表面絞り形静圧気体ジャーナル軸受の角度変位特性*

矢 部 寛^{*1}

A Study on Angular-Mode Characteristics of an Externally Pressurized Gas Journal Bearing with Groove Compensation

Hiroshi YABE

The fundamental characteristics such as bearing stiffness and damping coefficient of an externally pressurized gas journal bearing with groove compensation are analyzed theoretically for the angular-mode displacement of the shaft. The equivalent clearance model is applied in the analysis to formulate the gas flow in the bearing clearance. The angular-mode characteristics of the bearing are discussed on the basis of the calculated results. It is especially noted that negative bearing stiffness or negative damping coefficient may be encountered at some cases with angular-mode displacement of the shaft.

Key Words: Hydrostatic Bearing, Lubrication, Machine Element, Gas Journal Bearing, Groove Compensation, Angular-mode Characteristics, Bearing Stiffness, Damping Coefficient

1. ま え が き

静圧気体軸受は、すぐれた作動精度特性を生かして、精密な加工機械・測定機器の案内面や軸受に広く応用されている。これらの応用において、高い軸受剛性と良好な作動精度特性を得るための基本的な設計の指針は軸受すきまをできるだけ小さくすることである。そのような微小すきまの静圧気体軸受においては、微細な給気孔の加工を必要としない表面絞り機構がしばしば採用され、すぐれた軸受特性を生み出している。

表面絞り形式の静圧気体軸受の作動特性については多くの報告があり、スラスト軸受の基礎特性⁽¹⁾⁽²⁾、ジャーナル軸受の基礎特性⁽³⁾、ハイブリッド軸受特性⁽⁴⁾、溝形状の影響⁽⁵⁾などが明らかにされている。

本論文では、表面絞り形静圧気体ジャーナル軸受において、軸が角度方向の変位(傾き変位)をする場合について、等価すきまモデル⁽²⁾⁽⁶⁾を適用して軸受特性を理論解析し、静圧気体ジャーナル軸受の角度変位特性について考察を加えることとする。

2. 理 論 解 析

2.1 軸受形状 図1は本研究で対象とする表面絞り形静圧気体ジャーナル軸受、図2は解析のための模式図である。軸受中央に設けられた周方向給気部溝は十分深く、給気気体の圧力は一定で、給気圧力 p_s である。気体は給気部から軸受すきまに流入する。軸受表面には軸方向への多数の細い絞り溝が設けられている。絞り溝の断面形状は幅 b_g 、深さ h_{go} の長方形とし、溝長さを l_g とする。

本研究では、このような表面絞り形ジャーナル軸受に支えられた軸が、無偏心状態の近傍で微小な角度方向変位をする場合の軸受特性を解析する。解析に際しては、図2に示すように、片側の溝部・ランド部からな

図1 表面絞りジャーナル軸受

* 平成元年10月14日 第67期全国大会講演会において講演、原稿受付 昭和63年11月18日。

*1 正員、京都大学工学部 (〒606 京都市左京区吉田本町)。

る軸受部分(長さ l)のみを対象とし、一般的な表現として、軸は軸受中心線上の任意の点 M を中心とした角度変位をするものとしておく。ただし、後の理論計算では、主として、平行変位特性と、入口端 A を中心とする角度変位特性の二つの変位モードに対する特性について考察する。なお、軸方向座標 z の原点を給気部側の軸受端位置にとり、 z を軸受部分長さ l で除して無次元化した座標を ξ とし、角度変位の中心の点 M の無次元座標を ξ_m で表すことにする。

2.2 等価すきまとレイノルズ方程式 理論解析に際して、等価すきまモデル⁽²⁾⁽⁶⁾を適用する。このモデルは、溝が存在する領域(領域 I)での溝部とランド部の間の局所的な流れを無視し、軸受すきま内での流れを等価なポケット付き軸受内での流れで置きかえて考えるものである。等価すきまとしては、溝に沿う方向(軸方向)の流れ、溝を横切る方向(周方向)の流れ、および軸受すきま内の気体の容積に関する等価すきまの三つが定義され、それぞれ

$$h_{eq}^3 = (1-\gamma)h_i^3 + \gamma(h_i + h_{go})^3 \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$h_\theta^3 = \left\{ \frac{1-\gamma}{h_i^3} + \frac{\gamma}{(h_i + h_{go})^3} \right\}^{-1} \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$h_{en} = h_i + \gamma h_{go} \quad \dots\dots\dots (3)$$

で与えられる。ここに、 h_i はランド部すきま、 $\gamma = b_g/b$ は周方向への溝の占有率である。

これらの等価すきまを用いれば、軸受面微小領域における気体の質量流量の連続の関係と等温変化の仮定から、次式のレイノルズ方程式が得られる。ただし、軸の回転による動圧効果は無視できるものとする。領域 I に対し、

$$\frac{1}{\sigma^2} \frac{\partial}{\partial \xi} \left(H_{eq}^3 \frac{\partial P^2}{\partial \xi} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(H_\theta^3 \frac{\partial P^2}{\partial \theta} \right) = 2\lambda \frac{\partial (PH_{en})}{\partial \tau} \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここに、 $H = h/C_r$, $\xi = z/l$, $\theta = x/r_o$, $P = p/p_a$, $\sigma =$

l/r_o , $\tau = \nu t$, $\lambda = (12\mu\nu/p_a) \cdot (r_o/C_r)^2$ (スクイーズ数)であり、 h : すきまの大きさ、 C_r : 半径すきま、 x, z : 周方向および軸方向座標、 r_o : 軸半径、 p_a : 周囲圧力、 ν : 角振動数、 t : 時間、 μ : 粘性係数、である。領域 II (ランド部) に対しては、式(4)で、 $H_{eq} = H_\theta = H_{en} = H$ と置けばよい。

2.3 境界条件 境界条件は次のようになる。まず、すきま入口部($\xi=0$)においては、自成絞り効果による圧力降下を考慮して、

$$H_{eq}^3 \frac{\partial P^2}{\partial \xi} = -\Gamma H_{en} P_s \phi \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここに、 Γ は給気定数で

$$\Gamma = (24\mu C_{ol} \sqrt{RT}) / (p_a C_r^2) \quad \dots\dots\dots (6)$$

C_o : 流量係数、 R : 気体定数、 T : 温度である。また、 ϕ はオリフィス流れの流量を与える関数で、通常の静圧気体軸受の解析で用いられる用法と同じである。

溝端部($\xi = \xi_g = l_g/l$)では、圧力および流量の連続の関係から、

$$\left[H_{eq}^3 \frac{\partial P^2}{\partial \xi} \right]_I = \left[H_\theta^3 \frac{\partial P^2}{\partial \xi} \right]_{II} \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$P_I = P_{II} \quad \dots\dots\dots (8)$$

軸受外端部($\xi=1$)では

$$P = 1 \quad \dots\dots\dots (9)$$

である。

2.4 解析手法 式(4)を解くにあたって、軸が、無偏心状態を基準とし、 $\xi = \xi_m$ を中心として微小な角度方向の振動変位を行うものとし、摂動法を適用する。無次元角度変位振幅を χ とすると、ランド部での軸受すきまは

$$H = 1 + \chi(\xi - \xi_m) \cos \theta \sin \tau \quad \dots\dots\dots (10)$$

と表すことができる。これに対応して圧力分布も次の形で変動するものとする。

$$P = P_o + \chi \cos \theta \cdot (P_1 \sin \tau + P_2 \cos \tau) \quad \dots\dots\dots (11)$$

これらの諸式を基礎方程式(4)および境界条件式(5)、(7)~(9)に代入し、 χ について展開して整理すれば、圧力分布 P_k ($k=0, 1, 2$) についての微分方程式とそれらに対する境界条件式を得ることができる。 χ^0 の項から無偏心状態に対する解が得られ、 χ^1 の項から変動圧力成分 P_1, P_2 が求められる。

2.5 軸受特性 P_1 は変位と同位相の変動圧力成分で、これを軸受面全体にわたって積分すれば軸受剛性が求められる。ところで、本研究で対象としているような、角度変位モードの場合には、軸受気体膜反力を表示するには、軸が軸受から受ける力の大きさそのものと、力のモーメント成分(偶反力)の二つを考える

図2 軸受模式図

必要がある。本報告では、これらを軸受膜反力の大きさ(零次のモーメント成分)と、軸受入口端(図2の点A)まわりのモーメント成分(一次のモーメント成分)の二つで表示する。これは、軸が平行変位する場合も含めて表示したいこと、任意の点Mを中心とした角度変位特性はこれから容易に求めることができ、例えば後の図9のような軸受構成の場合にも結果を容易に利用できること、などの理由による。

本報告では、これら二つの軸受特性量を、それぞれ、平行剛性、モーメント剛性と呼ぶ。これらを無次元化して K_p , K_a で表すと、それぞれ、

$$K_p = \frac{k_p C_r}{p_a l D} = -\frac{\pi}{2} \int_0^1 P_1 d\xi \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$K_a = \frac{k_a C_r}{p_a l^2 D} = -\frac{\pi}{2} \int_0^1 P_1 \xi d\xi \quad \dots\dots\dots (13)$$

で与えられる。なお、角度変位によって生じる平行剛性値の符号は、図2で軸が紙面に向かって右ねじの方向に角度変位したとき、図で上方向への反力が生じる場合を正と定義している。

同様に、減衰係数についても

$$B_p = \frac{\nu C_p C_r}{p_a l D} = -\frac{\pi}{2} \int_0^1 P_2 d\xi \quad \dots\dots\dots (14)$$

$$B_a = \frac{\nu C_a C_r}{p_a l^2 D} = -\frac{\pi}{2} \int_0^1 P_2 \xi d\xi \quad \dots\dots\dots (15)$$

を定義する。

後の理論計算では、軸の変位モードとして、主として、 $\xi_m = -\infty$ (平行変位)と $\xi_m = 0$ (入口端を中心とする角度変位)の二つを対象とする。それぞれのモードに対する軸受剛性および減衰係数は、必要に応じて、添字 ∞ および 0 を付けて表す。

ところで、軸に作用する負荷によっては、軸は必ずしも点Aを中心とした角度変位をするとは限らない。しかし、軸が任意の位置Mを中心とする角度変位をした場合の軸受特性は、上の二つの変位モードの特性値から求めることができる。すなわち、このときの平行剛性および平行減衰係数は

$$K_p = K_{p0} - \xi_m K_{p\infty}, \quad B_p = B_{p0} - \xi_m B_{p\infty} \quad \dots\dots (16)$$

で与えられる。また、軸が ξ_m まわりの角度変位をしたときに生じる気体膜反力の、点 ξ に関するモーメント成分は

$$\left. \begin{aligned} K_a &= (K_{a0} - \xi_m K_{a\infty}) \\ &\quad - \xi (K_{p0} - \xi_m K_{p\infty}) \\ B_a &= (B_{a0} - \xi_m B_{a\infty}) \\ &\quad - \xi (B_{p0} - \xi_m B_{p\infty}) \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (17)$$

となる(付録参照)。

3. 理論結果と考察

典型的な例として、 $l/r_o = 1.0$, $\xi_o = 0.8$, $\gamma = 0.2$ の軸受を考える。溝深さ h_{go} に関する無次元量として

$$\Gamma_{go} = (24 \mu C_{bl} \sqrt{RT}) / (p_a h_{go}^2) \quad \dots\dots\dots (18)$$

を定義する。また、理論計算においては、無次元給気圧力(ゲージ圧)を $P_{sg} \equiv (p_s - p_a) / p_a = 3.0$ とした。スクイーズ数 λ については λ が小さいとき、軸受剛性はほとんど λ の影響を受けず、また、減衰係数は λ にほぼ比例することを考慮し、 $\lambda = 0.1$ として計算を行った。

図3～6は、それぞれ、無偏心状態近傍における K_p , K_a , B_p/λ , B_a/λ の計算結果を、 Γ_{go} をパラメータにとって示したものである。各図において、(a)は軸が平行に変位した場合の特性($\xi_m = -\infty$)を、(b)は $\xi_m = 0$ 、すなわち、図2で点Aを中心として角度変位した場合の特性である。また、図中、破線は $\Gamma_{go} = \infty$ 、すなわち表面絞り溝がなく、入口端での自成絞り効果による圧力降下のみを考慮した場合で、1列給気の自成絞り軸受の特性をラインソースの仮定を用いて解析した場合に対応する。

図3(a)や図4(a)において、 Γ_{go} が大きい場合、特性曲線に二つのピーク値が生じる。 Γ が比較的小さい(すきまが大きい)領域でのピークは、入口端における自成絞り効果が支配的な場合であり、 Γ が大きい領域でのピークが表面絞り効果によるものである。

まず、図3と図4をそれぞれの変位モードごとに比較すると、図3、4はどの場合についても、少なくとも定性的にはきわめてよく似た特性を示している。 K_p は軸受剛性の大きさ(零次のモーメント)、 K_a は点Aに関するその一次モーメントであるから、両者が相似的な特性を示すということは、変動圧力成分 P_1 の圧力中心(K_p の着力点)が大きくなることは変化しないことを意味する。

次に、図3、4(b)(角度変位した場合)において、 $\Gamma_{go} = \infty$ の軸受特性(破線)をみると、 Γ がある程度より大きければ、 Γ が変化しても K_p , K_a ともほとんど変化せずほぼ一定となる。 $\Gamma_{go} = \infty$ は表面絞り溝を設けていない場合であるから、このような軸受剛性は、角度変位によって、軸受すきまが軸の上・下側で、それぞれ末狭まり・末広がり形状になることによってもたらされたものである。すなわち、静圧気体軸受では、軸の平行変位に対する気体膜反力は給気孔における絞りや表面絞り溝などの「絞り」によってもたらされるが、軸が角度変位したときの軸受膜反力は、そのような「絞り」の効果にもよるが、むしろ、軸受すきまが非平

図 3 平行剛性

図 4 モーメント剛性

図 5 平行減衰係数

図 6 モーメント減衰係数

行になることによってもたらされる割合がかなり大きいことがわかる。

次に、軸が $\xi_m = 1.0$ 、すなわち図2で軸受出口端Bを中心とした角度変位をする場合を考える。この場合の特性は図3～6の結果をもとに式(16)、(17)を用いて求めることができる。計算結果の一例として、点Bまわりのモーメント剛性およびモーメント減衰係数を図7に示す。 Γ の小さい領域を除いて、実際に使用される Γ の値の範囲では、モーメント剛性は負になる。これは、軸が $\xi_m = 1.0$ のモードの角度変位をした場合、軸が変位した側のすきまは末広がり形に、その逆側は末狭まり形になり、前者ではすきまが内圧力が減少し、後者では逆にすきま内圧力が増加し、軸が変位した方向への気体膜力が生じるためである。

平行剛性については、式(17)による、定義上での数値は正になるが、軸の角度変位に伴う平行剛性値の符号の定義をあわせて考えると、軸の変位の方向と気体膜反力の方向とは一致しており、したがって、実質的には、 Γ の全領域で負剛性となる。

以上のような考察の結果をより明確に示すため、 $\Gamma_{go} = \infty$ および 100.0 の場合を選び、 $\Gamma = 5.0$ (入口端での自成絞り効果が支配的な場合)、および 500 (表面

(a)

(b)

図7 モーメント特性($\xi_m = 1.0$)

絞り効果が大きい場合)に対し、無偏心状態(入口端での偏心率 $\epsilon_0 = 0$ 、出口端での偏心率 $\epsilon_1 = 0$)、軸が平行に変位した場合($\epsilon_0 = 0.3$, $\epsilon_1 = 0.3$)、入口端を中心として角度変位をした場合($\epsilon_0 = 0$, $\epsilon_1 = 0.3$)、および出口端を中心として角度変位をした場合($\epsilon_0 = 0.3$, $\epsilon_1 = 0$)について、式(4)を差分法で解いて求めた静的な圧力分布の例を図8に示す。図8中、上半分は $\theta = 0^\circ$ (反変位側)、下半分は $\theta = 180^\circ$ (変位側)の圧力分布(ゲージ圧)である。

まず、 $\Gamma = 500$ の結果に注目すると、図8(b)では表面絞り溝の効果により上下圧力差が生じているが、図8(a)では破線と実線は重なっている。後者は、入口端での圧力降下が少なく、かつ絞り溝がない場合であって、このような作動条件下では軸が平行に変位しても膜反力がほとんど発生しない。しかし、入口端圧力降下がなく、かつ絞り溝がなくても、軸が角度変位したときは、図8(a)の一点鎖線、二点鎖線で示され

(a)

(b)

図8 圧力分布

るように、かなり大きい上下圧力差が生じ、膜反力が発生する。特に、出口端を中心として角度変位する場合は、 $\theta=180^\circ$ の側はすきまが減少しているにもかかわらず、すきま形状が末広がりであるため、無偏心状態よりすきま内圧力は低下し、 $\theta=0^\circ$ 側ではその逆になり、結果として平行剛性、モーメント剛性は負になる。同様の結果は表面絞り溝が存在していてもみられる。

次に、入口端での自成絞り効果が支配的な $\Gamma=5.0$ の場合について考察する。この場合は表面絞り溝がなくても軸が変位して入口部すきまの分布が生じれば、入口端での圧力は変化し、軸が平行に変位しても膜反力が得られる。軸が、出口端を中心として角度変位した二点鎖線の場合、入口部では $\theta=0^\circ$ 側ではすきまが大きいので圧力降下は大きい、 $\theta=0^\circ$ 側は末狭まりすきま分布のため、圧力は、軸受中央部では無偏心状態のときより高い。 $\theta=180^\circ$ 側はちょうどその逆の結果となり、全体としては、軸受剛性は負となる。 $\Gamma_{90}=100$ の場合にも同様の結果がみられる。ただし、この場合は、すきまに比して溝深さが浅すぎた設計に対応しており、溝端での絞り効果はほとんどみられない。

このような軸受剛性特性に関連し、実際の応用面で注意すべき点を二つ指摘しておきたい。

表面絞り機構の最初の提案⁷⁾による軸受構成は図9のようなものであった。この場合、給気はスラスト部とジャーナル部を兼ねた配置になっており、その結果、ジャーナル軸受は両端が高圧給気部、中央が低圧排気部となっている。したがって、もし軸が軸受中央を中心とする角度変位をすれば、それは上での $\xi_m=1.0$ のモードの変位に対応し、平行剛性、モーメント剛性ともジャーナル軸受部だけでは負になってしまう。実際の図9の構成では、スラスト軸受部の角度剛性が大きく、軸が角度変位しないよう補償されているものと思われるが、軸受個々の基本特性として本報告の結果を認識しておくことが必要である。

もう一つの指摘は、非接触シールの特性に関するものである。非接触ガスシールの構成の代表的なものにステップ絞りを用いた静圧形非接触シールやスパイラル溝付きシールがある。後者のモデル図を図10に示す。このような非接触シールでは、外周を内部流体(高圧)側に、内周を外気(低圧)側にする設計が多い。ステップは当然高圧側に設けるし、スパイラル溝も高圧側に設けることが推奨されている。図10はスラスト軸受の形状をしているが、シール面が角度変位したときのシール面特性は上述のジャーナル軸受の特性から類推しうる。図10のスパイラル溝付きシールについて、軸

が回転していない場合を考えると、溝を設けた意図は異なるが、気体の流れについては表面絞り軸受でのそれと同じである。したがって、シール面が角度変位した場合には、シール面の平行剛性、モーメント剛性は負になる。このことは実際のシールの設計においては十分配慮することが必要であろう。

図5～7に戻って、軸受減衰係数について、図5と図6をそれぞれ変位モードごとに対比してみると、軸受剛性の場合と同様、平行減衰係数とモーメント減衰係数とは定性的に似た傾向を示す。このことは、減衰係数についても、気体膜反力(減衰力)の中心(着力点)はあまり大きく変化しないことを意味する。

平行減衰係数については、一般に指摘されているように、減衰係数は溝が深い(Γ_{90} が小さい)ほど低下する。このことは軸がどのようなモードで変位した場合にもみられる。特に表面絞り効果が支配的な Γ の大きい領域では溝がない場合(破線)と差が生じる。しかし、軸受剛性との兼ね合いの上で溝深さをできるだけ小さくすれば減衰係数の低下はそれだけ抑えられる。

図5(a)の平行変位モードのときの減衰係数は、溝があまり深くなければ、通常その値は正である。しかし、 $\xi_m=0$ のモードの角度変位に対しては、入口部での自成絞り効果が支配的な Γ が1.0～10.0程度の領

図9 表面絞り形静圧気体スピンドル

図10 スパイラル溝付き非接触ガスシール

図 11 モーメント剛性(ξ_g の影響)

域で、 B_p 、 B_a とも負になる。表面絞り効果が支配的な、 Γ_{go} が大きくそれに対応して Γ も大きい領域では減衰係数は正になる。

図7(b)は $\xi_m=1.0$ のモードの角度変位のときの点Bに関するモーメント減衰係数であるが、この場合は、軸受剛性特性とは逆に、 Γ の全領域でその値は正となる。また、このときの平行減衰係数の値は、式(16)の定義による数値は負になるが、実質的には正の減衰となる。

軸受基礎特性は溝寸法に依存する。溝幅比 γ や溝端位置 ξ_g が軸受特性に及ぼす影響についても図3～6と同様の理論計算を行って検討した。

減衰係数 B_p 、 B_a については、いずれの変位モードの場合についても、溝深さが一定であれば γ および ξ_g の影響はかなり小さく、これらが多少変化しても実際の軸受設計上考慮すべきほどの差異は生じないことがわかった。

軸受剛性に及ぼす溝端位置 ξ_g の影響の計算結果を一例として図11に示す。図11では溝深さは $\Gamma_{go}=50.0$ で一定としている。平行剛性 K_p は、図3と図4の関係と同様、 K_a とよく似た傾向を示したので、ここでは K_a の結果のみを示している。図の $\xi_m=0$ および $-\infty$ のモードの変位に対しては、 ξ_g を大きくしたほうが、 Γ の大きい領域での剛性値のピークが大きくなり、表面絞り効果が大きくなることがわかる。

溝幅比 γ が軸受剛性に及ぼす影響もそんなに大きくなく、図11と同じ程度である。計算結果の図はここでは省略するが、溝幅比を大きくすることは等価すきまの値を大きくするという点において溝深さを大きくすることと同じ効果を持ち、得られた結果もそのような傾向を示すことを注記しておく。

4. ま と め

本論文では、表面絞り形静圧気体ジャーナル軸受に

ついて、無偏心状態の近傍で軸が角度変位した場合の軸受特性を等価すきまモデルを用いて理論的に解析し、計算結果の考察から次の結論を得た。

(1) 平行剛性とモーメント剛性、平行減衰係数とモーメント減衰係数は、互いに、定性的によく似た特性を示す。これは軸受膜反力の着点が大きくは変化しないことを意味する。

(2) 軸が角度変位した場合の軸受特性は、給気孔あるいは絞り溝による絞りの効果よりも、軸変位に伴って軸受すきまが末広がり・末狭まり形状になることによってより大きく支配される。

(3) 軸が出口端を中心とするような角度変位をした場合は、通常、軸受の平行剛性・モーメント剛性とも負になるので、設計上注意を要する。

(4) 自成絞りが支配的な場合は、角度変位のモードによっては、減衰係数が負になることがあるので、この点についても軸受設計の際注意すべきである。

付録 任意の点を中心とした角度変位に対する軸受特性

任意の点 ξ_m を中心として大きさ χ の角度変位をしたときの特性は、微小変位の場合の軸受特性の線形性により、入口端を中心とする大きさ χ の角度変位と、 $-\xi_m\chi$ の大きさの平行変位のそれぞれの軸受特性の和であると考えることができる。したがって、平行剛性については式(16)が成り立つ。

また、変動圧力成分の圧力中心は、入口端を中心とする角度変位に対しては K_{ao}/K_{po} であり、平行変位に対しては $K_{a\infty}/K_{p\infty}$ で与えられるから、点 ξ まわりのモーメント成分は

$$K_a = K_{po}(K_{ao}/K_{po} - \xi) - \xi_m K_{p\infty}(K_{a\infty}/K_{p\infty} - \xi)$$

となる。これより式(17)を得る。

減衰係数についても全く同様の式が成り立つ。

文 献

- (1) 矢部・ほか3名, 機論, 45-389, C(1979), 100.
- (2) 矢部・森・棚橋, 機論, 48-425, C(1982), 79.
- (3) 矢部・ほか3名, 機論, 51-472, C(1985), 3275.
- (4) 宮地・原田・須田, 精密機械, 50-8(1984), 1283.
- (5) 矢部・青木・森, 機論, 51-462, C(1985), 297.
- (6) 矢部・塩川・森, 機論, 49-440, C(1983), 622.
- (7) 特許公報, 1971-12682.