

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公表特許公報(A)

(11) 特許出願公表番号

特表2015-518944

(P2015-518944A)

(43) 公表日 平成27年7月6日(2015.7.6)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
F 0 2 F 3/26 (2006.01)	F 0 2 F 3/26 C	3 G 0 2 3
F 0 2 F 3/22 (2006.01)	F 0 2 F 3/26 B	
F 0 2 F 3/00 (2006.01)	F 0 2 F 3/22 A	
F 0 2 B 23/06 (2006.01)	F 0 2 F 3/00 3 0 1 A	
	F 0 2 F 3/00 Z	
審査請求 未請求 予備審査請求 未請求 (全 17 頁) 最終頁に続く		

(21) 出願番号 特願2015-516034 (P2015-516034)
 (86) (22) 出願日 平成25年5月20日 (2013.5.20)
 (85) 翻訳文提出日 平成27年1月9日 (2015.1.9)
 (86) 国際出願番号 PCT/US2013/041781
 (87) 国際公開番号 W02013/184335
 (87) 国際公開日 平成25年12月12日 (2013.12.12)
 (31) 優先権主張番号 13/487,558
 (32) 優先日 平成24年6月4日 (2012.6.4)
 (33) 優先権主張国 米国 (US)

(71) 出願人 391020193
 キャタピラー インコーポレイテッド
 CATERPILLAR INCORPORATED
 アメリカ合衆国 イリノイ州 61629
 -6490 ビオーリア ノースイースト
 アダムス ストリート 100
 (74) 代理人 110001243
 特許業務法人 谷・阿部特許事務所
 (72) 発明者 ジョン グラッデン
 アメリカ合衆国 47905 インディア
 ナ州 ラファイエット ナタリー レーン
 2413

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 粒子排出物を低減するピストン式内燃機関及び方法

(57) 【要約】

内燃機関(10)は、260mmの内径(16)を規定するシリンダーボア(14)を有するハウジング(12)と、ハウジング(12)に連結された燃料噴射機(24)と、ハウジングに対して回転可能に連結されたクランク軸(28)とを備える。ピストン(50)は、クランク軸(28)と連結され、シリンダーボア(14)内の流体圧力を自己着火圧力まで上昇させるよう動作可能であり、複合燃焼ボウル(66)内に複数のバルブポケット(64)を規定する燃焼面(62)を備える。燃料噴射機(24)の噴射口(26)は、145度超の噴出角度(94)を規定し、燃焼ボウル(66)は、噴霧燃料の燃焼によって1600kPa以上のBMEPが生成され、又は内燃機関(10)のエネルギー出力b kW・hあたり0.25グラム以下の粒子状物質を生じさせるよう、190mm~230mmの直径を有する。

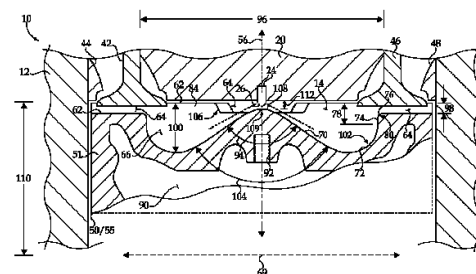


Fig.3

【特許請求の範囲】

【請求項 1】

内燃機関（10）の作動方法であって、

260 mm以上の内径（16）を有するシリンダーボア（14）内で、前記内径（16）以上のストローク距離（52）を有するピストン（50）を上死点位置へ向って動かすことにより、前記内燃機関（10）のシリンダーボア（14）内の流体圧力を自己着火圧力まで上昇させるステップと、

前記上昇させるステップの間、前記シリンダーボア（14）を通して、複数のバルブポケット（64）と190 mm～230 mmのボウル直径（96）を有する複合燃焼ボウル（66）とを規定するピストン（50）の燃焼面（62）を前進させるステップと、

前記流体圧力を自己着火圧力以上に維持しつつ、145度超の噴出角度（94）で前記シリンダーボア（14）へ燃料を直接噴射するステップと、

前記ピストン（50）を1600 kPa以上のBMEPでシリンダー（14）内の下死点位置へと押し進め、燃焼によって前記内燃機関（10）のエネルギー出力b kW・hあたり0.25グラム以下の粒子状物質を生じさせるように、前記噴射した燃料と空気とを燃焼させるステップとを備えることを特徴とする方法。

【請求項 2】

前記燃焼させるステップはさらに、燃焼によって前記内燃機関（10）のエネルギー出力b kW・hあたり250グラム以下の燃料のBSFCを生じさせるように前記燃料及び空気を燃焼させるステップを含み、前記方法はさらに、前記燃焼させるステップに応じて、900 RPM～1000 RPMの平均回転速度にて、前記ピストン（50）に連結されたクランク軸（28）を回転させるステップを備え、

前記燃焼面（62）は、大きな曲率の凸半径を規定する前記燃焼ボウル（66）内の円錐（70）と、曲率の凹半径を規定して前記燃焼ボウル（66）内で前記円錐（70）から前記ピストン（50）の中心軸（56）と並行に配向された直線壁部（74）へ推移し、小さな曲率の凸半径を規定する前記燃焼ボウル（66）のリップ（76）に隣接する曲線壁部（72）とを形成することを特徴とする請求項 1に記載の方法。

【請求項 3】

前記噴射するステップはさらに、150 MPa未満の噴射圧力で燃料噴射機（24）の合計8～12の噴射口（26）から前記燃料を噴射するステップを含み、噴射時間は、前記上昇させるステップの間、前記ピストン（50）が前記上死点位置に到達するのに先立って開始され、

前記方法はさらに、

前記シリンダーボア（14）からの排気バルブ（46）を開放している間、前記ピストン（50）を前記上死点位置へと戻すことで前記シリンダーボア（14）から粒子状物質を含有した排気を放出し、前記放出するステップの最後に前記ピストンが前記上死点位置に到達すると、前記排気バルブ（46）を前記複数のバルブポケット（64）の1つにて受容するステップと、

前記放出するステップの後、前記シリンダーボア（14）への吸気バルブ（42）を開放している間、前記ピストン（50）を前記下死点位置へと戻すことで前記シリンダーボア（14）へ吸気を送達するステップと、

吸気が排気路（48）へと向って前記シリンダーボア（14）を通過するように前記送達するステップを開始した後、前記排気バルブ（46）を閉鎖することで前記内燃機関（10）を冷却するステップとを備えることを特徴とする請求項 2に記載の方法。

【請求項 4】

内燃機関（10）であって、

内部に形成されて260 mm以上の内径（16）を規定するシリンダーボア（14）を有するハウジング（12）と、

前記ハウジング（12）に連結され、内部に燃料を直接噴射するために前記シリンダーボア（14）内に位置づけられた複数の噴射口（26）を規定する燃料噴射機（24）と

10

20

30

40

50

、
前記ハウジング（１２）に対して回転可能に連結されたクランク軸（２８）と、
前記クランク軸（２８）に連結され、前記シリンダーボア（１４）内の流体圧力を自己着火圧力まで上昇させるために下死点位置から上死点位置までの前記内径（１６）以上のストローク距離（５２）に対応する分、前記シリンダーボア（１４）内を移動可能であるピストン（５０）とを備え、

前記ピストン（５０）は、中心軸（５６）を規定する外周面（５４）を含み、前記ピストン（５０）の第１軸方向端部（５８）と、複数のバルブポケット（６４）及び複合燃焼ボウル（６６）を規定する燃焼面（６２）を有した第２軸方向端部（６０）との間に延設され、

前記複数の噴射口（２６）は、１４５度超の噴出角度（９４）を規定し、前記複合燃焼ボウル（６６）は、前記燃料を噴射する際、及び、前記流体圧力が自己着火圧力以上である場合に、前記シリンダーボア（１４）内の前記噴射した燃料及び空気の混合物が、１６００ｋＰａ以上のＢＭＥＰで前記ピストン（５０）を前記下死点位置へと押し進めるべく燃焼し、前記燃焼によって前記内燃機関（１０）のエネルギー出力**b** kW・hあたり０．２５グラム以下の粒子状物質を生じるように、１９０ｍｍ～２３０ｍｍのボウル直径（９６）を有することを特徴とする内燃機関（１０）。

【請求項５】

前記燃焼面（６２）は、前記燃焼ボウル（６６）内の凸状円錐（７０）と、前記凸状円錐（７０）から前記燃焼ボウル（６６）のリップ（７６）に隣接して前記中心軸（５６）と並行に配向された直線状円筒壁部（７４）へと推移する凹状曲線壁部（７２）とを形成し、

前記直線状壁部（７４）は、５ｍｍ～１０ｍｍの軸方向高さ（７８）を有し、前記リップ（７６）は、２ｍｍ超の曲率の凸半径を規定し、

前記燃焼面（６２）は、前記外周面（５４）に隣接してその内部に複数のバルブポケット（６４）を有するリム（８２）を形成し、前記リム（８２）は、バルブポケット（６４）と交互に配置された複数のプラトー（平坦部）（８４）を含み、前記バルブポケット（６４）は各々、５ｍｍ以上の軸方向深さを有することを特徴とする請求項４に記載の内燃機関（１０）。

【請求項６】

前記複数のプラトー（平坦部）（８４）は、前記中心軸（５６）に垂直に交差する平面を規定し、前記燃焼ボウル（６６）は、前記平面から前記燃焼ボウル（６６）の底部へと延びる、２５ｍｍ以上のボウル深さを有し、

前記内燃機関（１０）はさらに、前記シリンダー（１４）のための吸気バルブ（４２）及び排気バルブ（４６）と、前記クランク軸（２８）に連結され、各々前記吸気バルブ及び排気バルブ（４２、４６）の開閉を制御するために前記吸気バルブ及び排気バルブ（４２、４６）と連結された吸気カム（３２）及び排気カム（３４）を有するカム軸（３０）とを備え、前記吸気カム及び排気カム（３２、３４）は、前記ピストン（５０）を前記内燃機関（１０）の吸気ストロークで前記上死点位置から前記下死点位置へと移動を開始させた際、前記吸気バルブ及び排気バルブ（４２、４６）の双方が開放するような外形状を有することを特徴とする請求項５に記載の内燃機関（１０）。

【請求項７】

２６０ｍｍ以上の内径（１６）を有する直接噴射式内燃機関（１０）のシリンダーボア（１４）内に位置づけ可能で、前記シリンダーボア（１４）内の流体圧力を自己着火圧力まで上昇させるため、下死点位置から上死点位置までの前記内径（１６）以上のストローク距離（５２）を前記シリンダーボア（１４）内で移動可能なピストン（５０）を形成すべく、ピストンスカート（５３）と連結されるピストンクラウン（５１）であって、

中心軸（５６）を規定する外周面（５４）を含み、第１軸方向本体端部（５８）と第２軸方向本体端部（６０）との間に延設され、軸方向本体長さ（８６）と前記軸方向本体長さ（８６）より長い本体直径（８８）とを有する本体部（５５）を備え、

10

20

30

40

50

前記本体部（５５）はさらに、前記第１軸方向本体端部（５８）に形成された冷却空洞（９０）と、前記ピストンスカート（５３）を前記ピストンクラウン（５１）に取り付けるためにボルトを受容する、前記冷却空洞（９０）から軸方向内側に延設されたボルト開口（９２）と、前記第２軸方向本体端部（６０）上で複数のバルブポケット（６４）及び複合燃焼ボウル（６６）を規定する燃焼面（６２）とを備え、

前記燃焼面（６２）はさらに、前記複合燃焼ボウル（６６）内の凸状中央円錐（７０）と、前記凸状中央円錐（７０）から前記中心軸（５６）と並行に配向されて前記複合燃焼ボウル（６６）の凸状リップ（７６）に隣接した直線状円筒壁部（７４）へと推移する凹状曲線壁部（７２）とを形成し、

前記複合燃焼ボウル（６６）は、１４５度以上の噴出角度（９４）で前記シリンダーボア（１４）内に燃料を噴射する際、及び、前記流体圧力が自己着火圧力以上である場合に、前記シリンダーボア（１４）内の前記燃料と空気とがピストン（５０）を１６００ｋＰａ以上のＢＭＥＰで前記下死点位置へと押し進めるように燃焼し、前記燃焼によって前記内燃機関（１０）のエネルギー出力**b k W · h**あたり０．２５グラム以下の粒子状物質が生じるように、

１９０ｍｍ～２３０ｍｍで本体部直径（８８）の３分の２以上であるボウル直径（９６）と、ボウル直径（９６）の１０分の１以上の軸方向ボウル深さ（１００）を有することを特徴とするピストンクラウン（５１）。

【請求項８】

前記燃焼面（６２）は、前記外周面（５４）に隣接し、内部に前記複数のバルブポケット（６４）を形成したリム（８２）を形成し、

前記複数のバルブポケット（６４）は、合計４つを含み、前記リム（８２）はさらに、バルブポケット（６４）と交互に配置されて前記中心軸（５６）と垂直に配向された共通平面を規定する合計４つのプラトー（平坦部）（８４）を備えることを特徴とする請求項７に記載のピストンクラウン（５１）。

【請求項９】

前記複数のバルブポケット（６４）は各々、５ｍｍ以上の軸方向ポケット深さ（９８）を有し、前記燃焼ボウル（６６）は、２５ｍｍ以上の軸方向ボウル深さ（１００）を有し、

前記直線状円筒壁部（７４）は、５ｍｍ～１０ｍｍの軸方向高さ（７８）を有し、前記凹状曲線壁部（７２）は、１５ｍｍ～２５ｍｍの曲率の凹半径を規定し、前記凸状リップは、２ｍｍ～４ｍｍの曲率の凸半径を規定することを特徴とする請求項８に記載のピストンクラウン（５１）。

【請求項１０】

前記ボウル直径（９６）は２１０ｍｍであり、前記軸方向ボウル深さ（１００）は３２ｍｍであり、前記直線壁部の軸方向高さ（７８）は７ｍｍであり、前記曲率の凹半径（８０）は２２ｍｍであり、前記曲率の凸半径（８０）は３ｍｍであることを特徴とする請求項９に記載のピストンクラウン（５１）。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【０００１】

本発明は、内燃機関（インターナル・コンバッション・エンジン）の作動中における粒子状物質の量を低減する戦略全般に係り、特に、内燃機関のエネルギー出力**b k W · h**（ブレーキ出力キロワット・時間）あたり０．２５グラム以下の粒子状物質を生じさせ、１６００ｋＰａ以上のＢＭＥＰを得ることのできるピストンの複合燃焼ボウルの幾何学的属性に係る。

【背景技術】

【０００２】

内燃機関分野において、多様な動作戦略及び構成要素の幾何学性が知られている。技術者らは、数十年間に亘り、給油、排気、吸気、及びその他のエンジンシステムを

10

20

30

40

50

作動させるために様々な方法を試し、また種々の目的のエンジン構成要素を成形して釣り合いを図るために様々な方法を試してきた。このような試みの裏にあるモチベーションの1つとして、エンジン排気中の特定排出物の低減と効率化との競合する利益の均衡を図ることが挙げられる。内燃機関は通常、空気と炭化水素燃料とを燃焼させる。燃料と空気の燃焼により、煤塵、灰、未燃炭化水素、水、二酸化炭素、一酸化炭素、及びその他種々の有機物及び無機物等の多様な化合物を含有した排気が生成される。

【0003】

近年、粒子状物質、すなわち「スモーク」の排出の低減が燃焼科学研究の特別な焦点となっており、種々の法的権限によってこれら望ましくない排気成分の排出に関する制約が加えられており、またこれから制約を加えることが期待されている。残念ながら、粒子状物質の排出を低減するということは、燃料効率、及び/又は、達成可能なエンジンスピードやパワー等の効率に係る特性を犠牲にして実現されることが多い。前述のとおり、構成要素の形状及びエンジン動作のパラメータは、数年で数え切れないほど変化を遂げてきている。燃焼科学における広範囲の研究及び実験の一領域は、効率を過度に犠牲にすることなく粒子状物質の排出を含む排ガスが低減されるようにピストン燃焼面を成形する試みに係る。

10

【0004】

このような目的を有するピストン設計の1つとして、稼働中、エンジン燃焼室の一部に露出して、この一部を規定するピストンの燃焼面によって規定される燃焼ボウルが挙げられる。燃焼ボウル及び特定のボウル幾何学性は、燃焼が行われる間に燃焼生成物が種々の目的に調整されるように、気体及び噴霧液体燃料の流れや燃焼特性に影響を及ぼすことができる信じられている。このような燃焼ボウルの設計は、多くの場合、窒素酸化物(NO_x)及び粒子状物質の一方又は双方を低減することを目指している。効率と種々の物質の排出との双方を最適化することを目指した燃焼ボウル設計として知られるものの1つに、Easleyらの同一出願人による米国特許出願シリアル番号13/088659で、現米国特許公開第2011/0253096号が知られている。

20

【0005】

他のストラテジーでは、特定排出物の相対量との均衡を図ることよりもむしろ、 NO_x 又は粒子状物質の双方でなく一方を低減することを目指すことが多い。このようなストラテジーは、法的要件が一種の排気成分に対して比較的厳しく制限するようなものであった場合、又は、望ましくない特定排出物を除去又は捕捉する他の何らかの手段が使用されるような場合に有利であるかもしれない。ピストン燃焼ボウル及び排ガス関連の他の因子について、多くの研究を遂げ、商業デザインが進歩したにも関わらず、燃料科学は完全に解明されたわけではない。燃焼科学は、燃焼ボウルの形状及びその他の幾何学特性に係るものであるため、なおさらである。燃焼ボウルの幾何学性について比較的些細な変更が加えられたとしても、燃焼生成物の種別や相対的比率に重大な影響を与え得ることがよく知られている。この点を十分に理解していなかったため、従来技術は、如何にして特定の目標を達成するかということについて十分に示唆を与えるものでなかった。技術者らは、彼らの知っている様々な可変事項の多くが、排出物及び/又は効率に何らかの効果を有することを発見したが、これら可変事項のグループ化、その相互結合、及びその他の因子が予測可能なよい結果に結びつくことは多くない。さらにある設計が一種のエンジンシステムに好適であることがわかったとしても、その設計は、比較的大きなエンジン又は比較的小さなエンジンには合わないかも知れず、またエンジン動作因子の特定の組み合わせ以外では適用できないかもしれない。相当に厳しく規定されたエンジン動作パラメータの範囲内で特定の目標を達成する好適なピストン構成を開発するのは、依然として捉え難く、徹底適用、試験、及び現場使用分析を含む、数年に亘る研究開発が必要となることが多い。

30

40

【発明の概要】

【0006】

一様態によると、内燃機関の作動方法であって、260mm以上の内径を有するシリンダーボア内で、前記内径以上のストローク距離を有するピストンを上死点位置へ向って動

50

かすことにより、内燃機関のシリンダーボア内の流体圧力を自己着火圧力まで上昇させるステップを備える。本方法はさらに、前記流体圧力を上昇させるステップの間、前記シリンダーボアを通して、複数のバルブポケットと190mm～230mmのボウル直径を有する複合燃焼ボウルとを規定するピストンの燃焼面を前進させるステップと、前記流体圧力を自己着火圧力以上に維持しつつ、145度超の噴出角度で前記シリンダーボアへ燃料を直接噴射するステップとを備える。本方法はさらに、ピストンを1600kPa以上のBMEP (brake mean effective pressure 正味平均有効圧力) でシリンダー内の下死点位置へと押し進め、燃焼によって前記内燃機関のエネルギー出力bkW・hあたり0.25グラム以下の粒子状物質を生じさせるように、前記噴射した燃料と空気とを燃焼させるステップとを備える。

10

【0007】

他の一様態によると、内燃機関であって、内部に形成されて260mm以上の内径を規定するシリンダーボアを有するハウジングと、前記ハウジングに連結され、内部に燃料を直接噴射するために前記シリンダーボア内に位置づけられた複数の噴射口を規定する燃料噴射機と、前記ハウジングに対して回転可能に連結されたクランク軸とを備える。前記エンジンはさらに、前記クランク軸に連結され、前記シリンダーボア内の流体圧力を自己着火圧力まで上昇させるために下死点位置から上死点位置までの前記内径以上のストローク距離分、前記シリンダーボア内を移動可能であるピストンを備える。前記ピストンはさらに、中心軸を規定し、前記ピストンの第1軸方向端部と複数のバルブポケット及び複合燃焼ボウルを規定する燃焼面を有した第2軸方向端部との間に延設された外周面を備える。前記複数の噴射口は、145度超の噴出角度を規定し、前記複合燃焼ボウルは、前記燃料を噴射する際、及び、前記流体圧力が自己着火圧力以上である場合に、前記シリンダーボア内の前記噴射した燃料及び空気の混合物が、1600kPa以上のBMEPで前記ピストンを前記下死点位置へと押し進めるべく燃焼し、前記燃焼によって前記内燃機関のエネルギー出力bkW・hあたり0.25グラム以下の粒子状物質を生じるように、190mm～230mmのボウル直径を有する。

20

【0008】

さらに他の一様態によると、260mm以上の内径を有する直接噴射式内燃機関のシリンダーボア内に位置づけ可能で、前記シリンダーボア内の流体圧力を自己着火圧力まで上昇させるため、下死点位置から上死点位置までの前記内径以上のストローク距離を前記シリンダーボア内で移動可能なピストンを形成すべく、ピストンスカートと連結されるピストンクラウンを提供する。本ピストンクラウンは、中心軸を規定する外周面を含み、第1軸方向本体端部と第2軸方向本体端部との間に延設され、軸方向本体長さと前記軸方向本体長さより長い本体直径とを有する本体部を備える。前記本体部はさらに、前記第1軸方向本体端部に形成された冷却空洞と、前記ピストンスカートを前記ピストンクラウンに取り付けるためにボルトを受容する、前記冷却空洞から軸方向内側に延設されたボルト開口と、前記第2軸方向本体端部上で複数のバルブポケット及び複合燃焼ボウルを規定する燃焼面とを備える。前記燃焼面はさらに、前記複合燃焼ボウル内の凸状中央円錐と、前記凸状中央円錐から前記中心軸と並行に配向されて前記複合燃焼ボウルの凸状リップに隣接した直線円筒壁部へと推移する凹状曲線壁部とを形成する。前記複合燃焼ボウルは、145度以上の噴出角度で前記シリンダーボア内に燃料を噴射する際、及び、前記流体圧力が自己着火圧力以上である場合に、前記シリンダーボア内の前記燃料と空気とがピストンを1600kPa以上のBMEPで前記下死点位置へと押し進めるように燃焼し、前記燃焼によって前記内燃機関のエネルギー出力bkW・hあたり0.25グラム以下の粒子状物質が生じるように、190mm～230mmで本体部直径の3分の2以上であるボウル直径と、ボウル直径の10分の1以上の軸方向ボウル深さとを有する。

30

40

【図面の簡単な説明】

【0009】

【図1】図1は、一実施形態に係る内燃機関の部分側断面図である。

【図2】図2は、図1のエンジンにおいて好適に使用されるピストンの等角図である。

50

【図 3】図 3 は、図 1 のエンジンの一部を示す部分側断面図である。

【図 4】図 4 は、異なるピストン設計における粒子状物質生成の交互作用プロットである。

【図 5】図 5 は、2 つの異なるピストン設計における燃料消費の交互作用プロットである。

【発明を実施するための形態】

【0010】

図 1 を参照すると、内部にシリンダーボア 14 の形成されたハウジング 12 を有する、一実施形態に係る内燃機関 10 が示されている。図示の実施形態において、シリンダーボア 14 は、従来のように、シリンダーブロック 22 内に位置づけられ、ヘッド 20 に連結されたシリンダーライナー 18 内に形成されている。エンジン 10 には、ハウジング 12 に連結され、シリンダーボア 14 内にディーゼル留分燃料等の燃料を直接噴射する燃料噴射機 24 を有する、圧縮着火式ディーゼルエンジンが含まれてもよい。燃料噴射機 24 は、ポンプを備えた加圧燃料ソース 25 に流体連結されてもよい。一実施形態において、エンジン 10 は複数のシリンダーボアを備えてもよく、そのような実施形態によると、燃料ソース 25 は同業者には自明の理由でコモンレールを備えてもよい。燃料噴射機 24 はさらに、シリンダーボア 14 内に位置づけられた 8 ~ 12 個の複数の噴射口 26 を規定するが、ある実用的な実装のストラテジーによると、この数は 10 である。

【0011】

エンジン 10 はさらに、従来の方法でハウジング 12 に対して回転可能に連結されたクランク軸 28 と、通常は歯車列（図示せず）を介してクランク軸 28 に対して回転可能に連結されるクランク軸 30 とを備える。クランク軸 30 は、例えば第 1 カム 32 と第 2 カム 34 のように、複数のカムを備えてもよい。カム 32 は、吸気をシリンダーボア 14 内に送達するようヘッド 12 内に形成された吸気路 44 を開閉するように構成された第 1 バルブ、すなわち、吸気バルブ 42 に連結されたバルブリフタ 36 と接触した状態で回転してもよい。プッシュロッド 38 は、バルブリフタ 36 をロッカーアームアセンブリ 40 を介してバルブ 42 に連結する。カム 34 は、図 1 においては明らかでないが、第 2 バルブリフタ、プッシュロッド、及びロッカーアームアセンブリと接触した状態で、シリンダーボア 14 からの排気を送達するためにヘッド 12 内に形成された排気路 48 を開閉するよう構成された第 2 バルブ、すなわち、排気バルブに連結されて回転してもよい。吸気カム 32 及び排気カム 34 は、ピストン 50 をエンジン 10 の吸気ストロークでシリンダーボア 14 内の上死点位置から下死点位置まで移動開始させる際、吸気バルブ 42 及び排気バルブ 46 の双方が開放されるような外形を有してもよく、この重要性は以降の説明で明らかにする。

【0012】

ある実用的な実装のストラテジーによると、エンジン 10 は中間サイズのディーゼルエンジンであってもよく、シリンダーボア 14 について、内径は潜在的には 260 mm でなく数十ミリメートル程度までであるが、これが 260 ミリメートル (mm) 以上である内径 16 を有してもよい。本明細書に記載の寸法及び比率は、精密な仕様から幾分異なってもよく、したがって一般的に、従来丸めに照らして理解されなければならない。そこで、255 mm の内径は、この一般的な理解に応じて、従来、260 mm に丸めることができる。ピストン 50 はクランク軸 28 に連結され、シリンダーボア 14 内の流体圧力を自己着火圧力まで上昇するため、下死点位置から上死点位置までの内径 16 以上のストローク距離 52 に対応する分、シリンダーボア 14 内で移動可能である。以下の説明でさらに明らかにされるように、ピストン 50 は、エンジン 10 の少なくとも特定の状況の下、燃焼によって比較的少量の粒子状物質が生成されるように、噴射した燃料及び空気をシリンダーボア 14 内で自己着火圧力以上で燃焼させることができるように一意的に構成されてもよい。この目的のため、ピストン 50 は、中心軸 56 を規定し、ピストン 50 の第 1 軸方向端部 58 と、複数のバルブポケット 64 及び複合燃焼ボウル 66 を規定する燃焼面 62 を有する第 2 軸方向端部 60 との間に延設された外周面 54 を備える。ある実用的な実

装のストラテジーによると、ピストン 5 0 は、内部に位置づけられたリストピン 6 8 でスカート 5 3 と連結された本体部 5 5 とリストピン軸 6 9 とを有するクラウン 5 1 を備えることにより、クランク軸 2 8 に連結される。

【 0 0 1 3 】

図 2 も参照すると、そのさらなる特徴を描いたクラウン 5 1 の図がより詳細に示されている。本体部 5 5 は、軸方向本体長さ 8 6 と、軸方向本体長さ 8 6 より長い本体直径 8 8 を有してもよい。図示の実施形態において、燃焼面 6 2 は、燃焼ボウル 6 6 内に凸状円錐 7 0 を形成している。燃焼面 6 2 はさらに、外周面 5 4 に隣接して内部にバルブポケット 6 4 を形成したリム 8 2 を形成する。リム 8 2 はまた、バルブポケット 6 4 と交互に配置された複数のプラトー（平坦部）8 4 を備えてもよい。ある実装のストラテジーによると、バルブポケット 6 4 は、2 つの排気バルブ及び 2 つの吸気バルブに対応して、合計 4 つのバルブポケットを含んでもよく、さらに本明細書に記載のとおり、合計 4 つのプラトー（平坦部）8 4 を含んでもよい。プラトー（平坦部）8 4 は、中心軸 5 6 に垂直に配向された共通平面を規定してもよい。

【 0 0 1 4 】

図 3 も参照すると、燃焼ボウル 6 6 の特定の幾何学特徴における、エンジン 1 0 及びピストン 5 0 のさらなる特徴を描いたエンジン 1 0 内部の断面図が示されている。前述のとおり、吸気カム 3 2 及び排気カム 3 4 は、吸気バルブ 4 2 及び排気バルブ 4 6 の双方がピストンを吸気ストロークで上死点位置から下死点位置へと移動開始させる際に開放されるような外形を有してもよい。図 3 において、ピストン 5 0 は、上死点位置又はその付近に出現し、且つ、下死点位置への移動の開始時又はその直前の様子が示されている。吸気バルブ 4 2 及び排気バルブ 4 6 は双方ともに、吸気路 4 4 及び排気路 4 8 の双方がシリンダーボア 1 4 と流体連結するように開放されることに注目してもよい。前述のとおり、エンジン 1 0 は中間サイズのディーゼルエンジンであってもよく、一例としての中間動力出力の適用例としては、発電、海洋原油及びガスの生産、及び機関車推進が挙げられる。この通常サイズクラスのエンジンは、何時間にも亘って最大定格負荷の 8 0 % 超、さらには最大定格負荷の 9 0 % 超で作動することを含んだデューティーサイクルを有することが多い。こういった理由から、このようなエンジンの冷却は、より小さなエンジンや、より低い負荷及びアイドル動作が周期的に期待できるような、より動的なデューティーサイクルを有するエンジンの冷却に比して困難である場合が多い。吸気路 4 4 及び排気路 4 8 の双方とシリンダーボア 1 4 との間の流体連結が、ピストン 5 0 の下死点位置への移動を開始した後に発生するようにカム 3 2 及び 3 4 を構成することにより、吸気の一部を燃焼することなく、吸気路 4 4 からシリンダーボア 1 4 を介して排気路 4 8 へと移送させることができる。ある実施形態において、エンジン 1 0 を通る気体の容積スループットの約 5 パーセントが、この一般的な方法で送達された未燃吸気を含んでもよい。これらの原則を理解する他の方法として、排気バルブ 4 6 が粒子状物質及びその他の排気成分を含有する排気をシリンダーボア 1 4 から放出するために開放される間、ピストン 5 0 は上死点位置へ向って移動する。そしてピストン 5 0 の上死点位置への到達時又は到達に先立って排気バルブ 4 6 を閉鎖する代わりに、排気バルブ 4 6 は、開放された状態で維持され、排気を放出する排気ストロークの終わりにピストン 5 0 が上死点位置に到達及び通過するときにバルブポケット 6 4 のうちの 1 つに受容されてもよい。排気バルブ 4 6 が閉鎖位置へ向って移動しつつも依然として開放されている間、吸気バルブ 4 2 は、本明細書に記載のとおり、シリンダーボア 1 4 を介して吸気を送達するよう開放されてもよい。そして排気バルブ 4 6 は、吸気がシリンダーボアを介して排気路 4 8 へと通過するように、吸気のシリンダーボア 1 4 内への送達を開始した後に閉鎖される。図 1 と同様に図 3 においても、ヘッド 2 0 は、吸気バルブ 4 2 及び排気バルブ 4 6 がそれらの閉鎖位置においてシリンダーボア 1 4 に対向するエンジンヘッド 2 0 の表面から例えば 5 mm 凹むように設計されてもよいことに注目してもよい。

【 0 0 1 5 】

前述のとおり、燃料噴射機 2 4 は、ユニットポンプ又はコモンレール等の加圧燃料ソー

10

20

30

40

50

スと接続されてもよく、加圧燃料のシリンダーボア 14 内への噴射を可能にするため、追加又は代替で燃料加圧プランジャーを備えてもよい。非常に高い圧力での燃料噴射により部分的に特定の排出物を低減しようと試みる既知の戦略とは対照的に、エンジン 10 における燃料噴射は、依然として排出物の許容可能なレベルを達成しつつも、比較的低い圧力で行われてもよい。特に、燃料噴射機 24 からの燃料噴射は、150 メガパスカル (MPa) 未満の噴射圧力で行われてもよく、さらに 140 MPa 以下の噴射圧力で行われてもよい。噴射時間は、シリンダーボア 14 内の流体圧力を自己着火圧力まで上昇させる間、ピストン 50 が上死点位置に到達するのに先立って開始してもよい。ある実用的な実装の戦略によると、噴射時間は、上死点以前にクランク角度が 10 度以上となったときに開始してもよい。噴射口 26 は、例えば 1 列に配置されるが、145 度超の噴出角度 94 を規定してもよく、ある実用的な実装の戦略によると、155 度の噴出角度を規定する。

10

【0016】

前述のとおり、燃料ボウル 66 の特定の幾何学特徴は、本明細書に記載のエンジン 10 の望ましい動作と排出物プロファイルとを促進するように考慮される。この目的のため、燃焼ボウル 66 は、190 mm ~ 230 mm で本体直径 88 の 3 分の 2 以上であるボウル直径 96 を有してもよい。エンジン 10 において、シリンダーボア 14 内の流体圧力が自己着火圧力以上である場合、シリンダーボア 14 内の噴射した燃料及び空気の混合物が 1600 キロパスカル (kPa) 以上の平均有効圧力 (BMEP) でピストン 50 を前記下死点位置へと押し進めるべく燃焼し、燃焼によってエンジン 10 のエネルギー出力のブレーキキロワット・時間 (b kW · h) あたり 0.25 グラム以下の粒子状物質を生じるように、噴出角度 94 が 145 度超となり、ボウル直径 96 が 190 mm ~ 230 mm となると、燃料噴射を促進する。噴射した燃料及び空気の燃焼は、クランク軸 28 が当業者によってディーゼルエンジンの中間速度と理解されている 900 rpm ~ 1000 rpm で回転する燃焼 / 排出プロファイルを生じるように行われるが、本発明はこれに限定されるものでない。本明細書において考慮されているエンジンの少なくとも一例において、ピストンは、1800 kPa 以上の BMEP でその下死点位置へと押し進められ、この燃焼によって内燃機関のエネルギー出力 b kW · h あたり 0.1 グラム以下の粒子状物質を生じるようにしてもよい。

20

【0017】

特別なピストンクラウン 51 におけるピストン 50 のさらに他の特徴として、本明細書に記載のように動作させるため、エンジン 10 の能力をサポート及び改善することが挙げられる。この目的のため、図 3 において、燃焼面 62 が凸状円錐 70 から燃焼ボウル 66 のリップ 76 に隣接して中心軸 56 に並行に配向された直線状円筒壁部 74 へと推移する凹状曲線壁部 72 を形成することに注目してもよい。壁部 74 はさらに、5 mm ~ 10 mm の軸方向高さ 78 を有してもよく、これはある実用的な実装の戦略によると、7 mm である。壁部 72 は、15 mm ~ 25 mm の曲率の凹半径 102 を規定してもよく、これはある実用的な実装の戦略によると、22 mm である。リップ 76 は、2 mm 超の曲率の凸半径 80 を規定してもよい。曲率半径 80 は、2 mm ~ 4 mm であってもよく、ある実用的な実装の戦略によると、3 mm である。プラトー (平坦部) 84 は共通平面を規定することを思い起こすであろうが、図 3 では、共通平面がシリンダーボア 14 と対向して露出したヘッド 20 の表面と並行である。燃焼ボウル 66 は、燃焼ボウル 66 の主面から底面へと伸びる、25 mm 以上の軸方向ボウル深さ 100 を有してもよく、この底面は、図 3 において軸方向で最も低い位置に位置づけられたボウル 66 の部分である。ボウル深さ 100 は、ボウル直径 96 の 10 分の 1 以上であってもよく、ある実用的な実装の戦略によると、32 mm であってもよい。

30

40

【0018】

また凸状中央円錐 70 のある幾何学特徴として、本明細書に記載のようにエンジン 10 を確実に動作させることに貢献すると考えられている。ある実用的な実装の戦略によると、円錐 70 は、噴出角度 94 未満の円錐角度 104 を規定し、どのような場合に

50

も通常 145 度未満となり、軸方向において、プラトー（平坦部）84 で規定される平面と主面から軸方向ポケット深さ 98 に位置づけられたバルブポケット 64 の底面との間に位置づけられた頂点 108 を有する。一実施形態において、頂点 108 は、20 mm の頂点半径 109 を規定してもよい。軸方向ポケット深さ 98 は、ある実用的な実装の戦略によると、5 mm 以上であってもよい。頂点 108 もまた、プラトー（平坦部）84 によって規定される平面から円錐深さ 112 の位置に位置づけられてもよく、円錐深さ 112 は 4 mm 以下で、ある実用的な実装の戦略によると、3.25 mm である。ポケット半径 106 もまた、ポケット 64 のうちの 1 つとプラトー（平坦部）84 との間を推移する様子が示されている。ポケット半径 106 は、ある実用的な実装の戦略によると、5 mm 以上であってもよい。

10

【0019】

図 3 において、ピストン 50 は、さらなる特徴、つまりエンジン 10 の使用中においてエンジン潤滑油等の冷却液体の噴出を受容する冷却空洞 90 を描くため、スカート 53 を省略して示されている。本明細書におけるピストン 50 全体の第 1 軸方向端部及び第 2 軸方向端部の記載と同様、ピストンクラウン 51 を形成する本体部 55 は、第 1 軸方向本体端部及び第 2 軸方向本体端部を有すると理解されてもよく、冷却空洞 90 は、第 1 軸方向本体端部に形成される。ボルト開口 92 は、ピストンスカート 53 をピストンクラウン 51 に取り付けべくボルト（図示せず）を受容するために、冷却空洞 90 から軸方向内側に延設されている。燃焼面 62 は、第 2 軸方向本体端部上に形成されると理解されるであろう。図 3 は、リストピン軸 69 も示している。ピストンクラウン 51 にバルブポケット 64 を備えることにより、ピストンクラウン 51 を、エンジン 10 を一例とする通常クラスのエンジンに使用される既知のピストン設計に比して高く位置させることができる。特に、ピストン 50 の上死点位置でバルブ 42 及び 46 に幾分の空隙を与えることで、燃焼面 62 はヘッド 20 に非常に接近し、燃焼の影響をより受けにくいガスで占拠されてしまう隙間の容積を低減させるようにしてもよい。ある実用的な実装の戦略によると、軸 69 からプラトー（平坦部）84 によって規定される平面までの軸方向高さ 110 は、93 mm ~ 97 mm であってもよい。

20

【産業上の利用可能性】

【0020】

上述のとおり、特定の目的を達成するため、ピストン及びその他の内燃機関要素の幾何学特性を調整する戦略が多数存在する。特定排出物を目標レベル以下に低減することに成功すると、他の排出物の生成や、エンジン効率及び耐用年数等の因子の代償を払わなければならないことが多い。したがって、1 つのクラスのエンジンや 1 つの動作状況における使用に好適なピストンの幾何学性に基づいた排出物低減戦略は、異なる種別のエンジンに適用された場合、又は、ある動作パラメータが狭く特定されたプロファイルから外れた場合に、機能しないか、又は、実行不能であることがある。エンジン 10 を一例とする、比較的内径の大きい中出力ディーゼルエンジンの場合、より内径の小さなエンジン向けとして知られている排出問題のソリューションは利用することができない。以上にて示唆したとおり、発電、機関車、及び海洋での適用に使用されるディーゼルエンジンは、非常に厳しいデューティーサイクルを有し、最大定格負荷の 80 % 超若しくはそれ以上の負荷条件下で数百時間にも亘って動作することもある。このような使用特性は、例えば多くのトラックや建設機械で使用されるオン・ハイウェイ・エンジン及びオフ・ハイウェイ・エンジンとは明確に異なる。この一般クラスのエンジンを使用するのは、通常、非常に高価でもあるため、例えば 10000 時間以上の非常に長い耐用年数の間、厳しい使用条件に耐え得る構成要素の設計が特に望まれる。

30

40

【0021】

一例として、粒子状物質を比較的少なく生じさせるために使用される既知の燃焼ボウル設計には、尖った燃焼リップによって包囲されたりエントリーボウルが採用される。このような燃焼ボウル設計は、特定の使用環境においてはうまく機能するものの、エンジン 10 及び同様のエンジンの適用を考慮した使用条件下を乗り切るとは難しいこともある。

50

このことは少なくとも、このようなエンジンにおいて高負荷動作が長期に亘って行われることにより、燃焼ボウルリップの尖った縁部に割れを生じるリスクが予測され、最悪の故障に繋がる潜在性があるという理由によって予測されるものである。したがって、本発明では、本明細書に記載のとおり、より鋭利にならないような半径を有するリップが考慮されている。ピストン50の他の面及び接触面は、同様の目的のために、比較的大きな半径を有するように形成されてもよい。他の例として、あるエンジンシステムは、噴射した燃料の完全燃焼を可能な限り確実にするという少なくとも部分的な目的で、且つ、場合によっては粒子状物質の排出を低減する目的で、300 MPaに迫る非常に高い噴射圧力を有するように設計される。このような噴射圧力を達成できる燃料システムは、理論的には、本明細書で考慮されている種別のエンジンとともに使用することができるが、そのようなシステムを製造して維持するコストは、より低い噴射圧力のシステムに比して些細なものでなく、したがって、より低い噴射圧力で粒子状物質の排出を低減することのできる本開発は効果的である。

10

20

30

40

【0022】

図4を参照すると、本明細書に記載の動作条件下での単一シリンダーセットアップにおける複数のピストンのテストセル動作に基づいた平均実験データを示す交互作用プロットが示されている。図4は、プロットの左下の象限において、実験的に変化したボウル直径が粒子状物質の生成に与える影響を示しており、プロットの右上の象限において、バルブポケットの有無が粒子状物質の排出に与える影響を示している。第1曲線114は、バルブポケット不使用で、燃焼ボウル直径を188 mm ~ 210 mmに変化させた場合の影響を示している。第2曲線116は、バルブポケット使用で、ボウル直径を188 mm ~ 210 mmに変化させた場合の影響を示している。曲線114及び116で反映されたデータは、特に、バルブポケットの存在のみで粒子状物質排出の低減に実質的に貢献することができることを示している。右上の象限におけるもう一つの曲線118は、ピストンにおける燃焼ボウル直径が188 mmである場合のバルブポケットの有無の影響を示しており、もう一つの曲線120は、ボウル直径が210 mmである場合のバルブポケットの有無の影響を示している。曲線118及び120に反映されたデータは、曲線114及び116と併せて、ボウル直径を大きくすればするほど粒子排出物を低減することができ、特にバルブポケットと組み合わせると、0.25 グラム PM / b k W · h の目標レベル以下にすることができるということを伝えていると理解することができる。

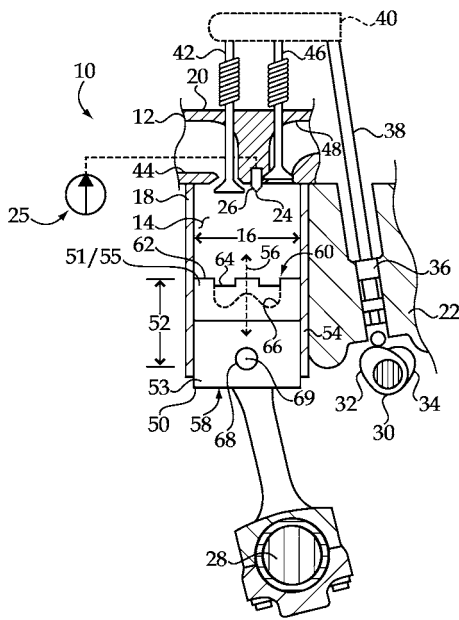
【0023】

前述のとおり、ある既知のストラテジーによると排出物の低減 / 制御の代償として効率を犠牲にしている。しかしながら本発明は、そのような犠牲を払うことなく、許容可能な効率を成し遂げている。図5は、図4と同様に得られた平均実験データを示す他の交互作用プロットであり、各々ポケットが無い場合と有る場合の、188 mm ~ 210 mmのボウル直径を有するピストンの燃料効率データを反映した第1曲線122及び第2曲線124を含んでいる。もう一つの曲線126及びさらにもう一つの曲線128は、188 mmのボウル直径を有するピストン対210 mmのボウル直径を有するピストンと、バルブポケットを備えた場合対バルブポケットを備えない場合を反映している。ある実施形態によると、本発明は、燃焼により内燃機関のエネルギー出力 b k W · h あたり250グラム以下の燃料の正味燃料消費率 (B S F C) 、及び潜在的には図5に反映させたように250グラムよりさらに低い B S F C を生じさせるように、燃料及び空気の燃焼を考慮している。

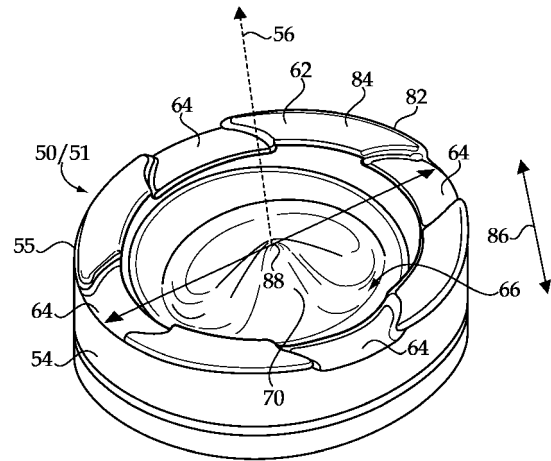
【0024】

本記述は、説明のみを目的とするものであり、如何なる方法においても本発明の範囲を狭めるものと理解されてはならない。当業者は、本発明の完全且つ公正な範囲及び精神から逸脱することなく、本発明の実施形態に種々の変更がなされてもよいことを十分に理解するであろう。その他の側面、特徴、及び効果は、添付の図面及び請求項を検討することで明らかになるであろう。

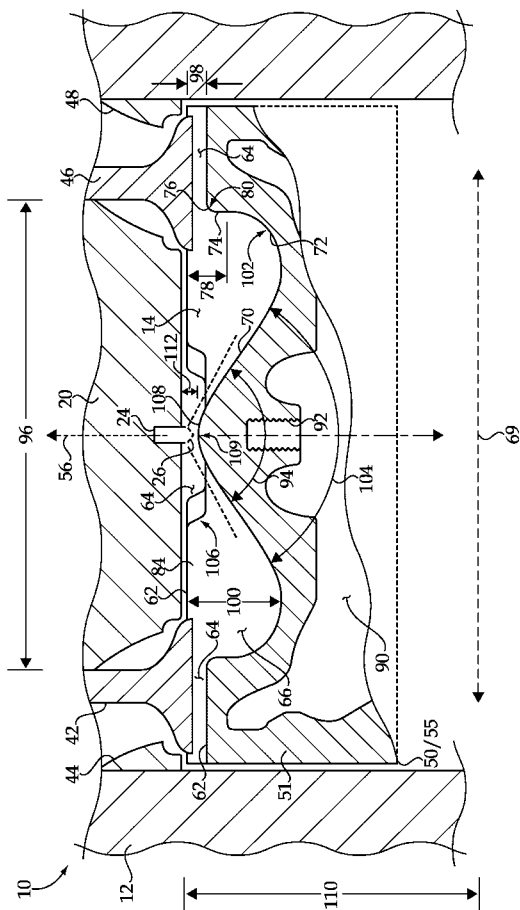
【 図 1 】



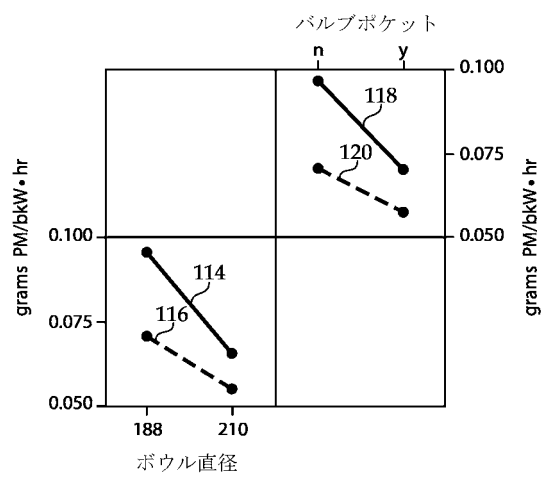
【 図 2 】



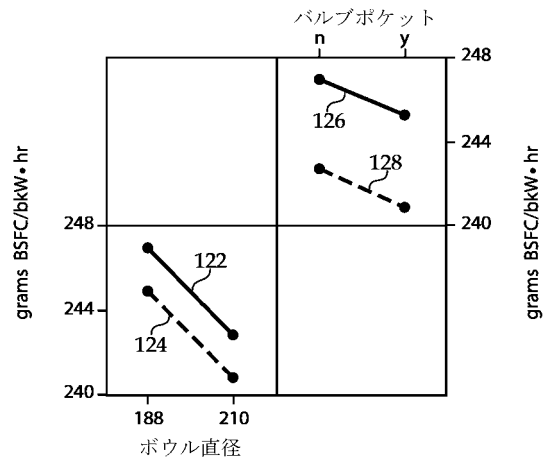
【 図 3 】



【 図 4 】



【 図 5 】



【国際調査報告】

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/US2013/041781

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER INV. F02F3/00 F02B23/06 ADD.		
According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC		
B. FIELDS SEARCHED Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols) F02B B63H F02F		
Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched		
Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used) EP0-Internal		
C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	US 7 431 012 B1 (GLENN WILLIAM D [US] ET AL) 7 October 2008 (2008-10-07)	1,4
Y	abstract figures 1-3 column 3, lines 8,9 column 3, lines 31-33	2,3,5-10
X	EP 1 561 924 A2 (GEN MOTORS CORP [US]) 10 August 2005 (2005-08-10) figure 1 paragraphs [0001], [0003], [0004], [0016], [0050]	1,4
Y	US 3 930 472 A (ATHENSTAEDT GERNOT) 6 January 1976 (1976-01-06) figure 2 column 1, lines 16,17	2,3,5-10
	----- -/--	
<input checked="" type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of Box C. <input checked="" type="checkbox"/> See patent family annex.		
* Special categories of cited documents : "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance "E" earlier application or patent but published on or after the international filing date "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified) "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed "T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art "&" document member of the same patent family		
Date of the actual completion of the international search		Date of mailing of the international search report
19 September 2013		26/09/2013
Name and mailing address of the ISA/ European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Fax: (+31-70) 340-3016		Authorized officer
		Aubry, Yann

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/US2013/041781

C(Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	EP 0 731 268 A1 (WAERTSILAE DIESEL INT [FI]) 11 September 1996 (1996-09-11) figure 1 column 1, lines 3-12 -----	1-10
A	WO 00/06882 A1 (FEDERAL MOGUL CORP [US]) 10 February 2000 (2000-02-10) figures 1,2 page 5, lines 26,27 -----	1-10
A	WO 00/31399 A1 (FEDERAL MOGUL CORP [US]) 2 June 2000 (2000-06-02) figures 2,3 page 5, lines 27,28 -----	1-10
A	US 5 279 268 A (BRINK RANDOLPH C [US] ET AL) 18 January 1994 (1994-01-18) figures 1-3 column 2, lines 11-13 -----	1-10
A	"MIRRELES K - MAJOR ENGINE", MARINE ENGINEER AND NAVAL ARCHITECT, WHITEHALL PRESS LTD. MAIDSTONE, GB, 1 April 1965 (1965-04-01), - 1 April 1965 (1965-04-01), pages 162-165, XP000770616, pages 1,2 -----	1-10

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No

PCT/US2013/041781

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
US 7431012 B1	07-10-2008	US 7431012 B1	07-10-2008
		WO 2009045641 A1	09-04-2009
EP 1561924 A2	10-08-2005	EP 1561924 A2	10-08-2005
		EP 2282084 A1	09-02-2011
		US 2005172926 A1	11-08-2005
		US 2009039605 A1	12-02-2009
US 3930472 A	06-01-1976	DD 115737 A1	12-10-1975
		DE 2348870 A1	10-04-1975
		FR 2246742 A1	02-05-1975
		GB 1479175 A	06-07-1977
		IT 1021655 B	20-02-1978
		JP S5060649 A	24-05-1975
		NL 7412272 A	02-04-1975
		US 3930472 A	06-01-1976
EP 0731268 A1	11-09-1996	AT 260409 T	15-03-2004
		DE 69631700 D1	01-04-2004
		DE 69631700 T2	13-01-2005
		EP 0731268 A1	11-09-1996
		EP 1016780 A2	05-07-2000
		FI 951105 A	10-09-1996
		JP 3940447 B2	04-07-2007
		JP H08261061 A	08-10-1996
		US 5724933 A	10-03-1998
		US 5975040 A	02-11-1999
WO 0006882 A1	10-02-2000	AU 4992199 A	21-02-2000
		EP 1101029 A1	23-05-2001
		US 6260472 B1	17-07-2001
		WO 0006882 A1	10-02-2000
WO 0031399 A1	02-06-2000	AU 2029200 A	13-06-2000
		EP 1133630 A1	19-09-2001
		US 6182630 B1	06-02-2001
		US 6401680 B1	11-06-2002
		WO 0031399 A1	02-06-2000
US 5279268 A	18-01-1994	DE 69404992 D1	18-09-1997
		DE 69404992 T2	19-03-1998
		EP 0704019 A1	03-04-1996
		JP H08510813 A	12-11-1996
		US 5279268 A	18-01-1994
		WO 9428297 A1	08-12-1994

フロントページの続き

(51)Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
	F 0 2 B 23/06	Y
	F 0 2 B 23/06	V
	F 0 2 B 23/06	W
	F 0 2 B 23/06	S

(81)指定国 AP(BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), EA(AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), EP(AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OA(BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG), AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC

(72)発明者 クリストファー エル . バッタ
 アメリカ合衆国 4 7 9 0 6 インディアナ州 ラファイエット ステート ロード 3 7 0 1
 2 6 イー

F ターム(参考) 3G023 AA02 AA03 AA04 AA11 AA17 AB05 AC05 AD02 AD04 AD09
 AD10