



# (12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 115465033 A

(43) 申请公布日 2022. 12. 13

(21) 申请号 202210657391.9

(22) 申请日 2022.06.10

(30) 优先权数据

102021000015182 2021.06.10 IT

(71) 申请人 法拉利股份有限公司

地址 意大利莫登纳

(72) 发明人 费代里科·法瓦利

弗兰切斯卡·明奇格鲁奇

(74) 专利代理机构 北京银龙知识产权代理有限

公司 11243

专利代理师 金成哲 张会娟

(51) Int. Cl.

B60G 17/016 (2006.01)

B60G 17/019 (2006.01)

B60G 17/015 (2006.01)

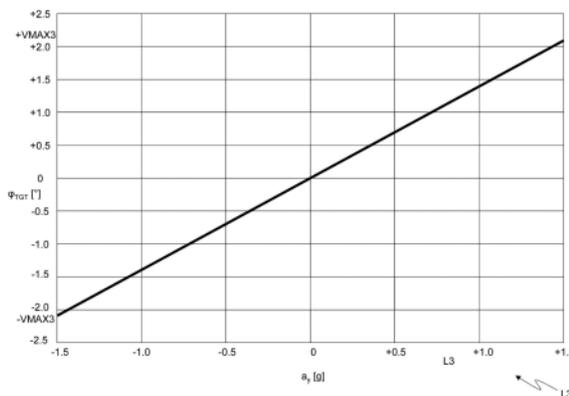
权利要求书2页 说明书8页 附图8页

(54) 发明名称

以调节侧倾角和纵倾角为特征的道路车辆的主动减震器的控制方法

(57) 摘要

本发明提供一种道路车辆(1)的主动减震器(6)的控制方法。每个主动减震器(6)是悬架(5)的一部分并设有致动器(10),悬架(5)将车架(4)连接至车轮(2)的轮毂(3)。控制方法包括以下步骤:确定道路车辆(1)的纵向加速度( $a_x$ )和横向加速度( $a_y$ );基于横向加速度( $a_y$ )确立期望侧倾角( $\varphi_{TGT}$ );以及基于纵向加速度( $a_x$ )确立期望纵倾角( $\theta_{TGT}$ )。



1. 一种道路车辆(1)的主动减震器(6)的控制方法;每个主动减震器(6)是悬架(5)的一部分并设有致动器(10),所述悬架(5)将车架(4)连接至车轮(2)的轮毂(3);所述控制方法以下步骤:

确定所述道路车辆(1)的纵向加速度( $a_x$ )和横向加速度( $a_y$ );

基于所述横向加速度( $a_y$ )确立期望侧倾角( $\varphi_{TGT}$ );

基于所述纵向加速度( $a_x$ )确立期望纵倾角( $\theta_{TGT}$ );以及

控制每个主动减震器(6)的致动器(10),以获得所述期望侧倾角( $\varphi_{TGT}$ )和所述期望纵倾角( $\theta_{TGT}$ );

所述控制方法的特征在于:

通过第一线性定律(L3)根据单独的横向加速度( $a_y$ )确立所述期望侧倾角( $\varphi_{TGT}$ );并且通过第二线性定律(L4)根据单独的纵向加速度( $a_x$ )确立所述期望纵倾角( $\theta_{TGT}$ )。

2. 根据权利要求1所述的控制方法,其特征在于,对于所述横向加速度( $a_y$ )的绝对值每增加1g,所述第一线性定律(L3)要求将所述期望侧倾角( $\varphi_{TGT}$ )的绝对值改变在从1.0°到1.8°的范围内并优选等于1.4°的值。

3. 根据权利要求1所述的控制方法,其特征在于,所述第一线性定律(L3)要求随着所述横向加速度( $a_y$ )的绝对值的增大而成比例地改变所述期望侧倾角( $\varphi_{TGT}$ )的绝对值。

4. 根据权利要求1所述的控制方法,其特征在于,只有在所述横向加速度( $a_y$ )的绝对值为零时,所述第一线性定律(L3)才要求所述期望侧倾角( $\varphi_{TGT}$ )为零。

5. 根据权利要求1所述的控制方法,其特征在于,所述第一线性定律(L3)要求所述期望侧倾角( $\varphi_{TGT}$ )的绝对值从所述横向加速度( $a_y$ )的绝对值为零时的零值到所述横向加速度( $a_y$ )的绝对值为最大时的最大值(VMAX3)而线性地变化。

6. 根据权利要求1所述的控制方法,其特征在于,对于所述纵向加速度( $a_x$ )的绝对值每增加1g,所述第二线性定律(L4)要求将所述期望纵倾角( $\theta_{TGT}$ )增加在从1.2°到2.0°的范围内并优选等于1.6°的值。

7. 根据权利要求1所述的控制方法,其特征在于,所述第二线性定律(L4)要求随着所述纵向加速度( $a_x$ )的值的减小而成比例地增加所述期望纵倾角( $\theta_{TGT}$ )。

8. 根据权利要求1所述的控制方法,其特征在于,当所述纵向加速度( $a_x$ )的值为零时,所述第二线性定律(L4)要求大于零的正的纵倾角( $\theta_{TGT}$ ),而当所述纵向加速度( $a_x$ )的值为正并且优选大于至少0.3g时,所述第二线性定律(L4)要求负的纵倾角( $\theta_{TGT}$ )。

9. 根据权利要求8所述的控制方法,其特征在于,当所述纵向加速度( $a_x$ )的值为正且在大于至少0.3g到0.5g的范围内时,所述第二线性定律(L4)要求纵倾角( $\theta_{TGT}$ )为零。

10. 根据权利要求1至9中任一项所述的控制方法,其还包括以下步骤:

根据所述纵向加速度( $a_x$ )和所述横向加速度( $a_y$ )确立所述道路车辆(1)的重心(B)的期望降低量( $h_{b-TGT}$ );以及

控制每个主动减震器(6)的致动器(10),以获得所述重心(B)的期望降低量( $h_{b-TGT}$ )。

11. 根据权利要求10所述的控制方法,其还包括以下步骤:

根据单独的纵向加速度( $a_x$ )确立第一贡献;  
根据单独的横向加速度( $a_y$ )确立第二贡献;以及  
确立所述期望降低量( $h_{b-TGT}$ )等于具有较大绝对值的贡献。

12. 根据权利要求11所述的控制方法,其特征在于:

所述第一贡献是通过第三线性定律(L1)根据单独的纵向加速度( $a_x$ )确立的;并且  
所述第二贡献是通过第四线性定律(L2)根据单独的横向加速度( $a_y$ )确立的。

13. 根据权利要求10所述的控制方法,其还包括以下步骤:

使用所述道路车辆(1)的数学模型来仅且唯一地根据所述期望侧倾角( $\varphi_{TGT}$ )、所述期望纵倾角( $\theta_{TGT}$ )和所述重心(B)的期望降低量( $h_{b-TGT}$ )确定每个主动减震器(6)的致动器(10)的目标力( $F_{1..4-TGT}$ );以及

控制每个减震器的致动器(10)以追求对应的目标力( $F_{1..4-TGT}$ )。

14. 根据权利要求1至9中任一项所述的控制方法,其还包括以下步骤:

根据所述期望侧倾角( $\varphi_{TGT}$ )确定总抗侧倾力矩;

确立所述总抗侧倾力矩在前车轴和后车轴之间的分配;

根据所述总抗侧倾力矩以及还根据所述总抗侧倾力矩在所述前车轴和所述后车轴之间的分配,确定每个主动减震器(6)的致动器(10)的目标力( $F_{1..4-TGT}$ );以及

控制每个减震器的致动器(10)以追求对应的目标力( $F_{1..4-TGT}$ )。

15. 根据权利要求14所述的控制方法,其特征在于,所述总抗侧倾力矩在所述前车轴和所述后车轴之间的分配能够是不对称的,即所述前车轴的抗侧倾力矩能够不同于所述后车轴的抗侧倾力矩。

16. 根据权利要求15所述的控制方法,其还包括以下步骤:

确定所述道路车辆(1)何时将要开始转弯、处于弯道中间或离开弯道;

当所述道路车辆(1)将要开始转弯或处于弯道中间时,确立所述总抗侧倾力矩的分配朝着所述后车轴的失衡;以及

当所述道路车辆(1)离开弯道时,减小所述总抗侧倾力矩的分配朝着所述后车轴的失衡。

17. 根据权利要求15所述的控制方法,其还包括以下步骤:

确定所述道路车辆(1)是否有过度转向行为;

当所述道路车辆(1)有过度转向行为时,使所述总抗侧倾力矩的分配朝着所述前车轴失衡;

确定所述道路车辆(1)是否有转向不足行为;以及

当所述道路车辆(1)有转向不足行为时,使所述总抗侧倾力矩的分配朝着所述后车轴失衡。

## 以调节侧倾角和纵倾角为特征的道路车辆的主动减震器的控制方法

[0001] 相关申请的交叉引用

[0002] 本专利申请要求于2021年6月10日提交的意大利专利申请第102021000015182号的优先权,其全部公开内容通过引用并入本文。

### 技术领域

[0003] 本发明涉及一种道路车辆的主动减震器的控制方法。

### 背景技术

[0004] 被动减震器的运动完全由路面传递的应力决定,因此,被动减震器“完全受路面的支配”。几年来,已经提供了主动减震器,其能够进行自主运动(即完全与路面传递的应力无关),这些运动加到由路面传递的应力引起的运动中;主动减震器进行自主运动的目的是对路面传递的应力起反作用,从而最大限度地提高道路车辆的动力性能或提高道路车辆的驾驶舒适性(相同的道路车辆可以使其主动减震器根据驾驶员选择的驾驶类型追求不同的目标)。

[0005] 主动减震器具有其自己的电动或液压致动器,这样的致动器可受到控制以产生自主运动(即,完全与路面传递的应力无关);例如,通过控制主动减震器的致动器,可以在每个车轮上(甚至在车辆静止时)以独立的方式降低或升高道路车辆的车架。

[0006] 专利申请US2009037051A1描述了一种控制车辆的姿态的方法,该车辆具有主动悬架,该主动悬架包括产生力的相应的致动器;控制单元通过控制每个致动器产生的力来调节姿态变化。控制单元设置被改变以追求目标纵倾和侧倾的纵向虚拟控制线和横向虚拟控制线,并因此控制车辆的姿态,使得车辆的姿态尽可能接近可能的虚拟控制线。

[0007] 专利申请US2012078470A1公开了一种控制车辆的姿态的方法,其中根据实际侧倾率计算目标纵倾率,并且纵倾抑制优先于侧倾抑制而执行。

[0008] 专利申请DE102020000441A1描述了一种制动或加速用于客运的道路车辆的方法。

### 发明内容

[0009] 本发明的目的是提供一种道路车辆的主动减震器的控制方法,该控制方法使在接近抓地力极限的条件下行驶时的性能最大化。

[0010] 根据本发明,提供了一种道路车辆的主动减震器的控制方法;每个主动减震器是悬架的一部分并设有致动器,悬架将车架连接至车轮的轮毂;所述控制方法包括以下步骤:

[0011] 确定道路车辆的纵向加速度和横向加速度;

[0012] 基于横向加速度确立期望侧倾角(desired roll angle);

[0013] 基于纵向加速度确立期望纵倾角(desired pitch angle);以及

[0014] 控制每个主动减震器的致动器,以获得期望侧倾角和期望纵倾角;

[0015] 所述控制方法的特征在于:

- [0016] 通过第一线性定律根据单独的横向加速度确立期望侧倾角;并且  
 [0017] 通过第二线性定律根据单独的纵向加速度确立期望纵倾角。  
 [0018] 所附权利要求描述了本发明的优选实施方式并构成了描述的组成部分。

### 附图说明

- [0019] 现在将参照附图描述本发明,附图示出了本发明的非限制性实施方式,其中:  
 [0020] • 图1是具有四个根据本发明控制的主动减震器的道路车辆的示意性平面图;  
 [0021] • 图2是图1的道路车辆的悬架的示意图;  
 [0022] • 图3是图1的道路车辆在沿弯道行驶时的示意图,突出显示了轨迹、行驶速度、转向角和姿态角;  
 [0023] • 图4是在图1的道路车辆的控制单元中实现的控制图;  
 [0024] • 图5是表示图1的道路车辆的重心的期望降低量随着纵向加速度的变化而变化的图表;  
 [0025] • 图6是表示图1的道路车辆的重心的期望降低量随着横向加速度的变化而变化的图表;  
 [0026] • 图7是表示图1的道路车辆的期望侧倾角随着横向加速度的变化而变化的图表;并且  
 [0027] • 图8是表示图1的道路车辆的期望纵倾角随着纵向加速度的变化而变化的图表。  
 [0028] 附图标记列表

[0029] 1-车辆;2-车轮;3-轮毂;4-车架;5-悬架;6-主动减震器;7-元件;8-元件;9-弹簧;10-电动致动器;11-位置传感器;12-控制单元;13-纵向加速度计;14-横向加速度计;15-估计块;16-估计块;17-控制块;18-控制块; $a_x$ -纵向加速度; $a_y$ -横向加速度;B-重心; $\alpha$ -转向角; $\beta$ -姿态角; $h_{B-TGT}$ -重心的期望降低量;F-力; $F_{TGT}$ -期望力; $\Phi$ -侧倾角; $\theta$ -纵倾角; $\psi$ -横摆角(yaw angle); $\alpha$ -转向角; $V\psi$ -横摆速度;L1-定律;L2-定律;L3-定律;L4-定律。

### 具体实施方式

- [0030] 在图1中,附图标记1总体上表示具有两个前车轮2和两个后车轮2的道路车辆。  
 [0031] 道路车辆1具有动力系统(是已知的且未在本文中示出),该动力系统可以包括内燃发动机和/或一个或多个电动马达。  
 [0032] 每个车轮2的轮毂3(在图2中示意性示出)通过悬架5(在图1中部分示出)连接至道路车辆1的车架4,该悬架5设有(电子控制的)主动减震器6,主动减震器6能够进行自主运动(即,完全与路面传递的应力无关),该运动加到由路面传递的应力引起的运动中。  
 [0033] 根据图2,每个主动减震器6包括元件7和元件8,元件7限定主动减震器6的一个端部,元件8限定主动减震器6的另一个端部并被安装成相对于元件7滑动以能够相对于元件7线性平移。每个主动减震器6包括弹簧9,弹簧9连接在两个元件7和8之间,并且当两个元件7和8相对于彼此线性平移时被压缩或扩展。最后,每个主动减震器6包括电动致动器10,其被配置为使主动减震器6在元件7和8之间进行自主运动(即,完全与路面传递的应力无关),即能够产生施加到元件7和8之间的力F。举例来说,主动减震器6可以是专利申请US2008190104A1和W02014145215A2中描述的类型。每个主动减震器6包括位置传感器11(例

如,电位计),其提供两个元件7和8的当前相对位置 $p_{1...4}$ ,即元件8相对于元件7平移多少的精确测量值。

[0034] 道路车辆1包括电子控制单元(“ECU”)12,该控制单元尤其以下述方式控制主动减震器6的致动器10;从物理的角度来看,控制单元12可以包括单个装置或多个装置,该多个装置彼此分开并且通过道路车辆1的CAN网络进行通信。

[0035] 根据图1,道路车辆1包括纵向加速度计13和横向加速度计14,它们安装在车架4上,即刚性地固定在车架4上以与车架4一体地移动,并且被配置为分别测量车架4(即,道路车辆1)的纵向加速度 $a_x$ 和横向加速度 $a_y$ 。根据一个可能的实施方式,两个加速度计13和14可以集成在既提供纵向加速度 $a_x$ 又提供横向加速度 $a_y$ 的单个传感器(例如,三轴加速度计)中。控制单元12(直接或通过道路车辆1的BUS网络间接地)连接至加速度计13和14,以循环地读取纵向加速度 $a_x$ 的当前值和横向加速度 $a_y$ 的当前值。

[0036] 控制单元12能够循环地读取前车轮2的转向角 $\alpha$ (图3示出)的当前值(通常,通过道路车辆1的BUS网络)。

[0037] 根据图4,控制单元12执行估计块15,估计块15以已知方式确定道路车辆1的实际姿态角 $\beta$ (即,道路车辆1的纵向轴线x和道路车辆1的行驶速度V的方向之间在重心B处的角度)。举例来说,控制单元12的估计块15使用由三轴陀螺仪和GPS跟踪单元实时提供的测量值来估计道路车辆1所遵循的轨迹T;特别地,轨迹T是通过三轴陀螺仪测量的加速度进行两次时间积分确定的,并且GPS跟踪单元提供的测量值用于循环地消除在积分过程中出现的位置误差。此外,控制单元12的估计块15使用由三轴陀螺仪实时提供的测量值来估计重心B处的道路车辆1的行驶速度V;特别地,重心B处的道路车辆1的速度V是通过三轴陀螺仪测量的加速度进行一次时间积分来确定的(确保重心B处的道路车辆1的行驶速度V实际上与道路车辆1所遵循的轨迹T相切,否则,在明显偏离的情况下,执行计算的至少一次另外的迭代以修正所使用的参数)。

[0038] 控制单元12执行估计块16,估计块16以已知方式确定横摆角 $\psi$ (即,道路车辆1围绕通过重心B的竖直轴线的摆动角),并因此确定横摆速度 $V\psi$ ,即横摆角 $\psi$ 随时间的变化(横摆速度 $V\psi$ 可以通过对横摆角 $\psi$ 在时间上求导来确定)。根据一个可能的实施方式,横摆速度 $V\psi$ 可以由集成有两个加速度计13和14的同一个传感器来测量和提供;即,除了提供纵向加速度 $a_x$ 和横向加速度 $a_y$ 外,集成传感器还提供横摆速度 $V\psi$ ;横摆角 $\psi$ 可以通过对横摆速度 $V\psi$ 进行时间积分来确定。

[0039] 根据图4,控制单元12执行计算块17,计算块17接收以下作为输入:位置传感器11提供的四个主动减震器6的位置 $p_{1...4}$ 、纵向加速度计13提供的纵向加速度 $a_x$ 、横向加速度计14提供的横向加速度 $a_y$ 、估计块15提供的姿态角 $\beta$ 和估计块16提供的横摆速度 $V\psi$ 。计算块17以下面将更详细描述的方式确定重心B的期望降低量 $h_{b-TGT}$ ,即表示相对于在没有外部干预的情况下(例如,当道路车辆1静止时)重心B所采取的标准位置,重心B必须降低的程度的值(通常以mm表示)。此外,计算块17以下面将更详细描述的方式确定期望侧倾角 $\Phi_{TGT}$ 和期望纵倾角 $\theta_{TGT}$ 。

[0040] 重心B的期望降低量 $h_{b-TGT}$ 的目的是,在动态条件下降低道路车辆1,以通过绝对载荷转移的减少来获得更好的性能,最终的效果是增加车轮2的轮胎的总抓地力(即,每个车轮2基本以相同的方式受力,而不是使车轮2受力更大和使车轮2受力更小);在侧向滑动和

纵向滑动的情况下都会发生载荷转移的减少,从而改善在最大横向加速度 $a_y$ 和最大纵向加速度 $a_x$ 方面的性能。因此,重心B的期望降低量 $h_{b-TGT}$ 也对加速阶段和制动阶段产生积极影响,因为纵向载荷转移的减少允许更大的力被传递到地面,因此导致最大纵向加速度 $a_x$ 更大。

[0041] 期望侧倾角 $\Phi_{TGT}$ 的控制目的是:减少动态侧倾和静态侧倾;在输入频率变化时,既可以限定静态侧倾的梯度又可以限定期望的动态行为。

[0042] 期望纵倾角 $\theta_{TGT}$ 的控制目的是:减少静态纵倾和动态纵倾,改变道路车辆1的姿态以优化空气动力学工作点,以及阻尼在车轮2的防抱死制动系统(ABS)介入的那些制动动作中的瞬变过程。纵倾的减少和纵倾动态的减慢导致垂直力和纵向力更快稳定并改善了空气动力学平衡(从而减少纵向载荷的转移);这些不同效果导致制动空间(stopping space)的改善。

[0043] 根据图4,控制单元12执行计算块18,计算块18将重心B的期望降低量 $h_{b-TGT}$ 、期望侧倾角 $\Phi_{TGT}$ 和期望纵倾角 $\theta_{TGT}$ 接收作为来自计算块17的输入,并且针对每个主动减震器6,确定必须由主动减震器6产生并因此用牛顿表示的期望力 $F_{1..4-TGT}$ (即,力目标)。即,控制每个主动减震器6的电动致动器10以追求对应的期望力 $F_{1..4-TGT}$ ,即导致产生对应的期望力 $F_{1..4-TGT}$ 。

[0044] 根据优选实施方式,计算块18使用道路车辆1的数学模型,该数学模型根据输入变量的瞬时值(重心B的期望降低量 $h_{b-TGT}$ 、期望侧倾角 $\Phi_{TGT}$ 和期望纵倾角 $\theta_{TGT}$ )提供输出变量的瞬时值(由主动减震器6产生的期望力 $F_{1..4-TGT}$ )。

[0045] 优选地,在控制单元12中执行的控制块17以通常从1到4Hz的范围内的相对较低的频率重新计算(更新)重心B的期望降低量 $h_{b-TGT}$ 、期望侧倾角 $\Phi_{TGT}$ 和期望纵倾角 $\theta_{TGT}$ ;显然,在控制单元12中执行的控制块18以与控制块17相同的更新频率重新计算(更新)期望力 $F_{1..4-TGT}$ 。

[0046] 在控制单元12中执行的控制块17根据纵向加速度 $a_x$ 和横向加速度 $a_y$ 确立道路车辆1的重心B的期望降低量 $h_{b-TGT}$ (如上所述,通过控制块18的作用控制每个减震器6的致动器10以获得重心B的期望降低量 $h_{b-TGT}$ )。特别地,控制块17根据单独的纵向加速度 $a_x$ (即,不考虑横向加速度 $a_y$ )确立第一贡献,根据单独的横向加速度 $a_y$ (即,不考虑纵向加速度 $a_x$ )确立第二贡献,然后将重心B的期望降低量 $h_{b-TGT}$ 确定为第一贡献和第二贡献中绝对值较大的一个(即,它选择绝对值较高的贡献)。换言之,期望降低量 $h_{b-TGT}$ 等于具有较大绝对值的贡献。

[0047] 根据图5,控制块17通过线性定律L1(图5所示)根据纵向加速度 $a_x$ 确定重心B的期望降低量 $h_{b-TGT}$ (即,重心B的期望降低量 $h_{b-TGT}$ 的第一贡献)。线性定律L1对于正的和负的纵向加速度 $a_x$ 以镜像方式对称(以镜像方式对称,是因为无论纵向加速度 $a_x$ 的符号如何,重心B的期望降低量 $h_{b-TGT}$ 始终为负),并要求随着纵向加速度 $a_x$ 的绝对值的增大而成比例地增加重心B的期望降低量 $h_{b-TGT}$ 。特别地,当纵向加速度 $a_x$ 的绝对值小于阈值TH1时,线性定律L1要求重心B的期望降低量 $h_{b-TGT}$ 为零,当纵向加速度 $a_x$ 的绝对值大于阈值TH2时,它要求重心B的期望降低量 $h_{b-TGT}$ 是恒定的,等于最大值VMAX1,并且它要求重心B的期望降低量 $h_{b-TGT}$ 从纵向加速度 $a_x$ 的绝对值等于第一阈值TH1时到纵向加速度 $a_x$ 的绝对值等于第二阈值TH2时的最大值VMAX1而线性地变化。

[0048] 在图5所示的实施方式中,最大值VMAX1(绝对值)等于20mm(在图5中,值VMAX1为负表示它是降低),阈值TH1(绝对值)等于0.25g,阈值TH2(绝对值)等于1g;字母“g”表示在地球上测得的平均重力加速度,其通常为 $9.80665\text{m/s}^2$ 。

[0049] 根据图6,控制块17通过线性定律L2根据横向加速度 $a_y$ 确立重心B的期望降低量 $h_{b-TGT}$ (即,重心B的期望降低量 $h_{b-TGT}$ 的第二贡献)。线性定律L2对于正的和负的横向加速度 $a_y$ 以镜像方式对称(以镜像方式对称,是因为无论横向加速度 $a_y$ 的符号如何,重心B的期望降低量 $h_{b-TGT}$ 始终为负),并要求在任何操作条件下都随着横向加速度 $a_y$ 的绝对值的增大而成比例地增加重心B的期望降低量 $h_{b-TGT}$ ;特别地,只有当横向加速度 $a_y$ 的绝对值为零时,线性定律L2才要求重心B的期望降低量 $h_{b-TGT}$ 为零,并且它要求重心B的期望降低量 $h_{b-TGT}$ 从横向加速度 $a_y$ 的绝对值为零时的零值到横向加速度 $a_y$ 的绝对值为最大时的最大值VMAX2而线性地变化。

[0050] 在图6所示的实施方式中,值VMAX2(绝对值)等于22.5mm(在图6中,值VMAX2为负表示它是降低)并且在横向加速度 $a_y$ (绝对值)等于1.5g时达到。

[0051] 如上所述,计算块18使用道路车辆1的数学模型,该数学模型(也)根据重心B的期望降低量 $h_{b-TGT}$ 确定每个主动减震器6的致动器10的目标力 $F_{1\cdots 4-TGT}$ ;因此,控制每个减震器的致动器10以追求对应的目标力 $F_{1\cdots 4-TGT}$ 。

[0052] 根据优选实施方式,重心B的期望降低量 $h_{b-TGT}$ 根据纵向加速度 $a_x$ 和横向加速度 $a_y$ 两者确立;根据不同的实施方式,重心B的期望降低量 $h_{b-TGT}$ 根据单独的纵向加速度 $a_x$ 或根据单独的横向加速度 $a_y$ 确立。

[0053] 根据图7,控制块17通过线性定律L3根据单独的横向加速度 $a_y$ 确立期望侧倾角 $\Phi_{TGT}$ 。线性定律L3对于正的和负的横向加速度 $a_y$ 是对称的(即,当横向加速度 $a_y$ 为正时,侧倾角 $\Phi_{TGT}$ 始终为正,而当横向加速度 $a_y$ 为负时,侧倾角 $\Phi_{TGT}$ 始终为负),并且对于横向加速度 $a_y$ 的绝对值每增加1g,要求将期望侧倾角 $\Phi_{TGT}$ 线性地改变在从 $1.0^\circ$ 到 $1.8^\circ$ 的范围内(优选等于 $1.4^\circ$ )的值;即,线性定律L3要求梯度(每单位加速度的角度变化)在从 $1.0^\circ/\text{g}$ 到 $1.8^\circ/\text{g}$ 的范围内并且优选等于 $1.4^\circ/\text{g}$ 。因此,线性定律L3要求随着横向加速度 $a_y$ 的绝对值的增大而成比例地改变期望侧倾角 $\Phi_{TGT}$ 的绝对值,特别是,只有在横向加速度 $a_y$ 的绝对值为零时,线性定律L3才要求期望侧倾角 $\Phi_{TGT}$ 为零;换言之,线性定律L3要求期望侧倾角 $\Phi_{TGT}$ 从横向加速度 $a_y$ 的绝对值为零时的零值到横向加速度 $a_y$ 的绝对值为最大时的最大绝对值VMAX3而线性地变化。

[0054] 在图7所示的实施方式中,值VMAX3的绝对值在从 $1.8^\circ$ 到 $2.4^\circ$ 的范围内并且优选等于 $2.1^\circ$ ,并且在横向加速度 $a_y$ (绝对值)等于1.5g时达到。

[0055] 根据图8,控制块17通过线性定律L4根据单独的纵向加速度 $a_x$ 确立期望纵倾角 $\theta_{TGT}$ 。线性定律L4对于正的和负的纵向加速度 $a_x$ 是不对称的(即,线性定律L4朝着要求降低道路车辆1的前部并升高道路车辆1的后部的正的纵倾角 $\theta_{TGT}$ 失衡),并且对于纵向加速度 $a_x$ 的绝对值每增加1g,要求将期望纵倾角 $\theta_{TGT}$ 改变在从 $1.2^\circ$ 到 $2.0^\circ$ 的范围内(优选等于 $1.6^\circ$ )的值;即,线性定律L4要求梯度(每单位加速度的角度变化)在从 $1.2^\circ/\text{g}$ 到 $2.0^\circ/\text{g}$ 的范围内并且优选等于 $1.6^\circ/\text{g}$ 。

[0056] 线性定律L4要求随着纵向加速度 $a_x$ 的值的减小而成比例地增加期望纵倾角 $\theta_{TGT}$ 。

特别地,当纵向加速度 $a_x$ 的值为零时,线性定律L4要求正的纵倾角 $\theta_{TGT}$ 大于零,而当纵向加速度 $a_x$ 的值为正(道路车辆1加速)并且优选大于至少0.3g时,线性定律L4要求纵倾角 $\theta_{TGT}$ 为负;特别地,在纵向加速度 $a_x$ 的值为正(即,道路车辆1正在加速)并且在从0.3g到0.5g的范围内(优选等于0.4g)时,线性定律L4要求纵倾角 $\theta_{TGT}$ 为零。

[0057] 在图8所示的实施方式中,线性定律L4要求期望纵倾角 $\theta_{TGT}$ 分别在最大减速度和最大加速度的情况下在从+2.0°到-0.5°的范围内。

[0058] 零侧倾角 $\Phi_{TGT}$ (即,等于0°)和零纵倾角(即,等于0°)对应于道路车辆1的中立状态,其发生在道路车辆1静止(停放)在平坦表面上时,即处于完全静态状态。

[0059] 如上所述,计算块18使用道路车辆1的数学模型,该数学模型(也)根据期望侧倾角 $\Phi_{TGT}$ 和期望纵倾角 $\theta_{TGT}$ 确定每个主动减震器6的致动器10的目标力 $F_{1..4-TGT}$ ;因此,控制每个减震器的致动器10以追求对应的目标力 $F_{1..4-TGT}$ 。

[0060] 根据优选实施方式,计算块18(其确立期望侧倾角 $\Phi_{TGT}$ 并根据期望侧倾角 $\Phi_{TGT}$ 确定每个主动减震器6的致动器10的目标力 $F_{1..4-TGT}$ )根据期望侧倾角 $\Phi_{TGT}$ 确定总抗侧倾力矩(即,允许获得期望侧倾角 $\Phi_{TGT}$ 的总抗侧倾力矩),确立总抗侧倾力矩在前车轴(包括两个前车轮2)和后车轴(包括两个后车轮2)之间的分配,并根据总抗侧倾力矩以及还有总抗侧倾力矩在前车轴和后车轴之间的分配来确定每个主动减震器6的致动器10的目标力 $F_{1..4-TGT}$ 。

[0061] 总抗侧倾力矩在传统上在前车轴和后车轴之间对称地分配,即针对前车轴产生的抗侧倾力矩始终等于针对后车轴产生的抗侧倾力矩。已经观察到,总抗侧倾力矩的不对称分配是有利的,即针对前车轴产生的抗侧倾力矩不同于针对后车轴产生的抗侧倾力矩;此外,可以根据道路车辆1的移动状态改变总抗侧倾力矩的分配(通过将总抗侧倾力矩的一部分从前车轴移到后车轴,反之亦然)。

[0062] 根据优选实施方式,总抗侧倾力矩的分配必然伴有下限值和上限值,该下限值确定了后车轴的抗侧倾力矩的增加量并且在从-12%到-6%的范围内(即,后车轴的抗侧倾力矩比前车轴的抗侧倾力矩大12%-6%),而该上限值确定了前车轴的抗侧倾力矩的增加量并且在从+1.5%到+4%的范围内(即,前车轴的抗侧倾力矩比后车轴的抗侧倾力矩大1.5%-4%)。

[0063] 计算块18确定道路车辆1何时将要开始转弯或处于弯道中间,并且当道路车辆1将要开始转弯或处于弯道中间时,确立总抗侧倾力矩的分配较多朝着后车轴而失衡。此外,计算块18确定道路车辆1何时离开弯道,并且当道路车辆1离开弯道时,确立总抗侧倾力矩的分配较少朝着前车轴而失衡。

[0064] 计算模块18确定道路车辆1是否有过度转向行为,并且当道路车辆1有过度转向行为时,使总抗侧倾力矩的分配朝着前车轴失衡(以对抗过度转向行为,从而尝试并赋予道路车辆1更中立的行为)。类似地,计算模块18确定道路车辆1是否有转向不足行为,并且当道路车辆1有转向不足行为时,使总抗侧倾力矩的分配朝着后车轴失衡(以对抗转向不足行为,从而尝试并赋予道路车辆1更中立的行为)。

[0065] 由侧倾控制引入的总抗侧倾力矩可在前车轴和后车轴之间任意分配;这种分配的选择会影响两个车轴之间的侧向载荷转移的分配,保持总转移不变。通常,朝着后车轴失衡

的较多的分配会提高最大侧向加速度,因为它会延迟前车轴的饱和;因此,这种配置在车辆将要开始转弯或以纯侧滑处于弯道中间时是优选的。另一方面,向前车轴转移的分配降低了最大侧向加速度,提前了前车轴的饱和,但同时它使后车轴优先,使其能够转移更多的纵向力;因此,这种配置在离开弯道的牵引阶段期间是优选的。可以动态地改变抗侧倾力矩的分配,以使道路车辆1在弯道的不同阶段处于更好的状态;举例来说,抗侧倾力矩的分配可能要求-8.5% (当车辆将要开始转弯或处于弯道中间时) 和-3% (离开弯道) 的值,因此使用了大约5%的变化。

[0066] 重心B的高度的控制与侧倾角 $\Phi$ 的控制相结合允许弯道内侧的角度保持不变,并且弯道外侧的角度位置保持不变;通过施加与非受控的道路车辆1的侧倾角 $\Phi$ 的一半相对应的期望侧倾角 $\Phi_{TGT}$  (即,主动减震器6是关闭的,因此仅在被动模式下) 并通过施加等于非受控的道路车辆1的弯道外侧的角度降低量的一半的重心B的期望降低量 $h_{b-TGT}$  (即,主动减震器6是关闭的,因此仅在被动模式下),获得理想行为。这种功能性取决于横向加速度 $a_y$ ,具体而言,当沿着弯道行驶时,会在弯道内侧的角度中激活向下的力,以避免其延伸,从而降低重心B并减少侧倾;为了进一步减小侧倾梯度,还需要通过向上的力(无论如何,该力远小于内角所需的力)作用于外角。

[0067] 重心B的高度的控制和静态纵倾角 $\theta$ 的控制相结合通过区分前车轴和后车轴之间的离地高度,导致重心B降低,从而在空气动力学效率的最佳点处工作。这种功能性对于绝对性能(实际上竖直载荷可以根据预定的空气动力学图通过适当的定位来增加)和消耗(因为可以减少沿直道行驶时对车辆向前运动的阻力)都很重要。例如,该控制对于低于100公里/小时的速度不会带来两个车轴之间的任何高度失衡,而对于超过100公里/小时的速度,通过与后车轴相比更大地降低前车轴以及沿直道也降低前车轴而带来竖直载荷的增加,从而减小向前运动的阻力。

[0068] 重心B的高度的控制和纵倾角 $\theta$ 的控制相结合也优化了制动空间。由于重心降低,纵向载荷转移较少,因此总抓地力增加;另一方面,由于对静态和动态的纵倾角 $\theta$ 进行控制,竖直力和纵向力的稳定更快。

[0069] 本文描述的实施方式可以相互组合,而不因此超出本发明的保护范围。

[0070] 上述控制方法具有不同的优点。

[0071] 首先,上述控制方法提高了道路车辆1在沿着弯道和直道(在离开弯道时的加速期间或在进入弯道时的减速期间)以接近抓地力极限(通常在跑道上)行驶时的性能。

[0072] 特别地,上述控制方法减少了静态和动态的侧倾以及静态和动态的纵倾,并且这些减少可以直接被驾驶员感知,然后驾驶员获得更稳定且因此驾驶起来更有趣(更安全)的道路车辆1的印象。此外,重心B的降低决定了性能的提高,因为它减少了绝对载荷的转移,并因此允许所有车轮2都以它们的极限工作。静态纵倾和动态纵倾的减少提高了制动性能。抗侧倾力矩的动态分配改善了制动性能,因为它导致对车轮2的轮胎的摩擦椭圆进行理想的管理。

[0073] 即,上述控制方法提高了纯性能,减少了单圈时间(lap time),同时也提高了驾驶乐趣,给驾驶者更适用的汽车的感觉。

[0074] 此外,上述控制方法在所有条件下都特别坚固且安全,即它的控制错误风险基本为零,控制错误可能会产生悬架5的异常摆动或过度伸长。

[0075] 最后,上述控制方法实施起来既简单又经济,因为它既不需要很大的计算能力,也不需要很大的存储空间。



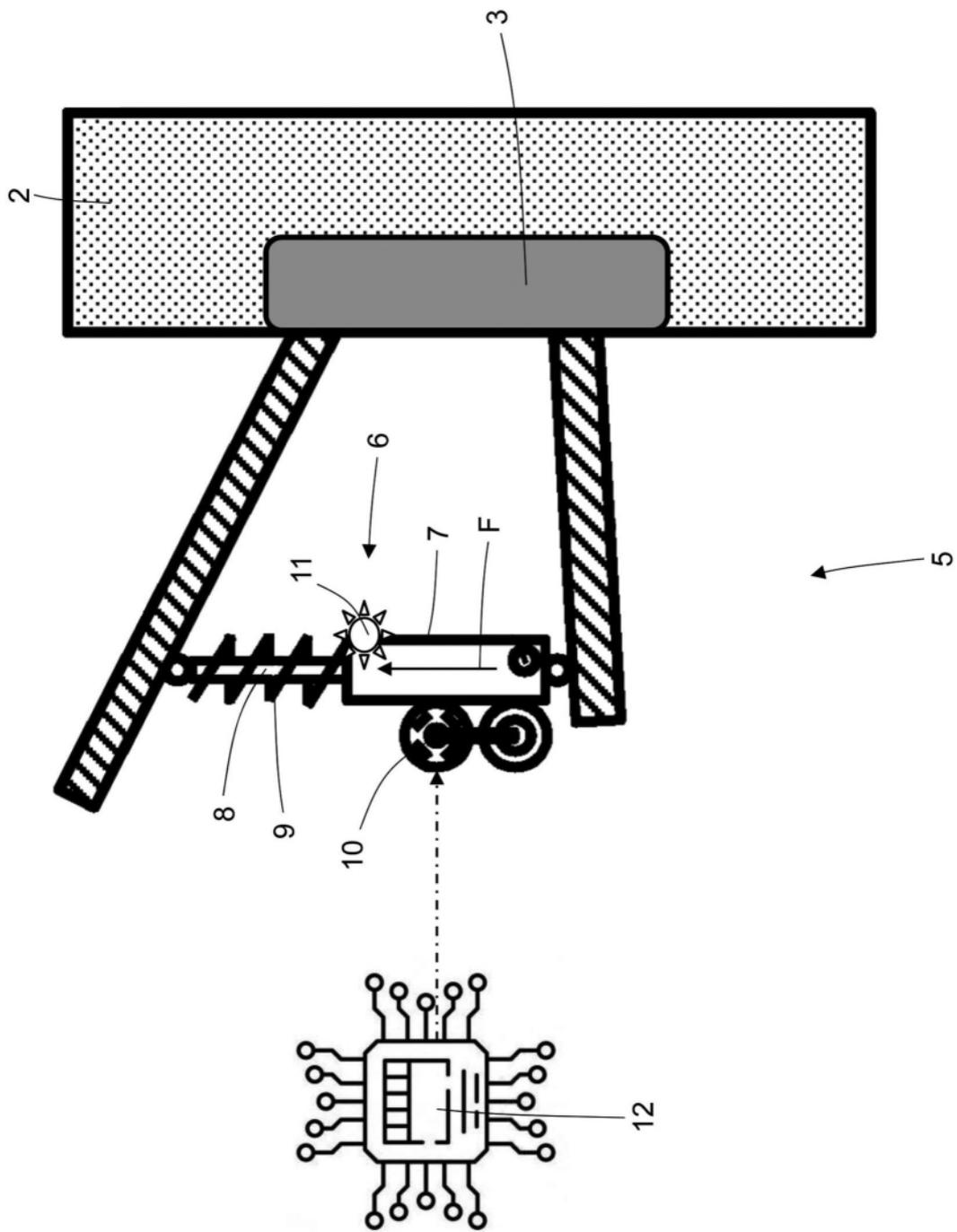


图2

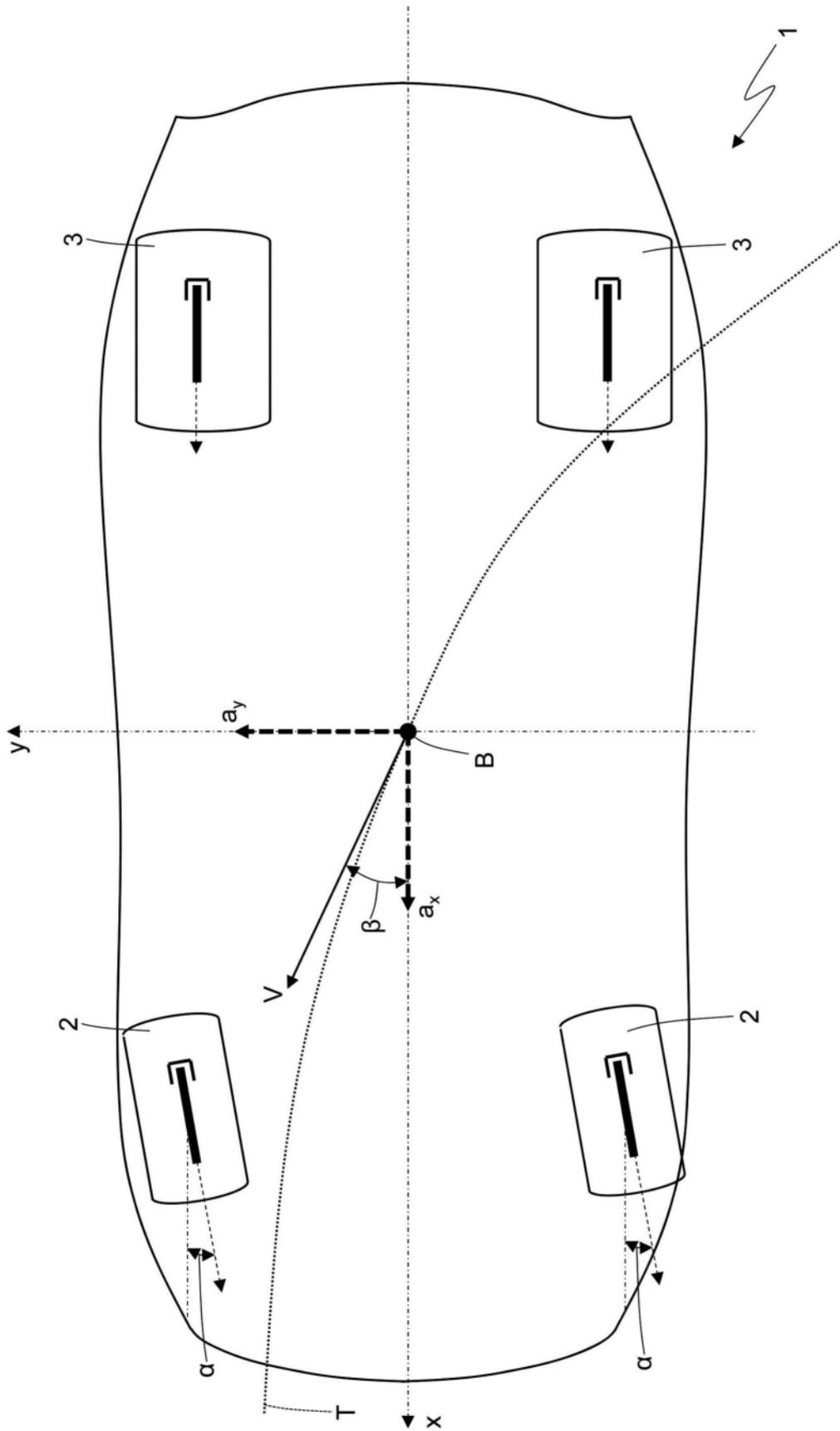


图3

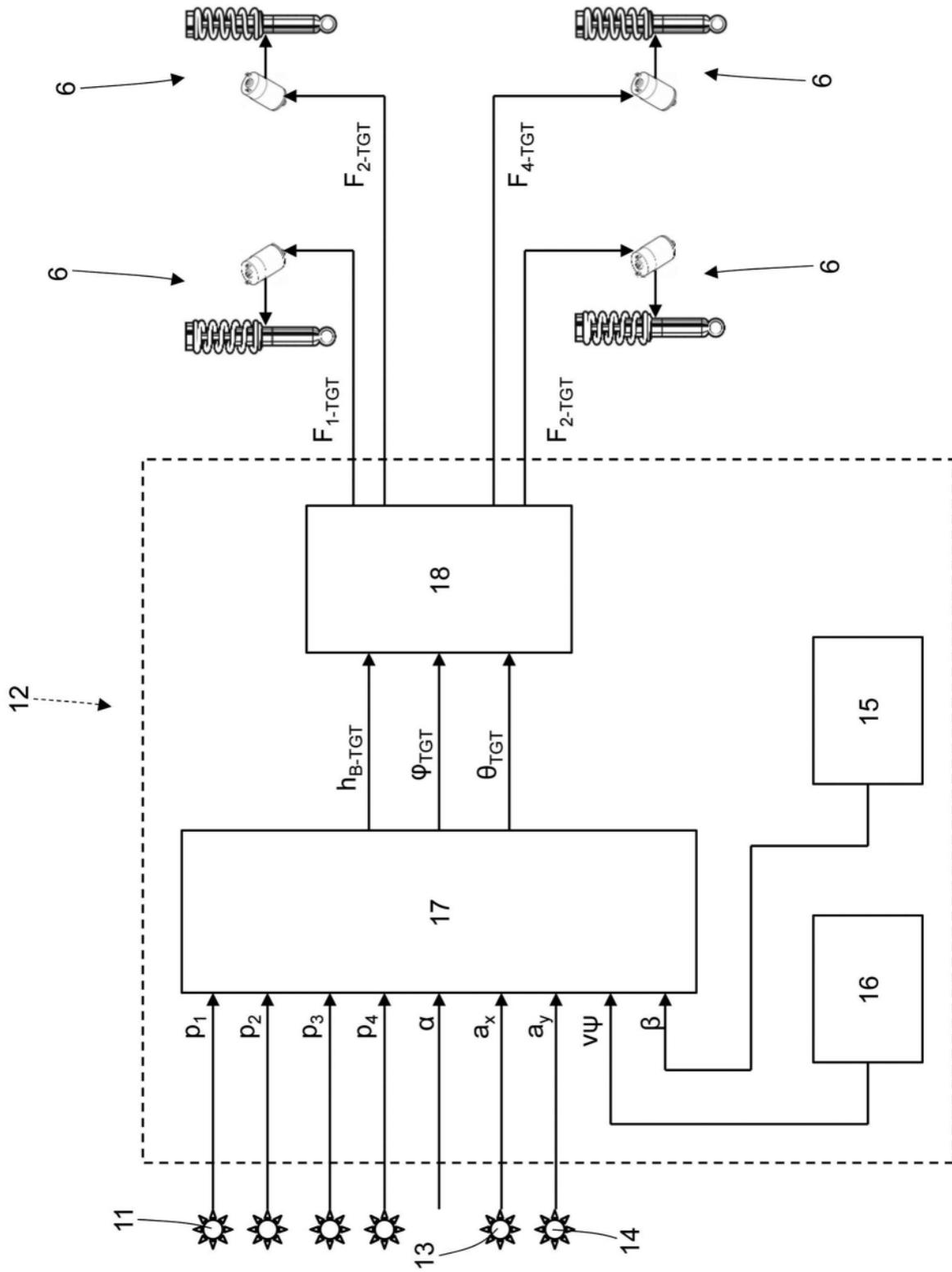


图4

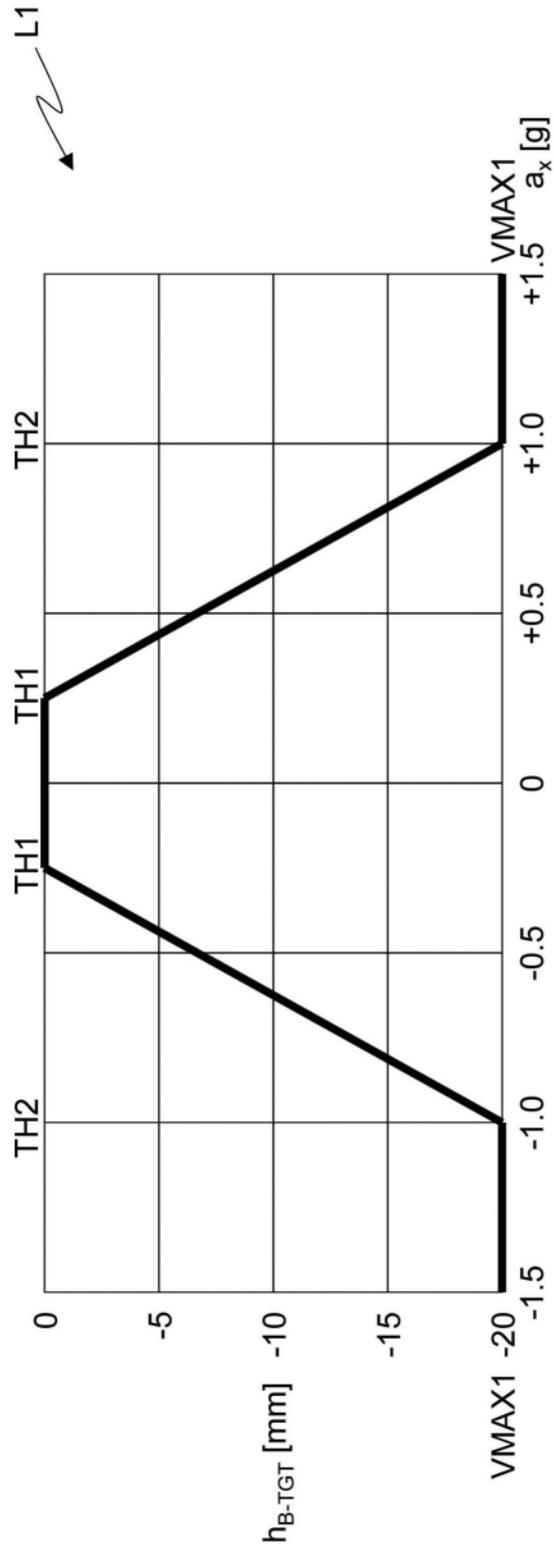


图5

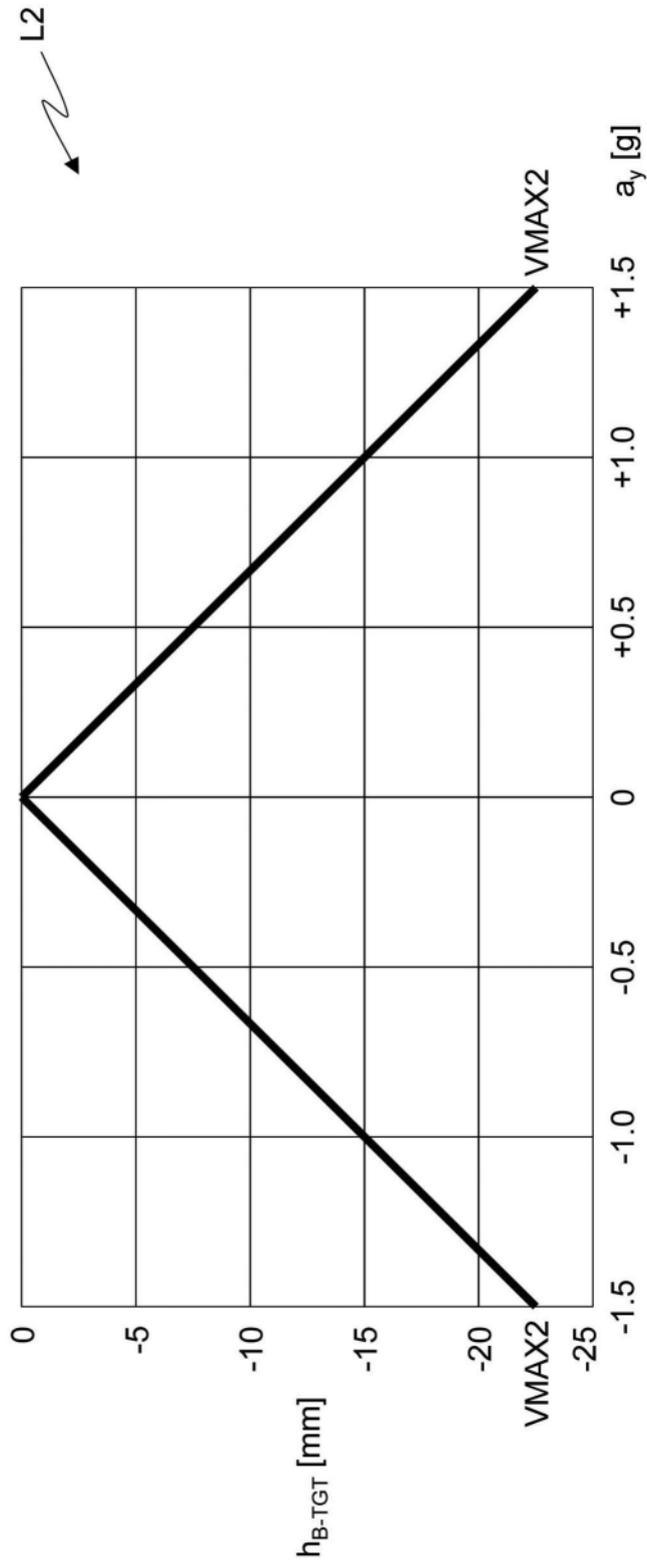


图6

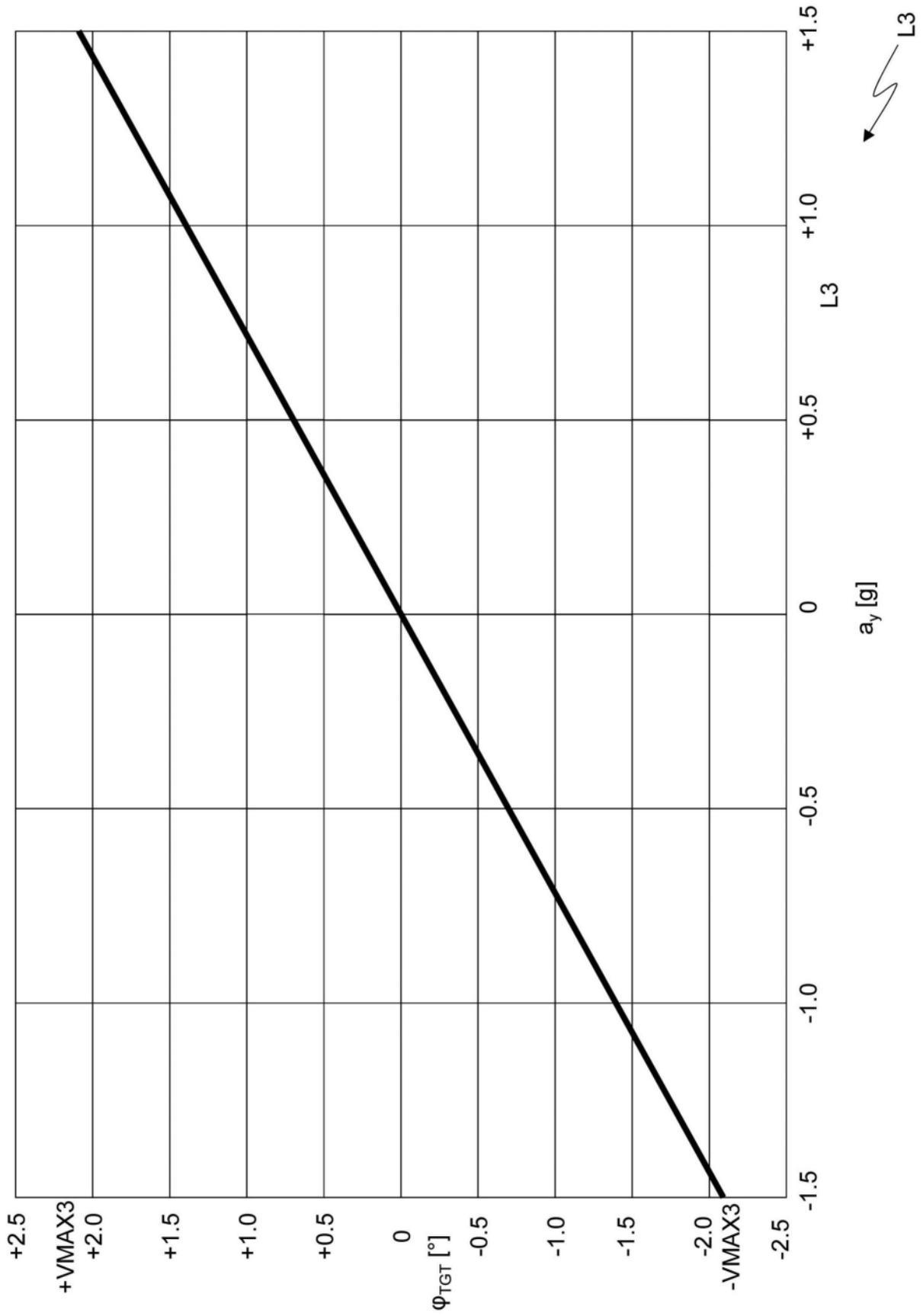


图7

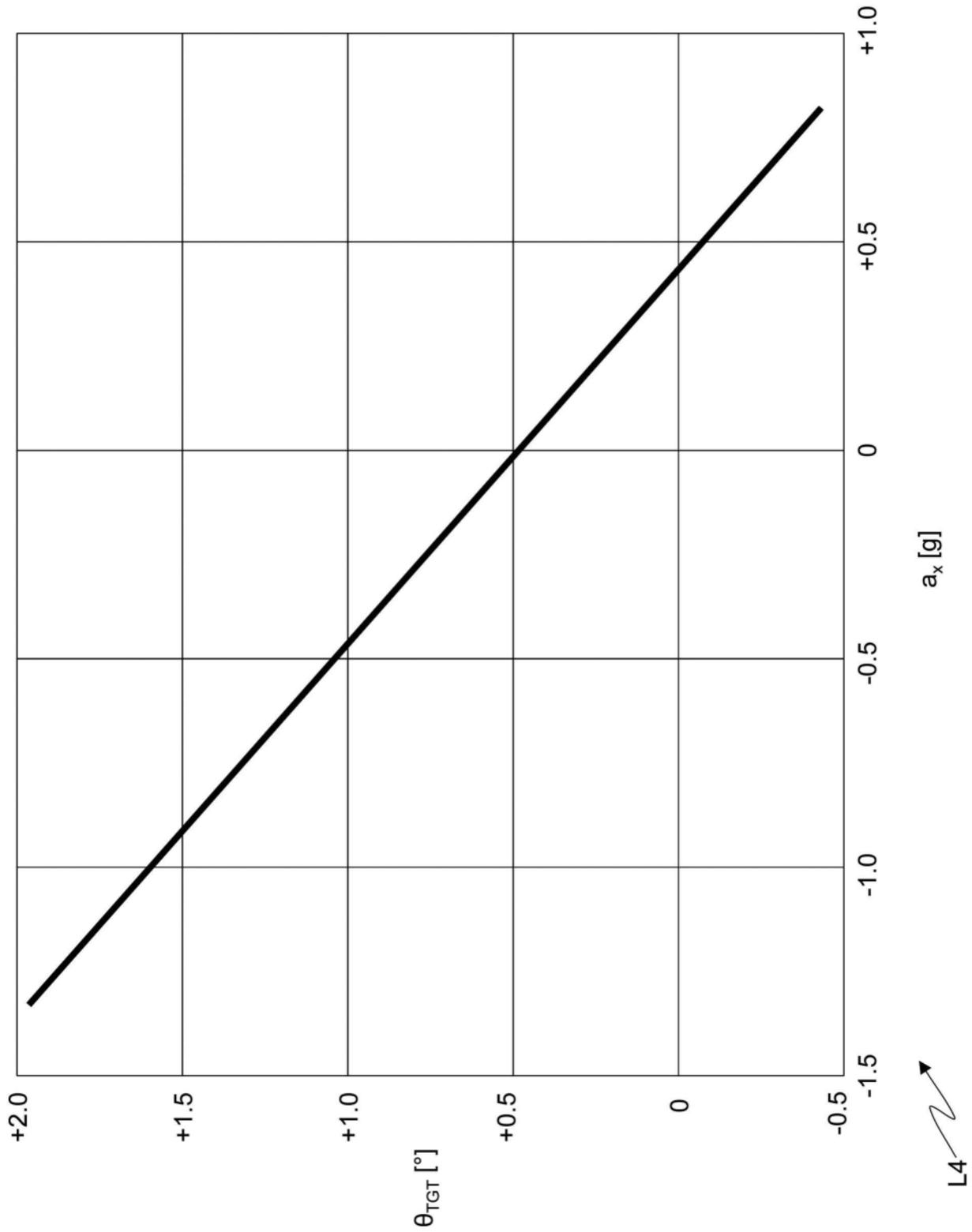


图8