

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2016 年 6 月 2 日(02.06.2016)



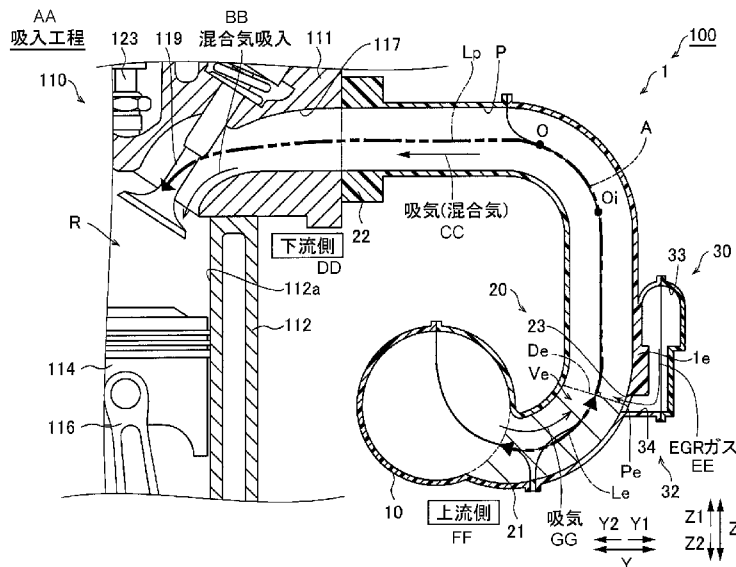
(10) 国際公開番号

WO 2016/084576 A1

- (51) 国際特許分類:
F02M 26/17 (2016.01) F02M 35/112 (2006.01)
F02M 35/10 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2015/081216
- (22) 国際出願日: 2015 年 11 月 5 日(05.11.2015)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2014-237318 2014 年 11 月 25 日(25.11.2014) JP
- (71) 出願人: アイシン精機株式会社(AISIN SEIKI KABUSHIKI KAISHA) [JP/JP]; 〒4488650 愛知県刈谷市朝日町 2 丁目 1 番地 Aichi (JP).
- (72) 発明者: 伊藤 篤史(ITO, Atsushi); 〒4488650 愛知県刈谷市朝日町 2 丁目 1 番地 アイシン精機株式会社内 Aichi (JP).
- (74) 代理人: 宮園 博一(MIYAZONO, Hirokazu); 〒5320011 大阪府大阪市淀川区西中島 5 丁目 1 3 番 9 号 新大阪MTビル 1 号館 Osaka (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): 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, IR, IS, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, 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, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (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), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).
- 添付公開書類:
— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

(54) Title: INTAKE DEVICE FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(54) 発明の名称: 内燃機関の吸気装置



AA Intake process
BB Air-fuel mixture intake
CC Intake (air-fuel mixture)
DD Downstream side
EE EGR gas
FF Upstream side
GG Intake

(57) Abstract: In the present invention, in an intake device for an internal combustion engine, EGR gas introduction ports of a plurality of EGR gas distribution pipes are each provided at a position at which the volume of an intake port from a surge tank to the EGR gas introduction port is equal to or greater than the volume of EGR gas introduced into the intake pipe from the EGR gas distribution pipe in one cycle of the internal combustion engine, such position also being closer to the surge tank than the center in the flow direction of the intake port.

(57) 要約: この内燃機関の吸気装置では、複数の EGR ガス分配管の EGR ガス導入口は、サージタンクから EGR ガス導入口までの吸気ポートの容積が内燃機関の 1 サイクルの間に EGR ガス分配管から吸気管に導入される EGR ガスの容積以上になる位置で、かつ、吸気ポートの流通方向の中心よりもサージタンク側の位置に設けられている。

WO 2016/084576 A1

明 細 書

発明の名称： 内燃機関の吸気装置

技術分野

[0001] 本発明は、内燃機関の吸気装置に関する。

背景技術

[0002] 従来の内燃機関の吸気装置において、EGRガスをサージタンクに導入するとともに、吸気の脈動や共鳴を利用して燃焼室内に多くの吸気を吸入する慣性過給効果を利用する構成が知られている。ここで、慣性過給効果を発揮させるために、内燃機関の吸気装置では、サージタンクから内燃機関の燃焼室までの吸気ポートの長さをある程度確保する必要がある。このため、EGRガスをサージタンクに導入する場合には、EGRガスをサージタンクに導入してから実際にEGRガスが内燃機関の燃焼室に入るまでに時間がかかる。したがって、EGRガスのサージタンクへの導入タイミングと実際のEGRガスの燃焼室への導入タイミングとの間の時間的なずれが大きくなり、この結果、EGRガスの過渡応答性が低下するという不都合があった。

[0003] そこで、従来、複数の気筒を有する内燃機関の各々に接続される複数の吸気管にガスを分配して、各々の吸気ポートにガスを導入する内燃機関の吸気装置が提案されている。このような内燃機関の吸気装置は、たとえば、特開2006-241992号公報や特開2003-239816号公報に開示されている。

[0004] 特開2006-241992号公報には、集合管（サージタンク）と、集合管から4つに分岐する分岐管（吸気管）と、各々の分岐管に接続され、PCVガスを分配するためのガス通路とを備える吸気マニホールドが開示されている。この特開2006-241992号公報の吸気マニホールドでは、ガス通路は、エンジン近傍において各々の分岐管に接続されており、その結果、PCVガスは、エンジン近傍に設けられたPCVガス導入口から分岐管に導入されるように構成されている。

[0005] また、特開 2003-239816 号公報には、コレクタ（サージタンク）およびシリンダヘッドに各々接続され、4 つに分岐するブランチ通路（吸気管）を備える吸気マニホールドが開示されている。この特開 2003-239816 号公報の吸気マニホールドは、ブランチ通路とコレクタとの接続部分に設けられたコレクタ側フランジ部を備えており、コレクタ側フランジ部には、PCV ガスが供給される分配通路と、分配通路から各々のブランチ通路に PCV ガスを導入するための分岐通路とが設けられている。つまり、PCV ガスは、コレクタ近傍に設けられた PCV ガス導入口からブランチ通路に導入されるように構成されている。

[0006] 上記した特開 2006-241992 号公報および特開 2003-239816 号公報に記載の PCV ガス導入口の構成を EGR ガス導入口の構成に適用することも可能である。

先行技術文献

特許文献

[0007] 特許文献1：特開 2006-241992 号公報

特許文献2：特開 2003-239816 号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0008] しかしながら、特開 2006-241992 号公報に記載された吸気マニホールドの構成を適用して EGR ガス導入口をエンジン近傍に設けた場合には、EGR ガスの過渡応答性は改善するものの、エンジン近傍の吸気に働く負圧が大きい領域において、他の分岐管とガス通路を介して連通するため、所定の分岐管の吸気と他の分岐管から侵入する吸気との干渉の度合いが大きくなるという不都合がある。このため、吸気の流れが大きく乱されることに起因して慣性過給効果が低下して、エンジンの燃焼室内に取り込まれる空気の量が減少してしまい、その結果、エンジンでのトルクが低下するという問題点がある。

[0009] また、特開 2003-239816 号公報に記載された吸気マニホールドの構成を適用して EGR ガス導入口をコレクタ近傍に設けた場合には、所定のブランチ通路の吸気と他のブランチ通路から侵入する吸気との干渉の度合いは小さいものの、EGR ガスがコレクタに逆流することに起因して、コレクタを介して別のブランチ通路にガスが流出してしまうという不都合がある。このため、各々のブランチ通路に分配される EGR ガスの量にばらつきが生じるという問題点がある。

[0010] この発明は、上記のような課題を解決するためになされたものであり、この発明の 1 つの目的は、慣性過給効果が低下するのを抑制して内燃機関でのトルクが低下するのを抑制しつつ、各々の吸気管に分配される EGR ガスの量にばらつきが生じるのを抑制することが可能な内燃機関の吸気装置を提供することである。

課題を解決するための手段

[0011] 上記目的を達成するために、この発明の一の局面における内燃機関の吸気装置は、複数の気筒を有する内燃機関の気筒にそれぞれ接続される複数の吸気管と、複数の吸気管の上流に配置されるサージタンクとを含む吸気装置本体と、複数の吸気管にそれぞれ EGR ガスを分配する EGR ガス導入口を有する複数の EGR ガス分配管を含む EGR ガス分配通路と、を備え、サージタンクから内燃機関の燃焼室までの吸気ポートの長さは、慣性過給効果を発揮することが可能な長さを有しており、複数の EGR ガス分配管の EGR ガス導入口は、サージタンクから EGR ガス導入口までの吸気ポートの容積が内燃機関の 1 サイクルの間に EGR ガス分配管から吸気管に導入される EGR ガスの容積以上になる位置で、かつ、吸気ポートの流通方向の中心よりもサージタンク側の位置に設けられている。

[0012] この発明の一の局面による内燃機関の吸気装置では、内燃機関の吸入行程終了後に吸気管内に流入した EGR ガスがサージタンク側に逆流したとしても、EGR ガスがサージタンク内に流入する前に、内燃機関の次のサイクルの吸入行程において吸気ポート内の EGR ガスが内燃機関の燃焼室に吸入さ

れるので、EGRガスがサージタンク内に流入するのを抑制することができる。これにより、吸気ポートに分配されたEGRガスが、サージタンクを介して他の吸気ポートに流入するのを抑制することができるので、各々の吸気管に分配されるEGRガスの量にばらつきが生じるのを抑制することができる。さらに、EGRガスをサージタンクに導入しないので、EGRガスの過渡応答性が低下するのも抑制することができる。また、複数のEGRガス分配管のEGRガス導入口を、吸気ポートの流通方向の中心よりもサージタンク側の位置に設けることによって、吸気ポートの流通方向の中心よりも内燃機関側に設ける場合と比べて、EGRガス導入口を内燃機関から十分に離間した位置に設けることができるので、所定の吸気ポートと他の吸気ポートから侵入する吸気との干渉の度合いを小さくすることができる。これにより、吸気の流れが乱されて慣性過給効果が低下するのを抑制することができるので、内燃機関の燃焼室内に取り込まれる空気の量が減少するのを抑制することができる。したがって、内燃機関でのトルクが低下するのを抑制することができる。

[0013] 上記一の局面による内燃機関の吸気装置において、好ましくは、複数のEGRガス分配管のEGRガス導入口は、下記式(1)によって規定される位置で、かつ、吸気ポートの中心よりもサージタンク側の位置に設けられている。

[数1]

$$Le = Vs \times Re \times C / Se \quad \cdots (1)$$

上記式(1)において、 Le は、サージタンクからEGRガス導入口までの吸気ポートの長さであり、 Vs は、1気筒当たりの行程容積(=1気筒当たりの排気量)であり、 Re は、内燃機関の燃焼室に吸入される気体中に含まれるEGRガスの割合としてのEGR率(100%を1とする)であり、 C は1以上の係数であり、 Se は、サージタンクからEGRガス導入口まで

の吸気ポートの断面積である。

[0014] このように構成すれば、式（１）により規定される位置にEGRガス導入口を設けることによって、EGRガスがサージタンク内に流入するのを抑制することができるので、各々の吸気管に分配されるEGRガスの量にばらつきが生じるのを抑制することができる。

[0015] この場合、好ましくは、複数のEGRガス分配管のEGRガス導入口は、係数Cが1.1以上1.5以下である場合に式（１）によって規定される位置に設けられている。

[0016] このように構成すれば、EGRガス導入口を係数Cが1.1以上である場合に式（１）によって規定される位置に設けることによって、EGRガスがサージタンク内に流入するのを確実に抑制することができる。また、EGRガス導入口を係数Cが1.5以下である場合に式（１）によって規定される位置に設けることによって、EGRガス導入口の位置を吸気ポートの流通方向の中心よりもサージタンク側に確実に設けることができるので、EGRガス導入口を内燃機関から十分に離間した位置に確実に設けることができる。

[0017] 上記一の局面による内燃機関の吸気装置において、好ましくは、EGRガス分配管を含むEGRガス分配通路は、下流に向かって水平または下り勾配で形成されており、EGRガス導入口は、EGRガス分配管の最下部に位置する。

[0018] このように構成すれば、EGRガスに含まれる水分が低温環境下で凝縮されることによって発生した凝縮水が、EGRガス分配通路内に滞留するのを抑制することができる。これにより、急激な内燃機関の高回転などに起因して、EGRガス分配通路に滞留した多くの凝縮水が吸気管を介して一度に燃焼室内に吸い込まれてしまうのを抑制することができる。

[0019] 上記一の局面による内燃機関の吸気装置において、好ましくは、EGRガス分配通路は、吸気装置本体と一体的に設けられている。

[0020] このように構成すれば、吸気装置本体とEGRガス分配通路との間で壁を共有することができるので、吸気装置をより軽量かつ小型な形状とすること

ができる。

[0021] 上記一の局面による内燃機関の吸気装置において、好ましくは、サージタンクから内燃機関の燃焼室までの吸気ポートの長さは、下記の式（2）によって規定される長さL以上であることによって、慣性過給効果を発揮することが可能な長さを有している。

[数2]

$$L = \left(\frac{a \times \theta}{12 \pi \times N} \right)^2 \times \frac{S_p}{V} \quad \cdots (2)$$

上記式（2）において、aは、音速（m／s）であり、θは、内燃機関のインテークバルブの作用角（度）であり、Nは、内燃機関の最大トルク点における内燃機関の回転数（rpm）であり、Spは、吸気ポートの断面積（m²）であり、Vは、1気筒当たりの内燃機関の燃焼室の容積（m³）である。

[0022] このように構成すれば、吸気ポートを、少なくとも内燃機関の最大トルク点において慣性過給効果を発揮することが可能な長さを有するように形成することができる。

図面の簡単な説明

[0023] [図1]本発明の一実施形態による吸気装置がエンジンに取り付けられた状態を示した断面図である。

[図2]本発明の一実施形態による吸気装置を示した正面図である。

[図3]本発明の一実施形態による吸気装置を示した側面図である。

[図4]本発明の一実施形態によるエンジンのサイクルを説明するための模式図である。

[図5]本発明の一実施形態による吸入行程における吸気装置の状態を説明するための断面図である。

[図6]本発明の一実施形態による吸入行程以外の行程における吸気装置の状態を説明するための断面図である。

[図7]本発明の一実施形態による吸気装置における、サージタンクからEGRガス導入口までの吸気ポートの長さに対するEGR率の気筒間ばらつきを示したグラフである。

発明を実施するための形態

[0024] 以下、本発明の実施形態を図面に基づいて説明する。

[0025] 図1～図7を参照して、本発明の一実施形態による直列4気筒のエンジン110（内燃機関の一例）の吸気装置100の構成について説明する。なお、以下では、直列4気筒のエンジン110を基準とした場合にX軸に沿って各気筒が配置されており、水平面内でX軸に直交する方向をY軸方向とし、Z軸方向を上下方向として説明を行う。

[0026] 本発明の一実施形態による吸気装置100は、図1に示すように、直列4気筒のエンジン110に搭載されている。なお、エンジン110の4つの気筒は、図1の紙面奥側（X1側）から手前側（X2側）に向かってX方向（図2参照）に並んで配置されている。また、吸気装置100は、吸気装置本体1と、吸気装置本体1に取り付けられるEGRガス分配部30とから構成されている。

[0027] また、吸気装置本体1は、サージタンク10と、サージタンク10の下流に配置される吸気管部20とから構成されている。また、吸気装置本体1では、吸気路としてのエアクリーナ（図示せず）およびスロットルバルブ（図示せず）を介して吸気がサージタンク10に流入される。

[0028] サージタンク10および吸気管部20は共に樹脂（ポリアミド樹脂）製である。吸気装置本体1およびEGRガス分配部30は、各々が樹脂製の第1ピース1aと第2ピース1bと第3ピース1cと第4ピース1dとを振動溶着により接合することにより一体化されている。ここで、第1ピース1aは、サージタンク10の約半分を構成するとともに、第2ピース1bは、サージタンク10の残り約半分とサージタンク10に繋がる吸気管部20の約半分とを構成している。さらに、第3ピース1cは、吸気管部20の約半分とEGRガス分配部30の約半分とを構成している。また、第4ピース1dは

、EGRガス分配部30の約半分を構成している。したがって、EGRガス分配部30は、吸気装置本体1のY1側で吸気装置本体1と一体的に設けられており、この結果、吸気装置本体1とEGRガス分配部30との間で壁1eが共有されている。

[0029] 吸気管部20は、サージタンク10に蓄えられた吸気をエンジン110の4つの各気筒に分配する役割を有する。なお、吸気管部20における矢印Z2方向側がサージタンク10に接続される吸気の上流側であり、矢印Z1方向側がエンジン110（シリンダヘッド111）に接続される吸気の下流側である。

[0030] また、図2に示すように、サージタンク10は、エンジン110（図1参照）の気筒列（X方向）に沿って延びるように形成されている。また、吸気管部20は、4つの吸気管21（吸気管21a～21d）を有しており、X1側から順に、吸気管21a、21b、21cおよび21dが並ぶように設けられている。すなわち、吸気管21a～21dは、エンジン110の気筒列に沿って配置されており、それぞれ、対応する気筒に接続されている。

[0031] また、図2および図3に示すように、各々の吸気管21の一方端（Z2側）が、サージタンク10の側部10aに接続されている。つまり、吸気管21の上流側に、サージタンク10が配置されている。また、各々の吸気管21の他方端（Z1側）は、共通のフランジ部22を介してシリンダヘッド111にそれぞれ接続されている。また、フランジ部22は、図3に示すように、第2ピース1bに一体的に形成されている。なお、図2では、吸気装置本体1に対して紙面奥側（Y2側、図1参照）に位置するエンジン110の図示を便宜的に省略し、図3では、吸気装置本体1に対してY2側に位置するエンジン110の図示を便宜的に省略している。

[0032] エンジン110は、図1に示すように、シリンダヘッド111と、シリンダブロック112と、クランクケース113とを含んでいる。シリンダブロック112の内部には、4つの各気筒にそれぞれ対応する4つのシリンダ部112aが設けられている。このシリンダ部112aは、上下方向（Z方向

）に延びるように形成されている。また、４つのシリンダ部１１２aには、４つの各気筒にそれぞれ対応するピストン１１４が上死点から下死点までＺ方向に摺動可能なように配置されている。

[0033] クランクケース１１３の内部には、気筒列（Ｘ方向）に沿って延びるクランクシャフト１１５が配置されている。そして、４つの各気筒にそれぞれ対応するピストン１１４は、コンロッド１１６を介して伝達されたクランクシャフト１１５からの駆動力によって、シリンダ部１１２aをＺ方向に摺動するように構成されている。

[0034] また、エンジン１１０の内部には、シリンダヘッド１１１、シリンダ部１１２aおよびピストン１１４により、４つの各気筒にそれぞれ対応する燃焼室Ｒが形成されている。ここで、燃焼室Ｒの容積Ｖは、ピストン１１４の下死点の位置における、シリンダヘッド１１１、シリンダ部１１２aおよびピストン１１４によって形成される空間の容積であり、一般的に、ピストン１１４の下死点から上死点までの行程Ｋにおける容積（行程容積 V_s ）の約１．１倍である。なお、行程容積 V_s は、１気筒当たりの排気量に相当し、シリンダ部１１２aの断面積 S_s と行程Ｋとから、 $V_s = S_s \times K$ として算出される。

[0035] また、シリンダヘッド１１１には、４つの各気筒にそれぞれ対応する４つの吸気通路１１７（吸気通路１１７a～１１７d）と、４つの排気通路１１８とが設けられている。吸気通路１１７は、燃焼室Ｒと吸気管２１とを連通させる機能を有している。また、吸気管２１と吸気通路１１７とにより、各気筒の吸気ポートＰが構成されている。つまり、吸気管２１a～２１dと吸気通路１１７a～１１７dとにより、各気筒の吸気ポート $P_a \sim P_d$ がそれぞれ構成されている。なお、吸気ポートＰとは、サージタンク１０と吸気管２１との接続部から吸気通路１１７と燃焼室Ｒとの接続部までの領域を意味している。ここで、４つの吸気ポート $P_a \sim P_d$ は略同じ形状を有しており、その結果、略同じ全長 L_p （図５および図６参照）を有している。また、排気通路１１８は、燃焼室Ｒと排気ガス管１３０とを連通させる機能を有し

ている。

[0036] また、シリンダヘッド111には、4つの各気筒にそれぞれ対応する4つのインテークバルブ119と、4つのエキゾーストバルブ120とが設けられている。インテークバルブ119は、吸気通路117と燃焼室Rとの接続部を開閉する機能を有している。エキゾーストバルブ120は、排気通路118と燃焼室Rとの接続部を開閉する機能を有している。また、インテークバルブ119およびエキゾーストバルブ120の上側には、それぞれ、気筒列(X方向)に沿って延びるカムシャフト121および122が配置されている。そして、カムシャフト121および122の回転により、それぞれ、インテークバルブ119およびエキゾーストバルブ120が移動することによって、各々の接続部が開閉されるように構成されている。また、シリンダヘッド111には、燃焼室R内の混合気(吸気とEGRガスとの混合気)を燃焼させるためのスパークプラグ123が取り付けられている。

[0037] また、エンジン110は、燃焼室Rから排出された排気ガスの一部であるEGR(Exhaust Gas Recirculation)ガスが、吸気装置本体1およびEGRガス分配部30を介して再循環されるように構成されている。具体的には、排気ガス管130の途中には、EGRガス管140の一方端が接続されている。また、EGRガス管140の他方端は、吸気装置本体1のEGRガス分配部30に接続されている。これにより、EGRガスは、排気ガス管130から、EGRガス管140、EGRガス分配部30、4つの吸気装置本体1および吸気通路117(4つの吸気ポートP)を介して、4つの燃焼室Rにそれぞれ再度供給されるように構成されている。

[0038] また、EGRガス管140の途中には、EGRガスの再循環量を制御するEGRバルブ150が設けられている。

[0039] また、EGRガスには、水分(水蒸気)が含まれている。ここで、排気ガスから分離されたEGRガスは、通常、約100℃前後まで冷却された後、吸気装置本体1に導入される。なお、外気温が低い寒冷地の場合には、さら

にEGRガスが冷却されることによって、EGRガス分配部30内に凝縮水が発生する場合がある。

[0040] また、図1および図2に示すように、EGRガス分配部30は、エンジン110に再循環されるEGRガスを各気筒に対応した吸気管21（吸気ポートP）に分配する役割を有している。この際、EGRガスは、気筒間にトルクや馬力のばらつきが生じるのを抑制するために、4つの吸気ポートP（吸気ポートPa～Pd）に略均等に分配されるように構成されている。

[0041] また、EGRガス分配部30は、図2に示すように、EGRガス管140の他方端が接続されるフランジ部31と、EGRガスが流通するEGRガス分配通路32とを含んでいる。EGRガス分配通路32は、フランジ部31に接続される1本の主管33と、主管33から下方（Z2側）に延びる4本のEGRガス分配管34（EGRガス分配管34a～34d）とから構成されている。EGRガス分配管34a～34dは、X1側から順にX方向に並ぶように配置されている。これらのEGRガス分配管34a～34dは、それぞれ、X方向に並ぶように配置された吸気管21a～21dに接続されており、その結果、対応する吸気管21a～21d（吸気ポートPa～Pd）にEGRガスを分配することが可能に構成されている。なお、EGRガス分配管34a～34dは、それぞれ、吸気管21a～21dに設けられたEGRガス導入口23（EGRガス導入口23a～23d）において吸気管21a～21dに接続されている。

[0042] ここで、所定の吸気ポートPは、EGRガス導入口23およびEGRガス分配通路32を介して他の吸気ポートPと連通する。

[0043] また、主管33は、水平方向（X方向）に延びるように形成されている。また、4つのEGRガス分配管34は、図1および図3に示すように、上流側（主管33側）で下方に延びるとともに、下流側（吸気管21側）で水平方向（Y2方向）に延びるように形成されている。この結果、EGRガス分配通路32は、下流（吸気管21側）に向かって水平または下り勾配で形成されているとともに、4つのEGRガス導入口23は、各々のEGRガス分

配管 3 4 の最下部に位置している。また、4 つの E G R ガス導入口 2 3 a ~ 2 3 d は、略同じ形状を有している。

[0044] ここで、本実施形態では、図 5 に示すように、4 つの E G R ガス導入口 2 3 の各々は、吸気管 2 1 のうち、サージタンク 1 0 から E G R ガス導入口 2 3 までの吸気ポート P の容積 V_e (図 5 の細斜線部分) が、エンジン 1 1 0 の 1 サイクルの間に E G R ガス分配管 3 4 から吸気管 2 1 に導入される E G R ガスの容積 V_i 以上になる位置 P_e に設けられている。

[0045] なお、エンジン 1 1 0 の 1 サイクルの間に E G R ガス分配管 3 4 から吸気管 2 1 に導入される E G R ガスの容積 V_i は、1 サイクルにおいて燃焼室 R 内に吸入される混合気の容積 (いわゆる行程容積 V_s) と、その混合気中に含まれる E G R ガスの割合 (E G R 率 R_e) とから、容積 $V_i = V_s \times R_e$ として算出することが可能である。

[0046] ここで、エンジン 1 1 0 の 1 サイクルとは、図 4 に示すように、エンジン 1 1 0 の燃焼室 R 内に混合気が吸入される吸入行程と、燃焼室 R 内の混合気が圧縮される圧縮行程と、点火された混合気が燃焼して燃焼ガスが膨張する膨張行程と、エンジン 1 1 0 の燃焼室 R から燃焼ガスが排気ガスとして排出される排気行程との 4 つの行程から構成されている。なお、吸入行程および膨張行程において、ピストン 1 1 4 が下死点まで下降し、圧縮行程および排気行程において、ピストン 1 1 4 が上死点まで上昇するようにエンジン 1 1 0 は構成されている。この際、吸入行程 (図 5 参照) においてのみ、インターバルブ 1 1 9 が開かれ、排気行程においてのみ、エキゾーストバルブ 1 2 0 が開かれる。

[0047] ここで、吸入行程以外の 3 つの行程 (圧縮行程、膨張行程および排気行程) では、図 6 に示すように、E G R ガス (混合気) が燃焼室 R に吸入されないため、E G R ガスが、E G R ガス導入口 2 3 を介して吸気管 2 1 内に流入し続ける。その際、E G R ガスは、E G R ガス導入口 2 3 よりも下流側 (エンジン 1 1 0 側) と、上流側 (サージタンク 1 0 側) との双方に、吸気管 2 1 内の空気と混ざり合いながら拡散して広がる。

[0048] ここで、本実施形態のように、サージタンク10からEGRガス導入口23までの吸気ポートPの容積 V_e を、エンジン110の1サイクルの間にEGRガス分配管34から吸気管21に導入されるEGRガスの容積 V_i 以上にすることによって、吸入行程後の3つの行程の間（EGRガスが吸入されない間）においてEGRガスがサージタンク10に到達する前に、図5に示す次のサイクルの吸入行程において、EGRガスを含む混合気が下流側に吸入されるので、サージタンク10に逆流したEGRガスがサージタンク10を介して他の吸気管21に流入するのが抑制される。

[0049] また、本実施形態では、4つのEGRガス導入口23の各々は、吸気管21のうち、下記式（1）によって規定される位置 P_e に設けられている。

[数3]

$$L_e = V_s \times R_e \times C / S_e \quad \cdots (1)$$

上記式（1）において、 L_e は、サージタンク10からEGRガス導入口23までの吸気ポートPの長さ（m）であり、 V_s は、1気筒当たりの行程容積（＝1気筒当たりの排気量）（ m^3 ）であり、 R_e は、エンジン110の燃焼室Rに吸入される混合気中に含まれるEGRガスの割合としてのEGR率（100%を1とする）であり、 C は1以上の係数であり、 S_e は、サージタンク10からEGRガス導入口23までの吸気ポートPの平均の断面積（ m^2 ）である。なお、EGR率は、一般的に約10%以上約30%以下の範囲内になる。また、平均の断面積 S_e は、サージタンク10からEGRガス導入口23までの吸気ポートPの平均の直径を D_e とした場合に、 $S_e = \pi \times (D_e / 2)^2$ により算出される。

[0050] ここで、吸気ポートPの長さ（ L_e および後述する L_p ）とは、図5および図6に示すように、吸気ポートPの断面方向の略中央を通り、流通方向に沿って延びる直線A（図5および図6の二重鎖線の太線）上での長さを意味

している。また、EGRガス導入口23の位置 P_e は、直線A上のサージタンク10からEGRガス導入口23までの吸気ポートPの長さ L_e により規定される位置において、流通方向と直交する方向に延びる直線と、吸気管21（吸気ポートP）の側面とが交わる位置になる。

[0051] また、係数Cは、吸気ポートPに導入されてから、吸気ポートP内のサージタンク10側から供給される吸気と混ざり合うことによるEGRガスの拡散度合いと、EGRガス導入口23から下流側（エンジン110側）に拡散するEGRガスの量とを考慮して求められる。

[0052] ここで、式（1）において係数Cが1の場合は、サージタンク10からEGRガス導入口23までの吸気ポートPの容積 V_e が、エンジン110の1サイクルの間にEGRガス分配管34から吸気管21に導入されるEGRガスの容積 V_i と等しくなる位置 P_e に、EGRガス導入口23が設けられている場合に対応する。つまり、係数Cが1の場合に式（1）により規定される位置 P_e よりも下流側（エンジン110側）にEGRガス導入口23が設けられていれば、サージタンク10からEGRガス導入口23までの吸気ポートPの容積 V_e が、エンジン110の1サイクルの間にEGRガス分配管34から吸気管21に導入されるEGRガスの容積 V_i 以上になる位置 P_e にEGRガス導入口23が設けられていることになる。

[0053] さらに、本実施形態では、4つのEGRガス導入口23の各々は、図5および6に示すように、吸気管21のうち、吸気ポートPの流通方向の中心 O よりも上流側（サージタンク10側）の位置 P_e に設けられている。つまり、EGRガス導入口23は、エンジン110から十分に離間した位置に設けられている。また、4つのEGRガス導入口23の各々は、吸気管21の流通方向の中心 O_i よりも上流側の位置 P_e に設けられているのが好ましい。これにより、より確実に、EGRガス導入口23を、エンジン110から十分に離間した位置に設けることが可能である。なお、吸気管21の流通方向の中心 O_i とは、吸気ポートPのうち、エンジン110の吸気通路117を除く部分における、流通方向の中心を意味する。

[0054] ここで、エンジン近傍にEGRガス導入口を設けた場合には、吸気に働く負圧が大きい領域において他の吸気ポートとEGRガス分配部を介して連通してしまうため、所定の吸気ポートの吸気と他の吸気ポートから侵入する吸気との干渉の度合いが大きくなってしまう。この結果、吸気の流れが大きく乱されることに起因して慣性過給効果が低下してしまう。一方で、本実施形態のように、EGRガス導入口23をエンジン110から十分に離間した位置に設けることによって、吸気に働く負圧が小さい領域において他の吸気ポートPとEGRガス分配部30を介して連通したとしても、所定の吸気ポートPの吸気と他の吸気ポートPから侵入する吸気との干渉の度合いが大きくなるのが抑制される。これにより、吸気の流れが乱されるのが抑制される。なお、所定の吸気ポートPの吸気と他の吸気ポートPから侵入する吸気との干渉の度合いは、EGRガス導入口23がエンジン110から離間するに従い、略線形（1次関数的）に小さくなる。

[0055] また、4つのEGRガス導入口23の各々は、係数Cが1以上2以下の場合に、上記式（1）によって規定される位置P_eに設けられているのが好ましい。なお、一般的なエンジン110では、係数Cが2である場合に上記式（1）によって規定される位置P_eは、吸気ポートPの流通方向の中心Oよりもサージタンク10側（上流側）の位置になる。

[0056] また、4つのEGRガス導入口23の各々は、係数Cが1.1以上1.5以下の場合に、上記式（1）によって規定される位置P_eに設けられているのがより好ましく、係数Cが1.2以上1.4以下の場合に、上記式（1）によって規定される位置P_eに設けられているのがさらに好ましい。

[0057] また、図2に示すように、4つのEGRガス導入口23の各々は、共に、吸気管21のうち、流通方向において、略同じ位置（サージタンク10からEGRガス導入口23までの吸気ポートPの長さL_eが略同じ位置）に設けられている。これにより、慣性過給効果を略同じ大きさにすることができるので、エンジン110における各々の気筒での制御が複雑になるのを抑制することが可能である。

[0058] また、本実施形態では、吸気ポートPの全長 L_p は、慣性過給効果を発揮することが可能な長さを有している。ここで、慣性過給効果を発揮することが可能な長さとは、少なくともエンジン110の最大トルク点において、慣性過給効果を発揮することが可能な長さを有していることを意味する。ここで、エンジン110の吸気通路117ではなく、吸気管21の流通方向の長さを調整することによって、容易に、吸気ポートPの全長 L_p を調整することが可能である。

[0059] 具体的には、吸気ポートPの全長 L_p は、下記の式(2)によって規定される長さ L 以上になるように形成されている。

[数4]

$$L = \left(\frac{a \times \theta}{12 \pi \times N} \right)^2 \times \frac{S_p}{V} \quad \dots (2)$$

上記式(2)において、 a は、音速(m/s)であり、 θ は、エンジン110のインテークバルブ119の作用角(度(deg))であり、 N は、エンジン110の最大トルク点におけるエンジン110の回転数(rpm)であり、 S_p は、吸気ポートP全体の平均の断面積(m^2)であり、 V は、1気筒当たりのエンジン110の燃焼室Rの容積(m^3) (=行程容積 V_s の約1.1倍)である。なお、インテークバルブ119の作用角とは、インテークバルブ119が開状態の期間におけるクランクシャフト115の回転角度である。また、エンジン110の最大トルク点とは、エンジン110において最も大きなトルクが発生する点である。

[0060] 次に、本実施形態の一例として、直列4気筒のエンジン110が、2リットルの排気量を有している場合を想定して、EGRガス導入口23の位置 P_e を求める。

[0061] まず、サージタンク10からEGRガス導入口23までの吸気ポートPの長さ L_e (m)を求める。ここで、直列4気筒のエンジン110が2リット

ルの排気量を有していることにより、1気筒当たりの行程容積 V_s は、 $V_s = (2/4) \times 10^{-3} = 0.5 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ になる。また、EGR率 R_e を一般的なエンジンにおける値である25% ($R_e = 0.25$) であるとする。また、サージタンク10からEGRガス導入口23までの吸気ポートPの平均の直径 D_e を、0.045 mであるとする。この結果、サージタンク10からEGRガス導入口23までの吸気ポートPの平均の断面積 S_e (m^2) は、 $S_e = \pi \times (0.045/2)^2 = 1.59 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ となる。

[0062] これにより、サージタンク10からEGRガス導入口23までの吸気ポートPの長さ L_e (m) は、上記式(1)から、 $L_e = 0.5 \times 10^{-3} \times 0.25 \times C / 1.59 \times 10^{-3} = 0.0786 \times C$ (m) と算出される。

[0063] 次に、吸気ポートPの全長 L_p (m) を求める。ここで、直列4気筒のエンジン110が2リットルの排気量を有していることにより、1気筒当たりのエンジン110の燃焼室Rの容積 V (m^3) は、 $V_s = 0.5 \times 10^{-3} \times 1.1 = 0.55 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ になる。また、音速 a を、吸気温度が50℃である場合の音速である361 m/sであるとする。また、エンジン110のインテークバルブ119の作用角 θ を、一般的な作用角である215度 (deg) であるとする。また、エンジン110の最大トルク点におけるエンジン110の回転数 N を、一般的な5000 rpmであるとする。また、吸気ポートP全体の直径 D_e を、一般的な吸気ポートPの全体の平均直径である0.042 mであるとする。その結果、吸気ポートP全体の平均の断面積 S_p (m^2) は、 $S_e = \pi \times (0.042/2)^2 = 1.38 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ となる。

[0064] この場合、吸気ポートPの全長 L_p (m) は、上記式(2)から、 $L_p = (361 \times 215 / (12 \pi \times 5000))^2 \times (1.38 \times 10^{-3} / 0.55 \times 10^{-3}) = 0.43 \text{ m}$ と算出される。

[0065] これらの結果、上記一例の場合には、4つのEGRガス導入口23の各々は、サージタンク10からEGRガス導入口23までの吸気ポートPの長さ L_e が0.0786 m (式(1)において $C=1$) 以上0.215 m ($= L_p / 2 = 0.43 / 2$ (m)) 以下の位置 P_e に設けられる。

[0066] また、上記一例の場合、4つのEGRガス導入口23の各々は、長さ L_e が0.0786m(式(1)において $C=1$)以上0.157m(式(1)において $C=2$)以下の位置 P_e に設けられているのが好ましい。また、4つのEGRガス導入口23の各々は、長さ L_e が0.0865m(式(1)において $C=1.1$)以上0.118m(式(1)において $C=1.5$)以下の位置 P_e に設けられているのがより好ましく、長さ L_e が0.0943m(式(1)において $C=1.2$)以上0.110m(式(1)において $C=1.4$)以下の位置 P_e に設けられているのがさらに好ましい。

[0067] また、上記一例の場合で、かつ、エンジン110内の吸気通路117の長さを一般的な吸気通路117の長さである0.13mであるとした場合に、吸気管21の長さは0.30(=0.43-0.13)になる。この結果、4つのEGRガス導入口23の各々は、長さ L_e が0.0786m(式(1)において $C=1$)以上0.150m(=0.30/2)以下の位置 P_e に設けられるのが好ましい。

[0068] ここで、上記一例の4気筒のエンジン110の場合において、サージタンク10からEGRガス導入口23までの吸気ポートPの長さ L_e に対する、EGR率 R_e の気筒間のばらつきを、シミュレーションにより求めた。なお、EGR率 R_e の気筒間のばらつきは、所定の長さ L_e において、EGR率 R_e が最も大きくなった気筒のEGR率 R_e から、EGR率 R_e が最も小さくなった気筒のEGR率 R_e を減算することによって算出した。その結果を、図7に示す。

[0069] 図7から、長さ L_e が100mmよりも小さい領域では、長さ L_e を小さくするに従い、EGR率 R_e の気筒間のばらつきは大きくなった。一方、長さ L_e が100mmよりも大きい領域では、長さ L_e を大きくしたとしても、EGR率 R_e の気筒間のばらつきはあまり変化しなかった。これにより、長さ L_e が100mm以上であれば、EGRガスがサージタンク10を介して他の吸気ポートPに流入するのを抑制することができ、その結果、EGR率 R_e の気筒間のばらつきを小さくすることができることが確認された。

[0070] ここで、上記したように、所定の吸気ポートPの吸気と他の吸気ポートPから侵入する吸気との干渉の度合いは、EGRガス導入口23がエンジン110から離間するに従い、略線形（1次関数的）に小さくなる。この結果を踏まえると、長さ L_e が100mmである場合が、EGR率 R_e の気筒間のばらつきを小さくでき、かつ、干渉の度合いも小さくできるので、慣性過給効果が低下するのを抑制してエンジン110でのトルクが低下するのを抑制しつつ、各々の吸気管21（吸気ポートP）に分配されるEGRガスの量にばらつきが生じるのを抑制するのに最適であることが確認された。

[0071] なお、長さ L_e が100mmの場合は、式（1）の係数Cは、略1.3であった。このことから、式（1）の係数Cは、略1.3周辺の1以上2以下であるのが好ましいことも確認することができた。ここで、上記一例のエンジン110以外の他のエンジン110においても、式（1）の係数Cの1以上2以下の範囲にすれば、慣性過給効果が低下するのを抑制してエンジン110でのトルクが低下するのを抑制しつつ、各々の吸気管21（吸気ポートP）に分配されるEGRガスの量にばらつきが生じるのを抑制することができると思われる。

[0072] 本実施形態では、以下のような効果を得ることができる。

[0073] 本実施形態では、上記のように、4つのEGRガス導入口23の各々を、サージタンク10からEGRガス導入口23までの吸気ポートPの容積 V_e が、エンジン110の1サイクルの間にEGRガス分配管34から吸気管21に導入されるEGRガスの容積 V_i 以上になる位置 P_e に設ける。これにより、エンジン110の吸入行程終了後に吸気管21内に流入したEGRガスがサージタンク10側（上流側）に逆流したとしても、EGRガスがサージタンク10内に流入する前に、エンジン110の次のサイクルの吸入行程において吸気ポートP内のEGRガスがエンジン110の燃焼室Rに吸入されるので、EGRガスがサージタンク10内に流入するのを抑制することができる。これにより、吸気ポートPに分配されたEGRガスが、サージタンク10を介して他の吸気ポートPに流入するのを抑制することができるので

、各々の吸気管 21 に分配される EGR ガスの量にばらつきが生じるのを抑制することができる。さらに、EGR ガスをサージタンク 10 に導入しないので、EGR ガスの過渡応答性が低下するのも抑制することができる。

[0074] また、本実施形態では、複数の EGR ガス分配管 34 の EGR ガス導入口 23 を、吸気ポート P の流通方向の中心 O よりもサージタンク 10 側（上流側）の位置に設けることによって、吸気ポート P の流通方向の中心よりもエンジン 110 側（下流側）に設ける場合と比べて、EGR ガス導入口 23 をエンジン 110 から十分に離間した位置に設けることができるので、所定の吸気ポート P の吸気と他の吸気ポート P から侵入する吸気との干渉の度合いを小さくすることができる。これにより、吸気の流れが乱されて慣性過給効果が低下するのを抑制することができるので、エンジン 110 の燃焼室 R 内に取り込まれる空気の量が減少するのを抑制することができる。したがって、エンジン 110 でのトルクが低下するのを抑制することができる。

[0075] また、本実施形態では、上記式（1）により規定される位置に EGR ガス導入口 23 を設けることによって、EGR ガスがサージタンク 10 内に流入するのを抑制することができるので、各々の吸気管 21 に分配される EGR ガスの量にばらつきが生じるのを抑制することができる。

[0076] また、本実施形態では、EGR ガス導入口 23 を係数 C が 1.1 以上である場合に式（1）によって規定される位置に設けることによって、EGR ガスがサージタンク 10 内に流入するのを確実に抑制することができる。また、EGR ガス導入口 23 を係数 C が 1.5 以下である場合に式（1）によって規定される位置に設けることによって、EGR ガス導入口 23 の位置を、吸気ポート P の流通方向の中心 O よりもサージタンク 10 側（上流側）に確実に設けることができるので、EGR ガス導入口 23 をエンジン 110 から十分に離間した位置に確実に設けることができる。

[0077] また、本実施形態では、EGR ガス分配通路 32 を下流（吸気管 21 側）に向かって水平または下り勾配で形成するとともに、4 つの EGR ガス導入口 23 を各々の EGR ガス分配管 34 の最下部に設ける。これにより、EG

Rガスに含まれる水分が低温環境下で凝縮されることによって発生した凝縮水が、EGRガス分配通路32内に滞留するのを抑制することができる。これにより、急激なエンジン110の高回転などに起因して、EGRガス分配通路32に滞留した多くの凝縮水が吸気管21を介して一度に燃焼室R内に吸い込まれてしまうのを抑制することができる。

[0078] また、本実施形態では、EGRガス分配通路32を吸気装置本体1と一体的に設けることによって、吸気装置本体1とEGRガス分配通路32との壁を共有することができるので、吸気装置100をより軽量かつ小型な形状とすることができる。

[0079] また、本実施形態では、サージタンク10からエンジン110の燃焼室Rまでの吸気ポートPの全長 L_p を、上記の式(2)によって規定される長さ L 以上にするによって、吸気ポートPを、少なくともエンジン110の最大トルク点において慣性過給効果を発揮することが可能な長さを有するように形成することができる。

[0080] なお、今回開示された実施形態および実施例(一例)は、すべての点で例示であって制限的なものではないと考えられるべきである。本発明の範囲は、上記した実施形態および実施例(一例)の説明ではなく特許請求の範囲によって示され、さらに特許請求の範囲と均等の意味および範囲内でのすべての変更(変形例)が含まれる。

[0081] たとえば、上記実施形態では、本発明の吸気装置100を、自動車用の直列4気筒のエンジン110に搭載した例について示したが、本発明はこれに限られない。本発明の吸気装置を4気筒以外の複数気筒のエンジンに搭載してもよい。

[0082] また、上記実施形態では、4つのEGRガス導入口23の各々を、共に、吸気管21のうち、流通方向において、略同じ位置(サージタンク10からEGRガス導入口23までの吸気ポートPの長さ L_e が略同じ位置)に設けた例を示したが、本発明はこれに限られない。本発明では、4つのEGRガス導入口の各々を、吸気管のうち、流通方向の異なる位置に設けてもよい。

この際、４つのＥＧＲガス導入口の各々を、サージタンクからＥＧＲガス導入口までの吸気ポートの容積がエンジンの１サイクルの間にＥＧＲガス分配管から吸気管に導入されるＥＧＲガスの容積以上になる位置で、かつ、吸気ポートの流通方向の中心よりもサージタンク側の位置に設ける必要がある。

[0083] また、上記実施形態では、主管３３を水平方向に延びるように形成し、ＥＧＲガス分配管３４を、上流側で下方に延びるとともに下流側で水平方向（Ｙ２方向）に延びるように形成した例を示したが、本発明はこれに限られない。本発明では、たとえば、主管やＥＧＲガス分配管を下り勾配に傾斜するように形成してもよい。

[0084] また、上記実施形態では、ＥＧＲガス分配部３０を吸気装置本体１と一体的に設けた例について示したが、本発明はこれに限られない。本発明では、ＥＧＲガス分配部を吸気装置本体とは別に設けてもよい。これにより、ＥＧＲガス分配部のみを取り換えることが可能である。

[0085] また、上記実施形態では、本発明の吸気装置１００を、自動車用の直列４気筒のエンジン１１０に適用した例について示したが、本発明はこれに限られない。本発明の吸気装置１０を自動車用のエンジン１１０以外の内燃機関（たとえば、ガソリン機関以外のガス機関（ディーゼルエンジンおよびガスエンジンなどの内燃機関））などの内燃機関の吸気装置に適用してもよい。また、ガソリン機関であるか否かに関係なく、直列４気筒のエンジン１１０以外のＶ型多気筒エンジンや水平対向型エンジンなどの内燃機関の吸気装置に本発明を適用してもよい。

符号の説明

- [0086] １ 吸気装置本体
 １０ サージタンク
 ２１ 吸気管
 ２３ ＥＧＲガス導入口
 ３２ ＥＧＲガス分配通路
 ３４ ＥＧＲガス分配管

1 0 0 吸気装置

1 1 0 エンジン（内燃機関）

1 1 9 インテークバルブ

P 吸気ポート

R 燃焼室

請求の範囲

[請求項1] 複数の気筒を有する内燃機関の前記気筒にそれぞれ接続される複数の吸気管と、前記複数の吸気管の上流に配置されるサージタンクとを含む吸気装置本体と、

前記複数の吸気管にそれぞれEGRガスを分配するEGRガス導入口を有する複数のEGRガス分配管を含むEGRガス分配通路と、を備え、

前記サージタンクから前記内燃機関の燃焼室までの吸気ポートの長さは、慣性過給効果を発揮することが可能な長さを有しており、

前記複数のEGRガス分配管の前記EGRガス導入口は、前記サージタンクから前記EGRガス導入口までの前記吸気ポートの容積が前記内燃機関の1サイクルの間に前記EGRガス分配管から前記吸気管に導入されるEGRガスの容積以上になる位置で、かつ、前記吸気ポートの流通方向の中心よりも前記サージタンク側の位置に設けられている、内燃機関の吸気装置。

[請求項2] 前記複数のEGRガス分配管の前記EGRガス導入口は、下記式（1）によって規定される位置で、かつ、前記吸気ポートの中心よりも前記サージタンク側の位置に設けられている、請求項1に記載の内燃機関の吸気装置。

[数1]

$$L_e = V_s \times R_e \times C / S_e \quad \cdots (1)$$

上記式（1）において、 L_e は、前記サージタンクから前記EGRガス導入口までの前記吸気ポートの長さ（m）であり、 V_s は、1気筒当たりの行程容積（＝1気筒当たりの排気量）（ m^3 ）であり、 R_e は、前記内燃機関の燃焼室に吸入される気体中に含まれるEGRガスの割合としてのEGR率（100%を1とする）であり、 C は1以

上の係数であり、 S_e は、前記サージタンクから前記EGRガス導入口までの前記吸気ポートの断面積（ m^2 ）である。

[請求項3] 前記複数のEGRガス分配管の前記EGRガス導入口は、前記係数Cが1.1以上1.5以下である場合に前記式（1）によって規定される位置に設けられている、請求項2に記載の内燃機関の吸気装置。

[請求項4] 前記EGRガス分配管を含む前記EGRガス分配通路は、下流に向かって水平または下り勾配で形成されており、

前記EGRガス導入口は、前記EGRガス分配管の最下部に位置する、請求項1～3のいずれか1項に記載の内燃機関の吸気装置。

[請求項5] 前記EGRガス分配通路は、前記吸気装置本体と一体的に設けられている、請求項1～4のいずれか1項に記載の内燃機関の吸気装置。

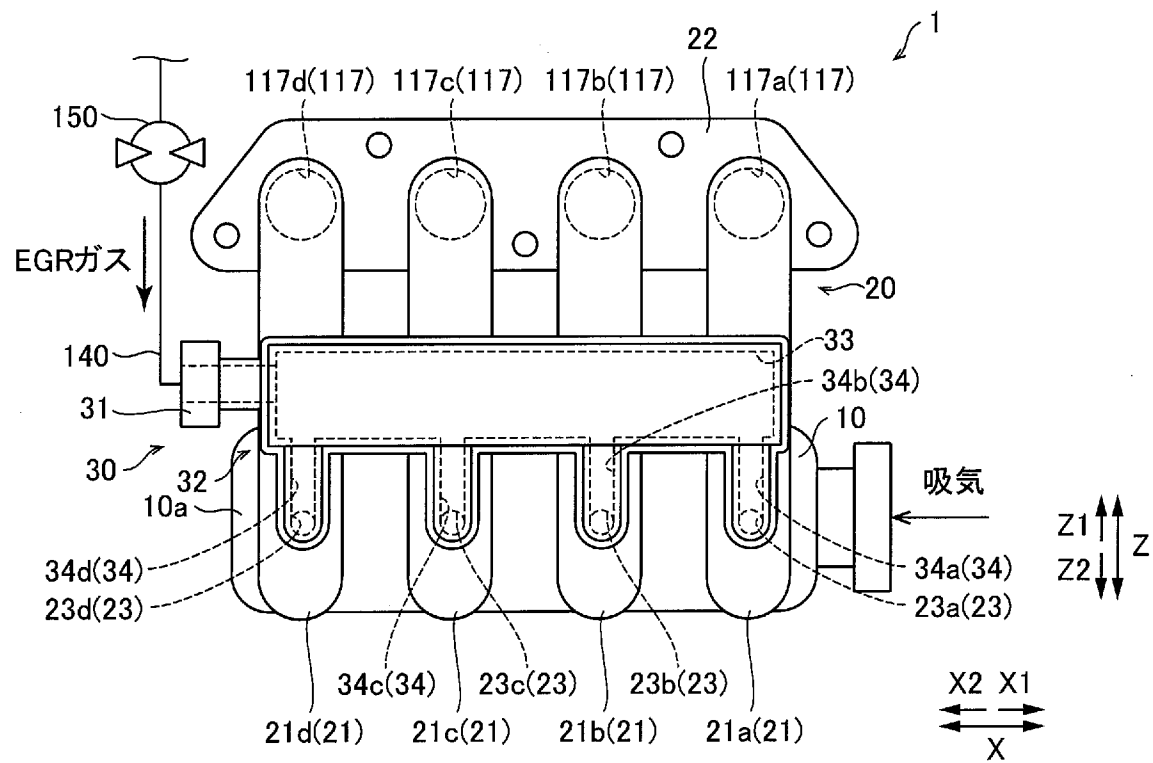
[請求項6] 前記サージタンクから前記内燃機関の燃焼室までの前記吸気ポートの長さは、下記の式（2）によって規定される長さL以上であることによって、慣性過給効果を発揮することが可能な長さを有している、請求項1～5のいずれか1項に記載の内燃機関の吸気装置。

[数2]

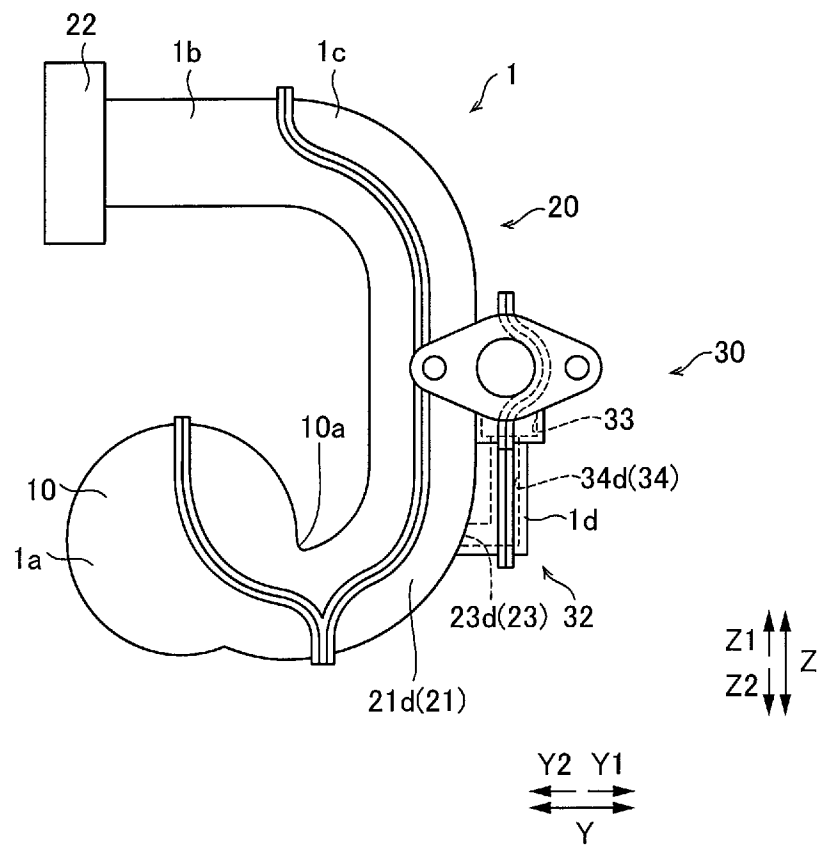
$$L = \left(\frac{a \times \theta}{12\pi \times N} \right)^2 \times \frac{S_p}{V} \quad \dots (2)$$

上記式（2）において、 a は、音速（ m/s ）であり、 θ は、前記内燃機関のインテークバルブの作用角（度）であり、 N は、前記内燃機関の最大トルク点における前記内燃機関の回転数（rpm）であり、 S_p は、前記吸気ポートの断面積（ m^2 ）であり、 V は、1気筒当たりの前記内燃機関の燃焼室の容積（ m^3 ）である。

[図2]

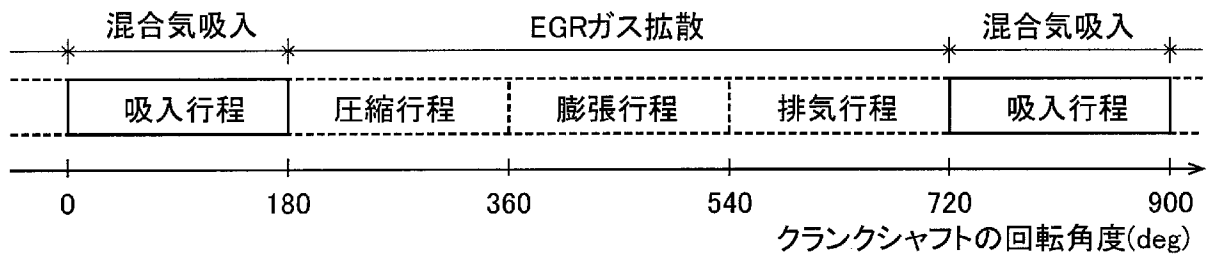


[図3]



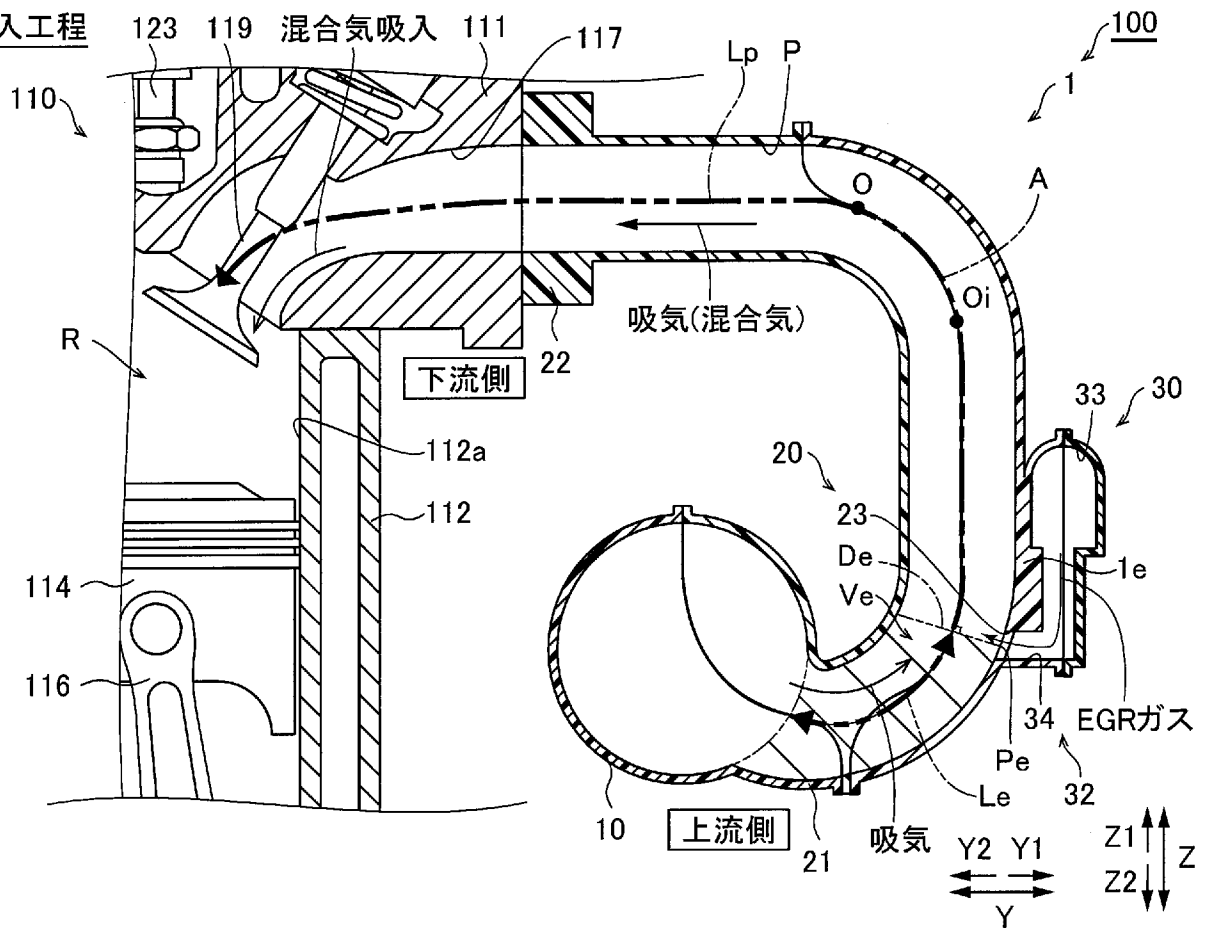
[図4]

エンジンのサイクル

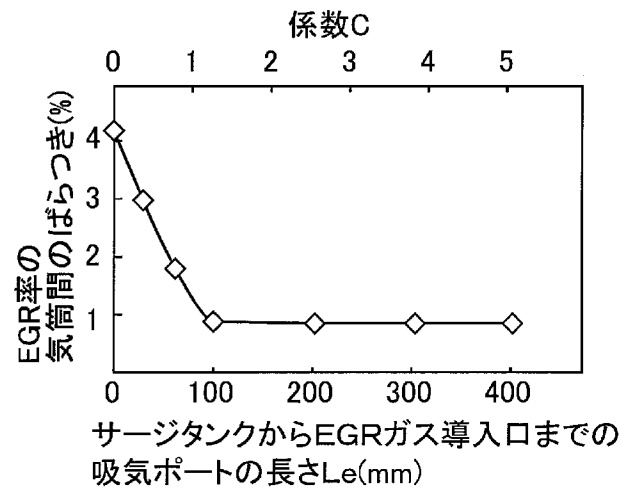


[図5]

吸入工程



吸入工程以外



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2015/081216

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F02M26/17(2016.01)i, F02M35/10(2006.01)i, F02M35/112(2006.01)i

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)

F02M25/07, F02M35/10, F02M35/112

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2015
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2015	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2015

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 5-223015 A (Yamaha Motor Co., Ltd.), 31 August 1993 (31.08.1993), paragraphs [0021] to [0045]; fig. 1 to 2 & US 5329912 A 3rd row, line 14 to 8th row, line 3; fig. 1 to 11	1-6
A	JP 2013-11185 A (Aisin Seiki Co., Ltd.), 17 January 2013 (17.01.2013), paragraphs [0016] to [0028]; fig. 1 to 2 & US 2014/0083399 A1 paragraphs [0035] to [0057]; fig. 1 to 2 & WO 2013/002020 A1 & CN 203655472 U	1-6

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ 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
28 December 2015 (28.12.15)

Date of mailing of the international search report
12 January 2016 (12.01.16)

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2015/081216

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2010-31688 A (Yamaha Motor Co., Ltd.), 12 February 2010 (12.02.2010), paragraphs [0013] to [0040]; fig. 1 to 2 (Family: none)	1-6

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F02M26/17(2016.01)i, F02M35/10(2006.01)i, F02M35/112(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F02M25/07, F02M35/10, F02M35/112

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 1 5 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 5 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 5 年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 5-223015 A（ヤマハ発動機株式会社） 1993.08.31, 段落[0021]-[0045], 図 1-2 & US 5329912 A, 第 3 列第 14 行-第 8 列第 3 行, 図 1-11	1-6
A	JP 2013-11185 A（アイシン精機株式会社） 2013.01.17, 段落[0016]-[0028], 図 1-2 & US 2014/0083399 A1, 段落[0035]-[0057], 図 1-2 & WO 2013/002020 A1 & CN 203655472 U	1-6

☒ C 欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の 1 以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

2 8 . 1 2 . 2 0 1 5

国際調査報告の発送日

1 2 . 0 1 . 2 0 1 6

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（I S A / J P）
郵便番号 1 0 0 - 8 9 1 5
東京都千代田区霞が関三丁目 4 番 3 号

特許庁審査官（権限のある職員）

津田 健嗣

3 G

5 2 6 9

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 5 5

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 2010-31688 A (ヤマハ発動機株式会社) 2010.02.12, 段落[0013]-[0040], 図 1-2 (ファミリーなし)	1-6