

【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

複数の気筒を2グループ以上に分割構成すると共に、少なくとも一部の気筒を気筒休止機構を介して休止可能に構成し、各気筒のスロットルバルブをその気筒が属するグループ毎に独立して稼動可能に構成し、操作者のスロットル操作量に応じて休止気筒数を制御する気筒休止内燃機関において、スロットルバルブの全開時及び全閉時を除いて、各グループ間でスロットルバルブ開度を異ならせるようにし、前グループの気筒群のスロットルバルブ開度が全開となる以前に次のグループの気筒群のスロットルバルブを開くスロットルバルブ制御部を設けたことを特徴とする気筒休止内燃機関。

【請求項 2】

複数の気筒を常時稼動気筒と休止可能気筒とで構成し、休止可能気筒のスロットルバルブの開き始めの開度を所定開度に設定することを特徴とする請求項1記載の気筒休止内燃機関。

【請求項 3】

各グループの気筒群に設定されるスロットルバルブ開度は、スロットルバルブ全閉付近ではスロットル操作量に応じて徐々に増加率を大きくし、全開付近ではスロットル操作量に応じて徐々に増加率を小さくすることを特徴とする請求項1又は請求項2に記載の気筒休止内燃機関。

【請求項 4】

各グループのスロットル操作量に対するスロットルバルブ開度の増加率の平均は、スロットル操作開始時に始めにスロットルバルブが開くグループを高く設定し、それ以降順にスロットルバルブが開くグループで徐々に低くなるように設定されていることを特徴とする請求項1から請求項3の何れかに記載の気筒休止内燃機関。

【請求項 5】

各気筒毎に可変バルブ数制御機構を備え、低負荷時には特定のバルブを休止させることを特徴とする請求項1～請求項4の何れかに記載の気筒休止内燃機関。

【請求項 6】

前記可変バルブ数制御機構により、稼動バルブ数を切り替える場合には、バルブ切換回転数の手前でスロットルバルブ開度を増加することを特徴とする請求項5に記載の気筒休止内燃機関。

【請求項 7】

スロットル操作量に対するスロットルバルブ開度の増加率をスロットルバルブ全閉から全開まで増加させることを特徴とする請求項1に記載の気筒休止内燃機関。

【発明の詳細な説明】**【技術分野】****【0001】**

この発明は、複数の気筒のうち一部の気筒が休止可能となっている気筒休止内燃機関に関する。

【背景技術】**【0002】**

多気筒内燃機関の中には、一部の気筒を休止可能としたものがある。例えば、複数の気筒を少なくとも2グループに分け、第1のグループのスロットルバルブ開度が所定値未満の低負荷域では他のグループのスロットルバルブ開度を第1のグループのそれよりも小さく設定し、第1のグループのスロットルバルブ開度が所定値に達すると、それ以降は他のグループのスロットルバルブ開度を第1のグループのスロットルバルブ開度よりも大きな比率で増加させ、他のグループのスロットルバルブ開度が第1のグループのスロットルバルブ開度と一致すると、それ以降は第1及び他のグループのスロットルバルブ開度を同一割合で変化させるスロットルバルブ制御手段が設けられている（特許文献1参照）。

【特許文献1】特開平07-150982号公報

【発明の開示】

10

20

30

40

50

【発明が解決しようとする課題】**【0003】**

上記従来技術においては、スロットルバルブ制御により2サイクルエンジンにおける不整燃焼を抑えることができるが、第1のグループのスロットルバルブ開度が所定値に達したときに、休止していた他のグループの気筒を稼動するため、他のグループの気筒が稼動する際にどうしても出力に段差が生じてしまうという課題がある。

【0004】

そこで、この発明は、気筒数が変化する場合の出力段差をなくすことができる気筒休止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】**【0005】**

上記目的を達成するために、請求項1に記載した発明は、複数の気筒を2グループ以上に分割構成すると共に、少なくとも一部の気筒を気筒休止機構（例えば、実施形態における弁休止機構63と弁休止機構69）を介して休止可能に構成し、各気筒のスロットルバルブ（例えば、実施形態におけるスロットルバルブTH）をその気筒が属するグループ毎に独立して稼動可能に構成し、操作者のスロットル操作量（例えば、実施形態におけるグリップ開度g）に応じて休止気筒数を制御する気筒休止内燃機関において、スロットルバルブの全開時及び全閉時を除いて、各グループ間でスロットルバルブ開度を異ならせるようにし、前グループの気筒群のスロットルバルブ開度が全開となる以前に次のグループの気筒群のスロットルバルブを開くスロットルバルブ制御部（例えば、実施形態におけるECU70）を設けたことを特徴とする。

このように構成することで、前グループの気筒群のスロットルバルブ開度が全開となる以前に次のグループの気筒群のスロットルバルブが開くことにより、全てのグループの気筒群のスロットルバルブ開度を同時に開いて出力を増加する場合に比較して、燃焼効率の良い状態で内燃機関を稼動することが可能となる。とりわけ、前グループの気筒群のスロットルバルブ開度が全開となる以前に次のグループの気筒群のスロットルバルブが開くため出力段差をなくすことが可能となる。

【0006】

請求項2に記載した発明は、複数の気筒を常時稼動気筒（例えば、実施形態における#4気筒、#3気筒）と休止可能気筒（例えば、実施形態における#2気筒、#1気筒）とで構成し、休止可能気筒のスロットルバルブの開き始めの開度を所定開度に設定することを特徴とする。

このように構成することで、休止気筒が稼動する際に全閉状態にあるスロットルバルブが開く際に生ずるポンピングロスによる出力低下を抑えることができる。

【0007】

請求項3に記載した発明は、各グループの気筒群に設定されるスロットルバルブ開度は、スロットルバルブ全閉付近ではスロットル操作量に応じて徐々に増加率（例えば、実施形態における増加率dTH/dg）を大きくし、全開付近ではスロットル操作量に応じて徐々に増加率を小さくすることを特徴とする。

このように構成することで、前グループの気筒群のスロットルバルブ開度の全開付近ではスロットルバルブ開度の増加率を徐々に小さくし、次のグループの気筒群のスロットルバルブ開度の開き始めにおいてスロットルバルブ開度の増加率を大きくすることにより、前グループの気筒群のスロットルバルブ開度が徐々に全開状態になるのを次のグループの気筒群のスロットルバルブの開き始めにおける立ち上がりにより補うことが可能となる。

【0008】

請求項4に記載した発明は、各グループのスロットル操作量に対するスロットルバルブ開度の増加率の平均は、スロットル操作開始時に始めにスロットルバルブが開くグループを高く設定し、それ以降順にスロットルバルブが開くグループで徐々に低くなるように設定されていることを特徴とする。

このように構成することで、低負荷域でスロットルバルブ開度を早めに全開にすること

により、より負荷率の高い領域で運転を行うことが可能となる。また、ポンピングロスを減少させることができる。

【0009】

請求項5に記載した発明は、各気筒毎に可変バルブ数制御機構（例えば、実施形態における主として油圧制御弁113A、113B、113C）を備え、低負荷時には特定のバルブを休止させることを特徴とする。

このように構成することで、低負荷時には吸入空気量を制限するために稼動バルブ数を少なくすることにより、吸入空気の流速を早めることが可能となる。また、特定のバルブを休止することにより吸気スワールを発生させることが可能となる。

【0010】

請求項6に記載した発明は、前記可変バルブ数制御機構により、稼動バルブ数を切り替える場合には、バルブ切換回転数（例えば、実施形態におけるエンジン回転数の閾値）の手前でスロットルバルブ開度を増加することを特徴とする。

このように構成することで、バルブ数が切り替わる際ににおけるトルク変動を抑え出力特性をリニアにすることが可能となる。

【0011】

請求項7に記載した発明は、スロットル操作量に対するスロットルバルブ開度の増加率をスロットルバルブ全閉から全開まで増加させることを特徴とする。

このように構成することで、スロットル操作量が増加しても出力特性が頭打ちになることにより生ずる違和感を、スロットル操作量に対してスロットルバルブ開度の増加率を全閉から全開まで増加させることで、スロットル操作量に対する出力特性の変化をリニアにすることが可能となる。

【発明の効果】

【0012】

請求項1に記載した発明によれば、前グループの気筒群のスロットルバルブ開度が全開となる以前に次のグループの気筒群のスロットルバルブが開くことにより、全てのグループの気筒群のスロットルバルブ開度を同時に開いて出力を増加する場合に比較して、燃焼効率の良い状態で内燃機関を稼動することが可能となるため、燃費向上に寄与することができる効果がある。とりわけ、前グループの気筒群のスロットルバルブ開度が全開となる以前に次のグループの気筒群のスロットルバルブが開くため出力段差をなくすことが可能となるため、スムーズな運転が実現できる効果がある。

【0013】

請求項2に記載した発明によれば、休止気筒が稼動する際に全閉状態にあるスロットルバルブが開く際に生ずるポンピングロスによる出力低下を抑えることができるため、休止気筒の稼動時における出力の落ち込みをなくしスムーズな立ち上がりを確保できる効果がある。

【0014】

請求項3に記載した発明によれば、前グループの気筒群のスロットルバルブ開度の全開付近ではスロットルバルブ開度の増加率を徐々に小さくし、次のグループの気筒群のスロットルバルブ開度の開き始めにおいてスロットルバルブ開度の増加率を大きくすることにより、前グループの気筒群のスロットルバルブ開度が徐々に全開状態になるのを次のグループの気筒群のスロットルバルブの開き始めにおける立ち上がりにより補うことが可能となるため、次のグループの気筒群の運転開始時における出力変動を低減し、パワー感の向上を図りドライバビリティーを高めることができる効果がある。

【0015】

請求項4に記載した発明によれば、低負荷域でスロットルバルブ開度を早めに全開にすることにより、より負荷率の高い領域で運転を行うことが可能となると共に、ポンピングロスを減少させることができるため、燃費向上を図ることができる効果がある。

【0016】

請求項5に記載した発明によれば、低負荷時には吸入空気量を制限するために稼動バル

10

20

30

40

50

ブ数を少なくすることにより、吸入空気の流速を早めることができが可能となり、燃焼効率が向上する。また、特定のバルブを休止することにより吸気スワールを発生させることができが可能となるため、更に燃焼効率が向上する効果がある。

【0017】

請求項6に記載した発明によれば、バルブ数が切り替わる際ににおけるトルク変動を抑え出力特性をリニアにすることにより、ドライバビリティーを向上できる効果がある。

【0018】

請求項7に記載した発明によれば、スロットル操作量が増加しても出力特性が頭打ちになることにより生ずる違和感を、スロットル操作量に対してスロットルバルブ開度の増加率を全閉から全開まで増加させることで、スロットル操作量に対する出力特性の変化をリニアにすることが可能となるため、ドライバビリティーが向上する効果がある。

10

【発明を実施するための最良の形態】

【0019】

図1～3に示すように、エンジンEは、水冷直列4気筒の、例えば自動二輪車のエンジンであって、シリンダーブロック30の上面にシリンダーヘッド40が固定され、更にシリンダーヘッド40の上面にヘッドカバー41が取り付けられている。

エンジンEの側部にはカムチェーンケースCが形成され、カムチェーンケースC側から車幅方向に沿って#4気筒、#3気筒、#2気筒、#1気筒となっており、各気筒は後述する2つの吸気弁と2つの排気弁とを備えている。

【0020】

図2及び図3に示すように、スロットルボディ20はシリンダーヘッド40に略水平に接続されている。スロットルボディ20の上流側には吸気ダクト16が接続され、吸入空気が吸気通路17を通り、シリンダーヘッド40の吸気ポート18から各気筒に導かれるようになっている。

20

【0021】

スロットルボディ20の吸気通路17には、バタフライ式のスロットルバルブTHが全開位置と全閉位置との間で開閉可能に設けられている。スロットルバルブTHはグリップ開度g、つまり運転者の加速意思等に応じて、モータ21に連係して開閉作動するいわゆる電子スロットル制御形式である。また、スロットルバルブTHにはスロットルバルブ開度を検出するスロットルバルブ開度センサ22が連係され、モータ21により回動されたスロットルバルブTHの正確な回動角度を検出できるようになっている。

30

【0022】

図4に示すように、スロットルボディ20は、スロットルボディ本体200には各気筒に独立した4つのスロットルバルブTH, TH, TH, THを備えている。そして、前記スロットルボディ本体200は#4気筒と#3気筒に対応する第3-4スロットルボディ本体200Aと、#2気筒に対応する第2スロットルボディ本体200Bと、#1気筒に対応する第1スロットルボディ本体200Cとが連結されて構成されている。したがって、第3-4スロットルボディ本体200Aに対応する#3気筒及び#4気筒が第1のグループの気筒群、第2スロットルボディ本体200Bに対応する#2気筒が単一の気筒ではあるが第2のグループの気筒群、第1スロットルボディ本体200Cに対応する#1気筒が単一の気筒ではあるが第3のグループの気筒群となり、このエンジンは3つのグループの気筒群から構成されていることとなる。

40

【0023】

弁軸である第3-4シャフト23のカムチェーンケースC側の端部にはスロットルバルブ開度センサ22が同軸位置にビス24により第3-4スロットルボディ本体200Aに取り付けられている。また、前記第3-4シャフト23のカムチェーンケースCとは反対側の端部にはブーリ25が取り付けられている。一方、第3-4スロットルボディ本体200Aの上部、つまり上壁には各吸気通路17(図2参照)に燃料を噴射するインジェクタ26がシリンダーヘッド40に向かって斜めに挿通固定されている。

【0024】

50

このインジェクタ26は、燃料供給パイプ27に接続されている(図1参照)。そして、第3-4スロットルボディ本体200Aの前記インジェクタ26の反対側には、第3-4モータ21Aがその駆動軸28を第3-4シャフト23に平行にした状態で締め付け具29により取り付けられている。ここで、第3-4モータ21Aの駆動軸28のカムチェーンケースCとは反対側の端部にはブーリ31が取り付けられている。

【0025】

第2スロットルボディ本体200BのスロットルバルブTHを開閉させるブーリ32は、カムチェーンケースCとは反対側の端部に取り付けられている。第2スロットルボディ本体200Bの下部にはスロットルバルブ開度センサ22が取り付けられている。このスロットルバルブ開度センサ22のセンサ軸34にはカムチェーンケースCとは反対側の端部にブーリ33が取り付けられている。

【0026】

また、図4に示すように、前記スロットルバルブ開度センサ22の前側であって、前記インジェクタ26の反対側には、図示しないプラケットを介してモータ21Bがその駆動軸をスロットルバルブTHのシャフト35と平行に取り付けられ、モータ21Bの駆動軸のカムチェーンケースCの反対側の端部にブーリ36が取り付けられている。

そして、ブーリ32のブーリ溝32Mとモータ21Bのブーリ36のブーリ溝とが無端ワイヤ37で連係され、前記シャフト35のブーリ32のブーリ溝32Sとスロットルバルブ開度センサ22のブーリ33のブーリ溝とが無端ワイヤ38で連係されている。

【0027】

同様に、第1スロットルボディ本体200CのカムチェーンケースCとは反対側の端部には、ブーリ32, 33, 36が取り付けられ、第1スロットルボディ本体200Cの下部にはスロットルバルブ開度センサ22とモータ21Bが前後して取り付けられている。そして、ブーリ32とモータ21Bのブーリ36が無端ワイヤ37で連係され、ブーリ32とスロットルバルブ開度センサ22のブーリ33が無端ワイヤ38で連係されている。

【0028】

図2及び図3に示すように、シリンダヘッド40は、シリンダブロック30及びピストン39と共に燃焼室42を形成する凹部43を有し、この凹部43には、吸気弁開口441, 442と排気弁開口451, 452が形成されている。第1吸気弁開口441は第1吸気弁461により開閉され、第2吸気弁開口442は第2吸気弁462で開閉される。また、第1排気弁開口451は第1排気弁471により開閉され、排気弁開口452は第2排気弁472で開閉される。尚、図2及び図3に示すような#4気筒では第1吸気弁461が休止可能な吸気弁であり、第1排気弁471が休止可能な排気弁である。

ここで、第1吸気弁461と第1排気弁471、第2吸気弁462と第2排気弁472とは対角線上に配置されている。

【0029】

第1及び第2吸気弁461, 462は、対応する吸気弁開口441, 442を閉鎖し得る弁体部48にバルブシステム49の基端が一体に連設されたもので、第1及び第2排気弁471, 472は、対応する排気弁口451, 452を閉鎖し得る弁体部50にバルブシステム51の基端が一体に連設されて構成されている。

【0030】

第1及び第2吸気弁461, 462のバルブシステム49...は、シリンダヘッド40に設けられたガイド筒52...に摺動自在に嵌合されている。また、第1及び第2排気弁471, 472のバルブシステム51...は、シリンダヘッド40に設けられたガイド筒53...に摺動自在に嵌合されている。

【0031】

第1吸気弁461のバルブシステム49であってガイド筒52から上方へ突出する部位にはリテーナ54が固定され、このリテーナ54とシリンダヘッド40との間に設けられるコイル状の弁ばね551により、第1吸気弁461が第1吸気弁開口441を閉じる方向に付勢されている。また、吸気弁462のバルブシステム49であってガイド筒52から上

10

20

30

40

50

方への突出する部位にはリテーナ 5 4 が固定され、このリテーナ 5 4 とシリンダヘッド 4 0との間に設けられるコイル状の弁ばね 5 5 2 により、第 2 吸気弁 4 6 2 が第 2 吸気弁開口 4 4 2 を閉じる方向に付勢されている。

【 0 0 3 2 】

同様にして、第 1 排気弁 4 7 1 のバルブシステム 5 1 に固定されたリテーナ 5 6 とシリンダヘッド 4 0 との間に設けられるコイル状の弁ばね 5 7 1 により、第 1 排気弁 4 7 1 が第 1 排気弁開口 4 5 1 を閉じる方向に付勢され、第 2 排気弁 4 7 2 のバルブシステム 5 1 に固定されたリテーナ 5 6 とシリンダヘッド 4 0 との間に設けられるコイル状の弁ばね 5 7 2 により、第 2 排気弁 4 7 2 が第 2 排気弁口 4 5 2 を閉じる方向に付勢されている。

【 0 0 3 3 】

各燃焼室 4 2 … の第 1 及び第 2 吸気弁 4 6 1 … , 4 6 2 … は吸気側動弁装置 5 8 により駆動される。この吸気側動弁装置 5 8 は、第 1 吸気弁 4 6 1 … に各々対応した第 1 吸気側動弁カム 5 9 1 … ならびに第 2 吸気弁 4 6 2 … に各々対応した第 2 吸気側動弁カム 5 9 2 … が設けられるカムシャフト 6 0 を有し、更に第 1 吸気側動弁カム 5 9 1 … に従動して摺動する有底円筒状のバルブリフタ 6 1 1 … と、第 2 吸気側動弁カム 5 9 2 … に従動して摺動する有底円筒状のバルブリフタ 6 1 2 … とを備えている。

【 0 0 3 4 】

カムシャフト 6 0 は、第 1 及び第 2 吸気弁 4 6 1 … , 4 6 2 … におけるバルブシステム 4 9 … の軸線延長線と直交する軸線を有し、シリンダヘッド 4 0 と、該シリンダヘッド 4 0 に結合されるヘッドカバー 4 1 との間に回転自在に支持されている。バルブリフタ 6 1 1 … は、第 1 吸気弁 4 6 1 … におけるバルブシステム 4 9 … の軸線と同軸方向でシリンダヘッド 4 0 に摺動自在に嵌合され、該バルブリフタ 6 1 1 … の閉塞端外面が第 1 吸気側動弁カム 5 9 1 … に摺接されている。また、バルブリフタ 6 1 2 … は、第 2 吸気弁 4 6 2 … におけるバルブシステム 4 9 … の軸線と同軸方向でシリンダヘッド 4 0 に摺動自在に嵌合され、該バルブリフタ 6 1 2 … の閉塞端外面が第 2 吸気側動弁カム 5 9 2 … に摺接されている。

【 0 0 3 5 】

しかも、図 2 に示すように、第 2 吸気弁 4 6 2 におけるバルブシステム 4 9 … のステムエンドはシム 6 2 を介してバルブリフタ 6 1 2 の閉塞端内面に当接され、エンジン E の作動中は、第 2 吸気側動弁カム 5 9 2 … により常時開閉作動する。

【 0 0 3 6 】

一方、図 3 に示すように、第 1 吸気弁 4 6 1 のバルブシステム 4 9 … とバルブリフタ 6 1 1 との間には、バルブリフタ 6 1 1 から第 1 吸気弁 4 6 1 への開弁方向の押圧力の作用・非作用を切換可能であって、エンジン E の特定の運転域、例えば、低速運転域などの低負荷域では押圧力を非作用状態としてバルブリフタ 6 1 1 の摺動動作にかかわらず第 1 吸気弁 4 6 1 を休止状態とする弁休止機構 6 3 が設けられている。

【 0 0 3 7 】

図 3 の一部を拡大した図 5 に示すように、弁休止機構 6 3 は、バルブリフタ 6 1 1 に摺動可能に嵌合されるピンホルダ 7 4 と、バルブリフタ 6 1 1 の内面との間に油圧室 7 5 を形成してピンホルダ 7 4 に摺動可能に嵌合されるスライドピン 7 6 と、油圧室 7 5 の容積を減少させる方向にスライドピン 7 6 を付勢するばね力を発揮してスライドピン 7 6 及びピンホルダ 7 4 間に設けられる戻しばね 7 7 と、スライドピン 7 6 の軸線まわりの回転を阻止してピンホルダ 7 4 及びスライドピン 7 6 間に設けられるストップピン 7 8 とを有している。また、シリンダヘッド 4 0 側にはスライドピン 7 6 の位置を検出する休止判別センサ 7 1 が取り付けられている。

【 0 0 3 8 】

図 6、図 7 に示すように、ピンホルダ 7 4 は、バルブリフタ 6 1 1 (図 5 参照) 内に摺動自在に嵌合されるリング部 7 4 a を備え、リング部 7 4 a の外周には環状溝 7 9 が設かれている。また、該リング部 7 4 a の一直径線に沿ってリング部 7 4 a の内周間を結ぶ架橋部 7 4 b が一体に形成され、リング部 7 4 a の内周及び架橋部 7 4 b の両側面間は、軽量化を図るために肉抜きされている。このようなピンホルダ 7 4 は、鉄もしくはアルミ

ニウム合金のロストワックス鋳造もしくは鍛造によるか、合成樹脂により形成され、金属製であるピンホルダ74の外周面、即ちリング部74aの外周面と、バルブリフタ611の内周面とには浸炭処理が施されている。

【0039】

架橋部74bにはその長手方向、即ちバルブリフタ611の軸線と直交する方向に軸線を有する摺動孔80が設けられている。摺動孔80は一端を前記環状溝79に開口させると共に他端を閉塞した有底形状を有している。また、架橋部74bの中央下部には、摺動孔80に連通する挿通孔81が設けられている。架橋部74bの中央上部には、摺動孔80に連通する延長孔82が挿通孔81と同軸に設けられている。この延長孔82の周囲の架橋部74bには、円筒状の収容筒部83が延長孔82の軸線と同軸となるように一体に設けられている。更に、架橋部74bの上部には摺動孔80の一端（開放端）にあたる部分から延長孔82に至るまでの間に、摺動孔80に連通する装着孔90が設けられている。同様に、図5に示すように、架橋部74bの下部には摺動孔80の一端にあたる部分から挿通孔81に至るまでの間に、摺動孔80と連通する装着孔89が設けられている。装着孔89は装着孔90に同軸に設けられ、ここにストップピン78が装着される。

【0040】

尚、ピンホルダ74の収容筒部83には円盤状のシム84が嵌合され、延長孔82の端部が閉塞される。このシム84にはバルブリフタ611の閉塞端内面中央部に設けられた突部85が当接する。ピンホルダ74下部の挿通孔81には第1吸気弁461のバルブシステム49のステムエンド49aが挿通される。そして、摺動孔80にはスライドピン76が摺動自在に嵌合される。スライドピン76の一端とバルブリフタ611の内面との間に、環状溝79に通じる油圧室75が形成され、スライドピン76の他端と摺動孔80の閉塞端との間に形成されるばね室86内には戻しばね77が収納される。ピンホルダ74が合成樹脂から成るものであるときには、スライドピン76との摺接部のみ金属製としてもよい。

【0041】

図5及び図8に示すように、スライドピン76の軸方向中間部には、収容孔87が設けられている。収容孔87は前記挿通孔81及び延長孔82に同軸に連なりバルブシステム49のステムエンド49aを収容可能な径を有する。更に、収容孔87の挿通孔81側の端部は、挿通孔81に対向してスライドピン76の下部外側面に形成される平坦な当接面88に開口されている。ここで、当接面88はスライドピン76の軸線方向に沿って比較的長く形成され、収容孔87は、当接面88のばね室86側の部分に開口されている。また、スライドピン76の一端側には、油圧室75側に開口するスリット91が設けられている。尚、このスライドピン76には磁石などの磁気発生材が埋め込まれており、後述する休止判断用磁気センサ71の検出精度が高まるようにしている。

【0042】

また、スライドピン76には、ばね室86を収容孔87に通じさせる連通孔96が設けられており、スライドピン76が軸方向に移動した際のばね室86の加減圧を防止している。更に、図5に示すように、ピンホルダ74には、ピンホルダ74及びバルブリフタ611間の空間をばね室86に通じさせる連通孔97が設けられ、前記空間の圧力が温度により変化することを防止している。また、ばね室86を形成する環状溝79の壁部79aには開口79bが形成されている。この開口79bの径は、戻しばね77の径よりも小さく設定されている。

【0043】

更に、ピンホルダ74とシリンドヘッド40との間には、ピンホルダ74に装着されるシム84をバルブリフタ611の前記突部85に当接させる方向に前記ピンホルダ74を付勢するコイルばね92が設けられている。このコイルばね92はその外周がバルブリフタ611の内面に接触することを回避する位置でバルブシステム49を囲繞するように取り付けられ、ピンホルダ74の架橋部74bには、コイルばね92の端部をバルブシステム49の軸線に直交する方向で位置決めする一対の突起93, 94が一体に突設されている。

10

20

30

40

50

【0044】

両突起93, 94は、コイルばね92の線径以下の突出量でピンホルダ74に一体に突設され、バルブシステム49の軸線を中心とする円弧状に形成されている。また、両突起93, 94のうち一方の突起93には、ストッパピン78の第1吸気弁461側の端部に当接してストッパピン78が第1吸気弁461側に移動することを阻止するための段部95が形成されている。

【0045】

シリンダヘッド40にはバルブリフタ611を摺動自在に支持すべく該バルブリフタ611を嵌合させる支持孔98が設けられ、この支持孔98の内面には、バルブリフタ611を囲繞する環状凹部99が設けられている。この環状凹部99はシリンダヘッド40内に形成された作動油圧供給路103に接続されており、作動油が供給されるようになっている。また、バルブリフタ611には、環状凹部99をピンホルダ74の環状溝79に連通させる連通孔100と解放孔101が設けられている。

【0046】

連通孔100はバルブリフタ611の支持孔98内での摺動にかかわらず環状凹部99と環状溝79を連通させる位置に設けられている。解放孔101はバルブリフタ611が図5で示すような最上方位置に移動したときには、環状凹部99をピンホルダ74よりも下方でバルブリフタ611内に通じさせるが、バルブリフタ611が図5で示すような最上方位置から下方に移動するのに伴って環状凹部99との連通が遮断される位置でバルブリフタ611に設けられており、この解放孔101からバルブリフタ611内に作動油が潤滑油として噴出される。

【0047】

作動油圧供給路103から連通孔100、解放孔101を経てピンホルダ74の環状溝79に供給される作動油は摺動孔80の一端から油圧室75に供給される。スライドピン76は、油圧室75の油圧により該スライドピン76の一端側に作用する油圧力と、戻しばね77によりスライドピン76の他端側に作用するばね力とが均衡するようにして軸方向に摺動する。油圧室75の油圧が低圧である非作動時には、挿通孔81に挿通されているバルブシステム49のステムエンド49aが収容孔87及び延長孔82に収容されるよう図5の右側に移動し、油圧室75の油圧が高圧になった作動状態では、収容孔87を挿通孔81及び延長孔82の軸線からはずらせ、バルブシステム49のステムエンド49aがスライドピン76の当接面88に当接するよう図5の左側に移動する。

【0048】

ここで、スライドピン76の軸線まわりの回転は前記ストッパピン78により阻止されている。ストッパピン78は、スライドピン76の前記スリット91を貫通する。即ち、ストッパピン78は、スライドピン76の軸線方向への移動を許容しつつスライドピン76を貫通してピンホルダ74に装着されることになり、スリット91の内端閉塞部にストッパピン78が当接することによりスライドピン76の油圧室75側への移動端も規制されることになる。

【0049】

更に、シリンダヘッド40の環状凹部99には、バルブリフタ611の連通孔100及びピンホルダ76の開口79bに臨んで休止判別用磁気センサ71が取り付けられている。この休止判別用磁気センサ71は、該休止判別用磁気センサ71から連通孔100及び前記開口79bを通り、スライドピン76の壁部76aに至るまでの距離dsを検出するもので、マグネットとコイルを備え、金属製のスライドピン76が移動するときに発生する磁束変化から距離dsを検出するセンサである。この休止判別用磁気センサ71には検出結果を出力するケーブル71aが接続されている。このケーブル71aはシリンダヘッド40内に形成された挿通孔を通り、後述するECU(スロットルバルブ制御部)70(図9参照)に接続されている。尚、このような休止判別用のセンサは磁気センサに限定されず、光を用いて距離dsを検出するセンサ、静電容量の変化から距離dsを検出するセンサ、超音波により距離dsを検出するセンサなどでもよい。

10

20

30

40

50

【0050】

図2及び図3に示すように、各燃焼室42…の第1及び第2排気弁471…, 472…は排気側動弁装置68により駆動される。この排気側動弁装置68は、第1排気弁471…に各々対応した第1排気側動弁カム641…ならびに第2排気弁472…に各々対応した第2排気側動弁カム642…が設けられるカムシャフト65を有し、更に第1排気側動弁カム641…に従動して摺動する有底円筒状のバルブリフタ661…と、第2排気側動弁カム642…に従動して摺動する有底円筒状のバルブリフタ662…とを備えている。

【0051】

カムシャフト65は、第1及び第2排気弁471…, 472…におけるバルブシステム51…の軸線延長線と直交する軸線を有し、吸気側動弁装置58のカムシャフト60と同様に、シリンダヘッド40と、該シリンダヘッド40に結合されるヘッドカバー41との間に回転自在に支持されている。バルブリフタ661…は、第1排気弁471…におけるバルブシステム51…の軸線と同軸方向でシリンダヘッド40に摺動自在に嵌合され、該バルブリフタ661…の閉塞端外面が第1排気側動弁カム641…に摺接されている。

また、バルブリフタ662…は、第2排気弁472…におけるバルブシステム51…の軸線と同軸方向でシリンダヘッド40に摺動自在に嵌合されており、該バルブリフタ662…の閉塞端外面が第2排気側動弁カム642…に摺接されている。

【0052】

第2排気弁472のバルブシステム51…のステムエンドはシム67を介してバルブリフタ662の閉塞端内面に当接され、エンジンEの作動中は、第2排気側動弁カム642…により常時開閉作動する。また、第1排気弁471のバルブシステム51…のステムエンド51aとバルブリフタ661との間には、バルブリフタ661から第1排気弁471への開弁方向の押圧力の作用・非作用を切換可能であって、エンジンEの特定の運転域、例えば、低速運転域などの低負荷域では押圧力を非作用状態としてバルブリフタ661の摺動動作にかかわらず第1排気弁471を休止状態とする弁休止機構69が設けられている。排気側動弁装置68の弁休止機構69は、吸気側動弁装置58における弁休止機構63(図5参照)と同様に構成されている。

【0053】

ここで、#3気筒においては前述した#4気筒と同様の構成の弁休止機構63と弁休止機構69が#4気筒とは逆に第2排気弁472(第2排気弁口452に対応)と第2吸気弁462(第2吸気弁開口442に対応)とに設けられている。更に、#1気筒及び#2気筒は全ての吸気弁461, 462、排気弁471, 472に弁休止機構63と弁休止機構69が設けられている。

したがって、#1気筒、#2気筒では弁休止機構63, 69が全ての機関弁に設けられているため、これら弁休止機構63, 69が気筒休止機構として機能し、全ての機関弁が休止する気筒休止(気筒としては休止可能気筒)を行うことができる。また、#3気筒、#4気筒では吸気側と排気側で各1個の機関弁を休止させるバルブ休止(気筒としては常時稼動気筒)が行えることとなる。

【0054】

図1に示すように、シリンダヘッド40の#4気筒側の側壁にはカムチェーンケースCが設けられ、このカムチェーンケースC内には吸気側及び排気側動弁装置58, 68のカムシャフト60, 65を駆動するための図示しないカムチェーンが収納されている。このカムチェーンケースCの反対側のシリンダヘッド40の側壁には、吸気側及び排気側動弁装置58, 68の弁休止機構63…, 69…(図2及び図3参照)に作動油を供給制御する油圧制御弁(可変バルブ数制御機構)113A、113B, 113Cの接続ポートPA, PB, PCが形成されている。

【0055】

ここで接続ポートPAは、シリンダヘッド40内にシリンダヘッド40の前後方向中央部と各吸気弁口との間を長手方向に沿って、#2気筒の第2吸気弁開口442の配置位置まで延出し、この#2気筒の第2吸気弁開口442と#2気筒の第2排気弁口452に向

10

20

30

30

40

50

かって分岐する作動油供給路 103A に接続されている。

接続ポート P B は、シリンダヘッド 40 内にシリンダヘッド 40 の前後方向中央部と各排気弁口との間を長手方向に沿って、#1 気筒の第 1 排気弁開口 451 の配置位置まで延出し、この#1 気筒の第 1 排気弁開口 451 と#1 気筒の第 1 吸気弁開口 441 に向かって分岐する作動油供給路 103B に接続されている。

【0056】

接続ポート P C は、シリンダヘッド 40 内にシリンダヘッド 40 の他側壁内を長手方向に沿って#4 気筒の第 1 排気弁開口 451 の配置位置まで延出し、この#4 気筒の第 1 排気弁開口 451 と#3 気筒の第 2 排気弁口 452 と#2 气筒の第 1 排気弁開口 451 と#1 気筒の第 2 排気弁口 452 とに向かって分岐する作動油供給路 103C に接続されている。10

【0057】

そして、この作動油供給路 103C に対応して、シリンダヘッド 40 の後側壁内にはシリンダヘッド 40 の長手方向に沿って#4 気筒の第 1 吸気弁開口 441 の配置位置まで延する作動油供給路 103C' が形成され、これら作動油供給路 103C と作動油供給路 103C' とが横断通路 103X により連結されている。そして、作動油供給路 103C' は分岐して#4 気筒の第 1 吸気弁開口 441 と#3 气筒の第 2 吸気弁開口 442 と#2 气筒の第 1 吸気弁開口 441 と#1 気筒の第 2 吸気弁開口 442 とに接続されている。

【0058】

したがって、カムチェーンケース C と反対側に位置する気筒、つまり#1 气筒、#2 气筒、#3 气筒のうち#1 气筒と#2 气筒において、全ての機関弁である第 1 吸気弁 461 、第 2 吸気弁 462 、第 1 排気弁 471 、及び第 2 排気弁 472 が休止可能に構成されることとなる。20

【0059】

そして、前記油圧制御弁 113A , 113B , 113C は、各々図示しないソレノイドを ON 作動させることで作動油圧をインポート IN から各接続ポート P A , P B , P C に印加すると共に、 OFF 作動させると、印加した油圧をドレンポート D に導くものであり、これら油圧制御弁 113A , 113B , 113C によって前記作動油供給路 103A 、作動油供給路 103B 、及び作動油供給路 103C (103C') を介して各弁休止機構 63 , 69 に作動油が供給される。尚、図 1 中 IN はインポート、 OUT はアウトポート、 D はドレンポートを示す。30

【0060】

図 9 に示すように、油圧制御弁 113A , 113B , 113C には、オイルパン 120 に貯溜されている作動油が供給される。オイルパン 120 にはポンプ 121 が取り付けられたメイン油圧通路 122 が接続されており、ポンプ 121 の吐出側では油圧制御弁 113A , 113B , 113C に接続される分岐通路 123 がメイン油圧通路 122 から分岐している。また、油圧制御弁 113A , 113B , 113C のドレンポート D (図 1 参照) はドレン通路 124 に接続されており、作動油をオイルパン 120 に回収可能になっている。

【0061】

油圧制御弁 113A , 113B , 113C の制御は、グリップ開度センサ G により検出されるグリップ開度 (スロットル操作量) g やエンジン回転数 N e 、休止判別用磁気センサ 71 等に基づいて電子制御ユニットである ECU 70 において行う。また、 ECU 70 はグリップ開度センサ G の検出値等に基づいてスロットルバルブ開度を最適に設定すべくスロットルバルブ開度センサ 22 によりスロットルバルブ開度を検出しながら各モータ 21A , 21B へ回動指令信号を出力して前記スロットルバルブ TH を制御する。更に、 ECU 70 からの制御信号に基づいてインジェクタ 26 での燃料噴射量が調整される。このように、 ECU 70 は油圧制御弁 113A , 113B , 113C を切り替える手段と、スロットルバルブ開度を制御する手段と、燃料噴射量を制御する手段を備える。40

【0062】

10

20

30

40

50

次に、ECU70の制御により行われるバルブ休止及び気筒休止について、弁休止機構63, 69が配設されている吸気弁461, 462及び排気弁471, 472の動作を中心にして説明する。

図9に示すように、バルブ休止及び気筒休止を行わない場合には、グリップ開度センサG等の検出信号に基づき、ECU70がスロットルバルブ開度センサ22によりスロットルバルブ開度を検出しながら各モータ21A, 21Bに回動指令信号を出力し、スロットルバルブTHを駆動させる。また、ECU70からの制御信号に基づいてインジェクタ26からの燃料噴射量が調整される。

【0063】

ここで、弁休止機構63の油圧室75には作動油供給路103から作動油が供給されており、戻しばね77が縮退してスライドピン76が図9で左寄りに位置している。また、図2に示すような排気側の弁休止機構69も同様にして作動油の油圧がスライドピン76に作用しているものとする。

【0064】

したがって、吸気側動弁装置58から作用する押圧力によってバルブリフタ611が摺動すると、これに応じてピンホルダ74及びスライドピン76が第1吸気弁461側に移動し、これに伴い第1吸気弁461に開弁方向の押圧力が作用して空気と燃料の混合気が第1吸気弁開口441から燃焼室42に吸気される（吸気行程）。そして、燃焼室42内の混合気はピストン39（図2参照）で圧縮された後に図示しない点火プラグにより点火されて燃焼する。

【0065】

また、図2に示すように、排気側動弁装置68から作用する押圧力によってバルブリフタ661が摺動すると、これに応じてピンホルダ74及びスライドピン76が排気弁471側に移動し、これに伴い排気弁471に開弁方向の押圧力が作用して排気ガスが第1排気弁開口451から排気ポート19に排出される（排気行程）。

【0066】

ここで、所定の条件が満たされ、バルブ休止又は気筒休止する場合のECU70の処理を図10のフローチャートに基づいて説明する。まず、ECU70はグリップ開度gを検出し（ステップS1）、インジェクタ26への通電を停止して燃料供給（FI）を停止させる（ステップS2）。その後、排気弁471, 472及び吸気弁641, 642を休止させる（ステップS3）。

【0067】

これら排気弁471, 472及び吸気弁641, 642の休止は以下のよう行われる。

図示しないクランク角センサなどにより排気行程の終了を確認した後に、油圧制御弁113A, 113B, 113Cに制御信号を出力して油圧室75（図5参照）から作動油を排出させ、排気弁471, 472を休止させる。排気弁471, 472の休止の確認には、休止判別用磁気センサ71を用いる。休止判別用磁気センサ71で検出する前記距離dsが、収容孔87と挿通孔81とが一致する位置に相当する距離になったら、ECU70はその休止判別用磁気センサ71に対応する排気弁471, 472が休止したと判定する。

【0068】

排気弁471, 472の休止を確認した後には油圧制御弁113A, 113B, 113Cに制御信号を出力し、吸気弁461, 462を停止させる。吸気弁461, 462の休止の確認も、前記と同様に各吸気弁461, 462のステムエンド49aの近傍に設けた休止判別用磁気センサ71で検出する距離dsに基づいて行う。

そして、スロットルバルブTHをモータ21A, 21Bの駆動により閉状態とし（ステップS4）、点火プラグへの電力供給を遮断する（ステップS5）。この点火カットは数サイクル程度行われ（この実施形態では10サイクル）、その後点火を復帰する。これにより気筒休止を確実に所定のタイミングで行うことが可能となると共に再稼働時の点火プラグの温度低下を防止できるため、気筒再稼働を所定のタイミングで確実に行うことがで

10

20

30

40

50

きる。

【0069】

上述した制御により、図11に示すように作動油がドレン通路124から排出され、戻しばね77の力によりスライドピン76が油圧室75を減じるように移動し、収容孔87がピンホールダ74の挿通孔81に一致する。この状態で吸気側動弁装置68がバルブリフタ611を第1吸気弁461側に移動させても、バルブシステム49のシステムエンド49a(図5参照)が挿通孔81及び収容孔87に収容されるのみで、第1吸気弁461には押圧力が作用せず、第1吸気弁開口441は閉じたままとなる。

【0070】

また、図3に示すような排気側の弁休止機構69からも同様にして作動油が排出され、10
収容孔87がピンホールダ74の挿通孔81に一致し、第1排気弁471には押圧力が作用せず、第1排気弁開口451は閉じたままとなる。

【0071】

次に、休止状態の気筒や、吸気弁461, 462及び排気弁471, 472を復帰させる場合のECU70の処理を図12のフローチャートに基づいて説明する。

最初に、ECU70はグリップ開度gを検出し(ステップS1)、このグリップ開度gに基づき、スロットルバルブ開度センサ22によりスロットルバルブ開度を検出しながらスロットルバルブTHをモータ21A, 21Bを駆動により開状態とする(ステップS12)

そして、吸気弁461, 462及び排気弁471, 472を稼動する(ステップS13)20
)。これら排気弁471, 472及び吸気弁641, 642の稼動は以下のよう行われる。
。

【0072】

まず、油圧制御弁113A, 113B, 113C(図1参照)に制御信号を出力し、スライドピン76に油圧を作用させて移動させ、第1排気弁471を稼動させる。排気弁471, 472の稼動の確認には、休止判別用磁気センサ71を用いる。休止判別用磁気センサ71で検出する前記距離dsが、収容孔87と挿通孔81とが不一致となる位置に相当する距離になったら、ECU70はその休止判別用磁気センサ71に対応する排気弁471, 472が稼動状態に切り換ったと判定する。

【0073】

排気弁471, 472の稼動を確認した後にはECU70から油圧制御弁113A, 113B, 113C(図1参照)に制御信号が出力され、吸気弁461, 462を稼動させる。吸気弁461, 462の稼動の確認は、前記と同様に休止判別用磁気センサ71で検出する距離dsに基づいて行う。そして、吸気弁461, 462の稼動を確認した後に、インジェクタ26を稼動させ、燃料供給を開始する(ステップS14)。尚、この時には点火カットは復帰しているため、燃料供給開始によりエンジンは駆動する。

【0074】

ここで、図14～図16に基づいて、前記グリップ開度gに応じて、機関弁(排気弁471, 472及び吸気弁461, 462)をどのようにして稼動し、前記スロットルバルブTHをどのようにして開いてエンジン出力を増加するかを説明する。尚、図14から図16においてハッチングで示すのは休止している機関弁である。機関弁である吸気弁461, 462及び排気弁471, 472が全て休止(全バルブ休止)すると気筒休止となる。ここで、第1吸気弁461と第1排気弁471、第2吸気弁462と第2排気弁472とは対角線上に配置され、隣接する2気筒の隣接する排気弁471, 472が稼動気筒として構成され、これら排気弁471, 472間には2次空気導入バルブAIが設けられている。

【0075】

図13に示すように、この実施形態のエンジンEは、運転者の加速意思を最も表すグリップ開度gを基本として、稼動すべき気筒と各気筒群のスロットルバルブ開度が一義的に決定されている。具体的には少なくともグリップ開度gの増加に伴い稼動する気筒群

10

20

30

40

50

のグループ数を増加させる。また、エンジン回転数 N_e が閾値より高いか低いかにより気筒を休止するか稼動するかを決定している。これらは ECU 70 によって制御される。

【0076】

最初に、エンジン回転数 N_e が閾値（バルブ切換回転数）より低い場合について説明する。この場合は、各気筒群、ここでは #3 気筒及び #4 気筒の気筒群と、#2 気筒の気筒群（この実施形態では単一の気筒）と #1 気筒の気筒群（この実施形態では単一の気筒）とが各々単一の吸排気弁で運転する低負荷時用の 2 バルブ運転となる。

まず、アイドル状態からグリップ開度 g が開度 g_2 となるまでは #1 気筒及び #2 気筒において気筒休止（全バルブ休止）を行い、#3 気筒、#4 気筒ではバルブ休止を行い、この状態で、グリップ開度 g の増加に応じて、スロットルバルブ開度を増加していく。

【0077】

つまり、図 14 に示す状態で、#3 気筒、#4 気筒のスロットルバルブ TH を開いていく（図 13 に示す 2 気筒 2 バルブ運転）。ここで、この #3 気筒、#4 気筒のグリップ開度に対するスロットルバルブ開度の増加率 (dTH/dg) の平均は、次に開き始める #2 気筒のグリップ開度に対するスロットルバルブ開度の増加率の平均よりも高く設定してある。

【0078】

次に、グリップ開度 g が開度 g_2 になると、#1 気筒において気筒休止（全バルブ休止）を行い、#2 気筒、#3 気筒、及び #4 気筒ではバルブ休止を行ない、この状態で、それ以降は継続してスロットルバルブ開度が増加していく #3 気筒、#4 気筒に加えて #2 気筒のスロットルバルブ TH が開き始める。つまり、図 15 に示す状態で、#3 気筒、#4 気筒に加えて #2 気筒のスロットルバルブ TH が開いていく（図 13 に示す 3 気筒 2 バルブ運転）。ここで、#2 気筒のグリップ開度に対するスロットルバルブ開度の増加率の平均は、次に開き始める #1 気筒のそれよりも高く設定してある。

【0079】

そして、グリップ開度 g_2 が開度 g_1 になると、#1 気筒から #4 気筒までの全気筒でバルブ休止を行い、この状態で、それ以降は継続してスロットルバルブ開度が増加していく #3 気筒、#4 気筒、及び #2 気筒に加えて #1 気筒のスロットルバルブ TH が開き始める。つまり、図 16 に示す状態で、#3 気筒、#4 気筒及び #2 気筒に加えて #1 気筒のスロットルバルブ TH が開いていく（図 13 に示す 4 気筒 2 バルブ運転）。したがって、スロットルバルブ TH の全開時及び全閉時を除いて、#3 気筒及び #4 気筒と、#2 気筒と、#1 気筒とでスロットルバルブ開度は異なることとなる。

【0080】

一方、エンジン回転数 N_e が閾値以上となった場合には、各気筒群が各々 2 つの吸排気弁で運転する高負荷時用の 4 バルブ運転となる。まず、#3 気筒、#4 气筒、#2 気筒及び #1 気筒でバルブ休止をしない状態で、グリップ開度 g に応じてスロットルバルブ開度を順次増加させて、運転者の加速意思に最もあったスロットルバルブ開度を設定している。つまり、図 17 に示す状態で、#3 気筒、#4 気筒、#2 気筒及び #1 気筒の順にスロットルバルブ TH が開いていくのである（図 13 に示す 4 気筒 4 バルブ運転）。

【0081】

したがって、上記実施形態によれば、スロットルバルブ TH の全開時及び全閉時を除いて、#3 気筒及び #4 気筒と、#2 気筒と、#1 気筒とでスロットルバルブ開度を異なるようにし、前気筒群のスロットルバルブ開度が全開となる以前に次の気筒群のスロットルバルブ TH を開くようにした。そのため、全ての気筒群のスロットルバルブ開度を同時に開いて出力を増加する場合に比較して、燃焼効率の良い状態でエンジン E を稼動することが可能となり、燃費向上に寄与することができる。とりわけ、前気筒群のスロットルバルブ開度が全開となる以前に次の気筒群のスロットルバルブが開くため出力段差をなくすることが可能となり、よってスムーズな運転が実現できる。

【0082】

10

20

30

40

50

また、この実施形態では、最初に開く#3気筒及び#4気筒のグリップ開度に対するスロットルバルブ開度の増加率(dTH/dg)の平均が、次に開き始める#2気筒のグリップ開度に対するスロットルバルブ開度の増加率の平均よりも高く設定してあり、更に#2気筒のグリップ開度に対するスロットルバルブ開度の増加率の平均が、次に開き始める#1気筒のそれよりも高く設定してある。つまり、グリップ操作開始時に初めにスロットルバルブが開く気筒の増加率を高く設定し、それ以降順にスロットルバルブが開く気筒で徐々に低くなるように設定している。図13において説明すると3つのラインをより左側のラインほどの傾きを大きく設定している。

【0083】

したがって、低負荷域では前記増加率がより高くなるためスロットルバルブ開度を早めに全開にすることにより、より負荷率の高い領域で運転を行うことが可能となると共に、ポンピングロスを減少させることができるために、燃費向上を図ることができる。

そして、低負荷時には吸入空気量を制限することにより吸入空気の流速を早めることが可能となり、燃焼効率を向上させることができる。また、特定のバルブを休止することにより吸気スワールを発生させることができるとなる。その結果、更に燃費効率を向上させることができる。

【0084】

ここで、図18に示すのは、この発明の第2実施形態であり、図13に示したように#3気筒及び#4気筒と、#2気筒と、#1気筒のグリップ開度に対するスロットルバルブ開度に変化を持たせたものである。即ち、#3気筒及び#4気筒と、#2気筒と、#1気筒との各々に設定されるスロットルバルブ開度は、スロットルバルブ全閉付近ではグリップ開度 g に応じて徐々に増加率を大きくし、全開付近ではグリップ開度 g に応じて徐々に増加率を小さくしてある。具体的には図18中では、#3気筒及び#4気筒と、#2気筒と、#1気筒のスロットルバルブ開度は全開位置の近傍で徐々に前記増加率(立ち上がり)が小さくなり、#2気筒と#1気筒のスロットルバルブ開度は全閉位置の近傍で徐々に増加率(立ち上がり)が大きくなっている。

【0085】

よって、#3気筒及び#4気筒のスロットルバルブ開度の全開付近ではスロットルバルブ開度の増加率を徐々に小さくし、#2気筒のスロットルバルブ開度の開き始めにおいてスロットルバルブ開度の増加率を大きくすることにより、#3気筒及び#4気筒のスロットルバルブ開度が徐々に全開状態になるのを#2気筒のスロットルバルブの開き始めにおける立ち上がりにより補うことが可能となり、したがって、#2気筒の運転開始時における出力変動を低減し、パワー感の向上を図りドライバビリティを高めることができる。

【0086】

また、同様に#2気筒のスロットルバルブ開度の全開付近ではスロットルバルブ開度の増加率を徐々に小さくし、#1気筒のスロットルバルブ開度の開き始めにおいてスロットルバルブ開度の増加率を大きくすることにより、#2気筒のスロットルバルブ開度が徐々に全開状態になるのを#1気筒のスロットルバルブの開き始めにおける立ち上がりにより補うことが可能となり、したがって、#1気筒の運転開始時における出力変動を低減し、パワー感の向上を図りドライバビリティを高めることができる。

【0087】

また、図19に示すのは、この発明の第3実施形態であり、図13に示した第1実施形態の#2気筒と#1気筒のスロットルバルブTHの開き始めの開度を所定開度(例えば5°)に設定したものである。尚、図19には#2気筒の例を示している。

この第3実施形態によれば、#2気筒が稼動する際に全閉状態にある#2気筒のスロットルバルブTHが開く際に生ずるポンピングロスによる出力低下を抑えることができるため、#2気筒の稼動時における出力の落ち込みをなくしスムーズな立ち上がりを確保できる。尚、この実施形態は第2実施形態にも適用できる。

【0088】

また、図20、図21に示すのはこの発明の第4実施形態である。この実施形態では第

10

20

30

40

50

1 実施形態に加えてグリップ開度に対するスロットルバルブ開度の増加率をスロットルバルブ全閉から全開まで増加させたものである。つまり、図 20 に示すように、#3 気筒及び#4 気筒と、#2 気筒と、#1 気筒の立ち上がるラインが、立ち上がり終期ほど立ち上がりの度合いが急になっているのである。

【0089】

図 21 に示すように、一般に任意の気筒におけるエンジン回転数 N_e に対する出力 (P_S) 特性はスロットルバルブ開度に応じて設定されるが、スロットルバルブ開度は全開時 (WOT) の 50% でも全開時 (WOT) に近い特性を示し、出力が全開時 (WOT) から 50% となつたしても出力は同程度に下がるものとはなっていない。そのため、スロットルバルブ開度を決定するグリップ開度、つまり乗員運転意思に対して出力がリニアな出力特性を得られない。言い換えるとスロットルバルブを開いて行くと開操作初期では出力の立ち上がりがある程度得られるのに開操作終期では出力の立ち上がりが得られなくなってくるのである。

【0090】

そこで、この実施形態では、出力の立ち上がりが大きいグリップの操作初期には出力の立ち上がり (前記増加率) を抑え、グリップの操作終期程出力の立ち上がりを大きくしている。よって、グリップ開度に対する出力特性の変化がリニアになりドライバビリティーを向上できる。したがって、運転者の加速意思を示すグリップ開度に対して違和感なく出力が増加して快適な運転を実現できる。

【0091】

また、図 22 ~ 図 24 に示すのはこの発明の第 5 実施形態である。この実施形態ではエンジン回転数 N_e が閾値 θ より高いか低いかによりバルブを休止するか稼動するかを決定しており、閾値 θ よりも低いときには 2 バルブ運転、閾値 θ 以上の場合には 4 バルブ運転を行っている。図 23 に示すように、2 バルブ運転と、4 バルブ運転ではエンジン回転数 N_e に対する出力の特性が異なる。この 2 つの場合を切り替えて使用すると、図 22 に示すように、エンジン回転数 N_e に対する出力の特性において両特性の交差部分であるエンジン回転数 N_e の閾値 θ の位置に出力の落ち込みのある不連続点 P が生ずる。よって、この不連続点 P をなくするために、運転を切り替えるエンジン回転数の閾値 θ の手前から閾値 θ の直後に渡って実際のスロットルバルブ開度を増加している。具体的には、以下に示す計算式から実際のスロットル開度が決定されているが、

$$\text{実スロットルバルブ開度} = \text{スロットル開度基本値} \times \text{補正係数}$$

通常は「1」に設定されている補正係数を前述した落ち込みのある不連続点 P の前後で、不連続点 P でピークとなるように「1」を超える値に増加させて (図 24 参照)、必要とされるスロットル開度となるようにスロットル開度基本値を補正している。

これにより、バルブ数が切り替わる際ににおけるトルク変動を抑え出力特性をリニア (図 22 で鎖線で示す) にすることが可能となりドライバビリティーを向上できる。

【0092】

尚、この発明は上記の実施の形態に限定されるものではなく、自動二輪車を例に説明したが 4 輪自動車にも適用できる。この場合グリップ開度に替えてアクセルペダル開度を用いることができる。また、4 気筒で各気筒に 4 つの吸排気弁を備えた場合を例にして説明したが、1 気筒に吸気弁と排気弁を 1 つずつ有するエンジンにも適用できる。更に、4 気筒エンジンに限らず、6 気筒エンジンで 3 つの気筒を 1 グループの気筒群とし 2 つの気筒を他の 1 つのグループの気筒群として、残りの 1 つの気筒を単一ではあるが 1 つのグループの気筒群とするなど、気筒の組み合わせ、気筒群の数は自由に設定できる。そして、弁休止機構は一例であって、ロッカーアームを用いて弁休止を行う形式の弁休止機構を採用することができる。また、全ての気筒を全バルブ休止するようにしてもよい。更に、例えば 2 気筒運転時においてエンジン回転数 N_e が閾値 θ を超えると 4 気筒運転になる場合で説明したが、エンジン回転数 N_e に応じて 2 気筒運転から 3 気筒運転、更に 4 気筒運転へと移行するようにしてもよい等様々な態様が採用可能である。

【図面の簡単な説明】

10

20

30

40

50

【0093】

【図1】本発明の実施形態における要部平面図である。

【図2】図1の2-2線に沿う断面図である。

【図3】図1の3-3線に沿う断面図である。

【図4】図1の4-4線に沿う断面図である。

【図5】図2の部分拡大断面図である。

【図6】ピンホルダを上方から見た斜視図である。

【図7】ピンホルダを下方から見た斜視図である。

【図8】スライドピンの斜視図である。

【図9】バルブ作動状態を示すシステム図である。

10

【図10】バルブ稼動からバルブ休止の処理を示すフローチャートである。

【図11】バルブ休止状態を示すシステム図である。

【図12】バルブ休止からバルブ稼動の処理を示すフローチャートである。

【図13】グリップ開度に対しスロットルバルブ開度とエンジン回転数との関係を示すグラフ図である。

【図14】グリップ開度が0からg2までの間のバルブの状態を示す説明図である。

【図15】グリップ開度がg2からg1までの間のバルブの状態を示す説明図である。

【図16】グリップ開度がg2以上の状態でのバルブの状態を示す説明図である。

20

【図17】4バルブ運転でのバルブの状態を示す説明図である。

【図18】第2実施形態のグリップ開度とスロットルバルブ開度との関係を示すグラフ図である。

【図19】第3実施形態のグリップ開度とスロットルバルブ開度との関係を部分的に示すグラフ図である。

【図20】第4実施形態のグリップ開度とスロットルバルブ開度との関係を示すグラフ図である。

【図21】エンジン回転数と出力との関係を示すグラフ図である。

【図22】第5実施形態のエンジン回転数と出力との関係を示すグラフ図である。

【図23】2バルブ運転と4バルブ運転におけるエンジン回転数と出力との関係を示すグラフ図である。

30

【図24】エンジン回転数とスロットル開度補正係数との関係を示すグラフ図である。

【符号の説明】

【0094】

63, 69 弁休止機構（気筒休止機構）

70 ECU（スロットルバルブ制御部）

113A、113B、113C 油圧制御弁（可変バルブ数制御機構）

閾値（バルブ切換回転数）

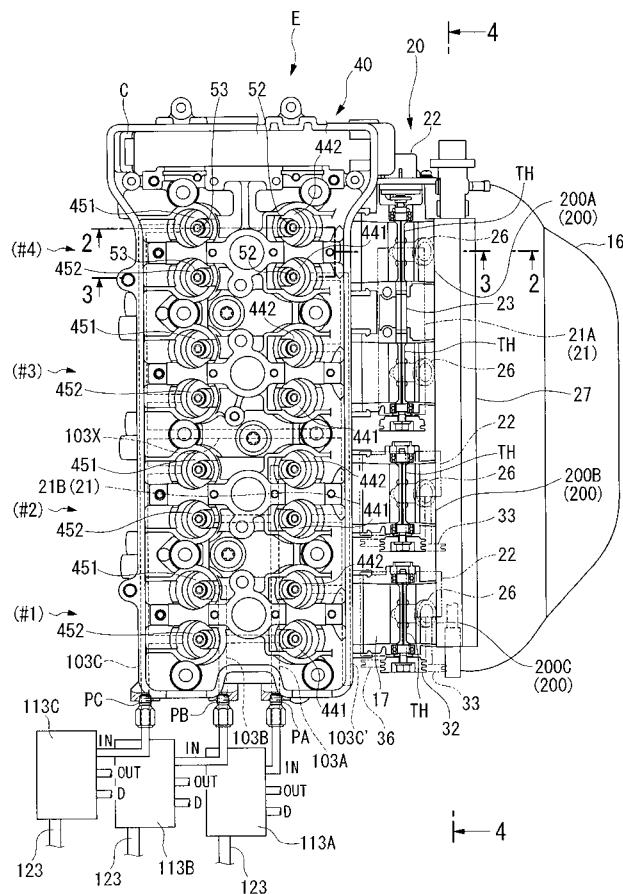
TH スロットルバルブ

g グリップ開度（スロットル操作量）

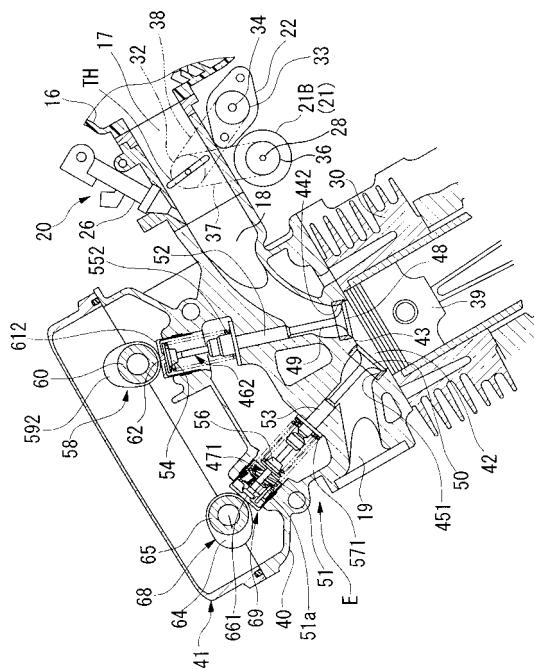
dTH / d g 増加率

40

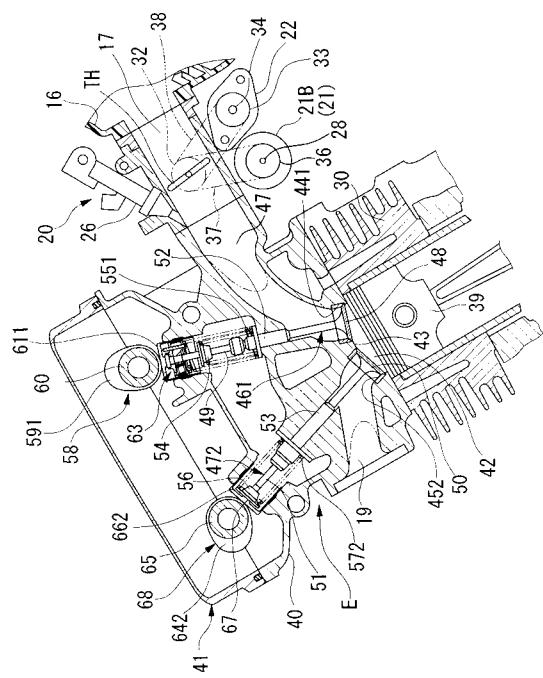
【図1】



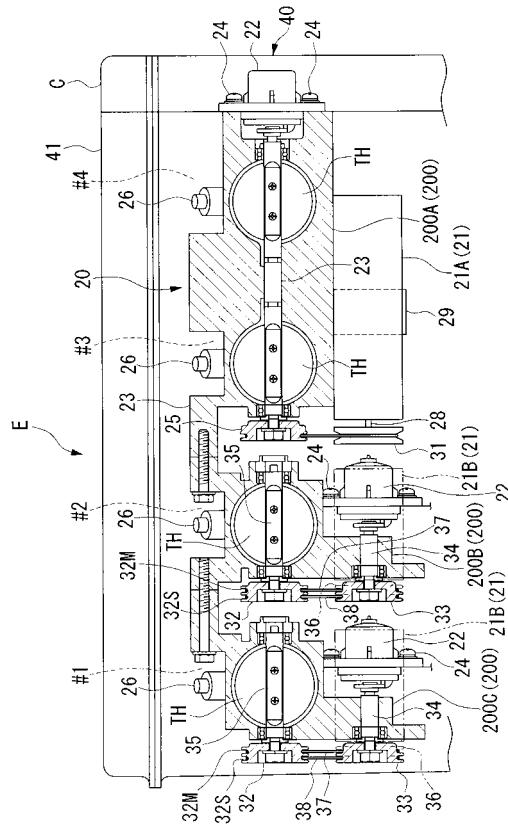
【 図 2 】



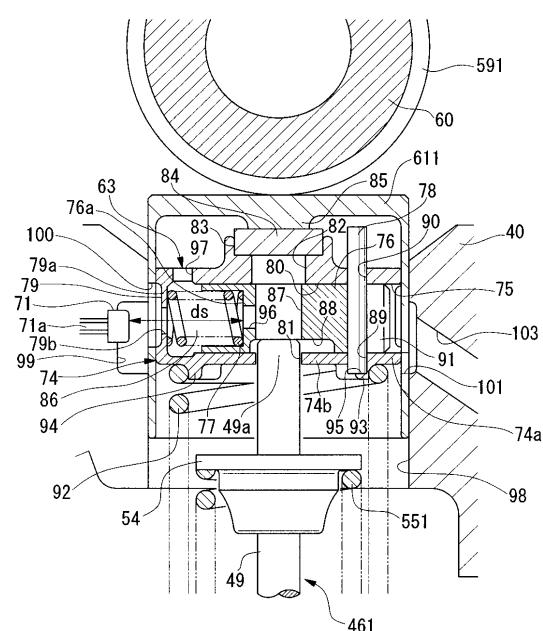
【図3】



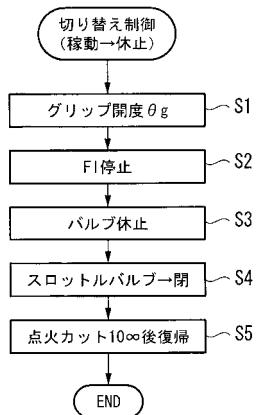
【 四 4 】



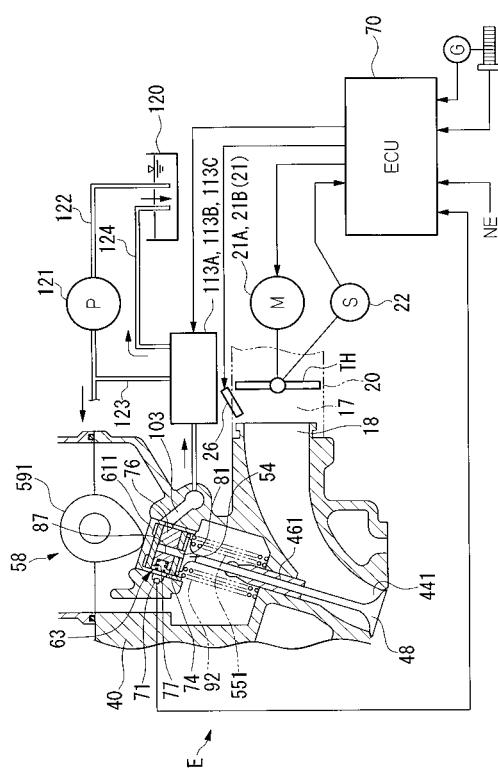
【図5】



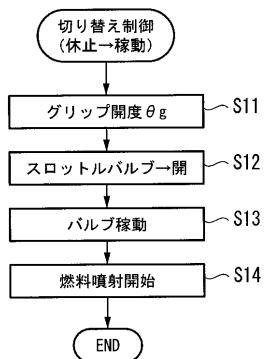
【図10】



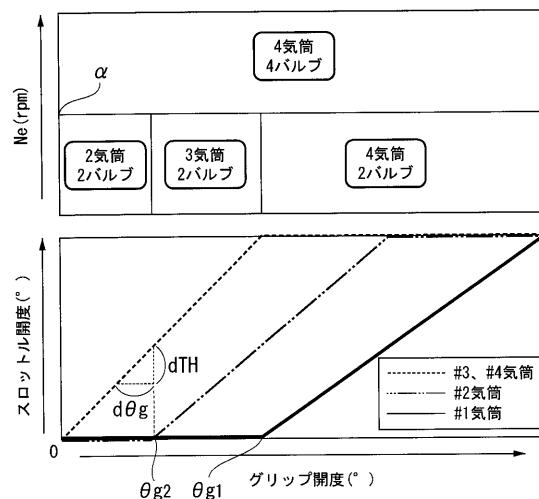
【図11】



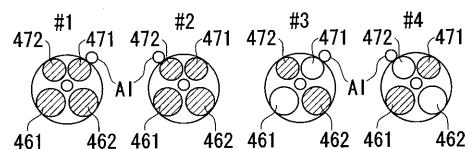
【図12】



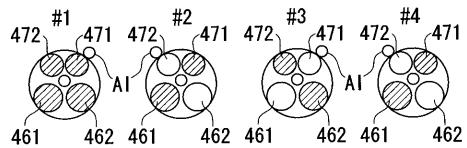
【図13】



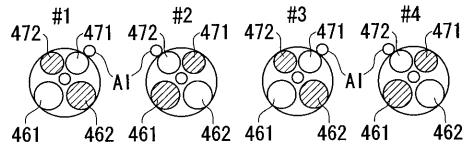
【図14】



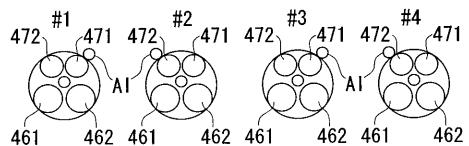
【図15】



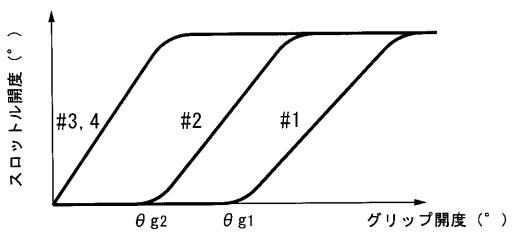
【図16】



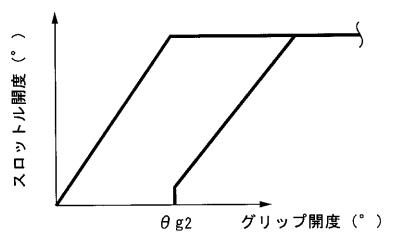
【図17】



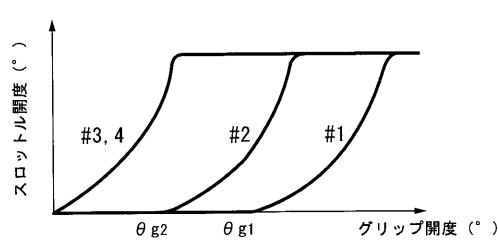
【図18】



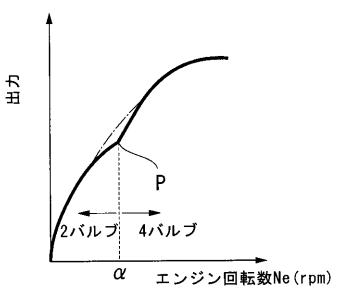
【図19】



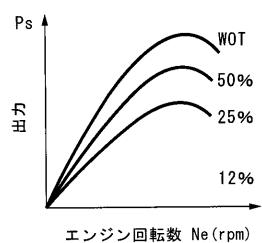
【図20】



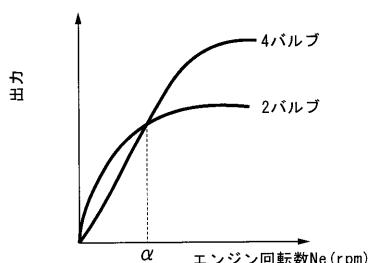
【図22】



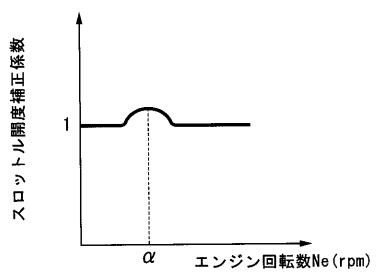
【図21】



【図23】



【図24】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.	F I	テーマコード(参考)
F 02 D 41/02 (2006.01)	F 02 D 13/02	H
F 02 D 43/00 (2006.01)	F 02 D 13/02	J
F 02 D 45/00 (2006.01)	F 02 D 17/02	H
	F 02 D 17/02	M
	F 02 D 41/02	3 1 0 C
	F 02 D 43/00	3 0 1 K
	F 02 D 43/00	3 0 1 Z
	F 02 D 45/00	3 0 1 D

(72)発明者 前原 勇人
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 斎藤 信二
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 堀田 万仁
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 津久井 孝明
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

F ターム(参考) 3G065 AA04 AA05 BA01 CA13 DA04 EA09 EA12 FA08 GA00 GA10
GA41 GA46 KA05 KA36
3G092 AA11 AA14 AC04 CA07 CB02 DA06 DA11 DC03 DG08 EA09
FA05 GA05 GA17 HA06Z HA12Z HE01Z HF08Z
3G301 HA07 HA19 HA26 JA05 KA08 KA24 LA03 LA07 LC03 NA08
NE04 PA11Z PE01Z PE10Z PF03Z
3G384 AA07 AA27 BA05 BA26 BA28 CA06 CA17 DA15 ED07 EG03
FA04Z FA06Z FA49Z FA56Z