

【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】

10

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。

20

【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。

30

【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】**

40

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】

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る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ることが可能となる。

【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開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

10

20

30

40

50

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。

【 0 0 0 9 】

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 1 1 3 A、1 1 3 B、1 1 3 C）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。

【 0 0 1 0 】

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。

【 0 0 1 1 】

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】

【 0 0 1 2 】

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。

【 0 0 1 3 】

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。

【 0 0 1 4 】

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を高めることができる効果がある。

【 0 0 1 5 】

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。

【 0 0 1 6 】

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、シリンダブロック30の上面にシリンダヘッド40が固定され、更にシリンダヘッド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】

20

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。

【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プーリ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 2 6 は、燃料供給パイプ 2 7 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 2 0 0 A の前記インジェクタ 2 6 の反対側には、第 3 - 4 モータ 2 1 A がその駆動軸 2 8 を第 3 - 4 シャフト 2 3 に平行にした状態で締め付け具 2 9 により取り付けられている。ここで、第 3 - 4 モータ 2 1 A の駆動軸 2 8 のカムチェーンケース C とは反対側の端部にはプーリ 3 1 が取り付けられている。

【 0 0 2 5 】

第 2 スロットルボディ本体 2 0 0 B のスロットルバルブ T H を開閉させるプーリ 3 2 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 2 0 0 B の下部にはスロットルバルブ開度センサ 2 2 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 2 2 のセンサ軸 3 4 にはカムチェーンケース C とは反対側の端部にプーリ 3 3 が取り付けられている。

10

【 0 0 2 6 】

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 2 2 の前側であって、前記インジェクタ 2 6 の反対側には、図示しないブラケットを介してモータ 2 1 B がその駆動軸をスロットルバルブ T H のシャフト 3 5 と平行に取り付けられ、モータ 2 1 B の駆動軸のカムチェーンケース C の反対側の端部にプーリ 3 6 が取り付けられている。

そして、プーリ 3 2 のプーリ溝 3 2 M とモータ 2 1 B のプーリ 3 6 のプーリ溝とが無端ワイヤ 3 7 で連係され、前記シャフト 3 5 のプーリ 3 2 のプーリ溝 3 2 S とスロットルバルブ開度センサ 2 2 のプーリ 3 3 のプーリ溝とが無端ワイヤ 3 8 で連係されている。

【 0 0 2 7 】

20

同様に、第 1 スロットルボディ本体 2 0 0 C のカムチェーンケース C とは反対側の端部には、プーリ 3 2 , 3 3 , 3 6 が取り付けられ、第 1 スロットルボディ本体 2 0 0 C の下部にはスロットルバルブ開度センサ 2 2 とモータ 2 1 B が前後して取り付けられている。そして、プーリ 3 2 とモータ 2 1 B のプーリ 3 6 が無端ワイヤ 3 7 で連係され、プーリ 3 2 とスロットルバルブ開度センサ 2 2 のプーリ 3 3 が無端ワイヤ 3 8 で連係されている。

【 0 0 2 8 】

図 2 及び図 3 に示すように、シリンダヘッド 4 0 は、シリンダブロック 3 0 及びピストン 3 9 と共に燃焼室 4 2 を形成する凹部 4 3 を有し、この凹部 4 3 には、吸気弁開口 4 4 1 , 4 4 2 と排気弁開口 4 5 1 , 4 5 2 が形成されている。第 1 吸気弁開口 4 4 1 は第 1 吸気弁 4 6 1 により開閉され、第 2 吸気弁開口 4 4 2 は第 2 吸気弁 4 6 2 で開閉される。また、第 1 排気弁開口 4 5 1 は第 1 排気弁 4 7 1 により開閉され、排気弁開口 4 5 2 は第 2 排気弁 4 7 2 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 4 6 1 が休止可能な吸気弁であり、第 1 排気弁 4 7 1 が休止可能な排気弁である。

30

ここで、第 1 吸気弁 4 6 1 と第 1 排気弁 4 7 1、第 2 吸気弁 4 6 2 と第 2 排気弁 4 7 2 とは対角線上に配置されている。

【 0 0 2 9 】

第 1 及び第 2 吸気弁 4 6 1 , 4 6 2 は、対応する吸気弁開口 4 4 1 , 4 4 2 を閉鎖し得る弁体部 4 8 にバルブステム 4 9 の基端が一体に連設されたもので、第 1 及び第 2 排気弁 4 7 1 , 4 7 2 は、対応する排気弁開口 4 5 1 , 4 5 2 を閉鎖し得る弁体部 5 0 にバルブステム 5 1 の基端が一体に連設されて構成されている。

40

【 0 0 3 0 】

第 1 及び第 2 吸気弁 4 6 1 , 4 6 2 のバルブステム 4 9 ... は、シリンダヘッド 4 0 に設けられたガイド筒 5 2 ... に摺動自在に嵌合されている。また、第 1 及び第 2 排気弁 4 7 1 , 4 7 2 のバルブステム 5 1 ... は、シリンダヘッド 4 0 に設けられたガイド筒 5 3 ... に摺動自在に嵌合されている。

【 0 0 3 1 】

第 1 吸気弁 4 6 1 のバルブステム 4 9 であってガイド筒 5 2 から上方へ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 1 により、第 1 吸気弁 4 6 1 が第 1 吸気弁開口 4 4 1 を閉じる方向に付勢されている。また、吸気弁 4 6 2 のバルブステム 4 9 であってガイド筒 5 2 から上

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 排気弁開口 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パピン 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 が設けられている。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、鉄もしくははアルミ

10

20

30

40

50

ニウム合金のロストワックス鑄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 7 4 の外周面、即ちリング部 7 4 a の外周面と、バルブリフタ 6 1 1 の内周面とは浸炭処理が施されている。

【 0 0 3 9 】

架橋部 7 4 b にはその長手方向、即ちバルブリフタ 6 1 1 の軸線と直交する方向に軸線を有する摺動孔 8 0 が設けられている。摺動孔 8 0 は一端を前記環状溝 7 9 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 7 4 b の中央下部には、摺動孔 8 0 に連通する挿通孔 8 1 が設けられている。架橋部 7 4 b の中央上部には、摺動孔 8 0 に連通する延長孔 8 2 が挿通孔 8 1 と同軸に設けられている。この延長孔 8 2 の周囲の架橋部 7 4 b には、円筒状の収容筒部 8 3 が延長孔 8 2 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 7 4 b の上部には摺動孔 8 0 の一端（開放端）にあたる部分から延長孔 8 2 に至るまでの間に、摺動孔 8 0 に連通する装着孔 9 0 が設けられている。同様に、図 5 に示すように、架橋部 7 4 b の下部には摺動孔 8 0 の一端にあたる部分から挿通孔 8 1 に至るまでの間に、摺動孔 8 0 と連通する装着孔 8 9 が設けられている。装着孔 8 9 は装着孔 9 0 に同軸に設けられ、ここにストッパピン 7 8 が装着される。

10

【 0 0 4 0 】

尚、ピンホルダ 7 4 の収容筒部 8 3 には円盤状のシム 8 4 が嵌合され、延長孔 8 2 の端部が閉塞される。このシム 8 4 にはバルブリフタ 6 1 1 の閉塞端内面中央部に設けられた突部 8 5 が当接する。ピンホルダ 7 4 下部の挿通孔 8 1 には第 1 吸気弁 4 6 1 のバルブステム 4 9 のステムエンド 4 9 a が挿通される。そして、摺動孔 8 0 にはスライドピン 7 6 が摺動自在に嵌合される。スライドピン 7 6 の一端とバルブリフタ 6 1 1 の内面との間には、環状溝 7 9 に通じる油圧室 7 5 が形成され、スライドピン 7 6 の他端と摺動孔 8 0 の閉塞端との間に形成されるばね室 8 6 内には戻しばね 7 7 が収納される。ピンホルダ 7 4 が合成樹脂から成るものであるときには、スライドピン 7 6 との摺接部のみ金属製としてもよい。

20

【 0 0 4 1 】

図 5 及び図 8 に示すように、スライドピン 7 6 の軸方向中間部には、収容孔 8 7 が設けられている。収容孔 8 7 は前記挿通孔 8 1 及び延長孔 8 2 に同軸に連なりバルブステム 4 9 のステムエンド 4 9 a を収容可能な径を有する。更に、収容孔 8 7 の挿通孔 8 1 側の端部は、挿通孔 8 1 に対向してスライドピン 7 6 の下部外側面に形成される平坦な当接面 8 8 に開口されている。ここで、当接面 8 8 はスライドピン 7 6 の軸線方向に沿って比較的長く形成され、収容孔 8 7 は、当接面 8 8 のばね室 8 6 側の部分に開口されている。また、スライドピン 7 6 の一端側には、油圧室 7 5 側に開口するスリット 9 1 が設けられている。尚、このスライドピン 7 6 には磁石などの磁気発生材が埋め込まれており、後述する休止判別用磁気センサ 7 1 の検出精度が高まるようにしている。

30

【 0 0 4 2 】

また、スライドピン 7 6 には、ばね室 8 6 を収容孔 8 7 に通じさせる連通孔 9 6 が設けられており、スライドピン 7 6 が軸方向に移動した際のばね室 8 6 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 7 4 には、ピンホルダ 7 4 及びバルブリフタ 6 1 1 間の空間をばね室 8 6 に通じさせる連通孔 9 7 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 8 6 を形成する環状溝 7 9 の壁部 7 9 a には開口 7 9 b が形成されている。この開口 7 9 b の径は、戻しばね 7 7 の径よりも小さく設定されている。

40

【 0 0 4 3 】

更に、ピンホルダ 7 4 とシリンダヘッド 4 0 との間には、ピンホルダ 7 4 に装着されるシム 8 4 をバルブリフタ 6 1 1 の前記突部 8 5 に当接させる方向に前記ピンホルダ 7 4 を付勢するコイルばね 9 2 が設けられている。このコイルばね 9 2 はその外周がバルブリフタ 6 1 1 の内面に接触することを回避する位置でバルブステム 4 9 を圍繞するように取り付けられ、ピンホルダ 7 4 の架橋部 7 4 b には、コイルばね 9 2 の端部をバルブステム 4 9 の軸線に直交する方向で位置決めする一対の突起 9 3 , 9 4 が一体に突設されている。

50

【 0 0 4 4 】

両突起 9 3 , 9 4 は、コイルばね 9 2 の線径以下の突出量でピンホルダ 7 4 に一体に突設され、バルブステム 4 9 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 9 3 , 9 4 のうち一方の突起 9 3 には、ストッパピン 7 8 の第 1 吸気弁 4 6 1 側の端部に当接してストッパピン 7 8 が第 1 吸気弁 4 6 1 側に移動することを阻止するための段部 9 5 が形成されている。

【 0 0 4 5 】

シリンダヘッド 4 0 にはバルブリフタ 6 1 1 を摺動自在に支持すべく該バルブリフタ 6 1 1 を嵌合させる支持孔 9 8 が設けられ、この支持孔 9 8 の内面には、バルブリフタ 6 1 1 を囲繞する環状凹部 9 9 が設けられている。この環状凹部 9 9 はシリンダヘッド 4 0 内に形成された作動油圧供給路 1 0 3 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 6 1 1 には、環状凹部 9 9 をピンホルダ 7 4 の環状溝 7 9 に連通させる連通孔 1 0 0 と解放孔 1 0 1 が設けられている。

【 0 0 4 6 】

連通孔 1 0 0 はバルブリフタ 6 1 1 の支持孔 9 8 内での摺動にかかわらず環状凹部 9 9 と環状溝 7 9 を連通させる位置に設けられている。解放孔 1 0 1 はバルブリフタ 6 1 1 が図 5 で示すような最上方位位置に移動したときには、環状凹部 9 9 をピンホルダ 7 4 よりも下方でバルブリフタ 6 1 1 内に通じさせるが、バルブリフタ 6 1 1 が図 5 で示すような最上方位位置から下方に移動するのに伴って環状凹部 9 9 との連通が遮断される位置でバルブリフタ 6 1 1 に設けられており、この解放孔 1 0 1 からバルブリフタ 6 1 1 内に作動油が潤滑油として噴出される。

【 0 0 4 7 】

作動油圧供給路 1 0 3 から連通孔 1 0 0 、解放孔 1 0 1 を経てピンホルダ 7 4 の環状溝 7 9 に供給される作動油は摺動孔 8 0 の一端から油圧室 7 5 に供給される。スライドピン 7 6 は、油圧室 7 5 の油圧により該スライドピン 7 6 の一端側に作用する油圧力と、戻しばね 7 7 によりスライドピン 7 6 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 7 5 の油圧が低圧である非作動時には、挿通孔 8 1 に挿通されているバルブステム 4 9 のステムエンド 4 9 a が収容孔 8 7 及び延長孔 8 2 に収容されるように図 5 の右側に移動し、油圧室 7 5 の油圧が高圧になった作動状態では、収容孔 8 7 を挿通孔 8 1 及び延長孔 8 2 の軸線からずらせ、バルブステム 4 9 のステムエンド 4 9 a がスライドピン 7 6 の当接面 8 8 に当接するように図 5 の左側に移動する。

【 0 0 4 8 】

ここで、スライドピン 7 6 の軸線まわりの回転は前記ストッパピン 7 8 により阻止されている。ストッパピン 7 8 は、スライドピン 7 6 の前記スリット 9 1 を貫通する。即ち、ストッパピン 7 8 は、スライドピン 7 6 の軸線方向への移動を許容しつつスライドピン 7 6 を貫通してピンホルダ 7 4 に装着されることになり、スリット 9 1 の内端閉塞部にストッパピン 7 8 が当接することによりスライドピン 7 6 の油圧室 7 5 側への移動端も規制されることになる。

【 0 0 4 9 】

更に、シリンダヘッド 4 0 の環状凹部 9 9 には、バルブリフタ 6 1 1 の連通孔 1 0 0 及びピンホルダ 7 6 の開口 7 9 b に臨んで休止判別用磁気センサ 7 1 が取り付けられている。この休止判別用磁気センサ 7 1 は、該休止判別用磁気センサ 7 1 から連通孔 1 0 0 及び前記開口 7 9 b を通り、スライドピン 7 6 の壁部 7 6 a に至るまでの距離 d s 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 7 6 が移動するときに発生する磁束変化から距離 d s を検出するセンサである。この休止判別用磁気センサ 7 1 には検出結果を出力するケーブル 7 1 a が接続されている。このケーブル 7 1 a はシリンダヘッド 4 0 内に形成された挿通孔を通過し、後述する E C U (スロットルバルブ制御部) 7 0 (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 d s を検出するセンサ、静電容量の変化から距離 d s を検出するセンサ、超音波により距離 d s を検出するセンサなどでもよい。

10

20

30

40

50

【 0 0 5 0 】

図 2 及び図 3 に示すように、各燃焼室 4 2 ... の第 1 及び第 2 排気弁 4 7 1 ... , 4 7 2 ... は排気側動弁装置 6 8 により駆動される。この排気側動弁装置 6 8 は、第 1 排気弁 4 7 1 ... に各々対応した第 1 排気側動弁カム 6 4 1 ... ならびに第 2 排気弁 4 7 2 ... に各々対応した第 2 排気側動弁カム 6 4 2 ... が設けられるカムシャフト 6 5 を有し、更に第 1 排気側動弁カム 6 4 1 ... に従動して摺動する有底円筒状のバルブリフタ 6 6 1 ... と、第 2 排気側動弁カム 6 4 2 ... に従動して摺動する有底円筒状のバルブリフタ 6 6 2 ... とを備えている。

【 0 0 5 1 】

カムシャフト 6 5 は、第 1 及び第 2 排気弁 4 7 1 ... , 4 7 2 ... におけるバルブステム 5 1 ... の軸線延長線と直交する軸線を有し、吸気側動弁装置 5 8 のカムシャフト 6 0 と同様に、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 6 1 ... は、第 1 排気弁 4 7 1 ... におけるバルブステム 5 1 ... 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 6 1 ... の閉塞端外面が第 1 排気側動弁カム 6 4 1 ... に摺接されている。

また、バルブリフタ 6 6 2 ... は、第 2 排気弁 4 7 2 ... におけるバルブステム 5 1 ... 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ており、該バルブリフタ 6 6 2 ... の閉塞端外面が第 2 排気側動弁カム 6 4 2 ... に摺接されている。

【 0 0 5 2 】

第 2 排気弁 4 7 2 のバルブステム 5 1 ... のステムエンドはシム 6 7 を介してバルブリフタ 6 6 2 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 6 4 2 ... により常時開閉作動する。また、第 1 排気弁 4 7 1 のバルブステム 5 1 ... のステムエンド 5 1 a とバルブリフタ 6 6 1 との間には、バルブリフタ 6 6 1 から第 1 排気弁 4 7 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 6 1 の摺動動作にかかわらず第 1 排気弁 4 7 1 を休止状態とする弁休止機構 6 9 が設けられている。排気側動弁装置 6 8 の弁休止機構 6 9 は、吸気側動弁装置 5 8 における弁休止機構 6 3 (図 5 参照) と同様に構成されている。

【 0 0 5 3 】

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 6 3 と弁休止機構 6 9 が # 4 気筒とは逆に第 2 排気弁 4 7 2 (第 2 排気弁口 4 5 2 に対応) と第 2 吸気弁 4 6 2 (第 2 吸気弁開口 4 4 2 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 4 6 1 , 4 6 2 、排気弁 4 7 1 , 4 7 2 に弁休止機構 6 3 と弁休止機構 6 9 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 6 3 , 6 9 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 6 3 , 6 9 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。

【 0 0 5 4 】

図 1 に示すように、シリンダヘッド 4 0 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 5 8 , 6 8 のカムシャフト 6 0 , 6 5 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 4 0 の側壁には、吸気側及び排気側動弁装置 5 8 , 6 8 の弁休止機構 6 3 ... , 6 9 ... (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) 1 1 3 A 、 1 1 3 B , 1 1 3 C の接続ポート P A , P B , P C が形成されている。

【 0 0 5 5 】

ここで接続ポート P A は、シリンダヘッド 4 0 内にシリンダヘッド 4 0 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 4 4 2 の配置位置まで延出し、この # 2 気筒の第 2 吸気弁開口 4 4 2 と # 2 気筒の第 2 排気弁口 4 5 2 に向

10

20

30

40

50

かって分岐する作動油供給路 1 0 3 A に接続されている。

接続ポート P B は、シリンダヘッド 4 0 内にシリンダヘッド 4 0 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 4 5 1 の配置位置まで延出し、この # 1 気筒の第 1 排気弁開口 4 5 1 と # 1 気筒の第 1 吸気弁開口 4 4 1 に向かって分岐する作動油供給路 1 0 3 B に接続されている。

【 0 0 5 6 】

接続ポート P C は、シリンダヘッド 4 0 内にシリンダヘッド 4 0 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 4 5 1 の配置位置まで延出し、この # 4 気筒の第 1 排気弁開口 4 5 1 と # 3 気筒の第 2 排気弁開口 4 5 2 と # 2 気筒の第 1 排気弁開口 4 5 1 と # 1 気筒の第 2 排気弁開口 4 5 2 とに向かって分岐する作動油供給路 1 0 3 C に接続されている。

10

【 0 0 5 7 】

そして、この作動油供給路 1 0 3 C に対応して、シリンダヘッド 4 0 の後側壁内にはシリンダヘッド 4 0 の長手方向に沿って # 4 気筒の第 1 吸気弁開口 4 4 1 の配置位置まで延出する作動油供給路 1 0 3 C ' が形成され、これら作動油供給路 1 0 3 C と作動油供給路 1 0 3 C ' とが横断通路 1 0 3 X により連結されている。そして、作動油供給路 1 0 3 C ' は分岐して # 4 気筒の第 1 吸気弁開口 4 4 1 と # 3 気筒の第 2 吸気弁開口 4 4 2 と # 2 気筒の第 1 吸気弁開口 4 4 1 と # 1 気筒の第 2 吸気弁開口 4 4 2 とに接続されている。

【 0 0 5 8 】

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 気筒、# 2 気筒、# 3 気筒のうち # 1 気筒と # 2 気筒において、全ての機関弁である第 1 吸気弁 4 6 1、第 2 吸気弁 4 6 2、第 1 排気弁 4 7 1、及び第 2 排気弁 4 7 2 が休止可能に構成されることとなる。

20

【 0 0 5 9 】

そして、前記油圧制御弁 1 1 3 A , 1 1 3 B , 1 1 3 C 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 I N 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 1 1 3 A , 1 1 3 B , 1 1 3 C によって前記作動油供給路 1 0 3 A、作動油供給路 1 0 3 B、及び作動油供給路 1 0 3 C (1 0 3 C ') を介して各弁休止機構 6 3 , 6 9 に作動油が供給される。尚、図 1 中 I N はインポート、O U T はアウトポート、D はドレンポートを示す。

30

【 0 0 6 0 】

図 9 に示すように、油圧制御弁 1 1 3 A , 1 1 3 B , 1 1 3 C には、オイルパン 1 2 0 に貯溜されている作動油が供給される。オイルパン 1 2 0 にはポンプ 1 2 1 が取り付けられたメイン油圧通路 1 2 2 が接続されており、ポンプ 1 2 1 の吐出側では油圧制御弁 1 1 3 A , 1 1 3 B , 1 1 3 C に接続される分岐通路 1 2 3 がメイン油圧通路 1 2 2 から分岐している。また、油圧制御弁 1 1 3 A , 1 1 3 B , 1 1 3 C のドレンポート D (図 1 参照) はドレン通路 1 2 4 に接続されており、作動油をオイルパン 1 2 0 に回収可能になっている。

【 0 0 6 1 】

油圧制御弁 1 1 3 A , 1 1 3 B , 1 1 3 C 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 7 1 等に基づいて電子制御ユニットである E C U 7 0 において行う。また、E C U 7 0 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 2 2 によりスロットルバルブ開度を検出しながら各モータ 2 1 A , 2 1 B へ回動指令信号を出力して前記スロットルバルブ T H を制御する。更に、E C U 7 0 からの制御信号に基づいてインジェクタ 2 6 での燃料噴射量が調整される。このように、E C U 7 0 は油圧制御弁 1 1 3 A , 1 1 3 B , 1 1 3 C 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

【 0 0 6 2 】

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に回転指令信号を出力し、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に行われる。

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、バルブステム49のステムエンド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、収容孔87がピンホルダ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）。これら排気弁471、472及び吸気弁641、642の稼動は以下のように行われる。

【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 d_s 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、472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 d_s 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ゆく。

10

【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 を開いてゆく（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ゆく #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 が開いてゆく（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。

20

【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ゆく #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 が開いてゆく（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。

30

【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 気筒、#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 が開いてゆくのである（図 13 に示す 4 気筒 4 バルブ運転）。

40

【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らせるようにし、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】

50

また、この実施形態では、最初に開く # 3 気筒及び # 4 気筒のグリッパ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、次に関き始める # 2 気筒のグリッパ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 気筒のグリッパ開度に対するスロットルバルブ開度の増加率の平均が、次に関き始める # 1 気筒のそれよりも高く設定してある。つまり、グリッパ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、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可能となる。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 気筒のグリッパ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開付近ではグリッパ開度 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パ開度 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開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

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%となったと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 が閾値より高いか低いによりバルブを休止するか稼動するかを決定しており、閾値よりも低いときには2バルブ運転、閾値以上の場合には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の手前から閾値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、

実スロットルバルブ開度 = スロットル開度基本値 × 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れず、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の態様が採用可能である。

【図面の簡単な説明】

10

20

30

40

50

【 0 0 9 3 】

【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て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 g_2 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 g_2 から g_1 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 g_2 以上の状態でのバルブの状態を示す説明図である。

【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。

20

【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 バルブ運転と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】

【 0 0 9 4 】

6 3 , 6 9 弁休止機構 (気筒休止機構)

7 0 E C U (スロットルバルブ制御部)

1 1 3 A 、 1 1 3 B 、 1 1 3 C 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)

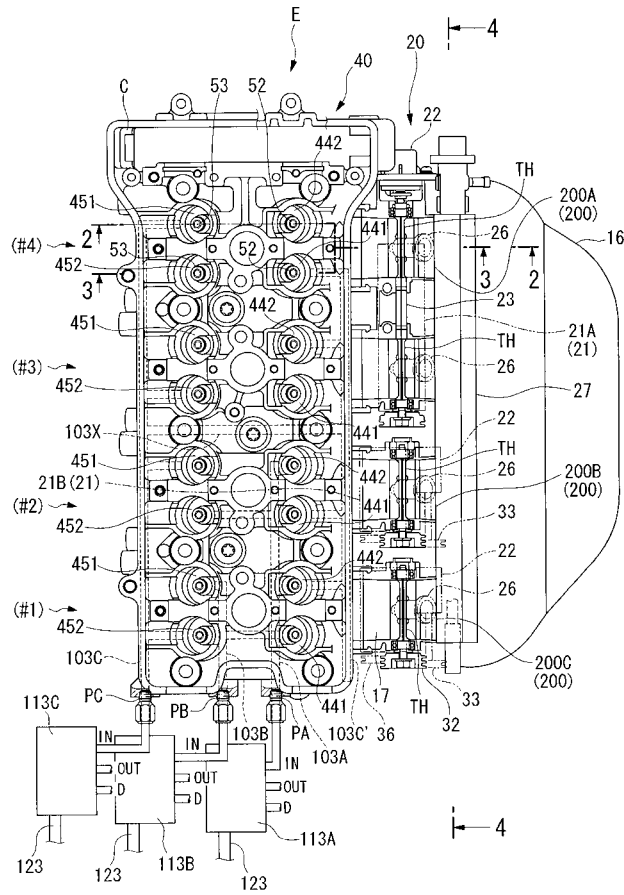
T H スロットルバルブ

g グリップ開度 (スロットル操作量)

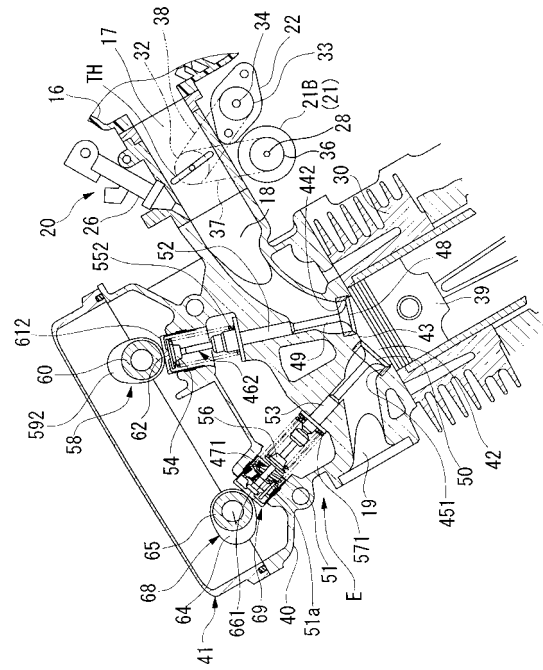
d T H / d g 増加率

40

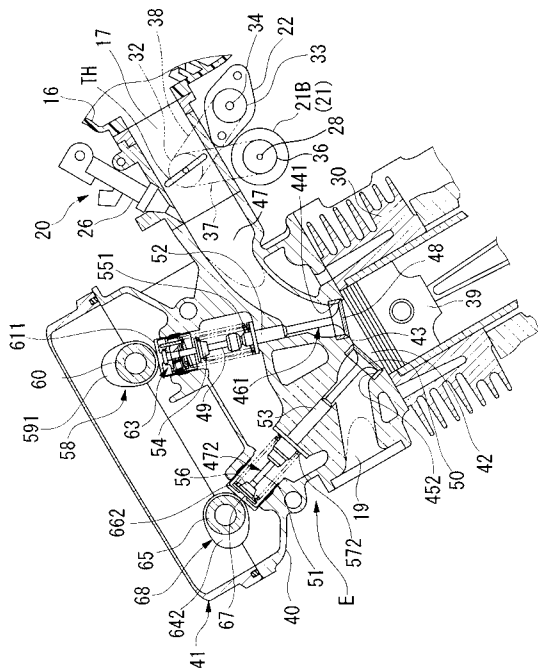
【図 1】



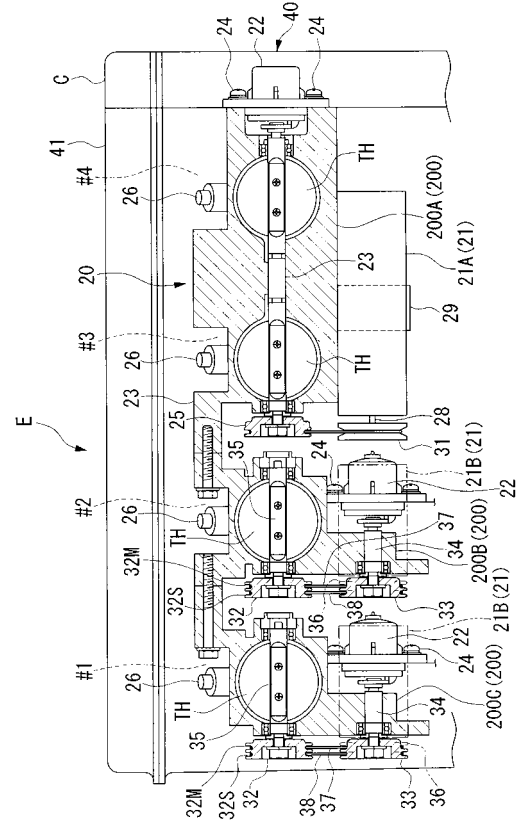
【図 2】



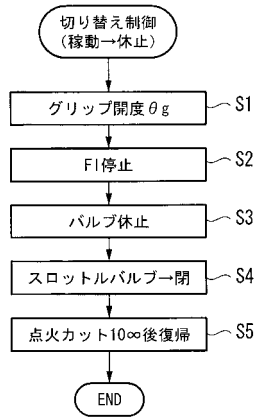
【図 3】



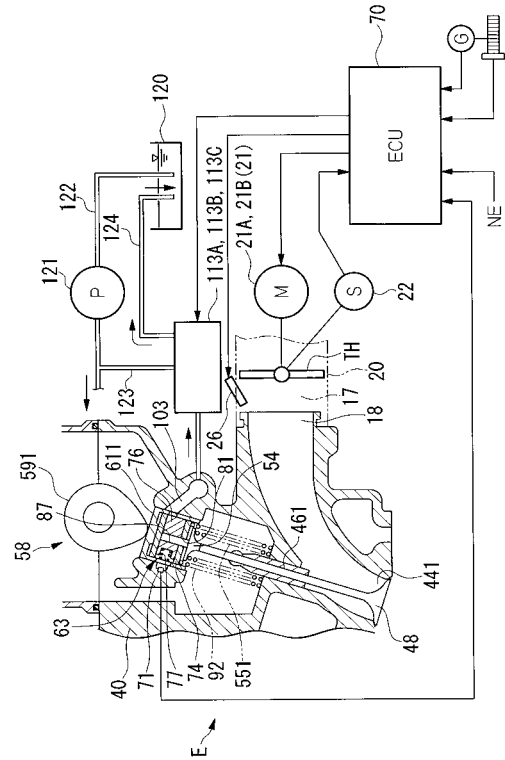
【図 4】



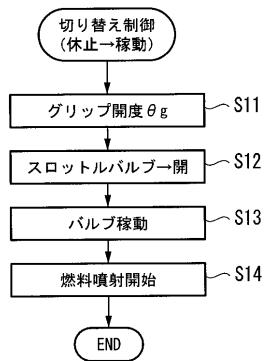
【図 10】



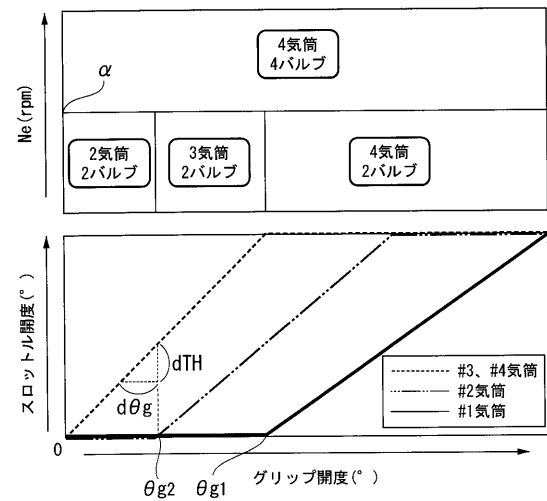
【図 11】



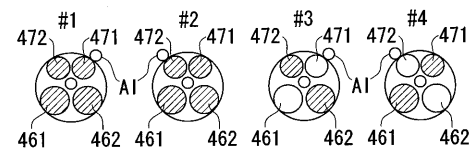
【図 12】



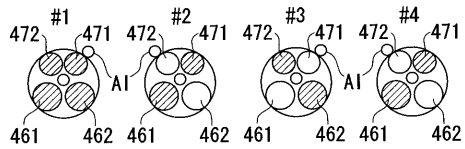
【図 13】



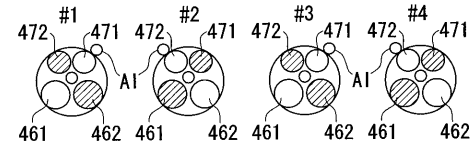
【図 14】



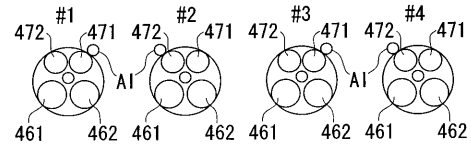
【図 15】



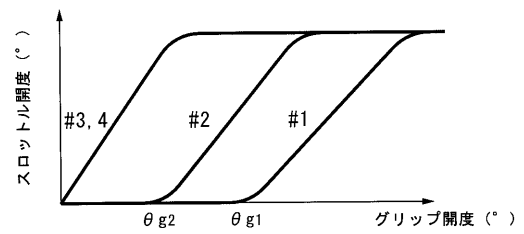
【図 16】



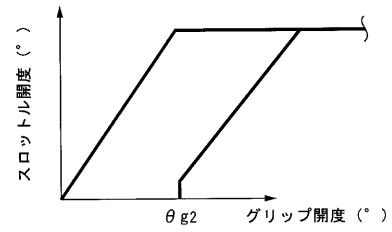
【図 17】



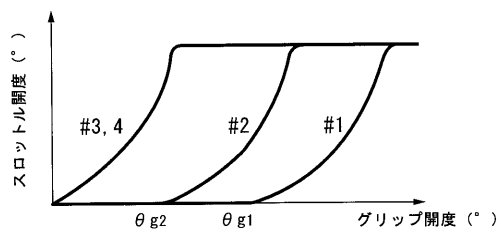
【図 18】



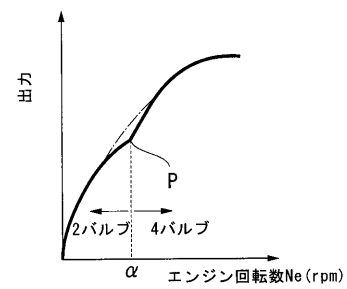
【図 19】



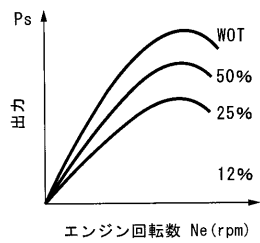
【図 20】



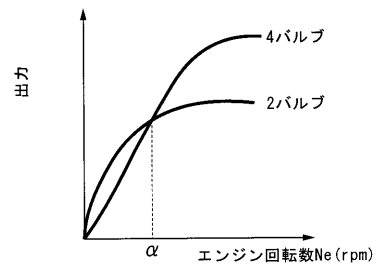
【図 22】



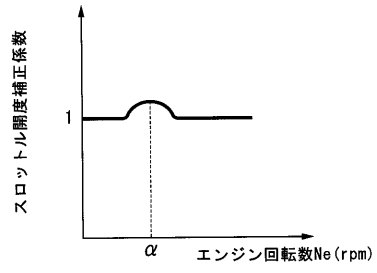
【図 21】



【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 0 2 D 41/02 (2006.01)	F 0 2 D 13/02 H	
F 0 2 D 43/00 (2006.01)	F 0 2 D 13/02 J	
F 0 2 D 45/00 (2006.01)	F 0 2 D 17/02 H	
	F 0 2 D 17/02 M	
	F 0 2 D 41/02 3 1 0 C	
	F 0 2 D 43/00 3 0 1 K	
	F 0 2 D 43/00 3 0 1 Z	
	F 0 2 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 斉藤 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 BA28 CA06 CA17 DA15 ED07 EG03
FA04Z FA06Z FA49Z FA56Z