

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4705200号
(P4705200)

(45) 発行日 平成23年6月22日 (2011.6.22)

(24) 登録日 平成23年3月18日 (2011.3.18)

(51) Int. Cl.	F I
FO2B 75/18 (2006.01)	FO2B 75/18 C
FO2B 33/22 (2006.01)	FO2B 75/18 P
	FO2B 33/22 A

請求項の数 17 (全 19 頁)

(21) 出願番号	特願2010-512179 (P2010-512179)	(73) 特許権者	504023903
(86) (22) 出願日	平成20年6月11日 (2008.6.11)		スクデリ グループ リミテッド ライア
(65) 公表番号	特表2010-529366 (P2010-529366A)		ビリティ カンパニー
(43) 公表日	平成22年8月26日 (2010.8.26)		アメリカ合衆国 01089 マサチュー
(86) 国際出願番号	PCT/US2008/007314		セッツ州 ウェスト スプリングフィール
(87) 国際公開番号	W02009/020490		ド エルム ストリート 1111 スイ
(87) 国際公開日	平成21年2月12日 (2009.2.12)	(74) 代理人	100077481
審査請求日	平成21年12月14日 (2009.12.14)		弁理士 谷 義一
(31) 優先権主張番号	60/963,742	(74) 代理人	100088915
(32) 優先日	平成19年8月7日 (2007.8.7)		弁理士 阿部 和夫
(33) 優先権主張国	米国 (US)	(72) 発明者	フォード エー. フィリップス
			アメリカ合衆国 78254 テキサス州
			サンアントニオ ストロング ボックス
			ウェイ 9303

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 耐ノック分割サイクルエンジン及び方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

クランクシャフト軸線の回りに回転可能なクランクシャフト、
 圧縮シリンダー内に摺動可能に収容された圧縮ピストンであって、クランクシャフトの
 単一の回転の間に吸気ストローク及び圧縮ストロークを通して往復動するようにクランク
 シャフトに作用的に連結された圧縮ピストン、

膨張シリンダー内に摺動可能に収容された膨張（動力）ピストンであって、クランクシ
 ャフトの単一の回転の間に膨張ストローク及び排気ストロークを通して往復動するよう
 にクランクシャフトに作用的に連結された膨張ピストン、

圧縮シリンダー及び膨張シリンダーを相互に連結するクロスオーバー通路であって、間
 に圧力チャンバーを画成するクロスオーバー圧縮（X o v r C）バルブ及びクロスオー
 ー膨張（X o v r E）バルブを含むクロスオーバー通路、及び

クロスオーバー通路の圧力チャンバー内に配置された燃料インジェクターを備え、
 燃料インジェクターからクロスオーバー通路への燃料噴射が、圧縮ピストンの圧縮スト
 ローク中に全体的生じるべく、タイミング付けられていることを特徴とするエンジン。

【請求項 2】

クロスオーバー通路への燃料噴射の開始は、膨張ピストンの上死点前の25から0度の
 クランク角の範囲内で生じることを特徴とする請求項1に記載のエンジン。

【請求項 3】

クロスオーバー通路への燃料噴射の終了は、膨張ピストンの上死点前の10度のクラン

ク角から上死点後の10度までのクランク角の範囲内で生じることを特徴とする請求項2に記載のエンジン。

【請求項4】

クロスオーバー通路への燃料噴射の終了は、膨張ピストンの上死点前の10度のクランク角から上死点後の10度までのクランク角の範囲内で生じることを特徴とする請求項1に記載のエンジン。

【請求項5】

クロスオーバー通路は、膨張ピストンの膨張ストローク中のクロスオーバー膨張バルブの閉じと、圧縮ピストンの続いての圧縮ストローク中のクロスオーバー圧縮バルブの開きとの間に、クロスオーバー通路に捕捉されている圧縮されたガスに包含されている熱エネルギーの少なくとも5.3%が放散されるように、構成されていることを特徴とする請求項1に記載のエンジン。

10

【請求項6】

クロスオーバー通路は、膨張ピストンの膨張ストローク中のクロスオーバー膨張バルブの閉じと、圧縮ピストンの続いての圧縮ストローク中のクロスオーバー圧縮バルブの開きとの間に、クロスオーバー通路に捕捉されている圧縮されたガスに包含されている熱エネルギーの少なくとも13%が放散されるように、構成されていることを特徴とする請求項1に記載のエンジン。

【請求項7】

クロスオーバー通路は、膨張ピストンの膨張ストローク中のクロスオーバー膨張バルブの閉じと、圧縮ピストンの続いての圧縮ストローク中のクロスオーバー圧縮バルブの開きとの間に、クロスオーバー通路に捕捉されている圧縮されたガスに包含されている熱エネルギーの制御された量が放散されるように、能動的に冷却することを特徴とする請求項1に記載のエンジン。

20

【請求項8】

全負荷で、クランクシャフトの1400RPM及び4000RPMの間での運転の際に、クロスオーバー膨張バルブをよぎる圧力比は、クロスオーバー膨張バルブが開いたとき、クロスオーバー通路から膨張シリンダーへの圧縮ガスの初期音速流れを生じさせる、臨界圧力比に等しいか、又はそれを超えることを特徴とする請求項1に記載のエンジン。

【請求項9】

各サイクルで膨張シリンダーに配送される噴射燃料の少なくとも一部は、クロスオーバー膨張バルブを通る圧縮ガスの初期音速流れの間に、クロスオーバー膨張バルブを通過されることを特徴とする請求項8に記載のエンジン。

30

【請求項10】

クロスオーバー通路は、各々が関連するクロスオーバー圧縮及びクロスオーバー膨張バルブを有する、少なくとも一对の別々のクロスオーバー通路を備え、該少なくとも一对のクロスオーバー通路は、膨張ピストンの膨張ストローク中の関連するクロスオーバー膨張バルブの閉じと、圧縮ピストンの次の圧縮ストローク中のクロスオーバー圧縮バルブの開きとの間で、クロスオーバー通路の圧縮ガス内に含まれる熱エネルギーの少なくとも5.3%を放散させる大きさにされていることを特徴とする請求項1に記載のエンジン。

40

【請求項11】

ノッキングを伴わずに分割サイクルエンジンにおける吸入空気圧力を絶対圧力で1.7bar以上にブーストする方法であって、

クランクシャフト軸線の回りに回転可能なクランクシャフト、圧縮シリンダー内に摺動可能に収容された圧縮ピストンであって、クランクシャフトの単一の回転の間に吸気ストローク及び圧縮ストロークを通して往復動するようにクランクシャフトに作用的に連結された圧縮ピストン、膨張シリンダー内に摺動可能に収容された膨張(動力)ピストンであって、クランクシャフトの単一の回転の間に膨張ストローク及び排気ストロークを通して往復動するようにクランクシャフトに作用的に連結された膨張ピストン、及び、圧縮シリンダー及び膨張シリンダーを相互に連結するクロスオーバー通路であって、間に圧力チャ

50

ンバーを画成するクロスオーバー圧縮 (X o v r C) バルブ及びクロスオーバー膨張 (X o v r E) バルブを含むクロスオーバー通路、を有する分割サイクルエンジンを提供し、吸気ストローク中に圧縮シリンダーへの空気充填物の吸気圧力を、絶対圧力で少なくとも 1 . 7 b a r 以上にブーストし、

圧縮ストローク中に空気充填物を圧縮し、

空気充填物をクロスオーバー通路に移送すべく X o v r C バルブを開き、そして

圧縮ストローク中にクロスオーバー通路へ全体的に燃料を噴射すること、

を備えることを特徴とする方法。

【請求項 1 2】

クロスオーバー通路への燃料噴射を、膨張ピストンの上死点前の 2 5 度から 0 度のクランク角の範囲内で開始することを、さらに備えることを特徴とする請求項 1 1 に記載の方法。

10

【請求項 1 3】

クロスオーバー通路への燃料噴射を、膨張ピストンの上死点前の 1 0 度から上死点後の 1 0 度のクランク角の範囲内で終了することを、さらに備えることを特徴とする請求項 1 1 に記載の方法。

【請求項 1 4】

膨張ピストンの膨張ストローク中のクロスオーバー膨張バルブの閉じと、圧縮ピストンの次の圧縮ストローク中のクロスオーバー圧縮バルブの開きとの間で、クロスオーバー通路から、クロスオーバー通路に捕捉されている圧縮空気に含まれている熱エネルギーの少なくとも 5 . 3 % を放散することを、さらに備えることを特徴とする請求項 1 1 に記載の方法。

20

【請求項 1 5】

膨張ピストンの膨張ストローク中のクロスオーバー膨張バルブの閉じと、圧縮ピストンの次の圧縮ストローク中のクロスオーバー圧縮バルブの開きとの間で、クロスオーバー通路に捕捉されている圧縮空気に含まれている熱エネルギーの制御された量を放散すべく、クロスオーバー通路を能動的に冷却することを、さらに備えることを特徴とする請求項 1 1 に記載の方法。

【請求項 1 6】

膨張ピストンの膨張ストローク中のクロスオーバー膨張バルブの閉じと、圧縮ピストンの次の圧縮ストローク中のクロスオーバー圧縮バルブの開きとの間で、クロスオーバー通路に捕捉されている圧縮空気に含まれている熱エネルギーの制御された量を放散するための大きさで、クロスオーバー通路を少なくとも一対の別々のクロスオーバー通路として構成することを、さらに備えることを特徴とする請求項 1 1 に記載の方法。

30

【請求項 1 7】

全負荷運転中、及びクランクシャフトの 1 4 0 0 R P M と 4 0 0 0 R P M との間で、臨界値に等しい又はそれを超える、クロスオーバー膨張バルブをよぎる圧力比を確立させ、そして

クロスオーバー膨張バルブが開いたとき、クロスオーバー通路から膨張シリンダーへの圧縮空気の初期音速流れを生じさせることを、さらに備えることを特徴とする請求項 1 1 に記載の方法。

40

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0 0 0 1】

この出願は、2 0 0 7 年 8 月 7 日に提出された米国仮出願第 6 0 / 9 6 3 , 7 4 2 号の利益を主張している。

【0 0 0 2】

本発明は、内燃機関に関する。より詳しくは、本発明は 1 つのピストンが吸気及び圧縮ストロークに、及びもう 1 つのピストンが膨張 (すなわち、動力) 及び排気ストロークに用いられる一対のピストンを有し、4 つのストロークの各々がクランクシャフトの 1 回転

50

内で完了される、ターボ過給された分割サイクルエンジンに関する。

【背景技術】

【0003】

明確化の目的のために、本出願で用いられるとき、用語「従来のエンジン」とは、周知のオットーサイクルの全ての4つのストローク（すなわち、吸気、圧縮、膨張及び排気のストローク）がエンジンのピストン/シリンダーの組み合わせの各々に包含されている内燃機関を意味している。また、明確化の目的のために、先行技術に開示されたエンジンに適用され、及び本出願に言及されるように、用語「分割サイクルエンジン」について以下の定義が提供されている。

【0004】

ここに言及される分割サイクルエンジンは、
クランクシャフト軸線の回りに回転可能なクランクシャフト、
圧縮シリンダー内に摺動可能に収容された圧縮ピストンであって、クランクシャフトの単一の回転の間に吸気ストローク及び圧縮ストロークを通して往復動するようにクランクシャフトに作用的に連結された圧縮ピストン、

膨張シリンダー内に摺動可能に収容された膨張（動力）ピストンであって、クランクシャフトの単一の回転の間に膨張ストローク及び排気ストロークを通して往復動するようにクランクシャフトに作用的に連結された膨張ピストン、及び

圧縮シリンダー及び膨張シリンダーを相互に連結するクロスオーバー通路（ポート）であって、間に圧力チャンバーを画成するクロスオーバー圧縮（XovrC）バルブ及びクロスオーバー膨張（XovrE）バルブを含むクロスオーバー通路、
を備えている。

【0005】

2003年4月8日にCarmelo J. Scuderiに許可された特許文献1は、分割サイクル及び同様なタイプのエンジンの広範囲に亘る議論を含んでいる。加えて、該特許は、さらなる開発から成る本発明のエンジンの先行バージョンの詳細を開示している。

【0006】

図1を参照するに、特許文献1に記載されたタイプの先行技術分割サイクルエンジンの概念の例示的な実施形態が概括的に数字10で示されている。この分割サイクルエンジン10は、従来の4ストロークエンジンの2つの隣接するシリンダーを、1つの圧縮シリンダー12及び1つの膨張シリンダー14の組合せに置き換えている。これらの2つのシリンダー12及び14は、クランクシャフト16の1回転毎にそれらのそれぞれの機能を遂行する。吸入空気及び燃料の充填物が典型的なポペット型の吸気バルブ18を介して、圧縮シリンダー12内に引き込まれる。圧縮ピストン20が充填物を加圧し、及び、膨張シリンダー14に対して吸気通路として作用する、クロスオーバー通路22を通して充填物を後押しする。

【0007】

クロスオーバー通路の入口において、阻止型のクロスオーバー圧縮（XovrC）バルブ24がクロスオーバー通路22からの逆流を防止するために用いられている。クロスオーバー通路22の出口においては、クロスオーバー膨張（XovrE）バルブ26が、膨張ピストン30がその上死点位置に到達した直後に充填物が十分に膨張シリンダー14に進入するように、加圧された吸気充填物の流れを制御する。点火プラグ28は、吸気充填物が膨張シリンダー14に進入した後、直ぐに点火され、結果として生じる燃焼が膨張ピストン30を下方に駆動する。排気ガスはポペットの排気バルブ32を介して膨張シリンダーの外に排出される。

【0008】

分割サイクルエンジンの概念では、圧縮シリンダー及び膨張シリンダーの幾何学的なエンジンパラメーター（すなわち、ボア、ストローク、連結ロッドの長さ、圧縮比等）は一般に互いに独立している。例えば、各シリンダーについてのクランクスローク34及び36

10

20

30

40

50

は異なる半径を有してもよく、及び膨張ピストン30の上死点(TDC)が圧縮ピストン20のTDCの前に生ずる状態で、互いに位相がずれていてもよい。この独立性は、典型的な4ストロークエンジンよりも、より高い効率レベル及びより大きなトルクを分割サイクルエンジンが達成することを可能にしている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0009】

【特許文献1】米国特許第6、543、225号明細書

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

10

【0010】

分割サイクルエンジンでは、吸気ストロークは圧縮ストロークに続き、一方、従来のエンジンでは、吸気ストロークが排気ストロークに続く。したがって、分割サイクルエンジンでは、圧縮ピストンがその上死点位置に到達するとき、少量の圧縮された高い圧力の空気が圧縮シリンダー内に常に捕捉される。この圧縮された空気は、新気の充填物が引き込まれ得る前の吸気ストロークの間に再膨張されねばならないので、分割サイクルエンジンの圧縮シリンダーは、新気の充填物の容積に加えて再膨張される捕捉空気の容積を含むような大きさにされねばならない。これは、同量の吸気充填物を伴う従来のエンジンに比べて、分割サイクルエンジンのサイズを増大させ、且つ、出力密度を低下させる傾向になる。

20

【0011】

分割サイクルエンジン及び従来のエンジンの両者共、出力密度を増大させ、且つ、エンジンの全体のサイズを減少させるために、例えば、ターボ過給や過給等によって高められた吸気圧力を有してもよい。自然吸気エンジンを超えて、ブースト圧が大きければ大きい(すなわち、大気絶対圧より高く圧力を増大させる)ほど、出力密度は大きく、且つ、エンジンはよりダウンサイズされる。

【0012】

問題として、従来の又は分割サイクルのガソリンエンジンに提供され得るブーストの量は、圧縮ストロークの間にエンジン内に生み出される過剰な圧力及び温度により、燃料/空気の混合気が早期の燃焼(すなわち、ノッキング)を強いられる点で制限されていると

30

【0013】

したがって、一般的にエンジン、特に、分割サイクルエンジンに対しては、ノックへの抵抗性を増大させる必要がある。より詳しくは、分割サイクルエンジンが絶対圧で1.7 bar以上のブーストされた吸気充填物の圧力を有し得るように、分割サイクルエンジンのノックへの抵抗性を増大させる必要がある。

40

【課題を解決するための手段】

【0014】

本発明は、ノック防止、すなわち、より高い耐ノック性に貢献する種々の特徴を有する分割サイクルエンジンを含んでいる。それらの3つの特徴は、

1. 従来のエンジンに比べて、極めて遅いクロスオーバー(Xovr)通路への燃料噴射、
2. Xovr通路を膨張シリンダーに連結しているバルブ(XovrEバルブ)を通る高い乱れの音速流によって助長される急速な空気/燃料の混合、及び
3. Xovr通路内の充填空気の温度自体を低下させる、Xovr通路内の高温空気の能動又は受動の冷却による、クロスオーバー通路壁を介しての所定の熱損失、である。

50

【 0 0 1 5 】

本発明による例示的なエンジンは、

クランクシャフト軸線の回りに回転可能なクランクシャフト、

圧縮シリンダー内に摺動可能に収容された圧縮ピストンであって、クランクシャフトの単一の回転の間に吸気ストローク及び圧縮ストロークを通して往復動するようにクランクシャフトに作用的に連結された圧縮ピストン、

膨張シリンダー内に摺動可能に収容された膨張（動力）ピストンであって、クランクシャフトの単一の回転の間に膨張ストローク及び排気ストロークを通して往復動するようにクランクシャフトに作用的に連結された膨張ピストン、

圧縮シリンダー及び膨張シリンダーを相互に連結するクロスオーバー通路（ポート）であって、間に圧力チャンバーを画成する外開きのクロスオーバー圧縮（X o v r C）バルブ及び外開きのクロスオーバー膨張（X o v r E）バルブを含むクロスオーバー通路、及び

クロスオーバー通路の圧力チャンバーに配置された燃料インジェクター、を含み、

クロスオーバー通路への燃料インジェクターからの燃料噴射が、圧縮ピストンの圧縮ストローク中に全体的に起こるべくタイミング付けられている。

【 0 0 1 6 】

本発明の追加の実施形態は、クロスオーバー通路への燃料噴射の開始（S O I）が、膨張シリンダーの上死点前（B T D C）の 25° から 0° のクランク角（C A）の範囲内で起こり、燃料噴射の終了が、膨張シリンダーの上死点前（B T D C）の 10° から上死点後（A T D C）の 10° の範囲内で起こる、ことを含んでいる。

【 0 0 1 7 】

クロスオーバー通路は、膨張ピストンの膨張ストローク中のクロスオーバー膨張バルブの閉じと、圧縮ピストンの次の圧縮ストローク中のクロスオーバー圧縮バルブの開きとの間に、クロスオーバー通路に捕捉された圧縮ガス内に含まれる熱エネルギーの少なくとも 5.3% が放散されるように構成されている。断熱されていない通路は、熱エネルギーの少なくとも 13% を放散することができる。それは、熱損失を制御するために、能動的に冷却されてもよい。

【 0 0 1 8 】

全負荷で、クランクシャフトの 1400RPM 及び 4000RPM の間での運転の際に、閉じられているクロスオーバー膨張バルブをよぎる圧力比は、音速流の臨界圧力比に等しいか、又はそれを超え、クロスオーバー膨張バルブが開いたとき、クロスオーバー通路から膨張シリンダーへの圧縮ガスの初期音速流れを生じさせる。噴射された燃料の少なくとも一部は、ガスの膨張シリンダーへの初期音速流れの間に、クロスオーバー膨張バルブを通過して通過し得る。

【 0 0 1 9 】

選択肢として、少なくとも2つの別々のクロスオーバー通路が、各々のクロスオーバー通路が関連するクロスオーバー圧縮及びクロスオーバー膨張バルブを有して、各々の膨張シリンダーに連結してもよい。クロスオーバー通路は、膨張ピストンの膨張ストローク中の関連するクロスオーバー膨張バルブの閉じと、圧縮ピストンの次の圧縮ストローク中のクロスオーバー圧縮バルブの開きとの間で、クロスオーバー通路の圧縮ガス内に含まれる熱エネルギーの制御された量を放散させる大きさにされている。

【 0 0 2 0 】

本発明のこれらの、及び他の特徴及び利点は、添付の図面と共になされる本発明の以下の詳細な説明から、より完全に理解されるであろう。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 2 1 】

【 図 1 】 本発明のエンジンに関連する先行技術の分割サイクルエンジンの横断面図である。

【 図 2 】 本発明による基準の分割サイクルエンジンの例示的な実施形態の横断面図である

10

20

30

40

50

。

【図3】燃料インジェクターが重ね合わされた状態の、図2の3-3線を通して採られた基準の分割サイクルエンジンの頂断面図である。

【図4】種々の分割サイクルエンジンの非断熱鋳鉄クロスオーバー通路（ポート）についての、予測されたノック比対クランク角のグラフである。

【図5】基準の分割サイクルエンジンの非断熱鋳鉄クロスオーバー通路について、シリンダー及びクロスオーバー通路の圧力のグラフである。

【図6】基準の分割サイクルエンジンの4000rpmでの非断熱鋳鉄クロスオーバー通路によるXoverバルブ流れのマッハ数対クランク角のグラフである。

【図7】基準の分割サイクルエンジンの1400rpmでの非断熱鋳鉄クロスオーバー通路によるXoverバルブ流れのマッハ数対クランク角のグラフである。

【図8】基準の分割サイクルエンジンのセラミック壁クロスオーバー通路について、シリンダー及びクロスオーバー通路の圧力のグラフである。

【図9】種々の分割サイクルエンジンのセラミック壁クロスオーバー通路についての、予測されたノック比対クランク角のグラフである。

【図10】基準の分割サイクルエンジンのステンレス鋼スリーブ付クロスオーバー通路について、シリンダー及びクロスオーバー通路の圧力のグラフである。

【図11】種々の分割サイクルエンジンのステンレス鋼スリーブ付クロスオーバー通路についての、予測されたノック比対クランク角のグラフである。

【図12】基準の分割サイクルエンジンについての4つの別々に制御された能動冷却液ジャケットの図式的なダイアグラムである。

【0022】

（用語解説）

ここに用いられる用語の頭字語及び定義の以下の用語解説が参照のために提供される。

【0023】

空気/燃料比： 吸気充填物における空気対燃料の比率。

【0024】

下死点（BDC）： シリンダーヘッドからのピストンの最遠位置で、サイクルの最大シリンダー容積に帰する。

【0025】

クランク角（CA）： クランクシャフトの回転角度。

【0026】

臨界圧力比： 音速、すなわち、マッハ1に達するオリフィス通過流れを起こさせる圧力比であり、次の式から算出される。

【0027】

【数1】

$$\frac{P_o}{P_c} = \left(\frac{\gamma + 1}{2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

【0028】

ここで、 p_c = (喉部での) 臨界圧力、 p_o = 上流圧力、 γ = 比熱比であり、室温での乾燥空気については、 $\gamma = 1.4$ 、そこで、臨界圧力比は1.893である。

【0029】

圧縮/膨張シリンダー容量比： 膨張シリンダーに対する圧縮シリンダーの排出量の比

。

【0030】

圧縮比： TDCにおける容積に対するBDCにおけるシリンダー容積の比。

【0031】

シリンダー排气量： ピストンがBDCからTDCまでで排出する容積。

【0032】

10

20

30

40

50

全(100%)エンジン負荷： エンジンが所与の速度で生成できる最大トルク。

【0033】

ノック： 圧縮の間に燃料/空気の混合気が自己着火する傾向。

【0034】

ノック比： 圧縮中に自己着火に至る特異な燃料/空気混合気の傾向の相対的目安を提供する予測パラメーター。自己着火は、通常、1の値のノック比とされ、一方、自己着火する傾向がないのは、通常、ノック比ゼロとされる。例えば、ノック比0.8は自己着火への化学的予反応が自己着火を発生させるのに必要とされる値の80%に達したことを指示している。

【0035】

オクタン価(ON)： 内燃機関の圧縮ストローク中の自己着火に対する燃料の抵抗性の相対的な実験による格付け。オクタン価(ON)は、0~120の目盛りで計られ、100オクタンは自己着火に高い抵抗を有する燃料(イソオクタン)であり、一方、n-ヘプタンは圧縮中にノックする高い傾向を有し、ゼロ(0)オクタン価と定められている。

【0036】

出力密度： ブレーキ動力/エンジン排気量であり、通常、リッター当たりのキロワット、又はリッター当たりの馬力として表現される。

【0037】

理論空燃比： 全ての燃料が燃焼され(酸化され)及び全ての酸素がその燃焼のために利用されるのを保証するための燃料に対する空気の化学的な修正質量比。

【0038】

上死点(TDC)： サイクルに亘りピストンが到達する、シリンダーヘッドへ最も近い位置であり、最小のシリンダー容積をもたらす。

【発明を実施するための形態】

【0039】

さて、図面の図2及び3を詳細に参照するに、数字50は、本発明による耐ノック性特徴を有する分割サイクルエンジンの例示的な実施形態を概括的に指示している。エンジン50は、クランクシャフト軸線54の回りを、図面に示されるように、時計回り方向に回転するクランクシャフト52を含んでいる。クランクシャフト52は、連結ロッド60、62にそれぞれ連結され、隣り合う角度的に変位された先行及び追隨するクランクスロー56、58を含んでいる。

【0040】

エンジン50は、一对の隣り合うシリンダーを画成するシリンダーブロック64をさらに含む。特に、エンジン50は、クランクシャフト52と反対のシリンダー端部においてシリンダーヘッド70により閉鎖された圧縮シリンダー66及び膨張シリンダー68を含んでいる。

【0041】

圧縮ピストン72は圧縮シリンダー66に収容され、そして上死点(TDC)及び下死点(BDC)の位置の間でのピストン72の往復のために追隨する連結ロッド62に連結されている。膨張ピストン74は膨張シリンダー68に収容され、そして同様のTDC/BDCの往復のために先行する連結ロッド60に連結されている。

【0042】

この実施形態では、膨張ピストン74は20度のクランク角だけ圧縮ピストン72に先行している。換言すると、圧縮ピストン72は、膨張ピストン74がそのTDC位置に到達した後、そのTDC位置に20度のクランク角回転で到達する。シリンダー及びピストンの直径とピストンのストローク及びそれらの容量とは、同じである必要はない。

【0043】

シリンダーヘッド70は、シリンダー66及び68へ、シリンダー66及び68から、及びシリンダー66及び68の間のガスの流れのための構造を提供している。ガスの流れの順において、シリンダーヘッド70は、吸入空気が圧縮シリンダー66に引き入れられ

10

20

30

40

50

る吸気通路 76、圧縮シリンダー 66 から膨張シリンダー 68 に圧縮された空気が移送される、一对のクロスオーバー（X o v r）通路（又は、ポート）78 及び 79、及び費やされたガスが膨張シリンダー 68 から排出される排気通路 80 を含んでいる。

【 0 0 4 4 】

圧縮シリンダー 66 へのガスの流れは、内開きのポペット型の吸気バルブ 82 によって制御されている。クロスオーバー通路 78 及び 79 の各々への、及びそれらからのガスの流れは、一对の外開きのポペットバルブ、すなわち、クロスオーバー通路 78、79 の入口端部におけるクロスオーバー圧縮（X o v r C）バルブ 86、及びクロスオーバー通路 78、79 の出口端部におけるクロスオーバー膨張（X o v r E）バルブ 88 によって制御され得る。排気ポート 80 の外の排気ガスの流れは、内開きのポペット型の排気バルブ 94 によって制御される。これらのバルブ 82、86、88 及び 94 は、機械的に駆動されるカム、可変バルブ作動技術等のような適切な方法で作動されてもよい。

10

【 0 0 4 5 】

クロスオーバー通路 78、79 の各々は、そこに配置された少なくとも 1 つの高圧燃料インジェクター 96 を有している。燃料インジェクター 96 は、圧縮ストロークの間の全体的にクロスオーバー通路 78、79 内の圧縮された空気充填物に燃料を噴射すべく作用する。

【 0 0 4 6 】

エンジン 50 はまた、混合された燃料及び空気の充填物が着火され、及び膨張ストロークの間に燃焼し得る、膨張シリンダーの端部の適切な位置に配置されている 1 つ以上の点火プラグ 98 又は他の着火装置を含んでいる。

20

【 0 0 4 7 】

加えて、エンジン 50 には、望ましくは、ここにより詳細に論じられるように、エンジンの耐ノック性特徴の十分な利点を得るために、シリンダーへの吸気充填物の圧力を 1.7 bar まで、及びそれを超えて上昇させることが可能なターボチャージャー 100 のようなブースト装置が設けられている。ターボチャージャー 100 は、ロータリーコンプレッサー 104 を駆動する排気タービン 102 を含んでいる。タービンは、エンジン 50 の排気ポート 80 からの加圧された排気ガスを受け入れるべく連結された排気ガス入口 106 を有している。タービン 102 は、空気入口 108 を介して外気を引き入れ、及び圧縮空気出口 110 を介して加圧された空気を排出する、コンプレッサー 104 を駆動する。圧縮された空気は、単段のインタークーラー 112 を通過し、そして全負荷時に少なくとも 1.7 bar の絶対圧力で空気吸気ポート 76 に入る。

30

【 0 0 4 8 】

エンジンにおけるノッキングは、着火が起こる前に燃料が過剰な温度に曝される時間の関数である。それ故に、燃料がエンジン内で曝される温度又は時間を低減する特徴は、エンジンの耐ノック性を増大させる。

【 0 0 4 9 】

分割サイクルエンジン 50 において例証された本発明の 3 つの特徴は、ノック防止、すなわち、より高いノック耐性に貢献する。

【 0 0 5 0 】

1. 従来のエンジンに比べて、極めて遅いクロスオーバー（X o v r）通路 78 及び 79 への燃料噴射

40

分割サイクルエンジン 50 では、インジェクター 96 からの燃料噴射が空気の吸気ストロークの後、及び全体的に圧縮ストローク中に生じる。対照的に、ポート燃料噴射を備える従来のエンジンでは、燃料噴射が空気の吸気ストロークの前、及びその間、及び圧縮ストロークの前に生じる。また、シリンダー内への直接燃料噴射を備える従来のエンジンでは、燃料噴射が、通常、少なくとも部分的に吸気ストローク中に生じ、及び圧縮ストロークの初期まで続けることができる。

【 0 0 5 1 】

2. X o v r 通路を膨張シリンダーに連結するバルブ（X o v r E バルブ 88）を通る

50

高い乱れの音速流によって助長される急速な空気 / 燃料の混合

X o v r E バルブ 8 8 を越える高い初期圧力の故に、バルブ 8 8 が開いたときの初期流れは音速である。結果として生じる高い乱れの流れは空気 / 燃料の混合への大なる助けであり、及び、かくて、分割サイクルエンジン 5 0 に比べて、吸気及び圧縮ストローク中に比較的低い空気速度を有している従来のエンジンに比べて、極めて遅い燃料噴射を許容する。このことは、ノックに帰し得る燃料 / 空気の反応に関して、より短い時間の結果となる。

【 0 0 5 2 】

3 . 充填空気の温度を低下させる、X o v r 通路 7 8 , 7 9 内の高温空気からのクロスオーバー通路壁を介しての熱損失

分割サイクルエンジン 5 0 のクロスオーバー (X o v r) 通路 7 8 及び 7 9 内の圧縮された空気は、圧縮が空気の温度を通路壁の温度以上に上げるので、通路壁表面への熱伝達によりエネルギーを失う。このエネルギー損失は効率を低下させるが、熱損失は圧縮された空気の温度を低下させるので、X o v r 通路 7 8 及び 7 9 及び膨張シリンダー 6 8 内の、火花点火の前の燃料の自己 - デトネーション (「 ノック 」) を防止するのを助ける。

【 0 0 5 3 】

従来のガソリンエンジンにおいては、高い圧縮比、過給ないしはターボ過給によって生成される増大された空気圧力のレベルが、増大された空気温度でのノックを生じさせる傾向によって制限されている。この傾向は、スーパーチャージャー又はターボチャージャーにより圧縮した後に、空気を、インタークーラーを通過させることにより低減される。しかしながら、シリンダーでの圧縮の後では、空気は非常に高められた温度にあり、及び燃料噴射は既に行われている。分割サイクルエンジン 5 0 では、インタークーラーがまた過給ないしはターボ過給の後に用いられ得るが、しかし加えて、分割サイクルエンジン 5 0 の特異な特徴は、空気が、X o v r 通路 7 8 及び 7 9 での熱損失の故に、シリンダーでの圧縮の後に再度冷却されること、及び燃料噴射が圧縮の後の部分中に起こるということである。

【 0 0 5 4 】

効果をより正確に予測し、及び本発明の耐ノック性の特徴 (例えば、遅い燃料噴射、ガス通路冷却、及び高い乱れ流れ) を最適化するために、コンピューターでの検討 (シミュレーション) が開始された。コンピューターでの検討は、以下のテーブル I、及び I I に示されるような、バルブ及びシリンダーのパラメーターを有するエンジン 5 0 の特定の基準モデルを利用した。

【 0 0 5 5 】

【 表 1 】

テーブル I: 基準エンジン 5 0 のシリンダーパラメーター

パラメーター	単位	圧縮シリンダー-66	膨張シリンダー-68
シリンダーボア	ミリメートル	94.4	86.3
シリンダーストローク	ミリメートル	87.0	120.0
全シリンダー排気量	リットル	0.609	0.702
容積圧縮比	X:1	86	121

【 0 0 5 6 】

10

20

30

40

【表 2】

テーブル I I : 基準エンジン 50 のバルブパラメーター

パラメーター	単位	吸気バルブ ^a	X _{ovrC} バルブ ^a	X _{ovrE} バルブ ^a	排気バルブ ^a
		82	86	88	94
内側シート直径	ミリメーター	32.0	18.0	18.0	26.0
最大リフト	ミリメーター	9.73	2.60	2.43	9.28
開きの角度位置	膨張ピストンのATDCの角度	62.0	-15.0	-5.0	155.0
閉じの角度位置	膨張ピストンのATDCの角度	212.0	20.5	25.0	-24.0

10

【0057】

また、コンピューターモデルでは、基準エンジン 50 の膨張ピストン 74 が、圧縮ピストン 72 をクランク角回転で 20 度だけ先行するように設定された。換言すると、圧縮ピストン 72 がその圧縮ストロークを膨張ピストン 74 の TDC 前の -160 度 CA で開始（すなわち、その BDC 位置に到達）し、及び圧縮ピストン 72 がその圧縮ストロークを膨張ピストン 74 の TDC 後 20 度 CA で終了（すなわち、その TDC 位置に到達）した。

20

【0058】

コンピューターでの検討の結果は、以下の明細書及び対応する図 4 ないし 13 に開示されている。特定されない限り、基準エンジン 50 の全ての言及されなかったパラメーターは、上記のテーブル I 及び II に掲げられたままである。パラメーターについての全てのクランク角位置は、TDC 0 度 CA として、膨張ピストン 74 の TDC 位置に対して示されている。

【0059】

図 4 は、非断熱の鋳鉄クロスオーバー通路（ポート）を有する、2 つの自然吸気分割サイクルエンジンについて、クランク角に対する上に言及されたコンピューターでの検討で予測されたノック比（線 120 及び 122）を示している。ノック比が 1 に近づくほど、ノックが起り易い。

30

【0060】

図 4 における検討での各々のエンジンは、4000 RPM、100% エンジン負荷、100 オクタン（ON）のガソリン、及び 13.05 / 1 のややリッチ空燃比（すなわち、14.5 / 1 の理論空燃比の 90%）で運転された。線 120 は、87 mm の圧縮ストロークを有する基準エンジン 50 を表し、及び線 122 は、延長された 120 mm の圧縮ストロークを有し、そして比例的に大きな圧縮シリンダー排気量を有する点のみで、基準エンジン 50 と異なる分割サイクルエンジンを表している。

40

【0061】

図 4 に示されるように、ノック比は、膨張ピストン 74 の TDC 前 15 度 CA で生ずる燃料噴射の開始（SOI）から高まっている。圧縮シリンダーのストローク及び排気量が、87 から 120 mm（それぞれ、線 120 及び 122）に増大されると、最終のノック比は増大するが、最高の排気量で 0.35 以下に止まっている（線 122）。

【0062】

図 4 において、モデル化されたエンジンは、2 つの別々のクロスオーバー通路 78 及び 79 を有する、非断熱、標準の鋳鉄 X_{ovr} 通路壁を表し、ここで、各クロスオーバー通路は凡そ 13.5 mm の平均直径を有している。ガス通路 78 及び 79 内の圧縮された空気を冷却することは、ノック比を実質的に 1 より低く保つのに重要な特徴である。通路 7

50

8及び79を構成するのに用いられ材料のタイプ、圧縮された空気の所与の充填物のための通路の数、通路がどのように断熱されるか、及びそれらが能動的に冷却されるか否かは、ガス通路から熱を除去する、したがって、ノック比を低減するのに包含される全要因である。

【0063】

図4の線120及び122によって図解された特別な場合では、関連するクロスオーバー圧縮バルブ86及び膨張バルブ88を有する一对の非断熱鋳鉄クロスオーバー通路78及び79が、熱を除去するために利用された。対のクロスオーバー通路78及び79は、膨張ピストン74の膨張ストローク中での関連するクロスオーバー膨張バルブ88の閉じと、圧縮ピストン72の次の圧縮ストローク中での関連するクロスオーバー圧縮バルブ86の開きとの間で、クロスオーバー通路内の圧縮されたガスに包含されている制御された量の熱エネルギーを放散させるべく、大きさが定められ、且つ構成された。ここにさらに詳細に論じられるように、圧縮されたガスに包含されている熱エネルギーの、好ましくは、少なくとも5.3%、さらに好ましくは、少なくとも13%が、クロスオーバー膨張バルブ88の閉じとクロスオーバー圧縮バルブ86の次の開きとの間で、放散される。当業者はクロスオーバー通路の他の組合せ及び形態が同等の制御された量の熱エネルギーを除去するのに用いられ得ることを認識するであろう。例えば、圧縮された空気の所与の充填物について、曝されるガス通路内壁の表面積を増大させるために、2つ以上のガス通路が用いられるか、又は能動的に冷却されてもよい。

【0064】

この検討では、基準エンジン50についての燃料噴射の開始(SOI)が、圧縮ストロークの始まりの後で、Xoverバルブ88の開きに極めて近くにモデル化されている。好ましいSOI範囲は、TDC前からTDCまでの25度CAの間である。

【0065】

また、この検討では、燃料噴射の終了(EOI)が、圧縮ストロークの終わりの前で、Xoverバルブ88の閉じの前にモデル化されている。好ましいEOI範囲は、TDC後の-10から+10度CAである。

【0066】

燃料インジェクター96からクロスオーバー通路78及び79への燃料噴射を、圧縮ピストン72の圧縮ストローク中、及びSOI及びEOIの好ましい範囲内で全体的に生じさせるべくタイミング付けることは、噴射された燃料のXover通路78、79から膨張シリンダー68へのほぼ完全な移行への結果となる。圧縮ストロークの開始前に生ずるべくSOIをタイミング付けることは、時期尚早なノッキングに帰するかもしれない。また、圧縮ストロークの終了後に生ずるべくEOIをタイミング付けることは、相当量の燃料がクロスオーバー通路78及び79に捕捉され、及び膨張シリンダー68内に移送されない結果となり得ることに留意すべきである。

【0067】

燃料噴射の圧力は、エンジン速度及び負荷の運転点、及び異なる噴射システムの能力に依存して、最適な噴射期間を得るべく異なる噴射圧力が利用された状態で、Xover通路78及び79の圧力よりも必然的に高くなければならない。

【0068】

図5は、4000rpm、100%(全)エンジン負荷において、自然吸気の基準分割サイクルエンジン50のサイクルシミュレーションからの、クランク角に対する予測されたXover通路78及び79、圧縮シリンダー66及び膨張シリンダー68の圧力を示している。XoverCバルブ86、XoverEバルブ88、圧縮シリンダー66、膨張シリンダー68、点火プラグ98の着火、インジェクター96のためのSOI範囲、インジェクター96のためのEOI範囲、及び圧縮ストロークの終了についてのタイミングが示されている。線124は圧縮シリンダー66の圧力を表わしている。線126は、XoverCバルブ86の出口圧力、すなわち、XoverCバルブ86のポペットヘッドの直ぐ隣りに位置される、クロスオーバー通路78、79内の点で取られた圧力を表わしている。線

128は、XovrEバルブ88の入口圧力、すなわち、XovrEバルブのポペットヘッドの直ぐ隣りに位置される、クロスオーバー通路78、79内の点で取られた圧力を表わしている。最後に、線130は、膨張シリンダー68の圧力を表わしている。

【0069】

この図5のシミュレーションのために、SOIのタイミングは、EOIのタイミングがATDC1度の状態で、BTDC20度にモデル化された。このEOIは、約16度だけ火花点火に先行している。この範囲内では、XovrE通路の圧力(線126及び128)は約25ないし65barに亘り、及び、かくて燃料噴射の圧力は、これらの圧力を十分に上回らなければならないことに留意すべきである。また、XovrEバルブ88が開くとき、XovrEバルブの入口圧力は、膨張シリンダー68の圧力(5bar)よりも

10

【0070】

図6及び7は、基準エンジン50が全(100%)エンジン負荷で運転されたとき、クロスオーバー通路78及び79から膨張シリンダー68へのXovrEバルブ88を通る近似流れの、それぞれ、4000rpm(図6の線132)及び1400rpm(図7の線134)でのマッハ数を示している。XovrEバルブ88が最初に開くと、両速度において、3ないし4度の間では、流れは音速(マッハ=1.0)であり、それから、4000rpmでのマッハ0.35、1400rpmでのマッハ0.15に下がるが、これらは、いまなお高い速度の乱れ流れと思われる。高い速度の乱れ流れは、乱流が急速な空気/燃料の混合をもたらすので、燃料/空気の充填物が高い圧縮温度に曝される時間が低減されることによって、エンジン50のノック耐性に貢献する。

20

【0071】

図5、6及び7を比較することにより、エンジン50の好ましいSOI範囲は、TDC後の約-5ないし-2度CAの間で初期音速流れが生じているうちで、TDC後-25ないし0度CAであることが分かる。これは、全体の燃料噴射事象が、空気の流れが音速以下に低下した後に起こるのが可能であることを意味する。しかしながら、燃料及び空気を共にさらに十分に混合するためには、圧縮されたガスの初期音速流れの間に、噴射された燃料の少なくとも一部がクロスオーバー膨張バルブ88を通過すべくされることが好ましい。

30

【0072】

図5に戻って参照するに、XovrEバルブ88が25度ATDCで閉じた後、XovrE通路78、79内の平均圧力(線126及び128)は、約47barである。しかしながら、XovrE通路78、79内の捕捉された容量の平均圧力(線126及び128)は、XovrEバルブ88がBTDC15度で開くまでに、約39barに低下する。このエネルギー損失は、捕捉された空気からXovrE通路壁への熱伝達のせいであり、及び空気を圧縮するのに費やされたエネルギーの約13%の損失を表わしている。このエネルギー損失は、図4で予測された低いノック数への重要な貢献子であるので、ガス通路78及び79内の空気における捕捉された容量のエネルギーの少なくとも13%が、XovrEバルブ88の閉じとXovrCバルブ88の次の開きとの間に除去されるように、ガス通路78及び79を構成するのが望ましい。

40

【0073】

図8を参照するに、熱損失の効果を決定するために、通路の周りにセラミックの内側ライナーとエアギャップとを備え、高度に断熱されたガス通路78及び79の壁を有して、シミュレーションが行われた。図8にモデル化された基準エンジン50は、セラミック断熱の通路壁を除き、図5にモデル化されたエンジンと同一である。線136は、圧縮シリンダー66の圧力を表わしている。線138は、XovrCバルブ88の出口圧力、すなわち、XovrCバルブ88のポペットヘッドの直ぐ隣りに位置された、クロスオーバー通路78、79内の点で採られた圧力を表わしている。線140は、XovrEバルブ8

50

8の入口圧力、すなわち、XovrEバルブのポペットヘッドの直ぐ隣に位置された、クロスオーバー通路78、79内の点で採られた圧力を表わしている。最後に、線142は、膨張シリンダー68の圧力を表わしている。

【0074】

図8は、XovrEバルブ88がATDC25度で閉じたときから、XovrCバルブ86が続いてBTDC15度で開いたときまでの間における、極めて僅かな損失を伴う状態での、クランク角に対する予測されたXovr通路の圧力(線138及び140)を示している。図8にモデル化されたセラミック断熱のガス通路78及び79を備える基準エンジン50の両シリンダー66及び68とクロスオーバー通路78及び79における全ての圧力(及び、それ故に温度)は、図5にモデル化された非断熱のクロスオーバー通路78及び79を備える基準エンジン50に対して、より高いということに留意すべきである。

10

【0075】

図9を参照するに、クロスオーバー通路の圧力及び温度が増大されたことにより、コンピューターでの検討シミュレーションは、より高い圧縮/膨張シリンダー容量比について、1.0(及び、それ故のノッキング)に達する容認できないノック比を予測した。したがって、シミュレーションは、蒸発による冷却を促進し、及び予測されたノック比を1.0より下に保つために、空燃比を13.05/1(理論空燃比の90%)から、よりリッチな10.4/1(理論空燃比の70%)に変更して、再運転されねばならなかった。図9は、100オクタン(ON)のガソリンでの、結果として生じたノックを示し、線144は、87mmの圧縮ストロークを有する基準エンジン50を表し、及び線146は、延長された120mmの圧縮ストロークを有し、そして比例的に大きな圧縮シリンダー排気量を有する点のみで基準エンジン50と異なる分割サイクルエンジンを表している。

20

【0076】

留意すべきは、より高いノック比は0.9(線146)より上であり、これは、運転条件及び外気の温度及び圧力における変動に対しての不十分なノック余裕のせいで、生産上実現可能でないであろうということである。しかしながら、総計的に非断熱の通路でのノック比は、高い圧縮/膨張シリンダー容量比においても、多くのノック余裕を残している(図4を見よ)。このように、ステンレス鋼のスリーブ及び通路区分をエアギャップで取り囲むような、中間的量の断熱が、ノック比を実質的に1.0より下に保ちつつ、効率における増大をもたらすであろう。

30

【0077】

図10は、ガス通路78及び79の壁が、通路の中央区分の内側でステンレス鋼のスリーブに変更され、基準エンジン50のスリーブと鋳鉄シリンダーヘッド70との間に5mmのエアギャップを有していることを除き、図5及び8と同様である。

【0078】

XovrC86及びXovrEバルブ88を収容する曲がり部を含む、ガス通路78及び79の端部は、非断熱の鋳鉄として保たれている。線148は、圧縮シリンダー66の圧力を表わしている。線150は、XovrCバルブ88の出口圧力、すなわち、XovrCバルブ88のポペットヘッドの直ぐ隣に位置された、クロスオーバー通路78、79内の点で採られた圧力を表わしている。線152は、XovrEバルブ88の入口圧力、すなわち、XovrEバルブのポペットヘッドの直ぐ隣に位置された、クロスオーバー通路78、79内の点で採られた圧力を表わしている。最後に、線154は、膨張シリンダー68の圧力を表わしている。

40

【0079】

図10は、XovrEバルブ88の閉じからXovrCバルブ86の開きまでの幾らかの損失を伴うが、図5の非断熱(鋳鉄)の壁程ではない、状態でのクランク角に対する、予測されたXovr通路78及び79、圧縮シリンダー66及び膨張シリンダー68の圧力を示している。平均の通路圧力は、XovrEバルブ88の閉じのときの約47.5barから、XovrCバルブ88の開きのときの45barまで低下し、非断熱の通路に

50

ついでに13%と比べて、空気を圧縮するために費やされたエネルギーの約5.3%の損失を表している。

【0080】

図11は、2つの分割サイクルエンジンについて予測されたノック比を示し、ここで、クロスオーバー通路78及び79は、ステンレス鋼のスリーブ及びエアギャップによって断熱されている。線156は、87mmの圧縮ストロークを有する基準エンジン50を表し、及び線158は、延長された120mmの圧縮ストロークを有する点のみで、基準エンジン50と異なる分割サイクルエンジンを表している。このシミュレーションでの両エンジンは、オクタン価100の燃料で運転されている。ノック比は、図4の非断熱の通路についてよりも、もっと高いが、図9のセラミック壁の通路に比べると、1.0の下に十分な余裕を有している。

10

【0081】

図12を参照するに、上の結果は、分割サイクルエンジン50の予測されたノック比が、Xover通路78及び79でのエネルギー損失の程度に極めて敏感であることを示している。これは、ある形態の「能動」冷却システムでもって、及びこれにより、異なる運転条件の下でのエンジンのノック傾向に影響を及ぼして、この熱損失を動的に制御する可能性を高めている。図12は、Xover通路78及び79を含むエンジン50の異なる部分のための別々の冷却回路を示している、分割サイクルエンジン50のための例示的な冷却システムの図式を示している。

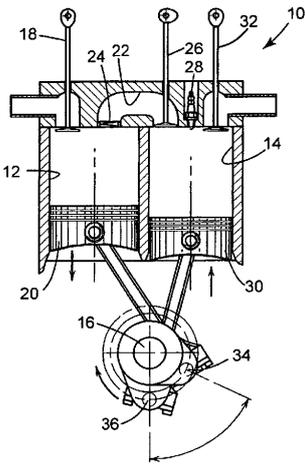
20

【0082】

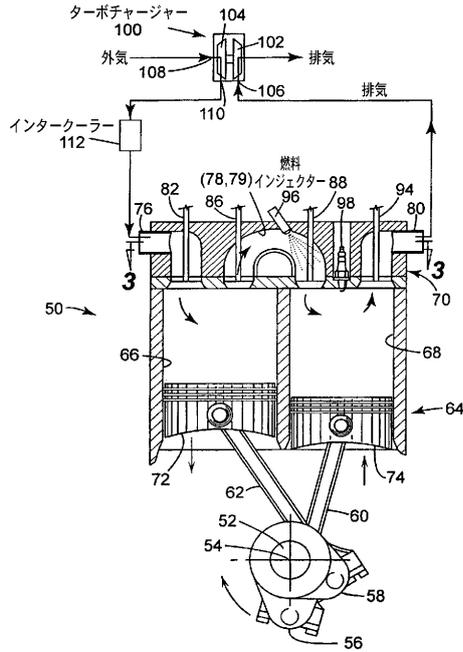
本発明が特定の実施形態を参照して説明されたが、多数の変更が説明された本発明概念の趣旨及び範囲内でなされ得ることが理解されるべきである。したがって、本発明は説明された実施形態に限定されないが、しかし以下の請求項の言語で定義された全範囲を有していることが意図されている。

【図1】

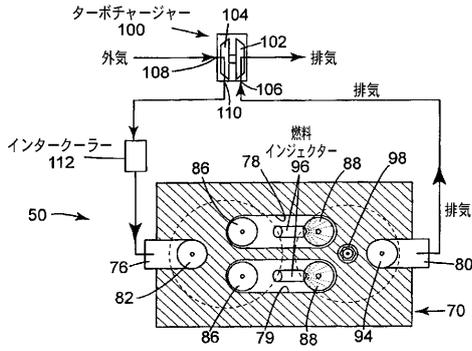
先行技術



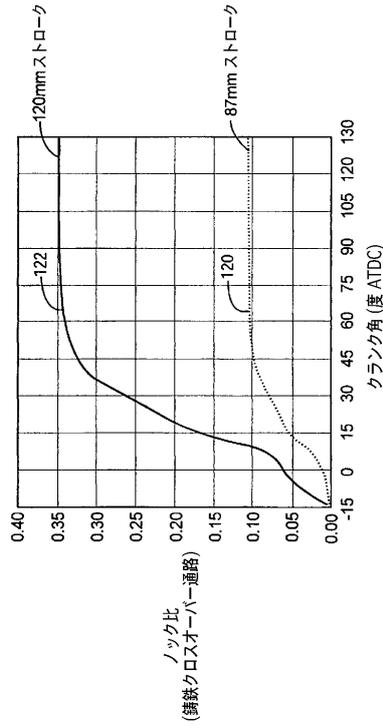
【図2】



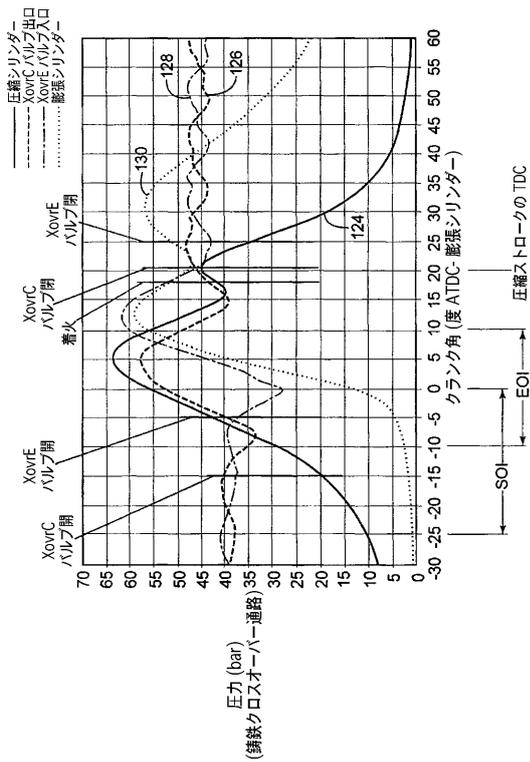
【図3】



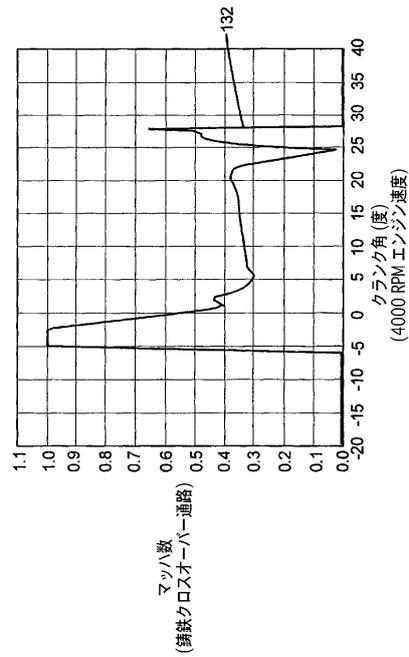
【図4】



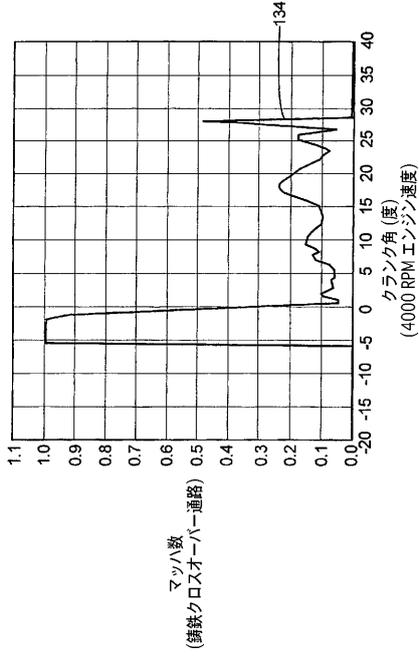
【図5】



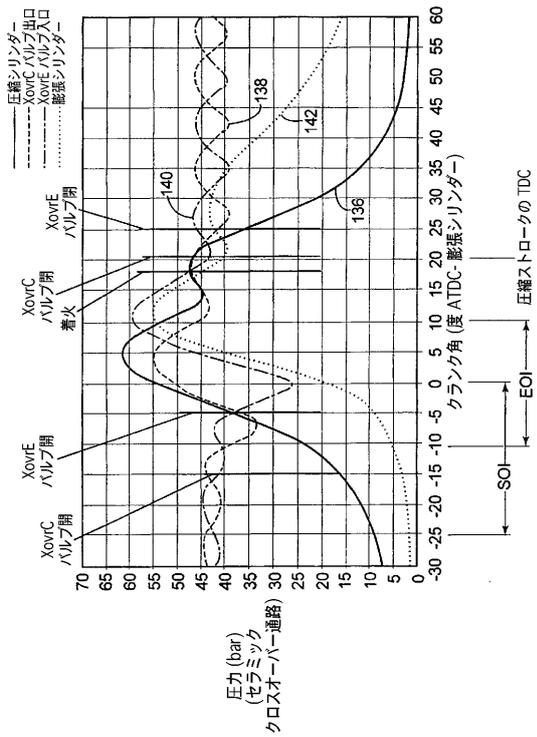
【図6】



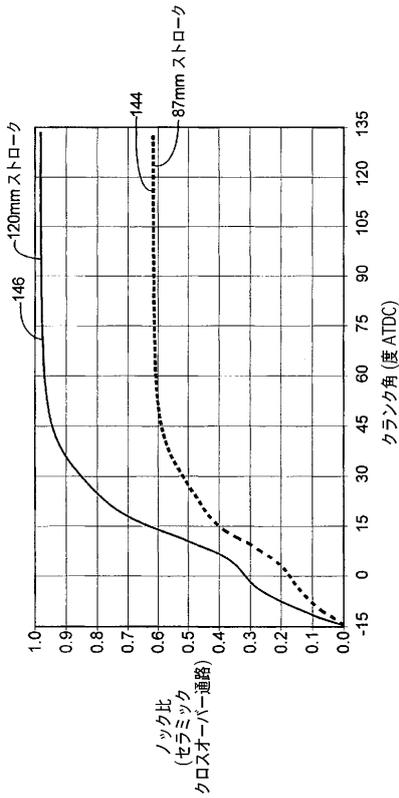
【 図 7 】



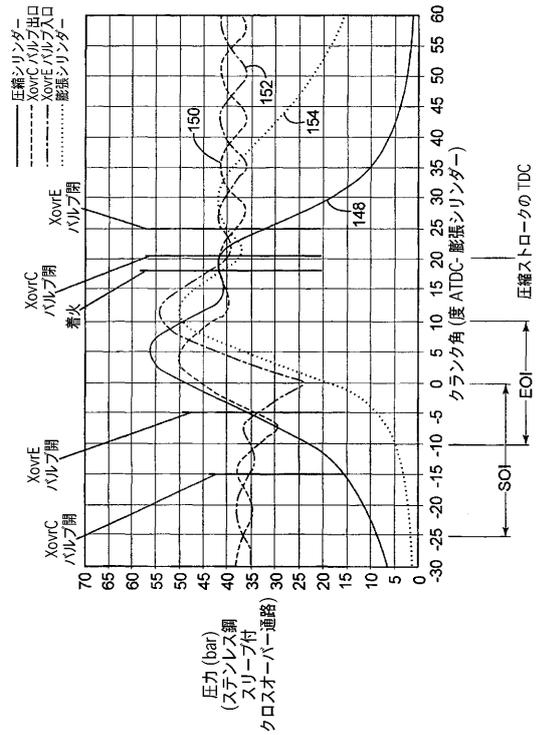
【 図 8 】



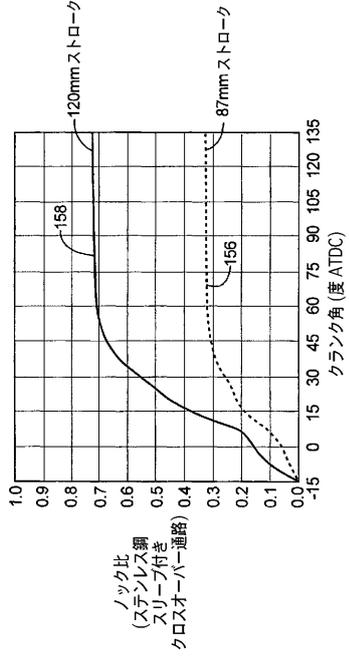
【 図 9 】



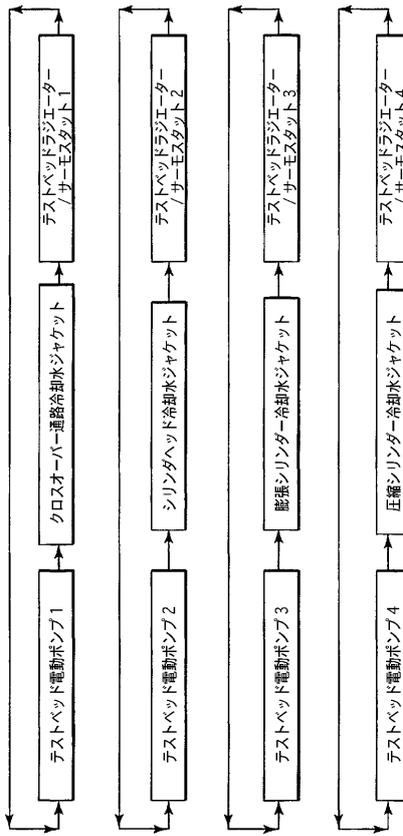
【 図 10 】



【 図 1 1 】



【 図 1 2 】



フロントページの続き

審査官 稲葉 大紀

(56)参考文献 米国特許第1305577 (US, A)
特開2001-227368 (JP, A)
特開平04-166656 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F02B 75/18

F02B 33/06-33/22

F02B 53/08