

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局



(43) 国際公開日
2001年4月26日 (26.04.2001)

PCT

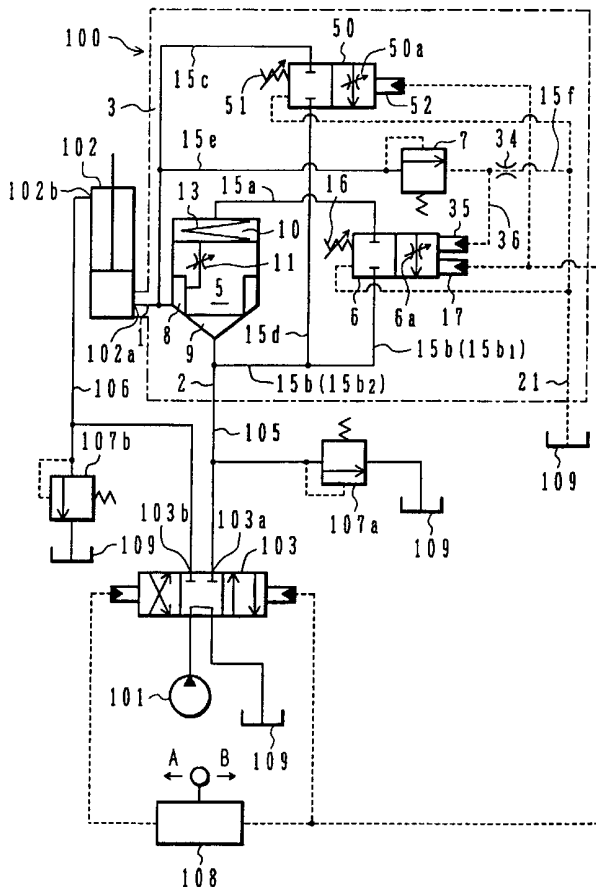
(10) 国際公開番号
WO 01/29430 A1

- (51) 国際特許分類7: F15B 11/08
- (21) 国際出願番号: PCT/JP00/07210
- (22) 国際出願日: 2000年10月18日 (18.10.2000)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願平 11/298388
1999年10月20日 (20.10.1999) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 日立建機株式会社 (HITACHI CONSTRUCTION MACHINERY CO., LTD.) [JP/JP]; 〒112-0004 東京都文京区後楽二丁目5番1号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 仮屋正雄 (KARIYA, Masao) [JP/JP]; 〒300-0011 茨城県土浦市神立中央2丁目20番29号 紫峰寮 Ibaraki (JP). 杉山玄六 (SUGIYAMA, Genroku) [JP/JP]; 〒300-0402 茨城県稲敷郡美浦村大山2337番地 Ibaraki (JP).
- (74) 代理人: 弁理士 春日 譲 (KASUGA, Yuzuru); 〒103-0001 東京都中央区日本橋小伝馬町1-3 共同ビル (新小伝馬町)7階 Tokyo (JP).

[続葉有]

(54) Title: PIPE BREAKAGE CONTROL VALVE DEVICE

(54) 発明の名称: 配管破断制御弁装置



(57) Abstract: A pipe breakage control valve device (100) having an input/output port (1) connected to a bottom port of a hydraulic cylinder (102) and an input/output port (2) connected to one of the actuator ports of a control valve (103) through an actuator line (105), comprising a poppet valve disc (5) as a main valve, a first spool valve disc (6), as a pilot valve, having a pilot variable throttle part (6a) operated by a pilot pressure as an external signal and operating the poppet valve disc (5), a second spool valve disc (50) having a sub variable throttle part (50a) operated by a pilot pressure and controlling a sub flow rate, and a small relief valve (7) having the function of an overload relief valve, whereby, while various minimum functions necessary for the pipe breakage control valve device are performed, a pressure loss can be reduced, the size and production cost of the entire valve device can be reduced, smooth flow control characteristics can be obtained, and also a wider range of flow control characteristics can be set.

[続葉有]

WO 01/29430 A1



(81) 指定国 (国内): CN, KR, US.

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

(84) 指定国 (広域): ヨーロッパ特許 (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE).

添付公開書類:

— 国際調査報告書

(57) 要約:

配管破断制御弁装置100の入出力ポート1を油圧シリンダ102のボトムポートに取り付け、入出力ポート2をアクチュエータライン105を介してコントロールバルブ103のアクチュエータポートの1つに接続し、かつ主弁としてのポペット弁体5と、外部信号であるパイロット圧によって作動しポペット弁体5を作動させるパイロット可変絞り部6aを有するパイロット弁としての第1のスプール弁体6と、パイロット圧によって作動しサブ流量を制御するサブ可変絞り部50aを有する第2のスプール弁体50と、オーバーロードリリーフバルブの機能を有する小リリーフバルブ7とを備える構成とする。これにより、配管破断制御弁装置として必要な最低限の諸機能を果たしつつ圧力損失を低減しかつ弁装置全体の小型化及び製造コストの低減を可能とすると共に、滑らかな流量制御特性が得られかつ流量制御特性を幅広く設定可能とする。

明細書

配管破断制御弁装置

技術分野

本発明は、油圧ショベル等の油圧機械に設けられ、シリンダ用ホースの破断時に負荷の落下を防止する配管破断制御弁装置（ホースラプチャバルブ）に関する。

背景技術

油圧機械、例えば油圧ショベルにおいては、アーム等の負荷を駆動するアクチュエータである油圧シリンダに圧油を輸送するホース又は鋼管が万一破損した場合でも、負荷の落下を防止できるようにしたいというニーズがあり、このようなニーズに対してホースラプチャバルブと呼ばれる配管破断制御弁装置が設けられている。従来一般的な配管破断制御弁装置を図14に油圧回路で示し、その断面図を図15に示す。

図14及び図15において、配管破断制御弁装置200は2つの入出力ポート201、202及びタンクポート203を備えたハウジング204を有し、入出力ポート201は油圧シリンダ102のボトムポートに直接取り付けられ、入出力ポート202は油圧配管105にを介してコントロールバルブ103のアクチュエータポートの1つに接続され、タンクポート203はドレン配管205を介してタンク109に接続されており、ハウジング204内には、外部信号である手動パイロット弁108からのパイロット圧によって作動するメインスプール211、供給用のチェックバルブ212、メインスプール211に設けられたパイロット部213によって制御されるポペット弁体214、異常圧を開放するオーバーロードリリーフバルブ215が設けられている。

このような従来配管破断制御弁装置200において、油圧シリンダ102のボトム側への圧油の供給は、コントロールバルブ103からの圧油を弁装置200内の供給用のチェックバルブ212を介して供給することにより行われる。また、油圧シリンダ102のボトム側からの圧油の排出は、弁装置200のメイン

スプール211を外部信号であるパイロット圧によって作動させ、まずこのメインスプール211に設けられたパイロット部213によって制御されるポペット弁体214を開放状態とし、更にメインスプール211に設けられた可変絞り部211aを開口し、圧油の流量をコントロールしながらタンク109に排出することによって行われる。

ポペット弁体214は、メインスプール211と直列に設けられ、油圧シリンダ102のボトム側の負荷圧を保持する状態で、リーク量を減少させる機能（ロードチェック機能）を有している。

オーバーロードリリーフバルブ215は、過大な外力が油圧シリンダ102に作用し、そのボトム側に供給する圧油が高圧となった場合に圧油を排出して配管の破損を防止するものである。

また、コントロールバルブ103から入出力ポート202に至る油圧配管105が、万一、破損した場合、チェックバルブ212及びポペット弁体214は閉じ、油圧シリンダ102が支える負荷の落下が防止される。このとき、手動パイロット弁108からのパイロット圧によりメインスプール211を操作し、可変絞り部211aの開口面積を調整することにより、負荷の自重でゆっくりと油圧シリンダ102を縮め、負荷を安全な位置に移動することができる。

107a、107bは回路内の最大圧力を制限するメインリリーフバルブである。

また、特開平3-249411号公報には比例シート弁を利用して弁装置全体の小型化を図った配管破断制御弁装置が開示されている。図16にその配管破断制御装置を示す。

図16において、配管破断制御弁装置300は入口ポート320、ワークポート321、タンクポート322を備えたハウジング323を有し、入口ポート320はコントロールバルブ103のアクチュエータポートの1つに接続され、ワークポート321は油圧シリンダ102のボトムポートに接続され、タンクポート322はドレン配管205を介してタンク109に接続されており、ハウジング323内には、供給用のチェックバルブ324、比例シート弁325、オーバーロードリリーフバルブ326、パイロット弁340が設けられている。パイロ

ット弁 340 は外部信号である手動パイロット弁 108（図 14 参照）からのパイロット圧によって作動し、このパイロット弁 340 の作動により比例シート弁 325 が作動する。オーバーロードリリーフバルブ 326 は比例シート弁 325 に組み込まれている。

油圧シリンダ 102 のボトム側への圧油の供給は、コントロールバルブ 103 からの圧油を弁装置 300 内の供給用のチェックバルブ 324 を介して供給することにより行われる。また、油圧シリンダ 102 のボトム側からの圧油の排出は、弁装置 300 のパイロット弁 340 を外部信号であるパイロット圧によって作動させ、比例シート弁 325 を開弁し、圧油の流量をコントロールしながらタンク 109 に排出することによって行われる。また、比例シート弁 325 は、油圧シリンダ 102 のボトム側の負荷圧を保持する状態で、リーク量を減少させる機能（ロードチェック機能）を有している。

オーバーロードリリーフバルブ 326 は、過大な外力が油圧シリンダ 102 に作用し、そのボトム側に供給する圧油が高圧となった場合に比例シート弁 325 を開弁し、圧油を排出して配管の破損を防止する。

また、コントロールバルブ 103 から入口ポート 320 に至る配管 105 が、万一、破損した場合、チェックバルブ 324 及び比例シート弁 325 は閉じ、油圧シリンダ 102 が支える負荷の落下が防止される。このとき、パイロット圧によりパイロット弁 340 のスプール 341 を操作し、比例シート弁 325 の開口面積を調整することにより、負荷の自重でゆっくりと油圧シリンダ 102 を縮め、負荷を安全な位置に移動することができる。

発明の開示

しかしながら、上記従来技術では圧力損失を低減しかつ弁装置全体を小型化及び製造コストの低減を図ることが困難であるという問題があった。

つまり、図 14 及び図 15 に示した従来技術では、供給用のチェックバルブ 212、メインスプール 211、メインスプール 211 に設けられたパイロット部 213 によって制御されるポペット弁体 214、及びオーバーロードリリーフバルブ 215 の各部品が、それぞれの機能に対応して個別に設けられている。この

ため、これら部品を限られた大きさのハウジング 204 内に収めるためには、各部品の大きさが制限される。また、製造コストの低減も困難であった。

一方、メインスプール 211 には、油圧シリンダ 102 から排出される圧油の全油量が通過するため、大径のスプール弁体とする必要がある。また、メインスプール 211 とポペット弁体 214 は直列に設けられており、このため、大油量がこれらの 2 つの弁要素を通過することとなる。したがって、これら部品を限られた大きさのハウジング 204 内に収めると、各部品の大きさが小さくなって、十分な流路が確保されず、圧力損失の上昇を招く場合があった。また、直列に設けられたメインスプール 211 とポペット弁体 214 の 2 つを大油量が通過する構成であり、このことによっても圧力損失が不可避であった。

ここで、配管破断制御弁装置はブームシリンダのボトム側やアームシリンダのロッド側に装着され、ブームシリンダやアームシリンダが取り付けられるブームやアームは上下方向に回動操作される作業部材である。このため、ハウジング 204 を圧損を考慮した大きさとする、ブームやアームの作動中に岩石等の障害物に当たって破損する恐れが増大し、適切な設計が困難であった。

図 16 に示した特開平 3-249411 号公報に記載の従来技術では、パイロット弁 340 で制御される比例シート弁 325 にオーバーロードリリーフバルブ 326 を組み込むことにより、比例シート弁 325 に上記従来技術のメインスプール 211 の機能の他、ポペット弁体 214 及びオーバーロードリリーフバルブ 215 の機能を持たせている。このため、上記従来技術に比べ部品点数が減り、圧損を低減しつつある程度の小型化が達成される。しかし、この従来技術でも、供給用のチェックバルブ 324 は依然として必須の部品であり、弁装置の小型化及び製造コストの低減のため更なる改善が望まれている。

以上の問題点を解決するため本出願人は特願平 10-110776 号（出願日：平成 10 年 4 月 21 日；米国出願 09/294,431、E P 出願 99201251.8、韓国出願 1999-13956、中国出願 99105093.2 にそれぞれ対応）にて次のような発明を提案した。

「油圧シリンダの給排ポートと油圧配管の間に設けられ、外部信号に応じて前記給排ポートから前記油圧配管に流出する圧油の流量を制御する配管破断制御弁

装置において、前記給排ポートに接続されるシリンダ接続室、前記油圧配管に接続される配管接続室、及び背圧室を設けたハウジングに摺動自在に配置され、前記シリンダ接続室と前記配管接続室との間を遮断及び連通可能でありかつ移動量に応じて開口面積を変化させる主弁としてのポペット弁体と、前記背圧室と配管接続室との間を接続するパイロット通路に設けられ、前記外部信号で作動し、移動量に応じて前記パイロット通路を流れるパイロット流量を遮断及び制御するパイロット弁としてのスプール弁体を備え、前記ポペット弁体に、このポペット弁体の遮断位置で初期開口面積を有し、ポペット弁体の移動量に応じて開口面積を増大させ、前記シリンダ接続室から前記背圧室へ流出する前記パイロット流量の通過流量を制御するフィードバック可変絞り通路を設けたことを特徴とする配管破断制御弁装置」。

このように構成した先願発明の弁装置においては、油圧シリンダのボトム側への圧油供給時は、フィードバック可変絞り通路が初期開口面積を有することから、配管接続室の圧力が上昇し負荷圧より高くなると、ポペット弁体は開弁し、油圧シリンダのボトム側に圧油が供給可能となる（従来の供給側のチェックバルブ機能）。

また、油圧シリンダのボトム側から圧油を排出する場合は、スプール弁体が外部信号で作動し、パイロット弁体の移動量に応じたパイロット流量が流れると、パイロット流量に応じてポペット弁体が開弁しかつその移動量が制御され、油圧シリンダのボトム側の圧油の大部分はポペット弁体を通過し、残りがフィードバック可変絞り通路、背圧室、スプール弁体を通過し、それぞれタンクに排出される（従来のメインスプール機能）。

更に、油圧シリンダのボトム側の負荷圧を保持する場合は、ポペット弁体が遮断位置にあり、このポペット弁体が負荷圧を保持し、リーク量を減少させる（ロードチェック機能）。

以上のように先願発明の弁装置では、配管破断制御弁装置として必要な最低限の諸機能（供給側のチェックバルブ機能、メインスプール機能及びロードチェック機能）を果たせる。また、先願発明の弁装置では、大流量が流れる流路に配置される部品はポペット弁体だけであり、圧力損失を低減しかつ弁装置全体の小型

化及び製造コストの低減が図れる。

本発明の目的は、上記先願発明を改良し、配管破断制御弁装置として必要な最低限の諸機能を果たしつつ圧力損失を低減しかつ弁装置全体の小型化及び製造コストの低減を可能とすると共に、滑らかな流量制御特性が得られかつ流量制御特性を幅広く設定可能とする配管破断制御弁装置を提供することである。

(1) 上記目的を達成するために、本発明は、油圧シリンダの給排ポートと油圧配管の間に設けられ、外部信号に応じて前記給排ポートから前記油圧配管に流出する圧油の流量を制御する配管破断制御弁装置において、前記給排ポートに接続されるシリンダ接続室、前記油圧配管に接続される配管接続室、及び背圧室を設けたハウジングに摺動自在に配置され、前記シリンダ接続室と前記配管接続室との間を遮断及び連通可能でありかつ移動量に応じて開口面積を変化させる主弁としてのポペット弁体と、前記ポペット弁体に設けられ、このポペット弁体の遮断位置で初期開口面積を有し、ポペット弁体の移動量に応じて開口面積を増大させるフィードバック可変絞り通路と、前記背圧室と配管接続室との間を接続するパイロット通路に配置され、前記外部信号で作動し前記シリンダ接続室から前記フィードバック可変絞り通路、背圧室及びパイロット通路を通過して前記配管接続室へと流れるパイロット流量を遮断及び制御する第1の可変絞り部と、前記シリンダ接続室と前記配管接続室との間を接続するサブ通路に配置され、前記外部信号で作動し前記サブ通路を流れるサブ流量を遮断及び制御する第2の可変絞り部とを備えるものとする。

ポペット弁体と第1の可変絞り部を設け、ポペット弁体に初期開口面積を有するフィードバック可変絞り通路を設けることは先願発明と同じであり、これにより配管破断制御弁装置として必要な最低限の諸機能を果たしつつ圧力損失を低減しかつ弁装置全体の小型化及び製造コストの低減が可能となる。

また、サブ通路に第2の可変絞り部を配置することにより、第2の可変絞り部に微操作領域での流量制御機能を受け持たせ、第2の可変絞り部による微操作領域での流量制御と第1の可変絞り部によるポペット弁体の制御を分けて行うことができるようになり、滑らかな流量制御特性が得られかつ流量制御特性が幅広く設定可能となる。

(2) 上記(1)において、好ましくは、前記外部信号により前記第2の可変絞り部が前記第1の可変絞り部より早く開くように第1及び第2の可変絞り部の開口タイミングを設定する。

これにより上記(1)で述べたように第2の可変絞り部に微操作領域での流量制御機能を受け持たせ、第2の可変絞り部による微操作領域での流量制御と第1の可変絞り部によるポペット弁体の制御を分けて行えるようになる。

(3) また、上記(1)において、好ましくは、前記第1の可変絞り部と第2の可変絞り部をそれぞれ別々のスプール弁体に設ける。

これにより第1の可変絞り部と第2の可変絞り部は、それぞれ、可変絞り部のノッチの位置だけでなくスプール弁体に働くバネの強さによっても開口タイミングを変えられるようになり、精度良く流量制御特性を設定できる。

(4) 更に、上記(1)において、好ましくは、前記第1の可変絞り部と第2の可変絞り部を同じスプール弁体に設ける。

これにより弁装置の部品点数が少なくなり、一層の小型化が可能となる。

(5) また、上記(1)～(4)のいずれかにおいて、好ましくは、前記ポペット弁体の開弁後に前記サブ通路を遮断する手段を設ける。

上記(1)のようにパイロット通路及び第1の可変絞り部に加えサブ通路及び第2の可変絞り部を設けると、パイロット流量とサブ流量が配管接続室側で合流するため、合流部及びその下流側での流量の増加による通路圧損の増加や合流部での噴流により背圧室の圧力が上昇或いは変動し、ポペット弁体の開口面積が外部信号の指令通りの大きさまで開かず、メインの流量制御に影響を与える可能性がある。

ポペット弁体の開弁後にサブ通路を遮断することにより、サブ通路の遮断後はパイロット流量単独の流れとなるため、パイロット流量とサブ流量との合流による通路圧損の増加や噴流を抑え、メインの流量制御への影響を低減できる。

(6) 更に、上記(5)において、好ましくは、前記サブ通路を遮断する手段は、前記第2の可変絞り部を設けたスプール弁体に設けられ、このスプール弁体が所定距離以上移動すると第2の可変絞り部の流路を遮断するランド部である。

これによりスプール弁体にランド部を追加形成しただけなので、簡単な構成で

サブ通路を遮断することができる。

図面の簡単な説明

図 1 は、本発明の第 1 の実施形態による配管破断制御弁装置をこれが配置される油圧駆動装置とともに油圧回路で示す図である。

図 2 は、図 1 に示す配管破断制御弁装置のポペット弁体と第 1 のスプール弁体部分の構造を示す断面図である。

図 3 は、図 1 に示す配管破断制御弁装置の小リリーフバルブ部分の構造を示す断面図である。

図 4 は、ポペット弁体の移動量（ストローク）に対するポペット弁体の開口面積及びフィードバックスリットの開口面積の関係を示す図である。

図 5 は、図 1 に示す配管破断制御弁装置のパイロット圧に対するパイロット可変絞り部の通過流量（パイロット流量）の特性、ポペット弁体の通過流量（メインの流量）の特性、サブ可変絞り部の通過流量（サブ流量）の特性、それらを合計した通過流量の特性の関係を示す図である。

図 6 は、比較例として、先願発明の配管破断制御弁装置をこれが配置される油圧駆動装置とともに油圧回路で示す図である。

図 7 は、図 6 に示す配管破断制御弁装置のパイロット圧に対するスプール弁体のパイロット可変絞り部の通過流量（パイロット流量）とポペット弁体の通過流量（メインの流量）との関係を示す図である。

図 8 は、本発明の第 2 の実施形態による配管破断制御弁装置をこれが配置される油圧駆動装置とともに油圧回路で示す図である。

図 9 は、図 8 に示す配管破断制御弁装置のポペット弁体とスプール弁体部分の構造を示す断面図である。

図 10 は、本発明の第 3 の実施形態による配管破断制御弁装置をこれが配置される油圧駆動装置とともに油圧回路で示す図である。

図 11 は、図 10 に示す配管破断制御弁装置のポペット弁体とスプール弁体部分の構造を示す断面図である。

図 12 は、図 10 に示す配管破断制御弁装置のパイロット圧に対するパイロ

ト可変絞り部の通過流量（パイロット流量）の特性、ポペット弁体の通過流量（メインの流量）の特性、サブ可変絞り部の通過流量（サブ流量）の特性、それらを合計した通過流量の特性の関係を示す図である。

図13は、本発明の第4の実施形態による配管破断制御弁装置の要部の断面図である。

図14は、従来の配管破断制御弁装置をこれが配置される油圧駆動装置とともに油圧回路で示す図である。

図15は、図14に示す配管破断制御弁装置のポペット弁体とスプール弁体部分の構造を示す断面図である。

図16は、従来の配管破断制御弁装置のポペット弁体の移動量（ストローク）に対するポペット弁体の開口面積及びフィードバックスリットの開口面積の関係を示す図である。

発明を実施するための最良の形態

以下、本発明の実施の形態を図面を用いて説明する。

図1は本発明の第1の実施形態による配管破断制御弁装置を油圧回路で示す図であり、図2及び図3はその配管破断制御弁装置の構造を示す断面図である。

図1において、100は本実施形態の配管破断制御弁装置であり、この弁装置100が備えられる油圧駆動装置は、油圧ポンプ101と、この油圧ポンプ101から吐出された圧油により駆動される油圧アクチュエータ（油圧シリンダ）102と、油圧ポンプ101から油圧シリンダ102に供給される圧油の流れを制御するコントロールバルブ103と、コントロールバルブ103から伸びる油圧配管であるアクチュエータライン105、106に接続され、回路内の最大圧力を制限するメインのオーバーロードリリーフバルブ107a、107bと、手動パイロット弁108と、タンク109とを有している。

配管破断制御弁装置100は、図1及び図2に示すように、2つの入出力ポート1、2を備えたハウジング3を有し、入出力ポート1は油圧シリンダ102のボトム側給排ポート102aに直接取り付けられ、入出力ポート2はアクチュエータライン105を介してコントロールバルブ103のアクチュエータポート1

03a, 103bの1つ103aに接続されている。アクチュエータポート103bはアクチュエータライン106を介して油圧シリンダ102のロッド側給排ポート102bに接続されている。

ハウジング3内には、主弁としてのポペット弁体5と、外部信号である手動パイロット弁108からのパイロット圧によって作動しポペット弁体5を作動させるパイロット弁としての第1のスプール弁体6と、この第1のスプール弁体6と同じパイロット圧で作動し小流量域の流量を制御する第2のスプール弁体50と、オーバーロードリリーフバルブの機能を有する小リリーフバルブ7とが設けられている。

ハウジング3内には、また、入出力ポート1に接続されるシリンダ接続室8、入出力ポート2に接続される配管接続室9、背圧室10が設けられ、主弁としてのポペット弁体5は背圧室10の圧力を背面で受け、シリンダ接続室8と配管接続室9との間を遮断及び連通しかつ移動量に応じて開口面積を変化させるようハウジング3内に摺動自在に配置されている。ポペット弁体5には、ポペット弁体5の移動量に応じて開口面積を増大させ、その開口面積に応じてシリンダ接続室8から背圧室10へ流出するパイロット流量の通過量を制御するフィードバック可変絞り通路となるフィードバックスリット11が設けられている。背圧室10はプラグ12により閉じられ(図2参照)、背圧室10内にはポペット弁体5を図示の遮断位置に保持するバネ13が配設されている。

ハウジング3内には、また、背圧室10と配管接続室9との間を接続するパイロット通路15a, 15bが設けられ、パイロット弁としての第1のスプール弁体6はこのパイロット通路15a, 15b間に設けられている。ここで、パイロット15bは通路部分15b1, 15b2の2部分からなり、通路部分15b2はサブ通路(後述)の一部を兼ねている。

第1のスプール弁体6はパイロット通路15a, 15bを連通可能な複数のノッチからなるパイロット可変絞り部6aを有し、第1のスプール弁体6の開弁方向作動端部にはパイロット可変絞り部6aの初期開弁力を設定するバネ16が設けられ、第1のスプール弁体6の開弁方向作動端部には上記外部信号であるパイロット圧が導かれる受圧室17が設けられ、この受圧室17に導かれるパイロ

ト圧（外部信号）による制御力とバネ16の付勢力とによって第1のスプール弁体6の移動量が決定され、この移動量に応じてパイロット可変絞り部6aの開口面積が変化し、パイロット通路15a, 15bを流れるパイロット流量を遮断及び制御する。バネ16はバネ受け18で支えられ、このバネ受け18にはバネ16の初期設定力（パイロット可変絞り部6aの初期開弁力）を調整可能とするネジ部19が設けられている。バネ16が配置されるバネ室20は第1のスプール弁体6の動きをスムーズにするためドレン通路21を介してタンクに接続されている。

ハウジング3内には、更に、シリンダ接続室8と配管接続室9との間を接続するサブ通路15c, 15dが設けられ、第2のスプール弁体50はこのサブ通路15c, 15d間に配置されている。サブ通路15dはパイロット通路15bの部分15b2を介して配管接続室9に接続されている。即ち、通路部分15b2はパイロット兼サブ通路となっている。

第2のスプール弁体50はサブ通路15c, 15dを連通可能な複数のノッチからなるサブ可変絞り部50aを有し、第2のスプール弁体50の開弁方向作動端部にはサブ可変絞り部50aの初期開弁力を設定するバネ51が設けられ、第2のスプール弁体50の開弁方向作動端部には上記外部信号であるパイロット圧が導かれる受圧室52が設けられ、この受圧室52に導かれるパイロット圧（外部信号）による制御力とバネ51の付勢力とによって第2のスプール弁体50の移動量が決定され、この移動量に応じてサブ可変絞り部50aの開口面積が変化し、サブ通路15c, 15dを流れるサブ流量を遮断及び制御する。バネ51はバネ受け53で支えられ、このバネ受け53にはバネ51の初期設定力（サブ可変絞り部50aの初期開弁力）を調整可能とするネジ部54が設けられている。バネ51が配置されるバネ室55は第2のスプール弁体50の動きをスムーズにするためドレン通路21を介してタンクに接続されている。

ハウジング3内には、また、小リリーフバルブ7の入側に位置するリリーフ通路15eと出側に位置するドレン通路15fとが設けられ、リリーフ通路15eはシリンダ接続室8に接続され、ドレン通路15fはドレン通路21を介してタンクに接続されている。また、ドレン通路15fには圧力発生手段である絞り3

4が設けられ、小リリーフバルブ7と絞り34との間から信号通路36が分岐している。

上記の第1のスプール弁体6の開弁方向作動端部には、パイロット圧（外部信号）が導かれる受圧室17に加え、もう1つの受圧室35が設けられ、この受圧室35に信号通路36を接続し、絞り34で発生した圧力を第1のスプール弁体6に外部信号であるパイロット圧と同じ側の駆動力として作用させる構成となっている。

受圧室17、35の具体的構成を図3に示す。第1のスプール弁体6は、可変絞り部6aを形成した主スプール部6bと、反バネ16側で主スプール部6bに接するピストン部6cに分割され、受圧室17はピストン部6cの反主スプール部6b側の端部に設けられ、受圧室35は主スプール部6bとピストン部6cが接する部分に設けられている。このような構成により受圧室17に導かれるパイロット圧と受圧室35に導かれる絞り34で発生した圧力が共に可変絞り部6aの開方向に作用する。

図4はポペット弁体5の移動量（ストローク）に対するポペット弁体5の開口面積及びフィードバックスリット11の開口面積の関係を示す図である。ポペット弁体5が遮断位置にあるとき、フィードバックスリット11は所定の初期開口面積 A_0 を有しており、ポペット弁体5が遮断位置から開き始め、移動量が増大するにしたがってポペット弁体5及びフィードバックスリット11の開口面積は比例的に増大する。フィードバックスリット11が初期開口面積 A_0 を有することにより、ポペット弁体5が従来の供給用のチェックバルブの機能を果たしている（後述）。

図5は外部信号である手動パイロット弁108からのパイロット圧に対する第1のスプール弁体6のパイロット可変絞り部6aの通過流量（パイロット流量）とポペット弁体5の通過流量（メインの流量）との関係、これらと第2のスプール弁体50のサブ可変絞り部50aの通過流量（サブ流量）との関係、更にはこれらと弁装置100の総通過流量との関係を示す図であり、X1はパイロット可変絞り部6aの流量制御の特性線、X2はポペット弁体5の流量制御の特性線、X3はサブ可変絞り部50aの流量制御の特性線、X4はそれらを合計した流量

制御の特性線、つまり弁装置 100 の流量制御の特性線である。

図 5 において、パイロット圧が 0 から P_2 になるまでの範囲は第 1 のスプール弁体 6 のパイロット可変絞り部 6 a の不感帯であり、この間はパイロット圧が上昇しても第 1 のスプール弁体 6 はバネ 16 の初期設定力で停止しているか、移動したとしてもパイロット可変絞り部 6 a が開くまでのオーバーラップ領域であり、パイロット可変絞り部 6 a は遮断状態にある。パイロット圧が P_2 に達すると、特性線 X 1 で示すように第 1 のスプール弁体 6 のパイロット可変絞り部 6 a は開き始め、パイロット圧が P_2 を越えて上昇するにしたがってパイロット可変絞り部 6 a の開口面積が増大し、これに応じてパイロット可変絞り部 6 a の通過流量、即ちパイロット通路 15 a, 15 b を流れるパイロット流量も増大する。

また、パイロット圧が P_3 ($>P_2$) でパイロット流量が所定流量となるまでの範囲はポペット弁体 5 の不感帯であり、この間はパイロット流量が生じててもフィードバックスリット 11 による背圧室 10 の圧力低下が不十分であり、ポペット弁体 5 はバネ 13 の初期設定力により遮断位置に保たれている。パイロット圧が P_3 でパイロット流量が所定流量に達すると、特性線 X 2 で示すようにポペット弁体 5 は開き始め、パイロット圧が P_3 を越えて上昇するにしたがってポペット弁体 5 の開口面積が増大し、これに応じてポペット弁体の通過流量、即ちメインの流量も増大する。

更に、パイロット圧が 0 から P_1 になるまでの範囲は第 2 のスプール弁体 50 のサブ可変絞り部 50 a の不感帯であり、この間はパイロット圧が上昇しても第 2 のスプール弁体 50 はバネ 51 の初期設定力で停止しているか、移動したとしてもサブ可変絞り部 50 a が開くまでのオーバーラップ領域であり、サブ可変絞り部 50 a は遮断状態にある。パイロット圧が P_1 に達すると、特性線 X 3 で示すように第 2 のスプール弁体 50 のサブ可変絞り部 50 a は開き始め、パイロット圧が P_1 を越えて上昇するにしたがってサブ可変絞り部 50 a の開口面積が増大し、これに応じてサブ可変絞り部 50 a の通過流量、即ちサブ通路 15 c, 15 d を流れるサブ流量も増大する。

また、 $P_1 < P_2$ であり、第 2 のスプール弁体 50 のサブ可変絞り部 50 a は前記パイロット圧により開くとき、第 1 のスプール弁体 6 のパイロット可変絞り部

6 a よりも早く開くように開口タイミングが設定され、サブ可変絞り部 5 0 a に微操作領域での流量制御機能を受け持たせている。

以上のように第 1 のスプール弁体 6 のパイロット可変絞り部 6 a、ポペット弁体 5、第 2 のスプール弁体 5 0 のサブ可変絞り部 5 0 a の通過流量が変化する結果、弁装置 1 0 0 の総通過流量は特性線 X 4 で示すように変化する。

ここで、図 5 において、第 1 のスプール弁体 6 のパイロット可変絞り部 6 a の特性線 X 1 の傾きは、パイロット可変絞り部 6 a のノッチの大きさを変えることで調整でき、特性線 X 1 の始端つまりパイロット可変絞り部 6 a の開口タイミングはバネ 1 6 の強さ（初期設定力）あるいはパイロット可変絞り部 6 a のノッチの位置を調節することで調整できる。また、このように第 1 のスプール弁体 6 のパイロット可変絞り部 6 a の特性線 X 1 の傾きや開口タイミングを変えることでパイロット流量が所定流量となるパイロット圧が変わり、ポペット弁体 5 の開口タイミング（特性線 X 2 の始端）を調整できる。更に、第 2 のスプール弁体 5 0 のサブ可変絞り部 5 0 a の特性線 X 3 の傾きは、サブ可変絞り部 5 0 a のノッチの大きさを変えることで調整でき、特性線 X 3 の始端つまりサブ可変絞り部 5 0 a の開口タイミングはバネ 5 1 の強さ（初期設定力）あるいは可変絞り部 5 0 a のノッチの位置を調節することで調整できる。

次に、以上のように構成した配管破断制御弁装置 1 0 0 の動作を説明する。

まず、アクチュエータライン 1 0 5 が破断していない通常時の動作を説明する。

1) 油圧シリンダ 1 0 2 のボトム側への圧油供給時

手動パイロット弁 1 0 8 の操作レバーを図示 A 方向に操作し、コントロールバルブ 1 0 3 を図示左側の位置に切り換えると、油圧ポンプ 1 0 1 の圧油がコントロールバルブ 1 0 3 を介して弁装置 1 0 0 の配管接続室 9 に供給され、この配管接続室 9 の圧力が上昇する。このとき、弁装置 1 0 0 のシリンダ接続室 8 の圧力は油圧シリンダ 1 0 2 のボトム側の負荷圧になっており、フィードバックスリット 1 1 が上記のように初期開口面積 A_0 を有することから、背圧室 1 0 の圧力も当該負荷圧になっており、このため配管接続室 9 の圧力が負荷圧より低い間はポペット弁体 5 は遮断位置に保たれるが、配管接続室 9 の圧力が負荷圧より高くなると、直ちにポペット弁体 5 は図示上方へ移動し、シリンダ接続室 8 に圧油が流入

可能となり、油圧ポンプ101の圧油は油圧シリンダ102のボトム側に供給される。なお、ポペット弁体5が上方へ移動する間、背圧室10の圧油はフィードバックスリット11を通してシリンダ接続室8に移動し、ポペット弁体5の開弁はスムーズに行われる。油圧シリンダ102のロッド側からの圧油はコントロールバルブ103を介してタンク109に排出される。

2) 油圧シリンダ102のボトム側から圧油をコントロールバルブ103へ排出する場合

手動パイロット弁108の操作レバーを図示B方向に操作し、コントロールバルブ103を図示右側の位置に切り換えると、油圧ポンプ101の圧油がコントロールバルブ103を介して油圧シリンダ102のロッド側に供給される。これと同時に、手動パイロット弁108からのパイロット圧が第1のスプール弁体6の受圧室17に導かれ、パイロット圧により第1のスプール弁体6が移動し、第1のスプール弁体6のパイロット可変絞り部6aがその移動量に見合った開口面積となる。このため、上記のようにパイロット通路15a, 15bに当該パイロット圧に応じたパイロット流量が流れ、このパイロット流量に応じてポペット弁体5が開弁しかつその移動量が制御される。また、手動パイロット弁108からのパイロット圧が第2のスプール弁体50の受圧室2にも導かれ、パイロット圧により第2のスプール弁体50が移動し、第2のスプール弁体50のパイロット可変絞り部50aがその移動量に見合った開口面積となり、上記のようにサブ通路15c, 15dに当該パイロット圧に応じたサブ流量が流れる。このため、油圧シリンダ102のボトム側の圧油は弁装置100のポペット弁体5、第1のスプール弁体6、第2のスプール弁体50に制御されながらコントロールバルブ103へ排出され、更にタンク109へと排出される。

3) 油圧シリンダ102のボトム側の負荷圧の保持

コントロールバルブ103の中立位置で吊り荷を保持する場合のように、油圧シリンダ102のボトム側の負荷圧が高圧となる状態では、遮断位置にあるポペット弁体5が従来のロードチェック弁と同様に負荷圧を保持し、リーク量を減少させる機能（ロードチェック機能）を果たす。

4) 過大な外力が油圧シリンダ102に作用した場合

油圧シリンダ102に過大な外力が作用し、シリンダ接続室8が高圧になると、リリーフ通路15eの圧力が上昇して小リリーフバルブ7が開き、絞り34を設けたドレン通路15fに圧油が流れ込む。この結果、信号通路36の圧力が上昇し、第1のスプール弁体6を移動してパイロット可変絞り部6aを開き、パイロット通路15a, 15bにパイロット流量が流れる。これによりポペット弁体5も開弁し、外力により生じた高圧の圧油をアクチュエータライン105に接続されたオーバーロードリリーフバルブ107aによりタンク109へと排出し、機器の破損を防止する。このとき、小リリーフバルブ7を通過する圧油は小流量であるので、従来のオーバーロードリリーフバルブと同等の機能を小型の小リリーフバルブ7で実現することができる。

また、万一、アクチュエータライン105が破断したときは、上述した吊り荷を保持する場合と同様に、遮断位置にあるポペット弁体5がロードチェック弁（ホールディングバルブ）として機能し、油圧シリンダ102のボトム側の圧油の流出を阻止し、ブームの落下を防止する。また、その状態でブームを安全な位置まで下げるときは、手動パイロット弁108の操作レバーを図示B方向に操作すると、上述したように手動パイロット弁108からのパイロット圧がスプール弁体6の受圧室17に導かれ、パイロット圧によりスプール弁体6が開弁しポペット弁体5を開弁するため、油圧シリンダ102のボトム側の圧油を流量制御しながら排出でき、ブームをゆっくりと下げることができる。

以上のように本実施形態によれば、油圧シリンダ102に給排される圧油の全油量が通過する流路にポペット弁体5を設けるだけで、従来の配管破断制御弁装置の供給用のチェックバルブ、ロードチェックバルブ、オーバーロードリリーフバルブの機能を果たせるので、圧力損失の少ない弁装置が構成でき、エネルギー損失の少ない効率の良い運転が可能となる。また、弁装置100は従来の配管破断制御弁装置に比較して小型化できるため、作業上での破損の機会が減少し、設計上の自由度も増す。更に、部品点数が少ないため故障の頻度が低減し、信頼性を向上できるとともに、低コストで製造できる。

また、過大な外力により生じた高圧の圧油を小リリーフバルブ7に作用させることでポペット弁体5を開弁しメインのオーバーロードリリーフバルブ107a

からタンクへと開放するとき、小リリーフバルブ7を通過する圧油は小流量となるから、従来のオーバーロードリリーフバルブと同等の機能を小型の小リリーフバルブ7で実現することができる。しかも、小リリーフバルブ7からタンクに開放される圧油は従来あったドレンラインと同等のドレン通路21を介してなされるため、弁装置100のオーバーロードリリーフバルブ専用のドレン配管は不要となり、弁装置100回りの配管の引き回しを簡素化できる。

以上の効果は本出願人の先願である特願平10-110776号の発明によっても得られる効果である。

本発明の弁装置100は、先願発明の弁装置に対しサブ通路15c、15d及び第2のスプール弁体50を追加しており、これにより滑らかな流量制御特性が得られかつ流量制御特性が幅広く設定可能となる。以下、この点について図面を用いて詳しく説明する。

まず、図6に比較例として先願発明の弁装置を示し、この弁装置を説明する。図中、図1に示した部材と同等のものには同じ符号を付している。

図6において、200が先願発明の弁装置であり、この弁装置200は、ハウジング203内に図1に示したサブ通路15c、15d及び第2のスプール弁体50がなく、リリーフ通路15eをシリンダ接続室8でなく背圧室10に接続している点を除いて、図1に示した本実施形態の弁装置100と同じである。

リリーフ通路15eの接続位置の相違点に関し、リリーフ通路15eをシリンダ接続室8でなく背圧室10に接続することによっても、油圧シリンダ102の高圧はフィードバックスリット11、背圧室10を介してリリーフ通路15eに伝わるため、同様のオーバーロードリリーフ機能が得られる。ただし、この場合は、油圧シリンダ102とリリーフ通路15e間にフィードバックスリット11（絞り）が介在するため、小リリーフバルブ7の動作が動的に不安定になる可能性がある。図1に示した本実施形態の弁装置100では、油圧シリンダ102の高圧を直接リリーフ通路15eに導いているので、小リリーフバルブ7を応答良く動作させ、安定したリリーフ機能が得られる。

図7は図6に示した弁装置200での外部信号であるパイロット圧に対するスプール弁体6のパイロット可変絞り部6aの通過流量（パイロット流量）とポベ

ット弁体5の通過流量（メインの流量）との関係、及びこれらと弁装置200の総通過流量との関係を示す図であり、Y1はパイロット可変絞り部6aの流量制御の特性線、Y2はポペット弁体5の流量制御の特性線、Y3はそれらを合計した流量制御の特性線、つまり弁装置200の流量制御の特性線である。

図7において、パイロット圧が0から P_{11} になるまでの範囲はスプール弁体6のパイロット可変絞り部6aの不感帯であり、この間はパイロット圧が上昇してもスプール弁体6はバネ16の初期設定力で停止しているか、移動したとしてもパイロット可変絞り部6aが開くまでのオーバーラップ領域であり、パイロット可変絞り部6aは遮断状態にある。パイロット圧が P_{11} に達すると、特性線Y1で示すようにスプール弁体6のパイロット可変絞り部6aは開き始め、パイロット圧が P_{12} を越えて上昇するにしたがってパイロット可変絞り部6aの開口面積が増大し、これに応じてパイロット可変絞り部6aの通過流量、即ちパイロット通路15a、15bを流れるパイロット流量も増大する。

また、パイロット圧が P_{12} ($>P_{11}$) でパイロット流量が所定流量となるまでの範囲はポペット弁体5の不感帯であり、この間はパイロット流量が生じてもフィードバックスリット11による背圧室10の圧力低下が不十分であり、ポペット弁体5はバネ13の初期設定力により遮断位置に保たれている。パイロット圧が P_{12} でパイロット流量が所定流量に達すると、特性線Y2で示すようにポペット弁体5は開き始め、パイロット圧が P_{12} を越えて上昇するにしたがってポペット弁体5の開口面積が増大し、これに応じてポペット弁体の通過流量、即ちメインの流量も増大する。

以上のようにスプール弁体6のパイロット可変絞り部6a、ポペット弁体5の通過流量が変化する結果、弁装置200の総通過流量は特性線Y3で示すように変化する。

しかしながら、上記先願発明の弁装置200では、微操作領域（手動パイロット弁108のレバー操作量が小さくパイロット圧の低い領域）での流量制御とポペット弁体5の制御をスプール弁体6の同じパイロット可変絞り部6aで行っているため、微操作領域での流量制御特性を変えると全体の流量制御幅が変化し、滑らかな流量制御特性が得られない場合がある。

例えば、先願発明の弁装置 200 で微操作領域での操作性（微操作性）を良くするためスプール弁体 6 のパイロット可変絞り部 6 a の流量制御特性を変更し特性線を Y 1 から Y 4 のように小さな傾きに変えると、ポペット弁体 5 の開口タイミングが P₁₂ 点から P₁₃ 点にずれ、ポペット弁体 5 の流量制御の特性線は Y 2 から Y 5 に変化し、弁装置 200 の総通過流量の特性は Y 6 のように変化する。この場合、特性線 Y 4 の傾きが小さいので微操作性は良くなるが、弁装置 200 を通過する最大流量（フルレバー操作した最高パイロット圧時の流量）が減少するため、全体の流量制御幅が小さくなり、滑らかな流量制御特性が得られない。また、スプール弁体 6 の開口タイミングを P₁₁ 点からずらした場合も、ポペット弁体 5 の開口タイミングが P₁₂ 点から同様はずれるため、流量制御幅が小さくなり、滑らかな流量制御特性が得られない。

これに対し、図 1 に示した本実施形態の弁装置 100 では、第 2 のスプール弁体 50 を更に設け、この第 2 のスプール弁体 50 のサブ可変絞り部 50 a をポペット弁体 5 のパイロット通路 15 a, 15 b とは別のサブ通路 15 c, 15 d に配置している。このため、サブ可変絞り部 50 a の流量制御特性を変えてもパイロット通路 15 a, 15 b のパイロット流量は変わらず、ポペット弁体 5 の開口タイミングは変化しない。また、パイロット圧の上昇に対しサブ可変絞り部 50 a が第 1 のスプール弁体 6 のパイロット可変絞り部 6 a よりも早く開くように開口タイミングを設定し、サブパイロット可変絞り部 50 a に微操作領域での流量制御機能を受け持たせている。つまり、本実施形態では、第 2 のスプール弁体 50 のサブ可変絞り部 50 a を追加することで、微操作領域での流量制御とポペット弁体 5 の制御を分けたものである。

このように微操作領域での流量制御とポペット弁体 5 の制御を分けることで、微操作領域の流量制御に関係なくポペット弁体 5 の開口タイミングを設定できるようになり、微操作領域での流量制御特性を変えても全体の流量制御幅は変化せず、微操作領域での操作性を良くするため流量制御の特性線の傾きを小さくした場合でも滑らかな流量制御特性が得られる。

例えば、図 5 において、第 2 のスプール弁体 50 のサブ可変絞り部 50 a の特性線が破線の X 5 であった場合、これを本実施形態の X 3 に傾きが小さくなるよ

うに変更しても、ポペット弁体5の開口タイミングのP₃点は変わらないので、ポペット弁体5の流量制御特性も変わらず、弁装置100の総通過流量の特性はX₆からX₄に変化する。つまり、微操作領域での流量制御特性は変化するが、弁装置100を通過する最大流量の変化は僅かであり、全体の流量制御幅はほとんど変化しない。また、第2のスプール弁体50のサブ可変絞り部50aの開口タイミングをP₁点からずらした場合も同様であり、ポペット弁体5の開口タイミングはP₃点から変化せず、全体の流量制御幅はほとんど変化しない。

また、逆に、第1のスプール弁体6のパイロット可変絞り部6aの特性（特性線Xの傾きや開口タイミング）を変えてポペット弁体5の流量制御特性を変えても、第2のスプール弁体50のサブ可変絞り部50aによる微操作領域での流量制御特性は変わらない。

以上のように微操作領域の流量制御特性とポペット弁体5の流量制御特性を個々に設定でき、微操作領域での流量制御特性を変えても全体の流量制御幅はほとんど変化しないので、微操作領域での操作性を良くするため流量制御の特性線の傾きを小さくした場合でも滑らかな流量制御特性が得られる。

また、第2のスプール弁体50のサブ可変絞り部50aの特性の変更と第1のスプール弁体6のパイロット可変絞り部6aの特性の変更（ポペット弁体5の特性の変更）を任意に組み合わせることにより流量制御特性の幅広い設定が可能となる。このため、設計の自由度が増すので、要求流量制御特性の異なる多種のアクチュエータ（油圧シリンダ）に適用することができる。

また、本実施形態では、パイロット可変絞り部6aとサブ可変絞り部50aをそれぞれ別々のスプール弁体6、50に設けたので、パイロット可変絞り部6aとサブ可変絞り部50aは、それぞれ、ノッチの位置だけでなく第1及び第2のスプール弁体6、50に働くバネ16、51の強さによっても開口タイミングを変えることができ、精度良く流量制御特性を設定できる。

本発明の第2の実施形態を図8及び図9により説明する。図中、図1及び図2に示す部材と同等のものには同じ符号を付している。

図8及び図9において、100Aは本実施形態の配管破断制御弁装置であり、この弁装置100Aのハウジング3A内には、外部信号である手動パイロット弁

108からのパイロット圧によって作動する単一のスプール弁体60が配置され、このスプール弁体60が第1の実施形態の第1のスプール弁体6と第2のスプール弁体50とを兼ねる構成となっている。

つまり、スプール弁体60は、ピストン部6cと主スプール部6dとに分割され、主スプール部6dはパイロット通路15aとパイロット兼サブ通路15hを連通可能な複数のノッチからなるパイロット可変絞り部6aと、サブ通路15cとパイロット兼サブ通路15hを連通可能な複数のノッチからなるサブ可変絞り部50aを有し、パイロット可変絞り部6aとサブ可変絞り部50aとの間にはパイロット兼サブ通路15hが接続される共通の流出ポート58が設けられている。また、主スプール部6dの閉弁方向作動端部にはパイロット可変絞り部6a及びサブ可変絞り部50aの初期開弁力を設定するバネ16Aが設けられ、ピストン部6cの開弁方向作動端部には上記外部信号であるパイロット圧が導かれる受圧室17が設けられ、この受圧室17に導かれるパイロット圧（外部信号）による制御力とバネ16Aの付勢力とによってスプール弁体60の移動量が決定され、この移動量に応じてパイロット可変絞り部6a及びサブ可変絞り部50aの開口面積を変化させ、パイロット通路15aとパイロット兼サブ通路15hを流れるパイロット流量及びサブ通路15cとパイロット兼サブ通路15hを流れるサブ流量を遮断及び制御する。また、主スプール部6dとピストン部6cが接する部分には受圧室35が設けられ、小リリーフバルブ7の作動時、絞り34で発生した圧力が受圧室35に導かれ、オーバーロードリリーフ機能に寄与する。

ここで、パイロット可変絞り部6a、ポペット弁体5、サブ可変絞り部50aによる流量制御特性は第1の実施形態の図5に示したものと同一であり、サブ可変絞り部50aはパイロット可変絞り部6aよりも早く開くように開口タイミングが設定され、サブ可変絞り部50aに微操作領域での流量制御を受け持たせている。

弁装置100Aのその他の構成は第1の実施形態の弁装置100と実質的に同じである。

このように構成した本実施形態においても、パイロット可変絞り部6aとサブ可変絞り部50aのそれぞれのノッチの大きさとばね16Aの強さ及びノッチの

位置を調節することで微操作領域での流量制御に関係なくポペット弁体5の開口タイミングを調整できる。このため、微操作領域の流量制御特性とポペット弁体5の流量制御特性を個々に設定でき、微操作領域での流量制御特性を変えても全体の流量制御幅はほとんど変化せず、微操作領域での操作性を良くするため流量制御の特性線の傾きを小さくした場合でも滑らかな流量制御特性が得られる。また、流量制御特性の幅広い設定が可能となり、設計の自由度が増し、要求流量制御特性の異なる多種のアクチュエータ（油圧シリンダ）に適用することができる。

また、本実施形態では、パイロット可変絞り部6aとサブ可変絞り部50aを同じスプール弁体60に設けたため、第1の実施形態に比べて部品点数が少なく、弁装置をより小型化できるという効果が得られる。

本発明の第3の実施形態を図10～図12により説明する。図中、図1、図2、図8及び図9に示す部材と同等のものには同じ符号を付している。

図10及び図11において、100Bは本実施形態の配管破断制御弁装置であり、この弁装置100Bのハウジング3A内には、外部信号である手動パイロット弁108からのパイロット圧によって作動する単一のスプール弁体60Bが配置され、このスプール弁体60Bも第2の実施形態のスプール弁体60と同様、第1の実施形態の第1のスプール弁体6と第2のスプール弁体50とを兼ねる構成となっている。

つまり、本実施形態におけるスプール弁体60Bは、ピストン部6cと主スプール部6eとに分割され、主スプール部6eはパイロット通路15aとパイロット兼サブ通路15hを連通可能な複数のノッチからなるパイロット可変絞り部6aと、サブ通路15cとパイロット兼サブ通路15hを連通可能な複数のノッチからなるサブ可変絞り部50aを有している。また、主スプール部6eにはサブ可変絞り部50aの流出側にランド部61が設けられている。このランド部61は、サブ通路の遮断手段として機能するものであり、主スプール部6eが図示の非作動位置（中立位置）にあるときは、ランド部61はパイロット兼サブ通路15hが接続される流出ポート58内に位置し、外部信号であるパイロット圧により主スプール部6eが開弁方向（図示下方）に所定距離移動すると、ランド部61はハウジング3Aのスプール孔に嵌入し、サブ可変絞り部50aの流出ポート

5 8 側の流路を閉じる。ここで、ランド部 6 1 がサブ可変絞り部 5 0 a の流路を閉じる所定距離とは、主スプール部 6 e が移動してパイロット可変絞り部 6 a を開口し、ポペット弁体 5 を開口した後の主スプール部 6 e のストローク距離である。

図 1 2 に外部信号であるパイロット圧に対するパイロット可変絞り部 6 a の通過流量（パイロット流量）の特性（X 1）、ポペット弁体 5 の通過流量（メインの流量）の特性（X 2）、サブ可変絞り部 5 0 a の通過流量（サブ流量）の特性（X 3 B）、それらを合計した通過流量の特性（X 4）の関係を示す。

図 1 2 において、パイロット圧が P_1 になるとサブ可変絞り部 5 0 a が開き始め、パイロット圧が P_1 を越えて上昇するにしたがってサブ可変絞り部 5 0 a の開口面積が増大し、これに応じてサブ可変絞り部 5 0 a の通過流量、即ちサブ通路 1 5 c 及びパイロット兼サブ通路 1 5 h を流れるサブ流量も増大する。

パイロット圧が P_2 に達すると、今度はパイロット可変絞り部 6 a が開き始め、パイロット圧が P_2 を越えて上昇するにしたがってパイロット可変絞り部 6 a の開口面積が増大し、これに応じてパイロット可変絞り部 6 a の通過流量、即ちパイロット通路 1 5 a 及びパイロット兼サブ通路 1 5 h を流れるパイロット流量も増大する。

パイロット圧が更に上昇し P_3 に達すると、ポペット弁体 5 は開き始め、パイロット圧が P_3 を越えて上昇するにしたがってポペット弁体 5 の開口面積が増大し、これに応じてポペット弁体 5 の通過流量、即ちメインの流量も増大する。

以上の流量は第 1 及び第 2 の実施の形態のものと同じである。本実施の形態では、スプール弁体 6 0 B のサブ可変絞り部 5 0 a の流出側にランド部 5 1 が設けられており、このランド部 6 1 は、パイロット圧が P_3 付近に達すると、サブ可変絞り部 5 0 a の流出ポート 5 8 側の流路を閉じ始め、パイロット圧が P_3 を越えて増大するにしたがって当該流路の開口面積を減らし、パイロット圧が P_4 に達するとその流路を完全に遮断する。このため、サブ可変絞り部 5 0 a の通過流量、即ちサブ流量はパイロット圧が P_3 付近に達すると減り始め、パイロット圧が P_3 を越えて増大するにしたがって減少し、パイロット圧が P_4 に達すると 0 となる。

以上のように構成した本実施の形態によれば、パイロット可変絞り部 6 a とサ

ブ可変絞り部 5 0 a を同じスプール弁体 6 0 B に設けたので、第 2 の実施形態と同様の効果が得られる。

また、本実施の形態では、スプール弁体 6 0 B にサブ通路の遮断手段として機能するランド部 5 1 を設けたので、次の効果が得られる。

第 1 及び第 2 の実施形態のようにパイロット通路及びパイロット可変絞り部 6 a に加えサブ通路及びサブ可変絞り部 5 0 a を設けた場合は、パイロット流量とサブ流量が配管接続室側、例えば第 1 の実施の形態では通路 1 5 b 2、第 2 の実施形態では流出ポート 5 8 で合流するため、合流部及びその下流側で流量が増加し、それに伴って通路での圧力損失が増加する。また、パイロット流量とサブ流量の合流部では 2 つの流れが衝突し噴流が生じる。このような通路圧損の増加や合流部での噴流は背圧室 1 0 に圧力の上昇或いは変動をもたらし、ポペット弁体 5 の開口面積が外部信号の指令通りの大きさまで開かず、メインの流量制御に影響を与える可能性がある。

本実施の形態では、上記のようにポペット弁体 5 の開弁後にランド部 6 1 によりサブ通路を遮断するので、サブ通路の遮断後はパイロット流量単独の流れとなるため、パイロット流量とサブ流量との合流による通路圧損の増加や噴流を抑え、メインの流量制御への影響を低減でき、スムーズなメインの流量制御が可能となる。また、圧力損失が減るため合流通路を細くでき、弁装置の一層の小型化が可能となる。また、スプール弁体 6 0 B (主スプール部 6 e) にランド部 6 1 を追加形成しただけなので、簡単な構成でサブ通路を遮断することができる。

上述した第 3 の実施の形態は、パイロット可変絞り部とサブ可変絞り部と同じパイロット弁体に設けた第 2 の実施の形態を変更し、そのパイロット弁体にサブ可変絞り部の流路の遮断手段を設けたが、パイロット可変絞り部とサブ可変絞り部と別々のパイロット弁体に設けた第 1 の実施の形態にも同様な変更を加えることができる。図 1 3 は第 1 の実施の形態にそのような変更を加えた場合の第 2 のスプール弁体部分の拡大図である。

図 1 3 において、第 2 のスプール弁体 5 0 C のサブ可変絞り部 5 0 a の流入側であって、サブ通路 1 5 c が接続される流入ポート 5 9 の部分にランド部 6 1 C が設けられている。このランド部 6 1 C は、第 2 のスプール弁体 5 0 C が図示の

非作動位置（中立位置）にあるときは、流入ポート 5 9 内に位置し、外部信号であるパイロット圧により第 2 のスプール弁体 5 0 C が開弁方向（図示下方）に所定距離移動しポペット弁体 5（図 1 参照）が開口すると、ハウジング 3 のスプール孔に嵌入し、サブ可変絞り部 5 0 a の流入ポート 5 9 側の流路を閉じるように構成されている。

このように構成した本実施形態においても、第 1 の実施の形態と同様の効果が得られると共に、ポペット弁体の開弁後にランド部 6 1 C によりサブ通路を遮断するので、サブ通路の遮断後はパイロット流量単独の流れとなるため、パイロット流量とサブ流量との合流による通路圧損の増加や噴流を抑え、メインの流量制御への影響を低減でき、スムーズなメインの流量制御が可能となる。また、圧力損失が減るため合流通路（図 1 に示した通路 1 5 b）を細くでき、弁装置の一層の小型化が可能となる。

産業上の利用可能性

本発明によれば、配管破断制御弁装置として必要な諸機能を果たしつつ圧力損失を低減しかつ弁装置全体の小型化及び製造コストの低減が可能となる。また、サブ通路に第 2 の可変絞り部を設けるだけで、滑らかな流量制御特性が得られると共に、流量制御特性を幅広く設定可能とし、設計上の自由度が増し、多種のアクチュエータ（油圧シリンダ）に適用させることができる。

また、本発明によれば、サブ通路を遮断する手段を設けることで、合流通路の圧力損失や合流部の噴流によるポペット移動量への影響を低減でき、精度の良いスムーズなメインの流量制御が可能となると共に、合流通路を細くでき、弁装置の一層の小型化が可能となる。

請求の範囲

1. 油圧シリンダ（102）の給排ポート（102a）と油圧配管（105）の間に設けられ、外部信号に応じて前記給排ポートから前記油圧配管に流出する圧油の流量を制御する配管破断制御弁装置（100;100A;100B）において、

前記給排ポート（102a）に接続されるシリンダ接続室（8）、前記油圧配管（105）に接続される配管接続室（9）、及び背圧室（10）を設けたハウジング（3）に摺動自在に配置され、前記シリンダ接続室と前記配管接続室との間を遮断及び連通可能でありかつ移動量に応じて開口面積を変化させる主弁としてのポペット弁体（5）と、

前記ポペット弁体に設けられ、このポペット弁体の遮断位置で初期開口面積を有し、ポペット弁体の移動量に応じて開口面積を増大させるフィードバック可変絞り通路（11）と、

前記背圧室と配管接続室との間を接続するパイロット通路（15a, 15b; 15a, 15h）に配置され、前記外部信号で作動し前記シリンダ接続室から前記フィードバック可変絞り通路、背圧室及びパイロット通路を通過して前記配管接続室へと流れるパイロット流量を遮断及び制御する第1の可変絞り部（6a）と、

前記シリンダ接続室と前記配管接続室との間を接続するサブ通路（15c, 15d; 15c, 15h）に配置され、前記外部信号で作動し前記サブ通路を流れるサブ流量を遮断及び制御する第2の可変絞り部（50a）とを備えることを特徴とする配管破断制御弁装置。

2. 請求項1記載の配管破断制御弁装置において、前記外部信号により前記第2の可変絞り部（50a）が前記第1の可変絞り部（6a）より早く開くように第1及び第2の可変絞り部の開口タイミングを設定したことを特徴とする配管破断制御弁装置。

3. 請求項1記載の配管破断制御弁装置において、前記第1の可変絞り部（6a）と第2の可変絞り部（50a）をそれぞれ別々のスプール弁体（6, 50）に設けた

ことを特徴とする配管破断制御弁装置。

4. 請求項1記載の配管破断制御弁装置において、前記第1の可変絞り部(6a)と第2の可変絞り部(50a)を同じスプール弁体(60;60B)に設けたことを特徴とする配管破断制御弁装置。

5. 請求項1～4のいずれか1項記載の配管破断制御弁装置において、前記ポペット弁体(5)の開弁後に前記サブ通路(15c,15h)を遮断する手段(61)を設けたことを特徴とする配管破断制御弁装置。

6. 請求項5記載の配管破断制御弁装置において、前記サブ通路(15c,15h)を遮断する手段(61)は、前記第2の可変絞り部(50a)を設けたスプール弁体(60B,6e)に設けられ、このスプール弁体が所定距離以上移動すると第2の可変絞り部の流路を遮断するランド部(61)であることを特徴とする配管破断制御弁装置。

図 1

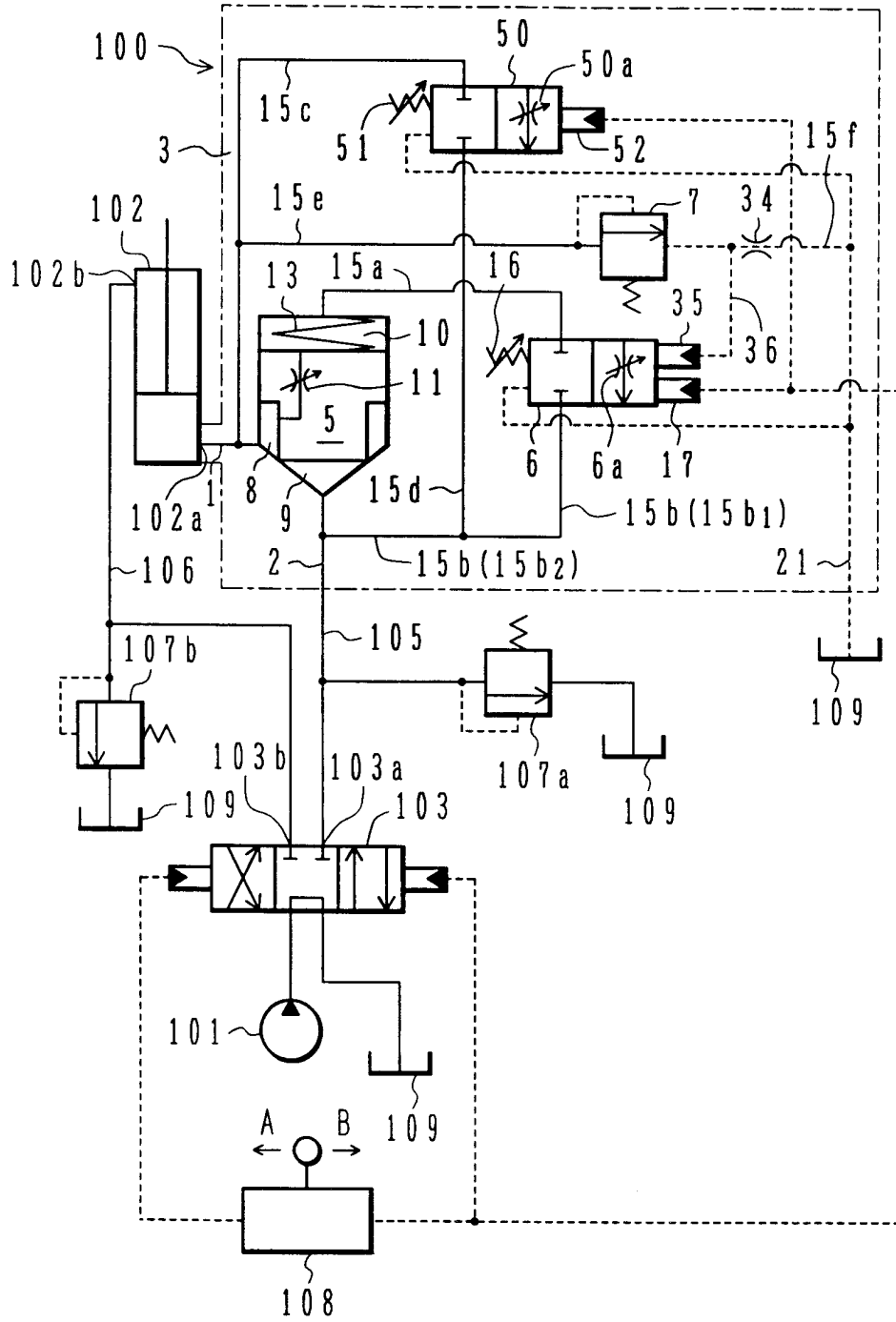


図 2

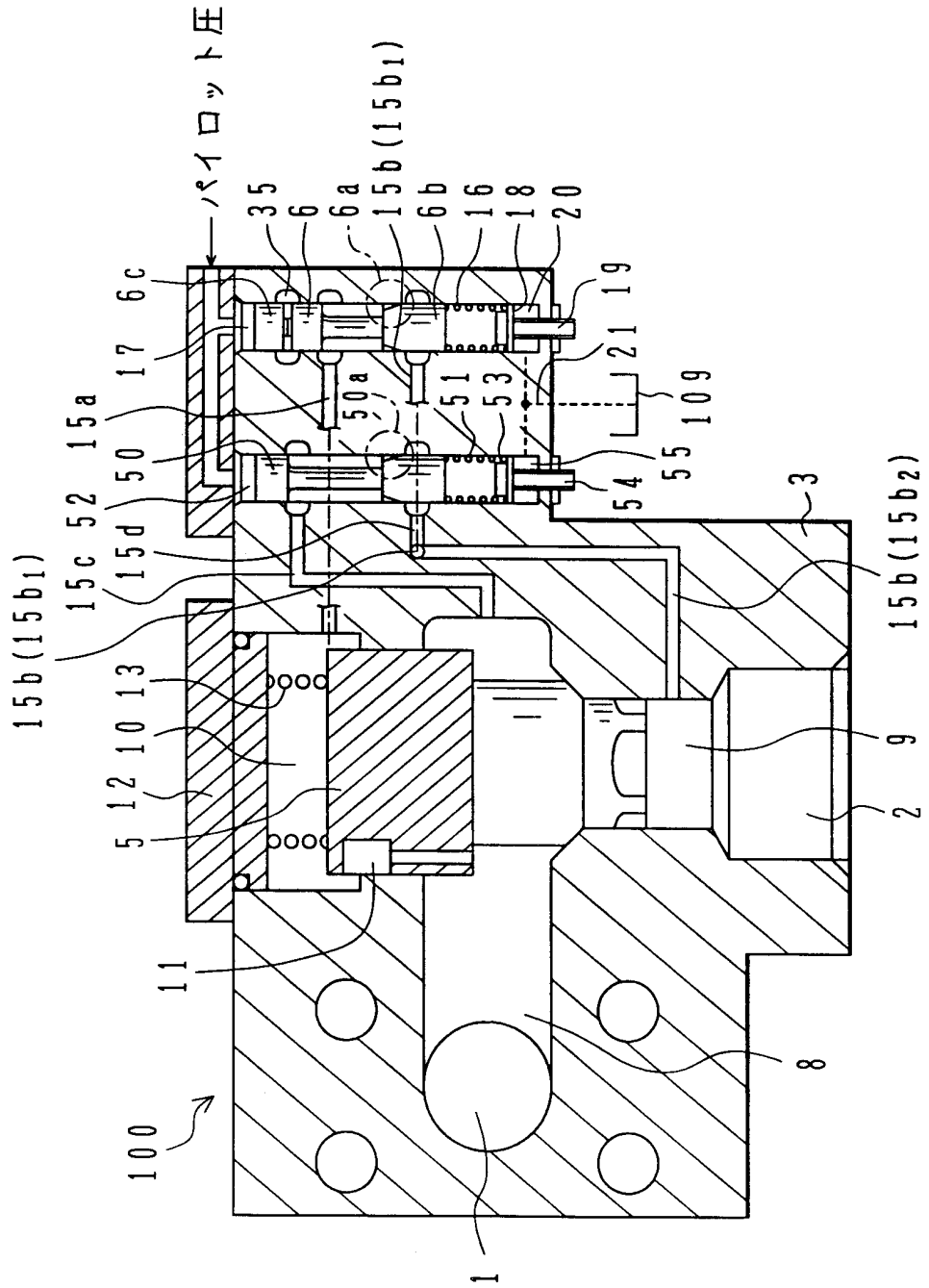


図 3

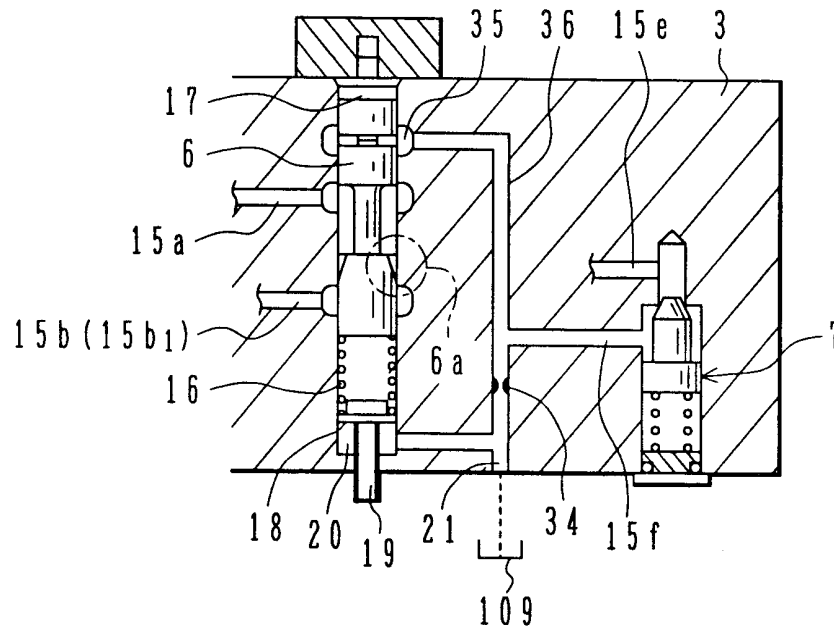


図 4

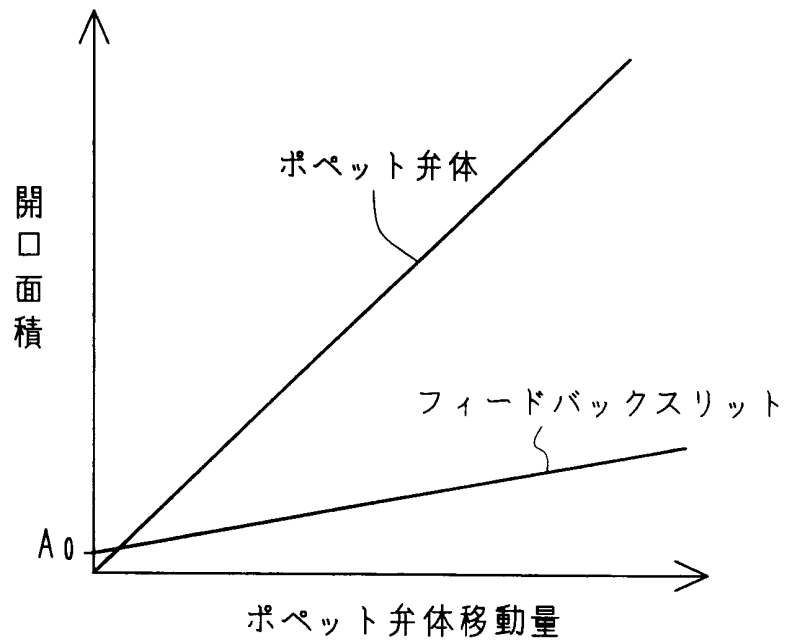


図 5

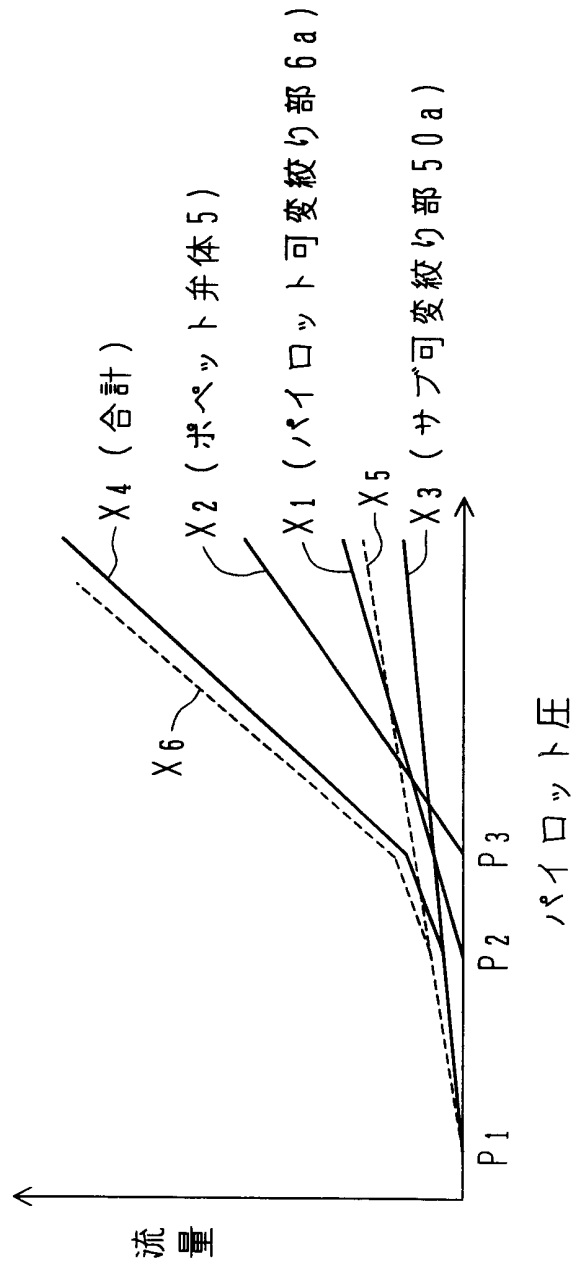


図 6

比較例（先願発明）

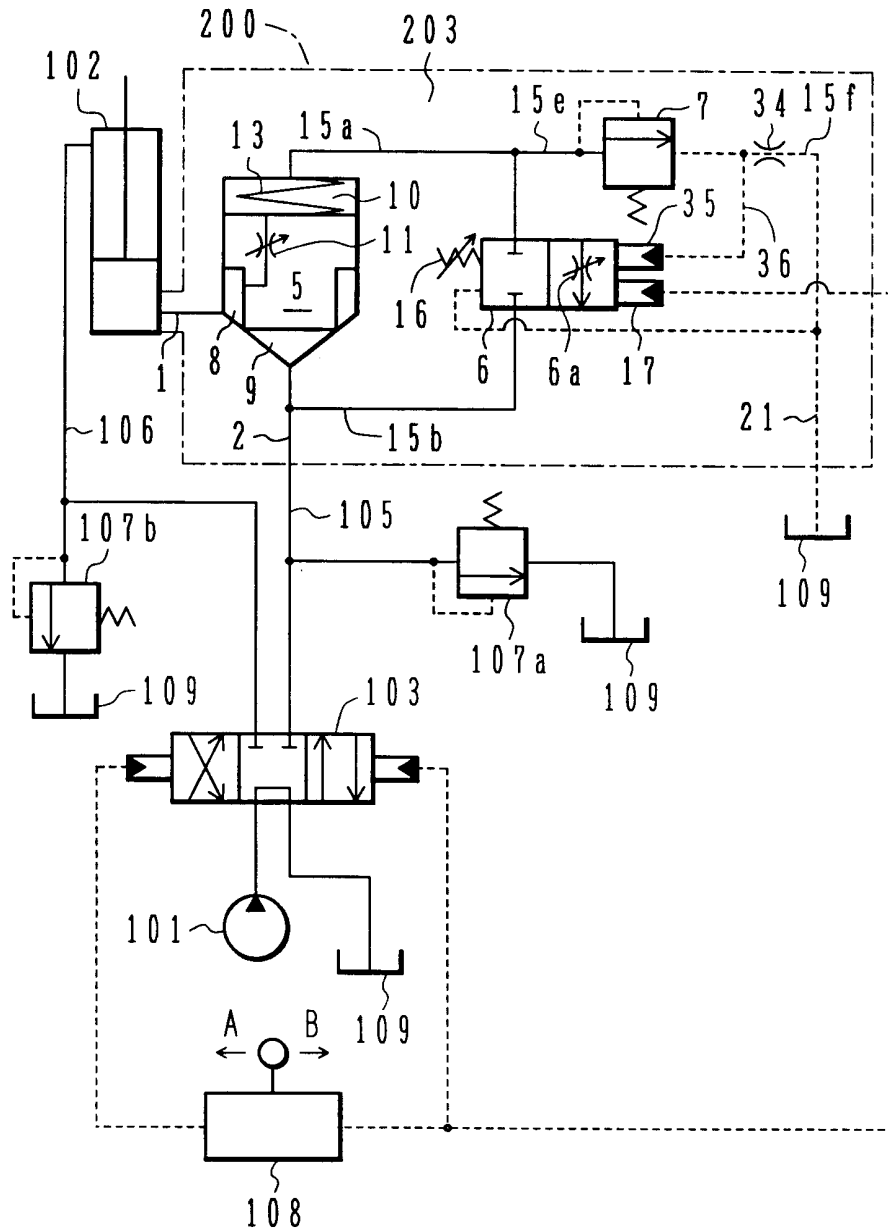


図 7

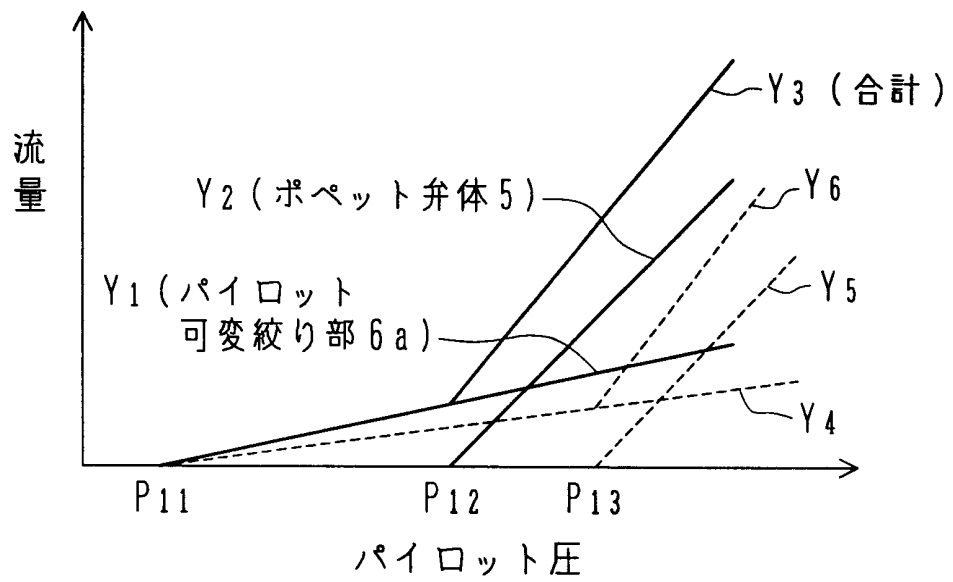


図 9

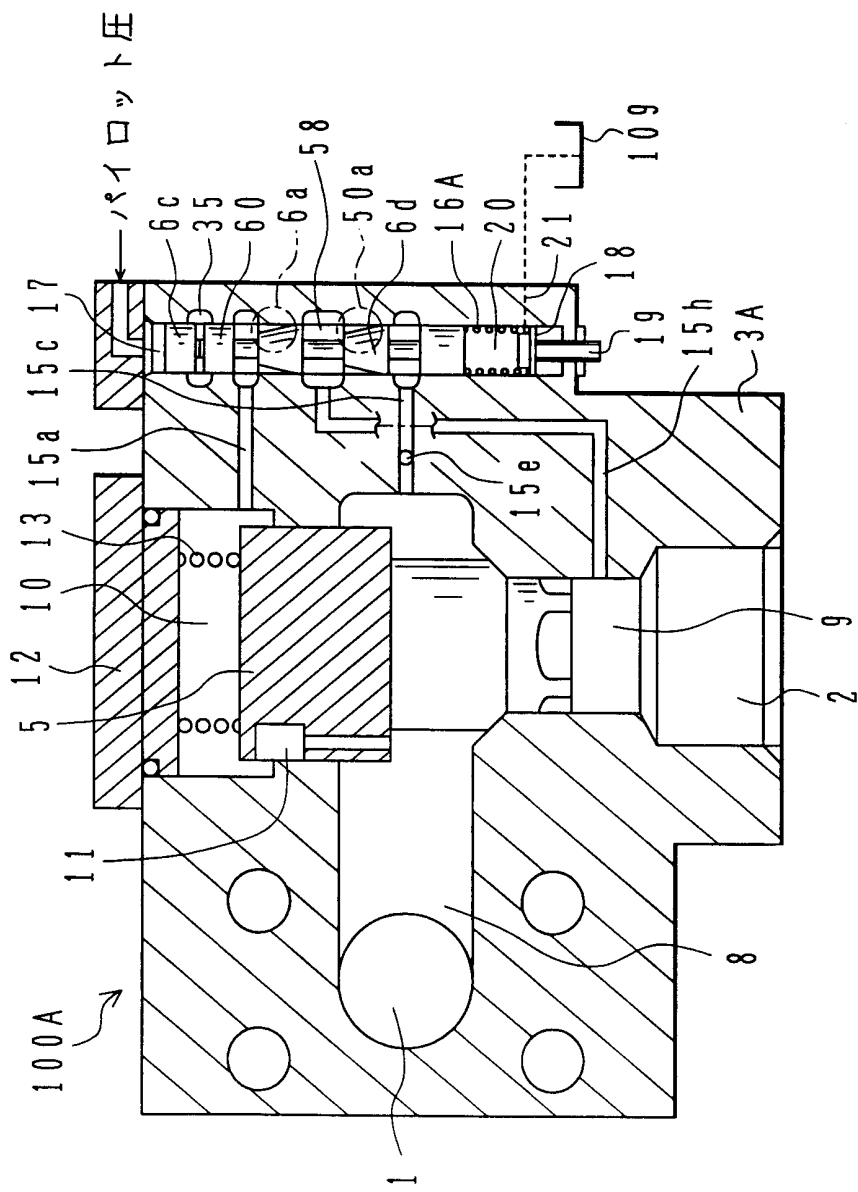


図 10

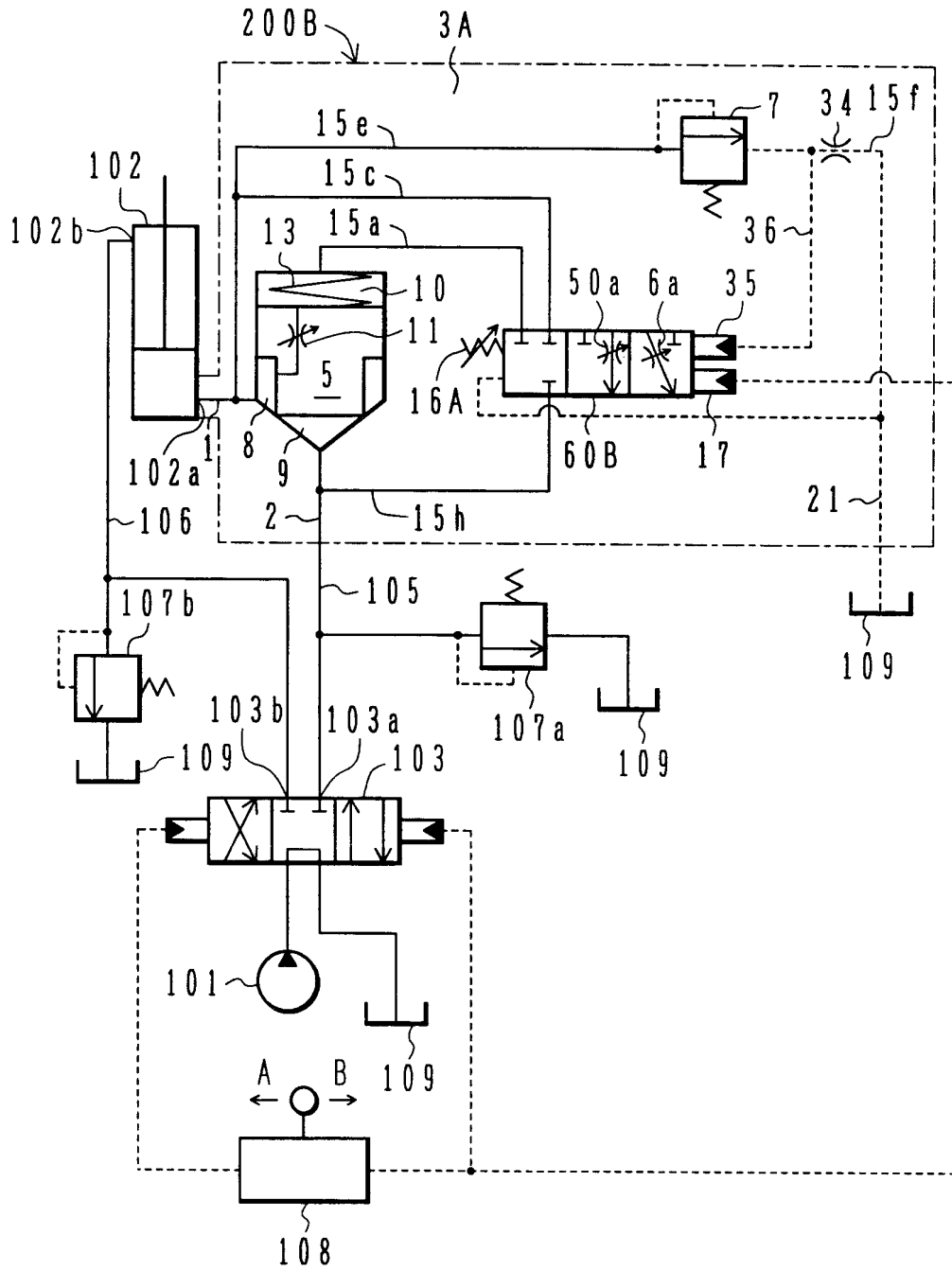


図 11

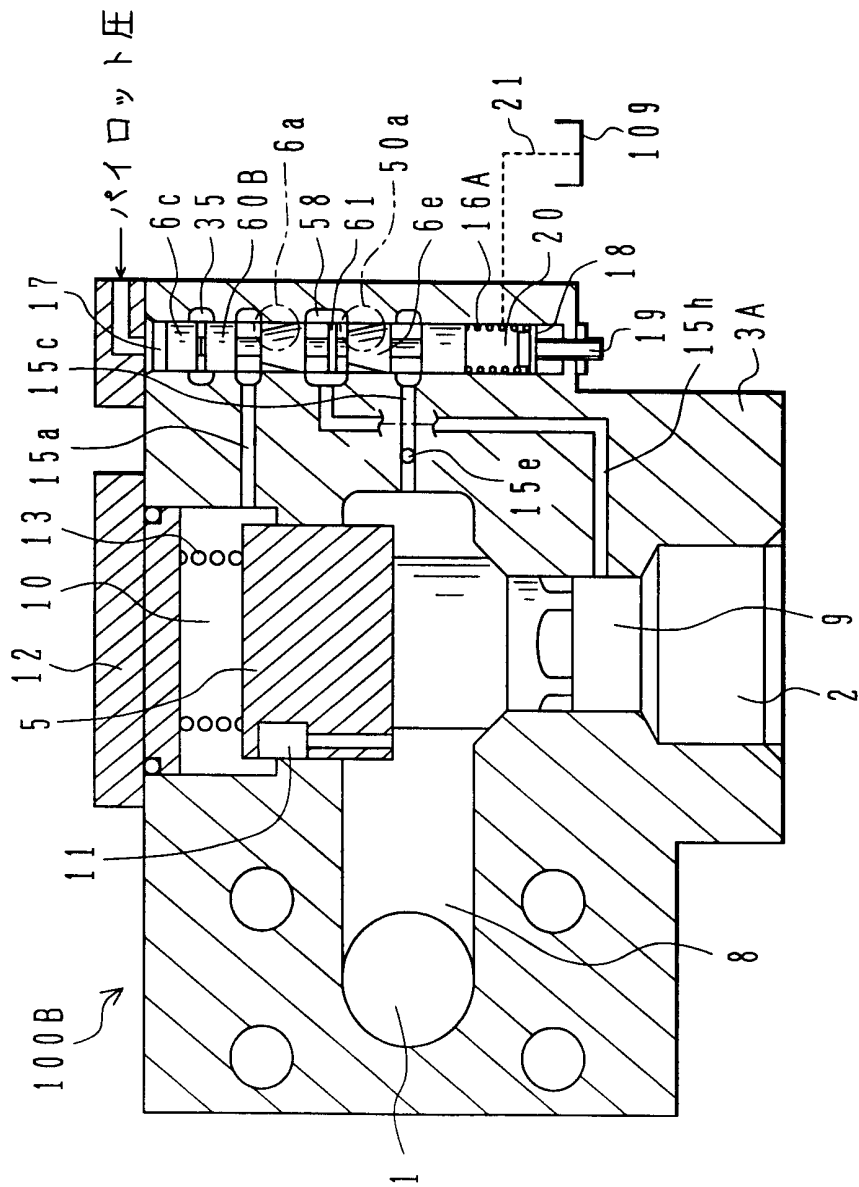


図12

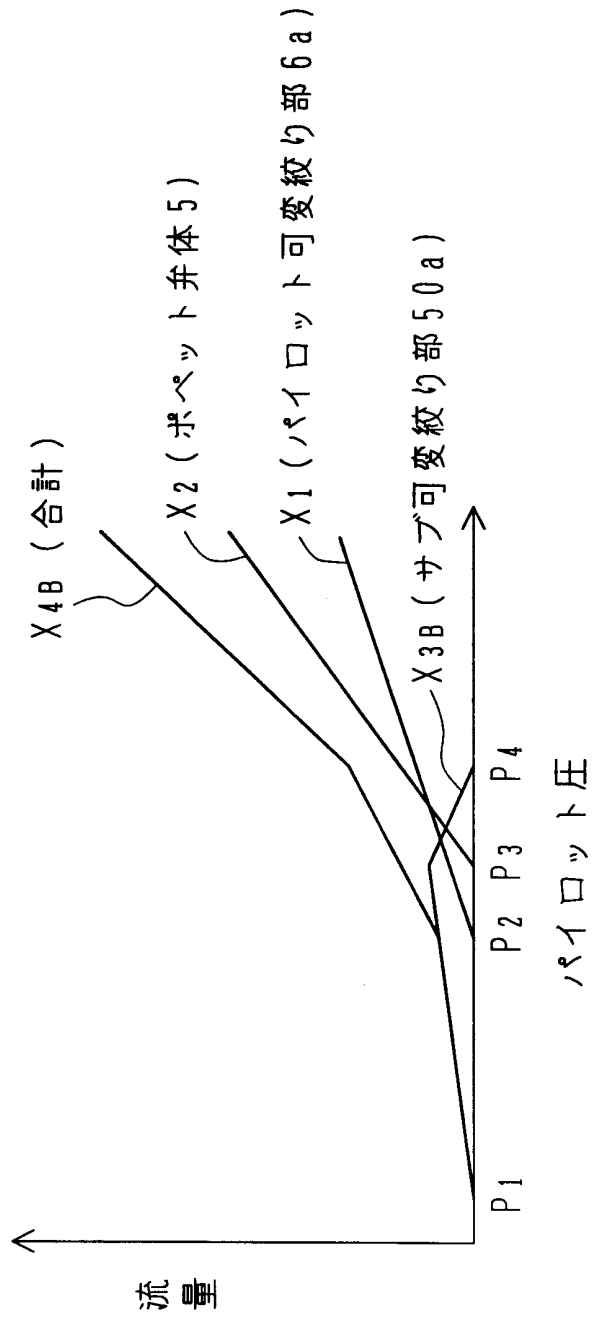


図 13

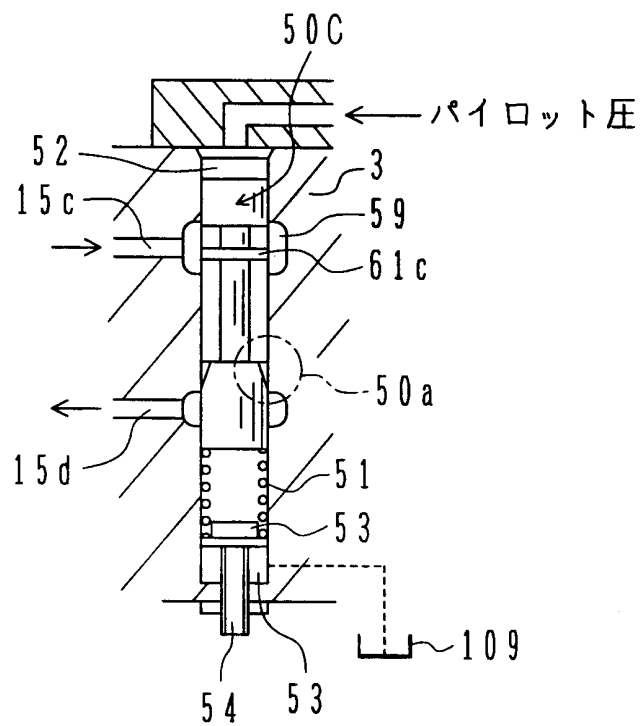


図 14

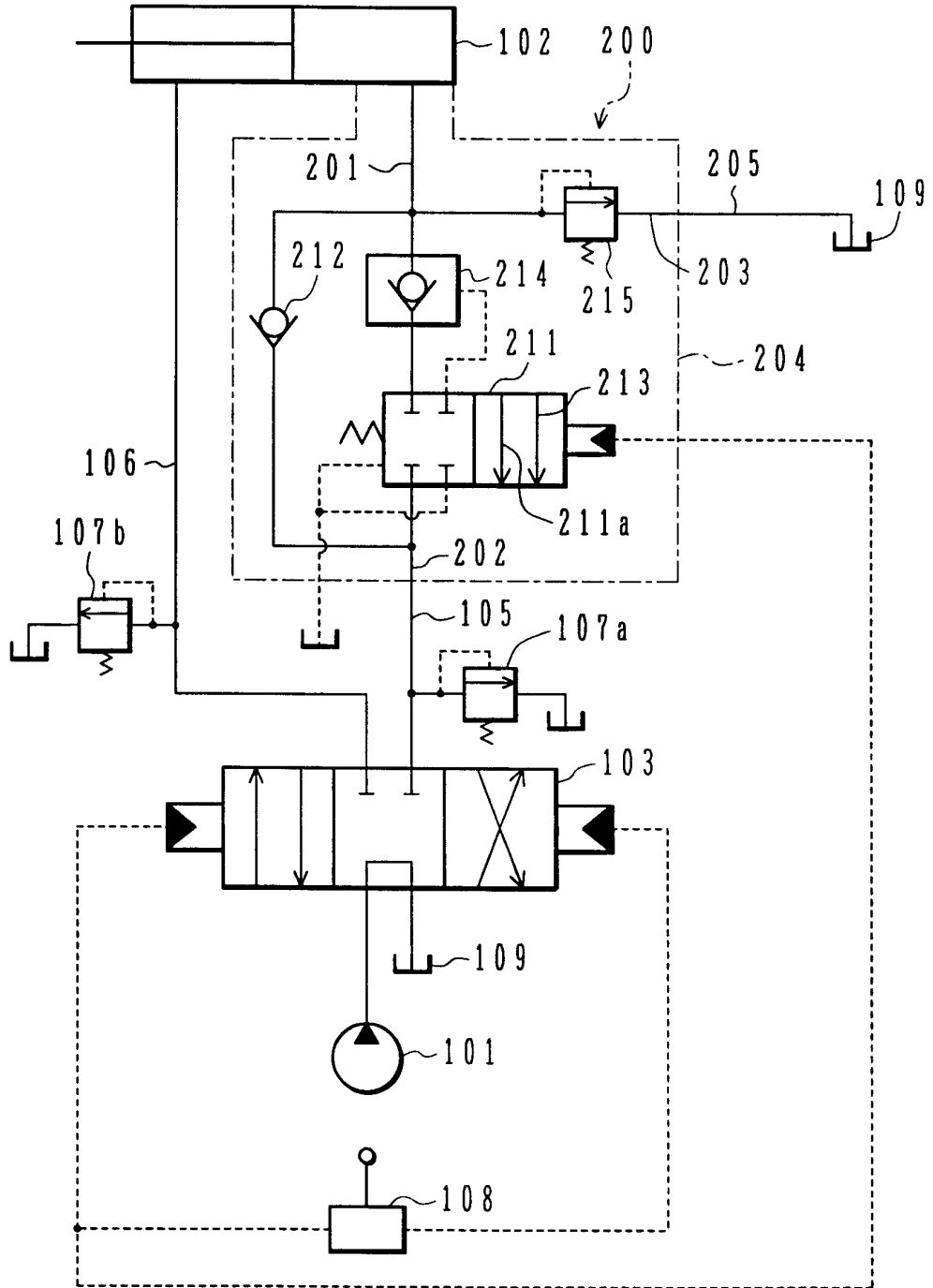


図 15

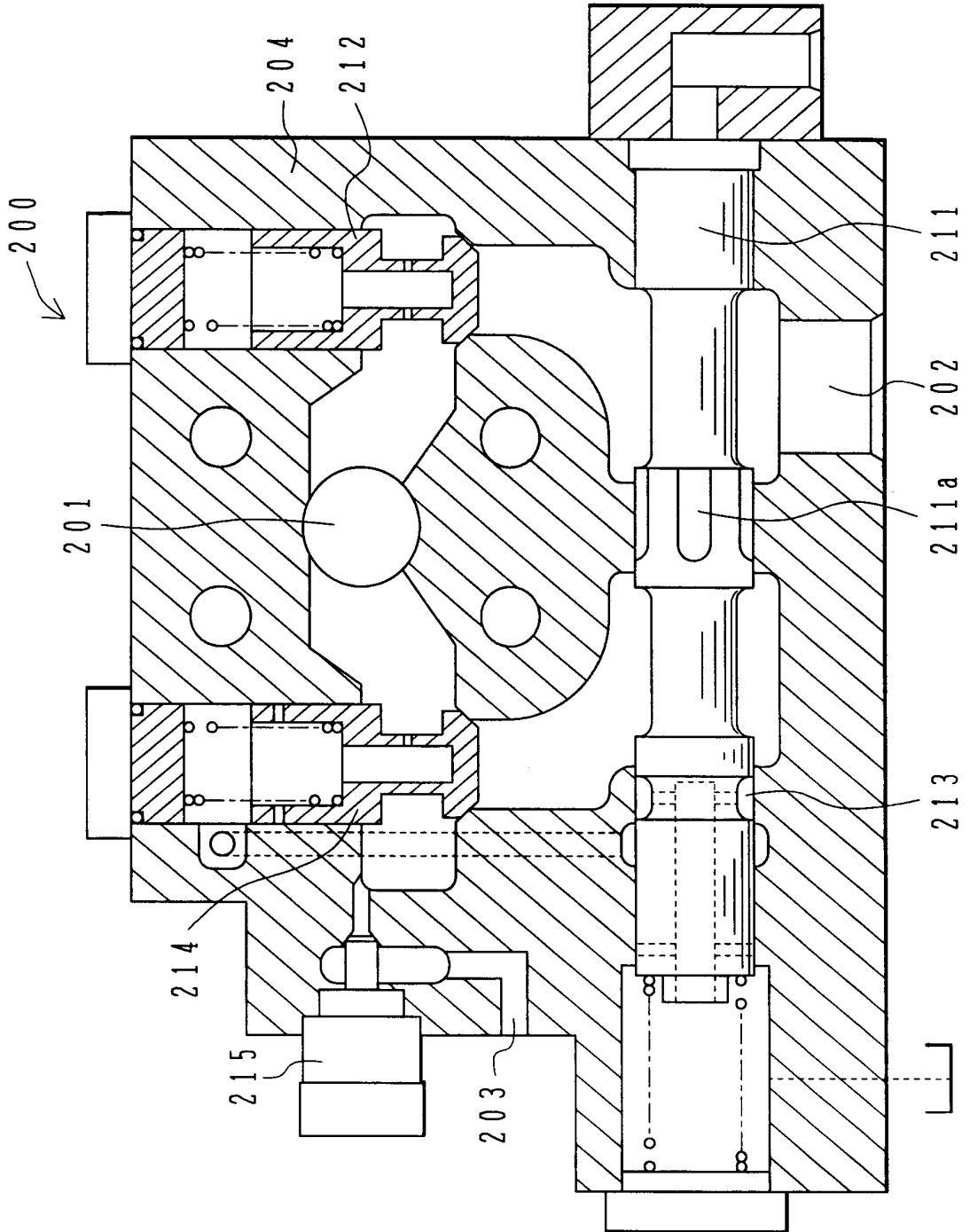
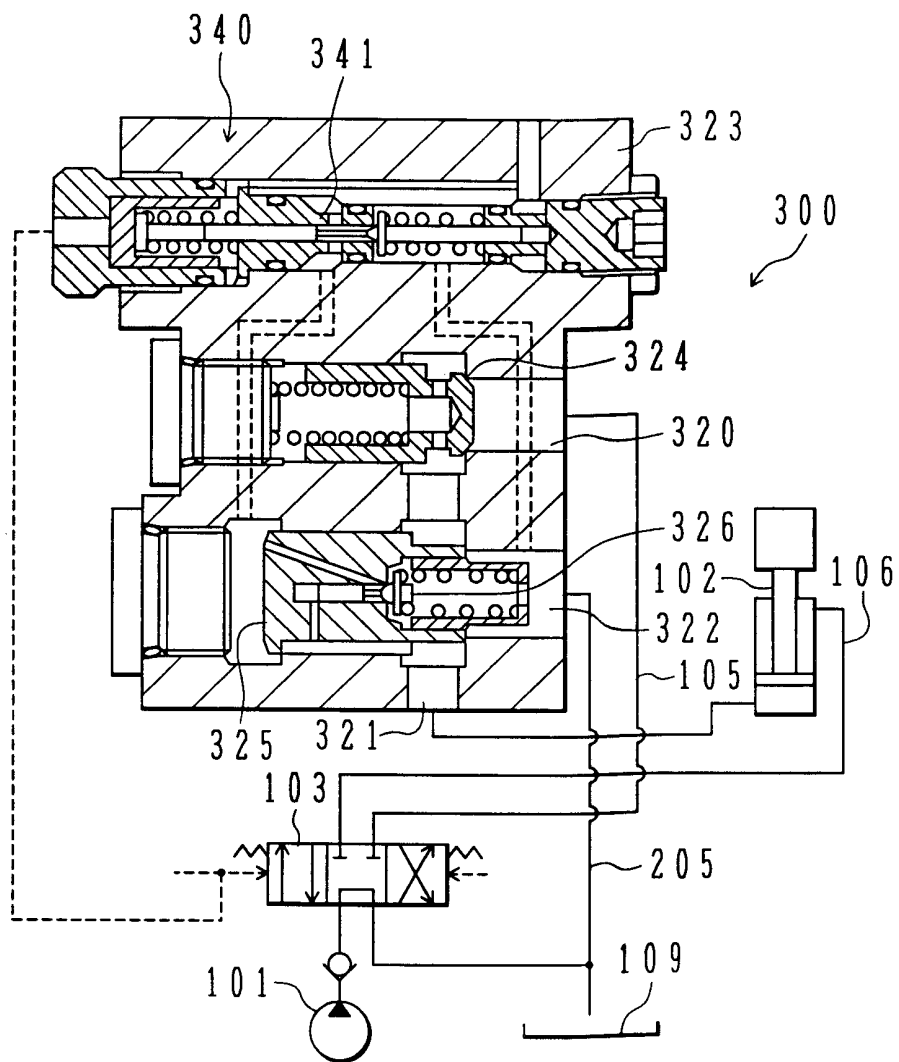


図 16



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP00/07210

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl⁷ F15B11/08

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl⁷ F15B11/00, F15B13/00, F15B20/00

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1926-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2001
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2001	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2001

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
P	JP, 11-303810, A (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 02 November, 1999 (02.11.99) & EP, 952358, A2	1-6
A	US, 5645263, A (Caterpillar Inc.), 08 July, 1997 (08.07.97) (Family: none)	1-6
A	US, 5207059, A (Caterpillar Inc.), 04 May, 1993 (04.05.93) & WO, 93/14322, & JP, 7-503053, A & EP, 621925, A1	1-6
A	JP, 6-50302, A (KAYABA INDUSTRY CO., LTD.), 22 February, 1994 (22.02.94) (Family: none)	1-6
A	WO, 86/04964, A1 (Bahco Hydraul AB), 28 August, 1986 (28.08.86) & EP, 218603, A1 & JP, 62-502982, A & US, 4779836, A	1-6
A	JP, 3-249411, A (Hitachi Construction Machinery Co.,	1-6

 Further documents are listed in the continuation of Box C.
 See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"E" earlier document but published on or after the international filing date	"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)	"&" document member of the same patent family
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means	
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	

Date of the actual completion of the international search 11 January, 2001 (11.01.01)	Date of mailing of the international search report 23 January, 2001 (23.01.01)
--	---

Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office	Authorized officer
--	--------------------

Facsimile No.	Telephone No.
---------------	---------------

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP00/07210

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	Ltd.), 07 November, 1991 (07.11.91) (Family: none) Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No.170698/1988 (Laid-open No.91201/1990) (Kawasaki Heavy Industries, Ltd.), 19 July, 1990 (19.07.90) (Family: none)	1-6

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))		
Int. Cl ⁷ F15B11/08		
B. 調査を行った分野		
調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))		
Int. Cl ⁷ F15B11/00, F15B13/00, F15B20/00		
最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの		
日本国実用新案公報 1926年-1996年 日本国公開実用新案公報 1971年-2001年 日本国実用新案登録公報 1996年-2001年 日本国登録実用新案公報 1994年-2001年		
国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)		
C. 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
P	JP, 11-303810, A (日立建機株式会社) 2. 11月. 1999 (02. 11. 99) & EP, 952358, A2	1-6
A	US, 5645263, A (Caterpillar Inc.) 8. 7月. 1997 (08. 07. 97) (ファミリーなし)	1-6
A	US, 5207059, A (Caterpillar Inc.) 4. 5月1993年 (04. 05. 93) & WO, 93/1432 2, JP, 7-503053, A&EP, 621925, A1	1-6
<input checked="" type="checkbox"/> C欄の続きにも文献が列挙されている。 <input type="checkbox"/> パテントファミリーに関する別紙を参照。		
* 引用文献のカテゴリー 「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの 「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの 「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す) 「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献 「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願日の後に公表された文献 「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの 「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの 「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの 「&」 同一パテントファミリー文献		
国際調査を完了した日	11. 01. 01	国際調査報告の発送日
		23.01.01
国際調査機関の名称及びあて先	特許庁審査官 (権限のある職員)	3W 9026
日本国特許庁 (ISA/JP)	窪田 治彦	
郵便番号100-8915		
東京都千代田区霞が関三丁目4番3号	電話番号 03-3581-1101	内線 3367

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	JP, 6-50302, A (カヤバ工業株式会社) 22. 2月. 1994 (22. 02. 94) (ファミリーなし)	1-6
A	WO, 86/04964, A1 (Bahco Hydraulo AB) 28. 8月. 1986年 (28. 08. 86) & EP, 218603, A1 & JP, 62-502982, A & US, 4779836, A	1-6
A	JP, 3-249411, A (日立建機株式会社) 7. 11月. 1991 (07. 11. 91) (ファミリーなし)	1-6
A	日本国実用新案登録出願63-170698号 (日本国実用新案登録出願公開2-91201号) の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム (川崎重工業株式会社) 19. 7月. 1990 (19. 07. 90) (ファミリーなし)	1-6