

(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2010-38073
(P2010-38073A)

(43) 公開日 平成22年2月18日 (2010.2.18)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
FO2B 27/02 (2006.01)	FO2B 27/02 F	3G031
FO2D 9/10 (2006.01)	FO2B 27/02 M	3G065
	FO2D 9/10 H	

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 14 頁)

(21) 出願番号	特願2008-203355 (P2008-203355)	(71) 出願人	000005326
(22) 出願日	平成20年8月6日 (2008.8.6)		本田技研工業株式会社
			東京都港区南青山二丁目1番1号
		(74) 代理人	100091823
			弁理士 柳 潤 昌之
		(74) 代理人	100101775
			弁理士 柳 潤 一江
		(72) 発明者	石橋 羊一
			埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
			社本田技術研究所内
		(72) 発明者	森川 秀明
			埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
			社本田技術研究所内
		最終頁に続く	

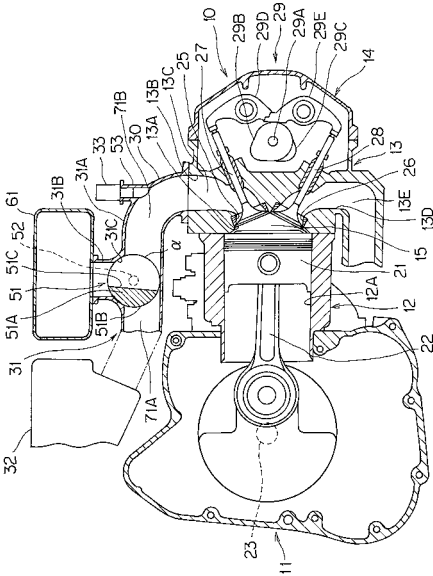
(54) 【発明の名称】 内燃機関の吸気制御装置

(57) 【要約】

【課題】燃費向上とエミッション低減に好適な内燃機関の吸気制御装置を提供する。

【解決手段】スロットルバルブ51が所定開度以下のとき、スロットルバルブ51の下流側吸気通路71Bにエンジン10が低負荷低回転時に連通するように成した吸気チャンバ61を設け、この吸気チャンバ61の容積を、少なくともスロットルバルブ51下流の吸気管容積との合算容積が行程容積の60%以上とした。

【選択図】図1



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

燃焼室に連通する吸気通路に吸気絞り弁を設けた内燃機関の吸気制御装置において、前記吸気絞り弁が所定開度以下のとき、前記吸気絞り弁の下流側吸気通路に内燃機関が低負荷低回転時に連通するように成した吸気チャンバを設け、前記吸気チャンバの容積は、少なくとも前記吸気絞り弁下流の吸気管容積との合算容積が行程容積の 60% 以上となる容積であることを特徴とする内燃機関の吸気制御装置。

【請求項 2】

請求項 1 記載の内燃機関の吸気制御装置において、前記吸気チャンバの容積は、前記吸気絞り弁下流の吸気管容積の少なくとも 1 倍以上の容積を有することを特徴とする内燃機関の吸気制御装置。 10

【請求項 3】

請求項 1 又は 2 に記載の内燃機関の吸気制御装置において、前記吸気通路と、この吸気通路が連通する気筒とは別の気筒に連通する吸気通路とを前記内燃機関の低負荷低回転時に連通させる切換弁を設け、この切換弁を介して連通させた前記別の気筒の吸気通路を前記吸気チャンバの代用としたことを特徴とする内燃機関の吸気制御装置。

【請求項 4】

請求項 1 乃至 3 のいずれか一項に記載の内燃機関の吸気制御装置において、前記吸気チャンバは、前記吸気絞り弁により開閉される開閉通路を介して前記吸気絞り弁の下流側吸気通路に連通することを特徴とする内燃機関の吸気制御装置。 20

【発明の詳細な説明】**【技術分野】****【0001】**

本発明は、内燃機関の吸気制御装置に関する。

【背景技術】**【0002】**

車両用エンジン（内燃機関）の吸気管には、エンジンの気筒毎に独立したスロットルバルブを備える独立吸気管方式のものと、複数の気筒につながる分岐形状を有するインテークマニホールドにスロットルバルブを備えるインテークマニホールド方式のものとがある 30

。独立吸気管方式は、エンジンの吸気弁とスロットルバルブとの間の吸気容積をインテークマニホールド方式に比べて小さくできるため、スロットル応答性や高出力性能が要求される自動二輪車用エンジンに採用されており、特に高速・高出力エンジン程その傾向が強い。例えば、独立吸気管方式の自動二輪車用エンジンでは、インテークマニホールド方式を採用した同排気量の四輪車用エンジンに比して、吸気容積が約 1/5 ~ 1/10 程度とされている。

また、この種の自動二輪車用エンジンには、エンジンの吸気通路に、インテークチャンバを接続すると共に、このインテークチャンバと吸気通路との接続部分にロータリーバルブを設け、吸気通路内の混合気の圧力変動を緩和して吸気効率を向上させ、エンジン出力向上とエンジンレスポンス向上を図るものが提案されている（例えば、特許文献 1 参照） 40

【特許文献 1】特開平 8 - 338253 号公報**【発明の開示】****【発明が解決しようとする課題】****【0003】**

ところで、近年、燃費向上とエミッション低減の要求が高まっている。

しかしながら、従来の吸気容積を小さくした自動二輪車用エンジンでは、安定したアイドルを行うために混合気濃度を濃いめにする必要があり、燃費向上に不利であり、かつ、後処理で排気を浄化するには二次空気を導入する二次空気導入装置が必要になってしまう 50

。

また、特許文献 1 記載の構成は、エンジン出力向上とエンジンレスポンス向上とを図るために吸気容積を増大するものであり、燃費向上とエミッション低減とを図るものではない。しかも、この特許文献 1 の構成は、バルブ制御を行う分、構成および制御が煩雑になってしまう問題もあった。

【 0 0 0 4 】

本発明は、上述した事情を鑑みてなされたものであり、燃費向上とエミッション低減に好適な内燃機関の吸気制御装置を提供することを目的としている。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 0 5 】

上述課題を解決するため、本発明は、燃焼室に連通する吸気通路に吸気絞り弁を設けた内燃機関の吸気制御装置において、前記吸気絞り弁が所定開度以下のとき、前記吸気絞り弁の下流側吸気通路に内燃機関が低負荷低回転時に連通するように成した吸気チャンバを設け、前記吸気チャンバの容積は、少なくとも前記吸気絞り弁下流の吸気管容積との合算容積が行程容積の 6 0 % 以上となる容積であることを特徴とする。

この構成によれば、吸気絞り弁が所定開度以下のとき、吸気絞り弁の下流側吸気通路に内燃機関が低負荷低回転時に連通するように成した吸気チャンバを設け、吸気チャンバの容積は、少なくとも吸気絞り弁下流の吸気管容積との合算容積が行程容積の 6 0 % 以上となる容積であるため、二次空気導入装置を廃止可能な程度まで希薄混合気に対する燃焼を改善でき、燃費向上とエミッション低減を図ることができる。

【 0 0 0 6 】

上記構成において、前記吸気チャンバの容積は、前記吸気絞り弁下流の吸気管容積の少なくとも 1 倍以上の容積を有するようにしてもよい。この構成によれば、このエンジンを従来の自動二輪車用エンジンと同様に吸気通路を小さくした場合でも、吸気チャンバの容積を、少なくとも吸気絞り弁下流の吸気管容積との合算容積が行程容積の 6 0 % 以上となる容積にすることができる。

【 0 0 0 7 】

また、上記構成において、前記吸気通路と、この吸気通路が連通する気筒とは別の気筒に連通する吸気通路とを前記内燃機関の低負荷低回転時に連通させる切換弁を設け、この切換弁を介して連通させた前記別の気筒の吸気通路を前記吸気チャンバの代用としてもよい。この構成によれば、吸気行程ではない気筒側の吸気通路を吸気チャンバに代用でき、吸気チャンバを別途設ける場合に比して、小型化できる。

【 0 0 0 8 】

また、上記構成において、前記吸気チャンバは、前記吸気絞り弁により開閉される開閉通路を介して前記吸気絞り弁の下流側吸気通路に連通するようにしてもよい。この構成によれば、吸気絞り弁を吸気チャンバの開閉機構に兼用させることができ、部品点数の低減が可能になる。

【発明の効果】

【 0 0 0 9 】

本発明では、吸気絞り弁が所定開度以下のとき、吸気絞り弁の下流側吸気通路に内燃機関が低負荷低回転時に連通するように成した吸気チャンバを設け、吸気チャンバの容積は、少なくとも吸気絞り弁下流の吸気管容積との合算容積が行程容積の 6 0 % 以上となる容積であるため、燃費向上とエミッション低減を図ることができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【 0 0 1 0 】

以下、本発明の一実施形態を添付した図面を参照して説明する。

< 第一実施形態 >

図 1 は、本発明の第一実施形態に係る自動二輪車用エンジンを吸気系と共に示す図である。図 1 において、符号 1 0 は、自動二輪車用エンジン（内燃機関）である。この自動二輪車用エンジン（以下、単にエンジンという）1 0 は、クランクケース 1 1 と、シリンダ

10

20

30

40

50

ブロック１２と、シリンダヘッド１３と、ヘッドカバー１４とを備え、シリンダブロック１２に一つのシリンダ室（気筒）１２Ａを備えた４サイクル単気筒エンジンである。

シリンダブロック１２のシリンダ室１２Ａには、ピストン２１が摺動自在に収容され、クランクケース１１には、このピストン２１にコンロッド２２を介して連結されたクランクシャフト２３が回転自在に軸支されている。また、クランクケース１１には、図示は省略するが、クラッチ機構、変速機構及びエンジン１０の出力軸等が収容される。

【００１１】

シリンダヘッド１３には、シリンダ室１２Ａ及びピストン２１と共に燃焼室１５を形成する凹部１３Ａが形成され、この凹部１３Ａには、シリンダヘッド１３の吸気口１３Ｂから延びる吸気ポート１３Ｃを燃焼室１５に連通させる吸気側開口部２５と、シリンダヘッド１３の排気口１３Ｄから延びる排気ポート１３Ｅを燃焼室１５に連通させる排気側開口部２６とが形成される。また、このシリンダヘッド１３には、吸気側開口部２５を開閉する吸気バルブ２７と、排気側開口部２６を開閉する排気バルブ２８と、各バルブ２７、２８を駆動する動弁機構２９とが配設される。

10

動弁機構２９は、吸気工程、圧縮工程、燃焼工程及び排気工程の４工程のサイクルを実施するようにクランクシャフト２３の回転に合わせて各バルブ２７、２８を駆動するものであり、吸気バルブ２７及び排気バルブ２８の間に回転自在に支持されるカムシャフト２９Ａと、このカムシャフト２９Ａに設けられたカム２９Ｂ、２９Ｃにより各々揺動される吸気側と排気側のロッカーアーム２９Ｄ、２９Ｅとを備えている。なお、動弁機構２９は、このロッカーアーム方式に限らず、カムで直接各バルブ２７、２８を押動する直動方式等の他の構成を適用してもよい。

20

また、シリンダヘッド１３には、点火プラグ（不図示）がその先端を燃焼室１５に臨ませて取り付けられ、この点火プラグが図示せぬ点火装置（イグニッションコイル）を介して点火制御される。

【００１２】

エンジン１０の吸気口１３Ｂには、吸気管３０を介してスロットルボディ３１が接続され、このスロットルボディ３１の上流側（空気吸入口側）にはエアクリーナ３２が接続される。

スロットルボディ３１は、吸気管３０と共にエンジン１０への吸気通路を形成するものであり、本構成ではスロットルボディ３１に吸気管３０が一体に形成されている。このスロットルボディ３１は、その内部にスロットルバルブ（吸気絞り弁）５１を備え、このスロットルバルブ５１を、回動軸５２を支点にして回動させることで吸気通路を開閉し、これによって、エアクリーナ３２からエンジン１０内に供給される吸入空気量を可変する。

30

また、スロットルボディ３１のスロットルバルブ５１下流には、インジェクタ（燃料噴射装置）３３を取り付けるためのインジェクタ取付部５３が設けられ、このインジェクタ取付部５３に、インジェクタ３３がその先端を吸気ポート１３Ｃに向けて挿入固定される。このインジェクタ３３には、自動二輪車に搭載された燃料タンク内の燃料が燃料ポンプにより供給され、図示せぬ制御装置の制御によって燃料を噴射する。これによって、スロットルボディ３１からは燃料と空気を混合した混合気がエンジン１０に向けて供給される。

40

【００１３】

図２はスロットルボディ３１を周辺構成と共に示している。この図に示すように、スロットルボディ３１には、スロットルバルブ５１を介してエンジン１０への吸気通路（吸気管３０に相当）に連通自在な箱状の吸気チャンバ６１が設けられている。

詳述すると、このスロットルボディ３１には、エンジン１０への吸気通路を形成するスロットルボディケース（以下、ケースという。）３１Ａから突出するパイプ部（開閉通路）３１Ｂが一体に形成され、このパイプ部３１Ｂの先端に所定の空間容積を有する吸気チャンバ６１が連結されている。

また、スロットルバルブ５１は、このパイプ部３１Ｂの端部３１Ｃの開口を開閉自在に配置されている。具体的には、このスロットルバルブ５１は、側面視で、略半月断面を有

50

するバルブ体 5 1 A を備え、このバルブ体 5 1 A が回転軸 5 2 を支点に回転自在に支持される。ここで、図 2 には、バルブ体 5 1 A の外周面 5 1 B の移動軌跡を符号 α で示しており、パイプ部 3 1 B におけるケース 3 1 A 側の端部 3 1 C の内周面は、この符号 α で示すバルブ体 5 1 A の移動軌跡に沿った曲面に形成されている。すなわち、このバルブ体 5 1 A がパイプ部 3 1 B の端部 3 1 C の内周面に接触しながら回転することで、このバルブ体 5 1 A とパイプ部 3 1 B との接触部分が殆ど隙間のない接触状態を保持するように構成されている。

【 0 0 1 4 】

上記スロットルバルブ 5 1 は、運転者によるアクセル操作に応じて図 2 に示す位置から図 3 に示す位置まで回転する。より具体的には、図 2 がスロットルバルブ 5 1 を閉じた状態（無負荷で運転を継続するアイドル状態）を示しており、図 3 がスロットルバルブ 5 1 を開けた状態（全開状態）を示している。

すなわち、スロットルバルブ 5 1 を閉じた場合、図 2 に示すように、スロットルバルブ 5 1 のバルブ体 5 1 A が、エンジン 1 0 への吸気通路を略閉塞するように回転軸 5 2 よりも上流側に位置し、エアクリーナ 3 2 からの空気がアイドルを維持可能な最小量に抑えられる。この場合、バルブ体 5 1 A は、吸気チャンバ 6 1 とスロットルバルブ 5 1 上流側の吸気通路（以下、上流側吸気通路という。）7 1 A との間の隙間は閉塞するが、吸気チャンバ 6 1 とスロットルバルブ 5 1 下流側の吸気通路（以下、下流側吸気通路という。）7 1 B との間は連通させる。

これによって、スロットルバルブ 5 1 が閉じられてエンジン 1 0 が低負荷低回転時の場合、スロットルバルブ 5 1 下流側の吸気容積が、吸気チャンバ 6 1 の容積分だけ増大し、つまり、下流側吸気通路 7 1 B の容積（吸気管容積）と吸気チャンバ 6 1 の容積とを加算した容積に増大させる。

【 0 0 1 5 】

一方、スロットルバルブ 5 1 が全開の場合、図 3 に示すように、スロットルバルブ 5 1 のバルブ体 5 1 A が、パイプ部 3 1 B 側へ移動して上流側吸気通路 7 1 A と下流側吸気通路 7 1 B とを大開口で連通させる。この場合、バルブ体 5 1 A は、パイプ部 3 1 B の端部 3 1 C の内周面の全周に亘って接触してパイプ部 3 1 B を完全に閉じ、吸気チャンバ 6 1 とエンジン 1 0 への吸気通路との間の連通を完全遮断する。また、バルブ体 5 1 A は、パイプ部 3 1 B 内に完全に入り、しかも、このバルブ体 5 1 A の内周面 5 1 C が、スロットルバルブ 5 1 の上流側吸気通路 7 1 A と下流側吸気通路 7 1 B との間を段差や凹凸なく連通させる三次元形状に形成されるので、上流側吸気通路 7 1 A から下流側吸気通路 7 1 B へかけて吸気抵抗を低減した大開口の吸気通路にすることができる。

このようにして、スロットルバルブ 5 1 を開けた状態（全開状態）では、スロットルバルブ 5 1 により吸気チャンバ 6 1 を切り離し、スロットルバルブ 5 1 の下流側吸気容積を減少させることができる。

【 0 0 1 6 】

次に、エンジン 1 0 の吸気容積について説明する。

一般に、自動二輪車用エンジンでは、スロットル応答性や高比出力性能が要求されるため、四輪車用エンジンに比して吸気容積が小さく形成されている。

しかし、発明者等の検討によれば、吸気容積が小さいと低負荷低回転時に、吸気通路内の負圧が十分に高まらず（吸気通路内のガス密度が大きく）、同質量の新気を吸入する場合の吸気バルブ通過速度が低くなってしまう。

タンブル / スワール等の燃焼室 1 5 内の混合気の流れ（つまり、筒内乱れ）の源をなす吸入流れの運動エネルギーは、流入質量と速度の二乗の積に比例するので、吸気容積が小さいエンジンでは、低負荷低回転時に筒内乱れが極端に弱まり、着火遅れが増加し、燃焼速度が著しく低下してしまうと考えられる。

【 0 0 1 7 】

この点についてシミュレーションを行った。図 4 はシミュレーションモデルを説明する図であり、図 5 及び図 6 はシミュレーション結果を示している。なお、図 4 中、符号 7 1

10

20

30

40

50

Cがスロットルバルブ51の下流側吸気通路を示している。

このシミュレーションでは、下流側吸気通路71Cが小容積の場合（従来の自動二輪車相当（0.25L（リットル））と、大容積の場合（本例では1.25L））について比較検討した。また、その他の条件は、エンジン回転数 N_e が1000rpm/min、空燃比が理想空燃比（ストイキオメトリ）、平均有効圧IMEPが150kPa、及び、単気筒650ccである。

【0018】

図5は吸気行程及び圧縮行程の筒内圧 P_c の変化を示している。ここで、図5の縦軸が筒内圧 P_c を示し、横軸は、燃焼室15の容積比 V_s （燃焼室15の容積 V_{s1} /行程容積 V_c ）を示している。

10

図5に示すように、下流側吸気通路71Cが大容積の場合（実線で示す特性曲線f1A参照）、下流側吸気通路71Cが小容積の場合（二点鎖線で示す特性曲線f2A参照）に比して、吸気行程の開始当初から筒内圧 P_c が低く、かつ、この筒内圧 P_c の吸気行程終了までの変動量が小さくなることが判る。すなわち、吸気行程の平均圧が低くなることが判る。

また、図6は吸気行程の吸気流速 U_i の変化を示している。ここで、図6の縦軸が吸気流速 U_i を示し、横軸がクランク角度（ADTC（ピストン上死点後）の角度）を示している。この図に示すように、下流側吸気通路71Cが大容積の場合（実線で示す特性曲線f1B参照）には、下流側吸気通路71Cが小容積の場合（二点鎖線で示す特性曲線f2B参照）に比して、吸気流速 U_i が高くなり、吸気行程の平均流速が高くなることが判る。

20

【0019】

この図5及び図6によれば、下流側吸気通路71Cを大容積にすることで、吸気行程での筒内圧 P_c を低くすることができ、この筒内圧 P_c を低くすることで負圧（吸気通路内負圧）を高め（ガス密度を低くし）、吸気流速 U_i （吸気バルブ通過速度に相当）を高くすることが明らかである。これにより、タンプル/スワール等の筒内乱れを適切に発生させることができると共に、燃焼室15への混合気の充填効率も高めることができる。このことは、図5に示すように、下流側吸気通路71Cが大容積の場合の方が、圧縮行程時に筒内圧 P_c が高くなることから明らかである。

【0020】

30

また、図7は全行程の筒内圧 P_c の変化特性を示し、図8は燃焼工程の燃焼特性を示している。なお、図7の縦軸及び横軸は図5と同じであり、図8の縦軸は熱量 Q （仕事量 J にも相当）を示し、横軸はADTC（ピストン上死点後）のクランク角度を示している。

図7に示すように、下流側吸気通路71Cが大容積の場合（実線で示す特性曲線f1C参照）、下流側吸気通路71Cが小容積の場合（二点鎖線で示す特性曲線f2C参照）に比して、燃焼行程の開始当初から筒内圧 P_c が高くなり、かつ、この筒内圧 P_c の燃焼行程終了までの変動量も小さくなることが判り、すなわち、燃焼行程の平均圧が高くなる。

ここで、図8は図7に示す燃焼行程開始時に相当している。図8に示すように、下流側吸気通路71Cが大容積の場合（実線で示す特性曲線f1D参照）、熱量 Q （仕事量 J ）が10%から90%に至るまでに要する燃焼時間 T_1 が、下流側吸気通路71Cが小容積の場合（二点鎖線で示す特性曲線f2D参照）に要する燃焼時間 T_2 よりも大幅に短くなることが判る。

40

このことは下流側吸気通路71Cを大容積にすることで、燃焼時間が短くなることを示しており、すなわち、着火遅れを抑制し、燃焼速度を速めることができていることが判る。

【0021】

上述の特性曲線f2A～f2Dに示したように、吸気容積が小さいエンジンでは、着火遅れが増加し、燃焼速度が著しく低下してしまう。このため、（1）遅延燃焼のため熱効率が悪い、（2）濃い混合気（リッチ空燃比（当量比 ϕ が1.2以上）の混合気）を与えないと安定燃焼しない、（3）排気中の未燃HC（炭化水素）が多い等の問題が生じてし

50

まう。

これは燃費を悪化させるばかりでなく、特にエンジン始動直後は触媒の活性が低いため、未燃HC等の排出量が多い場合には、触媒容量の増大を招くほか、リッチ空燃比のために排気中の酸素濃度が低くなり、後処理で排気を浄化する二次空気導入装置が必要になってしまう。このため、燃費向上とエミッション低減が難しく、二次空気導入装置等の対策コストが増加してしまう。

【0022】

そこで、本実施形態では、上述したように、エンジン10が低負荷低回転時の場合に、そのときの下流側吸気通路71Cの容積に相当するスロットルバルブ51の下流側吸気容積を、吸気チャンバ61の容積分、増大させることで低負荷低回転時の燃焼悪化（着火遅れ及び燃焼速度の低下）を改善するようにしている。

10

一方、エンジン10が低負荷低回転時以外では、吸気容積を吸気チャンバ61の容積だけ小さくするので、従来の吸気容積が小さいエンジンと同様に、スロットル応答性や高出力性能の要求を満足することができ、具体的には、スロットル全開時の出力性能及を確保し、かつ、スロットル急開時のレスポンスの悪化を回避するようにしている。

【0023】

さらに、発明者等は、二次空気導入装置を廃止可能な燃焼改善効果（特に希薄混合気に対する燃焼のロバスト性の改善）が得られる吸気容積の検討を行い、この検討結果に基づき吸気容積を決定している。すなわち、最も負荷の低いアイドル状態においても理論空燃比で安定して燃焼が保証される吸気容積を検討し、この吸気容積となるように吸気チャンバ61の容積を決定している。

20

具体的には、発明者等は、吸気容積の目安として、吸気比容積 ξ = 吸気容積 V_i / 行程容積 V_c と定義し、また、燃焼のロバスト性を、平均有効圧IMEPの変動率COVで表し、吸気比容積 ξ を変化させた時の空燃比（当量比 ϕ ）に対する変動率COVの特性を実験によって求めた。なお、行程容積 V_c は、シリンダ室12Aの容積であり、単気筒エンジンの場合は排気量に相当する。

【0024】

図9は実験結果を示す図である。なお、この実験は、エンジン回転数 N_e を1200rpm/min、平均有効圧IMEPを70kPaで行っている。また、図中、符号COVmaxは、自動二輪車用エンジンとして安定したアイドルとみなせる変動率COVの上限値である。

30

例えば、従来の自動二輪車用エンジンでは吸気比容積 ξ が30%程度に設定されており、この場合、安定したアイドルのためには当量比 ϕ が1.2以上の濃い混合気が必要となり、後処理にて排気を浄化するには二次空気の導入が必要になることが判る。

【0025】

図9に示すように、吸気比容積 ξ の増加と共に変動率COVが上限値COVmaxを超える領域が希薄混合気側に推移し、吸気比容積 ξ が60%以上で理論空燃比（当量比 ϕ = 1）よりも希薄側になることが判った。

すなわち、本実験結果によれば、吸気比容積 ξ が60%未満の程度の吸気容積の増加では、二次空気導入装置を廃止できる程度にエミッション低減が低減せず、吸気比容積 ξ を60%以上に吸気容積を増加することで、二次空気導入装置を廃止することができるエミッション低減効果を得ることができることが判った。

40

【0026】

従って、吸気チャンバ61の容積を、スロットルバルブ51の下流側吸気通路71Bの容積との合算容積が、吸気比容積 ξ が60%以上となるように設定することで、混合気の当量比 ϕ が1.0以下でも燃焼が安定して燃費向上とエミッション低減とを図ることができ、二次空気導入装置を廃止できることが判った。

この場合、例えば、従来の自動二輪車用エンジンと同様に、吸気チャンバ61を含まない吸気容積（下流側吸気通路71Bに相当）の吸気比容積 ξ を30%程度にした場合、吸気チャンバ61を、下流側吸気通路71Bの少なくとも1倍以上の容積にすることで、全

50

体の吸気容積を２倍以上に増加して吸気比容積 ξ を６０％以上にすることができる。

【００２７】

本実施形態では、少なくともエンジン１０が低負荷低回転のときは混合気の当量比 ϕ が１．０以下となるようにインジェクタ３３により燃料噴射量が制御される。この場合、常に当量比 ϕ が１．０以下となる燃費重視の制御をしてもよいし、混合比を可変制御して走行性能重視の制御をしてもよい。混合比を可変制御する場合は、スロットルバルブ５１が所定開度以上開いた高負荷状態や高回転状態の場合に、当量比 ϕ が１．０を超える濃い混合気になるように燃料噴射量を制御することが好ましい。

【００２８】

以上説明したように、本実施形態によれば、スロットルバルブ５１が所定開度以下に閉じてエンジン１０が低負荷低回転のときに、スロットルバルブ５１の下流側吸気通路７１Ｂに連通するように成した吸気チャンバ６１を設けたので、低負荷低回転時の燃焼悪化（着火遅れ及び燃焼速度の低下）を改善することができる。従って、（１）遅延燃焼のため熱効率が悪い、（２）濃い混合気を与えないと安定燃焼しない、（３）排気中の未燃ＨＣ（炭化水素）が多い、といった事態を改善することができる。

しかも、本構成では、吸気チャンバ６１の容積を、吸気比容積 ξ が６０％以上となるように、つまり、少なくともスロットルバルブ５１の下流側吸気通路７１Ｂとの合算容積（吸気容積 V_i に相当）が行程容積 V_c の６０％以上となる容積に設定するので、確実に二次空気導入装置を廃止可能な程度まで希薄混合気に対する燃焼性を改善することができる。これにより、構成および制御を煩雑にすることなく、燃費向上とエミッション低減とを

【００２９】

また、本構成では、吸気チャンバ６１の容積を、スロットルバルブ５１の下流側吸気通路７１Ｂの少なくとも１倍以上の容積にすることで、従来の自動二輪車用エンジンと同様に吸気通路（下流側吸気通路７１Ｂの容積に相当）を小さくした場合でも、吸気比容積 ξ を確実に６０％以上にすることができる。このため、従来の自動二輪車への適用が容易である。

また、本構成では、吸気チャンバ６１を、スロットルバルブ５１により開閉されるパイプ部（開閉通路）３１を介してスロットルバルブ５１の下流側吸気通路７１Ｂに連通させたので、スロットルバルブ５１を吸気チャンバ６１の開閉機構に兼用させることができる。従って、この種の開閉機構や制御機構を別途設ける場合に比して、部品点数の低減及び小型化が可能であり、これによっても構成及び制御の煩雑化を回避できる。

さらに、本構成では、スロットルバルブ５１が全開の場合には、スロットルバルブ５１のバルブ体５１Ａがパイプ部３１Ｂ内に収容されるので、スロットルバルブ５１の上流側吸気通路７１Ａと下流側吸気通路７１Ｂとを大開口で連通させることができ、スロットル全開時の出力性能の悪化を最小限に抑えることができる。

【００３０】

< 第二実施形態 >

図１０及び図１１は第二実施形態を示す。第二実施形態では、エンジン１０が、各気筒の点火間隔が不等間隔とされた４サイクル２気筒エンジンであり、図１０に示すように、このエンジン１０のスロットルボディ３１が、２本の吸気管３０、３０を介してエンジン１０に接続されている。ここで、図１０は、スロットルボディ３１及びその周辺構成を機能的に示す図であり、図１１が実際の外観図を示している。

【００３１】

図１０に示すように、スロットルボディ３１は、吸気管３０、３０の各々に対応するスロットルバルブ５１、５１を備え、これらスロットルバルブ５１、５１がアクセル操作に応じて一体的に開閉する。また、このスロットルボディ３１のケース３１Ａには、スロットルバルブ５１、５１により各々開閉されるパイプ部（開閉通路）３１Ｂ、３１Ｂが一体的に形成され、これらパイプ部３１Ｂ、３１Ｂが連通路形成体８１を介して連通されるようになっている。この連通路形成体８１は、図１１に示すように、パイプ部３１Ｂ、３１

Bを最短距離で連通させる小型カバー形状に形成され、スロットルボディ31のケース31Aに複数本のボルト82を介して簡易に固定される。

【0032】

この実施形態では、スロットルバルブ51、51を閉じた場合、図10に示すように、パイプ部31B、31Bの両方が吸気管30、30（下流側吸気通路71B、71Bに相当）に連通するので、パイプ部31B、31Bを連通する連通路形成体81によって下流側吸気通路71B、71Bを互いに連通させることができる。この場合、一方の気筒が吸気行程のときは、他方の気筒は吸気行程ではないため、上記の連通により、一方の気筒の吸気に寄与する吸気容積を、他方の気筒の下流側吸気通路71Bの容積とを合わせた二倍の容積にすることができる。

10

このようにして、吸気容積を容易に二倍にできるので、下流側吸気通路71B、71Bの各々の吸気容積の吸気比容積 ξ を、従来の自動二輪車用エンジンと同様に30%程度にしておけば、吸気比容積 $\xi = 60\%$ 以上を容易に満足させることが可能である。

【0033】

このように、点火間隔が不等間隔の二気筒エンジン10において、スロットルバルブ51が所定開度以下に閉じてエンジン10が低負荷低回転のときに、一方の気筒に連通する下流側吸気通路71Bと他方の気筒に連通する下流側吸気通路71Bとを連通させるので、第一実施形態の吸気チャンバ61を別途設けることなく、吸気行程に供される吸気容積を増大することができる。すなわち、吸気行程ではない気筒側の吸気通路を吸気チャンバ61に代用し、これによって容易に吸気容積を増大させることができる。

20

しかも、吸気容積を二倍に増大できるので、下流側吸気通路71B、71Bの各々の吸気容積の吸気比容積 ξ を、従来の自動二輪車用エンジンと同様に小さくした場合でも、吸気比容積 ξ を容易かつ確実に60%程度にすることができる。

これらにより、本実施形態では、第一実施形態で説明した各種効果に加え、他方の吸気通路を吸気チャンバ61の代用にすることで、専用の吸気チャンバを別途設ける場合に比して小型化かつ部品点数の削減が可能である。

【0034】

以上、一実施形態に基づいて本発明を説明したが、本発明はこれに限定されるものでなく、種々の設計変形を行うことができる。例えば、上述した実施形態では、スロットルバルブ51を吸気チャンバ61（別の気筒の吸気通路を含む）に連通させる切換弁に兼用する場合を説明したが、これに限らず、スロットルバルブ51以外の切換弁を別途設けてもよい。

30

また、上述の第二実施形態では、独立吸気管方式の二気筒エンジンの吸気制御装置に本発明を適用する場合を説明したが、これに限らず、独立吸気管方式等の吸気容積が小さい多気筒エンジンに広く適用することができる。

さらに、本発明は、自動二輪車用エンジンの吸気制御装置に適用する場合に限らず、吸気容積が小さいエンジンの吸気制御装置に広く適用することができ、例えば、ATV（不整地走行車両）に分類される三輪車両や四輪車両等の他の車両用エンジンの吸気制御装置に適用可能である。

【図面の簡単な説明】

40

【0035】

【図1】本発明の第一実施形態に係る自動二輪車用エンジンを吸気系と共に示す図である。

【図2】スロットルバルブが閉状態のスロットルボディを周辺構成と共に示す図である。

【図3】スロットルバルブが開状態のスロットルボディを周辺構成と共に示す図である。

【図4】シミュレーションモデルを説明する図である。

【図5】吸気行程及び圧縮行程の筒内圧の変化を示す特性曲線図である。

【図6】吸気行程の吸気流速の変化を示す特性曲線図である。

【図7】全行程の筒内圧の変化を示す特性曲線図である。

【図8】燃焼工程の燃焼特性を示す図である。

50

【図 9】吸気比容積と当量比の関係を示す特性曲線図である。

【図 10】第二実施形態の吸気系を機能的に示す図である。

【図 11】第二実施形態の吸気系の外観図である。

【符号の説明】

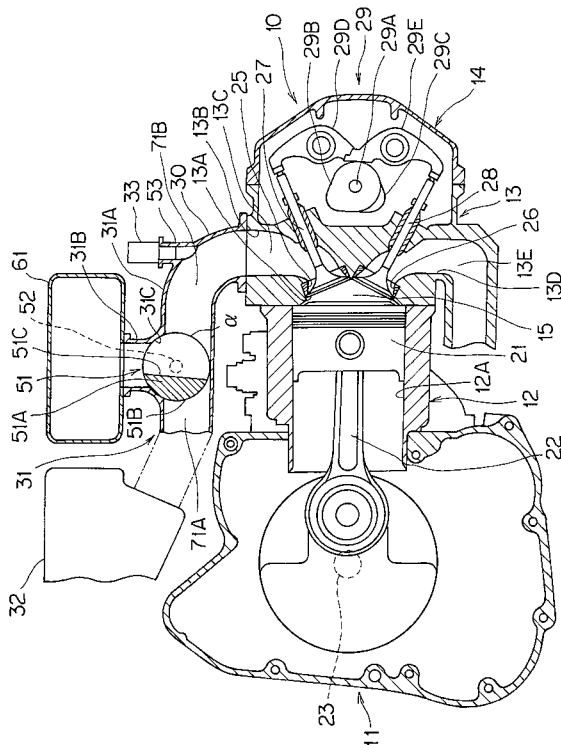
【0036】

- 10 エンジン（内燃機関）
- 11 クランクケース
- 12 シリンダブロック
- 12A シリンダ室（気筒）
- 13 シリンダヘッド
- 14 ヘッドカバー
- 15 燃焼室
- 21 ピストン
- 23 クランクシャフト
- 30 吸気管
- 31 スロットルボディ
- 31A スロットルボディケース
- 31B パイプ部（開閉通路）
- 32 エアクリーナ
- 33 インジェクタ（燃料噴射装置）
- 51 スロットルバルブ（吸気絞り弁）
- 61 吸気チャンバ
- 71A 上流側吸気通路
- 71B、71C 下流側吸気通路

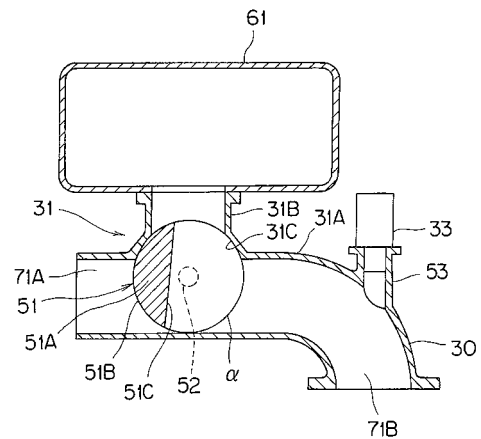
10

20

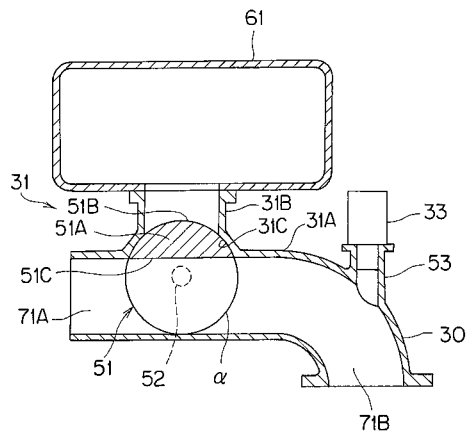
【図 1】



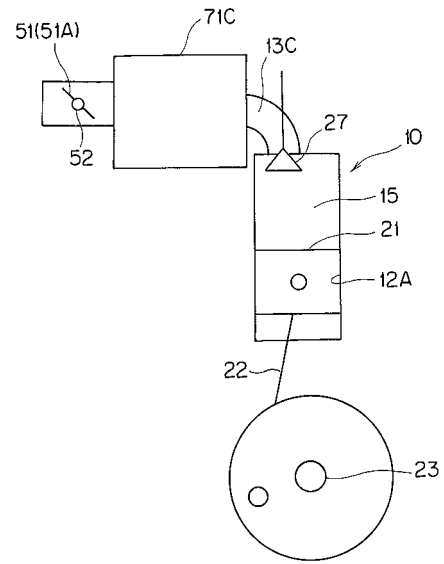
【図 2】



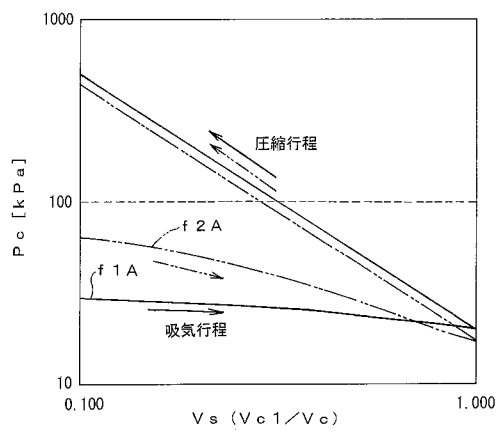
【図 3】



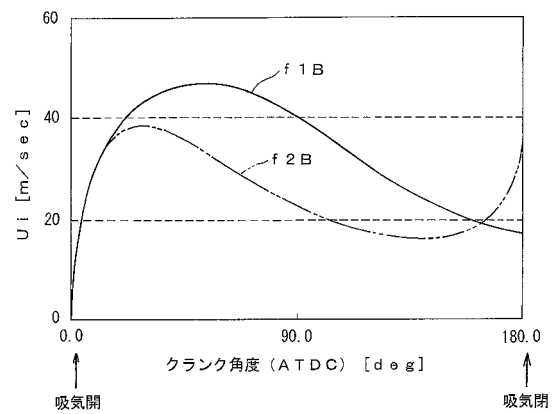
【図 4】



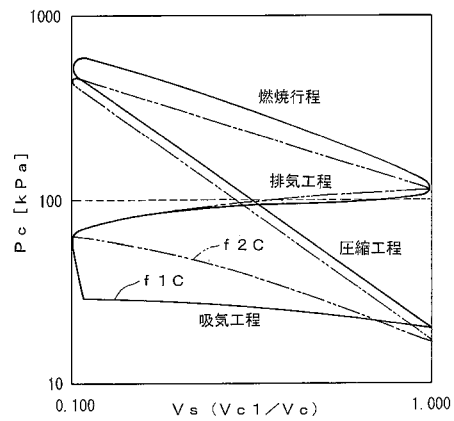
【図 5】



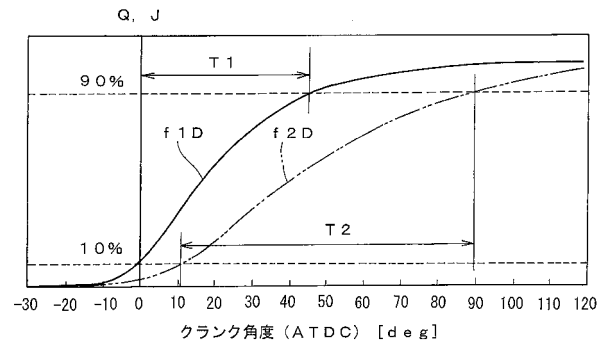
【図 6】



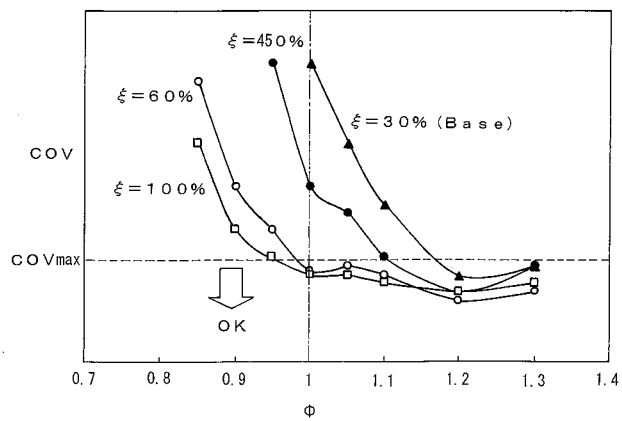
【図 7】



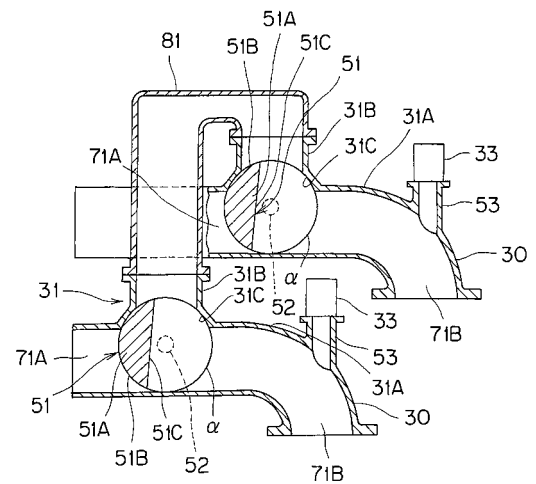
【図 8】



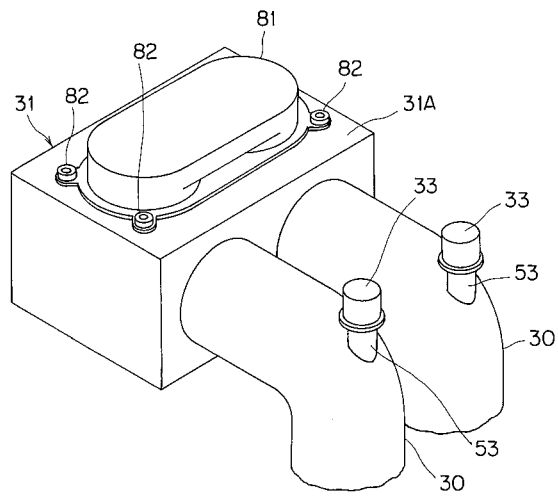
【図 9】



【図 10】



【図 11】



フロントページの続き

(72)発明者 堤崎 高司

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

Fターム(参考) 3G031 AA03 BA17 BA19 BB16 DA18 DA34 EA03 GA06 GA11 HA00
3G065 BA01 CA00 CA12 EA09 EA12 HA05 HA21