



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 101517280 B

(45) 授权公告日 2013. 10. 02

(21) 申请号 200780035505. X

(51) Int. Cl.

(22) 申请日 2007. 09. 28

F16H 63/18(2006. 01)

(30) 优先权数据

F16H 25/12(2006. 01)

270104/2006 2006. 09. 29 JP

F16H 61/28(2006. 01)

(85) PCT申请进入国家阶段日

审查员 孙晶晶

2009. 03. 25

(86) PCT申请的申请数据

PCT/JP2007/069078 2007. 09. 28

(87) PCT申请的公布数据

W02008/038797 JA 2008. 04. 03

(73) 专利权人 本田技研工业株式会社

地址 日本东京都

(72) 发明人 友田明彦 盐崎智夫 志岐健一

菅野嘉久

(74) 专利代理机构 北京市金杜律师事务所

11256

代理人 陈伟

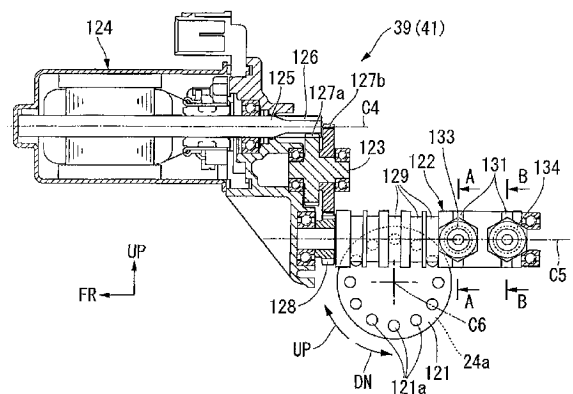
权利要求书1页 说明书16页 附图21页

(54) 发明名称

换档装置

(57) 摘要

本发明提供一种换档装置,该换档装置,用于发动机的变速器,具有:根据绕轴的旋转位置使上述变速器的变速档发生变化的变速鼓;使驱动轴相对于该变速鼓大致正交的致动器;与该致动器的驱动轴平行配置且在外周具有凸轮槽的蜗杆状的凸轮鼓;同轴固定在上述变速鼓上且在外周具有多个销的轮式齿轮,使上述轮式齿轮的各销和上述凸轮鼓的上述凸轮槽至少一组卡合,且通过上述致动器经由上述凸轮鼓及上述轮式齿轮使上述变速鼓旋转,由此使上述变速器的上述变速档发生变化。



1. 一种换档装置,用于发动机的变速器,其特征在于:

具有:根据绕轴的旋转位置使所述变速器的变速档发生变化的变速鼓;使驱动轴相对于该变速鼓大致正交的致动器;与该致动器的驱动轴平行配置且在外周具有凸轮槽的蜗杆状的凸轮鼓;同轴固定在所述变速鼓上且在外周具有多个销的轮式齿轮,使所述轮式齿轮的各销和所述凸轮鼓的所述各凸轮槽至少一组卡合,且通过所述致动器经由所述凸轮鼓及所述轮式齿轮使所述变速鼓旋转,由此使所述变速器的所述变速档发生变化,

所述凸轮鼓的所述凸轮槽具有沿所述凸轮鼓的周向的保持范围、和

使所述凸轮鼓的轴向上的位置发生变化的变化范围,

所述保持范围与所述变化范围平滑地连续,

所述凸轮鼓向正转方向或反转方向旋转一周,则所述凸轮槽向后方或前方变位一螺距的量,使所述变速鼓向加档或减档方向仅旋转相当于上述一螺距的量的角度,此时的变速鼓的旋转角度相当于使变速器的变速档提高或降低一速的量的角度。

2. 如权利要求 1 所述的换档装置,其特征在于,

在所述凸轮鼓的后部外周,设置有前后并列的两个开关凸轮,在各所述开关凸轮的一侧设置有使开关片与其凸轮面相对的第一或第二开关,

各所述开关凸轮的基准面与作为各所述开关的检测位置的点 a 相对的区域为所述轮式齿轮的各销处于所述凸轮鼓的各所述凸轮槽的所述变化范围内且以通常转矩驱动电机的输送区域,

各所述开关凸轮中的一个上升面与所述点 a 相对的区域为所述轮式齿轮的各销位于所述凸轮鼓的各所述凸轮槽的保持范围的端部附近且以小转矩驱动所述电机的 CW 或 CCW 修正区域,

各所述开关凸轮的上升面与所述点 a 相对的区域为所述轮式齿轮的各销处于所述凸轮鼓的各所述凸轮槽的所述保持范围内且所述电机的驱动转矩为 0 的停止区域。

3. 如权利要求 2 所述的换档装置,其特征在于:

所述变速器被设定成结束变速动作的状态,由此即使所述凸轮鼓的旋转位置稍偏移也不影响换档位置,并且即使所述电机的驱动转矩为 0,所述变速鼓的旋转也会被限制且被保持在规定的换档位置,所述停止区域的角度被设定成在所述电机的驱动转矩为 0 时所述凸轮鼓因惰性旋转的角度以上。

4. 如权利要求 1 所述的换档装置,其特征在于,

所述凸轮鼓的所述凸轮槽平滑地变化。

5. 如权利要求 1 所述的换档装置,其特征在于,

在所述凸轮槽的保持范围内,在卡合有所述各销的状态下,凸轮鼓轴向上的所述凸轮鼓位置被保持为恒定,相对于所述凸轮鼓的旋转所述变速鼓不旋转。

6. 如权利要求 1 所述的换档装置,其特征在于,

使所述保持范围和所述变化范围平滑地连续的弯曲部以沿着所述多个销并列的方向的方式配置成圆弧状。

7. 如权利要求 1 所述的换档装置,其特征在于:使所述致动器的驱动轴朝前后方向配置,并且,所述致动器经由中继齿轮轴驱动所述凸轮鼓。

换档装置

技术领域

[0001] 本发明涉及用于车辆等的发动机的变速器的换档装置。

[0002] 本申请以日本专利申请 2006-270104 号为基础申请,并援引其内容。

背景技术

[0003] 以往,在上述换档装置中,有一种装置其通过使驱动轴相对于变速鼓平行配置的致动器来使变速鼓旋转,由此使变速器的变速档发生变化,上述变速鼓根据绕轴的旋转位置使变速器的变速档发生变化(例如,参照专利文献 1)。

[0004] 另外,还考虑采用用于使致动器的驱动轴与变速鼓大致正交的蜗轮机构(例如,参照专利文献 2)。

[0005] 专利文献 1:日本特开平 11-82734 号公报

[0006] 专利文献 2:日本特开平 9-224837 号公报

[0007] 但是,在上述现有的技术中,变速鼓的旋转通过与之平行的换档轴并经由棘轮机构而进行,但在这种情况下,每次对变速档进行一档变更时,需要使换档轴正反旋转,因此在进行变速动作时容易花费时间。另外,由于各机构零件之间的微小间隙在变速动作时易产生撞击声。而且,由于换档轴的复位弹簧和变速鼓的制动器(detent)的转矩发挥作用,所以致动器的容量易增大。

发明内容

[0008] 因此,本发明的目的在于,在用于车辆等发动机的变速器的换档装置中,缩短变速动作时间、抑制变速动作时的撞击声、抑制致动器容量。

[0009] 为了解决上述问题,本发明采用以下的方法。

[0010] (1) 即,本发明的换档装置,本发明的换档装置,用于发动机的变速器,具有:根据绕轴的旋转位置使所述变速器的变速档发生变化的变速鼓;使驱动轴相对于该变速鼓大致正交的致动器;与该致动器的驱动轴平行配置且在外周具有凸轮槽的蜗杆状的凸轮鼓;同轴固定在所述变速鼓上且在外周具有多个销的轮式齿轮,使所述轮式齿轮的各销和所述凸轮鼓的所述各凸轮槽至少一组卡合,且通过所述致动器经由所述凸轮鼓及所述轮式齿轮使所述变速鼓旋转,由此使所述变速器的所述变速档发生变化。

[0011] (2) 还可以采用以下结构:使所述致动器的驱动轴朝前后方向配置,并且,所述致动器经由中继齿轮轴驱动所述凸轮鼓。

[0012] (3) 还可以使所述凸轮鼓的所述凸轮槽平滑地变化。

[0013] (4) 还可以采用以下结构:所述凸轮鼓的所述凸轮槽具有沿所述凸轮鼓的周向的保持范围、和使所述凸轮鼓的轴向上的位置发生变化的变化范围,所述保持范围与所述变化范围平滑地连续。

[0014] 发明的效果

[0015] 根据上述(1)记载的技术方案,在改变一档变速档时,只使致动器向一个方向旋

转即可,能够缩短变速动作时间,并能够一次连续进行多档的变速动作。另外,通过使轮式齿轮的销始终卡合在蜗杆状的凸轮鼓的凸轮槽中,能够抑制变速动作时的撞击声,并能够限制轮式齿轮和变速鼓的旋转,由此,可以不需要变速鼓的制动器。而且,由于不需要复位弹簧及制动器,所以能够抑制致动器容量从而实现小型轻量化。而且,以使其驱动轴相对于变速鼓大致正交的方式配置致动器,由此,能够抑制致动器从变速器的伸出。

[0016] 在上述(2)记载的情况下,能够提高致动器的布局自由度。

[0017] 在上述(3)记载的情况下,在各凸轮槽内移动的销的运动变得平稳,变速鼓的旋转速度不会发生急变,能够抑制由惯性力而加载在系统上的转矩,并能够实现各机构零件及致动器的小型轻量化。另外,由于能够进行负荷变动小的平稳的控制,因此能够实现变速动作的高速化,并能够抑制由于各机构零件间的微小间隙而在变速动作时产生的撞击声。

[0018] 在上述(4)记载的情况下,通过使各凸轮槽的保持范围和变化范围平滑地连续,能够使在各凸轮槽内移动的销的运动变得平稳,并且,即使在变速鼓开始或停止旋转时旋转速度也不会发生急变,因此,能够实现各机构零件及致动器的小型轻量化,实现变速动作的高速化,并能够抑制在变速动作时产生的撞击声。

附图说明

[0019] 图1是本发明的一个实施方式中的二轮摩托车的右侧视图。

[0020] 图2是上述二轮摩托车的发动机的右侧视图。

[0021] 图3是表示上述发动机的主要部位的图,是在左右方向平行地展开的剖视图。

[0022] 图4是上述发动机的双离合器式变速器的剖视图。

[0023] 图5是上述双离合器式变速器的结构图。

[0024] 图6是上述双离合器式变速器的双离合器的剖视图。

[0025] 图7A是与图6的一部分相当的剖视图,表示朝向上述双离合器的离合器片的给油路的第一变形例。

[0026] 图7B是与图6的一部分相当的剖视图,表示朝向上述双离合器的离合器片的给油路的第二变形例。

[0027] 图8是将对上述双离合器式变速器的各轴的左端部进行支承的滚珠轴承保持在变速箱体左侧壁的轴承座的侧视图。

[0028] 图9是上述双离合器式变速器的液压切断装置的右侧视图。

[0029] 图10是上述发动机的左侧视图。

[0030] 图11A是上述发动机的换档装置的剖视图。

[0031] 图11B是上述发动机的换档装置的剖视图。

[0032] 图12A是沿图11A的A-A线的剖视图。

[0033] 图12B是沿图11A的B-B线的剖视图。

[0034] 图13A是上述换档装置的凸轮鼓的侧视图。

[0035] 图13B是上述凸轮鼓外周的凸轮槽的展开图。

[0036] 图14是表示相对于凸轮鼓的旋转角度的第一及第二开关的ON、OFF的图表。

[0037] 图15A是表示相对于凸轮鼓的旋转区域的上述各开关的ON、OFF的表。

[0038] 图15B是表示相对于凸轮鼓的旋转区域的凸轮鼓驱动用电机的转矩的表。

[0039] 图 16 是表示上述第一及第二传感器的配置的变形例的图,是与图 12A 及图 12B 相当的剖视图。

[0040] 图 17A 是表示相对于上述换档装置的凸轮鼓旋转角的变速鼓的旋转角及角速度的图,表示凸轮槽通过弯曲部相连的情况。

[0041] 图 17B 是表示相对于上述换档装置的凸轮鼓旋转角的变速鼓的旋转角及角速度的图表,表示凸轮槽不通过弯曲部相连的情况。

[0042] 图 18 是表示上述双离合器式变速器中的电磁阀配置的变形例的图,是与图 10 相当的侧视图。

[0043] 图 19 是表示上述双离合器式变速器中的电磁阀配置的其他变形例的图,是与图 10 相当的侧视图。

[0044] 图 20 是如图 19 所示那样地配置了电磁阀的二轮摩托车的右侧视图。

[0045] 附图标记的说明

- [0046] 1 二轮摩托车(骑乘型车辆)
- [0047] 13 发动机
- [0048] 23 双离合器式变速器(变速器)
- [0049] 24a 变速鼓
- [0050] 41 换档装置
- [0051] 121 针齿轮(轮式齿轮)
- [0052] 121a 销
- [0053] 122 凸轮鼓
- [0054] 124 电机(致动器)
- [0055] 125 驱动轴
- [0056] 129 凸轮槽
- [0057] 129a 保持范围
- [0058] 129b 变化范围
- [0059] 123 中继齿轮轴

具体实施方式

[0060] 以下,参照附图对本发明的一个实施方式进行说明。此外,以下说明中的前后左右等方向除有特别记载之外都与车辆中的方向一致。另外,图中,箭头 FR 表示车辆前方,箭头 LH 表示车辆左方,箭头 UP 表示车辆上方。

[0061] 如图 1 所示,轴支承二轮摩托车(骑乘型车辆)1 的前轮 2 的前叉 3 的上部经由转向轴 4 能操舵地被枢轴支承在车身架 5 前端部的头管 6 上。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,摆臂 9 的前端部以可上下摆动的方式被枢轴支承,在该摆臂 9 的后端部轴支承有后轮 11。在摆臂 9 和车身架 5 之间夹设减震单元 12。在车身架 5 上搭载有作为二轮摩托车 1 的原动机的发动机(内燃机)13。

[0062] 同时参照图 2,发动机 13 是使曲轴轴线 C1 沿着车宽方向(左右方向)的直列四汽缸发动机,在其曲轴箱 14 上立设有汽缸部 15,在该汽缸部 15 的后部和前部分别连接有进气系统的节气门体 16 和排气管 17。在汽缸部 15 内与各汽缸对应的活塞 18 能往复运动地被

嵌装,这些活塞 18 的往复运动通过连杆 19 变换成曲轴 21 的旋转运动。

[0063] 同时参照图 3,变速箱体 22 一体地相连在曲轴箱 14 的后方,在该变速箱体 22 内收容有双离合器式变速器 23 及换档机构 24。变速箱体 22 的右侧部作为离合器箱 25,在该离合器箱 25 内收容有双离合器式变速器 23 中的双离合器 26。此外,在变速箱体 22 上配置有起动电机 27(参照图 3)。曲轴 21 的旋转动力通过上述双离合器式变速器 23 输出到变速箱体 22 左侧之后,例如通过链式的动力传递机构传递到后轮 11。

[0064] 如图 2 所示,发动机 13 将曲轴 21 及双离合器式变速器 23 中的与曲轴 21 平行的主轴 28 和副轴 29 这主要的三轴进行三角配置。具体来说,曲轴 21 及主轴 28 的轴线 C1、C2 配置在曲轴箱 14 中的向后上倾斜的上下分割平面 B 上,副轴 29 的轴线 C3 配置在比上述分割平面 B 更靠下方的曲轴 21 的后方。由此,发动机 13 的前后长度被短缩,其设计自由度得以提高。在主轴 28 的后方且稍靠上方配置有上述换档机构 24。

[0065] 如图 3 所示,在曲轴箱 14 的下部内侧配置有第一及第二油泵 31、32,该第一及第二油泵 31、32 共用沿着左右方向的驱动轴 33。第一油泵 31 用于对发动机内各部输送液压,其喷出口通过主输送油路 34 与未图示的主油道连接。另一方面,第二油泵 32 作为双离合器 26 动作用的液压发生源,其喷出口连接在向双离合器 26 的输送油路 35 上。此外,附图标记 37 表示从各油泵 31、32 向下方延伸且浸渍在曲轴箱 14 下方的油盘 36 内的发动机油内的过滤器,附图标记 38 表示配置在曲轴箱 14 下部右侧且具有与各油泵 31、32 同轴的驱动轴的水泵。

[0066] 这里,如图 5 所示,二轮摩托车 1 具有自动变速系统,该自动变速系统主要由如下部件构成:与发动机 13 连接设置的上述双离合器式变速器 23;将驱动机构 39 设在上述换档机构 24 上的换档装置 41;作动控制上述双离合器式变速器 23 及换档装置 41 的电子控制单元(ECU)42。

[0067] 同时参照图 4,双离合器式变速器 23 具有:由内外轴 43、44 构成的双层构造的上述主轴 28;与该主轴 28 平行地配置的上述副轴 29;跨过主轴 28 及副轴 29 配置的变速齿轮组 45;在主轴 28 的右端部上同轴配置的上述双离合器 26;向该双离合器 26 供给其工作用的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 构成的集合体称为变速箱 47。

[0068] 主轴 28 具有将覆盖变速箱体 22 的左右的内轴 43 的右侧部插入到外轴 44 内的结构。在内外轴 43、44 的外周分开配置有变速齿轮组 45 中的六档速的驱动齿轮 48a ~ 48f。另一方面,在副轴 29 的外周配置有变速齿轮组 45 中的六档速的从动齿轮 49a ~ 49f。各驱动齿轮 48a ~ 48f 及从动齿轮 49a ~ 49f 在各变速档之间相互啮合,构成与各变速档对应的变速齿轮对 45a ~ 45f。此外,各变速齿轮对 45a ~ 45f 是按照从一档速到六档速的顺序减速比逐渐变小(成为高速齿轮)的构件。

[0069] 双离合器 26 由相互同轴且相邻配置的液压式的第一及第二盘形离合器(以下,有只称为离合器的情况)51a、51b 构成,上述内外轴 43、44 分别同轴地连结在这些离合器 51a、51b 上。各离合器 51a、51b 可以根据是否有来自液压供给装置 46 的液压供给而单独地断续。

[0070] 换档机构 24 通过与各轴 28、29 平行配置的变速鼓 24a 的旋转而使多个换档拨叉 24b 移动,对用于向副轴 29 进行动力传递的变速齿轮对进行切换。在变速鼓 24a 的左端部

配置有上述驱动机构 39。此外,图 5 中的附图标记 S1 表示变速箱 47 的变速档检测用的、用于检测驱动机构 39 的工作量的传感器(检测后述凸轮鼓 122 的旋转角度的一对开关凸轮 131 及第一或第二开关 133、134)。

[0071] 电子控制单元(ECU)42 除根据来自上述各传感器的信息以外,还根据来自节流阀手柄的开度传感器 T1、节气门体 16 的节流阀的开度传感器 T2 和侧支架(或中央支架)的收纳传感器 SS、以及例如来自手柄上设置的模式开关 SW1 和换档开关 SW2 的信息等,对双离合器式变速器 23 及换档装置 41 进行动作控制,以使变速箱 47 的变速档(换档位置)变化。

[0072] 由上述模式开关 SW1 选择的变速模式有:基于车速及发动机转速等车辆运转信息自动地切换变速档的全自动模式;基于驾驶员的意愿仅通过操作上述换档开关 SW2 来切换变速档的半自动模式。当前的变速模式及变速档可以适当地显示在例如设在手柄附近的仪表装置 M 中。此外,ECU42 适当地共用来自燃料喷射装置用的 ECU42a、防抱死制动器装置用的 ECU42b 和各传感器的信息。

[0073] 而且,连接上述各离合器 51a、51b 中的一个并切断另一个,使用与内外轴 43、44 中的一个连结的某个变速齿轮对进行动力传递,并且从与内外轴 43、44 中的另一个连结的变速齿轮对中预先选定下一个要使用的齿轮对,从该状态开始切断上述各离合器 51a、51b 中的一个且连接另一个,由此,对使用上述预先选定的变速齿轮对的动力传递进行切换,从而进行变速箱 47 的加档或减档。此外,图 5 中的附图标记 S2 表示车速检测用的、检测主轴 28 的转速(检测与副轴 29 一体旋转的从动齿轮 49e 所啮合的驱动齿轮 48e 的转速)的车速传感器,附图标记 S3 表示发动机转速(曲轴转速)检测用的、检测初始传动齿轮 58a 的转速的转速传感器,附图标记 S4、S5 表示检测内外轴 43、44 的转速(检测分别与内外轴 43、44 一体旋转的驱动齿轮 48c、48d 所啮合的从动齿轮 49c、49d 的转速)的转速传感器。

[0074] 如图 6 所示,双离合器 26 在离合器箱 25 内(液压室内)被配置成:将奇数齿轮用的第 1 离合器 51a 配置在右侧(车宽方向外侧),将偶数齿轮用的第二离合器 51b 配置在左侧(车宽方向内侧)。各离合器 51a、51b 是具有在其轴向交互重叠的多个离合器板的湿式多板离合器。离合器箱 25 的右侧部被作为通过多个螺栓以可拆装的方式固定的离合器罩 69(参照图 3、4),在靠近该离合器罩 69 的右外侧壁 69a 的位置上配置上述第一离合器 51a。

[0075] 各离合器 51a、51b 是通过来自外部的供给液压使压盘 52a、52b 在轴向上变位从而发挥规定的卡合力的液压式离合器,并分别具有:将上述压盘 52a、52b 向离合器切断侧弹压的回动弹簧 53a、53b;对压盘 52a、52b 施加朝向离合器连接侧的推压力的连接侧液压室 54a、54b;对压盘 52a、52b 施加朝向离合器切断侧的推压力并补偿其返回动作的压力(抵消各离合器 51a、51b 的离心力所导致的上述推压力的增加的量)的切断侧液压室 55a、55b。在切断侧液压室 55a、55b 中,以较低压的状态常时作用有来自第一油泵 31 的液压。另一方面,在连接侧液压室 54a、54b 中,可以供给来自液压供给装置 46 的较高压的液压。

[0076] 同时参照图 4,各离合器 51a、51b 共用单一的离合器外部件 56 并构成为大致相同的直径。离合器外部件 56 呈右侧开放的有底圆筒状,在其内部左侧设置有第一离合器 51a 用的离合器中心 57a,在内部右侧设置有第二离合器 51b 用的离合器中心 57b。

[0077] 在离合器外部件 56 的底部左侧,通过弹簧减振器连接有初始从动齿轮 58,在该初始从动齿轮 58 上啮合有曲轴 21 的初始传动齿轮 58a。离合器外部件 56,其衬套部 56a 通

过滚针轴承可相对旋转地被支承在主轴 28(外轴 44)上,离合器外部件 56 随着曲轴 21 的旋转而一体地旋转。在离合器外部件 56 的衬套部 56a 中的初始从动齿轮 58 的左侧以能一体旋转的方式设置有上述各油泵 31、32 驱动用的传动链轮 56b。在离合器外部件 56 的外壁部的内周右侧及内周左侧以不能相对旋转的方式分别支承有第一离合器 51a 用的多个离合器摩擦片 61a 及第二离合器 51b 用的多个离合器摩擦片 61b。

[0078] 第一离合器 51a 的离合器中心 57a,其中央筒部 62a 花键嵌合且通过锁紧螺母 78 被一体固定在比外轴 44 的右端部更向右侧突出的内轴 43 的右端部上。离合器中心 57a 的左侧部为朝向离合器外部件 56 的外壁部内周扩开的凸缘部 64a。在凸缘部 64a 的径向中间部向右侧突出设置有内壁部 65a,在该内壁部 65a 的外周以不能相对旋转的方式支承有多个离合器片 66a。各离合器片 66a 和各离合器摩擦片 61a 在离合器轴向上交互重叠地配置。

[0079] 在凸缘部 64a 的右侧,隔开规定间隙相对设置有上述压盘 52a,在该压盘 52a 的外周侧和凸缘部 64a 的外周侧之间,以积层状态设置有上述各离合器摩擦片 61a 及各离合器片 66a。在压盘 52a 的内周侧和凸缘部 64a 的内周侧之间形成有上述切断侧液压室 55a,并且配置有向右侧(离开凸缘部 64a 的一侧、离合器切断侧)弹压压盘 52a 的回动弹簧 53a。

[0080] 在压盘 52a 的内周侧的右侧,相向配置有与中央筒部 62a 的外周一一体设置的支承凸缘部 67a,在该支承凸缘部 67a 和压盘 52a 的内周侧之间,形成有上述连接侧液压室 54a。

[0081] 这里,凸缘部 64a 构成为在其内外周侧相互分割,在这些内外分割体之间,隔设有由橡胶等弹性体构成的缓冲部件 59。由此,第一离合器 51a 的离合器断开时的缓冲性能提高。

[0082] 另一方面,第二离合器 51b 的离合器中心 57b 中,其中央筒部 62b 与外轴 44 的右端部花键嵌合,并通过锁紧螺母 79 被固定成一体。离合器中心 57b 的左侧部作为朝向离合器外部件 56 的外壁部内周扩大的凸缘部 64b。在凸缘部 64b 的径向中间部向右侧突出设置有内壁部 65b,在该内壁部 65b 的外周以不能相对旋转的方式支承有多个离合器片 60b。各离合器片 66b 和各离合器摩擦片 61b 在离合器轴向上交互重合地配置。

[0083] 在凸缘部 64b 的右侧,隔开规定间隙相向配置有上述压盘 52b,在该压盘 52b 的外周侧和凸缘部 64b 的外周侧之间,以积层状态配置有上述各离合器摩擦片 61b 及各离合器片 66b。在压盘 52b 的内周侧和凸缘部 64b 的内周侧之间,形成有上述切断侧液压室 55b,并且配置有向右侧(从凸缘部 64b 离开一侧、离合器切断侧)弹压压盘 52b 的回动弹簧 53b。

[0084] 在压盘 52b 的内周侧的右侧,相向配置有一体设置在中央筒部 62b 的外周的支承凸缘部 67b,在该支承凸缘部 67b 和压盘 52b 的内周侧之间,形成有上述连接侧液压室 54b。

[0085] 此外,凸缘部 64b 其内外周侧相互构成为一体,也可以如凸缘部 64a 那样分割构成并夹设缓冲部件。

[0086] 这里,通过使各离合器 51a、51b 的各离合器摩擦片 61a、61b 的厚度互不相同(使第一离合器 51a 的离合器摩擦片 61a 相对于第二离合器 51b 的离合器摩擦片 61b 厚),由此即使片数及直径相同,也能使热容量不同。

[0087] 各离合器 51a、51b 在发动机停止状态(各油泵 31、32 的停止状态)下,通过各回动弹簧 53a、53b 的弹压力使压盘 52a、52b 向右侧变位,成为解除了各离合器摩擦片 61a、61b 及各离合器片 66a、66b 间的摩擦卡合的离合器切断状态。另外,即使在发动机运转状态下,

在停止来自液压供给装置 46 的液压供给的状态下,回动弹簧 53a、53b 的弹压力及各切断侧液压室 55a、55b 的液压作用到压盘 52a、52b 上,也与上述同样成为离合器切断状态。

[0088] 另一方面,在第一离合器 51a 中,在发动机运转状态且在从液压供给装置 46 向连接侧液压室 54a 供给较高压的液压的状态下,抵抗切断侧液压室 55a 的液压及回动弹簧 53a 的弹压力而使压盘 52a 向左侧(凸缘部 64a 侧、离合器连接侧)变位,夹压各离合器摩擦片 61a 及各离合器片 66a 从而使他们摩擦卡合,由此成为能够在离合器外部件 56 和离合器中心 57a 之间进行转矩传递的离合器连接状态。

[0089] 同样地,在第二离合器 51b 中,在发动机运转状态下且在从液压供给装置 46 向连接侧液压室 54b 供给较高压的液压的状态下,抵抗切断侧液压室 55b 的液压及回动弹簧 53b 的弹压力而使压盘 52b 向左侧(凸缘部 64b 侧、离合器连接侧)变位,夹压各离合器摩擦片 61b 及各离合器片 66b 从而使他们摩擦卡合,由此成为能够在离合器外部件 56 和离合器中心 57b 之间进行转矩传递的离合器连接状态。

[0090] 此外,从各离合器 51a、51b 的离合器连接状态开始停止向连接侧液压室 54a、54b 的液压供给时,由于切断侧液压室 55a、55b 的液压及回动弹簧 53a、53b 的弹压力而使压盘 52a、52b 向左侧变位,解除各离合器摩擦片 61a、61b 及各离合器片 66a、66b 的摩擦卡合,从而成为不能在离合器外部件 56 和离合器中心 57a、57b 之间进行转矩传递的上述离合器切断状态。这样,在回动弹簧 53a、53b 的弹压力的基础上使用切断侧液压室 55a、55b 的液压,由此,即使在连接侧液压室 54a、54b 内残存因离心力产生的液压的情况下,也能够可靠地使压盘 52a、52b 移动。

[0091] 这里,向各离合器 51a、51b 的切断侧液压室 55a、55b 供给的发动机油经由形成在内壁部 65a、65b 上的油路 68a、68b 被导出到液压室外,并被供给到内壁部 65a、65b 外周的各离合器摩擦片 61a、61b 及各离合器片 66a、66b。这样,通过溢流切断侧液压室 55a、55b 内的工作油,能够将切断侧液压室 55a、55b 内保持成规定的低压状态,并且能够提高切断状态中的各离合器摩擦片 61a、61b 及各离合器片 66a、66b 的润滑性及冷却性。

[0092] 上述油路 68a、68b 可以是例如图 7A 所示的油路 168 那样,在离合器中心 57a 的凸缘部 64a 上与离合器轴向大致垂直地形成,或者可以是图 7B 所示的油路 268 那样,在离合器中心 57a 的凸缘部 64a 上与离合器轴向大致平行地形成。此外,图 7A 及图 7B 表示第一离合器 57a,但在第二离合器 51b 中也能够适用同样的变形例。

[0093] 如图 4 所示,变速箱 47 是与各变速档对应的驱动齿轮 48a ~ 48f 和从动齿轮 49a ~ 49f 通常啮合的常时啮合式。各齿轮大体分为相对于轴可相对自由旋转的游动齿轮和相对于轴花键嵌合的滑动齿轮,通过上述换档机构 24 使任意的滑动齿轮适当滑动,由此能够进行使用了与某个变速档对应的变速齿轮对的动力传递。

[0094] 在主轴 28(内轴 43)及副轴 29 的内部,分别形成有能够供给来自上述第一油泵 31 的液压的主供给油路 71、72,通过这些主供给油路 71、72 向变速齿轮组 45 适当地供给发动机油。

[0095] 主轴 28 的内轴 43 呈壁较厚的中空筒状,该内轴 43 通过滚针轴承以可相对自由旋转的方式贯穿在呈壁较薄的筒状的外轴 44 内。

[0096] 内轴 43 的左端部到达变速箱体 22 的左外侧壁 22a,并通过滚珠轴承 73 能自由旋转地支承在该左外侧壁 22a 上。内轴 43 的左端部向滚珠轴承 73 的左侧突出。在该突出部

上螺合有锁紧螺母 74,通过该锁紧螺母 74 和内轴 43 的阶梯部,紧固固定有滚珠轴承 73 的内环。

[0097] 同时参照图 8,在变速箱体 22 的左外侧壁 22a,从箱内侧通过螺栓固定有支承板 75,通过该支承板 75 和变速箱体 22 的左外侧壁 22a 的阶梯部紧固固定有滚珠轴承 73 的外环。由此,通过滚珠轴承 73 进行内轴 43 的轴向上的定位。内轴 43 的左端部贯通变速箱体 22 的左外侧壁 22a,但该左外侧壁 22a 中的内轴 43 的贯通孔(滚珠轴承 73 的支承孔)被从变速箱体 22 外侧安装的密封盖 76 油密封地闭塞。

[0098] 内轴 43 的右端部贯通变速箱体 22 的右侧壁(还有离合器箱 25 的左侧壁)22b 并到达离合器箱 25(离合器罩 69)的右外侧壁 69a 附近,在该右端部上以不可相对旋转的方式安装有第一离合器 51a 的离合器中心 57a。内轴 43 的左右中间部通过外轴 44 及滚珠轴承 77 可旋转地被支承在变速箱体 22 的右侧壁 22b 上。在内轴 43 的右端部螺合有锁紧螺母 78,通过该锁紧螺母 78 和内轴 43 的推力承受部紧固固定有离合器中心 57a 的中央筒部 62a。

[0099] 外轴 44 比内轴 43 短,其左端部在变速箱体 22 的左右中间部终端。在外轴 44 中的比上述滚珠轴承 77 更靠左侧的部位上,从左侧开始按照四速用、六速用、二速用的顺序支承有与变速齿轮组 45 中的偶数级(二、四、六速)对应的驱动齿轮 48b、48d、48f。而在内轴 43 中的比外轴 44 的左端部更靠左侧的部位上,从左侧开始按照一速用、五速用、三速用的顺序支承有与变速齿轮组 45 中的奇数级(一、三、五速)对应的驱动齿轮 48a、48c、48e。

[0100] 外轴 44 的右端部贯通变速箱体 22 的右侧壁 22b 并到达离合器箱 25 内,在该右端部上以不可相对旋转的方式安装有第二离合器 51b 的离合器中心 57b。在位于外轴 44 中的离合器中心 57b 和滚珠轴承 77 之间的部位上,以可相对旋转的方式支承有离合器外部件 56(及初始从动齿轮 58)。

[0101] 在外轴 44 的右端部上螺合有锁紧螺母 79,通过该锁紧螺母 79 和外轴 44 的推力承受部紧固固定有滚珠轴承 77 的内环、离合器外部件 56 的衬套部 56a 内侧的定距环和离合器中心 57b 的中央筒部 62b。

[0102] 在变速箱体 22 的右侧壁 22b 上从箱外侧(离合器箱 25 侧)通过螺栓固定有支承板 81,通过该支承板 81 和变速箱体 22 的右侧壁 22b 的阶梯部紧固固定有滚珠轴承 77 的外环。由此,通过滚珠轴承 77 进行外轴 44 中的相对于变速箱体 22 的轴向定位。

[0103] 副轴 29 的左侧部通过滚珠轴承 82 以可自由旋转的方式被支承在变速箱体 22 的左外侧壁 22a 上。副轴 29 的左端部向滚珠轴承 82 的左侧突出,在该左端部上花键嵌合有用于向上述后轮 11 传递动力的动力传递机构中的传动链轮 83,并通过螺栓固定。传动链轮 83 及密封盖 76 的周围被安装在变速箱体 22 的左侧的链轮罩 84 覆盖。滚珠轴承 82 的外环由上述支承板 75 和变速箱体 22 的左外侧壁 22a 的阶梯部紧固固定(参照图 8)。

[0104] 副轴 29 的右端部通过滚珠轴承 86 以可自由旋转的方式被支承在变速箱体 22 的右侧壁 22b 上。在变速箱体 22 的右侧壁 22b 上通过螺栓固定有支承板 87,由该支承板 87 和变速箱体 22 的右侧壁 22b 的阶梯部紧固固定有滚珠轴承 86 的外环。在副轴 29 中的位于各滚珠轴承 82、86 之间的部位上,按照与上述各驱动齿轮 48a ~ 48f 相同的顺序支承有与变速齿轮组 45 中的各变速档对应的从动齿轮 49a ~ 49f。

[0105] 这里,上述变速箱 47 是能够与变速箱体 22 的右侧壁 22b 一起被取出到该变速箱

体 22 外的筒式结构。

[0106] 变速箱体 22 的右侧壁 22b 构成为能够通过多个螺栓相对于箱主体拆装,该右侧壁 22b 具有将变速箱 47 作为一个单元进行保持的变速器支架的功能。

[0107] 对将该变速箱 47 取出到变速箱体 22 外时的大致情况进行说明,首先,在箱左侧拆下链轮罩 84 及密封盖 76,从主轴 28 的左端部拆下锁紧螺母 74,并从副轴 29 的左端部拆下传动链轮 83。然后,在箱右侧拆下离合器罩 69,从内轴 43 拆下锁紧螺母 78 及离合器中心 57a 等,之后从外轴 44 拆下锁紧螺母 79、离合器中心 57b 及离合器外部件 56 等,然后,将变速箱 47 与上述变速器支架一起向变速箱体 22 右侧拉出。此时,支承主轴 28 的左端部的滚珠轴承 73 及支承副轴 29 的左端部的滚珠轴承 82 成为被上述支承板 75 保持在变速箱体 22 的左外侧壁 22a 上的状态。

[0108] 如图 5 所示,液压供给装置 46 主要具有:上述各油泵 31、32;从第一油泵 31 的喷出口延伸的主输送油路 34;被配置在该主输送油路 34 上的第一滤油器 88;从第二油泵 32 的喷出口延伸的输送油路 35;被配置在该输送油路 35 上的第二滤油器 89;与输送油路 35 的下游侧连接的第一及第二电磁阀(比例型线性电磁阀)91a、91b;从这些电磁阀 91a、91b 向各离合器 51a、51b 的连接侧液压室 54a、54b 延伸的第一及第二供给油路 92a、92b;发动机起动时使来自第二油泵 32 的液压返回油盘 36 的液压切断装置 94。

[0109] 此外,附图标记 S6、S7 表示设置于主输送油路 34 上的、用于检测液压及油温的液压传感器及油温传感器,附图标记 R1、R2 表示设置于主输送油路 34 上或设置在从输送油路 35 分支的油路上的、超过规定液压时进行工作的溢流阀,附图标记 S8、S9 表示设置于各供给油路 92a、92b 上的、检测向各离合器 51a、51b 提供的供给液压的液压传感器。

[0110] 输送油路 35 与各供给油路 92a、92b 中的某一个能够通过各电磁阀 91a、91b 的动作分别连通,在输送油路 35 与各供给油路 92a、92b 中的某一个连通时,来自第二油泵 32 的较高压的液压通过各供给油路 92a、92b 被供给到各离合器 51a、51b 的连接侧液压室 54a、54b 中的某一个。

[0111] 具体地,在第一电磁阀 91a 非通电时,切断输送油路 35 和第一供给油路 92a 之间的连通,来自第二油泵 32 的液压及连接侧液压室 54a 内的液压通过返回油路 93a 返回到油盘 36。另一方面,在第一电磁阀 91a 通电时,输送油路 35 和第一供给油路 92a 连通,来自第二油泵 32 的液压能够通过第一供给油路 92a 供给到连接侧液压室 54a。

[0112] 同样地,在第二电磁阀 91b 非通电时,切断输送油路 35 和第二供给油路 92b 之间的连通,来自第二油泵 32 的液压及连接侧液压室 54b 内的液压通过返回油路 93b 返回到油盘 36。另外,在第二电磁阀 91b 通电时,输送油路 35 和第二供给油路 92b 连通,来自第二油泵 32 的液压能够通过第二供给油路 92b 供给到连接侧液压室 54b。

[0113] 从输送油路 35 中的第二滤油器 89 的下游侧分支出液压溢流油路 96a,该液压溢流油路 96a 通过液压溢流阀 95 与液压溢流油路 96b 连接。另外,从主输送油路 34 中的第一滤油器 88 的下游侧分支出液压切换油路 98a,该液压切换油路 98a 通过液压切换阀 97 与液压切换油路 98b 连接。液压切换油路 98b 连接在液压溢流阀 95 上,通过液压切换阀 97 的开关使用来自主输送油路 34 的液压使液压溢流阀 95 动作。上述液压切断装置 94 主要由这些油路及阀构成。

[0114] 通过液压溢流阀 95 的动作,液压溢流油路 96a、96b 相互连通或断开,在液压溢流

油路 96a、96b 连通时,来自第二油泵 32 的液压通过液压溢流油路 96a、96b 返回到油盘 36,由此从各电磁阀 91a、91b 向各离合器 51a、51b 没有液压供给,各离合器 51a、51b 被保持在切断状态,并减轻了第二油泵 32 的负荷。

[0115] 另一方面,在液压溢流油路 96a、96b 断开时,来自第二油泵 32 的液压不返回油盘 36,液压被供给到各电磁阀 91a、91b,在该状态下各电磁阀 91a、91b 动作,由此,液压被供给到各离合器 51a、51b,从而这些离合器被切换成离合器连接状态。

[0116] 在上述双离合式变速器 23 中,在二轮摩托车 1 的发动机起动后且停车时,通过上述液压切断装置 94 的作用,各离合器 51a、51b 双方被保持在切断状态。此时,变速箱 47,例如通过收纳侧支架(全自动模式时)或操作换档开关(半自动模式时)等,准备使二轮摩托车 1 前进,并从切断动力传递的空档状态通过一速齿轮(前进齿轮、变速齿轮对 45a)成为能够进行动力传递的一速状态,从该状态开始例如通过发动机转速上升,第一离合器 51a 经由半离合成为连接状态,从而使二轮摩托车 1 前进。

[0117] 另外,在二轮摩托车 1 行驶时,双离合式变速器 23,仅使各离合器 51a、51b 中的与当前换档位置对应的一侧成为连接状态,另一侧维持切断状态,通过内外轴 43、44 中的某一个及各变速齿轮对 45a ~ 45f 中的某一个进行动力传递(或使两离合器都为连接状态,变速箱为空档状态并进行待机)。此时,ECU42 基于车辆运转信息控制双离合式变速器 23,并预测出经由与下一个换档位置对应的变速齿轮对的动力传递的可能状态。

[0118] 具体地,由于如果当前的换档位置为奇数级(或偶数级),则下一个换档位置为偶数级(或奇数级),所以通过处于连接状态的第一离合器 51a(或第二离合器 51b)将发动机输出传递到内轴 43(或外轴 44)。此时,第二离合器 51b(或第一离合器 51a)处于切断状态,发动机输出没有传递到外轴 44(或内轴 43)上(或两离合器为连接状态,但变速箱处于空档状态,不传递发动机输出)。

[0119] 之后,在 ECU42 判断达到换档时机时,只通过使上述第一离合器 51a(或第二离合器 51b)成为切断状态、且使上述第二离合器 51b(或第一离合器 51a)为连接状态,就能够切换成预先选定的、使用与下一个换档位置对应的变速齿轮对进行的动力传递。由此,能够不发生变速时的时间滞后或动力传递的中途断开,迅速且顺畅地进行变速(或在空档状态且待机的情况下,在进行向下一个换档位置的换档之后,连接对应的离合器)。

[0120] 如图 2 及 3 所示,在曲轴箱 14 的下部右侧且在离合器罩 69 的下方安装有液压供给装置 46 的液压切断装置 94 的主体 101。在该主体 101 内,如图 9 所示,沿着大致前后方向分别形成有液压溢流阀 95 的阀收容部 102 及液压切换阀 97 用的阀收容部 103,并且分别形成有液压溢流油路 96a、96b 及液压切换油路 98a、98b 的主要部位。

[0121] 这里,通过将液压切断装置 94 配置在发动机 13 的曲轴箱 14 的下部右侧且离合器罩 69 的下方,能够隐蔽液压切断装置 94 而保持发动机 13 良好的外观性,并且,通过抑制液压切断装置 94 向侧面突出,能够实现罩构造的简单化及确保二轮摩托车 1 的倾斜角。此外,图 3 中的 GL 线表示车体倾斜到在发动机 13 下方沿前后延伸的上述排气管 17 接地之前时的地表面,通过使液压切断装置 94 的主体 101 与该地表面隔开距离,能够提高对该液压切断装置 94 的保护性。

[0122] 如图 9 所示,液压溢流阀 95 在棒状的主体 101 的前后具有第一及第二活塞 104、105,该第一及第二活塞 104、105 能前后往复运动地嵌装在阀收容部 102 内。在阀收容部 102 内的

第一活塞 104 的前方及第二活塞 105 的后方分别形成有溢流侧液压室 106 及返回侧液压室 107。

[0123] 同时参照图 3, 在液压切断装置 94 中的主体 101 后部的车宽方向内侧配置有沿左右方向呈圆筒状的上述第二滤油器 89。在液压切断装置 94 的主体 101 后部一体形成有罩 101a, 该罩 101a 从车宽方向外侧覆盖曲轴箱 14 中的第二滤油器 89 用收容部。

[0124] 而且, 从第二油泵 32 喷出的发动机油从外周侧向中央部通过第二滤油器 89 而被过滤后, 经由上述罩 101a 上侧的连通部 108a 被压送到输送油路 35 的上游侧。输送油路 35 从上述连通部 108a 向上方延伸, 到达配置在离合器箱 25 上的各电磁阀 91a、91b (参照图 2、3)。

[0125] 这里, 各电磁阀 91a、91b 配置在与双离合器 26 及液压切断装置 94 同侧即发动机右侧, 由此实现该部分内的液压供给通路的简单化。

[0126] 此外, 如图 18 所示, 各电磁阀 91a、91b 可以配置在与双离合器 26 及液压切断装置 94 同侧即发动机右侧、离合器箱 25 的后方, 这种情况下也能够与上述同样地实现液压供给通路的简单化。

[0127] 另外, 如图 19 所示, 各电磁阀 91a、91b 配置在与双离合器 26 及液压切断装置 94 同侧且配置在他们附近, 由此能够实现上述液压供给通路的进一步简单化, 并且各电磁阀 91a、91b 与液压切断装置 94 一体地设置, 由此能够减少零件个数及安装工时。此外, 如图 19 所示的配置了电磁阀 91a、91b 情况下的二轮摩托车的侧视图在图 20 中表示。

[0128] 参照图 5 及图 9, 液压溢流油路 96a 形成为从罩 101a 内侧到达液压溢流阀 95 用的阀收容部 102, 液压溢流油路 96b 形成为从阀收容部 102 到达油盘 36。

[0129] 另一方面, 液压切换油路 98a 形成为从与主输送油路 34 的连通部 108c 经由返回侧液压室 107 后到达切换阀 97 用的阀收容部 103; 液压切换油路 98b 形成为从阀收容部 103 到达溢流侧液压室 106。

[0130] 液压切换阀 97 是常开式电磁阀, 在非通电时开通液压切换油路 98a、98b, 且在通电时切断液压切换油路 98a、98b。

[0131] 在该液压切换阀 97 非通电时, 来自第一油泵 31 的液压的一部分被供给到返回侧液压室 107, 并且还经由阀收容部 103 被供给到溢流侧液压室 106。被供给到溢流侧液压室 106 的液压所产生的对液压溢流阀 95 朝向前方的弹压力比被供给到返回侧液压室 107 的液压所产生的对液压溢流阀 95 朝向后方的弹压力大, 在液压被供给到溢流侧液压室 106 时, 液压溢流阀 95 在阀收容部 102 内向前方移动。此时, 液压溢流油路 96a、96b 开通, 来自第二油泵 32 的液压返回油盘 36。

[0132] 另一方面, 在液压切换阀 97 通电时, 液压切换油路 98a、98b 被切断, 来自第一油泵 31 的液压向溢流侧液压室 106 的供给停止。因此, 通过返回侧液压室 107 内的液压使液压溢流阀 95 向后方移动, 液压溢流油路 96a、96b 被切断, 来自第二油泵 32 的液压不返回油盘 36, 能够将液压供给到各电磁阀 91a、91b。

[0133] 液压切断装置 94 被 ECU42 进行如下动作控制: 在发动机起动时 (操作起动开关 ST (参照图 5) 时), 开通液压溢流油路 96a、96b 并使从第二油泵 32 喷出的发动机油返回到油盘 36 (溢流液压), 发动机起动后 (完爆后, 在发动机转速稳定在规定的空转转速后), 切断液压溢流油路 96a、96b 而将进给液压供给到双离合器 26。此外, 在侧支架伸出的状态下,

也可以开通液压溢流油路 96 使其不能前进。

[0134] 即,由于双离合器 26 容量大,发动机起动时所需要的旋转转矩和第二油泵 32 的负荷大,所以在发动机起动时(尤其在低温时)使各离合器 51a、51b 为切断状态,并且抑制第二油泵 32 的升压动作,由此能够抑制摩擦力的增大并减轻转动动力输出轴负荷,提高发动机起动性,并且能够实现上述起动电机 27 和未图示的电池的小型轻量化。

[0135] 此外,也可以不是如上所述在液压溢流阀 95 的两侧施加发动机液压的结构,而是分别在一侧施加发动机液压,在另一侧施加弹簧反力的结构。另外,如图 9 右侧的虚线所示,也可以设置通过其他外力(电动致动器或手动操作等)使液压溢流阀 95 动作的动作机构 109。而且,在发动机起动时以外,ECU42 通过来自其他部分的信号也能够进行切断向双离合器 26 的进给液压的控制(例如如上所述的侧支架伸出时、车辆倾倒下或断开开关 OFF 时等)。

[0136] 如图 6 所示,在离合器罩 69 的内侧配置有跨过该离合器罩 69 和主轴 28(内轴 43)的右端部的第一、第二、第三导管 111、112、113。各导管 111、112、113 与主轴 28 同轴配置,且从内周侧开始按第一、第二、第三的顺序隔开规定间隙地重叠配置。

[0137] 在内轴 43 的右侧部内形成有朝向右侧大致呈三阶段扩径的右中空部 114。右中空部 114 通过隔壁与从内轴 43 中的左端开口到达第二离合器 51b 附近的上述主供给油路 71 相隔开,各导管 111、112、113 的左侧部从该右中空部 114 的右端开口插入其内部。

[0138] 第一导管 111 的左侧外周通过密封部件 111a 油密封地被保持在右中空部 114 的左侧内周,第二导管 112 的左侧外周通过密封部件 112a 油密封地被保持在右中空部 114 的中间部内周,第三导管 113 的左侧外周通过密封部件 113a 油密封地被保持在右中空部 114 的右侧内周。

[0139] 各导管 111、112、113 的右端部分别被油密封地插通保持在环状的支架 111b、112b、113b 内。在各导管 111、112、113 的右端部分别形成有凸缘,在第一导管 111 的右端部,上述凸缘以被夹持的状态支承在上述支架 111b 及离合器罩 69 的右外侧壁 69a 上。另外,第二导管 112 的右端部以上述凸缘被夹持的状态支承在上述支架 111b 及支架 112b 上,第三导管 113 的右端部以上述凸缘被夹持的状态支承在上述支架 112b 及支架 113b 上。插通第三导管 113 的支架 113b 从箱内侧通过螺栓被固定在离合器罩 69 的右外侧壁 69a 上,而且各支架 111b、112b、113b 及各导管 111、112、113 被固定在离合器罩 69 上。

[0140] 第一导管 111 内的空间及形成在各导管 111、112、113 之间的环状的空间形成在主轴 28 内同轴重叠的多个轴内油路 115、116、117。

[0141] 具体地,第一导管 111 内的空间具有作为第一轴内油路 115 的功能,其右端部与连接在离合器罩 69 的离合器中心位置上的第一供给油路 92a 连通,左端部通过在大致离合器径向上贯通内外轴 43、44 及离合器中心 57b 的连接侧油路 115a 与第二离合器 51b 的连接侧液压室 54b 连通。

[0142] 另外,第一导管 111 和第二导管 112 之间的空间具有作为第二轴内油路 116 的功能,其右端部与形成在离合器罩 69 内的罩内主供给油路 71a 连通,左端部通过在大致离合器径向上贯通内轴 43 及离合器中心 57a 的切断侧油路 116a 与第一离合器 51a 的切断侧液压室 55a 连通。在罩内主供给油路 71a 中供给来自上述第一油泵 31 的液压。

[0143] 而且,第二导管 112 和第三导管 113 之间的空间具有作为第三轴内油路 117 的功

能,其右端部与连接在从离合器罩 69 的离合器中心偏置的位置上的第二供给油路 92b 连通,左端部通过在大致离合器径向上贯通内轴 43 及离合器中心 57a 的连接侧油路 117a 与第一离合器 51a 的连接侧液压室 54a 连通。

[0144] 另外,内轴 43 内的主供给油路 71,其右端部通过在大致离合器径向贯通内外轴 43、44 及离合器中心 57b 的切断侧油路 118a 与第二离合器 51b 的切断侧液压室 55b 连通。

[0145] 这里,在内轴 43 右侧的各轴内油路 115、116、117 中,作用有较低压的液压的第二轴内油路 116 的容量(截面积)比作用有较高压的液压的其他轴内油路 115、117 的容量小。同样地,上述各切断侧油路 116a、118a 的容量比上述各连接侧油路 115a、117a 的容量小。

[0146] 如图 10 所示,在发动机 13 的变速箱体 22 的上部左侧设置有换档装置 41 的驱动机构 39。

[0147] 同时参照图 11A 及图 11B,驱动机构 39 具有:同轴固定在换档机构 24 的变速鼓 24a 的左端部的针齿轮 121;与该针齿轮 121 卡合的蜗杆状的凸轮鼓 122;通过中继齿轮轴 123 将旋转驱动力施加到该凸轮鼓 122 上的电机 124。通过电机 124 的驱动使变速鼓 24a 旋转并使变速箱 47 的变速档变化。

[0148] 电机 124 被配置成使其旋转驱动轴线 C4 沿前后方向,并且使其驱动轴 125 向后方突出。在驱动轴 125 的前端部外周形成有驱动齿轮 126,该驱动齿轮 126 啮合在中继齿轮轴 123 的第一中继齿轮 127a 上。该中继齿轮轴 123 的第二中继齿轮 127b 啮合在凸轮鼓 122 前端部的从动齿轮 128 上。凸轮鼓 122 具有与电机 124 的轴线 C4 平行的旋转轴线 C5,在其前部外周形成有多个凸轮槽 129。各凸轮槽 129 以成为大致一条(或多条)螺纹槽的方式相互相连,突出设置在针齿轮 121 上的多个销 121a 的一部分与这些凸轮槽 129 卡合。

[0149] 针齿轮 121 是在其圆盘状的主体左侧使在圆周方向上等间隔的上述多个销 121a 与变速鼓 24 平行地突出而成的。凸轮鼓 122 的旋转轴线 C5 被配置成垂直于针齿轮 121(变速鼓 24a)中的沿左右方向的旋转轴线 C6。针齿轮 121 的上部从侧面观察与凸轮鼓 122 的前部重合,位于针齿轮 121 的上部的各销 121a 分别与该凸轮鼓 122 的前部外周的各凸轮槽 129 卡合。此外,各凸轮槽 129 和各销 121a 中至少一组卡合即可。

[0150] 而且,通过 ECU42 的控制驱动电机 124,凸轮鼓 122 向正转方向(图 12A 及图 12B 中的箭头 CW 方向)旋转一周,则各凸轮槽 129 在其并列方向(前后方向)上向后方变位一列(一螺距的量)的量,使针齿轮 121 及变速鼓 24a 向加档方向(图 11A 中的箭头 UP 方向)仅旋转相当于上述一螺距的量的角度。此时的变速鼓 24a 的旋转角度相当于使变速箱 47 的变速档提高一速的量的角度。

[0151] 同样,驱动电机 124 从而使凸轮鼓 122 向反转方向(图 12A 及图 12B 中的箭头 CCW 方向)旋转一周,则各凸轮槽 129 向前方变位一螺距的量,使针齿轮 121 及变速鼓 24a 向减档方向(图 11A 中的箭头 DN 方向)仅旋转相当于上述一螺距的量的角度。此时的变速鼓 24a 的旋转角度相当于使变速箱 47 的变速档降低一速的量的角度。

[0152] 这里,变速箱 47 除了上述空档状态以外,能够成为能在当前的换档位置(通过双离合 26 实际进行动力传递的换档位置)和相对于该换档位置加一档或减一档侧的换档位置(通过双离合 26 切断动力传递的换档位置)中(即偶数级及奇数级的各换档位置中)的各位置中进行动力传递的状态。

[0153] 在这样的变速箱 47 中,在进行上述一速量的加档后,成为能够在当前的换档位置

和加一档侧的换档位置各位置中进行动力传递的状态,在进行上述一速量的减档后,成为能够在当前的换档位置和减一档侧的换档位置中的各位置中进行动力传递的状态。而且,通过使双离合器 26 的任意一个离合器成为卡合状态,对变速箱 47 使用各换档位置中的任意一个进行实际的动力传递的动作进行切换。

[0154] 如图 13B 所示,各凸轮槽 129 由恒定地保持凸轮鼓轴方向(各凸轮槽 129 的并列方向)上的位置的保持范围 129a 和使凸轮鼓轴方向上的位置缓缓变化的变化范围 129b 构成。在各凸轮槽 129 的保持范围 129a 内卡合有各销 121a 的状态下,即使凸轮鼓 122 旋转,针齿轮 121 及变速鼓 24a 也不旋转,在凸轮槽 129 的变化范围 129b 内卡合有各销 121a 的状态下,与凸轮鼓 122 的旋转相应地,针齿轮 121 及变速鼓 24a 向加档或减档方向旋转。

[0155] 各凸轮槽 129 中的保持范围 129a 和变化范围 129b 通过弯曲部 129c 平滑地相连。各凸轮槽 129 的弯曲部 129c 沿着针齿轮 121 的圆周方向(各销 121a 的并列方向)配置成圆弧状。由此,在凸轮鼓 122 使针齿轮 121 旋转时,由于各销 121a 从各凸轮槽 129 的各范围的一侧向另一侧平滑且同时进入,所以变速鼓 24a 的旋转变得稳定且顺畅,并且也减轻了向各销 121a 及各凸轮槽 129 施加的负荷。

[0156] 如图 11A、图 12A 及图 12B 所示,在凸轮鼓 122 的后部外周,设置有前后并列的两个开关凸轮 131。另外,在各开关凸轮 131 的例如左侧设置有使开关片与其凸轮面相对的第一或第二开关 133、134。这些开关凸轮 131 及传感器 133、134 构成用于检测凸轮鼓 122 的旋转位置的上述传感器 S1。

[0157] 各开关凸轮 131 从凸轮鼓轴向观察相互呈大致相同的形状,在其外周形成有凸轮面。各开关凸轮 131 的凸轮面具有:与凸轮鼓 122 同轴的圆筒状的基准面 131a;相对于该基准面 131a 扩径的、同样圆筒状的上升面 131b,各开关凸轮 131 的凸轮面是使这两面平滑地连续而成的。各开关凸轮 131 被配置成其上升面形成范围在凸轮鼓旋转方向上相互具有规定的相位差。具体地,相对于第一开关 133 用的开关凸轮 131,第二开关 134 用的开关凸轮 131 被配置成在上述 CCW 方向上使相位仅错开规定角度。

[0158] 各开关 133、134 在使其开关片与各开关凸轮 131 的基准面 131a 相对的情况(各开关 133、134 成为 OFF 的情况)下和在使开关片与各开关凸轮 131 的上升面 131b 相对的情况(各开关 133、134 成为 ON 的情况)下,使该开关片进退来检测凸轮鼓 122 的旋转状况。各开关 133、134 被配置成在凸轮鼓旋转方向上互为同相位。

[0159] 图 14 是表示相对于凸轮鼓 122 的旋转角度各开关 133、134 的 ON、OFF 的图表。各开关凸轮 131 的上升面 131b 与作为各开关 133、134 的检测位置的点 a 相对的区域(各开关 133、134 成为 ON 的区域)为针齿轮 121 的各销 121a 处于凸轮鼓 122 的各凸轮槽 129 的保持范围 129a 内且电机 124 的驱动转矩为 0 的停止区域(参照图 15B)。

[0160] 此时,变速箱 47 被设定成结束变速动作的状态,由此即使凸轮鼓 122 的旋转位置稍偏移也不影响换档位置,并且即使电机 124 的驱动转矩为 0,变速鼓 24a 的旋转也会被限制且被保持在规定的换档位置。此外,上述停止区域的角度被设定成在电机 124 的驱动转矩为 0 时凸轮鼓 122 因惰性等旋转的角度以上。

[0161] 另一方面,各开关凸轮 131 的基准面 131 与点 a 相对的区域(各开关 133、134 成为 OFF 的区域)为针齿轮 121 的各销 121a 处于凸轮鼓 122 的各凸轮槽 129 的变化范围 129b 内且以通常转矩(由系统设定的最大转矩 $\pm T_{max}$)驱动电机 124 的输送区域(参照图 15B)。

[0162] 此时,变速箱 47 处于变速动作的中途,变速鼓 24a 与凸轮鼓 122 的旋转相应地向加档或减档方向旋转。此外,输送区域的角度相当于凸轮鼓 122 中的各凸轮槽 129 的变化范围 129b 的形成角度。

[0163] 而且,各开关凸轮 131 中的一个上升面 131b 与点 a 相对的区域(各开关 133、134 中的一个成为 ON 的区域)为针齿轮 121 的各销 121a 位于凸轮鼓 122 的各凸轮槽 129 的保持范围 129a 的端部附近且以小转矩(能克服系统的摩擦力的最小转矩 $\pm T_{min}$) 驱动电机 124 的 CW 或 CCW 修正区域(参照图 15B)。

[0164] 具体地,在相位向凸轮鼓 122 的 CCW 方向偏移了的仅第二开关 134 成为 ON 的 CCW 修正区域中,进行以下修正:以最小反转转矩 ($-T_{min}$) 驱动电机 124 从而成为上述停止区域,其中电机 124 用于以低转矩使凸轮鼓 122 向 CCW 方向旋转。另外,在相位向凸轮鼓 122 的 CW 方向偏移的仅第一开关 133 成为 ON 的 CW 修正区域中,进行以下修正:以最小正转矩 ($+T_{min}$) 驱动电机 124 从而同样地成为上述停止区域,其中电机 124 用于以低转矩使凸轮鼓 122 向 CW 方向旋转。

[0165] 此外,如图 16 所示,在凸轮鼓 122 上设置单个的上述开关凸轮 131,使两个开关 133、134 在凸轮鼓旋转方向上具有相位差地与该开关凸轮 131 的凸轮面相对,由此不仅能够进行上述同样的控制,还能够削减开关凸轮数量。另外,上述开关 133、134 不限于机械式的接触型,也可以是使用电力或磁力的结构或非接触型的结构。

[0166] 图 17A 及图 17B 是表示相对于凸轮鼓 122 的旋转角度的、变速鼓 24a 的旋转角度及旋转角速度的变化的图表,如本实施方式这样,在凸轮鼓 122 的各凸轮槽 129 的各范围 129a、129b 通过弯曲部 129c 平滑相连的情况下(参照图 17A),与各凸轮槽 129 不通过弯曲部 129c 而在各范围 129a、129b 间弯曲地相连的情况(参照图 17B)相比,变速鼓 24a 的旋转角度的变化变得平滑,并且变速鼓 24a 的旋转角速度在上述变化范围 129b 前后的启动变得平滑。

[0167] 由此,加档及减档时的变速鼓 24a 的惯性转矩被抑制,施加到各机构零件上的负荷被抑制。另外,凸轮鼓 122 旋转一周后,其旋转位置成为加一档或减一档侧的换档位置中的初期位置,能够从该状态连续地进行变速动作。

[0168] 如以上说明的那样,上述实施方式中的换档装置 41 是被用于发动机 13 的双离合器式变速器 23 的装置,具有:根据绕轴的旋转位置使上述双离合器式变速器 23 的变速档发生变化的变速鼓 24a;使驱动轴相对于该变速鼓 24a 大致垂直的电机 124;与该电机 124 的驱动轴平行配置且在外周具有多个凸轮槽 129 的蜗杆状的凸轮鼓 122;同轴固定在上述变速鼓 24a 上且在外周具有多个销 121a 的针齿轮 121,该换档装置 41 使上述针齿轮 121 的各销 121a 和上述凸轮鼓 122 的各凸轮槽 129 至少一组卡合,通过上述电机 124 经由上述凸轮鼓 122 及针齿轮 121 使变速鼓 24a 旋转,由此,使上述双离合器式变速器 23 的变速档发生变化。

[0169] 根据该结构,在改变一档变速档时,只使电机 124 向一个方向旋转即可,能够缩短变速动作时间,并能够一次连续进行多档的变速动作。另外,通过使针齿轮 121 的销 121a 始终卡合在蜗杆状的凸轮鼓 122 的凸轮槽 129 中,能够抑制变速动作时的撞击声,并能够限制针齿轮 121 和变速鼓 24a 的旋转,由此,可以不需要变速鼓 24a 的制动器。而且,由于不需要复位弹簧及制动器,所以能够抑制电机 124 的容量从而实现小型轻量化。而且,以使其

驱动轴 125 相对于变速鼓 24a 大致垂直的方式配置电机 124, 由此, 能够抑制电机 124 从双离合器式变速器 23 伸出。

[0170] 另外, 在上述换挡装置 41 中, 上述电机 124 的驱动轴 125 朝前后方向配置, 且经由中继齿轮轴 123 驱动上述凸轮鼓 122, 由此, 能够提高电机 124 的布局自由度。

[0171] 而且, 在上述换挡装置 41 中, 使上述凸轮鼓 122 的各凸轮槽 129 平滑地变化, 由此, 在各凸轮槽 129 内移动的销 121a 的运动变得平稳, 变速鼓 24a 的旋转速度不会发生急变, 能够抑制由惯性力而加载在系统上的转矩, 并能够实现各机构零件及电机 124 的小型轻量化。另外, 由于能够进行负荷变动小的平稳的控制, 因此能够实现变速动作的高速化, 并能够抑制由于各机构零件间的微小间隙而在变速动作时产生的撞击声。

[0172] 另外, 在上述换挡装置 41 中, 上述凸轮鼓 122 的各凸轮槽 129 具有沿凸轮鼓周向的保持范围 129a 和使凸轮鼓轴向上的位置发生变化的变化范围 129b, 通过使上述保持范围 129a 与变化范围 129b 平滑地连续, 能够使在各凸轮槽 129 内移动的销 121a 的运动变得平稳, 并且, 即使在变速鼓 24a 开始或停止旋转时旋转速度也不会发生急变, 因此, 能够实现各机构零件及电机 124 的小型轻量化, 实现变速动作的高速化, 并抑制在变速动作时产生的撞击声。

[0173] 此外, 本发明不限于上述实施方式, 还能够适用于例如单汽缸发动机、V 型发动机、使曲轴轴线沿前后方向的纵置发动机等、各种形式的内燃机。另外, 不限于二轮摩托车, 也能够适用于三轮或四轮的骑乘型车辆、或具有低底盘踏板的小型摩托车。

[0174] 而且, 上述实施方式中的结构是本发明的一例, 当然也能够适用于四轮乘用车, 在不脱离本发明的主旨的范围内, 可以进行各种变更。

[0175] 工业实用性

[0176] 能够提供一种能够缩短变速动作时间, 抑制变速动作时的撞击声, 并能够抑制驱动部件的容量的换挡装置。

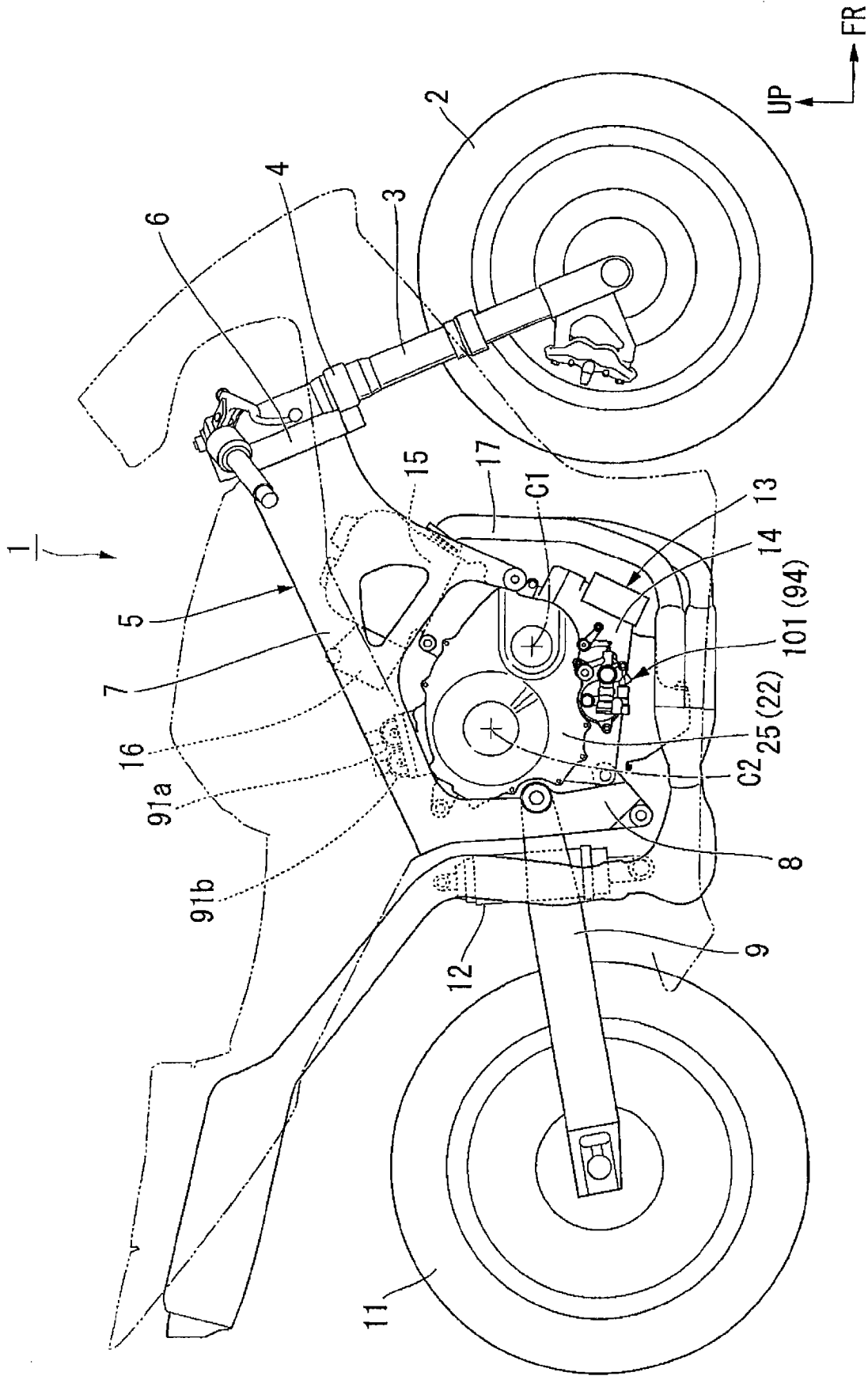


图 1

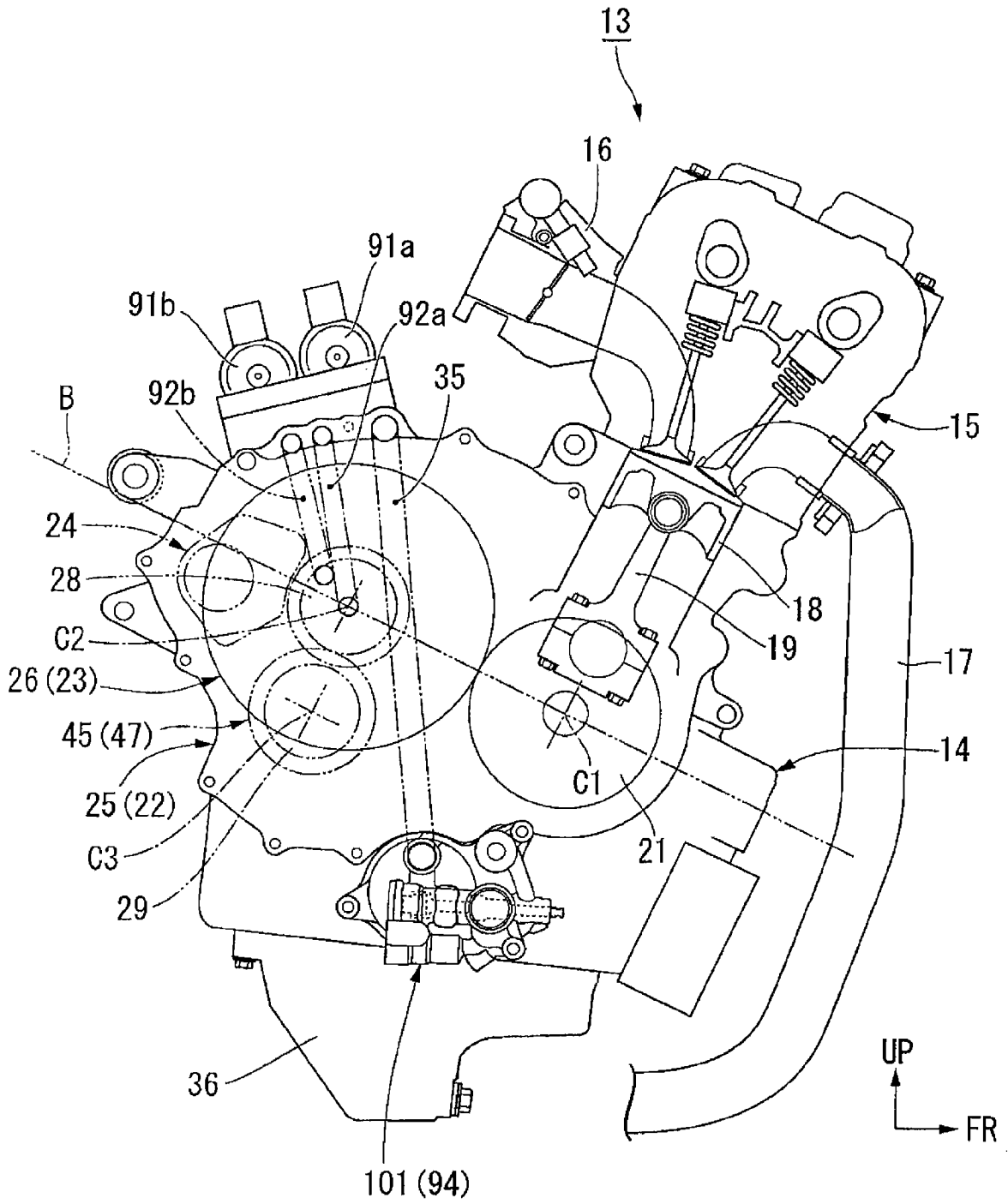


图 2

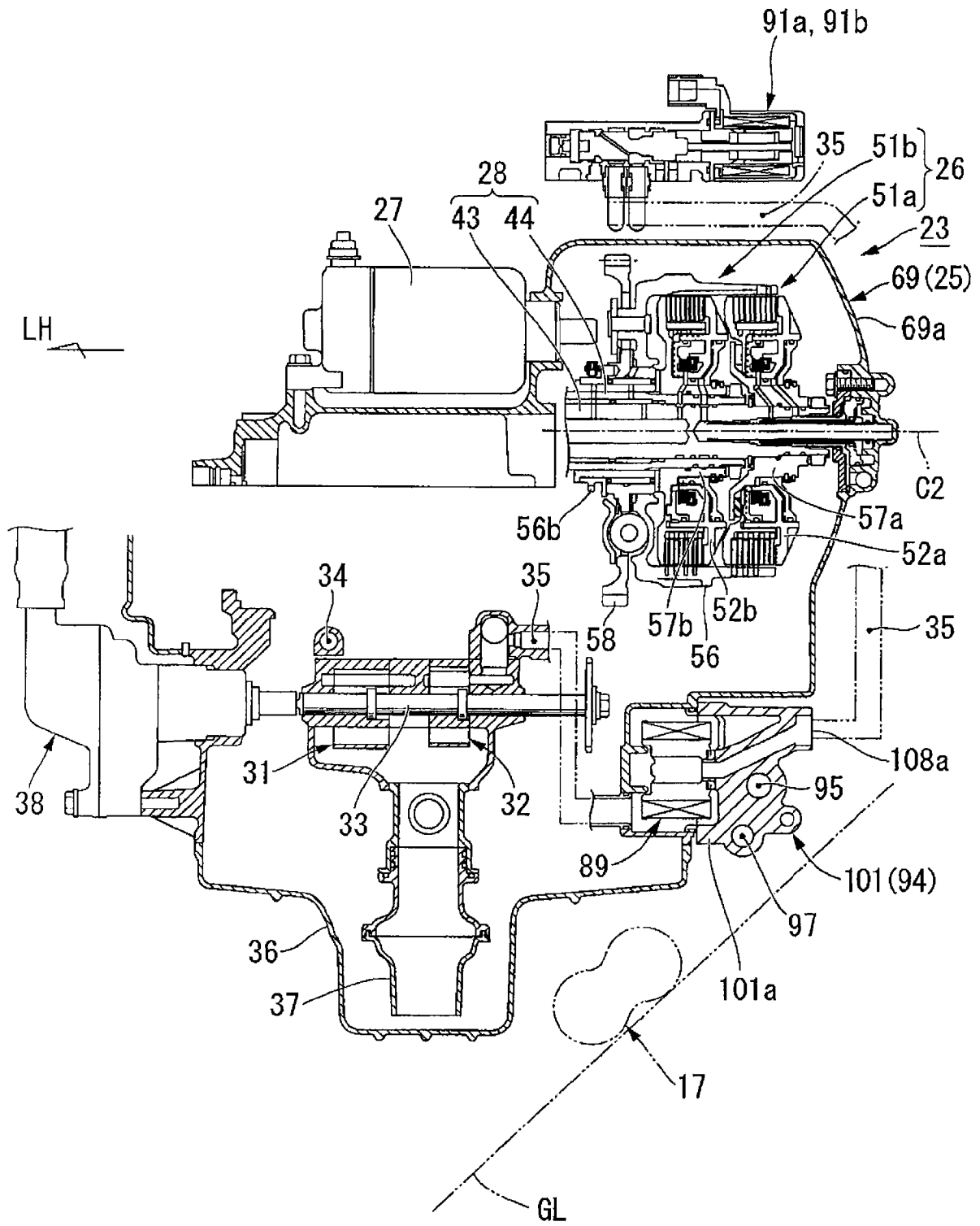


图 3

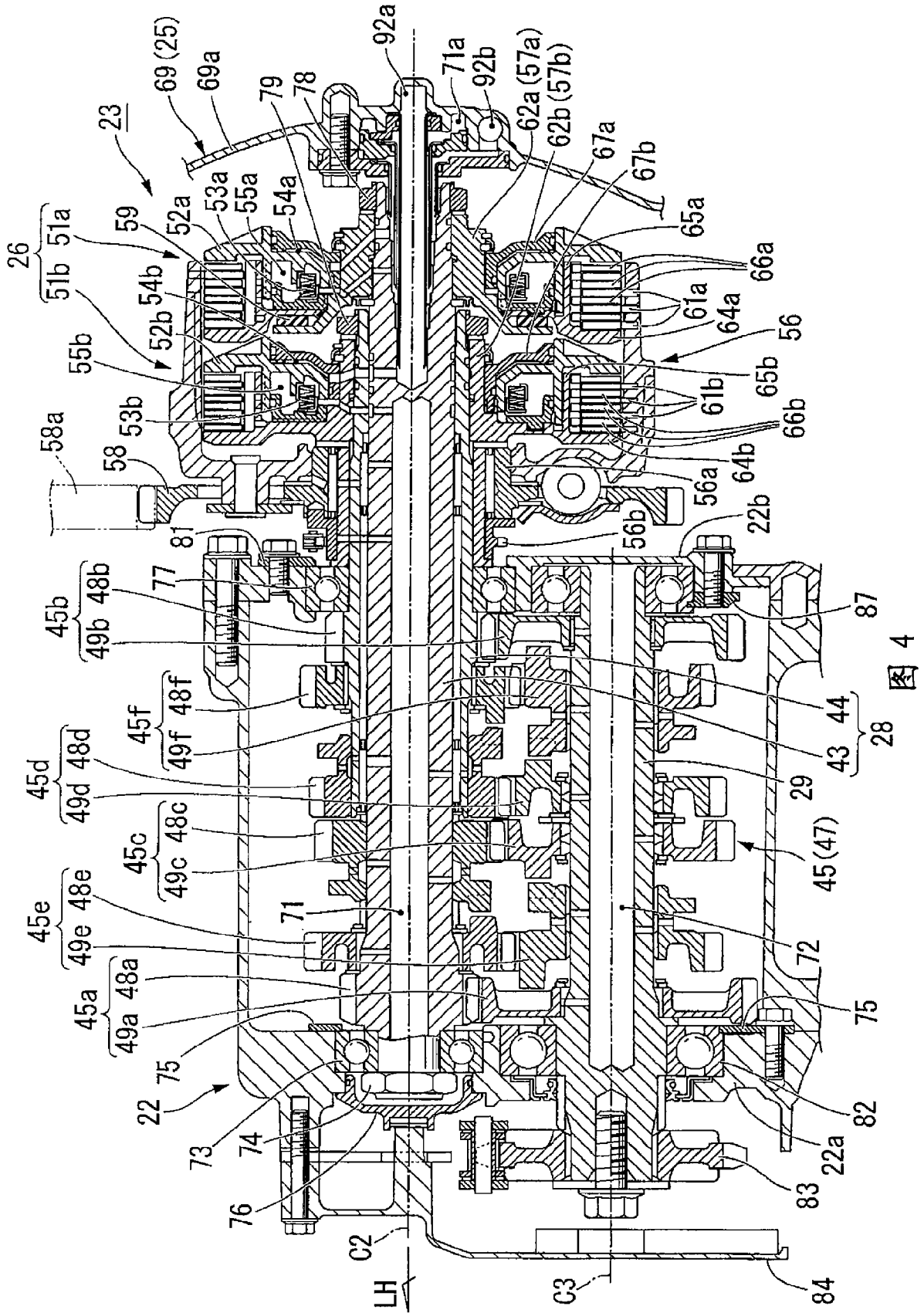


图 4

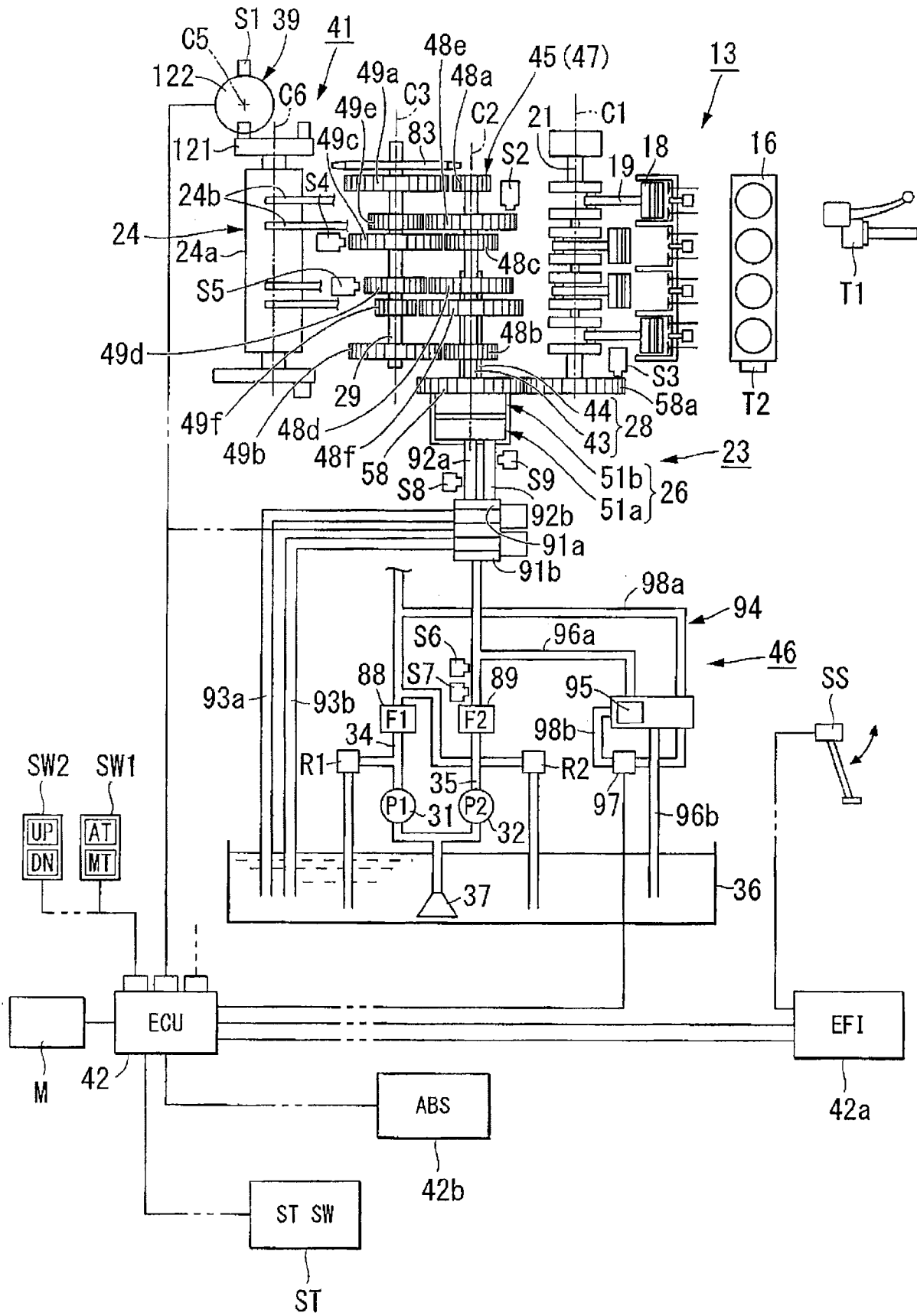


图 5

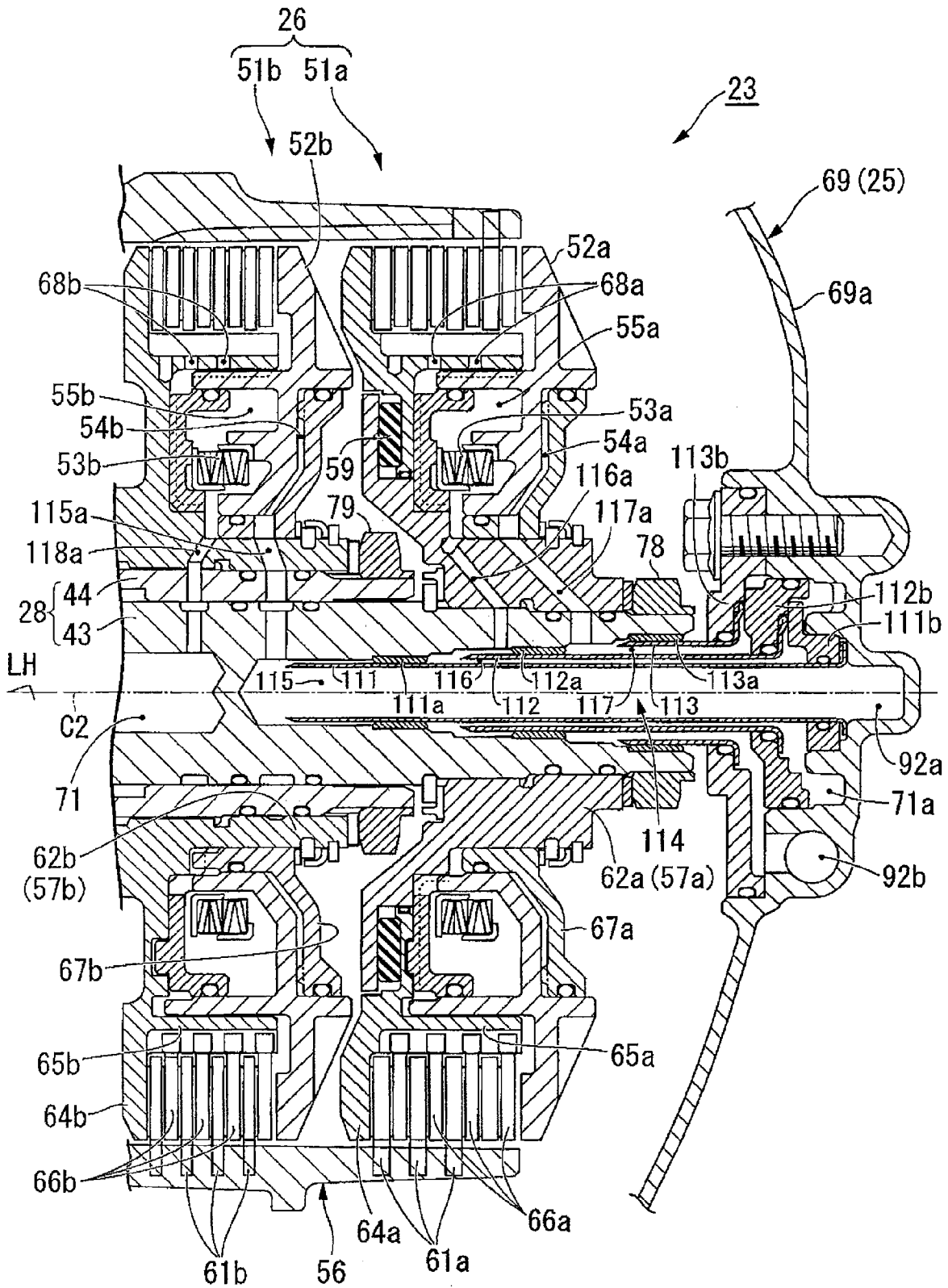


图 6

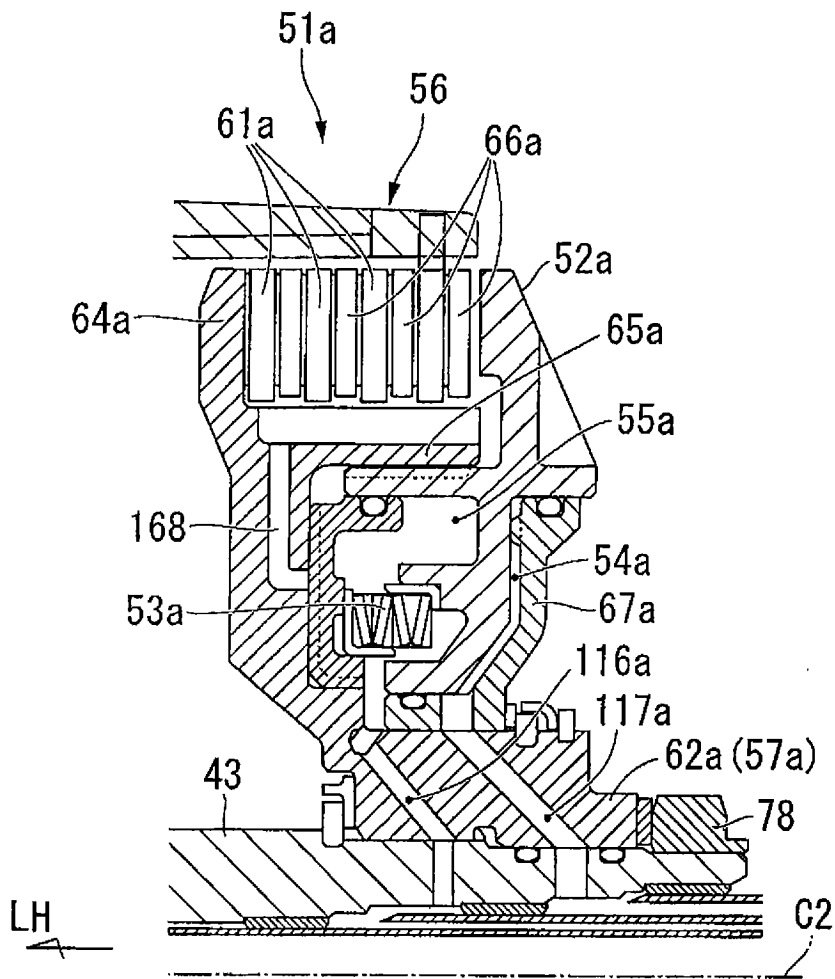


图 7A

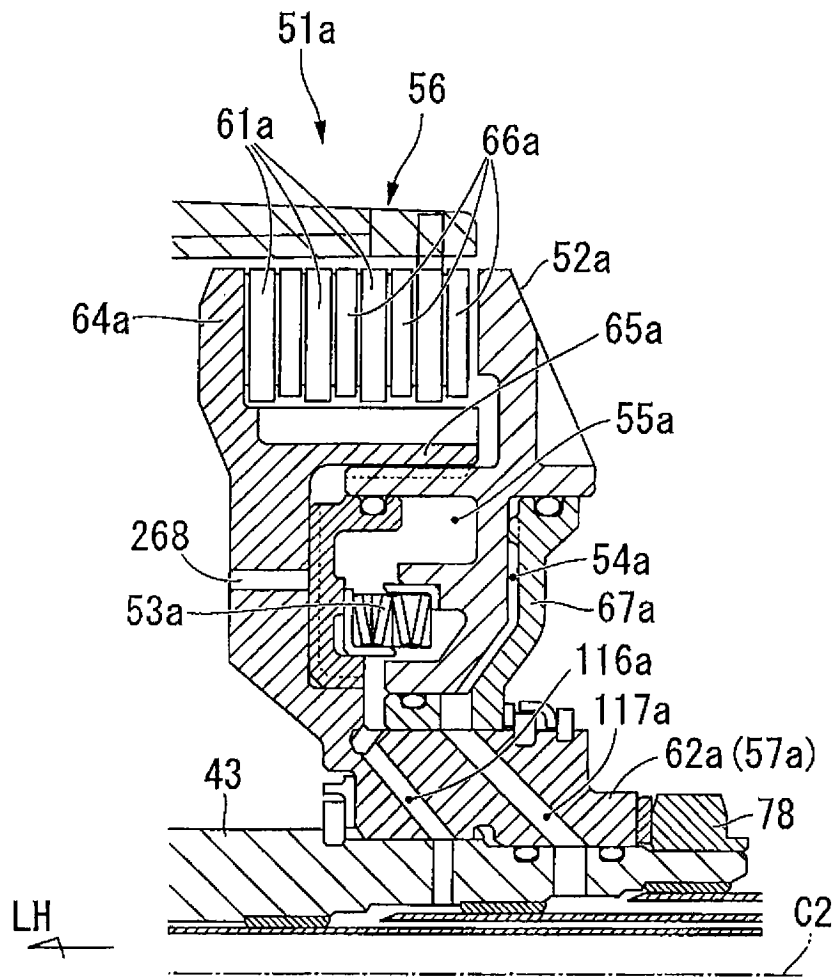


图 7B

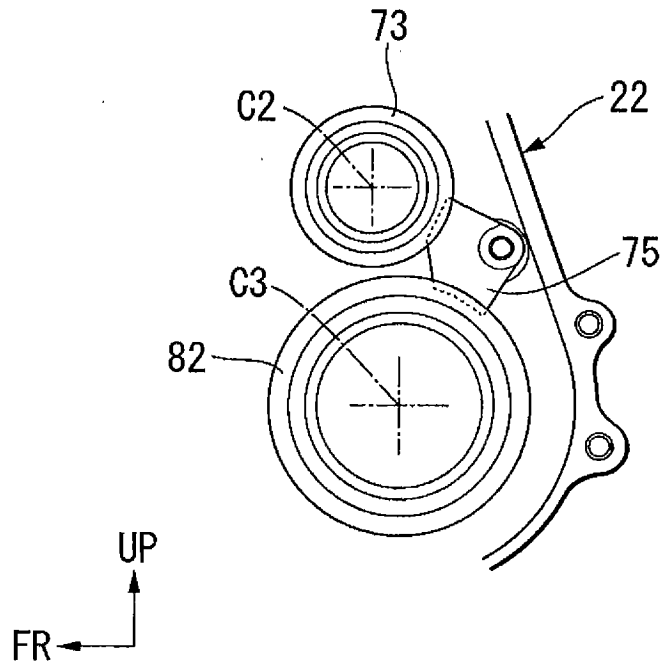


图 8

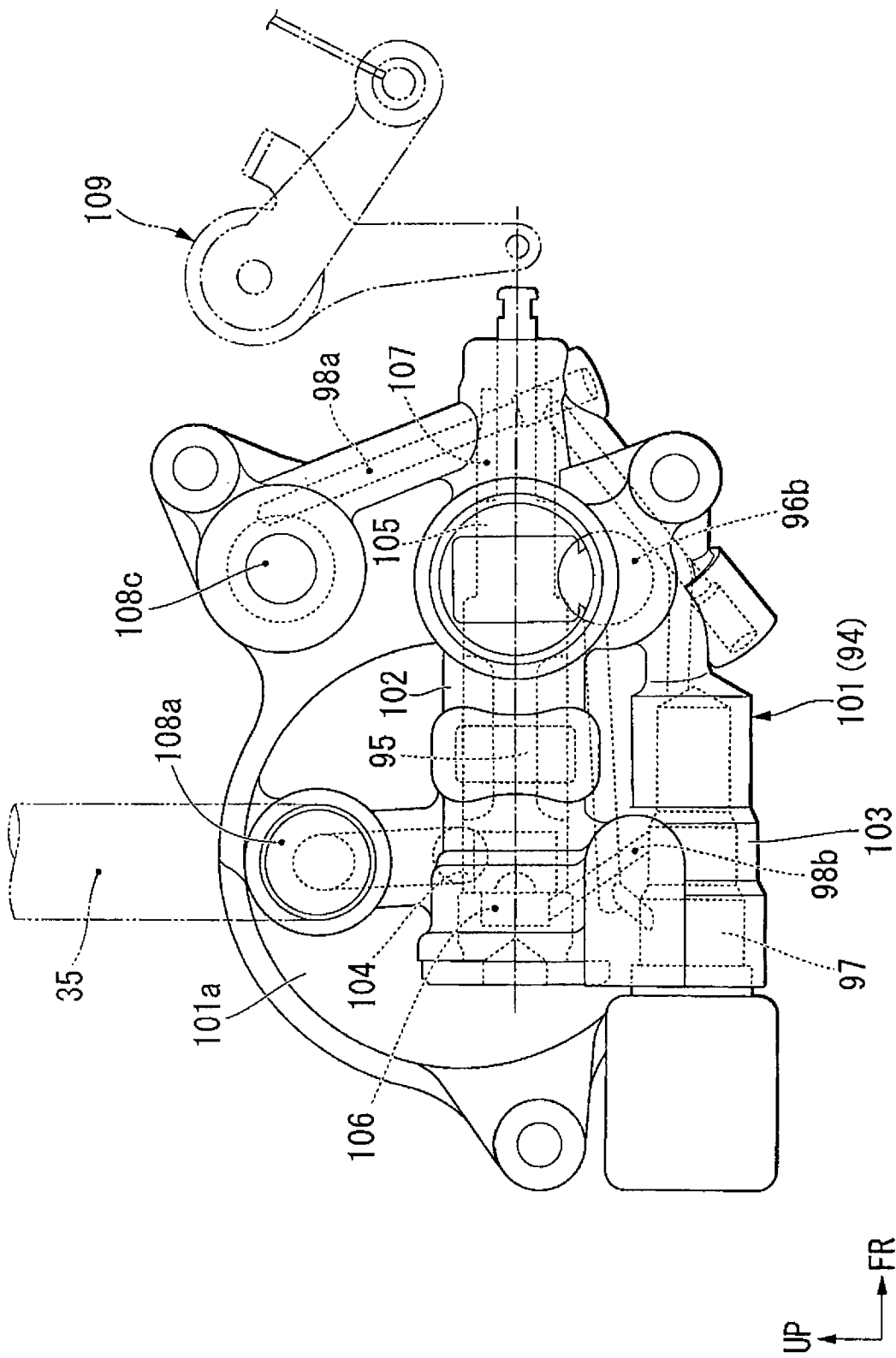


图 9

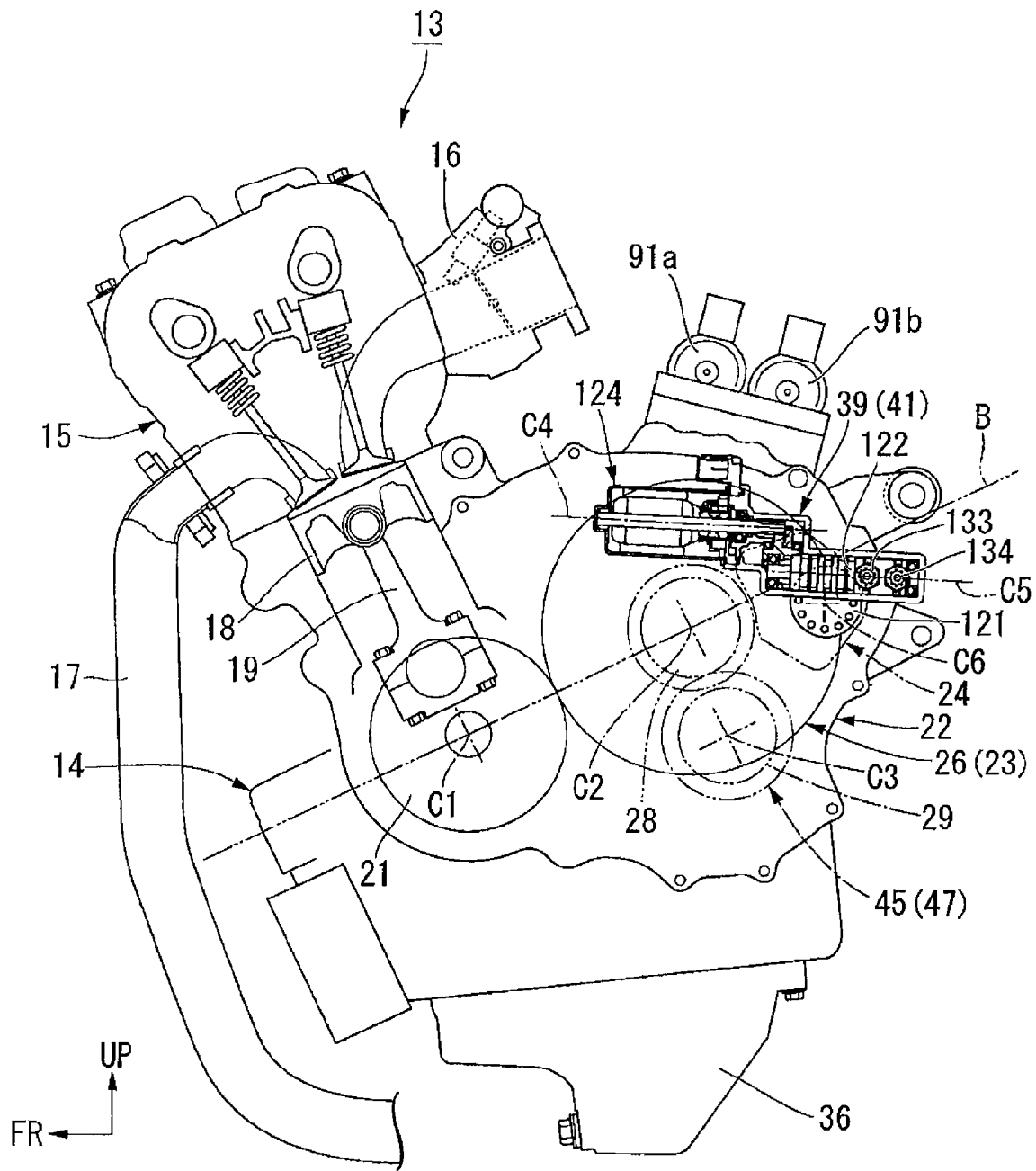


图 10

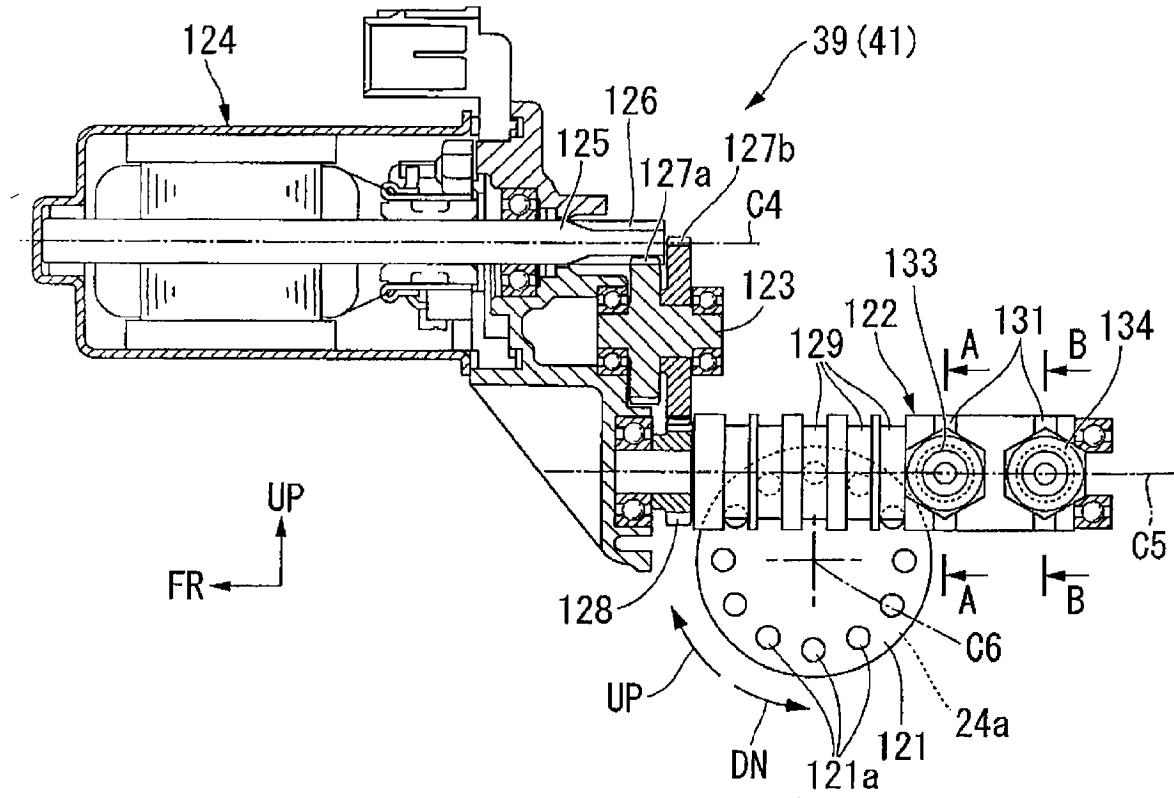


图 11A

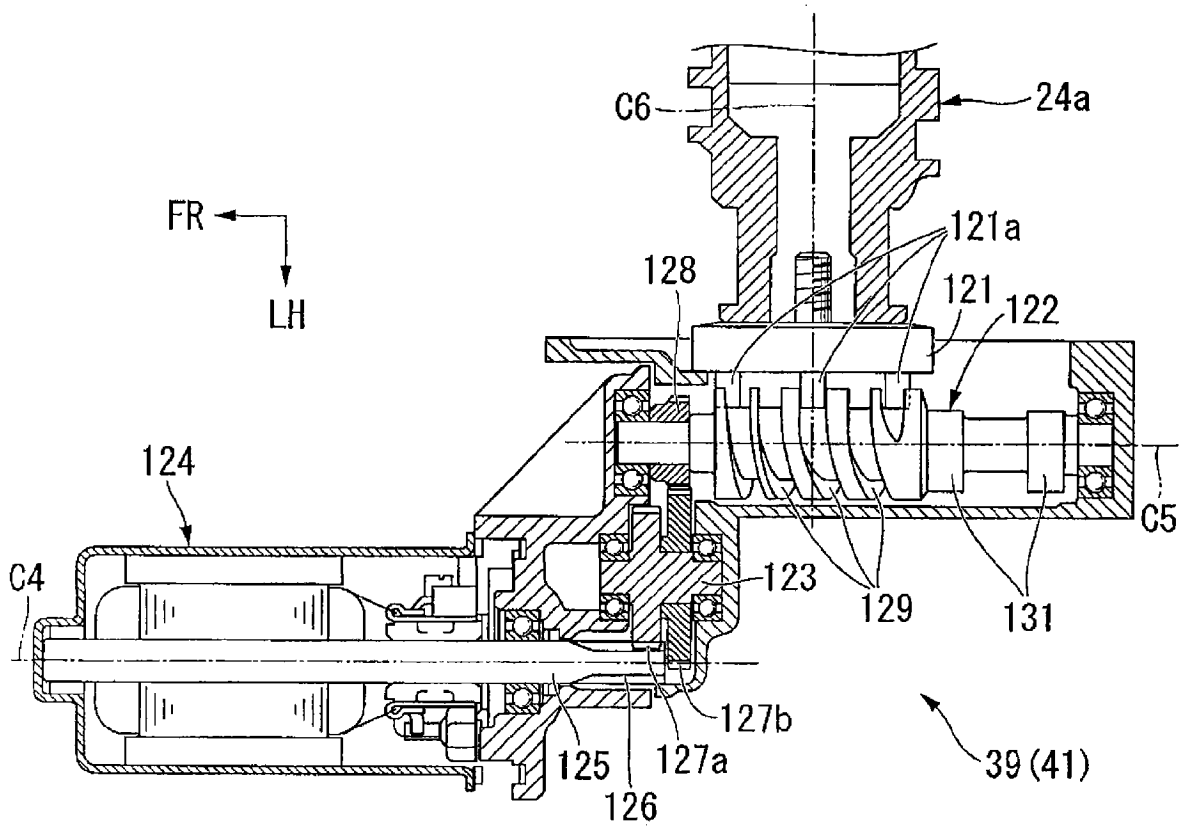


图 11B

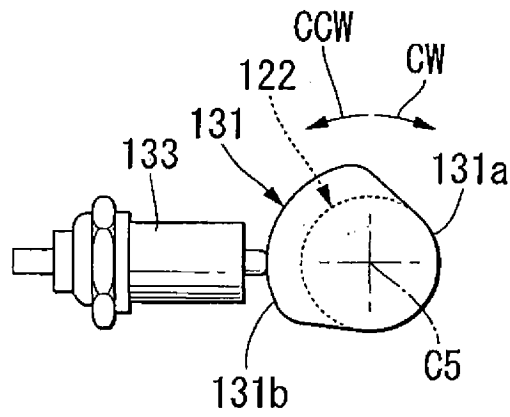


图 12A

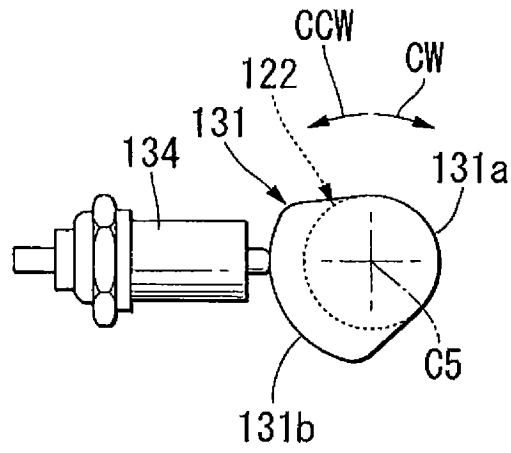


图 12B

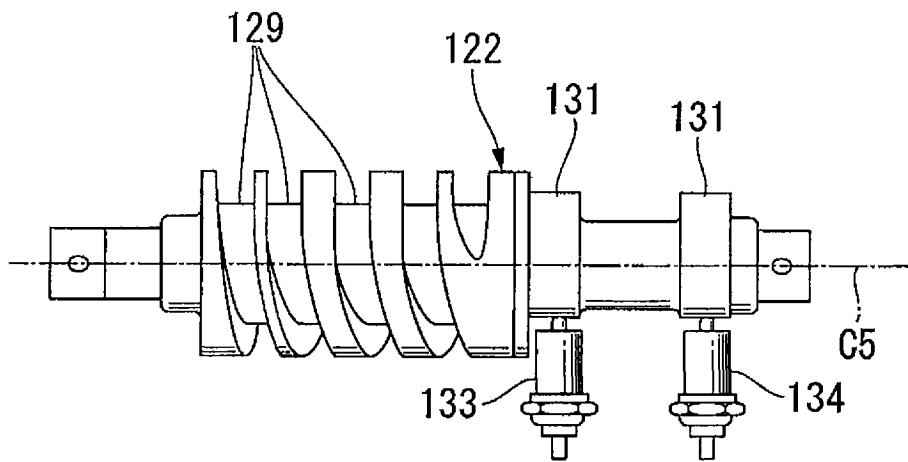


图 13A

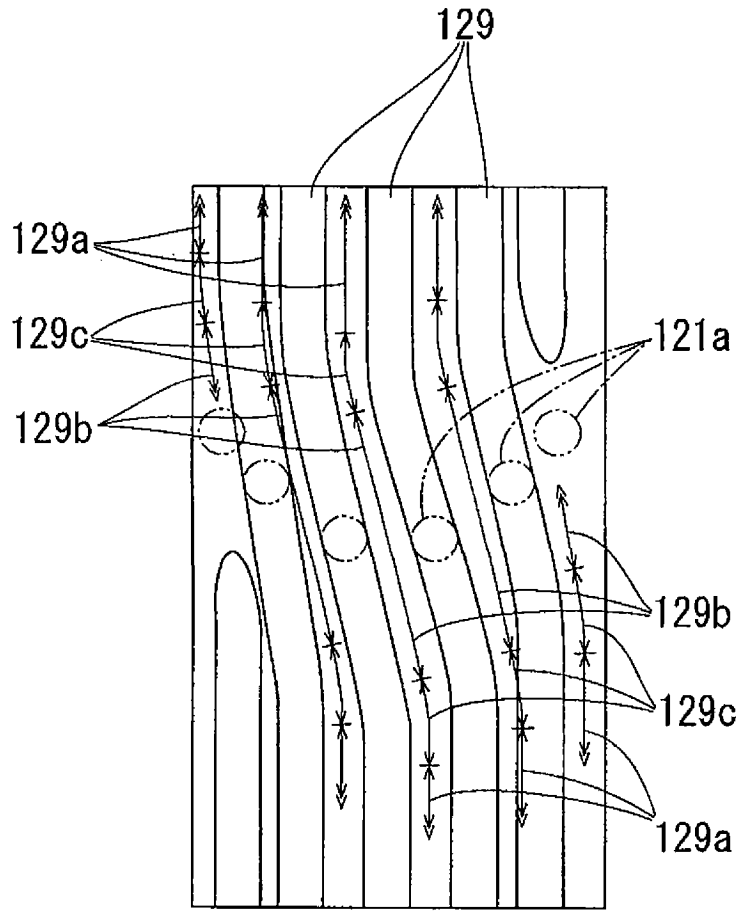


图 13B

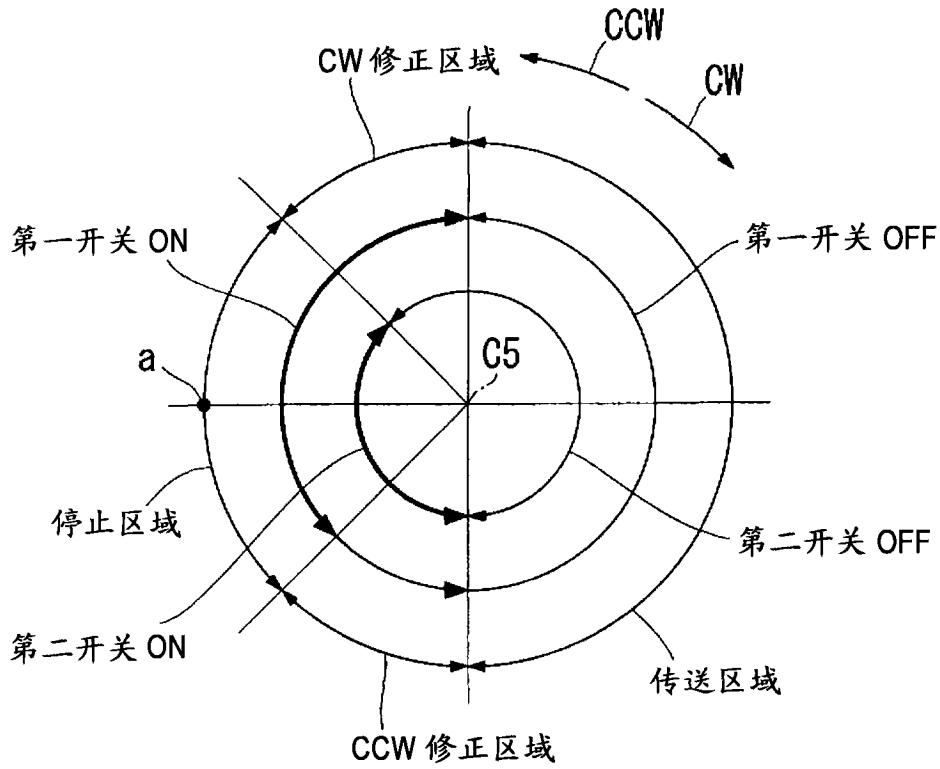


图 14

区域名	第一开关	第二开关
停止	ON	ON
CCW 修正	OFF	ON
传送	OFF	OFF
CW 修正	ON	OFF

图 15A

区域名	马达转矩
停止	0
CCW 修正	-Tmin
传送	±Tmax
CW 修正	+Tmin

图 15B

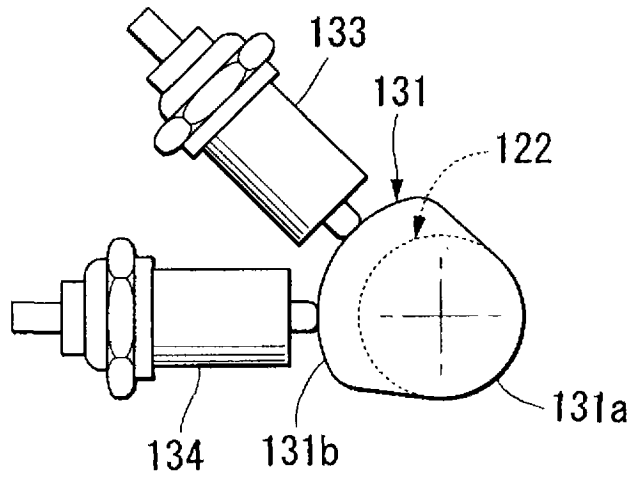


图 16

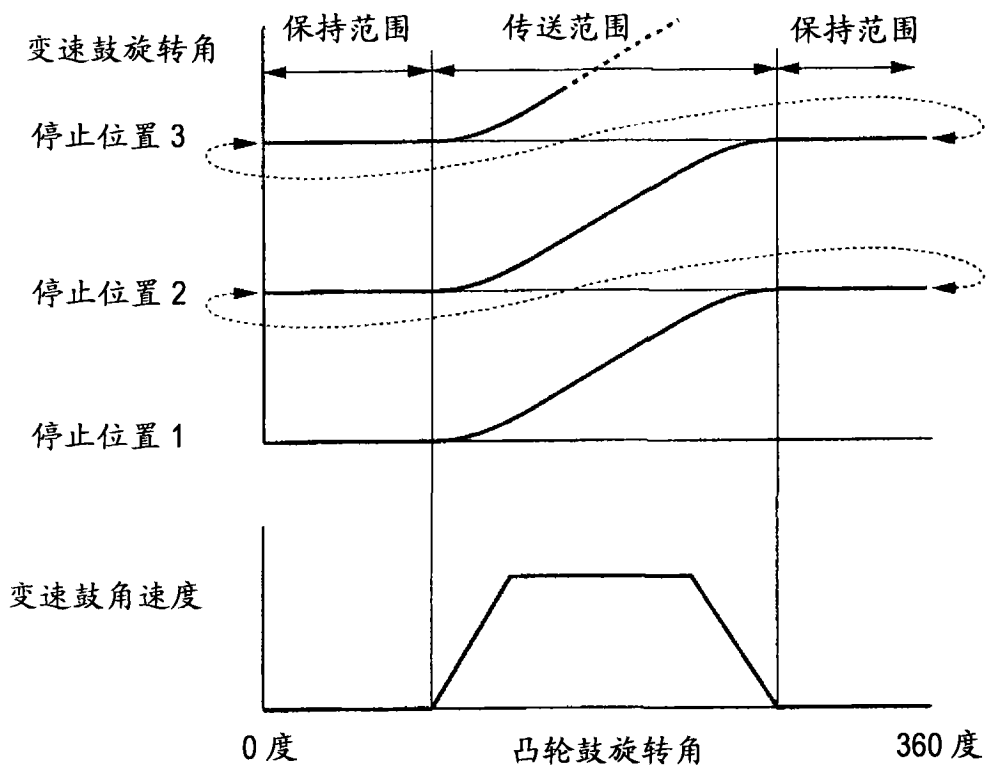


图 17A

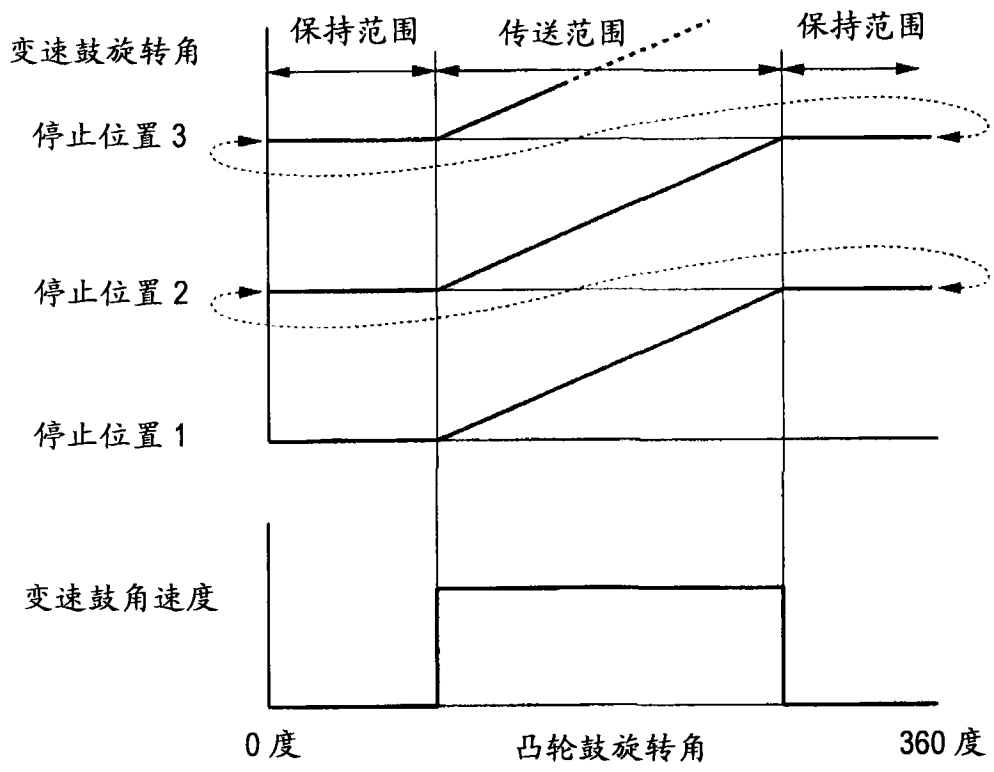


图 17B

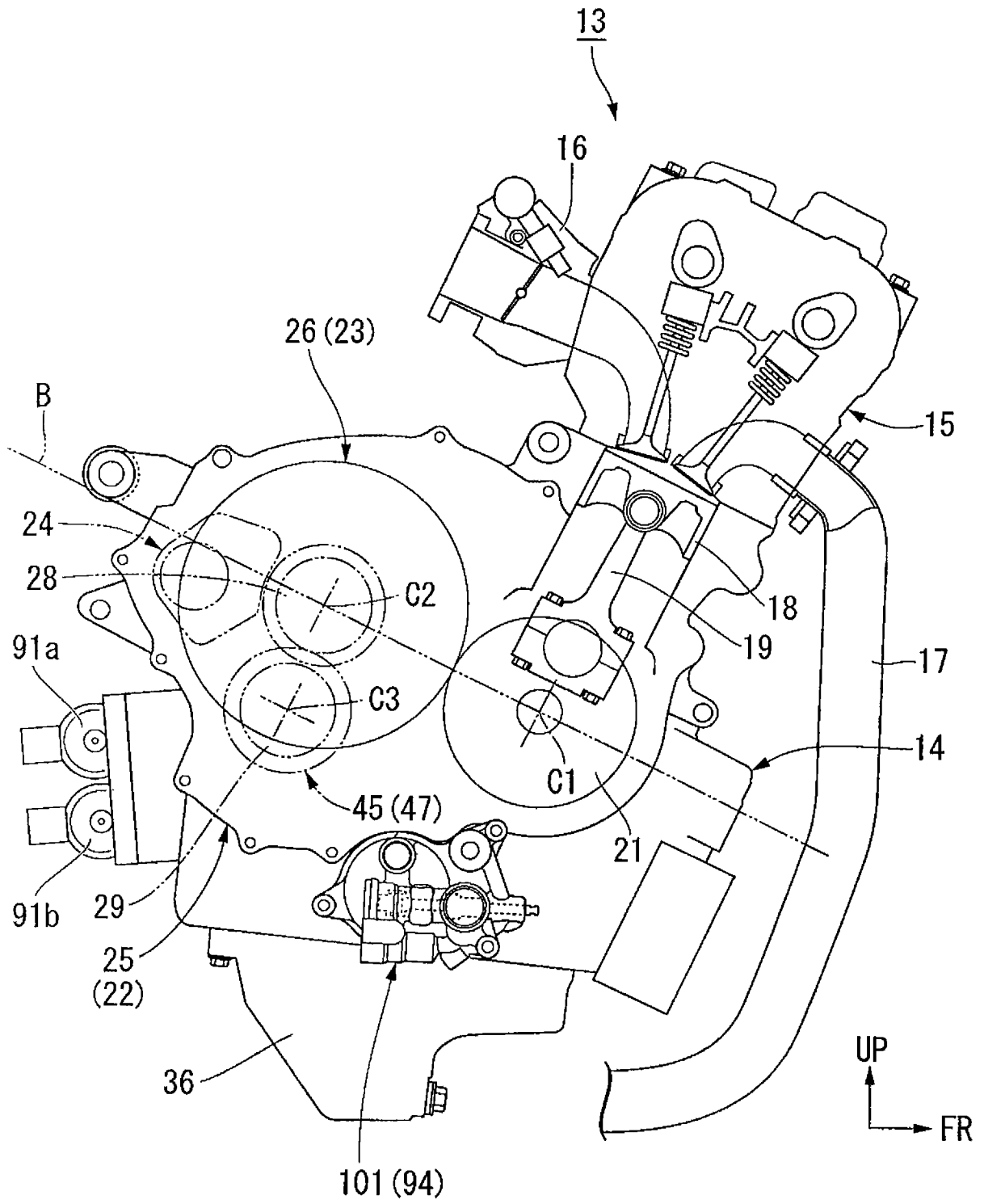


图 18

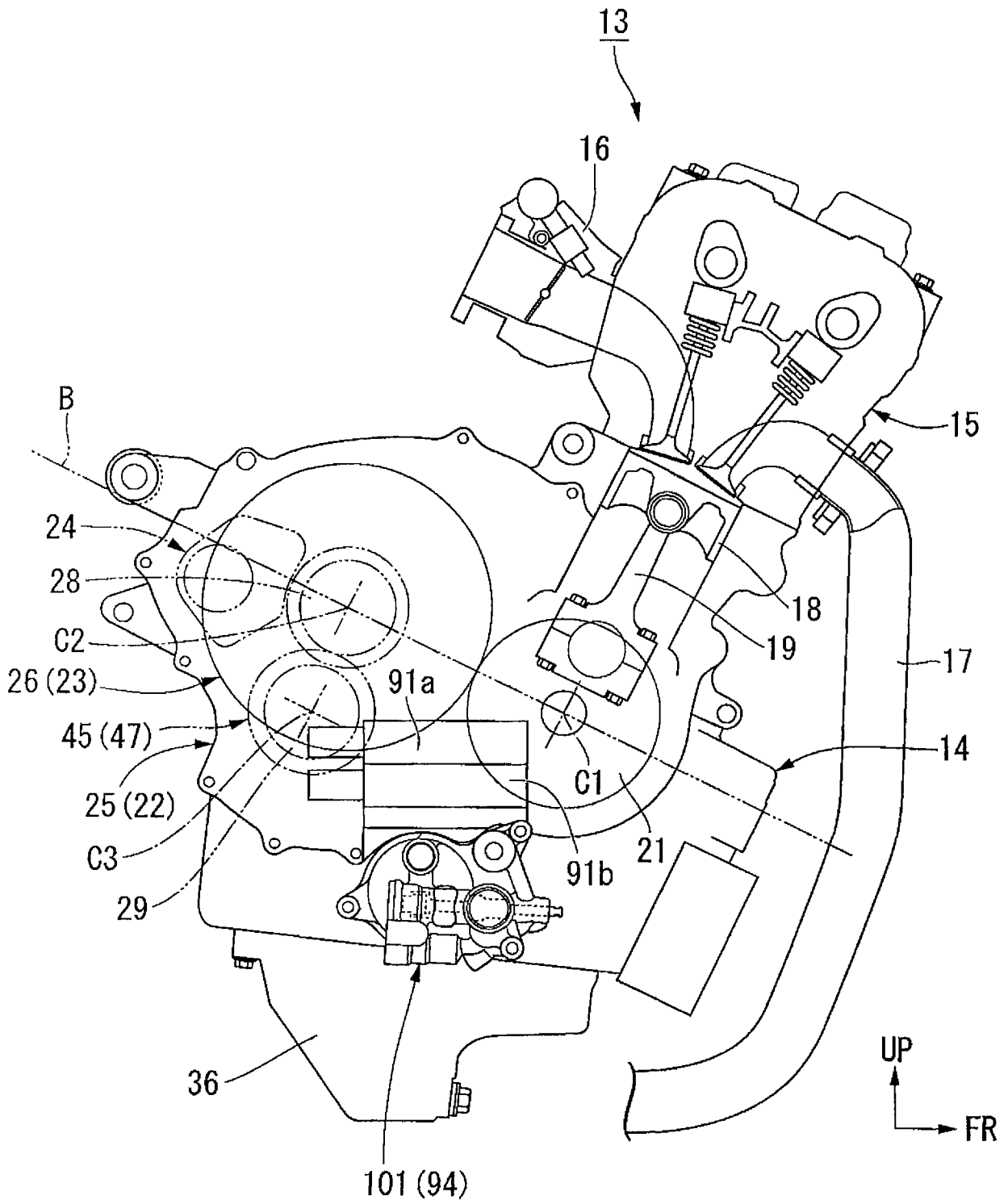


图 19

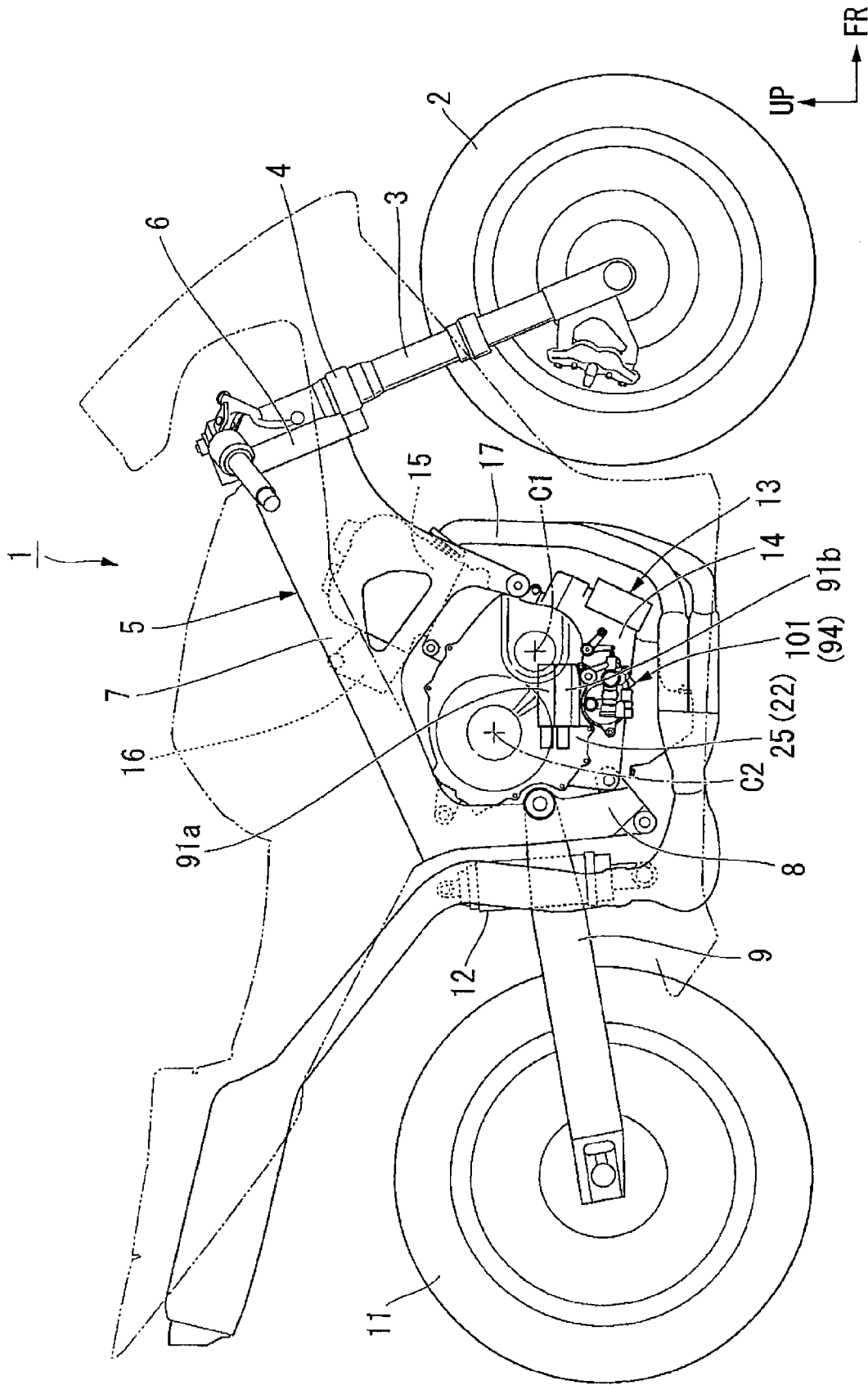


图 20