直動形ロータリサーボ弁の開発*

(第1報, ロータリサーボ弁の構造と特性)

野上 忠彦^{*1}, 中村 一朗^{*1}, 貞森 博之^{*2}
下釜 宏徳^{*3}, 佐藤 博之^{*4}

Development of Directly Operated Rotary Servo Valve (1st Report, Structure and Performance of Rotary Servo Valve)

Tadahiko NOGAMI, Ichiro NAKAMURA, Hiroyuki SADAMORI,
Hironori SHIMOGAMA and Hiroyuki SATO

A new type of directly operated servo valve has been developed. This rotary servo valve is small, light weight, and totally free of problems inherent to spool valves. It does not need very high manufacturing technology to exactly align the metering edges. It is also possible to reuse it when the edges are worn. The rotary servo valve consists of a rotor and two casings that control the flow of fluid by their relative rotary motion, a magnetic circuit and a coil that directly drives the rotor by electromagnetic force, and a potentiometer that feeds back the angular displacement. To prevent the rotor from contacting either casing due to thrust force caused by manufacturing error, hydrostatic bearings are placed on both sides of the rotor. This valve performs as well as a conventional servo valve, especially in terms of linearity and frequency response.

Key Words: Hydraulic Equipment, Servomechanism, Rotary Servo Valve, Directly Operated Servo Valve, Hydrostatic Bearing, Linearity, Frequency Response

1. 緒 言

高出力・高応答等の特長から航空機や産業機械をはじめとしてさまざまな分野で利用されている電気-油圧サーボ機構の性能はサーボ弁の良否によってほぼ決まると言える。電気-油圧サーボ弁は多段形サーボ弁と直動形サーボ弁(一段形サーボ弁)とに大別される。最も一般的に用いられている多段形サーボ弁はノズルフラップやジェットパイプ式のパイロット弁で増幅した油圧でスプール弁を駆動する方式を、また、主に鉄鋼機械や大形振動台等、高速大流量の制御に用いられる直動形サーボ弁は可動コイル形フォースモータでスプール弁を直接駆動する方式を採っている⁽¹⁾。両者とも主たる弁作用をする部分にスプール弁を用いているが、スプール弁には次のような問題点があった。第一に、メタリング・エッジが細長い円筒面上に並んで

いるために加工が難しく、特に、スプールとスリーブのエッジを正確に合わせてラップ量を調整するには極めて高度な測定と加工の技術を要する。第二に、長期間の使用等によってエッジが摩耗してしまうと再生利用できない。

そこで著者らは、従来のサーボ弁とは全く異なる直動形のロータリサーボ弁を立案し試作を行った。本サーボ弁はスプール弁における上記のような問題点を根本的に解消できる上、構造簡単、小形・軽量で、従来のサーボ弁と同等以上の性能を有している。切換弁や高応答を要しない弁にロータリ弁を用いた例はあるが、直動形サーボ弁とした例はほとんどない。

本報は、第1報としてロータリサーボ弁の構造、原理と単体性能について述べる。

記号の説明

P_s : 供給ポート
 P_c : 制御ポート
 P_T : 排出ポート
 p_s : 供給圧
 p_L : 負荷圧($p_L = p_c$: P_c の圧力)
 Δp : 弁圧力降下
 e : 入力信号

* 平成3年5月23日 春季油空圧講演会および平成3年9月27日 日立地方講演会において講演、原稿受付 平成6年5月25日。

^{*1} 正員, (株)日立製作所 機械研究所 (〒300 土浦市神立町502)。

^{*2} (株)日立製作所 機械研究所。

^{*3} 正員, (株)日立製作所 日立工場 (〒317 茨城県日立市幸町3-1-1)。

^{*4} (株)日立製作所 日立工場。

- θ : 角変位置
 A : 開口面積(弁体両面の合計)
 Q : 制御流量
 c : 流量係数
 ρ : 流体の密度
 μ : 流体の粘性係数
 R_1 : 内側シールランドの内半径
 R_2 : 内側シールランドの外半径(流路の内半径)
 R_3 : 外側シールランドの内半径(流路の外半径)
 R_4 : 外側シールランドの外半径(弁体の外半径)
 R_i : パッドの内半径
 R_o : パッドの外半径
 ϕ : パッドの角度
 r : 絞りの孔の半径
 δ : 絞りのすきまの大きさ(孔とプラグの半径差)
 F : 流路の加工誤差による押付け力
 (両側の流路から作用するスラスト力の差)
 W : スラスト支持機構の負荷容量
 (静圧軸受によるスラスト力の増加分)
 h : 弁体とケーシングのすきまの大きさ

2. 構 造

図1にロータリサーボ弁の基本構造を示す。

弁体(Rotor)は、これよりも若干厚く成形したスパーサとともに二つのケーシングAとBによって挟まれており、軸を中心として揺動することができる。弁体の軸には扇形状の巻線を複数有するコイルを一体結合してあり、コイルは永久磁石とヨークを兼ねるケーシングBとで構成された磁気回路の空けき中に設けられている。弁体の軸上にはポテンショメータがあり、角

変位置を帰還して弁体とコイルを電氣的に位置決めしている。また、角変位置信号を微分した角速度も帰還して減衰を付与している。コイルの周囲には流体が満たしてあり、その粘性によって減衰を補うとともに、振動や衝撃等の機械的な外乱からコイルを保護し、併せてコイル上で発生した熱を周囲へ逃がして温度上昇を抑える役目も担っている。

弁体には円筒孔が、両ケーシングにはスリーブが設けてある。円筒孔の内径とスリーブの外径は同寸で中立点において円筒孔内縁とスリーブ外縁が重なるようにしてある。スリーブの内径部が負荷に通じる P_c である。両ケーシングのスリーブの両側には流路があり、ケーシングAの各流路には P_s および P_r を接続してある。ケーシングBの一方の流路は弁体の貫通孔を介してケーシングAの P_s に通じる流路と連通している。また、弁体はシール不要な P_r 側の部分を取り除いた形状なので、ケーシングBの他方の流路はケーシングAの P_r に通じる流路と連通している。

一方、コイル上の巻線と永久磁石をそれぞれ角度 α ごとに分割して、巻線の巻方向と永久磁石の極性がそれぞれ相隣る極で互いに反対になるように構成し、弁部の中立点で巻線の境目と永久磁石の極の境目とが互いに $\alpha/2$ だけずれるようにコイルと弁体とを結合してある(図2)。

3. 動作原理

図2に駆動部の動作原理を示す。上記の構成により、電流の向きと磁界の向きとが永久磁石の各極で交互に反対になるので、フレミングの左手の法則に従って発生する電磁力はすべて同じ向きの力のモーメントとな

図1 基本構造

り弁体を駆動する。

次に、弁部の動作原理を図3に示す。円筒孔内縁とスリーブ外縁とが重なるところが中立点である。弁体が回転すると、円筒孔内縁とスリーブ外縁および流路の内外縁によって囲まれる三日月状の開口部が弁体の両面に等しく形成され、これらがオリフィスとなる。したがって、 P_c は弁体の回転する向きによって P_s 、 P_T のいずれか一方と接続され、3方弁として機能する。

この際、オリフィスの開口面積 A は斜線部の面積に等しいから次式となる。

$$A = (R_3^2 - R_2^2)\theta \quad \dots\dots\dots (1)$$

また、制御流量 Q は次式で表される。

$$Q = cA\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad \dots\dots\dots (2)$$

すなわち、オリフィスの開口面積が弁体の角変位量に比例するので制御流量もこれに比例する。角変位量帰還により角変位量は入力信号に比例するから、入力信号の電圧に比例した流量を出力する流量制御サーボ弁として機能するのである。

4. 特 徴

スリーブと流路をケーシングのほうに設けて弁体の

図2 駆動部の動作原理

図3 弁部の動作原理

構造を簡単にしたので、弁体には応力集中や変形が発生しにくい。このため弁体を小形・軽量にでき、慣性モーメントが小さくなるので小さな駆動エネルギーで高い応答性が得られる。

また、スプール弁ではスリーブの外側に溝を設けてできるだけ全周から均等に流れるようにしているが、このために P_s から P_c に至る高圧部が大きくなり小形化の障害になっていた。これに対し、本サーボ弁は流れの経路が単純で高圧部が小さいので、スプール弁に比して小形・軽量化できる上、部品数も削減できる。

しかも、製作が容易である。本サーボ弁のラップ量は、中立点における円筒孔内縁とスリーブ外縁の相対位置と両者の寸法差によって決まるが、両ケーシングと弁体を組合せて円筒孔とスリーブ取付孔とを同時に加工した後でスリーブを取付けるので相対位置の誤差はない。取付前にスリーブ外径を円筒孔内径に合わせて調整するが、円筒の外面研削なので調整加工が容易である。また、クリアランスも弁体とスペーサの厚み差で決まるので平面研削で調整できる。つまり、最も高度な技術を要する弁部の最終仕上りが極めて容易なので、部品が少なく小形・軽量なことも相まって、弁部の製作が容易となるのである。

その上、メータリング・エッジが摩耗してしまった場合でも、弁体とケーシングの端面を再仕上してスペーサの厚さを再調整すれば、エッジが新品同様に蘇生するので、弁部の再生利用も可能かつ容易である。

5. 摩擦力の低減

サーボ弁として良好な性能を実現するには、まず入力信号に対する弁体の追従性が良くなければならず、

図4 加工誤差による押付け力の発生と静圧軸受を用いたスラスト支持機構

そのためには余計な摩擦力を排除する必要がある。

図4に示すように、弁体は軸方向両側の流路にかかる圧力によってスラスト力を受ける。設計上は両流路とも同じ寸法なので両スラスト力は相殺するはずだが、別々の部品上にあるので、実際には加工誤差のために等しくはならない。このため、両スラスト力の差の力によって弁体はいずれかのケーシングに押付けられてしまう。したがって、弁体とケーシングの接触を防止するスラスト支持機構が必要となる。しかし、押付け力は加工誤差に起因するため大きさも向きも一定しない。加工誤差の許容値を厳しくしても押付け力をなくすることはできない。そこで、押付け力の大きさと向きがばらついても動作不良に陥らぬよう、弁体の両側に静圧軸受を設けた。すなわち、弁体の両端面にパッドを設けて絞りで調節した圧力を導き、弁体がケーシングに近づくとパッド内の圧力が上昇してケーシングとの接触を回避するスラスト支持機構である。

静圧軸受を用いたスラスト支持機構を設計するには、まず加工誤差による押付け力を知る必要がある。また、静圧軸受の加工誤差も考慮して設計しなければならない。有限要素法等を用いた数値解析も可能だが、加工誤差による寸法変化は極めて小さい上、寸法のばらつきの組合せが非常に多いため、これに応じて計算モデルを作り変えるのは実用的でない。そこで、次の仮定を設け、図5に示すようにモデル化して解析的に求めた。

(a) 弁体とケーシングの間は平行二面間のすきまとする。

(b) 半径方向の流れのみ考える。

5.1 加工誤差による押付け力 P_c の圧力は $0 \sim p_s$ の範囲で変化するので、押付け力が最も大きくなる $p_c = p_s$ の場合を想定し、角度 β の範囲について検討した。平行二円板間の放射状流れの式から流路内外の圧力分布を求めて R_1 から R_4 まで圧力を積分すると、

図5 押付け力把握と静圧軸受設計の計算モデル

角度 β の部分に作用する圧力によって一方の流路から弁体に作用するスラスト力 f は次式となる。

$$f = \left(\frac{R_2^2 - R_1^2}{\ln \frac{R_1}{R_2}} + \frac{R_4^2 - R_3^2}{\ln \frac{R_4}{R_3}} \right) \frac{\beta p_s}{4} \quad \dots\dots\dots (3)$$

押付け力は、寸法のばらつき方を場合分けして式(3)により最大値 $f_{\max}$ と最小値 $f_{\min}$ を求め、一方が最大で他方が最小という最悪の状態を想定して押付け力の最大値 $F = f_{\max} - f_{\min}$ を求めた。

試作したロータリサーボ弁では、加工工数の増加を最小限に抑えるために、極力標準的な加工精度で済ませるようにした結果、押付け力の最大値は $p_s = 24.5$ MPa で $F = 625$ N となった。

5.2 スラスト支持機構の負荷容量

静圧軸受は弁体の両側に設けるが、まず一方の静圧軸受だけについて考える。

パッドでは、弁体とケーシングの間の厚さ h のすきまを通して流路から流入する流量 q_1 と、孔半径 r 、半径すきま δ 、長さ L の環状すきまの絞りを通して流入する流量 q_2 と、厚さ h のすきまを通して弁体外周へ流出する流量 q_3 とが釣り合い。次式が成り立つ。

$$q_1 + q_2 - q_3 = 0 \quad \dots\dots\dots (4)$$

また、静圧軸受の負荷容量 w はパッドを設けたことによるスラスト力の増加分であるから、パッドがない場合のスラスト力を w_0 、パッドがある場合のスラスト力を w_p とすれば、次式で表される。

$$w = w_p - w_0 \quad \dots\dots\dots (5)$$

角度 ψ の範囲について平行二円板間流れの式と式(4)から求めたパッド内の圧力とパッド内外の圧力分布と積分して w_p を求め、パッドなしとして円様に求めた w_0 とを式(5)に代入すると、負荷容量 w は次式となる。

$$w = \frac{a(j+k) + (bj+dk)h^3}{a+bh^3} p_s \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここに、

$$a = \frac{r\delta^3}{L}, \quad b = \left(\frac{1}{\ln \frac{R_i}{R_3}} + \frac{1}{\ln \frac{R_4}{R_o}} \right) \frac{\psi}{2\pi}$$

$$d = \frac{\psi}{2\pi \ln \frac{R_i}{R_3}}, \quad j = \frac{\psi}{4} \left(\frac{R_i^2 - R_3^2}{\ln \frac{R_i}{R_3}} - \frac{R_4^2 - R_3^2}{\ln \frac{R_4}{R_3}} \right)$$

$$k = \frac{\psi}{4} \left(\frac{R_i^2 - R_o^2}{\ln \frac{R_i}{R_o}} - \frac{R_1^2 - R_3^2}{\ln \frac{R_1}{R_3}} \right)$$

静圧軸受は弁体の両側に背中合わせの形で設けるので、一方を添字 A、他方を添字 B で表せば、両静圧軸受を合成したスラスト支持機構としての負荷容量 W は次式で表される。

$$W = w_A - w_B \dots\dots\dots (7)$$

また、弁体とスペーサの厚み差を h_0 とすれば、弁体両側のすきまは次式の関係にある。

$$h_A + h_B = h_0 \dots\dots\dots (8)$$

したがって、押付け力 F と同様、流路はもとよりパッドや絞り等静圧軸受の寸法のばらつき方を場合分けして式(6)から w の最大値と最小値を求め、式(8)のもとで式(7)によって両静圧軸受を合成して負荷容量 W の変動範囲を求める。加工工数低減のため、静圧軸受も特殊な加工は避けて標準的な加工精度とした。

図6に、スラスト支持機構の負荷容量 W の計算結果を示す。ただし、弁体が近づくほうのケーシングとのすきまに対する変化を示す。また、図中の直線は前出の加工誤差による押付け力の最大値 $F=625\text{ N}$ を表す。

負荷容量 W も加工誤差のために変動するが、弁体がケーシングに近づこうとすると、負荷容量 W が増加して押付け力 F に打ち勝ち弁体を押し戻す。しか

表 1 基本仕様

	Specification
Valve Type	3-Way
Rated Pressure (Supply Pressure)	24.5 MPa
Test Pressure	36.8 MPa
Rated Flow Rate (at $\Delta p=6.86\text{ MPa}$)	2.5 L/s
Frequency Response (90° Phase Lag at 10% Input)	200 Hz

図 6 スラスト支持機構の負荷容量

図 7 追従性

も、剛性すなわち負荷容量 W の傾きも増加して極大値をとるので弁体がずれにくくなる。したがって、弁体は堅固に支持され、ケーシングとの間にはスプール弁のクリアランスと同等以上のすきまが保たれることがわかる。

6. 単体性能

以下、試作したロータリサーボ弁の性能について述べる。仕様は表1に示すとおりである。

6・1 追従性 図7に、入力信号に対する弁体の追従性を示す。 $p_s=0$ でも弁体とケーシングの接触による摩擦力のためにヒステリシスが若干現れる。静圧軸受への圧力供給を断つと、 $p_s=6.86\text{ MPa}$ でも全く動作しなくなってしまった。しかし、静圧軸受が機能すれば、本図のように $p_s=24.5\text{ MPa}$ でも弁体は入力信号に比例して追従するようになる。したがって、弁体とケーシングの間には適正な油膜が保たれており、押付け力把握とスラスト支持機構設計の方法が有効であることが確認できた。

6・2 流量特性 図8に無負荷流量特性を示す。測定値は式(1)～(2)から求めた計算値とほぼ一致し、

図 8 無負荷流量特性

図 9 負荷流量特性

図 10 過渡応答特性

定格流量 2.5 l/s の目標を十分に達成している。流量ゲインは約 $0.5 (\text{l/s})/\text{V}$ で、定格流量内での直線性は 6% 以下である。流体力⁽²⁾や圧力損失等による流量ゲインの低下や中立領域の不感帯もほとんどない。角変位置量帰還による位置決めと静圧軸受を用いたスラスト支持機構の効果で角変位置量が入力信号に忠実に追従するため、制御流量も入力信号に良く比例している。また図9に示すように、負荷流量特性も軽負荷から重負荷まで広い範囲でほぼ計算値どおりの測定値が得られている。したがって、本サーボ弁は極めて直線性の良い流量制御性能を有している。

6・3 過渡応答特性 図10にステップ応答法による過渡応答特性を示す。角変位置量帰還の効果で、むだ時間、立上り時間とも小さく、極めて忠実に応答している。角速度帰還と流体の粘性を併用した減衰付与も有効に機能し、オーバーシュートが小さくて安定した過渡応答特性を有している。また、角変位置量が入力信号に追いつくまでの間だけ電流を加えれば良いから、駆動エネルギーも低減できることがわかる。

6・4 周波数特性 図11に周波数特性を示す。広い範囲で平坦なゲイン特性を示し、位相遅れも小さい。 90° 位相遅れ時の応答周波数は目標の 200 Hz を上回っている。また、温度変化による特性の変化も小さい。応答周波数はほとんど変化せず、ゲインピークの変化も $0 \sim 3 \text{ dB}$ と小さい。これは、温度が変化するとコイル周囲の流体の粘度が変化するものの、角速度帰

図 11 周波数特性

還のほうは変化しないからである。したがって、極めて広いバンド幅と安定した特性を有している。

7. 結 言

スプール弁を用いた従来のサーボ弁とは全く異なる新構造の直動形サーボ弁、すなわち、ロータリサーボ弁を立案し、試作の結果次の結論を得た。

(1) 円板状のコイルを一体結合して弁体を直接駆動し、角変位置量帰還で位置決めして、角速度帰還と流体の粘性の併用で減衰を付与する基本構造を確立した。

(2) ロータリサーボ弁は、従来の直動形サーボ弁に比して、構造簡単、小形・軽量で製作が容易である上、メータリング・エッジが摩耗しても簡単な追加加工で再生利用することができる。

(3) 弁体は流路の加工誤差に起因するスラスト力によってケーシングに押付けられるが、弁体の両面に静圧軸受を設けて動作不良を防止するスラスト支持機構の設計方法を確立し、その効果を実験で確認した。

(4) ロータリサーボ弁は静特性、動特性とも極めて良好で、特に、流量特性の直線性が良い上、高応答で安定した周波数特性を有する。

文 献

- (1) 日本油空圧学会編、油空圧便覧、(1989)、327、オーム社。
- (2) 竹中・浦田、油圧制御、(1978)、84、丸善。