

(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2004-197614
(P2004-197614A)

(43) 公開日 平成16年7月15日(2004.7.15)

(51) Int. Cl.⁷

F02D 45/00
F02M 25/07

F I

F O 2 D 45/00 3 6 4 D
F O 2 D 45/00 3 6 0 F
F O 2 D 45/00 3 6 6 E
F O 2 M 25/07 Z

テーマコード(参考)

3 G 0 6 2
3 G 0 8 4

審査請求 未請求 請求項の数 13 O L (全 55 頁)

(21) 出願番号 特願2002-365609(P2002-365609)
(22) 出願日 平成14年12月17日(2002.12.17)

(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
(74) 代理人 100077517
弁理士 石田 敬
(74) 代理人 100092624
弁理士 鶴田 準一
(74) 代理人 100082898
弁理士 西山 雅也
(72) 発明者 武藤 晴文
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
(72) 発明者 小林 大介
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

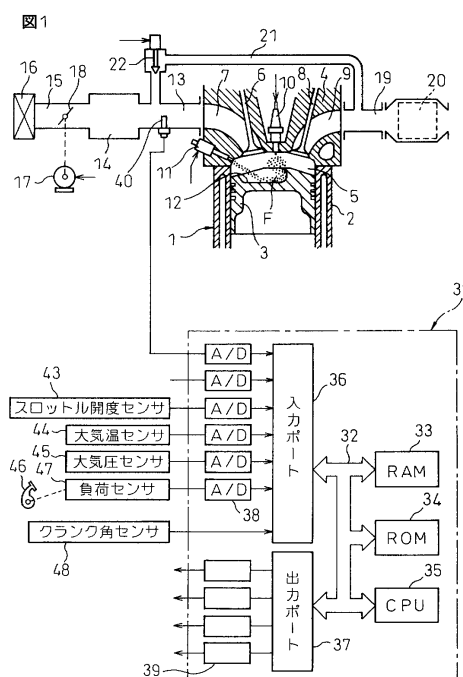
(54) 【発明の名称】 内燃機関の圧力・温度算出装置

(57) 【要約】

【課題】 内燃機関の吸気管内の圧力を正確に算出する。

【解決手段】 スロットル弁18を通過してスロットル弁下流の吸気通路13内に流入する空気のと、排気ガス流量制御弁22を通過してスロットル弁下流の吸気通路内に流入する排気ガスの量と、スロットル弁下流の吸気通路から内燃機関の気筒5内に流入するガスの量との間において質量保存則上成立する関係式と、スロットル弁を通過してスロットル弁下流の吸気通路内に流入する空気のエネルギー量と、排気ガス流量制御弁を通過してスロットル弁下流の吸気通路内に流入する排気ガスのエネルギー量と、スロットル弁下流の吸気通路から内燃機関の気筒内に流入するガスのエネルギー量との間においてエネルギー保存則上成立する関係式とを用いた数値計算によって、スロットル弁下流の吸気通路内の圧力および温度の少なくとも一方を算出する。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

排気通路をスロットル弁下流の吸気通路に排気ガス再循環通路を介して接続すると共に該排気ガス再循環通路内を流れる排気ガスの流量を制御する排気ガス流量制御弁を排気ガス再循環通路内に配置した内燃機関において、スロットル弁を通過してスロットル弁下流の吸気通路内に流入する空気の量と、排気ガス流量制御弁を通過してスロットル弁下流の吸気通路内に流入する排気ガスの量と、スロットル弁下流の吸気通路から内燃機関の気筒内に流入するガスの量との間において質量保存則上成立する関係式と、スロットル弁を通過してスロットル弁下流の吸気通路内に流入する空気のエネルギー量と、排気ガス流量制御弁を通過してスロットル弁下流の吸気通路内に流入する排気ガスのエネルギー量と、スロットル弁下流の吸気通路から内燃機関の気筒内に流入するガスのエネルギー量との間においてエネルギー保存則上成立する関係式とを用いた数値計算によって、スロットル弁下流の吸気通路内の圧力および温度の少なくとも一方を算出する圧力・温度算出装置。

10

【請求項 2】

上記質量保存則上成立する関係式が

【数 1】

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{P_m}{T_m} \right) = \frac{R}{V} \cdot (m_t + m_{egr} - m_c)$$

20

であり、上記エネルギー保存則上成立する関係式が

【数 2】

$$\frac{dP_m}{dt} = \kappa \cdot \frac{R}{V} \cdot (m_t \cdot T_a + m_{egr} \cdot T_e - m_c \cdot T_m)$$

であり、これら関係式において、 P_m がスロットル弁下流の吸気通路内の圧力であり、 T_m がスロットル弁下流の吸気通路内の温度であり、 m_t はスロットル弁を通過する空気の流量であり、 m_{egr} は排気ガス流量制御弁を通過する排気ガスの流量であり、 m_c は気筒内に流入するガスの流量であり、 T_a は内燃機関周囲の大気温度であり、 T_e は排気ガス再循環通路からスロットル弁下流の吸気通路内に流入する排気ガスの温度であり、 R は気体定数に関する定数であり、 V はスロットル弁から気筒までの吸気通路の容積であり、 κ は比熱比である請求項 1 に記載の圧力・温度算出装置。

30

【請求項 3】

上記質量保存則上成立する関係式が

【数 3】

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{P_m}{T_m} \right) = \frac{R}{V} \cdot (m_t + m_{egr} - m_c)$$

40

であり、上記エネルギー保存則上成立する関係式が

【数 4】

$$\frac{dP_m}{dt} = \kappa \cdot \frac{R}{V} \cdot (m_t \cdot T_a + m_{egr-air} \cdot T_a + m_{egr-egr} \cdot T_e - m_{c-air} \cdot T_m - m_{c-egr} \cdot T_e)$$

であり、これら関係式において、 P_m がスロットル弁下流の吸気通路内の圧力であり、 T_m がスロットル弁下流の吸気通路内の温度であり、 m_t はスロットル弁を通過する空気の流量であり、 m_{egr} は排気ガス流量制御弁を通過する排気ガスの流量であり、 m_c は気筒内に流入するガスの流量であり、 $m_{egr-air}$ は排気ガス再循環通路からスロットル弁下流の吸気通路内に流入するガス中の空気の流量であり、 $m_{egr-egr}$ は排気ガス再循環通路から吸気通路内に流入するガス中の排気ガスの流量であり、 m_{c-air} は気筒内に流入するガス中の空気の流量であり、 m_{c-egr} は気筒内に流入するガス中の排気ガスの流量であり、 T_a は内燃機関周囲の大気温度であり、 T_e は排気ガス再循環通路からスロットル弁下流の吸気通路内に流入する排気ガスの温度であり、 R は気体定数に関する定数であり、 V はスロットル弁から気筒までの吸気通路の容積であり、 κ は比熱比である請求項1に記載の圧力・温度算出装置。

10

【請求項 4】

上記質量保存則上成立する関係式が

【数 5】

$$\frac{d\left(\frac{P_m}{T_m}\right)}{dt} = \frac{R}{V} \cdot (m_t + m_{egr} - m_c)$$

20

であり、上記エネルギー保存則上成立する関係式が

【数 6】

$$\frac{dP_m}{dt} = \kappa \cdot \frac{R}{V} \cdot (m_t \cdot T_a + m_{egr-air} \cdot T_a - m_{c-air} \cdot T_m)$$

30

であり、これら関係式において、 P_m がスロットル弁下流の吸気通路内の圧力であり、 T_m がスロットル弁下流の吸気通路内の温度であり、 m_t はスロットル弁を通過する空気の流量であり、 m_{egr} は排気ガス流量制御弁を通過する排気ガスの流量であり、 m_c は気筒内に流入するガスの流量であり、 $m_{egr-air}$ は排気ガス再循環通路からスロットル下流の吸気通路内に流入するガス中の空気の流量であり、 m_{c-air} は気筒内に流入するガス中の空気の流量であり、 T_a は内燃機関周囲の大気温度であり、 R は気体定数に関する定数であり、 V はスロットル弁から気筒までの吸気通路の容積であり、 κ は比熱比である請求項1に記載の圧力・温度算出装置。

40

【請求項 5】

上記質量保存則上成立する関係式が

【数 7】

$$\frac{d\left(\frac{P_m}{T_m}\right)}{dt} = \frac{R}{V} \cdot (m_t + m_{egr} - m_c)$$

であり、上記エネルギー保存則上成立する関係式が

50

【数 8】

$$\frac{dP_m}{dt} = \kappa \cdot \frac{R}{V} \cdot (m_t \cdot T_a + m_{egr} \cdot T_a - m_c \cdot T_m)$$

であり、これら関係式において、 P_m がスロットル弁下流の吸気通路内の圧力であり、 T_m がスロットル弁下流の吸気通路内の温度であり、 m_t はスロットル弁を通過する空気の流量であり、 m_{egr} は排気ガス流量制御弁を通過する排気ガスの流量であり、 m_c は気筒内に流入するガスの流量であり、 T_a は内燃機関周囲の大気温度であり、 R は気体定数に関する定数であり、 V はスロットル弁から気筒までの吸気通路の容積であり、 κ は比熱比である請求項1に記載の圧力・温度算出装置。

10

【請求項6】

上記質量保存則上成立する関係式が

【数9】

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{P_m}{T_m} \right) = \frac{R}{V} \cdot (m_t - m_{c-air})$$

20

であり、上記エネルギー保存則上成立する関係式が

【数10】

$$\frac{dP_m}{dt} = \kappa \cdot \frac{R}{V} \cdot (m_t \cdot T_a - m_{c-air} \cdot T_m)$$

であり、これら関係式において、 P_m がスロットル弁下流の吸気通路内の圧力であり、 T_m がスロットル弁下流の吸気通路内の温度であり、 m_t はスロットル弁を通過する空気の流量であり、 m_{c-air} は気筒に流入するガス中の空気の流量であり、 T_a は内燃機関周囲の大気温度であり、 R は気体定数に関する定数であり、 V はスロットル弁から気筒までの吸気通路の容積であり、 κ は比熱比である請求項1に記載の圧力・温度算出装置。

30

【請求項7】

上記スロットル弁を通過する空気の流量(m_t)が

【数11】

$$m_t = \{e \cdot (P_{m-egr} - d) + r\} \cdot \frac{\Phi \left(\frac{P_m}{P_a} \right)}{\Phi \left(\frac{P_{m-egr}}{P_a} \right)}$$

40

の式を利用して算出され、この式において、 P_{m-egr} は過渡運転時において定常運転とした場合に収束するであろうスロットル弁下流の吸気通路内の圧力であり、 P_a は内燃機関周囲の圧力であり、 e 、 d および r は機関運転状態を表すパラメータを変数とする係数であり、 $\Phi \left(\frac{P_m}{P_a} \right)$ は P_m / P_a を変数とする関数であり、 $\Phi \left(\frac{P_{m-egr}}{P_a} \right)$ は P_{m-egr} / P_a を変数とする関数である請求項2～6のいずれか1つに記載の圧力・温度算出装置。

50

【請求項 8】

上記スロットル弁を通過する空気の流量 (m_t) が

【数 1 2】

$$m_t = \mu_t(\theta_t) \cdot A_t(\theta_t) \cdot \frac{P_a}{\sqrt{R \cdot T_a}} \cdot \Phi\left(\frac{P_m}{P_a}\right)$$

の式を利用して算出され、この式において、 μ_t はスロットル弁における流量係数であり、 A_t はスロットル弁における開口断面積であり、 θ_t はスロットル弁の開度であり、 P_a は内燃機関周囲の大気の圧力であり、 $\Phi(P_m/P_a)$ は P_m/P_a を変数とする関数である請求項 2 ~ 6 のいずれか 1 つに記載の圧力・温度算出装置。

【請求項 9】

上記気筒内に流入するガスの流量 (m_c) が

【数 1 3】

$$m_c = \frac{T_a}{T_m} \cdot (a \cdot P_m - b)$$

の式を利用して算出され、この式において、 a および b は機関回転数を変数として求まる値である請求項 1 ~ 5 のいずれか 1 つに記載の圧力・温度算出装置。

【請求項 10】

上記排気ガス流量制御弁を通過する排気ガスの流量 (m_{egr}) が定常運転時で且つ気筒内に流入する排気ガスの流量が零であるときに気筒内に流入する空気の流量と、定常運転時で且つ気筒内に流入する排気ガスの流量が零ではないときに気筒内に流入する空気の流量との差をスロットル下流の吸気通路内の圧力を変数として表した関数式から算出される請求項 2 ~ 5 に記載の圧力・温度算出装置。

【請求項 11】

上記排気ガス流量制御弁を通過する排気ガスの流量 (m_{egr}) が

【数 1 4】

$$m_{egr} = \mu_e(\theta_e) \cdot A_e(\theta_e) \cdot \frac{P_e}{\sqrt{R \cdot T_e}} \cdot \Phi\left(\frac{P_m}{P_e}\right)$$

の式を利用して算出され、この式において、 μ_e は排気ガス流量制御弁における流量係数であり、 A_e は排気ガス流量制御弁における開口断面積であり、 θ_e は排気ガス流量制御弁の開度であり、 P_e は排気ガス流量制御弁上流における排気ガスの圧力であり、 $\Phi(P_m/P_e)$ は P_m/P_e を変数とする関数である請求項 2 ~ 5 のいずれか 1 つに記載の圧力・温度算出装置。

【請求項 12】

上記排気ガス再循環通路からスロットル弁下流の吸気通路に流入する排気ガスの温度 (T_e) が機関運転状態を表すパラメータを変数とするマップから算出される請求項 2 または 3 または 11 に記載の圧力・温度算出装置。

【請求項 13】

請求項 1 ~ 12 のいずれか 1 つに記載の圧力・温度算出装置により算出されたスロットル弁下流の吸気通路内の圧力 (P_m) および温度 (T_m) から、スロットル弁を通過して気筒

内に流入する空気の流量を

【数 1 5】

$$m_{c-air} = \frac{T_a}{T_m} \cdot (a \cdot P_m - b) - m_{c-egr}$$

の式を利用して算出し、この式において、 m_{c-air} がスロットル弁を通過して気筒内に流入する空気の流量であり、 m_{c-egr} は気筒内に流入するガス中の排気ガスの流量であり、 a および b は機関回転数を変数として求まる値である筒内流入空気量算出装置。

10

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、内燃機関の圧力・温度算出装置に関する。

【0002】

【従来の技術】

大気から内燃機関の吸気管に流入する空気と、この空気以外に吸気管に流入するガス（例えば、排気ガス）との間に成立する質量保存則やエネルギー保存則に基づいて、吸気管内の圧力を算出する方法が、特許文献 1 に開示されている。

【0003】

20

【特許文献 1】

特開 2002 - 147279 号公報

【特許文献 2】

特開 2001 - 41095 号公報

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

特許文献 1 全体から察するに、ここに開示されている方法は、空気以外に吸気管に流入するガスが吸気管全体に拡散することを前提として考案された方法であると考えられる。ところが、空気以外に吸気管に流入したガスは吸気管全体には拡散せずに、或る程度の分布を伴う。したがって、特許文献 1 に開示されている方法には、より正確に吸気管内の圧力を算出するためになされるべき改善の余地がある。

30

本発明は、内燃機関の吸気管内の圧力を正確に算出することにある。

【0005】

【課題を解決するための手段】

上記課題を解決するために、1 番目の発明では、排気通路をスロットル弁下流の吸気通路に排気ガス再循環通路を介して接続すると共に該排気ガス再循環通路内を流れる排気ガスの流量を制御する排気ガス流量制御弁を排気ガス再循環通路内に配置した内燃機関において、スロットル弁を通過してスロットル弁下流の吸気通路内に流入する空気の量と、排気ガス流量制御弁を通過してスロットル弁下流の吸気通路内に流入する排気ガスの量と、スロットル弁下流の吸気通路から内燃機関の気筒内に流入するガスの量との間において質量保存則上成立する関係式と、スロットル弁を通過してスロットル弁下流の吸気通路内に流入する空気のエネルギー量と、排気ガス流量制御弁を通過してスロットル弁下流の吸気通路内に流入する排気ガスのエネルギー量と、スロットル弁下流の吸気通路から内燃機関の気筒内に流入するガスのエネルギー量との間においてエネルギー保存則上成立する関係式とを用いた数値計算によって、スロットル弁下流の吸気通路内の圧力および温度の少なくとも一方を算出する。

40

【0006】

2 番目の発明では、1 番目の発明において、上記質量保存則上成立する関係式が

【数 1 6】

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{P_m}{T_m} \right) = \frac{R}{V} \cdot (m_t + m_{egr} - m_c)$$

であり、上記エネルギー保存則上成立する関係式が

【数 17】

$$\frac{dP_m}{dt} = \kappa \cdot \frac{R}{V} \cdot (m_t \cdot T_a + m_{egr} \cdot T_e - m_c \cdot T_m)$$

10

であり、これら関係式において、 P_m がスロットル弁下流の吸気通路内の圧力であり、 T_m がスロットル弁下流の吸気通路内の温度であり、 m_t はスロットル弁を通過する空気の流量であり、 m_{egr} は排気ガス流量制御弁を通過する排気ガスの流量であり、 m_c は気筒内に流入するガスの流量であり、 T_a は内燃機関周囲の大気温度であり、 T_e は排気ガス再循環通路からスロットル弁下流の吸気通路内に流入する排気ガスの温度であり、 R は気体定数に関する定数であり、 V はスロットル弁から気筒までの吸気通路の容積であり、 κ は比熱比である。

【0007】

20

3番目の発明では、1番目の発明において、上記質量保存則上成立する関係式が

【数 18】

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{P_m}{T_m} \right) = \frac{R}{V} \cdot (m_t + m_{egr} - m_c)$$

であり、上記エネルギー保存則上成立する関係式が

【数 19】

30

$$\frac{dP_m}{dt} = \kappa \cdot \frac{R}{V} \cdot (m_t \cdot T_a + m_{egr-air} \cdot T_a + m_{egr-egr} \cdot T_e - m_{c-air} \cdot T_m - m_{c-egr} \cdot T_e)$$

であり、これら関係式において、 P_m がスロットル弁下流の吸気通路内の圧力であり、 T_m がスロットル弁下流の吸気通路内の温度であり、 m_t はスロットル弁を通過する空気の流量であり、 m_{egr} は排気ガス流量制御弁を通過する排気ガスの流量であり、 m_c は気筒内に流入するガスの流量であり、 $m_{egr-air}$ は排気ガス再循環通路からスロットル弁下流の吸気通路内に流入するガス中の空気の流量であり、 $m_{egr-egr}$ は排気ガス再循環通路から吸気通路内に流入するガス中の排気ガスの流量であり、 m_{c-air} は気筒内に流入するガス中の空気の流量であり、 m_{c-egr} は気筒内に流入するガス中の排気ガスの流量であり、 T_a は内燃機関周囲の大気温度であり、 T_e は排気ガス再循環通路からスロットル弁下流の吸気通路内に流入する排気ガスの温度であり、 R は気体定数に関する定数であり、 V はスロットル弁から気筒までの吸気通路の容積であり、 κ は比熱比である。

40

【0008】

4番目の発明では、1番目の発明において、上記質量保存則上成立する関係式が

【数 20】

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{P_m}{T_m} \right) = \frac{R}{V} \cdot (m_i + m_{egr} - m_c)$$

であり、上記エネルギー保存則上成立する関係式が

【数 2 1】

$$\frac{dP_m}{dt} = \kappa \cdot \frac{R}{V} \cdot (m_i \cdot T_a + m_{egr-air} \cdot T_a - m_{c-air} \cdot T_m) \quad 10$$

であり、これら関係式において、 P_m がスロットル弁下流の吸気通路内の圧力であり、 T_m がスロットル弁下流の吸気通路内の温度であり、 m_i はスロットル弁を通過する空気の流量であり、 m_{egr} は排気ガス流量制御弁を通過する排気ガスの流量であり、 m_c は気筒内に流入するガスの流量であり、 $m_{egr-air}$ は排気ガス再循環通路からスロットル下流の吸気通路内に流入するガス中の空気の流量であり、 m_{c-air} は気筒内に流入するガス中の空気の流量であり、 T_a は内燃機関周囲の大気温度であり、 R は気体定数に関する定数であり、 V はスロットル弁から気筒までの吸気通路の容積であり、 κ は比熱比である。 20

【0009】

5番目の発明では、1番目の発明において、上記質量保存則上成立する関係式が

【数 2 2】

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{P_m}{T_m} \right) = \frac{R}{V} \cdot (m_i + m_{egr} - m_c)$$

であり、上記エネルギー保存則上成立する関係式が

【数 2 3】

$$\frac{dP_m}{dt} = \kappa \cdot \frac{R}{V} \cdot (m_i \cdot T_a + m_{egr} \cdot T_a - m_c \cdot T_m) \quad 30$$

であり、これら関係式において、 P_m がスロットル弁下流の吸気通路内の圧力であり、 T_m がスロットル弁下流の吸気通路内の温度であり、 m_i はスロットル弁を通過する空気の流量であり、 m_{egr} は排気ガス流量制御弁を通過する排気ガスの流量であり、 m_c は気筒内に流入するガスの流量であり、 T_a は内燃機関周囲の大気温度であり、 R は気体定数に関する定数であり、 V はスロットル弁から気筒までの吸気通路の容積であり、 κ は比熱比である。 40

【0010】

6番目の発明では、1番目の発明において、上記質量保存則上成立する関係式が

【数 2 4】

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{P_m}{T_m} \right) = \frac{R}{V} \cdot (m_i - m_{c-air})$$

であり、上記エネルギー保存則上成立する関係式が

【数 2 5】

$$\frac{dP_m}{dt} = \kappa \cdot \frac{R}{V} \cdot (m_t \cdot T_a - m_{c-air} \cdot T_m)$$

であり、これら関係式において、 P_m がスロットル弁下流の吸気通路内の圧力であり、 T_m がスロットル弁下流の吸気通路内の温度であり、 m_t はスロットル弁を通過する空気の流量であり、 m_{c-air} は気筒に流入するガス中の空気の流量であり、 T_a は内燃機関周囲の大気の温度であり、 R は気体定数に関する定数であり、 V はスロットル弁から気筒までの吸気通路の容積であり、 κ は比熱比である。

10

【0011】

7番目の発明では、2～6番目の発明のいずれか1つにおいて、上記スロットル弁を通過する空気の流量(m_t)が

【数 2 6】

$$m_t = \{e \cdot (P_{m-egr} - d) + r\} \cdot \frac{\Phi\left(\frac{P_m}{P_a}\right)}{\Phi\left(\frac{P_{m-egr}}{P_a}\right)}$$

20

の式を利用して算出され、この式において、 P_{m-egr} は過渡運転時において定常運転とした場合に収束するであろうスロットル弁下流の吸気通路内の圧力であり、 P_a は内燃機関周囲の圧力であり、 e 、 d および r は機関運転状態を表すパラメータを変数とする係数であり、 $\Phi(P_m/P_a)$ は P_m/P_a を変数とする関数であり、 $\Phi(P_{m-egr}/P_a)$ は P_{m-egr}/P_a を変数とする関数である。

【0012】

30

8番目の発明では、2～6番目の発明のいずれか1つにおいて、上記スロットル弁を通過する空気の流量(m_t)が

【数 2 7】

$$m_t = \mu_t(\theta_t) \cdot A_t(\theta_t) \cdot \frac{P_a}{\sqrt{R \cdot T_a}} \cdot \Phi\left(\frac{P_m}{P_a}\right)$$

の式を利用して算出され、この式において、 μ_t はスロットル弁における流量係数であり、 A_t はスロットル弁における開口断面積であり、 θ_t はスロットル弁の開度であり、 P_a は内燃機関周囲の大気の圧力であり、 $\Phi(P_m/P_a)$ は P_m/P_a を変数とする関数である。

40

【0013】

9番目の発明では、1～5番目の発明のいずれか1つにおいて、上記気筒内に流入するガスの流量(m_c)が

【数 2 8】

$$m_c = \frac{T_a}{T_m} \cdot (a \cdot P_m - b)$$

の式を利用して算出され、この式において、 a および b は機関回転数を変数として求まる値である。

【0014】

10番目の発明では、2～5番目の発明のいずれか1つにおいて、上記排気ガス流量制御弁を通過する排気ガスの流量 (m_{egr}) が定常運転時で且つ気筒内に流入する排気ガスの流量が零であるときに気筒内に流入する空気の流量と、定常運転時で且つ気筒内に流入する排気ガスの流量が零ではないときに気筒内に流入する空気の流量との差をスロットル下流の吸気通路内の圧力を変数として表した関数式から算出される。

10

【0015】

11番目の発明では、2～5番目の発明のいずれか1つにおいて、上記排気ガス流量制御弁を通過する排気ガスの流量 (m_{egr}) が

【数29】

$$m_{egr} = \mu_e(\theta_e) \cdot A_e(\theta_e) \cdot \frac{P_e}{\sqrt{R \cdot T_e}} \cdot \Phi\left(\frac{P_m}{P_e}\right)$$

20

の式を利用して算出され、この式において、 μ_e は排気ガス流量制御弁における流量係数であり、 A_e は排気ガス流量制御弁における開口断面積であり、 θ_e は排気ガス流量制御弁の開度であり、 P_e は排気ガス流量制御弁上流における排気ガスの圧力であり、 $\Phi(P_m/P_e)$ は P_m/P_e を変数とする関数である。

【0016】

12番目の発明では、2, 3または11番目の発明において、上記排気ガス再循環通路からスロットル弁下流の吸気通路に流入する排気ガスの温度 (T_e) が機関運転状態を表すパラメータを変数とするマップから算出される。

30

【0017】

13番目の発明では、1～12番目の発明の圧力・温度算出装置により算出されたスロットル弁下流の吸気通路内の圧力 (P_m) および温度 (T_m) から、スロットル弁を通過して気筒内に流入する空気の流量を

【数30】

$$m_{c-air} = \frac{T_a}{T_m} \cdot (a \cdot P_m - b) - m_{c-egr}$$

40

の式を利用して算出し、この式において、 m_{c-air} がスロットル弁を通過して気筒内に流入する空気の流量であり、 m_{c-egr} は気筒内に流入するガス中の排気ガスの流量であり、 a および b は機関回転数を変数として求まる値である。

【0018】

【発明の実施の形態】

以下、図面を参照して、本発明の実施形態について説明する。

図1は本発明が適用される内燃機関の全体図である。以下で説明では、筒内噴射型火花点火式内燃機関を例にとって説明するが、本発明は別の火花点火式内燃機関や圧縮自着火式内燃機関に適用可能である。

50

図 1 において、1 は機関本体、2 はシリンダブロック、3 はピストン、4 はシリンダヘッド、5 は気筒（燃焼室）、6 は吸気弁、7 は吸気ポート、8 は排気弁、9 は排気ポート、10 は点火プラグ、11 は燃料噴射弁、12 はキャピティをそれぞれ示している。

【0019】

吸気ポート 7 は各気筒 5 毎に吸気枝管 13 を介してサージタンク 14 に連結される。サージタンク 14 は上流側吸気管 15 を介してエアクリーナ 16 に連結される。上流側吸気管 15 内には、ステップモータ 17 によって駆動されるスロットル弁 18 が配置される。一方、排気ポート 9 は排気管 19 に連結される。排気管 19 は排気浄化装置 20 に連結される。

【0020】

排気管 19 は、排気ガス再循環通路（以下、EGR 通路と称す）を介して吸気枝管 13 に接続される。また、EGR 通路 21 内には、EGR 通路 21 内を流れる排気ガスの流量を制御する EGR 制御弁 22 が配置される。内燃機関の気筒 5 から排出された排気ガスは、この EGR 通路 21 を介して、再び、気筒内に導入される。本明細書では、この EGR 通路 21 を介して気筒内に再循環される排気ガスを EGR ガスとも称する。

電子制御ユニット（ECU）31 はデジタルコンピュータからなり、双方向性バス 32 を介して相互に接続された RAM（ランダムアクセスメモリ）33、ROM（リードオンリメモリ）34、CPU（マイクロプロセッサ）35、入力ポート 36 および出力ポート 37 を具備する。

【0021】

吸気枝管 13 には、当該吸気枝管 13 内の圧力（以下、吸気管圧力と称す）を検出するための吸気管圧力センサ 40 が取り付けられる。吸気管圧力センサ 40 は、吸気管圧力に比例した出力電圧を発生し、この出力電圧は対応する AD 変換器 38 を介して入力ポート 36 に入力される。

【0022】

また、内燃機関は、スロットル弁 18 の開度を検出するためのスロットル開度センサ 43 と、内燃機関周囲の大気の圧力、または、上流側吸気管 15 に吸入される空気の圧力（吸気圧）を検出するための大気圧センサ 44 と、内燃機関周囲の大気の温度、または、上流側吸気管 15 に吸入される空気の温度（吸気温）を検出するための大気温センサ 45 とを具備する。これらセンサ 44、45 は、それぞれ、大気圧および大気温度に比例した出力電圧を発生し、これら出力電圧は対応する AD 変換器 38 を介して入力ポート 36 に入力される。

また、アクセルペダル 46 には、アクセルペダル 46 の踏込み量に比例した出力電圧を発生する負荷センサ 47 が接続される。負荷センサ 47 の出力電圧は、対応する AD 変換器 38 を介して入力ポート 36 に入力される。

【0023】

また、内燃機関はクランク角センサ 48 を具備する。クランク角センサ 48 は、例えば、クランクシャフトが 30 度回転する毎に出力パルスを発生し、この出力パルスが入力ポート 36 に入力される。CPU 35 は、クランク角センサ 48 の出力パルスから機関回転数を算出する。

一方、出力ポート 37 は対応する駆動回路 39 を介して点火プラグ 10、燃料噴射弁 11、ステップモータ 17、および、EGR 制御弁 22 に接続される。なお、EGR 制御弁 22 の開度は、出力ポート 37 から EGR 制御弁 22 へ送られたステップ信号に基づいて ECU 31 において算出される。

【0024】

ところで、燃料噴射弁 10 から気筒 5 内に噴射すべき燃料の量（以下、単に、燃料噴射量と称す）は、気筒 5 内に充填された空気の量に基づいて、気筒 5 内の混合ガスの空燃比が目標空燃比となるように決定される。したがって、気筒 5 内の混合ガスの空燃比を正確に目標空燃比とするためには、気筒 5 内に充填された空気の量（以下、筒内充填空気量と称す）を正確に把握する必要がある。

10

20

30

40

50

ここで、筒内充填空気量を推定する方法としては、スロットル弁18を通過する空気の質量流量を検出するエアフローメータやその他のセンサを内燃機関に取り付けると共に、これらセンサの出力値を変数とする筒内充填空気量算出用のマップを予め用意しておき、センサの出力値とマップとから筒内充填空気量を推定する方法がある。

【0025】

ところが、マップを利用して筒内充填空気量を推定する場合、筒内充填空気量を正確に推定するためには、マップの数やその引数を多くしなければならない。しかしながら、マップの数を多くすると、これらマップを記憶しておくROM34の記憶容量を大きくしなければならない。内燃機関のコストが高くなってしまふ。

さらに、マップを利用して筒内充填空気量を推定する場合、内燃機関の機種ごと、あるいは、同機種の内燃機関であっても個々の内燃機関ごとに、マップを作成しなければならないので、マップの作成労力が大きくなる。

一方、筒内充填空気量をより正確に推定しようとして、マップの引数を多くすると、マップの作成労力が大幅に大きくなってしまふ。

【0026】

そこで、マップの代わりに、モデルから導き出される式を利用した数値計算によって、筒内充填空気量を算出する方法が検討され、こうした方法が本願出願人によって既に出願されている(特願2001-316350号)。

この本願出願人によって既に出願されている方法は、気筒内に排気ガスが再循環されない内燃機関に適用される方法であるので、本実施形態のEGR装置付きの内燃機関にそのまま適用することはできないが、本実施形態に適用可能な後述する方法を理解する上で参考になると思われるので、まず、この本願出願人によって既に出願されている方法について説明する。

【0027】

本願出願人によって既に出願されている方法は、図2に示したモデル(以下、筒内流入ガス量モデルと称す)から導き出される。

図2に示した筒内流入ガス量モデルM20は、スロットルモデルM21と、吸気管モデルM22と、吸気弁モデルM23とからなる。

【0028】

スロットルモデルM21には、スロットル開度センサ43によって検出されたスロットル弁18の開度(スロットル開度) θ と、大気圧センサ45によって検出された大気圧 P_a と、大気温度センサ44によって検出された大気温度 T_a と、吸気管モデルM22において算出される吸気枝管13内の圧力(以下、吸気管圧力と称す) P_m とが入力され、当該モデルM21において、これら入力されたパラメータから、単位時間当たりスロットル弁18を通過する空気の流量(以下、スロットル弁通過空気流量と称す) m_i が算出される。

【0029】

また、吸気管モデルM22には、上述したスロットルモデルM21において算出されたスロットル弁通過空気流量 m_i と、吸気弁モデルM23において算出される単位時間当たり気筒5内に流入するガスの流量(以下、筒内流入ガス流量と称す) m_c と、大気温度 T_a とが入力され、当該モデルM22において、これら入力されたパラメータから、吸気管圧力 P_m と、吸気枝管13内のガスの温度(以下、吸気管温度と称す) T_m とが算出される。

【0030】

また、吸気弁モデルM23には、上述した吸気管モデルM22において算出された吸気管圧力 P_m と、吸気管温度 T_m と、大気温度 T_a とが入力され、当該モデルM23において、これら入力されたパラメータから、筒内流入ガス流量 m_c が算出される。

【0031】

そして、この方法では、後述するように、筒内流入ガス流量 m_c を利用して気筒5内に流入したガスの量(以下、筒内充填ガス量と称す) M_c が算出される。図2から分かるように、筒内流入ガス量モデルM20では、各モデルにおいて算出されるパラメータ値が別の

10

20

30

40

50

モデルに入力されるパラメータ値として利用されるので、筒内流入ガス量モデル M 2 0 に実際に入力されるパラメータ値は、スロットル開度 θ_t 、大気圧 P_a 、および、大気温度 T_a の 3 つのパラメータのみである。すなわち、この方法によれば、3 つのパラメータから筒内充填ガス量 M_c が算出されると言える。

【 0 0 3 2 】

次に、各モデル M 2 1 ~ M 2 3 について詳細に説明する。

スロットルモデル M 2 1 では、大気圧 P_a と大気温度 T_a と吸気管圧力 P_m とスロットル開度 θ_t とを次式 (1) に入力し、この式を解くことによって、スロットル弁通過空気流量 m_t が算出される。

【 数 3 1 】

$$m_t = \mu_t(\theta_t) \cdot A_t(\theta_t) \cdot \frac{P_a}{\sqrt{R \cdot T_a}} \cdot \Phi\left(\frac{P_m}{P_a}\right) \quad \dots (1)$$

式 (1) において、 μ_t はスロットル弁における流量係数であり、スロットル開度 θ_t の関数であって、図 3 に示したマップから定まる。また、 A_t はスロットル弁の開口断面積であり、スロットル開度 θ_t の関数であって、図 4 に示したマップから定まる。なお、これら流量係数 μ_t および開口断面積 A_t をまとめた $\mu_t \cdot A_t$ をスロットル開度 θ_t の関数で 1 つのマップから求めるようにしてもよい。また、 R は気体定数に関する定数であり、いわゆる気体定数 R^* を 1 モル当たりの空気の質量 M_a で除算した値である ($R = R^* / M_a$)。また、 (P_m / P_a) は、次式 (2) に示したように、 P_m / P_a を変数とする関数である。

【 数 3 2 】

$$\Phi\left(\frac{P_m}{P_a}\right) = \begin{cases} \sqrt{\frac{\kappa}{2(\kappa+1)}} & \dots \frac{P_m}{P_a} \leq \frac{1}{\kappa+1} \\ \sqrt{\left\{\left(\frac{\kappa-1}{2\kappa}\right) \cdot \left(1 - \frac{P_m}{P_a}\right) + \frac{P_m}{P_a}\right\} \cdot \left(1 - \frac{P_m}{P_a}\right)} & \dots \frac{P_m}{P_a} > \frac{1}{\kappa+1} \end{cases} \quad \dots (2)$$

式 (2) において、 κ は比熱比であり、この方法では、一定値としている。

なお、関数 (P_m / P_a) と P_m / P_a との間には、図 5 に示したような関係がある。そこで、式 (2) の代わりに、 P_m / P_a を変数とする関数 (P_m / P_a) 算出用のマップを ROM 3 4 に予め記憶しておき、 P_m / P_a とこのマップとから関数 (P_m / P_a) の値を算出するようにしてもよい。

【 0 0 3 3 】

なお、これら式 (1) および (2) は、スロットル弁 1 8 上流の空気の圧力を大気圧 P_a とし、スロットル弁 1 8 上流の空気の温度を大気温度 T_a とし、スロットル弁 1 8 を通過した空気の圧力を吸気管圧力 P_m とし、スロットル弁 1 8 に関し、図 6 に示したようなモデルを基礎として、スロットル弁 1 8 上流の空気とスロットル弁 1 8 を通過した空気との間において質量保存則、エネルギー保存則、および、運動量保存則上成立する関係式、ならびに、気体の状態方程式、比熱比の定義式 ($\kappa = C_p / C_v$)、および、マイヤーの関係式 ($C_p = C_v + R^*$) を利用して導き出される。ここで、 C_p は定圧比熱であり、 C_v は定量比熱であり、 R^* はいわゆる気体定数である。

【 0 0 3 4 】

次に、吸気管モデル M 2 2 について説明する。吸気管モデル M 2 2 では、スロットル弁通過空気流量 m_i と筒内流入ガス流量 m_c と大気温度 T_a とを次式 (3) および (4) に入力し、これら式を解くことによって、吸気管圧力 P_m および吸気管温度 T_m が算出される。

【 数 3 3 】

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{P_m}{T_m} \right) = \frac{R}{V} \cdot (m_i - m_c) \quad \dots (3)$$

$$\frac{dP_m}{dt} = \kappa \cdot \frac{R}{V} \cdot (m_i \cdot T_a - m_c \cdot T_m) \quad \dots (4)$$

10

式 (3) および (4) において、 V はスロットル弁 1 8 から吸気弁 6 までの吸気管 1 5、サージタンク 1 4、吸気枝管 1 3、および、吸気ポート 7 (以下、これらまとめて、吸気管部分と称す) のトータルの容積であり、通常、一定値である。

【 0 0 3 5 】

なお、これら式 (3) および (4) は、吸気管部分に関し、図 7 に示したようなモデルを基礎にして、吸気管部分に流入する空気と吸気管部分から流出して気筒内に流入する空気との間において質量保存則、および、エネルギー保存則上成立する関係式から導き出される。

20

詳細には、吸気管部分内のトータルの空気量を M とすると、このトータルの空気量 M の時間的变化は、吸気管部分に流入する空気の流量 (すなわち、スロットル弁通過空気流量) m_i と吸気管部分から流出して気筒内に流入する空気の流量 (すなわち、筒内流入ガス流量) m_c との差に等しいことから、質量保存則上、次式 (5) が成立する。

【 数 3 4 】

$$\frac{dM}{dt} = m_i - m_c \quad \dots (5)$$

30

そして、この式 (5) と、気体の状態方程式 ($P_m \cdot V = M \cdot R \cdot T_m$) とから、上記式 (3) が導き出される。

【 0 0 3 6 】

また、吸気管部分内の空気のエネルギー量 $M \cdot C_v \cdot T_m$ の時間的变化量は、吸気管部分に流入する空気のエネルギー量と吸気管部分から流出して気筒内に流入する空気のエネルギー量との差に等しいことから、吸気管部分に流入する空気の温度を大気温度 T_a とし、吸気管部分から流出して気筒内に流入する空気の温度を吸気管温度 T_m とすると、エネルギー保存則上、次式 (6) が成立する。

40

【 数 3 5 】

$$\frac{d(M \cdot C_v \cdot T_m)}{dt} = C_p \cdot m_i \cdot T_a - C_p \cdot m_c \cdot T_m \quad \dots (6)$$

そして、この式 (6) と、上述した気体の状態方程式とから、上記式 (4) が導き出される。

【 0 0 3 7 】

次に、吸気弁モデル M 2 3 について説明する。吸気弁モデル M 2 3 では、吸気管圧力 P_m

50

と吸気管温度 T_m と大気温度 T_a とを次式 (7) に入力し、この式を解くことによって、筒内流入ガス流量 m_c が算出される。

【数 3 6】

$$m_c = \frac{T_a}{T_m} \cdot (a \cdot P_m - b) \quad \dots (7)$$

式 (7) において、 a および b は、機関回転数 NE を変数として求まる値である。また、内燃機関において、吸気弁 6 の開弁タイミングまたは閉弁タイミングに相当するバルブタイミング、および、開弁時間に相当する作用角の少なくとも一方が変更可能となっている場合には、式 (7) において、 a および b は、機関回転数 NE とバルブタイミングまたは位相角またはこれら両方とを変数として求まる値である。

10

別の言い方をすれば、式 (7) において、 a は比例係数であり、 b は排気弁 8 の閉弁時に気筒 5 内に残存していたガスの量を表す値である。

【0038】

また、式 (7) においては、機関運転状態が変化しているとき、すなわち、過渡運転時には、吸気管温度 T_m が大きく変化することがあるので、この吸気管温度 T_m の変化を補償するための補正係数として、理論および経験則から導かれた T_a / T_m が用いられている。

なお、式 (7) は、吸気弁 6 に関し、図 8 に示したようなモデルを基礎にして、筒内流入ガス流量 m_c を以下で詳細に説明するように吸気管圧力 P_m に比例するとみなし、そして、理論および経験則から導き出される。

20

すなわち、筒内充填ガス量 M_c は、吸気弁 6 の閉弁時に確定し且つ吸気弁 6 の閉弁時の気筒 5 内の圧力に比例する。ここで、吸気弁 6 の閉弁時の気筒 5 内の圧力は、吸気弁 6 上流の空気の圧力 (すなわち、吸気管圧力) P_m に等しいとみなせるので、筒内充填ガス量 M_c は吸気管圧力 P_m に比例すると近似できる。

【0039】

一方、筒内充填ガス量 M_c は、吸気弁 6 の開弁期間中において気筒 5 内に流入する空気の流量 (筒内流入ガス流量) m_c を、吸気弁 6 の開弁期間に亘って時間積分することによって求まる。すなわち、筒内充填ガス量 M_c と筒内流入ガス流量 m_c との間には、筒内流入ガス流量 m_c の時間積分値が筒内充填ガス量 M_c であるという関係がある。

30

このように、筒内充填ガス量 M_c が吸気管圧力 P_m に比例し、且つ、筒内充填ガス量 M_c と筒内流入ガス流量 m_c との間に、筒内流入ガス流量 m_c の時間積分値が筒内充填ガス量 M_c であるという関係があることから、筒内流入ガス流量 m_c も吸気管圧力 P_m に比例するとみなせる。

したがって、この方法では、筒内流入ガス流量 m_c が吸気管圧力 P_m に比例するとみなし、理論および経験則とから、式 (7) が導き出されるのである。

なお、式 (7) によって算出される筒内流入ガス流量 m_c は、単位時間当たりに吸気管部分から流出する空気の流量の平均値であるので、筒内流入ガス流量 m_c に、内燃機関の 1 サイクルにかかる時間を気筒数で割った時間を用いることによって、各気筒 5 における筒内充填ガス量 M_c が算出される。

40

【0040】

次に、このことについて、4 つの気筒を備えた内燃機関を例にとって、図 9 を参照して説明する。

図 9 では、横軸がクランク角度であり、縦軸が単位時間当たりに吸気管部分から気筒 5 に流入する空気の量である。また、図 9 に示した例では、吸気行程が第 1 気筒 1、第 3 気筒 3、第 4 気筒 4、第 2 気筒 2 の順で行われる。このように吸気行程が行われると、吸気管部分から各気筒 5 に流入する空気の流量は、図 9 において破線で示したように変化し、その結果、吸気管部分から流出する空気の流量は、図 9 において実線で示したように変化することになる。

50

【 0 0 4 1 】

そして、吸気管部分から流出する空気の流量（図 9 の実線）の平均値が筒内流入ガス流量 m_c であり、図 9 では、破線で示されている。したがって、各気筒 5 における筒内充填ガス量 M_c は、筒内流入ガス流量 m_c （図 9 の破線）に、内燃機関の 1 サイクルにかかる時間（図 9 に示した例では、クランクシャフトが 720° 回転するのにかかる時間）を気筒数（図 9 に示した例では、4 つ）で割った時間、すなわち、図 9 に示した例では、クランクシャフトが 180° 回転するのにかかる時間をかけることによって算出されるのである。そして、斯くして算出された各気筒 5 における筒内充填ガス量 M_c は、例えば、図 9 の斜線に一致することになる。

【 0 0 4 2 】

次に、上述した筒内流入ガス量モデル M 2 0 を内燃機関に実装したときの筒内充填ガス量 M_c の算出方法について説明する。

筒内充填ガス量 M_c は、筒内流入ガス量モデル M 2 0 の各モデルの式（1）～（4）および（7）から求められるが、これら 5 つの式は、内燃機関に実装されるときには、E C U 3 1 で処理可能なように離散化される。すなわち、時刻を t とし、計算間隔（計算周期）を Δt とすると、これら 5 つの式は、次式（8）～（12）に離散化される。

【 数 3 7 】

$$m_i(t) = \mu_i(\theta_i(t)) \cdot A_i(\theta_i(t)) \cdot \frac{P_a}{\sqrt{R \cdot T_a}} \cdot \Phi\left(\frac{P_m(t)}{P_a}\right) \quad \dots (8)$$

$$\Phi\left(\frac{P_m(t)}{P_a}\right) = \begin{cases} \sqrt{\frac{\kappa}{2(\kappa+1)}} & \dots \frac{P_m(t)}{P_a} \leq \frac{1}{\kappa+1} \\ \sqrt{\left\{ \left(\frac{\kappa-1}{2\kappa} \right) \cdot \left(1 - \frac{P_m(t)}{P_a} \right) + \frac{P_m(t)}{P_a} \right\} \cdot \left(1 - \frac{P_m(t)}{P_a} \right)} & \dots \frac{P_m(t)}{P_a} > \frac{1}{\kappa+1} \end{cases} \quad \dots (9)$$

$$\frac{P_m}{T_m}(t + \Delta t) = \frac{P_m}{T_m}(t) + \Delta t \cdot \frac{R}{V} \cdot (m_i(t) - m_c(t)) \quad \dots (10)$$

$$P_m(t + \Delta t) = P_m(t) + \Delta t \cdot \kappa \cdot \frac{R}{V} \cdot (m_i(t) \cdot T_a - m_c(t) \cdot T_m(t)) \quad \dots (11)$$

$$m_c(t) = \frac{T_a}{T_m(t)} \cdot (a \cdot P_m(t) - b) \quad \dots (12)$$

【 0 0 4 3 】

このように離散化されて内燃機関に実装された筒内流入ガス量モデル M 2 0 によれば、スロットルモデル M 2 1 において算出される時刻 t におけるスロットル弁通過空気流量 $m_t(t)$ と、吸気弁モデル M 2 3 において算出される時刻 t における筒内流入ガス流量 m_c 。

10

20

30

40

50

(t)と、時刻 t における吸気管温度 $T_m(t)$ とを吸気管モデルM22の式(10)および(11)に入力し、これら式(10)および(11)を解くことによって、時刻($t + \Delta t$)における吸気管圧力 $P_m(t + \Delta t)$ および吸気管温度 $T_m(t + \Delta t)$ が算出される。

【0044】

そして、吸気管モデルM22において算出された吸気管圧力 $P_m(t + \Delta t)$ と時刻 t におけるスロットル開度 $\theta_t(t)$ とをスロットルモデルM21の式(8)および(9)に入力し、これら式を解くことによって、時刻($t + \Delta t$)におけるスロットル弁通過空気流量 $m_t(t + \Delta t)$ が算出される。

【0045】

さらに、吸気管モデルM22において算出された吸気管圧力 $P_m(t + \Delta t)$ および吸気管温度 $T_m(t + \Delta t)$ を吸気弁モデルM23の式(12)に入力し、この式を解くことによって、時刻($t + \Delta t$)における筒内流入ガス流量 $m_c(t + \Delta t)$ が算出される。こうした計算を繰り返すことによって、任意の時刻における筒内流入ガス流量 m_c が算出される。そして、こうして算出された筒内流入ガス流量 m_c に、上述したように、1サイクルにかかる時間を気筒数で割った時間を用いることによって、任意の時刻における各気筒の筒内充填ガス量 M_c が算出される。

【0046】

なお、内燃機関の始動時、すなわち、時刻 $t = 0$ においては、吸気管圧力 P_m は大気圧 P_a と等しい($P_m(0) = P_a$)とされ、一方、吸気管温度 T_m は大気温度 T_a と等しい($T_m(0) = T_a$)とされ、各モデルM21~M23における計算が開始される。

また、上述した筒内流入ガス量モデルM20において使用される大気圧 P_a および大気温度 T_a として、当該モデルM20の計算が開始されたときの大気圧および大気温度を常に用いてもよいし、時刻 t における大気圧 $P_a(t)$ および大気温度 $T_a(t)$ を用いてもよい。

【0047】

次に、図1に示したEGR装置付の内燃機関に適用可能な筒内流入ガス量モデルについて説明する。

気筒内に流入するガス中の空気(新気)の流量を筒内流入新気流量 m_{c-air} と称すると、筒内流入新気流量 m_{c-air} は、次式(13)から求まる。

【数38】

$$m_{c-air} = m_c - m_{c-egr} \quad \dots (13)$$

式(13)において、 m_c は気筒内に流入するガスの流量である筒内流入ガス流量であり、 m_{c-egr} は気筒内に流入するガス中の排気ガスの流量である筒内流入EGRガス流量である。

ここで、定常運転時である場合(例えば、スロットル開度、EGR開度、機関回転数などがほぼ一定に維持されている場合)、EGR制御弁22を通過する排気ガスの流量(以下、EGR制御弁通過ガス流量と称す) m_{egr} と、筒内流入EGRガス流量 m_{c-egr} とは等しい($m_{c-egr} = m_{egr}$)。

【0048】

このため、式(13)は、次式(14)に書き直せる。

【数39】

$$m_{c-air} = m_c - m_{egr} \quad \dots (14)$$

したがって、筒内流入ガス流量 m_c とEGR制御弁通過ガス流量 m_{egr} とが求めれば、筒内

10

20

30

40

50

流入新気流量 m_{c-air} が求まり、したがって、吸気弁 6 の閉弁時に気筒 5 内に充填されている空気（新気）の量である筒内充填新気量 M_{c-air} が求まる。

【0049】

そこで、第 1 実施形態では、筒内流入ガス流量 m_c を算出するための筒内流入ガス量モデルとして、図 10 に示したモデル M 10 を用いる。

図 10 に示した筒内流入ガス量モデル M 10 は、スロットルモデル M 11 と、吸気管モデル M 12 と、吸気弁モデル M 13 と、EGR 制御弁モデル M 15 とからなる。

【0050】

スロットルモデル M 11 は、図 2 に示したスロットルモデル M 21 と同じモデルであり、吸気弁モデル M 13 も、図 2 に示した吸気弁モデル M 23 と同じモデルであるので、詳細な説明は省略するが、簡単に説明すると、スロットルモデル M 11 では、スロットル開度 θ_t と大気圧 P_a と大気温度 T_a と吸気管圧力 P_m とを式 (1) に入力し、この式を解くことによって、スロットル弁通過空気流量 m_t が算出され、吸気弁モデル M 13 では、大気温度 T_a と吸気管圧力 P_m と吸気管温度 T_m とを式 (7) に入力し、この式を解くことによって、筒内流入ガス流量 m_c が算出される。

10

【0051】

吸気管モデル M 12 には、スロットルモデル M 11 において算出されたスロットル弁通過空気流量 m_t と、吸気弁モデル M 13 において算出された筒内流入ガス流量 m_c と、大気温度 T_a と、EGR 制御弁モデル M 15 において算出される単位時間あたりに EGR 制御弁 22 を通過する排気ガスの流量（以下、EGR 制御弁通過ガス流量と称す） m_{egr} とが入力され、当該モデル M 12 において、これら入力されたパラメータから吸気管圧力 P_m および吸気管温度 T_m が算出される。

20

【0052】

また、EGR 制御弁モデル M 15 には、EGR 開度 θ_e と大気圧 P_a と大気温度 T_a と吸気管モデル M 12 において算出された吸気管圧力 P_m と排気温度 T_e とが入力され、当該モデル M 15 において、これら入力されたパラメータから、EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} が算出される。

【0053】

図 10 から分かるように、筒内流入ガス量モデル M 10 では、各モデルにおいて算出されるパラメータ値が別のモデルに入力されるパラメータ値として利用されるので、筒内流入ガス量モデル M 10 に実際に入力されるパラメータ値は、スロットル開度 θ_t 、EGR 開度 θ_e 、大気圧 P_a 、および、大気温度 T_a の 4 つのパラメータのみである。すなわち、本実施形態によれば、これら 4 つのパラメータから筒内充填ガス量 M_c が算出されると言える。

30

【0054】

次に、吸気管モデル M 12 および EGR 制御弁モデル M 15 について詳細に説明する。吸気管モデル M 12 では、スロットル弁通過空気流量 m_t と筒内流入ガス流量 m_c と大気温度 T_a と EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} と排気温度 T_e とを次式 (15) および (16) に入力し、これら式を解くことによって、吸気管圧力 P_m および吸気管温度 T_m が算出される。

40

【数 40】

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{P_m}{T_m} \right) = \frac{R}{V} \cdot (m_i + m_{egr} - m_c) \quad \dots (15)$$

$$\frac{dP_m}{dt} = \kappa \cdot \frac{R}{V} \cdot (m_i \cdot T_a + m_{egr} \cdot T_e - m_c \cdot T_m) \quad \dots (16)$$

10

式(15)および(16)においても、Vはスロットル弁18から吸気弁6までの吸気管部分の容積であり、通常、一定値である。

なお、上述した吸気管モデルM22に関して説明したのと同様に、これら式(15)および(16)は、吸気管部分に関し、図11に示したようなモデルを基礎にして、吸気管部分に流入する空気と、吸気管部分に流入する排気ガスと、吸気管部分から流出して気筒内に流入するガスとの間において質量保存則、および、エネルギー保存則上成立する関係式から導き出される。

【0055】

また、EGR制御弁モデルM15では、EGR開度 θ_e と吸気管圧力 P_m と排気圧 P_e と排気温度 T_e とを次式(17)に入力することによって、EGR制御弁通過ガス流量 m_{egr} が

20

【数41】

$$m_{egr} = \mu_e(\theta_e) \cdot A_e(\theta_e) \cdot \frac{P_e}{\sqrt{R \cdot T_e}} \cdot \Phi \left(\frac{P_m}{P_e} \right) \quad \dots (17)$$

式(17)において、 μ_e はEGR制御弁22における流量係数であって、EGR開度 θ_e の関数である。また、 A_e はEGR制御弁22の開口断面積であって、EGR開度 θ_e の関数である。また、Rは気体定数に関する定数であり、いわゆる気体定数 R^* を1モル当たりの排気ガスの質量 M_e で除算した値である($R_e = R^* / M_e$)。

30

また、 P_e はEGR制御弁22上流の排気ガスの圧力であり、 T_e はEGR制御弁22上流の排気ガスの温度である。

また、 $\Phi(P_m / P_e)$ は、次式(18)に示したように、 P_m / P_e を変数とする関数である。

【数42】

$$\Phi \left(\frac{P_m}{P_e} \right) = \begin{cases} \sqrt{\frac{\kappa}{2(\kappa+1)}} & \dots \frac{P_m}{P_e} \leq \frac{1}{\kappa+1} \\ \sqrt{\left\{ \left(\frac{\kappa-1}{2\kappa} \right) \cdot \left(1 - \frac{P_m}{P_e} \right) + \frac{P_m}{P_e} \right\} \cdot \left(1 - \frac{P_m}{P_e} \right)} & \dots \frac{P_m}{P_e} > \frac{1}{\kappa+1} \end{cases} \quad \dots (18)$$

40

この式(18)は、式(2)の変数 P_m / P_a を変数 P_m / P_e に置き換えたものである。したがって、 κ は比熱比であり、本実施形態では、一定値である。

50

【 0 0 5 6 】

また、関数 (P_m / P_e) と P_m / P_e との間にも、図 5 に示したような関係がある。そこで、式 (1 8) の代わりに、 P_m / P_e を変数とする関数 (P_m / P_e) 算出用のマップを ROM 3 4 に予め記憶しておき、 P_m / P_e とこのマップとから関数 (P_m / P_e) の値を算出するようにしてもよい。

【 0 0 5 7 】

なお、これら式 (1 7) および (1 8) は、EGR 制御弁 2 2 上流の排気ガスの圧力を排気圧 P_e とし、EGR 制御弁 2 2 上流の排気ガスの温度を排気温度 T_e とし、EGR 制御弁 2 2 を通過した排気ガスの圧力を吸気管圧力 P_m として、EGR 制御弁に関し、図 1 2 に示したようなモデルを基礎にして、EGR 制御弁 2 2 上流の排気ガスと EGR 制御弁 2 2 を通過した排気ガスとの間において質量保存則、エネルギー保存則、および、運動量保存則上成立する関係式、ならびに、気体の状態方程式、比熱比の定義式、および、マイヤーの関係式を利用して導き出される。

10

すなわち、これら式 (1 7) および (1 8) を導出する上での基本的な考え方は、スロットル弁通過空気流量を算出するための式 (1) および (2) を導出する上での考え方と同様である。

【 0 0 5 8 】

このように、本実施形態によれば、排気圧 P_e と排気温度 T_e と吸気管圧力 P_m と EGR 開度 α とを計算式に入力し、数値計算することによって、EGR 制御弁通過ガス流量が算出され、したがって、このときに利用されるマップの数が少なくなるので、マップの作成労力を大幅に低減できる。

20

【 0 0 5 9 】

次に、筒内流入ガス量モデル M 1 0 を内燃機関に実装したときの筒内充填新気量 M_{c-air} の算出方法について説明する。

筒内充填新気量 M_{c-air} は、筒内流入ガス量モデル M 1 0 の各モデルの式 (1) (2) (7) および (1 5) ~ (1 8) から求められるが、これら 7 つの式は、内燃機関に実装されるときには、ECU 3 1 で処理可能なように離散化される。すなわち、時刻を t とし、計算間隔 (計算周期) を Δt とすると、式 (1) (2) および (7) は、それぞれ、上記式 (8) (9) および (1 2) に離散化される。

また、式 (1 5) ~ (1 8) は、それぞれ、次式 (1 9) ~ (2 2) に離散化される。

30

【 数 4 3 】

$$\frac{P_m}{T_m}(t + \Delta t) = \frac{P_m}{T_m}(t) + \Delta t \cdot \frac{R}{V} \cdot (m_t(t) + m_{egr}(t) - m_c(t)) \quad \dots (19)$$

$$P_m(t + \Delta t) = P_m(t) + \Delta t \cdot \kappa \cdot \frac{R}{V} (m_t(t) \cdot T_a + m_{egr}(t) \cdot T_e(t) - m_c(t) \cdot T_m(t)) \quad \dots (20)$$

$$m_{egr}(t) = \mu_e(\theta_e(t)) \cdot A_e(\theta_e(t)) \cdot \frac{P_e(t)}{\sqrt{R \cdot T_e}} \cdot \Phi\left(\frac{P_m(t)}{P_e(t)}\right) \quad \dots (21)$$

10

$$\Phi\left(\frac{P_m(t)}{P_e(t)}\right) = \begin{cases} \sqrt{\frac{\kappa}{2(\kappa+1)}} & \dots \frac{P_m(t)}{P_e(t)} \leq \frac{1}{\kappa+1} \\ \sqrt{\left\{ \left(\frac{\kappa-1}{2\kappa} \right) \cdot \left(1 - \frac{P_m(t)}{P_e(t)} \right) + \frac{P_m(t)}{P_e(t)} \right\} \cdot \left(1 - \frac{P_m(t)}{P_e(t)} \right)} & \dots \frac{P_m(t)}{P_e(t)} > \frac{1}{\kappa+1} \end{cases} \quad \dots (22)$$

20

また、排気圧 P_e および排気温度 T_e を算出するための式も次式 (23) および (24) のように離散化される。これら式に関する詳細は後述する。

【数44】

$$P_e(t) = f_1(KL(t), NE(t)) \quad \dots (23)$$

30

$$T_e(t) = f_2(m_{egr}(t - \Delta t), NE(t)) \quad \dots (24)$$

【0060】

このように離散化されて内燃機関に実装された筒内流入ガス量モデルM10によれば、スロットルモデルM11において算出される時刻 t におけるスロットル弁通過空気流量 $m_t(t)$ と、EGR制御弁モデルM15において算出される時刻 t におけるEGR制御弁通過ガス量 $m_{egr}(t)$ と、吸気弁モデルM13において算出される時刻 t における筒内流入ガス流量 $m_c(t)$ と、時刻 t における排気温度 $T_e(t)$ とを吸気管モデルM12の式 (19) および (20) に入力し、これら式を解くことによって、時刻 $(t + \Delta t)$ における吸気管圧力 $P_m(t + \Delta t)$ および吸気管温度 $T_m(t + \Delta t)$ が算出される。

40

【0061】

そして、吸気管モデルM12において算出された時刻 $(t + \Delta t)$ における吸気管圧力 $P_m(t + \Delta t)$ と、同じく時刻 $(t + \Delta t)$ におけるスロットル開度 $\theta_t(t + \Delta t)$ とをスロットルモデルM11の式 (8) および (9) に入力し、これら式を解くことによって、時刻 $(t + \Delta t)$ におけるスロットル弁通過空気流量 $m_t(t + \Delta t)$ が算出される。

【0062】

さらに、吸気管モデルM12において算出された時刻 $(t + \Delta t)$ における吸気管圧力 P

50

$m_c(t + \Delta t)$ および吸気管温度 $T_m(t + \Delta t)$ を吸気弁モデル M 1 3 の式 (1 2) に入力し、この式を解くことによって、時刻 ($t + \Delta t$) における筒内流入ガス流量 $m_c(t + \Delta t)$ が算出される。

【 0 0 6 3 】

そして、吸気管モデル M 1 2 において算出された時刻 ($t + \Delta t$) における筒内流入ガス流量 $m_c(t + \Delta t)$ と、前回のルーチンにおいて E G R 制御弁モデル M 1 5 において算出された時刻 t における E G R 制御弁通過ガス流量 $m_{e,gr}(t)$ とを式 (1 4) に入力し、この式を解くことによって、時刻 ($t + \Delta t$) における筒内流入新気流量 $m_{c-air}(t + \Delta t)$ が算出される。

【 0 0 6 4 】

そして、吸気管モデル M 1 2 において算出された時刻 ($t + \Delta t$) における吸気管圧力 $P_m(t + \Delta t)$ と、同じく時刻 ($t + \Delta t$) における排気圧 $P_e(t + \Delta t)$ と、同じく時刻 ($t + \Delta t$) における E G R 開度 $\theta_e(t + \Delta t)$ とを E G R 制御弁モデル M 1 5 の式 (2 1) および (2 2) に入力し、これら式を解くことによって、時刻 ($t + \Delta t$) における E G R 制御弁通過ガス流量 $m_{e,gr}(t + \Delta t)$ が算出される。

【 0 0 6 5 】

また、時刻 ($t + \Delta t$) における機関負荷率 $KL(t + \Delta t)$ と、同じく時刻 ($t + \Delta t$) における機関回転数 NE とを式 (2 3) に入力し、この式を解くことによって、時刻 ($t + \Delta t$) における排気圧 $P_e(t + \Delta t)$ が算出される。また、時刻 t における E G R 制御弁通過ガス流量 $m_{e,gr}(t)$ と、時刻 ($t + \Delta t$) における機関回転数 $NE(t + \Delta t)$ とを式 (2 4) に入力し、この式を解くことによって、時刻 ($t + \Delta t$) における排気温度 $T_e(t + \Delta t)$ が算出される。

こうして算出された $m_c(t + \Delta t)$ 、 $m_{e,gr}(t + \Delta t)$ 、 $m_t(t + \Delta t)$ は、再び、吸気管モデル M 1 2 の式 (1 9) および (2 0) に入力される。

【 0 0 6 6 】

こうした計算を繰り返すことによって、任意に時刻における筒内流入新気流量 m_{c-air} が算出される。そして、こうして算出された筒内流入新気流量 m_{c-air} に、上述したように、1 サイクルにかかる時間を気筒数で割った時間かけることによって、任意の時刻における各気筒の筒内充填新気量 M_{c-air} が算出される。なお、内燃機関の始動時、すなわち、時刻 $t = 0$ においては、吸気管圧力 P_m は大気圧 P_a と等しい ($P_m(0) = P_a$) とされ、吸気管温度 T_m および排気温度 T_e は大気温度 T_a と等しい ($T_m(0) = T_a$ 、 $T_e(0) = T_a$) とされ、各モデル M 1 1 ~ M 1 3 における計算が開始される。

【 0 0 6 7 】

また、上述した筒内流入ガス量モデル M 1 0 において使用される大気圧 P_a および大気温度 T_a として、当該モデル M 1 0 の計算が開始されたときの大気圧および大気温度を常に用いてもよいし、時刻 t における大気圧 $P_a(t)$ および大気温度 $T_a(t)$ を用いてもよい。

【 0 0 6 8 】

また、本実施形態では、排気圧 P_e 、排気温度 T_e 、吸気管圧力 P_m 、および、E G R 開度 θ_e の 4 つのパラメータを利用する式 (1 7) から、E G R 制御弁通過ガス流量 $m_{e,gr}$ が算出されるが、これら 4 つのパラメータを利用するが式 (1 7) とは異なる式から、E G R 制御弁通過ガス流量 $m_{e,gr}$ を求めてもよいし、あるいは、これら 4 つのパラメータを引数としたマップから、E G R 制御弁通過ガス流量 $m_{e,gr}$ を求めてもよい。

【 0 0 6 9 】

また、本実施形態によれば、E G R 制御弁通過ガス流量が精度良く算出されるので、この E G R 制御弁通過ガス流量に基づいて算出される筒内充填新気量も精度高く算出され、したがって、空燃比を目標空燃比とするための燃料噴射量が精度良く算出される。

さらに、本実施形態に従って算出される E G R 制御弁通過ガス流量を利用して、E G R 制御弁通過ガス量が目標値になるように、E G R 開度をフィードバック制御するようにしてもよい。

10

20

30

40

50

【 0 0 7 0 】

次に、排気圧を算出するための式(23)の導出方法について説明する。

機関負荷率(%)とは、気筒の最大容積を標準状態において占めるガスの量(g)に対して実際に気筒に充填された空気(質量)の比であり、次式(25)から求まる。

【 数 4 5 】

$$KL(\%) = \frac{M_{c-air}}{DSP} \cdot 100 \quad \dots (25)$$

$$\frac{NCYL \cdot \rho_{std}}$$

10

式(25)において、 M_{c-air} は吸気弁が開弁したときに各気筒内に充填されている新気(質量)の筒内充填新気量(g)であり、DSPは内燃機関の排気量(リットル)であり、NCYLは気筒数であり、 ρ_{std} は標準状態(1気圧、25℃)における空気の密度(約1.2g/リットル)である。

【 0 0 7 1 】

機関負荷率KLと機関回転数NEと排気圧 P_e との関係を示した図13を参照すると、機関負荷率KLが大きくなると排気圧 P_e が高くなり、機関回転数NEが高くなると排気圧 P_e が高くなることから分かる。そして、排気圧 P_e は、主に、これら機関負荷率KLと機関回転数NEとに大きく依存しているため、これら機関負荷率KLと機関回転数NEとから求まる排気圧の精度は比較的高い。

20

【 0 0 7 2 】

したがって、排気圧 P_e は、式(23)のように、機関負荷率KLと機関回転数NEとを変数とした関数 $f_1(KL, NE)$ で表せる。第1実施形態では、この関数 $f_1(KL, NE)$ を機関負荷率KLと機関回転数NEとを変数としてマップの形で予めROM34に記憶しておき、機関負荷率KLと機関回転数NEとこのマップとから排気圧 P_e を算出する。

これによれば、排気圧を検出するためのセンサを内燃機関に設ける必要がないので、内燃機関のコストを抑えつつ、排気圧を精度良く検出することができ、引いては、EGR制御弁通過ガス流量 m_{egr} を精度良く算出することができる。

30

【 0 0 7 3 】

また、EGR装置付きの内燃機関において、センサを用いずに、マップを用いて排気圧を検出する場合、通常、機関回転数、燃料噴射量、燃料点火時期、EGR率(気筒内に充填されたガス量(g)に対する排気ガスの量(g)の割合)といった多くのパラメータを引数としたマップを用いなければならなかった。ところが、本実施形態のように、機関負荷率をパラメータとすることによって、機関負荷率と機関回転数とを引数としたマップを用いればよいので、本実施形態によれば、マップの作成労力を削減できる。

もちろん、内燃機関のコストアップを問題としないのであれば、センサを用いて排気圧を検出するようにしてもよい。

【 0 0 7 4 】

また、上述した関数 f_1 から排気圧を算出する場合において、変数として、機関回転数NEの代わりに、筒内充填新気流量 m_{c-air} を用いてもよい。

40

【 0 0 7 5 】

次に、排気温度 T_e を算出するための式(24)の導出方法について説明する。

EGR通路21に新たに流入する排気ガスによってもたらされる熱量を入力熱量と称し、EGR通路21から大気に放出される熱量を放熱量と称すると、EGR制御弁通過ガス流量 m_{egr} が多くなると、すなわち、EGR通路21に流入する排気ガスの量が多くなると、放熱量よりも入力熱量のほうが多くなる。したがって、EGR制御弁通過ガス流量 m_{egr} が多くなると、排気温度は高くなる。

また、機関回転数が高くなると、気筒から排出される排気ガスの温度自体が高くなる。

50

すなわち、EGR制御弁通過ガス流量 $m_{e_{gr}}$ と機関回転数 NE と排気温度 T_e との関係は、図14に示したようになる。

【0076】

そして、排気温度 T_e は、主に、これらEGR制御弁通過ガス流量 $m_{e_{gr}}$ と機関回転数 NE とに大きく依存しているので、これらEGR制御弁通過ガス流量 $m_{e_{gr}}$ と機関回転数 NE とから求まる排気温度の精度は比較的高い。

したがって、排気温度 T_e は、式(24)のように、EGR制御弁通過ガス流量 $m_{e_{gr}}$ と機関回転数 NE とを変数とした関数 $f_2(m_{e_{gr}}, NE)$ で表せる。第1実施形態では、この関数 $f_2(m_{e_{gr}}, NE)$ をEGR制御弁通過ガス流量 $m_{e_{gr}}$ と機関回転数 NE とを変数としてマップの形で予めROM34に記憶しておき、EGR制御弁通過ガス流量 $m_{e_{gr}}$ と機関回転数 NE とこのマップとから排気温度 T_e を算出する。

10

【0077】

これによれば、排気温度を検出するためのセンサを内燃機関に設ける必要がないので、内燃機関のコストを抑えつつ、排気温度を精度良く検出することができ、引いては、EGR制御弁通過ガス流量 $m_{e_{gr}}$ を精度良く算出することができる。

もちろん、内燃機関のコストアップを問題にしないのであれば、センサを用いて排気温度を検出するようにしてもよい。

【0078】

また、上述したように、気筒から排出される排気ガスの温度は、機関回転数 NE に応じて変化するので、機関回転数 NE を引数とした次元マップから排気ガスの温度を求めることができる。

20

しかしながら、EGR制御弁モデルM15においてEGR制御弁通過ガス流量 $m_{e_{gr}}$ を算出する場合、排気温度 T_e として、気筒から排出される排気ガスの温度を用いるよりも、EGR制御弁22上流の排気ガスの温度を用いたほうが、EGR制御弁通過ガス流量 $m_{e_{gr}}$ を精度良く算出することができる。

【0079】

本実施形態によれば、EGR制御弁通過ガス流量 $m_{e_{gr}}$ を算出するのに用いられる排気温度 T_e として、EGR制御弁22上流の排気ガスの温度を用いることになるので、EGR制御弁通過ガス流量 $m_{e_{gr}}$ を精度良く算出することができる。

また、上述した関数 f_2 から排気温度を算出する場合において、変数として、機関回転数 NE の代わりに、筒内充填新気流量 $m_{c_{air}}$ を用いてもよい。

30

【0080】

ところで、上述した実施形態では、定常運転時であることを前提にし、したがって、吸気管部分に流入する排気ガスの流量(以下、流入排気ガス分流量と称す)がEGR制御弁通過ガス流量に等しく、気筒内に流入する排気ガスの流量(以下、筒内流入排気ガス流量と称す)もEGR制御弁通過ガス流量に等しいとしている。

【0081】

しかしながら、過渡運転時において、例えば、EGR開度が変わり、EGR制御弁通過ガス流量が変わると、流入排気ガス分流量および筒内流入排気ガス流量は、一時的に、EGR制御弁通過ガス流量とは等しくなくなる。すなわち、これら流入排気ガス分流量および筒内流入排気ガス流量は、EGR制御弁通過ガス流量の変化に追従するものの、遅れて変化する。

40

【0082】

したがって、過渡運転時において、上述した実施形態において算出される各パラメータ値の精度を高く維持するためには、流入排気ガス分流量や筒内流入排気ガス流量がEGR制御弁通過ガス流量の変化に遅れて変化することを考慮する必要がある。

【0083】

EGR制御弁通過ガス流量が変わったときの流入排気ガス分流量を考察してみると、図15に示したように、流入排気ガス分流量 $m_{e_{gr}} - e_{gr}$ は、EGR制御弁通過ガス流量 $m_{e_{gr}}$ が変わってから一定の時間 T_d が経過するまでは変化せず、この一定の時間 T_d が経過して

50

から一次遅れを伴いつつ EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} に向かって変化する。

【0084】

ここで、一定の時間 T_d は、EGR 制御弁 22 を通過した排気ガスが吸気管部分に到達するまでに要する時間であり、EGR 制御弁 22 を通過した排気ガスの流速が速いほど、したがって、吸気管圧力が低いほど、したがって、機関回転数が大きいほど、短くなる。すなわち、一定の時間（以下、無駄時間と称す） T_d は、図 16 (A) に示したように、機関回転数の関数である。

【0085】

一方、一次遅れの時定数 τ は、EGR 制御弁 22 を通過した排気ガスの拡散のし易さを代表しており、EGR 制御弁 22 を通過した排気ガスの流速が速いほど、したがって、吸気管圧力が低いほど、したがって、機関回転数が大きいほど、小さくなる。すなわち、時定数 τ も、図 16 (B) に示したように、機関回転数の関数である。

10

【0086】

そこで、本実施形態では、無駄時間 T_{d1} を図 16 (A) に示したようなマップの形で予め ROM 34 に記憶しておき、EGR 制御弁通過ガス流量が変化したときには、機関回転数 N_E に基づいて無駄時間 T_{d1} を算出し、この無駄時間 T_{d1} が経過してから流入排気ガス分流量が EGR 制御弁通過ガス流量に向かって変化を開始するものとして、流入排気ガス分流量を算出する。

【0087】

そして、本実施形態では、時定数 τ_1 を図 16 (B) に示したようなマップの形で予め ROM 34 に記憶しておき、EGR 制御弁通過ガス流量が変化したときには、機関回転数 N_E に基づいて時定数 τ_1 を算出し、無駄時間 T_{d1} が経過してからこの時定数 τ_1 をもって EGR 制御弁通過ガス流量に向かって流入排気ガス分流量が変化するものとして、流入排気ガス分流量を算出する。

20

【0088】

こうした流入排気ガス分流量に関する無駄時間および一次遅れの考え方は、筒内流入排気ガス流量に関しても同様に当てはまる。

すなわち、筒内流入排気ガス流量に関する無駄時間 T_{d2} を図 17 (A) に示したようなマップの形で予め ROM 34 に記憶しておき、EGR 制御弁通過ガス流量が変化したときには、機関回転数 N_E に基づいて無駄時間 T_{d2} を算出し、この無駄時間 T_{d2} が経過してから筒内流入排気ガス流量が EGR 制御弁通過ガス流量に向かって変化を開始するものとして、筒内流入排気ガス流量を算出する。

30

【0089】

そして、筒内流入排気ガス流量に関する時定数 τ_2 を図 17 (B) に示したようなマップの形で予め ROM 34 に記憶しておき、EGR 制御弁通過ガス流量が変化したときには、機関回転数 N_E に基づいて時定数 τ_2 を算出し、無駄時間 T_{d2} が経過してからこの時定数 τ_2 をもって EGR 制御弁通過ガス流量に向かって筒内流入排気ガス流量が変化するものとして、筒内流入排気ガス流量を算出する。

なお、EGR 制御弁 22 から気筒までの距離は、EGR 制御弁 22 から吸気管部分までの距離よりも長いので、筒内流入排気ガス流量に関する無駄時間 T_{d2} は流入排気ガス分流量に関する無駄時間 T_{d1} よりも長い傾向にあり、筒内流入排気ガス流量に関する時定数 τ_2 は流入排気ガス分流量に関する時定数 τ_1 よりも大きい傾向にある。

40

【0090】

ところで、第 1 実施形態では、EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} を計算式、すなわち、式 (17) および (18) を利用して算出しているが、本願発明者は、こうした計算式を利用しなくとも、比較的簡便に EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} を算出する方法を考案した。したがって、式 (17) および (18) を利用する代わりに、以下に説明する方法を利用して、EGR 制御弁通過ガス流量を算出してもよい。

筒内充填ガス量 M_c は吸気弁 6 が閉弁したときの吸気管圧力 P_m の一次関数式で表されることが知られている。すなわち、理論および経験則によれば、筒内充填ガス量 M_c は吸気弁

50

6 が閉弁したときの筒内圧力に比例し、この筒内圧力は吸気弁 6 上流の混合ガス圧力、すなわち、吸気管圧力 P_m にほぼ一致する。

EGR ガスが供給されていないときには筒内に新気のみが充填されるので、このときの筒内充填新気量 M_{c-air} 、したがって、機関負荷率 KL を吸気管圧力 P_m の一次関数式で表すことができる。すなわち、機関負荷率 KL を簡単に且つ正確に求めることができる。

【0091】

ところが、EGR ガスが供給されているときには状況が全く異なり、筒内には新気だけでなく EGR ガスも充填される。このため、従来では、筒内充填新気量 M_{c-air} 、または、機関負荷率 KL を吸気管圧力 P_m の一次関数式で表すことは到底できないと考えられていたのである。

10

筒内充填 EGR ガス量 M_{c-egr} を吸気管圧力 P_m の一次関数式で表すことができるならば、筒内充填ガス量 M_c を吸気管圧力 P_m の一次関数式で表すことができ、筒内充填ガス量 M_c が筒内充填新気量 M_{c-air} と筒内充填 EGR ガス量 M_{c-egr} との和であることを考えれば、EGR ガスが供給されているときの筒内充填新気量 M_{c-air} 、または、機関負荷率 KL を吸気管圧力 P_m の一次関数式で表すことができる。

【0092】

しかしながら、従来では、筒内充填 EGR ガス量 M_{c-egr} も吸気管圧力 P_m の一次関数式で表すことができないと考えられていたのである。このことを図 12 および図 18 を参照しながら説明する。

まず、上述したように、EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} (g/sec) は式 (17) に

20

より表され、関数 (P_m / P_e) は、式 (18) により表される。ここで、計算を簡単にするために排気圧 P_e が大気圧 P_a であるとすると、式 (17) により表される EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} は図 18 のようになる。すなわち、EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} は吸気管圧力 P_m が小さいときにはほぼ一定に維持され、吸気管圧力 P_m が高くなると図 18 において NR で示されるように吸気管圧力 P_m に対し非線形性を示しながら大気圧 P_a に向けて減少する。なお、この非線形性部分 NR は式 (17) のうち P_e / T_e の部分および関数 (P_m / P_e) によるものである。

【0093】

したがって、EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} 、とりわけ非線形性部分 NR を吸気管圧力 P_m の一次関数式により表すことはできないものと考えられていたのである。もっとも、かなり多くの数の一次関数式を用いれば、EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} を吸気管圧力 P_m の一次関数式により表すことができると考えられる。しかしながら、この場合には、もはや機関負荷率 KL を簡単に求めているとは言えない。

30

【0094】

ところが、本願発明者らによれば、EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} を吸気管圧力 P_m の 2 つの一次関数式で表すことができ、したがって、筒内充填新気量 M_{c-air} 、または、機関負荷率 KL を吸気管圧力 P_m の 2 つの一次関数式で表すことができることが判明したのである。

すなわち、まず、図 19 に示されるように、排気温度 T_e は吸気管圧力 P_m の増大に対し、排気圧 P_e が増大するよりも大幅に増大し、その結果、 P_e / T_e を吸気管圧力 P_m の一次

40

【0095】

また、関数 (P_m / P_e) も吸気管圧力 P_m の一次関数式で表すことができるのである。これを図 20 を参照して説明する。排気圧 P_e が一定の大気圧 P_a に維持されるのではなく、吸気管圧力 P_m に応じて変動することを考慮すると、図 20 (A) に示されるように、吸気管圧力 P_m が P_{m1} のときの関数 (P_m / P_e) は大気圧 P_a に収束する曲線 C_a 上にあるのではなく、排気圧 P_{e1} に収束する曲線 $C1$ 上にあり、これがプロット () で表されている。同様に、 $P_m = P_{m2}$ ($> P_{m1}$) のときの (P_m / P_e) は排気圧 P_{e2} ($> P_{e1}$) に収束する曲線 $C2$ 上にあり、 $P_m = P_{m3}$ ($> P_{m2}$) のときの (P_m / P_e) は排気圧 P_{e3} ($> P_{e2}$) に収束する曲線 $C3$ 上にある。

50

【0096】

このようにして得られるプロットは、図20(B)に示されるように、直線L2で結ぶことができる。したがって、関数 (P_m / P_e) は吸気管圧力 P_m が小さいときには直線L1に相当する吸気管圧力 P_m の一次関数式により、吸気管圧力 P_m が大きいときには直線L2に相当する吸気管圧力 P_m の一次関数式により表すことができ、斯くして吸気管圧力 P_m の2つの一次関数式で表すことができることになる。すなわち、EGR制御弁通過ガス流量 $m_{e,gr}$ を吸気管圧力 P_m の2つの一次関数式で表すことができるのである。

【0097】

ここで、定常運転時には、EGR制御弁通過ガス流量 $m_{e,gr}$ (g/sec) と筒内流入EGRガス流量 $m_{c-e,gr}$ (g/sec) とが互いに等しい。また、筒内充填EGRガス量 $M_{c-e,gr}$ は、筒内流入EGRガス流量 $m_{c-e,gr}$ に、各気筒の吸気行程1回に要する時間、すなわち、内燃機関の1サイクルにかかる時間を気筒数で割った時間 T (sec) を乗算することにより得られるものである ($M_{c-e,gr} = m_{c-e,gr} \cdot T$)。そうすると、定常運転時の筒内充填EGRガス量 $M_{c-e,gr}$ を吸気管圧力 P_m の一次関数式で表すことができるということになる。

【0098】

したがって、定常運転時で且つEGRガスが供給されているときの筒内充填新気量 $M_{c-a,i}$ 、または、機関負荷率 KL を吸気管圧力 P_m の2つの一次関数式で表すことができるということになる。

【0099】

EGRガスが供給されているときの機関負荷率 KL を KL_{on} とすると、図21には、定常運転時(例えば、機関回転数 NE およびEGR開度 θ_e がそれぞれ一定に保持されているとき)の機関負荷率 KL_{on} を表す吸気管圧力 P_m の2つの一次関数式の一例が示されている。図21に示されるように、機関負荷率 KL_{on} は、勾配が互いに異なり且つ接続点 CP において連続している、吸気管圧力 P_m の2つの一次関数式により表される。すなわち、吸気管圧力 P_m が小さいときには勾配 e_1 の一次関数式によって、機関負荷率 KL_{on} が表され、吸気管圧力 P_m が高いときには勾配 e_2 の一次関数式によって、機関負荷率 KL_{on} が表される。

【0100】

ここで、2つの一次関数式の勾配をそれぞれ e_1 、 e_2 とし、接続点 CP における吸気管圧力および機関負荷率をそれぞれ d 、 r とすると、これら2つの一次関数式は次式により表すことができる。

$$KL_{on} = e_1 \cdot (P_m - d) + r \quad \dots P_m \leq d$$

$$KL_{on} = e_2 \cdot (P_m - d) + r \quad \dots P_m > d$$

これらをひとまとめにして表すと次式(26)のようになる。

$$KL_{on} = e \cdot (P_m - d) + r \quad (26)$$

$$e = e_1 \quad \dots P_m \leq d$$

$$e = e_2 \quad \dots P_m > d$$

【0101】

本実施形態では、定常運転時の機関負荷率 KL_{on} を表す吸気管圧力 P_m の2つの一次関数式が式(26)に示す形で予めROM34内に記憶されている。このようにすると、2つの一次関数式を e 、 d 、 r の3つのパラメータで表すことができる。すなわち、2つの一次関数式を表すために必要なパラメータの数を少なくすることができる。

【0102】

この式(26)の各パラメータ e 、 d 、 r は次式に基づいて算出される。

$$e_1 = e_1^* \cdot k_{tha}$$

$$e_2 = e_2^* \cdot k_{tha}$$

$$d = d^* \cdot k_{tha} \cdot k_{pa}$$

$$r = r^* \cdot k_{tha} \cdot k_{pa}$$

ここで、 e_1^* 、 e_2^* 、 d^* 、 r^* はそれぞれ、機関周囲環境状態が予め定められた基準環

境状態であるときの、勾配ならびに接続点における吸気管圧力および機関負荷率である。基準環境状態にはどのような状態を用いてもよいが、本実施形態では基準環境状態として標準状態（1気圧、25℃）が用いられている。

【0103】

一方、 $k_{t h a}$ は大気温度補正係数を、 $k_{p a}$ は大気圧補正係数をそれぞれ表している。大気温度補正係数 $k_{t h a}$ は大気温センサ44により検出される実際の大気温度に応じ、基準環境状態における各パラメータ e_1^* 、 e_2^* 、 d^* 、 r^* をそれぞれ補正するためのものであり、補正する必要がないときには1.0とされる。また、大気圧補正係数 $k_{p a}$ は大気圧センサ45により検出される実際の大気圧に応じ、基準環境状態における各パラメータ d^* 、 r^* をそれぞれ補正するためのものであり、補正する必要がないときには1.0

10

【0104】

したがって、大気温度補正係数 $k_{t h a}$ または大気圧補正係数 $k_{p a}$ が実際の機関周囲環境状態を代表する代表値であるということを見ると、実際の機関周囲環境状態を代表する代表値に基づき、基準環境状態における各パラメータ e_1^* 、 e_2^* 、 d^* 、 r^* を補正しているということになる。あるいは、実際の機関周囲環境状態を代表する代表値に基づき、基準環境状態における機関負荷率 $K L o n$ を補正しているという見方もできる。

【0105】

一方、式(17)におけるEGR制御弁22の開口断面積 A_e がEGR開度 $\theta_{e g r}$ に依存し、機関充填効率が機関回転数 $N E$ に依存することを考慮して、本実施形態では、パラメータ e_1^* （ e_1^* 、 e_2^* ）、 d^* 、 r^* をEGR開度 $\theta_{e g r}$ または機関回転数 $N E$ に応じて設定している。

20

【0106】

具体的に説明すると、勾配 e_1^* は、図22(A)に示されるように、機関回転数 $N E$ が低いときには機関回転数 $N E$ が高くなるにつれて大きくなり、機関回転数 $N E$ が高いときには機関回転数 $N E$ が高くなるにつれて小さくなり、さらに、EGR開度 $\theta_{e g r}$ が大きくなるにつれて大きくなる。また、勾配 e_2^* は、図22(B)に示されるように、機関回転数 $N E$ が低いときには機関回転数 $N E$ が高くなるにつれて大きくなり、機関回転数 $N E$ が高いときには機関回転数 $N E$ が高くなるにつれて小さくなり、さらに、EGR開度 $\theta_{e g r}$ が大きくなるにつれて大きくなる。これら勾配 e_1^* 、 e_2^* は予め実験により求められており、それぞれ機関回転数 $N E$ およびEGR開度 $\theta_{e g r}$ の関数として図22(C)および(D)に示されるマップの形で予めROM34内に記憶されている。

30

【0107】

一方、接続点CPにおける吸気管圧力 d^* は、図23に示されるように、機関回転数 $N E$ が高くなるにつれて小さくなる。接続点CPにおける吸気管圧力 d^* も予め実験により求められており、機関回転数 $N E$ の関数として図23に示されるマップの形で予めROM34内に記憶されている。

【0108】

さらに、接続点CPにおける機関負荷率 r^* は、図24(A)に示されるように、機関回転数 $N E$ が低いときには機関回転数 $N E$ が高くなるにつれて大きくなり、機関回転数 $N E$ が高いときには機関回転数 $N E$ が高くなるにつれて小さくなり、さらに、EGR開度 $\theta_{e g r}$ が大きくなるにつれて小さくなる。接続点CPにおける機関負荷率 r^* も予め実験により求められており、機関回転数 $N E$ およびEGR開度 $\theta_{e g r}$ の関数として図24(B)に示されるマップの形で予めROM34内に記憶されている。

40

【0109】

したがって、一般的に言うと、互いに異なる複数のEGR開度 $\theta_{e g r}$ に対し、定常運転時における筒内充填新気量 $M_{c-a i r}$ 、または、機関負荷率 $K L o n$ を表す吸気管圧力 P_m の2つの一次関数式がそれぞれ予め求められて記憶されているということになる。また、互いに異なる複数の機関回転数 $N E$ に対し、定常運転時における筒内充填新気量 $M_{c-a i r}$ 、または、機関負荷率 $K L o n$ を表す吸気管圧力 P_m の2つの一次関数式が予め求められて記憶

50

されているということにもなる。

【0110】

図25は一定の機関回転数NEで且つ様々なEGR開度 ϕ における、定常運転時の機関負荷率KLonを表す吸気管圧力 P_m の2つの一次関数式の一例を示している。なお、図25における破線はEGRガスが供給されていないとき、すなわち、EGR開度 ϕ がゼロのときの機関負荷率KLoffを示している。

【0111】

一方、上述したように、EGRガスが供給されていないときの機関負荷率KLoffを吸気管圧力 P_m の一次関数式で表すことができる。図26には、定常運転時機(例えば、機関回転数NEが一定に保持されているとき)の機関負荷率KLoffを表す吸気管圧力 P_m の2つの一次関数式の一例が示されている。本実施形態では、図26に示されるように、機関負荷率KLoffは、勾配が互いに異なり且つ接続点CPにおいて連続している、吸気管圧力 P_m の2つの一次関数式により表される。すなわち、吸気管圧力 P_m が小さいときには勾配 a_1 の一次関数式によって機関負荷率KLoffが表され、吸気管圧力 P_m が高いときには勾配 a_2 の一次関数式によって機関負荷率KLoffが表される。

【0112】

ここで、2つの一次関数式の勾配をそれぞれ a_1 、 a_2 とし、接続点CPにおける吸気管圧力および機関負荷率をそれぞれ d 、 c とすると、これら2つの一次関数式は次式により表すことができる。

$$KLoff = a_1 \cdot (P_m - d) + c \quad \dots P_m \leq d$$

$$KLoff = a_2 \cdot (P_m - d) + c \quad \dots P_m > d$$

これらをひとまとめにして表すと次式(27)のようになる。

$$KLoff = a \cdot (P_m - d) + c \quad (27)$$

$$a = a_1 \quad \dots P_m \leq d$$

$$a = a_2 \quad \dots P_m > d$$

【0113】

本実施形態では、定常運転時の機関負荷率KLoffを表す吸気管圧力 P_m の2つの一次関数式が式(27)に示す形で予めROM34内に記憶されている。なお、この場合の接続点CPにおける吸気管圧力 d は、上述した機関負荷率KLonについての接続点CPにおける吸気管圧力 d と同一である。したがって、パラメータの数をさらに少なくすることができる。もちろん、これら接続点CPにおける吸気管圧力を互いに異ならせることもできる。

【0114】

この式(27)の各パラメータ a 、 r は次式に基づいて算出される。

$$a_1 = a_1^* \cdot ktha$$

$$a_2 = a_2^* \cdot ktha$$

$$c = c^* \cdot ktha \cdot kpa$$

ここで、 a_1^* 、 a_2^* 、 r^* はそれぞれ、機関周囲環境状態が上述した基準環境状態すなわち標準状態であるときの、勾配および接続点における機関負荷率である。

【0115】

したがって、大気温度補正係数 $ktha$ または大気圧補正係数 kpa が実際の機関周囲環境状態を代表する代表値であるということを考えると、実際の機関周囲環境状態を代表する代表値に基づき、基準環境状態における各パラメータ a_1^* 、 a_2^* 、 c^* を補正しているということになる。あるいは、実際の機関周囲環境状態を代表する代表値に基づき、基準環境状態における機関負荷率KLoffを補正しているという見方もできる。

【0116】

一方、機関充填効率が機関回転数NEに依存することを考慮して、本実施形態では、パラメータ a^* (a_1^* 、 a_2^*)、 c^* を機関回転数NEに応じて設定している。

具体的に説明すると、勾配 a_1^* は、図27(A)に示されるように、機関回転数NEが低いときには機関回転数NEが高くなるにつれて大きくなり、機関回転数NEが高いとき

10

20

30

40

50

には機関回転数 NE が高くなるにつれて小さくなる。また、勾配 a_2^* は、図 27 (B) に示されるように、機関回転数 NE が低いときには機関回転数 NE が高くなるにつれて大きくなり、機関回転数 NE が高いときには機関回転数 NE が高くなるにつれて小さくなる。これら勾配 a_1^* 、 a_2^* は予め実験により求められており、それぞれ機関回転数 NE の関数として図 27 (A) および (B) に示されるマップの形で予め ROM 34 内に記憶されている。

【0117】

さらに、接続点 CP における機関負荷率 c^* は、図 28 に示されるように、機関回転数 NE が低いときには機関回転数 NE が高くなるにつれて大きくなり、機関回転数 NE が高いときには機関回転数 NE が高くなるにつれて小さくなる。接続点 CP における機関負荷率 c^* も予め実験により求められており、機関回転数 NE の関数として図 28 に示されるマップの形で予め ROM 34 内に記憶されている。

10

【0118】

したがって、一般的に言うと、互いに異なる複数の機関回転数 NE に対し、定常運転時における筒内充填新気量 M_{c-air} 、または、機関負荷率 $KLoff$ を表す吸気管圧力 P_m の 2 つの一次関数式が予め求められて記憶されているということになる。

そうすると、吸気管圧力 P_m を例えば圧力センサ 39 により検出すれば、この検出された吸気管圧力 P_m から上述の式 (26) または (27) を用いて機関負荷率 $KLon$ または $KLoff$ を正確に且つ簡単に求めることができ、斯くして空燃比を目標空燃比に正確に且つ簡単に一致させることができることになる。

20

【0119】

このように機関負荷率 $KLon$ 、 $KLoff$ を吸気管圧力 P_m の一次関数式で表せるということは、機関負荷率 $KLon$ 、 $KLoff$ と吸気管圧力 P_m との関係を表すマップを作成する必要がないことを意味しており、したがってまずマップの作成労力がなくされる。また、複雑な例えば微分方程式などを解く必要がないということも意味しており、したがって CPU 34 の計算負荷が軽減されることにもなる。

【0120】

ところで、式 (25) を参照すれば分かるように、機関負荷率 KL は、筒内充填新気量 M_{c-air} を表しているとも言える。ここで、EGR ガスが供給されていないときには、筒内に新気のみが充填されることを考えると、EGR ガスが供給されていないときの機関負荷率 $KLoff$ は、このとき筒内に充填されるガスの総量、すなわち、筒内充填ガス量 M_c を表していると考えることができる。

30

ここで、EGR ガスが供給されているときと供給されていないときとで筒内充填ガス量 M_c が変わらないと考えると、EGR ガスが供給されていないときの機関負荷率 $KLoff$ は、EGR ガスが供給されているときの筒内充填ガス量 M_c だけでなく、EGR ガスが供給されているときの筒内充填ガス量 M_c をも表しているということになる。

【0121】

一方、定常運転時で且つ EGR ガスが供給されているときの筒内充填新気量 M_{c-air} が機関負荷率 $KLon$ によって表されることは上述したとおりである。

したがって、EGR ガスが供給されていないときの機関負荷率 KL から、EGR ガスが供給されているときの機関負荷率 $KLon$ を差し引いた結果 $KL (= KLoff - KLon)$ は、定常運転時における筒内充填 EGR ガス量 M_{c-egr} を表しているということになる。

40

【0122】

具体的に説明すると、例えば、図 29 に示されるように、 $P_m = P_{m1}$ のときに $KLoff = KLoff1$ であって且つ $KLon = KLon1$ である場合には、定常運転時における筒内充填 EGR ガス量 M_{c-egr} は $KL (= KLoff1 - KLon1)$ で表される。

【0123】

したがって、定常運転時における筒内充填 EGR ガス量 M_{c-egr} は次式 (28) に基づいて算出できることになる。

50

$$M_{c-egr} = k_{egr1} \cdot KL \quad (28)$$

ここで、 k_{egr1} は機関負荷率 KL から筒内充填 EGR ガス量 M_{c-egr} への変換係数を、 KL_{off} 、 KL_{on} は、それぞれ、上記式(26)、(27)からそれぞれ算出される機関負荷率を表している。

【0124】

したがって、吸気管圧力 P_m を上述した計算式によって算出し、あるいは、圧力センサによって検出すれば、この吸気管圧力 P_m から上述の式(28)を用いて定常運転時における筒内充填 EGR ガス量 M_{c-egr} を正確に且つ簡単に求めることができることになる。

【0125】

ところで、上述したように、定常運転時には EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} と筒内吸入 EGR ガス量 m_{c-egr} とが互いに等しく、筒内充填 EGR ガス量 M_{c-egr} は筒内吸入 EGR ガス量 m_{c-egr} と $T(sec)$ との積で表される($M_{c-egr} = m_{c-egr} \cdot T$)。したがって、上述した差 KL は定常運転時における EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} も表しているということになる。

本実施形態では、次式(29)に基づいて定常運転時における EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} が算出される。

$$m_{egr} = k_{egr2} \cdot KL \quad (29)$$

ここで、 k_{egr2} は機関負荷率 KL から EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} への変換係数を表し、 KL_{off} 、 KL_{on} は、それぞれ、上記式(26)、(27)からそれぞれ算出される機関負荷率を表している。

【0126】

これまで説明してきたように、上述の式(29)を用いて定常運転時における EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} が算出される。しかしながら、この式(29)を用いて過渡運転時における EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} を算出することもできる。

すなわち、 EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} は EGR 制御弁22前後の圧力差、すなわち、排気圧 P_e と吸気管圧力 P_m との差に大きく依存し、過渡運転時における EGR 制御弁22上流の排気圧 P_e および排気温度 T_e が定常運転時における排気圧 P_e および排気温度 T_e とそれほど変わらないと考えれば、定常運転時であろうと過渡運転時であろうと、吸気管圧力 P_m が決まれば EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} が決まるのである。

【0127】

したがって、上述の式(29)を用いて吸気管圧力 P_m から定常運転時および過渡運転時における EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} を正確に且つ簡単に求めることができることになる。この場合、定常運転時における筒内充填 EGR ガス量 M_{c-egr} は定常運転時における EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} から算出することもできるし、上述の式(28)を用いて差 KL から算出することもできる。

【0128】

図30は上述した本実施形態における EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} の算出ルーチンを示している。このルーチンは予め定められた設定時間毎の割り込みによって実行される。

【0129】

図30を参照すると、まずステップ100では吸気管圧力 P_m 、機関回転数 NE 、および EGR 開度 θ が読み込まれる。続くステップ101では、大気温度補正係数 k_{tha} および大気圧補正係数 k_{pa} が算出される。続くステップ102では、図23、図24(B)、および図28のマップから、基準環境状態のもとでの接続点 CP における吸気管圧力 d^* および機関負荷率 c^* 、 r^* が算出される。続くステップ103では、 k_{tha} 、 k_{pa} により d^* 、 c^* 、 r^* を補正することにより、パラメータ d 、 c 、 r が算出される。続くステップ104では、検出された吸気管圧力 P_m が接続点における吸気管圧力 d 以下か否かが判別される。 $P_m < d$ のときには次いでステップ105に進み、図22(C)および図27(A)のマップから $a1^*$ 、 $e1^*$ が算出される。続くステップ106では、勾配 a^* 、 e^* がそれぞれ $a1^*$ 、 $e1^*$ とされる。次いでステップ109に進む。これに対し、 $P_m > d$ のときには次いでステップ107に進み、図22(D)および図27(B)

のマップから a_2^* , e_2^* が算出される。続くステップ 108 では、勾配 a^* , e^* がそれぞれ a_2^* , e_2^* とされる。次いでステップ 109 に進む。

【0130】

ステップ 109 では、 k_{tha} , k_{pa} により a^* , e^* を補正することにより、パラメータ a , e が算出される。続くステップ 110 では、式 (27) に基づいて機関負荷率 K_{Loff} が算出される ($K_{Loff} = a \cdot (P_m - d) + c$)。続くステップ 111 では、式 (26) に基づいて機関負荷率 K_{Lon} が算出される ($K_{Lon} = e \cdot (P_m - d) + r$)。続くステップ 112 では差 KL が算出される ($KL = K_{Loff} - K_{Lon}$)。続くステップ 113 では、式 (28) に基づいて EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} が算出される ($m_{egr} = k_{egr2} \cdot KL$)。

10

【0131】

上述の実施形態では、機関負荷率 K_{Loff} , K_{Lon} を、それぞれ、2つの一次関数式により表している。しかしながら、機関負荷率 K_{Loff} , K_{Lon} を、それぞれ、 n 個の m 次関数式により表すこともできる ($n, m = 1, 2 \dots$)。

【0132】

したがって、上述の実施形態では、定常運転時で且つ EGR ガスが供給されていないときの筒内充填新気量または機関負荷率 K_{Loff} を吸気管圧力 P_m の関数式である第 1 の関数式により表すと共に第 1 の関数式を予め求めて記憶しておき、定常運転時で且つ EGR ガスが供給されているときの筒内充填新気量または機関負荷率 K_{Lon} を吸気管圧力 P_m の関数式である第 2 の関数式により表すと共に第 2 の関数式を予め求めて記憶しておき、前記求められた吸気管圧力 P_m から前記第 1 および第 2 の関数式を用いてそれぞれ筒内充填新気量または機関負荷率 K_{Loff} , K_{Lon} を算出し、これら算出された筒内充填新気量または機関負荷率 K_{Loff} , K_{Lon} の差 KL を算出し、EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} を差 KL に基づいて算出しているということになる。

20

【0133】

さらに一般的に言うと、定常運転時で且つ EGR ガスが供給されていないときの筒内充填新気量または機関負荷率 K_{Loff} と、定常運転時で且つ EGR ガスが供給されているときの筒内充填新気量または機関負荷率 K_{Lon} との差 KL を吸気管圧力 P_m の関数式により表すと共に、関数式を予め求めて記憶しておき、吸気管圧力 P_m を求め、求められた吸気管圧力 P_m から前記関数式を用いて前記差 KL を算出し、定常運転時および過渡運転時における EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} ならびに定常運転時における筒内充填 EGR ガス量 M_{c-egr} を、この差 KL に基づいて算出しているということになる。

30

【0134】

次に、本発明の別の実施形態を説明する。

上述した差 KL は K_{Loff} および K_{Lon} をそれぞれ表す式 (27) , (26) を用いて次式のように表すことができる。

$$KL = K_{Loff} - K_{Lon} \\ = (a - e) \cdot (P_m - d) + (c - r) \quad (30)$$

ここで、 $(a - e) = h$, $(c - r) = i$ と置き換えると、式 (30) は次のようになる。

40

$$KL = h \cdot (P_m - d) + i \quad (31)$$

$$h = h_1 \quad \dots P_m \leq d$$

$$h = h_2 \quad \dots P_m > d$$

【0135】

したがって、差 KL は、図 31 に示されるように、勾配が互いに異なり且つ接続点 CP において連続している、吸気管圧力 P_m の 2 つの一次関数式により表されることになる。すなわち、吸気管圧力 P_m が小さいときには勾配 h_1 の一次関数式により、吸気管圧力 P_m が大きいときには勾配 h_2 の一次関数式により、差 KL が表される。

【0136】

本実施形態では、差 KL を表す吸気管圧力 P_m の 2 つの一次関数式が式 (31) に示す

50

形で予めROM34内に記憶されている。このようにすると、パラメータの数をさらに少なくすることができる。

この式(31)の各パラメータ h 、 d 、 i は次式に基づいて算出される。

$$h_1 = h_1^* \cdot k_{t h a}$$

$$h_2 = h_2^* \cdot k_{t h a}$$

$$i = i^* \cdot k_{t h a} \cdot k_{p a}$$

ここで、 h_1^* 、 h_2^* 、 i^* はそれぞれ、機関周囲環境状態が基準環境状態であるときの、勾配および接続点CPにおける差である。これら h_1^* 、 h_2^* 、 i^* は予め実験により求められており、それぞれ機関回転数NEおよびEGR開度 ϕ の関数として図32(A)、(B)、(C)に示されるマップの形で予めROM34内に記憶されている。なお、パラメータ d は上述の実施形態と同様であるので説明を省略する。

【0137】

したがって、一般的に言うと、互いに異なる複数のEGR開度 ϕ に対し、差 KL を表す吸気管圧力 P_m の2つの一次関数式がそれぞれ予め求められて記憶されているということになる。また、互いに異なる複数の機関回転数NEに対し、差 KL を表す吸気管圧力 P_m の2つの一次関数式が予め求められて記憶されているということにもなる。

【0138】

図33は上述した本発明の別の実施形態におけるEGR制御弁通過ガス流量 $m_{e g r}$ の算出ルーチンを示している。このルーチンは予め定められた設定時間毎の割り込みによって実行される。

【0139】

図33を参照すると、まずステップ120では吸気管圧力 P_m 、機関回転数NE、およびEGR開度 ϕ が読み込まれる。続くステップ121では、大気温度補正係数 $k_{t h a}$ および大気圧補正係数 $k_{p a}$ が算出される。続くステップ122では、図23および図32(C)のマップから、基準環境状態のもとでの接続点CPにおける吸気管圧力 d^* および差 i^* が算出される。続くステップ123では、 $k_{t h a}$ 、 $k_{p a}$ により d^* 、 i^* を補正することにより、パラメータ d 、 i が算出される。続くステップ124では、検出された吸気管圧力 P_m が接続点における吸気管圧力 d 以下か否かが判別される。 $P_m < d$ のときには次いでステップ125に進み、図32(A)のマップから h_1^* が算出される。続くステップ126では、勾配 h^* が h_1^* とされる。次いでステップ129に進む。これに対し、 $P_m > d$ のときには次いでステップ127に進み、図32(B)のマップから h_2^* が算出される。続くステップ128では、勾配 h^* が h_2^* とされる。次いでステップ129に進む。

【0140】

ステップ129では、 $k_{t h a}$ 、 $k_{p a}$ により h^* を補正することにより、パラメータ h が算出される。続くステップ130では、式(31)に基づいて差 KL が算出される($KL = h \cdot (P_m - d) + i$)。続くステップ131では、式(29)に基づいてEGR制御弁通過ガス流量 $m_{e g r}$ が算出される($m_{e g r} = k_{e g r 2} \cdot KL$)。

【0141】

ここで、EGR開度 ϕ について簡単に説明する。上述したように、EGR開度はEGR制御弁22のステップモータのステップ数STPで表され、すなわち、ステップ数STPがゼロになるとEGR制御弁22は閉弁し、ステップ数STPが大きくなるとEGR開度も大きくなる。

【0142】

ところが、実際には、図34に示されるようにステップ数STPがゼロから大きくなっても、EGR制御弁22は直ちに開弁せず、ステップ数STPがSTP1を越えるとようやくEGR制御弁22が開弁する。このため、ステップ数STPからSTP1だけ減算した結果(STP - STP1)でもって、EGR開度 ϕ を表す必要がある。

【0143】

また、EGR制御弁22には通常、製造誤差が含まれているので、ステップ数STPに対

10

20

30

40

50

する実際の EGR 開度 θ_e が正規の開度からずれている恐れがある。そこで、図 1 に示される内燃機関では、実際の EGR 開度を正規の開度に一致させるための補正係数 k_g を求め、この補正係数 k_g をステップ数 STP に加算するようにしている。

【0144】

したがって、EGR 開度 θ_e は次式に基づいて表されることになる。

$$\theta_e = STP - STP_0 + k_g$$

ここで、 STP_0 は図面公差中央品において EGR 制御弁 22 が開弁し始めるステップ数である。本実施形態では、このようにして算出される EGR 開度 θ_e をマップの引数として用いている。

【0145】

ところで、上述のように算出される EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} または定常運転時における筒内充填 EGR ガス量 M_{c-egr} を、排気温度 T_e を考慮してさらに補正することもできる。

EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} を補正する場合について説明すると、この場合の EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} は例えば次式で表される。

$$m_{egr} = m_{egr} \cdot k_{wu} \cdot k_{rtd} \cdot k_{inc}$$

ここで、 k_{wu} は暖機時補正係数を、 k_{rtd} は遅角時補正係数を、 k_{inc} は増量時補正係数を、それぞれ表している。

【0146】

暖機時補正係数 k_{wu} は機関暖機運転時における EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} を補正するためのものである。すなわち、暖機運転時には暖機運転完了後に比べて排気温度 T_e が低くなっており、その分だけ EGR 制御弁通過ガス流量 $m_{egr} (g/sec)$ が多くなる。上記式 (26)、(27) または式 (31) を用いて算出される EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} は暖機運転完了後における EGR 制御弁通過ガス流量であるので、これを補正する必要があるのである。

【0147】

暖機時補正係数 k_{wu} は、図 35 (A) に示されるように、暖機の程度を表す機関冷却水温 THW が高くなるにつれて小さくなり、暖機完了を表す温度 TWU 以上になると 1.0 に保持される。この暖機時補正係数 k_{wu} は図 35 (A) に示されるマップの形で予め ROM 34 内に記憶されている。

一方、遅角時補正係数 k_{rtd} は点火時期の遅角補正時における EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} を補正するためのものである。すなわち、遅角補正時には遅角補正が行われなときに比べて排気温度 T_e が高くなっており、その分だけ EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} が少なくなる。

【0148】

遅角時補正係数 k_{rtd} は、図 35 (B) に示されるように、遅角量 RTD がゼロのときに 1.0 であり、遅角量 RTD が大きくなるにつれて小さくなる。この遅角時補正係数 k_{rtd} は図 35 (B) に示されるマップの形で予め ROM 34 内に記憶されている。

【0149】

さらに、増量時補正係数 k_{inc} は燃料噴射量の増量補正時における EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} を補正するためのものである。すなわち、増量補正時には増量補正が行われなときに比べて排気温度 T_e が低くなっており、その分だけ EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} が多くなる。

【0150】

増量時補正係数 k_{inc} は、図 35 (C) に示されるように、増量補正分 $Finc$ がゼロのときに 1.0 であり、増量補正分 $Finc$ が大きくなるにつれて大きくなる。この増量時補正係数 k_{inc} は図 35 (C) に示されるマップの形で予め ROM 34 内に記憶されている。

このようにすると、EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} をさらに高精度で求めることができる。

10

20

30

40

50

【0151】

なお、点火時期遅角補正または燃料増量補正が行われないうきの排気温度 T_e を機関運転状態（例えば、機関回転数 NE および要求負荷 L ）の関数として予め求めておき、実際の排気温度 T_e を検出または推定し、遅角補正または燃料増量補正が行われないうきの排気温度 T_e と実際の排気温度 T_e との差に基づいて EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} を補正するようにしてもよい。定常運転時における筒内充填 EGR ガス量 M_{c-egr} も同様であるので、説明を省略する。

【0152】

図1に示される内燃機関では上述したように、 EGR 制御弁22下流の EGR 通路21が分岐されて各気筒の吸気枝管12にそれぞれ接続されている。この構成において、各気筒に供給される EGR ガスの量にばらつきが生ずるのを抑制するために、図36に示されるように、 EGR 制御弁22下流の各 EGR 通路21内に絞り23を設けることができる。この場合、まず、定常運転時であれば、絞り23を通過する EGR ガスの流量である絞り通過ガス流量 m_{chk} (g/sec)は EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} に一致する。したがって、これまでの説明からわかるように、定常運転時における絞り通過ガス流量 m_{chk} を差 KL に基づいて算出することができるということになる。なお、絞り通過ガス流量 m_{chk} は吸気管部分に流入する EGR ガスの流量を表している。

【0153】

一方、過渡運転時には、絞り通過ガス流量 m_{chk} は EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} に必ずしも一致しない。しかしながら、 EGR 制御弁22から絞り23までの EGR 通路21内の容積が比較的小さい場合には、 m_{chk} は m_{egr} に概ね一致する。したがって、 EGR 制御弁22から絞り23までの EGR 通路21内の容積が比較的小さい場合には、定常運転時であろうと過渡運転時であろうと、絞り通過ガス流量 m_{chk} を差 KL に基づいて算出できるということになる。

【0154】

これまで述べてきた本実施形態では、例えば、計算モデルを用いて推定された吸気管圧力 P_m 、あるいは、圧力センサ39により検出された吸気管圧力 P_m から機関負荷率 KL_{on} 、 KL_{off} または差 KL を算出するようにしている。しかしながら、例えば、スロットル開度、またはスロットル弁17上流の吸気ダクト14内に配置されたエアフローメータの出力に基づき吸気管圧力 P_m を推定し、この推定された吸気管圧力 P_m から機関負荷率 KL を算出することもできる。ここで、スロットル開度に基づいて吸気管圧力 P_m を推定する場合には、吸気管圧力 P_m を、スロットル開度 t と、機関回転数 NE と、 EGR 開度 e との関数として予め求められ、これがマップの形で記憶される。

【0155】

一方、エアフローメータの出力に基づいて吸気管圧力 P_m を推定する場合、エアフローメータの検出精度などのために、推定された吸気管圧力 P_m が、吸気管圧力 P_m がとりうる最高圧 P_{mmax} を越える恐れがある。ところが、 $P_m > P_{mmax}$ の領域では、図37(B)に示されるように、上述の式(26)で表される機関負荷率 KL_{on} が式(27)で表される機関負荷率 KL_{off} よりも大きくなっている場合があり、この場合には、差 KL が負値になる。すなわち、推定された吸気管圧力 P_m が最高圧 P_{mmax} を越えると、差 KL を正確に算出できなくなる恐れがある。

【0156】

そこで、図37(A)に示されるように、 $P_m > P_{mmax}$ の領域では、差 KL を一定値 KL_C に保持すれば、このような不具合をなくすることができる。すなわち、推定された吸気管圧力 P_m が最高圧 P_{mmax} を越えたときに、差 KL を正確に算出し続けることができるのである。

【0157】

ところで、 EGR 制御弁22が閉弁されていると、 EGR 制御弁22下流の EGR 通路21には、空気（新気）が充満している。したがって、 EGR 制御弁22が開弁された直後においては、 EGR 通路21から吸気管部分には、排気ガスの代わりに新気が流入し、そ

10

20

30

40

50

の後、新気と排気ガスの混合ガスが流入するようになり、暫くの間、この混合ガスが EGR 通路 21 から吸気管部分に流入することになる。

【0158】

そして、新気と排気ガスとは、その温度が異なるので、EGR 通路 21 から吸気管部分に新気が流入することは、特に、エネルギー保存則上成立する関係に影響を与えられられる。

ところが、上述した実施形態では、このように、EGR 通路 21 から吸気管部分に新気が流入することがあることを考慮していない。

そこで、上述の実施形態において、このことを考慮し、吸気管部分に流入する空気および排気ガスと吸気管部分から気筒へと流出する空気および排気ガスとの間にエネルギー保存則上成立する関係式として、次式(32)を採用してもよい。 10

【数46】

$$\frac{dP_m}{dt} = \kappa \cdot \frac{R}{V} \cdot (m_i \cdot T_a + m_{egr-air} \cdot T_a + m_{egr-egr} \cdot T_e - m_{c-air} \cdot T_m - m_{c-egr} \cdot T_e) \quad \dots (32)$$

式(32)において、EGR制御弁通過ガス流量 m_{egr} がEGR通路21から吸気管部分に流入するガスの流量であるとしたときに、 $m_{egr-egr}$ はEGR通路21から吸気管部分に流入するガスのうち排気ガスの分の流量(流入排気ガス分流量)であり、 $m_{egr-air}$ はEGR通路21から吸気管部分に流入するガスのうち空気(新気)の分の流量(以下、流入新気分流量と称す)である。 20

【0159】

また、式(32)において、 m_{c-egr} は気筒内に流入する排気ガスの流量(筒内流入排気ガス流量)であり、 m_{c-air} は気筒内に流入する空気(新気)の流量(以下、筒内流入新気流量と称す)である。

ここで、流入排気ガス分流量 $m_{egr-egr}$ および流入新気分流量 $m_{egr-air}$ の算出方法について説明する。

【0160】

EGR制御弁22が開弁されたときに、EGR通路21から吸気管部分に流入するガスの流量は、EGR制御弁通過ガス流量に等しい。そして、上述したように、流入排気ガス分流量 $m_{egr-egr}$ は、一定の時間(無駄時間)が経過してから多くなり始め、その後、一次遅れをもって徐々に多くなる。したがって、流入新気分流量 $m_{egr-air}$ は、次式(33)から求まる。 30

【数47】

$$m_{egr-air} = m_{egr} - m_{egr-egr} \quad \dots (33)$$

ここで、EGR制御弁通過ガス流量 m_{egr} は、上述した実施形態で説明したようにして求まる。したがって、流入排気ガス分の流量 $m_{egr-egr}$ が求めれば、流入新気分流量 $m_{egr-air}$ も求まることになる。 40

【0161】

流入排気ガス分流量 $m_{egr-egr}$ は、上述したように、マップの形でROM34に記憶されている図16(A)および(B)に示したような関数から無駄時間 T_{d1} および時定数1を算出し、無駄時間 T_{d1} が経過してからEGR制御弁通過ガス流量に向かって変化を開始し、その後、時定数1をもってEGR制御弁通過ガス流量に向かって変化するものとして、算出される。

【0162】

一方、筒内流入排気ガス流量 m_{c-egr} および筒内流入新気流量 m_{c-air} も同様にして求められる。

すなわち、筒内流入排気ガス流量 m_{c-egr} は、一定の時間（無駄時間）が経過してから多くなり始め、その後、一次遅れをもって徐々に多くなる。したがって、筒内流入排気ガス流量 m_{c-air} は、次式（34）から求まる。

【数48】

$$m_{c-air} = m_c - m_{c-egr} \quad \dots (34)$$

この式から分かるように、筒内流入排気ガス流量 m_{c-egr} が求めれば、筒内流入新気流量 m_{c-air} も求まることになる。

【0163】

筒内流入排気ガス流量 m_{c-egr} は、上述したように、マップの形で ROM 34 に記憶されている図 17（A）および（B）に示したような関数から無駄時間 T_{d2} および時定数 τ_2 を算出し、無駄時間 T_{d2} が経過してから EGR 制御弁通過ガス流量に向かって変化を開始し、その後、時定数 τ_2 でもって EGR 制御弁通過ガス流量に向かって変化するものとして、算出される。

このように、本実施形態によれば、EGR 通路 21 から吸気管部分に流入する新気をも考慮しているので、算出される値の精度が良くなる。

【0164】

ところで、EGR 通路 21 が吸気管部分に接続されている部位から吸気弁までの距離は、EGR 制御弁 22 から上記部位までの距離よりも非常に短い場合には、次式（35）が成り立つ。

【数49】

$$m_{egr-egr} \cong m_{c-egr} \quad \dots (35)$$

すなわち、気筒内に流入する排気ガスの流量 m_{c-egr} は、EGR 通路 21 から吸気管部分に流入する排気ガス（流入排気ガス分）の流量 $m_{egr-egr}$ にほぼ等しい。

【0165】

したがって、この場合、上記式（32）は次式（36）のように書き直せる。

【数50】

$$\frac{dP_m}{dt} = \kappa \cdot \frac{R}{V} \cdot (m_t \cdot T_a + m_{egr-air} \cdot T_a - m_{c-air} \cdot T_m) \quad \dots (36)$$

そこで、上述の実施形態において、吸気管部分に流入する空気および排気ガスと吸気管部分から気筒へと流出する空気および排気ガスとの間にエネルギー保存則上成立する関係式として、上記式（36）を採用してもよい。

ここで、EGR 通路 21 から吸気管部分に流入する新気の流量（流入新気分流量） $m_{egr-air}$ は、流入排気ガス分流量 $m_{egr-egr}$ が求めれば、上記式（33）から求まる。

【0166】

また、気筒内に流入する新気の流量（筒内流入新気流量） m_{c-air} は、筒内流入排気ガス流量 m_{c-egr} が求めれば、上記式（34）から求まる。

もちろん、EGR 制御弁通過ガス流量 m_{egr} が変化したときに、これら流入排気ガス分流量 $m_{egr-egr}$ および筒内流入排気ガス流量 m_{c-egr} を算出する場合には、上述したように、無駄時間や一次遅れが考慮される。

10

20

30

40

50

このように、式(36)に入力すべきパラメータとして、排気温度 T_e が含まれていないので、式(36)を採用した場合には、排気温度 T_e を求める必要がない。

【0167】

ところで、上記式(36)は、次式(37)のように書き直せる。

【数51】

$$\begin{aligned} \frac{dP_m}{dt} &= \kappa \cdot \frac{R}{V} \cdot (m_i \cdot T_a + m_{egr-air} \cdot T_a + m_{egr-egr} \cdot T_a - m_{c-air} \cdot T_m - m_{egr-egr} \cdot T_a) \\ &= \kappa \cdot \frac{R}{V} \cdot (m_i \cdot T_a + m_{egr} \cdot T_a - m_{c-air} \cdot T_m - m_{egr-egr} \cdot T_a) \end{aligned} \quad \dots (37)$$

10

ここで、上記式(33)の関係から、上記式(37)は、さらに、次式(38)のように書き直せる。

【数52】

$$\frac{dP_m}{dt} = \kappa \cdot \frac{R}{V} \cdot (m_i \cdot T_a + m_{egr} \cdot T_a - m_{c-air} \cdot T_m - m_{c-egr} \cdot T_a) \quad \dots (38)$$

20

さらに、式(38)は、次式(39)のように書き直せる。

【数53】

$$\begin{aligned} \frac{dP_m}{dt} &= \kappa \cdot \frac{R}{V} \cdot (m_i \cdot T_a + m_{egr} \cdot T_a - m_{c-air} \cdot T_m - m_{c-egr} \cdot T_m + m_{c-egr} \cdot T_m - m_{c-egr} \cdot T_a) \\ &= \kappa \cdot \frac{R}{V} \cdot \left\{ m_i \cdot T_a + m_{egr} \cdot T_a - m_c \cdot T_m - m_{c-egr} \cdot T_m \cdot \left(1 - \frac{T_a}{T_m} \right) \right\} \end{aligned} \quad \dots (39)$$

30

ここで、機関運転状態が定常状態である場合には、吸気管温度 T_m は大気温度 T_a にほぼ等しくなる($T_m = T_a$)ので、式(39)の右辺の最後の項

【数54】

$$m_{c-egr} \cdot T_m \cdot \left(1 - \frac{T_a}{T_m} \right)$$

は零となる。

40

【0168】

一方、機関運転状態が過渡状態である場合には、吸気管温度 T_m は大気温度 T_a とは異なり、吸気管負圧 P_m の変化が大きいくほど、これら温度間の差は大きくなる。ところが、EGR制御弁通過ガス流量 m_{egr} が多ければ、このときには、気筒内における燃焼を促進するために吸気管圧力 P_m が高く保たれるし、逆に、EGR制御弁通過ガス流量 m_{egr} が少ないとしても、このときには、吸気管温度 T_m と大気温度 T_a との間の差が大きいくとしても、これの影響は小さい。

【0169】

したがって、機関運転状態が過渡状態である場合にも、式(39)の右辺の最後の項

【数55】

50

$$m_{c-egr} \cdot T_m \cdot \left(1 - \frac{T_a}{T_m}\right)$$

は零に近似することができる。

以上を総合すると、式(39)は次式(40)のように近似できる。

【数56】

$$\frac{dP_m}{dt} = \kappa \cdot \frac{R}{V} \cdot (m_i \cdot T_a + m_{egr} \cdot T_a - m_c \cdot T_m) \quad \cdots (40)$$

10

【0170】

そこで、上述の実施形態において、吸気管部分に流入する空気および排気ガスと吸気管部分から気筒へと流出する空気および排気ガスとの間にエネルギー保存則上成立する関係式として、上記式(40)を採用してもよい。

これによれば、流入排気ガス分流量、筒内流入排気ガス流量、流入新気分流量、筒内流入新気流量を考慮する必要がない。

【0171】

ところで、吸気管部分に流入する排気ガスの流量(流入排気ガス分流量)がEGR制御弁通過ガス流量に等しく、しかも、筒内に流入する排気ガスの流量(筒内流入排気ガス流量)が流入排気ガス分流量に等しいとすると、上記式(15)は次式(41)に書き換えられ、上記式(16)は次式(42)に書き換えられる。

【数57】

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{P_m}{T_m} \right) = \frac{R}{V} \cdot (m_i - m_{c-air}) \quad \cdots (41)$$

20

30

$$\frac{dP_m}{dt} = \kappa \cdot \frac{R}{V} \cdot (m_i \cdot T_a + m_{egr} \cdot T_k - m_{c-air} \cdot T_m - m_{c-egr} \cdot T_k) \quad \cdots (42)$$

ここで、 T_k は、EGR通路21から吸気管部分に流入する排気ガスまたは空気またはこれらの混合ガスの温度である。

【0172】

さらに、式(42)は、次式(43)のように書き換えられる。

【数58】

$$\frac{dP_m}{dt} = \kappa \cdot \frac{R}{V} \cdot \{m_i \cdot T_a - (m_c - m_{egr}) \cdot T_m\} = \kappa \cdot \frac{R}{V} \cdot (m_i \cdot T_a - m_{c-air} \cdot T_m) \quad \cdots (43)$$

40

したがって、上述した条件、すなわち、流入排気ガス分流量がEGR制御弁通過ガス流量に等しく、しかも、筒内流入排気ガス流量が流入排気ガス分流量に等しいという条件が成立するか、もしくは、この条件が許容されるのであれば、吸気管部分に流入する空気および排気ガスと吸気管部分から気筒へと流出する空気および排気ガスとの間に質量保存則およびエネルギー保存則上成立する関係式として、上記式(41)および(43)を採用してもよい。

50

【 0 1 7 3 】

これによれば、EGR制御弁通過ガス流量 m_{egr} を求める必要がない。
 なお、式(41)および(43)において、筒内流入新気流量 m_{c-air} は、上記式(26)または(27)から求まる機関負荷率 KL から算出される。詳細には、上記式(26)または(27)から機関負荷率 KL が算出され、この機関負荷率 KL を式(25)に入力し、この式を解くことによって、筒内流入新気量 M_{c-air} が算出され、最後に、この筒内流入新気量 M_{c-air} を内燃機関の1サイクルにかかる時間を気筒数で割った時間で割ることによって、筒内流入新気流量 m_{c-air} が算出される。

【 0 1 7 4 】

ところで、上述の実施形態において、スロットル弁通過空気流量 m_t は、式(1)の式を利用して算出される。この式(1)では、関数 $\Phi(P_m/P_a)$ を利用するが、スロットル弁18の形状が複雑であったり、スロットル弁18を通過した空気に脈動が生じたりすることを考えると、関数 Φ の算出精度が低下し、したがって、この関数 Φ を利用して算出されるスロットル弁通過空気流量 m_t の算出精度も低下することもありえる。

【 0 1 7 5 】

そこで、こうした関数 $\Phi(P_m/P_a)$ の算出誤差を排除できるスロットル弁通過空気流量算出方法として、次式(44)を利用してスロットル弁通過空気流量 m_t を算出する方法を採用することもできる。

【 数 5 9 】

$$m_t = \left\{ e \cdot (P_{m-egr} - d) + r \right\} \cdot \frac{\Phi\left(\frac{P_m}{P_a}\right)}{\Phi\left(\frac{P_{m-egr}}{P_a}\right)} \quad \dots (44)$$

ここで、 P_{m-egr} は最終的に収束するであろう吸気管圧力であり、機関回転数 NE 、スロットル開度 t 、および、EGR開度 e に基づいて定められる $(P_{m-egr} = f_1(NE, t, e))$ 。

また、 e 、 d および r は適合パラメータであり、これら適合パラメータについての詳細は後述する。

また、 $\Phi(P_m/P_a)$ は式(2)の関数であり、 $\Phi(P_{m-egr}/P_a)$ はこの関数 $\Phi(P_m/P_a)$ において変数 P_m/P_a を P_{m-egr}/P_a に代えた関数である。

【 0 1 7 6 】

次に、上記式(44)の導出過程について説明する。
 定常運転時におけるスロットル弁通過空気流量を m_{t-TA} で表すとすると、このスロットル弁通過空気流量 m_{t-TA} を求める式は次式(45)のように表せる。

【 数 6 0 】

$$m_{t-TA} = \mu_t(\theta_t) \cdot A_t(\theta_t) \cdot \frac{P_a}{\sqrt{R \cdot T_a}} \cdot \Phi\left(\frac{P_{m-egr}}{P_a}\right) \quad \dots (45)$$

そして、式(1)の各辺を式(45)の各辺で除算して整理すると、次式(46)が導き出される。

【 数 6 1 】

10

20

30

40

$$m_t = m_{t-TA} \cdot \frac{\Phi\left(\frac{P_m}{P_a}\right)}{\Phi\left(\frac{P_{m-egr}}{P_a}\right)} \quad \dots (46)$$

【0177】

一方、上述したように、筒内流入空気流量 m_{c-air} は、筒内流入空気量 M_{c-air} に比例し、そして、この筒内流入空気量 M_{c-air} は機関負荷率 KL に比例し、この機関負荷率 KL は上述の式(26)から求まるので、定常運転時で且つ EGR ガスが供給されているときの筒内流入空気流量 m_{c-air} は、次式(47)のように表せる

$$m_{c-air} = f \cdot (P_m - d) + g \quad \dots (47)$$

$$f = f_1 \quad \dots P_m < d$$

$$f = f_2 \quad \dots P_m > d$$

【0178】

ここで、 f は機関回転数 NE と EGR 開度 θ_e に基づいて定まる適合パラメータ ($f = f_2(NE, \theta_e)$) であり、 d は機関回転数 NE に基づいて定まる適合パラメータ ($d = f_3(NE)$) であり、 g は機関回転数 NE と EGR 開度 θ_e に基づいて定まる適合パラメータ ($g = f_4(NE, \theta_e)$) である。別の言い方をすれば、 f 、 d および g は、それぞれ、機関運転状態を表すパラメータを変数とした係数であると言える。

【0179】

ここで、定常運転時においては、筒内流入空気流量 m_{c-air} はスロットル弁通過空気流量 m_{t-TA} と等しく、吸気管圧力 P_m は過渡運転時において最終的に収束するであろう吸気管圧力 P_{m-egr} と等しくなるので、式(47)から次式(48)が導き出される。

$$m_{t-TA} = f \cdot (P_{m-egr} - d) + g \quad \dots (48)$$

$$f = f_1 \quad \dots P_{m-egr} < d$$

$$f = f_2 \quad \dots P_{m-egr} > d$$

【0180】

そして、この式(48)を上記式(46)に代入することによって、上記式(44)が導き出される。

なお、吸気管圧力 P_{m-egr} は、機関回転数 NE 、スロットル開度 θ_t 、および、 EGR 開度 θ_e の関数 ($P_{m-egr} = f_1(NE, \theta_t, \theta_e)$) として、予め実験等によって求められてマップの形で $ROM34$ に記憶されている。

【0181】

また、適合パラメータ f は、機関回転数 NE および EGR 開度 θ_e の関数 ($f = f_2(NE, \theta_e)$) として、予め実験等によって求められてマップの形で $ROM34$ に記憶されている。

また、適合パラメータ d は、機関回転数 NE の関数 ($d = f_3(NE)$) として、予め実験等によって求められてマップの形で $ROM34$ に記憶されている。また、適合パラメータ g は、機関回転数 NE および EGR 開度 θ_e の関数 ($g = f_4(NE, \theta_e)$) として、予め実験等によって求められてマップの形で $ROM34$ に記憶されている。

【0182】

したがって、本実施形態では、上述した各マップから機関回転数 NE 、スロットル開度 θ_t 、および、 EGR 開度 θ_e 等に基づいて、過渡運転時において最終的に収束するであろう吸気管圧力 P_{m-egr} および適合パラメータ f 、 d 、 g を算出し、一方、吸気管圧力センサ40の検出値に基づいて吸気管圧力 P_m を算出し、これらを上記式(44)に入力し、この式を解くことによって、スロットル弁通過空気流量 m_t が算出される。

なお、吸気管圧力 P_m は、他の手段、例えば、スロットル開度 θ_t に基づいて推定し或いは算出し、または、エアフローメータを備えている場合には、エアフローメータの検出値に

基づいて推定し或いは算出してもよい。

【0183】

本実施形態によれば、定常運転時においては、吸気管圧力 P_m と吸気管圧力 P_{m-egr} とは等しい ($P_m = P_{m-egr}$) ので、式 (44) において、 $(P_m / P_a) / (P_{m-egr} / P_a)$ の項が 1 となり、関数が消滅するので、たとえ、関数の値の算出精度が低いとしても、少なくとも、定常運転時であれば、式 (44) を利用して算出されるスロットル弁通過空気流量 m_t の精度は良い。

【0184】

ところで、EGR ガスが気筒内に供給されるのは、主に、機関低負荷運転時である。この機関低負荷運転時においては、排気圧 P_e は大気圧 P_a にほぼ等しいと言える。したがって、EGR ガスが気筒内に供給されているときには、EGR 制御弁 22 上流の圧力とスロットル弁 18 上流の圧力が等しいことになる。そして、EGR 制御弁 22 下流の圧力とスロットル弁 18 下流の圧力は吸気管圧力 P_m であるので、そもそも等しい。

10

【0185】

すなわち、EGR ガスが気筒内に供給されているときには、EGR 制御弁 22 上下流の圧力が、それぞれ、スロットル弁 18 上下流の圧りに等しい。そして、この場合、EGR 開度をそれに等価のスロットル開度に比較的簡単に換算することができる。次に、この EGR 開度の換算方法について説明する。

【0186】

すなわち、EGR 制御弁 22 上下流の圧力をそれぞれスロットル弁 18 上下流の圧りに等しくし且つ機関回転数 NE を一定とすると、幾つかの異なる EGR 開度 α_e ($\alpha_e = 0, \alpha_e = 1, \alpha_e = 2, \alpha_e = 3$) におけるスロットル開度 α_t と吸気管圧力 P_{m-egr} との関係は、図 38 に示したようになる。

20

すなわち、EGR 開度が同じであれば、スロットル開度が大きくなるほど、吸気管負圧 P_{m-egr} は大気圧 P_a に向かって高くなる。また、スロットル開度が同じであれば、EGR 開度が大きくなるほど、吸気管負圧 P_{m-egr} は大気圧に向かって大きくなる。

【0187】

そして、機関回転数 NE が大きくなると、吸気管圧力 P_{m-egr} は低くなる傾向にあるので、図 38 に示した例では、機関回転数 NE が大きくなるほど、各 EGR 開度におけるスロットル開度と吸気管圧力との関係を示す曲線は、全体的に、下方に移動する。

30

【0188】

図 38 を参照すれば、スロットル開度が零であって且つ EGR 開度が $\alpha_e = 1$ であるときには、吸気管圧力は値 P_{m-egr1} となっていることが分かる。一方、吸気管圧力がこの値 P_{m-egr1} であるが、EGR 開度が零 ($\alpha_e = 0$) であるときには、スロットル開度は $\alpha_t = 1$ であることが分かる。

すなわち、吸気管圧力が同じ値 P_{m-egr1} であるときに、スロットル開度が零であれば、EGR 開度が $\alpha_e = 1$ であり、逆に、EGR 開度が零であれば、スロットル開度は $\alpha_t = 1$ である。

【0189】

したがって、図 38 に示した例において、EGR 開度 $\alpha_e = 1$ をスロットル開度に換算すると、値 $\alpha_t = 1$ であるということになる。同様に、図 38 に示した例において、EGR 開度 $\alpha_e = 2$ をスロットル開度に換算すると、値 $\alpha_t = 2$ であり、EGR 開度 $\alpha_e = 3$ をスロットル開度に換算すると、値 $\alpha_t = 3$ である。

40

こうした EGR 開度とそれと等価なスロットル開度 (等価スロットル開度) との関係を示すと、図 39 に示したようになり、ここでは、等価スロットル開度がほぼ EGR 開度の一次関数となっている。すなわち、図 39 に示したような関係を利用すれば、EGR 開度に等価なスロットル開度を比較的簡単に求めることができる。

【0190】

そこで、等価スロットル開度を図 39 に示されているマップの形で予め実験などで求めて ROM 34 に記憶しておき、上述した条件、すなわち、EGR 制御弁 22 上下流の圧力が

50

それぞれスロットル弁 18 上下流の圧力に等しいという条件が成立するとき、あるいは、この条件が許容されるときには、このマップから EGR 開度を引数として等価スロットル開度を算出し、この等価スロットル開度を実際のスロットル開度を加算し、このトータルのスロットル開度を利用するようにしてもよい。

これによれば、上述の実施形態において、EGR 開度をパラメータとする必要がなくなるので、マップの作成労力やマップまたは計算式の計算負荷が軽減される。

【0191】

もちろん、EGR 開度を直接、パラメータとして利用しないので、例えば、マップの引数が 1 つ減っている形になり、一般的には、マップの引数が 1 つ減ると、そのマップから算出される値の精度が低くなるが、上述した方法によれば、実質的には、トータルのスロットル開度の中に EGR 開度が含まれているので、マップや計算式から算出される値の精度は高い。

10

【0192】

なお、上述したように、機関回転数 NE が大きくなると、各 EGR 開度におけるスロットル開度と吸気管圧力との関係を示す曲線が、全体的に、下方に移動するだけであるので、吸気管圧力を同じ値とする EGR 開度とスロットル開度との間の関係は、さほど、変化しない。

したがって、図 39 に示されているような関数は、機関回転数 NE が変動しても、ほぼ同じである。したがって、上述の方法によれば、図 39 に示されているような 1 つのマップを利用するだけで、EGR 開度を等価スロットル開度に換算することができる。

20

【0193】

もちろん、等価スロットル開度への換算精度を向上させるために、算出された等価スロットル開度に対する補正係数を機関回転数 NE を変数として求め、例えば、この補正係数を等価スロットル開度に乗じることによって、等価スロットル開度に対する機関回転数の影響を補償するようにしてもよい。

【0194】

また、図 39 に示した関係は、スロットル開度が零であるところを基準として導き出される関係であるが、例えば、スロットル開度が機関アイドル運転時における開度であるところを基準としても、図 39 に示した関係が導き出される。

【0195】

また、この方法を採用した場合、例えば、吸気管圧力 P_{m-egr} は、機関回転数 NE およびスロットル開度 α の関数 ($P_{m-egr} = f_5(NE, \alpha)$) として予め実験等によって求められてマップの形で ROM 34 に記憶されるが、このマップは EGR 装置を備えていない内燃機関において、機関回転数 NE およびスロットル開度 α から定常運転時における吸気管圧力 P_{m-TA} を算出するためのマップと同様であるので、吸気管圧力 P_{m-egr} を算出するためのマップとして、この吸気管圧力 P_{m-TA} を算出するためのマップを利用することができる。

30

【0196】

ところで、スロットル開度 α とスロットル弁 18 の開口断面積 A_t との間には、図 40 に示したような非線形的な関係がある。

40

ここで、上述の EGR 開度を等価スロットル開度に換算する方法について考えてみると、この方法では、実際のスロットル開度、すなわち、等価スロットル開度が加算される前の元のスロットル開度の値に関係なく、図 39 に示されている関係を利用して EGR 開度から等価スロットル開度が算出される。そして、この等価スロットル開度が実際のスロットル開度に加算される。

【0197】

ところが、図 40 を参照すれば分かるように、スロットル開度 α が同じだけ変化したとしても、元のスロットル開度 α によって、スロットル弁 18 の開口断面積 A_t の変化量が異なる。単位スロットル開度当たりのスロットル弁の開口断面積 A_t の変化割合は、スロットル開度が小さい領域では、比較的小さく、スロットル開度が大きい領域では、比較的

50

大きい。

すなわち、同じ等価スロットル開度を実際のスロットル開度に加算したとしても、その影響度合は、実際のスロットル開度、すなわち、元のスロットル開度によって異なるのである。

【0198】

一方、図39に示したマップを作成するときに基準としたスロットル開度（上述の例では、零、または、アイドリング運転時におけるスロットル開度）における傾き S_b を図40の曲線上にて求め、そして、図40の曲線から求まる各スロットル開度における傾き S で上述の傾き S_b を割った値 S_b/S をスロットル開度の関数としてプロットすると、図41の実線で示したような曲線が得られる。

10

【0199】

そして、傾き S_b を傾き S で割った値 S_b/S は、実際のスロットル開度に関する等価スロットル開度への補正係数である。すなわち、例えば、実際のスロットル開度が θ_1 であるときには、図41において、スロットル開度 θ_1 に対応する補正係数 K_1 を等価スロットル開度に乗算し、この補正係数 K_1 を乗算した後の等価スロットル開度を実際のスロットル開度に加算し、トータルのスロットル開度を算出すれば、このトータルのスロットル開度は、スロットル開度 θ_1 とスロットル弁18の開口断面積 A_{θ_1} との間の非線形的な関係が考慮された開度となっている。

【0200】

これによれば、等価スロットル開度が算出されるときに、スロットル開度 θ_1 とスロットル弁18の開口断面積 A_{θ_1} との間の非線形的な関係が考慮されるので、この等価スロットル開度が加算されたトータルのスロットル開度を利用して算出される値の精度が良くなる。

20

なお、図41に示されているように、スロットル開度 θ_1 が極めて大きい領域では、スロットル開度 θ_1 が大きくなっても、スロットル開口面積 A_{θ_1} はそれ以上大きくなり、傾き S が零になるので、この領域では、補正係数 S_b/S は無限大になってしまう。

【0201】

一方、この領域では、スロットル開度 θ_1 が変わっても、また、EGR開度 θ_{egr} が変化しても、吸気管圧力 P_{m-egr} はほとんど変化しないことが分かっているので、実質的には、等価スロットル開度は極めて小さいか、あるいは、ほとんど零であると考えても問題はない。

30

そこで、スロットル開度 θ_1 が極めて大きい領域では、図41の破線で示したように、補正係数 K は零に向かって徐々に小さくなる値とするようにしてもよい。これによれば、制御上の不都合を回避すると共に制御の連続性を維持し且つ実際の現象に合致するようになる。

【0202】

【発明の効果】

本発明によれば、質量保存則上成立する関係式とエネルギー保存則上成立する関係式とを利用した数値計算によって、吸気通路内の圧力および温度の少なくとも一方が算出される。したがって、本発明によれば、多数のセンサや多数のマップを用いることなく、単なる数値計算によって、吸気通路内の圧力および温度を検出していると言える。

40

このように、本発明によれば、多数のセンサを用いる必要がないので、センサの数を少なくでき、したがって、製造コストを低減できる。また、本発明によれば、多数のマップを用いる必要がないので、マップを作成する労力を低減できる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の制御装置を備えた内燃機関全体を示す図である。

【図2】EGR装置を備えていない内燃機関に適用可能な筒内流入ガス量モデルを示す図である。

【図3】スロットル開度と流量係数との関係を示す図である。

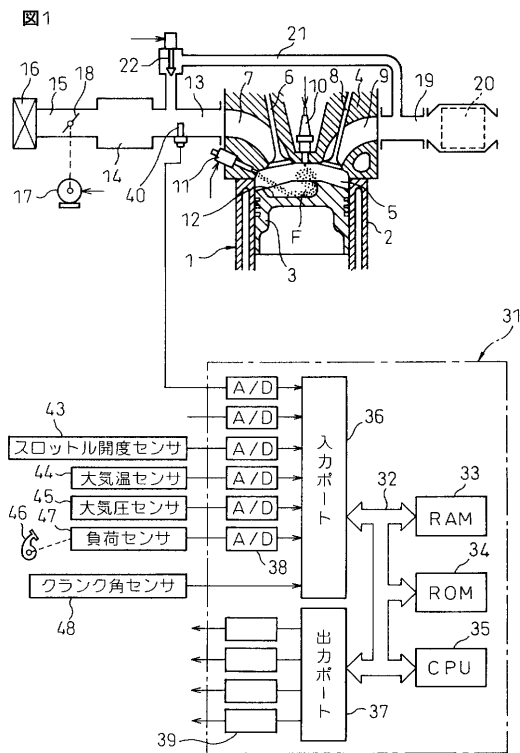
【図4】スロットル開度と開口断面積との関係を示す図である。

50

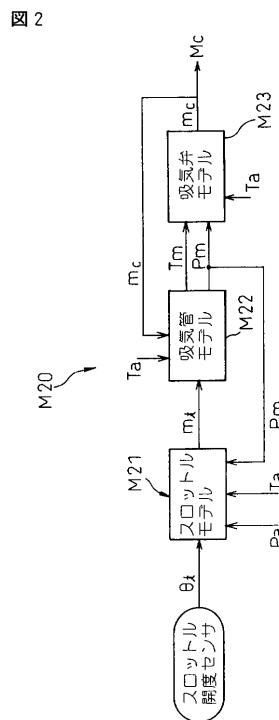
- 【図5】関数 (P_m / P_a) を示す図である。
- 【図6】スロットルモデルの基本概念を示す図である。
- 【図7】EGR装置を備えていない内燃機関に適用可能な吸気管モデルの基本概念を示す図である。
- 【図8】吸気弁モデルの基本概念を示す図である。
- 【図9】筒内充填ガス量および筒内流入ガス流量の定義に関する図である。
- 【図10】EGR装置を備えた内燃機関に適用可能な本発明の筒内流入ガス量モデルを示す図である。
- 【図11】EGR装置を備えた内燃機関に適用可能な吸気管モデルの基本概念を示す図である。 10
- 【図12】EGR制御弁通過ガス流量の算出における基本概念を示す図である。
- 【図13】機関負荷率と排気圧との関係を表した図である。
- 【図14】EGR制御弁通過ガス流量と排気温度との関係を表した図である。
- 【図15】EGR制御弁通過ガス流量が変化したときの流入排気ガス分流量の変化を示す図である。
- 【図16】流入排気ガス分流量に関する無駄時間 T_{d1} と時定数 τ_1 とを示す図である。
- 【図17】筒内流入排気ガス流量に関する無駄時間 T_{d2} と時定数 τ_2 とを示す図である。
- 【図18】EGR制御弁通過ガス量 $m_{e,gr}$ を説明するための図である。
- 【図19】排気圧 P_e 、排気温度 T_e 、および P_e / T_e を示す線図である。 20
- 【図20】関数 (P_m / P_e) を示す線図である。
- 【図21】機関負荷率 KL_{on} と吸気管圧力 P_m との関係の一例を示す線図である。
- 【図22】勾配 e_1, e_2 を示す線図である。
- 【図23】接続点における吸気管圧力 d を示す線図である。
- 【図24】接続点における機関負荷率 r を示す線図である。
- 【図25】機関負荷率 KL_{on} と吸気管圧力 P_m との関係の一例を示す線図である。
- 【図26】機関負荷率 KL_{off} と吸気管圧力 P_m との関係の一例を示す線図である。
- 【図27】勾配 a_1, a_2 を示す線図である。
- 【図28】接続点における機関負荷率 c を示す線図である。
- 【図29】差 KL を説明するための線図である。 30
- 【図30】EGR制御弁通過ガス流量 $m_{e,gr}$ の算出ルーチンを示すフローチャートである。
- 【図31】差 KL と吸気管圧力 P_m との関係の一例を示す線図である。
- 【図32】勾配 h_1, h_2 および接続点における差 i を示す線図である。
- 【図33】本発明の別の実施形態による、EGR制御弁通過ガス流量 $m_{e,gr}$ の算出ルーチンを示すフローチャートである。
- 【図34】EGR開度とステップ数 n との関係を示す線図である。
- 【図35】各種補正係数 K を示す線図である。
- 【図36】本発明のさらに別の実施形態を示す内燃機関の部分図である。
- 【図37】吸気管圧力 P_m が最高圧 $P_{m,max}$ を越えたときの機関負荷率 KL を示す線図である。 40
- 【図38】スロットル開度 θ_t と吸気管圧力 $P_{m,e,gr}$ との関係を示す図である。
- 【図39】EGR開度 θ_{egr} とそれに等価のスロットル開度 θ_t との関係を示す図である。
- 【図40】スロットル開度 θ_t とスロットル弁の開口断面積 A_t との関係を示す図である。
- 【図41】実際のスロットル開度 θ_t と補正係数 K との関係を示す図である。
- 【符号の説明】
- 1 ... 機関本体
- 5 ... 燃焼室
- 6 ... 吸気弁
- 7 ... 吸気ポート

- 8 ... 排気弁
- 1 1 ... 燃料噴射弁
- 1 3 ... 吸気管
- 1 8 ... スロットル弁
- 2 2 ... EGR制御弁

【 図 1 】

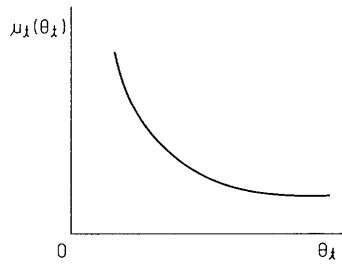


【 図 2 】



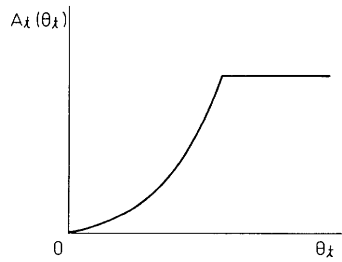
【 図 3 】

図 3



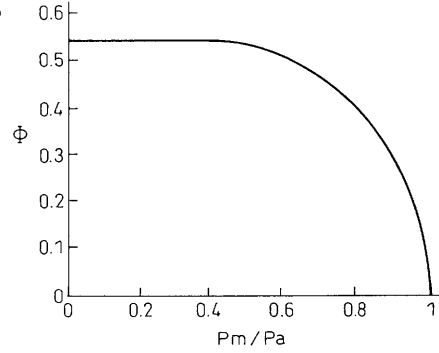
【 図 4 】

図 4



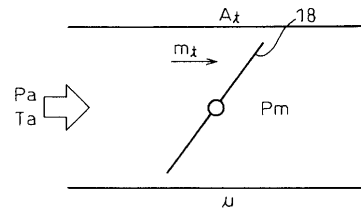
【 図 5 】

図 5



【 図 6 】

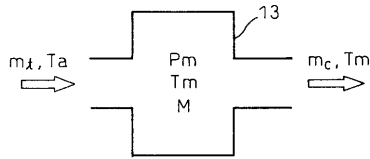
図 6



P_m : 吸気管内圧力 (kPa)
 P_a : 大気圧 (kPa)
 T_a : 大気温度 (K)
 A_i : スロットル弁開口断面積 (m²)
 m_i : スロットル弁通過空気流量 (g/sec)
 μ : 流量係数

【 図 7 】

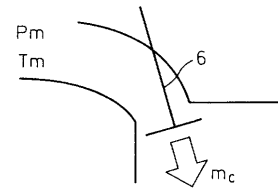
図 7



m_i : 吸気管に流入する気体の流量 (g/sec)
 m_c : 吸気管から流出する気体の流量 (g/sec)
 P_m : 吸気管内圧力 (kPa)
 T_a : 流入する気体の温度 (K)
 T_m : 吸気管内温度 (K)
 M : 吸気管内の総気体量
 R : 気体定数
 V_m : 吸気管容積 (m³)
 C_p : 空気の定圧比熱
 C_v : 空気の定容比熱
 K : 比熱比

【 図 8 】

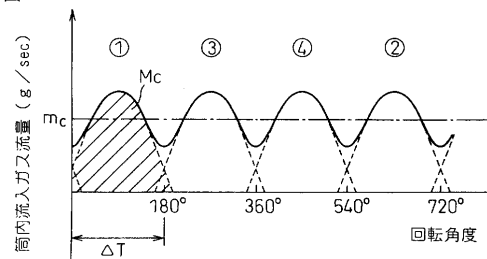
図 8



P_m : 吸気弁上流の圧力 (kPa)
 T_m : 吸気弁上流の温度 (K)
 T_a : 大気温度 (K)
 m_c : 筒内吸入ガス流量 (g/sec)
 a, b : 適合パラメータ

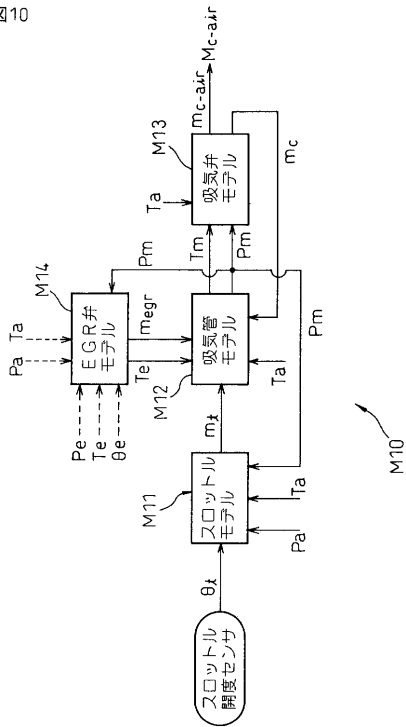
【 図 9 】

図 9



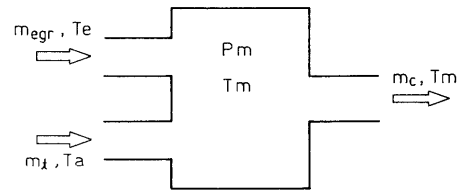
【図10】

図10



【図11】

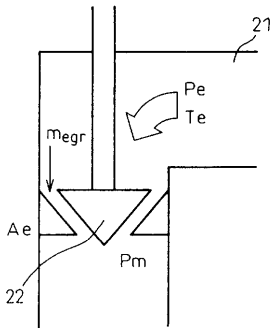
図11



m_{egr} : EGR弁通過ガス流量 (g/sec)
 m_s : スロットル通過空気流量 (g/sec)
 m_c : 筒内吸入ガス流量 (g/sec)
 T_e : 排気温度 (K)
 T_a : 大気温または吸気温 (K)
 T_m : 吸気管内温度 (K)
 P_m : 吸気管内圧力 (kPa)

【図12】

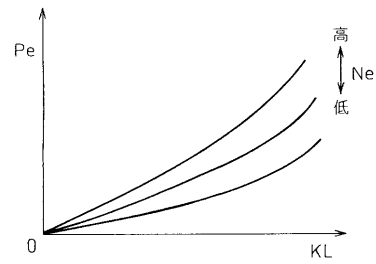
図12



P_e : 排気圧 (kPa)
 T_e : 排気温度 (K)
 P_m : 吸気管内圧力 (kPa)
 m_{egr} : EGR弁通過ガス流量 (g/sec)
 A_e : EGR弁における開口断面積 (m²)

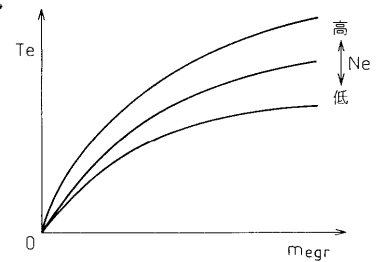
【図13】

図13



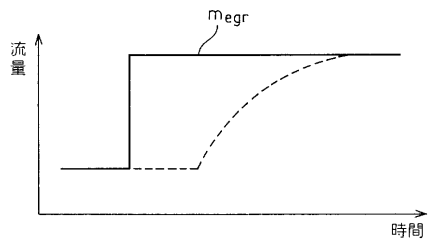
【図14】

図14



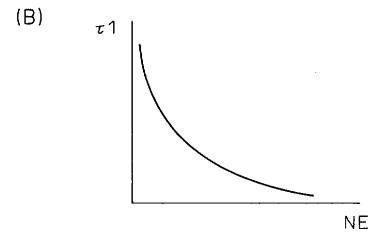
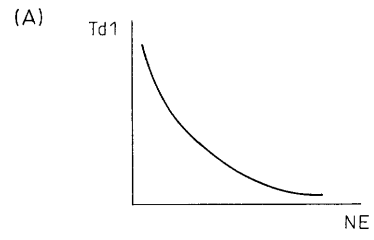
【 図 1 5 】

図15



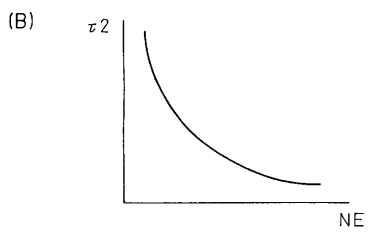
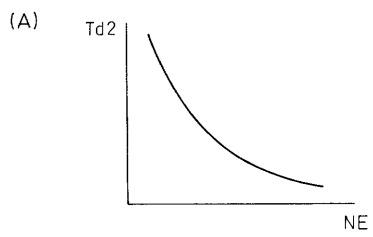
【 図 1 6 】

図16



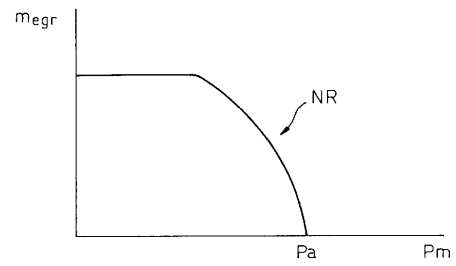
【 図 1 7 】

図17



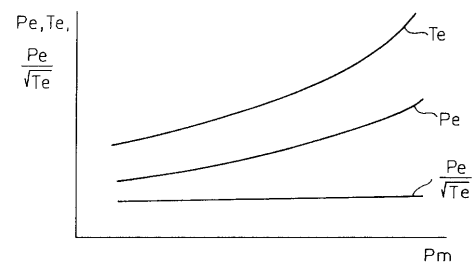
【 図 1 8 】

図18



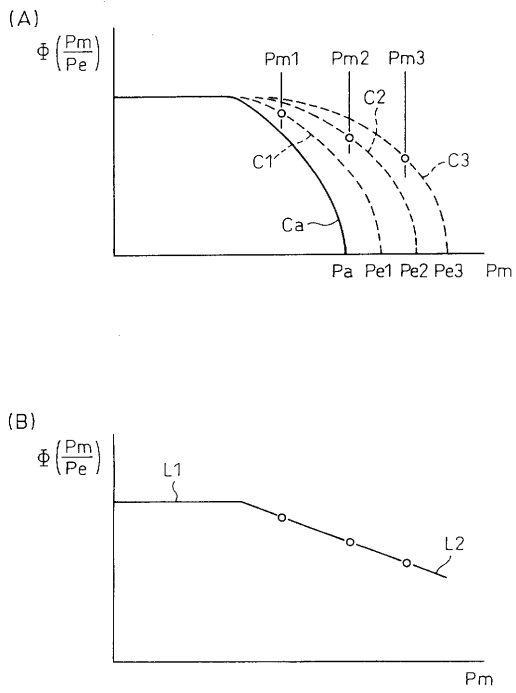
【 図 1 9 】

図19



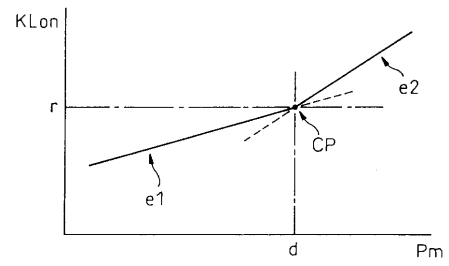
【 図 2 0 】

図 20



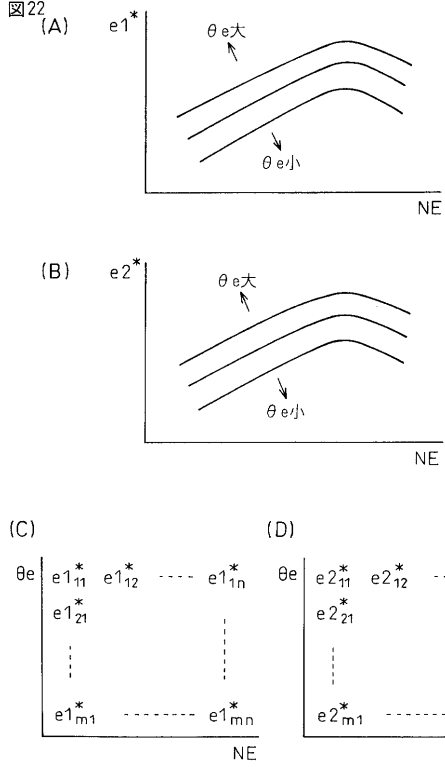
【 図 2 1 】

図 21



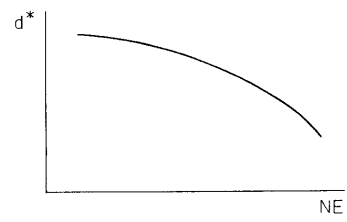
【 図 2 2 】

図 22



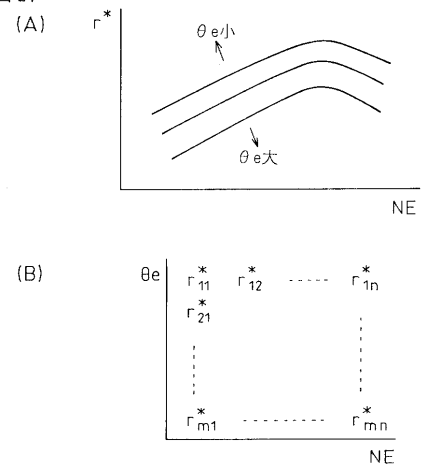
【 図 2 3 】

図 23

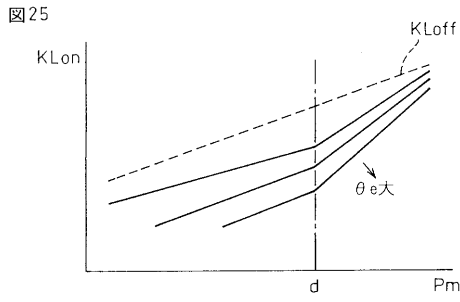


【 図 2 4 】

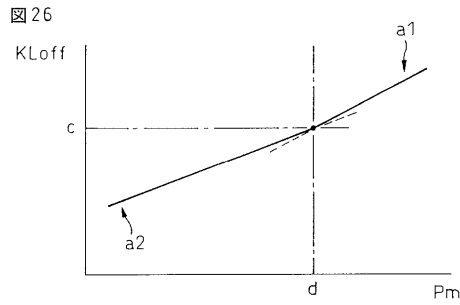
図 24



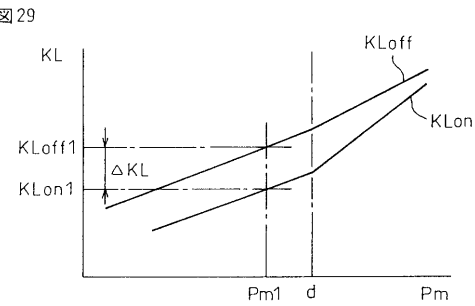
【図 25】



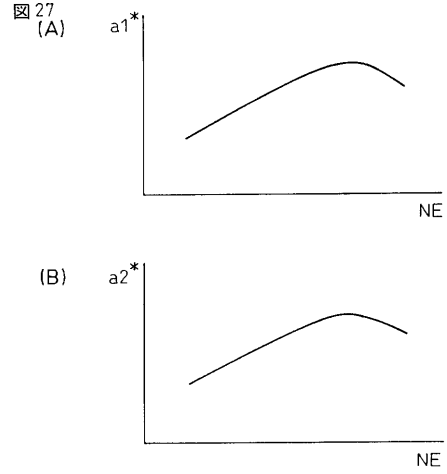
【図 26】



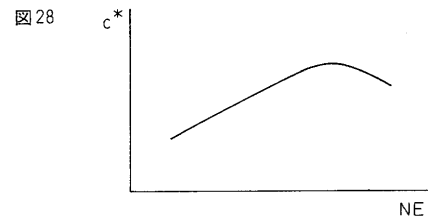
【図 29】



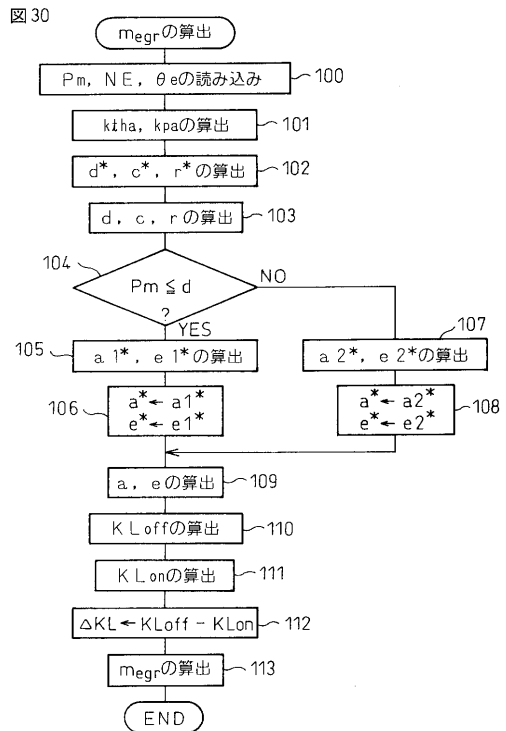
【図 27】



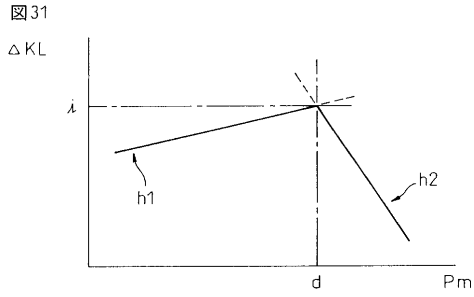
【図 28】



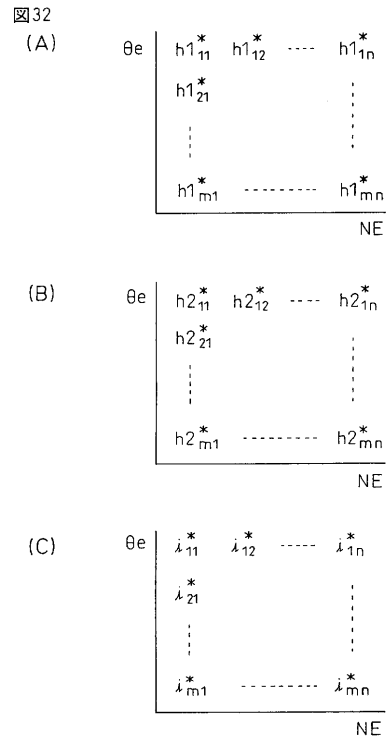
【図 30】



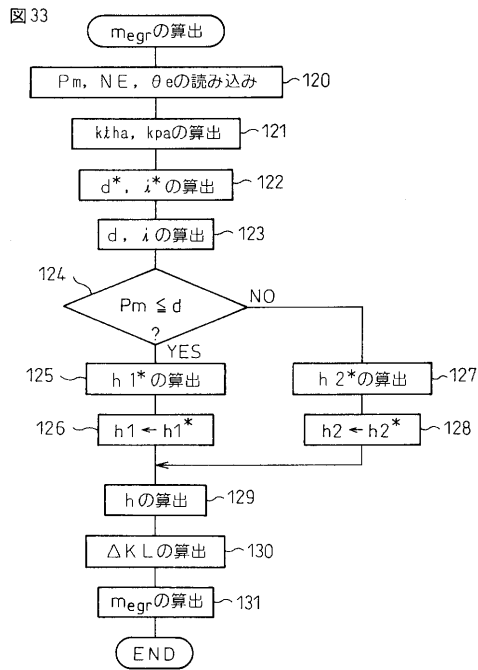
【 図 3 1 】



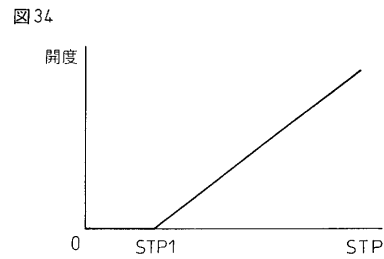
【 図 3 2 】



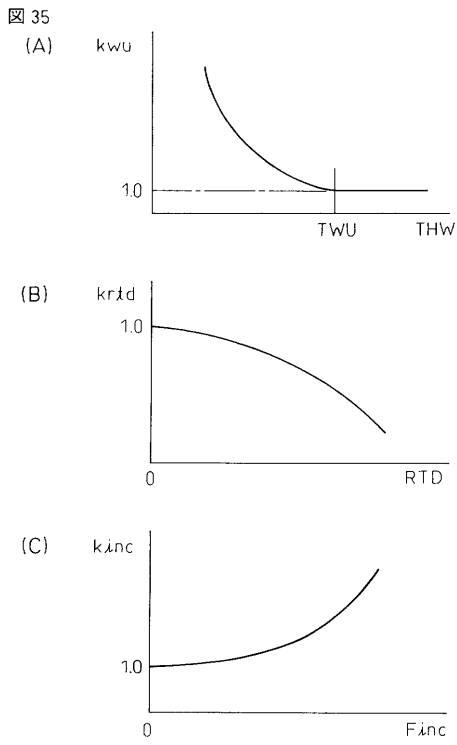
【 図 3 3 】



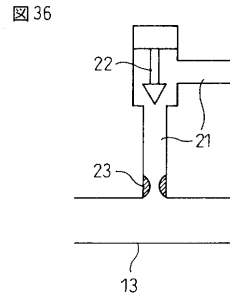
【 図 3 4 】



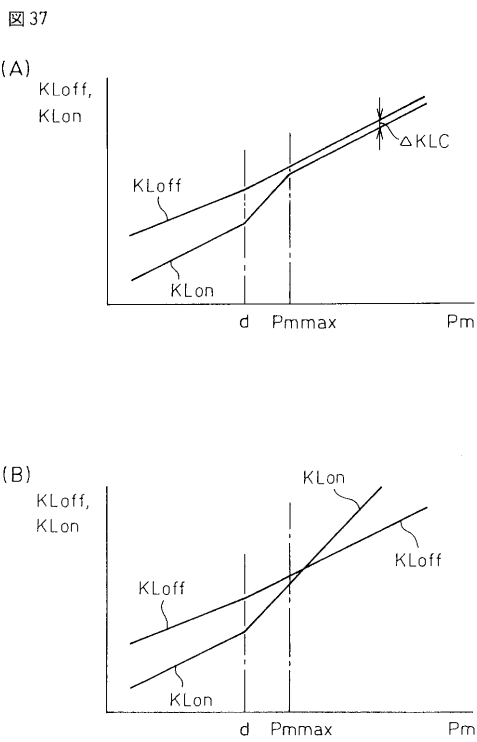
【 図 3 5 】



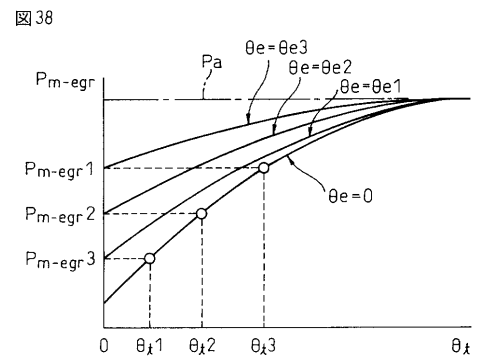
【 図 3 6 】



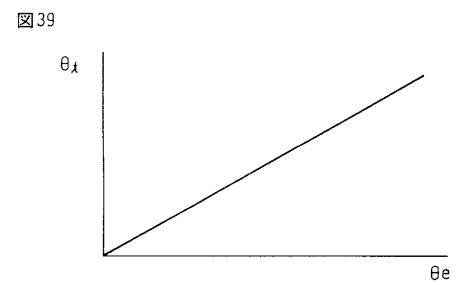
【 図 3 7 】



【 図 3 8 】

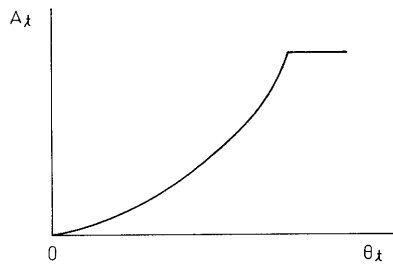


【 図 3 9 】



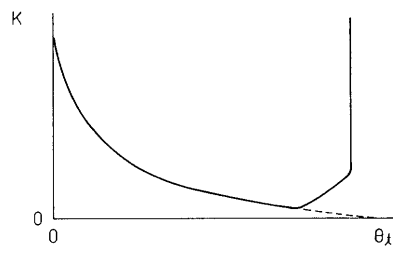
【 図 4 0 】

図 40



【 図 4 1 】

図 41



フロントページの続き

(72)発明者 古川 悟

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 EA10 ED04 GA02 GA11 GA12

3G084 BA04 BA05 BA20 DA04 FA01 FA02 FA07 FA10 FA11 FA27

FA33