

(19)日本国特許庁(JP)

(12)特許公報(B2)

(11)特許番号
特許第7264591号
(P7264591)

(45)発行日 令和5年4月25日(2023.4.25)

(24)登録日 令和5年4月17日(2023.4.17)

(51)国際特許分類			F I		
F 1 5 B	7/06 (2006.01)		F 1 5 B	7/06	
B 6 0 T	13/68 (2006.01)		B 6 0 T	13/68	
B 6 0 T	13/74 (2006.01)		B 6 0 T	13/74	E
F 1 6 D	25/12 (2006.01)		F 1 6 D	25/12	B
F 1 6 H	61/00 (2006.01)		F 1 6 H	61/00	
請求項の数 1 (全19頁) 最終頁に続く					
(21)出願番号 特願2017-548861(P2017-548861)			(73)特許権者 509159159		
(86)(22)出願日 平成28年3月16日(2016.3.16)			アイビーゲート・アクチェンゲゼルシャ フト		
(65)公表番号 特表2018-518621(P2018-518621 A)			スイス国 8 8 0 8 プフェフィコーン, クラーストラーセ 1 6 0 アー		
(43)公表日 平成30年7月12日(2018.7.12)			(74)代理人 100114890		
(86)国際出願番号 PCT/EP2016/055703			弁理士 アインゼル・フェリックス＝ラ インハルト		
(87)国際公開番号 WO2016/146692			(74)代理人 100116403		
(87)国際公開日 平成28年9月22日(2016.9.22)			弁理士 前川 純一		
審査請求日 平成31年2月27日(2019.2.27)			(74)代理人 100134315		
(31)優先権主張番号 202015107072.1			弁理士 永島 秀郎		
(32)優先日 平成27年3月16日(2015.3.16)			(74)代理人 100162880		
(33)優先権主張国・地域又は機関 ドイツ(DE)			弁理士 上島 類		
(31)優先権主張番号 202015107075.6			(72)発明者 ハインツ ライバー		
(32)優先日 平成27年3月16日(2015.3.16)					
最終頁に続く			最終頁に続く		

(54)【発明の名称】 電氣的に駆動される往復ピストンを備えた圧力生成装置および作動方法

(57)【特許請求の範囲】

【請求項1】

圧力生成装置を用いて、1つまたは複数の負荷の少なくとも2つの流体圧チャンバにおいて選択的に圧力ビルドアップと圧力消失とを行う方法であって、

前記圧力生成装置は、ピストンシリンダユニット（DE）を備えており、

前記ピストンシリンダユニット（DE）は、シリンダの2つの作動室（3a，3b）を互いに封止して分離する、両側に作用するピストン（1）を有し、

前記ピストン（1）は、2つの作用面（A1，A2）を有し、前記ピストン（1）の各作用面（A1，A2）は、それぞれ1つの作動室（3a，3b）を区切っており、

前記各作動室（3a，3b）は、それぞれ流体圧路（H3，H4）を介して1つの流体圧回路（K1，K2）に接続されており、

前記各流体圧回路（K1，K2）にはそれぞれ、負荷の少なくとも1つの流体圧チャンバが接続されており、

駆動装置（M）が前記ピストンシリンダユニット（DE）の前記ピストン（1）を駆動し、

双方の作動室（3a，3b）が流体圧路（H1，H2）を用いて、作動媒体のリザーバ（5）に連通されており、

一方または双方の前記流体圧路（H1，H2）に、前記流体圧路（H1，H2）を選択的に阻止または開路するための切替弁（PD1，PD2）が配置されており、

少なくとも1つの圧力センサ（7，7a）が、前記流体圧路（H3，H4）のうち少なく

とも1つにおける圧力を測定し、

前記負荷のうちの少なくとも1つにおける圧力消失は、前記ピストン（1）の変位によって、前記負荷と前記リザーバ（5）との間の流体圧路に配置されたアウトレットバルブ（ AV_{K1} 、 AV_{K2} ）の開弁によって、かつ／または、前記切替弁のうちの少なくとも1つの開弁によって行われ、

各切替弁（ $PD1$ 、 $PD2$ ）が開弁している状態において、前記作動媒体が、前記負荷のうちの1つまたは複数から、前記各作動室（ $3a$ 、 $3b$ ）を介して、または、前記アウトレットバルブ（ AV_{K1} 、 AV_{K2} ）を介して直接、前記リザーバ（5）内へ、前記負荷のうちの1つまたは複数において圧力消失を行うために、弛緩ないしは流出することができ、前記圧力生成装置は、前記ピストン（1）の変位量制御を用いて、一方の前記流体圧回路（ $K1$ 、 $K2$ ）の圧力ビルドアップを他方の前記流体圧回路（ $K1$ 、 $K2$ ）の圧力消失を行っている間に同時に行うことができ、

前記方法は、

前記ピストン（1）の圧力容積特性曲線に基づいて、前記ピストンのピストン変位量制御を介して、前記流体圧チャンバにおける圧力ビルドアップを制御し、

1つの作動室（ $3a$ 、 $3b$ ）、前記切替弁（ $PD1$ 、 $PD2$ ）、および／または、前記アウトレットバルブ（ AV_i ）を介して前記圧力生成装置のピストン変位量制御によって、流体圧回路（ $K1$ または $K2$ ）の少なくとも1つの流体圧チャンバ（ $V1k$ 、 $V1k1$ 、 $V1k2$ 、 $V2k$ 、 $V3k$ 、 $V4k$ ）における圧力消失を、前記ピストン（1）の前進ストロークまたは後退ストロークにおいて行い、かつ、少なくとも一時的に同時に、前記圧力生成装置（ DE ）の第2の作動室（ $3b$ 、 $3a$ ）は、第2の回路（ $K2$ または $K1$ ）内の他の流体圧チャンバ（ $V1k$ 、 $V1k1$ 、 $V1k2$ 、 $V2k$ 、 $V3k$ 、 $V4k$ ）に圧力を印加する

ことを特徴とする方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、請求項1の上位概念に記載の構成を備えた圧力生成装置に関する。

【背景技術】

【0002】

独国特許出願公開第102014224201号明細書（DE 10 2014 224 201 A1）から、マスタシリンダおよびスレーブシリンダを介して摩擦クラッチを作動させるために流体圧路を介して複数のクラッチアクチュエータを互いに接続した構成が公知であり、このマスタシリンダは電気モータと動力伝達機構とを介して作動される。かかる作動手法は、シングルクラッチ作動の場合、たとえばEクラッチの場合に有利であり、デュアルクラッチの場合には、作動システムごとにそれぞれ個別の作動を行うためのシステムが必要となる。これにより、デュアルクラッチシステムに係るコストがEクラッチのほぼ2倍となる。その上、他の流体力学的負荷の作動のためのコストも加わる。

【0003】

独国特許出願公開第102006038446号明細書（DE 10 2006 038 446 A1）には、電磁バルブを備えたデュアルクラッチ作動システムが記載されており、このシステムでは、1つまたは2つの電動ピストン駆動装置を介してクラッチおよびギアセレクトの双方を作動させる。ギアセレクトはクラッチと同時に作動できないので、この手法は、コスト削減の観点において、クラッチアクチュエータおよび流体圧式または電気機械式ギアセレクトを用いるよりも有利である。しかし、1つのアクチュエータを用いた2つのクラッチの作動を実現するためのコストは非常に高い。というのも、このシフト過程中に同時に2つのクラッチを作動させるからである。このことは、1つの操作部を用いると、対応するバルブ切替を介して実現するのが非常に困難になる。

【0004】

国際公開第2015/036623号（WO 2015/036623 A2）に、往復ピストンを

10

20

30

40

50

備えた、電氣的に駆動される圧力制御容量送出ユニットが記載されており、この圧力制御容量送出ユニットによって、ピストン変位距離制御を介して圧力をビルドアップおよび消失することができる。圧力制御容量送出ユニットには切替弁が設けられており、流体力学的な有効面を縮小して駆動モータのトルクを減少させるため、この切替弁を用いて、往復ピストンの両作動チャンバを互いに連通させることができる。

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

本発明の課題は、電氣的に駆動されるサーボアクチュエータシステムであって、複数の流体力学的負荷、特に、たとえばクラッチ、ギアセレクト、1つもしくは2つの流体圧チャンバを備えた流体圧作動式シリンダ、電動流体圧式のバルブ駆動機構もしくは操舵装置用のピストンの形態のスレーブシリンダを、少数の切替弁で操作することができ、なおかつ正確な圧力制御を実現できるサーボアクチュエータシステムを達成することである。

【課題を解決するための手段】

【0006】

本発明の課題は、請求項1記載の特徴を有する圧力生成装置によって解決される。

【0007】

本発明の圧力生成装置を用いて、リニアアクチュエータまたはモータ - 動力伝達機構ユニットによって電氣的に駆動される流体圧式ピストン操作部であって、要求に応じて非常に正確に複数の負荷において同時に圧力をビルドアップおよび消失させ、なおかつ、容積の貯蔵エネルギーを利用して1つの負荷において圧力を消失させ、かつ他の負荷において圧力をビルドアップすることができる流体圧式ピストン操作部が、2つの流体圧チャンバを用いた往復ピストン方式で実現される。また、ダブルチャンバ型の負荷（たとえば操舵装置、ギアセレクト）の1つのチャンバの容積は、圧力生成装置を介して当該ダブルチャンバ型の負荷の第2チャンバへ、圧力生成ユニットを介して制御して移動させることができる。圧力制御は、ピストンによる圧力容積制御によって、かつ／または圧力センサを用いた圧力制御によって行われる。

【0008】

たとえば、圧力生成装置を用いて流体圧スレーブピストン、たとえばクラッチ操作部に圧力をビルドアップし、それと同時に他のクラッチ操作部において圧力を消失させることができる。その際には、特に動的な操作過程において、サーボ駆動装置に係る出力要求を軽減するために、蓄積された圧力の少なくとも一部を使用する。操作位置、たとえば操舵装置のロッドないしはギアセレクトの操作位置も、往復ピストンを介する圧力制御によって非常に正確に、電気機械作動とほぼ同等に調整することができる。このことは、両ストローク方向（往復ピストンの前進ストロークおよび後退ストローク）において達成することができる。この構成は特に、一方のクラッチを解除すると同時に他方のクラッチを作動させるデュアルクラッチトランスミッション（図4）の制御、ないしはピストンを両側に移動させるデュアルクラッチトランスミッション（図6）の制御に適している。

【0009】

本発明の可能な一実施形態は、圧力生成ユニットのピストンシリンダユニットの各作動室が流体圧路を用いて、作動媒体のリザーバに連通されており、往復ピストンの少なくとも1つの作動チャンバの各流体圧路にそれぞれ、当該流体圧路を選択的に阻止または開路するための少なくとも1つの切替弁が配置されていることを特徴とする。本発明のこの構成により、各流体圧回路の圧力は、当該流体圧回路に接続された作動室と、開弁状態の切替弁とを介して、リザーバへ消失させることができる。その際には、各流体圧回路内の圧力を、各流体圧回路における圧力測定に基づいて消失させることができる。（1つまたは複数の）圧力容積特性曲線に基づいて往復ピストンのピストンのストローク制御をさらに用いることにより、所定の期間ないしは計算された期間にわたって切替弁を開弁することによって、各流体圧回路内の圧力と、これに接続されている（1つまたは複数の）負荷における圧力とを変化させることもできる。各負荷に対して、当該負荷をその流体圧回路か

ら切り離すための追加の切替弁が設けられているので、流体圧回路の全ての負荷より少数の負荷における圧力を消失させ、ないしはビルドアップすることもできる。本実施形態ではさらに、ピストンの変位によって、各接続された流体圧回路における圧力を所定の通りに低減するように、作動室を拡大することもできる。これを「容積制御」という。流体圧回路と、接続された負荷とにおいて圧力をさらに迅速に消失させるためには、もちろん、切替弁が開弁されている状態でリザーバへの流体圧路において同時に、ピストンの変位により作動室を拡大することも可能である。これによって、圧力生成ユニットのダイナミクスが格段に向上する。

【0010】

他の一実施形態では、作動室から負荷まで繋がっている流体圧路および／または圧力室は、連通路を介して互いに連通されており、この連通路には、当該連通路を選択的に開路または阻止するための切替弁が配置されている。本実施形態では、圧力生成ユニットのピストンシリンダユニットの1つの作動室のみが、各流体圧路を選択的に阻止または開路するための1つの切替弁が配置された流体圧路を用いてリザーバに連通されていればよい。しかし、圧力生成装置のフレキシビリティを向上させるためには、両作動室が別個の流体圧路を用いてリザーバに連通されており、各流体圧路にそれぞれ、当該流体圧路を選択的に開路または阻止するための切替弁が配置されていることが有利である。

【0011】

上述の実施形態では、圧力制御は往復ピストンのピストン変位による圧力制御だけで実現することが可能である（容積制御）。追加的に、連通路に配置された切替弁と、リザーバへの流体圧路に配置された1つないしは複数の切替弁とのバルブ駆動制御により、圧力ビルドアップおよび圧力消失を規定通りに制御することもできる。

【0012】

さらに、圧力消失を代替的に、リザーバへのバルブの開弁だけで行うこともできる。その際には圧力消失は、ピストンシリンダユニットの各作動室のみによって行われる。正確な圧力制御を達成するためには、さらに圧力センサも使用することができ、特に、流体力学的負荷のスレーブシリンダからの圧力消失のために使用することができる。作動室（ShV）とリザーバ（PD1, PD2）との間のバルブは、プレーキシシステムから知られているアウトレットバルブにほぼ代わるものであり、よって「減圧バルブ」とも称し得る。本発明では、圧力センサを用いて監視される流体圧路を介して圧力消失を行うことにより、減圧バルブを介して圧力制御される圧力消失が可能になるという利点が奏される。この圧力消失は、時間制御されて動作する古典的なアウトレットバルブに比して著しい利点を奏する。というのも、かかるアウトレットバルブでは各負荷にそれぞれ切替弁が前置接続されており、圧力消失中の圧力情報は得られないからである。機能的には、電氣的駆動装置の相電流測定を行ってトルク定数 k_t を介して圧力を算出することにより、制御のための圧力センサを省略することができる。モータの温度監視と、往復ピストンを駆動する電気モータないしはリニアモータの永久磁石の温度の算出とにより、典型的には10%未満の、温度に対するトルク定数の変化が可能であり、トルクをさらに向上することができる。リニアモータの場合、面積を介して圧力を直接算出することができ、モータ-動力伝達機構-駆動装置の場合には、動力伝達機構の効率をさらに考慮しなければならない。これは特にボールねじの場合には非常に高く、効率に生じる変動は僅かである。しかし、流体圧回路において圧力センサを使用することは、圧力容積特性曲線の調整と圧力計算の較正とのために有利である。さらに、フェールセーフ性も向上する。これに代えて、冗長的な電流測定センサも使用することができる。

【0013】

図1cに示されているように、さらに往復ピストンの出力部に切替弁を使用する場合、有利には、圧力制御のさらなる自由度が得られる。減圧バルブを1つのみ用いる場合でも、圧力ビルドアップおよび圧力消失のほぼ全ての自由度を実現することができ、特に、回路ごとに個別の圧力ビルドアップおよび圧力消失、両回路の同時の圧力ビルドアップおよび圧力消失を実現することができる。また、負荷に蓄積された圧力を切替弁の閉弁によっ

10

20

30

40

50

て閉じ込めることにより、ピストンの変位後のモータの負荷を軽減することもできる。

【0014】

さらに、前進ストローク方向または後方ストローク方向における1回の変位ストロークによって負荷が完全に1バールまで低減し、かつ他の負荷には通常の作動圧が印加されるようにすべく、1つまたは複数の負荷を作動するための圧力容積要求を適合するように、ピストンシリンダユニットのピストンの作用面を前方チャンバと後方チャンバとの間で異なる形態とすることができる。すなわち、複数の負荷の異なるスレーブピストンの作動時の所要容積が面積比によって、前進ストローク操作変位量と後退ストローク操作変位量とがほぼ等しくなるように補償される。

【0015】

さらに、システムにおける圧力消失が、ピストンシリンダユニットのチャンバから容積をリザーバへ放出する必要なくピストンのストローク運動によって実現されるように、往復ピストンの両チャンバのそれぞれ異なる大きさの作用面を使用することもできる。このようにして、蓄積されたエネルギーを完全に使用することができる（ばね質量振動体原理）。このとき、圧力制御、および両流体圧回路間の容積均衡を実現するためには、主に両回路間の連通バルブを使用する。圧力容積特性曲線が変化すると、たとえば蒸気が形成されると、容積収支の変化が生じる。この場合、その不均衡は、リザーバからの追加吐出不いしはリザーバへの圧力放出によって補償される。このことは、特定の圧力時間推移が必要である場合にも当てはまる。この場合、両減圧バルブが必要となる。

【0016】

特に圧力ビルドアップおよび圧力消失のときに圧力制御を行うために行われる、複数の異なる大きさの流体力学的面の切替えないしは作用の仕方は、流れ断面積が大きい連通路に設けられた1つまたは複数の切替弁を介して往復ピストンの前側と後側とを連通し、かつ一方のチャンバの往復ピストンの最終ストロークの領域において第2のチャンバの往復ピストンの開始ストロークと連通する小流量の短い流体力学的な連通路を介して前側と後側とを直接連通することによって実現することができる。よってその連通長は、往復ピストンの全ストロークとほぼ等しくなる。小流量の構成の場合に有利なのは、ピストンシリンダユニットのシリンダおよび連通路が流体圧ブロックの一部となることである。切替弁も、有利にはこの流体圧ブロックに配置される。連通路に設けられる切替弁の他、上述の少なくとも1つの減圧バルブも流体圧ブロックに配置することができる。

【0017】

さらに最適化の観点（リニアアクチュエータのダウンサイジングの観点）では、往復ピストンの前側と後側との間の断面積の選択が決定的に重要となる。有効的なダウンサイジングを達成するためには、往復ピストンの前側と後側との間の有効面積の比を1.5～2.5の比に、有利には2にすべきである。面積比が2:1である場合（前側面積A1／後側面積A2）、両作動チャンバ間の連通バルブShVが開弁した場合には、前進ストロークでも後退ストロークでも、サーボモータにかかる流体力学的な作用面を半分にすることができる。というのも、前進ストロークではA1－A2が、後退ストロークではA2が作用するからである。このことによって、駆動モータのトルクを半分にすることができ、動力伝達機構にかかる軸方向力は半分になる。このことによって、モータのコスト削減の他、トルクを並進力に変換するために低コストの台形スピンドル駆動機構を使用することもできる。

【0018】

さらに、圧力ビルドアップにおいて、またオプションとして圧力消失においても、リニアアクチュエータの変位量制御によって正確な圧力制御が機能的に実現される。こうするためには、圧力センサを用いて圧力容積（変位量）特性曲線をモデルとして表現し、制御のために使用する。

【0019】

リニアアクチュエータに代えて、モータ－動力伝達機構構成を用いて往復ピストンを作動させることもできる。詳細には示されていないこの事例では、モータと、往復ピストン

10

20

30

40

50

をモータに対して直角に配置できるようにするための往復ピストンタイロッドとの間に、動力伝達機構が配置される。

【0020】

本発明の装置によって、たとえばクラッチの連結の他、たとえばギアセレクト等の1つまたは複数の流体力学的負荷に高効率で圧力および容積を供給することができ、なおかつ、負荷の正確な制御も保証することができる。主な用途は、クラッチ作動を補足する、デュアルクラッチトランスミッションのギアセレクトである。

【0021】

本発明の有利な実施形態ないしは実施態様は、従属請求項の発明特定事項によって導き出すことができる。

【0022】

換言すると、本発明の解決手段ないしはその実施形態および実施態様によって、特に以下の機能を実現することができ、ないしは総合的に以下の利点を達成することができる：

- ・DHK圧力ピストンユニットの出力要求を軽減するためにスレーブピストンに流体力学的に蓄積されたエネルギーを使用して、1つの流体圧回路における圧力ビルドアップと、他の第2の流体圧回路における圧力ビルドアップとを同時に行うことができる（ばね質量系原理）。

- ・1つの操作部（たとえば操舵装置、ギアセレクト）の位置制御用の、2つの流体圧チャンバを備えた負荷のチャンバごとに、圧力消失と圧力ビルドアップとを同時に行うことができる。

- ・圧力制御に代えて変位量制御により、圧力・容積／変位量関係を介して、往復ピストンを用いて圧力ビルドアップおよび圧力消失の双方において正確に圧力制御を行うことができる。

- ・流体圧回路における圧力情報を使用して、往復ピストンチャンバおよび（1つまたは複数の）減圧バルブを介して正確な圧力消失開ループ制御ないしは閉ループ制御を行うことができる。

- ・1つの回路K1または複数の回路K1+K2において、正確な圧力制御の多くの自由度を達成することができる（個別の圧力ビルドアップおよび圧力消失）。

- ・閉じ込められた圧力を維持するために切替弁を使用することにより、要求に応じた高エネルギー効率の圧力生成（オンデマンド圧力（Pressure-on-Demand））と、駆動装置の電流負荷軽減とを実現することができる。

- ・各供給路に設けられた電磁式切替弁によって負荷を投入および遮断することにより、たとえばクラッチ、ギアセレクト等の複数の流体力学的負荷に、多重動作で（すなわち、主に往復ピストンによる圧力容積制御を介して複数の負荷において順次または半同時に圧力制御を行うことにより）供給することができる。

- ・連通バルブ（ShV）を介して2つの切替可能な流体力学的断面積によって電気モータの力ないしはトルクを低減することにより、モータ／動力伝達機構がダウンサイジングすることによって、非常にコンパクトである低コストの圧力容積および移送ユニットが実現されること、およびこれによって、より小型のモータと、当該モータに組み込まれるより低コストの台形スピンドルを使用することができる。

- ・流体圧システムの最適化の自由度が非常に高いこと（面倒な圧力消失制御方法の省略、複数のサーボモータの圧力センサ、電氣的に作動される1つの流体圧源への複数の負荷の接続）。

【0023】

かかる自由度および正確な圧力制御により、負荷のバルブ回路を簡略化することができ、たとえば複雑な比例弁に代えて簡単な電磁弁を用いることができる。さらに、圧力生成装置のピストンシリンダユニットのリニア駆動装置を、切替可能な作用面によって格段に簡略化することができ、また、1つの圧力生成装置に多数の負荷を接続するように上述の自由度を利用することができる。駆動モータに冗長的な6相巻線と冗長的な駆動制御部とを設け、流体圧回路の不具合時には未だ第2の流体圧回路を使用できるようにすることに

10

20

30

40

50

より、冗長性を達成することができる。

【0024】

以下、図面を参照して本発明の圧力生成装置の種々の可能な実施形態を詳細に説明する。

【図面の簡単な説明】

【0025】

【図1a】減圧バルブを備えた2つの流体圧回路に圧力供給を行うためのモータ・動力伝達機構ユニットを有する、往復ピストンを備えた圧力生成装置（以下「DHK圧力制御ユニット」ともいう）の基本的構成を示す図である。

【図1b】減圧バルブおよびシフトバルブを備えた2つの流体圧回路に圧力供給を行うためのモータ・動力伝達機構ユニットを備えたDHK圧力制御ユニットの基本的構成を示す図である。

10

【図1c】圧力制御のさらなる自由度を達成するため、1つの減圧バルブ、代替的に2つの減圧バルブと切替弁とを流体圧回路に備えた、2つの流体圧回路に圧力供給を行うためのモータ・動力伝達機構ユニットを備えたDHK圧力制御ユニットの基本的構成を示す図である。

【図2】動力伝達機構を有しないリニア駆動装置を備えた圧力生成装置の基本的構成を示す図である。

【図3a】切替可能な面を考慮した圧力制御方法を示す図である。

【図3b】複数の異なる負荷ないしは流体力学的な有効断面によるクラッチ作動時の圧力制御方法を示す図である。

20

【図4】多重動作を行うために負荷においてShVバルブおよび切替弁をさらに使用する2つの流体力学的負荷（とりわけクラッチ）のピストン操作部としての圧力生成装置の使用を示す図である。

【図4a】対応するアウトレットバルブを介して負荷のチャンバにおける圧力消失を行う、または行うことができる、代替的な実施形態を示す図である。

【図5】2つより多くの負荷（特に、クラッチおよびシフト操作部の圧力制御を多重方式で行う2つのクラッチおよび2つのシフト操作部）に対応するシフト操作部およびピストン操作部としての圧力生成装置の使用を示す図である。

【図6】2つの流体力学的な作用面を有する負荷（たとえばギアセレクタ、操舵装置）と、オプションとして多重動作による他の負荷とに対応したシフト操作部およびクラッチ操作部としての圧力制御ユニットの使用を示す図である。

30

【発明を実施するための形態】

【0026】

図1aは、本発明の圧力生成装置（「圧力制御および容積移送ユニット」とも称することができる、以下「DHK圧力制御ユニット」とも称することができる）の可能な第1の実施形態の基本的構成を示している。この圧力生成装置は、両側に作用するピストン1（以下「往復ピストンDHK」ともいう）を備えており、これは電気モータMと動力伝達機構とから成るリニア駆動装置を用いて、プッシュロッド2を介して、変位量 s_k にわたって双方向に変位することができる。動力伝達機構は、特にボールねじである。サーボモータMには、角度センサ6aおよび（1つまたは複数の）相電流測定センサ6bが設けられている。角度センサに代えて、ピストンストローク位置を求めるために直接、センサ（6c）を使用することもできる。このことは特に、動力伝達機構においてすべりが生じた場合に、位置制御を改善するために有用となる。往復ピストン1は、第1の作動室ないしは圧力チャンバ3aと第2の作動室ないしは圧力チャンバ3bとを区切る。両作動室3a、3bはチェックバルブ4aおよび4bを介してリザーバ5に連通している。チェックバルブ4a、4bは、絞り作用を回避すべく、大きな開口断面積を有する。

40

【0027】

圧力生成装置は、2つの流体圧回路K1およびK2両方における圧力を調整する。作動室3a、3bと流体圧回路K1およびK2との間の供給路H3、H4に、圧力センサ7および7aが配置されている。相電流測定を介してモータMのトルクを算出し、有効断面積

50

を介して、圧力センサが設けられていない流体圧路 H 3 , H 4 におけるシステム圧を算出することにより、圧力センサ 7 または 7 a を制御に際して省略することができる。しかし、安全上の観点から、また圧力容積特性曲線を較正するため、少なくとも 1 つの圧力センサを設けるのが有利である。また、圧力センサを完全に省略できるようにするため、相電流測定を冗長に構成することもできる。

【0028】

さらに、各作動室 3 a , 3 b とリザーバ 5 とをそれぞれ連通させる流体圧路 H 1 , H 2 に配置された 2 つの切替可能なバルブ P D 1 または P D 2 も設けられている。これらのバルブ P D 1 , P D 2 は「減圧バルブ」とも称し得る。これにより、両作動室 3 a , 3 b からリザーバ 5 への圧力消失を行うことができる。一方または双方のバルブ P D 1 または P D 2 の開弁により、往復ピストン 1 の変位量制御 s k による前進ストロークまたは後退ストローク時に、または往復ピストン 1 の静止制御時に、圧力を制御下で消失させることができる。かかる圧力消失制御を行うためには、両圧力センサ 7 , 7 a のうち少なくとも 1 つ、または電流測定を使用する。このことはとりわけ、PWM 動作を行う古典的なアウトレットバルブによる圧力制御に比して有利である。というのも、圧力を高精度で、制御下で消失できるからである。前置接続された切替弁（たとえば S V 1 と負荷 V 1 との間のアウトレットバルブ、ないしは、負荷 V 2 と S V 2 との間のアウトレットバルブ。図 4 b 参照）を閉弁して行われる古典的な吐出制御の場合、上述の圧力制御精度は実現できない。というのもかかる構成では、ブレーキ制御システムにおいて通例であるように、圧力消失制御のために圧力センサを使用できないからである。

【0029】

図 1 b は、本発明の圧力生成装置の他の可能な一実施形態を示しており、当該実施形態では、作動室 3 a はピストン 1 の作用面 A 1 によって区切られており、第 2 の作動室 3 b は当該ピストン 1 の作用面 A 2 によって区切られている。面 A 1 と面 A 2 との比は約 2 : 1 であるが、少なくとも 1 . 5 : 1 であり、最大 2 . 5 : 1 である。さらに、チャンバ 3 a , 3 b 間には、切替可能な圧力補償バルブ S h V が配置されている。この切替可能なバルブ S h V は、高ダイナミクスのシステムの場合、絞り機能を有しない切替弁として構成されるので、大きな流れ断面を有する。圧力チャンバ 3 a , 3 b 、ないしは、圧力チャンバ 3 a , 3 b から負荷まで連絡している流体圧路 H 3 , H 4 を連通する、切替弁 S h V を含む連通路は、可能な限り短く、かつ少なくとも 1 つの圧力チャンバにおいてピストンシリンドラユニットの出力部の可能な限り直ぐ近くを起点とする。特に、流れ抵抗を増大させる要素、たとえば追加のバルブ等は、この領域では可能な限り回避すべきである。代替的に、1 つの切替弁 S h V を用いる代わりに、連通路 H 5 において複数の切替弁を並列接続することもできる。かかる並列接続により、量産による標準的なバルブを使用することができる。圧力補償バルブ S h V の切替えにより、往復ピストン 1 の前側と後側とを連通させることができ、ピストンストローク時には、異なる作用面を圧力補償により実現することができる。比較的低ダイナミクスのシステムの場合、ないしは、システムにおいて使用される負荷が少ない場合、切替弁 S h V の流れ断面、および往復ピストンの作動室を連通させる流体圧路の流れ抵抗の重要性は、比較的低くなり、その連通は、たとえば流体圧回路において複数のバルブを用いて行うこともできる。

【0030】

圧力生成装置によって、2 つの流体圧回路 K 1 および K 2 へ供給がなされる。バルブ S h V が閉弁状態である場合、前進ストロークでは回路 1 へ圧力が供給され、後退ストロークでは回路 2 へ圧力が供給される。バルブ S h V が開弁状態である場合、前進ストロークおよび後退ストロークにおいて、回路 K 1 および回路 K 2 の双方に、有効面 A 1 - A 2 （前進ストローク）ないしは有効面 A 2 （後退ストローク）によって、共に供給がなされる。少なくとも 1 つの流体圧路 H 3 , H 4 における圧力は、圧力センサ 7 を用いて求められ、オプションとして、両圧力センサ 7 , 7 a を用いても求められる。相電流測定を介してモータ M のトルクを算出し、有効断面積を介してシステム圧を算出する場合、圧力センサを制御に際して省略することができる。

【0031】

図1cは、図1bの圧力生成装置の一拡張態様を示しており、当該態様では、流体圧路H3、H4に他の切替弁SV1、SV1aおよびSV2が設けられている。本回路では、前方チャンバ3aおよび後方チャンバ3bの出口に切替弁SV1およびSV2が配置されており、切替弁ShVは流体圧回路K1を直接、チャンバ3bと連通させている。切替弁SV1aは、連通路H5および流体圧回路K1より上流に配置されている。

【0032】

本拡張態様により、負荷の制御に係る機能範囲が拡大する。往復ピストン1は、本実施形態ではストローク制御により、部分的に圧力容積特性曲線と圧力センサ7aおよび7bとを用いて（図3bの実施形態を参照のこと）、以下の自由度を有する：

- ・回路K1と回路K2とにおいて個別に行われる圧力ビルドアップ、
- ・回路K1と回路K2とにおいて共に行われる圧力ビルドアップ、
- ・回路K1と回路K2とにおいて個別に行われる圧力消失、
- ・回路K1と回路K2とにおいて共に行われる圧力消失、
- ・回路1における圧力ビルドアップと、回路2における圧力消失とを同時に行うこと、
- ・回路2における圧力ビルドアップと、回路1における圧力消失とを同時に行うこと。

【0033】

これらの機能を実現するためには、図1cのバルブを以下のように切り替える。ここで留意すべき点は、以下説明する制御に際してはバルブPD2および流体圧路H2を省略することもできることである。というのも、上記にて挙げた機能では常に閉じた状態で動作し、よって、その機能はチェックバルブに相当するからである。

【0034】

【表1】

DHK ストローク方向	圧力ビルドアップ P_{auf} K1		圧力ビルドアップ p_{auf} K2	
	前進ストローク	後退ストローク	前進ストローク	後退ストローク
ShV	0	1	図1bの回路を 用いて（図4a、 負荷にSV1） ShV, SV2 開弁	0
SV1	1	0		0
SV2	0	0		1
PD1	0	0		0
PD2	0	0		0

【0035】

【表2】

DHK ストローク方向	圧力消失 p_{ab} K1		圧力消失 p_{ab} K2	
	前進 ストローク	後退ストローク	前進ストローク	後退ストローク
ShV	1	1	0	図4aの回路を用いて （負荷にSV1） SV2およびShV 開弁
SV1	0	1	0	
SV2	0	0	1	
PD1	1	0	1	
PD2	0	0	0	

【0036】

10

20

30

40

50

【表 3】

DHK ストローク方向	圧力消失 p_{auf} K1+K2		圧力消失 p_{ab} K1+K2	
	前進ストローク	後退ストローク	前進ストローク	後退ストローク
ShV	1	1	1	1
SV1	1	0	1	0
SV2	1	1	1	1
PD1	0	0	0	1
PD2	0	0	0	0

10

【0037】

符号：

0：閉弁

1：開弁

【0038】

バルブPD1およびバルブPD2の双方を設けて使用する場合、制御下での同時の圧力ビルドアップおよび圧力消失のさらなる自由度を利用することができる。このことにより、上掲の手段の他にさらに、両流体圧回路K1、K2のうち1つにおいて、または両流体圧回路K1およびK2において、圧力センサ7および7aおよびバルブPD1、PD2を用いて往復ピストンのチャンバ3a、3bを介して圧力制御により圧力を制御下で消失させることができる。

20

【0039】

図2は、プッシュロッドピストン2が、永久磁石15aを有するアーマチュア15と、励磁コイルを有するステータ16と、直線変位量センサ17と、から構成されたりニアアクチュエータを介して作動されることができるという相違点を除いて、図1aと同一の圧力生成装置を示している。その機能動作は、図1aと同一である。モータ-ねじ駆動装置と比較した場合のリニアアクチュエータの利点は、往復ピストンが小さいストロークに合わせて構成され、システムにおいて生じる力が僅かであることである。オプションとして、図1bにて記載されているのと同様の作用を有する連通バルブShVが使用される。

30

【0040】

図3aは、圧力容積（変位量）特性曲線の表現を介して、プッシュロッド変位量 s_k と圧力 p との間の関係において正確な圧力制御を行う制御ストラテジーを示している。圧力容積特性曲線を表現するためには、図1a、図1b、図1cの圧力センサ7を使用する。動作中に、この圧力容積特性曲線を調整することができる。

【0041】

当該方法は特に、クラッチ操作部、およびたとえばギアセレクトタ等の他の負荷の圧力ビルドアップおよび圧力消失の際に、圧力ビルドアップと圧力消失とを同時に行う必要がない場合、すなわちクラッチまたはギアセレクトタのいずれかを順次動作させる場合に使用される。

40

【0042】

同図では、往復ピストンのチャンバ面積の比がほぼ $A_1/A_2=2$ であることを基礎としている。圧力ビルドアップは、初期圧力 s_{0A1} から開始する。所望の制御圧力 p_1 は、面 A_1 による圧力ビルドアップ p_{aufI} の場合にはたとえば位置 S_{p1} まで前進ストロークするとき、面 A_2 による圧力ビルドアップ p_{aufII} の場合にはたとえば位置 S_{p3} まで後退ストロークするときに、リニアアクチュエータの最大駆動によって調整される。その制御の際には、圧力と変位量との非線形の関係を表す圧力変位量特性曲線を基礎とする。この圧力変位量特性曲線を介して、 p_1 より小さい圧力に制御することもできる。作用面 A_2 へ切り替えられる場合、圧力容積特性曲線はシフトする。新たな参照変位量 s_{p3} が得られる。圧力変化は、差分変位量 Ds_k の調整により調整することができる。このよ

50

うな変位量制御による圧力制御ストラテジーの利点は、圧力センサを用いずにストロークを介して制御を行う場合、圧力を格段に良好に調整できることである。というのにかかる制御により、送圧路の圧力振動および弾性が妨害量として制御に影響することがなく、また、圧力センサの精度に高い要求を課す必要もないからである。

【0043】

図1bの圧力制御ユニットが使用される場合、すなわち減圧バルブPD1が使用される場合、変位量制御skを用いて、圧力-変位量関係を介して、消失時にも圧力を制御することができる(pabi)。こうするためには、ピストン1を後退ストロークで動作させる。その際には、第2のチャンバ3b内の容積が圧縮されないように、すなわち当該容積がPD2を介してリザーバ内へ漏れることがないようにしなければならない。比較的小さい作用面の場合、前進ストロークにおいても、同等の圧力消失(pabii)を制御することができる。こうするためには、バルブPD2を介して容積をリザーバ内へ放出する。後退ストロークにおいてShVバルブを開弁した場合、圧力消失プロセスpabiiにおける同一の効果が達成される。この場合、圧力消失のためにPD1バルブまたはPD2バルブを用いる必要はない。押し退けられた容積は、往復ピストンの後方チャンバ3bから前方チャンバへ送られる。

【0044】

図3bは、DHKの両チャンバを介して圧力ビルドアップと圧力消失とを同時に行う場合(たとえば、図5のシステム構成における2つのクラッチを作動させる場合)の制御手法を示している。本制御手法では、2つのスレーブピストンの圧力容積特性曲線が僅かに異なること、ないしは代替的に、両スレーブピストンの圧力容積特性曲線が同一であることと、流体力学的面の面積比が $A1/A2 = S2/S1$ である往復ピストン構成とを基礎としている。

【0045】

この制御手法を行うためには、位置S1から出発して、ピストンを位置S1から位置S2へ後退ストロークで移動させる。クラッチK1の圧力は動作圧力pK1からほぼ0まで低減され、それと同時にクラッチK2の圧力はほぼ0からpK2まで上昇される。その後、動作圧力pK2に達するまで、操作部をさらに位置S2まで動かす。後退ストローク運動の際には、圧力不足を回避するため、不足分の容積がリザーバチャンバからチェックバルブを介してDHKの前方チャンバへ送られる。かかる手法は、順次的な手法と比較して、クラッチK1を非常に迅速に解除することができ、それと同時にクラッチK2をかけることができるという顕著な利点を有する。

【0046】

このことはとりわけ、最小の時間遅延でシフト過程を行うために達成されるものであり、最小の時間遅延でのシフト過程は、デュアルクラッチシステムにおいて必要とされる。さらに、クラッチにある圧力をエネルギー源として使用することにより、最小所要出力の駆動モータだけで足りるようにすること、ないしは、シフト過程におけるモータが同一である場合、シフト過程のダイナミクスを2アクチュエータシステムより格段に改善することができる。というのも、蓄積された流体圧エネルギーをシフト過程において使用できるからである。

【0047】

ShVバルブを使用して、これに対応する駆動制御を行うことにより、さらに、たとえばクラッチK1の解除過程を第2のクラッチの作動過程と同期するように、すなわち、移動行程がS1とS2との間の中間で(すなわち、 $S = 0.5 \cdot (S1 + S2)$)で当該過程が完了するように、制御を最適化することができる。

【0048】

とりわけ、上記過程とは逆の過程で(すなわち、クラッチK2を動作圧力pK2から)移動行程S2によって解除する場合、AVバルブを用いるのが有利である。そうしないと、クラッチK1が動作圧力pK1を超えてしまう。また、放出バルブ(PD1またはPD2)ないしは他のアウトレットバルブをシステムにおいて使用することも有用である。こ

ここで、クラッチK 1における圧力消失は、ShVバルブを使用しなくても、K 1において圧力センサを使用して放出バルブPD 1を介して正確に制御できるので、PD 1バルブがその重要性を増している。よって、PD 1およびShVは代替関係にあり、必ずしも双方を用いる必要はない。面積比 $A 1 / A 2$ がほぼ等しく、クラッチ操作部K 2がより大きな容積を有する場合、PD 2バルブも同様の重要性を有する。

【0049】

圧力供給ユニットに代えて、図2にて説明したようなバルブ回路を備えたDHK圧力供給ユニットを使用することもできる。

【0050】

図4は、図1bの構成の圧力生成装置の一実施形態を示しており、本実施形態では、往復ピストン1のポテンシャルが利用される。この圧力生成装置は、図1cの、切替弁SV 1およびSV 2が圧力供給ユニットの構成部分である実施形態においても、使用することができる($SV 1 a = SV 1$, $SV 2 = SV 2$)。各作動室3a, 3bはそれぞれ、両クラッチV 1およびV 2のスレーブシリンダV 1K, V 2Kに接続されている。かかるシステム形態により、往復ピストンの前方チャンバ3aを介してクラッチK 1の圧力消失(p_{abK1})を行うと同時に、当該往復ピストンの後退ストローク方向での移動によってクラッチK 2の圧力ビルドアップ(p_{aufK2})を行うことができる。このように圧力ビルドアップと圧力消失とを同時に行うことは、前進ストローク方向でも行うことができる。この場合には、往復ピストンの前進ストローク運動によって、負荷V 2において圧力を消失させ、かつ負荷V 1において圧力をビルドアップする。補助的に、PD 1およびPD 2の双方を圧力消失制御のために使用することができる。ShVバルブも同様に、圧力消失制御のために、また圧力ビルドアップ制御のためにも開弁することができ、回路K 1とK 2とを連通させることにより、往復ピストンの運動によって変化する圧力に影響を及ぼすことができる。

【0051】

圧力制御の他の一手段が図4aに示されており、これは、負荷V 1, V 2のうち少なくとも1つから、各対応するアウトレットバルブAV_{K1}, AV_{K2}を介して別個の流体圧路H 6, H 7を介して直接、圧力をリザーバ5内へ消失させる、というものである。当該アウトレットバルブAV_{K1}, AV_{K2}は有利には、負荷と切替弁SV 1との間に接続されている。図4aではこのことは、回路K 2における圧力消失(p_{abK2})と、これと同時に回路K 2において行われる圧力ビルドアップ(p_{aufK1})とを例に示されている。とりわけ、作動室3aと3bとにおいて面積が異なる場合、前進ストローク時にチャンバV 1Kへ送られる容積は、チャンバV 2Kから排出される容積より多くなる。圧力消失時と圧力ビルドアップ時とにおいて対称性を達成するためには、AV_{K1}を介して(p_{abK1})容積をリザーバ内へ放出する。圧力制御を行うためには、H 3の圧力センサも同様に、AV_{K1}を介しての圧力消失のために用いることができる。というのも、圧力変化プロセス時にはSV 1は負荷に対して開弁状態になるからである。圧力制御は、独国特許出願公開第102015103858.7号明細書(DE 10 2015 103 858.7)に記載された方法(開路状態の流体圧回路における圧力容積制御(Druckvolumenregelung im offenen Hydraulikkreis))により行われる。各負荷において、ないしは、各流体圧回路K 1, K 2の、当該回路とリザーバとを接続する1つまたは複数のアウトレットバルブごとに、複数のアウトレットバルブAV_{K1}, AV_{K2}を使用することもできる。アウトレットバルブAV_{K1}, AV_{K2}は、一方または双方のバルブPD 1およびPD 2と置き換えることができる。バルブPD 1およびPD 2のいずれも設けられていない場合には、圧力消失のために流体圧回路K 1またはK 2をリザーバに接続する少なくとも1つの減圧バルブAV_{Ki}が必要である。PD 1およびPD 2に代えて切替弁が前置接続されたAVバルブを使用することは、切替弁SV 1が閉弁状態の場合、圧力消失は圧力情報を使用することができず、よって、正確な圧力消失精度を満たすため、かつ製造誤差のため、バルブは小さい開口断面を備えている必要があり、ないしはPWM制御により動作しなければならないという欠点を有する。しかし、当該特殊な解決手段は、システム導入の移行期間において、量産

10

20

30

40

50

される標準的なアウトレットバルブと、ブレーキシステムの動作から公知である圧力消失制御用ソフトウェアとを使用できるという利点を有する。

【0052】

アウトレットバルブを設けることにより、システム導入時に最初のステップにおいて、ピストン変位量制御を介した正確な圧力ビルドアップ制御の利点と、それと同時に、往復ピストンの作用により圧力変化（チャンバV1kにおける圧力消失、チャンバV2kにおける圧力ビルドアップ）を行えることとを利用することができる。このことは特に、同時に切り替えなければならない2つのクラッチの作動時に当てはまる。

【0053】

さらに、面積比 $A1/A2$ がほぼ2:1であり、かつクラッチV1およびV2の容積収支が同じである場合、バルブShVを使用して駆動モータのトルクのダウンサイジングを行うこともできる。このことにより、前進ストロークにおいて所定の動作圧力（動作圧力の約50%）に達した後は、流体力学的な有効面積を半分にし、その後、後退ストロークとほぼ同じ面積にすることができる。

【0054】

常開型の切替弁SV1およびSV2により、クラッチが目標圧に達した場合、通電によって閉鎖し、僅かなバルブ流量でスレーブピストン流体圧システムの圧力を維持することができる。このことにより、モータMの電流負荷を軽減して所要出力を低減し、制御を簡単にすることができ、特に、目標圧に達した場合に負荷を遮断し、次のステップにおいて、圧力容積制御によって他の負荷を目標圧レベルに制御することができる。

【0055】

圧力供給ユニットに代えて、図2にて説明したようなバルブ回路を備えた圧力生成装置を使用することもできる。図2のバルブ回路は、図1bと同様に、図1cに合わせて調整することができる。同様のことが、以下の図5および図6のシステムについての説明に当てはまる。

【0056】

図5は、複数の負荷V3、V4を追加的に作動させ、かつ回路K2の圧力センサを省略するため、図4に記載されたシステムを拡張したものを示している。これに代えて、回路K2に圧力センサを設けて、回路K1において圧力センサを省略することもできる。こうするためには、各負荷V1~V4に対してそれぞれ切替弁SV1、SV2、SV3、SV4を設ける。ギアセレクトはいわゆる多重方式で制御される。すなわち、流体力学的負荷VS3またはVS4の作動時には、クラッチ操作部の常開型の切替弁が閉弁状態になることにより、電磁バルブの通電によって圧力が維持され、ないしは、当該作動によっては圧力がビルドアップされないようにする。負荷V3ないしはV4のスレーブピストンの圧力は、既に説明したように、圧力容積特性曲線を考慮して往復ピストンを介してビルドアップまたは消失する（ $p_{MUX, V3}$, $p_{MUX, V4}$ ）。圧力に達すると、切替弁SV3ないしはSV4を閉弁し、次のフローにおいて他の負荷を作動させることができる。本方法は通常、特にギアセレクトの使用時に順次的に行われる。というのも、ギアセレクトの同時の作動は行われず、その上デュアルクラッチトランスミッションでは、変速段選択過程はクラッチ作動過程と同時にには行われないからである。しかし本方法により、本願発明者の多重動作から公知であるように、同時または半同時に圧力ビルドアップと圧力消失とを行うことができる。

【0057】

クラッチ作動システムを上述のように他の負荷に拡張することにより、ギアセレクトごと、かつクラッチごとに駆動機構を設けた、従来のデュアルクラッチシステムに比して、システムを格段に簡素化することができる。切替弁は、小さい流れ抵抗であっても比較的好適かつ軽量であるから、上述のことによって著しいコスト削減および軽量化を達成することができる。

【0058】

図6は図5に代わる代替的態様を示しており、本態様では、本発明の圧力生成装置を用

10

20

30

40

50

いて、第2の負荷V2の他に多重動作で負荷V1の2つのチャンバV1K1およびV1K2に圧力を印加する。図5との相違点は、負荷V1のピストンが双方向に変位することができ、V1のロッドの変位時には、往復ピストンの1つのチャンバにおいて圧力を消失させ、かつ当該ピストンの移動によって他のチャンバにおいて圧力をビルドアップすることにより、両流体圧回路K1およびK2が使用されることである。制御を行うためには、バルブPD1, PD2またはSHVを追加的に使用する。ただし、制御に必要なのは最大2つのバルブのみである。図4aと同様に、負荷の流体圧チャンバ（ここでは一例として、負荷V3についてののみ図示されている）と各切替弁SV3との間にアウトレットバルブAVK3も接続することができ、これを介して、チャンバV3kから別個の流体圧路H8を経由してリザーバ5へ直接、圧力を導出することができる。その際には、図4aについて説明した欠点を甘受しなければならない。

10

【0059】

本構成では、チャンバV1K1またはV1K2内の圧力に圧力が供給され、ピストンは、本発明の圧力制御方法により非常に正確に変位する。使用時には、負荷はたとえば操舵装置またはギアセクタ（V1）となることができ、またクラッチ（V2）となることもできる。

【0060】

流体圧回路K1およびK2には、切替弁SV4およびSV5が前置接続された、負荷V1ないしはV2の作用原理を具備する他の負荷V3, V4を接続することができ、また多重動作で動作することができる。たとえば、1つの完全なデュアルクラッチトランスミッション（2つのクラッチ、4つのギアセクタを備えたもの）、ないしは、1つ複数のクラッチと操舵装置とを、1つの圧力供給ユニットによって動作することができ、ないしは、中央操作部を備えた他の流体圧システム（たとえば電気流体圧バルブ駆動機構）に圧力を供給することができる。

20

【符号の説明】

【0061】

- 1 両側に作用するピストン、ないしは往復ピストン
- 2 プッシュロッドピストン
- 3 a チャンバ
- 4 a チェックバルブ
- 4 b チェックバルブ
- 5 リザーバ
- 6 a チェックバルブ
- 6 b チェックバルブ
- 7 圧力センサ
- 8 ボールねじ
- 9 a ベアリング
- 9 b ベアリング
- 10 ロータ
- 11 ステータ
- 12 励磁コイル
- 13 ケーシング
- 14 センサ
- 15 アーマチュア
- 15 a 永久磁石
- 16 励磁コイルを有するステータ
- 17 直線変位量センサ
- 20 圧力制御ユニット
- 21 a 圧力ビルドアップバルブ
- 21 b 圧力放出バルブ

30

40

50

2 2 a	圧カビルドアップバルブ	
2 2 b	圧カ放出バルブ	
2 3	送路	
2 4	送路	
3 2 a	送路	
3 2 b	送路	
3 3 a	電磁バルブ	
3 3 b	電磁バルブ	
3 4	サーボピストンシリンダユニット	
3 5	圧カチャンバ	10
3 6	シール	
3 7	圧カピストン	
3 8	スプリング	
3 9	作用ピストン	
4 0	サーボピストンシリンダユニット	
4 1	圧カ室	
4 2	圧カ室	
4 3	サーボピストン	
4 4	シール	
4 5	スニッフア孔シール	20
4 6	リザーバ	
4 7	圧カセンサ	
4 8	変位シミュレータ	
4 9	ペダルユニット	
5 0	流体圧回路	
5 1	流体圧回路	
5 2	圧カセンサ	
5 3	圧カセンサ	
5 4	変位量センサ	
5 5	電子制御ユニット (E C U)	30
A V	切替可能な圧カ補償バルブ	
D 1	シール	
D 2	シール	
K 1	流体圧回路	
K 2	流体圧回路	
S i V	安全バルブ	
S k	変位量	
T V	保持バルブ	
V 1	負荷	
V 2	負荷	40
V 3	負荷ないしはクラッチ作動部	
V 4	負荷ないしはブレーキシステム	

【図面】
【図 1 a】

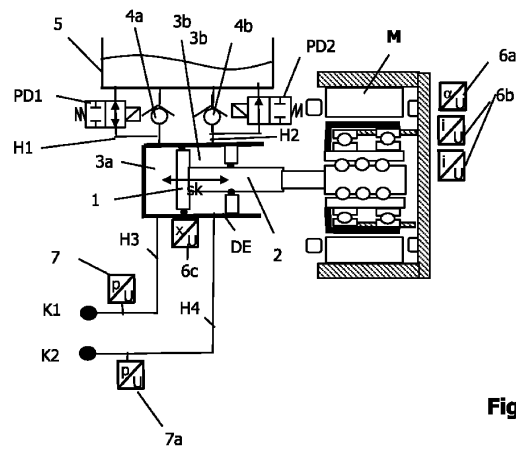


Fig. 1a

【図 1 b】

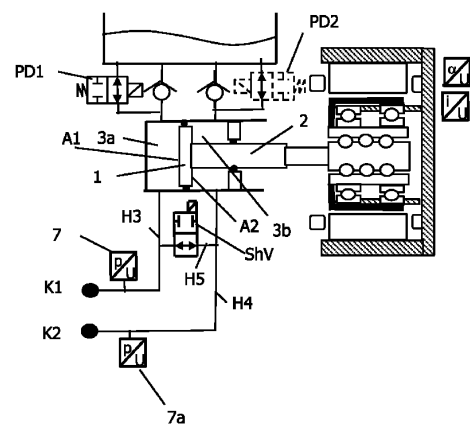


Fig. 1b

【図 1 c】

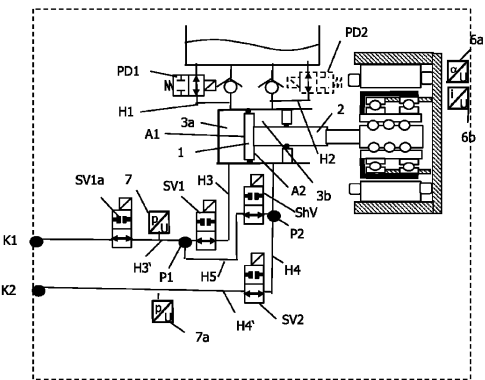


Fig. 1c

【図 2】

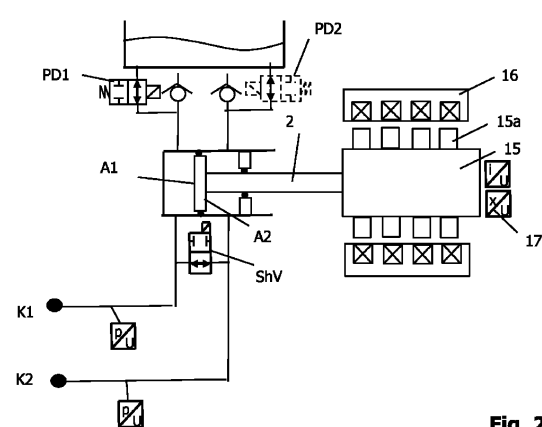


Fig. 2

10

20

30

40

50

【図 3 a】

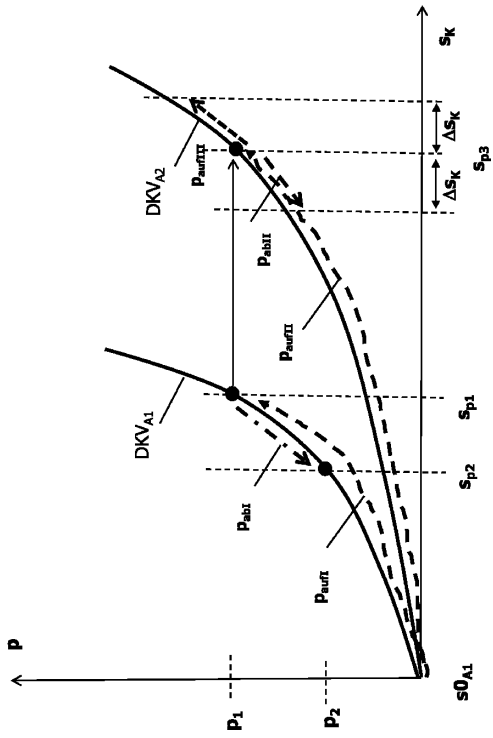


Fig. 3a

【図 3 b】

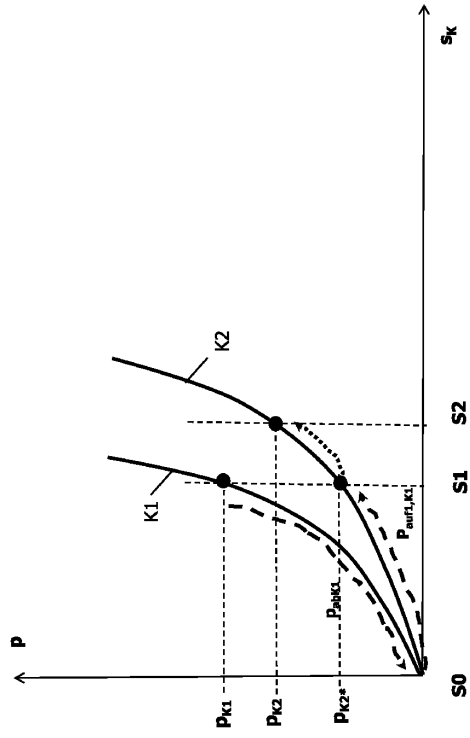


Fig. 3b

【図 4】

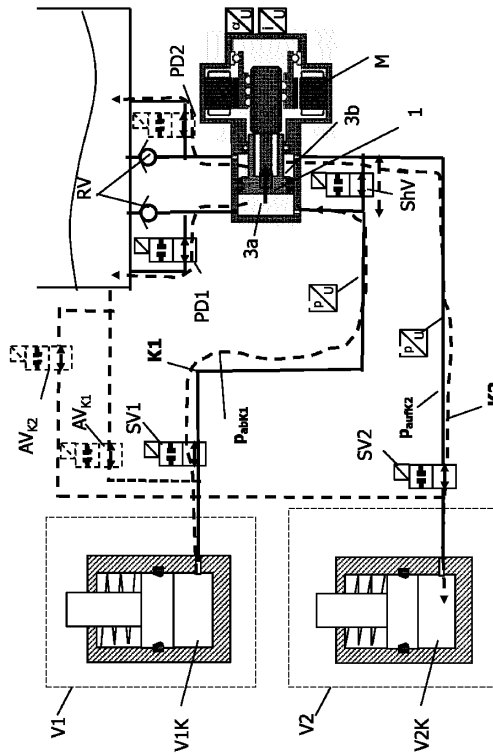


Fig. 4

【図 5】

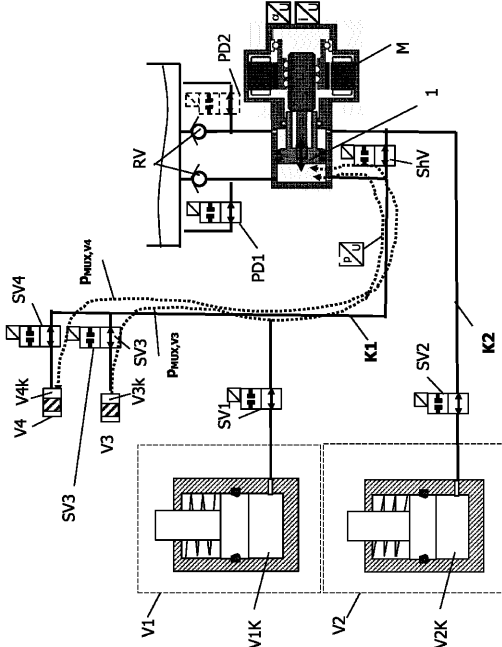


Fig. 5

10

20

30

40

50

【図 6】

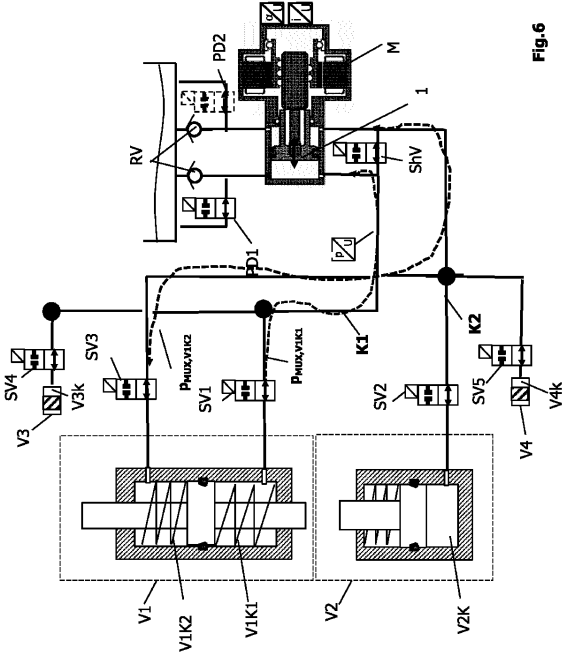


Fig.6

10

20

30

40

50

フロントページの続き

(51)国際特許分類 F I
F 1 6 H 61/30 (2006.01) F 1 6 H 61/30

(33)優先権主張国・地域又は機関
ドイツ(DE)

(31)優先権主張番号 202015107079.9

(32)優先日 平成27年3月16日(2015.3.16)

(33)優先権主張国・地域又は機関
ドイツ(DE)

(31)優先権主張番号 202015107081.0

(32)優先日 平成27年4月21日(2015.4.21)

(33)優先権主張国・地域又は機関
ドイツ(DE)

(31)優先権主張番号 202015008975.5

(32)優先日 平成27年12月30日(2015.12.30)

(33)優先権主張国・地域又は機関
ドイツ(DE)

(31)優先権主張番号 202015008976.3

(32)優先日 平成27年12月30日(2015.12.30)

(33)優先権主張国・地域又は機関
ドイツ(DE)

前置審査

ドイツ連邦共和国 オーバーリークシンゲン テオドアーホイスーシュトラッセ 3 4

(72)発明者 トーマス ライバー

ドイツ連邦共和国 ミュンヘン キアヒェンシュトラッセ 8 6

(72)発明者 クリスティアン ケーグルスペアガー

ドイツ連邦共和国 ゲレツリート アルペンブリック 4

審査官 谿花 正由輝

(56)参考文献 独国特許出願公開第102009043484 (DE, A1)

特開2002-187537 (JP, A)

特開2005-153555 (JP, A)

特開2008-308058 (JP, A)

特開2009-161130 (JP, A)

(58)調査した分野 (Int.Cl., DB名)

F 1 5 B 7 / 0 6

B 6 0 T 1 3 / 6 8

B 6 0 T 1 3 / 7 4

F 1 6 D 2 5 / 1 2

F 1 6 H 6 1 / 0 0

F 1 6 H 6 1 / 3 0