



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 108692000 A

(43)申请公布日 2018.10.23

(21)申请号 201810188903.5

(22)申请日 2018.03.07

(30)优先权数据

2017-068352 2017.03.30 JP

(71)申请人 本田技研工业株式会社

地址 日本东京港区南青山2-1-1

(72)发明人 岛崎树 日高祐一

(74)专利代理机构 北京同立钧成知识产权代理有限公司 11205

代理人 杨贝贝 臧建明

(51)Int.Cl.

F16H 59/02(2006.01)

F16H 61/02(2006.01)

F16H 63/40(2006.01)

F16H 63/34(2006.01)

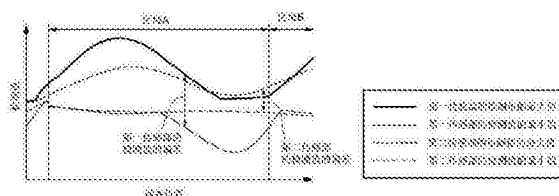
权利要求书2页 说明书19页 附图9页

(54)发明名称

致动器的设定方法及流体压力控制回路

(57)摘要

本发明提供一种能够利用多个传感部高精度地探测活塞的位置的致动器的设定方法及流体压力控制回路。所述致动器的设定方法包括：检测值获取工序，使活塞(52)在汽缸(51)的内部沿轴线(a)方向移动，在活塞(52)的每个位置，从第一传感部(53c1)及第二传感部(53c2)分别获取检测值；以及控制用传感部设定工序，基于从第一传感部(53c1)及第二传感部(53c2)分别获得的检测值，从第一传感部(53c1)及第二传感部(53c2)之中，设定用来控制双向活塞(50)的控制用传感部。



1. 一种致动器的设定方法,所述致动器包括行程传感器,所述行程传感器包括:被探测构件,以一体地移动的方式安装在活塞上,所述活塞在汽缸的内部根据所供给的流体压力进行移动;以及传感器,探测所述被探测构件的位置;并且基于所述行程传感器的探测结果对所述活塞的位置进行控制,所述致动器的设定方法的特征在于包括:

检测值获取工序,使所述活塞在所述汽缸的内部沿轴线方向移动,在所述活塞的每个位置,从所述传感器所包含的多个传感部分别获取对所述被探测构件的位置进行探测的结果即检测值;以及

控制用传感部设定工序,基于经所述多个传感部分别获得的所述检测值,从所述多个传感部之中,设定用来控制所述致动器的控制用传感部。

2. 根据权利要求1所述的致动器的设定方法,其特征不在于:

在所述控制用传感部设定工序中,基于经所述多个传感部分别获得的所述检测值,只将从所述多个传感部之中选择的任一个传感部设定为所述控制用传感部。

3. 根据权利要求2所述的致动器的设定方法,其特征不在于:

在所述控制用传感部设定工序中,将所述多个传感部之中、实际使用所述致动器时在所述活塞移动的范围内的所述检测值的偏差最小的传感部,设定为所述控制用传感部。

4. 根据权利要求2所述的致动器的设定方法,其特征不在于:

在所述控制用传感部设定工序中,将所述多个传感部之中、在所述致动器的控制上重要性高的所述活塞的位置上或范围内的检测精度最高的传感部,设定为所述控制用传感部。

5. 根据权利要求1所述的致动器的设定方法,其特征不在于:

在所述控制用传感部设定工序中,基于经所述多个传感部分别获得的所述检测值,在所述活塞的每个位置,将从所述多个传感部之中选择的任一个传感部,设定为所述控制用传感部。

6. 根据权利要求5所述的致动器的设定方法,其特征不在于:

在所述控制用传感部设定工序中,将所述多个传感部之中、在所述活塞的每个位置所述检测值的偏差最小的传感部,设定为所述控制用传感部。

7. 根据权利要求1至6中任一项所述的致动器的设定方法,其特征不在于:

所述致动器是对双向离合器的逆转阻止状态与固定状态进行切换的双向活塞。

8. 根据权利要求1至6中任一项所述的致动器的设定方法,其特征不在于:

所述致动器是对停车锁定机构的停车锁定状态与停车解除状态进行切换的停车活塞。

9. 一种流体压力控制回路,包括控制部、以及通过所述控制部来控制的致动器;所述流体压力控制回路的特征在于:

所述致动器包括:汽缸;活塞,根据所供给的流体压力,在所述汽缸的内部沿轴线方向移动;以及行程传感器,探测所述活塞的位置;

所述行程传感器包括:被探测构件,以一体地移动的方式安装在所述活塞上;以及传感器,探测所述被探测构件的位置;

所述传感器包括将对所述被探测构件的位置进行探测的结果作为检测值发送到所述控制部的多个传感部,

所述控制部包括:存储部,存储从所述多个传感部之中选择的控制用传感部;以及流体

压力控制部,参照来自所述控制用传感部的所述检测值对供给至所述致动器的流体压力进行控制,

所述控制用传感部是基于使所述活塞实际移动时所检测到的所述检测值来选择。

致动器的设定方法及流体压力控制回路

技术领域

[0001] 本发明涉及一种基于行程传感器(stroke sensor)的探测结果对活塞的位置进行控制的致动器(actuator)的设定方法及流体压力控制回路。

背景技术

[0002] 先前,作为搭载在车辆上的变速器的油压控制回路(流体压力控制回路),已经知道有基于来自控制部的信号,对油压(流体压力)的供给目的地进行切换而控制停车锁定机构等的回路(例如,参照专利文献1)。

[0003] 在专利文献1所述的油压控制回路中,是经由作为油压控制回路的一部分而设置的致动器来进行停车锁定机构的状态的切换。作为这样使用的致动器,有的致动器包括汽缸、根据所供给的油压在汽缸的内部沿轴线方向移动的活塞、以及探测活塞的位置的行程传感器。

[0004] 作为所述行程传感器,有的行程传感器将作为被探测构件的磁铁以一体地移动的方式安装在活塞上,通过利用传感部探测磁铁的磁力变化,来计算活塞的位置。

[0005] [现有技术文献]

[0006] [专利文献]

[0007] [专利文献1]日本专利特开2016-176589号公报

发明内容

[0008] [发明所要解决的问题]

[0009] 然而,作为如专利文献1所述的致动器中所使用的传感器,有的传感器包括多个传感部,以提高检测精度。但是,传感部的探测精度有可能因为固定传感部的框体的加工精度、传感部的配置位置等,而在各个传感部中各不相同。因此,只是单纯地增加传感部的数量有可能无法使探测精度充分提高。

[0010] 并且,当为了利用多个传感部获得充分的探测精度而对传感部的安装位置进行严密设定时,会产生制造工序变得繁琐的问题。

[0011] 本发明是鉴于以上方面而完成的,目的在于提供一种能够利用多个传感部高精度地探测活塞的位置的致动器的设定方法及流体压力控制回路。

[0012] [解决问题的技术手段]

[0013] 为了达成所述目的,本发明是一种致动器(例如,实施方式中的双向活塞50,下同)的设定方法,

[0014] 所述致动器包括行程传感器(例如,实施方式中的行程传感器53,下同),所述行程传感器包括:被探测构件(例如,实施方式中的被探测构件53b,下同),以一体地移动的方式安装在活塞(例如,实施方式中的活塞52,下同)上,所述活塞在汽缸(例如,实施方式中的汽缸51,下同)的内部根据所供给的流体压力进行移动;以及传感器(例如,实施方式中的传感器53c,下同),探测所述被探测构件的位置;并且基于所述行程传感器的探测结果对所述活

塞的位置进行控制;所述致动器的设定方法包括:

[0015] 检测值获取工序,使所述活塞在所述汽缸的内部沿轴线方向移动,在所述活塞的每个位置,从所述传感器所包含的多个传感部(例如,实施方式中的第一传感部53c1及第二传感部53c2,下同)分别获取对所述被探测构件的位置进行探测的结果即检测值;以及

[0016] 控制用传感部设定工序,基于经所述多个传感部分别获得的所述检测值,从所述多个传感部之中,设定用来控制所述致动器的控制用传感部。

[0017] 如上所述,在本发明的致动器的设定方法中,是在活塞的每个位置从多个传感部之中设定控制用传感部,并参照来自所述控制用传感部的检测值进行致动器的控制。并且,所述控制用传感部是基于使活塞实际移动时所检测到的检测值来设定。

[0018] 即,在所述设定方法中,根据使活塞实际移动时所获得的特性(即,各个传感部的特性),从多个传感部之中设定适当的传感部。由此,在安装传感部的步骤中,即使不对传感部的安装位置进行严密设定,也可以确保充分的探测精度。

[0019] 并且,在本发明的致动器的设定方法中,优选的是,

[0020] 在所述控制用传感部设定工序中,基于经所述多个传感部分别获得的所述检测值,只将从所述多个传感部之中选择的任一个传感部,设定为所述控制用传感部。

[0021] 如上所述,如果只将一个传感部设定为控制用传感部,那么在致动器的控制时,不需要在活塞的每个位置切换获取检测值的传感部,所以可以容易地进行控制。

[0022] 此外,在本发明的致动器的设定方法中,优选的是,当只将任一个传感部设定为控制用传感部时,

[0023] 在所述控制用传感部设定工序中,将所述多个传感部之中、使所述致动器实际使用时在所述活塞移动的范围内的所述检测值的偏差最小的传感部,设定为所述控制用传感部。

[0024] 用于探测的传感部有可能因为构成零件的加工精度等而使检测值的偏差(检测值的最大值与最小值的差)发生变化。因此,如果使用检测值的偏差的大小作为选择控制用传感部的基准,则更容易确保充分的探测精度。

[0025] 并且,在本发明的致动器的设定方法中,优选的是,当只将任一个传感部设定为控制用传感部时,

[0026] 在所述控制用传感部设定工序中,将所述多个传感部之中、在所述致动器的控制上重要性高的所述活塞的位置上或范围内的检测精度最高的传感部,设定为所述控制用传感部。

[0027] 在致动器的控制时,重要性高的范围(活塞的位置)根据应用致动器的装置而不同。因此,如果设为以所述重要性高的位置为基准来选择控制用传感部,可以有效率地使控制精度提高。

[0028] 并且,在本发明的致动器的设定方法中,优选的是,

[0029] 在所述控制用传感部设定工序中,基于经所述多个传感部分别获得的所述检测值,在所述活塞的每个位置,将从所述多个传感部之中选择的任一个传感部,设定为所述控制用传感部。

[0030] 如上所述,当设定为在活塞的每个位置切换控制用传感部时,可以利用各传感部的探测精度高的范围来进行探测,所以更容易确保充分的探测精度。

[0031] 并且,在本发明的致动器的设定方法中,优选的是,当在活塞的每个位置设定控制用传感部时,

[0032] 在所述控制用传感部设定工序中,将所述多个传感部之中、在所述活塞的每个位置所述检测值的偏差最小的传感部设定为所述控制用传感部。

[0033] 用于探测的传感部有可能因为构成零件的加工精度等而使检测值的偏差(检测值的最大值与最小值的差)发生变化。因此,如果使用检测值的偏差的大小作为选择控制用传感部的基准,则更容易确保充分的探测精度。

[0034] 并且,在本发明的致动器的设定方法中,

[0035] 所述致动器也可以是对双向离合器的逆转阻止状态与固定状态进行切换的双向活塞。

[0036] 并且,为了达成所述目的,本发明的致动器的设定方法中,

[0037] 所述致动器也可以是对停车锁定机构的停车锁定状态与停车解除状态进行切换的停车活塞。

[0038] 并且,为了达成所述目的,本发明是一种流体压力控制回路,包括:

[0039] 控制部(例如,实施方式中的控制部ECU,下同)、以及通过所述控制部来控制的致动器;并且

[0040] 所述致动器包括:汽缸;活塞,根据所供给的流体压力,在所述汽缸的内部沿轴线方向移动;以及行程传感器,探测所述活塞的位置;

[0041] 所述行程传感器包括:被探测构件,以一体地移动的方式安装在所述活塞上;以及传感器,探测所述被探测构件的位置;

[0042] 所述传感器包括将对所述被探测构件的位置进行探测的结果作为检测值发送到所述控制部的多个传感部,

[0043] 所述控制部包括:存储部,存储从所述多个传感部之中选择的控制用传感部;以及流体压力控制部,参照来自所述控制用传感部的所述检测值对供给至所述致动器的流体压力进行控制;

[0044] 所述控制用传感部是基于使所述活塞实际移动时所检测到的所述检测值来选择。

附图说明

[0045] 图1是示意性地表示搭载有包含实施方式的致动器的变速器的车辆的说明图。

[0046] 图2是表示搭载在图1的车辆上的变速器的框架(skeleton)图。

[0047] 图3是图2的变速器的行星齿轮机构的列线图。

[0048] 图4是表示图2的变速器的双向离合器的固定状态的剖视图。

[0049] 图5是表示图2的变速器的双向离合器的主要部分的逆转阻止状态的剖视图。

[0050] 图6是表示图2的变速器的双向离合器的固定状态的立体图。

[0051] 图7是表示图2的变速器的双向离合器的逆转阻止状态的立体图。

[0052] 图8A及图8B是表示图2的变速器的进行双向离合器的切换的切换控制机构的说明图,图8A表示将双向离合器设为固定状态的情况,图8B表示将双向离合器设为逆转阻止状态的情况。

[0053] 图9是表示图8A及图8B的切换控制机构即双向活塞的活塞、拉条、磁铁及传感器的

形状的立体图。

[0054] 图10是图9的双向活塞的俯视图。

[0055] 图11是表示图9的双向活塞的传感部的检测值的曲线图。

[0056] 符号的说明

[0057] 1:曲柄轴;

[0058] 1st、2nd、3rd、4th、5th、6th、7th、8th、9th、10th、Rvs:旋转速度;

[0059] 2:转矩变换器;

[0060] 3:变速器;

[0061] 4:前差速齿轮;

[0062] 5:分动器装置;

[0063] 6:后差速齿轮;

[0064] 7L:前部左车轴;

[0065] 7R:前部右车轴;

[0066] 8:螺旋桨轴;

[0067] 9L:后部左车轴;

[0068] 9R:后部右车轴;

[0069] 31:变速箱(框体);

[0070] 32:输入轴;

[0071] 33:输出构件;

[0072] 34:空转齿轮;

[0073] 35:空转轴;

[0074] 36:最终驱动齿轮;

[0075] 41:最终从动齿轮;

[0076] 50:双向活塞;

[0077] 51:汽缸;

[0078] 51a:开口部;

[0079] 52:活塞;

[0080] 52a:第一凹部;

[0081] 53:行程传感器;

[0082] 53a:拉条;

[0083] 53a1:第一板状部;

[0084] 53a2:第二板状部;

[0085] 53a3:螺栓;

[0086] 53b:被探测构件;

[0087] 53b1:第一磁铁;

[0088] 53b2:第二磁铁;

[0089] 53c:传感器;

[0090] 53c1:第一传感部;

[0091] 53c2:第二传感部;

- [0092] 54:止动机构;
- [0093] 54a:第一弹性构件;
- [0094] 54b:第二弹性构件;
- [0095] a:轴线;
- [0096] B1:第一制动器;
- [0097] B2:第二制动器;
- [0098] B3:第三制动器;
- [0099] C1:第一离合器;
- [0100] C2:第二离合器;
- [0101] C3:第三离合器;
- [0102] Ca:载体(第八部件);
- [0103] Cb:载体(第十一部件);
- [0104] Cc:载体(第二部件);
- [0105] Cd:载体(第五部件);
- [0106] E:发动机;
- [0107] ECU:控制部;
- [0108] F1:双向离合器;
- [0109] HC:油压控制回路(流体压力控制回路);
- [0110] HC1:活塞;
- [0111] HC2:第一开关阀;
- [0112] HC3:第二开关阀;
- [0113] HC4:止动机构;
- [0114] Pa、Pb、Pc、Pd:小齿轮;
- [0115] PG1:第一行星齿轮机构;
- [0116] PG2:第二行星齿轮机构;
- [0117] PG3:第三行星齿轮机构;
- [0118] PG4:第四行星齿轮机构;
- [0119] PT:动力传递装置;
- [0120] Ra:环形齿轮(第九部件);
- [0121] Rb:环形齿轮(第十部件);
- [0122] Rc:环形齿轮(第三部件);
- [0123] Rd:环形齿轮(第四部件);
- [0124] Sa:太阳齿轮(第七部件);
- [0125] Sb:太阳齿轮(第十二部件);
- [0126] Sc:太阳齿轮(第一部件);
- [0127] Sd:太阳齿轮(第六部件);
- [0128] TW11:固定板;
- [0129] TW11a:第一相向面;
- [0130] TW12:旋转板;

- [0131] TW12a:第二相向面;
- [0132] TW13:正转阻止侧摆动部;
- [0133] TW13a:第一端部;
- [0134] TW14:逆转阻止侧摆动部;
- [0135] TW14a:第二端部;
- [0136] TW15:第一收纳部;
- [0137] TW16:第二收纳部;
- [0138] TW17a:第一施力构件;
- [0139] TW17b:第二施力构件;
- [0140] TW18:第一孔部;
- [0141] TW18a:第一卡合部;
- [0142] TW19:第二孔部;
- [0143] TW19a:第二卡合部;
- [0144] TW20:切换板;
- [0145] TW20a:第一切口孔;
- [0146] TW20b:第二切口孔;
- [0147] TW20c:突部;
- [0148] V:车辆;
- [0149] WFL:左前轮;
- [0150] WFR:右前轮;
- [0151] WRL:左后轮;
- [0152] WRR:右后轮。

具体实施方式

[0153] 以下,参照附图,对搭载有包括实施方式的致动器的动力传递装置的车辆进行说明。

[0154] 如图1所示,发动机E(内燃机、驱动源)是以曲柄轴(crank shaft)1朝向车辆V的车身左右方向的方式,相对于车身横卧地搭载着。发动机E的驱动力经由动力传递装置PT,传递至左前轮WFL及右前轮WFR以及左后轮WRL及右后轮WRR。

[0155] 动力传递装置PT包括与曲柄轴1连接的转矩变换器(torque converter)2、与转矩变换器2连接的变速器3、与变速器3连接的前差速齿轮(front differential gear)4、与前差速齿轮4连接的分动器(transfer)装置5、以及与分动器装置5连接的后差速齿轮(rear differential gear)6。

[0156] 前差速齿轮4经由前部左车轴7L及前部右车轴7R,与左前轮WFL及右前轮WFR连接。后差速齿轮6经由螺旋桨轴(propeller shaft)8,与分动器装置5连接,并经由后部左车轴9L及后部右车轴9R,与左后轮WRL及右后轮WRR连接。

[0157] 如图2的框架图所示,变速器3包括旋转自如地轴支于变速箱31(框体)的内部的输入轴32、以及包括与输入轴32同心地配置的输出齿轮的输出构件33。

[0158] 发动机E所输出的驱动力经由包含锁止离合器(lock-up clutch)及阻尼器

(damper)的转矩变换器(torque converter)2,而传递至输入轴32。

[0159] 输出构件33的旋转经由与输出构件33咬合的空转齿轮(idle gear)34、轴支空转齿轮34的空转轴35、轴支于空转轴35上的最终驱动齿轮(final drive gear)36、与最终驱动齿轮36咬合的最终从动齿轮(final driven gear)41(即,前差速齿轮4),而传递至左前轮WFL及右前轮WFR(参照图1)。

[0160] 再者,在动力传递装置PT中,还可以设置摩擦卡合自如地构成的单板型或多板型的进发离合器,来代替转矩变换器2。

[0161] 在变速箱31的内部,从发动机E侧起依次与输入轴32同心地配置有第一行星齿轮机构PG1、第二行星齿轮机构PG2、第三行星齿轮机构PG3及第四行星齿轮机构PG4。

[0162] 第三行星齿轮机构PG3构成为所谓单个小齿轮(single pinion)型的行星齿轮机构,所谓单个小齿轮型的行星齿轮机构是将自转自如及公转自如地轴支太阳齿轮(sun gear)Sc、环形齿轮(ring gear)Rc、以及与太阳齿轮Sc及环形齿轮Rc咬合的小齿轮Pc的载体Cc作为部件。

[0163] 所谓单个小齿轮型的行星齿轮机构由于在对载体进行固定而使太阳齿轮旋转时,环形齿轮在与太阳齿轮不同的方向上旋转,所以也称为负号(minus)行星齿轮机构或负(negative)行星齿轮机构。再者,所谓单个小齿轮型的行星齿轮机构在对环形齿轮进行固定而使太阳齿轮旋转时,载体在与太阳齿轮相同的方向上旋转。

[0164] 从图3的上方起第二段所示的列线图(可以用直线(速度线)表示太阳齿轮、载体、环形齿轮这三个部件的相对旋转速度的比的图)是第三行星齿轮机构PG3的列线图。如所述列线图所示,当将第三行星齿轮机构PG3的三个部件即太阳齿轮Sc、载体Cc、环形齿轮Rc,按照以与列线图上的齿轮比(环形齿轮的齿数/太阳齿轮的齿数)相对应的间隔排列的顺序从左侧起分别设为第一部件、第二部件及第三部件时,第一部件为太阳齿轮Sc,第二部件为载体Cc,第三部件为环形齿轮Rc。

[0165] 在这里,将第三行星齿轮机构PG3的齿轮比设为 h ,从太阳齿轮Sc到载体Cc的间隔与从载体Cc到环形齿轮Rc的间隔的比则设定为 $h:1$ 。再者,在列线图中,下方的横线与上方的横线(与4th及6th重合的线)分别表示旋转速度为“0”及“1”(与输入轴32相同的旋转速度)。

[0166] 第四行星齿轮机构PG4也构成为所谓单个小齿轮型的行星齿轮机构,所谓单个小齿轮型的行星齿轮机构是将自转自如及公转自如地轴支太阳齿轮sd、环形齿轮Rd、以及与太阳齿轮Sd及环形齿轮Rd咬合的小齿轮Pd的载体Cd作为部件。

[0167] 从图3的上方起第一段(最上段)所示的列线图是第四行星齿轮机构PG4的列线图。如所述列线图所示,当将第四行星齿轮机构PG4的三个部件即太阳齿轮Sd、载体Cd、环形齿轮Rd,按照以与列线图上的齿轮比相对应的间隔排列的顺序从左侧起分别设为第四部件、第五部件及第六部件时,第四部件为环形齿轮Rd,第五部件为载体Cd,第六部件为太阳齿轮Sd。

[0168] 在这里,将第四行星齿轮机构PG4的齿轮比设为 i ,从太阳齿轮Sd到载体Cd的间隔与从载体Cd到环形齿轮Rd的间隔的比则设定为 $i:1$ 。

[0169] 第一行星齿轮机构PG1也是由所谓单个小齿轮型的行星齿轮机构构成,所谓单个小齿轮型的行星齿轮机构是将自转自如及公转自如地轴支太阳齿轮Sa、环形齿轮Ra、以及

与太阳齿轮Sa及环形齿轮Ra咬合的小齿轮Pa的载体Ca作为部件。

[0170] 从图3的上方起第三段所示的列线图是第一行星齿轮机构PG1的列线图。如所述列线图所示,当将第一行星齿轮机构PG1的三个部件即太阳齿轮Sa、载体Ca、环形齿轮Ra,按照以与列线图上的齿轮比相对应的间隔排列的顺序从左侧起分别设为第七部件、第八部件及第九部件时,第七部件为太阳齿轮Sa,第八部件为载体Ca,第九部件为环形齿轮Ra。

[0171] 在这里,将第一行星齿轮机构PG1的齿轮比设为 j ,从太阳齿轮Sa到载体Ca的间隔与从载体Ca到环形齿轮Ra的间隔的比则设定为 $j:1$ 。

[0172] 第二行星齿轮机构PG2也是由所谓单个小齿轮型的行星齿轮机构构成,所谓单个小齿轮型的行星齿轮机构是将自转自如及公转自如地轴支太阳齿轮Sb、环形齿轮Rb、以及与太阳齿轮Sb及环形齿轮Rb咬合的小齿轮Pb的载体Cb作为部件。

[0173] 从图3的上方起第四段(最下段)所示的列线图是第二行星齿轮机构PG2的列线图。如所述列线图所示,当将第二行星齿轮机构PG2的三个部件即太阳齿轮Sb、载体Cb、环形齿轮Rb,按照以与列线图上的齿轮比相对应的间隔排列的顺序从左侧起分别设为第十部件、第十一部件及第十二部件时,第十部件为环形齿轮Rb,第十一部件为载体Cb,第十二部件为太阳齿轮Sb。

[0174] 在这里,将第二行星齿轮机构PG2的齿轮比设为 k ,从太阳齿轮Sb到载体Cb的间隔与从载体Cb到环形齿轮Rb的间隔的比则设定为 $k:1$ 。

[0175] 第三行星齿轮机构PG3的太阳齿轮Sc(第一部件)与输入轴32连结。并且,第二行星齿轮机构PG2的环形齿轮Rb(第十部件)与包含输出齿轮的输出构件33连结。

[0176] 并且,将第三行星齿轮机构PG3的载体Cc(第二部件)、第四行星齿轮机构PG4的载体Cd(第五部件)及第一行星齿轮机构PG1的环形齿轮Ra(第九部件)加以连结,构成第一连结体Cc-Cd-Ra。

[0177] 并且,将第三行星齿轮机构PG3的环形齿轮Rc(第三部件)及第二行星齿轮机构PG2的太阳齿轮Sb(第十二部件)加以连结,构成第二连结体Rc-Sb。

[0178] 并且,将第一行星齿轮机构PG1的载体Ca(第八部件)与第二行星齿轮机构PG2的载体Cb(第十一部件)加以连结,构成第三连结体Ca-Cb。

[0179] 并且,变速器3包括七个卡合机构,所述七个卡合机构包括第一离合器C1、第二离合器C2及第三离合器C3三个离合器,第一制动器B1、第二制动器B2及第三制动器B3三个制动器,以及一个双向离合器F1。

[0180] 第一离合器C1是油压作动型的湿式多板离合器。通过所述第一离合器C1,第三行星齿轮机构PG3构成为对将太阳齿轮Sc(第一部件)与第三连结体Ca-Cb加以连结的连结状态、与切断所述连结的打开状态切换自如。

[0181] 第三离合器C3是油压作动型的湿式多板离合器。通过所述第三离合器C3,第三行星齿轮机构PG3构成为对将太阳齿轮Sc(第一部件)与第四行星齿轮机构PG4的环形齿轮Rd(第四部件)加以连结的连结状态、与切断所述连结的打开状态切换自如。

[0182] 第二离合器C2是油压作动型的湿式多板离合器。通过所述第二离合器C2,第四行星齿轮机构PG4构成为对将太阳齿轮Sd(第六部件)与第二连结体Rc-Sb加以连结的连结状态、与切断所述连结的打开状态切换自如。

[0183] 双向离合器F1兼具作为第四制动器B4的功能。所述双向离合器F1构成为对允许第

三连结体Ca-Cb的正转(朝向与输入轴32及输出构件33的旋转方向为相同方向的旋转)并且阻止逆转的逆转阻止状态、与将第三连结体Ca-Cb固定在变速箱31上的固定状态切换自如。

[0184] 双向离合器F1在逆转阻止状态下,对第三连结体Ca-Cb施加有想要朝向正转方向旋转的力时,允许所述旋转而成为打开状态。另一方面,当施加有想要朝向逆转方向旋转的力时,阻止所述旋转而成为固定在变速箱31上的固定状态。

[0185] 第一制动器B1是油压作动型的湿式多板制动器。通过所述第一制动器B1,第一行星齿轮机构PG1构成为对将太阳齿轮Sa(第七部件)固定在变速箱31上的固定状态、与解除所述固定的打开状态切换自如。

[0186] 第二制动器B2是油压作动型的湿式多板制动器。通过所述第二制动器B2,第四行星齿轮机构PG4构成为对将太阳齿轮Sd(第六部件)固定在变速箱31上的固定状态、与解除所述固定的打开状态切换自如。

[0187] 第三制动器B3是油压作动型的湿式多板制动器。通过所述第三制动器B3,第四行星齿轮机构PG4构成为对将环形齿轮Rd(第四部件)固定在变速箱31上的固定状态、与解除所述固定的打开状态切换自如。

[0188] 第一离合器C1、第二离合器C2及第三离合器C3三个离合器,第一制动器B1、第二制动器B2及第三制动器B3三个制动器,以及一个双向离合器F1的切换是通过包含传动控制单元(transmission control unit,TCU)的控制部ECU(参照图1),基于从省略图示的综合控制单元等发送的车辆V的行驶速度等车辆信息来控制。

[0189] 控制部ECU包括由省略图示的中央处理器(central processing unit,CPU)及存储器等构成的电子单元。控制部ECU是通过接收车辆V的行驶速度、加速器开度、发动机E的旋转速度或输出转矩、拨片换挡杆(paddle shift lever)的操作信息等规定的车辆信息,利用CPU执行存储器等存储装置中所保持的控制程序,来控制变速器3。

[0190] 在变速器3中,在输入轴32的轴线上,从发动机E及转矩变换器2侧起,依次配置有第一离合器C1、第一行星齿轮机构PG1、第二行星齿轮机构PG2、第三行星齿轮机构PG3、第二离合器C2、第四行星齿轮机构PG4及第三离合器C3。

[0191] 然后,将第三制动器B3配置在第四行星齿轮机构PG4的径向外方,第二制动器B2配置在第二离合器C2的径向外方,第一制动器B1配置在第一离合器C1的径向外方,双向离合器F1配置在第一行星齿轮机构PG1的径向外方。

[0192] 因此,在变速器3中,将第一制动器B1、第二制动器B2及第三制动器B3以及双向离合器F1配置在行星齿轮机构或离合器的径向外方。由此,与将第一制动器B1、第二制动器B2及第三制动器B3以及双向离合器F1和行星齿轮机构一同排列配置在输入轴32的轴线上的情况相比,变速器3的轴长被缩短。

[0193] 再者,即使将第三制动器B3配置在第三离合器C3的径向外方,将第二制动器B2配置在第四行星齿轮机构PG4的径向外方,也可以同样地实现缩短。

[0194]

	C1	C2	C3	B1	B2	B3	F1	变速比	公比
Rvs			○		○		L	4.008	
1st				○	(○)		R/L	5.233	1.554
2nd		○		○	○		R	3.367	1.465
3rd			○	○	○		R	2.298	1.348
4th		○	○	○			R	1.705	1.251
5th	○		(○)	○			R	1.363	1.363
6th	○	○	○				R	1.000	1.273
7th	○		○		○		R	0.786	1.196
8th	○	○			○		R	0.657	1.126
9th	○				○	○	R	0.584	1.120
10th	○	○				○	R	0.520	

[0195] 表1

[0196] 在这里,参照图3及表1(如上),对使实施方式的变速器3的各变速档确立的情况进行说明。

[0197] 再者,图3中的用虚线表示的速度线表示追随于第一行星齿轮机构PG1、第二行星齿轮机构PG2、第三行星齿轮机构PG3及第四行星齿轮机构PG4之中进行动力传递的行星齿轮机构,其它行星齿轮机构的各部件进行旋转(空转)的情况。

[0198] 表1是汇总表示在下述各变速档的第一离合器C1、第二离合器C2及第三离合器C3三个离合器,第一制动器B1、第二制动器B2及第三制动器B3三个制动器,以及一个双向离合器F1的状态的图。

[0199] 在所述表1中,第一离合器C1、第二离合器C2及第三离合器C3,第一制动器B1、第二制动器B2及第三制动器B3之列的“○”表示连结状态或固定状态,空白栏表示打开状态。并且,双向离合器F1之列的“R”表示逆转阻止状态,“L”表示固定状态。

[0200] 并且,带下划线的“R”及“L”表示在双向离合器F1的作用下第三连结体Ca-Cb的旋转速度为“0”。并且,“R/L”表示在通常时为逆转阻止状态的“R”,在使发动机制动器起作用时切换到固定状态的“L”。

[0201] 并且,表1中,还表示了将第三行星齿轮机构PG3的齿轮比h设为2.734,将第四行星齿轮机构PG4的齿轮比i设为1.614,将第一行星齿轮机构PG1的齿轮比j设为2.681,将第二行星齿轮机构PG2的齿轮比k设为1.914时的各变速档的变速比(输入轴32的旋转速度/输出构件33的旋转速度)以及公比(各变速档之间的变速比的比,将规定的变速档的变速比除以比规定的变速档高一档速侧的变速档的变速比所得的值),由此,可知能够适当地设定公比。

[0202] 当使一速档确立时,将双向离合器F1设为逆转阻止状态(表1的R),将第一制动器B1及第二制动器B2设为固定状态。

[0203] 通过将双向离合器F1设为逆转阻止状态(R),将第一制动器B1设为固定状态,来阻止第三连结体Ca-Cb及第一行星齿轮机构PG1的太阳齿轮Sa(第七部件)的逆转,从而第三连结体Ca-Cb及第一行星齿轮机构PG1的太阳齿轮Sa(第七部件)的旋转速度成为“0”。

[0204] 由此,第一行星齿轮机构PG1的太阳齿轮Sa(第七部件)、载体Ca(第八部件)、环形

齿轮Ra (第九部件) 成为无法相对旋转的锁定状态, 包含第一行星齿轮机构PG1的环形齿轮Ra (第九部件) 的第一连结体Cc-Cd-Ra的旋转速度也成为“0”。

[0205] 而且, 连结着输出构件33的第二行星齿轮机构PG2的环形齿轮Rb (第十部件) 的旋转速度成为图3所示的“1st”, 从而一速档确立。

[0206] 再者, 为了使一速档确立, 不需要将第二制动器B2设为固定状态。但是, 在一速档设为固定状态, 以使得能够从一速档顺畅地变速为下述二速档。并且, 当在一速档使发动机制动器起作用时, 只要将双向离合器F1从逆转阻止状态 (R) 切换成固定状态 (L) 即可。

[0207] 当使二速档确立时, 将双向离合器F1设为逆转阻止状态 (R), 将第一制动器B1及第二制动器B2设为固定状态, 将第二离合器C2设为连结状态。

[0208] 通过将双向离合器F1设为逆转阻止状态, 而允许第三连结体Ca-Cb的正转。并且, 通过将第一制动器B1设为固定状态, 而使得第一行星齿轮机构PG1的太阳齿轮Sa (第七部件) 的旋转速度成为“0”。并且, 通过将第二制动器B2设为固定状态, 而使得第四行星齿轮机构PG4的太阳齿轮Sd (第六部件) 的旋转速度成为“0”。

[0209] 并且, 通过将第二离合器C2设为连结状态, 第二连结体Rc-Sb的旋转速度成为与第四行星齿轮机构PG4的太阳齿轮Sd (第六部件) 的旋转速度为相同速度的“0”。

[0210] 并且, 连结着输出构件33的第二行星齿轮机构PG2的环形齿轮Rb (第十部件) 的旋转速度成为图3所示的“2nd”, 从而二速档确立。

[0211] 当使三速档确立时, 将双向离合器F1设为逆转阻止状态, 将第一制动器B1及第二制动器B2设为固定状态, 将第三离合器C3设为连结状态。

[0212] 通过将双向离合器F1设为逆转阻止状态, 而允许第三连结体Ca-Cb的正转。并且, 通过将第一制动器B1设为固定状态, 而使得第一行星齿轮机构PG1的太阳齿轮Sa (第七部件) 的旋转速度成为“0”。并且, 通过将第二制动器B2设为固定状态, 而使得第四行星齿轮机构PG4的太阳齿轮Sd (第六部件) 的旋转速度成为“0”。

[0213] 并且, 通过将第三离合器C3设为连结状态, 而使得第四行星齿轮机构PG4的环形齿轮Rd (第四部件) 的旋转速度成为与连结于输入轴32的第三行星齿轮机构PG3的太阳齿轮Sc (第一部件) 的旋转速度为相同速度的“1”。

[0214] 由此, 第四行星齿轮机构PG4的太阳齿轮Sd (第六部件) 的旋转速度成为“0”, 环形齿轮Rd (第四部件) 的旋转速度成为“1”, 所以载体Cd (第五部件) 的旋转速度, 即, 第一连结体Cc-Cd-Ra的旋转速度成为 $i/(i+1)$ 。

[0215] 而且, 连结着输出构件33的第二行星齿轮机构PG2的环形齿轮Rb (第十部件) 的旋转速度成为图3所示的“3rd”, 从而三速档确立。

[0216] 当使四速档确立时, 将双向离合器F1设为逆转阻止状态, 将第一制动器B1设为固定状态, 将第二离合器C2及第三离合器C3设为连结状态。

[0217] 通过将双向离合器F1设为逆转阻止状态, 而允许第三连结体Ca-Cb的正转。并且, 通过将第一制动器B1设为固定状态, 而使得第一行星齿轮机构PG1的太阳齿轮Sa (第七部件) 的旋转速度成为“0”。

[0218] 并且, 通过将第二离合器C2设为连结状态, 而使第四行星齿轮机构PG4的太阳齿轮Sd (第六部件) 与第二连结体Rc-Sb以相同速度旋转。由此, 在第三行星齿轮机构PG3与第四行星齿轮机构PG4之间, 载体Cc (第二部件) 与载体Cd (第五部件) 相连结, 环形齿轮Rc (第三

部件)与太阳齿轮Sd(第六部件)相连结。因此,在将第二离合器C2设为连结状态的四速档,可以利用第三行星齿轮机构PG3及第四行星齿轮机构PG4来描绘包含四个部件的一个列线图。

[0219] 此外,通过将第三离合器C3设为连结状态,而使得第四行星齿轮机构PG4的环形齿轮Rd(第四部件)的旋转速度成为与第三行星齿轮机构PG3的太阳齿轮Sc(第一部件)的旋转速度为相同速度的“1”,包含第三行星齿轮机构PG3及第四行星齿轮机构PG4的四个部件之中的两个部件的旋转速度成为相同速度的“1”。

[0220] 由此,第三行星齿轮机构PG3及第四行星齿轮机构PG4的各部件成为无法相对旋转的锁定状态,第三行星齿轮机构PG3及第四行星齿轮机构PG4的所有部件的旋转速度成为“1”。并且,第三连结体Ca-Cb的旋转速度成为 $j/(j+1)$ 。

[0221] 而且,连结着输出构件33的第二行星齿轮机构PG2的环形齿轮Rb(第十部件)的旋转速度成为图3所示的“4th”,从而四速档确立。

[0222] 当使五速档确立时,将双向离合器F1设为逆转阻止状态,将第一制动器B1设为固定状态,将第一离合器C1及第三离合器C3设为连结状态。

[0223] 通过将双向离合器F1设为逆转阻止状态,而允许第三连结体Ca-Cb的正转。并且,通过将第一制动器B1设为固定状态,而使得第一行星齿轮机构PG1的太阳齿轮Sa(第七部件)的旋转速度成为“0”。

[0224] 并且,通过将第一离合器C1设为连结状态,而使得第三连结体Ca-Cb的旋转速度成为与第三行星齿轮机构PG3的太阳齿轮Sc(第一部件)的旋转速度为相同速度的“1”。

[0225] 并且,连结着输出构件33的第二行星齿轮机构PG2的环形齿轮Rb(第十部件)的旋转速度成为图3所示的“5th”,从而五速档确立。

[0226] 再者,为了使五速档确立,不需要将第三离合器C3设为连结状态。但是,在四速档及下述六速档需要将第三离合器C3设为连结状态,因此,在五速档也将第三离合器C3设为连结状态,以使得能够顺畅地进行从五速档向四速档的降档(down shift)、以及从五速档向下述六速档的升档(up shift)。

[0227] 当使六速档确立时,将双向离合器F1设为逆转阻止状态,将第一离合器C1、第二离合器C2及第三离合器C3设为连结状态。

[0228] 通过将双向离合器F1设为逆转阻止状态,而允许第三连结体Ca-Cb的正转。

[0229] 并且,通过将第二离合器C2及第三离合器C3设为连结状态,而如在四速档的说明中所述,第三行星齿轮机构PG3与第四行星齿轮机构PG4的各部件成为无法相对旋转的状态,第二连结体Rc-Sb的旋转速度成为“1”。并且,通过将第一离合器C1设为连结状态,而使得第三连结体Ca-Cb的旋转速度成为“1”。

[0230] 由此,第二行星齿轮机构PG2中,载体Cb(第十一部件)与太阳齿轮Sb(第十二部件)成为相同速度的“1”,各部件成为无法相对旋转的锁定状态。

[0231] 并且,连结着输出构件33的第二行星齿轮机构PG2的环形齿轮Rb(第十部件)的旋转速度成为图3所示的“6th”的“1”,从而六速档确立。

[0232] 当使七速档确立时,将双向离合器F1设为逆转阻止状态,将第二制动器B2设为固定状态,将第一离合器C1及第三离合器C3设为连结状态。

[0233] 通过将双向离合器F1设为逆转阻止状态,而允许第三连结体Ca-Cb的正转。并且,

通过将第二制动器B2设为固定状态,而使得第四行星齿轮机构PG4的太阳齿轮Sd(第六部件)的旋转速度成为“0”。

[0234] 并且,通过将第三离合器C3设为连结状态,而使得第四行星齿轮机构PG4的环形齿轮Rd(第四部件)的旋转速度成为与第三行星齿轮机构PG3的太阳齿轮Sc(第一部件)的旋转速度为相同速度的“1”,包含第四行星齿轮机构PG4的载体Cd(第五部件)的第一连结体Cc-Cd-Ra的旋转速度成为 $i/(i+1)$ 。并且,通过将第一离合器C1设为连结状态,而使得第三连结体Ca-Cb的旋转速度成为与连结于输入轴32的第三行星齿轮机构PG3的太阳齿轮Sc(第一部件)的旋转速度为相同速度的“1”。

[0235] 而且,连结着输出构件33的第二行星齿轮机构PG2的环形齿轮Rb(第十部件)的旋转速度成为图3所示的“7th”,从而七速档确立。

[0236] 当使八速档确立时,将双向离合器F1设为逆转阻止状态,将第二制动器B2设为固定状态,将第一离合器C1及第二离合器C2设为连结状态。

[0237] 通过将双向离合器F1设为逆转阻止状态,而允许第三连结体Ca-Cb的正转。并且,通过将第二制动器B2设为固定状态,而使得第四行星齿轮机构PG4的太阳齿轮Sd(第六部件)的旋转速度成为“0”。

[0238] 并且,通过将第二离合器C2设为连结状态,而使得第二连结体Rc-Sb的旋转速度成为与第四行星齿轮机构PG4的太阳齿轮Sd(第六部件)的旋转速度为相同速度的“0”。并且,通过将第一离合器C1设为连结状态,而使得第三连结体Ca-Cb的旋转速度成为与第三行星齿轮机构PG3的太阳齿轮Sc(第一部件)的旋转速度为相同速度的“1”。

[0239] 并且,连结着输出构件33的第二行星齿轮机构PG2的环形齿轮Rb(第十部件)的旋转速度成为图3所示的“8th”,从而八速档确立。

[0240] 当使九速档确立时,将双向离合器F1设为逆转阻止状态,将第二制动器B2及第三制动器B3设为固定状态,将第一离合器C1设为连结状态。

[0241] 通过将双向离合器F1设为逆转阻止状态,而允许第三连结体Ca-Cb的正转。并且,通过将第二制动器B2设为固定状态,而使得第四行星齿轮机构PG4的太阳齿轮Sd(第六部件)的旋转速度成为“0”。并且,通过将第三制动器B3设为固定状态,而使得第四行星齿轮机构PG4的环形齿轮Rd(第四部件)的旋转速度也成为“0”。

[0242] 由此,第四行星齿轮机构PG4的太阳齿轮Sd(第六部件)、载体Cd(第五部件)、环形齿轮Rd(第四部件)成为无法相对旋转的锁定状态,包含第四行星齿轮机构PG4的载体Cd(第五部件)的第一连结体Cc-Cd-Ra的旋转速度也成为“0”。

[0243] 并且,通过将第一离合器C1设为连结状态,而使得第三连结体Ca-Cb的旋转速度成为与第三行星齿轮机构PG3的太阳齿轮Sc(第一部件)的旋转速度为相同速度的“1”。

[0244] 并且,连结着输出构件33的第二行星齿轮机构PG2的环形齿轮Rb(第十部件)的旋转速度成为图3所示的“9th”,从而九速档确立。

[0245] 当使十速档确立时,将双向离合器F1设为逆转阻止状态,将第三制动器B3设为固定状态,将第一离合器C1及第二离合器C2设为连结状态。

[0246] 通过将双向离合器F1设为逆转阻止状态,而允许第三连结体Ca-Cb的正转。并且,通过将第三制动器B3设为固定状态,而使得第四行星齿轮机构PG4的环形齿轮Rd(第四部件)的旋转速度成为“0”。

[0247] 并且,通过将第二离合器C2设为连结状态,而使得第二连结体Rc-Sb与第四行星齿轮机构PG4的太阳齿轮Sd(第六部件)以相同速度旋转。并且,通过将第一离合器C1设为连结状态,而使得第三连结体Ca-Cb的旋转速度成为与第三行星齿轮机构PG3的太阳齿轮Sc(第一部件)的旋转速度为相同速度的“1”。

[0248] 并且,连结着输出构件33的第二行星齿轮机构PG2的环形齿轮Rb(第十部件)的旋转速度成为图3所示的“10th”,从而十速档确立。

[0249] 当使后退档确立时,将双向离合器F1设为固定状态(表1的L),将第二制动器B2设为固定状态,将第三离合器C3设为连结状态。

[0250] 通过将第二制动器B2设为固定状态,将第三离合器C3设为连结状态,而使得第一连结体Cc-Cd-Ra的旋转速度成为 $i/(i+1)$ 。并且,通过将双向离合器F1设为固定状态,而使得第三连结体Ca-Cb的旋转速度成为“0”。

[0251] 并且,连结着输出构件33的第二行星齿轮机构PG2的环形齿轮Rb(第十部件)的旋转速度成为图3所示的逆转的“Rvs”,从而后退档确立。

[0252] 其次,参照图4至图7,对双向离合器F1进行详细说明。

[0253] 双向离合器F1构成为对将第三连结体Ca-Cb固定在变速箱31上的固定状态、与允许第三连结体Ca-Cb的正转并阻止逆转的逆转阻止状态切换自如。

[0254] 如图4及图5中以截面所示,双向离合器F1包括固定在变速箱31上的固定板TW11、以及旋转板TW12。

[0255] 如图6所示,固定板TW11形成为环状(圆环状(doughnut shape))。并且,在图6中虽然省略,但是旋转板TW12也与固定板TW11同样地形成为环状(圆环状),固定板TW11与旋转板TW12为同心地配置。

[0256] 如图4所示,在固定板TW11的与旋转板TW12相向的第一相向面TW11a上,设置有板状的正转阻止侧摆动部TW13及板状的逆转阻止侧摆动部TW14。

[0257] 正转阻止侧摆动部TW13是以如下方式安装在固定板TW11上:以固定板TW11的周方向一侧(旋转板TW12进行正转的方向)的端部为轴,周方向另一侧(旋转板TW12进行逆转的方向)的第一端部TW13a能够进行摆动。

[0258] 逆转阻止侧摆动部TW14是以如下方式安装在固定板TW11上:以固定板TW11的周方向另一侧(逆转方向)的端部为轴,周方向一侧(正转方向)的第二端部TW14a能够进行摆动。

[0259] 并且,在固定板TW11的第一相向面TW11a上,设置有可收纳正转阻止侧摆动部TW13而凹陷的第一收纳部TW15、以及可收纳逆转阻止侧摆动部TW14而凹陷的第二收纳部TW16。

[0260] 在第一收纳部TW15的底面上,设置有包含弹簧的第一施力构件TW17a,所述弹簧是对正转阻止侧摆动部TW13进行施力,以使正转阻止侧摆动部TW13进行摆动的第一端部TW13a从第一收纳部TW15突出。

[0261] 在第二收纳部TW16的底面上,设置有包含弹簧的第二施力构件TW17b,所述弹簧是对逆转阻止侧摆动部TW14进行施力,以使逆转阻止侧摆动部TW14进行摆动的第二端部TW14a从第二收纳部TW16突出。

[0262] 在旋转板TW12的与固定板TW11相向的第二相向面TW12a上,在与正转阻止侧摆动部TW13相对应的位置上设置有第一孔部TW18,在与逆转阻止侧摆动部TW14相对应的位置上设置有第二孔部TW19。

[0263] 在设置于与正转阻止侧摆动部TW13相对应的位置上的第一孔部TW18,设置有位于所述旋转板TW12的周方向另一侧(逆转方向侧),能够与正转阻止侧摆动部TW13进行摆动的第一端部TW13a卡合的台阶形状的第一卡合部TW18a。

[0264] 在设置于与逆转阻止侧摆动部TW14相对应的位置上的第二孔部TW19,设置有位于所述旋转板TW12的周方向一侧(正转方向侧),能够与逆转阻止侧摆动部TW14进行摆动的第二端部TW14a卡合的台阶形状的第二卡合部TW19a。

[0265] 如图4及图6所示,当正转阻止侧摆动部TW13的第一端部TW13a与第一卡合部TW18a为可卡合的状态,并且,逆转阻止侧摆动部TW14的第二端部TW14a与第二卡合部TW19a为可卡合的状态时,旋转板TW12的正转及逆转均受到阻止。因此,第一端部TW13a及第二端部TW14a、和与其相对应的第一卡合部TW18a及第二卡合部TW19a相互卡合的状态,成为双向离合器F1中的固定状态。

[0266] 在固定板TW11与旋转板TW12之间,夹着切换板TW20。切换板TW20也形成为环状(圆环状)。在切换板TW20上,在与正转阻止侧摆动部TW13及逆转阻止侧摆动部TW14相对应的位置上设置有第一切口孔TW20a及第二切口孔TW20b。在切换板TW20的外缘,设置有朝向径向向外方突出的突部TW20e。

[0267] 如图7所示,切换板TW20相对于固定板TW11转动自如。

[0268] 当使切换板TW20从图6所示的固定状态摆动至图7所示的状态时,如图5所示,以使与正转阻止侧摆动部TW13相对应的第一切口孔TW20a超过正转阻止侧摆动部TW13的方式进行移动。然后,正转阻止侧摆动部TW13被按压至切换板TW20,并抵抗第一施力构件TW17a的按压力,而收纳在第一收纳部TW15内。

[0269] 由此,阻止正转阻止侧摆动部TW13的第一端部TW13a与第一卡合部TW18a的卡合,而允许旋转板TW12的正转侧的旋转。

[0270] 并且,如图7所示,与逆转阻止侧摆动部TW14相对应的第二切口孔TW20b是以如下方式构成:即使在使切换板TW20从图6所示的固定状态摆动至图7所示的状态时,逆转阻止侧摆动部TW14也不收容在第二收纳部TW16中而使第二端部TW14a能够与第二卡合部TW19a卡合。

[0271] 由于所述情况,图5及图7所示的状态成为双向离合器F1中的逆转阻止状态。

[0272] 其次,参照图8A及图8B,对用于进行双向离合器F1的切换的切换控制机构进行说明。

[0273] 如图8A及图8B所示,设置在变速器3中的油压控制回路HC(流体压力控制回路)包括与设置在切换板TW20上的突部TW20c卡合的活塞HC1。双向离合器F1在活塞HC1移动到图8A及图8B所示的左侧的规定位置(图8A所示的位置)时,被切换成固定状态,在活塞HC1移动到图8A及图8B所示的右侧的规定位置(图8B所示的位置)时,被切换成逆转阻止状态。

[0274] 在活塞HC1的附图右侧,构成为经由包含电磁阀(solenoid valve)的第一开关阀HC2,自如地供给线路压力。在活塞HC1的附图左侧,构成为经由包含电磁阀的第二开关阀HC3自如地供给线路压力。第一开关阀HC2为常闭式,第二开关阀HC3为常开式。

[0275] 第一开关阀HC2及第二开关阀HC3根据来自控制部ECU的信号而开关。即,双向离合器F1是经由油压控制回路HC,通过控制部ECU来控制。

[0276] 并且,在活塞HC1的附图右侧,是使供给至第三离合器C3的油压(流体压力)位于与

受到线路压力的面不同的面而供给。在活塞HC1的附图左侧,是使供给至第一离合器C1、第一制动器B1或第二制动器B2的油压位于与受到线路压力的面不同的面而供给。供给至活塞HC1的第一离合器C1、第一制动器B1或第二制动器B2及第三离合器C3的油压是用作RVS准备压力。

[0277] 并且,在活塞HC1上,设置有止动机构HC4,构成为只有线路压力超过规定值,才对图8A所示的固定状态与图8B所示的逆转阻止状态进行切换。

[0278] 根据所述油压控制回路HC,通过将第一开关阀HC2设为打开,将第二开关阀HC3设为关闭,将线路压力设为大于等于规定的切换油压,而使得活塞HC1向附图左侧移动,双向离合器F1切换成固定状态,所述规定的切换油压是基于第一离合器C1、第一制动器B1或第二制动器B2的油压与第三离合器C3的油压的压力差及构成止动机构HC4的第一弹性构件54a及第二弹性构件54b所形成的载荷而设定的。

[0279] 相反地,通过将第一开关阀HC2设为关闭,将第二开关阀HC3设为打开,将线路压力设为大于等于所述规定的切换油压,而使得活塞HC1向附图右侧移动,双向离合器F1切换成逆转阻止状态。

[0280] 其次,参照图9~图11,对用作切换控制机构的双向活塞50(致动器)进行说明。

[0281] 如图9及图10所示,双向活塞50包括:圆筒状的汽缸51;活塞52,根据所供给的油压,在汽缸51的内部沿轴线a方向移动;行程传感器53,对活塞52的位置进行探测;以及止动机构54,对活塞52的位置进行固定直到油压超过规定值为止。

[0282] 汽缸51一体地形成于油压控制回路HC的框体上,在其周面的中央部,形成有将汽缸51的内部与外部加以连通的开口部51a。

[0283] 活塞52经由未图示的连杆(link)构造,与双向离合器F1的突部TW20c连接。因此,相应于活塞52的轴线a方向上的往返运动,突部TW20c也进行往返运动,从而对双向离合器F1的固定状态与逆转阻止状态进行切换。

[0284] 活塞52包含大致圆柱状的构件。在活塞52的侧面,形成有以夹着轴线a而相向的方式设置的一对第一凹部52a、以及以夹着轴线a而相向的方式设置在比第一凹部52a更靠下方侧(下述拉条53a侧)的位置的第二凹部(未图示)。

[0285] 行程传感器53包括:拉条53a,以一体地移动的方式安装在活塞52上,并从活塞52的自开口部51a露出的部分延伸至汽缸51的外部为止;被探测构件53b,安装在拉条53a的位于汽缸51的外部的部分;以及传感器53c,对被探测构件53b的位置(甚至活塞52的位置)进行探测。

[0286] 拉条53a是L字状的构件,包括以与轴线a相交的方式固定在活塞52的从开口部51a露出的部分的第一板状部53a1、以及从第一板状部53a1的与活塞52侧为相反侧的端部向下方延伸设置的第二板状部53a2。拉条53a是通过利用螺栓53a3将第一板状部53a1紧固于活塞52上,而固定在活塞52上。

[0287] 被探测构件53b固定在拉条53a的第二板状部53a2的与第一板状部53a1侧相反的前端部。在被探测构件53b的传感器53c侧,配置有第一磁铁53b1及第二磁铁53b2。第一磁铁53b1位于比第二磁铁53b2在轴线a方向上更靠拉条53a的第一板状部53a1侧的位置。

[0288] 传感器53c包括对被探测构件53b的第一磁铁53b1及第二磁铁53b2的磁力(甚至被探测构件53b的位置)进行探测的第一传感部53c1及第二传感部53c2。控制部ECU(参照图1)

基于从传感器53c发送的检测值,判定活塞52的位置(甚至借由双向活塞50而控制的双向离合器F1的状态),并基于所述判定结果对供给至双向活塞50的油压进行控制。

[0289] 止动机构54包括以夹着轴线a而相向的方式配置,并以夹入活塞52的方式进行按压的一对弹性构件(第一弹性构件54a及第二弹性构件54b)。

[0290] 第一弹性构件54a及第二弹性构件54b在活塞52位于与双向离合器F1的固定状态相对应的位置及与逆转阻止状态相对应的位置中的任一位置上时,与形成在活塞52的侧面的一对第一凹部52a及一对第二凹部中的任一者卡合,从而对活塞52的位置进行固定。具体而言,止动机构54在图9所示的状态下与第二凹部卡合,在图10所示的状态下与第一凹部52a卡合。

[0291] 所述固定在施加至活塞52的油压超过规定值(具体而言,基于第一离合器C1、第一制动器B1或第二制动器B2的油压与第三离合器C3的油压的压力差以及构成止动机构54的第一弹性构件54a及第二弹性构件54b所产生的载荷而设定的规定的切换油压)时被解除。

[0292] 如上所述而构成的双向活塞50(致动器)与控制部ECU(参照图1)共同构成油压控制回路(流体压力控制回路)。

[0293] 在所述油压控制回路中,控制部ECU基于从传感器53c发送的检测值,判定活塞52的位置(甚至借由双向活塞50而控制的双向离合器F1的状态),并基于所述判定结果对供给至双向活塞50的油压进行控制。

[0294] 所述油压的控制是基于从传感器53c的第一传感部53c1及第二传感部53c2发送的检测值来进行。而且,用于所述控制的检测值是使用来自控制用传感部的检测值,所述控制用传感部是从第一传感部53c1及第二传感部53c2之中,由车辆V的制造者设定的。

[0295] 在这里,说明从第一传感部53c1及第二传感部53c2之中设定控制用传感部的方法(即,双向活塞50的设定方法)。

[0296] 如图9及图10所示,在双向活塞50中,活塞52是在由形成于活塞52的侧面的第一凹部52a及第二凹部规定的两个位置之间,根据所供给的油压,在汽缸51的内部沿轴线a方向移动。

[0297] 为了设定控制用传感部,制造者首先,试验性地使活塞52在汽缸51的内部沿轴线a方向移动,使处理终端(例如,控制部ECU等)多次获取在活塞52的每个位置上的第一传感部53c1的检测值及第二传感部53c2的检测值(检测值获取工序)。

[0298] 其次,制造者使处理终端基于所获取的检测值,计算各位置上的第一传感部53c1的检测值的偏差及第二传感部53c2的检测值的偏差。在这里,所谓检测值的“偏差”,是指检测值的最大值与最小值的差。

[0299] 最后,制造者从第一传感部53c1及第二传感部53c2之中,将实际使用双向活塞50时在活塞52移动的范围内的检测值的偏差小的传感部设定为控制用传感部(控制用传感部设定工序)。

[0300] 具体而言,例如,试验性地使活塞52多次移动而进行探测的结果为,关于检测值,可获取到如图11所示的曲线图。再者,在所述曲线图中,利用粗实线表示第一传感部53c1的检测值的最大值,利用细实线表示第一传感部53c1的检测值的最小值。并且,利用间隔小的虚线表示第二传感部53c2的检测值的最大值,利用间隔大的虚线表示第二传感部53c2的检测值的最小值。

[0301] 在所述曲线图中,在区域A内,第二传感部53c2的偏差小于第一传感部53c1的偏差,而在区域B内,第一传感部53c1的偏差小于第二传感部53c2的偏差。

[0302] 当获得了如上所述的特性时,在双向活塞50的控制上的重要性只在活塞52的移动范围之中规定的范围内高的情况(例如,在只有一部分A区域的控制上的重要性高的情况)下等,可以只将所述规定的区域内的探测精度高的传感部(例如,检测值的偏差小的第二传感部53c2)设定为控制用传感部。

[0303] 并且,在活塞52只在区域A的范围内进行往返运动之类的情况下等,也可以只将第二传感部53c2设定为控制用传感部。

[0304] 如上所述,当用作控制用传感部的传感部只有一个时,在双向活塞50的控制时,不需要在活塞52的每个位置切换获取检测值的传感部,所以可以容易地进行控制。

[0305] 并且,在活塞52在遍及区域A及区域B两者的范围内进行往返运动之类的情况下等,也可以将第一传感部53c1及第二传感部53c2两者设定为控制用传感部。具体而言,也可以将第二传感部53c2设定为区域A内的控制用传感部,将第一传感部53c1设定为区域B内的控制用传感部。

[0306] 如上所述,当在活塞52的每个位置切换控制用传感部时,可以利用各传感部的探测精度高的范围来进行探测,所以更容易确保充分的探测精度。

[0307] 而且,经如上所述的方式设定的控制用传感部是存储在控制部ECU的存储部中。并且,控制部ECU的油压控制部(流体压力控制部)基于从所述控制用传感部发送的检测值,对供给至双向活塞50的油压进行控制。

[0308] 如以上所述,在双向活塞50的设定时,是在活塞52的每个位置从第一传感部53c1及第二传感部53c2之中设定控制用传感部,并参照来自所述控制用传感部的检测值进行双向活塞50的控制。并且,所述控制用传感部是基于使活塞52实际移动时所检测到的检测值来设定。

[0309] 即,在所述设定方法中,是根据使活塞52实际移动时所获得的特性(即,各个传感部的特性),从第一传感部53c1及第二传感部53c2之中设定适当的传感部。由此,在安装传感部的步骤中,即使不对传感部的安装位置进行严密设定,也可以确保充分的探测精度。

[0310] 以上,已对图示的实施方式进行说明,但是本发明并不限于如上所述的方式。

[0311] 例如,在所述实施方式中,是采用本发明的致动器,作为用于对双向离合器F1的固定状态与逆转阻止状态进行切换的双向活塞50。但是,本发明的致动器并非只能用于这种双向活塞。例如,也可以采用本发明的致动器,作为对停车锁定机构的停车锁定状态与停车解除状态进行切换的停车活塞。

[0312] 并且,在所述实施方式中,是从第一传感部53c1及第二传感部53c2这两个传感部之中选择控制用传感部。但是,本发明的控制用传感部不一定必须从两个传感部之中选择。例如,也可以设为从三个以上的传感部之中选择。

[0313] 并且,在所述实施方式中,是参照各传感部的检测值的偏差,作为用于选择控制用传感部的基准。其目的在于能够抑制因为传感部的构成零件的加工精度的差异等而产生的检测值的偏差的影响,从而高精度地进行探测。

[0314] 但是,本发明的控制用传感部只要是以检测值为基准进行选择即可,不一定必须以检测值的偏差为基准进行选择。例如,也可以选择发送如下检测值的传感部作为控制用

传感部,所述检测值是试验性地使活塞移动时所获取的检测值之中、在活塞的每个位置上为最大的检测值。这时,用于选择控制用传感部的试验性的移动也可以不进行多次。

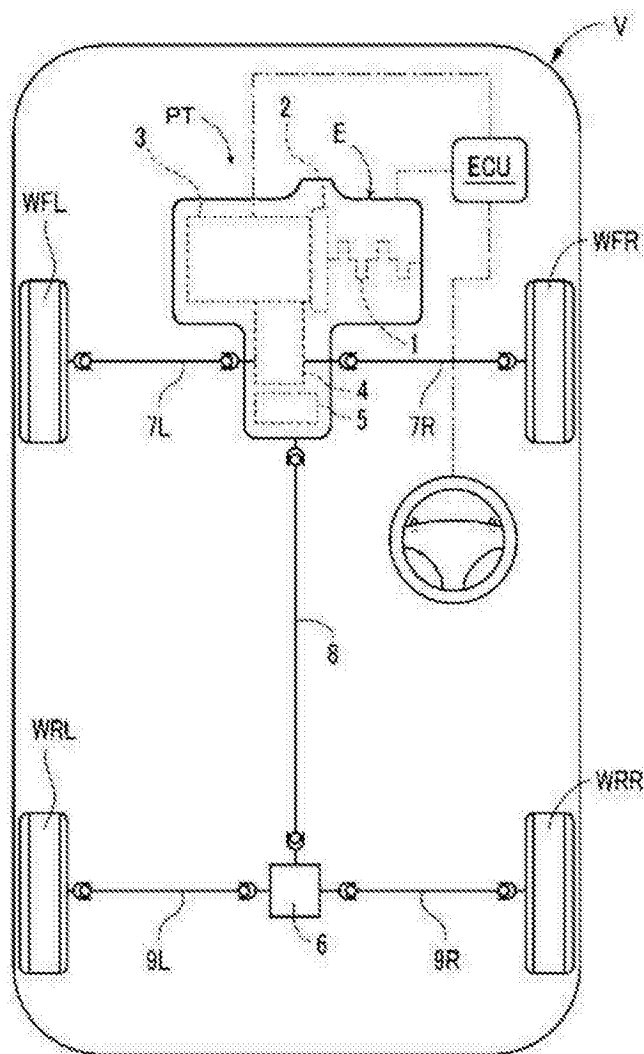


图 1

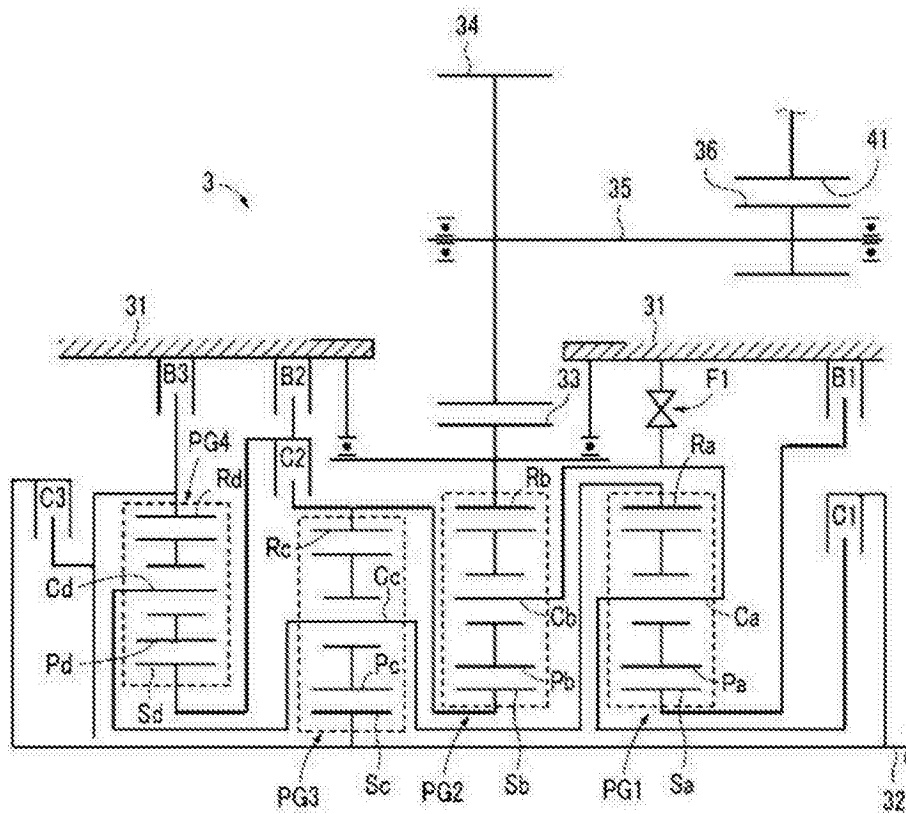


图2

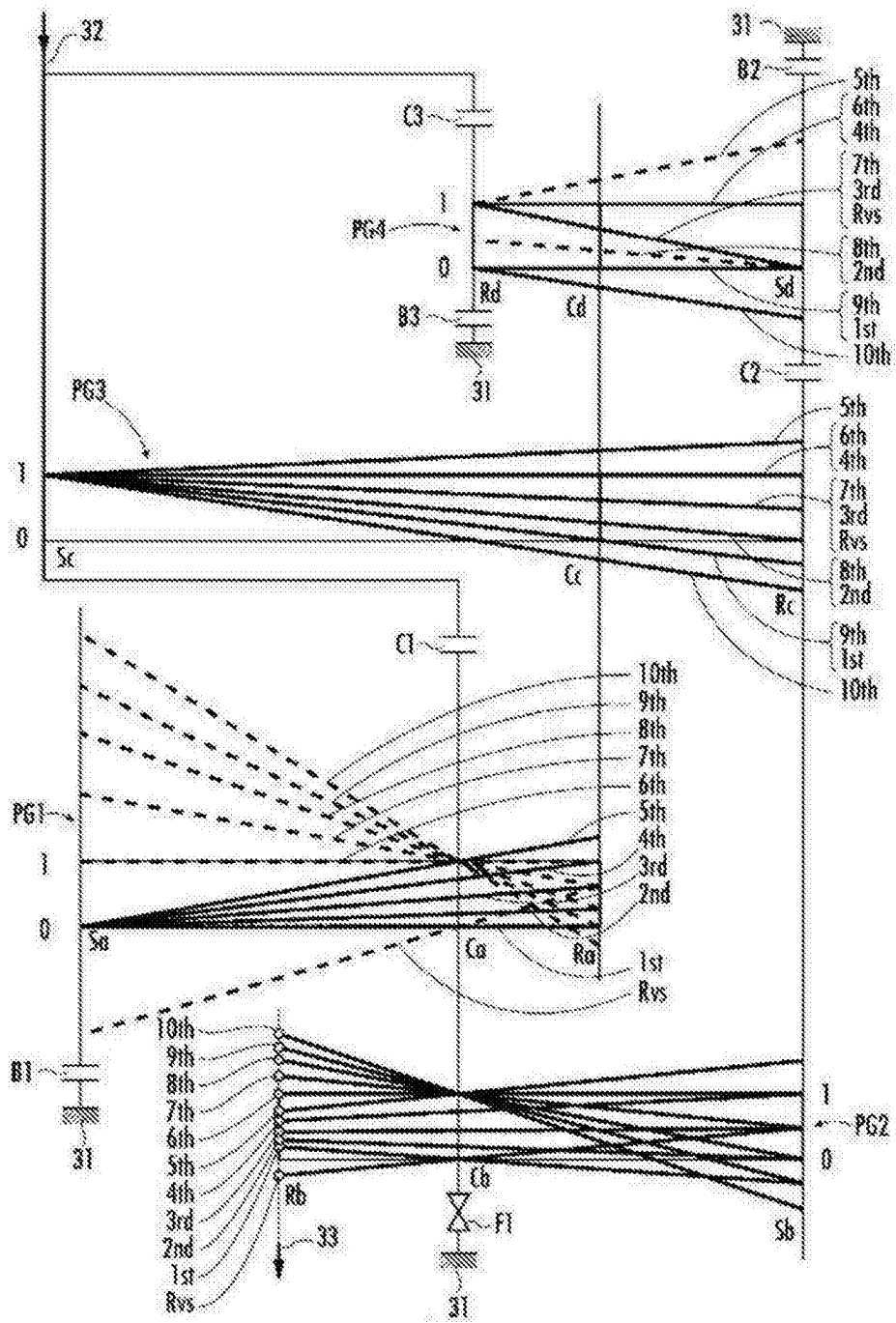


图3

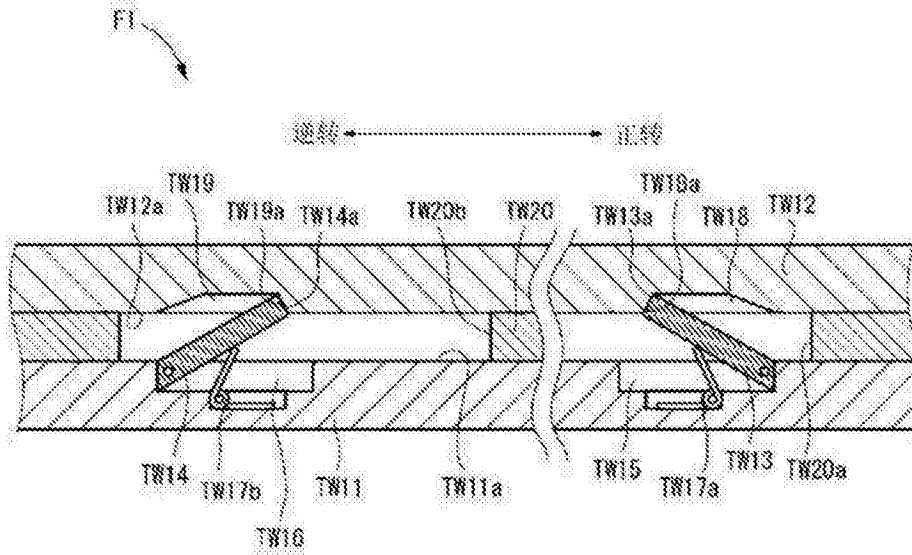


图4

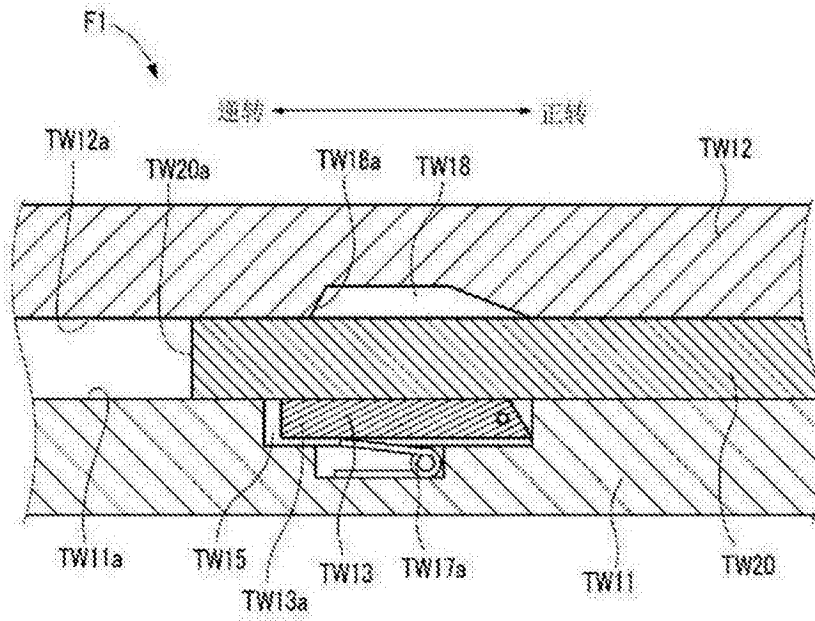


图5

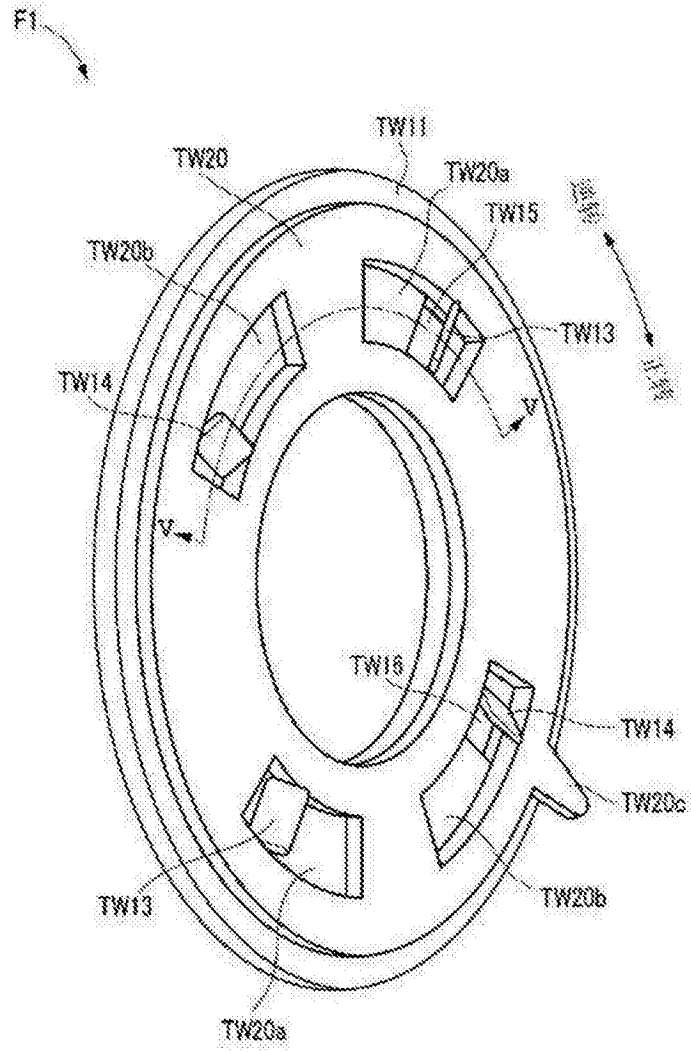


图6

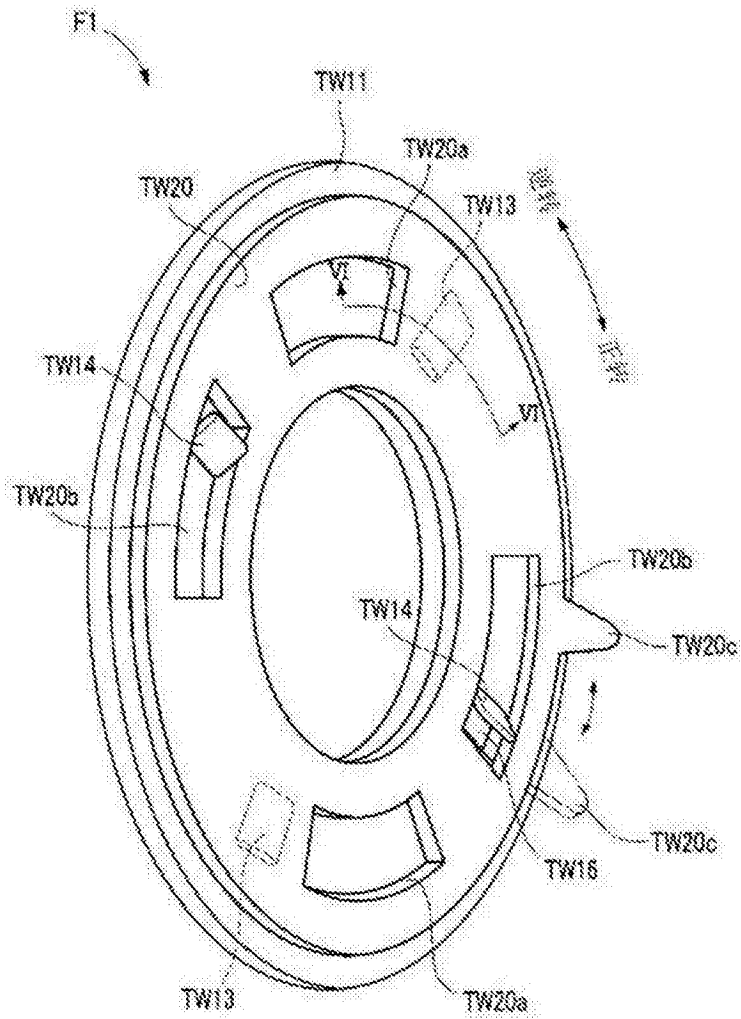


图7

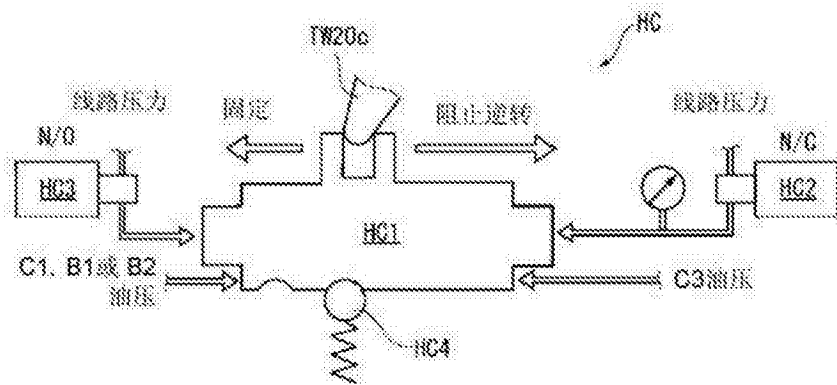


图8A

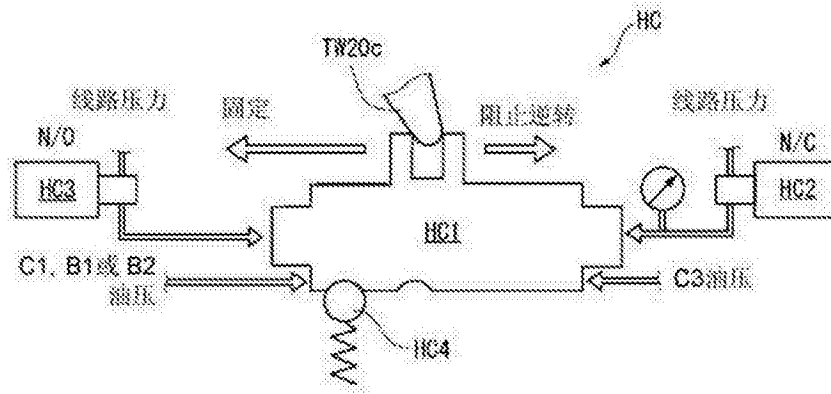


图8B

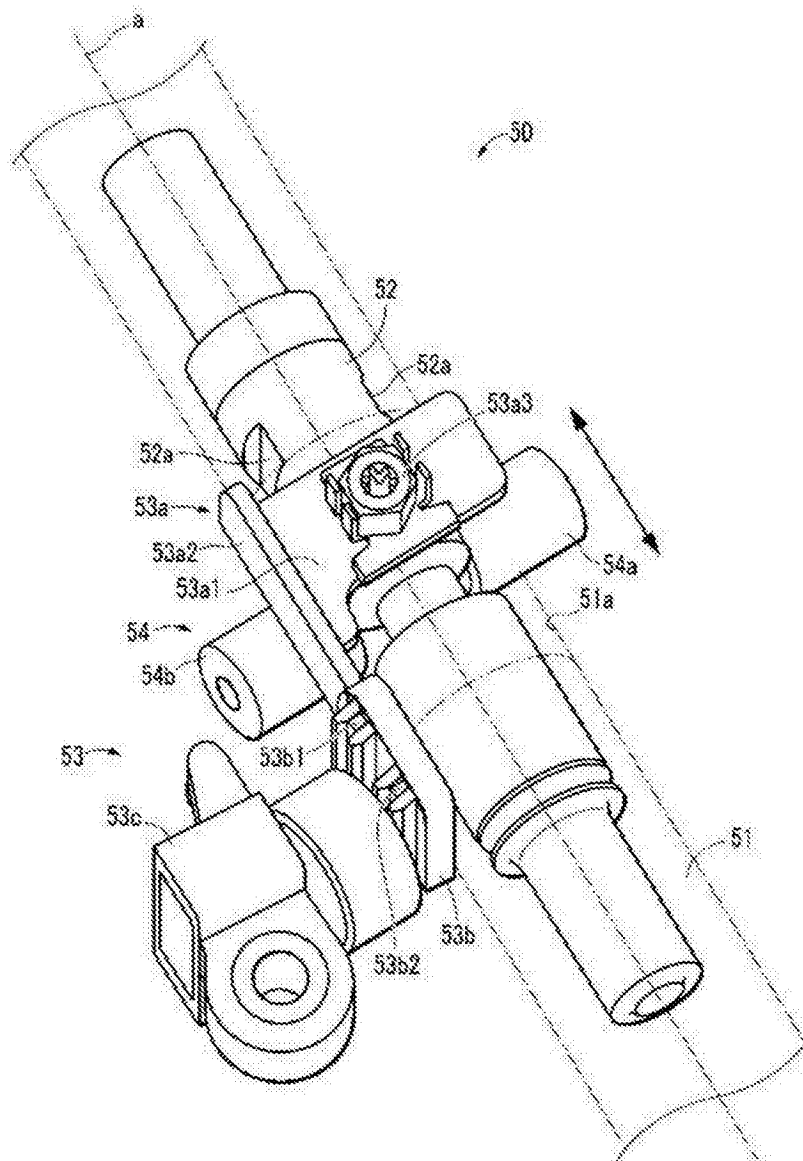


图9

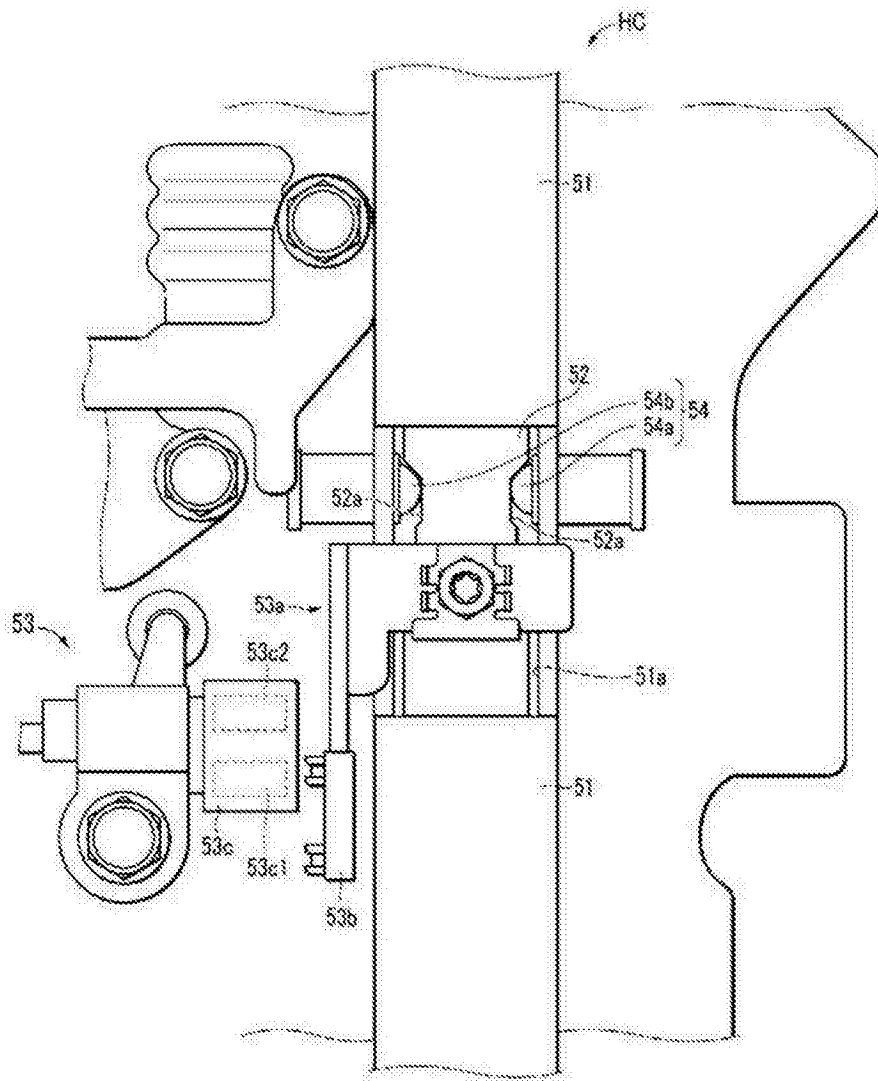


图10

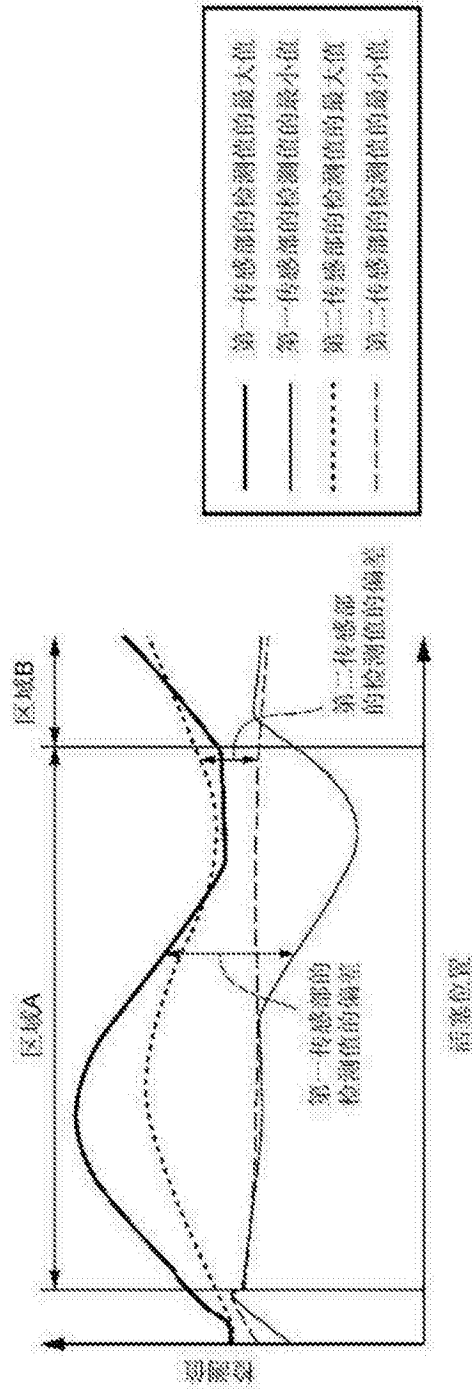


图11