

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl⁷

F16H 57/04

[12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 97121489.1

[45] 授权公告日 2002 年 12 月 25 日

[11] 授权公告号 CN 1097183C

[22] 申请日 1997.9.30 [21] 申请号 97121489.1

[30] 优先权

[32] 1996.9.30 [33] JP [31] 259796/96

[73] 专利权人 马自达汽车株式会社

地址 日本广岛县

[72] 发明人 丰田英夫 迫田雅治

[56] 参考文献

US3605946 1971. 9. 1 F16H57/04

US4359909 1982. 11. 23 F16H57/04

US4766773 1988. 8. 30 F16H57/04

审查员 胡杰士

[74] 专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司

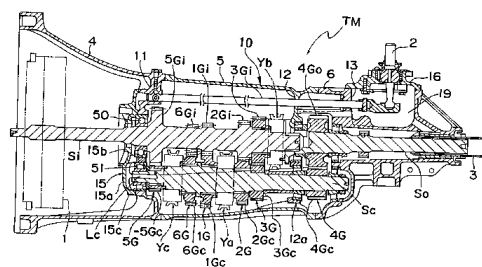
代理人 黄力行

权利要求书 2 页 说明书 13 页 附图 4 页

[54] 发明名称 动力传送装置中的润滑系统

[57] 摘要

一种手动的动力传送装置,包括:一传送装置壳体;相互同轴对准的输入、输出轴;以及一置于传送装置壳体内低于输入、输出轴处的中间轴。输入、输出轴安装有各种径向尺寸及配合作用的换挡位置的多个齿轮,中间轴上安装有不同径向尺寸的相应数目的中间齿轮,并且与输入、输出轴上的齿轮配成齿轮对。用作空转齿轮的一些中间齿轮沿轴向这样排列在中间轴上:使得包容所有这些空转中间齿轮而且与其余那些中间齿轮的各自外周相接触的一包络线大致形成一桶形。此包络线有一中间部分,该中间部分大致沿径向相对于中间轴向外突出。配置一串连接的油路系统,用于使润滑油从壳体底部油池供应至各支承机构和/或任何需要润滑的部位,然后再返回该油池。



ISSN 1008-4274

1. 一种具有多个齿轮速比的动力传送装置, 所述动力传送装置包括:
一个具有彼此相对的输入和输出端壁(11, 13)、在其底部有一油池, 油池内
5 盛放一定数量润滑油的传送装置壳体(10);
一个由第一支承机构(50)以可转动方式支承于传送装置壳体(10)的输入轴(Si), 和一个与输入轴(Si)同轴线对准和以可转动方式支承于传动装置壳体(10)的输出轴(So);
一个具有相互对置的第一和第二端并由一第二支承机构(51)以可转动方式支
10 承于传送装置壳体(10)的中间轴(Sc), 所述中间轴(Sc)位于传送装置壳体(10)内相对于传送装置壳体(10)底部低于所述输入轴(Si)的水平上;
一个包括多个安装于输入和输出轴(Si, So)上的变速齿轮以及相应数目的安
装于中间轴(Sc)上的中间齿轮的变速齿轮组件, 变速齿轮之一根据选定的一个齿
轮速比可与相应的一个中间齿轮啮合, 以建立一条从输入轴(Si)至输出轴(So)的
15 驱动传动路径; 变速齿轮组件还包括有用以改变驱动传动路径的齿轮变换机构;
以及
一个位于输入轴(Si)旁边的反向空转轴(Sr), 其上有一个用第三支承机构(53)
支承得可相对于反向空转轴(Sr)独立转动的反向空转齿轮(Gr), 反向空转齿轮与
输入轴(Si)上变速齿轮之一(6Gi)啮合, 而且与中间轴(Sc)上的中间齿轮之一(6Gc)
20 啮合;
其特征在于,
所述反向空转轴(Sr)大致位于输入轴(Si)和中间轴(Sc)的中间并偏向输入轴
(Si), 所述动力传送装置还配置有一个从油池开始并回到油池以供应润滑油的串
连接油路系统, 润滑油通过中间轴(Sc)上的中间齿轮的转动被搅动向上激起,
25 首先送到反向空转轴(Sr)上的第三支承机构(53), 然后送到第一支承机构(50),
最后送到第二支承机构(51)。
2. 如权利要求1所述装置, 其特征在于, 反向空转轴置于低于输入和输出
轴, 但高于中间轴的位置处, 其中的串连接油路系统包括一从反向空转轴延伸
至输入轴的第一连接通道, 一从输入轴延伸至中间轴的第二连接通道, 所述第一
30 连接通道置于高于所述第二连接通道处。

3. 如权利要求 2 所述装置, 其特征在于, 第一和第二连接通道处于相对于第一支承机构大致相对的位置处。
4. 如权利要求 1 所述装置, 其特征在于, 第三支承机构的径向尺寸小于中间轴支承机构的径向尺寸, 中间轴支承机构的径向尺寸又小于第一支承机构的径向尺寸。
5. 如权利要求 1 所述装置, 其特征在于, 串连连接的油路系统具有一个用以接纳从油池中向上搅起的润滑油的一部份的油槽, 此油槽沿动力传送装置的轴向延伸。
6. 如权利要求 1 所述装置, 其特征在于, 反向空转轴由壳体的输入端的一部份支承, 轴内有一沿其轴向的轴向通道, 所述轴向通道构成串连连接油路系统的一部份。
7. 如权利要求 6 所述装置, 其特征在于, 反向空转齿轮用第三支承机构以自由转动方式支承于反向空转轴上, 串连连接油路系统的润滑油经上述轴向通道流向第三支承机构。
8. 如权利要求 1 至 7 中任何一项所述装置, 其特征在于, 串连连接的油路系统被设置在一个前盖上, 固定在壳体的输入端壁面向油池的一侧上。
9. 如权利要求 1 至 7 中任何一项所述装置, 其特征在于, 所述输出轴较所述中间轴旋转得慢。
10. 如权利要求 8 所述装置, 其特征在于, 所述输出轴较所述中间轴旋转得慢。

动力传送装置中的润滑系统

5 技术领域

本发明大致涉及一种动力传送装置，具体说来，涉及一种用于改变汽车发动机与驱动轮之间齿轮速比的手动的动力传送装置。

背景技术

手动的动力转送装置虽然很老式，但至今仍然很受欢迎，其原因是出于汽车可操纵性的乐趣。各种的手动动力传送装置都有供应，一种公知的动力传送装置包括：一与汽车发动机驱动连接的输入轴；一与驱动车轮以驱动方式连接并与输入轴共轴的输出轴；一与上述两者平行设置的中间轴；一组变速轮，其中包括在输入、输出轴上的齿轮以及在中间轴上的配合作用的中间齿轮；以及一与上述任一轴平行设置的反向惰轮轴，在其上支承着空转齿轮，此齿轮可与分别安装在输入轴、中间轴上的一反向驱动力齿轮及一反向驱动中间齿轮相啮合，用于将输入轴的转动传送给中间轴。

上述结构的动力传送装置大致有这样的结构：输入轴的驱动被传送到中间轴，通过分别安装在输入轴和中间轴上的相互啮合的变速齿轮所确定的预定传动比使输入轴的转速度（rpm）得到调整，而且又以（通过选择换档位置可加以变化的）另一预定传动比，将转动从中间轴传送到输出轴。此类传动装置作为输入减速型传送装置是公知的，其总的特点是转动速度的降低发生在输入轴和中间轴之间。

在此种公知的输入减速型传送装置中，需要将变速齿轮分别以固定方式安装在输入轴和中间轴上。中间轴的转速根据置于输入轴和中间轴之间的变速齿轮对的齿轮速比而被降低，而且这种齿轮速比大致是固定的，与换档位置无关。换言之，中间轴的转速无论换档位置如何，总比输入轴的转速低。

在另一方面，另一种不同类型的动力传送装置也是公知的，在此传送装置中，转速减低发生在中间轴与输出轴之间。此类装置被称为输出减速型传送装置，其一实例公开于1990.4.3出版的日本专利N02-93151中，它相当于1991.5.14授权的美国专利5014567。在这种公知的输出减速型传送装置中，由于输入轴的扭

矩被传送到中间轴而且没被增大，故作用在各变速齿轮上的输入载荷可以被减小。而且也由于在输入轴和中间轴之间没有插放固定的变速齿轮对，齿轮换挡机构的可操作性不会因选择几对变速齿轮对当中的任一对而受到影响，因此完成一个齿轮换挡所要求的力能被有利地减小。此外，在发动机空转条件下由齿轮撞击发生的讨厌的声音可以大大地被减小。

在此种传统的输出减速型传送装置中，中间轴的转速可根据由换挡位置确定的齿轮对的齿轮速比来改变，而且在某个或某些高速换挡位置上，其转速要比输入轴的转速高。因此，在某个或某些高速换挡位置上，输出减速型传送装置的中间轴转速要比输入减速型传送装置的中间轴的转速高得多。

10 如上所述，输出减速型的中间轴具有以高于输入轴的转速被驱动的趋向。这一特点显然会带来下列问题。尤其是如上所述由于中间轴转速在一高速换挡档位下而特别高时，各齿轮对中的可相对于轴空转的变速齿轮有配合作用的轴承，在空转期间这些轴承被置于难以润滑的条件下。所述的各变速齿轮安装得可相对于其安装轴作独立转动。尤其是反向驱动齿轮对当中的空转齿轮，即反向驱动空转
15 齿轮，它被一空转惰轮沿着与支承此反向驱动空转齿轮的轴的旋转方向相反的方向驱动，使相对此轴的转速差有大大增加的趋向。此外，就均具有一相对高的齿轮速比的第一变速齿轮对和反向驱动齿轮对来说，尤其是每个齿轮对中的那个比另一个齿轮直径小的齿轮作为空齿轮时，这些齿轮对的各自的空转齿轮在高速换挡装置时，会以大大高于输入轴的转速被驱动着空转，因而与之配合作用的轴承
20 均相似地处于难以润滑的状况中，甚至与这些空转齿轮配合作用的轴承会被卡住、失灵。

如在本领域中的熟练人员所知，在各种无论何种类型的齿轮型动力传送装置中，对各齿轮对的齿轮啮合区域，对用于空转变速齿轮的轴承和/或任何别的要求润滑的地方的润滑供给，是通过装在中间轴上的、与中间轴一起被驱动的某些中
25 间齿轮，将盛放于传送装置壳体底部油池中的润滑向上搅起来进行的。大部分被这样向上搅起的油撞向传送装置的壳体内壁，然后沿该壁靠重力落下，在它们被又一次供应到啮合区域、轴承和/或其它要求润滑的部位之前，在与此壳体内壁接触中被冷却。

如果润滑油以上述方式被供应，由于润滑油温度受由中间轴及反转齿轮两者
30 转动所产生的润滑油搅动阻力的影响，故必须考虑润滑油的温度。为了减少搅动

阻力, 并由此而消除润滑油温度的升高, 希望尽可能地减小所用润滑油的量, 使之不超过所要求的数量。因为在输出减速型传送装置的情况下, 在高速换档位置时的中间轴转速大大高于输入减速型传送装置的中间轴转速, 故尤其要求减少润滑油量。

- 5 但是, 要求减少润滑油数量和要确保将润滑油供应到需要润滑的区域提出了一个难以兼顾的问题, 因而被认为是难以解决的问题。

发明内容

鉴于上面的介绍, 本发明的目的是提供一种改进的动力传送装置, 它被设置得能确保动力传送装置的构成元件有满意和有效的润滑。

- 10 为了实现本发明的这个及别的目标和特征, 在此公开的动力传送装置具有多个齿轮速比, 并且有一传送装置壳体, 此壳体有彼此相对的输入端壁、输出端壁, 在壳体底部有盛放一定数量润滑油的一油池。在该传送装置中, 一主轴机构包括彼此同轴相对准的输出、输入轴, 这两轴根据换档可以有选择地结合, 主轴机构通过一第一支承机构由传送装置壳体以可转动方式支承。

- 15 该传送装置包括: 具有彼此相对的第一、第二端的一中间轴, 此轴通过至少一个第二支承机构以可转动方式支承于壳体内, 且被置于此壳体内的输入、输出轴的下面; 一变速齿轮组件, 它包括多个安装在输入、输出轴上的变速齿轮及安装在中间轴上的相应数目的中间齿轮, 根据选定的一齿轮速比, 一个变速齿轮可与相应的中间齿轮啮合, 用以确定从输入轴到输出轴的驱动传动路径; 一个用于
20 改变驱动传动路径的齿轮变换机构; 一个反向空转轴安装成与主轴机构并列, 其上通过第三支承机构安装一反向空转齿轮, 使该齿轮可独立于此轴转动, 并与输入轴上的变速齿轮之一及中间轴上的中间齿轮之一啮合。为了将润滑油供应到第一到第三支承机构, 传送装置还具有一个串连连接的油路。

- 25 在本发明一推荐实施例中, 串连连接的油路系统从油池出发又返回油池, 以便将被中间轴的中间齿轮向上搅起的润滑油供应给反向空转轴上的第一至第三轴承。串连连接的油路系统最好从反向空转轴经过输入轴延伸至中间轴, 先润滑第三轴承, 然后润滑第一轴承, 最后润滑第二轴承。

- 30 反向空转轴最好被置于低于输入、输出轴但高于中间轴的一个位置上, 在此种情况下, 串连连接的油路系统包括从反向空转轴延伸至输入轴的第一连接通道, 及从输入轴延伸至中间轴的第二连接通道。第一连接通道最好安装得高于第

二连接通道。而且通常第一、第二连接通道相对于第一轴承彼此相对地布置，从而使润滑油易于从第一通道流向第二通道。

最好使第三轴承的径向尺寸小于第二轴承的径向尺寸，第二轴承的径向尺寸小于第一轴承的径向尺寸。

- 5 串连连接的油路可以包括一大致为沟槽形的油槽用以容纳一部份从油池中向上搅起来的润滑油。此油槽沿传送装置轴向延伸。

反向空转轴也可以由壳体第一端壁的一部份来支承，而且其上有一沿轴向延伸的油通道，该油通道构成串连接接的油路系统的一部份。

- 最好反向空转齿轮借助第三轴承以可自由转动的方式安装在反向空转轴
10 上，而且串连连接的油路系统中的润滑油通过轴向通道流向第三轴承。中间轴上也有一沿其轴向延伸的轴向通道，此通道构成了串连油路系统的一部份，用以润滑第二轴承。

在中间轴上的中间齿轮之一也可以相对于中间轴自由转动，而且由通过中间轴内的该轴向通道供应来的润滑油润滑。

- 15 串连连接的油路系统最好设置在一前盖上，该前盖被固定于油池一侧的壳体前端壁上。

附图说明

通过参照附图对本发明的推荐实施例作介绍后，本发明的这个及另外的目的及特点会变得更加清楚。在附图中相同的另件用相同的参考数码标引。各附图为：

- 20 图 1 为本发明第一推荐实施例的动力传送装置的纵向剖视图；
图 2 为图 1 所示装置输入部份的局部放大的纵向剖视图；
图 3、4 分别为沿图 2 中 III-III 及 IV-IV 线剖切的剖视图；
图 5 是从图 1 底部观看的、动力传送装置另一部份的局部放大纵向剖视图；
图 6 是一侧视图，它展示了其上安装有一中间空转齿轮的反向空转轴的局部
25 剖视图；

图 7 是动力传送装置的另一不同部份的局部剖视图，它展示反向空转轴相对于输入轴及中间轴的位置关系。

具体实施方式

- 参看图 1，图中给出了采用了本发明的一汽车手动动力传送装置 TM 的俯视图。在此以纵向剖视简图形式表示的动力传送装置 TM 包括一个其内安装了沿装
30

置 TM 纵向延伸的主轴机构的壳体，主轴机构有通过一离合器用以与发动机曲轴（未示出）驱动连接的一输入轴 S_i ，及一输出轴 S_0 。输出轴 S_0 在输入端与输入轴 S_i 以共轴方式连接得可使之相对于输入轴 S_i 独立转动，在其另一端即输出端与一活动套筒轴 3 连接，轴 3 又通过例如一公知的差动齿轮机构与一未示出的后轮连接。通过用置于两者之间的滚针轴承将输入轴 S_i 的输出端插入于输出轴 S_0 的输入端上制成的一轴向插口，实现输入轴 S_i 和输出轴 S_0 之间的连接。应该注意，在图 3, 7 中以 C_i 表示输入轴 S_i 和输出轴 S_0 的公共纵轴线。

此传送装置的壳体是一种包括一离合器箱体 4、一传送装置箱 5 及一延伸箱 6 的三构件壳体，三构件以共轴方式组装在一起，箱 5 置于箱 4 及 6 之间的中部。壳体内还装有具有与轴 S_i 、 S_0 平行延伸的纵轴线 C_c ，而且被放置得其一部份在输入轴 S_i 下方，一部份在输出轴 S_0 下方的中间轴 S_c ；还安放有多个变速齿轮对如 1G-6G 的第一至第六齿轮对。第一至第五变速齿轮对 1G-5G 各相应于换档杆 2 的第一至第五换档位置，第六变速齿轮对 6G 则相立于换档杆 2 的反向驱动换档位置。通过将输入轴 S_i 直接相连于输出轴 S_0 使之在一起转动而确立第四速驱动。

传送装置壳体也有多个，例如构成一整体的 3 个隔壁 11, 12 及 13，以便使它们从一内壁面沿径向向内延伸，而且沿动力传送装置 TM 纵向被相互分开。前、中、后隔壁 11-13 安装有用于以可转动方式支承输入轴 S_i 、输出轴 S_0 及中间轴 S_c 的各支承机构即轴承，各种轴承中的 2 个各用数码 50, 51 标示，由前隔壁 11 承装，用于支承输入轴 S_i 及中间轴 S_c ，这两个轴承用前盖 15 盖住，前盖 15 安置于离合器箱 4 内，正如图 2 很清楚地展示出的那样，盖 15 被从外侧固紧于前隔壁 11 上。应该指出，在本实施例中，如图 2 清楚地展示的那样，轴承 50 是滚珠轴承，轴承 51 是圆柱滚子轴承。

在传送装置壳体中，具体是在延伸箱 6 中，后隔壁 13 出口侧处确定一连杆室 19，以便向上敞口，但此口是由一换档控制盖 16 封闭的，换档杆 2 以可运动方式穿过盖 16。在连杆室 19 中安装一连杆机构，连杆机构包括三个以本领域熟练人员公知的方式与换档杆 2 下端以驱动方式连接的三个换档杆 17。

第一速度齿轮对 1G 由安装在输入轴 S_i 上并与之一起转动的第一速齿轮 $1G_i$ 及一安装于中间轴 S_c ，可相对中间轴 S_c 转动且与第一速齿轮 $1G_i$ 啮合的第一中间速齿轮 $1G_c$ 组成。第二速度齿轮对 2G 由安装在输入轴 S_i 并与之一起转动的

第二速齿轮 2Gi 及一个安装在中间轴 Sc 上、并可相对中间轴 Sc 独立转动且与第二速齿轮 2Gi 啮合的第二速中间齿轮 2Gc 组成。第三速度齿轮对由一安装在输入轴 Si 上的并与之独立转动的第三速齿轮 3Gi 及一安装在中间轴 Sc 上并与此轴一起转动的、且与第三速齿轮啮合的一第三速中间齿轮 3Gc 组成。第四速度齿轮对 4G 由安装在输出轴 S0 上并与之一起转动的输出齿轮 4G0, 及一安装在中间轴 Sc 上并与之一起转动的而且与输出齿轮 4G0 啮合的输出中间齿轮 4Gc 组成。第五速度齿轮对 5G 由安装在输入轴 Si 上并与之一起转动的第五速齿轮 5Gi, 及一安装在中间轴 Sc 上并可相对轴 Sc 作独立转动且与第五变速齿轮 5Gi 啮合的第五速中间齿轮 5Gc 组成。反向驱动变速齿轮对 6G 由安装在输入轴 Si 上且与之一一起转动的一反向驱动齿轮 6Gi, 及一安装在中间轴 Sc 上, 并可独立于中间轴 Sc 转动, 且通过如图 5-7 所示的一反向空转齿轮 Gr, 以本领域熟练人员公知的方式, 与反向驱动齿轮 6Gi 啮合的反向驱动中间齿轮 6Gc 组成。

展示的动力传送装置是所谓的输出减速型, 在此装置中构成第四速度齿轮对的输出齿轮 4G0 和输出中间齿轮 4Gc 在所有时间中这对齿轮被直接驱动连接, 从而使得在换档杆 2 被置于第一、二、三、五速及反向驱动换档位置中的任一位置上时, 使中间轴 Sc 的转动能以由从相应的输入轴 Si 上的齿轮及中间轴 Sc 上的配合作用中间齿轮之间选出的齿轮速比所决定的一速度, 亦即是以由换档杆 2 位置决定的速度被传送至输出轴 S0。然而应该指出, 当换档杆 2 被置于第四速换档位置时, 输入轴 Si 与输出轴 S0 直接驱动连接, 使输出轴 S0 与输入轴 Si 同步地驱动; 而且输出轴 S0 的转动过通过第四速度齿轮对 4G 传送至中间轴 Sc, 使中间轴 Sc 环绕其自身纵轴线 Cc 空转 (见图 7)。因此第四速度换档位置是一种直接连接状态, 在此状态中输入和输出轴 Si、S0 被相互直接连接。第四速齿轮对 4G 推荐置于邻近中间轴 Sc 输出端及输出轴 S0 的输入端处。

现在将介绍在所示动力传装置 TM 中用的齿轮布置, 亦即是介绍速度齿轮对 1G-6G 的安排方式。为此, 第五、六速度对 5G、6G 的组合, 第一、二速度齿轮对 1G, 2G 的组合及第三、四速度齿轮对 3G, 4G 的组合将分别被称为 5-R 速度齿轮单元, 1-2 速度齿轮单元及 3-4 速度齿轮单元。

在这些速度齿轮对中, 5-R 及 3-4 速度齿轮单元被分别置于动力传送装置 TM 输入侧和输出侧。此外, 在这些速度齿轮单元的每一单元中, 第六、第二或第四速度齿轮对 6G, 2G 或 4G 被分别置于第五、第一或第三速度齿轮对 5G、

1G 或 3G 的输出侧。因而会很容易地看出：所示动力传送装置 TM 采用了这样一种齿轮布置顺序：从动力传送装置 TM 的输入侧至输出侧，第五速度齿轮对 5G 后面是第六速度齿轮对，第六速度齿轮对 6G 后面是第一速度齿轮 1G，第一速度齿轮对 1G 后面是第二速度齿轮对 2G，第二速度齿轮对 2G 后面是第三速度齿轮对 3G，第三速度齿轮 3G 对后面是第四速度齿轮 4G。

总之，采用上述齿轮布置和速度同步装置 Ya、Yb 及 Yc 的动力传送装置已大致公开在尚未审批的，于 1997. 3. 20 申请的美国专利申请 No. 08/821654 中，此申请公开的内容用作本申请的参考文献。对于速度同步装置稍后会进行介绍。

(美国申请 No08/821654 的中国申请号为 97111628.8。)

10 现在对反向驱动速度齿轮对 6G 进行说明。齿轮对 6G 由固定于输入轴 Si 上的反向驱动齿轮 6Gi，可在中间轴 Sc 上转动的反向驱动中间齿轮 6Gc 及安插于 6Gi 及 6Gc 之间且与两者啮合的若被作为反向空转齿轮的齿轮 Gr 组成。如图 5 所示，齿轮 Gr 安装在反向空转轴 Sr 上，以便通过一轴承 53 作独立转动。如图 3，7 所示，轴 Sr 有一纵轴线 Cr 并被置于传送装置箱 5 中。反向空转轴 Sr 的一端由
15 轴承 50 径向向外的前壁 11 的一部份以固定方式支承，轴承 50 是一种球轴承；轴 Sr 的另一端安装在一安装件 8 中，安装件 8 又通过至少一个螺钉 9 紧固于箱体 5。出于在下面介绍中会显得更清楚的理由，轴 Sr 内有一个与之同轴的轴向油通道 Lr，用以如图 6 非常清楚地展示的那样，使润滑油先沿轴向然后沿径向朝外方向朝着反转空转齿轮 Gr 的轴承 53 流动。

20 如从图 7 中最清楚地展示的，以上述方式支承的反转空转轴 Sr 被置于输入轴 Si、中间轴 Sc 的一侧，使之占据一三角形的顶点，其余的顶点分别由轴 Si 及 Sc 占据。最好，轴 Sr 的纵轴线 Cr 所处的水平位置低于输入轴 Si 轴心线 Ci 的水平位置一个第一距离，但高于中间轴 Sc 的纵轴线 Cc 的水平位置一个第二距离，而且所述第一距离小于所述第二距离。最好支承轴 Si 的轴承 50 的径向尺寸大于
25 支承中间轴 Sc 的轴承 51 的尺寸，轴承 51 的径向尺寸又大于反转空转轴 Sr 上的轴承 53 的尺寸。

1-2 速度齿轮单元包括一个 1-2 速速度同步装置 Ya，装置 Ya 围绕着中间轴 Sc 并置于第一速中间齿轮 1Gc 及第二速中间齿轮 2Gc 之间，用以在第一速中间齿轮 1Gc 与中间轴 Sc 之间，或在第二速中间齿轮 2Gc 与中间轴 Sc 之间有选择
30 地确定一驱动传送路径。3-4 速度齿轮单元包括一个安装在邻近输出轴 S0 处并

且环绕着输入轴 Si 的 3-4 速速度同步装置 Yb, 用以有选择地在第三速齿轮 3Gi 与轴 Si 之间, 或轴 Si 与 S0 之间确立一动力传送路径。5-R 速度齿轮单元包括一个环绕着中间轴 Sc 并置于第 5 速中间齿轮 5Gc 和反向驱动中间齿轮 6Gc 之间的 5-R 速速度同步装置 Yc, 用以有选择地在第 5 速中间齿轮 5Gc 与轴 Sc 之间, 5 或反向驱动中间齿轮 6Gc 与轴 Sc 之间确立一驱动传送路径。1-2 及 5-R 速度同步装置 Ya、Yc 均环绕中间轴 Sc 安装的原因为: 分别与之配合作用的中间齿轮 1Gc 和 2Gc, 5Gc 和 6Gc 都是可独立于其安装轴 Sc 作转动的空转齿轮, 3-4 速速度同步装置 Yb 环绕着输入轴 Si 安装的原因是, 3-4 速度齿轮单元的输入齿轮, 即第三速齿轮 3Gi 是一个可独立于其安装轴作转动的空转齿轮。

10 每个速度同步装置是这样来设计和配置的: 取决于根据换档操作使各个速度同步装置中的速度同步器套筒运动的运动方向, 速度同步装置两侧的齿轮之一能被锁住而且与其安装轴一起被驱动。现在更具体地结合所示实施例, 1-2 速速度同步装置 Ya 可以操作为: 在换档杆 2 被移向第一速或第 2 速换档位置时, 有选择地分别将第一速和第二速中间齿轮 1Gc 和 2Gc 中的一个锁定在中间轴 Sc 上。15 3-4 速速度同步装置 Yb 可以被操作为: 在换档杆 2 被移向第三或第四速换档位置时, 有选择地分别将第三速齿轮 3Gi 和输入轴 Si 之一锁定在输入轴 Si 或输出轴 S0 上。5-R 速速度同步装置 Yc 在换档杆 2 被移向第 5 速成反向换档位置时, 可分别将第 5 速中间齿轮和反向驱动中间齿轮 5Gc 和 6Gc 之一锁定在中间轴 Sc 上。

20 总之, 在本发明中实际上采用的速度同步装置可是本领域熟练人员公知的任何结构, 例如, 如在已出版的欧洲专利申请 No219240-A1 或美国专利 US5014567 中所公开的那类, 这两专利文献用作本申请的参考文献, 为了简便起见, 不在此对之作详细介绍。

如上所述, 所示动力传送装置 TM 是输出减速齿轮型, 在本装置中构成第四 25 速度齿轮对 4G 的输出齿轮 4G0 及输出中间齿轮 4Gc 被相互直接以驱动方式连接, 输出齿轮 4G0 可相对于输入轴 Si 转动, 而且在换档杆 2 如发动机在空转期间所作的那样被移到空档位置时, 中间轴 Sc 不被驱动而空转。然而并不像输入减速型那样, 在输入减速型中, 中间轴以一种正比于输入轴速度的速度被驱动, 当然该转速要比输入轴低。输出减速型则有这样的特性: 中间轴 Sc 的转动速度 30 在某个或某些高速换档位置时将大大高过于输入减速齿轮型中的中间轴 Sc 转

速。

如果输出减速型中的中间轴 Sc 的转速增加，全都安装在中间轴 Sc 上用于使其对中间轴作独立转动而作为空转齿轮的中间齿轮 1Gc、2Gc、5Gc 和 6Gc 都有与之配合作用的轴承，在这些齿轮空转期间，其轴承被处于难以被润滑的状态下。具体地说，应考虑到：由于反向空转齿轮 Gr 被置于齿轮 6Gc 与反向驱动齿轮 6Gi 之间，反向中间齿轮 6Gc 被沿与中间轴 Sc 相反的转向驱动，中间轴 Sc 转速的增加使反向中间齿轮 6Gc 之转速相对于中间轴 Sc 大大增加，这会导致伴随有齿轮和轴咬合一类的不希望的问题出现。

尤其应该考虑到：反向驱动速度齿轮对 6G 和第一速度齿轮对 1G 已给予了相当高的齿轮速比，第六对（即反向驱动齿轮）6G 及第一速齿轮对 1G 每一对齿轮中有一个比另一个齿轮更小直径的齿轮（亦即是反向驱动或第一速齿轮 6Gi 或 1Gi），该齿轮被作为可相对其安装轴独立转动的空转齿轮，在高速换档位置被选用时，这样的空转齿轮在其安装轴空转期间相对于安装轴的转速会变得很高，而且这些变速齿轮中每一个所用的轴承往往被置于难以润滑的条件中。

因此，如果速度同步器全都如一传统类型中那样被置于输入轴上，例如在已在此用作参考资料的 EP0219240-A1 中公开的动力传送装置那样，在输入轴上的所有变速齿轮是可相对此输入轴转动的空转齿轮。因此，就两者均有比任何别的速度齿轮对更高齿轮速比的第一速度齿轮对和第六速度齿轮对（即反向驱动齿轮对）的任何一个而言，构成第一或第六速度齿轮对的变速齿轮中的那个比这些齿轮对中的另一齿轮有更小直径的齿轮，必须是一个可相对输入轴转动的空转齿轮。在此种情况下，如果中间轴如上所述那样转速增高，在其空转期间这个空转齿轮相对输入轴的转速会高到能导致如上所述的齿轮和轴咬死那类不希望的问题出现的程度。尤其是在反向驱动齿轮被安装得可在输入轴上自由转动的情况下，此反向驱动齿轮由于反向空转齿轮的作用而沿与输入轴相反的方向被驱动，这使得在该反向驱动齿轮与输入轴之间的相对转速中展现出很大的转速差。

由于上面讨论的理由，在所示本发明实施例中，用于选择第 5 速中间齿轮 5Gc 和反向驱动中间齿轮 6Gc 之一与中间轴 Sc 结合的 5-R 速度同步装置 Yb，及用于选择第一速中间齿轮 1Gc 和第二速中间齿轮 2Gc 与中间轴 Sc 结合的 1-2 速度同步装置 Ya，如上所述被置于中间轴 Sc 上，使每个第六（即反向驱动）齿轮对 6G 和第一齿轮对 1G 的变速齿轮中其直径小于另一个齿轮的那个齿轮，亦即反向

驱动齿轮 6Gi 和第一速齿轮 1Gi, 能以固定方式安装于输入轴 Si 上, 并使之与轴 Si 以固定方式安装于输入轴 Si 上, 并使之与轴 Si 一起转动。因此, 齿轮 6Gi 和 1Gi 能够以与此时的轴 Si 转速相等的一预定转速被驱动。

在另一方面, 每一齿轮对 6G 或 1G 的变速齿轮中的具有较大直径的另一齿轮, 即反向驱动中间齿轮 6Gc 或第一速中间齿轮 1Gc 被作为可独立于中间轴 Sc 的空转齿轮安装于轴 Sc 上, 因此其相对于轴 Sc 的转速比变速齿轮 6Gi 或 1Gi 显现出的转速低。因此, 不会出现如在输出减速齿轮型中将速度同步装置 Ya 和 Yc 置于输入轴 Si 上时会出现的, 在每对反向驱动齿轮对 6G 和第一速齿轮对 1G 中的输入轴 Si 和空转变速齿轮之间的极高转速差。

但是, 在此种输出减速齿轮型中, 由于如上所述在较高速换档位置时, 中间轴 Sc 转速非常高, 中间齿轮 1Gc、2Gc、5Gc 及 6Gc 全都被安装在中间轴上使之作为空转齿轮可相对此轴作独立转动, 因而与这些齿轮配合作用的轴承在齿轮空转期间均处于难以润滑的条件下。对于所有中间齿轮中具有最小直径的第 5 速中间齿轮 5Gc 来说, 其润滑状况更差。对于反向空转齿轮 Gr 的轴承 (齿轮 Gr 介于固定在输入轴 Si 上的反向驱动齿轮 6Gi 和可在中间轴 Sc 上转动的反向中间齿轮 6Gc 之间), 也要求精心设计的润滑油供给系统, 润滑油可以通过此系统保证被供应到用于反向空转齿轮 Gr 的轴承中。

如在传统的手动传动装置的情况那样, 在此公开的动力传送装置 TM 也在传送壳体底部区域中确定的油池中装有由图 1 中用条状假想线标示的一预定数量的润滑油。通过某些装在中间轴 Sc 上的、与之一一起转动的中间齿轮将润滑油向上搅动, 将润滑油供应到各齿轮对 1G 至 6G 的齿轮啮合区域、在输入轴 Si 上的与空转变速齿轮 1Gi-3Gi, 5Gi 及 6Gi 协同作用的轴承和/或任何要求润滑的别的地方。被这样向上搅起的绝大部份润滑油碰撞传送装置壳体 10 的内壁, 随即又在其重力作用下沿该壁落下, 在其被供应到啮合区域、轴承和/或其它要求润滑的别的地方之前, 在与内壁接触中冷却。

应该指出, 标示壳体 10 底部处油池内的润滑油顶面位置的假想线被标示得倾斜于轴 Si、Sc 及 S0。这是由于当动力传送装置 TM 被装入汽车中时, 传动装置 TM 以倾斜方式装在车辆底盘上, 其离合器箱 4 的位置高于延伸箱 4 的位置。

可以与传动装置箱 5 构成一体的中间隔壁 12 有底缘部份, 它沿径向向内终止于 12a 处, 与传送装置箱 5 底壁区域构成一底部润滑油通道。此底部润滑油通

道 12a 有助于润滑油在中间齿轮 1Gc-3Gc, 5Gc 和 6Gc 下面的油池部份与在中间齿轮 4Gc 下面的油池另一部份之间的自由流动。

在如上所述供应润滑油时, 要减小搅动阻力, 由此而使润滑油温度增高的可能性减小。为了做到这一点, 希望将润滑油使用量减到尽可能小, 不能超过所需要的量。因为在输出减速型的情况下, 中间轴在高速换档位置时的转速大大高于输入减速齿轮型中的转速, 故尤其要求润滑油量被减少。

根据本发明的此推荐实施例, 在动力传送装置 TM 中使用的润滑系统的独特设计使得可以减少使用的润滑油量, 并将润滑油可靠地供应到各齿轮对 1G-6G 各自的啮合区域与在输入轴 Si 上各空转齿轮 1Gi 到 3Gi, 5Gi 及 6Gi 配合作用的轴承和/或任何其它的要求润滑的地方。更具体地说, 下面要详细介绍的润滑系统被这样设计, 使润滑油能从油池出发, 沿着从反向空转轴 Sr 经输入、输出轴 Si, So 到中间轴 Sc 的一条串连连接油路, 又返回该油池。

更具体地说, 参看图 2, 3, 以下面要介绍的方式接受一部份润滑油的槽形油槽 20 以整体方式紧固于离合器箱 4 上, 其位置位于输入轴 Si 上的第 5 速齿轮 5Gi 的大致斜上方, 以及反向空转轴 Sr 的上方。油槽 20 用来收集被一些中间轴 Sc 上的因而与此轴 Sc 一起驱动的反转齿轮从传送装置箱底部区域向上搅起来的润滑油中的一部份。离合器箱 4 中制有与一油腔 22 连通的连接通道 21, 油腔 22 由前隔壁 11、由此壁支承的轴承 50、51 及前盖 15 限定。

前盖 15 被盖于前隔壁、, 用以在此盖内表面和此壁之间确定一腔。如图 2 和 4 所示, 前盖 15 有一大致平行于前隔壁 11 的端壁 15a, 端壁 15a 上有作为通过一油封 15s 使输入轴 Si 前端部穿过的一通孔 15b; 前盖 15 还有一大致从端壁 15a 外周缘朝着前隔壁 11 垂直实伸的周缘壁 15c。端壁 15a 与一个与通孔 15b 同轴的上圆柱形壁 15d、置于上圆柱形壁 15d 下面的下圆柱形壁 15e、以及多个径向壁 15f、15g、15h、15i 及 15j 构成一体, 这些径向壁延伸于圆柱形壁 15d 与周缘壁 15c 之间, 所有的壁 15d 至 15j 均从端壁 15a 朝前壁 11 突伸。

如图 4 所示, 上面提及的油腔 22 由通过连接通道 21 与油槽 20 连通的第一油窝 22a, 一个与反向空转轴 Sr 内的轴向油通道 Lr 连接的第二油窝 22b, 一个环绕着输入轴 Si 的第三油窝 22c、一个第四油窝 22d 及一个与中间轴 (轴向油通道) Lc 对准的第五油窝 22e 组成。第一油窝 22a 由壁 15a、15c、15d、15h、和 15i 确定; 第二油窝 22b 由壁 15a、15c、15d、15i 及 15j 确定; 第

三油窝 22c 由与轴承 50 配合的壁 15a 和 15d 确定并被限定在圆柱形壁 15d 内；第四油窝 22d 由壁 15a、15c、15d、15f 及 15e 确定，并被置于第三、第五油窝 22c、22e 之间；第 5 油窝 22e 由与轴承 51 和中间轴 Sc 前端面配合的壁 15a、15e 确定，且被限定在下圆柱形壁 15e 内。

- 5 为了确定从反向空转轴 Sr 经输入、输出轴 Si、So 至中间轴 Sc 的串连连
接的油路，第一油窝 22a 通过在径向壁 15i 中的第一连接通道 P1 与第二油窝 22b
连通；第二油窝 22b 通过在上圆柱形壁 15d 中的第二连接通道 P2 与第三油窝 22c
连通；第三油窝 22c 通过在上圆柱形壁 15d 中位于大致与第二连接通道 P2 相对
处的第三连接通道 P3，而与第四油窝 22d 连通；第四油窝 22d 通过在下圆柱形
10 壁 15e 中的第四连接通道 P4 与第五油窝 22e 连通。

- 如图 2 清楚示出的，中间轴 Sc 内有一个大致成 L 形的油路通道 Lc，通道
Lc 从 Sc 轴前端面朝第 5 速中间齿轮 5Gc 延伸，使第五油窝 22e 中的润滑油能
被供给到第 5 速中间齿轮 5Gc，从而使之被润滑。已被用于润滑了第 5 速中间齿
轮 5Gc 的润滑油接着在重力作用下落向传送装置底部区域内的油池，因而又回到
15 油池，一大致为 U 形截面的环形密封件 23 被安装得骑跨于轴承 51 的外圈与通向
L 形油通道 Lc 的入口之间，以便确保润滑油从第五油窝 22e 流入 L 形油通道 Lc。
但考虑到轴承 51 也要求润滑，故将环状密封件 23 制做得具有多个小透孔 23h，
使第五油窝 22e 中的一部份油能在轴承 51 的内、外圈之间流动。

- 以下介绍润滑系统的作用方式。只要换挡杆被置于空档和停车位置以外的任
20 一换挡位置上，油池的润滑油就被一些与中间轴 Sc 一起转动的中间齿轮向上搅
起。被向上搅起的绝大部份润滑油撞向传送装置箱 5 的内壁，然后被油槽 20 收
集。收集于油槽 20 中的润滑油借助第一连通通道 P1 从第一油窝 22a 流入第二油
窝 22b，然后流入反向空转轴 Sr 的轴向通道 Lr 去润滑用于反向空转齿轮 Gr 的
轴承 53。

- 25 由于反向空转轴 Sr 被安置得使其纵轴线 Cr 处于低于输入轴 Si 纵轴线 Ci，
但高于中间轴 Sc 纵轴线 Cc 的位置上，被供应入第二油窝 22b 的润滑油可以在
注满反向空转轴 Sr 的轴向油通道 Lr 后，又从 Lr 通道溢出经第二连接通道 P2 流
入第三油窝 22c，去润滑输入轴 Si 的轴承 50。在润滑输入轴轴承 50 后，润滑
油又经第三连接通道 P3 流入第四油窝 22d，然后又从油窝 22d 经第四连接通道
30 P4 流入第五油窝 22e。进入第五油窝 22e 的润滑油接着又流入中间轴 Sc 的 L

形油通道 Lc, 去润滑第 5 速中间齿轮 5Gc。在第五油窝 22e 中的润滑油也经过环形密封件 23 上的小透孔 23h 去润滑中间轴 Sc 的轴承 51。在润滑了齿轮 5Gc 及轴承 53 后, 润滑油就返回油池。

应该指出, 润滑油在油腔 22 内流动期间, 润滑油可在与前盖 15 的各个壁, 尤其是其端壁接触中被冷却。

如前面已充分介绍的, 本发明的用于动力传送装置 TM 的润滑系统采用串连连接的油路, 此油路从反向空转轴 Sr 经输入、输出轴 Si 和 So 流向中间轴 Sc, 将润滑油供应给空转变速齿轮及中间轴, 输入轴等的轴承及一切需要润滑的地方。因此, 即使油池内的润滑油数量被减小到某一程度, 也可以实现将润滑油可靠地供应到各个需要润滑的地方。换言之, 根据本发明, 减少盛放于油池中的润滑油量和可靠地供应润滑油, 这曾被认为不可能同时满足的两者可以被良好地实现。

因此, 由中间轴及此轴上的中间齿轮的转动所引起的润滑油搅动阻力的增大就能被良好地抑制, 由此而能减少润滑油温度的升高, 因而也抑制了降低动力传送装置效率的可能性。

在动力传送装置是其中间轴转速相当高且伴随着润滑搅动阻力增高的输出减速型的情况下, 上述优点是明显的。尤其是在油池中的油首先被供应到反向空转轴, 因此, 在反向空转轴上的反向空转齿轮的轴承, 以前在输出变速型中这个轴承被认为是难以润滑的地方, 可以保证被润滑, 由此亦减小了出现齿轮与轴咬死情况的可能性。

总之, 本发明的润滑系统被设计得使润滑油在流回油池之前, 能使润滑油从各个轴中的一个以前已被认为非常难以润滑的轴开始顺序流动。此润滑系统能有效地减少齿轮与轴之间出现咬死情况的可能性。

虽然对本发明已结合其推荐实施例作了介绍, 但是应该指出, 对于本领域的熟练人员而言, 其各种变化和改型是明显的。例如, 由于串连连接油路的主要部分是被制作在与传送装置壳体相分离的前盖上的, 也就可以用具有专门油路的前盖来替换, 使得润滑油能够沿着动力传送装置中的一条不同的油路而流动。

而且, 虽然上述沿串连连接油路供应润滑油的想法被介绍为应用于输出减速型中, 但也同样可以被应用于如输入减速型之类的别的齿轮型传动装置中。

因此, 只要是被包含在所附权利要求中的那些变化和改型, 均被理解为包括在本发明的基本精神范围内。

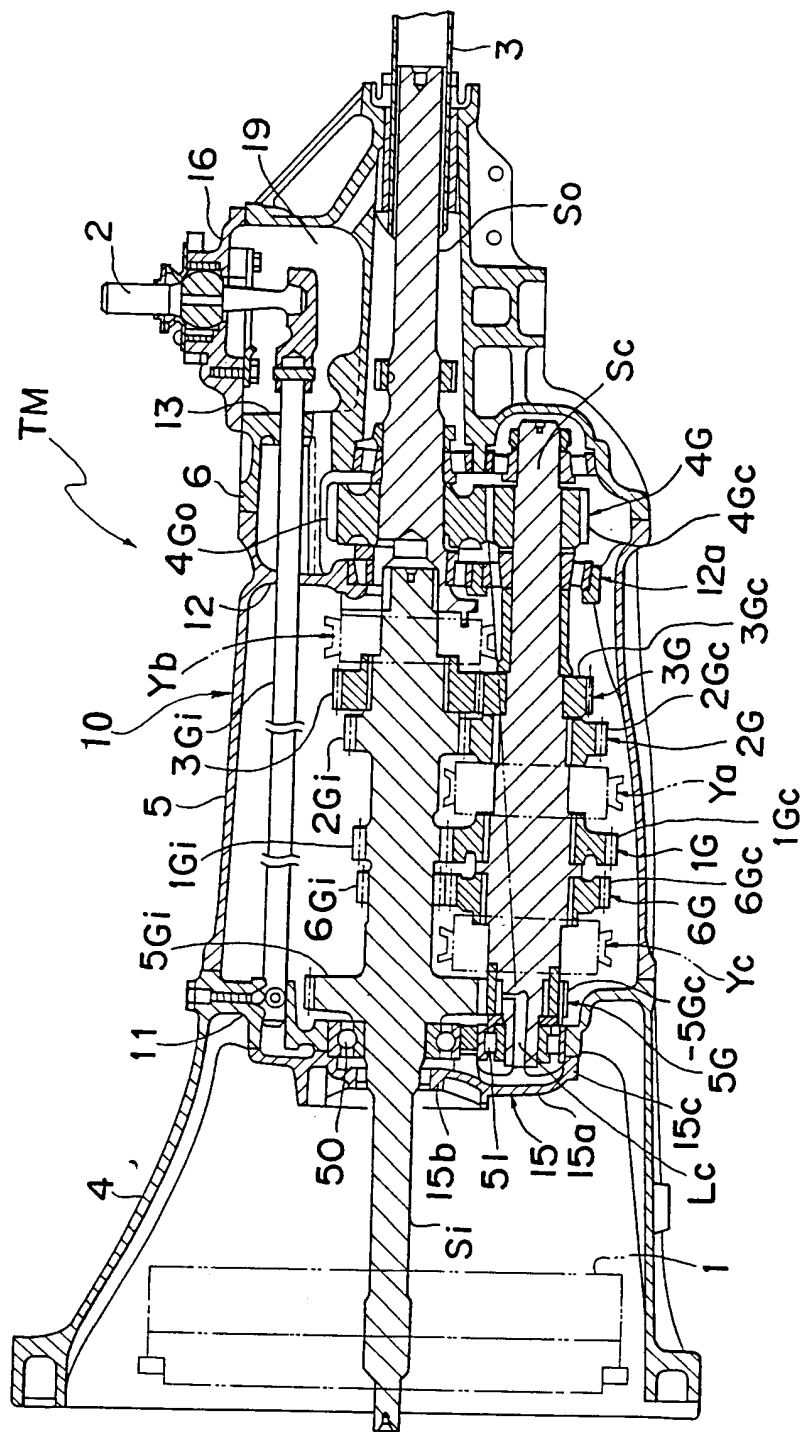


图 1

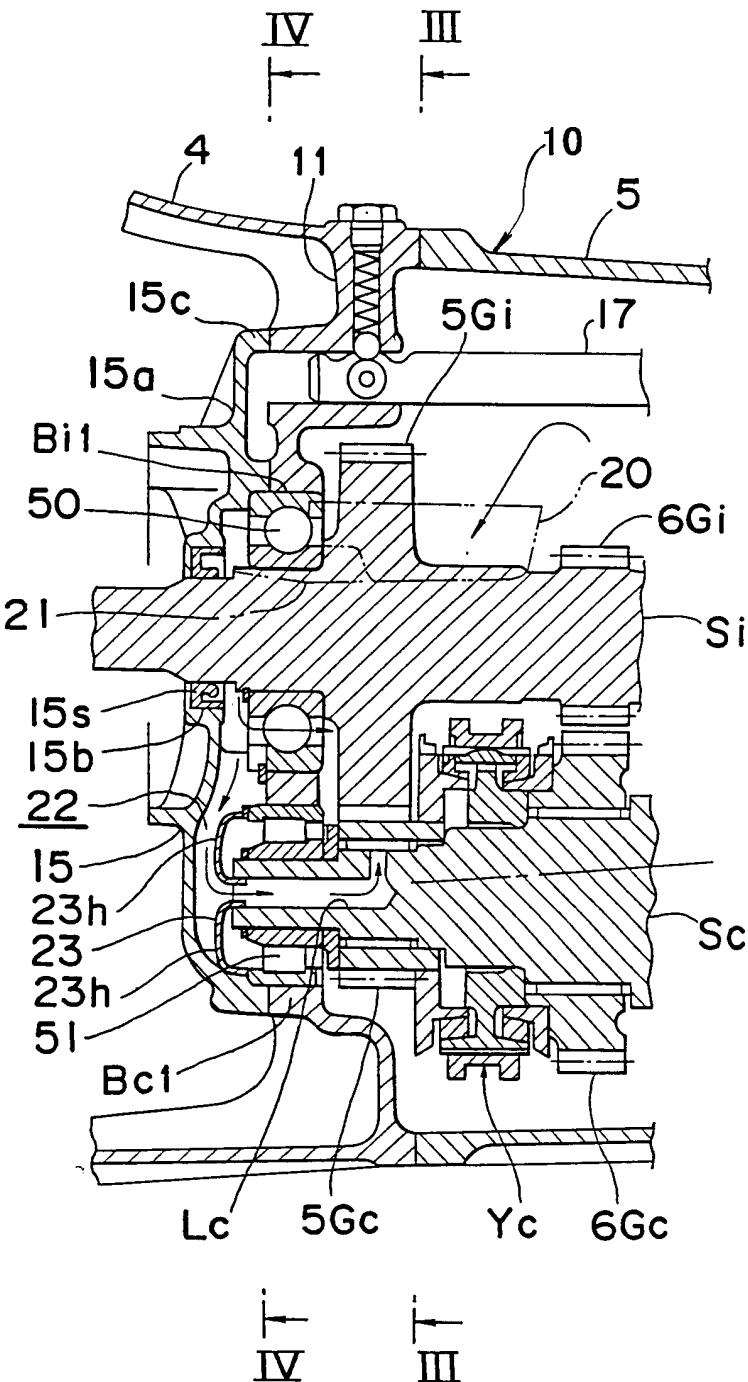


图 2

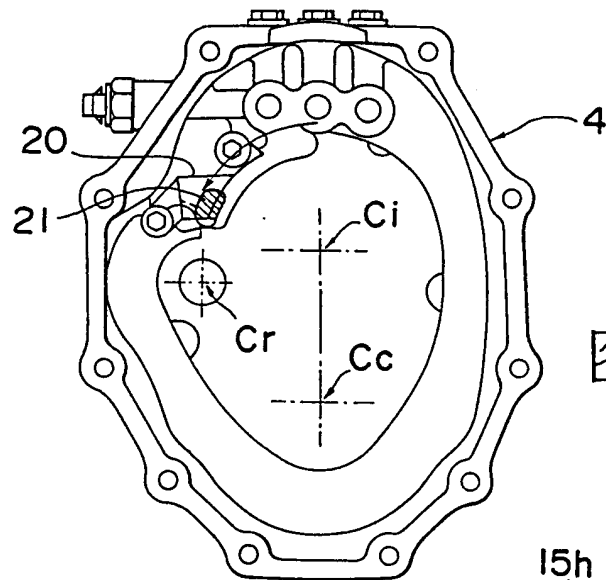


图 3

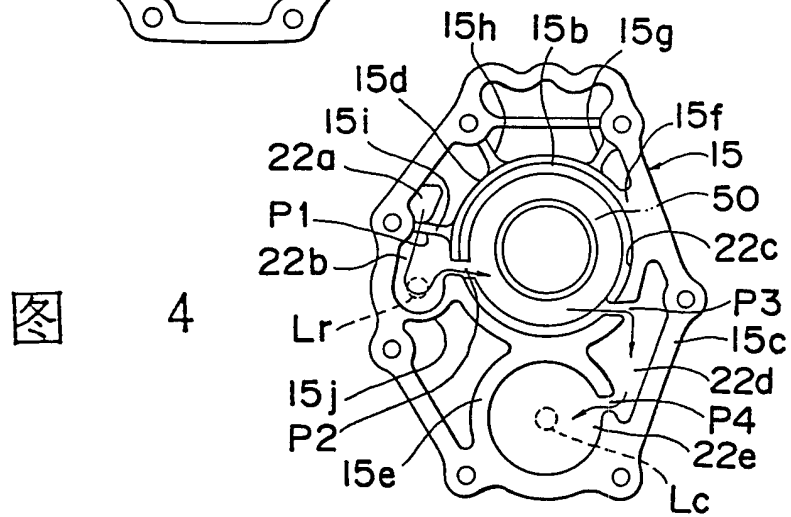


图 4

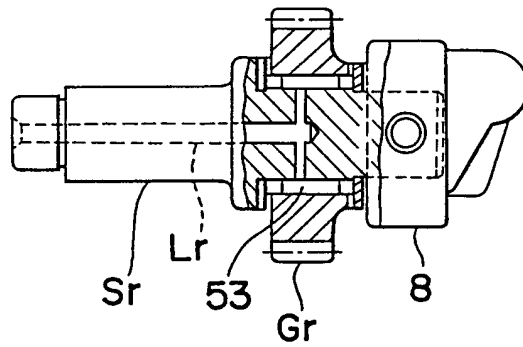


图 6

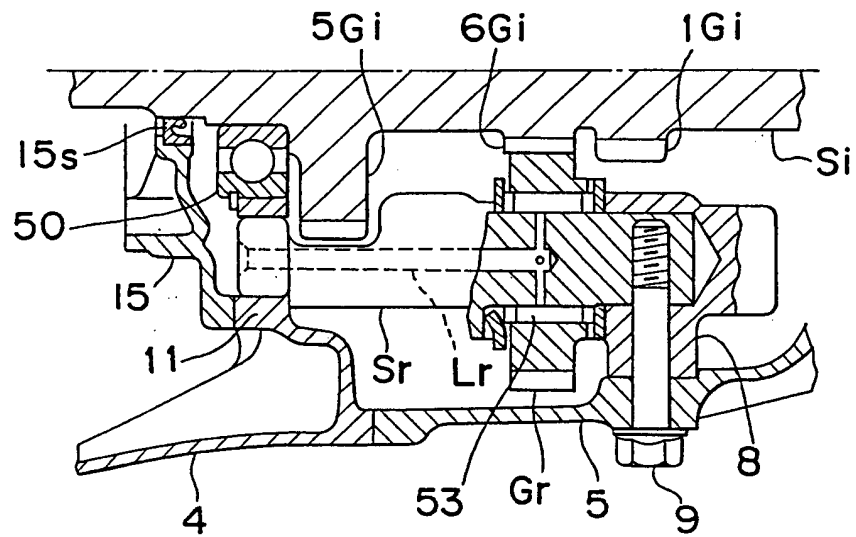


图 5

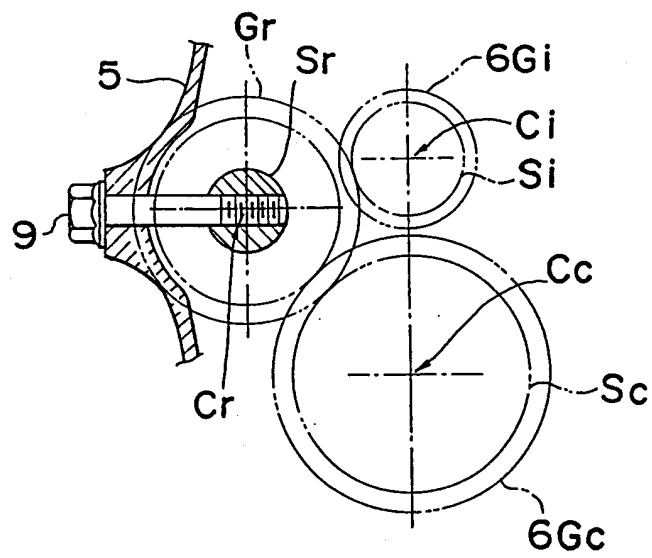


图 7