

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4985465号
(P4985465)

(45) 発行日 平成24年7月25日(2012.7.25)

(24) 登録日 平成24年5月11日(2012.5.11)

(51) Int.Cl. F I
F O 2 D 13/02 (2006.01) F O 2 D 13/02 K
 F O 2 D 13/02 G

請求項の数 6 (全 14 頁)

(21) 出願番号 特願2008-44474(P2008-44474)
 (22) 出願日 平成20年2月26日(2008.2.26)
 (65) 公開番号 特開2009-203820(P2009-203820A)
 (43) 公開日 平成21年9月10日(2009.9.10)
 審査請求日 平成22年3月29日(2010.3.29)

(73) 特許権者 000003137
 マツダ株式会社
 広島県安芸郡府中町新地3番1号
 (74) 代理人 100067828
 弁理士 小谷 悦司
 (74) 代理人 100115381
 弁理士 小谷 昌崇
 (72) 発明者 志々目 宏二
 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ
 株式会社内
 (72) 発明者 山川 正尚
 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ
 株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 内燃機関の制御方法および内燃機関の制御システム

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

往復動するピストンを収容するとともに燃焼室を形成する気筒と、前記気筒内へ導入される空気が通過する吸気通路と、前記吸気通路から前記気筒内への空気の流入を遮断する吸気弁と、前記気筒内から排出される排気が通過する排気通路と、前記気筒内から前記排気通路への排気の流出を遮断する排気弁とを有する内燃機関の制御方法であって、

前記内燃機関の回転速度が予め設定された第1速度以下となる運転領域では、全ての負荷領域において、前記排気弁を上死点後に閉じた後で前記吸気弁を開く一方、前記内燃機関の回転速度が前記第1速度より大きい速度となる運転領域では、少なくとも全負荷において、前記排気弁を閉じる前に前記吸気弁を開くとともに、

前記内燃機関の回転速度が前記第1速度以下となる運転領域では、前記気筒内に導入される空気量の目標値である目標空気充填量が小さくなるほど、前記排気弁を閉じてから吸気弁が開くまでの期間を長くすることを特徴とする内燃機関の制御方法。

【請求項2】

請求項1に記載の内燃機関の制御方法であって、

前記内燃機関の回転速度が前記第1速度より大きな第2速度以上となる運転領域では、前記内燃機関の回転速度が大きくなるほど、前記排気弁と前記吸気弁とがいずれも開いている期間を短くすることを特徴とする内燃機関の制御方法。

【請求項3】

請求項1または2に記載の内燃機関の制御方法であって、

前記内燃機関の回転速度が前記第1速度より大きい速度となる運転領域のうち、前記目標空気充填量が予め設定された基準空気量よりも小さい運転領域では、前記排気弁を閉じた後で前記吸気弁を上死点後に開くことを特徴とする内燃機関の制御方法。

【請求項4】

請求項1～3のいずれかに記載の内燃機関の制御方法であって、

前記内燃機関の回転速度が前記第1速度より大きい速度となる運転領域における前記吸気弁の開弁時期を、前記内燃機関の回転速度が前記第1速度以下となる運転領域における前記吸気弁の開弁時期よりも進角側に制御するとともに、前記内燃機関の回転速度が前記第1速度より大きい速度となる運転領域における前記排気弁の閉弁時期を、前記内燃機関の回転速度が前記第1速度以下となる運転領域における前記排気弁の閉弁時期よりも遅角側に制御することを特徴とする内燃機関の制御方法。

10

【請求項5】

往復動するピストンを収容するとともに燃焼室を形成する気筒と、前記気筒内へ導入される空気が通過する吸気通路と、前記吸気通路から前記気筒内への空気の流入を遮断する吸気弁と、前記気筒内から排出される排気が通過する排気通路と、前記気筒内から前記排気通路への排気の流出を遮断する排気弁とを有する内燃機関の制御システムであって、

前記吸気弁および排気弁を周期的に開閉させる弁駆動機構と、

前記弁駆動機構を制御する制御手段とを備え、

前記制御手段は、前記内燃機関の回転速度が予め設定された第1速度以下となる運転領域では、全ての負荷領域において、前記排気弁が上死点後に閉じるとともに、当該排気弁が閉じた後で前記吸気弁が開くよう前記弁駆動機構を制御する一方、前記内燃機関の回転速度が前記第1速度より大きい速度となる運転領域では少なくとも全負荷において、前記排気弁が閉じる前に前記吸気弁が開くよう前記弁駆動機構を制御するとともに、

20

前記制御手段は、前記内燃機関の回転速度が前記第1速度以下となる運転領域において、前記気筒内に導入される空気量の目標値である目標空気充填量が小さくなるほど、前記排気弁を閉じてから吸気弁が開くまでの期間が長くなるように前記弁駆動機構を制御することを特徴とする内燃機関の制御システム。

【請求項6】

請求項5に記載の内燃機関の制御システムであって、

前記内燃機関の気筒の幾何学的圧縮比が1.3以上であることを特徴とする内燃機関の制御システム。

30

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、内燃機関における吸気弁および排気弁の制御方法に関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来、排ガスの性能の向上等を目的として、内燃機関の吸気弁および排気弁の開閉時期を運転条件に応じて制御する方法が開発されている。

40

【0003】

例えば、特許文献1には、気筒内の内部EGRガスを適切な値に制御するための制御方法が開示されている。この方法では、中負荷領域において、排気弁の閉弁時期を上死点より進角側に制御するとともに吸気弁の開弁時期を上死点より遅角側に制御して、排気弁と吸気弁とのいずれもが閉弁している期間を設けている。そして、これにより、燃焼室内のEGRガスを確保して排ガス性能の向上を図っている。一方、前記方法では、全負荷領域において、排気弁の閉弁時期を上死点より遅角側に制御するとともに吸気弁の開弁時期を上死点より進角側に制御して、排気弁の開弁期間と吸気弁の開弁期間とにオーバーラップを設けている。そして、これにより、内部EGRガスを抑制して高負荷領域における吸気効率を高い値で維持している。

50

【特許文献1】特開2002-242709号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

圧縮行程時に気筒内の温度が高温化すると予期せぬタイミングで自着火すなわち異常燃焼が生じるおそれがある。特に回転数が低く気筒内のガス流動が小さい条件下では、前記自着火の生じる可能性が高い。これに対して、前記従来の方法では、低回転全負荷領域において吸気効率が高い値で維持されており、出力が確保される一方、吸気効率が高くなることによって気筒内の温度が上昇し自着火が生じる可能性が高くなるという問題がある。

【0005】

本発明は、このような事情に鑑み、異常燃焼の発生をより確実に回避することのできる内燃機関の制御方法の提供を目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0006】

前記課題を解決するための手段として、本発明は、往復動するピストンを収容するとともに燃焼室を形成する気筒と、前記気筒内へ導入される空気が通過する吸気通路と、前記吸気通路から前記気筒内への空気の流入を遮断する吸気弁と、前記気筒内から排出される排気が通過する排気通路と、前記気筒内から前記排気通路への排気の流出を遮断する排気弁とを有する内燃機関の制御方法であって、前記内燃機関の回転速度が予め設定された第1速度以下となる運転領域では前記排気弁を上死点後に閉じた後で前記吸気弁を開く一方、前記内燃機関の回転速度が前記第1速度より大きい速度となる運転領域では、全ての負荷領域において、前記排気弁を閉じる前に前記吸気弁を開くとともに、前記内燃機関の回転速度が前記第1速度以下となる運転領域では、前記気筒内に導入される空気量の目標値である目標空気充填量が小さくなるほど、前記排気弁を閉じてから吸気弁が開くまでの期間を長くすることを特徴とする内燃機関の制御方法を提供する（請求項1）。

【0009】

この方法によれば、自着火が生じやすい低回転領域において気筒内のガスの流動性を高めることができ、自着火の発生を抑制することができるとともに、高回転領域において出力を確保することができる。

すなわち、本方法では、前記回転速度が第1速度以下の低回転領域において前記排気弁を上死点後に閉じた後で前記吸気弁を開いており、前記排気弁と前記吸気弁とのいずれもが閉弁することで略密閉している気筒内の圧力がピストンの下降に伴って低下していく途中に前記吸気弁が開弁されるので、前記吸気通路から気筒内への空気の流速が高い値で維持され気筒内のガスの流動性が高められる。特に、本方法では、前記排気弁を上死点後すなわちピストンの下降途中に閉じており、前記吸気弁の開弁時における気筒内の圧力が負圧になるので、前記ガスの流動性がより確実に高められる。しかも、気筒内の残留ガスを圧縮することによるポンプ損失を抑制することができ機関効率が高まる。

一方、ガスの流動性が確保された高回転領域では、前記排気弁を閉じる前に前記吸気弁を開いており気筒内の掃気性が高められるので、気筒内の新気量ひいては出力が確保される。

ここで、前記排気弁が閉じてから前記吸気弁が開くまでの期間が長くなるほど、気筒内の圧力がより低下した後で前記吸気弁が開くことになるので、空気流動性は高くなる。従って、本方法のように回転速度が第1速度以下となる運転領域において目標空気充填量が小さくなるほど、すなわち、燃焼が比較的不安定になるほど、前記期間を長くすれば、各目標空気充填量に対して燃焼をより確実に安定させることができる。

【0010】

また、本発明において、前記内燃機関の回転速度が前記第1速度より大きな第2速度以上となる運転領域では、前記内燃機関の回転速度が大きくなるほど、前記排気弁と前記吸

10

20

30

40

50

気弁とがいずれも開いている期間を短くするのが好ましい（請求項2）。

【0011】

このようにすれば、特に回転速度が高い運転領域において、内部EGRの残留を抑制して気筒内の新気量ひいては出力を確保することができる。

【0014】

また、本発明において、前記内燃機関の回転速度が前記第1速度以上となる運転領域のうち、前記目標空気充填量が予め設定された基準空気量よりも小さい運転領域では、前記排気弁が閉じた後で前記吸気弁を上死点後に開くようにしてもよい（請求項3）。

また、本発明において、前記内燃機関の回転速度が前記第1速度以上となる運転領域における前記吸気弁の開弁時期を、前記内燃機関の回転速度が前記第1速度以下となる運転領域における前記吸気弁の開弁時期よりも進角側に制御するとともに、前記内燃機関の回転速度が前記第1速度以上となる運転領域における前記排気弁の閉弁時期を、前記内燃機関の回転速度が前記第1速度以下となる運転領域における前記排気弁の閉弁時期よりも遅角側に制御する方法が挙げられる（請求項4）。そして、この方法では、前記第1速度以下となる運転領域において前記排気弁を閉じた後で前記吸気弁を上死点後に開く一方、前記第1速度より大きい速度となる運転領域において前記排気弁を閉じる前に前記吸気弁を開くという制御を、前記吸気弁の閉弁時期および排気弁の開弁時期の変化量をそれぞれ小さく抑えつつ、実現することができる。

【0015】

また、本発明は、往復動するピストンを収容するとともに燃焼室を形成する気筒と、前記気筒内へ導入される空気が通過する吸気通路と、前記吸気通路から前記気筒内への空気の流入を遮断する吸気弁と、前記気筒内から排出される排気が通過する排気通路と、前記気筒内から前記排気通路への排気の流出を遮断する排気弁とを有する内燃機関の制御システムであって、前記吸気弁および排気弁を周期的に開閉させる弁駆動機構と、前記弁駆動機構を制御する制御手段とを備え、前記制御手段は、前記内燃機関の回転速度が予め設定された第1速度以下となる運転領域では、全ての負荷領域において、前記排気弁が上死点後に閉じるとともに、当該排気弁が閉じた後で前記吸気弁が開くよう前記弁駆動機構を制御する一方、前記内燃機関の回転速度が前記第1速度より大きい速度となる運転領域では少なくとも全負荷において、前記排気弁が閉じる前に前記吸気弁が開くよう前記弁駆動機構を制御するとともに、前記制御手段は、前記内燃機関の回転速度が前記第1速度以下となる運転領域において、前記気筒内に導入される空気量の目標値である目標空気充填量が小さくなるほど、前記排気弁を閉じてから吸気弁が開くまでの期間が長くなるように前記弁駆動機構を制御することを特徴とする内燃機関の制御システムを含む（請求項5）。

【0016】

ここで、前記内燃機関の気筒の幾何学的圧縮比が1.3以上となるような高圧縮比の内燃機関では、圧縮によって気筒内の温度が高くなりやすく自着火が生じる可能性が高い。そのため、このような高圧縮比の内燃機関の前記内燃機関の制御システムを適用すれば効果的である（請求項6）。

【発明の効果】

【0017】

以上のように、本発明によれば、気筒内のガスの流動性を高めて自着火を抑制することができる内燃機関の制御方法を提供することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0018】

本発明の好ましい実施形態について図面を参照しながら説明する。

【0019】

図1は本発明が適用されるエンジンシステム（内燃機関の制御システム）の全体構造を

概略的に示したものである。このエンジンシステムは、エンジン本体（内燃機関）1と、このエンジン本体1に付随する様々なアクチュエータを制御するためのエンジン制御器（制御手段）100とを有している。

【0020】

前記エンジン本体1は、自動車等の車両に搭載される4サイクルの火花点火式内燃機関であって、前記車両を推進すべく、その出力軸は変速機を介して駆動輪に連結されている。このエンジン本体1は、シリンダーブロック12とその上に載置されるシリンダヘッド13とを備えている。このシリンダーブロック12とシリンダヘッド13との内部には複数のシリンダ（気筒）11が形成されている。これらシリンダ11の数は特に限定されるものではないが、例えば4つのシリンダ11が形成されている。また、前記シリンダーブ
10

【0021】

前記各シリンダ11内にはピストン15がそれぞれ摺動自在に嵌挿されており、各ピストン15の上方にはそれぞれ燃焼室17が区画されている。

【0022】

ここで、本実施形態では、前記ピストン15が上死点に位置するときの燃焼室17の容積と、ピストン15が下死点に位置するとき燃焼室17の容積との比であるエンジン本体1の幾何学的圧縮比がほぼ1.4に設定されている。もちろん、この幾何学的圧縮比の値は1.4に限らない。例えば、機関効率の向上といった観点からは前記幾何学的圧縮比はより
20

【0023】

前記シリンダヘッド13には、各燃焼室17に連通する2つの吸気ポート18と2つの排気ポート19とが形成されている。また、前記シリンダヘッド13には、各吸気ポート18をそれぞれ前記燃焼室17から遮断するための吸気バルブ（吸気弁）21と、各排気ポート19をそれぞれ前記燃焼室17から遮断するための排気バルブ（排気弁）22とが設けられている。前記吸気バルブ21は後述する吸気弁駆動機構（弁駆動機構）30により
30

【0024】

前記吸気弁駆動機構30および前記排気弁駆動機構40は、それぞれ吸気カムシャフト31と排気カムシャフト41とを有している。この吸気カムシャフト31および排気カムシャフト41は、周知のチェーン/スプロケット機構等の動力伝達機構等を介してクランクシャフト14に連結されている。前記動力伝達機構は、前記クランクシャフト14が2
40

【0025】

また、前記吸気弁駆動機構30には、前記動力伝達機構と前記吸気カムシャフト31との間に吸気カムシャフト位相可変機構32が設けられている。この吸気カムシャフト位相可変機構32は、吸気バルブ21のバルブタイミングを変更するためのものであり、前記吸気カムシャフト31と同軸に配置されてクランクシャフト14により直接駆動される被駆動軸と吸気カムシャフト31との間の位相差を変更することで、前記クランクシャフト14と前記吸気カムシャフト31との間の位相差を変更する。

【0026】

この吸気カムシャフト位相可変機構32は、例えば、前記被駆動軸と前記吸気カムシャフト31との間に周方向に並ぶ複数の液室を有し、これら液室間に圧力差を設けることで前記位相差を変更する液圧式機構や、前記被駆動軸と前記吸気カムシャフト31との間に
50

設けられた電磁石を有し、前記電磁石に電力を付与することで前記位相差を変更する電磁式機構等が挙げられる。この吸気カムシャフト位相可変機構32は、後述するエンジン制御器100で算出された吸気バルブ21のバルブタイミングに基づいて、前記位相差を変更する。そして、本実施形態では、前記吸気カムシャフト位相可変機構32は、吸気バルブの開弁期間及びリフト量つまりバルブ・プロファイルは一定に保ったまま、前記位相差を変更することで、吸気バルブ21の開タイミング(開弁時期)IVOと閉タイミング(閉弁時期)IVCとを変更する。吸気カムシャフト31の位相角は、カム位相センサ39により検出され、その信号 I V O _ A はエンジン制御手段100に送信される。

【0027】

前記排気弁駆動機構40にも、前記動力伝達機構と前記排気カムシャフト41との間に排気カムシャフト位相可変機構42が設けられている。この排気カムシャフト位相可変機構42は、排気バルブ42のバルブタイミングを変更するためのものであり、その具体的な構造は前記吸気カムシャフト位相可変機構32と同様である。

【0028】

前記吸気ポート18は、吸気マニホールド55を介してサージタンク55aに連通している。このサージタンク55aの上流の吸気通路にはスロットルボデー(スロットル駆動機構)56が設けられている。このスロットルボデー56の内部には、外部から前記サージタンク55aに向かう吸気流量を調整するためのスロットル弁57が枢動自在に設けられている。このスロットル弁57は、前記吸気通路の開口面積すなわち流路面積を変更して吸気流量を変更するとともに、スロットル弁57下流の吸気通路内の圧力を変更することが出来る。このスロットル弁57は、スロットルアクチュエータ58により駆動される。このスロットルアクチュエータ58は、前記スロットル弁57の開度が後述するエンジン制御器100で算出されたスロットル開度TVOとなるようにこのスロットル弁57を駆動する。ここで、請求項における吸気通路とは、このスロットル弁57下流の、前記吸気ポート18、吸気マニホールド55およびサージタンク55a全てを含む。本実施形態では、このスロットル弁57の開度と前記吸気バルブ21および排気バルブ22のバルブタイミングとを調整することで、前記シリンダ11内に充填される空気充填量CEを適切な値に制御する。

【0029】

前記排気ポート19は、排気マニホールド60を介して排気管に連通している。この排気管には排ガス浄化システムが配置されている。この排ガス浄化システムの具体的な構成は特に限定されるものではないが、例えば三元触媒、リーンNOx触媒、酸化触媒等の触媒コンバータ61を有するものが挙げられる。

【0030】

前記吸気マニホールド47と前記排気マニホールド60とはEGRパイプ62によって連通しており、排ガスの一部が吸気側に循環するよう構成されている。前記EGRパイプ62には、このEGRパイプ62を通して吸気側に循環するEGRガスの流量を調整するためのEGRバルブ63が設けられる。このEGRバルブ63は、EGRバルブアクチュエータ64により駆動される。このEGRバルブアクチュエータ64は、前記EGRバルブ63の開度が後述するエンジン制御器100で算出されたEGR開度EGR_{open}となるようにこのEGRバルブ63を駆動し、これにより前記EGRガスの流量を適切な値に調整する。

【0031】

前記シリンダヘッド13には、先端が前記燃焼室17に臨むように点火プラグ51が取り付けられている。この点火プラグ51は、点火システム52により後述するエンジン制御器100で算出された点火時期SAに基づいて通電されると、前記燃焼室17内に火花を発生させる。

【0032】

また、前記シリンダヘッド13には、燃料を燃焼室17内に直接噴射するための燃料噴射弁53がその先端が前記燃焼室17に臨むように取り付けられている。より詳細には、

10

20

30

40

50

この燃料噴射弁53は、その先端が、上下方向において前記2つの吸気ポート18の下方に位置するよう、かつ、水平方向において前記2つの吸気ポート18の中間に位置するように配置されている。この燃料噴射弁53は、その内部に設けられたソレノイドが、燃料システム54により後述するエンジン制御器100で算出された燃料噴射量FPの信号に基づいて所定期間だけ通電されることで、前記燃焼室17内に所定量の燃料を噴射する。

【0033】

前記エンジン制御器100は、周知のマイクロコンピュータをベースとするコントローラであって、プログラムを実行するためのCPUと、RAMやROMからなりプログラム及びデータを格納するメモリと、各種信号の入出力を行なうI/Oバスとを備えている。

【0034】

前記エンジン制御器100には、前記I/Oバスを介して、エアフローメータ71により検出された吸入空気量AF、吸気圧センサ72により検出された吸気マニホールド55内の空気圧MAP、クランクアングルセンサ73により検出されたクランク角パルス信号、酸素濃度センサ74により検出された排ガスの酸素濃度EGO、アクセル開度センサ75により検出された自動車のドライバーによるアクセルペダルの踏み込み量、車速センサ76により検出された車速VSPといった各種の情報が入力される。そして、このエンジン制御器100は、前記各入力情報に基づいて、シリンダ11内へ導入される空気量すなわちシリンダ11内の空気充填量や点火時期等が運転条件に応じて適切な値になるように、各種アクチュエータに対する指令値を計算する。例えば、スロットル開度TVO、燃料噴射量FP、点火時期SA、吸気バルブタイミング、排気バルブタイミング、EGR開度EGR_{open}等の指令値を計算し、それらを、前記スロットルアクチュエータ58、燃料システム54、点火システム52、吸気カムシャフト位相可変機構32、排気カムシャフト位相可変機構42およびEGRバルブアクチュエータ64等に出力する。

【0035】

前記エンジン制御器100における具体的な演算手順を図2のフローチャートを用いて説明する。

【0036】

まず、前記アクセルペダルの踏み込み量等の各種信号を読み込む(ステップS1)。

【0037】

次に、前記アクセルペダルの踏み込み量、前記クランク角パルス信号から算出されるエンジン本体1の回転数 N_{ENG} および前記車速CSPに基づき目標トルク TQ_D を算出する(ステップS2)。算出された目標トルク TQ_D および回転数 N_{ENG} に基づき、燃料噴射量FP、目標空気充填量(シリンダ11内の空気充填量CEの目標値) CE_D および点火時期SAを算出する(ステップS3)。

【0038】

そして、前記ステップS3で算出された目標空気充填量 CE_D と回転数 N_{ENG} とに基づき、前記吸気バルブ21の開タイミングIVOの目標値 IVO_D を算出する(ステップS4)。また、前記算出された目標空気充填量 CE_D と回転数 N_{ENG} とに基づき、前記排気バルブ22の閉タイミングEVCの目標値 EVC_D を算出する(ステップS5)。さらに、前記算出された目標空気充填量 CE_D と回転数 N_{ENG} とに基づき、前記スロットル弁57の開度TVOの目標値である目標スロットル開度 TVO_D を算出する(ステップS6)。前記吸気バルブ21の開タイミングIVOの目標値 IVO_D 、排気バルブ22の閉タイミングEVCの目標値 EVC_D 、および目標スロットル開度 TVO_D の算出方法の詳細については後述する。

【0039】

その後、算出された燃料噴射量FP、点火時期SA、吸気バルブ21の開タイミングIVOの目標値 IVO_D 、排気バルブ22の閉タイミングEVCの目標値 EVC_D 、スロットル弁57の開度TVOの目標値 TVO_D に基づき、これらの目標値が満足されるように各アクチュエータを駆動する(ステップS7)。具体的には、信号 IVO_D は吸気カムシャフト位相可変機構32に出力される。そして、吸気カムシャフト31のク

10

20

30

40

50

ランクシャフト14に対する位相が $I V O _ D$ に対応した値となるように、この吸気カムシャフト位相可変機構32が動作する。信号 $E V C _ D$ は排気カムシャフト位相可変機構42に出力される。そして、排気カムシャフト41のクランクシャフト14に対する位相が $E V C _ D$ に対応した値となるように、この排気カムシャフト位相可変機構42が動作する。信号 $T V O _ D$ はスロットルアクチュエータ58に出力される。そして、スロットル弁57の開度 $T V O$ が $T V O _ D$ に対応した値となるように、前記スロットルアクチュエータ58が動作する。信号 $F P$ は、燃料システム54に出力される。1気筒サイクル当り $F P$ に対応した量の燃料が燃料噴射弁53から噴射される。そして、信号 $S A$ は、点火システム52に出力される。気筒サイクル中の $S A$ に対応した時期に、点火プラグ51が発火して、燃焼室17内の混合気を着火する。これにより、必要とされる量の空気、燃料からなる混合気を、適切な時期に着火して燃焼させることで、主に前記アクセルペダルの踏み込み量から求められる目標トルクがエンジン本体1から発生される。

10

【0040】

次に、この前記吸気バルブ21の開タイミング $I V O$ の目標値 $I V O _ D$ 、前記排気バルブ22の閉タイミング $E V C$ の目標値 $E V C _ D$ およびスロットル開度 $T V O$ の目標値である目標スロットル開度 $T V O _ D$ の計算方法すなわち吸気バルブ21、排気バルブ22およびスロットル弁57の具体的な制御方法について説明する。なお、以下の説明の中で吸気バルブ21および排気バルブ22の開閉タイミング等についての時期及び期間を表す数値はクランク角によるものであり、また、 $B T D C$ は上死点を意味し、 $A T D C$ は上死点後を意味する。

20

【0041】

エンジンの回転数 $N_{E N G}$ が第1回転数(第1速度) $N 1$ 以下の低回転領域と、エンジンの回転数が第1回転数 $N 1$ より高い高回転領域であって目標空気充填量 $C E _ D$ が第1基準空気量 $C E _ D _ b a s e 1$ (請求項5における基準空気量)よりも小さい領域(図3の領域A)では、上死点後に排気バルブ22が閉じ、この排気バルブ22が閉じた後に吸気バルブ21が開くように制御される。すなわち、この領域Aでは、図7の(a)および(b)に示すように、排気バルブ22の閉タイミング $E V C$ が上死点後に制御されるとともに吸気バルブ21の開タイミング $I V O$ が前記排気バルブ22の閉タイミング $E V C$ よりも遅角側に制御されて、これら吸気バルブ21と排気バルブ22の開弁期間にオーバーラップがないように制御される。以下では、このような開弁期間にオーバーラップがない状態をネガティブオーバーラップ状態とよび、このネガティブオーバーラップ状態における排気バルブ22の閉タイミング $E V C$ から吸気バルブ21の開タイミング $I V O$ までの期間をネガティブオーバーラップ期間と呼ぶ。

30

【0042】

前記ネガティブオーバーラップ状態では前記シリンダ11は略密閉される。この略密閉された状態でピストン15が下降すると、シリンダ11内の圧力はシリンダ11の容積の増加に伴って低下していき、前記ネガティブオーバーラップの終了時点すなわち前記吸気バルブ21の開弁時点で、シリンダ11内の圧力は十分に低下する。その結果、前記吸気バルブ21が開くと、シリンダ11と吸気通路との差圧により吸気通路からシリンダ11へ高い流速で空気が流入する。このように、ネガティブオーバーラップが設けられると、シリンダ11内へのガスの流速が高められてシリンダ11内でのガスの流動性が高い状態に維持される。

40

【0043】

さらに、前記排気バルブ22は上死点後すなわちピストンの下降途中に閉じられている。そのため、前記吸気バルブ21の開弁時におけるシリンダ11内の圧力は容易に負圧となり、前記ガスの流動性はより確実に高められる。

【0044】

このようにして、前記領域A、すなわち、エンジン回転数 $N_{E N G}$ が低くシリンダ11内のガスの流動性が低くなりやすい領域とエンジン回転数 $N_{E N G}$ は高いが空気充填量 $C E _ D$ が小さく燃焼が安定しにくい領域では、前記ネガティブオーバーラップによりガスの

50

流動性が高められて自着火の発生が抑制されるとともに燃焼安定性が高められる。また、前記排気バルブ 2 2 が上死点後に閉じられており、残留ガスの圧縮によるポンプ損失の低減すなわち機関効率の悪化を回避することができる。前記第 1 回転数 N_1 は例えば 1000 rpm 程度に設定すればよい。

【0045】

前記領域 A におけるより詳細な制御方法について説明する。

【0046】

前記領域 A のうち目標空気充填量 CE_D が第 2 基準空気量 CE_{D_base2} より小さい領域 (図 4 等の領域 A1) では、前記吸気バルブ 2 1 の開タイミング IVO および前記排気バルブ 2 2 の閉タイミング EVC は、それぞれ運転条件によらず前記ネガティブオーバーラップが生じる値で一定に制御される (図 4 および図 5 参照)。例えば、図 7 の (a) に示すように、排気バルブ 2 2 の閉タイミング EVC が ATDC 5 A 付近に制御され、吸気バルブ 2 1 の開タイミング IVO が ATDC 35 A 付近に制御され、ネガティブオーバーラップが約 30 A に制御される。ここで、図 4 は、エンジンの回転数 N_{ENG} と目標空気充填量 CE_D とに対する吸気バルブ 2 1 の開タイミング IVO の例を示したものであり、矢印の先にいくほど開タイミング IVO が進角することを示している。また、図 5 は、エンジンの回転数 N_{ENG} と目標空気充填量 CE_D とに対する排気バルブ 2 2 の閉タイミング EVC の例を示したものであり、矢印の先にいくほど閉タイミング EVC が遅角することを示している。また、前記吸気バルブ 2 1 の閉タイミング IVC の制御値は、特に限定されるものではないが、例えば、ABDC 100 A 付近であってシリンダ 11 内の空気が吸気通路側へ吹き返すタイミングに制御すれば、シリンダ 11 内の空気充填量 CE を目標空気充填量 CE_D に合わせて十分に小さく抑えることができる。

【0047】

そして、前記領域 A1 では、図 6 に示すように、目標空気充填量 CE_D の増大に伴い前記スロットル開度 TVO が開き側、すなわち、吸気通路の開口面積が大きくなる側に制御されることで、シリンダ 11 内の空気充填量 CE が適切に制御される。図 6 は、エンジンの回転数 N_{ENG} と目標空気充填量 CE_D とに対するスロットル開度 TVO の例を示したものであり、矢印の先にいくほどスロットル開度 TVO が開き側に制御されることを示している。ただし、後述するように、目標空気充填量 CE_D が前記第 2 基準空気量 CE_{D_base2} より大きい領域 (図 6 の領域 C) では、スロットル開度 TVO はエンジンの回転数 N_{ENG} 毎に一定に制御されており、図 6 の領域 C における両端矢印の線はスロットル開度 TVO が一定であることを示している。

【0048】

前記領域 A のうち、エンジンの回転数 N_{ENG} が前記第 1 回転数 N_1 より小さく、かつ、目標空気充填量 CE_D が前記第 2 基準空気量 CE_{D_base2} より大きい領域 (図 4 等の領域 A2) では、前記排気バルブ 2 2 の閉タイミング EVC は一定に制御される一方、前記吸気バルブ 2 1 の開タイミング IVO は目標空気充填量 CE_D の増加に伴って進角側に制御される。この吸気バルブ 2 1 の開タイミング IVO は、例えば、前記領域 A1 において ATDC 35 A 付近であったものが、全負荷において図 7 の (b) に示すように ATDC 15 A 付近にまで進角される。このように、この領域 A2 では、目標空気充填量 CE_D の増加に伴い、吸気バルブ 2 1 の開タイミング IVO が進角されることでネガティブオーバーラップ期間が短く制御される。換言すると、この領域 A2 では、目標空気充填量 CE_D の減少とともに吸気バルブ 2 1 の開タイミング IVO を遅角して、ネガティブオーバーラップ期間が長く制御される。すなわち、目標空気充填量 CE_D が小さく、より燃焼が不安定になるほど、シリンダ 11 内のガスの流動性が確保されるよう制御されており、エンジンシステム全体としての燃焼安定性がより確実に高められる。

【0049】

前記領域 A のうち、エンジンの回転数 N_{ENG} が前記第 1 回転数 N_1 より大きく、かつ、目標空気充填量 CE_D が前記第 2 基準空気量 CE_{D_base2} より大きい領域 (図 4 等の領域 A3) では、目標空気充填量 CE_D の増加に伴って、前記排気バルブ 2 2 の閉タ

10

20

30

40

50

イミング E V C が遅角されるとともに、前記吸気バルブ 2 1 の開タイミング I V O が進角側に制御される。そして、目標空気充填量 $C E_D$ が前記第 2 基準空気量 $C E_D_base 2$ となる条件で前記排気バルブ 2 2 の閉タイミング E V C と吸気バルブ 2 1 の開タイミング I V O とが一致して、ネガティブオーバーラップが 0 に制御される。

【 0 0 5 0 】

一方、エンジンの回転数 N_{ENG} が前記第 1 回転数 $N 1$ 以上の高回転領域で、かつ、目標空気充填量 $C E_D$ が基準目標空気充填量 $C E_D_base 1$ よりも大きい領域（図 3 の領域 B）では、前記吸気バルブ 2 1 と前記排気バルブ 2 2 との開弁期間にオーバーラップが生じるように制御される。すなわち、排気バルブ 2 2 の閉弁時期と同等あるいはそれよりも先に吸気バルブ 2 1 が開くように制御される。この領域 B では、エンジン回転数 N_{ENG} および空気充填量 $C E$ が十分に高いため、燃焼が安定するとともに自着火の可能性は低い。そこで、この領域では、前記オーバーラップを設けることでシリンダ 1 1 内の空気量ひいてはエンジン本体 1 の出力を確保する。

【 0 0 5 1 】

この領域 B におけるより詳細な制御方法について説明する。

【 0 0 5 2 】

前記領域 B のうちエンジンの回転数 N_{ENG} が第 2 回転数 $N 2$ より低い領域（図 4 等の領域 B 1）では、目標空気充填量 $C E_D$ の増加に伴って、前記排気バルブ 2 2 の閉タイミング E V C が遅角側に制御されるとともに前記吸気バルブ 2 1 の開タイミング I V O が進角側に制御されて、排気バルブ 2 2 と吸気バルブ 2 1 とがよりオーバーラップする。また、エンジンの回転数 N_{ENG} の増加に伴って、前記排気バルブ 2 2 の閉タイミング E V C が遅角側に制御されるとともに前記吸気バルブ 2 1 の開タイミング I V O が進角側に制御されて、排気バルブ 2 2 と吸気バルブ 2 1 とがよりオーバーラップする。例えば、エンジンの回転数 N_{ENG} が第 2 回転数 $N 2$ となる全負荷において、図 7 の (c) に示すように、前記排気バルブ 2 2 の閉タイミング E V C が A T D C 2 5 A に制御され、前記吸気バルブ 2 1 の開タイミング I V O が B T D C 3 0 A に制御され、オーバーラップ期間が全運転条件の中で最大となる 5 5 A に制御される。前記第 2 回転数 $N 2$ は例えば 2 0 0 0 r p m 程度に設定すればよい。

【 0 0 5 3 】

このようにして領域 B 1 では、エンジンの回転数 N_{ENG} の増加および目標空気充填量 $C E_D$ の増加に伴い前記オーバーラップ期間が増加することで、シリンダ 1 1 内の掃気性が向上してシリンダ 1 1 内への空気の導入が確保される。そして、これによりエンジン本体 1 の出力が確保される。また、掃気性が向上することでシリンダ 1 1 内の残留ガスが小さく抑えられるので、高温の残留ガスすなわち内部 E G R ガスが増加することによるノッキングの発生が抑制される。

【 0 0 5 4 】

ここで、前記オーバーラップ期間を設けた場合には、前述のようにシリンダ 1 1 内の掃気性の向上ひいては内部 E G R ガス量の低減という効果を得ることができるが、一方で、排気が吸気通路側に流入してしまう結果シリンダ 1 1 内の内部 E G R ガス量のある程度以下には抑えられない場合がある。そのため、前記領域 B のうちエンジンの回転数 N_{ENG} が第 2 回転数 $N 2$ より高い領域（図 4 等の領域 B 2）では、エンジンの回転数 N_{ENG} の増加に伴って、前記オーバーラップ期間を減少させることで内部 E G R ガス量を低減する。すなわち、排気が十分に終了した後に排気バルブ 2 2 を閉じ吸気バルブ 2 1 を開くことで、シリンダ 1 1 内の残留ガス量を低減する。具体的には、この領域 B 2 では、エンジンの回転数 N_{ENG} の増加に伴って、前記排気バルブ 2 2 の閉タイミング E V C が進角側に制御されるとともに前記吸気バルブ 2 1 の開タイミング I V O が遅角側に制御されて、排気バルブ 2 2 と吸気バルブ 2 1 のオーバーラップ期間が減少される。例えば、エンジン回転数 N_{ENG} がほぼ最大となる全負荷では、図 7 の (d) に示すように、前記排気バルブ 2 2 の閉タイミング E V C が A T D C 1 0 A 付近に制御され、前記吸気バルブ 2 1 の開タイミング I V O が A T D C 1 0 A 付近に制御され、オーバーラップ期間がほぼ 0 に制御

10

20

30

40

50

される。

【 0 0 5 5 】

このようにして、高回転高負荷領域である領域 B 2 では、オーバーラップ期間が減少されることでシリンダ 1 1 内の内部 E G R ガスが抑制されてシリンダ 1 1 内に十分な新気が確保される。そして、これによりエンジン本体 1 の出力が確保される。

【 0 0 5 6 】

ここで、前記領域 A 1 を除くすべての領域（領域 A 2 , A 3 , B 1 , B 2 ）において、前記吸気バルブ 2 1 の開タイミング I V O は、目標空気充填量 C E D の増加とともに進角される。前述のように、吸気バルブ 2 1 の開弁期間は一定に保たれており、開タイミング I V O が進角すると吸気バルブ 2 1 の閉タイミング I V C も進角する。そして、この吸気バルブ 2 1 の閉タイミング I V C が進角されると、前記吸気通路への空気の吹き返し量が減少することで、シリンダ 1 1 内の空気充填量 C E は増大する。このようにして、前記領域 1 を除く領域では、前記吸気バルブ 2 1 の開閉タイミング I V O , I V C が進角側に制御されることで、スロットル開度 T V O を一定に保ちポンプ損失を抑制した状態でシリンダ 1 1 内の空気充填量 C E が適切に維持される。

【 0 0 5 7 】

以上のような制御により、本エンジン本体 1 では、低回転領域および低負荷すなわち低目標空気充填量領域において吸気バルブ 2 1 と排気バルブ 2 2 とがネガティブオーバーラップ状態に制御されることで、シリンダ 1 1 内のガスの流動性が高められ、自着火がより確実に抑制されるとともに燃焼の安定化が実現される。また、高回転領域および高負荷において吸気バルブ 2 1 と排気バルブ 2 2 とがオーバーラップ状態に制御されることで、シリンダ 1 1 の空気充填量 C E が確保されエンジンの出力が確保される。

【 0 0 5 8 】

ここで、前記領域 B 2 の制御を領域 B 1 の制御と同様にしてもよい。すなわち、前記吸気バルブ 2 1 と排気バルブ 2 2 のオーバーラップによる掃気性の向上効果の方が、前記オーバーラップによる内部 E G R の影響よりも大きくなるようなエンジンでは、回転数の増加とともに前記オーバーラップを増加させて新気量を確保するようにしてもよい。

【 0 0 5 9 】

また、前記吸気バルブ 2 1 と排気バルブ 2 2 のネガティブオーバーラップを設ける領域をエンジンの回転数が N 1 以下となる領域のみとしてもよい。ただし、回転数に関わらず目標空気充填量 C E D が小さい運転領域では燃焼が不安定になりやすいので、全ての回転数において目標空気充填量 C E D が小さい運転領域に前記ネガティブオーバーラップを設ければ、燃焼安定性を高めることができ有効である。

【 0 0 6 0 】

また、各種アクチュエータの詳細な構造は前記に限らない。

【 0 0 6 1 】

また、前記吸気バルブ 2 1 の閉タイミング I V O 、排気バルブ 2 2 の閉タイミング E V C 、第 1 回転数 N 1 , 第 2 回転数 N 2 等の具体的な値は前記に限らない。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 6 2 】

【 図 1 】本発明に係る内燃機関の吸気弁制御方法が適用されるエンジンシステムの全体構造の概略図である。

【 図 2 】本発明に係る制御方法の制御手順を説明するためのフローチャートである。

【 図 3 】吸気バルブと排気バルブの制御領域を示す図である。

【 図 4 】回転数と目標空気充填量に対する吸気バルブの開タイミングを示す図である。

【 図 5 】回転数と目標空気充填量に対する排気バルブの閉タイミングを示す図である。

【 図 6 】回転数と目標空気充填量に対するスロットル弁の開度を示す図である。

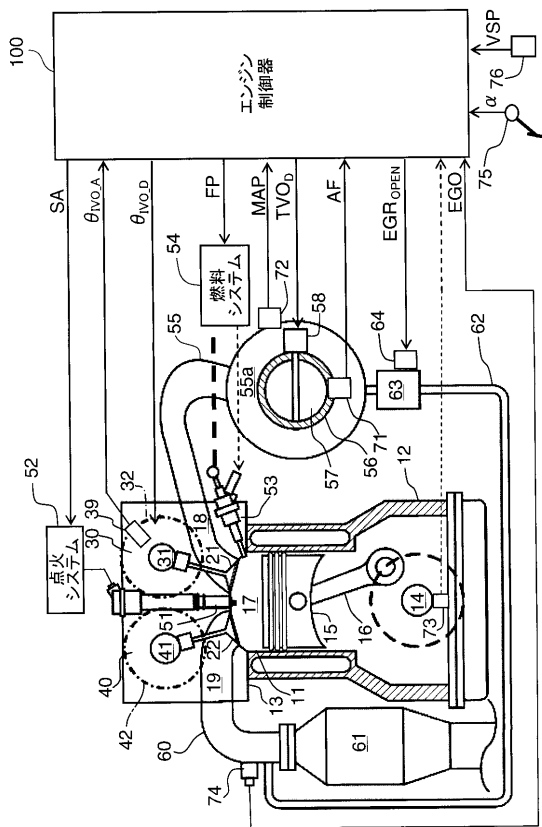
【 図 7 】 (a) 低負荷領域でのバルブタイミングを示す図である。 (b) 低回転領域でのバルブタイミングを示す図である。 (c) 高負荷中回転領域でのバルブタイミングを示す図である。 (d) 高負荷高回転領域でのバルブタイミングを示す図である。

【符号の説明】

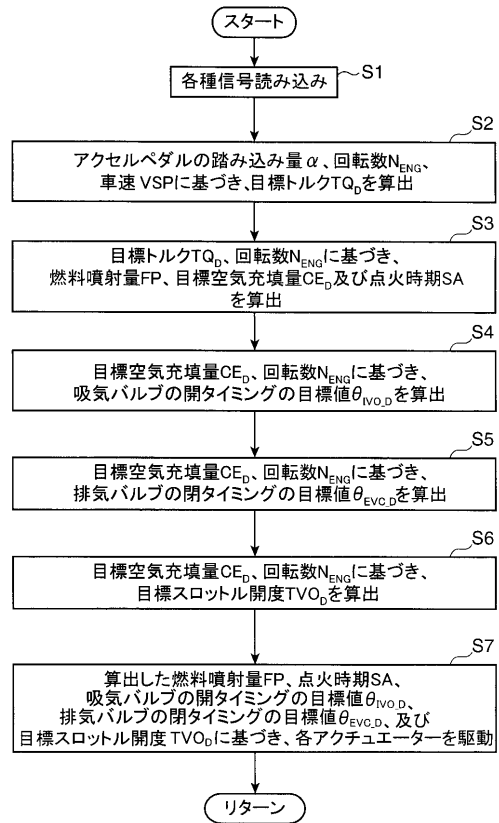
【0063】

- 1 エンジン本体
- 11 シリンダ（気筒）
- 14 クランクシャフト
- 17 燃焼室
- 21 吸気バルブ（吸気弁）
- 22 排気バルブ（吸気弁）
- 30 吸気弁駆動機構（弁駆動機構）
- 40 排気弁駆動機構（弁駆動機構）
- 100 エンジン制御器（制御手段）

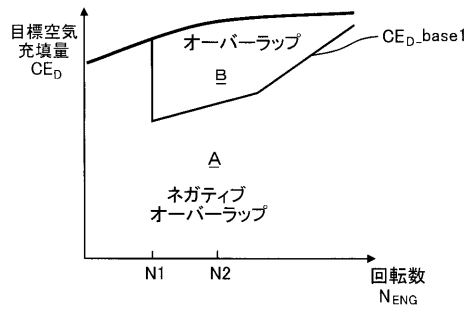
【図1】



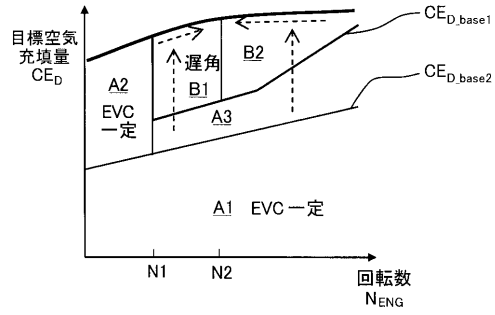
【図2】



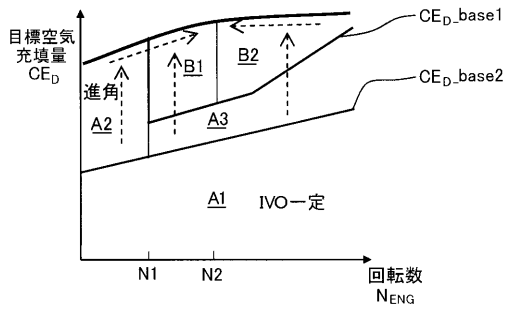
【図3】



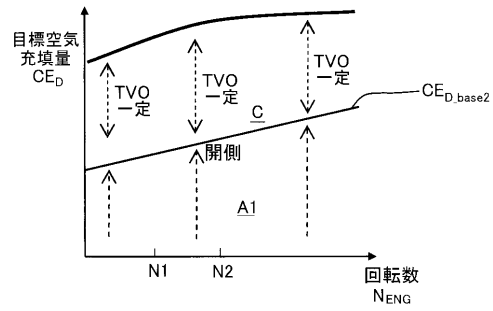
【図5】



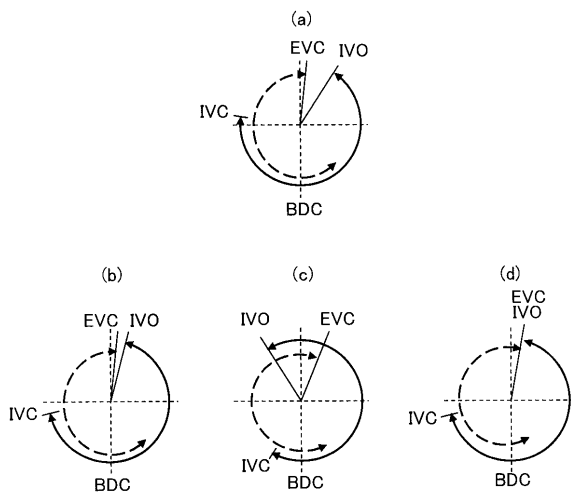
【図4】



【図6】



【図7】



フロントページの続き

- (72)発明者 西本 敏朗
広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内
- (72)発明者 大橋 美貴典
広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

審査官 米澤 篤

- (56)参考文献 特開昭59-034434(JP,A)
特開2005-325818(JP,A)
特開2002-242709(JP,A)
特開2001-207877(JP,A)
特開平10-252575(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F02D 13/02