



[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 200510103620.9

[45] 授权公告日 2008 年 12 月 10 日

[11] 授权公告号 CN 100441437C

[22] 申请日 2005.9.6

[21] 申请号 200510103620.9

[30] 优先权

[32] 2004.9.6 [33] JP [31] 258335/2004

[73] 专利权人 株式会社电装

地址 日本爱知县

[72] 发明人 松本平树 泽田护

[56] 参考文献

DE10331367A1 2004.1.22

WO03/076243A1 2003.9.18

US2002/0107106A1 2002.8.8

WO03/076228A1 2003.9.18

DE19734112A1 1999.2.11

EP0795429A2 1997.9.17

审查员 雷 鹏

[74] 专利代理机构 永新专利商标代理有限公司
代理人 王 英

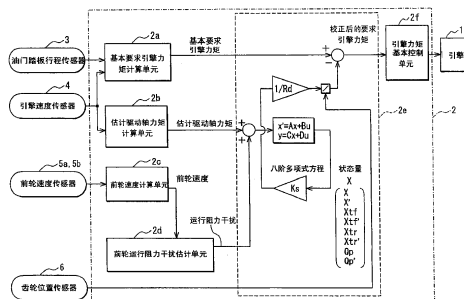
权利要求书 3 页 说明书 22 页 附图 12 页

[54] 发明名称

车辆稳定性控制系统

[57] 摘要

一种车辆稳定性控制系统，包括基本要求驱动力计算单元(2a)、估计驱动力估计单元(2b)和要求驱动力校正单元(2e)。该基本要求驱动力计算单元(2a)计算出一个物理量，以在车辆的驱动轮处产生基本要求驱动力。该估计驱动力估计单元(2b)将一个估计驱动力估计为产生于该车辆中。该要求驱动力校正单元(2e)获得用于抑制该车辆中潜在俯仰振动的校正值。根据该校正值，校正由该基本要求驱动力计算单元(2a)计算出的物理量。在驱动轮处产生该要求驱动力校正单元(2e)获得的校正后的要求驱动力。



1、一种车辆稳定性控制系统，包括：

基本要求驱动力计算单元（2a），其计算与司机所期望的基本要求驱动力相对应的物理量，以在车辆的驱动轮处产生所述基本要求驱动力；

估计驱动力估计单元（2b），其获得与被估计为产生于所述车辆中的估计驱动力相对应的物理量；以及

要求驱动力校正单元（2e），其获得校正后的要求驱动力，方式如下：根据与所述估计驱动力相对应的所述物理量，获得当产生所述估计驱动力时所述车辆中可能发生的俯仰振动；获得用于抑制所述俯仰振动的校正值；以及，根据所述校正值，校正由所述基本要求驱动力计算单元（2a）计算出的、与所述基本要求驱动力相对应的所述物理量；

其中，在所述驱动轮处产生通过所述要求驱动力校正单元（2e）获得的所述校正后的要求驱动力。

2、如权利要求1所述的车辆稳定性控制系统，其中，所述要求驱动力校正单元（2e）有一个状态方程和一个输出方程，所述状态方程根据所述车辆的簧载车身模型，描述所述车辆的状态量，所述输出方程根据所述状态方程，通过所述状态量描述所述俯仰振动，并且，校正与所述基本要求驱动力相对应的所述物理量，从而抑制从所述输出方程和所述状态量中获得的俯仰振动的波动。

3、一种车辆稳定性控制系统，包括：

基本要求驱动力计算单元（2a），其计算与司机所期望的基本要求驱动力相对应的物理量，以在车辆的驱动轮处产生所述基本要求驱动力；

估计驱动力估计单元（2b），其获得与被估计为产生于所述车辆中的估计驱动力相对应的物理量；以及

要求驱动力校正单元 (2e), 其获得校正后的要求驱动力, 方式如下: 根据与所述估计驱动力相对应的物理量, 获得当产生所述估计驱动力时所述车辆中可能出现的前轮或后轮接触负载的波动; 获得一个校正值, 以减少所述前轮或后轮接触负载的波动的导数项; 以及, 根据所述校正值, 校正由所述基本要求驱动力计算单元 (2a) 计算出的、与所述基本要求驱动力相对应的所述物理量;

其中, 在所述驱动轮处产生由所述要求驱动力校正单元 (2e) 获得的所述校正后的要求驱动力。

4、如权利要求 3 所述的车辆稳定性控制系统, 其中, 所述要求驱动力校正单元 (2e) 有一个状态方程和一个输出方程, 所述状态方程根据所述车辆的簧载车身模型, 描述所述车辆的状态量, 所述输出方程根据所述状态方程, 用所述状态量描述所述前轮或后轮接触负载的波动的导数项 ($\Delta Wfd, \Delta Wrd$), 并且, 校正与所述基本要求驱动力相对应的物理量, 从而降低从所述输出方程和所述状态量中获得的所述前轮或后轮接触负载的波动的导数项。

5、一种车辆稳定性控制系统, 包括:

基本要求驱动力计算单元 (2a), 其计算与司机所期望的基本要求驱动力相对应的物理量, 以在车辆的驱动轮处产生所述基本要求驱动力;

估计驱动力估计单元 (2b), 其获得与被估计为产生于所述车辆中的估计驱动力相对应的物理量; 以及

要求驱动力校正单元 (2e), 其获得校正后的要求驱动力, 方式如下: 根据与所述估计驱动力相对应的物理量, 获得当产生所述估计驱动力时所述车辆中可能发生的车身垂直运动; 获得一个校正值, 以抑制所述车身垂直运动的波动; 以及, 根据所述校正值, 校正由所述基本要求驱动力计算单元 (2a) 计算出的、与所述基本要求驱动力相对应的所述物理量;

其中, 在所述驱动轮处产生由所述要求驱动力校正单元 (2e) 获

得的所述校正后的要求驱动力。

6、如权利要求 5 所述的车辆稳定性控制系统，其中，所述要求驱动力校正单元 (2e) 有一个状态方程和一个输出方程，所述状态方程根据所述车辆的簧载车身模型，描述所述车辆的状态量，所述输出方程根据所述状态方程，用所述状态量描述所述车身垂直运动，并且，校正与所述基本要求驱动力相对应的所述物理量，从而抑制从所述输出方程和所述状态量中获得的所述车身垂直运动。

7、如权利要求 1 至 3 中任意一项所述的车辆稳定性控制系统，其中，所述基本要求驱动力计算单元 (2a) 获得基本要求引擎力矩或基本要求输出轴力矩，作为与所述基本要求驱动力相对应的物理量。

8、如权利要求 1 至 6 中任意一项所述的车辆稳定性控制系统，还包括一个运行阻力干扰估计单元 (2d)，其估计施加在所述车辆的轮子上的运行阻力干扰，

其中，所述要求驱动力校正单元 (2e) 估计通过将由所述运行阻力干扰估计单元估计出的运行阻力干扰和由所述估计驱动力估计单元 (2b) 获得的与所述估计驱动力相对应的物理量进行相加而获得的一个值是当前产生的驱动力，并且，获得一个校正值，作为考虑该运行阻力干扰的情况下产生驱动力时所使用的校正值。

车辆稳定性控制系统

发明领域

本发明涉及一种车辆稳定性控制系统，其根据前轮和后轮接触负载的变化，通过控制拐弯能力的变化，来稳定车辆行驶。

技术背景

当车辆改变方向时，拐弯力的总和平衡作用在该车辆上的离心力，其中，拐弯力是在轮胎处所产生的力。滑移角和拐弯力之间的关系取决于车辆速度和轮胎性能，其中，滑移角被定义为车辆的行驶方向和轮胎所指方向之间的角度。图8示出了标准轮胎和高性能轮胎的滑移角和拐弯力之间的典型关系。

如图8所示，当滑移角 β 小于或等于某个特定值时，拐弯力随着滑移角 β 而线性增长。因此，滑移角 β 越大，拐弯力就越大。在滑移角 β 相同的情况下，高性能轮胎比标准轮胎获得的拐弯力要大。

相应地，当车辆提速时，车尾指向外面，并且，必须增加后轮的滑移角 β ，以确保拐弯力与离心力相反。但是，该操作取决于轮胎性能等，并且，由于高性能轮胎能够获得较大的拐弯力，所以，在较少甩尾的情况下，车辆可以稳定地改变方向。

换言之，当拐弯能力增强时，即使用小滑动角 β 也能获得较大的拐弯能力，从而获得良好的操控能力和稳定性，其中，拐弯能力被定义为拐弯力相对于滑移角 β 的斜率。相比之下，当拐弯能力变小时，必须用大滑移角 β 来获得大拐弯力，这导致操控能力和稳定性变差。

例如，如图9A所示，如果用小滑移角 β 就能够产生足够的拐弯力，那么，车辆很容易跟随目标轨道，并且，在司机没有大量转向操作的情况下，也可以保持其稳定的姿势。相比之下，在图9B中，如果不用大滑动角 β 就不能获得足够的拐弯力，那么，当车辆改变方向时，拐弯力的上升过程中会出现延时。为了解决这种情况，如果司机

增加转向操作量，则会发生车辆的甩尾（tail swing）。此外，当车辆返回目标轨道时，还可能发生回摆（swingback）。

相应地，轮胎的拐弯能力是确定车辆动力性的一个重要因素。

即使使用相同的轮胎，轮胎的拐弯能力也会随例如接触负载而变化。接触负载越小，拐弯能力就越小；接触负载越大，拐弯能力就越大。也就是说，轮胎的拐弯能力很大程度上取决于接触负载。

但是，接触负载随着簧载车身振动而发生波动，从而使拐弯能力也发生波动，例如，车身振动是由诸如驱动、刹车、转向等司机操作干扰和来自道路的干扰输入而产生的。因此，存在这样一个问题：车辆的姿势发生变化，从而导致稳定行驶和舒适度的恶化，并影响操控能力和稳定性。

本发明提供了一种解决上述和其他问题的系统，该系统抑制司机操作干扰、道路干扰等的影响，从而稳定车身姿势和车辆性能，并提高车辆的舒适度和稳定性。

为此，本发明人研究了上述司机操作干扰和道路干扰施加在前轮和后轮上的接触负载的波动。后面还将描述前轮和后轮的接触负载的波动。

前轮和后轮的接触负载的波动是由例如俯仰振动产生的。在这里，“俯仰”是指在车辆俯仰中心处绕着车辆横轴发生的运动。由俯仰振动产生的能量被表示为俯仰振动能量。

俯仰振动是由例如驱动（加速）时的下蹲、刹车（减速）时和转向（改变方向）时的俯冲或者来自道路的各种干扰输入所产生的。图 10 示出了这些状态。

如图 10A 所示，在驱动（加速）期间，车身侧无法跟得上车轮的旋转而落在后面，所以，车辆的前侧（鼻子）绕着车辆俯仰中心向上移动，导致出现下蹲。相比之下，在刹车（减速）期间，如图 10B 所示，制动力作用在车轮上，但车身由于惯性而无法跟得上车辆的减速，所以，车辆的前侧（鼻子）绕着车辆俯仰中心向下移动，导致出现“俯冲”。如图 10C 所示，在转向（改变方向）时，拐弯拖拉出现，

从而使车轮减速，所以与刹车（减速）期间一样，出现俯冲。

诸如下蹲和俯冲这样的绕着车辆俯仰中心产生的旋转振动是俯仰振动。这些俯仰振动所产生的能量是俯仰振动能量，在车辆行驶时总是会出现俯仰振动能量。

与恒速行驶的情况相比，这些俯仰振动等导致前轮和后轮处的接触负载以及施加在车轮上的力的关系发生改变。也就是说，如图 10A 所示，与恒速行驶的情况相比，在下蹲期间，前轮的接触负载 W_f 变小，而后轮的接触负载 W_r 变大，从而驱动力矩反作用力变大。如图 10B 所示，与恒速行驶相比，在减速时的俯冲期间，前轮的接触负载 W_f 变大，而后轮的接触负载 W_r 变小，从而前轮上的制动力变大，而后轮上的制动力变小。如图 10C 所示，与恒速行驶的情况相比，在改变方向情况下的俯冲期间，前轮的接触负载 W_f 变大，而后轮的接触负载 W_r 变小。

如上所述，接触负载 W_f 和 W_r 发生波动，所以拐弯能力也发生波动。因此，车辆不能稳定地改变方向，并且车辆的姿势出现变化，从而破坏了稳定行驶和相应的舒适驾驶，并影响了操控能力和稳定性。

图 11 中的时序图示出了俯仰振动、前轮和后轮接触负载以及前轮和后轮拐弯能力之间的关系。当图 11A 中所示的俯仰振动出现时，如图 11B 所示，通过将俯仰振动所导致的悬架反作用力改变量 ΔW_f 和 ΔW_r 加上恒速行驶时前轮和后轮相应的负载 W_{fo} 和 W_{ro} ，获得前轮和后轮的负载 W_f 和 W_r ，用下面的方程 1 表示：

方程 1：

$$W_f = W_{fo} + \Delta W_f, W_r = W_{ro} + \Delta W_r$$

相应地，前轮和后轮的负载 W_f 和 W_r 的波形与俯仰振动的波形相对应。如图 11C 所示，对于相应的前轮和后轮的拐弯能力 K_{cf} 和 K_{cr} ，恒速行驶时相应的前轮和后轮的拐弯能力 K_{cfo} 和 K_{cro} 的波形也类似于前轮和后轮负载 W_f 和 W_r 的波形，因为它们都是将前轮和后轮相应的负载 W_f 和 W_r 乘以轮胎性能的线性区域中的系数 C_w 而

获得的。

相应地,如果根据前轮和后轮的接触负载变化来校正由引擎产生的驱动力,其中接触负载变化是由例如俯仰振动产生的,那么,可以抑制司机操作干扰和道路干扰的影响,从而稳定车身姿势和车辆性能,并提高车辆的舒适驾驶和稳定行驶。

接下来,发明人利用簧载车身振动模型研究了车辆的状态量。

下面参考图 12 所示的簧载车身振动模型的示意图,来描述车辆的状态量。

在图 12 所示的簧载车身振动模型中,假设绕着俯仰中心的振动产生于簧载部分之上,以响应随机静止状态对应的力矩反作用力改变量 ΔTw 。在这种情况下,簧载车身振动基于这样的假设:将车身视为与水平方向平行的任意参考平面的板,并且该板上配备了由悬架支撑的轮胎。

在该簧载车身振动模型中,定义如下常量。首先,对于设置在参考平面 B 上的两只前轮和两只后轮,将悬架的弹性常数[N/m]表示为 K_f 和 K_r ,将悬架的阻尼系数[Ns/m]表示为 C_f 和 C_r ,将轮胎的纵向劲度[N/m]表示为 K_{tf} 和 K_{tr} ,将轮胎的纵向阻尼系数[Ns/m]表示为 C_{tf} 和 C_{tr} 。

此外,将轮胎半径表示为 r_t ,将簧载车身质量[kg]表示为 M_u ,将后轮的非簧载质量[kg]表示为 m_r ,将轴距[m]表示为 L ,将车辆重心(俯仰中心)和前轮轴[m]之间的距离表示为 L_f ,将车辆重心和后轮轴[m]之间的距离表示为 L_r ,将车辆重心的高度[m]表示为 h_{cg} ,将车身的俯仰中心的高度[m]表示为 h_{cp} 。

此外,将车身的惯性的俯仰力矩[kgm²]和重力加速度[m/s²]分别表示为 I_p 和 g 。

对于独立变量,将簧载车身的垂直位移[m]表示为 x ,将前轮的垂直位移[m]表示为 x_{tf} ,将后轮的垂直位移[m]表示为 x_{tr} ,将绕着虚拟俯仰中心的俯仰角[rad]表示为 θ_p 。

首先,由于绕着俯仰中心的虚拟俯仰角表示为 θ_p ,所以,绕着俯仰中心在与俯仰中心相距 L_f 的前轮轴处和与俯仰中心相距 L_r 的后

轮轴处的位移量分别表示为 $L_f\theta_p$ 和 $L_r\theta_p$ 。但是，由于轮胎的纵向劲度，车身垂直方向的位移量减少，所以，车身的垂直方向的总位移量在前轮一侧表示为 $x + L_f\theta_p - x_{tf}$ ，在后轮一侧表示为 $x - L_r\theta_p - x_{tr}$ 。

因此，方程 2 表示绕着车身俯仰中心的运动方程：

方程 2：

$$I_p\theta_p'' = -L_f\{K_f(x + L_f\theta_p - x_{tf}) + C_f(x' + L_f\theta_p' - x_{tf}')\} + L_r\{K_r(x - L_r\theta_p - x_{tr}) + C_r(x' - L_r\theta_p' - x_{tr}')\} + (h_{cg} - h_{cp})\theta_p m_{ug} + \Delta T_w + (h_{cp} + x) \Delta T_w / r_t$$

方程 3 至 5 分别表示用于描述车身垂直运动和用于描述前后轮垂直运动的方程：

方程 3：

$$M_{ux}'' = -K_f(x + L_f\theta_p - x_{tf}) - C_f(x' + L_f\theta_p' - x_{tf}') - K_r(x - L_r\theta_p - x_{tr}) - C_r(x' - L_f\theta_p' - x_{tr}')$$

方程 4：

$$m_{fx_{tf}}'' = -K_f(x_{tf} - x - L_f\theta_p) - C_f(x_{tf}' - x' - L_f\theta_p') - K_{tf}x_{tf} - C_{tf}x_{tf}'$$

方程 5：

$$m_{rx_{tr}}'' = -K_r(x_{tr} - x - L_r\theta_p) - C_r(x_{tr}' - x' - L_r\theta_p') - K_{tr}x_{tr} - C_{tr}x_{tr}'$$

如果修改方程 3 至 5 和方程 2，则分别得到下面的方程 6 至 9：

方程 6：

$$M_{ux}'' = -(K_f + K_r)x - (C_r + C_f)x' + K_{fx_{tf}} + C_{fx_{tf}} + K_{rx_{tr}} + C_{rx_{tr}} - (K_f L_f - K_r L_r)\theta_p - (C_f L_f - C_r L_r)\theta_p'$$

方程 7：

$$m_{fx_{tf}}'' = K_{fx} + C_{fx}' - (K_f + K_{tf})x_{tf} - (C_f + C_{tf})x_{tf}' + K_f L_f \theta_p + C_f L_f \theta_p'$$

方程 8：

$$m_{rx_{tr}}'' = K_{rx} + C_{rx}' - (K_r + K_{tr})x_{tr} - (C_r + C_{tr})x_{tr}' - K_r L_r \theta_p - C_r L_r \theta_p'$$

方程 9:

$$\begin{aligned} I_p \theta_p'' &= -(K_f L_f - K_r L_r)x - (C_f L_f - C_r L_r)x' + K_f L_f x_{tf} + C_f L_f x_{tf}' - K_r L_r x_{tr} - C_r L_r x_{tr}' - \\ &\{ (K_f L_f^2 + K_r L_r^2) - (h_{cg} - h_{cp}) M_{ug} \} \theta_p - (C_f L_f^2 + C_r L_r^2) \theta_p' + \{ 1 + (h_{cp} + x)/r_t \} \Delta T_w \\ &\approx -(K_f L_f - K_r L_r)x - (C_f L_f - C_r L_r)x' + K_f L_f x_{tf} + C_f L_f x_{tf}' - K_r L_r x_{tr} - C_r L_r x_{tr}' - \\ &\{ (K_f L_f^2 + K_r L_r^2) - (h_{cg} - h_{cp}) M_{ug} \} \theta_p - (C_f L_f^2 + C_r L_r^2) \theta_p' + (1 + h_{cp}/r_t) \Delta T_w \end{aligned}$$

因此，如果通过 x'' 、 x_{tr}'' 、 x_{tr}' 和 θ_p'' 求解这些方程，则用诸如 x 、 x' 、 x_{tf} 、 x_{tf}' 、 x_{tr} 、 x_{tr}' 、 θ_p 和 θ_p' 之类的表示状态量的参数描述这些值。相应地，如果定义这些状态量，使得 $x_1=x$ 、 $x_2=x'$ 、 $x_3=x_{tf}$ 、 $x_4=x_{tf}'$ 、 $x_5=x_{tr}$ 、 $x_6=x_{tr}'$ 、 $x_7=\theta_p$ 、 $x_8=\theta_p'$ 和 $\Delta T_w = u$ ，并且，如果将上述方程中变量的系数替换为 a_1 至 a_8 、 c_1 至 c_8 、 d_1 至 d_8 和 p ，则得到下列方程：

方程 10:

$$x_1' = x_2 = x_2$$

方程 11:

$$\begin{aligned} x_2' &= x_1'' = x_2'' = -(K_f + K_r)/M_u \cdot x - (C_r + C_r)/M_u \cdot x' + K_f/M_u \cdot x_{tf} + C_f/M_u \cdot x_{tf}' + \\ &K_r/M_u \cdot x_{tr} + C_r/M_u \cdot x_{tr}' - (K_f L_f - K_r L_r)/M_u \cdot \theta_p - (C_f L_f - C_r L_r)/M_u \cdot \theta_p' \\ &= a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_3 x_3 + a_4 x_4 + a_5 x_5 + a_6 x_6 + a_7 x_7 + a_8 x_8 \end{aligned}$$

方程 12:

$$x_3' = x_4 = x_4$$

方程 13:

$$\begin{aligned} x_4' &= x_3'' = x_4'' = K_f/m_f \cdot x + C_f/m_f \cdot x' - (K_f + K_{tf})/m_f \cdot x_{tf} - (C_f + C_{tf})/m_f \cdot x_{tf}' + \\ &K_f L_f/m_f \cdot \theta_p + C_f L_f/m_f \cdot \theta_p' \\ &= b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_4 x_4 + b_7 x_7 + b_8 x_8 \end{aligned}$$

方程 14:

$$x_5' = x_6 = x_6$$

方程 15:

$$\begin{aligned} x6' = x5'' = xtr'' &= Kr/mr \cdot x + Cr/mr \cdot x' - (Kr + Ktr)/mr \cdot xtr - (Cr + Ctr)/mr \cdot xtr' - \\ &KrLr/mr \cdot \theta p - CrLr/mr \cdot \theta p' \\ &= c1x1 + c2x2 + c5x5 + c6x6 + c7x7 + c8x8 \end{aligned}$$

方程 16:

$$x7' = \theta p' = x8$$

方程 17:

$$\begin{aligned} x8' = x7'' = \theta p'' &= -(KfLf - KrLr)/lp \cdot x - (CfLf - CrLr)/lp \cdot x' + KfLf/lp \cdot xtf + CfLf/lp \cdot xtf' - \\ &KrLr/lp \cdot xtr - CrLr/lp \cdot xtr' - \{(KfLf^2 + KrLr^2) - (hcg - hcp)Mug\}/lp \cdot \theta p - (CfLf^2 + CrLr^2)/lp \cdot \theta p' + \\ &(1 + hcp/rt)/lp \cdot \Delta Tw \\ &= d1x1 + d2x2 + d3x3 + d4x4 + d5x5 + d6x6 + d7x7 + d8x8 + pu \end{aligned}$$

在上面的方程 11 中,

$$\begin{aligned} a1 &= -(Kf + Kr)Mu, a2 = -(Cf + Cr)/Mu, a3 = Kf/Mu, a4 = Cf/Mu, a5 = Kr/Mu, \\ a6 &= Cr/Mu, a7 = -(KfLf - KrLr)/Mu, a8 = -(CfLf - CrLr)/Mu. \end{aligned}$$

在方程 13 中,

$$\begin{aligned} b1 &= Kf/mf, b2 = Cf/mf, b3 = -(Kf + Ktf)/mf, b4 = -(Cf + Ctf)/mf, b7 = KfLf/mf, \\ b8 &= CfLf/mf. \end{aligned}$$

在方程 15 中,

$$\begin{aligned} c1 &= Kr/mr, c2 = Cr/mr, c5 = -(Kr + Ktr)/mr, c6 = -(Cr + Ctr)/mr, c7 = -KrLr/mr, \\ c8 &= -CrLr/mr. \end{aligned}$$

在方程 17 中,

$$\begin{aligned} d1 &= -(KfLf - KrLr)/lp, d2 = -(CfLf - CrLr)/lp, d3 = KfLf/lp, d4 = CfLf/lp, \\ d5 &= -KrLr/lp, d6 = -CrLr/lp, d7 = \{(KfLf^2 + KrLr^2) - (hcg - hcp)Mug\}/lp, \\ d8 &= -(CfLf^2 + CrLr^2)/lp, p = (1 + hcp/rt)/lp. \end{aligned}$$

因此, 如果用状态空间模型表示方程 10 至 17, 则用 8×8 行列式表示状态方程, 如方程 18 所示, 可以将方程 18 简化为方程 19。

方程 18:

$$\begin{bmatrix} x1' \\ x2' \\ x3' \\ x4' \\ x5' \\ x6' \\ x7' \\ x8' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a1 & a2 & a3 & a4 & a5 & a6 & a7 & a8 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ b1 & b2 & b3 & b4 & 0 & 0 & b7 & b8 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ c1 & c2 & 0 & 0 & c5 & c6 & c7 & c8 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ d1 & d2 & d3 & d4 & d5 & d6 & d7 & d8 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x1 \\ x2 \\ x3 \\ x4 \\ x5 \\ x6 \\ x7 \\ x8 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ p \end{bmatrix} u$$

方程 19:

$$x' = Ax + Bu$$

因此，得到了簧载车身振动模型中的状态方程。

相应地，如果基于该状态方程来校正由引擎产生的轴力矩（与驱动力相对应的物理量），那么，可以抑制司机的操作干扰和道路干扰的影响，从而稳定车身姿势和车辆性能，以及提高车辆的舒适驾驶和稳定行驶。

因此，本发明人考虑应该使用上述状态方程来控制哪些状态量。

首先要考虑的是控制俯仰振动。也就是说，由于俯仰振动是导致前轮和后轮接触负载发生波动的一个因素，所以，如果抑制俯仰振动，则可以抑制前轮和后轮接触负载的波动，从而可以防止拐弯力的变化。因此，这足以抑制俯仰振动，从而使状态变量 θ_p 的变化或状态变量 θ_p 相对于时间的导数（ $d\theta_p/dt = \theta_p'$ ）快速降低到0。输出方程是该状态变量 θ_p 相对于时间的导数，从方程 17 和 18 表示的状态方程获得如下的输出方程：

方程 20:

$$y = x_8 = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}}_c \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \\ x_7 \\ x_8 \end{bmatrix} = Cx$$

接下来要考虑的是抑制由于俯仰振动所导致的前轮或后轮接触负载的波动。如果抑制了前轮或后轮接触负载的波动，则可以防止拐弯能力的变化。

由于前轮和后轮接触负载的改变量 ΔW_f 和 ΔW_r 等于相应的悬架反作用力的改变量，所以，用下面的方程表示它们：

方程 21:

$$\begin{aligned} \Delta W_f &= -K_f(x + L_f\theta_p - x_{tf}) - C_f(x' + L_f\theta_p' - x_{tf}') \\ &= -K_{fx1} - C_{fx2} + K_{fx3} + C_{fx4} - K_{flfx7} - C_{flfx8} \end{aligned}$$

方程 22:

$$\begin{aligned} \Delta W_r &= -K_r(x + L_r\theta_p - x_{tr}) - C_r(x' + L_r\theta_p' - x_{tr}') \\ &= -K_{rx1} - C_{rx2} + K_{rx5} + C_{rx6} - K_{rlrx7} - C_{rlrx8} \end{aligned}$$

抑制前轮和后轮接触负载的改变量就相当于将动态变化快速降低为 0，这可以用前轮和后轮接触负载的改变量的导数项（在上面的方程 20 和 21 中）来描述。导数项 ΔW_{fd} 和 ΔW_{rd} 用下面的方程表示：

方程 23:

$$\begin{aligned} \Delta W_{fd} &= -C_f(x' + L_f\theta_p' - x_{tf}') \\ &= C_{fx2} - C_{fx4} - C_{flfx8} \end{aligned}$$

方程 24:

$$\begin{aligned} \Delta W_{rd} &= -Cr(x' + Lr\theta p' - xtr') \\ &= -Crx_2 + Crx_6 - CrLrx_8 \end{aligned}$$

相应地,用下面的方程 25 和 26 表示前轮和后轮接触负载变化的导数项 ΔW_{fd} 和 ΔW_{rd} 的输出方程,在方程 25 中, $e_{2f}=-C_f$ 、 $e_{4f}=C_f$ 和 $e_{8f}=-C_fL_f$, 在方程 26 中, $e_{2r}=-C_r$ 、 $e_{6r}=C_r$ 和 $e_{8r}=C_rL_r$ 。

方程 25:

$$y = -C_f x_2 + C_f x_4 - C_f L_f x_8 = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & e_{2f} & 0 & e_{4f} & 0 & 0 & 0 & e_{8f} \end{bmatrix}}_c \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \\ x_7 \\ x_8 \end{bmatrix} = Cx$$

方程 26:

$$y = -C_r x_2 + C_r x_6 + C_r L_r x_8 = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & e_{2r} & 0 & 0 & 0 & e_{6r} & 0 & e_{8r} \end{bmatrix}}_c \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \\ x_7 \\ x_8 \end{bmatrix} = Cx$$

另一个要考虑的是抑制垂直方向的车身振动。由于垂直方向的车身振动也是导致前轮和后轮接触负载产生波动的一个因素,所以,如果抑制它,就可以抑制前轮和后轮接触负载的波动,从而可以防止拐弯能力的变化。由于垂直方向的车身变化用状态变量 x 表示,所以,这足以使状态变量 x 的变化或状态变量 x 相对于时间的导数 ($dx/dt=x'$) 快速降低到 0。该状态变量 x 相对于时间的导数的输出方程从方程 18 和 19 表示的状态方程得到,如下所示:

方程 27:

$$y = x2 = \underbrace{[0 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]}_c \begin{bmatrix} x1 \\ x2 \\ x3 \\ x4 \\ x5 \\ x6 \\ x7 \\ x8 \end{bmatrix} = Cx.$$

发明内容

基于上述考虑，本发明的一个方面包括：基本要求驱动力计算单元，其计算与司机所期望的基本要求驱动力相对应的物理量，以在车辆的驱动轮处产生基本要求驱动力；估计驱动力估计单元，其获得与被估计为产生于该车辆中的估计驱动力相对应的物理量；要求驱动力校正单元，其获得校正后的要求驱动力，方式如下：根据与估计驱动力相对应的物理量，获得当产生估计驱动力时该车辆中可能发生的俯仰振动；获得用于抑制该俯仰振动的校正值；然后，根据该校正值，校正由基本要求驱动力计算单元计算出的、与基本要求驱动力相对应的物理量；其中，在驱动轮处产生该要求驱动力校正单元获得的校正后的要求驱动力。

如上所述，获得用于抑制俯仰振动的校正值，并根据该校正值，校正与该基本要求驱动力相对应的物理量。因此，俯仰振动得到了及时抑制，从而减少了由司机操作和路况等导致的各种不断变化的干扰的影响，以便于可以稳定车辆的各状态量。因此，可以稳定车辆的行驶。

例如，在本发明的另一个方面中，所述要求驱动力校正单元有一个状态方程和一个输出方程，该状态方程根据车辆的簧载车身模型，描述该车辆的状态量，该输出方程根据该状态方程，通过状态量描述俯仰振动，并且，校正与基本要求驱动力相对应的物理量，从而抑制从输出方程和状态量中获得的俯仰振动的波动。这里的状态方程用例

如上面的方程 18 或 19 表示，输出方程用例如方程 20 表示。

此外，除了上面的俯仰振动之外，本发明的另一方面包括：获得一个校正值，以降低前轮或后轮接触负载的波动的导数项，从而校正与该基本要求驱动力相对应的物理量。或者，本发明的另一方面包括：获得一个校正值，以抑制车身的垂直运动的波动，从而校正与该基本要求驱动力相对应的物理量。

在这些情况下，状态方程用例如方程 18 或 19 表示，输出方程用例如方程 25 或 27 表示。

作为与基本要求驱动力相对应的物理量，例如，可以引用基本要求引擎力矩或基本要求输出轴力矩。

本发明的另一方面包括一个运行阻力干扰估计单元，其估计施加在车轮上的运行阻力干扰，其中，该要求驱动力校正单元估计：通过将由该运行阻力干扰估计单元估计出的运行阻力干扰与由该估计驱动力计算单元获得的与估计驱动力相对应的物理量进行相加而获得的值是当前产生的驱动力，并且，获得一个校正值，作为考虑该运行阻力干扰的情况下产生驱动力时所使用的校正值。

如上所述，该运行阻力干扰估计单元估计运行阻力干扰，在考虑运行阻力干扰的情况下，可以获得状态方程中的状态量。这里的运行阻力干扰基于例如前轮速度的导数值和车辆重量，并且是通过例如乘以这些因子而获得的。

下面的详细说明、所附的权利要求和附图构成本申请的一部分，通过研读它们，本发明的其他特征和优点以及相关部分的操作方法和功能将变得显而易见，在附图中：

附图简述

图 1 是根据用于车辆的本发明一个实施例的车辆稳定性控制系统的顶视图；

图 2 是图 1 中的车辆稳定性控制系统的引擎电子控制单元的框图；

图 3 中的两张图示出了涉及变化的俯仰角速度和变化的驱动力

矩的模拟结果；

图 4 中的两张图示出了涉及前轮接触负载变化率和变化的驱动力矩的模拟结果；

图 5 中的两张图示出了涉及后轮接触负载变化率和变化的驱动力矩的模拟结果；

图 6 中的两张图示出了涉及车身垂直位移变化率和变化的驱动力矩的模拟结果；

图 7 是根据本发明基于轴力矩的控制模式下的引擎电子控制单元的框图；

图 8 是标准轮胎和高性能轮胎的滑移角和拐弯力之间关系的示意图；

图 9A 是当用小滑移角能够产生足够拐弯力时所获得的车辆轨道的示意图；

图 9B 是当不用大滑移角就不能产生足够拐弯力时所获得的车辆轨道的示意图；

图 10A—10C 分别是车辆加速、减速和改变方向时的侧视图；

图 11A—11C 分别是俯仰振动、前后轮接触负载和前后轮拐弯能力的时序图；以及

图 12 是根据本发明原理的簧载车身振动模型的侧视图。

具体实施方式

下面参考附图描述本发明的实施例，在附图中，相同的部件用相同的标记表示。

第一个实施例

现在参考图 1 描述根据本发明第一个实施例的车辆稳定性控制系统，图 1 示例性地描述了该车辆稳定性控制系统的结构。对该实施例的描述假设车辆是后轮驱动的，但是也可以使用具有前轮驱动或四轮驱动的车辆。

第一个实施例的车辆稳定性控制系统根据波动振动能量和其他

能力所导致的前轮和后轮负载的波动,调整由车辆中安装的引擎 1 产生的驱动力矩,以稳定拐弯能力的波动,从而稳定车身姿势和车辆性能。

在图 1 所示的车辆稳定性控制系统中,引擎 ECU 2 控制引擎 1。引擎 ECU 2 从油门踏板行程传感器 3、引擎速度传感器 4、前轮速度传感器 5a 和 5b 以及齿轮位置传感器 6 接收检测信号。

油门行程传感器 3 输出的检测信号对应于油门踏板 7 的位置。引擎 ECU 2 根据来自油门踏板行程传感器 3 的检测信号,确定油门操纵变量。

引擎速度传感器 4 是安装在引擎 1 中的公知传感器,其输出的检测信号对应于引擎旋转速度。

在引擎 ECU 2 中,根据来自引擎速度传感器 4 的检测信号和根据来自油门行程传感器 3 的检测信号而获得的油门操纵变量,计算司机所期望的引擎力矩,即基本要求引擎力矩。

前轮速度传感器 5a 和 5b 安装在相应的前轮 10a 和 10b 中,前轮 10a 和 10b 是转向轮,并包括右前轮的轮速传感器 5a 和左前轮的轮速传感器 5b。这些轮速传感器 5a 和 5b 都可以是已知类型的传感器,例如,电磁采集类型的传感器,其根据轴上安装的齿轮式转子的齿轮旋转,输出不同的检测信号,并根据前轮的旋转,产生检测信号。来自前轮速度传感器 5a 和 5b 的检测信号用于获得根据前轮速度而产生的前轮运行阻力干扰。

齿轮位置传感器 6 检测当前的齿轮位置。来自齿轮位置传感器 6 的检测信号被输入引擎 ECU 2,其中,从输入的检测信号获得基于当前齿轮位置的齿轮比。

然后,引擎 ECU 2 根据来自传感器 3、4、5a、5b 和 6 的检测信号,执行各种计算,并根据计算结果,调整引擎功率。从而,轴力矩得到了调整,并通过传动装置 11、最终减速齿轮 12 和驱动轴 13,传送到后轮 14a 和 14b,后轮 14a 和 14b 是驱动轮。

下面将结合图 2 详细描述引擎 ECU 2,图 2 是该引擎 ECU 2 的示意框图。

引擎 ECU 2 包括微计算机，其具有例如 CPU、RAM、ROM 和 I/O 端口。CPU 执行 ROM 中存储的引擎控制程序，并执行各种计算，从而使引擎 1 控制引擎功率。

具体而言，如图 2 所示，引擎 ECU 2 包括：基本要求引擎力矩计算单元 2a、估计驱动轴力矩计算单元 2b、前轮速度计算单元 2c、前轮运行阻力干扰估计单元 2d、要求引擎力矩校正单元 2e 和引擎力矩总控单元 2f。

基本要求引擎力矩计算单元 2a 接收从踏板行程传感器 3 输出的检测信号，然后根据该检测信号，获得油门操纵变量，作为物理量。此外，它根据该操纵变量和从引擎速度传感器 4 输出的检测信号，获得与基本要求驱动力相对应的基本要求引擎力矩。这里获得的基本要求引擎力矩就是用于使车辆加速和减速的引擎力矩，也就是说，是基本要求的引擎轴力矩。基本要求引擎计算单元 2a 将其计算结果输出到要求引擎力矩校正单元 2e。

根据来自引擎速度传感器 4 的检测信号，估计驱动轴力矩计算单元 2b 计算估计驱动轴力矩，也就是说，计算在收到检测信号时产生的驱动轴力矩。估计驱动轴力矩计算单元 2b 也将其计算结果输出到要求引擎力矩校正单元 2e。

前轮速度计算单元 2c 根据来自两个轮速传感器 5a 和 5b 的检测信号，计算两只前轮的轮速，这两只前轮是转向轮。前轮速度计算单元 2c 的输出连接到前轮运行阻力干扰估计单元 2d。

前轮运行阻力干扰估计单元 2d 根据计算出的前轮速度，估计前轮运行阻力干扰。根据轮速，在前轮会出现运行阻力。因此，从轮速估计出它的运行阻力干扰。例如，将轮速的导数值乘以车辆重量，可以获得转换方向中的力[N/m]，然后，将其再乘以转动轮的半径，可以获得运行阻力干扰，作为施加在转动轮上的力矩[N]。

如果根据轮速的一阶导数获得运行阻力干扰，则可以获得所承受的运行阻力干扰的量，而不管运行阻力干扰的原因。运行阻力干扰的产生是由于例如司机转向和道路崎岖所导致的拐弯拖拉。但是，在任何情况下，由于运行阻力干扰导致轮速变化，所以，如果从轮速的变

化（导数值）计算它，则可以获得旋转轮所承受的运行阻力干扰，而不管其原因。

也可以如下估计运行阻力干扰：提前将轮速和运行阻力干扰之间的特征存储在引擎 ECU 2 的存储器中，然后，根据该特征，选择与所计算的轮速相对应的运行阻力干扰。

通过将估计驱动轴力矩计算单元 2b 计算出的估计驱动轴力矩和前轮运行阻力干扰估计单元 2d 中获得的运行阻力干扰相加，要求引擎力矩校正单元 2e 估计出当前驱动力矩。要求引擎力矩校正单元 2e 根据簧载车身振动模型中的状态方程，将当前驱动力矩用作输入，以获得用于抑制俯仰振动的校正值，然后，根据该校正值，校正由基本要求引擎力矩计算单元 2a 计算出的基本要求引擎力矩。

具体而言，如果估计出当前驱动力矩，那么，根据方程 18 和 19 表示的状态方程，可以估计具有由当前驱动力矩的驱动轴反作用力产生的激励源的各种簧载车身振动的各个状态量。在该实施例，通过将各估计状态量代入方程 20 表示的俯仰振动输出方程中，获得俯仰振动和能够抑制该俯仰振动的校正值。

更具体地，如图 2 所示，从车身振动模型中获得输出 $y (=8x)$ ，该输出表示与估计驱动力矩相对应的俯仰振动的变化。通过将该输出 y 乘以预定的状态反馈增益 K_s ，获得校正值。根据状态量 K_1 至 K_8 的数量，在这里设置状态反馈增益 K_s ，这是通过最佳调节器设计方法、根据用车身振动模型计算出来的状态量 $x (x, x', x_{tf}, x_{tf}', x_{tr}, x_{tr}', Q_p, Q_p')$ 而获得的。

将上述获得的校正值乘以最终减速齿轮 12 的减速比（差动比： $1/R_d$ ），然后除以传动装置 11 中的齿轮比，传动装置 11 中的齿轮比是根据从齿轮位置传感器 6 输出的检测信号而获得的。将所得值从基本要求力矩计算单元 2a 计算出的基本要求力矩中减去。

这样，获得引擎力矩的校正值，作为相对于基本要求引擎力矩的绝对值。该绝对值用作校正后的要求引擎力矩，其输入引擎力矩基本控制单元 2f 中。

引擎力矩基本控制单元 2f 设置空气输入量、燃料注入量和引擎 1

的点火时机，从而获得校正后的要求引擎力矩，并产生相应的输出信号。将输出信号发送给引擎 1 的各部分，以调整空气输入量、燃料注入量和点火时机，从而输出能量，通过该能量可以获得校正后的要求引擎力矩。

然后，通过传动装置 11 和最终减速齿轮 12 等，将该能量发送给驱动轮 14a 和 14b，在驱动轮 14a 和 14b 处，根据校正后的要求引擎力矩产生轴力矩。

如上所述，根据该实施例的车辆稳定性控制系统，利用车身振动模型，估计各种簧载车身振动，并且，校正与要求驱动力相对应的要求引擎力矩，从而抑制俯仰振动，俯仰振动是簧载车身振动中的一种。

因此，及时抑制俯仰振动，从而减少由司机操作和路况等所导致的各种不断变化的干扰的影响，所以，可以稳定车辆的各状态量以及行驶。

作为参考，图 3 示出了俯仰角速度的变化相对于驱动力矩变化的模拟结果。从图 3 应当看出的是，与没有该控制相比，在该实施例的系统控制下的俯仰角速度幅度小，并且很快得到了稳定。

相应地，本发明的本实施例可以稳定车身，以响应司机操作干扰和道路干扰等的变化，从而保持车身姿势以及提高车辆性能和驾驶质量和行驶稳定性。

第二个实施例

现在描述本发明的第二个实施例。在上面的第一个实施例中，为了抑制俯仰振动，获得一个校正值，通过该校正值，将俯仰振动的改变量快速降低到 0。相比之下，在第二个实施例中，为了抑制前轮接触负载的波动，将前轮接触负载的变化的导数项 ΔW_{fd} 快速降低到 0。由于本实施例的车辆稳定性控制系统与图 1 和 2 中的第一个实施例具有相同的结构，所以这里只描述其与第一个实施例的不同之处。

在第二个实施例的车辆稳定性控制系统中，只有要求引擎力矩校正单元 2e 中执行的处理与第一个实施例不同。也就是说，在根据本实施例的车辆稳定性控制系统中，首先，要求引擎力矩校正单元 2e

用第一个实施例相同的方法，获得当前驱动力矩。然后，将当前驱动力矩用作输入，从簧载车身振动模型中的状态方程中获得一个用于抑制前轮接触负载波动所需的校正值，然后，根据该校正值，校正基本要求引擎力矩计算单元 2b 计算出来的基本要求引擎力矩。

具体而言，如果估计出当前驱动力矩，那么，根据方程 18 和 19 表示的状态方程，可以估计具有由当前驱动力矩的驱动力矩反作用力所产生的激励源的各种簧载车身振动的各个状态量。在该实施例中，通过将各估计状态量代入方程 25 表示的前轮接触负载变化的导数项 ΔWfd 的输出方程，获得导数项 ΔWfd ，然后获得能够抑制该变化的校正值。

该校正值的获得方式与第一个实施例相同。将该校正值乘以最终减速齿轮 12 的减速比，然后除以传动装置 11 中的齿轮比。将所得值从基本要求力矩计算单元 2a 计算出的基本要求力矩中减去。

由此，获得引擎力矩的校正值，作为相对于基本要求引擎力矩的绝对值，然后将该绝对值用作校正后的要求引擎力矩。

如上所述，根据第二个实施例的车辆稳定性控制系统，利用车身振动模型，估计各种簧载车身振动，然后，校正与要求驱动力相对应的要求驱动力矩，从而抑制前轮接触负载的变化。

因此，由司机操作和路况等所导致的各种不断变化的干扰的影响得到了降低，从而可以及时抑制前轮接触负载的波动，所以，可以稳定车辆的各状态量。由此，也可以稳定车辆的行驶。

作为参考，图 4 示出了前轮接触负载的变化率的变化相对于驱动力矩的变化的模拟结果。从图中应当看出，与没有该控制相比，在第二个实施例的系统的控制下的前轮接触负载的变化率幅度小，并且很快得到了稳定。

相应地，本发明的第二个实施例能够防止司机操作干扰和道路干扰等所导致的车身稳定性的波动破坏车身姿势和车辆性能，从而提高车辆的驾驶质量和行驶稳定性。

第三个实施例

现在描述本发明的第三个实施例，在第二个实施例中，抑制前轮接触负载的波动，而在第三个实施例中，将后轮接触负载的变化的导数项 ΔW_{rd} 快速降低到 0，从而抑制后轮接触负载的波动。由于该实施例的车辆稳定性控制系统与图 1 和 2 所示第一个实施例具有相同的结构，所以这里只描述其与第一个实施例的不同之处。

在该实施例的车辆稳定性控制系统中，只有要求引擎力矩校正单元 2e 中执行的处理与第一个实施例不同。也就是说，在根据本实施例的车辆稳定性控制系统中，首先，要求引擎力矩校正单元 2e 使用与第一个实施例相同的方法，获得当前驱动力矩。然后，将当前驱动力矩用作输入，从簧载车身振动模型中的状态方程中获得用于抑制后轮接触负载的波动所需的校正值，然后根据该校正值，校正由要求引擎力矩计算单元 2b 计算出来的基本要求引擎力矩。

具体而言，如果估计出当前驱动力矩，那么，根据方程 18 和 19 表示的状态方程，可以估计具有由当前驱动力矩的驱动力矩反作用力所产生的激励源的各种簧载车身振动的各个状态量。在该实施例中，通过将各估计状态量代入方程 26 表示的后轮接触负载变化的导数项 ΔW_{rd} 的输出方程，获得导数项 ΔW_{rd} ，然后获得能够抑制该变化的校正值。

该校正值的获得方式与第一个实施例相同。将该校正值乘以最终减速齿轮 12 的减速比，然后除以传动装置 11 中的齿轮比。将所得值从由基本要求力矩计算单元 2a 计算出的基本要求力矩中减去。

由此，获得引擎力矩的校正值，作为相对于基本要求引擎力矩的绝对值，然后将该绝对值用作校正后的要求引擎力矩。

如上所述，根据第二个实施例的车辆稳定性控制系统，利用车身振动模型，估计各种簧载车身振动，然后，校正与要求驱动力矩相对应的要求驱动力矩，从而抑制后轮接触负载的变化。

因此，由司机操作和路况等所导致的各种不断变化的干扰的影响得到了降低，从而及时抑制后轮接触负载的波动，所以，可以稳定车辆的各状态量。由此，可以稳定车辆的行驶。

作为参考，图 5 示出了后轮接触负载的改变率的变化相对于驱动

力矩变化的模拟结果。从图中应当看出，与没有该控制的情况相比，在该实施例控制下的后轮接触负载的变化率幅度小，并且快速得到了稳定。

相应地，本实施例能够防止司机操作干扰和道路干扰所导致的车身稳定性波动破坏称身姿势和车辆性能，从而提高车辆的行驶质量和行驶稳定性。

第四个实施例

现在描述本发明的第四个实施例。在该实施例中，为了抑制车身的垂直运动，将其改变量快速降低到 0。由于该实施例的车辆稳定性控制系统与图 1 和 2 中所示第一个实施例具有相同的结构，所以这里只描述其与第一个实施例的不同之处。

在本实施例的车辆稳定性控制系统中，只有要求引擎力矩校正单元 2e 中执行的处理与第一个实施例不同。也就是说，在根据本实施例的车辆稳定性控制系统中，首先，要求引擎力矩校正单元 2e 使用与第一个实施例相同的方法，获得当前驱动力矩。然后，用当前驱动力矩作为输入，从簧载车辆车身振动模型的状态方程中获得用于抑制车身垂直运动波动的校正值，根据该校正值，校正由基本要求引擎记录计算单元 2b 计算出的基本要求引擎力矩。

具体而言，如果估计出当前驱动力，那么，根据方程 18 和 19 表示的状态方程，可以估计具有由当前驱动力矩的驱动力矩反作用力所产生的激励源的各种簧载车身振动的各个状态量。在该实施例中，通过将各估计状态量代入方程 27 表示的车身垂直运动的变化 x' ($=x_2$) 的输出方程，获得车身垂直运动的改变量，然后获得能够抑制该改变量的校正值。

该校正值的获得方式与第一个实施例相同。将该校正值乘以最终减速齿轮 12 的减速比，然后除以传动装置 11 中的齿轮比。将所得值从由基本要求力矩计算单元 2a 计算出的基本要求力矩中减去。

由此，获得引擎力矩的校正值，作为相对于基本要求引擎力矩的绝对值，然后将该绝对值用作校正后的要求引擎力矩。

如上所述，根据该实施例的车辆稳定性控制系统，利用车身振动模型，估计各种簧载车身振动，然后，校正与要求驱动力相对应的要求驱动力矩，从而抑制车身垂直运动的波动。

因此，由司机操作和路况等所导致的各种不断变化的干扰的影响得到了降低，从而及时抑制车身垂直运动的波动。由此可以稳定车辆的各状态量，就好像从上按压车辆一样，从而可以稳定车辆的行驶。

作为参考，图6示出了车身垂直位移的变化率的变化相对于驱动力矩变化的模拟结果。从图中应当看出，与没有控制的情况相比，在该实施例控制下的车身垂直位移的变化率幅度小，并且快速得到了稳定。

相应地，本实施例能够防止司机操作干扰和道路干扰等所导致的车身稳定性的波动破坏车身姿势和车辆性能，从而提高车辆的驾驶质量和行驶稳定性。

其他实施例

(1) 上面描述的实施例具有基于引擎力矩的控制模式，但这里只是将其示为确定驱动力的多个示例性参数中的一个。因此，本发明不限于基于引擎力矩的控制模式。

例如，也可以使用基于轴力矩的控制模式。在这种情况下，如图7所示，将引擎ECU 2中的基本要求引擎力矩计算单元2a替换为一个基本要求输出轴力矩计算单元2a'，并将要求引擎力矩校正单元2e替换为一个要求输出轴力矩校正单元2e'。要求输出轴力矩校正单元2e'获得一个校正值，该校正值用于校正由基本要求输出轴力矩计算单元2a'获得的基本要求输出轴力矩。将该校正值乘以最终减速齿轮12的减速比，然后将其从要求输出轴力矩中减去，从而获得校正后的要求输出轴力矩。因此，也可以使用其他的参数来确定驱动力。

但是，在这种情况下，在上述各实施例中使用的引擎力矩总控单元2f之前设置一个传动系协调器2g（参见图2），并且，与引擎力矩总控单元2f平行地设置一个传动装置控制单元2h。在该结构中，传动系协调器2g根据校正后的要求输出轴力矩，获得要求的引擎力矩，

并且还根据校正后的要求输出轴力矩和车辆速度，获得要求的齿轮变化比和要求的 L/U 。然后，引擎力矩基本控制单元 2f 设置节流阀位置、燃料注入量和点火时机，从而获得要求的引擎力矩，传动装置控制单元 2h 设置传动装置 11 中的螺线管的占空比，从而获得要求的齿轮变化比和要求的 L/U 。

(2) 在上述实施例中，当出现用于校正要求驱动力的其他因素时，例如，当牵引控制器和防侧滑控制器请求校正要求的驱动力矩时，可以考虑这一点和校正要求的驱动力。在这种情况下，根据来自牵引控制器和防侧滑控制器的请求，校正作为要求驱动力而获得的基本要求引擎力矩，然后可将所得值视为考虑了簧载车身振动时尚未校正的基本要求引擎力矩。

(3) 在上述实施例中，描述了一个例子，其中，用最佳调节器设计方法获得状态反馈增益 K_s ，但是也可以在控制系统中使用其他各种方法，例如，也可用极点配置方法来设计该系统。

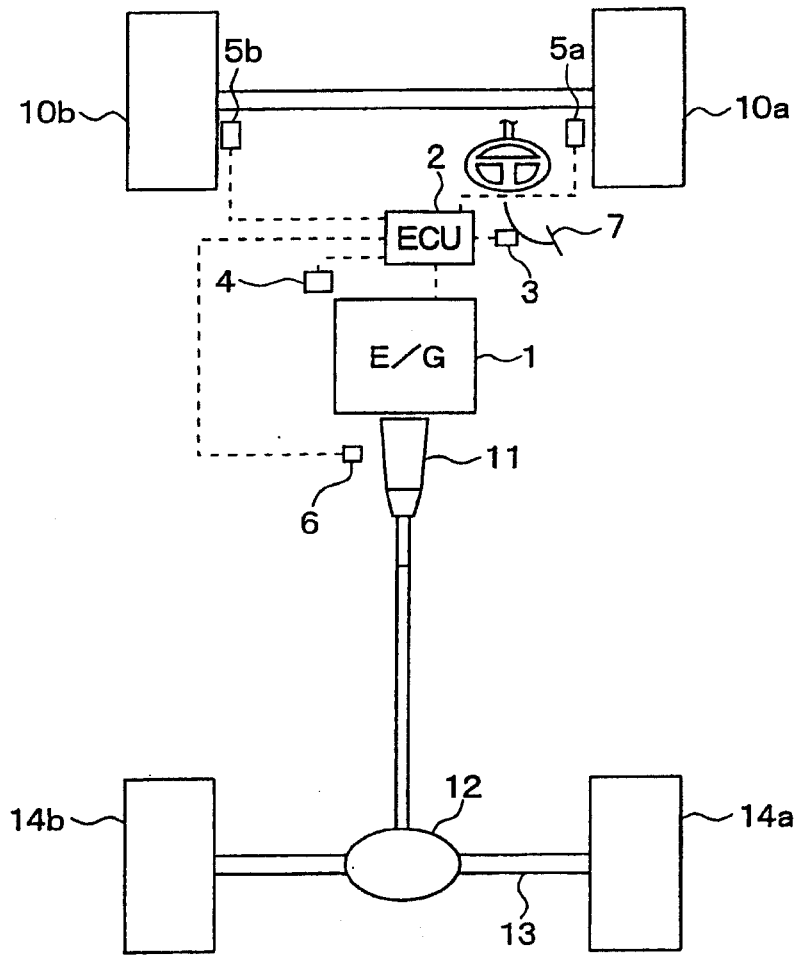


图1

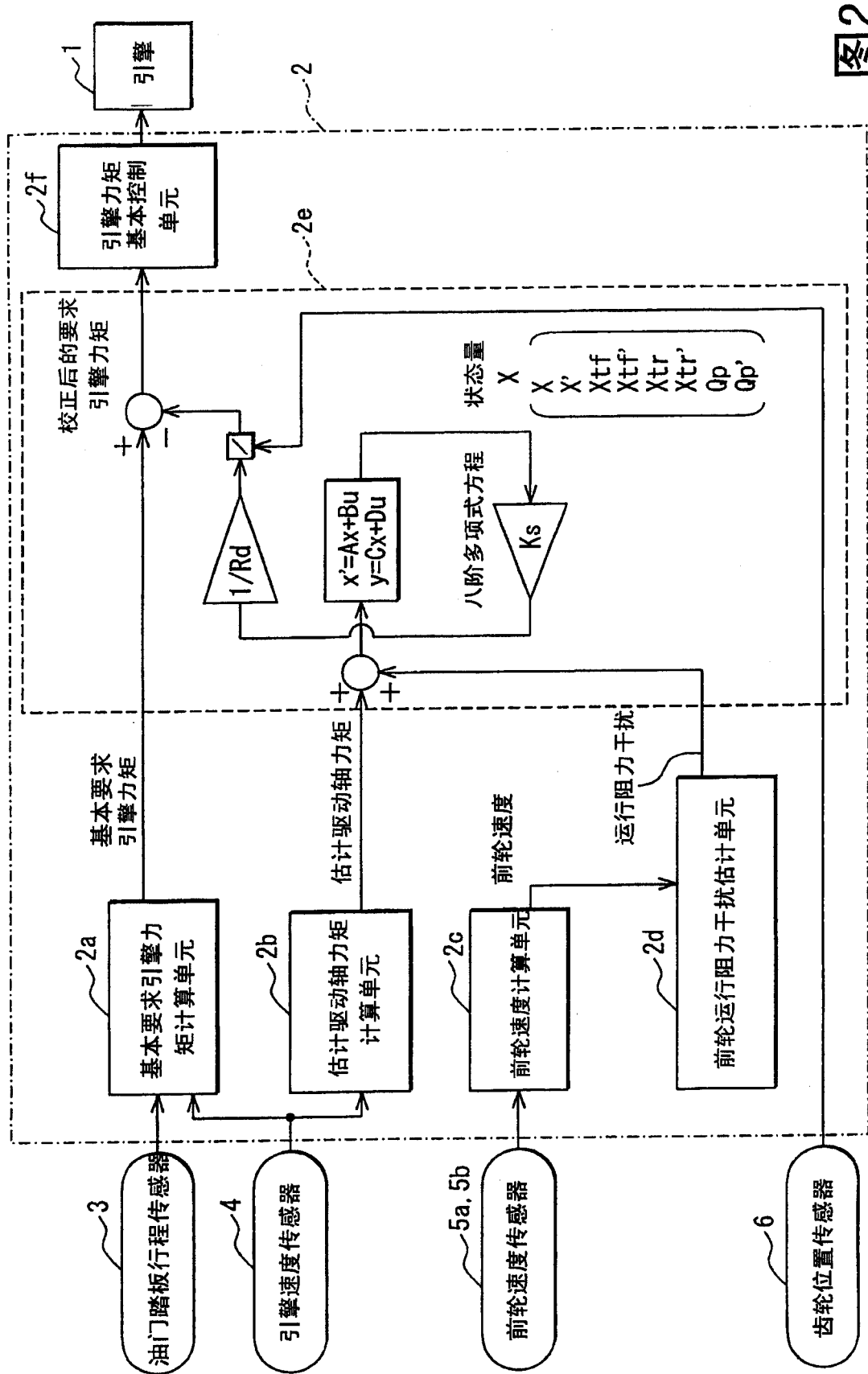


图2

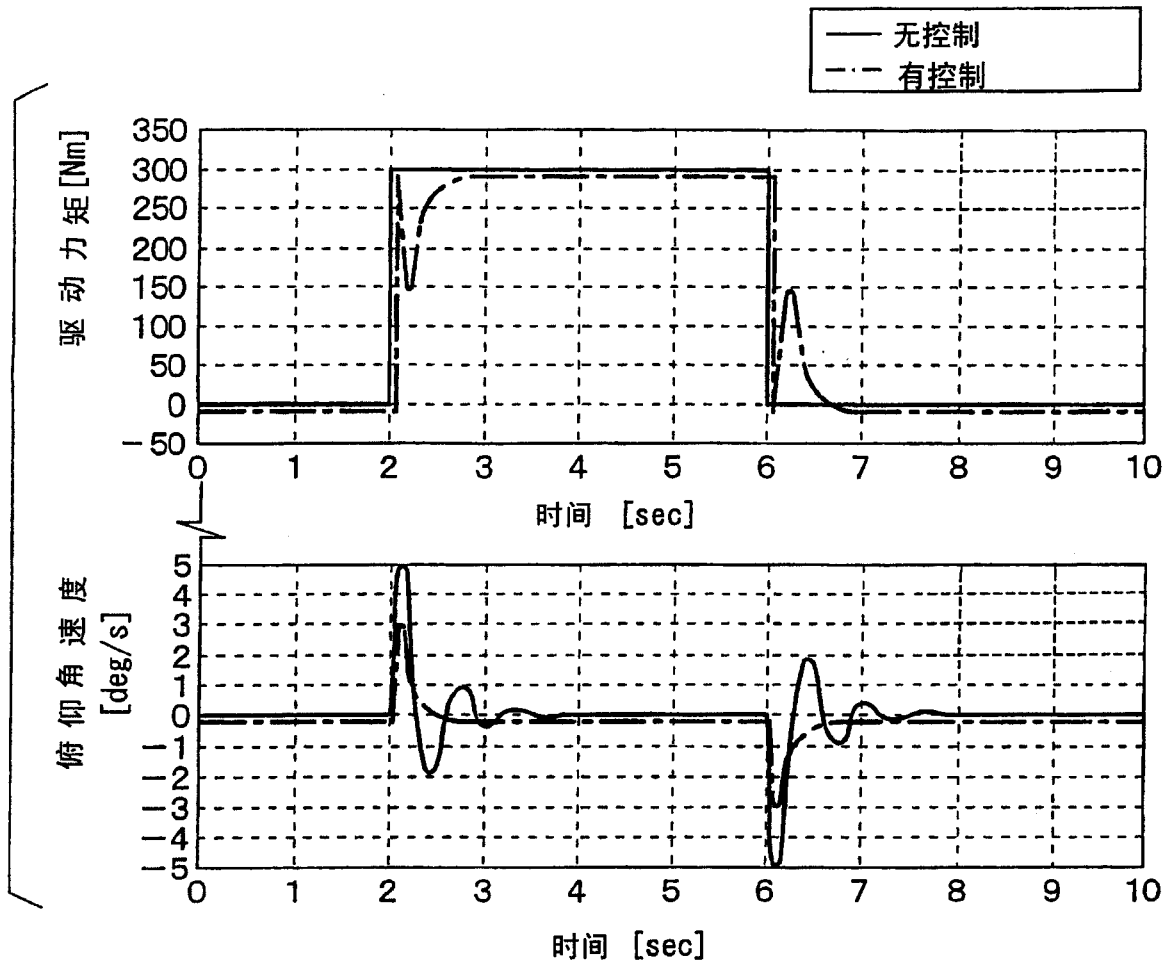


图3

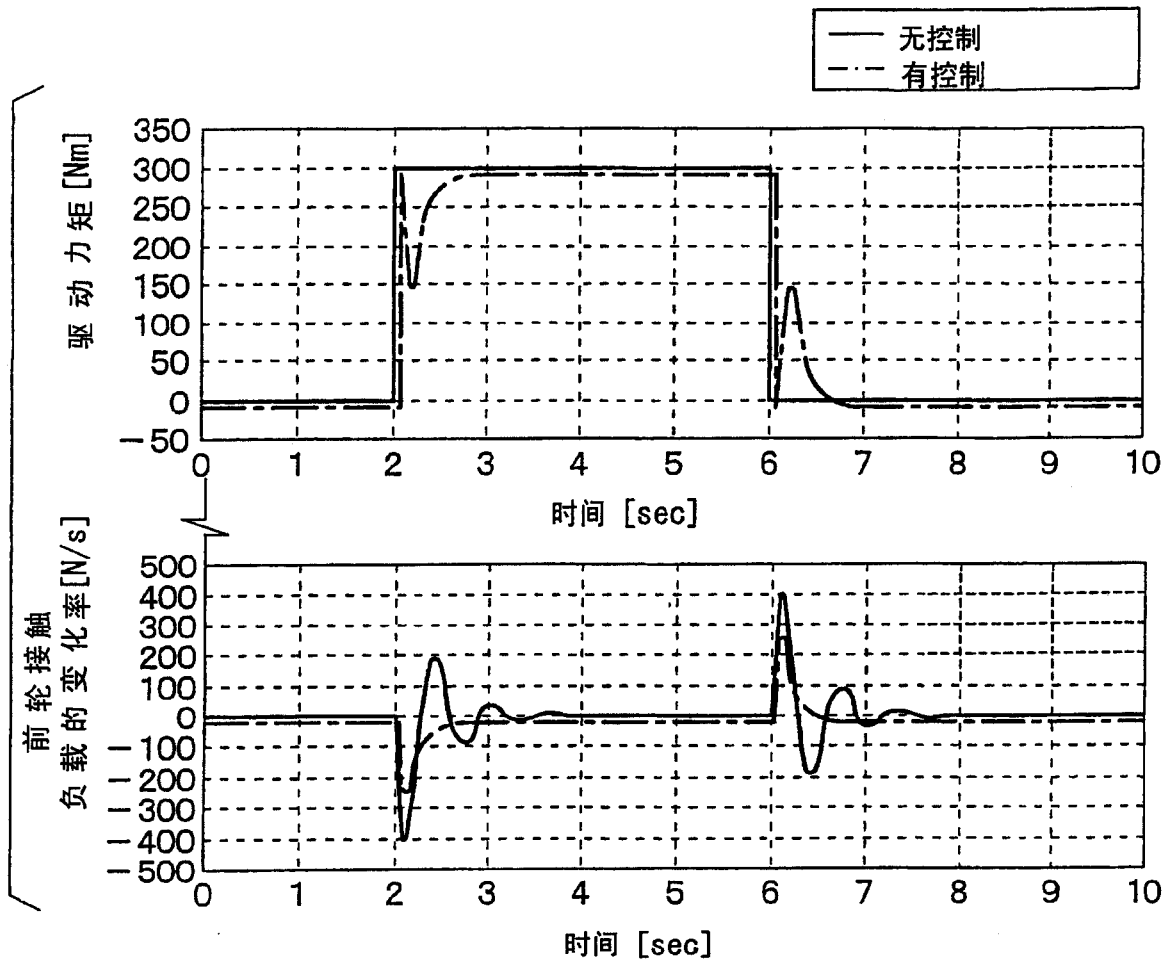


图4

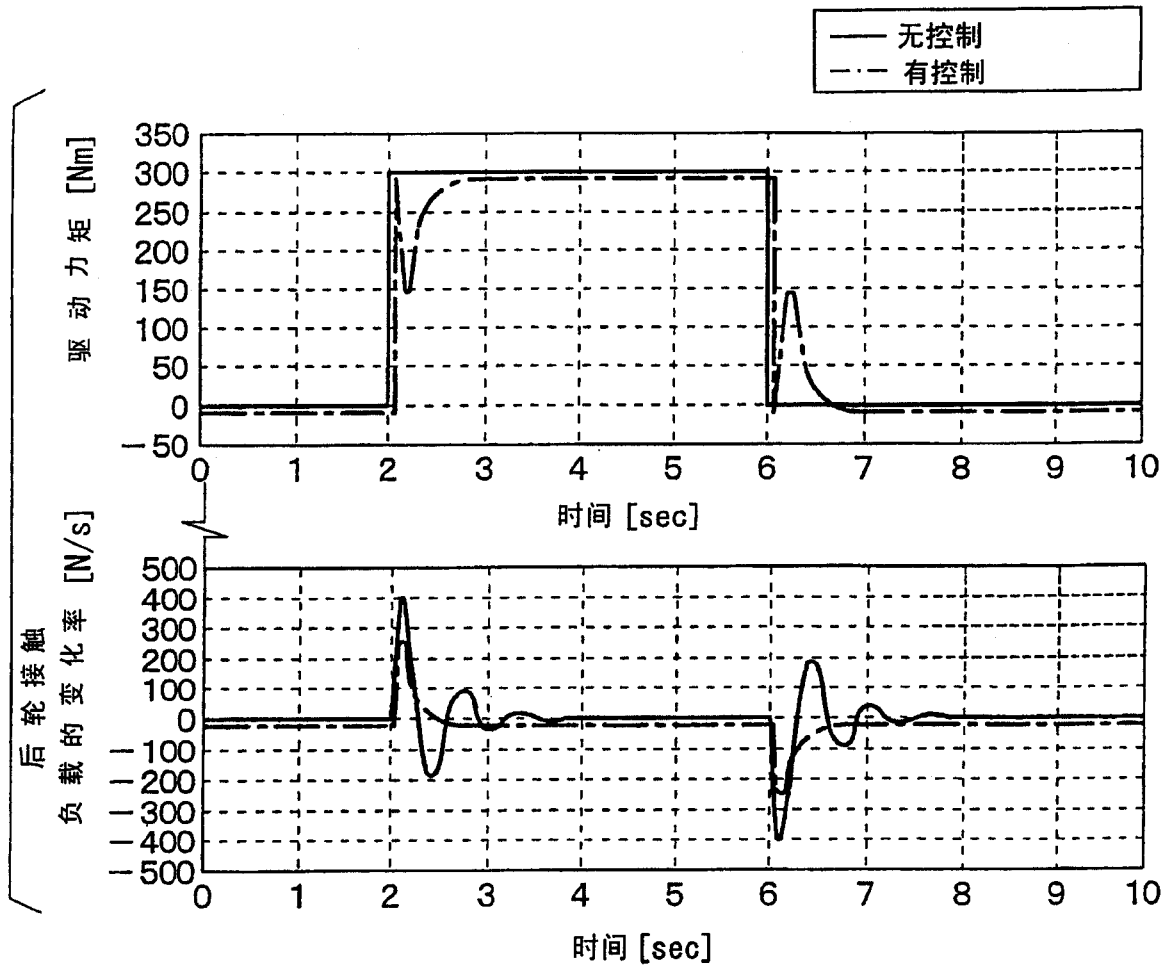


图5

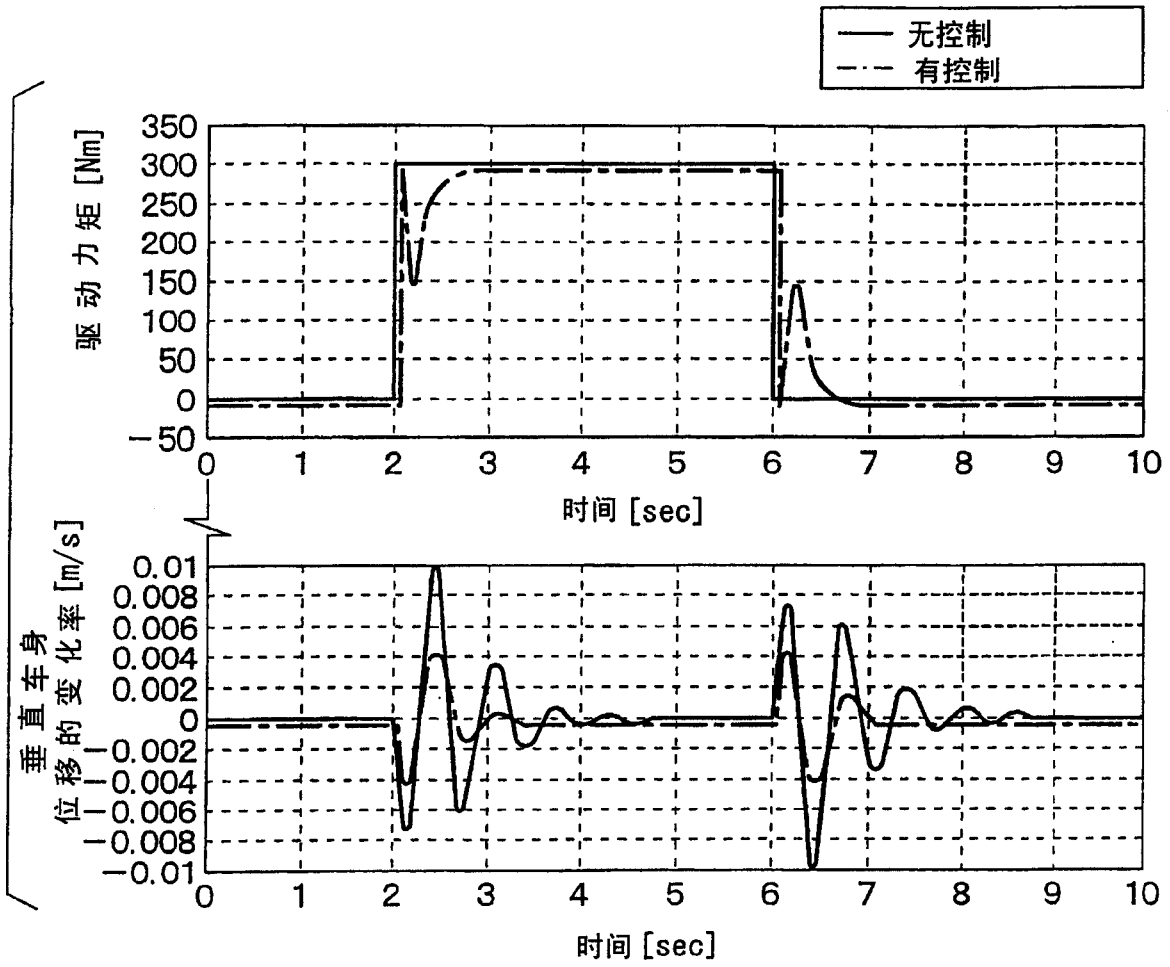


图6

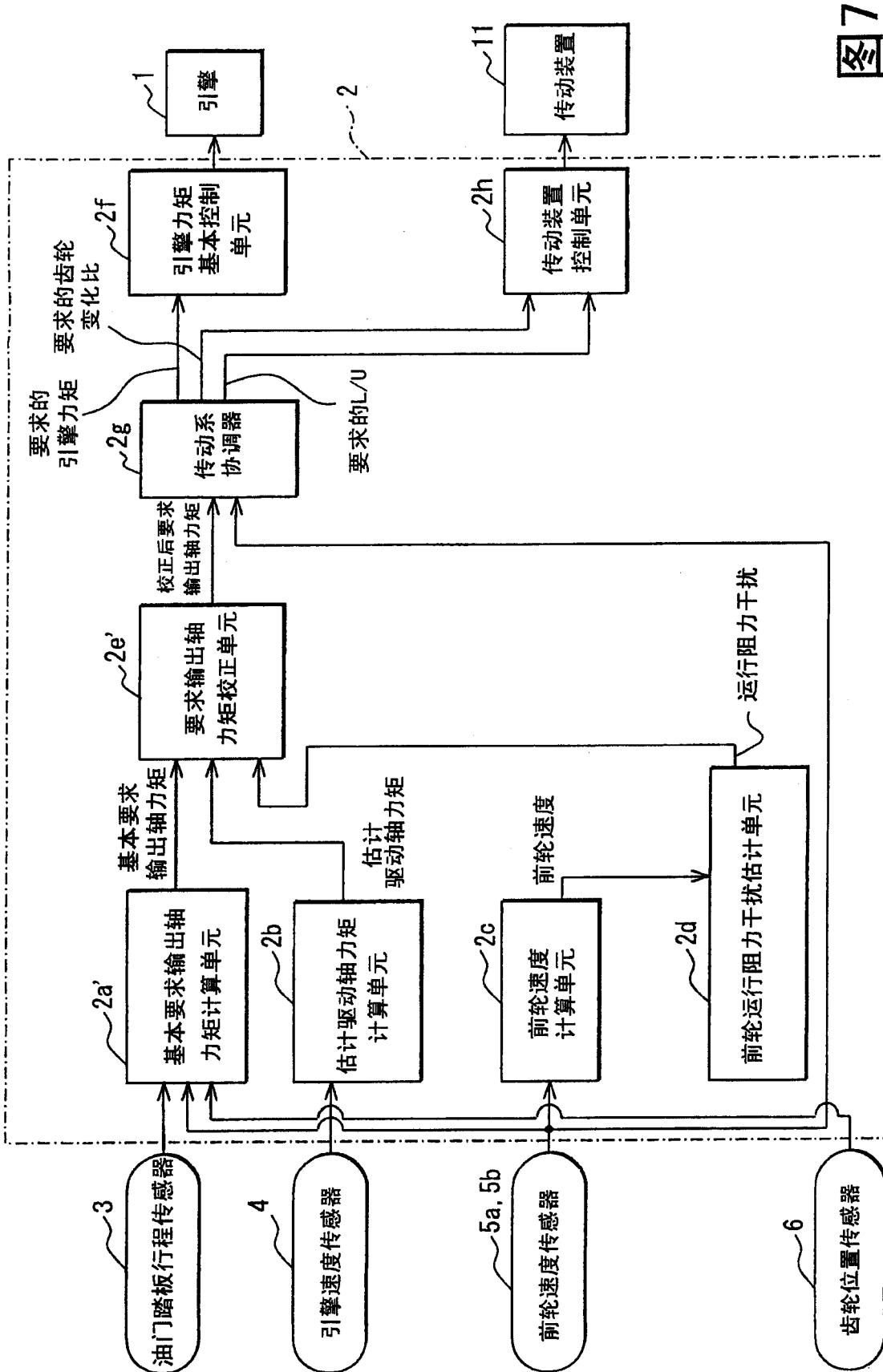


图7

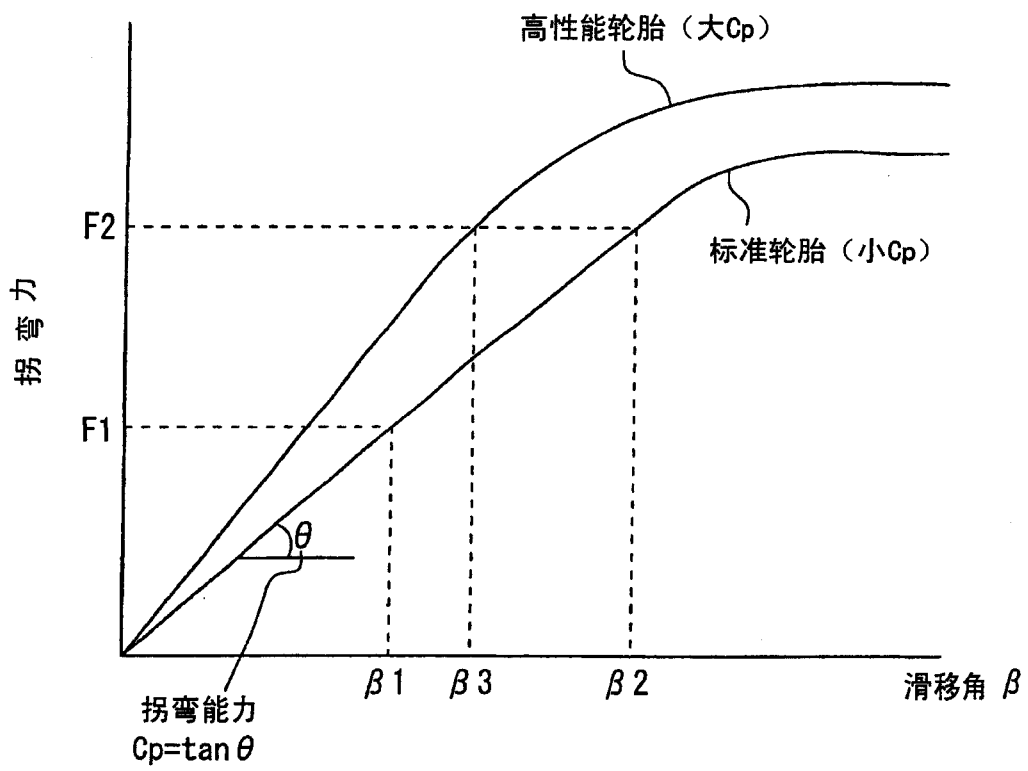


图8

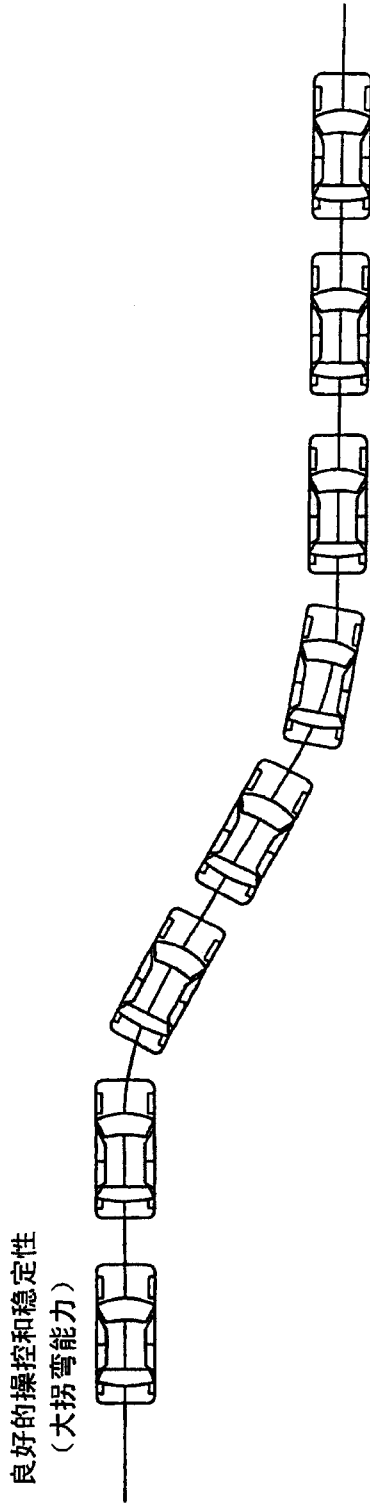


图9A

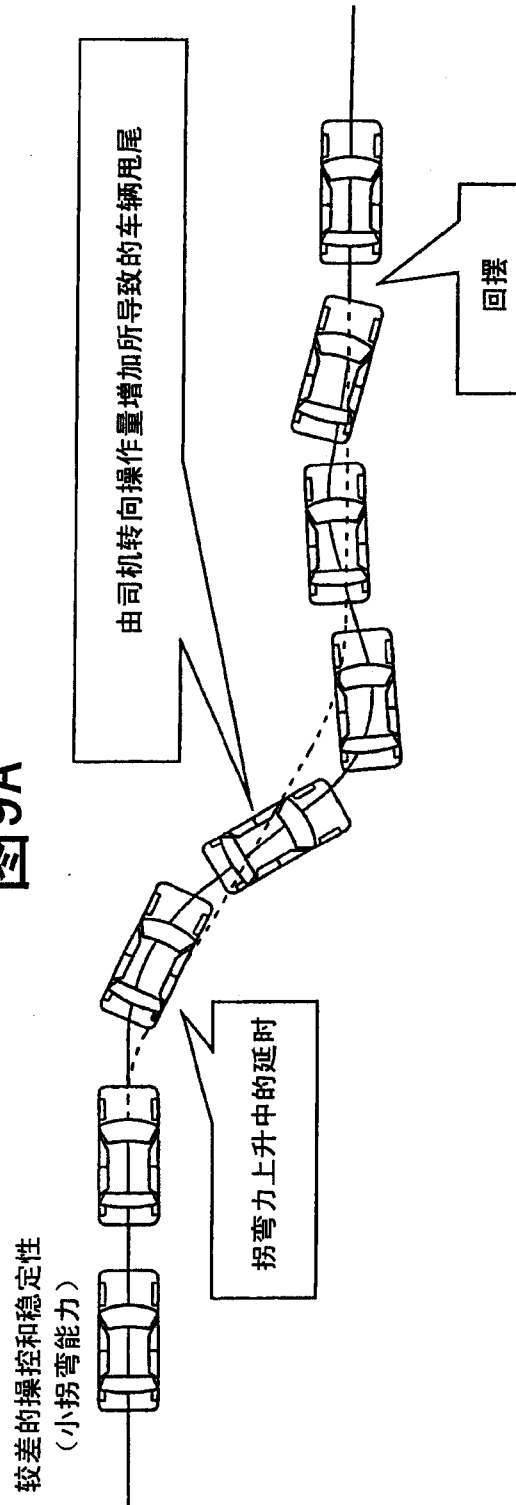


图9B

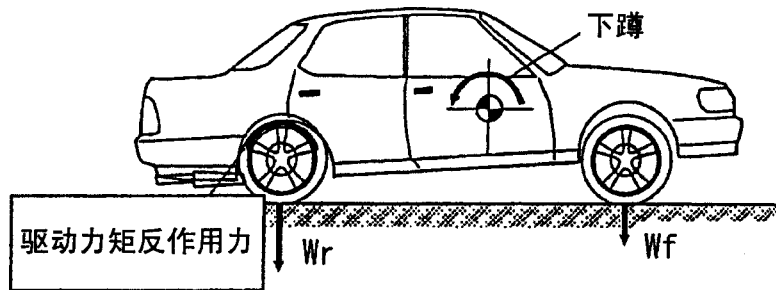


图10A 加速

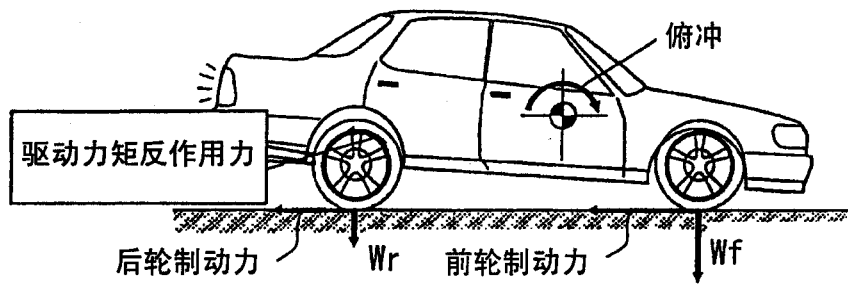


图10B 减速

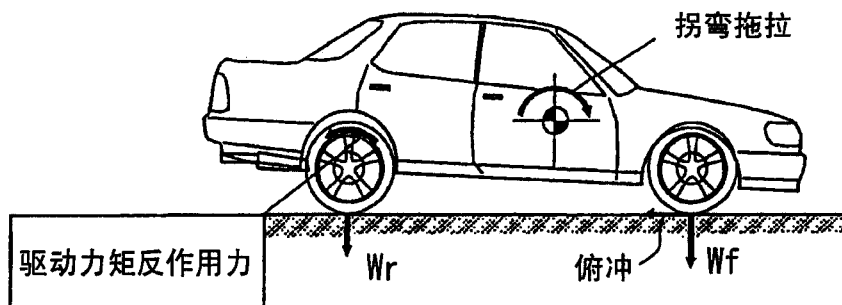


图10C 改变方向

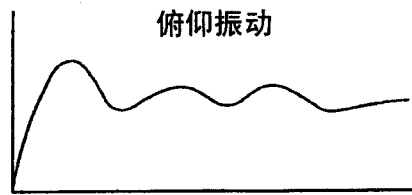


图11A

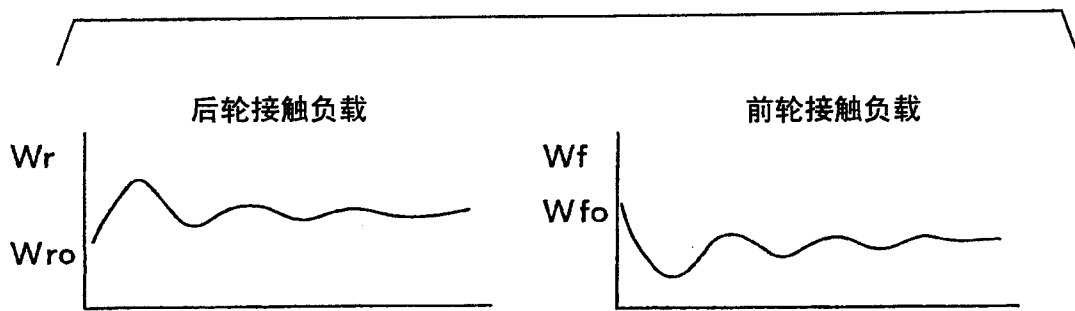


图11B

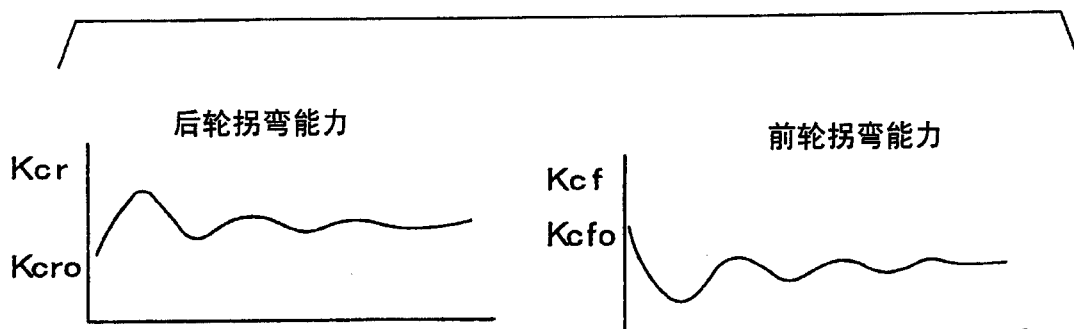


图11C

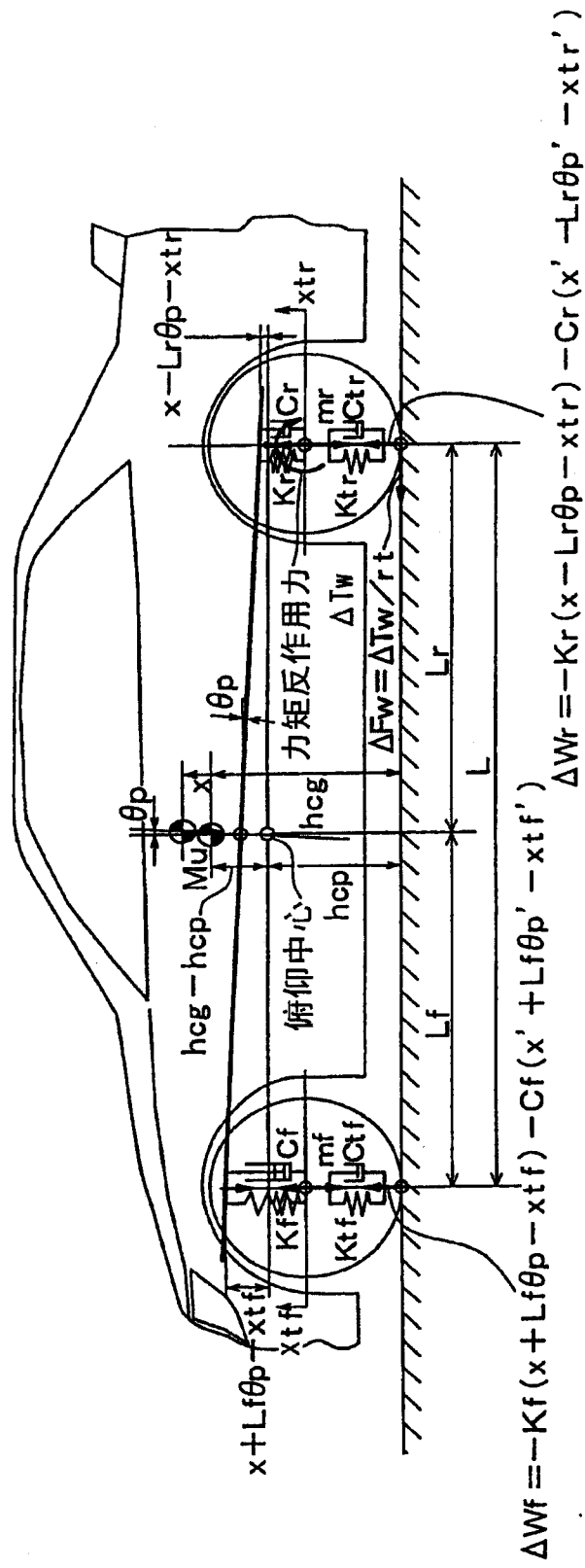


图12