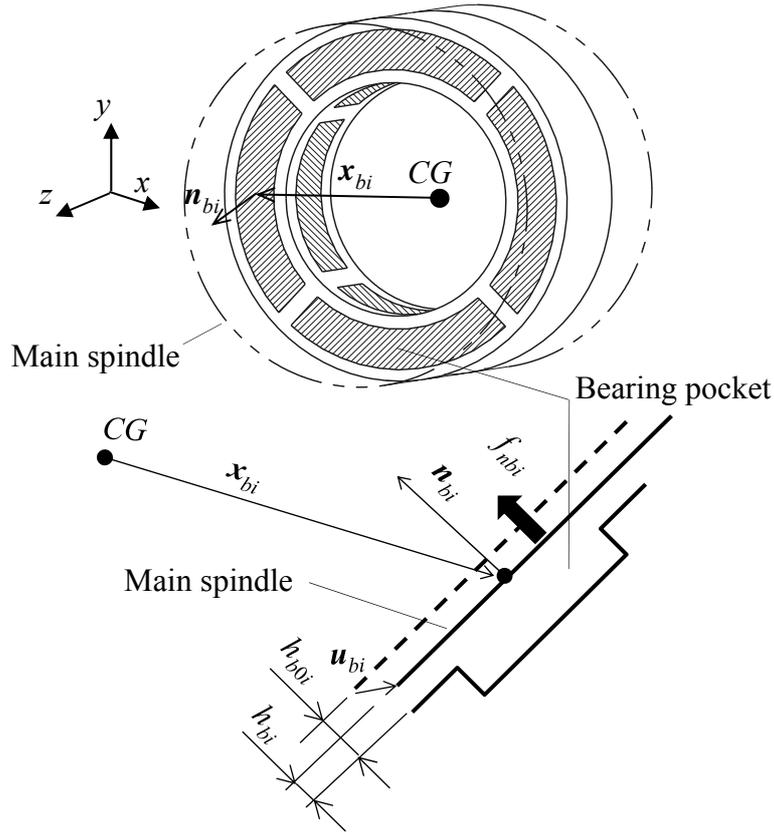


Fig. 4.4 Numerical analysis model of hydrostatic bearings

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  $\mathbf{R}$  と単位行列  $\mathbf{E}$  により次式のようにあらわされる。

$$\mathbf{u}_{bi} = \begin{Bmatrix} u_{gx} \\ u_{gy} \\ u_{gz} \end{Bmatrix} + (\mathbf{R} - \mathbf{E}) \mathbf{x}_{bi} \quad (4.6)$$

さらに、主軸重心の各軸まわりの回転成分は微小量であるための近似と、2次以上の項を省略すると式 (4.6) で示す軸受  $i$  の相対変位は次式のようにあらわされる。

$$\begin{aligned} \mathbf{u}_{bi} &\approx \begin{Bmatrix} u_{gx} \\ u_{gy} \\ u_{gz} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & -\theta_{gz} & \theta_{gy} \\ \theta_{gz} & 0 & -\theta_{gx} \\ -\theta_{gy} & \theta_{gx} & 0 \end{bmatrix} \mathbf{x}_{bi} \\ &= \mathbf{T}_{bi} \mathbf{u}_g \end{aligned} \quad (4.7)$$

ここで、 $\mathbf{T}_{bi}$ 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。

$$\mathbf{T}_{bi} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & x_{bzi} & -x_{byi} \\ 0 & 1 & 0 & -x_{bzi} & 0 & x_{bxi} \\ 0 & 0 & 1 & x_{byi} & -x_{bxi} & 0 \end{bmatrix} \quad (4.8)$$

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。

$$h_{bi} = h_{b0i} + \mathbf{n}_{bi} \cdot \mathbf{u}_{bi} \quad (4.9)$$

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。

$$\dot{h}_{bi} = \mathbf{n}_{bi} \cdot \dot{\mathbf{u}}_{bi} \quad (4.10)$$

以上の考え方により座標  $\mathbf{x}_{bi}$ 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。

$$f_{nbi} = p_{bi} A_{bi} - L_{bi} \dot{h}_{bi} \quad (4.11)$$

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式(4.12)のようにあらわされる。

$$\begin{aligned}
 \mathbf{f}_{bi} &= \begin{Bmatrix} f_{bxi} \\ f_{byi} \\ f_{bzi} \\ m_{bxi} \\ m_{byi} \\ m_{bzi} \end{Bmatrix} = f_{nbi} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -x_{bzi} & x_{byi} \\ x_{bzi} & 0 & -x_{bxi} \\ -x_{byi} & x_{bxi} & 0 \end{bmatrix} \mathbf{n}_{bi} \\
 &= f_{nbi} \mathbf{T}_{bi}^T \mathbf{n}_{bi}
 \end{aligned} \tag{4.12}$$

主軸には各軸受  $i$  の力/モーメントベクトル  $\mathbf{f}_{bi}$  と外力  $\mathbf{f}_{ext}$  と主軸の自重  $\mathbf{f}_{own}$  がかかる。主軸の慣性行列を  $\mathbf{M}$  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。

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{u}}_g = \sum \mathbf{f}_{bi} + \mathbf{f}_{ext} + \mathbf{f}_{own} \tag{4.13}$$

ここで、主軸の慣性行列  $\mathbf{M}$  は次式のようにあらわされる。

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_x & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_z \end{bmatrix} \tag{4.14}$$

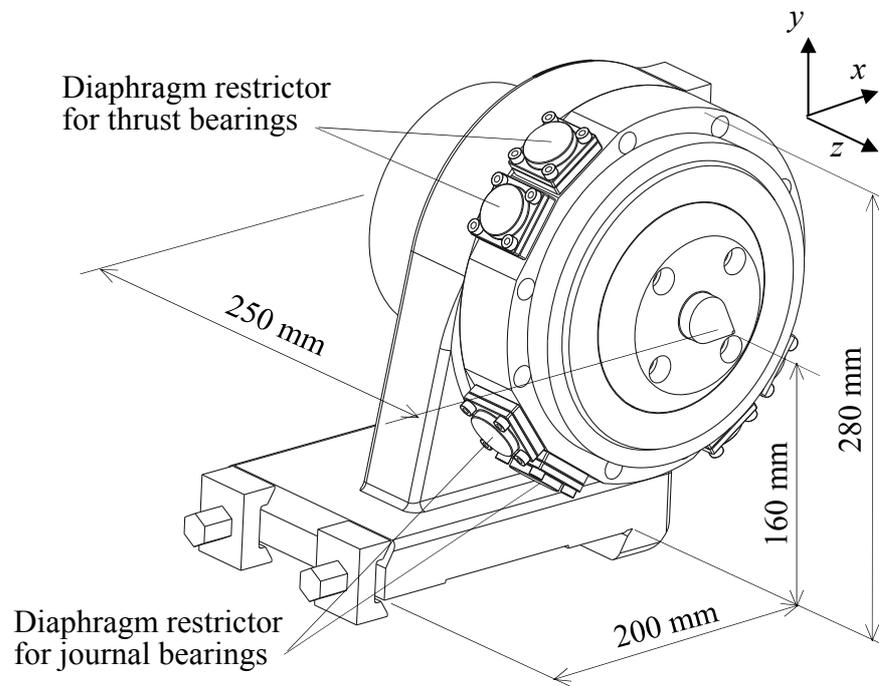
式 (4.13) と式 (4.2) (4.3) (4.4) (4.5) (4.9) (4.10) (4.11) を  $\mathbf{u}_g$  について連立して数値的に解くことで、ダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受を用いた主軸の静特性、動特性を推定できる。具体的には、主軸の特性の計算は、主軸の任意の位置に静的、動的荷重を負荷したときの、主軸の任意の位置の変位を計算することで、その位置における静特性、動特性を推定する。また、オリフィス絞りの場合については、前述した可変絞り部の計算を固定絞りの計算に置き換えることで対応できる。

### 4.3 理論解析の検証と実験結果

本節では、第4.2節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、ダイア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。

#### 4.3.1 実験方法と実験装置

実験装置の概略を図4.5に示す。主軸は図4.6に示すようにダイア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。



**Fig. 4.5** Experimental apparatus of developed head stock with hydrostatic bearings

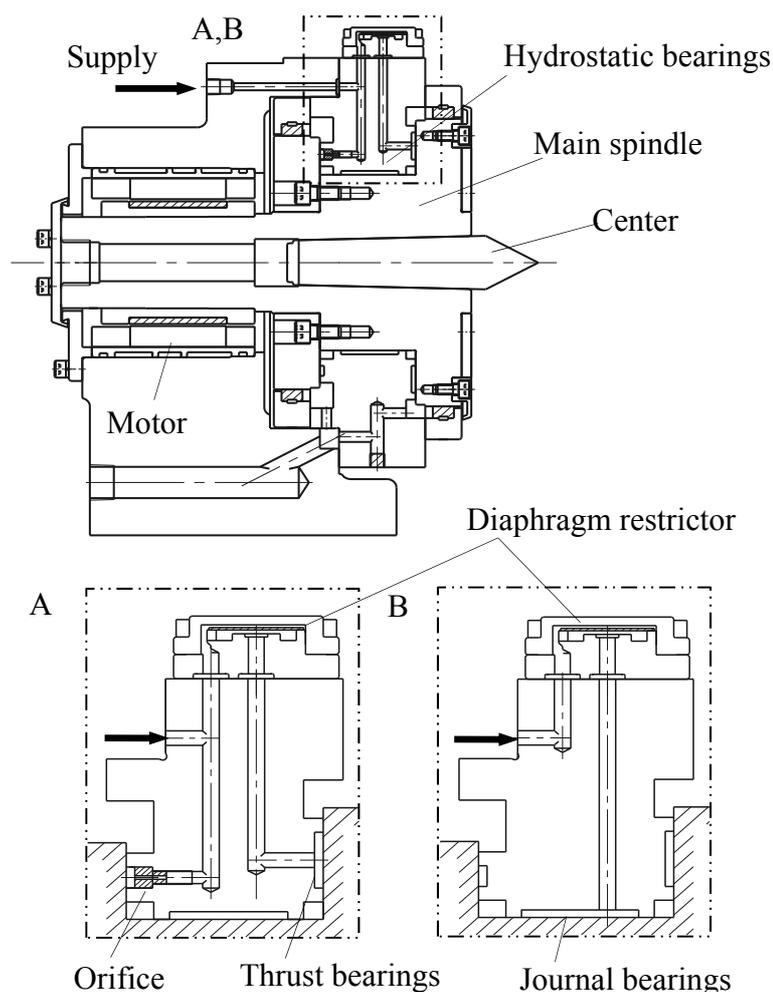
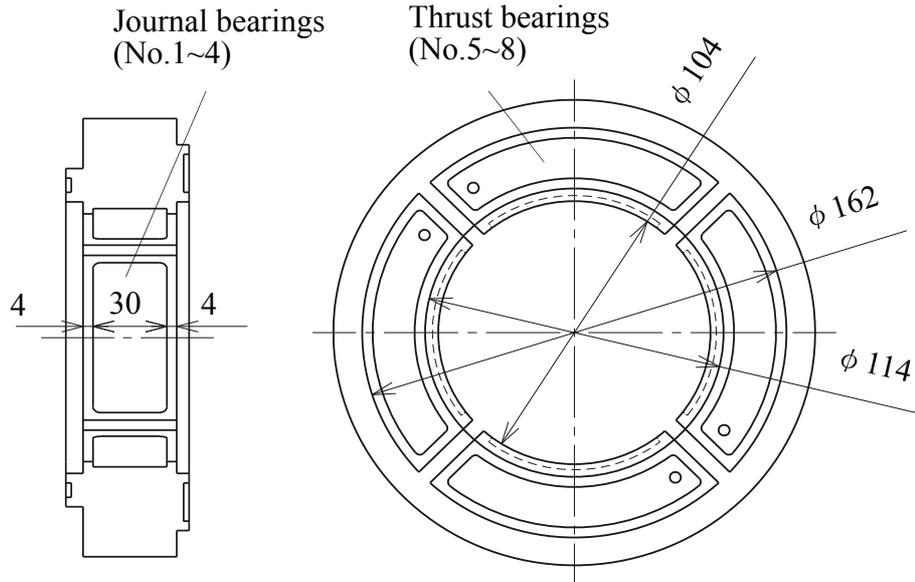


Fig. 4.6 Developed head stock with hydrostatic bearings

ダイア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 4.1 に示す。また，ダイア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 4.7 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オリフィス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オリフィス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 4.2 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 4.3 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。

**Table 4.1** 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



**Fig. 4.7** Dimensions of the hydrostatic bearings (unit: mm)

**Table 4.2** Spatial position of the hydrostatic bearings

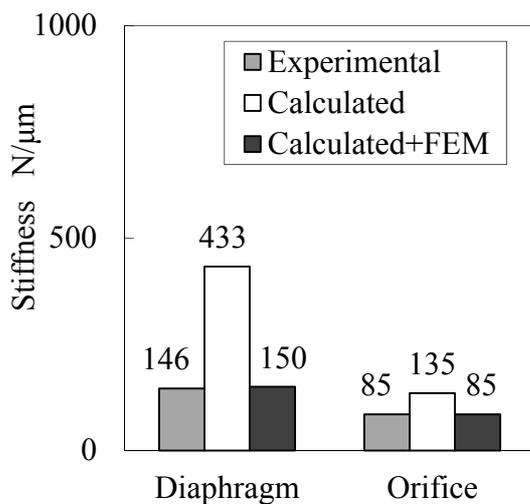
Bearing No.	Coordinate values $(x,y,z)$ , $\mathbf{x}_{bi}$ (unit: m)	Normal unit vector, $\mathbf{n}_{bi}$
1	0 , 0.052 , 0.019	(0,-1,0)
2	0.052 , 0 , 0.019	(-1,0,0)
3	0 , -0.052 , 0.019	(0,1,0)
4	-0.052 , 0 , 0.019	(1,0,0)
5	0 , 0.069 , 0.044	(0,0,1)
6	0.069 , 0 , 0.044	(0,0,1)
7	0 , -0.069 , 0.044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

**Table 4.3** Mass and inertia moment of the spindle

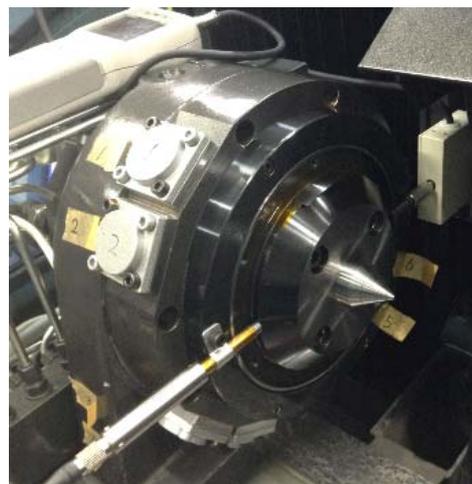
Mass of spindle, $m$	15.3 kg
Inertia moment of spindle, $J_x$	0.065 kg·m <sup>2</sup>
Inertia moment of spindle, $J_y$	0.065 kg·m <sup>2</sup>
Inertia moment of spindle, $J_z$	0.039 kg·m <sup>2</sup>

### 4.3.2 ラジアル方向静剛性の実験結果

図 4.8 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、図 4.9 に示すように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軸受部を固定してラジアル荷重を加えた場合の、スピンドルのたわみを有限要素法により求めた結果、剛性値は 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で比較すると、実験結果とよく一致することがわかる。



**Fig. 4.8** Static stiffness of spindle in radial direction



**Fig. 4.9** Static stiffness measurement in radial direction

### 4.3.3 アキシアル方向静剛性の実験結果

図 4.10 に開発した主軸台のスピンドルのアキシ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、図 4.11 に示すように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軸受部を固定してアキシアル荷重を加えた場合のスピンドルのたわみを有限要素法により求めた結果、剛性値は 1363 N/ $\mu\text{m}$  となり、この値から静剛性の差は説明できる。静剛性の解析は第 4.2 節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。

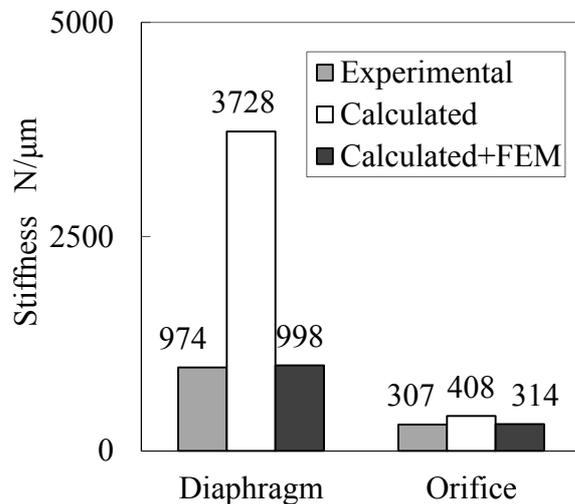


Fig. 4.10 Static stiffness of spindle in axial direction

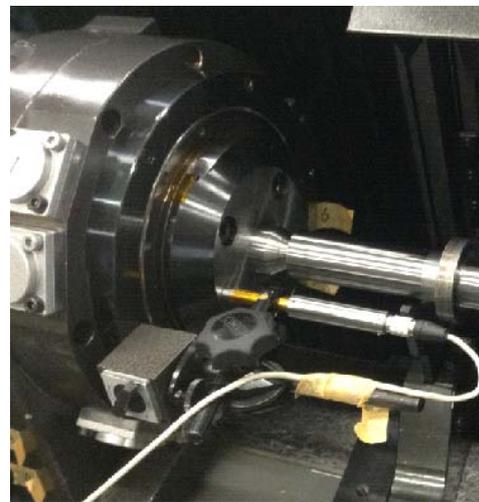


Fig. 4.11 Static stiffness measurement in axial direction

### 4.3.4 ラジアル方向動剛性の実験結果

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 4.12, 4.13 に示す。実験は図 4.14 に示すように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。

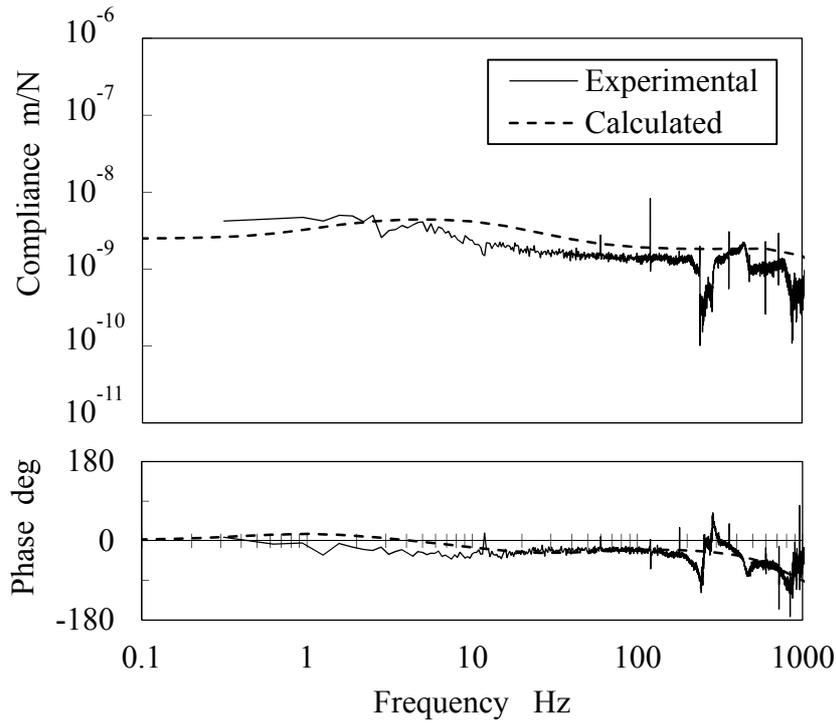


Fig. 4.12 Compliance of main spindle with diaphragm in radial direction

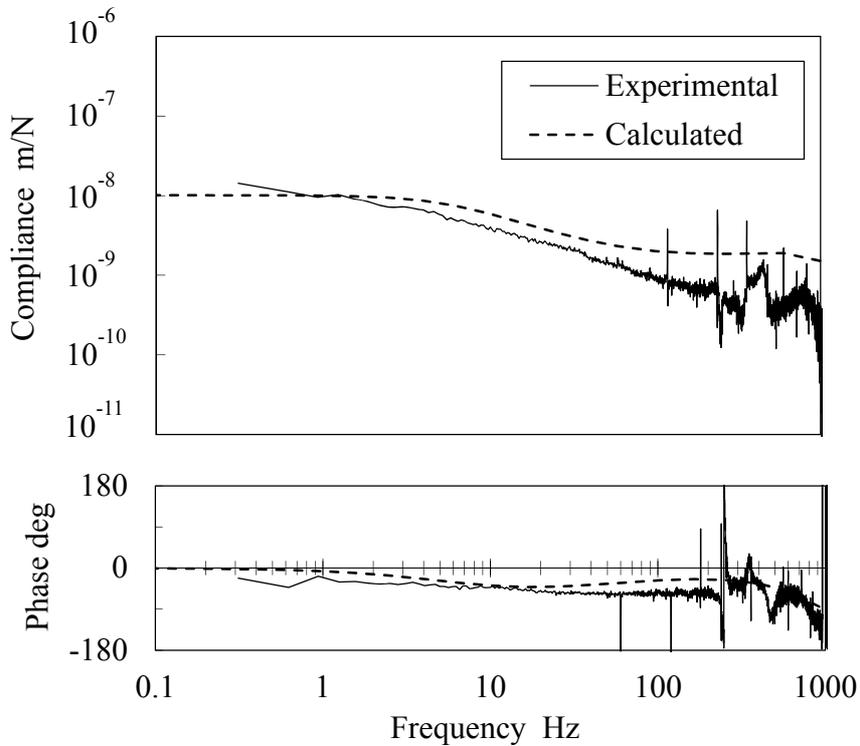


Fig. 4.13 Compliance of main spindle with orifice in radial direction



Fig. 4.14 Compliance measurement in radial direction

#### 4.3.5 アキシアル方向動剛性の実験結果

ダイヤ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アキシアル方向の動剛性を図 4.15, 4.16 に示す. 実験は図 4.17 に示すように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ア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. 図 4.15 の低周波域で位相が遅れている理由は, 可変絞りにより静剛性を高めた結果, 加振時の変位が微小となり非接触変位計で低周波の挙動を測れないことが理由である.

開発した主軸台の実用回転速度は最大  $500 \text{ min}^{-1}$ であることを考慮すると, 実用域において3節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.

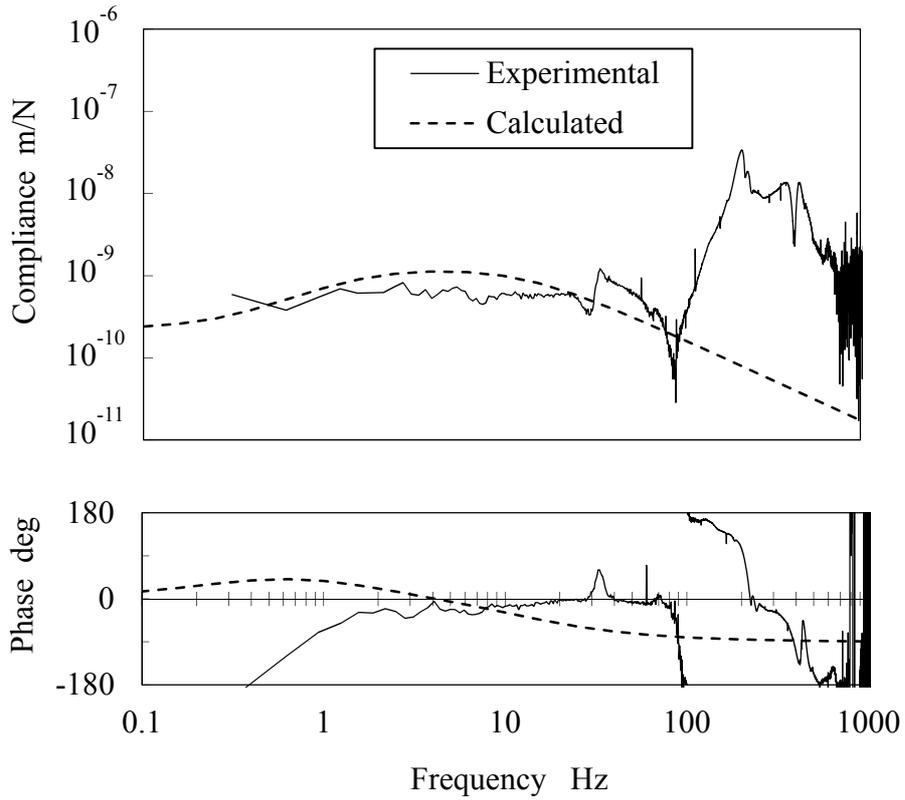


Fig. 4.15 Compliance of main spindle with diaphragm in axial direction

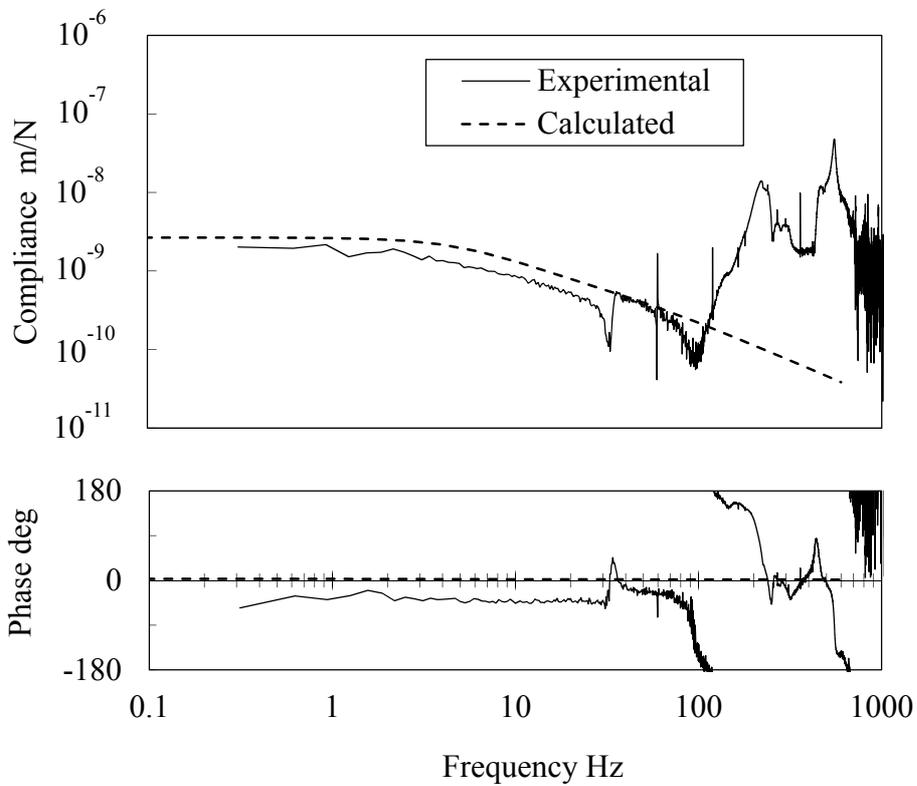


Fig. 4.16 Compliance of main spindle with orifice in axial direction

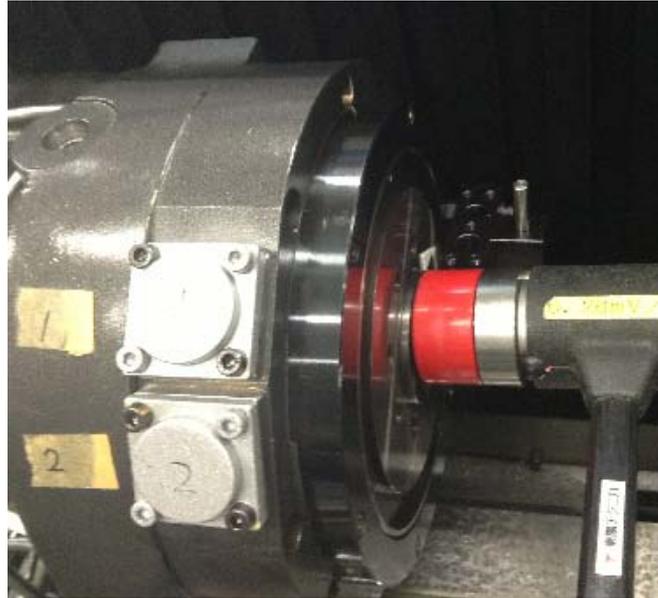


Fig. 4.17 Compliance measurement in axial direction

#### 4.4 運動性能・加工精度の評価

第4.3節までにダイア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、ダイア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果と比較する。

##### 4.4.1 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 4.18 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  $200 \text{ min}^{-1}$  の一定速度にて 4 回転分の測定値にて評価した。図 4.19 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。



Fig. 4.18 Experimental apparatus of rotational accuracy measurement

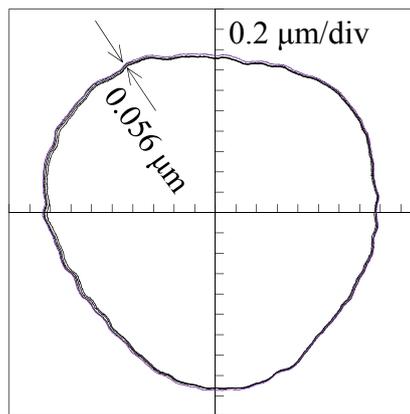


Fig. 4.19 Measurement result of NRRO in developed head stock

#### 4.4.2 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。実験は図 4.20 に示すようにテストピースを両センターで保持し研削加工をおこなった。加工した工作物の円筒面の真円度測定結果を図 4.21 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 4.22 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  $250 \text{ min}^{-1}$  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 を使い、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  $0.37 \text{ μm}$  で、従来の主軸台を用いた場合の真円度  $0.48 \text{ μm}$  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。

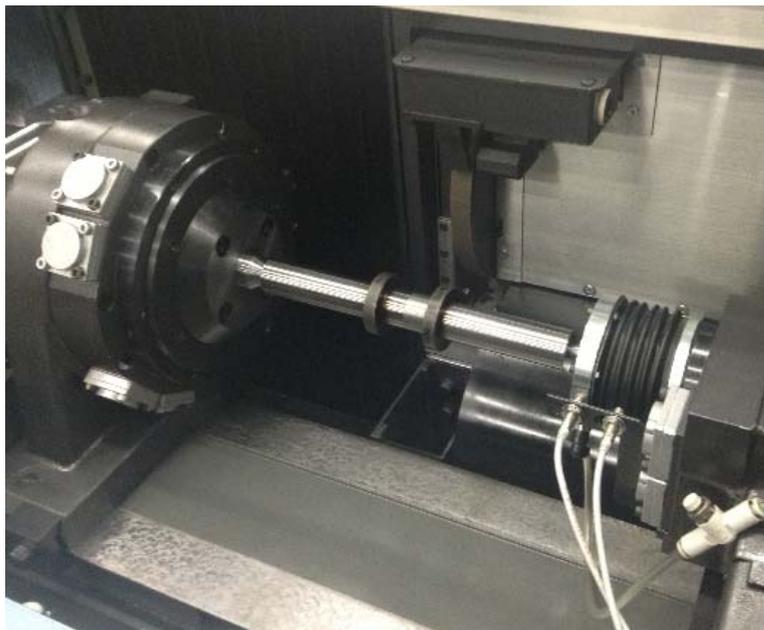


Fig. 4. 20 Grinding test in developed head stock

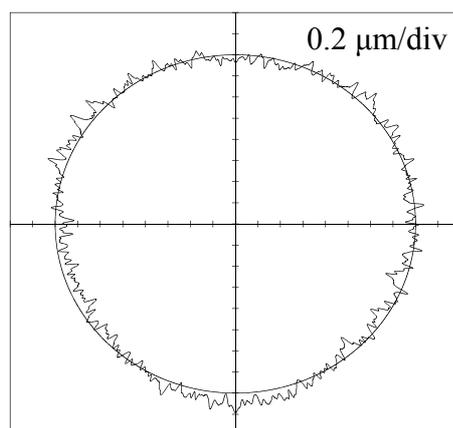


Fig. 4. 21 Measurement result of roundness after grinding (Developed head stock)

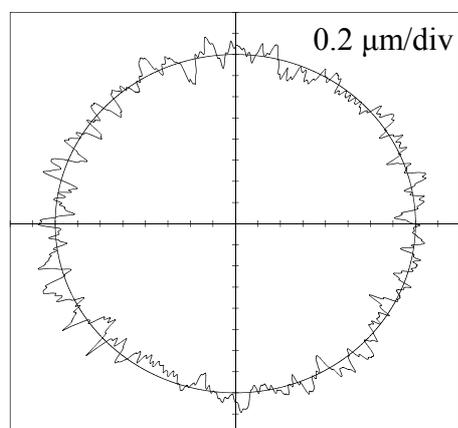


Fig. 4. 22 Measurement result of roundness after grinding(Conventional head stock)

### 4.5 結言

第4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。得られた結論を以下にまとめる。

- (1) ダイア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ア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) ダイア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。



## 第 5 章 可変絞りの設計諸元が 軸受性能に及ぼす影響

第 5 章では、可変絞りの設計諸元が静圧軸受性能に及ぼす影響について、数値解析にて検討する。可変絞りの設計諸元には、絞りのすきまやダイアフラムの膜厚などの設計要件によるものと、軸受油の供給圧力や油温、配管の長さや配管の中に含まれる気泡の量など、周辺装置や施工によるものがある。これらの諸元が静圧軸受の性能におよぼす影響を明らかにする。

### 5.1 緒言

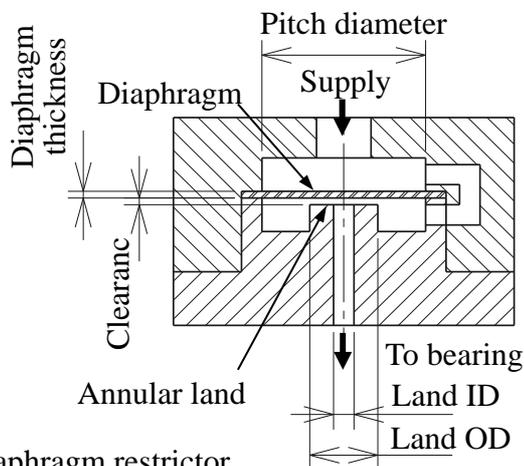
前章までに、ダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受について数値的、実験的に特性を解明した。また、案内面やジャーナル軸受についても性能を推定した。可変絞りの設計諸元には、寸法ばらつきにより実際の性能が左右されるものや、周辺装置の影響を受けるものがある。製造上は、それらの誤差が静圧軸受の性能を変化させ、目標の性能を達成できないおそれがある。本章では、ダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受における可変絞りの設計諸元が、静圧軸受の静特性、動特性に及ぼす影響を、第 2 章で解明した数値解析にて検討し考察する。

### 5.2 可変絞りの寸法諸言の影響

可変絞りの形状を図 5.1 に、主な寸法の設計諸元を表 5.1 に示す。本節では 2 章の実験で用いた可変絞りの寸法を基準とし、製造上生じる可能性がある寸法誤差を想定して、静圧軸受の静特性や動特性への影響を数値解析により推定した。設計諸元の変更は表 5.1 の通りとし、一つの設計諸元を変化させるときは他の設計諸元は基準値にて固定して影響を推定した。

**Table 5.1** Design parameters of self-controlled restrictors using a diaphragm

Design parameters	Unit	Reference values	Calculated values
Clearance	$\mu\text{m}$	88	74 / 80 / 84 / 88 / 94
Land OD	$\phi$ mm	9.7	8.8 / 9.58 / 9.7 / 9.8 / 10.8
Land ID	$\phi$ mm	3.1	2 / 3 / 3.1 / 3.2 / 4
Diaphragm thickness	mm	0.402	0.36 / 0.38 / 0.4 / 0.402 / 0.44
Pitch Diameter	$\phi$ mm	25.3	22.7 / 25.2 / 25.3 / 25.4 / 27.7



**Fig. 5.1** Diaphragm restrictor

5.2.1 可変絞り部のすきまの影響

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の、ポケット圧力と静剛性の関係を図 5.2 に示す。図より、すきまがわずかに変化すると静剛性は大きく変化することがわかる。

次に、絞りすきまの変化と動剛性の関係を図 5.3 に示す。動剛性は 10 Hz 以下の低い周波数で静剛性の影響を受け、静剛性が低いパラメータほど動剛性も低下する傾向がみられる。さらに、1 kHz 付近では、静剛性が低いパラメータほど動剛性が低くなる傾向がみられる。図 5.4 に示す通り、絞りすきまが広く、静剛性が低いパラメータでは、軸受の流量の増加とともに、静圧軸受のクリアランスも増加している。軸受のクリアランスが増加すると、軸受の減衰性が低下するため、この影響により 1 kHz 付近で動剛性が低下すると考えられる。

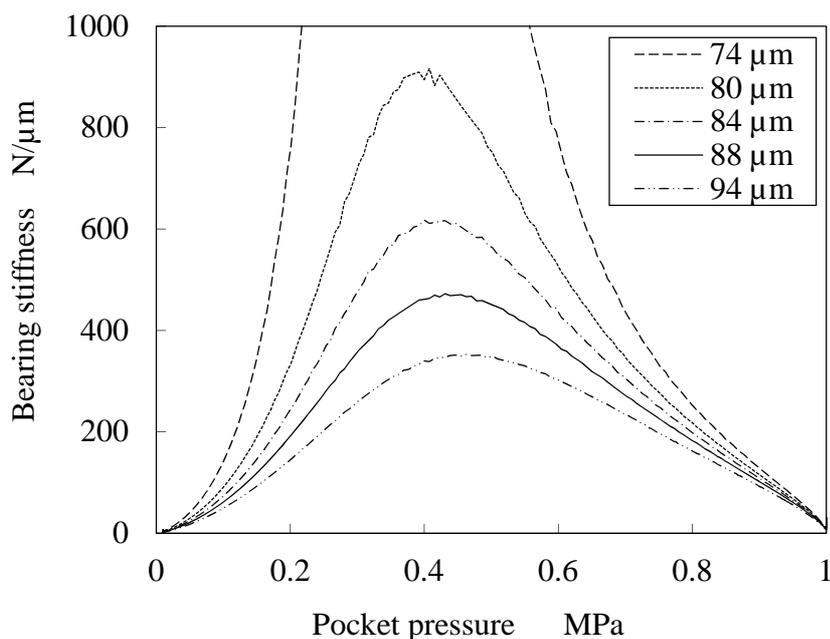
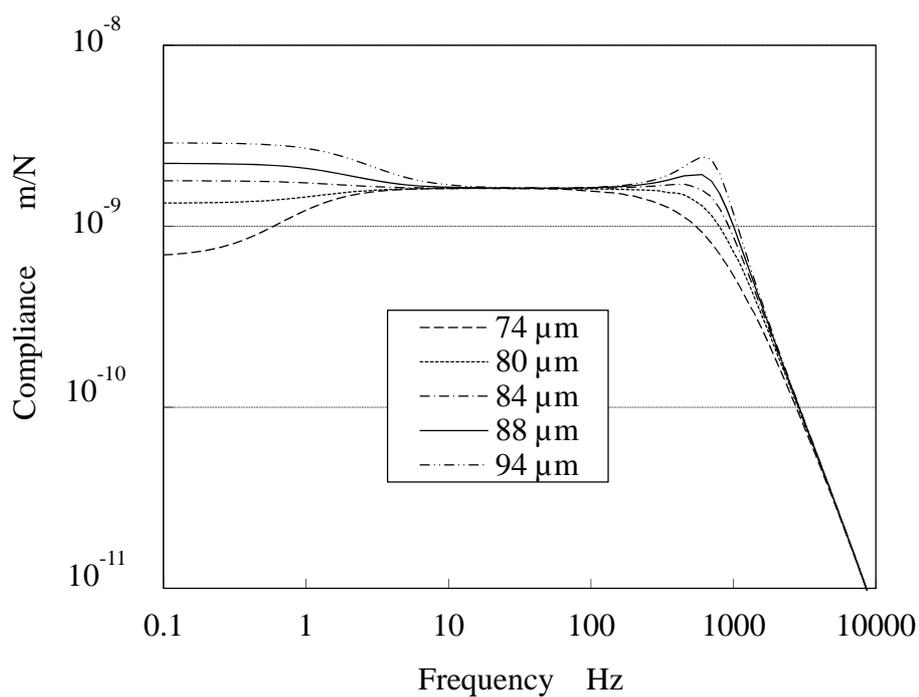
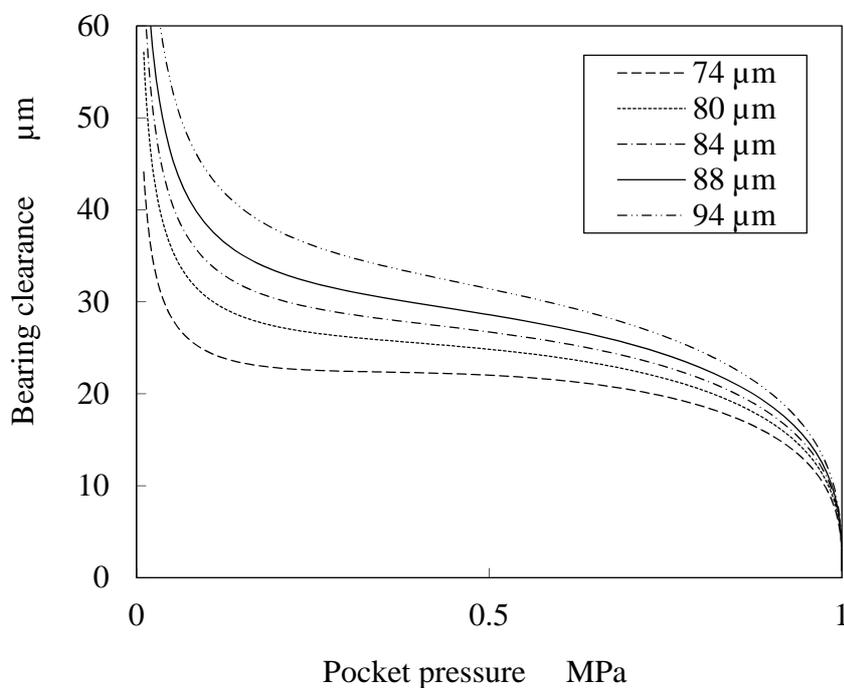


Fig. 5.2 Relationship between bearing stiffness and gap of a diaphragm restrictor



**Fig. 5.3** Relationship between compliance of bearing and gap of a diaphragm restrictor



**Fig. 5.4** Relationship between bearing clearance and gap of a diaphragm restrictor

### 5.2.2 可変絞り部の外径の影響

円環絞り面の外径をパラメータとした場合の、ポケット圧力と静剛性の関係を図 5.5 に示す。図より、外径の誤差が  $\pm 0.1$  mm 程度であれば特性の変化はほとんどないが、 $\pm 1$  mm 程度の誤差が生じると、静剛性は大きく変化することがわかる。

次に、円環絞り面の外径の変化と動剛性の関係を図 5.6 に示す。動剛性は 10 Hz 以下の低い周波数で静剛性の影響を受け、静剛性が低いパラメータほど動剛性も低下する傾向がみられる。さらに、1 kHz 付近では、静剛性が低いパラメータほど動剛性が低くなる傾向がみられる。図 5.7 に示す通り、円環絞り面の外径が小さく、静剛性が低いパラメータでは、軸受の流量の増加とともに、静圧軸受のクリアランスも増加している。軸受のクリアランスが増加すると、軸受の減衰性が低下するため、この影響により 1 kHz 付近で動剛性が低下すると考えられる。

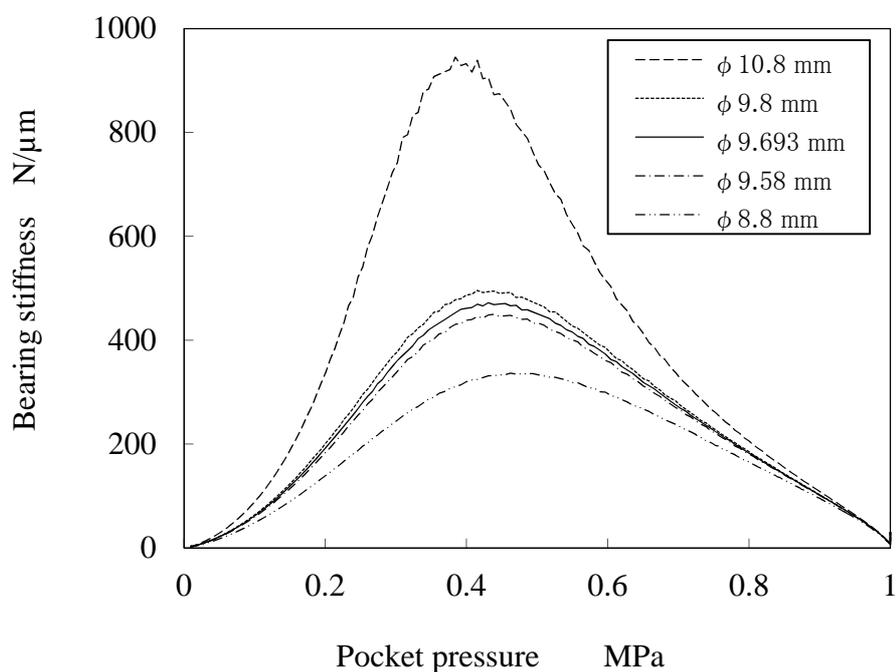
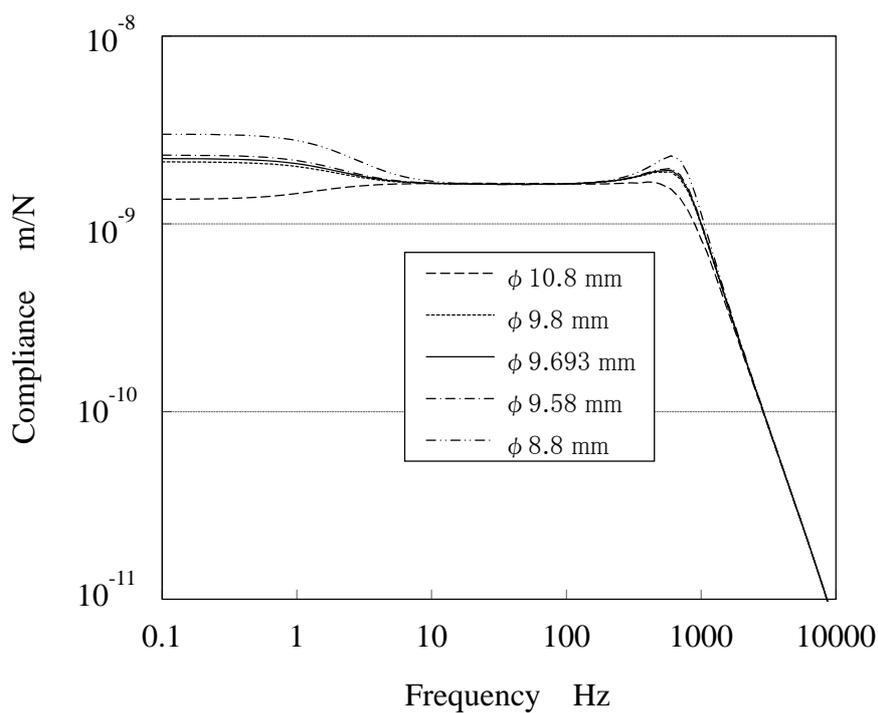
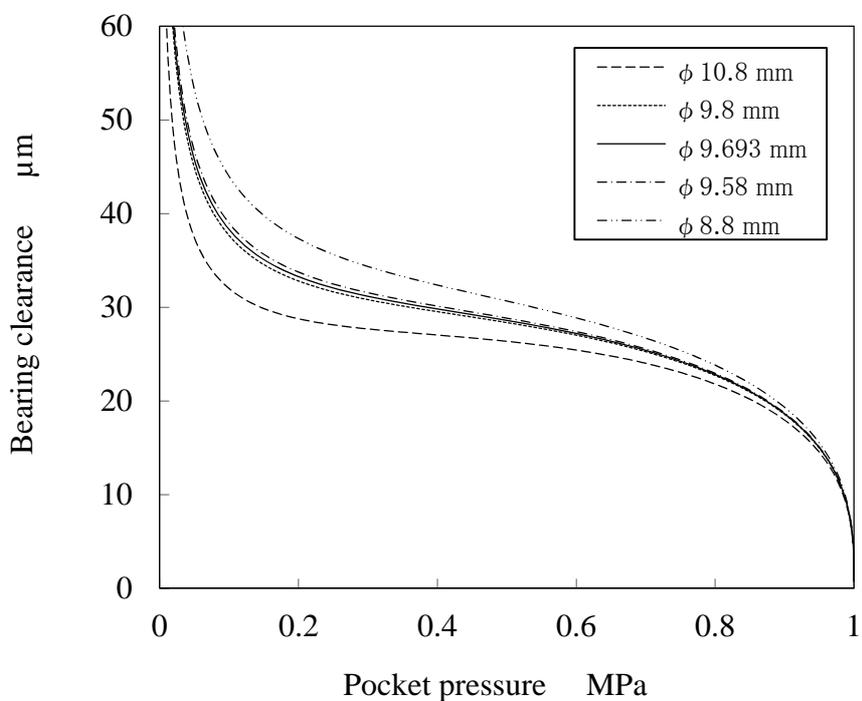


Fig. 5.5 Relationship between bearing stiffness and outer diameter of restrictor



**Fig. 5. 6** Relationship between compliance of bearing and outer diameter of restrictor



**Fig. 5. 7** Relationship between bearing clearance and outer diameter of restrictor

### 5.2.3 可変絞り部の内径の影響

円環絞り面の内径をパラメータとした場合の、ポケット圧力と静剛性の関係を図 5.8 に示す。図より、内径の誤差が  $\pm 0.1$  mm 程度であれば特性の変化はほとんどないが、 $\pm 1$  mm 程度の誤差が生じると、静剛性は大きく変化することがわかる。

次に、円環絞り面の内径の変化と動剛性の関係を図 5.9 に示す。動剛性は 10 Hz 以下の低い周波数で静剛性の影響を受け、静剛性が低いパラメータほど動剛性も低下する傾向がみられる。また、前項で記した 1k Hz 付近での動剛性への影響は、内径の変化においてはほとんどみられない。図 5.10 に示す通り、円環絞り面の内径の変化は、静圧軸受のクリアランスに影響が少ないため、軸受の減衰性の変化も少ないためと考えられる。

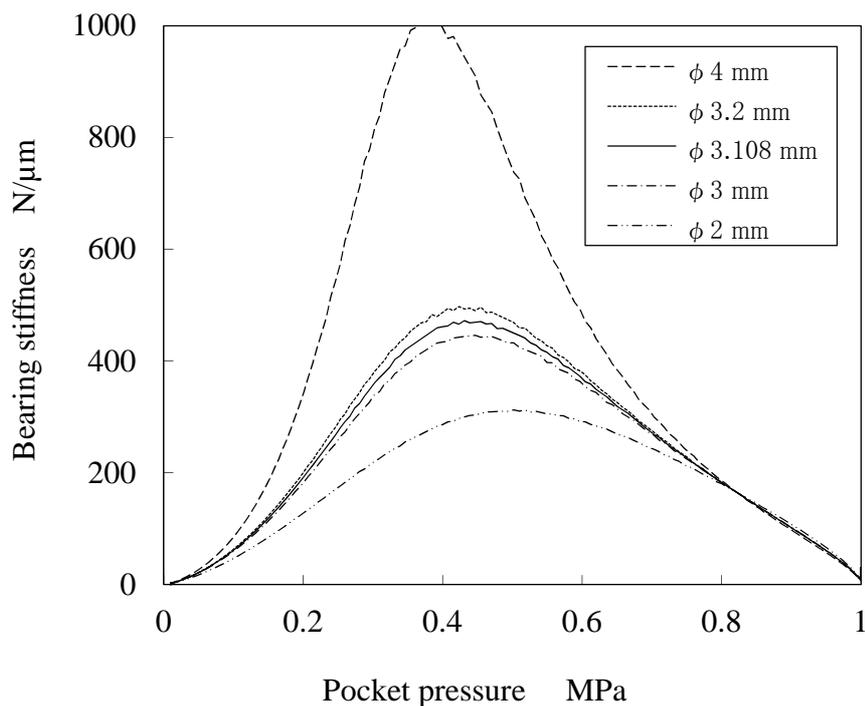
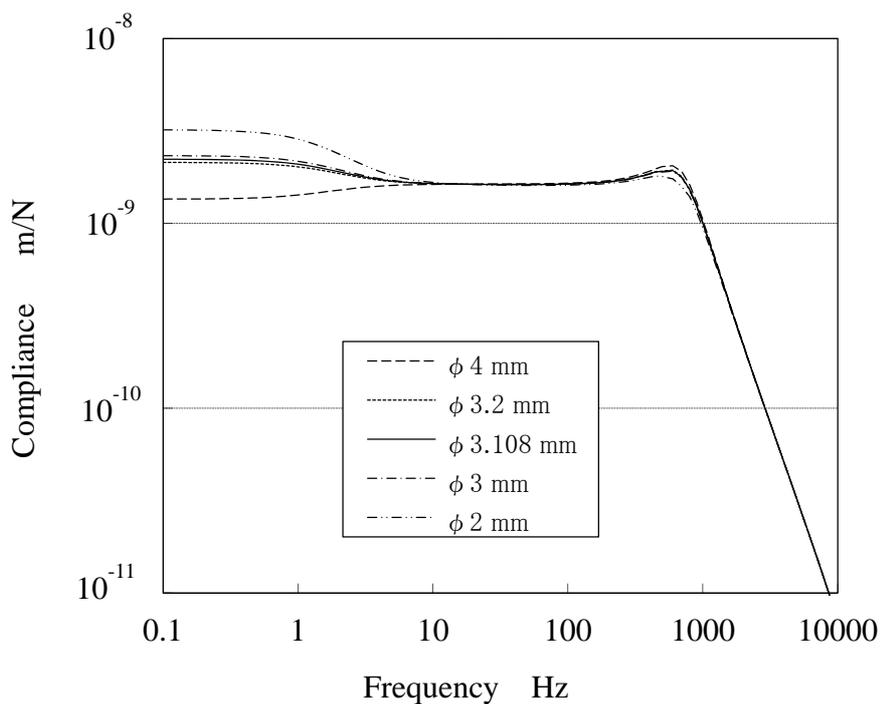
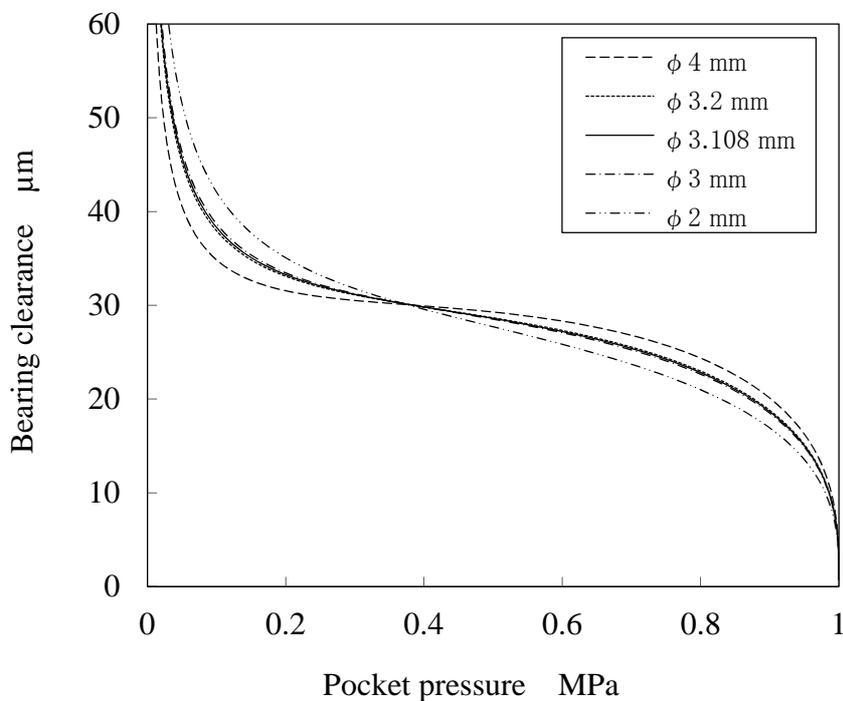


Fig. 5.8 Relationship between bearing stiffness and inner diameter of restrictor



**Fig. 5.9** Relationship between compliance of bearing and inner diameter of restrictor



**Fig. 5.10** Relationship between bearing clearance and inner diameter of restrictor

### 5.2.4 ダイアフラムの膜厚の影響

ダイアフラムの膜厚をパラメータとした場合の、ポケット圧力と静剛性の関係を図 5.11 に示す。図より、膜厚がわずかに変化すると静剛性は大きく変化することがわかる。

次に、膜厚の変化と動剛性の関係を図 5.12 に示す。動剛性は 10 Hz 以下の低い周波数で静剛性の影響を受け、静剛性が低いパラメータほど動剛性も低下する傾向がみられる。さらに、1 kHz 付近では、静剛性が低いパラメータほど動剛性が低くなる傾向がみられる。図 5.13 に示す通り、膜厚が厚く、静剛性が低いパラメータでは、軸受の流量の増加とともに、静圧軸受のクリアランスも増加している。軸受のクリアランスが増加すると、軸受の減衰性が低下するため、この影響により 1 kHz 付近で動剛性が低下すると考えられる。

また、膜厚が 0.36 mm まで減少すると負剛性となる現象がみられる。

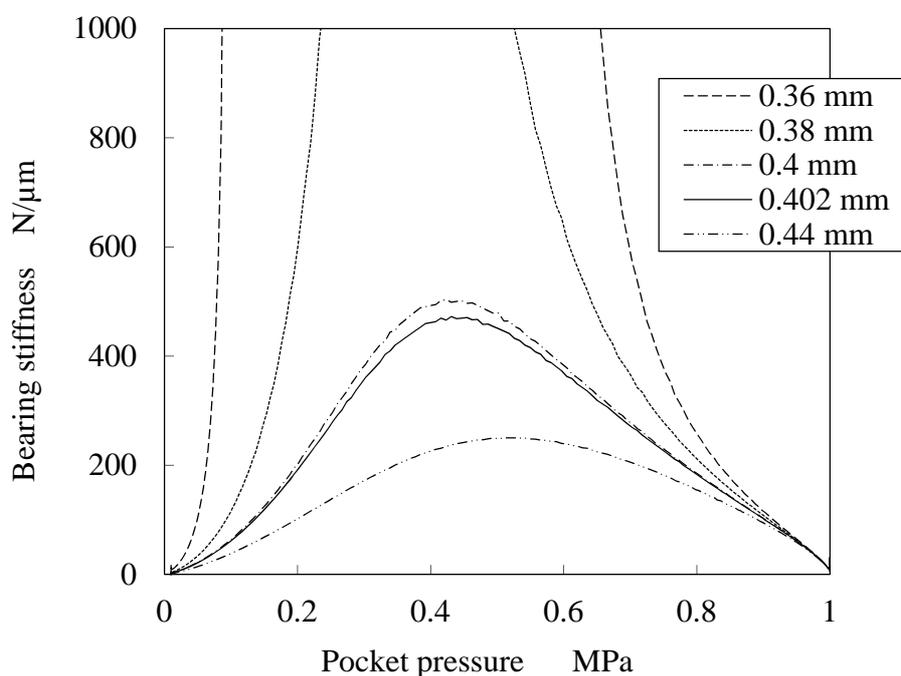


Fig. 5.11 Relationship between bearing stiffness and thickness of a diaphragm

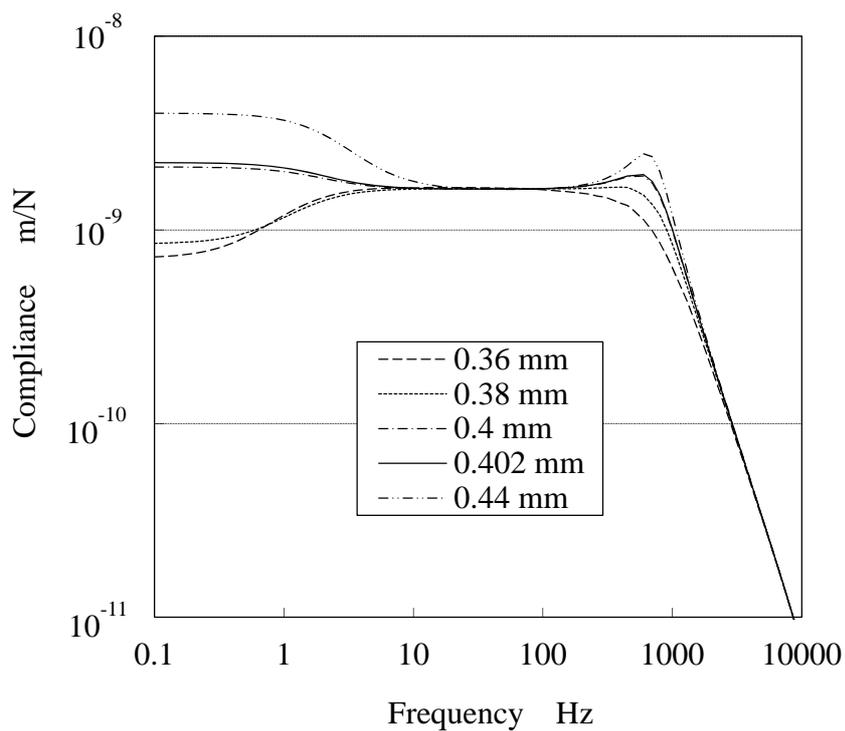


Fig. 5.12 Relationship between compliance of bearing and thickness of a diaphragm

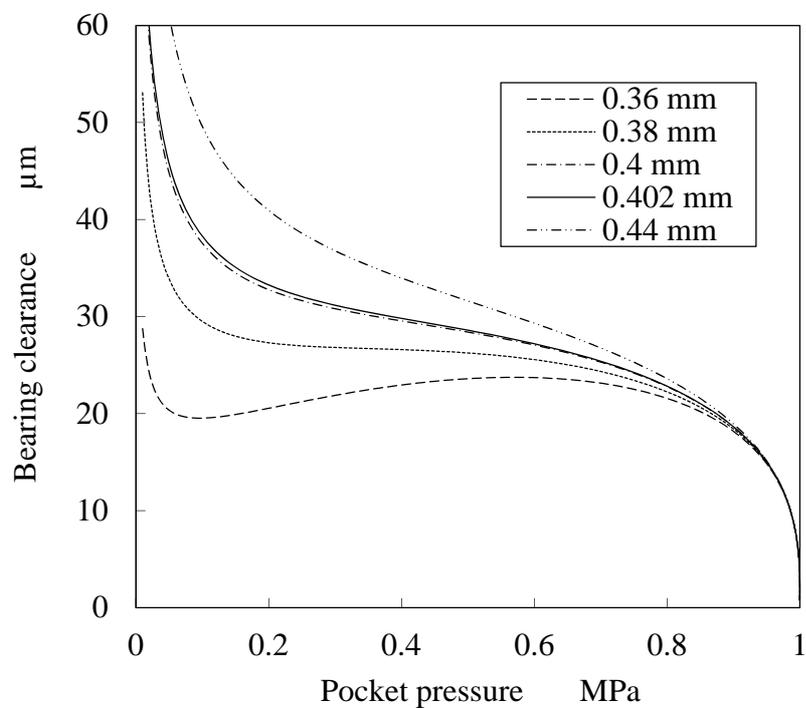


Fig. 5.13 Relationship between bearing clearance and thickness of a diaphragm

### 5.2.5 ダイアフラムの直径の影響

ダイアフラムの基準直径をパラメータとした場合の、ポケット圧力と静剛性の関係を図 5.14 に示す。図より、基準直径の変化が±0.1 mm 程度であれば静剛性は大きく変化することはない。

次に、基準直径の変化と動剛性の関係を図 5.15 に示す。動剛性は 10 Hz 以下の低い周波数で静剛性の影響を受け、静剛性が低いパラメータでは動剛性も低下する傾向がみられる。さらに、1 kHz 付近では、静剛性が低いパラメータほど動剛性が低くなる傾向がみられる。図 5.16 に示す通り、基準直径が大きく、静剛性が低いパラメータでは、軸受の流量の増加とともに、静圧軸受のクリアランスも増加している。軸受のクリアランスが増加すると、軸受の減衰性が低下するため、この影響により 1 kHz 付近で動剛性が低下すると考えられる。

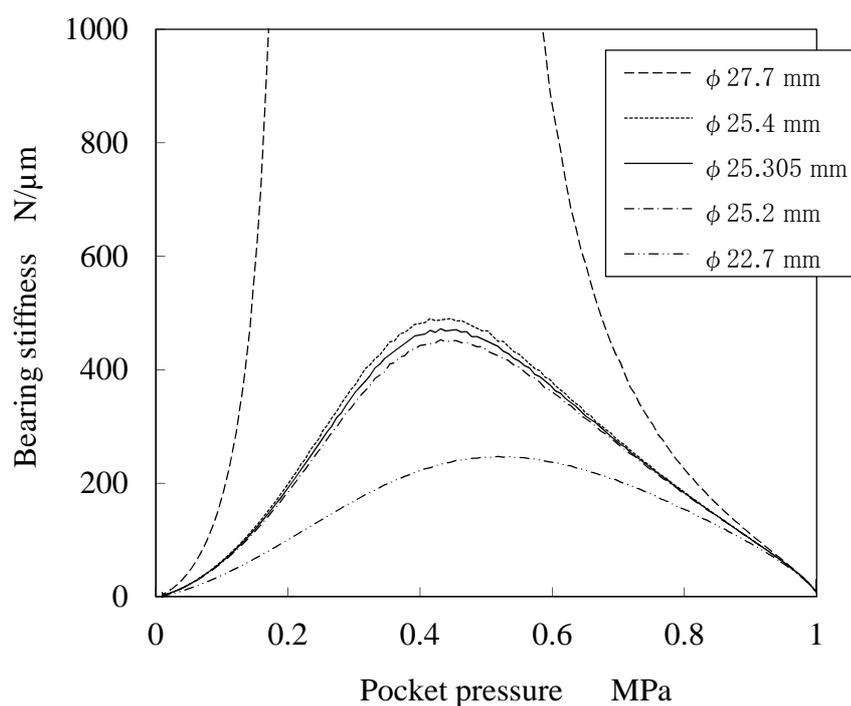
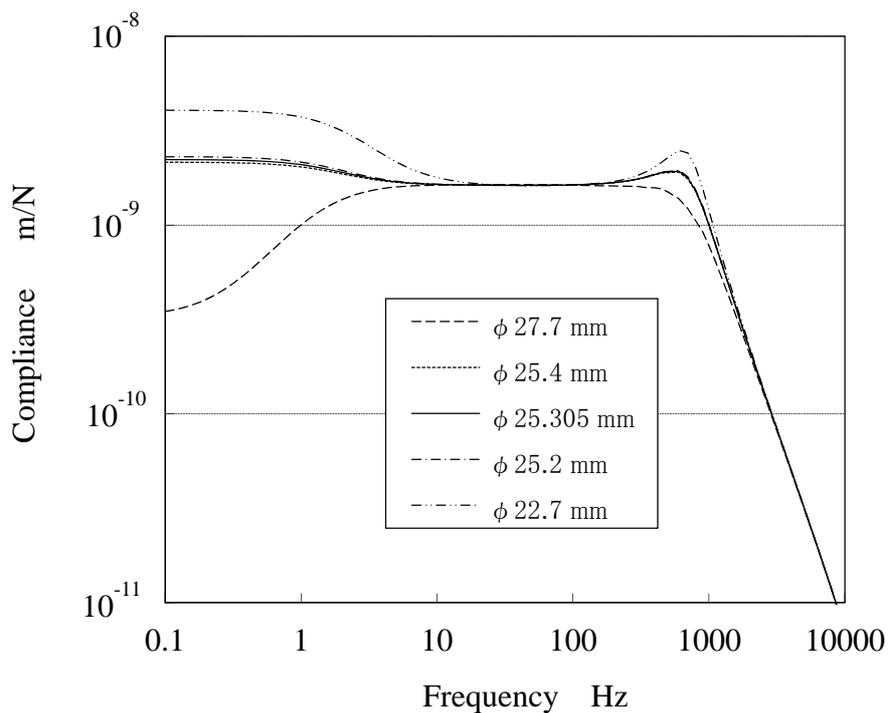
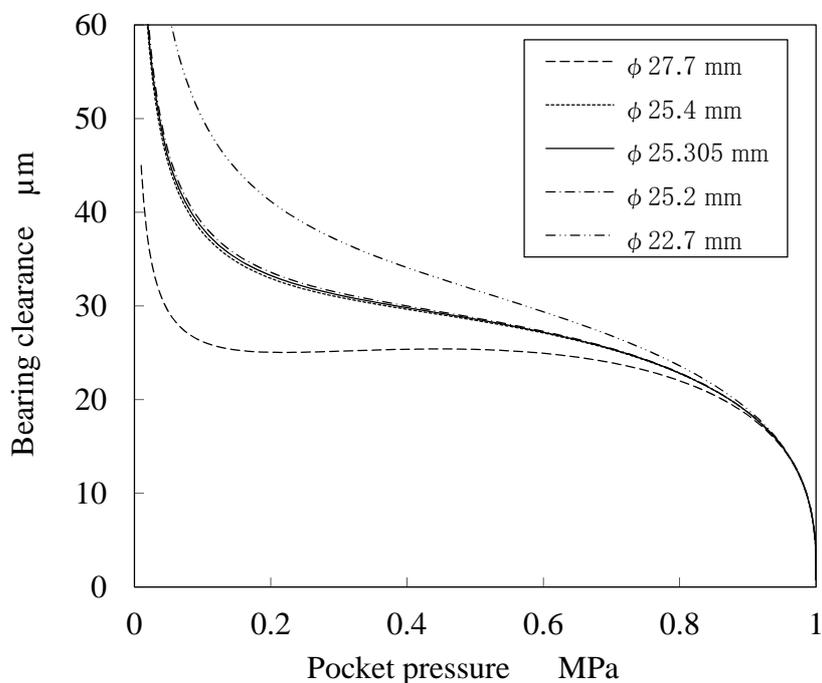


Fig. 5.14 Relationship between bearing stiffness and pitch diameter of a diaphragm



**Fig. 5.15** Relationship between compliance of bearing and pitch diameter of a diaphragm



**Fig. 5.16** Relationship between bearing clearance and pitch diameter of a diaphragm

### 5.3 その他の設計パラメータの影響

5.2 節では、可変絞りの主な寸法の設計諸元である、絞りすきま、円環ランドの内外径、ダイアフラムの膜厚、ダイアフラムの基準直径をパラメータとして軸受の性能について推定した。本節ではその他の設計諸元について検討する。本節で検討する主な設計諸元を表 5.2 に示す。本節では 2 章の実験で用いた可変絞りの寸法を基準とし、製造上生じる可能性がある各種の誤差を想定して静圧軸受の静特性や動特性への影響を数値解析により推定した。設計諸元の変更は表 5.2 の通りとし、一つの設計諸元を変化させるときは他の設計諸元は基準値にて固定して影響を推定した。

Table 5.2 Design parameters of self-controlled restrictors using a diaphragm

Design parameters	Unit	Reference values	Calculated values
Young's modulus of diaphragm	GPa	207	200 / 206 / 207 / 210
Supply pressure	MPa	1	0.7 / 1 / 1.1 / 1.2 / 1.3
Oil temperature	°C	30	10 / 20 / 25 / 30 / 40
Oil viscosity	ISO VG	68	22 / 32 / 68
Air amount in oil	mL	0.1	0 / 0.03 / 0.05 / 0.1
Bulk modulus of oil	GPa	1	1 / 1.6 / 2
Length of oil pipe	mm	28.5	28.5 / 50 / 500 / 1200

### 5.3.1 ダイアフラムの縦弾性係数の影響

ダイアフラムの縦弾性係数をパラメータとした場合の、ポケット圧力と静剛性の関係を図 5.17 に示す。縦弾性係数は想定される範囲で変化させ計算した結果、静剛性に大きな影響はないことがわかった。

同様に動剛性との関係を図 5.18 に示す。動剛性も縦弾性係数の変化が想定される範囲では、影響はほとんどないといえる。

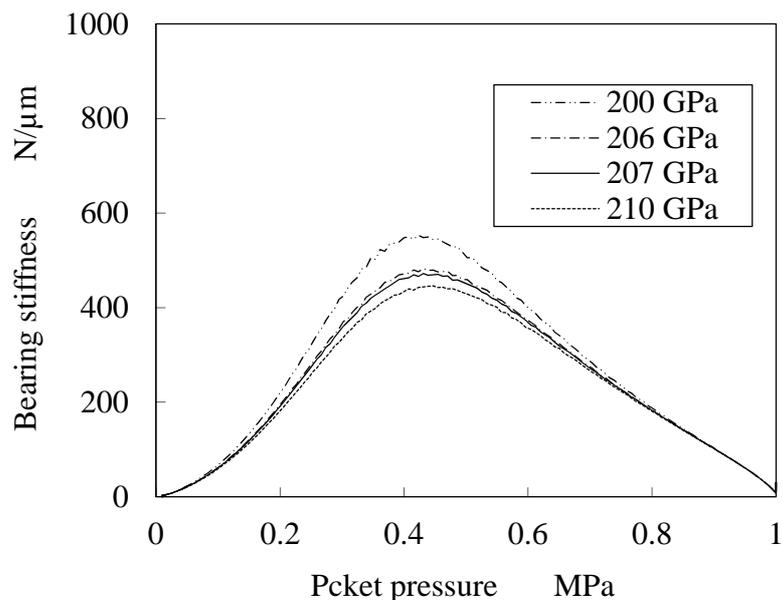


Fig. 5.17 Relationship between bearing stiffness and Young's modulus of a diaphragm

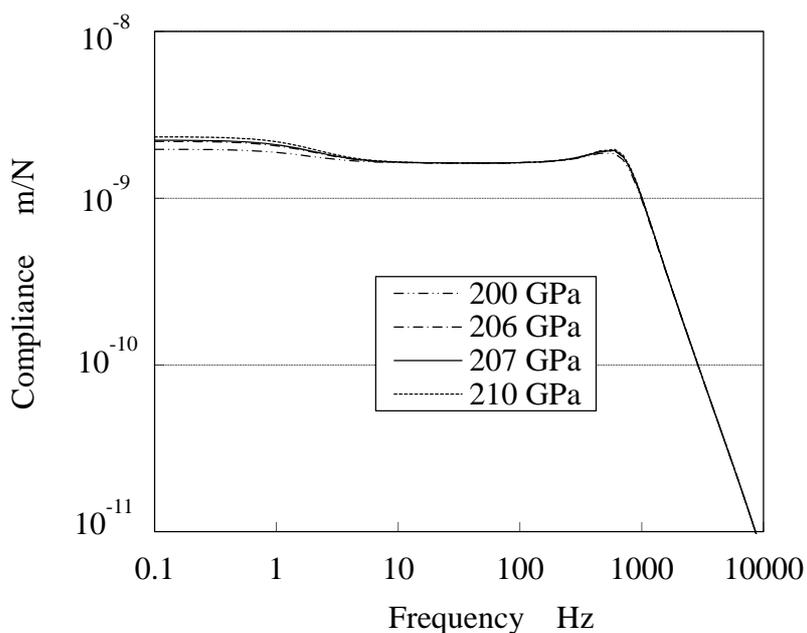


Fig. 5.18 Relationship between compliance of bearing and Young's modulus of a diaphragm

### 5.3.2 軸受油の供給圧力の影響

ダイアフラムの供給圧力をパラメータとした場合の、ポケット圧力と静剛性の関係を図 5.19 に示す。図より、供給圧力の変化は静剛性に大きく影響することがわかる。

次に、供給圧力の変化と動剛性の関係を図 5.20 に示す。動剛性は 10 Hz 以下の低い周波数で静剛性の影響を受け、供給圧力が 0.7 MPa では動剛性は大きく低下していることがわかる。

また、図 5.21 からわかるように、給圧力が 1.3 MPa まで増加すると負剛性となる現象がみられる。

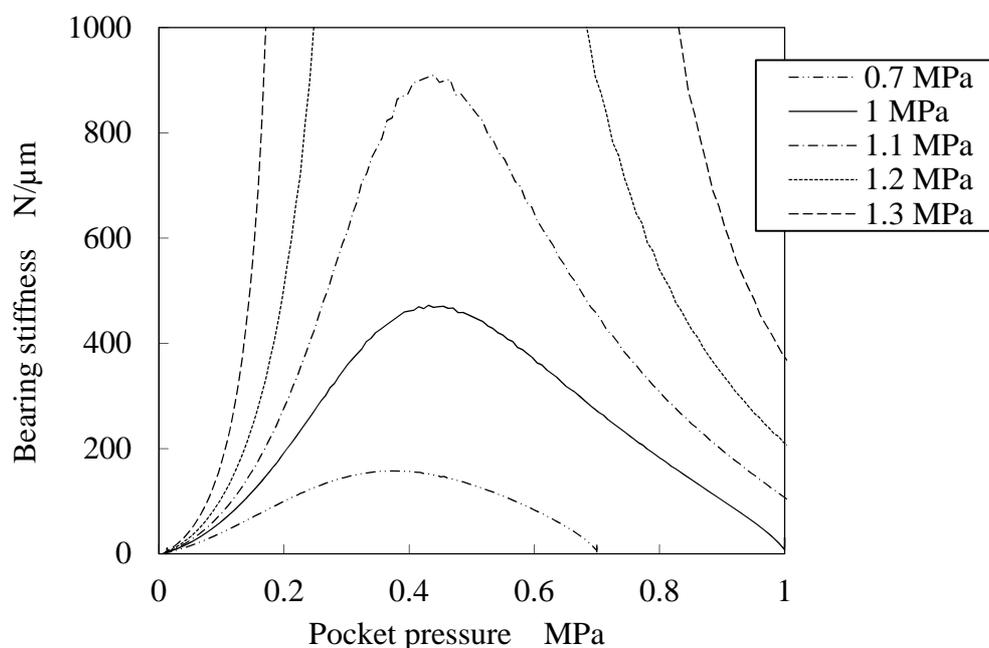


Fig. 5.19 Relationship between bearing stiffness and supply pressure

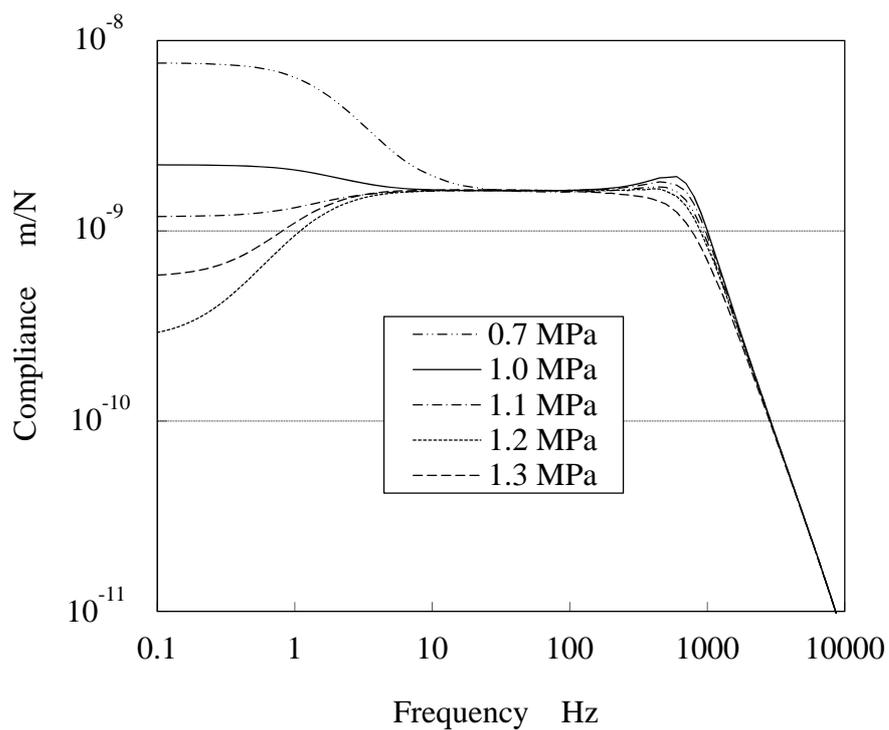


Fig. 5. 20 Relationship between compliance of bearing and supply pressure

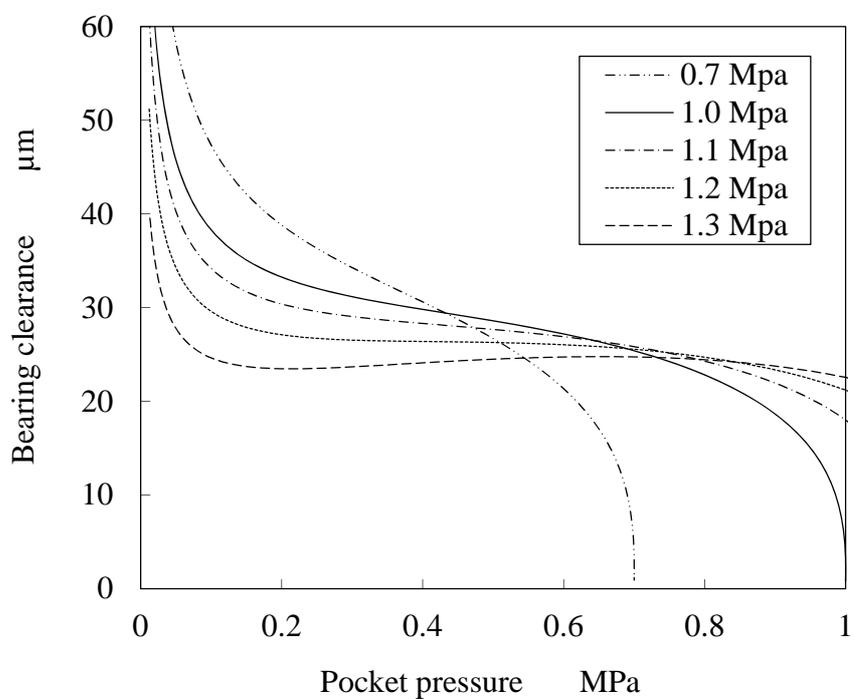


Fig. 5. 21 Relationship between bearing clearance and supply pressure

### 5.3.3 軸受油の油温の影響

軸受油の油温をパラメータとした場合の、ポケット圧力と静剛性の関係を図 5.22 に示す。図より、油温の変化は静剛性に影響しないことがわかる。この理由は、静圧軸受のすきまは、油の粘性係数と流量に比例する関係にあるため、油温の変化による粘性係数の変化は、流量の変化により打ち消しあい、軸受すきまの変化、すなわち軸受の静剛性には影響しないためと考えられる。軸受油温と軸受すきまを通過する流量の関係は図 5.23 で示すとおり、油温が上昇すると油の粘性係数が低下し、軸受すきまを通過する流量が増大する。

次に、軸受油の油温の変化と動剛性の関係を図 5.24 に示す。動剛性は 1 kHz 付近では、油温が高いほど動剛性は低下していることがわかる。このことは、油温が高いほど油の粘度が低下するため、これにより、静圧軸受のランド部における粘性減衰力の低下が要因と考えられる。

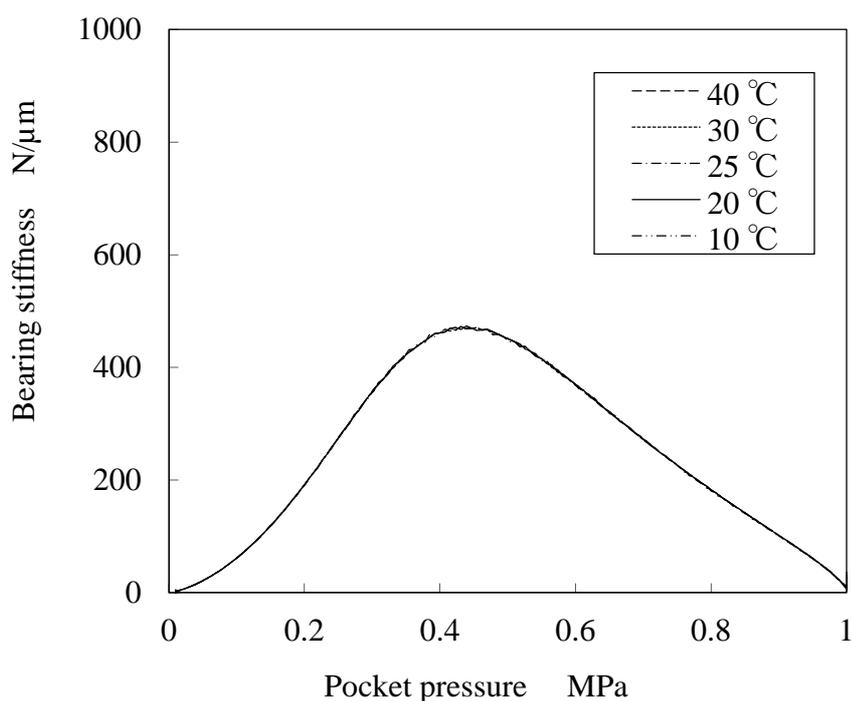


Fig. 5.22 Relationship between bearing stiffness and oil temperature

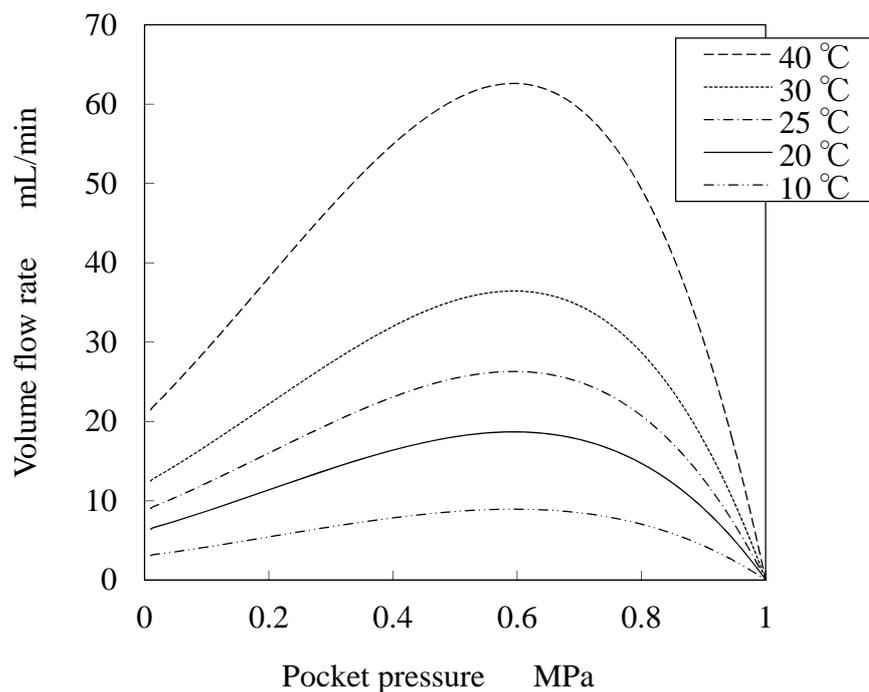


Fig. 5.23 Relationship between volume flow rate and oil temperature

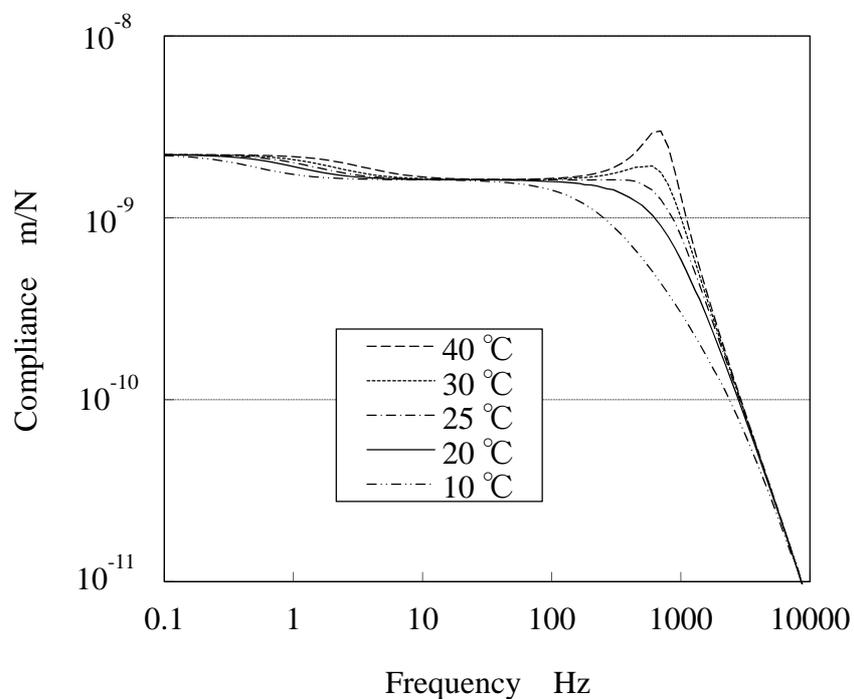


Fig. 5.24 Relationship between compliance of bearing and oil temperature

5.3.4 軸受油の粘度の影響

軸受油の粘度をパラメータとした場合の、ポケット圧力と静剛性の関係を図 5.25 に示す。数値解析で実際に用いるパラメータは粘性係数と密度であるため、粘度との関係を表 5.3 に示す。図より、粘度の変化は静剛性に影響しないことがわかる。このことは、前項と同様に、粘度が変化しても静圧軸受のすきまは変化しないということであるが、図 5.26 で示すとおり、軸受油の流量は粘度が低いほど増加している。

次に、軸受油の粘度の変化と動剛性の関係を図 5.27 に示す。動剛性は 1 kHz 付近では油温が低いほど動剛性は低下しているが、前項と同様の理由で静圧軸受のランド部における粘性減衰力の低下によるものと考えられる。

Table 5.3 Relationship between oil type and coefficient of viscosity  
(Oil temperature:30°C)

Viscosity grade	Oil type	Coefficient of viscosity Pa·s	Density kg/m <sup>3</sup>
ISO VG68	Mobil Vacuoline 1409	0.08840	890
ISO VG32	Mobil DTE Oil Light	0.04120	858
ISO VG22	Mobil Velocite No10	0.02649	849

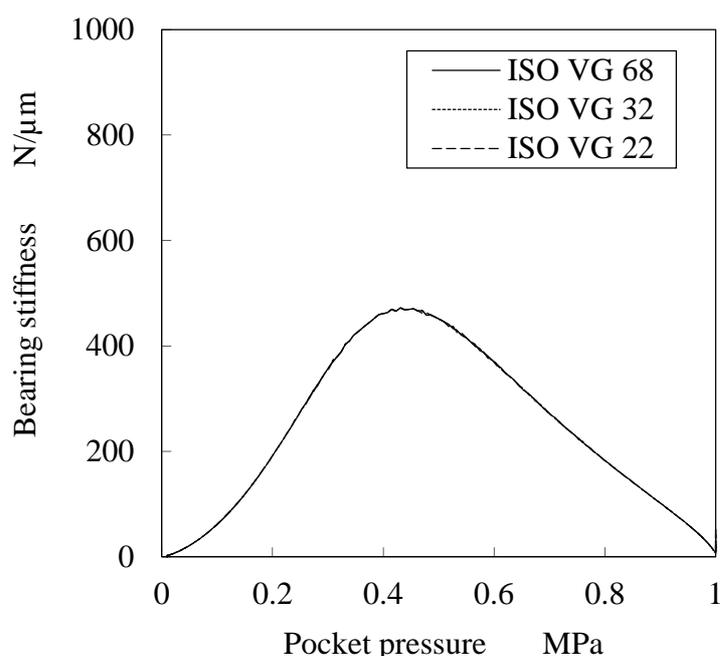


Fig. 5.25 Relationship between bearing stiffness and oil viscosity

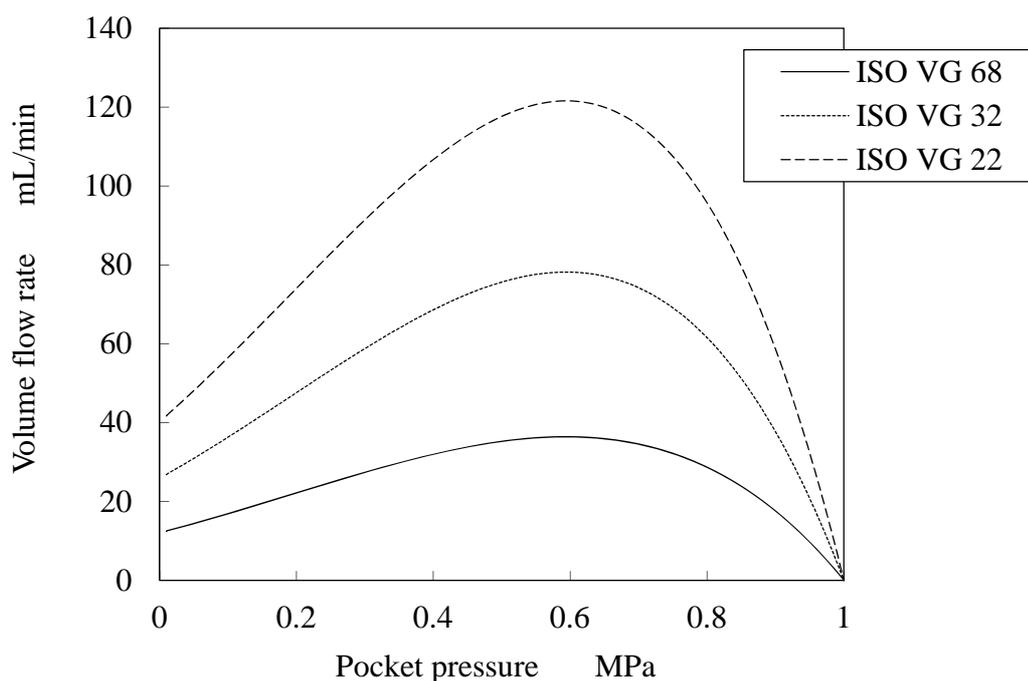


Fig. 5. 26 Relationship between volume flow rate and oil viscosity

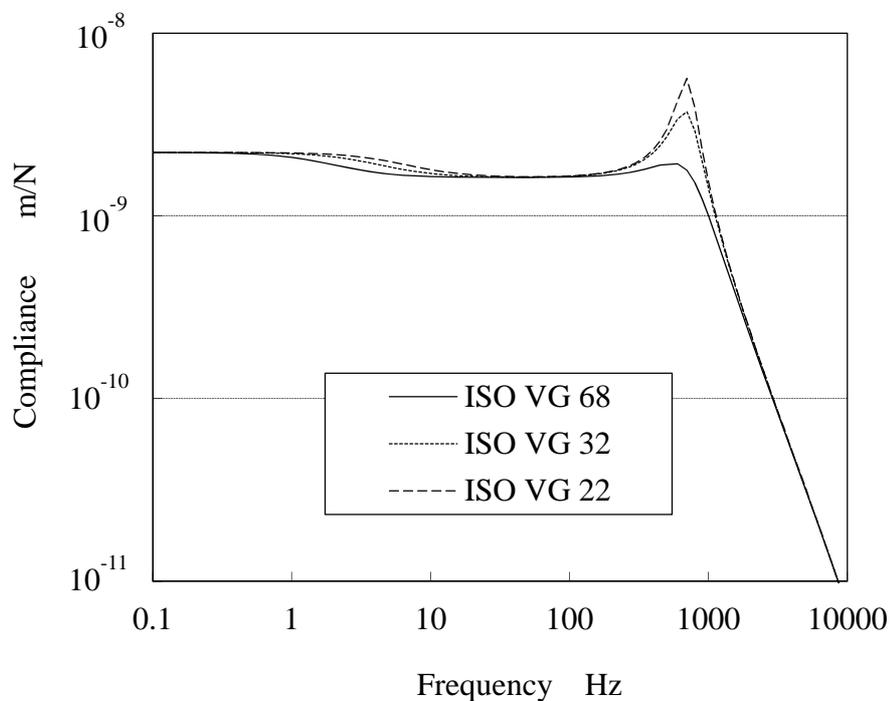


Fig. 5. 27 Relationship between compliance of bearing and oil viscosity

### 5.3.5 配管内のエア含有量の影響

配管内に含有するエアの量をパラメータとした場合の、ポケット圧力と静剛性の関係を図 5.28 に示す。エアの含有量は静剛性に影響がないことがわかった。

エアの含有量と動剛性の関係を図 5.29 に示す。エアの含有量は数 Hz 以上の範囲で広く動剛性に影響があることがわかった。

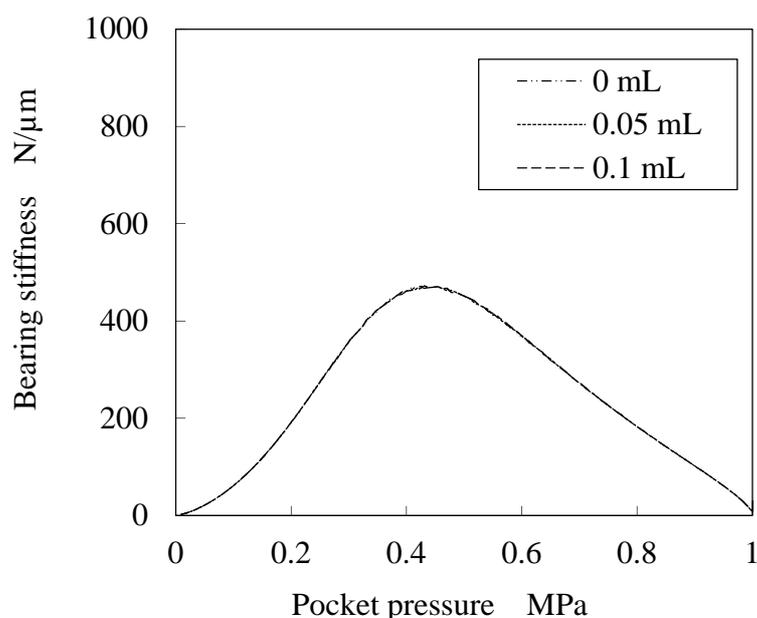


Fig. 5.28 Relationship between bearing stiffness and air amount in oil

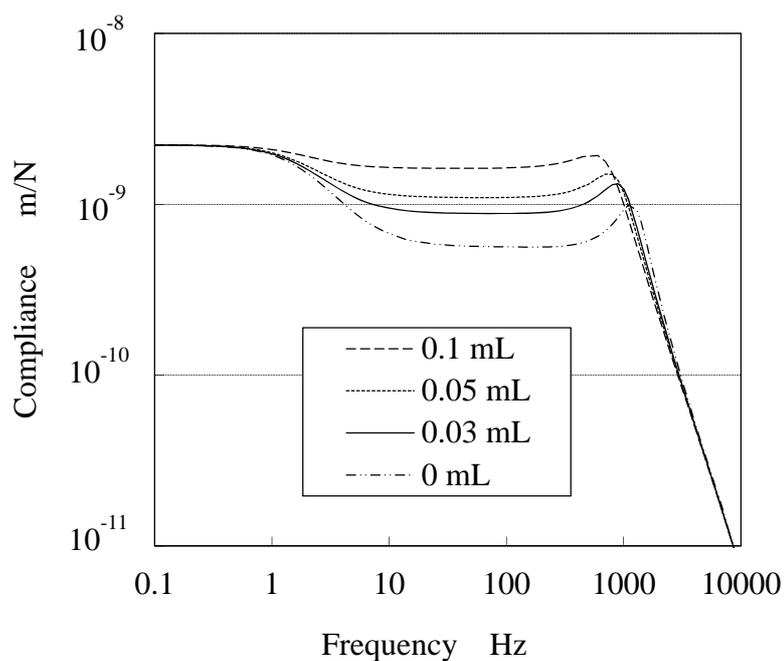


Fig. 5.29 Relationship between compliance of bearing and air amount in oil

### 5.3.6 軸受油の体積弾性率の影響

軸受油の圧縮性として体積弾性率をパラメータとした場合の、ポケット圧力と静剛性の関係は前項に示したエアの含有量と同様に静剛性に影響がないため、動剛性との関係を図 5.30 に示す。軸受油内に空気が溶融していることを想定しても圧縮される油量が少ないため、動剛性にはほとんど影響がないことがわかった。

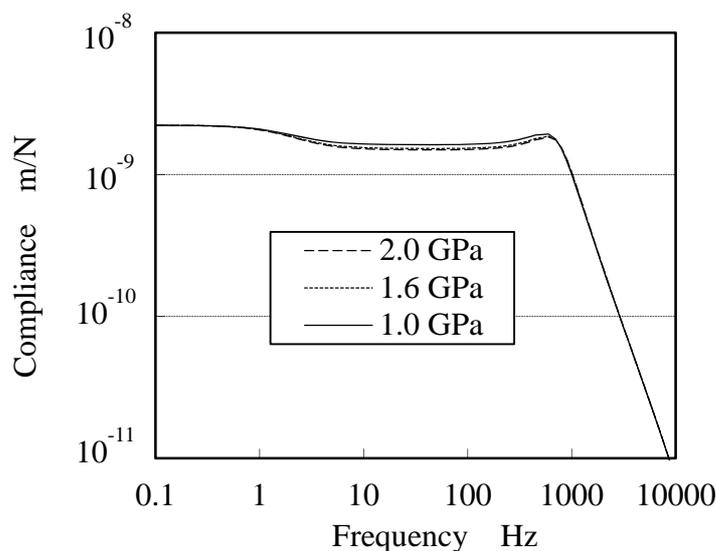


Fig. 5.30 Relationship between compliance of bearing and bulk modulus of oil

### 5.3.7 配管長さの影響

配管の長さをパラメータとした場合の、ポケット圧力と静剛性の関係も 5.3.5 項と同様に静剛性に影響がないため、動剛性との関係を図 5.31 に示す。配管の長さは数 Hz 以上の範囲で広く動剛性に影響があることがわかった。

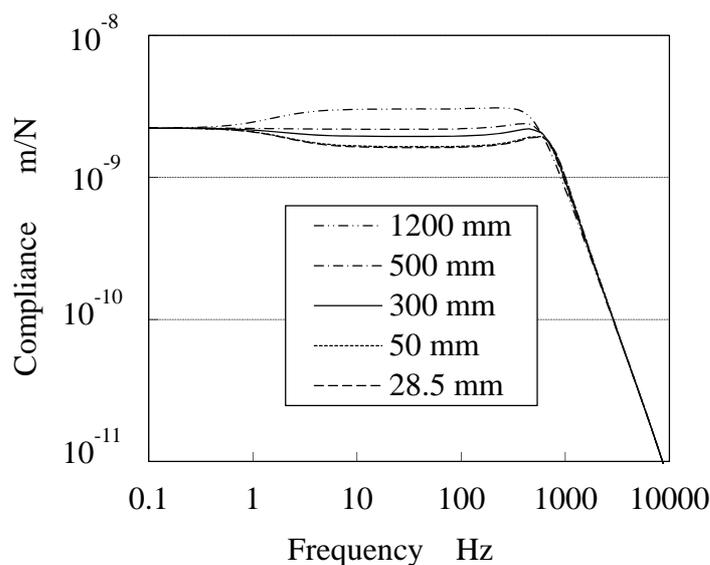


Fig. 5.31 Relationship between compliance of bearing and length of oil pipe

### 5.4 結言

第5章では、ダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受の設計諸元が軸受の静特性、動特性に影響をあたえる度合いについて数値解析により検討した。得られた結論を以下にまとめる。

- (1) 可変絞り形静圧軸受の静剛性、動剛性ともに大きな影響を与える可変絞りの設計諸元は、絞りすきま、ダイアフラムの膜厚、ダイアフラムの基準直径、絞り部円環ランドの内外径である。これらは、設計上の寸法公差や、製造上の寸法ばらつきを管理する必要がある。
- (2) 可変絞り形静圧軸受へ供給する軸受油の供給圧力の変化は、静圧軸受の静剛性、動剛性に大きく影響を与えるため、供給圧力の管理は重要である。
- (3) 可変絞りから静圧軸受の間の配管長さや、この間の油に混入する空気の量は、静剛性には影響を与えないが、動剛性は幅広い周波数帯で大きく影響を及ぼすため、配管長は短いほど動剛性は向上し、空気の含有量も少ないほどよい。
- (4) 軸受油の粘度や油温は周波数の高い領域にて動剛性の低下をもたらす。この傾向は粘度が低いほど顕著にあらわれる。同様に油温が高いほど動剛性は低下する。



## 第6章 総括

第6章では、第5章にて検討した可変絞りの設計諸元と静圧軸受性能の関係をまとめ、さらに、静圧軸受の安定・不安定に影響を与える設計因子をあきらかにし、安定的な可変絞りによる静圧軸受を設計する考え方について述べる。

## 6.1 可変絞りの設計諸元と静圧軸受性能の関係まとめ

第2章から第4章ではダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受の単体性能から直動案内面、さらにジャーナル軸受の性能まで、その静特性、動特性について数値計算と実験検証により、性能を推定する理論計算の妥当性を確認した。さらに第5章では可変絞りの設計諸元が単体の軸受性能におよぼす影響について数値解析により解明した。本章1節では、第5章の数値解析結果から、可変絞りの設計諸元と静圧軸受性能の関係についてまとめる。

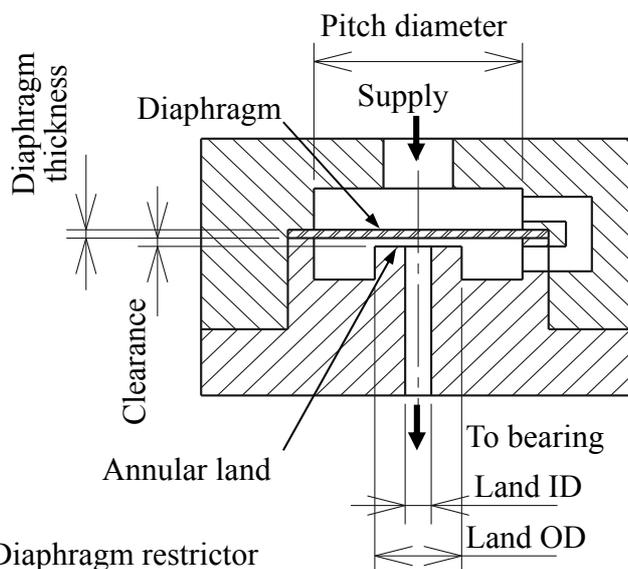
表6.1にダイアフラムを用いた可変絞りの設計諸元と、静圧軸受の静特性、動特性の関係を示す。図6.1に可変絞り部の構造と設計諸元を示す。設計諸元と静特性、動特性への影響の度合いを3段階で表しており、影響の大きい諸元、影響がある諸元、影響がほとんどない諸元について場合分けしている。また、動剛性については、影響する周波数帯を10 Hz以下の低い周波数帯と、数百 Hz以下の周波数帯と、1k Hz程度にあるカットオフ周波数帯に分けて表した。

5章の解析結果から、特に軸受の特性に影響が大きい各諸元の、ねらい値に対する誤差の管理値について以下に述べる。可変絞りのすきまは静剛性にも動剛性にも影響が大きいため、クリアランスはねらい値に対して $\pm 0.005$  mm以下の寸法管理が必要である。同様にダイアフラムの膜厚は $\pm 0.01$  mm以下の寸法管理が必要である。可変絞りへ供給する軸受油の圧力は、ねらい値に対し $\pm 10\%$ 以下となるように圧力の管理が必要である。軸受油の温度や粘度の変化は静特性や低い周波数帯における動剛性への影響はないが、カットオフ周波数帯での動剛性に影響がある。これは軸受ランド部における粘性減衰力の低下が要因と考えられる。よって軸受油の温度上昇は冷却装置などで $10$  °C程度までに抑制する必要がある。流路内に気泡として存在するエア量や、可変絞りから軸受までの配管の長さは広い周波数帯で動剛性の低下をもたらすため、流路内へ空気が混入しない設計が必要である。また、配管の長さも可能な限り短く設計することが必要である。

**Table 6. 1** Relationship of design parameters to static characteristic and dynamic characteristic

Design parameters	Static characteristic	Dynamic characteristic		
		Low range (<10 Hz)	Middle range (<Several hundred Hz)	High range (Cutoff frequency)
Clearance	++	++		++
Land OD	+	+		+
Land ID	+	+		
Diaphragm thickness	++	++		++
Pitch Diameter	+	+		+
Young's modulus of diaphragm	+			
Supply pressure	++	++		+
Oil temperature				++
Oil viscosity				++
Air amount in oil		+	++	++
Bulk modulus of oil				
Length of oil pipe		+	++	++

++ : Large influence, + : Moderate influence



**Fig. 6. 1** Diaphragm restrictor

6.2 軸受の安定・不安定に影響を及ぼす設計因子

前節では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を示した。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、本節では第2章から第4章で述べた静圧軸受の静特性、動特性の理論解析を用いてダイアフラムの構成部品の寸法諸元と、軸受特性の安定性の関係について述べる。

静圧軸受には第2章で述べた単体の軸受に自重や外力がかかる方式から、第3章で述べた単体の軸受を複数配列し案内面を構成する方式、さらに第4章で述べたスラスト軸受やジャーナル軸受を構成する方式などがある。第4章で述べたスラスト軸受は、可変絞りによる静圧軸受の対向する位置に、オリフィス絞りによる静圧軸受を設けることにより軸受に与圧を与えている。この与圧は単体の軸受の自重に相当するもので、軸受性能の考え方は第2章で述べた単体軸受や、第3章で述べた静圧案内面と同様である。よって本節の安定性の考え方は、まずスラスト軸受について示し、次にジャーナル軸受についても示す。

6.2.1 スラスト軸受の形状

第4章で述べたスラスト軸受の形状を図6.2に示す。さらに表6.2に、軸受の内半径  $R_1$ 、ポケット内半径  $R_2$ 、ポケット外半径  $R_3$ 、軸受の外半径  $R_4$ 、油排出溝幅  $l_g$ 、円周方向ランド幅  $a$ 、の値を示す。軸受のすきまは  $6.1 \mu\text{m}$  で、軸受油の供給圧力は  $1.0 \text{ MPa}$ 、油温は  $25 \text{ }^\circ\text{C}$ 、粘性係数は  $13.65 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$  である。

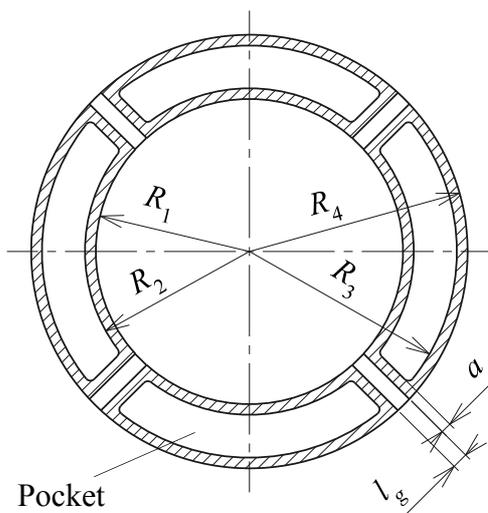


Table 6.2 Dimensions of thrust bearings (unit: mm)

$R_1$	$R_2$	$R_3$	$R_4$	$l_g$	$a$
57	61	77	81	6	4

Fig. 6.2 Thrust bearings

### 6.2.2 スラスト軸受の安定・不安定に影響を及ぼす設計因子

スラスト軸受は、第4章の図4.6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。静圧スラスト軸受の設計では、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  $100 \text{ N}/\mu\text{m}$ 、供給圧力  $1 \text{ MPa}$  とし、軸受形状は表6.2のように決定した。

次に主軸端剛性の目標値を達成するために、スラスト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、第2章より約0.4となることがわかっている。よって開発したジャーナル軸受の絞り比は、約0.4となるように軸受すきまを  $6.1 \mu\text{m}$  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、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。このときの可変絞りの形状を図6.4に、ダイアフラムの設計諸元を表6.4に、ジャーナル軸受の流量特性を図6.5に、負荷の増減に対する軸受変位量を図6.6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、軸挙動が不安定になる問題があるため、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。このように、設計諸元の決定は寸法誤差を考慮し不安定となる負剛性にならないように決定することが必要である。

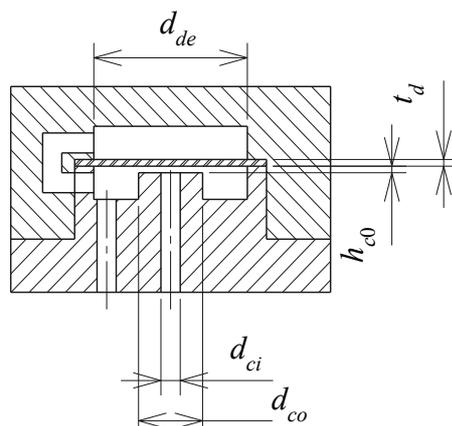


Fig. 6.4 Diaphragm restrictor

Table 6.4 Dimensions of diaphragm restrictors(Thrust bearing) (unit: mm)

Type	$t_d$	$h_{c0}$	$d_{de}$	$d_{co}$	$d_{ci}$
Diaphragm ①	0.8	0.022	20.9	11.6	3.2
Diaphragm ②	0.7	0.024	20.9	11.6	3.2
Diaphragm ③	0.7	0.025	20.9	11.6	3.2

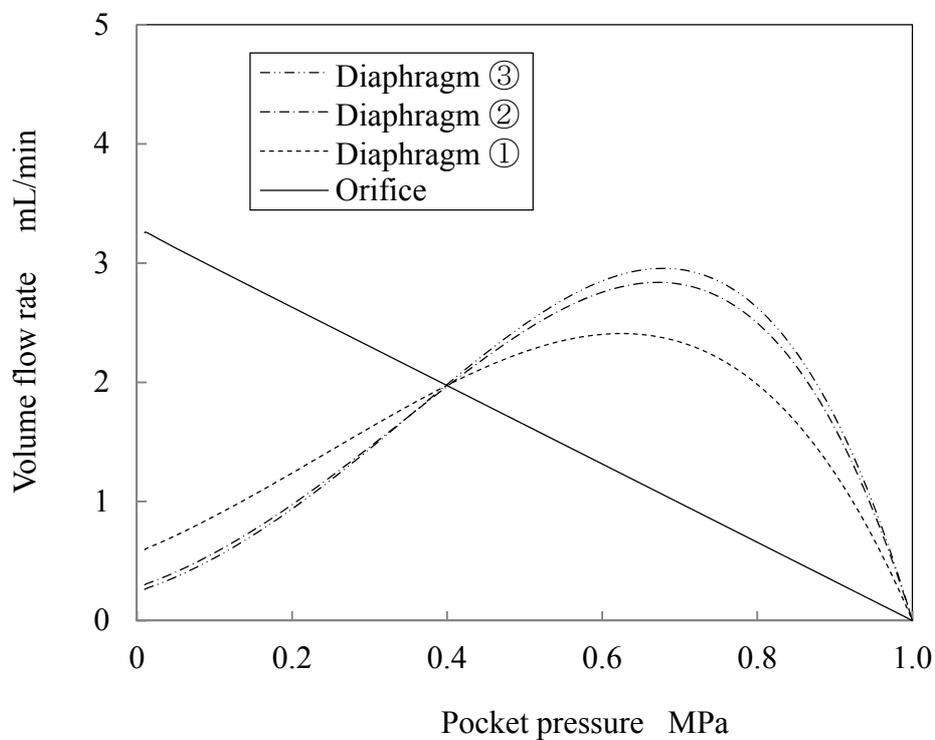
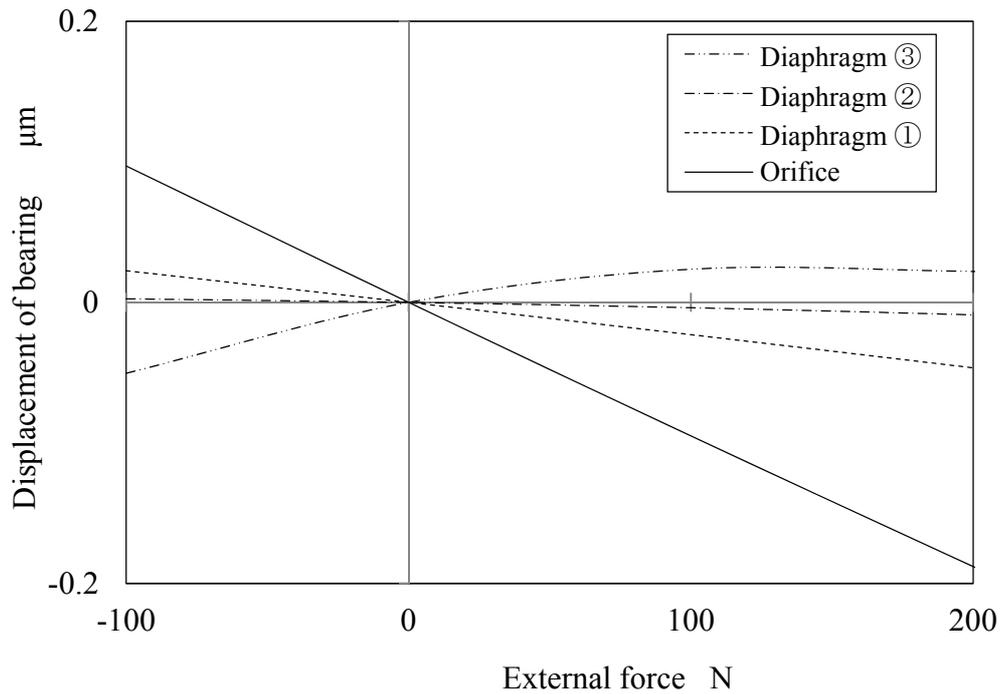


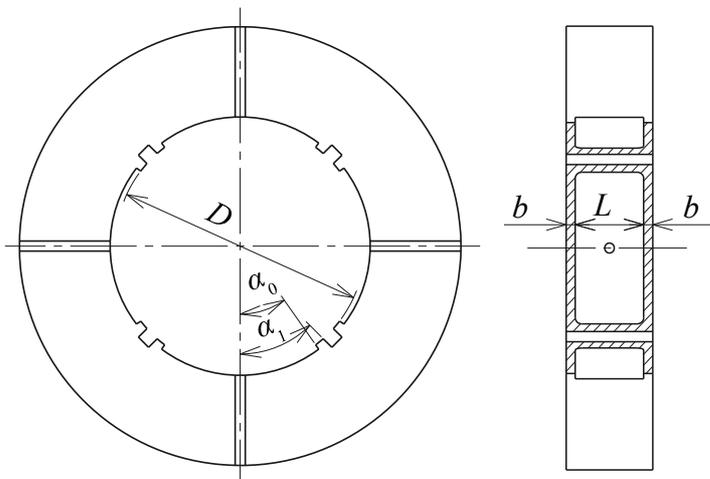
Fig. 6.5 Relationship between flow characteristic and type of restrictor (Thrust bearing)



**Fig. 6.6** Relationship between static characteristic and type of restrictor  
(Thrust bearing)

### 6.2.3 ジャーナル軸受の形状

第4章で述べたジャーナル軸受の形状を図6.3に示す. さらに表6.3に, 軸受の内径  $D$ , ポケット角度  $\alpha_0$ , 軸受角度  $\alpha_1$ , ポケット幅  $L$ , 軸受ランド幅  $b$ , の値を示す. 軸受のすきまは  $17.9 \mu\text{m}$  で, 軸受油の供給圧力は  $1.0 \text{ MPa}$ , 油温は  $25 \text{ }^\circ\text{C}$ , 粘性係数は  $13.65 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$  である.



**Fig. 6.3** Journal

**Table 6.3** Dimensions of journal bearings

$D$	$\alpha_0$	$\alpha_1$
104mm	$35^\circ$	$45^\circ$
	$L$	$b$
	30mm	4mm

6.2.4 ジャーナル軸受の安定・不安定に影響を及ぼす設計因子

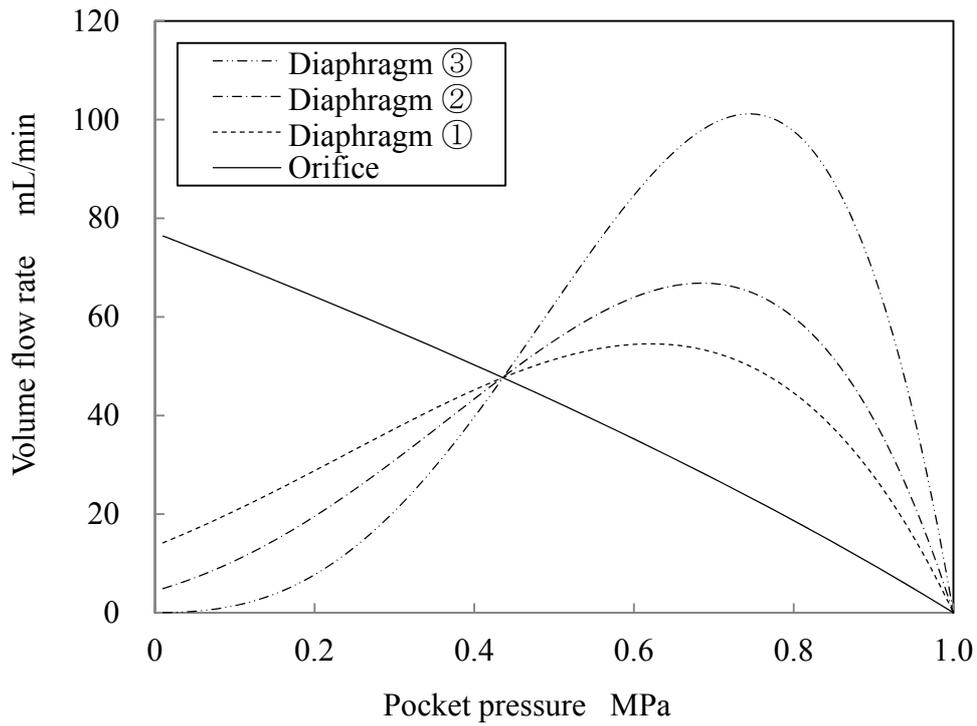
ジャーナル軸受は、第4章の図4.1で示すように可変絞り軸受とオリフィス絞り軸受を対向に配置している。静圧ジャーナル軸受の設計も前項で述べたスラスト軸受と同様の考え方で、すべての静圧軸受にオリフィス絞りを用いたときの、軸受油流量のつりあいから軸受形状を表6.3のように決定した。

主軸端剛性の目標値を達成するための設計諸元の考え方も前項で述べたスラスト軸受と同様で、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、軸受のすきまは0.017 mmとした。

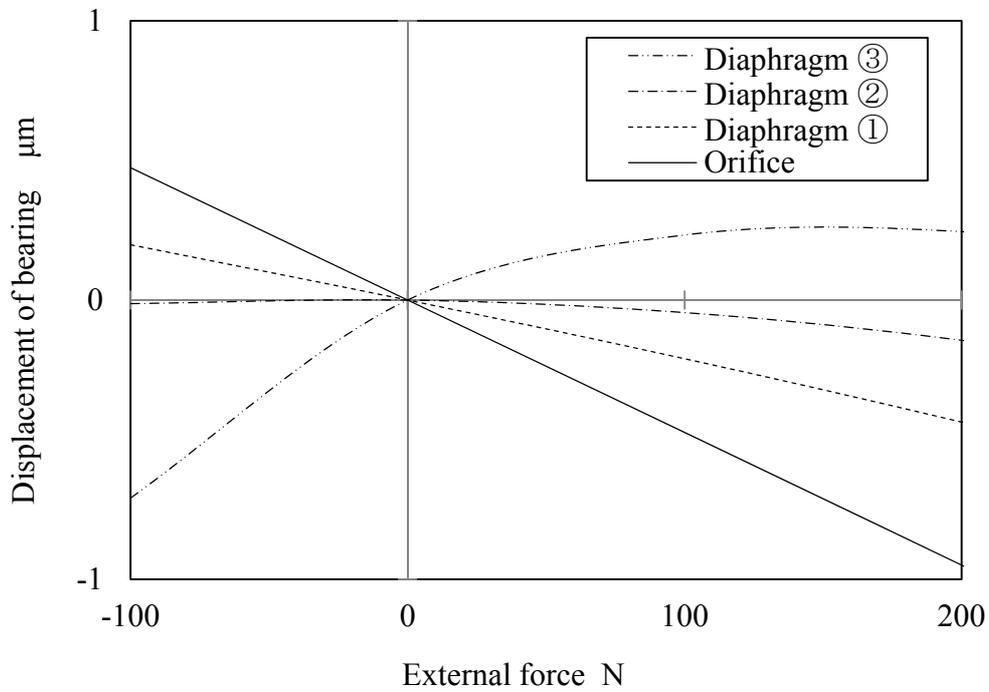
この条件のときにダイアフラムを用いた可変絞りの設計諸元である絞りの、すきまと膜厚を変更しジャーナル軸受の特性を数値解析した。具体的には設計諸元の変更により、①剛性2倍、②剛性無限大、③負剛性にて計算し、オリフィス絞りの特性と比較した。このときのダイアフラムの設計諸元を表6.5に、ジャーナル軸受の流量特性を図6.7に、負荷の増減に対する軸受変位量を図6.8に示す。ダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受は、計算上無限剛性となる設計諸元を求めることが可能であるが、軸受剛性は特に絞りすきまの影響により大きく変化する。負剛性の特性では軸受油の流量増や、軸挙動が不安定になる問題があるため、開発した主軸台の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。このように、設計諸元の決定は寸法誤差を考慮し不安定となる負剛性にならないように決定することが必要である。

Table 6.5 Dimensions of diaphragm restrictors (Journal bearing) (unit: mm)

Type	$t_d$	$h_{c0}$	$d_{de}$	$d_{co}$	$d_{ci}$
Diaphragm ①	0.6	0.062	22.1	11.6	3.2
Diaphragm ②	0.5	0.071	22.1	11.6	3.2
Diaphragm ③	0.5	0.087	22.1	11.6	3.2



**Fig. 6.7** Relationship between flow characteristic and type of restrictor (Journal bearing)



**Fig. 6.8** Relationship between static characteristic and type of restrictor (Journal bearing)

6.2.5 軸受の動特性に影響を及ぼす設計因子

スラスト軸受の動特性を図 6.9 に、ジャーナル軸受の動特性を図 6.10 に示す。計算はダイア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、スラスト軸受では数 Hz 以下、ジャーナル軸受では 40 Hz 以下において動剛性が向上している。しかし、負剛性の特性ではスラスト軸受では不安定な挙動を示し、ジャーナル軸受ではオリフィス絞りに対して優位性がみられない。周波数の高い領域では、前章までに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。ここでの計算は、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で、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。

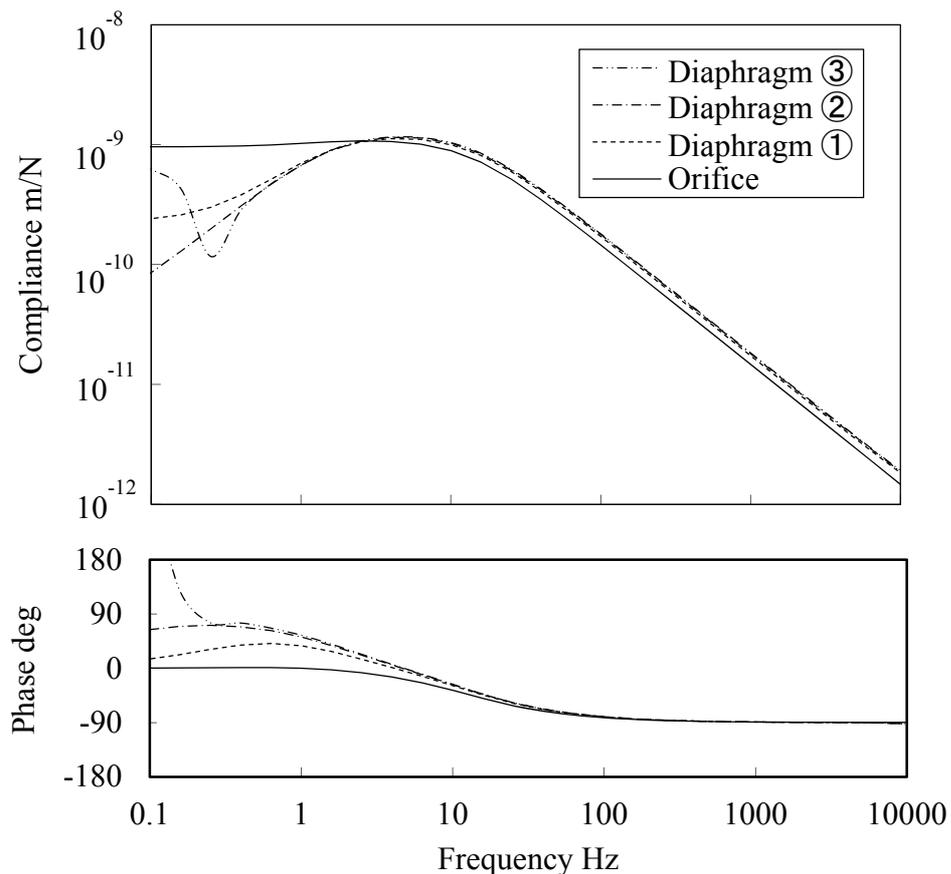
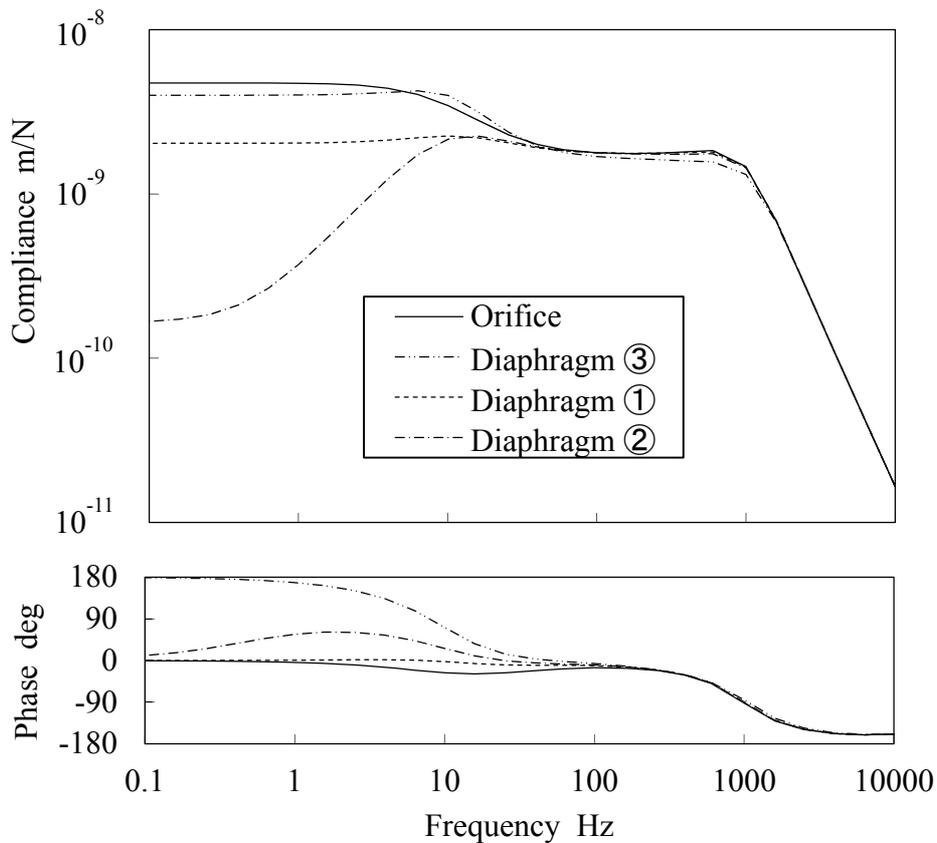


Fig. 6.9 Relationship between compliance of spindle and type of restrictor (Thrust bearing)



**Fig. 6.10** Relationship between compliance of spindle and type of restrictor  
(Journal bearing)

### 6.2.6 軸受の安定・不安定に影響を及ぼす設計因子まとめ

本節では第4章で述べたスラスト軸受とジャーナル軸受を例にダイアフラムによる可変絞りの設計諸元の考え方について述べたが，単体の軸受や案内面についても同様の考え方で軸受の安定，不安定を考慮した設計が可能である。

ダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受では，主にダイアフラムの板厚や絞り部すきまの設計諸元を調整することにより軸受の静剛性を変化させることが可能である。しかし，無限大の剛性をねらうと，製造過程で生じる部品の寸法誤差により負剛性となるおそれがあり，この場合は主に動特性において不安定な挙動を示したり，動剛性の低下が生じる。よって，可変絞りの設計諸元は製造上の誤差を加味して，静剛性において2倍程度の剛性を目標値とすることが望ましい。



## 第7章 結論

第2章から第6章で述べたダイアフラムを用いた可変絞り形静圧案内面，静圧軸受の研究内容について結論をまとめる。

本研究ではダイアフラムを用いた可変絞り形静圧案内面について、その静特性、動特性の理論計算方法について述べた。さらに実験により数値解析の妥当性を検証した。また、ジャーナル軸受への応用や、可変絞りの設計諸元と軸受性能の関係について解明した。得られた結論を以下にまとめる。

第2章では、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、油中の気泡や配管の弾性変形が静圧軸受の動特性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、オリフィス絞りを用いた場合の約3倍となる。
- (2) 可変絞り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10 Hzまでの範囲において高剛性となる。
- (3) 可変絞り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) 可変絞り形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。

第3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ステージの静特性、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、ダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受を用いることにより、従来のオリフィス絞りを用いた静圧軸受による砥石台に対し、静圧案内面の機構を6面拘束から4面拘束へ大幅に簡素化し軸受面積は1/3に低減できることを実験により明らかにした。得られた結論を以下にまとめる。

- (1) ダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受を用いて軸受の静剛性を高めることにより軸受の面積は1/3に低減できる。これにより、軸受油の流量と案内面のしゅう動抵抗も従来の1/3に低減できる。
- (2) ダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受によるステージの動剛性は、軸

受の面積が1/3に低減しても、従来のオリフィス絞りによる砥石台と同等で、100Hz以下で固有振動による共振のピークはない。

- (3) ダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受によるステージの運動精度は速度によらず $\pm 1 \mu\text{m}$ 以下で、さらに揺動運動時の姿勢変化は、従来のオリフィス絞りによる砥石台の姿勢変化量に比べ同等以下の値である。

第4章では、第2章と第3章で得られた成果を回転体であるジャーナル軸受へ応用し、剛性を向上するために本研究が適用できるかを確認した。具体的に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台について、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。得られた結論を以下にまとめる。

- (1) ダイア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ア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) ダイア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。

第5章では、ダイアフラムを用いた可変絞り形静圧軸受の設計諸元が軸受の静特性、動特性に影響をあたえる度合いについて数値解析により検討した。得られた結論を以下にまとめる。

- (1) 可変絞り形静圧軸受の静剛性、動剛性ともに大きな影響を与える可変絞りの設計諸元は、絞りすきま、ダイアフラムの膜厚、ダイアフラムの基準直径、絞り部円環ランドの内外径である。これらは、設計上の寸法公差や、

製造上の寸法ばらつきを管理する必要がある。

- (2) 可変絞り形静圧軸受へ供給する軸受油の供給圧力の変化は、静圧軸受の静剛性、動剛性に大きく影響を与えるため、供給圧力の管理は重要である。
- (3) 可変絞りから静圧軸受の間の配管長さや、この間の油に混入する空気量は、静剛性には影響を与えないが、動剛性は幅広い周波数帯で大きく影響を及ぼすため、配管長は短いほど動剛性は向上し、空気の含有量も少ないほどよい。
- (4) 軸受油の粘度や油温は周波数の高い領域にて動剛性の低下をもたらす。この傾向は粘度が低いほど顕著にあらわれる。同様に油温が高いほど動剛性は低下する。

第6章では、本論文で述べたダイアフラムを用いた可変絞り形静圧案内面の理論解析により、可変絞りの設計諸元と軸受の静特性、動特性の関係についてまとめた。さらに、軸受性能の安定、不安定に影響を及ぼす可変絞りの設計諸元について、スラスト軸受とジャーナル軸受を例に設計方法を述べた。ここでは、静剛性無限大をねらうと不安定になることを示し、製造上の誤差を加味し静剛性がオリフス絞りの場合の2倍程度を目標値とすることが望ましいという結論を示した。

## 参考文献

- 1) 和田竜児：静圧軸受の性能と応用，精密機械，33, 1 (1967) 38
- 2) Fuller DD.: Hydrostatic lubrication I, Oil pads, Machine Design, 19, 6, (1947) 110
- 3) Raimondi AA, Boyd J.: An analysis of orifice and capillary compensated hydrostatic journal bearings, Lubrication Engineering, 13, 1 (1957)
- 4) Brown GM.: The dynamic characteristics of a hydrostatic thrust bearing, Int J. Mach. Tool Des. Res. 1, (1961) 157
- 5) 中原綱光：静圧軸受の動特性，油圧と空気圧，6, 2 (1975) 90.
- 6) 青山藤詞郎，稲崎一郎，米津栄：静圧スラスト軸受の振動特性，精密機械，43, 4 (1977) 439
- 7) 杉本正司，和田竜児，鈴木憲二：静圧ジャーナル軸受の研究，日本機械学会論文集，27, 178 (1961) 973
- 8) 和田龍児：静圧軸受の現状，潤滑，21, 8, (1976) 487
- 9) Mayer JE.: Controlled externally pressurized bearings, Doctor Thesis MIT (1960)
- 10) Mayer JE, Shaw MC.: Characteristics of an externally pressurized bearing having variable external flow restrictors. Journal of Basic Engineering, 6, (1963) 291.
- 11) 佐々木外喜雄，森美郎，矢部寛：自動可変絞りを有する静圧軸受 (1)，機械の研究，14, 1 (1962)
- 12) 佐々木外喜雄，森美郎，矢部寛：自動可変絞りを有する静圧軸受 (2)，機械の研究，14, 2 (1962)
- 13) Royle JK, Howarth RB, Caseley-Hayford AL.: Applications of automatic control to pressurized oil film bearings. Institution of Mechanical Engineers, 176, 22 (1962) 532.
- 14) 杉本正司，和田龍児：軸受における自動制御，制御工学，5, 6 (1961)
- 15) 佐々木外喜雄，森美郎：静圧軸受の調整と制御，制御工学，6, 9 (1962)
- 16) 佐々木外喜雄，森美郎，和田竜児：静圧制御軸受の基礎的特性の研究，潤滑，8, 5 (1963) 330.
- 17) 佐々木外喜雄，森美郎，和田竜児：自動調整静圧軸受の研究，日本機械学会論文集，30, 217 (1964) 1088.

- 18) E.A.ベッケル：荷重に応じて変化する制御しぼりを備えた静圧軸受，マシニスト, 1 (1963)
- 19) E.A.ベッケル：荷重に応じて変化する制御しぼりを備えた静圧軸受Ⅱ，マシニスト, 2 (1963)
- 20) Morsi SA.: Taperd spool controller for pressurized oil film bearings. Proc Instn Mech Engrs, 184, 21, 387 (1969-70)
- 21) 佐々木外喜郎, 森美郎, 和田竜児：自動可変絞り機構を有する静圧軸受の基礎理論，日本機械学会論文集, 31, 226 (1965) 1027.
- 22) 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.
- 23) Morsi SA.: Passively and actively controlled externally pressurized oil-film bearings. ASME Journal of Lubrication Technology, 1, 56 (1972)
- 24) 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.
- 25) 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.
- 26) 郷原真, 柚谷啓, 宮武正明, 吉本成香：ダイアフラムを用いた可変絞り水潤滑静圧スラスト軸受に関する研究, 2013 年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集, (2013)
- 27) Gohara M, Somaya K, Miyatake M, Yoshimoto S.: Static characteristics of a water-lubricated hydrostatic thrust bearing using a membrane restrictor. Tribol Int (2014) 75:111-116
- 28) Rowe WB.: Hydrostatic bearing, UK patent application no. 51919/67 published 15th November; 170 (1) : 602. Assigned to Wickman Ltd., (1967).
- 29) Rowe WB.: Hydrostatic bearing, UK patent application no. 22072/66 published 12th November; 170 (1) : 602. Assigned to Wickman Ltd., (1969).
- 30) Gast JGC.: Dynamic behavior of double film hydrostatic bearing with variable flow restrictor. ASME publication, WA/Lub-12 (1969)
- 31) 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.
- 32) 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.
- 33) 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) 44:380-395.
- 34) Mizumoto H, Sunahara T, Yabuta Y, Arai S, Fujii S, Matsumoto K, Murakami K.: Novel diaphragm-control restrictor for precision hydrostatic-bearing spindle, Proceedings of the 4th ASPEN, 1 (2011) 303
- 35) 水本洋, 藤井照司, 松本耕, 村上和史: 高剛性静圧軸受のための新しいダイアフラム能動絞りの開発, 2013 年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集, (2013) 15.
- 36) 森美郎, 池内健, 曾田幸二, 伊藤三彦: 自動調整静圧スラスト軸受の静特性, 潤滑, 12, 12 (1967) 513
- 37) 森美郎, 池内健, 曾田幸二, 服部明夫: 円板弁を用いる自動調整静圧スラスト軸受の静特性について, 潤滑, 16, 7 (1971) 501.
- 38) 森美郎, 池内健, 高田秀希: 円板弁を用いる自動調整静圧軸受のインディシャル応答, 潤滑, 20, 9 (1975) 651.
- 39) 森美郎, 池内健, 稲田紀夫, 高田秀希: 自動調整静圧軸受の動剛性の改善に関する研究, 潤滑, 22, 11 (1977) 713.
- 40) 大住剛, 森美郎, 池内健, 梶谷克人: 自動調整静圧軸受の動特性に及ぼす安定化要素の影響, 潤滑, 29, 2 (1984) 129.
- 41) 大住剛, 森美郎, 池内健: 自動調整静圧軸受のインディシャル応答に及ぼす安定化要素の影響, 潤滑, 30, 3 (1985) 186.
- 42) 大住剛, 森美郎, 池内健: 静圧軸受のインディシャル応答 (逆止弁を持つ安定化要素の影響), 潤滑, 31, 4 (1986) 252.
- 43) 大住剛, 森美郎, 池内健: 自動調整静圧軸受のインディシャル応答 (逆止弁を持つ安定化要素の影響), 潤滑, 31, 9 (1986) 672.
- 44) 大住剛, 森美郎, 池内健: 自動調整静圧軸受の周波数応答に与える逆止弁付き安定化要素の効果, 潤滑, 32, 4 (1987) 281.

- 45) 吉本成香, 阿武芳朗, 川嶋聡 : 浮動円板を用いた可変絞り形静圧スラスト軸受 (第1報, 静的特性), 日本機械学会論文集, 55, 512 (1989) 1084.
- 46) 吉本成香, 阿武芳朗, 田中隆康 : 浮動円板を用いた可変絞り形制圧スラスト軸受 (ステップ応答特性), 日本機械学会論文集, 57, 542 (1991) 3386
- 47) 田中隆康, 吉本成香, 阿武芳朗 : 浮動円板を用いた可変絞り形制圧スラスト軸受 (周波数応答特性), 日本機械学会論文集, 59, 562 (1993) 1842
- 48) 大住剛, 森美郎, 池内健, 高瀬博文 : 自動制御静圧軸受の周波数応答, 潤滑, 32,4 (1987) 288.
- 49) 金岡晃廣, 吉本成香 : 能動型可変絞り油静圧スラスト軸受に関する研究 (静的特性), 日本機械学会論文集, 63, 610 (1997) 2099.
- 50) 益子正巳, 青木弘, 中原綱光 : 静圧案内面の基礎研究 (第1報, 単一ポケットを有するテーブル運動の解析), 日本機械学会論文集, 38, 307 (1972) 663.
- 51) 益子正巳, 中原綱光 : 静圧案内面の基礎研究 (第2報, 単一ポケットに関する実験結果), 日本機械学会論文集, 38, 316 (1972) 3235.
- 52) 中原綱光, 益子正巳, 井上知昭 : 静圧案内面の周波数特性に及ぼす油圧供給管路系の影響, 潤滑, 19, 7 (1974) 505.
- 53) 楠井直樹, 羽山定治, 大友明宏, 吉川昌範 : 水作動液を用いた静圧軸受の基礎的研究 (各絞り要素の設計基準の確立), 精密工学会誌, 64, 6 (1998) 851.
- 54) 楠井直樹, 羽山定治, 吉川昌範 : 水作動静圧軸受を用いた直動ステージの研究, 精密工学会誌, 65, 8 (1999) 1153.
- 55) 奥山繁樹, 由井明紀, 熊谷誠弥, 北嶋孝之, : リニアモータ駆動・水静圧案内テーブルの開発 (定流量静圧軸受の基本設計), 日本機械学会論文集, 75, 750 (2009) 206.
- 56) 由井明紀, 熊谷誠弥, 北嶋孝之, 奥山繁樹, 藤田悦男, Slocum AH : リニアモータ駆動・水静圧案内テーブルの開発, 日本機械学会論文集, 75, 752 (2009) 1128.
- 57) Yui A, Okahata G, Okuyama S, Kobayashi H, Slocum AH.: Development of a linear-motor-driven table supported by hydrostatic water bearings: Effect of air volume contained in water-supply tube on pitching motion of table slider. Key Engineering Materials. Vols.447-448 (2010) 508
- 58) 長田啓嗣, 奥山繁樹, 由井明紀, 岡畑豪, 北嶋孝之 : リニアモータ駆動・

- 水静圧案内テーブルの開発 (ピッチングモーションの発生原因の検討), 2011年度砥粒加工学会学術講演会講演論文集, (2011) 141.
- 59) Mohsin ME, Hodgson B.: A Hydrostatically lubricated ram for a horizontal milling and boring machine. British Patent Application No10498 (1963)
- 60) Mohsin ME, Morsi SA.: The dynamic stiffness of controlled hydrostatic bearings. *Journal of Lubrication Technology*, (1969) 597.
- 61) ゲー・ア・レヴィット, ヴェ・ゲー・ルーリエ, 北川潔(訳): 静圧滑り面の設計, *マシニスト*, 10, (1963) 24
- 62) 中原綱光: 静圧案内面と静圧駆動機構の現状と問題点, *マシニスト*, 2, 11 (1977) 53"
- 63) 長島一男: 自動調整静圧軸受用制御弁, 日本国特許庁 特許公報 (特公昭 57-41610) (公開 1976)
- 64) 古川勇二: 荷重補償案内面を備えた機械, 日本国特許庁 特許公報 (特開昭 56-139849) (1981)



## 謝辞

本研究を遂行するにあたり、指導教員として懇切丁寧なるご指導、ご鞭撻を賜りました名古屋工業大学の中村隆教授に心から感謝いたします。また、本論文をまとめるにあたり副査としてご指導いただきました名古屋工業大学の糸魚川文広教授に感謝いたします。さらに、本論文の審査員を賜り、貴重なご助言をいただきました名古屋工業大学の萩原正弥教授ならびに名古屋大学の社本英二教授に謝意を申し上げます。

本研究を遂行するために名古屋工業大学の博士後期課程への進学を認めてくださった株式会社ジェイテクトの中野史郎シニアフェローに心から感謝いたします。また、社会人としての在学中に多大な支援を頂きました株式会社ジェイテクト研究開発本部長の林田一徳執行役員に感謝いたします。さらに、研究推進にあたり数値解析や実験にてご協力いただきました株式会社ジェイテクト研究開発本部の大和宏樹主任、橋本高明主任、大坪和義主任、大西主洋主任、竹島雅之主任に謝意を表します。

本研究は工作機械要素の基盤研究であり、これから先も継続して工作機械や生産加工分野に関する研究に携わり、より高精度、高効率な生産技術の開発を通して社会貢献することが務めと肝に銘じて、より一層精進していきたいと存じます。

2017年1月 若園賀生