



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 102787947 A

(43) 申请公布日 2012. 11. 21

(21) 申请号 201210153166. 8

(22) 申请日 2012. 05. 17

(30) 优先权数据

13/109062 2011. 05. 17 US

(71) 申请人 通用汽车环球科技运作有限责任公司

地址 美国密执安州

(72) 发明人 Y-Y. 王 I. 哈斯卡拉

(74) 专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司 72001

代理人 崔幼平 谭祐祥

(51) Int. Cl.

F02M 25/07(2006. 01)

F02D 21/08(2006. 01)

F02D 41/00(2006. 01)

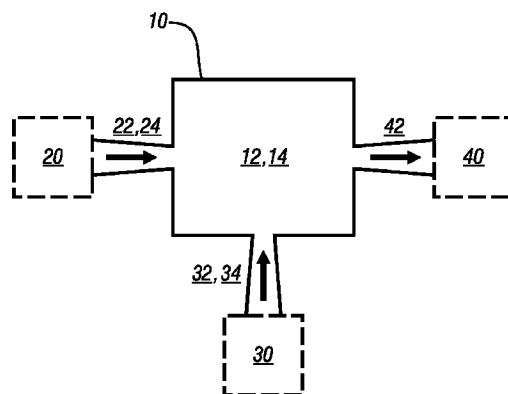
权利要求书 2 页 说明书 6 页 附图 7 页

(54) 发明名称

确定内燃发动机的气缸空气充量的方法和装置

(57) 摘要

本发明涉及确定内燃发动机的气缸空气充量的方法和装置,具体地,一种用于估计内燃发动机的气缸空气充量的方法,包括确定与在打开的排气再循环阀时的发动机操作对应的第一容积效率;确定与在关闭的排气再循环阀时的发动机操作对应的第二容积效率;使用所述第一容积效率和第二容积效率中的所选择的一个确定气缸空气充量。



1. 一种用于估计内燃发动机的气缸空气充量的方法,包括
确定与在打开的排气再循环阀时的发动机操作对应的第一容积效率;
确定与在关闭的排气再循环阀时的发动机操作对应的第二容积效率;以及
使用所述第一容积效率和第二容积效率中的所选择的一个确定气缸空气充量。
2. 根据权利要求1所述的方法,其中确定第一容积效率包括:
确定进气空气充量的作为再循环废气的比例;和
根据发动机速度和进气空气充量的作为再循环废气的比例确定第一容积效率。
3. 根据权利要求2所述的方法,其中确定进气空气充量的作为再循环废气的比例包括:
根据排气再循环阀的位置和排气歧管压力与进气歧管压力的比,确定废气再循环阀的有效流动面积;
确定与排气再循环阀的有效流动面积对应的排气再循环流速;和
确定进气空气充量的比例,其为排气再循环流速与排气再循环流速与进气空气流速之和的比。
4. 根据权利要求3所述的方法,其中确定排气再循环阀的有效流动面积包括参考查询表格。
5. 根据权利要求1所述的方法,其中确定第二容积效率包括:根据进气空气充量密度和发动机速度确定第二容积效率。
6. 根据权利要求5所述的方法,其中确定第二容积效率包括参考查询表格。
7. 一种估计内燃发动机的气缸空气充量的方法,包括:
确定进气空气充量的作为再循环废气的比例;
根据发动机速度和进气空气充量的作为再循环废气的比例确定第一容积效率;
根据进气空气充量密度和发动机速度确定第二容积效率;和
使用所述第一容积效率和第二容积效率中的所选择的一个确定气缸空气充量。
8. 根据权利要求7所述的方法,其中确定进气空气充量的作为再循环废气的比例包括:
根据排气再循环阀的位置和排气歧管压力与进气歧管压力的比,确定废气再循环阀的有效流动面积;
确定与排气再循环阀的有效流动面积对应的排气再循环流速;和
确定进气空气充量的比例,其为排气再循环流速与排气再循环流速与进气空气流速之和的比。
9. 一种估计内燃发动机的气缸空气充量的方法,包括:
根据排气再循环阀的位置和排气歧管压力与进气歧管压力的比,确定废气再循环阀的有效流动面积;
确定与排气再循环阀的有效流动面积对应的排气再循环流速;
确定进气空气充量的比例,其为排气再循环流速与排气再循环流速与进气空气流速之和的比;
根据发动机速度和进气空气充量的作为再循环废气的比例确定第一容积效率;
根据进气空气充量密度和发动机速度确定第二容积效率;和

使用所述第一容积效率和第二容积效率中的所选择的一个确定气缸空气充量。

确定内燃发动机的气缸空气充量的方法和装置

技术领域

[0001] 本发明涉及内燃发动机。

背景技术

[0002] 本部分说明仅提供关于本发明的背景信息。因此,这些陈述不用来构成对现有技术的承认。

[0003] 已知的内燃发动机系统在气缸中燃烧空气和燃料的混合物,以驱动活塞,从而产生转矩。发动机控制系统控制发动机操作以产生发动机功率,其响应操作者的转矩请求,同时解决燃料经济性和排气需求。已知的发动机控制系统监测控制和操作参数来估计或以其他方式确定发动机质量空气流量并控制发动机供料。

[0004] 发动机供料通过这样被控制:确定发动机质量空气流量;基于此确定单个气缸的气缸空气充量;在考虑燃料经济性和排气需求的情况下,计算对应气缸空气充量的优选的燃料质量以满足操作者的转矩请求。

发明内容

[0005] 一种用于估计内燃发动机的气缸空气充量的方法,包括确定与在打开的排气再循环阀时的发动机操作对应的第一容积效率;确定与在关闭的排气再循环阀时的发动机操作对应的第二容积效率;使用所述第一容积效率和第二容积效率中的所选择的一个确定气缸空气充量。

附图说明

[0006] 下面结合附图通过举例方式描述一个或多个实施方案,其中:

图 1 示意性地描述根据本发明的内燃发动机的进气歧管,包括进气系统和废气再循环(EGR)系统;

图 2 图示地表示根据本发明的确定容积效率的多区非线性模型的结构;

图 3 图示地表示根据本发明的代表性发动机中容积效率与进气空气充量的作为再循环废气的比例的关系;

图 4 示意性地表示根据本发明的用于在正在进行的发动机操作期间的容积效率的控制方案;

图 5 图示地表示根据本发明的与进气空气充量的作为再循环废气的比例和发动机速度对应的第一初始容积效率;

图 6 图示地表示根据本发明的在 EGR 阀关闭时与进气空气充量密度和发动机速度对应的第二初始容积效率;以及

图 7 图示地表示根据本发明的估计容积效率和实际容积效率之间的比较。

具体实施方式

[0007] 现在参考附图,其中图示仅用于解释某些代表性实施方案,而不用于限制这些代表性实施方案,图 1 示意性地描述内燃发动机的进气歧管 10,包括进气系统 20 和废气再循环(EGR)系统 30。输入和操作参数包括进气流速 22、进气温度 24、EGR 流速 32 和 EGR 温度 34。正如所意识到的,输入和操作参数可使用车载传感器直接地监测,或可以其他方式来确定。例如,发动机速度、节气门位置、温度和压力(包括对于进气歧管和排气歧管以及周围环境的)可以通过本领域公知的部件直接感测。其他发动机参数可通过这些感测量的各种关系来很好地确定。进气系统 20 可自然进气,或者可使用如涡轮增压器或增压机的空气压缩机装置以及伴随的用于冷却进气歧管 10 的上游进气温度的中间冷却器。与进气歧管 10 中的进气充量关联的参数包括歧管空气压力 12 和进气空气充量温度 14。进气和再循环废气穿过进气歧管 10 被引导至发动机气缸 40 的一个或多个,并由气缸空气充量流 42 来表征。废气再循环(EGR)系统 30 可以是构造成控制废气从废气系统到进气歧管 10 的外部再循环的任何适当系统。

[0008] 进气歧管 10 中的压力动态特性可通过基于系统热焓导出的由如下等式 1 表示的以下等式来表达:

$$\dot{P}_i = \frac{\gamma R}{V_i} \cdot T_a \cdot W_a + \frac{\gamma R}{V_i} \cdot T_{egr} \cdot W_{egr} - \frac{\gamma R}{V_i} \cdot T_i \cdot W_e \quad [1]$$

其中 P_i 是歧管空气压力 12,

\dot{P}_i 是歧管空气压力 12 中的变化率,

V_i 是进气歧管 10 的排出气体体积,

T_a 是进气温度 24,包括在如此装配的系统上的中间冷却器后的进气温度,

T_{egr} 是 EGR 温度 34,

W_a 是进气流量 22,

W_{egr} 是 EGR 流速 32,

T_i 是进气空气充量温度 14,

W_e 是气缸空气充量流量,

R 是理想气体常数,和

γ 是气体的比热。

[0009] 式 1 可以变形为速度密度公式以估计气缸空气充量流量 W_e ,如下:

$$W_e = \eta_v \frac{V_d}{120 R \cdot T_i} \cdot P_i \cdot N \quad [2]$$

其中 V_d 是发动机气缸的容积排量,

N 是发动机的转速,和

η_v 是发动机的容积效率。

[0010] 确定在使用涡轮增压器或增压机以及关联的中间冷却器的系统上的气缸空气充量流量 W_e 与自然吸气式发动机的区别可在于:进气空气流速由压缩机来增压并且质量空气温度由中间冷却器降低,EGR 流速可变,进气歧管压力可被提高并可大于环境气压,以及排气压力基于涡轮增压器或增压机的操作状态如可变门涡轮增压器的位置高度地可变,其可

影响发动机换气动态特性。因此,容积效率可取决于包括排气温度和排气压力的排气参数。排气温度和排气压力可受与排气后处理系统的交互作用相关联的因素的影响,如本领域人员所明白。

[0011] 容积效率用于量化空气引入的效率。对于以化学计量操作的自然吸气式发动机,容积效率可关于发动机速度和进气歧管压力来建模。对于其他发动机系统,如以通过 EGR 系统的高速率的再循环废气的涡轮增压柴油机,容积效率可关于发动机操作参数以如下表达来建模,这些发动机操作参数包括发动机速度 N 、歧管空气压力 P_i 、进气空气充量温度 T_i 、排气歧管压力 P_x 和排气歧管温度 T_x ,模型如下所示:

$$\eta_v = f(N, P_i, T_i, P_x, T_x) \quad [3]$$

包括进气空气充量密度 x_1 、发动机增量压力 x_2 和发动机速度 x_3 的发动机输入参数,可通过使用包括发动机速度 N 、进气歧管压力 P_i 、进气歧管温度 T_i 和排气歧管压力 P_x 的发动机操作参数对于容积效率模型来形成,所述发动机输入参数如下面等式 4 到 6 计算:

$$x_1 = \frac{P_i}{RT_i} \quad [4]$$

$$x_2 = \frac{P_x}{P_i} \quad [5]$$

$$x_3 = N \quad [6]$$

已发现包括进气空气充量密度 x_1 、发动机增量压力 x_2 和发动机速度 x_3 的发动机输入参数支配容积效率模型,因此允许确定与这些发动机输入参数有关的容积效率值的范围。

[0012] 图 2 图示地表示确定容积效率的多区非线性模型。非线性模型被分成可基于发动机速度 202 和发动机负荷 204 可区分的两个区。根据 EGR 流量和 EGR 阀打开可区分这些区。区 1 210 与打开的 EGR 条件和相应的 EGR 流量相关。区 2 230 与关闭的 EGR 阀条件相关联,关闭的 EGR 阀条件对应没有 EGR 流。

[0013] 区 1 210 中的发动机操作可与打开节气门条件下一组已知的燃烧模式如化学计量的或贫操作的发动机操作相关联。

[0014] 区 2 230 中的发动机操作可与另一组已知的燃烧和发动机操作模式如高速高负荷条件的发动机操作关联。

[0015] 在各区 1 210 和区 2 230 中,容积效率模型被分解成两个阶段,其中每个阶段都展示出平滑表面。平滑表面允许估计容积效率的相对平滑过渡,从而最小化容积效率不连续性和相关的燃烧不稳定性。可以意识到,区 1 210 和区 2 230 的任一个可以进一步细分。例如,区 1 210 可根据特定燃烧模式如预混合充气压缩点火式燃烧模式(PCCI)中的操作而被细分,这在使用 EGR 流中公知。

[0016] 当在与打开 EGR 阀条件相关的区 210 中操作时,容积效率可确定为 EGR 流量和发动机速度 X_3 的函数,其表示如下:

$$\eta_v = f(\text{EGR}\%, X_3) \quad [7]$$

其中 X_3 是发动机速度, EGR% 是进气空气充量的作为再循环废气的比例。该关系如图 3 曲线形地所示,示出 y-轴上的容积效率 280,以及 x-轴上作为再循环废气的进气空气充量的比例即 EGR% 270。所绘的数据是与代表性发动机系统关联的容积效率数据 275 与进气空气

充量的作为再循环废气的比例即 EGR% 的关系。

[0017] 作为再循环废气的进气空气充量的比例 EGR% 可计算如下：

$$\text{EGR}\% = \frac{W_{\text{egr}}}{W_{\text{egr}} + W_{\text{air}}} \quad [8]$$

其中 W_{egr} 是 EGR 流速，和

W_{air} 是进气空气流速。

[0018] EGR 流速 W_{egr} 可计算为：

$$W_{\text{egr}} = A_{\text{egr}}(x_{\text{egr}}, \text{PR}) \frac{P_x}{\sqrt{RT_x}} \Psi(\text{PR}) \quad [9]$$

其中 A_{egr} 是 EGR 阀的有效流面积，

x_{egr} 是 EGR 阀的所指令的阀位置，

PR 是压力比，即利用式 5 计算得到的发动机增量压力 x_2 ，

P_x 是排气压力，

T_x 是排气温度，和

Ψ_{PR} 是与压力比 PR 对应的修正项。

[0019] 压力比修正项 Ψ_{PR} 计算如下：

$$\Psi_{\text{PR}} = \begin{cases} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} (PR_c^{2/\gamma} - PR^{(\gamma+1)/\gamma})} & PR_c < PR < 1 \text{ (亚音速)} \\ \gamma^{1/2} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} & PR \leq PR_c \text{ (堵塞)} \end{cases} \quad [10]$$

其中 γ 是比热比，和

PR_c 是临界压力比，计算如下。

$$PR_c = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad [11]$$

[0020] 图 5 图示地表示了校准 500，其描述了：在 EGR 阀打开时，与发动机速度 x_3 316 和进气空气充量的作为再循环废气的比例即 EGR% 320 对应的多个状态的第一容积效率 $\bar{\eta}_v(a)$ 342，还由下面关系来表达：

$$\bar{\eta}_v(a) = g(x_3, \text{EGR}\%) \quad [12]$$

其中等式 8-11 用来计算进气空气充量的作为再循环废气的比例即 EGR% 320。

[0021] 图 6 图示地表示了校准 600，其描述了：在 EGR 阀关闭时，与进气空气充量密度 x_1 312 和发动机速度 x_3 316 对应的多个状态的第二容积效率 $\bar{\eta}_v(b)$ 344，还由下面关系来表达：

$$\bar{\eta}_v(b) = g(x_1, x_3) \quad [13]$$

图 5 和图 6 中描述的关系可以表格形式表达为在发动机控制模块中的二维查找表。

[0022] 图 4 示意性地表示了用于确定正在进行的发动机操作期间容积效率的控制方案 300。关注的发动机参数包括进气歧管压力 302、进气温度 304、排气歧管压力 306、排气温

度 305、发动机速度 316、进气流速 309 和 EGR 阀位置 310。进气歧管压力 302 和进气温度 304 被组合,如上式 4,以确定进气空气充量密度 x_1 312。进气歧管压力 302 和排气歧管压力 306 被组合,如上式 5,以确定发动机增量压力 x_2 314。发动机速度 316 是发动机速度 x_3 316。

[0023] 进气空气充量密度 312 和发动机速度 x_3 316 被输入到关闭的 EGR 校准 600,从而选择或以其他方式确定关闭的 EGR 阀容积效率 $\eta_v(b)$ 344,其中关闭的 EGR 校准 600 是以表格形式或作为可执行公式在图 6 中所示关系的算法实施方式。当 EGR 阀位置 310 指示发动机当前运行在关闭的 EGR 阀位置时,关闭的 EGR 阀容积效率 $\eta_v(b)$ 344 选择作为优选容积效率 350,以便例如使用此处描述的等式 2 计算气缸空气充量。

[0024] 同样,进气歧管压力 302、排气歧管压力 306、排气温度 305 和 EGR 阀位置 310 被输入给控制方案,从而使用将等式 8 和 9 还原成可执行代码的算法代码计算 EGR 流速 320。控制方案 400 包括可执行形式的等式 10 和 11,并且操作以使用进气歧管压力 302 和排气歧管压力 306 计算压力比修正项 ψ_{PR} 324。排气歧管压力 306 和排气温度 305 用来计算 $\frac{P_x}{\sqrt{RT_x}}$ 项 321,其中部件 287 为增益系数,其用于将排气温度 305 转换成开氏温标,其由气体常数 R 倍增。EGR 阀位置 310 和发动机增量压力 x_2 314 用来确定 EGR 阀 A_{egr} 323 的有效流动面积,优选使用预定有效面积查找表 315 或另一适当方法来确定与 EGR 阀位置 310 和发动机增量压力 x_2 314 对应的 EGR 阀 A_{egr} 323 的有效流动面积。

[0025] 这些项算术地组合来计算 EGR 流速 W_{egr} 325。EGR 流速 W_{egr} 325 使用等式 8 与进气空气流速 309 组合并乘以适当的增益系数 100 来计算进气空气充量的作为再循环废气的比例即 EGR% 320。EGR% 320 和发动机速度 316 输入给打开 EGR 阀校准 500,以确定打开 EGR 阀容积效率 $\eta_v(a)$ 342,其中打开 EGR 阀校准 500 以表格形式或作为可执行公式在图 5 中所示关系的算法实施方式。

[0026] 当 EGR 阀位置 310 指示发动机目前在 EGR 阀命令打开操作时,打开 EGR 阀容积效率 $\eta_v(a)$ 342 被选作优选的容积效率 350,以便例如使用此处所述的等式 2 计算气缸空气充量。

[0027] 控制模块、模块、控制器、控制单元、处理器和类似术语指的是,任何适当的一种或多种如下的组合:专用集成电路(ASIC)、电子电路、执行一个或多个软件或固件程序的中央处理器(优选地微处理器)和相关储存器和存储器(只读、可编程只读、随机存取、硬盘驱动器等)、组合逻辑电路、输入/输出电路和设备、合适的信号调节和缓冲电路,以及提供所述功能的其他合适的部件。控制模块具有一组包括控制方案 300 的控制算法,包括储存在存储器中并执行成提供所述供能的驻存软件程序指令和校准。算法优选地在预设循环周期中执行。算法例如通过中央处理器执行,并且可操作以监测来自感测设备和其他联网控制模块的输入,并执行控制和诊断程序来控制致动器的操作。循环周期在正在进行的发动机和车辆操作中可以规则间隔来执行,如每 3.125、6.25、12.5、25 和 100 微秒。替代地,算法可响应于事件的发生来执行。

[0028] 图 7 图示地表示 y 轴上的容积效率 700,其为 x 轴上的时间的函数,并描述了使用图 4 所述的控制系统在代表性发动机的正在进行的操作期间的所估计容积效率 710 和实际

容积效率 720 之间的比较。

[0029] 本发明描述了特定的优选实施方案和对其的变形。其他变形和改变在阅读和理解说明书后可以发生。因此,本发明目的不是被限制到作为实施本发明而构思的最佳模式所公开的具体实施方案,而是本发明将包括落在随附权利要求范围内的所有实施方案。

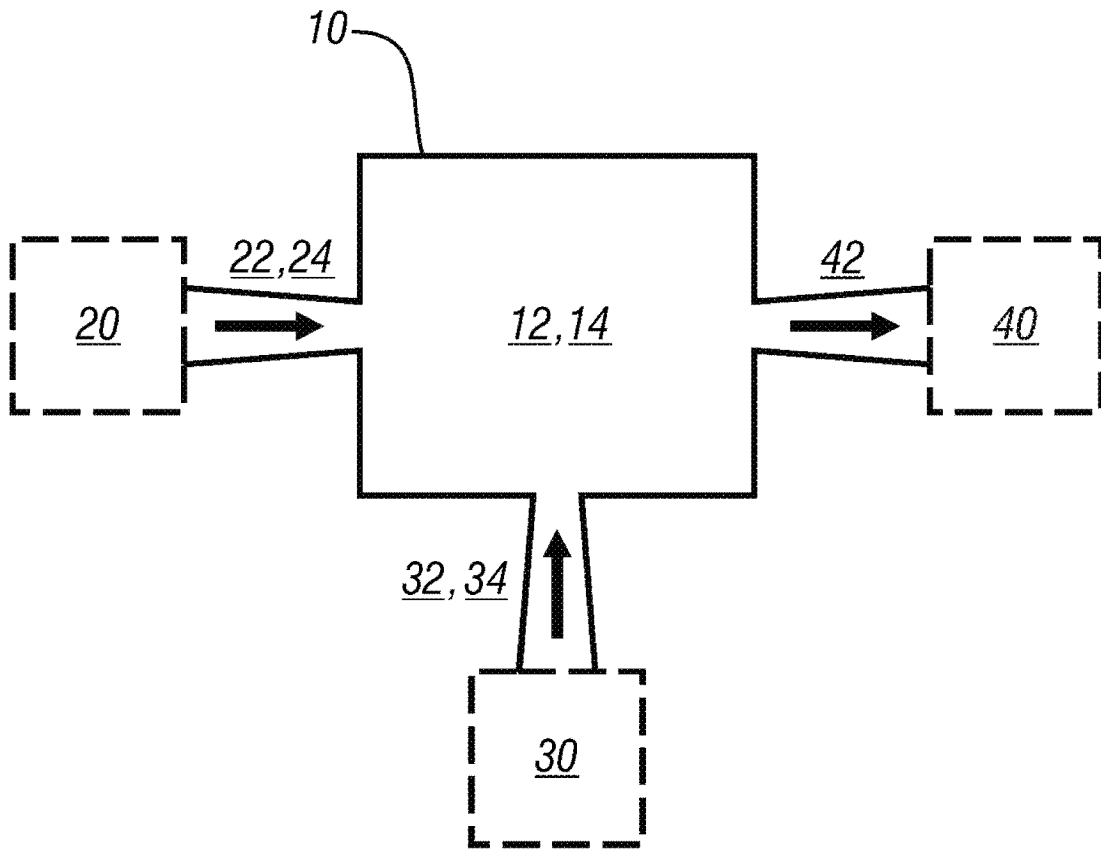


图 1

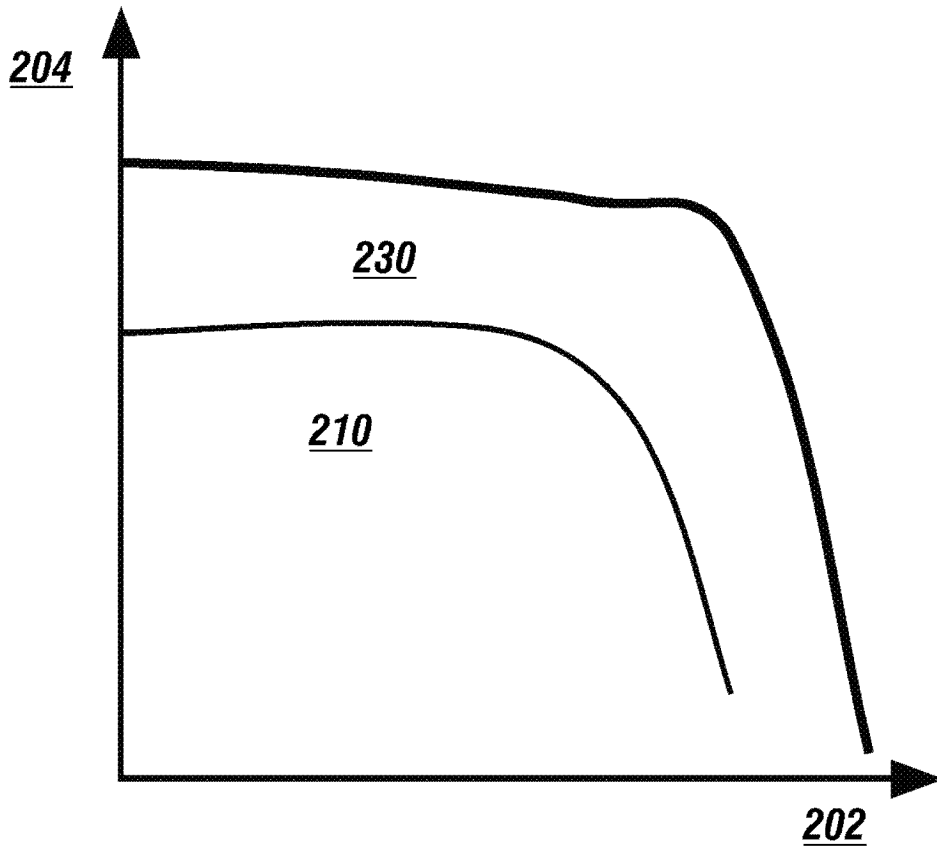


图 2

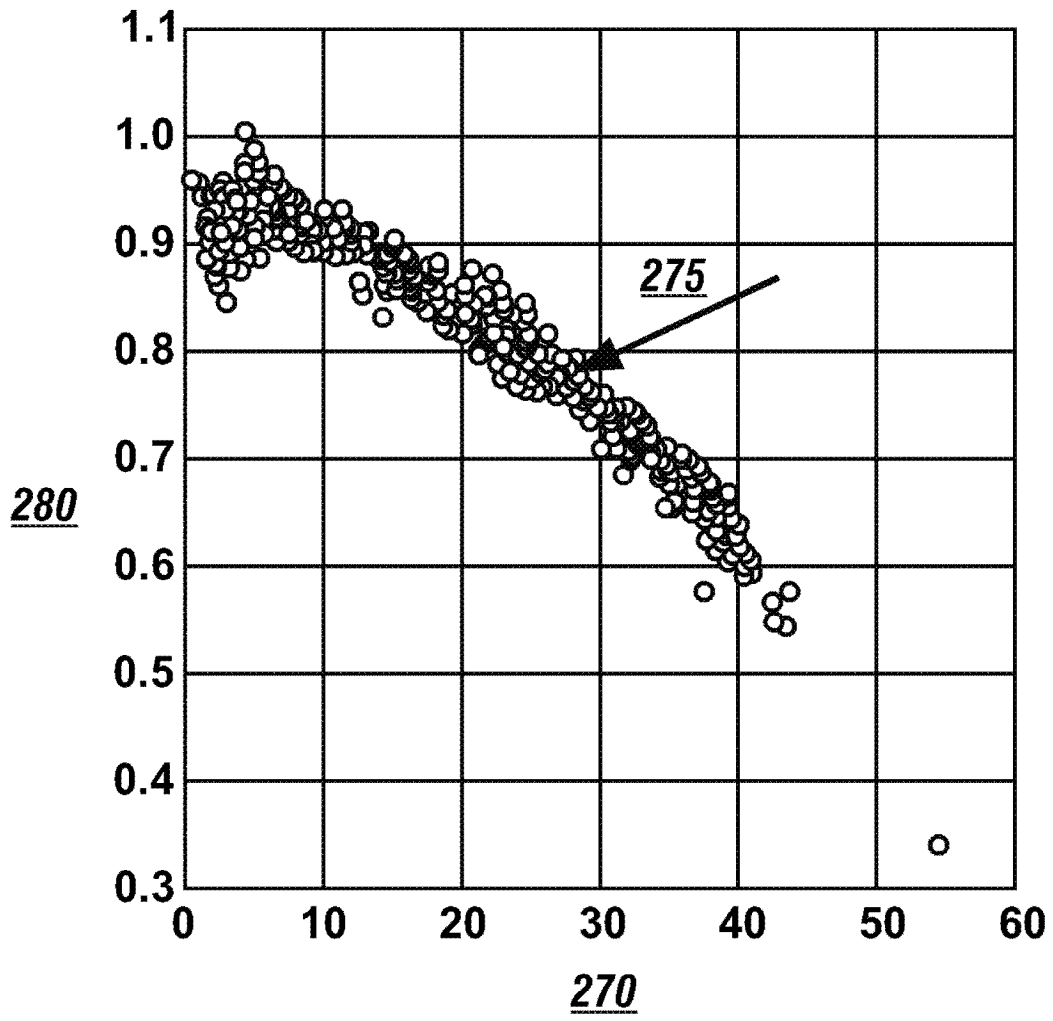


图 3

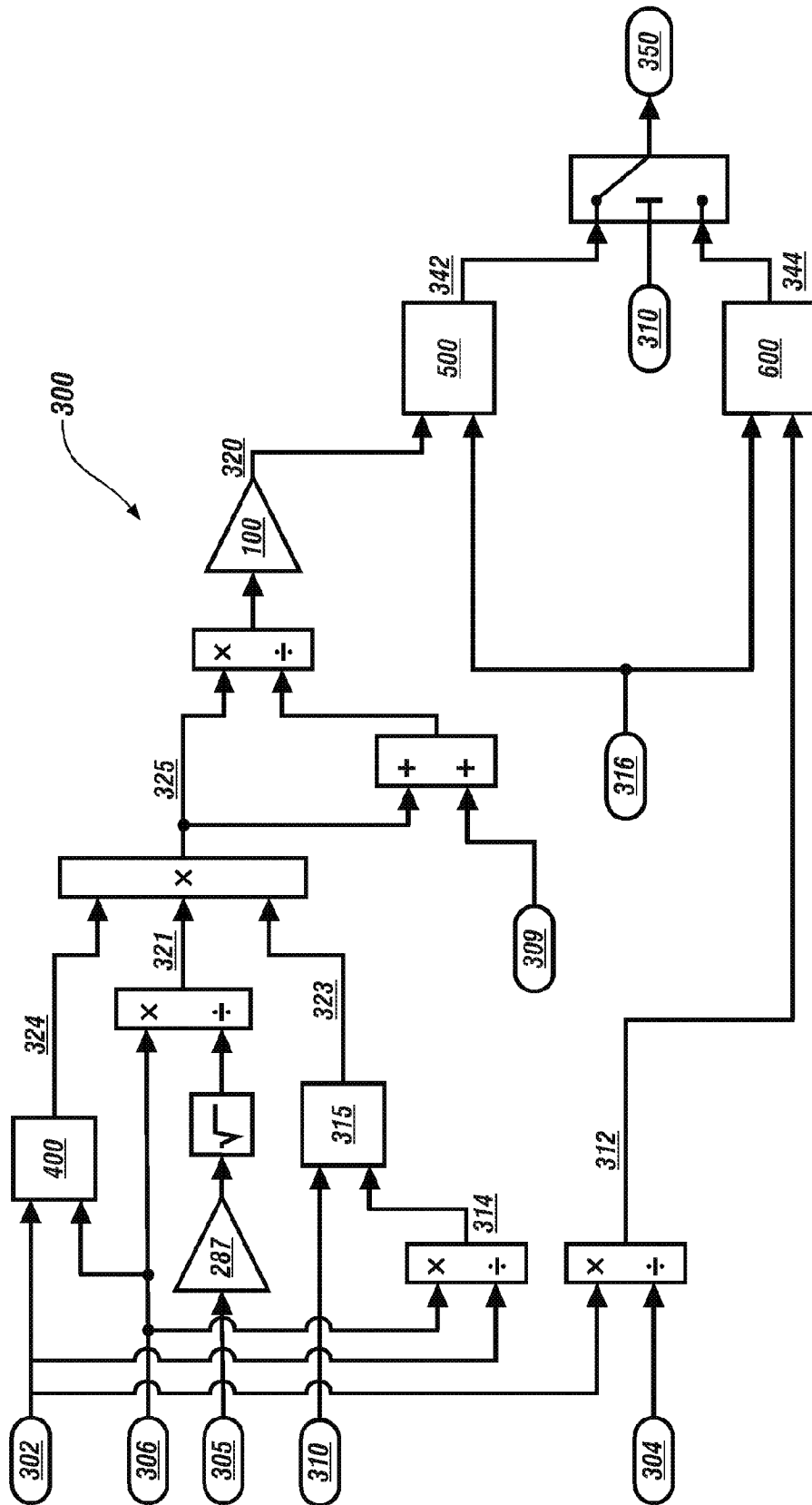


图 4

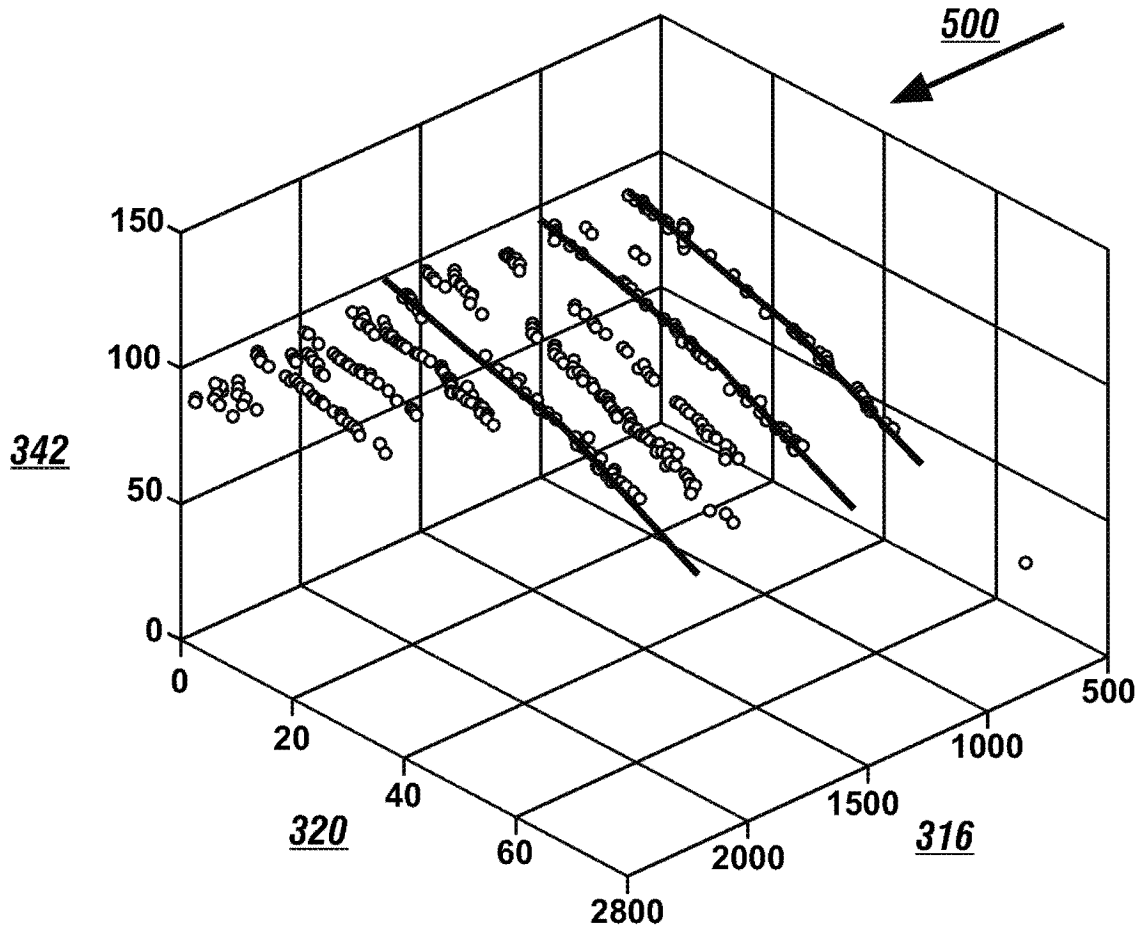


图 5

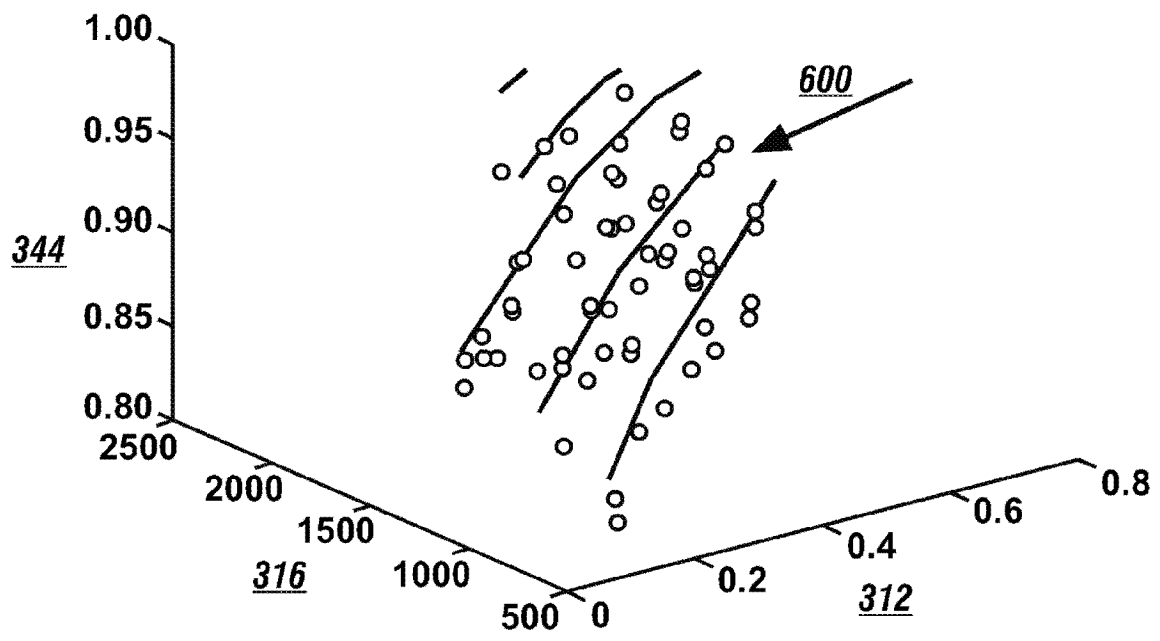


图 6

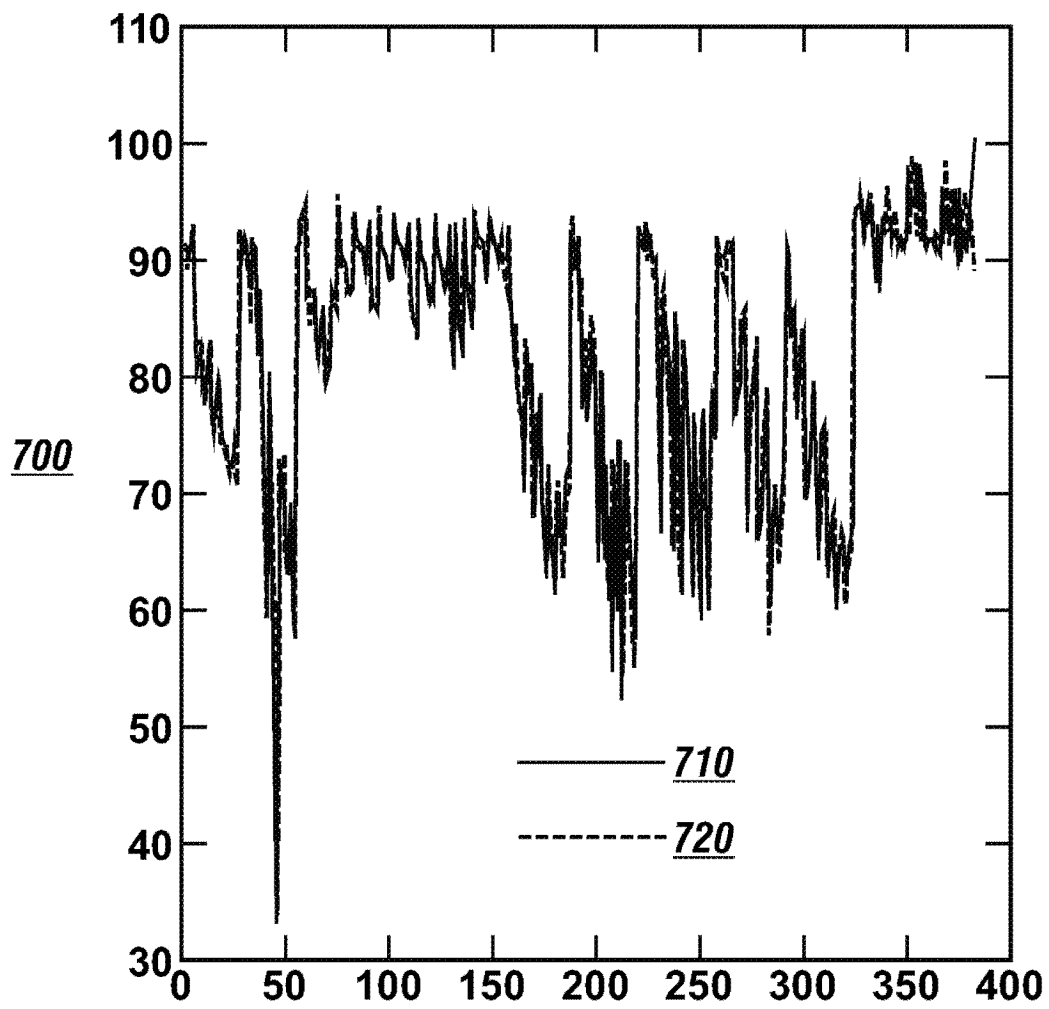


图 7