

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2004-156458
(P2004-156458A)

(43) 公開日 平成16年6月3日(2004.6.3)

(51) Int. Cl. ⁷	F I	テーマコード (参考)
FO2M 25/07	FO2M 25/07 550E	3G062
FO2D 45/00	FO2D 45/00 312Z	3G084
	FO2D 45/00 364B	
	FO2D 45/00 364D	
	FO2D 45/00 368S	

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 28 頁)

(21) 出願番号 特願2002-320406 (P2002-320406)
(22) 出願日 平成14年11月1日 (2002.11.1)

(71) 出願人 000003207
トヨタ自動車株式会社
愛知県豊田市トヨタ町1番地
(71) 出願人 000004260
株式会社デンソー
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
(74) 代理人 100088971
弁理士 大庭 咲夫
(74) 代理人 100115185
弁理士 加藤 慎治
(72) 発明者 松永 彰生
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

最終頁に続く

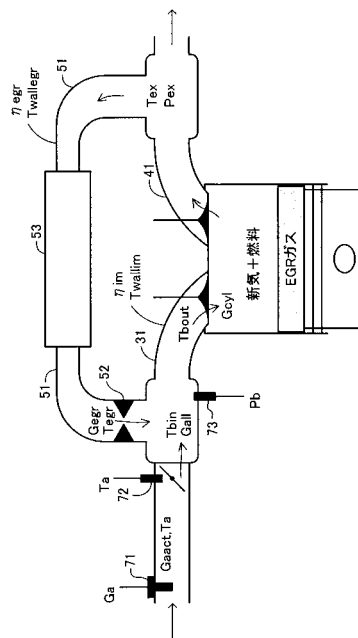
(54) 【発明の名称】 内燃機関のEGRガス流量推定装置

(57) 【要約】

【課題】 EGR制御弁を介して吸気通路に流入するEGRガスの流量を、EGRガスとEGR通路間の管摩擦分を考慮することにより精度良く推定することができる内燃機関のEGRガス流量推定装置を提供すること

【解決手段】 本装置は、機関の排気通路と吸気通路とに接続された排気還流管と、同排気還流管に介装された絞り部を有するEGR制御弁とを備えた内燃機関のEGRガス流量推定装置である。本装置は、排気圧力をPex、吸気圧をPb、絞り部の有効開口面積をAegr、EGRガスの密度をa、EGRガスの比熱比をとするとき、 $G_{egr0} = A_{egr} \cdot (2 \cdot P_{ex} \cdot a)^{1/2} \cdot \left(\frac{1}{1 - (P_b/P_{ex})^{1/\gamma}} - (P_b/P_{ex})^{1/\gamma} \right)^{1/2}$ なる一般式により暫定EGRガス流量Gegr0を推定する。そして、差圧(Pex - Pb)に応じる補正值dpgainを暫定EGRガス流量Gegr0に乗じて吸気通路に流入するEGRガス流量Gegrを推定する。

【選択図】 図4



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

内燃機関の排気通路と吸気通路とに接続された排気還流管と、同排気還流管に介装され同排気還流管内を流れる EGR ガスの流量を制御するための絞り部を有する EGR 制御弁とを備えた内燃機関の EGR ガス流量推定装置であって、

前記 EGR 制御弁の上流側における EGR ガスの圧力を上流側ガス圧力として取得する上流側ガス圧力取得手段と、

前記 EGR 制御弁の下流側におけるガスの圧力を下流側ガス圧力として取得する下流側ガス圧力取得手段と、

圧縮性流体が絞り部を通過する場合の同圧縮性流体の絞り部通過流量を同絞り部直前の上流側における同圧縮性流体の圧力及び同絞り部直後の下流側における同圧縮性流体の圧力とに基いて表す一般式を用いて、前記 EGR 制御弁を通過する EGR ガスの流量を暫定 EGR ガス流量として推定する手段であり、同絞り部直前の上流側における同圧縮性流体の圧力として前記取得された上流側ガス圧力を採用するとともに、同絞り部直後の下流側における同圧縮性流体の圧力として前記取得された下流側ガス圧力を採用することで同暫定 EGR ガス流量を推定する暫定 EGR ガス流量推定手段と、

前記推定された暫定 EGR ガス流量に含まれる前記排気還流管と前記 EGR ガスとの間の管摩擦に起因する誤差を補正することにより前記排気還流管から前記吸気通路に流入する EGR ガスの流量を推定する EGR ガス流量推定手段と、

を備えた内燃機関の EGR ガス流量推定装置。 20

【請求項 2】

請求項 1 に記載の内燃機関の EGR ガス流量推定装置において、

前記上流側ガス圧力取得手段は、前記排気還流管が接続された前記排気通路におけるガスの圧力を前記上流側ガス圧力として取得するように構成され、

前記下流側ガス圧力取得手段は、前記排気還流管が接続された吸気通路におけるガスの圧力を前記下流側ガス圧力として取得するように構成された内燃機関の EGR ガス流量推定装置。

【請求項 3】

請求項 2 に記載の内燃機関の EGR ガス流量推定装置において、

前記 EGR ガス流量推定手段は、前記取得された上流側ガス圧力と前記取得された下流側ガス圧力との差圧に基いて補正値を算出し、同補正値により前記暫定 EGR ガス流量に含まれる誤差を補正するように構成された内燃機関の EGR ガス流量推定装置。 30

【請求項 4】

請求項 3 に記載の内燃機関の EGR ガス流量推定装置において、

前記暫定ガス流量推定手段は、前記取得された上流側ガス圧力を P_{ex} 、前記取得された下流側ガス圧力を P_b 、前記絞り部の有効開口面積を A_{egr} 、前記絞り部直前の上流側における EGR ガスの密度を ρ 、EGR ガスの比熱比を γ とするとき、

$$G_{egr0} = A_{egr} \cdot (2 \cdot P_{ex} \cdot \rho)^{1/2} \cdot \left(\left(\frac{P_b}{P_{ex}} \right)^{2/\gamma} - \left(\frac{P_b}{P_{ex}} \right)^{(1+1/\gamma)} \right)^{1/2}$$

なる前記一般式に基いて前記暫定 EGR ガス流量 G_{egr0} を推定するように構成され、前記 EGR ガス流量推定手段は、前記差圧 $(P_{ex} - P_b)$ が大きいほど 1 に向けて大きくなるように前記補正値 dP_{gain} を求め、同補正値 dP_{gain} を前記暫定 EGR ガス流量 G_{egr0} に乗じることにより前記吸気通路に流入する EGR ガスの流量 G_{egr} を推定するように構成された内燃機関の EGR ガス流量推定装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、内燃機関の排気還流管から吸気通路に流入する EGR ガスの流量を推定する内燃機関の EGR ガス流量推定装置に関する。 50

【0002】

【従来の技術】

従来より、内燃機関から排出される窒素酸化物（ NO_x ）の量を低減するため、同内燃機関の排ガスの一部を排気還流管を介して吸気通路に循環させるEGR装置が広く知られている。EGR装置は、火花点火式内燃機関及びディーゼル機関の何れにも適用される。この場合、EGRガス流量は、排気還流管に介装されたEGR制御弁の開度（有効開口断面積）を可変とすることにより制御されている。

【0003】

このようなEGR装置は、吸気通路に流入するEGRガス流量を推定するとともに同吸気通路に流入する新気流量を測定し、同推定したEGRガス流量と同測定した新気流量とに基いて、機関に吸入される総べてのガス（即ち、新気とEGRガスとの混合ガスであり、以下「吸気」とも称呼する。）の流量に対する同EGRガス流量の比であるEGR率を求め、このEGR率に基いてEGRガス流量を制御するようになっている。従って、EGRガス流量の制御等の機関制御において、吸気通路に流入するEGRガス流量を精度良く推定することは極めて重要である。そこで、従来の装置は、EGR制御弁の前後差圧と同EGR制御弁の開度とに基いて、前記EGRガス流量を推定するようになっている（例えば、特許文献1参照。）。

10

【0004】

【特許文献1】

特開2001-280202号公報（

20

【0005】及び第4頁）

【0006】

【発明が解決しようとする課題】

上記従来の装置は、吸気通路に配設されたブーストセンサ（吸気圧センサ）により検出された圧力とEGR制御弁の上流側の適宜位置に配設された圧力センサにより検出された圧力との差圧を前記前後差圧として使用し、前記EGRガス流量を推定するようになっている。しかしながら、EGR制御弁の直前及び直後の差圧とEGRガス量の推定に使用する前記前後差圧とが、EGRガスと排気還流管との間に生じる管摩擦により大きく相違することがあり、この場合、EGRガス流量を精度良く推定できないという問題がある。

【0007】

特に、圧縮性流体が絞り部（EGR制御弁）を通過する場合の同圧縮性流体の絞り部通過流量を同絞り部直前の上流側における同圧縮性流体の圧力及び同絞り部直後の下流側における同圧縮性流体の圧力とに基いて表す同圧縮性流体の絞り部通過流量に関する一般式を用いることにより、EGR制御弁を通過するEGRガスの流量（従って、吸気通路に流入するEGRガス流量）を推定しようとする場合、上記管摩擦の影響によるEGR流量の推定誤差が大きくなり、EGRガス流量の推定精度が悪化するという問題がある。

30

【0008】

本発明は、かかる課題に対処するためになされたものであって、その目的は、EGR制御弁を介して吸気通路に流入するEGRガスの流量を、上記管摩擦分を考慮することにより精度良く推定することができる内燃機関のEGRガス流量推定装置を提供することにある。

40

【0009】

【本発明の概要】

本発明による内燃機関のEGRガス流量推定装置は、内燃機関の排気通路と吸気通路とに接続された排気還流管と、同排気還流管に介装され同排気還流管内を流れるEGRガスの流量を制御するための絞り部を有するEGR制御弁とを備えた内燃機関のEGRガス流量推定装置であって、前記EGR制御弁の上流側におけるEGRガスの圧力を上流側ガス圧力として取得する上流側ガス圧力取得手段と、前記EGR制御弁の下流側におけるガスの圧力を下流側ガス圧力として取得する下流側ガス圧力取得手段と、圧縮性流体が絞り部を通過する場合の同圧縮性流体の絞り部通過流量を同絞り部直前の上流側における同圧縮性

50

流体の圧力及び同絞り部直後の下流側における同圧縮性流体の圧力とに基いて表す一般式を用いて、前記EGR制御弁を通過するEGRガスの流量を暫定EGRガス流量として推定する手段であり、同絞り部直前の上流側における同圧縮性流体の圧力として前記取得された上流側ガス圧力を採用するとともに、同絞り部直後の下流側における同圧縮性流体の圧力として前記取得された下流側ガス圧力を採用することで同暫定EGRガス流量を推定する暫定EGRガス流量推定手段と、前記推定された暫定EGRガス流量に含まれる前記排気還流管と前記EGRガスとの間の管摩擦に起因する誤差を補正することにより前記排気還流管から前記吸気通路に流入するEGRガスの流量を推定するEGRガス流量推定手段と、を備えている。

【0010】

10

圧縮性流体が絞り部を通過する場合の同圧縮性流体の絞り部通過流量を表す一般式によれば、同絞り部直前の上流側における同圧縮性流体の圧力及び同絞り部直後の下流側における同圧縮性流体の圧力とを用いて同絞り部通過流量を精度良く求めることができる。

【0011】

そこで、本装置は、EGR制御弁が形成する絞り部の上流側の適宜位置（例えば、排気通路）におけるガスの圧力（例えば、排気圧力）を取得し、この取得したガスの圧力を前記一般式における前記絞り部直前の上流側における同圧縮性流体の圧力として採用する。また、本装置は、前記絞り部の下流側の適宜位置（例えば、吸気通路）におけるガスの圧力を取得し、この取得したガスの圧力を前記一般式における前記絞り部直後の下流側における同圧縮性流体の圧力として採用し、以って、暫定的なEGRガス流量を求める。

20

【0012】

そして、本装置は、前記推定された暫定EGRガス流量に含まれる前記排気還流管と前記EGRガスとの間の管摩擦に起因する誤差を補正し、前記吸気通路に流入するEGRガスの流量を推定する。

【0013】

上記一般式は、絞り部直前の上流側における同圧縮性流体の圧力及び同絞り部直後の下流側における同圧縮性流体の圧力とに基けば、精度良く同絞り部を通過するガス量を推定することを可能とする。しかし、本発明では、その一般式で使用する絞り部直前の上流側における同圧縮性流体の圧力として前記取得された上流側ガス圧力を採用するとともに、同一般式で使用する同絞り部の直後の下流側における同圧縮性流体の圧力として前記取得された下流側ガス圧力を採用する。

30

【0014】

従って、本発明の装置により求められる暫定EGRガス流量には、管摩擦に起因する誤差が含まれている。そこで、上記のように、本発明による装置は前記誤差を補正する手段を備えている。この結果、本装置は、取得される絞り部上流側のガスの圧力と取得される絞り部下流側のガスの圧力との差が小さくなって、絞りの程度よりも管摩擦がEGRガス量を支配的に決定する傾向が強くなる場合（即ち、絞りの変化に対するEGRガス流量の変化量が小さくなるような場合）においても、吸気通路に流入するEGRガス量を精度良く推定することが可能となる。

【0015】

40

この場合、前記上流側ガス圧力取得手段は、前記排気還流管が接続された前記排気通路におけるガスの圧力を前記上流側ガス圧力として取得するように構成され、前記下流側ガス圧力取得手段は、前記排気還流管が接続された吸気通路におけるガスの圧力を前記下流側ガス圧力として取得するように構成されることが好適である。

【0016】

これによれば、例えば、排気圧力センサ及び吸気圧センサの出力から、上流側ガス圧力及び下流側圧力をそれぞれ取得することができる。また、排気圧力は、所定の計算を行うことにより精度良く、且つ、（例えば、排気還流管内圧力に比べて）比較的簡単に推定可能な値であるから、排気圧力センサを省略することも可能となる。そして、本発明によれば、このように各圧力を取得する場合にも、EGRガス流量が精度良く推定される。

50

【0017】

この場合、前記EGRガス流量推定手段は、前記取得された上流側ガス圧力と前記取得された下流側ガス圧力との差圧に基いて補正値を算出し、同補正値により前記暫定EGRガス流量に含まれる誤差を補正するように構成されることが好適である。

【0018】

一般に、前記取得された上流側ガス圧力と前記取得された下流側ガス圧力との差圧dPは、ガス流量に対する管摩擦の影響度合いと強い相関がある。即ち、差圧dPが大きい場合、絞りの程度が絞り部を通過するガスの流量を支配的に決定すると考えられる。これに対し、差圧dPが小さい場合、絞りの程度に代わり、管摩擦がガスの流量を支配的に決定すると考えられる。従って、上記構成によれば、適正に補正値が求められるので、EGRガス流量の推定精度が向上する。

10

【0019】

より具体的な本発明の態様は、前記暫定ガス流量推定手段は、前記取得された上流側ガス圧力を P_{ex} 、前記取得された下流側ガス圧力を P_b 、前記絞り部の有効開口面積を A_{egr} 、前記絞り部の直前の上流側におけるEGRガスの密度を a 、EGRガスの比熱比を γ とすると、

$$G_{egr0} = A_{egr} \cdot (2 \cdot P_{ex} \cdot a)^{1/2} \cdot \left(\left(\frac{P_b}{P_{ex}} \right)^{2/\gamma} - \left(\frac{P_b}{P_{ex}} \right)^{(1+1/\gamma)} \right)^{1/2}$$

なる前記一般式に基いて前記暫定EGRガス流量 G_{egr0} を推定するように構成され、前記EGRガス流量推定手段は、前記差圧($P_{ex} - P_b$)が大きいほど1に向けて大きくなるように前記補正値dPgainを求め、同補正値dPgainを前記暫定EGRガス流量 G_{egr0} に乗じることにより前記吸気通路に流入するEGRガスの流量 G_{egr} を推定するように構成される。

20

【0020】

【発明の実施の形態】

以下、本発明による内燃機関のEGRガス流量推定装置及びEGR制御装置を含む内燃機関(ディーゼル機関)の制御装置の実施形態の一つについて図面を参照しつつ説明する。

【0021】

図1は、本発明による内燃機関の制御装置を4気筒内燃機関(ディーゼル機関)10に適用したシステム全体の概略構成を示している。このシステムは、燃料供給システムを含むエンジン本体20、エンジン本体20の各気筒の燃焼室にガスを導入するための吸気系統30、エンジン本体20からの排ガスを放出するための排気系統40、排気還流を行うためのEGR装置50、及び電気制御装置60を含んでいる。

30

【0022】

エンジン本体20の各気筒の上部には燃料噴射弁21が配設されている。各燃料噴射弁21は、電気制御装置60と電氣的に接続されていて、同電気制御装置60からの駆動信号(指令燃料噴射量 q_{fin} に応じた指令信号)により所定時間だけ開弁し、これにより燃料タンクと接続された燃料噴射用ポンプ(図示省略)から供給される高圧の燃料を噴射するようになっている。

40

【0023】

吸気系統30は、エンジン本体20の各気筒の燃焼室にそれぞれ接続されたインテークマニホールド31、インテークマニホールド31の上流側集合部に接続され同インテークマニホールド31とともに吸気通路を構成する吸気管32(インテークマニホールド31及び吸気管32を「吸気管」と総称することもある。)、吸気管32内においてスロットル弁アクチュエータ33aにより同吸気管32に回動可能に保持されたスロットル弁33、スロットル弁33の上流において吸気管32に介装されたインタークーラー34、同インタークーラー34の上流において吸気管32に介装されたターボチャージャ35のコンプレッサ35a、及び吸気管32の先端部に配設されたエアクリーナ36を含んでいる。

【0024】

50

排気系統 40 は、エンジン本体 20 の各シリンダに接続されたエキゾーストマニホールド 41、エキゾーストマニホールド 41 の下流側集合部に接続された排気管 42、排気管 42 に配設されたターボチャージャ 35 のタービン 35 b、ターボチャージャ絞り弁 35 c、及び排気管 42 に介装されたディーゼルパティキュレートフィルタ（以下、「DPNR」と称呼する。）43 を含んでいる。エキゾーストマニホールド 41 及び排気管 42 は排気通路を構成している。

【0025】

ターボチャージャ絞り弁 35 c は、電気制御装置 60 と接続されていて、同電気制御装置 60 からの駆動信号に応答してターボチャージャ 35 の容量を実質的に可変とするようにタービン 35 b に流入する排ガス通路面積を可変とする弁である。このターボチャージャ絞り弁 35 c が閉じられてタービン 35 b に流入する排ガス通路面積を小さくすると過給圧が増大し、逆にターボチャージャ絞り弁 35 c が開かれてタービン 35 b に流入する排ガス通路面積を大きくすると過給圧が低下する。

10

【0026】

DPNR 43 は、コージライト等の多孔質材料から形成されたフィルタを内蔵し、通過する排ガス中のパティキュレートを細孔表面にて捕集するフィルタである。DPNR 43 は、担体としてのアルミナに、カリウム K、ナトリウム Na、リチウム Li、セシウム Cs のようなアルカリ金属、バリウム Ba、カルシウム Ca のようなアルカリ土類金属、及びランタン La、イットリウム Y のような希土類金属から選ばれた少なくとも一つを白金とともに担持し、NO_x を吸収した後に同吸収した NO_x を放出して還元する吸蔵還元型 NO_x 触媒としても機能するようになっている。

20

【0027】

EGR 装置 50 は、排ガスを還流させる通路（EGR 通路）を構成する排気還流管 51 と、排気還流管 51 に介装された EGR 制御弁 52 と、排気還流管 51 に介装された EGR ガス冷却装置（EGR クーラー）53 とを備えている。

【0028】

排気還流管 51 はタービン 35 b の上流側排気通路（エキゾーストマニホールド 41）と接続された部分を EGR ガス（排ガス）の入口部とし、スロットル弁 33 の下流側吸気通路（インテークマニホールド 31）と接続された部分を EGR ガスの出口部として、同入口部（排気還流管入口部）と同出口部（排気還流管出口部）とを連通し、同入口部と同出口部の間を EGR ガスが通過するガス流通管を構成している。

30

【0029】

また、前記インテークマニホールド 31 をガス流通管として考えた場合、その入口部は同インテークマニホールド 31 と排気還流管 51 との接続部ということになり、インテークマニホールド 31 の出口部は同インテークマニホールド 51 と内燃機関 10 の燃焼室（シリンダ、気筒）とが接続された同燃焼室への吸気流入部（吸気弁により開閉される開口部）ということになる。

【0030】

EGR 制御弁 52 は、図 2（A）に示したように、コイル 52 a、弁体 52 b、及び開口 52 c 等を備えている。弁体 52 b と開口 52 c とで、絞りの程度が可変な絞り部が形成される。コイル 52 a は、電気制御装置 60 と接続されている。コイル 52 a は、電気制御装置 60 からの駆動信号（EGR 制御弁開度指令値 SEGR に応じて可変となるデューティ比を有する電圧信号）に応答して弁体 52 b の軸方向移動量（リフト量）を変更するデューティ制御式の電磁弁である。かかる EGR 制御弁 52 は、図 2（B）に示したように、EGR 制御弁開度指令値 SEGR に応じて開口 52 c の有効開口面積 A_{egr} を変更し、エキゾーストマニホールド 41 からインテークマニホールド 31 に再循環される排ガス量（排気還流量、EGR ガス流量）を調整するようになっている。

40

【0031】

なお、本装置はデューティ制御式電磁弁を EGR 制御弁 52 として採用しているが、例えば、負圧を電氣的に制御することで弁体のリフト量を変更する負圧駆動式弁、或いは、ス

50

トップモータ駆動式の制御弁等を EGR 制御弁として採用することができる。

【0032】

EGR ガス冷却装置 53 は、同装置の入口部から流入するとともに同装置の出口部から流出する EGR ガスの通路を内部に形成している。また、EGR ガス冷却装置 53 は、前記 EGR ガスの通路に露呈した冷却部を備えている。この冷却部内にはエンジン冷却水が冷媒として循環するようになっている。

【0033】

電気制御装置 60 は、互いにバスで接続された CPU 61、CPU 61 が実行するプログラム、テーブル（ルックアップテーブル、マップ）、及び定数等を予め記憶した ROM 62、CPU 61 が必要に応じてデータを一時的に格納する RAM 63、電源が投入された状態でデータを格納するとともに同格納したデータを電源が遮断されている間も保持するバックアップ RAM 64、並びに AD コンバータを含むインターフェース 65 等からなるマイクロコンピュータである。

10

【0034】

インターフェース 65 は、吸気管 32 に配置された熱線式エアフローメータ 71、インテーククーラー 34 とスロットル弁 33 との間の吸気通路に設けられた新気温センサ（吸気温センサ）72、スロットル弁 33 の下流であって排気還流管 51 が接続された部位よりも上流の吸気通路に配設された吸気圧センサ 73、エンジン回転速度センサ 74、水温センサ 75 及びアクセル開度センサ 76 と接続されていて、これらのセンサからの信号を CPU 61 に供給するようになっている。また、インターフェース 65 は、燃料噴射弁 21、スロットル弁アクチュエータ 33a、ターボチャージャ絞り弁 35c、及び EGR 制御弁 52 と接続されていて、CPU 61 の指示に応じてこれらに駆動信号を送出するようになっている。

20

【0035】

熱線式エアフローメータ 71 は、エアクリーナ 36 を介して吸気管 32 内に新たに吸入された大気（即ち、新気）の質量流量（単位時間当りの吸入空気量、単位時間あたりの新気量）を計測し、同新気の質量流量に応じた信号（新気流量）Ga を発生するようになっている。新気温センサ 72 は、エアクリーナ 36 を介して吸気管 32 内に吸入された新気の温度（即ち、新気温度）を検出し、同新気温度を表す信号 Ta を発生するようになっている。

30

【0036】

吸気圧センサ 73 は、吸気通路内の圧力（吸気圧、過給圧）を表す信号 Pb を発生するようになっている。即ち、吸気圧センサ 73 は、排気還流管 51 が接続された吸気通路（インテークマニホールド 31）におけるガスの圧力を吸気通路内ガス圧力として取得する吸気通路内ガス圧力取得手段を構成している。また、吸気圧センサ 73 は、EGR 制御弁 52 の下流側におけるガスの圧力を下流側ガス圧力として取得する下流側ガス圧力取得手段でもある。

【0037】

エンジン回転速度センサ 74 は、エンジン 10 の回転速度を検出し、エンジン回転速度 NE を表す信号を発生するとともに、各気筒の絶対クランク角度を検出し得るようになっている。水温センサ 75 は、エンジン 10 の冷却水温を検出し、同冷却水温を表す信号 THW を発生するようになっている。アクセル開度センサ 76 は、アクセルペダル AP の操作量を検出し、アクセル開度（アクセル操作量）を表す信号 Accp を発生するようになっている。

40

【0038】

次に、上記のように構成された内燃機関の制御装置の作動について説明する。電気制御装置 60 の CPU 61 は、図 3 に機能ブロック図で示された各値を計算するためのプログラムを所定時間の経過毎に繰り返し実行し、実 EGR 率 Ract を計算するようになっている。以下、ブロック毎に説明を加える。なお、以下に述べる各値の幾つかは、図 4 に概念的に示されている。

50

【 0 0 3 9 】

< 実 E G R 率 R a c t の取得 >

実 E G R 率 R a c t は、エンジン 1 0 のシリンダに吸入された単位時間あたりの実 E G R ガス流量 G e g r (実際に排気還流管 5 1 から吸気通路内に流入する E G R ガスの質量流量であって、以下、「E G R ガス流量 G e g r」と称呼する。) を同エンジン 1 0 に吸入された単位時間あたりの全ガス量 G c y l (実際の全ガス質量流量であって、以下、「全ガス流量 G c y l」とも称呼する。) で除した値 (R a c t = G e g r / G c y l) である。E G R ガス流量 G e g r は、全ガス流量 G c y l から、エンジン 1 0 に吸入された単位時間あたりの新気量 G a a c t (大気の質量、以下、「実新気流量 G a a c t」と云う。) を減じた量である。従って、C P U 6 1 は、ブロック B 1 に示したように、下記 (1) 式に基づいて実 E G R 率 R a c t を計算する。 10

【 0 0 4 0 】

【数 1】

$$Ract = \frac{Gcyl - Gaact}{Gcyl} \quad \dots(1)$$

【 0 0 4 1 】

< 実新気流量 G a a c t の取得 >

(1) 式で用いられる実新気流量 G a a c t は、エアフロメータ 7 1 が計測した計測新気流量 G a よりも時間的に遅れて変化するから、同計測新気流量 G a に一次遅れ処理を施すことにより求められる値と略等しくなる。従って、C P U 6 1 は、計測新気流量 G a に対して一次遅れ処理を施すブロック B 2 に示した下記 (2) 式に基づいて実新気流量 G a a c t を計算する。は 0 から 1 までの値を有する定数である。なお、G a a c t (n) は今回の演算による実新気流量 G a a c t、G a a c t (n - 1) は所定時間前に実行された前回の演算による実新気流量 G a a c t、G a (n) は今回の演算タイミングにおけるエアフロメータ 7 1 の出力に基く計測新気流量 G a である。 20

【 0 0 4 2 】

【数 2】

$$Gaact(n) = \alpha \cdot Gaact(n-1) + (1-\alpha) \cdot Ga(n) \quad \dots(2)$$

30

【 0 0 4 3 】

< 全ガス流量 G c y l の取得 >

(1) 式の計算を行うために更に必要となる全ガス流量 G c y l は、気体の状態方程式からも推察されるように、スロットル弁 3 3 の下流の吸気管内の圧力 (吸気圧) P b とエンジン 1 0 のシリンダに吸入されるガスの温度 (吸入ガス温度) T b o u t とに応じた値となる。このエンジン 1 0 のシリンダに吸入されるガスの温度 T b o u t は、以下、「インテークマニホールド出口部ガス温度 T b o u t」と称呼する。

【 0 0 4 4 】

実際には、全ガス流量 G c y l はエンジン 1 0 の気筒内に残留するガス量の影響も受ける。従って、C P U 6 1 は、ブロック B 3 に示したように、下記 (3) 式で示した実験式に基づいて実 E G R 率 R a c t を計算する。(3) 式において、a, b は実験により定められる適合定数であり、T b a s e はこれらの定数 a, b を定めたときのインテークマニホールド出口部ガス温度 (基準温度) である。また、(3) 式で用いられる吸気圧 (過給圧) P b は、吸気圧センサ 7 3 から取得される。 40

【 0 0 4 5 】

【数 3】

$$Gcyl = \frac{Tbase}{Tbout} (a \cdot Pb + b) \quad \dots(3)$$

50

【0046】

<実ガス温度 T_{bout} の取得>

(3) 式の計算を行うためには、インテークマニホールド出口部ガス温度 T_{bout} を取得する必要がある。CPU61は、ブロックB4に示したように、このインテークマニホールド出口部ガス温度 T_{bout} を下記(4)式に従って計算する。

【0047】

【数4】

$$T_{bout} = T_{bin} - \eta_{im} \cdot (T_{bin} - T_{wallim}) \dots (4)$$

10

【0048】

(4) 式において、

T_{bin} は、図4に示したように、EGR制御弁52の出口側のインテークマニホールド31の内部、即ち、EGRガスと新気とが混合された部位(以下、単に「合流部」又は「インテークマニホールド入口部」と称呼する。)の混合ガス温度であり、以下「インテークマニホールド入口部ガス温度 T_{bin} 」と称呼する。

T_{wallim} は、インテークマニホールド入口部から吸気弁までの間のインテークマニホールド31の壁温であり、以下、「インテークマニホールド壁温 T_{wallim} 」と称呼する。

i_m は、インテークマニホールド入口部からインテークマニホールド出口部(吸気弁により開閉される部分)までの間のインテークマニホールド31における熱伝達率(冷却効率)であり、以下、「インテークマニホールド熱伝達率 i_m 」と称呼する。

20

【0049】

上記(4)式は、インテークマニホールド31の壁面とシリンダに吸入されるガスとの間での熱の授受、及び同インテークマニホールド31の壁面と外気(インテークマニホールド31の外側の空気の温度) T_{air} との間での熱の授受を考慮した式であって、これらの熱の授受を右辺第2項($i_m \cdot (T_{bin} - T_{wallim})$)で代表させた式である。この値($i_m \cdot (T_{bin} - T_{wallim})$)は、インテークマニホールド31内を吸気(新気+EGRガス)が通過する際に、吸気の温度がどれだけ変化するかを示す変化温度対応値である。

30

【0050】

ガス(吸気)とガス流通管(インテークマニホールド31)との間の熱授受は、同ガスの入口部温度と同ガス流通管の壁温の差に強い相関(例えば、比例関係)がある。また、熱伝達率は、ガスとガス流通管壁との間の熱の授受、及びガス流通管壁と外部との間の熱の授受を適切に表すことが可能である。従って、上記構成によれば、前記熱授受を簡単で且つ精度良く推定することができ、前記変化温度対応値も精度良く推定することが可能となる。

【0051】

ところで、(4)式によりインテークマニホールド出口部ガス温度 T_{bout} を取得するためには、同(4)式の右辺の各値(T_{bin} , T_{wallim} , i_m)を取得しなければならない。以下、順に説明する。

40

【0052】

<インテークマニホールド入口部ガス温度 T_{bin} の取得>

CPU61は、ブロックB5に示したように、インテークマニホールド入口部ガス温度 T_{bin} をエネルギー保存則に基づく下記(5)式に従って計算する。

【0053】

【数5】

$$T_{bin} = (Ga_{act} \cdot T_a \cdot C_{air} + G_{egr} \cdot T_{egr} \cdot C_{egr}) / (G_{all} \cdot C_{ave}) \dots (5)$$

50

【0054】

(5)式の右辺における各値について図4を参照しながら説明する。

G a a c t は先に説明した実新気流量であり、前記ブロックB2により(2)式に従って求められる。

T a は先に説明した新気温度であって新気温センサ72により検出される。

C a i r は新気の比熱(新気ガス比熱)であって予め与えられる定数である。

【0055】

G e g r は先に説明したEGRガス流量であり、後述する方法により求められる。T e g r はEGRガスと新気とが合流部にて混合する直前のEGRガス温度である。即ち、温度T e g r は、排気還流管51の前記吸気通路との接続部であるEGRガス出口部におけるEGRガスの温度であって、以下「排気還流管出口部EGRガス温度(EGR出口部EGRガス温度)T e g r」と称呼する。排気還流管出口部EGRガス温度T e g r は後述する方法により求められる。

10

C e g r はEGRガスの比熱(EGRガス比熱)であって予め与えられる定数である。

【0056】

G a l l は、EGRガスと新気とが混合したガスの総和量、即ち、実新気流量G a a c t とEGRガス流量G e g r との和であって、以下、「インテークマニホールド入口部ガス流量G a l l」と称呼する。

C a v e は、EGRガスと新気とが混合したガスの比熱(混合ガス比熱)であり、予め与えられる定数である。

20

【0057】

(5)式によりインテークマニホールド入口部ガス温度T b i nを取得するためには、排気還流管出口部EGRガス温度T e g r、EGRガス流量G e g r、インテークマニホールド入口部ガス流量G a l lを取得しなければならない。従って、以下、更に順を追って説明する。

【0058】

<排気還流管出口部EGRガス温度T e g rの取得>

C P U 6 1 は、ブロックB6に示したように、排気還流管出口部EGRガス温度T e g rを下記(6)式に従って計算する。ブロックB6は、出口部EGRガス温度推定手段を構成している。

30

【0059】

【数6】

$$T e g r = T e x - \eta e g r \cdot (T e x - T H W) \quad \dots(6)$$

【0060】

(6)式において、

T e x は、排気還流管51とエキゾーストマニホールド41との接合部近傍の同排気還流管51入口部におけるEGRガス温度(即ち、エキゾーストマニホールド41と排気還流管51との接合部近傍での排ガス温度)であり、以下、「排気還流管入口部ガス温度T e x (EGR通路入口部EGRガス温度T e x)」と称呼する。

40

e g r は、EGRガス冷却装置53の冷却効率(熱伝達率)である。

T H W は、エンジン10の冷却水温であるが、EGR冷却装置53の冷媒はエンジン冷却水であるから、冷却水温T H Wは冷媒の温度T r e i b a iと等しい。

【0061】

上記(6)式は、EGRガス冷却装置53(の冷却部)と同EGR冷却装置を通過するEGRガスとの間での熱の授受を考慮した式である。即ち、(6)式の右辺第2項(e g r \cdot (T e x - T H W))は、EGRガス冷却装置53内をEGRガスが通過する際に、EGRガスの温度がどれだけ変化するかを示す変化温度対応値である。

【0062】

50

実際には、EGRガスは、排気還流管入口部から流入して排気還流管出口部に到達するまでの間に、排気還流管51の壁面との間で熱の授受を行う。しかしながら、EGRガスと排気還流管51の壁面との間の熱交換量は、EGRガスとEGRガス冷却装置53との間の熱交換量に比べて極めて小さい。従って、(6)式の右辺第2項($e_{gr} \cdot (T_{ex} - T_{HW})$)は、EGRガスが排気還流管入口部から流入して排気還流管出口部に到達するまでの間に、同EGRガスの温度がどれだけ変化するかを示す値と実質的に等しい。

【0063】

ところで、(6)式により排気還流管出口部EGRガス温度 T_{egr} を取得するためには、上記排気還流管入口部EGRガス温度 T_{ex} 、及びEGR冷却装置の冷却効率 e_{gr} を取得しなければならない。以下、順に説明する。

10

【0064】

<排気還流管入口部のEGRガス温度 T_{ex} の取得>

CPU61は、ブロックB8及びブロックB9示したように、排気還流管入口部のEGRガス温度 T_{ex} (排ガス温度 T_{ex})を下記(7)式に従って計算する。ブロックB8及びブロックB9は、EGRガス温度取得手段を構成している。

【0065】

【数7】

$$T_{ex} = fT_{ex}(XT_{ex}) \quad \dots(7)$$

$$XT_{ex} = Gf^a / Ga_{act}$$

または

$$XT_{ex} = (Gf^a / Ga_{act}) \cdot (P_b / P_{ex})$$

または

$$XT_{ex} = Gf \cdot \Phi$$

または

$$XT_{ex} = Gf \cdot \Phi \cdot (P_b / P_{ex})$$

$$\Phi = Gf / G_a$$

ここで、

Gf: 単位時間あたりの燃料噴射量(g/s)

Ga_{act}: 実新気流量(g/s)

P_b: 過給圧

P_{ex}: エキゾーストマニホールド内ガス圧力

Φ: 等量比

a: 定数

である。

30

【0066】

(7)式において、

単位時間あたりの燃料噴射量Gfは、図5のブロックBP3に示したように、指令燃料噴射量 q_{fin} 及びエンジン回転速度NEに基いて求められる。例えば、 $Gf = k_{Gf} \cdot q_{fin} \cdot NE$ (k_{Gf} は定数)である。

40

実新気流量Ga_{act}は、上述したブロックB2により(2)式に基いて求められる。

過給圧P_bは、吸気圧P_bであり、吸気圧センサ73から取得される。

エキゾーストマニホールド内ガス圧力P_{ex}(エキゾーストマニホールド41が構成する排気通路と排気還流管51との接続部であるEGRガス入口部におけるEGRガスの圧力)は、後述する手法により求められる。

【0067】

上記(7)式は、「排気還流管入口部EGRガス温度 T_{ex} は、シリンダ内へ投入される

50

エネルギー（発熱量）と、同シリンダ内で発生した熱のガスへの伝達に大きく依存する。」という知見に基いている。シリンダ内へ投入されるエネルギーは燃料噴射量 G_f に強い相関がある。また、シリンダ内で発生した熱のガスへの伝達は、実新気流量 G_{aact} （実新気流量 G_{aact} は発熱に寄与しない代わりに、排ガス温度を低下させるように機能する。）、又は、ガス比熱に関連した値である等量比 に強い相関がある。そこで、(7)式では変数 X_{Tex} に上記したような値を選択している。

【0068】

なお、変数 X_{Tex} のひとつに使用されている値（過給圧 P_b / エキゾーストマニホールド内ガス圧力 P_{ex} ）は、エキゾーストマニホールド41内における排ガスの通過のし易さ（留まり易さ）を表している。排ガスがエキゾーストマニホールド41内に留まるほど、同排ガスとエキゾーストマニホールド41外部との間でより多くの熱が伝達される。従って、（過給圧 P_b / エキゾーストマニホールド内ガス圧力 P_{ex} ）をパラメータとして導入することで、排気還流管入口部 EGR ガス温度 T_{ex} の推定精度が高くなる。また、過給圧 P_b は EGR ガス量と相関があり、且つ、EGR ガス量が多ければ燃焼開始時の温度が高くなって排ガス温度 T_{ex} （排気還流管入口部 EGR ガス温度 T_{ex} ）も高くなるので、過給圧 P_b をパラメータとして考慮することは、この点においても同排ガス温度 T_{ex} の精度向上に寄与する。

10

【0069】

(7)式の関数 f_{Tex} と定数 a はエンジンの機種毎に決定される。以下は、関数 f_{Tex} と定数 a を決定する手順の一例である。

20

(Step 1) 関数 f_{Tex} と定数 a を決定すべきエンジンの運転条件を変更し、各エンジン状態量 (G_f , G_{aact} , P_b , P_{ex} , T_{ex}) を測定する。

(Step 2) 測定結果に基いて、変数 X_{Tex} と EGR ガス温度 T_{ex} の実測値との相関が高くなるように定数 a を決定する。なお、変数 X_{Tex} に等量比 を含む値を用いた場合には、定数 a の値の調整（決定）は省略される。

(Step 3) 決定された定数 a で決まる変数 X_{Tex} と EGR ガス温度 T_{ex} の実測値とに基いて、関数 f_{Tex} を決定する。

図8は、変数 X_{Tex} として $G_f \cdot (P_b / P_{ex})$ を選択した場合の同変数 X_{Tex} と実測された排気還流管入口部 EGR ガス温度 T_{ex} との関係の一例を示している。この場合、関数 f_{Tex} は、 $T_{ex} = f_{Tex}(X_{Tex}) = 545.9 \cdot X_{Tex}^{0.3489}$ となった。

30

【0070】

<エキゾーストマニホールド内ガス圧力 P_{ex} の取得>

上記(7)式の変数 X_{Tex} としてエキゾーストマニホールド内ガス圧力 P_{ex} を含む変数を使用する場合等において、同エキゾーストマニホールド内ガス圧力 P_{ex} を求める必要がある。CPU61は、機能ブロック図である図5に示したように、下記(8)式に従ってエキゾーストマニホールド内ガス圧力 P_{ex} を算出する。なお、エキゾーストマニホールド内ガス圧力（排気還流管入口部 EGR ガス圧力） P_{ex} は、エキゾーストマニホールド41が構成する排気通路と排気還流管51との接続部である EGR ガス入口部における EGR ガスの圧力 P_{ex} である。また、図5に示した機能ブロックは、排気通路における前記 EGR ガスの圧力を取得する排気還流管入口部 EGR ガス圧力取得手段（EGR ガス入口部 EGR ガス圧力取得、排気圧力取得手段）、或いは、EGR 制御弁52の上流側におけるガスの圧力を上流側ガス圧力として取得する上流側ガス圧力取得手段を構成している。

40

【0071】

【数8】

$$\left. \begin{aligned} P_{ex} &= f_{Pex}(X_{Pex}) \\ X_{Pex} &= (G_f + G_{aact}) \cdot P_b / K_{vn} \\ K_{vn} &= A_{vn} + a_{vn} \end{aligned} \right\} \dots(8)$$

ここで、

G_f : 単位時間あたりの燃料噴射量(g/s)

G_{aact} : 実新気流量(g/s)

P_b : 過給圧

K_{vn} : 可変容量ターボチャージャ絞り係数

A_{vn} : 可変容量ターボチャージャ開度(0~100%)

a_{vn} : 正の定数

である。

10

【0072】

(8)式において、

燃料噴射量 G_f は、図5のブロックBP3に示したように、指令燃料噴射量 q_{fin} 及びエンジン回転速度 NE に基いて求められる。

実新気流量 G_{aact} は、上述したブロックB2により(2)式に従って求められる。過給圧 P_b は、吸気圧 P_b であり、吸気圧センサ73から取得される。

20

可変容量ターボチャージャ開度 A_{vn} は、図5のブロックBP4内に示したように、指令燃料噴射量 q_{fin} 及びエンジン回転速度 NE を引数とするテーブルにより求める値である。CPU61は、ターボチャージャ絞り弁35cの開度がこの値 A_{vn} に基いた値となるように、同ターボチャージャ絞り弁35cに対して駆動信号を供給する。また、可変容量ターボチャージャ開度 A_{vn} は、ブロックBP5にて定数 a_{vn} が加えられ、上記(8)式の可変容量ターボチャージャ絞り係数 K_{vn} に変換される。なお、後述するように、目標過給圧を設定して実際の過給圧が同目標過給圧となるように値 A_{vn} を決定してもよい。

【0073】

上記(8)式は、「エキゾーストマニホールド内ガス圧力 P_{ex} は、シリンダ内に流入するガス量 ($G_{aact} + G_f$)、可変容量ターボチャージャ絞り弁35cの開度 A_{vn} 、及びターボチャージャ35のタービン35bの抵抗を表す過給圧に極めて強い相関を有する。」という知見に基いている。

30

【0074】

(8)式の関数 f_{Pex} と定数 a_{vn} はエンジンの機種毎に決定される。以下は、関数 f_{Pex} と定数 a_{vn} を決定する手順の一例である。

(Step1) 関数 f_{Pex} と定数 a_{vn} を決定すべきエンジンの運転条件を変更し、各エンジン状態量 (G_f , G_{aact} , P_b , A_{vn} , P_{ex}) を測定する。

(Step2) 測定結果に基いて、変数 X_{Pex} とエキゾーストマニホールド内ガス圧力 P_{ex} との相関が高くなるように定数 a_{vn} を決定する。

40

(Step3) 決定された定数 a_{vn} で決まる変数 X_{Pex} とエキゾーストマニホールド内ガス圧力 P_{ex} の実測値とに基いて、関数 f_{Pex} を決定する。

図9は、このようにして関数 f_{Pex} を決定する際に使用した実測値の一例を示している。この例の場合、関数 f_{Pex} は下記の(9)式のようなになった。このように、本実施形態は、排気圧力センサを用いることなく排気圧力 P_{ex} を求めることができ、装置のコストを低下させることができる。

【0075】

【数9】

$$P_{ex} = fP_{ex}(XP_{ex}) = -2 \cdot 10^{-8} \cdot XP_{ex}^2 + 0.059 \cdot XP_{ex} + 100.59 \quad \dots(9)$$

【0076】

以上により、(7)式の変数 X_{Tex} を求めるための各値 (G_f , G_{aact} , P_b , P_{ex}) が求められて変数 X_{Tex} が決定される。従って、CPU61は、(7)式に従って計算を行い、排気還流管入口部 EGR ガス温度 T_{ex} (排ガス温度 T_{ex}) を求める。一方、(6)式に従って排気還流管出口部 EGR ガス温度 T_{egr} を求めるためには、更に、EGR ガス冷却装置の冷却効率 e_{gr} を取得しなければならない。

【0077】

10

< EGR ガス冷却装置の冷却効率 e_{gr} の取得 >

CPU61は、図3のブロックB10に示したように、EGR ガス冷却装置の冷却効率 e_{gr} を下記(10)式に従って計算する。ブロックB10は、冷却装置の冷却効率取得手段(推定手段)を構成している。

【0078】

【数10】

$$\eta_{egr} = f \eta_{egr}(G_{egr}/T_{ex}) \quad \dots(10)$$

【0079】

20

(10)式に示したように、EGR ガス冷却装置の冷却効率 e_{gr} を求めるためには、排気還流管入口部 EGR ガス温度 T_{ex} と EGR ガス流量 G_{egr} とが必要となる。排気還流管入口部 EGR ガス温度 T_{ex} は、ブロックB8及びブロックB9により上記(7)式により求められる。EGR ガス流量 G_{egr} は、後述するブロックB12により求められる。

【0080】

なお、(10)式での EGR ガス流量 G_{egr} は、EGR ガス流量 G_{egr} に対応した値 (EGR ガス流量対応値) であればよく、例えば、排気還流管51の所定箇所における EGR ガス流速 V_{egr} で置き換えることができる。EGR 通路 (排気還流管51と EGR ガス冷却装置53の形成する EGR 通路) の形状は既知であるから、EGR ガス流速 V_{egr} に基いて EGR ガス流量 G_{egr} を推定できるからである。EGR ガス流速 V_{egr} は、排気還流管51内に流速センサを配設し、同流速センサの出力から直接取得してもよい。

30

【0081】

(10)式の関数 f_{egr} はエンジンの機種毎に決定される。以下は、関数 f_{egr} を決定する手順の一例である。

(Step1) 関数 f_{egr} を決定すべきエンジンの運転条件を変更し、各エンジン状態量 (G_{egr} , T_{ex} , e_{gr}) を測定する。

(Step2) 測定結果に基いて、図10に示したように、 e_{gr} と G_{egr}/T_{ex} との関係をグラフ化する。

40

(Step3) step2のグラフに基いて、関数 f_{egr} を決定する。

【0082】

図20に示したように、冷却効率 e_{gr} と EGR ガス流量 G_{egr} との関係は排気還流管入口部 EGR ガス温度 T_{ex} が異なると変化する。これに対し、冷却効率 e_{gr} と、EGR ガス流量 G_{egr} を排気還流管入口部 EGR ガス温度 T_{ex} で除した値 (G_{egr}/T_{ex}) と、の関係は、図10に示したように、排気還流管入口部 EGR ガス温度 T_{ex} に関わらず一義的に定まる。換言すると、冷却効率 e_{gr} と排気還流管入口部 EGR ガス温度 T_{ex} とは略反比例の関係にあることが実験的に判明したので、値 (G_{egr}/T_{ex}) を変数として冷却効率 e_{gr} を求めることで、より簡便に関数 f_{egr} を求めることができる。

50

【0083】

本装置は、上記関数 f_{egr} を関数の形、又は、値 (G_{egr} / T_{ex}) と egr との組み合わせからなるデータをテーブル（一次元マップ）のテーブル値としてROM62内に格納してあり、実際に得られた値 (G_{egr} / T_{ex}) と、格納されている関数又はテーブルとに基づいて実際の冷却効率 egr を求める。

【0084】

なお、電気制御装置60の計算能力及び/又は記憶容量に余裕がある場合、 (G_{egr}, T_{ex}, egr) をエンジンの運転状態を変化させながら実測し、その実測データをテーブルMap $_{egr}$ （二次元マップ）としてROM62内に格納しておき、実際のEGRガス流量 G_{egr} 、実際の排気還流管入口部EGRガス温度 T_{ex} 、及び前記格納したテーブルMap $_{egr}$ とから実際の冷却効率 egr を求めるようにしてもよい。或いは、 $egr = g_{Tex}(G_{egr})$ なる関数 g_{Tex} を排気還流管入口部EGRガス温度 T_{ex} 毎に求めてROM内に格納しておき、実際の排気還流管入口部EGRガス温度 T_{ex} に基づいて記憶している複数の関数 g_{Tex} の中から適切な関数 g_{Tex} を選択し、その選択した関数 g_{Tex} と実際のEGRガス流量 G_{egr} とから冷却効率 egr を求めてもよい。

10

【0085】

以上により、ブロックB6による(6)式に従う計算に必要な排気還流管入口部EGRガス温度 T_{ex} 、EGRガス冷却装置の冷却効率 egr 、及び冷却水温 T_{HW} （冷媒温度 T_{reiba} ）が得られるので、同(6)式により排気還流管出口部EGRガス温度 T_{egr} が求められる。この段階において、(5)式の計算を行うために更に求める必要がある変数は、EGRガス流量 G_{egr} 及びインタークマニホールド入口部ガス流量 G_{a1} である。以下、これらの求め方について説明する。

20

【0086】

< EGRガス流量 G_{egr} の取得 >

前述したEGR制御弁52は弁体52bと開口部52cとにより実質的に可変絞り部を形成し、同絞り部をEGRガスが通過する。このような絞り部をEGRガスが通過するとき、絞り部の下流のEGR流量 G_{egr0} は下記の(11)式により求められる。(11)式は、絞り部での流速が音速を超えない範囲で成立する圧縮性流体に関する流量についての一般的な式である。EGR制御弁52において、絞り部52cでの流速は音速を超えないので、この(11)式が成立する。

30

【0087】

【数11】

$$G_{egr0} = A_{egr} \cdot \sqrt{2 \cdot P_{up} \cdot \rho_a} \cdot \Phi$$

$$\Phi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left\{ \left(\frac{P_{dn}}{P_{up}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_{dn}}{P_{up}} \right)^{\left(1 + \frac{1}{\kappa} \right)} \right\}}$$

} …(11)

【0088】

(11)式に使用される値を、図6を参照しながら説明する。

P_{up} は絞り部直前の上流側圧力である。

P_{dn} は絞り部直後の下流側圧力である。

a は、絞り部上流のEGRガスの密度である。

κ は、EGRガスの比熱比である。

A_{egr} は、絞り部（EGR制御弁52の弁体52bと開口52cとで形成される絞り部）の有効開口面積である。

40

【0089】

実際には、CPU61は、上流側圧力 P_{up} としてエキゾーストマニホールド内ガス圧 P_{ex} を採用し、下流側圧力 P_{dn} として吸気圧（過給圧） P_b を採用し、EGR制御弁5

50

2の弁体52bと開口52cとで形成される絞り部直後の下流におけるEGRガス流量 G_{egr0} を、下記(12)式に基いて求める。このEGRガス流量 G_{egr0} を、便宜上、暫定EGRガス流量 G_{egr0} と称呼する。

【0090】

【数12】

$$\begin{aligned} G_{egr0} &= fG_{egr}(P_{ex}, P_b, A_{egr}) \\ &= A_{egr} \cdot \sqrt{2 \cdot P_{ex} \cdot \rho_a} \cdot \Phi \\ \Phi &= \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left\{ \left(\frac{P_b}{P_{ex}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_b}{P_{ex}} \right)^{\left(1+\frac{1}{\kappa}\right)} \right\}} \end{aligned} \quad \dots(12)$$

10

【0091】

(12)式において、

エキゾーストマニホールド内ガス圧 P_{ex} は、図5のブロックBP1により上記(8)式(実際には、(9)式)に従って求められる。

過給圧 P_b は、上記吸気圧センサ73から取得される。

EGRガスの比熱比は予め与えられている。

有効開口面積 A_{egr} は、CPU61からEGR制御弁52への指令値であるEGR制御弁開度指令値 S_{EGR} と、図2(B)に示したようなROM62内に格納されているテーブル $Map_{A_{egr}}$ とに基いて求められる。この場合、EGR制御弁開度指令値 S_{EGR} に代えて、EGR制御弁52のリフト量を検出するセンサからの信号とテーブル $Map_{A_{egr}}$ とに基づいて有効開口面積 A_{egr} を用いてもよい。

20

上流側密度 a は、エキゾーストマニホールド内ガス圧 P_{ex} と、排気還流管51入口部におけるEGRガス温度 T_{ex} と、気体の状態方程式とに基いて求められる。実際には、EGRガスはEGR冷却装置53により冷却されて温度が低下するが、その際に圧力も低下するので、EGR制御弁に流入するEGRガスの密度と上記のようにして求める密度とは実質的に等しい密度となる。

【0092】

しかしながら、上記のようにして求められるEGRガス流量 G_{egr0} は、EGRガスとEGR通路(排気還流管51及びEGRガス冷却装置53が形成する管)との間に生じる管摩擦の影響により、必ずしも精度が良好でない場合がある。

30

【0093】

即ち、上記(12)式は、上記(11)式において上流側圧力 P_{up} としてエキゾーストマニホールド内ガス圧 P_{ex} を採用し、下流側圧力 P_{dn} として吸気圧(過給圧) P_b を採用した結果、絞り(即ち、有効開口面積 A_{egr})の変化が絞り部を通過するガスの流量を支配的に決定するような状態においては有効である。しかし、それ以外の状態、即ち、管摩擦がガス流量を支配的に決定ようになる状態では、上記(12)式は必ずしも有効ではない。

40

【0094】

絞り(絞りの程度)又は管摩擦のどちらがガス流量を支配的に決定するかは、本来的には、絞りの有効開口面積 A_{egr} とエキゾーストマニホールド内ガス圧 P_{ex} と吸気圧 P_b の差圧 $dP (= P_{ex} - P_b)$ との相対関係により定まる筈である。しかし、一般には、差圧 $dP (= P_{ex} - P_b)$ が大きい場合、絞り部(絞りの程度)が同絞り部を通過するガスの流量を支配的に決定すると考えられる。これに対し、差圧 dP が小さい場合、絞りの変化に代わり、上流側圧力 P_{up} 及び下流側圧力 P_{dn} としてエキゾーストマニホールド内ガス圧 P_{ex} 及び吸気圧 P_b をそれぞれ採用した結果として、管摩擦(排気還流管51の長さに応じる。)がガスの流量を支配的に決定すると考えられる。

【0095】

50

更に、上記(11)式において上流側圧力 P_{up} としてエキゾーストマニホールド内ガス圧 P_{ex} を採用し、下流側圧力 P_{dn} として吸気圧(過給圧) P_b を採用した結果、計算に使用される絞り部の上下差圧 dP は、実際の絞り部の直前直後における上下差圧より大きくなる。このため、上下差圧 dP が小さい領域では絞り部の直前直後における上下差圧は極めて小さく、絞りはガス流量の支配的要因とはならない。このようなことから、(12)式による暫定 EGR ガス量 G_{egr0} は、実際に EGR 制御弁 52 を通過する EGR ガス量よりも大きめの値として計算されてしまう傾向にある。

【0096】

そこで、本装置は、「エキゾーストマニホールド内ガス圧 P_{ex} と吸気圧(過給圧) P_b の差圧 $dP (= P_{ex} - P_b)$ 」に応じて定まる補正係数(補正值) dP_{gain} を導入し、この補正係数 dP_{gain} により上記(12)により求められる EGR ガス流量 G_{egr0} を補正する。 10

【0097】

即ち、差圧 dP が減少するほど上記管摩擦の EGR ガス流量に及ぼす影響が大きくなるので、差圧 dP の減少とともに「0」に近づき、差圧 dP の増大とともに「1」に近づく補正係数 dP_{gain} を、上記(12)により求められる EGR ガス流量 G_{egr0} に乗じることにより、排気還流管出口部 EGR ガス流量 G_{egr} を求める。

【0098】

具体的には、CPU 61 は、図 7 に示したブロック B G 1 により、差圧 dP と ROM 6 2 内に格納されている同ブロック B G 1 内に示したテーブル $Map_{dP_{gain}}$ とに基いて補正係数(補正值) dP_{gain} を求める。また、ブロック B 1 2 a により、EGR 制御弁開度指令値 S_{EGR} と図 2 (B) に示した ROM 6 2 内に格納されているテーブル $Map_{A_{egr}}$ とに基いて有効開口面積 A_{egr} を求める。そして、図 3 のブロック B 1 2 により、上記(12)式及び下記(13)式に基いて排気還流管出口部 EGR ガス流量(実際に EGR 制御弁 52 を通過する EGR ガス流量) G_{egr} を求める。 20

【0099】

【数 1 3】

$$\begin{aligned} G_{egr} &= dP_{gain} \cdot f_{Gegr}(P_{ex}, P_b, A_{egr}) \\ &= dP_{gain} \cdot G_{egr0} \end{aligned} \quad \dots(13)$$

30

【0100】

なお、ブロック B 1 2 の上記(12)式を実行する部分は、圧縮性流体が絞り部を通過する場合の同圧縮性流体の絞り部通過流量を同絞り部直前の上流側における同圧縮性流体の圧力及び同絞り部直後の下流側における同圧縮性流体の圧力とに基いて表す一般式(上記(11)式)を用いて、前記 EGR 制御弁を通過する EGR ガスの流量を暫定 EGR ガス流量 G_{egr0} として推定する手段であり、同絞り部直前の上流側における同圧縮性流体の圧力として前記取得された上流側ガス圧を採用するとともに、同絞り部の直後の下流側における同圧縮性流体の圧力として前記取得された下流側ガス圧を採用することで同暫定 EGR ガス流量 G_{egr0} を推定する暫定 EGR ガス流量推定手段を構成している。

【0101】

また、ブロック B 1 2 の補正係数(補正值) dP_{gain} を求める部分、及び(13)式を実行して暫定 EGR ガス流量に補正係数 dP_{gain} を乗じて同暫定 EGR ガス量 G_{egr0} を補正する部分は、同推定された暫定 EGR ガス流量 G_{egr0} に含まれる排気還流管 5 1 と EGR ガスとの間の管摩擦に起因する誤差を補正することにより排気還流管 5 1 から吸気通路に流入する EGR ガスの流量 G_{egr} を推定する EGR ガス流量推定手段を構成している。 40

【0102】

< インテークマニホールド入口部ガス流量 G_{all} >

インテークマニホールド入口部ガス流量 G_{all} は、上述したように、実新気流量 G_{act} と EGR ガス流量 G_{egr} との和である。CPU 61 は、図 3 のブロック B 1 3 に示 50

したように、インテークマニホール入口部ガス流量 G_{a11} を下記 (14) 式に従って計算する。

【0103】

【数14】

$$G_{a11} = G_{aact} + G_{egr} \quad \dots(14)$$

【0104】

(14) 式における実新気流量 G_{aact} はブロック B2 により上記 (2) 式に基いて求められる。EGR ガス流量 G_{egr} はブロック B12 により上記 (12) 及び (13) 式に基いて求められる。

【0105】

以上により、上記 (5) 式に従う計算に必要な各値が求められるので、CPU61 はブロック B5 により同 (5) 式に基いてインテークマニホール入口部ガス温度 T_{bin} を求める。一方、この段階において、(4) 式 (ブロック B4) によりインテークマニホール出口部ガス温度 T_{bout} を求めるために必要な変数は、インテークマニホール壁温 T_{wallim} 、及びインテークマニホール熱伝達率 η_{im} である。これらは、次のようにして求められる。

【0106】

<インテークマニホール壁温 T_{wallim} の取得 > 20

インテークマニホール壁温 T_{wallim} は、水温センサ 75 が検出する冷却水温 THW と相関が強い。従って、CPU61 は、ブロック B14 により、冷却水温 THW の増大とともに増大する関数 $f_{1T_{wallim}}$ を使用して下記 (15) 式に従ってインテークマニホール壁温 T_{wallim} を計算する。なお、関数 $f_{1T_{wallim}}$ は、予め実験により求められ、ROM62 内に格納されている。

【0107】

【数15】

$$T_{wallim} = f_{1T_{wallim}}(THW) \quad \dots(15)$$

30

【0108】

<インテークマニホール熱伝達率 η_{im} の取得 >

CPU61 は、ブロック B15 及びブロック B16 に示したように、インテークマニホール熱伝達率 η_{im} を下記 (16) 式に従って計算する。

【0109】

【数16】

$$\left. \begin{aligned} \eta_{im} &= f_{\eta_{im}}(V_{im}, THW) \\ V_{im} &= f_{V_{im}}(G_{a11}) \end{aligned} \right\} \dots(16)$$

40

【0110】

(16) 式において、 V_{im} はインテークマニホール内ガス流速である。このインテークマニホール内ガス流速 V_{im} は、インテークマニホール 31 の形状が既知であるから、上記 (16) 式に示したように、インテークマニホール入口部ガス流量 G_{a11} に基いて求めることができる。インテークマニホール入口部ガス流量 G_{a11} は、ブロック B13 により上記 (16) 式に従って求められる。

【0111】

なお、インテークマニホール内ガス流速 V_{im} は、インテークマニホール 31 に流速センサを配設し、同センサの出力から直接取得してもよい。一方、(16) 式の関数 $f_{\eta_{im}}$ はインテークマニホール内ガス流速 V_{im} を変数としているが、これに代えて、イ 50

ンテークマニホールド入口部ガス流量 G_{all} を変数としてもよい。

【0112】

上記(16)式は、「インテークマニホールド熱伝達率 η_{im} は、インテークマニホールド31内のガス流速 V_{im} に大きく影響を受ける。」という知見に基いている。なお、(16)式においては、冷却水温 THW をも変数としてインテークマニホールド熱伝達率 η_{im} を求めているが、冷却水温 THW を省略して単にインテークマニホールド内ガス流速 V_{im} の関数 ($\eta_{im} = f_{im}(V_{im})$)、又はインテークマニホールド入口部ガス流量 G_{all} の関数 ($\eta_{im} = f_{im}(G_{all})$) としてインテークマニホールド熱伝達率 η_{im} を求めて求めてもよい。

【0113】

関数 f_{im} はエンジンの機種毎に異なるので、その都度実測値との比較に基いて決定する。あるエンジンに対する実測値の例を図11に示す。図11の例では、下記(17)式に示すように関数 f_{im} が決定される。

【0114】

【数17】

$$\begin{aligned} \eta_{im} &= f_{im}(V_{im}, THW) \\ &= (-0.000061 \cdot THW^2 + 0.003378 \cdot THW - 0.180831) \cdot \ln(V_{im}) \\ &\quad + (0.000048 \cdot THW^2 - 0.000227 \cdot THW + 0.509251) \end{aligned} \quad \dots(17)$$

【0115】

以上により、上記(4)式に従う計算に必要な各値 (T_{bin} , η_{im} , T_{wallim}) が求められるので、CPU61はブロックB4により同(4)式に基いてインテークマニホールド出口部ガス温度 T_{bout} を求める。従って、CPU61はブロックB3により(3)式に基いてエンジン10に吸入された単位時間あたりの全ガス流量 G_{cyl} を求め、その結果、ブロックB1により(1)式に基いて実EGR率 R_{act} を求める。

【0116】

次に、このように取得される各値を用いたエンジン10の各種制御について説明する。

【0117】

< 燃料噴射量及び燃料噴射時期制御 >

CPU61は、図12にフローチャートにより示した燃料噴射量及び燃料噴射時期を制御するためのルーチンを所定時間の経過毎に繰り返し実行するようになっている。従って、所定のタイミングになると、CPU61はステップ1200から処理を開始し、ステップ1205に進んでアクセル開度 A_{ccp} 、エンジン回転速度 N_E 、及び図13に示したテーブル(マップ) Map_{qfin} から指令燃料噴射量 q_{fin} を求める。テーブル Map_{qfin} は、アクセル開度 A_{ccp} 及びエンジン回転速度 N_E と指令燃料噴射量 q_{fin} との関係の規定するテーブルであり、ROM62内に格納されている。

【0118】

次いで、CPU61はステップ1210に進み、指令燃料噴射量 q_{fin} 、エンジン回転速度 N_E 、及び図14に示したテーブル Map_{finj} から基本燃料噴射時期 f_{inj} を決定する。テーブル Map_{finj} は、指令燃料噴射量 q_{fin} 及びエンジン回転速度 N_E と基本燃料噴射時期 f_{inj} との関係の規定するテーブルであり、ROM62内に格納されている。

【0119】

その後、CPU61はステップ1215に進んで、インテークマニホールド出口部ガス温度基準値 $T_{boutref}$ を、指令燃料噴射量 q_{fi} 、エンジン回転速度 N_E 、及び図15に示したテーブル $Map_{T_{boutref}}$ から決定する。テーブル $Map_{T_{boutref}}$ は、指令燃料噴射量 q_{fin} 及びエンジン回転速度 N_E とインテークマニホールド出口部ガス温度基準値 $T_{boutref}$ との関係の規定するテーブルであり、ROM62内に格納されている。このインテークマニホールド出口部ガス温度基準値 $T_{boutref}$ は、指令燃料噴射量 q_{fin} とエンジン回転速度 N_E との組み合わせに対して図14に示

10

20

30

40

50

した基本噴射時期 f_{inj} を決定したときのインテークマニホールド出口部ガス温度 T_{bout} である。

【0120】

次いで、CPU 61 は、ステップ 1220 に進んで、噴射時期補正値 Δt を、前記決定したインテークマニホールド出口部ガス温度基準値 $T_{boutref}$ と図 3 に示したブロック B4 により求められている実際のインテークマニホールド出口部ガス温 T_{bout} との差 ($T_{boutref} - T_{bout}$) と図 16 に示したテーブル Map とから決定する。テーブル Map は、差 ($T_{boutref} - T_{bout}$) と噴射時期補正値との関係を規定するテーブルであり、ROM 62 内に格納されている。

【0121】

次いで、CPU 61 はステップ 1225 に進み、基本噴射時期 f_{inj} を噴射時期補正値 Δt で補正して最終噴射時期 $f_{injfinal}$ を決定する。このように、上記ステップ 1215 ~ 1225 により、インテークマニホールド出口部ガス温 T_{bout} に応じて噴射時期が補正されることになる。この場合、図 16 から明らかなように、インテークマニホールド出口部ガス温度 T_{bout} がインテークマニホールド出口部ガス温度基準値 $T_{boutref}$ より高くなるほど噴射時期補正値 Δt が負の大きな値となって最終噴射時期 $f_{injfinal}$ が遅角側となり、インテークマニホールド出口部ガス温度 T_{bout} がインテークマニホールド出口部ガス温度基準値 $T_{boutref}$ より低くなるほど噴射時期補正値 Δt は正の大きな値となって最終噴射時期 $f_{injfinal}$ が進角側に移行される。

【0122】

このように噴射時期を決定するのは、インテークマニホールド出口部ガス温度 T_{bout} が高いときは同温度 T_{bout} が低いときよりも燃料の着火性が良好であるから、燃料噴射時期を遅角しても着火性に問題がなく、NOx の排出量を低減することができるからである。一方、インテークマニホールド出口部ガス温度 T_{bout} が低いときは燃料の着火性が悪化するから、燃料噴射時期を進角して着火性を確保するためである。これにより、エンジン 10 の出力性能の向上及び NOx 排出量の低減が達成され得る。

【0123】

そして、CPU 61 は、続くステップ 1230 にて現時点が上記決定された最終燃料噴射時期 $f_{injfinal}$ と一致しているか否かを判定し、一致している場合はステップ 1235 に進んで上記決定された指令燃料噴射量 q_{fin} の燃料を噴射時期が到来しているシリンダの燃料噴射弁 21 から噴射し、ステップ 1295 に進んで本ルーチンを一旦終了する。また、ステップ 1230 にて「No」と判定される場合、直接ステップ 1295 に進んで本ルーチンを一旦終了する。以上により、燃料噴射量と燃料噴射時期の制御が達成される。

【0124】

< EGR 制御 >

次に、EGR 率制御について説明する。CPU 61 は、図 17 にフローチャートにより示した EGR 率を制御するためのルーチンを所定時間の経過毎に繰り返し実行するようになっている。従って、所定のタイミングになると、CPU 61 はステップ 1700 から処理を開始し、ステップ 1705 に進んで、その時点の指令燃料噴射量 q_{fin} 、その時点のエンジン回転速度 NE 、及び同ステップ内に示したテーブル Map O_2tgt から目標吸気酸素濃度 O_2tgt を決定する。テーブル Map O_2tgt は、指令燃料噴射量 q_{fin} 及びエンジン回転速度 NE と、目標吸気酸素濃度 O_2tgt との関係を規定するテーブルであり、ROM 62 内に格納されている。

【0125】

次に、CPU 61 はステップ 1710 にて指令燃料噴射量 q_{fin} 及びエンジン回転速度 NE から単位時間当りの供給燃料量 Q を求め、続くステップ 1715 にて空気過剰率 λ を同ステップ中に記載した式 ($\lambda = k \cdot Gaact / Q$) により求める。 k は定数である。次いで、CPU 61 はステップ 1720 にて目標 EGR 率 $Rtgt$ を、上記ステップ

10

20

30

40

50

1705にて決定した目標吸気酸素濃度 O_{2tgt} 、上記ステップ1720にて求めた空気過剰率、及び同ステップ1720内に記載した式($R_{tgt} = \frac{p \cdot O_{2tgt}}{p + q}$)、 p 及び q は定数)に基いて求める。なお、吸気酸素濃度、EGR率、及び空気過剰率との関係は、例えば、特開平10-141147に詳細に開示されている。

【0126】

次いで、CPU61はステップ1725にて、図3に示したブロックB1にて求めた実EGR率 R_{act} が前記ステップ1720にて求めた目標EGR率 R_{tgt} より大きいか否かを判定し、同ステップ1720にて「Yes」と判定される場合、ステップ1730に進んでEGR制御弁52を所定の開度だけ閉じ、EGR率を減少させてステップ1795に進んで本ルーチンを一旦終了する。他方、ステップ1725にて「No」と判定される場合、CPU61はステップ1735に進んでEGR制御弁52を所定の開度だけ開き、EGR率を増大させてステップ1795に進む。以上により、実際の酸素吸気濃度が目標酸素吸気濃度 O_{2tgt} に一致するようにEGR率が制御され、 NO_x の排出量低減及びスモークの低減が達成される。

10

【0127】

なお、上述した図17に示したルーチンによるEGR率制御においては、目標酸素吸気濃度 O_{2tgt} を求め、この目標酸素吸気濃度 O_{2tgt} を目標EGR率 R_{tgt} に変換することによりEGR率を制御していたが、指令燃料噴射量 q_{fin} 及びエンジン回転速度 NE と目標EGR率 R_{tgt} との関係を規定した図18に示したテーブル Map_{Rtgt} 、実際の指令燃料噴射量 q_{fin} 、及び実際のエンジン回転速度 NE から直接目標EGR率 R_{tgt} を求めて、実際のEGR率 R_{act} が同目標EGR率 R_{tgt} と一致するようにEGR制御弁52の開度を制御してもよい。

20

【0128】

<過給圧制御>

次に、過給圧制御について説明する。CPU61は、図示しない過給圧制御のためのルーチンを所定時間の経過毎に繰り返し実行し、同所定時間の経過毎に、その時点の指令燃料噴射量 q_{fin} 、その時点のエンジン回転速度 NE 、及び図19に示したテーブル Map_{Pbgt} から目標過給圧 P_{bgt} を決定する。テーブル Map_{Pbgt} は、指令燃料噴射量 q_{fin} 及びエンジン回転速度 NE と、目標過給圧 P_{bgt} との関係を規定するテーブルであり、ROM62内に格納されている。

30

【0129】

そして、CPU61は、決定された目標過給圧 P_{bgt} と吸気圧センサ73から取得される実際の過給圧 P_b とを比較し、同目標過給圧 P_{bgt} と同実際の過給圧 P_b とが一致するようにターボチャージャ絞り弁35cの開度を制御する。このようにして、過給圧制御が実行される。

【0130】

以上、説明したように、本発明による内燃機関の制御装置の実施形態によれば、EGRガス冷却装置53の冷却効率が、排気還流管入口部EGRガス温度とEGRガス流量対応値とに基いて求められるので、結果として、排気還流管出口部EGRガス温度の推定精度が向上する。また、新気とEGRガスとの混合ガス(吸気)とインテークマニホールド31との間の熱の授受が考慮されてインテークマニホールド出口部ガス温度 T_{bout} が推定されるので、同温度 T_{bout} の推定精度も向上し、その結果、EGR率を精度良く推定することができる。

40

【0131】

また、上記実施形態によれば、絞り部を通過する圧縮性流体の流量に関する一般式により求めた暫定EGRガス流量 G_{egr0} に含まれている管摩擦に起因する誤差が、補正值 d_{Pgain} により補正される。この結果、本装置は、取得される絞り部上流側のガスの圧力(P_{ex})と取得される絞り部下流側のガスの圧力(P_b)との差が小さくなって、絞りの程度よりも管摩擦がEGRガスを支配的に決定する傾向が強くなる場合においても、吸気通路に流入する(EGR制御弁52を通過する)EGRガス量 G_{egr} を精度良く

50

推定することが可能となる。

【0132】

なお、本発明は上記実施形態に限定されることはなく、本発明の範囲内において種々の変形例を採用することができる。例えば、エキゾーストマニホールド内ガス圧力 P_{ex} は、エキゾーストマニホールド41と排気還流管51との接続部近傍に排気圧力センサ（排気還流管入口部EGRガス圧力取得手段）を配設し、この排気圧力センサの出力値に基いて求めるように構成してもよい。

【0133】

また、上記補正係数 dP_{gain} は、有効開口面積 A_{egr} と差圧 dP との両者に基いて求めるように構成してもよい。即ち、暫定EGR流量 G_{egr0} を有効開口面積 A_{egr} と差圧 dP とに応じて補正するように構成してもよい。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施形態に係る内燃機関の制御装置を4気筒内燃機関（ディーゼル機関）に適用したシステム全体の概略構成図である。

【図2】図2（A）は図1に示したEGR制御弁の概略断面図、図2（B）は、そのEGR制御弁に付与される駆動信号と有効開口面積の関係を示したグラフ（テーブル）である。

【図3】図1に示したCPUが実行するプログラムの内容を表した機能ブロック図である。

【図4】図1に示したCPUが計算する値を説明するための図である。

【図5】図1に示したCPUが実行するプログラムの内容を表した機能ブロック図である。

【図6】絞り部におけるガス流量の一般式を説明するための図である。

【図7】図1に示したCPUが実行するプログラムの内容を表した機能ブロック図である。

【図8】排気還流管入口部EGRガス温度 T_{ex} を求めるための関数 $f_{T_{ex}}$ を決定する際に使用した実測値の一例を示すグラフである。

【図9】エキゾーストマニホールド内ガス圧力 P_{ex} を求めるための関数 $f_{P_{ex}}$ を決定する際に使用した実測値の一例を示すグラフである。

【図10】EGRガス冷却装置の冷却効率 e_{gr} とEGRガス流量 G_{egr} を排気還流管入口部EGRガス温度 T_{ex} で除した値 (G_{egr} / T_{ex}) との関係を示すグラフである。

【図11】インテークマニホールド熱伝達率 i_m を求めるための関数 f_{i_m} を決定する際に使用した実測値の一例を示すグラフである。

【図12】図1に示したCPUが実行するプログラムを示したフローチャートである。

【図13】図1に示したCPUが図12に示したプログラムを実行する際に参照する指令燃料噴射量を決定するためのテーブルである。

【図14】図1に示したCPUが図12に示したプログラムを実行する際に参照する基本噴射時期を決定するためのテーブルである。

【図15】図1に示したCPUが図12に示したプログラムを実行する際に参照するインテークマニホールド出口部ガス温度基準値を決定するためのテーブルである。

【図16】図1に示したCPUが図12に示したプログラムを実行する際に参照する噴射時期補正値を決定するためのテーブルである。

【図17】図1に示したCPUが実行するプログラムを示したフローチャートである。

【図18】第1実施形態の変形例に係る内燃機関の制御装置のCPUが目標EGR率を決定する際に参照するテーブルである。

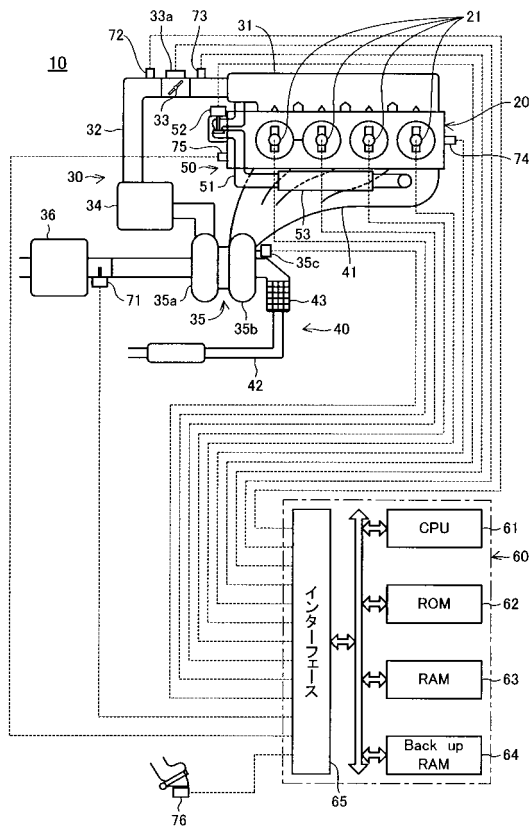
【図19】図1に示したCPUが目標過給圧を決定するために参照するテーブルである。

【図20】冷却効率 e_{gr} とEGRガス流量 G_{egr} との関係を、排気還流管入口部EGRガス温度 T_{ex} をパラメータとして示しグラフである。

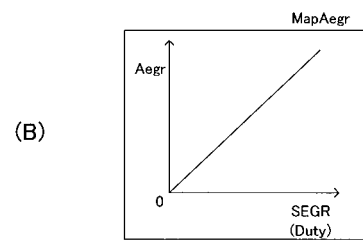
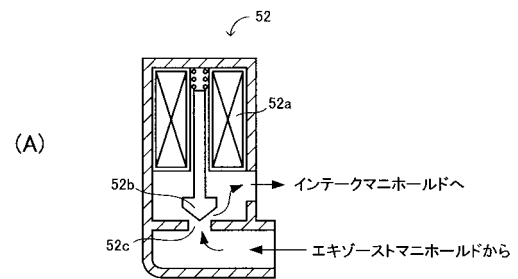
【符号の説明】

21 ... 燃料噴射弁、31 ... インテークマニホールド、32 ... 吸気管、33 ... スロットル弁、35 ... ターボチャージャ、41 ... エキゾーストマニホールド、42 ... 排気管、43 ... DPNR、50 ... EGR装置、51 ... 排気還流管、52 ... EGR制御弁、60 ... 電気制御装置。

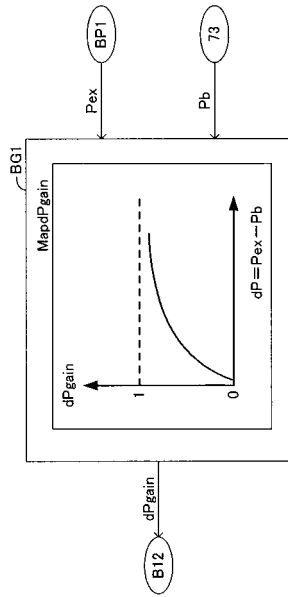
【図1】



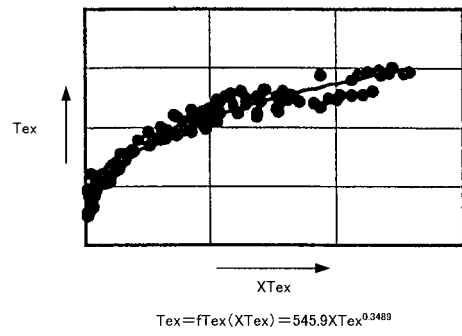
【図2】



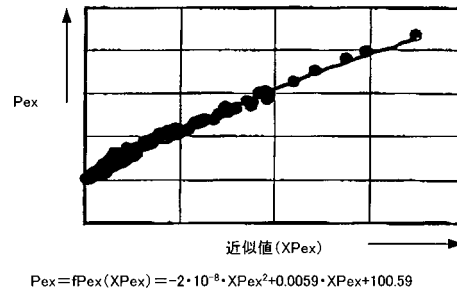
【 図 7 】



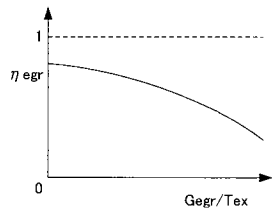
【 図 8 】



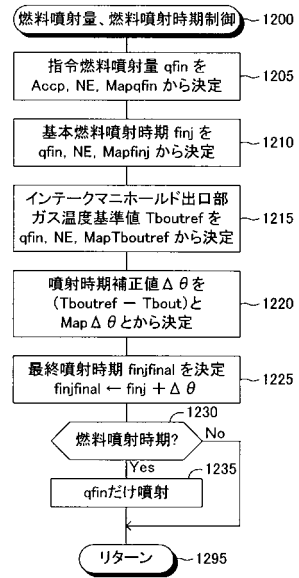
【 図 9 】



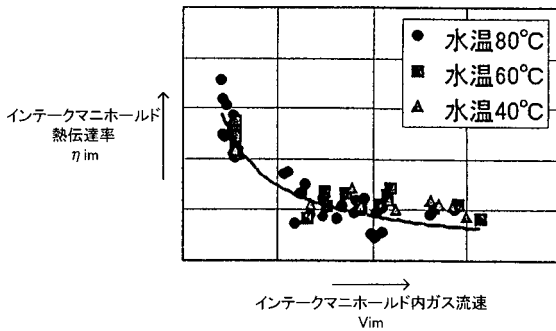
【 図 10 】



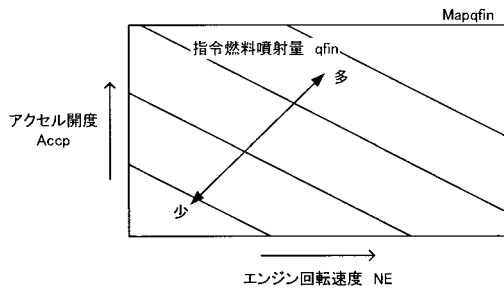
【 図 12 】



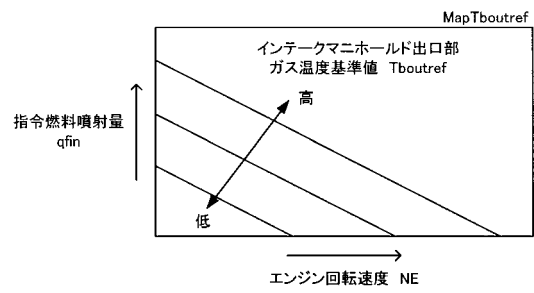
【 図 11 】



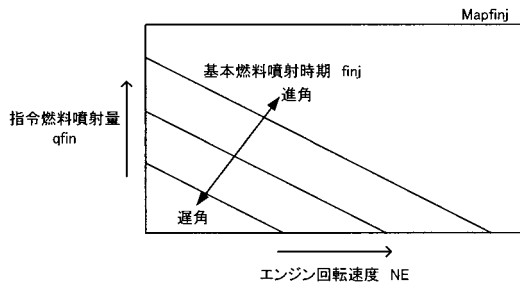
【 図 1 3 】



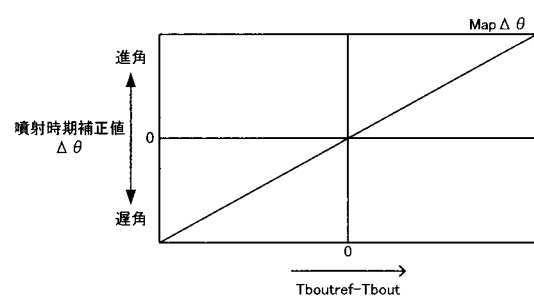
【 図 1 5 】



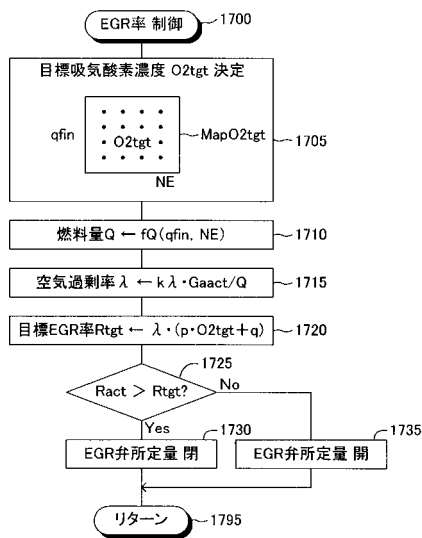
【 図 1 4 】



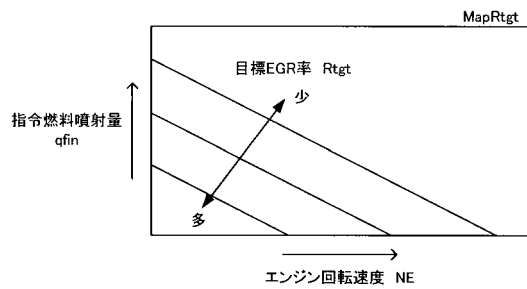
【 図 1 6 】



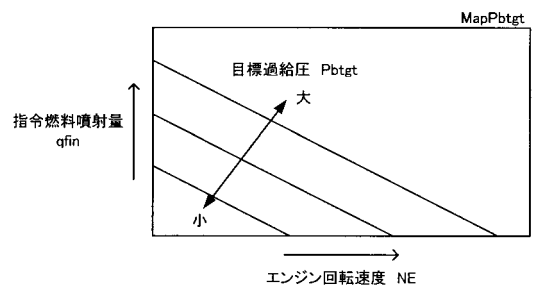
【 図 1 7 】



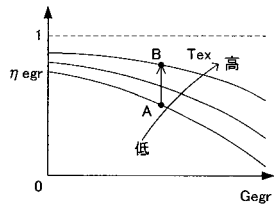
【 図 1 8 】



【 図 1 9 】



【 图 2 0 】



フロントページの続き

(72)発明者 中村 秀伸

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内

Fターム(参考) 3G062 AA01 AA05 EA10 EB16 FA04 FA05 FA13 GA01 GA02 GA04
GA06 GA08 GA12 GA14 GA23
3G084 AA01 BA18 BA20 DA04 DA10 DA20 DA25 EA02 EA05 EA11
EB02 EB06 EB08 FA02 FA07 FA10 FA11 FA12 FA20 FA33