

[12] 发 明 专 利 说 明 书

[21] ZL 专利号 97119640.0

[45]授权公告日 2002 年 4 月 24 日

[11]授权公告号 CN 1083353C

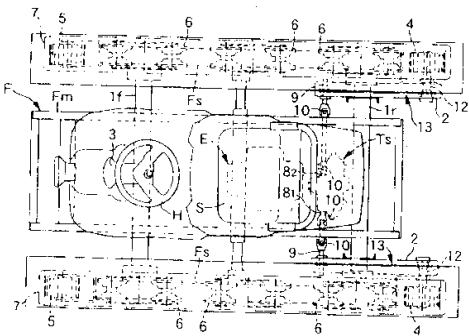
[22]申请日 1997.9.19 [24]颁证日 2002.4.24
[21]申请号 97119640.0
[30]优先权
[32]1996.9.20 [33]JP [31]249827/96
[73]专利权人 本田技研工业株式会社
地址 日本东京都
[72]发明人 太田能司 花房实美 石川智明
[56]参考文献
DE4439118 1995. 5. 4 F16H47/02
US4917200 1990. 4. 17 B62D11/10
B62D11/18
US5230519 1993. 7. 27 F16H37/06
US5545098 1996. 8. 13 F16H47/04
审查员 吴瑞玮

[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 郑修哲

权利要求书 2 页 说明书 10 页 附图页数 13 页

[54]发明名称 连续变速式转向系统
[57]摘要

连续变速式转向系统含有一对可连续变速的左、右液压传动箱,各有一个液压泵和一个液压马达;还有一对各具有一个第一中心齿轮、一个第二中心齿轮、一个两级行星齿轮和一个承载件的左、右行星齿轮机构。与发动机相连接的第一传动齿轮一般与左、右第一中心齿轮可操作地连接,固定在左、右液压马达的马达轴上的左、右第二传动齿轮分别与左、右承载件可操作地连接。左、右输出轴分别与左、右第二中心齿轮可操作地连接。因此可增大变速范围并提高低输出性能。



I S S N 1 0 0 8 - 4 2 7 4

权 利 要 求 书

1.一种由发动机(E)驱动连续变速式转向系统,含有:

(a)一对可连续变速的左、右液压传动箱(T_1 , T_2),每一个上述传动箱(T_1 , T_2)含有一个封闭的液压回路(32)、一个带有输出轴(27)的液压马达(19)和一个带有输入轴(20)的液压泵(18),其中,上述的左、右液压泵的上述输入轴由发动机同步地带动;

(b)左、右驱动轮(4);

(c)与上述左、右驱动轮相连接的左、右输出轴(8_1 , 8_2),其中,上述的输出轴分别由上述的左、右液压马达的输出轴带动。

其特征在于所述的转向系统还包括:

(d)一对分别具有第一、第二和第三传动件(61, 63, 65; 70, 73, 74)的左、右行星齿轮机构(60_1 , 60_2);

(e)一个与发动机相连接并与上述行星齿轮机构的上述第一传动件(61, 70)相连接的、用于将动力从发动机传输到上述第一传动件的传动件(45);

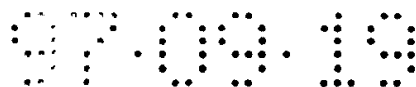
(f)其中,上述的左、右马达轴(27)在工作上与上述相应的行星齿轮机构的上述第二传动件(65、74)相连接,以便将动力传输给它,而上述的左、右输出轴(8_1 , 8_2)在工作上与上述相应的行星齿轮机构的上述第三传动件(63, 73)相连接;

(g)每个上述的左、右行星齿轮机构(60_1 , 60_2)的上述第一至第三传动件中的一个传动件是第一中心齿轮(70),上述第一至第三传动件中的另一个传动件是一个具有与上述第一中心齿轮相啮合的齿轮段(63a)的两级行星齿轮(71),一个第二中心齿轮(62)与上述第一中心齿轮同轴地设置,并与上述的两级行星齿轮的其他齿轮段(63b)相啮合,上述第一至第三传动件中的最后一个传动件是一个用于支承上述两级行星齿轮的支承轴(64)的承载件(65),并且,上述的传动件(45)在工作共同与上述的左、右第一中心齿轮(61)相连接,上述的左、右马达轴(27)在工作分别上述的左、右承载件(65)相连接,上

述的左、右输出轴 (8_1 , 8_2) 分别与上述的左、右第二中心齿轮可操作连接。

2. 按照权利要求 1 所述的连续变速式转向系统, 其特征在于所述的这对左、右液压传动箱 (T_1 , T_2) 分别安装在一个变速箱 (14) 的上部分的左、右侧, 所述的这对左、右行星齿轮机构 (60_1 , 60_2) 设在所述的变速箱 (14) 的下部分, 和在所述的变速箱 (14) 的上部分内, 所述的传动件 (45) 与所述的左、右液压泵 (18) 的所述的泵轴 (20) 同轴地连接。

3. 按照权利要求 1 所述的连续变速式转向系统, 其特征在于所述的左、右第一中心齿轮 (70) 设在可工作地与所述的传动件 (45) 连接的一个中央从动齿轮 (59) 的左、右端, 所述的两级行星齿轮 (63) 与所述的第一和第二中心齿轮 (61, 62) 啮合以便围住所述的第一和第二中心齿轮, 和所述的左、右承载件 (65) 分别可转动地支承在所述的左和右输出轴 (8_1 , 8_2) 上。



说明书

连续变速式转向系统

本发明涉及一种用于在不平路面上行驶的车辆、在雪地上行驶的车辆或其他类型的车辆中带动左、右驱动轮并使驱动轮差动转向的连续变速式转向系统，具体地说，本发明针对连续变速式转向系统的改进，该转向系统含有一对各具有由一个封闭的液压回路互相连接起来的液压泵和液压马达并且可单独变速的左、右连续变速液压传动箱，左、右液压泵的泵轴由发动机同步带动，一对与左、右驱动轮相连接的输出轴分别由左、右液压马达的马达轴带动。

这类连续变速式转向系统是公知的，例如日本公开特许 No.7-132743 曾经公开过。

在这种连续变速式转向系统中的连续变速液压传动箱中，液压泵的功率或位移是可变的，以便使连续变速传动箱变速，所以可通过从零至最大正值调整液压泵的功率来控制前进的速度比。但是，变速范围是不够的。当使用小尺寸的连续变速液压传动箱时，就难于在低速范围内传输较大的功率，因为流动管道对工作油有阻力，因此低速输出性能必然要降低。

于是，本发明的目的是提供一种连续变速式转向系统，该系统即使在使用小尺寸的连续变速液压传动箱的情况下也具有足够的变速范围，并且具有高的低速输出性能。

为了达到上述目的；按照本发明的第一方面和特征，提供了一种连续变速式转向系统，它含有一对左、右连续变速液压传动箱，每一个传动箱都含有通过封闭液压回路相互连接起来的一个液压泵和一个液压马达，并能单独地变速。左、右液压泵的泵轴由一个发动机同步地驱动，一对与左、右驱动轮相连接的输出轴分别由左、右液压马达的马达轴带动。上述转向系统还含有一对左、右行星齿轮机构和与发动机相连接的传动件，该传动件在工作上共同与上述两个行星齿轮机构的第一传动件

相连接，左、右马达轴分别与上述两个行星齿轮机构的第二传动件可操作连接，而左、右输出轴则分别与上述两个机构的第三传动件可操作连接。

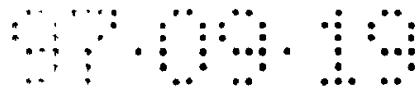
按照本发明的第一特征，除了泵隔板的正向转动角度以外，其一部分负向转动角度也起到控制正向总速度比的作用，从而显著增大正向的总速度比。而且，这也保证了即使连续变速液压传动箱处于因工作油流动缓慢而难于传输较大功率的低速范围内，也能够以良好的效率由一条连接传动件与输出轴的机械传动路线机械上传输发动机的较大功率。因此，可以提高低速传动性能，并减小连续变速液压传动箱的尺寸从而减小连续变速式液压转向系统的尺寸。另外，还可通过减小连续变速液压传动箱的传动负荷来减少工作油压力的损耗，从而进一步提高传动效率。

按照本发明的第二方面和特征，上述的左、右行星齿轮机构各含有一个第一中心齿轮、一个带有与上述第一中心齿轮相啮合的齿轮段的两级行星齿轮、一个与第一中心齿轮同心地设置并与两级行星齿轮的其他齿轮段相啮合的第二中心齿轮、和一个支承两级行星齿轮的支承轴的承载件。传动件在工作上共同与左、右第一中心齿轮相连接，左、右马达轴在工作上分别与左、右承载件相连接，左、右输出轴在工作上分别与左、右第二中心齿轮相连接。

按照本发明的第二个特征，每个行星齿轮机构不设置大直径的齿圈，故可减小行星齿轮机构的尺寸。

按照本发明的第三个方面和特征，左、右行星齿轮机构分别含有一个中心齿轮、一个与中心齿轮相啮合的行星齿轮、一个支承行星齿轮的支承轴的承载件、和一个与中心齿轮同心地设置并与行星齿轮相啮合的齿圈。传动件在工作上共同与左、右中心齿轮相连接，左、右马达轴分别与左、右齿圈可操作连接，左、右输出轴分别与左、右承载件可操作连接。

按照本发明的第三个特征，每个行星齿轮机构具有一个大直径的齿圈，但其中心齿轮可以是单个的，行星齿轮可以是一个简单的单级型的，因此，可以减小该机构的轴向尺寸。



从下面结合附图对本发明的最佳实施例的说明中将可更加了解本发明的上述的和其他的目的、特征和优点，附图中：

图 1 是一辆装有本发明第一实施例的连续变速式转向系统的在不平地面上行驶的车辆的侧视图；

图 2 是上述的在不平地面上行驶的车辆的平面图；

图 3 是沿图 1 中的 3 - 3 线的剖视图；

图 4 是沿图 3 中的 4 - 4 线的剖视图；

图 5 是沿图 4 中的 5 - 5 线的剖视图；

图 6 是沿图 4 中的 6 - 6 线的剖视图；

图 7 是沿图 6 中的 7 - 7 线的剖视图；

图 8 是左、右连续变速液压传动箱的液压回路的示意图；

图 9 是说明连续变速式转向系统中泵隔板的角度和总速度比的特征图；

图 10 是类似于图 6 但它是按照本发明第二实施例的剖视图；

图 11 是沿图 10 中的 11 - 11 线的剖视图；

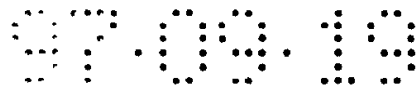
图 12 是沿图 10 中的 12 - 12 线的剖视图；

图 13 是与图 5 相类似但它是按照本发明第三实施例的剖视图。

下面参考附图通过本发明的具体实施例说明本发明。

首先结合图 1 ~ 9 说明本发明的第一实施例。请看图 1 ~ 3，可在不平地面上行驶的车辆的框架 F 由一个矩形的主框架 F_m 和一对通过前、后两个横向构件 1f 和 1r 与主框架 F_m 相连接的左、右侧框架 F_s 、 F_s 组成。向后倾斜的传动箱 2 位于并固定在后横向构件 1r 与每一个侧框架 F_s 之间。发动机 E 和由该发动机 E 驱动的本发明的连续变速式转向系统安装并支承在主框架 F_m 上，驾驶员座椅 S 安装在罩着发动机 E 的主框架上。支承转向盘 H 的转向盘柱管 3 牢牢地固定在座椅 S 的前面。在每一个侧框架 F_s 的后部安装有一个驱动轮 4，而从动轮 5 则安装在其前部。在每一侧框架 F_s 的中部安装有多个导向轮 6，设有履带 7 包住驱动轮 4、从动轮 5 与导向轮 6。

连续变速式转向系统 T_s 具有左、右两个输出轴 8_1 和 8_2 ，它们通过一对左、右钩接头 10、10 分别与支承在同一侧的传动箱 2 的前部的传



动轴 9 相连接。从动轴 12 支承在传动箱 2 的下部并与同一侧的驱动轮 4 相连接。连接传动轴 9 和从动轴 12 的链式传动机构 13 设置在传动箱 2 之内。因此，如果左、右两侧的输出轴 8_1 和 8_2 同时转动的话，其转动便能通过左、右两侧的链式传动机构 13、13 传递给左、右两侧的驱动轮 4、4，从而带动左、右履带 7、7 而使车辆向前或向后行驶。通过使左、右两侧输出轴 8_1 和 8_2 的转速产生差异可使左、右两侧履带 7、7 以不同的速度行驶，从而使车辆向左或向右转向。

上述的连续变速式转向系统 T_s 含有一个固定到主框架 F_m 上的变速箱 14 和一对安装在变速箱 14 左、右两侧 of 连续变速液压传动箱 T_1 和 T_2 。变速箱 14 由位于垂直于输出轴 8_1 和 8_2 的轴线的平面上的、互相分开的左半箱 14_1 和右半箱 14_2 组成，左半箱 14_1 和右半箱 14_2 由螺栓在它们的开端处彼此隔开地连接起来。左半箱 14_1 的外侧之下半部明显地向外凸出而形成一个台阶 15，而右半箱 14_2 的外侧在整个区域内都是平的。因此，变速箱 14 在其上部分具有一个较窄的部位 14a，而在其下部分则具有一个较宽的部位 14b，台阶 15 则位于这两部位之间。两个连续变速的传动箱 T_1 和 T_2 安装在上述的较窄部位 14a 的左、右侧。

如图 4 和 5 所示，左右两个连续变速传动箱 T_1 和 T_2 的结构是相同的，并且其位置是对称的。每一个连续变速传动箱 T_1 和 T_2 含有一个彼此分开的、栓接到相应的半箱 14_1 、 14_2 的外侧上的分配板 16、一个栓接到分配板 16 上的壳体 17 和安装在壳体 17 内的一个液压泵 18 和一个液压马达 19。液压泵 18 由一个穿过上述的分配板 16 的泵轴 20 和一个与泵轴 20 由花键接合从而使其可转动和滑动到与分配板 16 紧密接合的泵液压缸 21 组成。在上述的泵液压缸中可滑动地安装有许多泵柱塞，它们围绕泵轴 20 呈环形排列，泵隔板 23 与泵柱塞 22 的外端相毗邻，隔板支架 25 通过止推轴承 24 支承泵隔板 23 的背部，而它本身则通过一对轴线垂直于泵轴 20 的轴线的耳轴 26 支承在壳体 17 上，因此，泵隔板 23 能够在一个最大的倾斜位置（向前的顶端位置）与另一个最大的倾斜位置（向后的顶端位置）之间摆动，中间经过一个垂直于泵轴 20 的垂直位置（中点位置）。变速杆（未示出）分别固定在左、右隔板支架 25 的耳轴 26 的外端，它可以被转动，与转向盘 H 和调节每一个泵隔板 23 的角度



的控制杆（未示出）的操作相配合而操作。

液压马达 19 含有穿过分配板 16 的马达轴 27 和由花键与马达轴 27 相接合而使其可转动和滑动到与分配板 16 形成紧密配合的马达液压缸 28。在马达液压缸 28 中可滑动地安装许多马达柱塞 29，它们围绕马达轴 27 呈环形排列，马达隔板 30 与马达柱塞 29 的外端相毗邻。当马达隔板 30 相对于马达轴 27 倾斜一定的角度时，其背面由止推轴承 31 支承在壳体 17 上。

如图 8 所示，每一连续变速传动箱 T_1 和 T_2 中的液压泵 18 和液压马达 19 通过封闭的液压回路 32 互相连接起来。在封闭的液压回路 32 中，设置了一个旁路 33，将封闭液压回路 32 中的高压区和低压区互相连接起来，设在旁路 33 中的减压阀 40 由人工开启和关闭。工作油补充泵 35 与液压泵 18 相连接，并由液压泵 18 的泵轴 20 带动。工作油补充泵 35 将工作油从储油箱 36 中泵出，并将其送入分别通过单向阀 38、38 与封闭液压回路 32 中的高压区和低压区相连接的供油管 37 中。必要时，可通过互相平行的减压阀 40 和进油阀 41 使供油管 37 与储油箱 36 相连接。

如果液压泵 18 在泵隔板 23 成正向倾斜且减压阀 40 处于关闭状态时启动，则工作油按图中实线箭头所示的方向在封闭液压回路 32 流动。因此，液压马达 19 的马达轴 27 按正常方向转动，且当前的液压泵 18 的功率对液压马达 19 的功率的比作为变速比。相反，如果泵隔板 23 以负方向倾斜，则工作油在封闭液压回路 32 中按虚线所示箭头的方向流动，故马达轴 27 以相反方向转动。如果此时在封闭液压回路 32 中出现漏油，则对应于电流低压区的单向阀 38 或 39 打开，从而允许要补充的工作油由工作油补充泵 35 进入封闭液压回路 32 中。当供油管 37 中的压力升高到给定值或更高时，减压阀 40 打开，以防止供油管 37 中的压力过度升高。如果封闭液压回路 32 中的高压区和低压区由于发动机刹车而突然反向且工作油补充泵 35 将工作油缓慢地供给低压区时，进油阀 41 能够打开而将油从储油箱 36 吸入低压区，从而防止空气被吸入封闭液压回路 32 中。

再参见图 5，封闭液压回路 32、工作油补充泵 35、供油管 37、单向阀 40 和进油阀 41 都设置在分配板 16 上。

储油槽 36 由变速箱 14 的左半箱 14_1 与右半箱 14_2 之间的区域形成。在每一分配板 16 之内侧安装有一个滤油器 42，它浸在储油槽 36 内而盖住工作油补充泵 35 和进油阀 41 的入口，从而使供入工作油补充泵 35 和进油阀 41 中的工作油受到过滤。

每一个泵轴 20 和每一个马达轴 27 都是平行于输出轴 8_1 、 8_2 而设置的。左、右泵轴 20 的外端各从壳体 17 向外凸出，并由发动机 E 的曲轴 E_a 通过皮带传动机构 11 带动。

左、右泵轴 20、20 在较窄部位 14a 内通过第一传动齿轮 45（传动件）的轮毂同轴地互相连接。左、右马达轴 27、27 同轴地设置以形成相互的转动关系，第二传动齿轮 46、46 在较窄的部位 14a 内分别固定到左、右马达轴 27 上。另外，与马达轴 27 相平行的空转轴 47 也支承在上述的较窄部位内。因此，（1）与第二传动齿轮 46、46 相啮合的左、右空转齿轮 48 和 49、（2）位于左、右空转齿轮 48 和 49 之间、与第一传动齿轮 45 相啮合的、带有较大直径部位 50a 的中央台阶型空转齿轮 50 都安装在空转轴 47 上。

参见图 6 和 7，平行于空转轴 47 的结合轴 51 和一对左、右输出轴 8_1 和 8_2 都支承在变速箱 14 的较宽部位 14b 上。右侧的接合输入齿轮 52 固定在接合轴 51 上并与右空转齿轮 49 相啮合。液压缸轴 54 也是可转动地安装在结合轴 51 上，它的右端带有一个与中央空转齿轮 50 的直径较小的齿轮部位 50b 相啮合的中央结合输入齿轮 53。左侧的结合输入齿轮 55 可转动地安装在液压缸轴 54 上并与左空转齿轮 48 相啮合。在液压缸轴 54 的左端做出一个中央结合输出齿轮 56。左结合输出齿轮 57 以花键与结合轴 51 的左端相连接，并且以台阶状与右结合输入齿轮 52 做成整体。

中央从动齿轮 59 可转动地安装在右输出轴 8_2 上、并与中央结合输出齿轮 56 相啮合。中央从动齿轮 59、右结合输出齿轮 58 和右输出轴 8_2 通过右行星齿轮机构 60_2 互相连接，而中央从动齿轮 59、左结合输出轴 57 和左输出轴 8_1 则通过左行星齿轮机构 60_1 互相连接。

左、右行星齿轮机构 60_1 和 60_2 是对称的，因此，下面只说明左行星齿轮机构 60_1 。第一中心齿轮 61 与中央从动齿轮 59 的轮毂的左端做成整

体，第二中心齿轮 62 以花键与左输出轴 8_1 相连接。有多个两级行星齿轮 63 与第一和第二中心齿轮 61 和 62 相啮合并包围它们。多根可转动地安装有行星齿轮 63 的支承轴 64 的一端支承在承载齿轮 65a 上，承载齿轮 65a 则可转动地安装在左输出轴 8_1 上，并与左结合输出齿轮 57 相啮合，支承轴 64 的另一端则可转动地支承在承载板 65b 上，该承载板 65b 又可转动地支承在中央从动齿轮 59 的轮毂上。承载件 65 由承载齿轮 65a 与承载板 65b 组成。

右行星齿轮机构 60_2 的第一中心齿轮 61 与中央从动齿轮 59 的轮毂的右端做成整体。

左、右输出轴 8_1 和 8_2 通过滚珠轴承 66、66 支承在上述的较宽部位 14b 的左、右侧壁上，这两个轴的相对端部则通过滚针轴承 67 互相配合。

下面说明本发明的实施例的工作。发动机 E 工作时，其功率通过皮带传动机构 11 同时传给左、右连续变速传动箱 T_1 和 T_2 的泵轴 20、20，再传给左、右液压泵 18、18 和第一传动齿轮 45。

传给左、右液压泵 18、18 的功率根据泵隔板 23 的角度通过相应的液压泵 18、18 和相应的液压马达 19、19 的配合来改变速度，并传给左、右第二传动齿轮 46、46。传给左第二传动齿轮 46 的功率被减小，并通过左空转齿轮 48、左结合输入齿轮 55 和右结合输出齿轮 58 传给右行星齿轮机构 60_2 的承载件 65。传给右第二传动齿轮 46 的功率被减小，并通过右空转齿轮 49、右结合输入齿轮 52、结合轴 51 和左结合输出齿轮 57 传给左行星齿轮机构 60_1 的承载件 65。

另一方面，传给第一传动齿轮 45 的功率被减小，并通过中央空转齿轮 50、中央结合输入齿轮 53、液压缸轴 54、中央结合输出齿轮 56 和中央从动齿轮 59 传到左、右行星齿轮机构 60_1 和 60_2 的第一中心齿轮 61、61。

因此，在每一行星齿轮机构 60_1 和 60_2 中，第二中心齿轮 62 的转动速度和转动方向（也就是输出轴 8_1 、 8_2 的转动速度和转动方向）由第一中心齿轮 61 和承载件 65 的转动状态并通过两级行星齿轮 63 来决定。

下面结合图 9 说明连续变速式转向系统 Ts 中的泵隔板 23 的角度与总速度比之间的关系。

在图 9 中，横坐标轴表示总速度比 e ，纵坐标轴表示泵隔板 23 的角度 α 。

(1) 总速度比 $e=b$ 时

这种情况出现在泵隔板处在角度 α 等于 0 时，由于 $\alpha = 0$ ，故液压泵 18 的功率为零，因此，液压马达 19 不工作。并且，第二传动齿轮 46 保持在停止状态。因此，发动机 E 传给泵轴 20 的总的功率被减小，并且通过第一传动齿轮 45 的传动路线传给行星齿轮机构 60_1 、 60_2 的第一中心齿轮 61，而后进一步减小，并通过两级行星齿轮 63 沿正方向传给第二中心齿轮 62 而以低速沿向前的方向驱动输出轴 8_1 、 8_2 。

(2) 总速度比处于 $e=b \sim c$ 的范围内时

当泵隔板 23 的角度沿正向从零增大时，液压泵 18 沿正向驱动液压马达 19，结果，由发动机 E 供给泵轴 20 的一部分功率通过液压泵 18、液压马达 19 和第二传动齿轮 46 的传动路线沿正方向传给行星齿轮机构 60_1 、 60_2 的承载件 65 而沿正方向驱动两级行星齿轮 63 的支承轴 64。因此，来自第一中心齿轮 61 的正方向转动和来自承载件 65 的正方向转动都加到第二中心齿轮 62 上，结果，总速度比 e 随着沿正方向的角度 α 的增大而增大，从而使输出轴 8_1 、 8_2 的转速增高。

(3) 总速度比处于 $e=b \sim a$ 的范围内时

当泵隔板 23 的角度沿反方向从零增大时，液压泵 18 沿反方向驱动液压马达 19，结果，由发动机 E 供给泵轴 20 的一部分功率通过液压泵 18、液压马达 19 和第二传动齿轮 46 的传动路线沿反方向传给行星齿轮机构 60_1 、 60_2 的承载件 65 而沿反方向驱动两级行星齿轮 63 的支承轴 64。因此，来自第一中心齿轮 61 的正方向转动和来自承载件 65 的反方向转动都加到第二中心齿轮 62 上，结果，总速度比 e 随着沿反方向的角度 α 的增大而减小，并在 a 点上变为 0。这就处在一个减速比为无穷大的状态，并且输出轴 8_1 和 8_2 停止转动。

(4) 总速度比处于 $e=a \sim d$ 的范围内时

当泵隔板 23 的角度 α 从点 a 沿反方向进一步增大时，由承载件 65 加到第二中心齿轮 62 上的转速高于由第一中心齿轮 61 沿正方向加到第二中心齿轮 62 的转速，因此，总速度比 e 从 0 沿反方向增大，并沿反方

向驱动输出轴 8_1 和 8_2 。

用这种办法，不仅泵隔板 23 的正方向角度，而且其一部分反方向的角度都可用来控制正方向的总速度比，因此，沿正方向的总速度比可显著增大。这就保证了：即使连续变速液压传动箱 T_1 和 T_2 处于低速范围（此时工作油的流动被减缓，故很难传输大的功率），发动机 E 的大功率也能以高的效率从第一传动齿轮 45 的传动路线机械上传给输出轴 8_1 和 8_2 。这样，即使使用小尺寸的连续变速液压传动箱 T_1 和 T_2 ，也能够保证良好的低速传动性能。

连续变速液压传动箱 T_1 和 T_2 中传动负荷的降低可减小传动箱 T_1 和 T_2 中工作油压的降低，因此，能够进一步提高传动效率。

此外，当总速度比处于 $e=b-a$ 的范围内，并且处于输出轴 8_1 和 8_2 沿正向转动的状态时，每一个连续变速液压传动箱 T_1 和 T_2 的马达轴 27 便反转，因此，由于行驶阻力而使液压马达 19 以增大的速度沿反向驱动。也就是说，液压马达 19 起到一个泵的作用，而液压泵 18 则起到一个马达的作用，但是，在这种情况下，负荷是相当小的。因此，在封闭液压回路 32 中所产生的液压被降低到低于正常的传动液压，并且功率的损耗也相应地减小。因此，在低速范围内的传动效率可进一步提高。

另一方面，如果在车辆行驶时向右或向左转动转向盘 H，便会出现操作上与这种转动转向盘 H 有关的左、右隔板 23、23 间的转动角度差，从而使左、右马达轴 27、27 间产生转动速度差而使第二传动齿轮 46、46 间产生转动速度差，因此，左、右输出轴 8_1 和 8_2 能够进行差动工作而使车辆向左或向右转向。

在本实施例的情况下，左、右行星齿轮机构 60_1 和 60_2 没有大直径的齿圈，因此，尺寸较小。

图 10 ~ 12 示出本发明的第二实施例，它与前一个实施例的不同在于左、右行星齿轮机构 60_1 和 60_2 的排列。即使在第二实施例中，左、右行星齿轮机构 60_1 和 60_2 的结构也是沿侧向对称排列的，因此，这里仅说明左侧的齿轮机构 60_1 。左侧行星齿轮机构 60_1 含有一个在中央从动齿轮 59 的轮毂上做出的中心齿轮 70、多个围绕中心齿轮 70 并与其相啮合的行星齿轮 71、一个由花键与左输出轴 8_1 相连接同时又支承行星齿轮 71

的支承轴 72 的承载件 73 和一个与多个行星齿轮 71 相啮合并包围行星齿轮 71 的齿圈 74。可转动地安装在左输出轴 8_1 上并与左结合输出齿轮 57 相啮合的左从动齿轮 75_1 与齿圈 74 同轴连接并与其相啮合。在这一实施例中，为了限制齿圈 74 的轴向移动，在齿圈 74 的内圆周中形成的环形槽 76 中安置了多个栓接到左从动齿轮 75_1 上的支承板 77。其它的结构与前一实施例相似，因此，在图 10 ~ 12 中相应于前一实施例的部位和零件以相同的标号表示。

右从动齿轮 75_2 可转动地安装在右输出轴 8_2 上，并与右行星齿轮机构 60_2 的齿圈 74 相啮合。

在本实施例中，虽然含有大直径的齿圈 74，但是，中心齿轮 70 可以是单个的，而且行星齿轮 71 可以采用简单的单级形式。因此可减小行星齿轮机构 60_1 和 60_2 的轴向尺寸，甚至还可使其轴向尺寸小于上一实施例。

图 13 示出本发明的第三实施例，在这一实施例中，由发动机 E 驱动的输入轴 80 通过轴承 81 支承在变速箱 14 的较窄部位 14a 的上壁上，一对位于较窄部位 14a 之内的互相啮合的伞齿轮 82 和 83 由花键与输入轴 80 和泵轴 20 之一相连接。其它的结构与上述第一实施例相似，因此，在图 13 中，与第一实施例相对应的部位或零件以相同的标号表示。

虽然上面已对本发明的实施例进行了详细的说明，但是必须明白，本发明不限于上述的实施例，在不违背权利要求中规定的本发明的精神和范围的情况下，可实施各种各样的实施例。

说明书附图

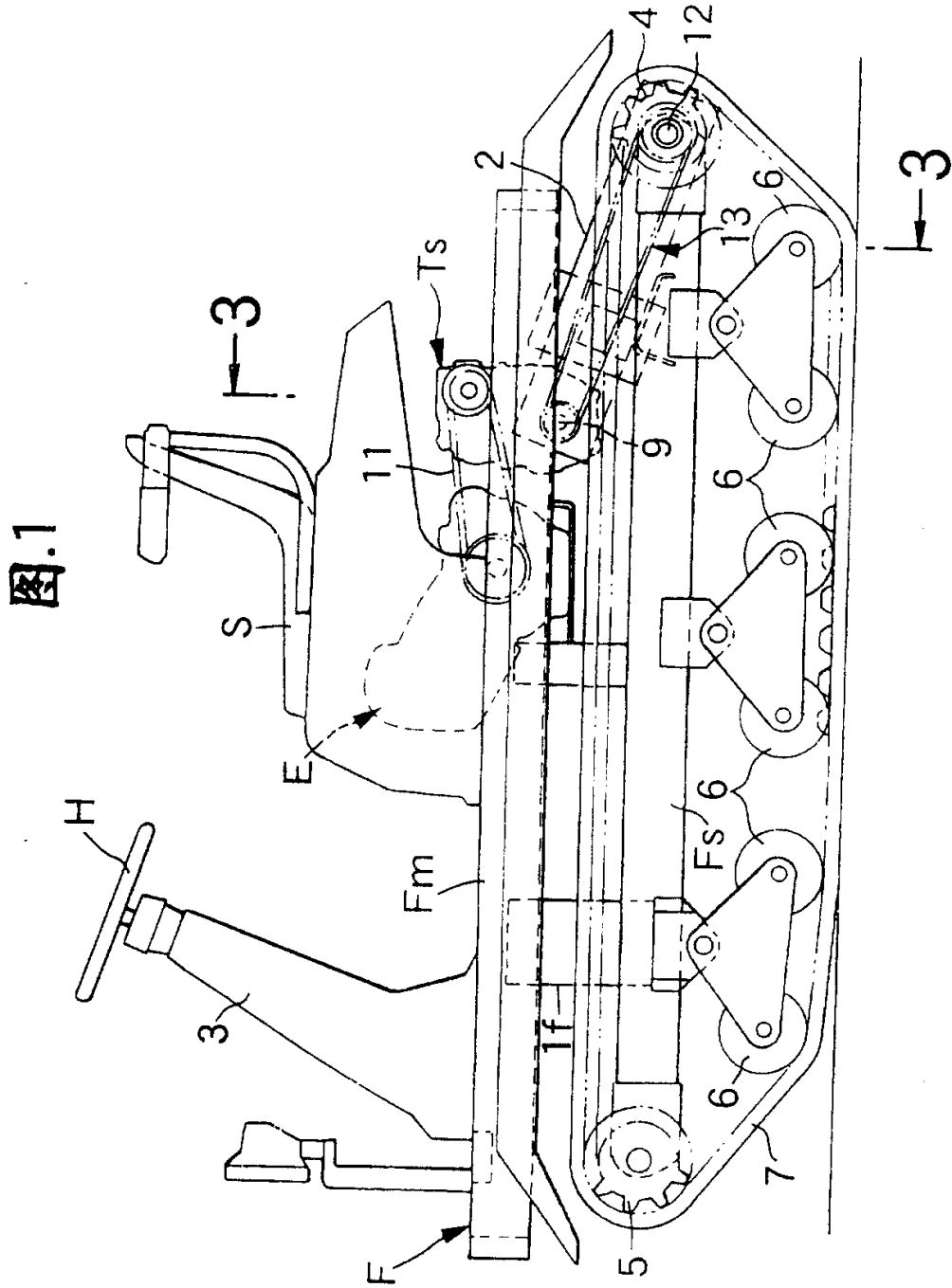


图.2

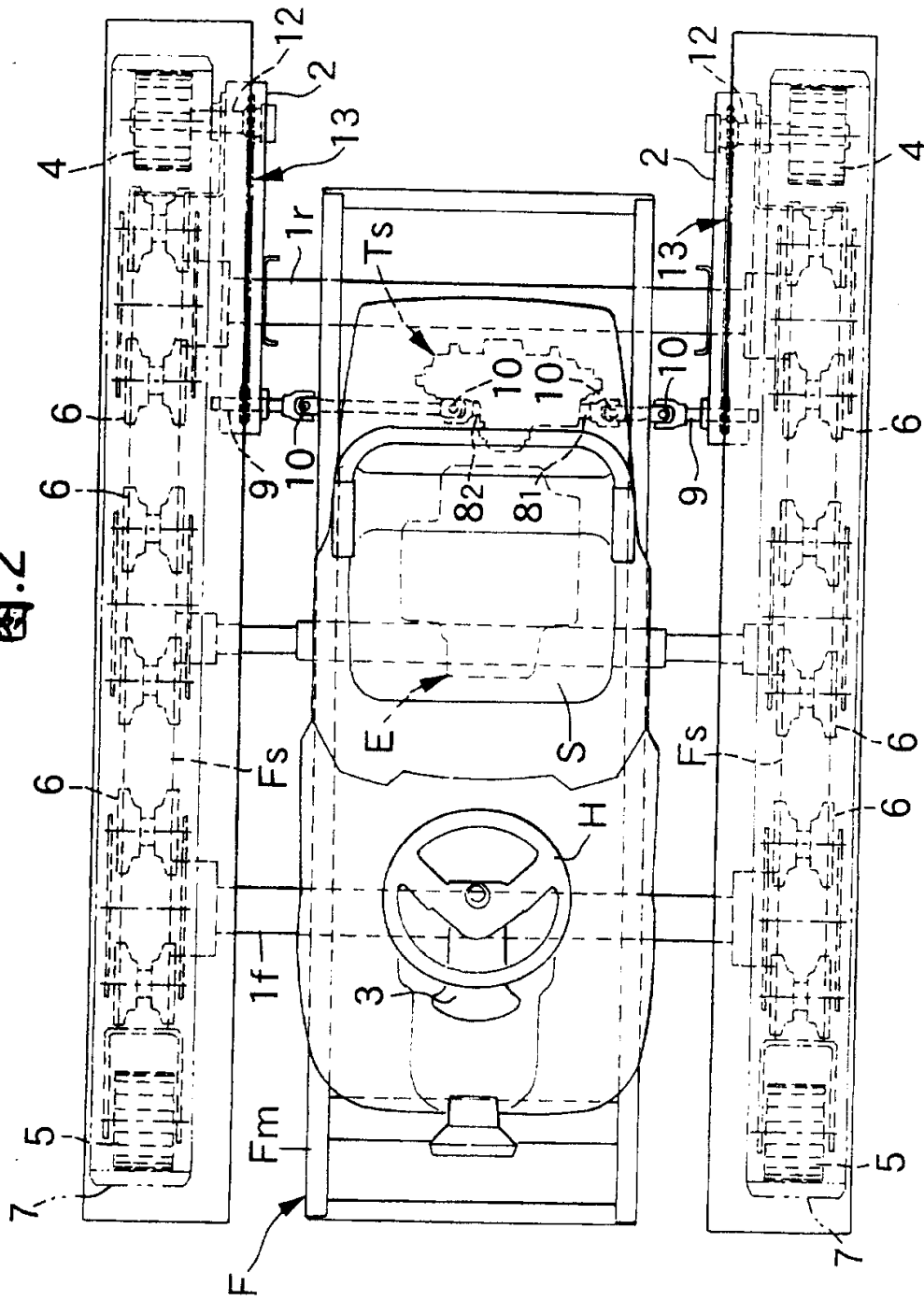


图.4

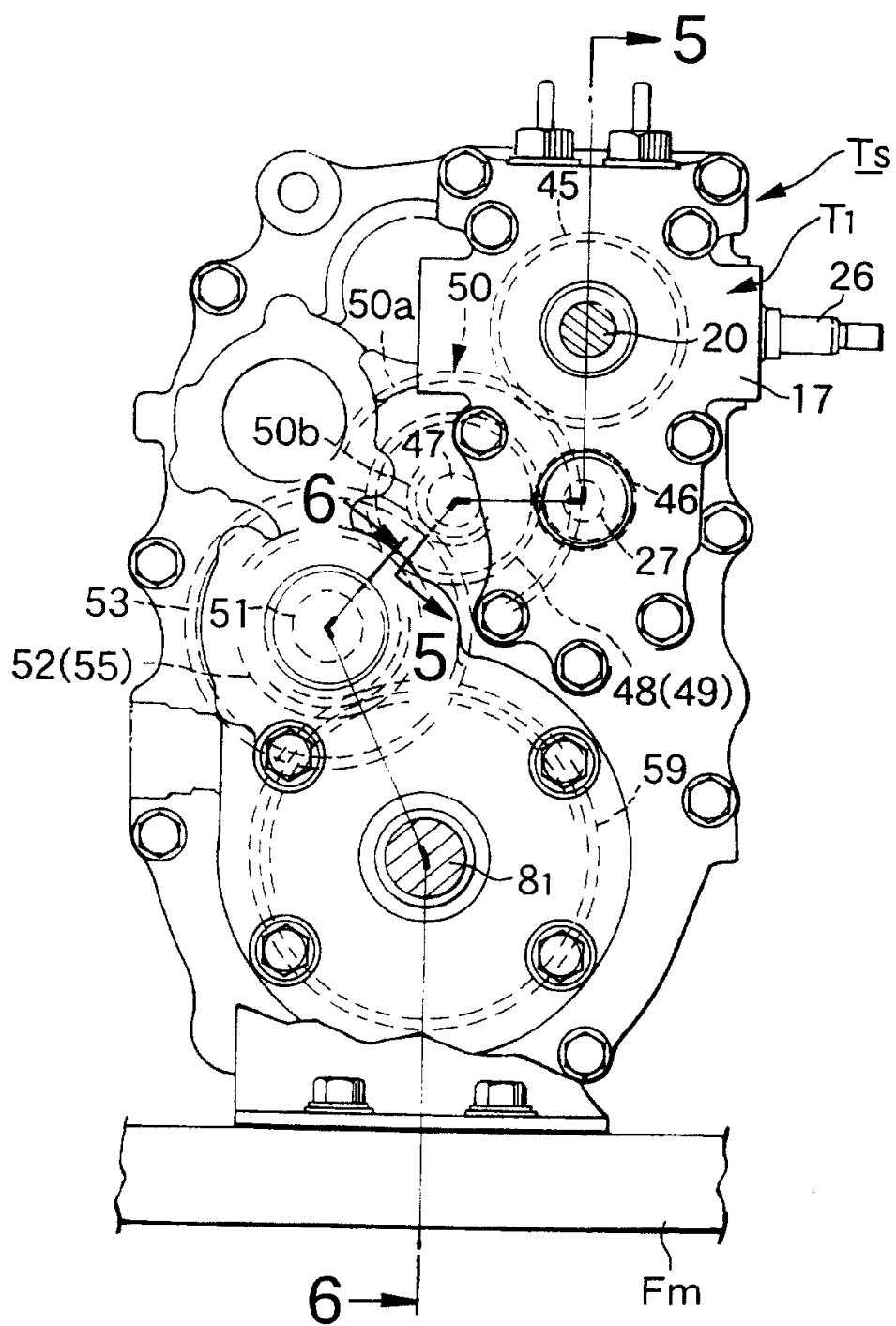


图.6

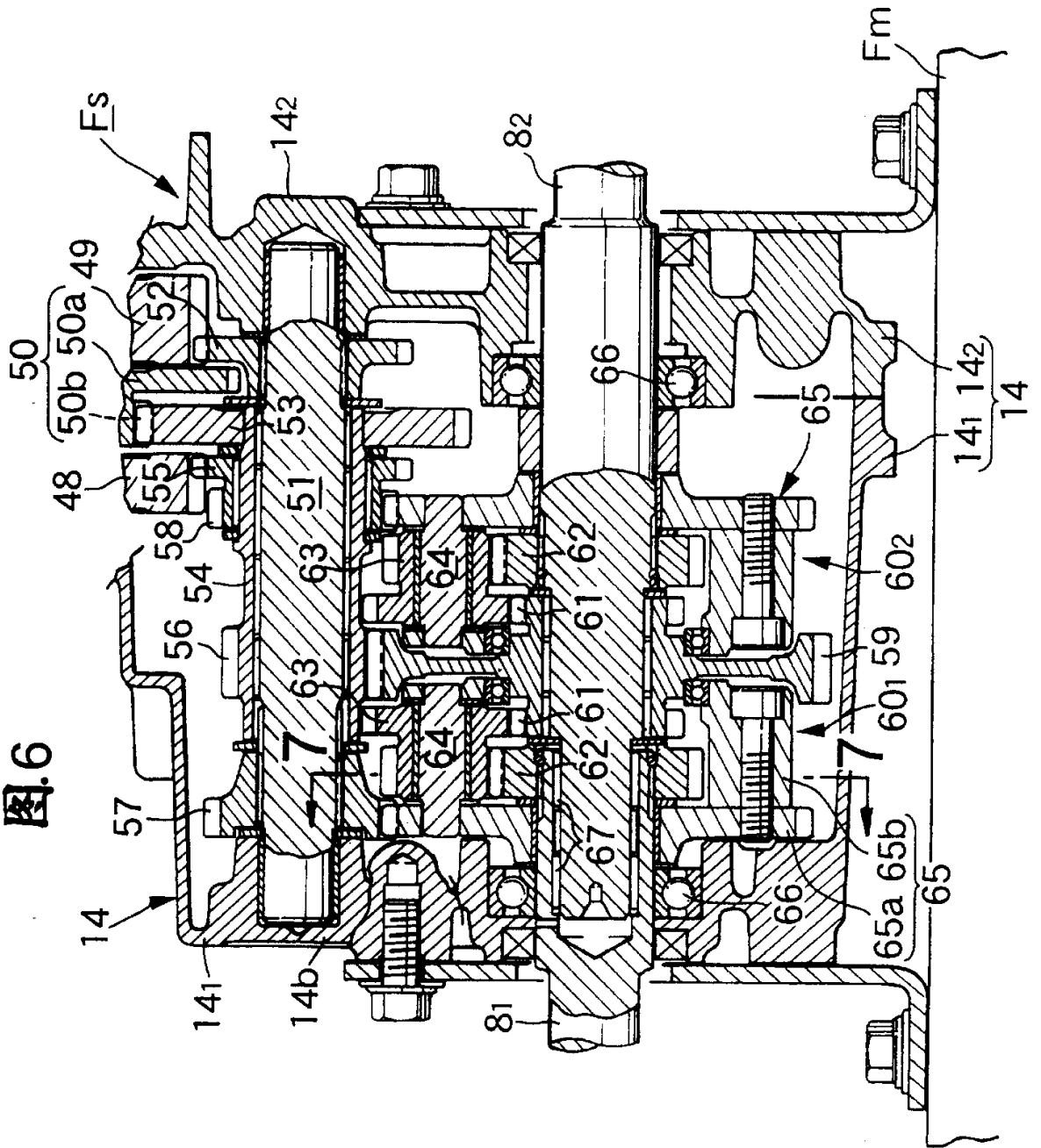
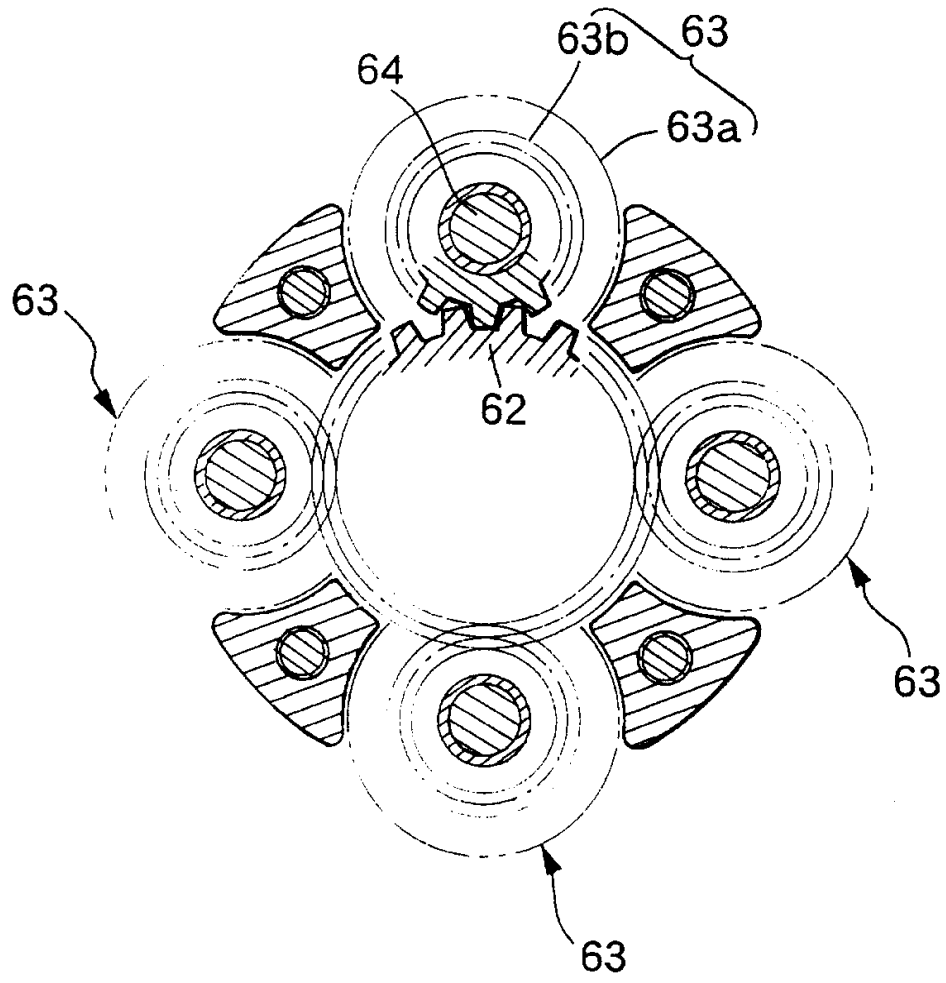
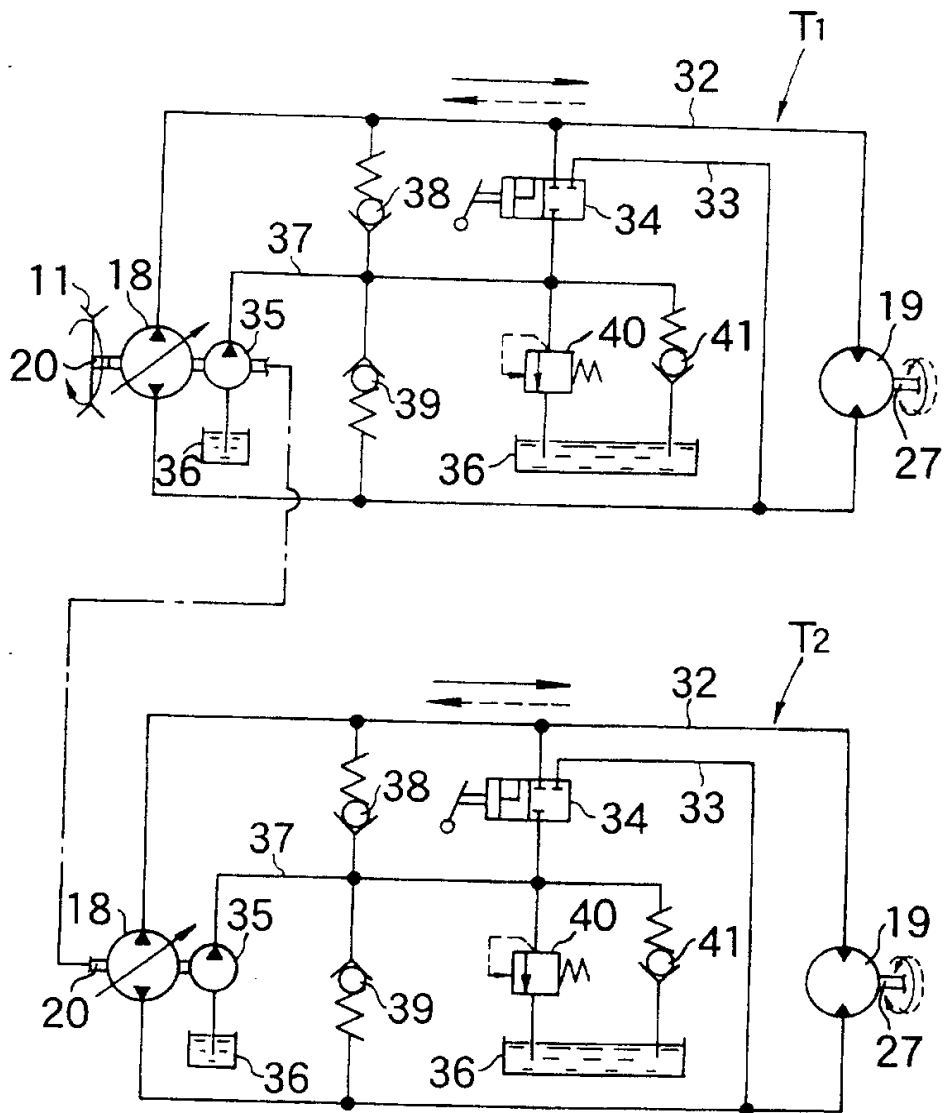


图.7



97.09.19

图.8



97.09.19

图.9

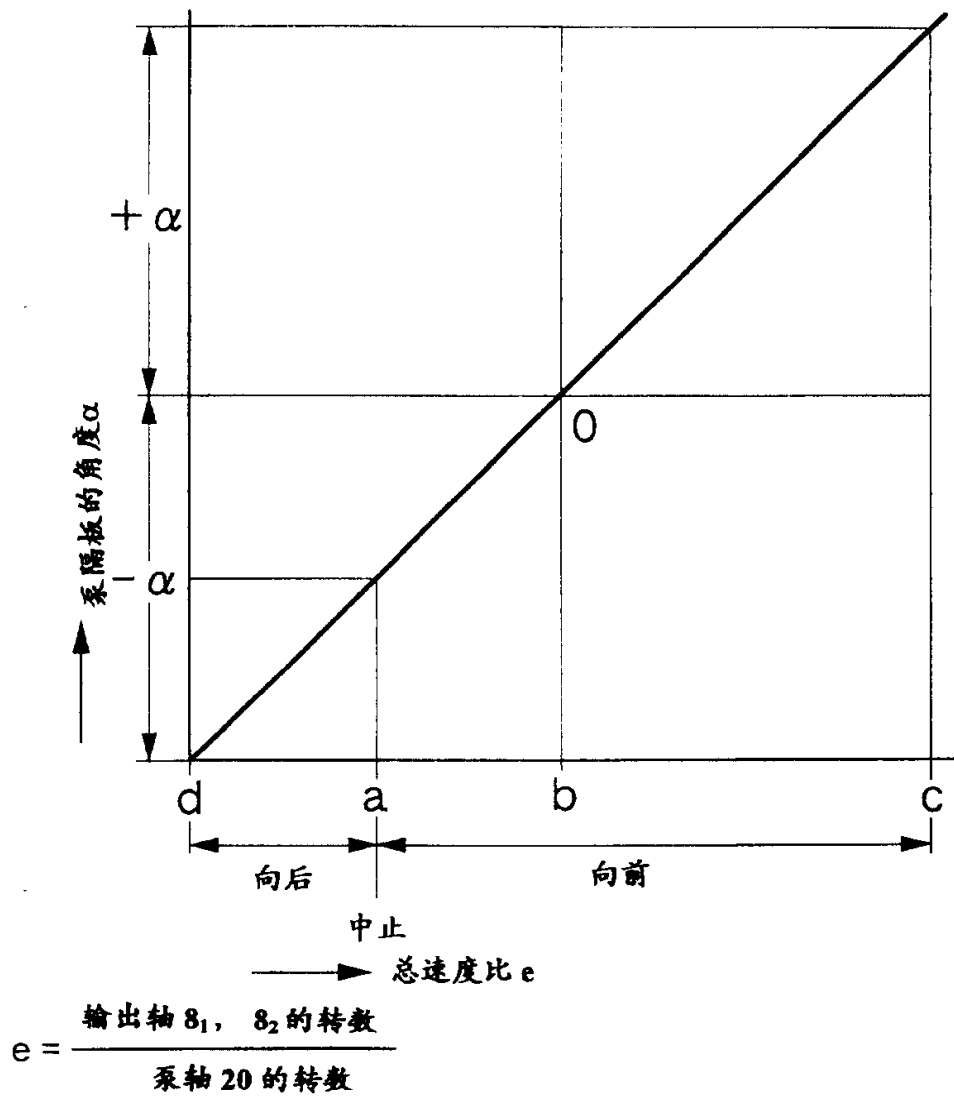


图.10

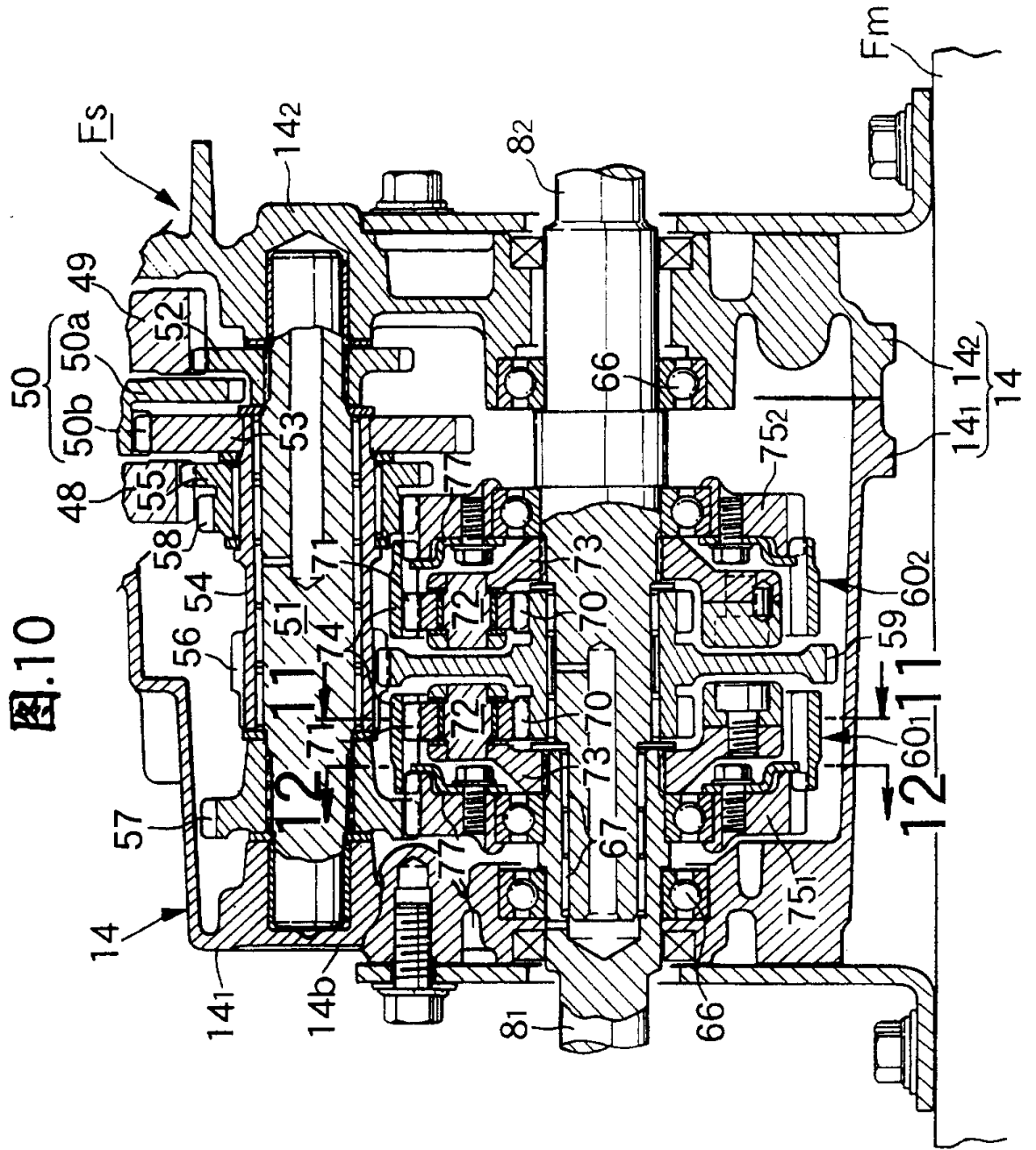


图.11

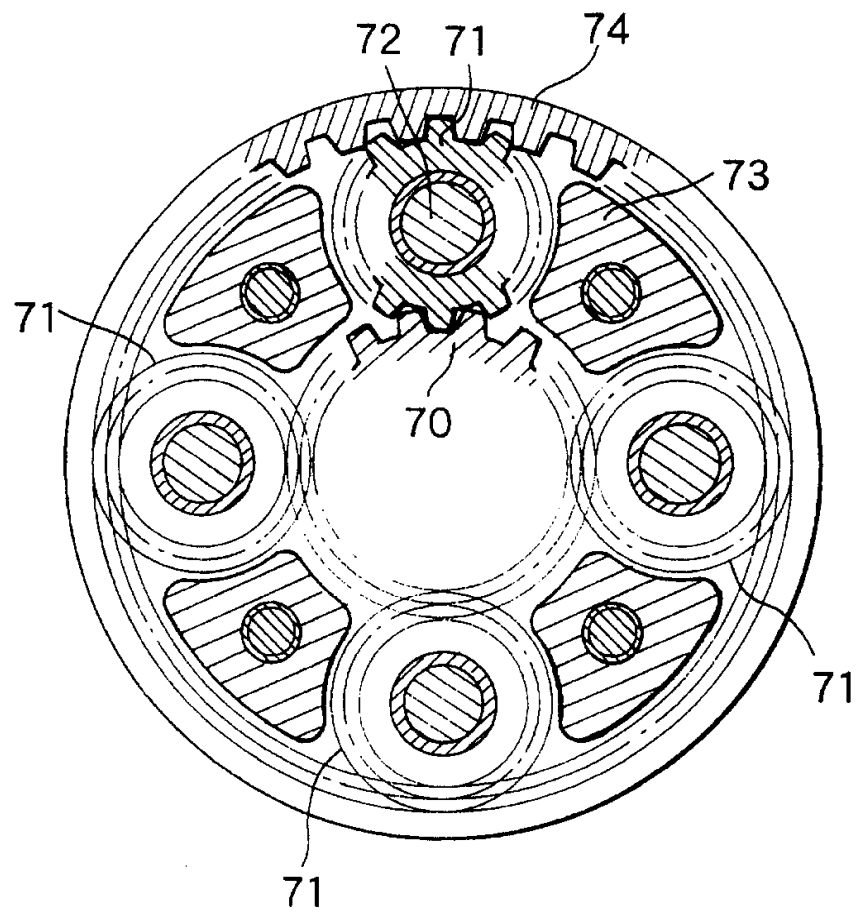
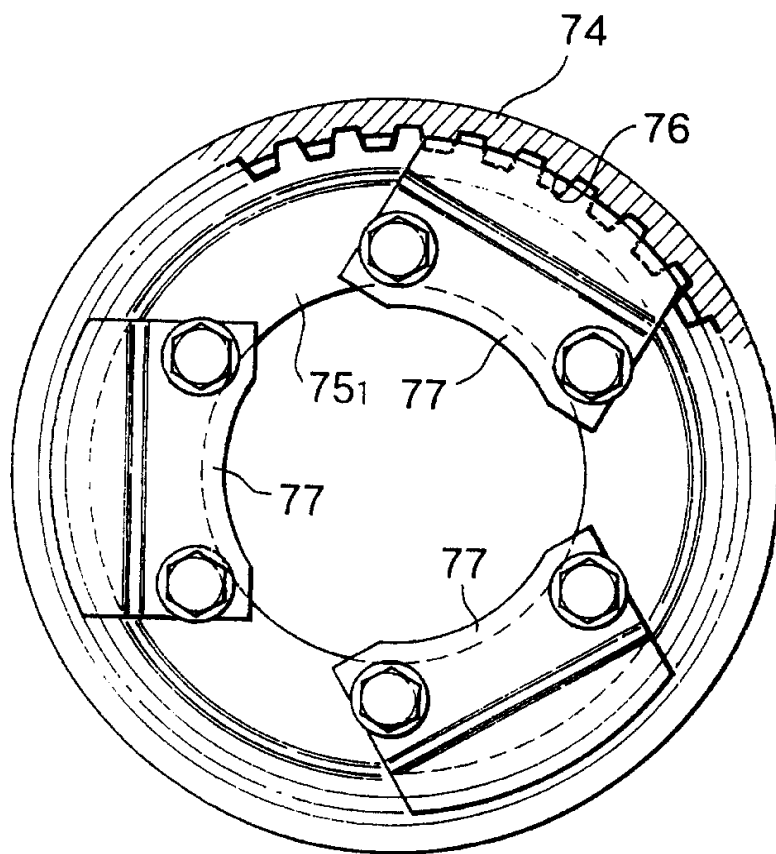


图.12



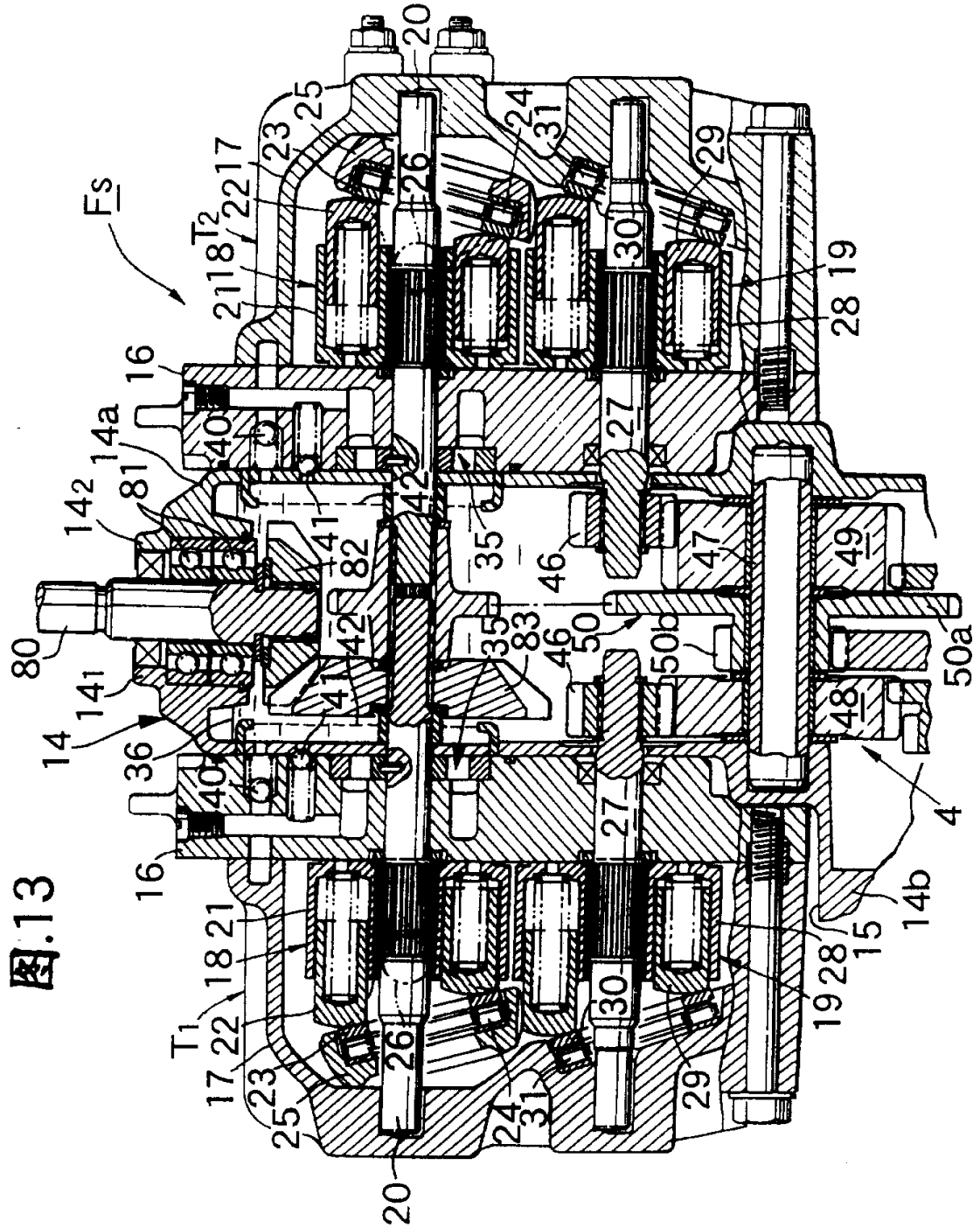


图.13