

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5022384号
(P5022384)

(45) 発行日 平成24年9月12日 (2012.9.12)

(24) 登録日 平成24年6月22日 (2012.6.22)

(51) Int. Cl.	F I
F 1 6 H 39/42 (2006.01)	F 1 6 H 39/42
B 6 0 K 6/12 (2006.01)	B 6 0 K 6/12
F 0 1 B 9/04 (2006.01)	F 0 1 B 9/04
F 1 6 H 61/4096 (2010.01)	F 1 6 H 61/4096

請求項の数 15 (全 35 頁)

(21) 出願番号	特願2008-558288 (P2008-558288)	(73) 特許権者	508267864
(86) (22) 出願日	平成19年2月17日 (2007.2.17)		エプシュテイン, グリゴリー
(65) 公表番号	特表2009-529627 (P2009-529627A)		アメリカ合衆国 ニュージャージー州 O
(43) 公表日	平成21年8月20日 (2009.8.20)		7746, マールボロ, オールドスコツ
(86) 国際出願番号	PCT/US2007/004571		ロード 7
(87) 国際公開番号	W02007/111800	(74) 代理人	100096024
(87) 国際公開日	平成19年10月4日 (2007.10.4)		弁理士 柏原 三枝子
審査請求日	平成22年2月17日 (2010.2.17)	(74) 代理人	100125520
(31) 優先権主張番号	11/373,793		弁理士 高橋 剛一
(32) 優先日	平成18年3月10日 (2006.3.10)	(74) 代理人	100155310
(33) 優先権主張国	米国 (US)		弁理士 柴田 雅仁
		(72) 発明者	エプシュテイン, グリゴリー
			アメリカ合衆国 ニュージャージー州 O
			7746, マールボロ, オールドスコツ
			ロード 7

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 単一シリンダのハイブリッドエンジンとその動作方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

単一シリンダのハイブリッドの2サイクルエンジン、コンプレッサ、及びポンプにおいて、前記エンジンは、シリンダと、カムシャフトとを具え、前記ポンプは、プランジャと、バルブプレートと、ロータとを具え、当該ロータは、ピストン及び同期機構の軸ロッドと、ヨークと、旋回可能なスウォッシュプレートとを具え、当該スウォッシュプレートは、回転システム及びシフトシステム、円錐レジューサと、付属ユニットと、及び液圧制御システムとを具え、当該液圧制御システムは、気液アキュムレータと、液圧コンバータと、液圧ディストリビュータと、チェックバルブと、回生ブレーキバルブとを具え、前記バルブプレートは、環状溝穴と、前記ピストンに付随して、前記ポンプ及び少なくとも1の液圧トランスミッションモータと連続して連結しているスタビライザ液圧モータを形成する独立した溝穴とを具えることを特徴とする単一シリンダのハイブリッド。

10

【請求項 2】

請求項 1 に記載の単一シリンダのハイブリッドにおいて、前記エンジンシリンダは、前記液圧コンバータの出口及び前記スタビライザ液圧モータの出口と平行して連結している前記バルブプレート及び前記ポンプの入口に固定された前記ポンプのハウジングであることを特徴とする単一シリンダのハイブリッド。

【請求項 3】

請求項 1 に記載の単一シリンダのハイブリッドにおいて、前記同期機構の軸ロッドは、前記ポンプのプランジャ、前記コンプレッサのピストン、前記移動可能なスウォッシュ

20

レート、及びフロート支持部及びブースタによって前記ロータに付随する前記ヨークに機械的に連結されていることを特徴とする単一シリンダのハイブリッド。

【請求項 4】

請求項 3 に記載の単一シリンダのハイブリッドにおいて、前記ブースタは、前記ロータの排気チャンバ、及び前記ポンプのチャンバ内で前記フロート支持部に機械的に付随している前記環状の溝穴及び前記小さなピストンによって、前記気液アキュムレータに液圧で付随している前記 1 のピストン内で連結されている 2 つの異なる直径のピストンを具えることを特徴とする単一シリンダのハイブリッド。

【請求項 5】

請求項 1 に記載の単一シリンダのハイブリッドにおいて、前記スウォッシュプレートシフトシステムは、前記バルブプレート、及び前記エンジンシリンダに旋回可能に取り付けられ、ヒンジピンによって前記スウォッシュプレートに連結されたレバーを具えるロッドによって旋回可能に連結されたピストンに固定されたサーボシリンダを具えることを特徴とする単一シリンダのハイブリッド。

10

【請求項 6】

請求項 1 に記載の単一シリンダのハイブリッドにおいて、前記スウォッシュプレート回転システムは、前記バルブプレート、及びロッドによって前記スウォッシュプレートピンに旋回可能に連結されたピストンに固定されたサーボシリンダを具え、前記スウォッシュプレートは、独立して移動可能な支点を形成する前記ピン及びヒンジピンを具える差動レバーであることを特徴とする単一シリンダのハイブリッド。

20

【請求項 7】

請求項 1 に記載の単一シリンダのハイブリッドにおいて、前記エンジンの圧縮比が、
式 $= (2B + L) / (2B - L)$ 、
ここで B は、前記エンジンの圧縮比、 L は軸ロッドの軸の間の距離、 B は前記ロータの中心線と前記スウォッシュプレートのヒンジピンの軸の間の距離、
に従って、前記スウォッシュプレートの傾斜角から独立して、前記ロータの中心線と前記ヒンジピンの軸の間の距離を決定することを特徴とする単一シリンダのハイブリッド。

【請求項 8】

請求項 1 に記載の単一シリンダのハイブリッドにおいて、前記円錐レジェーサの第 1 のギアホイールは前記ポンプのロータに固定されており、第 2 の円錐ギアホイールは、エンジンの反対側に前記付属ユニットに付随しているベルトを具えるプーリを具える前記エンジンのカムシャフトに固定されている第 2 のスプロケットホイールを具えるチェーンによって付随しているスプロケットホイールを具える 1 のシャフトに取り付けられていることを特徴とする単一シリンダのハイブリッド。

30

【請求項 9】

請求項 1 に記載の単一シリンダのハイブリッドにおいて、前記液圧コンバータは、排気チャンバ内で機械的に連結された 2 つの異なる直径のピストンを具え、前記 1 のピストンは、前記気液アキュムレータの入口チャンバ内に配置されており、前記スタビライザ液圧モータの出口とチェックバルブの入口に平行に液圧で連結している前記大きい直径のピストンは出口チャンバ内に配置されていることを特徴とする単一シリンダのハイブリッド。

40

【請求項 10】

請求項 1 に記載のハイブリッドにおいて、ソレノイドを具える第 1 の液圧ディストリビュータは、前記液圧コンバータの出口と連結している第 1 のラインと、前記ポンプの出口及び前記チェックバルブの入口に連結している第 2 のラインと、前記気液アキュムレータを具える第 3 のラインと、前記ポンプの入口及び第 2 のチェックバルブの入口に連結している第 4 のラインと、タンクに連結している第 5 のラインとを具える 5 つの通路のディストリビュータであることを特徴とするハイブリッド。

【請求項 11】

請求項 10 に記載のハイブリッドにおいて、前記第 1 の液圧ディストリビュータは、3 つの位置：前記第 1、第 2、及び第 5 のラインに連結し、前記第 3 のラインが前記第 4 の

50

ラインに連結しているエンジンスタート位置；前記第 1、第 2、及び第 4 のラインに連結し、前記第 3 及び前記第 5 のラインが閉じているエンジンアイドル位置；前記第 1 のラインが前記第 4 のラインに連結し、前記第 2 のラインが前記第 3 のラインに連結し、前記第 5 のラインが閉じているエンジン動作位置；を具えることを特徴とするハイブリッド。

【請求項 1 2】

請求項 1 に記載のハイブリッドにおいて、ソレノイドを具える第 2 の液圧ディストリビュータは、前記チェックバルブの出口及び前記液圧モータの入口に連結している第 1 のラインと、前記液圧モータの出口及び回生ブレーキバルブに連結している第 2 のラインと、タンクに連結している第 3 のラインと、前記気液アキュムレータを具える第 4 のラインとを具えることを特徴とするハイブリッド。

10

【請求項 1 3】

請求項 1 2 に記載のハイブリッドにおいて、ソレノイドを具える第 2 の液圧ディストリビュータは、3 つの位置：前記第 1 のラインを前記第 4 のラインに、前記第 2 のラインを前記第 3 のラインに連結する自動車のスタート及び非常時の前進運動位置；すべてのラインが閉じている第 2 の位置；前記第 1 のラインを前記第 3 のラインに、前記第 2 のラインを前記第 4 のラインに連結している自動車の回生ブレーキ及び非常時の後退位置を具えることを特徴とするハイブリッド。

【請求項 1 4】

請求項 1 に記載のハイブリッドにおいて、前記回生ブレーキバルブのピストンの一の端部が、前記液圧モータの出口、第 2 のチェックバルブ、及び前記スタビライザモータの入口に同時に連結されているチャンバ内に配置されており、前記ピストンの第 2 の端部が、制御ラインによって自動車のブレーキシステムに付随する制御チャンバ内に配置されていることを特徴とするハイブリッド。

20

【請求項 1 5】

単一シリンダのハイブリッドの動作方法において：

(a) エンジン動作サイクルの間、順に、液圧モータに入るポンプ及び気液アキュムレータからの高圧流体によって単一のポンププランジャの供給脈動から独立した均一な流体流及びスタビライザ液圧モータを介して進む前記液圧モータの出口の流体流を提供するステップと、

30

(b) 前記気液アキュムレータの流体の圧力の大きさを変換して、前記ポンププランジャの上方運動を動作させる液圧コンバータによって、前記エンジンのピストンリターンストロークを提供するステップと、

(c) 前記ポンププランジャの上方運動及びスタビライザ液圧モータの運動を同時に動作させる前記気液アキュムレータのエネルギーによって、エンジンスタートを提供するステップと、

(d) 前記エンジンのモード動作から独立して前記液圧モータを動作させる前記気液アキュムレータによって、自動車のスタート加速を提供するステップと、

(e) 前記エンジンのモード動作から独立して前記ポンプのモードにおいて動作し、前記気液アキュムレータをチャージする前記液圧モータによって、自動車の回生ブレーキを提供するステップと、

40

(f) 前記気液アキュムレータと相互作用する前記ポンプの出口及び前記液圧コンバータの出口と相互作用する前記ポンプの入口によって、前記気液アキュムレータのチャージを提供するステップと、

(g) 前記エンジンの負荷及び 1 分当たりのサイクルから独立して、前記スタビライザの液圧モータの入口の永久流体の圧力を維持することによって、前記液圧モータの排出量の自動制御用の信号を提供するステップと、

(h) プースタのピストンをポンプチャンバ内へ押して、フロート支持部をポンプの流体の圧力の反作用より大きい力で動作させる気液アキュムレータの流体の圧力によって、スウォッシュプレートのシフト及び傾斜角の変化から独立して、隙間無く同期機構の構成部

50

品の動作を提供するステップと、
を具え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、液圧トランスミッション、特に、このようなトランスミッションの高圧の流動を発生させるために使用される内燃機関及びポンプのシステムに関する。

【背景技術】

【0002】

液圧トランスミッションで広く知られているエンジン及びポンプシステムは、車輪を駆動して、公知の機械、山岳、建設、農業、輸送用自動車の機器やその他の大型機器を動かすために使用されている。

【0003】

システムエンジン・ポンプは、基本的によく知られ、予想される、明らかな構造的な構成から成ることが知られているにもかかわらず、たくさんの従来技術が多くの目的や必要性を実現するために開発され、多数の設計がなされている。

【0004】

例として、Thatcherによる米国特許第5,036,667号(1991)、Moiroux他による米国特許第5,167,292号(1992)、Christensonによる米国特許第5,261,797号(1993)、Achten他による米国特許第5,556,262号(1996)、Sawyerによる米国特許第5,616,010号(1997)、Valentinによる米国特許第6,293,231号(2001)、同発明者Epshteynによる米国特許第7,011,051号(2006)、同発明者Epshteynによる米国特許出願シリアルナンバ11/110,109(出願日2005/04/20)「Universal hybrid engine, compressor and pump and method of operation」。

【0005】

これらの器具は、それぞれの特定の目的や必要性を満たしているが、前述の特許は、効率及び比出力を増加させつつ、重量、設置スペース、及び燃料消費を最小限にする単一シリンダのハイブリッドエンジン、コンプレッサ、及びポンプ、とその使用方法について開示していない。

【0006】

ハイブリッド2サイクルエンジン、コンプレッサ、及びポンプは、以下の不利益を有する。

(a) ハイブリッド2サイクルエンジン、コンプレッサ、及びポンプは、均一な油液の流動の生成と、重量、設置スペース、及びコストをかなり増やす多数シリンダエンジン設計を必要とする。

(b) エンジンピストンのリターンストローク(上方運動)は、ギアを連結しているロータ手段によるその他のシリンダのパワーピストンのストロークを提供する。これらは、単一シリンダエンジンの独立した使用を排除し、特に小型で安価な単一シリンダハイブリッド実現することを妨げる。

(c) エンジンスタートは、気液(pneumohydraulic)アキュムレータエネルギーを使用するリニア液圧モータとしてのポンププランジャを提供し、完全なサイクル用にその他のシリンダのプランジャの補助を必要とする。これは、簡単で安価な単一シリンダハイブリッド実現することを妨げる。

(d) ハイブリッドシステムは、エネルギーを保存した気液アキュムレータによる自動車の加速を提供せず、燃料消費を減らすかなりの可能性を有するエネルギー回復方法を実現しない。

(e) ハイブリッドシステムは、結果として起こる自動車の加速にブレーキをかけている間、自動車の運動エネルギーを蓄えず、燃料経済性にかなりの可能性を有するエネルギー回生

10

20

30

40

50

ブレーキ方法を実現しない。

(f) ハイブリッドシステムは、エンジンが動かない場合の非常時にエネルギーを保存した気液アキュムレータによる自動車の運動を提供しない。

(g) ハイブリッドシステムは、オートマチック・トランスミッションを具える公知の自動車の複数のシリンダエンジンの代わりに単一シリンダのハイブリッドエンジン、コンプレッサ、ポンプ、及び液圧モータを具える連続的な液圧トランスミッションの使用を提供しない。

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0007】

それゆえ、公知の自動車のエンジンやオートマチック・トランスミッションよりもかなり良好なデータを有する新しく、改良された連続的な液圧トランスミッション用の単一シリンダのハイブリッドエンジン、コンプレッサ、及びポンプの必要性があると理解されるべきである。

【0008】

本発明はこれらの必要性を満たす。

【0009】

本発明の目的及び利点は：

(a) 単一シリンダのハイブリッド2サイクルエンジン、コンプレッサ、及びポンプに、気液アキュムレータ、液圧モータ、及びスタビライザ液圧モータに付随するポンプ手段による均一な油液の流動の生成を提供すること；

(b) 気液アキュムレータ及び液圧コンバータに付随するポンプによる単一シリンダのハイブリッド2サイクルエンジンピストンのリターンストロークを提供すること；

(c) 気液アキュムレータに付随し、エンジンスタータの機能でポンププランジャとともに協働して使用されるスタビライザ液圧モータによる単一シリンダのハイブリッドエンジンスタートを提供すること；

(d) エンジン動作モードと独立して、液圧モータを動作させる気液アキュムレータのエネルギーによる自動車の加速を提供すること；

(e) エンジン動作モードと独立して、気液アキュムレータをチャージするポンプモードにおける液圧モータによる自動車の回生ブレーキを提供すること；

(f) 液圧モータ及び付随する気液アキュムレータによってエンジンが動かない場合でも自動車の運動を提供すること；

(g) 公知の自動車の複数のシリンダエンジン及びオートマチック・トランスミッションの代わりに単一シリンダのハイブリッドエンジン、コンプレッサ、ポンプ、及び液圧モータを具える連続的な液圧トランスミッションの使用を提供して、重量、設置スペース、コスト、仕事、燃料消費を最小限にすること；

である。

【0010】

さらなる目的及び利点が、開示及び図面を考慮することによって明らかになりうる。

【0011】

本発明に従って、単一シリンダのハイブリッドエンジン、コンプレッサ、及びポンプ（単に「ハイブリッド」と呼ぶ）は、2サイクルエンジン、コンプレッサ、ロータを具えるポンプ、旋回可能なスウォッシュプレートを具える同期機構、スウォッシュプレートの回転機構、ロータの中心線とスウォッシュプレートのヒンジピンの軸の間の距離変化機構（単に、「スウォッシュプレートのシフト機構」と呼ぶ）、円錐レジューサ、スウォッシュプレート回転の液圧システム、スウォッシュプレートシフトの液圧システム、少なくとも1の従来の液圧モータに付随する液圧制御システム、及び従来の付属ユニットを具える。

【0012】

エンジンは、冷却システムを具えるシリンダ、リングを具えるピストン、燃焼チャンバを具えるシリンダヘッド、カムシャフト、空気噴射バルブ、排気バルブ、及び排気マニホ

10

20

30

40

50

ルドを具える。エンジンピストンは、コンプレッサチャンバと燃焼チャンバの間に配置されている。

【0013】

コンプレッサは、リングを具えるピストンを具えており、コンプレッサチャンバは、エンジンとコンプレッサピストンの間のエンジンシリンダ内に配置されている。コンプレッサピストンはハブに固定されている。コンプレッサは、吸気マニホールド、エンジンシリンダの側面に配置されているスプリングを具える吸気及び出力バルブを具える。出力バルブは、ウォータジャケットを具えてエンジンシリンダの側面に配置されるレシーバによってエンジンの空気噴射バルブに連結される。コンプレッサ吸気バルブは、ロッド及び旋回可能に取り付けられたロッカによって第1のローブに連結されている。コンプレッサ出力バルブは、ロッドによって第2のローブに連結されており、両方のローブは、ポンプのロータに固定されている。

10

【0014】

ポンプのハウジングはエンジンシリンダであり、バルブプレートに連結されている。ポンプのロータは、アバットメントに固定されたシリンダブロック、及びエンジンピストンに固定されたプランジャを具える。プランジャ、ロータ、コンプレッサピストン、及びハブは同軸で配置される。ロータは、ディスクスプリングを具えるベアリングによってポンプのハウジングに連結されている。バルブプレートは、円周を形成するポンプの入口及び出口溝穴を具え、ロータの管によってポンプチャンバに連結されている。バルブプレートは、また、環状の溝穴及び円周を形成する独立の溝穴を具える。ロータのピストンに付随する独立の溝穴は、前記ポンプ及び少なくとも1の液圧トランスミッションモータに連続して連結されているスタビライザ液圧モータを形成している。バルブプレート内にベアリングが取り付けられており、中心シャフトは歯付クラッチによってロータに連結されている。

20

【0015】

同期機構は、ロータの2つの直径方向に反対側の軸ロッド、ヨーク、補償ピストン、レバー、ピンシュー、及びサドルシューを具える。ヨークは、フロート支持部及びブースタのピストンによってロータに連結されている。第1の軸ロッドは、ピンシュー及びレバーによってプランジャに旋回可能に連結されている。レバーは、スライダ及び車軸によってロータに旋回可能に連結され、スライダによってクロスバーに旋回可能に連結され、ピンシューによってヨークに旋回可能に連結されている。第2の軸ロッドは、ロータの内部でサドルシュー及びスライドホルダによってコンプレッサピストンハブ及びヨークに旋回可能に連結されている。スライドホルダは、ロータのガイド溝内に取り付けられたリッジによってロータに連結されている。ヨークは、フロート支持部に旋回可能に連結されている。フロート支持部は、ブースタピストンによってロータに連結されており、ロータのガイド溝内に取り付けられたリッジによってロータに連結されている。

30

【0016】

円錐レジャーサの第1のギアホイールは、ロータに固定され、第2の円錐ギアホイールは、前記エンジンカムシャフトに固定された第2のスプロケットホイールを具えるチェーンに付随している第1のスプロケットホイールを具える1のシャフトに取り付けられており、エンジンの反対側には、ベルトによって付属ユニットに付随するプーリを具える。第2の円錐ギアホイール、ベアリングを具えるシャフト、第1のスプロケットホイール、及びハウジングは、エンジンシリンダに固定されているモジュール式アセンブリを形成する。付属レギュラーユニット(図示せず)は、ベルトに付随する、冷却システムポンプ、電気システムジェネレータ、ステアリングポンプである。

40

【0017】

スウォッシュプレートは、スウォッシュプレートの回転機構及びスウォッシュプレートのシフト機構によってポンプのバルブプレートに付随する。

【0018】

スウォッシュプレートの回転機構は、ピストンを具えるサーボシリンダを具える。スウ

50

ウォッシュプレートピンは、ロッドによってサーボシリンダピストンに旋回可能に連結されている。サーボシリンダは、バルブプレートに固定されている。

【0019】

スウォッシュプレートのシフト機構は、ピストン及びレバーを具えるサーボシリンダを具える。スウォッシュプレートは、レバー、ロッド、及びヒンジピンによってサーボシリンダピストンに旋回可能に連結されている。サーボシリンダはバルブプレートに固定されており、レバーはエンジンシリンダに旋回可能に連結されている。

【0020】

スウォッシュプレート回転の液圧システムは、ソレノイドを具える液圧ディストリビュータを具える。ディストリビュータの第1及び第2のラインはサーボシリンダに連結され、第3のラインはタンクに連結され、ディストリビュータの第4のラインは、気液アキュムレータに連結されている。

10

【0021】

スウォッシュプレートシフトの液圧システムは、ソレノイドを具える液圧ディストリビュータを具える。ディストリビュータの第1及び第2のラインはサーボシリンダに連結され、第3のラインは気液アキュムレータに連結され、ディストリビュータの第4のラインはタンクに連結されている。

【0022】

ハイブリッドの液圧制御システムは、ソレノイドを具える第1及び第2の液圧ディストリビュータを具える。ディストリビュータの第1のラインは、スタビライザモータの出口に連結され、液圧コンバータの出口に連結されている。第2のラインはポンプの出口及びチェックバルブに連結されている。第3のラインは気液アキュムレータに連結されている。第4のラインは、ポンプの入口及び第2のチェックバルブの入口に連結され、第5のラインはタンクに連結されている。

20

【0023】

ソレノイドを具える第2の液圧ディストリビュータの第1及び第2のラインはそれぞれ、丸で囲まれた「M」によって示された(図16)液圧モータの入口及び出口に連結されており、第1のラインはチェックバルブの出口に連結されている。第3のラインはタンクに連結され、第2のディストリビュータの第4のラインは気液アキュムレータに連結されている。

30

【0024】

気液アキュムレータは、液圧コンバータの入口に連結され、バルブプレートの環状の溝穴に連結され、ペダルを具えるスタータポンプに連結されている。液圧コンバータは、の入口チャンバ、排水チャンバ、の出口チャンバ、及び2つの異なる直径のピストンを具える。液圧モータをスタビライザモータに連結するラインは回生ブレーキバルブを介して延在し、回生ブレーキバルブは、ピストン、スプリング、及び制御ラインによって自動車の従来のブレーキシステム(図示せず)に付随する制御チャンバを具える。

【0025】

本発明の概要と、かなり概括的な、いくつかの特性がより良く理解されるように詳細な説明を後述する。もちろん、本発明の追加の特性を以下に記載しており、添付したクレームの主題を形成する。

40

【0026】

この点において、本発明の少なくとも1の実施例を詳細に説明する前に、本発明は、図面で示された以下の記述において説明された構造の詳細や構成部品の配置に限定されないことを理解されるべきである。本発明は、その他の実施例や、様々な方法で実行できる。また、ここに使用している表現や用語は説明を目的としており、制限するものとして考えられるべきではない。

【0027】

このように、当業者は開示を基にして構想を理解すべきであり、本発明のいくつかの目的を実行するためのその他の構造、方法、及びシステムを設計するための原理として容易

50

に理解できる。従って、本発明の意図及び範囲から外れることのない限り、クレームはそのような均等の構造を含むものと理解することが重要である。

【0028】

従って、新しい改良されたハイブリッドを提供することが本発明の目的であり、従来のシステムのエンジンポンプの利点を全て具えて、不利点は何もない。

【0029】

本発明の別の目的は、新しい改良された単一のシリンダハイブリッド2サイクルエンジン、コンプレッサ、及び均一な油の流体を生成するポンプを提供することである。

【0030】

本発明の一つの目的は、単一のエンジンシリンダの独立した動作を提供することであり、これによって、重量、設置スペース、及びコストを減少させることである。

【0031】

本発明のさらなる目的は、エンジンピストンの上方運動と共にスタビライザ液圧モータとポンププランジャを同時に動作させる気液アキュムレータのエネルギーによって単一シリンダのエンジンスタートを提供することである。

【0032】

本発明のさらなる目的は、より小さいエンジンの使用を提供すると同時に、気液アキュムレータのエネルギー及び自動車のスタート加速を動作させるより小さい容量のエンジンによって自動車の加速と速度を維持することであり、燃料消費をかなり減らすことができる。

【0033】

本発明のさらに別の目的は、エンジンモード動作と独立して気液アキュムレータをチャージする液圧トランスミッションモータによって、自動車の回生ブレーキを提供することであり、これによってかなりの熱放射を減らして自動車のブレーキ寿命を長くすることができる。

【0034】

最後に本発明の目的は、広く使用されている複数のシリンダエンジン及びオートマチックトランスミッションの代わりに、単一シリンダのハイブリッド、エンジン、コンプレッサ、及び液圧モータを具える連続液圧トランスミッションの使用を提供して、これによって、重量、設置スペース、コスト、仕事、及び特に自動車に必要な燃料消費を最小限にすることができる。

【課題を解決するための手段】

【0035】

本発明に従って、単一シリンダのハイブリッドエンジン、コンプレッサ、及びポンプ(単に「ハイブリッド」と呼ぶ)は、2サイクルエンジン、コンプレッサ、ロータを具えるポンプ、旋回可能なスウォッシュプレートを具える同期機構、スウォッシュプレートの回転機構、ロータの中心線とスウォッシュプレートのヒンジピンの軸の間の距離変化機構(単に、「スウォッシュプレートのシフト機構」と呼ぶ)、円錐レジューサ、スウォッシュプレート回転の液圧システム、スウォッシュプレートシフトの液圧システム、少なくとも1の従来の液圧モータに付随する液圧制御システム、及び従来の付属ユニットを具える。

【0036】

エンジンは、冷却システムを具えるシリンダ、リングを具えるピストン、燃焼チャンバを具えるシリンダヘッド、カムシャフト、空気噴射バルブ、排気バルブ、及び排気マニホールドを具える。エンジンピストンは、コンプレッサチャンバと燃焼チャンバの間に配置されている。

【0037】

コンプレッサは、リングを具えるピストンを具えており、コンプレッサチャンバは、エンジンとコンプレッサピストンの間のエンジンシリンダ内に配置されている。コンプレッサピストンはハブに固定されている。コンプレッサは、吸気マニホールド、エンジンシリンダの側面に配置されているスプリングを具える吸気及び出力バルブを具える。出力バルブ

10

20

30

40

50

は、ウォータジャケットを具えてエンジンシリンダの側面に配置されるレシーバによってエンジンの空気噴射バルブに連結される。コンプレッサ吸気バルブは、ロッド及び旋回可能に取り付けられたロッカによって第1のローブに連結されている。コンプレッサ出力バルブは、ロッドによって第2のローブに連結されており、両方のローブは、ポンプのロータに固定されている。

【0038】

ポンプのハウジングはエンジンシリンダであり、バルブプレートに連結されている。ポンプのロータは、アバットメントに固定されたシリンダブロック、及びエンジンピストンに固定されたプランジャを具える。プランジャ、ロータ、コンプレッサピストン、及びハブは同軸で配置される。ロータは、ディスクスプリングを具えるベアリングによってポンプのハウジングに連結されている。バルブプレートは、円周を形成するポンプの入口及び出口溝穴を具え、ロータの管によってポンプチャンバに連結されている。バルブプレートは、また、環状の溝穴及び円周を形成する独立の溝穴を具える。ロータのピストンに付随する独立の溝穴は、前記ポンプ及び少なくとも1の液圧トランスミッションモータに連結して連結されているスタビライザ液圧モータを形成している。バルブプレート内にベアリングが取り付けられており、中心シャフトは歯付クラッチによってロータに連結されている。

10

【0039】

同期機構は、ロータの2つの直径方向に反対側の軸ロッド、ヨーク、補償ピストン、レバー、ピンシュー、及びサドルシューを具える。ヨークは、フロート支持部及びブースタのピストンによってロータに連結されている。第1の軸ロッドは、ピンシュー及びレバーによってプランジャに旋回可能に連結されている。レバーは、スライダ及び車軸によってロータに旋回可能に連結され、スライダによってクロスバーに旋回可能に連結され、ピンシューによってヨークに旋回可能に連結されている。第2の軸ロッドは、ロータの内部でサドルシュー及びスライドホルダによってコンプレッサピストンハブ及びヨークに旋回可能に連結されている。スライドホルダは、ロータのガイド溝内に取り付けられたリッジによってロータに連結されている。ヨークは、フロート支持部に旋回可能に連結されている。フロート支持部は、ブースタピストンによってロータに連結されており、ロータのガイド溝内に取り付けられたリッジによってロータに連結されている。

20

【0040】

円錐レジャーサの第1のギアホイールは、ロータに固定され、第2の円錐ギアホイールは、前記エンジンカムシャフトに固定された第2のスプロケットホイールを具えるチェーンに付随している第1のスプロケットホイールを具える1のシャフトに取り付けられており、エンジンの反対側には、ベルトによって付属ユニットに付随するプーリを具える。第2の円錐ギアホイール、ベアリングを具えるシャフト、第1のスプロケットホイール、及びハウジングは、エンジンシリンダに固定されているモジュール式アセンブリを形成する。付属レギュラーユニット(図示せず)は、ベルトに付随する、冷却システムポンプ、電気システムジェネレータ、ステアリングポンプである。

30

【0041】

スウォッシュプレートは、スウォッシュプレートの回転機構及びスウォッシュプレートのシフト機構によってポンプのバルブプレートに付随する。スウォッシュプレートの回転機構は、ピストンを具えるサーボシリンダを具える。スウォッシュプレートピンは、ロッドによってサーボシリンダピストンに旋回可能に連結されている。サーボシリンダは、バルブプレートに固定されている。

40

【0042】

スウォッシュプレートのシフト機構は、ピストン及びレバーを具えるサーボシリンダを具える。スウォッシュプレートは、レバー、ロッド、及びヒンジピンによってサーボシリンダピストンに旋回可能に連結されている。サーボシリンダはバルブプレートに固定されており、レバーはエンジンシリンダに旋回可能に連結されている。

【0043】

50

スウォッシュプレート回転の液圧システムは、ソレノイドを具える液圧ディストリビュータを具える。ディストリビュータの第1及び第2のラインはサーボシリンダに連結され、第3のラインはタンクに連結され、ディストリビュータの第4のラインは、気液アキュムレータに連結されている。

【0044】

スウォッシュプレートシフトの液圧システムは、ソレノイドを具える液圧ディストリビュータを具える。ディストリビュータの第1及び第2のラインはサーボシリンダに連結され、第3のラインは気液アキュムレータに連結され、ディストリビュータの第4のラインはタンクに連結されている。

【0045】

ハイブリッドの液圧制御システムは、ソレノイドを具える第1及び第2の液圧ディストリビュータを具える。ディストリビュータの第1のラインは、スタビライザモータの出口に連結され、液圧コンバータの出口に連結されている。第2のラインはポンプの出口及びチェックバルブに連結されている。第3のラインは気液アキュムレータに連結されている。第4のラインは、ポンプの入口及び第2のチェックバルブの入口に連結され、第5のラインはタンクに連結されている。

【0046】

ソレノイドを具える第2の液圧ディストリビュータの第1及び第2のラインはそれぞれ、丸で囲まれた「M」によって示された(図16)液圧モータの入口及び出口に連結されており、第1のラインはチェックバルブの出口に連結されている。第3のラインはタンクに連結され、第2のディストリビュータの第4のラインは気液アキュムレータに連結されている。

【0047】

気液アキュムレータは、液圧コンバータの入口に連結され、バルブプレートの環状の溝穴に連結され、ペダルを具えるスタータポンプに連結されている。液圧コンバータは、の入口チャンバ、排水チャンバ、の出口チャンバ、及び2つの異なる直径のピストンを具える。液圧モータをスタビライザモータに連結するラインは回生ブレーキバルブを介して延在し、回生ブレーキバルブは、ピストン、スプリング、及び制御ラインによって自動車の従来のブレーキシステム(図示せず)に付随する制御チャンバを具える。

【発明を実施するための最良の形態】

【0048】

ここで図面、図1乃至19を参照すると、本発明の原理と構想を用いた新しい、改良されたハイブリッドの好適な実施例が開示されている。

【0049】

特に、この器具は、特に自動車の液圧トランスミッションに必要とされる、重量及び燃料消費を最小にしつつ効率及び比出力を提供するためのハイブリッドに関するものであることを多くの図面で言及している。

【0050】

単一シリンダのハイブリッドエンジン、コンプレッサ、ポンプ、すなわちハイブリッドは、2サイクルエンジン、コンプレッサ、ロータを具えるポンプ、旋回可能なスウォッシュプレートを具える同期機構、スウォッシュプレートの回転機構、ロータの中心線とスウォッシュプレート回転軸の間の距離変化機構(「スウォッシュプレートのシフト機構」と呼ぶ)、円錐レジャーサ、スウォッシュプレート回転の液圧システム、スウォッシュプレートシフトの液圧システム、少なくとも1の液圧モータに付随する液圧制御システム、及び従来の付属ユニットを具える。

【0051】

ハイブリッド26(図1)は、2サイクルエンジン28、コンプレッサ32、ロータ36を具えるポンプ34、旋回可能なスウォッシュプレート42を具える同期機構38、円錐レジャーサ44、スウォッシュプレートの回転機構46、スウォッシュプレートのシフト機構48、スウォッシュプレート回転の液圧システム52、スウォッシュプレートシフ

10

20

30

40

50

トの液圧システム 5 4、図 1 6 の液圧トランスミッションの丸で囲んだ「M」で示された従来の液圧モータに付随する液圧制御システム 5 6 を具える。従来の付属ユニットは図示していない。

【 0 0 5 2 】

エンジンは、冷却システム 6 2 を具えるシリンダ 5 8 (図 2)、リング 6 6 を具えるピストン 6 4、燃焼チャンバ 7 2 を具えるシリンダヘッド 6 8、カムシャフト 7 4、空気噴射バルブ 7 6、排気バルブ 7 8、及び排気マニホールド 8 2 を具える。エンジンピストンは、コンプレッサチャンバ 8 4 と燃焼チャンバの間に配置されている。

【 0 0 5 3 】

コンプレッサは、リング 9 4 を具えるピストン 9 2 を具えており、コンプレッサチャンバは、エンジンとコンプレッサピストンの間のエンジンシリンダ内に配置されている。コンプレッサピストンはハブ 9 6 に固定されている。コンプレッサは、吸気マニホールド 9 8、エンジンシリンダの側面に配置されているスプリング 1 0 6、1 0 8 を具える吸気及び出力バルブ 1 0 2、1 0 4 (図 2、図 1 0) を具える。出力バルブは、ウォータジャケット 1 1 4 を具えてエンジンシリンダの側面に配置されるレシーバ 1 1 2 によってエンジンの空気噴射バルブに連結される。コンプレッサ吸気バルブは、ロッド 1 1 8 及び旋回可能に取り付けられたロッカ 1 2 2 によって第 1 のローブ 1 1 6 に連結されている。コンプレッサ出力バルブは、第 2 のローブ 1 2 4 に連結されており、両方のローブは、ポンプのロータに固定されている。

【 0 0 5 4 】

ポンプのハウジングはエンジンシリンダであり、バルブプレート 1 3 2 に連結されている。ポンプのロータは、アバットメント 1 3 6 に固定されたシリンダブロック 1 3 4、及びエンジンピストンに固定されたプランジャ 1 3 8 を具える。プランジャ、ロータ、コンプレッサピストン、及びハブは同軸で配置される。ロータは、ディスクスプリング 1 4 4 を具えるベアリング 1 4 2 によってエンジンシリンダに連結されている。バルブプレートは、円周 (図 1 2) を形成するポンプの入口及び出口溝穴 1 4 6、1 4 8 (図 2、図 4) を具え、ロータの管 1 5 4 (図 4) によってポンプチャンバ 1 5 2 に連結されている。バルブプレートは、また、環状の溝穴 1 5 6 及び円周 (図 1 2) を形成する独立の溝穴 1 5 8、1 6 2 を具える。ロータのピストン 1 6 4 (図 2、図 8、図 1 3) に付随する独立の溝穴は、前記ポンプ及び丸で囲まれた「M」によって図 1 6 に示された少なくとも 1 の液

【 0 0 5 5 】

同期機構は、ロータの 2 つの直径方向に反対側の軸ロッド 1 8 2、1 8 4 (図 3、図 4)、ヨーク 1 8 6、補償ピストン 1 8 8、1 9 2、レバー 1 9 4、ピンシュー 1 9 6、及びサドルシュー 1 9 8 を具える。ヨークは、リッジ 2 0 4 を具えるフロート支持部 2 0 2 (図 2、図 6、図 7) 及び排水口 2 1 4 を具えるチャンバ 2 1 2 内に連結されているブースタのピストン 2 0 6、2 0 8 (図 2) によってロータに連結されている。軸ロッドは、ロータの内側で補償ピストンに連結され、ロータの外側でシュー 2 1 6、2 1 8 (図 4)

【 0 0 5 6 】

第 1 の軸ロッド 1 8 2 は、ピンシュー及びレバーによってプランジャに旋回可能に連結されている。レバーは、スライダ 2 2 2 及び車軸 2 2 4 (図 1 1) によってロータに旋回可能に連結され、スライダ 2 2 8 によってクロスバー 2 2 6 に旋回可能に連結され、ピンシューによってヨークに旋回可能に連結されている。第 2 の軸ロッド 1 8 4 は、ロータの内部でサドルシュー及びスライダ 2 3 4 を具えるスライドホルダ 2 3 2 (図 3、図 4、図 5、図 8) によってコンプレッサピストンハブ 9 6 及びヨークに旋回可能に連結されている。スライドホルダは、ロータのガイド溝内に取り付けられたリッジ 2 3 6 (図 8) によってロータに連結されている。ヨークは、異なる直径のブースタピストンによってロータ

10

20

30

40

50

に連結されているフロート支持部 202 (図 3、図 4) に巡回可能に連結されている。フロート支持部は、ロータのガイド溝内に取り付けられたリッジ 204 (図 8) によってロータに連結されている。プースタの大きいピストンは、管 244 (図 2) によって環状溝穴 156 にロータ内で液圧連結されている。

【0057】

円錐レジュースの第 1 のギアホイール 252 (図 3) は、ロータに固定され、第 2 の円錐ギアホイール 254 は、前記エンジンカムシャフトに固定された第 2 のスプロケットホイール 264 を具えるチェーン 262 に付随している第 1 のスプロケットホイール 258 を具える 1 のシャフト 256 に取り付けられており、エンジンの反対側には、ベルト 268 によって付随ユニットに付随するプーリ 266 を具える。第 2 の円錐ギアホイール、ベアリング 272 を具えるシャフト、第 1 のスプロケットホイール、及びハウジング 274 は、エンジンシリンダに固定されているモジュール式アセンブリを形成する。付随レギュラーユニット (図示せず) は、ベルトに付随する、冷却システムポンプ、電気システムジェネレータ、ステアリングポンプである。

10

【0058】

スウォッシュプレートの回転機構は、ピストン 284 を具えるサーボシリンダ 282 (図 14、図 15) を具える。スウォッシュプレートピン 288 は、ロッド 292 によってサーボシリンダピストンに巡回可能に連結されている。サーボシリンダは、バルブプレートに固定されている。

【0059】

スウォッシュプレートのシフト機構は、ピストン 296 及びレバー 298 を具えるサーボシリンダ 294 (図 14、図 15) を具える。スウォッシュプレートは、レバー 298、ロッド 306、及びヒンジピン 308 によってサーボシリンダピストンに巡回可能に連結されている。サーボシリンダはバルブプレートに固定されており、レバーはエンジンシリンダに巡回可能に連結されている。

20

【0060】

スウォッシュプレート回転の液圧システムは、ソレノイド 318、322 (図 16) を具える液圧ディストリビュータ 316 を具える。ディストリビュータの第 1 及び第 2 のライン 324、326 はサーボシリンダに連結され、第 3 のラインはタンクに連結され、第 4 のライン 332 は、ライン 336 によって気液アキュムレータ 334 に連結されている。

30

【0061】

スウォッシュプレートシフトの液圧システムは、ソレノイド 342、344 (図 16) を具える液圧ディストリビュータ 338 を具える。ディストリビュータの第 1 及び第 2 のライン 346、348 はサーボシリンダに連結され、第 3 のライン 336 は気液アキュムレータ 334 に連結され、ディストリビュータの第 4 のラインはタンクに連結されている。

【0062】

ハイブリッドの液圧制御システムは、ソレノイド 366、368 (図 16) を具える第 1 の液圧ディストリビュータ 364 を具える。ディストリビュータの第 1 のライン 372 は、スタビライザモータの出口に連結され、ライン 376 によって液圧コンバータ 374 の出口に連結されている。第 2 のライン 378 はポンプの出口に連結され、ライン 384 によってチェックバルブ 382 に連結されている。第 3 のライン 386 はライン 336 に連結されている。第 4 のライン 388 は、ポンプの入口ライン 392 及び第 2 のチェックバルブ 394 の入口に連結され、ディストリビュータの第 5 のラインはタンクに連結されている。

40

【0063】

ソレノイド 402、404、第 1 及び第 2 のライン 406、408 を具える第 2 の液圧ディストリビュータ 398 はそれぞれ、丸で囲まれた「M」によって示された (図 16) 液圧モータの入口及び出口にライン 412、414 によって連結されている。ライン 41

50

2はチェックバルブ382の出口に連結されている。ライン408は第2のチェックバルブ394の出口に連結され、一般的に連結している回生ブレーキバルブ418によってスタビライザモータの入口ライン416に連結されている。第2の液圧ディストリビュータ398の第3のラインはタンクに連結され、第4のライン422はライン336に連結されている。

【0064】

ライン336、332、428、432によって気液アキュムレータは、液圧コンバータの入口に連結され、バルブプレートの環状の溝穴とペダル436を具えるスタータポンプ434に連結されている。液圧コンバータ374は、2つの異なる直径のピストン438、442、の入口チャンバ444、排水チャンバ446、及び出口チャンバ448を具える。回生ブレーキバルブ418は、ピストン454、スプリング456、及び液圧制御ライン462によって自動車の従来のブレーキシステム(図示せず)に付随する制御チャンバ458を具える。

10

【0065】

上記の記述に関して、本発明の部品の最適な寸法の関係は、大きさ、材料、形状、形、機能、及び使用方法の変化を含むと理解されるべきであり、組立及び使用は、当業者にとって自明で明確かであると考えられ、図面に示し明細書に記載したものに關係するすべての均等物は、本発明に包含されている。

【0066】

従って、前記記載は、本発明の原理を説明するためだけのものとして考慮される。さらに、当業者は容易に様々な改良や変更を行うことができ、これは、開示した完全な構造や使用に、本発明を限定する物ではなく、従って、全ての好適な改良や均等物は、本発明の範囲内にある。

20

【0067】

動作説明

ハイブリッドは、スタート、再スタート、アイドルリング、及び運転の動作モードがある。また、ハイブリッドは、自動車のスタート加速、自動車の回生ブレーキ、エンジンパワー動作による及び筋力作用による気液アキュムレータ(PHA)チャージ、PHAエネルギーによる自動車の非常時の前進及び後退運動を提供する。

【0068】

操作者はスタートを開始する。スタートからアイドルモードへの切替は自動である。運転モードは、アクセルペダル(図示せず)が押された後に自動的に開始する。また、PHAは自動的にチャージされる。

30

【0069】

エンジンスタート

【0070】

操作者は、キーを差し込むこと(図示せず)によってソレノイド366(図16、図16A、図16B)を作動させる。ディストリビュータ364は、ニュートラルから「スタート」位置へ切り換わり、ライン386をライン388に、ライン372、378をタンクに連結する。ディストリビュータ398はニュートラル位置にある。

40

【0071】

スタートプロセスの間、加圧流体は、ライン336、386、388、416によって、PHA334からディストリビュータ364及びチェックバルブ394を介してスタビライザモータの入口へ進む。加圧流体は、エンジンピストンの運動方向と独立してスタビライザモータを作動させ、スタビライザモータの出口からライン372に沿ってタンクへ進む。エンジンピストンが下方運動をしている間(図16A)、流体は、負荷無しでポンプ及びスタビライザモータの出口からタンクへ進む。エンジンピストンの上方運動(図16B)は、流体がPHAからポンプの入口ライン392及びスタビライザモータの入口へ進むように動作する。

【0072】

50

スウォッシュプレート42と相互作用するピストン164(図13)によってスタビライザモータはロータを回転させ、これはエンジン及びコンプレッサバルブと軸ロッドを動作させる。軸ロッド184(図3、図4、図6)は、サドルシュー198、スライダ234、スライドホルダ232、及びハブ96によって、コンプレッサピストンを下端位置(BEP)へ動かし、同時にヨーク186をロータに対して回転させて、軸ロッド182を具えるピンシュー196を上端位置(TEP)へ動かす。ピンシュー196は、ポンプチャンバ内で車軸224に対してレバー194(図3、図4、図11)を回転させる。レバーは、スライダ228及びクロスバー226によって、エンジンピストンを具えるプランジャを上端位置へ動かす。エンジンピストンは燃焼チャンバ内で空気を圧縮し、従来の燃料噴射器(図示せず)がエンジンのパワーストロークを開始する。

10

【0073】

矢印(図12)はロータの回転方向を示し、ロータの管154の概略図を示す。

【0074】

ロータは、円錐レジャーサギアホイール252、254(図3)、シャフト256、スプロケットホイール258、264、及びチェーン262によって、エンジンカムシャフトを動作させ、これは、ベルトを具えるプーリによって従来の付属ユニット：冷却システムポンプ、電気システムジェネレータ、液圧トランスミッションの補充ポンプ、ディーゼル噴射ポンプ(図示せず)を動作させる。

【0075】

第1の1/2周期の間、ロータの管154はポンプの入口の溝穴に連結しているが、出口溝穴は閉じている。第2の1/2周期の間、ロータの管はポンプの出口溝穴に連結しており、入口溝穴は閉じている。このような連続状態は、全ての動作モードで起こる。

20

【0076】

このように保存されたPHAエネルギーは、(スタータの機能において)エンジンピストンが上方運動している間、スタビライザモータとポンププランジャを共同で動作させ、エンジンピストンが下方運動している間、スタビライザモータを動作させることによって、単一シリンダエンジンのスタートを提供する。これは、動力の大きい液圧スタータを使用する。このスタータは、単一シリンダエンジンのスタート及び再スタートを早くすることができ、従来の電気スタータモータ及び交流電源と置き換えることができる。

【0077】

高圧流体によって、静かなスタートプロセスが可能であり、また、赤信号ごとにエンジンを停止させて燃料消費を少なくすることができる。これは、特に自動車の液圧トランスミッションでとても価値がある。

30

【0078】

PHA内の流体圧力が十分でない場合、ペダル436を具えるスタータポンプ434(図16)は、筋力作用によって流体圧力を増加させる機会を提供する。従って、液圧システムによって、これは、電気バッテリーなどのいずれの外部エネルギーとも独立してエンジンをスタート及び再スタートでき、従って、例えば、駐車時間にかかわらず、ハイブリッドとエンジンスタートの独立した運転を提供する。

【0079】

アイドルモード

40

【0080】

スタート後、ロータの角速度が増加する。速度センサ(図示せず)は、ニュートラルにおいてソレノイド366(図16、図16C、図16D)及びディストリビュータ364を停止させて、「アイドル」位置においてライン372、378、388を連結する。ディストリビュータ398がニュートラル位置にあるとき、全てのラインは閉じている。エンジンは、スタートモードからアイドルモードへ自動的に切り替わる。

【0081】

エンジンピストンが下方運動している間(図16C)、流体はポンプの出口からライン378を介して進む。エンジンピストンが上方運動している間(図16D)、流体はポン

50

プの入口へ進み、ポンプの出口は閉じている。

【 0 0 8 2 】

ポンプの排出量は、スタビライザモータの排出量とほぼ等しい。1 / 2 ロータ周期（エンジンピストン下方運動）の間、ポンプの供給量はポンプ全体の排出量であるが、スタビライザモータ吸い込み量はポンプ容量の半分のみである。ポンプ及びスタビライザモータはライン 3 7 8、3 8 8、4 0 8、4 1 6、ディストリビュータ 3 6 4、及びチェックバルブ 3 9 4 によって連続して連結しているため、ポンプの流体量の余剰分は、ライン 3 7 2、3 7 6 及びディストリビュータ 3 6 4（図 1 6 C）を介して液圧コンバータに入る。次の 1 / 2 ロータ周期（エンジンピストン上方運動）の間、流体量は、液圧コンバータからライン 3 7 6、3 7 2、3 8 8、3 9 2、4 0 8、4 1 6（図 1 6 D）及びチェックバルブ 3 9 4 を介してポンプ及びスタビライザモータの入口へ進む。

10

【 0 0 8 3 】

これは、P H A エネルギーを使用する液圧コンバータによってエンジンピストンのリターンストロークを起こし、スタビライザモータ及びポンププランジャの上方運動を動作させる。

【 0 0 8 4 】

液圧コンバータの出口の流体圧力は、液圧コンバータ比に従って液圧コンバータの入口の流体圧力より小さい。これは、効率の大きいアイドルモードを決定する。

【 0 0 8 5 】

燃焼圧力のエネルギーは、ピストンプランジャの運動が T E P から B E P である間、ピストンプランジャへ送られる。このプロセスが図 1 7 A に示されている。エンジンバルブ 7 6、7 8 は閉じている。コンプレッサ吸気バルブ 1 0 2 は閉じており、出力バルブ 1 0 4 は開いている。

20

【 0 0 8 6 】

また、クロスバー 2 2 6（図 2、図 4、図 1 1）、スライダ 2 2 8、及びレバー 1 9 4（図 4）によって補助されているピストンプランジャは、ピンシュー 1 9 6 を下に、T E P から B E P へ動かす。ピンシューはヨーク 1 8 6 を回転させ、これは、サドルシュー 1 9 8 によって、反対側の軸ロッド 1 8 4 及びシュー 2 1 6 をスウォッシュプレート 4 2 に対して押す。シュー 2 1 6 とスウォッシュプレート 4 2 の相互作用によってロータを回転させる。クロスバー 2 2 6 は、プランジャ領域に対してロータと一緒に回転し、プランジャは回転しないので、実際にはベアリングである。同時に、ヨーク 1 8 6 は、サドルシュー 1 9 8、スライドホルダ 2 3 2、及びハブ 9 6 によって補助されて、コンプレッサピストンを B E P から T E P へ動かす。コンプレッサピストンは回転しないので、このスライドホルダ及びハブは実際にはベアリングである。

30

【 0 0 8 7 】

従って、同期機構は、ピストンプランジャの往復運動をロータの回転運動へ変換して、エンジンとコンプレッサピストンの対向する運動を提供する。ロータは、円錐ギアホイール 2 5 2、2 5 4（図 3）、シャフト 2 5 6、スプロケットホイール 2 5 8、2 6 4、及びチェーン 2 6 2 によって、エンジンカムシャフトを駆動する。ロータはロープ 1 1 6（図 2、図 1 0）を回転させてロッド 1 1 8 及びロッカ 1 2 2 によってコンプレッサ吸気バルブ 1 0 2 を動作させ、ロープ 1 2 4 を回転させてコンプレッサ出力バルブ 1 0 4 を動作させる。

40

【 0 0 8 8 】

同期機構は、エンジン及びコンプレッサバルブに運動及び 2 ストローク運転サイクルに応じた動作を提供し、T E P から B E P への各エンジンピストンのストロークはパワーstroークである。

【 0 0 8 9 】

ポンプチャンバ内のオイルで同期機構の構成部品全ての運動は、高品質な潤滑を提供し、効率をよくする。

【 0 0 9 0 】

50

ヨークは2つの異なる軸を中心に同時に回転する。一方の軸はロータの軸である。他方の軸は、ロータの軸に対して垂直なシリンダ面のフロート支持部202（図3、図4）の軸である。ヨークは後者の軸を中心に回転して、スウォッシュプレートの傾斜角と独立して軸ロッドの中心線の平面においてスウォッシュプレートとヨークの平らな面の間に一定の距離を提供する。また、これは、ピストン又はプランジャに作用する力の大きさや方向に関係なく起こる。

【0091】

軸ロッドの上側及び下側の球面部分の中央を繋ぐラインは平行四辺形を形成する。この回転平行四辺形は、シリンダ内のピストンプランジャ、コンプレッサピストン及びロータの同期化した動きを規定する。

10

【0092】

コンプレッサピストン及び軸ロッドは、同じストロークを有する。レバーによって、ピストンプランジャはレバー比に従って増加したストロークを行う。

【0093】

コンプレッサとエンジンピストンの対向する運動によって、エンジンピストンの下のスペースはコンプレッサチャンバとして機能できる。これによって、高速の空気、すなわち従来のブロウにおける運動エネルギーの代わりに、静止エネルギーすなわち空気圧が使用されるので、騒音を減らすことができる。ピストンは対向する方向に動くので、エンジンピストンは、実質的にコンプレッサピストンになる。これによって、空気を圧縮するために直接的なエネルギー伝達が行われ、効率をよくする。

20

【0094】

コンプレッサピストンはプランジャでピストンに影響を与える慣性力を補償するので、対向する運動はシステムの簡単で、高品質な平衡を提供する。これは振動を減らす。

【0095】

ピストンの対向する運動は、エンジン及びコンプレッサピストンの運動の重ね合わせによって形成されるので、エンジンの排出量よりも大きいコンプレッサの排出量を提供する。これは、空気の吸い込み量とエンジンの比出力を増やす。アイドルモードは、アクセルペダルが押されない限り続く。

【0096】

運転モード

30

【0097】

アクセルペダル（図示せず）を押すことによってロータの角速度は増加し、速度センサ（図示せず）はソレノイド368（図16、図16E、図16F）を作動させる。ディストリビュータ364は、「運転」位置へ切り換わり、ライン378にライン386を、ライン372にライン388を連結する。従って、ディストリビュータは、アクセルペダルが押された場合にアイドルモードから運転モードへ切り換える。

【0098】

図17A、図17B、図17C、図17Dは、ロータの単一周期（エンジンの2サイクル）間のハイブリッド動作順序を示す。

【0099】

図17Aは、TEPからBEPへのピストンプランジャのパワーストローク及び同時に反対方向に動くコンプレッサピストンのパワーストロークを示す。エンジンバルブ76、78は閉じ、コンプレッサ出力バルブ104は開いて、吸気バルブ102は閉じている。

40

【0100】

加圧流体流は、ポンプの出口から、ライン378、384及びチェックバルブ382を介して（図16E、エンジンピストン下方運動）モータ「M」の入口へ、ライン408、416を介してスタビライザモータの入口へ進む。ポンプとスタビライザモータの排出量はほぼ同じである。1/2サイクルの間、ポンプの供給量はポンプの排出量と同じであるが、ポンプ及びスタビライザモータは連続して連結しているため、スタビライザモータ吸い込み量はポンプ容量の半分のみである。ライン378、386、336、及びディスト

50

リビュータ364を介して流量の余剰分は、PHA334に入る。また、流体は液圧コンバータからライン428を介してPHAへ入る。次の1/2サイクル(図16F、エンジンピストン上方運動)の間、この流体量の余剰分は、PHA334からライン336、386、378、384、412、チェックバルブ382、及びディストリビュータ364を介してモータ「M」の入口へ入る。図16G、図16H、図16Jにおける線図はこのプロセスを示す。Tはサイクル時間である。Qは、図16Gにおけるポンプ、図16Hにおける液圧コンバータ、図16Jにおける液圧モータの供給量である。

【0101】

同時に、流体は、液圧コンバータの出口からライン376、372、388、392を介してポンプの入口へ進み、必要な吸い込み流体圧力を提供し、エンジンピストンのリターンストロークを提供する。このように、前記エンジンパワーの動作中、気液アクキュレータ及びスタビライザ液圧モータに連続して連結している液圧モータ「M」と並列に連結しているポンプの出口によって、単一のポンプブランジャの供給脈動を前記液圧モータ「M」に送り込む均一の流体流へ変える。モータ「M」を介する均一の流体流を図16Jに示す。

10

【0102】

これによって、効果で、複雑な、大きい複数シリンダエンジン、コンプレッサ及びポンプの代わりに、1の簡単な単一シリンダハイブリッドを使用することができる。

【0103】

これによって、中間の機構を使用せずにポンプブランジャの上方運動を動作させる液圧コンバータ流体圧力によって、エンジンピストンのリターンストロークが起こる。これは、単一のエンジンシリンダの独立した動作を提供する。液圧コンバータの出口の流体圧力は、液圧コンバータ比に従って液圧コンバータの入口の流体圧力より小さい。直接的なエネルギー伝達によって、エンジンピストンのリターンストロークは、最小限のエネルギー損失で最小の燃料消費率で起こる。また、これはハイブリッドの重量、費用、及び設置スペースを減らす。

20

【0104】

ロータの2/1周期の間、ピストンブランジャの運動がTEPからBEPである間、燃焼圧力のエネルギーはピストンブランジャへ送られる。

【0105】

動力流の最大部分は、ポンプの出口からモータ「M」へ直接進む高圧流体流である。

30

【0106】

エンジンピストンに固定されたポンプブランジャは、直接的なエネルギー伝達を提供するこれによって、2つの複雑で大きな標準のユニット(エンジン及びポンプ)の代わりに、1の簡単なユニットハイブリッドを使用することができる。また、このハイブリッドは、クランクシャフト又は連結ロッド無しでレシプロエンジン及びコンプレッサを使用する課題を解決する。これは、効率を良くして、燃料消費を減らす。

【0107】

補償ピストン188、192(図4)は、ポンプチャンバ内で軸ロッドと相互作用し、スウォッシュプレートに対して軸ロッドを押し力を減らす、これは、効率を良くし、ロータの回転速度を増加させる。ロータの中心線上にポンプブランジャを配置することによって、従来のポンプと比較してロータの回転速度及び伝達パワーをかなり増加させることができる。

40

【0108】

我々は、これらの要素全てによって、最大のエンジンパワーと同等になるようにポンプパワーを増加させることができる。

【0109】

第2の、より小さな動力流部分はエンジンピストンの下部とコンプレッサピストンの相互作用を用いて、コンプレッサチャンバ84(図2)内及びレシーバ112内の空気を圧縮する。コンプレッサピストン運動は、横断する力無しで、ポンプパワーとストロークと同

50

時に、ポンプチャンバ152内でハブ96の流体圧力によって提供される。スライドホルダ232（図3）及び付随する軸ロッドを具えるハブ96は、同期化した特性を提供する。流体圧力による直接的なエネルギー伝達による空気圧縮は、効率を良くして燃料消費を減らす。レシーバウォータジャケット114（図2）による追加的な空気の冷却は、エンジンの熱効率を良くして、燃料消費を減らす。

【0110】

第3の、最小の動力流部分は、エンジン及びコンプレッサバルブと付属ユニットに送られる。

【0111】

ピストンブランジャの配設（シリンダの内側、同時にハブ96の内側）及びこれが動く時に横断する力がないことによって、エンジンピストンの長さを最小にできる。コンプレッサピストン及びハブの配設（同時にシリンダ及びロータ内）によって、コンプレッサピストンの長さを最小にできる。これは、小型の設計を提供し、ピストン重量及び慣性力を最小にする。

10

【0112】

運転モードにおいて、同期機構は、エンジン負荷又は加速割合にかかわらず、ピストンブランジャ運動と同期化して、コンプレッサピストンの運動及びロータの回転を提供する。

【0113】

従って、エンジン、ポンプ、及びコンプレッサのパワーストロークは、中間の機構無く、ピストン又はブランジャからの横断力の作用無く、同時に行われて、直接的にエネルギーを伝達する。これは、最小化し、設計を簡単にし、ハイブリッドの寿命と効率を大きくする。

20

【0114】

ハイブリッドにおいて、この重量及び設置スペースは、直接的なエネルギー伝達によって従来システムのエンジンポンプよりも小さい。

【0115】

同期機構は、エンジン及びコンプレッサバルブに運動及び2ストローク運転サイクルに応じた動作を提供し、TEPからBEPへの各エンジンピストンのストロークはパワーストロークである。BEPにおけるピストンブランジャ及びTEPにおけるコンプレッサピストンは、これらのパワーストロークを同時に達成する。空気はレシーバ内で最大圧力に圧縮される。

30

【0116】

BEPからTEPへのピストンブランジャ運動（図17B、図17C、図17D）は、ロータの1/2周期の間、TEPからBEPへのコンプレッサピストン運動と同時に起こる。コンプレッサ吸気バルブ102が開いて、出力バルブ104が閉じ、空気はコンプレッサチャンバ内に吸い込まれる。同時に、流体は、液圧コンバータの出口チャンバからポンプの入口へ進む。

【0117】

シリンダの側面におけるこの配設によって、コンプレッサ吸気バルブの直径は、同じ排出量で、一般的なエンジンの吸気バルブよりも大きくすることができる。吸い込まれた空気は、従来のエンジンのように燃焼チャンバを通過しないので冷却される。これは、コンプレッサチャンバ内の体積効率及び空気量を増加させる。このような共同要素によって、全ての状態、特に、例えば海面より高い低気圧下におけるエンジン動作を改良する。

40

【0118】

BEPからTEPへのエンジンピストン運動は3つの連続したプロセス：エンジンピストンによる複合洗浄、共同圧縮、及び最終の圧縮（ディーゼルの場合空気、又はガソリンエンジンの場合混合物）から成る。

【0119】

複合洗浄プロセスを図17Bに示す。

50

【 0 1 2 0 】

複合洗浄プロセスには3つの要素がある。

【 0 1 2 1 】

バルブ76、78が開く。ピストンプランジはBEPからTEPへ移動し、既燃ガスに置換える(第1の要素)。同時に、開いたバルブ76を通してレシーバから噴射された高圧空気が、また、既燃ガスに置き換えられる(第2の要素)。洗浄プロセスは、エンジンピストンが下方へ運動している間前述のストロークで圧縮された高圧空気を提供する。

【 0 1 2 2 】

複合動作は、排気プロセスを強化して、体積効率を増やす。レシーバのウォータジャケットによる空気の追加の冷却(内部冷却)が第3の要素である。従って、第3の共同要素は、充填プロセス(ディーゼルの場合空気、又はガソリンエンジンの場合混合物)を改良し、エンジンの出力比を増加させる。複合洗浄プロセスは、排気バルブが閉じるときに終了する。

10

【 0 1 2 3 】

共同圧縮プロセスを図17Cに示す。

【 0 1 2 4 】

排気バルブが閉じて、空気噴出バルブ76が開く。エンジンピストンは、空気の噴出と共同して運動を続け、レシーバ内の空気圧が燃焼チャンバ内よりも大きいことによって、シリンダ内の空気圧を増加させる。共同圧縮プロセスは、噴出バルブが閉じると終了する。

20

【 0 1 2 5 】

最終の圧縮プロセスを図17Dに示す。

【 0 1 2 6 】

バルブ76、78が閉じている。エンジンピストンは圧縮を続ける。TEPの前に、シリンダ内の圧縮が最大になる。従来の燃料噴出システム(図示せず)によって、エンジンパワーストロークが開始する。運転サイクルはロータの1周期後に終了する。

【 0 1 2 7 】

従って、ハイブリッドの2サイクルエンジンは、空気噴出バルブとして機能する吸気バルブを具える安価な4サイクルエンジンのシリンダヘッドを使用する。従来の2サイクルエンジンのシリンダの壁の空気口にこのバルブを置き換えて、2サイクルエンジンの動作を改良する。これは、2サイクルエンジンのパワーを高めるという問題をかなり高圧の空気噴出によって解決し、2サイクルエンジンの大きな潜在的な可能性 - 他は同等物である4サイクルエンジンの比出力を少なくとも2倍に実現できる。

30

【 0 1 2 8 】

PHA高圧流体は、環状溝穴156及び管244を介してスウォッシュプレートに対して前記フロート支持部及び同期機構の構成部品を押しブスタピストンへ進んで、スウォッシュプレートのシフトと傾斜角の変化と独立したハイブリッド動作を提供する。これは、ブスタピストンの直径比を決定し、エンジン、コンプレッサ、及びポンプの可変の排出量の動作を提供する。

【 0 1 2 9 】

エンジン、コンプレッサ、及びポンプ動作は、2つの独立変数：1つ目はスウォッシュプレート角度、2つ目はロータ中心線とスウォッシュプレートのヒンジピンの軸との間の距離の関数である。第1の変数は、エンジン、コンプレッサ、及びポンプの排出量を決定する。第2の変数はエンジン圧縮比を決定する。公知のエンジン圧縮比は、燃料の種類(オクタン燃料比)を決定し、非常に重要な条件：エンジンが得られた燃料で動作している間、エンジン圧縮比がエンジン排出量の変化から独立していることを決定する。この条件が、次の証明に従って単一シリンダのハイブリッド同期機構全体を実行する。

40

【 0 1 3 0 】

エンジン圧縮比と独立したエンジン排出量変化の証明(図18A、18B)

【 0 1 3 1 】

50

1 / 2 ロータ周期あたりのユニバーサルハイブリッドのコンプレッサピストンのストローク h は、軸ロッドのストロークと等しく、公知の軸機構、

$$h = L \tan \theta \quad (1)$$

に従う。ここで、 L は軸ロッドの軸間の距離であり、 θ はスウォッシュプレート角度である。

【0132】

レバー比 $i = (a + b) / b$ に従って、コンプレッサピストンのストローク h より大きいエンジンピストンのストローク H は、

$$H = i h = i L \tan \theta \quad (2)$$

である。ここで、 a 、 b はレバーアームであり、 H はエンジンピストンのストロークである。

10

【0133】

広く新しいエンジン圧縮比 λ は、

$$\lambda = (V_c + H) / V_c \quad (3)$$

である。ここで、 V_c はエンジンピストンの隙間である。

【0134】

スウォッシュプレートのヒンジピンの軸を軸ロッド領域の中心に繋がっているラインに置く。

$$\theta = 0 \text{ の場合、 } H = 0 \text{ 及び } \lambda = 1 \quad (4)$$

【0135】

エンジンピストンの隙間 V_c は、

$$V_c = i L \tan \theta \quad (5)$$

ここで、 V_c は、軸ロッドの軸とスウォッシュプレートのヒンジピンの軸の間の距離である。

20

【0136】

方程式 (2)、(3)、(4)、及び (5) によってエンジン圧縮比が得られる。

$$\lambda = 1 + L / V_c \quad (6)$$

【0137】

$$B = L / 2 \quad (7)$$

なので、

30

方程式 (6) 及び (7) によってエンジン圧縮比が得られる。ここで、 B はロータ中心線とスウォッシュプレートのヒンジピンの軸の間の距離である。

$$\lambda = (2B + L) / (2B - L) \quad (8)$$

従って、

$$B = L (\lambda + 1) / 2 (\lambda - 1) \quad (9)$$

である。

【0138】

この証明によって、我々は以下のことを得た。

1. エンジン圧縮比は、方程式 (8) に従って、スウォッシュプレート角度 θ から独立している。これは、エンジンピストンのストローク H と隙間 V_c の両方がスウォッシュプレートタンジェント角度に比例しているためである (方程式 2 及び 5 参照)。これは、スウォッシュプレート角度 θ が変化する場合 (ピンが移動可能である) が、スウォッシュプレートのヒンジピンが固定されている (B が一定である) 間、可変の排出量と不可変の圧縮比状態のエンジン動作を提供する。

40

2. エンジン圧縮比は、方程式 (8) に従って、ロータ中心線とスウォッシュプレートのヒンジピンの軸の間の距離 B に従属する。これは、異なる種類の燃料を使用して、距離 B の変化によってエンジンを雑燃料エンジン (omnivorous engine) に変えることができる。

【0139】

エンジンの圧縮比に従属する距離 B の例は下記の通りである：

50

軸ロッドの軸間の距離 $L = 60 \text{ mm}$ のエンジンが圧縮比 $= 10$ で動作すると方程式 (9) により $B = 36.7 \text{ mm}$ である。

他の燃料が、 $= 20$ より大きい 2 倍のエンジン圧縮比を必要とすると、方程式 (9) により $B = 33.2 \text{ mm}$ である。

【0140】

この例は、距離 B の小さな変化がエンジン圧縮比の大きな変化を与えることを示している。また、この例は、距離 B の変化 (ヒンジピンが移動可能) により、エンジンを雑燃料エンジンに変える効果的で簡単な方法を示している。

【0141】

図 18A は、最小のスウォッシュプレート傾斜角度 θ_1 に従った最小のエンジン排出量を示している。図 18B は、最大のスウォッシュプレート傾斜角度 θ_2 に従った最大のエンジン排出量を示している。

10

【0142】

スウォッシュプレートの回転機構及びスウォッシュプレート回転の液圧システムは、スウォッシュプレートのヒンジピンが固定されている (B が一定である) 間、可変の排出量と不可変の圧縮比でエンジン動作の可能性を実現する。

【0143】

スウォッシュプレートのシフト機構及びスウォッシュプレートシフトの液圧システムは、異なる種類の燃料で動作するエンジンの可能性を実現し、エンジンは実質的に雑燃料エンジンになる。

20

【0144】

エンジン、コンプレッサ、及びポンプの可変の排出量は、エンジンパワーを自動車の幅広く可変的な負荷及びスピード範囲に構成することができる追加の能力を提供する。

【0145】

エンジン及びコンプレッサ排出量の同時の増加は、エンジンパワーを自動車の幅広く可変的な負荷及びスピード範囲に構成することができる追加の能力を提供する。

【0146】

液圧モータとスタビライザモータの連続的な連結は、1 分あたりのエンジン負荷及びサイクルの永久独立を維持するために、スタビライザモータの入口の流体圧力によって前記液圧モータ排出量を自動で制御できるようにする。

30

【0147】

エンジン、コンプレッサ、及びポンプの可変の排出量は、自動車の負荷及びスピード範囲が幅広く可変的である間、最小の燃料消費率でのエンジン動作を提供する。

【0148】

図 19A は、コンプレッサピストンのストローク F_1 及びコンプレッサとエンジンピストンの間の距離が $1/2$ ロータ周期で G_1 から K_1 へ変化することを示している。この距離の変化は、スウォッシュプレート傾斜角度 θ_1 に従ったコンプレッサの排出量及びコンプレッサ圧縮比を決定する。

【0149】

図 19B は、コンプレッサピストンのストローク F_2 及びコンプレッサとエンジンピストンの間の距離が $1/2$ ロータ周期で G_2 から K_2 へ変化することを示している。この距離の変化は、大きいスウォッシュプレート傾斜角度 θ_2 に従ったコンプレッサの排出量及びコンプレッサ圧縮比を決定する。

40

【0150】

図 19A と比較すると図 19B は、スウォッシュプレート角度及びエンジン排出量の増加とともに、同時にコンプレッサの排出量及びコンプレッサ圧縮比が増加する。

【0151】

これらの要素全ては、広く知られている自動車エンジンやオートマチック・トランスミッションの代わりにエンジン、コンプレッサ、ポンプ、及び液圧モータの排出量が可変的である連続液圧トランスミッションの使用を提供し、これによって、重量、設置スペース

50

、コスト、仕事、燃料消費を最小限にする。

【 0 1 5 2 】

自動車のスタート加速

【 0 1 5 3 】

ハイブリッドは、P H A エネルギーを使用することによって自動車のスタート加速を提供する。操作者はアクセルペダルを押して、オンボードコンピュータ（図示せず）はソレノイド 4 0 2 を作動させる（図 1 6、図 1 6 K、図 1 6 L）。ディストリビュータ 3 9 8 は、ニュートラルから「自動車のスタート加速」位置へ切り換わり、液圧モータ「M」を具える P H A をライン 3 3 6、4 0 6、4 1 2 によって連結する。ニュートラル位置にあるディストリビュータ 3 6 4 は、エンジンアイドル動作を提供する。

10

【 0 1 5 4 】

液圧モータ「M」は気液アキュムレータのエネルギーを使用して、チェックバルブ 3 8 2 は閉じているので独立したエンジンモードから独立した自動車の動作を駆動する。図 1 6 K は、エンジンピストン下方運動の間のこれを示し、図 1 6 L は、エンジンピストン上方運動の間のこれを示す。

【 0 1 5 5 】

従って、保存された P H A エネルギーは、最小限の燃料消費での大きな動力、高効率で騒音のない自動車加速を提供する。また、これは、高効率の連続液圧トランスミッションの使用を提供する。気液アキュムレータの流体圧力センサ（図示せず）及びオンボードコンピュータからの信号がエンジンパワー動作のソレノイド 3 6 8 を自動で動作させ、操作者がアクセルペダルを押し続ける場合、エンジンは P H A と共同して自動加速を提供する。保存された P H A エネルギーは、同じ加速を提供するために従来の車のエンジンより容量の小さいエンジンを使用するという課題を解決する。

20

【 0 1 5 6 】

自動加速用に P H A エネルギーを使用することは、エネルギー回復方法であり、燃料消費をかなり減らすという課題を解決する。

【 0 1 5 7 】

自動車回生ブレーキ

【 0 1 5 8 】

操作者がブレーキペダルを押し、制御ライン 4 6 2（図 1 6、図 1 6 M）における流体圧力は回生ブレーキバルブ 4 1 8 をライン 4 0 8 を閉じる位置へ切り換える。同時に、オンボードコンピュータ（図示せず）がソレノイド 4 0 4 を動作させ、「自動車回生ブレーキ」位置におけるディストリビュータ 3 9 8 は、ライン 3 3 6 にライン 4 0 8 を、ライン 4 0 6 にタンクを連結する。自動車の運動は、トランスミッションによって液圧モータ「M」のシャフト（図示せず）を駆動して、これは、ポンプ運動で流体をライン 4 1 4、4 0 8、3 3 6 及びディストリビュータ 3 9 8 を介して P H A へ供給する。同時に、ニュートラル位置におけるディストリビュータ 3 6 4 は、エンジンアイドル動作を提供する。

30

【 0 1 5 9 】

このように、自動車の運動エネルギーを P H A の位置エネルギーへ変える。これは、自動車のブレーキシステムの寿命を長くして、続く自動車の加速用のエネルギーを蓄積する。これは、同じ加速を提供するために従来の車のエンジンより容量の小さいエンジンを使用するという課題を解決する。

40

【 0 1 6 0 】

回生ブレーキはエネルギー回復方法であり、燃料消費をかなり減らす。

【 0 1 6 1 】

気液アキュムレータチャージ（液圧モータ「M」シャフトは止められている）

【 0 1 6 2 】

P H A 流体圧力の減少は、流体圧力センサ（図示せず）からの信号を決定し、オンボードコンピュータ（図示せず）は自動でソレノイド 3 6 8（図 1 6、図 1 6 N、図 1 6 P）

50

を作動させる。ディストリビュータ364は、「運転」位置へ切り換えて、ライン336によってPHAを具えるポンプ出力ライン378を連結する。

【0163】

流体は、エンジンピストン下方運動の間、ポンプの出口から直接PHA(図16N)へ進む。エンジンピストン上方運動(図16P)は、液圧コンバータからの流体供給を提供し、同時にこの入口チャンバはPHAから流体を受ける。液圧コンバータ比の結果、エンジンピストン下方運動の間にPHAに入る流量は、エンジンピストン上方運動の間にPHAから進む流量より大きい。従って、PHAの流体圧力は、1サイクルの間に増加する。流体圧力が最大に達するときに、流体圧力センサからの信号はソレノイド368を停止させて、ディストリビュータ364はニュートラル位置へ切り換わる。

10

【0164】

従って、エンジンはPHAを自動的にチャージする。ハイブリッドは、流体圧力がかなり減少している場合であっても、駐車時間にかかわらずPHAを自動でチャージするという課題を解決する。その状況では、センサは、自動制御信号としてPHA流体圧力の大きさをを用いて、前述の「スタート」、「アイドルング」、及び「運転」(操作者による動作を必要とする)のプロセスの代わりに、ディストリビュータのソレノイドを切り換える。エンジンはPHAを早くチャージして、流体圧力が最大に達した時に自動的に停止する。ペダル436によってスタータポンプ434(図16)は、非常時における筋力作用で流体圧力を増大させる機会を提供する。従って、ハイブリッドは、次の大きなパワーの早いスタートのためにこのエンジンを用意する。エネルギー回復としての気液アキュムレータのチャージは、かなり燃料消費を減らす。

20

【0165】

自動車の非常時の運動

【0166】

単一シリンダのハイブリッドシステムは、エンジンが動かない場合にPHAエネルギーを使用することによって非常時における自動車の前進及び後退運動(図16、図16Q、図16R)を提供する。ソレノイド402(図16Q)は、停止したエンジンから独立しているPHAエネルギーを使用する液圧モータ「M」によって自動車の非常時の前進運動のためにディストリビュータ398を切り換える。ソレノイド404(図16R)は図16の液圧線図に従って、自動車の非常時の後退運動のためにディストリビュータ398を切り換える。

30

【0167】

ハイブリッドはすべて、かなり自動車の燃料を減らすことができるという利点がある。以下に、都市部での運転状態において、漸進的な液圧トランスミッションを備える中型のセダンの車における単一シリンダのハイブリッドの大体の燃料経済を示す。

【0168】

燃料経済の方法	燃料経済比
1. 最小の燃料消費率の全動作モード	18%
2. 空気の内部冷却過給機を具える直接エネルギー伝達	12%
3. 赤信号毎のエンジン停止	8%
4. エンジン及び漸進的な液圧トランスミッションの軽量	7%
5. より小さいエンジン容量のエネルギー回復	30%
合計	75%

40

【0169】

直接のエネルギー伝達、連続的に可変のエンジン、コンプレッサ、及びポンプの排出量、及び液圧トランスミッションエネルギー回復を具える単一シリンダのハイブリッドは、都市部の状況で、中型のセダンの車において1ガロンあたり約80マイルを達成して、自動車の加速の大きさ維持できるようにする。

【0170】

単一シリンダのハイブリッドは、少なくとも以下のことを可能にする：

50

・ディーゼル燃料による２サイクルエンジンか２サイクルガソリンエンジンを使用すること。ディーゼルを使用する場合、従来システムのシリンダヘッド（図示せず）内への噴出ポンプ及び燃料噴出器が使用される。ガソリンを使用する場合、シリンダヘッド（図示せず）内へのスパークプラグを具える従来の燃料噴出システムが使用される。どちらの場合も従来のスロットル（図示せず）がコンプレッサの吸気ラインに入る空気の量を制御するために使用される。

・従来の燃料、冷却、電気、及びその他の付属システムを使用して、外部のエネルギー源から独立して筋力作用によってエンジンスタートを提供すること

・追加のエンジン冷却をレシーバウォータージャケットと別に又はエンジン冷却システムと共同して、あるいは空気によるエンジン冷却を使用すること

・他の目的、例えば空気をタイヤに入れるためにレシーバ内の加圧空気を使用すること

・様々な種類の液圧トランスミッション、例えば可変の又は固定の排出量の従来のモータ、閉じたあるいは開いたループと共に使用すること；及び高圧流体を具える機械的動作装置のシリンダを提供すること

・垂直又は水平、あるいは両方の角度のいずれかの方向のエンジンシリンダ軸を具えて機械的に設備を使用すること

・エンジントルク及びロータ角速度信号を具え、及び電気、液圧、又は機械的ないずれかのフィードバックを具える様々な種類のスウォッシュプレート回転の自動システムを使用すること

・簡単なスウォッシュプレートのシフト機構によって、プロパン、天然ガス、メタン、水素など様々な種類の気体燃料を使用すること

・エンジン圧縮比を変化する、及びいずれかの種類の燃料を使用するために、自動又はボタン制御を具えるスウォッシュプレートのシフト機構を使用すること

・エンジンピストンからポンププランジャへの直接的なエネルギー伝達の結果、エンジン排出量あたりのさらなるパワー出力のために燃料の自然燃焼（爆発）を使用すること

・可変の排出量ハイブリッドと不可変の排出量ハイブリッドの両方のコンプレッサのバルブを駆動するローブを具えるポンプのロータを使用すること

・例えばディーゼルの場合の燃料噴出ポンプを駆動するために、ロータの中心シャフトを使用すること。

【 0 1 7 1 】

前述の単一シリンダのハイブリッドは、トラック、機関車、船、オートバイ、飛行機、移動式動力システム、建設機械、自動車、及びその他の自動車や装置に使用してもよい。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 1 7 2 】

【 図 1 】 図 1 は、本発明の原理に従う単一シリンダハイブリッドの好適な実施例を示す。

【 図 2 】 図 2 は、本発明のエンジンシリンダ軸とエンジン及びコンプレッサバルブ軸に沿った断面図である。

【 図 3 】 図 3 は、本発明のエンジンシリンダ軸と軸ロッドの軸に沿った断面図である。

【 図 4 】 図 4 は、本発明の軸ロッドの軸に沿った詳細な断面図である。

【 図 5 】 図 5 は、図 4 のライン 1 - 1 による部分的な詳細断面図である。

【 図 6 】 図 6 は、図 4 のライン 2 - 2 による部分的な詳細断面図である。

【 図 7 】 図 7 は、図 4 のライン 3 - 3 による部分的な詳細断面図である。

【 図 8 】 図 8 は、図 4 のライン 4 - 4 による部分的な詳細断面図である。

【 図 9 】 図 9 は、図 4 のライン 5 - 5 による部分的な詳細断面図である。

【 図 1 0 】 図 1 0 は、本発明のコンプレッサ出力バルブに沿ったシリンダの断面図である。

【 図 1 1 】 図 1 1 は、本発明の同期機構のレバーに沿った断面図である。

【 図 1 2 】 図 1 2 は、本発明のバルブプレートに沿った断面図である。

【 図 1 3 】 図 1 3 は、本発明のスタビライザ液圧モータピストンの軸に沿った断面図である。

10

20

30

40

50

【図14】図14は、本発明のスウォッシュプレート回転及びスウォッシュプレートのシフト機構の正面図である。

【図15】図15は、本発明のスウォッシュプレート回転及びスウォッシュプレートのシフト機構の平面図である。

【図16A - 16B】図16は、本発明の液圧線図であり、図16A及び16Bは、本発明に従ったエンジンピストンの下方及び上方運動それぞれの間のエンジンスタートの流体のフロー図である。

【図16C - 16D】図16は、本発明の液圧線図であり、図16C及び16Dは、本発明に従ったエンジンピストンの下方及び上方運動それぞれの間のエンジンアイドリングの流体のフロー図である。

10

【図16E - 16F】図16は、本発明の液圧線図であり、図16E及び16Fは、本発明に従ったエンジンピストンの下方及び上方運動それぞれの間のエンジンの運転動作の流体のフロー図である。

【図16G】図16は、本発明の液圧線図であり、図16Gは、本発明に従ったエンジン動作の1サイクルの間のポンプ供給を示す図である。

【図16H】図16は、本発明の液圧線図であり、図16Hは、本発明に従ったエンジン動作の1サイクルの間の気液アキュムレータの流体の流れを示す図である。

【図16J】図16は、本発明の液圧線図であり、図16Jは、本発明に従った液圧モータを介した流体の流れを示す図である。

【図16K - 16L】図16は、本発明の液圧線図であり、図16K及び16Lは、本発明に従ったエンジンピストンの下方及び上方運動それぞれの間の自動車のスタート加速の流体のフロー図である。

20

【図16M】図16は、本発明の液圧線図であり、図16Mは、本発明に従った自動車の回生ブレーキの流体のフロー図である。

【図16N - 16P】図16は、本発明の液圧線図であり、図16N及び16Pは、本発明に従ったエンジンピストンの下方及び上方運動それぞれの間のエンジンパワー動作による気液アキュムレータのチャージの流体のフロー図である。

【図16Q - 16R】図16は、本発明の液圧線図であり、図16Q及び16Rは、本発明に従った気液アキュムレータのエネルギーによる非常時の自動車運動の前進及び後退それぞれの流体のフロー図である。

30

【図17A - 17D】図17A乃至17Dは、本発明に従ったハイブリッド動作の順序を示す。

【図18A】図18Aは、本発明に従った最小のエンジン排出量のハイブリッドを示す動的図である。

【図18B】図18Bは、本発明に従った最大のエンジン排出量のハイブリッドを示す動的図である。

【図19A】図19Aは、本発明に従った最小のエンジン、コンプレッサ、及びポンプ排出量のハイブリッドを示す動的図である。

【図19B】図19Bは、本発明に従った最大のエンジン、コンプレッサ、及びポンプ排出量のハイブリッドを示す動的図である。

40

【0173】

同じ参照数字は、すべての図面において同じ部品を示す。

【0174】

液圧ラインの矢印(図16A乃至図16F及び図16L乃至図16R)は、図16の液圧線図に従った流体の流れの方向を示す。

【0175】

図12の矢印は、ロータの回転方向を示す。

【符号の説明】

【0176】

26 ハイブリッド

50

2 8	エンジン	
3 2	コンプレッサ	
3 4	ポンプ	
3 6	ロータ	
3 8	同期機構	
4 2	スウォッシュプレート	
4 4	円錐レジューサ	
4 6	スウォッシュプレートの回転機構	
4 8	スウォッシュプレートのシフト機構	
5 2	スウォッシュプレート回転の液圧システム	10
5 4	スウォッシュプレートシフトの液圧システム	
5 6	液圧制御システム	
5 8	エンジンシリンダ	
6 2	エンジン冷却システム	
6 4	エンジンピストン	
6 6	エンジンピストンリング	
6 8	エンジンシリンダヘッド	
7 2	燃焼チャンバ	
7 4	エンジンカムシャフト	
7 6	空気噴出バルブ	20
7 8	排気バルブ	
8 2	排気マニホールド	
8 4	コンプレッサチャンバ	
9 2	コンプレッサピストン	
9 4	コンプレッサピストンリング	
9 6	コンプレッサピストンハブ	
9 8	コンプレッサ吸気マニホールド	
1 0 2	コンプレッサ吸気バルブ	
1 0 4	コンプレッサ出力バルブ	
1 0 6、1 0 8	スプリング	30
1 1 2	レシーバ	
1 1 4	レシーバのウォータジャケット	
1 1 6	コンプレッサ吸気バルブのローブ	
1 1 8	ロッド	
1 2 2	ロッカ	
1 2 4	コンプレッサ出力バルブのローブ	
1 3 2	バルブプレート	
1 3 4	ロータのシリンダブロック	
1 3 6	ロータのアバットメント	
1 3 8	ポンプのプランジャ	40
1 4 2	ロータのベアリング	
1 4 4	ディスクスプリング	
1 4 6、1 4 8	ポンプの溝穴	
1 5 2	ポンプのチャンバ	
1 5 4	ロータの管	
1 5 6	環状溝穴	
1 5 8、1 6 2	独立した溝穴	
1 6 4	ロータのピストン	
1 6 6	中心シャフトのベアリング	
1 6 8	中心シャフト	50

1 7 2	歯付クラッチ	
1 8 2、1 8 4	軸ロッド	
1 8 6	ヨーク	
1 8 8、1 9 2	補償ピストン	
1 9 4	レバー	
1 9 6	ピンシュー	
1 9 8	サドルシュー	
2 0 2	フロート支持部	
2 0 4	フロート支持部のリッジ	
2 0 6、2 0 8	ブースタのピストン	10
2 1 2	ブースタの排水チャンバ	
2 1 4	排水口	
2 1 6、2 1 8	シュー	
2 2 2	スライダ	
2 2 4	車軸	
2 2 6	クロスバー	
2 2 8	スライダ	
2 3 2	スライドホルダ	
2 3 4	スライダ	
2 3 6	スライドホルダのリッジ	20
2 4 4	ブースタの管	
2 5 2、2 5 4	円錐ギアホイール	
2 5 6	シャフト	
2 5 8	スプロケットホイール	
2 6 2	チェーン	
2 6 4	第2のスプロケットホイール	
2 6 6	プーリ	
2 6 8	ベルト	
2 7 2	ベアリング	
2 7 4	ハウジング	30
2 8 2	サーボシリンダ	
2 8 4	ピストン	
2 8 8	スウォッシュプレートのピン	
2 9 2	ロッド	
2 9 4	サーボシリンダ	
2 9 6	ピストン	
2 9 8	レバー	
3 0 6	ロッド	
3 0 8	スウォッシュプレートのヒンジピン	
3 1 6	液圧ディストリビュータ	40
3 1 8、3 2 2	ソレノイド	
3 2 4、3 2 6、3 3 2	液圧ライン	
3 3 4	気液アキュムレータ	
3 3 6	液圧ライン	
3 3 8	液圧ディストリビュータ	
3 4 2、3 4 4	ソレノイド	
3 4 6、3 4 8	液圧ライン	
3 6 4	液圧ディストリビュータ	
3 6 6、3 6 8	ソレノイド	
3 7 2	液圧ライン	50

- 374 液圧コンバータ
- 376、378 液圧ライン
- 382 チェックバルブ
- 384、386 液圧ライン
- 388、392 液圧ライン
- 394 第2のチェックバルブ
- 398 液圧ディストリビュータ
- 402、404 ソレノイド
- 406、408 液圧ライン
- 412、414、416 液圧ライン
- 418 回生ブレーキバルブ
- 422 液圧ライン
- 428、432 液圧ライン
- 434 スタータポンプ
- 436 スタータポンプのペダル
- 438、442 液圧コンバータのピストン
- 444 の入口チャンバ
- 446 排水チャンバ
- 448 の出口チャンバ
- 454 ピストン
- 456 スプリング
- 458 制御チャンバ
- 462 液圧制御ライン

10

20

【図1】

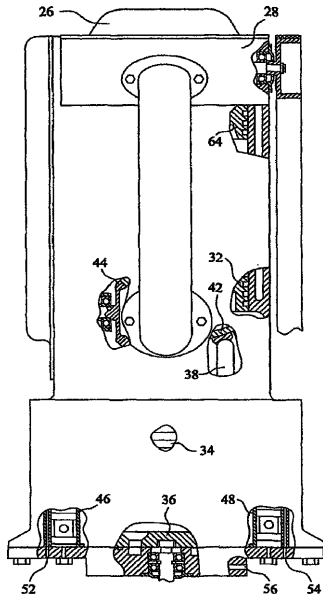


FIG.1

【図2】

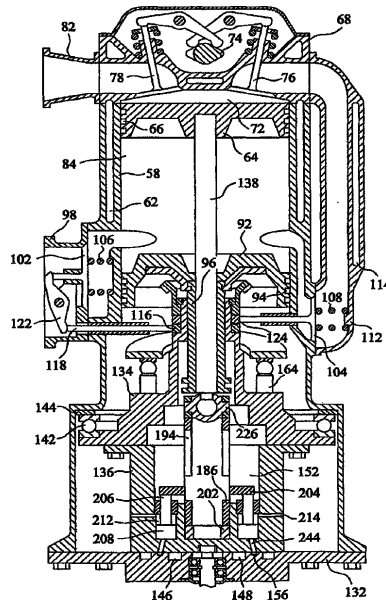


FIG.2

【 図 3 】

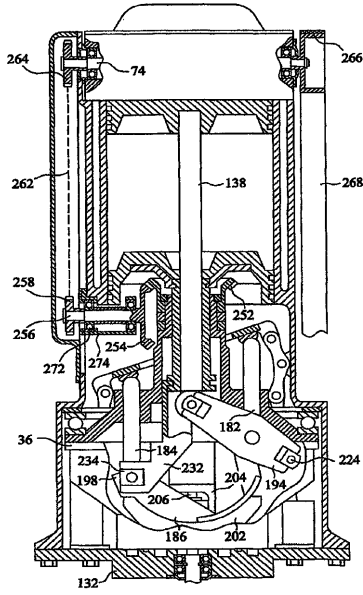


FIG.3

【 図 4 】

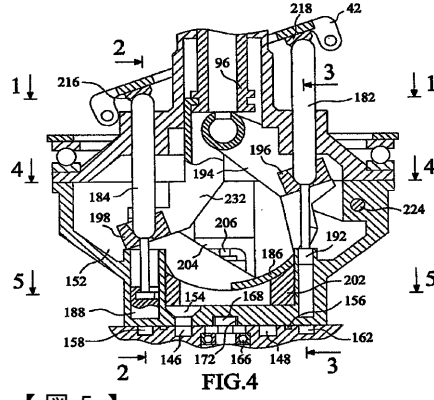


FIG.4

【 図 5 】

1 — 1

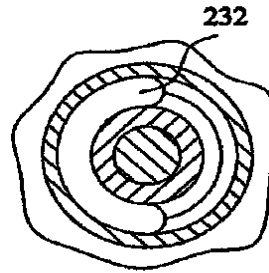


FIG.5

【 図 6 】

2 — 2

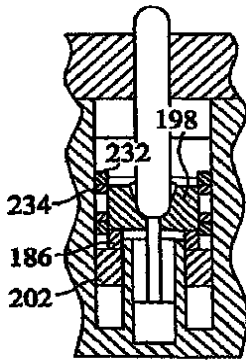


FIG.6

【 図 7 】

3 — 3

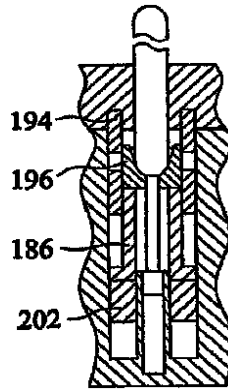


FIG.7

【 図 8 】

4 — 4

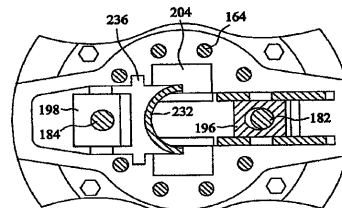


FIG.8

【 図 9 】

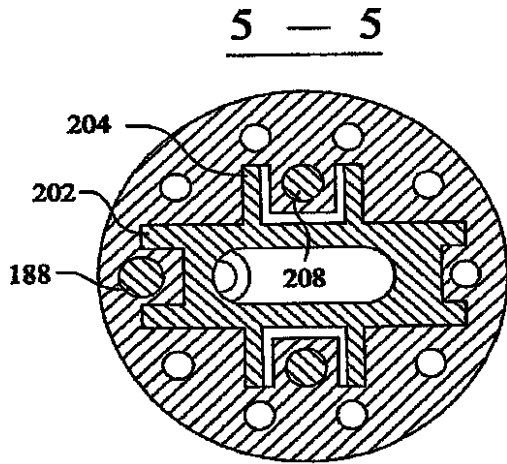


FIG.9

【 図 10 】

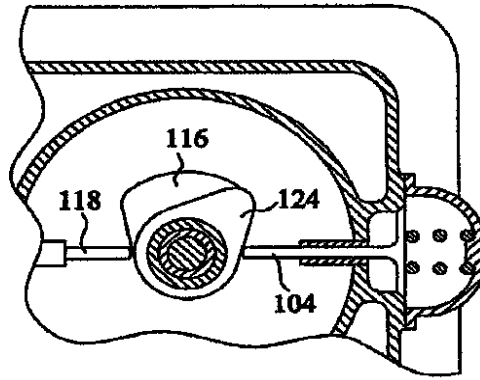


FIG.10

【 図 11 】

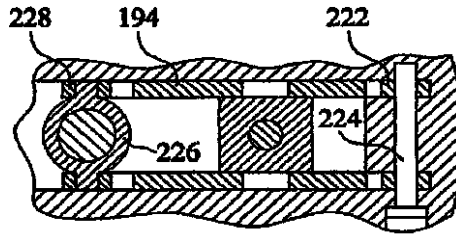


FIG.11

【 図 12 】

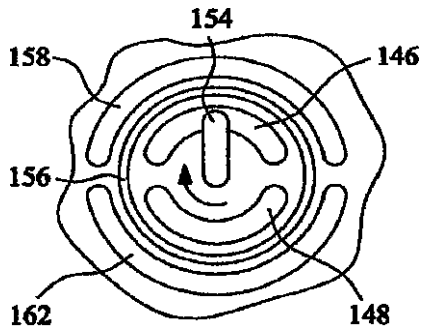


FIG.12

【 図 13 】

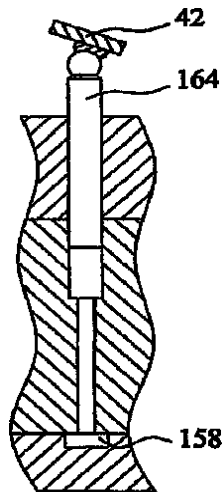


FIG.13

【 図 14 】

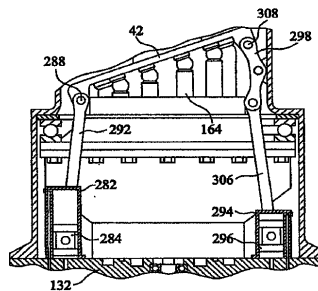


FIG.14

【 15 】

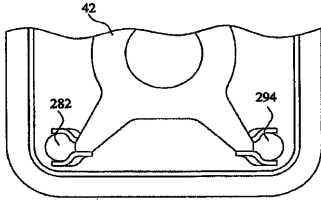


FIG.15

【 16 】

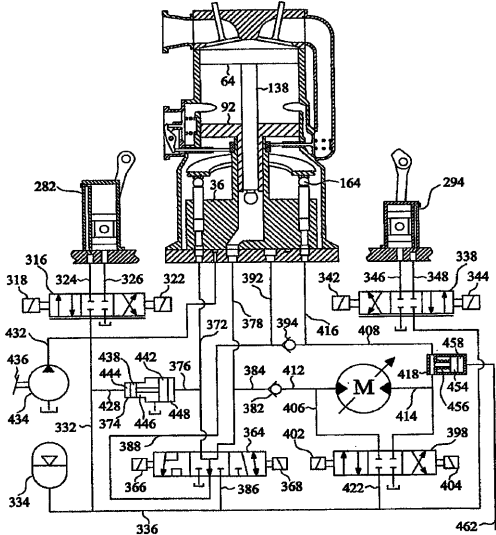


FIG.16

【 16 A 】

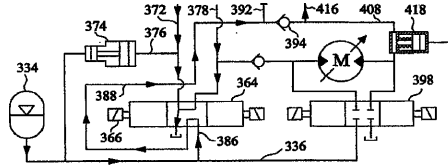


FIG.16A

【 16 B 】

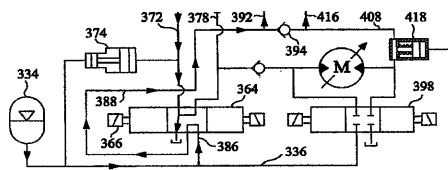


FIG.16B

【 16 C 】

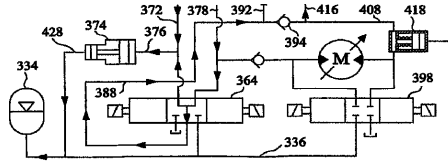


FIG.16C

【 16 D 】

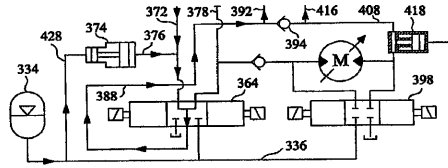


FIG.16D

【 16 E 】

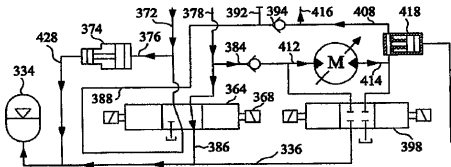


FIG.16E

【 16 F 】

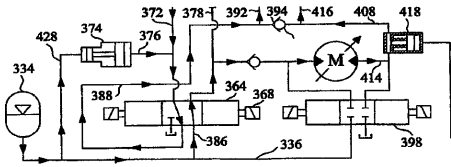


FIG.16F

【 16 G 】

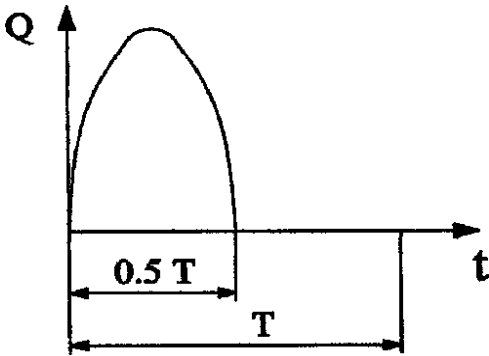


FIG.16G

【 16 H 】

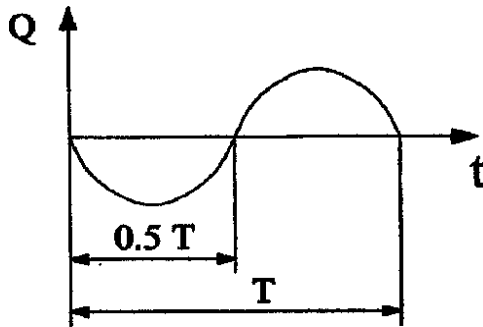


FIG.16H

【 16 J 】

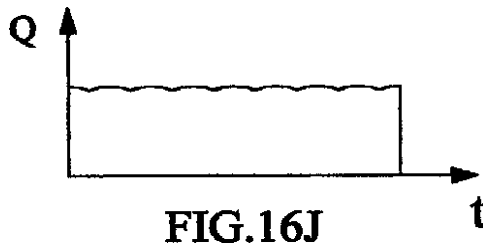


FIG.16J

【 16 K 】

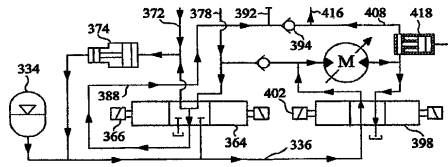


FIG.16K

【 16 L 】

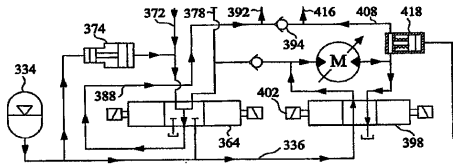


FIG.16L

【 16 Q 】

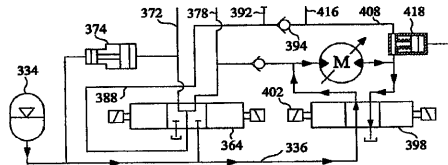


FIG.16Q

【 16 M 】

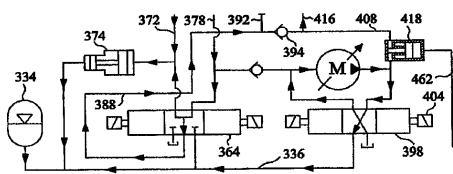


FIG.16M

【 16 R 】

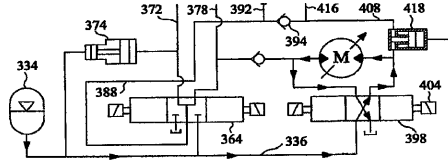


FIG.16R

【 16 N 】

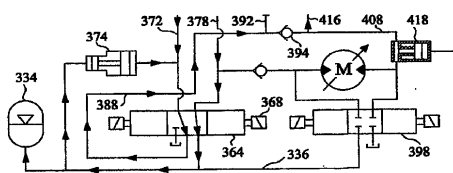


FIG.16N

【 16 P 】

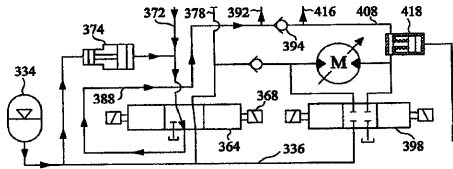


FIG.16P

【 17 A 】

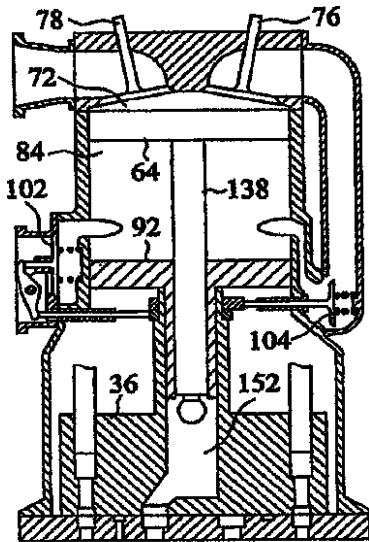


FIG.17A

【 17 B 】

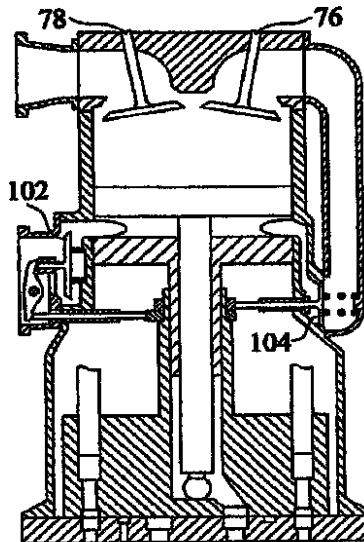


FIG.17B

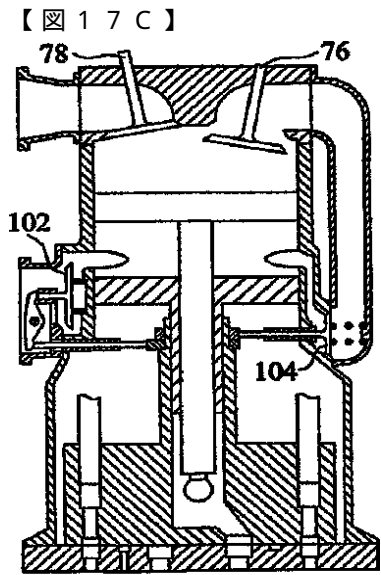


FIG.17C

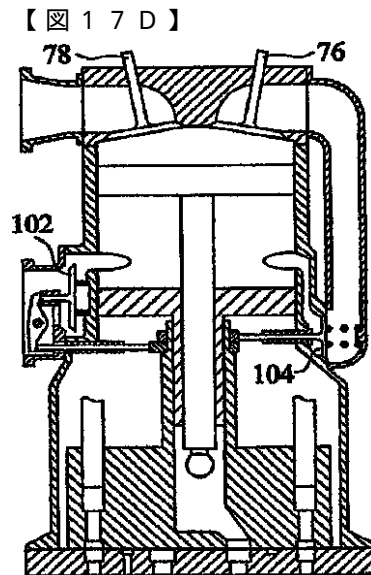


FIG.17D

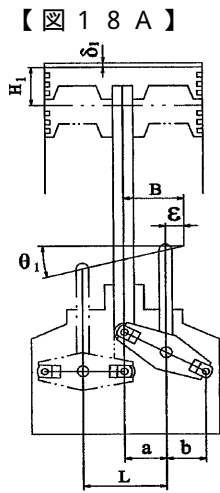


FIG.18A

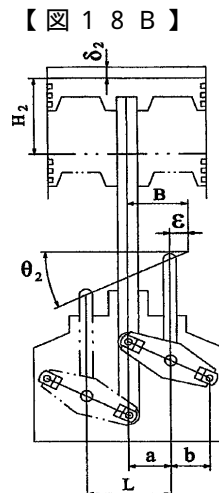



FIG.18B

【 19 A】

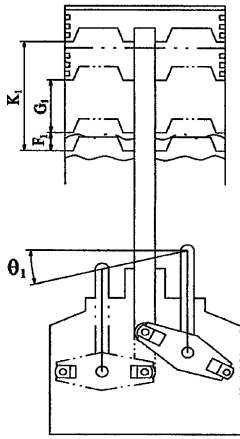



FIG.19A

【 19 B】

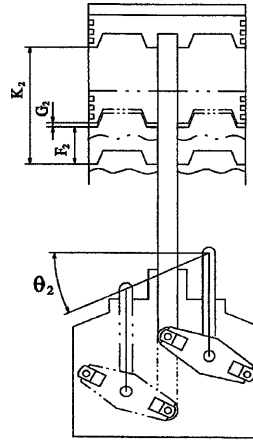


FIG.19B

フロントページの続き

審査官 瀬川 裕

- (56)参考文献 特開昭53-124830(JP,A)
特表平07-501120(JP,A)
特表平11-514947(JP,A)
特表2003-519595(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16H 39/42
B60K 6/12
F01B 9/04
F16H 61/4096