

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6728145号
(P6728145)

(45) 発行日 令和2年7月22日(2020.7.22)

(24) 登録日 令和2年7月3日(2020.7.3)

(51) Int.Cl.	F I
F 1 5 B 21/14 (2006.01)	F 1 5 B 21/14 A
F 1 5 B 7/02 (2006.01)	F 1 5 B 7/02

請求項の数 28 (全 37 頁)

(21) 出願番号	特願2017-517046 (P2017-517046)	(73) 特許権者	509066031
(86) (22) 出願日	平成27年9月30日 (2015.9.30)		アルテミス インテリジェント パワー
(65) 公表番号	特表2017-531769 (P2017-531769A)		リミティド
(43) 公表日	平成29年10月26日 (2017.10.26)		ARTEMIS INTELLIGENT
(86) 国際出願番号	PCT/GB2015/052858		POWER LIMITED
(87) 国際公開番号	W02016/051172		イギリス、イー・エイチ・20 9・ティ
(87) 国際公開日	平成28年4月7日 (2016.4.7)		ー・ビー ミッドロージアン、ローンヘッ
審査請求日	平成30年7月17日 (2018.7.17)		ド、エッジフィールド・ロード、エッジフ
(31) 優先権主張番号	1417293.6		ィールド・インダストリアル・エステート
(32) 優先日	平成26年9月30日 (2014.9.30)		、ユニット・3
(33) 優先権主張国・地域又は機関	英国 (GB)	(74) 代理人	110001195
			特許業務法人深見特許事務所

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 合成整流式可変排出量流体作動機械を備えた産業用システム

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

産業用システムであって、
 液圧流体作動機械と、少なくとも1つの前記流体作動機械を制御するためのコントローラと、少なくとも1つの流体消費体と、液圧回路とを備え、

前記流体作動機械は、
 周期的に容積が変化する複数の作動チャンバと、
 前記複数の作動チャンバの周期的な容積の変化と同位相で回転する回転可能なシャフトとを含み、

前記作動チャンバは各々、ある体積の作動流体を排出するように動作可能であり、前記体積は、前記コントローラが、作動チャンバ容積のサイクルごとに選択可能であり、

前記液圧回路は、少なくとも第1および第2の流体保持体を含み、

前記液圧回路は、前記流体作動機械から出力された作動流体を、前記第1または第2の流体保持体を介して少なくとも1つの前記流体消費体に導き、さらに、作動流体を、少なくとも1つの前記流体消費体から、前記第1または第2の流体保持体を介して前記機械に導き、

前記機械は、ポンピングモードにおいて、加圧された流体の流れの形態のエネルギーを、少なくとも1つの前記流体消費体が作動できるように、前記流体保持体のうちの1つを介して少なくとも1つの前記流体消費体に供給するように動作可能であり、

前記機械は、さらに、再生モードにおいて、モータとして動作して、加圧された流体の

10

20

流れとしてのエネルギーを、少なくとも1つの前記流体消費体から前記流体保持体のうちの1つを介して受けて流体作動機械のシャフトのトルクに変換することも可能であり、

前記機械は少なくとも2つの流体出力を有し、それにより、前記流体出力に前記機械の駆動機構を提供するピストンシリンダアセンブリを動的に割当てて、前記各出力に割当てられた前記アセンブリの割合を機械動作中において可変となるようにすることができることを、特徴とする、産業用システム。

【請求項2】

前記流体保持体のうちの少なくとも1つは液圧剛性を有する、請求項1に記載の産業用システム。

【請求項3】

ゼロ流量と動作圧力流量もしくは高圧流量との間で流量が変化するときには、前記少なくとも1つの流体保持体の容積が2%未満変化するか、または、ゼロ流量と動作圧力流量もしくは高圧流量との間で流量の変化を生じさせるのに必要な機械ピストンストロークサイクルの数が5以下である、請求項2に記載の産業用システム。

【請求項4】

前記流体作動機械と1つ以上の前記流体消費体との液圧的中間に、流れを阻止するおよび/または分流する機能を有する弁は存在しておらず、

前記回路の部分と部分の間にクロスラインリリーフ弁は存在していない、請求項1～3のいずれか一項に記載の産業用システム。

【請求項5】

少なくとも1つの追加の流体作動機械をさらに備え、
前記少なくとも1つの追加の流体作動機械は、
周期的に容積が変化する複数の作動チャンバと、
前記複数の作動チャンバの周期的な容積の変化と同位相で回転する回転可能なシャフトとを含み、

前記作動チャンバは各々、ある体積の作動流体を排出するように動作可能であり、

前記体積は、コントローラによって作動チャンバ容積のサイクルごとに選択可能であり、

前記流体作動機械および前記追加の流体作動機械は、異なる流体消費体と流体連通している、請求項1～4のいずれか一項に記載の産業用システム。

【請求項6】

前記回路内部に位置し前記流体の体積を分離するための追加の弁を備え、

前記弁は、2つの流体の体積のうちの少なくとも1つを通る流体の流れを阻止する位置に切替わることができる、請求項1～5のいずれか一項に記載の産業用システム。

【請求項7】

少なくとも1つの前記消費体は、ラムまたは液圧モータである、請求項1～6のいずれか一項に記載の産業用システム。

【請求項8】

前記機械は、ポンプおよび/またはモータとして機能し得る合成整流式ポンプ - モータである、請求項1～7のいずれか一項に記載の産業用システム。

【請求項9】

前記機械は、機械的に整流される作動チャンバをさらに含む、請求項1～8に記載の産業用システム。

【請求項10】

前記機械の少なくとも2つのシリンダから発生するトルクは相互に協力的であり得るか、または、前記トルクは減算的であり得る、請求項7に記載の産業用システム。

【請求項11】

前記流体作動機械はモータによって駆動され、

前記コントローラは、選択的に前記流体作動機械の少なくとも1つの作動チャンバにモータリングサイクルを実行させることにより、前記流体作動機械のパワー出力を、前記流

10

20

30

40

50

体作動機械が前記モータから受けたパワーよりも大きくすることができるように、プログラムされる、請求項 10 に記載の産業用システム。

【請求項 12】

前記モータリングサイクルは、少なくとも 1 つのアクキュレータから受けた作動流体を用いて実行され、前記流体作動機械のピストンシリンダアセンブリの一部を用いることにより、前記少なくとも 1 つのアクキュレータとの間で流れをやり取りするサービスを提供する、請求項 11 に記載の産業用システム。

【請求項 13】

液圧コンプライアンスのソースを（任意で選択的に）提供するために、液圧アクキュレータは、前記機械と前記消費体との間の少なくとも 1 つの前記流体保持体に流体接続されているか、または（典型的には選択的に）接続可能である、請求項 1 ~ 12 のいずれか一項に記載の産業用システム。

10

【請求項 14】

複数のマニホールドをさらに備え、

前記機械は複数の弁を含み、

前記複数の弁は各々、前記機械の作動チャンバと前記マニホールドのうちの少なくとも 1 つとの間における流体の流れを調節するように動作可能である、請求項 1 ~ 13 のいずれか一項に記載の産業用システム。

【請求項 15】

前記産業用システムは射出成形機である、請求項 1 ~ 14 のいずれか一項に記載の産業用システム。

20

【請求項 16】

少なくとも 1 つの前記流体消費体は、成形材料を金型キャビティの中に射出するためにバレル内のスクリュウ部材を回転させるように構成されたモータである、請求項 15 に記載の射出成形機。

【請求項 17】

前記消費体はラムであり、前記ラムは、金型の第 1 の部分と第 2 の部分とを支持するためにクランプユニットを作動させるように構成され、

前記金型の第 1 および第 2 の部分は、前記金型の第 1 および第 2 の部分が開いている分離位置から、前記金型の第 1 および第 2 の部分が閉じられてその間に前記金型キャビティを画定する成形位置に、選択的に移動可能である、請求項 15 に記載の射出成形機。

30

【請求項 18】

前記流体消費体は、可変移動命令信号に従ってバレル内の前記スクリュウを移動させるために射出ユニットに結合されている、請求項 16 に記載の射出成形機。

【請求項 19】

前記流体消費体は、排出ラム、射出ユニット移動ラムまたは回転モータ、タイバークランプラム、または、射出成形システムの機能における任意の液圧消費体である、請求項 17 に記載の射出成形機。

【請求項 20】

前記産業用システムはウォータージェット切断機である、請求項 1 ~ 13 のいずれか一項に記載の産業用システム。

40

【請求項 21】

少なくとも 2 つの流体作動機械と、連動出力を有する増圧器（451, 452）である少なくとも 2 つの前記流体消費体とを備え、

一方の流体機械の出力は、一方の増圧器のピストンを、他方の、次の同位相の増圧器のピストンが伸張するときよりも速い速度で復帰させるよう命令され、

一方の増圧器のストロークの最後に近づいて前記増圧器が減速すると、次の同位相の増圧器が移動を開始し、一定の流量を保つために、連動した流れの要因としての役割を引き継ぎ、

復帰する増圧器は、他方の増圧器がそのストロークの最後に達する前に、復帰して移動

50

を開始しなければならない、請求項 20 に記載のウォータージェット切断機。

【請求項 22】

少なくとも 1 つの前記流体消費体は増圧器である、請求項 20 または 21 に記載のウォータージェット切断機。

【請求項 23】

請求項 1 ~ 22 のいずれか一項に記載の産業用システムを形成するために組立てることが可能な一揃いの部品。

【請求項 24】

請求項 1 ~ 22 のいずれか一項に記載の産業用システムを制御する方法であって、前記機械の圧力制御を用いる、方法。

10

【請求項 25】

請求項 1 ~ 22 のいずれか一項に記載の産業用システムを制御する方法であって、前記機械の流量制御を用いる、方法。

【請求項 26】

請求項 1 ~ 22 のいずれか一項に記載の産業用システムを制御する方法であって、前記流体作動機械のフィードフォワード制御を用いる、方法。

【請求項 27】

請求項 1 ~ 22 のいずれか一項に記載の産業用システムを制御する方法であって、前記流体作動機械の可変パワー制御または可変パワー制限制御を用いる、方法。

【請求項 28】

20

請求項 1 ~ 22 のいずれか一項に記載の産業用システムを制御する方法であって、ピストンシリンダアセンブリを流体出力に動的に割当てることにより、機械動作中において各出力に割当てられた前記アセンブリの一部を変化させるステップを含む、方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

発明の分野

本発明は、可変排出量流体作動機械（たとえばラジアルピストン）に関する。本発明は特に、液圧的に硬い産業用システムで使用される流体作動機械に関する。この産業用システムは、一般的に非可動用途に関連すると理解される産業プロセスを実行するための産業用機械であってもよい。このようなシステムの例は、射出成形機（たとえばプラスチック）、ダイカスト、回転せん断機を用いる破砕システム、液圧リング幹線、ドライブプーリコンベヤ、梱包機、ゴム成形、シート押出成形機、泥またはグラウトポンプ、粉碎機、コンクリートブロックマシン、コンプレッサドライブ、大型回転素子パワープラント始動、各種食品加工機、産業用プレス、鍛造プレス、産業用ローラ、産業用圧延機／システム、高圧水源たとえばウォータージェット切断機および水洗浄機を含む。いくつかの機械は直接作動形式から得られる利点を楽しむであろう。産業用パワーパック（液圧パワーユニット（hydraulic power unit）- HPU としても知られている）も、本発明に係る液圧機を必要とする場合がある。加えて、たとえば操縦翼面にパワーを供給するために本発明を用いる航空機システムも、関連用途の分野であるとみなされる。

30

40

【背景技術】

【0002】

発明の背景

本発明は合成整流式（synthetically commutated）可変排出量ポンプに関する。このポンプでは、個々のシリンダは電子的に整流されその排出量はコントローラによって選択される。このようなポンプは、たとえばDigital Displacement（登録商標）ポンプまたはDDP（登録商標）ポンプという名称で販売されている。各シリンダ（4）上の電子弁（14, 18, 24）は、サイクルごとにピストン（6）が往復運動しポンピングされる流体の体積を制御できるように、制御することができる（いわゆる合成整流／合成整流式ポンプ／および下記の合成整流式ポンプ／モータ）。これらは各々、電子制御排出量選択マシ

50

ンの一例である。各シリンダ（４）は、独立したポンプであるとみなすことができ、個別に制御される。グループをなすシリンダの出力を組み合わせることにより、１つのサービスが作成される。ポンプ内のすべてのシリンダを組み合わせると、１つのサービスが作成される。たとえば、すべてを合わせて１つのサービスにした１２のシリンダを有する合成整流式ポンプは、流量出力の非常に高いダイナミックレンジと、非常に低い出力圧力の脈動を有するであろう。このポンプは、各々が３つのシリンダからなる４つのサービスまたはその他任意のシリンダの組み合わせからなるサービスを有するように配置されたシリンダの出力を有することができる。これらのシリンダは同一の偏心器（eccentric）上にあってもよいし、すべてが同一の偏心器上になくてもよいが、シリンダ間の機械的角度が等しくなるように間隔が空けられていることが理想的である。これらの４つのサービスは、同一のポンプ内に実装されているものの、完全に独立している。サービスの数を規定することは、所望のシリンダを相互に接続するための通路を作成し制御ソフトウェアで相互接続を規定することである。このサービスの作成は、典型的なスウォッシュプレート、羽根、およびギアポンプほど明らかなではない。なぜなら、サービス間には明確な境界がない場合があるからである。たとえば、１つのサービスは、異なる偏心器上のシリンダで構成することができ、別の筐体内のポンプから構成することもできる。偏心器がシリンダを駆動する場合があり、この場合の各シリンダは他のサービスに対して流れを提供する。物理的なポンプおよび出力の標準的な定義は直ちに明確でなくなる。

【０００３】

合成整流式ポンプは、ポンピングするだけでなく液圧出力からの圧力エネルギーをモータリングしてクランクシャフト（８）に戻すように構成することもできる。これは、Digital Displacement（登録商標）ポンプ／モータまたはDDPM（商標）または合成整流式ポンプ／モータと呼ばれている。

【０００４】

液圧的硬さ（hydraulic stiffness）の概念：

「『ハードな』液圧流体（バルクモジュール（bulk module））は、圧力伝達速度が非常に速いので、硬い液圧システムとなる。これは、閉ループ制御システムにおいて高く評価される。『硬い』システムは、小さな加圧体積、硬質の周囲壁（可撓性のホースではなくパイプ）、および高粘性流体によって得られる。その上、圧力は鉱物油のバルクモジュールを増大する。『ソフトな』液圧システムは不安定になり易いが、一般的にはより静かである。高周波の圧力リップルがより効果的に減衰されるからである。」（Catalogue HY 14-3200/US, Parker Hannifin Corporation）

この文脈における液圧コンプライアンスは、作動流体の圧縮性を意味するが、本来は流体の封じ込めを指している。たとえば、ホース（可撓性の壁による封じ込めのいずれかの部分）は、流体圧力が上昇すると拡張し、中にある液体の体積を増大させることができる。同様に、液圧アキュムレータは意図的に大量のコンプライアンスを提供する。単純な開放されているタンクはコンプライアンスを示す。なぜなら、収容されている液体の体積が増すと、重力によって圧力が増すからである。作動流体内の泡もコンプライアンスをもたらす。流体駆動システムにおけるコンプライアンスは、このシステムを制御しようとするときに、動的レスポンスを変化させる。「液圧コンプライアンス」という用語は、作動流体およびその体積を収容し制限する壁の体積弾性率に限定される訳ではなく、液圧体積の特徴および圧縮性に直接影響を与える構成要素の硬さ（スチフネス）の効果を包含することを意図している。しかしながら、体積弾性率は単独で有効なコンプライアンスを表わし得る。たとえば、別の流体システムにおいて、流体は単独で、2000 psiで約1.5%、5000 psiで約3%、10000 psiで約6%圧縮し得る。コンプライアンスについて使用されるもう１つの基準は、システム容積に対し、流体機械のピストンストロークによって排出される流体の量である。排出される流体の相対的な体積が小さい場合は、低い圧力から高いまたは作動圧力までシステム圧力を上昇させるために多数のストロークが必要である。排出される流体の相対的な体積が大きい場合は、低い圧力から高いまたは作動圧力までシステム圧力を上昇させるために必要なストロークは少ない。システム圧

10

20

30

40

50

力を作動圧力または高い圧力まで上昇させるために必要な流体機械のピストンストロークが5以下であるシステムは、液圧的に硬いシステムである。したがって、定義では、システム圧力を作動圧力または高い圧力まで上昇させるために必要な流体機械のピストンストロークが6以上であるシステムは、液圧的にソフトなシステムである。システムのコンプライアンスは作動流体の圧縮性の影響を受ける。作動流体の圧縮性に影響する可能性があるのは、流体の種類、流体の温度、流体の空気量/通気、流体の使用年数、および、当業者には明らかなその他の要素である。同様に、システムのコンプライアンスは、同様の要素、たとえば周囲（大気）の圧力の影響を受ける可能性がある流体保持システムの制約の影響を受ける。消費体の状態はシステムコンプライアンスに影響する。主な例はラムの伸張であり、これによってシステム容積が増加するとともに封じ込める/拘束する壁の露出面積が増加するので、コンプライアンスが増す。

10

【0005】

流体作動機械は、ポンプ、モータ、および、ある動作モードではポンプとして機能し別の動作モードではモータとして機能し得る機械等の、被流体駆動機械および/または流体駆動機械を含む。

【0006】

流体作動機械がポンプとして動作するとき、少なくとも1つの低圧マニホールド（16，26）は典型的に流体の実質的なソースとして作用し、高圧マニホールド（20）は典型的に流体の実質的なシンクとして作用する。流体作動機械がモータとして動作するとき、高圧マニホールド（20）は典型的に流体の実質的なソースとして作用し、少なくとも1つの低圧マニホールド（16，26）は典型的に流体の実質的なシンクとして作用する。本明細書および以下の請求項において、「高圧マニホールド」および「低圧マニホールド」は相対的なものであり、相対圧力は本願によって決定される。本発明のいくつかの実施形態において、少なくとも1つの低圧マニホールド（16，26）内の圧力は、大気圧よりもかなり高く、たとえば数気圧であるが、通常の動作中の高圧マニホールド（20）内の圧力よりも低いであろう。流体作動機械は、2つ以上の低圧マニホールド（16，26）と2つ以上の高圧マニホールド（20）とを有し得る。

20

【0007】

1つのポンプと複数のアクチュエータとを備えるシステムでは、アクティブなアクチュエータすべての瞬時圧力要求を1つの圧力源と一致させることが実際不可能であれば、常に望ましくない妥協があることになる。

30

【0008】

現在の技術水準の「負荷検出」システムにおいて、可変排出量ポンプの排出量は、その出力圧力を、負荷のうちいずれかに必要な最大圧力を超える固定マージンに保つように、制御される。この圧力と、負荷のうちいずれか1つに必要な実際の圧力との差は、比例弁において減じられ、エネルギー損失が発生する。一回につき移動させるアクチュエータが1つのみであるとき、これらのシステムは適度に効率的である。しかしながら、複数のアクチュエータを異なる圧力で同時に移動させねばならない場合、効率は低下し、デューティサイクルによっては、これらの損失によってこのようなシステムの全体的な効率が30%まで低下する可能性がある。

40

【0009】

EP0494236B1（Artemis Intelligent Power Ltd）に記載されDigital Displacement（登録商標）という商標で販売されているポンプ/モータは、正排出量流体ポンプ/モータであり、作動体積は、機械的手段ではなく、電子制御のソレノイド作動型バペットバルブ（いわゆるポンプ/モータの合成による整流、または、合成整流式ポンプ/モータ）によって整流される。流量の制御は、膨張ストロークでも圧縮ストロークでも低圧ポートに接続されたがって流体の機能を果たさない（「アイドル状態」）作動体積の割合に対する、作動体積の時間平均割合を変化させることによって実現される。作動体積は、低圧ポートから高圧ポートへと流体をポンピングするように整流される（「ポンプ有効化」）か、または、高圧ポートから低圧ポートへと流体をモータリングするように整流さ

50

れる（「モータ有効化」）。位置センサによってシャフトの位置に対して同期させるコントローラは、要求に合わせて各作動体積を整流するように、適時、パルスをソレノイドコイルに与える。作動体積の各ストロークの整流は独立して制御できるので、ポンプ/モータは、各々が1つの作動体積の1ストロークまたは1ストロークの一部に対応する個々の離散体積単位ずつ、流体をポートに与えるまたは流体をポートから吸収することができる（WO2004/025122参照）。各作動体積の高圧ポートは、異なる流体回路に接続されていてもよい。このように、多数の作動体積で構成された1つのポンプ/モータは、複数の独立した流体供給とシンクを提供することができ、各々へのまたは各々からの流量は独立して変化させることができる。

【0010】

10

背景技術として、US7,543,449B2（Cnh America Llc、Ivantysynova他）は、「排出量制御」という用語を導入して開示しており、以下の説明を含む「...排出量制御システムが使用されており、その排出量制御システムにおいては、排出体積が可変である調整可能なポンプが液圧モータの動きの制御または調節に使用される。よって、消費体は、主回路における制御弁または同様の装置を用いることなく、ポンプによって与えられる作動体流量のみで制御される」。このように、可変排出量ポンプは、液圧モータの動きを制御するために使用される。追加的な制御弁等はない。

【発明の概要】

【課題を解決するための手段】

【0011】

20

本発明の第1の局面に従い、産業用システムが提供され、この産業用システムは、液圧流体作動機械と、少なくとも1つの流体作動機械を制御するためのコントローラと、少なくとも1つの流体消費体と、液圧回路とを備え、

上記流体作動機械は、周期的に容積が変化する複数の作動チャンバと、上記複数の作動チャンバの周期的な容積の変化と同位相で回転する回転可能なシャフトとを含み、上記作動チャンバは各々、ある体積の作動流体を排出するように動作可能であり、上記体積は、上記コントローラが、作動チャンバ容積のサイクルごとに選択可能であり、

上記液圧回路は、少なくとも第1および第2の流体保持体を含み、

上記流体回路は、上記流体作動機械から出力された作動流体を、上記第1または第2の流体保持体を介して少なくとも1つの上記流体消費体に導き、さらに、作動流体を、少なくとも1つの上記流体消費体から、上記第1または第2の流体保持体を介して上記機械に導き、

30

上記機械は、ポンピングモードにおいて、加圧された流体の流れの形態のエネルギーを、少なくとも1つの上記流体消費体が作動できるように、上記流体保持体のうちの1つを介して少なくとも1つの上記流体消費体に供給するように動作可能であり、上記機械は、さらに、再生モードにおいて、モータとして動作して、加圧された流体の流れとしてのエネルギーを、少なくとも1つの上記流体消費体から上記流体保持体のうちの1つを介して受けて流体作動機械のシャフトのトルクに変換することも可能であることを、特徴とする。

【0012】

上記流体回路は、典型的には流体作動機械と流体消費体との間に延在し、上記消費体と流体タンクとの間に延在し、タンクを「貫通して」タンクと流体作動機械との間に延在する流路を含み得る。

40

【0013】

再生モードにおいて、流体作動機械は加圧された作動流体を流体消費体から受けるが、この流体消費体は、ポンピングモードにおいて流体作動機械が加圧された作動流体を供給する流体消費体と同一であってもよく、異なる流体消費体であってもよい。流体作動機械のコントローラは、流体作動機械をポンピングモードかまたは再生モードのいずれかで動作させるようにかつこれら2つのモードの間で切替えるように、プログラムされてもよい。

【0014】

50

流体作動機械は、複数のマニホールド（たとえば低圧マニホールドと高圧マニホールド）と、マニホールドと作動チャンバとの間における作動流体の流れを調節する複数の弁（たとえば、低圧マニホールドと作動チャンバとの間の流体の流れを調節する複数の低圧弁、および、高圧マニホールドと作動チャンバとの間の流体の流れを調節する複数の高圧弁）とを含み得る。各作動チャンバに関連する少なくとも1つの弁は電子制御弁であってもよく、コントローラは、作動チャンバ容積の各サイクル中の各作動チャンバによる正味排出量を選択するために、電子制御弁をシリンダ作動容積のサイクルに対して同位相となるように制御してもよい。

【0015】

流体保持体のうちの少なくとも1つ（典型的には、加圧された液压流体が流体作動機械から導かれて流体消費体にパワーを供給するまたはその逆のときに通る流体保持体のうちの少なくとも1つ）は、液圧的に硬くてもよい。たとえば、上記少なくとも1つの流体保持体の容積は、ゼロ流量と動作圧力流量もしくは高圧流量との間で流量を2%未満変化させるときに変化してもよい、または、ゼロ流量と動作圧力流量もしくは高圧流量との間で流量の変化を生じさせるのに必要な機械ピストンストロークサイクル数は、5以下であってもよい。

【0016】

上記機械は少なくとも2つの流体出力を有してもよく、それにより、流体出力に機械の駆動機構を提供するピストンシリンダアセンブリを動的に割当てて、各出力に割当てられたアセンブリの一部が機械動作中において可変となるようにしてもよい。

【0017】

流体作動機械と1つ以上の流体消費体との液圧的中間に、他の場合であれば流れを阻止するおよび/または分流する機能を有する弁は存在していなくてもよく、上記回路の部分と部分の間にクロスラインリリーフ弁は存在していなくてもよい。

【0018】

上記産業用システムは、少なくとも1つの追加の流体作動機械をさらに備え得る。この少なくとも1つの追加の流体作動機械は、周期的に容積が変化する複数の作動チャンバと、上記複数の作動チャンバの周期的な容積の変化と同位相で回転する回転可能なシャフトとを含み得る。上記作動チャンバは各々、ある体積の作動流体を排出するように動作可能であってもよく、上記体積は、コントローラが、作動チャンバ容積のサイクルごとに選択可能であってもよく、上記流体作動機械および上記追加の流体作動機械は、異なる流体消費体と流体連通していてもよい。

【0019】

上記産業用システムは、上記回路内部に位置し流体の体積を分離するための追加の弁を備え得る。上記弁は、2つの流体の体積のうちの少なくとも1つを通る流体の流れを阻止する位置に切替わることができる。

【0020】

少なくとも1つの上記消費体は、ラムまたは液压モータであってもよい。

上記機械は、ポンプおよび/またはモータとして機能し得る合成整流式ポンプ - モータであってもよい。

【0021】

上記機械は、機械的に整流される作動チャンバをさらに含み得る。逆止弁ポンプは、機械的に整流される作動チャンバを有する機械の典型例である。

【0022】

上記機械の少なくとも2つのシリンダから発生するトルクは相互に協力的であり得る。上記機械の少なくとも2つのシリンダから発生する上記トルクは減算的であり得る。

【0023】

流体作動機械はモータによって駆動されてもよく、上記コントローラは、選択的に流体作動機械の少なくとも1つの作動チャンバにモータリングサイクルを実行させることにより、流体作動機械のパワー出力を、流体作動機械がモータから受けたパワーよりも大きく

10

20

30

40

50

することができるように、プログラムされてもよい。

【0024】

上記モータリングサイクルは、少なくとも1つのアキュムレータから受けた作動流体を用いて実行されてもよい。

【0025】

上記少なくとも1つのアキュムレータは、サイクル（たとえばモータリングサイクル、ポンピングサイクル、アイドルサイクル）の他のときにおいてはフローバッファまたは平滑装置として使用されてもよい。上記少なくとも1つのアキュムレータは、上記モータリングサイクルが実行されるときは他の消費体から分離可能であってもよい。上記少なくとも1つのアキュムレータまたは他の消費体は、流体作動機械の少なくとも1つの作動チャンバのポンピングの実行によって作動流体が供給されてもよい。

10

【0026】

液圧コンプライアンスのソースを（任意で選択的に）提供するために、液圧アキュムレータは、上記機械と上記消費体との間の少なくとも1つの上記流体保持体に流体接続されていてもよく、または（典型的には選択的に）接続可能であってもよい。

【0027】

産業システムは、複数のマニホールドをさらに備え得る。上記機械は複数の弁を含み得る。これら複数の弁は各々、機械の作動チャンバとマニホールドのうちの少なくとも1つとの間における流体の流れを調節するように動作可能である。

20

【0028】

産業システムは射出成形機であってもよい。

少なくとも1つの上記流体消費体は、成形材料を金型キャビティの中に射出するためにバレル内のスクリー部材を回転させるように構成されたモータであってもよい。

【0029】

上記消費体はラムであってもよく、このラムは、金型の第1の部分と第2の部分とを支持するためにクランプユニットを作動させるように構成されてもよく、金型の第1および第2の部分は、金型の第1および第2の部分が開いている分離位置から、金型の第1および第2の部分が閉じられてその間に金型キャビティを画定する成形位置に、選択的に移動可能であってもよい。

30

【0030】

上記ラムは、上記クランプを、典型的には予め定められた閉鎖力で、上記成形位置で維持してもよい。

【0031】

上記流体消費体は、可変移動コマンド信号に従ってバレル内の上記スクリーを移動させるために上記射出ユニットに結合されてもよい。

【0032】

上記流体消費体は、排出ラム、射出ユニット移動ラムまたは回転モータ、タイバークランプラム、または、射出成形システムの機能における任意の液圧消費体であってもよい。

【0033】

産業用システムはウォータージェット切断機であってもよい。

40

このウォータージェット切断機は、少なくとも2つの流体作動機械と、連動出力を有する増圧器（451, 452）であってもよい。少なくとも2つの上記流体消費体とを備え得る。一方の流体機械の出力は、一方の増圧器のピストンを、他方の、次の同位相の増圧器のピストンが伸張するときよりも速い速度で復帰させるよう命令されてもよい。一方の増圧器のストロークの最後に近づいて、増圧器が減速すると、次の同位相の増圧器が移動を開始し、一定の流量を保つために、連動した流れの要因としての役割を引継いでもよい。典型的に、復帰する増圧器は、他方の増圧器がそのストロークの最後に達する前に、復帰して移動を開始しなければならない。少なくとも1つの上記流体消費体は増圧器であってもよい。

【0034】

50

本発明は、第2の局面において、本発明の第1の局面に係る産業用システムを形成するために組立てることが可能な一揃いの部品を含む。

【0035】

本発明は、第3の局面において、本発明の第1の局面に係る産業用システムを制御する方法を含み、この方法において、上記機械の圧力制御、または上記機械の流量制御、または上記機械のフィードフォワード制御、または、上記流体作動機械の可変パワー制御もしくは可変パワー制限制御を用いる。

【図面の簡単な説明】

【0036】

【図1】流体作動機械の単体の作動チャンバの概略図である。

10

【図2】直接作動型の合成整流式ポンプによってパワーが供給される液圧負荷の図である。

【図3】マルチサービスシャフト共通機械と、直接作動型の合成整流式ポンプによってパワーが供給される液圧負荷の図である。

【図4】負荷に供給する（合成整流式ポンプと非合成整流式ポンプとの）混成体の図である。

【図5】負荷に供給するアキュムレータにエネルギーを蓄積するシャフト貫通型の合成整流式ポンプの図である。

【図6】比例弁を有する直接作動型合成整流式ポンプの図である。

【図7】方向弁を有する直接作動型合成整流式ポンプの図である。

20

【図8】方向弁および液圧モータを有する直接作動型合成整流式ポンプ／モータの図である。

【図9】比例弁および複動型ラムを有する、エネルギー回収のための直接作動型合成整流式ポンプ／モータの図である。

【図10】方向弁および複動型ラムを有する、エネルギー回収のための直接作動型合成整流式ポンプ／モータの図である。

【図11】方向弁および液圧モータを有する、エネルギー回収のための直接作動型合成整流式ポンプ／モータの図である。

【図12】エネルギー回収および複動型ラムを有する、2つの合成整流式ポンプ／モータに接続された、バルブレス直接作動型機械の図である。

30

【図13】エネルギー回収硬質システムおよび複動型ラムを有する、2つの合成整流式ポンプ／モータを備える、バルブレス直接作動型システムの図である。

【図14】エネルギー回収硬質システム、3つのシャフト貫通合成整流式ポンプ／モータ、複動型ラム、およびクロスラインリリーフ弁を有し、ポンプ／モータのうちの1つがアキュムレータへの専用流体接続を有する、直接作動型システムの図である。

【図15】クロスラインリリーフ弁と一対の複動型ラムを特徴とする、一対の直接作動型合成整流式ポンプ／モータの図である。

【図16】エネルギー回収硬質システムおよび単動型ラムを有する、バルブレス直接作動型合成整流式ポンプ／モータの図である。

【図17】2つの単動型ラムを有する、バルブレス直接作動型合成整流式ポンプ／モータの図である。

40

【図18】2つの単動型ラムを有し1つのサービスがアキュムレータにつながっている、バルブレス直接作動型合成整流式ポンプ／モータの図である。

【図19】弁ブロックおよび液圧モータと追加の弁とを有する、直接作動型合成整流式ポンプの図である。

【図20】合成整流式ポンプとラムが直接接続され切替可能なリリーフラインがタンクにつながっている、直接駆動単動型ラム駆動液圧回路の図である。

【図21】従来の射出成形回路の図である。

【図22】他の従来の射出成形回路の図である。

【図23】合成整流式ポンプを利用する射出成形機液圧回路の図である。

50

- 【図 2 4】2つの合成整流式ポンプを利用する射出成形機液圧回路の図である。
- 【図 2 5】4つの合成整流式ポンプを利用する射出成形機液圧回路の図である。
- 【図 2 6】2つの合成整流式ポンプと2つの合成整流式ポンプ / モータとを利用する射出成形機液圧回路の図である。
- 【図 2 7】5つの合成整流式ポンプを利用する射出成形機液圧回路の図である。
- 【図 2 8】サービスを負荷間で切替えることができる射出成形機の一部の図である。
- 【図 2 9】サービスを負荷間で切替えることができる射出成形機の一部の図である。
- 【図 3 0】サービスを負荷間で切替えることができる射出成形機の一部の図である。
- 【図 3 1】システムが圧力を負荷に切替えることができる射出成形機の一部の図である。
- 【図 3 2】図 2 9 と同様の射出成形機の一部であるが、L P V 型バルブをアンラッチするためにデュアルポンプは合成整流式ポンプ / モータである必要がある。 10
- 【図 3 3】射出成形機で使用するのに適した、3つの負荷を制御するための、4つのシャフト貫通サービスマシンを示す図である。
- 【図 3 4】各ライン上でそれぞれの圧力センサに接続されている電子コントローラを含む複動型ラムを駆動するための液圧回路の図である。
- 【図 3 5】各ライン上でそれぞれの圧力センサに接続されている電子コントローラを含む複動型ラムを駆動するための液圧回路の図である。
- 【図 3 6】クロスラインリリーフ弁がシリンダ接続間にある、合成整流式ポンプを用いる複動型シリンダ制御回路の図である。
- 【図 3 7】図 3 6 と同一であるが、各シリンダ接続ラインの逆止弁を含む図である。 20
- 【図 3 8】再生のために接続された1つの合成整流式ポンプ / モータを用いる、プレス加工で使用するための回路の図である。
- 【図 3 9】2つの合成整流式ポンプ / モータを用いる、プレス加工で使用するための回路の図である。
- 【図 4 0】4つの合成整流式ポンプ / モータを用いる、液圧成形プレスで使用するための回路の図である（4つの複動型ラムおよびサービスシェアリング）。
- 【図 4 1】3つの合成整流式ポンプ / モータを用いる、液圧成形プレスで使用するための回路の図である（2つの複動型ラムおよび2つの単動型ラム）。
- 【図 4 2】3つの合成整流式ポンプ / モータおよび3つの増圧器ピストンを有するウォータージェット切断機のための回路の図である。 30
- 【図 4 3】3つの合成整流式ポンプ / モータおよび3つの増幅器ピストンを有するウォータージェット切断機のための回路の図である。
- 【図 4 4】直接作動型の3つの合成整流式ポンプ / モータと3つの増圧器ピストンとを有するウォータージェット切断機のための回路の図である。
- 【図 4 5】一対の合成整流式ポンプ / モータと2つの増幅器ピストンとを有するが中間に弁はない、ウォータージェット切断機のための回路の図である。
- 【図 4 6】1つの合成整流式ポンプ / モータと2つの増幅器ピストンとを有するウォータージェット切断機のための回路の図である。
- 【図 4 7】一対の合成整流式ポンプ / モータおよび1つの位置決め可能な増幅器ピストンを有するウォータージェット切断機のための回路の図である。 40
- 【図 4 8】1つの合成整流式ポンプ / モータおよび1つの増圧器ピストンを有するウォータージェット切断機のための回路の図である。
- 【図 4 9】2つの合成整流式ポンプによって流体パワーが供給される回転のための2つのモータと、ローラに圧力を与えるためにラムを移動させる1つの合成整流式ポンプ / モータを含む、製鋼所のための回路の図である。
- 【図 5 0】鋼圧延のための5つの合成整流式ポンプ / モータを備えた圧延機の一部の図である。
- 【図 5 1】鋼圧延のための5つの合成整流式ポンプ / モータを備えた圧延機の一部の図である。
- 【図 5 2】鋼圧延のための3つの合成整流式ポンプ / モータを備えた圧延機の一部の図で 50

ある。

【図 5 3】鋼鍛造のための 3 つの増圧器に結合された 3 つの合成整流式ポンプ / モータを備えた鍛造機の一部の図である。

【図 5 4】鋼鍛造のための 1 つの増圧器に結合された 1 つの合成整流式ポンプ / モータを備えた鍛造機の一部の図である。

【図 5 5】3 つの増圧器に結合された 3 つの合成整流式ポンプ / モータを備えた油田の一部の図である。

【発明を実施するための形態】

【0037】

代表的な実施形態の詳細な説明

以下、本発明の代表的な実施形態を、流体作動機械として合成制御式ポンプを用いるさまざまな産業用システムを参照しながら説明する。しかしながら、本発明に係る流体作動機械はその他数多くの用途で利用される場合がある。これらのさまざまな産業用システムを結びつける 1 つの側面は、交換可能な流体消費体または負荷の存在である。「流体消費体」または「負荷」という用語は、このシステムから流体を受ける、ある範囲のシステム構成要素を包含することを意図している。典型的には、これらの構成要素は、流体を取込み、低下した流量および / または圧力で出力する「シンク (sink)」として作用する。流体消費体に関連する流れが取込む流れだけではないことに注意することが重要である。別の期間において、流体消費体または負荷はむしろ流体変換器として機能してもよく、この場合、流量および / または圧力は、流体消費体または負荷の存在の結果として増大し得る。さらに、流体消費体または負荷は、交互モードで作用し得る。この場合、先に入口として機能していたポートは出口になり、消費体または負荷は代わりに「流体提供体」(「流体ソース」モードと同等)に切替わる。具体的には、流体アキュムレータがこれらの 2 つのモードのうち的一方で機能するか、または、流入 / 流出する流体がない安定モードで機能する。また、ラム / シリンダ (電子 - 静圧アクチュエータとしても知られている) は同一のやり方で (静止状態、流体取込モード、および流体放出モード) 機能する。この説明は、「流体消費体」または「負荷」はエネルギーの取出しを示唆しているが流体消費体または負荷が実際のところエネルギーをシステムに提供するときがあることを強調しようとしている。「流体消費体」または「負荷」の例は、流体モータ、流体ポンプ、液圧アキュムレータ、液圧コンプライアンスを与える回路に装着し得る任意の構成要素、液圧アクチュエータ、単動型ラム、複動型ラム、後部を突き合わせた一対の単動型ラム、および回転アクチュエータを含むが、これらに限定される訳ではない。アキュムレータが負荷である場合、このアキュムレータは、アキュムレータ本体内のコンプライアンスを有する領域が圧縮されたとき (エネルギー蓄積部として作用する) に作動すると言える。典型的には、ブラダアキュムレータにおいて、入力圧力が上昇すると、ブラダ内の不活性ガスの体積が減少することにより作動する。上記流体回路は、液圧流体を、流体作動機械と消費体との間において、流体保持体、たとえば硬いパイプを介して案内する。流体回路は、液圧流体を、流体作動機械との間で、第 1 の流体保持体 (101) または第 2 の流体保持体 (102) を介して案内し、さらに、液圧流体を、少なくとも 1 つの上記流体消費体から機械へと、第 1 の流体保持体 (101) または第 2 の保持体 (102) を介して案内する。

【0038】

図 1 は、適切な制御装置 (12) を有する流体作動機械を概略的に示す。単独の作動チャンバ (2) の容積は、シリンダ (4) およびピストン (6) の内面によって画定される。ピストン (6) は、回転偏心から連接棒 (9) によって駆動され、シリンダ内で往復することによって作動チャンバの容積を周期的に変化させる。シャフト位置および速度センサ (10) は、シャフトの回転の瞬時的な角位置および速度を判断し、コントローラに電気接続 (28) を通して知らせる。そうすると、コントローラは、個々の作動チャンバ (2) のサイクルの瞬時的な位相を判断することができる。コントローラ (12) は、典型的にはマイクロプロセッサまたはマイクロコントローラであり、使用時に、格納されているプログラムを実行する。図 1 は、単一の作動チャンバを示すが、典型的には、同一の回

10

20

30

40

50

転シャフトによって駆動される複数の作動チャンバが設けられている。これらは、回転シャフトの長さに沿って間隔を空けて配置されていてもよく、そのうち1つ以上が複数の偏心器の各々によって駆動される。

【0039】

作動チャンバは、電子的に作動させることが可能な面封止ポペットバルブの形態の低压弁（low pressure valve：LPV）（14，24）を備え、この低压弁は、作動チャンバに向かって内側の方向に向いており、作動チャンバから低压マニホールドまで延在するチャネルを選択的に封止するように動作することができる。一般的に、低压マニホールドは、使用時に、（ポンピングモードでは）基本的な流体のソースとして（または、モータリングの場合はシンクとして）機能する。LPVは、ノーマルオープン型ソレノイド閉鎖弁であり、吸気ストローク中に作動チャンバ内の圧力が低压マニホールド内の圧力よりも低いときにパッシブに開くことにより、作動チャンバを第1の耐压マニホールドとの流体連通状態にするが、LPV制御ラインを介したコントローラのアクティブ制御によって選択的に閉じることにより、作動チャンバを第1の低压マニホールドとの流体連通状態から解放することができる。これに代わる、ノーマルクローズ型ソレノイド開放弁等の電子的に制御可能な弁を用いてもよい。

10

【0040】

作動チャンバはさらに、圧力作動吐出弁の形態の高压弁（high pressure valve：HPV）を備える。HPVは、作動チャンバから外側の方向に向いており、作動チャンバから高压マニホールドまで延在するチャネルを封止するように動作することができる。高压マニホールドは、使用時に、基本的な流体のソースまたはシンクとして機能する。HPVは、作動チャンバ内の圧力が高压マニホールド内の圧力よりも高いときにパッシブに開くノーマルクローズ型圧力開放逆止弁として機能する。HPVはまた、作動チャンバ内の圧力によってHPVが開放されると、HPV制御ラインを介してコントローラが選択的に開放状態にし得る、ノーマルクローズ型ソレノイド開放逆止弁としても機能し得る。HPVは、高压マニホールド内に圧力はあるが作動チャンバ内にはないときにコントローラの制御のもとで開放可能であってもよいし、部分的に開放可能であってもよい。

20

【0041】

少なくとも低压弁は、コントローラが低压弁をアクティブに閉じるか否か選択することができるように、アクティブに制御される、または、いくつかの実施形態では、作動チャンバ容積の各サイクル中アクティブに開放されている。いくつかの実施形態において、高压弁はアクティブに制御され、いくつかの実施形態において、高压弁は、パッシブに制御される弁、たとえば圧力吐出逆止弁である。

30

【0042】

流体作動機械は、ポンピングサイクルを実行する（それによって加圧された流体の流れとしてエネルギーを供給する）ポンプであってもよく、または、モータリングサイクルを実行するモータであってもよく、または、ポンピングモードもしくはモータリングモードで動作可能でありそれによってポンピングサイクルまたはモータリングサイクルを実行することができるポンプ・モータであってもよい。

【0043】

フルストロークポンピングサイクルがEP0361927に記載されている。作動チャンバの膨張ストローク中、低压弁は開いており、液压流体を低压マニホールドから受ける。下死点でまたはその近くで、コントローラは、低压弁を閉じるべきか否か判断する。低压弁が閉じられると、次の作動チャンバ容積圧縮相において、作動チャンバ内の流体が加圧されて高压弁に向けて吐出され、よってポンピングサイクルが発生して流体のある体積が高压マニホールドに排出される。次に、上死点でまたはその直後に低压弁が再び開く。低压弁が開いたままであれば、作動チャンバ内の流体は低压マニホールドに向けて戻されてアイドルサイクルが発生する。アイドルサイクルでは、高压マニホールドへの流体の正味排出量はない。

40

【0044】

50

いくつかの実施形態において、低圧弁はバイアスされて開放され、ポンピングサイクルが選択された場合にはコントローラによってアクティブに閉鎖される必要がある。その他の実施形態において、低圧弁はバイアスされて閉鎖され、アイドルサイクルが選択された場合にはコントローラによってアクティブに開放される必要がある。高圧弁は、アクティブに制御されてもよい、または、パッシブに開放される逆止弁であってもよい。

【 0 0 4 5 】

フルストロークモータリングサイクルが E P 0 4 9 4 2 3 6 に記載されている。圧縮ストローク中、流体は、低圧弁を通して低圧マニホールドに吐出される。アイドルサイクルはコントローラによって選択でき、その場合、低圧弁は開いたままである。しかしながら、フルストロークモータリングサイクルが選択された場合、低圧弁が上死点の前に閉鎖されることにより、その容積が減少し続けるので、作動チャンバの内部の圧力は上昇する。十分な圧力が得られると、典型的には上死点の直後で高圧弁を開放することができ、流体は高圧マニホールドから作動チャンバに流入する。下死点の直前で、高圧弁はアクティブに閉鎖され、そうすると、作動チャンバ内の圧力が低下するので、低圧弁は、下死点の付近またはその直後で開くことができる。

【 0 0 4 6 】

いくつかの実施形態において、低圧弁はバイアスされて開放され、モータリングサイクルが選択された場合にはコントローラによってアクティブに閉鎖される必要がある。その他の実施形態において、低圧弁はバイアスされて閉鎖され、アイドルサイクルが選択された場合にはコントローラによってアクティブに開放される必要がある。典型的に、低圧弁はパッシブに開くが、開放のタイミングを綿密に制御できるようにするためにアクティブ制御のもとで開いてもよい。よって、低圧弁はアクティブに開放されてもよい、または、それまでアクティブに開放されていた場合はアクティブな開放は停止されてもよい。高圧弁はアクティブに開放されてもパッシブに開放されてもよい。典型的に、高圧弁はアクティブに開放される。

【 0 0 4 7 】

いくつかの実施形態において、アイドルサイクルとフルストロークポンピングサイクルおよび / またはモータリングサイクルとの間の選択を行なう代わりに、流体作動コントローラは、弁のタイミングの正確な位相調整により、部分ストロークポンピングサイクルおよび / または部分ストロークモータリングサイクルを生成してもよい。

【 0 0 4 8 】

E P 1 5 3 7 3 3 3 に記載されている部分ストロークポンピングサイクルにおいて、低圧弁は、排気ストロークの後半で閉じられて、作動チャンバの最大ストローク容積の一部のみが高圧マニホールドの中に排出される。典型的に、低圧弁の閉鎖は、上死点の直前まで遅延される。

【 0 0 4 9 】

これも E P 1 5 3 7 3 3 3 に記載の部分ストロークモータリングサイクルにおいて、膨張ストロークの途中で高圧弁が閉じられ低圧弁が開かれる。よって、高圧マニホールドから受ける流体の体積、したがって流体の正味排出量は、他のやり方で可能なものよりも少ない。

【 0 0 5 0 】

よって、コントローラは、L P V (必要に応じて、たとえばモータリング中は H P V) の形態の電子制御弁をアクティブに制御することにより、作動チャンバ容積の各サイクルの各作動チャンバの正味排出量を決定する。典型的に、複数の作動チャンバは位相がずれているので、個々の作動チャンバの正味排出量に関する決定は、回転シャフトの一回転につき複数回行なわれ、そのため排出量の高速制御が可能である。たとえば、位相がそれぞれ 4 5 度、3 6 度、3 0 度、または 1 8 度ずつずれている、8 個、1 0 個、1 2 個、または 2 0 個のシリンダがある。コントローラは、1 つのまたは 2 つ以上の作動チャンバの組み合わせが要求する正味排出量を示す排出量要求信号を受けまたは生成してもよく、各作動チャンバの正味排出量をたとえば選択することにより、1 つのまたは 2 つ以上の作動チャ

10

20

30

40

50

ンバの組合わせの時間平均正味排出量が要求排出量と一致するようにしてもよい。これに代わる制御モードについては以下で説明する。

【 0 0 5 1 】

合成整流式ポンプ（たとえば図 1 を参照しながら先に説明したポンプ）は、スウォッシュプレートマシンの直接代用品として使用することができる。制御方法は、本明細書において後に説明するように、この機械の圧力補償、流量制御、負荷検出、可変パワー制御または可変パワー制限制御等を簡単に模倣することができる。

【 0 0 5 2 】

図 2 は、一対の負荷（ 1 1 1 , 1 1 2 ）（流体消費体として機能）が 1 つの機械に接続されているシステムに関連する。これらの負荷（ 1 1 1 , 1 1 2 ）はいずれも高圧であるが典型的に一方が他方よりも高い高圧を受けると予想される。

10

【 0 0 5 3 】

2 つ以上の負荷に対する供給 - たとえばマルチサービス H P U :

上記のように、合成整流式ポンプは、複数のサービスが、異なる圧力、流量、またはそれ以外の制御条件で 2 つ以上の液圧負荷（ 1 1 1 , 1 1 2 ）に対する供給を行なうように、構成することができる。図 3 は、共通シャフト上で物理的に分離されている合成整流式機械の構成に関連する。

【 0 0 5 4 】

1 つ以上のシリンダの電子弁を、電子的な要求なしでパッシブに作用するようにすることが可能である。これによって、マルチサービスマシンのサービスのうちの 1 つ以上は、たとえコントローラが不能（たとえば誤動作または停電の場合）であっても、一定の流量を送出できる。この選択肢は、安全性重視の機能のための供給として有用であろう。

20

【 0 0 5 5 】

複数のサービスが使用されるときは、包括的トルクまたはパワー制限をマシンに対して課することが可能である。これにより、（流体消費体の一例である）小型原動機を、原動機的能力を超える最大負荷を有する合成整流式ポンプに接続することができる。これは、包括的制限が遵守されるように各サービスのパワー要求の割合を減じることによって実現できる。これに代えて、優先システムを適用してこのシステムの設計者がサービスの相対的優先度を選択できるようにしてもよく、または、H P U もしくは負荷の状態または条件に応じて実行時に優先度を判断できるようにしてもよい。

30

【 0 0 5 6 】

最終的には、複数の合成整流式ポンプサービスを、中間デジタル切替弁のマトリクスを介して、複数の負荷に接続することが可能である。個々の合成整流式ポンプサービスを動的に切替えることにより、個々の負荷に対しその要求と優先度に応じて供給を行なってもよい。このような回路は、用途によっては比例弁をなくすことによってより効率的に省力化を図ることができる。

【 0 0 5 7 】

ハイブリッド H P U :

合成整流式ポンプを、スウォッシュプレート、ベーン、またはギアポンプといったその他の形式のポンプと組合わせることにより、非合成整流式ポンプの流量出力を増加または低減して、所望の流量および制御を提供することができる。ハイブリッド H P U は、非合成整流式ポンプマシンと合成整流式ポンプマシンとの任意の組合わせを有し得る。図 4 は、圧力補償スウォッシュプレートマシンを合成整流式ポンプと組合わせたものの構成を示す。

40

【 0 0 5 8 】

エネルギー蓄積を伴う H P U :

合成整流式ポンプのシリンダのうちのいくつかを用いて、アキュムレータへの流れとアキュムレータからの流れを提供するサービスを形成することによって、エネルギーを後の使用のために蓄積することができる。この構成は、アキュムレータサービスシリンダがポンプ/モータ型であることを必要とする。これによって、流れをアキュムレータの中に押出

50

しアキュムレータから回収することができる。このトポロジが、典型的な供給出力へのアキュムレータの追加よりも優れている点は、アキュムレータのエネルギーをより多く使用できる点である。なぜなら、（供給出力にアキュムレータを追加する場合のように）一定圧力に制限されることがないからである。再生（すなわちポンプ／モータのモータリングにより圧力を生成すること）は、アキュムレータに供給されている圧力の増加とともに発生し得る。これに代えて圧力をその他の場所に与えてもよい。図5はアキュムレータの実装を示す。

【0059】

合成整流式ポンプが（流体消費体の一例である）ラム／シリンダの動きを直接操作できるようにすることにより、図6の比例弁を図7に示される方向制御弁と置換えることができる。高性能サーボ弁の帯域幅はこのようにして得ることはできないかもしれないが、比例弁の圧力損失およびコストは大幅に低減できる。アクチュエータは、図7のようなラム／シリンダ型であっても、図8のような液圧モータであっても、その他の液圧アクチュエータまたはその他の液圧負荷であってもよい。

【0060】

請求項1の説明のために、流体駆動システムは、被駆動ポンプ（周期的にモータとして動作し得るポンプ／モータを包含する）と、モータとを含む。このモータの定義は、より一般的にはラム／シリンダとして知られているリニア液圧モータを含むことを意図している。

【0061】

エネルギー回収を伴う直接作動の実行例：

負荷が慣性の性質を有する場合、定義ではポンプとしてのみ作用する合成整流式ポンプの代わりに合成整流式ポンプ／モータを使用することによって慣性エネルギーをポンプのクランクシャフトに回収することには、いくつかの利点がある。図9はこれを比例弁を用いて実現することを示し、図10はこれを方向弁を用いて実現することを示す。

【0062】

図11は、図10と同一の構成を示すが、シリンダ／ラムの流体消費体は液圧モータに置換えられている。

【0063】

方向制御弁なしのエネルギー回収を伴う直接作動の実行例：

方向弁は、アクチュエータの各側面を独立したポンプサービスに接続することによって排除することができる。そうすることで、このシステムは、液圧的に非常に硬いものになり、状況によってはアキュムレータを1つのサービスに追加することで、必要とされ得るコンプライアンスが増す。アキュムレータサービスを圧力制御モードで制御し硬いサービスを流量制御モードで制御することによって、このシステムは簡単に制御される。図12はこれを実現した回路を示す。

【0064】

方向制御弁なしのエネルギー回収を伴う直接作動の実行例（硬いシステム）：

上記のように、方向弁は、流体消費体の各側面を独立したポンプおよび／またはモータサービスに接続することによって排除できる。ラム／シリンダの形態の流体消費体を含む実施形態の場合、油柱の硬さに対するポンプ排出量の比率が十分であれば、図12の概略図のアキュムレータは排除できる。図13のように、クロスラインリリーフ弁を追加することは、多くの用途では不要かもしれないが負荷の慣性または制御ループを原因とする超過圧力の状況を防止するのに役立ち得る。

【0065】

負荷／流体消費体に蓄積されているエネルギーが高い場合、図14の概略図に示されるように、アキュムレータとともにその他のサービスを追加することによって、エネルギーを蓄積しポンプの超過速度を減じることができる。

【0066】

複数の負荷が作動を必要としているがそれが同時ではない場合、図15のように弁を追

10

20

30

40

50

加してポンプ対を負荷シリンダに接続するまたは切離すことができる。タンクに戻すリリーフ弁は、特に小面積側（ピストンの接続棒側）に接続されるこの回路の実現にとって必要な安全性のための特徴である。しかしながら、このような弁は、動作に絶対的に必要なものではなく、明確にするために図面から削除されている。圧力と排出量双方がフィードバックされる閉ループ制御のもとでこれらのポンプ双方が操作される場合、図示の回路は十分に機能し得る。図 13 の実施形態は、クロスラインリリーフ弁とともに示されているが、このような弁なしでも実現し得る。

【0067】

単動型ラム / シリンダ、直接作動：

上記直接作動の実行例では、方向弁が複数のサービスのいずれかを使用することが必要である。シリンダを復帰させるためにばねが存在するかまたは質量をバイアスさせる場合、単動型シリンダのみが必要な場合がある。図 16 において、この実行例は非常に単純であり、システムは、高レベルの位置精度が不要であればセンサなしの位置制御で使用できることが多い。ただし、この図面およびその他の図面ではばねによる復帰が示されているが、これに代わるリターンバイアス機構も可能である。図 17 のようにその他のサービスを追加することによってより多くのアクチュエータの独立した作動が可能である。加えて、エネルギーを蓄積する必要がある場合、図 18 のアキュムレータの追加は効率的な解決策である。典型的に合成整流式ポンプ / モータは、この方法によってアクチュエータを復帰させるのに必要であるが、復帰動作の制御が不要であれば、図 20 のように外部二方弁と合成整流式ポンプによってアクチュエータを復帰させることもできる。

【0068】

オープンセンター弁による直接作動：

図 19 に示されるように、オープンセンター弁を用いることにより、典型的なクロスラインリリーフ構成のアクチュエータ回路からポンプを分離することができる。

【0069】

オープンセンター弁構成により、同時の作動が不要である限り、サービスを他のアクチュエータに適用することができる。このような回路において、共通する要件は、オーバーランしている負荷を制御することである。この場合にオープンセンター弁を使用することは好都合であることがわかっている。

【0070】

射出成形機

図 21 に示される射出成形機は典型的には 2 部品構成の金型からなる。この金型を構成する 2 つの部分のうちの一方は固定され他方は可動であるので取外すことができる。金型は、開放も閉鎖も迅速でなければならず、かつ非常に大きな力で締めて閉じることが必要である。この機能のために、型の開閉機能および型締め機能のためのトグルクランプ、スクリュークランプ、および別々のアクチュエータ等のさまざまな機構が存在する。機械の射出側において、射出ユニットは、回転させてプラスチックを可塑化するスクリュウを利用し、溶融したプラスチックを金型のキャビティに入れるために射出ラムを利用する。射出成形機は、ゴムの成形またはダイカストを実行するように構成し得る。加えて、ラムを用いることにより金型上で射出ユニットを保持し成形された部分を金型のキャビティから排出する。典型的に、液圧マシンは定速電動機によって駆動される 1 つのポンプを用いて液圧の流れを生成し、液圧の流れは一連の方向弁を通して導かれ、これらの弁は比例の性質を有することで流れの大きさと方向を微調整してこの流れを適切なアクチュエータに導くことができることが多い。歴史的には、ポンプは固定排出量ペーンまたはプランジャ型ポンプであった。近年は、可変排出量型ポンプを用いて消費エネルギーと発熱を減じるようになった。可変排出量機能は典型的にはプランジャ型ポンプを用いることによって得られ、この場合、プランジャの変位は、可変速度電動機もしくは可変周波数モータもしくはサーボ型モータに結合された固定排出量ポンプまたは液圧もしくは電子圧力の検出に応じて、変更される。図 21 は、液圧がフィードバックされる可変排出量プランジャ型ポンプを示す。消費エネルギーの低減のために使用される別のアーキテクチャが図 22 に示され、こ

の場合、固定排出量ポンプがアキュムレータ等の液压エネルギー蓄積装置をチャージし、アキュムレータが完全にチャージされたときに、ポンプの流れがタンクに導かれることで、消費エネルギーが低減される。図22は、以下の構成要素を含む典型的な射出成形機の構成要素の例を提供する。これらの構成要素は、

- ・ 射出段階に備えて大きな圧力を金型に加えるためのプラテンクランプ(205)、
- ・ 金型を開閉しキャビティの閉鎖とキャビティの開放を各々十分に行なうための金型開閉ラム(215)、
- ・ 排出ピンを操作して完成した成形品を排出するための排出ラム(225)、
- ・ 射出ユニットを伸縮させるためのノズルラム(235)、
- ・ 加熱された射出可能な流体のためのプランジャとして作用するプラテン/金型外部に向けて射出ノズルスクリーを移動させるための射出ラム(245)、および
- ・ スクリュー射出体を回転させバレルをホッパーから供給された射出流体で充填するためのスクリードライブを含む。

【0071】

可変排出量プランジャポンプの欠点は、低流量のときの効率が非常に低いことと、低流量から高流量または高流量から低流量への応答時間が制限されることである。可変速度駆動装置を提供するために可変速度電動機によって駆動される固定排出量ポンプは高コストである。特に、低流量時の効率が低く、低流量から高流量への応答時間が制限される。液压エネルギー蓄積システムは効果的であるが、一定の圧力を保つためにアキュムレータの大きさを容積が非常に大きくなるように定める必要がある。このようなアキュムレータはより高価格でありアキュムレータを収容するために相当な空間が必要である。また、圧力を一定にすると、流体が一定の高い圧力で供給されるので、比例弁全体における絞り損失が依然として存在することになる。

【0072】

図23に示されるように、本発明は、現在のポンプ技術を合成整流式ポンプに置換えている。合成整流式ポンプの流量出力を、負荷に応じて電子的に変化させることによって必要な流量を正確に生成する。合成整流式ポンプの応答時間は、およそ30msであり、すべての出力流量において効率は非常に高い。図23は、射出成形機の一般的なタイプの回路において、従来の技術水準のポンプ技術を合成整流式ポンプで置換えたものを示す。

【0073】

合成整流式ポンプは、シリンダを、同一の電動機とシャフトによって駆動される同一のポンプ筐体内の独立した出力またはサービスと組み合わせることにより、分割することができる。図24に示されているのは、図23と同じ合成整流式ポンプ(235および236)であるが、2つのサービスに分割されて同一システムの作動機能を独立して駆動する。作動機能(work functionまたはworking function)は、流体作動機械に仕事を実行させるための機能(たとえば液压モータもしくはその他のアクチュエータ)、または、流体作動機械に対して仕事を実行するための機能(たとえば液压ポンプ)を指す。これら2つのサービスは、単一の機械本体および単一のシャフト内に、または2つの機械本体および1つのシャフト内に、または、2つの機械本体および2つのシャフト内に、設けることができる。これと同一の、実現可能な機械および実際の選択肢の論理を用いることにより、示されている他の回路が理解されるはずである。サービスが独立しているので、各作動機能の流量および圧力要件を、作動機能ごとに最適化して、弁の絞り損失を低減することにより、消費エネルギーを低減することができる。さらに、消費エネルギーの低減に関しては、各消費体に対する流れのタイミングを、機械の種類および機械のサイクル(すなわちポンプまたはモータまたはアイドル)に応じて最適化することができる。

【0074】

射出成形機回路をさらに分割する場合、図25のように個々の作動機能を分割することによってサービスを分離することができる。合成整流式ポンプサービスが個々の作動機能に対して流れを直接提供する場合、作動機能の流量および圧力要件を、合成整流式ポンプによって正確に満たすことができ、したがって、ポンプの流れを絞るために比例弁を用い

10

20

30

40

50

る必要はなくなり、消費エネルギーがさらに低減される。図 25 の例のようにスクリュードライブ (255) は独立した合成整流式ポンプサービスから直接駆動され、この場合、弁のみが回転方向を制御し、回転速度は合成整流式ポンプ (243) の出力によって直接制御される。また図 25 では、金型開閉アクチュエータ (215) の流れのソースは合成整流式ポンプサービス (240) であり、この場合、金型の動きのプロファイルは、合成整流式ポンプの流量出力によって直接制御される。この場合、金型の開閉、クランプ、および排出の作動機能を組合わせて 1 つの合成整流式ポンプサービス (240) にするが、これが可能である理由は、この場合同時に動作する必要がある作動機能がなく、合成整流式ポンプ (240) の流量出力は一回につきこれらの作動機能のうちの 1 つにしか向けられないので、多数の合成整流式ポンプサービスの必要性が低下するからである。当業者は、特定の機械の同時実行機能の数に応じて作動機能に対する合成整流式ポンプサービスを分割する方法は多数ありこれは一例であることに、気付くであろう。

10

【0075】

作動機能の多くは、1 方向の力と排出の制御しか必要とせず、この場合、複動型ラムを単動型ラムと置換えるとともに方向弁をポペット型オン/オフバルブと置換えることができる。図 25 は、この概念を示しており、この場合、クランプおよび排出の作動機能を単動型ラムと置換えることによって、コストと複雑度を低減し方向弁特有の寄生損失を低減している。

【0076】

射出成形サイクルの一部の間、いくつかのサービスは流れを生成する必要はないものの、同時にそれ以外のサービスは高レベルの流れを必要とする場合がある。上記サイクルの一部において、2 つのサービスを結合することによってこれらの 2 つのサービスの出力を合計することが可能である。図 26 を参照すると、弁 (270) が追加されて 1 つのサービス (243) が他のサービス (240) に結合され、他のサービス (240) が一種のトップアップマシンになっている。

20

【0077】

作動機能のうちのいくつかは本質的に、回収できるエネルギーを蓄積する。これらの状況では、合成整流式ポンプ/モータを用いてこのエネルギーを回収する。合成整流式ポンプ/モータ (242) を用いて、射出サイクル中に流体および溶融プラスチックカラムに蓄積されたエネルギーを回収する。図 26 に関しては、他の合成整流式ポンプ/モータ (240) が、減速中に金型の質量の運動エネルギーを回収することができる。このエネルギーは回収されてポンプのクランクシャフトに戻された後に、その他のサービスによって使用されるかまたはクランクシャフトの速度を上昇させる (電動機に対する負荷を低減するまたは電動機で電気に変換される)。

30

【0078】

図 26 に示される 2 つのサービスの結合という概念を用いると、図 27 に示されるように「フレキシブルサービス」ポンプ (239) を既存のポンプ構成に追加することができる。この「フレキシブルサービス」は、特定の作動機能に恒久的に付与されるのではなく、むしろ、別のサービスに流れの容量の不足が生じたときに使用される「フローティング」サービスである。「フレキシブルサービス」ポンプ (239) は、それぞれの弁 (276, 277, 278, 279) を有するその他のポンプ (240, 241, 242, 243) に接続され、これによって、流れを任意のサービスに加えることができ、サービスのグループを結合することもできる。たとえば、(双方向液圧モータによって示される) 可塑化作動機能および射出作動機能ラム (245) は不要であり金型開放作動機能 (ラム 215) がさらに流れを必要とする場合、弁 (278, 279) の通電により、サービス (242, 243) の出力を合計すると、ポンプ容量が非常に効率的に使用されることになる。合成整流式ポンプの高帯域幅と制御性によって、サービスの圧力を、弁切替の前に非常に素早く均等化することができ、結合したサービスすべての総出力は、結合後に正確に制御される。

40

【0079】

50

プレス

図38は、基本的なプレス（弁によって制御されるポンプによって駆動されスライドを上から押圧することにより金型間の部品を形成する液圧ラム）を示す。この場合、液圧パワーのソースは合成整流式ポンプ/モータであり、このポンプの可変流量特徴を利用してスライドの力と変位のプロファイルを生成し、合成整流式ポンプ/モータを用いることにより、流体カラムの1つ以上に蓄積されている圧縮エネルギーを回収し、特に圧縮サイクルの最後にフレームを押圧する。

【0080】

多くのプレスは2柱または4柱設計を利用してスライドの角度と力のプロファイルを管理する。図39は、2柱設計（2つのラム/シリンダ）を示す。この構成では、2つのラムの伸張量を調整することによってスライドにかかる負荷を軽減し金型の位置合わせを改善することが必要である。典型的に、これは、高価格の変位センサを用いて各ラムおよびサーボまたは比例弁の変位を測定することで、ポンプからラムへの油の流量を正確に制御することによって実現される。合成整流式ポンプ/モータを用い、各サービス（375, 376）が方向制御弁（370および371）を通して一对のラムのうちの1つのラム専用になるようにこのシステムを構成する場合、各ポンプサイクル中にポンピングされる流体の推定量を合計しラムの内圧から算出された流体カラムの圧縮を考慮することによって、ラムの変位を推定することができる。この機能を用いると、高価格のサーボまたは比例弁は必要でなくなり、変位センサを不要にすることができる。これに代えて、開ループ制御法が必要な変位精度を提供しない場合は、制御ループを変位センサの周囲に形成すればよい。この機能は、2柱型プレスフレームにおいて示されているが、代わりに、このようにして使用される任意の数のアクチュエータに対して有効であってもよい。

【0081】

液圧成形（hydroforming）は、図40に示される別の形式のプレスであり、この場合、ラム（396）がダイを開閉し、他のラム（398）がダイを閉位置でロックし、さらに他のラム（395）が流体キャビティを加圧し、さらに他のラム（397）が延伸パンチを部品の中に押込む。この実施形態において、各ラム（395, 396, 397, 398）は、弁（390, 391, 392, 393）によって、合成整流式ポンプ/モータサービス（380, 381, 382, 383）に液圧接続され分離される。このようにして、各ラムを独立して動作させ、流体カラムおよびマシンフレームの硬さに蓄積されているエネルギーを回収する。図41に示される代替の実施形態は、流体キャビティを加圧するのに使用される単動型ラム（ラム395）と、延伸パンチを駆動するのに使用される単動型ラム（ラム397）の対を含み、これらのラムはそれぞれ合成整流式ポンプ/モータサービス（402および400）によって直接駆動される。ダイ開閉ラムおよびダイロックラムは、弁（405, 406）と同時に動作しない。これらは、1つの合成整流式ポンプ/モータまたは合成整流式ポンプサービス401によって、動作することができる。再生段の間、ロックのイジェクタには回収すべきエネルギーがほとんどないが、サービスは、回収/再生すべき慣性および重力の位置エネルギーを有するダイ開閉ラムと共有される。当業者は、サイクル構成に応じてこれらのプレス機を最適化するために使用できる多数の他の組み合わせがあることに気付くであろう。

【0082】

制御方法：

センサおよびソフトウェアを使用することにより、多様なモードでさまざまな方法に従ってポンプを制御し得る。以下は制御方法の一部のリストである。

1) 圧力制御：圧力補償システムの直接的な模倣である。作動チャンバ容積の各サイクルの液圧流体の排出量を、出力における圧力が圧力設定点に従うように選択する。圧力設定点は、必要に応じてソフトウェアで簡単に動的に変更できる。圧力フィードバックは、合成整流式ポンプに搭載し得る圧力センサまたは遠隔の圧力センサから得られる。

2) 流量制御：ポンプ流量は、流量センサからのフィードバック、アクチュエータの排出量の結果として、または開ループでも、変化させることができる。

３）フィードフォワード：これからの圧力および流量条件に関する知識を用いて、ポンプ出力は、プレビュー情報を利用することにより応答することができる。たとえば、サーボ弁コマンド信号をポンプコントローラに与えることにより、正確な圧力追跡を維持することができる。

４）モータ馬力制御：圧力および流量の任意の関数を用いてポンプ出力を修正することができる。単純な例は、基本馬力またはトルク制御であるが、より複雑な関係も実現できる。

５）閉ループ排出量制御

６）開ループ排出量制御

７）力および排出量の制御の組み合わせ

10

コントローラの特徴

合成整流式ポンプコントローラは、各シリンダからの流量を制御する電子弁を作動させる役割を有する。これは、統合シャフトエンコーダ、圧力および温度変換器からの位置フィードバックに従い、外部または内部コマンド信号に応じて行なわれる。

【 0 0 8 3 】

合成整流式ポンプコントローラのパラメータのうちの多くは、シリアルまたはイーサネット（登録商標）プロトコルを介して接続するコンピュータインターフェイスプログラムを用いて実行時に調整できる。このようなパラメータは、制御利得および設定点、限界、Ｉ／Ｏ（入力／出力）スケーリングおよび障害しきい値を含む。所望の調整がなされると、パラメータをフラッシュメモリに保存することができ、コントローラはこれらの新たなデフォルトで起動されることになる。

20

【 0 0 8 4 】

複雑なシステムにおいて、この合成整流式ポンプコントローラは、デジタル、アナログ、またはフィールドバス（たとえばＣＡＮ（controller area network（コントローラエリアネットワーク））バス）によってコマンドを送信するＰＬＣ（programmable logic controller（プログラマブルロジックコントローラ））等のシステムマスタコントローラに対するスレーブとなるように構成し得る。このような通信は双方向であってもよく、その場合、合成整流式ポンプは、その現在の状態（たとえば流量、圧力、パワー）と何らかの障害コードを報告する。合成整流式ポンプコントローラは、ソフトウェアで、出力流量を減じることにより、合成整流式ポンプを過剰温度または過剰圧力から局所的に保護するように構成できる。

30

【 0 0 8 5 】

しかしながら、より単純なシステムにおいて、合成整流式ポンプコントローラは、システム内の唯一のコントローラとしての役割を引継いでもよい。この場合、合成整流式ポンプコントローラは、電動機コンタクタへの命令、回路冷却のための補助弁制御の実行、およびシステム保護センサのモニタリング等の、全体的なシステム制御機能を実行するようにプログラムされてもよい。これらの機能をサポートするために、合成整流式ポンプコントローラには、予備のアナログおよびデジタルＩ／Ｏが設けられており、これは、リレーコイルおよびソレノイド弁を直接駆動するのに適した２４Ｖの高電流出力を含む。上記合成整流式マシンの直接作動は、合成整流式マシンを用いた「排出量制御」と同等である。当該技術において、「排出量制御」は「ポンプ制御」としても知られている（出典：Linkoeping Studies in Science and Technology Thesis No. 1372, Saving Energy in Construction Machinery using Displacement Control Hydraulics - Concept Realization and Validation, Kim Heybroek, 2008, ISBN 978-91-7393-860-0）。本発明に関する排出量制御は、合成制御式マシン（複数のマシン）を用いて実現されるスロットレスの作動を説明する。このようなシステムでは、排出量を制御する電子整流式パルスシステムが最終的な制御要素として使用される。

40

【 0 0 8 6 】

複数の圧力源

図 2 8 ~ 図 3 1 を参照して、これらの図面は、従来のスイッチングを用いてデュアル圧

50

力供給を維持する方法に関連する。出力負荷（１１１，１１２）には高圧源と低圧源が与えられており、これは、射出成形機においてまたは２つ以上の圧力の流れのソースを必要とし得るその他の機械において一般的に使用されるアーキテクチャである。図２８は、 P_{low} 、 P_{high} 、およびデュアル構成供給という３つのサービスを示し、ポンプ（２７０）は主として低圧負荷（１１１）に流し、ポンプ（２７２）は主として高圧負荷（１１２）に流し、ポンプ（２７１）は、ソレノイドフロー分流弁の電源が遮断されたときは低圧負荷（１１１）に流し上記弁が通電されたときは高圧負荷（１１２）に流す。図２９は、 P_{high} とデュアル構成供給という２つのサービスを示し、ポンプ（２７２）は主として高圧負荷（１１２）に流し、ポンプ（２７１）は、ソレノイドフロー分流弁の電源が遮断されたときは低圧負荷（１１１）に流し上記弁が通電されたときは高圧負荷（１１２）に流す。図３０は、 P_{low} とデュアル構成供給という２つのサービスを示し、ポンプ（２７０）は主として低圧負荷（１１１）に流し、ポンプ（２７１）は、ソレノイドフロー分流弁の電源が遮断されたときは低圧負荷（１１１）に流し上記弁が通電されたときは高圧負荷（１１２）に流す。図３１はデュアル構成供給という１つのサービスを示し、ポンプ（２７１）は、弁の電源が遮断されたときは低圧負荷（１１１）に流しソレノイドフロー分流弁が通電されたときは高圧負荷（１１２）に流す。アクキュムレータは、より一定した圧力と流量を維持するために液圧負荷で必要な場合がある。

【００８７】

ＬＰＶ型スイッチングは、低圧弁スイッチングを意味し、さらに、ＵＳ５，１９０，４４６（Artemis）では「ソレノイドコイルの通電は、流体の出力圧力およびポンプから出る流体の出力排出量容積のうちの少なくとも１つに応じてマイクロプロセッサユニットにより制御される。ソレノイドコイルの通電は、バルブ部材をその閉鎖限界状態まで移動させるのに用いることができ、電源を遮断すると、このバルブ部材は、流体の流れによって発生した力の影響でその開放限界状態に移動する」と記載されている。

【００８８】

図３２の回路は、切替のためにＬＰＶ型に対して供給されるデュアル圧力を維持する方法に関連する。これは、中央位置の合成整流式ポンプ／モータを、中央ポンプからどの圧力源に流すかを制御するＬＰＶ型バルブをアンラッチするためにだけ使用する。中央ポンプ（２７１）の合成整流式ポンプ／モータ機能を用いて、低圧回路から圧力エネルギーを回収することができる。図３２の回路の機能は、図２８の回路の機能に非常によく似ており、示されている弁は、命令に従って低圧負荷（１１１）と高圧負荷（１１２）との間で流れを導く。提案されているＬＰＶの実施形態は、切替が発生する前に入口ポートの圧力と出口ポートの圧力とを等しくすることを必要とする。合成整流式ポンプ／モータ（２７１）により、入口圧力を出口圧力に一致するように調整できる。

【００８９】

図３３を参照して、この図面は、場合によっては１つの筐体内にある４つのシャフト貫通連結ポンプ／モータを示す。第２のポンプ／モータ（３２１）は常時アクキュムレータに接続されている。第３のポンプ／モータ（３２２）は常時複動型ラムに接続されている。第４のポンプ／モータ（３２３）は常時単動型ラムに接続されている。すべての機械（３２１，３２２，３２３）は、切替によって共通ライン／レールに供給するおよび／または共通ライン／レールから供給を受けることができ、示されている共通ライン／レールは、第１のポンプ／モータ（３２０）に接続されているが、任意の流れのソースまたはシンクに接続されていてもよく、弁（３２５，３２６，３２７）に通電することにより、複動型シリンダおよび／または単動型シリンダに接続されてもよい。液圧負荷は、アクキュムレータ、複動型ラムまたは単動型ラムとして示されているが、これに代えて流れの液圧シンクまたはソースであってもよい。当業者は、「フレキシブルサービス」の任意の組み合わせを負荷の任意の組み合わせに加えてもよく図３３は可能な組合せのうちの一例にすぎないことを理解できる。この運用柔軟性は特に射出成形機における用途に適している。

【００９０】

図３４を参照して、この図面は、負荷検出オリフィスを用いて複動型ラムへの流量を測

10

20

30

40

50

定し得る中間三方ソレノイド弁を介して複動型ラムに接続されている１つの合成整流式ポンプを示す。重要なことは、コントローラ（３５１）に電子的に接続されている２つの圧力トランスデューサが存在することであり、一方はポンプ出力圧力を検出するためのものであり、もう一方は負荷検出オリフィスにおける圧力降下を検出するためのものである。機械的負荷検出システムと同様に、ポンプ流量を調節することによって負荷検出オリフィスにおける固定された圧力降下を維持する。示されているように、負荷検出口ジックは、２つの圧力センサを入力として用いるコントローラのソフトウェアにおいて実装される。流れの消費体が複数存在する場合、負荷検出信号を、シャトルバルブと１つの圧力センサに流体的に接続するか、または、複数の圧力センサに電子的に接続すればよい。

【００９１】

10

図３５を参照して、この図面は、交差位置、流れ遮断位置、または直線貫通位置を取り得る中間三方ソレノイド弁を介して複動型ラムに接続されている１つの合成整流式ポンプを示す。重要なことは、コントローラ（３５１）に信号を与える３つの圧力トランスデューサが存在することであり、ポンプの出力用に１つ、ラムの両側に１つずつある。この弁が非流体遮断位置に切替えられたときに弁の圧力ポートに接続される圧力センサは、この弁の圧力降下を測定する役割を果たす。上記負荷検出型機能として弁の圧力降下を用いてポンプ流量を調節することができる。図３４との比較における図３５の負荷検出の実行例の利点は、弁が、特定の負荷検出型の弁でなくてもよく、通常の四方型の方向もしくは比例弁または流れを流体消費体に導くのに使用されるその他任意の弁であってもよいことである。図３５の負荷検出機能は、合成整流式ポンプコントローラにおいて完全に電子的に

20

【００９２】

液圧増圧器を備える回路

図４２を参照して、合成整流式ポンプ／モータは、液圧の流れを増圧器（５４１，５４２，５４３）に与えることにより、対応するピストンを移動させる。そうすると、好ましい実施形態では水である流体またはその他任意の流体の流れが、離れてゆくピストンの相対面積に比例して発生する。逆止弁により、水は、大気圧から２０バールまでの好ましい圧力でスーパーチャージポンプ（４５０）の低圧供給出力から入り、逆止弁により、この水は、液圧流体がポンピングされて増圧器（５４１，５４２，５４３）の中に入ると増圧器から排出されて、２０～１０，０００バールの好ましい圧力の水の高圧源を提供する。増圧器のピストンを戻すときには、合成整流式ポンプ／モータをモータモードで作動させることによって液圧を下げ、蓄積された圧力エネルギーを回収する。スーパーチャージポンプ（４５０）が与える流れにより、増圧器のピストンを完全に後退した位置に戻してサイクルを再開する。図４２の好ましい実施形態は、３つの合成整流式ポンプ／モータ、３つの増圧器、および３つのダンプ弁であるが、このシステムは、ポンプ／モータ、増圧器、およびダンプ弁各々を少なくとも１つ含んでいる必要があり、各々の総数には制限がない。出力圧力アキュムレータは、合成整流式ポンプ／モータのうちのいずれか１つの命令によって出力流量の変動が十分に減じられるのであれば、なくてもよい。水側のスーパーチャージポンプは典型的に、既存のウォータージェット切断機では１００ｐｓｉ（７バール）で動作する。増圧器の比が１０：１の場合、オイル側は１０ｐｓｉとなる。このような圧力は、モータリングには低い、理想的ではないにしても全面的に可能であり、追加のポンプ容量（たとえば約２０％）が必要な場合がある。また、後退中、より正方形に近いフロープロファイルが可能であれば、伸張よりも後退に使用できる時間の方が長い。低圧モータリングが問題であれば水のスーパーチャージ圧を高くすればよく、このエネルギーはいくらか回収できる。３つの増圧器の利点は、水側のアキュムレータが不要であることであり、これに正味の利益が伴っても伴わなくてもよい。これらは、２増圧器という概念にも３増圧器という概念にも好都合である。

30

40

【００９３】

図４３を参照して、３つの合成整流式ポンプ／モータはそれぞれ、液圧の流れを増圧器（５４１，５４２，５４３）に与えることにより、対応するピストンを移動させる。そう

50

すると、好ましい実施形態では水である流体またはその他任意の流体の流れが、離れてゆくピストンの相対面積に比例して発生する。逆止弁により、水は、大気圧から20バールまでの好ましい圧力でスーパーチャージポンプ(450)の低圧供給出力から入る。逆止弁により、この水は、液圧流体がポンピングされて増圧器(541, 542, 543)の中に入ると増圧器から排出されて、20~10,000バールの好ましい圧力の水の高圧源を提供する。増圧器のピストンを戻すときには、合成整流式ポンプ/モータをモータモードで作動させることによって液圧を下げ、蓄積された圧力エネルギーを回収する。液圧が十分に低下すると、弁(441, 442, 443)が通電されてタンクに戻る高流路経路を提供する。増圧器のピストンを完全に後退した位置に戻してサイクルを再開するために、スーパーチャージポンプ(450)は流れを与える。図43の好ましい実施形態は、3つの合成整流式ポンプ/モータ、3つの増圧器、および3つのダンプ弁により、流量の変動を最小にして出力水流を提供するが、このシステムは、ポンプ/モータ、増圧器、およびダンプ弁各々を少なくとも1つ含んでいる必要があり、各々の総数には制限がない。出力圧力アクチュエータは、合成整流式ポンプ/モータの命令によって出力流量の変動が十分に減じられるのであれば、なくてもよい。

10

【0094】

図44を参照して、3つの合成整流式ポンプ/モータはそれぞれ、液圧の流れを増圧器(541, 542, 543)に与えることにより、対応するピストンを移動させる。そうすると、好ましい作動流体の流れが、離れてゆくピストンの相対面積に比例して発生する。逆止弁により、水が、大気圧から20バールまでの好ましい圧力でスーパーチャージポンプ(450)の低圧供給出力から入る。逆止弁により、この水は、液圧流体がポンピングされて増圧器(541, 542, 543)の中に入ると増圧器から排出されて、20~10,000バールの好ましい圧力の水の高圧源を提供する。増圧器のピストンを戻すときには、合成整流式ポンプ/モータをモータモードで作動させることによって液圧を下げることで、蓄積された圧力エネルギーを回収する。液圧が十分に低下すると、弁(441, 442, 443)が通電されてタンクに戻る高流路経路を提供する。増圧器のピストンを完全に後退した位置に戻してサイクルを再開するために、スーパーチャージポンプ(450)は流れを与える。増圧器のうちの1つ以上が静止するよう指示された場合、対応するポンプ/モータはアイドル状態であり流れを供給しない。適切な指示が出されたときに弁(444, 445, 446, 447, 448, 449)を用いて未使用のポンプから別の増圧器に流れを加えることができる。たとえば、第1の増圧器(541)が静止している場合、弁(444)に通電して第1のポンプ(501)から第1の増圧器(541)までの流路を閉じ、その他の弁(447)に通電して第1のポンプ(501)から第2の増圧器(542)までの流路を開いて第1および第2のポンプ(501, 502)から第2の増圧器(542)に流れを加える。図44の好ましい実施形態は、3つの合成整流式ポンプ/モータ(501, 502, 503)、3つの増圧器(541, 542, 543)、および3つのダンプ弁(441, 442, 443)により、流量の変動を最小にして出力水流を提供するが、このシステムは、ポンプ/モータ、増圧器、およびダンプ弁各々を少なくとも2つ含んでいる必要があり、各々の総数には制限がない。出力圧力アクチュエータは、合成整流式ポンプ/モータの命令によって出力流量の変動が十分に減じられるのであれば、なくてもよい。

20

30

40

【0095】

図45は、図42の代替実施形態を示し、少なくとも2つの合成整流式ポンプ/モータと少なくとも2つの増圧器(451, 452)とを備え、これらはともに小さい出力流量変動を与えようとする。一方の合成整流式ポンプ/モータ出力は、一方の増圧器ピストンを、他方の、次の同位相の増圧器ピストンの伸張速度よりも速い速度で復帰させるよう命令される。一方の増圧器ピストンのストロークの最後に近づいて、その速度が低下すると、次の同位相の増圧器が移動を開始し、一定の流量を維持するために連動された流れの要因としての役割を引継ぐ。復帰する増圧器は、他の増圧器がそのストロークの最後に達する前に、復帰して移動を開始しなければならない。このように、図45に係るシステムの

50

連続動作では、増圧器の復帰ストロークがその圧力ストロークよりも速くなければならない。本発明は、連動された出力の流れに流量変動がほとんどまたは全くないのが理想的なので、出力圧力アキュムレータ（図示）の必要性を無くそうとしている。

【0096】

2つの増圧器を含む図45に示される実施形態の変形において、システムは、追加の第3の合成整流式ポンプ/モータを含んでもよい。この第3の合成整流式ポンプ/モータ出力（または合成整流式ポンプ/モータによって提供される第3のサービス）を、一種の選択的ブーストとして用いることにより、必要に応じて他の2つのうちの一方または双方に加えて供給を行なってもよい。第1の出力/サービスが通常第1の増圧器に供給し第2のサービス出力が通常第2の増圧器に供給する場合は、2つの増圧器からの均一的な連結出力の流量を維持するために、第3のポンプ/モータがこれら2つの間で切替えられてもよい。通常動作中、第1の増圧器ピストンがTDC（上死点）に近づくと、第2のサービス出力からの流量を低下させる。なぜなら、第1の増圧器への流量を低減することが望ましいからである（第2のサービス出力はゼロに低下してもよい）。第2の増圧器からの出力の増大に伴い、第1の増圧器からの出力は低下し、事実上第1から第2への移管が開始されている。次に、第2のサービス出力は、増加することで、2つの増圧器からの連結された流れを維持するよう補償しなければならないので、第1のサービスは、第2の増圧器に供給するよう切替われればよいまたは切替を開始すればよい。第2の増圧器は、連結された増圧器の均一的な流量を維持するために第2および第3のサービスからの供給を必要とする。このサイクルは、同様に第1の増圧器が第2の増圧器からの引継ぎを行なうことで継続し、ソース間の切替サイクルが繰返される。

【0097】

図46は、弁が、1つの合成整流式ポンプ/モータから一対の増圧器（541, 542）に分流する実施形態を示す。

【0098】

図47および図48は、増圧器（541, 542）を組合わせて2つの端部（451, 452）を有する1つのユニットにしたものを示す。2つのピストンの代わりに1つのピストンにすることにより、コストと複雑度を低減するが、その代償として出力流量の変動が増す。利点は、この設計では外部に対する封止が要らないことである（水と油の間、および、右側容積と左側容積の間）。切替弁を用いて圧力ラインとタンクラインを切替えてもよい。

【0099】

図49の構成は、特に圧延機に、具体的には圧延機の回転部分に適している。一対のローラのうちの少なくとも一方が一対の合成整流式液圧ポンプにより駆動されて回転する。ローラのうちの一方は、単動型ラムが他方のローラに近づいたり離れたりすることで移動し、これには、ローラ間のギャップを狭める/広げるという効果がある。ラムには、合成整流式ポンプ/モータから加圧された作動流体が供給される。圧延機では一般的であるが、作動流体は、難燃性かつ耐食性のものを選択すればよく、たとえば、豆油、水エマルジョン、高分子水溶液、無水合成物等であってもよい。その他のクラス/サブカテゴリは、HFAE（水が>80%である流体）、HFAS、HFB（石油の油中水型エマルジョン、乳化剤、選択された添加剤、水）、HFC（グリコール、添加剤、および増粘剤の水溶液）、HFD（非含水難燃性流体）、HFD R（HFDと同様であるが、リン酸エステルを有する）、HFD U（HFDと同様であるが、ポリオールエステルまたはポリアルキレングリコールを有する）、非鉱物油、および、ISO12922に準拠する難燃性液圧流体を含み、これは、HWBF（高含水流体（high Water Based Fluid））、HWCF（高含水流体）、VHWBF（粘性高含水流体）、または、純水さえ含む。環境の主な例は、圧延機の回転部分であるが、同じ技術は、紙加工、ゴム加工、印刷、食品加工、チップおよび繊維基板加工、再生シュレグ等のその他の産業の回転ミルにも適用される。

【0100】

図49は、2つのローラがどちらも個々の液圧モータによって駆動され、方向弁（48

1, 482) がローラの回転方向を制御する好ましい実施形態を示す。出力流量が独立している2つの合成整流式ポンプ(483, 484)は、ローラの回転速度を独立して制御する。典型的に、ポンプはローラを同じ速度で回転させるように動作するが、用途の必要性に応じてローラは異なる速度でも動作し得る。これに代わる実施形態において、ローラは、図50に示されるように、合成整流式ポンプモータを用いて回転させることができ、流れは1つの合成整流式ポンプから提供される。この実施形態はより広い範囲のトルクおよび速度での動作を可能にし、回転するローラの慣性エネルギーを回収する。図51に示されるように、各ローラの合成整流式ポンプモータは、ポンプとして動作する専用合成整流式ポンプ/モータから供給を受けることができる。駆動する必要があるのが1つのローラのみである場合は、図52に示されるように単一の合成整流式ポンプ/モータを使用すればよい。

10

【0101】

2つの作動流体、たとえば難燃性の水ベースの流体と、ポンプ潤滑のための液圧鉱物油の形態の流体とを用いて機能することが望ましいであろう(他の適切な例は本明細書の他の部分に記載)。これは、別々の圧力発生器(たとえば増圧器)を用いて2つの作動流体を分離することによって実現できる。圧力発生器は図53のように往復ピストン型であってもよく、圧力発生器は、等しいピストン面積または等しくないピストン面積を用いて圧力を増大または減少させてもよい。図53に示されるように、鍛造プレスは、2つの作動流体によって動作する。

【0102】

20

また、削井作業で用いられる泥またはグラウトのような流体をポンピングするために2つの作動流体を用いて作業することが望ましい場合がある。図55に示されるように、DDP(登録商標)ポンプは、鉱物油等の作動流体を用いて圧力発生器に流れを与える。圧力発生器は図53のように往復ピストン型であってもよく、圧力発生器は、等しいピストン面積または等しくないピストン面積を用いて圧力を増大または減少させてもよい。

【0103】

図53および図54は鋼鉄の鍛造を示しているが、消費体を、代わりに、特に圧延機の切削またはクランプ装置等の別の消費体に置換えてもよい。環境条件に応じて2つの異なる作動流体を使用し得るが、増圧器ピストンの両側が、同一の難燃性かつ耐食性の流体上で動作することも可能である。

30

【0104】

上記の合成整流式ポンプおよび合成整流式ポンプ/モータの例はラジアルピストンポンプであるが、流体作動機械は、これに代えて、ラジアルピストンモータ、または、交互動作モードにおいてもしくはおそらくは同時に(作動チャンバの一部ではモータリング、一部ではポンピング)ポンプもしくはモータとして機能できる装置であってもよい。流体作動機械は、作動チャンバ容積の連続するサイクルごとに、個々の容積サイクル中に作動チャンバによって排出される容積を選択するように動作することができる流体作動機械であってもよい。

【図 1】

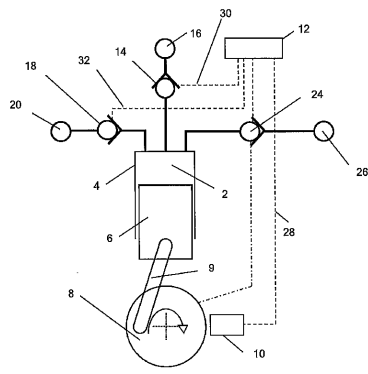


Figure 1

【図 2】

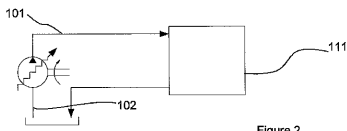


Figure 2

【図 3】

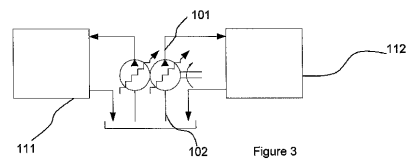


Figure 3

【図 6】

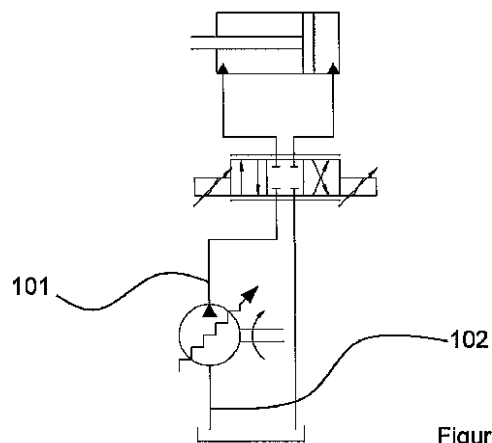


Figure 6

【図 4】

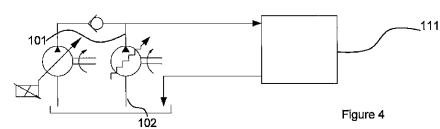


Figure 4

【図 5】

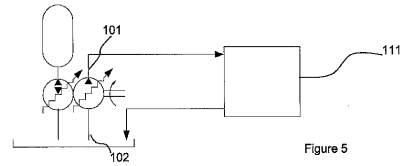


Figure 5

【図 7】

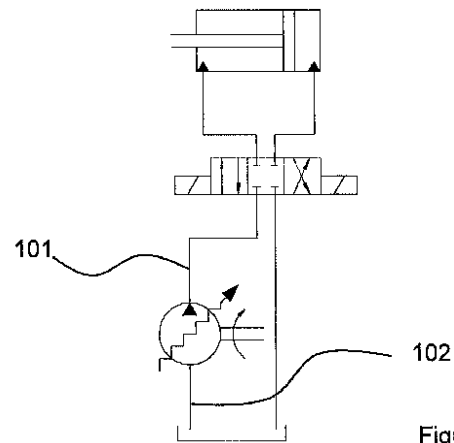


Figure 7

【図 8】

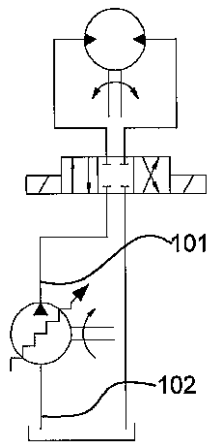


Figure 8

【図 9】

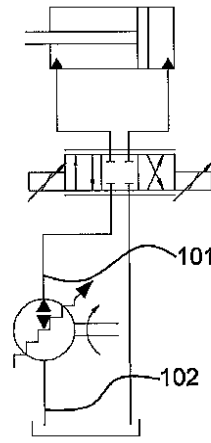


Figure 9

【図 10】

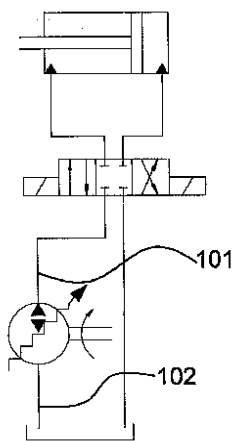


Figure 10

【図 11】

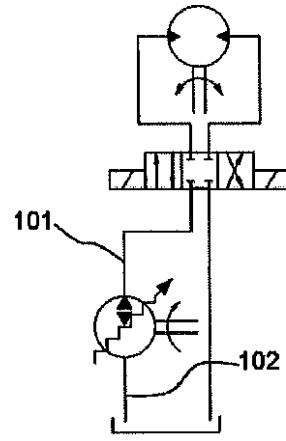
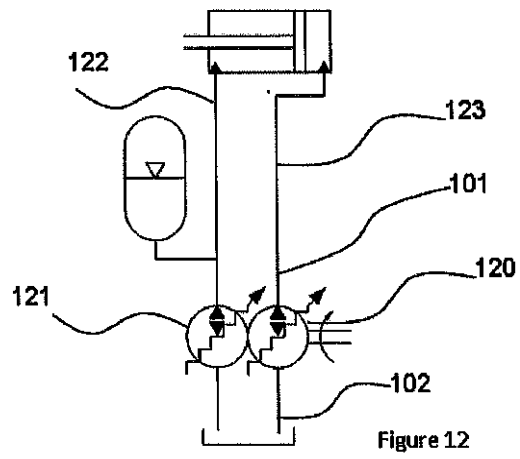
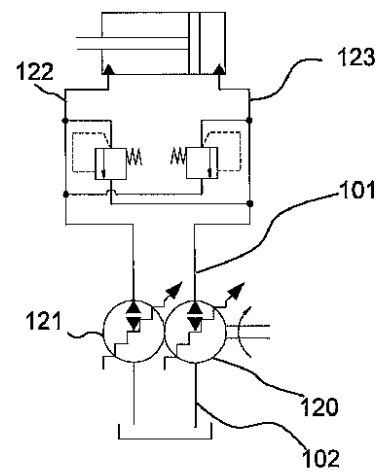


Figure 11

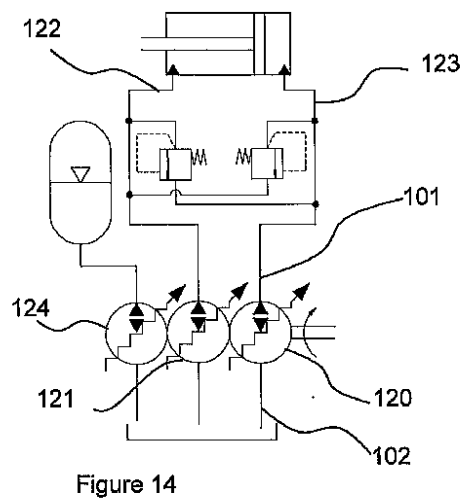
【図 1 2】



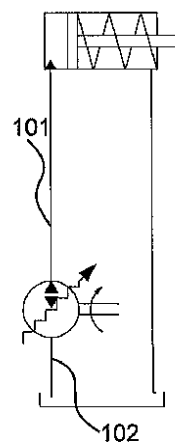
【図 1 3】



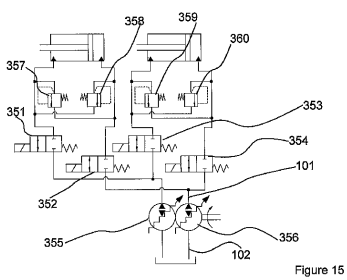
【図 1 4】



【図 1 6】



【図 1 5】



【図 17】

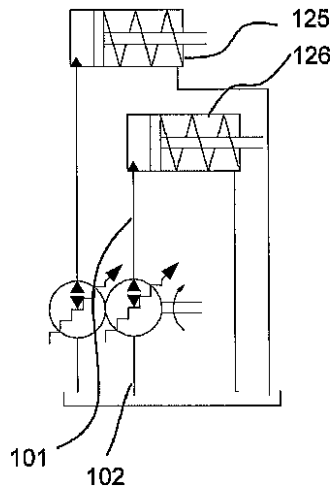


Figure 17

【図 18】

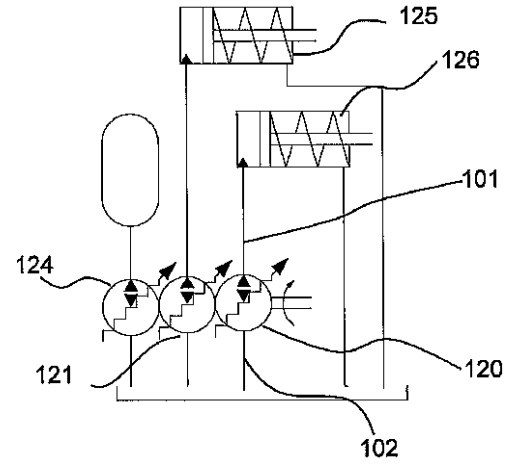


Figure 18

【図 19】

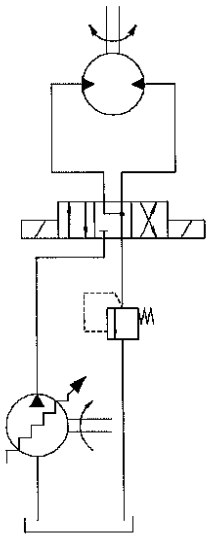


Figure 19

【図 20】

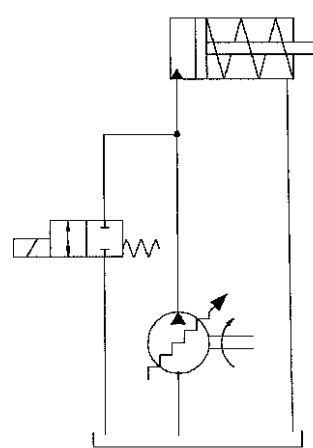


Figure 20

【図 2 1】

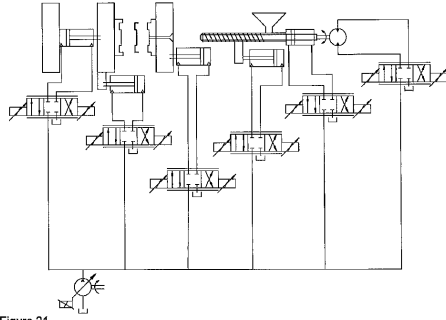


Figure 21

【図 2 2】

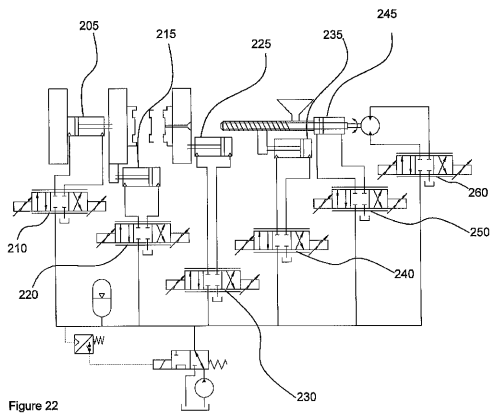


Figure 22

【図 2 3】

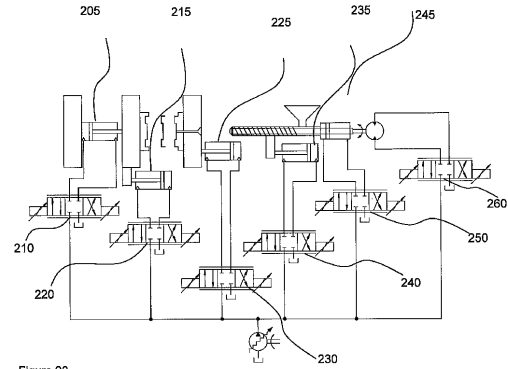


Figure 23

【図 2 4】

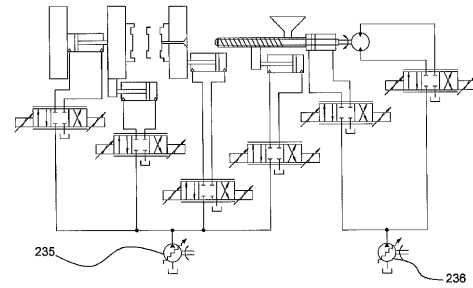


Figure 24

【図 2 5】

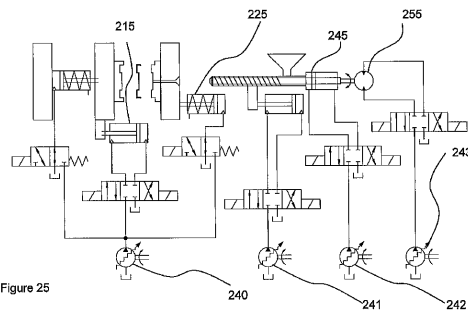


Figure 25

【図 2 6】

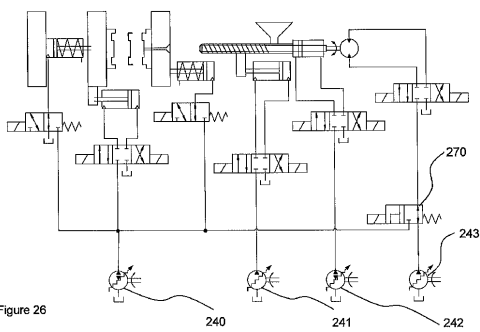


Figure 26

【図 2 7】

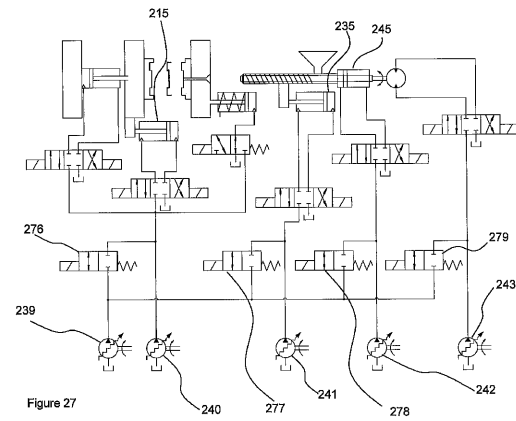


Figure 27

【図 2 8】

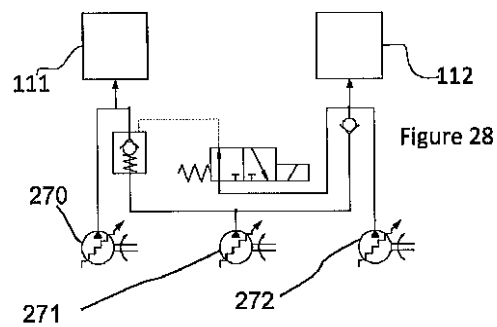
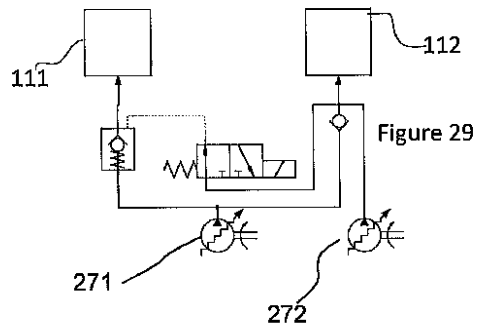
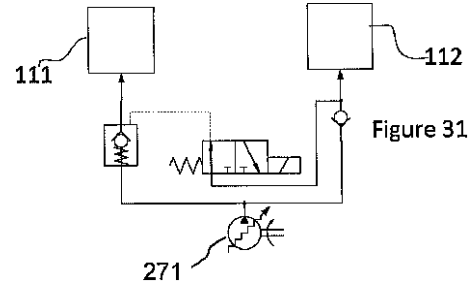


Figure 28

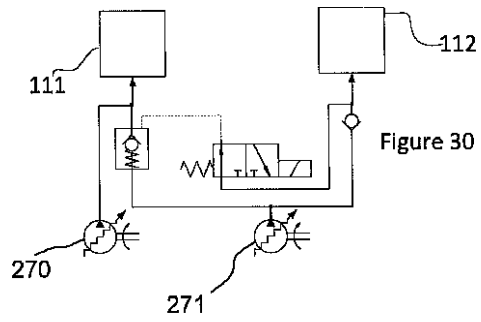
【図 29】



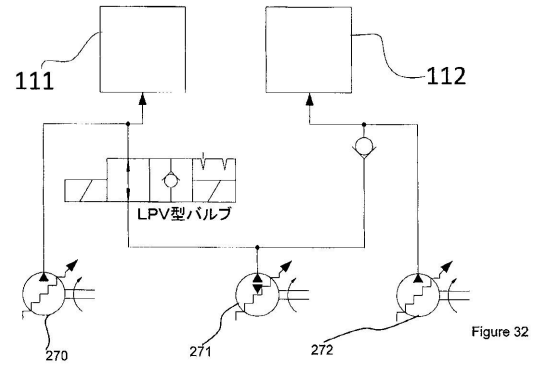
【図 31】



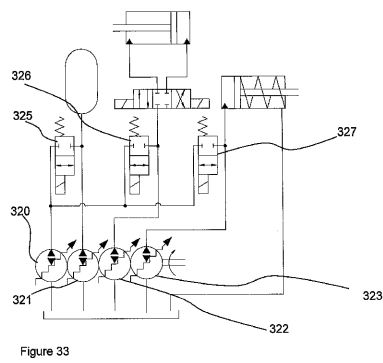
【図 30】



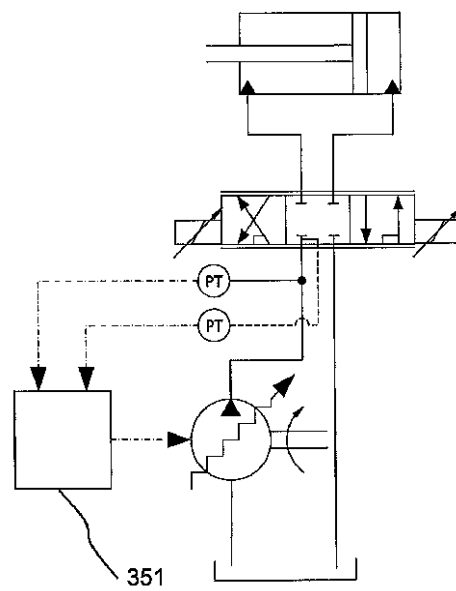
【図 32】



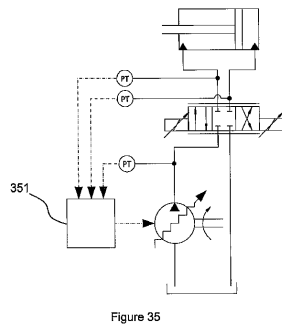
【図 33】



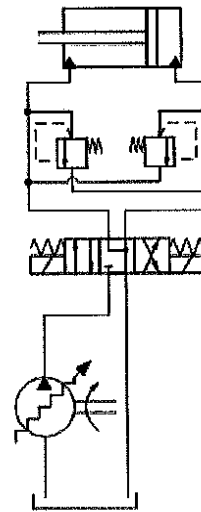
【図 34】



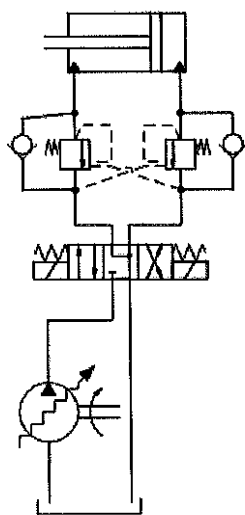
【 図 3 5 】



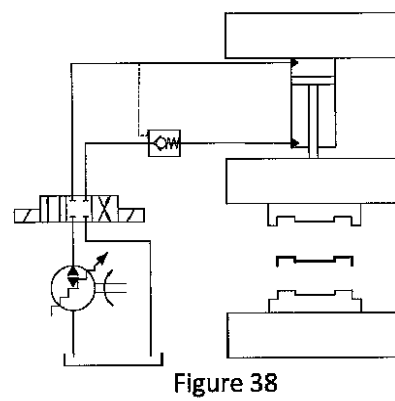
【 図 3 6 】



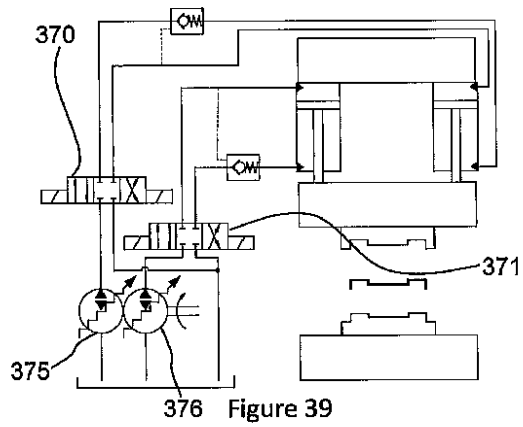
【 図 3 7 】



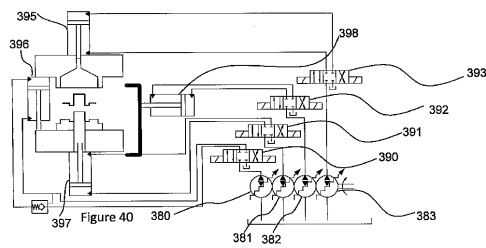
【 図 3 8 】



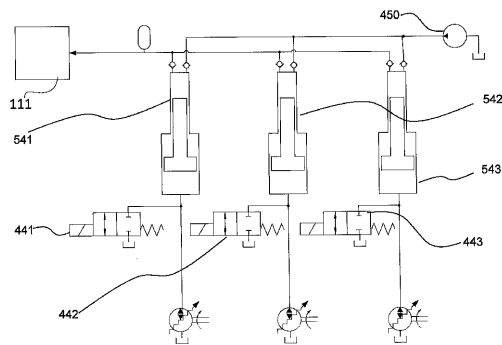
【図 39】



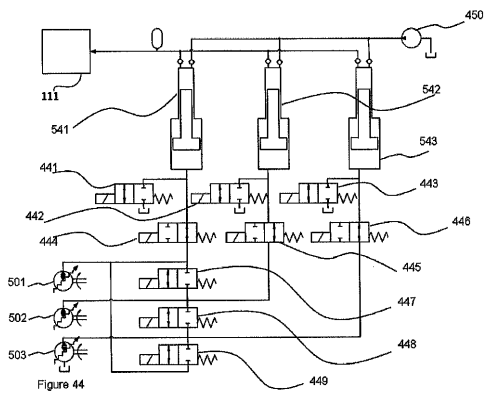
【図 40】



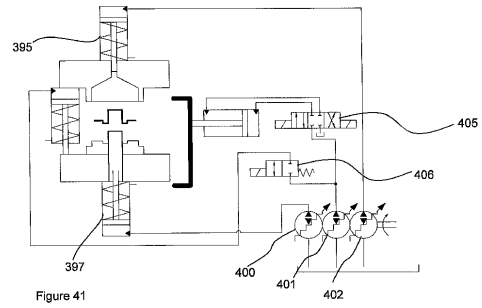
【図 43】



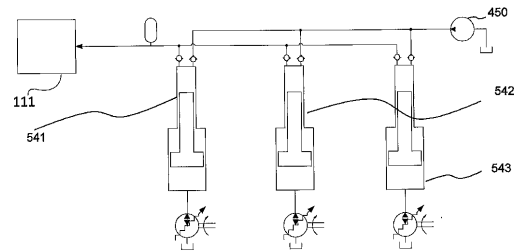
【図 44】



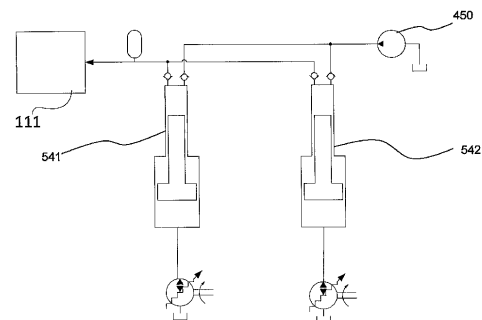
【図 41】



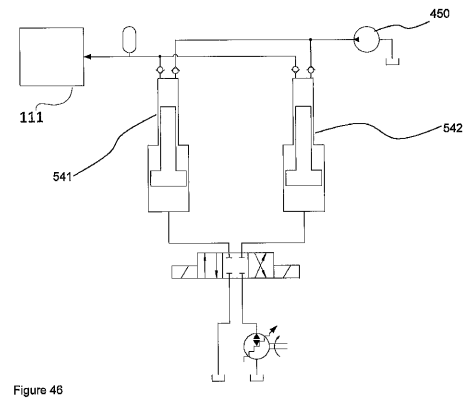
【図 42】



【図 45】



【図 46】



【図 47】

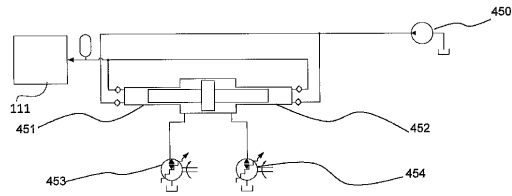


Figure 47

【図 48】

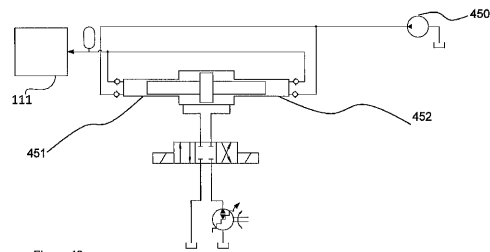


Figure 48

【図 49】

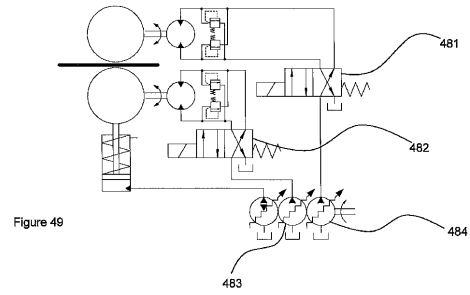


Figure 49

【図 50】

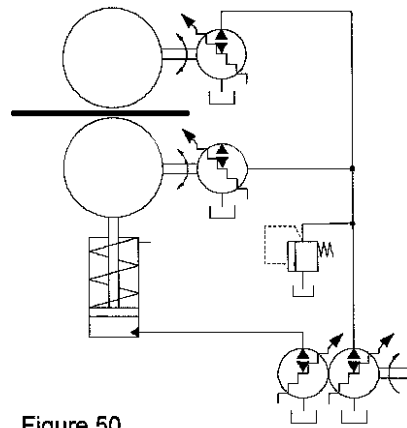


Figure 50

【図 51】

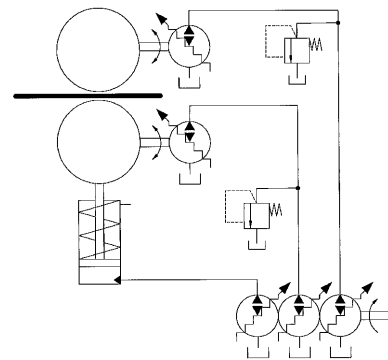


Figure 51

【図 52】

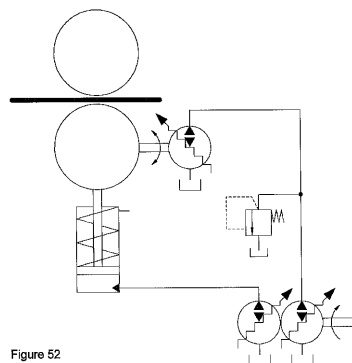


Figure 52

【図 53】

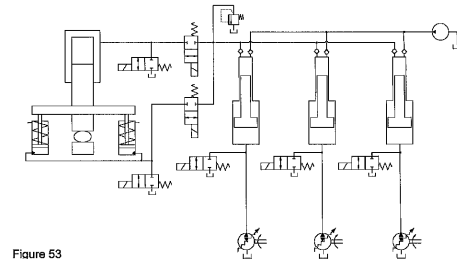


Figure 53

【図 54】

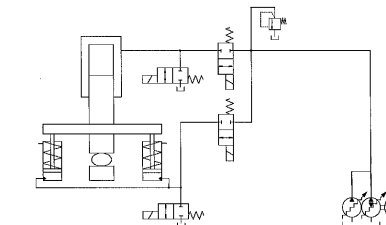


Figure 54

【図 55】

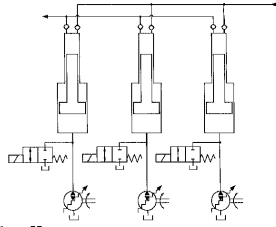


Figure 55

フロントページの続き

- (72)発明者 カルドウェル, ニール・ジェイムス
イギリス、イー・エイチ・2009・ティー・ピー ミッドロージアン、ローンヘッド、エッジフィールド・ロード、エッジフィールド・インダストリアル・エステート、ユニット・3、アルテミス・インテリジェント・パワー・リミティド内
- (72)発明者 エドモンドソン, ジェレミー
イギリス、イー・エイチ・2009・ティー・ピー ミッドロージアン、ローンヘッド、エッジフィールド・ロード、エッジフィールド・インダストリアル・エステート、ユニット・3、アルテミス・インテリジェント・パワー・リミティド内
- (72)発明者 ロバートソン, アラスデア・イアン・フレッチャー
イギリス、イー・エイチ・2009・ティー・ピー ミッドロージアン、ローンヘッド、エッジフィールド・ロード、エッジフィールド・インダストリアル・エステート、ユニット・3、アルテミス・インテリジェント・パワー・リミティド内
- (72)発明者 スタイン, ウベ・バーナード・パスカル
イギリス、イー・エイチ・2009・ティー・ピー ミッドロージアン、ローンヘッド、エッジフィールド・ロード、エッジフィールド・インダストリアル・エステート、ユニット・3、アルテミス・インテリジェント・パワー・リミティド内

審査官 所村 陽一

- (56)参考文献 特表2011-524960(JP, A)
特開2013-217421(JP, A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F15B 21/14
F15B 7/02