

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

F16D 48/00 (2006.01)

F16H 59/00 (2006.01)

B60W 10/00 (2006.01)



[12] 发明专利申请公布说明书

[21] 申请号 200810144576.X

[43] 公开日 2009年4月1日

[11] 公开号 CN 101398043A

[22] 申请日 2008.8.22

[21] 申请号 200810144576.X

[30] 优先权

[32] 2007.9.26 [33] JP [31] 249813/07

[71] 申请人 本田技研工业株式会社

地址 日本东京都

[72] 发明人 塚田善昭 大关孝 小岛浩孝

根建圭淳 杉田治臣

[74] 专利代理机构 北京市柳沈律师事务所

代理人 岳雪兰

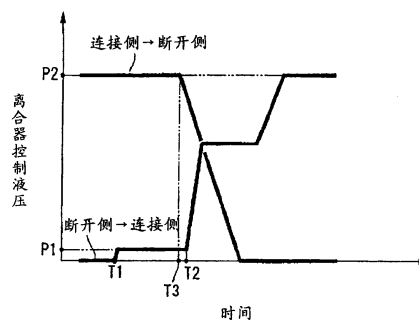
权利要求书1页 说明书15页 附图7页

[54] 发明名称

双离合器式变速控制装置

[57] 摘要

一种双离合器式变速控制装置，通过一对离合器的转换来切换变速级，降低在切换变速级时的活动齿轮和滑动部件之间的撞击声。该双离合器式变速控制装置通过使连接状态的离合器变为断开状态，并且将所述断开状态的离合器变为连接状态，来进行奇数变速级和偶数变速级之间的变速级的切换；在切换所述变速级时，向所述断开状态的离合器供给去往离合器连接侧的微小液压(P1)，并且使该离合器预先向离合器连接侧稍微动作。



1. 一种双离合器式变速控制装置，包括：具有多个奇数变速级用齿轮系和偶数变速级用齿轮系的变速机构，以及分别连接在所述奇数变速级用齿轮系和偶数变速级用齿轮系上的一对离合器；

通过在围绕各所述齿轮系内的支承轴可以相对转动的活动齿轮上、不能相对转动地卡合与所述支承轴一体转动的滑动部件，所述变速机构可以选择性地利用所述各齿轮系中的任一个进行动力传递；

在进行变速级为一定的通常运转时，使各所述离合器的一侧为连接状态，且使另一侧为断开状态，使利用连接在处于所述连接状态的离合器的齿轮系中的任一个进行动力传递、且利用从连接在处于所述断开状态的离合器的齿轮系中预先选定的齿轮系进行动力传递的状态成为可能，然后，从该状态将处于所述连接状态的离合器变为断开状态，并且，将处于所述断开状态的离合器变为连接状态，由此进行奇数变速级和偶数变速级之间的变速级的切换；其特征在于，

在切换所述变速级时，使处于所述断开状态的离合器预先向离合器连接侧稍微动作。

2. 如权利要求1所述的双离合器式变速控制装置，其特征在于，所述各离合器是利用由外部供给的液压产生卡合力的液压离合器；在切换所述变速级时，向处于所述断开状态的离合器预先供给去往离合器连接侧的微小液压。

3. 如权利要求1或2所述的双离合器式变速控制装置，其特征在于，通过使处于所述断开状态的离合器预先向离合器连接侧稍微动作，来缩小所述活动齿轮和滑动部件之间的转动方向上的间隙。

4. 如权利要求1至3中任一项所述的双离合器式变速控制装置，其特征在于，在使处于所述断开状态的离合器预先向离合器连接侧稍微动作之后，使处于该断开状态的离合器动作直至处于连接状态。

5. 如权利要求1至4中任一项所述的双离合器式变速控制装置，其特征在于，在使处于所述断开状态的离合器预先向离合器连接侧稍微动作之后，使处于所述连接状态的离合器向离合器断开侧动作。

双离合器式变速控制装置

技术领域

本发明涉及适用于二轮机动车等车辆的双离合器式变速控制装置。

背景技术

现在公知一种双离合器式变速控制装置，其包括：具有多个奇数变速级用齿轮系和偶数变速级用齿轮系的变速机构，以及分别连接在所述奇数变速级用齿轮系和偶数变速级用齿轮系的一对离合器；所述变速机构可以选择性地利用所述各齿轮系中的任一个进行动力传递；在进行变速级为一定的通常运转时，使所述各离合器的一侧为连接状态，并且，使另一侧为断开状态，并且利用连接在处于所述连接状态的离合器的齿轮系中的任一个进行动力传递，并且，利用从连接在处于所述断开状态的离合器的齿轮系中预先选定的齿轮系进行动力传递的状态成为可能，然后，从该状态将处于所述连接状态的离合器变为断开状态，并且，将处于所述断开状态的离合器变为连接状态，由此进行奇数变速级和偶数变速级之间的变速级的切换（例如，参照专利文件 1）。

通过在围绕所述各齿轮系内的支承轴可以相对转动的活动齿轮上，不能相对转动地卡合与所述支承轴一体转动的滑动部件，所述变速机构可以选择性地利用所述各齿轮系中的任一个进行动力传递。

专利文件 1：日本特开 2007-177904 号公报

然而，在上述通常运转时，处于断开状态的离合器中，驱动源侧的部件相对齿轮系侧的部件进行空转。此时，该离合器的所述齿轮系侧的部件和与这些部件连接的齿轮系阻止该转动，并且，在切换所述变速级时，由于在所述预先选定的齿轮系上作用比较大的转动加速度，因此，在对应于该齿轮系的活动齿轮和滑动部件之间产生因它们之间的机械性间隙导致的撞击声，所以期望改善这方面的问题。

发明内容

本发明的目的是：在通过一对离合器的转换来切换变速级的双离合器式变速控制装置中，降低在切换变速级时活动齿轮和滑动部件之间产生的撞击声。

作为上述课题的解决方法，第一方面的发明提供一种双离合器式变速控制装置，其包括：具有多个奇数变速级用齿轮系和偶数变速级用齿轮系（例如，实施例的变速齿轮对 45a~45f）的变速机构（例如，实施例的变速器 47），以及分别连接在用于所述奇数变速级用齿轮系和偶数变速级用齿轮系的一对离合器（例如，实施例的第一离合器盘 51a 和第二离合器盘 51b）；通过在围绕所述各齿轮系内的支承轴（例如，实施例的主轴 28 和副轴 29）可以相对转动的活动齿轮（例如，实施例的活动齿轮 48e, 48f, 49a~49d）上，不能相对转动地卡合与所述支承轴一体转动的滑动部件（例如，实施例的滑动齿轮 48c, 48d, 49e, 49f），所述变速机构可以选择性地利用所述各齿轮系中的任一个进行动力传递；在进行变速级为一定的通常运转时，使所述各离合器的一侧为连接状态，且使另一侧为断开状态，并且，使利用连接在处于所述连接状态的离合器的齿轮系中的任一个进行动力传递、且利用从连接在处于所述断开状态的离合器的齿轮系中预先选定的齿轮系进行动力传递的状态成为可能，然后，从该状态将处于所述连接状态的离合器变为断开状态，并且，将处于所述断开状态的离合器变为连接状态，由此进行奇数变速级和偶数变速级之间的变速级的切换；其特征在于，在切换所述变速级时，使处于所述断开状态的离合器预先向离合器连接侧稍微动作。

第二方面的发明其特征在于，所述各离合器是利用由外部供给的液压发挥卡合力的液压离合器，在切换所述变速级时，向处于所述断开状态的离合器预先供给去往离合器连接侧的微小液压（例如，实施例的微小液压 P1）。

第三方面的发明其特征在于，通过使处于所述断开状态的离合器预先向离合器连接侧稍微动作，来缩小所述活动齿轮和滑动部件之间的转动方向上的间隙。

第四方面的发明其特征在于，在使处于所述断开状态的离合器预先向离合器连接侧稍微动作之后，使处于该断开状态的离合器动作直至处于连接状态。

第五方面的发明其特征在于，在使处于所述断开状态的离合器预先向离

离合器连接侧稍微动作之后,使处于所述连接状态的离合器向离合器断开侧动作。

根据本发明,在切换变速级时(转换离合器时),通过使处于断开状态的离合器预先向离合器连接侧稍微动作,可以用微小扭矩转动连接于该离合器的所述预先选定的齿轮系,并且可以缓慢缩小该齿轮系中的活动齿轮和滑动部件之间的转动方向的间隙,可以降低随后的切换变速级时因所述间隙导致的活动齿轮和滑动部件之间的撞击声。

附图说明

图 1 是本发明的实施例的二轮机动车的右侧面图;

图 2 是所述二轮机动车的发动机的右侧面图;

图 3 是所述二轮机动车的双离合器式变速控制装置的结构图;

图 4 是所述二轮机动车的双离合器式变速器的剖面图;

图 5 是动作所述双离合器式变速器的变换机构的剖面图;

图 6 是表示所述双离合器式变速控制装置的离合器控制液压的供给状况的曲线图;

图 7 是表示所述双离合器式变速器的滑动侧挡块和活动侧挡块之间的卡合状况的说明图,图 7(a)表示变速级为一定的通常运转时的情况,图 7(b)表示即将切换变速级的情况,图 7(c)表示切换变速级时的情况。

附图标记说明

1 二轮机动车(鞍座式车辆); 13 发动机; 23 双离合器式变速器;
26 双离合器; 28 主轴(支承轴); 29 副轴(支承轴); 45a~45f 变速齿轮对(齿轮系); 47 变速器(变速机构); 48c, 48d 滑动齿轮(滑动部件,驱动齿轮); 48e, 48f 活动齿轮(驱动齿轮); 49a~49d 活动齿轮(从动齿轮); 49e, 49f 滑动齿轮(滑动部件,从动齿轮); 51a 第一离合器盘(离合器); 51b 第二离合器盘(离合器)。

具体实施方式

下面,参照附图说明本发明的实施例。在下面的说明中,如果没有特别的记载,前后左右等方向与车辆的方向相同。另外,图中的箭头 FR, LH 和 UP 分别表示车辆的前方、左方和上方。

如图 1 所示,将二轮机动车(鞍座式车辆(鞍乗り型車両))1 的前轮 2 轴支承前叉 3 的上部,经由转向杆 4 可以转向地枢轴支承在车架 5 前端部的头管 6 上。在转向杆 4 (或前叉 3) 的上部安装转向手柄 4a。主架 7 从头管 6 向后方延伸并连接在枢轴板 8 上。在枢轴板 8 上可以上下摇摆地枢轴支承摇臂 9 的前端部,并且在该摇臂 9 的后端部轴支承后轮 11。在摇臂 9 和车架 5 之间安装缓冲单元 12。在车架 5 的内侧悬架作为二轮机动车 1 的原动机的发动机(内燃机) 13。

参照图 2,发动机 13 是曲轴 21 的转动中心轴线 C1 沿车宽方向(左右方向)设置的并列四缸发动机,在该曲轴箱 14 上直立设置气缸 15,在该气缸 15 内可以往复运动地嵌入安装有对应于各气缸的活塞 18,该活塞 18 的往复运动经由连杆 19 转变为曲轴 21 的转动运动。在气缸 15 的后部连接节气阀体 16,在气缸 15 的前部连接排气管 17。

在曲轴箱 14 的后方一体地连接变速箱 22,在该变速箱 22 内容纳双离合器式变速器 23 和变换机构 24。变速箱 22 的右侧部为离合器箱 25,在该离合器箱 25 内容纳双离合器式变速器 23 的双离合器 26。作为发动机 13 的动力源的曲轴 21 的转动动力,经由所述双离合器式变速器 23 向变速箱 22 左侧输出之后,例如经由链式动力传递机构传递到后轮 11。另外,图中附图标记 C2, C3 分别表示双离合器式变速器 23 的主轴 28 和副轴 29 的转动中心轴线。

如图 3 所示,在二轮机动车 1 中,以与发动机 13 连接设置的所述双离合器式变速器 23、在所述变速机构 24 上设置驱动机构 39 而构成的齿轮变速装置 41 以及将所述双离合器式变速器 23 和齿轮变速装置 41 动作控制的电子控制单元(ECU) 42 为主构成双离合器式变速控制装置。

一并参照图 4,双离合器式变速器 23 包括:由内外轴 43, 44 构成的双重结构的所述主轴 28、与该主轴 28 平行配置的所述副轴 29、横跨主轴 28 和副轴 29 配置的变速齿轮组 45、同轴地配置在主轴 28 的右端部的所述双离合器 26 以及向该双离合器 26 供给动作液压的液压供给装置 46。以下,将由主轴 28、副轴 29 及变速齿轮组 45 构成的集合体作为变速器 47。

主轴 28 构成为横跨变速箱 22 的左右的内轴 43 的右侧部,可以相对转动地插通在外轴 44 内。在内外轴 43, 44 的外周分配设置变速齿轮组 45 中的六速用的驱动齿轮 48a~48f。另外,在副轴 29 的外周配置变速齿轮组 45

中的六速用的从动齿轮 49a~49f。各驱动齿轮 48a~48f 和从动齿轮 49a~49f 的对应变速级相互啮合，并且构成分别对应于各变速级的变速齿轮对 45a~45f。另外，各变速齿轮对 45a~45f 按照一速到六速的顺序依次减小减速比（成为高速齿轮）。

内轴 43 的左端部延伸到变速箱 22 的左侧壁 22a，并且经由球轴承 73 可以转动地支承在该左侧壁 22a。

另外，内轴 43 的右侧部贯穿变速箱 22 的右侧壁 22b 并面临离合器箱 25 内，该内轴 43 的左右中间部经由同样贯穿右侧壁 22b 的外轴 44 的左右中间部和球轴承 77，可以转动地支承在变速箱 22 的右侧壁 22b 上。

外轴 44 比内轴 43 短，外轴 44 的左端部以变速箱 22 的左右中间部为末端。在外轴 44 中位于所述右侧壁 22b 的左侧的部位，从左侧依次以四速用、六速用及二速用的顺序支承对应于变速齿轮组 45 中的偶数变速级（二速、四速、六速）的驱动齿轮 48b，48d，48f。另外，在内轴 43 中位于外轴 44 的左端部的左侧的部位，从左侧依次以一速用、五速用及三速用的顺序支承对应于变速齿轮组 45 中的奇数变速级（一速、三速、五速）的驱动齿轮 48a，48c，48e。

副轴 29 的左右端部分别经由球轴承 82，86 可以转动地支承在变速箱 22 的左右侧壁 22a，22b 上。副轴 29 的左端部向左侧壁 22a 的左侧突出，在该左端部安装有向所述后轮 11 传递动力的动力传递机构的驱动链轮 83。

在副轴 29 的位于变速箱 22 内侧的部位，以和所述各驱动齿轮 48a~48f 同样的顺序，支承变速齿轮组 45 中对应于各变速级的从动齿轮 49a~49f。

在主轴 28（内轴 43）和副轴 29 的内部，分别形成主供给油路 71，72，经由该各主供给油路 71，72 向变速齿轮组 45 供给适量的发动机油。主供给油路 71，72 可以将用于压送油的主油泵（未图示）供给的液压供给发动机 13 内各部分。

双离合器 26 包括同轴地相互邻接配置的液压式的第一离合器盘 51a 和第二离合器盘（以下也有简称为离合器的情况）51b，这些离合器 51a，51b 分别同轴地与所述内外轴 43，44 连接。在各离合器 51a，51b 共有的离合器外座圈 56 上，同轴地设置与曲轴 21 的主驱动齿轮 58a 啮合的主从动齿轮 58，经由这些各齿轮 58，58a 向离合器外座圈 56 输入来自曲轴 21 的转动驱动力。输入到离合器外座圈 56 的转动动力，根据各离合器 51a，51b 的断开状态，

个别地传递到内外轴 43, 44。根据来自所述液压供给装置 46 的液压供给的有无, 个别地控制各离合器 51a, 51b 的断开状态。

另外, 使所述各离合器 51a, 51b 的一侧为连接状态, 并且, 使另一侧为断开状态, 并且利用连接在内外轴 43, 44 的一侧的任一个变速齿轮对, 进行变速器 47 内的动力传递, 并且, 从连接在内外轴 43, 44 的另一侧的变速齿轮对中, 预先选定下一次利用的变速齿轮对, 然后, 从该状态使所述各离合器 51a, 51b 的一侧为断开状态, 并且, 使另一侧为连接状态, 由此变速器 47 的动力传递切换为利用所述预先选定的变速齿轮对的动力传递, 以此进行变速器 47 的升挡(シフトアップ)或降挡(シフトダウン)。

如图 3 所示, 液压供给装置 46 的包括: 作为双离合器 26 用的液压发生源的离合器用油泵 32、从该离合器用油泵 32 的排出口延伸的送给油路 35、连接在该送给油路 35 的下游侧的第一离合器执行机构 91a 和第二离合器执行机构 91b、从该各离合器执行机构 91a, 91b 到达各离合器 51a, 51b 的连接侧液压室 54a, 54b (参照图 4) 的第一供给油路 92a 和第二供给油路 92b。

离合器用油泵 32 与所述主油泵分开设置, 该离合器用油泵 32 吸入离合器箱 14 下的油盘 36 内的发动机油并向送给油路 35 内排出。在送给油路 35 设置该油路专用的油滤清器 89。

另外, 图中的附图标记 S6, S7 分别表示检测送给油路 35 内的液压和油温的液压传感器和油温传感器, 附图标记 R 表示控制送给油路 35 内的液压上升的安全阀, 附图标记 S8, S9 分别表示检测各供给油路 92a、92b 内的液压、即向各离合器 51a, 51b 供给的液压的液压传感器。

送给油路 35 分别与第一供给油路 92a 及第二供给油路 92b 通过各离合器执行机构 91a, 91b 的动作可以个别地连通, 当送给油路 35 和第一供给油路 92a 经由第一离合器执行机构 91a 连通时, 离合器用油泵 32 供给的较高液压, 经由第一供给油路 92a 向第一离合器 51a 的连接侧液压室 54a 供给, 使得该第一离合器 51a 处于连接状态。另外, 当送给油路 35 和第二供给油路 92b 经由第二离合器执行机构 91b 连通时, 离合器用油泵 32 供给的液压, 经由第二供给油路 92b 向第二离合器 51b 的连接侧液压室 54b 供给, 使得该第二离合器 51b 处于连接状态。

从送给油路 35 分支出具有液压分流阀 95 的液压分流油路 96a。通过阀动作机构 95a 动作液压分流阀 95, 并且切换液压分流油路 96a 的开通和切断。

阀动作机构 95a 由所述电子控制单元 42 动作控制,例如在发动机启动时,开通液压分流油路 96a,使来自离合器用油泵 32 的供给液压(フイード油压)返回到油盘 36,在发动机启动之后,切断液压分流油路 96a,可以向双离合器 26 供给所述供给液压。

另外,在各离合器执行机构 91a, 91b 上分别设置回送油路 93a, 93b,当切断送给油路 35 分别与第一供给油路 92a 及第二供给油路 92b 的连通时,回送油路 93a, 93b 将来自离合器用油泵 32 的液压回送至油盘内。

如图 3 和图 5 所示,变速机构 24 通过与各轴 28, 29 平行配置的变速鼓 24a 的转动,使多个(在本实施例中为 4 个)拨叉 24b 在轴向移动,并切换用于主轴 28 和副轴 29 之间的动力传递的变速齿轮对(变速级)。

各拨叉 24b 形成为向主轴 28 侧延伸的拨叉和向副轴 29 侧延伸的拨叉并成对,这些拨叉的基端侧轴向可以移动地分别支承在拨叉杆 24c 上。在各拨叉 24b 的基端侧,分别设置卡合在变速鼓 24a 外周的多个凸轮槽 24d 中的任一个的滑动突部 24e。各拨叉 24b 在主轴 28 侧和副轴 29 侧,使其前端部卡合在变速齿轮组 45 中的后述的滑动齿轮上。并且,在变速鼓 24a 转动时,沿着各凸轮槽 24d 的槽形,使各拨叉 24b 在轴向移动,并且使所述滑动齿轮在轴向移动而变化变速器 47 的变速级。

在变速鼓 24a 的一端侧设置所述驱动机构 39。驱动机构 39 构成为包括:同轴固定在变换机构 24 的变速鼓 24a 上的针齿轮 39a、卡合在该针齿轮 39a 上的螺纹状的筒式凸轮 39b 及施加该筒式凸轮 39b 转动驱动力的电动机 39c,通过所述电动机 39c 的驱动,适当地转动变速鼓 24a 而变化变速器 47 的变速级。

另外,图中的附图标记 S1 表示为了检测变速器 47 的变速级而检测驱动机构 39 的动作量的传感器,附图标记 DS 表示检测变速鼓 24a 的实际转动角度的转动角度传感器,附图标记 DT 表示规定变速鼓 24a 的各变速级的转动角度的制动器。

如图 4 所示,设变速器 47 为对应于各变速级的驱动齿轮 48a~48f 和从动齿轮 49a~49f 一直啮合的常啮合式。各齿轮大致分为相对其支承轴(各轴 28, 29)可以一体地转动的固定齿轮、相对支承轴可以相对转动的活动齿轮以及相对轴可以一体地转动且在轴向可以移动的滑动齿轮。

具体地, 设驱动齿轮 48a, 48b 为固定齿轮, 驱动齿轮 48c, 48d 为滑动齿轮, 驱动齿轮 48e, 48f 为活动齿轮。另外, 设从动齿轮 49a~49f 为活动齿轮, 从动齿轮 49e, 49f 为滑动齿轮。下面, 将各齿轮 48c, 48d, 49e, 49f 称为滑动齿轮, 将各齿轮 48e, 48f, 49a~49f 称为活动齿轮。

另外, 通过利用所述变换机构 24 使任意的滑动齿轮适当地滑动(在轴向移动), 可以利用对应于任意的变速级的变速齿轮对进行动力传递。

在滑动齿轮 48c, 48d 的一侧, 分别一体地设置与这些滑动齿轮同样地相对支承轴可以一体地转动且在轴向可以移动的滑动环 Sc, Sd。各滑动环 Sc, Sd 分别轴向邻接地设置在活动齿轮 48e, 48f 上。在各滑动环 Sc, Sd 上分别设置滑动侧挡块(ドッグ)(一对)D1c, D1d, 在各活动齿轮 48e, 48f 上分别设置对应于各滑动侧挡块 D1c, D1d 的活动侧挡块(一对)D1e, D1f。

另外, 在滑动齿轮 49e, 49f 的一侧, 分别一体地设置与这些滑动齿轮同样地相对支承轴可以一体地转动且在轴向可以移动的滑动环 Se, Sf。各滑动环 Se, Sf 在轴向分别邻接设置在活动齿轮 49c, 49d 上。在各滑动环 Se, Sf 上分别设置滑动侧挡块(一对)D2e, D2f, 在各活动齿轮 49c, 49d 上分别设置对应于各滑动侧挡块 D2e, D2f 的活动侧挡块(一对)D2c, D2d。

而且, 在各滑动齿轮 49e, 49f 的另一侧, 分别设置滑动侧挡块(一对)D3e, D3f, 在轴向与这些滑动齿轮邻接的活动齿轮 49a, 49b 上, 分别设置对应于各滑动侧挡块 D3e, D3f 的活动侧挡块(一对)D3a, D3b。

当对应的滑动齿轮(含滑动环)和活动齿轮彼此靠近时, 各滑动侧挡块和活动侧挡块不能相对转动地相互卡合, 当所述滑动齿轮和活动齿轮彼此分开时, 所述卡合解除。

另外, 经由各挡块, 各滑动齿轮中的任一个和对应的活动齿轮不能相对转动地卡合, 由此在主轴 28 和副轴 29 之间可以选择性地利用任一个变速齿轮对进行动力传递。

另外, 在各滑动齿轮和活动齿轮之间的卡合全部被解除的状态(如图 4 所示的状态)下, 两个轴 28, 29 之间不能进行动力传递, 该状态成为变速器 47 的空挡状态。

如图 3 所示, 电子控制单元 42 除了来自所述各传感器的信息之外, 还根据来自节流阀体 16 的节流阀的开度传感器 TS、侧支架(或中心支架)的收纳传感器(开关)SS 和前轮 2 的车轮转速传感器 WS 以及例如设置在转

向手柄 4a 的模式开关 SW1、齿轮选择开关 SW2、空挡驱动切换开关 SW3 等的信息，控制双离合器式变速器 23 和齿轮变速装置 41 的动作而变化变速器 47 的变速级（挡位）。

由所述模式开关 SW1 选择的变速模式有：根据车速（车轮转速）和发动机转速等车辆信息自动地切换变速器 47 的变速级的全自动模式，以及根据驾驶者的意志仅用所述选择开关 SW2 的操作可以切换变速器 47 的变速级的半自动模式。现有的变速模式和变速级显示在例如设置在转向手柄 4a 附近的仪表装置 M 中。另外，通过所述空挡驱动切换开关 SW3 的操作，在以规定的变速级可能进行动力传递的状态和空挡状态之间可以切换变速器 47。

另外，图中附图标记 S2 表示为了检测车速而检测主轴 28 转速的车速传感器（检测啮合在与副轴 29 一体转动的从动齿轮 49e 上的驱动齿轮 48e 的转速），附图标记 S3 表示为了检测发动机转速（副轴 21 的转速）而检测主从动齿轮 58 转速的转速传感器。电子控制单元 42 将来自燃料喷射装置用的 ECU42a 的信息与各传感器的信息共有。

如图 4 所示，双离合器 26 构成为将连接在奇数变速级用变速齿轮对上的第一离合器 51a 配置在离合器箱 25 内的右侧（车宽方向的外侧），将连接在偶数变速级用变速齿轮对上的第二离合器 51b 配置在离合器箱 25 内的左侧（车宽方向的内侧）。设各离合器 51a, 51b 为具有在其轴向相互重叠的多个离合器板（各离合器盘 61a, 61b 和各离合器片 66a, 66b）的湿式多板离合器。

设各离合器 51a, 51b 为利用外部供给的液压使压力板 52a, 52b 在轴向位移而得到规定的卡合力的液压式离合器，其分别具有：向离合器断开侧对所述压力板 52a, 52b 施力的回程弹簧 53a, 53b、向离合器连接侧对压力板 52a, 52b 施加按压力的连接侧液压室 54a, 54b 以及向离合器断开侧对压力板 52a, 52b 施加按压力而辅助其回程动作的断开侧液压室 55a, 55b。

在断开侧液压室 55a, 55b，一直供给有来自所述主油泵的较低液压，在连接侧液压室 54a, 54b 选择性地且个别地供给有来自液压供给装置 46（离合器用油泵 32）的较高液压。

各离合器 51a, 51b 共有单一的离合器外座圈 56 并且构成为大致相同的直径。离合器外座圈 56 形成为向右开放的有底圆筒状，其底部中央可以相对转动地支承在外轴 44 的左右中间部。在离合器外座圈 56 的左内侧配置第

一离合器 51a 用中离合器（クラッチセンタ）57a，在离合器外座圈 56 的右内侧配置第二离合器 51b 用的中离合器 57b。中离合器 57a 可以一体转动地支承在内轴 43 的右端部，中离合器 57b 可以一体转动地支承在外轴 44 的右端部。

在离合器外座圈 56 的底部左侧，经由弹簧防震器 59 安装主从动齿轮 58，该主从动齿轮 58 与所述曲轴 21 的主驱动齿轮 58a 啮合。即，经由弹簧防震器 59 向离合器外座圈 56 输入曲轴 21 的转动力。离合器外座圈 56 伴随曲轴 21 的转动独立于主轴 28 而转动。

在离合器外座圈 56 中位于主从动齿轮 58 左侧的部位，可以一体转动地设置用于驱动所述各油泵的主动变速链轮 56b。在离合器外座圈 56 的右内周，可以一体转动地支承用于第一离合器 51a 的多个离合器片 61a，在离合器外座圈 56 的左内周，可以一体转动地支承用于第二离合器 51b 的多个离合器片 61b。

在离合器外座圈 56 的外周形成沿轴向的多个卡合槽，并且在各离合器片 61a，61b 的外周形成对应于所述各卡合槽的多个卡合突部，通过所述各卡合突部不能相对转动地卡合在所述各卡合槽，各离合器片 61a，61b 可以一体转动地支承在离合器外座圈 56。

在第一离合器 51a 的中离合器 57a 左侧的凸缘部 64a，设置向右侧立起的内壁部 65a，在该内壁部 65a 的外周可以一体转动地支承有多个离合器盘（摩擦片）66a。

在中离合器 57a 的外周形成沿轴向的多个卡合槽，并且在各离合器盘 66a 的内周形成对应于所述各卡合槽的多个卡合突部，通过使所述各卡合突部不能相对转动地卡合在所述各卡合槽，各离合器盘 66a 可以一体转动地支承在中离合器 57a 上。

在凸缘部 64a 的右侧相对配置所述压力板 52a，在该压力板 52a 的外周侧和凸缘部 64a 的外周侧之间，以在轴向交替重叠的层叠状态，配置所述各离合器片 61a 和各离合器盘 66a。

在压力板 52a 的内周侧和凸缘部 64a 的内周侧之间形成所述断开侧液压室 55a，并且配置向右侧（从凸缘部 64a 离开的一侧，离合器断开的一侧）对压力板 52a 施加力的回程弹簧 53a。

在压力板 52a 的内周侧的右侧相对配置支承凸缘部 67a, 其设置于中离合器 57a 右侧的中央筒部 62a 的外周, 在该支承凸缘部 67a 和压力板 52a 的内周侧之间形成所述连接侧液压室 54a, 并且配置回程弹簧 53a。

另一方面, 在第二离合器 51b 的中离合器 57b 左侧的凸缘部 64b, 设置向右侧立起的内壁部 65b, 在该内壁部 65b 的外周可以一体转动地支承有多个离合器盘 66b。

在中离合器 57b 的外周形成沿轴向的多个卡合槽, 并且在各离合器盘 66b 的内周形成对应于所述各卡合槽的多个卡合突部, 通过所述各卡合突部不能相对转动地卡合在所述各卡合槽, 各离合器盘 66b 可以一体转动地支承在中离合器 57b 上。

在凸缘部 64b 的右侧相对配置所述压力板 52b, 在该压力板 52b 的外周侧和凸缘部 64b 的外周侧之间, 以在轴向交替重叠的层叠状态, 配置所述各离合器片 61b 和各离合器盘 66b。

在压力板 52b 的内周侧和凸缘部 64b 的内周侧之间, 形成所述断开侧液压室 55b, 并且配置向右侧 (从凸缘部 64b 离开的一侧, 离合器断开的一侧) 对压力板 52b 施加力的回程弹簧 53b。

在压力板 52b 的内周侧的右侧, 相对配置支承凸缘部 67b, 其设置于中离合器 57b 右侧的中央筒部 62b 的外周, 在该支承凸缘部 67b 和压力板 52b 的内周侧之间形成所述连接侧液压室 54b, 并且配置回程弹簧 53b。

在构成所述离合器箱 25 的右侧的离合器罩 69 上, 分别设置第一供给油路 92a、第二供给油路 92b 及罩内主供给油路 71a。另外, 在内轴 43 的右中空部 43a 内适当地形成分别地与所述各油路 92a, 92b, 71a 相连通的油路。

另外, 离合器用油泵 32 供给的液压, 通过第一供给油路 92a 等可以向第二离合器 51b 的连接侧液压室 54b 供给; 所述主油泵供给的液压, 通过罩内主供给油路 71a 等可以向第一离合器 51a 的断开侧液压室 55a 供给; 离合器用油泵 32 供给的液压, 通过第二供给油路 92b 等可以向第一离合器 51a 的连接侧液压室 54a 供给。另外, 所述主油泵供给的液压, 通过主供给油路 71 等可以向离合器 51b 的断开侧液压室 55b 供给。

各离合器 51a, 51b 中, 在发动机停止状态 (所述各油泵的停止状态) 下, 由于各回程弹簧 53a, 53b 的作用力, 压力板 52a, 52b 向右侧位移而成为各离合器片 61a, 61b 和各离合器盘 66a, 66b 的摩擦卡合被解除的离合器

断开状态。另外，即使在发动机运转状态下，只要来自液压供给装置 46 的液压供给处于停止状态，回程弹簧 53a, 53b 的作用力和各断开侧液压室 55a, 55b 的液压作用于压力板 52a, 52b，各离合器 51a, 51b 就处于和上述相同的离合器断开状态。

另一方面，对于第一离合器 51a，在发动机运转状态且由液压供给装置 46 向连接侧液压室 54a 供给较高液压的状态下，压力板 52a 抵抗断开侧液压室 55a 的液压和回程弹簧 53a 的作用力而向左侧（凸缘部 64a 侧，离合器连接侧）移动，并且各离合器片 61a 和各离合器盘 66a 受到夹持挤压而进行摩擦卡合，由此第一离合器 51a 处于离合器外座圈 56 和中离合器 57a 之间可以传递扭矩的离合器连接状态。

同样地，对于第二离合器 51b，在发动机运转状态且由液压供给装置 46 向连接侧液压室 54b 供给较高液压的状态下，压力板 52b 抵抗断开侧液压室 55b 的液压和回程弹簧 53b 的作用力而向左侧（凸缘部 64b 侧，离合器连接侧）移动，并且各离合器片 61b 和各离合器盘 66b 受到夹持挤压而进行摩擦卡合，由此第二离合器 51b 处于离合器外座圈 56 和离合器齿轮 57b 之间可以传递扭矩的离合器连接状态。

另外，如果向连接侧液压室 54a, 54b 停止液压供给，则在断开侧液压室 55a, 55b 的液压和回程弹簧 53a, 53b 的作用力下压力板 52a, 52b 向左侧移位，并且解除各离合器片 61a, 61b 和各离合器盘 66a, 66b 的摩擦卡合，由此各离合器 51a, 51b 从离合器连接状态成为在离合器外座圈 56 和离合器齿轮 57a, 57b 之间不能传递扭矩的所述离合器断开状态。

向各离合器 51a, 51b 的断开侧液压室 55a, 55b 供给的发动机油，经由在内壁部 65a, 65b 等适当形成的油路被引出到液压室外，并向内壁部 65a, 65b 外周的各离合器片 61a, 61b 和各离合器盘 66a, 66b 适当供给。通过这样将断开侧液压室 55a, 55b 内的动作油分流，使断开侧液压室 55a, 55b 内的液压保持在规定的低压状态，并提高处于断开状态的各离合器 51a, 51b 中的各离合器片 61a, 61b 和各离合器盘 66a, 66b 的润滑性和冷却性。

在上述双离合器式变速器 23 中，即使在二轮机动车 1 的发动机启动之后，当判断为因侧支架立起等而处于停车状态时，各离合器 51a, 51b 的两者保持在离合器断开状态。另外，例如当侧支架被收藏起来，或各开关 SW1, SW1, SW3 被操作时，作为二轮机动车 1 的动作准备，变速器 47 从空挡状

态切换为利用一速齿轮（动作齿轮，变速齿轮对 45a）的动力传递可能的一速状态，从该状态通过例如提高发动机转速，使第一离合器 51a 经过半离合处于离合器连接状态，使二轮机动车 1 动作。

当二轮机动车 1 行驶时，在各离合器 51a, 51b 中只有对应于现在挡位的一侧处于连接状态，而另一侧保持原来的断开状态。由此，进行经由内外轴 43, 44 的一侧以及各变速齿轮对 45a ~ 45f 中的任一个的动力传递。此时，电子控制单元 42 根据车辆信息控制双离合器式变速器 23 的动作，并预先实现利用对应于下一次挡位的变速齿轮对可能进行动力传递的状态。

具体地，如果现在的挡位（变速级）为例如奇数级（或偶数级），由于下一次的挡位为偶数级（或奇数级），因此预先实现利用偶数级（或奇数级）的变速齿轮对可能进行动力传递的状态。

此时，虽然第一离合器 51a 处于连接状态，但是第二离合器 51b（或第一离合器 51a）处于断开状态，在外轴 44（或内轴 43）和偶数级（或奇数级）的变速齿轮对就不会传递发动机输出（曲轴 21 的转动动力）。

然后，当电子控制单元 42 判断为已到变速时间时，仅通过使所述第一离合器 51a（或第二离合器 51b）成为断开状态，并且，使所述第二离合器 51b（或第一离合器 51a）成为连接状态，来切换为预先选定的、利用对应于下一次挡位的变速齿轮对进行动力传递。

在此，如图 6 所示，在切换变速器 47 中的变速级时（转换各离合器 51a, 51b 时），向切换之前处于断开状态的离合器（51a 或 51b）的连接侧液压室供给微小液压 P1，该离合器向离合器连接侧稍微动作。另外，所谓所述微小液压 P1，是指用于缩小该离合器的机械性间隙所需的最低限以上的液压（相当于离合器的回程弹簧的弹力以上的液压）。

另外，所谓即将切换变速级之前，是指从向处于断开状态的离合器供给通常的连接液压 P2 的时间 T2 之前的时间 T1 直到所述时间 T2 的期间，换言之，从释放处于连接状态的离合器中的所述通常的连接液压 P2 的时间 T3 之前的时间 T1 到所述时间 T3 的期间。另外，所述各时间 T2, T3 可以相互具有时间差，也可以为同一时间。

在进行变速级一定的通常运转时，处于连接状态的离合器（连接侧离合器）中的曲轴 21 侧的部件（与主从动齿轮 58 一体转动的部件，即离合器外座圈 56 和离合器片 61a 或 61b 等）和变速器 47 侧的部件（与主轴 28 一体

转动的部件，即中离合器 57a 或 57b 及离合器盘 66a 或 66b）相互一体地转动。

另外，在所述通常运转时，处于断开状态的离合器（断开侧离合器）中的所述曲轴 21 侧的部件，相对处于停止状态的所述变速器 47 侧的部件进行空转。此时，与该离合器的变速器 47 侧连接的变速齿轮对也可以使转动停止。

参照图 7（a），当变速器 47 进行动力传递时（例如，在进行变速级一定的通常运转时），与连接侧离合器连接的动力传递用的变速齿轮对中的滑动齿轮（图 7 中用附图标记 SG 统称）的滑动侧挡块（图 7 中用附图标记 SD 统称）和活动齿轮（图 7 中用附图标记 FG 统称）的活动侧挡块（图 7 中用附图标记 FD 统称）在转动方向上相互抵接而传递驱动力。另外，在与断开侧离合器连接的所述预先选定的变速齿轮对中的滑动侧挡块 SD 和活动侧挡块 FD 之间产生转动方向上的机械性间隙。

另外，在切换变速级时，通过在切换之前使断开侧离合器向离合器连接侧稍微动作，来向与该离合器连接的所述预先选定的变速齿轮对施加微小扭矩，并且缓慢地缩小该变速齿轮对中的两个挡块 SD，FD 之间的所述转动方向上的间隙，使这些变速齿轮对抵接（参照图 7（b））。

然后，通过使所述断开侧离合器成为通常的连接状态，并且，使所述连接侧离合器成为断开状态，在抑制所述预先选定的变速齿轮对的两个挡块 SD，FD 之间的撞击声的基础上，可以切换变速器 47 的变速级（参照图 7（c））。

如上所述，所述实施例中的双离合器式变速控制装置包括：具有多个奇数变速级用变速齿轮对和偶数变速级用变速齿轮对 45a~45f 的变速器 47，以及分别与所述奇数变速级用变速齿轮对和偶数变速级用变速齿轮对连接的一对液压式多板离合器 51a，51b；所述变速器 47 通过在围绕所述各变速齿轮对内的支承轴（主轴 28 或副轴 29）可以相对转动的活动齿轮 48e，48f，49a~49d 上，不能相对转动地卡合与所述支承轴一体地转动的滑动齿轮 48c，48d，49e，49f，可以选择利用所述各变速齿轮对中的任一个来进行动力传递；在进行变速级一定的通常运转时，使所述各离合器 51a，51b 的一侧成为连接状态，并且，使另一侧成为断开状态，并且使利用从连接在所述连接状态的离合器的变速齿轮对中的任一个进行动力传递，且利用从连接在所述连接

状态的离合器的变速齿轮对中预先选定的变速齿轮对进行动力传递的状态成为可能,然后,从该状态将所述连接状态的离合器变为断开状态,并且,将所述断开状态的离合器变为连接状态,由此进行奇数变速级和偶数变速级之间的变速级的切换;在切换所述变速级时,向所述断开状态的离合器供给去往离合器连接侧的微小液压 P1,使该离合器预先向离合器连接侧稍微动作。

根据该结构,在切换变速级时(转换各离合器 51a, 51b 时),通过使断开状态的离合器预先向离合器连接侧稍微动作,可以向连接于该离合器的所述预先选定的变速齿轮对施加微小扭矩,并且缓慢地缩小该变速齿轮对中的活动齿轮和滑动齿轮之间的转动方向上的间隙,还可以降低在其后的切换变速级时的、所述间隙导致的活动齿轮和滑动齿轮之间的撞击声。

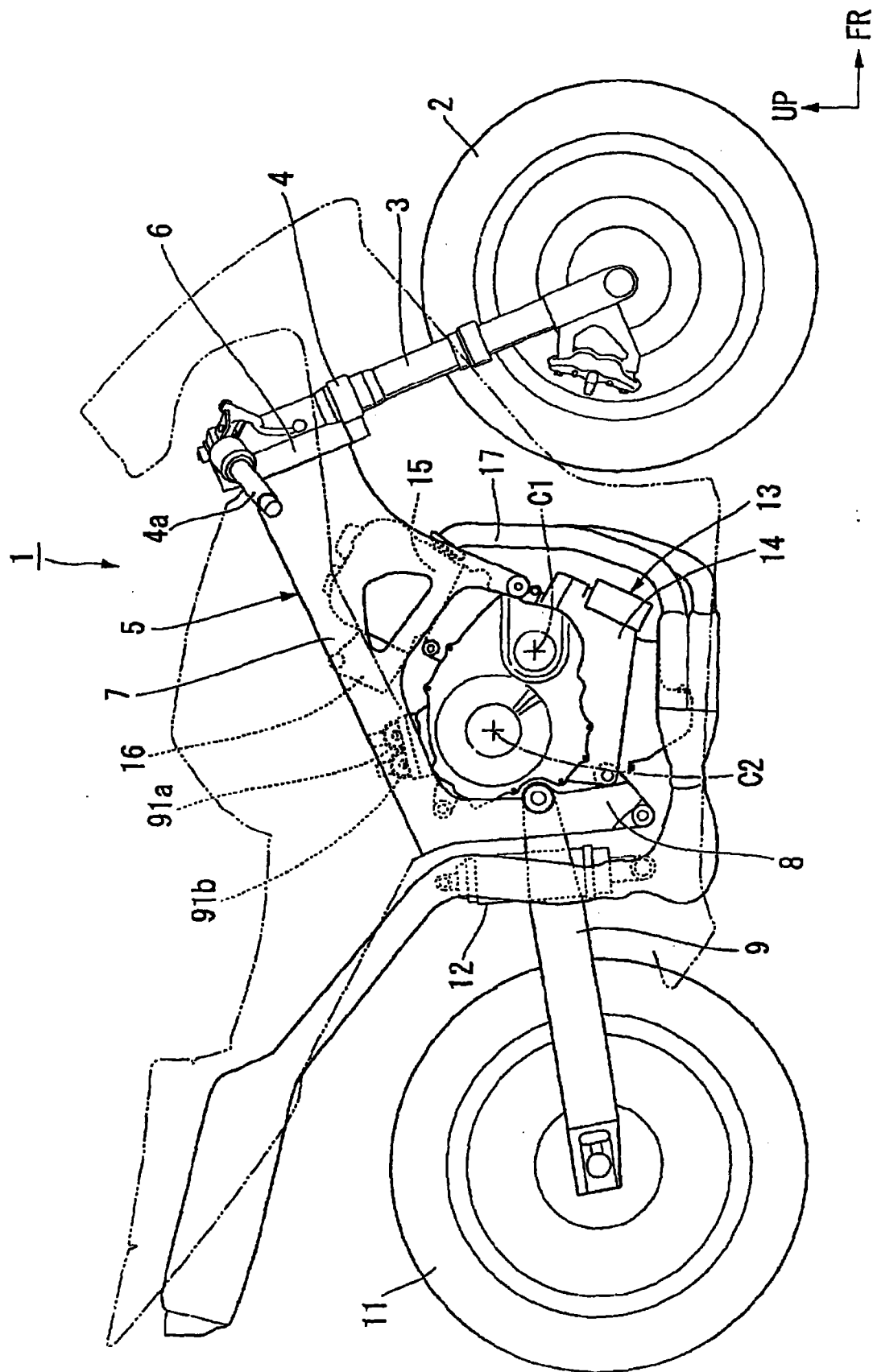
另外,本发明并不限于上述实施例,例如各离合器 51a, 51b 可以通过弹簧、电动机及螺线管等得到其卡合力或动作力,并且各离合器 51a, 51b 可以是干式离合器或单板离合器。

另外,发动机 13 可以是单缸发动机、V 型发动机或水平对置发动机等,并且可以是使曲轴沿车辆前后方向设置的纵向载置式发动机。

而且,变速器 47 可以通过使与齿轮分体的滑动部件滑动来切换变速级的变速器,并且可以是其变速级数不足六速或七速以上的变速器。

而且,不限于二轮机动车,也适用于三轮或四轮的鞍座式车辆,或者具有低踏板式脚踏部的小型摩托车(スクーター)。

另外,上述实施例中的结构是本发明的一个示例,该结构当然适用于四轮乘用车等,而且,不言而喻,在不脱离本发明的宗旨的范围内可以进行各种变更。



1

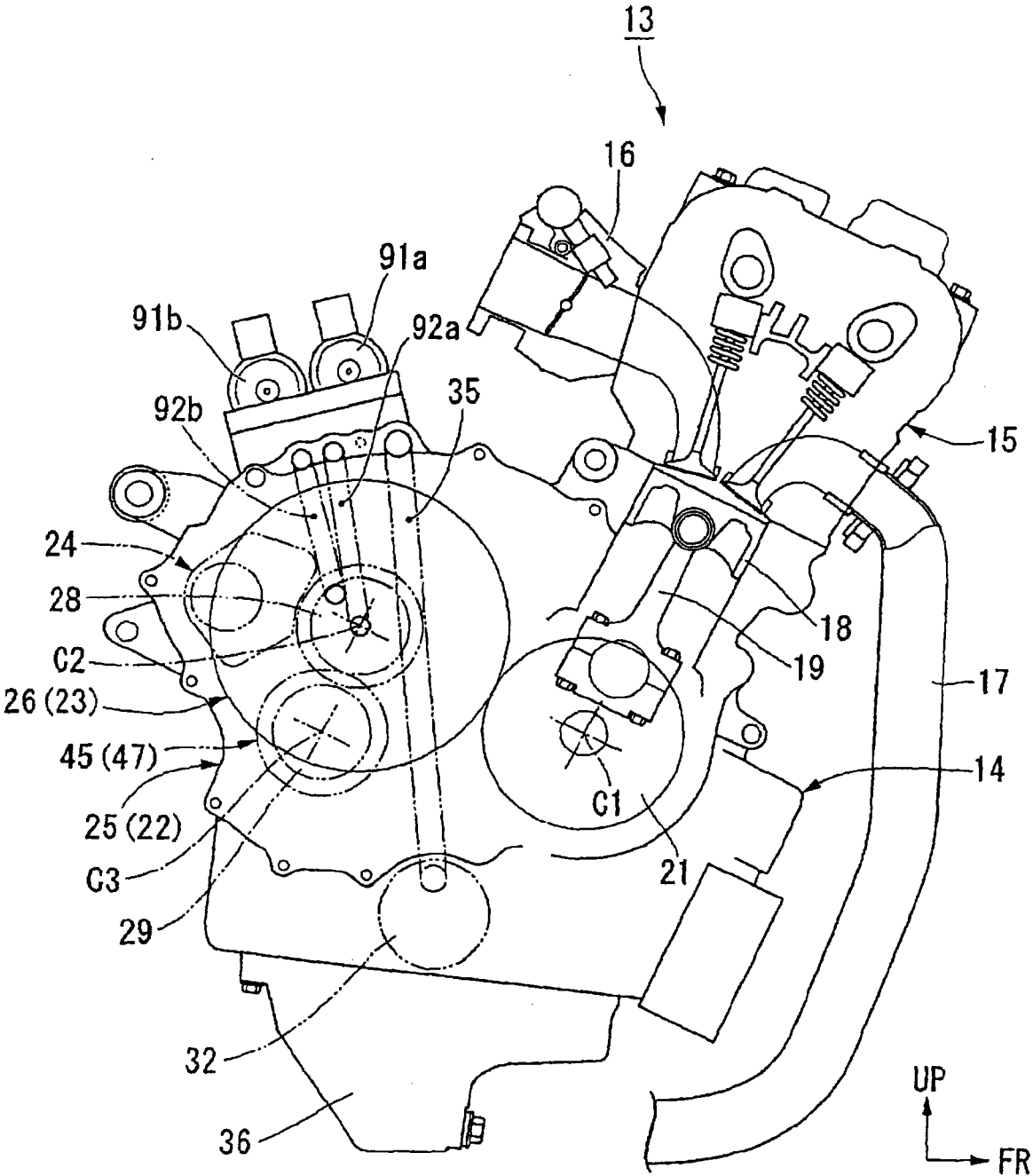
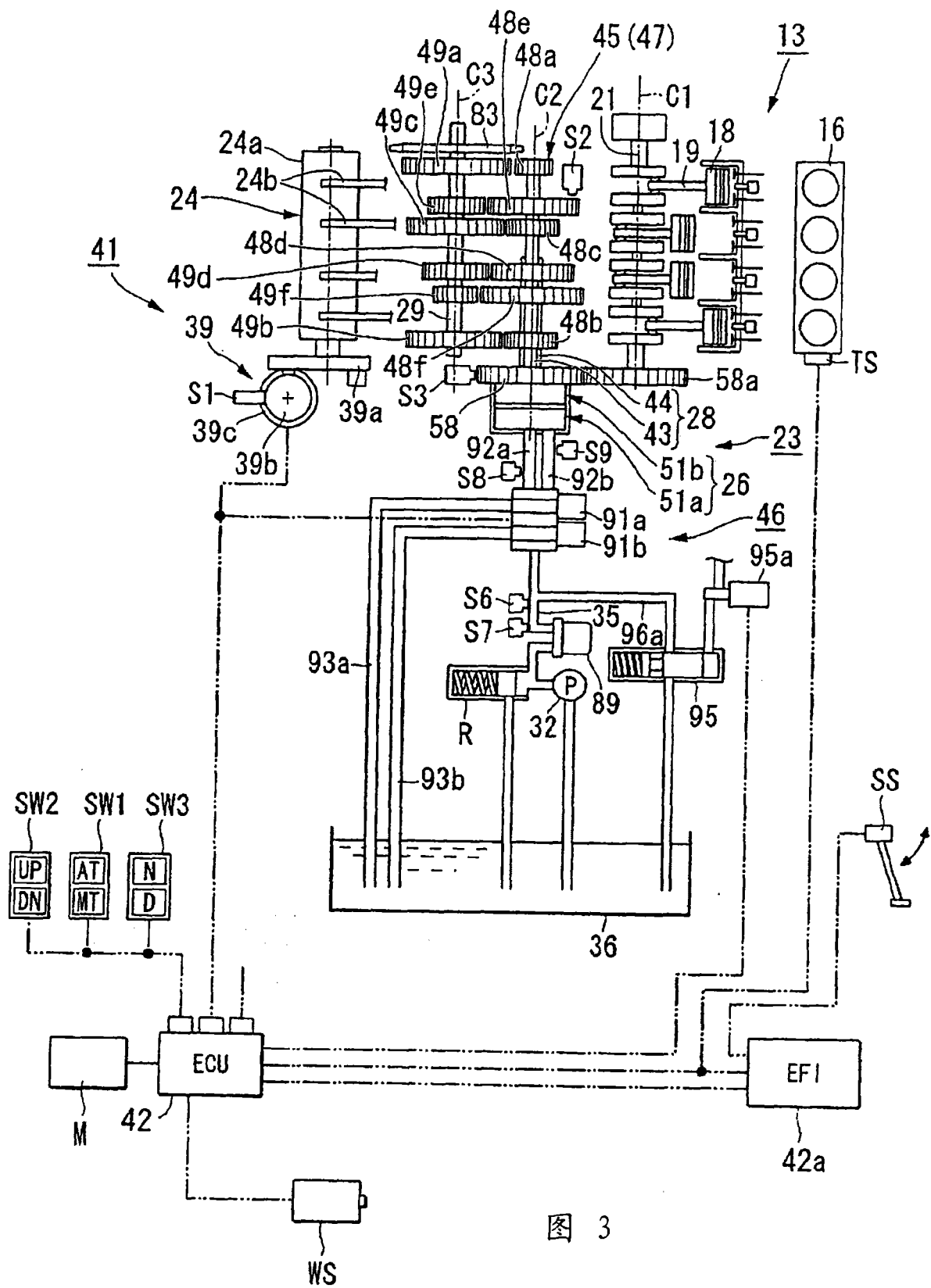


图 2



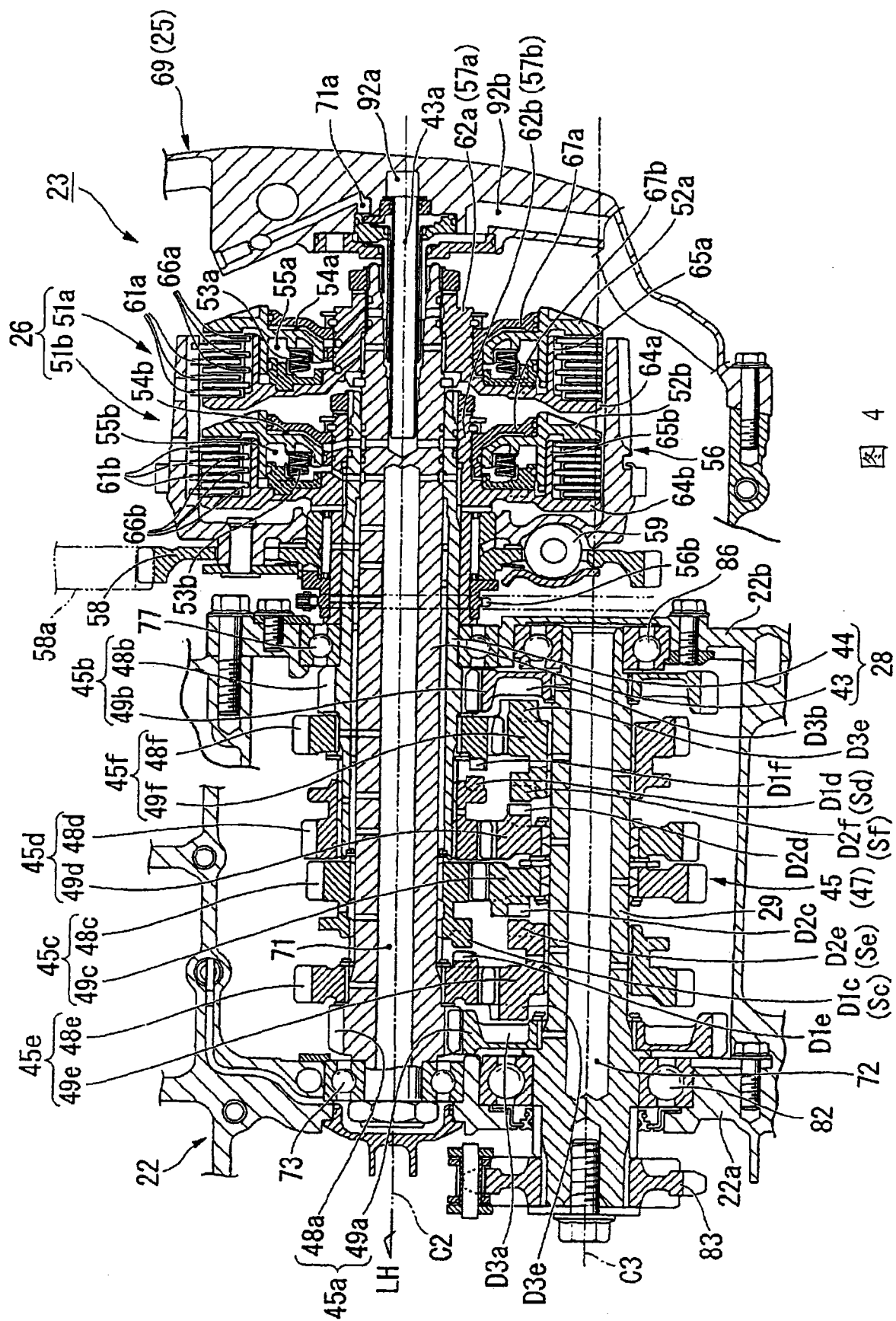
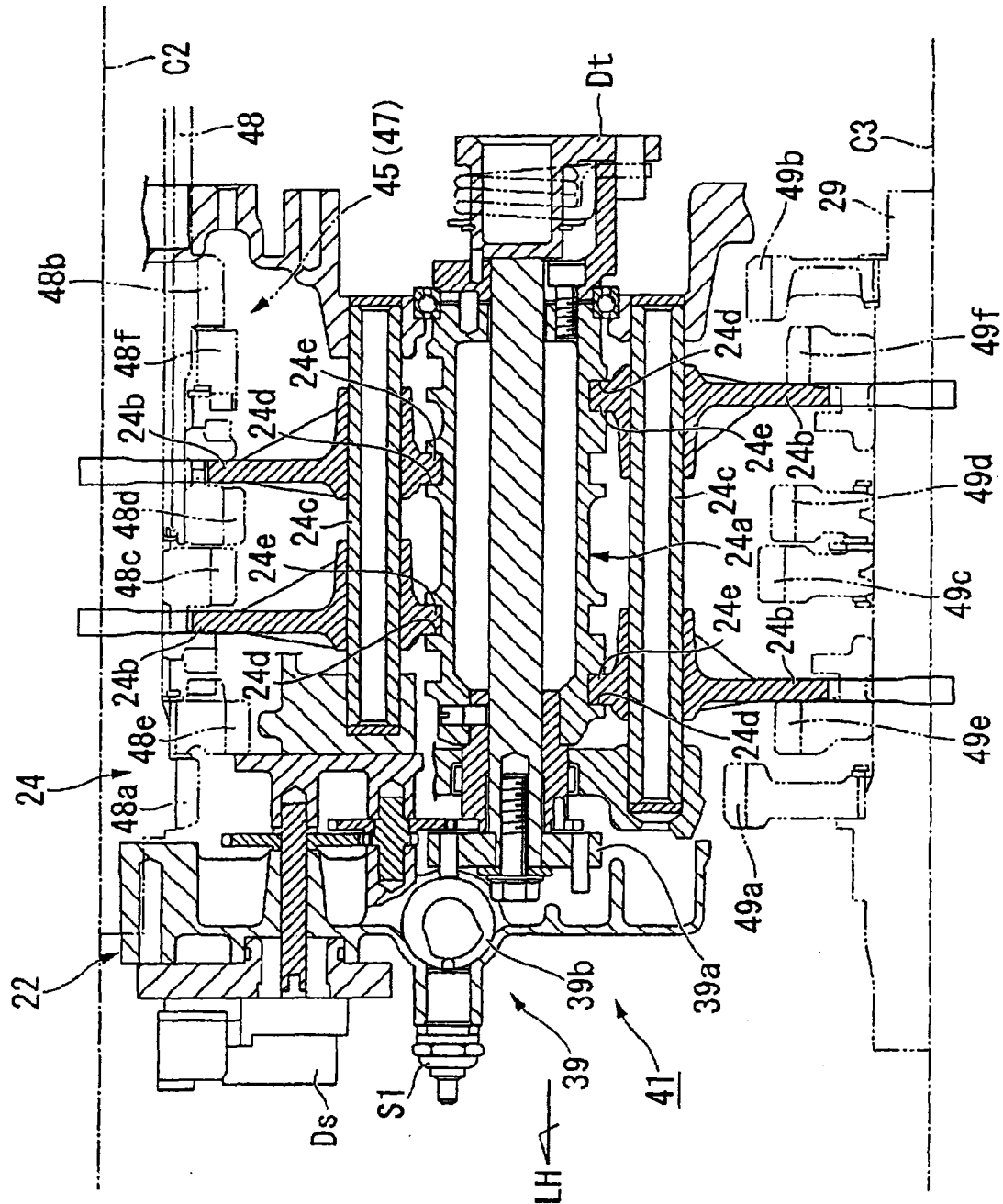


图 4



五
圖

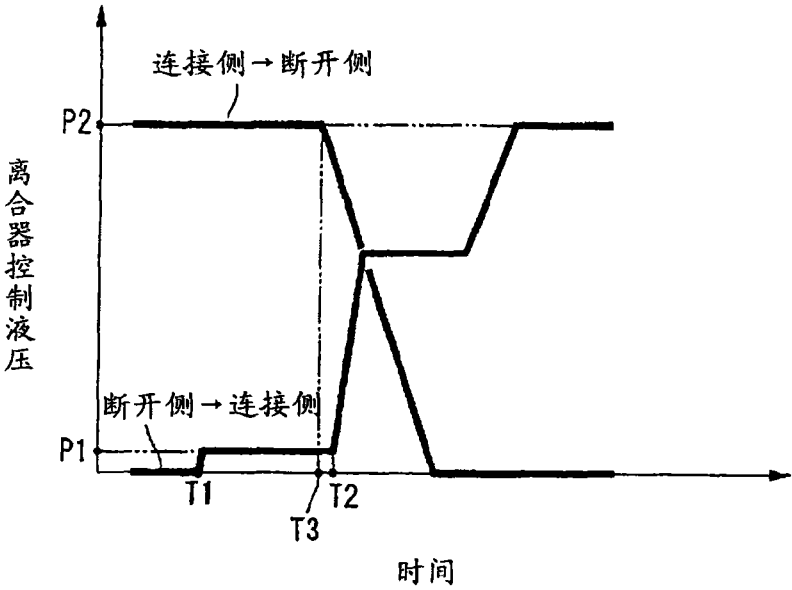
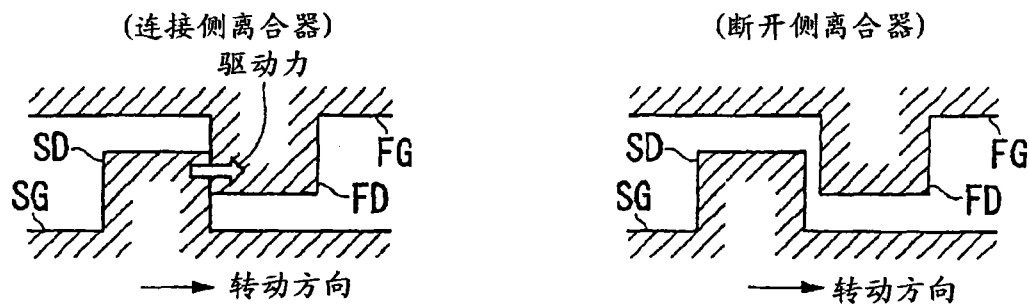
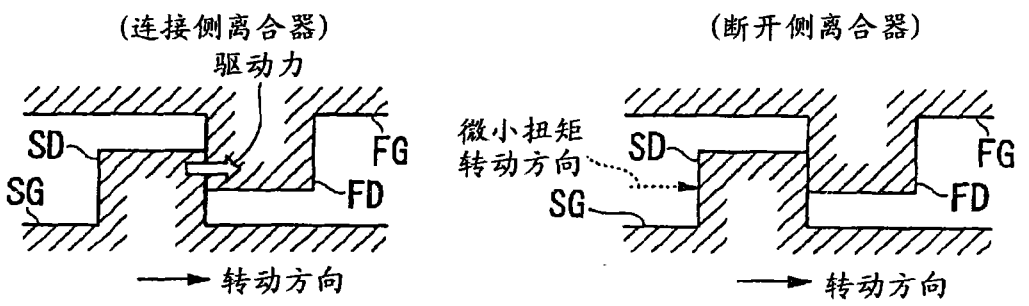


图 6

(a) 通常运转时



(b) 即将转换变速段之前



(c) 转换变速段时

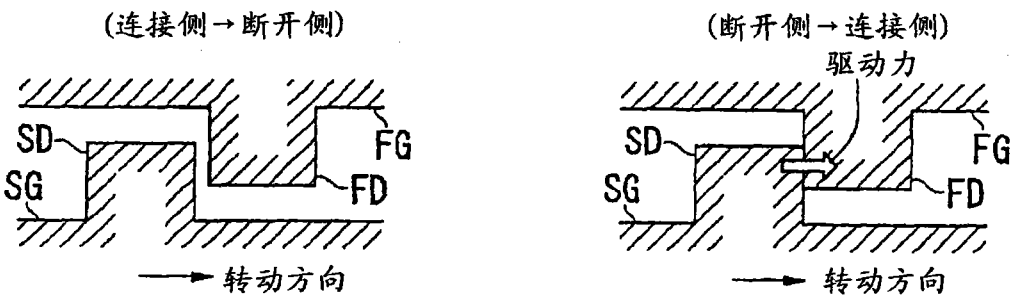


图 7