研 究

切換弁の折線形操作による油柱分離の再結合圧力について*

新井 澄夫** 北川 能*** 竹中 利夫***

A study on pressure surge of recombination of oil column
separation using two-stage operation
of the directional control valve*

Sumio Arai,** Ato Kitagawa,*** Toshio Takenaka***

In a large-scale hydraulic system having high repeated actuation cycle, such as a large type forging press, pressure surges often grow with great shock due to the recombination of the oil column separation in the return line attached to the downstream side of the directional control valve. This leads to restriction of the actuation cycle of the hydraulic system.

In this report, the relations between pressure surges and actuation time to close the valve were studied analytically and experimentally. Two different types of valve operation, that is linear, and break line two-stage were examined using a model hydraulic system having a directional control valve of similar flow characteristic as that of the valve usually used in the large-scale hydraulic system.

It was confirmed that the valve closing time can be shortened without increasing the surge pressure by using the break line two-stage valve operation which has lower operating speed near the closing point. And it was concluded that this type of valve operation is an effective method to increase the total actuation cycle of the hydraulic system.

1. 緒 論

切換弁の開閉を高速で、かつ短時間でくり返す場合、弁下流の管路内で油柱分離が発生し、再結合時に大きな圧力サージが発生する。大形鍛造油圧プレスなどのように大量の油を制御する大形油圧システムでは、その際の衝撃が非常に大きく、重大な問題となる。この現象は特に切換弁から油タンクへのもどり管路で著しく、これが切換弁の作動速度を制約し、油圧システム全体の作動回数を低下させる原因の一つとなっている。

管路端の弁操作によって発生する液柱分離についての研究は多く行なわれているが、液柱分離と弁操作方式の関係を扱ったものは少ない。液柱分離再結合時のサージ圧力の弁操作による制御法としては、横山ら¹⁾の2個の弁を用いた研究がある。

本研究は油タンクに接続された管路端に設置された切換弁を2段階操作すなわち折線形に閉止した場合の、弁下流側の管路に発生する油柱分離および再結合時の圧力上昇について実験および解析を行ない、切換弁の作動ストローク間の速度を変化させた場合の切換時間の短縮効果および圧力サージの緩和効果について検討を加えたものである。

* 昭和57年12月27日 原稿受付

** 技術士新井事務所

*** 東京工業大学

2. 記 号

- A : 管路断面積
 a : 音速
 $B = a / (gA)$
 C^+, C^- : 特性曲線
 D : 管路内径
 f : 管摩擦係数
 g : 重力の加速度
 H : 圧力水頭
 $H_{atm} = P_{atm} / (\rho g)$
 H_T : タンク水位
 ΔH_0 : 弁の初期圧力水頭損失
 $H_S = p_S / (\rho g)$
 L : 管路長
 N : 分割数
 p : 圧力
 P_{atm} : 大気圧
 p_S : 供給圧
 $p_{ surge}$: 再結合時の最大サージ圧力
 Δp : 弁の圧力損失
 Q : 流量
 Q_0 : 初期流量
 $R = fa \Delta t / (2gDA^2)$
 S : 弁のストローク
 S_0 : 弁の全開ストローク
 S_{12} : 低速作動区間長
 t : 時間
 t_S : 弁全開から最大サージ圧力が発生するまでの時間
 $t_{S'}$: 弁閉止開始から最大サージ圧力が発生するまでの時間
 t_1 : 弁閉止作動時間
 t_2 : 弁閉止持続時間
 t_3 : 弁開放作動時間
 $\Delta t = L / (aN)$
 W : 油柱分離体積
 x : 管軸に沿った距離
 ρ : 密度
 τ : 無次元弁開度
 添字 A, B, C, P : 格子点
 $L, R,$: 格子点の左側および右側

3. 数値解析

弁下流側に発生する油柱分離の再結合時における圧力上昇を特性曲線法によって数値解析する。本研究の

目的は、弁の切換操作と圧力上昇との関係を明らかにすることにあるので、油柱分離部の境界条件はできるだけ単純化して扱うこととする。すなわち油柱分離部においては、その周辺の油からの気体の遊離は無いものとし、また本研究で使用している油圧作動油（ダイヤモンド430）の蒸気圧は極めて小さいので、油柱分離部の圧力は絶対圧零と仮定する。そして油柱分離部は1つの空洞と考え、空洞と油柱との界面は管軸に垂直であるとする。

Fig. 1のモデルにおいて、管路が水平で管路内の流れが1次元流れであるとする、特性曲線法の考え方をを用いることにより、Fig. 2(a)の特性曲線 C^+, C^- 上で次式が成立する。²⁾

$$C^+ : H_P = C_P - B \cdot Q_{LP} \quad (1)$$

$$C^- : H_P = C_M + B \cdot Q_{RP} \quad (2)$$

ただし

$$C_P = H_A + B \cdot Q_{RA} - R \cdot Q_{RA} | Q_{RA} |$$

$$C_M = H_B - B \cdot Q_{LB} + R \cdot Q_{LB} | Q_{LB} |$$

管路の分割点では式(1), (2)において $Q_{LP} = Q_{RP}$ とおくことにより次式が求まる。

Fig. 1 Pipeline model

$$H_P = (C_P + C_M) / 2 \quad (3)$$

$$Q_{LP} = Q_{RP} = (C_P - C_M) / (2B) \quad (4)$$

ここで $H_P + H_{atm} < 0$ のときは、この地点で油圧が分離したと考え、次式によって各変数値を定める。

$$H_P = -H_{atm} \quad (5)$$

$$Q_{LP} = (C_P - H_P) / B \quad (6)$$

$$Q_{RP} = (H_P - C_M) / B \quad (7)$$

このとき油柱分離体積は次式によって求める。

$$W_P = (Q_{RP} + Q_{RC} - Q_{LP} - Q_{LC}) \cdot (\Delta t / 2) \quad (8)$$

油柱分離発生後は、式(5), (6), (7)によって各変数値を求めるが、油柱分離体積は式(9)によって求める。

$$W_P = W_C + (Q_{RP} + Q_{RC} - Q_{LP} - Q_{LC}) \cdot (\Delta t / 2) \quad (9)$$

式(9)によって求めた W_P が $W_P < 0$ となった場合は空洞が消滅したと考え、式(3), (4)を用いて計算をやりなおす。

Fig. 2 Characteristics lines

油タンクにおいては, Fig. 2(b)に示すように式(1)および式(10)を用いて計算を行なう。

$$H_F = \begin{cases} H_T & (Q_{LP} \geq 0) \\ H_T - Q_{LP}^2 / (2gA^2) & (Q_{LP} < 0) \end{cases} \quad (10)$$

弁においては, Fig. 2(c)に示すように式(2)および式(11)を用いて計算を行なう。

$$Q_{LP} / Q_0 = \frac{\text{Sign}(H_S - H_F)}{\sqrt{|(H_S - H_F) / \Delta H_0|}} \quad (11)$$

ここで油柱分離が発生していないと考えれば, $Q_{LP} = Q_{RP}$ とおくことによって各変数値が決定される。その結果 $H_F + H_{aim} < 0$ となった場合は油柱分離が発生したと考え、式(5)によって H_F を定め、式(7)および式(11)によって, Q_{RP} および Q_{LP} を求める。またその際の油柱分離体積は式(8)によって求める。油柱分離発生後は式(9)によって分離体積を求め、 $W_F < 0$ となった場合は弁下流側で油柱が再結合したと考え、式(2)および式(11)を用いて計算をやりなおす。

4. 実験装置

実験装置の概要をFig. 3に示す。方向切換弁の操作は電気油圧サーボ弁によって行なっている。供試管路は内径50mm, 全長 28.95 mであり, その一端は油タン

Fig. 3 Experimental setup

クに, 他端は試作した内径50mm, 全開ストローク 13.68 mmのスプール形切換弁に接続されている。実験は初期流量 Q_0 を $Q_0 = 9.16 \text{ l/s}$ とし, 供給圧力はリリーフ弁および容量 120 l のアキュムレータによってほぼ一定に保っている。

5. 実験結果および考察

Fig. 4に試作した切換弁の流量特性の実測値を示す。一般のスプール弁では開口面積が小さい場合は, 流量特性はストロークに対して比例的に変化する。大形油圧システムでは, 弁の全開時の圧力損失がアクチュエータの作動時には背圧となって大きく影響するため, 弁全開時における圧力損失は極力低減しなければならないので, 弁全開時には開口面積を非常に大きくすることが必要となり, 流量特性はストロークに対して線形関係ではなくなる。Fig. 4に示した試作弁の特性は, 大形油圧システムで一般に多く用いられている切換弁の流量特性に類似したものとなっている。

Fig. 4 Flow characteristic of model directional control valve

Fig. 5 Valve operation and pressure surge

(a) one-stage valve closure $t_1 = 0.18$ s (b) two-stage valve closure $t_{11} = 0.33$
 $t_{12} = 1.22$ s, $S_{12} = 3.2$ mm

Fig. 6 Experimental records of pressure surge

大形油圧システムの主切換弁に通常用いられているスプール弁は、主弁を操作するパイロット供給流量が一定であることから、弁閉止速度は一定である。これを直線形切換と名づけてFig. 5(a)に示す。これに対し

てサージ圧力の許容範囲内で弁閉止時間を小さくする効果を得るために、弁閉止速度を弁の作動ストローク間で変化させることを考えた。すなわち弁閉止点近傍は低速で、それ以外の区間は高速で作動させる方法である。本研究では、このうち最も簡単な弁閉止ストローク間の作動速度を2段階に変化させる方法について解析を行なったが、これを折線形2段切換と名づけて、Fig. 5(b)に示す。Fig. 5(c)は、弁操作後の弁下流側の圧力変動を示す説明図である。

切換弁の閉止を直線形切換および折線形2段切換で行なった場合の、弁下流側の圧力変動の測定例をFig. 6に示す。Fig. 7はサージ圧力と弁閉止作動時間の関係を示している。Fig. 7(a)は折線形2段切換における高速作動区間の作動速度を、Fig. 7(b)は同じく低速作動区間の作動速度をパラメータとして表示している。

弁を直線形で切換えた場合、弁閉止作動時間 t_1 が大きいほど再結合時のサージ圧力は低下している。弁閉止作動時間 t_1 を大きくした場合、弁下流側の油柱分離発生開始時の弁通過流速は小さくなると考えられる。さらに油柱分離発生開始から弁完全閉止までに弁を通過して管路に流入する油は空洞体積を小さくする効果を持っているが、この油量は弁閉止作動時間が大きいほど増大する傾向にあると考えられる。以上の2点はいずれも再結合直後の逆流流速を減少させる効果を持っており、これらが複合的な要因となって再結合時のサージ圧力が低下すると考えられる。

弁閉止作動時間 t_1 が大きくなるにつれて実験値と計算値の差が大きくなっているが、これは t_1 が大きな場合には弁下流側に発生する空洞が完全な形で形成されずに、微細な気泡が油柱の中に混在する傾向が強くなること、あるいは遊離気体の影響が大きくなること等によって、数値計算に用いた仮定との差異が大きくなるためと考えられる。

Fig. 7に示されるようにサージ圧力の大きさ自体には実験値と計算値の間に差異が認められるが、両者は類似した傾向を持っている。つまり折線形2段切換の場合、ある t_1 の値以上ではサージ圧力は一定となるのに対し、それ以下ではサージ圧力は急激に増大している。すなわち直線形切換と比較して、折線形2段切換は、弁閉止作動時間が同一であっても再結合時のサージ圧力は低下する。この効果は高速作動区間の作動速度が大きいほど、また低速作動区間の作動速度が小さいほど著しい。

この原因は次のように説明される。流量および圧力の変化に大きな影響を与える弁閉止点近傍の作動速度を小さくした折線形2段切換の場合、その過渡現象に

 Fig. 7 Surge pressure versus t_1

 Fig. 8 Surge pressure versus S_{12}

大きな影響を及ぼすのは低速作動区間の作動速度である。この場合の過渡現象は弁の全ストローク区間を直線的に低速で作動させた場合の過渡現象に近いものとなり、再結合時のサージ圧力も同程度のものとなる。一方、折線形2段切換を行なった場合の弁閉止作動時間は全ストローク区間を直線的に低速で作動させた場合に較べて短い。したがって再結合時のサージ圧力を増大することなく、弁閉止作動時間が短縮される。これを逆に言えば、弁閉止作動時間が同一である直線形切換と折線形2段切換を比較した場合、後者の方がサージ圧力が小さいことを示している。

Fig. 8(a), (b)は、折線形切換における低速作動区間

長 S_{12} と再結合時のサージ圧力の関係を示している。低速作動区間長が約 3 mm を境界として、再結合時のサージ圧力が極めて異なった変化を示すことをこの両図は表わしている。すなわち本試作弁の場合、再結合時のサージ圧力は低速作動区間長が約 3 mm 以上では、その低速作動区間の作動速度によって定まる一定の圧力となるのに対し、それ以下では急激に増大する。実験値と計算値はいずれもその状況をよく表わしている。

弁閉止開始から最大サージ圧力が発生するまでの時間 t_s' と弁閉止作動時間 t_1 との関係をFig. 9に示す。直線形切換の場合は、 t_s' は t_1 と共に単調に増大するが、折線形2段切換の場合は、 t_s' を最小とする折線

形2段切換波形が存在することをこの図は示している。Fig. 10は、 t_s' と S_{12} の関係を示したもので、低速作動区間長 S_{12} が約3mmのとき t_s' が最小となることを示している。

以上の諸結果から折線形2段切換における低速作動区間長を適切な長さにすることによって、再結合時のサージ圧力を増大させることなく、弁の閉止作動時間および弁閉止開始から最大サージ圧力発生までの時間を効果的に短縮できることがわかった。

切換弁をFig. 11(a)のように開閉した場合、弁下流の分離した油柱は新しく弁より流入する油と衝突し、極めて激しい衝撃を管路に引き起こす。この衝撃は単なる再結合時における圧力サージとは桁違いに大きなもので、装置にとって非常に危険なものである。Fig. 12はこの衝撃発生時の最大圧力と弁閉止持続時間 t_2 との関係を示したものである。圧力は衝撃的なものであり、かなり値がばらついているが、 t_2 がある値のとき最小となっている。これはちょうど再結合時に弁が開放され、弁開放による油柱の衝撃が発生しなかったためである。このような場合は、圧力が低いだけではなく、衝撃もほとんど発生しない。このことは大形油圧システムにおいて弁の開閉をくり返す場合、Fig. 11(b)のような弁の開閉を行なえば、Fig. 11(a)の開閉を行なった場合と比較して t_s' が短縮されるため、油柱分離による衝撃を軽減しながら作動回数を高めることができることを示している。

Fig. 9 t_s' versus t_1

Fig. 10 t_s' versus S_{12}

Fig. 11 Valve operation

Fig. 12 Shock pressure versus t_2

6. 結 論

大形鍛造油圧プレスのような大形油圧システムのもどり管路に接続された切換弁の閉止あるいは開閉において, 弁閉止点近傍の作動速度を小さくした折線形2段切換を行なうことにより, 油柱分離の再結合時のサージ圧力を増大させることなく弁閉止作動時間が短縮でき, したがって油圧システム全体の作動回数を高めることができる。

参 考 文 献

- 1) 横山, 平野: ターボ機械, 9-7 (1981), 36
- 2) E.B. Wylie, V.L. Streeter: Fluid Transients, McGraw-Hill, 1978