



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 105682966 A

(43) 申请公布日 2016. 06. 15

(21) 申请号 201480059142. 3

(22) 申请日 2014. 10. 28

(30) 优先权数据

A50696/2013 2013. 10. 28 AT

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

2016. 04. 27

(86) PCT国际申请的申请数据

PCT/EP2014/073058 2014. 10. 28

(87) PCT国际申请的公布数据

W02015/063050 DE 2015. 05. 07

(71) 申请人 AVL 里斯脱有限公司

地址 奥地利格拉茨

(72) 发明人 马克·德·贝伊

(74) 专利代理机构 北京品源专利代理有限公司

11332

代理人 杨生平 王朝辉

(51) Int. Cl.

B60K 6/445(2006. 01)

B60K 6/48(2006. 01)

B60K 6/547(2006. 01)

F16H 3/72(2006. 01)

F16H 3/091(2006. 01)

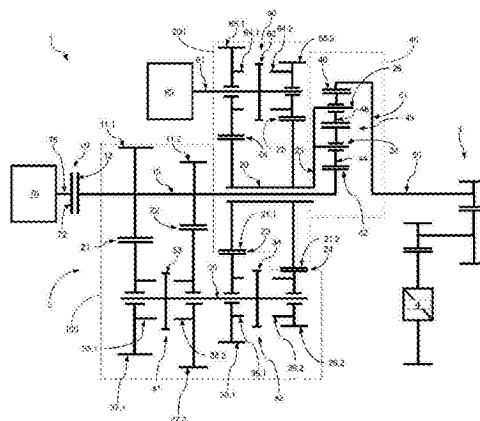
权利要求书2页 说明书10页 附图5页

(54) 发明名称

具有行星齿轮传动装置的扭矩传递装置及用于运行这样的扭矩传递装置的方法

(57) 摘要

本发明涉及一种扭矩传递装置 (2), 特别用于机动车, 具有第一驱动装置 (70) 和第二驱动装置 (60), 其中, 第二驱动装置 (60) 特别被构建成机电能量转换器, 具有: 行星齿轮传动装置 (40), 其具有至少一个太阳轮 (42)、至少一个行星轮组件 (43)、至少一个空心轮 (48)、以及第一输入轴 (10)、第二输入轴 (20) 以及输出轴 (50); 第一、特别是可切换的传动装置 (100), 其具有中间轴 (30) 和另一传动轴 (10), 其中, 该传动轴 (10) 和行星齿轮传动装置 (40) 的第一输入轴 (10) 重合; 以及第二、特别是可切换的传动装置 (200), 其具有第一轴 (61) 和第二轴 (20), 其中, 第一轴 (61) 可传导扭矩地与第二驱动装置 (60) 连接, 且第二轴 (20) 与行星齿轮传动装置 (40) 的第二输入轴 (20) 重合。



1. 一种扭矩传递装置(2), 特别用于机动车, 具有第一驱动装置(70)和第二驱动装置(60), 其中, 第二驱动装置(60)特别被构建成机电能量转换器, 具有:

-行星齿轮传动装置(40), 所述行星齿轮传动装置具有至少一个太阳轮(42)、至少一个行星轮组件(43)、至少一个空心轮(48)、和第一输入轴(10)、第二输入轴(20)以及输出轴(50),

-第一、特别是可切换的传动装置(100), 所述第一、特别是可切换的传动装置具有中间轴(30)和另一传动轴(10), 其中, 该传动轴(10)和行星齿轮传动装置(40)的第一输入轴(10)重合, 以及

-第二、特别是可切换的传动装置(200), 所述第二、特别是可切换的传动装置具有第一轴(61)和第二轴(20), 其中, 第一轴(61)可传导扭矩地与第二驱动装置(60)连接, 且第二轴(20)与行星齿轮传动装置(40)的第二输入轴(20)重合。

2. 根据权利要求1所述的扭矩传递装置(2), 其特征在于,

-行星齿轮传动装置(40)的第一输入轴(10)借助于第一驱动耦合装置(c0)可与第一驱动装置(70)的轴(75)连接用于传递扭矩,

-行星齿轮传动装置(40)通过第二传动装置(200)借助于第二驱动耦合装置(s0)可与第二驱动装置(60)连接用于传递扭矩。

3. 根据前述权利要求中任一项所述的扭矩传递装置(2), 其特征在于,

-第一输入轴(10)抗扭地与太阳轮(42)连接,

-第二输入轴(20)抗扭地与行星轮组件(43)的行星齿轮架(24、26)连接,

-行星齿轮传动装置(40)的第一输入轴(10)通过中间轴(30)可借助于第一传动耦合装置(s1)连接用于传递扭矩, 以及

-行星齿轮传动装置(40)的第二输入轴(20)通过中间轴(30)可借助于第二传动耦合装置(s2)连接用于传递扭矩。

4. 根据前述权利要求中任一项所述的扭矩传递装置(2), 其特征在于, 第一传动耦合装置(s1)、第二传动耦合装置(s2)和/或第二驱动耦合装置(s0)被构建成特别是同步的爪齿离合器。

5. 根据权利要求3或4中任一项所述的扭矩传递装置(2), 其特征在于, 传动耦合装置中的至少一个与另一被布置在输入轴中的一个上的传动耦合装置连接, 用于共同、特别是相同方向的或相反反向的切换。

6. 根据前述权利要求中任一项所述的扭矩传递装置(2), 其特征在于, 第一传动耦合装置(s1)、第二传动耦合装置(s2)和第二驱动耦合装置(s0)中的每个分别可切换到空转位置以及第一(Z1; Z3; Za)和第二(Z2; Z4; Zb)、相互在转速比方面不同的传动切换级, 其中, 传动切换级(Za、Zb、Z1-4)优选被构建成直齿的或斜齿的圆柱齿轮对(11、37; 21、38; 21、65)。

7. 根据前述权利要求中任一项所述的扭矩传递装置(2), 其特征在于, 控制装置, 用于控制驱动装置(70; 60)中的至少一个的转速和/或扭矩, 和/或用于控制驱动(c0; s0)或传动耦合装置(s1; s2)中的至少一个的切换过程。

8. 一种机动车, 具有第一和第二驱动装置(70; 60), 且具有根据前述权利要求中任一项所述的扭矩传递装置(2)。

9. 一种用于运行根据前述权利要求中任一项所述的扭矩传递装置(2)的方法, 其特征

在于,第二传动装置(200)借助于第二驱动耦合装置(s0)被切换到第一驱动切换级(Za)或第二驱动切换级(Zb)。

10.根据权利要求9所述的方法,其特征在于,第一驱动耦合装置(s0)被闭合。

11.根据权利要求9或10所述的方法,其特征在于,基本同时或时间上错开地

-第一传动耦合装置(s1)被切换到其传动切换级(Z1、Z2),且

-第二传动耦合装置(s2)被切换到其传动切换级(Z3、Z4)。

12.根据权利要求11所述的方法,其特征在于,在第一驱动装置(70)与第二驱动装置(60)之间传递扭矩,特别是从第一驱动装置(70)传递至第二驱动装置(60)。

13.根据权利要求9至12中任一项所述的方法,其特征在于,在传动耦合装置(s1、s2)或第二驱动耦合装置(s0)中的一个向第一切换级(Z1;Z3;Za)或第二切换级(Z2;Z4;Zb)的切换过程结束之前,第一耦合对(33;34;63)与第二耦合对(35;36;64)之间的转速差被减少,特别基本被消除。

14.根据权利要求9至13中任一项所述的方法,其特征在于,第二驱动装置(60)的扭矩根据传动耦合装置(s1、s2)中的至少一个的切换过程而被提高,其中特别地,通过切换过程减少的扭矩传递至少部分地被补偿。

15.根据权利要求9至14中任一项所述的方法,其特征在于,第二驱动耦合装置(s0)以及第一传动耦合装置(s1)和第二传动耦合装置(s2)基本无滑转地被切换。

16.根据权利要求9至15中任一项所述的方法,其特征在于,第二驱动装置(60)在扭矩和/或转速方面相反于第一驱动装置(70)运行,使得第一输入轴(10)和第二输入轴(20)相互相反地旋转。

具有行星齿轮传动装置的扭矩传递装置及用于运行这样的扭矩传递装置的方法

技术领域

[0001] 本发明涉及一种扭矩传递装置,特别用于机动车,具有至少两个驱动装置,其中一个特别被构建成机电能量转换器。此外,本发明涉及一种具有这样的扭矩传递装置的机动车以及用于其运行的方法。

背景技术

[0002] 结合用于具有内燃机和机电能量转换器的混动动力车辆的传动系描述本发明,然而不限于此。此外,本发明一般可用于传递和叠加来自至少两个扭矩源的扭矩。

[0003] 现有技术中已知用于混动动力车辆的扭矩传递装置。该装置通常包括多个具有不同传动比的可切换的圆柱齿轮对,其中,不同的该圆柱齿轮组可借助于切换装置特别是摩擦离合器连接。通过该方式,随着圆柱齿轮组和中间轴的数量增加可实现增大数量的不同转速比。

[0004] 在一些该扭矩传递装置中,特别在分开混动动力车辆的内燃机与其余传动系之间的传导扭矩的连接之后,可在没有切换过程的情况下进行无级行驶运行,且可借助于电化学能量转换器进行与其连接的转速跃变,此外也已知借助于转速叠加的对传动比的无级调节。

发明内容

[0005] 本发明的目的在于,提供一种改进的扭矩传递装置或用于运行这样的扭矩传递装置的改进的方法。

[0006] 该目的通过具有权利要求1的特征的扭矩传递装置或通过用于运行这样的扭矩传递装置的具有权利要求8的特征的方法来实现。权利要求7保护具有这样的扭矩传递装置的机动车。各从属权利要求的内容是本发明的优选实施方式。

[0007] 根据本发明的一方面,提供扭矩传递装置,特别用于机动车,具有第一和第二驱动装置。

[0008] 在此,第一驱动装置被构建成具有内燃烧的内燃机,特别被构建成所谓的奥托内燃机、柴油内燃机、或其他类型的内燃机。然而,第一驱动装置也可被构建成电动机,和/或被构建成优选机电、机械、液压或气动的能量转换器。

[0009] 第二驱动装置特别被构建成机电、机械、液压或气动的能量转换器。

[0010] 在本发明的意义下,机电能量转换器优选可理解成电动机/发电机,机械能量转换器优选可理解成飞轮或弹簧储能装置,且液压或气动的能量转换器优选可理解成气动马达、液压马达、泵装置或联合的马达/泵装置。

[0011] 扭矩传递装置具有行星齿轮传动装置,特别是行星齿轮传动机构,具有至少一个太阳轮、至少一个行星轮组件和至少一个空心轮。此外,扭矩传递装置具有第一和第二输入轴和输出轴。

[0012] 在此,特别地,行星齿轮传动装置的太阳轮啮合行星轮组件中的至少一个、特别多个、所有或所有内行星轮。特别地,行星齿轮传动装置的空心轮啮合行星轮组件中的至少一个、特别多个、所有或所有外行星轮。

[0013] 此外,扭矩传递装置具有第一、特别是可切换的传动装置。优选地,可切换的传动装置也可称为切换传动装置。该传动装置具有中间轴和第二传动轴,其中,该第二传动轴与行星齿轮传动装置的第一输入轴重合或优选可与其连接或特别优选地与其一体地被构建。优选地,中间轴具有与行星齿轮传动装置的第一输入轴的旋转轴线平行或同轴的旋转轴线。

[0014] 在本发明的意义下,两个轴的重合可理解成两个轴相互同轴地被布置,即,优选可相对于该轴的布置在其几何结构的意义下理解该概念。优选地,两个重合的轴可相互传递扭矩地连接,优选可相互抗扭地连接,且特别优选地被构建成一体的。在此优选地,轴可形锁合、力锁合、材料接合地或以至少两个所述类型的组合的方式相互连接。

[0015] 本文中,切换传动装置特别可理解成具有至少两个切换级、特别圆柱齿轮或锥齿轮级的装置,其优选单个地、借助于耦合装置、在此特别借助于传动耦合装置或驱动耦合装置相互连接用于传递扭矩。此外优选地,切换级可理解成传动装置的内切换位置,其通过确定的、特别几何结构方面预定的、传动装置的输入轴与输出轴之间的转速比而呈现特征。在此,在几何方面预定的转速比特别通过参与转速传递的、在该切换级的齿轮的直径比和/或齿数比而确定。

[0016] 此外,扭矩传递装置具有第二传动装置,特别是可切换的,即,优选切换传动装置。第二传动装置具有第一轴和第二轴。优选地,第一轴与第二驱动装置可传导扭矩地连接,优选地,第一轴与第二驱动装置的驱动轴/输出轴重合。优选地,行星齿轮传动装置的第二输入轴与第二轴重合,优选其相互被构建成一体的。

[0017] 优选地,第二驱动装置的轴被构建成相对于扭矩传递的输入和/或输出轴。因此,被构建成能量转换器的第二驱动装置可作为驱动源和/或发电机(例如,机电的能量转换器)或能量储存器(例如,被构建成飞轮的机械能量转换器)运行。优选地,当驱动装置将驱动功率输出到传动装置时,第二驱动装置可相对于能流理解成能源,或当接收来自传动装置的驱动功率时,理解成功率接收器。

[0018] 根据本发明的该方面构建的扭矩传递装置使得可通过有利的方式节省能源地、更灵活地和/或更简单地运行扭矩传递装置。

[0019] 这样的扭矩传递装置也可根据所述关于运行的优点以有利的方式使得更简单、更快速、更灵活和/或成本更有利地安装扭矩传递装置。

[0020] 这样的扭矩传递装置也可根据所述的运行和/或安装方面的优点以有利的方式占据更小的结构空间。

[0021] 根据一个优选的实施方式,行星齿轮传动装置的第一输入轴借助于第一驱动耦合装置可与第一驱动装置的轴连接用于传递扭矩。

[0022] 在此特别地,第一驱动耦合装置被构建成摩擦离合器,优选具有第一、被布置在第一驱动装置的轴处的(摩擦)联轴从动盘,以及第二、被布置在行星齿轮传动装置的第一输入轴处的(摩擦)联轴从动盘。

[0023] 由此通过简单的方式,以最小转速运行的第一驱动装置,如内燃机,可与扭矩传递

装置连接用于传递扭矩或与其分开。

[0024] 根据一个优选的实施方式,行星齿轮传动装置通过第二传动装置借助于第二驱动耦合装置可与第二驱动装置连接用于传递扭矩。

[0025] 由此特别除了传递第一驱动装置的扭矩之外,可有利地传递第二驱动装置的扭矩。

[0026] 根据一个优选的实施方式,第一输入轴可抗扭地与太阳轮连接,且第二输入轴可抗扭地与行星轮组件的行星齿轮架连接。

[0027] 由此,在扭矩的相同方向的作用下,特别在第一和第二输入轴的相同方向的旋转方向下,第一和第二驱动装置的扭矩以有利的方式可相加地传递到行星齿轮传动装置的输出轴。

[0028] 在扭矩的相反方向的作用方向下,特别在第一和第二输入轴的相反方向的旋转方向下,第一和第二驱动装置的扭矩可通过有利的方式相互抵消,或可相互相减地传递到行星齿轮传动装置的输出轴上。

[0029] 根据一个优选的实施方式,行星齿轮传动装置的第一输入轴通过中间轴可借助于第一传动耦合装置连接用于传递扭矩,且行星齿轮传动装置的第二输入轴通过中间轴可借助于第二传动耦合装置连接用于传递扭矩。

[0030] 由此特别地,当两个传动耦合装置被切换到其一个、优选两个、与空转位置不同的切换级时,行星齿轮传动装置的第一和第二输入轴可设置用于在第一和第二驱动装置之间传递扭矩。

[0031] 由此,可有利地将扭矩储存在被构建为能量储存器的第二驱动装置中,且在此可借助于能量储存器而储存。

[0032] 本文中,能量储存器特别可理解成电化学能量储存器,优选理解成蓄电池或电池、飞轮装置和/或用于诸如空气或液压油的施加压力的流体的储存器。

[0033] 根据一个优选的实施方式,第一传动耦合装置、第二传动耦合装置和/或第二驱动耦合装置被构建为特别是同步的爪齿离合器。

[0034] 由此可实现扭矩传递装置的无滑转的、节省能源的和/或低损耗的运行。

[0035] 本文中,爪齿离合器特别可理解成耦合装置,通过其在耦合运行状态下,扭矩基本可借助于耦合装置的第一和第二耦合对之间的形锁合传递。

[0036] 本文中,同步的爪齿离合器特别可理解成被构建为爪齿离合器的耦合装置,具有用于至少一个、特别是所有切换级的同步环。

[0037] 根据一个替选的优选实施方式,同步的爪齿离合器可理解成耦合装置,在其中借助于第一和第二驱动装置,第一耦合对的转速和第二耦合对的转速这样地相互匹配,即,两个、特别被构建为爪环的耦合对的联接是可行的。由此特别可实现不带有同步环和/或更少摩擦损失的同步的耦合装置。

[0038] 根据一个优选的实施方式,传动耦合装置中的至少一个还与另一被布置在输入轴的一个上的传动耦合装置连接,用于共同地、特别相同方向的或相反方向的切换。

[0039] 由此可在一个实施方式中实现对灵活的转速比的独立选择。由此额外地或替选地,可在一个实施方式中避免两个耦合装置的同时切换。

[0040] 在此,根据一个实施方式,传动耦合装置可以是第二传动耦合装置,其中,其在中

间轴上可仅切换到传动切换级,其中,该传动切换级可与行星齿轮传动装置的第一输入轴连接。在该实施方式中,第二传动耦合装置与另一、被布置在行星齿轮传动装置的第一输入轴上的其他传动耦合装置连接。该另一传动耦合装置可与行星齿轮传动装置的第二输入轴连接。

[0041] 根据一个实施方式,第二传动耦合装置和另一传动耦合装置这样地连接,即,其可基本同时被切换。

[0042] 在一个实施方式中,在此当不存在空转位置时,一个或另一个传动耦合装置啮合传动切换级。特别在相同方向的切换时是这种情况。第二传动耦合装置的第二传动切换级在此可抗扭地与中间轴连接。

[0043] 在一个替选的实施方式中,在此当不存在空转位置时,仅第二传动耦合装置与传动切换级啮合,或两个齿轮离合器装置与其啮合。特别在相同方向的切换时是这种情况。

[0044] 根据一个优选的实施方式,第一传动耦合装置、第二传动耦合装置和第二驱动耦合装置中的每个分别可切换到空转位置以及第一和第二、相互在转速比方面不同的传动切换级。在此,该传动切换级优选被构建成齿轮对,具有优选直的、斜的、人字或弯曲的齿,优选构建成具有这样的齿的圆柱齿轮对。

[0045] 由此特别地,根据耦合装置的切换位置特别在以多个不同的转速比、传动比和/或档位实现行星齿轮传动装置的输出轴与行星齿轮传动装置的仅第一、仅第二或两个输入轴之间的扭矩传递。

[0046] 根据一个优选的实施方式,扭矩传递装置具有控制装置,用于控制至少一个、特别是所有的驱动装置的转速和/或扭矩,和/或用于控制至少一个、特别是所有的驱动或传动耦合装置的切换过程。

[0047] 由此可实现不同档位或转速比的舒适的、简单的、快速的、和/或无误的切换。

[0048] 由此也可或独立地优选借助于控制另一驱动装置的扭矩和/或转速实现驱动装置的扭矩和/或转速的调整。

[0049] 本文中,控制装置特别具有至少一个计算、存储器、传感器和/或操纵装置,用于控制驱动装置中的至少一个的转速和/或扭矩,和/或用于控制驱动或传动耦合装置中的至少一个的切换过程。

[0050] 根据本发明的一方面,带有第一和第二驱动装置的机动车具有根据本发明的不同方面的和/或优选实施方式的扭矩传递装置。

[0051] 针对本发明的上文中描述的方面和扭矩传递装置的关联的扩展方案所公开的特征也相应地适用于本发明的下文中描述的方面和方法的关联的扩展方案。相反地,针对本发明的下文中描述的方面和方法的关联的扩展方案所公开的特征也相应地适用于本发明的上文中描述的方面和扭矩传递装置的关联的扩展方案。

[0052] 根据本发明的一方面,在用于运行根据本发明的上文描述的方面的扭矩传递装置的方法中,第二传动装置借助于第二驱动耦合装置被切换到第一驱动切换级或第二驱动切换级。特别地,第二驱动耦合装置对此借助于控制装置被切换。

[0053] 由此特别地,由第二驱动装置所提供的和/或被提供至第二驱动装置的扭矩可以不同的转速被传递至第二输入轴和/或由第二输入轴传递。

[0054] 根据一个优选的实施方式,闭合第一驱动耦合装置。特别地,第一驱动耦合装置对

此借助于控制装置被切换。

[0055] 由此特别地,扭矩可从第一驱动装置传递至第一输入轴,且叠加第二输入轴上的和/或输出轴上的扭矩。

[0056] 根据一个优选的实施方式,基本同时或时间错开地第一传动耦合装置被切换到其传动切换级中的一个,和/或第二传动耦合装置被切换到其传动切换级中的一个。

[0057] 由此特别地,可在行星齿轮传动装置的三轴(第一、第二输入轴、输出轴)之间切换不同的转速比。

[0058] 根据一个优选的实施方式,在第一和第二驱动装置之间传递扭矩,特别是从第一驱动装置传递至第二驱动装置。

[0059] 由此特别地,第二驱动装置的发电机运行通过借助于第一和/或第二传动装置传递的扭矩由行星齿轮传动装置的第一驱动装置和/或输出轴供给。

[0060] 根据一个优选的实施方式,特别在传动耦合装置或第二驱动耦合装置中的一个向第一切换级或第二切换级的切换过程结束之前,第一耦合对与第二耦合对之间的转速差优选借助于第二驱动装置和/或控制装置被减少,特别基本被消除。

[0061] 由此特别地,可实现不带有同步环和/或更少摩擦损失的同步的耦合装置。

[0062] 根据一个优选的实施方式,第二驱动装置的扭矩根据传动耦合装置中的至少一个的切换过程而被提高,其中特别地,通过切换过程减少的扭矩传递优选借助于控制装置至少部分地补偿。

[0063] 由此特别地,行星齿轮传动装置的输出轴上的扭矩也在切换过程期间也在预定的、优选存储在控制装置中的公差范围内改变和/或保持恒定。

[0064] 根据一个优选的实施方式,第二驱动耦合装置以及第一传动耦合装置和第二传动耦合装置基本无滑转地被切换,其中,该耦合装置优选被构建成同步的爪齿离合器。由此特别地,使得扭矩传递装置可以节省能源地和/或更快地运行。

[0065] 根据一个优选的实施方式,第二驱动装置在扭矩和/或转速方面相反于第一驱动装置运行,使得第一输入轴和第二输入轴相互相反地旋转。

[0066] 由此特别地,第一和第二驱动装置中的一个在相对于运行状态而预定的、优选最小消耗或排放的转速区域中运行,其中,使用在输出轴上在该运行状态下非所需的扭矩用于供给第一驱动装置和第二驱动装置中的另一个的发电机运行,特别被储存在能量储存器中。

[0067] 根据本发明,只要技术上可行,本发明的上述多个实施方式中的多个也可任意相互组合。本文中,耦合装置特别可理解成离合器,使得在下文的附图描述中可至少基本同义地使用这两个概念。本文中,离合器套基本抗扭地且轴向运动地与耦合装置的中心轴连接。

附图说明

[0068] 在下文中结合附图给出本发明的其他、现在示例性的实施方式,附图单个地、部分示意性地示出:

[0069] 图1以非常示意性的剖面图示出根据本发明的一个实施方式的具有在空转运行状态下的汽车变速器的机动车的传动系;

[0070] 图2示出在汽车变速器的切换状态下的根据图1的传动系,该汽车变速器使得可以

纯电行驶运行；

[0071] 图3示出在汽车变速器的切换状态下的根据图1的传动系，该汽车变速器使得可以通过两个驱动装置无切换级地行驶运行；

[0072] 图4示出在汽车变速器的切换状态下的根据图1的传动系，该汽车变速器使得可以选择机电能量转换器的运行点；

[0073] 图5示出在汽车变速器的切换状态下的根据图1的传动系，该汽车变速器使得可以储存来自内燃机的扭矩；

[0074] 图6以非常示意性的剖面图示出根据本发明的另一实施方式的具有在空转运行状态下的汽车变速器的机动车的传动系；以及

[0075] 图7以非常示意性的剖面图示出根据本发明的另一实施方式的具有在空转运行状态下的汽车变速器的机动车的传动系。

具体实施方式

[0076] 图1以非常示意性的剖面图示出机动车的传动系1，具有根据本发明的一个实施方式的在空转运行状态下的被构建成汽车变速器的扭矩传递装置2。传动系1除汽车变速器2外具有可与其连接的机电能量转换器60和可与其连接的内燃机70，优选为柴油或汽油发动机。

[0077] 内燃机70借助于其轴75通过被构建成摩擦离合器的第一驱动耦合装置c0可与汽车变速器2的第一传动装置100连接用于传递扭矩，同样可行的是代替摩擦离合器使用爪齿离合器作为驱动耦合装置c0。第一传动装置100具有可与内燃机70连接的被构建成行星齿轮传动机构40的行星齿轮传动装置的第一输入轴10和中间轴30。

[0078] 机电能量转换器60借助于其轴61通过被构建成爪齿离合器的第二驱动耦合装置s0可与汽车变速器2的第二传动装置200连接用于传递扭矩。第二传动装置200具有可与机电能量转换器60连接的行星齿轮传动机构40的第二输入轴20。

[0079] 行星齿轮传动机构40除两个输入轴10和20外具有输出轴50，其在与在此所述的实施方式不同的扩展方案中直接或间接地通过一个或多个传动比级3与轴差速器4以及可通过其驱动的车辆的车轮或器件可连接、特别形成连接用于传递扭矩。

[0080] 此外，行星齿轮传动机构40具有：太阳轮42，该太阳轮与第一输入轴10连接；以及行星轮组件43，其内行星轮44通过内行星齿轮架24且其外行星轮46通过外行星齿轮架26以及通过行星齿轮架法兰23与第二输入轴20连接。

[0081] 在此，太阳轮42可与内行星轮44啮合，其内行星轮44与外行星轮46啮合，以及外行星轮46与行星齿轮传动机构40的空心轮48啮合，其通过法兰51与输出轴50可连接，特别形成连接。

[0082] 在图1中示出第二传动离合器s0处于离合器套63的空转位置，然而也可手动或自动地借助于控制装置的未示出的执行装置被切换到第一切换级Za或被切换到第二切换级Zb。

[0083] 在第一切换级Za中，离合器套63抗扭地与第二传动离合器的离合器爪64.1连接，其中，对其特别在离合器套63的和离合器爪64.1的转速同步之后，离合器套63的和离合器爪64.1的互补构建的爪相互啮合，且由此确保无滑转的切换过程。与其类似地，为了第二切

换级Zb的切换,离合器套63的和离合器爪64.2的互补构建的爪可相互啮合。

[0084] 离合器爪64.1在切换级Za进行切换时与第二传动离合器s0的在此斜齿构建的圆柱齿轮65.1连接用于传递扭矩。通过圆柱齿轮65.1以及与其啮合的第二输入轴20的圆柱齿轮21.1,在该切换级中,扭矩可以以预定的、特别针对Za的转速比 n_a 传递至输入轴20,且由此可传递至行星齿轮传动机构40的行星轮组件43。类似地,在切换级Zb进行切换时,针对圆柱齿轮65.2和圆柱齿轮21.2,以另一预定的、特别针对Zb的转速比 n_b 进行。

[0085] 第二输入轴20的圆柱齿轮21.1或21.2也与圆柱齿轮38.1或38.2连接,其在图1中所示的第二齿轮离合器s2的空转位置上可转动地被布置在中间轴30上。

[0086] 在第二齿轮离合器s2切换到其第一切换级Z3时,圆柱齿轮38.1抗扭地与中间轴30连接。在第二齿轮离合器s2切换到其第二切换级Z4时,圆柱齿轮38.2抗扭地与中间轴30连接。切换级Z3和Z4具有相互不同的预定的转速比 n_3 或 n_4 。

[0087] 第二齿轮离合器s2在图1所示的实施方式中构建有其离合器套34和其离合器爪36.1和36.2,类似于第二传动离合器S0,且特别地若需要则匹配安装环境地具有其在本申请中描述的特征。

[0088] 在中间轴30上,第一齿轮离合器s1也布置有其离合器套33,且可借助于抗扭地被布置在圆柱齿轮37.1或37.2上的离合器爪35.1或35.2切换到其第一切换级Z1或其第二切换级Z2。切换级Z1和Z2具有不同的、预定的转速比 n_1 或 n_2 。

[0089] 第一齿轮离合器s1在图1所示的实施方式中构建有其离合器套33和其离合器爪35.1和35.2,类似于第二传动离合器s0和/或第二齿轮离合器s2,其特别地若需要则匹配安装环境地具有在本申请中描述的特征。

[0090] 圆柱齿轮37.1和37.2可在切换离合器套33时朝向离合器爪35.1(切换级Z1)或第二离合器爪35.2(切换级Z2)与圆柱齿轮11.1或圆柱齿轮11.2啮合,且由此可与第一输入轴10连接用于传递扭矩。

[0091] 在内燃机70的轴75与第一输入轴10之间的摩擦离合器或爪齿离合器c0也可通过手动地或借助于控制装置的执行装置(未示出)自动地使摩擦面12和72相互依靠而被闭合,特别是在施加挤压力的情况下,用于在内燃机70与第一传动装置100和/或行星齿轮传动机构40之间传递扭矩。

[0092] 下文中,在针对图2至5的描述中,阐述了具有这样的汽车变速器2的车辆运行时的不同的运行情况,或汽车变速器2的相应运行方法。

[0093] 在此,汽车变速器2的以双线示出的部分示出通过相应的部分传递扭矩。

[0094] 图2示出根据图1的在车辆变速器2的切换状态下的传动系1,其使得可以进行纯电行驶。对此,在该实施方式中,行星齿轮传动机构40的太阳轮42相对于旋转是固定的。这可以例如对于闭合的离合器c0通过在图2中未示出的内燃机70的固定部,或(在此未示出的)对于打开的离合器c0通过同样未示出的第一输入轴10的固定部进行。

[0095] 机电能量转换器60通过其轴61、第二传动离合器s0的离合器套63和离合器爪64.1以及切换级Za中的圆柱齿轮65.1与第二输入轴20连接。由此,机电能量转换器60提供的扭矩可通过行星齿轮架24和26驱动行星轮组件43。通过输出轴50和可能形成的传动比3,可通过差速器4将驱动扭矩提供给机动车的被驱动轮。

[0096] 根据在此描述的实施方式的电行驶运行可由于能量转换器60的运行特性以无级

转速改变的方式实现,这也是下述情况,即,扭矩传递装置被切换到分立的切换级。

[0097] 相反地,在车辆的减速或制动运行中,对机电能量转换器60的使用通过所描述的扭矩流可作为发电机,用于对被构建成电池或蓄电池的能量储存器进行充电。

[0098] 图3示出根据图1的在汽车变速器的切换状态下的传动系1,其可使具有两个驱动装置的无切换级的行驶运行。在此,内燃机70或机电能量转换器60与行星齿轮传动机构40用于传递扭矩。

[0099] 摩擦离合器或爪齿离合器c0闭合;爪齿离合器s0处于切换级Za中,或如在此未示出地处于切换级Zb中。

[0100] 内燃机70可通过第一输入轴10对行星齿轮传动机构40的太阳轮42施加扭矩。在机电能量转换器60与行星齿轮传动机构40的行星轮组件43之间可通过第二输入轴20在两个方向上传递扭矩。

[0101] 因此,内燃机70例如总可在转速-扭矩-综合特性曲线的消耗和/或损耗最佳区域中运行,其中,机动车驾驶员所期望的转速可通过对机电能量转换器60的相应控制,例如借助于控制装置而提供。

[0102] 内燃机70在恒定转速的情况下提供恒定的扭矩,其中,其被机电能量转换器60的扭矩或转速在行星齿轮传动机构40调节下这样地叠加在输出轴50上,即,可实现机动车驾驶员所期望的转速或扭矩。此外,特别由于扭矩传递装置的固定预定的扭矩比也可既调节内燃机70的扭矩也调节机电能量转换器40的扭矩,使得实现机动车驾驶员所期望的扭矩。

[0103] 图4示出根据图1的在汽车变速器的切换状态下的传动系1,其使得可以选择机电能量转换器60的转速-扭矩-综合特性曲线的效率和/或损耗最佳区域。

[0104] 在图4的视图中,第一齿轮离合器s1被切换到切换级Z1;第二齿轮离合器s2被切换到切换级Z3。通过相应地组合切换级Za和Zb与切换级Z1至Z4,可在机电能量转换器60的相同扭矩输出的情况下实现多个不同的转数比。此外,在包括离合器s0的情况下,此外也可以使用扭矩传递装置的切换级,因此在此产生直至8个切换级(4x2)的可能性,用于根据单个档位的传动比进行切换,在此不是所有的都是可用的。由此,能量转换器60可在最佳效率范围中运行,特别违背常见的偏见,电动机具有完全取决于转速的不同效率。

[0105] 图5示出根据图1的在汽车变速器的切换状态下的传动系1,其使得可将来自内燃机70的扭矩储存在配设有机电能量转换器60的能量储存器(未示出),而不会通过引导行星齿轮传动机构40上的力线通量而在此出现摩擦损失。

[0106] 通过切换或闭合汽车变速器2的一个、两个、三个或所有离合器c0、s0、s1和s2(在此切换位置例如为:c0闭合,s0切换到Za,s1切换到Z1,且s2切换到Z3),内燃机70提供的、例如除了其由车辆用户所必要的扭矩可从第一输入轴10通过中间轴30传递至第二输入轴20,且从其被传递至机电能量转换器60的轴61,该机电能量转换器在该情况下作为发电机运行。

[0107] 由此例如可对电池充电,其中,该电池的电能在机动车的随后的行驶情况下在机电能量转换器60的发动机运行中可再次以扭矩的形式提供给差速器4。

[0108] 图6以非常示意性的剖面图示出根据本发明的另一实施方式的具有在空转运行状态下的汽车变速器2的机动车的传动系1。

[0109] 在该实施方式中,第二齿轮离合器s2的第一离合器套34a可被布置在中间轴30上。

相反地,第二齿轮离合器s2的第二离合器套34b被布置在行星齿轮传动机构40的第一输入轴10上。

[0110] 两个离合器套34a和34b借助于同向的离合器套接头39.1连接用于共同同向切换。除了空转位置,两个离合器套34a和34b的切换连接要么可在第一切换位置上与可旋转地被布置在中间轴30上的圆柱齿轮38.1借助于离合器爪36.1抗扭地连接,要么可在第二切换位置上借助于可旋转地被布置在行星齿轮传动机构40的第一输入轴10上的圆柱齿轮21.1借助于离合器爪36.3抗扭地连接。圆柱齿轮38.2抗扭地与中间轴30连接。

[0111] 图7以非常示意性的剖面图示出根据本发明的另一实施方式的具有在空转运行状态下的汽车变速器2的机动车的传动系1。

[0112] 在该实施方式中,离合器套34a和34b借助于反向的离合器套接头39.2连接用于共同的反向切换。圆柱齿轮38.2可转动地被布置在中间轴30上。

[0113] 除了空转位置,两个离合器套34a和34b的切换连接,可在第一切换位置上同时与可旋转地被布置在中间轴30上的圆柱齿轮38.1借助于离合器爪36.1抗扭地连接,且与可旋转地被布置在行星齿轮传动机构40的第一输入轴10上的圆柱齿轮21.1借助于离合器爪36.3抗扭地连接。

[0114] 在离合器套34a和34b的第二切换位置上,第一离合器套34a可与圆柱齿轮38.2的离合器爪36.2连接。第二离合器套34b停留在空转位置上。此外,可借助于操作离合器s1(33/35.1或33/35.2)将扭矩传递至中间轴30上。

[0115] 参考标记列表

- [0116] 1 传动系
- [0117] 2 汽车变速器(扭矩传递装置)
- [0118] 3 传动比级
- [0119] 4 差速器
- [0120] 10 第一输入轴
- [0121] 11 第一输入轴的圆柱齿轮
- [0122] 12 第一传动离合器的摩擦面
- [0123] 20 第二输入轴
- [0124] 21 第二输入轴的圆柱齿轮
- [0125] 23 行星齿轮架法兰
- [0126] 24 内行星齿轮架
- [0127] 26 外行星齿轮架
- [0128] 30 中间轴
- [0129] 33 第一齿轮离合器的离合器套
- [0130] 34 第二齿轮离合器的离合器套
- [0131] 35 第一齿轮离合器的离合器爪
- [0132] 36 第二齿轮离合器的离合器爪
- [0133] 37 第一齿轮离合器的圆柱齿轮
- [0134] 38 第二齿轮离合器的圆柱齿轮
- [0135] 39.1 相同方向的离合器套接头

[0136]	39.2	相反方向的离合器套接头
[0137]	40	行星齿轮传动机构
[0138]	42	太阳轮
[0139]	43	行星轮组件
[0140]	44	内行星齿轮
[0141]	46	外行星齿轮
[0142]	48	空心轮
[0143]	50	输出轴
[0144]	51	法兰
[0145]	60	机电能量转换器
[0146]	61	机电能量转换器的轴
[0147]	63	离合器套
[0148]	64	传动离合器的离合器爪
[0149]	65	传动离合器的圆柱齿轮
[0150]	70	内燃机
[0151]	72	第一传动离合器的摩擦面
[0152]	75	内燃机的轴
[0153]	100	第一传动装置
[0154]	200	第二传动装置
[0155]	c0	第一传动离合器(Antriebskupplung)
[0156]	s0	第二传动离合器
[0157]	s1	第一齿轮离合器(Getriebekupplung)
[0158]	s2	第二齿轮离合器
[0159]	Z1	第一齿轮离合器的第一圆柱齿轮级
[0160]	Z2	第一齿轮离合器的第二圆柱齿轮级
[0161]	Z3	第二齿轮离合器的第一圆柱齿轮级
[0162]	Z4	第二齿轮离合器的第二圆柱齿轮级
[0163]	Za	传动离合器的第一圆柱齿轮级
[0164]	Zb	传动离合器的第二圆柱齿轮级

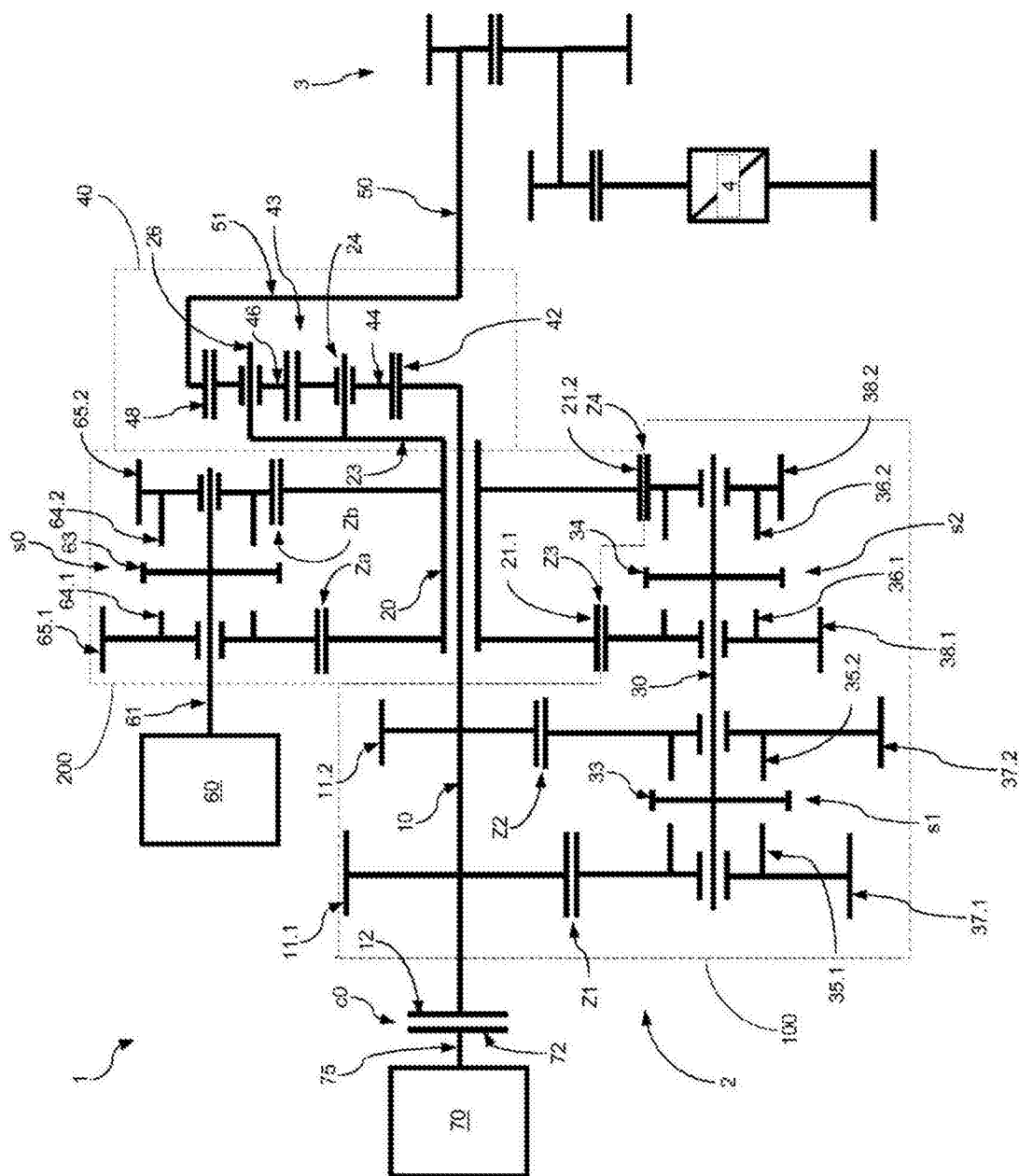


图 1

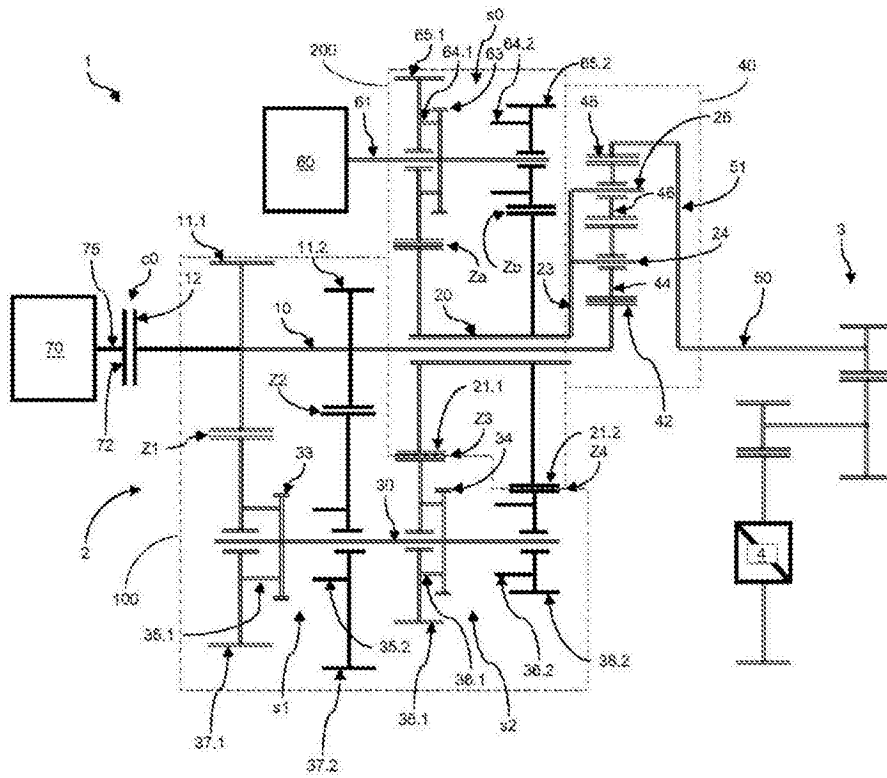


图4

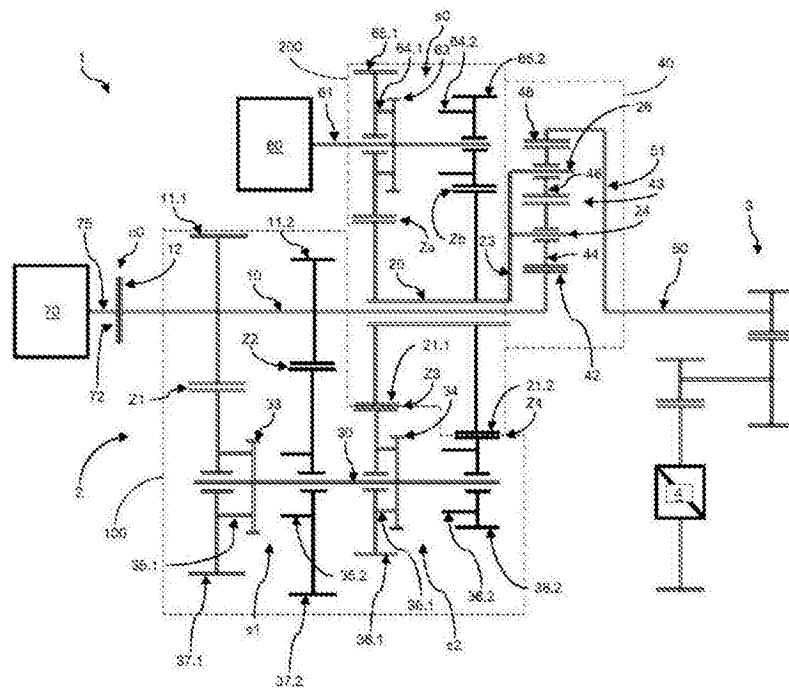


图5

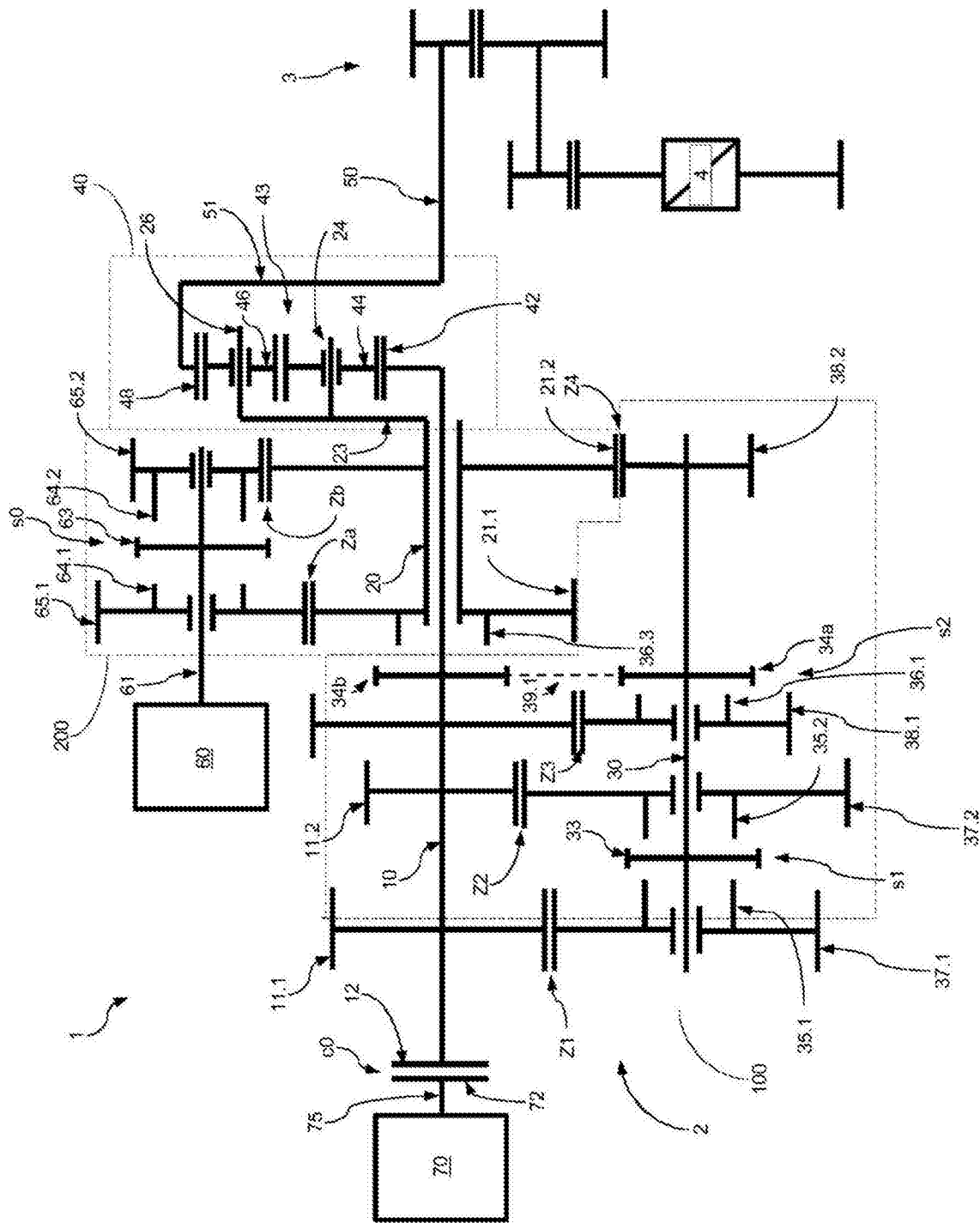


图6

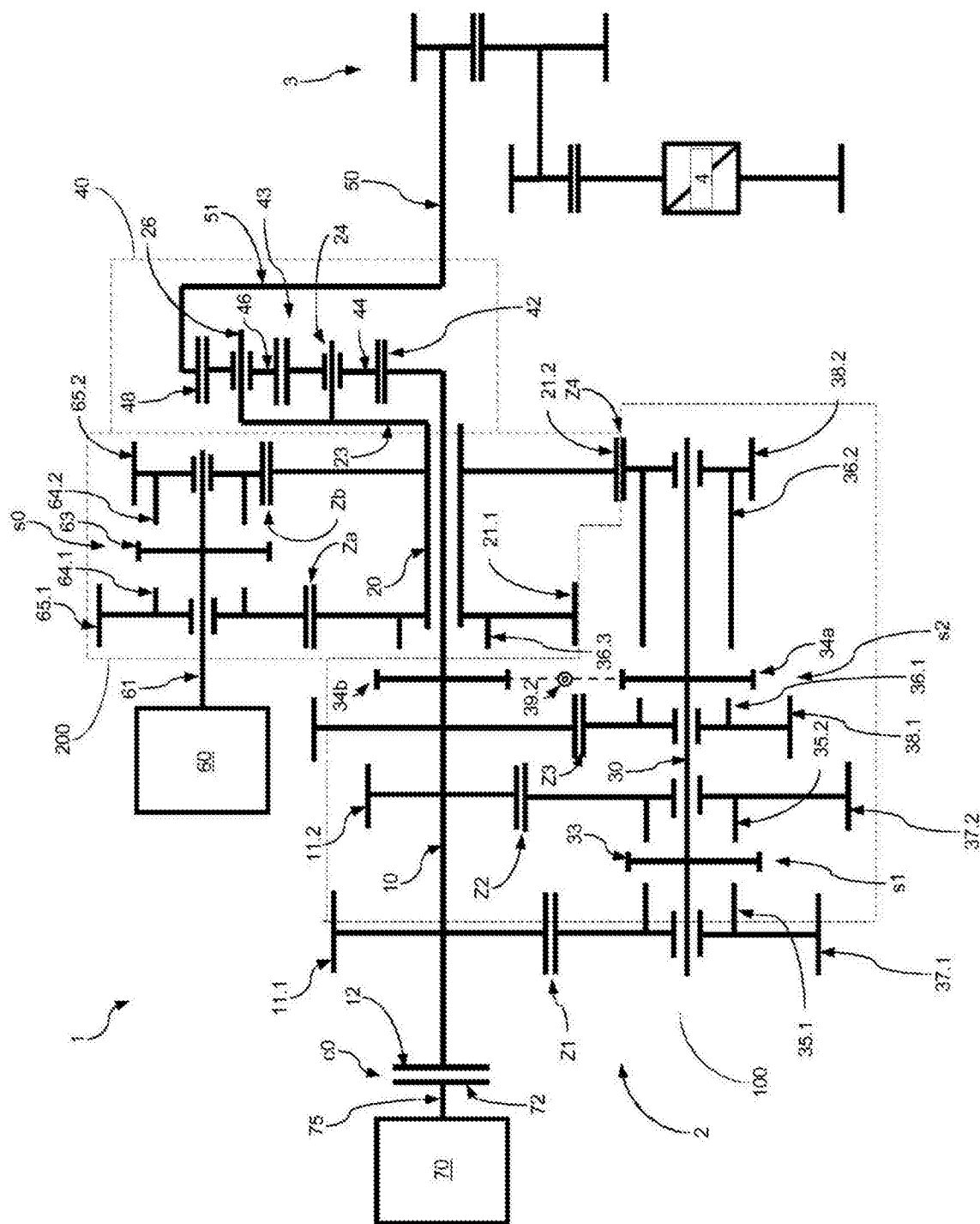


图7