

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4213036号
(P4213036)

(45) 発行日 平成21年1月21日(2009.1.21)

(24) 登録日 平成20年11月7日(2008.11.7)

(51) Int.Cl.	F I
F 1 6 H 61/44 (2006.01)	F 1 6 H 61/44 B
F 1 6 H 61/40 (2006.01)	F 1 6 H 61/40 L
F 1 5 B 11/04 (2006.01)	F 1 5 B 11/04 H
F 1 5 B 11/22 (2006.01)	F 1 5 B 11/22 J

請求項の数 9 (全 12 頁)

(21) 出願番号	特願2003-549744 (P2003-549744)	(73) 特許権者	502425846
(86) (22) 出願日	平成14年11月26日(2002.11.26)		ボッシュ レックスロート アクチエンゲ ゼルシャフト
(65) 公表番号	特表2005-511977 (P2005-511977A)		Bosch Rexroth AG
(43) 公表日	平成17年4月28日(2005.4.28)		ドイツ連邦共和国 シュットガルト ハ イデホーフシュトラッセ 31
(86) 国際出願番号	PCT/DE2002/004334		Heidehofstrasse 31, D-70184 Stuttgart, Germany
(87) 国際公開番号	W02003/048587	(74) 代理人	100116322
(87) 国際公開日	平成15年6月12日(2003.6.12)		弁理士 桑垣 衛
審査請求日	平成17年11月25日(2005.11.25)	(72) 発明者	ペリー、グラハム ウィリアム
(31) 優先権主張番号	101 58 212.9		イギリス国 EH10 6UG エジンバ ラ バックストーン ローン 92
(32) 優先日	平成13年11月28日(2001.11.28)		
(33) 優先権主張国	ドイツ(DE)		
(31) 優先権主張番号	102 07 749.5		
(32) 優先日	平成14年2月22日(2002.2.22)		
(33) 優先権主張国	ドイツ(DE)		

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 駆動機構

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

少なくとも二つの液圧式モータ(1, 1')に圧力媒体を供給し得る液圧式ポンプを備えた駆動機構であって、圧力媒体流または制御油流を絞るための流量弁が各液圧式モータ(1)の流入側または流出側(2, 4)と関連されている駆動機構において、各流量弁は最大開口断面積および最小開口断面積を有する可変式液圧抵抗器(6)であり、抵抗器(6)の弁体部はバネ(8)により最小開口断面積の基本位置に付勢され、かつ抵抗器(6)の弁体部は開口断面積が増大する方向に制御圧を受け得、制御圧が液圧式モータ(1)の流入側(2)または流出側(4)の圧力に依存し、

制御圧を前記抵抗器(6)の弁体部にそれぞれ伝達する制御ライン(10)同士がパイロットライン(22, 24)を介して相互に接続され、

各制御ライン(10)にはチェック弁(14)が設けられ、パイロットライン(22, 24)の圧力が最低圧力媒体流量を有する液圧式モータ(1)における制御圧に設定され得るように、チェック弁(14)はパイロットライン(22, 24)の圧力が液圧式モータ(1)の流入側(2)または流出側(4)の圧力よりも高い場合に開くことを特徴とする駆動機構。

【請求項 2】

可変式液圧抵抗器(6)が一端の位置で最小流路断面積を有し、他端の位置で最大流路断面積を有する連続調節式絞り弁を含む請求項 1 に記載の駆動機構。

【請求項 3】

10

20

可変式液圧抵抗器(6)が液圧式モータ(1,40)の流出側(4)に配置され、可変式液圧抵抗器(6)は、流路断面積が縮小する方向にバネ(8)の作用を受け、かつ制御ライン(10)を介して、開口断面積が増大する方向に、液圧式モータ(1,40)の流出側の背圧を受け得る請求項1または2に記載の駆動機構。

【請求項4】

可変式液圧抵抗器が液圧式モータ(1)の流入側(2)に配置され、可変式液圧抵抗器は制御ライン(10)を介して導入される液圧式モータの流入側(2)の制御圧により、流路断面積が縮小する方向にバネ(8)の作用を受け、開口断面積が増大する方向に可変式抵抗器(6)から上流の圧力を受ける請求項1乃至3のいずれか1項に記載の駆動機構。

10

【請求項5】

任意で設けられるチェック弁(14)と並列に接続されたスロットル(12)が制御ライン(10)に配置されている請求項1乃至4のいずれか1項に記載の駆動機構。

【請求項6】

閉鎖方向に制御圧力を受ける別の可変式スロットル手段(26)を備える請求項1乃至5のいずれか1項に記載の駆動機構。

【請求項7】

液圧式モータに作用し、かつ制御圧に影響され得るブレーキを備える請求項1乃至6のいずれか1項に記載の駆動機構。

【請求項8】

制御油量が可変式液圧抵抗器(6)に供給され、さらに可変式液圧抵抗器(6)から流出側ラインまたは流入側ライン(2,4)に戻るよう供給され得るように、液圧式モータ(1)が二次モータ(40)または二次ポンプを駆動し、可変式液圧抵抗器(6)に作用する制御圧は、制御ラインを通過するこの制御油流に従って導入される請求項1乃至7のいずれか1項に記載の駆動機構。

20

【請求項9】

スロットル手段(26)が液圧式モータ(1)の流入側または流出側(2,4)に配置され、開口断面積が縮小する方向に制御圧を受ける請求項6または8に記載の駆動機構。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

30

【0001】

本発明は、少なくとも二つの液圧式エンジンに圧力媒体を供給し得る液圧式ポンプを備える駆動機構に関する。

【背景技術】

【0002】

このような駆動機構は、例えば、液圧式駆動システム、特に、静圧駆動機構に使用される。このような場合、例えば、車両の車輪に配置された複数の液圧式エンジンが単一ポンプを介して駆動される。高トルクを提供し得るようになるため、エンジンは、並列に結合され、全てのエンジンが最大システム圧で操作され得るようになるべきである。しかし、このようなシステムでは、エンジンに非常に異なる負荷状態が存在する場合、最低負荷を有する一つのエンジンは加速されるが、他のエンジンは結果的に減速されるといったことが起こり得る。静圧駆動機構においては、一つの駆動輪の牽引力が低下するときこのような問題が生じ、よってこの車輪が空転する。車輪速度が増加した結果として、関連するエンジンが加速されるので、ほとんど全圧力媒体流量がこのエンジンを介して進み、車輪がスリップした結果、車両が停止するようになる。このようなスリップの結果、地面、タイヤおよび自動車軸受けに損傷が生じ得る。

40

【0003】

特許文献1は、(流動方向に依存して)上流または下流に配置されたそれぞれの固定計量オリフィスおよび圧力補償要素が液圧式ポンプと単一液圧式エンジン間の圧力媒体流路に提供される駆動機構を開示する。この圧力補償要素は、一方では、計量オリフィスと圧

50

力補償要素間の圧力ライン部分の圧力を受け、他方、消費者での最低または最高圧力に該当するパイロット圧力を受ける。液圧式エンジンがスリップした場合には、該当するメーターインまたはメーターイン圧力補償要素が絞り位置に受容されるので、圧力媒体流量は、スリップを受けた液圧式エンジンで変化しないようになる。

【0004】

この静圧駆動機構は、一定流路断面積を有する計量オリフィスと圧力補償要素が各液圧式エンジンと関連しなければならず、従って装置の技術面での費用がかなり掛かることになるという不都合を有する。

【0005】

特許文献2は、液圧式エンジンを並列で連続的に結合した静圧駆動機構を開示する。両液圧式エンジンとそれぞれオン・オフ弁を関連させ、液圧式エンジンでスリップする場合に圧力媒体流が別の液圧式エンジンへ迂回されるようにする。この液圧式エンジンのスリップを制限すべき場合にも、一つのオン・オフ弁がそれぞれ両エンジンと関連するようになるので、この解決策においても同様に装置の技術に関してかなりの費用が必要である。

10

【0006】

特許文献3は、それぞれが関連する二次エンジンを有する二つの液圧式エンジンを含む静圧駆動機構を開示する。これらの二つの二次エンジンは、二次回路を介して圧力媒体の供給を受けるので、ドライブトレイン間でスリップする場合、両ドライブトレインへ十分な圧力媒体が確実に供給されるようにし得る。この解決策を実施するには、装置と制御技術に関してかなりの費用を要する。

20

【特許文献1】ドイツ特許第19531497A1号

【特許文献2】ドイツ特許第19930425A1号

【特許文献3】ドイツ特許第10017901A1号

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0007】

上記に対して、本発明は、液圧式エンジンにおけるスリップを最小限の費用で補償し得る駆動機構を提供するという目的に基づく。

【課題を解決するための手段】

【0008】

この目的は、請求項1に記載の特徴を有する駆動機構により達成される。

30

本発明によれば、流量弁（フローバルブ）は、液圧式ポンプと関連する複数の液圧式エンジンの一つに関連する。前記液圧式ポンプにおいて、流量弁は、基本位置で最小開口断面積を有し、開口断面積が増大する方向の制御圧を受け得る。この制御圧は、関連する液圧式エンジンのメーターイン側またはメーターアウト側に導入される。従って、この流量弁は、最小および最大の開口断面積を有する可変式液圧抵抗器の形態を有し、液圧式エンジンのメーターイン側またはメーターアウト側に配置され得る。この液圧式抵抗器は、特に、最大開口断面積位置で最小液圧式抵抗を有するので、流量弁での圧力損失は小さくなる。本発明によれば、制御圧を伝達する可変式液圧抵抗器の制御ラインが共通のパイロットラインを介して相互に連絡され、実際には、全ての流量弁が、一方向において同一の制御圧、つまり、パイロット圧を受けると好ましい。このパイロット圧は、回路の種類に応じて、液圧式エンジンのメーターアウト側における最低圧であってもよいし、液圧式エンジンのメーターイン側における最高圧であってもよいし、あるいは中間圧であってもよい。このパイロット圧の関数として、液圧式エンジンにそれぞれ関連する可変式液圧抵抗器は、例えば、一つの液圧式エンジンのスリップに起因して圧力媒体流量が過大になる場合、この圧力媒体流量が絞られ、問題の液圧式エンジンが減速して、スリップが低減されることにより、正確なシステムの操作が保証される、通過流位置にそれぞれ受容される。

40

【0009】

本発明の特に好都合な改変型において、チェック弁が各制御ラインの一つと関連し、チ

50

ェック弁は、パイロットラインの圧力が最低圧力媒体流量を有する液圧式エンジンの制御圧にほぼ相当するように開口する。換言すれば、この好都合な発展例では、液圧式抵抗器の流量開口は、最低圧力媒体流量に従って設定される。

【0010】

すでに上述したように、任意で、例えば、絞り弁の形態を有する可変式液圧抵抗器は、液圧式エンジンのメーターアウト側またはメーターイン側に配置され得る。前者の場合、可変式液圧抵抗器は、バネにより断面が縮小する方向に作用を受け、かつパイロット圧により反対方向に作用を受けるが、後者では、バネとパイロット圧は、断面が縮小する方向に作用し、可変式抵抗器から上流の圧力は、逆に、断面が増大する方向に作用する。

【0011】

好適実施形態において、可変式抵抗器の弁体部の振動を減衰する制動スロットルを制御ラインに配置する。

本発明の発展例によれば、可変式液圧抵抗器には一つの可変式スロットル手段がそれぞれ関連し得、このスロットル手段を介して、付加的に圧力媒体流の減速が起こる。さらに別のスロットル手段を液圧式エンジンのメーターイン側とメーターアウト側の双方に提供してもよい。

【0012】

パイロットラインを介して導入されるパイロット圧は、液圧式エンジンに作用するブレーキの駆動に用いられ、よってこの液圧式エンジンにおけるスリップはブレーキの支援によって低減され得る。

【0013】

本発明のさらに別の改変型において、二次エンジンが液圧式エンジンにより駆動され、それにより、制御油流は、可変式液圧抵抗器へ供給され、そこから液圧式エンジンのメーターアウトラインまたはメーターインラインへ戻るように供給され得る。同時に、この二次エンジンにより可変式液圧抵抗器を調節する有効な制御圧またはパイロット圧が発生する。

【0014】

さらに別の本発明の好都合な発展例は、さらに別の下位クレームの主題である。

【発明を実施するための最良の形態】

【0015】

以下で本発明の好適実施例を概略図を参照して説明するものとする。

図1は、本明細書の下方に述べる実施例において静圧駆動機構の形態を有する本発明に従う駆動機構の基本構成成分の液圧回路の概略図を示す。駆動機構は、液圧式ポンプを備え（図示せず）、該液圧式ポンプにより、いくつかの液圧式エンジン1に並行して圧力媒体が供給され得る。圧力媒体は、メーターイン2を介して液圧式エンジン1に供給され、メーターアウト4を介してタンクまたはポンプに戻る。液圧式エンジン1のメーターアウト4側には可変式液圧抵抗器6が配置されており、可変式液圧抵抗器6はバネ8により基本位置に付勢されている。この基本位置において、可変式抵抗器の流路断面積は、最小である。一定の条件下では、この流路断面積が基本位置において閉鎖されていると、好都合な場合もある。可変式抵抗器6は、本明細書の以下においてより詳細に記載する制御圧を介して縮小されて、流路断面積は、最大径まで増大し続ける。この可変式抵抗器6は、例えば、流量弁として、特に、可変断面を有する絞り弁として設計され得る。

【0016】

この可変式抵抗器6の弁体部は、開放方向（より大きな流路断面積）に制御ライン10の圧力を受ける。この制御ライン10は、開口断面積を増大させる方向に作用する可変式抵抗器6の制御面を液圧式エンジン1の低圧ポート（メーターアウト4）と接続する。制御ライン10の内部にスロットル12が示される。これと並行して、メーターアウトライン4の方向に開くチェック弁14が分岐制御ライン16に配置されている。バネ8に向かう方向に作用する可変式抵抗器6の制御面は、制動スロットル20を含むライン18を介して可変式抵抗器6の下流に位置するメーターアウト4部分と接続されており、可変式抵

10

20

30

40

50

抗器 6 の弁体部の高周波運動が減衰される。可変式抵抗器 6 から下流の圧力は、通常、ほぼ一定である。

【 0 0 1 7 】

パイロット圧を伝達するパイロットライン 2 2 は、制御ライン 1 0 に合流する。パイロットライン 2 2 の圧力がメーターアウト 4 側の圧力よりも高い場合には、制御油はチェック弁 1 4 を介してパイロットライン 2 2 からメーターアウト 4 側へ引き戻され得る。パイロットライン 2 2 が閉止される場合、可変式抵抗器 6 の開放方向に作用する制御ライン 1 0 の制御圧は、抵抗器 6 を通る圧力媒体の流量、従って抵抗器での圧力降下により決定される。この場合、開放方向に作用する圧力は、スロットル 1 2 を介してメーターアウト 4 側に導入され、閉鎖方向に作用する力は、バネ 8 の力と抵抗器から下流の圧力により決定される。静止状態では、液圧式抵抗器 6 の弁体部は、開放方向に作用する制御圧により生じる力がバネ 8 の力と閉鎖方向に作用する制御圧により生じる力の合計と等しくなる位置をとる。

10

【 0 0 1 8 】

図 2 は、このような可変式液圧抵抗器の流量に対する圧力損失を表した特性線を示す。細線は、種々に作用する液圧式抵抗器の流路断面積の関数としての特性線を示し、有効流路断面積は矢印方向に増大する。原則として、これらは、それぞれ一定の断面を有する計量オリフィスの特性線である。

【 0 0 1 9 】

可変式液圧抵抗器 6 の特性線は、図 2 に太線で示す。従って、特性線は、最初は、一定断面と類似して、流量が増加すると上昇する。開放方向に作用する圧迫力が、バネ 8 の力とライン 1 8 の圧迫力を超えるやいなや、可変式抵抗器 6 の有効流路断面積が増加するので、図 2 に示すように、ほぼ直線状の比較的平坦な形状の特性線が現れる。このほぼ直線的に上昇する特性線は、可変式抵抗器 6 がその最小流路断面積から最大流路断面積まで開く全範囲にわたって延びる。最大流路断面積に到達した後に、さらに流量が増加すると、可変式抵抗器 6 は、図 2 の細線に従って上昇する特性線を有する。

20

【 0 0 2 0 】

図 3 は、例えば、左車輪と右車輪を駆動し得るようにした駆動機構の回路を示す。簡素化するため、以降の本明細書では、二つの分岐を図 1 と同じ参照記号で示す。本図では区別し易いように一方の分岐に「'」を付す。

30

【 0 0 2 1 】

従って、両液圧式エンジン 1 , 1 ' に、それぞれのメーターイン 2 , 2 ' と液圧式ポンプ（図示せず）を介して圧力媒体を供給する。液圧式エンジン 1 , 1 ' のメーターアウト 4 , 4 ' 側にそれぞれ可変式抵抗器 6 , 6 ' を配置する。各抵抗器は、それぞれのバネ 8 , 8 ' により最小流路断面積の位置に付勢される。反対方向において、抵抗器 6 , 6 ' はパイロットライン 2 2 を支配する圧力を受ける。パイロットライン 2 2 は、二つの制御ライン 1 0 , 1 0 ' と結合する。各制御ライン 1 0 , 1 0 ' とメーターアウト 4 , 4 ' との間にスロットル 1 2 , 1 2 ' およびメーターアウト側へ開くチェック弁 1 4 , 1 4 ' が互いに並行して配置されている。ここで、両液圧式エンジン 1 , 1 ' が同一負荷を受け、従って同一流量の圧力媒体が両液圧式エンジン 1 , 1 ' を通って流れ、つまり、液圧式エンジン 1 , 1 ' のメーターイン側の圧力とメーターアウト側の圧力とが同じ場合を仮定する。従って、分岐の可変式抵抗器 6 での圧力損失も等しくなるので、両抵抗器 6 , 6 ' は、同一の流路断面積の位置をとる。その場合、可変式液圧抵抗器 6 , 6 ' の圧力損失は比較的低い。換言すれば、図 2 の特性線に従う圧力損失は、液圧式エンジン 1 , 1 ' を介する流量の関数として現れる。

40

【 0 0 2 2 】

次に、（図 4 の表示に従って）液圧式エンジン 1 を通過する流量が、液圧式エンジン 1 ' を通過する流量よりも著しく高いと仮定する場合には、圧力損失は図 2 の特性線に従って、より低流量を有する液圧式エンジン 1 ' で現れる。これは、図 5 においても示される（より平坦な特性線）。すなわち、可変式抵抗器 6 ' の入口と液圧式エンジン 1 ' の低

50

圧ポートとの間の範囲に現れる背圧は、パイロットライン 22 が閉止される場合には、液圧式エンジン 1 の該当範囲に現れ得る圧力よりも低い。液圧式エンジン 1 に関連する可変式抵抗器 6 は、より高い流量に晒されるので、抵抗器 6 での圧力損失はより高くなり、従って、メータアウト 4 側の圧力は、メータアウト 4' 側の該当圧力よりも高くなる。このより高い圧力は、制御ライン 10 を介してパイロットライン 22 に伝えられる。従って、メータアウト 4' 側よりもチェック弁 14' の入口でより高い圧力が存在する。チェック弁 14 が開くと、パイロットライン 22 の圧力はメータアウト 4' 側の圧力に減少する。このパイロットライン 22 の圧力低下のため、可変式抵抗器 6 の開放方向に作用する圧力が低下するので、可変抵抗器は、液圧式エンジン 1' のメータアウト 4' 側の圧力、つまり、バネ 8 の力によって、本システムの最低圧（背圧）により事実上決定される通過流量位置をとるようにされる。従って、可変式抵抗器 6 は、この最低圧に従い、パイロットライン 22 が閉止されると、メータアウト 4 側により高い背圧が生じるので、液圧式エンジン 1 が減速し、この駆動輪でのスリップが低減される位置をとるようにされる。

10

【0023】

本発明に従って、より高流量を有する分岐の流量は、このように、最低流量を有する液圧式エンジン 1' の背圧により決定され、この最低圧は、チェック弁 14 からパイロットライン 22 に作用する。しかし、本システムは、チェック弁 14 なしでも作用する。この場合、背圧の関数として各液圧式エンジンのパイロットライン 22 で「媒体」圧が生じ、それにより増加した背圧がより高流量を有する液圧式エンジンで生じ得るようにし、関連する液圧式エンジンが減速するようにするからである。

20

【0024】

図 5 は、このようなシステムの特性能線を示す。すでに前述したように、最低流量を有する液圧式エンジン 1 の特性能線は、図 2 にすでに示した形状（圧力上昇は、流量とほぼ直線的である）を有する。上記の説明によれば、より高流量を有する液圧式エンジン 1 の液圧式抵抗器 6 の有効流路断面積は、別の液圧式エンジン 1' の背圧に依存して、パイロットライン 22 が閉止された時に現れ得るよりも小さな流路断面積を有する一定値に設定される。抵抗器 6 の特性能線は、この一定のより小さな流路断面積のために、固定流路断面積を有する抵抗器の場合（図 5 の急勾配で上昇する太線）とほぼ同一である。

30

【0025】

図 6 において、より高圧力範囲の特性能線を示す。図中、より高流量を有する液圧式抵抗器 6 の特性能線は、図 6 において破線で表される。この表示に従い、より高圧力範囲では、可変式抵抗器 6（より高流量を有する可変式液圧抵抗器）の入口で生じる背圧は、相応して、より低圧力範囲で生じる背圧（破線）よりもかなり高い（図 6 の太線）。

【0026】

図 7 に示すような静圧駆動機構の実施例において、四つの液圧式エンジン 1, 1', 1'', 1''' は、共通の液圧式ポンプを介して圧力媒体が供給される。各液圧式エンジン（1', . . .）のメータアウト 4, 4', 4'', 4''' において、可変式液圧抵抗器 6（6', . . .）、スロットル 12（12', . . .）、チェック弁 14（14', . . .）並びに制御ライン 10（10', . . .）と上記に記載の他の構成成分を備えた前記の説明に従うそれぞれの弁アセンブリを形成する。抵抗器 6, 6' の制御ライン 10, 10' は、パイロットライン 22 を介して互いに接続され、制御ライン 10'' と制御ライン 10''' とはパイロットライン 22' を介して接続される。これらの二つのパイロットライン 22, 22' は、次ぎにパイロット通路 24 を介して互いに連通することにより、パイロットライン 22, 22' が開放され、かつパイロット通路 24 が開放される場合、開放方向に作用する液圧式抵抗器の制御面は同じ圧力を受けるようになる。

40

【0027】

次ぎに、液圧式エンジン 1, 1', 1'' を通る流量が液圧式エンジン 1''' を通過する流量よりも高い場合を仮定する。この比較的low流量のため、可変式抵抗器 6''' での圧力降下は小さいので、メータアウトライン 4''' でより低い背圧が現れる。メータアウト

50

トライン 4, 4', 4'' で流量がより高いため、関連する可変式抵抗器 6, 6', 6'' は、抵抗器 6''' よりも大きな開口断面積を有する位置へ移行し得る。しかし、このより高い圧力は、パイロットライン 22、パイロット通路 24 およびパイロットライン 22' を介してチェック弁 14''' の入口に伝えられる。メーターアウト 4''' 側で圧力が相対的に低いため、チェック弁 14''' が開くと、パイロットライン 22, 22' の圧力は、実質的にメーターアウト 4''' 側の圧力に低下する。相応して、可変式抵抗器 6, 6', 6'' は、より小さな開口断面積を有する位置をとるので、メーターアウト 4, 4', 4'' 側により高い背圧が増大すると、関連する液圧式エンジン 1, 1', 1'' は減速する。従って、多数の液圧式エンジン 1, 1', 1'', 1''' を備えたこのシステムにおいて、液圧式エンジン 1''' での背圧の関数として、より高流量が通過する可変式抵抗器 6 の開口断面積も、最小流量に設定される。チェック弁 4 (4', . . .) を省略する場合には、再度、「媒体」圧がパイロットライン 22, 22' に現れ得るので、よって、液圧式エンジンはまた、より高い流量によって減速され得る。

10

【0028】

本発明に従う弁アセンブリの効果は、図 8 に従う追加スロットル手段 26 を液圧式エンジン 1 のメーターイン側またはメーターアウト側に備える場合には、さらに改善され得る。このスロットル手段 26 の弁体部は、圧縮バネ 28 により最大流路断面積の位置に付勢される。この基本位置において、スロットル手段 26 での圧力損失は最小である。スロットル手段は、メーターアウト側、つまり、可変式抵抗器 6 の入口において圧力を受け、その圧力は、スロットル 32 を含むスロットルライン 30 を介して、より低流路断面積方向に導入される。スロットル手段 26 のバネチャンパーは、制御ライン部分 34 を介して制御ライン 10 と接続し、従ってパイロットライン 22 と接続する。メーターアウト 4 側で比較的高い背圧が蓄積する場合において（液圧式エンジン 1 を通過する流量が他の液圧式エンジンを通すよりも高い；可変式抵抗器 6 は、パイロット圧によりほぼ一定のより小さな流路断面積に設定される）、スロットル手段 26 は、流路断面積が縮小される方向に移行するので、液圧式エンジン 1 を減速させる付加的な背圧が生じる。低流量を有する液圧式エンジンと関連するスロットル手段 26 は、（メーターアウト 4 側の背圧がより低いため、）圧力損失が最小である最大開口断面積を有する位置に設定される。

20

【0029】

すでに記載したように、スロットル手段 26 は、メーターアウト 4 側およびメーターイン 2 側の双方に配置され得る。スロットル手段 26 の代わり、またはスロットル手段に加えて、図 9 に従う動力動作ブレーキ 36 を液圧式エンジン 1 の減速にも使用し得る。ブレーキ 36 のバネチャンパー 40 は、リセットライン 42 を介して制御ライン 10 と接続され、従ってパイロットライン 22 と接続される。このブレーキ 36 は、メーターアウト 4 側からブレーキラインを介して導入されるパイロット圧または制御圧により駆動される。すなわち、このブレーキ 36 は、本発明に従う制御のために、より高い流量を有する液圧式エンジン 1 において生じる背圧の結果として液圧式エンジン 1 と係合して、液圧式エンジン 1 を付加的に減速する。

30

【0030】

図 10 において、可変式抵抗器 6 を液圧式エンジン 1 のメーターイン 2 側に配置し、図 8 に従う実施例ですでに説明したように、スロットル手段 26 を可変式抵抗器 6 と液圧式エンジン 1 との間に備えた改変例を示す。可変式抵抗器 6 は、（上記に記載した変形例のように）バネ 8 でより小さな開口断面積位置に付勢され、同時に制御ライン 10 の圧力によって同じ方向に作用を受ける。反対方向、つまり、開口断面積が増大する方向に、可変式抵抗器 6 の弁体部がスロットルライン 30 を介して可変式抵抗器 6 から上流の圧力を受ける。次いで、チェック弁 14 が、制御ライン 10 に接続したパイロットライン 22 方向に開くので、相応して可変式抵抗器 6 の出口で現れる最高圧がパイロットライン 22 を支配するようにする。この最高圧は、相応して最低圧力媒体流量に起因する。この場合、可変式抵抗器でごく僅かな圧力降下が生じる。

40

【0031】

50

相応して、スロットル手段 26 は、この場合、制御ライン部分 34 を介してパイロットライン 22 に導入される圧力により開口断面積が縮小する方向に付勢され、スロットルライン 30 を介して導入される可変式抵抗器 6 の出口の圧力により開口断面積が増大する方向に付勢される。次に、メーターイン制御を備えた図 10 に示すシステムを共通の液圧式ポンプ（図 4 と図 7 を参照する）によって複数の液圧式エンジン 1 に供給するのに使用する場合には、最低流量を有する液圧式エンジンがパイロットライン 22 の圧力を決定する。この場合、低流量の結果として、可変式抵抗器 6 とスロットル手段 26 との間の範囲で最高圧がチェック弁 14 を介してパイロットライン 22 に伝えられるためである。相応して、より高流量を有する液圧式エンジン 1 の可変式抵抗器 6 は、パイロットライン 22 を閉止した場合よりも縮小した一定断面を有する絞り位置に移行する。さらに、スロットル手段が、パイロットライン 22 のより高い圧力により、開口断面積が縮小する方向へ移行するため、スロットル手段 26 での圧力媒体流量が絞られ、より高い流量を有する液圧式エンジン 1 が相応して減速すると、関連する駆動輪のスリップが減少する。

10

【0032】

上記の実施例において、制御圧は、可変式抵抗器 6 を駆動させるため、液圧式エンジン 1 のメーターイン側またはメーターアウト側に導入される。図 11 に示す実施例において、制御圧は、関連する液圧式エンジン 1 により駆動される二次エンジン 40 により生じる。液圧式エンジン 1 の回転速度に依存して、供給ライン 42 を介して二次エンジン 40 に制御油が供給される。二次エンジンの低圧側は二次エンジンのメーターアウト 44 に接続される。二次エンジンメーターアウトには、可変式液圧抵抗器 6 が配置されており、その弁体部はバネ 8 により流路断面積が最小になる方向に付勢される。抵抗器 6 のバネチャンパーと出口は、ライン 18 と制動スロットル 20 を介して一次液圧式エンジン 1 のメーターアウト 4 と接続されるので、制御油は、抵抗器 6 を通過後、元に戻る。

20

【0033】

二次エンジンメーターアウト 44 から制御ライン 10 が分岐し、パイロットライン 22 に合流する。このパイロットラインを通る二次エンジンメーターアウト 44 を支配する圧力が制御圧として、より大きな流路断面積方向に作用する制御面に伝達される。スロットル 12 と並行してチェック弁 14 が制御ライン 10 に設けられ、そのチェック弁を介して、パイロットライン 22 が二次エンジンメーターアウト 44 と接続され得る。

【0034】

液圧式エンジン 1 のメーターアウト 4 にスロットル手段 26 が配置され、スロットル手段は、圧縮バネ 28 により最大開口断面積の基本位置に付勢される。圧縮バネ 28 のバネチャンパーは、さらに、制御ライン部分 34 によりパイロットライン 22 と接続される。スロットル手段 26 は、開口断面積が最小となる方向に、二次エンジンメーターアウト 44 の圧力に相当するスロットルライン 30 の圧力を受ける。すなわち、この改変型において、液圧式エンジン 1 のメーターアウトは、スロットル手段 26 を用いて絞られるので、液圧式エンジン 1 を減速させる背圧が生じ、一方では可変式液圧抵抗器 6 を介して、二次エンジン 40 を減速させる背圧が生じる。

30

【0035】

図 11 に示す分岐のそれぞれが共通の液圧式ポンプを介して圧力媒体の供給を受ける場合については、共通のパイロットライン 22 の圧力は、最低流量を有する二次エンジン 40 の背圧により決定される。その二次エンジンは、相応して最低流量を有する液圧式エンジン 1 と関連する。別の液圧式エンジン 1 および二次エンジン 40 のスロットル手段 26 および液圧式抵抗器 6 は、この低制御圧に従って、ほぼ一定の流量位置をとり、その有効径は、パイロットライン 22 が閉止された場合よりも小さいので、単一の分岐間の相互接続は中断されるであろう。相応して、関連する液圧式エンジンが発生した増大背圧により減速すると、駆動輪のスリップが減る。

40

【0036】

上記に記載の実施例において、パイロットラインで制御圧を発生させるのに圧力媒体の小量部分を用いるだけなので、主分岐内の力の損失は小さい。液圧式エンジン 1 での一次

50

流量は、スリップが検出され、従って流量が過度に高くなる場合のみに絞られる。

【 0 0 3 7 】

特に、上記に記載の弁（可変式液圧抵抗器 6 とスロットル手段 2 6）が液圧式エンジンのメーターイン側に配置される構成において、エンジンのメーターインポートの領域内にキャビテーション防止弁を設けることが必要となることがある。このキャビテーション防止弁は、例えば、車両が下り坂を走る場合のように、外部負荷により駆動される場合に、エンジンに圧力媒体を供給し、キャビテーション現象が防止されるようにする。

【 0 0 3 8 】

主要な変更をせずに、メーターイン側、同様にメーターアウト側の双方にこれらを配置し得ることは、上記に記載の構成成分の一つの主要な利点であり、次いで、既存のシステムに適合させることも可能である。しかも、本発明に従う解決策により、先の説明に従う少なくとも一つの可変式液圧抵抗器と、任意で、システム内の液圧式エンジンの一つとそれぞれ関連するスロットル手段とと共に、エンジンを並列に配列することが可能であり、よって、実用上、無制限数のエンジンを制御し得る。

10

【 0 0 3 9 】

本発明に従う構成の圧力損失は、圧力媒体主流路内に定置されたオリフィスが存在しないために最小である。特に低容量で本システムの応答性が最適であり、優れた始動動作と高速時の液圧式エンジンのより低い力の損失が保証される。本システムは、非常に簡素な構成になっており、外部入力や制御を追加することなく、恒久的に活動する。用いた液圧式構成要素は、極めてコンパクトにエンジンブロック内に組み込んでもよいし、あるいは別のハウジングを備えてもよい。この駆動機構は、異なる排気量と車輪寸法を有する駆動機構において最小限の改良だけで使用され得るが、同機構で二つの供給方向を有するラジアル型ピストンエンジンも使用され得る。

20

【 0 0 4 0 】

液圧式ポンプを含み、少なくとも二つの液圧式エンジンに圧力媒体を供給し得るようにした駆動機構を開示する。本発明に従う駆動機構は、各液圧式エンジンのメーターイン側またはメーターアウト側に可変式液圧抵抗器を備える。その抵抗器は、最小開口断面積の基本位置に付勢され、開口断面積が増大する方向の制御圧を受ける。この制御圧は、液圧式エンジンのメーターイン側またはメーターアウト側の圧力に依存する。

【 図面の簡単な説明 】

30

【 0 0 4 1 】

【 図 1 】 液圧式エンジンとメーターアウト側に配置した可変式液圧抵抗器を含む本発明に従う手段の基本構成成分の液圧回路図。

【 図 2 】 図 1 の可変式液圧抵抗器の特性線を示す図。

【 図 3 】 同一の圧力媒体流が働く二つの液圧式エンジンを含む図 1 の基本構成成分のシステムを示す図。

【 図 4 】 異なる圧力媒体流量を有する図 3 の回路図。

【 図 5 】 異なる圧力媒体流量の可変式液圧抵抗器の特性線を示す図。

【 図 6 】 圧力範囲の変化に対する図 5 に従う特性線の移動を示す図。

【 図 7 】 図 1 に従う四つの基本構成成分を含む駆動機構を示す図。

40

【 図 8 】 さらにスロットル手段を備えた図 1 に従う基本構成成分の改変例を示す図。

【 図 9 】 ブレーキを備えた図 1 の基本構成成分の改変例を示す図。

【 図 1 0 】 液圧式エンジンのメーターイン側にある図 8 に従う配置を示す図。

【 図 1 1 】 制御油流が二次エンジンの支援によって生じる、図 1 に従う基本構成成分の改変例を示す図。

【 図 1 】

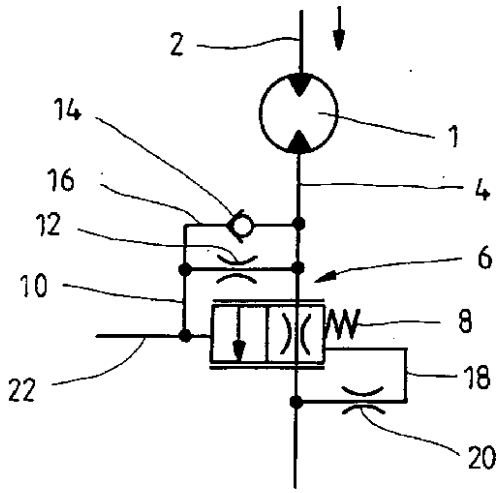


FIG.1

【 図 2 】

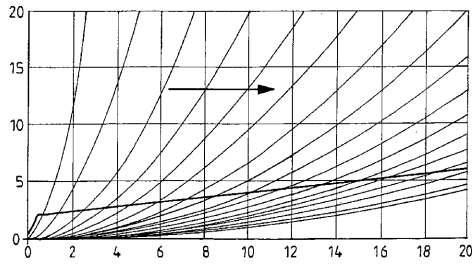


FIG.2

【 図 3 】

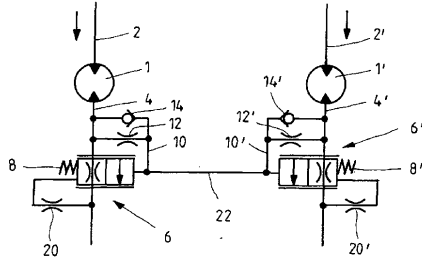


FIG.3

【 図 4 】

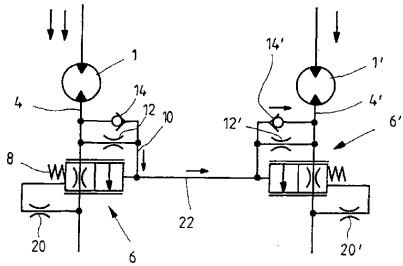


FIG.4

【 図 6 】

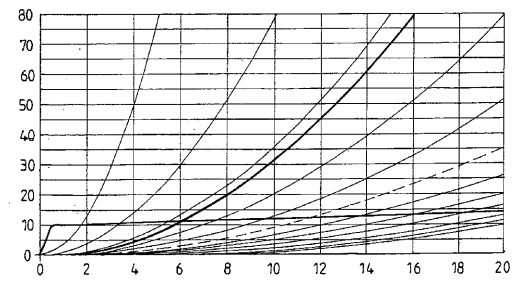


FIG.6

【 図 5 】

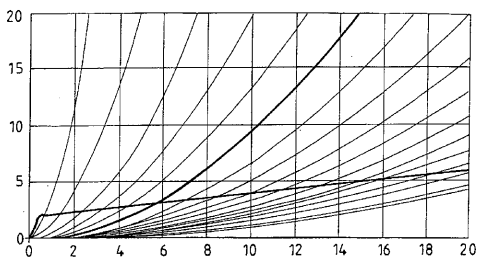


FIG.5

【 図 7 】

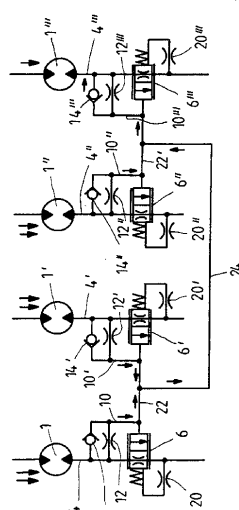


FIG.7

【 図 8 】

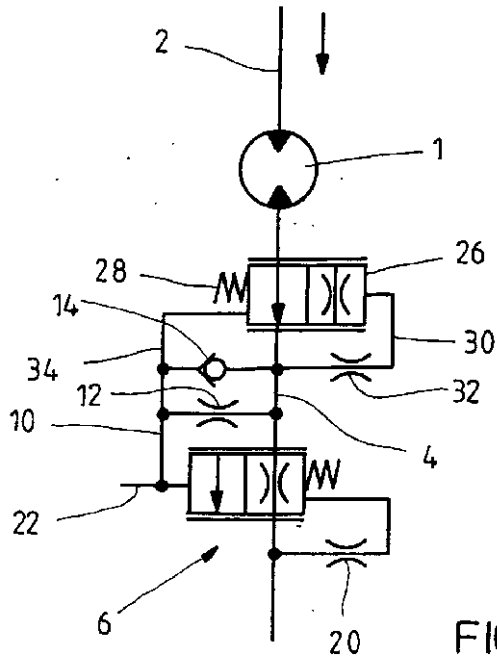


FIG. 8

【 図 9 】

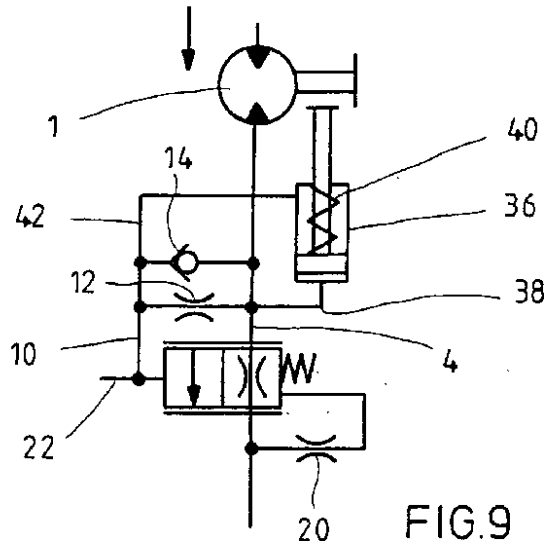


FIG. 9

【 図 10 】

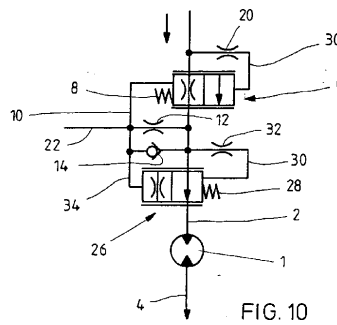


FIG. 10

【 図 11 】

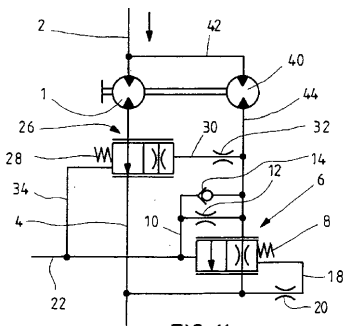


FIG. 11

フロントページの続き

審査官 津田 真吾

(56)参考文献 特開昭63-215467(JP,A)
実開昭53-097285(JP,U)
実開昭62-081667(JP,U)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F16H 61/40 - 61/46
F15B 11/00 - 11/22