

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第5126623号
(P5126623)

(45) 発行日 平成25年1月23日 (2013. 1. 23)

(24) 登録日 平成24年11月9日 (2012. 11. 9)

(51) Int. Cl.		F I	
FO2B	73/00	(2006.01)	FO2B 73/00 A
FO2G	5/02	(2006.01)	FO2G 5/02 B
FO2B	41/10	(2006.01)	FO2B 41/10 Z
FO1N	5/02	(2006.01)	FO1N 5/02 F

請求項の数 26 (全 19 頁)

(21) 出願番号	特願2009-527853 (P2009-527853)	(73) 特許権者	509070854
(86) (22) 出願日	平成19年9月11日 (2007. 9. 11)		セヴェノド, フレデリック
(65) 公表番号	特表2010-502897 (P2010-502897A)		フランス, F-75002 パリス, ルー
(43) 公表日	平成22年1月28日 (2010. 1. 28)		ドゥ サンティエ, 34
(86) 国際出願番号	PCT/FR2007/001466	(74) 代理人	100077702
(87) 国際公開番号	W02008/031939		弁理士 竹下 和夫
(87) 国際公開日	平成20年3月20日 (2008. 3. 20)	(72) 発明者	セヴェノド, フレデリック
審査請求日	平成22年8月6日 (2010. 8. 6)		フランス, F-75002 パリス, ルー
(31) 優先権主張番号	0607933		ドゥ サンティエ, 34
(32) 優先日	平成18年9月11日 (2006. 9. 11)		
(33) 優先権主張国	フランス (FR)	審査官	石黒 雄一

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 外部熱源を備えた熱機関

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

外部熱源 (3 2) を備えた熱機関 (5 5) であって、
作動ガス用の少なくとも一つの容積可変作動チャンバ (2 2) と、
流出転送フェーズ中に前記作動チャンバ (2 2) をエネルギー受取りパス (3 3) からの低温インプットに接続させ、流入転送フェーズ中に前記作動チャンバ (2 2) を前記エネルギー受取りパス (3 3) の高温アウトプットに接続させるディストリビューション機構 (2 9 , 3 1) を有し、

前記エネルギー受取りパス (3 3) が、前記外部熱源 (3 2) に接した時に、前記作動チャンバ (2 2) 外の作動ガスを加熱する構成となっており、

前記ディストリビューション機構 (2 9 , 3 1) が、前記エネルギー受取りパス (3 3) 内の圧力を維持し、安定動作中に、前記作動チャンバ (2 2) 内の圧力が前記エネルギー受取りパス (3 3) 内の圧力より低い間に前記作動チャンバ (2 2) を前記エネルギー受取りパス (3 3) の低温インプットに接続するように時間設定されていることを特徴とする熱機関。

【請求項 2】

安定動作中に圧縮ガスを蓄積し、エンジンが停止期間後に再作動した時に、この蓄積したガスを少なくとも部分的に戻すために、外部熱源 (3 2) の前記エネルギー受取りパス (3 3) に選択的に接続される圧力アキュムレータ (4 7) を含んでいることを特徴とする請求項 1 に記載の熱機関。

【請求項 3】

前記エネルギー受取りパス(33)の初期加圧を実施し及び又は前記エネルギー受取りパス(33)内の圧力を制御するための制御可能バルブタイミング機器(29, 31)を含んでいることを特徴とする請求項1又は2に記載の熱機関。

【請求項 4】

流出転送フェーズ(P5)の開始時に、前記作動チャンバ(22)の容積(Vs)が、流入転送フェーズ(P6)の終了時における前記チャンバの容積(Ve)よりも小さくなるよう構成されていることを特徴とする請求項1~3のいずれか一項に記載の熱機関。

【請求項 5】

前記作動チャンバ(22)を区画している少なくとも一つの表面(23)である、ピストンの圧力表面が、断熱被覆(49)で構成されていることを特徴とする請求項1~4のいずれか一項に記載の熱機関。

10

【請求項 6】

前記熱機関が、一回のチャンバ(22)容積減少ストロークにおいて、排出フェーズ(P1)、圧縮フェーズ(P3)、流出転送フェーズ(5)へと順番に変化する2ストロークサイクルで動作することを特徴とする請求項1~5のいずれか一項に記載の熱機関。

【請求項 7】

前記作動チャンバ(22)への吸気フェーズ(P2)が、排出フェーズ(P1)と圧縮フェーズ(3)との間に圧力下で実施されることを特徴とする請求項6に記載の熱機関。

【請求項 8】

20

前記熱機関が、
作動ガス吸気フェーズ(P2)のためのチャンバ容積増加ストロークと、
後続して流出転送フェーズ(P5)が行われる、作動ガス圧縮フェーズ(P3)のためのチャンバ容積減少ストロークと、
流入転送フェーズ(P6)とその後の膨張フェーズ(P7)のためのチャンバ容積増加ストロークと、
作動ガス排出フェーズ(P1)のためのチャンバ容積減少ストロークを含んだ4ストロークサイクルで動作することを特徴とする請求項1~5のいずれか一項に記載の熱機関。

【請求項 9】

前記作動チャンバ(22)が、交互にチャンバ容積の増加と減少を齎すピストンによって容量制限され、

30

前記ディストリビューション機構(29, 31)が、前記作動チャンバ(22)を選択的に閉成させ、且つ、前記作動チャンバ(22)を作動ガス吸気ポート(24)、作動ガス排出ポート(26)、エネルギー受取りパス(33)の低温インプット及びエネルギー受取りパス(33)の高温アウトプットと夫々選択的に接続させるよう構成され、

前記ディストリビューション機構が、前記作動チャンバ内の作動ガスの圧縮フェーズ(P3)後の流出転送フェーズ(P5)中に前記チャンバを低温インプットと接続させ、膨張フェーズ(P7)前の流入転送フェーズ(P6)中に前記作動チャンバを前記高温アウトプットに接続させるように構成されていることを特徴とする請求項1~8のいずれか一項に記載の熱機関。

40

【請求項 10】

膨張フェーズ(P7)の終了時点において、前記作動チャンバが、圧縮フェーズ(P3)の開始時点における前記チャンバの容積よりも大きな容積(VM)を有することとなるように、前記ディストリビューション機構が時間設定されていることを特徴とする請求項1~9のいずれか一項に記載の熱機関。

【請求項 11】

前記熱機関(55)の前記排出ポート(26, 16)が前記外部熱源(32)の温暖インプット(44)に接続され、前記温暖インプット(44)の温度が、前記外部熱源(32)のインプットにおけるエネルギー供給パスの温度と、前記エネルギー供給パスが前記外部熱源(32)を離れた時点の温度との間の温度であることを特徴とする請求項1~1

50

0のいずれか一項に記載の熱機関。

【請求項12】

前記外部熱源(32)に、内燃機関(54)の排気ポート(21, 13)からエネルギー供給パスによってエネルギーが供給されるようになってい

【請求項13】

前記燃焼室(22)に隣接する排気ポート(21)と、前記外部熱源(32)に入る排気ガス

【請求項14】

請求項1~11のいずれか一項に記載の熱機関と、排気が前記熱機関の熱源(32)のエネルギー供給パスに供給される内燃機関(54)を有しているハイブリッドエンジン。

【請求項15】

前記熱源(32)が、ターボチャージャー(57)タービン(56)のインプットに接続された、エネルギー供給パス用のアウトプットを含んでいることを特徴とする請求項14に記載のハイブリッドエンジン。

【請求項16】

タービン(66)が熱機関(65)の排気ポート(26)と前記外部熱源(32)の温暖インプット(44)との間に挿入され、温暖インプット(44)の温度が、熱源のインプットにおけるエネルギー供給パスの温度と、前記エネルギー供給パスが熱源を離れる時点での温度との間の温度であることを特徴とする請求項14に記載のハイブリッドエンジン。

【請求項17】

前記熱機関(65)の排気ポート(26)がターボチャージャー(67)のタービン(66)の入力部に接続されていることを特長とする請求項14に記載のハイブリッドエンジン。

【請求項18】

前記ターボチャージャー(37, 57, 67)が圧縮部(38)を含み、その圧縮部(38)のアウトプットが、前記熱機関(55, 65)の前記吸気ポート(24)に接続されていることを特徴とする請求項15~17のいずれか一項に記載のハイブリッドエンジン。

【請求項19】

前記ターボチャージャーが、前記熱源(32)の上流においてエネルギー供給パスが通過するタービン(76, 86)を備えた第一ターボチャージャー(77, 87)の圧縮部アウトプットに圧縮部インプットが接続されている第二のターボチャージャーであることを特徴とする請求項15~17のいずれか一項に記載のハイブリッドエンジン。

【請求項20】

前記第一ターボチャージャー(77, 87)の前記タービン(76, 86)のアウトプットが、少なくとも間接的に熱源の高温インプットに接続されていることを特徴とする請求項19に記載のハイブリッドエンジン。

【請求項21】

前記第一のターボチャージャー(77, 87)の圧縮部アウトプットが、前記内燃機関(54, 64)の前記吸気ポート(19)に接続されていることを特徴とする請求項19に記載のハイブリッドエンジン。

【請求項22】

前記熱機関の少なくとも一つのピストン(8t)がクランクシャフト(4)に連結され、前記内燃機関(54)が、前記クランクシャフト(4)に連結された少なくとも一つのピストン(8c)を有していることを特徴とする請求項14~21のいずれか一項に記載のハイブリッドエンジン。

【請求項23】

10

20

30

40

50

前記内燃機関(54)と前記熱機関(55)とが、共通のエンジンプロック(1)を有していることを特徴とする請求項14~22のいずれか一項に記載のハイブリッドエンジン。

【請求項24】

前記熱機関(55)の前記ピストン(8t)が、前記内燃機関(54)の前記ピストン(8c)と同じ圧力表面(23)領域と行程長さを有していることを特徴とする請求項20~23のいずれか一項に記載のハイブリッドエンジン。

【請求項25】

前記熱機関(55)の前記ピストン(8t)が、前記内燃機関(54)の前記ピストン(8c)とは異なる面積と行程長さをもっていることを特徴とする請求項20~23のいずれか一項に記載のハイブリッドエンジン。

10

【請求項26】

請求項1~7のいずれか一項に記載の熱機関と、排気が前記熱機関の熱源(32)のエネルギー供給パスに供給される内燃機関(54)を有し、前記内燃機関が4ストロークサイクルで動作し、前記熱機関が2ストロークサイクルで動作することを特徴とするハイブリッドエンジン。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、外部熱源を備えた熱機関に関し、特に、排気熱回収による熱源を備えた、陸上車両又は船舶或いは航空機であるか否か関係なく全てのタイプの輸送機関に適用される熱機関に関するものである。

20

【背景技術】

【0002】

熱源を利用した従来の熱機関の運転は、熱源(hot source)が高温である場合に特に効率的である。しかし、内燃機関からの排気ガスを使う場合のように、熱源の温度があまり高温でない場合には、熱機関の性能は低下する。

【0003】

内燃機関の出力エネルギーは、比較的適度なものである。これは、主に、冷却システム、特にその排気系を介して熱機関が大気中に放出する熱エネルギーに起因する。

30

【0004】

特に、エンジンの重量、嵩張り、コストが重要な要素になる車両について言えば、放出されたエネルギーの使用に関しては、現在開発中である。例えば、排出系から放出されるガスエネルギーは、比較的穏やかな温度の低圧ガス形態のものである。放出されたエネルギーを機械エネルギーに変換するには、通常は、重たくて、嵩張り、コスト高の機械が用いられるが、その機械そのものの効率については異論があるところである。

【0005】

この問題を解決する方策として、ハイブリッド型熱-内燃機関が、US3180078A、US4121423A、DE10143342A1、JP2004-270625A、US4754606Aに開示されている。しかし、これらの方策のいずれもが、重量、嵩張り、コスト、とりわけ、効率の制約の点などのすべての課題を克服することはできない。この従来技術の大半が、作動ガスを圧縮して、その後、ガスを膨張させる前に回収した熱で再加熱するということを想定している。しかし、圧縮の終了の時点での作動ガスの温度よりほんのわずかだけ高温の熱を回収できるに過ぎないので、上記の方法は非効率な方法である。

40

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

本発明は、温熱源からの熱エネルギー、典型的には、内燃プロセスの終りに放出される排気熱の熱エネルギーを、特に車両に適用する際に通常求められる条件に適合するような

50

態様で、機械的エネルギーに効率的に変換することのできる熱機関を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0007】

本発明によれば、外部熱源を備え、作動ガス用の少なくとも一つの容積可変作動チャンバと、流出転送フェーズ中に作動チャンバをエネルギー受取りパスからの低温インプットに接続し且つ流入転送フェーズ中に作動チャンバをエネルギー受取りパスの高温アウトプットに接続するディストリビューション機構 (distribution mechanism) を有し、前記のエネルギー受取りパスが、外部熱源に接した時に前記作動チャンバ外の作動ガスを加熱するようになっている熱機関であって、前記ディストリビューション機構が、前記エネルギー受取りパス内の圧力を維持し、安定動作中に、前記作動チャンバ内の圧力が前記エネルギー受取りパス内の圧力より低い間に前記作動チャンバを前記エネルギー受取りパスの低温インプットに接続するように時間設定されていることを特徴とする、外部熱源を備えた熱機関が提供される。

10

【0008】

本発明によるバルブ開閉のタイミングは驚きに値する。その理由は、既に交換パスに入ってしまった作動ガスが作動チャンバ内へ逆流することを可能にさせ、それに続いて、既に逆流した作動ガスと、圧縮されたばかりの作動ガスの双方を交換パスに放出させるというものだからである。従って、これが、一見して、サイクルの負動作を増加させる結果となる。しかし、作動チャンバが交換パスの低温インプットに接続される前にわずかに圧縮される作動ガスは、

20

比較的低温である。この低温のために、(比較的わずかだけ) 圧縮されたばかりの作動ガスは、比較的低温であるにもかかわらず、かなり大量の熱エネルギーを内燃機関の排気ガスから回収することができる。従って、交換パス内の作動ガスの絶対温度をほとんど2倍に上げることが可能で、そのために、膨張が始まる時点における作動ガスの容積を、圧縮の終わり時点における作動ガスの容積に比べて2倍に増やすことができる。このように、本発明では、比較的大きなエリアを備えた熱機関において行われる熱力学的サイクルを考慮し、それにより大きな機械的動力を生じさせることができる。

【0009】

更に、膨張プロセスの終わりの時点における作動ガスの温度は、圧縮の終わりの時点での温度よりも高く、交換パス内のプロセスが始まる時点での温度よりも高い。この現象により、熱機関のピストンにより排出される作動ガスを、熱機関からの排気ガスと平行に又は組み合わせて使用される外部熱源の第一段階での熱源として使用できるようになる。

30

【0010】

この簡単且つ低コストな方策により、熱機関の重量と嵩張りとを低減させつつ、熱機関の性能を向上させることができる。従って、この熱機関は、車両に应用した場合の通常の要求に完全に適合することができ、ハイブリッドエンジンを構成するために車輛の内燃機関と組み合わせることもできる。

【0011】

この熱機関と内燃機関との組み合わせは、内燃機関がハイブリッドエンジンのシャフトに連結された複数のピストンを有し且つ熱機関がハイブリッドエンジンのシャフトに連結された少なくとも一つのピストンを有している、ハイブリッドエンジンの好ましい構成において達成することができる。熱機関の熱源に、内燃機関の排気による熱エネルギーが供給される。

40

【0012】

このような構成にすることで、ハイブリッドエンジンの一般的構造は、例えば、使用するロッドやクランクのタイプにおいて、従来の内燃機関の構造と殆ど相違はない。

【0013】

ユニット全体としての嵩張り、重量、コストは、現行の要請に適合し、ハイブリッドエンジンの特定の燃費(動力単位当たり、および、単位時間の当たりの消費燃料量)は特に

50

低い。

【 0 0 1 4 】

特に、内燃機関と熱機関は、共通のエンジンプロックを有していてもよく、このブロックに同一サイズの複数のシリンダを形成し、ピストンの行程長さも同一とすることができる。熱機関と内燃機関が共通のエンジンプロックを有していても、熱機関のシリンダの直径及び又はそのピストンの行程は、内燃機関のそれらとわずかに相違があってもかまわない。

【 0 0 1 5 】

例えば、二つのシリンダを内燃機関の内燃機関用のものとし且つ一つのシリンダを内燃機関の二つのシリンダからの排気エネルギーを回収し利用する熱機関用のものとした、三つのシリンダを備えたエンジンを想定することができる。

10

【 0 0 1 6 】

一般に、熱機関は、熱エネルギーを吸収する適切な量の作動ガスで作動し、その熱エネルギーは、内燃機関の排気ガスにおいて回収することができる。内燃機関が4ストロークサイクルで動作するか、及び又は熱機関の特定の掃引容積（排気量）で動作する場合であっても、作動ガスのこの量は、適切な過給を行うことにより、及び又は、2ストロークサイクルを選択することにより制御することができる。

【 0 0 1 7 】

好ましい実施例においては、熱機関は、

熱機関のピストンによって区画され、そのピストンによってチャンバ容積を交互に増減させるストロークが実施される作動チャンバと、

20

外部熱源に接触した際にチャンバ外の作動ガスを加熱する熱交換パスと、

作動チャンバを選択的に閉成し、作動チャンバを個別のおよび選択的に、作動ガスの吸気ポート、作動ガスの排気ポート、エネルギー受取りパスの低温インプット、エネルギー受取りパスの高温アウトプットに接続させるディストリビューション機構を有している。

【 0 0 1 8 】

内燃機関からの排気ガス及び/又は熱機関から排出される作動ガスは、ターボチャージャーのタービンに侵入するのが好ましい。ターボチャージャーのコンプレッサが、熱機関及び/又は内燃機関の吸気を行う。

【 0 0 1 9 】

内燃機関は、通常、オットーサイクル又はディーゼルサイクルで動作する。

30

【 0 0 2 0 】

特に、交換パスの初期加圧を考慮して、バルブタイミングが制御可能であることが有益である。このために、流出転送時に交換パスに送出されるガスの量は、交換パスが所望の圧力になるまで流入転送時に交換パスから受け取るガスの量よりも多くなければならない。バルブタイミングは、例えば、交換パスの圧力コントローラのような制御システムの一環であってもよい。

【 0 0 2 1 】

熱機関は、単一のチャンバ容積減少行程中に、排気フェーズ、圧縮フェーズ、流出転送フェーズが順番に続く、2ストロークサイクルで動作することができる。作動チャンバへの吸気は、比較的高い圧力を生成する過給を介して、排気フェーズと圧縮フェーズとの間の比較的高い圧力下で実施することができる。

40

【 0 0 2 2 】

熱機関は4ストロークサイクルで動作することもできる。この場合には、排出と圧縮との間の短いフェーズに対応させるのに代えて、作動ガスの吸引を完全なチャンバ容積増加行程に従事させることができる。次の行程、即ち作動チャンバの容積を減少させる行程中に、圧縮フェーズに続いて流出転送フェーズが実施される。

【 0 0 2 3 】

次の行程の間に、流入転送フェーズの後に、膨張フェーズが続き、第4行程が、作動チャンバからの作動ガスの排出に対応する。

50

【0024】

本発明の他の特徴及び利点については、限定的でない実施形態に関する後述の説明を参照することにより明らかになるであろう。

【発明を実施するための最良の形態】

【0025】

図1乃至図3には、本発明によるハイブリッドエンジンの一例が極めて概略的に示されている。このハイブリッドエンジンは、三つの平行な円筒状ボア2c, 2tが、所謂「インライン配列(in-line arrangement)」で、即ち、ボア軸が同一平面上に位置するように形成された共通のエンジンブロック1を有している。専門用語に依れば、円筒状ボア2c, 2tは、「シリンダ」という用語で知られている。エンジンブロック1は、その下部に、シリンダ2c, 2tの全てに共通のクランクシャフト4を保持する、回転軸7に沿って整列されたベアリング3を有している。クランクシャフト4は、シリンダ2c, 2tの各々に面した複数のジャーナル6を有している。図3に示したように、この3気筒エンジンの実施形態では、ジャーナル6は、120°の間隔を隔てて配置され、即ち、クランクシャフト4の回転軸7を中心として等間隔に配列されている。

10

【0026】

本発明によれば、この実施形態では、ハイブリッドエンジンは、両側に位置する二つのシリンダ2cが割り当てられた内燃機関と、中央のシリンダ2tが割り当てられ本発明による所謂熱機関とが組み合わされたものである。

【0027】

内燃機関のシリンダ2cの各々にはスライドピストン8cが嵌挿されている。また、熱機関のシリンダ2tにはスライドピストン8tが嵌挿されている。ピストン8c, 8tの各々は、一端部でピストンに連結され且つ他端部で対応のジャーナル6に連結された連結ロッド9を介してその対応のジャーナル6に連結されている。

20

【0028】

この特定の実施形態においては、シリンダ2c, 2tは、同じシリンダ直径を有し、作動ストロークが同一の長さ(ジャーナル6の偏心半径の2倍に等しい長さ)になるように構成されている。従って、それらの排気量(シリンダ内でピストンにより掃引される容量)も等しい。複数の連結ロッド9を同一に構成すると共に、ピストン8c, 8tを同じ大きさにすることが好ましいので、このハイブリッドエンジンは、動つりあいの問題を何ら引き起こすことはない。

30

【0029】

エンジンブロック1には、図2に極めて概略的に図示されているようにシリンダヘッド11が載冠されている。シリンダヘッド11は、内燃機関のシリンダ2cの各々用の吸気通路12及び排気通路13と、熱機関のシリンダ2t用の吸気通路14, 排出通路16, 流出転送通路17及び流入転送通路18を有している。

【0030】

内燃機関は、通常は、従来のオットーサイクル又はディーゼルサイクルで動作する。この実施形態では、内燃機関の各シリンダは、二つの吸気ポート19と二つの排気ポート21とに連結されており、各ポートは、吸気又は排気バルブ20を備えている。

40

【0031】

熱機関の通路14, 16, 17, 18の各々は、ポート24, 26, 27, 28と連結されていて、これらポートは、対応の通路を、ピストン8tの圧力面23とボア2tの壁とシリンダヘッド11の下側面との間に区画された、熱機関の作動チャンバ22に連通させる。各ポート24, 26, 27, 28は、バルブ29を備えている。それら四つのバルブ29(図2中には二つのバルブのみ図示)が閉成され、即ち、それらバルブが関連するポートを閉成した時に、作動チャンバ22が密閉される。

【0032】

実施形態においては、バルブ20, 29は二つのカムシャフト31で制御されるように全体として二列に整列されている。二つのカムシャフト31のうち的一方が図2中に示さ

50

れ、その位置が図1中に簡単に示されている。内燃機関が4ストロークサイクルで動作する本実施形態では、カムシャフト31は、クランクシャフト4の半分の速度で回転するように、従来の方法によって、クランクシャフト4に連結されている。

【0033】

中央のシリンダ2tに対応する熱機関は、外部熱源32(図1)に連結されている。この外部熱源32は、熱機関の作動チャンバ22内で予め圧縮されたガス(一般的には空気)が走行するエネルギー受取りパス33と、主に内燃機関からの排気ガス、つまり、内燃機関のボア2cと連結された排気通路13と排気ポート21から直接的又は間接的に排出される排ガスが走行するエネルギー供給パス34を有するガス-ガス熱交換器から構成されている。熱源32を構成している熱交換器は、カウンターフロー式熱交換器である。すなわち、熱機関のボア2tからのガスが、図1中に矢印で示したように、内燃機関からの排気ガスとは反対の方向に熱交換器を通過する。流出転送ポート27に接続されたエネルギー受取りパス33のインプットは、エネルギー供給パス34の低温アウトプットと熱接触している。流入転送ポート28に接続されたエネルギー受取りパス33のアウトプットは、エネルギー供給パス34の高温インプットと熱接触している。

10

【0034】

図1に示した実施例では、内燃機関は空気を取り込み、その排気口はターボチャージャー37のタービン部36に接続されている。タービン部36のアウトプットにおいて、内燃機関からの排気ガスは、熱源32のエネルギー供給パス34に達する前に、触媒コンバータ41を通る。熱源32のアウトプットにおいて、内燃機関からの排気ガスは、図1中に矢印42で示したように、通常、図示していないサイレンサ系を通して空気中に放出される。

20

【0035】

ターボチャージャー37のコンプレッサ部38は、大気中から空気を取り込んで、圧縮した空気を給気冷却器(インタークーラ)43により熱機関の吸気ポート24に送り込む。

【0036】

茲で、2ストロークエンジンの一例である熱機関の熱力学サイクルについて、図4を参照して説明する。

【0037】

図4中の縦軸は、ピストン8tの動きに対応して変化する作動チャンバ22内の圧力Pを示し、横軸は、ピストン8tの動きに対応して変化する作動チャンバ22の容積Vを示している。

30

【0038】

それは、クランクシャフト4が一回転する間に、つまり、ピストン8tが一往復する間に、全てのサイクルフェーズが起こる2ストロークサイクルエンジンである。図4には、サイクルを示す閉鎖曲線上にサイクルの進展の方向が矢印で示されている。動作開始位置は、作動チャンバ22が最大容量VMとなる位置(ピストン8tがシリンダヘッド11から最も離れた状態で示された図2の位置)で、サイクルの第一フェーズP1は、図5A及び5Bに示された排出フェーズであり、ここでは、排出ポート26は対応のバルブ29によって開成され、他方、他のポート24, 27, 28は夫々対応のバルブ29によって閉成される。作動チャンバ22内のガス(空気)は、ピストン8tの上昇により、排出通路16に排出される。図1に示したように、排出通路16を内燃機関の排気出口部42に接続することができる。好ましい実施形態では、排出通路16は、熱源32のエネルギー供給パス34内に開口しているブランチ44に接続されている。排気ガスの温度は、ガスがパス34に入ってから出ていくにつれて、除々に低下する。ブランチ44は、排気ガスの温度が、排気ガスがパス34に入る時の温度と排気ガスがパス34から出る時の温度との間で且つ排気ガスが熱機関から排出される時の温度と略等しい温度となる位置に配置された「温暖」インプットである。

40

【0039】

50

より詳述すると、エネルギー供給パス 34 のインプットでの温度は 800 になることもあり、アウトプットでの温度は略 200 になることもある。従って、排気ガスがパス 34 を通過するにつれて、その温度が、徐々に 800 から 200 に低下する。熱機関によって排出されるガスが略 300 である場合には、排気ガスの温度が 300 であるパス 34 の領域にブランチ 44 が開かれる。

【 0040 】

カムシャフト 31 がクランクシャフト 4 の半分の速度で回転し、他方、熱機関がクランクシャフトの一回転に対応する 2 ストロークサイクルで動作すると仮定すると、熱機関の完全なサイクルはカムシャフトの半分の回転に対応する。その理由は、図 5 A 及び図 5 B に示したように、カムシャフト 31 により保持され熱機関に連結されているカム 44 が、一回転につき 2 作動サイクルを実行する二つの直径方向の対向側面を有しているタイプのものであるからである。

10

【 0041 】

排出フェーズ P1 に続く吸気・掃気フェーズ P2 では、図 6 A 及び図 6 B に示したように、吸気ポート 24 と排出ポート 26 が夫々対応のバルブ 29 により同時に開成され、その結果、ターボチャージャー 37 のコンプレッサ部 38 により生成された空気が、作動チャンバ 22 に入り込んで、残存している排気ガスをチャンバ 22 の外部に排出させることになる。この時間の間、二つの転送ポート 27, 28 は、夫々対応のバルブ 29 によって、依然として閉じたままとなっている。

20

【 0042 】

フェーズ P2 に続く断熱圧縮フェーズ P3 (図 7 A 及び図 7 B) では、ピストン 8t は、シリンダヘッド 11 方向への行程動作を続けて、作動チャンバ 22 の容積を減少させる。この圧縮フェーズの間に、四つのポート 24, 26, 27, 28 が夫々対応のバルブ 29 によって閉成されて、作動チャンバ 22 は密閉される。

【 0043 】

作動チャンバ 22 の容積が、最小容積 V_m より大きい容積 V_s になると、流出転送ポート 27 (図 8 B) が対応のバルブ 29 により開成され、他のポートは閉成されたままとなる。この結果、フェーズはバックフロー(逆流)フェーズ P4 となり、その間に、熱源 32 のエネルギー受取りパス 33 に収容されている圧縮ガスが作動チャンバ 22 内に逆流して、作動チャンバ 22 内の圧力を増加させることになる。エネルギー受取りパス 33 の容積は、バックフローフェーズ P4 における作動チャンバ 22 の容積よりも大きい。そのため、エネルギー受取りパス 33 内の圧力を大きく下げることなく逆流が発生することになる。流出転送ポート 27 の近くのエネルギー受取りパス 33 内に位置しているガスの温度は、圧縮フェーズ P3 の終了時点で作動チャンバ 22 を満たすガスの温度に近い。その結果、バックフローフェーズ P4 中の圧力上昇は、ガス量の変化と実質に対応し、この場合には、ガスに対して熱的に大きな影響を与えることはない。

30

【 0044 】

バックフローフェーズ P4 に続く流出転送フェーズ P5 中に、作動チャンバ 22 が最小容積 V_m に達するまでピストン 8t がそのストロークを続行し、他方、作動チャンバ 22 内のガスはエネルギー受取りパス 33 の低温端部に送り出される。この時、作動チャンバ 22 内の圧力がわずかに上昇して、一方で、ガスを推進させ、他方で、作動チャンバ 22 とエネルギー受取りパス 33 との総容積がピストン 8t の移動によって全体として縮小されるにつれて、その総容積内のガスによる若干の容積的な圧縮が行われることを確実にさせる。

40

【 0045 】

ピストン 8t が上死点(シリンダヘッド 11 に最も近い位置)に達すると、対応のバルブ 29 の動きを介して、流出転送ポート 27 が閉成し、流入転送ポート 28 が開成する(図 9 B)。この期間中は、吸気ポート 24 と排気ポート 26 が閉成したままとなっている。ピストン 8t が、バックフローフェーズ P4 と流出転送フェーズ P5 がスタートする時点の容積 V_s よりも大きい作動チャンバ 22 の容積 V_e に対応する位置に達するまでの流

50

入転送フェーズ P 6 中に、エネルギー受取りパス 3 3 の高温端部からの圧縮ガスが、ポート 2 8 を通して作動チャンバ 2 2 内に入る。

【 0 0 4 6 】

作動チャンバ 2 2 の容積 V_e は、フェーズ P 6 中に作動チャンバ 2 2 内に入るガス量が、流出転送フェーズ P 5 中に推進させられるガス量と等しくなるように選択されている。流入ガスの温度は流出ガスの温度に比べてかなり高温であるので、ここでの等しいガス量は、容積 V_s よりも大きい容積 V_e に対応することになる。

【 0 0 4 7 】

図 4 に示されているサイクルは、理論上のサイクルであることに留意することが重要である。現実には、ガスの動きの設定とバルブの必然的な段階的開成及び閉成についての遅延に鑑みて、実際のサイクルを最適化させるために、バルブ制御を変えることができる。例えば、実際に、ある方向及びその後の他方向のガスの動き中におけるガスの慣性を考慮に入れて、サイクルでは、バックフローフェーズ P 4 及び流出転送フェーズ P 5 を早めに開始させることが必要であるかも知れない。従って、実際には、図 4 中に V_s で特定されている流出転送ポート 2 7 の開成点を、図 4 中に V_e で特定されている流入転送ポート 2 8 の閉成点に近づけるか、 V_e に一致させるか、あるいは、流入転送ポートの閉成点の前とすることが可能である。実際に、本発明の新規な特徴の一つは、特に、作動チャンバ 2 2 内のガスがエネルギー受取りパス 3 3 のガスに対応する値にまでまだ圧縮されていない状態の時に、流出転送オリフィスを開成させることである。こうして、エネルギー受取りパス 3 3 の低温端部に吹き込まれるガスの温度は、かなり低温である。これは、内燃機関の排気からの多くのエネルギーの回収を考慮に入れると共に、ブランチ 4 4 (図 1) に起因して上記のように理解できるように、熱機関の排気からのエネルギーの回収をも考慮に入れたものである。

【 0 0 4 8 】

流出転送ポート 2 7 と流入転送ポート 2 8 を瞬間に同時に開けて、(4 ストローク内燃機関での排気行程の終わりの時点と吸気行程の始点とにおいてよく認められる)「バルブオーバーラップ」として知られる現象を起こさせることも可能である。

【 0 0 4 9 】

流入転送フェーズ P 6 に続く断熱膨張フェーズ P 7 中に、ピストン 8 t は、作動チャンバ 2 2 の最大容積 V_M に相当する位置に達するまで、シリンダヘッド 1 1 から離れ方向へ移動する。図 1 0 A 及び 1 0 B に示されているように、このフェーズ P 7 中に、四つのポートが閉成されて、ガスが断熱膨張する。図 4 の線図は、流入転送フェーズ P 6 と膨張フェーズ P 7 とが一緒になって、フェーズ P 1, P 2, P 3, P 4, P 5 を実施するためにピストン 8 t が消費する機械的エネルギーよりも多くの機械的エネルギーをピストン 8 t に供給し、その最中に、これらフェーズの各々中の作動チャンバ 2 2 内の対抗圧の存在にもかかわらず、ピストン 8 t がチャンバ 2 2 の容積を減少させていることを明確に示している。消費される機械的エネルギーに比べて、発生させられる機械的エネルギーが過剰であることは、図 4 の圧力 - 容積線図が時計方向に進んでいるという事実から読み取れ、このことを、当業者は認識することができる。

【 0 0 5 0 】

図 4 に示した理論図では、作動チャンバ 2 2 の容積が最大値 V_M (ピストン 8 t が下死点にある時の容積) に達した時に、排出ポート 2 6 が開成することが想定される。実際には、一般にピストンを備えた熱機関において普通のことであるように、ピストンがシリンダヘッドに向かっての上昇行程を開始する前に、排気ポートが早い段階で開いて、少なくとも部分的に、容積を減少させるための圧力をかける時間が与えられている。

【 0 0 5 1 】

図 1 1 は、本発明によるハイブリッドエンジンの熱機関の 4 ストロークサイクルを示している。この場合のサイクルでは、ピストン 8 t が、連続した 2 回の往復動作をすることが必要とされる。ピストン 8 t のシリンダヘッド 1 1 に向かう一回の完全なストロークで排気が行われ(フェーズ P 1)、次の完全なストロークでは、ピストン 8 t が下死点(容

10

20

30

40

50

積がVMになる点)に達するまで吸気を行なわれる(フェーズP2)。吸気フェーズP2中に、排出ポートは閉成される。図11に示した実施形態においては、吸気は大気圧下で行われる。吸気は、図1で示したようなターボチャージャー37による圧力下で行うことが可能で、それがむしろ好ましい。この場合には、吸気フェーズP2は、図11に示された排気フェーズP1の下に位置している。

【0052】

吸気フェーズP2の後に、圧縮を伴わないピストン8tの上昇フェーズP23が続く。この効果は、吸気フェーズ2の終りに吸気ポートを単に閉成させるか、或いは、吸気フェーズ23の終了前に吸気ポートを閉成させることによって得られるので、吸気フェーズP2の終りとピストン上昇フェーズ23とが一緒になって、下死点の両側で中立の往復運動を構成する。このフェーズP23に続いて、断熱圧縮フェーズP3、バックフローフェーズP4、流出転送フェーズP5、流入転送フェーズP6、膨張フェーズP7となり、これらのフェーズは、実質的に、図4に示した2ストロークサイクルの場合と同じである。

10

【0053】

図示はしていないが、熱機関と連結されたカム45は、エネルギー受取りパス33内の圧力を調整するために角度的にコントロールすることができる。例えば、パス33内の圧力が低い閾値よりも低下した場合には、流入転送ポートの閉成時における容積 V_e を、パス33から作動チャンバ22入ることができるガス量を少なくするように減少させることができる。

【0054】

20

ハイブリッドエンジンを、長期間停止させた後に始動させると、ポート24, 26, 27, 28からの漏れのために、パス33内のガスの量が実質的に減る。四個のバルブ29が閉じられた状態になっていても、ポートが長期に亘り完全に密閉されているとは限らない。パス33内の圧力コントローラが、ハイブリッドエンジンが始動した際のパス33内の圧力を確実に上昇させる。圧力コントローラが設けられていない場合でも、各停止期間後のハイブリッドエンジンの動作の初期フェーズ中に、流入転送ポート28の閉成点を変更するように事前に設定することができる。

【0055】

図1は、ハイブリッドエンジンの始動の際のパス33の圧力上昇時間の減少を考慮した二つの選択的な特徴を示している。その第一の特徴によれば、ハイブリッドエンジンがスイッチ・オフされた時に、パス33の両端をソレノイドバルブ46で閉成するようにできる。

30

【0056】

代わりの又は補足的な特徴によれば、パス33はソレノイドバルブ48によって圧力アキュムレータ47に接続される。そのソレノイドバルブ48は、一方で、ハイブリッドエンジンが(パス33の正確な加圧後)ある時間に亘って動作している場合に、アキュムレータ47における圧力レベルを調整するために制御され、他方で、特に、停止期間後のハイブリッドエンジンの始動中にパス33における圧力が不十分な場合、アキュムレータ47がパス33に加圧ガス(空気)を迅速に充填することを可能にさせる。

【0057】

40

熱機関内の最大温度は、比較的低く、800前後であり、実際に冷却システムにより熱を除去することなく、この温度に耐えられるように熱機関は適当な材料にて構成されている。それ故、本発明による熱機関の効率を向上させるために、作動チャンバ22を区画している表面の、少なくともある部分を断熱することが試みられている。この目的のために、図2に示したように、ピストン8tの圧力面23は、断熱被覆49から成る外側面にて構成されている。そのような断熱被覆は、シリンダヘッド11に隣接するボア2tの少なくとも上部を区画することができる。

【0058】

通常の内燃機関では、熱は、冷却システム、潤滑系及び排気系を介して等しく解放される。本発明によれば、内燃機関からの熱の解放は、熱機関によるエネルギーの回収を最適化さ

50

せるために、排気系を介して行うのが好ましいと考えられる。

【 0 0 5 9 】

この目的のために、図 1 2 及び図 1 3 に示されているように、内燃機関からの排気ガスがシリンダヘッド 1 1 と図示されていない冷却系統に伝える熱の量を低減させるようになっている。これを実施するために、シリンダヘッド 1 1 は、排気通路 1 3 を形成するために底部が可能な限り排気ポート 2 1 に近接した凹部 5 1 を有し、その排気通路 1 3 は、可能な限り短くシリンダヘッド 1 1 に形成されて、凹部 5 1 の底部に連通している。凹部 5 1 の底部には、排気管 5 2 が固定されている。その排気管 5 2 の内部通路 5 3 は、シリンダヘッド 1 1 内の排気通路 1 3 から連続している。排気管 5 2 は、例えば、鋳鉄から形成され、或いは、図 1 3 に示したように、二重壁のスチール通路であるのが好ましい。

10

【 0 0 6 0 】

図 1 4 ~ 図 1 7 においては、「ICE」の用語が付けられ且つ参照符号 5 4 又は 6 4 で示された内燃機関と、「HE」の用語が付けられ且つ参照符号 5 5 又は 6 5 で示された熱機関が、それらのポート 1 9 , 2 1 , 2 4 , 2 6 , 2 7 , 2 8 と共に示されている。

【 0 0 6 1 】

図 1 4 に示された構成は、一つのヒートシリンダと二つ又は三つの内燃機関シリンダとを備えたエンジンに適している。この構成は、熱源 3 2 のエネルギー供給パス 3 4 のアウトプットにターボチャージャー 5 7 のタービン部 5 6 が装着されている点を除いて、図 1 に示した構成のものと類似している。

【 0 0 6 2 】

一般に、内燃機関の排気において回収することのできる熱の量を認識すると、各サイクル中に熱機関によって処理される作動ガスの量が内燃機関の排気から回収可能な熱を吸収するのに必要な量に実質的に対応するように、熱機関の排気量と過給圧力とを選択することが、本発明により提案される。場合によって、熱機関の過給圧力を調整し、適切なシリンダ数を選択し、2 ストロークサイクル又は 4 ストロークサイクルを選択し、或いは、内燃機関のシリンダの排気量とは異なる、熱機関用のピストン排気量を選択することで最適化を実現することができる。

20

【 0 0 6 3 】

2 気筒又は 3 気筒の内燃機関 6 4 と 3 気筒熱機関 6 5 とを含んだハイブリッドエンジンに適切な、図 1 5 に示した構成においては、ターボチャージャー 6 7 のタービン部 6 6 が、熱機関の排出ポート 2 6 と、熱源 3 2 のエネルギー供給パス 3 4 の排出部のブランチ 4 4 との間に配置されている。従って、これは、内燃機関の排気を自由にさせるという利点、即ち、ターボチャージャーが存在することで排気を規制しないという利点がある。熱機関が多数のシリンダを有する場合には、排出の圧力が激しくパルス化しないので、この方策は達成し易く、ターボチャージャーの改善された作動を可能にする。

30

【 0 0 6 4 】

図 1 6 は、3 気筒内燃機関と 3 気筒熱機関とを有する 6 気筒ハイブリッドエンジンに適した構成を示している。茲で、この構成と図 1 4 に示した構成との相違について説明する。ターボチャージャー 5 7 は、大気が供給されるのではなく、第 1 のターボチャージャー 7 7 の圧縮部 7 8 で一度圧縮された空気が供給される圧縮部 5 8 を有している。ターボチャージャー 7 7 のタービン部 7 6 は、内燃機関 5 4 の排気ポート 2 1 と触媒コンバータ 4 1 との間に配置されている。圧縮部 7 8 によって発生させられた給気は、給気冷却器（インタークーラ）7 3 を通過して、その後、分岐点（fork）6 9 に達する。この分岐点 6 9 では、圧縮空気の一部がブランチ 7 1 を介してターボチャージャー 5 7 の圧縮部 5 8 に入り、及び、圧縮空気の一部が通路ブランチ 7 2 を介して内燃機関 5 4 の吸気ポート 1 9 へ送られる。

40

【 0 0 6 5 】

図 1 7 に示した構成は、3 気筒内燃機関と 3 気筒熱機関とを有する 6 気筒ハイブリッドエンジンに適した構成である。茲で、この構成と図 1 5 に示した構成との相違点について説明する。ターボチャージャー 6 7 は、大気が供給されるのではなく、第 1 のターボチャ

50

ージャ－８７の圧縮部８８で一度圧縮された空気が供給される圧縮部５８を有している。ターボチャージャー８７のタービン部８６は、内燃機関６４の排気ポート２１と触媒コンバータ４１との間に配置されている。圧縮部８８によって発生させられた給気は、給気冷却器（インタークーラ）８３を通過して、その後、分岐点７９に達する。この分岐点７９では、圧縮空気の一部がブランチ８１を介してターボチャージャー６７の圧縮部６８に入り、及び、圧縮空気の一部が通路ブランチ８２を介して内燃機関６４の吸気ポート１９に送られる。

【００６６】

こうして、図１６及び図１７に示した各実施例においては、内燃機関に供給される空気は、例えば、０．２ＭＰａ（２バール）の有効圧力となるように一回圧縮され、他方、熱機関の吸気ポート２４に送られた空気は、例えば、０．６ＭＰａ（６バール）の有効圧力となるように２回圧縮される。

10

【００６７】

本発明は、上述した実施例に限定されるものでないことは言うまでもない。

【００６８】

本発明は、全てのタイプの熱機関に関するもので、内燃機関からの熱源を使用するものに限定されるものではない。

【００６９】

ハイブリッドエンジンの場合には、内燃機関と熱機関とは、個別のエンジンブロックを有していてもよい。熱機関は、既存の内燃機関又はその他の適温な熱源に適合させることのできる個別のエンティティ（entity）として構成することもできる。

20

【００７０】

本発明は、多数のシリンダを備えたエンジンをも含むあらゆるタイプの内燃機関に適用される。特に、本発明は、重量物積載用の車両及び船舶のエンジン、或いは、内燃機関により放出された熱がエンジン以外の使用のために回収できないような場合のエンジンにおいても特に有益である。

【００７１】

本発明によるハイブリッドエンジンの効率は、従来の内燃機関の効率に比べて大きく改善された。このハイブリッドエンジンを採用することで、重量やコストが増加し、あるいは、特定の比出力（排気量の立方デシメートル当たりの出力）の低下があっても、ほとんどの分野で完全に受け入れ可能であり、特に、プライベートカーのようなツーリングカーを含む車両に適用が可能である。考えられる産業投資には限界がある。例えば、内燃機関用の従来のエンジンを用いることができ、そこにおいては、熱機関に一つ又はそれ以上のシリンダが割り当てられる。

30

【００７２】

転送ポート２７，２８に連結されているバルブの外部表面は、これらのバルブを開成させようとするパス３３の圧力を受けることとなるので、これらバルブを、例えば、EP0897059A2による圧力均衡型のバルブの形態に製造することが有益である。

【図面の簡単な説明】

【００７３】

40

【図１】１気筒・２ストローク熱機関を備えた、本発明によるハイブリッドエンジンの模式図である。

【図２】図１に示したエンジンの概略縦断面図である。

【図３】図１及び図２に示したエンジンのクランクシャフトの端面図である。

【図４】本発明によるハイブリッドエンジンを構成する熱機関の２ストロークサイクルを示した線図である。

【図５】熱機関のシリンダの概略軸方向図である。

【図５Ａ】排出フェーズ中に吸気ポートと排出ポートを通過する図５中のＡ－Ａ平面に沿った、本発明によるハイブリッドエンジンの熱機関の縦断面図である。

【図５Ｂ】図５Ａに類似した図であるが、サイクルの排出フェーズ中に熱機関の流出転送

50

ポートと流入転送ポートを通過する図5のB - B平面に沿った縦断面図である。

【図6A - 10B】全て、熱機関の長さ方向の断面図で、以下のサイクルフェーズにおいて、後部に文字Aを備えた図番号の図面の場合には図5のA - A平面に沿った断面図であり、後部に文字Bを備えた図番号の図面の場合には図5のB - B平面に沿った断面図である。

【図6A - 6B】吸気及び掃気フェーズを示した図である。

【図7A - 7B】圧縮フェーズを示した図である。

【図8A - 8B】流出転送フェーズを示した図である。

【図9A - 9B】流入転送フェーズを示した図である。

【図10A - 10B】膨張フェーズを示した図である。

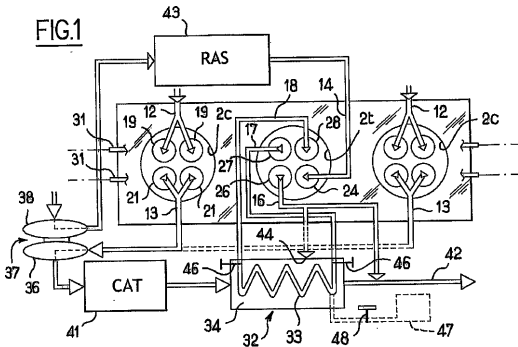
【図11】図4と類似した図であるが、本発明による熱機関の4ストロークサイクルを示した図である。

【図12】本発明による内燃機関の頂上部の部分縦断面図である。

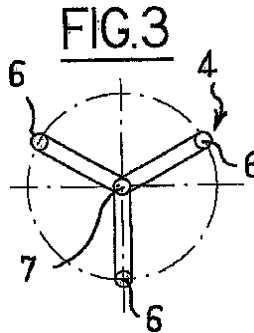
【図13】図12のX I I I - X I I I線に沿った断面図である。

【図14 - 17】本発明によるハイブリッドエンジンの四つ考えられる構成を示した図である。

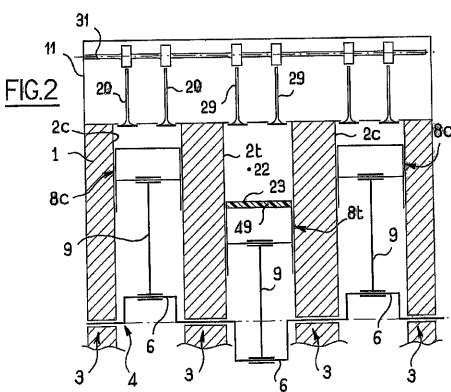
【図1】



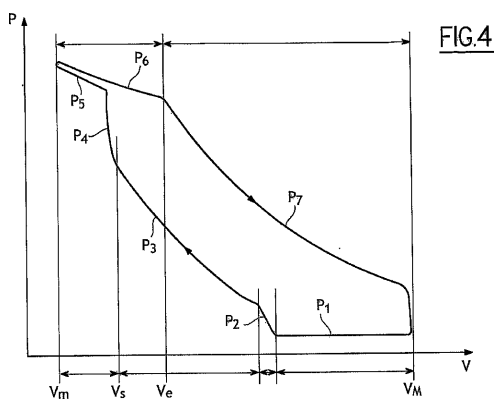
【図3】



【図2】



【図4】



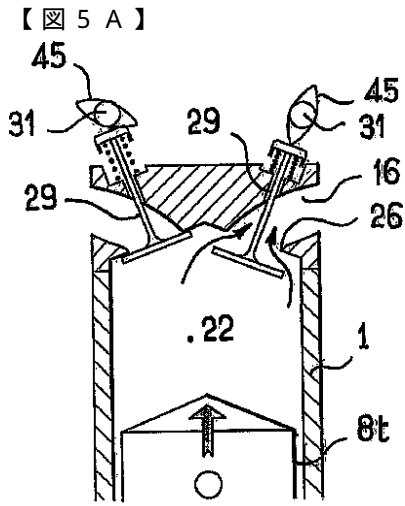
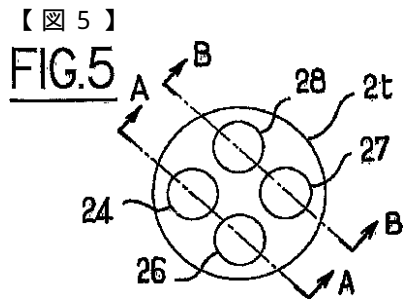


FIG.5A

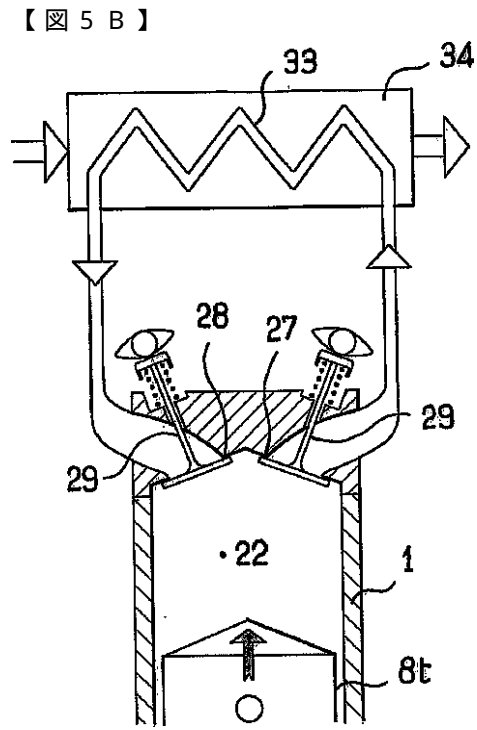


FIG.5B

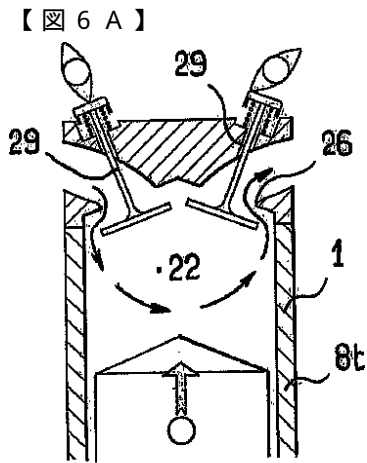


FIG.6A

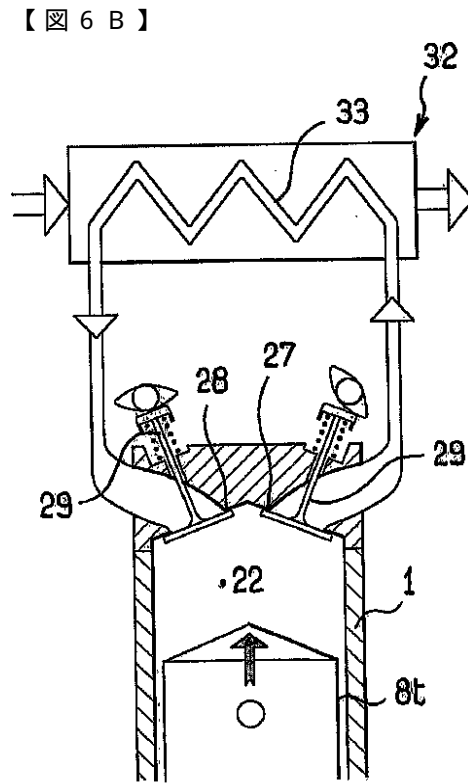


FIG.6B

【 7 A 】

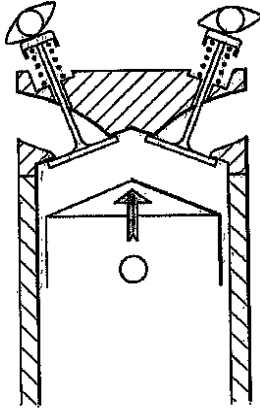


FIG.7A

【 7 B 】

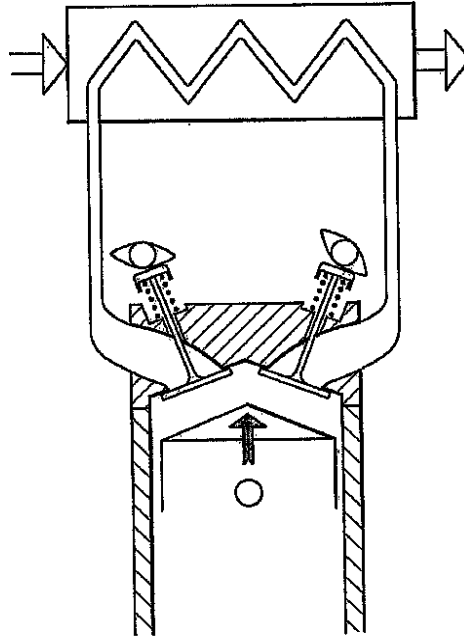


FIG.7B

【 8 A 】

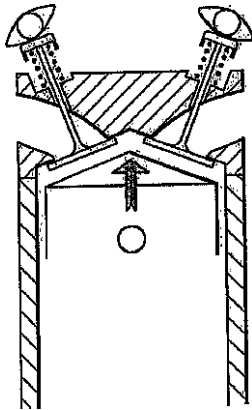


FIG.8A

【 8 B 】

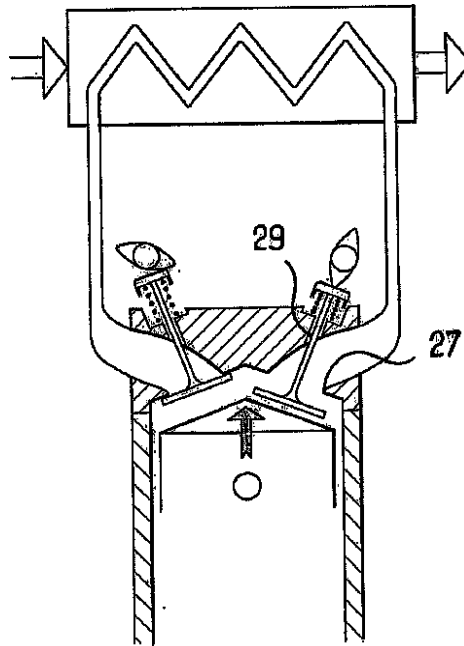


FIG.8B

【図9A】

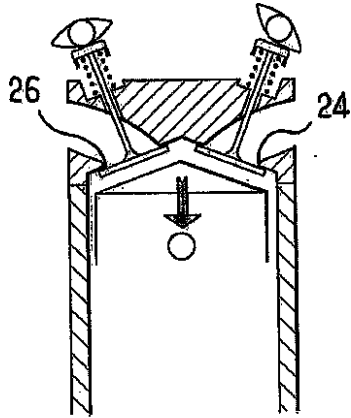


FIG.9A

【図9B】

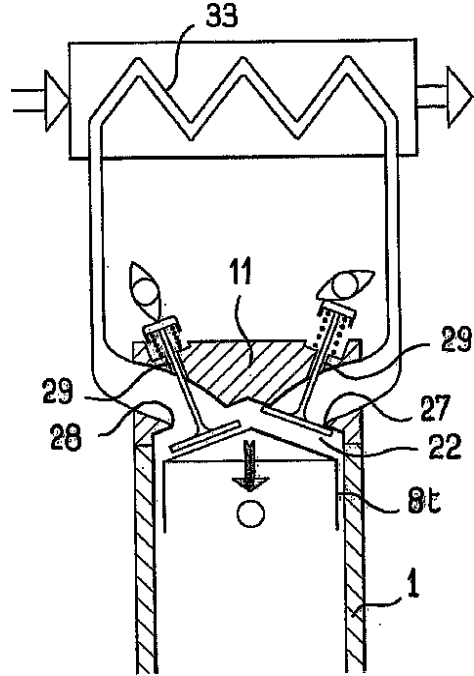


FIG.9B

【図10A】

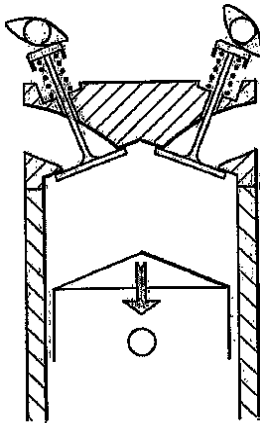


FIG.10A

【図10B】

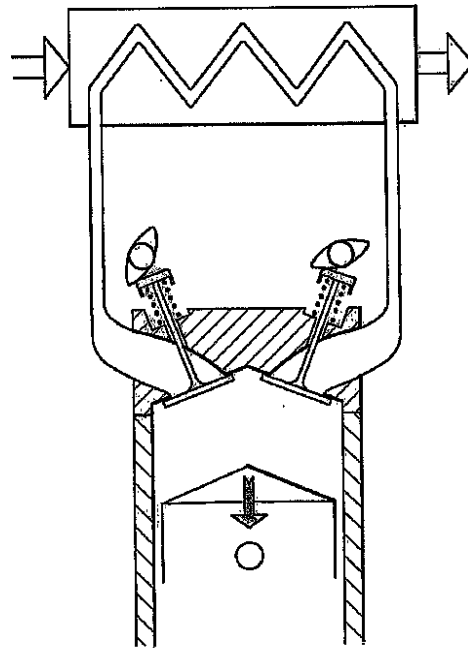


FIG.10B

フロントページの続き

(56)参考文献 仏国特許出願公開第02673979(FR, A1)
特開2000-265853(JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F02B 61/00-79/00

F02G 1/00- 5/04

F01B 1/00-31/36

F01N 5/02

F02B 41/10