

研究の課題名

圧力直接検知式水圧用減圧弁の開発

神奈川大学工学部 助手

報告者 鈴木 健 児

報告日 2007 年（平成 19 年）6 月 30 日

1. 本研究の意義・特色

油圧駆動と同等の動力密度を有しつつ環境融和性の高い水圧駆動システムの普及のためには、高水圧用の各種弁の開発が急務である。サーボ弁及び比例弁、リリーフ弁、流量調整弁については研究例がある。しかし、減圧弁に関しては、上水道程度の圧力を対象とした直動形のものは市販されているが、高水圧用として開発された例は見当たらない。そこで、本研究では高水圧用の減圧弁の開発を目的とする。

2. 実施した研究の具体的内容、結果

■弁の構造

通常の油圧用パイロット型減圧弁では、ポペット形式のパイロット弁で制御されたパイロット圧力と、弁の二次圧力との釣り合いによって主弁を開閉する。二次圧力とパイロット圧力とは、細孔で通じており、一次圧力とパイロット圧力とは、主弁の摺動部すき間を介して通じている。この構造をそのまま水圧用に転用すると、作動流体である水の低粘性により、一次圧力の変化が摺動部すき間を通じてパイロット圧力室へと伝わり、結果として二次圧力が変化してしまう。このため、水圧用としては新たな構造にする必要がある。

開発した弁の断面図を Fig. 1 に示す。構造上の特徴は以下のとおりである。

- (1) 一次圧力によって弁のパイロット圧力が変動しないよう、弁の一次圧力からパイロット圧力室に至る環状すき間の途中に二次圧力を導き、そこからパイロット圧力室に至るまでの環状すき間を、絞りとして利用した。この場合、弁体とスリーブの偏心率によって環状すき間の圧力流量特性が急激に変化する。そこで、弁体には偏心防止用のウェアリングを組み込んだ。
- (2) 主弁におけるキャビテーションを抑制するために主弁を二段絞りとし、圧力を二段階で降下させた。二つの絞り間の中間圧力は、それぞれの絞りの開口面積比によって定まる。したがって、弁の開口面積が小さいとき、弁部品の加工精度の影響が大きく現れる。弁軸方向の寸法精度を向上させるため、弁スリーブは三分割した。

- (3) 静特性向上のため、パイロット弁のポペット先端を延長して二次圧力を作用させ、パイロット弁が二次圧力を直接検知する構造とした。圧力検知ロッドとポペット弁座の直径を等しくすることにより、ポペット弁の変位は主弁のパイロット圧力とはほぼ独立にすることができる。パイロット弁のバネの圧縮量をハンドルで調節することにより、二次圧力を設定する。
- (4) 主弁の振動を抑制するため、粘性ダンパを組み込んだ。

弁の基礎式を基に、静特性計算プログラムを作成した。また、一次圧力及び通過流量に対する二次圧力の動特性は、MATLAB/Simulink®を用いて計算した。静特性及び動特性のシミュレーションを繰り返し、各部の寸法を決定した。

本研究で開発した水圧用減圧弁の入出力ポートの配置は、JIS B 8664: 2001 (ISO 5781: 1987) に準拠している (Code: ISO 5781-AG-06-2-A)。一次圧力上限は 14 MPa、二次圧力下限は 3.5 MPa、流量の上限は 20 L/min である。

■実験結果

静特性測定のための水圧源には、定格流量 20 L/min の三連プランジャポンプを用いた。減圧弁の一次圧力を設定する水圧リリース弁には、報告者が開発中のものを用いた。減圧弁の下流に接続した絞り弁で、排出流量を設定した。流量はタービン型流量計で測定した。

最初に、一次圧力の変化に対する二次圧力の静特性を、Fig. 2 に示す。二次圧力の設定値は 3.5, 7.0, 10.5 MPa の三種類とし、それぞれの場合で排出流量を 5, 10, 15 L/min の三種類に設定した。排出流量が大きいほど、一次圧力の増加に伴って二次圧力が若干変化するが、変化量は最大でも 0.2 MPa 程度であった。この圧力変化量は、主に排出流量の変化によるものであって、一次圧力の変化によるものではないようである。したがって、一次圧力は主弁のパイロット圧力に直接影響を与えていないことがわかる。

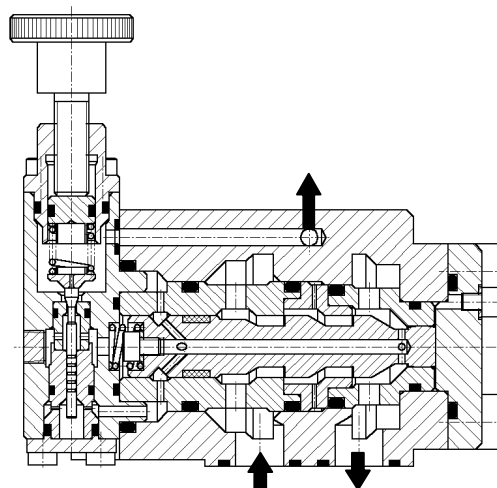


Fig. 1 Cross section of the valve

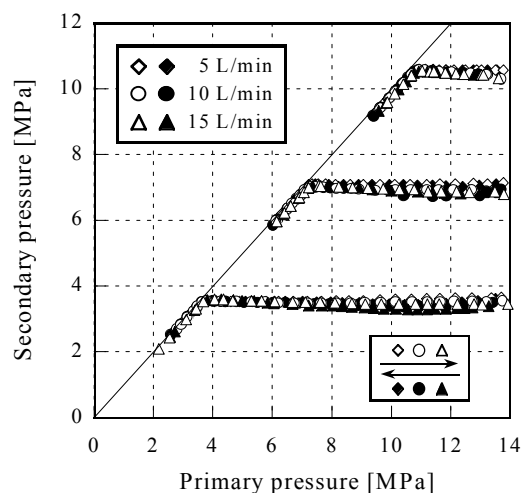


Fig. 2 Secondary pressure vs. primary pressure

次に、排出流量の変化に対する二次圧力の静特性を、Fig. 3 に示す。一次圧力は 14 MPa に設定したが、リリース弁の圧力オーバーライド特性によって、排出流量の増加に伴って一次圧力が減少している。しかし、Fig. 2 の結果からもわかるように、一次圧力の変化そのものは二次圧力には影響を及ぼしていない。二次圧力は流量が 15 L/min のときに設定し、3.5, 7.0, 10.5 MPa の三段階に変化させた。一次と二次の圧力差が小さい 10.5 MPa のときは、流量の変化によらず二次圧力はほぼ一定を保ち、ヒステリシスも見られない。しかし、二次圧力の設定値を小さくするに従って、排出流量の増加に伴って主弁を閉める方向に働く流体力が増加し、0.5 MPa 程度の圧力減少が生じる。

最後に、主弁内の二段絞りにおける圧力降下特性を、Fig. 4 に示す。Fig. 3 と同様に、一次圧力は 14 MPa に設定し、二次圧力を三種類に変化させた。異なる圧力値の結果を直接比較するために、縦軸は、二つの絞り間の中間圧力を無次元化して示している。二つの絞りの開口面積が等しい場合、それらにおける圧力降下量は等しくなり、無次元中間圧力の値は 0.5 となる。絞りの開口面積が小さいとき、部品の加工誤差が絞りの開口面積に及ぼす影響は相対的に大きくなる。排出流量が小さいときに無次元中間圧力が 0.5 を超えているのは、主弁と弁座から構成される二つのメータリングエッジの仕上げ精度や、半径方向すき間の違いによるものである。排出流量の増加に伴って無次元中間圧力が低下し、極小値を示す。その極小値は、二次圧力の設定値によって異なる。これは、講演論文(1)に示したように、圧力によって主弁及び弁座が変形し、絞りの開口面積が変化したことによるものと考えられる。無次元中間圧力の極小値を越えて排出流量が増加すると絞りの開口面積が大きくなり、加工誤差や弁変形の影響が相対的に小さくなるため、無次元中間圧力は増加に転じる。この値が再び 0.5 を超える場合もあるが、詳細な理由は検討を要する。

無次元中間圧力は、メータリングエッジの仕上げ精度や弁部品の変形によって、Fig. 4 のように複雑な挙動を示す。その現象を利用して弁変位を調整することが可能であることを講演論文(2, 3)に示したが、今回開発した減圧弁では二つの主弁絞り直径を等しくしたため、二次圧力には中間圧力の変動の影響が明瞭に現れなかった。

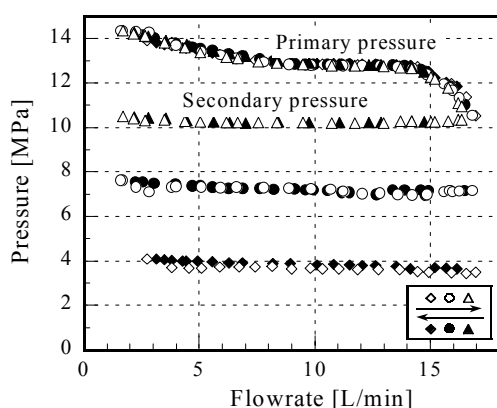


Fig. 3 Primary and secondary pressure vs. discharge flowrate

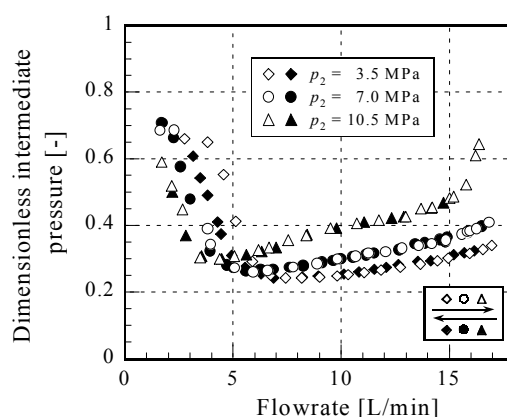


Fig. 4 Dimensionless intermediate pressure vs. discharge flowrate

■まとめ

本研究における高水圧用減圧弁の開発では、主に静特性の向上を主眼に置いた。一次圧力及び通過流量によって二次圧力は若干変化し、静特性にはヒステリシスが見られたが、実験した範囲内では二次圧力の変動幅は 0.5 MPa 程度であった。

3. 本研究を実施したグループに属するおもな研究者の氏名・役職名

鈴木健児 神奈川大学工学部 助手（報告者）

浦田暎三 神奈川大学工学部 教授

4. 研究実施時期

2006 年（平成 18 年）3 月 1 日から 2007 年（平成 19 年）5 月 31 日まで

5. 本研究に関連して発表した主な論文等

- (1) 渡辺洋明, 鈴木健児, 浦田暎三, 水圧リリース弁内の圧力降下特性と弁の変形が弁の性能に及ぼす影響, 日本機械学会関東支部第 13 期総会講演会講演論文集, pp.91-92 (宇都宮, 2007-3).
- (2) 富井大輔, 鈴木健児, 浦田暎三, 水圧用圧力補償型流量調整弁の研究, 日本機械学会関東支部第 13 期総会講演会講演論文集, pp.89-90 (宇都宮, 2007-3).
- (3) K. Suzuki and E. Urata, Development of a Pressure-compensated Flow Control Valve for Water Hydraulics, The Tenth Scandinavian Intl. Conf. on Fluid Power, Vol.2, pp.47-60 (Tampere, 2007-5).
- (4) 鈴木健児, 浦田暎三, 圧力直接検知式高水圧用減圧弁の開発, 日本機械学会論文集 B 編 (投稿予定)

6. 内外における関連研究の状況

水圧駆動システム関連の研究は、日本よりもヨーロッパの方が盛んである。デンマークの Danfoss 社は、高水圧用のシステムを Nessie シリーズとして 1990 年代から商品化している。最近はその応用分野が拡大しつつあり、販売額は年々増加している。フィンランドのタンペレ工科大学では、容量の異なる安価な電磁弁を並列接続し、必要な流量に応じてそれらの弁を開閉するシステムの研究を行っている。

国内外ともに、水道圧程度の減圧弁は市販されているが、高水圧用の減圧弁に関する研究例は見当たらず、市販もされていないようである。

7. 今後の発展に対する希望

水圧駆動システムの開発では、作動流体である水の低粘度に起因する問題の解決や、キャビテーションエロージョン対策が重要となる。そのため、油圧用の弁構造を基本としつつも、水圧用として最適な構造を創造しなければならない。その上で、エンジニアリングプラスチック等の活用や、DLC コーティング等の表面改質が必要であろう。

今回の助成によって製作した弁により、静特性に優れた高水圧用減圧弁の構造に関して妥当性を示すことができたと考える。性能向上の余地はあるが、今後は弁の応答性及び安定性に関する研究を行い、要求仕様の異なる弁の設計指針を与えられるようにしたい。

水圧用各種制御弁でしばしば問題となる内部漏れを低減させるためには、部品の高精度加工が必要となり、これがコスト増加の要因となっている。水圧駆動システムの普及のためには、高性能化だけでなくコストの低減も重要な課題である。