水作動液静圧軸受を用いた直動ステージの研究*

楠 井 直 樹** 羽 山 定 治*** 吉 川 昌 範†

A Study on Linear Motion Stage Using Water-hydrostatic Bearing

Naoki KUSUI, Sadaji HAYAMA and Masanori YOSHIKAWA

New guideway for linear motion is desired for lithography equipments to realize new progress in semiconductor manufacturing. Water-hydrostatic bearing is the best choice for such equipments in clean room, which provides high stiffness and damping, while producing no contamination. The conventional design rule of theoretical or experimental for hydrostatic bearing has been proved to be of no use for water and the new design method has been proposed in our former paper. In this study, the new test stage, which has one linear axis and is equipped with counter type water-hydrostatic bearings, has been manufactured by applying the above design method, and investigated in point of bearing and positioning element. As a result, measured recess pressure, bearing stiffness and flow volume have coincided approximately with simulation values and also have cleared the required specifications. Thus the design method has been verified to be effective in practical use by experiment. By employing steel belt drive system and a conventional NC controller, the positioning repeatability and resolution were evaluated to be within lower sub-micron level. This study can point out the possibility of new type stage which can be available in clean room.

Key words: water-hydrostatic bearing, high water content fluid (HWCF), high stiffness, positioning stage, steel belt drive

1. は じ め に

今日の超精密機器を支えている主要技術の一つに静圧軸受がある。超精密技術応用の代表的分野ともいえる半導体製造分野において、この主要技術が重用されていない。この理由は、従来の静圧軸受では作動流体として油か空気を使用しており、半導体製造装置から見るとクリーン度や剛性の点から問題があるからである¹⁾。半導体製造現場のように設備機器にもクリーン度が要求される分野では、水作動液静圧軸受を用いたステージが最も適していると考えられる。

従来から水溶性の媒体を用いた静圧軸受の研究はいくつか見受けられるが^{2)~4)}、それらの多くは水の特徴を積極的に生かそうとするより、防火対策上や他の部分で用いている水溶性の液体を利用するなどの理由が大部分であった。水は非燃性、無公害で無尽蔵という点で社会ニーズにっており、低粘度、低発熱、大きい熱伝導率など精度維持の上からも魅力ある媒体である。水作動液静圧軸受は、これらの長を積極的に生かして利用する価値のある方式と考える。

著者らは、先に水を使用した静圧軸受の設計計算法を提案し、要素試験によってその妥当性を示した⁵⁾。本研究の目的の一つは、この設計計算法を対向形のシステムに応用して直動ステージを設計製作し、実験により本設計計算法の有効性を検証することである。また、もう一つの目的は、水作動液を用いた静圧軸受の性能が仕様通り必要十分な静特性、動特性を有し、案内面の総合評価としての位置決め特性でも優れた性能であることを示して、水作動液静圧軸受を用いたステージの性能を評価することである。

結果として、提案した設計計算法が十分実用に供しうるも

のであるとともに、水作動液静圧軸受およびそれを用いたステージが優れた性能を有していることが実験により検証できたので報告する。

2. 試作装置の概要

半導体製造用装置の中でもリソグラフィ工程では直動形の超精密機器が多用されており、そこで用いられる装置を想定して、対向形静圧案内を有する一軸の直動システムを試作した。ウエハの大口径化とそれに伴う搬送重量の増大、一方で、タクトタイムの圧縮要請などから高剛性化が必要となる。これらの背景をもとに軸受およびステージ部分の目標仕様を次のように設定した。

- ・ 負荷容量（4か所の対向形軸受の合計で） 300N
- ・ 軸受剛性（4か所の対向形軸受の合計で） 200N/ μ m
- ・ 使用最大供給圧 0.8MPa
- ・ 減衰性 適正な減衰性を有する
- ・ ステージ上面積 300×300mm
- ・ ストローク 300mm

リセス位置はステージの位置決め方向と直交する2方向に対向形に配し、リセス3個を一式とし、これをステージ四隅に組み込んである。全体構造とリセス位置を図1(a)に、一式分を図1(b)示す。図1(c)にはリセス1個の詳細寸法を示す。入力絞りは各リセス中央の直前に固定の円筒形絞りを組み込んだ。

駆動系には、原理的にクーロン摩擦やバックラッシュがなく、ボールねじに見られるサイクリックな現象や微小変位域での非線形特性もない方式としてベルト駆動を採用した。ボールねじ送りに比べて剛性は大きくできないが、想定している装置は切削力のような外力はなく、また、ステージ自身の慣性力も小さいので問題なく、総合して、ベルトの良い面を生かすことができると考えた。比較的短いストロークであるためベルトの両端は固定することが可能で摩擦駆動は採用していない。模式的に表現すると図1(d)のようになる。

* 原稿受付 平成11年1月14日
 ** 正会員 沼津工業高等専門学校（沼津市大岡 3600）
 *** 正会員 東芝機械（株）（沼津市大岡 2068-3）
 † 正会員 東京工業大学大学院（東京都目黒区大岡山 2-12-1）

Fig.1 Test equipment configuration

目標仕様を満足させるリセス回りの寸法を、先に提案した設計計算法⁵⁾を用いて決定した。圧力流量特性は次章に示す式(1)のような非線形の関係であり、また、静圧軸受にはパラメータが多いため最適設計は複雑な作業となる。そこで、軸受剛性を評価関数として各パラメータ間の関係を図示するソフトウェアを開発した。特性チャートの一例である図2では、入力絞り径を0.8~1.2mm程度とすると軸受すきまは20~24

Fig.2 Calculated bearing stiffness vs. input restrictor

μm程度が最適で仕様値も満たすことがわかる。これらの図から、パラメータの最適化を行い、リセス関連寸法を次のように決定した。

- ・リセス(長方形)寸法 面積 60×16mm
 - ・ランド長 5mm
 - ・入力絞り(交換可) φ 1.0×2mm
 - ・片側軸受すきま 24 μm
- 使用した主な材料は、水に対する腐食の点からステンレスと表面硬化したアルミニウムで構成した。

3. 水作動液対向形静圧軸受の特性

3.1 対向形静圧軸受の特性解析

先の研究⁵⁾で得られた入力絞りとすきま絞りの圧力流量特性を式(1)に示す。

式中の記号は、 Q ：流量、 d ：入力絞り径、 H, B, B_r ：軸受すきま、リセス周長およびランド長、 ρ, μ ：水の密度と粘度、 ΔP ：差圧、 K ：以下の実験では定数と見なせるリセス形状と水の物性を一つにまとめたもの、添え字 t, ℓ ：入力絞りとすきま絞りを示す。

$$\left. \begin{aligned} Q_t &= 0.2324d^{1.862} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} = K_t \sqrt{\Delta P} \\ Q_r &= 1.243 \times 10^{-3} \frac{H^{2.516}}{B_r^{0.895}} \cdot \frac{B}{\mu} \cdot \Delta P = K_r H^{2.516} \cdot \Delta P \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

これらに対向形静圧軸受に適用すると、式(2)から式(5)のようになる。

$$Q_{tu} = K_t \sqrt{P_s - P_{ou}}, \quad Q_{td} = K_t \sqrt{P_s - P_{od}} \quad (2)$$

$$Q_{tu} = K_r y^{2.516} \cdot P_{ou}, \quad Q_{td} = K_r (C_r - y)^{2.516} \cdot P_{od} \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{dP_{ou}}{dt} &= \frac{1}{\kappa V} (Q_{tu} - Q_{tu} - A_r \frac{dy}{dt}) \\ \frac{dP_{od}}{dt} &= \frac{1}{\kappa V} (Q_{td} - Q_{td} - A_r \frac{d(C_r - y)}{dt}) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$M \frac{d^2 y}{dt^2} = A_q (P_{ou} - P_{od}) - Mg \quad (5)$$

ここで、添え字 u, d ：対向リセスの上と下、 P_s, P_o ：供給圧とリセス圧、 y ：ステージの上下方向位置、 C_r ：全軸受すきま、 κ ：水の圧縮率、 V ：圧縮率の及ぶ容積、 A_r, A_q ：リセ

Fig.3 Calculated compliance of the stage in vertical direction

ス断面積と同圧力有効面積， M ：移動部分の質量， g ：重力加速度を表す。

式(4)は，流路を集中定数系と見なしてリセス部に圧縮率の定義式を適用したもの，式(5)はステージの上下方向の運動方程式である。

この連立微分方程式を解くことによって，この系の特性が把握できる。実験式をベースにした非線形方程式となっているため直接解くことはできない。そこで，パソコンによる数値解析を行った。この式のままでは，水の圧縮率が重要なパラメータとなるが，特定の運転状況下での水の圧縮率の同定は難しいこと，また，リセスの容積変化を考えた場合，ここで使用する圧力範囲では圧縮性によるものより，軸受すきまの変化によるものがはるかに大きいので，ここでは圧縮率を無限小と考えて良い。そこで，式(4)は次式のようになる。

$$\left. \begin{aligned} Q_{in} - Q_{lu} &= A_r \frac{dy}{dt} \\ Q_{ld} - Q_{ld} &= A_r \frac{d(C_r - y)}{dt} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

以上の各式を用いて最初に動特性の代表としてコンプライアンスを求めた。図3は加振力10Nの正弦波を与えた場合であり，併記した線形2次遅れ系の特性と比べ良くフィットしていることから，10N程度までの加振力に対しては線形近似が可能であることを示している。そして，低粘度の水を使用することから懸念された減衰性についても極めて顕著で，本

Fig.4 Static stiffness of the stage in vertical direction

試作ステージの上下方向の動特性は，2次遅れ系になぞらえた場合，減衰比とは0.9，共振周波数は360Hzに相当することが読み取れる。

次に軸受として最も重要な特性である静剛性を求める。静特性を取り扱うには，式(5)，(6)で微分項をゼロとすれば良い。結局剛性は，リセスへの流入流量とリセスからの流出流量が等しいとにおいてリセス圧を求めることにより容易に算出することができる。荷重と変位の関係を図4の実線で示す。

3.2 対向形静圧軸受の静剛性試験

静剛性の試験法として，既知デッドウェイトをステージの中央に積み重ねる方法で行った。このときのステージの変位量を，四隅のリセス直上（図1(a)の小丸印P1～P4）で静電容量型微小変位計を用いて測定し，供給圧およびリセス圧はブルドン管圧力計と半導体式圧力計を併用して測定した。

荷重と変位の実測値の一部を図4の各マーカで示す。図の(a)，(b)，(c)は入力絞り径を変化させ，同一図内では供給圧力をパラメータに取っている。全体的にいえることは，2種の変数，入力絞り径と供給圧を種々変化させても，計算値と実測値は，絶対値の大きさおよび剛性を示す傾きともに良く合っている。このことは，先に提案した設計計算法が広い範囲にわたって適用可能であることを示している。また，同一条件では4測定点のデータから複雑さを避けるため2点分を示した。すなわち，白マーカと黒マーカは異なる2点P1，P3（図1(a)）の結果である。両者には約5～6%の差が見られるが，これは入力絞り径や軸受すきまの製作誤差によるものが主で，荷重点の位置誤差が少しあるものと考えられる。しかし，黒マーカと白マーカともに直線上に良く乗っていることから実験誤差は少ないといえる。次に，これらの図から剛性値を求めると，供給圧が0.6MPa以上では，仕様値の50N/μmを満足して十分な静剛性を有していることがわかる。

3.3 対向形静圧軸受の動特性試験

水を用いた場合の一つの懸念材料は，作動油と比べて $10^2 \sim 10^3$ も小さい粘性による減衰性不足である。ここでは上下方向の減衰性を把握する試験として，ハンマリングによるインパルス応答のシミュレーションと実験を行った。図5(a)に3.1

Fig.5 Impulse response of the stage in vertical direction

項の解析法で求めたシミュレーション結果を示す。この図および図 3 に示す解析結果からは上下方向の減衰性は十分であることが予測できる。

ステージ中央をハンマリング加振した時の実験結果を図 5(b)に示す。この実験結果から減衰性は十分な系であることを示すとともにシミュレーション結果とも定性的に良くあっている。ここで得られた減衰性ならば位置決め装置用軸受として十分と考える。また、図 5(a), (b)の比較から先のシミュレーションは動的にも妥当なものであるといえる。

4. 水作動液静圧軸受を用いたステージの位置決め特性

3章までで水作動液静圧軸受の特性を評価し、静的にも動的にも軸受として十分な性能であることが確認できた。続いて、これを用いた直動ステージの位置決め性能を評価する。位置決め装置として用いたとき、軸受の位置決め方向の特性がステージ位置決め性能に重要な影響を与えるからである。すなわち、水を用いることにより、位置決め方向の減衰性は十分か、微小変位域における移動の制約などはないか、微小振動などによる位置決め精度への影響などを把握しておくことは重要である。

4.1 位置決め用機器と試験法

位置決め試験に採用した制御機器について、モータには、低速高トルク特性や高い分解能が、また制御部には、サーボパラメータや運転パラメータの豊富な調整機能などが重要と考え、横河プレジジョン株式会社製のDDモータとその専用の駆動制御システムを採用し、入出力機器としては汎用のパソコンを利用した。採用した制御装置の制御方式は、エンコーダを検出器として用いる、いわゆるセミクローズドループ方式で、位置ループに積分器を有するI-P-D制御方式である。モータの分解能は655360p/revで、十分とはいえず、モータとドライブローラとの間に1/100の減速機を用いた。この減速機は、スペース、減速比および他の諸性能の点から株式会社ハーモニックドライブシステムズ社製のものを採用した。位置の読取りは静電容量形微小変位計とレーザ測長機を適宜使用した。

サーボ系のチューニング、駆動ベルトの予張力調整を行った後、試験を行った。繰返し試験は、減速機のカタログからバックラッシュの存在がはっきりしているのので一方向位置決めで行った結果である。

試験のパラメータとして位置、ストローク、送り速度、減速時定数、供給圧などを変えて行った。位置決めの繰返し精度は、7回測定してその標本標準偏差 σ で表した。

4.2 位置決め特性

繰返し位置決め試験の結果を図 6 に示す。位置決め分解能の結果を図 7 に示す。繰返し精度で $\sigma=0.02\sim0.07\mu\text{m}$ 、分解能も $0.1\mu\text{m}$ までは十分に得られた。図 7 では、折り返し直後の数ステップで移動量が行き足りない特性を示している。このことは減速機を含めた駆動系のバックラッシュが完全ながたでなく剛性の弱い領域の存在を示している。

これらの状況をもう少し詳しく把握するため位置決め方向の微小変位領域での荷重変位特性を求めた。この結果を図 8 に示す。ヒステリシスが約 $3\mu\text{m}$ と読み取れる。カタログによ

Fig.6 Positioning repeatability

ると減速機のバックラッシュは $3.6\mu\text{m}$ であり、これが主体と考えられる。さらにこの図から剛性を読み取ると、約 $4.7\text{N}/\mu\text{m}$ となるが、これもベルトの計算値が $4.0\text{N}/\mu\text{m}$ であることから剛性はベルトが制約していることがわかる。

すなわち、ベルト駆動のシステムでは剛性が弱く、さらにヒステリシスもあるため、系に少しでも摩擦成分があると位置決め精度はこれ以上は向上しないことがわかる。上記剛性では、 1N の摩擦があれば、 $0.2\mu\text{m}$ が分解能の限界となる。本試験装置では、ローラの回転部分の摩擦や配管類の抵抗などがあり、この程度の分解能にとどまっているものと考察される。

Fig.7 Positioning resolution

(input signal: $0.1\mu\text{m} \times 2\text{s}$ 7step)

Fig.8 Nonlinear characteristics of load vs. displacement in traverse direction

Fig.9 Impulse response of the stage in traverse direction

次に位置決め装置として重要な位置決め方向の減衰性を評価するため、3.3項と同じハンマリングテストを行った。結果を図9に示す。減衰性が静圧軸受部分によるものか、それとも駆動系によるものかを区別するため駆動系のある場合とない場合を測定した。(a)は駆動系を外して潤滑状態のステージのみを両側から圧縮ばねで支持したもので減衰振動を示している。これから対数減衰率を導き出し、質量とばね定数を代入すると減衰比は約0.25程度で粘性減衰係数 c に換算すると $1\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{mm}^{-1}$ 以下となる。(b)は駆動系をすべて組み込んだもので、上下方向と同様大きな減衰性を示している。過減衰の状態を $\zeta=1$ と仮定して(a)と同様に粘性減衰係数 c を求めると $20\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{mm}^{-1}$ 以上となる。このように大きな差が出たことから駆動系に強い減衰要素があることになり、構造から考えて減速機の歯面摩擦や封じ込められた潤滑材の効果と考えられる。この実験から水の粘性によるもののみでは、上下方向ほどの減衰性は得られないことがわかる。

以上を総括して、 $0.1\mu\text{m}$ オーダの位置決めでは、精度を制約しているのが水作動液静圧軸受でなく駆動系であること、また、水作動液静圧軸受のみでは位置決め方向の減衰性が不

十分で、駆動系ないし制御系で配慮する必要がある。また、位置決め装置の要素として微小振動など特別の不都合は有しないことがわかった。

なお、これらの実験中、静圧軸受部分からの水の外部漏れいはほとんどなく、回収溝を適正に設けることにより、特別の保護装置がなくても実用になり得ることを確認した。

5. ま と め

本研究の結果、次のことが明らかとなった。

- (1) 水を圧力媒体とした静圧軸受について、先に提案した設計計算法が、入力絞り、供給圧などのパラメータの広い範囲にわたって十分実用に供しうる精度であることを実験により検証した。
- (2) 水作動液静圧軸受の性能は、負荷容量、軸受剛性の面から見て、精密機器の要素として十分な性能を有していることが確認できた。
- (3) 水を用いる点で懸念される軸受の減衰性について、上下方向は十分に過減衰の状態となるが、位置決め方向では不足することが確認された。

参 考 文 献

- 1) 三宅正二郎：クリーン環境用軸受，精密工学会誌，57,4(1991)599.
- 2) 吉本成香，阿武芳朗：水潤滑静圧スラスト軸受に関する研究，1994年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集，L21，(1994)407.
- 3) S.Ueno: High Precision CNC Three Axis Controlled Grinding Machine using Water Based Grinding Fluid Hydrostatic Guide Way, Proc. 8th IPES, Compiegne, France, May (1995) 394.
- 4) A. H. Slocum, P. A. Scagnetti, N. R. Kane and C. Brunner: Design of Self-compensated, Water Hydrostatic Bearings, Prec. Eng., 17,3 (1995) 173.
- 5) 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，精密工学会誌，64,6 (1998) 851.