(19)国家知识产权局

(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 109808490 B
(45)授权公告日 2024.07.05

(21)申请号 201811318001.5
(22)申请日 2018.11.07
(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 109808490 A
(43)申请公布日 2019.05.28
(30)优先权数据
102017127583.5 2017.11.22 DE
(73)专利权人 曼卡车和巴士股份公司
地址 德国慕尼黑
(72)发明人 克里斯托·布雷科夫
汉斯约尔格·舒尔特海斯
(74)专利代理机构 北京信慧永光知识产权代理有限责任公司 11290
专利代理师 曹正建 陈桂香
(51)Int.Cl.
B60K 17/36(2006.01)
(56)对比文件
JP H04118822 U,1992.10.23
JP S60121126 A,1985.06.28
审查员 王磊

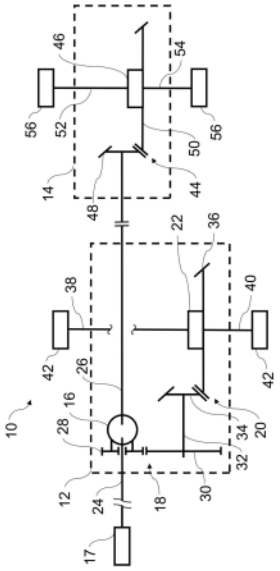
权利要求书2页 说明书7页 附图2页

(54)发明名称

车轴驱动系统

(57)摘要

本发明涉及一种用于机动车辆的车轴驱动装置(10、110),所述机动车辆具有驱动单元(17),特别地,所述机动车辆是商用车辆。所述车轴驱动装置包括以传动的方式连接到所述驱动单元(17)的第一驱动车轴(12、112),其中,所述第一驱动车轴(12、112)包括中间齿轮级(18)和第一锥齿轮级(20)。所述车轴驱动装置包括第二驱动车轴(14、113),所述第二驱动车轴以传动的方式连接到所述第一驱动车轴(12、112)。所述中间齿轮级(18)的传动比不等于1。所述第一驱动车轴(12、112)的总传动比,特别地,所述第一中间齿轮级(18)和所述第一锥齿轮级(20)的总传动比,对应于所述第二驱动车轴(14、113)的总传动比。相较于常规的车轴驱动装置,所述车轴驱动装置(10、110)在声学和承载能力方面具有优点。



CN 109808490 B

1.一种用于具有驱动单元(17)的机动车辆的车轴驱动系统,所述车轴驱动系统包括:

第一驱动车轴(12;112),其以传动的方式连接到所述驱动单元(17),其中,所述第一驱动车轴(12;112)包括具有中间小齿轮(28)和中间齿轮(30)的中间齿轮级(18)和具有小锥齿轮(34)和环形齿轮(36)的第一锥齿轮级(20);和

第二驱动车轴(14;113),其以传动的方式连接到所述第一驱动车轴(12;112),并且包括具有小锥齿轮(48)和环形齿轮(50)的第二锥齿轮级(44),其中,

所述中间齿轮级(18)的传动比不等于1,

所述第一驱动车轴(12;112)的总传动比对应于所述第二驱动车轴(14;113)的总传动比,并且

所述中间齿轮级(18)的所述中间齿轮(30)的齿数对应于所述第二锥齿轮级(44)的所述环形齿轮(50)的齿数,所述第一锥齿轮级(20)的所述小锥齿轮(34)的齿数对应于所述第二锥齿轮级(44)的所述小锥齿轮(48)的齿数,并且/或者所述中间齿轮级(18)的所述中间小齿轮(28)的齿数对应于所述第一锥齿轮级(20)的所述环形齿轮(36)的齿数。

2.根据权利要求1所述的车轴驱动系统,其中,

所述中间齿轮级(18)的所述中间小齿轮(28)的齿数和所述中间齿轮级(18)的所述中间齿轮(30)的齿数不具有大于1.0的整数公约数。

3.根据权利要求1或2所述的车轴驱动系统,其中,

所述中间齿轮级(18)的所述中间小齿轮(28)驱动所述中间齿轮级(18)的所述中间齿轮(30)。

4.根据权利要求1或2所述的车轴驱动系统,其中,

所述中间齿轮级(18)的传动比大于1。

5.根据权利要求1或2所述的车轴驱动系统,其中,

所述中间齿轮级(18)被配置成正齿轮级。

6.根据权利要求1或2所述的车轴驱动系统,其中,

所述第一驱动车轴(12;112)被配置成直通连接驱动车轴。

7.根据权利要求1或2所述的车轴驱动系统,其中,

所述第二驱动车轴被配置成单驱动车轴。

8.根据权利要求1或2所述的车轴驱动系统,其中,

所述中间齿轮级(18)和所述第一锥齿轮级(20)的总传动比对应于所述第二锥齿轮级(44)的传动比。

9.根据权利要求1或2所述的车轴驱动系统,其中,所述车轴驱动系统被配置成串联车轴。

10.根据权利要求9所述的车轴驱动系统,其中,所述车轴驱动系统被配置成商用车辆的串联车轴。

11.根据权利要求1或2所述的车轴驱动系统,其还包括:

至少一个其它驱动车轴(114),其被配置成直通连接驱动车轴。

12.根据权利要求11所述的车轴驱动系统,其中,

所述至少一个其它驱动车轴(114)布置在所述第一驱动车轴和所述第二驱动车轴之间。

13.根据权利要求11所述的车轴驱动系统,其中,

所述第一驱动车轴的总传动比对应于所述至少一个其它驱动车轴(114)的总传动比。

14.根据权利要求11所述的车轴驱动系统,其中,

所述至少一个其它驱动车轴(114)具有其它中间齿轮级(18)和其它锥齿轮级(20),并且

所述中间齿轮级(18)和所述第一锥齿轮级(20)的总传动比对应于所述其它中间齿轮级(18)和所述其它锥齿轮级(20)的总传动比。

15.根据权利要求1或2所述的车轴驱动系统,其中,所述第一驱动车轴(12;112)包括:

输入轴(24),其以传动的方式连接到所述驱动单元(17);和/或

直通轴(26),其以传动的方式连接到所述第二驱动车轴(14;113);和/或

纵向差速器(16)。

16.根据权利要求15所述的车轴驱动系统,其中,所述纵向差速器(16)以传动的方式设置在所述输入轴(24)与所述直通轴(26)、所述中间齿轮级(18)之间。

17.根据权利要求1所述的车轴驱动系统,其中,所述机动车辆是商用车辆。

18.一种具有权利要求1-17中任一项所述的车轴驱动系统的机动车辆。

19.根据权利要求18所述的机动车辆,其中,所述机动车辆是商用车辆。

车轴驱动系统

技术领域

[0001] 本发明涉及一种用于机动车辆,尤其用于商用车辆的车轴驱动系统。

背景技术

[0002] 在具有多个被驱动的后车轴或前车轴的车辆中,可以使用所谓的直通连接驱动部。相较于简单的车轴驱动部,例如单级车轴,这种车轴驱动部可以额外具有纵向差速器和正齿轮级,以产生需要的动力分流。因此,当直行行驶时,在纵向差速器中不产生转速差,并且直通连接驱动部中的正齿轮级通常被配置有i＝1.0的传动比。

[0003] 多个被驱动的后车轴或前车轴的一个示例是车轴串联结构(Achs-tandem)。轴串联结构具有两个驱动车轴。此处,第一驱动车轴被配置成直通连接驱动车轴,直通连接驱动车轴被诸如内燃机等驱动单元驱动并且同时驱动第二驱动车轴。

[0004] DE 102005002858B4公开了一种串联车轴装置。该串联车轴装置中的一个车轴具有相互啮合的中间齿轮。这些中间齿轮具有相同的直径和齿数,从而给出1:1的传动比。因此,串联车轴装置的两个车轴可以具有彼此对应的横向差速器、小锥齿轮和环形齿轮,并且直通驱动轴能够通过铰接轴直接以驱动地方式耦接到第二车轴的小锥齿轮。

[0005] 然而,中间齿轮的传动比i＝1.0会导致声学方面的缺点和承载能力的不足。另外,由于两个中间齿轮的齿顶圆直径相同而可能存在安装空间方面的缺陷。

[0006] EP 3045339A1公开了一种串联驱动车轴组件。前部的后车轴具有围绕第一旋转轴线旋转的输入轴和围绕第二旋转轴线旋转的小锥齿轮。输入轴和锥齿轮通过正齿轮对连接,其中,正齿轮具有不同的齿数。在串联驱动车轴组件的前部的后车轴和后部的后车轴之间设置有用于接收转速差的纵向差速器。

[0007] 此时,中间齿轮级的传动比i≠1.0会导致在纵向差速器中出现不期望的持续转速差。在直通连接车轴和单车轴的不均衡传动比的情况下,使用接合的纵向锁的行驶是不可行的。

发明内容

[0008] 本发明的目的在于实现一种替代的或改进的能够克服现有技术中的缺点的车轴驱动系统。特别地,车轴驱动系统应当具有改进的声学特性、改进的承载能力和/或改进的空间利用率。

[0009] 车轴驱动系统适用于具有驱动单元的机动车辆,特别适用于商用车辆。车轴驱动系统具有以传动的方式连接到驱动单元的第一驱动车轴(第一车轴驱动部)。第一驱动车轴包括具有中间小齿轮和中间齿轮的中间齿轮级和具有小锥齿轮和环形齿轮的第一锥齿轮级。车轴驱动系统具有第二驱动车轴,第二驱动车轴以传动的方式连接到第一驱动车轴,并且包括具有小锥齿轮和环形齿轮的第二锥齿轮级。中间齿轮级的传动比不等于1。第一驱动车轴的总传动比对应于第二驱动车轴的总传动比。中间齿轮级的中间齿轮的齿数对应于第二锥齿轮级的环形齿轮的齿数,第一锥齿轮级的小锥齿轮的齿数对应于第二锥齿轮级的小

锥齿轮的齿数,并且/或者中间齿轮级的中间小齿轮的齿数对应于第一锥齿轮级的环形齿轮的齿数。

[0010] 特别地,在本文中,术语“传动比”可以理解为从动齿轮和驱动齿轮之间的齿数比($n_{齿_从动}/n_{齿_驱动}$)。例如,总传动比由齿轮对之间的各个单独传动比的乘积给出。

[0011] 特别地,第一中间齿轮级以传动的方式连接到第一锥齿轮级,并且/或者第一驱动车轴以传动的方式连接到第二驱动车轴。

[0012] 第一中间齿轮级的不等于1的传动比导致中间齿轮级的中间小齿轮和中间齿轮具有不相同的齿数。出于声学方面的原因和承载能力的原因,这是有利的。由于齿数不同而确保了中间小齿轮和中间齿轮的相同齿不会总是彼此啮合。例如,如果中间小齿轮的一个齿具有与制造有关的误差,且该误差导致了在中间小齿轮的该齿上以及在中间齿轮的与中间小齿轮的该齿啮合的齿上不期望地出现过高的应力和/或压力,则过高的应力和/或压力的损坏作用分布到中间齿轮的多个齿上。换句话说,这避免了中间齿轮的同一齿一直被中间小齿轮的有缺陷的齿损坏,反之亦然。这提高了中间齿轮级在使用寿命内的承载能力并且导致了在操作期间的较小声响。

[0013] 另外,能够针对性地调整中间齿轮级的两个齿轮的齿顶圆直径,并且由此调整组件,以更好地利用安装空间。

[0014] 如果第一驱动车轴与第一驱动车轴的车轮的传动比对应于第二驱动车轴与第二驱动车轴的车轮的传动比,则在第一车轴驱动部的纵向差速器中不存在(不期望的和持续的)转速差。通常,纵向差速器不被配置成用于通过第一和第二驱动车轴之间的转速差来进行持续的转速补偿。持续的转速差能够由此减小纵向差速器的使用寿命。

[0015] 另外,提出了一种用于中间齿轮级、第一锥齿轮级和第二锥齿轮级的齿数的有利的设计方法,其中,中间齿轮级和第一锥齿轮级的总传动比对应于第二锥齿轮级的传动比。

[0016] 在特别优先的实施例中,中间齿轮级的中间小齿轮的齿数和中间齿轮级的中间齿轮的齿数不具有大于1.0的整数公约数。其优点在于,中间小齿轮的所有齿与中间齿轮的所有齿啮合,例如使得由中间小齿轮的有缺陷的齿导致的损伤能够(均匀地)分配到中间齿轮的所有齿上。

[0017] 在另一个实施例中,中间齿轮级的中间小齿轮驱动中间齿轮级的中间齿轮。

[0018] 在另一个实施例中,中间齿轮级的传动比大于1。

[0019] 在一个实施例中,中间齿轮级被配置成正齿轮级(Stirnradstufe)。

[0020] 在另一实施例中,第一驱动车轴被配置成直通连接驱动车轴(Durch-triebgetriebeachse)。

[0021] 在一个实施例中,第二驱动车轴被配置成单驱动车轴(Sologetriebe-achse)。单驱动车轴仅用于驱动与驱动车轴直接连接的车轮。没有设置至其它驱动车轴的传递装置(直通连接驱动部)。

[0022] 在改进方案中,中间齿轮级和第一锥齿轮级的总传动比对应于第二锥齿轮级的传动比。

[0023] 在一个变型例中,车轴驱动系统被配置成串联车轴(Tandemachse),特别是商用车辆的串联车轴。

[0024] 替代地,车轴驱动系统可以具有至少一个其它驱动车轴。因此,具有三个或更多的

从动车轴(车轴驱动部)的车轴驱动系统也可以利用本发明。

[0025] 在另一个实施例中,至少一个其它驱动车轴布置在第一驱动车轴和第二驱动车轴之间,并且/或者第一驱动车轴的总传动比对应于至少一个其它驱动车轴的总传动比。

[0026] 在改进方案中,至少一个其它驱动车轴具有其它中间齿轮级和其它锥齿轮级。第一中间齿轮级和第一锥齿轮级的总传动比对应于其它中间齿轮级和其它锥齿轮级的总传动比。由此,两个直通连接驱动车轴的中间齿轮级和锥齿轮级可以被配置成相同部件/可以是相同的。另外,中间齿轮级受益于不等于1的传动比,从而能够针对第一驱动车轴和第二驱动车轴实现上述的声学和承载能力方面的优点。

[0027] 特别地,第一中间齿轮级的传动比可以对应于第二中间齿轮级的传动比。另外,第一锥齿轮级的传动比可以对应于第二锥齿轮级的传动比。

[0028] 在一个实施例中,第一驱动车轴具有用于与驱动单元以传动的方式连接的输入轴。替代地或附加地,第一驱动车轴具有与第二驱动车轴以传动的方式连接的直通轴。替代地或附加地,第一驱动车轴具有优选地以传动的方式设置在输入轴和直通轴、中间齿轮级之间的纵向差速器。

[0029] 另外,第一驱动车轴、第二驱动车轴和/或每个其它驱动车轴中的每一者(如果存在的话)可以分别具有横向差速器和车轮。各个驱动车轴的锥齿轮级能够以传动的方式连接到横向差速器,横向差速器又能够经由轮轴连接到车轮。

[0030] 特别地,第一锥齿轮级和/或第二锥齿轮级(如果存在的话)可以具有直齿型、斜齿型、人字齿型、曲线(螺旋或准双曲面)齿型的锥齿轮或者根据任一其它齿型而配置的齿轮。

[0031] 优先地,中间齿轮级可以具有直齿型、斜齿型、人字齿型的锥齿轮或者根据任一其它齿型而配置的齿轮。

[0032] 本发明还涉及一种具有如本文公开的车轴驱动系统的机动车辆,特别地,该机动车辆是商用车辆(例如,公共汽车或载重车辆)。

附图说明

[0033] 本发明的前述优选实施例和特征可以任意相互组合。在下文中,将参照附图来说明本发明的其它细节和优点,在这些附图中:

[0034] 图1示出根据本发明的示例性车轴驱动系统的示意图。

[0035] 图2示出根据本发明的另一示例性车轴驱动系统的示意图。

具体实施方式

[0036] 附图中所示的实施例至少部分一致,使得相似或者相同的部件具有相同的附图参照标记,并且对这些相似或者相同的部件的说明还参照了其它实施例或附图的描述,以避免重复。

[0037] 图1示出了车轴驱动系统10。车轴驱动系统10可以被包括在机动车辆中,特别是商用车辆中。例如,车轴驱动系统10能够用作载重车辆或公共汽车的串联车轴驱动装置。车轴驱动系统10具有第一驱动车轴(第一车轴驱动部)12和第二驱动车轴(第二车轴驱动部)14。

[0038] 第一驱动车轴12具有纵向差速器16、中间齿轮级18、第一锥齿轮级20和第一横向差速器22。

[0039] 驱动单元17(例如,电动机或内燃机)以传动的方式连接到第一驱动车轴12的输入轴24。输入轴24以传动的方式连接到纵向差速器16。输入轴24在车辆的纵向方向上延伸。

[0040] 第一驱动车轴12被配置成直通连接车轴驱动部(Durchtrie-bachsgetriebe)。为了用作直通连接驱动部,第一驱动车轴12具有纵向差速器16和直通驱动轴26。纵向差速器16将驱动动力分配到中间齿轮级18和直通驱动轴26。直通驱动轴26经由离合器以传动的方式连接至第二驱动车轴14的输入轴。直通驱动轴26在机动车辆的纵向方向上延伸。

[0041] 也可以考虑不具有纵向差速器的车轴驱动系统。进而,第一驱动车轴能够经由直通驱动轴连接到第二驱动车轴。也就是说,不能通过纵向差速器以常规方式实现两个车轴之间的转速补偿。在这种构造中,本发明的重要性尤其高。

[0042] 第一驱动车轴12还可以具有用作锁定装置(纵向差速器锁定装置)的切换元件(未示出)。切换元件可以在输入轴24和中间齿轮级18之间形成直接的传动连接。例如,切换元件能够被配置成爪形联接部。

[0043] 中间齿轮级18被配置成正齿轮级(Stirnradstufe)。中间齿轮级18具有中间小齿轮28和中间齿轮30。通过纵向差速器16来驱动中间小齿轮28。在中间小齿轮28和直通驱动轴26之间的转速差为$\Delta n=0$时(并且也在$\Delta n\neq 0$时),引入的转矩在正常操作中被均等地分配到中间小齿轮28和直通驱动轴26上。中间小齿轮28啮合于中间齿轮30。中间齿轮30经由中间轴32以传动的方式连接到第一锥齿轮级20。中间轴32布置成平行于输入轴24和直通驱动轴26。

[0044] 第一锥齿轮级20具有第一小锥齿轮34和第一环形齿轮36。第一小锥齿轮34啮合于第一环形齿轮36。第一锥齿轮级20通过第一横向差速器22将由中间轴32提供的动力以大约90°偏转到轮轴38和40。在一些实施例中,中间轴32和锥齿轮级20的第一小锥齿轮34可以被配置成具有小锥齿轮轴形式的集成单元。例如,第一锥齿轮级20可以具有直齿型、斜齿型或曲线(螺旋或准双曲线)齿型的齿轮。轮轴38和40驱动机动车辆的车轮42。

[0045] 第二驱动车轴14具有第二锥齿轮级44和第二纵向差速器46。第二驱动车轴14被配置成单驱动车轴。即,第二驱动车轴14仅将接收的转矩传递到安装在第二驱动车轴14上的车轮56上。

[0046] 第二锥齿轮级44具有第二小锥齿轮48和第二环形齿轮50。直通驱动轴26以传动的方式连接到第二小锥齿轮48。第二小锥齿轮48啮合于第二环形齿轮50。第二锥齿轮级44通过第二横向差速器46将由直通驱动轴26提供的动力以大约90°偏转至轮轴52和54上。第二锥齿轮级44可以具有直齿型、斜齿型或曲线(螺旋或准双曲线)齿型的齿轮。轮轴52和54驱动机动车辆的车轮56。

[0047] 根据本发明,提出了一种用于设计第一驱动车轴12和第二驱动车轴14的传动比的方法。相较于常规方法,该设计方法具有声学和承载能力方面的优点。另外,在中间齿轮级18的传动比不等于1时,可以针对性地调整中间齿轮级18的两个齿轮的齿顶圆直径并且由此调整组件,以便例如更好地利用安装空间。

[0048] 提出了中间齿轮级18,即第一驱动车轴12的具有传动比$i_{中间齿轮级}\neq 1.0$的正齿轮级。同时,第一锥齿轮级20和第二锥齿轮级44的传动比应当被配置成使得中间齿轮级18和第一锥齿轮级20的总传动比对应于第二锥齿轮级44的传动比。由此,在纵向差速器16中不会出现不期望的持续转速差。

[0049] 所提供的示例性设计方法包括如下的第一车轴驱动部12和第二车轴驱动部14的齿数的比例和关系。

[0050] (1) $齿数_{中间小齿轮(28)} \neq 齿数_{中间齿轮(30)}$

[0051] 即,中间齿轮级18的中间小齿轮28的齿数不等于中间齿轮级18的中间齿轮30的齿数。

[0052] (2) $齿数_{中间小齿轮(28)} = 齿数_{第一环形齿轮(36)}$

[0053] 即,中间齿轮级18的中间小齿轮28的齿数等于第一锥齿轮级20的第一环形齿轮36的齿数。

[0054] (3) $齿数_{中间齿轮(30)} = 齿数_{第二环形齿轮(50)}$

[0055] 即,中间齿轮级18的中间齿轮30的齿数等于第二锥齿轮级44的第二环形齿轮50的齿数。

[0056] (4) $齿数_{第二小锥齿轮(48)} = 齿数_{第一小锥齿轮(34)}$

[0057] 即,第二锥齿轮级44的第二小锥齿轮48的齿数等于第一锥齿轮级20的第一小锥齿轮34的齿数。

[0058] 因此,驱动车轴12和14具有相同的传动比,其中,第一驱动车轴12的中间齿轮级18具有不等于1的传动比。

[0059] 例如,可以选择如下被配置。中间小齿轮28可以具有38个齿($齿数_{中间小齿轮(28)} = 38$)。中间齿轮30可以具有37个齿($齿数_{中间齿轮(30)} = 37$)。第一小锥齿轮34可以具有13个齿($齿数_{第一小锥齿轮(34)} = 13$)。第一环形齿轮36可以有38个齿($齿数_{第一环形齿轮(36)} = 38$)。第二小锥齿轮48可以有13个齿($齿数_{第二小锥齿轮(48)} = 13$)。第二环形齿轮50可以有37个齿($齿数_{第二环形齿轮(50)} = 37$)。

[0060] 该设计方法能够实现的是,在中间齿轮级18中,中间小齿轮28和中间齿轮30的相同齿不总是彼此啮合。另外,如果中间小齿轮28的齿数和中间齿轮30的齿数没有大于1的整数公约数,则中间小齿轮28的每个齿能够与中间齿轮30的每个齿啮合。

[0061] 相反,如同常规情况,如果中间齿轮级的中间小齿轮和中间齿轮具有相同的齿数,这可能导致声学和承载能力方面的缺点。例如,如果在制造中间小齿轮或中间齿轮时出现了导致齿距偏差的不精确度,则由此增大的负载将会一直影响中间小齿轮和中间齿轮的彼此啮合的相同齿。这可以在车轴驱动系统的使用寿命期间导致磨损增加并且能够听到(干扰性的)噪声。

[0062] 本文提出的设计方法能够应用于具有任意数量的从动车轴的车轴驱动系统。例如,图2示出了具有三个驱动车轴的车轴驱动系统10。这三个驱动车轴包括两个直通连接驱动车轴和一个单驱动车轴。然而,也能够设置额外的直通连接驱动车轴,以增加驱动车轴的数量。

[0063] 车轴驱动系统110具有第一驱动车轴112、第二驱动车轴113和第三驱动车轴114。

[0064] 车轴驱动系统110的第一驱动车轴(第一车轴驱动部)112和第二驱动车轴(第二车轴驱动部)113被配置成直通连接驱动车轴。特别地,如图2中的具有相同附图标记的相同部件所指示,车轴驱动系统110的驱动车轴112和113能够与图1的车轴驱动系统10的第一驱动车轴12相同地配置。第一驱动车轴112以传动的方式连接到第二驱动车轴113。第二驱动车轴113以传动的方式连接到第三驱动车轴114。

[0065] 第三驱动车轴114被配置成单驱动车轴。特别地,如图2中的具有相同附图标记的

相同部件所指示，车轴驱动系统110的第三驱动车轴114可以与图1的车轴驱动系统10的第二驱动车轴14相同地配置。

[0066] 驱动车轴112、113、114的总传动比是相同的。第一驱动车轴112的中间齿轮级18的传动比对应于第二驱动车轴113的中间齿轮级18的传动比。第一驱动车轴112的锥齿轮级20的传动比对应于第二驱动车轴113的锥齿轮20的传动比。第一驱动车轴112的中间齿轮级18和锥齿轮级20的总传动比和第二驱动车轴113的中间齿轮级18和锥齿轮级20的总传动比对应于第三驱动车轴114的锥齿轮级44的传动比。

[0067] 本发明不限于上述优选实施例。相反，同样使用了本发明的构思并且因而落入保护范围的各种变型和修改是可行的。特别地，本发明也以独立于引用的权利要求的方式保护从属权利要求的主题和特征。特别地，独立权利要求1的所有特征彼此独立公开。另外，从属权利要求的特征也独立于独立权利要求1的所有特征并且例如独立于独立权利要求1中的第一驱动车轴、中间齿轮级、第一锥齿轮级、第二驱动车轴和第二锥齿轮级的存在和/或构造而公开。

[0068] 附图标记表

[0069] 10车轴驱动系统

[0070] 12第一驱动车轴(第一车轴驱动部)

[0071] 14第二驱动车轴(第二车轴驱动部)

[0072] 16 纵向差速器

[0073] 17 驱动单元

[0074] 18 中间齿轮级

[0075] 20 第一锥齿轮级

[0076] 22 第一横向差速器

[0077] 24 输入轴

[0078] 26 直通驱动轴

[0079] 28 中间小齿轮

[0080] 30中间齿轮

[0081] 32中间轴(小锥齿轮轴)

[0082] 34 第一小锥齿轮

[0083] 36 第一环形齿轮

[0084] 38 轮轴

[0085] 40 轮轴

[0086] 42 车轮

[0087] 44 第二锥齿轮级

[0088] 46 第二横向差速器

[0089] 48 第二小锥齿轮

[0090] 50 第二环形齿轮

[0091] 52 轮轴

[0092] 54 轮轴

[0093] 56 车轮

[0094] 110 车轴驱动装置

[0095] 112第一驱动车轴(第一车轴驱动部)

[0096] 114第二驱动车轴(第二车轴驱动部)

[0097] 116第三驱动车轴(第三车轴驱动部)

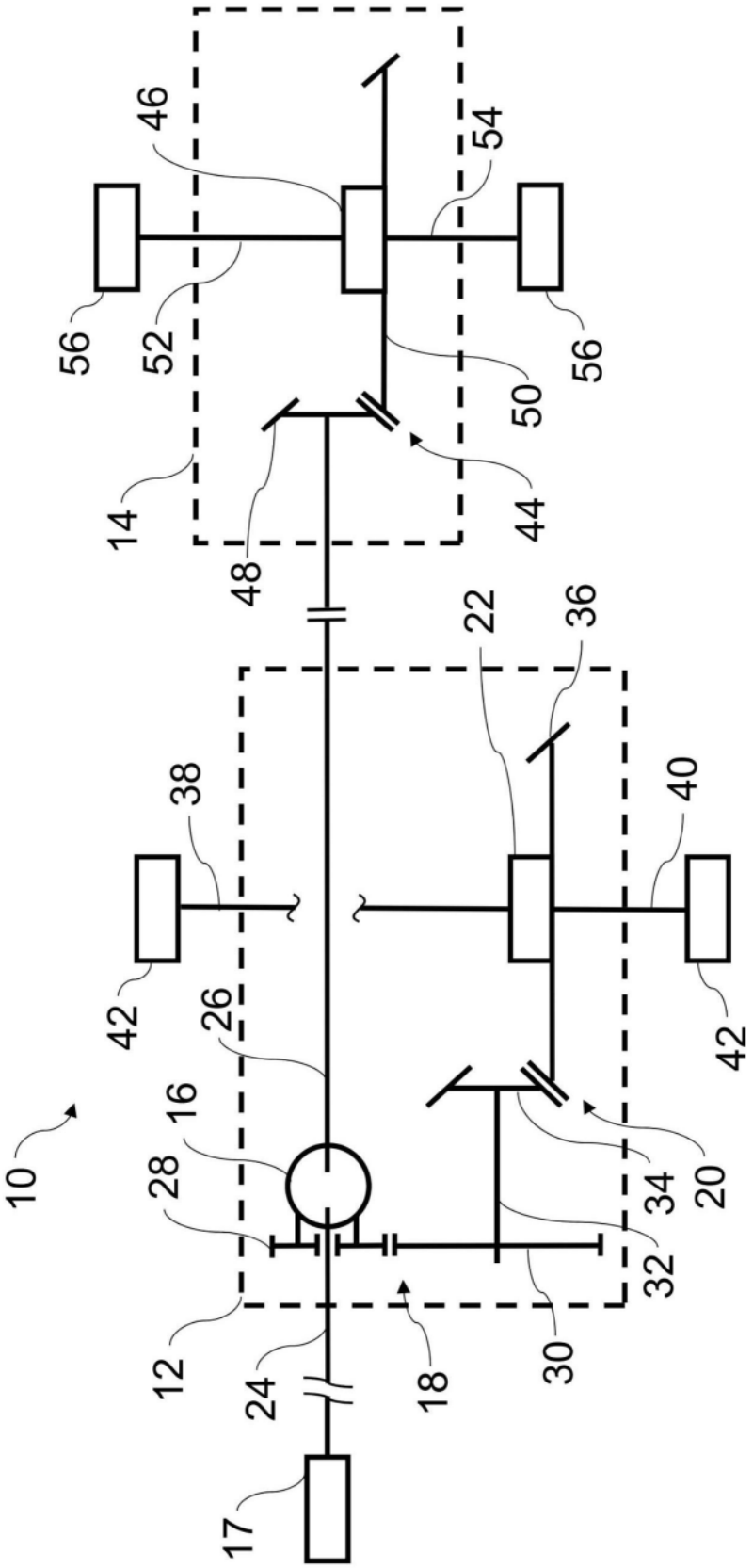

10
12
14
16
17
18
20
22
24
26
28
30
32
34
36
38
40
42
42
44
46
48
50
52
54
56
56

图1

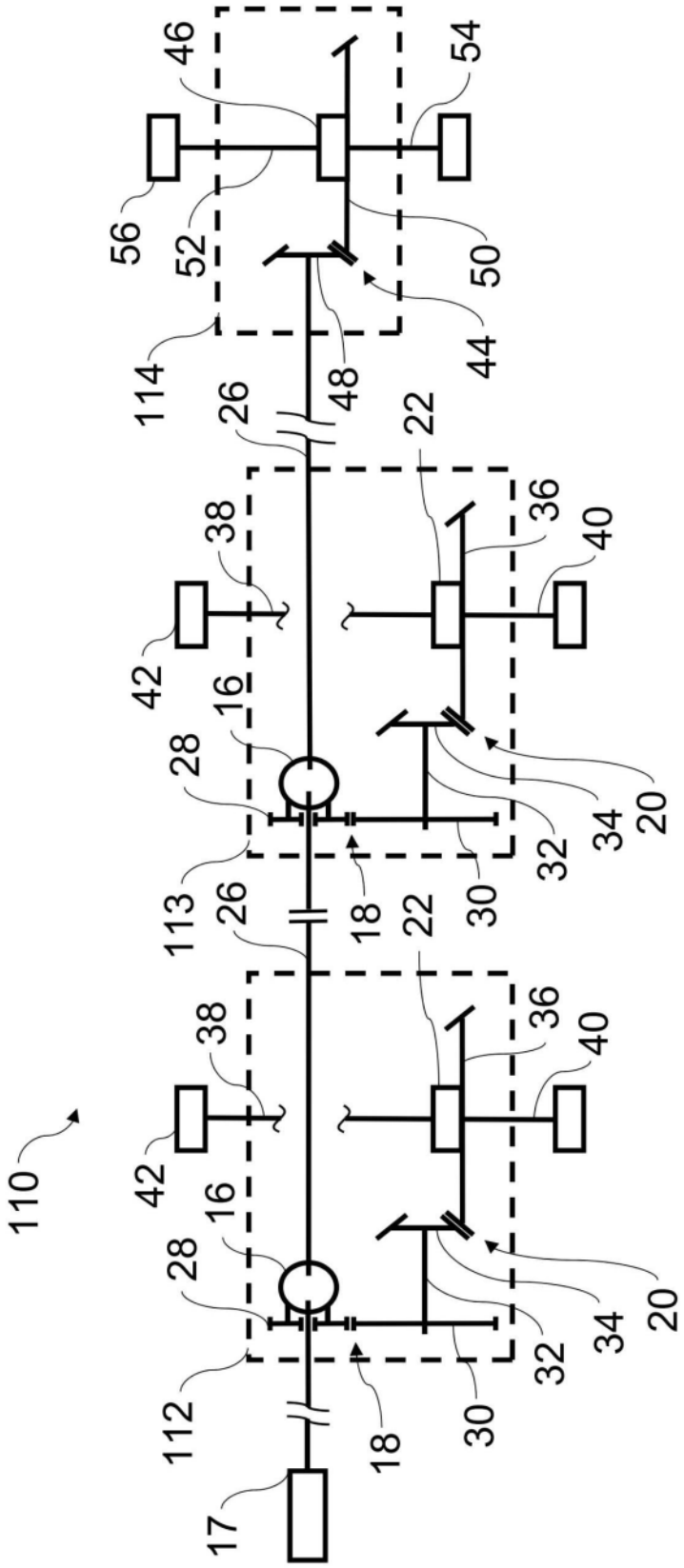

110
112
113
114
16
17
18
20
22
26
28
30
32
34
36
38
40
42
44
46
48
50
52
54
56

图2