

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

F02D 45/00 (2006.01)



[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 200310104552.9

[45] 授权公告日 2007 年 4 月 18 日

[11] 授权公告号 CN 1311153C

[22] 申请日 2003.10.31

[21] 申请号 200310104552.9

[30] 优先权

[32] 2002.11.1 [33] JP [31] 320400/2002

[73] 专利权人 丰田自动车株式会社

地址 日本爱知县丰田市

[72] 发明人 松永彰生 胜野祐人

[56] 参考文献

JP11-166452A 1999.6.22

JP2001-164999A 2001.6.19

JP2002-180889A 2002.6.26

卡车废气再循环系统 李素华, 重型汽车,
第2卷第45期 1998

审查员 康红艳

[74] 专利代理机构 中原信达知识产权代理有限责
任公司

代理人 车文 代易宁

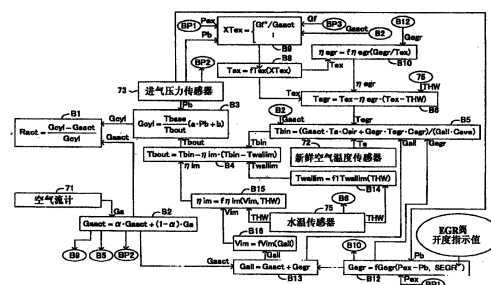
权利要求书 2 页 说明书 29 页 附图 12 页

[54] 发明名称

内燃机再循环废气温度推定装置

[57] 摘要

一种 EGR 气体温度推定装置, 用于具有废气循环管和 EGR 气体冷却装置的内燃机。该推定装置由废气循环管入口的 EGR 气体的温度 T_{ex} 和 EGR 气体的流动速率 G_{egr} 来获得 EGR 气体冷却装置的冷却效率 η_{egr} 并获得作为 EGR 气体冷却装置冷却剂的内燃机冷却水的温度 THW 。继而, 该推定装置用表达式 $T_{egr} = T_{ex} - \eta_{egr} \cdot (T_{ex} - THW)$ 计算废气循环管出口的 EGR 气体的温度 T_{egr} 。因为冷却效率 η_{egr} 根据 EGR 气体流动速率 G_{egr} 和 EGR 气体温度 T_{ex} 而很大地变化, 所以该推定装置可以精确地推定冷却效率 η_{egr} , 因而可以精确地推定 EGR 气体温度 T_{egr} 。



1. 一种内燃机 EGR 气体温度推定装置, 该内燃机具有一个连接在排气通道和进气通道之间的废气循环管、一个置于该废气循环管中并适合于控制流入废气循环管的 EGR 气体流动速率的 EGR 控制阀、和一个置于废气循环管中的 EGR 气体冷却装置, 该 EGR 气体温度推定装置包括:

用于获得 EGR 气体冷却装置入口侧 EGR 气体温度的装置;

用于获得相应于流经废气循环管的 EGR 气体流动速率的相应值的装置;

冷却效率获得装置, 用于根据由所获得的相应值除以所获得的 EGR 气体冷却装置入口侧的 EGR 气体温度而获得的值, 获得冷却效率; 和

出口 EGR 气体温度推定装置, 用于根据 EGR 气体冷却装置入口侧的 EGR 气体温度和已获得的冷却效率来推定 EGR 气体冷却装置的出口侧的 EGR 气体温度。

2. 根据权利要求 1 所述的内燃机 EGR 气体温度推定装置, 还包括冷却剂温度获得装置, 用于获得 EGR 气体冷却装置的冷却剂的温度, 其中出口 EGR 气体温度推定装置推定 EGR 气体冷却装置的出口侧的 EGR 气体温度。

3. 根据权利要求 2 所述的内燃机 EGR 气体温度推定装置, 其特征在于, 出口 EGR 气体温度推定装置通过用所获得的 EGR 气体冷却装置入口侧的 EGR 气体温度和所获得的冷却剂温度之间的差值乘以冷却效率来推定 EGR 气体温度变化, 并通过从 EGR 气体冷却装置入口侧的 EGR 气体温度减去所推定的 EGR 气体温度变化来推定 EGR 气体冷却装置出口侧的 EGR 气体温度。

4. 一种内燃机 EGR 气体温度推定装置, 该内燃机具有一个连接在排气通道和进气通道之间的废气循环管、一个置于该废气循环管中并适合于控制流入废气循环管的 EGR 气体流动速率的 EGR 控制阀、和一个置于废气循环管中位于 EGR 控制阀和废气循环管连接到排气通道的废气循环管的连接部分之间的 EGR 气体冷却装置, 该 EGR 气体温度推定装置包括:

入口 EGR 气体温度获得装置, 用于获得 EGR 气体入口处的 EGR 气体温度作为废气循环管入口 EGR 气体温度, 该 EGR 气体入口是废气循环管连接到排气通道的废气循环管的连接部分;

EGR 气体流动速率的相应值获得装置, 用于获得相应于流经废气循环管的 EGR 气体的流动速率的 EGR 气体流动速率的相应值;

冷却效率获得装置, 用于根据由所获得的 EGR 气体流动速率的相应值除以所获得的废气循环管入口 EGR 气体温度而获得的值, 获得 EGR 气体冷却装置的冷却效率; 和

出口 EGR 气体温度推定装置, 用于根据所获得的废气循环管入口 EGR 气体温度和已获得的冷却效率, 推定 EGR 气体出口处的 EGR 气体温度作为废气循环管出口 EGR 气体温度, 该 EGR 气体出口是废气循环管与进气通道相连的废气循环管的连接部分。

5. 根据权利要求 4 所述的内燃机 EGR 气体温度推定装置, 还包括冷却剂温度获得装置, 用于获得 EGR 气体冷却装置的冷却剂的温度, 其中出口 EGR 气体温度推定装置根据所获得的冷却剂温度来推定废气循环管出口的 EGR 气体温度。

6. 根据权利要求 5 所述的内燃机 EGR 气体温度推定装置, 其特征在于, 出口 EGR 气体温度推定装置通过用所获得的废气循环管入口的 EGR 气体温度和所获得的冷却剂温度之间的差值乘以冷却效率来推定 EGR 气体温度变化, 并通过从废气循环管入口的 EGR 气体温度减去所推定的 EGR 气体温度变化来推定废气循环管出口的 EGR 气体温度。

内燃机再循环废气温度推定装置

技术领域

本发明涉及一种内燃机 EGR（废气再循环）气体温度推定装置，该装置推定流过内燃机的废气循环管的 EGR 气体的温度。

背景技术

通常，广泛已知一种 EGR 装置，该装置经由废气循环管使内燃机的一部分废气循环到进气通道，以便降低从内燃机排出的氮的氧化物（ NO_x ）的量。这种 EGR 装置应用于火花点火式内燃机和柴油内燃机。

同时，在柴油机中，在极稀的空燃比下实现燃烧。具体地，因为燃烧所需要的氧气非常充足，所以柴油机的输出很大程度取决于燃油量。因此，在柴油机中，当被循环以大大降低 NO_x 排放的废气量（即，ERG 气体的质量流速；下文被简单称为“EGR 气体流动速率”）增加并且充足的燃油量供给到内燃机以至于保证了所要求的内燃机输出时，所增加的 EGR 气体流动速率降低了内燃机吸入的新鲜空气量（氧气量），由此新鲜空气量与燃油量的比（即空燃比）转变到富油一侧。结果，微粒物质（下文称为“PS”）的排放增加。

鉴于上述缺点，开发了一种 EGR 装置，其中用于冷却 EGR 气体的 EGR 气体冷却装置（EGR 冷却器）置于废气循环管中以便降低 EGR 气体的温度，从而增加 EGR 气体的密度。EGR 装置可以增加 EGR 气体量而不降低新鲜空气量，从而同时降低了 NO_x 和 PM 的排放。

同时，例如，如果根据 EGR 率（废气再循环率）控制上述 EGR 气体流动速率，该 EGR 率是 EGR 气体流动速率与所有吸入内燃机的气体（下文也称为“进气”）的流动速率之比，则 EGR 率必须被精确

推定，并且为了精确推定 EGR 率，必须精确推定进气量。因为进气量根据进气歧管和气缸之间的连接部分（进气歧管的出口）所测的温度（进气温度）而变化，所以进气温度必须精确推定。此外，为了精确推定进气温度，必须精确推定新鲜空气的温度和恰好在与新鲜空气混合前的 EGR 气体温度（后一温度基本上等于在 EGR 气体冷却装置的出口测量的 EGR 气体温度）。换句话说，精确确定或推定由 EGR 气体冷却装置冷却后的 EGR 气体温度对于内燃机的适当控制非常重要。

鉴于上述情况，装配有上述 EGR 气体冷却装置的传统的 EGR 装置根据内燃机转速和燃油喷射量获得相应于 EGR 气体冷却装置效率（冷却效率）的值 k ，并根据 EGR 气体流动速率获得它的校正系数 kh 。继而，传统装置用上述值 k 、上述校正系数 kh 、EGR 气体冷却装置的导热表面的面积 A 、EGR 气体的流动速率 G 、EGR 气体的比热 C_p 、EGR 气体冷却水的温度 T_{wg} 、废气温度 T_{ex} 和表达式 $T_{egr} = T_{ex} - T_{wg} \cdot k \cdot A / (k \cdot kh \cdot A/2 - G \cdot C_p)$ ，推定在 EGR 气体冷却装置出口的 EGR 气体温度 T_{egr} （例如，参见日本专利申请公开号 11-166452（第 6 页，图 11 和图 14））。

然而，即使当流入 EGR 气体冷却装置的 EGR 气体的流动速率恒定时，EGR 气体冷却装置的冷却效率（导热率和传热比） η_{egr} 随流入 EGR 气体冷却装置的 EGR 气体的温度（这个温度基本上等于废气循环管入口处所测量的 EGR 温度，在废气循环管入口处废气循环管与排气通道相连）变化很大。具体地，如图 17 所示，即使当流入 EGR 气体冷却装置的 EGR 气体的流动速率恒定，当流入 EGR 气体冷却装置的 EGR 气体的温度从第一温度变化到高于第一温度的第二温度时，冷却效率 η_{egr} 也会从 A 点值变化到 B 点值。这一现象会发生，是因为流入 EGR 气体冷却装置的 EGR 气体的温度和 EGR 气体冷却装置的冷却剂温度之间的差值越大，由 EGR 气体冷却装置从 EGR 气体中吸取的热量就越多。

因而，不考虑流入 EGR 气体冷却装置的 EGR 气体的温度而推定 EGR 气体冷却装置的冷却效率的上述传统技术的问题在于不能精确地推定 EGR 气体冷却装置出口处的 EGR 气体温度。

发明内容

鉴于上述描述，本发明的一个目的是提供一种内燃机 EGR 气体温度推定装置，该装置能够通过根据 EGR 气体冷却装置的入口侧的 EGR 气体温度确定 EGR 气体冷却装置的冷却效率，来精确地推定 EGR 气体冷却装置出口侧的 EGR 气体温度。

本发明的另一个目的是提供一种内燃机 EGR 气体温度推定装置，该装置能够通过根据废气循环管入口处的 EGR 气体温度确定 EGR 气体冷却装置的冷却效率，精确地推定在 EGR 气体出口的 EGR 气体温度，该 EGR 气体出口是废气循环管和进气通道之间的连接部分。

本发明提供一种内燃机 EGR 气体温度推定装置，该内燃机具有一个连接在排气通道和进气通道之间的废气循环管、一个置于该废气循环管中并适合于控制流入废气循环管的 EGR 气体流动速率的 EGR 控制阀，和一个置于废气循环管中的 EGR 气体冷却装置。该 EGR 气体温度推定装置包括用于获得 EGR 气体冷却装置入口侧的 EGR 气体温度的装置；用于获得相应于流经废气循环管的 EGR 气体的流动速率的相应值的装置；冷却效率获得装置，由所获得的相应值除以所获得的 EGR 气体冷却装置入口侧的 EGR 气体温度而获得的值，获得冷却效率；和用于根据 EGR 气体冷却装置入口侧的 EGR 气体温度和已获得的冷却效率来推定 EGR 气体冷却装置出口侧的 EGR 气体温度的出口 EGR 气体温度推定装置。

如上所述，在本装置中，因为 EGR 气体冷却装置的冷却效率根据 EGR 气体冷却装置入口侧的 EGR 气体温度而确定，所以所确定的冷却效率接近实际值。因此，本装置能够精确地推定 EGR 气体冷却装置出

口侧的 EGR 气体的温度。

本发明也提供一种内燃机 EGR 气体温度推定装置，该内燃机具有一个连接在排气通道和进气通道之间的废气循环管、一个置于该废气循环管中并适合于控制流入废气循环管的 EGR 气体的流动速率的 EGR 控制阀，和一个置于废气循环管中位于 EGR 控制阀和废气循环管连接到排气通道的废气循环管的连接部分之间的 EGR 气体冷却装置。该 EGR 气体温度推定装置包括入口 EGR 气体温度获得装置，用于获得 EGR 气体入口处的 EGR 气体温度作为废气循环管入口 EGR 气体温度，该 EGR 气体入口是废气循环管连接到排气通道的废气循环管的连接部分；EGR 气体流动速率的相应值获得装置，用于获得相应于流经废气循环管的 EGR 气体的流动速率的 EGR 气体流动速率的相应值；冷却效率获得装置，用于根据由所获得的 EGR 气体流动速率的相应值除以所获得的废气循环管入口 EGR 气体温度而获得的值，获得 EGR 气体冷却装置的冷却效率；和出口 EGR 气体温度推定装置，用于根据所获得的废气循环管入口 EGR 气体温度和已获得的冷却效率，推定 EGR 气体出口处的 EGR 气体温度作为废气循环管出口 EGR 气体温度，该 EGR 气体出口处是废气循环管与进气通道相连的废气循环管的连接部分。

在本发明的 EGR 气体温度推定装置中，由入口 EGR 气体温度获得装置获得 EGR 气体入口的 EGR 气体温度作为废气循环管入口 EGR 气体温度，该 EGR 气体入口是废气循环管连接到排气通道的废气循环管的连接部分。入口 EGR 气体温度获得装置可以通过新鲜空气流动速率、燃油量、进气压力、排气压力等的计算而获得废气循环管入口 EGR 气体温度的装置，或根据温度传感器（废气温度传感器）的输出而获得废气循环管入口 EGR 气体温度的装置，该温度传感器放置于排气通道和废气循环管之间的连接部分附近的排气通道内。

同样，由 EGR 气体流动速率相应值获得装置获得 EGR 气体流动

速率相应值，该 EGR 气体流动速率相应值相应于流经废气循环管的 EGR 气体的流动速率。EGR 气体流动速率相应值可以是流经废气循环管本身的 EGR 气体的流动速率，或等价于 EGR 气体流动速率的值；例如，流经废气循环管的 EGR 气体的流动速度。因为通过使用例如设置在废气循环管中的流动速度传感器检测 EGR 气体的流动速度，已知废气循环管的形状，所以 EGR 气体流动速率可以根据传感器的检测值输出而获得。

而且，根据所获得的废气循环管入口 EGR 气体温度和所获得的 EGR 气体流动速率相应值，由冷却效率获得装置得到 EGR 气体冷却装置的冷却效率。根据所获得的废气循环管入口 EGR 气体温度和已获得的冷却效率，出口 EGR 气体温度推定装置推定 EGR 气体出口的 EGR 气体温度作为作为废气循环管出口 EGR 气体温度，该 EGR 气体出口是废气循环管与进气通道相连的废气循环管的连接部分。

如上所述，在本装置中，因为 EGR 气体冷却装置的冷却效率根据废气循环管入口 EGR 气体温度而确定，所以所确定的冷却效率接近实际值。因此，本装置能够精确地推定废气循环管出口的 EGR 气体的温度。

在这种情况下，优选地，EGR 气体温度推定装置还包括冷却剂温度获得装置，用于获得 EGR 气体冷却装置的冷却剂的温度；出口 EGR 气体温度推定装置根据所获得的冷却剂温度来推定废气循环管出口 EGR 气体温度。

EGR 气体冷却装置的冷却剂温度引起废气循环管出口 EGR 气体温度的变化。通过上述构造，推定废气循环管出口 EGR 气体温度时考虑到 EGR 气体冷却装置的冷却剂温度，于是可以更精确地推定废气循环管出口 EGR 气体温度。

在这种情况下，出口 EGR 气体温度推定装置可以构造为：通过用所获得的废气循环管入口 EGR 气体温度 T_{ex} 和所获得的冷却剂温度 T_{reibai} 之间的差值乘以冷却效率 η_{egr} ，来推定 EGR 气体温度变化 ($\Delta T = \eta_{egr} \cdot (T_{ex} - T_{reibai})$)，并通过从废气循环管入口 EGR 气体温度 T_{ex} 减去所推定的 EGR 气体温度变化 ΔT ，来推定废气循环管出口 EGR 气体温度 T_{egr} （即，用表达式 $T_{egr} = T_{ex} - \eta_{egr} \cdot (T_{ex} - T_{reibai})$ ）来推定 T_{egr} ）。

这种构造使这种现象“当废气循环管入口 EGR 气体温度 T_{ex} 和所获得的冷却剂温度 T_{reibai} 之间的差值 ($\Delta T = T_{ex} - T_{reibai}$) 增加时，EGR 气体温度会非常大地降低”能够被正确地反映在废气循环管出口 EGR 气体温度 T_{egr} 的推定中。因此，能够更精确地推定废气循环管出口的 EGR 气体温度。

而且，冷却效率获得装置优选地构造为：根据由所获得的 EGR 气体流动速率的相应值（例如 EGR 气体流动速率 G_{egr} ）除以所获得的废气循环管入口 EGR 气体温度 T_{ex} 而获得的值 ($= G_{egr}/T_{ex}$)，获得冷却效率 η_{egr} 。

实验证明 EGR 气体冷却装置的冷却效率 η_{egr} 一般与废气循环管入口 EGR 气体温度 T_{ex} 成比例。因而，可如下构造本装置。由实验得到冷却效率 η_{egr} 和该值 ($= G_{egr}/T_{ex}$) 之间的关系，例如该值通过用 EGR 气体流动速率 G_{egr} 除以废气循环管入口 EGR 气体温度 T_{ex} 而得到；表示所获得关系的函数被存储在存储装置中，或表示所获得关系的数据作为运算表值被存储在存储装置中。根据 G_{egr}/T_{ex} 的实际值和所存储的函数或运算表值获得实际冷却效率 η_{egr} 。因此，对比由实验获得对于 EGR 气体流动速率 G_{egr} 和废气循环管入口 EGR 气体温度 T_{ex} 的每种组合 (G_{egr} 、 T_{ex}) 的冷却效率 η_{egr} 、在存储装置中存储对于每个 T_{ex} 用于获得 η_{egr} 的函数、并且选择和使用相应于实际 EGR 气体温度 T_{ex} 的函数的情况，或对比在存储装置中存储包含多组这些数据 (G_{egr} 、 T_{ex} 、 η_{egr}) 的大量数据作为运算表值、并且参考该运算表值

获得冷却效率 η_{egr} 的值的的情况，可以用更简单的构造和更小的容量精确地获得冷却效率 η_{egr} 。

附图说明

本发明的各种其他目的、特征和许多附带优点将结合附图、通过参考下列优选实施例的具体描述而变得更容易理解。图中：

图 1 是表示系统的整体结构的示意图，该系统中根据本发明第一实施例的内燃机控制装置应用于四缸内燃机（柴油发动机）；

图 2 是表示图 1 所示 CPU 执行程序内容的原理框图；

图 3 是表示图 1 所示 CPU 计算值的说明图；

图 4 是表示图 1 所示 CPU 执行程序内容的原理框图；

图 5 是表示用于确定函数 f_{Tex} 的实际测量值的图表，该 f_{Tex} 是用于获得废气循环管入口的 EGR 气体的温度 T_{ex} 的函数；

图 6 是表示用于确定函数 f_{Pex} 的实际测量值的图表，该 f_{Pex} 是用于获得排气歧管气体压力 P_{ex} 的函数；

图 7 是表示 EGR 气体冷却装置的冷却效率 η_{egr} 和 EGR 气体流动速率 G_{egr} 除以废气循环管入口 EGR 气体的温度 T_{ex} 的值（ G_{egr}/T_{ex} ）之间关系的图表；

图 8 是表示用以确定获得进气歧管导热率 η_{im} 的函数的实际测量值的图表；

图 9 是表示图 1 所示 CPU 执行程序的流程图；

图 10 是确定指示燃油喷射量的图表，在执行图 9 所示的程序中图 1 所示的 CPU 参照该指示燃油喷射量；

图 11 是用于确定基准喷射正时的图表，在执行图 9 所示的程序中图 1 所示的 CPU 参照该基准喷射正时；

图 12 是用于确定进气歧管出口气体温度参考值的图表，在执行图 9 所示的程序中图 1 所示的 CPU 参照该气体温度参考值；

图 13 是用于确定喷射正时校正值的图表，在执行图 9 所示的程序中图 1 所示的 CPU 参照该喷射正时校正值；

图 14 是表示图 1 所示的 CPU 执行程序的流程图；

图 15 是根据第一实施例的一个修改的内燃机控制装置的 CPU 参照以至于确定目标废气再循环率（EGR 率）的图表；

图 16 是图 1 所示的 CPU 参照以至于确定目标增压压力的图表；
和

图 17 是表示冷却效率 η_{negr} 和 EGR 气体流动速率 G_{egr} 之间关系的图表，用废气循环管入口 EGR 气体的温度 T_{ex} 作为参数。

具体实施方式

下面将参照附图说明根据本发明包含 EGR 气体温度推定装置的内燃机（柴油机）控制装置的一个实施例和 EGR 控制装置。

图 1 图示性地表示了系统的整体构造，其中本发明的内燃机控制装置应用于四缸内燃机（柴油机）10 上。该系统包括一个有燃油供给系统的内燃机主体 20；一个进气系统 30，把气体引入内燃机主体 20 独立气缸的燃烧室；一个排气系统 40，从内燃机主体 20 排出废气；一个 EGR 装置 50，进行废气循环；和一个电子控制装置 60。

燃油喷射阀 21 放置在内燃机主体 20 的独立气缸上方。燃油喷射阀 21 电子地连接于电控装置 60。响应于来自电控装置 60 的驱动信号（相应于指示燃油喷射量 q_{fin} 的指示信号），每个燃油喷射阀 21 开启一个预定的时间，从那里喷射高压燃油，该高压燃油从与燃油箱连接的未示出的燃油喷射泵供给。

进气系统 30 包括进气歧管 31，与内燃机主体 20 独立气缸的各自燃烧室相连；进气管 32，与进气歧管 31 的上游侧歧管部分相连并和进气歧管 31 一起构成进气通道（进气歧管 31 和进气管 32 可共同被称为“进气管”）；节气阀 33，可转动地固定在进气管 32 内并可由节气阀促动器 33a 转动；中间冷却器 34，置于进气管 32 之间以位于节气阀 33 的上游侧；涡轮增压器 35 的压缩机 35a，置于进气管 32 之间以位于中间冷却器 34 的上游侧；和空气滤清器 36，放置在进气管 32 的末端部

分。

排气系统 40 包括排气歧管 41, 与内燃机主体 20 的独立气缸相连; 排气管 42, 与排气歧管 41 的下游侧汇合部分相连; 涡轮增压器 35 的涡轮 35b 和涡轮增压器节气阀 35c, 它们置于排气管 42 之间; 和柴油机微粒过滤器 43 (下文称为“DPNR”), 置于排气管 42 中。排气歧管 41 和排气管 42 构成排气通道。

涡轮增压器节气阀 35c 与电控装置 60 相连。响应于来自电控装置 60 的驱动信号, 涡轮增压器节气阀 35c 改变用于废气流出涡轮 35b 的排气通道的横截面积, 从而改变涡轮增压器 35 的有效容积。当排气通道的横截面积通过关闭涡轮增压器节气阀 35c 而减小时, 增压压力增加。相反地, 当排气通道的横截面积通过开启涡轮增压器节气阀 35c 而增加时, 增压压力降低。

DPNR43 是一个过滤器单元, 它容纳一个由多孔材料例如堇青石形成的过滤器并通过多孔表面吸收通过过滤器的废气中含有的微粒物质。在 DPNR43 中, 从下列金属中选择的至少一种金属元素同铂一起承载在作为载体的氧化铝上: 碱金属, 例如钾 K、钠 Na、锂 Li 和铯 Cs; 碱土金属, 例如钡 Ba 和钙 Ca; 以及稀土金属, 例如镧 La 和钇 Y。于是, DPNR43 也作为存储减少型 NO_x 催化剂单元, 在吸收 NO_x 后释放所吸收的 NO_x 并降低它。

EGR 装置 50 包括废气循环管 51, 形成废气循环的通道 (EGR 通道); EGR 控制阀 52, 置于废气循环管 51 中; 和 EGR 气体冷却装置 (EGR 冷却器) 53, 置于废气循环管 51 中。

废气循环管 51 与位于涡轮 35b 的上游侧的排气通道 (排气歧管 41) 相连的一部分用作 EGR 气体 (废气) 的入口。废气循环管 51 与位于节气阀 33 的下游侧的进气通道 (进气歧管 31) 相连的一部分用作

EGR 气体的出口。废气循环管 51 建立了入口（废气循环管入口）和出口（废气循环管出口）之间的联系，从而形成 EGR 气体从入口流动到出口的气体流动管。

当进气歧管 31 被认为是气体流动管时，它的入口是进气歧管 31 和废气循环管 51 之间的连接部分，而进气歧管 31 的出口是延伸到燃烧室的进气空气流入部分（由进气阀开启和关闭的开口），在该处进气歧管 31 与内燃机 10 的燃烧室（气缸）相连。

EGR 控制阀 52 与电控装置 60 相连。响应于电控装置 60 的驱动信号（EGR 控制阀开启指示值 SEGR），EGR 控制阀 52 改变循环的废气量（废气循环量，EGR 气体流动速率），从而如下所述控制 EGR 率。

EGR 气体冷却装置 53 有一个形成在那里的通道，用于 EGR 气体流入该装置的入口并从该装置的出口离开。进一步地，EGR 气体冷却装置 53 有一个暴露于 EGR 气体通道的冷却截面。作为冷却液的内燃机的冷却水通过冷却截面循环。

电控装置 60 是一个微机，它包括一个 CPU61、ROM62、RAM63、备份 RAM64、界面 65 等，它们通过总线相互连接。ROM62 存储由 CPU61 执行的程序、运算表（查找表、映射表）、常量等。RAM63 允许 CPU61 暂存数据。备份 RAM64 存储在电源开启状态时的数据，甚至在电源关掉后也保持所存的数据。界面 65 包含 AD 转换器。

界面 65 与放置在进气管 32 中的热线型空气流计 71 相连；新鲜空气温度传感器（进气温度传感器）72，设置在中间冷却器 34 和节气阀 33 之间的进气通道内；进气压力传感器 73，放置在位于节气阀 33 的下游和废气循环管 51 与进气通道相连点的上游的进气通道内；内燃机转速传感器 74；水温传感器 75；和加速器开度传感器 76。界面 65 接收来自这些传感器的各自信号并把所接收的信号提供给 CPU61。此外，

界面 65 与燃油喷射阀 21、节气阀促动器 33a、涡轮增压器节气阀 35c 和 EGR 控制阀 52 相连；依据 CPU61 的指示输出相应于这些元件的驱动信号。

热线型空气流量计 71 测量经由空气滤清器 36 新吸入进气管 32 的空气（即新鲜空气）的质量流动速率（每单位时间的进气量、每单位时间的的新鲜空气量），并相应于新鲜空气的质量流动速率产生信号 Ga（新鲜空气流动速率）。新鲜空气温度传感器 72 测量经由空气滤清器 36 进入进气管 32 的新鲜空气的温度（即新鲜空气温度），并产生表示新鲜空气温度的信号 Ta。进气压力传感器 73 产生表示进气通道内的压力的信号 Pb（进气压力，增压压力）。

内燃机转速传感器 74 检测内燃机 10 的转动速度，并产生表示内燃机转速 NE 的信号。内燃机转速传感器 74 也可以检测每个气缸的绝对曲柄角。水温传感器 75 检测内燃机 10 的冷却水的温度，并产生代表所检测温度的信号 THW。加速器开度传感器 76 检测加速踏板 AP 的位置，并产生代表加速器开度（加速器位置）的信号 Accp。

下面将说明具有上述构造的内燃机控制装置。电控装置 60 的 CPU61 以预定的间隔重复执行计算各种值的程序，该程序如图 2 以原理框图的形式表示，从而计算实际 EGR 率 Ract。下文，将按框图逐一描述该程序。值得注意的是，下面所述的一些值如图 3 所示。

获得实际 EGR 率 Ract

实际 EGR 率 Ract 是通过每单位时间进入内燃机 10 气缸的 EGR 气体的实际量（这是实际 EGR 气体质量流动速率，在下文称为“EGR 气体流动速率 Gegr”）除以每单位时间所有进入气缸的实际量（这是实际所有气体质量流动速率，下文称为“所有气体流动速率 Gcyl”）而得到的值（ $Ract = Gegr / Gcyl$ ）。EGR 气体流动速率 Gegr 等于由所有气体流动速率 Gcyl 减去每单位时间进入气缸的新鲜空气量（这是空气质量

流动速率，下文称为“实际新鲜空气流动速率 G_{aact} ”）而得到的值。因而，如框图 B1 所示，CPU61 根据下列表达式（1）计算实际 EGR 率 R_{act} 。

$$R_{act} = \frac{G_{cyl} - G_{aact}}{G_{cyl}} \quad \dots (1)$$

获得实际新鲜空气流动速率 G_{aact}

用在表达式（1）中的实际新鲜空气流动速率 G_{aact} 关于通过空气流量计 71 所测的新鲜空气流动速率 G_a 随时间延迟而改变，因此通常等于通过进行用于所测新鲜空气流动速率 G_a 的第一级延迟过程而获得的值。因而 CPU61 根据下列表达式（2）计算实际新鲜空气流动速率比 G_{aact} ，该表达式（2）在框图 B2 表示，用于进行所测新鲜空气流动速率 G_a 的第一级延迟过程。 α 是假定在 0 至 1 之间的一个常数。值得注意的是， $G_{aact}(n)$ 表示由当前计算获得的实际新鲜空气流动速率 G_{aact} ； $G_{aact}(n-1)$ 表示由以前计算获得的实际新鲜空气流动速率 G_{aact} ，该以前计算在早于当前计算一个预定时间进行； $G_a(n)$ 表示在当前计算时根据空气流量计 71 的输出所测量的新鲜空气流动速率 G_a 。

$$G_{aact}(n) = \alpha \cdot G_{aact}(n-1) + (1-\alpha) \cdot G_a(n) \quad \dots (2)$$

获得所有气体流动速率 G_{cyl}

如从气体状态方程可以推出，所有气体流动速率 G_{cyl} 假定为相应于节气阀 33 的下游进气管内压力（进气压力） P_b 和进入内燃机 10 气缸的气体的温度（进气温度） T_{bout} 的一个值，该所有气体流动速率 G_{cyl} 对于进行表达式（1）的计算也是必要的。下文，进入内燃机 10 气缸的气体的温度（进气温度） T_{bout} 被称为“进气歧管出口气体温度 T_{bout} ”。

实际上，所有气体流动速率 G_{cyl} 受到残留在内燃机 10 气缸中的气体量的影响。因而，如框图 B3 所示，根据试验导出如下列表达式（3）

所示的公式，CPU61 计算所有气体流动速率 G_{cyl} 。在表达式（3）中， a 和 b 是实验确定的相互匹配的常数，当常数 a 和 b 确定后 T_{base} 表示进气歧管出口气体温度（参考温度）。表达式（3）中所用的进气压力（增压压力） P_b 由进气压力传感器 73 所获得。

$$G_{cyl} = \frac{T_{base}}{T_{bout}} (a \cdot P_b + b) \cdots (3)$$

获得实际气体温度 T_{bout}

为了进行表达式（3）的计算，必须得到进气歧管出口气体温度 T_{bout} 。如框图 B4 所示，CPU61 依据下列表达式（4）计算进气歧管出口气体温度 T_{bout} 。

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

在表达式（4）中，

T_{bin} 表示进气歧管 31 内 EGR 控制阀 52 的出口侧区域内的混合气体的温度；即，EGR 气体和新鲜空气相混合的区域（下文简称为“汇合部分”或“进气歧管入口”），如图 3 所示，并且在下文进气歧管入口的混合气温度称为“进气歧管入口气体温度 T_{bin} ”；

T_{wallim} 表示进气歧管 31 从进气歧管入口延伸导相应进气阀的管壁温度，下文该管壁温度被称为“进气歧管管壁温度 T_{wallim} ”；

η_{im} 表示进气歧管 31 在进气歧管入口和进气歧管出口（由进气阀开启和关闭的部分）之间延伸的区域的导热率（冷却效率），下文该导热率被称为“进气歧管导热率 η_{im} ”。

上述表达式（4）考虑了进气歧管 31 的壁面和进入气缸的气体之间的热交换，以及进气歧管 31 的壁面和外界空气（进气歧管 31 外部的空气）的热交换。这些热交换用右边第二项（ $\eta_{im} \cdot (T_{bin} - T_{wallim})$ ）表示。这个值 $\eta_{im} \cdot (T_{bin} - T_{wallim})$ 是一个温度变化，该温度变化相应于表示当进气空气通过进气歧管 31 时进气（新鲜空气 + EGR 气体）温度

变化的值。

气体（进气空气）和气体流动管（进气歧管 31）之间的热交换与入口气体的温度和气体流动管的管壁温度之间的差值具有很强的相关性（例如，比例关系）。此外，导热率可以适当地表示该气体和气体流动管管壁之间的热交换以及气体流动管管壁和外界的热交换。因此，上述构造能够简单并精确的推定热交换，从而能够精确的推定温度变化相应值。

同时，为了通过表达式（4）获得进气歧管出口气体温度 T_{bout} ，必须得到表达式（4）右边的各个值（ T_{bin} 、 T_{wallim} 、 η_{im} ）。获得这些值的过程将根据独立的基础说明。

获得进气歧管入口气体温度 T_{bin}

如框图 B5 所示，CPU61 依据下列表达式（5）计算进气歧管入口气体温度 T_{bin} ，表达式（5）根据能量守恒原理。

$$T_{bin} = (Ga_{act} \cdot Ta \cdot C_{air} + Ge_{gr} \cdot T_{egr} \cdot C_{egr}) / (Ga_{ll} \cdot C_{ave}) \quad \cdots (5)$$

表达式（5）右边的各个值将参考图 3 进行描述。

Ga_{act} 表示前述实际新鲜空气流动速率，依据表达式（2）由上述框图 B2 而得到；

Ta 表示前述新鲜空气温度，由新鲜空气温度传感器 72 测得。

C_{air} 表示新鲜空气的比热（新鲜空气比热），为事先给出的一个常数。

Ge_{gr} 表示前述 EGR 气体流动速率，由下述方法获得。

T_{egr} 表示恰好在 EGR 气体和新鲜空气于汇合部分混合前的温度。具体地，温度 T_{egr} 是 EGR 气体出口处的 EGR 气体温度，下文被称为“废气循环管出口 EGR 气体温度 (EGR 通道出口 EGR 气体温度) T_{egr} ”，该 EGR 气体出口是废气循环管 51 与进气通道相连的连接部分。该废气循环管出口 EGR 气体温度 T_{egr} 由下述方法获得。

C_{egr} 表示 EGR 气体的比热 (EGR 气体比热)，是事先所给出的常数。

G_{all} 表示 EGR 气体和新鲜空气的总的混合量；即，实际新鲜空气流动速率 G_{aact} 和 EGR 气体流动速率 G_{egr} 之和，下文被称为“进气歧管入口气体流动速率 G_{all} ”。

C_{ave} 表示 EGR 气体和新鲜空气混合物的比热 (混合气体比热)，是事先给定的一个常数。

为了用表达式 (5) 获得进气歧管入口气体温度 T_{bin} ，必须得到废气循环管出口 EGR 气体温度 T_{egr} 、EGR 气体流动速率 G_{egr} 和进气歧管入口气体流动速率 G_{all} 。获得这些值的过程将根据独立的基础说明。

获得废气循环管出口 EGR 气体温度 T_{egr}

如框图 B6 所示，CPU61 依据下列表达式 (6) 计算废气循环管出口 EGR 气体温度 T_{egr} 。框图 B6 用作出口 EGR 气体温度推定装置。

$$T_{egr} = T_{ex} - \eta_{egr} \cdot (T_{ex} - T_{HW}) \cdots (6)$$

在表达式 (6) 中， T_{ex} 表示在废气循环管 51 和排气歧管 41 之间的连接部分附近的废气循环管 51 入口的 EGR 气体温度 (即，排气歧管 41 和废气循环管 51 之间的连接部分附近的废气温度)，下文被称为“废气循环管入口 EGR 气体温度 (EGR 通道入口 EGR 气体温度) T_{ex} ”；

η_{egr} 表示 EGR 气体冷却装置 53 的冷却效率（导热率）；和
 THW 表示内燃机 10 的冷却水温度，因为 EGR 气体冷却装置 53
 的冷却液是内燃机冷却水，该温度等于冷却液温度 Treibai。

上述表达式（6）考虑了 EGR 气体冷却装置 53（它的冷却截面）
 和流经 EGR 气体冷却装置 53 的 EGR 气体之间的热交换。也就是说，
 表达式（6）右边第二项（ $\eta_{\text{egr}} \cdot (\text{Tex} - \text{THW})$ ）是温度变化，该温度变
 化相应于表示当 EGR 气体流经 EGR 气体冷却装置 53 时的温度变化的
 值。

实际上，在 EGR 气体的一部分流进废气循环管 51 入口的时间点
 和 EGR 气体到达废气循环管 51 的出口的时间点之间的一段时期中，
 EGR 气体的每一部分和废气循环管 51 的壁面发生热交换。然而，EGR
 气体和废气循环管 51 的壁面之间的热交换量相对于 EGR 气体和 EGR
 气体冷却装置 53 之间的热交换量相比是相当小的。因而，表达式（6）
 右边第二项（ $\eta_{\text{egr}} \cdot (\text{Tex} - \text{THW})$ ）基本上等于表示在进入废气循环管
 51 入口和到达废气循环管 51 出口之间的时期内 EGR 气体温度的变化
 的值。

同时，为了用表达式（6）获得废气循环管出口 EGR 气体温度 Tegr ，
 必须得到上述废气循环管入口 EGR 气体温度 Tex 和上述 EGR 气体冷
 却装置的冷却效率 η_{egr} 。获得这些值的过程将根据独立的基础说明。

获得废气循环管入口 EGR 气体温度 Tex

如框图 B8 和 B9 所示，CPU61 依据下列表达式（7）计算废气循
 环管入口 EGR 气体温度 Tex （废气温度 Tex ）。框图 B8 和 B9 用作 EGR
 气体温度获得装置。

$$\text{Tex} = f_{\text{Tex}}(\text{XTex}) \quad (7)$$

$$\text{XTex} = G_{\text{f}}^{\text{a}} / G_{\text{aact}}$$

或 $X_{Tex} = (G_f^a / G_{aact}) (P_b / P_{ex})$

或 $X_{Tex} = G_f \Phi$

或 $X_{Tex} = G_f \Phi (P_b / P_{ex})$

$\Phi = G_f / G_a$

其中 G_f : 每单位时间的燃油喷射量 (g/s);

G_{aact} : 实际新鲜空气流动速率 (g/s);

P_b : 增压压力;

P_{ex} : 排气歧管气体压力;

Φ : 流动速率比 (等价比);

a : 常数。

在表达式 (7) 中, 每单位时间燃油喷射量 G_f 可以根据指示燃油喷射量 q_{fin} 和内燃机转速 NE 来得到, 如图 4 的框图 BP3 所示 (例如, $G_f = k_{Gf} \cdot q_{fin} \cdot NE$ (k_{Gf} : 常数));

实际新鲜空气流动速率 G_{aact} 根据表达式 (2) 由上述框图 B2 获得;

增压压力 P_b 为进气压力 P_b , 由进气压力传感器 73 得到; 以及排气歧管气体压力 P_{ex} 由下述方法获得。

上述表达式 (7) 是根据一个发现, 即 “废气循环管入口 EGR 气体温度 T_{ex} 很大程度取决于供给到气缸的能量 (生热量), 并把气缸内产生的热量传递给气体”。供给到气缸的能量与燃油喷射量 G_f 有很强的相关性。此外, 气缸内产生的热量向气体的传递与实际新鲜空气流动速率 G_{aact} (实际新鲜空气流动速率 G_{aact} 不有助于生热, 但有助于降低废气温度), 或与气体比热相关的流动速率比 Φ 有很强的相关性。因此, 在表达式 (7) 中, 上述值可选择地用作变量 X_{Tex} 。

值得注意的是, 用作变量 X_{Tex} 的一个值 (增压压力 P_b /排气歧管气体压力 P_{ex}) 表示废气通过排气歧管 41 的容易度 (停留在排气歧管 41 内的容易度)。废气停留在排气歧管 41 内的时间越长, 废气和排气

歧管 41 外部的热传递量就越多。因而，通过引入（增压压力 P_b /排气歧管气体压力 P_{ex} ）作为参数，提高了废气循环管入口 EGR 气体温度 T_{ex} 的推定精确性。此外，增压压力 P_b 与 EGR 气体量相关，并当 EGR 气体量增加时，开始燃烧时的温度增加，因而废气温度 T_{ex} （废气循环管入口 EGR 气体温度 T_{ex} ）增加。从这点上，使用增压压力 P_b 作为参数有助于改进废气温度 T_{ex} 的推定精确性。

对于每个内燃机类型确定表达式（7）中的函数 fT_{ex} 和常数 a 。下面是确定函数 fT_{ex} 和常数 a 的过程的例子。

（步骤 1）改变内燃机的操作条件，针对此要确定函数 fT_{ex} 和常数 a ；并测量所需内燃机状态量（ G_f 、 G_{aact} 、 P_b 、 P_{ex} 、 T_{ex} ）。

（步骤 2）根据测量结果，常数 a 是这样确定的：变量 XT_{ex} 和 EGR 气体温度 T_{ex} 的实际测量值表现出很密切的相关性。值得注意的是，当包含流动速率比 Φ 的值用作变量 XT_{ex} 时，忽略常数 a 的值的调整（确定）。

（步骤 3）根据依据所确定的常数 a 确定的变量 XT_{ex} ，以及 EGR 气体温度 T_{ex} 的实际测量值，确定函数 fT_{ex} 。

图 5 表示在选择 $G_f\Phi$ （ P_b/P_{ex} ）作为变量 XT_{ex} 的情况下、变量 XT_{ex} 和实际测量的废气循环管入口 EGR 气体温度 T_{ex} 之间的关系的一个例子。在这种情况下，函数 fT_{ex} 如下确定。

$$T_{ex} = fT_{ex}(XT_{ex}) = 545.9XT_{ex}^{0.3489}$$

获得排气歧管气体压力 P_{ex}

在包含排气歧管气体压力 P_{ex} 的变量用作上述表达式（7）的变量 XT_{ex} 的情况下，必须得到排气歧管气体压力 P_{ex} 。如图 4 的原理框图

所示，CPU61 依据下列表达式（8）计算排气歧管气体压力 P_{ex} 。

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

其中 G_f ：每单位时间的燃油喷射量（g/s）；

G_{aact} ：实际新鲜空气流动速率（g/s）；

P_b ：增压压力；

K_{vn} ：可变容积涡轮增压器的节气系数；

A_{vn} ：可变容积涡轮增压器的开度（0—100%）；

a_{vn} ：正常数。

在表达式（8）中，燃油喷射量 G_f 根据指示燃油喷射量 q_{fin} 和内燃机转速 NE 而得到，如图 4 的框图 BP3 所示；

实际新鲜空气流动速率根据表达式（2）由上述框图 B2 得到；

增压压力 P_b 是进气压力 P_b ，由进气压力传感器 73 获得；以及

可变容积涡轮增压器的开度 A_{vn} 是参照图表所确定的值，如图 4 的框图 BP4 所示，其中指示燃油喷射量 q_{fin} 和内燃机转速 NE 用作自变量。

CPU61 以这样的方式把驱动信号提供给涡轮增压节气阀 35c：涡轮增压节气阀 35c 的开度与值 A_{vn} 一致。此外，在框图 BP5 中，常数 a_{vn} 加入可变容积涡轮增压器的开度 A_{vn} 中，从而开度 A_{vn} 转化为表达式（8）中的可变容积涡轮增压器节气系数 K_{vn} 。值得注意的是，如下所述，可以这样设置目标增压压力并且确定值 A_{vn} ：实际增压压力变为等于目标增压压力。

上述表达式（8）基于这一发现：“排气歧管气体压力 P_{ex} 与流入气缸的气体量（ $G_{aact} + G_f$ ）、涡轮增压节气阀 35c 的开度 A_{vn} 和增压压力有很强的相关性，增压压力代表了涡轮增压器 35 的涡轮 35b 的阻

抗”。

对于每种内燃机类型，确定表达式（8）的函数 f_{Pex} 和常数 avn 。下面是确定函数 f_{Pex} 和常数 avn 的过程的一个例子。

（步骤 1）改变内燃机的操作条件，针对此要确定函数 f_{Pex} 和常数 avn ；并测量所需内燃机状态量（ Gf 、 $Gaact$ 、 Pb 、 Avn 、 Pex ）。

（步骤 2）根据测量结果，常数 avn 是这样确定的：变量 $XPex$ 和排气歧管气体压力 Pex 表现出很密切的相关性。

（步骤 3）根据依据所确定的常数 avn 确定的变量 $XPex$ ，以及排气歧管气体压力 Pex 的实际测量值，确定函数 f_{Pex} 。

图 6 表示以上述方式用于确定函数 f_{Pex} 的测量值。在这种情况下，函数 f_{Pex} 通过下列表达式（9）的表达所确定。如上所述，在本实施例中，排气压力 Pex 可以不使用排气压力传感器而得到，从而降低了该装置的成本。

$$Pex = f_{Pex}(XPex) = -2 \cdot 10^{-8} \cdot XPex^2 + 0.059 \cdot XPex + 100.59 \quad \cdots (9)$$

通过上述过程，可以得到为获得表达式（7）的变量 $XTex$ 所需的各种值（ Gf 、 $Gaact$ 、 Pb 、 Pex ）。因而，通过进行依据表达式（7）的计算，CPU61 获得废气循环管入口气体温度 Tex （废气温度 Tex ）。同时，为了用表达式（6）获得废气循环管出口 EGR 气体温度 $Tegr$ ，还必须获得 EGR 气体冷却装置的冷却效率 η_{egr} 。

获得 EGR 气体冷却装置的冷却效率 η_{egr}

如图 2 的框图 B10 所示，CPU61 依据下列表达式（10）计算 EGR 气体冷却装置的冷却效率 η_{egr} 。框图 B10 用作冷却装置冷却效率获得

装置（推定装置）。

$$\eta_{\text{egr}} = f\eta_{\text{egr}}(\text{Gegr}/\text{Tex}) \quad \cdots (10)$$

如表达式(10)所示,为了获得 EGR 气体冷却装置的冷却效率 η_{egr} ,必须获得上述废气循环管入口 EGR 气体温度 Tex 和 EGR 气体流动速率 Gegr 。废气循环管入口 EGR 气体温度 Tex 依据上述表达式(7)由框图 B8 和 B9 而获得。EGR 气体流动速率 Gegr 依据下面的表达式(11)由下面将说明的框图 B12 获得。

值得注意的是,相应于 EGR 气体流动速率 Gegr 的值(EGR 气体流动速率相应值)可以用作表达式(10)中的 EGR 气体流动速率 Gegr 。例如,在废气循环管 51 的预定位置,EGR 气体流动速率 Gegr 可用 EGR 气体流动速度 Vegr 替换。因为 EGR 通道的形状(EGR 通道由废气循环管 51 和 EGR 气体冷却装置 53 所形成)是已知的,所以 EGR 气体流动速率 Gegr 可以根据 EGR 气体流动速度 Vegr 而推定。这是 EGR 气体流动速率 Gegr 可以替换为 EGR 气体流动速度 Vegr 的原因。EGR 气体流动速度 Vegr 可以直接由放置于废气循环管 51 中的流动速度传感器获得。

针对每种内燃机类型确定表达式(10)中的函数 $f\eta_{\text{egr}}$ 。下面是确定函数 $f\eta_{\text{egr}}$ 过程的一个例子。

(步骤 1) 改变内燃机的操作条件,针对此要确定函数 $f\eta_{\text{egr}}$; 并测量所需内燃机状态量 (Gegr 、 Tex 、 $f\eta_{\text{egr}}$)。

(步骤 2) 根据测量结果, η_{egr} 和 Gegr/Tex 之间的关系以图 7 所示的图表确定。

(步骤 3) 函数 $f\eta_{\text{egr}}$ 根据步骤 2 中制定的图表而确定。

如图 17 所示, 当废气循环管入口 EGR 气体温度 T_{ex} 变化时, 冷却效率 η_{egr} 和 EGR 气体流动速率 G_{egr} 之间的关系也变化。相反地, 如图 7 所示, 冷却效率 η_{egr} 和 EGR 气体流动速率 G_{egr} 除以废气循环管入口 EGR 气体温度 T_{ex} 的商 (G_{egr}/T_{ex}) 的关系是唯一确定的, 与废气循环管入口 EGR 气体温度 T_{ex} 无关。换句话说, 因为实验揭示冷却效率 η_{egr} 一般与废气循环管入口 EGR 气体温度 T_{ex} 成比例, 所以函数 $f\eta_{egr}$ 可以简单地通过使用值 (G_{egr}/T_{ex}) 作为变量时由冷却效率 η_{egr} 而获得。

在本装置中, 上述函数 $f\eta_{egr}$ 以函数的形式被存储在 ROM62, 或由 G_{egr}/T_{ex} 的值和 η_{egr} 的组合组成的数据以运算表 (一维映射表) 的形式存储在 ROM62 中; 实际获得的冷却效率 η_{egr} 根据 G_{egr}/T_{ex} 的实际值和所存储的函数或运算表而获得。值得注意的是, 当电控装置 60 有剩余的运算能力和/或储存容量时, 使用这样的方法: 当内燃机的操作条件改变时, 测量 G_{egr} 、 T_{ex} 和 η_{egr} 的值; 所测量的数据以运算表 $Map\eta_{egr}$ (二维映射表) 的形式存储在 ROM62 中; 并且实际冷却效率 η_{egr} 根据实际 EGR 气体流动速率 G_{egr} 、实际废气循环管入口 EGR 气体温度 T_{ex} 和所存储的运算表 $Map\eta_{egr}$ 而获得。作为另一种选择, 可以使用这样的方法: 对于每一个废气循环管入口 EGR 气体温度 T_{ex} , 获得用于由 EGR 气体流动速率 G_{egr} 确定冷却效率 η_{egr} 的函数 $gT_{ex}(G_{egr})$ 并存储在 ROM 中; 根据实际废气循环管入口 EGR 气体温度 T_{ex} , 从多个所存储的函数 gT_{ex} 中选择出本征函数 gT_{ex} ; 并且由所选择的函数 gT_{ex} 和实际 EGR 气体流动速率 G_{egr} 获得实际冷却效率 η_{egr} 。

通过以上过程, 获得废气循环管入口 EGR 气体温度 T_{ex} 、EGR 气体冷却装置的冷却效率 η_{egr} 和冷却水温度 THW (冷却剂温度 T_{reibai}), 这些都是进行根据表达式 (6) 的框图 B6 的计算所需要的。因此, CPU61 能够用表达式 (6) 获得废气循环管出口 EGR 气体温度 T_{egr} 。目前, 需要上述变量 EGR 气体流动速率 G_{egr} 和进气歧管入口气体流动速率

Gall 用于进行表达式 (5) 的计算。如下获得这些值。

获得 EGR 气体流动速率 Gegr

EGR 气体流动速率 Gegr 可以由通过 EGR 控制阀 52 的气压差 (Pex-Pb) 和 EGR 控制阀开度指示值 SEGR 而获得, SEGR 表示 EGR 控制阀 52 的开度。也就是说, 如框图 B12 所示, CPU61 根据下列表达式 (11) 计算 EGR 气体流动速率 Gegr。框图 B12 用作 EGR 气体流动速率的相应值获得装置。值得注意的是, 函数 fGegr 预先由实验获得并存储在 ROM62 中。

$$Gegr = fGegr(Pex-Pb, SEGR) \quad \cdots (11)$$

在表达式 (11) 中, 排气歧管气体压力 Pex 依据上述表达式 (8) 由图 4 的框图 BP1 而获得。增压压力 Pb 由进气压力传感器 73 而获得。EGR 控制阀开度指示值 SEGR 是 CPU61 提供给 EGR 控制阀 52 的指示值。在这种情况下, 取代 EGR 控制阀开度指示值 SEGR, 可以使用来自检测 EGR 控制阀 52 的开度 (提升量) 的传感器的信号。

获得进气歧管入口气体流动速率 Gall

如上所述, 进气歧管入口气体流动速率 Gall 是实际新鲜空气流动速率 Gaact 和 EGR 气体流动速率 Gegr 之和。如框图 B13 所示, CPU61 依据下列表达式 (12) 计算进气歧管入口气体流动速率 Gall。

$$Gall = Gaact + Gegr \quad \cdots (12)$$

根据上述表达式 (2) 由框图 B2 获得表达式 (12) 中的实际新鲜空气流动速率 Gaact。根据上述表达式 (11) 由框图 B12 获得 EGR 气体流动速率 Gegr。

通过上述过程, 获得进行表达式 (5) 的计算所要的各种值。因而,

CPU61 依据表达式 (5) 由框图 B5 获得进气歧管入口气体温度 T_{bin} 。同时, 目前, 需要上述变量进气歧管管壁温度 T_{wallim} 和进气歧管导热率 η_{im} , 用于由表达式 (4) (框图 B4) 而获得进气歧管出口气体温度 T_{bout} 。如下获得这些值。

获得进气歧管管壁温度 T_{wallim}

进气歧管管壁温度 T_{wallim} 与水温传感器 75 所测的冷却水温度 THW 有很强的相关性。因此, 当使用函数 $f1 T_{wallim}$ 时, 通过框图 B14, CPU61 依据下列表达式 (13) 计算进气歧管管壁温度 T_{wallim} , 该函数 $f1 T_{wallim}$ 提供随冷却水温度 THW 增加的值。值得注意的是, 函数 $f1 T_{wallim}$ 预先由实验获得并存储在 ROM62 中。

$$T_{wallim} = f1 T_{wallim}(THW) \quad \dots (13)$$

获得进气歧管导热率 η_{im}

如框图 B15 和 B16 所示, CPU61 依据下列表达式 (14) 计算进气歧管导热率 η_{im} 。

$$\left. \begin{array}{l} \eta_{im} = f\eta_{im}(V_{im}, THW) \\ V_{im} = fV_{im}(G_{all}) \end{array} \right\} \dots (14)$$

在表达式 (14) 中, V_{im} 表示进气歧管内的气体流动速度 (下文称为“进气歧管气体流动速度 V_{im} ”)。因为已知进气歧管 31 的形状, 如上述表达式 (14) 所示, 进气歧管气体流动速度 V_{im} 可以根据进气歧管入口气体流动速率 G_{all} 而获得。进气歧管入口气体流动速率 G_{all} 依据上述表达式 (12) 由框图 B13 而获得。

值得注意的是, 进气歧管气体流动速度 V_{im} 可直接由放置于进气歧管 31 的流动速度传感器的输出而获得。虽然进气歧管气体流动速度 V_{im} 用作表达式 (14) 的函数 $f\eta_{im}$ 的变量, 但进气歧管入口气体流动速率 G_{all} 也可用作变量取代进气歧管气体流动速度 V_{im} 。

上述表达式(14)基于这一发现：“进气歧管导热率 η_{im} 很大程度地受进气歧管 31 内的气体流动速度 V_{im} 的影响”。虽然在表达式(14)中，为了获得进气歧管导热率 η_{im} ，冷却水温度 THW 也用作变量，然而可以不使用冷却水温度 THW ，而是通过用进气歧管气体流动速度 V_{im} 的函数($\eta_{im}=f_{\eta_{im}}(V_{im})$)或进气歧管入口气体流动速率 G_{all} 的函数($\eta_{im}=f_{\eta_{im}}(G_{all})$)，获得进气歧管导热率 η_{im} 。

因为函数 $f_{\eta_{im}}$ 随内燃机的类型而变化，所以通过对比实际测量值，针对每种类型确定函数 $f_{\eta_{im}}$ 。图 8 表示针对一种特定内燃机的实际测量值。在图 8 的例子中，函数 $f_{\eta_{im}}$ 如下列表达式(15)而确定。

$$\begin{aligned}\eta_{im} &= f_{\eta_{im}}(V_{im}, THW) \\ &= (-0.000061 \cdot THW^2 + 0.003378 \cdot THW - 0.180831) \cdot \ln(V_{im}) \\ &\quad + (0.000048 \cdot THW^2 - 0.000227 \cdot THW + 0.509251) \quad \dots (15)\end{aligned}$$

通过上述过程，获得进行表达式(4)的计算所需的各种值(T_{bin} 、 η_{im} 、 T_{wallim})。于是，CPU61 根据表达式(4)由框图 B4 获得进气歧管出口气体温度 T_{bout} 。因而，CPU61 根据表达式(3)由框图 B3 获得表示内燃机 10 的所有进气量的所有气体流动速率 G_{cyl} 。从而 CPU61 根据表达式(1)由框图 B1 获得实际 EGR 率 R_{act} 。

下面将描述内燃机 10 的各种控制，运用上述方法中获得的各种值执行这些控制。

燃油喷射量控制和燃油喷射正时控制

CPU61 按预定的间隔重复执行如图 9 的流程图所示的程序，该程序适用于控制燃油喷射量和燃油喷射正时。因此，当到达预定正时时，CPU61 从步骤 900 开始该过程，然后前进到步骤 905 以至于从加速器开度 $Accp$ 、内燃机转速 NE 和运算表(映射表) $Mapqfin$ 获得指示燃油

喷射量 q_{fin} ，如图 10 所示。运算表 $Map_{q_{fin}}$ 确定了加速器开度 $Accp$ 和内燃机转速 NE 与指示燃油喷射量 q_{fin} 之间的关系；并存储在 ROM62 中。

随后，CPU61 前进到步骤 910 以便由指示燃油喷射量 q_{fin} 、内燃机 NE 和运算表 Map_{finj} 确定基准燃油喷射正时 $finj$ ，如图 11 所示。运算表 Map_{finj} 确定了指示燃油喷射量 q_{fin} 和内燃机 NE 与基准燃油喷射正时 $finj$ 之间的关系；并存储在 ROM62 中。

随后 CPU61 前进到步骤 915 以便由指示燃油喷射量 q_{fin} 、内燃机 NE 和运算表 $Map_{Tboutref}$ 确定进气歧管出口气体温度参考值 $Tboutref$ ，如图 12 所示。该运算表 $Map_{Tboutref}$ 确定了指示燃油喷射量 q_{fin} 和内燃机 NE 与进气歧管出口气体温度参考值 $Tboutref$ 之间的关系；并存储在 ROM62 中。该进气歧管出口气体温度参考值 $Tboutref$ 表示当使用基准燃油喷射正时 $finj$ 时在进气歧管 31 的出口的气体温度 $Tbout$ ，该基准燃油喷射正时 $finj$ 使用图 11 所示的结合指示燃油喷射量 q_{fin} 和内燃机转速 NE 的运算图而确定。

接下来，CPU61 前进到步骤 920 以便根据步骤 915 中确定的进气歧管出口气体温度参考值 $Tboutref$ 、进气歧管出口气体温度参考值 $Tboutref$ 和实际进气歧管出口气体温度 $Tbout$ 之间的差（ $Tboutref - Tbout$ ）和运算表 $Map_{\Delta\theta}$ 来确定喷射正时校正值 $\Delta\theta$ ，如图 13 所示。其中 $Tbout$ 由图 2 所示的框图 B4 获得。运算表 $Map_{\Delta\theta}$ 确定了差值（ $Tboutref - Tbout$ ）和喷射正时校正值 $\Delta\theta$ 之间的关系；并存储在 ROM62 中。

随后，CPU61 前进到步骤 925 以便由喷射正时校正值 $\Delta\theta$ 校正基准燃油喷射正时 $finj$ 从而获得最终喷射正时 $finj_{final}$ 。如上所述，上述步骤 915 至 925 依据进气歧管出口气体温度 $Tbout$ 校正喷射正时。在这种情况下，从图 13 可以看清楚，当进气歧管出口气体温度 $Tbout$ 变得高

于进气歧管出口气体温度参考值 $T_{boutref}$ 时, 喷射正时校正值 $\Delta\theta$ 假设相应于它们之间的差为负值, 所以最终喷射正时 $finjfinal$ 向延迟一侧转移。相反地, 当进气歧管出口气体温度 T_{bout} 变得低于进气歧管出口气体温度参考值 $T_{boutref}$ 时, 喷射正时校正值 $\Delta\theta$ 假设相应于它们之间的差为正值, 所以最终喷射正时 $finjfinal$ 向提前一侧转移。

以上述方法确定喷射正时的原因如下。当进气歧管出口气体温度 T_{bout} 很高时, 燃油的可燃性好于温度 T_{bout} 低的情况。因此, 即使延迟燃油喷射正时, 可燃性也不会变差, 并且可以减少 NO_x 的排放。相反地, 当进气歧管出口气体温度 T_{bout} 很低时, 燃油的可燃性变差。因此, 提前燃油喷射正时以保持可燃性。这种操作改善了内燃机 10 的输出性能并降低 NO_x 的排放。

在随后的步骤 930 中, CPU61 确定当前时刻是否与步骤 925 所确定的最终喷射正时 $finjfinal$ 一致。当前时刻与最终喷射正时 $finjfinal$ 一致时, CPU61 前进到步骤 935 以便使达到喷射正时的气缸的燃油喷射阀 21 喷射数量相应于步骤 905 中确定的指示燃油喷射量 q_{fin} 的燃油。随后, CPU61 前进到步骤 995 从而结束当前程序。当步骤 930 中的确定结果为“否”时, CPU61 直接前进到步骤 995 从而结束当前程序。通过上述过程, 实现燃油喷射量控制和燃油喷射正时控制。

EGR 控制

接下来描述 EGR 率控制。CPU61 以预定间隔重复执行如图 14 的流程图所示的程序, 该程序适于控制 EGR 率。因此, 当达到预定正时时, CPU61 从步骤 1400 开始该过程, 然后前进到步骤 1405 以便由当前时刻的指示燃油喷射量 q_{fin} 、当前时刻内燃机转速 NE 和当前步骤的框图所示的运算表 Map_{O2tgt} 确定目标吸入氧气浓度 $O2tgt$ 。运算表 Map_{O2tgt} 确定指示燃油喷射量 q_{fin} 和内燃机转速 NE 与目标吸入氧气浓度 $O2tgt$ 的关系。

随后,在步骤 1410 中,CPU61 由指示燃油喷射量 q_{fin} 和内燃机转速 NE 获得每单位时间内的供给燃油量 Q ;在随后的步骤 1415 中,CPU61 通过当前步骤的框图所示的表达式 ($\lambda=k\lambda \cdot Gaact/Q$) 获得过量空气比 λ 。 $k\lambda$ 是常数。在随后的步骤 1420 中,CPU61 根据在上述步骤 1405 中确定的目标吸入氧气浓度 $O2tgt$ 、在上述步骤 1415 获得的过量空气比 λ 和步骤 1420 的框图所示的表达式 ($Rtgt=\lambda \cdot (p \cdot O2tgt+q)$,其中 p 和 q 是常数) 而获得目标 EGR 率 $Rtgt$ 。值得注意的是,吸入氧气浓度、EGR 率和过量空气比之间的关系被详细地揭示出,例如,在日本专利申请公开号 10-141147 中。

接下来,在步骤 1425 中,CPU61 确定在图 2 所示的框图 B1 中得到的实际 EGR 率 $Ract$ 是否大于在上述步骤 1420 中获得的目标 EGR 率 $Rtgt$ 。当步骤 1425 中确定的结果为“是”时,CPU61 前进到步骤 1430 以便按预定量关闭 EGR 控制阀 52,从而降低 EGR 率。随后,CPU61 前进到步骤 1495 从而结束当前程序。相反地,当步骤 1425 中确定的结果为“否”时,CPU61 前进到步骤 1435 以便按预定量开启 EGR 控制阀 52,从而增加 EGR 率。随后,CPU61 前进到步骤 1495。由于上述操作,EGR 率是这样控制的:实际吸入氧气浓度变得等于目标吸入氧气浓度 $O2tgt$,从而降低 NO_x 和烟尘的排放。

在通过图 14 所示程序的 EGR 率控制中,CPU61 通过获得目标吸入氧气浓度 $O2tgt$ 并把该目标吸入氧气浓度 $O2tgt$ 转化为目标 EGR 率 $Rtgt$ 而控制 EGR 率。然而,EGR 率也可以如下控制。通过实际指示燃油喷射量 q_{fin} 、实际内燃机转速 NE 和图 15 所示的运算表 $MapRtgt$ 并确定指示燃油喷射量 q_{fin} 和内燃机转速 NE 与目标 EGR 率 $Rtgt$ 的关系,直接获得目标 EGR 率 $Rtgt$;EGR 控制阀 52 的开度是这样被控制的:实际 EGR 率 $Ract$ 变得等于目标 EGR 率 $Rtgt$ 。

增压压力控制

接下来,将说明增压压力控制。CPU61 以预定间隔重复执行未示

的用于控制增压压力的程序，以便以预定间隔由当前指示燃油喷射量 q_{fin} 、当前内燃机转速 NE 和图 16 所示的运算表 $MapP_{tgt}$ 来确定目标增压压力 P_{tgt} 。运算表 $MapP_{tgt}$ 确定指示燃油喷射量 q_{fin} 和内燃机转速 NE 与目标增压压力 P_{tgt} 之间的关系；并存储在 ROM62 中。

随后，CPU61 比较所确定的目标增压压力 P_{tgt} 和由进气压力传感器 73 所得到的实际增压压力 P_b ，并这样控制涡轮增压器节气阀 35c 的开度：实际增压压力 P_b 等于目标增压压力 P_{tgt} 。以这样的方式执行增压压力控制。

如上所述，在本发明的内燃机控制装置的实施例中，因为 EGR 气体冷却装置 53 的冷却效率是根据废气循环管入口 EGR 气体温度和 EGR 气体流动速率的相应值而获得的，所以提高了废气循环管出口 EGR 气体温度的推定精确性。此外，因为考虑了进气歧管 31 和新鲜空气和 EGR 气体的混合气（进气）而推定进气歧管出口气体温度 T_{bout} ，所以也提高了进气歧管出口气体温度 T_{bout} 的推定精确性。结果，能够精确地推定 EGR 率。

本发明不仅限于上述实施例，并且可以在本发明的范围内以不同方式进行改进。例如，排气歧管气体压力 P_{ex} 可以根据排气压力传感器的输出值而获得，该排气压力传感器放置在排气歧管 41 与废气循环管 51 相连的位置附近。

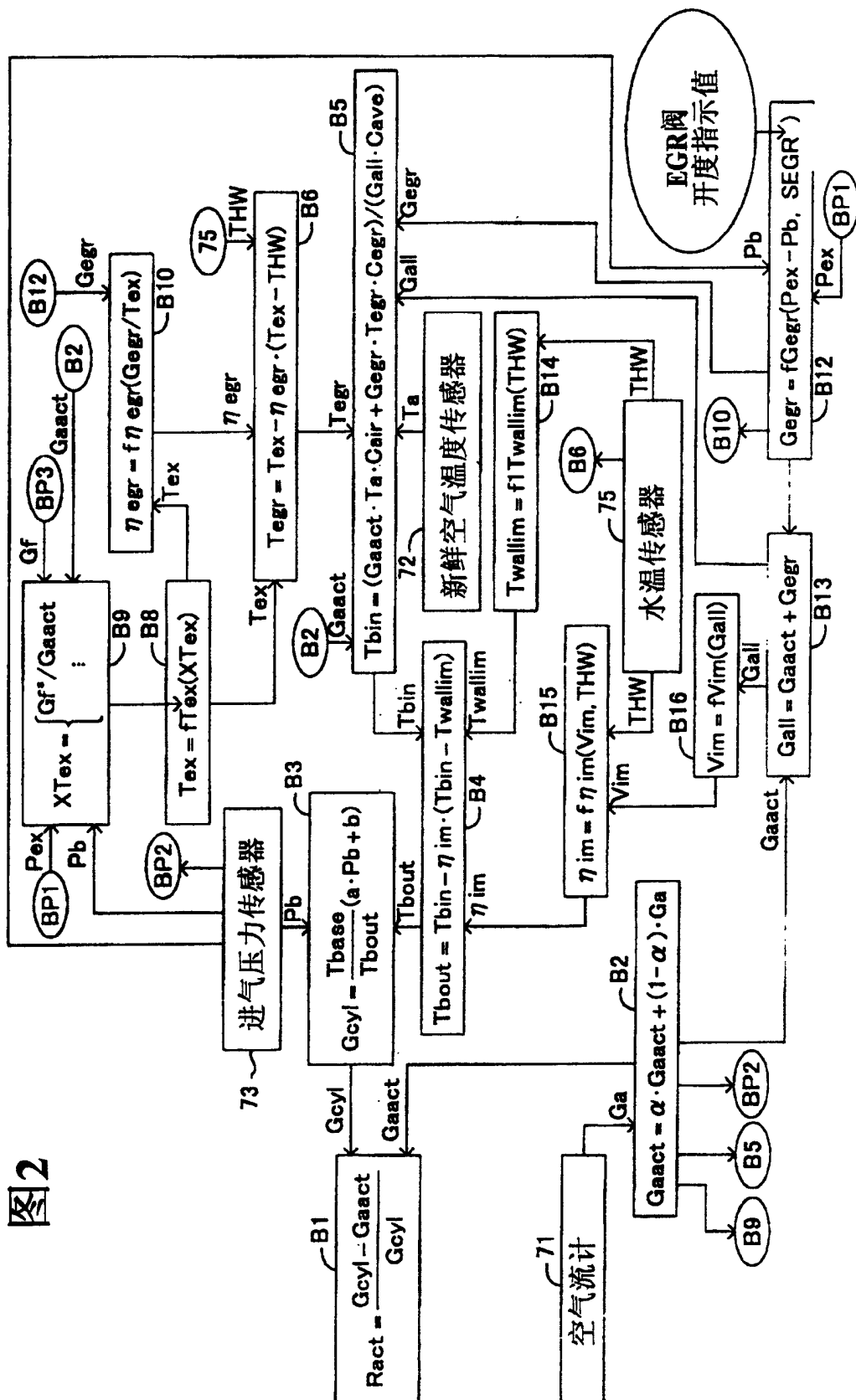


图3

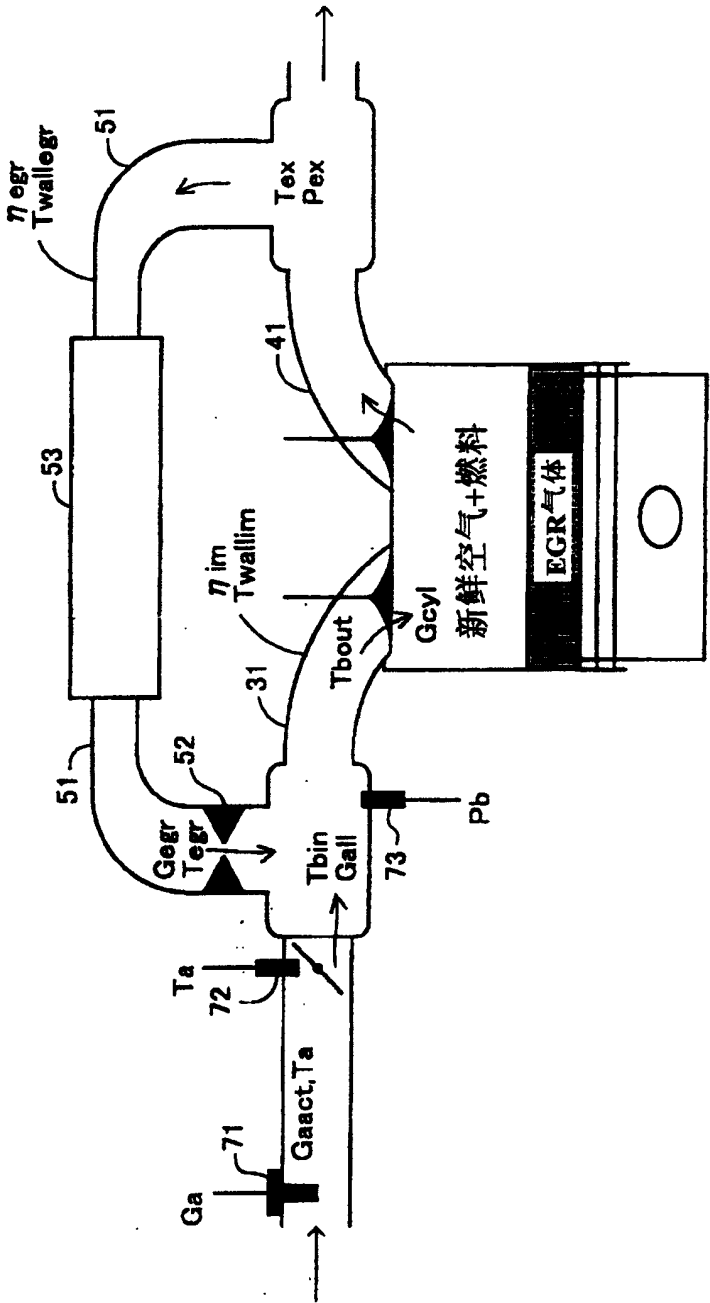


图4

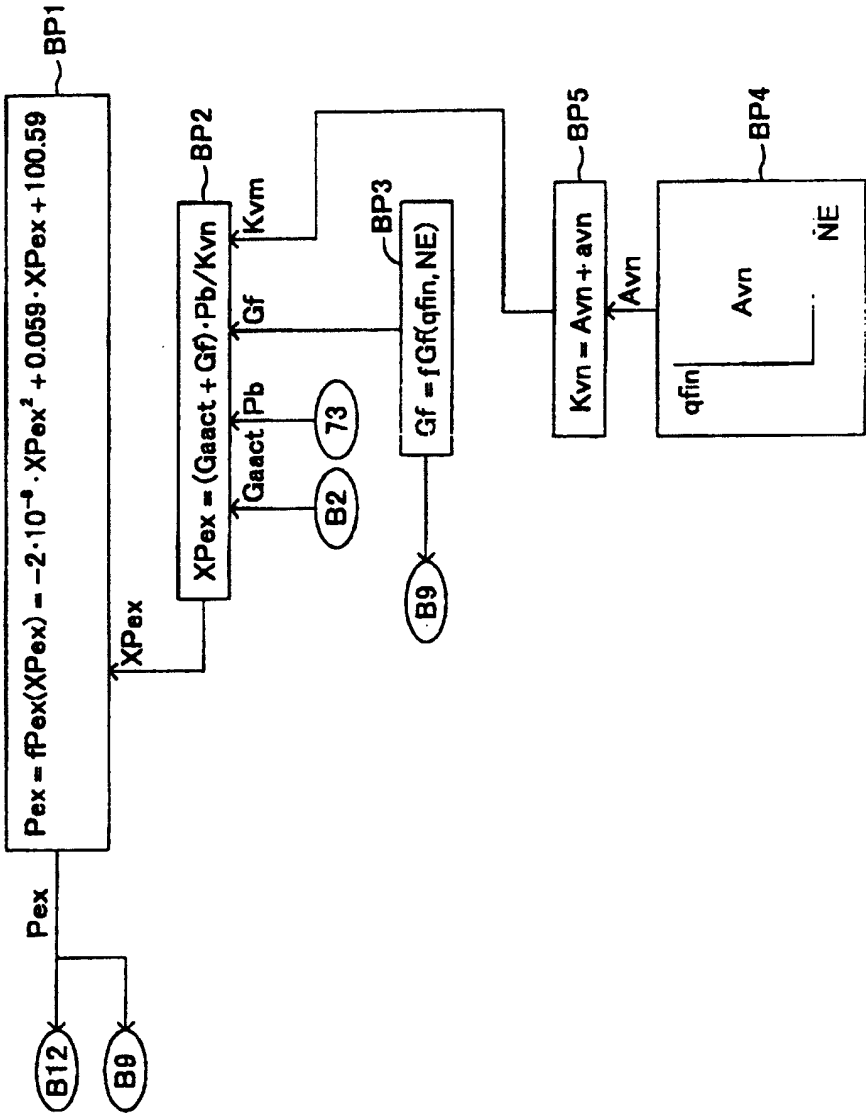
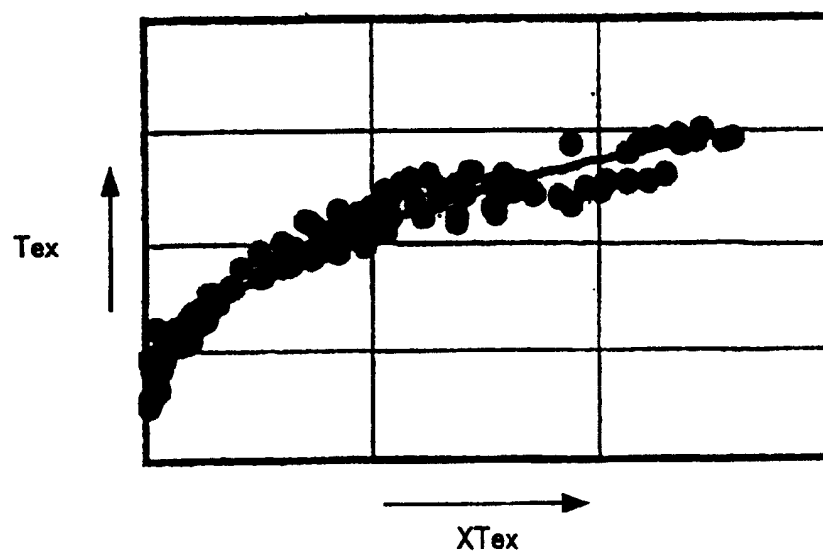
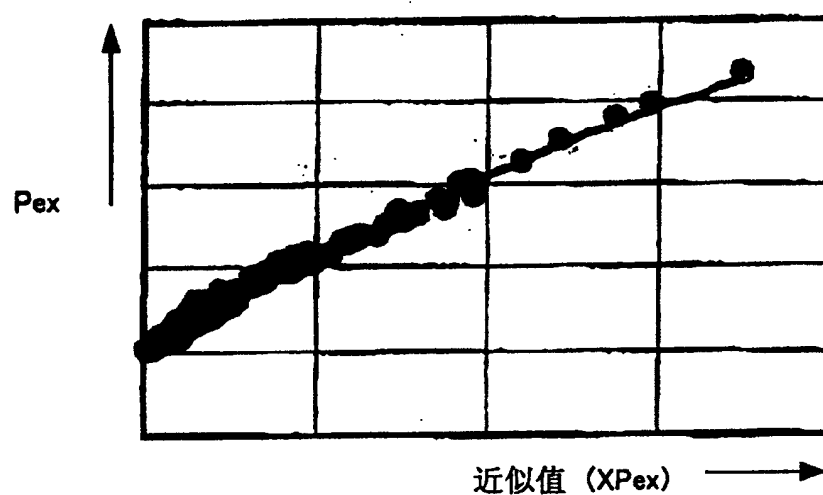


图5



$$\text{Tex} = f_{\text{Tex}}(\text{XTex}) = 545.9 \text{XTex}^{0.3489}$$

图6



$$\text{Pex} = f_{\text{Pex}}(\text{XPex}) = -2 \cdot 10^{-8} \cdot \text{XPex}^2 + 0.0059 \cdot \text{XPex} + 100.59$$

图7

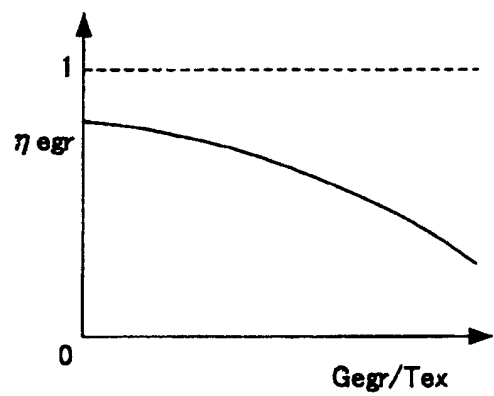


图8

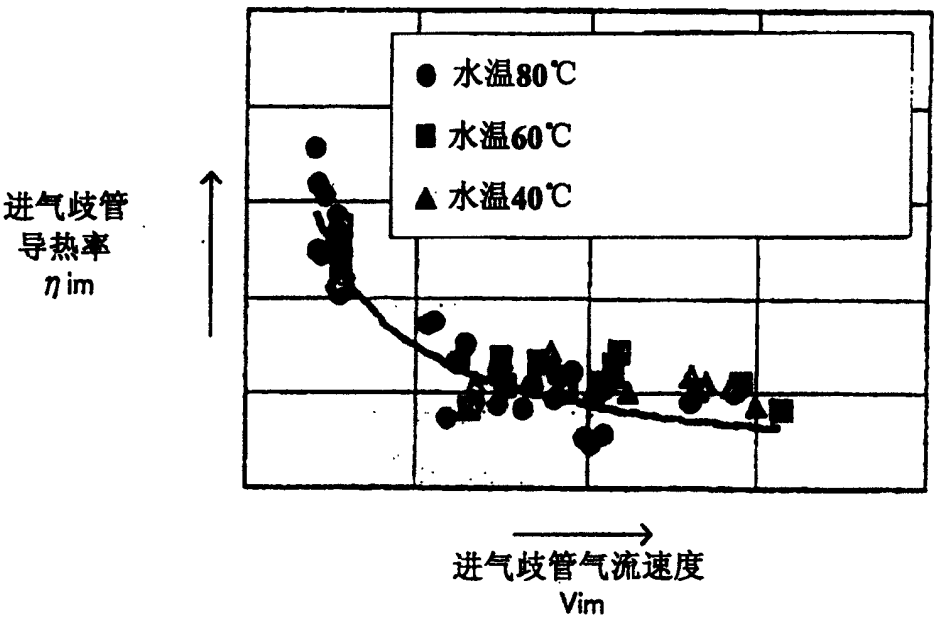


图9

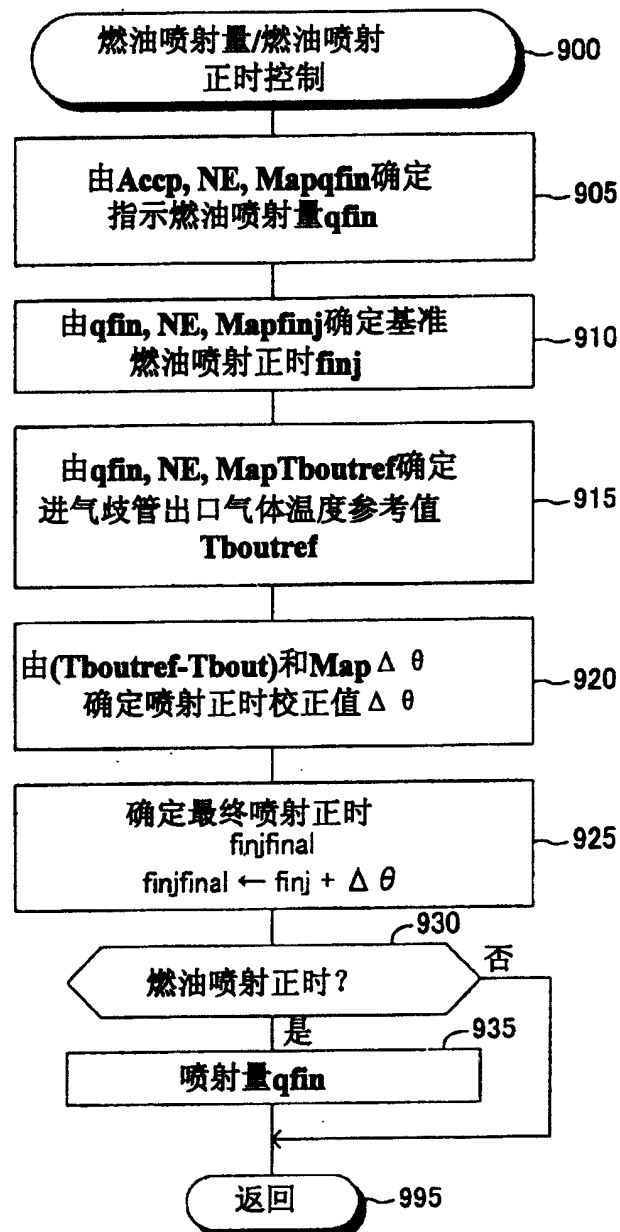


图10

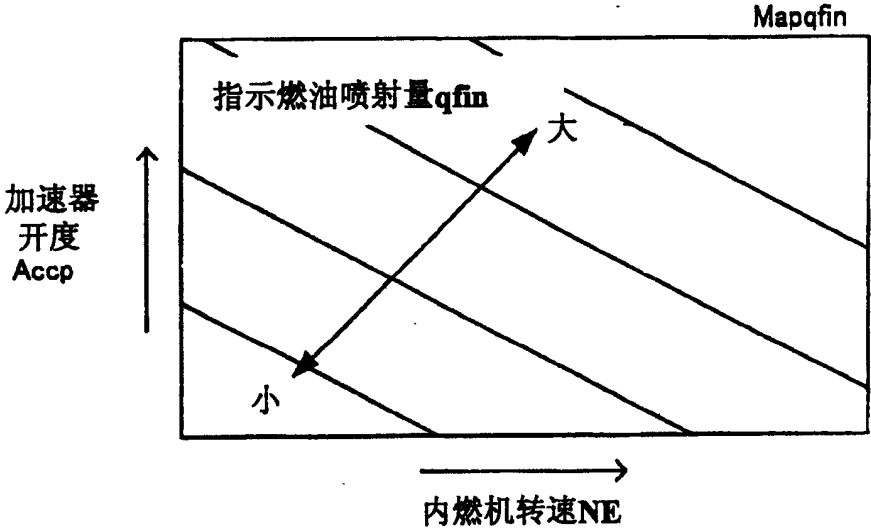


图11

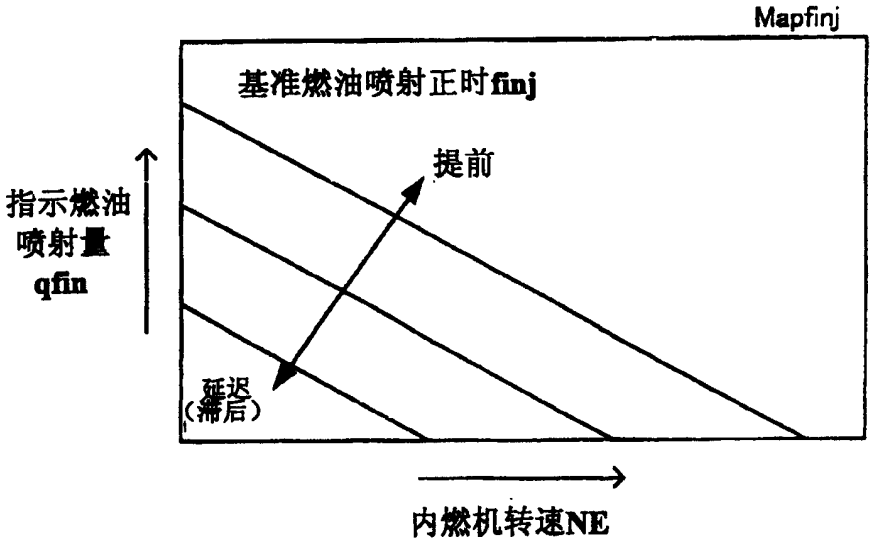


图12

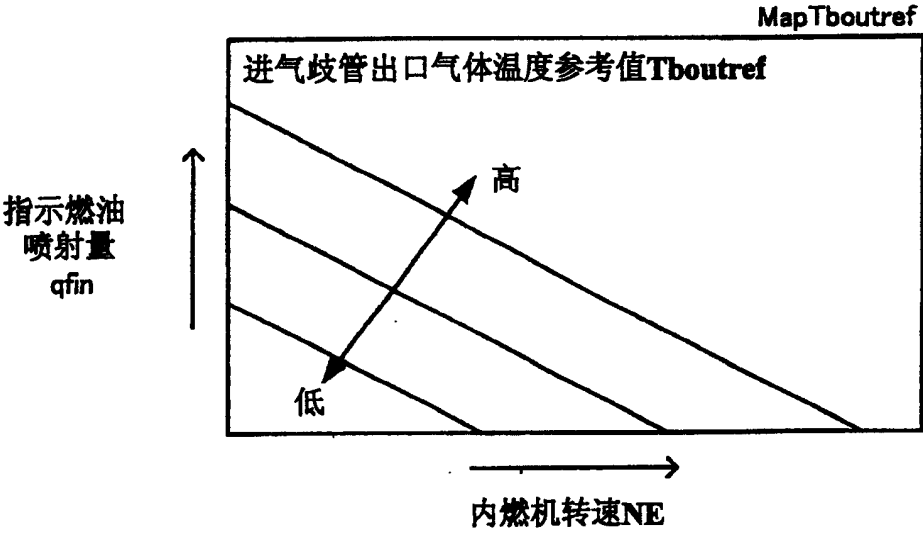


图13

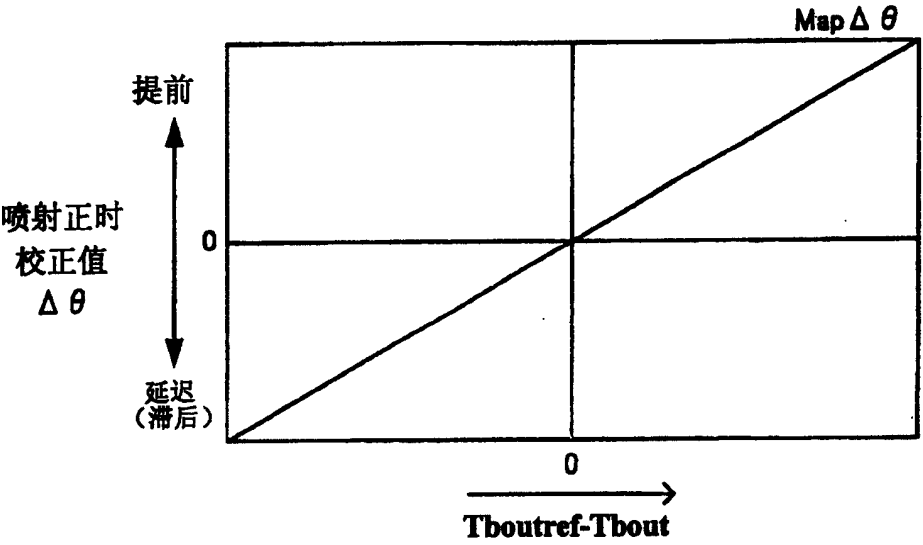


图14

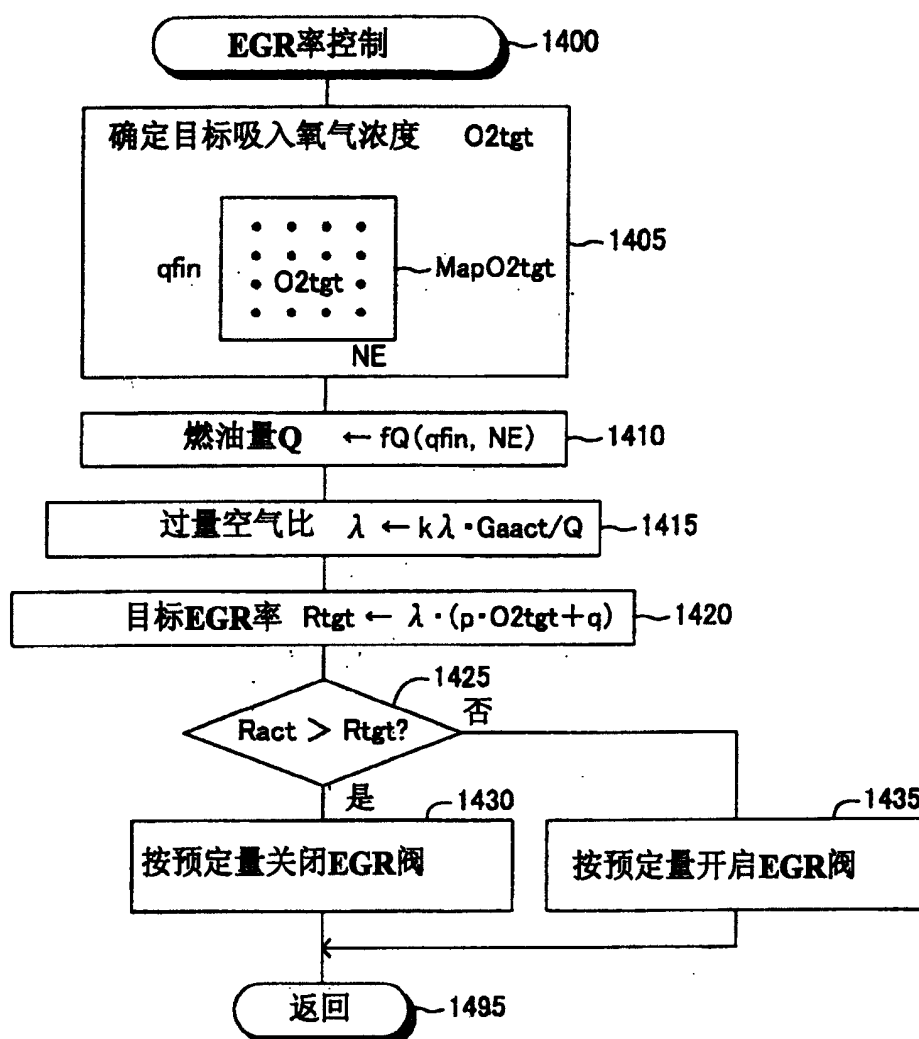


图15

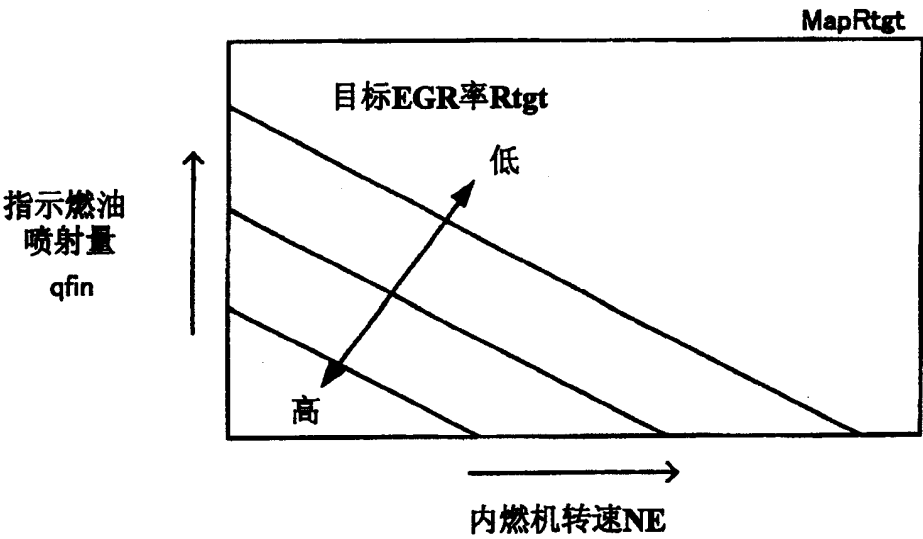


图16

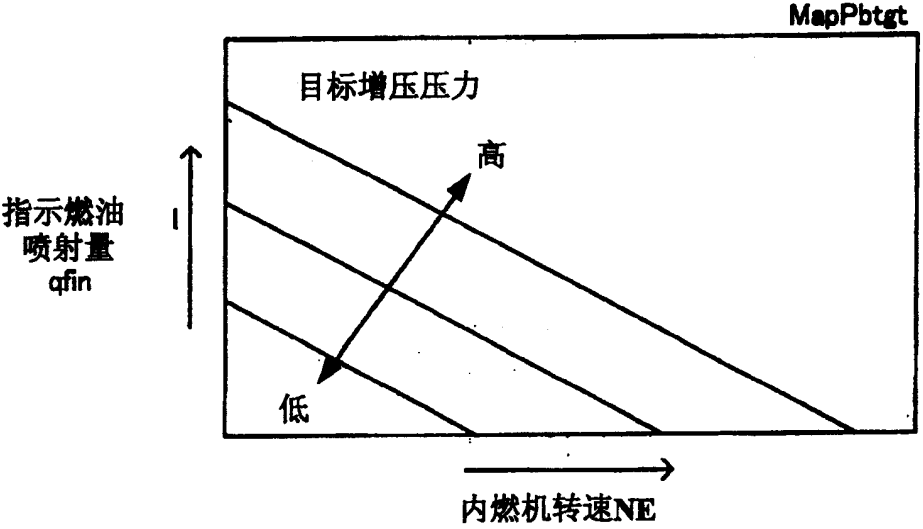


图17

