油撃を利用した増圧装置による新原理の圧力制御[†]

鈴木 勝 正*

A New Pressure Control by an Intensifier Using Oil Hammer

Katsumasa SUZUKI*

A new type of hydraulic pressure intensifier was previously proposed by the author, which operates on the principle that an oil hammer is generated continuously in the pipeline by the on-off operation of a solenoid operated valve located at the downstream end of the pipeline and only the high pressure fluid is discharged through a check valve. In addition, a method to utilize the intensifier for pressure control of a hydraulic cylinder by adjusting a pulse to the solenoid operated valve was already proposed.

In this paper, a pressure control system utilizing this intensifier is developed to generate a wave form according to a desired input. The empirical formula which relates the pulse width to the corresponding pressure increase is established in advance and memorized in a computer. When the desired pressure is given to the computer, it calculates the pulse width automatically through the empirical formula and sends a pulse to a solenoid operated valve. This system generates a pressure higher than the supply pressure. As the inertia of the fluid is utilized for pressure control instead of usual pressure losses, it has a possibility of pressure control with higher efficiency than the usual method.

Key Words: hydraulics, intensifier, oil hammer, pressure control, solenoid operated valve

1. はじめに

油撃は管路に供給された圧力よりも非常に高い圧力を発生して装置を破壊する場合もあるので、この圧力の低減化に多くの努力が払われてきている。筆者はこの増圧効果に注目して逆に積極的に利用することを検

討した。管路に油撃を発生させ、チェック弁により高圧だけを取り出すという原理をもつ新しいタイプの増圧装置を考案、試作した^{1),2)}。さらにこの装置を油圧シリンダの増圧に応用³⁾するとともにその圧力を制御した^{4),5)}。この圧力制御はつぎのような特長をもっている。

(1) 油圧源よりも高い圧力を発生する。

(2) DA コンバータ、アナログ回路などを必要とせず、二つの電磁弁のオン・オフでアナログ量の圧力を制御できる。したがって電気系統が単純で、とくにマイクロコンピュータなどで圧力を制御する場合に有利である。

(3) 油撃現象の規則性を圧力制御に利用しているので、再現性が良く、ゴミに対しても強い。

新增圧装置の原理を **Fig. 1** に示す。低圧力の作動油を管路で導き、下流端の電磁弁で on-off する。電磁弁を開けておくと作動油が管路内を高速で流れ、電磁弁を閉じると油撃により高圧が発生し、チェック弁を通して高圧作動油が吐出する。結果として供給圧力よりもかなり高い圧力を得ることができる。古くから知られている水撃ポンプ (Hydraulic Ram) と原理が似ている⁶⁾。水撃ポンプは、下流端の弁が外部から特別の力を加えなくても流体の力によって自分で開閉を持続することが特徴として上げられ、主として水を高い所に送るために使われる。本研究の装置は油圧装置への適用を目的としているのでそれに比べて格段に高い圧力を発生できるようにしているととも弁の開閉を調整することにより発生圧力を制御できる構造にしている。

油圧シリンダの増圧に応用した場合に、油撃の発生ごとに高圧作動油が少量ずつ吐出し、シリンダ内を圧縮するので、徐々に増圧する。したがってこの吐出する回数および強さによって増圧量を定めることができる。ここで油撃の強さは電磁弁を閉じる直前の流速に応じて変わるので、この流速を電磁弁の開放時間によって制御する。すなわち電磁弁開放後、流速は 0 から

[†] 第 1 回油空圧国際シンポジウムで発表 (1989・3)

* 武蔵工業大学 東京都世田谷区玉堤 1-28-1

* Musashi Institute of Technology, Setagaya-ku, Tokyo

(Received August 30, 1989)

(Revised November 24, 1989)

Fig. 1 Concept of a new hydraulic pressure intensifier

急激に加速するので、この開放時間を電磁弁に送るパルスの幅によって制御し、油撃発生後の増圧量を制御する。このためマイクロコンピュータを用いて信号を発生させ、希望どおりの開閉を行わせる。

従来の圧力制御の方法では流路途中に制御オリフィス部を設け、その流路断面積によって圧力降下を調整し、負荷圧力を制御している。そのため圧力降下分のエネルギー損失を伴い、もし負荷圧力が供給圧力に比べてかなり低い場合には極端に効率が低くなる。本研究の方法は流体の慣性力を利用するというまったく新しい原理によって圧力を制御しているので、少ないエネルギー損失での制御の可能性がある。

本研究では、今までの研究結果をもとに、目標圧力波形を自由に発生できる新しいタイプの圧力制御を実現することを目的とする。また周期的な圧力変化を発生させる場合には修正動作を行う。

主な記号と本実験での数値

- D : 管路内径 [5 mm]
- K : 作動油の体積弾性係数 [1.36 GN/m^2]
- L : 管路長さ [4.15 m]
- P_h : 増圧後の圧力
- P_o : 出力圧力
- P_s : 供給圧力 [1.96 MPa]
- P_u : 増圧前の圧力
- P : 圧力
- Q : 体積流量の時間平均値
- t : 時間
- t_w : パルス幅
- V : 圧力容器の容積 [$6.3 \times 10^{-4} \text{ m}^3$]
- y : スプール変位

η : 効率

ν : 動粘度 [$0.383 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$]

ρ : 作動油密度 [853 kg/m^3]

(注) 添字 1, 2, 3 は, Fig. 2, 3, 11 における各部の値を示す。

2. 増圧装置の構成

Fig. 1 の基本概念を Fig. 2 に示す装置により、油圧シリンダの増圧に応用した。本増圧装置は管路、チェック弁、電磁弁(電磁操作弁)およびその電流開閉のためのマイクロコンピュータから構成されている。油圧源からの一定圧力の作動油はアキュムレータで脈動を除かれ、供試管路に送られる。電磁弁の導通時、油路は開放され、作動油は管路を高速で流れてタンクへもどる。電磁弁の導通を切り、油路が閉鎖されると管路に油撃が発生する。②の圧力が③より高い間、チェック弁が開き、高压の作動油が吐出し、やがて②の圧力が③より低くなると、チェック弁が閉じ、逆流を防ぐ。この吐出した高压作動油が、油圧シリンダ内の圧力を決まった値ずつ上昇させる。

マイクロコンピュータには、CTC (Counter Timer Circuit) を組み込み、 $50 \mu\text{s}$ の単位で時間を検出できるので、希望の時間間隔で正確に電磁弁の直流電流を断続できる。この装置において、電磁弁を閉じておけば、手動操作弁によって普通の使用法で油圧シリンダを操作できる。そして図のような状態で電磁弁を開閉すると増圧が行われ、最高で油圧源の約 6 倍の圧力で油圧シリンダを駆動することができる。

本研究では、この場合の圧力制御について Fig. 3 の装置を用いて研究する。圧力容器を油圧シリンダのモデルとして用いており、シリンダ変位のない場合の

Fig. 2 Application of an intensifier to a hydraulic cylinder

Fig. 3 Schematic diagram of the test rig

シリンダ室の片側をモデル化している。電磁弁(Ⅱ)は圧力容器の圧力を下げるために用い、絞り弁は、そのときの衝撃を緩和させる働きをする。

Fig. 4 は圧力を 1 MPa ずつ、4 回上昇させる動作を繰り返す場合のパルス信号 e 、電磁弁変位 y 、管路下流端圧力 p_2 、および圧力容器内の圧力 p_3 の各測定結果を示す。この場合にはパルス幅の異なる 4 個のパルスを電磁弁に送って油撃を発生させた後に電磁弁(Ⅱ)を開いて圧力を降下させる動作を繰り返させている。電磁弁(Ⅰ)が閉じている ($y < 0$) と管路内の作動油は静止しているが、パルス信号によりこれが開くと管路下流端圧力 p_2 が零になり、管路内作動油が加速される。パルス幅に応じた加速後、電磁弁の急閉により圧力が急上昇し、このときチェック弁を通して作動油が吐出するので、圧力容器内が圧縮され、容器内圧力 p_3 がパルス幅に応じた圧力上昇を起こす。管路内圧力の

低下とともにチェック弁が閉じるので、容器内圧力はつぎの油撃が発生するまで上昇した圧力に保たれる。管路内圧力は、減衰振動しながら供給圧力に落ち着く。

3. 圧力上昇を示す実験式

本装置では、1 回ごとの上昇圧力とスタート時の圧力をキーボードより入力するとコンピュータは各油撃発生前後の目標圧力を求め、必要なパルス幅を実験式にもとづいて計算し、そのパルス幅をもつパルスを発生して、出力圧力を制御する。

ところで、パルス幅と圧力上昇の関係を数値計算によっても求めることができ、実験結果の傾向を予測することができる⁴⁾。圧力上昇に影響を与える主なパラメータは、管路長さ、径、圧力容器の容積、作動油の動粘度、供給圧力などのシステムのパラメータと油撃発生前の圧力およびパルス幅であることが明らかにな

Fig. 4 Responses of the system to pulse signal

っている。しかし、数値計算で一つのデータを得るのにかなりの計算時間がかかるうえに、実験結果との間に少し差が生じており、本研究の目的に利用するには十分ではない。そこで油撃発生前の圧力 P_u およびパルス幅 t_w と油撃発生後の圧力 P_h の関係式を実験的に求めることにした。

システムの他のパラメータを一定にしておいた場合の圧力上昇の実験結果が Fig. 5 のように示される。そこで油撃発生前後の各圧力と、供給圧力 P_s を用いて、パルス幅 t_w をつぎの 3 次式で表現する。

Table 1 b_{ij} (s)

i	j	0	1	2	3
0		0.0721	-0.478	1.05	-0.614
1		-0.189	1.12	-2.39	1.33
2		1.02	-0.637	1.23	-0.642
3		-0.0129	0.0787	-0.141	0.0788

$$t_w = a_0 \left(\frac{P_h - P_u}{P_s} \right)^3 + a_1 \left(\frac{P_h - P_u}{P_s} \right)^2 + a_2 \left(\frac{P_h - P_u}{P_s} \right) + a_3 \quad (1)$$

ここで a_i も次式のように P_u に関する 3 次式で表示する。

$$a_i = b_{i0} \left(\frac{P_u}{P_s} \right)^3 + b_{i1} \left(\frac{P_u}{P_s} \right)^2 + b_{i2} \left(\frac{P_u}{P_s} \right) + b_{i3} \quad (2)$$

$(i=0, 1, 2, 3)$

ここで b_{ij} ($i, j=0, 1, 2, 3$) を決定するために、つぎのように最小 2 乗法を使う。まず Fig. 5 の実験結果について各 P_u の値に対する t_w と P_h の関係より、最小 2 乗法を用いて (1) 式の係数 $a_0 \sim a_3$ を求めた。つぎにこのようにして求めた $a_0 \sim a_3$ と P_u の関係を用いて、(2) 式の係数 $b_{i0} \sim b_{i3}$ を同じく最小 2 乗法により決定した。これらの値を Table 1 に示す。その結果、(1) 式の t_w の値は、(2) 式に用いられる合計 16 個の実験定数 b_{ij} ($i, j=0 \sim 3$) によって求めることができるのでコンピュータはパルス幅をこの式によって計算することができる。Fig. 5 の実線は、このようにして計算された値を示す。

なお、シリンダ容積などシステムパラメータが変わると Table 1 に示された数値も当然変化する。その場合でもここに示した測定と、(1)、(2) 式に関する計算を行うプログラムを作成することにより、自動的に Table 1 の数値を求めることが可能と思われる。

4. 出力圧力の修正機能

パルス幅を計算し、圧力上昇させる際に、環境の変化などによりシステムのパラメータが多少変化すると、実際の出力圧力と目標圧力に誤差が生じる。このようなパラメータ変化の主なものは、管路内の作動油の温度変化による粘性変化である。管路内の作動油の温度は、たとえばポンプユニットのタンク内温度を一定に保っても、管路のまわりの空気への放熱の影響を受けるので、一定に保つことが難しい。作動油の粘性が変化すると、一

Fig. 5 Pulse width t_w and pressure P_h

Fig. 6 Block diagram of the pressure control system

定圧力勾配でも流速が変わり、油撃の強さが変わるの
で圧力上昇に強く影響する。

そこでこのようなパラメータ変化による誤差を減少
させるために、Fig. 6 のようにコンピュータの特性
を利用したフィードバックをかけている。コンピュ
ータはパルス幅を計算して、パルスを発生させるのと並
行して容器内の圧力を測定している。そこで、同じパ
ターンで圧力の上昇と下降を繰り返させる場合に、上
昇圧力と目標圧力との誤差を1回ごとに測定し、その
誤差の分を目標圧力に加えた値を(1)式の計算式に代
入するための新たな便宜的目標圧力としてつぎのパル
ス幅を計算する。ただし徐々に修正させるため、誤差
の半分ずつを加える。

5. 圧力制御の実験結果

Fig. 7 は油撃による圧力上昇と電磁弁(Ⅱ)の開閉
による圧力降下の各1回ずつの繰り返しにより、矩形
波を発生させる場合の実験結果を示す。本装置の出力
圧力の修正機能により次第に目標圧力 (3.4 MPa) に
近づいていく様子を示している。圧力誤差は、装置が
定常状態になっていれば2, 3周期の繰り返しでほと
んど消失する。しかし圧力制御を少し休止しておいて

Fig. 7 Correction process of output pressure

スタートした場合には、管路系の温度が定常状態にな
っていないためか、この図のように誤差が消えるのに
時間がかかる。最終的な圧力精度は ± 0.1 MPa 程度
であった。

Fig. 8 はこのようにして矩形波を発生させる場合
に、周波数を 1 Hz と 4 Hz にした場合の安定状態にな
ってからの波形を示している。使用できる周波数の
上限は、弁の遅れや管路の過渡特性などにより 4 Hz
程度になっている。

Fig. 9 は種々の大きさの上昇圧力に対する結果を
示している。圧力振幅が小さい場合は安定性が悪い傾
向にある。これは Fig. 5 からわかるように、圧力上
昇の小さい場合は、パルス幅が少し変化しても圧力上
昇値が大きく変化するからである。

Fig. 10 は異なる周波数で、Fig. 4 に示した動作を
繰り返す場合の結果を示している。本研究では正弦波
をはじめ、任意の圧力波形を発生させることを最終目
的としている。実験結果が示すように矩形波の発生が

Fig. 8 Rectangular wave forms of pressure p_3 with different periods

Fig. 9 Rectangular wave forms of pressure p_3 with various amplitudes

Fig. 10 Wave forms similar to saw tooth wave

一番得意である。つきに一定勾配で上昇し、急激に下降する鋸状波の発生を目標とする。Fig. 10 において電磁弁の開閉 1 回当りの上昇圧力を等しくするように設定しているが多少ばらつきが残っている。この点が改善され、1 回当りの圧力上昇が細かくできれば鋸状

波に近づくものと思われる。なお、現在のところ、圧力を減少させるときは電磁弁(II)の開閉により、一時に減圧している。減圧についても制御できれば、正弦波、三角波など任意波形を発生できるものと思われる。

6. エネルギー効果に関する検討

この圧力制御の方式について効率の面から従来の方式と比較してみよう。圧力容器内の圧力を増加するだけでは、外部に何ら仕事をしていない。油圧シリンダで物を動かす場合または油圧モータで仕事をする場合を想定すると、圧力を高くして作動油を供給することにより、油圧シリンダや油圧モータに圧力と流量の積の形でエネルギーを供給する。そこでチェック弁出口側の圧力を一定の高圧に保った状態で、油撃により作動油を吐出させる場合の効率を調べる。

従来の圧力制御方式と本研究で提案している方式のそれぞれの原理を示すと Fig. 11 のようになる。新しい方式に対しては、詳細を文献 2) に示すが、Fig. 3 の圧力容器部分の圧力 p_3 を、新たにリリーフ弁を取り付けて種々の一定値 P_0 に保ちながら、油撃を連続的に発生させ、測定する。油圧源の圧力は一定値 P_1 とする。また①の流量と③の流量(チェック弁出口)は間接的であるが、それぞれの時間平均値を Q_1 、 Q_3 とすれば、効率が次式によって定義できる。

$$\eta = \frac{P_0 Q_3}{P_1 Q_1} \quad (3)$$

パルス幅 t_w 、出力圧力 P_0 と効率 η の実験と、数値計算の各結果を Fig. 12 に示す²⁾。実験結果の中から各出力圧力 P_0 に対してそれぞれ最高効率を示すパルス幅のときの値を選び、Fig. 13 にプロットした。

Fig. 11 Comparison of two methods for pressure control

Fig. 12 Efficiency η versus pulse width t_w for various output pressure P_o

Fig. 13 Efficiency of two methods for pressure control

一方、Fig. 11(a)に示す従来の圧力制御の方式の場合では、途中のもれがないとすると、(3)式において $Q_1=Q_3$ として計算すればよいから、

$$\eta = \frac{P_o}{P_s} \quad (4)$$

ここで P_s の値として、増圧装置の最高出力圧力 12.3 MPa に選んだ場合の、出力圧力 P_o と効率 η の関係を、Fig. 13 に実線で示した。またこの場合のエネルギー損失の割合は、

$$1 - \eta = \frac{P_s - P_o}{P_s} \quad (5)$$

となり、供給圧力に対する制御オリフィス部の圧力損失の割合となる。したがって、従来の方式では効率が出力圧力に比例し、出力圧力がその取りうる最大値、

すなわち供給圧力に等しい場合には 100% となる。

一方、本研究の方法は従来のものとは逆の傾向をもっており、低い出力圧力で効率が高く、50% 程度の値も得られ、従来の方法を上回る範囲があり、出力圧力が高くなるのに従って低くなる。また、従来の方法では、油圧源のポンプの吐出圧力を、必要とする負荷圧力範囲の最大値以上に選ばなければならないが、新しい方法では増圧作用のため数分の 1 (本装置では約 1/6) の圧力でよいことは、この方式の大きな長所である。

7. おわりに

著者の考案した油撃による増圧装置を用いて種々の圧力波形を発生させる場合について述べた。電磁弁の開閉から一定の時間をおいて圧力が発生するため本質的に離散時間的になること、また特性が非線形であることなどを考慮して制御を行う。目標圧力を発生させるための信号のパルス幅を実験式に基づいて、マイクロコンピュータにより計算し、パルス信号を出力して、電磁弁を開閉する。出力圧力を、モニタし、つぎのパルス幅を自動的に修正する。矩形波では、かなり良好な結果が得られている。その他の波形でもさらに改良を加えることにより十分な結果が得られるものと思われる。

また本原理の圧力制御が効率の点で従来の方法に優れる場合があることを示した。

おわりに、本研究に際しご支援いただいた本学佐藤三祿教授、小林邦夫助手、また実験に協力いただいた当時の卒研生の遠藤信一、桑 晋司、田井俊行、藤井俊の各氏に深謝します。

参考文献

- 鈴木勝正：油撃による増圧装置 第1報 基本的特性，油圧と空気圧，**13**-6，417/425 (1982)
- K. Suzuki: A New Hydraulic Pressure Intensifier Using Oil Hammer, ASME J. of Fluids Engineering, **112**-1, 56/60 (1990)
- 鈴木勝正：油撃による増圧装置 第2報 油圧シリンダへの応用，油圧と空気圧，**16**-3，191/197 (1985)
- 鈴木勝正：油撃による増圧装置 第3報 新しい原理の圧力制御，油圧と空気圧，**17**-2，157/161 (1986)
- K. Suzuki: Application of a New Pressure Intensifier Using Oil Hammer to Pressure Control of a Hydraulic Cylinder, ASME J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control, **111**-2, 322/328 (1989)
- H. W. Iversen: An Analysis of the Hydraulic Ram, ASME J. of Fluids Engineering, **97**-2, 191/196 (1975)