

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3685923号

(P3685923)

(45) 発行日 平成17年8月24日(2005.8.24)

(24) 登録日 平成17年6月10日(2005.6.10)

(51) Int. Cl.<sup>7</sup>

F 1 5 B 11/08

F I

F 1 5 B 11/08

B

請求項の数 3 (全 15 頁)

(21) 出願番号	特願平10-110776	(73) 特許権者	000005522 日立建機株式会社 東京都文京区後楽二丁目5番1号
(22) 出願日	平成10年4月21日(1998.4.21)	(74) 代理人	100077816 弁理士 春日 譲
(65) 公開番号	特開平11-303810	(72) 発明者	高橋 太朗 茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社 土浦工場 内
(43) 公開日	平成11年11月2日(1999.11.2)	(72) 発明者	杉山 玄六 茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社 土浦工場 内
審査請求日	平成15年1月21日(2003.1.21)		

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 配管破断制御弁装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

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と、

前記シリンダ接続室の圧力が設定圧力以上になると、前記背圧室をタンクにつながる連通手段とを備え、

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可変絞り通路を設け、

前記連通手段が、前記スプール弁体と並列に設けられたリリーフバルブと、このリリーフバルブの下流側に設けられた圧力発生手段と、この圧力発生手段で発生した圧力を前記スプール弁体に前記外部信号と同じ側の駆動力として作用させる手段とを有することを特徴とする配管破断制御弁装置。

10

20

**【請求項 2】**

請求項 1 記載の配管破断制御弁装置において、前記ポペット弁体は、前記パイロット流量が所定の流量以下では遮断位置を維持する不感帯を有することを特徴とする配管破断制御弁装置。

**【請求項 3】**

請求項 1 記載の配管破断制御弁装置において、前記スプール弁体に前記外部信号に対する移動量を変更可能とする調整手段を設けたことを特徴とする配管破断制御弁装置。

**【発明の詳細な説明】****【0001】****【発明の属する技術分野】**

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。

**【0002】****【従来の技術】**

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 8 に油圧回路図で示し、その断面構造を図に示す。

**【0003】**

図 8 及び図 9 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 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。

**【0004】**

このような従来の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。

**【0005】**

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。

**【0006】**

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。

**【0007】**

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

10

20

30

40

50

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。

【0008】

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。

【0009】

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10にその配管破断制御装置を示す。

【0010】

図10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8参照)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。

10

【0011】

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。

20

【0012】

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。

30

【0013】

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。

【0014】

【発明が解決しようとする課題】

図8及び図9に示す従来の配管破断制御弁装置では、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。

40

【0015】

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

50

めると、各 부품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 2 1 1 とポペット弁体 2 1 4 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。

【 0 0 1 6 】

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 2 0 4 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。

【 0 0 1 7 】

また、オーバーロードリリーフバルブ 2 1 5 にも油圧シリンダ 1 0 2 から排出される圧油の全油量が通過するため、オーバーロードリリーフバルブ 2 1 5 もある程度の大きさが必要であるばかりでなく、タンクポート 2 0 3 につながるドレン配管 2 0 5 の内径もある程度の大きさが必要となり、製造コストがアップしかつドレン配管のコンパクトな引き回しが困難であった。

【 0 0 1 8 】

また、配管破断制御弁装置をブームシリンダに用いた場合の簡略化した構成図を図 1 1 に示す。図中、1 0 2 a , 1 0 2 b が 2 本のブームシリンダであり、ブームシリンダ 1 0 2 a , 1 0 2 b のロッド先端はピン 2 3 0 a , 2 3 0 b を介して、負荷 2 3 1 を支えるブーム 2 3 2 の両側部に回動可能に連結されている。ブームシリンダ 1 0 2 a , 1 0 2 b のボトム側にはそれぞれ上記の配管破断制御弁装置 2 0 0 a , 2 0 0 b が装着されている。このような使用状況において、弁装置 2 0 0 a , 2 0 0 b のメインスプール 2 1 1 の開弁作動時、両者の加工上のばらつきによりメータリング特性に差があると、ピン 2 3 0 a , 2 3 0 b に作用する駆動力の違いによりピン 2 3 0 a , 2 3 0 b に曲げ荷重が生じ、破損の原因となる。このため弁装置 2 0 0 a , 2 0 0 b のメインスプール 2 1 1 のメータリング特性を可能な限り同じにする必要がある。

【 0 0 1 9 】

図 1 0 に示した特開平 3 - 2 4 9 4 1 1 号公報に記載の配管破断制御弁装置では、パイロット弁 3 4 0 で制御される比例シート弁 3 2 5 にオーバーロードリリーフバルブ 3 2 6 を組み込むことにより、比例シート弁 3 2 5 に上記従来技術のメインスプール 2 1 1 の機能の他、ポペット弁体 2 1 4 及びオーバーロードリリーフバルブ 2 1 5 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 3 2 4 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。

【 0 0 2 0 】

また、オーバーロードリリーフバルブ 3 2 6 を比例シート弁 3 2 5 に組み込み、比例シート弁 3 2 5 にオーバーロードリリーフ機能を持たせているが、油圧シリンダ 1 0 2 から排出される圧油の全油量がタンクポート 3 2 2 を通過し、ドレン配管 2 0 5 を介してタンク 1 0 9 に戻される点は図 8 及び図 9 の従来技術と同じであり、ドレン配管 2 0 5 のサイズとしてある程度の直径が必要であり、ドレン配管のコンパクトな引き回しが困難であった。

【 0 0 2 1 】

更に、配管破断制御弁装置を図 1 1 に示したようにブームシリンダに用いた場合には、ピン 2 3 0 a , 2 3 0 b に曲げ荷重が作用するのを避けるため、左右の弁装置の比例シート弁 3 2 5 及びパイロット弁 3 4 0 のメータリング特性を一致させる必要がある点も図 8 及び図 9 の従来技術と同じであり、特に図 1 0 に示す弁装置では比例シート弁 3 2 5 及びパイロット弁 3 4 0 の両方の加工上のばらつきを考慮してメータリング特性を一致させる必要があり、その調整が極めて困難である。

【 0 0 2 2 】

10

20

30

40

50

本発明の第1の目的は、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配管破断制御弁装置を提供することである。

【0023】

本発明の第2の目的は、オーバーロードリリーフバルブ専用のドレン配管を不要とし、弁装置の一層の低コスト化及び弁装置回りの配管の引き回しの簡素化を可能とする配管破断制御弁装置を提供することである。

【0024】

本発明の第3の目的は、ブームシリンダに用いる場合のように2つの配管破断制御弁装置を並列に配列する場合であっても、2つの弁装置のメータリング特性を精度良く調整できる配管破断制御弁装置を提供することである。

10

【0025】

【課題を解決するための手段】

(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と、前記シリンダ接続室の圧力が設定圧力以上になると、前記背圧室をタンクにつながる連通手段とを備え、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可変絞り通路を設け、前記連通手段が、前記スプール弁体と並列に設けられたリリーフバルブと、このリリーフバルブの下流側に設けられた圧力発生手段と、この圧力発生手段で発生した圧力を前記スプール弁体に前記外部信号と同じ側の駆動力として作用させる手段とを有するものとする。

20

【0026】

油圧シリンダのボトム側への圧油供給時は、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）。

30

【0027】

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）。

【0028】

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）。

40

【0029】

以上のように従来の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とともに、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。

【0031】

また、上記のように連通手段を設けることにより、過大な外力が油圧シリンダに作用した場合は、シリンダ接続室の圧力が上昇し、連通手段は背圧室をタンクにつながるため、背圧室の圧力が下がり、ポペット弁体が開弁し、これにより外力により生じた高圧の圧油

50

をもともとアクチュエータラインにあるメインのオーバーロードリリーフバルブによりタンクへ排出する。

【0032】

このようにオーバーロードリリーフバルブの機能が果たせるとともに、連通手段を通過する圧油は小流量となるから、連通手段を小型化できる。しかも、連通手段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ラインを介して行えるため、弁装置としては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、弁装置回りの配管の引き回しを簡素化できる。

【0035】

また、上記のように連通手段をリリーフバルブ等で構成することにより、油圧シリンダに過大な外力が作用し、背圧室の圧力が上昇すると、リリーフバルブが開き、圧力発生手段により発生した圧力がスプール弁体を作動させ、このスプール弁体の作動でパイロット流量が流れ、ポペット弁体を開弁する。これにより上記で述べたようにメインのオーバーロードリリーフバルブによって油圧シリンダの圧油をタンクへ開放できる。また、リリーフバルブには小流量の圧油が流れるだけでよいので、部品の小型化が図れ、弁装置全体も一層小型化できる。

【0036】

(2)更に、上記(1)において、好ましくは、前記ポペット弁体は、前記パイロット流量が所定の流量以下では遮断位置を維持する不感帯を有している。

【0037】

これによりブームシリンダに用いる場合のように2つの配管破断制御弁装置を並列に配置する場合であっても、ポペット弁体の不感帯でスプール弁体のメータリング特性を調整することにより2つの弁装置のメータリング特性を精度良く調整できる。

【0038】

(3)また、請求項(1)において、好ましくは、前記スプール弁体に前記外部信号に対する移動量を変更可能とする調整手段を設ける。

【0039】

これによりスプール弁体のメータリング特性の精度を更に向上できる。

【0040】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の参考例を図面を用いて説明する。

【0041】

図1は本発明の参考例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。

【0042】

図1において、100は本参考例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から延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。

【0043】

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のボトムポート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の1つに接続されている。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スプール弁体6と、オーバーロードリリーフバルブの機能を有する連通手段である小スプール7とが設けられて

10

20

30

40

50

いる。

【0044】

また、ハウジング3には、入出力ポート1に接続されるシリンダ接続室8、アクチュエータライン105の油圧配管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可変絞り通路となるスリット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

10

【0045】

また、ハウジング3には背圧室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。スプール弁体6はパイロット通路15a, 15bを連通可能なパイロット可変絞り6aを有し、スプール弁体6の閉弁方向作動端部にはパイロット可変絞り6aの初期開弁力を設定するバネ16が設けられ、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に導かれるパイロット圧(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通路15a, 15bを流れる上記の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はスプール弁体6の動きをスムーズにするためドレンライン21を介してタンクに接続されている。

20

【0046】

オーバーロードリリーフバルブの機能を有する連通手段である小スプール7は、図3に示すように、パイロット通路15cとドレン通路15d間の連通を開閉する構成であり、パイロット通路15cは上記パイロット通路15aにつながり、ドレン通路15dは上記ドレンライン21につながっている。小スプール7の開弁方向作動端部にはリリーフ圧を設定するバネ30が設けられ、小スプール7の開弁方向作動端部にはパイロット通路15eを介してパイロット通路15cの圧力が導かれる受圧室31が形成され、パイロット通路15cの圧力がバネ30で設定される圧力以上になるとパイロット通路15cをタンクにつなげる。

30

【0047】

ここで、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の開口面積及びスリット11の開口面積の関係、及び外部信号(パイロット圧)に対するスプール弁体6の通過流量(パイロット流量)及びポペット弁体5の通過流量(メインの流量)との関係を説明する。

【0048】

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、スリット11は所定の初期開口面積A0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及びスリット11の開口面積は比例的に増大する。スリット11が初期開口面積A0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、更に小スプール7と協働して従来のオーバーロードリリーフバルブの機能を果たすことが可能となる(後述)。

40

【0049】

図5は外部信号(パイロット圧)に対するスプール弁体6の通過流量(パイロット流量)及びポペット弁体5の通過流量(メインの流量)との関係を示す図である。パイロット

50

圧が0からP1までの範囲はスプール弁体6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、移動したとしても開弁するまでのオーバーラップ領域でパイロット可変絞り6aは遮断状態にある。パイロット圧がP1に達するとスプール弁体6のパイロット可変絞り6aは開き始め、パイロット圧がP1を越えて上昇するにしたがってパイロット可変絞り6aの開口面積が増大し、これに応じてスプール弁体6の通過流量、即ちパイロット流量も増大する。パイロット圧がP2(>P1)までの範囲はポペット弁体5の不感帯Xであり、この間はパイロット流量が生じてスリット11により背圧室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P2に達するとポペット弁体5は開き始め、パイロット圧がP2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。パイロット圧P2の値はパイロット圧P1の値で調整でき、パイロット圧P1の値はスプール弁体6のネジ部19を操作しバネ16の強さ(初期設定力)を調節することで調整できる。

10

#### 【0050】

このようにポペット弁体5に不感帯Xを設けることにより、パイロット圧P<sub>2</sub>以下の微小域での流量制御はスプール弁体6のみで行われることとなり、当該領域での開口特性を精度良く調整できる。また、スプール弁体6のバネ16を調節可能としパイロット圧P<sub>2</sub>の位置を調整可能とすることにより、更に精度を向上させることができる。

#### 【0051】

次に、以上のように構成した配管破断制御弁装置100の動作を説明する。

20

#### 【0052】

1) 油圧シリンダ102のボトム側への圧油供給時手動パイロット弁108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を介して弁装置100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100のシリンダ接続室8の圧力は油圧シリンダ102のボトム側の負荷圧になっており、スリット11が上記のように初期開口面積A0を有することから、背圧室10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の圧油はスリット11を通過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。

30

#### 【0053】

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を図示左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が移動し、スプール弁体6のパイロット可変絞り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。このため、油圧シリンダ102のボトム側の圧油の大部分は弁装置100のシリンダ接続室8からポペット弁体5を通過し、残りがスリット11、背圧室10、パイロット通路15a、スプール弁体6、パイロット通路15bを通過し、それぞれポペット弁体5とスプール弁体6で流量制御されながらコントロールバルブ103へと排出され、更にタンク109に排出される。このようにアクチュエータ103からコントロールバルブ103へと排出される圧油の流量を制御できる。

40

50



## 【0054】

## 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。

## 【0055】

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、スリット11、背圧室10、パイロット通路15a, 15eを介して小スプール7の受圧室20bに導かれる圧油により小スプール7が移動し、背圧室10の圧油をタンク109へ開放するため、背圧室10の圧力が下がり、ポペット弁体5は図示上方に移動する。これにより入出力ポート1と入出力ポート2は同圧となるため、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、小スプール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スプール7で実現することができる。

10

## 【0056】

5) ブームシリンダに用いる場合のように弁装置100を並列に配置する場合本発明の弁装置100では、スプール弁体6とポペット弁体5の2つの弁体が作動するため、弁装置100毎に部品の加工上のばらつきによるメータリング特性の誤差が発生し易い。特に、2つの弁装置100が並列に用いられるブームシリンダの使用例では、図11を用いて説明したように加工精度を大幅に改善しないと、左右の弁装置100のメータリング特性の不一致から生ずる推力の違いによりピン230a, 230bに曲げ荷重が生じ、破損の原因となる。そこで、本参考例では、図5を用いて説明したように、ポペット弁体5に不感帯Xを設けている。このため、パイロット圧P2以下の微少操作領域ではポペット弁体5は移動せず、その間の流量制御はスプール弁体6のみで行われることとなり、左右の弁装置100におけるスプール弁体6及びポペット弁体5の加工上の精度のばらつきによるメータリング特性の違いに起因する流量差を最小限に止めることができる。また、スプール弁体6のメータリング特性はスプール弁体6に設けられたばね16を調節することにより調整可能であり、スプール弁体6のみの流量制御によるメータリング特性の精度を更に向上させることができる。

20

30

## 【0057】

以上のように本参考例によれば、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されるため、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。

## 【0058】

また、過大な外力により生じた高圧の圧油をポペット弁体5を開弁してメインのオーバーロードリリーフバルブ107aによってタンクへと開放できるため、小スプール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スプール7で実現することができる。しかも、小スプール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ライン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。

40

## 【0059】

更に、ブームシリンダに用いる場合のように2つの配管破断制御弁装置を並列に配置する場合であっても、ポペット弁体5の不感帯Xでスプール弁体6のみを動作させるので、

50

2つの弁装置のメータリング特性を精度良く調整できるとともに、スプール弁体6に設けられたばね16の調節でメータリング特性の精度を更に向上させることができる。

【0060】

本発明の実施形態を図6及び図7を用いて説明する。図中、図1～図3に示す部材と同等のものには同じ符号を付している。

【0061】

図6及び図7において、本実施形態の配管破断制御弁装置100Aは、図1に示す小スプール7に代え小リリーフバルブ7Aを有し、小リリーフバルブ7Aのドレン通路15dに圧力発生手段である絞り34が設けられている。また、スプール弁体6Aは、パイロット圧（外部信号）が導かれる受圧室17に加え、スプール弁体6Aの受圧室17と同じ側にこれと直列にもう1つの受圧室35を有し、この受圧室35に絞り34の上流側を信号通路36を介して接続し、絞り34で発生した圧力をスプール弁体6A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。

10

【0062】

油圧シリンダ102に過大な外力が作用し、背圧室10の圧力が上昇すると、小リリーフバルブ7Aが開き、絞り34のあるパイロット通路15dに圧油が流れ込む。この結果、信号通路36の圧力が上昇し、スプール弁体6Aを移動してパイロット可変絞り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、参考例と同様にメインのオーバーロードリリーフバルブ107aによって油圧シリンダ102の圧油をタンクへ開放できる。

20

【0063】

このように構成した本実施形態では、小リリーフバルブ7Aには図1の参考例の小スプール7よりも更に小流量の圧油が流れるだけでそれと同一の機能が実現可能となり、部品の小型化が図れ、弁装置全体も一層小型化できる。

【0064】

【発明の効果】

本発明によれば、油圧シリンダ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を設けるだけで、配管破断制御弁装置の必要な諸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、従来の配管破断制御弁装置に比較して小型化されるため、作業上での破損の機会が減少し、設計上の自由度も増し、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。

30

【0065】

また、本発明によれば、過大な外力により生じた高圧の圧油をポペット弁体を開弁してメインのオーバーロードリリーフバルブによってタンクへと開放できるため、弁装置には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、弁装置回りの配管の引き回しを簡素化できる。

【0066】

また、本発明によれば、配管破断制御弁装置のリリーフバルブには小流量の圧油が流れるだけでポペット弁を開弁させ上記オーバーロードリリーフバルブによる高圧の開放が可能となるため、部品の小型化が図れ、弁装置全体を一層小型化できる。

40

【0067】

更に、本発明によれば、ブームシリンダに用いる場合のように2つの配管破断制御弁装置を並列に配置する場合であっても、ポペット弁体の不感帯でスプール弁体のみを動作させ2つの弁装置のメータリング特性を精度良く調整できる。

【0068】

また、本発明によれば、スプール弁体に設けられたばねの調節でメータリング特性の精度を更に向上させることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の参考例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

50

もに油圧回路で示す図である。

【図 2】図 1 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 3】図 1 に示す配管破断制御弁装置の小スプール部分の構造を示す断面図である。

【図 4】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スリットの開口面積の関係を示す図である。

【図 5】外部信号（パイロット圧）に対するスプール弁体の通過流量（パイロット流量）及び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 6】本発明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 7】図 6 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 8】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 9】図 8 に示す従来の配管破断制御弁装置の主要部の構造を示す断面図である。

【図 10】従来の他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 11】配管破断制御弁装置をブームシリンダに用いた場合の構成を簡略化して示す図である。

【符号の説明】

1, 2 入出力ポート

3 ハウジング

5 ポペット弁体

6 スプール弁体

6 A スプール弁体

7 小スプール

7 A 小リリーフバルブ

8 シリンダ接続室

9 配管接続室

10 背圧室

11 スリット

12 プラグ

13 バネ

15 a ~ 15 c パイロット通路

15 d ドレン通路

15 e パイロット通路

16 バネ

17 受圧室

19 ネジ部

21 ドレンライン

30 バネ

31 受圧室

34 絞り

35 受圧室

36 信号通路

100 配管破断制御弁装置

101 油圧ポンプ

102 油圧シリンダ

103 コントロールバルブ

105 アクチュエータライン（油圧配管）

10

20

30

40

50

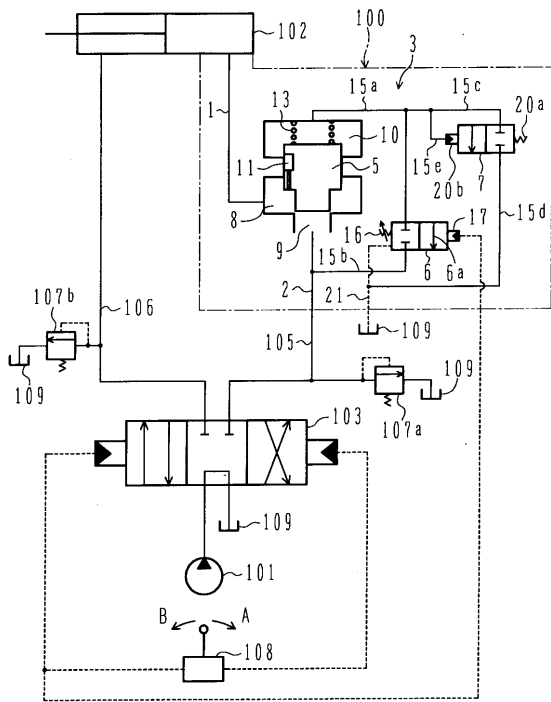
106 アクチュエータライン

107a, 107b オーバードリレフバルブ

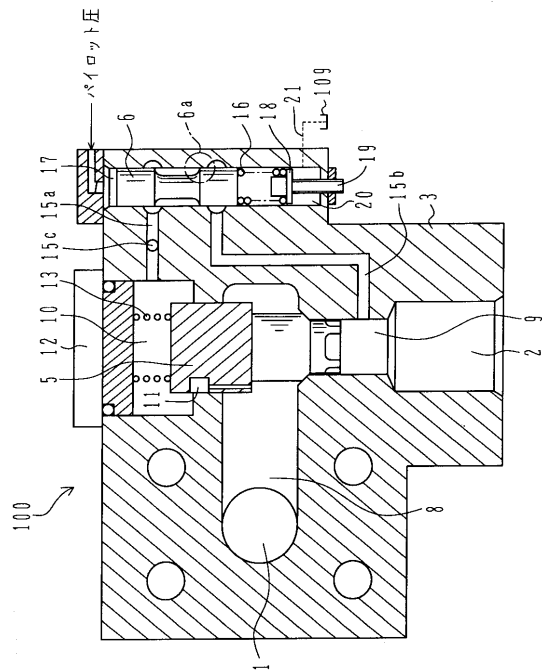
108 手動パイロット弁

109 タンク

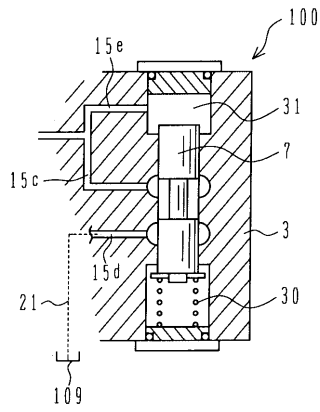
【図1】



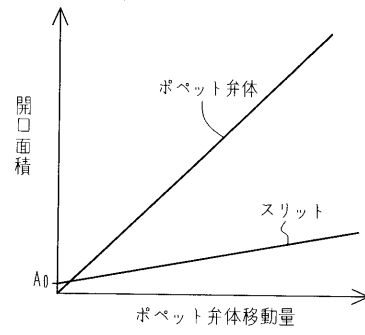
【図2】



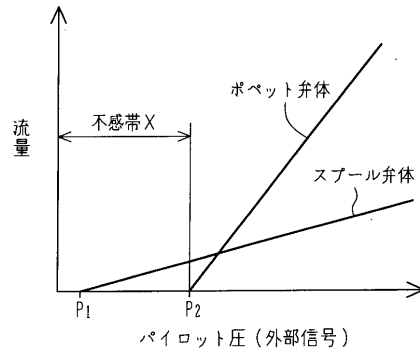
【図3】



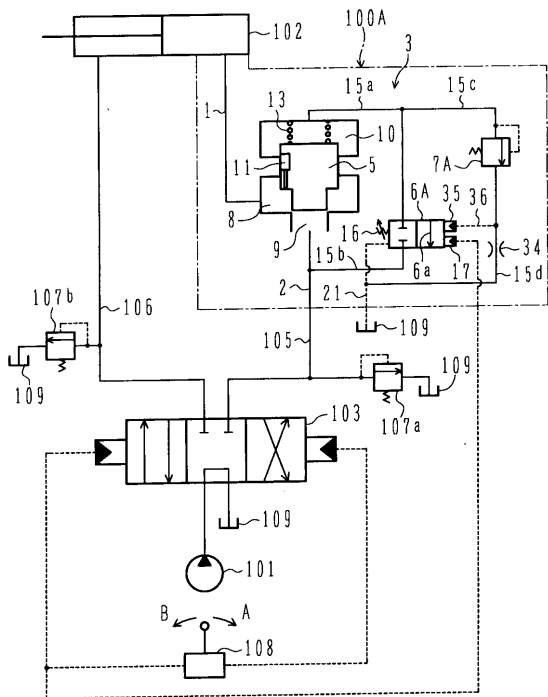
【図4】



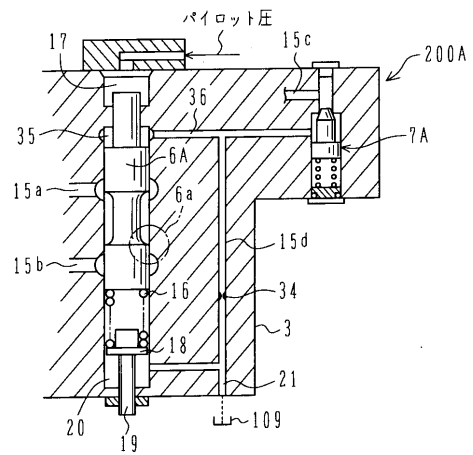
【図5】



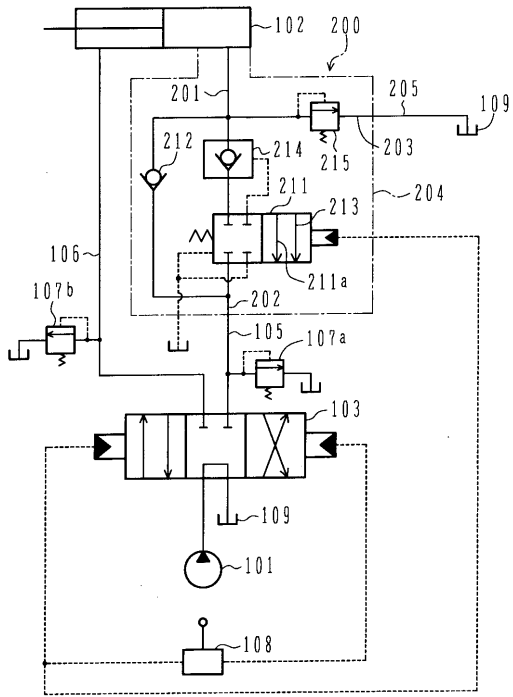
【図6】



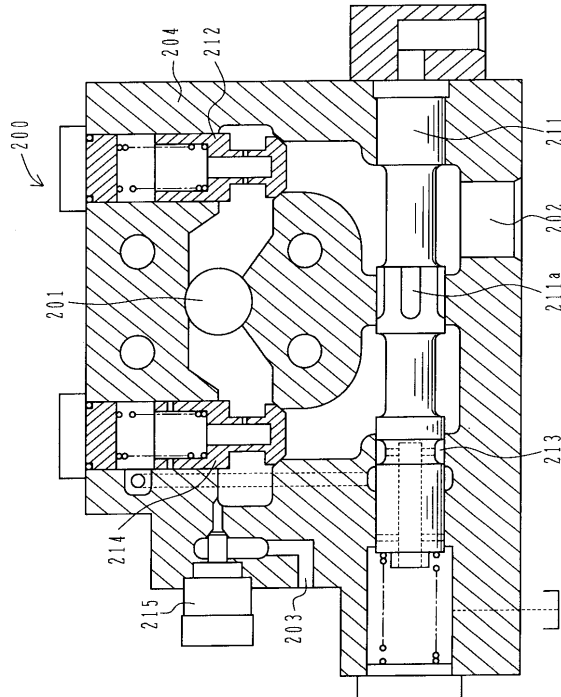
【図7】



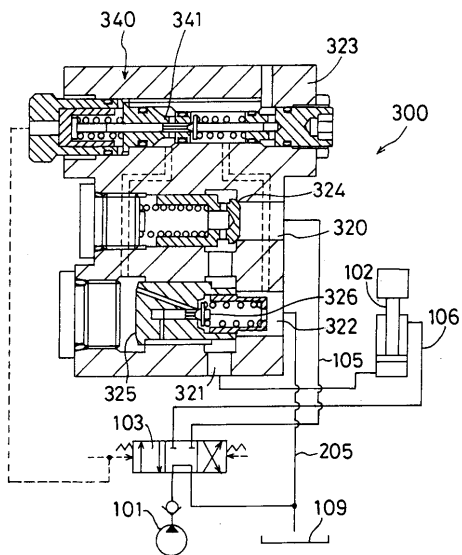
【 図 8 】



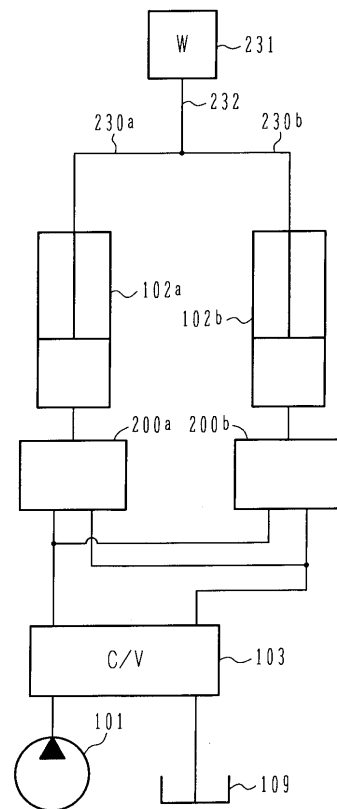
【 図 9 】



【 図 10 】



【 図 11 】



---

フロントページの続き

(72)発明者 豊岡 司

茨城県土浦市神立町650番地

日立建機株式会社 土浦工場内

審査官 細川 健人

(56)参考文献 国際公開第98/006949(WO, A1)

特開平07-139515(JP, A)

特開平01-203702(JP, A)

実開平02-062173(JP, U)

特開平09-229010(JP, A)

特開平06-257601(JP, A)

特表昭62-502982(JP, A)

特開平01-238785(JP, A)

特開平04-181004(JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl.<sup>7</sup>, DB名)

F15B 11/00