



# (12)发明专利

(10)授权公告号 CN 104417564 B

(45)授权公告日 2019.09.06

(21)申请号 201410432920.0

(22)申请日 2014.08.28

(65)同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 104417564 A

(43)申请公布日 2015.03.18

(30)优先权数据

2013-180402 2013.08.30 JP

(73)专利权人 日立汽车系统株式会社

地址 日本茨城县

(72)发明人 平尾隆介 一丸修之 青木康浩

山门诚

(74)专利代理机构 北京市柳沈律师事务所

11105

代理人 岳雪兰

(51)Int.Cl.

B60W 40/10(2012.01)

B60W 30/02(2012.01)

B60W 10/22(2006.01)

(56)对比文件

JP 2008247064 A, 2008.10.16,

Ryo Suzuki et al. Driving/Braking

Force Distribution of Four Wheel Vehicle

by Quadratic Programming with

Constraints.《IEEE》.2010,

审查员 庄秀华

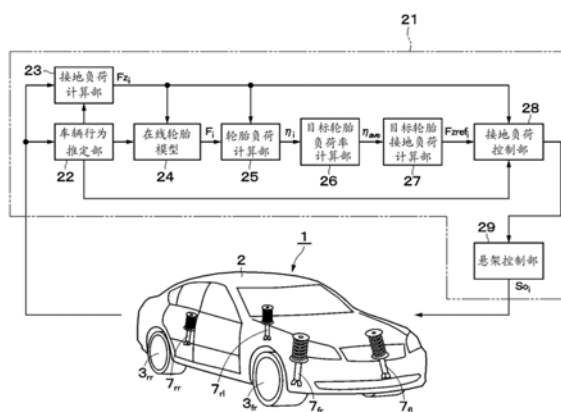
权利要求书2页 说明书11页 附图13页

(54)发明名称

车辆行为控制装置

(57)摘要

本发明提供一种车辆行为控制装置,控制器(21)的轮胎负荷计算部(25)算出各轮的轮胎负荷率( $\eta_i$ ),目标轮胎负荷率计算部(26)算出对各轮的轮胎负荷率( $\eta_i$ )进行平均后的轮胎负荷率平均值( $\eta_{ave}$ )作为目标轮胎负荷率。目标轮胎接地负荷计算部(27)算出各轮的目标轮胎接地负荷( $F_{zrefi}$ ),以使得各轮的轮胎负荷率( $\eta_i$ )为轮胎负荷率平均值( $\eta_{ave}$ )。接地负荷控制部(28)及悬架控制部(29)控制各轮的电磁减振器( $7_i$ )的推力,以使其成为目标轮胎接地负荷( $F_{zrefi}$ )。



1. 一种车辆行为控制装置,其特征在于,是对具有外装轮胎的多个车轮的车辆的行为进行控制的车辆行为控制装置,所述车辆行为控制装置具有:

推定所述车辆的转弯状态的车辆行为推定机构;

分别算出各轮的轮胎负荷率的轮胎负荷计算机构;

接地负荷控制机构,其在通过所述车辆行为推定机构推定所述车辆为转弯状态时,控制施加于各轮的负荷,以使得通过所述轮胎负荷计算机构算出的各轮的轮胎负荷率的算出值中的、轮胎负荷率高的车轮上施加的负荷上升,

所述接地负荷控制机构具有侧倾刚性分配控制机构,该侧倾刚性分配控制机构控制前轮及后轮的侧倾刚性分配,以使得施加于轮胎负荷率最高的车轮的负荷上升。

2. 如权利要求1所述的车辆行为控制装置,其特征在于,具有能够增减施加于各轮的接地负荷的装置,所述接地负荷控制机构对能够增减所述接地负荷的装置进行控制,以使得进入转弯时与结束转弯时不同的车轮的负荷转移。

3. 如权利要求1或2所述的车辆行为控制装置,其特征在于,所述接地负荷控制机构进行控制,以使得施加于轮胎负荷率低的车轮的负荷减少,或者,施加于轮胎负荷率高的车轮的负荷增加。

4. 如权利要求1所述的车辆行为控制装置,其特征在于,所述侧倾刚性分配控制机构在所述后轮减少负荷的要求高于所述前轮时,使所述前轮的侧倾刚性分配降低。

5. 如权利要求1或4所述的车辆行为控制装置,其特征在于,所述侧倾刚性分配控制机构在所述前轮减少负荷的要求高于所述后轮时,使所述后轮的侧倾刚性分配降低。

6. 如权利要求1或2所述的车辆行为控制装置,其特征在于,所述接地负荷控制机构还具有目标轮胎负荷率计算部,所述目标轮胎负荷率计算部计算出对各轮的轮胎负荷率进行平均后的轮胎负荷率平均值,

所述接地负荷控制机构进行控制,以使施加于轮胎负荷率低的车轮的负荷减小,使施加于轮胎负荷率高的车轮的负荷增大,从而以使得各轮的轮胎负荷率接近所述轮胎负荷率平均值。

7. 如权利要求1或2所述的车辆行为控制装置,其特征在于,所述接地负荷控制机构还具有计算出对各轮的轮胎负荷率进行平均后的轮胎负荷率平均值的目标轮胎负荷率计算部、从所述轮胎负荷率平均值计算出各轮的目标轮胎接地负荷的目标轮胎接地负荷计算部,

所述接地负荷控制机构进行控制,以使得所述各轮的接地负荷成为所述目标轮胎接地负荷。

8. 如权利要求1或4所述的车辆行为控制装置,其特征在于,还具有:

目标轮胎负荷率计算部,其计算出对各轮的轮胎负荷率进行平均后的轮胎负荷率平均值;

目标轮胎接地负荷计算部,其从所述轮胎负荷率平均值计算出各轮的目标轮胎接地负荷;

所述侧倾刚性分配控制机构基于所述目标轮胎接地负荷控制所述前轮及所述后轮的侧倾刚性分配。

9. 如权利要求1、2、4中任一项所述的车辆行为控制装置,其特征在于,所述轮胎负荷计

算部在将各轮的轮胎前后力设为 $F_{x_i}$ 、各轮的轮胎横向力设为 $F_{y_i}$ 、各轮的接地负荷设为 $F_{z_i}$ 、各轮胎与地面间的路面摩擦系数设为 $\mu$ 时,通过以下数学式算出各轮的轮胎负荷率 $\eta_i$ :

$$\eta_i = \frac{\sqrt{F_{x_i}^2 + F_{y_i}^2}}{\mu F_{z_i}} \quad \circ$$

## 车辆行为控制装置

### 技术领域

[0001] 本发明涉及一种适合应用在例如四轮机动车等车辆中的车辆行为控制装置。

### 背景技术

[0002] 公知一种车辆行为控制装置,其通常能够在前、后、左、右的车轮侧切换各悬架装置(减振器)的衰减力,从而提高车辆的运动性能(例如,参照日本特开2012-46172号公报、日本特开2012-71630号公报)。

[0003] 在日本特开2012-46172号公报中公开了一种结构,其为了提高转向感觉而控制各减振器的衰减力特性,以使得车辆转弯时的俯仰率与侧倾率成比例关系。

[0004] 在日本特开2012-71630号公报中公开了一种结构,其为了根据车辆的行驶状况等提高侧倾感与稳定性,在车辆行驶时轮胎处于常用区域期间,控制各减振器的衰减力特性,以使得成为对应于侧倾率的目标俯仰率,在轮胎的接地状态处于不好的极限区域时,控制各减振器的衰减力特性,以增大侧倾抑制控制量。

[0005] 然而,基于上述日本特开2012-46172号公报、日本特开2012-71630号公报的现有技术,是着重于提高转向时的侧倾感与抑制行驶时车辆轮胎在极限区域中的侧倾的控制。因此,存在极限行驶时操控稳定性不足的情况。

### 发明内容

[0006] 本发明的目的在于,提供一种能够提高车辆操控稳定性的车辆行为控制装置。

[0007] 为了解决上述问题,本发明的特征在于,是对具有外装轮胎的多个车轮的车辆的进行控制的车辆行为控制装置,所述车辆行为控制装置具有:推定前轮及后轮的横向力产生的富余程度的机构;推定所述车辆的行为的车辆行为推定机构;分别算出各所述轮胎的轮胎负荷率的轮胎负荷计算机机构;接地负荷控制机构,其在通过所述车辆行为推定机构推定所述车辆为转弯状态时,控制施加于其他车轮的负荷,以使得通过所述轮胎负荷计算机机构算出的各轮胎负荷率的算出值中的、施加于轮胎负荷率高的车轮的负荷上升。

[0008] 根据本发明,能够提高车辆的操控稳定性。

### 附图说明

[0009] 图1是表示本发明第一实施方式的车辆行为控制装置所适用的四轮机动车的立体图;

[0010] 图2是表示第一实施方式的车辆行为控制装置的控制框图;

[0011] 图3是表示左转弯时的轮胎力与摩擦圆(摩擦円)的关系的说明图;

[0012] 图4(a)是表示在进入弯道时,第一比较例的轮胎力与摩擦圆的关系的说明图,图4(b)是表示在离开弯道时,第一比较例的轮胎力与摩擦圆的关系的说明图;

[0013] 图5(a)是表示在进入弯道时,第一实施方式的轮胎力与摩擦圆的关系的说明图,图5(b)是表示在离开弯道时,第一实施方式的轮胎力与摩擦圆的关系的说明图;

- [0014] 图6是表示第二实施方式的车辆行为控制装置的控制框图；
- [0015] 图7是表示图6中的悬架控制部的结构的框图；
- [0016] 图8(a)是表示在进入弯道时，第二比较例的轮胎力与摩擦圆的关系的说明图，图8(b)是表示在离开弯道时，第二比较例的轮胎力与摩擦圆的关系的说明图；
- [0017] 图9(a)是表示在进入弯道时，第二实施方式的轮胎力与摩擦圆的关系的说明图，图9(b)是表示在离开弯道时，第二实施方式的轮胎力与摩擦圆的关系的说明图；
- [0018] 图10是表示第三实施方式的车辆行为控制装置的控制框图；
- [0019] 图11是表示转向角、横向加速度、偏航率以及侧滑角的时间变化的特性线图；
- [0020] 图12是表示各轮的轮胎负荷率及前轮侧倾刚性分配指令的时间变化的特性线图；
- [0021] 图13是表示各轮的接地负荷及前轮侧倾刚性分配指令的时间变化的特性线图。

### 具体实施方式

[0022] 下面，根据附图，以本发明的实施方式的车辆行为控制装置适用于例如四轮机动车中的情况为例进行详细的说明。

[0023] 另外，为了避免说明的复杂化，在附图标记上添加表示右前(fr)、左前(fl)、右后(rr)、左后(rl)的标注i来进行说明。另外，在总称右前、左前、右后、左后时仍然附加标注i来进行说明。

[0024] 在此，图1及图2表示本发明的第一实施方式。在图中，车辆1具有：车体2、车轮 $3_i$ 、悬架装置 $5_i$ 、偏航率传感器8、前后加速度传感器9、横向加速度传感器10、转向角传感器11以及车速传感器12、以及控制器21等。

[0025] 车体2构成车辆1的主体。在车体2的下侧设有右前(fr)、左前(fl)、右后(rr)、左后(rl)的车轮 $3_i$ (右前轮 $3_{fr}$ 、左前轮 $3_{fl}$ 、右后轮 $3_{rr}$ 、左后轮 $3_{rl}$ )，在该车轮 $3_i$ 上外装有轮胎4。

[0026] 悬架装置 $5_i$ 安装、设置在车体2与车轮 $3_i$ 之间。该悬架装置 $5_i$ 由悬架弹簧6(以下称为弹簧6)、以及与弹簧6并列设置在车体2与车轮 $3_i$ 之间的作为控制减振器的电磁减振器 $7_i$ 构成。该电磁减振器 $7_i$ 构成主动悬架装置，具有使各轮的上下运动衰减的功能。因此，电磁减振器 $7_i$ 根据来自控制器21的控制信号(指令信号 $So_i$ )，在各车轮 $3_i$ 侧产生使车体2在上、下方向升降的推力。

[0027] 偏航率传感器8例如由陀螺传感器(ジャイロセンサ)构成，设置在车体2上。该偏航率传感器8检测绕车辆1的重心产生的转弯方向(旋回方向)的旋转角的变化速度、即表示车辆1的偏航行为的偏航率。偏航率传感器8向控制器21输出该检测信号。另外，偏航率传感器8也可以不是陀螺仪传感器，而是根据来自其他传感器的数据计算或推定偏航率的部件。

[0028] 前后加速度传感器9设置在车体2上，检测作用于车辆1的前后方向的加速度、即表示车辆1的俯仰行为的前后加速度。前后加速度传感器9向控制器21输出该检测信号。

[0029] 横向加速度传感器10设置在车体2上，检测作用于车辆1的左右方向(横向)的加速度、即表示车辆1的侧倾行为的横向加速度 $A_y$ 。横向加速度传感器10向控制器21输出该检测信号。在此，横向加速度 $A_y$ 除了在车辆1处于转弯状态时增加以外，在产生侧风时也增加。因此，横向加速度传感器10也能够检测出侧风等干扰。

[0030] 转向角传感器11设置在车体2上，检测车辆1的驾驶者在转弯行驶时等对方向盘进行转向操作时的转向角。转向角传感器11向控制器21输出该检测信号。

[0031] 车速传感器12设置在车体2上,检测车辆1的行驶速度,向控制器21输出该检测信号。

[0032] 控制器21例如由微型计算机等构成。控制器21的输入侧与偏航率传感器8、前后加速度传感器9、横向加速度传感器10、转向角传感器11及车速传感器12等连接,输出侧与电磁减振器7<sub>i</sub>的促动器(未图示)等连接。

[0033] 如图2所示,控制器21包括:车辆行为推定部22、接地负荷计算部23、在线轮胎模型(オンラインタイヤモデル)24、轮胎负荷计算部25、目标轮胎负荷率计算部26、目标轮胎接地负荷计算部27、接地负荷控制部28、以及悬架控制部29等。

[0034] 车辆行为推定部22构成推定车辆1的行为的车辆行为推定机构。该车辆行为推定部22根据来自传感器8~12的检测信号,对推定轮胎力F<sub>i</sub>所需的车辆行为进行推定。具体地说,车辆行为推定部22推定并输出车辆侧滑角、路面摩擦系数μ、各轮的轮胎侧滑角、滑移率等作为车辆行为。

[0035] 接地负荷计算部23基于车辆1的前后加速度和横向加速度A<sub>y</sub>等,算出各轮的接地负荷F<sub>z<sub>i</sub></sub>。具体地说,接地负荷计算部23除了基于车辆1的前后加速度和横向加速度A<sub>y</sub>外,例如还基于静止时的各轮的接地负荷、重力加速度、车辆重心高、轴距(ホイールベース)、轮距(トレッド)等,算出各轮的接地负荷F<sub>z<sub>i</sub></sub>。

[0036] 另外,在计算各轮的接地负荷F<sub>z<sub>i</sub></sub>时,也可以使用由车辆行为推定部22推定的车体侧滑角、路面摩擦系数μ、各轮的轮胎侧滑角、滑移率等。

[0037] 在线轮胎模型24基于算出的各轮的轮胎侧滑角、滑移率、接地负荷F<sub>z<sub>i</sub></sub>、路面摩擦系数μ等,算出轮胎力F<sub>i</sub>作为轮胎4所产生的力。如图3所示,轮胎力F<sub>i</sub>由轮胎4沿前后方向的轮胎前后力F<sub>x<sub>i</sub></sub>与轮胎4沿横向(宽度方向)的轮胎横向力F<sub>y<sub>i</sub></sub>的合力来表示。因此,在线轮胎模型24输出各轮的轮胎前后力F<sub>x<sub>i</sub></sub>与轮胎横向力F<sub>y<sub>i</sub></sub>。此时,轮胎力F<sub>i</sub>不会超过最大摩擦力(μF<sub>z<sub>i</sub></sub>)。因此,轮胎力F<sub>i</sub>控制在以最大摩擦力(μF<sub>z<sub>i</sub></sub>)为半径的摩擦圆FC<sub>i</sub>的范围内。

[0038] 轮胎负荷计算部25构成分别算出各轮胎4的轮胎负荷率η<sub>i</sub>的轮胎负荷计算机构。该轮胎负荷计算部25将各轮的轮胎前后力F<sub>x<sub>i</sub></sub>、轮胎横向力F<sub>y<sub>i</sub></sub>、接地负荷F<sub>z<sub>i</sub></sub>、轮胎4与地面间的路面摩擦系数μ代入以下数学式1,算出各轮的轮胎负荷率η<sub>i</sub>。此时,轮胎负荷率η<sub>i</sub>表示轮胎力F<sub>i</sub>相对于最大摩擦力(μF<sub>z<sub>i</sub></sub>)的比例。

[0039] [数学式1]

$$[0040] \quad \eta_i = \frac{\sqrt{F_{x_i}^2 + F_{y_i}^2}}{\mu F_{z_i}}$$

[0041] 目标轮胎负荷率计算部26与目标轮胎接地负荷计算部27、接地负荷控制部28以及悬架控制部29一起构成接地负荷控制机构。目标轮胎负荷率计算部26基于以下数学式2,算出对各轮的轮胎负荷率η<sub>i</sub>进行平均后的轮胎负荷率平均值η<sub>ave</sub>。

[0042] [数学式2]

$$[0043] \quad \eta_{ave} = \frac{\sum_i \eta_i}{4} = \frac{\eta_{fl} + \eta_{fr} + \eta_{rl} + \eta_{rr}}{4}$$

[0044] 目标轮胎接地负荷计算部27将算出的轮胎负荷率平均值η<sub>ave</sub>作为目标轮胎负荷

率,基于以下的数学式3算出各轮的目标轮胎接地负荷 $F_{zref_i}$ 。

[0045] [数学式3]

$$[0046] \quad F_{zref_i} = \frac{\sqrt{F_{x_i}^2 + F_{y_i}^2}}{\mu \eta_{ave}}$$

[0047] 接地负荷控制部28算出各轮的电磁减振器7<sub>i</sub>的目标推力,以使得成为目标轮胎接地负荷 $F_{zref_i}$ 。悬架控制部29算出与各轮的目标推力对应的指令值,向电磁减振器7<sub>i</sub>的促动器输出与该指令值对应的电流等指令信号 $So_i$ 。

[0048] 另外,虽然接地负荷 $F_{z_i}$ 由接地负荷计算部23算出,但是例如也可以由各种传感器等形成的接地负荷检测部来检测。在该情况下,接地负荷检测部可以由安装在车轮的轮体、或这些车轮的悬架的位移传感器或形变传感器构成。

[0049] 另外,虽然利用在线轮胎模型24算出轮胎前后力 $F_{x_i}$ 、轮胎横向力 $F_{y_i}$ ,但是例如也可以通过轮胎力传感器或公知的机构检测,不需要特别限定计算方法。而且,在线轮胎模型24例如也可以根据轮胎压力校正轮胎特性。

[0050] 第一实施方式的车辆行为控制装置具有如上所述的结构,接着,针对基于控制器21的车辆行为控制的动作,与安装了不受外部控制的液压减振器来代替电磁减振器7<sub>i</sub>的第一比较例进行对比来说明。

[0051] 图4(a)表示第一比较例的车辆101进入弯道时的状态(进入转弯时),图4(b)表示第一比较例的车辆101离开弯道时的状态(结束转弯(旋回脱出)时)。如图4(a)、(b)所示,在车辆101转弯时,由于惯性力的影响,从转弯内侧向转弯外侧发生负荷转移,转弯外轮的负荷增加,转弯内轮的负荷减少。例如,如果在左转弯时,右侧车轮3<sub>fr</sub>、3<sub>rr</sub>的接地负荷 $F_{zfr}$ 、 $F_{zrr}$ 增加,左侧车轮3<sub>fl</sub>、3<sub>rl</sub>的接地负荷 $F_{zfl}$ 、 $F_{zrl}$ 减少。因此,接地负荷 $F_{zfl}$ 、 $F_{zrl}$ 减少的左侧车轮3<sub>fl</sub>、3<sub>rl</sub>处于其轮胎负荷率 $\eta_{fl}$ 、 $\eta_{rl}$ 高的状态。轮胎负荷率 $\eta_{fl}$ 、 $\eta_{rl}$ 高的车轮3<sub>fl</sub>、3<sub>rl</sub>具有轮胎力 $F_i$ 超过最大摩擦力( $\mu F_{z_i}$ )的倾向,存在产生滑移而不能有效利用轮胎力 $F_i$ 、使操控稳定性下降的可能性。

[0052] 在分析上述操控稳定性下降时,可知是轮胎力 $F_i$ 因摩擦圆 $FC_i$ 而达到饱和的情况。在该情况下,并不是四个轮全部的轮胎力 $F_i$ 都饱和,而大多是由于转弯、加减速所产生的负荷转移而使接地负荷 $F_{z_i}$ 增加一侧的轮胎的轮胎负荷率 $\eta_i$ 低的情况。

[0053] 本发明是根据上述想法而提出的,通过有效地使用四个轮的轮胎力 $F_i$ ,提高操控稳定性。具体地说,着重于轮胎负荷率 $\eta_i$ 来控制负荷(接地负荷 $F_{z_i}$ ),以使得各轮的轮胎负荷率 $\eta_i$ 均匀。即,控制悬架装置5<sub>i</sub>,以使得轮胎负荷率 $\eta_i$ 低的车轮减少负荷,使轮胎负荷率 $\eta_i$ 高的车轮增加负荷。

[0054] 图5(a)表示第一实施方式的车辆1进入弯道时的状态(进入转弯时),图5(b)表示第一实施方式的车辆1离开弯道时的状态(结束转弯时)。

[0055] 此时,控制器21在通过车辆行为推定部22推定车辆1为转弯状态时,通过轮胎负荷计算部25算出各轮的轮胎负荷率 $\eta_i$ ,控制电磁减振器7<sub>i</sub>的推力,以使得通过目标轮胎接地负荷计算部27及接地负荷控制部28使各轮的轮胎负荷率 $\eta_i$ 为彼此相等的值(轮胎负荷率平均值 $\eta_{ave}$ )。其结果是,如图5(a)所示,进入转弯时,控制器21使轮胎负荷率 $\eta_{rr}$ 低的右后轮3<sub>rr</sub>的接地负荷 $F_{zrr}$ 减少,使轮胎负荷率 $\eta_{fl}$ 高的左前轮3<sub>fl</sub>的接地负荷 $F_{zfl}$ 增加。另外,如图5(b)所

示,结束转弯时,使轮胎负荷 $\eta_{fr}$ 低的右前轮 $3_{fr}$ 的接地负荷 $F_{zfr}$ 减少,使轮胎负荷率 $\eta_{rl}$ 高的左后轮 $3_{rl}$ 的接地负荷 $F_{zrl}$ 增加。

[0056] 由此,能够最大限度地利用四个轮全部的轮胎力 $F_i$ ,从而能够提高车辆1的运动性能及操控稳定性。另外,控制器21能够通过轮胎负荷率 $\eta_i$ 来控制电磁减振器 $7_i$ ,而不用直接处理例如转向不足及转向过度。因此,不需要分情况控制例如产生转向不足及转向过度的条件,能够以简单的逻辑来控制电磁减振器 $7_i$ 。

[0057] 另外,控制器21进行控制,以使得进入转弯时和结束转弯时不同的车轮 $3_i$ 的负荷转移。由此,例如即使在开始转动方向盘的进入转弯时与恢复方向盘的结束转弯时轮胎负荷率 $\eta_i$ 高的车轮 $3_i$ 不同时,也使施加于轮胎负荷率 $\eta_i$ 高的车轮 $3_i$ 上的负荷增加,从而能够使其轮胎负荷率 $\eta_i$ 降低。因此,无论在进入转弯时还是结束转弯时,都有效地利用所有的车轮 $3_i$ 的轮胎力 $F_i$ ,从而能够提高车辆1的运动性能及操控稳定性。

[0058] 接着,图6及图7表示本发明的第二实施方式,第二实施方式的特征在于,通过侧倾刚性分配控制进行接地负荷控制。需要说明的是,在第二实施方式中,对与所述第一实施方式相同的结构要素使用相同的附图标记,并省略其说明。

[0059] 第二实施方式的车辆31具有车体2、车轮 $3_i$ 、悬架装置 $5_i$ 、传感器8~12、控制器32等。

[0060] 第二实施方式的控制器32的输入侧与偏航率传感器8、前后加速度传感器9、横向加速度传感器10、转向角传感器11及车速传感器12等连接,输出侧与电磁减振器 $7_i$ 的促动器(未图示)等连接。

[0061] 控制器32与第一实施方式的控制器21相同地,具有:车辆行为推定部22、接地负荷计算部23、在线轮胎模型24、轮胎负荷计算部25、目标轮胎负荷率计算部26、目标轮胎接地负荷计算部27、以及悬架控制部34。但是,从具有根据各轮的接地负荷 $F_{zi}$ 与目标轮胎接地负荷 $F_{zref_i}$ 来进行侧倾刚性分配的控制的侧倾刚性分配控制部33(侧倾刚性分配控制机构)这一点、以及设有悬架控制部34来代替悬架控制部29这一点来看,与第一实施方式不同。此时,侧倾刚性分配控制部33与目标轮胎负荷率计算部26、目标轮胎接地负荷计算部27以及悬架控制部34一起构成接地负荷控制机构。侧倾刚性分配控制部33通过控制前轮 $3_{fr}$ 、 $3_{fl}$ 与后轮 $3_{rr}$ 、 $3_{rl}$ 的侧倾刚性分配,调整前轮 $3_{fr}$ 、 $3_{fl}$ 与后轮 $3_{rr}$ 、 $3_{rl}$ 上的负荷转移量,降低轮胎负荷率 $\eta_i$ 高的轮胎4的轮胎负荷率 $\eta_i$ 。

[0062] 在此,作为侧倾刚性分配控制部33的具体动作内容,对考虑了目标轮胎接地负荷 $F_{zref_i}$ 的侧倾刚性分配控制进行详细的说明。首先,与第一实施方式相同,通过目标轮胎接地负荷计算部27算出各轮的目标轮胎接地负荷 $F_{zref_i}$ 。接着,如以下数学式4所示,从算出的目标轮胎接地负荷 $F_{zref_i}$ 减去接地负荷 $F_{zi}$ ,算出轮胎接地负荷偏差 $\Delta F_{zi}$ 。

[0063] [数学式4]

$$[0064] \quad \Delta F_{zi} = F_{zref_i} - F_{zi}$$

[0065] 在此,轮胎接地负荷偏差 $\Delta F_{zi}$ 为正的情况( $\Delta F_{zi} > 0$ )表示接地负荷 $F_{zi}$ 不足的状态、即要求增加接地负荷 $F_{zi}$ 。另一方面,轮胎接地负荷偏差 $\Delta F_{zi}$ 为负的情况( $\Delta F_{zi} < 0$ )表示接地负荷 $F_{zi}$ 为过剩状态、即要求减少接地负荷 $F_{zi}$ 。

[0066] 接着,如数学式5所示,分别选择轮胎接地负荷偏差 $\Delta F_{zi}$ 在前后轮的最小值,算出其差值 $\Delta F_{zminFr-Rr}$ 。在车辆31的转弯状态下,具有前轮 $3_{fr}$ 、 $3_{fl}$ 的轮胎接地负荷偏差 $\Delta F_{zfr}$ 、

$\Delta F_{zf1}$ 中的任一方(转弯外轮)为正值、另一方(转弯内轮)为负值的倾向。同样地,在车辆31的转弯状态下,具有后轮 $3_{rr}$ 、 $3_{rl}$ 的轮胎接地负荷偏差 $\Delta F_{zrr}$ 、 $\Delta F_{zrl}$ 中的任一方(转弯外轮)为正值、另一方(转弯内轮)为负值的倾向。因此,在车辆31的转弯状态下,数学式5的右边第一项与右边第二项选择负值的转弯外轮侧的轮胎接地负荷偏差 $\Delta F_{zi}$ 。

[0067] [数学式5]

$$[0068] \quad \Delta F_{zminFr-Rr} = \min(\Delta F_{zfr}, \Delta F_{zf1}) - \min(\Delta F_{zrr}, \Delta F_{zrl})$$

[0069] 在此,差值 $\Delta F_{zminFr-Rr}$ 为正的情况( $\Delta F_{zminFr-Rr} > 0$ )表示后轮 $3_{rr}$ 、 $3_{rl}$ 减少接地负荷 $F_{zi}$ 的要求高于前轮 $3_{fr}$ 、 $3_{fl}$ 。另一方面,差值 $\Delta F_{zminFr-Rr}$ 为负的情况( $\Delta F_{zminFr-Rr} < 0$ )表示前轮 $3_{fr}$ 、 $3_{fl}$ 减少接地负荷 $F_{zi}$ 的要求高于后轮 $3_{rr}$ 、 $3_{rl}$ 。

[0070] 因此,例如,如图9(b)所示,在前轮 $3_{fr}$ 、 $3_{fl}$ 的减少接地负荷的要求高的情况下,使后轮 $3_{rr}$ 、 $3_{rl}$ 的侧倾刚性分配降低。由此,减少后轮 $3_{rr}$ 、 $3_{rl}$ 的轮胎负荷率 $\eta_i$ 低的车轮的负荷(接地负荷 $F_{zi}$ ),并且增加轮胎负荷率 $\eta_i$ 高的车轮的负荷(接地负荷 $F_{zi}$ ),使这些轮胎负荷率 $\eta_{rr}$ 、 $\eta_{rl}$ 提高。反之,例如,如图9(a)所示,在后轮 $3_{rr}$ 、 $3_{rl}$ 的减少接地负荷的要求高的情况下,使前轮 $3_{fr}$ 、 $3_{fl}$ 的侧倾刚性分配降低。由此,减少前轮 $3_{fr}$ 、 $3_{fl}$ 的轮胎负荷率 $\eta_i$ 低的车轮的负荷(接地负荷 $F_{zi}$ ),并且增加轮胎负荷率 $\eta_i$ 高的车轮的负荷(接地负荷 $F_{zi}$ ),使这些轮胎负荷率 $\eta_{fr}$ 、 $\eta_{fl}$ 提高。即,前轮侧倾刚性分配指令 $R_{R11StfFr}$ 如以下数学式所示。

[0071] [数学式6]

$$[0072] \quad R_{R11StfFr} = -k_{R11StfFr} \cdot \Delta F_{zminFr-Rr} + R_{R11StfFrIni}$$

[0073] 在此, $k_{R11StfFr}$ 是前轮侧倾刚性分配增益 $[1/N]$ (正值), $R_{R11StfFrIni}$ 是前轮侧倾刚性分配初始值。

[0074] 悬架控制部34相对于抑制因横向加速度 $A_y$ 产生的侧倾的防侧倾控制部,利用算出的前轮侧倾刚性分配指令 $R_{R11StfFr}$ ,基于以下数学式调整各轮的控制量。

[0075] [数学式7]

$$[0076] \quad M_{antR11} = k_{antR11} \cdot A_y$$

$$[0077] \quad M_{antR11Fr} = R_{R11StfFr} \cdot M_{antR11}$$

$$[0078] \quad M_{antR11Rr} = (1 - R_{R11StfFr}) \cdot M_{antR11}$$

[0079] 在此, $M_{antR11}$ 是目标侧倾力矩, $k_{antR11}$ 是目标侧倾力矩增益, $M_{antR11Fr}$ 是前轮目标侧倾力矩, $M_{antR11Rr}$ 是后轮目标侧倾力矩。

[0080] 接着,基于算出的前轮 $3_{fr}$ 、 $3_{fl}$ 与后轮 $3_{rr}$ 、 $3_{rl}$ 的目标侧倾力矩 $M_{antR11Fr}$ 、 $M_{antR11Rr}$ ,决定各轮的目标推力FR、FL、RR、RL,控制各轮的电磁减振器 $7_i$ 。

[0081] 具体地说,悬架控制部34构成为具有程序块(ブロック)34A~34F。如图7所示,在程序块34A中,将前轮目标侧倾力矩 $M_{antR11Fr}$ 一分为二地等分给左、右的前轮 $3_{fl}$ 、 $3_{fr}$ 。在下一个程序块34B中,被等分的侧倾力矩( $M_{antR11Fr}/2$ )除以轮距的一半( $1wf/2$ ),求出右前轮 $3_{fr}$ 侧的目标推力FR。同样地,在程序块34C中,被等分的侧倾力矩( $M_{antR11Fr}/2$ )除以轮距的一半( $1wf/2$ ),求出左前轮 $3_{fl}$ 侧的目标推力FL。

[0082] 另一方面,在程序块34D中,将后轮目标侧倾力矩 $M_{antR11Rr}$ 一分为二地等分给左、右的后轮 $3_{rl}$ 、 $3_{rr}$ 。在下一个程序块34E中,被等分的侧倾力矩( $M_{antR11Rr}/2$ )除以轮距的一半( $1wf/2$ ),求出右后轮 $3_{rr}$ 侧的目标推力RR。同样地,在程序块34F中,被等分的侧倾力矩( $M_{antR11Rr}/2$ )除以轮距的一半( $1wf/2$ ),求出左后轮 $3_{rl}$ 侧的目标推力RL。

[0083] 最后,悬架控制部34算出与各轮的目标推力 $F_R$ 、 $F_L$ 、 $R_R$ 、 $R_L$ 对应的指令值,将与该指令值对应的电流等指令信号 $So_i$ 向电磁减振器7<sub>i</sub>的促动器输出。

[0084] 第二实施方式的车辆行为控制装置具有如上所述的结构,接着,针对基于控制器32的车辆行为控制的动作,与进行例如在日本专利4285343号公报所公开的侧倾刚性分配控制的第二比较例进行对比并说明。

[0085] 在第二比较例的结构中,分配侧倾刚性,以减少前后轮的横向力产生的富余程度的差值而使它们相同。因此,在第二比较例中,在前轮的负荷高于后轮、后轮的横向力产生存在富余的情况下,使前轮的侧倾刚性分配增加,使后轮的侧倾刚性分配减少。反之,在后轮的负荷高于前轮、前轮的横向力产生存在富余的情况下,使后轮的侧倾刚性分配增加,使前轮的侧倾刚性分配减少。由此,控制侧倾刚性分配,以使产生横向力的车轮的负荷增加,增大摩擦圆。

[0086] 图8(a)表示第二比较例的车辆111进入弯道时的状态(进入转弯时),图8(b)表示第二比较例的车辆111离开弯道时的状态(结束转弯时)。如图8(a)、图8(b)所示,在车辆111转弯时,由于惯性力的影响,从转弯内侧向转弯外侧发生负荷转移,转弯外轮的负荷增加,转弯内轮的负荷减少。

[0087] 如图8(a)所示,在第二比较例中,在进入转弯时使产生最大横向力的右前轮的负荷增加。此时,因为使轮胎负荷率高的左前轮的负荷减少,所以左前轮的轮胎力 $F_{f1}$ 有时因摩擦圆 $FC_{f1}$ 而达到饱和。

[0088] 如图8(b)所示,在第二比较例中,在结束转弯时使产生最大横向力的右后轮的负荷增加。此时,因为使轮胎负荷率高的左后轮的负荷减少,所以左后轮的轮胎力 $F_{r1}$ 有时因摩擦圆 $FC_{r1}$ 而达到饱和。这样,在第二比较例中,因为使负荷从轮胎负荷率高的轮胎移动,所以轮胎力 $F_i$ 因摩擦圆 $FC_i$ 而达到饱和,有时不能有效地利用轮胎力 $F_i$ 。

[0089] 图9(a)表示第二实施方式的车辆31进入弯道时的状态(进入转弯时),图9(b)表示第二实施方式的车辆31离开弯道时的状态(结束转弯时)。

[0090] 此时,控制器32在通过车辆行为推定部22推定车辆31为转弯状态时,通过轮胎负荷计算部25算出各轮的轮胎负荷率 $\eta_i$ ,控制电磁减振器7<sub>i</sub>的推力,以使得通过侧倾刚性分配控制部33使轮胎负荷率 $\eta_i$ 高的轮胎4的负荷(接地负荷 $F_{Zi}$ )增加。具体地说,如图9(a)所示,在前轮3<sub>fr</sub>、3<sub>fl</sub>的负荷高于后轮3<sub>rr</sub>、3<sub>rl</sub>的进入转弯时,使轮胎负荷率 $\eta_i$ 低的后轮3<sub>rr</sub>、3<sub>rl</sub>的侧倾刚性增加,使轮胎负荷率 $\eta_i$ 高的前轮3<sub>fr</sub>、3<sub>fl</sub>的侧倾刚性减少。此时,轮胎负荷率 $\eta_{f1}$ 最高的左前轮3<sub>fl</sub>的接地负荷 $F_{Zf1}$ 增加。同样地,如图9(b)所示,在后轮3<sub>rr</sub>、3<sub>rl</sub>的负荷高于前轮3<sub>fr</sub>、3<sub>fl</sub>的结束转弯时,使轮胎负荷率 $\eta_{rr}$ 低的前轮3<sub>fr</sub>、3<sub>fl</sub>的侧倾刚性增加,使轮胎负荷率 $\eta_{rr}$ 高的后轮3<sub>rr</sub>、3<sub>rl</sub>的侧倾刚性减少。此时,轮胎负荷率 $\eta_{r1}$ 最高的左后轮3<sub>rl</sub>的接地负荷 $F_{Zr1}$ 增加。

[0091] 由此,使轮胎负荷率 $\eta_i$ 最高的车轮3<sub>i</sub>的负荷增加,从而能够抑制轮胎力 $F_i$ 的饱和。其结果是,因为能够最大限度地利用四个轮所有的轮胎力 $F_i$ ,所以能够提高车辆31的运动性能及操控稳定性。

[0092] 这样,在上述结构的第二实施方式中,利用侧倾刚性分配控制进行接地负荷控制,从而能够得到与第一实施方式基本相同的作用效果。另外,在第二实施方式中,控制器32具有控制前轮3<sub>fr</sub>、3<sub>fl</sub>与后轮3<sub>rr</sub>、3<sub>rl</sub>的侧倾刚性分配的侧倾刚性分配控制部33,以使得施加于轮胎负荷率 $\eta_i$ 最高的车轮3<sub>i</sub>的接地负荷 $F_{Zi}$ 上升。

[0093] 具体地说,侧倾刚性分配控制部33在后轮 $3_{rr}$ 、 $3_{rl}$ 减少负荷的要求高于前轮 $3_{fr}$ 、 $3_{fl}$ 时,使前轮 $3_{fr}$ 、 $3_{fl}$ 的侧倾刚性分配降低。由此,能够使前轮 $3_{fr}$ 、 $3_{fl}$ 中附加有高负荷的车轮减少负荷,使施加低负荷的车轮增加负荷。

[0094] 而且,侧倾刚性分配控制部33在前轮 $3_{fr}$ 、 $3_{fl}$ 的减少负荷的要求高于后轮 $3_{rr}$ 、 $3_{rl}$ 时,使后轮 $3_{rr}$ 、 $3_{rl}$ 的侧倾刚性分配降低。由此,能够使后轮 $3_{rr}$ 、 $3_{rl}$ 中附加高负荷的车轮减少负荷,使附加低负荷的车轮增加负荷。

[0095] 其结果是,通过控制前轮 $3_{fr}$ 、 $3_{fl}$ 与后轮 $3_{rr}$ 、 $3_{rl}$ 的侧倾刚性分配,能够使施加于轮胎负荷率 $\eta_i$ 最高的车轮 $3_i$ 上的接地负荷 $F_{zi}$ 上升,并且能够提高车辆31的运动性能及操控稳定性。

[0096] 接着,图10表示本发明的第三实施方式,第三实施方式的特征在于,基于各轮的轮胎负荷率进行侧倾刚性分配控制。另外,在第三实施方式中,对与所述第一实施方式相同的结构要素使用相同的附图标记,并省略其说明。

[0097] 第三实施方式的车辆41具有:车体2、车轮 $3_i$ 、悬架装置 $5_i$ 、传感器8~12、以及控制器42等。

[0098] 第三实施方式的控制器42的输入侧与偏航率传感器8、前后加速度传感器9、横向加速度传感器10、转向角传感器11及车速传感器12等连接,输出侧与电磁减振器 $7_i$ 的促动器(未图示)等连接。

[0099] 控制器42与第一实施方式的控制器21相同地,具有:车辆行为推定部22、接地负荷计算部23、在线轮胎模型24、轮胎负荷计算部25、以及悬架控制部44。但是,从具有基于各轮的轮胎负荷率 $\eta_i$ 进行侧倾刚性分配的控制的侧倾刚性分配控制部43(侧倾刚性分配控制机构)这一点、以及设有悬架控制部34来代替悬架控制部29这一点来看,与第一实施方式不同。此时,侧倾刚性分配控制部43与悬架控制部44一起构成接地负荷控制机构。

[0100] 控制器42在通过车辆行为推定部22推定车辆41为转弯状态时,通过轮胎负荷计算部25算出各轮的轮胎负荷率 $\eta_i$ ,控制电磁减振器 $7_i$ 的推力,以使得通过侧倾刚性分配控制部43使轮胎负荷率 $\eta_i$ 高的轮胎4的负荷(接地负荷 $F_{zi}$ )增加。侧倾刚性分配控制部43通过控制前轮 $3_{fr}$ 、 $3_{fl}$ 与后轮 $3_{rr}$ 、 $3_{rl}$ 的侧倾刚性分配,调整前轮 $3_{fr}$ 、 $3_{fl}$ 与后轮 $3_{rr}$ 、 $3_{rl}$ 上的负荷转移量,降低轮胎负荷率 $\eta_i$ 高的轮胎4的轮胎负荷率 $\eta_i$ 。

[0101] 在此,作为侧倾刚性分配控制部43的具体的动作内容,对考虑了轮胎负荷率 $\eta_i$ 的侧倾刚性分配控制进行详细的说明。首先,与第一实施方式相同,通过轮胎负荷计算部25算出各轮的轮胎负荷率 $\eta_i$ 。

[0102] 接着,如数学式8所示,分别选择轮胎负荷率 $\eta_i$ 在前轮 $3_{fr}$ 、 $3_{fl}$ 与后轮 $3_{rr}$ 、 $3_{rl}$ 的最小值,算出其差值 $\eta_{\min Fr-Rr}$ 。

[0103] [数学式8]

$$[0104] \quad \eta_{\min Fr-Rr} = \min(\eta_{fr}, \eta_{fl}) - \min(\eta_{rr}, \eta_{rl})$$

[0105] 在此,差值 $\eta_{\min Fr-Rr}$ 为正的情况( $\eta_{\min Fr-Rr} > 0$ )表示后轮 $3_{rr}$ 、 $3_{rl}$ 的轮胎负荷率 $\eta_i$ 低于前轮 $3_{fr}$ 、 $3_{fl}$ 。另一方面,差值 $\eta_{\min Fr-Rr}$ 为负的情况( $\eta_{\min Fr-Rr} < 0$ )表示前轮 $3_{fr}$ 、 $3_{fl}$ 的轮胎负荷率 $\eta_i$ 高于后轮 $3_{rr}$ 、 $3_{rl}$ 。

[0106] 因此,例如,如图9(b)所示,在前轮 $3_{fr}$ 、 $3_{fl}$ 的轮胎负荷率 $\eta_i$ 低的情况下,使后轮 $3_{rr}$ 、 $3_{rl}$ 的侧倾刚性分配降低。由此,减少后轮 $3_{rr}$ 、 $3_{rl}$ 的轮胎负荷率 $\eta_i$ 低的车轮的负荷(接地负荷

$F_{zi}$ ), 并且增加轮胎负荷率 $\eta_i$ 高的车轮的负荷(接地负荷 $F_{zi}$ ), 提高这些轮胎负荷率 $\eta_{rr}$ 、 $\eta_{rl}$ 。反之, 例如, 如图9(a)所示, 在后轮 $3_{rr}$ 、 $3_{rl}$ 的轮胎负荷率 $\eta_i$ 低的情况下, 使前轮 $3_{fr}$ 、 $3_{fl}$ 的侧倾刚性分配降低。由此, 使前轮 $3_{fr}$ 、 $3_{fl}$ 的轮胎负荷率 $\eta_i$ 低的车轮的负荷(接地负荷 $F_{zi}$ )减少, 并且使轮胎负荷率 $\eta_i$ 高的车轮的负荷(接地负荷 $F_{zi}$ )增加, 提高这些轮胎负荷率 $\eta_{fr}$ 、 $\eta_{fl}$ 。即, 前轮侧倾刚性分配指令 $R_{rl1StfFr}$ 是如以下数学式所示。

[0107] [数学式9]

[0108]  $R_{rl1StfFr} = -k_{rl1StfFr} \cdot \eta_{minFr-Rr} + R_{rl1StfFrIni}$

[0109] 在此,  $k_{rl1StfFr}$ 是前轮侧倾刚性分配增益 $[1/N]$ (正值),  $R_{rl1StfFrIni}$ 是前轮侧倾刚性分配初始值。

[0110] 悬架控制部44与第二实施方式的悬架控制部34基本相同地构成。因此, 悬架控制部44相对于抑制因横向加速度 $A_y$ 产生的侧倾的防侧倾控制部, 利用算出的前轮侧倾刚性分配指令 $R_{rl1StfFr}$ , 基于数学式7, 调整各轮的控制量。

[0111] 为了验证第三实施方式的效果, 实施了利用可分析上下、平移运动及偏航、侧倾、俯仰运动的整车模型的模拟。在车辆运动计算中使用CarSim(注册商标), 电磁减振器7i与控制器32使用Matlab/Simulink(注册商标)而被模型化。在车辆模型的参数中设定了假设后轮驱动的大型轿车的值。利用日本IS03888 Part2所规定的方法进行模拟条件, 进入车速为60km/h。此时的结果表示在图11至图13中。

[0112] 在图11至图13中, 实线对应于第三实施方式, 虚线对应于所述第二比较例(日本专利4285343号公报), 单点划线对应于等分(0.5)地固定前、后的侧倾刚性分配的第三比较例。

[0113] 图11表示转向角、横向加速度、偏航率及侧滑角的时间序列数据。根据图11的结果可知, 在第三实施方式中, 与第二、第三比较例相比, 转向角及侧滑角减小, 由于仅考虑轮胎负荷率 $\eta_i$ , 所以能够改善转向不足与转向过度。

[0114] 图12表示各轮的轮胎负荷率 $\eta_i$ 的时间序列数据。根据图12的结果可知, 指令值即前轮侧倾刚性分配比(前轮侧倾刚性分配指令 $R_{rl1StfFr}$ )表现了与第二比较例相反的倾向, 另外, 对应于轮胎负荷率 $\eta_i$ 而连续地变化。

[0115] 图13表示各轮的接地负荷 $F_{zi}$ 的时间序列数据。根据图13的结果可知, 对应于前轮侧倾刚性分配指令 $R_{rl1StfFr}$ , 使各轮的接地负荷 $F_{zi}$ 发生改变, 通过改变侧倾刚性分配, 能够控制接地负荷 $F_{zi}$ 。

[0116] 这样, 在上述结构的第三实施方式中, 也能够得到与第一、第二实施方式大致相同的作用效果。

[0117] 另外, 在第一至第三实施方式中, 以通过偏航率传感器8检测偏航率的情况为例进行了说明。但是, 本发明不限于此, 例如也可以利用安装在车体的多个前、后方向加速度传感器算出偏航率。

[0118] 另外, 在第一至第三实施方式中, 车辆行为推定部22、接地负荷计算部23、在线轮胎模型24及轮胎负荷计算部25构成推定各轮的横向力产生的富余程度的机构。

[0119] 另外, 在第一至第三实施方式中, 通过由电磁减振器7i形成的主动悬架装置, 构成控制施加于各轮的负荷。但是, 本发明不限于此, 例如可以使用主动稳定装置, 也可以使用可控制衰减力的半主动悬架装置。即, 只要是能够增减车轮的接地负荷的装置即可, 只要

是能够增减车轮的接地负荷的装置即可。另外,本发明不限于四轮机动车,也可以适用于具有多个车轮的各种车辆。

[0120] 接着,对本发明与其他控制的关系进行说明。虽然平时也可以进行基于本发明的轮胎负荷率的接地负荷的控制,但是也可以与其他控制进行组合。作为其他控制,包括已知的天棚控制等乘坐舒适性控制、现有技术文献中所述的提高转向时的侧倾感的控制等。与上述的各控制进行组合,从而例如判定因横向加速度等发生轮胎滑移的极限行驶状态,在该极限行驶状态时可以进行切换控制以进行本发明的控制,另外,与其他控制同时进行演算,可以以最大值控制悬架装置,或者也可以以规定的比例对各控制的值求和,以进行悬架控制。

[0121] 接着,对上述实施方式所包括的发明进行记载。即,根据本发明,构成为包括:推定前轮及后轮的横向力产生的富余程度的机构;推定所述车辆的行为的车辆行为推定机构;分别算出各所述轮胎的轮胎负荷率的轮胎负荷计算机构;接地负荷控制机构,其在通过所述车辆行为推定机构推定所述车辆为转弯状态时,控制施加在其他车轮上的负荷,以使得通过所述轮胎负荷计算机构算出的各轮胎负荷率的算出值中的、施加于轮胎负荷率高的车轮的负荷上升。

[0122] 由此,能够增加施加于轮胎负荷率高的车轮的负荷,从而降低其轮胎负荷率,所以能够最大限度地利用所有车轮的轮胎力,并且能够提高车辆的运动性能及操控稳定性。

[0123] 根据本发明,所述接地负荷控制机构进行控制,以使得进入转弯时与结束转弯时不同的车轮的负荷转移。由此,例如,即使在开始转动方向盘时的进入转弯时与恢复方向盘的结束转弯时轮胎负荷率高的车轮不同时,也能够使施加于轮胎负荷率高的车轮的负荷上升,从而降低其轮胎负荷率。因此,无论是进入转弯时还是结束转弯时,都能够有效地利用所有的水轮的轮胎力,从而能够提高车辆的运动性能及操控稳定性。

[0124] 根据本发明,所述接地负荷控制机构进行控制,以使得施加于轮胎负荷率最低的车轮的负荷减少,使施加于轮胎负荷率最高的车轮的负荷增加。由此,能够使施加于轮胎负荷率最低的车轮的负荷减少,从而使其轮胎负荷率上升,并且能够使施加于轮胎负荷率最高的车轮的负荷增加,从而能够使其轮胎负荷率降低。其结果是,能够有效地利用这些轮胎力,而不会使所有的车轮的轮胎力饱和。

[0125] 根据本发明,所述接地负荷控制机构具有侧倾刚性分配控制机构,该侧倾刚性分配控制机构对所述前轮及所述后轮的侧倾刚性分配进行分配,以使施加于轮胎负荷率最高的车轮的负荷增加。由此,通过控制前轮与后轮的侧倾刚性分配,能够使附加于轮胎负荷率最高的车轮的负荷增加,能够使轮胎负荷率降低而抑制轮胎力的饱和,能够提高车辆的运动性能及操控稳定性。

[0126] 根据本发明,所述侧倾刚性分配控制机构在所述后轮减少负荷的要求高于所述前轮时,使所述前轮的侧倾刚性分配降低。由此,能够使例如左、右前轮中的、施加于高负荷的车轮减少负荷,使施加低负荷的车轮增加负荷。其结果是,能够使施加于轮胎负荷率最高的车轮的负荷上升。

[0127] 根据本发明,所述侧倾刚性分配控制机构在所述前轮减少负荷的要求高于所述后轮时,使所述后轮的侧倾刚性分配降低。由此,能够使例如左、右后轮中的、施加高负荷的车轮减少负荷,使施加低负荷的车轮增加负荷。其结果是,能够使施加于轮胎负荷率最高的车

轮的负荷增加。

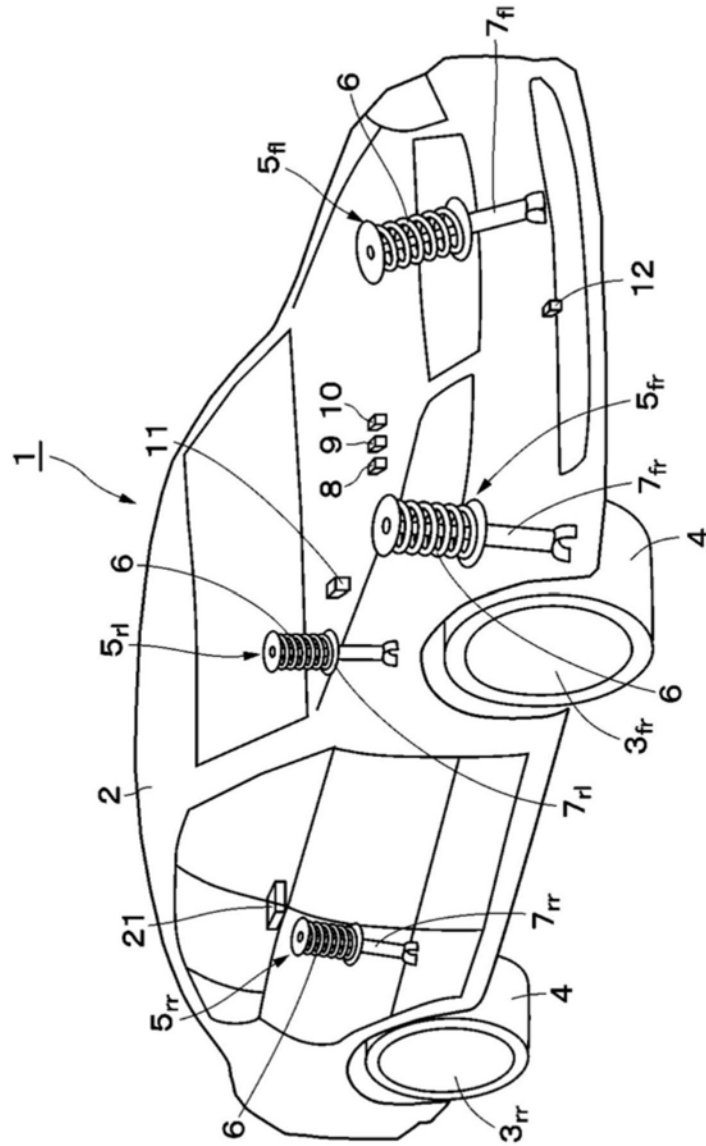


图1

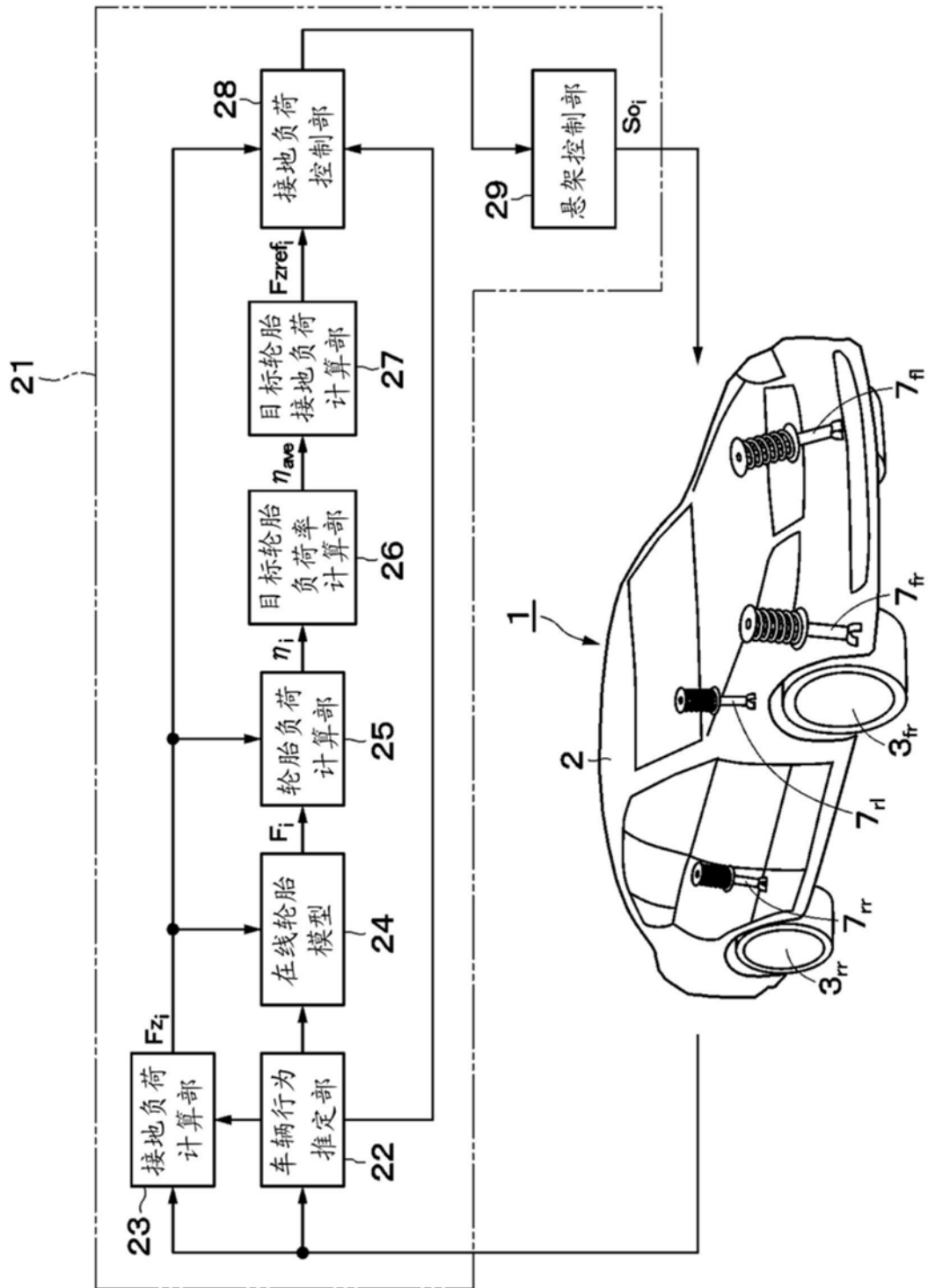


图2

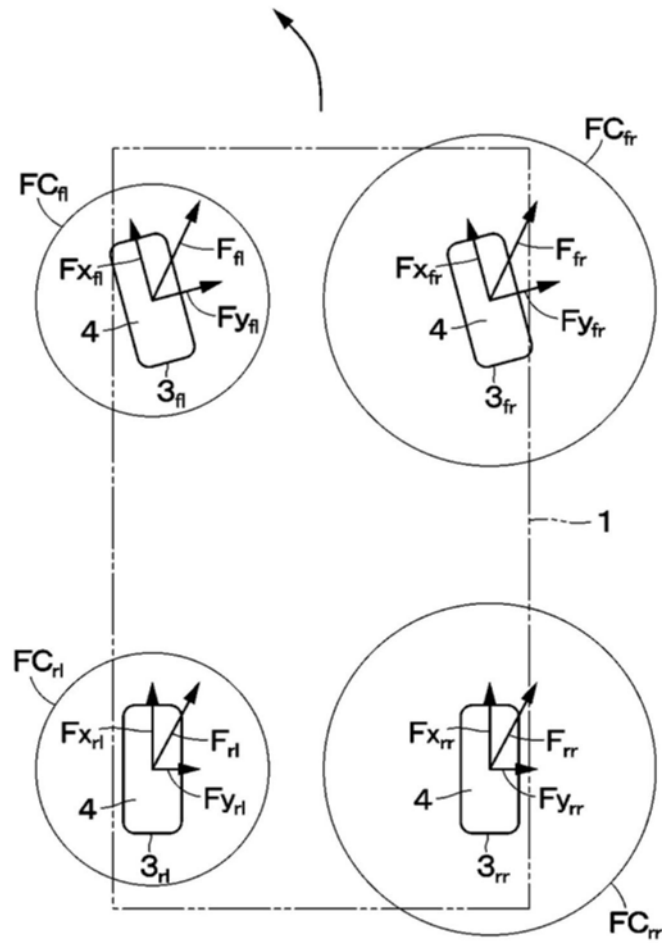
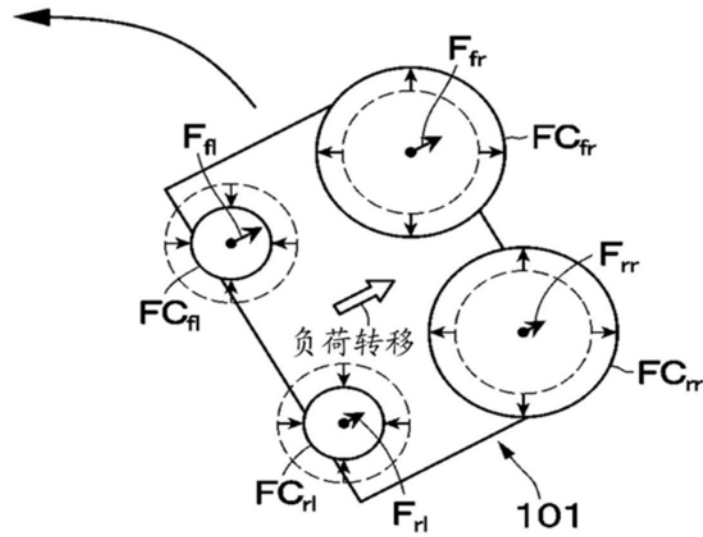
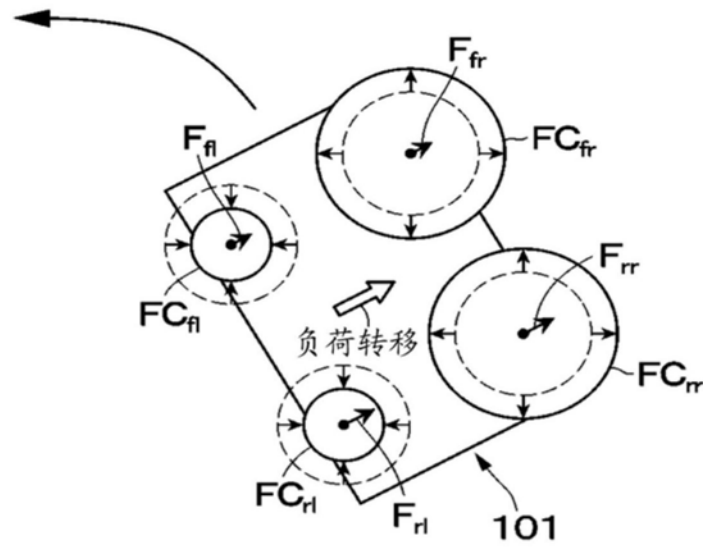


图3

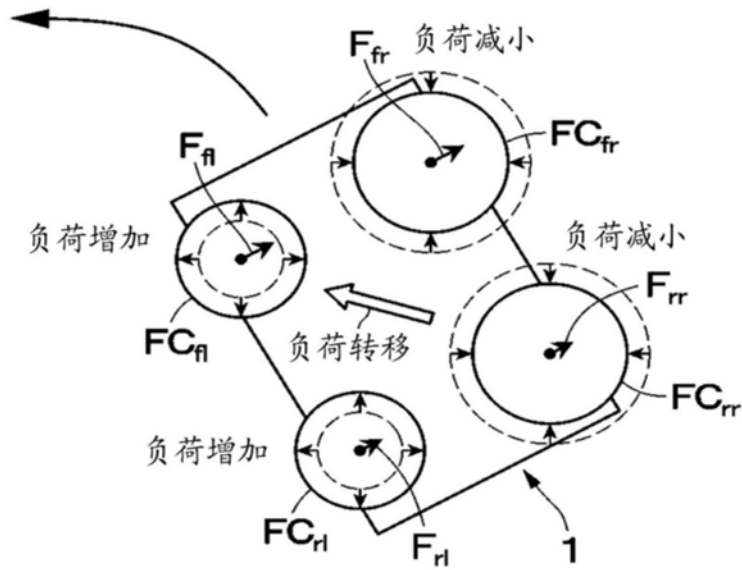


(a) 进入弯道 (前轮横向力 > 后轮横向力)

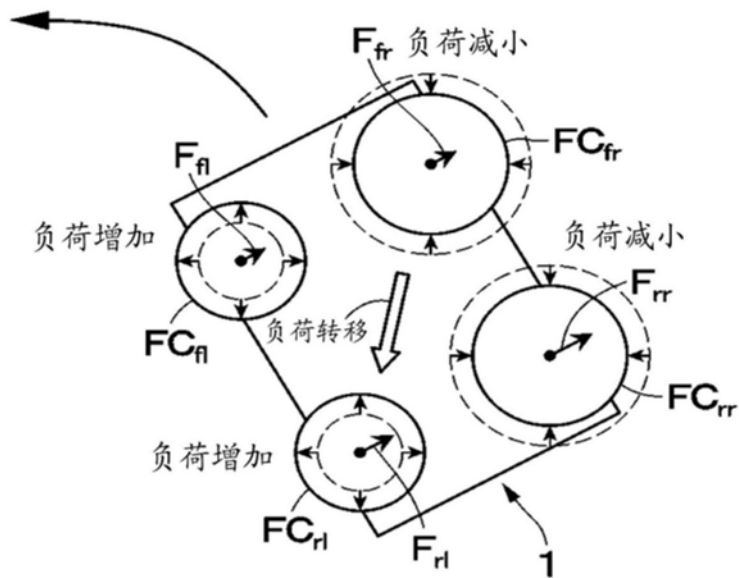


(b) 离开弯道 (前轮横向力 < 后轮横向力)

图4



(a) 进入弯道 (前轮横向力 > 后轮横向力)



(b) 离开弯道 (前轮横向力 < 后轮横向力)

图5

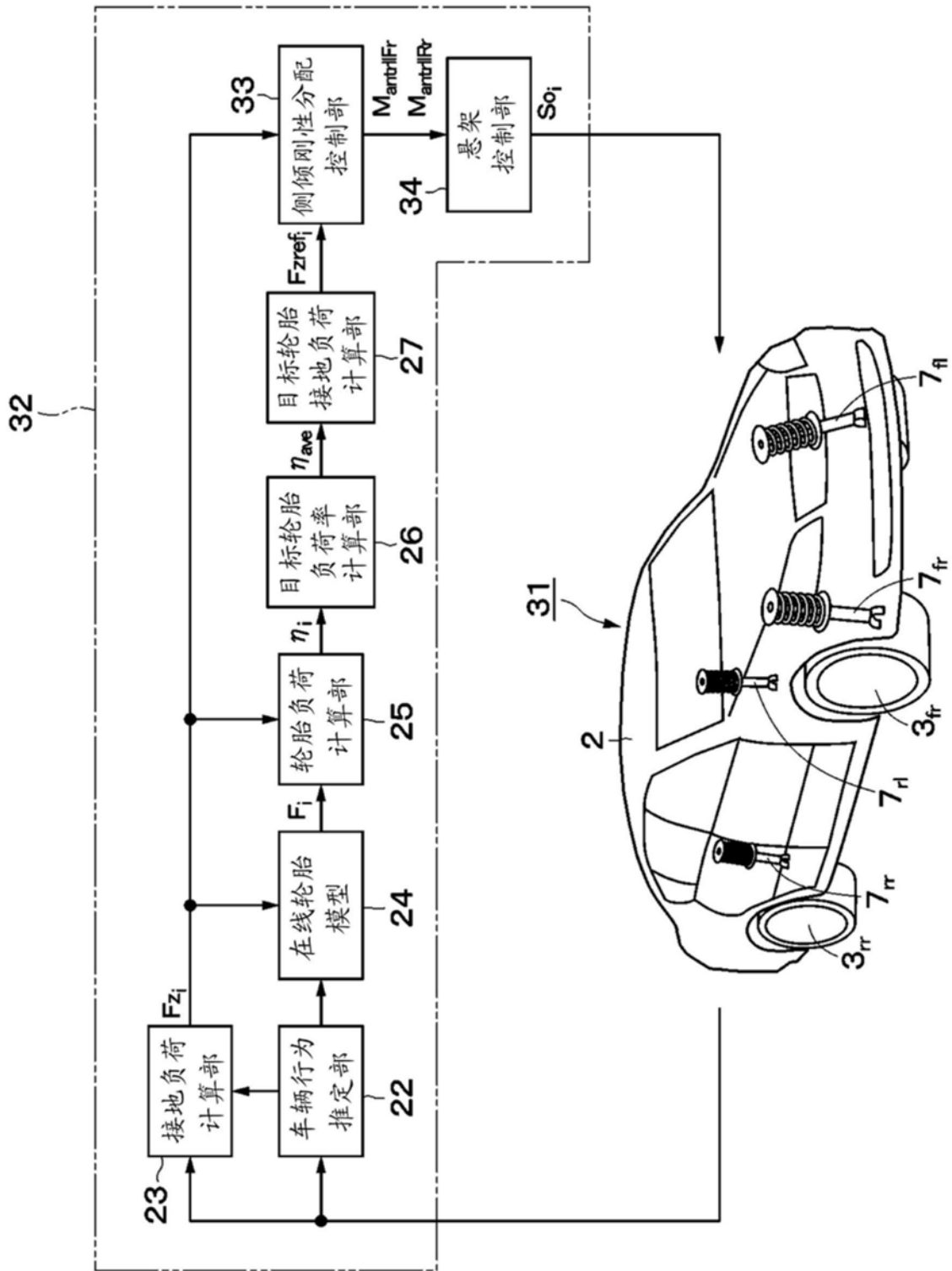


图6

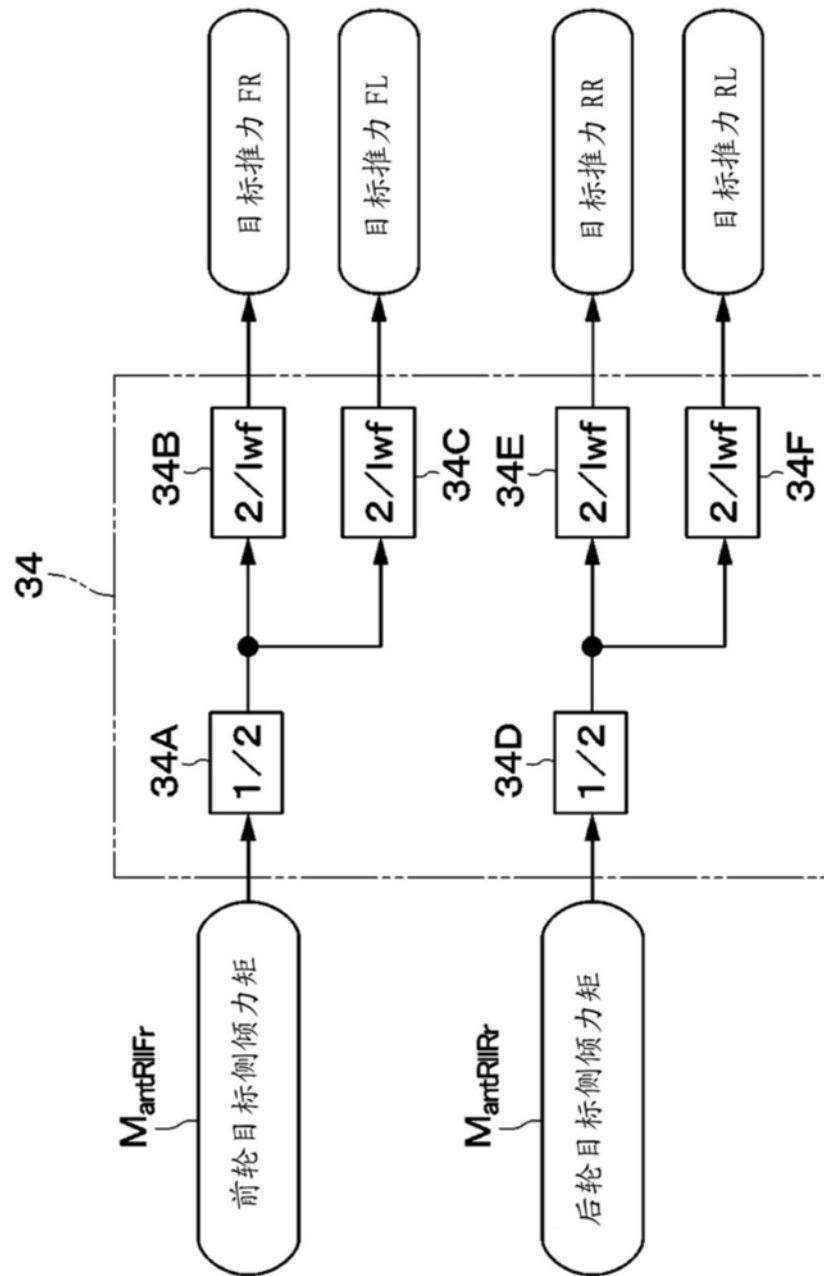
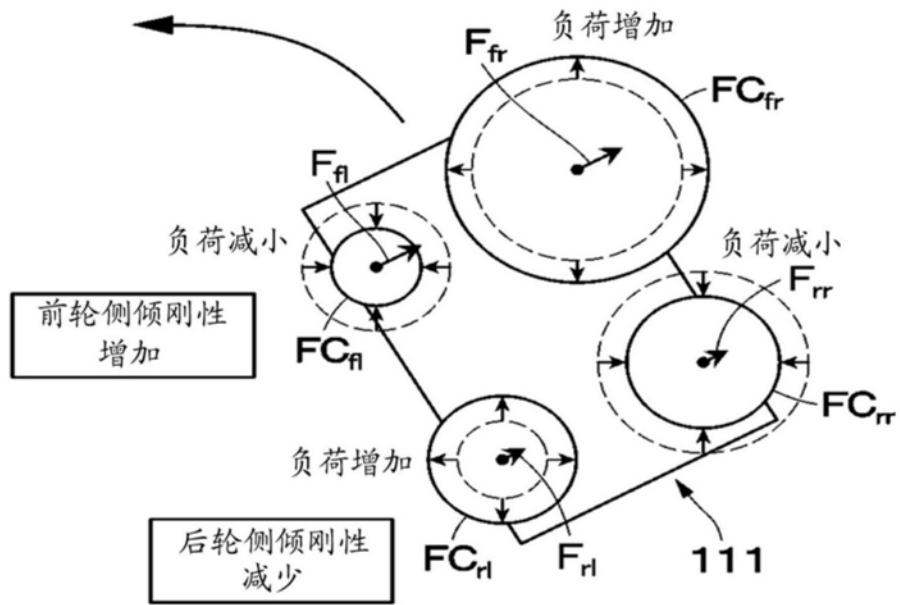
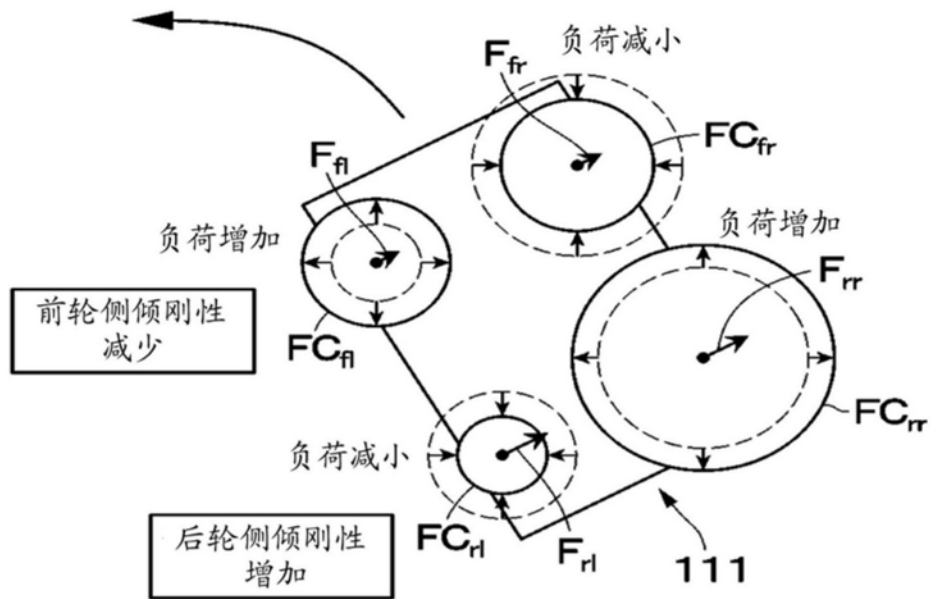


图7

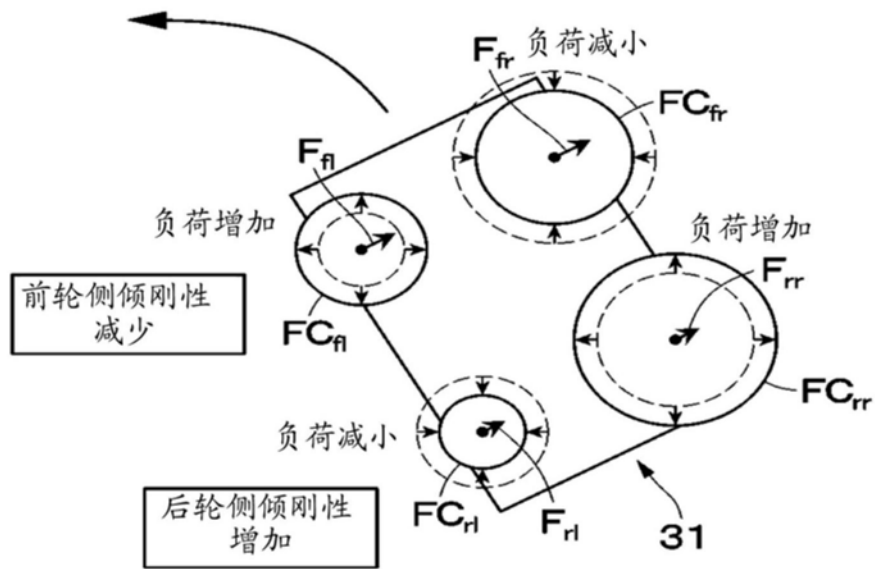


(a) 进入弯道 (前轮横向力 &gt; 后轮横向力)

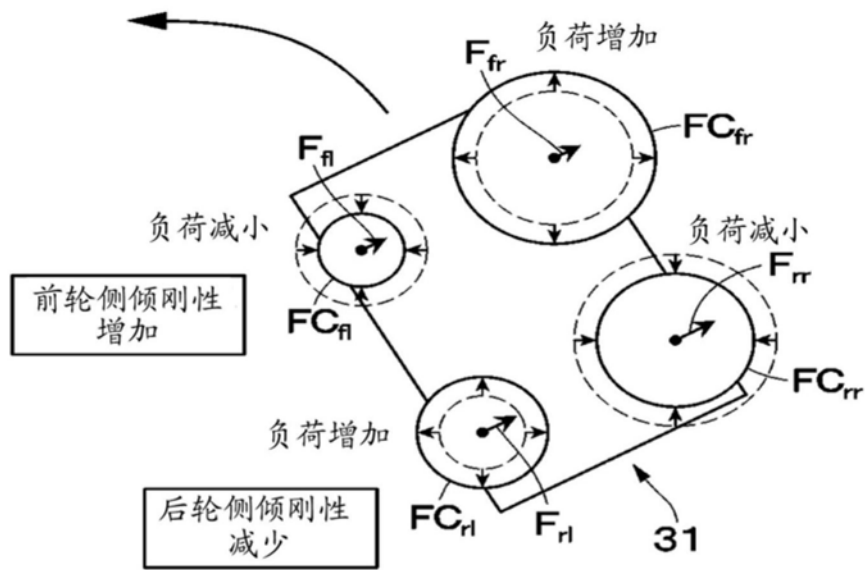


(b) 离开弯道 (前轮横向力 &lt; 后轮横向力)

图8



(a) 进入弯道 (前轮横向力 > 后轮横向力)



(b) 离开弯道 (前轮横向力 < 后轮横向力)

图9

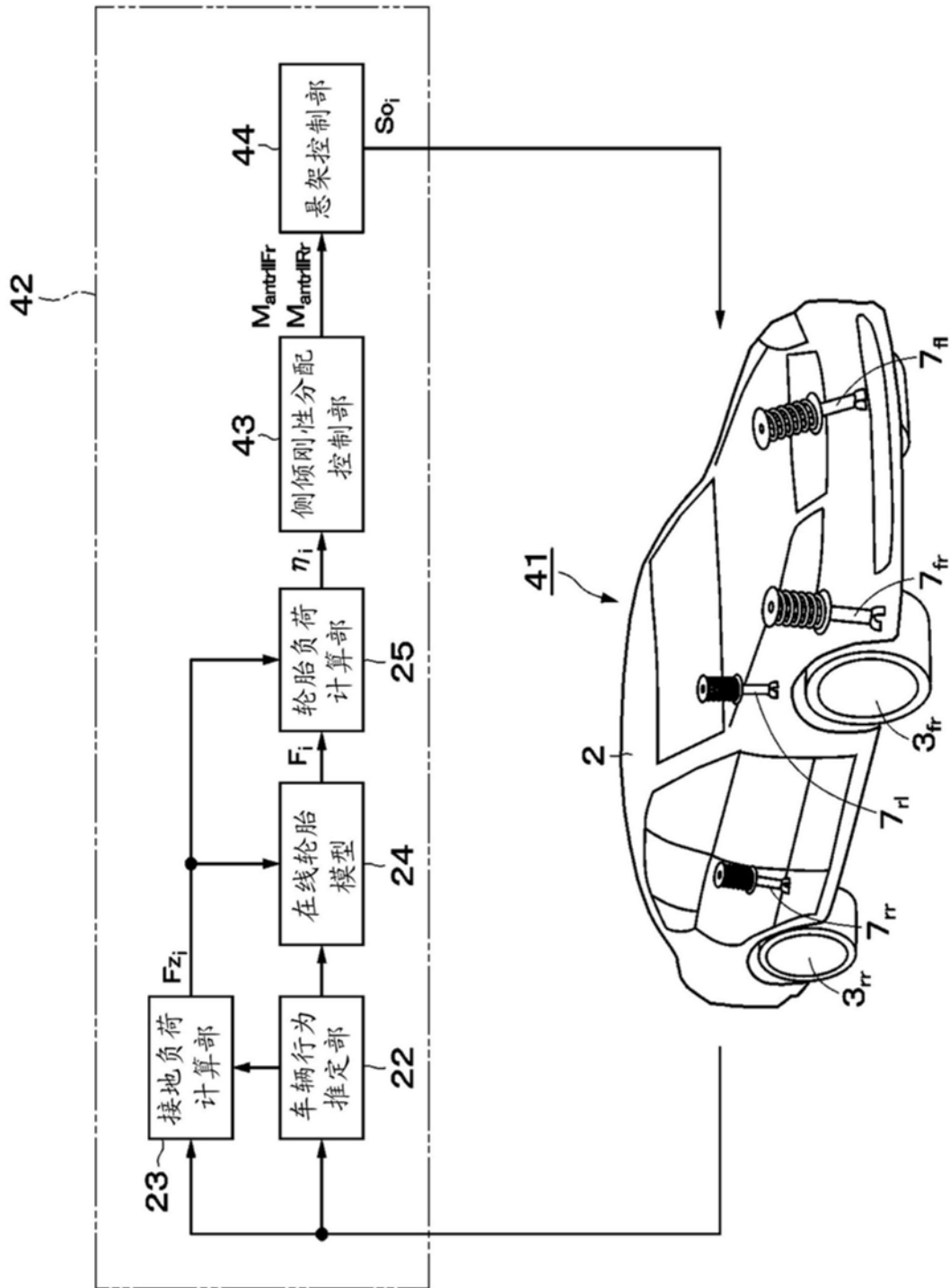


图10

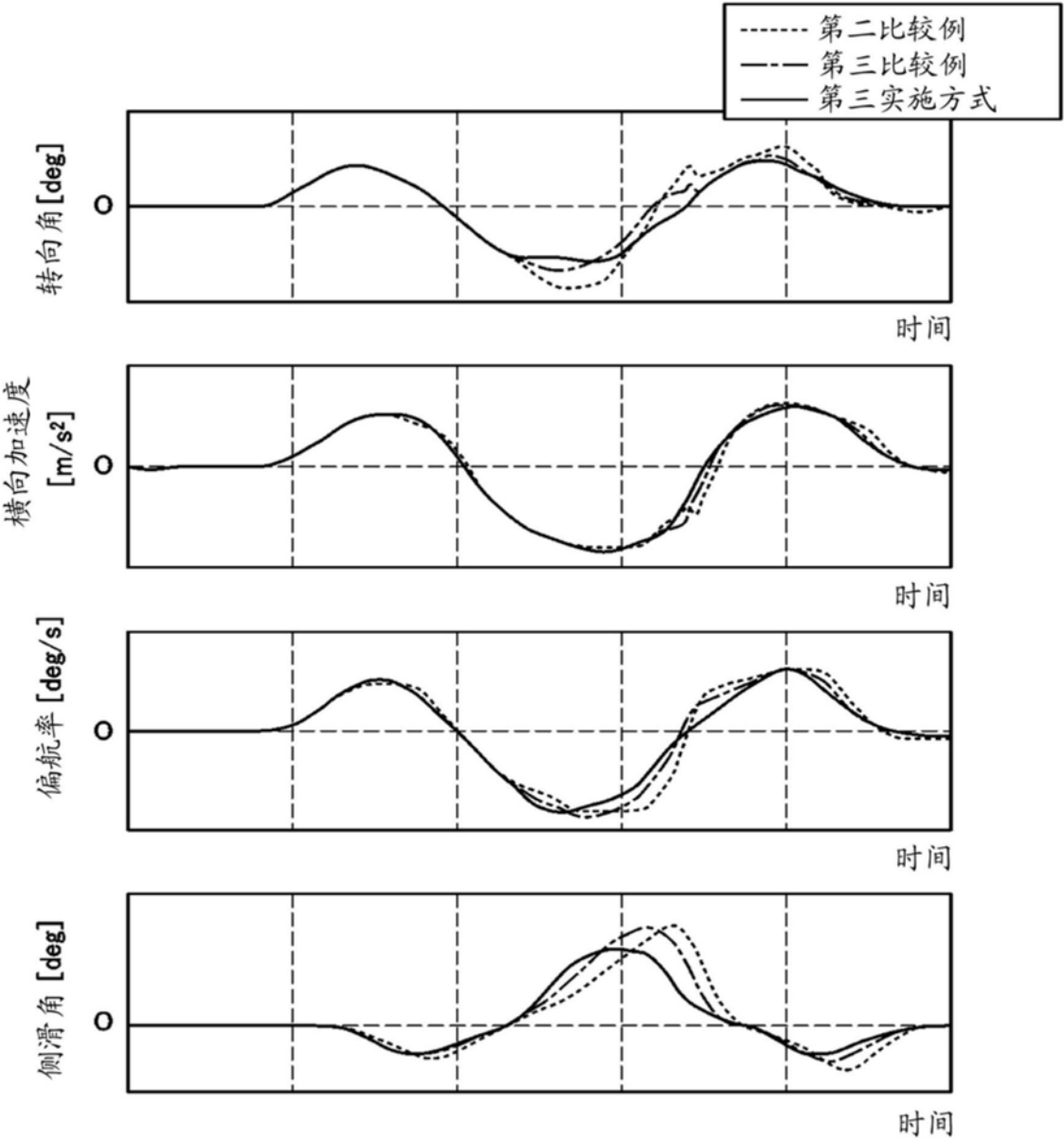


图11

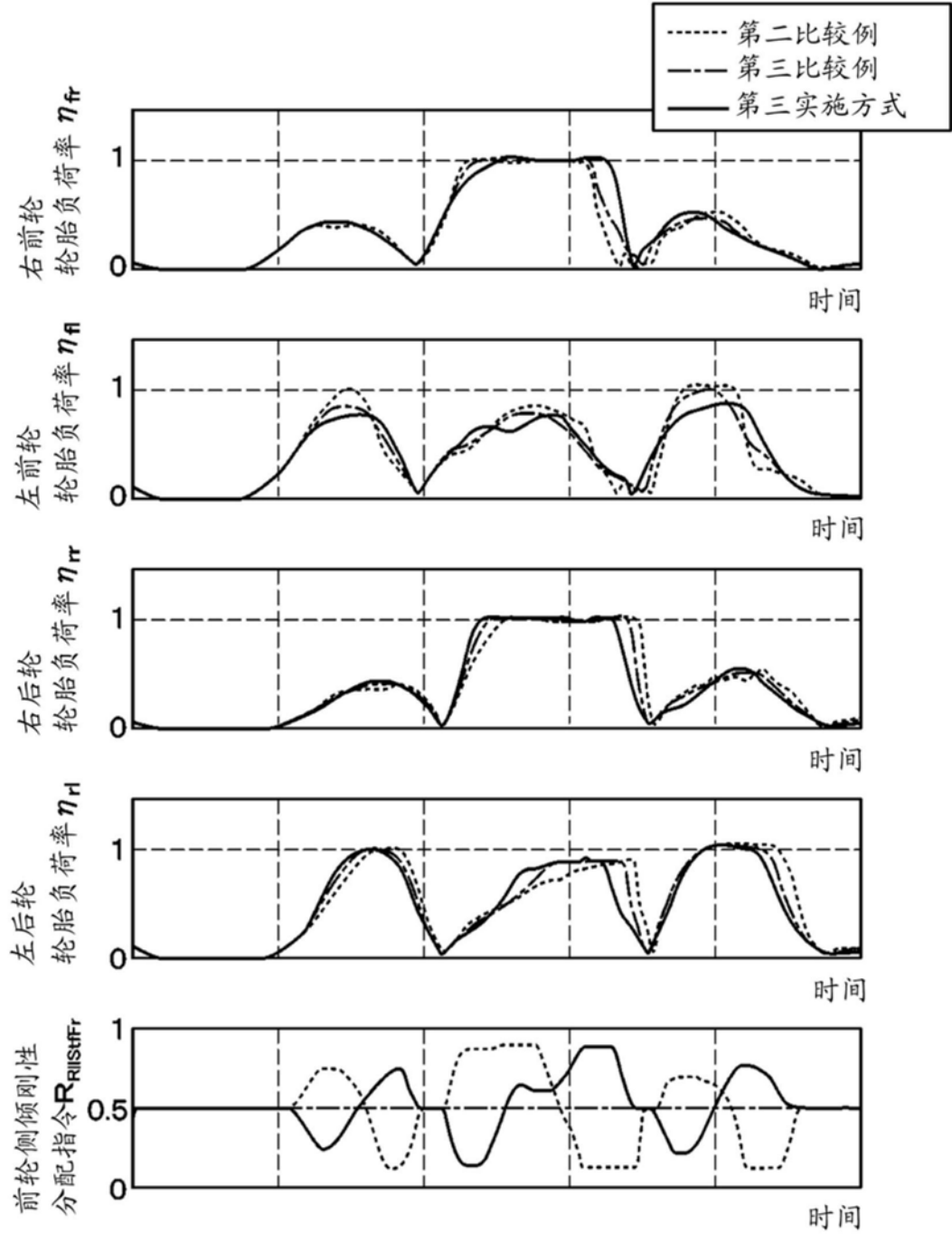


图12

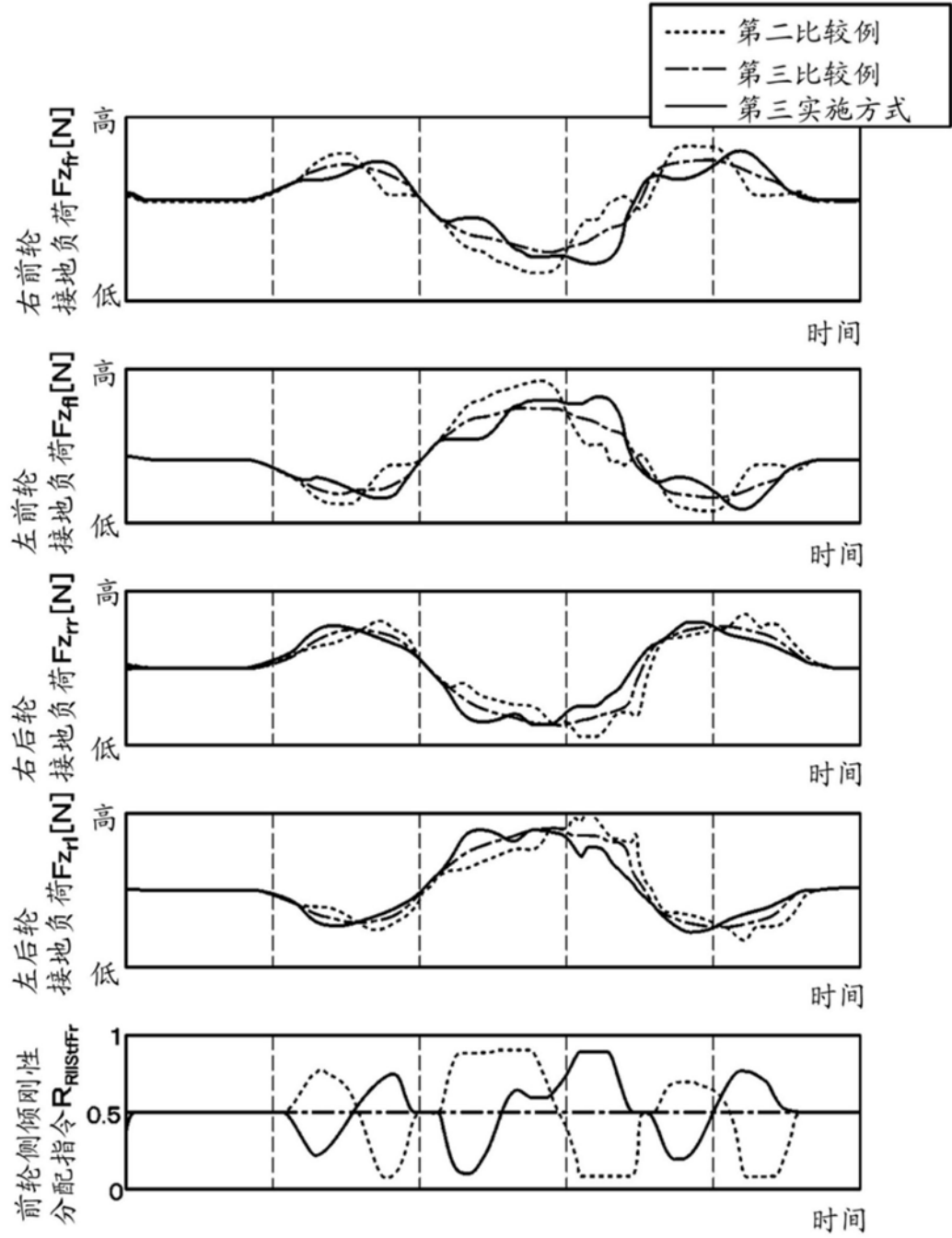


图13