

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl⁷

B60K 17/00

F16H 45/02 F16H 47/06



[12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 99123490.1

[45] 授权公告日 2005 年 2 月 9 日

[11] 授权公告号 CN 1188298C

[22] 申请日 1999.11.12 [21] 申请号 99123490.1

[30] 优先权

[32] 1998.11.13 [33] JP [31] 324280/1998

[71] 专利权人 株式会社丰技研

地址 日本静冈

共同专利权人 本田技研工业株式会社

[72] 发明人 吉本笃司 木原照雄

审查员 尚 颖

[74] 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利
商标事务所

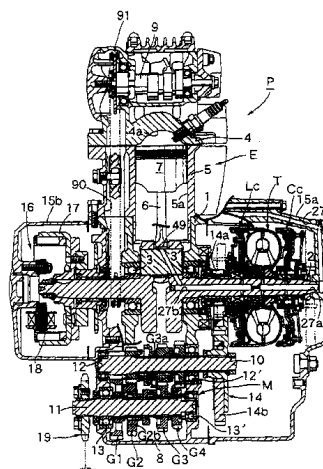
代理人 张祖昌

权利要求书 1 页 说明书 23 页 附图 17 页

[54] 发明名称 小型车辆的传动系统

[57] 摘要

在小型车辆传动系统中，发动机曲轴和多级变速器的输入轴通过流体传动装置彼此连接，所述流体传动装置包括连接于发动机的泵叶轮和连接于变速器的透平叶轮，在该传动系统中，一换档离合器按照与所述流体传动装置成串联关系设置在发动机曲轴和多级变速器之间。因此，可以消除流体传动装置的蠕动现象，而且通过使换档离合器处于断开状态，可使换档操作轻松进行。



1. 一种小型车辆的传动系统,所述小型车辆包括一台发动机和一个多级变速器,所述传动系统包括所述发动机的曲轴(2)和所述多级变速器的输入轴,所述曲轴通过一个流体传动装置连接于所述输入轴,所述流体传动装置包括一个泵叶轮和一个透平叶轮,所述泵叶轮连接于所述曲轴,所述透平叶轮连接于所述输入轴,其中所述传动系统包括一个按照与所述流体传动装置成串联关系设置在所述曲轴和所述输入轴之间的换档离合器,所述换档离合器包括一个多片式摩擦接合装置,所述多片式摩擦接合装置包括连接于输入侧的多个主动摩擦片,以及与所述主动摩擦片交错叠置且连接于输出侧的多个从动摩擦片,一个离心机构响应于一个等于或大于预定值的输入侧转速值动作,使所述多片式摩擦接合装置进入接通状态,以及一个离合器断开机构甚至在所述离心机构工作期间,在所述多级变速器换档时,使所述多片式摩擦接合装置进入断开状态。

2. 如权利要求1所述的小型车辆的传动系统,其特征在于:所述换档离合器的额定转矩值设定成等于或大于所述流体传动装置的额定转矩值。

小型车辆的传动系统

技术领域

本发明涉及小型车辆的传动系统，其中，发动机曲轴和多级变速器的输入轴通过流体传动装置即通过液力变矩器或液力偶合器，相互连接，所述流体传动装置包括一个连接于曲轴的泵叶轮，以及一个连接于输入轴的透平叶轮。

背景技术

这种小型车辆的传动系统是公知的，例如，公开在日本专利申请公开文本第 57-69163 号中。

在如上述文件所公开的这种公知的传动系统中，发动机曲轴和多级传动的输入轴通过液力变矩器相互连接，因此在启动车辆及在换档中产生的转矩冲击可被液力变矩器的打滑吸收。

但是，这种公知的传动系统有下述缺陷：液力变矩器或液力偶合器具有打滑功能，但是，只要动力从发动机传向液力变矩器或液力偶合器，就进行一定程度的转矩传递。因此，在这种公知的系统中，在启动车辆、传动装置从空档变至低速或一档时，会产生一种蠕动现象，即使发动机处于怠速状态，动力也在一定程度上上传至车辆的从动轮。在车辆行驶过程中，由于传递的转矩，在传动装置的转换和滑动部分中总会产生摩擦。因此而产生的缺点在于：传动装置换档阻力大，需要大的换档负荷。

发明内容

因此，本发明的目的在于提供一种上述类型的小型车辆传动系统，其中消除了蠕动现象，可以轻松进行传动装置的换档操作。

为了实现上述目的，按照本发明的第一方面和特征，提供一种小型车辆的传动系统，所述小型车辆包括一台发动机和一个多级变速器，所述传动系统包括所述发动机的曲轴(2)和所述多级变速器的输入轴，所述曲轴通过一个流体传动装置连接于所述输入轴，所述流体传动装置包括一个泵叶轮和一个透平叶轮，所述泵叶轮连接于所述曲轴，所述透平叶轮连接于所述输入轴，其中所述传动系统包括一个按照与所述流体传动装置成串联关系设置在所述曲轴和所述输入轴之间的换档

离合器，所述换档离合器包括一个多片或摩擦接合装置，所述多片式摩擦接合装置包括连接于输入侧的多个主动摩擦片，以及与所述主动摩擦片交错叠置且连接于输出侧的多个从动摩擦片，一个离心机构响应于一个等于或大于预定值的输入侧转速值动作，使所述多片式摩擦接合装置进入接通状态，以及一个离合器断开机构甚至在所述离心机构工作期间，在所述多级变速器换档时，使所述多片式摩擦接合装置进入断开状态。

应当注意的是，在本发明的各实施例中，流体传动装置相当于一个液力变矩器T。

由于上述第一特征，在发动机怠速时，尽管存在流体传动装置，即使在传动器的低速档或第一档时，通过将换档离合器控制在断开状态，可以切断动力向换档离合器等的传递，因而可防止蠕动现象。在换档过程中，不管流体传动装置的存在，首先将换档离合器控制在其断开状态，可以使变速箱处于非负载状态，因而可轻松换档，不产生转矩冲击。另外，可以避免由于半离合或离合打滑状态产生的摩擦部分的生热及磨损。另外，即使将换档离合器一口气地超越半离合或离合打滑区而从断开状态进入接通状态，随之产生的转矩冲击可被流体传动装置的打滑动作吸收，因而并不妨碍乘坐的舒适性。

按照本发明的第二方面和特征，上述小型车辆传动系统还设置一个用于使换档离合器进入断开状态的换档离合器致动器，当产生来自用于检测发动机怠速状态的怠速传感器和本身用于检测多级变速器的换档操作的换档传感器的输出信号时，操作该换档离合器致动器。

由于第二特征，在车辆启动和换档操作过程中，可精确地进行换档离合器的通、断操作，这有助于提高离合器的耐用性。

按照本发明的第三方面和特征，提供一种小型车辆的传动系统，所述小型车辆包括一台发动机，该发动机具有一根曲轴和一个多级变速器，所述多级变速器有一输入轴，所述传动系统设置在曲轴和输入轴之间，包括一个流体传动装置，所述曲轴和输入轴通过该流体传动装置彼此相连，所述流体传动装置包括一个连接于所述曲轴的泵叶轮，以及一个连接于所述输入轴的透平叶轮，其中，所述传动系统还包括一个按照与所述流体传动装置成串联关系设置在所述曲轴和所述输入轴之间的换档离合器，所述换档离合器包括一个多片式摩擦接合装置，它包括多个连接于输入侧的主动摩擦片和多个与所述主动摩擦片交错叠置并且连接于输出侧的从动摩擦片；其特征在于：设有一个离心机

构，它响应于一个等于或高于预定值的输入侧转速增加值而运动，从而使所述多片式摩擦接合装置进入接合状态；以及一个离合器断开机构，甚至当所述离心机构工作期间，在所述多级变速器换档时，该离合器断开机构使所述多片式摩擦接合装置进入断开状态。

多片式摩擦接合装置相当于下面将要描述的本发明第四实施例中的一个离合器外壳 137、一个离合器内壳 138、主动摩擦片 139、从动摩擦片 140 和一个压力接受环 141；离心机构相当于第四实施例中的主动片 135、离心配重 143 和枢轴 144；离合器断开机构相当于第四实施例中的松释凸轮 150、静止凸轮 152 和离合器臂 153。

由于第三特征，在发动机怠速过程中，由于流体传动装置的蠕动现象车辆以很低速度的向前移动可以通过离心机构使多片式摩擦接合装置进入其断开状态而得以防止。另外，在换档过程中，可以使多片式摩擦接合装置进入其断开状态，从而可靠地消除换档冲击。

按照本发明的第四方面和特征，除了第一至第三特征中的任一特征以外，换档离合器的额定转矩被设定在一个等于或大于流体传动装置的额定转矩的值上。

由于第四特征，即使在完全负载状态，也可以防止换档离合器的打滑，从而可以保证换档离合器的耐用性。

附图说明

通过对照以下附图对推荐实施例的描述可进一步理解本发明的上述的和其它的目的、特征和优点。

图 1 至 12 表示本发明的第一实施例，其中：

图 1 是应用本发明的摩托车的侧视图；

图 2 是装在摩托车上的动力装置的垂直剖视图；

图 3 是动力装置中传动系统的放大垂直剖视图；

图 4 是沿图 3 中 4-4 线的剖视图；

图 5 是沿图 3 中 5-5 线的剖视图；

图 6 是传动系统的侧视图；

图 7 的放大视图表示图 3 中换档离合器处于闭合状态的输出值；

图 8 的放大视图表示处于打开状态的输出值；

图 9 是沿图 3 中 9-9 线的剖视图；

图 10 是沿图 3 中 10-10 线的剖视图；

图 11 的放大视图表示图 3 中处于闭合状态的锁止离合器的控制值；

图 12 的放大视图表示处于打开状态的控制值；
图 13 的剖视图类似于图 3，但表示本发明的第二实施例；
图 14 的剖视图类似于图 3，但表示本发明的第三实施例；
图 15 至 17 表示本发明的第四实施例，其中：
图 15 是应用本发明的四轮小型机动车的侧视图；
图 16 是垂直通过动力装置截取的四轮小型机动车的平面图；
图 17 是动力装置的传动系统的放大垂直剖视图。

具体实施方式

首先参阅图 1 至 12 描述本发明的第一实施例。

现在参阅图 1，车座 S_m 安装在摩托车 V_m 的支承前轮 W_f 和后轮 W_r 的车身骨架 F_m 的上部上，动力装置 P 安装在车身骨架 F_m 的下部上。还设有一个燃油箱 T_{fm} 。

如图 1 和 2 所示，动力装置 P 由彼此结合成整体的发动机 E 和多级变速器 M 构成。发动机 E 通常包括装在曲轴箱 1 中的曲轴 2，其间设有一对左、右滚珠轴承 3 和 3'；以及一个活塞 7，该活塞可滑动地装在气缸体 5 的缸径中并通过一连杆 6 连接于曲轴 2。发动机 E 设置得使曲轴 2 在摩托车 V_m 的横向上转动。气缸盖 4 连接于气缸体 5，从而在气缸盖 4 和活塞 7 的上表面之间限定一个燃烧室 4a。在气缸盖 4 中设置进气门和排气门（未画出），以便打开和闭合连接于燃烧室 4a 的进气孔和排气孔；还设有一个适于打开和闭合进气门和排气门的凸轮轴 9。凸轮轴 9 与曲轴 2 平行地、可转动地装在气缸盖 4 中。

变速箱 8 整体地连接于曲轴箱 1，与曲轴 2 平行地设置的多级变速器 M 的输入轴 10 和输出轴 11 由变速箱 8 的左、右侧壁，分别借助滚珠轴承 12 和 12'，及 13 和 13' 支承。一档齿轮系 G_1 、二档齿轮系 G_2 、三档齿轮系 G_3 和四档齿轮系 G_4 以名称所述的顺序在图 2 中从左而起布置在输入轴 10 和输出轴 11 上。二档齿轮系 G_2 中的从动齿轮 G_{2b} 和三档齿轮系 G_3 中的主动齿轮 G_{3a} 用作换档齿轮。当两个换档齿轮 G_{2b} 和 G_{3a} 处于其空档位置时，变速器 M 处于空档状态。当换档齿轮 G_{2b} 在图 2 中向左或向右移动时，形成一档齿轮系 G_1 或三档齿轮系 G_3 。当换档齿轮 G_{3a} 在图中向左或向右移动时，形成二档齿轮系 G_2 或四档齿轮系 G_4 。换档齿轮 G_{2b} 和 G_{3a} 是通过踏板式变换装置或另一种未画出的手动变换装置操纵的。

曲轴 2 的右端和变速器 M 的输入轴 10 的右端通过在曲轴箱 1 和变速箱 8 外串联连接在一起的换档离合器 Cc、液力变矩器 T 和初级减速器 4 彼此相连。在这种情形中，在曲轴 2 上按照从曲轴箱 1 向外主动齿轮 14a、液力变矩器 T 和换档离合器 Cc 的顺序安装换档离合器 Cc、液力变矩器 T 和初级减速器 14 的主动齿轮 14a。覆盖换档离合器 Cc 液力变矩器 T 和主动齿轮 14a 的右侧罩 15a 粘接在曲轴箱 1 和变速箱 8 的右端面上。

发电机 16 的转子 17 固定在曲轴的左端，发电机 16 的定子 18 安装在左侧罩 15b 的左侧，左侧罩 15b 粘接在曲轴箱 1 的左端面以覆盖发电机 16。一个连续的定时传动室 90 在曲轴箱 1 和气缸体 5 的与液力变矩器 T 和初级减速器 14 相对的左侧壁中形成。在传动室 90 中装有定时传动器 91，其用于将曲轴 2 的转动减小一半地传至凸轮轴 9。因此，由初级减速器 14、液力变矩器 T 和换档离合器 Cc 构成的组和由定时传动器 91 和发电机 16 构成的组以下述方式设置在曲轴 2 的相反两端：曲轴箱 1 的内部即曲轴室夹置在上述两组之间。

如图 2 和 3 所示，在曲轴 2 中设有一条通入曲轴 2 的右端面的上游供油通道 27a、一条与支承连杆 6 较大端的曲轴销的圆周面上的滚针轴承 49 连通的下游供油通道 27b、一个与两条供油通道 27a 和 27b 直接连通的孔 48、一个从上游供油通道 27a 径向伸向换档离合器 Cc 的第一流入孔 43a、一个从上游供油通道 27a 径向伸向液力变矩器 T 的第二流入孔 43b，以及一个从下游供油通道 27b 径向伸向液力变矩器 T 的流出孔 45。发动机 E 驱动的油泵 44 从机油箱 46 泵送的机油在压力下通过一条在右侧罩 15a 中形成的供油通道 27 送至上游供油通道 27a。机油箱 46 是在曲轴箱 1、变速箱 8 和右侧罩 15a 的底部中限定的。

一个驱动摩托车后轮（未画出）的链式最终减速器 19 连接于变速器 M 的输出轴 11 的在变速箱 8 之外的左端。

现在参阅图 2 和 3，换档离合器 Cc 包括一个圆筒形离合器箱 20，它具有在其一端的端壁 20a 和在其中部的通过花键连接于曲轴 2 的凸

台 20b; 一个设置在离合器箱 20 中且可滑动地通过花键连接于凸台 20b 的外周的压板 21; 一个油密地固定在离合器箱 20 的开口端上的压力接受板 22; 以及一个夹置在压板 21 和压力接受板 22 之间的环形摩擦离合器板 23。一个下面将描述的泵叶轮 50 的传动板 24 通过花键与摩擦离合器片 23 (见图 4) 的外周啮合。

压板 21 限定一个在压板 21 和端壁 20a 和离合器箱 20 的周壁之间的液压室 25。液压室 25 通过设置在离合器箱 20 的凸台 20b 上的进口阀 26 连接于曲轴 2 中的第一流入孔 43a, 并通过设置在端壁 20a 外周上的出口阀通向离合器箱 20 之外。

如图 3 和 4 所示, 在凸台 20b 内设有多 (在图示实施例中为三个) 与曲轴 2 平行延伸的阀孔 29, 以及多个通孔 30, 每个通孔 30 通过第一流入孔 43a 经由每个阀孔 29 伸至液压室 25。包括滑阀的进口阀 26 可滑动地装在每个阀孔 29 中。当进口阀 26 占据其图 3 (图 3 的上半部) 的右位时, 通孔 30 打开, 当进口阀 26 占据其图 3 (图 3 的下半部) 的左位时, 通孔 30 闭合。为了保证凸台 20b 中的通孔 30 和曲轴 2 中的第一流入孔 43a 之间的连通, 在曲轴 2 和凸台 20b 的连接的花键部分上切除一些齿是有效的。

多个 (在图示实施例中为三个) 出口孔 32 以周向上相等的距离设置在离合器箱 20 端壁 20a 的外周上, 包括簧片阀的出口阀 28 在其一端通过凿密连接于端壁 20a, 并且能够开、闭液压室 25 侧的每个出口孔 32。

另外, 导环 33 固定在端壁 20a 上, 并与出口孔 32 连通, 一根阀门打开杆 31 可滑动地装在导环 33 中。阀门打开杆 31 绕其外周具有轴向延伸的槽 31a。当阀门打开杆 31 占据其图 3 中的右位 (见图 3 的上半部及图 7) 时, 可以借助出口阀 28 的弹力闭合出口孔 32。当阀门打开杆 31 占据其图 3 中的左位 (见图 3 的下半部及图 8) 时, 出口阀 28 向液压室 25 内挠曲以打开出口孔 32。

一个共用的阀门操作板 34 连接于进口阀 26 和阀门打开杆 31 的外端。阀门操作板 34 承载在离合器箱 20 的凸台 20b 上, 以便在图 3

的横向上滑动。一个用于限定阀门操作板 34 的右位的止动环 35 锁定在凸台 20b 上，一个用于将阀门操作板 34 压向止动环 35 的回位弹簧 36 在压缩下装在离合器箱 20 和阀门操作板 34 之间。

一个加力环 38 安装在阀门操作板 34 上，一个分离轴承 37 夹置在其间并同心地围绕凸台 20b，一条固定地安装在换档离合器操作轴 39 上的臂 39a 与加力环 38 的外端面接合。因此，通过往复转动换档离合器操作轴 39，阀门操作板 34 与回位弹簧 36 一起共同工作可随进口阀 26 和阀门操作杆 31 向左和向右移动。

一个电动或电磁换档离合器致动器 40 连接于换档离合器操作轴 39 以便转动换档离合器操作轴 39，如图 6 所示。换档离合器致动器 40 接收来自一个用于检测发动机 E 的怠速状态的怠速传感器 41 和一个用于检测变速器 M 的换档操作的换档传感器 42 的输出信号，并响应于上述信号运动以便沿着一个向图 3 中左方移动阀门操作板 34 的方向转动换档离合器操作轴 39。

下面描述换档离合器 Cc 的工作。当发动机 E 工作且怠速传感器 41 和换档传感器 42 无输出信号时，换档离合器致动器 40 保持在不工作状态，因而阀门操作板 34 被回位弹簧 36 的压力保持在其缩回位置，即，图 3 中的右位，从而打开进口阀门 26 并使出口阀 28 可以闭合。因此，从油泵 44 泵送的机油从上游供油通道 27a 经由第一流入孔 43a 和通孔 30 送至离合器箱 20 中的液压室 25 以注满液压室 25。

离合器箱 20 随曲轴 2 转动，因而离合器箱 20 中液压室 25 内的机油受到离心力以产生液压，压板 21 借助上述液压将摩擦离合器片 23 压在压力接受板 22 上，因而使压板 21、压力接受板 22 和摩擦离合器片 23 相互摩擦接合。即，换档离合器 Cc 占据接合状态，以便从曲轴 2 通过摩擦离合器片 23 向液力变矩器 T 发送转矩。

另一方面，在发动机 E 怠速过程中或在变速器 M 的换档操作中，怠速传感器 41 或换档传感器 42 输出信号，因而换档离合器致动器 40 接收信号立即工作以转动换档离合器操作轴 39，使阀门操作板 34 移向图 3 的左位。这使进口阀 26 闭合，同时，打开出口阀 28，如图 3

下半部所示。因此，从上游供油通道 27a 向液压室 25 的机油供应被切断，液压室 25 中的机油流过出口孔 32 和阀门操作杆 31 上的槽 31a，排向离合器箱 20 之外，使液压室 25 中的液压下降，显著地减小压板 21 向摩擦离合器板 23 的压力。因此，压板 21、压力接受板 22 和摩擦离合器片 23 三者之间的摩擦接合被松释。即，换档离合器 Cc 处于断开状态，切断了转矩从曲轴 2 向液力变矩器 T 的传递。排向离合器箱 20 外的机油返回机油箱 46。

当发动机 E 的转动加速以便从上述状态启动车辆，或换档操作完成，从而停止怠速传感器 41 和换档传感器 42 的输出信号时，换档离合器 40 立即返回其非工作状态，阀门操作板 34 一次地借助回位弹簧 36 的压力返回其右位，从而再次打开进口阀 26，同时，闭合出口阀 28。因此，从上述操作可以看出，换档离合器 Cc 从断开状态恢复至接合状态而并不经过半离合状态或离合打滑状态，即，换档离合器 Cc 是没有半离合区的通断式的，并且具有一个额定转矩，该额定转矩设定得大于液力变矩器 T 的额定转矩。

现在参阅图 3，液力变矩器 T 包括一个泵叶轮 50、一个透平叶轮 51 和一个定子叶轮 52。泵叶轮 50 邻近于压力接受板 22 设置，并具有一个凸台 50a，该凸台承载在曲轴 2 上，其间设有一滚针轴承 53。与摩擦离合器片 23 的外周花键啮合的传动板 24 固定在泵叶轮 50 的外表面上。因此，从摩擦离合器片 23 传递的转矩通过传动板 24 传至泵叶轮 50。

一根定子轴 60 设置在泵叶轮 50 的凸台 50a 和承载曲轴 2 的滚珠轴承 3' 之间，并且其右端承载在曲轴 2 上，其间设有一滚针轴承 54。定子叶轮 52 的凸台 52a 借助凹凸接合连接于定子轴 60。定子臂板 56 固定在定子轴 60 的左端，在定子臂板 56 中部的圆筒形部分 56a 的外表面承载在曲轴箱 1 上，其间设有一滚珠轴承 57。定子臂板 56 的外周也承载在曲轴箱 1 上，其间设有自由轮 58。

与泵叶轮 50 相对的透平叶轮 51 具有一根透平轴 59，该透平轴整体地设置在中部，在其后端承载在定子轴 60 上，其间设有一滚针轴承

61. 透平轴 59 在其左端承载在定子臂板 56 的圆筒形部分 56a 的内周面上, 其间设有一滚珠轴承 62. 单向离合器 64 设置在透平轴 59 和曲轴 2 之间, 穿过定子轴 60 上的横向孔 63. 当一逆向负载施加在透平轴 59 上时, 单向离合器 64 进入接合状态, 使透平轴 59 和曲轴 2 彼此直接连接.

如图 3 所示, 在泵叶轮 50 的凸台 50a、透平轴 59 和定子叶轮 52 的凸台 52a 之间形成的间隙用作液力变矩器 T 中的流体进口 47i, 液力变矩器 T 中的流体出口 47o 设置在透平轴 59 的穿出透平叶轮 51 的部分上. 流体进口 47i 与曲轴 2 内的第二流入孔 43b 连通, 流体出口 47o 通过定子轴 60 内的横向孔 63 与曲轴 2 内的流出孔 45 连通. 因此, 当从油泵 44 向曲轴 2 内的上游供油通道 27a 供送的机油进入第二流入孔 43b 时, 它通过流体进口 47i 流入在泵叶轮 50 和透平叶轮 51 之间限定的一个机油室以注满该机油室和下文将要描述的一个锁止离合器 Lc 内的液压室 97, 然后通过流体出口 47o 经由流出孔 45 流向曲轴 2 内的下游供油通道 27b.

初级减速器 14 的主动齿轮 14a 在透平轴 59 上整体形成, 与主动齿轮 14a 花键啮合的从动齿轮 14b 通过花键连接于变速器 M 的输入轴 10. 以上述方式构制的初级减速器 14 设置在曲轴箱 1 和液力变矩器 T 之间.

下面描述液力变矩器 T 的工作.

当曲轴 2 的输出转矩通过处于接合状态的换档离合器 Cc 传至泵叶轮 50 时, 该转矩借助注满液力变矩器 T 内的机油的作用传至透平叶轮 51. 如果转矩放大效应已经在此时在两叶轮 50 和 51 之间产生, 那么, 在其上的反作用力由定子叶轮 52 产生, 定子叶轮 52 借助自由轮 58 的锁定作用固定地支承在曲轴箱 1 上. 如果无转矩放大效应产生, 那么, 定子叶轮 52 可以借助自由轮 58 的空转作用而空转, 因而三个叶轮: 泵叶轮 50、透平叶轮 51 和定子叶轮都以同向转动.

从泵叶轮 50 传至透平叶轮 51 的转矩通过初级减速器 14 传至变速器 M 的输出轴 10, 然后, 顺序经由已形成的换档齿轮系 G1 至 G4、

输出轴 11 和最终减速器 19 传至后轮（未画出），以便驱动后轮。

车辆运行时发动机制动器的传导过程中，通过向透平轴 59 施加逆向负载转矩使单向离合器 64 处于接合状态。因此，透平轴 59 和曲轴 2 直接相互连接，从而逆向负载转矩不经由液力变矩器 T 就传至曲轴 2。因此，可以提供良好的发动机制动效果。

现在参阅图 3，一个锁止离合器 Lc 设置在泵叶轮 50 和透平叶轮 51 之间，并能够使泵叶轮 50 和透平叶轮 51 彼此直接相连。锁止离合器 Lc 包括：一个圆筒形延伸部 70，它连接于泵叶轮 50 的外周以包围透平叶轮 51；一个压板 72，它可滑动地通过花键配合在一个可转动地承载在透平轴 59 外周面上的支承管 71 上；一个压力接受板 73，它按照与压板 72 相反的关系油密地固定在泵的延伸部 70 的端部上，并且通过花键配合在支承管 71 上；以及一个夹置在压板 72 和压力接受板 73 之间的环形摩擦离合器片 74。环形摩擦离合器片 74 具有一个外周，该外周通过花键与固定在透平叶轮 51（见图 9）的外表面上的传动板 75 啮合。压板 72 向压力接受板 73 的缩回位置是由锁定在支承管 71 上的一个止动环 76 限定的。

一个液压室 77 借助压力接受板 73 限定在泵的延伸部 70 中，并且通过泵叶轮 50 和透平叶轮 51 之间的相对的间隙与泵叶轮 50 和透平叶轮 51 的内部连通。在液力变矩器 T 工作过程中，当机油注满液压室 77 时，液压室 77 处于高压，泵叶轮 50 和透平叶轮 51 内部也处于高压。

如图 3，11 和 12 所示，多个（在图示实施例中为三个）阀孔 78，79 在摩擦离合器片 74 的内周侧按照周向相等的距离设置在压板 72 和压力接受板 73 的每一个上，一个控制阀 80 包括一个能够开、闭液压室 77 侧上的压板 72 上的阀孔 78 的簧片阀，该控制阀 80 在其一端通过蕾密连接于压板 72。

压板 72 和压力接受板 73 上的阀孔 78 和 79 彼此共轴地设置，用于控制开、闭控制阀 80 的一根控制杆 81 可滑动地装在阀孔 78 和 79 中。控制杆 81 在其外周上具有一条轴向延伸的连通槽 81a。当控制杆

81 处于如图 3 所示的左位（见图 3 的上半部及图 11）时，借助控制阀 80 的弹力可以闭合阀孔 78，同时，摩擦离合器片 74 的内周借助控制杆 81 上的连通槽 81a 通至压力接受板 73 上的阀孔 79 之外。当控制杆 81 处于图 3 中的右位（见图 3 的下半部及图 12）时，压力接受板 73 上的阀孔 79 被控制板 81 闭合，同时，控制阀 80 向液压室 77 内挠曲，从而使压板 72 的相对侧面通过摩擦离合器片 74 内周侧的连通槽 81a 彼此连通。

一个阀门操作板 82 连接于控制杆 81 的外端。阀门操作板 82 承载在支承管 71 上，以便沿图 3 所示的横向滑动。用于限定阀门操作板 82 的左位的止动环 83 锁紧在支承管 71 上，用于将阀门操作板 82 压向止动环 83 的一个回位弹簧 84 在压缩下安装在压力接受板 73 和阀门操作板 82 之间。

锁止离合器操作轴 86 的一条臂 86a（操作装置）通过与支承管 71 同心设置的一个分离轴承 85 与阀门操作板 82 接合，因而通过往复转动锁止离合器操作轴 86，阀门操作板 82 与回位弹簧 84 共同工作，随控制杆 81 在横向上移动。

一个电动或电磁锁止离合器致动器 87 连接于锁止离合器操作轴 86，以便转动锁止离合器操作轴 86，如图 6 所示。锁止离合器致动器 87 接收来自一个用于检测等于或低于预定值的车速的车速传感器 88 的输出信号，并响应于该信号移动以便沿着使阀门操作板 82 向图 3 中右方运动的方向转动锁止离合器操作轴 86。

下面描述锁止离合器 Lc 的工作。当车速传感器 88 测到等于或低于预定值的车速而发出一个输出信号时，锁止离合器致动器 87 在收到该信号时工作以转动锁止离合器操作轴 86，从而使阀门操作板 82 向图 3 中的右方移动。由于该移动，控制杆 81 打开控制阀 80，使压板 72 的相对侧面通过连通槽 81a 彼此连通，如图 3 的下半部及图 2 所示。因此，液压室 77 中的液压相等地作用在压板 72 的相对侧面上，借助控制杆 81 向着控制阀 80 的压迫力将压板 72 压向缩回位置，因而压板 72、压力接受板 73 和摩擦离合器片 74 三者并不发生摩擦接合，锁止

离合器 Lc 处于断开状态。因此,在这种状态中,泵叶轮 50 和透平叶轮 51 的相对转动是可能的,因而可以形成转矩放大效应。在这种情形中,压力接受板 73 上的阀孔 79 被控制杆 81 闭合,因而可以防止液压从液压室 77 向阀孔 79 的无用泄漏。

当车速增加至等于或高于预定值的水平,车速传动器 88 停止输出信号时,锁止离合器致动器 87 返回非工作状态,阀门操作板 82 被回位弹簧 84 的压力压回左位,如图 3 的上半部及图 11 所示,从而可使阀孔 78 被控制阀 80 闭合,并可使摩擦离合器片 74 的内周通过控制杆上的连通槽 81a 通至阀孔 79 之外。因此,压板 72 在其内表面上受到液压室 77 中的液压,将摩擦离合器片 74 压在压力接受板 73 上。因此,使压板 72、压力接受板 73 和摩擦离合器片 74 彼此接合,从而使锁止离合器 Lc 处于接合状态,使泵叶轮 50 和透平叶轮 51 彼此直接相连。因此,在摩托车 Vm 高速行驶期间,可以消除叶轮 50 和 51 的打滑,从而提高传动效率。

在发动机 E 工作期间,从油泵 44 排出的机油首先流入上游供油通道 27a,然后经由第一流入孔 43a 流入换档离合器 Cc 中的液压室 25 以助于换档离合器 Cc 的操作和冷却。另外,机油经由第二流入孔 43b 流入泵叶轮 50 和透平叶轮 51 之间限定的机油室,并流入锁止离合器 Lc 中的液压室 77 以助于液力变矩器 T 和锁止离合器 Lc 的操作和冷却。从液压室 77 通过流出孔 45 排入下游供油通道 27b 的机油供应围绕曲轴销外周的滚针轴承 49 以助于滚针轴承 49 的润滑。完成润滑的机油由于曲轴 2 的转动而散布,以便润滑活塞 7 等。油泵 44 原来用于向发动机 E 供应润滑油,但是机油用作换档离合器 Cc、液力变矩器 T 和锁止离合器 Lc 的工作油。因此,没有必要安装专门用于供应工作油的油泵,因而可以简化结构布置。

在曲轴 2 内设置的上游及下游供油通道 27a 和 27b 通过孔 48 彼此直接相连,因而一部分从油泵 44 送至上游供油通道 27a 的机油通过孔 48 流向下游供油通道 27b 而并不经由液力变矩器 T 等。因此,通过选择孔 48 可以自由地确定流向液力变矩器 T 和发动机 E 的机油的

分配比例。

另一方面，在液力变矩器 T 中，甚至在发动机 E 怠速期间，在泵叶轮 50 和透平叶轮 51 之间也多少有些传动。但是，换档离合器 Cc 在发动机 E 怠速期间被控制在断开状态，因而即使多级变速器 M 的一档齿轮系 G1 已经形成，向着换档离合器等的动力传动也可被切断，尽管存在液力变矩器 T，因而可防止蠕动现象。这就是说，使多级变速器 M 的传动构件处于非负载状态。因此，甚至当换档齿轮 G2b 如图 2 所示向左移动以建立一档齿轮系 G1 以便启动摩托车 Vm 时，这种换档也可顺利进行而不会发生转矩冲击。当发动机 E 的转动被加速以便启动摩托车时，使换档离合器 Cc 一举超过半离合区进入接合状态，但是随之产生的转矩冲击被液力变矩器 T 的泵叶轮 50 和透平叶轮 51 的相互滑动所吸收，因而借助放大效应可顺利进行摩托车的启动。这也有助于改善骑乘的舒适性。

甚至当换档齿轮 G2b 和 G3a 在摩托车行驶中在需要的方向上移动以进行需要的换档时，如上所述，换档离合器 Cc 每次都被控制在断开状态，使多级变速器 M 的传动构件进入非负载状态。因此，换档可顺利进行，不会随之发生转矩冲击。甚至在换档之后，也使换档离合器 Cc 一次超过半离合区进入接合状态，但是，随之发生的转矩冲击被液力变矩器 T 的泵叶轮 50 和透平叶轮 51 的相互滑动所吸收。因此，乘坐者没有不舒适的感觉，可改善骑乘的舒适性。

以这种方式，接合和断开换档离合器所产生的转矩冲击被吸收至液力变矩器 T，因此，换档离合器 Cc 可被构制成没有半离合区的通断式。另外，可以避免由于半离合产生的摩擦部分的生热和磨损，从而提高换档离合器 Cc 的耐用性。

如上所述，换档离合器 Cc 的额定转矩被设定得大于液力变矩器的额定转矩，因而甚至在完全负载状态也可防止换档离合器 Cc 的打滑，因而可保证换档离合器的耐用性。

另外，曲轴 2 通过减速器 14 驱动多级变速器 M，其输出轴 10 以高速转动曲轴 2。因此，被液力变矩器 T 和安装在曲轴 2 上的换档离

合器 Cc 所承受的传动转矩较小, 因而液力变矩器 T 和换档离合器 Cc 的额定转矩可被相应减小, 从而可使液力变矩器 T 和换档离合器 Cc 的结构更为紧凑。另外, 尽管设置了液力变矩器 T 和换档离合器 Cc, 也可以使动力装置 P 结构更为紧凑。

另外, 在初级减速器 14、液力变矩器 T 和换档离合器 Cc 中, 初级减速器 14 设置得最靠近曲轴箱 1 的右侧壁, 液力变矩器 T 设置得较为靠近右壁。因此, 可以尽可能地减小初级减速器 14 工作而作用在曲轴 2 和输入轴 10 上的弯矩。另外, 液力变矩器 T 的重量大于换档离合器 Cc 的重量, 但是, 由于液力变矩器 T 和换档离合器 Cc 的重量作用在曲轴 2 上的弯矩可被减小, 因而在液力变矩器 T 和换档离合器 Cc 的紧凑结构的共同作用下, 曲轴 2、输入轴 10 及支承曲轴 2 和输入轴 10 的轴承 3' 和 12' 的耐用性可被改善。

另外, 如上所述, 由于初级减速器 14、液力变矩器 T 和换档离合器 Cc 构成的组, 以及定时传动器 91 和发电机 16 构成的组在相反侧设置在曲轴 2 上, 其间设置曲轴室, 因而可以平衡动力装置 P 的重量的横向分布。另外, 甚至在四冲程发动机中, 初级减速器 14 也可设置得最靠近曲轴箱 1 的右壁而根本不受定时传动器 91 的干扰, 因而曲轴 2、输入轴 10 和支承曲轴 2 和输入轴 10 的轴承 3' 和 12' 的耐用性可以得到保证。

另外, 由于曲轴 2 上的发电机 16 和液力变矩器 T 是共轴设置的, 因而发电机 16 中产生的旋转振动可以被液力变矩器 T 吸收, 从而有利于消除动力装置的噪音。

现在描述图 13 所示的本发明的第二实施例。

第二实施例与前述实施例的不同之处在于, 锁止离合器 Lc' 被构制成根据泵叶轮 50 的转速自动受控类型。更具体来说, 锁止离合器 Lc' 包括: 一个圆筒形的泵的延伸部 70, 它连接于泵叶轮 50 的外周并包围透平叶轮 51; 一个压力接受板 93, 它可转动地承载在透平轴 59 上且油密地连接于泵的延伸部 70 的开口端部; 一个压板 94, 它可滑动地承载在透平轴 59 上并以相对的关系设置在压力接受板 93 的内表面

上；一个环形摩擦离合器片 95，它设置在压板 94 和压力接受板 93 之间；一个碟形或膜形回位弹簧 96，它夹置在泵的延伸部 70 和压板 94 之间，以便沿着与压力接受板 93 相反的方向偏压压力板 94。摩擦离合器片 95 具有一外周，该外周与固定在透平叶轮 51 外表面上的传动板 75 相接合。压力接受板 93 和压板 94 具有分别设置在其相对的表面上的挡块 97 和凹部 98，并且相互啮合，因而压力接受板 93 和压板 94 在相互协同转动时可以沿轴向彼此相对滑动。

一个液压室 99 借助压力接受板 93 限定在泵的延伸部 70 中。液压室 99 通过泵叶轮 50 和透平叶轮 51 之间的相对的间隙与泵叶轮 50 和透平叶轮 51 的内部连通，使机油注满液压室 99 中。

在压力接受板 93 上设有使摩擦离合器片 95 的内周通至压力接受板 93 之外的逸出孔 100，以及在压力接受板 93 的内周面上轴向延伸的通气槽 101。

其它布置与第一实施例中的布置相同，因而与第一实施例相应的部分或构件使用相同的件号，并且不再赘述。

当泵叶轮 50 的转速等于或低于一预定值时，注入泵的延伸部 70 内的液压室 99 中的机油的离心力小，因此，液压室 99 中的液压不会升高，回位弹簧 96 的压力使压板 94 已返回其缩回位置，以便松释摩擦离合器片 95。因此，锁止离合器 Lc' 处于其断开位置。

在这段时间中，液压室 99 中的机油通过压力接受板 93 上的逸出孔 100 外流，但是，流量极小。因此，机油的外流不会妨碍液压室 99 中液压的上升。

当泵叶轮 50 的转速超过预定值时，液压室 99 中的机油的离心力相应升高，从而使液压室 99 中的液压升高。因此，压板 94 被上述升高的液压推向压力接受板 93，以便夹紧压板 94 和压力接受板 93 之间的摩擦离合器片 95，因而使锁止离合器 Lc' 处于其接合状态。处于接合状态的锁止离合器 Lc' 使泵叶轮 50 和透平叶轮 51 彼此直接相连，因而可消除两叶轮 50 和 51 的相互滑动以提高传动效率。

在这种情形中，因为机油通过逸出孔 100 流出，所以摩擦离合器

片 95 的内周侧不会出现液压升高。因此，在压板 94 的相对表面之间产生大的压差，因而摩擦离合器片 95 可被有效地夹紧。

因此，通过利用与泵叶轮 50 相连的泵的延伸部 70 中液压室 99 内的离心液压，可以容易地实现根据泵叶轮 50 的转速自动控制锁止离合器 Lc' 。

下面描述图 14 所示的本发明的第三实施例。

第三实施例与第二实施例的不同之处在于，锁止离合器 Lc'' 被构制成根据透平叶轮 52 的转速自动受控类型。锁止离合器 Lc'' 设置在液力变矩器侧罩 105 外，侧罩 105 油密地连接于泵叶轮 50 的泵延伸部 70 上以覆盖透平叶轮 51。液力变矩器侧罩 105 可转动地承载在透平轴 59 的外周上，其内部与泵叶轮 50 和透平叶轮 51 之间限定的机油室连通，并且作为机油室注满工作油。

锁止离合器 Lc'' 包括：一个扁平离合器缸体 106a，它通过花键连接于透平轴 59 的左端，其敞开端转向液力变矩器侧罩 105；一个加压活塞 107，它可滑动地装在离合器缸体 106 中的缸径中，在其间夹置一密封件 113，以便在加压活塞 107 和离合器缸体 106 的一端壁之间限定一个液压室 108；一个压力接受环 109，它锁定在离合器缸体 106 的内周上的一个靠近敞开端的位置上；多个（在图示实施例中为二个）环形从动摩擦离合器片 111，111，它们通过花键可滑动地与在压力接受环 109 和加压活塞 107 之间的离合器缸体 106 的内周面啮合；一个环形主动摩擦离合器片 110，它夹置在从动摩擦离合器片 111，111 之间，并具有一个内周面，该内周面可滑动地与突出地设置在液力变矩器侧罩 105 外表面上的多个传动爪 112 相接合；以及一个活塞回位弹簧 114，它在主动及从动摩擦离合器片 110 和 111 的内周侧设置在加压活塞 107 和液力变矩器侧罩 105 之间，以便将加压活塞 107 压向液压室 108。离合器缸体 106 和加压活塞 107 具有分别在其相对表面上设置并相互接合的挡块 115 和凹部 116，因而离合器缸体 106 和加压活塞 107 在相互协同转动时可沿轴向彼此相对滑动。

一个流体出口 470 和一个流体进口孔 117 设置在透平轴 59 内，

使液力变矩器侧罩 105 内部和离合器缸体 106 内的液压室 108 可与透平轴 59 的内周连通。因此, 使液力变矩器侧罩 105 的内部和离合器缸体 106 内的液压室 108 通过流体出口 47o 及进口孔 117 并通过透平轴 59 的内部彼此连通。

多个逸出孔 118 以周向相等的距离设置在离合器缸体 106 的内周壁中, 以便使液压室 108 通至离合器缸体 106 之外。一条环形槽 119 设置在离合器缸体 106 的内周面上, 以便在逸出孔 118 之间形成连通, 一个离心阀 120 设置在环形槽 119 内, 当离合器缸体 106 的转速等于或高于一预定值时闭合逸出孔 118。离心阀 120 由单一的弹性线材制成的自由端环构成, 其至少一个端部 120a 接合在加压活塞 107 上的一个凹部 116 中, 使离心阀 120 随着加压活塞 107 以及离合器缸体 106 转动。离心阀 120 设计得使它可在其自由状态中径向收缩以打开逸出孔 118, 但是当离合器缸体 106 的转速等于或高于预定值时, 离心阀 120 被离心力径向扩张以便紧密接触环形槽 119 的底面, 从而闭合所有的逸出孔 118。

其它布置与第一实施例中的布置相同, 因而与第一实施相应的部分和构件使用相同的标号, 并不再赘述。

当从油泵 44 供应到曲轴 2 中的上游供油通道 27a 中的机油进入第二流入孔 43b 中时, 机油通过流体进口 47i 流入泵叶轮 50 和透平叶轮 51 之间的机油室中, 以便注满该机油室和液力变矩器侧罩 105 内部, 然后通过流体出口 47o 流入透平轴 59。从透平轴 59 流出的机油再流入进口孔 117 和流出孔 45。进入进口孔 117 的机油流入锁止离合器 Lc'' 中的液压室 108, 而流入流出孔 45 的机油则流向曲轴 2 中的下游供油通道 27b, 这与前一实施例相同。

锁止离合器 Lc'' 的离合器缸体 106 通过花键连接于透平轴 59, 并随透平轴 59 转动。因此, 当透平轴 59 的转速等于或低于预定值时, 离心阀 120 反抗离心力保持在其缩回位置上, 使逸出孔 118 打开, 使通过进口孔 117 流入液压室 108 中的机油通过逸出孔 118 流出离合器缸体 106。因此, 液压室 108 中的液压并不升高, 因而活塞回位弹簧 114

的偏压力将加压活塞 107 保持在其缩回位置上, 使主动和被动摩擦离合器片 110 和 111 进入其非接合状态。即, 锁止离合器 Lc'' 处于断开状态。

在这种情形中, 如果液压室 108 中存在异物如切屑粉末和磨损粉末, 则异物可能通过逸出孔 118 随机油排出离合器缸体 106。

当透平轴 59 的转速超过预定值时, 随透平轴 59 转动的离心阀 120 被自身增加的离心力扩张, 从而闭合所有的逸出孔 118。因此, 液压室 108 注满通过进口孔 117 供应的机油, 液压借助机油的离心力在液压室 108 中形成。因此, 这样形成的液压将加压活塞 107 推向压力接受环 109, 从而使主动和从动摩擦离合器片 110 和 111 进入摩擦接合状态, 因而使锁止离合器 Lc'' 进入接合状态。处于接合状态的锁止离合器 Lc'' 使泵叶轮 50 和透平叶轮 59 直接相连, 因而可消除泵叶轮 50 和透平叶轮 59 的相互滑动以提高传动效率。

当透平叶轮 59 的转速降至低于预定值时, 离心阀 120 再次打开, 因而在液压室 108 中保持的压力可通过逸出孔 118 迅速释放。因此, 可以改善锁止离合器 Lc'' 的断开性能。

因此, 通过利用连接于透平叶轮 59 的离合器缸体 106 中的液压室 108 内离心液压, 可以容易地实现根据透平叶轮 59 的转速自动控制锁止离合器 Lc'' 。

最后, 对照图 15 至 17 描述本发明的第四实施例。

现在参阅图 15 和 16, 在一辆四轮小型机动车 Vb 中, 燃油箱 Tfb 和车座 Sb 分别安装在支承一对前轮 Wfa 和 Wfb 和一对后轮 Wra 和 Wrb 的车身骨架 Fb 上部上的前部位置和后部位置上, 一个动力装置 P 安装在车身骨架 Fb 的下部上。分别连接于左、右前轮 Wfa 和 Wfb 上的左、右轮驱动轴 121a 和 121b 通过一个差速器 122 彼此连接, 左、右后轮 Wra 和 Wrb 通过一根后轮驱动轴 123 彼此直接相连。

动力装置 P 设置得使发动机 E 的曲轴 2 在四轮小型机动车辆 Vb 的横向上转动。一根驱动轴 126 相邻于动力装置 P 的发电机 16 纵向设置, 并通过伞齿轮传动器 125 连接于变速器 M 的输出轴 11。驱动轴 126

在其前端通过一根前传动轴 128 和一个伞齿轮减速器 129 连接于差动器 122, 在其后端通过一个可调关节 130、一根后传动轴 131 和一个伞齿轮减速器 132 连接于后轮驱动轴 123。因此, 前轮 Wfa 和 Wfb 及后轮 Wra 和 Wrb 可被从动力装置 P 传至驱动轴 126 的动力驱动。

如图 17 所示, 在第四实施例中的动力装置 P 与第一实施例中的动力装置的不同之处在于换档离合器 Cc' 和液力变矩器 T' 的布置。

换档离合器 Cc' 包括: 一个传动板 135, 它通过花键装配在曲轴 2 上, 并通过一个螺母固定在曲轴上, 以及一个底部圆筒形离合器外壳 137, 它承载在一支承管 136 上, 支承管 136 整体地及突出地设置在传动板 135 的外表面上。传动板 135 邻近于离合器外壳 137 的一个端壁设置, 并具有一个外周, 该外周通过花键连接于离合器外壳 137 的内周上。离合器内壳 138 共轴地设置在离合器外壳 137 内, 多个通过花键可滑动地与离合器外壳 137 的圆筒形部分的内周啮合的环形主动摩擦片 139 和多个可滑动地与离合器内壳 138 的外周接合的环形从动摩擦片 140 以交错叠置的方式设置。在这种情形中, 两个主动摩擦片 139, 139 设置在摩擦片 139 和 140 的组内、外, 一个面对外部的主动摩擦片 139 的外表面的压力接受环 141 锁定在离合器外壳 137 的圆筒形部分的内周上。

一个隔簧 142 在压缩下安装在两个主动摩擦片 139 和 139 之间, 以便在间隔方向上偏压主动摩擦片 139 和 139。在离合器内壳 138 的外周上突起设置的一个凸缘 138a 与内部的从动摩擦片 140 相对。

多个离心配重 143 通过枢轴 144 可摆动地安装在传动板 135 上, 并且设置得使每个离心配重 143 的加力臂部分 143a 可以推动内部的主动摩擦片 139。止动器 145 安装在传动板 135 的支承管 136 上, 以便限定在离合器外壳 137 的向外方向上 (在图 17 的向右的方向上) 的滑动限位, 一个离合器弹簧 146 安装在传动板 135 和离合器外壳 137 之间, 以便将离合器外壳 137 压向止动器 145。

一个环形传动件 148 通过一个公知的逆向负载传动螺杆机构 147 连接于离合器内壳 138, 并通过花键连接于液力变矩器 T' 的泵叶轮 50

的凸台 50a 的外周上。

在发动机 E 怠速期间，随曲轴 2 转动的传动板 135 的转速低，离心配重 143 的配重部分的离心力小。因此，加力臂部分 143a 在主动摩擦片 139 上的推动力也小。因此，在相反侧上的主动摩擦片 139，139 通过隔簧 142 的压力相互分隔开来，以便分离从动摩擦片 140，换档离合器 Cc' 处于其断开状态。因此，处于断开状态的换档离合器 Cc' 切断从曲轴 2 向液力变矩器 T' 的泵叶轮 50 的动力传动，因而即使轮制动器不工作，也可以防止由于液力变矩器 T' 的蠕动效应产生的四轮小型机动车辆 Vb 的很低速度的向前移动。

当发动机 E 的转速增至等于或高于一预定值时，离心配重 143 的配重部分的离心力随转速的增加而增加，因而加力臂部分 143a 有力地使主动和从动摩擦片 139 和 140 的组推靠压力接受环 141，使主动和从动摩擦片 139 和 140 彼此摩擦接合。因此，换档离合器 Cc' 自动地进入接合状态，将曲轴 2 的动力从离合器内壳 138 通过传动件 148 传递至液力变矩器 T' 的泵叶轮 50。

当离心配重 143 对主动和从动摩擦片 139 和 140 的组的压迫力超过离合器弹簧 146 的预先设定的负载时，离合器外壳 137 在图 17 中向左位移，同时使离合器弹簧 146 挠曲。另外，离心配重 143 然后由离合器外壳 137 上的止动环 157 接纳，阻止进一步向外摆动。主动和从动摩擦片 139 和 140 之间相互压力接触的力不会增加得超过离合器弹簧 146 的负载。

离合器外壳 137 具有一个在其外表面突起的凸台 137a，分离凸轮 150 安装在凸台 137a 上，其间设置分离轴承 149。通过可调螺栓 151 安装在右侧罩 15a 上的静止凸轮 152 与分离凸轮 150 相对，一个球体 153 安装在静止凸轮 152 上，啮合在分离凸轮 150 上的凹部 150a 中。

分离凸轮 150 包括一条臂 154，它具有在其末端上的凹口 154a，固定在用于变速器 M 的换档操作的变换主轴 155 上的离合器臂 156 的末端接合在凹口 154a 中。

因此，当四轮小型机动车辆 Vb 行驶中转动变换主轴 155 以便使

变速器 M 换档时, 在变换主轴 155 的上述转动的前半部分中, 离合器臂 156 使分离凸轮 150 转动, 分离凸轮 150 在其转动中将静止凸轮 152 上的球体 153 推出凹部 150a。此时产生的反作用力使离合器外壳 137 向图 17 中的左方被推动, 通过分离轴承 149 反抗离合器弹簧 146 的负载, 从而使压力接受环 141 与主动和从动摩擦片 139 和 140 的组分开。另一方面, 离心配重 143 的向外摆动如上所述受到限制, 加力臂部分 143a 在主动和从动摩擦片 139 和 140 的前面的受压位置上停止。因此, 主动和从动摩擦片 139 和 140 彼此可靠地分开, 使换档离合器 Cc' 进入断开状态。

变换主轴 155 转动的第二半部用于变速器 M 的换档。在变速器 M 换档之后, 分离凸轮 150 随变换主轴 155 的转动而返回其原位, 换档离合器通过离合器弹簧 146 与连接的离心配重 143 的离心力的共同作用而返回接合状态。

在液力变矩器 T' 中, 与传动件 148 花键接合的泵叶轮 50 的凸台 50a 承载在曲轴 2 上, 其间设有滚珠轴承 159, 连接于透平叶轮 51 的透平轴 59 承载在定子轴 60 上, 其间设置左、右滚针轴承 160 及滚珠轴承 161。定子叶轮 52 的凸台 52a 承载在曲轴 2 上, 其间设有滚珠轴承 162 或滚针轴承, 并通过花键连接于定子轴 60。

液力变矩器侧罩 163 油密地连接于泵的延伸部 70, 延伸部 70 与泵叶轮 50 相连, 该侧罩 163 覆盖透平叶轮 51 的外侧, 一个单向离合器 64 夹置在液力变矩器侧罩 163 和透平轴 59 之间, 只用于将逆向负载转矩从透平轴 59 传至液力变矩器侧罩 163。因此, 进行发动机制动期间当作用在驱动轴 126 上的逆向负载转矩经由变速器 M 和初级减速器 14 传至透平轴 59 时, 单向离合器 64 进入连接状态, 将逆向负载转矩从泵的延伸部 70 传至泵叶轮 50 和传动件 148。

当逆向负载转矩已传至传动件 148 时, 换档离合器 Cc' 中的离合器内壳 138 通过螺杆机构 147 的工作被推向图 17 中的左方, 因而离合器内壳 138 的凸缘 138a 使主动和从动摩擦片 139 和 140 的组压靠压力接受环 141, 因而换档离合器 Cc' 处于接合状态。因此, 逆向负载转矩

传至曲轴 2，形成良好的发动机制动效果。

一个隔壁 165 设置在曲轴 2 上，使上、下游供油通道 27a 和 27b 彼此分离开来。隔塞 166 压配合在上游供油通道 27a 中，将上游供油通道 27a 分成上游段和下游段。

在换挡离合器 Cc' 中，一个机油室 168 限定在支承管 136 中，开口表面由一个盖 167 封闭，该机油室 168 通过一个通孔 169 与离合器内壳的内周连通。机油室 168 也通过设置在曲轴 2 内的流入孔 170 和流出孔 171 与上游供油通道 27a 的上游段和下游段连通。

在液力变矩器 T' 中，一个第一小机油室 172 设置在定子叶轮 52 的凸台 52a 的右部，一个第二小机油室 173 设置在凸台 52a 的左部。第一小机油室 172 与泵叶轮 50 和透平叶轮 51 之间限定的机油室连通，也通过曲轴 2 内设置的流入孔 175 与上游供油通道 27a 的下游段连通。第二小机油室 173 与透平叶轮 51 和定子叶轮 52 之间限定的机油室连通，也通过曲轴 2 内设置的流出孔 176 与下游供油通道 27b 连通。

另外，第一和第二小机油室 172 和 173 通过承载凸台 52a 的轴承 612 之间的间隙和凸台 52a 中设置的通孔 174 彼此连通。

当机油从发动机 E 驱动的油泵 44 通过供油通道 27 送至上游供油通道 27a 时，机油通过流入孔 170 流入机油室 168，并从那里分流至通孔 169 和流出孔 171 中。流过通孔 169 的机油供应至换挡离合器 Cc' 的摩擦部分和滑动部分，以利用其冷却及润滑。

另一方面，流过流出孔 171 的机油通过上游供油通道 27a 的下游段，然后通过流入孔 175，经由第一小机油室 172 注入泵叶轮 50 和透平叶轮 51 之间限定的机油室。然后，机油从该机油室经由第二小机油室 173 和流出孔 176 流至下游供油通道 27b 以润滑发动机 E 的各部分。

定子叶轮 52 的凸台 52a 承载在曲轴 2 上，其间设有轴承 162，因而可保证稳定的转动。另外，轴承 162 的两相对端部面对在凸台 52 两相对侧的第一和第二小机油室 172 和 173，因而轴承 162 能够总是处于良好润滑状态。第一和第二小机油室 172 和 173 通过轴承 162 和通孔 174 彼此连通，因而当从油泵 44 供应的油量小时，泵叶轮 50 倾向

于通过转动抽油,使得从上游供油通道 27a 向第一小机油室 172 的油量不足。但是,从第二小机油室 173 通过通孔 174 和轴承 162 流入第一小机油室 172 的机油补偿了上述不足,因而可防止在液力变矩器 T' 内的油中产生气泡,从而防止传动效率的下降,并有效地润滑轴承 162。

第一和第二小机油室 172 和 173 可以通过一个通孔 174' 围绕轴承 162 彼此连通,也可以通过轴承 162 及通过通孔 174' 彼此连通。

曲轴 2 内上游供油通道 27a 和下游供油通道 27b 之间的直接连通被流入孔 175 和流出孔 176 之间的隔壁 165 切断。因此,从油泵向上游供油通道 27a 供应的机油在液力变矩器 T' 内被迫流过流入孔 175 和流出孔 176,即使油泵 44 有相对较小的功率,也可以最大限度地防止工作油的不足,这对于小型车辆来说是很有效的。

其它布置与第一实施例中基本相同,因而与第一实施例相应的部分或构件在图 15 和 17 中使用相同的标号,并不再赘述。

虽然已对本发明的实施例作了详细描述,但是,本发明显然不局限于上述实施例,可以在结构上作各种修改而并不超出本发明的范围。例如,在上述实施例中,换挡离合器 Cc' 在发动机 E 和初级减速器 14 之间的传动路径上设置在发动机 E 和液力变矩器 T, T' 之间,但是,也可以设置在液力变矩器 T, T' 和初级减速器 14 之间。另外,液力变矩器 T, T' 也可以由不具备转矩放大功能的液力耦合器替代。

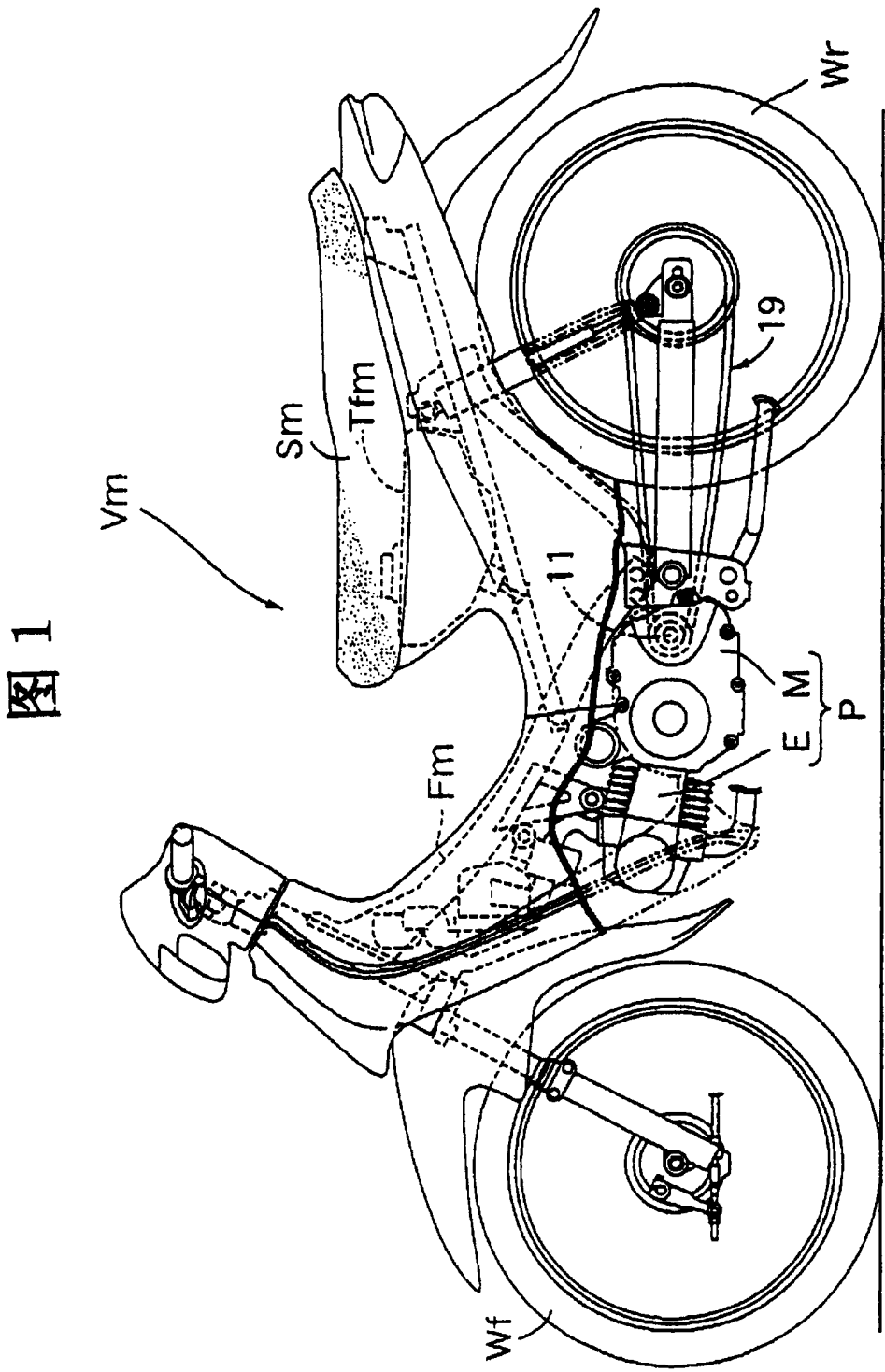
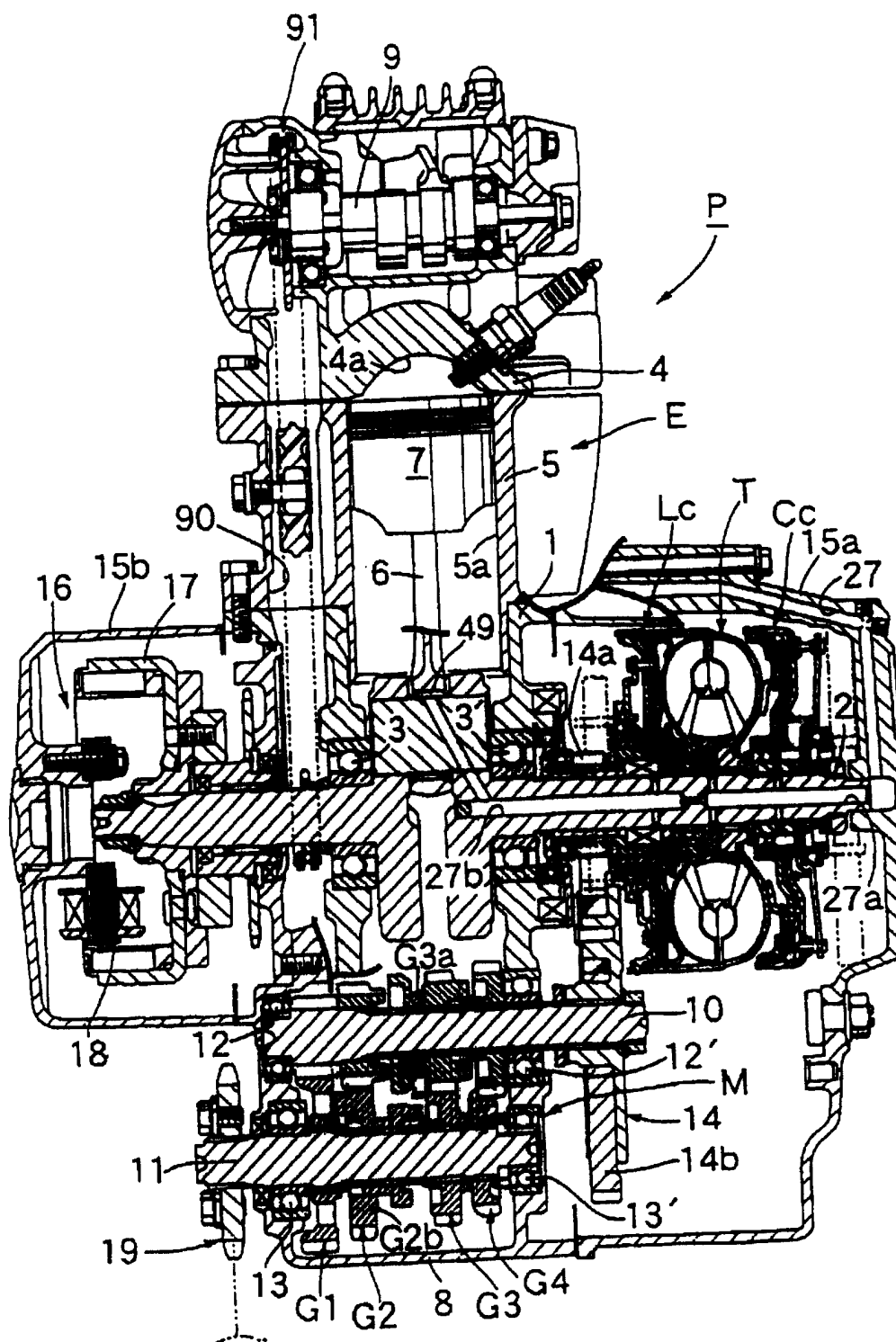


图 2



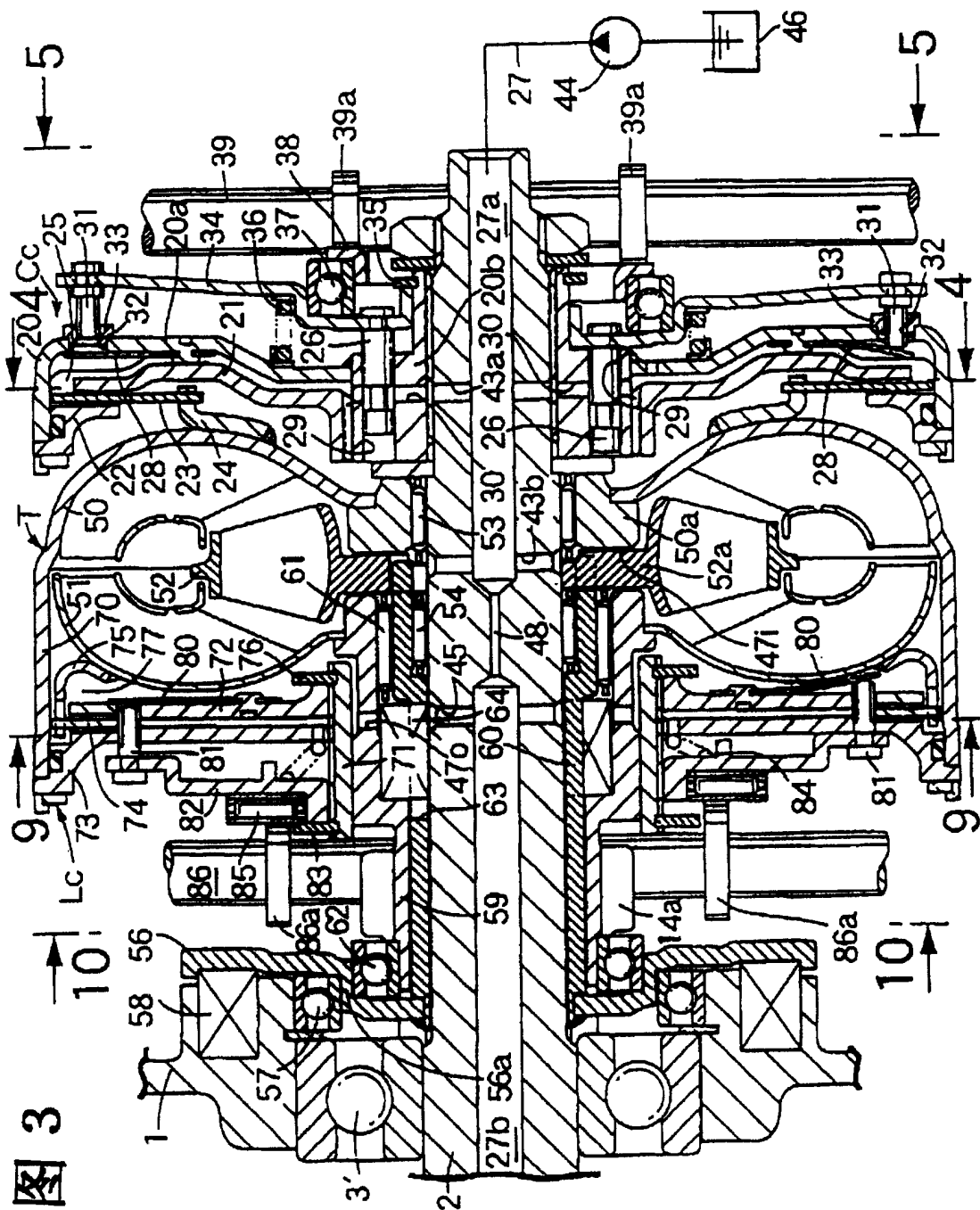


图 4

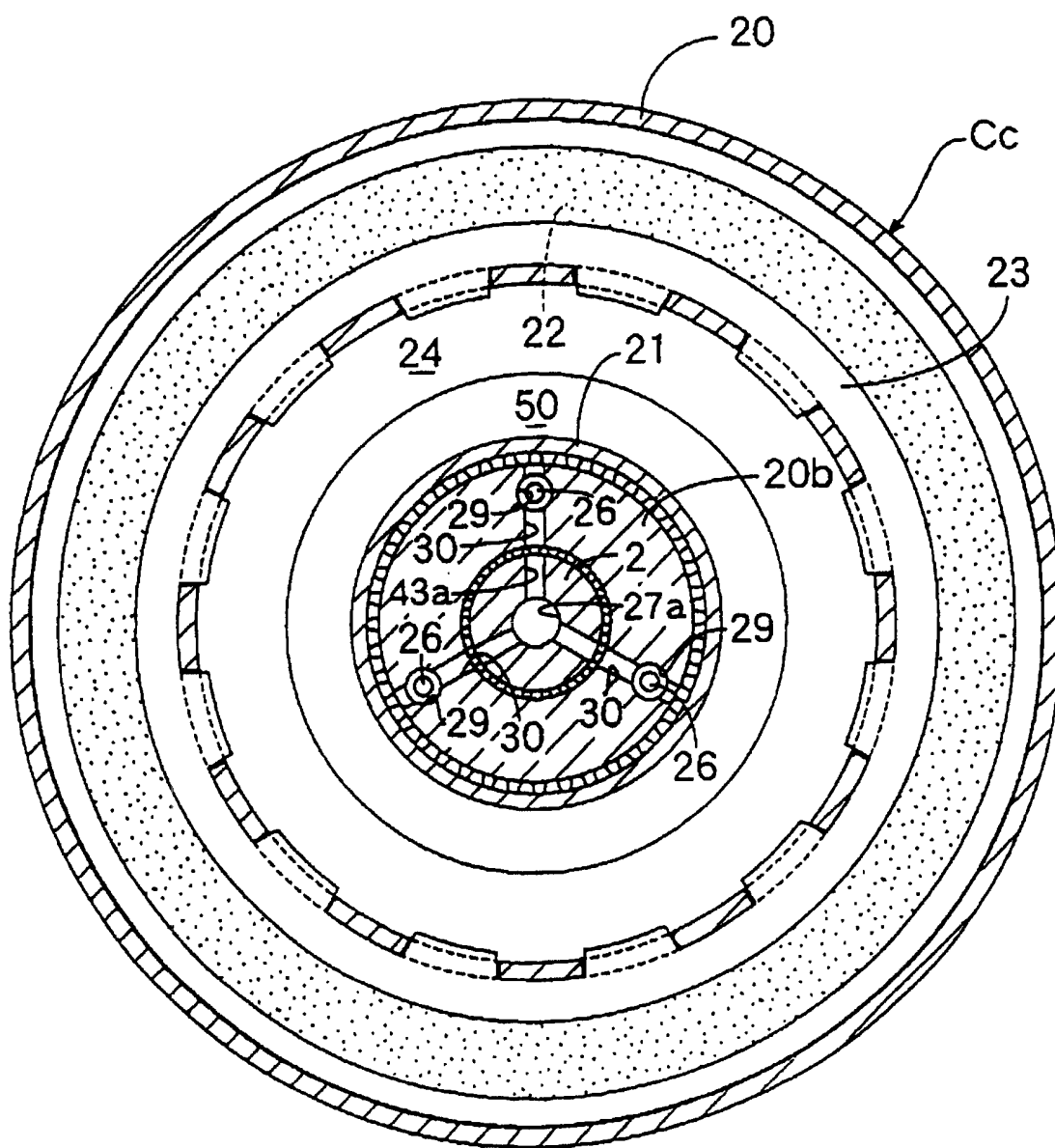


图 5

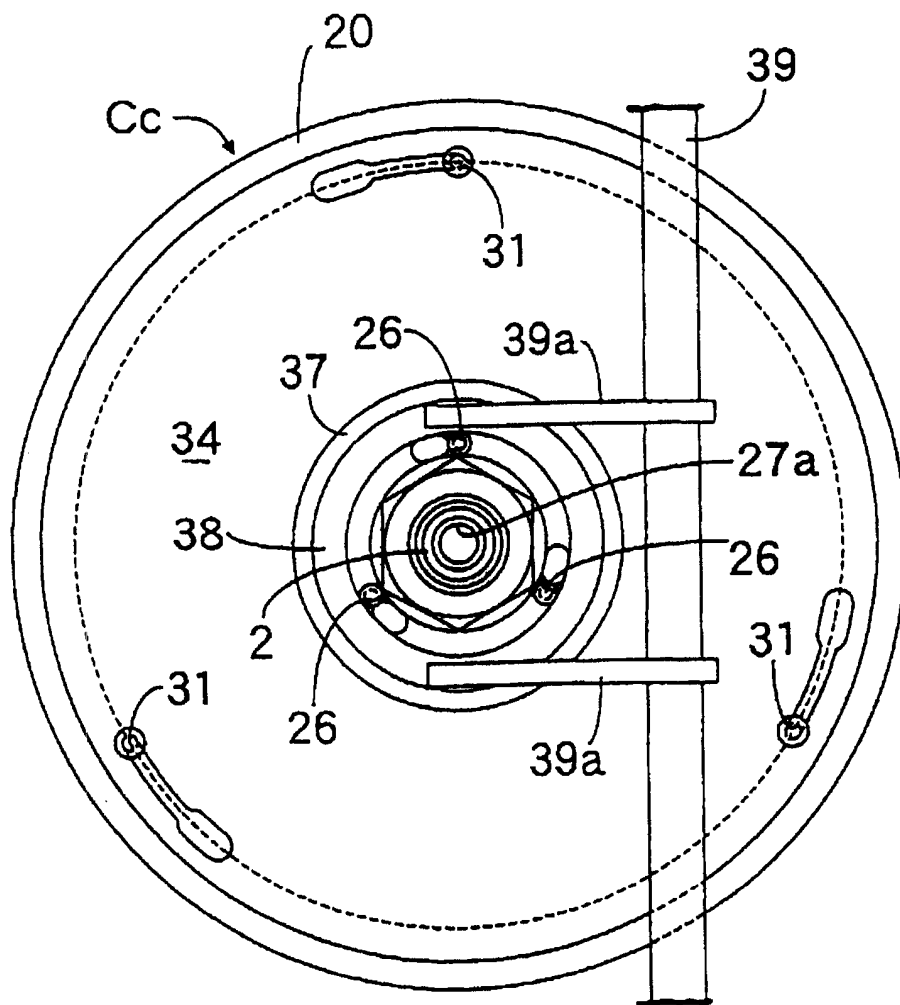


图 6

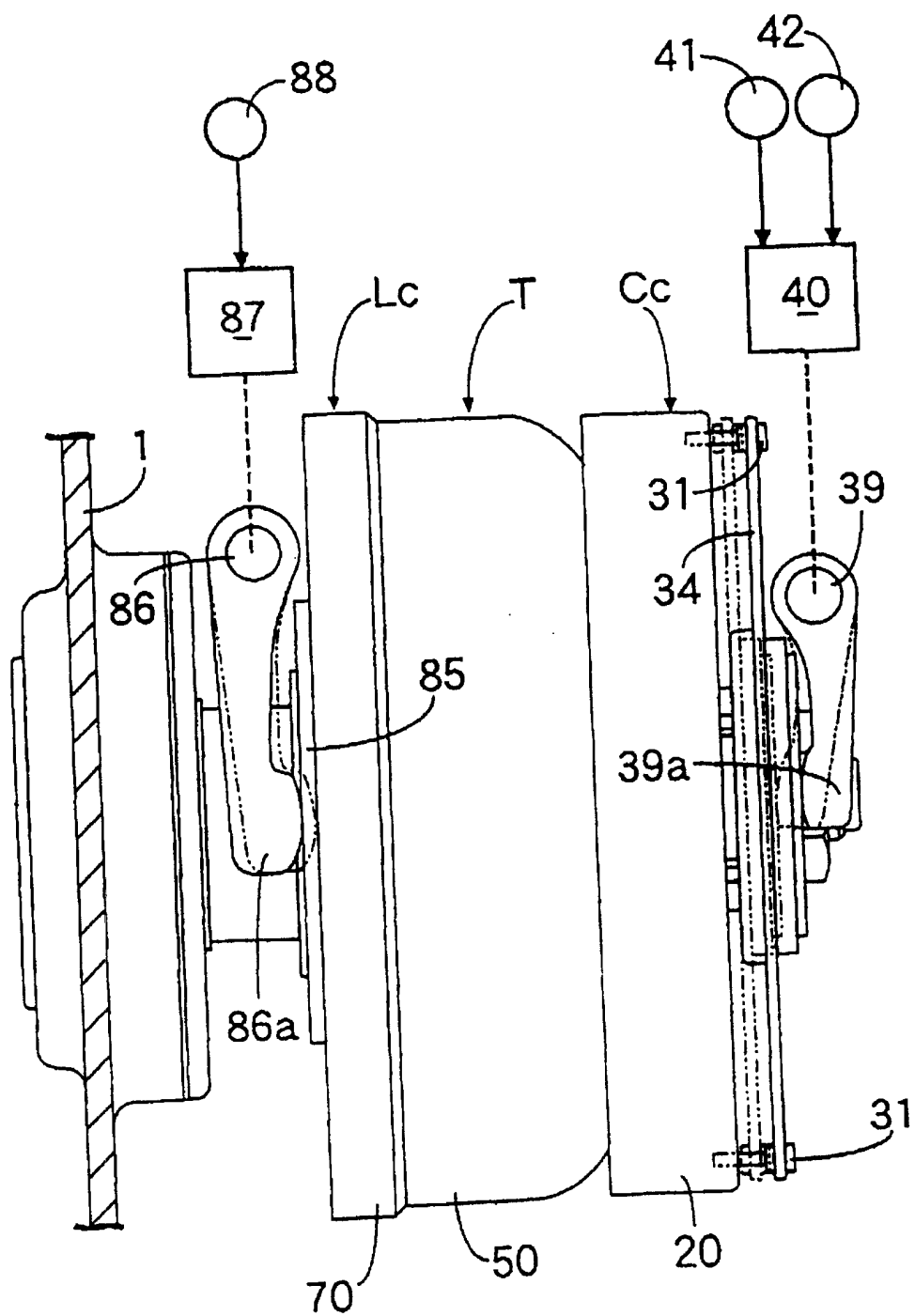


图 7

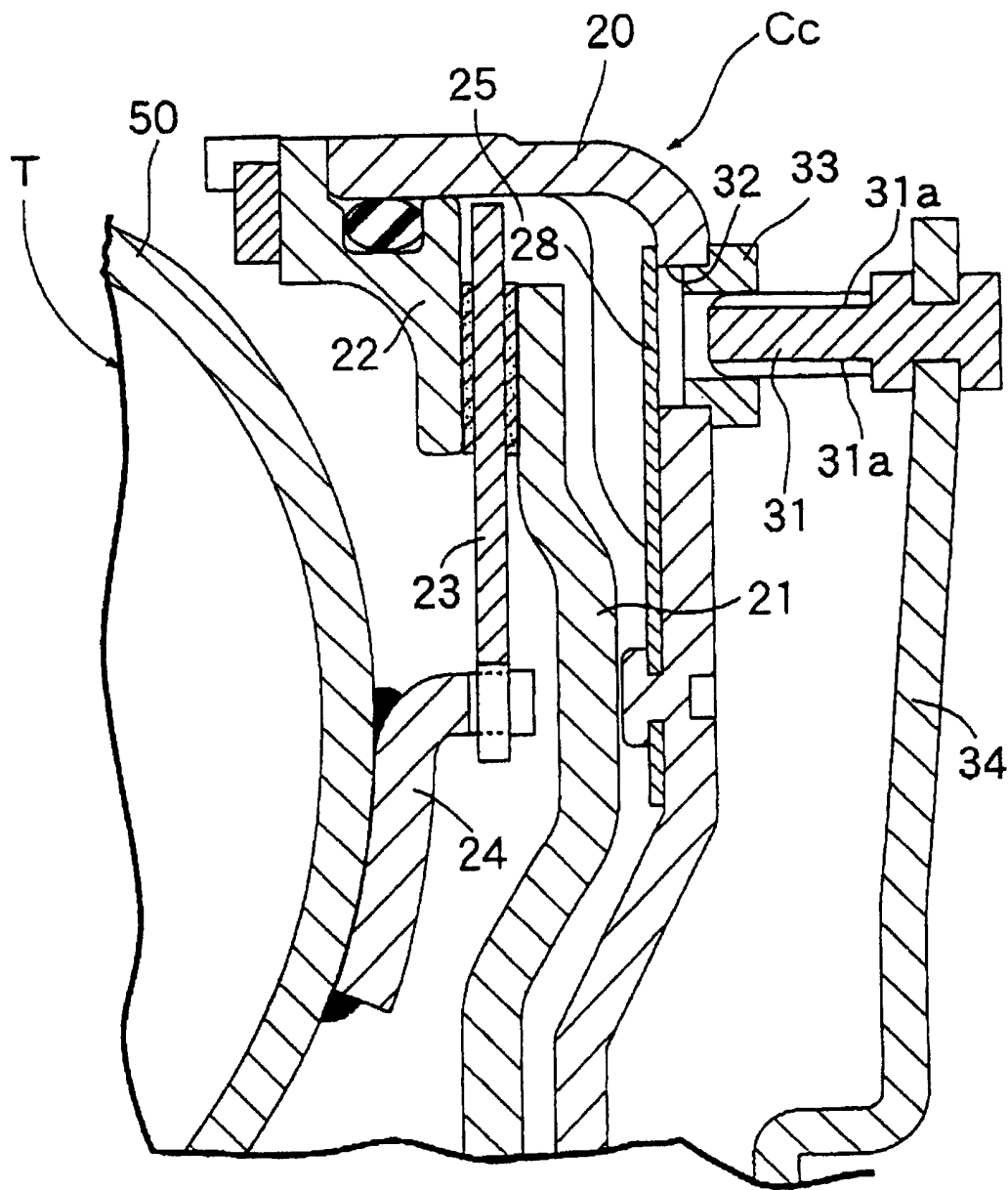


图 8

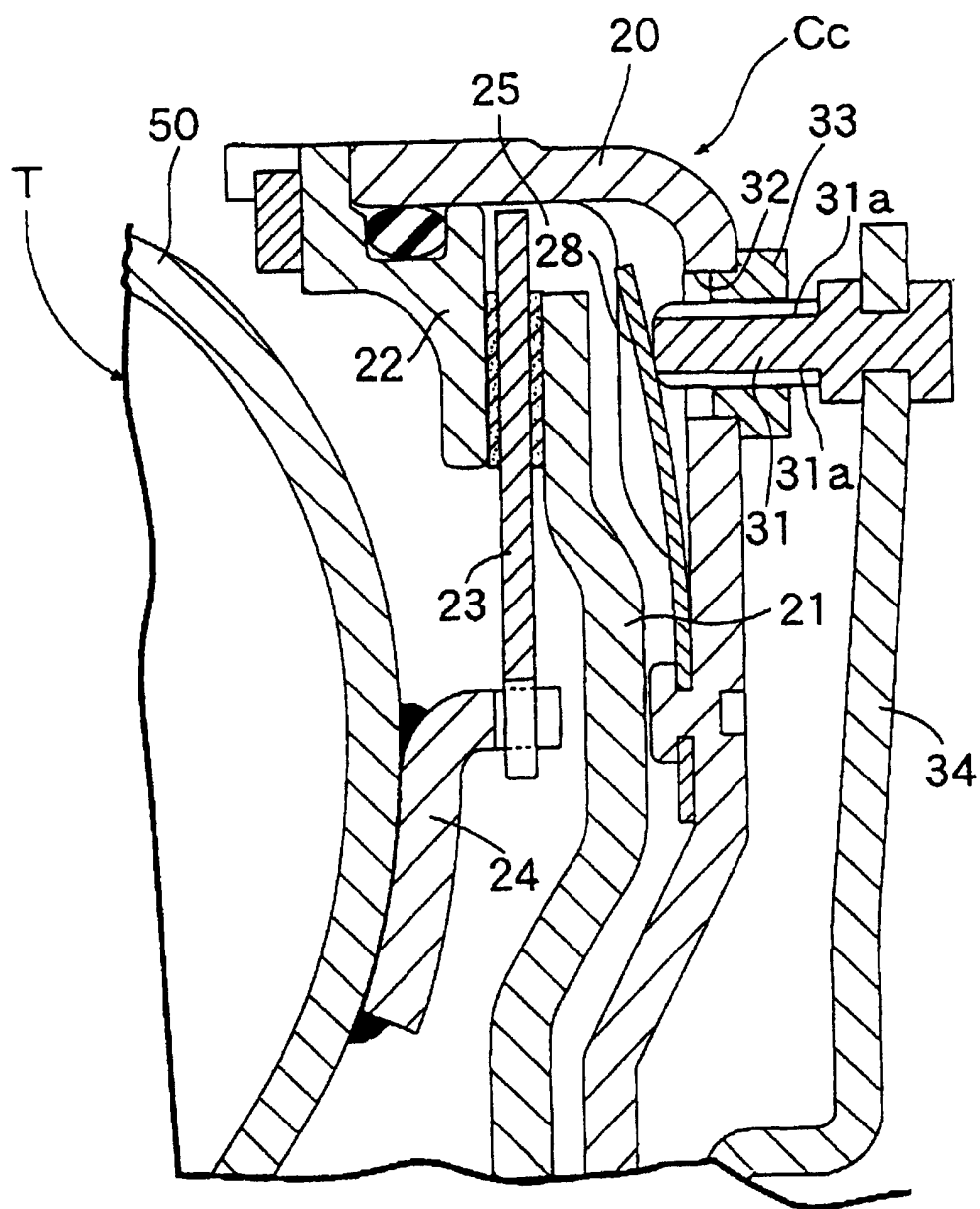


图 9

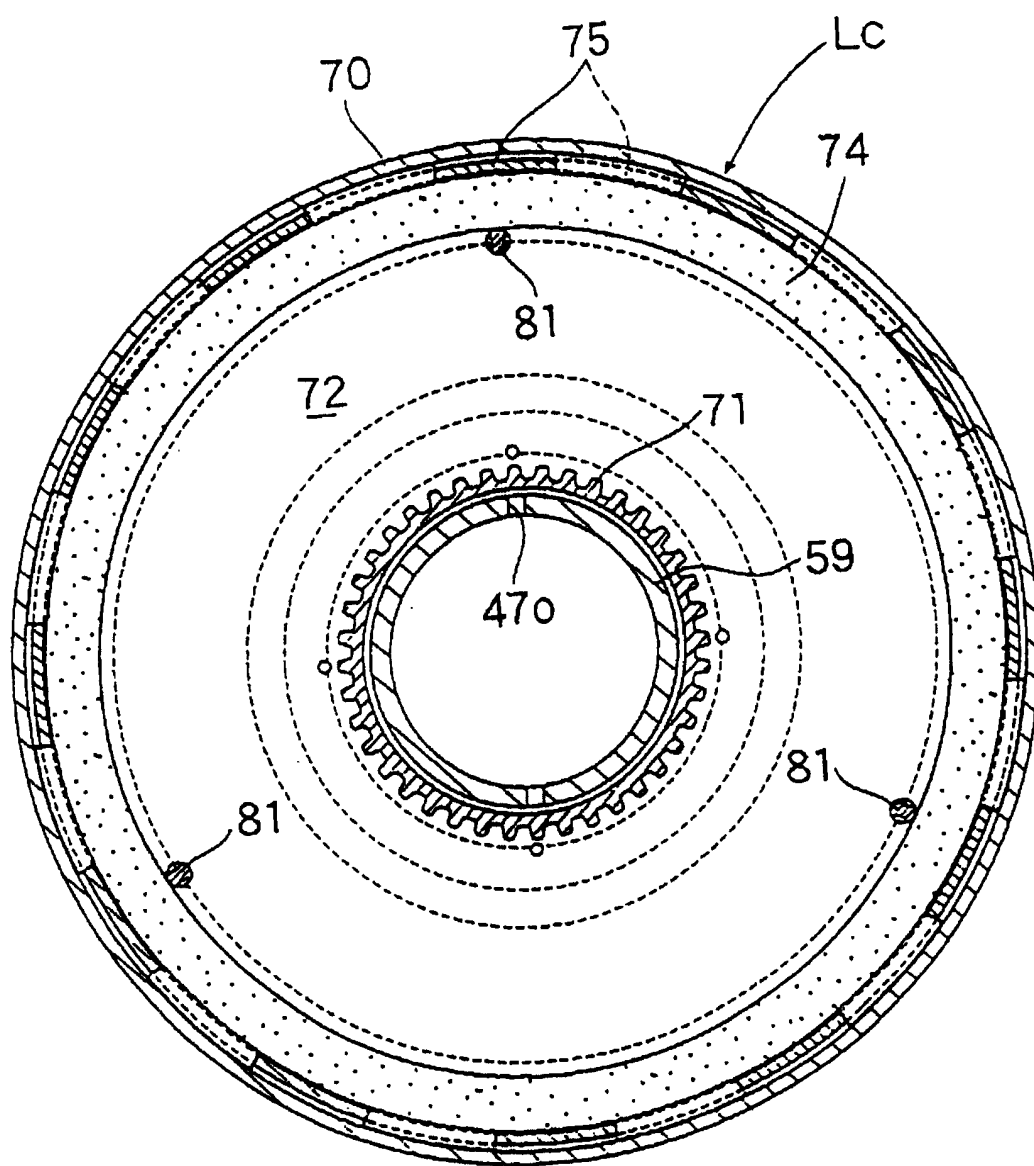


图 10

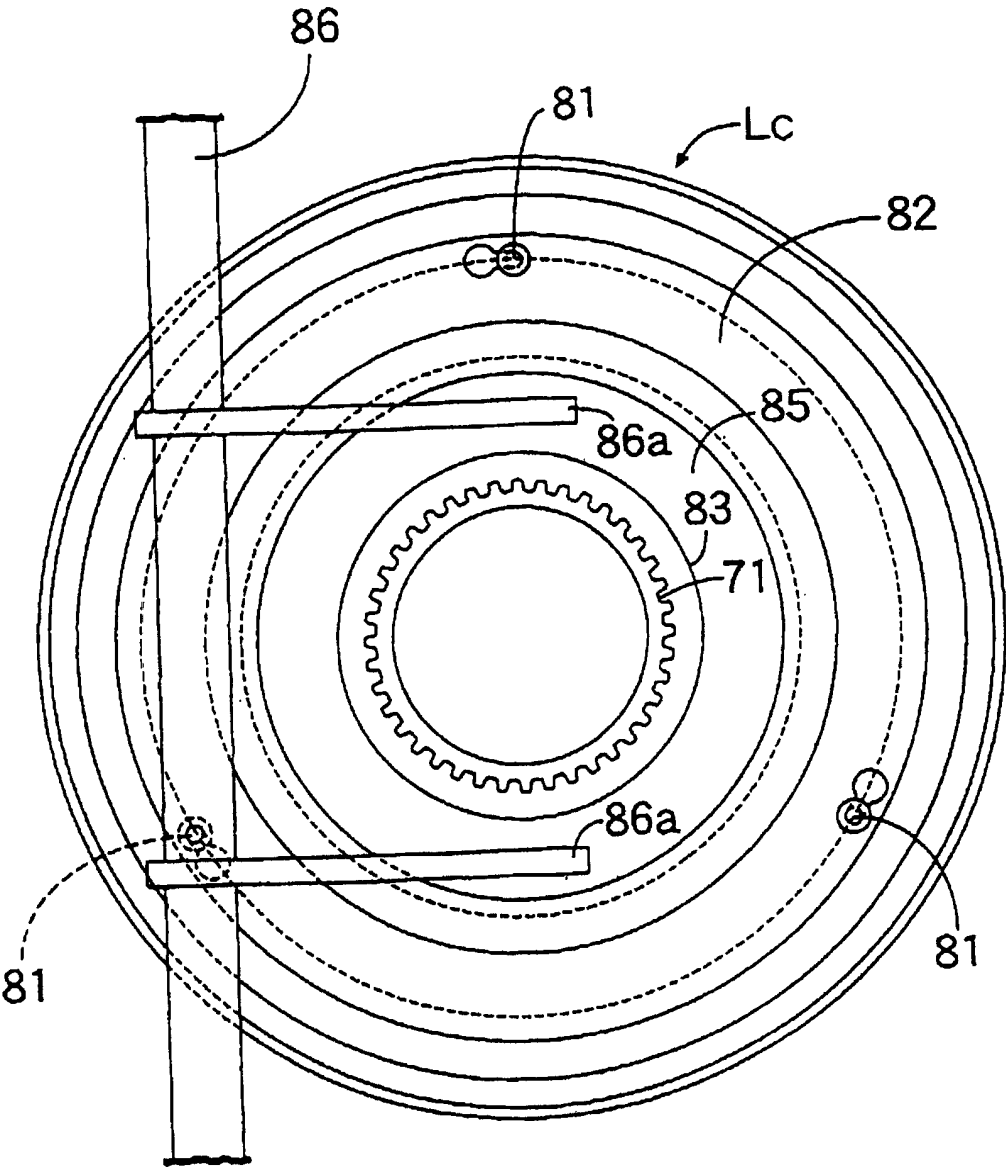
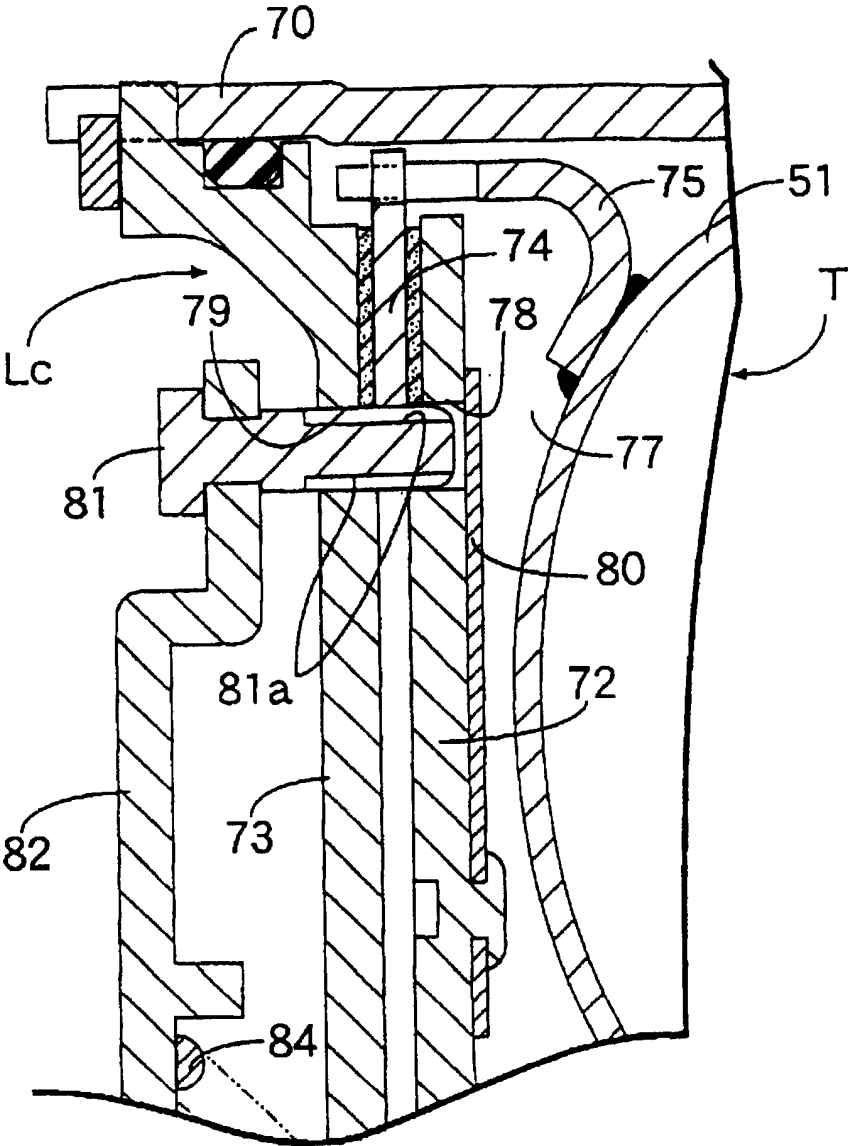


图 11



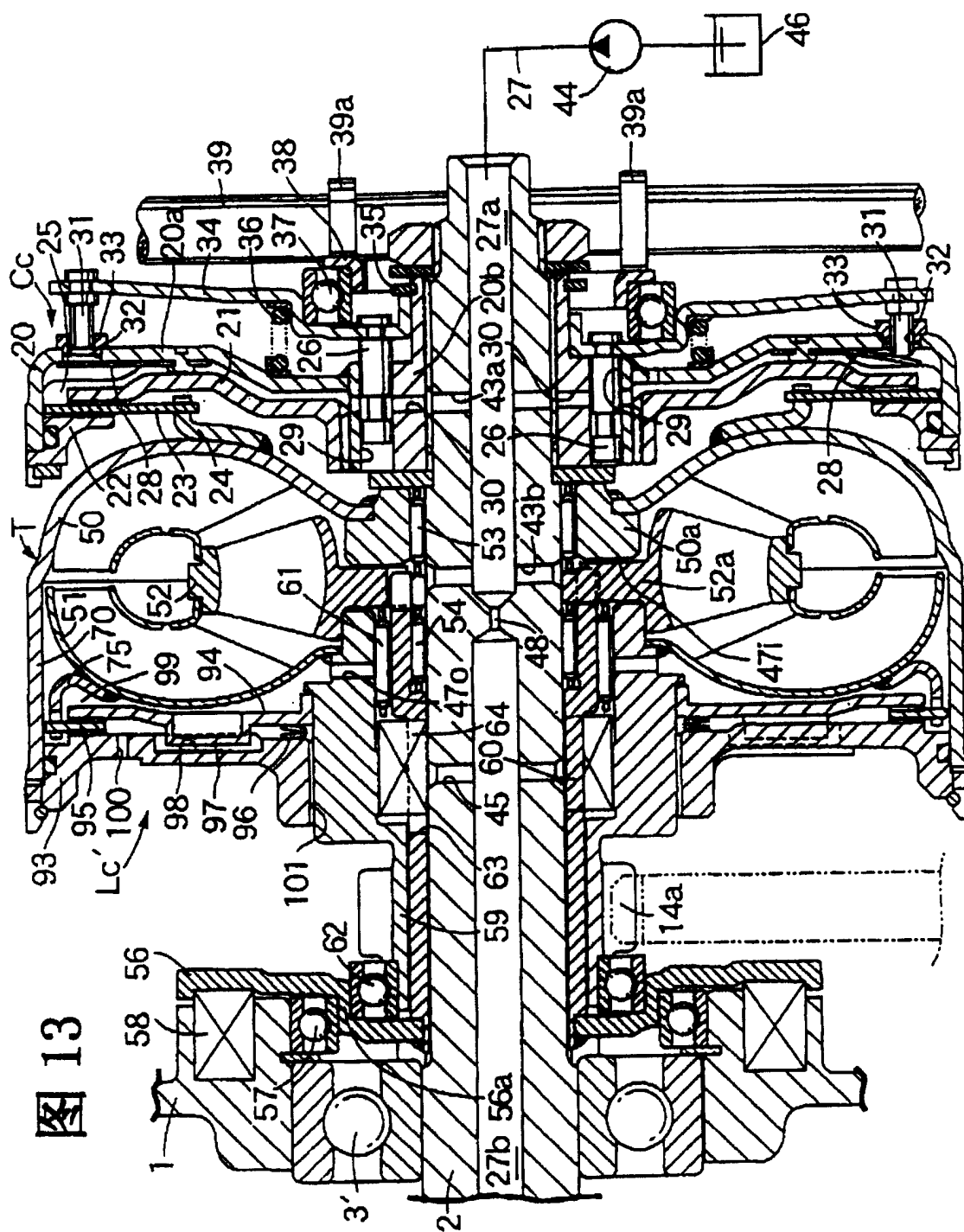
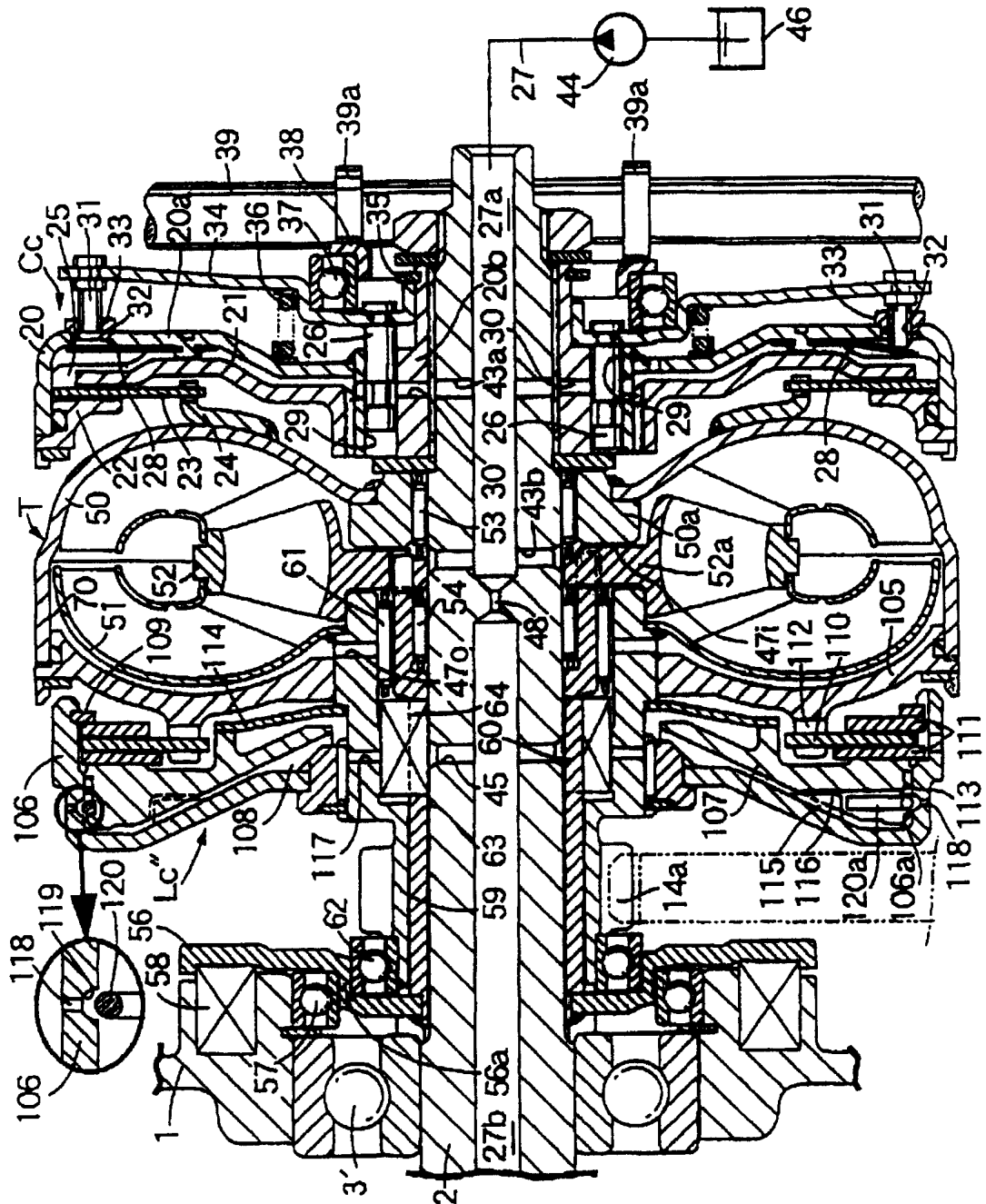
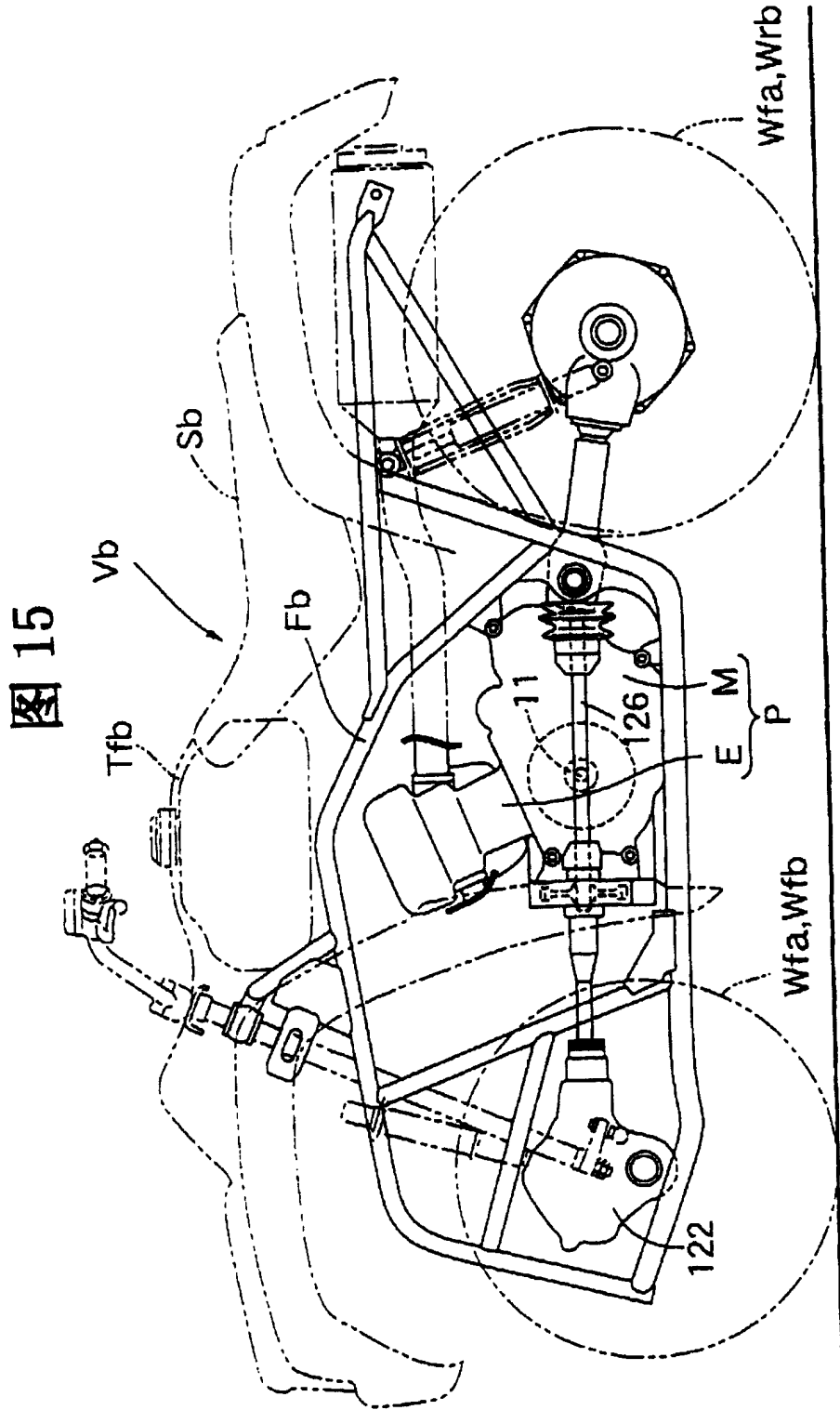


图 14





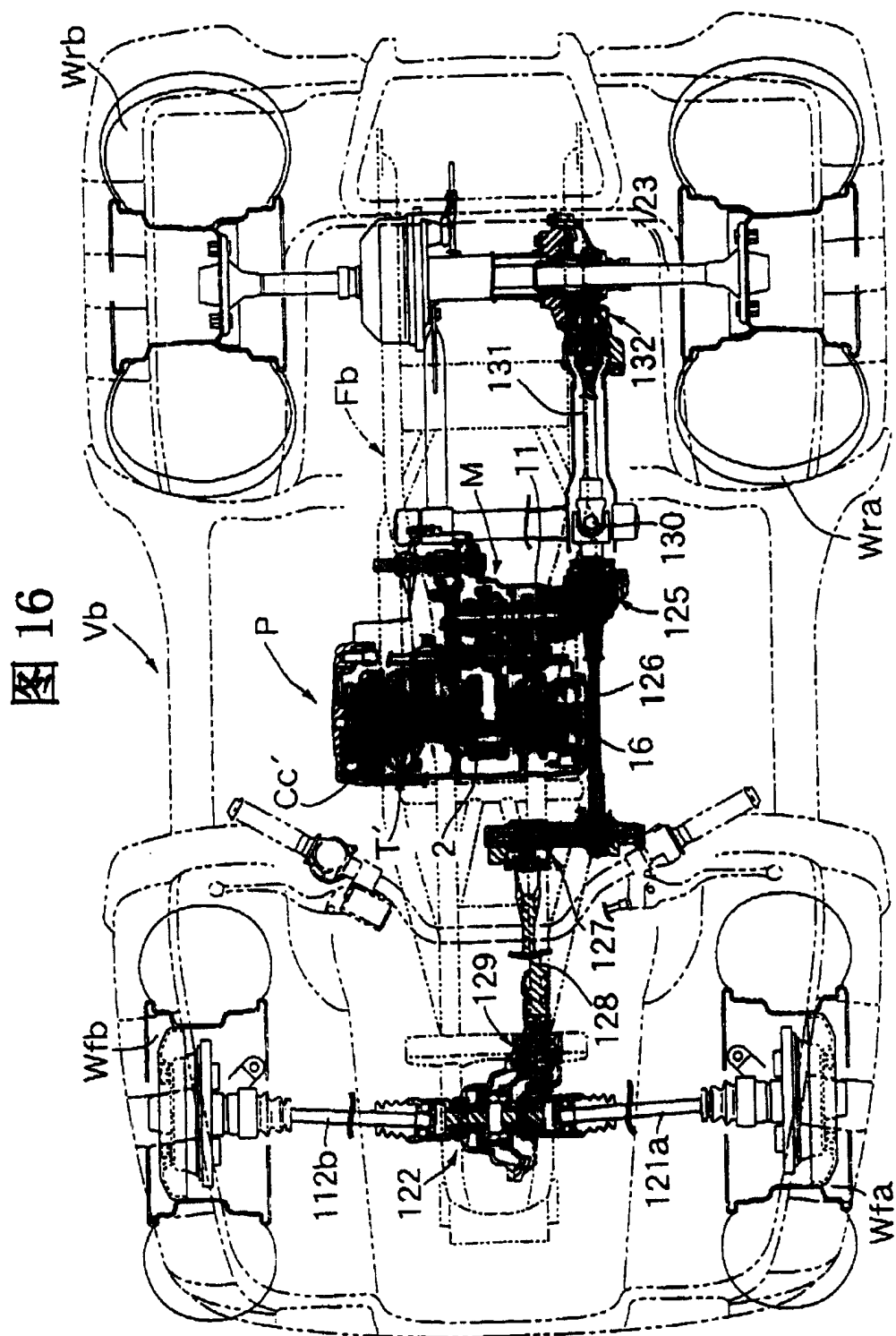


图 17

