

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl⁷
B60L 7/24
B60T 13/66



[12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 200310123102.4

[43] 公开日 2004 年 8 月 18 日

[11] 公开号 CN 1521046A

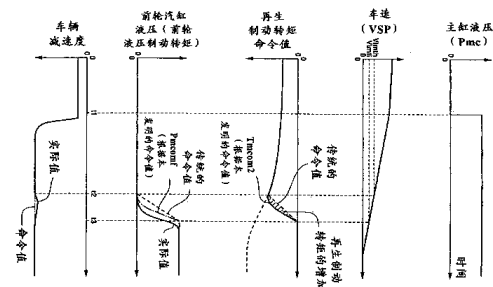
[22] 申请日 2003. 12. 17
[21] 申请号 200310123102.4
[30] 优先权
[32] 2002. 12. 17 [33] JP [31] 365210/2002
[71] 申请人 日产自动车株式会社
地址 日本神奈川县
[72] 发明人 芦泽裕之 田添和彦 中村英夫

[74] 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利
商标事务所
代理人 付建军

权利要求书 3 页 说明书 17 页 附图 12 页

[54] 发明名称 协调制动控制系统
[57] 摘要

提供一种用于混合制动系统的协调制动控制系统，包括用于车辆的再生制动单元和摩擦制动单元，并配置成生成总的制动转矩，该总的制动转矩是由再生制动单元生成的再生制动转矩与由摩擦制动单元生成的摩擦制动转矩的组合，以便使总的制动转矩更接近目标制动转矩，以及当再生制动转矩相对于总的制动转矩的第一分配比降低，以及当摩擦制动转矩相对于总的制动转矩的第二分配比增加时，根据摩擦制动转矩的响应延迟来限制再生转矩的变化率。



1. 一种用于混合制动系统的协调制动控制系统，包括用于车辆的再生制动单元和摩擦制动单元，所述协调制动控制系统包括：

控制器，其被配置成：

生成总的制动转矩，该总的制动转矩是由所述再生制动单元生成的再生制动转矩与由所述摩擦制动单元生成的摩擦制动转矩的组合，以便使所述总的制动转矩更接近目标制动转矩，以及

当所述再生制动转矩相对于所述总的制动转矩的第一分配比降低，以及当所述摩擦制动转矩相对于所述总的制动转矩的第二分配比增加时，根据所述摩擦制动转矩的响应延迟来限制再生制动转矩的变化率。

2. 如权利要求 1 所述的协调制动控制系统，其特征在于，所述控制器被进一步配置成当所述再生制动转矩的变化率被限制时，通过将可容许最大再生制动转矩与随着车速从极限起始速度降低到高于所述极限起始速度的极限最终速度而单调地从 1 降低到 0 的再生制动转矩极限系数相乘，从而获得所述再生制动转矩。

3. 如权利要求 2 所述的协调制动控制系统，其特征在于，根据相对于极限起始速度 V_{lmth} 和极限最终速度 V_{lmtl} 的车速 VSP 来定义所述再生制动转矩极限系数 K_v ，如下所述：

当 $VSP \geq V_{lmth}$, $K_v = 1$.

当 $V_{lmtl} \leq VSP < V_{lmth}$,

$K_v = \{VSP / (V_{lmth} - V_{lmtl})\} - \{V_{lmtl} / (V_{lmth} - V_{lmtl})\}$.

当 $VSP < V_{lmtl}$, $K_v = 0$.

4. 如权利要求 1 所述的协调制动控制系统，其特征在于，所述控制器被进一步配置成当所述车速在从极限起始速度到位于所述极限起始速度和所述极限最终速度之间的极限中间速度的范围内时，通过将可容许最大再生制动转矩与随着车速从极限起始速度降低到低于所述极限起始速度的极限最终速度而单调地从 1 降低到 0 的再生制动转

矩极限系数相乘，从而获得所述再生制动转矩，以及当所述车速在从所述极限中间速度到所述极限最终速度的范围内时，通过将在所述极限中间速度处获得的所述可容许最大再生制动转矩与所述再生制动转矩极限系数相乘来获得所述再生制动转矩。

5. 如权利要求 1 所述的协调制动控制系统，其特征在于，改变所述再生制动转矩，以便当所述第一再生制动转矩的改变率被限制时，形成从在极限起始速度处获得的可容许最大再生制动转矩到零的二次曲线。

6. 如权利要求 1 所述的协调制动控制系统，其特征在于，所述控制器被进一步配置成基于，计算所述目标制动转矩。

7. 一种用于车辆的协调制动控制系统，包括：

用于检测驾驶员的制动意图的车辆制动检测器；

能生成再生制动转矩的再生制动单元；

能生成摩擦制动转矩的摩擦制动单元；以及

连接到所述车辆制动检测器、所述再生制动和所述摩擦制动单元的控制器，所述控制器被配置成：

根据所述制动意图来确定目标制动转矩，

计算分别表示所述总的制动转矩与所述再生制动单元和所述摩擦制动单元的分配比的第一和第二分配比，

基于所述第一和第二分配比，通过分开地产生所述再生制动转矩和由所述摩擦制动单元生成的所述摩擦制动转矩来生成总的制动转矩，以便使所述总的制动转矩更接近于所述目标制动转矩，以及

在所述第一分配比降低以及所述第二分配比增加的周期期间，根据所述摩擦制动转矩的生成延迟特性来限制所述再生制动转矩的变化率。

8. 一种用于控制混合制动系统的方法，所述混合制动系统包括用于车辆的再生制动单元和摩擦制动单元，所述方法包括：

生成总的制动转矩，该总的制动转矩是由所述再生制动单元生成的再生制动转矩与由所述摩擦制动单元生成的摩擦制动转矩的组

合，以便使所述总的制动转矩更接近目标制动转矩，以及

当所述再生制动转矩相对于所述总的制动转矩的第一分配比降低，以及当所述摩擦制动转矩相对于所述总的制动转矩的第二分配比增加时，根据所述摩擦制动转矩的响应延迟来限制再生制动转矩的变化率。

协调制动控制系统

技术领域

本发明涉及具有再生制动单元和摩擦制动单元的混合制动系统的协调制动（coordinated brake）控制系统，更具体地说，涉及能平滑地将制动从再生制动过渡到摩擦制动的协调制动控制系统。

背景技术

日本专利申请 No.2000-225932 公开了被配置成根据车辆驾驶和行进状况计算目标制动转矩，以便通过混合制动系统的再生制动和摩擦制动的组合获得目标制动转矩的协调制动控制系统。混合制动系统包括通过使用发动机/发电机将车轮旋转能转换成电力以生成制动转矩的再生制动单元，以及通过液压地或电磁地操作摩擦制动设备以生成制动转矩的摩擦制动单元。

发明内容

当这一协调制动控制系统在图 12A 至 12E 中的时刻 t2 响应压下制动踏板生成主缸液压时，在可以精确地执行再生制动以便通过提高能量回收率同时抑制摩擦制动转矩以提高燃料消耗的时间期间，在从时刻 t1 至时刻 t2 的范围内，主要在车速相对高的周期产生再生制动转矩。此后，当在时刻 t2，车速 VSP 变为相对低的车速，以及此后，根据由图 12C 中的实线所示的车速 VSP 的降低，逐渐减小再生制动转矩命令值，以及如图 12D 中的点划线所示，同时逐渐增加相应于摩擦制动转矩的制动液压命令值。最后，所有制动由时刻 t3 的摩擦制动转矩决定，并且协调制动控制在时刻 t3 终止。

这一协调制动控制系统被设置成保持用于以恒定速率降低再生制动转矩的降低率。因此，即使改变降低率，当开始逐渐降低再生制

动转矩时，仍然在时刻 t_2 及其相邻时刻产生下述问题。即，与再生制动系统相比，摩擦制动系统响应所接收的信号执行生成制动转矩的响应性很差，因此，与由虚线所示的、基于制动液压命令值而确定的标准响应相比，从零开始的制动液压的上升大大地延迟。

初始上升的这一延迟导致在液压上升的早期期间，液压的标准响应和实际响应之间大的差异。尽管通过执行基于该差异的反馈控制迅速地使实际液压上升以便跟上由图 12D 的实线所示的标准响应，但在由图 12D 中的阴影所示的这一过渡阶段的早期期间的差异产生液压不足，因此，驾驶员可能产生一种印象，即从再生制动到摩擦制动的转变是不平滑的。

因此，本发明的目的是提供能平滑地从再生制动过渡到摩擦制动的改进的协调制动控制系统。

根据本发明的一个方面，提供一种包括用于车辆的再生制动单元和摩擦制动单元的混合制动系统的协调制动控制系统。该协调制动控制系统包括控制器，其被配置成生成总的制动转矩，该总的制动转矩是由再生制动单元生成的再生制动转矩与由摩擦制动单元生成的摩擦制动转矩的组合，以便使总的制动转矩更接近目标制动转矩，以及当相对于该总的制动转矩的再生制动转矩的第一分配比降低、以及当相对于该总的制动转矩的摩擦制动转矩的第二分配比增加时，根据摩擦制动转矩的响应延迟限制再生转矩的变化率。

根据本发明的另一方面，提供一种用于车辆的协调制动控制系统，该系统包括：检测驾驶员的制动意图的车辆制动检测器；能生成再生制动转矩的再生制动单元；能生成摩擦制动转矩的摩擦制动单元，以及连接到车辆制动检测器、再生制动单元和摩擦制动单元的控制器。该控制器被配置成根据制动意图确定目标制动转矩，分别计算表示总的制动转矩向再生制动单元和摩擦制动单元的分配比的第一和第二分配比，从而通过在第一和第二分配比的基础上分开地产生再生制动转矩和由摩擦制动单元生成的摩擦制动转矩来生成总的制动转矩，以便使该总的制动转矩更接近于目标制动转矩，以及在降低第一

分配比和增加第二分配比的周期期间，根据摩擦制动转矩的生成延迟特性来限制再生制动转矩的变化率。

根据本发明的又一方面，提供一种控制混合制动系统的方法，该混合制动系统包括用于车辆的再生制动单元和摩擦制动单元，该方法包括：生成总的制动转矩，该总的制动转矩是由再生制动单元生成的再生制动转矩与由摩擦制动单元生成的摩擦制动转矩的组合，以便使该总的制动转矩更接近目标制动转矩；以及当相对于该总的制动转矩的再生制动转矩的第一分配比降低、以及当相对于该总的制动转矩的摩擦制动转矩的第二分配比增加时，根据摩擦制动转矩的响应延迟来限制再生转矩的变化率。

从下述参考附图的描述，将能理解本发明的其他目的和特征。

附图说明

图 1 是表示具有根据本发明的第一实施例的协调制动控制系统的混合制动的示意图；

图 2 是表示由图 1 所示的协调制动控制系统的协调制动控制器执行的控制的框图；

图 3 是表示由协调制动控制器执行的控制程序的流程图；

图 4 是表示用于控制本发明的第一实施例中的车轮汽缸液压的液压控制器的框图；

图 5 是表示相对于在第一实施例中采用的车轮速度的再生制动转矩极限系数的特性的图；

图 6 是表示在第一实施例中采用的前后轮的制动转矩的通常分配特性的图；

图 7A 至 7E 是表示由图 2 和 3 中所示的装置实现的协调制动控制操作的时序图；

图 8A 至 8E 是表示在缓慢地减速车辆的情况下，由图 2 和 3 中所示的装置实现的协调制动控制操作的时序图；

图 9A 至 9E 是表示在迅速减速车辆的情况下，由图 2 和 3 中所

示的装置实现的协调制动控制操作的时序图;

图 10A 至 10E 是表示由图 2 和 3 所示的第二实施例实现的协调制动控制操作的时序图;

图 11A 至 11E 是表示由图 2 和 3 所示的第三实施例实现的协调制动控制操作的时序图;

图 12A 至 12E 是表示由相关技术的协调制动控制实现的协调制动控制操作的时序图。

具体实施方式

参考图 1 至 9E 论述了根据本发明, 用于混合制动系统的协调制动控制系统的第二实施例。

图 1 表示包括根据本发明第一实施例的协调制动控制系统的混合制动系统。混合制动系统包括通过将液压供给为每个驱动轮 1 (在图 1 中, 仅示出了一个车轮) 提供的车轮汽缸 2 而生成制动转矩 (制动力) 的液压制动单元, 以及通过经由齿轮箱 3 连接到驱动轮 1 的交流 (AC) 同步电动机 4, 将车轮旋转能转换成电能的再生制动单元。

用于混合制动系统的协调制动控制系统被配置成通过在制动转矩 (力) 主要由使用 AC 同步电动机 4 的再生制动转矩产生期间降低车轮汽缸 2 的制动液压, 以便有效地回收再生能。

首先论述与再生制动单元相比, 不超出响应特性的液压制动装置。当根据驾驶员的制动意图压下制动踏板 5 时, 由液压增压器 6 放大制动踏板 5 的下压力。放大的下压力按压主缸 7 的活塞皮碗, 因此, 主缸 7 向制动液压导管 8 输出对应于制动踏板 5 的下压力的主缸液压 P_{mc} 。尽管图 1 表示仅连接到前驱动轮 1 的车轮汽缸 2 的制动液压导管 8, 很显然, 制动液压导管 8 也连接到其他三个车轮的其他车轮汽缸上。

油箱 9 中的制动流体通常由液压增压器 6 和主缸 7 使用并用作工作流体。液压增压器 6 包括从油箱 9 吸入制动液并将制动液排放到蓄液池 11 以便将加压流体存储在蓄液池 11 中的泵 10。另外, 蓄液

池 11 中的液压使用在泵 19 和蓄液池 11 之间的导管中提供的压力传感器 12 通过时序控制来控制。

液压增压器 6 使用蓄液池 11 中的液压作为压力源来放大施加到制动踏板 5 上的下压力，并通过放大的下压力按压主缸 7 的活塞皮碗。主缸 7 通过挤压制动导管 8 中由油箱 9 供给的制动液，生成相应于制动踏板下压力的主缸液压 P_{mc} ，以及将车轮汽缸液压 P_{wc} 供给车轮汽缸 2 作为基础压力。

如下所述，使用蓄液池 11 中的蓄液池压力来反馈控制车轮汽缸液压。为实现这一反馈控制，在制动液压导管 8 中提供电磁选择阀 13，以及在与电磁选择阀 13 的位置相比更接近车轮汽缸 2 的位置，增压电路 15 以及减压电路 17 连接到制动液压导管 8 上。增压电路 15 从泵 10 的排出口延伸并包括增压阀 14。减压电路 17 从泵 10 的吸入口延伸并包括减压阀 16。

电磁选择阀 13 是常开阀，因此，当电磁选择阀 13 处于对应于常开状态的关闭状态时，通过与增压电路 15 连通的流体产生的蓄液池 11 的压力来增加主缸液压 P_{wc} 。当给电磁选择阀 13 的螺线管 13a 通电以关闭制动液压导管 8 时，主缸 7 同时与冲程模拟器 26 连通以便向主缸 7 施加对应于（等于）车轮汽缸 2 的液压负载的液压负载。与冲程模拟器 26 的这一连通将与在标准状态下相同的操作感觉施加到制动踏板 5 上。

增压阀 14 也是常开阀，并且当处于常开状态（未通电）时，通过与增压电路 15 连通，使用蓄液池 11 的压力来增加车轮汽缸液压 P_{wc} 。另一方面，当对增压阀 14 的螺线管 14a 通电时，通过断开制动液压导管 8 和增压电路 15 间的连通，停止车轮汽缸液压 P_{wc} 的增加。减压阀 16 是当未对螺线管 16a 通电时关闭的常闭阀。当对螺线管 16a 通电时，减压电路 16 与制动液压导管 8 相连以便使车轮汽缸液压 P_{wc} 降低。

当电磁选择阀 13 处于打开状态以便打开制动液压导管 8 时，增压阀 14 和减压阀 16 处于关闭状态，以便从制动液压导管 8 切断增压

电路 15 和减压电路 17。因此，由主缸液压 P_{mc} 确定车轮缸液压 P_{wc} 。另外，在通过操作增压阀 14 或减压阀 16 来增加或降低车轮缸液压 P_{wc} 期间，接通电磁选择阀 13 以便切断制动液压导管 8，从而而不受主缸液压 P_{mc} 的影响。

液压制动控制器 18 控制电磁选择阀 13、增压阀 14 和减压阀 16。液压制动控制器 18 从压力传感器 19 接收表示主缸液压 P_{mc} 的信号，以及从压力传感器 20 接收表示车轮缸液压 P_{wc} 的信号。主缸液压 P_{mc} 表示驾驶员要求的制动转矩（力），车轮缸液压 P_{wc} 表示液压制动转矩的实际值。

AC（交流）同步电动机 4 通过齿轮箱 3 可驱动地连接到每个驱动轮 1 上，并由电动机转矩控制器 21 的控制。电动机转矩控制器 21 输出三相 PWM 信号，逆变器（DC-AC 逆变电流控制电路）22 将 DC（直流）转换成 AC 并将所转化的 AC 提供给 AC 同步电动机 4。当由电动机 4 的驱动转矩（驱动力）驱动驱动轮 1 时，将电能从 DC 电池 23 提供给电动机 4。当由电动机 4 的制动转矩（制动力）制动驱动轮 1 时，通过执行再生制动转矩控制，在电池 23 中回收车辆运动能。

如图 1 所示，液压制动控制器 18 和电动机转矩控制器 21 与协调制动控制器 24 相连。液压制动控制器 18 根据来自协调制动控制器 24 的命令信号控制液压制动单元，电动机转矩控制器 21 根据来自协调制动控制器 24 的命令信号控制再生制动单元。更具体地说，电动机转矩控制器 21 基于从协调制动控制器 24 输出的再生制动转矩命令值，控制由电动机 4 生成的再生制动转矩。当需要驱动驱动轮 1 时，电动机转矩控制器 21 使用电动机 4 执行驱动转矩。另外，电动机转矩控制器 21 计算由电池 23 的充电状态和温度确定的电动机 4 的可容许最大再生制动转矩 T_{mmax} ，并将对应于可容许最大再生制动转矩 T_{mmax} 的信号输出到协调制动控制器 24。

协调制动控制器 24 通过液压制动控制器 18 从压力传感器 19 接收表示主缸液压 P_{mc} 的信号，通过液压制动控制器 18 从压力传感器

20 接收表示车轮汽缸液压 P_{wc} 的信号，以及从车轮速度传感器 25 接收表示驱动轮 1 的车轮速度 V_w 的信号。

协调制动控制器 24 通过基于上述输入信息执行处理来实施液压制动系统的协调制动控制，如由图 2 中的框图和图 3 中的流程图所示。图 3 是以 10msec 间隔执行的定时器中断处理。

在步骤 S1，控制器 24 从所接收的信息计算（检测）主缸液压 P_{mc} 和车轮汽缸液压 P_{wc} 。

在步骤 S2，控制器 24 基于由每个车轮接收的表示驱动车轮速度 V_w 的信号，计算（检测）驱动车轮速度 V_w 并获得驱动车轮速度 V_w 的最大值。在下文中，用 V_w 表示该最大值。另外，控制器 24 通过使用由下述传递函数 $Fbpf(s)$ 表示的带通滤波器执行最大驱动车轮速度 V_w 的过滤处理，从而计算驱动轮减速度 α_v 。

$$Fbpf(s) = s / \{ (1/\omega^2)s^2 + (2\xi/\omega)s + 1 \} \quad \text{--- (1)}$$

其中， s 是拉普拉斯算子。实际上，使用通过用 Tustin (Bilinear) 近似对由表达式 (1) 表示的传递函数进行离散化获得的递推公式来计算驱动轮减速度 α_v 。

在步骤 S3 中，控制器 24 从控制器 24 和电动机转矩控制器 21 间的高速通信缓冲器读取能由电动机 4 生成的可容许最大再生制动转矩 T_{mmax} 。如上所述，电动机转矩控制器 21 根据电池 23 等等的充电状态计算可容许最大再生制动转矩 T_{mmax} 。例如，根据车速 VSP ，改变可容许最大再生制动转矩 T_{mmax} （驱动车速 V_w ）。

在步骤 S4，控制器 24 使用下述等式 (2)、根据车辆技术指标确定并预先存储在控制器 24 的 ROM 中的主缸液压 P_{mc} 和常数 $K1$ ，计算车辆的目标减速度 α_{dem} 。

$$\alpha_{dem} = -(P_{mc} \times K1) \quad \text{--- (2)}$$

其中加速度 α 的负值是减速度，以及转矩 T 的负值是制动转矩。

目标减速度 α_{dem} 不仅仅由作为驾驶员所要求的物理量的主缸液压 P_{mc} 确定。例如，如果车辆具有车内距离控制系统和/或巡航控制系统，则考虑到由车内距离控制系统和/或巡航控制系统执行的自动

制动的物理量来确定目标减速度 α_{dem} 。

在步骤 S5, 控制器 24 计算用下述方式实现目标减速度 α_{dem} 所需的前馈制动转矩命令值 T_{dff} (前馈补偿量)。即, 控制器 24 使用由车辆技术指标确定的常数 $K2$ 将目标减速度 α_{dem} 转换成制动转矩。其后, 利用由下述等式 (3) 和函数表示的、并用于使受控对象 (车辆) 54 的响应特性 $Pm(s)$ 与图 4 中的参考模型 52 的特性 $Fref(s)$ 对应的前馈补偿器 (相位补偿器) 51 的特性 $C_{FF}(s)$, 通过过滤对应于目标减速度 α_{dem} 的制动转矩获得用于目标减速度 α_{dem} 的前馈制动转矩命令值 T_{dff} (前馈补偿量)。实际上, 通过用如上所述相同的方式对等式 (3) 进行离散化, 计算用于目标减速度 α_{dem} 的前馈制动转矩命令值 T_{dff} (前馈补偿量)。

$$G_{FF}(s) = Fref(s) / Pm(s) \quad \text{--- (3)}$$

$$= (Tp \cdot s + 1) / (Tr \cdot s + 1) \quad \text{--- (4)}$$

其中 Tp 是时间常数, Tr 也是时间常数。

在步骤 S6, 控制器 24 通过确定主缸液压 Pmc 是大于还是等于小的设定值来确定是否执行制动踏板操作。当步骤 S6 的确定为肯定时, 即, 当执行制动踏板操作时, 程序进入步骤 S7, 其中控制器 24 计算用于目标减速度 α_{dem} 的反馈制动转矩命令值 T_{dfb} (前馈补偿量) 并计算用下述方式实现目标减速度 α_{dem} 所需的总的制动转矩命令值。

在根据本发明的第一实施例中采用的减速控制器由二自由度 (two degree of freedom) 控制系统构成, 并包括前馈补偿器 51、参考模型 52 和反馈补偿器 53, 如图 4 所示。反馈补偿器 53 实现闭环性能, 诸如控制系统的稳定性和坚固性, 前馈补偿器 51 实现对目标减速度 α_{dem} 的响应性直到没有模型误差为止。

在反馈补偿量 T_{dfb} 的计算中, 首先通过具有由下述等式 (5) 表示的特性 $Fref(s)$ 的参考模型 53 过滤目标减速度 α_{dem} , 以便获得参考模型响应减速度 α_{ref} 。

$$Fref(s) = 1 / (Tr \cdot s + 1) \quad \text{--- (5)}$$

另外，如图 4 所示，通过从参考模型响应减速度 α_{ref} 减去实际减速度 α_v 和偏移量 α_B 间的差值（ $\alpha_v - \alpha_B$ ），以获得减速度反馈差 $\Delta\alpha$ ，如下：

$$\Delta\alpha = \alpha_{ref} - (\alpha_v - \alpha_B) \quad \text{--- (6)}$$

此外，通过具有用下述等式（7）表示的特性 $C_{FB}(s)$ 的反馈补偿器 53 过滤减速度反馈差 $\Delta\alpha$ ，以便获得反馈补偿量 $Tdfb$ 。

$$C_{FB}(s) = (Kp \cdot s + Ki) / s \quad \text{--- (7)}$$

在该第一实施例中，通过基本 PI 控制器实现这一特性，因此，其控制常数 K_p 和 K_i 视增益余量和相位余量确定。另外，通过用如上所述相同的方式对等式（5）和（7）进行离散化，从而获得特性 $Fref(s)$ 和 $C_{FB}(s)$ 。

随后，通过合计用于目标减速度 α_{dem} 的前馈制动转矩命令值 $Tdff$ （前馈补偿量）和反馈制动转矩命令值（反馈补偿量） $Tdfb$ （ $Tdcom = Tdff = Tdfb$ ），获得总的制动转矩命令值 $Tdcom$ ，如图 4 所示。在步骤 S7，通过这一系列执行，获得总的制动转矩命令值 $Tdcom$ 。因此，图 3 的步骤 S7 对应于图 2 中的总的制动力命令值确定装置 31。

就控制器 24 确定未压下制动踏板而言，即，当步骤 S6 的确定为否定时，程序进入步骤 S8，其中控制器 24 通过初始化制动转矩反馈补偿量 $Tdfb$ 和由等式（7）表示的数字滤波器内的变量来初始化 PI 控制器中的积分项。

在执行步骤 S7 或 S8 后的步骤 S9，控制器 24 通过如下所述执行可容许最大再生制动转矩 $Tmmax$ 的限制操作来计算最终再生制动转矩 $Tmlmt$ 。

首先，根据最大车轮速度 Vw （车速 VSP ）确定再生制动转矩极限系数 Kv ，如图 5 所示。当车速 VSP 从再生制动转矩极限起始速度 $Vlmth$ 降低到再生制动转矩极限最终速度 $Vlmtl$ 时，再生制动转矩极限系数 Kv 单调地从 1 降低到 0，如图 5 所示。通过使可容许最大再生制动转矩 $Tmmax$ 与再生制动转矩极限系数 Kv 相乘，获得最终再

生制动转矩 T_{mlmt} ，以便限制可容许最大再生制动转矩（ $T_{mlmt}=T_{mmax} \times K_v$ ）。

即，再生制动转矩极限系数 K_v 限制可容许最大再生制动转矩 T_{mmax} ，以便实际值相对于液压制动转矩命令值的间隔保持在某一范围内，在该范围中，即使车速 VSP 从再生制动转矩极限起始速度 V_{lmth} 降低到再生制动转矩极限最终速度 V_{lmtl} 的周期期间导致液压制动转矩的响应（发生）延迟，所产生的车辆减速度不足也不会导致发生问题。这一周期对应于再生制动改变到液压摩擦制动的转换周期。

尽管在步骤 S9，控制器 24 从可容许最大再生制动转矩 T_{mmax} 和再生制动转矩极限系数 K_v 计算最终再生制动转矩 T_{mlmt} （ $T_{mlmt}=T_{mmax} \times K_v$ ），但由于如上所述再生制动转矩极限系数 K_v 的限制，执行最终再生制动转矩 T_{mlmt} 以便即使当产生液压制动转矩的增加响应延迟时，实际值相对于液压制动转矩命令值的间隔也不会导致车辆减速度不足的问题。即，步骤 S9 对应于图 2 中再生制动转矩限制装置 32。

在步骤 S10，控制器 24 将最终再生制动转矩 T_{mlmt} 分配（划分）成低频分量（标准控制）再生制动转矩极限值 T_{mmax1} 和高频分量（瞬变校正控制）再生制动转矩极限值 T_{mmaxh} 。更具体地说，控制器 24 使用来自下述等式（8）的范围从 0 至 1 的分配比 K_{kato} （ $0 \leq K_{kato} \leq 1$ ），获得低频分量（标准控制）再生制动转矩极限值 T_{mmax1} 和高频分量（瞬变校正控制）再生制动转矩极限值 T_{mmaxh} 。

$$T_{mmax1} = T_{mlmt} \times K_{kato}$$

$$T_{mmaxh} = T_{mlmt} \times (1 - K_{kato}) \quad - - - (8)$$

在步骤 S11，控制器 24 将总的制动转矩命令值 T_{dcom} 分配（划分）成目标制动转矩高频分量 T_{dcomh} 和目标制动转矩低频分量 T_{dcoml} 。在图 2 中，为书写简明起见，目标制动转矩高频分量 T_{dcomh} 和目标制动转矩低频分量 T_{dcoml} 表示为计算装置 31 的输

出。更具体地说，控制器 24 通过具有下述等式 (9) 表示的特征 $F_{hps}(s)$ 的高通滤波器来过滤总的制动转矩命令值 T_{dcom} ，从而获得目标制动转矩高频分量 T_{dcomh} 。

$$F_{hpf}(s) = T_{hp} \cdot s / (T_{hp} \cdot s + 1) \quad \text{--- (9)}$$

实际上，在对特性 $F_{hpf}(s)$ 进行离散化所获得的递推公式的基础上执行这一计算。将在步骤 S10 获得的高频分量（瞬变校正控制）再生制动转矩极限值 T_{mmaxh} 视为这一获得的目标制动转矩高频分量 T_{dcomh} 的上限。控制器 24 还通过从总的制动转矩命令值 T_{dcom} 减去目标制动转矩高频分量 T_{dcomh} 获得目标制动转矩低频分量，如下述等式 (10) 所示。

$$T_{dcoml} = T_{dcom} - T_{dcomh} \quad \text{--- (10)}$$

在步骤 S12，控制器 24 将目标制动低频分量 T_{dcoml} 分配成用于再生协调制动控制的再生制动命令值 T_{mcom} 和液压制动转矩命令值 T_{bcom} 。因此，步骤 S12 对应于图 2 中的液压制动转矩和再生制动转矩分配装置 33。

在根据本发明的该第一实施例中，执行其分配以便尽可能消耗目标制动转矩低频分量 T_{dcoml} ，从而提高燃料消耗。另外，将液压制动转矩命令值 T_{bcom} 分配到前轮（驱动轮）侧和后轮（从动轮）侧。

另外，由于根据示出和描述的根据本发明的第一实施例，用于再生制动的电动机 4 仅连接到充当驱动轮的前轮 1，因此可想到维持标准前后制动转矩分配的模式 1 和模式 2，以及不能维持标准前后制动转矩分配的模式 3 和模式 4。

首先，通过基于在图 6 所示的、先前已存储在控制器 24 的 ROM 中的图象数据，以标准方式将总的制动转矩命令值 T_{dcom} 分配到前轮侧和后轮侧，从而获得标准前轮制动转矩命令值 T_{dcomf} 和标准后轮制动转矩命令值 T_{dcomr} 。标准前后制动转矩分配是前后制动力（转矩）分配特性，其为不执行再生制动时的参考值，并且是在已经考虑到后轮锁定避免、车辆性能的稳定性、以及由制动操作期间前

后轮之间的重量移动引起的制动距离的缩短的情形下确定的。

在下文中，通过获得每个模式的前轮液压制动转矩命令值 T_{bcomf} 、后轮液压制动转矩命令值 T_{bcomr} 以及再生制动转矩命令值 T_{mcom} ，执行协调制动控制，如下，

[模式 4]

当 $T_{mmax1} \leq (T_{dcomf} + T_{dcomr})$ ，仅采用再生制动，如用下述等式 (11A) 所示：

$$T_{bcomf} = 0,$$

$$T_{bcomr} = 0, \text{ 和}$$

$$T_{mcom} = T_{dcomf} + T_{dcomr}. \quad - - - (11A)$$

[模式 3]

当 $(T_{dcomf} + T_{dcomr}) < T_{mmax1} \leq T_{dcomf}$ ，采用再生制动和后轮液压制动，如用下述等式 (11B) 所示：

$$T_{bcomf} = 0$$

$$T_{bcomr} = T_{dcomf} + T_{dcomr} - T_{mmax1} \quad \text{和}$$

$$T_{mcom} = T_{mmax1}. \quad (11B)$$

[模式 2]

当 $T_{dcomf} < T_{mmax1} \leq (\text{小的设定值})$ 时，采用再生制动和前后轮液压制动，如用下述等式 (11C) 所示：

$$T_{bcomf} = T_{dcomf} - T_{mmax1},$$

$$T_{bcomr} = T_{dcomr}, \text{ 和}$$

$$T_{mcom} = T_{mmax1}. \quad - - - (11C)$$

[模式 1]

当在除了模式 4、3 和 2 以外的其他情形中时，仅采用前后轮液压制动，如由下述等式 (11D) 所示：

$$T_{bcomf} = T_{dcomf},$$

$$T_{bcomr} = T_{dcomr}, \text{ 和}$$

$$T_{mcom} = 0. \quad - - - (11D)$$

在步骤 S13，控制器 24 通过将在步骤 S12 中获得的目标制动转

矩高频分量 T_{dcomh} 加到在步骤 S12 获得的再生制动转矩命令值 T_{mcom} 上来计算最终再生制动转矩命令值 T_{mcom2} , 如用下述等式 (12) 所示。

$$T_{mcom2} = T_{mcom} + T_{dcomh} \quad \text{--- (12)}$$

在步骤 S14, 控制器 24 基于前后轮液压制动转矩命令值 T_{bcomf} 和 T_{bcomr} , 使用常数 $K3$, 由下述等式 (13) 计算用于前后轮的车轮汽缸液压命令值 P_{bcomf} 和 P_{bcomr} 。

$$P_{bcomf} = - (T_{bcomf} \times K3)$$

$$P_{bcomr} = - (T_{bcomr} \times K3) \quad \text{--- (13)}$$

其中 $K3$ 是根据预先存储在 ROM 中的车辆技术指标而确定的常数。

在步骤 S15, 控制器 24 将最终再生制动转矩命令值 T_{mcom2} 输出到电动机转矩控制器 21, 以及将前后轮汽缸液压命令值 P_{bcomf} 和 P_{bcomr} 输出到液压制动控制器 18。

电动机转矩控制器 21 通过逆变器 22 控制电动机 4 以便使实际再生转矩更接近于校正的再生制动转矩 T_{mcom}' 。液压制动控制器 18 控制螺线管阀 13、14 和 16 以便分别使实际前后轮液压制动转矩更接近于前后轮汽缸液压命令值 P_{bcomf} 和 P_{bcomr} 。

通过根据本发明第一实施例的协调制动控制系统, 通过在步骤 S9 将可容许最大再生制动转矩 T_{mmax} 和再生制动转矩极限系数 K_v 相乘, 获得在有限值中设定的最终再生制动转矩 T_{mlmt} ($T_{mlmt} = T_{mmax} \times K_v$), 在步骤 S13, 基于所获得的最终再生制动转矩 T_{mlmt} , 获得最终再生制动转矩命令值 T_{mcom2} 。因此, 如图 7A 至 7E, 特别是图 7C 中所示, 最终再生制动转矩命令值 T_{mcom2} 用于在从车速 VSP 由再生制动转矩极限起始速度 V_{lmth} 降低到再生制动转矩极限最终速度 V_{lmtl} 的时刻 t_2 至时刻 t_3 的周期期间, 按由影阴线表示的量抑制再生制动转矩命令值降低的速率, 该阴影是根据本发明的第一实施例的再生制动力命令值与由虚线表示的传统命令值之间的差值。换句话说, 改变再生制动转矩以便当如图 7C 所示, 车

速 VSP 从再生制动转矩极限起始速度 V_{lmth} 改变到再生制动转矩极限最终速度 V_{lmtl} 时, 形成从于再生制动转矩极限起始速度 V_{lmth} 处得到的可容许最大再生制动转矩 T_{mmax} 向零接近的二次曲线。

在与图 12A 至 12E 所示的操作相同的条件下, 执行图 7A 至 7E 所示的操作。因此, 与传统的再生制动转矩相比, 按阴影线表示的量增加再生制动转矩, 因此, 抑制由图 7D 中的点划线表示的车轮汽缸液压命令值的增加。

因此, 如可由图 7E 中的实线表示的车辆减速度的变化清楚地看出的, 在从再生制动到液压摩擦制动的转换周期期间, 通过车轮汽缸液压的摩擦制动转矩的响应延迟不会导出车辆减速度大的不足。这允许从再生制动到液压摩擦制动的平滑转换而不产生车辆减速度的不足, 从而允许可靠和舒适的制动, 不会使驾驶员感觉不适。

另外, 由于按由阴影线表示的量增加再生制动转矩, 因此提高了再生能的回收, 因此, 也改善了系统的能量效率。

此外, 由于根据本发明的第一实施例已经配置成通过将图 5 所示的再生制动转矩极限系数 K_v 与可容许最大再生制动转矩 T_{mmax} 相乘 ($T_{lmtl} = T_{mmax} \times K_v$) 来计算最终再生制动转矩命令值 T_{mcom2} , 因此通过采用图象检索和计算的简单配置, 就可实现本发明的益处。

另外, 如从图 8A 至 8E 以及 9A 至 9E 中的时序图可以看出的 (其中图 8A 至 8E 表示在第一实施例的慢速减速期间的操作, 图 9A 至图 9E 表示该第一实施例的快速减速期间的操作), 当车速 VSP 变为再生制动转矩极限最终速度 V_{lmtl} 而与车辆减速度的状态无关时, 通过将最终再生制动转矩命令值 T_{mcom2} 稳定地设置在 0 来终止车辆减速度。同时, 通过将车轮汽缸液压 (摩擦制动转矩) 的命令值 P_{bcomf} 设置在可控最大值来完成从再生制动到摩擦制动的转换。

参考图 10A 至 10E, 论述了根据本发明的协调制动控制系统的第二实施例。第二实施例基本上与第一实施例相同, 除了设置再生制动转矩极限系数 K_v , 以便其相应于车速 VSP 从再生制动转矩极限起

始速度 V_{lmth} 改变到再生制动转矩极限完成速度 V_{lmtl} 线性地从 1 降低到 0。即，根据车速 VSP ，如下所述定义再生制动转矩极限系数 K_v 。

当 $VSP \geq V_{lmth}$, $K_v = 1$.

当 $V_{lmtl} \leq VSP < V_{lmth}$,

$K_v = \{VSP / (V_{lmth} - V_{lmtl})\} - \{V_{lmtl} / (V_{lmth} - V_{lmtl})\}$.

当 $VSP < V_{lmtl}$, $K_v = 0$.

当通过将可容许最大再生制动转矩 T_{mmax} 与再生制动转矩极限系数 K_v 相乘 ($T_{mlmt} = T_{mmax} \times K_v$) 获得最终再生制动转矩 T_{mlmt} ，以及当为计算最终再生制动转矩命令值 T_{mcom2} 而采用所获得的最终再生制动转矩 T_{mlmt} 时，如图 10A 至 10E 所示，特别在图 10C 中，从再生制动到摩擦制动转换（瞬变）开始的时刻 t_2 ，对再生转矩的降低程度的限制变大。因此，抑制了正好在时刻 t_2 后的短的周期期间的车轮汽缸液压（摩擦制动转矩）命令值 P_{bcomf} 的增加。因此，第二实施例的协调制动控制系统防止正好在时刻 t_2 后的短的周期期间实际车轮汽缸压力与车轮汽缸压力命令值显著地分离，而与实际车轮汽缸液压的大延迟无关。这防止了暂时导致车辆减速不足的问题。

参考图 11A 至 11E 论述根据本发明的协调制动控制系统的第三实施全例。第三实施例基本上与第一实施例相同，除了在转换周期的前半部分期间，用与第二实施例相同的方式计算最终再生制动转矩 T_{mlmt} ，以及在转换周期的后半部分期间，将于有限中间速度 V_{lmtm} 处获得的可容许最大中间再生制动转矩 T_{mmaxm} 与再生制动转矩极限系数 K_v 相乘 ($T_{mlmt} = T_{mmaxm} \times K_v$)，从而计算最终再生制动转矩 T_{mlmt} 。

更具体地说，计算最终再生制动转矩 T_{mlmt} ，以便设置再生制动转矩极限系数 K_v 以使其线性地从 1 降低到 0，这与本发明的第二实施例类似。然后，当车速 VSP 在再生制动转矩极限起始速度 V_{lmth} 和再生制动转矩极限中间速度 V_{lmtm} 内时，通过将可容许最

大再生制动转矩 T_{mmax} 与再生制动转矩极限系数 K_v 相乘 ($T_{mlmt}=T_{mmax}\times K_v$) 获得最终再生制动转矩 T_{mlmt} 。另外, 当车速 VSP 低于再生制动转矩极限中间速度 V_{lmtm} 时, 通过将于再生制动转矩极限中间速度 V_{lmtm} 处得到的最大可容许中间再生制动转矩 T_{mmaxm} 与再生制动转矩极限系数 K_v 相乘 ($T_{mlmt}=T_{mmax}\times K_v$), 从而获得最终再生制动转矩 T_{mlm} 。

通过根据本发明第三实施例的这一装置, 如由图 11A 至 11E 的时序图所示, 在车速 VSP 从再生制动转矩极限起始速度 V_{lmth} 降低到再生制动转矩极限中间速度 V_{lmtm} 的从时刻 t_2 至时刻 t_2' 的前半部分周期期间, 最终再生制动转矩 T_{mlmt} 采用与第二实施例相同的值。因此, 在从时刻 t_2 到时刻 t_2' 的前半部分期间, 通过第三实施例, 同样也可确保获得与第二实施例相同的优点。

另外, 根据本发明的第三实施例被配置成在车速 VSP 从再生制动转矩极限中间速度 V_{lmtm} 降低到再生制动转矩极限最终速度 V_{lmtl} 的从时刻 t_2' 时刻 t_3 的后半部分周期期间, 通过将可容许最大中间再生制动转矩 T_{mmaxm} 与再生制动转矩极限系数 K_v 相乘 ($T_{mlmt}=T_{mmaxm}\times K_v$) 获得最终再生制动转矩 T_{mlmt} 。因此, 如由图 11C 的实线所示, 线性地降低最终再生制动转矩 T_{mlmt} , 并且根据再生制动转矩的线性降低, 线性地增加车轮汽缸液压(摩擦制动转矩)的命令值 P_{bcomf} 。在从 t_2' 到 t_3 的周期期间, 最终再生制动转矩命令值 T_{mcom2} 的这一改变率以及车轮汽缸液压命令值 P_{bcomf} 的改变率比第二实施例中的大。

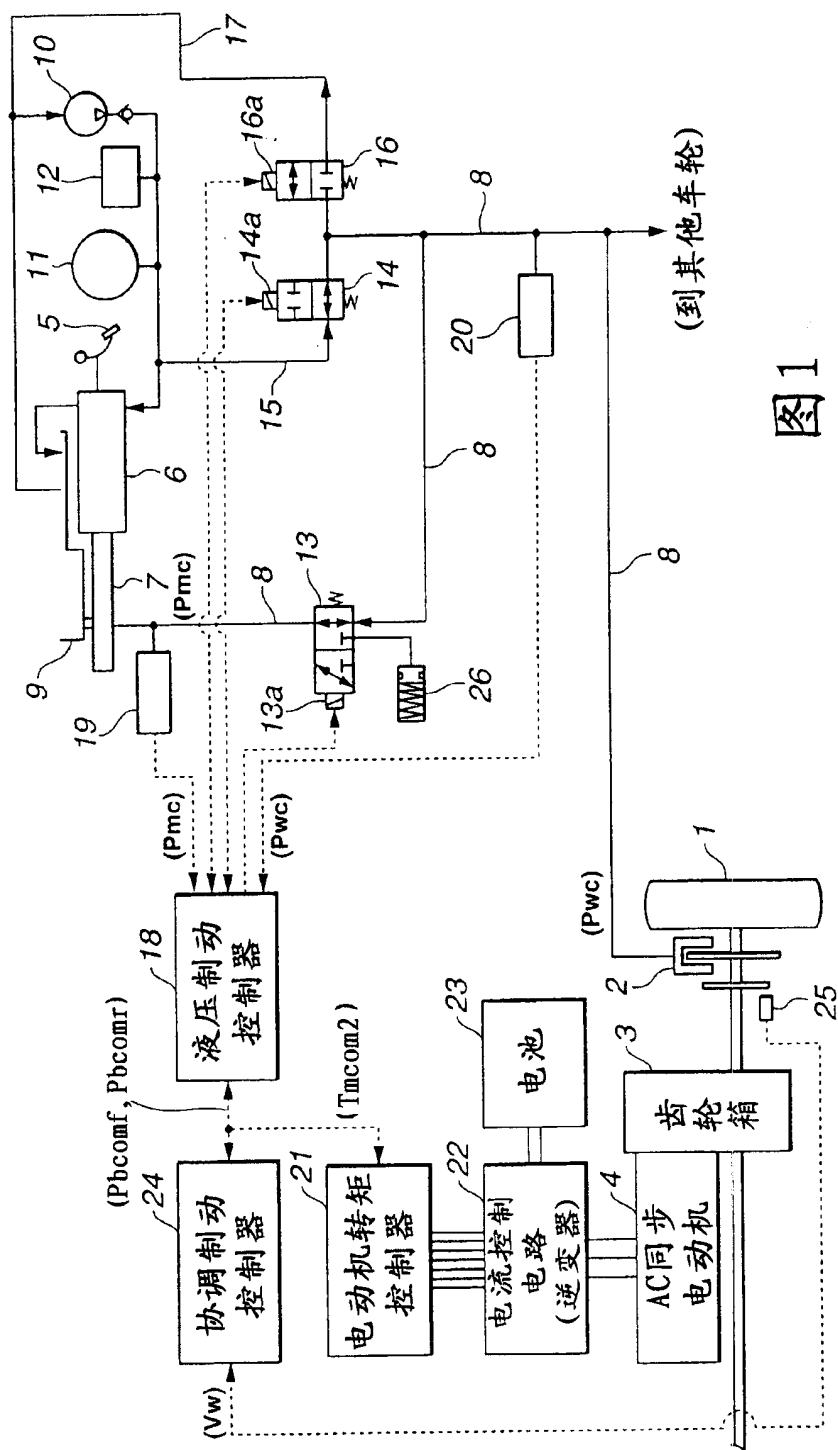
由于在从 t_2' 到 t_3 的周期期间已经开始增加车轮汽缸液压, 因此通过实际液压的摩擦制动转矩的响应延迟很小。因此, 在从 t_2' 到 t_3 的周期期间, 车轮汽缸液压命令值 P_{bcomf} 的大变化率对应于这一实际变化。

因此, 根据本发明的该第三实施例在从再生转动转矩到摩擦制动转矩的整个转换周期(对应于车速 VSP 从再生制动转矩极限起始速度 V_{lmth} 降低到再生制动转矩极限最终速度 V_{lmtl} 的从时刻 t_2 到

时刻 t_3 的周期) 中, 能使车轮汽缸液压命令值 P_{bcomf} 的变化率与摩擦制动转矩的响应延迟相对应。这使得即使在转换周期期间, 总的制动转矩更接近于目标制动转矩, 以及消除在从时刻 t_2 到时刻 t_3 的转换周期期间中, 由于减速不足或车辆减速的改变引起的不适。

本申请基于在前日本专利申请 No.2002-365210。在 2002 年 12 月 17 日提交的日本专利申请 No.2002-365210 的整体内容在此引入, 以供参考。

尽管上面已经参考本发明的一些实施例描述了本发明, 但本发明不限于上述实施例。鉴于上述教导, 本领域的技术人员将会想到对上述实施例的改进和变化。参考下述权利要求限定本发明的范围。



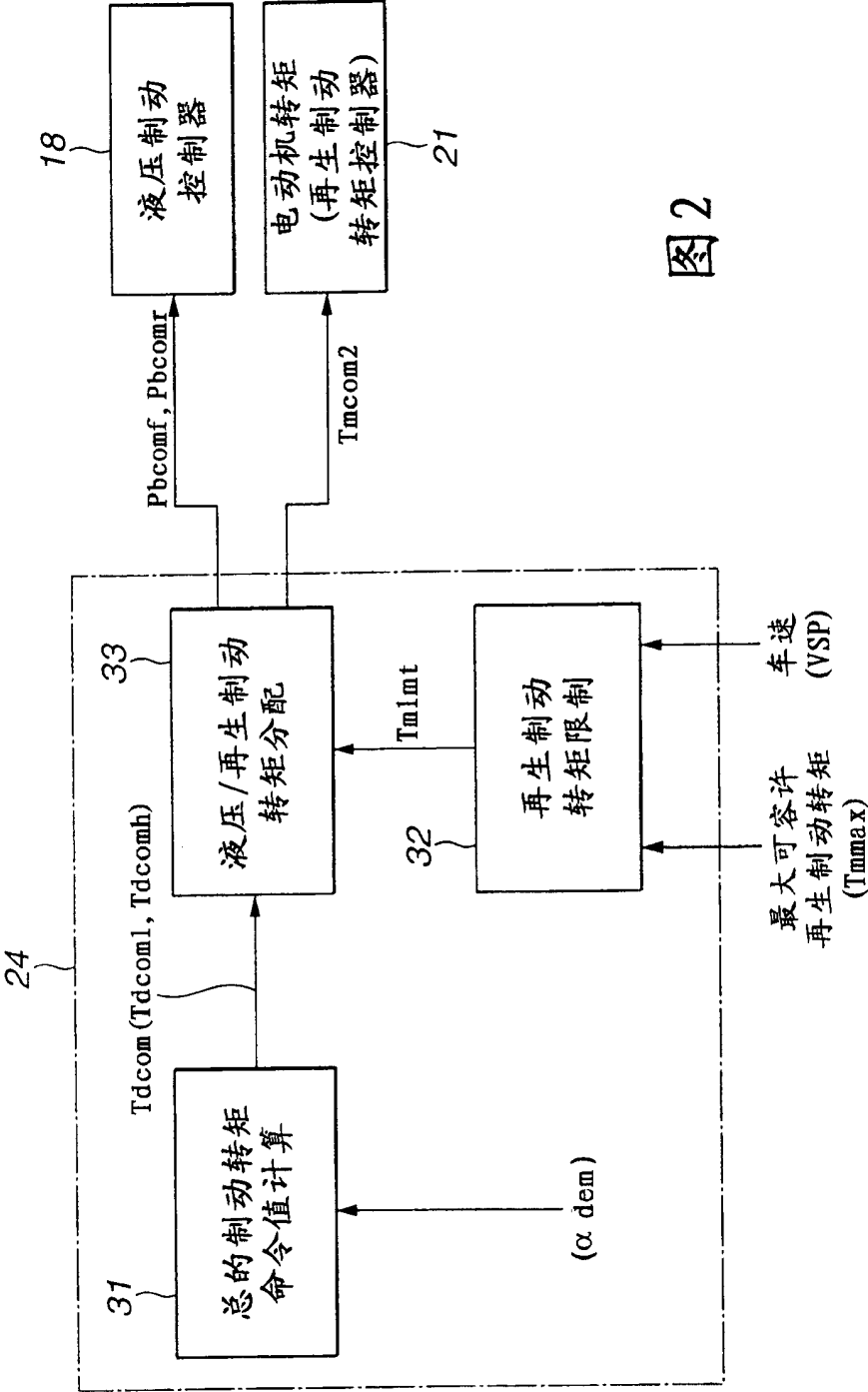


图2

图3

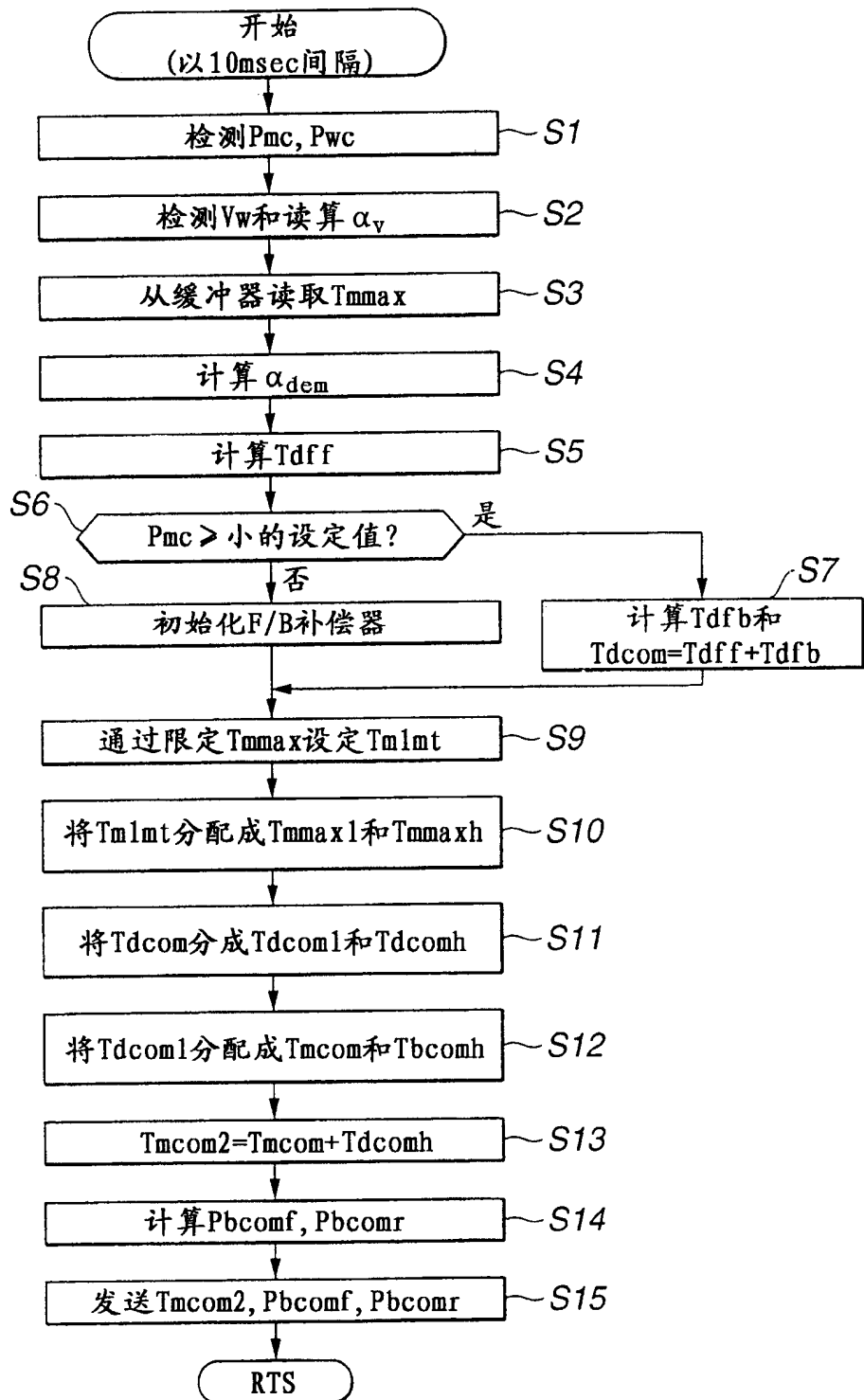
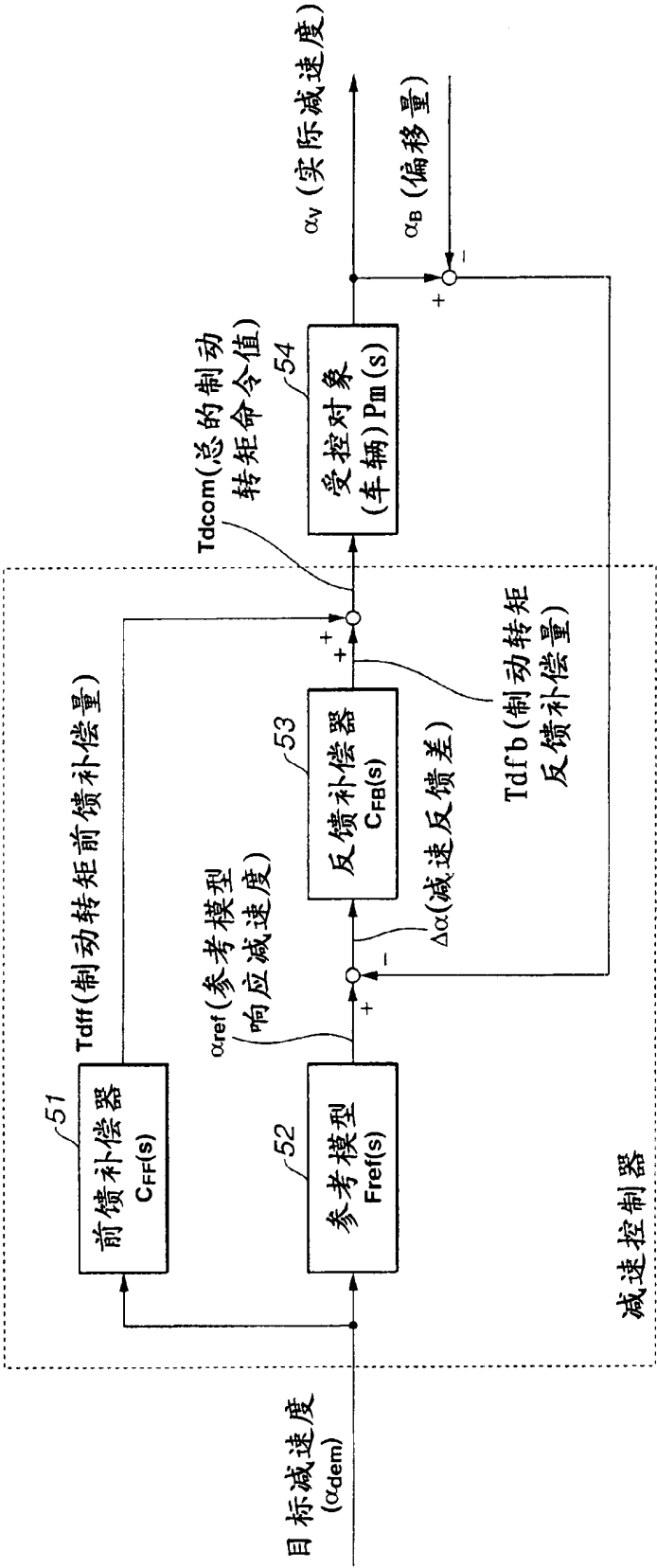
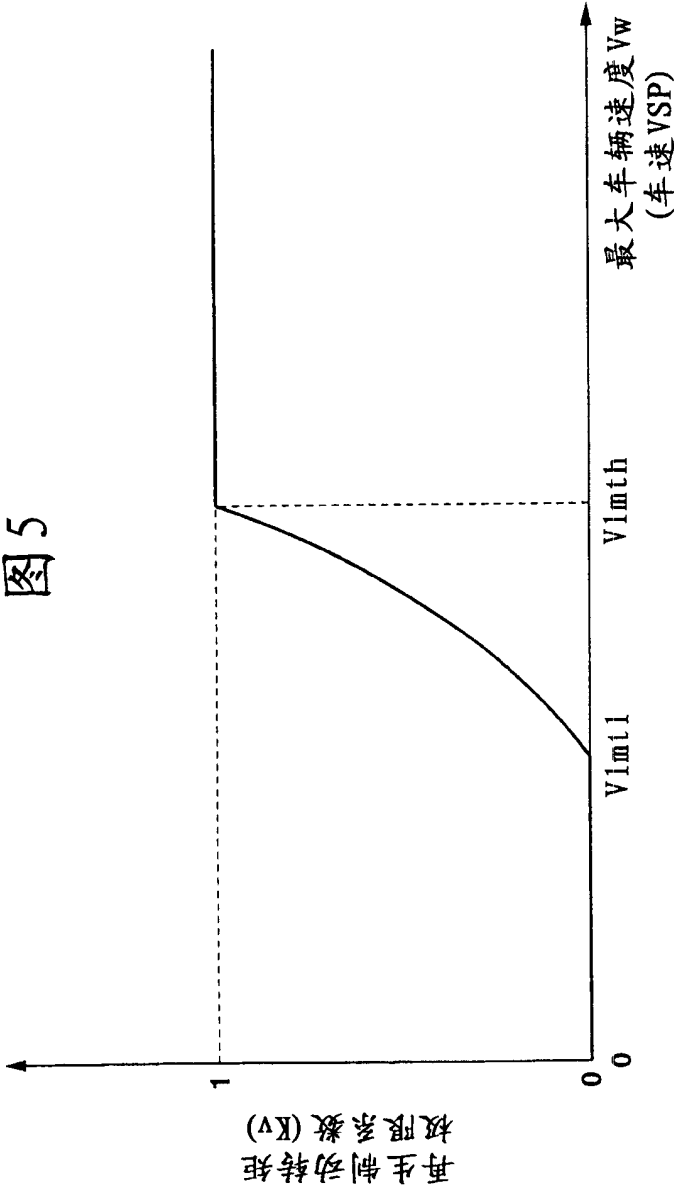


图4





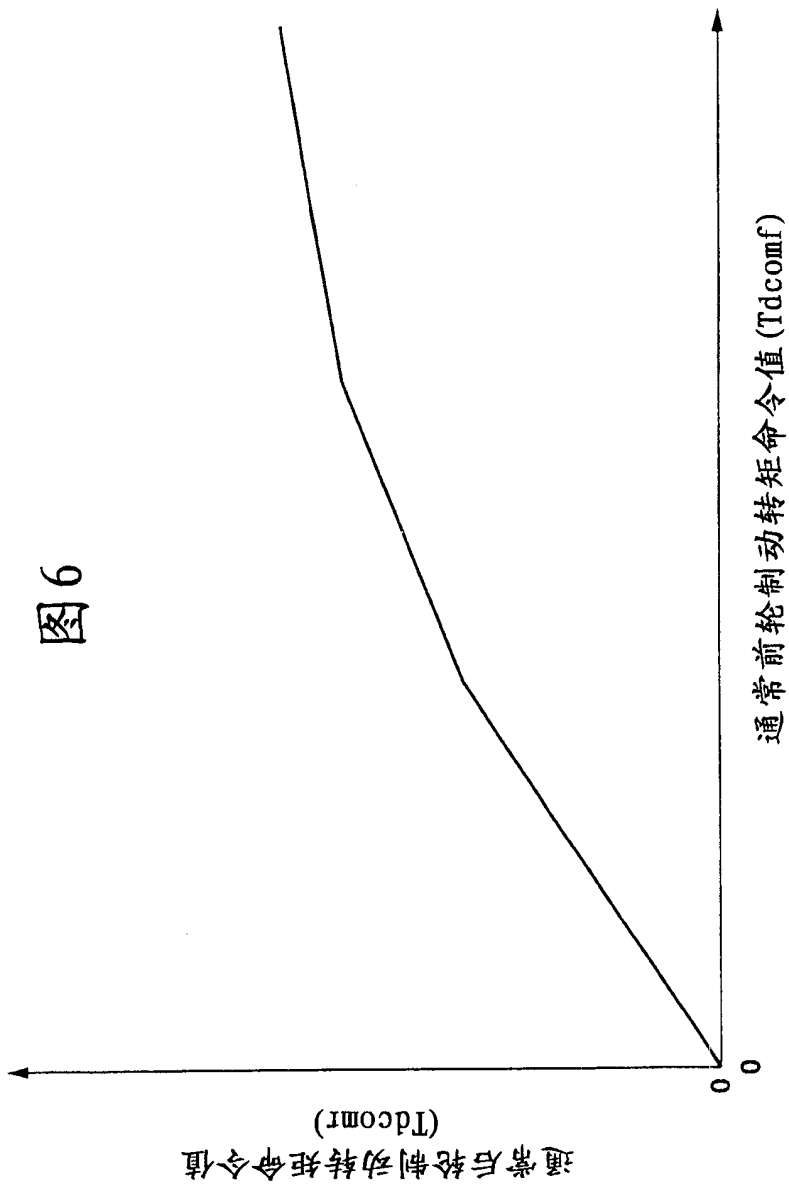
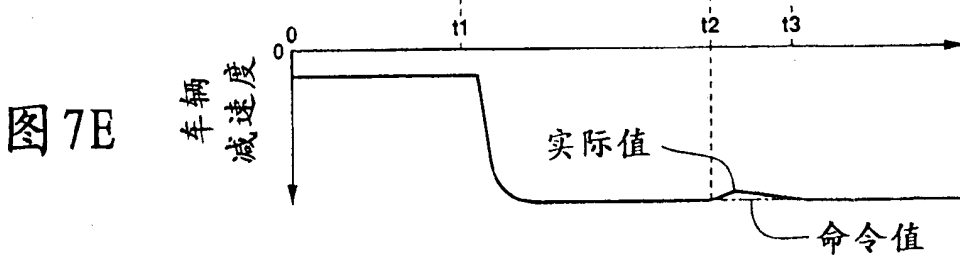
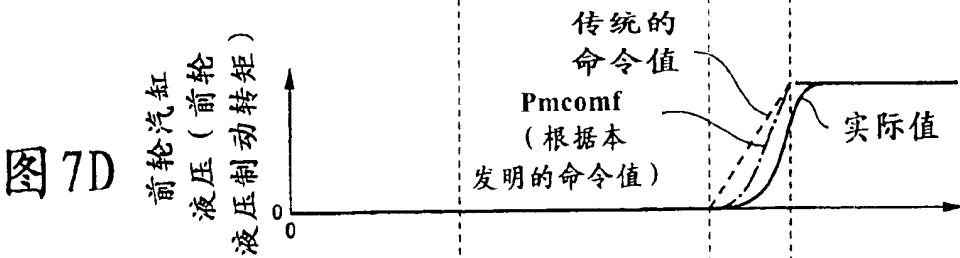
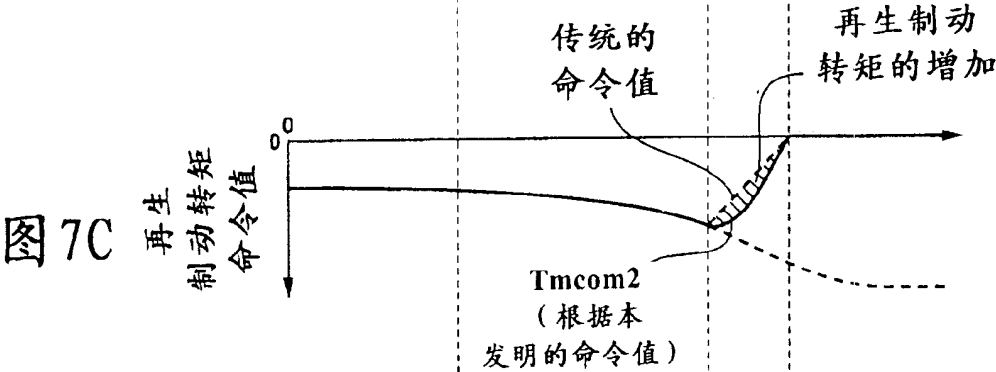
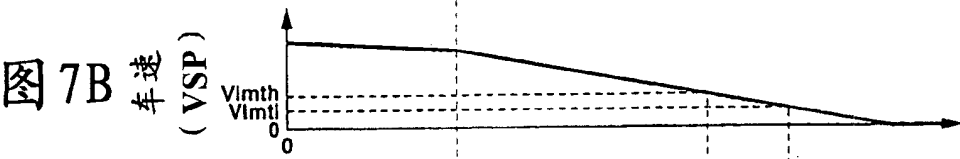
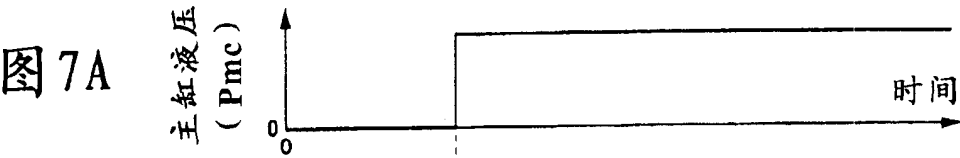


图6



慢速减速

图 8A

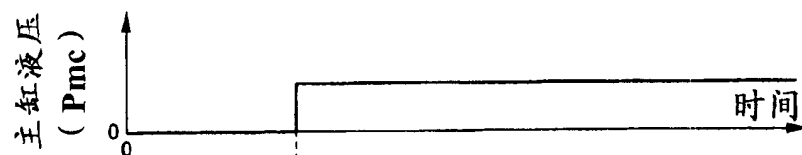


图 8B

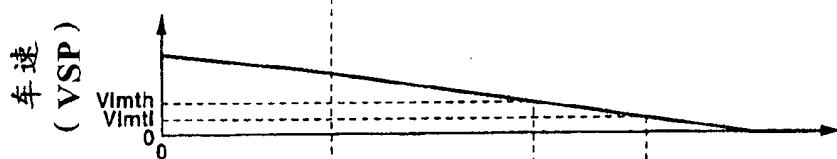


图 8C

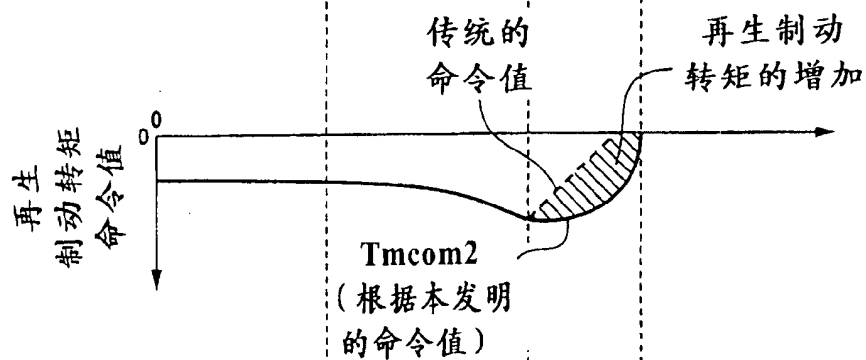


图 8D

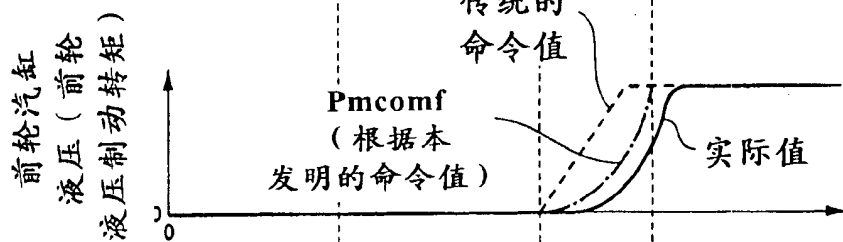
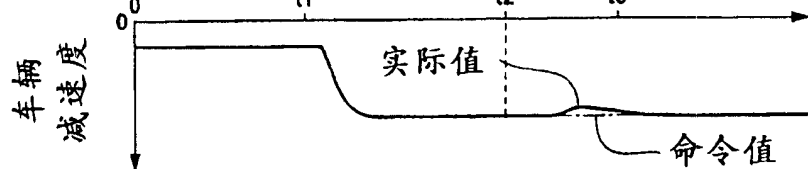
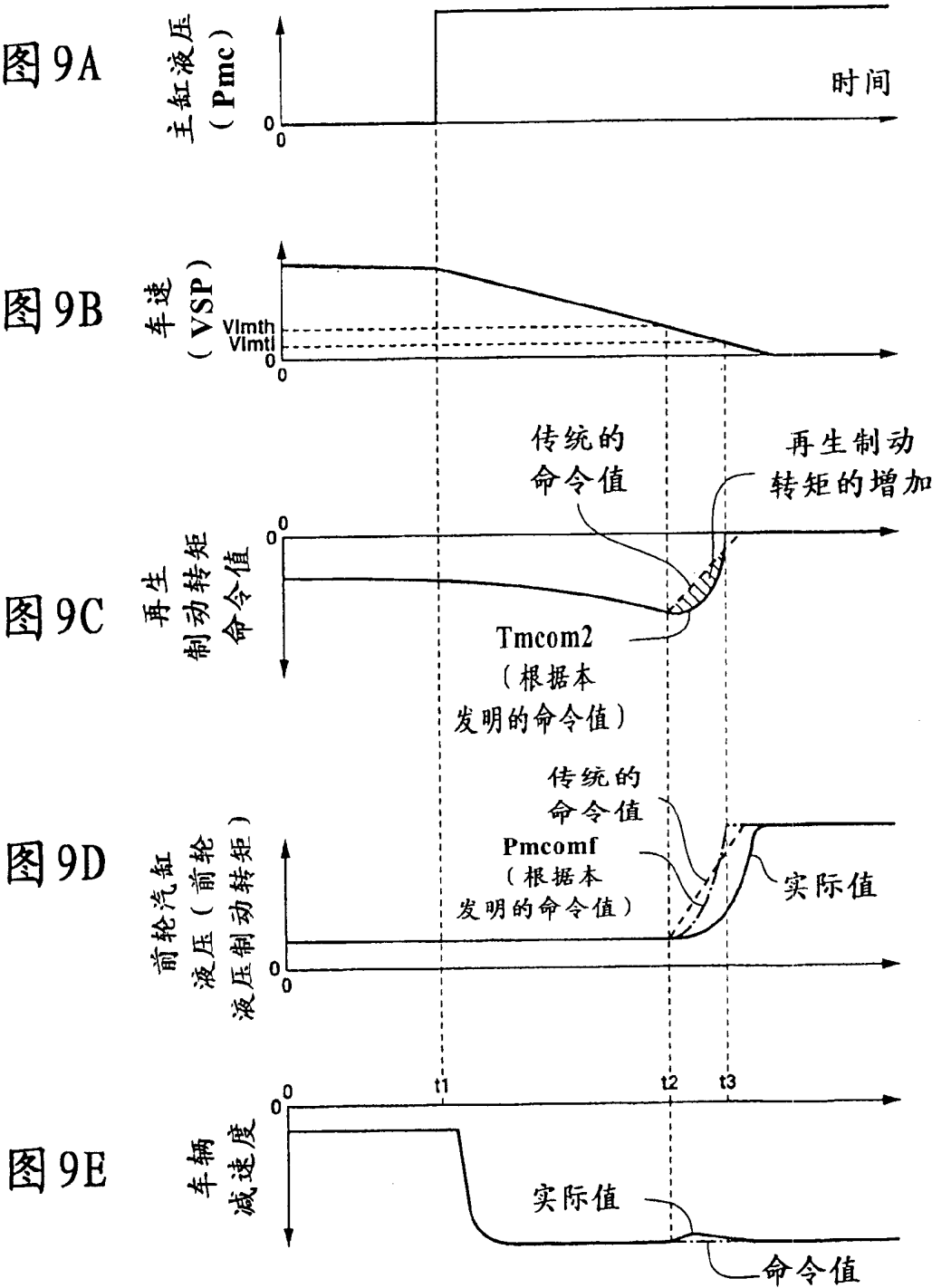


图 8E



快速减速



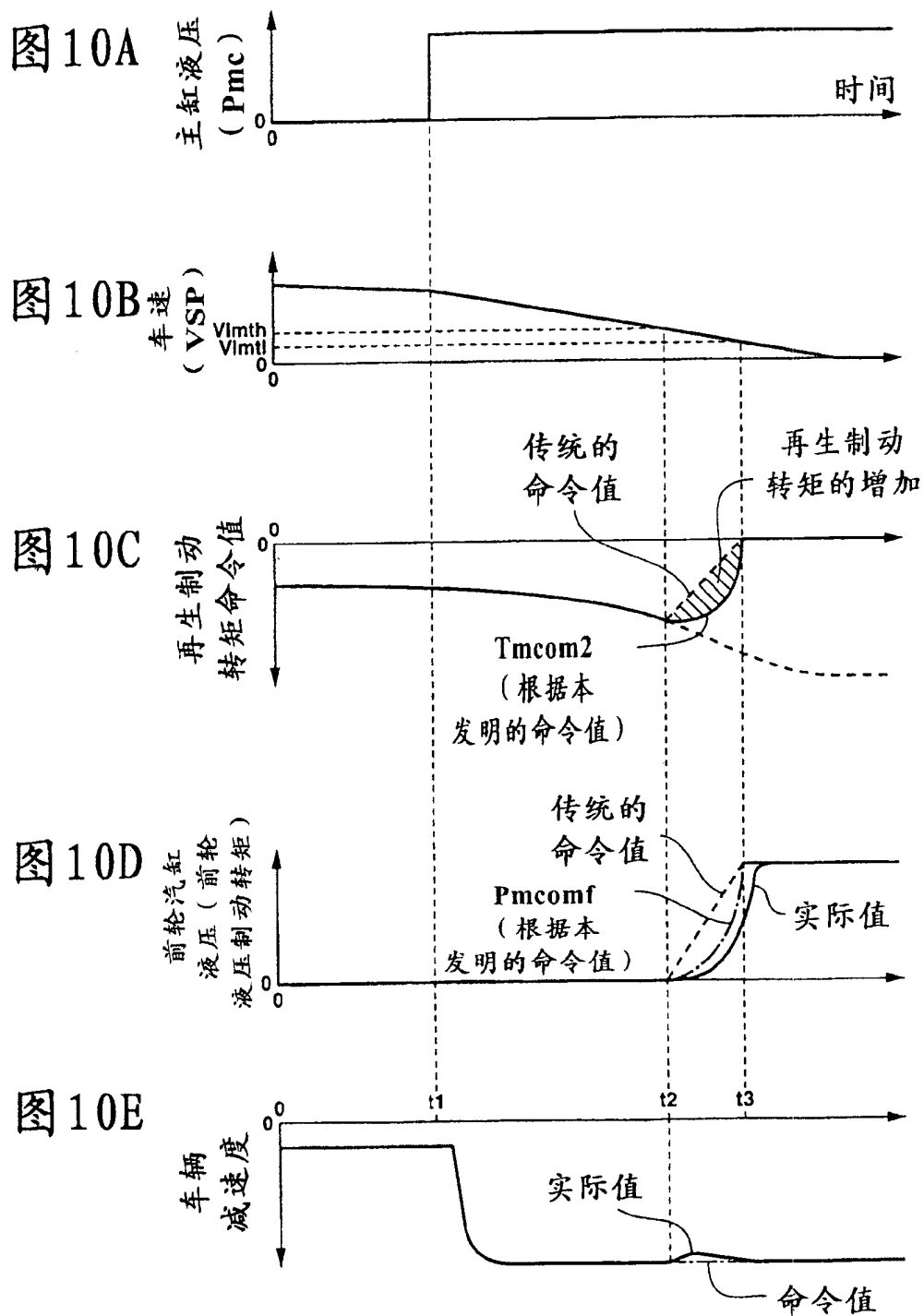


图 11A

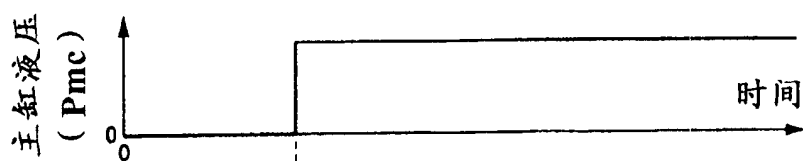


图 11B

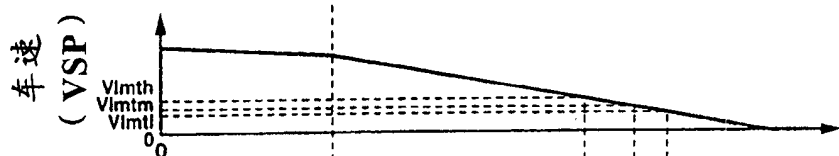


图 11C

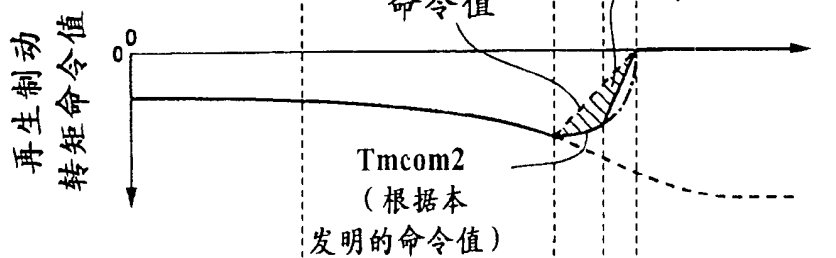


图 11D

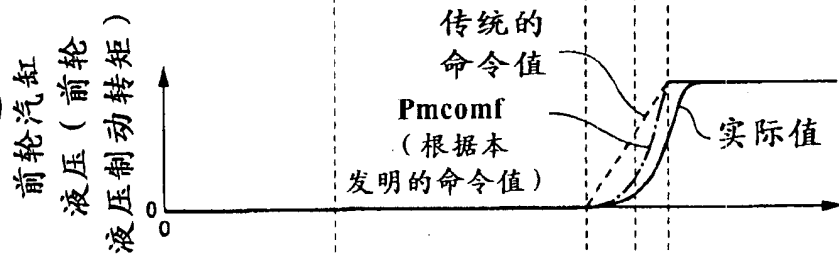


图 11E

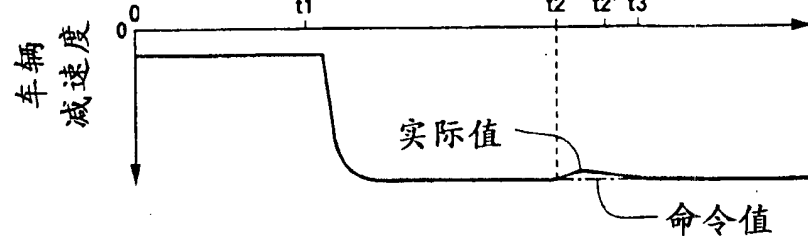


图12A
(相关技术)

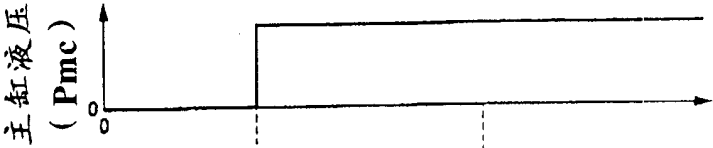


图12B
(相关技术)

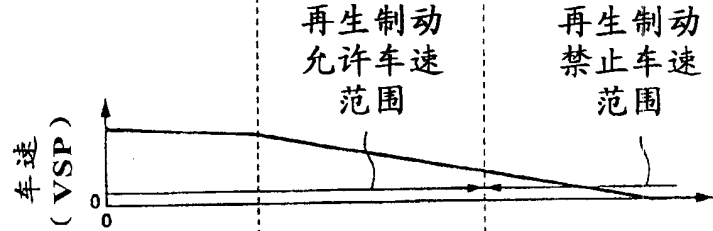


图12C
(相关技术)



图12D
(相关技术)

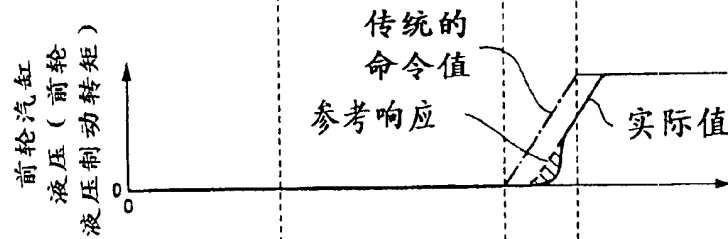


图12E
(相关技术)

