



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 106687320 B

(45)授权公告日 2020.03.20

(21)申请号 201580051078.9

(22)申请日 2015.09.29

(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 106687320 A

(43)申请公布日 2017.05.17

(30)优先权数据
1451144-8 2014.09.29 SE

(85)PCT国际申请进入国家阶段日
2017.03.22

(86)PCT国际申请的申请数据
PCT/SE2015/051017 2015.09.29

(87)PCT国际申请的公布数据
W02016/053166 EN 2016.04.07

(73)专利权人 斯堪尼亚商用车有限公司
地址 瑞典南泰利耶

(72)发明人 M·贝里奎斯特 M·比约克曼
J·林德斯特伦 N·彼得松

(74)专利代理机构 永新专利商标代理有限公司
72002

代理人 李隆涛

(51)Int.Cl.

B60K 6/365(2007.10)

B60K 6/445(2007.01)

B60K 6/547(2007.01)

F16H 3/00(2006.01)

F16H 3/72(2006.01)

F16H 37/04(2006.01)

(56)对比文件

US 6371882 B1, 2002.04.16, 说明书第3列
第1行至第5列第50行, 附图1-3.

SE 1450305 A1, 2014.09.28, 说明书具体实施方式, 附图1-4.

SE 1450305 A1, 2014.09.28, 说明书具体实施方式, 附图1-4.

CN 103403392 A, 2013.11.20, 说明书第一
种实施变型, 附图1-1B、4-5.

US 2003/0166429 A1, 2003.09.04, 全文.

CN 103732945 A, 2014.04.16, 全文.

审查员 潘欣

权利要求书2页 说明书16页 附图4页

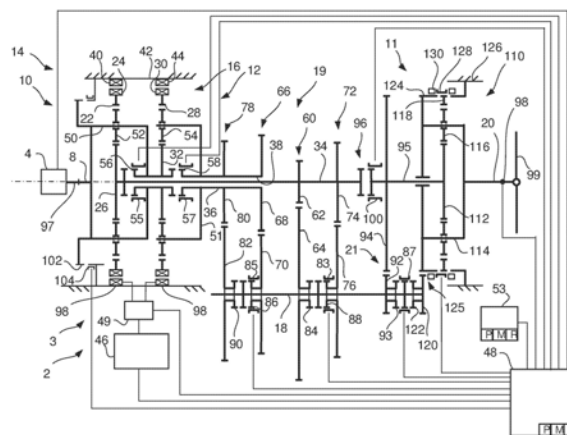
(54)发明名称

混合动力总成和具有该混合动力总成的车辆

(57)摘要

本发明涉及一种混合动力总成(3), 包括内燃机(4); 具有输入轴(8)和输出轴(20)的变速器(2); 连接到输入轴(8)的第一行星齿轮系(10); 连接到第一行星齿轮系(10)的第二行星齿轮系(12); 连接到第一行星齿轮系(10)的第一电机(14); 连接到第二行星齿轮系(12)的第二电机(16); 与第一行星齿轮系(10)和输出轴(20)连接的至少一个齿轮对(60, 72); 以及与第二行星齿轮系(12)和输出轴(20)连接的至少一个齿轮对(66, 78), 其中内燃机(4)经由输入轴(8)与第一行星齿轮系(10)连接, 其中中间轴(18)设置在相

应第一和第二行星齿轮系(10, 12)与输出轴(20)之间; 并且中间轴(18)经由副变速器(11)与输出轴(20)连接。本发明还涉及一种车辆, 该车辆包括该混合动力总成(3)。



1. 一种混合动力总成,包括:
内燃机 (4);
具有输入轴 (8) 和输出轴 (20) 的变速器 (2);
连接到输入轴 (8) 的第一行星齿轮系 (10);
连接到第一行星齿轮系 (10) 的第二行星齿轮系 (12);
连接到第一行星齿轮系 (10) 的第一电机 (14);
连接到第二行星齿轮系 (12) 的第二电机 (16);
与第一行星齿轮系 (10) 和输出轴 (20) 连接的至少一个齿轮对 (60,72);以及
与第二行星齿轮系 (12) 和输出轴 (20) 连接的至少一个齿轮对 (66,78),其中内燃机 (4) 经由输入轴 (8) 与第一行星齿轮系 (10) 连接,
其特征在于,
中间轴 (18) 设置在相应第一和第二行星齿轮系 (10,12) 与输出轴 (20) 之间;
中间轴 (18) 经由副变速器 (11) 与输出轴 (20) 连接,以及
副变速器 (11) 包括第三行星齿轮系 (110),所述第三行星齿轮配备有与输出轴 (20) 连接的第三行星齿轮架 (114)。
2. 根据权利要求1所述的混合动力总成,其特征在于,
第六齿轮对 (G5,125) 设置在中间轴 (18) 与第三行星齿轮系 (110) 的第三行星齿轮架 (114) 之间。
3. 根据权利要求2所述的混合动力总成,其特征在于,
第六齿轮对 (G5,125) 包括彼此啮合的第七钝齿轮 (120) 和第八钝齿轮 (124),所述第八钝齿轮与第三行星齿轮架 (114) 设置在一起,所述第七钝齿轮 (120) 可连接且可拆卸地设置在中间轴 (18) 上。
4. 根据权利要求1-3中任一项所述的混合动力总成,其特征在于,
与副变速器 (11) 设置在一起的输入轴 (95) 与第三行星齿轮系 (110) 中的第三太阳齿轮 (112) 连接。
5. 根据权利要求4所述的混合动力总成,其特征在于,
第一主轴 (34) 连接到第一行星齿轮系 (10),以及
离合器机构 (96) 设置在第一主轴 (34) 与副变速器 (11) 的输入轴 (95) 之间。
6. 根据权利要求4所述的混合动力总成,其特征在于,
中间轴 (18) 经由第五齿轮对 (G3,21) 与副变速器 (11) 的输入轴 (95) 连接,以及
第五齿轮对 (G3,21) 包括换挡元件 (92),所述换挡元件利用第五离合器元件 (93) 可释放地设置在中间轴 (18) 上。
7. 根据权利要求6所述的混合动力总成,其特征在于,
第五齿轮对 (G3,21) 的换挡元件是与第六钝齿轮 (94) 啮合的第五钝齿轮 (92),所述第六钝齿轮固定地设置在副变速器 (11) 的输入轴 (95) 上。
8. 根据权利要求1-3中任一项所述的混合动力总成,其特征在于,
第三离合器装置 (128) 设置成在低范围挡位中将设置在第三行星齿轮系 (110) 中的第三齿圈 (118) 与变速器外壳 (126) 可释放地连接,并且在高范围挡位中将所述第三齿圈与第三行星齿轮架 (114) 可释放地连接。

9. 根据权利要求8所述的混合动力总成,其特征在于,

第三离合器装置(128)配备有同步装置(130),以便在第三齿圈(118)与第三行星齿轮架(114)连接时将第三齿圈(118)的转速与第三行星齿轮架(114)的转速同步,并且在第三离合器装置(128)将第三齿圈(118)与静止不动的变速器外壳(126)连接时防止第三齿圈(118)旋转。

10. 根据权利要求8所述的混合动力总成,其特征在于,

第三离合器装置(128)如此设置使得其可以移动到空位。

11. 根据权利要求1-3中任一项所述的混合动力总成,其特征在于,

第一主轴(34)连接到第一行星齿轮系(10);

第二主轴(36)连接到第二行星齿轮系(12);

与第一行星齿轮系(10)和输出轴(20)连接的所述至少一个齿轮对(60;72)设置在第一主轴(34)和中间轴(18)上;以及

与第二行星齿轮系(12)和输出轴(20)连接的所述至少一个齿轮对(66;78)设置在第二主轴(36)和中间轴(18)上。

12. 根据权利要求11所述的混合动力总成,其特征在于,

设置在第一行星齿轮系(10)中的第一行星齿轮架(50)与设置在第二行星齿轮系(12)中的第二太阳齿轮(32)连接;

第一行星齿轮系(10)中的第一太阳齿轮(26)与第一主轴(34)连接;以及

第二行星齿轮系(12)中的第二行星齿轮架(51)与第二主轴(36)连接。

13. 根据权利要求12所述的混合动力总成,其特征在于,

输入轴(8)与第一行星齿轮架(50)连接。

14. 根据权利要求12所述的混合动力总成,其特征在于,

第一离合器装置(56)设置成将第一太阳齿轮(26)与第一行星齿轮架(50)可释放地连接;以及

第二离合器装置(58)设置成将第二太阳齿轮(32)与第二行星齿轮架(51)可释放地连接。

15. 根据权利要求1-3中任一项所述的混合动力总成,其特征在于,

内燃机(4)的输出轴(97)与设置在第一行星齿轮系(10)中的第一行星齿轮架(50)连接。

16. 一种车辆,其特征在于,

车辆(1)包括根据权利要求1-15中任一项所述的混合动力总成(3)。

混合动力总成和具有该混合动力总成的车辆

技术领域

[0001] 本发明涉及一种混合动力总成。本发明还涉及一种包括该混合动力总成的车辆。

背景技术

[0002] 混合动力车辆可以由主要发动机(可以是燃式发动机)和次要发动机(可以是电机)驱动。电机配备有用于存储电能的至少一个能量存储装置(诸如电化学能量存储装置)以及用于控制电能在能量存储装置与电机之间流动的控制设备。电机从而可以取决于车辆的操作模式交替地作为发动机和发电机操作。当车辆制动时,电机产生电能,所述电能存储在能量存储装置中。这通常称为再生制动,这使得车辆在电机和内燃机的帮助下减速。存储的电能此后用于车辆的操作。

[0003] 混合动力车辆中的变速器可以包括行星齿轮系。行星齿轮系通常包括相对于彼此可旋转地设置的三个部件,即太阳齿轮、行星齿轮架和内部齿圈。在知晓太阳齿轮和齿圈中的齿数的情况下,三个部件的相互转速可以在操作期间确定。行星齿轮系的其中一个部件可以与内燃机中的输出轴连接。行星齿轮系的该部件从而以与内燃机中的输出轴的转速相等的转速旋转。行星齿轮系中的第二部件可以与传动装置的输入轴连接。行星齿轮系的该部件从而以与传动装置的输入轴相同的转速旋转。行星齿轮系中的与电机中的转子连接的第三部件用于实现混合操作。行星齿轮系中的该部件从而以与电机的转子相同的转速旋转,如果它们彼此直接连接。可选地,电机可以经由具有齿轮传动比的变速机构与行星齿轮的第三部件连接。在这种情况下,电机和行星齿轮系中的第三部件可以以不同的转速旋转。电机的发动机速度和/或扭矩可以无级地控制。在传动装置的输入轴必须配备有发动机转速和/或扭矩时的操作模式期间,具有关于内燃机的发动机速度的知识的控制装置计算转速,第三部件必须以所述转速操作,以便传动装置的输入轴获得期望转速。控制装置如此启动电机,使得所述电机为第三部件提供经过计算的转速,并且从而为传动装置的输入轴提供期望转速。

[0004] 通过将内燃机的输出轴、电机的转子和传动装置的输入轴与行星齿轮系连接,可以避免常规的离合器机构。在车辆加速时,更多扭矩必须从内燃机和电机传递到传动装置,并且进一步传递到车辆的驱动轮。因为内燃机和电机都与行星齿轮系连接,所以由内燃机和电机传递的最大可能扭矩将会受到这些驱动单元其中之一的限制;即最大扭矩小于其它驱动单元的最大扭矩的那个驱动单元(已考虑到它们之间的齿轮传动比)。在电机的最大扭矩小于内燃机的最大扭矩的情况下(已考虑到它们之间的齿轮传动比),电机将无法够向行星齿轮系产生足够大的反作用扭矩,导致内燃机无法将其最大扭矩传递到传动装置并且进一步传递到车辆的驱动轮。因此,可以传递到传动装置的最高扭矩受到电机的强度限制。这从所谓的行星方程也是显而易见的。

[0005] 常规的离合器在变速器中的换挡过程期间将变速器的输入轴与内燃机断开连接,利用所述离合器带来以下缺点,诸如离合器片的加热,致使离合器片的磨损和更多的燃料消耗。常规的离合器机构也相对较重并且成本较高。其还占据车辆中的相当大的空间。

[0006] 在车辆中,用于驱动结构的可用空间通常受到限制。如果驱动结构包括多个部件,例如内燃机、电机、变速器和行星齿轮系,则构造必须是紧凑的。如果存在附加部件(例如再生制动装置),则零部件必须具有紧凑构造的要求甚至更严格。同时,驱动结构中的零部件必须设计成具有能够吸收所需力和扭矩的尺寸。

[0007] 对于某些类型的车辆,特别是重型货车和公共汽车,需要大量的挡位。因此,齿轮箱中的零部件的数量增加,其还必须被确定尺寸以能够吸收在这种重型货车中产生的大的力和扭矩。这导致变速器的尺寸和重量的增加。

[0008] 还存在对被包括在驱动装置中的部件的高可靠性和高操作安全性的要求。在变速器包括多片式离合器的情况下,形成影响变速器的可靠性和寿命的磨损。

[0009] 在再生制动时,动能转换成电能,该电能存储在诸如蓄电池的能量存储装置中。影响能量存储装置的寿命的一个因素是能量存储装置向电机存取电力的循环数。循环越多,能量存储装置的寿命越短。

[0010] 在某些操作条件下,期望的是关闭内燃机,目的是节省燃料并避免内燃机的排气处理系统的冷却。车辆于是由电机驱动。当在混合动力总成中需要附加扭矩时,或者当能量存储装置必须充电时,内燃机必须快速且有效地启动。

[0011] 操作重型货车需要大扭矩。特别是在起动过程期间以及在某些操作条件下,诸如在上坡路上行驶时,必须向车辆的驱动轴提供大扭矩。在混合动力车辆中,内燃机和电机都可以同时向车辆的驱动轴产生扭矩。然而,已证明由内燃机和电机共同产生的扭矩不足以在所有操作条件下推动车辆。

[0012] 常规的重型货车可以配备有副变速器(range gearbox),其显著地提高从车辆的内燃机到驱动轴的扭矩。这种副变速器使可能齿轮传动比的数量增加了一倍,并且通常包括具有低挡位齿轮和高挡位齿轮的行星齿轮系,通过该行星齿轮系,主变速器的可能齿轮传动比可以划分为低范围挡位和高范围挡位。在低范围挡位中,通过行星齿轮系进行传动减速,并且在高范围挡位中,通过行星齿轮系的传动比为1:1。

[0013] 文献EP-B1-1126987示出具有双行星齿轮系的变速器。每个行星齿轮系的太阳齿轮连接到电机,并且行星齿轮系的各内部齿圈彼此连接。每个行星齿轮系中的行星齿轮架连接到多个齿轮对,以使得获得无数的挡位。另一文献EP-B1-1280677还示出行星齿轮系可以如何与设置在内燃机的输出轴上的挡位桥接。

[0014] 文献US-A1-20050227803示出具有连接到两个行星齿轮系中的相应太阳齿轮的两个电机的车辆变速机构。行星齿轮系具有连接到变速机构的输入轴的公共行星齿轮架。

[0015] 文献W02008/046185-A1示出具有两个行星齿轮系的混合变速机构,其中一个电机连接到行星齿轮系之一,并且双离合器与第二行星齿轮系相互作用。两个行星齿轮系还经由钝齿轮变速机构相互作用。

发明内容

[0016] 尽管在本领域中有现有技术的解决方案,仍然需要进一步开发一种混合动力总成,以便在不发生任何扭矩中断的情况下、利用最佳制动再生实现换挡,以及实现大的扭矩。还需要进一步开发一种混合动力总成,其是紧凑的,同时其具有大量挡位。

[0017] 本发明的目的是提供一种新颖且有利的混合动力总成,其有助于在不发生扭矩中

断的情况下、利用最佳制动再生进行换挡。

[0018] 本发明的另一个目的是提供一种新颖且有利的混合动力总成,其产生大的扭矩。

[0019] 本发明的另一个目的是提供一种新颖且有利的混合动力总成,其是紧凑的,同时具有大量的挡位。

[0020] 这些目的利用开头指定的混合动力总成实现,其特征在于本文中指定的特征。

[0021] 这些目的还利用开头指定的车辆实现,其特征在于本文中指定的特征。

[0022] 利用根据本发明的混合动力总成在不发生任何扭矩中断的情况下实现高效且可靠的换挡。混合动力总成包括:内燃机;具有输入轴和输出轴的变速器;连接到输入轴的第一行星齿轮系;连接到第一行星齿轮系的第二行星齿轮系;连接到第一行星齿轮系的第一电机;连接到第二行星齿轮系的第二电机;与第一行星齿轮系和输出轴连接的至少一个齿轮对;以及与第二行星齿轮系和输出轴连接的至少一个齿轮对。内燃机经由输入轴与第一行星齿轮系连接。中间轴设置在相应第一和第二行星齿轮系与输出轴之间。中间轴经由副变速器与输出轴连接。副变速器提高到驱动轴的扭矩。副变速器还使可能齿轮传动比的数量加倍,而混合动力总成保持紧凑以便在有限重量的情况下体积更小。

[0023] 第一行星齿轮系适当地连接到第一主轴。第二行星齿轮系适当地连接到第二主轴。中间轴适当地与第一主轴和第二主轴的连接。

[0024] 根据一个实施方式,副变速器包括第三行星齿轮系,该第三行星齿轮系配备有与输出轴连接的第三行星齿轮架。通过将输出轴与第三行星齿轮架连接,通过副变速器获得有利的增加的扭矩齿轮传动比。

[0025] 根据一个实施方式,第六齿轮对设置在中间轴与第三行星齿轮系的第三行星齿轮架之间。因此,扭矩可以从中间轴传递到副变速器。根据一个实施方式,第六齿轮对包括彼此啮合的第七钝齿轮和第八钝齿轮,该第八钝齿轮与第三行星齿轮架设置在一起,该第七钝齿轮可连接且可拆卸地设置在中间轴上。通过将中间轴上的第七钝齿轮啮合的第八钝齿轮与行星齿轮架设置在一起,在混合动力总成中获得紧凑的变速器。第八钝齿轮还可以由设置在第三行星齿轮架上的链轮组成。

[0026] 根据一个实施方式,与副变速器设置在一起的输入轴与第三行星齿轮系中的第三太阳齿轮连接。扭矩可以经由输入轴传递到副变速器的第三太阳齿轮和从副变速器的第三太阳齿轮传递出来。因此,存在通过混合动力总成中的副变速器传递扭矩的附加可能性。

[0027] 根据一个实施方式,离合器机构设置在第一主轴与副变速器的输入轴之间。因此,第一主轴可以与副变速器的输入轴连接和断开连接。

[0028] 根据一个实施方式,中间轴与副变速器的输入轴连接。中间轴适当地经由第五齿轮对与副变速器的输入轴连接,并且第五齿轮对适当地包括换挡元件,该换挡元件借助于第五离合器元件如此设置在中间轴上,使得该换挡元件可以断开连接。第五齿轮对的换挡元件优选地是与第六钝齿轮啮合的第五钝齿轮,该第六钝齿轮固定地设置在副变速器的输入轴上。还可以将第六钝齿轮如此设置在副变速器的输入轴上,使得该第六钝齿轮可以连接和断开连接。根据一个实施方式,第三离合器单元设置成在低范围挡位中将设置在第三行星齿轮系中的齿圈以可释放方式与变速器外壳连接,并且在高范围挡位中将齿圈与第三行星齿轮架连接。优选地,第三离合器单元由可移位轴套组成,该可移位轴套由换挡拨叉操纵。

[0029] 根据一个实施方式,第三离合器单元配备有同步装置,以便在第三齿圈与第三行星齿轮架连接时将第三齿圈的转速与第三行星齿轮架的转速同步,并且在第三离合器单元将第三齿圈与静止不动的变速器外壳连接时防止第三齿圈旋转。利用同步机构,可以在副变速器在其高范围挡位与低范围挡位之间换挡时、在不发生任何扭矩中断的情况下执行副变速器中的换挡,反之亦然。

[0030] 根据一个实施方式,第一主轴与第一行星齿轮系连接;第二主轴连接到第二行星齿轮系;与第一行星齿轮系和输出轴连接的至少一个齿轮对设置在第一主轴和中间轴上;并且与第二行星齿轮系和输出轴连接的至少一个齿轮对设置在第二主轴和中间轴上。

[0031] 因为第一行星齿轮系中的第一行星齿轮架与第二行星齿轮系中的第二太阳齿轮连接,并且第一行星齿轮系中的第一太阳齿轮与第一主轴连接,并且第二行星齿轮系中的第二行星齿轮架与第二主轴连接,所以获得在不发生扭矩中断的情况下换挡的变速机构。

[0032] 优选地,变速器的输入轴与第一行星齿轮架连接。

[0033] 变速器优选地配备有多个齿轮对,该齿轮对包括可以机械地锁定到中间轴和从中间轴释放的钝齿轮。因此,获得多个固定挡位,该固定挡位可以在不发生扭矩中断的情况下换挡。可以锁定在中间轴上的钝齿轮还致使具有高可靠性和高操作安全性的紧凑构造。可选地,齿轮对中的小齿轮可以设置成能够与第一或第二主轴锁定和断开连接。

[0034] 每个齿轮对具有适配于车辆的期望驱动特征的齿轮传动比。相对于其它齿轮对具有最高齿轮传动比的齿轮对适当地在接入最低挡时连接到一起。

[0035] 根据一个实施方式,第一齿轮对包括彼此啮合的第一小齿轮和第一钝齿轮,该第一小齿轮与第一主轴固定地设置在一起,并且该第一钝齿轮可连接且可拆卸地设置在中间轴上。第三齿轮对包括彼此啮合的第三小齿轮和第三钝齿轮,该第三小齿轮与第一主轴固定地设置在一起,并且该第三钝齿轮可连接且可拆卸地设置在中间轴上。

[0036] 根据一个实施方式,第二齿轮对包括彼此啮合的第二小齿轮和第二钝齿轮,该第二小齿轮与第二主轴固定地设置在一起,并且该第二钝齿轮可连接且可拆卸地设置在中间轴上。第四齿轮对包括彼此啮合的第四小齿轮和第四钝齿轮,该第四小齿轮与第二主轴固定地设置在一起,并且该第四钝齿轮可连接且可拆卸地设置在中间轴上。

[0037] 根据一个实施方式,第五齿轮对包括换挡元件,该换挡元件借助于第五离合器元件可释放地设置在中间轴上。换挡元件适当地是与第六钝齿轮啮合的第五钝齿轮,该第六钝齿轮固定地设置在输出轴上。

[0038] 根据一个实施方式,第一电机中的第一转子与第一行星齿轮系中的第一齿圈连接,并且第二电机中的第二转子与第二行星齿轮系中的第二齿圈连接。

[0039] 连接到行星齿轮的电机可以取决于期望操作模式产生电力或增加扭矩。电机还可以在特定操作时刻为彼此供给电力。

[0040] 利用根据本发明的变速器,可以避免内燃机与变速器之间的常规的滑动离合器。

[0041] 锁定机构设置成将内燃机的输出轴与变速器外壳固定地连接在一起。因此,第一行星齿轮架也将会锁定到变速器外壳。借助于锁定机构,通过将内燃机的输出轴和第一行星齿轮架与变速器外壳锁定,变速器以及从而车辆变得适合于通过电机以电力驱动。电机从而向变速器的输出轴发出扭矩。

[0042] 第一和第二离合器装置设置在相应行星齿轮系的行星齿轮架与太阳齿轮之间。离

合器装置的任务是将相应行星齿轮架与太阳齿轮锁定。当行星齿轮架和太阳齿轮彼此连接时,来自内燃机的动力将会经过行星齿轮架、离合器装置、太阳齿轮并且进一步到达变速器,这使得行星齿轮系不吸收任何扭矩。这使得行星齿轮系的尺寸可以仅适配于电机的扭矩,而非内燃机的扭矩,这继而意味着行星齿轮系可以设计为具有较小尺寸。因此,获得根据本发明的驱动装置,其具有紧凑构造、低重量和低制造成本。

[0043] 离合器装置和锁定机构优选地包括环形套筒,该环形套筒在连接状态与断开状态之间轴向移位。套筒基本上同心地包围变速器的旋转部件并且利用动力元件在连接状态与断开状态之间移动。因此,获得具有低重量和低制造成本的紧凑构造。

[0044] 为了利用第一和第二离合器装置将相应行星齿轮的太阳齿轮与行星齿轮架连接,如此控制内燃机和/或第一电机和/或第二电机,使得同步转速在太阳齿轮与行星齿轮架之间实现。当同步转速已实现时,离合器装置移位,以使得太阳齿轮与行星齿轮架彼此机械地连接。

[0045] 为了将相应行星齿轮系中的太阳齿轮与行星齿轮架断开连接,如此控制第一和/或第二电机,使得扭矩平衡在行星齿轮系中实现。当扭矩平衡已实现时,离合器装置移位,以使得太阳齿轮与行星齿轮架不再彼此机械地连接。

[0046] 扭矩平衡涉及以下状态:一扭矩作用于设置在行星齿轮系中的内部齿圈上,代表作用在行星齿轮系的行星齿轮架上的扭矩与行星齿轮系的齿轮比的乘积,并且同时一扭矩作用于行星齿轮系的太阳齿轮上,代表作用在行星齿轮架上的扭矩与(1-行星齿轮系的齿轮比)的乘积。在行星齿轮系的零部件(即太阳齿轮、内部齿圈或行星齿轮架)中的两个利用离合器装置连接到一起的情况下,在扭矩平衡实现时,该离合器装置在行星齿轮系的各零件之间不传递任何扭矩。因此,离合器装置可以易于移位,并且行星齿轮系的各零部件可以断开连接。

附图说明

[0047] 下面参考附图描述本发明的优选实施方式作为示例,其中:

[0048] 图1示意性地示出车辆的侧视图,该车辆具有内燃机和根据本发明的混合动力总成,

[0049] 图2示出根据本发明的混合动力总成的示意性侧视图,该混合动力总成适合于根据该方法的第一实施方式控制,

[0050] 图3示意性地示出混合动力总成的侧视图,该混合动力总成根据本发明的第二实施方式控制,

[0051] 图4示出图2中的混合动力总成的简化示意图。

具体实施方式

[0052] 图1示出车辆1的示意性侧视图,该车辆包括变速器2和内燃机4,该变速器和内燃机被包括在混合动力总成3中。内燃机4连接到变速器2,并且变速器2经由传动轴9进一步连接到车辆1的驱动轮6。驱动轮6配备有制动装置7以制动车辆1。

[0053] 图2示出根据第一实施方式的混合动力总成3的示意性侧视图。混合动力总成3配备有变速器2,该变速器包括输入轴8、第一和第二行星齿轮系10和12、第一和第二电机14和

16、中间轴18、副变速器11和输出轴20。第一行星齿轮系10具有第一内部齿圈22,第一电机14中的第一转子24连接到该第一内部齿圈。第一行星齿轮系10还具有第一太阳齿轮26。第二行星齿轮系12具有第二内部齿圈28,第二电机16的第二转子30连接到该第二内部齿圈。第二行星齿轮系12具有第二太阳齿轮32。第一和第二太阳齿轮26和32共轴地设置,根据所显示的实施方式,这使得设置在第一太阳齿轮26上的第一主轴34在第二主轴36内部延伸,该第二主轴设置在第二太阳齿轮32上并且配备有中心孔38。还可以将第一主轴34平行于并且靠近第二主轴36设置。

[0054] 第一电机14配备有第一定子40,该第一定子经由包围变速器2的变速器外壳42连接到车辆1。第二电机16配备有第二定子44,该第二定子经由包围变速器2的变速器外壳42连接到车辆1。第一和第二电机16连接到能量存储装置46(诸如电池),该能量存储装置取决于车辆的1操作模式操作电机14和16。在其它操作模式中,电机14和16可以作为发电机工作,电力随即供给到能量存储装置46。电子控制装置48连接到能量存储装置46,并且控制电力向电机14和16的供给。优选地,能量存储装置46经由开关49连接到电机14和16,该开关连接到控制装置48。在某些操作模式中,电机14和16还可以操作彼此。电能于是从电机14,16中的一个经由连接到电机14,16的开关49被引导到电机14,16中的第二个。因此,可以实现电机14,16之间的功率平衡。另外的计算机53也可以连接到控制装置48和变速器2。

[0055] 第一行星齿轮系10配备有第一行星齿轮架50,第一行星齿轮组52安装在该第一行星齿轮架上。第二行星齿轮系12配备有第二行星齿轮架51,第二行星齿轮组54安装在该第二行星齿轮架上。第一行星齿轮组52与第一内部齿圈22和第一太阳齿轮26相互作用。第二行星齿轮组54与第二内部齿圈28和第二太阳齿轮32相互作用。变速器2的输入轴8与第一行星齿轮架50连接。

[0056] 第一离合器装置56设置在第一太阳齿轮26与第一行星齿轮架50之间。通过如此设置第一离合器装置56,使得第一太阳齿轮26与第一行星齿轮架50彼此连接,并且因此无法相对于彼此旋转,第一行星齿轮架50和第一太阳齿轮26将会以相等转速旋转。

[0057] 第二离合器装置58设置在第二太阳齿轮32与第二行星齿轮架51之间。通过如此设置第二离合器装置58,使得第二太阳齿轮32与第二行星齿轮架51彼此连接,并且因此无法相对于彼此旋转,第二行星齿轮架51和第一太阳齿轮32将会以相等转速旋转。

[0058] 优选地,第一和第二离合器装置56,58包括第一和第二带花键的离合器套筒55和57,该第一和第二带花键的离合器套筒能够在第一和第二行星齿轮架50和51上的带花键部段上、并且在相应太阳齿轮26和32上的带花键部段上轴向移位。通过将相应离合器套筒55,57如此移位使得各带花键部段经由相应离合器套筒55,57连接到一起,第一行星齿轮架50与第一太阳齿轮26、以及第二行星齿轮架51与第二太阳齿轮32彼此互相锁定并且无法相对于彼此旋转。

[0059] 根据图2中显示的实施方式,第一和第二离合器装置56,58设置在第一太阳齿轮26与第一行星齿轮架50之间,并且设置在第二太阳齿轮28与第二行星齿轮架51之间。然而,可以将附加或可选的离合器装置(未示出)设置在第一内部齿圈22与第一行星齿轮架50之间,并且还将附加或可选的离合器装置(未示出)设置在第二内部齿圈28与第二行星齿轮架51之间。

[0060] 传动装置19连接到第一和第二主轴34,36,该传动装置包括设置在第一行星齿轮

系10与输出轴20之间的第一齿轮对60。第一齿轮对60包括彼此啮合的第一小齿轮62和第一钝齿轮64。第二齿轮对66设置在第二行星齿轮系12与输出轴20之间。第二齿轮对66包括彼此啮合的第二小齿轮68和第二钝齿轮70。第三齿轮对72设置在第一行星齿轮系10与输出轴20之间。第三齿轮对72包括彼此啮合的第三小齿轮74和第三钝齿轮76。第四齿轮对78设置在第二行星齿轮系12与输出轴20之间。第四齿轮对78包括彼此啮合的第四小齿轮80和第四钝齿轮82。

[0061] 第一和第三小齿轮62和74设置在第一主轴34上。第一和第三小齿轮62和74与第一主轴34固定地连接在一起,以使得它们无法相对于第一主轴34旋转。第二和第四小齿轮68和80设置在第二主轴36上。第二和第四小齿轮68和80与第二主轴36固定地连接在一起,以使得它们无法相对于第二主轴36旋转。

[0062] 中间轴18基本上平行于第一和第二主轴34和36延伸。第一、第二、第三和第四钝齿轮64,70,76和82安装在中间轴18上。第一小齿轮62与第一钝齿轮64啮合,第二小齿轮68与第二钝齿轮70啮合,第三小齿轮74与第三钝齿轮76啮合,并且第四小齿轮80与第四钝齿轮82啮合。

[0063] 第一、第二、第三和第四钝齿轮64,70,76和82可以借助于第一、第二、第三和第四离合器元件84,86,88和90独立地与中间轴18锁定和从中间轴释放。离合器元件84,86,88和90优选地由钝齿轮64,70,76和82以及中间轴18上的带花键部段组成,该带花键部段与第五和第六离合器套筒83,85相互作用,该第五和第六离合器套筒与相应第一至第四钝齿轮64,70,76和82以及中间轴18的带花键部段机械地接合。第一和第三离合器元件84,88优选地配备有公共离合器套筒83,并且第二和第四离合器元件86,90优选地配备有公共离合器套筒85。在释放状态中,相对旋转可以发生在相应钝齿轮64,70,76和82与中间轴18之间。离合器元件84,86,88和90还可以由摩擦式离合器组成。第五钝齿轮92也设置在中间轴18上,该第五钝齿轮与设置在副变速器11的输入轴95上的第六钝齿轮94啮合。

[0064] 中间轴18设置在相应第一和第二行星齿轮系10,12与输出轴20之间。中间轴18经由第五齿轮对21与副变速器11的输入轴95连接,该第五齿轮对包括第五和第六钝齿轮92,94。第五钝齿轮92如此设置使得其可以经由第五离合器元件93与中间轴18连接和断开连接。

[0065] 通过将设置成能够与中间轴18断开连接的第五钝齿轮92断开连接,可以将扭矩从第二行星齿轮系12经由例如第二齿轮对66传递到中间轴18,并且将扭矩从中间轴18经由例如第一齿轮对60进一步传递到输出轴20。因此,获得多个挡位,其中来自行星齿轮10,12中的一个的扭矩可以传递到中间轴18,并且进一步从中间轴18传递到与第二行星齿轮系10,12连接的主轴34,36,以便最终将扭矩传递到变速器2的输出轴20。然而,在此假定设置在第一主轴34与副变速器11的输入轴95之间的离合器机构96连接,这会在下文中更详细地描述。

[0066] 第五钝齿轮92可以借助于第五离合器元件93锁定到中间轴18和从中间轴释放。离合器元件93优选地由适配在第五钝齿轮92和中间轴18上的带花键部段组成,该带花键部段与第九离合器套筒87相互作用,该第九离合器套筒与第五钝齿轮92和中间轴18上的带花键部段机械地接合。在释放状态中,相对旋转可以发生在第五钝齿轮92与中间轴18之间。第五离合器元件93还可以由摩擦式离合器组成。

[0067] 从变速器2的输入轴8到变速器2的输出轴20的扭矩传递可以经由第一或第二行星齿轮系10和12以及中间轴18发生。扭矩传递还可以直接地经由第一行星齿轮系10发生,该第一行星齿轮系的第一太阳齿轮26经由第一主轴34、经由离合器机构96连接到副变速器11的输入轴95。离合器机构96优选地包括带花键的第七离合器套筒100,该第七离合器套筒能够在第一主轴34上和副变速器11的输入轴95的带花键部段上轴向移位。通过将第七离合器套筒100如此移位使得各带花键部段经由第七离合器套筒100连接到一起,第一主轴34与副变速器11的输入轴95锁定,该第一主轴和输入轴在旋转时将会因此具有相同转速。通过将第五齿轮对21的第五钝齿轮92与中间轴18断开连接,来自第二行星齿轮系12的扭矩可以传递到中间轴18,并且进一步从中间轴18传递到与第一行星齿轮系10连接的第一主轴34,以便最终将扭矩经由离合器机构96、经由副变速器11传递到变速器2的输出轴20。

[0068] 在操作期间,变速器2可以在某些操作模式中如此操作使得太阳齿轮26和32中的一个借助于第一和第二离合器装置56和58与第一和第二行星齿轮架50和51锁定。第一和第二主轴34和36于是获得与变速器2的输入轴8相同的转速,太阳齿轮26和32取决于该转速与相应行星齿轮架50和51锁定。电机14和16中的一个或两个可以作为发电机操作以向能量存储装置46产生电能。可选地,电机14和16可以提供附加扭矩,以便从而增加输出轴20中的扭矩。在某些操作模式中,电机14和16将会以电能供给彼此,与能量存储装置46无关。

[0069] 为了提供扭矩的更多齿轮传动比,并且从而为了增加输出轴20的扭矩,副变速器11设置在变速器2中。副变速器11优选地适于作为行星齿轮系,但还可以适于作为一个或多个齿轮对。根据在图2中示出的实施方式,副变速器11适于作为具有第三太阳齿轮112、第三行星齿轮架114和第三齿圈118的第三行星齿轮系110,第三行星齿轮组116安装在该第三行星齿轮架上。第三行星齿轮组116与第三齿圈118和第三太阳齿轮112相互作用。副变速器11的输入轴95与第三太阳齿轮112连接。输出轴20与第三行星齿轮架114连接。第七钝齿轮120可以借助于第七离合器元件122锁定到中间轴18和从中间轴释放,该第七离合器元件优选地由适配在第七钝齿轮120和中间轴18上的带花键部段组成,该带花键部段与第九离合器套筒87相互作用,该第九离合器套筒与第七钝齿轮120和中间轴18的带花键部段机械地接合。在释放状态中,相对旋转可以在第七钝齿轮120与中间轴18之间发生。第七离合器元件122还可以由摩擦式离合器组成。第七钝齿轮120与设置在第三行星齿轮架114上的第八钝齿轮124啮合,该第八钝齿轮124可以由设置在第三行星齿轮架114上的链轮124组成,导致旋转运动和扭矩可以在第七钝齿轮120与第三行星齿轮架114之间传递。第七钝齿轮120和第三行星齿轮架114上的链轮124形成第七齿轮对125。当第七钝齿轮120借助于第九离合器套筒87和第七离合器元件122锁定在中间轴18上时,旋转运动和扭矩从而可以在中间轴18与第三行星齿轮架114之间传递。

[0070] 在低范围挡位中,副变速器11中的第三内部齿圈118可以利用第三离合器装置128与围绕副变速器11设置的变速器外壳126连接。转速的下降于是经由副变速器11进行,这带来输出轴20中的扭矩增加。在高范围挡位中,利用第三离合器单元128,副变速器11中的第三齿圈118还可以与第三行星齿轮架114连接。经由副变速器11的齿轮传动比于是为1:1。还可以适配副变速器11,以使得第三离合器单元128可以移动到空位,在该空位,低范围挡位和高范围挡位均不连接。在空位,第三离合器单元128不将第三齿圈118与变速器外壳126或与第三行星齿轮架114连接。在空位,没有扭矩经由副变速器11传递。

[0071] 根据在图2中示出的实施方式,第三离合器单元128配备有同步装置130,该同步装置在第三齿圈118经由第三离合器单元128与第三行星齿轮架114连接时将第三齿圈118的转速与第三行星齿轮架114的转速同步。类似地,利用同步机构130如此控制第三齿圈118,使得其在第三离合器单元128将第三齿圈118与静止不动的变速器外壳126连接时不旋转。同步机构130优选地包括常规的同步环(未示出),该同步环与第三离合器单元128和第三行星齿轮架114和变速器外壳126相互作用。然而,可以使用另一种类型的同步装置130,诸如液压马达或电动马达(未示出)或另一种形式的同步装置130,诸如摩擦制动器或类似物。

[0072] 第一和第二电机14和16两者还可以同时向能量存储装置46产生电力。在发动机制动时,驾驶员释放车辆1的加速踏板(未示出)。变速器2的输出轴20于是操作电机14和16中的一个或两个,而内燃机4和电机14和16进行发动机制动。在这种情况下,电机14和16产生电能,该电能存储在车辆1中的能量存储装置46中。这种操作状态称作再生制动。为了便于实现更强劲的制动效果,内燃机4的输出轴97可以锁定,并且从而被防止旋转。因此,电机14和16中的仅一个或两个将会用作制动器并且产生电能,该电能存储在能量存储装置46中。内燃机4的输出轴97的锁定还可以在车辆不得不通过电机14和16中的仅一个或两个加速时执行。如果相应电机14和16中的一个或两个的扭矩克服来自内燃机4的扭矩,并且以考虑它们之间的齿轮传动比,则内燃机4将会无法抵抗由相应电机14和16产生的大扭矩,以使得需要锁定内燃机4的输出轴97。内燃机4的输出轴97的锁定优选地利用设置在第一行星齿轮架50与变速器外壳42之间的锁定装置102执行。通过将第一行星齿轮架50与变速器外壳42锁定,内燃机4的输出轴97也将会锁定,因为内燃机4的输出轴97经由变速器的输入轴8与第一行星齿轮架50连接。锁定装置102优选地包括带花键的第八离合器套筒104,该第八离合器套筒能够在第一行星齿轮架50的带花键部段上并且在变速器外壳的带花键部段上轴向移位。通过将第八离合器套筒104如此移位使得各带花键部段经由离合器套筒104连接到一起,第一行星齿轮架50以及因此内燃机4的输出轴97被防止旋转。

[0073] 控制装置48连接到电机14和16,以便如此控制相应电机14和16,使得它们在特定可应用操作模式期间使用存储的电能以向变速器2的输出轴20供给驱动力,并且在其它操作模式期间使用变速器2的输出轴20的动能以提取和存储电能。控制装置48从而经由设置在电机14和16处和设置在变速器2的输出轴20中的传感器98检测内燃机4的输出轴97的转速和/或扭矩,以便从而获取信息并且控制电机14和16,以将其中任一作为电动马达或发电机操作。控制装置48可以是具有适用于该目的的软件的计算机。控制装置48还控制电力在能量存储装置46与电机14和16的相应定子40和44之间的流动。当电机14和16作为发动机操作时,存储的电能从能量存储装置46供给到相应定子40和44。当电机14和16作为发电机操作时,电能从相应定子40和44供给到能量存储装置46。然而,如上所述,电机14和16可以在特定操作模式期间,以电能供给彼此,与能量存储装置46无关。

[0074] 第一、第二和第三离合器装置56,58和128,第一、第二、第三,第四、第五和第七离合器元件84,86,88,90,93和122,第一主轴34与副变速器11的输入轴95之间的离合器机构96,以及第一行星齿轮架50与变速器外壳42之间的锁定装置102经由其相应离合器套筒连接到控制装置48。这些部件优选地通过来自控制装置48的电信号启动和停用。离合器套筒优选地通过未显示的动力元件(诸如液压或气动操作的气缸)移位。还可以利用电动的动力元件将离合器套筒移位。

[0075] 根据图2中的实施方式,示出四个小齿轮62,68,74和80,并且示出四个钝齿轮64,70,76和82,以及具有相关电机14和16的两个相应行星齿轮10和12。然而,可以将变速器2适配有更多或更少的小齿轮和钝齿轮,并且适配有更多具有相关电机的行星齿轮系。

[0076] 图3示出根据本发明的第二实施方式的混合动力总成3的示意性侧视图。第二实施方式与第一实施方式的区别在于第三离合器单元128缺少同步机构130。替代地,第三齿圈118的转速与第三行星齿轮架114的转速之间的同步在第三齿圈118与第三行星齿轮架114连接时通过控制内燃机4、第一电机14和/或第二电机16的方式经由第三离合器单元128发生。类似地,内燃机4、第一电机14和/或第二电机16如此控制第三齿圈118,使得该第三齿圈在第三离合器单元128将第三齿圈118与静止不动的变速器外壳126连接时不旋转。

[0077] 在下文中描述,从第一挡到第七挡的升挡,其中变速器2设置在车辆1中,并且车辆通过内燃机4推动。升挡结合第一实施方式描述,其中第三离合器单元128配备有同步装置130。

[0078] 变速器2的输入轴8连接到车辆1的内燃机4的输出轴97。变速器2的输出轴20连接到车辆1中的驱动轴99。当内燃机4空闲时并且当车辆1静止不动时,变速器2的输入轴8旋转,同时变速器2的输出轴20静止不动。锁定装置102停用,以使得内燃机4的输出轴97可以自由地旋转。因为变速器2的输入轴8旋转,所以第一行星齿轮架50也将会旋转,这使得第一行星齿轮组52将会旋转。因为第一行星齿轮架50连接到第二太阳齿轮32,所以第二太阳齿轮32以及从而第二行星齿轮组54将会旋转。通过不向第一和第二电机14和16供给电力,与电机14和16的相应第一和第二转子24和30连接的相应第一和第二内部齿圈22和28将会自由地旋转,以使得没有扭矩通过相应内部齿圈22和28吸收。相应第一和第二离合器装置56和58断开连接并且从而不被致动。因此,没有扭矩将会从内燃机4传递到第一行星齿轮系10的太阳齿轮26,或传递到第二行星齿轮系12的行星齿轮架51。第一主轴34与副变速器11的输入轴95之间的离合器机构96断开连接,以使得第一主轴34和输出轴20可以相对于彼此自由地旋转。因为变速器2的输出轴20在这个阶段中静止不动,所以中间轴18也静止不动。在第一步骤中,第四钝齿轮82和第三钝齿轮76借助于第四和第三离合器元件90和88与中间轴18连接。第一钝齿轮64和第二钝齿轮70与中间轴18断开连接。因此,第一钝齿轮64和第二钝齿轮70被允许相对于中间轴18自由地旋转。第五齿轮对21的第五钝齿轮92借助于第五离合器元件93锁定在中间轴18上,以使得旋转和扭矩可以经由第六钝齿轮94传递到副变速器11的输入轴95。与副变速器11的第三行星齿轮架上的链轮124啮合的第七钝齿轮120利用第七离合器元件122与中间轴18断开连接。副变速器11中的第三齿圈118可以在低范围挡位中经由第三离合器单元128与变速器外壳126连接。副变速器11中的第三齿圈118经由第三离合器单元128与变速器外壳126连接,以使得副变速器11换挡到低范围挡位。

[0079] 为了以驱动车辆1为目的开始变速器2的输出轴20的旋转,第四小齿轮80和中间轴18上的第四钝齿轮82必须旋转。这通过使得第二行星齿轮架51旋转而实现。当第二行星齿轮架51旋转时,第二主轴36也将会旋转,并且设置在第二主轴36上的第四小齿轮80从而也旋转。第二行星齿轮架51通过利用第二电机16控制第二内部齿圈28而旋转。通过启动第二电机16和控制内燃机4趋向于适当的发动机速度,车辆1在第二主轴36开始旋转时开始运动。当第二行星齿轮架51和第二太阳齿轮32实现同一转速时,第二太阳齿轮32借助于第二离合器装置58与第二行星齿轮架51锁定。如上文中提到的,第二离合器装置58优选地如此

适配,使得第二太阳齿轮32与第二行星齿轮架51彼此机械地接合。可选地,第二离合器装置58可以适于作为防滑制动器或将第二太阳齿轮32与第二行星齿轮架51以平顺方式连接的多片式离合器。当第二太阳齿轮32与第二行星齿轮架51连接时,第二行星齿轮架51将会以与内燃机4的输出轴97相同的转速旋转。因此,由内燃机4产生的扭矩经由第四小齿轮80、中间轴18上的第四钝齿轮82、中间轴18上的第五钝齿轮92、以及副变速器11的输入轴95上的第六钝齿轮94传递到变速器2的输出轴20。转速下降通过换挡到低范围挡位的副变速器11进行。最终,推动扭矩经由副变速器11的第三行星齿轮架114传递到变速器2的输出轴20。车辆1从而将会开始运动并且通过第一挡推动。

[0080] 第一、第二、第三和第四齿轮对60,66,72,78中的每个具有适配于车辆1的期望驱动特征的齿轮传动比。根据在图2中显示的示例性实施方式,第四齿轮对78具有与第一、第二和第三齿轮对60,66,72相比最高的齿轮传动比,这导致第四齿轮对78在最低挡接入时连接到一起。第二齿轮对66像第四齿轮对78那样将扭矩在第二主轴36与中间轴18之间传递,并且与其它齿轮对60,72,78相比能够替代地适配于最高齿轮传动比,这就是在该实施方式中第二齿轮对66能够在最低挡接入时连接到一起的原因。

[0081] 当中间轴18通过中间轴18上的第四钝齿轮82而旋转时,中间轴18上的第三钝齿轮76也将会旋转。因此,中间轴18操作第三钝齿轮76,该第三钝齿轮继而操作the第一主轴34上的第三小齿轮74。当第一主轴34旋转时,第一太阳齿轮26也将会旋转,并且,取决于内燃机4的输出轴97的转速并且从而取决于第一行星齿轮架50的转速,这将会使得第一齿圈22和第一电机14的第一转子24旋转。在这种情况下可以允许第一电机14作为发电机操作,以便向能量存储装置46供给电力,和/或向第二电机16供给电力。第二电机16也可以作为发电机操作。可选地,第一电机14可以通过控制装置48控制第一电机14以提供驱动扭矩的方式发出附加扭矩。

[0082] 为了从第一挡换挡到第二挡,第二太阳齿轮32与第二行星齿轮架51之间的锁定必须解除,这通过以下方式实现:如此控制第一和/或第二电机14,16使得扭矩平衡在第二行星齿轮系12中实现。随后,如此控制第二离合器装置58,使得其将第二太阳齿轮32与第二行星齿轮架51彼此断开连接。第二行星齿轮架51并且第二主轴36也可以自由地旋转,这使得第二太阳齿轮32、第二行星齿轮架51和第二主轴36不再操作设置在第二主轴36上的第四小齿轮80。在此假定第二电机16不操作第二齿圈28。第二挡通过控制装置48如此控制内燃机4使得同步转速在第一行星齿轮架50与第一太阳齿轮26之间形成的方式接入,以便实现第一行星齿轮架50与第一太阳齿轮26之间的锁定。这通过以下方式实现:如此控制第一离合器装置56使得第一行星齿轮架50与第一太阳齿轮26彼此机械地连接。可选地,第一离合器装置56可以适于作为防滑制动器或将第一太阳齿轮26与第一行星齿轮架50以平顺方式连接的多片式离合器。通过将内燃机4的控制与第二和第一电机16和14的控制同步,可以执行从第一挡到第二挡的柔顺且无中断的过渡。

[0083] 第一主轴34现在通过内燃机4的输出轴97操作而旋转,并且第一主轴34现在操作第三小齿轮74。第一行星齿轮架50从而经由第一太阳齿轮26和第一主轴34操作第三小齿轮74。因为第三钝齿轮76与第三小齿轮74啮合并且与中间轴18连接,所以第三钝齿轮76将会操作中间轴18,该中间轴继而操作中间轴18上的第五钝齿轮92。第五钝齿轮92继而经由设置在副变速器11的输入轴95上的第六钝齿轮94并且经由副变速器11操作变速器2的输出轴

20。车辆1现在以第二挡操作。

[0084] 当中间轴18通过第三钝齿轮76而旋转时,第四钝齿轮82也将会旋转。因此,中间轴18操作第四钝齿轮82,该第四钝齿轮继而操作第二主轴36上的第四小齿轮80。当第二主轴36旋转时,第二行星齿轮架51也将会旋转,并且,取决于内燃机4的输出轴97的转速,并且从而取决于第一行星齿轮架50中的转速,这将会使得第二内部齿圈28和第二电机16的第二转子30旋转。因此可以允许第二电机16作为发电机操作,以便向能量存储装置46供给电力,和/或向第一电机14供给电力。第二电机16还可以通过控制装置48控制第二电机16以提供推动扭矩的方式发出附加扭矩。

[0085] 为了从第二挡换挡到第三挡,中间轴18上的第四钝齿轮82必须利用第四离合器元件90与中间轴18断开连接,以使得第四钝齿轮82可以相对于中间轴18自由地旋转。随后,中间轴18经由第二离合器元件86与中间轴18上的第二钝齿轮70连接。为了实现中间轴18与中间轴18上的第二钝齿轮70连接,优选地如此控制第二电机16,使得同步转速在中间轴18与中间轴18上的第二钝齿轮70之间形成。同步转速可以通过测量第二电机16中的第二转子30的转速的方式、并且通过测量输出轴20的转速而确定。因此,第二主轴36中的转速和中间轴18中的转速可以通过给定齿轮比的方式确定。相应轴杆18,36的转速被控制,并且当同步转速已在中间轴18与第二钝齿轮70之间出现时,中间轴18借助于第二离合器元件86与第二钝齿轮70连接。

[0086] 为了完成从第二挡到第三挡的换挡,第一太阳齿轮26与第一行星齿轮架50之间的锁定必须解除,这通过以下方式实现:如此控制第一和/或第二电机16使得扭矩平衡在第一行星齿轮系10中实现,接下来如此控制第一离合器装置56使得其将第一太阳齿轮26从第一行星齿轮架50彼此释放。随后,如此控制内燃机4,使得同步转速在第二太阳齿轮32与第二行星齿轮架51之间形成,以使得第二离合器装置58可以接合,以便从而将第二太阳齿轮32经由离合器套筒57与第二行星齿轮架51连接。通过将内燃机4的控制与第二和第一电机14和16的控制同步,可以执行从第二挡到第三挡的柔顺且无中断的过渡。

[0087] 第三钝齿轮76通过如此控制第一电机14使得基本上零扭矩状态在中间轴18与第三钝齿轮76之间形成而断开连接。当基本上零扭矩状态形成时,第三钝齿轮76通过如此控制第三离合器元件88使得其将第三钝齿轮76从中间轴18释放而与中间轴18断开连接。随后,控制如此第一电机14,使得同步转速在中间轴18与第一钝齿轮64之间形成。当同步转速形成时,第一钝齿轮64通过如此控制第一离合器元件84使得其连接中间轴18上的第一钝齿轮64的方式连接到中间轴18。同步转速可以被确定,因为第一电机14中的第一转子24的转速被测量,并且输出轴20的转速被测量,接下来如此控制轴杆18,34的转速,使得同步转速形成。因此,第一主轴34的转速和中间轴18的转速可以通过给定齿轮比的方式确定。

[0088] 第二主轴36现在以与内燃机4的输出轴97相同的转速旋转,并且第二主轴36现在经由第二主轴36操作第二小齿轮68。因为第二钝齿轮70与第二小齿轮68啮合并且与中间轴18连接,所以第二钝齿轮70将会操作中间轴18,该中间轴继而操作中间轴18上的第五钝齿轮92。第五钝齿轮92继而经由设置在副变速器11的输入轴95上的第六钝齿轮94、并且经由副变速器11操作变速器2的输出轴20。车辆1以第三挡驱动。

[0089] 当中间轴18通过中间轴18上的第二钝齿轮70而旋转时,中间轴18上的第一钝齿轮64也将会旋转。因此,中间轴18操作第一钝齿轮64,该第一钝齿轮继而操作第一主轴34上的

第一小齿轮62。当第一主轴34旋转时,第一太阳齿轮26也将会旋转,并且,取决于内燃机4的输出轴97的转速,并且从而取决于第一行星齿轮架50的转速,这将会使得第一内部齿圈22和第二电机16的第一转子24旋转。因此可以允许第一电机14作为发电机操作,以便向能量存储装置46供给电力,和/或向第二电机16供给电力。可选地,第一电机14可以通过控制装置48控制第一电机14以提供驱动扭矩的方式发出附加扭矩。

[0090] 为了完成从第三挡到第四挡的换挡,第二太阳齿轮32与第二行星齿轮架51之间的锁定必须解除,这通过以下方式实现:如此控制第一电机14使得扭矩平衡在第二行星齿轮系12中形成,接下来如此控制第二离合器装置58使得其将第二太阳齿轮32从第二行星齿轮架51彼此释放。第四挡随后通过控制装置48如此控制内燃机4使得同步转速在第一行星齿轮架50与第一太阳齿轮26之间形成的方式接入,以便实现第一行星齿轮架50与第一太阳齿轮26之间的锁定。这通过以下方式实现:如此控制第一离合器装置56使得第一行星齿轮架50与第一太阳齿轮26彼此机械地连接。通过将内燃机4的控制与第二和第一电机14和16的控制同步,可以执行从第三挡到第四挡的柔顺且无中断的过渡。

[0091] 第一主轴34现在旋转并且通过内燃机4的输出轴97操作,并且第一主轴34现在操作第一小齿轮62。第一行星齿轮架50从而经由第一太阳齿轮26和第一主轴34操作第一小齿轮62。因为第一钝齿轮64与第一小齿轮62啮合并且与中间轴18连接,所以第一钝齿轮64将会操作中间轴18,该中间轴继而操作中间轴18上的第五钝齿轮92。第五钝齿轮92继而经由设置在副变速器11的输入轴95上的第六钝齿轮94、并且经由副变速器11操作变速器2的输出轴20。车辆1现在以第四挡驱动。

[0092] 当中间轴18通过第一钝齿轮64而旋转时,第二钝齿轮70也将会旋转。因此,中间轴18操作第二钝齿轮70,该第二钝齿轮继而操作第二主轴36上的第二小齿轮68。当第二主轴36旋转时,第二行星齿轮架51也将会旋转,并且,取决于内燃机4的输出轴97的转速、并且从而取决于第一行星齿轮架50中的转速,这将会使得第二内部齿圈28和第二电机16的第二转子30旋转。因此可以允许第二电机16作为发电机操作,以便向能量存储装置46供给电力,和/或向第一电机14供给电力。第二电机16还可以通过控制装置48控制第二电机16以提供推动扭矩的方式发出附加扭矩。

[0093] 为了从第四挡换挡到第五挡,第一钝齿轮64必须与中间轴18脱开,以使得第四挡脱开。这通过以下方式实现:如此控制内燃机4和第一电机14使得第一钝齿轮64变为相对于中间轴18基本上零扭矩状态。当基本上零扭矩状态已出现时,第一离合器元件84脱开,以使得第一钝齿轮64与中间轴18断开连接。

[0094] 随后,第一主轴34的转速与输出轴20的转速同步,接下来如此控制离合器机构96,使得其将第一主轴34与副变速器11的输入轴95连接。

[0095] 随后,如此控制内燃机4和第一电机14,使得推动扭矩经由第一主轴34并且经由离合器机构96发生,通过副变速器11传递到副变速器11的输入轴95,并且进一步传递到输出轴20。通过降低来自第二电机16的扭矩,第五离合器元件93可以变成相对于中间轴18基本上零扭矩状态。当基本上零扭矩状态已出现时,第五离合器元件93脱开,以使得第五齿轮对21的第五钝齿轮92与中间轴18断开连接。

[0096] 随后,借助于第二电机16,中间轴18的转速与第三钝齿轮76的转速同步,接下来如此控制第三离合器元件88,使得其将第三钝齿轮76与中间轴18连接。当连接已完成时,推动

扭矩可以在内燃机4、第一电机14和第二电机16之间共享。随后,扭矩平衡在第一行星齿轮系10中建立,接下来第一离合器装置56将第一行星齿轮架50与第一太阳齿轮26彼此断开连接。最终,第二行星齿轮架51的转速与第二太阳齿轮32的转速同步,接下来第二离合器装置58将第二行星齿轮架51与第二太阳齿轮32彼此连接。

[0097] 第二主轴36现在通过内燃机4的输出轴97操作而旋转,并且第二主轴36操作第二小齿轮68。因为第二钝齿轮70与第二小齿轮68啮合并且经由第二离合器元件86与中间轴18连接,所以第二钝齿轮70将会操作中间轴18,该中间轴继而操作中间轴18上的第三钝齿轮76。第三钝齿轮76继而经由第三小齿轮74操作第一主轴34,并且变速器2的输出轴20从而经由离合器机构96操作,该离合器机构将第一主轴34与副变速器11的输入轴95连接。车辆1现在以第五挡驱动。

[0098] 为了从第五挡换挡到第六挡,第二太阳齿轮32与第二行星齿轮架51之间的锁定必须解除,这通过以下方式实现:如此控制第一电机14和内燃机4使得扭矩平衡在第二行星齿轮系12中实现,接下来如此控制第二离合器装置58使得其将第二太阳齿轮32从第二行星齿轮架51彼此释放。第六挡随后通过控制装置48如此控制内燃机4使得同步转速在第一行星齿轮架50与第一太阳齿轮26之间形成的方式接入,以便实现第一行星齿轮架50与第一太阳齿轮26之间的锁定。这通过以下方式实现:如此控制第一离合器装置56,使得第一行星齿轮架50与第一太阳齿轮26彼此机械地连接。通过将内燃机4的控制与第二和第一电机14和16的控制同步,可以执行从第五挡到第六挡的柔顺且无中断的过渡。

[0099] 第一主轴34现在通过内燃机4的输出轴97操作而旋转,随即第一主轴34经由离合器机构96操作变速器2的输出轴20,该离合器机构将第一主轴34与副变速器11的输入轴95连接。车辆1现在以第六挡驱动。

[0100] 为了从第六挡换挡到第七挡,中间轴18上的第三钝齿轮76必须首先利用第三离合器元件88与中间轴18断开连接,以使得第三钝齿轮76可以相对于中间轴18自由地旋转。随后,中间轴18经由第四离合器元件90与中间轴18上的第四钝齿轮82连接。当中间轴18和中间轴18上的第四钝齿轮82具有同步转速时,如此控制第四离合器元件90,使得第四钝齿轮82与中间轴18连接。

[0101] 为了完成从第六挡到第七挡的换挡操作,如此控制第二电机16,使得同步转速在中间轴18与安装在中间轴18上的第七钝齿轮120之间形成。当已获得同步转速时,中间轴18经由第七离合器元件122和第九离合器套筒87与第七钝齿轮120连接。推动扭矩现在可以从第一电机14传递到第二电机16并且经由中间轴18上的第四钝齿轮82和第七钝齿轮120、并且经由副变速器11进一步传递到输出轴20。当推动扭矩传递到第二电机16时,第二电机16利用由第一电机14产生的电力操作。

[0102] 随后,无扭矩状态在离合器机构96上建立,该离合器机构将第一主轴34与副变速器11的输入轴95连接,这通过以下方式实现:将第一电机14相对于内燃机4和第二电机16进行扭矩平衡。当无扭矩状态已建立时,第一主轴34利用离合器机构96中的第七离合器套筒100从副变速器11的输入轴95释放。从无扭矩状态在离合器机构96上建立,直到第一主轴34从副变速器11的输入轴95释放,第一电机14可以作为发电机操作,以便向第二电机16产生电能。

[0103] 当第一主轴34从副变速器11的输入轴95释放时,第三离合器单元128从第三齿圈

118与变速器外壳126之间的连接状态移动,以便将第三齿圈118与第三行星齿轮架连接。为了实现第三齿圈118与第三行星齿轮架114之间的连接,第三齿圈118与第三行星齿轮架114之间的转速利用设置在第三离合器单元128处的同步机构130同步。副变速器11现在换挡到高范围状态,其中通过副变速器的齿轮传动比为1:1。

[0104] 随后,如此控制内燃机4,使得同步转速在第二太阳齿轮32与第二行星齿轮架51之间形成,以使得第二离合器装置58可以接合,以便从而将第二太阳齿轮32经由离合器套筒57与第二行星齿轮架51连接。车辆1现在以第七挡驱动。

[0105] 可以在副变速器11换挡到高范围状态时实现多个附加挡位。优选地,第七钝齿轮120与副变速器11的行星齿轮架上的链轮124之间的齿轮传动比等于第五钝齿轮92与第六钝齿轮94之间的齿轮传动比。因此,基本上相等的步骤在变速器中的各挡位之间获得,无论副变速器11处于低范围挡位中还是处于高范围挡位中。

[0106] 为了执行沿相反方向的换挡操作,亦即从高范围挡位到低范围挡位的换挡操作,以上换挡步骤基本上以相反顺序执行。

[0107] 根据以上实施方式,变速器2包括设置在主轴34,36和中间轴18上的小齿轮62,68,74,80和钝齿轮64,70,76,82,以传递转速和扭矩。然而,可以使用其它类型的变速机构,诸如链条和皮带驱动器,以在变速器2中传递转速和扭矩。

[0108] 根据示例性实施方式,传动装置19具有四个齿轮对60,66,72,78。然而,传动装置19可以包括任何数量的齿轮对。

[0109] 图4以简化视图展示根据图2的混合动力总成3,其中某些部件出于清楚起见被排除在外。图4中的G1由与第一主轴34连接并且因此与第一行星齿轮系10连接的至少一个齿轮对组成,并且G2由与第二主轴36连接并且因此与第二行星齿轮系12连接的至少一个齿轮对组成。这些齿轮对G1,G2还经由中间轴18连接到输出轴20。G1和G2可以由一个或多个齿轮对组成。如图2所描述的,与第一行星齿轮系10连接的齿轮对G1可以例如由第一齿轮对60和/或第三齿轮对72组成。如图2所描述的,与第二行星齿轮系12连接的齿轮对G2可以例如由第二齿轮对66和/或第四齿轮对78组成。另外,显示出与副变速器11的输入轴95和中间轴18连接的至少一个齿轮对G3,该齿轮对可以由图2中描述的第五齿轮对21组成。G3可以由一个或多个齿轮对组成。G5涉及由中间轴上的第七钝齿轮120和副变速器11的第三行星齿轮架114上的链轮124形成的齿轮对。G5从而形成混合动力总成中的第六齿轮对125。

[0110] 根据在图3中显示的第二实施方式,同步装置130缺少第三离合器单元128。这使得从低范围挡位到高范围挡位的换挡操作必须以与同步装置130处于第三离合器装置128中时相比不同的方式执行。在下文中,结合在图3中显示的第二实施方式解释第六挡与第七挡之间的换挡操作。

[0111] 为了从第六挡换挡到第七挡,中间轴18上的第三钝齿轮76必须首先利用第三离合器元件88与中间轴18断开连接,以使得第三钝齿轮76可以相对于中间轴18自由地旋转。随后,中间轴18经由第四离合器元件90与中间轴18上的第四钝齿轮82连接。当中间轴18和中间轴18上的第四钝齿轮82具有同步转速时,如此控制第四离合器元件90,使得第四钝齿轮82与中间轴18连接。

[0112] 为了完成从第六挡到第七挡的换挡操作,如此控制第二电机16,使得同步转速在中间轴18与安装在中间轴18上的第七钝齿轮120之间形成。当已获得同步转速时,中间轴18

经由第七离合器元件122和第九离合器套筒87与第七钝齿轮120连接。推动扭矩现在可以从第一电机14传递到第二电机16并且经由中间轴18上的第四钝齿轮82和第七钝齿轮120、并且经由副变速器11进一步传递到输出轴20。当推动扭矩传递到第二电机16时,第二电机16通过来自能量存储装置46的电力操作。在能量存储装置46为空的情况下,或在能量存储装置46不包含足够能量以操作第二电机16的情况下,没有扭矩将会供给到混合动力总成3,以使得车辆1通过惯性向前移动。策略选择还可以涉及在换挡操作时不从能量存储装置46收集能量,例如在从能量存储装置46收集能量是不利的时或在认为扭矩中断将不会显著影响车辆1的进程时,这利用混合动力总成3操作。

[0113] 随后,第一太阳齿轮26与第一行星齿轮架50之间的锁定必须解除,这通过以下方式实现:如此控制第一电机14和/或第二电机16使得没有扭矩在第一行星齿轮系10中传递,接下来如此控制第一离合器装置56使得其将第一太阳齿轮26与第一行星齿轮架50彼此释放。在此,第二电机16必须利用来自能量存储装置46的电力操作。在能量存储装置46为空的情况下,或在能量存储装置46不包含足够能量以操作第二电机16的情况下,没有扭矩将会供给到混合动力总成3,以使得车辆1通过惯性向前移动。

[0114] 随后,第三离合器装置128从第三齿圈118与变速器外壳126之间的连接状态移动到空位,这使得第三齿圈118既不与变速器外壳126连接也不与第三行星齿轮架114连接。因此,没有扭矩传递通过副变速器11进行。当第三离合器装置128已移动到空位时,副变速器11的第三齿圈118的转速利用第一电机14与副变速器11的第三行星齿轮架114的转速同步。同步从而利用第一电机14经由离合器机构96完成,该离合器机构将第一主轴34与副变速器11的输入轴95连接,并且进一步连接到第三太阳齿轮112。当同步转速已实现时,第三离合器装置128从空位移动到第三齿圈118与第三行星齿轮架114之间的连接状态。副变速器11现在换挡到高范围挡位中,其中通过副变速器11的齿轮传动比为1:1。

[0115] 随后,如此控制内燃机4,使得同步转速在第二太阳齿轮32与第二行星齿轮架51之间形成,以使得第二离合器装置58可以接合,以便从而将第二太阳齿轮32经由离合器套筒57第二行星齿轮架51连接。车辆1现在以第七挡驱动。

[0116] 可以在副变速器11换挡到高范围状态时实现多个附加挡位。优选地,第七钝齿轮120与副变速器11的行星齿轮架上的链轮124之间的齿轮传动比等于第五钝齿轮92与第六钝齿轮94之间的齿轮传动比。因此,基本上相等的步骤在变速器中的各挡位之间获得,无论副变速器11处于低范围挡位中还是处于高范围挡位中。

[0117] 为了执行沿相反方向的换挡操作,亦即从高范围挡位到低范围挡位的换挡操作,以上换挡步骤基本上以相反顺序执行。

[0118] 在本发明的框架内,以上指定的部件和特征可以在指定的不同实施方式之间组合。

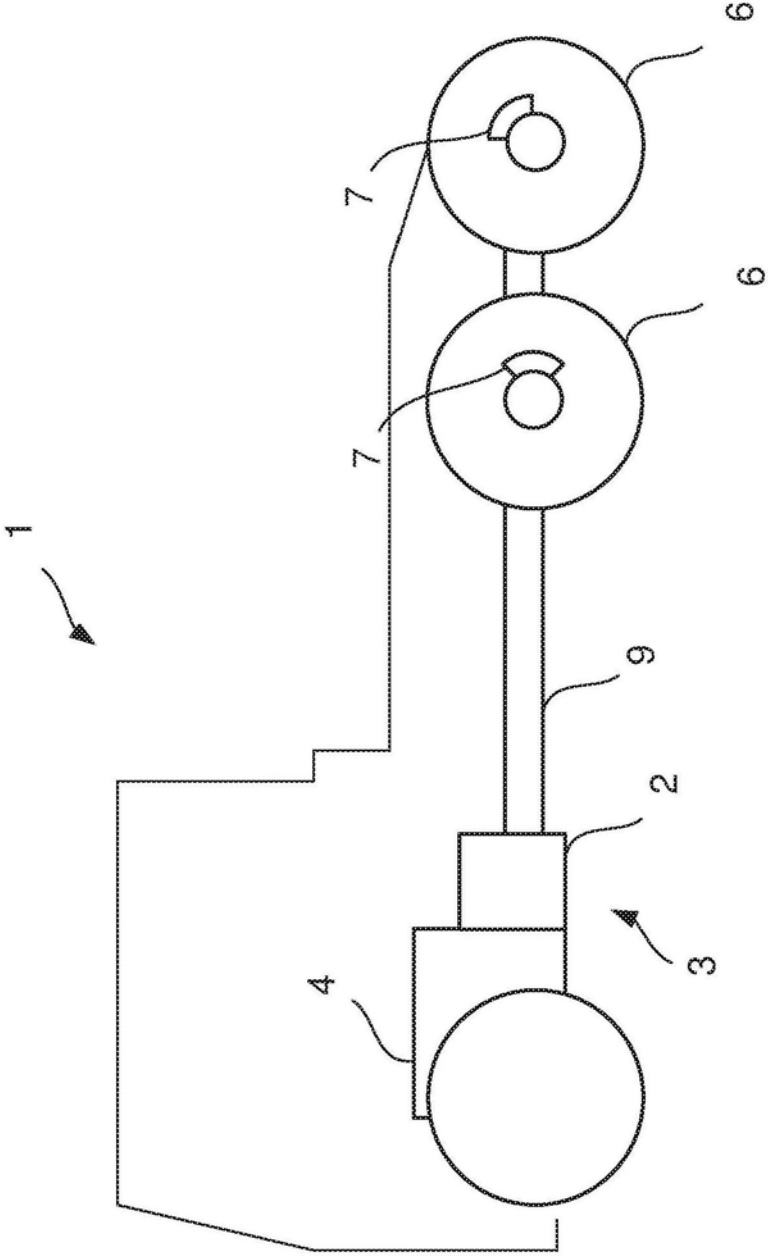


图1

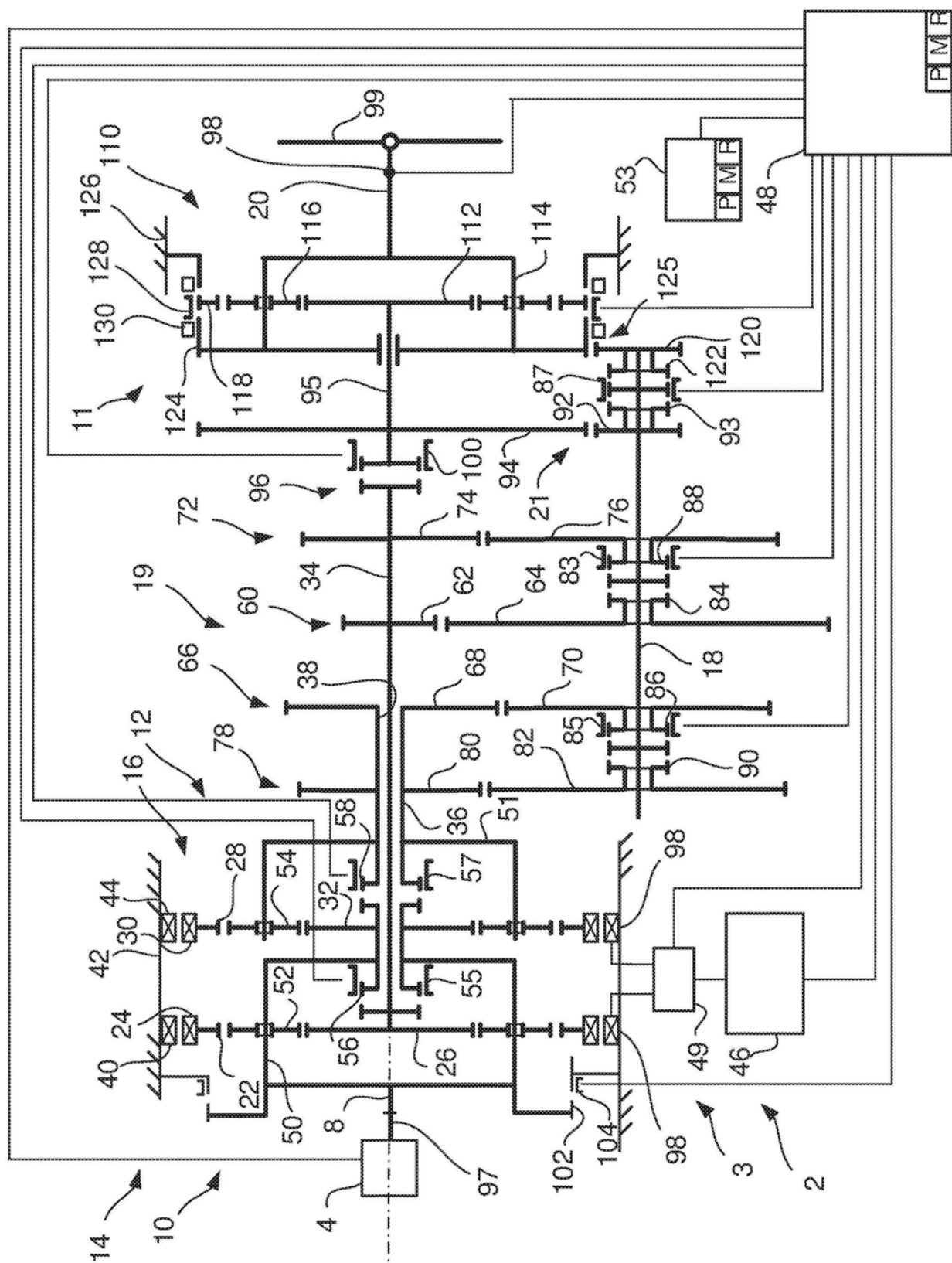


图2

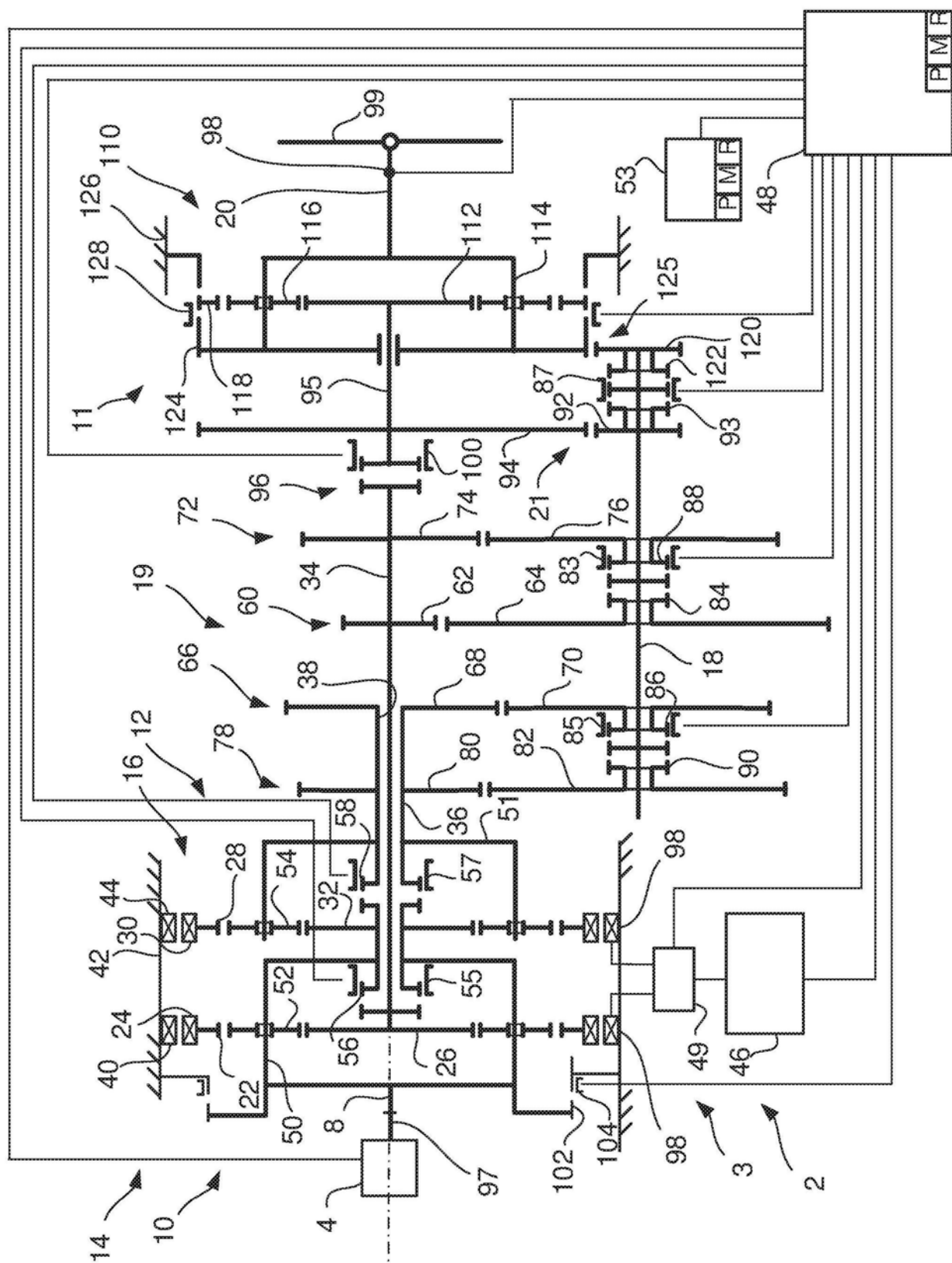


图3

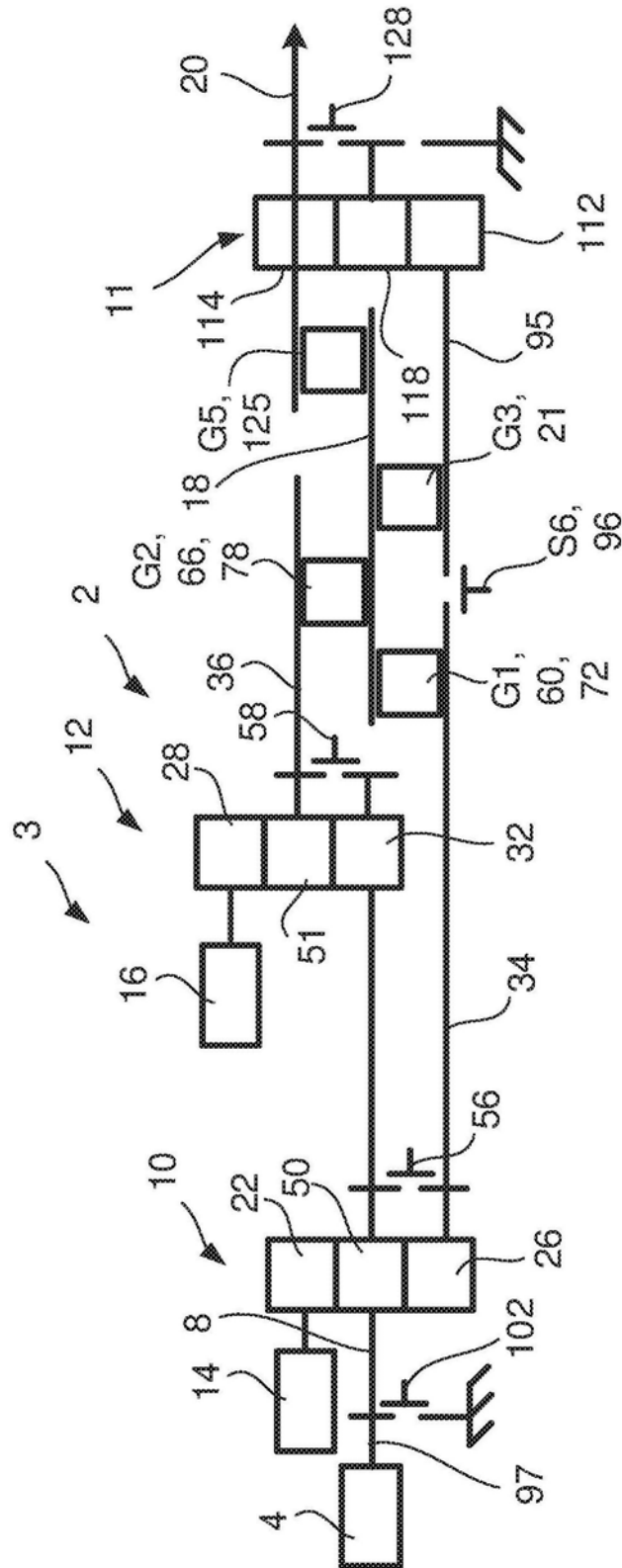


图4