



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 103847514 B

(45)授权公告日 2017. 11. 28

(21)申请号 201310655801.7

(22)申请日 2013.12.06

(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 103847514 A

(43)申请公布日 2014.06.11

(30)优先权数据
2012-267370 2012.12.06 JP

(73)专利权人 株式会社捷太格特
地址 日本大阪府

(72)发明人 儿玉明 谷口健太

(74)专利代理机构 北京集佳知识产权代理有限公司 11227
代理人 李洋 苏琳琳

(51)Int.Cl.

B60K 23/00(2006.01)

(56)对比文件

US 2002162722 A1, 2002.11.07,
US 2002162722 A1, 2002.11.07,
JP 2007303504 A, 2007.11.22,
CN 1911700 A, 2007.02.14,
CN 1298816 A, 2001.06.13,
EP 2243653 A2, 2010.10.27,
US 2010274456 A1, 2010.10.28,

审查员 李洪宇

权利要求书2页 说明书16页 附图11页

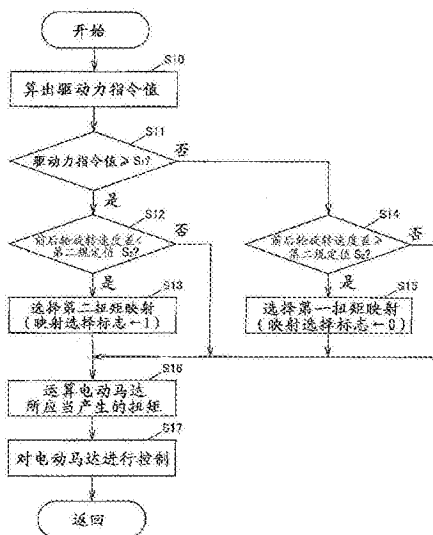
(54)发明名称

驱动力传递控制装置

(57)摘要

本发明提供驱动力传递控制装置。驱动力传递控制装置具备：具有以能够沿轴向移动的方式卡合于形成在中间轴的内周面的多个内周花键齿的多个外侧离合器片和以能够沿轴向移动的方式卡合于形成在内侧轴的外周面的多个外周花键齿的多个内侧离合器片的多片式离合器；按压多片式离合器的按压机构；以及控制按压机构的控制部，控制部判定是在中间轴和内侧轴的相对旋转速度为规定值以上的状态下按压多片式离合器的第一工作状态、还是在上述相对旋转速度小于规定值的状态下按压多片式离合器的第二工作状态，并基于该判定的结果来控制按压机构。

(第一实施方式)



1. 一种驱动力传递控制装置，

所述驱动力传递控制装置具备：

外侧旋转部件，该外侧旋转部件在内周面形成有沿旋转轴方向延伸的多个内周花键齿；

内侧旋转部件，该内侧旋转部件在所述外侧旋转部件的内侧被支承为能够相对于所述外侧旋转部件在同轴上相对旋转，且在外周面形成有沿所述旋转轴方向延伸的多个外周花键齿；

多片式离合器，该多片式离合器通过在所述旋转轴方向交替配置多个外侧离合器片和多个内侧离合器片而构成，所述外侧离合器片以能够沿轴向移动的方式卡合于所述多个内周花键齿，所述内侧离合器片以能够沿轴向移动的方式卡合于所述多个外周花键齿；

按压机构，该按压机构沿所述旋转轴方向按压所述多片式离合器；以及

控制部，该控制部控制所述按压机构，

所述驱动力传递控制装置的特征在于，

所述控制部判定是在所述外侧旋转部件和所述内侧旋转部件的相对旋转速度为规定值以上的状态下所述多片式离合器被按压的第一工作状态、还是在所述相对旋转速度小于所述规定值的状态下所述多片式离合器被按压的第二工作状态，当所述判定的结果是所述第一工作状态的情况下，与所述判定的结果是所述第二工作状态的情况相比，所述控制部提高相对于利用所述多片式离合器应当传递的驱动力而所述按压机构应当产生的按压力。

2. 根据权利要求1所述的驱动力传递控制装置，其特征在于，

所述控制部根据所述第一工作状态以及所述第二工作状态选择性地参照第一特性映射以及第二特性映射来控制所述按压机构，所述第一特性映射以及所述第二特性映射定义在所述外侧旋转部件和所述内侧旋转部件之间应当传递的驱动力的指令值和与所述按压机构所应当产生的按压力相关联的控制目标值之间的关系，

当为所述第二工作状态的情况下所述控制部所参照的所述第二特性映射的所述控制目标值设定成：与当为所述第一工作状态的情况下所述控制部所参照的所述第一特性映射相比，所述按压力较小。

3. 根据权利要求2所述的驱动力传递控制装置，其特征在于，

所述按压机构具有电动马达以及将所述电动马达的扭矩转换成所述多片式离合器的按压力的转换机构。

4. 根据权利要求3所述的驱动力传递控制装置，其特征在于，

所述第一特性映射以及所述第二特性映射将所述电动马达所应当产生的扭矩定义成所述控制目标值。

5. 根据权利要求3所述的驱动力传递控制装置，其特征在于，

所述第一特性映射以及所述第二特性映射将所述电动马达的旋转角度定义成所述控制目标值。

6. 根据权利要求2所述的驱动力传递控制装置，其特征在于，

所述按压机构具有按压所述多片式离合器的活塞和对所述活塞的工作油室供给工作油的油压泵。

7. 根据权利要求6所述的驱动力传递控制装置，其特征在于，

所述第一特性映射以及所述第二特性映射将所述油压泵所应当产生的油压定义成所述控制目标值。

8. 根据权利要求6所述的驱动力传递控制装置,其特征在于,
所述按压机构还具备控制所述工作油室的压力的压力控制阀。

9. 根据权利要求8所述的驱动力传递控制装置,其特征在于,
所述第一特性映射以及所述第二特性映射将所述压力控制阀的控制油压定义成所述控制目标值。

驱动力传递控制装置

[0001] 2012年12月6日在日本提交的日本专利申请No.2012-267370的全部内容,包括说明书、附图以及摘要全都通过援引而被包含于本发明。

技术领域

[0002] 本发明例如涉及车辆的传递驱动力的驱动力传递控制装置。

背景技术

[0003] 以往,在四轮驱动车的驱动力传递系统中,公知有如下的驱动力传递系统:在汽车传动轴和驱动源(发动机)之间配置啮合式离合器,并且,在汽车传动轴和辅助驱动轮(后轮)之间配置能够连续地调整所传递的驱动力的驱动力传递装置(参照日本特开2012-61923号公报)。

[0004] 对于日本特开2012-61923号公报所记载的四轮驱动车,鉴于当在发动时在主驱动轮(前轮)产生滑移的情况下啮合式离合器的输入输出部件之间的差动旋转变大从而无法使啮合式离合器连结的课题,当判定为路面的摩擦系数低于规定值的情况下,在发动前使啮合式离合器连结。由此,即便是在发动时在主驱动轮产生滑移的情况下,也能够迅速地朝辅助驱动轮分配驱动源的驱动力,能够使滑移收敛。

[0005] 并且,日本特开2012-61923号公报所记载的驱动力传递装置配置在汽车传动轴侧的外侧壳体和辅助驱动轮侧的内侧轴之间。上述驱动力传递装置具有多片式离合器和按压机构。在上述多片式离合器交替排列有多个外侧离合器片以及多个内侧离合器片。上述按压机构按压上述多片式离合器而使外侧离合器片和内侧离合器片摩擦滑动。按压机构具有凸轮机构和电磁线圈。上述凸轮机构借助第一凸轮部件与第二凸轮部件之间的相对旋转来产生按压力。进而,该按压机构构成为:通过对电磁线圈通电的状态下外侧壳体和内侧轴相对旋转,第一凸轮部件和第二凸轮部件相对旋转从而凸轮机构工作而按压多片式离合器。

[0006] 但是,对于该驱动力传递装置,由于借助外侧壳体和内侧轴相对旋转而使凸轮机构工作,因此,在发动前,无法按压多片式离合器。因此,即便啮合式离合器处于连结状态,且电磁线圈被通电,在发动的瞬间也处于仅朝主驱动轮传递驱动源的动力的二轮驱动状态。

[0007] 因此,考虑应用例如像日本特开2009-108972号公报所记载的动力传递装置那样形成为借助电动马达的扭矩使凸轮机构工作的结构的按压机构。根据这种按压机构,由于即便在发动前也能够按压多片式离合器,因此能够从发动的瞬间开始就形成为四轮驱动状态,能够更可靠地抑制滑移。

[0008] 但是,本申请的发明人确认:当使用即便在多片式离合器的输入输出部件之间不存在差动旋转的状态下也能够按压多片式离合器的按压机构的情况下,即便按压机构所产生的按压力相同,经由多片式离合器实际传递的驱动力也会发生偏差。因此,本申请的发明人对其原因进行了深入研究,结果发现在多片式离合器被按压时的输入输出部件之间的差

动旋转速度和实际传递的驱动力之间存在相关性。

发明内容

[0009] 本发明的目的之一在于提供一种能够提高经由多片式离合器传递的驱动力的精度的驱动力传递控制装置。

[0010] 本发明的一个实施方式的驱动力传递控制装置的结构上的特征在于,上述驱动力传递控制装置具备:外侧旋转部件,该外侧旋转部件在内周面形成有沿旋转轴方向延伸的多个内周花键齿;内侧旋转部件,该内侧旋转部件在上述外侧旋转部件的内侧被支承为能够相对于上述外侧旋转部件在同轴上相对旋转,且在外周面形成有沿上述旋转轴方向延伸的多个外周花键齿;多片式离合器,该多片式离合器通过在上述旋转轴方向交替配置多个外侧离合器片和多个内侧离合器片而构成,上述外侧离合器片以能够沿轴向移动的方式卡合于上述多个内周花键齿,上述内侧离合器片以能够沿轴向移动的方式卡合于上述多个外周花键齿;按压机构,该按压机构沿上述旋转轴方向按压上述多片式离合器;以及控制部,该控制部控制上述按压机构,其中,上述控制部判定是在上述外侧旋转部件和上述内侧旋转部件的相对旋转速度为规定值以上的状态下上述多片式离合器被按压的第一工作状态、还是在上述相对旋转速度小于上述规定值的状态下上述多片式离合器被按压的第二工作状态,并基于上述判定的结果来控制上述按压机构。

[0011] 根据以下的参照附图对具体实施方式进行的说明能够进一步清楚本发明的上述的和进一步的特征、优点,其中,相同的标号表示相同的部件。

附图说明

[0012] 图1是示出第一实施方式所涉及的四轮驱动车的概要结构的结构图。

[0013] 图2是示出第一实施方式所涉及的驱动力传递装置的剖视图。

[0014] 图3是示出第一实施方式所涉及的驱动力传递装置的离合器机构的剖视图。

[0015] 图4是示出第一实施方式所涉及的减速机构的示意图。

[0016] 图5是示出第一实施方式所涉及的凸轮机构的立体图。

[0017] 图6是示出第一实施方式所涉及的凸轮部件的立体图。

[0018] 图7是示出第一实施方式所涉及的保持器的立体图。

[0019] 图8是示出第一实施方式所涉及的控制部所执行的处理的一个具体例的流程图。

[0020] 图9是示出第一实施方式所涉及的第一特性映射以及第二特性映射的一例的说明图。

[0021] 图10是示出第二实施方式所涉及的四轮驱动车的概要结构的结构图。

[0022] 图11是示出第二实施方式所涉及的驱动力传递装置结构例的剖视图。

[0023] 图12是示出第二实施方式所涉及的控制装置的控制部所执行的处理的一个具体例的流程图。

[0024] 图13是示出第三实施方式所涉及的驱动力传递装置的结构例的剖视图。

[0025] 图14是示出第三实施方式所涉及的控制装置的控制部所执行的处理的一个具体例的流程图。

具体实施方式

[0026] 图1是示出本发明的第一实施方式所涉及的四轮驱动车的概要结构的结构图。该四轮驱动车200具备驱动力传递系统201、作为驱动源的发动机202、变速器203、作为主驱动轮的前轮204L、204R以及作为辅助驱动轮的后轮205L、205R。发动机202是使四轮驱动车200发动以及加速的行驶用的驱动源的一例，但是，也可以将发动机以及电动马达作为驱动源。并且，也可以代替发动机而使用电动马达作为车辆的行驶用的驱动源。

[0027] 驱动力传递系统201与前差速器206以及后差速器207一起配置于四轮驱动车200的从变速器203侧到后轮205L、205R侧的驱动力传递路径，且被搭载于四轮驱动车200的车体(未图示)。

[0028] 进而，驱动力传递系统201具有驱动力传递装置1、汽车传动轴2以及驱动力断续装置3，构成为能够将四轮驱动车200的四轮驱动状态切换成二轮驱动状态，或者将二轮驱动状态切换成四轮驱动状态。此处，四轮驱动状态是指发动机202的驱动力传递至前轮204L、204R以及后轮205L、205R的状态，二轮驱动状态是指发动机202的驱动力仅传递至前轮204L、204R的状态。驱动力传递装置1的详细情况将在后面叙述。

[0029] 并且，在四轮驱动车200搭载有对驱动力传递装置1进行控制的控制装置C0。驱动力传递装置1以及控制装置C0构成对朝后轮205L、205R的发动机202的驱动力的传递进行控制的驱动力传递控制装置C。

[0030] 前差速器206具有半轴齿轮209L、209R、一对小齿轮210、小齿轮轴211以及小齿轮轴22、前差速器壳212。上述半轴齿轮209L、209R连结于前轮侧的驱动轴208L、208R。上述小齿轮210与半轴齿轮209L、209R以齿轮轴正交的方式啮合。上述小齿轮轴211支承一对小齿轮210。上述前差速器壳212收纳小齿轮轴211、一对小齿轮210、半轴齿轮209L、209R。前差速器壳206配置在变速器203与驱动力断续装置3之间。

[0031] 后差速器207具有半轴齿轮214L、半轴齿轮214R、一对小齿轮215、小齿轮轴216、以及小齿轮轴216、后差速器壳217。上述半轴齿轮214L连结于后轮侧的一方的驱动轴213L。上述半轴齿轮214R经由驱动力传递装置1连结于后轮侧的另一方的驱动轴213R。上述小齿轮215与半轴齿轮214L、214R以齿轮轴正交的方式啮合。上述小齿轮轴216支承一对小齿轮215。上述后差速器壳217收纳小齿轮轴216、一对小齿轮215、半轴齿轮214L、214R。后差速器207配置在汽车传动轴2与驱动力传递装置1以及驱动轴213L之间。

[0032] 发动机202经由变速器203以及前差速器206对前轮侧的驱动轴208L、208R输出驱动力，由此来驱动左右前轮204L、204R。

[0033] 发动机202经由变速器203、驱动力断续装置3、汽车传动轴2以及后差速器207对一方的驱动轴213L输出驱动力而驱动左后轮205L。进而，发动机202经由变速器203、驱动力断续装置3、汽车传动轴2、后差速器207以及驱动力传递装置1对另一方的驱动轴213R输出驱动力而驱动右后轮205R。

[0034] 汽车传动轴2配置在驱动力传递装置1与驱动力断续装置3之间。进而，汽车传动轴2构成为从前差速器壳212接受发动机202的驱动力并从前轮204L、204R侧朝后轮205L、205R侧传递。

[0035] 在汽车驱动轴2的前轮侧端部配置有由相互啮合的驱动小齿轮220以及齿圈221构

成的前轮侧的齿轮机构22。并且,在汽车传动轴2的后轮侧端部配置有由相互啮合的驱动小齿轮230以及齿圈231构成的后轮侧的齿轮机构23。

[0036] 驱动力断续装置3由具有第一花键齿部30、第二花键齿部31以及套筒32的牙嵌式离合器构成。上述第一花键齿部30相对于前差速器壳212不能旋转。上述第二花键齿部31相对于齿圈221不能旋转。上述套筒32能够与第一花键齿部30以及第二花键齿部32花键嵌合。驱动力断续装置3配置在相比汽车传动轴2靠前轮204L、204R侧的位置。套筒32借助由控制装置C0控制的省略图示的制动器沿着驱动轴208R进退移动。进而,驱动力断续装置3构成为将汽车传动轴2和前差速器壳212以能够断续的方式连结在一起。

[0037] 控制装置C0具有存储部C1、控制部C2以及马达控制回路C3。上述存储部C1由ROM(Read Only Memory)、RAM(Random Access Memory)等存储元件构成。上述控制部C2具有根据存储于存储部C1的程序动作的CPU(Central Processing Unit)等。上述马达控制回路C3对后述的驱动力传递装置1的电动马达5进行控制。

[0038] 并且,在控制装置C0连接有检测四轮驱动车200的各部分的动作状态的传感器组。该传感器组构成为具有加速器开度传感器901、发动机转速传感器902、齿轮传感器903、车轮速度传感器904~907。上述加速器开度传感器901检测由驾驶者操作的加速踏板202a的踩踏量。上述发动机转速传感器902检测发动机202的转速。上述齿轮传感器903检测变速器203的变速比。上述车轮速度传感器904~907检测左前轮204L、右前轮204R、左后轮205L、以及右后轮205R的旋转速度。

[0039] 图2是示出驱动力传递装置1的剖视图。图3是示出驱动力传递装置1的离合器机构1A的剖视图。

[0040] 驱动力传递装置1具备离合器机构1A和按压机构1B。上述离合器机构1A具有多片式离合器8。上述按压机构1B沿旋转轴方向按压多片式离合器8。并且,离合器机构1A具有中间轴12和内侧轴13。上述中间轴12是连结于后差速器207的半轴齿轮214R的外侧旋转部件。上述内侧轴13是连结于驱动轴213R的内侧旋转部件。离合器机构1A在半轴齿轮214R与驱动轴213R之间传递驱动力。按压机构1B具有电动马达5、减速机构9、齿轮传递机构10以及凸轮机构16。上述减速机构9对电动马达5的输出轴亦即马达轴51的旋转进行减速。上述齿轮传递机构10将由减速机构9减速后的电动马达5的旋转力传递至凸轮机构16。上述凸轮机构16是将经由减速机构9以及齿轮传递机构10传递的电动马达5的旋转力转换成多片式离合器8的按压力的转换机构。对于按压机构1B,电动马达5由控制装置C0的控制部C2控制。以下,对该驱动力传递装置1的各部分的结构进行详细说明。

[0041] 离合器机构1A以及按压机构1B被收纳于装置壳体4。装置壳体4由壳体主体40以及壳体盖体41构成。上述壳体主体40在旋转轴线0单侧(图2的右侧)开口。上述壳体盖体41堵塞壳体主体40的开口部。在装置壳体4内设置有收纳凸轮机构16以及多片式离合器8等的主收纳空间42。

[0042] 在壳体主体40设置有中间轴插通孔40a以及圆筒部40b。中间轴12的轴状的第一元件120插通于上述中间轴插通孔40a。上述圆筒部40b从中间轴插通孔40a的外侧开口周缘沿轴线方向突出。在圆筒部40b的外轴周围配置有差速器壳300。

[0043] 并且,在壳体主体40一体地设置有用于安装电动马达5的安装部40c。在壳体主体40和壳体盖体41之间安装有具有与旋转轴线0平行的轴线的由圆销构成的多个(在本实施

方式中为三个) 引导件43。多个引导件43绕旋转轴线0隔开相等间隔配置。

[0044] 在壳体盖体41设置有隔着减速机构9等与壳体主体40的安装部40c对置的盖部41a。在盖部41a与安装部40c之间设置有与主收纳空间42连通的副收纳空间44。在盖部41a和安装部40c安装有与引导件43平行的支承轴45。并且,在壳体盖体41设置有供内侧轴13插通的轴插通孔41b、以及从轴插通孔41b的外侧开口周缘沿轴线方向突出的圆筒部41c。

[0045] 电动马达5被收纳于由螺栓53固定于壳体主体40的马达壳体52。电动马达50的马达轴51经由减速机构9以及齿轮传递机构10连结于凸轮机构16(后述的凸轮部件17)。由此,电动马达50的旋转力由减速机构9减速,并从减速机构9经由齿轮传递机构10传递至凸轮部件17的齿轮部170a。

[0046] 图4是示出减速机构9的示意图。在本实施方式中,减速机构9是少齿数差渐开线减速机构。减速机构9具有旋转轴90、输入部件91、自转力赋予机构92以及多个(在本实施方式中为六个)输出部件93。减速机构9被收纳于减速机构用壳体94内。进而,减速机构9对电动马达50的旋转力进行减速并传递至齿轮传递机构10。

[0047] 旋转轴90具有以从电动马达50的马达轴51的轴线01(与旋转轴90的旋转中心的轴线01相同)带有偏心量 δ 平行地偏心的轴线02作为中心轴线的偏心部90a。并且,旋转轴90与马达轴51连结。并且,旋转轴90由减速机构用壳体94的壳体元件940以及齿轮传递机构10的第一齿轮100分别经由球轴承95、96支承为能够旋转。

[0048] 输入部件91由具有以轴线02作为中心轴线的中心孔91a的外齿轮构成。输入部件91在中心孔91a的内周面和偏心部90a的外周面之间夹设有滚针轴承97,从而由旋转轴90支承为能够旋转。进而,输入部件91从电动马达50接受旋转力而带有偏心量 δ 地进行箭头m1、m2方向的圆运动(轴线02绕轴线01的公转运动)。

[0049] 在输入部件91设置有绕轴线02隔开相等间隔排列的多个(在本实施方式中为六个)作为贯通孔的销插通孔91b。在输入部件91的外周面设置有具有以轴线02作为中心轴线的节圆的渐开线齿形的外齿91c。

[0050] 自转力赋予部件92由以轴线01作为中心轴线的内齿轮构成。自转力赋予部件92与输入部件91啮合,对接受电动马达50的旋转力而公转的输入部件91赋予箭头n1、n2方向的自转力。在自转力赋予部件92的内周面设置有与输入部件91的外齿91c啮合的渐开线齿形的内齿92a。

[0051] 多个输出部件93由具有大致相同的外径的销构成。多个输出部件93插入于输入部件91的销插通孔91b而被安装于齿轮传递机构10的第一齿轮100的销安装孔100a。进而,多个输出部件93从输入部件91接受由自转力赋予部件92赋予的自转力并输出给第一齿轮100。在多个输出部件93的外周面安装有滚针轴承98。

[0052] 齿轮传递机构10具有第一齿轮100以及第二齿轮101。第一齿轮100配置在旋转轴90的轴线01上。并且,第一齿轮100在装置壳体4内经由球轴承102、103被支承为能够旋转。在第一齿轮100的外周周围,与安装部40c的内周面之间配置有密封机构104。第二齿轮101与第一齿轮100啮合,且由支承轴45经由球轴承105支承为能够旋转。

[0053] 如图3所示,多片式离合器8由具有沿旋转轴线0方向排列的多个内侧离合器片80以及多个外侧离合器片81的摩擦式的离合器构成。多片式离合器8配置在中间轴12与内侧轴13之间。

[0054] 进而,多片式离合器8通过使内侧离合器片80与外侧离合器片81摩擦卡合或者解除该摩擦卡合而将中间轴12和内侧轴13以能够传递驱动力的方式连结在一起。内侧离合器片80以及外侧离合器片81沿旋转轴线0交替配置。

[0055] 内侧离合器片80在其内周部具有直线型花键卡合部80a。内侧离合器片80的直线型花键卡合部80a与形成在内侧轴13的外周面的多个外周花键齿130a卡合,从而配置成相对于内侧轴13不能相对旋转但能够轴向移动。

[0056] 外侧离合器片81在其外周部具有直线型花键卡合部81a。外侧离合器片81的直线型花键卡合部81a与形成在中间轴12的内周面的多个内周花键齿121b卡合,从而配置成相对于中间轴12不能相对旋转但能够轴向移动。

[0057] 如图3所示,中间轴12由第一元件120以及第二元件121构成,且被配置在后轮侧的驱动轴213R的旋转轴线0上。并且,中间轴12在装置壳体4内竟有滚针轴承122、123被支承为能够旋转。

[0058] 第一元件120由以旋转轴线0作为轴线的轴状部件构成,且配置在中间轴12的一方侧(在图4中为左侧)端部。并且,第一元件120与半轴齿轮214R借助花键嵌合连结。在第一壳体元件120的外周面和圆筒部40b的内周面之间夹设配置有密封机构124、125。在第一元件120设置有在凸轮机构16侧开口的由圆孔构成的凹部120a。

[0059] 第二元件121配置在中间轴12的另一方侧(在图4中为右侧)端部,且形成为有底圆筒状。在第二元件121设置有在凸轮机构16侧开口的收纳空间121a。收纳空间121a与第一元件120的凹部120a以及装置壳体4的主收纳空间42连通。并且,在第二元件121的内周面设置有沿与旋转轴线0平行的方向延伸的多个内周花键齿121b。

[0060] 内侧轴13的一部分被收纳在中间轴12的第二元件121的内侧,且被支承为能够与中间轴12在同轴上(旋转轴线0上)相对旋转。内侧轴13由中间轴12经由滚针轴承130、131支承,并由壳体盖体41经由球轴承132支承为能够旋转。并且,内侧轴13呈在轴线方向单侧(图1所示的后轮205R侧)开口的有底圆筒状。对于内侧轴13,后轮侧的驱动轴213R(图1中示出)插入于其开口部内,与驱动轴213R借助花键嵌合以不能相对旋转但能够沿轴线方向相对移动的方式连结在一起。

[0061] 图5是示出凸轮机构16的立体图。凸轮机构16具有凸轮部件17、保持器18以及滚动部件19,且配置在内侧轴13的外周周围。凸轮机构16将电动马达5的旋转力转换成按压多片式离合器8的凸轮推力。

[0062] 图6是示出凸轮部件17的立体图。凸轮部件17具有供内侧轴13插通的轴插通孔17a。在凸轮部件17的外周缘设置有沿其放射方向呈扇状地突出的凸片170。在凸片170设置有与齿轮传递机构10的第二齿轮101啮合的齿轮部170a。

[0063] 在凸轮部件17的轴线方向一方侧端面设置有从轴插通孔17a的开口周缘朝后轮205R(图1中示出)侧突出的圆筒部17b。在圆筒部17b的内周面与内侧轴13的圆筒部13c的外周面之间夹设配置有滚针轴承171(图3中示出)。在凸轮部件17与壳体盖体41之间夹设配置有滚针轴承172(图3中示出)。在凸轮部件17的轴线方向另一方侧(在图4中为左侧)端面形成有与多片式离合器8对置的作为凸轮面的凹凸面173。

[0064] 凹凸面173具有绕凸轮部件17的轴线交替排列的多个凹部174以及多个凸部175,使滚动部件19滚动而对滚动部件19赋予沿着旋转轴线0的方向的凸轮推力。凹部174由具有

切口宽度大致相同的一对切口侧面174a、174b以及夹设在一对切口侧面174a、174b之间的切口底面174c的截面大致矩形状的切口形成。

[0065] 多个凸部175夹设配置在多个凹部174之间。凸部175的靠滚动部件19侧的端面由在凸轮部件17的圆周方向相互邻接的面175a、175b构成。一方的面175a具有始端部175a1以及终端部175a2。一方面的面175a由轨道面形成,该轨道面由从凹部174侧起朝向另一方的面175b(沿着凸轮部件17的圆周方向)而凸轮部件17的轴线方向厚度(凸部175的突出高度)逐渐变大的倾斜面构成。另一方的面175b由在凸轮部件17的轴线方向上的厚度大致相同的平面形成。

[0066] 图7是示出保持器18的立体图。保持器18具有供内侧轴13插通的轴插通孔18a。保持器18配置在凸轮机构18的另一方侧(在图4中为左侧)端部,由能够沿旋转轴线0的方向移动的圆环部件形成。进而,保持器18由限制器旋转的多个引导件43(图2、3中示出)承接而朝多片式离合器8侧输出凸轮推力。

[0067] 在保持器18的离合器侧端面设置有从轴插通孔18a的开口周缘朝多片式离合器8侧突出的圆筒部18b。在圆筒部18b的外周周围配置有从保持器18接受第一凸轮推力而按压多片式离合器8的圆环状的按压部件20(图2、3中示出)。在推压部件20的外周缘设置有与中间轴12的第二元件121的内周花键齿121b嵌合的直线型花键嵌合部20a。在按压部件20的单侧(与多片式离合器侧端面相反侧)端面与保持器18的离合器侧端面之间配置有滚针轴承21。

[0068] 在保持器18的外周缘设置有沿其放射方向突出的多个(在本实施方式中为三个)凸片181。多个凸片181在保持器18的圆周方向隔开相等间隔配置。在多个凸片181设置有供引导件43插通的引导件插通孔181a。在引导件插通孔181a的内周面与引导件43的外周面之间夹设配置有轴承套筒431。在引导件插通孔181a的开口周缘与壳体主体40的弹簧承受面40d之间夹设配置有复位用弹簧24。在保持器18设置有在其内外周面开口、且供支承销25插通的多个(在本实施方式中为三个)销插通孔18c。

[0069] 支承销25具有外径相互不同的大小两个主体部25a、25b(大径的主体部25a、小径的主体部25b)。支承销25在其沿轴线方向的移动由主体部25a以及螺母25限制的状态下被安装于保持器18。在支承销25内埋入有芯骨28。

[0070] 大径的主体部25a以从轴插通孔18a内露出的状态下配置在支承销25的轴线方向一方侧(旋转轴线0侧)端部。大径的主体部25a的外周面作为滚针轴承29的内侧滚道面发挥功能。在大径的主体部25a,在旋转轴线0侧的端部设置有朝外周面突出、且隔着多个滚针轴承29与滚子支承部件26对置的凸缘部250a。

[0071] 小径的主体部25b以插通销插通孔18c的状态配置在支承销25的轴线方向另一方侧(引导件43侧)端部。在小径的主体部25b设置有供螺母27螺合(结合)的螺纹部250b。

[0072] 滚动部件19在保持器18的轴插通孔18a内配置在销插通孔18c的轴线L上。并且,滚动部件19由大径的主体部25a的外周面经由滚针轴承29支承为能够旋转,且形成为无底圆筒状。进而,滚动部件19的外周面在凹凸面173上滚动。在滚动部件19,在轴线方向中央部设置有朝滚针轴承29侧突出的圆筒状的凸部19a。凸部19a的内周面作为滚针轴承29的外侧滚道面发挥功能。

[0073] 其次,对本实施方式所涉及的驱动力传递装置的动作进行说明。

[0074] 在图1中,当四轮驱动车200的二轮驱动时,发动机202的旋转驱动力经由变速器203传递至前差速器206,且发动机202的驱动力从前差速器206经由前轮侧的驱动轴208L、208R传递至前轮204L、204R。

[0075] 在该二轮驱动时,无法在驱动力断续装置3的第一花键齿部30与第二花键齿部31之间进行扭矩传递。并且,电动马达5处于非通电状态,电动马达5的旋转力不会经由减速机构9以及齿轮传递机构10传递至凸轮机构16,凸轮机构16不工作。并且,滚动部件19配置在与凹部174的切口底面174c(图6中示出)抵接的位置。因此,内侧离合器片80与外侧离合器片81并不摩擦卡合。由此,虽然内侧轴13伴随着行驶而伴随右后轮205R的旋转而旋转,但中间轴12并不会随着内侧轴13的旋转而旋转。

[0076] 伴随着行驶,左后轮205L以及驱动轴213L旋转,伴随与此,后差速器207的半轴齿轮214L、一对小齿轮215以及半轴齿轮214R旋转,伴随与此,中间轴12朝内侧轴13的旋转方向的相反方向旋转。即,后差速器207的半轴齿轮214L、214R以及一对小齿轮215空转,发动机202的驱动力并不传递至后轮205L、205R的任一个。

[0077] 另一方面,为了将处于二轮驱动状态的四轮驱动车200切换成四轮驱动状态,利用驱动力传递装置1将汽车传动轴2与后轮侧的驱动轴213R以能够传递扭矩的方式连结在一起。然后,汽车传动轴2的旋转被增速,当与第一花键齿部30以及第二花键齿部31的旋转同步时,套筒32借助致动器移动,与第一花键齿部30以及第二花键齿部32花键嵌合。由此,利用驱动力断续装置3将前差速器壳212与汽车传动轴2以能够传递驱动力的方式连结在一起。

[0078] 此处,为了利用驱动力传递装置1连结汽车传动轴2和后轮侧的驱动轴213R,将电动马达50的马达旋转力赋予给凸轮机构16,使凸轮机构16工作。在该情况下,当凸轮机构16工作时,凸轮部件17绕旋转轴线0朝一个方向(使保持器18沿箭头X方向移动的方向)旋转。

[0079] 伴随与此,滚动部件19从配置于图6所示的凸轮部件17的凹凸面173的凹部174的状态(初始状态)开始滚动,攀上凸轮部件17的凸部175的一方的面175a而被配置在始端部175a1。此时,在凸轮机构16中,电动马达50的旋转力(扭矩)被转换成按压多片式离合器8的内侧离合器片80以及外侧离合器片81的按压力。

[0080] 因此,滚动部件19沿着旋转轴线0朝多片式离合器8侧(箭头X方向)移动,并在该移动方向经由滚针轴承29以及支承销25按压保持器18。伴随与此,保持器18克服复位用弹簧24的弹力沿箭头X方向移动,将按压部件20朝使内侧离合器片80和外侧离合器片81相互接近的方向按压。

[0081] 由此,按压部件20沿箭头X方向按压内侧离合器片80以及外侧离合器片81,多个内侧离合器片80以及多个外侧离合器片81中的相互邻接的两个离合器片的间隙消失。由此,多个内侧离合器片80和多个外侧离合器片81接触。

[0082] 其次,当凸轮部件17接受电动马达50的马达旋转力而绕旋转轴线0朝一方向进一步旋转时,滚动部件19在图6所示的凸部175的一方的面175a上朝另一方的面175b滚动。此时,滚动部件19达到一方面的面175a的终端部175a2而攀上凸部175的另一方的面175b。伴随与此,保持器18克服复位用弹簧24的弹力沿箭头X方向移动,将按压部件20朝使内侧离合器片80和外侧离合器片81相互摩擦卡合的方向按压。

[0083] 因此,按压部件20沿箭头X方向按压内侧离合器片80和外侧离合器片81,相互邻接

的两个离合器片彼此摩擦卡合。由此,发动机202的驱动力从中间轴12经过内侧轴13、并经由后轮侧的驱动轴213R传递至后轮205R,并且也经由后轮侧的驱动轴213L传递至后轮205L。

[0084] 使用以上述方式构成的驱动力传递装置1,实际测量对电动马达5供给的马达电流与从中间轴12朝内侧轴13传递的驱动力之间的关系。结果确认到如下现象:当在中间轴12和内侧轴13相对旋转的状态下使内侧离合器片80和外侧离合器片81摩擦卡合的状态下,和在中间轴12与内侧轴13并不相对旋转的状态下使内侧离合器片80与外侧离合器片81摩擦卡合的情况下,所传递的驱动力不同。

[0085] 其原因认为如下:当在中间轴12与内侧轴13差动旋转的状态下按压多个外侧离合器片81和多个内侧离合器片80的情况下,和在中间轴12与内侧轴13并不差动旋转的状态下按压多个外侧离合器片81与多个内侧离合器片80的情况下,中间轴12以及内侧轴13和外侧离合器片81以及内侧离合器片80之间的相对位置关系不同。更具体地说,认为是外侧离合器片81的直线型花键卡合部81a和中间轴12的内周花键齿121b之间的摩擦、内侧离合器片80的直线型花键卡合部80a和内侧轴13的外周花键齿130a之间的摩擦。

[0086] 控制装置C0基于前轮204L、204R和后轮205L、205R的旋转速度差、加速踏板202a的踩踏量等,增减朝电动马达5供给的马达电流,调节利用驱动力传递装置1传递的驱动力。然而,根据按压多片式离合器8时的中间轴12和内侧轴13之间的差动旋转的状态而所传递的驱动力发生变动的情况在进行合适的驱动力分配的方面并不优选。

[0087] 在本实施方式中,通过以下叙述的控制部C2的处理解决上述问题。即,控制部C2判定是处于在中间轴12和内侧轴13的相对旋转速度差为规定值以上的状态下按压多片式离合器8的第一工作状态、还是处于在中间轴12和内侧轴13的相对旋转速度差小于规定值的状态下按压多片式离合器8的第二工作状态,并基于判定的结果控制按压机构1B。并且,当上述判定的结果为处于第一工作状态的情况下,与判定的结果为处于第二工作状态的情况相比较,控制部C2提高按压机构1B按压多片式离合器8的按压力。

[0088] 并且,此外,控制部C2选择性地参照定义在中间轴12和内侧轴13之间应当传递的驱动力的指令值和与按压机构所应当产生的按压力相关联的控制目标值之间的关系的第一特性映射以及第二特性映射控制按压机构1B。第一特性映射以及第二特性映射存储于存储部C1。与第一特性映射相比,第二特性映射的控制目标值设定成使得按压机构1B所产生的按压力变小。以下,参照附图对该控制部C2的处理内容进行详细说明。

[0089] 图8是示出控制部C2所执行的处理的一个具体例的流程图。控制部C2按照规定的控制周期(例如100ms)反复执行该流程图所示的处理。

[0090] 控制部C2基于利用传感器组(加速器开度传感器901、发动机转速传感器902、齿轮传感器903、前轮车轮速度传感器904、905、以及后轮车轮速度传感器906、907)检测出的车辆行驶状态,算出在中间轴12与内侧轴13应当传递的驱动力来作为驱动力指令值(步骤S10)。该驱动力指令值例如基于前轮204L、204R的平均旋转速度和后轮205L、205R的平均旋转速度之差(前后轮旋转速度差)、加速踏板202a的踩踏量(加速操作量),借助控制部C2中的运算确定。

[0091] 中间轴12连结在前轮204L、204R侧,内侧轴13连结在后轮205L、205R侧。由此,在驱动力断续装置3的第一花键齿部30和第二花键齿部31由套筒32连结的情况下,中间轴12和

内侧轴13之间的相对旋转速度成为与前后轮旋转速度差对应的值、即与前后轮旋转速度差成比例的值。

[0092] 另外,前后轮旋转速度差能够作为基于前轮车轮速度传感器904、905的检测值算出的左右前轮204L、204R的平均旋转速度、和基于后轮车轮速度传感器906、907的检测值算出的左右后轮205L、205R的平均旋转速度之差的绝对值求出。并且,也可以一并考虑由发动机转速传感器902检测出的发动机的转速、由齿轮传感器903检测出的变速器203的变速比来算出驱动力指令值。

[0093] 其次,控制部C2判断在步骤S10中运算出的驱动力指令值是否为规定值S1以上(步骤S11)。当驱动力指令值为第一规定值S1以上的情况下(S11:是),控制部C2判断前后轮旋转速度差是否小于第二规定值S2(步骤S12)。当前后轮旋转速度差小于第二规定值S2的情况下(S12:是),控制部C2选择在后述的步骤S16的马达扭矩的运算处理中使用第一以及第二特性映射中的第二扭矩映射(步骤S13)。具体而言,将映射选择标志设定为表示第二扭矩映射的“1”。然后,控制部C2执行步骤S16的处理。

[0094] 另一方面,当驱动力指令值并不在第一规定值S1以上的情况下(S11:否),控制部C2判断前后轮旋转速度差是否为第二规定值S2以上(步骤S14)。当前后轮旋转速度差为第二规定值S2以上的情况下(S14:是),控制部C2选择在后述的步骤S16的马达扭矩的运算处理中使用第一以及第二特性映射中的第一扭矩映射(步骤S15)。具体而言,将映射选择标志设定为表示第一扭矩映射的“0”。然后,控制部C2执行步骤S16的处理。

[0095] 此处,第一规定值S1是在中间轴12与内侧轴13之间实质上不进行驱动力的传递的值,例如是在中间轴12和内侧轴13之间所能够传递的驱动力的上限值的5%以下的值。例如,当在中间轴12和内侧轴13之间能够传递的驱动力的上限值为 $1000\text{N}\cdot\text{m}$ 的情况下,第一规定值S1为 $50\text{N}\cdot\text{m}$ 以下。更优选第一规定值S1是在中间轴12与内侧轴13所能够传递的驱动力的上限值的3%以下的值。并且,第二规定值S2是前轮204L、204R的平均旋转速度和后轮205L、205R的平均旋转速度实质上相等的情况下的前后轮旋转速度差的值,例如为 $2\sim 5\text{rpm}$ (revolutions per minute)。

[0096] 并且,当在步骤S12中前后轮旋转速度差小于第二规定值S2的情况下(S12:否),或者在步骤S14中前后轮旋转速度差并不为第二规定值S2以上的情况下(S14:否),不变更映射选择标志的值就执行步骤S16的处理。

[0097] 控制部C2在步骤S16中运算电动马达5所应当产生的扭矩。该运算是参照存储于存储部C1的第一特性映射或者第二特性映射进行。

[0098] 图9示出第一特性映射以及第二特性映射的一例。上述第一以及第二特性映射定义驱动力指令值和与按压机构1B所应当产生的按压力相关联的控制目标值之间的关系。作为该控制目标值,具体而言能够定义电动马达5所应当产生的扭矩。并且,作为控制目标值,也可以定义电动马达5的旋转角度。此处,电动马达5的旋转角度表示例如由设置于电动马达5的多旋转编码器检测出的从基准位置(原点)起的转数以及一个旋转内的角度。另外,作为该多旋转编码器,优选使用无需进行原点复位的绝对型(绝对位置检测型)。

[0099] 在以下的说明中,对作为控制目标值定义了电动马达5所应当产生的扭矩(以下将该扭矩称作“扭矩目标值”)的情况进行说明。第一以及第二特性映射例如以函数的形式存储于存储部C1。如图9所示,例如当驱动力指令值为a的情况下,在参照第一特性映射的情况

下扭矩目标值为 t_1 ，而在参照第二特性映射的情况下扭矩目标值为 t_2 ($t_2 < t_1$)。

[0100] 另外，在图9所示的例子中，示出驱动力指令值与扭矩目标值直线状地成正比例的情况。然而，驱动力指令值与扭矩目标值之间的关系并不限于正比例，也可以是折线状，也可以是曲线状。并且，使用第二特性映射算出的扭矩目标值可以是使用第一特性映射算出的扭矩目标值的50~90%。即，优选使用第二特性映射算出的扭矩目标值（例如 t_2 ）相对于使用第一特性映射算出的扭矩目标值（例如 t_1 ）的比例 (t_2/t_1) 为0.5以上0.9以下。并且，该比例 (t_2/t_1) 的期望范围为0.6以上0.8以下。

[0101] 控制部C2在映射选择标志为“0”的情况下使用第一特性映射算出电动马达5的扭矩目标值，在映射选择标志为“1”的情况下使用第二特性映射算出电动马达5的扭矩目标值。

[0102] 其次，控制部C2基于在步骤S16中算出的扭矩目标值对马达控制回路C3输出PWM信号，对电动马达5输出与扭矩目标值相应的马达电流（步骤S17）。即，以使得从电动马达5输出与扭矩目标值相应的扭矩的方式对电动马达5进行控制。

[0103] 另外，当作为控制目标值定义了电动马达5的旋转角度的情况下，以使得实际的电动马达5的旋转角度与参照第一特性映射或者第二特性映射得到的电动马达5的旋转角度（旋转角度目标值）一致的方式对电动马达5进行控制。在该情况下，参照第二特性映射得到的电动马达5的旋转角度设定成：与参照第一特性映射得到的电动马达5的旋转角度相比，由按压机构1B产生的按压力小。即，当参照第二特性映射控制电动马达5的情况下，与参照第一特性映射控制电动马达5的情况相比，由按压机构1B产生的按压力变小。在使实际的电动马达5的旋转角度与参照第二特性映射得到的旋转角度一致的情况下按压机构1B所产生的按压力为使实际的电动马达5的旋转角度与参照第一特性映射的打斗的旋转角度一致的情况下按压机构1B所产生的按压力的0.5以上0.9以下，更优选为0.6以上0.8以下。

[0104] 在图8所示的流程图的步骤S11~S15的处理中选择的特性映射和驱动力指令值以及前后轮旋转速度差之间的关系如以下示出的表1所示。

[0105] 表1

| | | 前后轮差动旋转速度差 | |
|--------|--------------|------------|--------------|
| | | 小于第二规定值 S2 | 为第二规定值 S2 以上 |
| 驱动力指令值 | 小于第一规定值 S1 | 与上次相同 | 第一特性映射 |
| | 为第一规定值 S1 以上 | 第二特性映射 | 与上次相同 |

[0107] 即，当驱动力指令值小于第一规定值S1、且前后轮旋转速度差为第二规定值S2以上的情况下，选择第一特性映射。并且，当驱动力指令值为第一规定值S1以上、且前后轮旋转速度差小于第二规定值S2的情况下，选择第二特性映射。在除此之外的情况下，在步骤S16的处理中使用与上次相同的特性映射（第一特性映射或者第二特性映射）。

[0108] 当驱动力指令值小于第一规定值S1、且前后轮旋转速度差为第二规定值S2以上的情况下，在中间轴12和内侧轴13之间实质上不进行驱动力的传递的状态下，存在中间轴12

和内侧轴13相对旋转的情况。当随后驱动力指令值变大的情况下,成为在中间轴12和内侧轴13的相对旋转速度为规定值(与第二规定值S2对应的中间轴12和内侧轴13的相对旋转速度)以上的状态下按压多片式离合器8的第一工作状态。

[0109] 并且,当驱动力指令值为第一规定值S1以上、且前后轮旋转速度差小于第二规定值S2的情况下,成为在中间轴12和内侧轴13的相对旋转速度小于规定值(与第二规定值S2对应的中间轴12和内侧轴13的相对旋转速度)的状态下按压多片式离合器8的第二工作状态。

[0110] 这样,根据是处于第一工作状态还是处于第二工作状态,使相对于驱动力指令值的电动马达5的扭矩目标值变化,由此,多片式离合器8能够朝后轮205L、205R侧传递与驱动力指令值相应的期望的驱动力。

[0111] 其次,对本发明的第二实施方式进行说明。

[0112] 图10是示出第二实施方式所涉及的四轮驱动车200A的概要结构的结构图。在图10中,对与第一实施方式中参照图1说明了的构成要素实质上具有相同功能的构成要素标注相同标号并省略重复说明。

[0113] 在第一实施方式中,对驱动力传递装置1具备具有多片式离合器8的离合器机构1A和对多片式离合器8作用按压力的按压机构1B,按压机构1B借助电动马达5的扭矩工作的情况进行了说明。然而,第二实施方式所涉及的驱动力传递装置1000的主要不同在于借助后述的油压泵1101的油压使按压机构1100工作的结构。

[0114] 并且,在第一实施方式所涉及的驱动力传递装置200中,驱动力传递装置1配置在后差速器207与右后轮205R之间。然而,在第二实施方式所涉及的驱动力传递装置200A中,驱动力传递装置1000配置在汽车传动轴2A的后轮205L、205R侧的端部和与后差速器207的齿圈231啮合的小齿轮2B之间。

[0115] 以下,对第二实施方式所涉及的四轮驱动车200A以及驱动力传递装置1000进行详细说明。

[0116] 如图10所示,四轮驱动车200A的汽车传动轴2A在靠发动机202侧的一端部设置有驱动小齿轮220,且另一端部连结于驱动力传递装置1000的后述的凸缘1400。并且,小齿轮2B的一端部连结于驱动力传递装置1000的后述的内侧轴1220,且在另一端部设置有驱动小齿轮230。该驱动小齿轮230与后差速器203的齿圈231啮合,并与齿圈231一起构成后轮侧的齿轮机构23。后差速器207的半轴齿轮214R与后轮侧的驱动轴213R以不能相对旋转的方式连结。

[0117] 并且,第二实施方式所涉及的控制装置C代替第一实施方式所涉及的马达控制回路C3而具备油压控制回路C4。包括油压控制回路C4在内的控制装置C的控制内容将在后面叙述。

[0118] 图11是示出驱动力传递装置1000的结构例的剖视图。驱动力传递装置1000具有按压机构1100和离合器机构1200。上述按压机构1100包括由控制装置C控制的油压泵1101。离合器机构1200具有外侧壳体1210、内侧轴1220、以及配置于外侧壳体1210和内侧轴1220之间的多片式离合器1230。上述外侧壳体1210是外侧旋转部件。上述内侧轴1220是内侧旋转部件。上述多片式离合器1230配置在外侧壳体1210与内侧轴1220之间。

[0119] 外侧壳体1210一体地具有圆柱状的轴部1211、圆筒状的筒部1212以及连结部

1213。上述连结部1213将轴部1211和筒部1212之间连结在一起。筒部1212的内径形成为比轴部1211的外径大。连结部1213形成为从轴部1211的一端部朝径向向外侧伸出。在连结部1213形成有贯通孔1213a和凹部1213b。上述贯通孔1213a沿轴向贯通。上述凹部1213b在轴部1211侧开口。并且,在筒部1212的内周面形成有沿与旋转轴线0平行的方向延伸的多个内周花键齿1212a。

[0120] 内侧轴1220呈在中心部形成有供小齿轮2B的一端部花键卡合的花键卡合部1220a的中空的筒状,在其外周面的一部分形成有沿与旋转轴线0平行的方向延伸的多个外周花键齿1220b。内侧轴1220由球轴承1241和滚针轴承1242支承为能够与外侧壳体1210在同轴上相对旋转。

[0121] 多片式离合器1230能够使多个内侧离合器片1231和多个外侧离合器片1232摩擦卡合或者解除该摩擦卡合,从而将外侧壳体1210和内侧轴1220以能够传递驱动力的方式连结在一起。内侧离合器片1231以及外侧离合器片1232沿着旋转轴线0交替配置。

[0122] 内侧离合器片1231在其内周部具有直线型花键卡合部1231a。内侧离合器片1231的直线型花键卡合部1231b与形成在内侧轴1220的外周面的多个外周花键齿1220a卡合,从而配置成相对于内侧轴1220不能相对旋转但能够沿轴向移动。

[0123] 外侧离合器片1232在其外周部具有直线型花键卡合部1232a。外侧离合器片1232的直线型花键卡合部1232a与形成在外侧壳体1210的筒部1212的内周面的多个内周花键齿1212a卡合,从而配置成相对于外侧壳体1210不能相对旋转但能够沿轴向移动。

[0124] 内侧离合器片1231以及外侧离合器片1232的朝筒部1212的开口侧的移动由卡合在外侧壳体1210的筒部1212的开口部(与连结部1213侧相反侧的端部)附近的内周的挡圈1214以及配置在挡圈1214和多片式离合器1230之间的环状的限制部件1215限制。

[0125] 外侧壳体1210的筒部1212以及连结部1213、以及内侧离合器片1231被收纳于装置壳体1300。装置壳体1300由壳体主体1310以及壳体盖体1320构成。上述壳体主体1310在旋转轴线0单侧(后差速器207侧)开口,上述壳体盖体1320堵塞壳体主体1310的开口。壳体盖体1320例如通过压入而以不能相对旋转但能够沿轴向移动的方式被固定于壳体主体1310,在壳体主体1310与壳体盖体1320之间配置有O型圈1331。

[0126] 壳体主体1310一体地具有大径的筒部1311、小径的筒部1312、壁部1313以及环状突起1314。上述壁部1313连结大径的筒部1311和小径的筒部1312。上述环状突起1314从壁部1313的内侧的端部朝外侧壳体1210的连结部1213与旋转轴线0平行地突出。大径的筒部1311的外周面与外侧壳体1210的筒部1212的外周面对置。从小径的筒部1312的一端部突出有外侧壳体1210的轴部1211。

[0127] 凸缘1400以不能相对旋转的方式与从壳体主体1310的小径的筒部1312突出的轴部1211的前端部1211a花键卡合。汽车转动轴2A的端部以不能相对旋转的方式连结于该凸缘1400。并且,凸缘1400借助螺母1401而相对于外侧壳体1210的轴部1211防脱。

[0128] 在壳体主体1310的小径的筒部1312与外侧壳体1210的轴部1211之间配置有密封机构1332以及由一对球轴承1341、1342构成的轴承机构1340。并且,在壳体盖体1320与内侧轴1220之间配置有密封机构1333。

[0129] 在装置壳体1300的内部配置有构成按压机构1100的活塞1110、按压部件1120以及推力滚针轴承1130。活塞1110形成为环状,其内周部与壳体主体1310的大径的筒部1311外

侧壳体1210的筒部1212的内周面滑动接触。并且,活塞1110的内周部与壳体主体1310的环状突起1314的外周面滑动接触。在活塞1110的外周部设置有外周密封部件1111,在活塞1110的内周部设置有内周密封部件1112。

[0130] 推力滚针轴承1130配置在活塞1110与按压部件1120之间,使得活塞1110与按压部件1120能够相对旋转。

[0131] 按压部件1120形成有突部1121和承接部1122。上述突部1121插通于形成在外侧壳体1210的连结部1213的贯通孔1213a。上述承接部1122承受一端部被收纳于凹部1213b的作为弹性部件的螺旋弹簧1140的弹力。按压部件1120由螺旋弹簧1140朝壳体主体1310的壁部1313施力。

[0132] 按压部件1120与借助油压泵1101的油压移动的活塞1110一起沿轴向移动。按压部件1120的突部1121与多片式离合器1230对置。在图11所示的例子中,突部1121的前端面1121a与配置在外侧壳体1210的筒部1212的最深侧(连结部1213侧)的外侧离合器片1232对置。

[0133] 在活塞1110与壳体主体1310的壁部1313之间形成有工作油室R。并且,装置壳体1300的内部空间中的除工作油室R以外的空间形成为排出室D。在壳体主体1310的大径的筒部1311形成有第一连通路1131a和第二连通路1131b。上述第一连通路1131a与工作油室R连通。上述第二连通路1131b与排出室D连通。工作油配管1102的一端连接于第一连通路1131a。排出配管1103的一端连接于第二连通路1131b。工作油配管1102以及排出配管1103的另一端连接于油压泵1101。

[0134] 油压泵1101借助泵浦作用将从排出配管1103汲取的油形成为高压,并将高压的工作油经由工作油配管1102朝工作油室R供给。由此,活塞1110承受工作油室R的油压而从壁部1313离开,并经由按压部件1120的突部1121按压多片式离合器1230。通过按压多片式离合器1230,外侧壳体1210和内侧轴12220以能够传递扭矩的方式连结在一起,发动机202的驱动力从汽车传动轴2A经由驱动力传递装置1000传递至小齿轮2B。

[0135] 能够利用控制装置C对油压泵1101经由工作油配管1102朝工作油室R供给的工作油的油压进行控制。利用多片式离合器1230在外侧壳体1210与内侧轴1220之间传递的扭矩根据按压机构1100对多片式离合器1230的按压力、即活塞1110借助工作油室R的油压经由按压部件1120按压多片式离合器1230的力而变化。由此,控制装置C能够对经由驱动力传递装置1000朝后轮205L、205R侧传递的驱动力进行控制。

[0136] 图12是示出本实施方式所涉及的控制装置C的控制部C2所执行的处理的一个具体例的流程图。控制部C2按照规定的控制周期(例如10ms)反复执行该流程图所示的处理。在图12所示的流程图中,步骤S10~S15的处理与在第一实施方式中参照图8说明了的处理相对,因此对这些处理省略重复说明。

[0137] 第二实施方式所涉及的控制部C2在步骤S16A中运算油压泵1101所应当产生的油压。该运算参照存储于存储部C1的第一特性映射或者第二特性映射进行。第一特性映射以及第二特性映射的形状(以横轴作为驱动力指令值、以纵轴作为控制目标值而在曲线图中示出的情况下的形状)与在第一实施方式中参照图9说明了的形状相同,作为控制目标值,定义油压泵1101所应当产生的油压。

[0138] 控制部C2在映射选择标志为“0”的情况下使用第一特性映射算出油压泵1101所应

当产生的油压,在映射选择标志为“1”的情况下使用第二特性映射算出油压泵1101所应当产生的油压。优选使用第二特性映射算出的油压泵1101所应当产生的油压是使用第一特性映射算出的油压泵1101所应当产生的油压的50~90%,更优选为60~80%。

[0139] 其次,控制部C2基于在步骤S16A中算出的油压泵1101所应当产生的油压对油压控制回路C4输出控制信号,以使得从油压泵1101排出在步骤S16A中算出的油压的工作油的方式对油压泵1101进行控制。

[0140] 根据以上说明了的第二实施方式,也能够得到与在第一实施方式中叙述的结构相同的作用以及效果。

[0141] 其次,对本发明的第三实施方式进行说明。本实施方式所涉及的驱动力传递装置1000A相对于第二实施方式所涉及的驱动力传递装置1000的结构上的主要不同在于设置有压力控制阀1105,在四轮驱动车200A中的配置位置与第二实施方式所涉及的驱动力传递装置1000的配置为止(参照图10)相同。并且,本实施方式所涉及的控制装置C的油压控制回路C4构成为对压力控制阀1105的控制油压进行控制。以下,参照图13以及图14对本实施方式所涉及的驱动力传递装置1000A的结构以及利用控制装置C进行的控制进行说明。

[0142] 图13是示出第三实施方式所涉及的驱动力传递装置1000A的结构例的剖视图。在图13中,对在第二实施方式中参照图11说明了的构成要素实质上具有相同功能的构成要素标注相同标号并省略重复说明。

[0143] 在第三实施方式所涉及的外侧壳体1201,除了形成有第一连通路1131a以及第二连通路1131b之外,还形成有第三连通路1131c。与压力控制阀1105的低压口连通的低压配管1104连接于第三连通路1131c。压力控制阀1105配置在工作油配管1102与低压配管1104之间。当工作油配管1102的油压为规定值以上时,压力控制阀1105使工作油配管1102中的工作油经由低压配管1104逃逸至排出室D,将工作油室R的油压控制为上述规定值。能够利用控制装置C对压力控制阀1105的控制油压(上述规定值的油压)进行控制。

[0144] 图14是示出第三实施方式所涉及的控制装置C的控制部C2所执行的处理的一个具体例的流程图。控制部C2按照规定的控制周期(例如10mS)反复执行该流程图所示的处理。在图14所示的流程图中,步骤S10~S15的处理与在第一以及第二实施方式中参照图8、图12说明了的处理相同,因此对这些处理省略重复说明。

[0145] 本实施方式所涉及的控制部C2在步骤S16B中运算压力控制阀1105的控制油压。该运算参照存储于存储部C1的第一特性映射或者第二特性映射进行。第一特性映射以及第二特性映射的形状与在第一实施方式中参照图9说明了的形状相同,作为控制目标值定义为压力控制阀1105的控制油压(目标值)。

[0146] 控制部C2在映射选择标志为“0”的情况下使用第一特性映射算出压力控制阀1105的控制油压的目标值,在映射选择标志为“1”的情况下使用第二特性映射算出压力控制阀1105的控制油压的目标值。优选使用第二特性映射算出的压力控制阀1105的控制油压的目标值是使用第一特性映射算出的压力控制阀1105的控制油压的目标值的50~90%,更优选为60~80%。

[0147] 其次,控制部C2基于在步骤S16B中算出的压力控制阀1105的控制油压的目标值朝油压控制回路C4输出控制信号,以使得实际的压力控制阀1105的控制油压与在步骤S16B中算出的压力控制阀1105的控制油压的目标值一致的方式控制压力控制阀1105。

[0148] 根据以上说明了的第三实施方式,能够得到与在第一以及第二实施方式中叙述的装置同样的作用以及效果。

[0149] 以上,基于上述实施方式对本发明的驱动力传递装置以及具备该驱动力传递装置的四轮驱动车进行说明。然而,本发明并不限于上述实施方式,能够在不脱离其主旨的范围以各种方式实施。

[0150] 另外,在上述的实施方式中,对将本发明应用于前轮204L、204R为主驱动轮,后轮205L、205R为辅助驱动轮的四轮驱动车200的情况进行了说明。然而,本发明并不限于此,也可以应用于前轮为辅助驱动轮、后轮为主驱动轮的四轮驱动车。

[0151] 并且,按压机构1B的结构并不限于图2等中举例示出的结构,只要是即便在中间轴12与内侧轴13并无相对旋转的状态下也能够按压多片式离合器8的机构即可,能够使用各种结构的按压机构。例如,作为将电动马达5的旋转力转换成多片式离合器8的按压力的机构,代替凸轮机构16,也可以使用通过使多个滚珠在呈螺旋状地形成于直动轴的外周面的滚珠丝杠槽中滚动而将旋转运动转换成直线运动的滚珠花键机构。

[0152] 并且,在上述实施方式中,选择第一特性映射以及第二特性映射中的任一个并参照所选择的特性映射求出扭矩目标值。然而,并不限于此,也可以形成为:借助根据图8所示的步骤S11、S12、S13的判定结果确定的修正系数,使得第一工作状态的情况下的扭矩目标值大于第二工作状态下的扭矩目标值。

[0153] 并且,在上述第二以及第三实施方式中,对驱动力传递装置1000、1000A配置在汽车传动轴2A与小齿轮2B之间的情况进行了说明。然而,并不限于此,例如如图1所示,也可以将驱动力传递装置1000、1000A配置在后差速器207与右后轮205R之间。并且,此外,也可以将第一实施方式所涉及的驱动力传递装置1配置在汽车传动轴2A与小齿轮2B之间。

[0154] 根据本发明,能够提高经由多片式离合器传递的驱动力的精度。

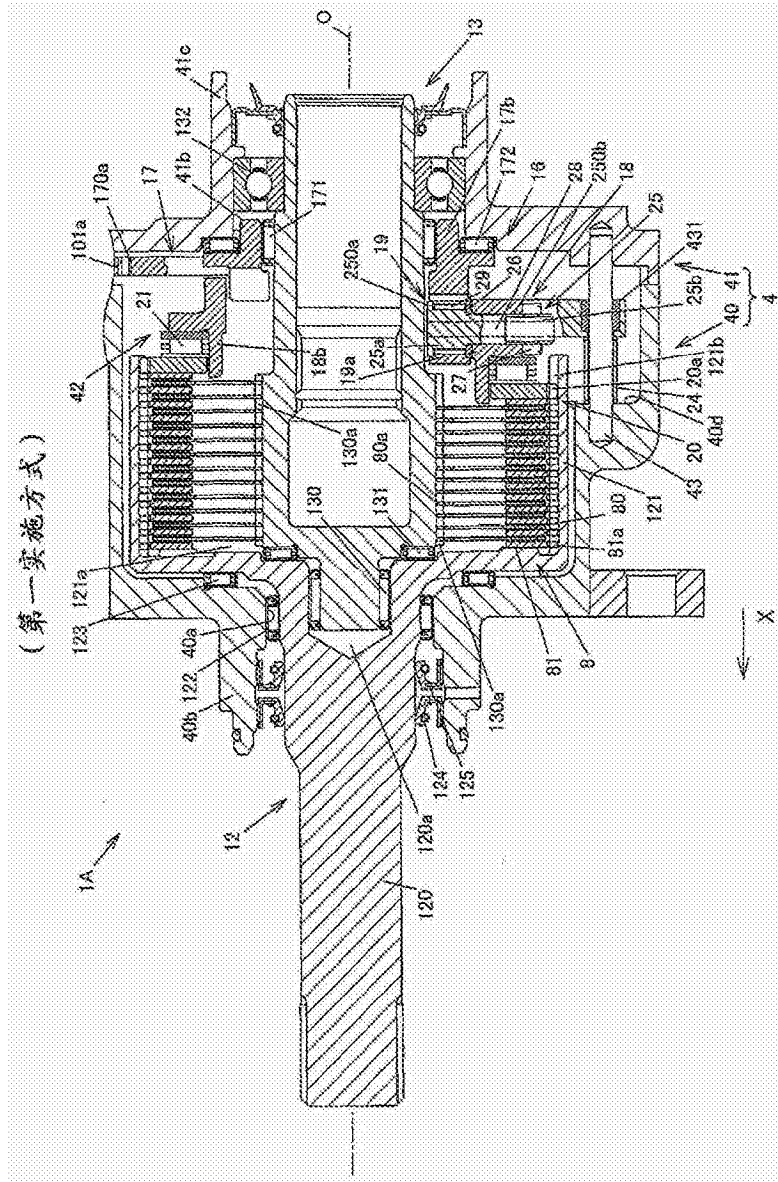


图3

(第一实施方式)

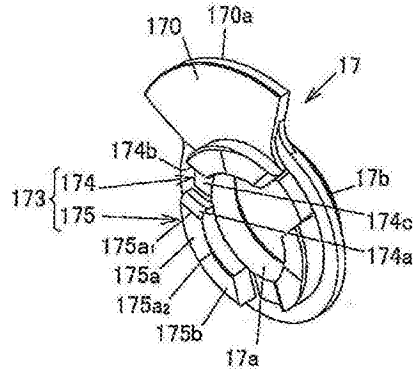


图6

(第一实施方式)

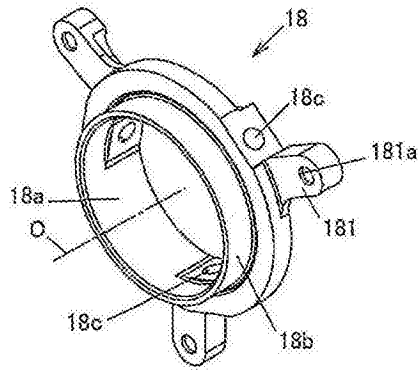


图7

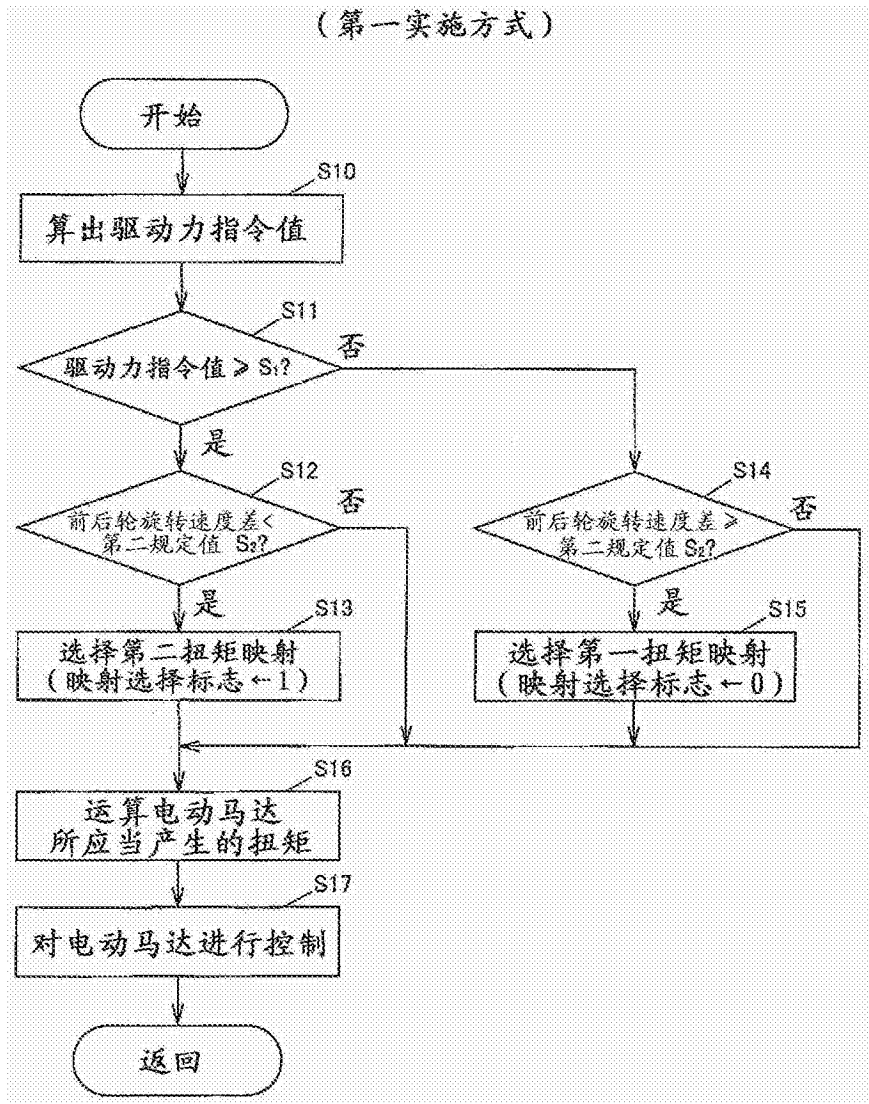


图8

(第一实施方式)

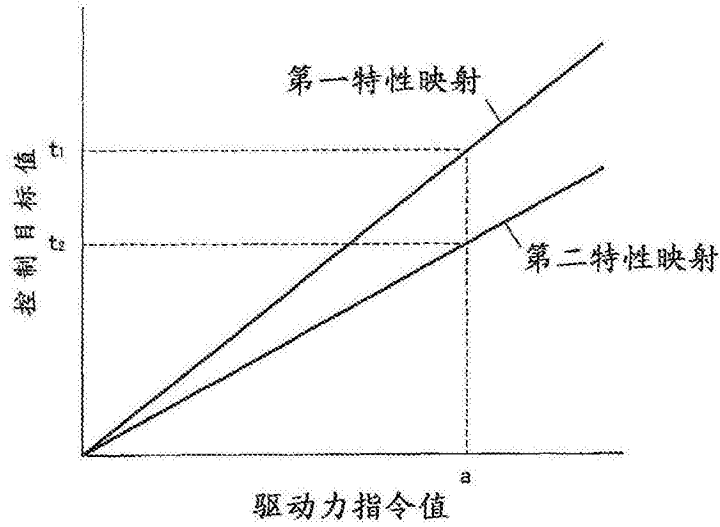


图9

(第二实施方式)

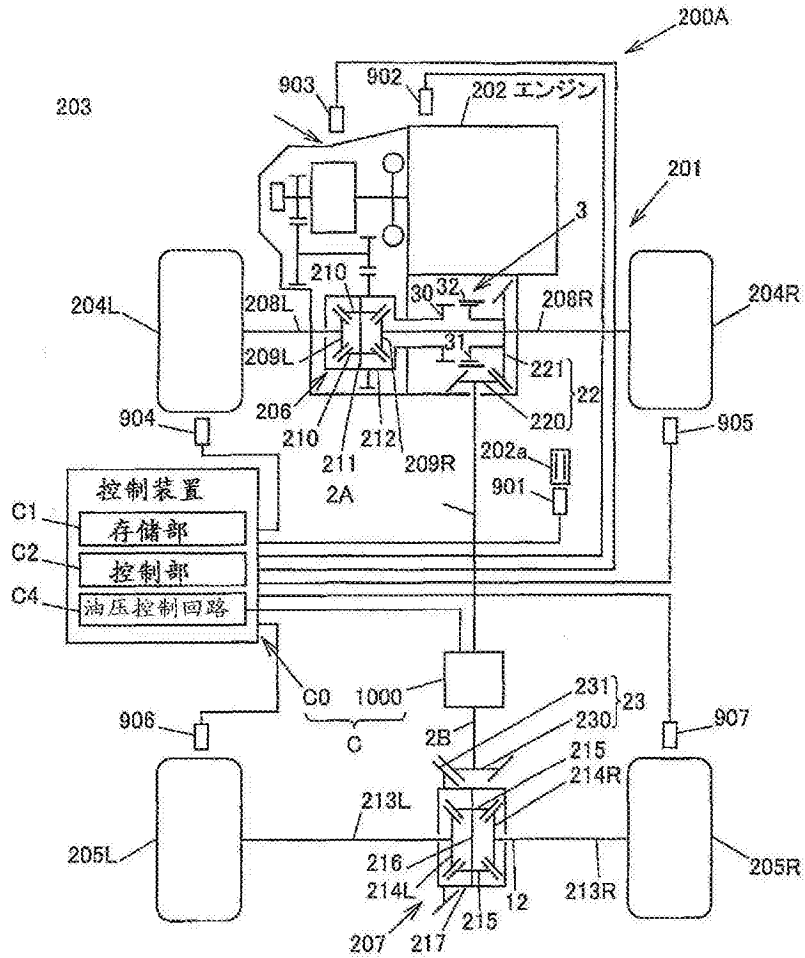


图10

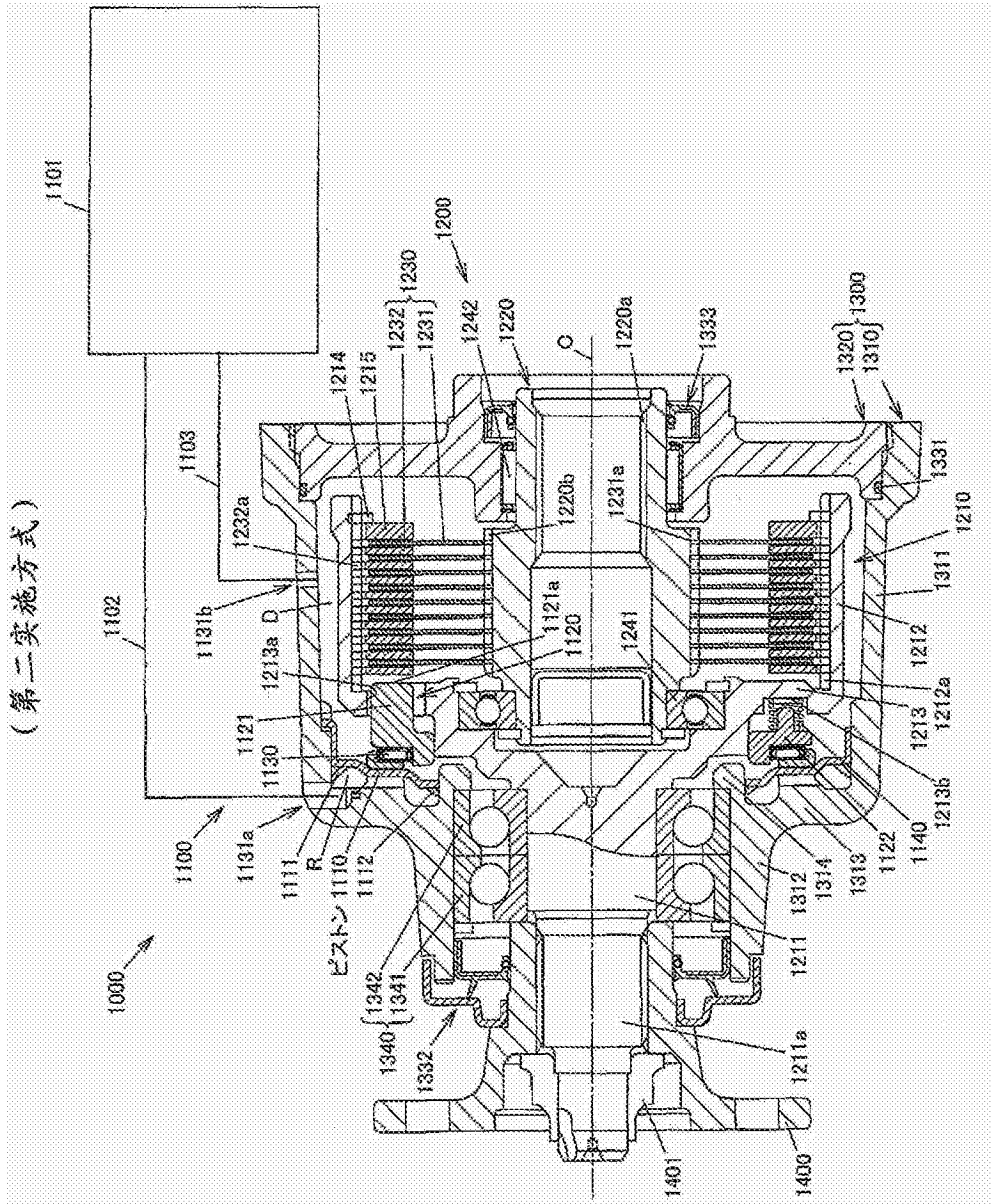


图11

(第二实施方式)

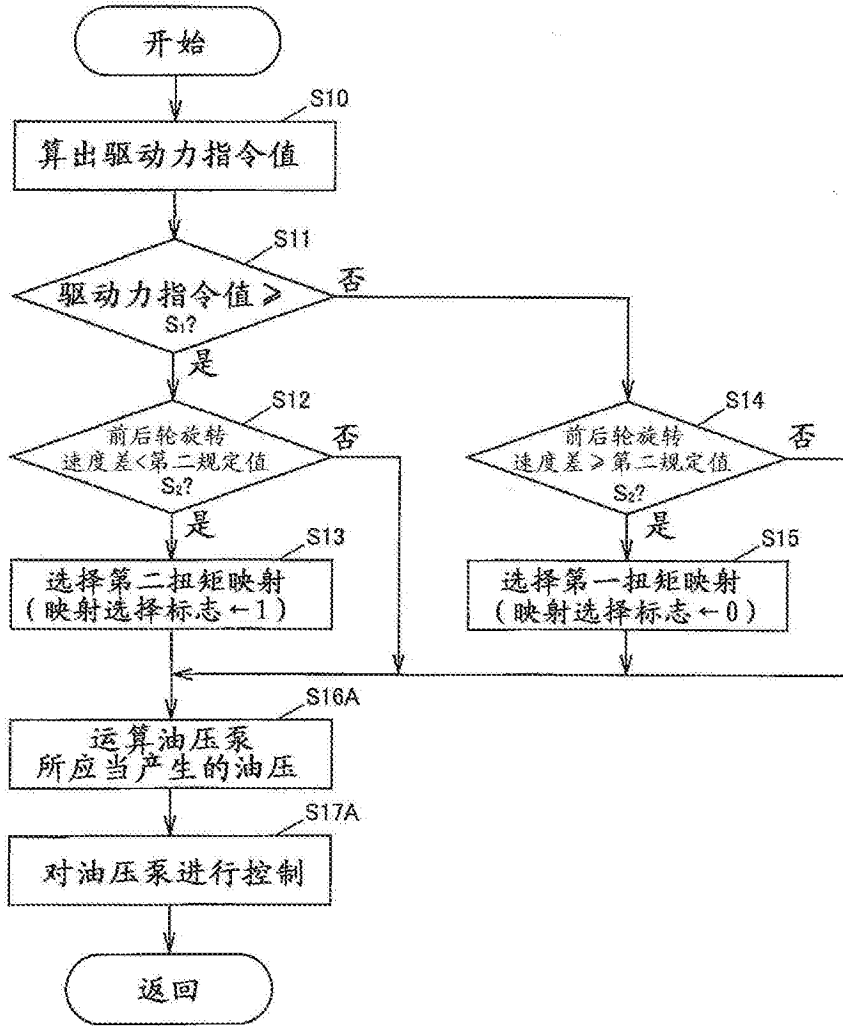


图12

(第三实施方式)

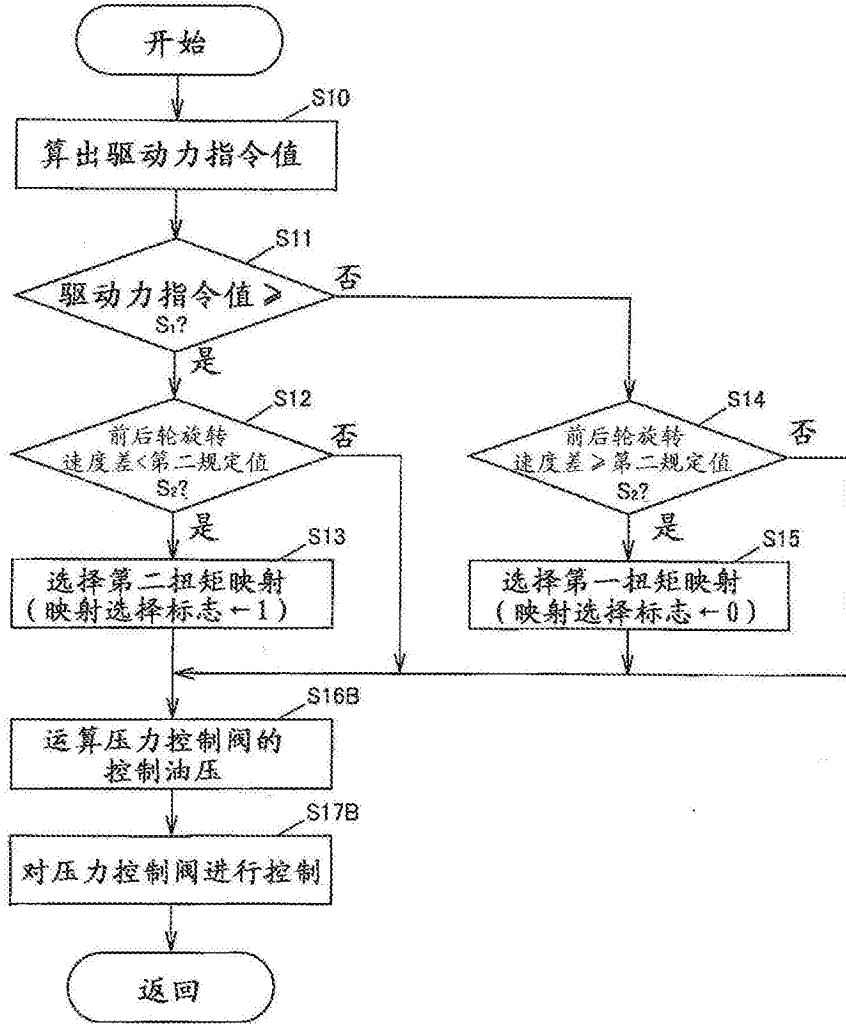


图14