

(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2016-84735

(P2016-84735A)

(43) 公開日 平成28年5月19日(2016.5.19)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
FO2F 1/42 (2006.01)	FO2F 1/42 F	3G024
FO2F 1/00 (2006.01)	FO2F 1/00 A	
FO2B 31/00 (2006.01)	FO2B 31/00 3O1A	

審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 11 頁)

(21) 出願番号	特願2014-216891 (P2014-216891)	(71) 出願人	000006286
(22) 出願日	平成26年10月24日 (2014.10.24)		三菱自動車工業株式会社
			東京都港区芝五丁目33番8号
		(74) 代理人	110000785
			誠真 I P 特許業務法人
		(72) 発明者	小島 光高
			東京都港区芝五丁目33番8号 三菱自動車工業株式会社内
		(72) 発明者	村田 真一
			東京都港区芝五丁目33番8号 三菱自動車工業株式会社内
		(72) 発明者	木村 禎之
			東京都港区芝五丁目33番8号 三菱自動車工業株式会社内

最終頁に続く

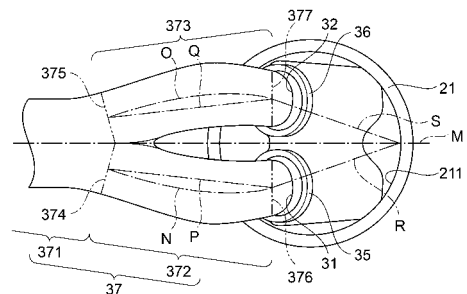
(54) 【発明の名称】 内燃機関

(57) 【要約】

【課題】 燃焼室に吸入される空気の流量が十分に確保される内燃機関を提供する。

【解決手段】 シリンダヘッドは、燃焼室に開口し、二つの吸気弁でそれぞれ開閉される二つの吸気口31、32と、燃焼室ごとに設けられ、二つの吸気口31、32のそれぞれに連通する吸気ポート37と、を含み、吸気ポート37は、上流側に設けられる一つの上流側ポート371と、下流側に設けられ、入口374、375が一つの上流側ポート371から分岐し、出口376、377がそれぞれ二つの吸気口31、32に連通する二つの下流側ポート372、373と、を有し、二つの下流側ポート372、373のうち少なくとも一つの下流側ポート372は、軸線Nが下流側ポート372の入口中心と出口中心とを結ぶ直線Pよりもシリンダヘッドの平面視において吸気弁配列方向外側に湾曲する。

【選択図】 図3



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

一気筒当たり二つの吸気弁を有する内燃機関であって、
シリンダライナを囲繞するシリンダブロックと、
該シリンダブロックに接合され、前記シリンダライナの内部を軸線方向に往復運動する
ピストンとの間に燃焼室を形成するシリンダヘッドと、
を備え、

前記シリンダヘッドは、

前記燃焼室ごとに開口し、二つの吸気弁でそれぞれ開閉される二つの吸気口と、

前記燃焼室ごとに設けられ、前記二つの吸気口のそれぞれに連通する吸気ポートと、を
含み、

前記吸気ポートは、上流側に設けられる一つの上流側ポートと、下流側に設けられ、入口が前記一つの上流側ポートから分岐し、出口がそれぞれ前記二つの吸気口に連通する二つの下流側ポートと、を有し、

前記二つの下流側ポートのうち少なくとも一方は、軸線が前記下流側ポートの入口中心と出口中心とを結ぶ直線よりも前記シリンダヘッドの平面視において吸気弁配列方向外側に湾曲することを特徴とする内燃機関。

【請求項 2】

前記二つの下流側ポートのうち少なくとも一方は、前記出口の断面形状が円形であり、前記下流側ポートの軸線と直交する流路断面積が前記出口の断面積以上であることを特徴とする請求項 1 に記載の内燃機関。

【請求項 3】

前記吸気ポートは、前記一つの上流側ポートと前記二つの下流側ポートのうち少なくとも一方とが前記シリンダヘッドの側面視において同一の直線上に配置されることを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載の内燃機関。

【請求項 4】

前記シリンダライナの軸線を通る吸排気方向に沿う面を対称面に前記二つの下流側ポートのうち一方と他方とが対称であることを特徴とする請求項 1～3 の何れか一項に記載の内燃機関。

【請求項 5】

前記二つの下流側ポートは、前記二つの下流側ポートの軸線をそれぞれ前記シリンダライナに向けて延長した場合に前記シリンダライナの内壁面又は内側で交差することを特徴とする請求項 4 に記載の内燃機関。

【請求項 6】

前記二つの下流側ポートは、前記シリンダヘッドの平面視において前記シリンダライナの外径よりも幅狭な領域に形成されることを特徴とする請求項 1～5 の何れか一項に記載の内燃機関。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、一気筒当たり二つの吸気弁を有する内燃機関に関する。

【背景技術】

【0002】

一気筒当たり二つの吸気弁を有する内燃機関が広く知られている。かかる内燃機関は、シリンダライナを囲繞するシリンダブロックと、シリンダブロックに接合され、シリンダライナの内部を往復運動するピストンとの間に燃焼室を形成するシリンダヘッドと、を備えている。シリンダヘッドは、燃焼室に開口し、二つの吸気弁でそれぞれ開閉される二つの吸気口と、燃焼室ごとに設けられ、吸入された空気を二つの吸気口に分配する吸気ポートと、を含んでいる。吸気ポートは、上流側に設けられる上流側ポートと、下流側に設けられ、入口が上流側ポートから分岐し、出口が吸気口に連通する下流側ポート（分岐ポー

10

20

30

40

50

ト)と、を有している(例えば、特許文献1参照)。

【0003】

かかる吸気ポートの上流側に一つのインジェクタ(燃料噴射装置)を設置する場合には、燃料噴射の制約上、吸気ポートが平面視Y字状に形成され、下流側ポートの軸線が、下流側ポートの入口中心と出口中心とを通る平面視直線上に配置される。そして、燃焼室に吸入される空気は、下流側ポートを通り燃焼室内壁に向かって流れる。これにより、空気は燃焼室内壁に沿って吸入されるが、空気は減少され、燃焼室に吸入される空気の流量は低下する。

特に、燃焼室に生成される縦渦(タンブル流)の強化を目的に、吸気口と排気口との間に側壁が設けられた場合には、空気の流れは当該側壁により阻害され、燃焼室に吸入される空気の流量の低下は顕著である。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】特開2007-309121号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

しかしながら、下流側ポートごとにインジェクタ(燃料噴射装置)を設置する場合には、燃料噴射の制約により、吸気ポートを平面視Y字状に形成する必要はない。

上記実情を鑑みて、本願発明は、燃焼室に吸入される空気の流量が十分に確保される内燃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】

【0006】

本発明は、一気筒当たり二つの吸気弁を有する内燃機関であって、シリンダライナを圍繞するシリンダブロックと、該シリンダブロックに接合され、前記シリンダライナの内部を軸線方向に往復運動するピストンとの間に燃焼室を形成するシリンダヘッドと、を備え、前記シリンダヘッドは、前記燃焼室ごとに開口し、二つの吸気弁でそれぞれ開閉される二つの吸気口と、前記燃焼室ごとに設けられ、前記二つの吸気口のそれぞれに連通する吸気ポートと、を含み、前記吸気ポートは、上流側に設けられる一つの上流側ポートと、下流側に設けられ、入口が前記一つの上流側ポートから分岐し、出口がそれぞれ前記二つの吸気口に連通する二つの下流側ポートと、を有し、前記二つの下流側ポートのうち少なくとも一方は、軸線が前記下流側ポートの入口中心と出口中心とを結ぶ直線よりも前記シリンダヘッドの平面視において吸気弁配列方向外側に湾曲する。

【0007】

本発明によれば、二つの下流側ポートのうち少なくとも一方の下流側ポートは、軸線が下流側ポートの入口中心と出口中心とを結ぶ直線よりもシリンダヘッドの平面視において吸気弁配列方向外側に湾曲するので、二つの下流側ポートのうち少なくとも一方の下流側ポートから吸入される空気の流線がシリンダの軸線を通る吸排気方向に沿う面に向かう。これにより、燃焼室内壁に沿って流れる空気が減少し、燃焼室内壁で生じる抵抗が小さくなるので、燃焼室に吸入される空気の流量が十分に確保される。

【0008】

本発明の一態様では、前記二つの下流側ポートのうち少なくとも一方は、前記出口の断面形状が円形であり、前記下流側ポートの軸線と直交する流路断面積が前記出口の断面積以上である。

このようにすれば、二つの下流側ポートのうち少なくとも一方の下流側ポートは、出口の断面形状が円形であり、下流側ポートの軸線と直交する流路断面積が出口の断面積以上であるので、二つの下流側ポートのうち少なくとも一方の下流側ポートから吸入される空気はスムーズに吸入される。

【0009】

10

20

30

40

50

本発明の一態様では、前記吸気ポートは、前記一つの上流側ポートと前記二つの下流側ポートのうち少なくとも一方とが前記シリンダヘッドの側面視において同一の直線上に配置される。

このようにすれば、内燃機関は、燃焼室内における縦渦の生成が強化され、効率的な燃焼が可能になる。

【0010】

本発明の一態様では、前記シリンダライナの軸線を通る吸排気方向に沿う面を対称面に前記二つの下流側ポートのうち的一方と他方とが対称である。

このようにすれば、一方の下流側ポートから吸入される空気の流量と他方の下流側ポートから吸入される空気の流量とを均一にすることができる。

10

【0011】

本発明の一態様では、前記二つの下流側ポートは、前記二つの下流側ポートの軸線をそれぞれ前記シリンダライナに向けて延長した場合に前記シリンダライナの内壁面又は内側で交差する。

このようにすれば、一方の下流側ポートから吸入される空気と他方の下流側ポートから吸入される空気とがシリンダの内壁面又は内側で干渉し、吸入された空気の全てがシリンダの内壁面に衝突するのを抑制する。これにより、空気が排気側となるシリンダの内壁面から受熱する受熱量を減少させることができ、内燃機関のノッキングを抑制できる。

【0012】

本発明の一態様では、前記二つの下流側ポートは、前記シリンダヘッドの平面視において前記シリンダライナの外径よりも幅狭な領域に形成される。

20

このようにすれば、シリンダのピッチ（ボア間ピッチ）を広げる必要がないので、シリンダヘッドの大型化を防止できる。

【発明の効果】

【0013】

以上説明したように、本発明によれば、燃焼室内壁に沿って流れる空気が減少し、燃焼室内壁で生じる抵抗が小さくなるので、燃焼室内における縦渦の生成が強化され、燃焼室に吸入される空気の流量が十分に確保される。

【図面の簡単な説明】

【0014】

30

【図1】本発明の実施形態に係る内燃機関の概略を示す縦断面図である。

【図2】図1に示した吸気ポートを示す側面模式図である。

【図3】図1に示した吸気ポートを示す平面模式図である。

【図4】図1に示した吸気ポートから吸入される空気とインジェクタから噴射される燃料の流れを示す側面模式図である。

【図5】図1に示した吸気ポートから吸入される空気とインジェクタから噴射される燃料の流れを示す平面模式図である。

【図6】リフト量とタンブル比との関係を示す図である。

【図7】リフト量と燃焼室に吸入される空気の流量との関係を示す図である。

【図8】タンブル比と流量係数との関係を示す図である。

40

【発明を実施するための形態】

【0015】

以下に添付図面を参照して、本発明に係る内燃機関に好適な実施形態を詳細に説明する。尚、この実施形態によりこの発明が限定されるものではなく、本実施形態で説明する構成の全てが本発明の解決手段として必須とされるものではない。

【0016】

図1は、本発明の実施形態に係る内燃機関1の概略を示す縦断面図である。また、図2は、図1に示した吸気ポートを示す側面模式図であり、図3は、図1に示した吸気ポートを示す平面模式図である。

本発明の実施形態に係る内燃機関（エンジン）1は、乗用車等の小型車両に搭載される

50

もので、複数の気筒（シリンダライナ）を有している。また、かかる内燃機関 1 は、一気筒当たり二つの吸気弁 1 1, 1 2 と二つの排気弁 1 3, 1 4 とを有している。

【0017】

図 1 に示すように、本発明の実施形態に係る内燃機関 1 は、シリンダブロック 2 と、シリンダブロック 2 に接合されるシリンダヘッド 3 とを備えて構成される。

シリンダブロック 2 は、単数又は複数のシリンダライナ 2 1 を囲繞するものであり、車両前後方向に複数のシリンダライナ 2 1 が設けられ、これらの下方域に共通する一つのクランクシャフト（図示せず）が回転可能に支持されている。シリンダライナ 2 1 は円筒形に形成され、シリンダライナ 2 1 の内部には軸線方向に往復運動するピストン 2 3 が収容されている。ピストン 2 3 は頭部が閉塞された円筒形状に形成され、その胴部には径方向に貫通するピン穴 2 3 1 が設けられている。また、ピストン 2 3 の胴部には、コネクティングロッド 2 4 の一端（スモールエンド）が収容され、ピン穴 2 3 1 を挿通するピストンピン 2 5 により、コネクティングロッド 2 4 の一端がピストン 2 3 に連結されている。

【0018】

クランクシャフトは、コネクティングロッド 2 4 とともに、ピストン 2 3 の往復運動（下降運動）を回転運動に変換するもので、クランクシャフトの回転中心を通る軸線に対して平行にクランクピン 2 2 1 を有している。そして、クランクピン 2 2 1 には、コネクティングロッド 2 4 の他端（ラージエンド）が連結されている。これにより、ピストン 2 3 の往復運動はクランクシャフトの回転運動に変換される。

【0019】

シリンダヘッド 3 は、シリンダライナ 2 1 の内部を軸線方向に往復運動するピストン 2 3 との間に燃焼室 5 を形成するものであり、シリンダブロック 2 に囲繞されたシリンダライナ 2 1 に対応する領域ごとに二つの吸気口 3 1, 3 2 と二つの排気口 3 3, 3 4 とが設けられている。シリンダライナ 2 1 に対応する領域ごとに設けられた二つの吸気口 3 1, 3 2 は、二つの吸気弁 1 1, 1 2 で開閉される。吸気口 3 1, 3 2 は、シリンダライナ 2 1 の配列方向に沿って一列に整列し、シリンダライナ 2 1 ごとに形成される燃焼室 5 に開口する。同様に、シリンダライナ 2 1 に対応する領域ごとに設けられた二つの排気口 3 3, 3 4 は、二つの排気弁 1 3, 1 4 で開閉される。排気口 3 3, 3 4 は、シリンダライナ 2 1 の配列方向に沿って一列に整列し、シリンダライナ 2 1 ごとに形成される燃焼室 5 に開口する。

【0020】

図 2 及び図 3 に示すように、吸気口 3 1, 3 2 には、それぞれバルブシート 3 5, 3 6 が設けられている。バルブシート 3 5, 3 6 は、吸気弁 1 1, 1 2 と密着して燃焼室 5 の気密を保持するとともに吸気弁 1 1, 1 2 が受けた熱をシリンダヘッド 3 に逃がすためのものであり、本実施形態では円環状に形成されたバルブシート 3 5, 3 6 がシリンダヘッド 3 に圧入されている。

【0021】

また、図 1 に示すように、シリンダヘッド 3 は、シリンダブロック 2 に囲繞されたシリンダライナ 2 1 に対応する領域ごとに吸気ポート 3 7 と排気ポート 3 8 とが設けられている。吸気ポート 3 7 は、シリンダヘッド 3 の平面視、シリンダライナ 2 1 の配列方向において、シリンダライナ 2 1 の外径よりも幅狭な領域に形成され、燃焼室 5 に開口する二つの吸気口 3 1, 3 2 に連通している。同様に、排気ポート 3 8 は、シリンダヘッド 3 の平面視、シリンダライナ 2 1 の配列方向においてシリンダライナ 2 1 の外径よりも幅狭な領域に形成され、燃焼室 5 に開口する二つの排気口 3 3, 3 4 に連通している。

【0022】

図 2 及び図 3 に示すように、吸気ポート 3 7 は、シリンダライナ 2 1 の配列方向と直交する方向（以下、「吸排気方向」という）に沿って設けられている。

吸気ポート 3 7 は、上流側ポート 3 7 1 と下流側ポート 3 7 3 とを有している。上流側ポート 3 7 1 は二つの吸気口 3 1, 3 2 に対して一つ設けられる流路であり、吸気ポートの上流側に設けられている。下流側ポート 3 7 2, 3 7 3 は一つの吸気口 3 1, 3 2 に一

10

20

30

40

50

つ設けられる流路であり、上流側ポート 371 の下流側に上流側ポート 371 から分岐して設けられている。したがって、下流側ポート 373 の入口 374, 375 が上流側ポート 371 から二つに分岐して設けられ、下流側ポート 372, 373 の出口 376, 377 が吸気口 31, 32 に設けられたバルブシート 35, 36 の入口近傍に設けられる。

【0023】

図 2 に示すように、本実施形態に係る吸気ポート 37 は、上流側ポート 371 と下流側ポート 372, 373 とがシリンダブロック 2 とシリンダヘッド 3 の境界面 K に対して狭角をなすシリンダヘッド 3 の側面視において一つの直線 L 上に設けられ、図 3 に示すように、シリンダライナ 21 の軸線を通る吸排気方向に沿う面 M を対称面にして面対称に設けられている。

10

【0024】

また、本実施形態に係る吸気ポート 37 は、下流側ポート 372, 373 の軸線 N, O が下流側ポート 372 の入口中心と出口中心とを結ぶ直線 P, Q よりもシリンダヘッド 3 の平面視において吸気弁配列方向外側に湾曲して設けられている。そして、下流側ポート 372, 373 の出口 376, 377 の断面形状が円形であり、下流側ポート 372, 373 の軸線 N, O と直交する流路断面積が下流側ポート 372, 373 の入口 374, 375 と出口 376, 377 との間で出口 376, 377 の断面積以上である。そして、二つの下流側ポート 372, 373 の軸線 N, O をそれぞれシリンダライナ 21 に向けて延長した延長線 R, S はシリンダライナ 21 の内壁面 211 又は内側で交差する。

【0025】

20

図 1 に示すように、シリンダヘッド 3 は、吸気口 31, 32 ごとにインジェクタ 41, 42 を備えている。インジェクタ 41, 42 は、燃料供給装置（図示せず）から供給された燃料を ECU 6 からの指令により燃焼室 5 に向けて噴射するものであり、本実施形態に係るインジェクタ 41, 42 は、側面視において下流側ポート 372, 373 の上流となる位置で、平面視において下流側ポート 372, 373 の軸線 N, O よりも吸気弁配列方向外側で軸線 T, U が吸排気方向に沿う面 M と平行に設置されている（図 5 参照）。

【0026】

図 4 は、図 1 に示した吸気ポート 37 から吸入される空気とインジェクタ 41, 42 から噴射される燃料の流れ（流線）を示す側面模式図であり、図 5 は、図 1 に示した吸気ポート 37 から吸入される空気とインジェクタ 41, 42 から噴射される燃料の流れ（流線）を示す平面模式図である。

30

図 4 及び図 5 に示すように、上述した本実施形態に係る内燃機関 1 は、吸気行程において、吸気弁 11, 12 が開放され、吸気ポート 37 から燃焼室 5 に空気が吸入されるとともに、インジェクタ 41, 42 から吸気口 31, 32 に向けて燃料が噴射される。

【0027】

吸気ポート 37 に吸入された空気は、上流側ポート 371 から二つの下流側ポート 372, 373 に向かって流れ、上流側ポート 371 から二つの下流側ポート 372, 373 に向かって流れる際に二つに分配される。そして分配された空気はそれぞれ下流側ポート 372, 373 の軸線 N, O に沿って流れる。一方、インジェクタ 41, 42 から吸気口 31, 32 に向けて噴射された燃料は下流側ポート 372, 373 に流れる空気に混合される。そして、燃料が混合された空気は、吸気口 31, 32 から燃焼室 5 に吸入される。

40

【0028】

吸気口 31, 32 から燃焼室 5 に吸入された空気は、下流側ポート 372, 373 の軸線 N, O をシリンダライナ 21 に向けて延長した延長線 R, S に沿って流れ、燃焼室 5 の内部に縦渦（タンブル流）を生成する（図 4 参照）。尚、一方の吸気口 31 から吸入された空気と他方の吸気口 32 から吸入された空気とは、シリンダライナ 21 の排気側となる内壁面 211 に到達する前に衝突し、シリンダライナ 21 の排気側となる内壁面 211 に衝突するのを抑制する。これにより、吸気口 31, 32 から燃焼室 5 に吸入された空気がシリンダライナ 21 の排気側となる内壁面 211 から受熱する受熱量が抑制される。

【0029】

50

上述した本実施形態に係る内燃機関 1 は、下流側ポート 372, 373 の軸線 N, O が下流側ポート 372, 373 の入口中心と出口中心とを結ぶ直線よりもシリンダヘッド 3 の平面視において吸気弁配列方向外側に湾曲するので、下流側ポート 372, 373 から吸入される空気の流線がシリンダライナ 21 の軸線を通る吸排気方向に沿う面 M に向かって流れる。これにより、燃焼室 5 の内壁面に沿って流れる空気が減少し、燃焼室 5 の内壁面で生じる抵抗が小さくなるので、燃焼室 5 に吸入される空気の流量が十分に確保される。

【0030】

また、内燃機関 1 は、上流側ポート 371 と下流側ポート 372, 373 とがシリンダブロック 2 とシリンダヘッド 3 の境界面 K に対して狭角をなす側面視一つの直線 L 上に設けられるので、燃焼室 5 内における縦渦の生成が強化され、効率的な燃焼が可能となる。

10

【0031】

また、上流側ポート 371 と下流側ポート 372 とがシリンダライナ 21 の軸線を通る吸排気方向に沿う面 M を対称面にして対称に設けられることにより、一方の下流側ポート 372 から吸入される空気の流量と他方の下流側ポート 373 から吸入される空気の流量とを均一にすることができる。

【0032】

また、内燃機関 1 は、下流側ポート 372, 373 の出口 376, 377 の断面形状が円形であり、下流側ポート 372, 373 の軸線 N, O と直交する流路断面積が下流側ポート 372, 373 の入口 374, 375 と出口 376, 377 との間で出口 376, 377 の断面積以上であるので、下流側ポート 372, 373 から吸入される空気はスムーズに吸入される。

20

【0033】

また、内燃機関 1 は、二つの下流側ポート 372, 373 の軸線 N, O をそれぞれシリンダライナ 21 に向けて延長した延長線 R, S がシリンダライナ 21 の内壁面 211 又は内側で交差するので、一方の吸気口 31 から吸入された空気と他方の吸気口 32 から吸入された空気とは、シリンダライナ 21 の排気側となる内壁面 211 に到達する前に衝突し、シリンダライナ 21 の排気側となる内壁面 211 に衝突するのを抑制する。これにより、吸気口 31, 32 から燃焼室 5 に吸入された空気がシリンダライナ 21 の排気側となる内壁面 211 から受熱する受熱量が抑制されるので、内燃機関 1 のノッキングを抑制できる。

30

【0034】

また、吸気ポート 37 と排気ポート 38 がシリンダヘッド 3 の平面視、シリンダライナ 21 の配列方向においてシリンダライナ 21 の外径よりも幅狭な領域に形成されるので、シリンダライナ 21 のピッチ（ボア間ピッチ）を広げる必要がないので、シリンダヘッド 3 の大型化を防止することができる。

【0035】

図 6 は、吸気弁 11, 12 のリフト量とタンブル比との関係を示す図であり、図 7 は、吸気弁 11, 12 のリフト量と燃焼室 5 に吸入される空気の流量との関係を示す図である。ここでは、背景技術の欄で説明した吸気ポートが平面視 Y 字状に形成され、下流側ポートの軸線が、下流側ポートの入口中心と出口中心とを通る平面投影視直線上に配置された内燃機関を比較対象とする。

40

【0036】

図 6 に示すように、吸気弁 11, 12 のリフト量とタンブル比との関係において、リフト量が小さい場合には、本実施形態に係る内燃機関 1 のタンブル比と比較対象とする内燃機関のタンブル比とは略同一であり、本実施形態に係る内燃機関 1 の優位性は認められない。しかしながら、リフト量が大きくなると本実施形態に係る内燃機関 1 のタンブル比は比較対象とする内燃機関のタンブル比を上まわり、本実施形態に係る内燃機関 1 の優位性が認められる。

【0037】

50

また、図 7 に示すように、吸気弁 1 1, 1 2 のリフト量と燃焼室 5 に吸入される空気の流量との関係において、リフト量が小さい場合には、本実施形態に係る内燃機関 1 の流量と比較対象とする内燃機関の流量とは略同一であり、本実施形態に係る内燃機関 1 の優位性は認められない。しかしながら、リフト量が大きくなると本実施形態に係る内燃機関 1 の流量は比較対象とする内燃機関の流量を上まわり、本実施形態に係る内燃機関 1 の優位性が認められる。

【0038】

図 8 は、タンブル比と流量係数との関係を示す図である。

図 8 に示すように、一般に、タンブル比と流量係数とはトレードオフの関係にありタンブル比を小さくすると流量係数が小さくする関係にある。しかしながら、本実施形態に係る内燃機関 1 は、タンブル比が大きくしても流量係数を高く維持することができる。

10

【0039】

以上説明したように、本実施形態に係る内燃機関 1 は、流量係数を高く維持し、タンブル比を大きくすることができるので、燃焼室 5 に吸入される空気の流量が十分に確保される。

【産業上の利用可能性】

【0040】

以上説明したように、本発明によれば、燃焼室に流入される空気の流量が十分に確保されるので、内燃機関全般に有効に利用可能である。

【符号の説明】

20

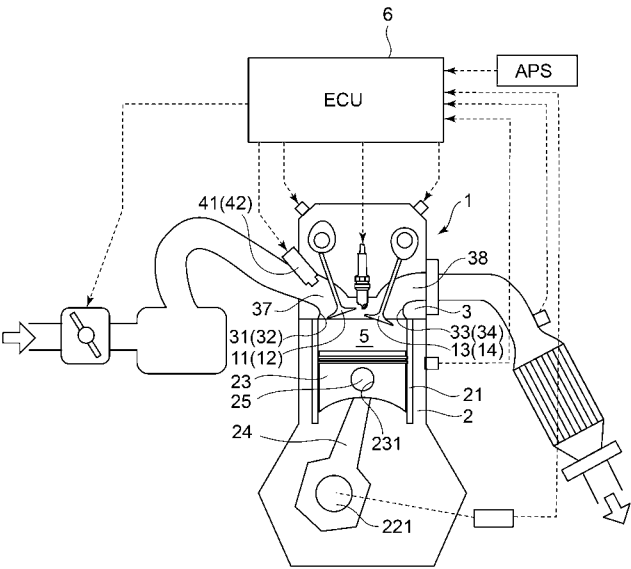
【0041】

- 1 内燃機関
- 1 1, 1 2 吸気弁
- 1 3, 1 4 排気弁
- 2 シリンダブロック
- 2 1 シリンダライナ
- 2 1 1 内壁面
- 2 2 1 クランクピン
- 2 3 ピストン
- 2 3 1 ピン穴
- 2 4 コネクティングロッド
- 2 5 ピストンピン
- 3 シリンダヘッド
- 3 1, 3 2 吸気口
- 3 3, 3 4 排気口
- 3 5, 3 6 バルブシート
- 3 7 吸気ポート
- 3 7 1 上流側ポート
- 3 7 2, 3 7 3 下流側ポート
- 3 7 4, 3 7 5 入口
- 3 7 6, 3 7 7 出口
- 3 8 排気ポート
- 4 1, 4 2 インジェクタ
- 5 燃焼室

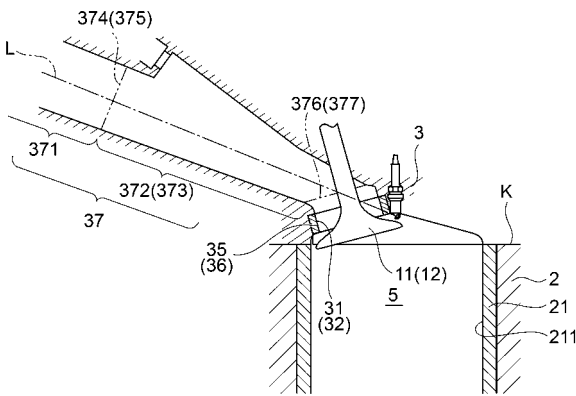
30

40

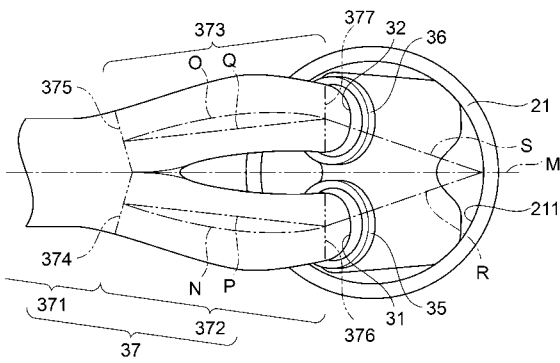
【図 1】



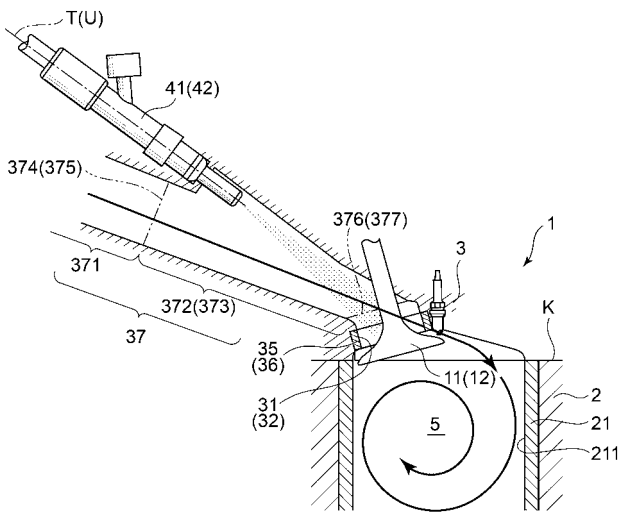
【図 2】



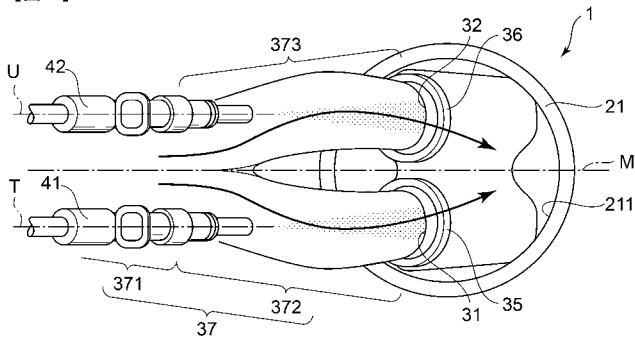
【図 3】



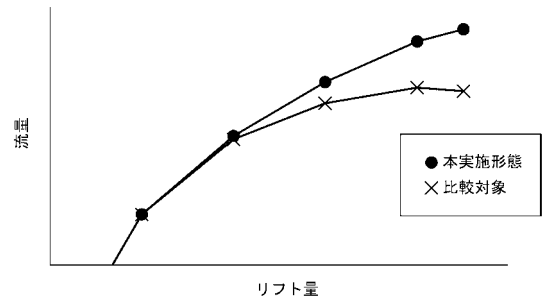
【図 4】



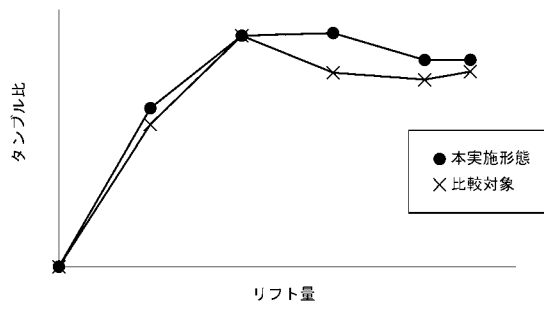
【図 5】



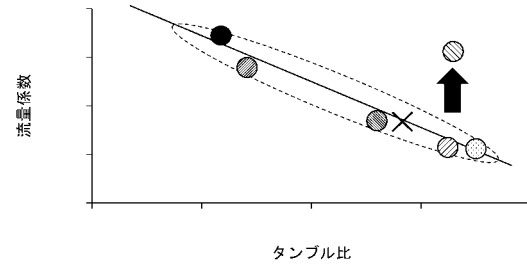
【図 7】



【図 6】



【図 8】



フロントページの続き

- (72)発明者 小島 一洋
東京都港区芝五丁目 3 3 番 8 号 三菱自動車工業株式会社内
- (72)発明者 田中 大
東京都港区芝五丁目 3 3 番 8 号 三菱自動車工業株式会社内
- (72)発明者 野中 一成
東京都港区芝五丁目 3 3 番 8 号 三菱自動車工業株式会社内
- Fターム(参考) 3G024 AA02 AA09 DA05 DA06