

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

B62D 6/00 (2006.01)

B62D 7/15 (2006.01)



[12] 发明专利申请公布说明书

[21] 申请号 200680018188.6

[43] 公开日 2008年5月21日

[11] 公开号 CN 101184662A

[22] 申请日 2006.3.24

[21] 申请号 200680018188.6

[30] 优先权

[32] 2005.4.1 [33] FR [31] 0503276

[86] 国际申请 PCT/EP2006/002719 2006.3.24

[87] 国际公布 WO2006/103029 法 2006.10.5

[85] 进入国家阶段日期 2007.11.23

[71] 申请人 米其林研究和技术股份公司

地址 瑞士格朗日-帕科特

[72] 发明人 T·奥盖 M·塞贝

[74] 专利代理机构 永新专利商标代理有限公司

代理人 王琼

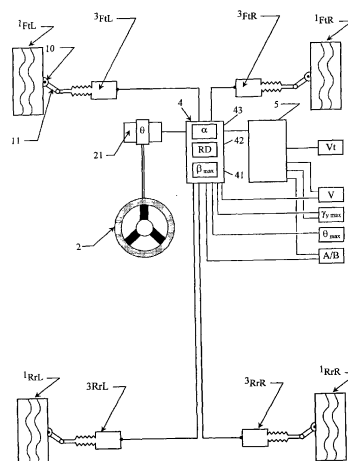
权利要求书 3 页 说明书 11 页 附图 3 页

[54] 发明名称

在方向盘和转向车轮之间没有机械连接的车辆转向控制

[57] 摘要

用于其中所有车轮(1)都进行转向的陆地车辆的转向控制系统,所述转向系统包括至少一个对于至少一个前转向车轮的转向角起作用的致动器(3_{Av})和至少一个对于至少一个后转向车轮的转向角起作用的致动器(3_{Ar}),所述转向系统包括控制器(4),所述控制器(4)至少将车辆的速度(V)和所述请求转向信号(θ)用作输入变量从而对于每个致动器确定致动器依照其被控制以进行转向的控制角(α),该系统包括用于控制车辆的转向行为的模块(5),从而可以由车辆的速度(V)、车辆的动力平衡的规则特性和车辆的最大横向加速度值($\gamma_{y\max}$)的选取而确定车辆瞬时旋转中心的纵向坐标(x_R),该系统还包括块(433),该块(433)用于由瞬时旋转中心的纵向坐标和横向坐标(x_R, y_R)来确定每个转向车轮的控制角(α)。



1. 一种用于陆地车辆的转向控制系统，其中该车辆包括至少一个前轮和一个后轮，所有车轮（1）都可转向，该转向控制系统包括可供驾驶员用于执行车辆转向的控制构件（2），所述控制构件输送在幅度和方向方面量化的请求的转向信号（ θ ），所述转向控制系统包括至少一个用于对至少一个前转向车轮的转向角起作用的致动器（ 3_{Av} ）和至少一个用于对至少一个后转向车轮的转向角起作用的致动器（ 3_{Ar} ），所述转向控制系统包括控制器（4），该控制器至少将车辆速度（ V ）和所述请求的转向信号（ θ ）用作输入变量以对于每个致动器确定该致动器转向所依照的控制信号（ α ），

其特征在于，该控制器包括：

- 最终单元（43），该最终单元依照请求的转向信号（ θ ）确定等效自行车模型的转向车轮的等效转向角（ β_E ）并且然后确定车辆瞬时旋转中心（CIR）的横向坐标（ y_R ），
- 模块（5），该模块用于控制车辆的转向行为，可以使之由车辆速度（ V ）和车辆的动力平衡的规则特性确定车辆瞬时旋转中心的纵向坐标（ x_R ），
- 块（433），用于由于瞬时旋转中心（CIR）的纵向和横向坐标（ x_R, y_R ）确定每个转向车轮的控制角（ α ）。

2. 如权利要求1所述的系统，其特征在于，车辆的动力平衡的规则特性包括在零速度处初始旋转中心（ CIR_0 ）和过渡速度（ V_t ）处过渡瞬时旋转中心（ x_t, y_t ）之间的连接曲线（C1）的计算，该连接曲线与平行于车辆轮轴的直线（C2）正切，并且其中对于任何低于过渡速度（ V_t ）的车辆的速度（ V ），车辆瞬时旋转中心的纵向坐标（ x_R ）通过读取在

包括连接曲线和平行于车辆轴线的所述直线的地点处的横向坐标 (y_R) 确定, 并且其中车辆瞬时旋转中心的纵向坐标 (x_R) 等于作为超过过渡速度 (V_t) 的车辆速度 (V) 的函数的纵向坐标 (x_a)。

3. 如权利要求2所述的系统, 其特征在于, 连接曲线 (C1) 是椭圆。

4. 如权利要求1所述的系统, 其特征在于, 车辆的动力平衡的规则特性包括车辆的最大横向加速度值 ($\gamma_{y \max}$) 的选取。

5. 如权利要求2或3所述的系统, 其特征在于, 在所述过渡速度处瞬时旋转中心的横向坐标 (y_t) 是在车辆的动力平衡的规则特性中使用对车辆的最大横向加速度值 ($\gamma_{y \max}$) 和所述过渡速度 (V_t) 的选择而确定的。

6. 如权利要求4或5所述的系统, 其特征在于, 最大横向加速度参数 ($\gamma_{y \max}$) 是所述系统的调节参数并且保持所述转向系统的运行的一固定值。

7. 如权利要求4或5所述的系统, 其特征在于, 最大横向加速度参数 ($\gamma_{y \max}$) 是依照车辆的使用状况实时计算的。

8. 如权利要求1至7之一所述的系统, 其特征在于, 所述控制构件在左止点和右止点之间的最大范围 (θ_{\max}) 内操纵, 该控制器 (4) 包括:

- 第一单元 (41), 第一单元 (41) 用于至少依照车辆的速度 (V) 确定车辆的等效自行车模型的单个转向车轮上的最大转向角 (β_{\max}),

- 第二单元 (42), 用于依照控制构件的所述最大范围 (θ_{\max}) 和所述最大转向角 (β_{\max}) 确定减速传动比 (RD),

最终单元 (43), 依照所述减速传动比 (RD) 确定转向角或多个转向角。

9. 如权利要求1至8之一所述的系统，其特征在于，用于具有四个全部转向的车轮（ 1_{FtL} ， 1_{FtR} ， 1_{RrL} ， 1_{RrR} ）的车辆，所述四个车轮就在每个轮轴上转向而言通过机械方式彼此连接，该系统包括用于每个轮轴的单个致动器（ 3_{Av} ， 3_{Ar} ），所述块（433）确定每个转向车轮的控制角（ α ），由瞬时旋转中心的横向和纵向坐标确定每个转向轮轴的控制角（ α_{Av} 和 α_{Ar} ）。

10. 如权利要求1至8之一所述的系统，其特征在于，用于其中所有车轮（ 1_{FtL} ， 1_{FtR} ， 1_{RrL} ， 1_{RrR} ）都转向的车辆，所该系统包括用于每个转向车轮的一个致动器（ 3_{FtL} ， 3_{FtR} ， 3_{RrL} ， 3_{RrR} ），所述块（433）确定每个转向车轮的控制角（ α ），由瞬时旋转中心的横向和纵向坐标确定每个转向车轮的控制角（ α_{1FtL} ， α_{1FtR} ， α_{1RrL} 和 α_{1RrR} ）。

11. 如权利要求1至10之一所述的系统，其特征在于，可供驾驶员用于引入转向请求的所述控制构件输送电请求转向信号（ θ ），其中每个致动器（3）都是电动的。

12. 一种用于控制车辆路径的系统，其中在由依照权利要求1至11之一的转向控制系统所确定的控制角（ α ）上，路径控制器叠加由路径的控制函数确定的任何修正量并且确定每个车轮的校正的转向角，所述校正的车轮转向角包括由请求的转向信号（ θ ）产生的分量和校正分量。

在方向盘和转向车轮之间没有机械连接的车辆转向控制

技术领域

本发明涉及汽车转向，尤其涉及在控制构件（通常为方向盘）和转向轮或多个转向轮之间没有机械连接的转向系统。该转向系统结构在使用电动控制的情况下尤为适当。

现有技术

在现有技术中，乘客车辆的转向在大部分时间内是通过以机械方式连接到转向车轮上的方向盘进行控制的。驾驶员通过在方向盘上沿一个方向或沿另一个方向旋转以使车辆沿一个方向或沿另一个方向朝向而作用。这样，驾驶员就使车辆发生偏转运动。转向通常都进行了辅助并且电动转向辅助趋于替代液压辅助，而这没有消除方向盘和转向车轮之间的机械连接。

另外，用于汽车的所有致动器的完全的电动控制装置得到了越来越多的发展。在转向时，该技术表示为非常流行的英语表达式“线控转向”。这包括使用电连接替代转向控制（例如方向盘）和转向车轮之间的连接，这些连接当前通常为机械连接且有时为液压连接。转向车轮连接到电动致动器之一上，其中电动致动器能够在任何时间导致和控制转向车轮上的转向。因此在转动时没有连接转向车轮和方向盘的机械连接。由车辆的驾驶员在他的方向盘上发出的命令就转换为电信号。电动致动器自身接收电信号。整个转向系统由能够以适当的方式控制电动致动器的控制器管理。

该技术的优点是它随着电子技术的发展而进展的很理想，这形成可能的越来越多的复杂的反馈控制并且不仅可以在由车辆的驾驶员施加的手动控制的控制下进行转向，而且可以在安全系统的控制下进行转向，其中安全系统连续地分析车辆的实际状态并且导入必要的校正值来保持车辆功能的稳定性。因此，例如，可以向转向车轮施加一个转向角，该转向角不仅考虑到来自车辆驾驶员的命令，而且考虑到在车辆上例如为了减少转向不足或防止过度转向而观察到的动力参数。

仅仅通过电气方法控制转向的系统还开创了车辆构造的新的可能，因为对机械转向柱的体积和位置不再有约束。这就可以例如更容易地生成有时在右侧驾驶有时在左侧驾驶的车辆。转向柱的消失还改进了驾驶员的安全。

现有技术中已知有许多建议来安装有效地允许车轮转向的所有所需元件。美国专利5,347,458提出一种电气设备来控制转向车轮并且实现方向盘处的反馈。该专利中提出的需求考虑了车辆的横向加速度和偏转加速度。美国专利5,348,111提出一种转向系统，该转向系统的控制不仅包括车辆的横向加速度和偏转加速度而且包括车辆的纵向速度。可以看出，现有技术中已知的由电动转向系统考虑到的参数是车辆的横向加速度、偏转加速度和速度。

在新颖或是由电动转向系统促进的范围内，还可以引入如下事实，即更容易地假定车辆的所有车轮都进行转向。作为例子，美国专利6,192,304提出一种用于车辆的四个车轮都进行转向的电动转向系统。同样，美国专利6,549,835也提出一种用于具有四个转向车轮的车辆的电动转向系统且其控制还使用了视觉设备。

无论车辆转向控制系统的复杂程度如何，特别是从防止车辆离开正常操作路径的安全系统的干预的观点而言，特别是对于其中所有的

车轮都转向的转向系统，强大并且驾驶员乐于操作的控制始终是一个问题，该控制用于计算每个转向的车轮依照驾驶员的指令应该转动的角度，并且该问题并未在现有技术中得到很好的解决。

特别是希望防止由于驾驶员的动作量值过大对于车辆的稳定性产生的不利结果。

发明内容

为了解决该问题，本发明提出了一种用于陆地车辆的转向控制系统，其中该车辆包括至少一个前轮和一个后轮，所有车轮都可转向，该转向控制系统包括可供驾驶员用于执行车辆转向的控制构件，该控制构件输送在幅度和方向方面量化的请求转向信号，所述转向控制系统包括至少一个用于对至少一个前转向车轮的转向角起作用的致动器和至少一个用于对至少一个后转向车轮的转向角起作用的致动器，所述转向控制系统包括控制器，该控制器至少将车辆速度和所述请求转向信号用作输入变量以对于每个致动器确定该致动器转向所依照的控制信号，

其特征在于，该控制器包括：

- 最终单元，该最终单元依照请求转向信号确定等效自行车模型的转向车轮的等效转向角并且然后确定车辆瞬时旋转中心的横向坐标，
- 模块，该模块用于控制车辆的转向行为，可以使之由车辆速度和车辆动力平衡的规则特性确定车辆瞬时旋转中心的纵向坐标，
- 用于由瞬时旋转中心的纵向和横向坐标确定每个转向车轮的控制角的块。

虽然本发明的主要目的是提供一种具有完全电控的转向系统，并且因此转向车轮的致动器也因此是电动的，使用适当的减速传动比，可以想象将上文公开的装置应用到其中致动器是液压的转向控制系统中。下文中将不再重提这种可能性。

在继续之前，应该强调本发明仅仅涉及车辆的每个转向车轮的实际转向控制，而不是涉及驾驶员对于车辆的方向盘（或等效构件例如操纵杆）的感觉。这是因为，通过转向车轮和车辆的驾驶员可用的方向盘之间的机械独立，在方向盘上感觉的力无论如何都可以由专用装置再造和生成。可以设想不同的系统，读者可以仅仅作为例子参见处理此种问题的美国专利5,347,458。不管怎样，为了保证在方向盘上的特定感觉，本领域的技术人员理解，需要安装机械系统来返回直线位置，例如简单的弹簧，或是更复杂的系统，包括例如以适当的方式控制的电动机以向方向盘传递一个力，该力与车辆的状态和/或来自驾驶员的命令相关。

因此，通过在转向车轮转向控制和驾驶员在他的方向盘（或等效构件）上的动作之间的机械独立，可以单独地处理两个方面，即一方面转向车轮的有效转向控制和另一方面通过机械方式连接到方向盘上的设备的控制，即使它们会相互作用。可以处理转向车轮转向控制方面而不处理在方向盘上的特定感觉的重建方面，反之亦然。

本发明仅仅涉及车轮转向控制并且潜在地与方向盘上力重建的多种原理兼容。

在特定实施例中，车辆选择的平衡的规则特性包括选择车辆最大横向加速度值 $\gamma_{y \max}$ 。特别是，该参数在安装在车辆上的转向控制系统中可以具有恒定值。例如，车辆采用的最大横向加速度 $\gamma_{y \max}$ 有意地等于一个G（G是重力加速度值并且大约等于 9.81 m/s^2 ）。为了结束这种

选择，所采用的基础是试验已知的事实，即在正常粘着的干燥地面，针对标准的乘客车辆，一个G的加速度基本上对应于轮胎保持能够沿纵向方向和横向方向向地面传递水平力的最大值。

应当指出，该参数事实上可以在车辆研发阶段通过试验和/或模拟进行调节。本发明的另一个优点是可以设计用于纯粹的电气系统的转向控制，它可以依照希望装备这种电动转向的每个车辆的特征而很容易地开发。例如，对于具有运动特性的车辆，其重心很低并且其轮胎能够形成高的漂移推力并且受益于非常高的粘附值，就可以具有值高于一个G的横向加速度参数。另外，具有家用特性的车辆，更特别地是MPV或休闲车，其中重心与这些车辆的轮距相比相当高，则必须具有低的多的最大横向加速度值，可能小于一个G，从而保持处于安全状况下。

在本发明的实施例的特定变体中，可以选择在车辆的运动的所有速度下，驾驶员可以在整个范围上即从一个完全转向向另一个完全转向使用他的方向盘或任何其他适当的构件。例如，他可以最多转动他的方向盘半转，既朝左又朝右。在这种特定变体中，出现在方向盘和转向车轮之间的减速传动在任何情况下都是通过计算获得的，并且涉及车辆的纵向速度。当然，车辆的速度越低，转向车轮的有效转向角就会越大，直至达到在接近零的速度时相对于机械零件的设计而在机械上可能的最大值。并且车辆的速度越高，由控制器允许的最大转向角将会越低，甚至对于方向盘上角度的最大幅度也是如此。

有利的是，如果最大横向加速度不是一劳永逸地选取的参数，即在车辆的运行过程中保持恒定的参数，而是自身是依照车辆的使用状况而实时计算的参数，也可以实现本发明。作为例子，读者可以参见专利申请US 2002/0157746，该专利描述了如何获得在轮胎/路面接触中存在的粘着系数的实时估算。更特别地，该专利申请描述了如何估

算在任何时间保持可用的粘着余量。基于这一点并且注意到车辆的几何特征（轮距、轴距、重心高度），就可以计算任何时间的最大可接受横向加速度。由此可以看出，本发明很好地适于考虑车辆运动过程中的实际状况，而这本身就是很大的安全和愉悦因素。

为了简化本公开，下文中不会进一步涉及可以获得或选择用在由本发明提出的系统中的最大横向加速度值的方式，也不涉及可以获得车辆的纵向速度或是由驾驶员通过他在方向盘上的动作施加的角度的方式。下面的说明举例说明了本发明在具有四个车轮的车辆的具体情形中的几个应用。提出了本发明的两个实施例，它们的区别在于在转向轮轴上，控制车轮的转向的致动器是唯一的或是与之相反，每个转向车轮都具有其自己的致动器。

附图说明

通过参照借助于下面的图描述的各个实施例，可以更好地理解本发明。

图1显示了在具有四个车轮的车辆上的电动转向系统的布置图，其中每个车轮都进行转向并且均包括它们自己的致动器；

图2是显示依照本发明的控制器在图1的应用中的框图；

图3显示了在具有四个车轮的车辆上的电动转向系统的简化布置图，其中所有车轮都进行转向，并且每个轮轴均由单个致动器控制。

具体实施方式

在继续之前，应该同意下列各个符号：

- 标记“1”总体上表示转向车轮；
- 当标记带有下标“ F_t ”时，这意味着由该标记指定的对象涉及

车辆的前部，并且当标记带有下标“_R”时，这意味着由该标记指定的对象涉及车辆的后部；

- 当标记带有下标“_R”时，这意味着由该标记指定的对象涉及车辆的右侧，并且当标记带有下标“_L”时，这意味着由该标记指定的对象涉及车辆的左侧；

- “ θ_{\max} ”涉及其中车辆的驾驶员可以操纵控制构件以执行车辆的转向的最大范围；更特别地，在所提出的所有实现中，可以将方向盘操作超过一个预定的角度范围（角度的概念并不受到限制，因为可以将方向盘替换为任何等效设备例如操纵杆或滑块）；方向盘由 $-\theta_{\max}$ 被操纵到 $+\theta_{\max}$ 并且“ θ ”表示表征驾驶员发出的描述幅度和符号的命令的特定值；

- 应当指出，可以应用本发明的所有车辆可以由等效自行车模型来建立模型，这是一个众所周知类型的建模，它考虑到了该模型的单个车轮进行转向并且“ β ”表示该转向车轮的转向角，并且“ β_{\max} ”是该角度可以采用的最大值。

图1图示了具有四个全部进行转向的车轮的车辆。车轮表示成 1_{FL} 用于左侧前轮， 1_{FR} 用于右侧前轮， 1_{RL} 用于左侧后轮并且 1_{RR} 用于右侧后轮。转向车轮安装在轮架（不可见）上并且围绕枢轴轴线10转动。控制转向的杆11安装成固定到轮架上。每个转向车轮都由电动致动器 3_{FL} 、 3_{FR} 、 3_{RL} 、 3_{RR} 转动，这些电动致动器一方面连接到车辆的主体或底盘上并且另一方连接到杆11上，从而控制正在讨论的车轮的转向角。每个电动致动器 3_{FL} 、 3_{FR} 、 3_{RL} 、 3_{RR} 均包括例如由旋转电动机驱动的螺杆和螺母设备（未显示）。螺杆和螺母设备的螺杆连接到转向控制杆11上。每个致动器优选地包括位置传感器，从而在有必要时通过几何构造和相关的计算来从由位置传感器传送的测量获知正在讨论的转向车轮的

确切角位。通过实例，可以使用在专利US6820715中描述的电动致动器。

还可以看到通过机械方式连接到设备21上的方向盘2，设备21用于测量方向盘上角度 θ 。控制器4控制转向车轮的转向。控制器4使用由测量速度 V 和作为由驾驶员在其控制上动作而产生的转向信号 θ 组成的输入变量。控制器4还使用表征驾驶员可用控制的最大幅度参数 θ_{\max} 和车辆可以承受的横向加速度 $\gamma_{y \max}$ 。

图2更详细地描述了控制器4的配置。控制器4使用的参数在图2中由小正方形表示并且变量由圆点表示。由车辆纵向速度 V 的瞬时值并且考虑到最大横向加速度参数 $\gamma_{y \max}$ ，第一单元41至少依照车辆速度确定车辆的等效自行车模型的单个转向车轮上的最大转向角（ β_{\max} ）。

为此，有利的是，控制器4的第一单元41的第一块411通过处理下列数学操作来确定车辆路径适合的最小半径 R_{\min} ：最小半径 R_{\min} 与用最大横向加速度 $\gamma_{y \max}$ 除的速度 V 的平方成比例。接下来，例如，控制器4的第一单元41的第二块412基于车辆的轴距值 A 和此前计算的最小半径 R_{\min} 确定与等效自行车建模相关的最大轮轴转向角 β_{\max} 。

在图2中，可以看出，第二块412包括自行车车辆（相当于具有四个车轮的车辆，这在建模中通常是足够的）的图示，其中后轮不转向并且前轮转向。还可以看到参考轴 x 和 y ，相对于它们确定了瞬时旋转中心的坐标 CIR 的纵向（ x 轴）坐标和横向（ y 轴）坐标。它被选取成遵守阿克曼图形原理。这意味着车辆的瞬时旋转中心的地点位于垂直于后轮的平面并且经过车辆后轮中心的直线上。极限瞬时旋转中心 CIR_{\lim} 是通过参考从后轮平面向所述地点的最小半径值 R_{\min} 而获得的。极限瞬时旋转中心 CIR_{\lim} 因此是已知的，后轮和所述极限瞬时旋转中心的接触区域的中心由直线线段连接并且获得在后面的直线线段和后轮轴的延伸部分之间的最大前轮轴转向角 β_{\max} 。

第二单元42确定车辆的驾驶员可用的控制和转向车轮或多个车轮之间的减速传动比RD。应当指出，该特性是完全可选的。非限制性的是，为此考虑到，在速度V处，减速传动比RD在方向盘的整个操纵范围中是恒定的。将确定的减速传动比取决于车辆的设计特征，例如角度参数 θ_{\max} ，和车辆的性能特征，例如可以确定角度 β_{\max} 的最大横向加速度参数。减速传动比RD是通过确保车轮的最大角度在方向盘2的最大转向处获得而获得的。减速传动比RD是通过将控制构件的所述最大范围 θ_{\max} 除最大转向角 β_{\max} 获得的。因此计算的减速传动比RD可以在驾驶员完全转动他的方向盘时从不超过车辆能够移动的速度下的最大横向加速度。因此，本发明可以从不超过车辆路径的稳定状况。

最后，最终单元43依照所述减速传动比RD和所述请求的转向信号 θ 确定所有转向车轮1的转向角 α 。最终单元43的第一块431首先确定等效自行车模式的转向车轮上的等效转向角 β_e 。通过将由驾驶员发出的命令而产生的所述转向信号 θ 除以减速传动比RD，就可以非常容易地获得该等效转向角 β_e 。

第二块432进行下列操作。在此实例中，仅仅前轮轴进行转向，从而遵守阿克曼图形并且如上文公开的那样，车辆的瞬时旋转中心的地点与车辆的后轮轴对齐的直线。在自行车模型上，转向车轮转过所述等效转向角 β_e 并且然后交点位于垂直于自行车模型的非转向车轮的平面的直线和垂直于自行车模型的转向车轮的平面的直线之间并因此转过所述等效转向角 β_e 。该交点对于剩余部分的计算提供了车辆瞬时旋转中心的横向坐标 y_R 。

第三块433可以基于在第二块432中作出的计算并且基于在模块5中作出的计算确定每个转向车轮的控制角 α ，其中模块5控制车辆的转向行为，这允许动态计算车辆的瞬时旋转中心CIR的纵向坐标 x_R 。

为此，例如，位于控制车辆转向行为的模块5中的管理车辆动力的单元51包括位于零速度处的初始旋转中心（CIR₀）和在过渡速度 V_t 处的过渡瞬时旋转中心（ x_t, y_t ）之间的连接曲线C1的计算，作为车辆的动力平衡的规则特性的元素，其中连接曲线与平行于车辆轮轴的直线C2正切。有利的是，连接曲线是椭圆。

对于所述过渡速度处的瞬时旋转中心的横向坐标 y_t ，非常有利的是通过在车辆动力平衡的规则特性中将最大横向加速度值 $\gamma_{y \max}$ 的选择用作输入参数来进行确定。位于控制车辆转向行为的模块5中的基础单元52提供了以例如整体上类似于第一实施例中公开的方式对于该最大横向加速度参数 $\gamma_{y \max}$ 的开发。最大横向加速度 $\gamma_{y \max}$ 是一劳永逸地调节车辆行为的参数，或是在车辆的运行过程中保持恒定的参数，或是自身实时计算的参数。

另外，已知的是，为了提高高速时的稳定性，速度越高，进一步朝车辆的后部移动瞬时旋转中心CIR的位置时就有优点。与之相反，速度越低，为了提高车辆的处理，就希望朝后轮轴的前部移动车辆的瞬时旋转中心CIR的位置。对坐标 x_a 的精确选取还可以例如用实验方法调节，这在图2中以图形50表示，图形50编程在控制模块5中并且通过直接读取 x_a 的值作为车辆的速度 V 的函数给出。因此车辆的瞬时旋转中心的纵向坐标 x_R 等于作为车辆速度超过过渡速度 V_t 的函数的纵向坐标 x_a 。

对于车辆低于过渡速度 V_t 的任意速度，车辆瞬时旋转中心的纵向坐标 x_R 是通过将横向坐标输入图形51上而确定的，这可以读取在包括连接曲线C1和平行于车辆的轮轴的所述直线C2的地点上的纵向坐标 x_R （依照请求的转向 θ ），并且，对于超过过渡速度 V_t 的车辆的任意速度 V ，车辆瞬时旋转中心的纵向坐标 x_R 是通过读取仍然位于直线C2上的相应的纵向坐标（ $x_A=x_R$ ）而确定的。

第三块433可以按照下列方式确定每个转向车轮的控制角 α 。由瞬时旋转中心CIR的横向 y_R 和纵向 x_R 坐标，可以获得四个电动致动器的控制角 α_{1FtL} 、 α_{1FtR} 、 α_{1RtL} 和 α_{1RtR} ，例如遵守阿克曼图形的原理。控制角 α_{1FtL} 、 α_{1FtR} 、 α_{1RtL} 和 α_{1RtR} 由平行于横向于车辆的方向（y轴线）的直线和一方面分别通过车轮 1_{FtL} 、 1_{FtR} 、 1_{RtL} 、 1_{RtR} 的接触区域的中心并且另一方面每次通过其坐标为 (x_R, y_R) 的瞬时旋转中心的直线的相交形成。坐标 x_R 从轮距A的中间传递并且坐标 y_R 从车辆的轮距B传递，并且描绘将所述瞬时旋转中心连接到每个所述转向车轮的中心上的线段。然后就足以定向转向车轮，这样它们就垂直于所述线段并且通过适当地编程在控制单元4中的三角和几何计算获得四个电动致动器的控制角 α_{1FtL} 、 α_{1FtR} 、 α_{1RtL} 和 α_{1RtR} 。

最后，图3显示了变体实施例，其中两个转向轮轴均被布置在分别为 3_{Av} 和 3_{Ar} 的单个转向致动器的控制下。通过其中每个转向车轮包括其自己的转向致动器的上一个实施例中给出的信息，该实施例的特性如下。

适当的控制器如上文所述确定瞬时旋转中心CIR的纵向 x_R 和横向 y_R 坐标。接下来，代替计算四个控制角，通过应用到车辆的自行车模型上的三角学计算来计算它们中的两个，即前轮轴致动器 3_{Av} 的控制角 α_{Av} 和后轮轴致动器 3_{Ar} 的控制角 α_{Ar} 。

最后，应该指出，在依照如上所述的实例中的一个或另一个确定的控制角 α 处，路径控制器可以叠加由路径的控制函数确定的任意修正量并且确定每个车轮的校正的转向角，所述校正的车轮转向角包括由请求的转向信号 θ 生成的分量和校正分量。

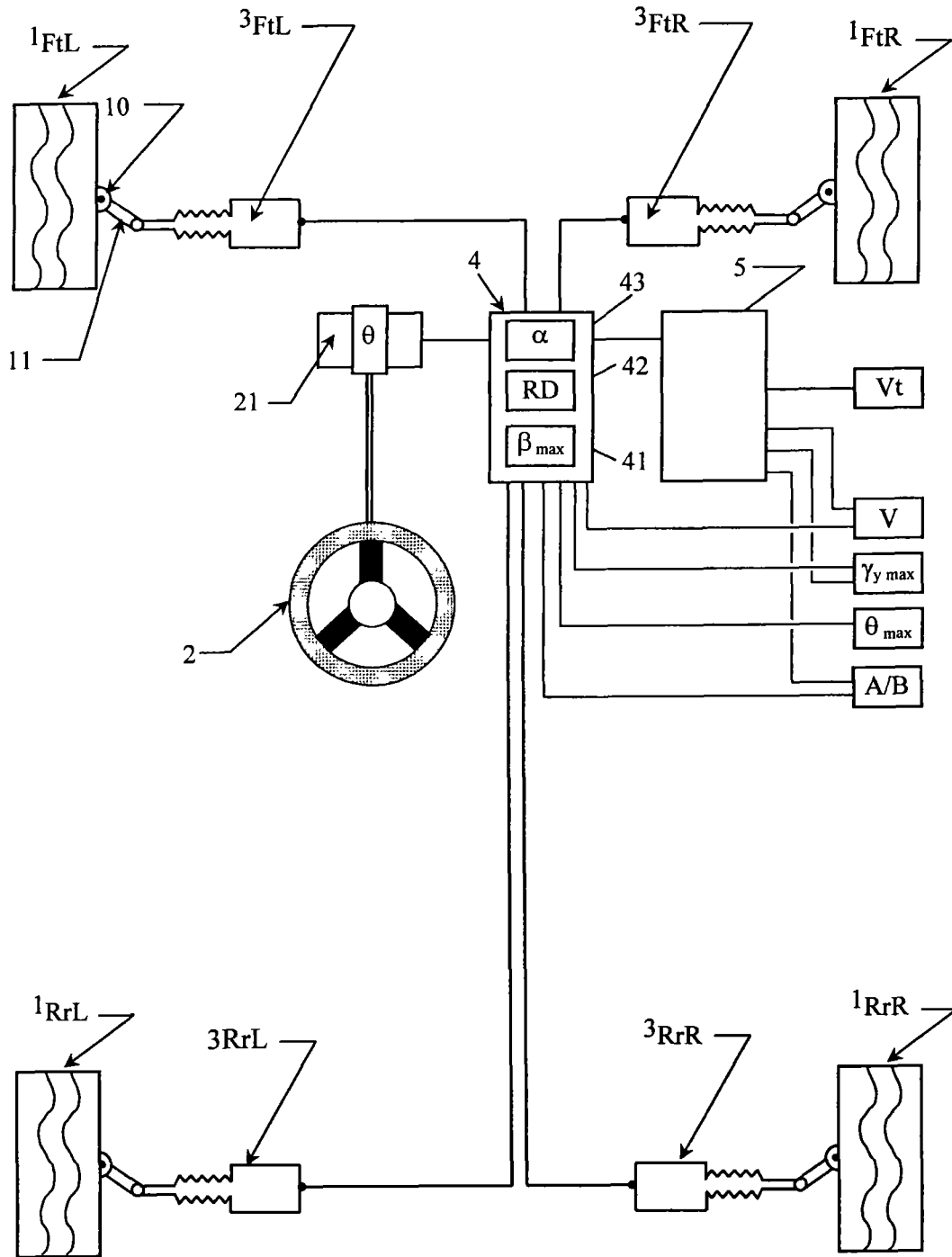


图 1

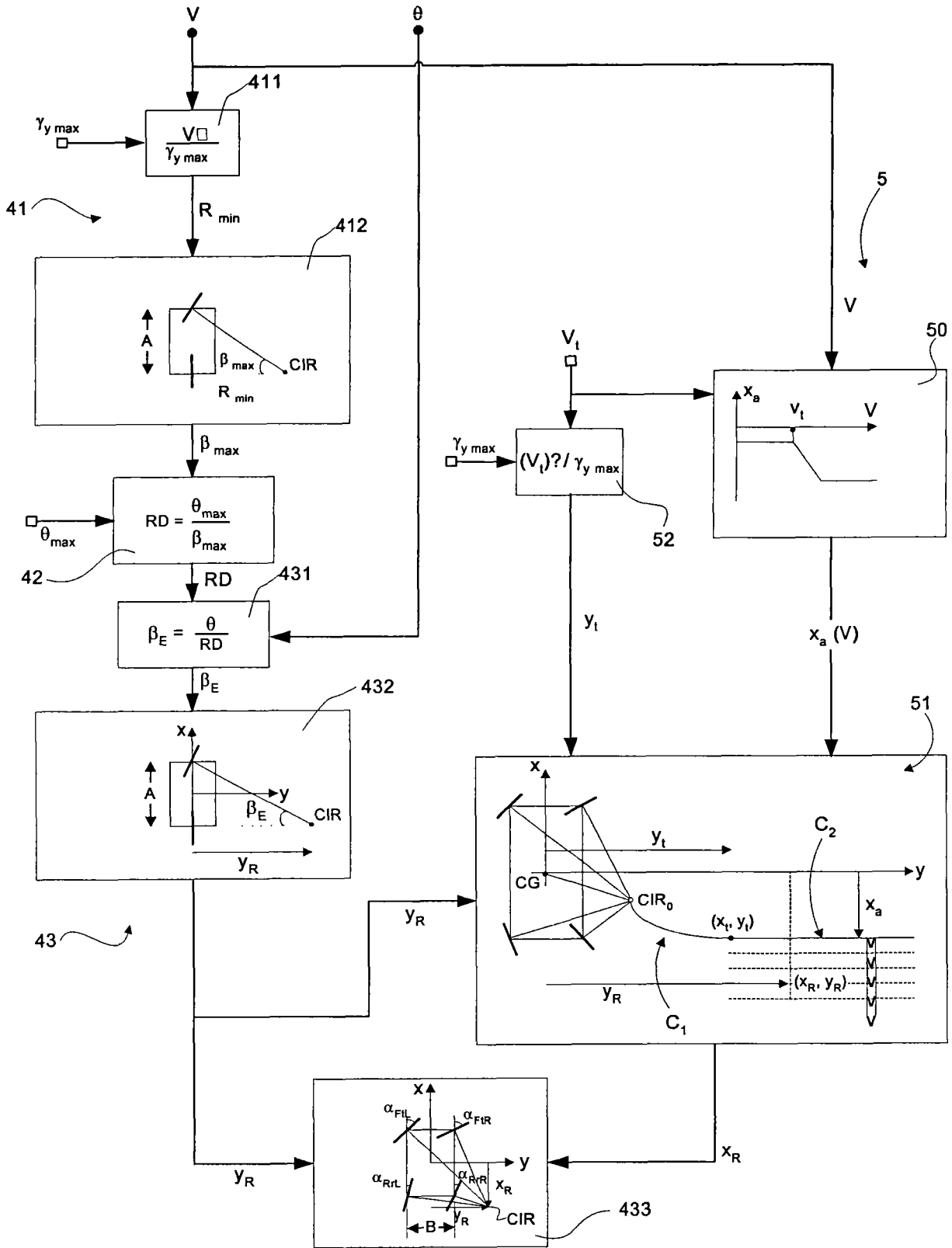


图 2

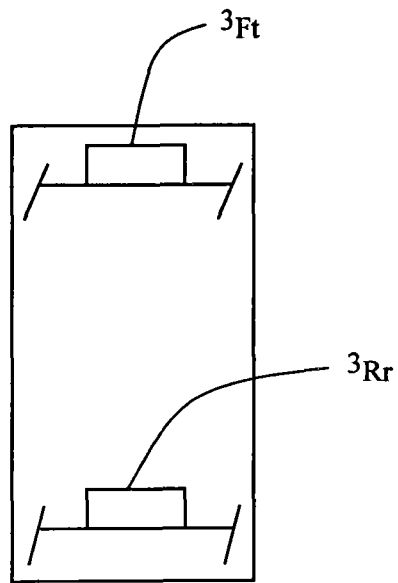


图 3