無限剛性空気静圧軸受の開発*

水本 洋** 松原十三生*** 薄木雅雄† 川上隆一†† 藪谷 誠†

An Infinite-Stiffness Aerostatic Thrust Bearing

Hiroshi MIZUMOTO, Tomio MATSUBARA, Masao USUKI,
Ryuichi KAWAKAMI and Makoto YABUYA

By using an active restrictor, an infinite-stiffness aerostatic thrust bearing is realized. The active restrictor employed is called an Aerostatically Controlled Restrictor (ACR). The ACR is a kind of pressure-feedback active restrictor, therefore, electric supply is not needed for controlling the thrust bearing. The restriction gap is controlled actively by a restriction ring supported by an aerostatic ring-supporting bearing incorporated into the thrust bearing. The diameter of the bearing surface is 130 mm. The static stiffness of the aerostatic bearing can be zero for a thrust load less than 400 N. The static stiffness can also be positive or negative by changing the stiffness of the ring-supporting bearing. The step response shows that the settling time is about 5 ms. The frequency response shows that the dynamic compliance is less than 1 nm/N when the frequency of the applied load is lower than 2 Hz. The stability of the thrust bearing is 10 nm. Thus the aerostatic thrust bearing reported in this paper can be used in practice as the infinite-stiffness bearing.

Key words: active restrictor, aerostatic bearing, dynamic compliance, frequency response, infinite-stiffness bearing, step response

1. はじめに

筆者らは先に、絞り可動部分が静圧支持される自動調整絞りを考案し、この自動調整絞りを空気静圧スラスト軸受に組み込むことにより、軸受の静剛性を無限大とできたことを報告している¹⁾。さらにこの静圧式自動調整絞り付き空気静圧軸受の動特性の解析結果も報告している²⁾。この静圧式自動調整絞りの特徴は、圧電素子を用いた自動調整絞り³⁾⁴⁾のような電源、電子回路などを必要としないので、構成が簡単であり全絞りシステムを軸受内に組み込めることと、ダイヤフラムを用いた自動調整絞り⁵⁾に比べて絞り特性の調節が容易であること、そして絞り形式が表面絞りであるために、ニューマチックハンマが発生しにくいことなどである。

しかし先に発表した軸受構造では、自動調整絞り駆動用の空気源と静圧軸受用の空気源とが共通であったために絞り特性の最適化がやや困難であった。そこで

ここでは絞り用と軸受用の空気源を分離し、軸受使用中においても自動調整絞りの特性調節が可能な構造として軸受の負荷特性の最適化を容易にした。その上で、軸受面の寸法や空気膜厚などを見直し、外形寸法を変更することなく、より広い荷重範囲で軸受の静剛性が無限大となるようにするとともに、動特性の改善も図った。そして、このようにして設計製作された無限剛性空気静圧軸受の実用性を明らかにする。

2. 自動調整絞り付空気静圧軸受の構造

図1には試作した静圧式自動調整絞り付空気静圧スラスト軸受を示す。この軸受にはスラスト負荷を支える主軸受Aと、主軸受面の一部（ステップ部）を構成する絞りリング⑥を支持する調整軸受Bとがある。両軸受A、Bいずれの軸受面もステップ状であり表面絞りを構成していること、スラストプレート④の外径が130 mmであることなど、軸受の基本構造および主要寸法は以前に発表したものと同じである¹⁾。スラストプレート④に負荷がかかると主軸受面Aの負荷側と反負荷側とは圧力差が生じ、この圧力差によって調整軸受Bにより静圧支持された絞りリング⑥が変位する。その結果、主軸受面のステップ段差が負荷側で深く、反負荷側では浅くなるので、それぞ

* 原稿受付 平成2年2月2日。1989年度精密工学会秋季大会学術講演会（平成元年11月7日）にて発表

** 正会員 鳥取大学工学部（鳥取市湖山町南4-101）

*** 正会員 名古屋工業大学（名古屋市昭和区御器所町）

† 正会員 （株）不二越（富山市石金20）

†† （株）不二越

Fig. 3 Measured load carrying capacity

Fig. 4 Displacement of the restriction ring

だし、図中の負荷ゼロの状態においても軸受には軸、スラストプレートおよび負荷測定用ロードセルなどの自重（68.4 N、表1参照）がかかっている。スラスト負荷はねじ機構によりスラストプレートに加えられ、その負荷の大きさはロードセルにより、そして、このときのスラストプレートおよび絞りリングの変位は容量型変位計（分解能1 nm）により検出された。図中の α は主軸受のステップ部とランド部での空気膜厚さの比、 β は主軸受のステップ部とランド部での流体抵抗の比である。

図3より、 $P_p^* = 0.34$ MPaのときには400 N以下のスラスト負荷に対する軸変位がゼロであり、軸受剛性が無限大となっていることがわかる。したがって、 $P_p^* = 0.34$ MPaのときに調整軸受の剛性は最適であると言える。この測定により決定された最適供給圧は

Fig. 5 Relationship between static compliance and air supply pressures ratio

理論解析¹⁾による計算結果と一致した。最適値よりも P_p^* が高い場合には軸受剛性は正、低い場合には負となっている。一方、図4は P_p^* の減少とともに調整軸受の剛性が減少していることを示している。その結果、負荷変化に対する主軸受面ステップ段差の変化量が増加し、自動調整絞りの効果が増大することになる。このように図1に示した静圧式自動調整絞り付空気静圧軸受では調整軸受の剛性を供給圧 P_p^* により調節することにより、軸受剛性を無限大とできるだけでなく広い範囲にわたって変更できることになる。

ただし、図3を見ると、 $P_p^* < 0.34$ MPaであっても荷重が400 Nを越えると軸受剛性は正となっている。これは、 P_p^* が小さい場合には図4に示されているように、荷重が大きくなると調整軸受のランドすぎに制限されて絞りリングが変位しにくくなり、固定絞りの状態に近づく（自動調整絞りの調整範囲を越える）ためである。このような傾向は $P_p^* = 0.34$ MPaの無限剛性の場合にも見られる。したがって、広い荷重範囲で軸受剛性を無限大とするには、主軸受への供給圧を高くするとともに、調整軸受への最適供給圧が高く、そして調整軸受ランドすぎが大きくなるように設計すれば良い。このような設計方針は動特性の改善にも有効である。

静圧式自動調整絞り付静圧軸受の負荷特性は上述のように調整軸受への供給圧 P_p^* により変更できるが、理論解析によると、自動調整絞りの特性を決定する絞り定数は主軸受と調整軸受との供給圧比 P_p/P_p^* に比例している¹⁾。そこで図5には他の主軸受供給圧 P_p での測定結果も含め、供給圧比 P_p/P_p^* と軽負荷時（100 N以下）での主軸受コンプライアンス C_m との関係をまとめて示す。ただし、 $P_p = 0.59$ MPa以外での測定値は比例計算により $P_p = 0.59$ MPaでの値に換算した。すべての測定結果は一本の直線に乗ってお

Fig. 6 Step response under various static compliances

り、その回帰直線と縦軸との切片を C_0 で示す。また、 C_s は同一寸法で固定絞りを持つ場合のコンプライアンスの計算値である。理想的には $C_0 = C_s$ となるはずであるが、製作上の誤差や O リング部からの空気の漏れなどのために $C_0 > C_s$ となっている⁹⁾。しかしながら、測定結果は $P_p/P_p^* = 1.0 \sim 2.5$ の範囲では自動調整絞りの効果により $C_m < C_s$ となり剛性が向上することを示している。そして回帰直線と横軸との交点より、主軸受への供給圧にかかわらず、 $P_p/P_p^* = 1.7$ において $C_m = 0$ となって軸受剛性は無限大となること、この最適供給圧よりも低い供給圧比においては軸受剛性は正、高い供給圧比においては軸受剛性は負であることがわかる。このように、供給圧比 P_p/P_p^* を調節することで軸受に任意の負荷特性を持たせることができる。

4. ステップ応答

図 6 には、調整軸受側の供給圧を変えることにより主軸受の静剛性を (a) 負、(b) 無限大、(c) 正にした状態で、147 N のステップ負荷をスラストプレートに下向きに加えたときのステップ応答の測定結果を示す。上段が主軸受の応答（スラストプレートの変位）を、そして下段が調整軸受の応答（絞りリングの変位）を示している。スラストプレートはステップ負荷が加えられるとただちに負荷方向に変位を始め、一瞬遅れて絞りリングも負荷方向に変位を開始する。この負荷直後のスラストプレートの挙動は図 6 (a), (b),

(c) に見られるように、静的負荷特性を変更してもほとんど変わらない。したがって、負荷直後においては絞りリングの変位が小さいために静圧式自動調整絞りの効果はわずかで、スラストプレートの挙動は主軸受単体での固有振動に支配されると考えられる。このことはスラストプレートの変位が極大となるまでの時間が約 1 ms であり、表 1 に示した主軸受の減衰固有振動数 465 Hz より算出される周期の 1/2 にほぼ等しいことから理解できよう。絞りリングの応答が遅れるのは、表 1 に示すように調整軸受の固有振動数は 1186 Hz ではあるが、減衰係数比が 2.96 と過減衰の状態であるので調整軸受単体での整定時間が 2.4 ms (計算値) となるためである。

次の段階では絞りリングが変位してほぼ所定の位置に達するとともに自動調整絞りの効果が現れ始め、それにつれてスラストプレートは急速にその位置を回復することになる。そのうちスラストプレートと絞りリングは互いに連成して振動しながら、約 5 ms でほぼ定常位置に達している。スラストプレートの定常位置を見ると、(a) では最初の位置よりも上で、静的には負剛性であり、(b) では最初の位置に戻っており、無限大の静剛性を示しており、また (c) では最初の位置より下で、正剛性であることがわかる。一方絞りリングの定常変位は調整軸受への供給圧の上昇とともに減少している。ただしこの段階でも微少な振動が残っており、軸が完全に静止するまでには約 30 ms かかった。この微小振動は軸受を取り付けたフレームの振動

Fig. 7 Frequency response of the main bearing

である。したがって軸受の整定時間は5 msと考えるとよいであろう。この整定時間は、圧電素子を用いた自動調整絞り付空気静圧軸受の場合と同程度である³⁾⁴⁾。

このようなステップ荷重に対する挙動は以前に発表した結果²⁾と定性的には同じであるが、各軸受面および絞り面の空気膜厚さを大きくするとともに、主軸受面の有効軸受面積を広げて主軸受単体での剛性を増加させ、さらに絞り特性が最適となるとき調整軸受の剛性が大きくなるように設計変更した。その結果、主軸受および調整軸受の減衰係数比が小さくなり、減衰固有振動数が高くなったために、図6に見られるように整定時間は短くなったが、応答はやや振動的となった。したがって、ステップ応答の整定時間を短くして静圧式自動調整絞りの応答性を改善するには、主軸受および調整軸受の固有振動数を高めるとともに減衰係数比を小さくすることが有効であることがわかった。

5. 周波数応答

図7, 8には主軸受および調整軸受の周波数応答を示す。これは主軸受の静剛性を無限大となるように供給圧比を調節し、圧電素子によりスラストプレートに1~1000 Hzの正弦波荷重（全振幅70 N）を加えた時のスラストプレートおよび絞りリングの振動をFFTアナライザにより解析して得られたものである（ただし正弦波荷重が正しくかかるように400 Nの死荷重を加え、このときに静剛性が無限大となるように調節した）。主軸受の周波数特性を見ると、動的コンプライアンスは2 Hz以下で1 nm/N以下、10 Hzでも3 nm/Nと低く、この軸受の低周波数領域での動剛性の高さを示している。このとき位相は90°進んでいる（なお主軸受の静的荷重特性を正剛性としたときの測定結果では位相差は零、負剛性では位相差は180°となっていた）。一方この時の調整軸受の応答を見ると、

Fig. 8 Frequency response of the ring-supporting bearing

位相の遅れなく比較的大きなコンプライアンスを示している。つまり、絞りリングが振動することにより変動荷重のエネルギーを吸収して主軸受の振動を抑制していることになる。

周波数が上昇して20 Hz程度になると、調整軸受側で位相の遅れ、コンプライアンスの減少が見られる。これは、絞りリングが荷重の変動に追従できず、静圧式自動調整絞りの効果が少なくなっていることを示している。その結果、主軸受のコンプライアンスは周波数の上昇とともに増加している。図4に示したとおり静圧式自動調整絞りがない場合の静的コンプライアンス C_s が約10 nm/Nであることも合わせて考慮すると、ここでの静圧式自動調整絞りの効果は30 Hzまでであろう。したがって、この軸受は数百rpm以下で回転するワークスピンドルの支持においてはほぼ無限剛性軸受と見なせるが、高速で回転する研削盤主軸スピンドルなどの支持にはあまり適さない。応答周波数を高め、より高速での使用に対応するためには、4章で述べたとおり調整軸受の剛性向上、減衰係数比の低下が有効である。

6. 安定性

図9(a), (b)には静剛性を無限大に調整し、軸の自重のみを負荷とした状態で、主軸受供給圧 P_p および調整軸受供給圧 P_p^* をわずかに変動させたときのスラストプレート位置の変化を示す。(a)より、調整軸受供給圧 P_p^* の増加に対しては主軸受のコンプライアンスが増加するためにスラストプレートは下降することがわかる。一方(b)より、 P_p の増加に対しては主軸受のコンプライアンスが減少するためにスラストプレートは上昇することがわかる。これらの結果より、10 nmオーダの軸位置の安定性を得るには供給圧の変動は1 kPa以下にする必要があることになる。

Fig. 9 Influence of the fluctuation of air supply pressures on bearing stability

Fig. 10 Measured bearing stability

図 10 には軸位置の時間安定性を示す。微小な振動を生じてはいるものの、この軸受の軸位置の安定性は 10 nm 以内であるといえる。

7. ま と め

筆者らが考案した静圧式自動調整絞りを組み込んだ空気静圧スラスト軸受を製作してその特性を解析した結果、次の結論を得た。

- (1) 400 N の荷重範囲において軸受の静剛性を無限大とすることができた。
- (2) 主軸受との調整軸受への空気供給圧比を調節することで軸受剛性を正、無限大、負と広い範囲で変更できた。
- (3) ステップ応答における整定時間は 5 ms であり、圧電素子を用いた自動調整絞りと同程度であ

る。

- (4) 周波数応答より、動的コンプライアンスは 2 Hz 以下で 1 nm/N 以下、10 Hz でも 3 nm/N 程度であることが確認された。
- (5) 供給圧の変動に注意すれば 10 nm 程度の軸位置安定性を得ることができる。

以上により、改良された静圧式自動調整絞り付空気静圧軸受は広い荷重範囲において無限大の静剛性を示し、また動剛性も高いことが確認された。したがって、この無限剛性空気静圧軸受は nm オーダの精度を必要とする超精密工作機械・計測機器のワークスピンドル支持軸受などへの応用が可能である。

参 考 文 献

- 1) 水本 洋, 松原十三生, 畑 直秀, 薄木雅雄: 自動調整絞りの使用による空気静圧軸受の高剛性化に関する研究, 精密工学会誌, **55**, 1 (1989) 135.
- 2) 水本 洋, 松原十三生, 数谷 誠: 自動調整絞り付高剛性空気静圧軸受の動特性に関する研究, 精密工学会誌, **55**, 9 (1989) 1694.
- 3) 本郷 健, 原田正哉, 宮地隆太郎: 圧電素子可変絞りを有した静圧気体スラスト軸受の研究, 潤滑, **32**, 12 (1987) 894.
- 4) 渡辺一郎, 青山尚之, 下河辺 明: 能動空気軸受, 精密工学会誌, **54**, 2 (1988) 329.
- 5) 糸日谷 享, 青山藤詞郎, 稲崎一郎: ダイアフラムを用いた自動調整絞り形静圧空気軸受の負荷特性, 1989年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集, (1989) 401.
- 6) 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き静圧軸受の開発, 精密機械, **51**, 8 (1985) 1553.