樹脂モールド空気静圧軸受面を有する送りねじの 試作と性能評価*

大 石 進**

A Prototype Production of Aerostatic Lead Screw with Resin Molded Bearing Surfaces and
Performance Evaluation

Susumu OHISHI

The objective of the present research is to conduct a trial production of an aerostatic lead screw system, in which all moving parts are supported by aerostatic bearings made of molded resin and to evaluate how much performance is achieved in this low cost system. Epoxy based resin available for slideway coating was used to make all bearing surfaces by means of casting or molding technique which is known to be able to produce complex shapes with low cost. The motion accuracy of the produced nuts was evaluated by measuring the straightness of straight line motion and the positional deviation. The results showed that the straightness was $0.15\mu\text{m}$ and the deviation was 3 to $4\mu\text{m}$ in the working distance from 0 to 60 or 84mm, which was almost same as the cumulative pitch error of the screw shaft. The nut positional deviation per one revolution was 2 to $3\mu\text{m}$ as a result of the $1.5\mu\text{m}$ axial travel variation of the screw and the $0.2\mu\text{m}$ axial run-out of the screw shaft. The slightly larger positional deviation of the nuts may be due to the low bearing stiffness of the nuts.

Key words: aerostatic lead screw, epoxy based resin, molding, aerostatic bearing

1. 結 言

ねじとナットによって回転運動を並進運動に変換する伝統的な送り駆動機構は、送り精度の高精度化を目指して、ねじとナットのかみ合い面が滑りから転がりや静圧へと変化してきている。精密ボールねじは、日本では1950年代末に製品化され¹⁾、NC工作機械において必要不可欠のものとなっている。ボールねじよりも高い精度が期待できる静圧化については、加圧された油を作動流体とする油静圧ねじの設計法が1968年に示され²⁾、日本では1979年前後に製品化³⁾されている。

一方、加圧空気を作動流体とする静圧軸受は、超精密加工機の重要な要素として研究開発が進められ、ジャーナル軸受やスラスト軸受は実用化されている。送りねじの空気静圧化も必然であるが、製品化の例⁴⁾は少ない。その理由は以下が考えられる。

- (1)加工精度の点からは、 $10\mu\text{m}$ ほどの一様な軸受隙間をねじ部に確保するのが難しい。隙間を大きくすると、油ほど高圧化することができない空気では、実用に耐える負荷容量や剛性を得られず、隙間内における空気の容積増加や圧縮性などに起因する不安定振動が発生する可能性もある。
- (2)一般にねじのフランク面の面積は小さいため、油静圧ほどの負荷容量や剛性が得られない。

空気静圧ねじ(空気静圧ナット)に関する従来の研究を概観すると、すべてのしゅう動部分を空気潤滑とした研究⁵⁾では、上記(1)の問題を克服するために研削後にラップ加工を行っているが、大変な工数と熟練を必要とし、専用の機械まで開発している⁶⁾。(2)の問題に対処するため、角ねじとして軸方向のみに静圧軸受の機能を持たせ、より高い負荷容量や剛性を得られるよう多孔質軸受とした研究⁷⁾でも、必要とする精度に仕上げるのに相当の苦勞をしていると聞いている。このように、とりわけナットの雌

ねじ部の形状と寸法を実用的な空気軸受として機能するような精度に仕上げることは難しく、多大の時間とコストもかかる。

ところで、筆者らはモールド法と名付けた空気静圧軸受の簡易製作法について報告した⁸⁾。この方法は、樹脂製品の生産に代表される注型と同様で、型の周囲にエポキシ樹脂をベースとした市販のしゅう動面材料⁹⁾を注入して常温で硬化させ、型表面と接していた樹脂表面をそのまま軸受面として使用するものである。同様な方法としては、円錐形の軸受隙間を有する軸受面を製作する方法の一つとして報告されている¹⁰⁾。なお、樹脂の硬化に伴う収縮により型の形状をそのまま転写することができないため、一般に形状誤差は型より大きくなる。しかし、軸受面が固定されて形状精度の高い支持物体が運動する場合には、静圧軸受の原理からして、軸受面の形状誤差が運動誤差に及ぼす影響は小さい。最近では、内面に比べて外面の機械加工精度は非常に高くなってきているので、このモールド法は、雌ねじのような複雑な内面形状の創成に有効な方法であると考えられる。

本研究の目的は、周知の事実とも言える前記(2)を踏まえ、負荷の軽微な計測機器への適用の可能性を想定して、モールド法で製作した樹脂性軸受面を有する空気静圧軸受によってすべての運動部を支持する送りねじ系を試作し、このような簡易かつ低コストな製作方法で、送りねじ系としてどれほどの性能が得られるかを評価することである。

2. 試作する送りねじ系の概要

2.1 ねじ軸

図1にねじ軸の形状寸法とねじの詳細を示す。材料は焼入れしたステンレス鋼420J2-Bで、60度の三角ねじ、ピッチは12mmとした。図2に累積ピッチ誤差の実測値を示す。双方のフランク面で誤差は異なるが、設計仕様値は満足しており、フランク面Aではピッチが約 $0.33\mu\text{m}$ 異なっていることがわかる。また、1回転あたりの変動 $v_{2\phi}$ はねじ中央3ピッチの部分で1.3から $1.8\mu\text{m}$ であった。実測したねじ軸各部の精度を表1に示す。

* 原稿受付 平成26年11月16日

掲載決定 平成27年2月16日

** 正 会 員 青山学院大学(相模原市中央区淵野辺 5-10-1)

Fig.1 Screw shaft

Table 1 Measured screw shaft accuracy

$\phi 42$ journal	Roundness	0.32 μm
	Coaxiality (datum $\phi 70$)	0.54 μm
$\phi 70$ journal	Roundness	0.24 μm
	Squareness (datum $\phi 150$)	0.08 μm
$\phi 150$ thrust	Flatness	1.57 μm
	Parallelism	0.11 μm

Table 2 Technical data of resin

Safe surface load (dynamic)	4 MPa
Safe surface load (static)	30 MPa
Modulus of elasticity	4.2 GPa
Hardness	80 Shore D
Shrinkage during hardening	< 0.1 %

Fig.4 Resin molded bearing surface and journal bearing unit

2.2 送りねじ系

図 3 に送りねじ系の概要を示す。図中の赤部分が空気静圧のジャーナルとスラスト軸受で、軸受面はモールドされた樹脂の面となっており、この面以後加工はまったく行わない。この樹脂はしゅう動面材料として実用に供されている常温で硬化するもので、主な特性を表 2 に示す。図中の灰色部は図 4 右図に示すジャーナル軸受ユニットをハウジング内に固定している樹脂である。ユニットを樹脂で固定したのは、組立時に二つのユニットのアライメントを確保するためである。すなわち、ユニットを組み込んだねじ軸を所定の位置に固定されたハウジング内に収め、ねじ軸を固定する。そして、ジャーナル軸受に給気してユニットを浮上させ、その状態でユニットの周囲に樹脂を流し込み、固定する。スラスト軸受の片側は取り外し可能となっており、間にシムを挟み込んで軸受隙間を得る。

Fig.2 Measured accuracy of screw

Fig.3 Configuration of lead screw system

Table 3 Specifications of journal and thrust bearings

		Design	Measured
$\phi 42$ Journal Supply pressure = 0.6 MPa(gage)	Clearance	13 μm	14.7 μm
	Feed hole dia.	0.3 mm	-
	No. of holes	12/row	-
	Stiffness	25 N/ μm	23 N/ μm
$\phi 70$ Journal Supply pressure = 0.6 MPa(gage)	Clearance	13 μm	14.9 μm
	Feed hole dia.	0.3 mm	-
	No. of holes	20/row	-
	Stiffness	72 N/ μm	80 N/ μm
$\phi 150$ Thrust Supply pressure = 0.6 MPa(gage)	Clearance	15 μm	16.5 μm
	Feed hole dia.	0.3 mm	-
	No. of holes	24/side	-
	Stiffness	87 N/ μm	80 N/ μm

3. 軸受の設計と試作

3.1 ジャーナル軸受とスラスト軸受

両軸受とも軸受面はモールドされた樹脂の面そのままとする。軸受隙間への給気はドリル加工による細孔（自成絞り）とし、軸受面積を決めた上で、最大剛性が得られるように軸受隙間、給気孔径、給気孔数などを決定する。このために、支配方程式である圧縮性レイノルズ方程式の数値解を求める有限要素プログラムを作成¹¹⁾し、軸受面は粗さや形状誤差のない理想的な平面とし、給気孔はポイントソースとみなして節点上に置いて計算した。

設計値を表 3 に実測値とともに示す。軸受剛性を高めるために、給気圧は 0.6 MPa(gage)とした。給気孔の位置は、ジャーナル軸受では軸受幅の 1/4 で 2 列、スラスト軸受では内向きと外向きの流量が等しくなる半径位置¹²⁾に 1 列とした。実際のジャーナル軸受隙間は、図 4 の軸受ユニットをねじ軸に挿入した状態で

Fig.5 Load-displacement characteristics of journal bearings

の無給気時の半径方向移動量から、スラスト軸受隙間は図3の状態ですラスト軸受には無給気でねじ軸を軸方向に移動させて求めた。表3の剛性の設計値は、測定した軸受隙間の値を用いて計算している。それぞれのジャーナル軸受の荷重-変位特性の計算値と実測値を図5に示す。両者は比較的良好一致している。

ジャーナル軸受は、厚さ2mmの樹脂とそれを囲む10mm厚の中空円筒の鋼製のケーシングから成り、ケーシングの内面には樹脂の接着性向上を目的にらせん状に溝を加工しておく。そして計算結果から決定したφ0.3の給気孔をドリル加工する際の案内となる2mmのドリル加工穴を必要数分設ける。軸受隙間は設計計算結果から13μmとし、ねじ軸のφ42およびφ70の実寸法より26μm大きい直径のマスタ軸を用意し、樹脂のモールドイングに使用する。それぞれのマスタ軸は、真円度0.2μmと0.47μm、円筒度0.56μmと1.05μmであった。図4左図はφ70の軸受面形状を表しており、マスタ軸とほぼ等しい円筒度が得られている。

対向式スラスト軸受は、それぞれスラスト板とハウジングとの間の2mmの空間に注入、硬化した樹脂面とし、軸受隙間はシムによって設ける。樹脂の接着性向上のために、ハウジング内面には複数の同心円溝を加工しておく。

離型にはシリコン系の液状離型剤を用い、ジャーナル軸受の場合はマスタ軸を離型剤中から一定速度で引き上げる方法、スラスト軸受の場合は均一に塗布する方法を採った。

3.2 ナットおよびナット軸受

ナットは図6,7に示す2種類(NUT-A, NUT-B)とする。NUT-Aは、軸受隙間調整が可能となるように、対向する軸受への給気圧力を独立して変えられる構造である。NUT-Bは、軸受隙間調整はできないが、小型軽量化と給気孔数の増加による高剛性化を意図している。樹脂製の軸受面はねじのフランク面に設け、フランク面に垂直な軸受隙間を10μmとする対向式で、雄ねじ部の長さを考慮して、どちらも給気孔を2ピッチ分配置する。排気はねじの山部と谷部とし、これによって軸受面の内半径 r_i は23.3mm、外半径 r_o は30.0mmとなる。なお、排気溝と干渉するため、給気孔をフランク面に垂直にすることはできなかった。

軸受の設計計算において、フランク面は可展面であるから平面に展開することができる。展開後のフランク面の内半径 r'_i 、外半径 r'_o そして中心角 ψ は次式で表される¹³⁾。ただし、 λ_i と λ_o は内および外半径位置におけるリード角、 ϕ はフランク角である。

$$K = \frac{\cos \phi \left\{ \sec \lambda_o - \left[\left(\frac{r_i}{r_o} \right)^2 + \tan^2 \lambda_o \right]^{0.5} \right\}}{1 - \frac{r_i}{r_o}} \quad (1)$$

Fig.6 NUT-A

Fig.7 NUT-B

Fig.8 An example of pressure distribution in NUT-A

$$r'_i = r_i \frac{1}{K} \cos \lambda_i, \quad r'_o = r_o \frac{1}{K} \cos \lambda_o, \quad \psi = 2\pi K \quad (2)$$

図8は1ピッチ分のフランク面における圧力分布の計算例である。図6,7に示したように排気溝をねじの山部と谷部に設けているため、円周方向の端面における圧力境界条件の有無はほとんど影響しない。要素ごとに、その要素の平均圧力と面積から負

Fig.9 Molding and NUT-B

荷容量を算出し、その要素の半径位置と角度位置に基づいて軸方向と半径方向の負荷容量を求める。そして全要素の和を求める。ここで、フランク面上の任意の半径位置における半径方向負荷容量 ΔN_r 、軸方向負荷容量 ΔN_a 、半径方向隙間 h_r 、軸方向隙間 h_a は、フランク面に垂直な負荷容量 ΔN 、フランク面に垂直な隙間 h_n 、その点におけるフランク角 ϕ_n とつる巻角 λ_s を用いて次式で求められる¹³⁾。

$$\Delta N_r = \Delta N \sin \phi_n, \quad \Delta N_a = \Delta N \sin \phi_n \cos \lambda_s \quad (3)$$

$$h_r = \frac{h_n}{\sin \phi_n}, \quad h_a = \frac{h_n}{\sin \phi_n \cos \lambda_s}, \quad \phi_n = \tan^{-1}(\tan \phi \cos \lambda_s) \quad (4)$$

また、ナットが図8のy軸負方向に偏心した場合、偏心比を ϵ とすれば、x軸から角度 θ におけるフランク面に垂直な軸受隙間 h_n は、 h_0 を無偏心時の軸受隙間として、次式となる。

$$h_n = h_0 \left(1 + \epsilon \sin \frac{\theta}{K} \right) \quad (5)$$

ナット用ケーシングの設計では、樹脂の硬化収縮およびフランク面の圧力による変形が軸受隙間に及ぼす影響を可能な限り小さくしなければならない。そこで、汎用の有限要素解析プログラムにおいてケーシングと樹脂のねじりからなるモデルを作成し、硬化収縮を負の熱膨張と置き換え、同時に圧力が作用する場合の変形解析を行い、収縮と膨張による変形が軸受隙間に及ぼす影響が最小となる、図6,7に示す寸法とした。なお、軽量化のためにケーシングの材料はアルミニウム合金A7075とした。

ナットの製作では、所望の軸受隙間が得られるよう、図1とは別にマスタねじ軸を製作した。両者は砥石径、目なおし条件などを同一として加工精度に差が生じないように配慮した結果、マスタねじ軸の精度はねじ軸とほぼ同じである。モールドニング時の様子とNUT-Bを図9に示す。図において、アクリル製のジグはマスタねじ軸とケーシングを同心に保持するためのみならず、その外周にはピッチ12mmのねじ溝が加工されており、これとケーシングとの位置合わせ、そして給気孔がフランク面の所定の位置になるよう、マスタねじ軸との位置合わせのための位置決めピン挿入穴が設けられている。注入される樹脂の漏

Table 4 Specifications of NUT-A and NUT-B

		Design	Measured
NUT-A Supply pres. = 0.6 MPa(gage)	Mass	-	1.411 kg
	Axial clearance	-	12.2 μm
	Radial clearance	-	(21.0 μm)
	Normal clearance	10 μm	(10.5 μm)
	Feed hole dia.	0.3 mm	-
	No. of holes	24/pitch	-
	Axial stiffness	16N/ μm	12 N/ μm
	Radial stiffness	5N/ μm	3.3 N/ μm
NUT-B Supply pres. = 0.6 MPa(gage)	Mass	-	0.760 kg
	Axial clearance	-	12.2 μm
	Radial clearance	-	(21.0 μm)
	Normal clearance	10 μm	(10.5 μm)
	Feed hole dia.	0.3 mm	-
	No. of holes	36/pitch	-
	Axial stiffness	30N/ μm	20 N/ μm
	Radial stiffness	7 N/ μm	5.5N/ μm

Fig.10 Axial load capacities of NUT-A and NUT-B

れ防止と全体の位置決めを行うために、マスタねじを型としてゴム用補修剤で弾性のあるナットを製作した。

ナットの軸受面積は小さいので、軸受隙間は設計値通りにしたい。そこで離型には、0.1 から 1.0 μm と薄い塗膜厚でムラが少なく優れたぬれ性が特長のフッ素系の水性タイプの離型剤を用いた。マスタねじ軸への離型剤の塗布は、ジャーナル軸受の場合と同じく離型剤中から一定速度で引き上げる方法とした。

表4にナットの主な仕様を示す。軸方向の軸受隙間の測定値は、ねじ軸を垂直にしてナットの回転のみを拘束し、給気しない状態でナットを軸方向に移動させることにより求め、他の軸受隙間は、幾何学的な関係から算出した。図10にナット軸方向負荷容量の計算値と実測値を示す。実測値は、ねじ軸を水平に固定し、重りによりナットの自重を相殺した状態でナットを浮上させ、ナットケーシングの端面上の軸対称位置に取り付けた2本のワイヤを介して水平方向に加重し、電気マイクロメータで測定したナット端面とねじ軸端面の変位の差から求めた。これから得られる実際の剛性値は計算値の約7割となっている。この理由の一つとして、フランク面上の $\phi 0.3$ の穴がいくつか谷側または山側にずれているのが認められたため、これが軸受隙間内の圧力低下をもたらしたと考えられる。この穴加工は研究者自らが行ったのであるが、加工時の摩擦熱による穴の変形を抑制するために送りを大きくして短時間で行わなければならなかったため、剛性の低いドリルが加工中に曲がり、穴の出口位置がずれ

Fig.11 Measurement setup

Table 5 Measurement conditions

	NUT-A	NUT-B
Total moving mass	1.908 kg	1.263 kg
Travel	60 mm (5 revs.)	84 mm (7 revs.)
Supply pressure	0.3, 0.4, 0.5 MPa	
Feed rate	1, 3, 6, 12 mm/s	
Straightness	Two axis autocollimator	
Linear measurements	Dual-frequency laser calibration system	

ためである。熟練者が加工すれば改善できると思われる。

4. 送りねじ系としての性能評価

送りねじのスラスト軸受側にブラシレス DC モータ、他端に距離換算分解能 0.5 μm のロータリエンコーダを配し、2 軸オートコリメータおよび 2 波数干渉法レーザ測長器を用いてナットの運動精度を測定した。図 11 にセットアップを示す。測定は浮上したナット単体の挙動としたいが、ナットが大きく回転してナット上のミラーが光路から外れないよう、拡大図のように、ナットに腕を付け、その腕をセラミック案内面上で浮上する静圧パッド付の腕で支えている。二つの腕は球面軸受で結合され、静圧パッドは中心に一つの給気孔を持つ円形スラスト軸受とし、ナットのヨーやピッチは拘束しないよう配慮した。そして、モーメントに弱い静圧パッドが傾いてセラミック案内面に接触しないよう、上から給気している。ここでは、ナットの移動がスラスト軸受に近づく場合を「行き」、その逆を「帰り」とする。

4.1 ナットの位置偏差に影響を与える諸因子

ねじ軸の運動誤差、供給圧力変化そしてナットとともに移動する回り止めとエアホースが、ナットの位置偏差に影響する可能性がある。

ねじ軸の軸方向運動誤差は、ナットの位置に直接影響する。その影響を明らかにするために、ねじ軸端に直径 13/8 インチ、真円度 0.187 μm の鋼球を半径方向振れが 1 μm 以下となるように取り付け、モータ駆動によりナットを移動させながら、静電容量型非接触変位計により、ねじ軸の軸方向変位を測定した。結果を図 12 に示す。ナットが 84mm 移動（ねじ軸 7 回転）する間、ねじ軸は、1 回転あたり 40 から 50nm 程度振れているのが認められる。また、コンプレッサからの給気はオンオフ運転よりも吐出圧力が安定する連続運転で行ったが、全体に若干の傾きが認められるのは、その場合の供給圧力変化のためである。ねじ軸半径方向運動誤差は送りに直交するため、その影響は無視できると

Fig.12 Axial motion error of screw shaft

Fig.13 Straightness of straight line motion of NUT-B

考えられる。

目視ではナット移動中に回り止めとエアホースに不自然な動きはまったく確認できなかったが、ナットを任意の位置に静止させてエアホースをナットの移動方向に意図的に大きく移動させてみた。この場合にはナットの位置変動は約 0.5 μm あったが、実際にはこれらの影響は無視できると考えられる。

4.2 ナットの運動精度

測定は、図 11 に示した構成で表 5 に示す条件で行った。設計時の給気圧力は 0.6MPa(gage)としたが、0.3MPa(gage)まではナットの挙動に明確な差は認められなかった。

図 13 に NUT-B の直線運動の真直度測定結果を示す。NUT-A も同様で、水平、垂直方向の真直度は 50 から 70 nm と微小でナットの位置偏差への影響は無視できると考えられるが、これは公称真直度 0.1 $\mu\text{m}/100\text{mm}$ のセラミック案内面上を移動する静圧パッドの動きがナットに反映されたものと思われる。

位置決め精度測定は JIS B6190-2:2008 規格に準じたが、単純な連続駆動のため、規格に規定されている標準測定サイクルでの測定にはなっていない。すなわち、位置情報は、レーザ測長器によるナットの位置測定から得られるもの（レーザ位置）とねじの公称リードとロータリエンコーダの分解能から得られる位置（エンコーダ位置）があるが、定速区間におけるレーザ位置と偏差 = (レーザ位置) - (エンコーダ位置) の関係を 0.2mm 間隔で停止させることなく連続して採取している。採取の開始位置は、ねじ軸に付けたマーカを光電センサが感知する位置である。ねじ軸は軸対称でないから、水平に置かれたねじ軸のみを浮上させると、アンバランスのある側が下となって静止する。この位置で光電センサはマーカを感知するようにしてある。

NUT-A および NUT-B について、エンコーダ位置を基準とした場合のレーザ位置とエンコーダ位置との差を図 14 から 17 に

Fig.14 Forward positional error of NUT-A

Fig.15 Forward positional error of NUT-B

Fig.16 Backward positional error of NUT-A

Fig.17 Backward positional error of NUT-B

示す。図 14 と 15 は「行き」で、送り速度によらずほぼ同一の挙動を示している。この挙動は、ナットへの給気圧力を変えても変わらなかった。また、図 16 と 17 の「帰り」も同様である。

どの場合も、誤差はエンコーダ位置に比例している。これは、図 2 に示したねじの累積ピッチ誤差とほぼ等しく、特にフランク面 A の影響を受けていると考えられる。また、ねじ 1 回転の変動が NUT-A では約 $1\mu\text{m}$ 、NUT-B では約 $1.5\mu\text{m}$ である。これは、ねじ中央 3 ピッチ分のねじ 1 回転の変動の実測値が 1.3 から $1.8\mu\text{m}$ であることから、これが主たる原因と考えられ、いわゆる気体軸受の平均化効果により、NUT-B (ねじ山数 5) よりねじ部の長い NUT-A (ねじ山数 8) の変動がやや小さくなったと思われる。図 12 からねじ軸の 1 回転ごとの軸方向振れの影響は小さく、図 13 に示した真直度の影響も、ナットが最大でも 1 秒ほど傾くだけであり、真直度に周期性もないことから、これらがナットの位置偏差に及ぼす影響は無視できると考えられる。

以上より、無負荷時のナットの運動は、ねじの自体の精度にほぼ倣っていると考えられる。

5. 結 言

樹脂のモールドイングによって創成された表面そのままを空気静圧軸受面とし、これによってすべての運動要素を支持する送りねじ系を試作し、このような方法でどれほどの性能が得られるかを評価した。得られた結果を以下にまとめる。

- (1) 樹脂をモールドイングして軸受面を創成する方法は簡便で低コストであり、特に複雑な形状に対して有効である。
- (2) ねじ軸を支持するジャーナルとスラスト軸受は、ねじ軸の真円度や平面度が高ければ、それらと同程度の回転精度が得られる。負荷容量や剛性も計算値に近いものが得られる。

- (3) 無負荷時のナットの代表移動量誤差や変動は、位置決め用ボールねじの等級 C0 または Cp0 と同等であった。また、その運動挙動は、ねじの自体の精度にほぼ倣っている。このことは、ナットは完全に浮上した状態で運動していることを意味していると考えられる。

ねじ軸を製作していただいた東芝機械株式会社ナノ加工システム事業部の関係各位に深く感謝いたします。また、数年にわたる本研究において、卒業研究として携わり、難しい細孔加工まで行った卒業生諸君に感謝いたします。

参 考 文 献

- 1) 大滝俊夫：ボールねじの開発と歴史，精密工学会誌，**55**, 3 (1989) 476.
- 2) J. H. Rumbarger et al.: First design information on Hydrostatic Lead Screw, Machine Design, April 11 (1968) 2184.
- 3) 薄木雅雄 ほか：静圧機素に関する研究(II)，不二越技報，**37**, 1 (1981) 25.
- 4) 石原 直：静圧空気ねじにおける高性能化技術，精密工学会誌，**61**, 3 (1995) 339.
- 5) 小林 功 ほか：全静圧空気潤滑テーブルシステムの開発，日本機械学会論文集 (C 編)，**51**, 467 (1985) 1647.
- 6) 伊庭郷二：空気送りねじの開発とその応用，機械と工具，**7** (1984) 76.
- 7) 金井宗統 ほか：セラミック製空気静圧送りねじの開発，精密工学会誌，**56**, 12 (1990) 2201.
- 8) 大石 進 ほか：樹脂のモールドイングによる空気静圧軸受の簡易製作法，精密工学会誌，**54**, 8 (1988) 1475.
- 9) E. Weber：Plastisch verarbeitbarer Gleitwerkstoff für den Maschinenbau, Werkstatt und Betrieb, **106**, 8 (1973) 595..
- 10) L. Devrieze et al.: Low Cost Externally Pressurized Air-Bearings, Proc. 18th MTDR Conf., (1978) 97.
- 11) 大石 進：実践 気体軸受の設計と解析，コロナ社，(2001)11.
- 12) J. W. Powell：Design of Aerostatic Bearings, The Machinery Publishing Co. Ltd. (1970) 41.
- 13) H. R. El-Sayed et al.: The Exact Performance of Externally Pressurized Power Screws, Wear, **30** (1974) 237.