



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 102817748 B

(45) 授权公告日 2014. 10. 29

(21) 申请号 201210173180. 4

(22) 申请日 2012. 05. 30

(30) 优先权数据

2011-125935 2011. 06. 06 JP

(73) 专利权人 日产自动车株式会社

地址 日本神奈川县

(72) 发明人 露木毅

(74) 专利代理机构 北京市柳沈律师事务所

11105

代理人 王景刚

(51) Int. Cl.

F02M 25/07(2006. 01)

F02D 21/08(2006. 01)

(56) 对比文件

CN 1214104 A, 1999. 04. 14, 全文.

JP 特开 2000-356158 A, 2000. 12. 26, 全文.

JP 特开 2009-185732 A, 2009. 08. 20, 全文.

JP 特开 2010-242617 A, 2010. 10. 28, 全文.

JP 特开平 11-62720 A, 1999. 03. 05, 全文.

JP 特开 2000-170588 A, 2000. 06. 20, 全文.

JP 特开 2010-116894 A, 2010. 05. 27, 全文.

JP 特开 2010-59916 A, 2010. 03. 18, 全文.

US 2005/0178123 A1, 2005. 08. 18, 全文.

审查员 杨阳

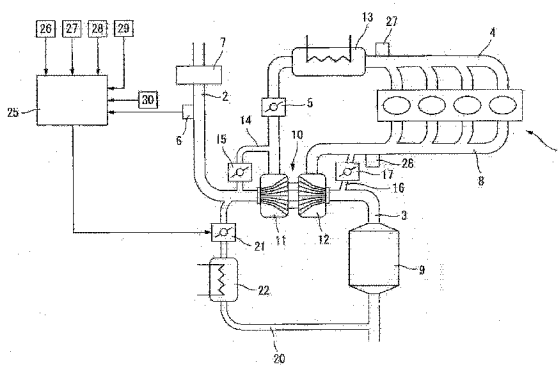
权利要求书2页 说明书7页 附图3页

(54) 发明名称

用于内燃机的废气再循环系统

(57) 摘要

本发明公开了一种用于具有增压器的内燃机的废气再循环装置,具有进气通道,该进气通道为所述内燃机吸入进气;排气通道,该排气通道从所述内燃机带走废气;与所述进气通道连接的废气再循环通道;和设置在所述废气再循环道中的废气再循环阀。所述废气再循环通道基于所述废气再循环阀的开启来再循环一部分废气,以控制引入所述进气通道的废气再循环量。所述废气再循环通道的第一端连接于所述增压器的压缩机上游的所述进气通道。所述废气再循环通道的第二端连接于所述增压器的涡轮下游的所述排气通道。



1. 一种用于内燃机的废气再循环装置,所述内燃机具有增压器,所述用于内燃机的废气再循环装置包括:

进气通道,该进气通道为所述内燃机吸入进气;

排气通道,该排气通道从所述内燃机带走废气;

与所述进气通道连接的废气再循环通道;和

设置在所述废气再循环道中的废气再循环阀;

其中,所述废气再循环通道基于所述废气再循环阀的开启来再循环一部分废气,以控制引入所述进气通道的废气再循环量,

其中,所述废气再循环通道的第一端在所述增压器的压缩机上游连接于所述进气通道,

其中,所述废气再循环通道的第二端在所述增压器的涡轮下游连接于所述排气通道,

其中所述废气再循环装置进一步包括:

进气检测单元,该进气检测单元检测所述压缩机上游的所述进气的量;

进气压力推算单元,该进气压力推算单元基于检测的进气量推算所述废气再循环通道的第一端连接位置处的进气压力;

第一废气压力计算单元,该第一废气压力计算单元基于检测的进气量计算所述废气再循环通道的第二端连接位置处的废气压力的第一推算值;和

第二废气压力计算单元,该第二废气压力计算单元通过对废气压力的所述第一推算值应用预定的响应-延迟处理来计算废气压力的第二推算值,以及

其中,所述废气再循环阀的开度基于所述推算的进气压力和所述废气压力的第二推算值之间的第二压力差进行调整。

2. 根据权利要求1所述的用于内燃机的废气再循环装置,

其中,所述废气再循环阀还基于所述推算的进气压力和所述废气压力的所述第一推算值之间的第一压力差进行调整。

3. 根据权利要求2所述的用于内燃机的废气再循环装置,

其中,当所述第一压力差小于所述第二压力差时,所述废气再循环阀的开启被调整以增加再循环气体的量,以及,

其中,当所述第一压力差大于所述第二压力差时,所述废气再循环阀的开启被调整以减少再循环气体的量。

4. 根据权利要求1所述的用于内燃机的废气再循环装置,

其中,所述预定的响应-延迟处理基于根据发动机转速和滞后时间确定的时间常数进行。

5. 根据权利要求2所述的用于内燃机的废气再循环装置,

其中,所述预定的响应-延迟处理基于根据发动机转速和滞后时间确定的时间常数进行。

6. 根据权利要求3所述的用于内燃机的废气再循环装置,

其中,所述预定的响应-延迟处理基于根据发动机转速和滞后时间确定的时间常数进行。

7. 根据权利要求1所述的用于内燃机的废气再循环装置,其中进一步包括:

装设在所述进气通道中、用以控制引入所述内燃机的空气量的节气阀；

其中，所述废气再循环通道的第一端设置在所述节气阀的上游。

8. 根据权利要求 1 所述的用于内燃机的废气再循环装置，其中进一步包括：

控制器，该控制器确定所述内燃机的过渡操作，并在确定所述内燃机的过渡操作时调整所述废气再循环阀的开度。

9. 一种用于内燃机的废气再循环控制系统，包括：

向所述内燃机供应进气的进气通道；

带走废气的排气通道；

连接于所述进气通道和所述排气通道的废气再循环通道；

调整废气再循环量的废气再循环控制阀，以及

空气流量计，该空气流量计检测所述废气再循环通道进入所述进气通道所在位置上游的空气流量，以及

控制单元，该控制单元用以：

基于检测到的空气流量推算进气压力；

基于检测到的空气流量计算所述废气再循环通道连接用来获取废气的连接位置处的废气压力的第一推算值，

通过对废气压力的所述第一推算值应用因空气流量变化引起的响应 - 延迟来计算废气压力的第二推算值，以及

基于所述推算的进气压力和废气压力的所述第二推算值调整所述废气再循环控制阀的开度。

用于内燃机的废气再循环系统

技术领域

[0001] 本发明一般涉及一种用于内燃机的废气再循环(EGR)系统。

背景技术

[0002] 在专利文献 1 中公开了一种用于内燃机的 EGR 的冷却系统,其中 EGR 控制在快速加速期间可以有效地执行。具体而言,基于横跨 EGR 阀的压力差计算推算的或假想的 EGR 率。除此之外,目标 EGR 率根据发动机转速进行计算。假想 EGR 率和目标 EGR 率之间的差被用来修正 EGR 阀的开度。

[0003] [专利文献 1] 日本未审查的申请 2004-150343 的出版物,其有对应的授权给 Ito 等的美国专利 -- 美国专利号 6868329。

发明内容

[0004] 根据本发明一个方面,提供了一种用于内燃机的废气再循环装置,所述内燃机具有增压器,所述用于内燃机的废气再循环装置包括:

[0005] 进气通道,该进气通道为所述内燃机吸入进气;

[0006] 排气通道,该排气通道从所述内燃机带走废气;

[0007] 与所述进气通道连接的废气再循环通道;和

[0008] 设置在所述废气再循环道中的废气再循环阀;

[0009] 其中,所述废气再循环通道基于所述废气再循环阀的开启来再循环一部分废气,以控制引入所述进气通道的废气再循环量,

[0010] 其中,所述废气再循环通道的第一端在所述增压器的压缩机上游连接于所述进气通道,

[0011] 其中,所述废气再循环通道的第二端在所述增压器的涡轮下游连接于所述排气通道,

[0012] 其中所述废气再循环装置进一步包括:

[0013] 进气检测单元,该进气检测单元检测所述压缩机上游的所述进气的量;

[0014] 进气压力推算单元,该进气压力推算单元基于检测的进气量推算所述废气再循环通道的第一端连接位置处的进气压力;

[0015] 第一废气压力计算单元,该第一废气压力计算单元基于检测的进气量计算所述废气再循环通道的第二端连接位置处的废气压力的第一推算值;和

[0016] 第二废气压力计算单元,该第二废气压力计算单元通过对废气压力的所述第一推算值应用预定的响应-延迟处理来计算废气压力的第二推算值,以及

[0017] 其中,所述废气再循环阀的开度基于所述推算的进气压力和所述废气压力的第二推算值之间的第二压力差进行调整。

[0018] 根据本发明另一方面,提供了一种用于内燃机的废气再循环控制系统,包括:

[0019] 向所述内燃机供应进气的进气通道;

- [0020] 带走废气的排气通道；
- [0021] 连接于所述进气通道和所述排气通道的废气再循环通道；
- [0022] 调整废气再循环量的废气再循环控制阀，以及
- [0023] 空气流量计，该空气流量计检测所述废气再循环通道进入所述进气通道所在位置上游的空气流量，以及
- [0024] 控制单元，该控制单元用以：
- [0025] 基于检测到的空气流量推算进气压力；
- [0026] 基于检测到的空气流量计算所述废气再循环通道连接用来获取废气的连接位置处的废气压力的第一推算值，
- [0027] 通过对废气压力的所述第一推算值应用因空气流量变化引起的响应 - 延迟来计算废气压力的第二推算值，以及
- [0028] 基于所述推算的进气压力和废气压力的所述第二推算值调整所述废气再循环控制阀的开度。

附图说明

- [0029] 图 1 为根据本发明的一个或多个实施例的、用于内燃机的 EGR 系统的总体结构的示意图；
- [0030] 图 2 为阐释进气压力和废气压力的示意图；
- [0031] 图 3 是一曲线图，示出了进气量与进气压力 (P1) 和废气压力 (P2) 的压力差之间的相互关系；
- [0032] 图 4 为在稳定工况下 EGR 阀开度的计算内容的框图；
- [0033] 图 5 为在过渡工况下确定 EGR 阀开度的计算内容的框图；
- [0034] 图 6 示出了在过渡操作期间各参数变化的时间图表。

具体实施方式

[0035] 本发明的实施例下面参照附图进行详细描述。在本发明的实施例中，诸多具体的细节被阐释以便提供对本发明的更全面的理解。然而，对于本领域技术人员将会很明显的是，本公开内容可以在没有这些具体细节的情况下实施。在其它例子中，熟知的特征没有进行详细描述以避免使本公开内容模糊不清。

[0036] 在专利文献 1 公开的技术中，要求设置压力传感器来检测横跨 EGR 阀的压力差，其增加了系统的额外成本。

[0037] 根据本发明的一个或多个实施例的 EGR 系统具有这样一种配置方案，其中 EGR 阀开度将根据进气压力的推算值和废气压力的推算值 (废气压力的第二推算值) 两者在转换或过渡操作期间进行修正和使用。废气压力的推算值已经通过将预定的延迟处理应用于基于进气量获得的废气压力的推算值 (废气压力的第一推算值) 进行计算。根据本发明的一个或多个实施例，过渡操作可以包括进气量发生显著改变的车辆加速或者减速。

[0038] 根据本发明的一个或多个实施例，通过按照一个位置处的进气压力的推算值和另一个位置处的反应响应延迟的废气压力的第二推算值调整或修正 EGR 阀的开度，EGR 阀开度将受到控制以维持基本恒定的 EGR 率，而不依赖于另外需要用来测量横跨 EGR 阀的压力

差的压力传感器, EGR 通道在所述一个位置被连接到进气通道(EGR 注入点)用于注入 EGR 气体, EGR 通道在所述另一个位置被连接到排气通道(EGR 获取点)用来获取或排出废气。

[0039] 图 1 示出根据本发明一个或多个实施例的、用于内燃机的废气再循环(EGR)系统的总体结构。进气通道 2 和排气通道 3 被分别连接到内燃机 1。在通过进气歧管 4 连接于发动机 1 的进气通道 2 中设置有节气阀 5, 而其上游安装有用以检测进气量的空气流量计 6 和空气滤清器 7。空气流量计 6 中装有温度传感器并因而能够检测进气温度。在通过排气歧管 8 连接到内燃机 1 的排气通道 3 中, 设置有用于废气净化的诸如三元催化剂等催化剂 9。

[0040] 此外, 内燃机 1 具有涡轮增压器 10, 带有安装在进气通道 2 中的压缩机 11 和与压缩机 11 同轴并安装在排气通道 3 中的涡轮 12。压缩机 11 设置在节气阀 5 的上游和空气流量计 6 的下游。涡轮 12 设置在废气催化剂 9 的上游。中间冷却器 13 设置在节气阀 5 的下游。

[0041] 进气旁通管道 14 连接到进气通道 2 而从进气通道 2 分枝出, 将压缩机 11 旁通并再次并入进气通道 2。在进气旁通管道 14 中设置有进气旁通阀 15 以控制流过进气旁通管道 14 的旁通空气的量。

[0042] 废气旁通管道 16 被连接到排气通道 3 而从排气通道 3 分枝出, 将涡轮 12 旁通并再次并入排气通道 3。在废气旁通管道 16 中设置有排气旁通阀或者所谓的增压废气旁通阀 17, 用来控制废气旁通管道 16 中的废气流量。

[0043] 除此之外, 内燃机 1 用以进行废气再循环(EGR)操作, 而废气再循环通道(EGR 通道) 20 设置在排气通道 3 和进气通道 2 之间。EGR 通道 20 一端在废气催化剂 9 下游连接于排气通道 3, 而另一端在空气滤清器 7 下游和压缩机 11 上游的点位处连接到进气通道 2。因此, 通过利用进气压力和废气压力之间的压力差, 即使在增压操作期间一部分废气也得以再循环并被引入进气通道 2。在 EGR 通道 20 中, 分别设置有 EGR 控制阀 21 和 EGR 冷却器 22 两者。EGR 控制阀 21 的开启程度或者开放受控制单元 25 的控制, 以及希望的 EGR 率将根据内燃机的操作条件实现。例如, 在低速、低负载条件下, EGR 率将会被最大化, 而当负载和发动机转速增加时, EGR 率将会被控制以便相应地减小。

[0044] 除了空气流量计 6 的检测信号外, 控制单元 25 还接收来自检测曲轴(未示出)的曲轴转角的曲轴转角传感器 26 的信号、来自检测进气歧管 4 中的进气温度的进气温度传感器 27 的信号、来自检测涡轮 12 上游侧处的废气温度的废气温度传感器 28 的信号、来自检测油门踏板(未示出)的下压行程的油门踏板开度传感器 29 的信号、来自检测大气压力的大气压力传感器 30 的信号等等。

[0045] 因而, 响应于接收到的这些信号, 控制单元 25 执行内燃机 1 的空/燃比和点火正时的控制, 以及通过调整 EGR 控制阀 21 的开启程度、并从而从排气通道 3 获取部分废气并再循环入进气通道 2 来进行废气再循环(EGR)的控制, 节气阀 5、进气旁通阀 15 和增压废气旁通阀 17 的开度同样处于控制单元 25 的控制之下。

[0046] 图 2 为示意图, 阐释了根据本发明的一个或多个实施例的内燃机 1 的进气压力和排气压力。可归因于包括进气通道 2 中的空气滤清器 7 的进气系统的压力损失, 为了简明起见, 可用由伪孔 41 导致的压力损失表征。随着进气量或流量的增加, 横跨伪孔 41 的压力差也增加。伪孔 41 与进气系统的各机械部件相关联, 并因此, 伪孔的直径可以被看作恒定。

因而,假设 EGR 引入点上游的进气系统各部件可由伪孔 41 表征,可以基于流过这个伪孔 41 的空氣的量计算在 EGR 引入点或注入点处的进气压力 P1,并且代表差值压力或计示压力的该值会随着流过伪孔 41 的进气量的增加而增大(具有更大的真空压力)。

[0047] 类似的,由于排气系统各部件例如消声器(未示出)和车厢地板下的催化剂(未示出)等造成的压力差可以被看作为另一个伪孔 42。如上述情形中那样,横跨伪孔 42 的压力差随着废气量的增加而增加。在此指出,伪孔 42 和排气系统的各机械部件相关联,并因而伪孔 42 的直径可以被看作是恒定的。因而,假设 EGR 获取点下游的排气系统各部件可以由伪孔 42 表征,EGR 获取点处的废气压力 P2 可以基于流过这个伪孔 42 的气量进行计算,并且代表差值压力或计示压力的该值会随着流过伪孔 42 的废气量的增加而增大。废气压力 P2 也会随着进气流量的增加而增大。

[0048] 这里,基于伯努利原理,进气量与废气压力 P2 和进气压力 P1 之间的差的平方根之间的关系可以表示在图 3 中以示出其间的比例关系。因此,可以得出结论,比例关系也存在于进气量和 EGR 量之间(即 EGR 率是常数)。换句话说,当 EGR 阀的开度保持恒定时,即使进气量可能变化,EGR 率将不会变化,因为 EGR 量对于进气量的比率是常数。本发明人预计,当 EGR 气体在节气阀 5 下游的位置处注入时,上面的关系会不成立,因为在 EGR 注入位置处的压力将受到节气阀 5 开度的明显影响,以至于即使在同样的进气量下,即在平稳操作下,EGR 控制阀 21 的开度必须予以调整,这会导致整个控制策略更加复杂。此外,虽然一个或多个本实施例包括涡轮增压器,本公开内容的一个或多个实施例也可应用在这样一个系统中,其中此种增压器没有被使用,只要在 EGR 注入位置处的压力低于 EGR 获取位置处的压力使得能够产生用于废气再循环的有效压力差。

[0049] 图 4 是框图,示出了获得 EGR 控制阀 21 的阀门开度的计算或算术运算的内容。

[0050] 在 S1 中,通过参考目标 EGR 率计算图、基于扭矩和发动机转速计算目标 EGR 率。扭矩可以基于油门开度传感器 29 的检测值进行计算,而发动机转速可以通过曲轴转角传感器 26 的检测值获得。EGR 率计算图可以根据内燃机 1 的相应操作范围或区域通过指配目标 EGR 率进行制作。

[0051] 在 S2 中,目标 EGR 率变换成 EGR 控制阀 21 的目标开度。在本发明的一个或多个实施例中,当废气的一部分从废气催化剂 9 的下游侧被重新循环到压缩机 11 的上游侧时,EGR 率可通过限定 EGR 控制阀的开度而明确地或直接地确定,而不论空气流量如何。

[0052] 在 S3 中,基于废气温度的推算值查询废气密度修正图表的推算值从而将获得废气修正系数。废气温度推算基于曲轴转角传感器 26 检测到的发动机转速进行并且可通过使用利用相应发动机转速范围制备的进气量的图表获得。

[0053] 在 S4 中,基准阀开度通过在 S2 中算得的 EGR 控制阀的开启面积除以在 S3 中获得的废气密度修正系数来进行计算。

[0054] 在 S5 中,基准阀开启面积将转换成 EGR 控制阀 21 的阀开度,且 EGR 控制阀 21 的实际阀开度将相应地进行调整或修正。当基准阀开启面积增加时,EGR 控制阀 21 的开度也增加。

[0055] 在过渡操作期间,上面提到的基准阀开度将受到过渡修正(取决于阀开启面积修正值)来获得过渡状态下的阀开启面积,并且这个过渡阀开度将转换成 EGR 控制阀 21 的开度以控制 EGR 控制阀来匹配转换后的阀开度。

[0056] 图 5 是框图,示出了过渡状态期间阀开度的计算内容。在 S11 步骤中,在 EGR 注入点处的进气压力的推算值基于由空气流量计 6 探测的进气量并通过参考进气压力推算图表进行计算。进气压力可以基于这样的假设进行计算:由于存在于该位置上游的、诸如空气滤清器 7 等进气系统相关联的各部件导致的压力损失由恒定直径的孔表征。当进气增加时,算得的进气压力也成比例增加。

[0057] 在 S12 中,EGR 获取位置处的废气压力的第一推算值基于空气流量计检测到的进气量并且参考第一废气压力计算图表获得。EGR 获取位置处的废气压力可以利用进气量基于这样的假设进行计算:由诸如车厢地板下的催化剂(未示出)或消声器(未示出)等与废气相关联的部件导致的压力损失可以由恒定直径的孔表征。废气压力的第一推算值没有反应一阶延迟和 / 或损耗 时间。当进气增加时,废气压力的第一推算值的计算值也增加。

[0058] 在 S13 步骤中,获取在 S11 中计算的推算进气压力和和 S12 中计算的废气压力的第一推算值之间的差以确定在稳定状态下的压力差,即忽略或忽视由于一阶延迟或滞后 / 浪费时间导致的影响。

[0059] 响应进气量变化的压力变化的延迟可以认为是由于空气流量计 6 位置 and 实际压力损失发生所在位置的不同引起的。更具体地,当基于进气量推算废气压力时,从空气流量计 6 的位置到上面提到的 EGR 获取位置产生气体传送延迟,废气压力在 EGR 获取位置处改变的时间将会被相应地延迟。这个响应延迟在这个实施例中被看作为一阶时间常数,损耗 / 浪费时间。

[0060] 在 S14 中,基于发动机转速并通过参考时间常数计算图表,可以计算压力改变延迟(一阶延迟)的时间常数。当发动机转速增加时,计算的时间常数变小。

[0061] 在 S15 中,基于发动机转速并使用滞后或浪费时间计算图表,可以获得滞后或浪费时间。更具体地,滞后或浪费时间与一时段相关联,在该时段期间气体或进气被封闭或密封于燃烧室并随后从燃烧室排出。当发动机转速增加时,计算的滞后或浪费时间将减少。

[0062] 在 S16 中,废气压力的第二推算值可以基于废气压力的第一推算值并应用在 S14 中获得的时间常数以及在 S15 中获得的浪费时间进行计算,以便计及一阶时间延迟和浪费时间。

[0063] 在 S17 中,推算的进气压力和和 S16 中计算的废气压力的第二推算值被用来获得一个差值,使得可以获得反映一阶延迟和浪费时间的压力差,即在过渡状态下的压力差。而且,基于过渡状态下的压力差和忽略一阶推迟和浪费时间的压力差,可以获得这两个值的差或变化率来计算阀面积修正值。

[0064] 在进气量变化的过渡状态下,当进气量增加时 EGR 率减小,而 EGR 率响应于进气量减少而增大。当进气量增加时,即当推算的进气压力和废气压力的第二推算值之间的压力差相对于推算的进气压力和废气压力的第一推算值之间的压力差小时,EGR 率将会由于在 EGR 获取位置处的废气压力增加的延迟而减小。相反,当进气量减少时,即当推算的进气压力和废气压力的第二推算值之间的压力差相对于推算的进气压力和废气压力第一推算值之间的压力差大时,EGR 率将会由于在 EGR 获取位置处的废气压力减小的时间延迟而增大。

[0065] 因此,当反映一阶延迟和浪费时间两者的压力差与不考虑一阶延迟和浪费时间的压力差相比变小时,在 S17 中计算的阀面积修正值可以确定为取较大的值来增加 EGR 气量。相反,当反映一阶延迟和浪费时间两者的压力差与忽略一阶延迟和浪费时间的压力差

相比变大时, 阀面积修正值将会较小来减少 EGR 气量。

[0066] 在 S18 中, 过渡阀面积通过将过渡修正应用于上述基准阀面积来加以确定。更具体地, 通过将上述基准阀面积与在 S17 中计算的阀面积修正值相乘, 将获得过渡阀面积, 其将用来调整阀面积以在过渡操作期间维持 EGR 率稳定。

[0067] 图 6 是一个时间图表, 阐释了在过渡操作期间各参数随时间的变化。

[0068] 在进气量改变的发动机过渡操作中, 废气压力将以进气量变化时的时间延迟变化。因此, 例如, 当进气量增加时, 在 EGR 获取位置与 EGR 注入位置之间的压力差以自进气量变化时起的时间延迟增加。因此, 如图 6 所示, EGR 气量也将从进气量变化时起被延迟, 使得 EGR 率将减小, 如图 6 实线所示。

[0069] 无论进气量增加与否, 为了应对这种情况并且保持 EGR 率基本恒定, 要求 EGR 气量以与进气量变化率相同的变化率增加。

[0070] 因而, 为了获得与增加的进气量相匹配或相平衡的预期的 EGR 气量, 在 EGR 获取位置与 EGR 注入位置之间的压力差增加之前, EGR 控制阀 21 的阀面积将事先增加, 如图 6 中虚线所示。

[0071] 假设在 EGR 获取位置和注入位置之间的实际压力差将由压力传感器等检测, 并且 EGR 控制阀 21 的开启面积将基于检测到的压力差随后进行控制, 那么 EGR 控制阀 21 的开启面积不能足够快地控制。因而, 在本发明的一个或多个实施例中, EGR 获取位置和 EGR 注入位置之间的压力差将会被推算或预测, 并且 EGR 控制阀 21 开启面积的调整将会事先进行。

[0072] EGR 获取位置处的废气压力的推算值可以或是由废气压力的第一推算值如图 6 中点划线所示, 其忽视或忽略了一阶延迟和浪费时间, 或是由废气压力的第二推算值——如图 6 中实线所示, 其考虑了一阶延迟和浪费时间两者, 来表征。当在 EGR 获取位置处的废气压力按照图 6 中点划线所示的废气压力的第一推算值变化时, 即使在 EGR 控制阀 21 的阀开启面积取恒定值的情况下 EGR 率也可以保持恒定, 因为 EGR 气量按图 6 中的虚线变化。然而, 在实际情况下, 由于废气压力按图 6 中实线所示的第二推算值所示的情形变化, 将会遇到废气压力不足的情况, 其由与同一时间的废气压力的第一推算值的差表征。为了补偿废气压力的该种不足, 在过渡期间将对阀面积修正值进行计算来调整 EGR 控制阀 21 的阀开度。

[0073] 如上面所阐释的, 根据本发明的一个或多个实施例, EGR 控制阀 21 的阀开启面积基于 EGR 通道与进气通道 2 连接位置处的进气压力的推算值和 EGR 通道与排气通道连接位置 (EGR 获取位置) 处的、通过考虑响应延迟确定的废气压力的第二推算值进行调整或修正。因而, 即使在操作的过渡状态, EGR 率将被足够精确地控制, 即保持恒定。

[0074] 此外, 由于在 EGR 注入位置和 EGR 获取位置两个位置处的压力基于进气量进行推算, EGR 控制阀 21 的阀开度可以被控制而保持恒定的 EGR 率, 而不用依靠使用传感器来实际检测 EGR 阀 21 之前和之后的压力。

[0075] 根据本发明的一个或多个实施例, 考虑了废气温度对废气压力的影响, 并且阀开启面积根据废气温度被进一步修正。

[0076] 虽然参照有限数量的实施例描述了本发明, 但本领域技术人员在本发明的教诲下将会理解, 在不背离这里所公开的本发明范围的情况下可以构想出其他实施例。

[0077] 1 内燃机

[0078] 2 进气通道

- [0079] 3 排气通道
- [0080] 5 节气阀
- [0081] 6 空气流量计
- [0082] 9 废气催化剂
- [0083] 10 涡轮增压器
- [0084] 11 压缩机
- [0085] 12 涡轮
- [0086] 13 中间冷却器
- [0087] 20EGR 通道
- [0088] 21EGR 控制阀
- [0089] 22 控制单元。

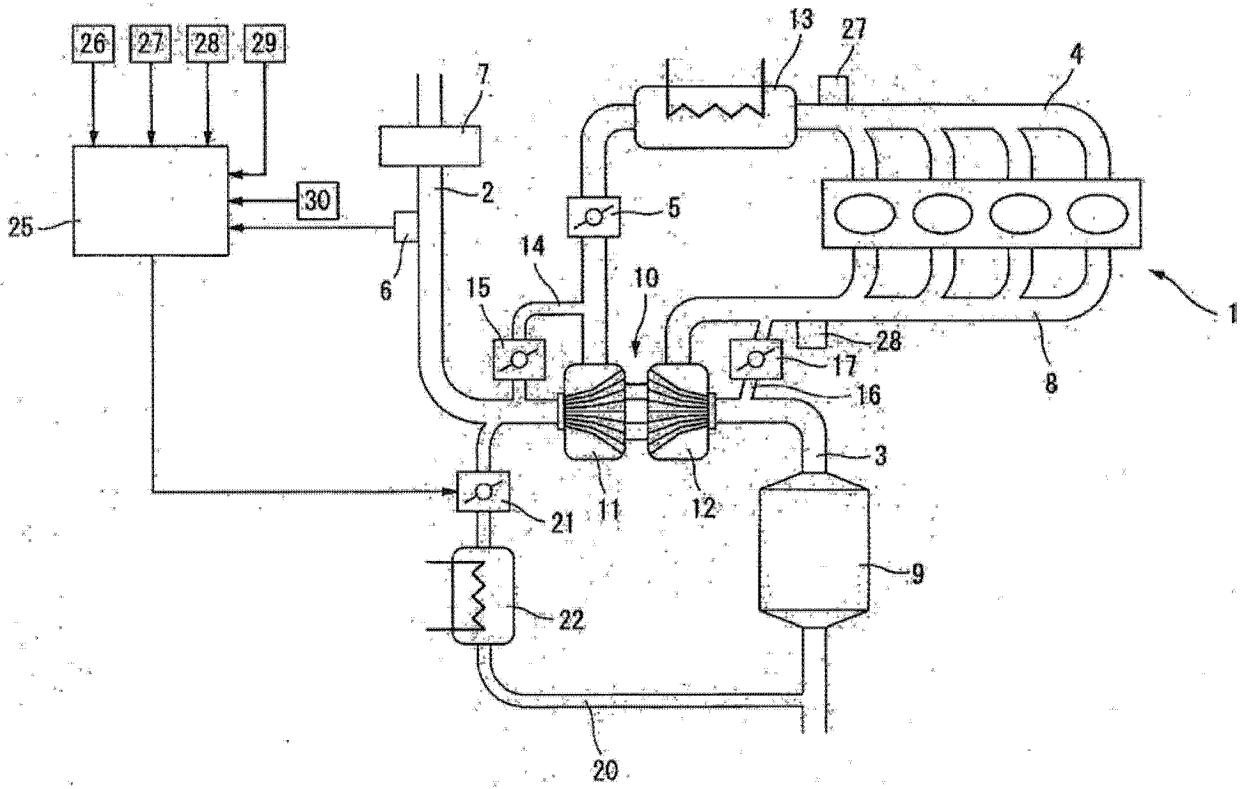


图 1

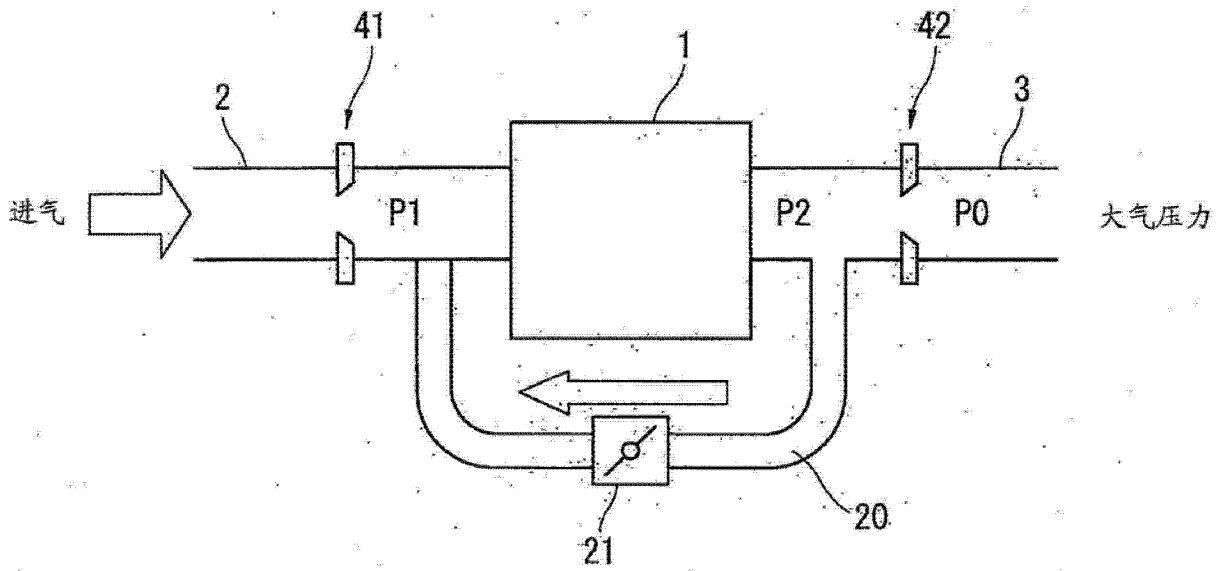


图 2

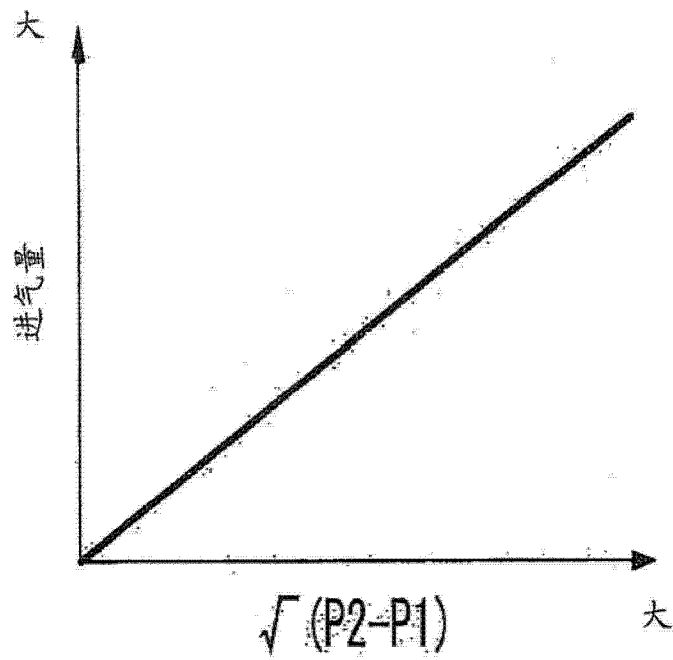


图 3

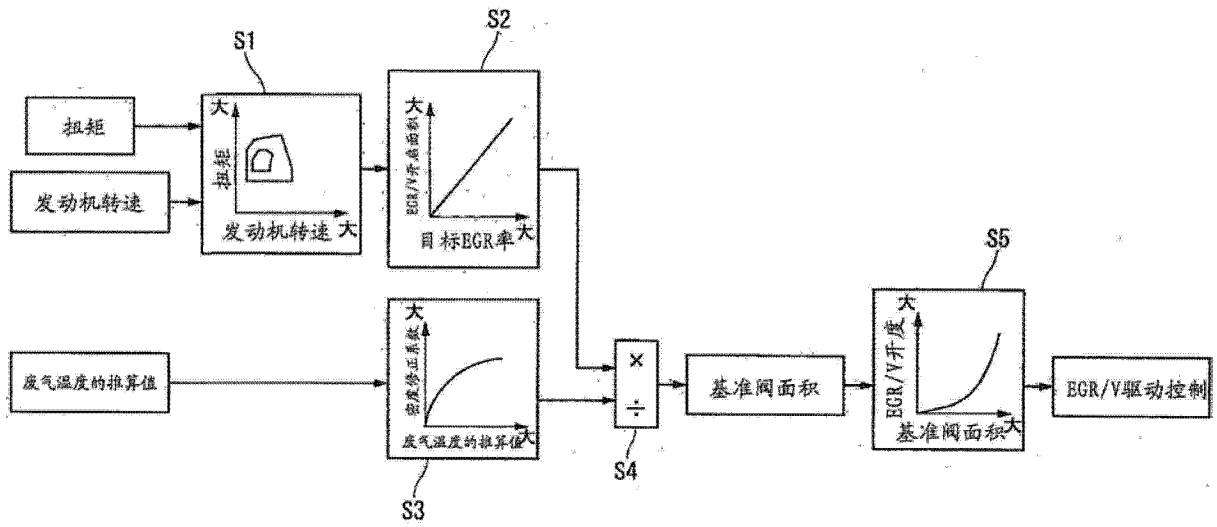


图 4

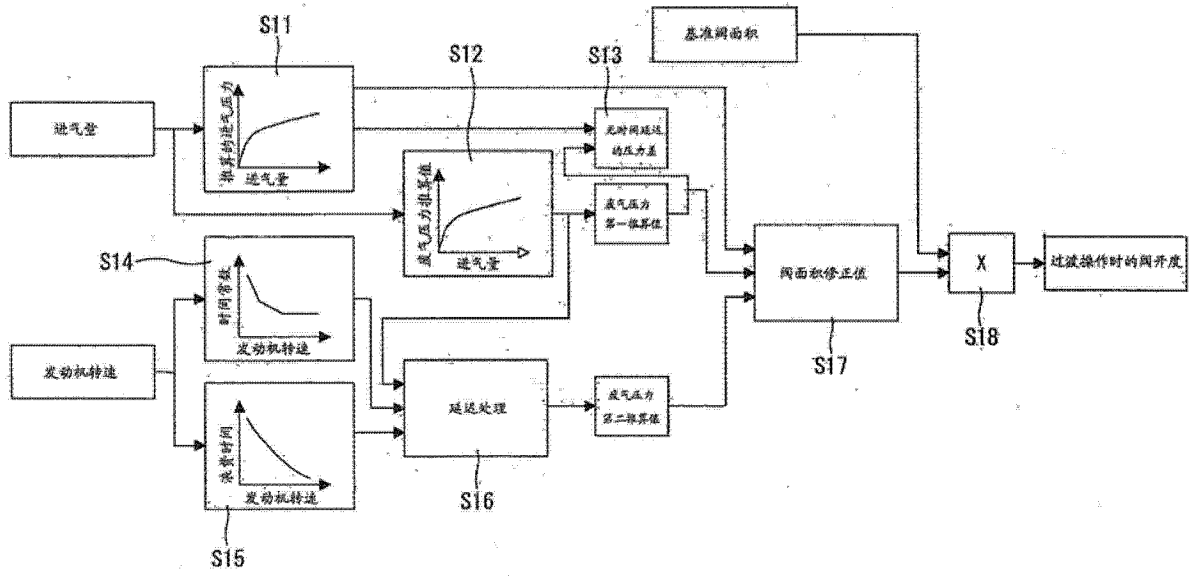


图 5

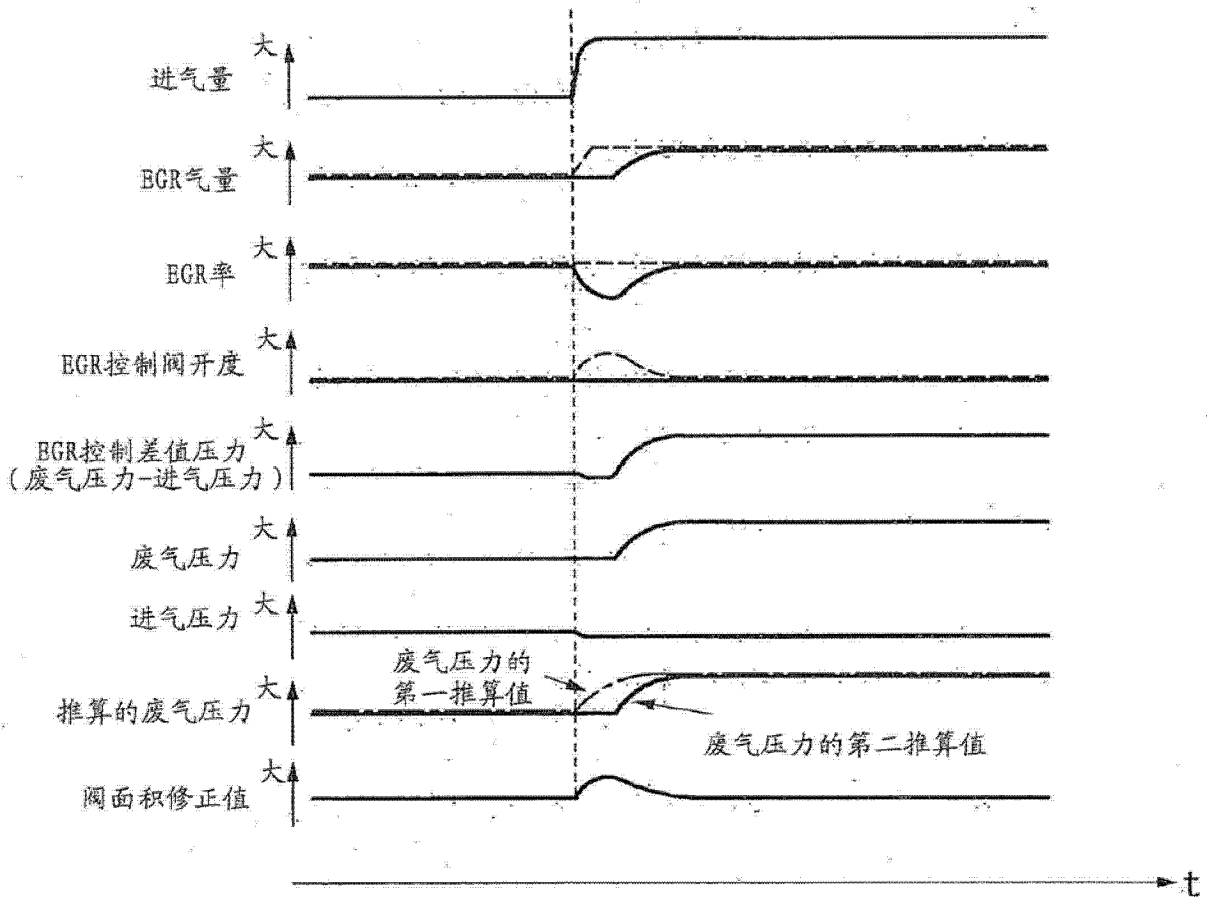


图 6