



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 107848574 B

(45) 授权公告日 2020. 11. 13

(21) 申请号 201680045672.1

(22) 申请日 2016.06.07

(65) 同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 107848574 A

(43) 申请公布日 2018.03.27

(30) 优先权数据
15/55187 2015.06.08 FR

(85) PCT国际申请进入国家阶段日
2018.02.02

(86) PCT国际申请的申请数据
PCT/FR2016/051356 2016.06.07

(87) PCT国际申请的公布数据
W02016/198779 FR 2016.12.15

(73) 专利权人 捷太格特欧洲公司

地址 法国罗纳省

(72) 发明人 安德烈·米凯利斯
法布里斯·诺比利

(74) 专利代理机构 北京品源专利代理有限公司
11332

代理人 王瑞朋 杨生平

(51) Int.Cl.
B62D 6/00 (2006.01)

审查员 李杨松

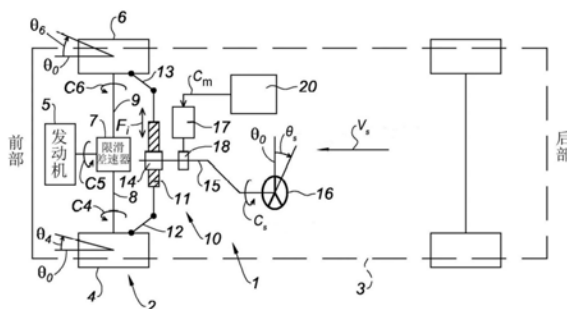
权利要求书2页 说明书19页 附图4页

(54) 发明名称

利用动力转向来补偿限滑差速器引入的负效应

(57) 摘要

本发明涉及用于车轴组件(2)的动力转向装置(1),其设有限滑差速器(7),其设计为将驱动扭矩(C5)传递到第一和第二车轮(4、6),并且在第一和第二车轮(4、6)中的一个发生同步和/或抓地损失的情况下,自动启动被称为“锁定模式”的操作模式,其中差速器将驱动扭矩(C5)中的大部分输送到第一和第二车轮(4、6)中较慢的一个,动力转向装置还包括转向机构(10)和动力转向电机(17),其受控于控制模块(20),所述转向控制模块(20)包含补偿规则,其允许动力转向电机(17)补偿比如交替负载补充或冻结等效应(通过启动差速器锁定模式在转向机构中诱发),以便给驾驶员提供与没有锁定模式的车轴组件(2)的感受接近的感受。



CN 107848574 B

1. 一种动力转向装置(1),其旨在用于操纵车辆(3)的行走机构(2),所述车辆(3)包括通过限滑差速器(7)彼此联接的转向加驱动式的第一车轮(4)和转向加驱动式的第二车轮(6),所述限滑差速器(7)配置为将驱动扭矩(C5)传递到所述第一车轮和所述第二车轮,以便推动所述车辆,所述限滑差速器(7)设计为在所述第一车轮(4)和所述第二车轮(6)中的一个发生同步损失和/或附着力损失的情况下自动启动被称为“锁定模式”的操作模式,其中所述限滑差速器将所述驱动扭矩(C5)的大部分输送给所述第一车轮(4)和所述第二车轮(6)中最慢的一个,所述动力转向装置还包括至少一个转向机构(10)、方向盘(16)以及辅助电机(17),所述转向机构(10)配置为操纵所述第一车轮(4)和所述第二车轮(6),以便改变它们的转向角度(θ_4 、 θ_6),所述方向盘(16)允许驾驶员操控所述转向机构(10),所述辅助电机(17)啮合所述转向机构并且受控于至少一个管理模块(20),所述管理模块(20)配置为建立辅助设定值(C_m)并且将所述辅助设定值应用到所述辅助电机(17),所述动力转向装置(1)的特征在于,所述管理模块(20)包含补偿规则(L1、L2、L3、L4、L5、L6、L7),所述补偿规则参与所述辅助设定值的建立,以在所述辅助设定值(C_m)中并入修正分量($\Delta 1$ 、 $\Delta 2$ 、 $\Delta 3$ 、 $\Delta 4$ 、 $\Delta 5$ 、 $\Delta 6$ 、 $\Delta 7$),从而允许所述辅助电机(17)补偿被称为“干扰力分量”的一些力分量(F_i),以给驾驶员提供与没有锁定模式的行走机构(2)的感受接近的感受,所述一些力分量通过启动所述限滑差速器的锁定模式而在所述转向机构中产生,其中,在所述补偿规则之中,存在至少一个交替力反馈的衰减规则(L1、L2),其产生被称为“抗反馈”的修正分量,所述被称为“抗反馈”的修正分量抵抗由在所述第一车轮(4)与所述第二车轮(6)之间交替输送所述驱动扭矩(C5)的大部分引起的干扰力分量(F_i),

其中,所述交替力反馈的衰减规则(L1、L2)涉及被称为“导数分量”的抗反馈修正分量($\Delta 1$ 、 $\Delta 2$),所述抗反馈修正分量通过将在所述方向盘(16)处施加在所述转向机构(10)上的方向盘扭矩(C_s)的时间导数(dC_s/dt)的值乘以被称为“导数增益”(Kd)的增益而得到,

其中,在所述补偿规则之中,存在至少一个防冻结规则(L3、L4、L5、L6、L7),所述防冻结规则生成被称为“复位修正分量”的修正分量($\Delta 3$ 、 $\Delta 4$ 、 $\Delta 5$ 、 $\Delta 6$ 、 $\Delta 7$),所述复位修正分量在所述方向盘(16)发生旋转从而相对于与直线轨迹对应的中心位置(θ_0)形成瞬时角度位置(θ_s)时,能够迫使所述方向盘(16)克服干扰力分量(F_i)复位到所述中心位置(θ_0),所述干扰力分量趋于减少或甚至消除车轮(4、6)的自回正扭矩,

其中,所述防冻结规则包括开环复位函数(L3),所述开环复位函数(L3)通过将角度偏差乘以被称为“开环复位增益”(GB0r)的增益而建立复位设定值(C_r),所述角度偏差定义为所述方向盘的瞬时角度位置(θ_s)与所述方向盘(16)的中心位置(θ_0)之间的差值,并且其中,所述防冻结规则包括闭环复位函数(L5),所述闭环复位函数(L5)限定所述方向盘的复位角速度设定值($\dot{\theta}_{s_s}$),并且实时调节应用到所述辅助电机(17)的辅助设定值(C_m),使得所述方向盘的实际复位角速度($\dot{\theta}_s$)遵循所述方向盘的复位角速度设定值($\dot{\theta}_{s_s}$),并且所述方向盘的复位角速度设定值($\dot{\theta}_{s_s}$)在绝对值上随所述角度偏差增加,所述角度偏差定义为所述方向盘的瞬时角度位置(θ_s)与所述方向盘的中心位置(θ_0)之间的差值。

2. 根据权利要求1所述的动力转向装置,其特征在于,所述交替力反馈的衰减规则(L1、L2)包括第一自适应函数(L1),根据所述第一自适应函数,当施加在方向盘(16)上的方向盘

扭矩 (C_s) 下降到预定阈值以下时, 或者同样地, 当辅助梯度 (dC_m/dC_s) 下降到预定阈值以下时, 或者在所述动力转向装置 (1) 包括受到被称为“齿条力”的纵向牵引力作用的转向齿条 (11) 的情况下, 当所述齿条力下降到预定阈值以下时, 所述导数增益 (K_d) 增加, 其中所述辅助梯度表示在所考虑的时刻向所述方向盘扭矩 (C_s) 的相应变化添加的通过辅助电机 (17) 输送的辅助扭矩的变化 (dC_m), 所述预定阈值被称为“直线阈值”, 表明车辆 (3) 遵循接近直线的轨迹。

3. 根据权利要求1或2所述的动力转向装置, 其特征在于, 所述交替力反馈的衰减规则 ($L1$ 、 $L2$) 包括第二自适应函数 ($L2$), 根据第二自适应函数 ($L2$), 所述导数增益 (K_d) 根据所述车辆的纵向速度 (V_v) 得到调节, 所述第二自适应函数 ($L2$) 具有位于一定的速度横坐标处的最大值 (K_{dp}), 所述一定的速度横坐标介于35km/h与90km/h之间。

4. 根据权利要求1所述的动力转向装置, 其特征在于, 所述开环复位增益 ($GB0_r$) 通过大体凹状的放大函数 ($L4$) 根据所述车辆的纵向速度 (V_v) 得到调节, 所述放大函数 ($L4$) 的半高度处的宽度 (W_{L4}) 覆盖从低值延伸到高值的速度范围, 所述低值等于或小于15km/h, 所述高值等于或大于100km/h。

5. 根据权利要求1所述的动力转向装置, 其特征在于, 所述闭环复位函数 ($L5$) 涉及被称为“闭环复位增益” (GBF_r) 的增益, 所述闭环复位增益一方面作为所述车辆的纵向速度 (V_v) 的函数 ($L6$) 得到调节, 并且另一方面作为施加在所述方向盘 (16) 上的所述方向盘扭矩 (C_s) 的递减函数 ($L7$) 得到调节。

6. 一种车辆 (3), 包括根据权利要求1-5中任一项所述的动力转向装置。

利用动力转向来补偿限滑变速器引入的负效应

技术领域

[0001] 本发明涉及动力转向系统,并且更具体地涉及装备转向加驱动式行走机构的动力转向系统,其被转向系统操作的方向盘也是驱动式的,即配置为向地面传递通过车辆的发动机输送的驱动扭矩的全部或一部分,以便推动所述车辆。

[0002] 本发明更具体地涉及一种转向系统,其旨在操纵装配有限滑变速器的行走机构。

背景技术

[0003] 早已知道以变速器来装备驱动式行走机构,所述行走机构通常包括左驱动车轮和右驱动车轮,所述变速器允许左车轮以不同于右车轮的速度的速度旋转,尤其是在转弯时。

[0004] 变速器的公认缺点是,在行走机构的驱动车轮中的一个发生附着力损失(滑动)的情况下,驱动扭矩被完全输送给趋于猛转的该车轮,而保持与地面接合的另一个驱动车轮不再传递扭矩,因此失去其驱动能力。

[0005] 为了克服此缺点,已特别开发了特殊的变速器,被称为限滑变速器(或“LSD”),例如Torsen®型的。

[0006] 这些限滑变速器或“自锁定变速器”设计为能够像常规变速器一样(尤其是在转弯时),使左车轮与右车轮之间的旋转速度不同,但是也不同于常规变速器,当车轮中的一个与另一个车轮遭受同步损失时,并且更具体地,当车轮中的一个遭受附着力损失,因此其可输送的扭矩下降(可传输扭矩,其于是变得低于预定扭矩阈值,或甚至趋于达到零)以及其旋转速度增加时,通过被称为“自锁定”的现象自动采用“锁定”操作模式,其中限滑变速器发挥作用,以将驱动扭矩从而将驱动作用输送到最慢的车轮。

[0007] 实践中,限滑变速器因此在任何时间将驱动扭矩的大部分(即通过车辆的发动机提供给行走机构的驱动扭矩的较大部分,并且所述行走机构进而能够将其传递到地面)传递到具有最低旋转速度的最慢车轮,该车轮事实上在行走机构发生附着力损失的情况下对应于维持在道路上的最大抓持力(最大附着力)的车轮。

[0008] 具体地,限滑变速器的自动锁定通过变速器的适当结构配置,通过(至少)在一方面的由车轮之一的轴承载的侧齿轮与另一方面的变速器箱体之间有意引入不可忽略值的摩擦扭矩而获得。变速器箱体自身被驱动轴驱动,通常是由于紧固到所述驱动轴的端部的小齿轮,并且其与紧固于或插入所述箱体的齿环啮合。

[0009] 这种摩擦扭矩可以例如通过弹簧压缩机构(通常具有弹性垫圈)产生。

[0010] 摩擦扭矩还可以通过粘性联接机构(包括沉浸在油中的驱动盘)获得。

[0011] 根据另一个已知的可能性,正如变速器Torsen®(“TORque SENSitive”)的情况,可以以蜗杆的形式使用侧齿轮(每个都被车轮之一的轴承载),其啮合在被变速器的箱体承载的卫星齿轮上,并且每个由蜗杆形成。与侧齿轮中的每个相关的卫星齿轮通过直齿轮彼此旋转联接。侧齿轮和卫星齿轮的相应螺旋角度的选择允许使每个侧齿轮在与之对应的卫星齿轮上的啮合几乎不可逆转,使得侧齿轮可以轻松地驱动卫星齿轮,而被箱体承载的卫星齿轮难以(或几乎不能)驱动侧齿轮。

[0012] 为了方便,可以标记 C_F 为摩擦扭矩, C_T 为通过差速器传递给一组两个车轮的总驱动扭矩, C_L 为最慢车轮上的扭矩输出,并且 C_R 为最快车轮上的输出扭矩。

[0013] 有利地,在限滑差速器内,因为差速器的箱体具有比对应的车轮的轴更快的运动,因此摩擦扭矩 C_F 在最慢车轮上具有驱动效应,借此摩擦扭矩 C_F 添加到通过卫星齿轮传递到侧齿轮以及车轮轴的扭矩 $C_T/2$,使得在慢车轮上输出的扭矩 C_L 为 $C_L=C_T/2+C_F$,而摩擦扭矩在最快车轮上具有阻滞效应,箱体具有比相应车轮轴更慢的运动,使得输出在快车轮上的扭矩 C_R 为 $C_R=C_T/2-C_F$ 。因此,在慢车轮与快车轮之间观测到扭矩不对称: $C_L-C_R=2C_F$ 。

[0014] 还应当注意的是,优选地,摩擦扭矩 C_F 可以在总驱动扭矩 C_T 增加时增加。

[0015] 更一般地,不管所用的限滑差速器如何,都将大体上得到 $C_L=k*C_R+C_0$,其中 k 是被称为“扭矩偏置比”(缩写为“TBR”)的因子,其对应于通过传递扭矩的大部分的车轮传递的扭矩与通过传递扭矩的小部分的车轮传递的扭矩之间的标称比,并且因此其根据总驱动扭矩 C_T 示出了摩擦扭矩 C_F 的演变(增加),并且 C_0 表示预负载,对应于差速器的空载摩擦扭矩。

[0016] 有利地,因子 k 将表征限滑差速器将更多的扭矩输送给慢车轮而不是快车轮的能力,并且差速器受到非零预负载 C_0 的作用,或者相反没有预负载 C_0 (正如差速器 **TORSEN®** 中可能是这种情况)。当预负载 C_0 为零时,限滑差速器将给最慢车轮输送向最快车轮传递的扭矩的 k 倍的扭矩: $C_L=k*C_R$ 。

[0017] 此外,应当注意的是,当存在非零预负载 C_0 时,在使用弹簧压缩机构的差速器中正如此,因此,即使快车轮完全失去附着力,并且在快车轮上输出的扭矩 C_R 下降趋近(或甚至达到)0,也在仍然啮合的慢车轮上保持非零输出扭矩: $C_L=2C_F=C_0$,使得差速器通常继续主要或甚至完全经由慢车轮将至少 $C_T=C_L+C_R=C_L+0=2C_F=C_0$ 的总驱动扭矩传递到地面。

[0018] 在所有情况下,在必要时,自动锁定允许限制限滑差速器的“差速”动作,以便使行走机构不完全丧失可驾驶性。

[0019] 差速器的锁定率(表示为百分数)将被称为“校准值” $T\%$,其定义如下: $T\%=100*(C_L-C_R)/C_T$ 。

[0020] 知道 $C_T=C_R+C_L=C_R(k+1)+C_0$,然后我们得到 $T\%=100*[C_R(k-1)+C_0]/[C_R(k+1)+C_0]$,或,如果我们认为预负载 C_0 相比于传递的扭矩通常是不可忽视的,则通过简化: $T\%=100*(k-1)/(k+1)$ 。

[0021] 例如,如果差速器 **TORSEN®** 在没有预负载的情况下被卡住,使得 $k=2.3$,则所述差速器将向最慢车轮传递传输给最快车轮2.3倍的扭矩,并且其校准值(锁定率)将为: $T\%=100*(2.3-1)/(2.3+1)=39\%$ 。

[0022] 具体地,使用限滑差速器提供了多个优点(被称为“正效应”),其中:

[0023] -提高车辆的可驾驶性,因为在车轮中的一个打滑的情况下,我们维持将驱动扭矩传输到仍然与地面接合的另一个车轮;

[0024] -提高直线加速度;

[0025] -提高对转弯的行驶方向的保持,特别是减少在加速阶段期间的转向不足的倾向;

[0026] -提高车辆在转向阶段中的稳定性,特别在转向阶段期间,或仍然在不规则路面上直线转向期间。

[0027] 然而,发明者已发现,在限滑差速器集成到车辆的转向(以及驱动)式前车轴的情况下,于是限滑差速器在车辆的一些现实情形中,特别是在加速阶段期间,干扰控制所述前

车轴的车轮的取向的转向机构的操作。

[0028] 更具体地,限滑差速器在前车轴内的存在可以在转向机构中产生特定的力以及力变化,其适于启动限滑差速器(即,适于差速器的锁定动作),并且其改变转向的行为,以及转向的感受,即,车辆的驾驶员触觉感知所述转向的方式,因此通过方向盘凭直观地解释车辆的行为。

[0029] 然而,限滑差速器引起的一些效应(被称为“负效应”)被认为是非所需的,因为它们干扰驾驶员的感觉,并且可能在一些情况下,影响驾驶的舒适感或甚至车辆以及它的乘客的安全。

[0030] 因此,例如在转弯的情形中,即当车辆遵循曲线轨迹,并且方向盘以及车轮因此在转弯方向上转向时,限滑差速器的存在(以及进入动作)可能造成转向的“冻结”(定住),即复位动作的损失,所述复位动作在普通情况下,特别是在没有限滑差速器的情况下,趋于自然地使转向重回中心,并且更具体地使方向盘重回中心,到其对应于直线的“零”位置。

[0031] 实践中,当内车轮开始打滑并且所述内车轮的旋转速度变得比外车轮的旋转速度更高时,这种冻结由操作限滑差速器的驱动扭矩从位于弯道内侧的车轮输送到位于弯道外侧的车轮导致。

[0032] 这种冻结可以特别例如在下列情形中发生。

[0033] 假定车辆向右转弯。以恒定的(纵向)速度,惯常地在转向机构中施加复位扭矩,该复位扭矩趋于使方向盘复位回到中心位置,即,其将方向盘向左拉回(所以驾驶员必须施加向右的力以维持所述方向盘的转向角度)。复位扭矩是由于自回正扭矩的存在导致的,其是通过地面在每个被转向车轮的车轮上的作用产生的,并且其趋于在车辆的回正中使车轮复位(在偏转上)。此外,用于推动车辆的驱动扭矩主要指向最慢的车轮,即朝向位于弯道的内侧的车轮,这里为右车轮。

[0034] 如果车辆仍在转向中加速,则在方向盘处感受到的复位扭矩首先趋于增加。然而,一方面,由于驱动扭矩的增加以及通过加速提供的内前车轮的减轻效应(通过纵向加速,其趋于产生从车辆的前部到后部的质量传递,并且通过横向加速,其通过离心力趋于产生从内车轮到外车轮的质量传递),因此有可能达到内前车轮(这里为右前车轮)的附着力的极限,其于是开始打滑。

[0035] 然后,启动(锁定)限滑差速器,以将驱动扭矩的更大部分输送给外车轮(左前车轮)。

[0036] 相应地在内车轮(这里在右转弯的背景下为右车轮,其接收较少的驱动扭矩)与外车轮(左车轮,其接收驱动扭矩的绝大部分)之间产生的扭矩偏差导致产生偏转扭矩,其趋于在转弯的方向上(这里为顺时针,右转弯方向)驱动转向装置,更一般地说车辆。

[0037] 该偏转扭矩导致产生转向冻结的感觉。

[0038] 但是,在转向冻结的情况下,方向盘未自然地重回中心,并且对转向的感觉由于在方向盘处没有自回正扭矩的存在而被部分地扭曲(驾驶员有自回正扭矩为零的印象),所冒的风险有对转向的不良评估、和/或维持不合适的转向角度,这当然可能影响车辆的轨迹,从而影响所述车辆的乘员或其他道路使用者的安全。

[0039] 在一些极端的情况下,超过冻结时,我们可能见证“吞噬”现象(即,转向装置的自转向),限滑差速器的作用趋于加强转向,即在已进行的转弯的方向上增加车轮的转向角

度,更一般地说增加转向机构的转向角度。

[0040] 此外,如果车辆在不规则的路面(例如,颠簸的道路)上行驶,在其上附着力的状况对于左车轮和右车轮快速且以相对随机且不同的方式变化,使得左车轮和右车轮趋于交替打滑,于是限滑差速器轮流将扭矩传输到右车轮,然后到左车轮,以此类推,这导致转向在方向盘处的交替力反馈。

[0041] 限滑差速器所分配的驱动扭矩由于在左车轮与右车轮之间的交替切换而产生的这些力反馈,可能有高度变化的强度和频率,并且或多或少是不规则的。

[0042] 如果驾驶员用手保持着方向盘,则这些力反馈导致在方向盘上感受到颠簸(随机的并且有时具有较高强度)。

[0043] 这种颠簸可能使得难以或至少不舒服地将方向盘维持在期望的角度方向上,更一般地说将车辆保持在所需轨迹上。

[0044] 如果释放方向盘,则这些力反馈转化成方向盘的角度振动和随机振动(被称为“角度反馈”),其可以达到相对显著的幅度,并且由此触发不期望的操纵,可能使车辆从其轨迹偏离。

[0045] 应当注意的是,力反馈现象在直线附近(即当车辆遵循直线轨迹或接近直线时)是特别敏感的,因此是强烈的不适来源,程度达到使得,在这种驱动构造中,转向辅助的强度低,或甚至大致为零,因此可能无法抵抗这些力反馈,使车辆的前进方向的维持特别易受所述力反馈的影响。

[0046] 通常,由于它们的负效应(其给予转向装置,并且更一般地说给予车辆,有时不舒适、有时令人不安的行为)可能干扰驾驶员,并且导致他做出不合适的反应,尤其是在所述驾驶员不具有经验丰富的操控条件反射的情况下,限滑差速器通常被认为与前轮驱动车辆上的一系列应用不兼容。

发明内容

[0047] 因此,赋予本发明的目的是旨在弥补前述缺点,并且提供一种解决方案,该解决方案允许受益于限滑差速器的典型的正效果,同时保证舒适、安全和直观的驾驶,而不管驾驶员具有的操控水平如何。

[0048] 赋予本发明的目的借助于以下装置达成:一种动力转向装置,其旨在用于操纵车辆的行走机构,所述车辆包括通过限滑差速器彼此联接的转向加驱动式的第一车轮和转向加驱动式的第二车轮,所述限滑差速器配置为将驱动扭矩传递到所述第一车轮和第二车轮,以便推动所述车辆,所述限滑差速器设计为在所述第一车轮和第二车轮中的一个发生同步损失和/或附着力损失的情况下自动启动被称为“锁定模式”的操作模式,其中所述限滑差速器将所述驱动扭矩的大部分输送给所述第一车轮和所述第二车轮中最慢的一个,所述动力转向装置还包括至少一个转向机构、方向盘以及辅助电机,所述转向机构配置为操纵所述第一车轮和所述第二车轮,以便改变它们的转向角度,所述方向盘允许驾驶员操控所述转向机构,所述辅助电机啮合所述转向机构,并且受控于至少一个管理模块,所述管理模块配置为建立辅助设定值并且将所述辅助设定值应用到所述辅助电机,所述动力转向装置的特征在于,所述管理模块包含补偿规则,所述补偿规则参与所述辅助设定值的建立,以在所述辅助设定值中并入修正分量,从而允许所述辅助电机补偿被称为“干扰力分量”的一

些力分量,以给驾驶员提供与没有锁定模式的行走机构的感受接近的感受,所述一些力分量通过启动所述限滑差速器的锁定模式而在所述转向机构中产生。

[0049] 有利地,本发明因此提出通过适当地改变辅助规则,来基本上掩盖限滑差速器的存在,这是通过辅助电机的主动反应来补偿所述限滑差速器的负效应,以使转向行为从而使驱动感受更接近由没有限滑差速器的行走机构提供的驾驶感受(即,以使驾驶员实际上感觉到的驾驶感受更接近在相同状况下为装配有常规差速器而不是限滑差速器的大致相同的行走机构提供的感受)。

[0050] 因此,本发明允许通过辅助电机的选择性干预,一方面具体地保留限滑差速器的正机械效应,其有助于提高可驾驶性和车辆的道路保持性,而另一方面实际上(即,在转向的感受中,使得所述感受能在方向盘处感觉到)减轻所述限滑差速器特有的负效应(即,所述限滑差速器的锁定模式的自动启用特有的效应),例如冻结和交替力反馈。

[0051] 有利地,本发明特有的一系列新的辅助规则(其集成了旨在对抗由限滑差速器引起的负效应的补偿要素)允许人为地大致维持驾驶“正常”车辆的感受,即其差速器没有自动锁定功能的车辆,并且特别是在涉及的车辆是前轮驱动车辆时。

[0052] 通过提供与没有自动差速器锁定模式的车辆的感觉类似的驾驶感觉,使得所述感觉与驾驶员对车辆的动态行为的整体与直观的感觉一致,本发明避免干扰习惯于驾驶没有限滑差速器的前轮驱动车辆的驾驶员。

[0053] 因此,本发明允许基于驾驶员的习惯性条件反射本能地驾驶,而所述驾驶员没有必要获得装配有限滑差速器的车辆特有的新驾驶条件反射,并且没有以下风险,即驾驶员由于被异常的感受误导而采取不适合车辆的情况的反应,或甚至发展为潜在的危险操纵。

[0054] 有利地,本发明的实施还特别简单且廉价,因为只需编排或必要时重新编排转向装置的电子管理模块的计算机存储器,以在其中并入本发明特有的补偿规则。

[0055] 因此,应当注意的是,容易考虑到一系列前轮驱动车辆,其包括:一方面,装配有常规差速器的模型,以及另一方面,装配有限滑差速器的模型,所有模型使用相同的共用的动力转向装置,特别是相同的标准化的转向机构,但是不同之处在于管理模块所应用的一组规则,其在一种情况下(在存在常规差速器的情况下)将包含(并且将应用)常规辅助规则,并且在另一种情况下(在存在限滑差速器的情况下)将包含且将应用修改的辅助规则,其集成有专用于补偿由限滑差速器的存在引起的负效应的补偿规则。

[0056] 车辆范围的生产的合理化将相应地得到改善,因为只需选择管理模块合适的程序,以使相同的动力转向装置时而适于常规差速器车辆,时而适于限滑差速器车辆。

[0057] 绝对意义上说,为了限制辅助规则的多样性(特别是为了避免开发不同的映射图),甚至可以考虑在装配有限滑差速器的车辆上开发包括补偿规则的辅助规则,然后在设有常规差速器的车辆上验证这种辅助规则的全部或部分的移植性(当然反过来是不可能的,程度达到使得,限滑差速器的存在要求提供特有的补偿规则,以确保有效管理所述限滑差速器引起的负效应,因此不允许满足常规辅助规则,其自身也不足以确保这种管理)。

附图说明

[0058] 本发明的其他的目的、特征和优势将在审阅下述说明以及使用附图的基础上更详细地呈现,说明和附图通过纯例示性且非限制性的方式提供,其中:

[0059] 图1在示意性俯视图中示出了根据本发明的设有限滑差速器并且实施管理模块以便补偿所述限滑差速器的负效应的前轮驱动车辆。

[0060] 图2以实线示出了根据本发明的旨在减轻交替力反馈的补偿规则,所述规则在这里由根据方向盘扭矩得到调节的导数增益来表示;这个相同的图还允许在视觉上将该补偿规则与常规辅助规则(以虚线表示)比较,常规辅助规则能够用于没有限滑差速器的行走机构。

[0061] 图3以实线示出了根据本发明的补偿规则,其通过作为车辆速度的函数来演变导数增益的补偿规则,并与可在没有限滑差速器的情况下使用的规则演变(以虚线表示)比较进行。

[0062] 图4以实线示出了冻结补偿的规则,其表示为开环复位设定值的形式,类似于电动机扭矩设定值,其根据方向盘的瞬时位置与所述方向盘的中心位置之间的角度偏差而演变,并且通过与可用于没有限滑差速器的情况的规则(虚线)进行比较。

[0063] 图5通过与可在没有限滑差速器的情况下使用的规则(以虚线表示)比较,以实线示出了作为车辆的速度的函数的开环复位增益的演变。

[0064] 图6以实线示出了冻结补偿的规则,其以闭环表示为方向盘的复位角速度设定值的形式,其根据方向盘的瞬时位置与所述方向盘的中心位置之间的角度偏差而演变,并且通过与可用于没有限滑差速器的情况的规则(虚线)进行比较。

[0065] 图7通过与可在没有限滑差速器的情况下使用的规则(以虚线表示)比较,以实线示出了作为车辆的速度的函数的闭环复位增益的调节。

[0066] 图8通过与可在没有限滑差速器的情况下使用的规则(以虚线表示)比较,以实线示出了作为方向盘扭矩的函数的闭环复位增益的调节。

具体实施方式

[0067] 本发明涉及动力转向装置1,其旨在用于操纵车辆3的行走机构2。

[0068] 如图1所示,所述行走机构2包括第一车轮4(这里为左车轮),其既转向(即,能够在转向装置1控制下偏转),又驱动(即,配置为通过旨在推进车辆3的发动机5得到驱动)。

[0069] 行走机构2还包括第二车轮6(这里为右车轮),其也既转向又驱动。

[0070] 在一特别优选的方式中,行走机构2将形成位于车辆3的前半部分的前车轴,从而确保所述车辆3的前轮驱动。

[0071] 根据优选的变型,前行走机构2可以是车辆3的仅有的驱动齿轮系,其于是将严格地是前轮驱动车辆(通常是前两轮驱动车辆,在装备所述车辆的四个车轮上)。

[0072] 然而,替代地,将本发明永久或暂时应用到具有整体传动装置的前车轴上也是可能的。

[0073] 第一车轮4和第二车轮6通过限滑差速器7(图1中标记的“LSD”)彼此联接,其配置为将驱动扭矩C5、C4、C6传递到所述第一车轮4和所述第二车轮,以推动车辆3。

[0074] 按惯例,应当注意,C5为驱动扭矩(总),其在所考虑的时刻由发动机5提供给限滑差速器7,然后通过第一车轮4和第二车轮6传递到地面。

[0075] 类似地,应当注意,C4为给予第一车轮4(由差速器7输送)的分配扭矩,即通过所述第一车轮4传递到地面的扭矩,并且C5为给予第二车轮5(由差速器7输送)的扭矩,即通过所

述第二车轮5传递到地面的扭矩。

[0076] 实践中,因此将存在下式(忽略损耗): $C_5=C_4+C_6$ 。

[0077] 结构上,如本身已知的,限滑变速器7可能包括装配有齿环的箱体,该齿环被紧固在发动机5的输出轴上的驱动小齿轮旋转驱动。

[0078] 第一车轮4和第二车轮6中的每个都固定到其自身的轴(被称为“车轮轴”8、9),车轮4和车轮6通过车轮轴接收其驱动扭矩 C_4 、 C_6 。

[0079] 第一车轮4的(左)轴8与第二车轮6的(右)轴9同轴,并且与变速器7的箱体的旋转轴线同轴,所述车轮轴8、9相对于变速器7枢转地铰接。

[0080] 每个车轮轴(分别为左轴8和右轴9)承载侧齿轮,其设计为与箱体所承载的至少一个卫星齿轮啮合。

[0081] 根据本发明,在第一车轮4和第二车轮6中的一个发生同步和/或附着力损失的情况下,所述限滑变速器7设计为自动启动被称为“锁定模式”的操作模式,其中所述限滑变速器7将驱动扭矩 C_5 的大部分(即,一半以上)输送到第一车轮4和第二车轮6中最慢的一个。

[0082] 因此,在锁定模式中,如果第一车轮4的旋转速度小于第二车轮6的旋转速度,则定向在第一车轮4上的扭矩 C_4 将严格大于定向在第二车轮上的扭矩 C_6 ,因此其将接收与传递总驱动扭矩的一半以上,即,将存在下式: $C_4>C_6$,并且 $C_4>C_5/2$ 。

[0083] 更具体地,触发变速器的滑动限制功能(即,启动锁定模式),如上面已描述的,相当于在箱体与车轮轴8、9之间的变速器7内引入不可忽略值的摩擦扭矩 C_F ,在车轮4、6中的一个发生附着力损失的情况下,足以迫使输送另一个车轮6、4的可驾驶性,并且更一般而言维持车辆的可驾驶性。

[0084] 实践中,在锁定模式中,如果我们标记 k 为偏向扭矩比(“BTR”)并且 C_0 为可能的预负载(可以是0,特别是在变速器 **Torsen**®中,或相反地非零),变速器7引起车轮4、6之间的扭矩的不对称,最慢的车轮4接收大部分扭矩 $C_4=k*C_6+C_0$,通常 $C_0=2*C_F$,或甚至在没有预负载 C_0 的情况下,接收大部分扭矩 $C_4=k*C_6$,同时最快的车轮6(通常为损失附着力的车轮)接收少部分扭矩 $C_6=1/k*(C_4-C_0)$,并且更特别地 $C_6=1/k*C_4$ 。

[0085] 锁定模式的启动,即第一车轮4和第二车轮6之间的扭矩不对称性(不对称性在这里等同于 $C_4-C_6=(k-1)*C_6+C_0$,并且更特别地,在没有预负载的情况下等同于 $(k-1)*C_6$,其如以上所指出的,如果 $k=2.3$,则可以例如对应于锁定率 $T\%=39\%$)的引入,是在通过变速器7连接的第一车轮4与第二车轮6之间产生同步损失的情况下自动形成的,即特别是由于所述车轮4、6在地面上的相应附着力条件的改变(因此,车轮4、6中的每个可传输扭矩的强度的改变)和/或由于进入弯道,而在车轮4开始以不同于另一个车轮6的旋转速度的旋转速度旋转时自动地形成的。

[0086] 实践中,在车轮(这里为第二车轮6(也被称为“空转”车轮))发生附着力损失的情况下,锁定模式可能相当于暂时在旋转中(在摩擦扭矩 C_F 提供的可能性极限内)固定变速器箱体7与另一车轮4的侧齿轮和轴8,以及所述空转车轮6的轴9。

[0087] 结构上,限滑变速器7可以使用适用于自动启动锁定模式(即用于自动引入摩擦扭矩 C_F)的任何技术。

[0088] 因此,所述变速器7可能是例如设有弹簧机构(其优选地在侧齿轮上施用轴向应力)特别是弹簧垫圈机构的变速器,或者设置有粘性联接器机构(具有盘)的变速器,或者

Torsen®型的差速器螺旋机构,其中,如本身已知的,存在两个不同的侧齿轮,每个都与车轮轴关联,并且都通过相同取向的蜗杆形成,所述蜗杆中的每个都在中心部分上与至少一个相应卫星齿轮的螺旋齿(形状与侧齿轮的形状互补,并且其螺距限定摩擦扭矩 C_F)啮合,所述卫星齿轮自身由箱体承载,并且其中分别与左侧齿轮和右侧齿轮相关联的两个卫星齿轮通过它们配置在齿轮中的端部部分进一步啮合。

[0089] **Torsen®**型差速器的使用将是特别优选的,程度达到使得,一方面,这种差速器允许通过其牢固设计传输高扭矩,而另一方面,其不易磨损,并且最后这种差速器是特别有反应性的,因为在必要时可立即启动锁定模式,而不会使车轮发生附着力损失(这种反应性也说明了限滑差速器**Torsen®**特别易于发生突变行为,从而诱发相当突然和相当高强度的负面反应)。

[0090] 不管所用的限滑差速器技术如何,一方面的校准值 $T\%$ (即第一车轮4与第二车轮6之间的(最大)扭矩差值)与另一方面的总驱动扭矩之间的比值,使 $T\% = (|C_4 - C_6|) / C_5 * 100$,其在这里可以更具体地表示为 $T\% = (|k-1| * C_6) / ((k+1) * C_6) * 100$,将选择为大于或等于15%、大于或等于20%、大于或等于30%、或者大于或等于35%、到40%或甚至50%。

[0091] 就这一点而言,应该注意的是,执行根据本发明的限滑差速器7的负效应的补偿允许选择(包括对于旨在用于常规道路用途的“客运”车辆)特别高的校准值 $T\%$,其可能达到或超过60%或甚至80%、或者大致100%(例如,在导向式差速器的情况下,其中系数 k 的值趋向于无穷),即,其可以达到一个值,或处于一系列值内,通常为“越野”车辆预留,并且这会在没有高校准值 $T\%$ 的情况下导致驾驶员感到不适。

[0092] 这里再次,**Torsen®**特有的技术将例如允许设定介于15%、或甚至30%或35%(低校准值)与50%(高校准值)之间的校准值 $T\%$ 。

[0093] 此外,如图1所示,根据本发明的动力转向装置1还包括至少一个转向机构10,其配置为操纵第一车轮4和第二车轮6,以便改变所述车轮4、6的转向角度 θ_4 、 θ_6 (即,每个车轮4、6相对于车辆3的纵向前后方向的相应偏转取向)。

[0094] 所述转向机构10可以例如包括齿条11,其在固定于车辆3的转向套管中受到平移引导(这里沿着左右轴线,横向于车辆的纵向方向),并且其每个端部都连结到转向杆(分别为左拉杆12和右拉杆13),所述转向杆连结到承载相应车轮4、6的短轴。

[0095] 有利地,齿条11将被操纵小齿轮14驱动,该操纵小齿轮紧固到转向柱15的一个端部。

[0096] 如图1所示,动力转向装置1还包括方向盘16,其允许驾驶员操控转向机构10。

[0097] 更具体地,方向盘16将在所述转向柱的一个端部(它与供操纵小齿轮14紧固在其上的端部相反)处紧固在转向柱15上,从而允许手动致动转向机构10。

[0098] 动力转向装置1还包括辅助电机17,其优选地经由减速器18(例如,具有蜗轮与蜗杆的减速器)啮合在转向机构10上。

[0099] 在一特别优选的方式中,辅助电机17将由双向旋转电机形成。电机的使用的确将显著简化根据本发明的补偿规则的执行,同时允许生产轻量且节约空间的转向装置1。

[0100] 辅助电机17可以啮合在转向柱15上,处于操纵小齿轮14的和齿条11的上游,从而形成被称为“单小齿轮”机构的机构,如图1中所示,或者替代地,经由与操纵小齿轮14不同

的第二小齿轮或滚珠丝杠直接啮合在齿条11上,从而形成被称为“双小齿轮”机构的机构。

[0101] 辅助电机17受控于至少一个管理模块20,其配置为建立辅助设定值 C_m ,并且将所述辅助设定值 C_m 应用到所述辅助电机17。

[0102] 辅助设定值 C_m 对应于期望通过辅助电机17在所考虑的时刻传输的目标扭矩。实践中,辅助设定值 C_m 因此可以对应于电流设定值,辅助电机17根据该电流设定值得到供电。

[0103] 常规上,管理模块20可以包含并应用“常规”辅助规则,从而允许辅助电机17辅助驾驶员进行转向操作,特别是在驾驶员想要向左或相反地向右转动方向盘(从而转向)时,通过放大驾驶员手动施加在方向盘上的力来实现。

[0104] 管理模块20可以由电子电路、电子卡、计算器(电脑)、可编程逻辑控制器、或任何其它等同装置形成,其可以具有连结到其电子部件的布线的物理控制结构,和/或优选地由计算机程序限定的虚拟控制结构。

[0105] 根据本发明,管理模块20包含补偿规则L1、L2、L3、L4、L5、L6、L7,其介入辅助设定值 C_m 的建立,从而在所述辅助设定值 C_m 中并入修正分量 $\Delta 1$ 、 $\Delta 2$ 、 $\Delta 3$ 、 $\Delta 4$ 、 $\Delta 5$ 、 $\Delta 6$ 、 $\Delta 7$,从而允许辅助电机17补偿被称为“干扰力分量”的某些力分量 F_i ,其通过启动限滑变速器7的锁定模式在转向机构10中引起,并且这从而为驾驶员提供一种接近(或几乎等同于)没有锁定模式的行走机构2的感觉。

[0106] 有利地,所述补偿规则L1、L2、L3...抵抗限滑变速器7的一个或多个负效应,特定于启动所述变速器7的锁定模式,即,所述补偿规则抵抗力(以及力的变化)在转向机构10的行为上的影响,其特别地由变速器7的滑动限制功能的介入引起,并且其干扰所述转向机构10的控制动作(通过这些动作使转向角度得到改变或保持,从而控制车辆的行进方向)以及干扰驾驶员对所述转向机构10的感觉。

[0107] 因此,现在驾驶员通过方向盘16几乎感觉不到、或甚至完全感觉不到锁定模式的自动介入,特别是在驾驶员决定的车辆的(纵向)加速阶段期间。

[0108] 换句话说,得益于其补偿规则L1、L2、L3...,管理模块20起到动态过滤界面的作用,其允许通过伴随触发变速器7的锁定模式发生的补偿动作,在所有情形中,特别是在车辆的加速阶段中和/或在驱动车轮4、6发生附着力损失的阶段中,大体上实时模拟并基本上恢复与没有限滑变速器的“常规”行走机构相关联的转向机构10的行为。

[0109] 通过对驾驶员掩盖由锁定模式的介入导致的并且被判断为不期望的干扰,比如方向盘16在弯道中的冻结或者交替力反馈,本发明为驾驶员提供非常直观的驾驶条件,且感觉类似于驾驶员在驾驶前车轴(驱动式)没有限滑变速器的车辆时经历的那种感觉。

[0110] 补偿规则L1、L2、L3...以及“经典”辅助规则将储存在管理模块20的非易失性存储器中。

[0111] 现在将参照图2到图8更详细地描述补偿规则L1、L2、L3...的实施例。

[0112] 在所述图2到图8中,补偿规则用实线表示,适用于装配有限滑变速器7的转向行走机构2,并且为了描述的目的,用虚线表示常规的辅助规则,其基本上没有能够补偿限滑变速器引起的负效应的补偿功能。

[0113] 这些常规辅助规则(用虚线表示)实践中适用于没有其变速器的自动锁定功能的行走机构2,但是不适合(因为不足以胜任)管理根据本发明的限滑变速器7。

[0114] 通过图示的简单约定,并且为了描述的方便,在图2到图8的坐标图上,通过对应的

补偿规则L1、L2、L3、L4、L5、L6、L7(相应地)引入(并因此介入辅助设定值 C_m 的建立)的修正分量 $\Delta 1$ 、 $\Delta 2$ 、 $\Delta 3$ 、 $\Delta 4$ 、 $\Delta 5$ 、 $\Delta 6$ 、 $\Delta 7$ 等同于通过箭头以图形表示的常规规则的线条(用虚线表示)与适于本发明L1、L2、L3...的补偿规则的线条(用实线表示)之间的值的差异,这相当于将这两种类型的规则之间的差异(图形偏差)等同于修正分量,其被有效地加入到辅助设定值 C_m ,并且其事实上由两种类型的规则之间的所述差异(图形偏差)引起。

[0115] 因此,能够以某种方式将补偿规则L1、L2、L3... (更具体而言,限定所述补偿规则的映射图)呈现为常规的基本规则与附加分量之和,所述附加分量改变基本规则(通过叠加在所述基本规则上)并且允许将所述基本规则转换成补偿规则,方法是在其中并入用于产生修正分量 $\Delta 1$ 、 $\Delta 2$ 、 $\Delta 3$...所必需的元素,旨在从而有必要并且足以抵抗限滑差速器的负效应。

[0116] 与基本常规规则(用虚线表示)相比,根据本发明的补偿规则L1、L2、L3...因此包含并以某种方式带来附加修正分量 $\Delta 1$ 、 $\Delta 2$ 、 $\Delta 3$...,其(用代数方法)附加到基本常规分量,因此附加到辅助设定值,从而补偿限滑差速器7相对于常规差速器所产生的负效应。

[0117] 优选地,在补偿规则之中,存在交替力反馈的至少一个衰减规则L1、L2,其产生修正分量 $\Delta 1$ 、 $\Delta 2$ (被称为“抗反馈”修正分量),其抵抗由第一车轮4与第二车轮6之间的驱动扭矩 C_4 、 C_6 的大部分输送的交替所引起的干扰力分量。

[0118] 因此,能够减缓由在驱动扭矩 C_5 的大部分分配中发生的倒转产生的颠簸,锁定模式具有一种效应,其根据所述车轮4、6的相应附着力波动,通过总是偏向在所考虑的时刻具有最佳附着力的最慢车轮,交替地将所述驱动扭矩 C_5 的绝大部分(例如,扭矩等于 $C_5/2+C_F$)时而引向第一车轮4,时而引向第二车轮。

[0119] 优选地,交替力反馈的衰减规则L1、L2涉及抗反馈修正分量(被称为“导数分量” $\Delta 1$ 、 $\Delta 2$),其通过方向盘扭矩 dC_s 的时间导数的值 dC_s/dt 乘以增益(被称为“导数增益”)Kd而建立。

[0120] 如图1所示,方向盘扭矩 C_s 是驾驶员克服转向机构10在方向盘16上施加的扭矩,这里是克服转向柱15和齿条11,并且根据情况是克服辅助电机17在方向盘16上施加的扭矩。

[0121] 所述方向盘扭矩 C_s 可以通过扭矩传感器来测量,所述扭矩传感器例如为磁或电磁式、绝对或增量式、模拟或数字式扭矩传感器,其将对介于方向盘16与转向柱15之间的扭力杆的弹性形变敏感。

[0122] 有利地,与方向盘扭矩的时间导数 dC_s/dt 成正比(通过导数增益Kd)的修正分量 $\Delta 1$ 、 $\Delta 2$ 的使用允许考虑(从频率和强度上)方向盘扭矩 C_s 随时间的变化,即考虑可能影响方向盘16的颠簸。

[0123] 因此,涉及导数分量的抗反馈规则L1、L2允许通过产生抵抗引起颠簸的力 F_i 的修正分量,而几乎瞬时地对方向盘扭矩变化做出反应。

[0124] 有利地,当方向盘扭矩的变化率(从而方向盘扭矩的时间导数的值)高时,作为方向盘扭矩的导数的函数获得的所述修正分量 $\Delta 1$ 、 $\Delta 2$ 被辅助电机17甚至更快且更强地输送。

[0125] 因此,差速器7引起的力反馈 F_i 越突然,抗反馈修正分量 $\Delta 1$ 、 $\Delta 2$ 就越强,从而有效地克服所述反馈。

[0126] 抗反馈补偿规则L1、L2可以设计为使得,尽管存在限滑差速器7,特别是在所述差

速器7的锁定模式的启用期间和/或在驱动扭矩 C_5 从一个车轮分向另一车轮的绝大部分分配中的交替期间,在方向盘16处感受到的方向盘扭矩 C_s ,更具体而言由交替力反馈引起的方向盘扭矩峰值的最大值,保持小于或等于最大容许值(被称为“上限值”)。

[0127] 因此,具体地,在任何情况下,限滑差速器7自身将超出“普通”驾驶员能够手动施加的方向盘的保持法向力,使得差速器7的锁定模式的触发可能不会迫使违背驾驶员的意愿操纵转向。

[0128] 换句话说,限滑差速器7将有利地通过补偿规则L1、L2得到充分的缓和,以便不能够使驾驶员出错,特别是不会导致方向盘的意外释放或意外地驱动手臂,这会使驾驶员扭伤。

[0129] 然而,交替力反馈的衰减规则L1、L2(通过导数修正分量),尽管设计为拉平或甚至“消除”由启动差速器7的锁定所引起的力反馈效应,仍将保持一定大小,以免完全过滤与车轮4、6和地面的相互作用相关的所有力反馈,这就不会剥夺驾驶员通过方向盘16对道路的任何感觉(“路感”)。

[0130] 优选地,如图2中标记为L1的规则所示,交替力反馈的衰减规则L1、L2包括被称为“第一自适应函数”的补偿规则L1,根据该补偿规则,当(通过驾驶员)在方向盘16上施加的方向盘扭矩 C_s 下降到预定阈值(被称为“直线阈值”,其表示车辆3遵循接近直线的轨迹)以下时,导数增益 K_d 增加。

[0131] 应当注意的是,以同样的方式,该相同的规则(第一自适应函数)L1可以预测到:导数增益 K_d 在辅助梯度 dC_m/dC_s 下降到预定阈值(被称为“直线阈值”,其表示车辆3遵循接近直线的轨迹)以下时增加,所述辅助梯度表示在所考虑的时刻向方向盘扭矩 dC_s 的相应变化添加的由辅助电机17传输的辅助扭矩的变化 dC_m (所述辅助扭矩这里可等同于应用于所述辅助电机17的辅助设定值 C_m)。

[0132] 为了便于理解,只需考虑的是,如果基本辅助(映射)规则在图形上表示为曲线的形式,其在每个方向盘扭矩值 C_s 处与辅助扭矩的相应值(辅助设定值) C_m 相关,则辅助梯度 dC_m/dC_s 在图形上对应于所述曲线在所考虑的操作点处的斜率(方向盘扭矩,辅助设定值)。

[0133] 要程度达到使得总转向力(包括驾驶员的手动力和辅助电机17所传输的助力)以及因此的(基本)助力(其有必要提供来保持或加强转向角度 θ_4 、 θ_6)原则上在转向角度高时从而在施加于方向盘处的扭矩 C_s 高时更强(因为转弯越显著,在转向机构上沿相应方向施加牵引力以使车辆转向的需求就越大),辅助梯度 dC_m/dC_s (其反映(基本)转向辅助所提供的降低效应)实际上提供转向的强度方面的信息,即允许量化车辆移动离开或接近直线行进路线的程度。

[0134] 因此,辅助梯度越高(绝对值),转向强度越大,并且车辆的轨迹越弯,梯度越小(即接近0),车辆离直线轨迹就越近。

[0135] 根据另一个可能性,相当于前两个,第一自适应函数L1可以预期到,如果转向装置1包括转向齿条11(在其上施加被称为“齿条力”的纵向牵引力,所述齿条力代表车轮4、6更具体而言轮胎克服转向操作的阻力),则当所述齿条力下降到预定阈值(被称为“直线阈值”,其表示车辆3遵循接近直线的轨迹)以下时,导数增益 K_d 可以增加。

[0136] 齿条力可以通过任何合适的方式估算或测量,例如从转向装置的内部数据(特别是从驾驶员施加在方向盘16上的方向盘扭矩,从辅助电机17输送的扭矩,以及从所述辅助

电机的轴的旋转速度)来估算。

[0137] 不管所使用的变量(方向盘扭矩、辅助梯度、齿条力或任何其它等效变量)如何,这里在图2的横坐标上,为了量化车辆的轨迹趋近直线或相反趋近曲线的程度,可以定义补偿规则(第一自适应函数)L1的两个域,即第一域DI,被称为“逼近直线”的域,其位于上述直线阈值之下,以及第二域DII,被称为“远离直线”的域,其位于所述直线阈值之外。

[0138] 在所有情况下,如图2所示,导数增益Kd在远离直线的第二域DII比在第一域DI中低,并且随着其接近直线而逐渐显著增加(在此基本线性地)。

[0139] 这由以下事实说明,即转弯在直线附近需要大于保持力的操纵力,使得在趋近直线时,辅助电机17提供的辅助减少,并且当更靠近直线时,转向更易受到力反馈的影响。

[0140] 因此,当趋近直线时,通过规则(第一自适应函数)L1对力反馈的补偿(这里通过导数)逐渐增加。

[0141] 相反地,在显著的转向情形中(即,在第二域DII中),考虑到与差速器7的锁定相关的可预测的力反馈,驱动辅助强,因此转向对所述力反馈不敏感。

[0142] 通过指示,直线阈值可以设定在介于1N.m与3N.m之间的值,并且在方向盘扭矩 C_s 用作参考变量的情况下,例如设定为如图2所示的2N.m左右。

[0143] 此外,应该注意的是,在接近直线的第一域DI中,补偿规则L1提供这样的导数增益Kd,其严格大于没有补偿情况下使用的导数增益(通过以虚线表示的常规规则限定),并且其具有更快的增长,在趋近直线(即横坐标零)时,逐渐地增长。

[0144] 优选地,如图3中标记为L2的规则所示,交替力反馈的衰减规则L1、L2包括被称为“第二自适应函数”的补偿规则L2,根据该补偿规则,导数增益Kd根据车辆的纵向速度 V_v 进行自适应。

[0145] 优选地,如图3所示,第二自适应函数L2具有最大值 K_{dp} ,其位于速度横坐标处,该速度横坐标介于35km/h与90km/h之间,优选在35km/h与50km/h之间,例如大致等于40km/h。

[0146] 更一般地,第二自适应函数L2优选地在一定速度范围中具有导数增益值Kd,该速度范围在35km/h与50km/h之间、或甚至更广泛地在20km/h或甚至10km/h(低值)与90km/h或甚至130km/h(高值)之间延伸,在所述导数增益值Kd中最大值 K_{dp} ,其(优选全部)大于与零速度(0km/h)处的导数增益值相对应的y截距值 k_{d0} 。

[0147] 优选地,第二自适应函数L2将通常呈凹状,为此,将具有在y截距值 k_{d0} 与最大值 K_{dp} 之间的至少一个增加域以及超过所述最大值 K_{dp} (即对于大于最大速度横坐标 K_{dp} 的速度横坐标)的减小域,所述y截距值 k_{d0} 对应于零速度处的导数增益的值,所述最大值 K_{dp} 处在介于35km/h与90km/h之间、优选在35km/h与50km/h之间、例如大致等于40km/h的速度横坐标处。

[0148] 有利地,第二自适应函数L2允许在一定速度范围(通常在35km/h或甚至40km/h与90km/h之间)中最大限度地提高导数增益Kd,其中车辆特别容易暴露于显著的加速度和高的驱动扭矩值 C_5 、 C_4 、 C_6 ,以触发差速器7的锁定以及引起最显著的负效应。

[0149] 换句话说,第二自适应函数L2允许在车辆速度 V_v 的一定范围中最大限度地提高导数增益Kd,其表征车辆的现实情形,其中分配给左车轮4的扭矩(也被称为“车轮扭矩”)C4和/或相应地分配给右车轮6的扭矩C6是最大值,即超出了接近车辆实质上可能达到的最大值的预定阈值。

[0150] 具体地,该速度范围其中车轮扭矩C4、C6一方面对应于发动机5的速度的一组特定

结合,另一方对应于所采用的速比的一组特定组合,其促进传输高扭矩。

[0151] 通常,该速度范围可以覆盖使用的区域,其中采用变速箱的第二、第三或甚至第四速比,并且其中驾驶员可能采用持续的加速,尤其是在从转弯退出或进入到交通流中时。

[0152] 特别地,导数增益峰值 K_{dp} 可能在40km/h附近观测到,其通常对应于采用第二速比的强加速阶段的开始(即驱动车轮4、6的高偏向),从而对应于准时损失附着力的风险。

[0153] 此外,应该注意的是,交替力反馈的衰减规则(为了方便标记为“L1、L2”),可以涉及第一自适应函数L1,或第二自适应函数L2,或优选地,第一和第二自适应函数L1、L2。

[0154] 例如,实际上将被交替力反馈的衰减规则L1、L2使用的导数增益 K_d 可以分别对应于来自第一自适应函数L1和来自第二自适应函数L2的系数(增益分量)的乘积。

[0155] 因此,在提供的实施例中,图3中示出的第二自适应函数L2所提出的导数增益 K_d 的调节可以有利地用作乘数,其旨在实现权重(并且更具体地说放大,这是在值严格地大于1时,这里与10km/h与130km/h之间的情况一样),初始导数增益值 K_d 由图2中示出的第一自适应函数L1根据方向盘扭矩(并且更具体地说根据与直线的间距)来确定。

[0156] 还应当注意的是,特别适用于交替力反馈的补偿的第二自适应函数L2这里再次如图3中所示提出修正分量 $\Delta 2$,比常规规则(以虚线表示)提供的增益大的导数增益 K_d 。

[0157] 此外,尽管常规规则(以虚线表示)遵循连续减小的函数(可能为阶梯函数),常规导数增益在车辆的速度增加时减小,并且该相同的常规规则返回小于1的乘数(因此,绝对意义上为衰减系数),但是第二自适应函数L2在这里具有大体上凹状的线条(即穹状),使得如果我们考虑曲线的两个点,那么连接这两个点的线段位于所述曲线之下,所述线条最终到达峰值 K_{dp} ,这里严格大于1(因此是放大),第二自适应函数L2在峰值之前增加,并且第二自适应函数在峰值之后减小。

[0158] 此外,根据本身可以构成发明的优选特征,在补偿规则之中发现至少一个防冻结规则L3、L4、L5、L6、L7,其产生被称为“修正复位分量”的修正分量 $\Delta 3$ 、 $\Delta 4$ 、 $\Delta 5$ 、 $\Delta 6$ 、 $\Delta 7$,所述修正分量在方向盘16旋转从而相对于与直线轨迹对应的中心位置 θ_0 形成非零转向角度 θ_s 时,能够迫使方向盘16克服干扰力分量 F_i 返回到所述中心位置 θ_0 ,所述干扰力分量趋于减少或甚至消除车轮4、6的自回正扭矩(或至少趋于减少或消除这种自回正扭矩在方向盘16处的触感)。

[0159] 在第一近似中,转向角度 θ_s (即,相对于中心位置 θ_0 考虑的方向盘16的角度位置 θ_s)可以同化为等于车轮4、6的转向角度 θ_4 、 θ_6 ,并且更一般地说等于转向机构10的(平均)转向角度。

[0160] 防冻结规则L3、L4、L5、L6、L7有利地防止限滑差速器7(尤其是在转弯时的加速阶段期间)消除在方向盘16处可感知的复位扭矩的感觉,并且更不用说防止限滑差速器7产生吞噬(自发的过度转向)。

[0161] 所述防冻结规则为此涉及修正复位分量 $\Delta 3$ 、 $\Delta 4$ 、 $\Delta 5$ 、 $\Delta 6$ 、 $\Delta 7$,其只要所述方向盘16偏离它的中心位置 θ_0 ,就会在方向盘16处产生非零(所得)复位扭矩的感觉。

[0162] 复位是“主动”的,因为辅助电机17主动偏置并且发挥作用以在方向盘16中产生复位力(扭矩),其抵抗在非零转向角度 θ_s (方向盘角度)中对所述方向盘16的手动保持,并且其趋于将所述方向盘16主动复位到它的中心位置 θ_0 。

[0163] 优选地,如图4所示,防冻结规则包括开环复位函数L3,其通过被称为“开环主动复

位增益” $GB0_r$ 的增益乘以角度差(定义为方向盘的瞬时(绝对)角度位置 θ_s 与所述方向盘16的中心位置 θ_0 之间的差值)而建立复位设定值 C_r 。

[0164] 复位设定值 C_r (其并入应用于辅助电机17的辅助设定值 C_m 中)表示复位扭矩(或复位扭矩分量),其有助于限定应用到辅助电机17的设定值,以及因此所述辅助电机的动作。

[0165] 复位设定值 C_r 因此类似于辅助扭矩设定值 C_m ,因此其在图4中表达为N.m。

[0166] 实践中,方向盘的中心位置通常可以认为是方向盘的绝对角度位置 θ_s 的测量原点,即,设定: $\theta_0=0$ 度将是可能的,这将回归到使前述“角度偏差”同化于方向盘的角度位置 θ_s 。

[0167] 如图4所示,开环复位函数L3允许建立复位设定值 C_r ,其相对于常规开环复位规则(用虚线表示)包括修正复位分量 $\Delta 3$,其专用于抵消差速器7引起的冻结效应,并且其加强(这里一旦方向盘的角度位置 θ_s 超过30度或甚至20度)辅助电机17施加的复位动作的强度。

[0168] 在任何情况下,根据开环复位函数L3,复位设定值 C_r 的强度(绝对值)随角度偏差而增加,即,在方向盘角度 θ_s 增加时增加(绝对值)。

[0169] 因此,方向盘16偏离其中心位置越多,辅助电机17产生的复位力的强度越大。

[0170] 应当注意的是,就这一点而言,通常在图4的纵轴上使用的负号仅仅表示,复位设定值 C_r (其落入辅助设定值 C_m 的定义中)抵抗对方向盘16的手动操作,并且因此趋于确保辅助电机17沿与驾驶员手动地且自主地致动所述方向盘16的方向相反的方向拉回(复位)方向盘。

[0171] 还应当注意的是,开环复位函数L3,以及更具体地说其包括的修正复位分量 $\Delta 3$,设为使得一旦方向盘的角度位置(方向盘角度) θ_s 超过30度,或甚至一旦方向盘的角度位置超过20度,即一旦方向盘16以及更一般地说车辆3位于被称为“偏心”域的域中,即在转弯的情况下(其中所述车辆不再沿直线前进,而是靠边或遵循曲线轨迹),复位设定值 C_r 的强度超过常规复位(通过虚线的曲线示出)的强度。

[0172] 换句话说,超过30度,或甚至从20度起,更一般地说在整个“偏心”域中,并入开环复位函数L3中的补偿相对于常规复位函数具有增加复位设定值 C_r 的效应。

[0173] 冻结现象确实有可能在转弯时发生,并且甚至更有可能在转弯显著时(因此在方向盘的角度位置 θ_s 的值高时)发生,有利的是一旦方向盘16偏心,则相对于常规复位规则,加强通过(补偿)复位函数L3获得的复位设定值。

[0174] 此外,当方向盘16“偏心”时,特定于整合了补偿的函数L3的开环复位增益 $GB0_r$ 可能有利地大于相应的常规复位函数的增益,其在图4中相对于以虚线表示的常规复位函数的斜率,在图形上转化为函数L3的更陡峭的斜率。

[0175] 在此情况下,特定于函数L3的开环复位增益 $GB0_r$ 可以在这里至少在介于30度(或甚至20度)与360度之间的方向盘的角度位置范围上比常规增益大。

[0176] 特别如图4所示,被函数L3相应地补偿的复位设定值 C_r 在方向盘的角度位置达到且超过大约120度时,可以大体上达到常规复位设定值的数值的两倍,并且在方向盘的角度位置达到且超过210度时,可以超过常规复位设定值的数值的三倍。

[0177] 通常,如图4所示,防冻结规则L3可以施加复位设定值 C_r 以及因此的复位扭矩,其在一旦方向盘的角度位置达到或超过40度时,将在绝对值上等于或大于1.5N.m;在方向盘的角度位置达到60度时,介于1.8N.m与2N.m之间;在方向盘的角度位置达到180度时,升至

大约4N.m;在方向盘的角度位置达到260度并且保持超过时,则其可以达到5N.m。

[0178] 优选地,如图5所示,开环复位增益 GBO_r 通过大体上凹状的放大函数 L_4 根据车辆的纵向速度 V_v 受到调节,所述放大函数 L_4 的半高度处的宽度 W_{L_4} 覆盖一定的速度范围,其从低值(等于或小于15km/h,例如图5中处于8km/h到10km/h的范围中)延伸到高值(等于或大于100km/h,例如图5中处于110km/h或甚至115km/h的范围中)。

[0179] 在此情况下,在图5中的纵坐标上示出的值可以对应于乘数,其加权开环复位增益 GBO_r (在这种情况下,当乘数的值大于1时放大所述增益)。

[0180] 特别如图5的实施例中所示,放大函数 L_4 允许随速度快速增加开环复位增益,并且从15-20km/h到至少90km/h或甚至到至少100km/h保持高增益值(大于函数 L_4 的峰值的半高度)。

[0181] 更具体地,函数 L_4 可以具有呈大致恒定的高台 P_{L_4} 形式的最大值(峰值),其延伸经过特别宽的速度范围,这里大约从30km/h到90km/h或甚至100km/h。

[0182] 然后,放大函数 L_4 将优选减小以从阈值速度(这里为130km/h左右)开始达到0。

[0183] 应当注意的是,就这一点而言,实践中,这里为130km/h的阈值速度对应于这样一个速度,超过其就不再或几乎不再观察到冻结,使得提供相应的复位增益不再是必要的。

[0184] 实践中,该阈值速度可以对应于车辆可以达到的最大速度的至少75%、至少80%、至少90%、或甚至100%。

[0185] 当然,特别在旨在能够以高速度运行和转弯的运动型车辆的情况下,该阈值速度可以相应地提升,例如升至200km/h或甚至250km/h。

[0186] 在这种情况下,由放大函数 L_4 的半高度处的宽度 W_{L_4} 覆盖的速度范围因此可以增加,该速度标记高台 P_{L_4} 的极限,其例如可以增加高达至少180km/h或甚至至少200km/h。

[0187] 有利地,放大函数 L_4 允许相对于常规函数(图5中以虚线表示)延伸速度范围,开环复位增益 GBO_r 在该速度范围内是主动的,其允许覆盖一个特别宽的速度范围,因此在寻求将高驱动扭矩 C_5 传递到车轮4、6的全部可预测的情况下,特别是在对应于加速阶段的情况下,维持方向盘的有效复位。

[0188] 实践中,由此应当注意的是,放大函数 L_4 (一包括旨在补偿限滑差速器7的冻结效应的修正分量 Δ_4 的函数)的半高度处的宽度 W_{L_4} 明显地大于对应的常规函数5的半高度处的宽度(所述常规函数的半高度处的宽度 W_{L_4} 的两倍左右),并且特别地覆盖更高的速度范围,通常超过60km/h并高达(至少)100km/h或高达(至少)115km/h、或甚至高达车辆可以达到的最大速度。

[0189] 还应当注意的是,通常,放大函数 L_4 返回严格大于相应常规函数的值的值(乘数)。特别如此的情形是,在对应于其半高度处的宽度 W_{L_4} 的速度范围内,以及在对应于其高台 P_{L_4} 的速度范围内,在这些范围中,由放大函数 L_4 返回的值比常规函数返回的值高至少1.5倍,或甚至2倍。

[0190] 此外,这里所述乘数在几乎与半高度处的宽度 W_{L_4} 一致的速度区域(从大约10km/h直到110km/h)内大于1,使得开环增益在该整个域内被放大。

[0191] 有利地,开环复位增益 GBO_r 的增强(在此情况下为放大)允许加强方向盘16克服冻结的复位。

[0192] 此外,应当注意的是,开环复位函数 L_3 和放大函数 L_4 能够特别有助于在保持方向

盘的情况下,即在驾驶员用手保持方向盘16并且能够在所述方向盘16上施加手动力时(通常用以在转弯时维持车辆的行进方向),有效地补偿冻结。

[0193] 根据实施方式的优选的可能性,如图6所示,防冻结规则包括闭环复位函数L5,其限定方向盘的复位角速度设定值 $\dot{\theta}_{s_s}$,并且其实时调节应用到辅助电机17的辅助设定值 C_m ,使得方向盘的实际复位角速度 $\dot{\theta}_s$ (即旋转速度,方向盘16以该旋转速度旋转,以达到中心位置 θ_0)遵循所述方向盘的复位角速度设定值 $\dot{\theta}_{s_s}$ 。

[0194] 换句话说,函数L5允许通过使用作为伺服控制变量的方向盘16的旋转速度(复位速度),来执行方向盘16的复位的伺服控制(在闭环中)。

[0195] 应当注意的是,这种函数L5特别适用于在释放方向盘的情况下,即在驾驶员不再手动保持方向盘16时(通常是在驾驶员在离开弯道时通过自回正现象凭直觉让方向盘16“自然地”返回其中心位置 θ_0 时),管理(补偿)冻结(并且更不用说吞噬)。

[0196] 还应当注意的是,闭环复位函数L5(使用方向盘的复位角速度)和开环复位函数L3(使用方向盘的角度位置)可以共存并且可能同时应用,特别是在保持方向盘的情况下,以便通过加强方向盘16的复位效果而改善对冻结的补偿。

[0197] 优选地,如图6所示,方向盘的复位角速度设定值 $\dot{\theta}_{s_s}$ 在绝对值上随角度偏差增加,所述角度偏差定义为方向盘的瞬时角度位置 θ_s 与所述方向盘16的中心位置 θ_0 之间的差值(即,实践中作为方向盘的绝对角度位置 θ_s 的函数)。

[0198] 如图6所示,当方向盘16从其中心位置 θ_0 偏离时,闭环复位函数L5因此允许增加方向盘的复位角速度设定值 $\dot{\theta}_{s_s}$ (绝对值)。

[0199] 应当注意的是,这里使用的负号通常仅仅表示,复位是在所考虑的时刻在与方向盘的转向方向相反的旋转方向上执行的(复位设定值旨在将所述方向盘16复位到其中心位置,而手动转向趋于使方向盘运动远离所述中心位置)。

[0200] 还应当注意的是,相对于常规规则(以虚线表示),闭环复位函数L5根据所述方向盘的角度位置通过其修正分量 $\Delta 5$ 加强方向盘的复位角速度设定值的增长率,即,至少在介于中心位置(0度)与100度之间的方向盘的角度位置的区间中,并且优选地在大部分甚至在介于方向盘16的中心位置($\theta_0=0$ 度)与方向盘16的极限位置之间(即转向角度可取的最大值,图6中这里为520度)的方向盘16的整个总角度(半)行程上,增加函数的斜率。

[0201] 通常,适于包括补偿的函数L5的平均斜率可以在所述角度位置区间(这里为[0度;100度],或甚至[0度;最大方向盘角度])上,大于或等于对应的未补偿的常规函数(以虚线表示)的平均斜率的1.2倍、1.5倍、或甚至2倍或3倍。

[0202] 优选地,闭环复位函数L5涉及被称为“闭环复位增益” GBF_r 的增益,其一方面根据闭环复位增益的第一调节函数(标记为L6)根据车辆的纵向速度 V_v 得到调节,并且另一方面,根据闭环复位增益的第二调节函数(标记为L7),作为施加在方向盘16上的方向盘扭矩 C_s 的递减函数得到调节。

[0203] 在图7中示出了闭环复位增益 GBF_r 的第一调节函数L6的实施例,其根据车辆的速度改变(通过乘数)所述增益。

[0204] 首先,所述第一调节函数L6在大约0km/h与50km/h之间具有第一凹状域,(最大)峰

值大约为15km/h到20km/h,然后在大约50km/h与130km/h之间具有第二域,其中增益保持在非零水平,但是低于前述峰值,最初呈大致恒定的高台的形式(直到大约100km/h),然后呈递减函数的形式(这里在100km/h与130km/h之间)。超过其,增益达到0。

[0205] 应当注意的是,类似于与开环复位相关的放大函数L4,第一调节函数L6达到零,即在车辆的速度达到并超过速度阈值时,关闭闭环复位增益 GBF_r ,实践中从所述速度阈值起不再观察到冻结,所述速度阈值如以上已经参考放大函数L4示出那样设定,例如这里选择为等于130km/h。

[0206] 还应当注意的是,由第一调节函数L6引起的修正分量 $\Delta 6$ 相对于对应的常规调节函数(以虚线表示)具有一定效应,以在前述第一域中(低于40km/h,或甚至高达50km/h)减少闭环复位增益 GBF_r ,并且相反地在第二域中(超过50km/h,并且在该情况下高达130km/h的速度阈值),通过将之维持在非零水平来加强所述增益。

[0207] 这里再次,这些调节允许确保方向盘16在整个速度范围内的有效复位,所述速度范围在实践中覆盖高驱动扭矩C5向行走机构2的所有可预测的加速和实施情况。

[0208] 在图8中示出了闭环复位增益 GBF_r 的第二调节函数L7的实施例,其根据方向盘扭矩 C_s 改变(通过乘数)所述增益。

[0209] 该第二(递减)调节函数L7允许对于低方向盘扭矩值 C_s (通常低于1.5N.m、1N.m、或甚至0.5N.m,其表征直线附近的轨迹和/或释放方向盘情形)维持高闭环复位增益 GBF_r ,然后在方向盘扭矩超过1.75N.m时,显著减少所述增益(这里通过低于0.1的乘数)。所述函数甚至将从3N.m或3.5N.m及以上的方向盘扭矩开始取消所述增益。

[0210] 因此,当驾驶员释放所述方向盘时(其凭直觉相应地想使方向盘重回中心),或当驾驶员在直线附近未牢固地保持方向盘16而是仅稍微修正轨迹时,加强方向盘的复位,从而使方向盘16朝向其中心位置 θ_0 更快速地收拢是可能的。

[0211] 相反地,在方向盘16受到显著扭矩作用时,这表示驾驶员牢固地用手保持着所述方向盘,复位将不那么明显。

[0212] 相对于常规调节函数(在图8中以虚线表示),第二调节函数L7引起的修正分量 $\Delta 7$ 具有大体上类似的放大效应(相对于图8的坐标图的原点),其允许稍微加强闭环复位增益 GBF_r 的强度,并且这在方向盘扭矩 C_s 的更宽的范围内。

[0213] 实践中,根据本发明的管理模块20将包括至少一个补偿规则,优选为上文中描述的那些补偿规则L1、L2、L3、L4、L5、L6、L7之中的多个补偿规则,特别是至少一个交替力反馈的衰减规则L1、L2和/或至少一个防冻结规则L3、L4、L5、L6、L7。

[0214] 当然,本发明本身还涉及数据介质,其能通过计算器读取,并且包括计算机程序代码要素,以允许执行前述补偿规则L1、L2、L3、L4、L5、L6、L7中的一个和/或其它。

[0215] 此外,本发明还涉及前轮驱动机动车辆3,其包括驱动加转向式的前行走机构2,其具有驱动加转向式的第一车轮4和驱动加转向式的第二车轮6,所述车辆3的特征在于,第一车轮4和第二车轮6通过限滑变速器7彼此联接,所述限滑变速器7配置为将驱动扭矩 C_5 、 C_4 、 C_6 传递到所述第一车轮4与第二车轮6,以便推动车辆,所述限滑变速器7设计为在第一车轮4和第二车轮6中的一个发生同步损失和/或附着力损失的情况下自动启动被称为“锁定模式”的操作模式,其中,所述限滑变速器7将驱动扭矩 C_5 的大部分输送给第一车轮4和第二车轮6中的最慢的一个,并且所述车辆3为了操纵所述前行走机构2包括根据上述变型中任一

个的动力转向装置1,从而给驾驶员提供接近没有锁定模式的前行走机构的感受。

[0216] 类似地,本发明本身涉及装配车辆行走机构2(优选为前行走机构2)的动力转向装置1的辅助电机17的用途,所述前行走机构是设有限滑差速器7的驱动加转向式的行走机构,以便大体上实时对抗由启动限滑差速器7的锁定而在所述动力转向中引起的效应(即,通常是对抗导致交替力反馈或转向冻结的力 F_i),从而通过再现虚拟感受改变提供给驾驶员的感受,所述虚拟感受大体上类似于在设有限滑差速器(即,没有允许将驱动扭矩 C_5 的大部分朝最慢的驱动车轮4、6切换的自动锁定功能)的情况下为该相同行走机构提供的感受。

[0217] 实践中,本发明的实施方式可以转化成动力转向装置1的构造(调节)方法,可以在车辆3上进行的测试活动期间通过建模/模拟、和/或凭经验来执行所述方法。

[0218] 在这种方法期间,首先可以在参照定义步骤中通过合适的测量或模拟来定义被称为常规行为模式的第一行为模式,其在驱动行走机构2装配有常规差速器从而没有自动锁定功能的车辆3的不同现实情形中,特别是在包括转弯的不同加速情形中,表征动力转向装置1的反应,特别是通过转向机构10传送给方向盘16的力。

[0219] 有利地,动力转向装置的反应的特征可以在于被称为“感受参数”的所选参数(或一组参数),其解释驾驶员对车辆的感觉。

[0220] 所述感受参数可以通常为在方向盘16(保持的方向盘)处可感知的方向盘扭矩 C_s 和/或所述方向盘(释放的方向盘)的复位速度 $\dot{\theta}_s$ 。

[0221] 然后,在表征步骤期间,将可以在与用于定义常规行为模式的那些相同的现实情形中,测量或模拟相同的动力转向装置1的反应(以及感受参数的值),所述相同的动力转向装置装配到相同类型的车辆3,但是这次设有限滑差速器7而不是常规差速器,从而建立被称为干扰行为模式的第二行为模式。除了别的以外,该第二行为模式本质上反映由于存在限滑差速器7而引起的负效应。

[0222] 然后可以在第三处理步骤中,将第二干扰行为模式与第一常规行为模式进行比较,特别是比较在第一模式中和在第二模式中相应地采用的感受参数的值,并且推知补偿规则L1、L2、L3、L4、L5、L6、L7的在这种比较期间找到的偏差,其在应用于装配有限滑差速器7的车辆3的情况下,将允许所述车辆再现第一常规行为模式。

[0223] 优选地,一旦选定表征驾驶员对车辆的感觉的感受参数,补偿规则L1、L2、L3、L4、L5、L6、L7将允许装配有限滑差速器7的车辆3至少在确认为相关的现实情形中(通过为适于交替力反馈或冻结的情形)再现常规行为模式,即恢复感受参数,该感受参数的值(所有参数要不然均恒定)接近在相同的现实情形中在常规模式中由相同的感受参数采用的值,并且这优选地相对于在常规模式中获得的感受参数的值所构成的目标值具有小于或等于 $\pm 20\%$ 、 $\pm 10\%$ 或甚至 $\pm 5\%$ 的公差。

[0224] 换句话说,补偿规则L1、L2、L3、L4、L5、L6、L7将允许在装配有限滑差速器7的车辆3内恢复这样一种感受参数(方向盘扭矩或方向盘的旋转速度),它的值不会相对于在相同的现实情形中(但是在装配有常规差速器的车辆内)由相同的感受参数采用的值,偏离多于 20% 、 10% 或甚至 5% 。

[0225] 有利地,本发明因此允许考虑在前轮驱动车辆中(包括在具有高加速能力的大功率车辆中)推广使用限滑差速器,甚至是高度校准的限滑差速器。

[0226] 此外,如果必要,补偿规则可以进一步引入改装中,以适应已存在的动力转向装

置,从而允许有效管理限滑差速器的负效应。

[0227] 当然,本发明并不仅仅局限于前述变型,本领域的技术人员特别有能力隔离或自由地组合前述特征中的一个或另一些,或者将其替换为等同方案。

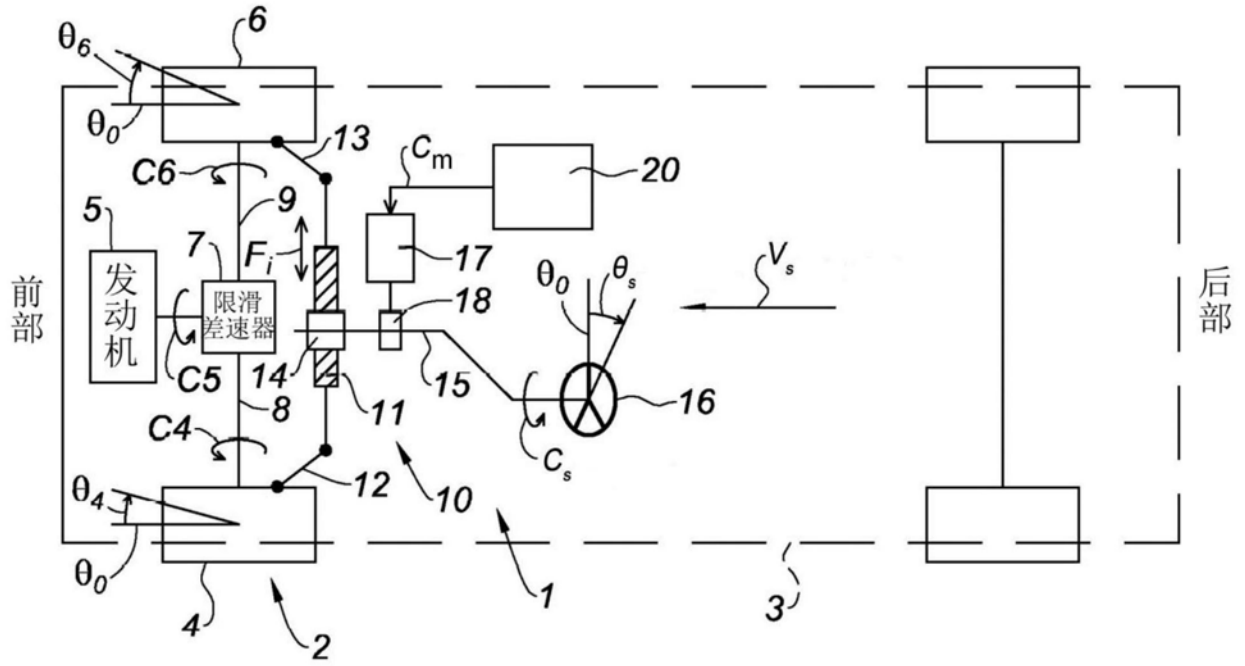


图1

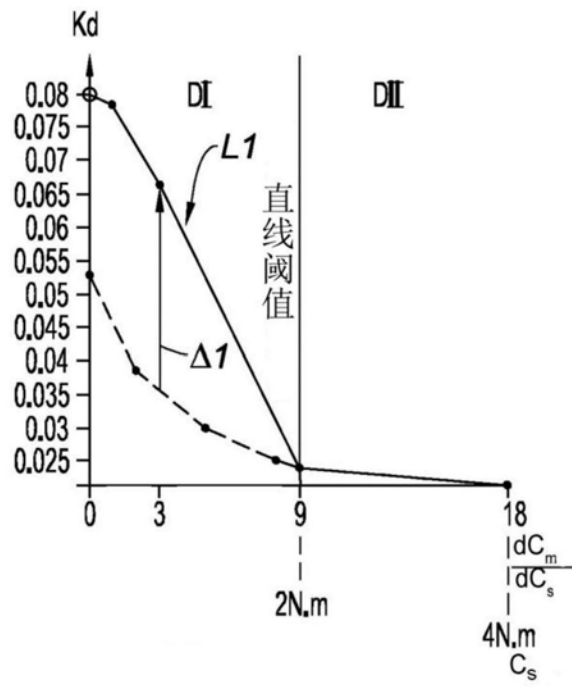


图2

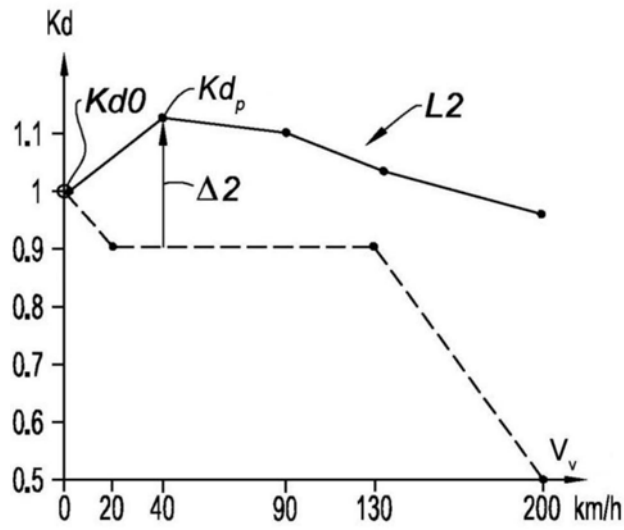


图3

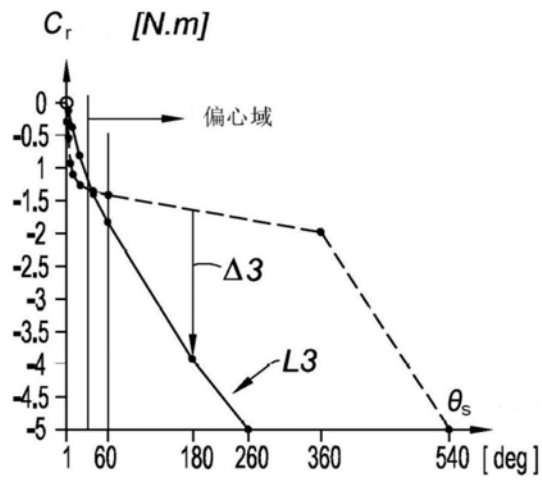


图4

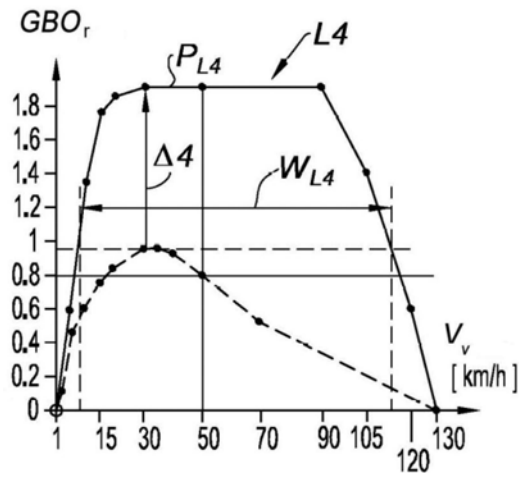


图5

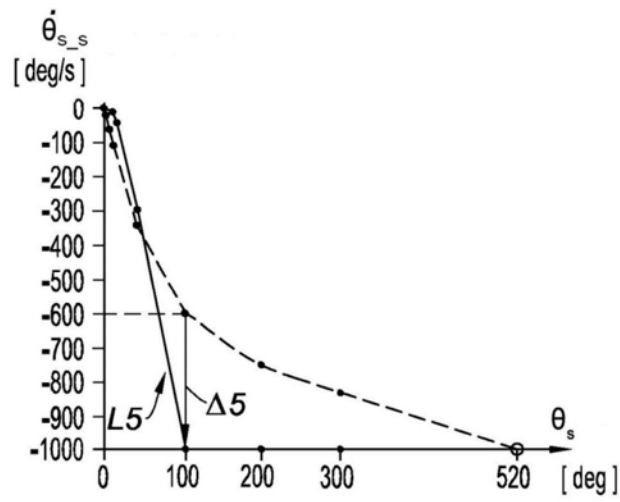


图6

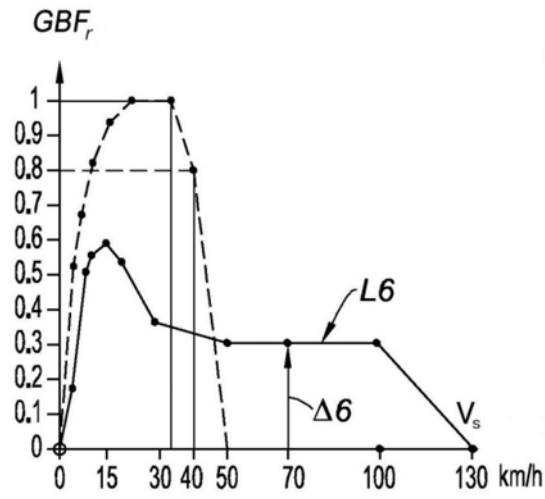


图7

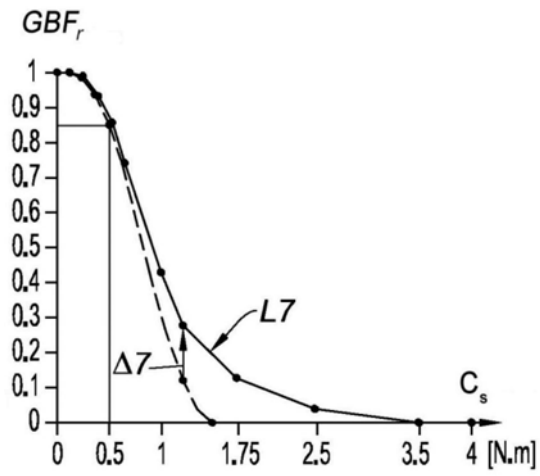


图8