

# リリーフ弁の特性に関する研究

## Static and Dynamic Characteristics of Relief Valves

土 橋 亮\* 本 間 和 男\*  
Akira Tsuchihashi Kazuo Honma

### 要 旨

リリーフ弁は油圧回路とアクチュエータの保護を目的とした弁で、回路に規定以上の圧力が発生すると弁が応答して規定圧力を保ちながら油圧回路の油を逃がす作用をする。

一般に油圧機器の定格流量は管路の圧力損失をある値以下にするためその接続部の口径によって定められている。この原則はリリーフ弁にも採用されているがリリーフ弁は余分のエネルギーを捨てるための機器であるから圧力損失を考慮する必要がないのでこの原則を適用するのは適当でないと考えられる。

本研究はおもにリリーフ弁に定格流量以上の大流量を流した場合に生ずる問題点について述べたものである。

本研究の結果、流量が大きくなるほど問題も大きくなるが、静特性ではバランス形弁がすぐれ主弁スプールエンドの形状の影響が最も大きく、動特性では構造の簡単なダイレクト形がすぐれていることがわかった。なお問題点については実験と理論解析を行なった。

### 1. 緒 言

リリーフ弁は油圧回路に不可欠な弁で、数多くのメーカーから市販されているが、特性の詳細についてはほとんど知らされておらず、使用してみて問題の起こる場合が多い。この理由は、リリーフ弁がチャタリングというやっかいな現象を起こしやすく、メーカーはこの対策で精いっぱいであり、一方高速噴流の現象、特に噴出孔付近の流れがよく解明されておらず、また現象が非線形であるという解析上の困難があるためである。

従来から、このリリーフ弁の研究は、萱場工業株式会社の久保氏<sup>(1)</sup>、東工大の竹中氏<sup>(2)</sup>、株式会社日本製鋼所の北原氏<sup>(3)</sup>、東京機器工業株式会社の鈴木氏<sup>(4)</sup>、日立製作所足立工場の池田氏<sup>(6)</sup>、日立製作所機械研究所の浜野氏<sup>(7)</sup>らによりそれぞれの立場で行なわれ貴重な結果が得られている。しかしこれらのほとんどは、リリーフ弁をモデル化して考えており、実際の応用には、問題なしとしなかった。

以上のような情勢のため、メーカー側はリリーフ弁の特性を向上させそれを均一なものとする努力を怠りがちであり、ユーザー側も不満を感じながらもあきらめる傾向にあった。

本研究は市販リリーフ弁の性能調査を行なった際、その使用限界をも合わせて調査したが、そのときに見られた現象につき、やや詳しく実験を行ない、理論を補足したものである。

### 2. リリーフ弁の作動原理

#### 2.1 従来の研究結果の概要

緒言で述べたように、萱場工業株式会社の久保氏<sup>(1)</sup>によりバランスピストン形の動特性と静特性が、東工大の竹中氏<sup>(2)</sup>によりバランスピストン形およびダイレクト形の静特性が、株式会社日本製鋼所の北原氏<sup>(3)</sup>によりダイレクト形の動特性が、日立製作所足立工場の池田氏<sup>(6)</sup>によりダイレクト形の静特性が、日立製作所機械研究所の浜野氏<sup>(7)</sup>によりバランスピストン形の静特性の解析が行なわれた。

これらの結果をまず静特性についてまとめてみると、ダイレクト形については池田氏により解かれ実験ともよく一致している。

竹中氏のダイレクト形の解析は、実験と一致していない。バランスピストン形については浜野氏がリリーフ流量の運動量変化を無視し得る範囲で電子計算機による解と実験結果が一致することを確かめている。竹中氏のバランスピストン形の解析は運動量変化も含め

\* 日立製作所機械研究所

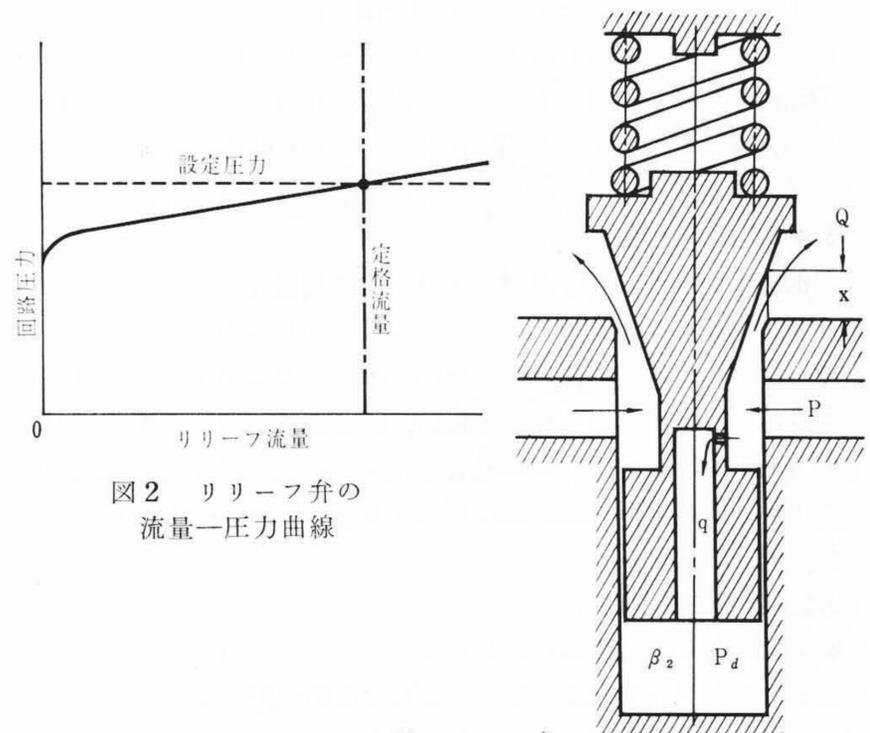


図1 ダイレクト形リリーフ弁

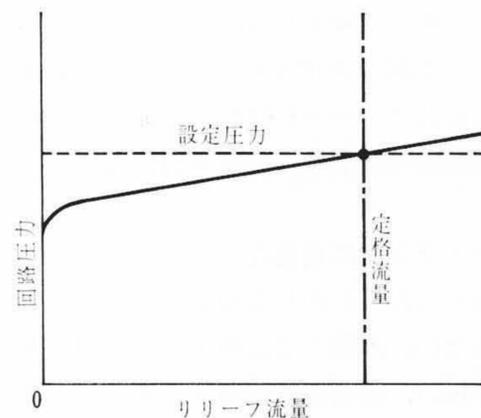


図2 リリーフ弁の  
流量—圧力曲線

てこれを記号で表現し、解析の指針を示している。

次に動特性については久保氏、北原氏ともにリリーフ弁の機能をブロック線図に置き換えて解析しており、アメリカのキャタピラ社でW. Glynn氏<sup>(8)</sup>がアナログ計算機によるリリーフ弁の解析を行なったとの報告がある。

#### 2.2 リリーフ弁の作動原理

リリーフ弁はその構造上、ダイレクト形とバランスピストン形に大別できる。

ダイレクト形は図1に示すように、単にポペットをばねでシートに押し付けた弁である。ポペットの下面にかかる油圧による押上力が、ばねの初期たわみ力に打ち勝つとポペット弁が開き回路から油が流れ出る。そしてポペットは油圧による押上力とばねによる復元力とがつりあった位置で平衡する。

リリーフ弁の理想的な流量—圧力曲線は図2の破線のようにリリーフ流量に無関係に常に一定の圧力を保つことであるがこのダイレクト形では実線のようになる。これはリリーフ流量が増加して弁開度が大きくなるとそれによってばねの押下力が増すこと、およびシート部を通過する流体反力が増加することによって大きな押上力を必要とするからである。

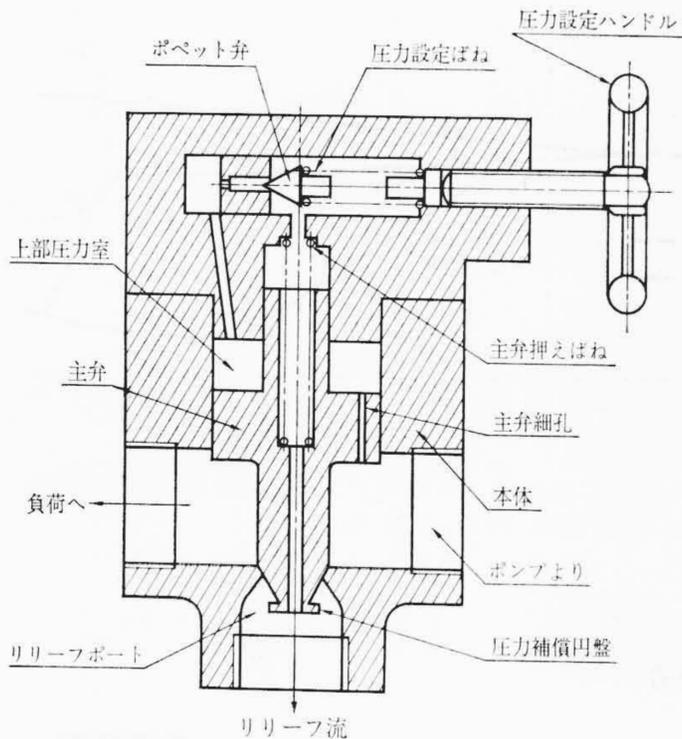


図3 バランスピストン形リリーフ弁

この特性を改善したのがバランスピストン形である。バランスピストン形リリーフ弁の構造の代表例を図3に示す。この構造ではほとんどの流量は主弁シートを通して流れるが、圧力を設定する弁は主弁と機械的にはつながっておらず、リリーフ流量の増加による弁変位の影響を受けない。また流体反力はダイレクト形と逆の方向になる。

主弁には細孔があげられており回路圧力はこの細孔を通して圧力設定用のポペット弁に通じている。回路圧力が高くなりポペット弁が開くと、主弁細孔に流れが生じ、この部分の圧力降下によってバランスピストン上下面に圧力差が生ずる。この圧力差による不平衡力が主弁押しばね力に打ち勝ったとき主弁は上方に押し上げられ回路内の圧油は主弁と主弁シートの間から流出する。このようにして、主弁ピストンはこの油圧力と流体反力およびばね力とが平衡した位置で停止し、回路の負荷が変化するまで一定量の流量をリリーフする。

### 3. 静特性 (バランスピストン形弁について)

#### 3.1 研究方法

2. で述べたようにダイレクト形リリーフ弁の静特性はすでに明らかにされており、ここで述べる必要はない。またバランスピストン形弁でもリリーフ流量が少ない場合については理論計算と一致しているため、ここではバランスピストン形弁の大流量における特性について述べる。

運動量変化による軸力が無視できる場合には、スプールエンドの形状が図4の(a)~(f)のどの形でも同一の特性を示すはずである。

ところが実際の静特性はこれらの形状にかなり影響を受けるのでこのような主弁をもつリリーフ弁の特性を次の油圧回路を用いて実験により調べ、その結果により検討を行なう。

図5は実験回路であるが回路の負荷は絞り弁14で与えられている。リリーフ流量は03, 04のオーバル流量計で測定された。回路圧は06の圧力計で、戻り圧は07の圧力計でそれぞれ測定された。

上記の静特性では油温を40~50℃に保ち、メーカーの指定した定格流量で圧力設定を行ない、実験ではこれ以上の大流量も流した。

またリリーフ弁の特性は戻り管部の圧力の影響も受けるのでこれも一定になるように心がけた。この結果リリーフ弁の実験値の再現性は満足すべきものであった。

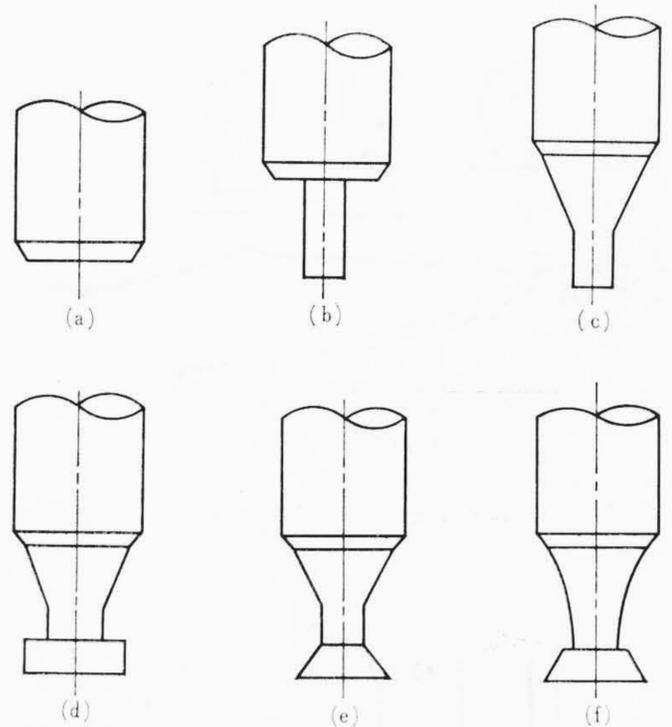


図4 バランスピストン主弁スプールエンド形の形状

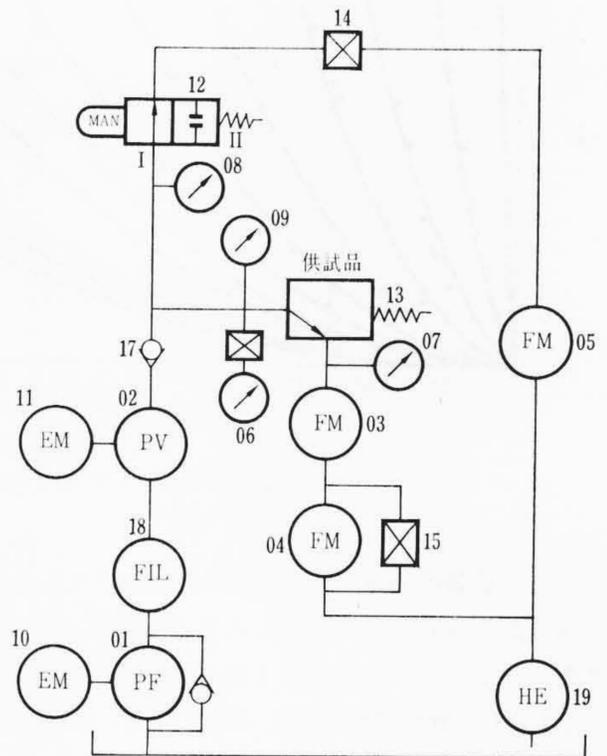


図5 実験油圧回路

#### 3.2 バランスピストン形リリーフ弁の騒音

図4の(a), (b)では流量が多くなると騒音が発生する。ところが(d)では非常に静かである。この騒音はリリーフポート内の負圧と密接な関係にある。リリーフ流量とリリーフポート内の負圧の関係は図6である。(a)および(b)の主弁では、流量が120 l/minの近くで負圧になっており、騒音もこの付近で急に大きくなる。ところが(d)の主弁では、260 l/minのリリーフ流量でもなお1 kg/cm<sup>2</sup>以上の圧力になっている。

負圧になる原因は(a), (b)の主弁ではリリーフした噴流の通路がシート部通過後急に広がるためと考えられる。(a), (b)を除く他の構造の主弁(c), (d), (e), (f)では騒音は生じない。この主弁は主弁シート部に接する部分から漸次先細りになっており、噴流の通路が急激に広がることがないためと考えられる。

#### 3.3 バランスピストン形リリーフ弁の静特性

この種のリリーフ弁の静特性に影響する要因として、圧力設定ばね、主弁押しばね、主弁細孔の直径、リリーフ流量の運動量変化によるフローオースが考えられる。これらのうちフローオースを除いた要因についての解析結果によれば、口径3/4"の圧力オーバラ

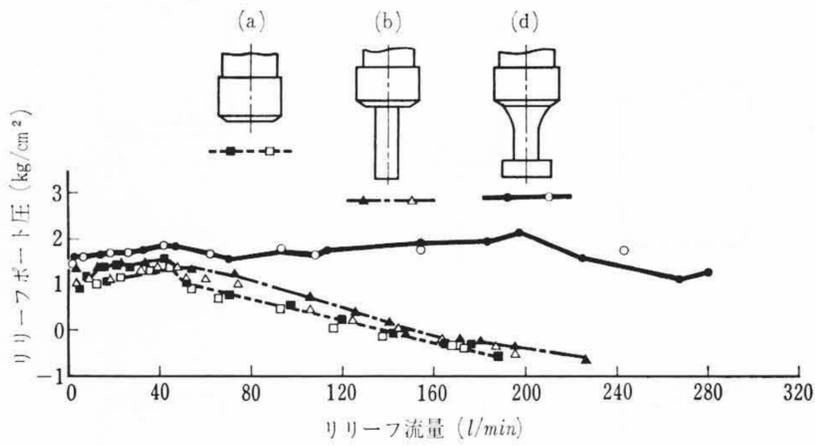


図6 スプールエンドの形状とリリーフポート圧

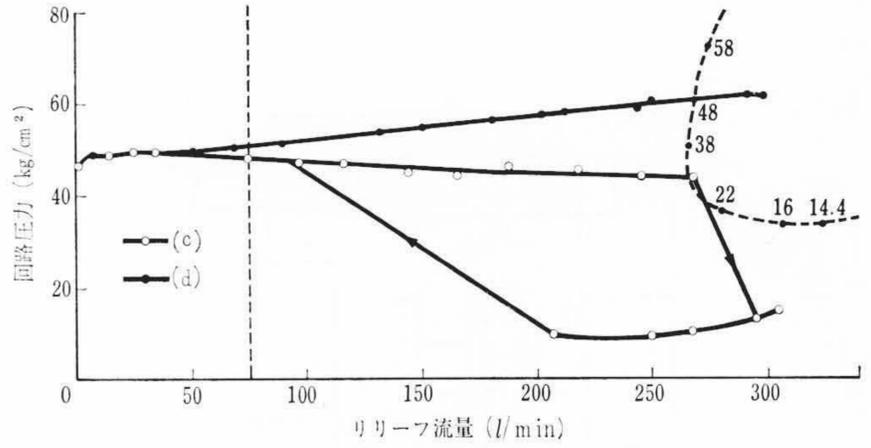


図7 主弁スプールエンドの形状と流量-圧力曲線 (数字は  $P(x)$  の値 ( $\text{kg}/\text{cm}^2$ ))

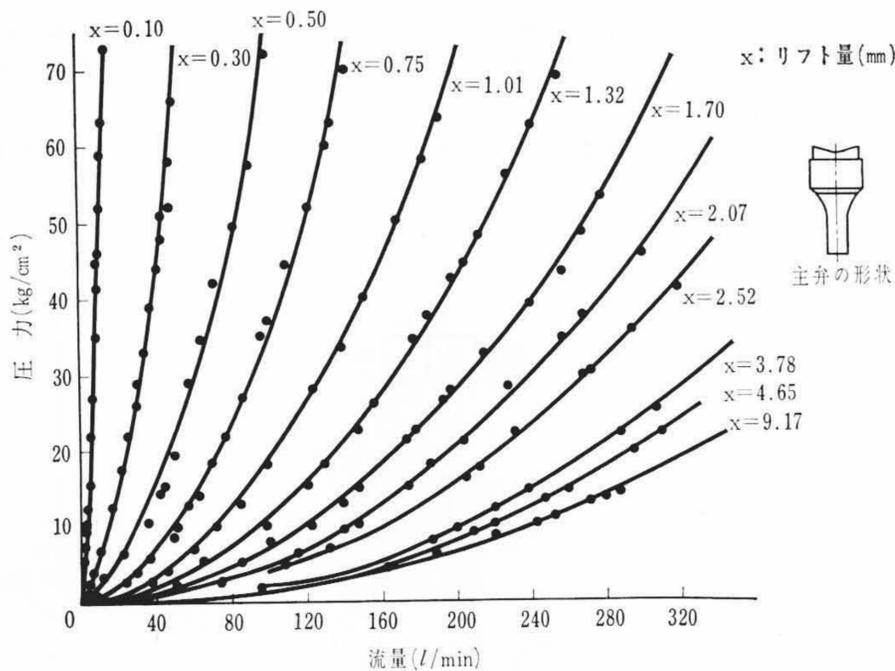


図8 主弁リフト量を固定したときの流量-圧力線図

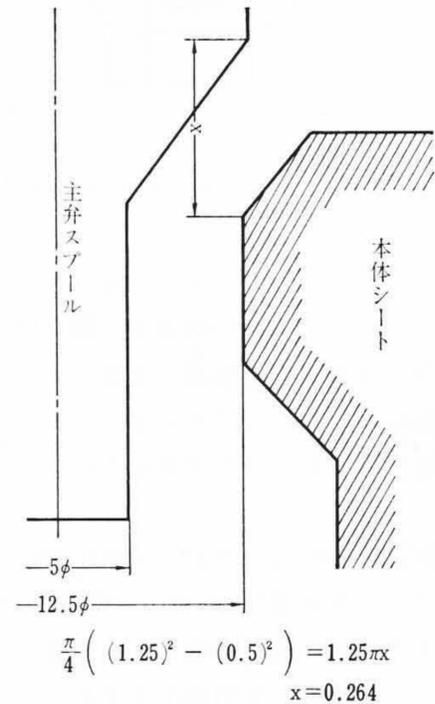


図9 主弁シート付近の形状

イドはリリーフ流量  $30\text{ l/min}$  のとき約  $0.3\text{ kg}/\text{cm}^2$  である(浜野氏<sup>(7)</sup>の電子計算機による計算結果による)。この結果によれば圧力オーバーライドはクラッキング圧力の付近を除いて流量にほぼ比例しているので、これは  $300\text{ l/min}$  まで拡張して考えると、 $300\text{ l/min}$  のとき約  $3\text{ kg}/\text{cm}^2$  程度のオーバーライドしかないことになる。このことはフローオースがなければ、圧力オーバーライドは非常に小さくなることを示している。

ここでフローオースが小さければまったく特性上の差がないと考えられる図4の(c)と(d)の主弁をもつリリーフ弁の特性を示すと、図7のようになる。これらは明らかに逆の現象を示している。すなわち(c)の結果では流れが主弁シート部を通過するとき生ずるフローオースが主弁を押し上げて主弁の開口面積を大きくするのに対し(d)ではスプールエンドの円盤が主弁まわりの流れの垂直成分をなくすことによって上記のフローオースを打ち消す働きをしている。さらにこの円盤の上面では流体の反発が考えられ、下面では負圧が発生すると考えられるので、(c)と(d)では理想的なリリーフ弁の静特性に対し圧力が上側あるいは下側へ来るといった逆の効果が出たと思われる。

(c)の圧力が急減するときの流量を解析によって求める。

まず主弁リフト量をパラメータとして(c)の主弁をもつリリーフ弁の圧力とリリーフ流量との関係を実験により求めると図8のようになる。このときパイロット弁は完全に閉ざされており回路の圧力はシート部の開口面積のみによって決まる。この結果から次の式が得られる。

$$P = P(x) + P_0 \dots\dots\dots(1)$$

$$P = \frac{\rho Q_i^2}{2(\pi d C_1)^2 x^2} + 0.65 \times 10^{-6} Q^2 \dots\dots\dots(2)$$

ここで、 $P$ : 回路圧力

$P(x)$ : リフト量  $x$  に関する圧力損失

$\rho$ : 油の密度

$P_0$ :  $P(x)$  以外の圧力損失

$Q_i$ : リリーフ流量

$C_1$ : 流量係数 ( $\approx 0.8$ )

$d$ : 主弁シート部直径

さて図7の(c)の結果をみると回路圧力が急減する流量よりもわずかに少ない流量では回路圧力はクラッキング圧力以下であり、したがってパイロット弁も閉じていると考えられる。このとき主弁ばねを押し上げているのはフローオース以外にはない。このうえ、バランスピストンの上面は下面より受圧面積は広く  $0.31\text{ cm}^2$  差がありフローオースはこの力にも対抗しなければならない。したがって圧力の急減が起こる直前での力の平衡式は

$$\rho Q_i V \cos \theta = k(x_0 + x) + (A_2 - A_1)P(x) \dots\dots\dots(3)$$

$$V = \sqrt{\frac{2C_1 P(x)}{\rho}}, \quad x = \frac{Q_i}{\pi d} \sqrt{\frac{\rho}{2C_1 P(x)}} \dots\dots\dots(4)$$

$$\therefore Q_i = \frac{k x_0 + (A_2 - A_1)P(x)}{\cos \theta \sqrt{2\rho C_1 P(x)} - \frac{k}{\pi d} \sqrt{\frac{\rho}{2C_1 P(x)}}} \dots\dots\dots(5)$$

(5)以上の流量になるとフローオースが打ち勝って主弁を押し上げ、主弁シート部に回路圧力が作用して押し上げる側の受圧面積が増大し急激にリフト量が増し、回路圧力は急減する。

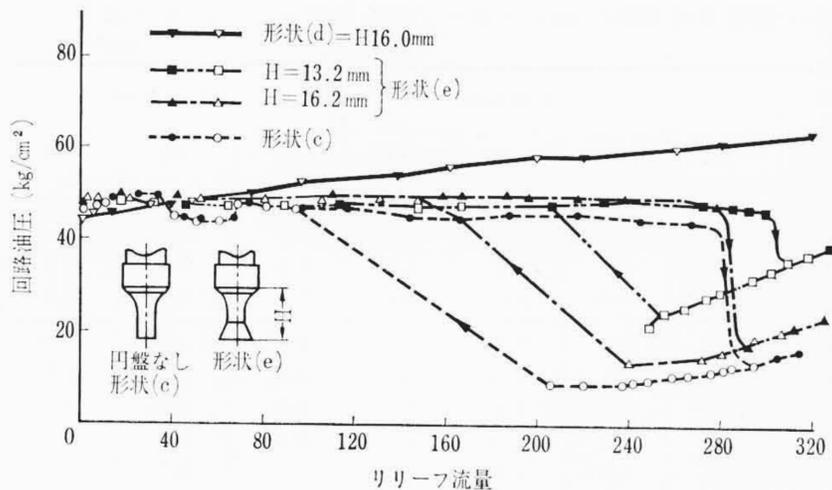


図10 主弁スプールエンド (e) の静特性

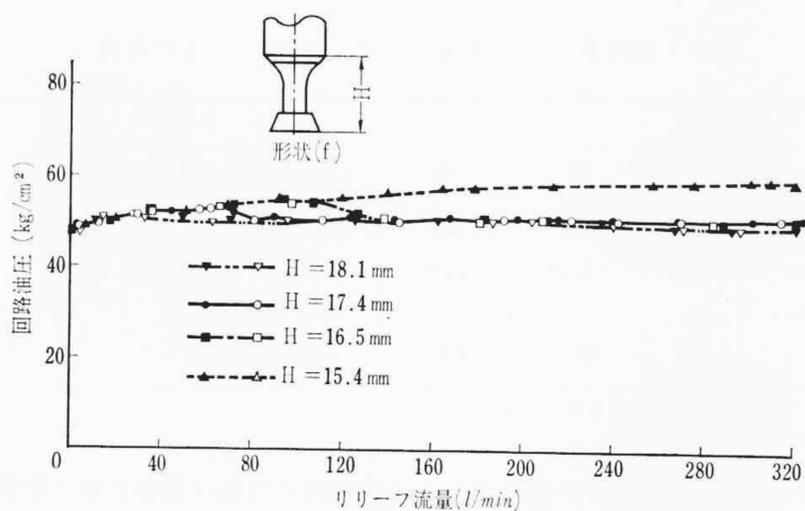


図11 主弁スプールエンド (f) の静特性

(5)式による  $Q_i$  と (2)式の  $P$  の関係を  $P(x)$  の種々の値について示すと図7の破線のようになる。

この曲線は圧力の急減が起こる限界線で、これより流量が多ければリリーフ弁はその機能を発揮できない。

一方回路圧力が設定圧力に回復するには押上側の受圧面積が大きくなっているため、回路圧力がかなり減少して主弁押し上げ力が油圧に打ち勝つようになる必要がある。主弁シート部の形状は図9のようであり、主弁リフト量の最大値は 9.12 mm であるのに対し主弁シート部が流路の最小流路面積になるにはリフト量が 2.64 mm にならなければならない。したがってリリーフ弁がいったん押し上げられるとその後リリーフ流量を減少させても主弁は徐々に下って来るだけである。そしてリフト量が 2.64 mm になれば主弁は急激に閉じ、回路圧力は上昇する。このときの油圧を計算によって求めると

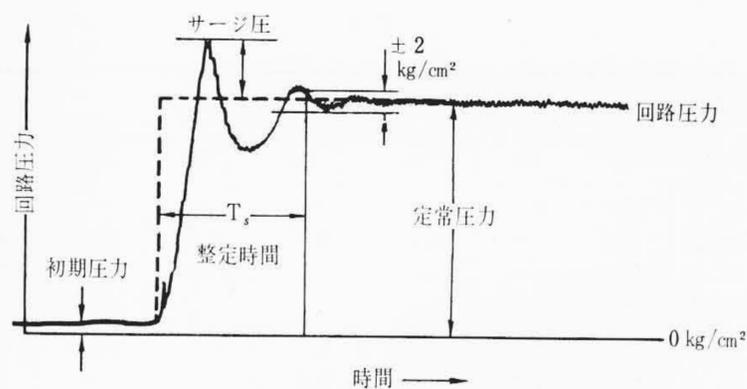


図12 リリーフ弁の動特性

$$\frac{\pi}{4}(d^2-d_0^2)P > k(x_0+x)$$

となり  $x=9.12$  mm のとき  $P=19.5$  kg/cm<sup>2</sup>  $x=2.64$  mm のとき  $P=9.82$  kg/cm<sup>2</sup> となる。実験での圧力上昇時は図7からわかるように 9.7 kg/cm<sup>2</sup> であり、非常によく一致している。

同様な考えを図7の(d)の場合に適用すれば実験と理論とが一致するのではないと思われるが、スプールエンドの円盤付近の圧力分布が明らかでないのでここでは考察できない。

以上のように静特性には、フローオースの影響が無視できないことは明らかになった。また主弁スプールエンドの形状が(c)と(d)とでは理想的な静特性に対して一方では圧力が低く、他方では圧力が高くなることがわかった。したがって(c)と(d)の中間にした構造、たとえば(e),(f)のような主弁スプールエンドであれば、(c)あるいは(d)よりも理想的な特性に近いものが得られると考えられる。まず(e)の形状の主弁を用いると図10のように(c)の性質を持ちながら理想的な特性に近づいている。この傾向は主弁シート部との距離を  $H=16.2$  mm から  $H=13.2$  mm のように小さくしてフローオースの影響を弱めてもなお残っている。次に(f)の形状では図11のように(d)の傾向をもっている。しかし  $H$  を大きくして(d)よりもフローオースの影響を弱めてやれば  $H=16.5$  mm では 140 l/min 付近で、 $H=17.4$  mm では 80 l/min の付近で理想的な静特性になる。このようにして  $H=18.1$  mm では完全に理想的な静特性が得られた。

#### 4. 動特性

ここで述べる動特性はすべて過渡応答特性のことを指すものとする。

リリーフ弁に要求される理想的な動特性は図12破線のような形で、回路に急激な圧力が発生したとき、設定圧力以下ではまったく

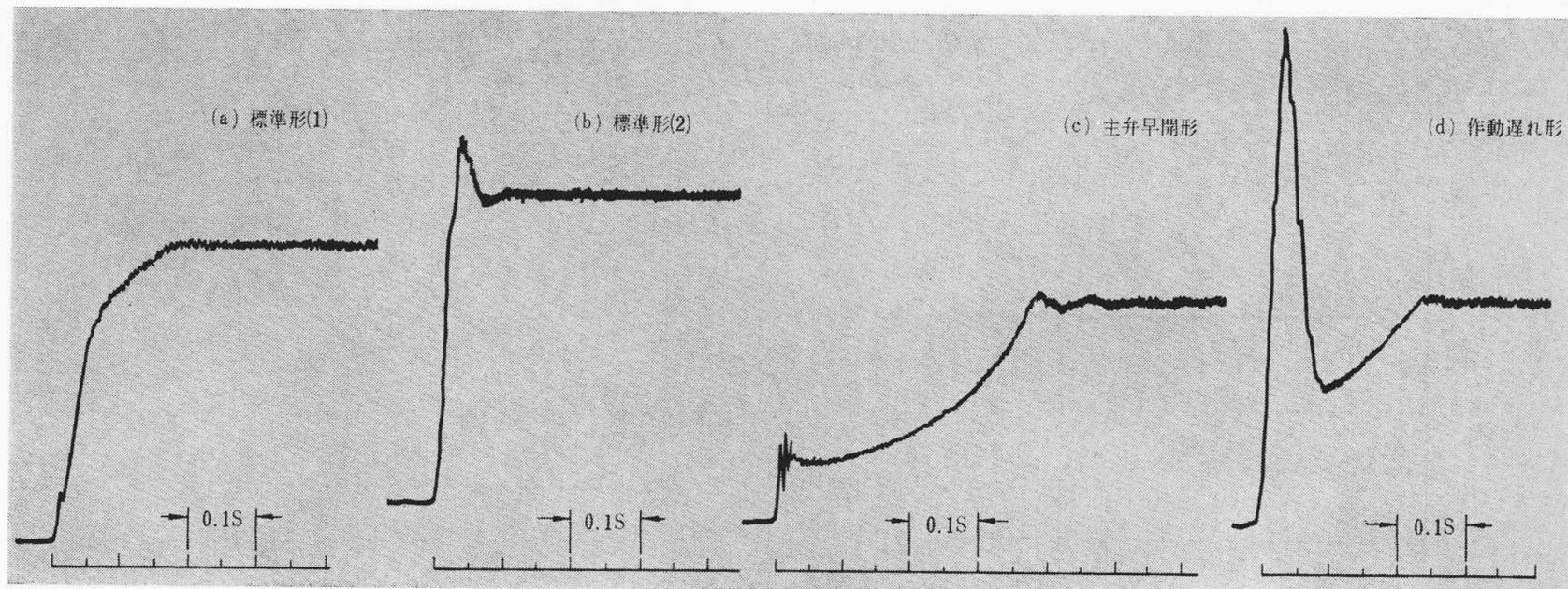


図13 リリーフ弁の動特性の4例

表1 サージ圧力 (圧力は種類2の150 l/min リリーフ時を基準として比率で示す) (kg/cm<sup>2</sup>)

種類と口径	設定圧力 流量 l/min	35 kg/cm <sup>2</sup>				50 kg/cm <sup>2</sup>				70 kg/cm <sup>2</sup>			100 kg/cm <sup>2</sup>		
		50	100	150	200	50	100	150	200	50	100	150	50	100	150
種類1	1/2"	0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
種類2	3/4"	—	0.4	0.7	0.9	0.8	0.7	1.0	1.4	0.4	0.7	1.1	0.4	0.9	—
種類3	1"	—	—	—	—	0.3	0.9	1.4	2.1	0.5	1.0	1.8	0.5	0.9	1.8
種類4	1"	—	—	—	—	1.1	1.7	2.1	2.6	—	—	—	1.3	2.3	2.3
種類5	1 1/2"	1.7	3.5	5.1	6.7	2.0	3.4	5.0	—	2.1	3.6	—	2.0	—	—
種類6	1 1/4"	0.4	1.2	2.6	3.7	0.6	1.3	2.6	3.5	0.6	1.3	2.4	0.6	1.4	2.5
種類7	3/4"	0.4*	0.5*	0.5*	2.1	0.5	0.6*	6.3*	2.1	0.6	1.0	1.6	0.6	1.2	2.1
種類8	3/4"	0.4*	1.3	2.1	3.3	0.7	1.5	2.4	3.2	0.6	1.3	2.2	0.6	1.4	2.1
種類9	3/4"	0.4*	0.4*	1.1	2.3	0.5*	0.9*	1.9	2.8	0.6*	1.0*	1.6	—	0.7	1.5
種類10	1"	0.1*	0.1*	0*	0.4*	0.3*	0.3*	0.3*	0.1*	0.4*	0.5*	0.5*	0.5*	0.7*	—
種類11	1 1/2"	0.9	1.7	2.4	3.3	0.9	1.6	1.9	3.3	0.9	1.4	1.7	0.8	1.1	1.5
種類12	3/4"	0.4*	0.4*	2.5	4.1	0.5*	0.6*	1.9	3.7	0.7*	0.7*	1.7	0.6*	1.3*	—

表2 整定時間

(1/100 s)

口径と種類	設定圧力 流量 l/min	整定時間 (1/100 s)							
		35 kg/cm <sup>2</sup>		50 kg/cm <sup>2</sup>		70 kg/cm <sup>2</sup>		100 kg/cm <sup>2</sup>	
		50	150	50	150	50	150	50	150
種類2	3/4"	7.8	5.0	10.0	6.2	14.5	6.0	19.0	—
種類3	1"	—	—	12.0	17.6	9.8	15.0	26.0	13.2
種類4	1"	—	—	20.0	13.0	—	—	26.0	13.5
種類5	1 1/2"	25.0	18.5	21.2	22.5	32.5	—	34.0	—
種類6	1 1/4"	13.8	16.3	9.0	23.8	10.3	24.0	21.0	28.6
種類7	3/4"	59.0*	12.0*	46.0*	14.0*	17.0*	28.0	20.5	20.5
種類8	3/4"	14.0*	20.5	8.0	23.0	9.0	8.0	12.3	6.6
種類9	3/4"	41.0*	11.2	17.5*	13.0	14.7*	11.2	13.6*	9.8
種類10	1"	210.0*	38.0*	179.5*	38.5*	167.0*	44.0*	170.0*	—
種類11	1 1/2"	9.8	7.3	12.0	10.2	9.5	8.5	11.7	∞
種類12	3/4"	31.2*	21.0	35.3*	21.0	62.7*	21.3	30.3*	—

表3 種類5 ダンパを除いたときのサージ圧の変化

(kg/cm<sup>2</sup>)

ダンパの有無	リリーフ流量 (l/min)	サージ圧 (kg/cm <sup>2</sup> )				
		50	100	150	200	250
無	有	17.7	35.8	58.0	78.3	—
有	無	3.4*	15.6	42.5	69.4	98.8
無	無	—	—	34.2	—	—
有	有	22.7	4.17	62.5	84.5	—

\* 印は主弁早開現象を示したもの。

(3) 過渡応答の圧力の立上りは回路内の等価体積弾性率の影響を受けるので、実験条件を一定にするため、回路は各実験において同一になるようにした。管路のキャパシタンスは 0.8 cm<sup>5</sup>/kg であった。

4.2 動特性実験結果

市販リリーフ弁の動特性を整理すると図13のように4種に分類できる。

各リリーフ弁のサージ圧力は表1に、整定時間は表2に示すとおりである。

4.3 動特性実験の検討

図13の特性のうち望ましいものは(a), (b)の標準形であり、ダイレクト形弁はすべてこの標準形になる。バランスピストン形では小口径のものでは標準形になるものがあるが、(c), (d)の異常特性が起りやすい。以下に異常特性について説明する。

4.3.1 作動遅れ形

この形に属する典型例として種類5のリリーフ弁があげられる。この弁には主弁およびパイロット弁にダンパがついており、このダンパの影響を調べたのが表3である。この表でパイロットダンパがサージ圧に悪影響を及ぼすことがわかる。ただしこの

作動せず、設定圧力以上になると弁は直ちに反応して、油圧回路の圧力を設定圧に保つものである。

実際のリリーフ弁では、図12の実線のようになる。本研究ではこの図で定常圧力と変動最高圧力との差をサージ圧と呼び、回路圧力が定常圧の ±2 kg/cm<sup>2</sup> 以内に落ち着くまでの時間を整定時間と呼ぶことにする。

4.1 動特性実験方法

実験回路は図5と同じで、切換弁12を(I)の状態から急激に(II)の状態にしたときの回路圧力を測定した。この実験に際して次の点に留意した。

- (1) 切換弁の切換時間をできるだけ短縮して、切換弁の特性がリリーフ弁の特性にはいり込まないようにした。切換時間は0.005~0.008秒である。
- (2) (1)と同様な理由で回路に漏れがあってはならない。そのため回路のリリーフ弁10を取りはずし、ポンプ吐出口のチェック弁の漏れ量がまったくないようにした。

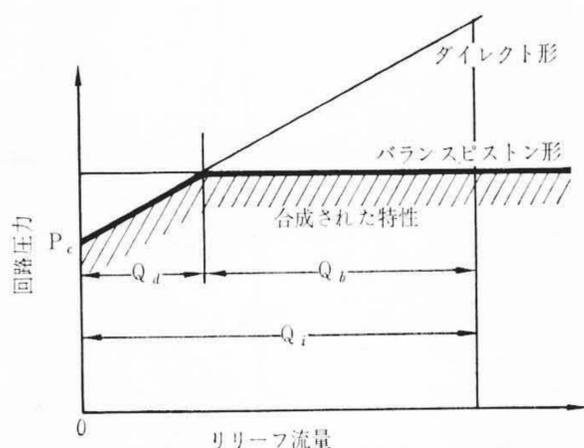


図14 ダイレクト弁との組合せによる静特性

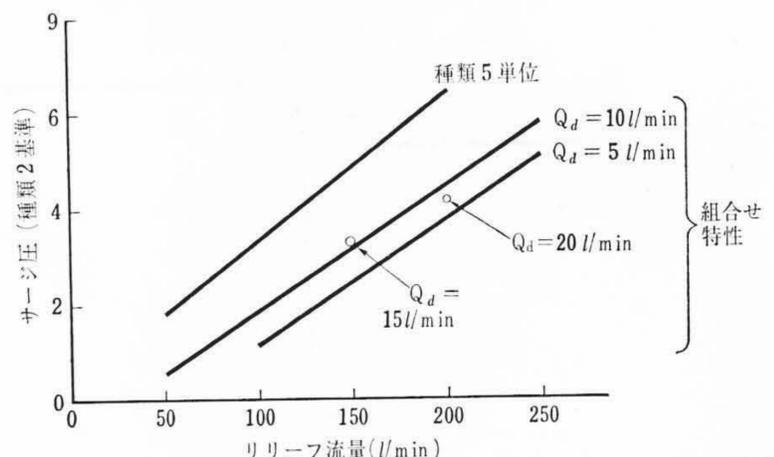


図15 種類5のダイレクト弁との組合せによる改善 (Qd: 図14参照)

表4  $t_s$  およびリリーフ弁の諸元

種類と口径	諸元	ばね定数 (kg/cm)		初期たわみ $x_0$ (cm)	受圧面積 $A$ (cm <sup>2</sup> )	主弁細孔の長さ $l$ (cm)	主弁細孔の直径 $d$ (cm)	クラッキング圧以下でのパイロット弁のもれ	$t_s$ (s)	主弁早開の順序
		主弁押えばね	圧力設定ばね							
種類 6	1¼"	1.8	34.8	1.95	10.4	2.2	0.16	×	12.40	×
種類 7	¾"	4.6	36.0	0.8	8.4	1.3	0.12	△	2.58	3
種類 8	¾"	15.4	52.4	0.4	8.4	1.2	0.12	△	0.26	5
種類 9	¾"	12.1	20.0	0.6	8.4	1.5	0.12	◎	0.20	4
種類 10	1"	9.43	26.8	0.7	10.5	1.7	0.12	○	1.61	1
種類 11	1½"	19.1	34.9	1.1	15.1	2.5	0.12	○	×	×
種類 12	¾"	2.61	17.6	1.73	8.4	1.3	0.12	△	3.40	2

表5 初期圧による主弁早開現象の改善 (s)

初期圧 (kg/cm <sup>2</sup> )	種類	5*	8	10
0.22		2.81	0.955	2.96
0.88		0.86	0.44	1.77
1.90		0.22	0.245	0.91
3.20		0.08	0.16	0.55
5.00		0.07	0.095	0.22
6.00		—	0.075	0.18
7.00		0.065	—	0.15
8.00		—	0.065	0.13
10.0		0.065	—	0.09
20.0		—	0.03	0.035

\* パイロット弁ダンパなし

種類5の弁でダンパを取り除くとチャタリングを起こすことがある。

作動遅れ形のリリーフ弁にダイレクト形リリーフ弁を並列に組み合わせるとサージ圧を低減することができる。

特性の異なるリリーフ弁を並列に組み合わせたときの静特性は図14のように両者の特性曲線の低いほうで決まる。 $Q_d$ の値は実験によると0でない限りサージ圧にほとんど無関係であるから、静特性への影響を考えると少ないほうが望ましい。組み合わせた場合の特性と種類5だけによる特性を比較すると図15のようになる。この図よりサージ圧が30%減少していることがわかる。

#### 4.3.2 主弁早開形

種類7, 8, 9, 10および12のバランスピストン形リリーフ弁は図13の(c)のように切換弁が全閉しても回路圧が急には上昇せず、設定圧に達するまで非常に時間がかかっている。これは主弁ばねのばね力が弱く、バランスピストンの上部圧力室の圧縮性が大きいと、油圧回路のわずかな圧力パルスによって主弁が開いてしまうのが第一の要因であると考えられる。次に圧力パルスが消えたときのお上部圧力室の圧縮性が大きければ、主弁は直ちに閉じることになる。しかしパイロット弁のポペットとシートとの接触が不十分であると、空気の混入度の高い油が逃げて上部圧力室の圧縮性が下がることが考えられる。事実種類8のバランスピストン上部圧力室に空気を入れて実験すると圧力の立上りの時間が長くなる。そしてそのままの状態でも数回過渡応答実験を行なっている間に圧力の立上りの時間がしだいに短くなるということが認められている。このように主弁早開が起こるためには、主弁のばね力や上部圧力室の圧縮性のほかにパイロット弁が多少とも漏れを許すものでなければならない。

いま圧力パルスによって主弁が上昇し、圧力パルスが消え、上部圧力室の圧力も消えた状態を仮定する。この状態では、主弁は下降を始めるが、下がった分だけ主弁細孔を通して油がはいり込まなければならない。このためにはバランスピストン下面の圧力  $P_1$  は上面の圧力  $P_2$  より高くなければならない。この状態で次式が成立する。

表6 設定圧とサージ圧

設定圧 (kg/cm <sup>2</sup> )	50	70	100	140	175
サージ圧 (kg/cm <sup>2</sup> )	6.7	8.5	14.5	9.7	14.7

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + A_1P_1 - A_2P_2 = k(x_0 + x_s - x) \dots\dots\dots(6)$$

細孔を通る流量  $Q$  は主弁の下降速度に比例するから

$$Q = \frac{\pi d^4}{128 \mu l} (P_1 - P_2), \quad Q = A_2 \dot{x} \dots\dots\dots(7)$$

$t=0$  のとき  $x=0$  とし、 $m \neq 0$   $C \neq 0$  として主弁が閉じたとき  $t=t_0$  とすると

$$t_s = \frac{128 \mu l A^2}{\pi k d^4} \log_e \frac{x_0 + x_s}{x_0} \dots\dots\dots(8)$$

となる。 $(A_1 \neq A_2$  であるからこれを  $A$  であらわす)

- ここで、  $m$  : 主弁の質量
- $c$  : 主弁のダンピング係数
- $A_1$  : バランスピストン下面面積
- $A_2$  : バランスピストン上面面積
- $\mu$  : 油の粘性係数
- $k$  : 主弁押えばね定数
- $x_0$  : 主弁押えばね初期変位
- $x_s$  :  $t=0$  の主弁リフト量
- $d$  : 細孔の直径
- $l$  : 細孔の長さ

(8) から得られる  $t_s$  を種類6, 7, 8, 9, 10, 11, 12 について求め、各リリーフ弁の諸元とともに示すと表4のようになる。種類6は上記の仮定のような状態が起これば最も主弁早開を起こしやすいが、静特性においてクラッキング圧力以下でのもれがほとんどなく、したがって圧力パルスが消えると、急速に主弁を下降させるだけの圧力が上部圧力室に保たれていると考えられる。

また種類11ではクラッキング圧力以下での油の漏れが見られるが主弁ばねの力が大きく  $P_1$  と  $P_2$  の差がこの主弁を押し上げるほど大きくならなかったためと考えられる。

静特性だけから考えると主弁押えばねのばね定数および初期変位は小さいほうが良いということになるが、このように主弁早開まで考慮するとその逆の結果がでてくる。市販リリーフ弁では、この点まで考慮して設計されているとは考えにくく、主弁ばね定数や初期変位がまちまちなのはその一つの証拠とも言える。

主弁早開は上部圧力室の圧縮性を下げることによっても防止できるわけで、そのため上部圧力室を含めた油圧回路全体の圧力を高めた後、過渡応答実験を行なった結果が表5である。

この結果をみると油の中には圧力によって体積が急に減少する気体を含むことが明らかで、過渡応答実験に先立ってこのような体積を縮小させておけば主弁早開が起こらないことを示している。

4.3.3 サージ圧

表1と補足実験とから、次のことがいえる。

- (1) サージ圧の量は、切換流量(リリーフ流量)にほぼ比例して増加する。
- (2) 35~175kg/cm<sup>2</sup>\*までの範囲では設定圧力には、ほとんど無関係である。
- (3) ダイレクト形のリリーフ弁はサージ圧が小さい。
- (4) 同じメーカー、同じ構造のものでは口径の小さいほうがサージ圧の量が小さい。

以上のうち(1)についてダイレクト形リリーフ弁に関して、簡単な理論的検討を行なう。

ダイレクト形のモデルとして図1の弁について考える。

ここで次の記号を用いる。

- $P_1$ : 弁上流の回路圧力 [kg/cm<sup>2</sup>]
- $P_2$ : ダンピング室内の圧力 [kg/cm<sup>2</sup>]
- $Q_i$ : 流入流量 [cc/s]
- $Q_1$ : ポペット弁を通る流量 [cc/s]
- $m$ : ポペット弁の質量 [kg・s<sup>2</sup>/cm]
- $r$ : ダンピング室を除く部分の粘性減衰係数 [kg・s/cm]
- $k$ : ばね定数 [kg/cm]
- $\mu$ : 油の粘度 [kg・s/cm<sup>2</sup>]
- $d$ : ダンピング室細孔の径 [cm]
- $L$ : ダンピング室細孔の長さ [cm]
- $\beta_1$ : 管路のキャパシタンス [cm<sup>5</sup>/kg]
- $\beta_2$ : ダンピング室のキャパシタンス [cm<sup>5</sup>/kg]
- $A$ : ポペットの有効受圧面積 [cm<sup>2</sup>]
- $x$ : ポペットのリフト量 [cm]
- $x_0$ : ばねの初期たわみ量 [cm]
- $D$ : ポペット弁シートの径 [cm]
- $\theta$ : ポペット弁円錐部の頂角 [rad]
- $C$ : ポペット弁の流動係数
- $q$ : ダンピング室への流入量 [cc/s]
- $\rho$ : 油の密度 [kg・s<sup>2</sup>/cm<sup>4</sup>]

ポペット弁の力の平衡式

$$m\ddot{x} + r\dot{x} + k(x + x_0) = AP_2 + f(Q_1) \quad \dots\dots\dots (9)$$

ここで $f(Q_1)$ はフローオースであるが、サージ圧の量だけを検討する場合は $Q_1$ が小さいので無視してよい。

管路およびダンピング室のキャパシタンスを考慮に入れた連続の式

$$Q_i - Q_1 = \beta_1 \dot{P}_1 \quad \dots\dots\dots (10)$$

$$q - A\dot{x} = \beta_2 \dot{P}_2 \quad \dots\dots\dots (11)$$

ポペット弁シート部における流量は

$$Q_1 = C \sqrt{\frac{2}{\rho}} \pi D \sin \frac{\theta}{2} x \sqrt{P_1} \quad \dots\dots\dots (12)$$

ダンピング室の流量

$$q = \frac{\pi d^4}{128 \mu L} (P_1 - P_2) \quad \dots\dots\dots (13)$$

(12)式においてリリーフ弁が定常状態になり $Q_i = Q_1$ となったときの圧力を $P_s$ とし

$$P_1 = P_s + p \quad \dots\dots\dots (14)$$

\* サージ圧発生の危険が伴うため、ほとんどの実験は設定圧100kg/cm<sup>2</sup>までにとどめた。種類5で、主弁ダンパ、パイロット弁ダンパの両方を除去した場合のみ、設定圧175kg/cm<sup>2</sup>まで行なった。切換流量は50l/minである。これを表6に示す。サージ圧は実験条件によって多少データがばらつくことを考えるとサージ圧は設定圧に関係しないといつてよい。

とおくと $p$ はたかだか $P_s$ の40%である場合は次のように近似できる。

$$Q_1 = C' x \left( \sqrt{P_s} + \frac{p}{2\sqrt{P_s}} \right) \quad \text{ただし } C' = C \sqrt{\frac{2}{\rho}} \pi D \sin \frac{\theta}{2} \quad \dots\dots\dots (15)$$

ここで

$$\left( 1 + \frac{p}{2P_s} \right) = e^{y/2P_s} \quad \dots\dots\dots (16)$$

とすると(10)および(15)より

$$x = \frac{Q_s}{C' \sqrt{P_s}} e^{-y/2P_s} - \frac{\beta_1}{C' \sqrt{P_s}} \dot{y} \quad \dots\dots\dots (17)$$

(11)の $\beta_2$ を無視して

$$P_2 = P_1 - \frac{128 \mu L A}{\pi d^4} \dot{x} \quad \dots\dots\dots (18)$$

(9)に(14), (17), (18)を代入して

$$\ddot{y} + \left( \frac{Q_s}{2\beta_1 P_s} e^{-y/2P_s} + \frac{k}{r_{eq}} \right) \dot{y} - \frac{Q_s k}{\beta_1 r_{eq}} (e^{-y/2P_s} - 1) + \frac{2AC_1' \sqrt{P_s^3}}{r_{eq} \beta_1} (e^{y/2P_s} - 1) = 0 \quad \dots\dots\dots (19)$$

ただし  $r_{eq} = r + 128 \mu L A^2 / \pi d^4$

いま概略の状況を知るために $y = p, e^{-y/2P_s} = 1$ として(19)を次式のように表わすことができる。

$$\ddot{p} + 2\zeta \omega_n \dot{p} + \omega_n^2 p = 0 \quad \dots\dots\dots (20)$$

初期条件は回路圧がクラッキング圧力 $P_{cr}$ になったとき $t = 0$ として

$$p_0 = \frac{-kQ_s}{AC' \sqrt{p_{cr}}}, \quad \dot{p}_0 = \frac{Q_s}{\beta_1} \quad \dots\dots\dots (21)$$

とすると(20)は次のようになる。

$$p = \sqrt{p_0^2 + \left( \frac{\dot{p}_0 + \zeta \omega_n p_0}{\omega_d} \right)^2} e^{-\zeta \omega_n t} \sin \left( \omega_d t + \tan^{-1} \frac{\omega_d \dot{p}_0}{\dot{p}_0 + \zeta \omega_n p_0} \right) \quad \dots\dots\dots (22)$$

ただし  $\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}$

(21)と(22)より、サージ圧は $Q_i$ に比例することがわかる。

4.3.4 整定時間

前に述べたように整定時間は、切換弁が全閉してから変動回路圧力と定常圧力の差が±2kg/cm<sup>2</sup>以下になるまでの時間とした。

表2の実験結果から次のことがいえる。

- (1) 同じメーカー、同じ構造のものでは口径が小さいほど早く整定する。
- (2) ダイレクト形のほうが整定時間が短い。
- (3) 設定圧力リリーフ流量の大小にはあまり関係がない。

5. 結 言

本研究による調査、検討の結果以下の結論をえた。

- (1) バランスピストン形リリーフ弁の静特性に見られる大流量における圧力急減の現象は、フローオースを考慮に入れると実験とよく一致する。形状が複雑な主弁では、主弁付近の流体の圧力分布がわからないと解けない。
- (2) 理想的な静特性を得るための主弁の形状を実験的に明らかにした。
- (3) 動特性では、ダンパが付いていてもダイレクト形のリリーフ弁がバランスピストン形リリーフ弁よりすぐれている。
- (4) バランスピストン形リリーフ弁には作動遅れ特性と主弁早開特性の二つの異常特性が現われることがある。作動遅れ特性はパイロット弁ダンパが強いことがその主原因であるがダイレクト形リリーフ弁を並列に組み合わせると静特性

をほとんどそこなわずにサージ圧を低減できる。主弁早開特性は、上部圧力室の圧縮性と主弁押えばね力の不足およびパイロット弁からの漏れが重なって起こる。この要因のうちの一つを取り除けば主弁早開特性はみられない。

- (5) サージ圧の量は供給流量にほぼ比例し、設定圧にはほとんど関係がない。また同じメーカー、同じ構造の弁では口径の小さいほうが小さい。ダイレクト形はバランスピストン形に比べてサージ圧は小さいが特性を評価するには、リリーフ流量変動に伴う定常圧の変動も考慮に入れる必要がある。
- (6) 整定時間は実験のばらつきが大きい。ダイレクト形はバ

ランスピストン形より整定時間が短い。

参考文献

- (1) 久保智史：油圧 6, 4, 1525 (昭38-10)
- (2) 竹中利夫：機学誌 66, 538, 1461 (昭38-11)
- (3) 北原源一：機学会前刷(北海道支部) 85 (昭38-10)
- (4) 鈴木隆史：油圧 5, 2, 1121 (昭37-3)
- (5) 油圧化設計編集部：油圧化設計 3, 1, 33 (昭40-1)
- (6) 池田利道：(未発表)
- (7) 浜野 新：(未発表)
- (8) W. Glynn: Instruments & Control System. Vol. 35, No. 6 (June, 1962), pp. 155~167. "Simulation Council".



新案の紹介



登録実用新案第778268号(特公昭40-6339)

岩城秀夫・新井国夫

瞬時停電自動再投入装置

この考案は瞬間的な停電に対して自動的に再投入を行なう装置に関するものである。

電源開閉器として電磁接触器を用いた設備では、接触器の性質上数サイクル以内の瞬間的な停電によって永久に停止してしまうことがある。かかる設備ではこのようなことを防ぐため、設定した範囲内の停電のときには電源の復帰と同時に再投入する装置を備えている。

従来のこの種の装置は補助電源を用いるか、機械的なロックリレーを用いていたため、装置が大きくなり経済的にもまた信頼性、保守面についても何かと不満があった。

この考案は新規な電気的ロックリレーを用いて従来装置の問題点を解決したものである。この電気的ロックリレーは図2に示すように磁氣的記憶作用を利用したもので、ほぼ磁気増幅器と同じ構造であるため、信頼性が高くほとんど保守の必要がない。

図1はこの考案にかかる自動再投入装置の一実施例で、従来の装置と同等の性能を有している。自動再投入可能時間は遅延リレーの設定により自由に調整することができる。

(梅本)

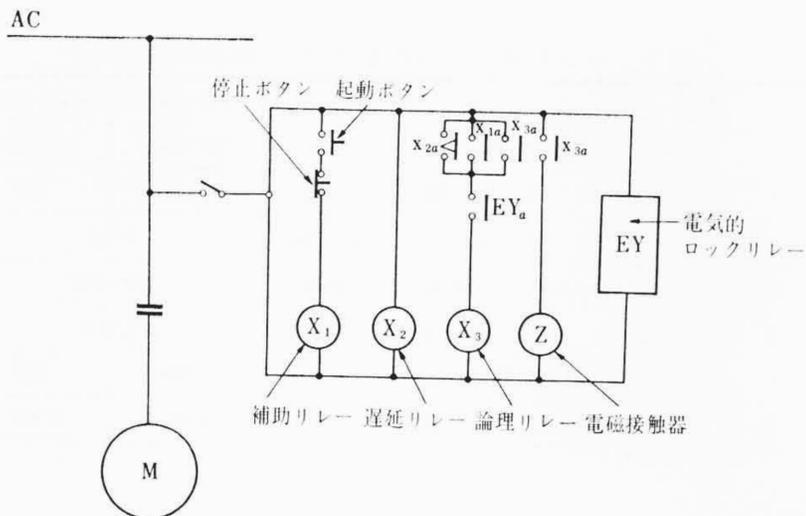


図 1

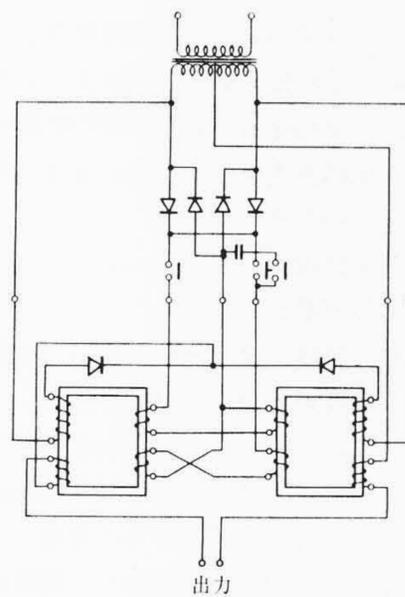


図 2