

水圧電磁比例制御弁の応答特性[※]

Response Characteristics of Water Hydraulic Proportional Control Valves

吉 田 太 志
YOSHIDA Futoshi

要 旨

水圧電磁比例制御バルブは、作動流体に「清水」を用いていることから高い環境性と安全性を必要とするシステムに適しており、特に食品加工機械、半導体製造装置への応用が期待される。筆者らは、既報において、本バルブを補償回路部、ソレノイド部、案内弁部の3つの要素に分けて、要素ごとに、実験的及び解析的に伝達関数を定義し、バルブ性能へ及ぼす設計パラメータの影響を検証してきた。本バルブは、潤滑性の乏しい水を作動流体としているため、その構造的特徴である静圧軸受けと減衰力発生用の絞り（以下、減衰絞り）は、それぞれ、スプールの磨耗・摩擦の防止、スプール動作の安定化の機能を有している。しかし、これらの静圧軸受けと減衰絞りはスプール動作に対してその構造から、前者は応答性に効果的なメータイン回路、後者は減衰性に効果的なメータアウト回路を構成し、これらは目的に応じて機能を仕分けする。本報では、バルブ全体の特性に大きく影響を及ぼすと考えられるソレノイド部と案内弁部で表される開ループ伝達関数に着目し、静圧軸受けと減衰絞りの幾何学的パラメータの影響を考察した後、これらのパラメータがバルブ全体に及ぼす影響について、そのステップ応答特性の観点から解析的に検証した。

Abstract

Water hydraulic proportional control valves using “tap water” as the working fluid are suitable for systems that require high levels of environmental friendliness and safety as they use “tap water” as the working fluid. There is a high level of expectation for applications in the fields of food processing machinery and semiconductor manufacturing equipment in particular. In the previous report, the authors defined the transfer functions of three components of the water hydraulic proportional control valve, namely the compensation circuit, the solenoid, and the pilot valve, and examined the effects of design parameters on valve performance using experimental and analytical methods. These water hydraulic proportional control valves use tap water, which has poor lubricating properties, as the working fluid, and the hydrostatic bearings and damping orifices that make up their mechanical features function to prevent friction and wear in the spool, and stable operation of the spool itself. The structure of the hydrostatic bearings also consist of a meter-in circuit that is effective for spool operation response, while the damping orifices consist of a meter-out circuit that is effective for damping characteristics of the spool; their functions are used as required depending on the purpose of the valve. This report focuses on the open loop transfer function represented by the solenoid and the pilot valve sections that have a major impact on the characteristics of the entire valve, examines the effect of hydrostatic bearing and damping orifice geometric parameters, and verifies analytically the step response characteristics that these parameters have on the entire valve.

[※]Scandinavian international conference of fluid power (SICFP2013), Linköping, Sweden (2013年6月)にて発表。

1 諸言

水圧電磁比例制御バルブは、作動流体に「清水」を用いていることから高い衛生性と安全性を必要とするシステムに適しており、その応用範囲は、食品、飲料、半導体、医療、医薬、化粧品、化学薬品、自然エネルギー、水中作業機械など多岐にわたる。

特に、従来手作業で行われていた食肉・水産加工の自動化においては、高い衛生・洗浄性を備えたシステムの実現が期待されている。

筆者は、既報において、本バルブを補償回路部、ソレノイド部、案内弁部の3つの要素に分けて、要素ごとに、実験的及び解析的に伝達関数を定義し、バルブ性能へ及ぼす設計パラメータの影響を検証してきた^{1)~5)}。本バルブは、潤滑性の乏しい水を作動流体としているため、スプールの両端を静圧軸受けで支持することで摩擦・摩擦を防ぎ、かつ静圧軸受けから流出した流体をスプール両端の圧力室へ導き、スプールの動作を安定させるために減衰力を発生させる構造になっている。静圧軸受けと減衰絞りはスプール動作に対してその位置関係から前者はメータイン回路、後者はメータアウト回路を構成している。メータイン回路はスプール動作の応答性に効果的であり、その逆のメータアウト回路は減衰性の効果を持つため、これらは目的に応じて機能を仕分けする。バルブを安定にするにはこれらの寸法を最適値に設定する必要があるが、いままでに理論的考察は十分に行われておらず、経験的に決められていた。

本報では、バルブ全体の特性に大きく影響を及ぼすと考えられるソレノイド部と案内弁部で表される開ループ伝達関数に着目し、その幾何学的パラメータの影響を考察した後、バルブ全体の特性について、その応答性の観点から検証した。具体的には、静圧軸受けの等価絞り径 D_b と減衰絞り径 D_n の寸法比を $Cr = D_n/D_b$ で定義し、 Cr の変化に伴う案内弁部の一次遅れ系の時定数 T_L 及びソレノイドと案内弁部を含めた2次遅れ系の減衰係数 ζ への影響、更にバルブ全体の補償回路を含めた一巡伝達関数のステップ応答における Cr の影響を解析的に考察した⁶⁾。

2 水圧電磁比例制御弁の概要

水圧電磁比例制御弁の構造的特徴及び制御方法について説明する。

2.1 構造

図1に水圧電磁比例バルブの構造を示す。表1に主な仕様を示す。作動流体に低粘性の清水を用いているため、しゅう動部の隙間に水膜を形成するのが

困難である。そのため、本バルブのスプールはその両端を静圧軸受けで支持し、スプールはスリーブに対して非接触で変位し、しゅう動による摩擦・摩擦の低減を図る構造になっている。

スプール両端の圧力室から戻りラインの間に減衰絞りを設けている。これにより、スプール動作に対して減衰力を与えることでバルブ動作を安定化させることができる。

スプールはソレノイドの推力とばねの力のバランスで定位している。一般的なソレノイドバルブは、スプール両端をソレノイドと圧縮ばねで支持された構造になっているが、本バルブは引張りばねを採用している。引張りばねを採用することでスプールの片方の端が自由端になるため、モーメントや横力の低減に対し、静圧軸受けの機能をより効果的に得ることが可能になる。

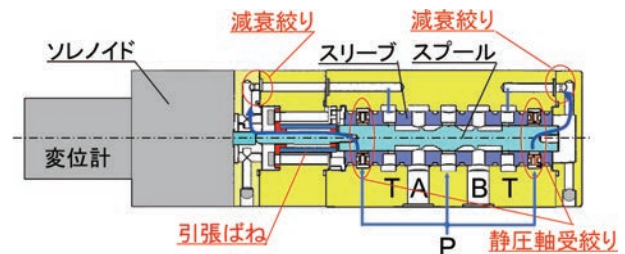


図1 構造

表1 主な仕様

項目	仕様
定格流量	20L/min
使用圧力範囲	3.5~14MPa
使用温度範囲	2~50℃
作動流体	水道水

2.2 静圧軸受け絞りと減衰絞りの機能

図2にスプールと静圧軸受け絞りと及び減衰絞りの位置関係を模式的に示す。静圧軸受け絞りの機能は、スプールをスリーブ内で非接触で支持し、摩擦・摩擦を防ぐことであるため、その設計寸法はスプールの保持するための負荷容量で決まる¹⁾。静圧軸受け絞りを通過した流体は、スプール端部の圧力室へ導かれる。これが減衰絞りを通過することで減衰力が発生する。従って、減衰絞りの設計寸法は静圧軸受け絞りの設計寸法に依存し、一義的には決まらない。

静圧軸受け絞りは、スプールを非接触で支持する機能のほかにスプールとの位置関係から明らかのように、スプールの動きに対してメータイン回路として機能し、スプール動作の即応性に効果がある。一方、減衰絞りは、スプールの動きに対してメータア

ウト回路として機能し、スプール動作の減衰性に効果がある。スプールの動作に対してこれらがメータイン、メータアウトのどちらの機能がより効果的に作用するかは、2箇所の絞りの相対的な関係によって決まる。つまり、静圧軸受け絞りが減衰絞りより相対的に小さければメータインの効果、逆に減衰絞りが静圧軸受け絞りより相対的に十分大きければメータアウトの効果が強くなる。両者が同等の場合は、メータインとメータアウトの効果が複合して、スプールの動作に影響を及ぼすと考えられる。

一般的に水の粘性は油に比べて約1/30と非常に小さいので十分な減衰力を発生させるには絞り径を非常に小さくする必要があると考えられ、また実用面からは絞り径を小さくすることでコンタミの影響が懸念されることもあり、その効果の定量的な検討はほとんど行われていない。この点に関して、本バルブを対象に、減衰絞りの減衰力を算出するために必要な摩擦係数について油と比較しながら検討する。

はじめに絞り穴径 D とレイノルズ数 Re の関係を、絞り寸法と、流量の実測値²⁾を用いて算出する。例えば絞り径を $\phi 0.6$ とすると水の場合はレイノルズ数が約9,000で乱流となるのに対し、油の場合のレイノルズ数は約300で層流になる。これは同じ絞り径でも水と油の場合では流れの状態が異なっていることを意味する。次に図3にレイノルズ数 Re と摩擦係数 λ の関係を示す。油の場合の摩擦係数は層流であるからハーゲンポアズイユの法則から $\lambda = 64/Re$ を適用すると $\lambda_{oil} = 0.22$ になる。一方、水の場合は乱流となることから摩擦係数はブラシウスの実験式 $\lambda = 0.3164/Re^{0.25}$ を適用し、 $\lambda_{water} = 0.033$ となる。このことから水の摩擦係数は油に比べて約1/6になることが分かる。

上記の結果を踏まえて、図4に一般的な絞り径で計算した減衰力について水と油の場合で比較して示す。この結果より、油と同程度の減衰力を得るためには水の場合は、油の場合に比べ、絞り径はほぼ半分となることがわかる。絞り径を小さくすることで

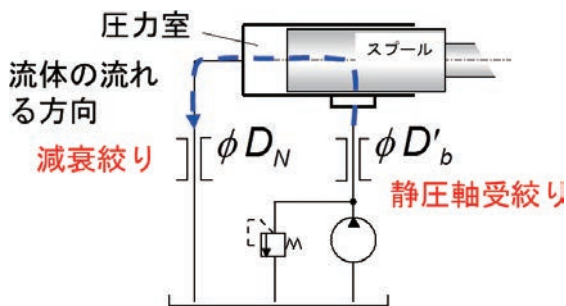


図2 静圧軸受け絞りと減衰絞りのスプールに対する位置関係

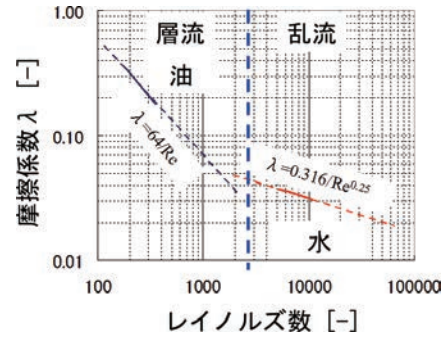


図3 レイノルズ数 Re と摩擦係数 λ の関係

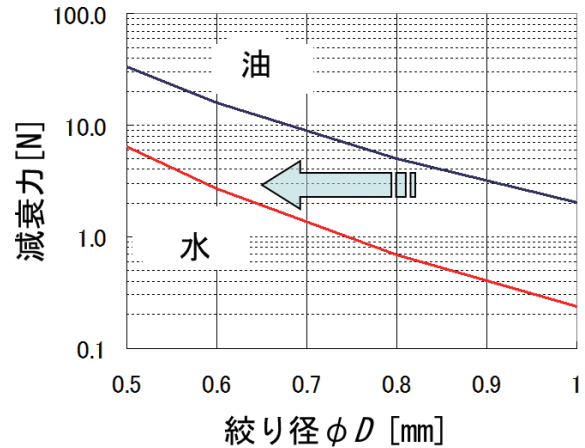


図4 絞り径と減衰力の関係

量産性の観点から穴加工の精度の向上、コンタミネーションの対策はますます厳しいものとなる。したがって、水圧系で減衰を得るには減衰絞りの穴径を小さくするだけではなく、本報で示すようなメータインとメータアウトの効果を複合して得られる回路構成が妥当である。

2.2 制御方法

図5にバルブ内で構成されるシステムのブロック線図を示す。本バルブは、補償回路、ソレノイド、バルブの要素に分けることができる。それぞれの伝達関数を $C(s)$ 、 $S(s)$ 、 $P(s)$ で表す。バルブ制御はスプール変位を作動変圧器の変位計で検出し、これをフィードバックしてPI制御の補償回路により行っている。

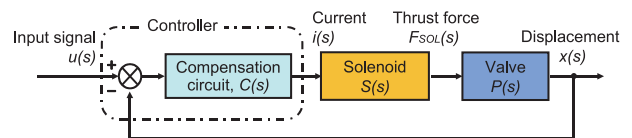


図5 ブロック線図

3 伝達関数

図6に解析モデルのパラメータ定義図を示す。

$$Re = \frac{2wD_b}{\nu} C_r \quad (19)$$

$$V(s) = \frac{K\omega^2}{s^2 + 2\zeta\omega s + \omega^2} \quad (20)$$

$$\omega = \sqrt{\frac{1}{T_L \cdot \tau_{SOL}}} \quad (21)$$

$$\zeta = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\tau_{SOL} \omega} + \tau_{SOL} \omega \right) \quad (22)$$

$$K = \frac{K_{SOL}}{K_{SP} + \beta} \quad (23)$$

$$V_{SYS}(s) = \frac{k_p K \omega^2 \left(s + \frac{1}{T_I} \right)}{s^3 + 2\zeta\omega s^2 + (1 + k_p K)\omega^2 s + \frac{k_p K \omega^2}{T_I}} \quad (24)$$

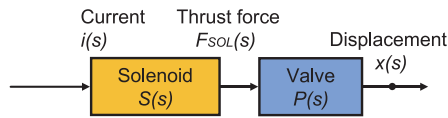


図8 補償回路を除いたソレノイドと案内弁のブロック線図

4 結果と考察

バルブ全体の特性を調べる前に、図8で表される開ループ伝達関数の伝達特性と減衰係数 ζ 及び静圧軸受け絞りの等価直径比 C_r との関係性を知ることは重要である。

減衰係数 ζ と静圧軸受け絞りの等価直径比で定義した C_r の変化に伴う式(3)の案内弁部の一次遅れ伝達関数 $P(s)$ の時定数 T_L と式(20)のソレノイドと案内弁部の二次遅れ系の伝達関数の $V(s)$ の減衰係数 ζ との関係について考察する。図8に C_r と減衰係数 ζ 及び時定数 T_L の関係を示す。

4.1 案内弁部の伝達関数 $P(s)$ に及ぼす C_r の影響

$C_r > 1$ の場合は、減衰係数の穴径が静圧軸受け絞りの穴径に対して相対的に大きいことを意味し、逆に $C_r < 1$ の場合は穴径が静圧軸受け絞りの穴径に対して相対的に小さいことを意味する。

上記を踏まえると案内弁部の伝達関数の時定数 T_L と C_r の関係として以下のことが言える。

- ① C_r が小さいほど時定数 T_L の値が大きくなり、案内弁部の応答は遅くなる。これは、減衰係数がスプール動作に対してメータアウトの効果を及ぼすことを意味する。
- ② C_r が大きいほど時定数 T_L の値が小さくなり、案内弁部の応答は速くなる。これは、減衰係数によるメータアウトの効果よりも、静圧軸受け絞りによるメータインの効果が大きいことを意味する。

- ③ 全体的な傾向として C_r の増加に対して時定数 T_L は反比例して減少し、スプール動作に対するメータアウトの効果も急激に減少し、 $C_r > 1.2$ では減衰係数としての効果はほとんどないと言える。

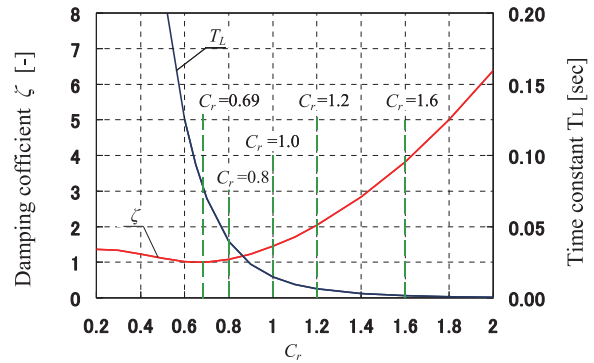


図9 C_r と減衰係数 ζ 及び時定数 T_L の関係

4.2 C_r が案内弁部とソレノイドの積で表される伝達関数 $V(s)$ に及ぼす影響

同様に図9において、式(4)の案内弁部とソレノイドの積で表される開ループ伝達関数 $V(s)$ の減衰係数 ζ と C_r の関係として以下のことが言える。

- ① C_r の値に関わらず ζ は常に正であるから基本的には、補償回路を除いたソレノイドと案内弁部の伝達特性は安定である。
- ② $C_r = 0.69$ で減衰係数 ζ は最小値1となり、過渡応答においてオーバシュートを生じない応答臨界制動になっている。
- ③ $\zeta > 1$ より大きいと過制動になり、応答が遅くなる。
- ④ C_r の増加に対して減衰係数 ζ は指数関数的に増加し、過制動の度合いが大きくなる。

4.3 補償回路を除いた開ループ伝達関数のステップ応答特性に及ぼす C_r の影響

図10に開ループ伝達関数のステップ応答特性に及ぼす C_r の影響を示す。 $C_r = 0.69 \sim 1.6$ の場合である。

C_r が小さいほど伝達関数 $P(s)$ の時定数 T_L が大き

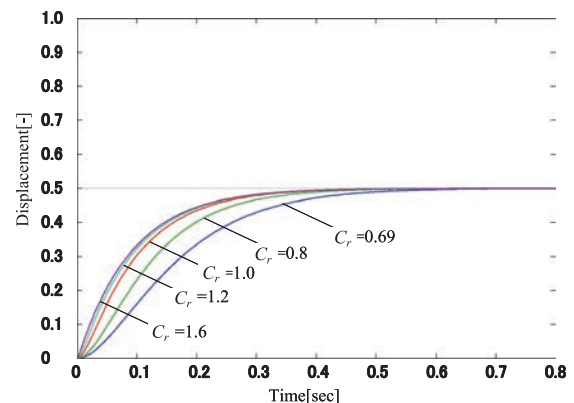


図10 C_r が開ループ伝達関数のステップ応答特性に及ぼす影響

なるため、立ち上がりが速くなる傾向を示している。

C_r が大きいほど、伝達関数 $P(s)$ の時定数 T_L が小さくなり、立ち上がりが速くなるが、伝達関数 $V(s)$ の減衰係数 ζ が大きくなることで過制動になり、応答性としては必ずしも良いとは言えない。 $C_r = 1$ 以上では整定時間に大差はみられない。

以上の関係から、 C_r が小さい場合は、減衰絞りによるメータアウトの効果で案内弁部の応答が遅くなり、 C_r が大きい場合は、減衰係数 ζ の増大による過制動で応答が遅くなることから、 C_r が適切な値が0.69~1.6の範囲があると考えられる。

4.4 C_r がバルブ全体のステップ応答特性に及ぼす影響

上記の結果において C_r に適切な範囲があることが示唆された。また、ソレノイドの推力特性と案内弁部の幾何学的構造から求められる伝達特性は常に安定であることも示された。ここでは、補償回路を含めたバルブ全体の応答特性について考察する。

本バルブは、全体的には補償回路を含めたフィードバック制御系を構成し、その閉ループ伝達関数は式(25)により、3次系の伝達特性を示す。

図11に C_r が閉ループ伝達関数のステップ応答に及ぼす影響を示す。この結果により、本バルブのステップ応答特性の観点から補償回路の影響を考察する。ここで、 C_r は0.69~1.6の範囲とし、補償回路の比例ゲイン $K_p = 1.9$ 、積分時間 $T_I = 0.1\text{sec}$ の場合である。 $C_r = 0.69$ の場合、立ち上がりが遅く、減衰振動し、収束が遅い。 $C_r = 0.69$ から1まで大きくなるに従い立ち上がりが速くなるとともに収束も速くなる傾向を示している。更に $C_r = 1.2$ と1.6を比較すると立ち上がりは $C_r = 1.6$ のほうが速いが、急激に減衰し、整定時間では $C_r = 1.2$ より長くなっている。これは、立ち上がりの速さは時定数 T_L の影響が大きく、目標に近づくと減衰係数 ζ の影響により変曲点を持って急激に減衰作用が働いていると考えられる。

同様に図12、図13に比例ゲイン及び積分時間を変えた場合の C_r の影響を示す。ただし、図12は比例ゲイン $K_p = 4$ 、積分時間 $T_I = 0.1\text{sec}$ 、図13は、比例ゲイン $K_p = 1.9$ 、積分時間 $T_I = 0.05\text{sec}$ である。これらの結果から、比例ゲイン及び積分時間を変えた場合でも、 C_r が小さいほど、立ち上がりが遅く、減衰振動しながら収束する。 C_r が大きすぎると立ち上がりは速いが整定時間が長くなる傾向を示している。

一般的に立ち上がりが速いほどオーバーシュートが発生しやすくなると考えられるが、本バルブにおいてはそのような傾向はみられない。このことは図10に示したように、立ち上がりの速さは案内弁部の伝達関数 $P(s)$ の時定数 T_L の影響であり、定常値に近

づき収束するまでの特性は、ソレノイドと案内弁部を組み合わせた伝達関数 $V(s)$ の減衰係数 ζ の影響であると考えられる。

以上の結果から、立ち上がりの速さや減衰性などの観点から、 C_r の0.69~1.6の範囲内に最適値があると考えられる。補償回路の比例ゲイン及び積分時間は、バルブの安定性と応答性の両面から判断し、ある範囲内で適正値を設定する必要がある。

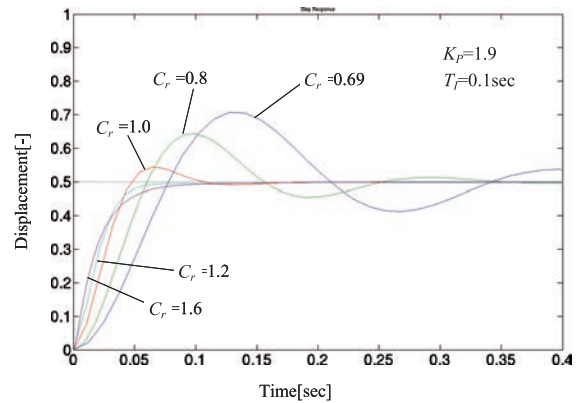


図11 C_r がステップ応答特性に及ぼす影響 ($K_p = 1.9$, $T_I = 0.1\text{sec}$)

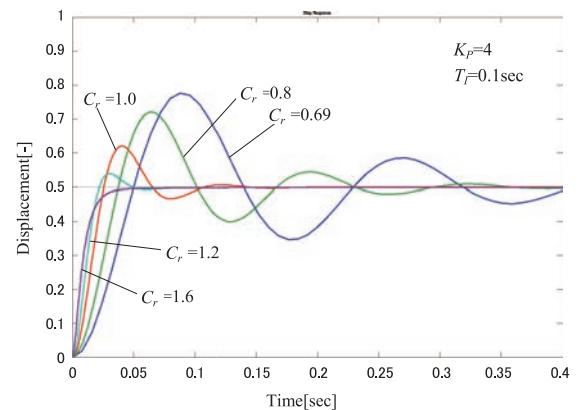


図12 C_r がステップ応答特性に及ぼす影響 ($K_p = 4$, $T_I = 0.1\text{sec}$)

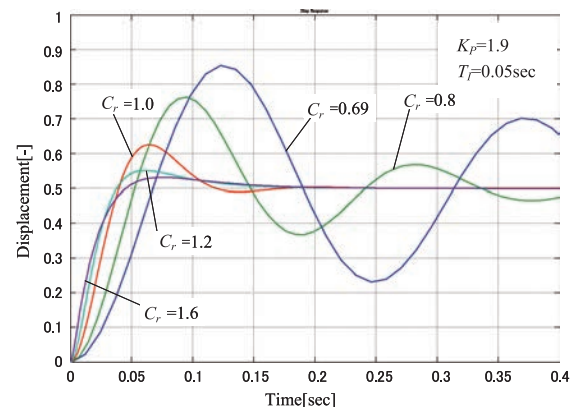


図13 C_r がステップ応答特性に及ぼす影響 ($K_p = 1.9$, $T_I = 0.05\text{sec}$)

5 実験的検証

前章までの解析的検証から、ステップ応答特性の立ち上がりの速さや減衰性などの観点から、 C_r は0.69~1.6に最適値があるということが明らかになった。このことを実験的に検証した。

5.1 実験方法

図14にステップ応答特性の実験装置の概略を示す。手順は以下の通りである。ストップバルブを閉じた状態でバルブの中立点を調整する。実験の平衡点として50%の入力信号をコントローラに入力した状態で、ストップバルブを開きながら、A、Bポート間の負荷圧力差 P_L を7MPaに調整する。負荷圧力を調整した後、入力信号を0にする。入力信号を0→50%のステップ波形としてバルブに入力する。入力信号 u とスプール変位 x を時系列に計測器で記録する。供給圧力 P_s は14MPa、水温は 25 ± 5 ℃で行った。

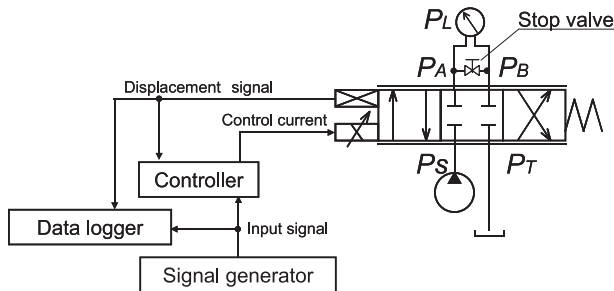


図14 ステップ応答特性の実験装置の概略

5.2 実験結果

図15に C_r がステップ応答特性に及ぼす影響の実験結果の例を示す。ただし、補償回路のパラメータは C_r の効果をより明確に示すために調整し、スプール変位は定常偏差を除いて正規化している。 $C_r=0.9$ の場合、定常値へ到達するまでに50msec程度で比例的に立ち上がっている。 $C_r=2$ の場合、立ち上がりは $C_r=0.9$ の場合より速いが、目標の約95%まで達すると変曲点を持って傾きが小さくなり、目標値へ達している。これは、 C_r が大きい場合において時定数 T_l が小さいために立ち上がり速く、この変曲点以降は減衰係数 ζ が大きいことによる過制動の減衰作用が働いていると考えられる。この結果から C_r が小さいと立ち上がりが遅くなり、逆に C_r が大きいと立ち上がりは速いが過制動により、減衰作用が働くことで整定時間が長くなるという解析結果と同様の傾向が示された。

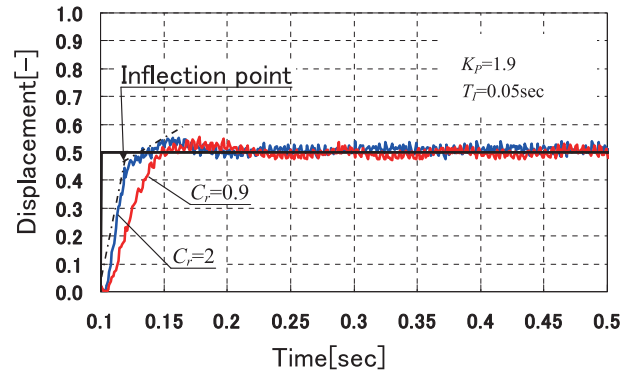


図15 C_r がステップ応答特性に及ぼす影響の実験結果 ($K_p=1.9$, $T_l=0.05$ sec)

6 結言

- ① C_r が小さい場合は、減衰絞りによるメータアウトの効果で案内弁部の応答が遅くなり、 C_r が大きい場合は、減衰係数 ζ の増大による過制動で応答が遅くなることから、 C_r は0.69~1.6の範囲に適切な値がある。
- ② ステップ応答特性において、 C_r が小さすぎると、立ち上がりが遅いために目標値までの収束も遅く、逆に C_r が大き過ぎても、立ち上がりが速くなるが、過制動になり、目標値までの収束が遅くなる。 C_r がある範囲において立ち上がりが速く、且つ収束も速くなる傾向を示した。
- ③ 上記で得られた知見が実験結果からも明らかになった。

記号

Designation	Denotation	Unit
A_{SPL}	Spool Cross-sectional area	[m ²]
D'_b	equivalent orifice diameter	[Pa]
D_{SPL}	Spool diameter	[m]
D_n	Damping orifice diameter	[m]
F_F	Flow force	[N]
F_{SOL}	Solenoid thrust	[N]
K_{SP}	Spring constant	[N/m]
K_{SOL}	Constant of solenoid thrust	[N/A]
L_W	Control orifice width	[m]
L_{bn}, L_{bt}, L_{NT}	Annular clearance length	[m]
P	Supply pressure	[Pa]
Q	Flow rate	[m ³ /s]
ζ	Damping coefficient	[-]
λ	Friction factor	[-]
θ	Jet angle	[degree]
δ	Radial clearance	[m]

μ	Viscosity	[Pa s]
ν	Kinetic viscosity	[m ² /s]
ρ	Working fluid density	[kg/m ³]
k_p	Proportional gain	[-]
T_i	Integral time	[sec]
τ_{sol}	Time constant	[sec]
β	Coefficient of flow force	[N/m]
Γ	Coefficient of viscosity	[Ns/m]
C	Flow constant	[-]
C_r	Ratio of orifice diameter	[-]

International Fluid Power Conference, Group H, 445-456, (2010年), Aachen, Germany.

3) Yoshida, F., Miyakawa, S.: Dynamic Characteristics of Proportional Control Valve Using Tap Water - Experimental Examination-, Proceedings of the Twelfth Scandinavian International, Conference on Fluid Power, Vol.2 pp. 469-480, (2011年), Tampere, Finland.

4) Yoshida, F., Miyakawa, S.: Effect of Parameters on Frequency Characteristics of Proportional Control Valve Using Tap Water, Proceedings of the 8th JFPS international Symposium on Fluid Power in Okinawa, Japan, on October 25-28, (2011年), CD-ROM.

5) 吉田太志, 水圧電磁比例制御弁の開発と応用, KYB技報第48号, pp. 17-23, (2014年4月)

6) Yoshida, F., Miyakawa, S.: Effect of Design Parameter on Response Characteristics of Water hydraulic proportional Control Valves, Proceedings of the 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, (2013年), Linkoping, Sweden.

参 考 文 献

1) Miyakawa, S., Yamashina, C., Takahashi, T.: Development of Water Hydraulic Proportional Control Valve, the Fourth JHPS International Symposium on Fluid Power, ISBN4-931070-04-3.

2) 吉田太志, 宮川新平: 水圧用電磁比例弁の開発, KYB技報第42号, pp. 3-9, (2011年4月).

3) Yoshida, F., Miyakawa, S.: Characteristics of Proportional Control Valve Using Tap Water, Proceedings of the 7th

著 者



吉田 太志

1998年入社。技術本部事業開発推進部（相模駐在）専任課長。水圧機器・システムの研究・開発に従事。