(19)中华人民共和国国家知识产权局

(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 106715942 B
(45)授权公告日 2019.08.06

(21)申请号 201580050032.5

(22)申请日 2015.08.26

(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 106715942 A

(43)申请公布日 2017.05.24

(30)优先权数据
102014219479.2 2014.09.25 DE
102014223590.1 2014.11.19 DE

(85)PCT国际申请进入国家阶段日
2017.03.16

(86)PCT国际申请的申请数据
PCT/DE2015/200443 2015.08.26

(87)PCT国际申请的公布数据
WO2016/045672 DE 2016.03.31

(73)专利权人 舍弗勒技术股份两合公司
地址 德国黑措根奥拉赫

(72)发明人 马克·芬肯策勒 丹尼尔·赫尔默 蒂姆·施密德

(74)专利代理机构 北京东方亿思知识产权代理有限责任公司 11258
代理人 柳春雷

(51)Int.Cl.
F16D 13/52(2006.01)
F16D 13/68(2006.01)
B60K 6/48(2007.01)

(56)对比文件
DE 102013216268 A1,2014.04.03,
CN 103987983 A,2014.08.13,
DE 102013210451 A1,2013.12.19,

审查员 盖蕾

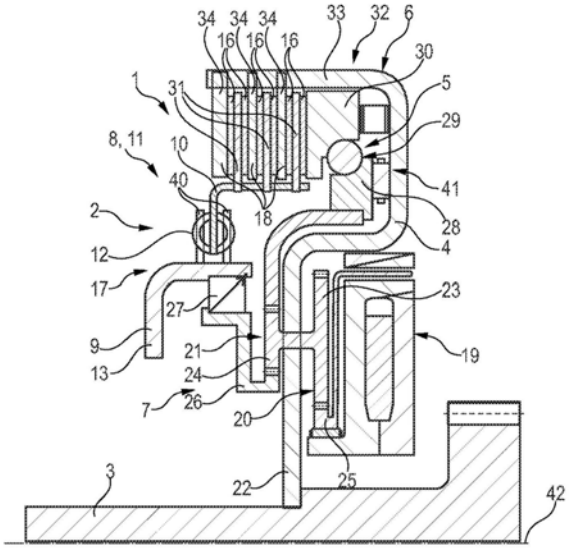
权利要求书1页 说明书9页 附图4页

(54)发明名称

用于具有力矩探测器的混合驱动系的联接离合器

(57)摘要

本发明涉及一种用于机动车的混合驱动系的离合器装置(1),具有可与内燃机的输出轴(15)抗扭连接的第一连接构件(2)和可与变速器的轴(3)和/或电气驱动设备的转子抗扭连接的第二连接构件(4),这些连接构件(3,4)在离合器装置(1)闭合的状态下可传递力矩地相互连接,相反的是,这些连接构件在离合器装置(1)打开的状态下被中断力矩传递地布置,并且所述离合器装置还具有配备斜坡机构(5)的、可使得离合器装置(1)在打开和闭合状态之间进行切换的离合器执行机构(6),其中,所述斜坡机构借助行星传动装置(7)与所述连接构件(3,4)有效连接,其中,所述第一连接构件(3)具有两个、借助扭矩存储装置(8)抗扭连接的传导部段(9,10),其中,所述扭矩存储装置(8)被这样设计,使得传导部段(9,10)至少在闭合位置上相互相对地在旋转方向上被弹簧弹性地预压紧。



CN 106715942 B

1.一种用于机动车的混合驱动系的离合器装置(1),具有可与内燃机的输出轴(15)抗扭连接的第一连接构件(2)和可与变速器的轴(3)和/或电气驱动设备的转子抗扭连接的第二连接构件(4),所述第一和第二连接构件(2,4)在离合器装置(1)闭合的状态下可传递力矩地相互连接,相反的是,所述第一和第二连接构件在离合器装置(1)打开的状态下被中断力矩传递地布置,并且所述离合器装置还具有配备斜坡机构(5)的、可使得离合器装置(1)在打开和闭合状态之间进行切换的离合器执行机构(6),其中,所述斜坡机构借助行星传动装置(7)与所述第一和第二连接构件(2,4)有效连接,其特征在于,所述第一连接构件(2)具有两个、借助扭矩存储装置(8)抗扭连接的传导部段(9,10),其中,所述扭矩存储装置(8)被这样设计,使得传导部段(9,10)至少在闭合位置上相互相对地在旋转方向上被弹簧弹性地预压紧,其中,所述扭矩存储装置(8)具有机械的弹簧单元(11),

其中,所述机械的弹簧单元(11)具有多个机械的弹簧件(12),并且所述弹簧件这样地共同作用,使得它们通过旋转角范围相继地压缩或反弹,其中,所述机械的弹簧单元(11)具有第一弹簧件和第二弹簧件,将所述第一弹簧件(12)设计为压力弹簧,并且将所述第二弹簧件设计为板簧或者板簧组。

2.根据权利要求1所述的离合器装置(1),其特征在于,这样设计扭矩存储装置(8),使得它在至少一个第一旋转角范围内在旋转方向上具有比离合器装置(1)的衬片弹簧更低的、合成的弹簧刚度。

3.根据权利要求1或2所述的离合器装置(1),其特征在于,第一传导部段(9)设计为用于与内燃机的输出轴(15)直接连接的或者与双质量飞轮(14)连接的连接法兰构件。

4.根据权利要求1或2所述的离合器装置(1),其特征在于,第二传导部段(10)具有至少一个第一摩擦衬片(16)。

5.根据权利要求1或2所述的离合器装置(1),其特征在于,第二连接构件具有至少一个第二摩擦衬片。

6.根据权利要求1或2所述的离合器装置(1),其特征在于,所述离合器装置(1)设计为摩擦离合器装置。

7.根据权利要求1或2所述的离合器装置(1),其特征在于,离合器执行机构(6)借助作用在行星传动装置(7)上的涡流制动装置(19)是可转换的。

用于具有力矩探测器的混合驱动系的联接离合器

技术领域

[0001] 本发明涉及一种用于机动车、如轿车、载货车、公交车或者农业用车的离合器装置(也被称为联接离合器或者电气离合器),它具有可与内燃机、如奥托发动机或柴油发动机的输出轴/曲轴抗扭连接的第一连接构件和可与变速器的轴(变速器输入轴)以及电气驱动设备的转子(优选以转子轴的形式)抗扭连接的第二连接构件,这些连接构件在离合器闭合的状态下可传递力矩地相互连接,相反的是,在离合器打开的状态下相互间中断扭矩传递地布置这些连接构件(即,这样布置,使得它们不传递扭矩),并且该离合器装置还具有配备斜坡机构的、可使得离合器装置在打开和闭合状态之间进行切换的离合器执行机构,其中,所述斜坡机构借助行星传动装置与所述连接构件有效连接。

[0002] 本发明因此还涉及用于混合驱动系/混动动力系的混合离合器装置/离合器装置,它具有轴,这种轴根据想要的驱动类型与电动机一起工作被该电动机驱动,或者同时或者不同时与内燃机相连接并被内燃机驱动。

现有技术

[0003] 由DE 10 2012 222 110A1已知这种类型的现有技术,它公开了具有操作装置的用于内燃机的驱动系的离合器装置。该驱动系具有内燃机和配备定子与转子的电动机以及变速器装置,其中,在驱动系中的离合器装置安置在内燃机与电动机和变速器装置之间。离合器装置和操作装置集成在电动机的转子中。

[0004] 但是,在这种由现有技术已知的实施例中已经显示,单独的连接构件以及作用在连接构件上的斜坡机构在闭合离合器时在确定的情形下能够这样地相互压紧,使得能够只借助一定的力矩就打开离合器,该力矩在大小上超过之前闭合离合器装置所需的力矩。在这种情况下,离合器装置首先承载待传递的、即通过内燃机的输出轴产生的力矩并且因此被压紧。由于在系统中存在弹性、尤其在离合器执行机构的斜坡系统中的弹性和在离合器装置的摩擦片中的弹性,所以压紧力相对较大。在离合器闭合的情况下在从动装置上的力矩被进一步降低或导致完全地转向变换/力矩方向转换(例如在拉力-剪切力-更替)时,离合器装置在它的压紧状态下坚持如此久,直至力矩在相反的方向上大于之前作用在离合器上的力矩。因此,为了打开这种已知的离合器装置需要至少相对高的打开力矩,由此负面地影响离合器系统的效率。

发明内容

[0005] 因此,本发明所要解决的技术问题是,克服在现有技术中的缺点和提供一种用于混合驱动系的离合器装置,其中,尤其使得离合器操作更简化,也就是说,提高效率。

[0006] 这种技术问题根据本发明由此解决,第一连接构件具有两个、借助扭矩存储装置抗扭连接的传导部段,其中,扭矩存储装置被这样设计,使得传导部段至少在闭合位置上相互相对地在(第一连接构件的)旋转方向上被弹簧弹性地预压紧。

[0007] 这促使,借助扭矩存储装置设置这样的“力矩探测器”,它起到一种“柔性”

(Weichheit)作用,形成在扭转方向/旋转方向上在与内燃机/燃烧器的连接装置和第一连接构件的通常设计为内部的摩擦片罩的部段之间的弹性作用。这种力矩探测器暂存或中间存储在闭合离合器时传导的力矩并且能够实现,离合器在闭合状态下不会卡住(Verklemmung)。尤其在离合器组件之间克服轴向空隙的过程中,离合器组件开始与摩擦片组略微啮合,为了在这方面进一步闭合离合器,如此构建挤压力,使得传导部段能够相对旋转。因此,在工作中避免单独的离合器构件和离合器执行机构的压紧,并且至少明显地降低了卡住的风险。

[0008] 其它有利的实施例在从属权利要求和在下面的说明书中会被详细地阐述。

[0009] 有利的是,扭矩存储装置具有机械的弹簧单元。因此,能够特别简单,即借助更简单的、已经制成的单独部件以及成本低廉地制造扭矩存储装置。在这种关系下,此外有利的是,弹簧单元通过相对旋转在第一传导部段相对于第二传导部段驱动(第一传导部段相对于第二传导部段被弹簧弹性预压紧)时在(第一)旋转方向上被弹性压缩和在该方向上弹性作用。

[0010] 此外有利的是,机械的弹簧单元具有多个机械的弹簧件,它们这样共同作用,使得它们通过旋转角范围相继压缩或反弹。尤其在第一传导部段相对于第二传导部段在第一旋转方向上进行相对旋转/旋转时,这些机械的弹簧件这样共同作用,使得它们通过旋转角范围在该旋转方向上相继压缩/弹性地预压紧。因此,使用弹簧单元,它的弹簧力特征曲线在旋转角方面特别地根据单独的弹簧件设计而构造,并且能够特别地与各自的离合器结构的特性相匹配。

[0011] 如果有利地将第一弹簧件设计为压力弹簧,优选螺旋弹簧或者弧形弹簧,和/或将第二弹簧件设计为板簧或者板簧组,则弹簧单元可配置为,能够调节它的用于特征曲线的作用力,也特别适合于各自的离合器装置。

[0012] 此外,符合目的的是,这样设计扭矩存储装置,使得它在至少一个第一旋转角范围内在第一传导部段相对于第二传导部段在(第一)旋转方向上发生相对旋转的情况下具有比离合器的衬片弹性(Belagfederung)更低的弹簧刚度。因此,特别有效地避免了,弹簧单元自身被不希望地压紧。离合器产生的衬片弹性在此是由离合器的单独的离合器组件、尤其摩擦衬片的弹性共同组成的总体弹性。

[0013] 进一步优选的是,第一传导部段设计为用于与内燃机的输出轴直接连接或者与双质量飞轮连接的连接法兰构件。因此,第一传导部段能够被特别合适地布置。

[0014] 此外有针对性地是,第二传导部段设计为具有至少一个第一摩擦衬片的第一离合器构件。进一步优选的是,这个第二传导部段设计为容纳多个摩擦片(该摩擦片分别具有至少一个第一摩擦衬片)的摩擦片罩。因此,输出轴可以尽量直接地与离合器相连接。

[0015] 此外,在这种关系下有利的是,第二连接构件设计为具有至少一个第二摩擦衬片的第二离合器构件。因此,可以特别直接地设计在离合器和轴、例如变速器输入轴之间的连接。

[0016] 在这种关系下,特别有利的是,离合器设计为摩擦离合器/摩擦离合器装置,因为在这种摩擦离合器装置中所使用的扭矩存储装置特别有效地作用。

[0017] 此外有利的是,离合器执行机构借助作用在行星传动装置的涡流制动装置是可转换的。尤其在内燃机启动时,转换为与内燃机的直接联接。

[0018] 此外有利的是，扭矩存储装置被这样设计，使得它能够测定由内燃机传导的和/或由离合器装置/摩擦片离合器传递的扭矩。由此更有效地设计离合器装置。

[0019] 换言之，本发明要求保护一种用于混合驱动系的离合器装置，其中，联接离合器优选集成在驱动系的电动机的转子内，或者至少与该转子有效连接。所述联接离合器设计为，将内燃机/内燃发动机联接在驱动系上、即联接在轴/变速器输出轴上。在纯电动式驱动的情况下，打开/已经打开联接离合器，并且因此联接离合器处于打开状态下，从而驱动系联接内燃机。当需要更高的功率时或者要动用电能储备时，内燃机通过部分闭合联接离合器启动，方法是，将联接离合器处于惯性行驶状态(Schubbetrieb)。为此，优选闭合以涡流制动装置形式的电气制动装置，从而在联接离合器内在斜坡装置的摩擦片侧的斜坡(在第二斜坡环上的第二斜坡)与斜坡装置的空轮侧的斜坡(在第一斜坡环上的第一斜坡)之间形成转速差，通过借助行星传动装置(提高作用力)旋转斜坡系统，这局部地接合了联接离合器装置的(干式)摩擦片离合器。在这种情况下，内燃机通过电动机启动。当内燃机最后比电动机更快地旋转(牵引运行状态)时，优选连接自由轮，由此联接离合器被完全接合。当自由轮在牵引运行状态下连接时，内燃机通过行星传动装置的与自由轮连接的、附加的太阳轮以及行星装置和空心轮传递扭矩的一部分到空心轮侧的斜坡上，从而完全地接合联接离合器并且随后在牵引运行状态下传递内燃机的全部扭矩。此外，将行星传动装置设计为两级的行星组，它在连接板侧支承在中间，其中，行星装置的较大的齿轮在支承装置的一侧上与电气制动装置的太阳轮啮合，并且行星装置的较小的齿轮在支承装置的另一侧上与空心轮(和附加的太阳轮，它与自由轮相连接)啮合，它抗扭地与空心轮或连接板侧的斜坡环(第一斜坡环)相连接。每个行星装置的重心位于行星装置的连接板侧的支承装置的内部，在负载下平衡相应的倾斜力矩，和/或通过太阳轮支承在连接板侧的支承装置的其中一侧上，并且通过与自由轮连接的附加的太阳轮支承在连接板侧的支承装置的另一侧上。根据本发明的力矩探测器设定，它设计为，测定能由内燃机传导的和/或可由摩擦片离合器传递的扭矩。一旦内燃机比电气设备或变速器输入轴更快地旋转，则摩擦片离合器自动地(和无需能量地、即没有对涡流制动装置通电地)通过自由轮闭合。该自由轮使用待传递的力矩的一部分，并且同样地通过行星组操作球体斜坡系统，由此闭合摩擦片离合器。能由涡流制动装置形成的制动力矩，优选根据由力矩探测器测定的扭矩进行变化。因此，在预调节件(如自由轮)和主离合器装置之间能够形成相对旋转。在行星传动装置的驱动轮和第一传导部段之间使用自由轮装置/自由轮的情况下，力矩探测器随后优选在用于燃烧器(用于内燃机)的连接装置之间起作用，并因此也在自由轮与内部摩擦片罩之间起作用。

附图说明

[0020] 下面结合附图来详细地阐述本发明，在这些附图中还会描述不同的实施方式。

[0021] 附图为：

[0022] 图1示出根据第一实施方式的根据本发明的离合器的纵向剖面图，其中，剖切面沿着离合器装置的旋转轴线延伸，并且另外可以很好地看到扭矩存储装置的压力弹簧，

[0023] 图2示出第一实施方式关于离合器装置的旋转角-力矩-图表，在该图表中，示出扭矩存储装置与衬片弹簧相比的旋转角-力矩曲线，

[0024] 图3示出根据第二实施方式的根据本发明的离合器装置的纵向剖面图，所述离合

器装置沿着离合器装置的旋转轴线被剖切，但是其中，行星传动装置略微不同地设计，并且两个行星齿轮组在此非轴向地设置(在第一实施方式中为轴向设置)，而是径向地安置在使用的涡流制动装置的外部，

[0025] 图4示出根据第三实施方式的根据本发明的离合器装置的纵向剖面图，沿着离合器装置的旋转轴线进行剖切，但是其中第一传导部段不是和之前所述的径向在摩擦衬片之内借助扭矩存储装置与第二传导部段相连接一样，而是将该连接位置安置在径向外侧，并且，

[0026] 图5示出第三实施方式的离合器装置的纵向剖切面，在该实施方式中示出处于装配状态中的离合器装置，其中，第一传导部段抗扭地与双质量飞轮相连接，并且该第一传导部段又与内燃机的输出轴相连接，并且其中可以看到，涡流制动装置如何被安置在变速器后壁上。

[0027] 附图只是示意性的并且只是用于对本发明的解释。相同的部件使用相同的附图标记。不同实施方式的不同特征能够自由地相互组合。

具体实施方式

[0028] 首先，在图1中特别清楚地示出了根据本发明的离合器装置1的第一实施例。在这种设计中，离合器装置1还是机动车的混合驱动系的离合器装置。此外，离合器装置1设计为摩擦离合器，即干式摩擦离合器，它在结构上也可以转换为片式离合器的形式。离合器装置1具有第一连接构件2，它能够与内燃机的输出轴15(在下面图5中可见)抗扭连接并且在离合器1工作状态下与该输出轴15相连接。除了所述的第一连接构件2(下面还会进一步阐述多组成部分地设计)之外，离合器装置1还具有能够与轴3、即变速器的变速器输入轴抗扭连接的和在工作状态下还与该轴3连接的第二连接构件4。轴3在工作状态下还与为了清楚显示未进一步示出的电气驱动设备(也称为电动机)的转子共同有效地、即抗扭地连接。因此，轴3还被称为转子轴。

[0029] 在闭合状态下，两个连接构件2和4可传递扭矩地相互连接，相反的是，这两个连接构件在离合器装置1的打开状态下被相互间中断扭矩流地布置，并且因此在它们之间不传递扭矩。为了操作离合器装置1，即为了在闭合状态或打开状态下接合或断开离合器装置1，离合器装置1还具有离合器执行机构6，该离合器执行机构6包括/具有斜坡机构5。斜坡机构5根据它的位置和/或状态接合或断开离合器装置1，并且将离合器装置1由此带入闭合状态或打开状态。离合器执行机构6借助行星传动装置7与两个连接构件2和4有效连接，其中，根据第一或第二连接构件2和4相互间相对的转动状态，借助行星轮传动装置7使得斜坡机构运动到打开或闭合状态中。

[0030] 在此，根据本发明类型的离合器装置1基本上与由DE 10 2012 222 110 A1已知的离合器装置在结构上和功能上相同。

[0031] 行星传动装置7设计为两级式，并且具有两个行星轮组20和21。首先，如在图1中可见，第二连接构件4基本上设计为锅形并且在它的径向内侧上与轴3抗扭地连接。径向在这个连接位置之外，第二连接构件4基本上盘形的在径向上向外朝向轴3延伸。在这个盘形的部段22上容纳有两个行星轮组20和21。在此，第一行星轮组20具有多个沿着第二连接构件4的外周布置的第一行星轮23，它们相对于第二连接构件4可旋转地/可转动地支承在盘形的

部段22上。

[0032] 第一行星轮组20的每个行星轮23与第二行星轮组21的第二行星轮24抗扭地连接。在这个实施方式中，两个行星轮23和24相互集成地设置。第二行星轮24沿着外周分布地布置，并且根据图1所示的图示相应地始终与第二行星轮24抗扭地、即集成地相连接。两个分别相互连接的(第一和第二)行星轮23和24是同轴的，以便可转动地支承共同的轴部段。第一行星轮23被安置在盘形部段22的、背向在工作状态下的内燃机的第一轴向侧上，而第二行星轮24被安置在盘形部段22的第二轴向侧上，该第二轴向侧在轴向上还背向于第一行星轮23。因为第一和第二行星轮23和24相对于第二连接构件4可转动地支承，所以该第二连接构件4还被称为行星架。

[0033] 第一行星轮23(具有比第二行星轮24更大的齿轮圈直径)还与和涡流制动装置19共同作用的齿轮相啮合，该齿轮下面还被标记为行星轮传动装置7的第一太阳轮25。第一太阳轮25在这种情况下被这样设计，使得它借助通过涡流制动装置19产生的磁性涡流场共同作用，并且能够通过该磁性涡流场制动。

[0034] 行星传动装置7的第二太阳轮26与每个第二行星轮24相啮合。这种第二太阳轮26借助自由轮/自由轮装置27与第一连接构件2相连接/共同作用。自由轮装置27尤其与第一连接构件2的第一传导部段9(也称为连接法兰构件13)这样共同作用，使得该自由轮装置在第一连接构件2相对于第二连接构件4旋转/相对旋转时在第一旋转方向上被制动，因而第一连接构件2或它的第一传导部段9抗扭地与第二太阳轮25相连接。第一旋转方向理解为相对旋转方向，实现的前提条件是，第一连接构件2、即第一传导部段9在该第一旋转方向上绕着旋转轴线42比第二连接构件4更快地旋转。在自由轮装置27的打开位置/打开状态下，即在第一传导部段9在与第一旋转方向相反的第二旋转方向上旋转/相对旋转时(其中，第二连接构件4的转速比第一连接构件2的转速更快)，则第二太阳轮26的两个组件和第一传导部段9不会相互抗扭地连接，而是会自由地、即相互间无传递扭矩地旋转。

[0035] 除了第二太阳轮26之外，第二行星轮24还与设计为空心轮的第一斜坡环28啮合。第一斜坡环28在其径向内周侧上具有齿件，它与第二行星轮24的齿件啮合。斜坡机构5的第一斜坡环28借助球体传动装置29与斜坡机构5的第二斜坡环30共同作用。球体传动装置29被这样安置和设计，使得在第一斜坡环28旋转时第二斜坡环30在轴向上移动。因此在第一斜坡环28和第二斜坡环30之间发生相对旋转时球体传动装置29的球体沿着布置在第一和/或第二斜坡环28、30上的斜坡件(它在外周方向上在自己的轴向上被压缩或膨胀)进行滚压，由此改变第二斜坡环30的轴向位置。第二斜坡环30又借助端面与离合器装置1的摩擦衬片16、18共同作用，并且在离合器装置1的闭合状态下摩擦接合地共同挤压，或者在离合器装置1的打开状态下如此布置，使得在摩擦衬片16、18之间不传递扭矩，并且因此摩擦衬片16、18脱离摩擦接合式接触。

[0036] 第一摩擦衬片16在此通过多个摩擦片31构成。摩擦片31与第一连接构件2的第二传导部段10抗扭地、但相对于该传导部段在轴向上能移动地布置。摩擦片31具有朝向每个轴向侧的第一摩擦衬片16。第二传导部段10和由此还有第一连接构件2构成第一离合器部件17。

[0037] 第一离合器构件17能够摩擦接合地与第二离合器构件32相连接。第二离合器构件32设计为前面所述的第二连接构件4的形式。出于这种目的，在第二连接构件4的沿着径向

观察布置在盘形部段22之外的、在轴向上延伸的固持部段33上布置多个压板34。其中一个这种压板34、即在轴向上离第二斜坡环30最远的(第一)压板在此被固定，也就是说，在轴向上与固持部段33固定连接。在每两个相邻的摩擦片31之间分别布置一个(第二和第三)压板34。该压板34又在轴向上能够相对于摩擦片31移动。每个压板34在其与第一摩擦衬片16共同作用的一侧上构成(第二)摩擦衬片18。第一和第二摩擦衬片16、18随后在离合器装置1的闭合状态下摩擦接合地相互连接。

[0038] 在该实施方式中，斜坡机构5、行星传动装置7、自由轮27以及第一连接构件2这样地共同作用，使得在第一传导部段9相对于第二连接构件4在第一旋转方向上旋转时斜坡机构5将离合器装置1带入到闭合状态。这意味着，在第一连接构件2比第二连接构件4更快地旋转时，首先制动自由轮27并且随后第一传导部段9旋转地驱动第二太阳轮26。该第二太阳轮26又驱动第二行星轮24和设计为空心轮的第一斜坡环28，该斜坡环因此同样地根据速度比的级别进行转动。单个斜坡环28和30的斜坡如此相互协调，使得在第一传导部段9沿着第一斜坡环28的第一旋转方向旋转时促使第二斜坡环30以其端侧在朝向摩擦片31以及压板34的方向上轴向移动。随着力矩地增加，第二斜坡环30使得摩擦片31和压板34更紧密和更强地相互挤压/共同移动，从而它们在离合器装置1的闭合状态下抗扭地相互连接。在这种情况下，这种闭合状态转换为混合驱动系的状态，在这种状态下希望内燃机的扭矩传递到轴3。

[0039] 根据本发明，变型方案是，第一连接构件2这样多部件式地设计，在第一传导部段9和第二传导部段10之间安置扭矩存储装置8，该扭矩存储装置8将两个传导部段9和10相互运动联接，即抗扭地连接，但是同时在传导部段9、10之间允许相对旋转。扭矩存储装置8被这样设计，使得第一传导部段9在离合器装置1的闭合状态下被弹簧弹性地、在第一连接构件2相对于第二传导部段10的第一旋转方向/相对旋转方向上预压紧。第一连接构件2的旋转因此促使第一传导部段9在相同方向上的旋转，并且在这种情况下由于弹簧弹性的预压紧促使第一传导部段9相对于第二传导部段10进行相对旋转。在相对于第二连接构件4驱动第一传导部段9时，因此又使得第一连接构件2在它的第一相对旋转方向上旋转。因此，在系统中形成一定的柔性或弹性，这避免了斜坡机构5和/或摩擦片31或压板34在工作时，即在闭合状态下被倾斜或弯曲。

[0040] 还可以看到，扭矩存储装置8具有机械的弹簧单元11，该弹簧单元被如此设计，使得弹簧单元在第一传导部段9相对于第二传导部段10旋转时在第一相对旋转方向上被弹性压缩并且因此被弹性地预压紧。机械的弹簧单元11具有多个机械的弹簧件，其中在此尤其构成第一弹簧件12。弹簧单元11的弹簧件这样地共同作用，使得它们通过旋转角在第一相对旋转方向上观察相继被弹性压缩。如果由此离合器装置1进入闭合状态，则第一弹簧件12首先发生弹性压缩，如图2所示，随后第二弹簧件发生弹性压缩，并且接着第三弹簧件发生弹性压缩。

[0041] 在此，第一弹簧件12设计为以螺栓弹簧形式的压力弹簧。第二和第三弹簧件在这种情况下设计为板簧。它们能够是共同的板簧组的一部分或全部部分或者分别由单独的板簧组构成。

[0042] 如图2所示，在该图表中横坐标表示旋转角，并且纵坐标表示内燃机产生的并因此作用在第一传导部段9上的扭矩。在这种情况下，这两个所示的旋转角-扭矩曲线中平坦延

伸的曲线表示弹簧单元11的旋转角-扭矩曲线(下面称为弹簧单元曲线39)。略微陡斜延伸/快速提升的曲线在此表示在离合器中的衬片弹簧(衬片弹簧曲线38)。衬片弹簧在此基本上由在单个的离合器构件内的弹性变形合成,该弹性变形随着第一斜坡环28或第二斜坡环30的挤压力增加而不断增加。摩擦片31和压板34的尤其单独的摩擦衬片16和18在轴向上具有一定的弹性,它们总体上通过点划线表示。

[0043] 如图2所示,弹簧单元11被这样设计,使得在第一传导部段9相对于第二传导部段10在第一相对旋转方向上旋转时,通过第一旋转角范围35压缩第一弹簧件12。在这种情况下,这个第一弹簧件12在它的弹簧刚度方面低于衬片弹簧,使得弹簧单元曲线39比衬片弹簧曲线38更平缓的延伸。在第一弹簧件12被完全压缩之后,在第一传导部段9相对于第二传导部段10在第一相对旋转方向上进一步旋转时,在第二旋转角范围36内(它邻接第一旋转角范围35)的第二弹簧件被压缩。在此,这种设计为板簧的第二弹簧件的弹簧刚度比衬片弹簧低。在这种第二弹簧件的弹性压缩/变形之后,并且在第一传导部段9相对于第二传导部段10在第一相对旋转方向上进一步旋转时,也设计为弹簧的第三弹簧件开始作用。这种第三弹簧件(在邻接第二旋转角范围26的第三旋转角范围37上弹性变形)在这种情况下始终较平缓,也就是说,比衬片弹簧的弹性更低。但是,这三个弹簧件这样地相互协调,使得第一弹簧件12具有比第二弹簧件更小的弹簧刚度,并且第二弹簧件具有第三弹簧件更小的弹簧刚度。

[0044] 第一弹簧件12至少在第一和第二传导部段9,10之间被压紧,其中,在第一传导部段9上的第一弹簧件12被容纳和支承在径向竖立的固持凸起部40上。

[0045] 在图3中,示出根据本发明的离合器1的第二实施方式。这种第二实施方式基本上与第一实施方式在功能和功效上相同地设计,因此下面只阐述与第一实施方式不同的地方。首先,在第一连接构件2方面可见,第一传导部段9略微不同。这种第一传导部段9在此设计为多组件式,其中,套筒式的基础部段(它具有凸缘形的凸肩)与两个容纳弹簧单元11的固持凸起部40连接。为了固持弹簧件、尤其第一弹簧件12,这两个固持凸起部40不再(如在第一实施例中所述那样)集成地与第一传导部段9相连接,而是作为单独的构件与基础部段一起接合,优选材料接合和/或作用力接合。

[0046] 此外,行星传动装置7也略微不同地设计。第二行星轮24在径向上更向外突出,并且不再安装在盘形的部段22上,而是安装在总体上基本上锅形设计的第二连接构件4的与盘形部段22对置的在轴向上可移动布置的底部部段41上。第二太阳轮26最后不再从自由轮27沿着径向向内延伸(在此随后与第二行星轮24啮合),而是从自由轮27开始沿着径向向外延伸。

[0047] 此外,第二连接构件4与凹槽3的连接特别适合用齿槽连接的形式。离合器装置1的旋转轴线42在此清楚地用点划线表示。

[0048] 随后,有利的第三实施方式在图4和5中被示出,其中,这种实施方式同样与第一实施方式基本上相同地设计,并且因此下面只阐述它们不同的地方。在这种关系下,第一连接构件2略微不同地设计。这种第一连接构件2具有基本上锅形设计的第一传导部段9,它在径向上从自由轮27向外延伸,其中,第一传导部段9从径向外侧包围斜坡机构5和第二连接构件4。第二传导部段10在此基本上设计为环形的固持件,但是又借助扭矩存储装置8与第一传导部段9抗扭地连接。

[0049] 如图5所示，这种第一传导部段9抗扭地与双质量飞轮14的从动轮连接，该双质量飞轮14除了这种从动轮之外还具有主动轮，该主动轮又抗扭地与内燃机的输出轴15相连接。此外，涡流制动装置19被联接在变速器后壁43上。行星传动装置7在这个第三实施方式中的设计不同于在第一实施方式中的设计，其中，第一斜坡环28直接与第一行星轮组20的第一行星轮23啮合，其中，第二行星轮组21的第二行星轮24只与第二太阳轮26啮合。

[0050] 换言之，联接离合器/预调节离合器(离合器装置1)如此设计，尤其用于混合驱动系，并且具有涡流制动装置19以及力矩探测器(扭矩存储装置8)。不仅摩擦片31还有自由轮27(该自由轮起到预调节件的作用)与内燃发动机/内燃机相连接。只要电动机比内燃机旋转地更快，则自由轮27被超过(不传递力矩)。如果内燃机的转速超过电动机的转速，则自由轮27被联接，并且它传递一定的力矩。在此，这种所谓的预调节力矩通过行星级(20,21)转换，并且由于在内燃机和电动机之间的转速差，能自由转动的布置在下面的斜坡件(第一斜坡环28)旋转。在这个时间点上，主离合器装置1仍处于打开状态并且通过该主离合器装置仍不能传递力矩。一旦上面的可轴向移动的斜坡(第二斜坡环30)克服空隙，该斜坡开始与摩擦片组31啮合。为了进一步闭合离合器装置1，在此借助力矩探测器8转换在预调节件和主离合器装置之间的相对运动。

[0051] 在设置力矩探测器8方面应该注意，力矩探测器8的特征曲线始终比衬片的特征曲线更平缓。力矩探测器的特征曲线的第一区域通过压力弹簧实现。随后，通过板簧件产生的力矩，并且通过位置替换(Anlagewechsel)实现两级性。为了传递惯性力矩(在开始燃烧时或者在发动机制动时)，给涡流制动装置19的线圈通电，从而构成磁场。该磁场穿过圆盘(它以电动机或变速器的转速旋转)并且在此形成涡流电流，由此产生制动力矩。这种制动力矩通过行星级被提高，并且被传递到球体斜坡系统的可自由旋转的斜坡，其中扭矩转换为轴向的挤压力。支承行星装置以及球体斜坡系统的转子与电动机相连接，并且该转子包括内罩以及钢制摩擦片。借助挤压力使得摩擦片组啮合，并且因此闭合主离合器装置，用来传递力矩。在这种情况下，可轴向移动的斜坡通过板簧与转子相连接，该转子产生回复力并且球体斜坡系统6在缺少预调节力矩的情况下回复到它的零位。在外罩10(它容纳摩擦片31)之间构造力矩探测器8，它避免斜坡机构5的卡住。一旦内燃机比电动机或变数器输入轴更快地旋转，离合器装置1自动地(和无需能量地)通过自由轮27闭合。该自由轮使用待传递的力矩的一部分，并且同样通过行星轮组/行星装置组操作球体斜坡系统6，由此闭合主离合器装置。涡流制动装置19的操作因此只短时地用于内燃机的启动，或者在内燃机用作发动机制动器时使用。在此，在这种情况下能够通过流过线圈的电流调节可传递的力矩。

[0052] 附图标记列表

[0053] 1 离合器装置

[0054] 2 第一连接构件

[0055] 3 轴

[0056] 4 第二连接构件

[0057] 5 斜坡机构

[0058] 6 离合器执行机构

[0059] 7 行星传动装置

[0060] 8 扭矩存储装置

[0061] 9 第一传导部段

[0062] 10 第二传导部段

[0063] 11 弹簧单元

[0064] 12 弹簧件

[0065] 13 连接法兰构件

[0066] 14 双质量飞轮

[0067] 15 输出轴

[0068] 16 第一摩擦衬片

[0069] 17 第一离合器构件

[0070] 18 第二摩擦衬片

[0071] 19 涡流制动装置

[0072] 20 第一行星轮组

[0073] 21 第二行星轮组

[0074] 22 圆盘形部段

[0075] 23 第一行星轮

[0076] 24 第二行星轮

[0077] 25 第一太阳轮

[0078] 26 第二太阳轮

[0079] 27 自由轮装置

[0080] 28 第一斜坡环

[0081] 29 球体传动装置

[0082] 30 第二斜坡环

[0083] 31 摩擦片

[0084] 32 第二离合器构件

[0085] 33 固持部段

[0086] 34 压板

[0087] 35 第一旋转角范围

[0088] 36 第二旋转角范围

[0089] 37 第三旋转角范围

[0090] 38 衬片弹簧曲线

[0091] 39 弹簧单元曲线

[0092] 40 固持凸出部

[0093] 41 底部部段

[0094] 42 旋转轴线

[0095] 43 变速器后壁

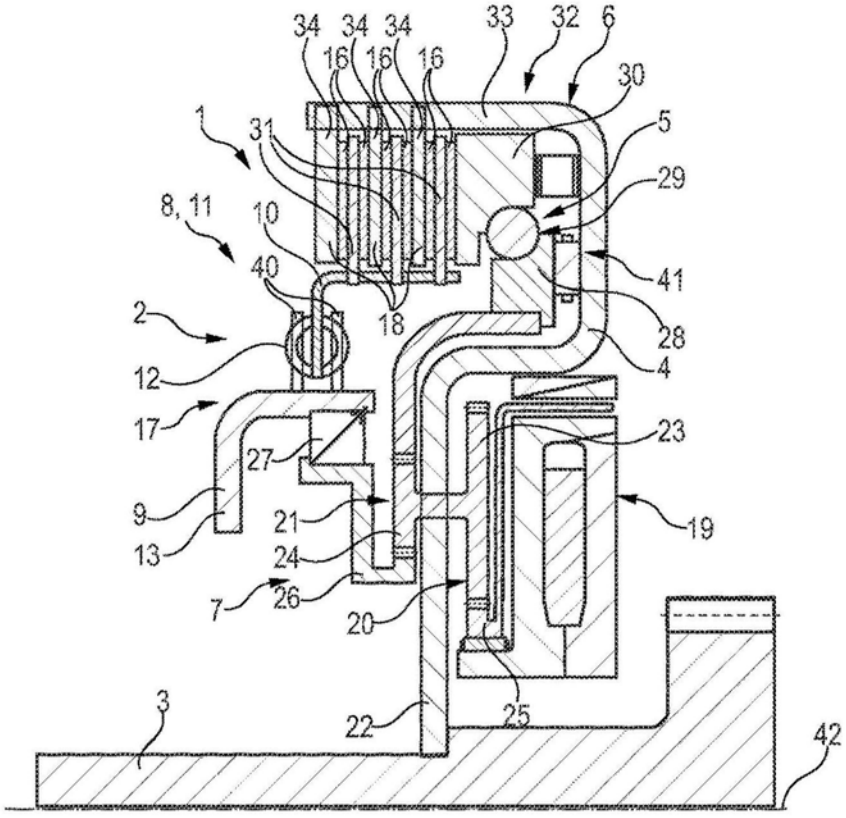

34
34
34
33
32
6
16
16
16
30
1
31
5
29
8, 11
10
40
41
18
2
28
12
4
17
23
27
9
21
19
13
24
7
26
20
3
22
25
42

图1

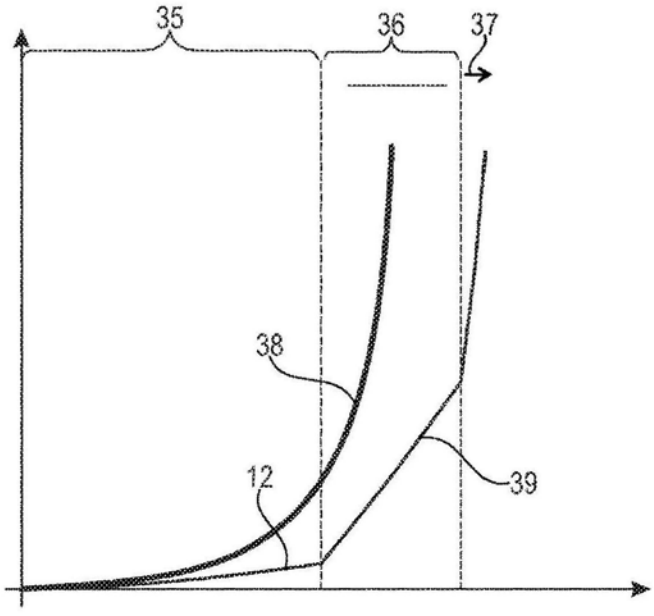

35
36
37
38
12
39

图2

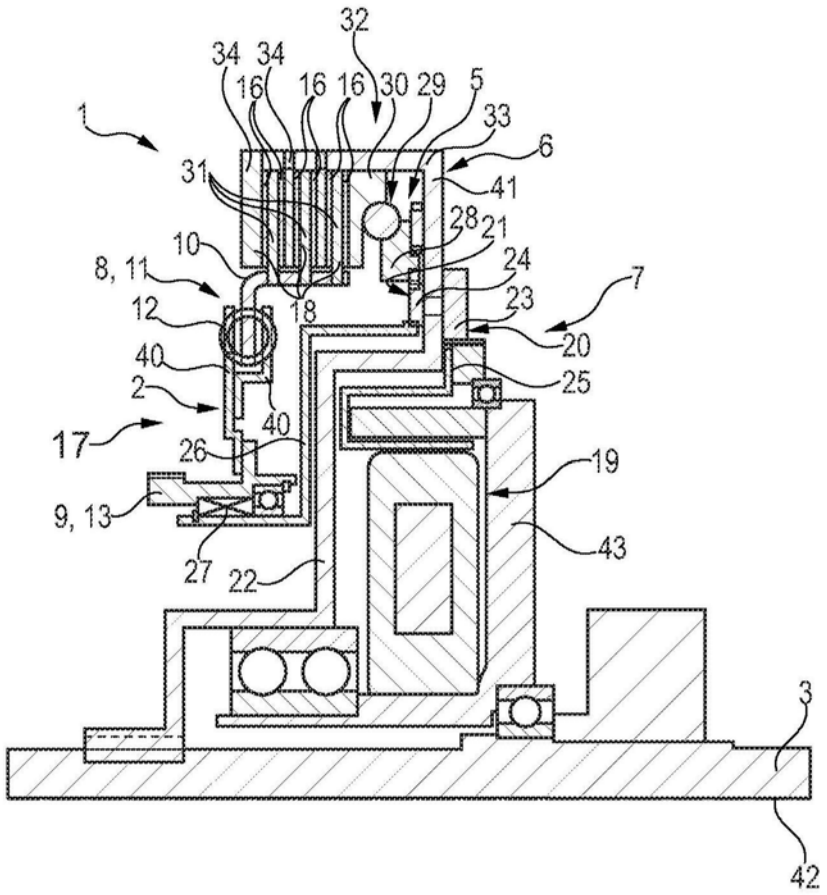

32
34
34
16
16
16
30
29
5
33
6
1
31
41
28
21
10
24
8, 11
7
23
12
18
20
40
25
2
40
17
26
19
9, 13
43
27
22
3
42

图3

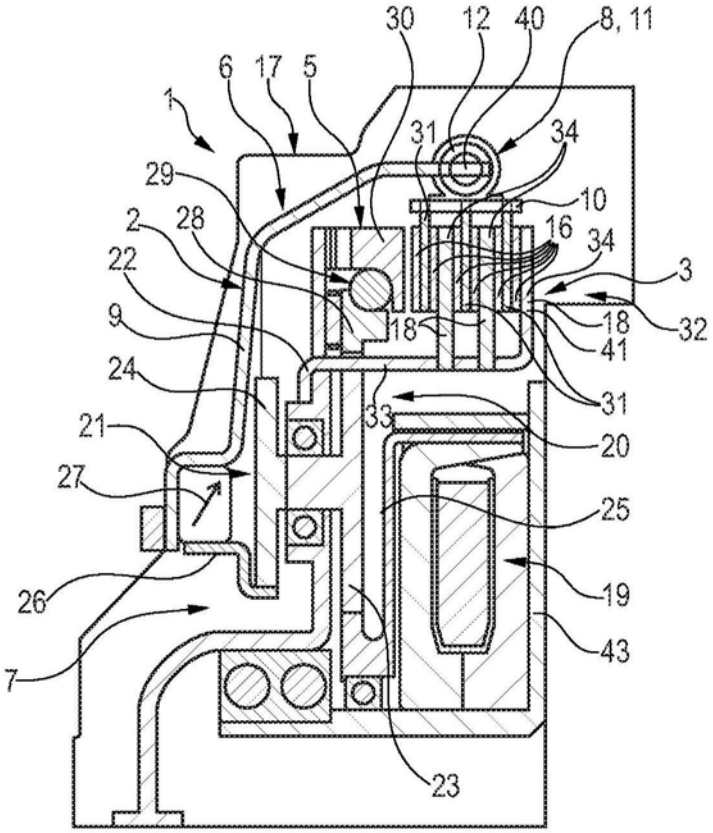

30
12
40
8, 11
6
17
5
1
31
34
29
10
2
28
16
34
22
3
9
18
18
32
41
24
31
33
21
20
27
25
19
26
43
7
23

图4

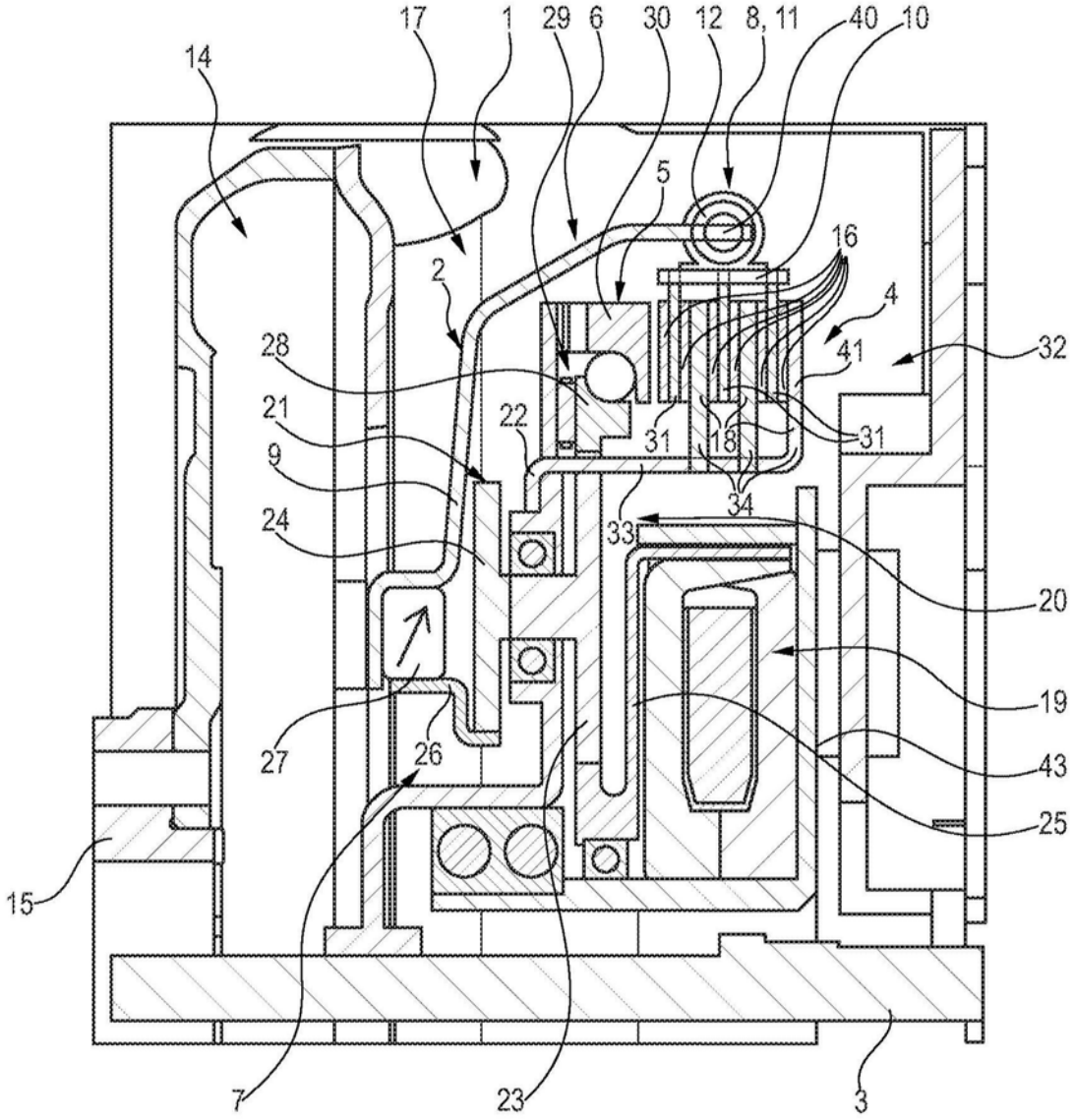

17
1
29
6
30
12
8, 11
40
10
14
5
16
2
4
28
41
32
21
22
31
18
31
9
34
24
33
20
19
27
26
43
25
15
7
23
3

图5