

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4488232号
(P4488232)

(45) 発行日 平成22年6月23日(2010.6.23)

(24) 登録日 平成22年4月9日(2010.4.9)

(51) Int. Cl.	F 1
EO2F 9/22 (2006.01)	E O 2 F 9/22 K
F 1 5 B 11/16 (2006.01)	F 1 5 B 11/16 B
F 1 5 B 11/00 (2006.01)	F 1 5 B 11/00 M

請求項の数 11 (全 13 頁)

(21) 出願番号	特願2005-502425 (P2005-502425)	(73) 特許権者	502425846
(86) (22) 出願日	平成15年12月8日(2003.12.8)		ボッシュ レックスロート アクチエンゲ
(65) 公表番号	特表2006-511744 (P2006-511744A)		ゼルシャフト
(43) 公表日	平成18年4月6日(2006.4.6)		Bosch Rexroth AG
(86) 国際出願番号	PCT/EP2003/013898		ドイツ連邦共和国 シュットガルト ハ
(87) 国際公開番号	W02004/055274		イデホーフシュトラッセ 31
(87) 国際公開日	平成16年7月1日(2004.7.1)		Heidehofstrasse 31,
審査請求日	平成18年10月2日(2006.10.2)		D-70184 Stuttgart,
(31) 優先権主張番号	10259120.2		Germany
(32) 優先日	平成14年12月18日(2002.12.18)	(74) 代理人	100061815
(33) 優先権主張国	ドイツ(DE)		弁理士 矢野 敏雄
(31) 優先権主張番号	10334321.0	(74) 代理人	100094798
(32) 優先日	平成15年7月28日(2003.7.28)		弁理士 山崎 利臣
(33) 優先権主張国	ドイツ(DE)	(74) 代理人	100099483
			弁理士 久野 琢也

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ブームに保持されたバケットを備えた作業機のための制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

ブームに保持されたバケットを備えた作業機、特にホイールローダのための制御装置であって、

2つの液圧式のシリンダ(18, 22)が設けられており、両シリンダ(18, 22)のうち、第1のシリンダがブームを操作し、第2のシリンダがバケットを操作し、

シリンダ(18, 22)にタンク(29)から圧力媒体を供給するポンプ(28)が設けられており、

2つの弁(41, 42)が設けられており、両弁のうち、第1の弁(41)が、ポンプ(28)から第1のシリンダ(18)への圧力媒体供給を制御し、第2の弁(42)が、ポンプ(28)から第2のシリンダ(22)への圧力媒体供給を制御しており、各弁(41, 42)にスプール(47, 50)が設けられていて、該スプール(47, 50)の一面が、ばね(48もしくは49, 51もしくは52)の力に抗して作用する調節可能な制御圧(p_{st1A} もしくは p_{st1B} , p_{st2A} もしくは p_{st2B})により負荷可能であり、各スプール(47, 50)に、その長手方向で延在し、弁(41, 42)の通流横断面積(A_{A1} もしくは A_{B1} , A_{A2} もしくは A_{B2})の大きさを規定する切欠きが設けられており、該切欠きが次のように形成されている、すなわち、弁(41, 42)のそれぞれの通流横断面積(A_{A1} もしくは A_{B1} , A_{A2} もしくは A_{B2})がスプール(47, 50)の位置により規定されているように形成されている

形式のものにおいて、

2つの圧力バランサ(79, 85)が設けられており、一方の圧力バランサが、一方の弁(41)の通流横断面積(A_{A1} もしくは A_{B1})の下流に配置され、他方の圧力バランサが、他方の弁(42)の通流横断面積(A_{A2} もしくは A_{B2})の下流に配置されており、かつ両圧力バランサ(79, 85)が、最高の負荷圧により閉鎖方向で負荷され、かつ対応する通流横断面積の下流の圧力により開放方向で負荷されており、前記弁(42, 41)が次のように起動制御可能である、すなわち、両シリンダ(22, 18)に供給される圧力媒体量(Q_2, Q_1)の比(Q_2 / Q_1)が、第1の弁(41)に供給される制御圧(p_{st1A}, p_{st1B})の大きさに関わらず、コンスタントな値(K_Q)に維持されているように起動制御可能である

ことを特徴とする、ブームに保持されたバケットを備えた作業機のための制御装置。

10

【請求項2】

両弁(41, 42)の通流横断面積(A_{A1} もしくは A_{B1}, A_{A2} もしくは A_{B2})が直線的に、弁(41, 42)に供給される制御圧(p_{st1A} もしくは p_{st1B}, p_{st2A} もしくは p_{st2B})と共に変化する、請求項1記載の制御装置。

【請求項3】

第1の弁(41)のスプール(47)の、制御圧(p_{st1A} もしくは p_{st1B})で負荷される面積が、第2の弁(42)のスプール(50)の、制御圧(p_{st2A} もしくは p_{st2B})で負荷される面積に等しい、請求項1または2記載の制御装置。

【請求項4】

第2の弁(42)の、制御圧(p_{st2A} もしくは p_{st2B})のための入口の手前に、弁装置(65, 66; 68, 69)が接続されており、該弁装置(65, 66; 68, 69)を介して、前記入口に、ブーム(12)の旋回運動のための制御圧(p_{st1A}, p_{st1B})またはバケット(14)の旋回運動のための制御圧(p_{st3A}, p_{st3B})が供給可能である、請求項1から3までのいずれか1項記載の制御装置。

20

【請求項5】

前記弁装置がシャトル弁(65, 68)として形成されており、該シャトル弁(65, 68)の一方の入口に、ブーム(12)の旋回運動のための制御圧(p_{st1A}, p_{st1B})が供給可能であり、他方の入口に、バケット(14)の旋回運動のための制御圧(p_{st3A}, p_{st3B})が供給されている、請求項4記載の制御装置。

【請求項6】

シャトル弁(65, 68)の第1の入口に通じる制御圧管路(56, 57)内に、切換弁(66, 69)が配置されており、該切換弁(66, 69)が一方の位置で、ブーム(12)の旋回運動のための制御圧(p_{st1A}, p_{st1B})の、第2の弁(42)の制御圧(p_{st2A}, p_{st2B})のための入口への供給を遮断すると同時に、シャトル弁(65, 68)の第1の入口に、バケット(14)の旋回運動のためのそれぞれの制御圧(p_{st3A}, p_{st3B})よりも小さいか、またはこれに等しい圧力(タンク圧)を供給する、請求項5記載の制御装置。

30

【請求項7】

弁装置(69*, 68)が、下降方向でのブーム(12)の旋回運動のための制御圧(p_{st1B})の、第2の弁(42)の制御圧(p_{st2B})のための入口への供給を、前記圧力(p_{st1B})が、調節可能な値(p_{sts})を上回ると遮断する、請求項4から6までのいずれか1項記載の制御装置。

40

【請求項8】

切換弁(66*)が、上昇方向でのブーム(12)の旋回運動のための制御圧(p_{st1A})の、対応配置されたシャトル弁(65)の第1の入口への供給を、下降方向でのブーム(12)の旋回運動のための圧力(p_{st1B})が、調節可能な値(p_{sts})を上回ると遮断する、請求項7記載の制御装置。

【請求項9】

第2の弁(42)のスプール(50)の切欠き(95)が次のように形成されている、すなわち、第2の弁(42)のスプール(50)が、第1の弁(41)のための、最大の

50

圧力媒体量 (Q_{1max}) のために必要な制御圧 ($p_{st1A(65\%)}$, $p_{st1B(65\%)}$) よりも大きな制御圧 (p_{st2A} , p_{st2B}) で負荷されると、第2の弁 (42) の通流横断面積 (A_{A2} , A_{B2}) が、制御圧 (p_{st2A} , p_{st2B}) の上昇と共に、第1の弁 (41) のための、最大の圧力媒体量 (Q_1) のために必要な制御圧 ($p_{st1A(65\%)}$, $p_{st1B(65\%)}$) を下回る領域に比べて、著しく増大するように形成されている、請求項1から8までのいずれか1項記載の制御装置。

【請求項10】

第1のスプール (47) に作用するばね (48もしくは49) のばね定数が、第2のスプール (50) に作用するばね (51, 52) のばね定数に等しい、請求項1から8までのいずれか1項記載の制御装置。

10

【請求項11】

引張り負荷で負荷されるシリンダ (18, 22) からタンク (29) に通じる管路 (35, 39) 内に、流入圧により制御される対抗保持弁 (91, 87) が配置されている、請求項1から10までのいずれか1項記載の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、請求項1の上位概念部に記載された形式の、ブームに保持されたバケットを備えた作業機のための制御装置に関する。

【0002】

20

この種の作業機、例えばホイールローダでは、ブームが旋回可能に作業機のフレームに保持されている。ブームの操作は、第1の液圧式のシリンダにより実施される。第1の液圧式のシリンダは作業機のフレームとブームとに作用する。ブームの旋回角は第1のシリンダのストロークにより制限されている。バケットはブームに旋回可能に保持されている。バケットの操作のために、第2の液圧式のシリンダが設けられている。第2の液圧式のシリンダはブームとバケットとに作用する。バケットの旋回角は第2のシリンダのストロークにより制限されている。シリンダの操作は複動式のシリンダの場合、圧力媒体をシリンダの一方のチャンバに供給すると同時に、シリンダのその都度他方のチャンバから圧力媒体を排出することにより実施される。この種の作業機のバケットを上昇させるために、ブームは、作業機のフレームに設けられたその枢設点を中心に旋回させられる。その際、バケットの旋回運動のために設けられたシリンダへの圧力媒体供給が実施されないと、バケットはブームに対するその角度を維持する。すなわち、バケットは、ブームとバケットとの間に剛性的な結合が存在するかのようになり、ブームの旋回運動に応じて連行される。このことは、バケットが、地面に関するその元々の角度位置に対して傾倒することにつながる。その際、物質が、傾倒したバケットから転落する危険が存在する。バケットから落下する物質はオペレータを、特に作業機のキャビンがこの領域に存在する場合、危険に曝すことになる。この種の危険を排除するためにも、バケットが上昇時に、地面に関するその角度位置を、ブームの旋回運動に関わらず維持することが要求される。

30

【0003】

この要求を満たすために、既に種々異なる手段が講じられている。例えば、ブームおよびバケットの運動機構を特別に構成することにより、ブームおよびバケットのための旋回ジョイントの代わりに、ブーム上昇時の、バケットの機械的な平行案内が実現されている。別の解決策は、バケットの、基準面、例えば水平面に関する位置角度を調整することにある。このために、バケットの位置角度が電気的な位置センサにより測定され、位置目標値と比較される。位置センサの出力信号が位置目標値から偏差している場合、バケットの旋回運動のために設けられたシリンダはブームの上昇中、バケットが水平面に関するその本来の位置を再度取るように圧力媒体で負荷される。これにより、バケットが上昇時にその角度位置を維持することが可能である。バケットが上昇時にその角度位置を維持することを可能にする別の可能性は、シリンダに供給される圧力媒体量を制御する弁に対して付加的に、制御ブロックを設け、この制御ブロックが、ブームの上昇時にブームを操作する

40

50

ためのシリンダから押し分けられる圧力媒体の、予め決められた部分を、バケットの旋回運動のためのシリンダに供給する点にある。この種の制御ブロックの使用は、看過できないコストにつながる。さらに、この種の制御ブロックは付加的なスペースを要求すると共に、制御ブロックのポートを、ブームおよびバケットを操作するためのシリンダおよび弁に配管することを必要とする。

【 0 0 0 4 】

本発明の課題は、安価な、冒頭で述べた形式の制御装置を提供することである。

【 0 0 0 5 】

上記課題は、請求項 1 の特徴部に記載された特徴により解決される。本発明の実現のために、一般にはプレート構造 (Scheibenbauweise) で構成される制御ブロックにおいて、負荷に依存しない通流量分配のために使用される構成群が起用されることができ

10

【 0 0 0 6 】

本発明の有利な構成は従属請求項に記載されている。本発明の有利な構成は、圧力媒体をシリンダに供給するための、圧力制御式の弁を備えた、本発明による制御装置の各部に該当する。

【 0 0 0 7 】

以下に本発明について、その各部と共に、図面に示した実施例を参照しながら詳細に説明する。

図 1 : ブームに保持されたバケットを備えた作業機械と、この種の作業機械のための、本発明による制御装置とを概略的に示す図である。

20

図 2 : 図 1 に示した制御装置の第 1 の構成を示す図である。

図 3 : 図 1 および図 2 に示した制御装置の、ブームの上昇運動を説明するのに必要なだけの各部を示す図である。

図 4 : ブームの下降運動時の圧力媒体流の詳細を示す図である。

図 5 : 弁に供給される制御圧と、シリンダに供給される圧力媒体量との間の関係をグラフの形で示す図である。

図 6 : バケットを操作する弁のスプールの構成を概略的に示す図である。

図 7 : 図 1 に示した制御装置の別の構成を示す図である。

【 0 0 0 8 】

30

図 1 には概略的に作業機械 10 が示されている。作業機械 10 のフレーム 11 にはブーム 12 が保持されている。ブーム 12 は枢設点 13 を中心に旋回可能である。ブーム 12 にはバケット 14 が保持されている。バケット 14 は枢設点 15 を中心にブーム 12 に対して旋回可能である。作業機械 10 が立地している地面には符号 16 を付与した。第 1 の複動式の液圧式のシリンダ 18 はフレーム 11 とブーム 12 との間に配置されている。相応の枢設点には符号 19 もしくは 20 を付与した。ブーム 12 の旋回角はシリンダ 18 のストロークにより制限されている。第 2 の複動式の液圧式のシリンダ 22 はブーム 12 とバケット 14 との間に配置されている。相応の枢設点には符号 23 もしくは 24 を付与した。バケット 14 の旋回角はシリンダ 22 のストロークにより制限されている。液圧式の圧力媒体のための 6 つのポート P, T, A1, B1, A2, B2 を備えた制御装置 27 は、ポンプ 28 からシリンダ 18, 22 への圧力媒体流およびシリンダ 18, 22 からタンク 29 への圧力媒体戻り流を制御する。ポンプ 28 は有利には可変容量形ポンプとして形成されている。ポンプ 28 は第 1 の液圧式の管路 31 を介してタンク 29 に接続されており、別の管路 32 を介して制御装置 27 のポート P に接続されている。タンク 29 は別の液圧式の管路 33 を介して制御装置 27 のポート T に接続されている。シリンダ 18 の両チャンバは管路 35, 36 を介して制御装置 27 のポート A1 もしくは B1 に接続されている。同様に、シリンダ 22 のチャンバは管路 38, 39 を介して制御装置 27 のポート A2 もしくは B2 に接続されている。概略的に示した 2 つの液圧式の弁 41, 42 は、シリンダ 18 もしくは 22 に供給される圧力媒体量を制御する。弁 41 に供給される制御信号 y_{st1} は、シリンダ 18 に供給される圧力媒体量を規定する。この圧力媒体量を以下

40

50

Q_1 と呼ぶ。同様に、弁42に供給される制御信号 y_{st2} は、シリンダ22に供給される圧力媒体量を規定する。この圧力媒体量を以下 Q_2 と呼ぶ。弁41に供給される制御信号 y_{st1} は付加的にブロック44に供給されている。ブロック44の出力信号は弁42に制御信号 y_{st2} として供給されている。その際、ブロック44の伝送特性は、シリンダ22, 18に供給される圧力媒体量 Q_2 もしくは Q_1 の比 Q_2/Q_1 が、弁41, 42の構造的な構成の考慮下で、制御信号 y_{st1} の大きさに関わらず、コンスタントな値に維持されているように選択されている。この値を以下 K_Q と呼ぶ。それにより、シリンダ22に供給される圧力媒体量 Q_2 に関して、関係式 $Q_2 = K_Q \times Q_1$ が成立する。

【0009】

バケット14の上昇のために、制御装置27はシリンダ18に管路35を介して圧力媒体を供給する。供給される圧力媒体量 Q_1 は、弁41に供給される制御信号 y_{st1} により規定されている。シリンダ18のピストンは、供給される圧力媒体量 Q_1 に応じて走出し、ブーム12を反時計回りに旋回させる。もし同時に圧力媒体をシリンダ22に供給しなければ、バケット14の上縁は反時計回りに地面16に対して旋回する。バケット上縁が地面16に対してその本来の角度位置を維持するように、制御装置27はシリンダ22に、シリンダ18への圧力媒体供給と同時に、管路38を介して、制御信号 y_{st2} により規定される圧力媒体量 Q_2 を供給する。これにより、シリンダ22のピストンは走出し、バケット14は時計回りに旋回する。その際、シリンダ22に供給される圧力媒体量 Q_2 は、シリンダ18に供給される圧力媒体量 Q_1 に合わせて調整されており、それにより、バケット14の、時計回りに実施される旋回運動が、バケット14の、ブーム12の上昇により惹起され、反時計回りに実施される旋回運動をちょうど補償するようになっている。このために、弁42は、圧力媒体量 Q_2 が、弁41に供給される、圧力媒体量 Q_1 を規定する制御信号 y_{st1} の大きさに関わらず、ブーム12を操作するためのシリンダ18に供給される圧力媒体量 Q_1 に対して固定的な比を有しているように起動制御されている。それにより、制御装置27は弁42を、圧力媒体量 Q_1 , Q_2 に関して、関係式 $Q_2 = K_Q \times Q_1$ が制御信号 y_{st1} の大きさに関わらず充足されているように起動制御する。因数 K_Q は、作業機械10の構造的な構成とシリンダ18, 22の寸法設定とにより規定されているコンスタントな値である。 K_Q の値は、ブーム12の上昇時または下降時にバケット14が地面16に関するその角度位置を実質的に維持するように、シリンダ22に供給される圧力媒体量 Q_2 が、シリンダ18に供給される圧力媒体量 Q_1 に対し、如何なる比を有していなければならないかを暗示している。因数 K_Q の大きさは、作業機械10の構造的な構成とシリンダ18, 22の寸法設定とに関する計算により規定される。因数 K_Q の大きさを求める別の可能性は、作業機械10の試運転期間中に一時的にバケット14のための位置調整器を設け、この位置調整器により、特にブーム12の上昇時および下降時に、バケット14の上縁の、地面16に関する角度位置をコンスタントに維持する点にある。この期間中、制御信号 y_{st1} と制御信号 y_{st2} との間の、ブロック44を介した接続は遮断されている。制御量 y_{st2} として、弁42にはその代わりに、図1には示されていない位置調整器の操作量が供給されている。シリンダ18, 22に供給される圧力媒体量 Q_1 もしくは Q_2 は制御信号 y_{st1} に依存して記録される。因数 K_Q は、シリンダ22に供給される圧力媒体量 Q_2 を、制御信号 y_{st1} により予め与えられている、シリンダ18に供給される圧力媒体量 Q_1 と比較することにより得られる。因数 K_Q が上記のようにして求められれば、位置調整器はもはや不要である。位置調整器は取り外され、制御信号 y_{st1} と制御信号 y_{st2} との間の、ブロック44を介した接続が再度形成される。その後、ブロック44の伝送特性は、因数 K_Q に関する、前もって求められた値に基づいて、関係式 $Q_2 = K_Q \times Q_1$ が充足されているように調節される。

【0010】

図2には、図1にまず一般的な形で示した制御装置27の詳細図が示されている。ただし、図2には、スペース上の理由からシリンダ18, 22だけが示されており、作業機械10の構造的な各部、例えばフレーム11、ブーム12またはバケット14は示されていない。弁41, 42は本実施例では、圧力制御式の方向制御弁として形成されている。弁

10

20

30

40

50

弁 4 1 のための制御信号として、 $p_{s t 1 A}$ 、 $p_{s t 1 B}$ と呼ばれる制御圧が役立つ。弁 4 2 のための制御信号として、 $p_{s t 2 A}$ 、 $p_{s t 2 B}$ と呼ばれる制御圧が役立つ。

【 0 0 1 1 】

弁 4 1 はスプール 4 7 を有している。スプール 4 7 は 2 つのばね 4 8、4 9 の間に弾装されている。スプール 4 7 は一方の方向で制御圧 $p_{s t 1 A}$ によりばね 4 8 の力に抗して負荷されている。他方の方向で、スプール 4 7 は制御圧 $p_{s t 1 B}$ によりばね 4 9 の力に抗して負荷されている。ばね 4 8、4 9 はスプール 4 7 を、スプール 4 7 が一方の側からも他方の側からも制御圧で負荷されていなければ、所定の静止位置に保持する。スプール 4 7 が制御圧 $p_{s t 1 A}$ で負荷されていると、スプール 4 7 はばね 4 8 を、制御圧 $p_{s t 1 A}$ と、スプール 4 7 の、制御圧 $p_{s t 1 A}$ により負荷される面積との積がばね 4 8 の力に等しくなるまで圧縮する。スプール 4 7 の、その際に得られる位置は、スプール 4 7 を負荷している制御圧の尺度である。スプール 4 7 には、シリンダ 1 8 への圧力媒体流を制御する第 1 の切欠きが設けられている。この種の切欠きについては、後で図 5 を参照しながら、弁 4 2 の構成との関連で詳細に説明する。切欠きはスプール 4 7 の長手方向で延在し、制御エッジと相俟って、弁 4 7 のポート A 1 から管路 3 5 を介してシリンダ 1 8 の、ボトム側のチャンバに流入する圧力媒体流における、弁 4 1 の通流横断面積 $A_{A 1}$ の大きさを規定する。切欠きは、スプール 4 7 の、制御エッジに関する位置と、通流横断面積 $A_{A 1}$ との間に、直線的な関係が存在するように形成されている。それにより、制御圧 $p_{s t 1 A}$ と通流横断面積 $A_{A 1}$ との間にも、直線的な関係が存在する。制御圧 $p_{s t 1 A}$ と、シリンダ 1 8 に供給される圧力媒体量 Q_1 との間の対応関係は本実施例では、スプール 4 7 を制御圧 $p_{s t 1 A}$ で負荷すると、圧力媒体が上記の通り、弁 4 1 の、A 1 と呼ばれるポートからシリンダ 1 8 の、ボトム側のチャンバに流入するように選択されている。既に図 1 を参照しながら説明した通り、この種の圧力媒体流はブーム 1 2 の上昇に至る。

【 0 0 1 2 】

スプール 4 7 に逆側から制御圧 $p_{s t 1 B}$ を供給すると、スプール 4 7 はばね 4 9 を、制御圧 $p_{s t 1 B}$ と、スプール 4 7 の、制御圧 $p_{s t 1 B}$ で負荷される面積との積がばね 4 9 の力に等しくなるまで圧縮する。スプール 4 7 には、別の、やはりスプール 4 7 の長手方向で延在する切欠きが設けられている。この切欠きは別の制御エッジと相俟って、弁 4 1 のポート B 1 から管路 3 6 を介してシリンダ 1 8 の、ロッド側のチャンバへと流れる圧力媒体流のための、弁 4 1 の通流横断面積 $A_{B 1}$ の大きさを規定する。この切欠きも、スプール 4 7 の、制御エッジに関する位置と、通流横断面積 $A_{B 1}$ との間に、直線的な関係が存在するように形成されている。これにより、制御圧 $p_{s t 1 B}$ と通流横断面積 $A_{B 1}$ との間にも、直線的な関係が存在する。スプール 4 7 を制御圧 $p_{s t 1 B}$ で負荷すると、圧力媒体が、B 1 と呼ばれるポートからシリンダ 1 8 の、ロッド側のチャンバ内に流入する。この圧力媒体流はシリンダ 1 8 のピストンを走入させ、ひいてはブーム 1 2 を下降させる。

【 0 0 1 3 】

弁 4 2 は弁 4 1 と同様に構成されている。スプール 5 0 は 2 つのばね 5 1、5 2 の間に保持されている。弁 4 2 に供給される制御圧を $p_{s t 2 A}$ 、 $p_{s t 2 B}$ と呼ぶ。スプール 5 0 には両側に切欠きが設けられている。切欠きは弁 4 2 の制御エッジと協働して、 $A_{A 2}$ 、 $A_{B 2}$ と呼ばれる通流横断面積の大きさを、スプール 5 0 の変位に依存して規定する。その際、通流横断面積 $A_{A 2}$ と、スプール 5 0 に一方の側から供給される制御圧 $p_{s t 2 A}$ との間にも、 $A_{B 2}$ と呼ばれる通流横断面積と、スプール 5 0 に他方の側から供給される制御圧 $p_{s t 2 B}$ との間にも、直線的な関係が存在する。スプール 5 0 を制御圧 $p_{s t 2 A}$ で負荷すると、スプール 5 0 はばね 5 1 に抗して押圧され、圧力媒体はポート A 2 から管路 3 8 を介してシリンダ 2 2 の、ボトム側のチャンバに流入する。既に図 1 を参照しながら説明した通り、この種の圧力媒体流はバケット 1 4 の、時計回りの旋回に至る。スプール 5 0 を制御圧 $p_{s t 2 B}$ で負荷すると、スプール 5 0 はばね 5 2 に抗して押圧され、圧力媒体はポート B 2 から管路 3 9 を介してシリンダ 2 2 の、ロッド側のチャンバに流入する。この圧力媒体流はバケット 1 4 の、反時計回りの旋回に至る。

【 0 0 1 4 】

本発明の実現のために、プレート構造で構成された制御ブロックの構成群が使用されることが出来る。この種の構成群では、弁のスプールのための孔の直径が一般に同じ大きさにある。これにより、スプールの、制御圧で負荷される面積も同じ大きさにある。これにより、弁の、制御圧に依存した通流横断面積に関する変数として、ばね定数と、制御エッジと協働する切欠きの構成とが存在するにすぎない。ばねのばね定数も同じであれば、弁の、制御圧に依存した通流横断面積に関する変数として、切欠きの構成だけが残される。

【 0 0 1 5 】

有利にはジョイスティックとして形成されている第1のパイロット制御装置55は弁41のための制御圧 $p_{s t 1 A}$ 、 $p_{s t 1 B}$ を提供する。制御圧 $p_{s t 1 A}$ 、 $p_{s t 1 B}$ はジョイスティックの変位に応じて生ぜしめられる。制御圧 $p_{s t 1 A}$ はスプール47に管路56を介して供給されている。同様に、制御圧 $p_{s t 1 B}$ はスプール47に別の管路57を介して供給されている。有利にはやはりジョイスティックとして形成されている別のパイロット制御装置60は、 $p_{s t 3 A}$ 、 $p_{s t 3 B}$ と呼ばれる制御圧を提供する。制御圧 $p_{s t 3 A}$ 、 $p_{s t 3 B}$ はパイロット制御装置60のジョイスティックの変位に応じて生ぜしめられる。パイロット制御装置60から、管路61、62が弁42のスプール50に通じている。弁42の、制御圧 $p_{s t 2 A}$ のための入口の手前には、シャトル弁65が接続されている。管路56と、シャトル弁65の一方の入口との間には、切換弁66が配置されている。切換弁66はその作業位置で、シャトル弁65の一方の入口を制御圧 $p_{s t 1 A}$ で負荷する。切換弁66は、図2に示した静止位置で、管路56とシャトル弁65との間の接続を遮断する。ただし以下では、切換弁66がその作業位置にある場合を觀察する。シャトル弁65の他方の入口には、管路61を介して制御圧 $p_{s t 3 A}$ が供給されている。シャトル弁65は、シャトル弁65に供給される両制御圧のうち、高い方の制御圧を制御圧 $p_{s t 2 A}$ として弁42のスプール50に導く。相応に、弁42の、制御圧 $p_{s t 2 B}$ のための入口の手前にも、シャトル弁68が接続されている。管路57と、シャトル弁68の一方の入口との間には、別の切換弁69が配置されている。切換弁69はその作業位置でシャトル弁68の一方の入口を制御圧 $p_{s t 1 B}$ で負荷する。図2に示した静止位置で、切換弁69は管路57とシャトル弁68との間の接続を遮断する。以下では、ここでも切換弁69がその作業位置にある場合を觀察する。シャトル弁68の他方の入口には、管路62を介して制御圧 $p_{s t 3 B}$ が供給されている。シャトル弁68は、シャトル弁68に供給される両制御圧のうち、高い方の制御圧を制御圧 $p_{s t 2 B}$ として弁42のスプール50に導く。

【 0 0 1 6 】

管路35と管路36との間ならびに管路38と管路39との間には、その都度1つの別のシャトル弁71もしくは72が配置されている。シャトル弁71はシリンダ18のチャンバ圧のうち、高い方のチャンバ圧を別のシャトル弁73の一方の入口に導く。シャトル弁72は、シリンダ22のチャンバ圧のうち、高い方のチャンバ圧をシャトル弁73の他方の入口に導く。シャトル弁73は、シャトル弁73に供給される圧力のうち、高い方の圧力を指令量としてポンプ調整器75に導くと共に、弁41、42の、LSと呼ばれるポートに導く。この圧力は最高の負荷圧であり、以下 $P_{L m a x}$ と呼ぶ。ポンプ調整器75はポンプ28の圧送体積を、 p_p と呼ばれるポンプ圧が、圧力 $p_{L m a x}$ と、圧力 $p_{L m a x}$ と同じ方向でポンプ調整器75に作用するばね76の圧力当量 p_0 との計に等しくなるように調節する。いわゆる「欠乏供給(Mangelversorgung)」時、すなわち、ポンプ28の最大の圧送体積が、上記圧力平衡を達成するのに不十分である場合、圧力 p_p は、相応に $p_{L m a x}$ と p_0 との計よりも小さな値を取る。

【 0 0 1 7 】

本発明による制御装置の機能を説明するために、バケット14が地面16上に位置し、バケット14の上縁が地面16に対して平行に方向付けられている点から出発する。バケット14をこの位置から上昇させるために、パイロット制御装置55のジョイスティックがその静止位置から変位され、弁41に、例えば制御圧 $p_{s t 1 A}$ の、 $p_{s t 1 A m a x}$

と呼ばれる最大値の50%に相当する制御圧 $p_{st1A(50\%)}$ が供給される。図3との関連でさらに説明される通り、この制御圧には、シリンダ18の、ボトム側のチャンバに流入する圧力媒体流 $Q_{1(50\%)}$ が相当する。この圧力媒体流はブーム12を反時計回りに枢設点13を中心に回転させ、その際バケット14を上昇させる。さらに、制御圧 $p_{st1A(50\%)}$ は弁42に切換弁66とシャトル弁65とを介して制御圧 p_{st2A} として供給されている。弁42に供給される制御圧 $p_{st2A} = p_{st1A(50\%)}$ は、シリンダ22の、ボトム側のチャンバ内への圧力媒体流 $Q_2 = K_Q \times Q_{1(50\%)}$ に至り、この圧力媒体流はバケット14を時計回りにちょうど、バケット14の上縁が上昇時に地面16に関するその本来の位置(姿勢)を維持するような強さで回転させる。この考察に際し、制御圧 p_{st3A} がゼロに等しく、ただし如何なる場合でも制御圧 p_{st1A} よりも小さい点から出発している。バケット14が上昇中に空にされるべきならば、制御圧 p_{st3A} が制御圧 p_{st1A} に対して高められる。この場合、バケット14は、制御圧 p_{st3A} により規定される速度でもって時計回りに回転する。バケット14が今度は、その上縁の位置を維持するための速度よりも大きな速度でもって時計回りに回転するので、このようにして物質をバケット14から転落させることが可能である。

【0018】

図1および図2から出発して、図3には、バケット14を上昇させるために必要な範囲の、制御装置の別の各部が示されている。弁41により制御される圧力媒体流 Q_1 は、下流に接続された圧力補正器もしくは圧力バランサ(Druckwaage)79、負荷保持弁(Lasthalteventil)80ならびに管路35を介して、シリンダ18の、ボトム側のチャンバに流入する。シリンダ18の、ロッド側のチャンバからタンク29への、圧力媒体の戻り流は管路36を介して実施される。弁42により制御される圧力媒体流 Q_2 は、下流に接続された圧力バランサ85、負荷保持弁86ならびに管路38を介して、シリンダ22の、ボトム側のチャンバに流入する。シリンダ22の、ロッド側のチャンバからタンク29への、圧力媒体の戻り流は、管路39内に設けられた、管路38内の圧力により制御される対抗保持弁(Gegenhalteventil)87を介して実施される。対抗保持弁87は、バケット14を引張り負荷時にも弁42の流入横断面積の制御により制御することを許可する。弁41に制御圧として供給されている圧力 p_{st1A} は弁42にも制御圧として供給されている。それにより、制御圧 p_{st2A} は制御圧 p_{st1A} に等しい。圧力バランサ79, 85は、弁41と圧力バランサ79との間の、 p_{v1} と呼ばれる圧力も、弁42と圧力バランサ85との間の、 p_{v2} と呼ばれる圧力も、最高の負荷圧 p_{Lmax} に等しく維持されているようにする。このために、最高の負荷圧を有するシリンダに対応配置された圧力バランサは完全に開放されており、その都度他方の圧力バランサは、この圧力バランサにおいて降下する圧力が、最高の負荷圧と、この圧力バランサに対応配置されたシリンダの負荷圧との間の差に等しい調整位置にある。そうすると、弁41を介した圧力降下 $p_1 = p_p - p_{v1}$ は弁42を介した圧力降下 $p_2 = p_p - p_{v2}$ に等しい。ポンプ調整器75がその調整範囲にある場合、弁41を介した圧力降下 p_1 も、弁42を介した圧力降下 p_2 も、ばね76の圧力当量 p_0 に等しい。これにより、シリンダ18, 22に供給される圧力媒体量 Q_1 もしくは Q_2 は弁41, 42の通流横断面積に相当する。弁41, 42の通流横断面積の比が、バケット14の上縁の平行な運動のために必要な因数 K_Q に応じて選択されると、シリンダ18, 22に供給される圧力媒体量 Q_1 もしくは Q_2 の比は、制御圧が同じ ($p_{st2A} = p_{st1A}$) 場合、制御圧の大きさに依存しない。この関係は欠乏供給の場合にも成立する。この場合、確かに弁41, 42を介した個々の圧力降下は p_0 よりも小さいが、圧力降下は両者間で同じままであるために、シリンダ18, 22に供給される圧力媒体量 Q_1, Q_2 の間の比に変化はない。

【0019】

図4には、ブーム12を下降させると同時に、バケット14を反時計回りに回転させる際の圧力媒体流が示されている。シリンダ18の、ボトム側のチャンバからタンク29に通じる管路35内には、対抗保持弁91が設けられている。対抗保持弁91は、シリンダ

10

20

30

40

50

18の、ロッド側のチャンパへと通じる管路36内の圧力により制御されている。これにより、ブーム12を引張り負荷時にも弁41の流入横断面積の制御により制御することが可能である。

【0020】

以下の説明のために、再度図2から出発する。弁41, 42の有利な構成に従えば、バケット14をブーム12の上昇時に制御圧 p_{st1A} だけを介して空にすることが可能である。このために、弁41には、スプール47のためのストッパが設けられている。ストッパの位置は圧力媒体量 Q_1 の最大値 Q_{1max} に相当する。ばね48のばね定数は、スプール47が既に制御圧 p_{st1A} の最大値 $p_{st1Amax}$ の約65%でストッパに到達するように選択されている。スプール47のこの位置で、最大の圧力媒体量 Q_{1max} が流動する。弁42には、やはりそのスプール50のためのストッパが設けられている。ただし、ばね51のばね定数は、ばね51が、スプール47が既にそのストッパに当接する圧力時に、その経路の約65%をやっと経ているように選択されている。制御圧 p_{st1A} が、ゼロと $0.65 \times p_{st1Amax}$ との間の値を有するこの領域で、圧力媒体量 Q_2 , Q_1 の関係は、弁41, 42の通流横断面積を規定する切欠きの、相応の構成により保証されている。ここで、制御圧 p_{st1A} が $0.65 \times p_{st1Amax}$ の値を超えて $p_{st1Amax}$ まで高められると、スプール50がそのストッパの方向で運動するのに対し、スプール47はそのストッパにとどまる。これにより、圧力媒体量 Q_2 , Q_1 の間の比は、バケット14の、時計回りの旋回運動が、ブーム12の、反時計回りの旋回運動を凌駕するようにシフトし、バケット14は空にされる。この第2の領域で、関係式 $Q_2 = K_Q \times Q_1$ はもはや充足されていない。ただし、これはもはや不要でもある。それというのも、この領域でバケット14がブームの上昇時に適当に空にされるべきであるからである。

【0021】

図5には、制御圧 p_{st} と、シリンダ18, 22に供給される圧力媒体量 Q_1 もしくは Q_2 との関係が、グラフの形で示されている。制御圧は図5で p_{st} と略称されている。それというのも、弁42に供給される制御圧 p_{st2A} は制御圧 p_{st1A} に等しいからである。因数 K_Q はこのグラフで見て p_{stmax} の5%~65%の領域に関して0.5の値を有している。 p_{stmax} の0%~5%の領域は、まだ圧力媒体がシリンダ18もしくは22に向かって流れていない、弁41, 42のポジティブなオーバーラップに相当する。

【0022】

図6には、バケット14を操作する弁42のスプール50の構成の概略図が示されている。符号94をストッパに付与した。ストッパ94にスプール50は、スプール50を負荷している制御圧 p_{st2A} が $p_{st1Amax}$ に等しくなると当接する。図6には、スプール50が、制御圧で負荷されていないとき取る位置で示されている。スプール50には切欠き95が設けられている。切欠き95は2つの領域96, 97を有している。制御エッジ98と相俟って、切欠き95は、スプール50を制御圧 p_{st2A} で負荷した際に、ポートPからポートAへの通流横断面積 A_{A2} を生ぜしめる。通流横断面積 A_{A2} は第1の領域96で、因数 K_Q により予め与えられる、弁41の相応の通流横断面積 A_{A1} に対する比を有している。第2の領域97で、弁41の通流横断面積 A_{A2} との関係は、上記の通り、ブーム12の上昇中にバケット14を空にすることが可能であるように選択されている。

【0023】

図7には、図1に示した制御装置27の別の構成の、図2に相当する図が示されている。図2に示した、電氣的に制御される切換弁66, 69の代わりに、図7では、液圧式に制御される切換弁66*, 69*が設けられている。切換弁66*, 69*は、下降方向でのブーム12の旋回運動のための制御圧 p_{st1B} により、調節可能な閾値 p_{sts} まで、図7に示した切換位置を取るよう制御されている。制御圧 p_{st1B} が閾値 p_{st} を上回ると、切換弁66*, 69*は、シャトル弁65もしくは68の一方の入口がタ

10

20

30

40

50

ンク 29 に接続されている別の切換位置を取る。このことは例えば、制御圧 p_{st1B} が閾値 p_{st_s} よりも大きい場合、弁 42 に供給される制御圧 p_{st2A} または p_{st2B} がパイロット制御装置 60 の圧力 p_{st3A} もしくは p_{st3B} に等しいことを意味する。それというのも、この圧力が、タンク圧に等しくない限り、常にタンク圧よりも大きいからである。切換弁 66^{*}、69^{*} は、「浮動位置 (Schwimmstellung)」とも呼ばれる第 4 の位置をブーム 12 の下降のために有するスプール 47 を備えた弁 42 の使用を許可する。スプール 47 の浮動位置で、ブーム 12 は、負荷に依存した速度でもって下降する。スプール 47 のこの位置では、弁 41 による下降速度の制御が実施されないため、上に図 1 ~ 図 3 との関連で説明された体積流量分配は、もはや正確に作業することができない。ただし、それにもかかわらずバケット 14 のコントロール不能な旋回運動を回避するために、切換弁 66^{*}、69^{*} は、バケット 14 の旋回運動がパイロット制御装置 60 の制御圧 p_{st3A} または p_{st3B} によってのみ制御されている切換位置に切り換えられる。浮動位置をアクティブ化するために、制御圧 p_{st1B} は、閾値 p_{st_s} よりも大きな値に高められる。閾値 p_{st_s} 自体は、最大の下降速度に相当する値よりも大きい。この制御圧は、一方では弁 41 のスプール 47 が、浮動位置を取るよう起動制御されることを生ぜしめ、他方では弁 42 のスプール 50 の位置が制御圧 p_{st1B} によっても制御圧 p_{st1A} によっても影響を及ぼされることがないことを生ぜしめる。パイロット制御装置 55 を、制御圧 p_{st1A} が少なくとも、制御圧 p_{st1B} が閾値 p_{st_s} よりも大きい場合に、タンク圧に等しいように構成しておけば、弁 66^{*} は省略されることができ、それというのも、この場合、弁 66^{*} がなくても、圧力 p_{st1A} が圧力 p_{st3A} よりも小さいか、または最高でも圧力 p_{st3A} に等しいことが保証されているからである。それにより、液圧的に制御される弁 66^{*} の代わりに、電氣的に制御される弁 66 (図 2 に示したような弁) を使用することが可能である。この構成は、本発明による体積流量分配をブーム 12 の上昇中任意に無効にすることを許可する。

【図面の簡単な説明】

【0024】

【図 1】ブームに保持されたバケットを備えた作業機械と、この種の作業機械のための、本発明による制御装置とを概略的に示す図である。

【図 2】図 1 に示した制御装置の第 1 の構成を示す図である。

【図 3】図 1 および図 2 に示した制御装置の、ブームの上昇運動を説明するのに必要なだけの各部を示す図である。

【図 4】ブームの下降運動時の圧力媒体流の詳細を示す図である。

【図 5】弁に供給される制御圧と、シリンダに供給される圧力媒体量との間の関係をグラフの形で示す図である。

【図 6】バケットを操作する弁のスプールの構成を概略的に示す図である。

【図 7】図 1 に示した制御装置の別の構成を示す図である。

10

20

30

【 図 1 】

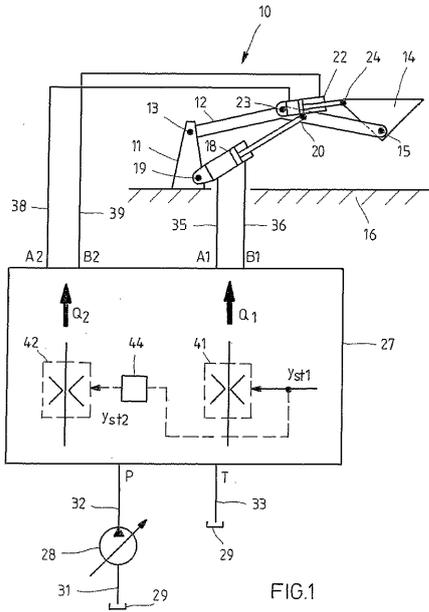


FIG.1

【 図 2 】

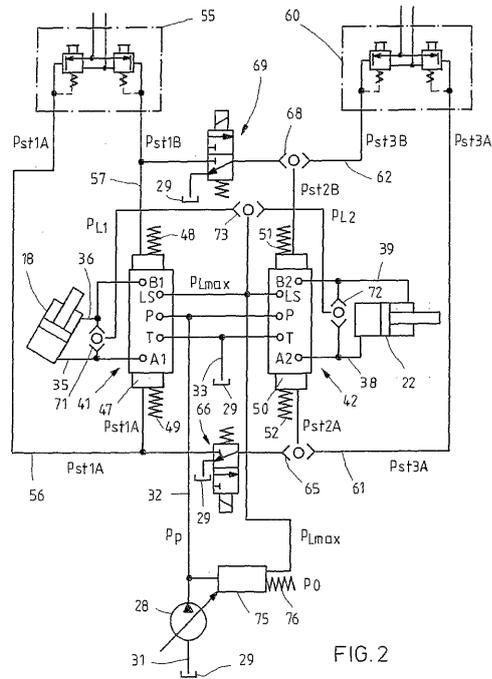


FIG. 2

【 図 3 】

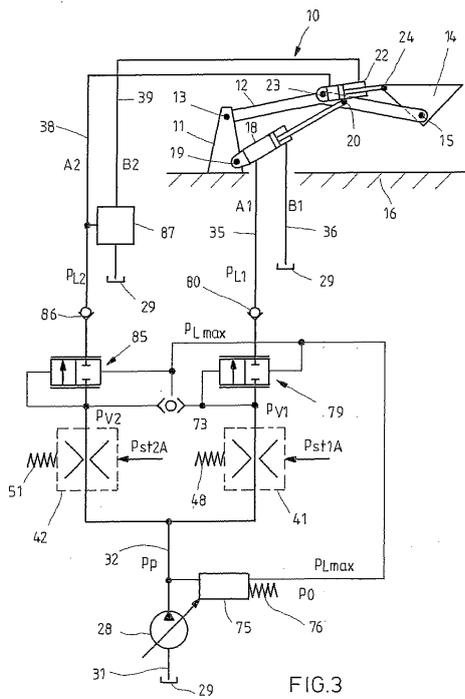


FIG.3

【 図 4 】

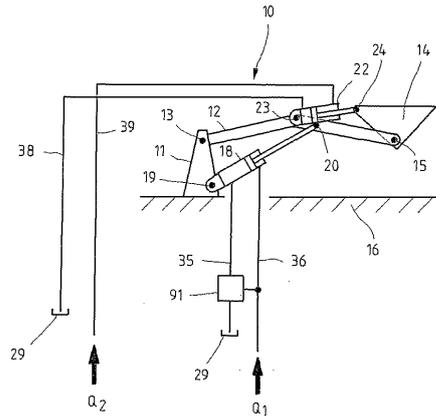


FIG.4

【 図 5 】

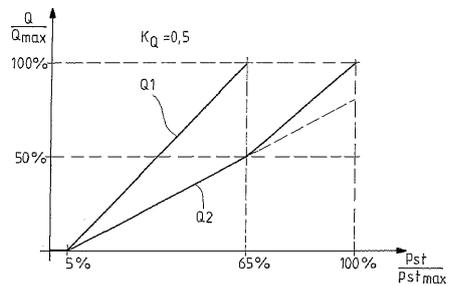


FIG.5

フロントページの続き

- (74)代理人 100114890
弁理士 アインゼル・フェリックス＝ラインハルト
- (74)代理人 230100044
弁護士 ラインハルト・アインゼル
- (72)発明者 ヴォルフガング カウス
フランス国 フランシュヴィル アンパス デ カピュシヌ 4
- (72)発明者 フレデリク ラマルシェ
フランス国 シャゼイ ダザージュ リュメルモ 2

審査官 住田 秀弘

- (56)参考文献 特開2001-090703(JP,A)
特開平10-141310(JP,A)
特開平07-018704(JP,A)
特開2002-031104(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

E02F 9/20 -E02F 9/22
F15B 11/00 -F15B 11/22