(19)日本国特許庁(JP)　(12)公開特許公報(A)　(11)特許出願公開番号
特開2009-138718
(P2009-138718A)
(43)公開日　平成21年6月25日(2009.6.25)

(51)Int.Cl.		F I			テーマコード（参考）
F02D 19/12	(2006.01)	F02D	19/12	A	3G023
F02B 23/00	(2006.01)	F02B	23/00	F	3G066
F02B 23/06	(2006.01)	F02B	23/06	L	3G092
F02B 67/00	(2006.01)	F02B	23/06	N	
F02B 75/28	(2006.01)	F02B	23/06	H	

審査請求 未請求　請求項の数 4　ＯＬ　（全 19 頁）　最終頁に続く

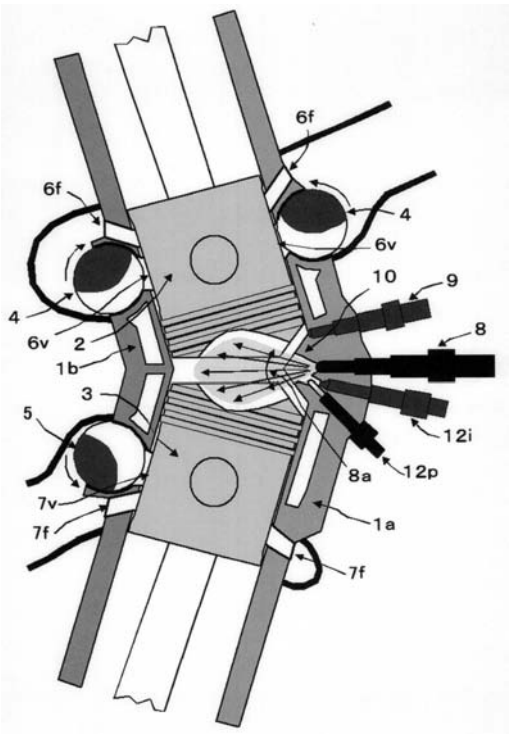
(21)出願番号　特願2007-319155 (P2007-319155)
(22)出願日　平成19年12月11日 (2007.12.11)

(71)出願人　302000678
寺井　勇三
福岡県北九州市戸畑区初音町１３－７－８０１
(72)発明者　寺井　勇三
福岡県北九州市戸畑区初音町１３－７－８０１

Ｆターム(参考)　3G023 AA06 AA18 AB05 AB08 AB09 AC05 AD02 AD12 AF02
3G066 AA07 AA08 AA11 AB02 AB08 AD12 BA16 BA17 CC26 CC31 CC48
3G092 AA01 AA03 AA06 AA13 AB17 DD03 DE03S FA15 FA24

(54)【発明の名称】対向ピストン型２サイクルエンジン

(57)【要約】
【課題】　低圧縮比・高膨張比の対向ピストン型２サイクルエンジンを先願しているが、これをさらに改善する課題として、圧縮直前シリンダー内燃焼用空気の冷却方法と、冷却熱損失の少ない燃焼方法を開発する。
【解決手段】圧縮直前シリンダー内燃焼用空気の冷却方法として、圧縮工程前クランク角５０度以降から圧縮直前までの期間にシリンダー内に残留する燃焼用空気に対して水噴射冷却する。
冷却熱損失の少ない燃焼方法として、燃料噴射装置をシリンダー中央に位置させ、上死点前クランク角２０度以前に全噴射燃料の６０％以上を燃料噴射することで、上死点において、それぞれの掃気側ピストンと排気側ピストンのそれぞれの頭面付近に希薄な燃料混合気層とし、燃焼室中心にはそれより相対的に濃い燃料混合気層を持たせる。　これと火炎放射方式の着火促進装置を設けて、着火遅れ時間を制御する。
【選択図】　図５



【特許請求の範囲】
【請求項１】
先部で連結され対向する第１、第２シリンダー及び該第１、第２シリンダー内をそれぞれ同期しながら往復動する掃気側ピストン及び排気側ピストンを備えた対向ピストン型２サイクルエンジンにおいて、
前記第１シリンダーの下死点位置には掃気孔が、前記第２シリンダーの下死点位置には排気孔が設けられていると共に、前記第１シリンダーの下死点より中心側位置に掃気弁が、前記第２シリンダーの下死点より中心側位置に排気弁が設けられ、
空気の圧縮比に対する燃焼ガスの膨張比を大きくしたことを特徴とする対向ピストン型２サイクルエンジンにおいて、
水噴射装置をシリンダー中央に位置させ、圧縮工程前クランク角５０度以降から圧縮直前までの期間にシリンダー内の燃焼用空気に対して水噴射冷却することを特徴とする対向ピストン型２サイクルエンジン
【請求項２】
請求項１記載の対向ピストン型２サイクルエンジンにおいて、
燃料噴射装置をシリンダー中央に位置させ、上死点前クランク角２０度以前に全噴射燃料の６０％以上を燃料噴射することで、上死点において、掃気側ピストンと排気側ピストンのそれぞれの頭面付近に希薄な燃料混合気層とし、燃焼室中心にはそれより相対的に濃い燃料混合気層を持たせることを特徴とする対向ピストン型２サイクルエンジンの燃焼方法
【請求項３】
請求項２記載の対向ピストン型２サイクルエンジンの燃焼方法において、屈折形状のシリンダーとし、屈折外角側に燃焼室ヘッドを持つ構造とし、噴射円錐角３０度から７０度の間とする広角燃料噴射装置を備えたことを特徴とする対向ピストン型２サイクルエンジンの燃焼方法
【請求項４】
請求項２記載、あるいは請求項３記載の対向ピストン型２サイクルエンジンの燃焼方法において、
火炎放射方式の着火促進装置を設けて、着火時期を制御することを特徴とする対向ピストン型２サイクルエンジンの燃焼方法
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
本発明は、２つのシリンダーを連結し該シリンダーの内部にクランク軸によって同期駆動される対向ピストンを備えた２サイクルエンジンに関する。
【背景技術】
【０００２】
最新の自動車用ジーゼルエンジンは、排気ターボ式高過給機を備え高出力となっており、小型車用でも熱効率は３８％と高い。　しかし燃費向上は頭打ちとなっている。　燃費向上を阻害している要因のひとつは、燃焼時の冷却熱損失が大きいことである。　図９は、従来型の代表として最新の４サイクル小型車用ジーゼルエンジンの燃焼方法が示されている。　従来型では、燃料噴射距離が短く、十分に拡散されない状態で、噴霧された液滴群が燃焼室外周壁２３ｒにぶつかり、燃焼室外周壁２３ｒ付近に濃い燃料が偏在する。
これを防止するために、強力な渦流２４を発生させて、攪拌混合を促進している。
こうして、燃焼室外周壁２３ｒ付近で激しい燃焼反応が発生する。　前記の強力な渦流にて燃焼ガスの激しい流動が、燃焼室壁面２３ｒとスキッシュ面２２ｓに発生する。　燃焼期間中、燃焼室外周壁面３ｒは高温の燃焼ガスと接触しており、冷却損失を大きくしている。
低速負荷運転時で、冷却熱損失率は２５．５％と大きい。
最大出力運転時では、冷却熱損失率は１１．８％と低下する。
冷却熱損失は、特に低速負荷運転時の熱効率を低下させる。　低速負荷運転時でも冷却伝

熱面積が不変であるから、エンジン出力が低下しても、それに比較して熱損失が低下しないからである。　乗用車の常用するのは、この低速負荷運転であるから、冷却熱損失は燃費に大きく影響している。
一方、一つのシリンダーの中にピストンを対向配置させた対向ピストン型２サイクルエンジンは、シリンダーヘッド２１がないことで冷却伝熱面積を低減し、冷却熱損失を低減できる。　例えば、特許文献１には、このようなタイプのエンジンが提案されている。
【０００３】
【特許文献１】特表平９－５０５３７３号公報
【発明の開示】
【発明が解決しようとする課題】
【０００４】
しかし従来の対向ピストン型２サイクルエンジンでは、有効膨張容積が工程容積の２／３しか得られず、熱効率向上の効果は大きくない。
　そこで本発明者は先に特願２００６－１５７６６０号にて、冷却熱損失の少ないアトキンソンサイクル（低圧縮比・高膨張比）を応用した対向ピストン型２サイクルエンジンを提案している。
膨張比を十分にとって、低圧縮比とすることによって燃焼温度と燃焼圧力を抑えることが出来る。
冷却熱損失は、燃焼温度と燃焼圧力に比例する。
ガソリンエンジンに近い低圧縮比とし、ジーゼルエンジンと同等以上の膨張比とすることで、ガソリンエンジン並の軽量構造とし、摩擦損失を減らす。　そしてシリンダーヘッドのない冷却面積の小さい燃焼室とすることで、ジーゼルエンジン以上の熱効率が得られる。
【０００５】
先に、本発明者が先願しているアトキンソンサイクル（低圧縮比・高膨張比）を応用した対向ピストン型２サイクルエンジンについて説明する。　図１は、膨張行程末期の状態を示すもので、排気側ピストン２の頭面が排気孔６ｆに達するまでは、排気弁４が閉じている。
　同様に、掃気側ピストン３の頭面が掃気孔７ｆに達するまでは、掃気弁５が閉じている。　この状態で、排気側ピストン２と掃気側ピストン３の間の容積が、有効膨張容積となる。　　排気側ピストン２は、掃気側ピストン3より、クランク角６度進んでいる。　排気弁４と掃気弁５は、クランク軸回転と同期して回転している。
　図２には、下死点の状態を示すが、排気孔６ｆと可変排気孔６ｖが全開になっている。
　掃気孔７ｆと可変掃気孔７ｖも全開に近い。　図３は、掃気工程後期の状態を示すものだが、排気孔６ｆと固掃気孔７ｆがピストン側面にて閉じられても、可変排気孔６ｖと可変掃気孔７ｖが開いており、掃気が続けられる。　この後にピストン側面にて、可変排気孔６ｖと可変掃気孔７ｖが閉じて、掃気工程を終えると同時に圧縮工程に入る。　図４は、圧縮直前の状態を示すものである。　圧縮直前のシリンダー内容積１３は、前記の有効膨張容積の２／３に縮小されている。　こうして低圧縮比・高膨張比のアトキンソンサイクルが対向ピストン型２サイクルエンジンで応用できることが分かる。
【０００６】
この方式においても、熱効率を向上させるには二つの課題がある。
２サイクルエンジンの欠点の一つであるが、掃気が不完全で、圧縮直前のシリンダー内に排ガスが１０％程度残留する。
高過給の新空気は中間冷却することが出来るが、残留する排ガスは冷却されないため、圧縮直前のシリンダー内燃焼用空気１３の温度は、高負荷時で約１０３℃と高くなってしまう問題がある。
この圧縮直前のシリンダー内燃焼用空気１３の温度が高いと、出力が低下し冷却熱損失も大きくなる。
圧縮直前のシリンダー内燃焼用空気１３の有効な冷却方法を開発すること、そして燃焼時

の冷却損失をさらに低減する燃焼方法を開発することが本発明の課題である。
【課題を解決するための手段】
【０００７】
圧縮直前のシリンダー内燃焼用空気の冷却方法について、先に説明する。
図３は掃気工程後期の状態を示すものだが、水噴射装置９により、シリンダー内に水噴射する。
この水噴射により、シリンダー内に残留する排ガスも含めて直接冷却することが出来る。
掃気用新空気は中間冷却装置により５５℃以下に冷却されているので、残留排ガスの冷却分だけ水噴射すればよい。　掃気工程後期とするのは、排気されるガスまで水噴射しないようにするためである。
この水噴射冷却により、常に圧縮直前のシリンダー内燃焼用空気温度を最適に調整することが出来る。
【０００８】
次に燃焼時の冷却損失を低減する燃焼方法について説明する。
図５は、低速負荷用の上死点前クランク角３０度の状態を示すものである。　この状態にて、シリンダー中央に設置された燃料噴射装置８により、シリンダー中心部に当量比０．２５～０．３程度の希薄燃焼用の燃料噴射を行う。
燃料噴射時間は、クランク角間で２度程度である。
そうすると両ピストン２，３の間が開いている分だけ、燃料噴射されない空間が出来る。
図６に上死点において、燃焼が部分的に開始されている状態を示す。　燃焼室１１の形状は、燃料噴射装置８の噴射円錐角８ａに対応した形状になっているので、上死点前クランク角３０度に噴射された燃料は燃焼室中心１１ｃに集まり、燃料が極めて希薄な空気層１１ａが燃焼室１１の壁面を覆っている。　この空気層１１ａは、断熱層として有効に働く。
　高負荷高速運転では、燃料噴射時間のクランク角間が２０度と長く、上死点前３５度から１５度の間に燃料噴射を行う。　この場合でも、燃焼室中心１１ｃが濃く、外周部１１ａは薄い燃料分布が得られる。　着火遅れ時間から、燃焼室中心１１ｃにある初期に噴射された燃料から着火するので、外周部の希薄層１１ａの燃焼は遅れる。　燃焼期間後半で希薄層１１ａも燃焼するが、燃焼温度も希薄なので比較的低く、この希薄層１１ａは、断熱層として有効に機能する。
上死点前クランク角２０度以前に全燃料の６０％以上を燃料噴射することで、燃焼室壁面を断熱性のある希薄燃料層あるいは空気層で覆って冷却熱損失を低減できる。
【０００９】
ただし、このように早期に噴射された燃料が上死点より前に早期着火した場合、異常燃焼トラブルとなるので、適正な着火遅れ時間を持たせる必要がある。　着火遅れ時間とは燃料噴射されてから、着火するまでの遅れ時間である。
着火遅れ時間を大きくするには、低圧縮比（13.２）とし、圧縮直前のシリンダー内燃焼用空気温度も低くすることである。
ジーゼル燃焼には、拡散燃焼と予混合燃焼の二つの燃焼方式がある。
噴霧された液滴が自発着火して燃焼するのが拡散燃焼である。
噴霧された液滴が燃焼する前に、その一部が蒸発して空気と混合して予混合気を生成し、その予混合気が着火して燃焼するのが予混合燃焼である。
着火遅れ時間を大きいと、予混合燃焼が主になる。　予混合燃焼の燃焼速度は速く、爆発力が大きい。
予混合燃焼を主体とすれば、熱効率は向上する。
燃焼温度が１８００℃以下に抑えられた予混合燃焼は、ＮＯｘと黒煙が殆ど発生しない。
低・中負荷では、予混合燃焼を主にして熱効率を上げるが、高負荷では爆発力が強過ぎるので、予混合燃焼の比率を抑える。
高速運転となると、予混合化する時間が不足し、拡散燃焼の比率が大きくなる。
以上すべての運転状態に対応して、適正な着火遅れ時間をとることは容易ではない。

常用する低速と中速域に適合するように着火遅れ時間を選択したとすると、高速高負荷運転では着火遅れ時間が大き過ぎて、支障がある。
【００１０】
そこで、着火遅れ時間を早める着火促進装置として、火炎パイロット着火装置１２を設置している。
図７は、上死点前クランク角１５度の状態で、火炎パイロット着火装置１２を作動させた場合を示す。火炎パイロット着火装置は、火炎パイロット燃料噴射装置１２ｉとグロープラグ１２ｐと窪み１２ｈからなっている。　グロープラグ１２ｐの加熱で噴射された燃料を着火して、その火炎を燃焼室中心１１ｃに注入するものである。
この火炎によって燃焼室中心１１ｃの燃料が加熱され、着火タイミングを早めることが出来る。
火炎パイロット着火装置１２は、始動時にも利用できる。
【発明の効果】
【００１１】
発明の効果の説明するために、本発明による対向ピストン型２サイクルエンジンの実施例として
総排気量６５９ｃｃの軽自動車用エンジンとし、対比例として総排気量１３６０ｃｃの小型車用４サイクルジーゼルエンジンとする。
シリンダー内水噴射装置９により、圧縮直前のシリンダー内燃焼用空気１３の温度を適正化する機能で、その効果が最大に発揮されるのは、最大出力運転時である。
高負荷になると、残留する排ガス温度も上がり、圧縮直前のシリンダー内燃焼用空気温度は１０３℃にも上がるが、
シリンダー内水噴射装置９により、シリンダー内燃焼用空気を直接水噴射冷却するので、圧縮直前のシリンダー内燃焼用空気１３の温度を６０℃と下げることができる。
これによって出力が約１５％増加する。　燃焼最大温度も約１００℃低下し、冷却熱損失も減少し、熱効率も向上する。　出力密度（出力／エンジン容積）が上がるということは、それだけエンジンをコンパクト化できる。
冷却熱損失率と摩擦損失率が下げられ、熱効率も改善される。
【００１２】
ただし、この圧縮直前のシリンダー内燃焼用空気温度６０℃という条件では、着火遅れ時間が大き過ぎる場合も予想される。
その場合に、火炎パイロット着火装置１２を利用することで、着火タイミングを調整できる。　特に着火性の悪いガソリン等の燃料を使用する場合、この火炎パイロット着火装置１２が必要になる。
【００１３】
　シリンダー内水噴射装置９による冷却方法のもうひとつの利点は、排気温度を高く保持できることと掃気圧力損失を少なく出来ることである。
一般的に２サイクルエンジンでは、掃気効率を上げるために、過剰に新空気を送り込むようにしている。
この過剰率は１．２程度として、残留排ガスの割合を１０％にまで減らしている。
シリンダー内水噴射装置９による冷却方法では、この過剰率を１としても残留排ガスの割合は、１１％程度である。
掃気工程後期に、シリンダー内に残留する燃焼用空気に対して水噴射冷却するが、排出されるガスは水噴射冷却しないようにしている。
水噴射冷却された燃焼用空気の容積は、縮小される。
その容積縮小分は、全て新空気で補充されるので、掃気効率が上げられる。
従って、前記の出力１５％増でも、新空気送風量は増すどころか、若干減らせる。
排気中の混入新空気の割合も減るので、排気温度が上がり、排気タービンの回収エネルギーを増大させることが出来る。
【００１４】

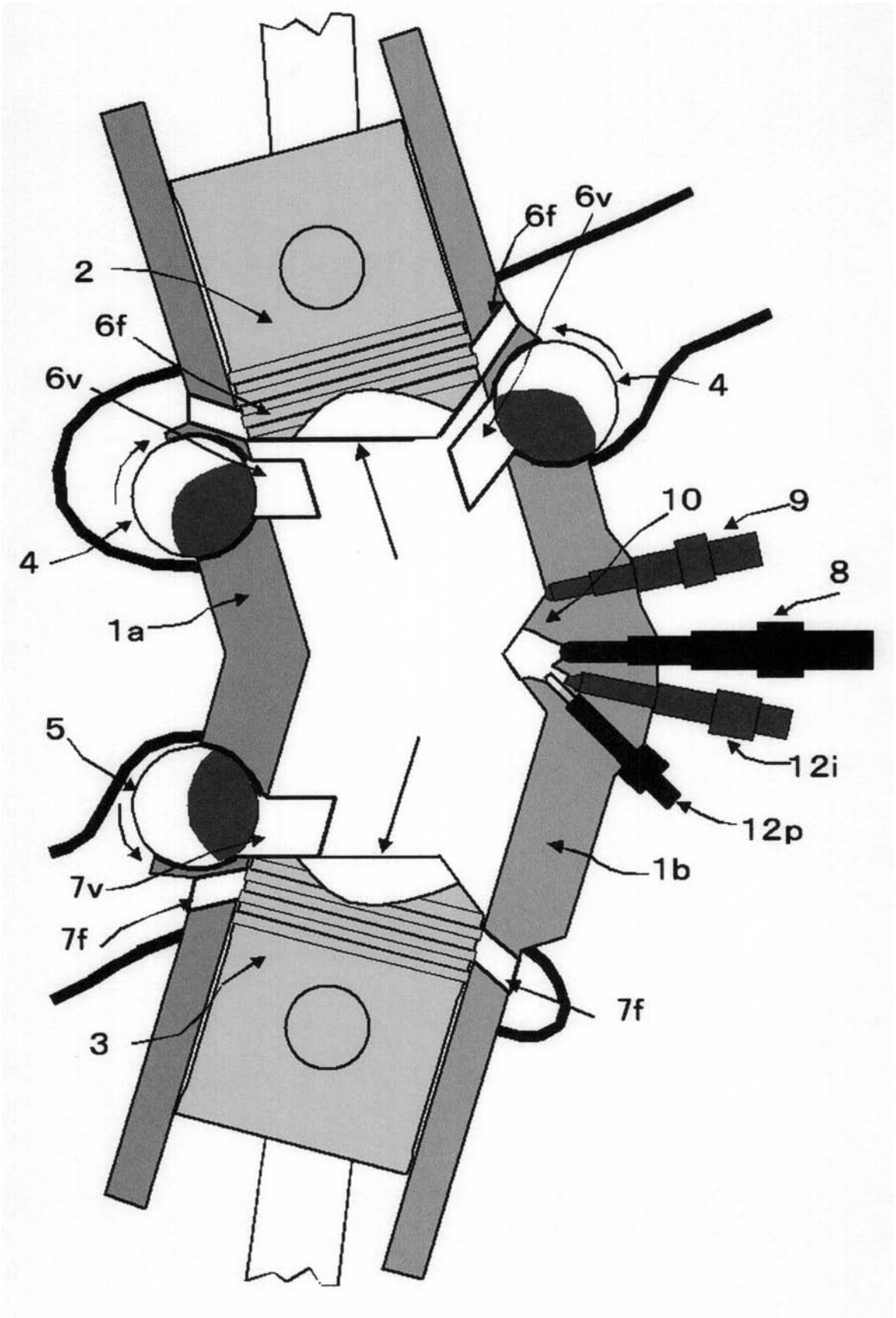
次に、上死点前クランク角２０度以前に全燃料の６０％以上を燃料噴射することで、燃焼室壁面を断熱性のある希薄燃料層あるいは空気層で覆って冷却熱損失を低減する方式の効果について説明する。
便宜上、この燃焼室壁面を断熱性のある希薄燃料層あるいは空気層で覆って燃焼させる方式を断熱燃焼方法と略称する。
図６に本発明の断熱燃焼方法が示されている。　低速負荷運転時における本発明の断熱燃焼方法では、燃焼室壁面の大部分を空気層１１ａで覆うことが出来る。
燃料噴射は、上死点前クランク角３０度の時点で行われていることで、燃料が噴霧されない断熱層が形成される。　噴射距離が長くとれて、小型車用でも従来型の大型車用エンジン以上の噴射距離を持っている。　ピストン頭面の一部に燃料が噴射されるが、噴射距離が長いためピストン頭面に到達する前に大部分は拡散するから、ピストン頭面付近では希薄燃料層となる。　燃焼が開始されるのは、燃料が濃く存在する燃焼室中心１１ｃである。　燃焼期間後半から、この空気層１１ａは燃焼ガスと混合し、燃焼期間末期には完全混合するとして、燃焼期間後期まで空気層１１ａは断熱層として機能する。
低速負荷運転時での冷却熱損失は、１４．５％と従来型（２５．５％）より小さい。
最大出力時では、燃料当量比0.52程度まで燃料を投入するために、燃焼室全体の燃料濃度が高くなって希薄層１１ａで当量比０．２５　燃焼室中心１１ｃで当量比０．６５となる。
希薄層１１ａの断熱性は機能し、冷却損失率は７．２％である。
一方従来型では、冷却損失は11．８％である。
これには、シリンダーヘッドのない冷却伝熱面積の小さい燃焼室形状であること、低圧縮比（１３．２）として燃焼温度・圧力が低下すること、高膨張比（１９．８）とし熱効率が高いこと、これらの相乗効果として冷却熱損失低減に寄与している。
【００１５】
この断熱燃焼方法は、始動時の未燃焼ガスの排出量を減らす効果もある。
噴射された燃料の殆どは、燃焼室壁に吹き付けられることがないから、始動時の燃焼室が冷えていたとしてもそれに影響されることが少なくなり、未燃焼ガスの発生は少なくなる。　始動時には、火炎パイロット着火装置１２の火炎噴射量を
最大にして、着火を促進させる。
この断熱燃焼方法と火炎パイロット着火装置１２とで、低圧縮比（１３．２）を可能としている。
【発明を実施するための最良の形態】
【００１６】
　本発明の実施例として、今まで実用化されていない軽自動車用排気量６５９ｃｃの小型ジーゼルエンジンを選択している。　小型エンジンの割に広い燃焼室が得られ、本発明の特徴が活用出来る分野である。　４ピストンの構成となっていて、１ピストン当たりの工程容積は約１６５ｃｃとなる。
圧縮比13．２・膨張比１９．８　最大過給圧＋0．11ＭＰａ
一方これと対比させる従来方式のジーゼルエンジンとしては、小型車用の最新の小型４サイクルジーゼルエンジンを選択した。　排気量は、１．３６Ｌ４気筒　最大出力５５ｋＷ／４０００ｒｐｍ
圧縮比１８・膨張比１８　最大過給圧＋0．11ＭＰａ
【００１７】
図４に燃焼室１１廻りの各装置の配置を示す。
中央で屈折した形状の第１シリンダー１ａ，第２シリンダー１ｂと、その屈折点の外角側に燃焼室ヘッド１０と燃焼噴射装置８を備えている。
シリンダー内水噴射装置９の位置は、ピストン側面がシリンダー面と摺り合うところは避けている。
その面は潤滑油が塗布されており、潤滑油に水が混じらないように、シリンダー中央としている。

排気側に少し寄って配置されている。
水噴射する対象の燃焼用空気は、排気側の方とするのは、排気側が高温で冷却落差が大きくとれて、蒸発時間が短縮出来るためである。　この位置でもし掃気工程前半に水噴射した場合、排気される燃焼空気も含めて水噴射することになる。
そのために、図３に示すように、掃気工程後期に水噴射を遅らしている。
排気側ピストン２と掃気側ピストン３のそれぞれの頭面と燃焼室ヘッドで上死点の位置で、燃焼室１１を形成している。
図８に燃料噴射装置８のノズルの拡大断面図を示す。　燃料噴射装置８の噴射円錐角８ａは、５０度としている。　噴射圧力は、１００ＭＰａ以上が望ましい。　広角噴射用に、０．１ｍｍ前後の噴孔８ｎが多数（例１１個）設けられている。　中心側程、噴射長さが長くなるように、外周側程、噴射長さが短くなるように、それぞれの噴孔８ｎの形状が設計されている。　広角噴射範囲では、均一に燃料分布されるように多数の噴孔８ｎの配置がなされている。
燃焼室１１の形状は、この燃料噴射円錐角１１ａに適合する形状とする。
以上の燃焼室の形態としたのは、ストレートタイプのシリンダーだと、中央に３個以上の燃料噴射装置を設けなければならず、小型簡易化には不向きである。
最近の高圧燃料噴射の技術は、発達しており、１００ＭＰａ以上の圧力では、その高圧エネルギーによって噴霧された液滴群が、瞬時に拡散混合する。　多数の噴孔８ｎを狭い噴射広角に集中することで、均一な燃料噴射が可能となる。
燃料噴射長さが大きく採れる利点も大きい。　特に上死点前クランク角２０度以前の位置では、
ピストン頭面と、燃料噴射ノズル位置とに大きな距離がとれるから、ピストン頭面までに到達する前に殆どの噴霧された液滴群は拡散し、予混合化が促進される。
図９に示すように、従来型のトロイダル形状の燃焼室３形状では、水平方向には３６０度広角の燃料噴射となっているが、限られた噴孔８ｎの数では、均一な燃料噴射は出来ない。
噴射円錐角８ａにも適正範囲がある。
広すぎれば均一に燃料噴射が出来ないし、狭すぎると燃焼室が細長くなり、表面積最小の球形状から遠ざかり、表面積が大きくなる。　燃料噴射円錐角３０度から７０度の間が適合範囲である。
以上のように、燃料噴射円錐角範囲に均一に燃料噴射することによって、上死点前クランク角２０度以前に燃料噴射された場合、燃料が殆どない希薄層１１ａをピストン頭面付近に形成出来る。
【００１８】
低速負荷運転を代表して、市街地５０ｋｍ／時の定速運転時とし、その条件での具体的運転実施例を次に説明する。
１２００ｒｐｍ、燃料当量比０．２８２の希薄燃焼低速運転であり、排ガス温度も２８０℃と低く、圧縮直前シリンダー内燃焼用空気１３の温度は６５℃程度で、この条件ではシリンダー内水噴射冷却もほとんど使用しない。
図５に示すように、燃料噴射は上死点前クランク角３０度で行う。
噴射時間は、クランク角間で２度である。
こうすると両方のピストン２、３の頭面付近には、燃料がほとんどない空気断熱層１１ａを設けることが出来る。
この条件で、最高熱効率が得られる着火タイミングとなるように、火炎パイロット着火装置１２を作動させる。　例えば、火炎を燃焼室に吹き込む時期を上死点前クランク角１５度として、上死点前クランク角５度で着火させる。
７図に火炎パイロット着火装置１２の構造を示す。
グロープラグ１２ｐにて、窪み内１２ｈの雰囲気温度を高くしておき、そこへパイロット燃料噴射装置１２ｉにて燃料噴射を行うと、直ちに噴霧された液滴の表面が燃焼して、火炎流１２ｆが形成され、それが燃焼室中心１１ｃに注入される。

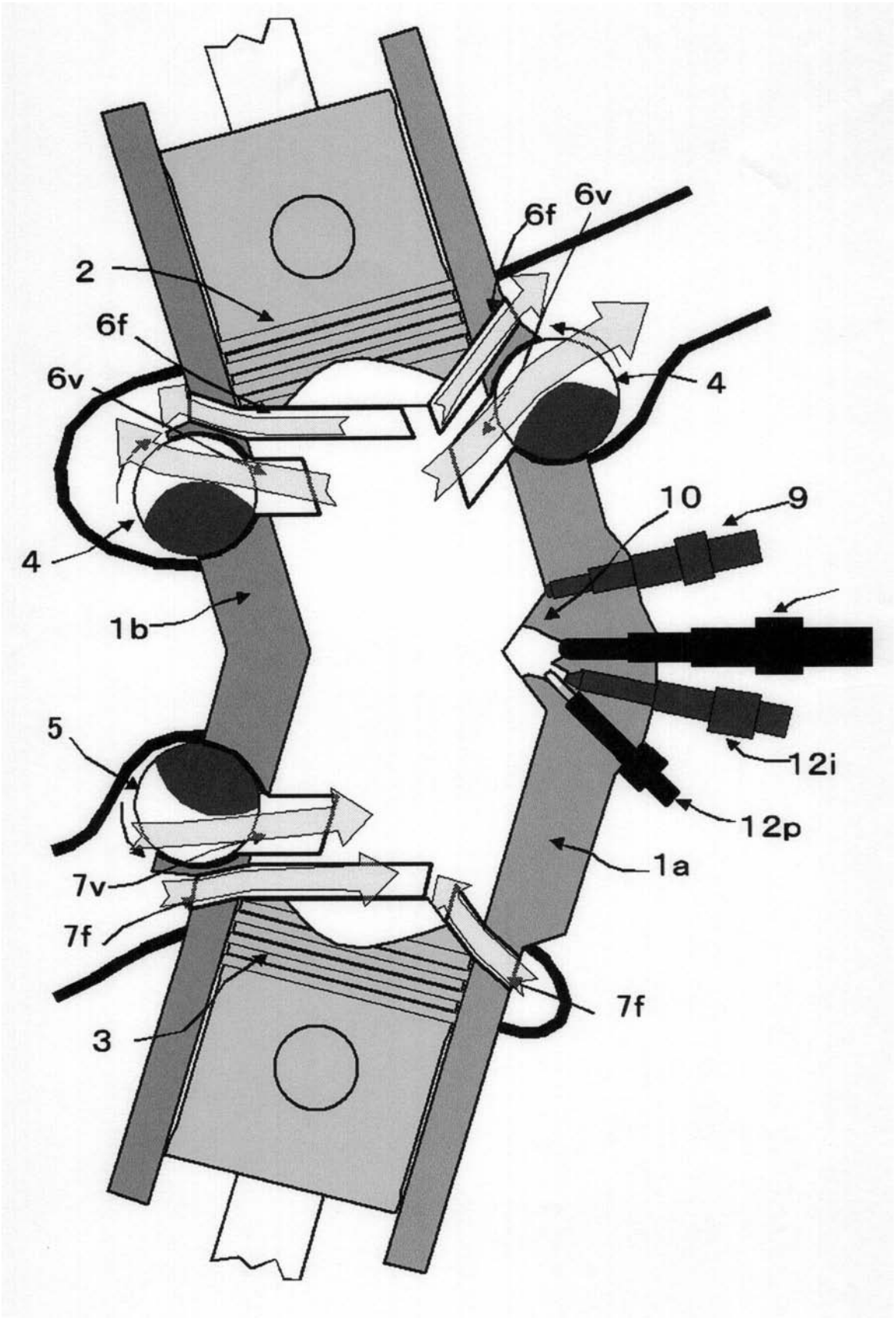
この火炎流１２ｆで燃料混合気が加熱されて、着火時期を早めることが出来る。
この火炎流を発生させる方式については、他にも各種の方式がある。
例えば、副室を設けてその中で先行燃焼させ、その燃焼ガスの火炎を主燃焼室へ噴出させる方式等である。
本発明では、その火炎流を発生させる方式については特定しない。
【００１９】
最大出力条件での具体的運転実施例を次に説明する。
４５００ｒｐｍ、過給度０．０９ＭＰａ、燃料当量比０．５２の運転条件となる。
図３に示すように、圧縮直前の前クランク角３０度のタイミングでシリンダー内へ、シリンダー内水噴射装置９により水噴射を行い、圧縮直前シリンダー内燃焼用空気１３の温度を６０℃に調節する。
この水噴射冷却に使用する蒸発冷却剤は、純粋な水に限定されない。　水に次いで、潜熱の大きいエタノールあるいはメタノールを水に混入させることが出来る。　添加されたこれらのアルコール系燃料は、部分的に燃料を代替できる。　無水エタノールは、無水化するのにエネルギーがかかるが、ここで利用するエタノールは無水化する必要はない。　またエタノールもメタノールも、難燃性であり着火遅れ時間には、影響しない。
燃料噴射は、上死点前クランク角３５度から１５度の２０度間で行う。
この条件で、最高熱効率が得られる着火タイミングとなるように、火炎パイロット着火装置１２を作動させる。
高速なので、上死点でも半分以上の液滴が予混合化しないで、液滴の状態で残っており、予混合燃焼と拡散燃焼の半々の燃焼状態となる。
【００２０】
図示はしていないが、本発明の対向ピストン型２サイクルエンジンは、電動補助付の排気ターボ過給機を備えている。　２サイクルでは、始動時に掃気用のブロワーが必要で、これを電動機にて強制的にターボ過給機を駆動することで対応している。
他にも２軸スクリュー型圧縮機を排気ターボ過給機と併用する等、既に多くの過給方法が存在する。
それぞれ一長一短があり、本発明においては過給システムを特定しないが、この電動補助付の排気ターボ過給機方式を推奨している。
本発明による２サイクルエンジンでは、冷却熱損失が低いことで排気の元温度が高いこと、シリンダー内水噴射による冷却方法にて、新空気混入を減らして排気温度の低下を抑えることで、排気温度を４サイクルの従来型と同等まで、引き上げることが出来る。
排気孔６ｆ、可変排気孔６ｖ、掃気孔７ｆ、可変排気孔７ｖの開口面積を広くとっていることで、掃気圧力損失が少ないので、排気エネルギーに余裕が出てくる。
従来型より比較的低速負荷から過給度が上げられる利点はある。
この排気エネルギー余裕分は、排気エネルギー回収装置を設けることで回収出来る。
これによって中速高負荷の範囲で、出力と熱効率が４～５％向上出来る。
排気エネルギー回収装置の具体例として、電動補助付の排気ターボ過給機の電動機を発電機としても機能する仕様とすればよい。
【００２１】
次に従来型と比較して、摩擦損失の低減効果について説明する。
高負荷時の燃料濃度を従来型の８０％に抑えているにもかかわらず、出力密度が従来型の１．６倍あることで、エンジンをコンパクトに出来る。
平均ピストン速度も、従来型の８５％まで下げることが出来る。
２サイクルであるので、４サイクルの排気工程と吸気工程で発生する摩擦損失がほとんどない。　特に高速時４サイクルでは、大きなポンプ損失がある。　これは、狭いバルブの開口に多量のガスを流すために発生する圧力損失と排気ターボ過給機まわりの圧力損失である。
　本発明による対向ピストン型２サイクルエンジンにも、掃気圧力損失と排気ターボ過給機まわりの圧力損失が存在するが、これらは直接にはエンジンの熱効率には影響しない。

慣性力による摩擦損失も高速時に大きくなるが、ジーゼルエンジンでは、高圧力に耐えられるように頑丈な構造となっており、それが慣性力による摩擦損失を増大させている。
本発明による対向ピストン型２サイクルエンジンは、圧縮比が１３．２と小さく、最大負荷時の燃料当量比を従来型の８０％まで抑えており、軽量構造としており、慣性力による摩擦損失が小さい。
冷却熱損失の低減効果については、前記の通りで、
以上から、本発明の対向ピストン型２サイクルエンジンの熱効率は、低速負荷域で４４％、最大出力時で４７％と推定される。
【００２２】
以上は、ジーゼルエンジンに対してだが、ガソリンエンジン用も同じ構成で実施できるので、実施例の説明図は、同じものを利用する。
ガソリン燃料は、揮発性があって難燃性である。　燃焼方式は、すべて予混合燃焼となる。
燃料噴射装置８も噴霧圧力１０ＭＰａ程度で、容易に予混合化される。
低圧縮比（１３．２）だと、強力な着火促進装置が必要になる。
火炎パイロット着火装置１２の構成は同じだが、着火促進能力は見直す必要がある。
【図面の簡単な説明】
【００２３】
【図１】本発明の一実施の形態に係る対向ピストン型２サイクルエンジンの一部省略断面図である。
【図２】本発明の一実施の形態に係る対向ピストン型２サイクルエンジンの一部省略断面図である。
【図３】本発明の一実施の形態に係る対向ピストン型２サイクルエンジンの一部省略断面図である。
【図４】本発明の一実施の形態に係る対向ピストン型２サイクルエンジンの一部省略断面図である。
【図５】本発明の一実施の形態に係る対向ピストン型２サイクルエンジンの一部省略断面図である。
【図６】本発明の一実施の形態に係る対向ピストン型２サイクルエンジンの一部省略断面図である。
【図７】本発明の一実施の形態に係る対向ピストン型２サイクルエンジンの一部省略断面図である。
【図８】本発明の一実施の形態に係る燃料噴射装置のノズル部分の拡大断面図である。
【図９】従来型のジーゼルエンジンの一部省略断面図である。
【符号の説明】
【００２４】
１ａ：第１のシリンダー、　１ｂ：第２のシリンダー、　２：排気側ピストン　３：掃気側ピストン
４：排気弁、５：掃気弁、６ｆ：排気孔、６ｖ：可変排気孔、７ｆ：掃気孔、７ｖ：可変掃気孔
８：燃料噴射装置、　８ａ：燃料噴射円錐角度　８ｎ：墳孔　９：シリンダー内水噴射装置
１０：燃焼室ヘッド　　１１：燃焼室　１１ａ：希薄層　１１ｃ：燃焼室中心
１２：　火炎パイロット着火装置
１２ｆ：火炎流　１２ｈ：窪み　１２ｉ：パイロット燃料噴射装置
１２ｐ：　グロープラグ　１３：圧縮直前シリンダー内燃焼用空気
２１：シリンダーヘッド　２２：ピストン　２２ｓ：スキッシュ面　２３：燃焼室
２３ｒ：燃焼室外周壁
２４：渦流　２５：燃料噴射装置

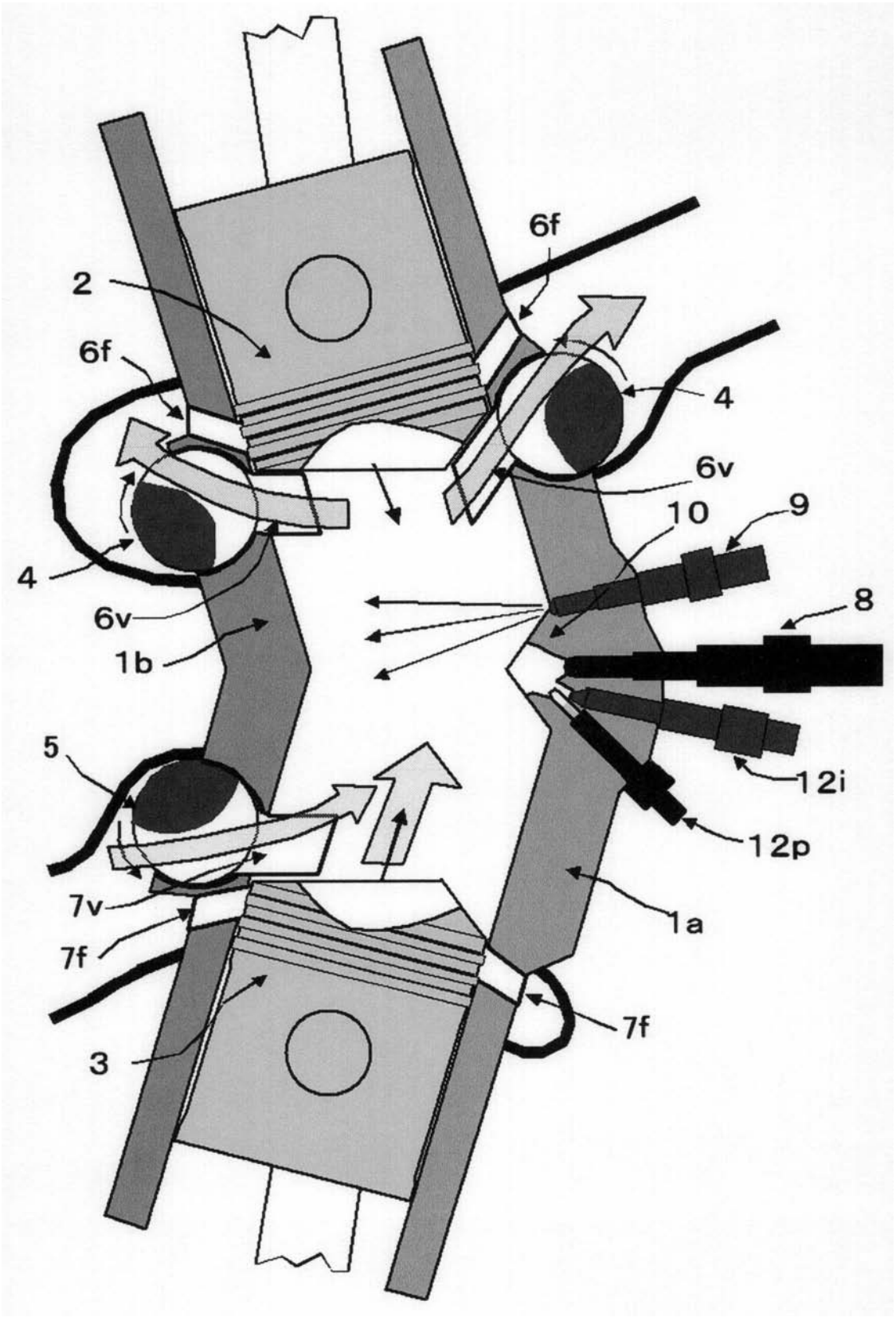
【図１】



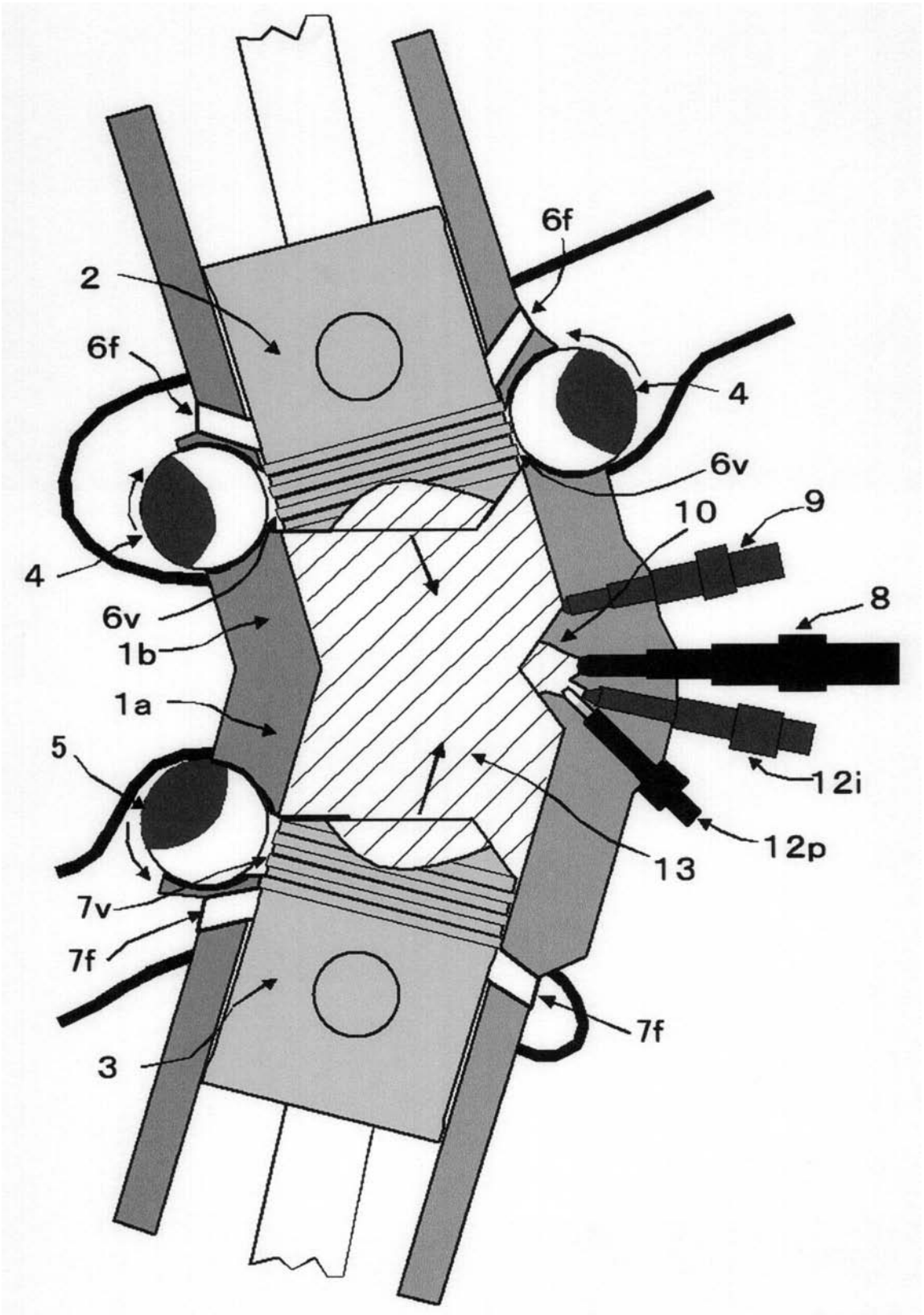
【図２】



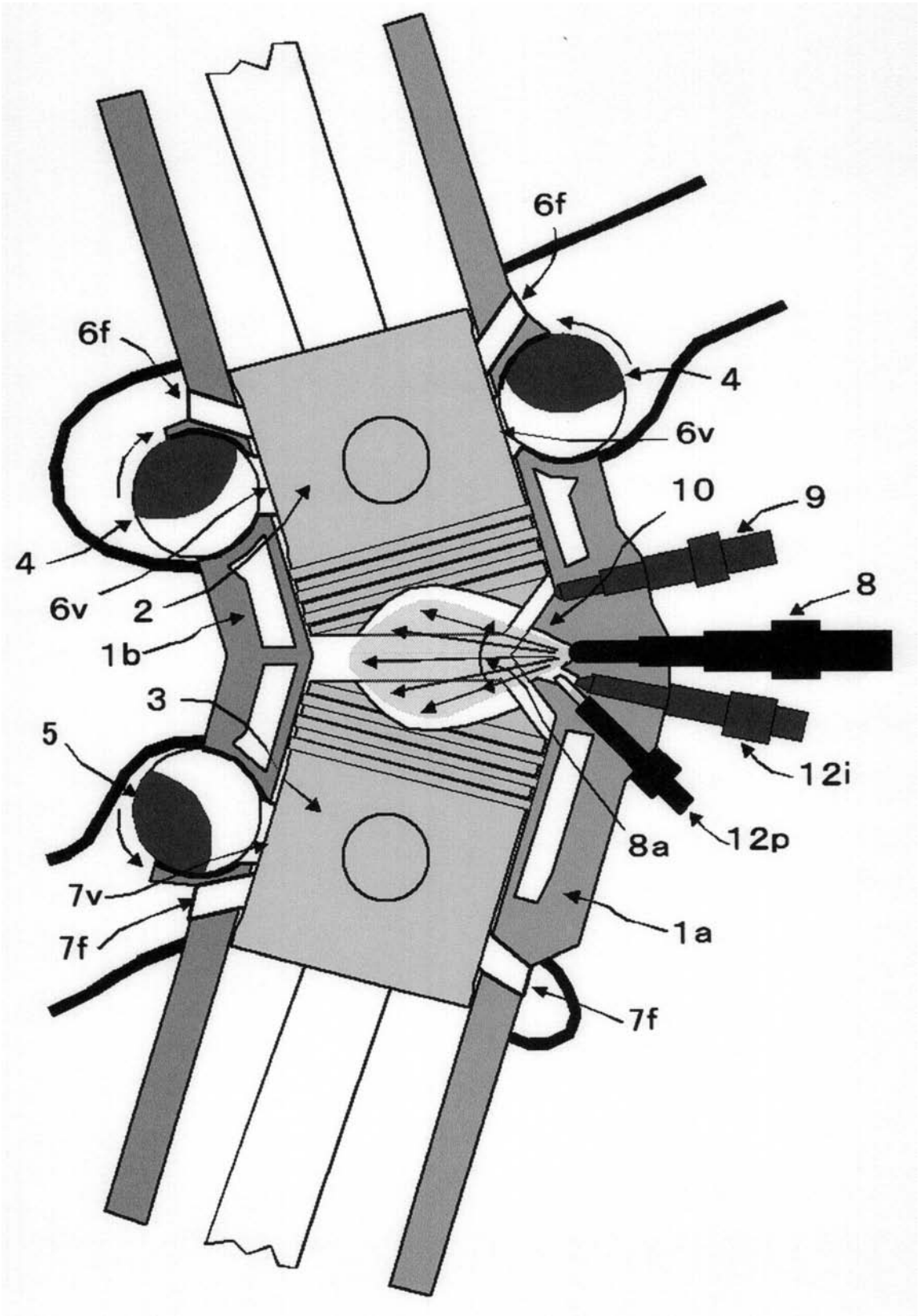
【図３】



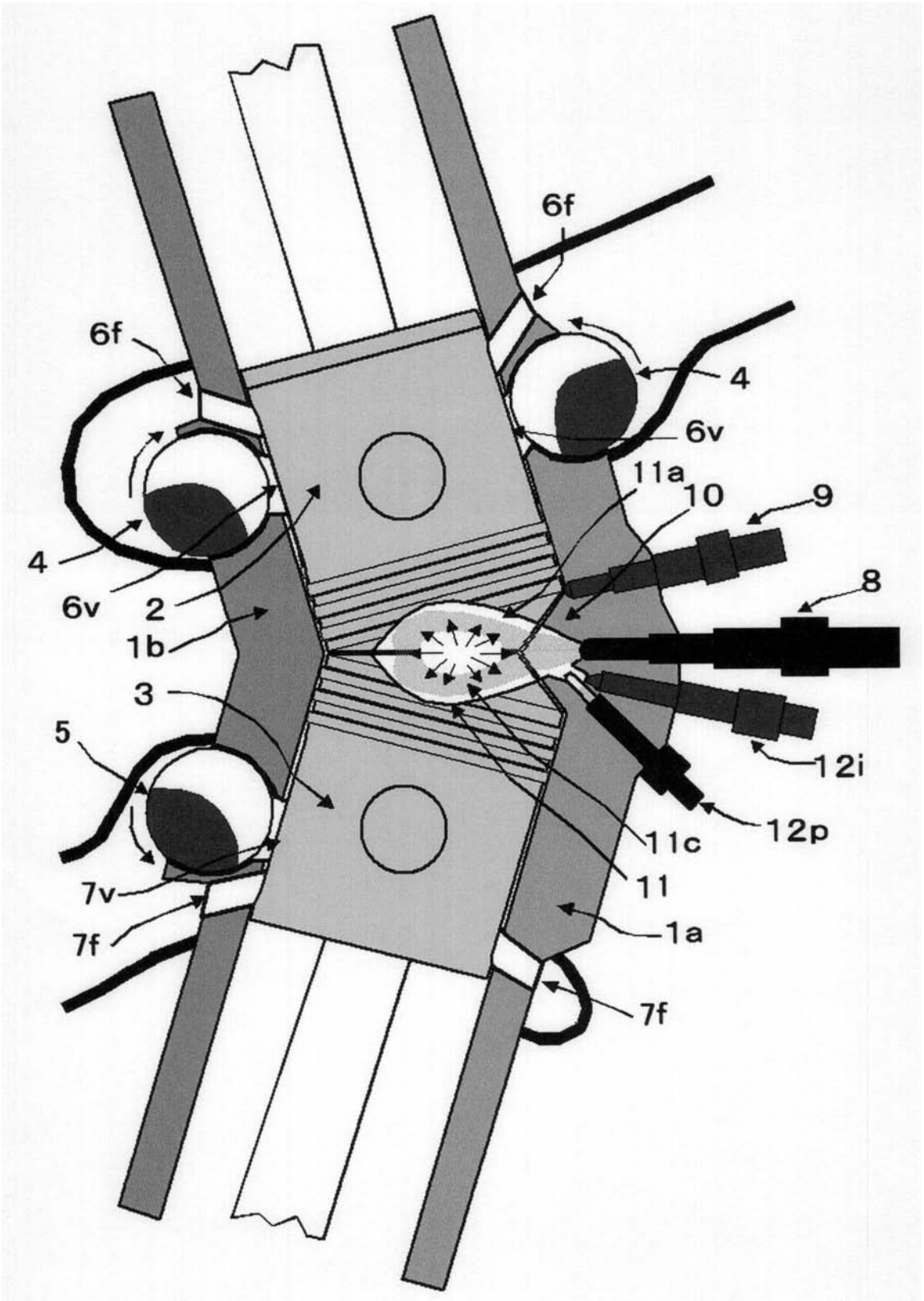
【図４】



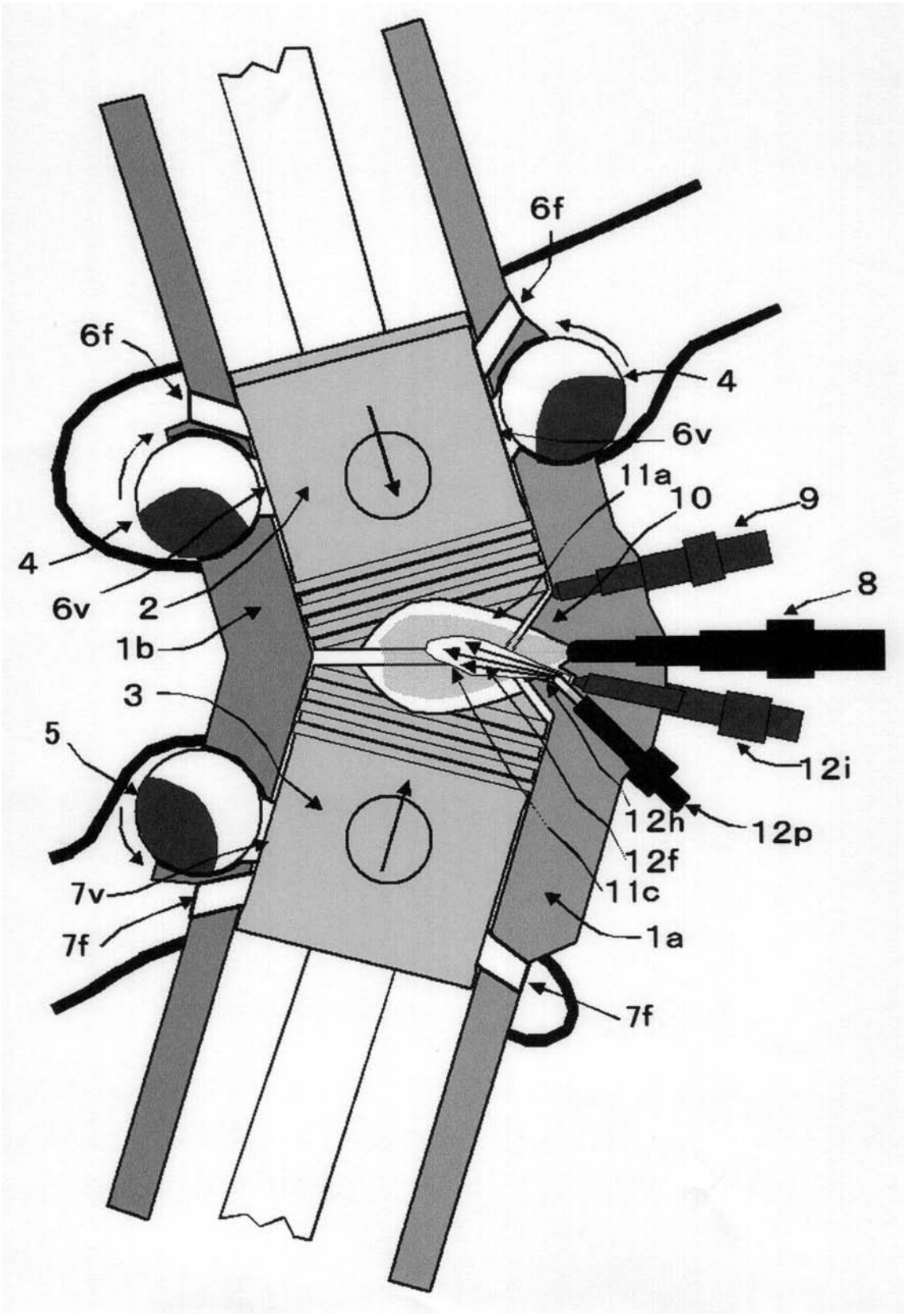
【図５】



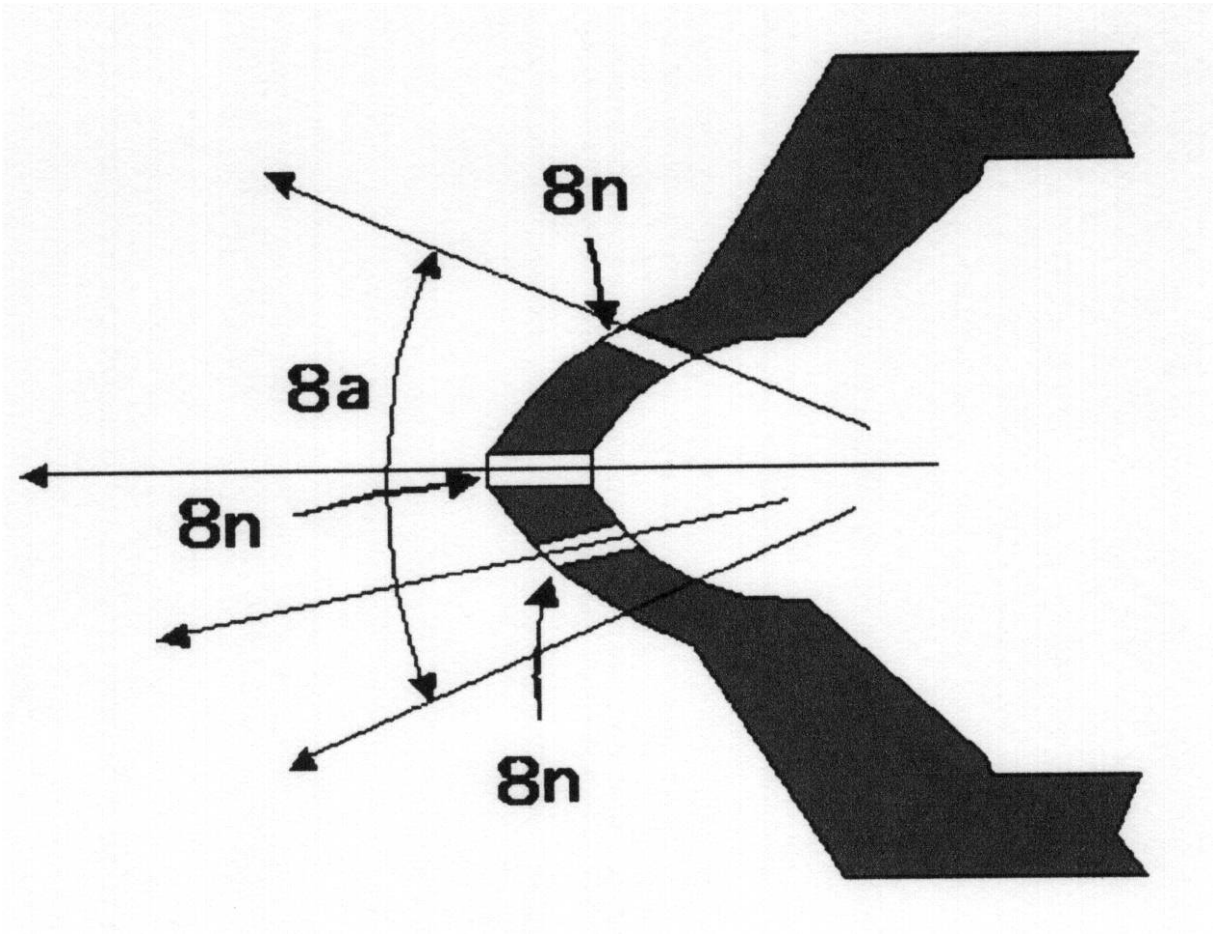
【図６】



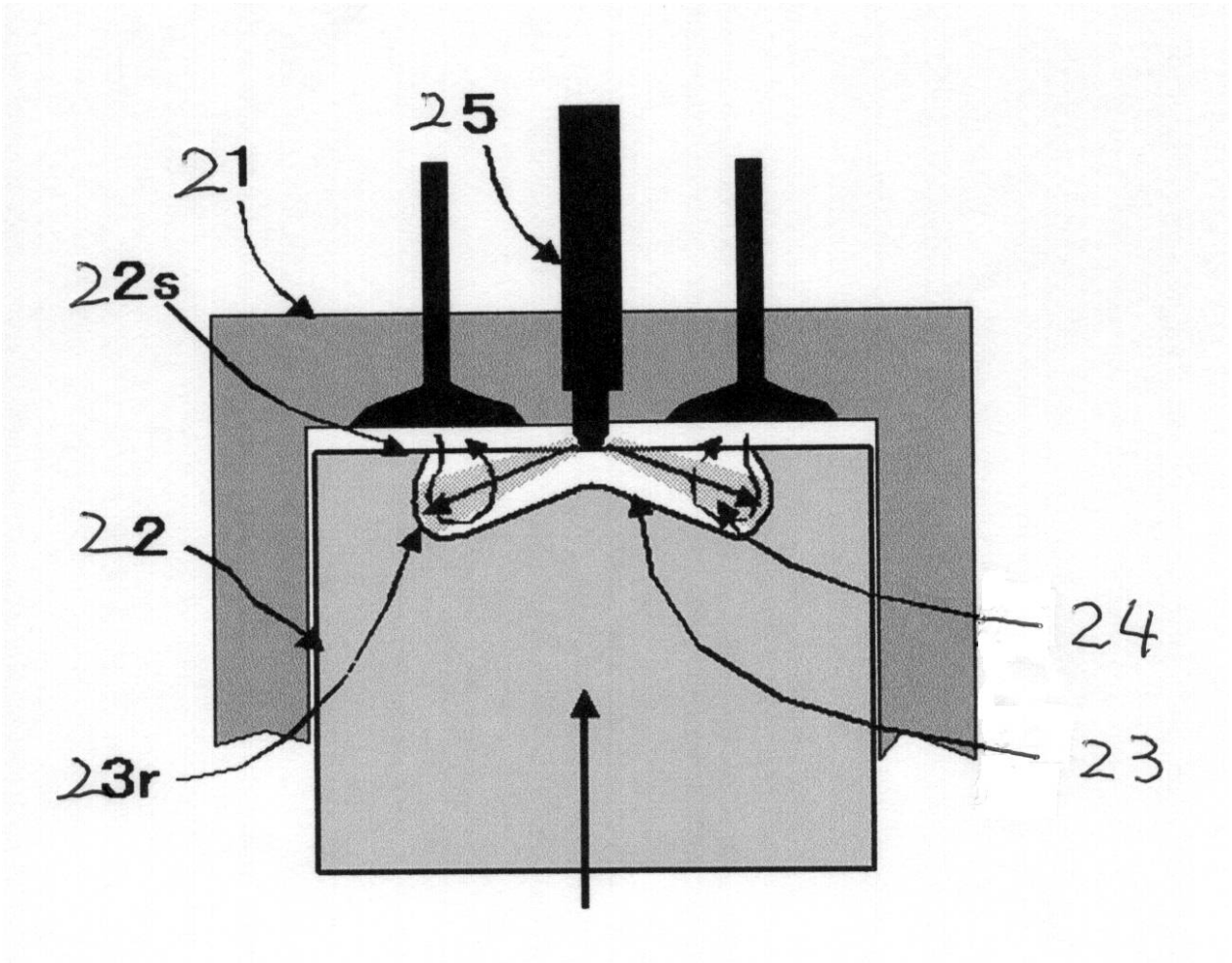
【図７】



【図８】



【図９】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.		F I		テーマコード（参考）
Ｆ０２Ｂ 75/00	*(2006.01)*	Ｆ０２Ｂ 67/00	Ｌ	
Ｆ０２Ｍ 61/14	*(2006.01)*	Ｆ０２Ｂ 75/28	Ｅ	
Ｆ０１Ｂ 7/02	*(2006.01)*	Ｆ０２Ｂ 75/00	Ａ	
		Ｆ０２Ｍ 61/14	３１０Ｚ	
		Ｆ０１Ｂ 7/02		