



# [12] 发明专利说明书

专利号 ZL 200580046743.1

[45] 授权公告日 2009年9月9日

[11] 授权公告号 CN 100538113C

[22] 申请日 2005.6.29

[21] 申请号 200580046743.1

[30] 优先权

[32] 2005.1.17 [33] DE [31] 102005002337.1

[86] 国际申请 PCT/EP2005/006989 2005.6.29

[87] 国际公布 WO2006/074707 德 2006.7.20

[85] 进入国家阶段日期 2007.7.17

[73] 专利权人 ZF 腓德烈斯哈芬股份公司

地址 德国腓德烈斯哈芬

[72] 发明人 加博尔·迪欧希 约瑟夫·豪普特  
格哈德·贡波采伯格 彼得·齐默  
迈克尔·卡姆

[56] 参考文献

DE19949507A1 2001.4.19

CN1531634A 2004.9.22

DE2936969A1 1981.4.2

DE10115995A1 2002.10.10

DE10115983A1 2002.10.10

DE10213820A1 2002.10.10

DE10315709A1 2004.10.21

US2002/0119859A1 2002.8.29

审查员 徐春华

[74] 专利代理机构 中原信达知识产权代理有限责  
任公司

代理人 钟强 樊卫民

权利要求书 5 页 说明书 36 页 附图 11 页

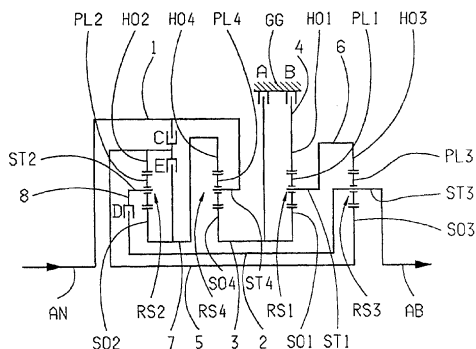
[54] 发明名称

多级变速器

[57] 摘要

本发明涉及一种 8 挡多级变速器，包括一个主动轴(AN)、一个被动轴(AB)、四个行星齿轮组(RS1、RS2、RS3、RS4)、八个旋转轴(1、2、3、4、5、6、7、8)和五个换挡部件(A、B、C、D、E)。第四齿轮组(RS4)的连接片(ST4)和主动轴(AN)作为第一轴(1)相互连接。第三齿轮组(RS3)的连接片(ST3)和被动轴(AB)作为第二轴(2)相互连接。第一齿轮组(RS1)的太阳轮(SO1)和第四齿轮组(RS4)的太阳轮(SO4)作为第三轴(3)相互连接。第一齿轮组(RS1)的内齿圈(HO1)形成第四轴(4)。第二齿轮组(RS2)的内齿圈(HO2)和第三齿轮组(RS3)的太阳轮(SO3)作为第五轴(5)相互连接。第一齿轮组(RS1)的连接片(ST1)和第三齿轮组(RS3)的内齿圈(HO3)作为第六轴(6)相互连接。第二齿轮组(RS2)的太阳轮(SO2)和第四齿轮组(RS4)的内齿圈(HO4)作为第七轴(7)相互连接。

第二齿轮组(RS2)的连接片(ST2)形成第八轴(8)。在力线上，第一换挡部件(A)设置在第三轴(3)与变速器的外壳(GG)之间，第二换挡部件(B)设置在第四轴(4)与外壳(GG)之间，第三换挡部件(C)设置在第五与第一轴(5、1)之间，第四换挡部件(D)或者设置在第八与第二轴(8、2)之间或者设置在第八与第六轴(8、6)之间，第五换挡部件(E)或者设置在第七与第五轴(7、5)之间或者第七与第八轴(7、8)之间或者第五与第八轴(5、8)之间。



1. 行星齿轮结构的多级变速器，包括一个主动轴（AN）和一个被动轴（AB）、四个行星齿轮组（RS1、RS2、RS3、RS4）、至少八个可旋转的轴（1、2、3、4、5、6、7、8）以及五个换挡部件（A、B、C、D、E），这些换挡部件的选择性结合使主动轴（AN）与被动轴（AB）之间产生不同的速比，从而可实现八个前进挡和至少一个倒挡，其中，

- 第四行星齿轮组（RS4）的连接片（ST4）和主动轴（AN）抗扭相互连接并形成所述八个轴中的第一轴（1），

- 第三行星齿轮组（RS3）的连接片（ST3）和被动轴（AB）抗扭相互连接并形成所述八个轴中的第二轴（2），

- 第一行星齿轮组（RS1）的太阳轮（SO1）和第四行星齿轮组（RS4）的太阳轮（SO4）抗扭相互连接并形成所述八个轴中的第三轴（3），

- 第一行星齿轮组（RS1）的内齿圈（HO1）形成所述八个轴中的第四轴（4），

- 第二行星齿轮组（RS2）的内齿圈（HO2）和第三行星齿轮组（RS3）的太阳轮（SO3）抗扭相互连接并形成所述八个轴中的第五轴（5），

- 第一行星齿轮组（RS1）的连接片（ST1）和第三行星齿轮组（RS3）的内齿圈（HO3）抗扭相互连接并形成所述八个轴中的第六轴（6），

- 第二行星齿轮组（RS2）的太阳轮（SO2）和第四行星齿轮组（RS4）的内齿圈（HO4）抗扭相互连接并形成所述八个轴中的第七轴（7），以及

- 第二行星齿轮组（RS2）的连接片（ST2）形成所述八个轴中的第八轴（8），

以及其中，

- 第一换挡部件（A）设置在第三轴（3）与变速器外壳（GG）之间的力线上，

- 第二换挡部件(B)设置在第四轴(4)与变速器外壳(GG)之间的力线上,
- 第三换挡部件(C)设置在第五轴(5)与第一轴(1)之间的力线上,
- 第四换挡部件(D)或者设置在第八轴(8)与第二轴(2)之间或者第八轴(8)与第六轴(6)之间的力线上,
- 第五换挡部件(E)或者设置在第七轴(7)与第五轴(5)之间、第七轴(7)与第八轴(8)之间或者第五轴(5)与第八轴(8)之间的力线上。

2. 按权利要求1所述的多级变速器, 其特征在于,

- 第一前进挡通过闭合第一、第二和第三换挡部件(A、B、C),
- 第二前进挡通过闭合第一、第二和第五换挡部件(A、B、E),
- 第三前进挡通过闭合第二、第三和第五换挡部件(B、C、E),
- 第四前进挡通过闭合第二、第四和第五换挡部件(B、D、E),
- 第五前进挡通过闭合第二、第三和第四换挡部件(B、C、D),
- 第六前进挡通过闭合第三、第四和第五换挡部件(C、D、E),
- 第七前进挡通过闭合第一、第三和第四换挡部件(A、C、D),
- 第八前进挡通过闭合第一、第四和第五换挡部件(A、D、E), 以及
- 倒挡通过闭合第一、第二和第四换挡部件(A、B、D)产生。

3. 按权利要求 1 所述的多级变速器，其特征在于，所有四个行星齿轮组（RS1、RS2、RS3、RS4）均作为负行星齿轮组构成。

4. 按权利要求 1 - 3 之一所述的多级变速器，其特征在于，行星齿轮组（RS1、RS2、RS3、RS4）彼此同轴并在轴向上按“第一行星齿轮组（RS1）、第四行星齿轮组（RS4）、第二行星齿轮组（RS2）、第三行星齿轮组（RS3）”的顺序依次设置。

5. 按权利要求 4 所述的多级变速器，其特征在于，四个行星齿轮组（RS1、RS2、RS3、RS4）各自最多由所述八个轴（1、2、3、4、5、6、7、8）之一在轴向上中心穿过。

6. 按权利要求 4 所述的多级变速器，其特征在于，第三轴（3）可扭转支承在一个相对于变速器的外壳固定的套筒（GN）上。

7. 按权利要求 4 所述的多级变速器，其特征在于，第一换挡部件（A）在空间上看至少部分设置在第一行星齿轮组（RS1）远离第四行星齿轮组（RS4）的面上。

8. 按权利要求 4 所述的多级变速器，其特征在于，第二换挡部件（B）在空间上看设置在第一行星齿轮组（RS1）远离第四行星齿轮组（RS4）的面上。

9. 按权利要求 4 所述的多级变速器，其特征在于，第二换挡部件（B）在空间上看至少部分设置在第一行星齿轮组（RS1）径向上方的区域内。

10. 按权利要求 4 所述的多级变速器，其特征在于，第一和第二换挡部件（A、B）在空间上看轴向直接并排设置。

11. 按权利要求 4 所述的多级变速器, 其特征在于, 第二换挡部件 (B) 在空间上看设置在第一换挡部件 (A) 径向上方。

12. 按权利要求 4 所述的多级变速器, 其特征在于, 第五换挡部件 (E) 轴向直接与第二行星齿轮组 (RS2) 邻接。

13. 按权利要求 4 所述的多级变速器, 其特征在于, 第四和第五换挡部件 (D、E) 在空间上看设置在轴向位于第二与第三行星齿轮组 (RS2、RS3) 之间的区域内。

14. 按权利要求 4 所述的多级变速器, 其特征在于, 第三换挡部件 (C) 在空间上看设置在轴向位于第二与第三行星齿轮组 (RS2、RS3) 之间的区域内。

15. 按权利要求 4 所述的多级变速器, 其特征在于, 第三和第五换挡部件 (C、E) 在空间上看轴向并排设置。

16. 按权利要求 4 所述的多级变速器, 其特征在于, 第三换挡部件 (C) 在空间上看轴向设置在第五换挡部件 (E) 与第四换挡部件 (D) 之间。

17. 按权利要求 1-3 之一所述的多级变速器, 其特征在于, 行星齿轮组 (RS1、RS2、RS3、RS4) 彼此同轴并在轴向上按“第二行星齿轮组 (RS2)、第四行星齿轮组 (RS4)、第一行星齿轮组 (RS1)、第三行星齿轮组 (RS3)”的顺序依次设置。

18. 按权利要求 1 所述的多级变速器, 其特征在于, 该多级变速器是汽车的自动变速器, 主动轴 (AN) 可通过启动部件与汽车的发动机分离。

19. 按权利要求 18 所述的多级变速器, 其特征在于, 该启动部件

---

是液力变矩器或者液压离合器或者干式启动离合器或者湿式离合器或者磁粉离合器或者离心式离合器。

20. 按权利要求 1 所述的多级变速器，其特征在于，该多级变速器是汽车的自动变速器，汽车的启动借助变速器内部的所述第一换挡部件（A）或者借助变速器内部的所述第二换挡部件（B）进行，其中，主动轴（AN）始终与发动机的曲轴抗扭地连接或者旋转弹性地连接。

---

## 多级变速器

### 技术领域

本发明涉及一种行星齿轮结构的多级变速器。

### 背景技术

特别是汽车的自动变速器按照现有技术包括行星齿轮组，它们借助例如像离合器和制动器这种摩擦或换挡部件连接并通常与承受滑动作用和选择具有分接离合器的启动部件例如像液力变矩器或者液压离合器连接。

这种多挡自动变速器例如由 DE 102 13 820 A1 有所公开。它基本上包括彼此同轴设置的一个主动轴和一个被动轴、总计三个行星齿轮组和六个摩擦换挡部件。为将主动轴的转速传递到被动轴上，变速器具有两个功率路径。两个行星齿轮组以双连接片四轴行星齿轮变速器的方式形成变速器的一个切换的主齿轮组，结构上例如作为所谓的 Ravigneaux 行星齿轮组或者作为所谓的 Simpson 行星齿轮组构成。主齿轮组的输出件与变速器的被动轴连接。剩下的三个行星齿轮组作为单式行星齿轮组构成并形成不可切换的前置齿轮组，与主动轴固定连接并在输出端产生转速，该转速除了主动轴的转速外可传递到主齿轮组的不同输入件上。通过选择性闭合作为离合器和制动器构成的六个摩擦换挡部件的各自两个，可以无混合连接切换总计八个前进挡，也就是可以这样切换，在从一个挡位切换到下个更高的或者更低的挡位时，使其各自仅打开一个此前闭合的换挡部件并闭合一个此前打开的换挡部件。

此外，申请人的 DE 199 49 507 A1 公开了一种多级变速器，其中，主动轴上具有两个不可切换的前置齿轮组，输出端上产生两种转速，

除了主动轴的转速外，有选择地根据作用于被动轴可切换的多环节的主齿轮组通过所使用的换挡部件的选择性闭合可以这样切换，使其为从一个挡位切换到各自下个更高的或者更低的挡位，两个直接操作的换挡部件中各自仅需接通或者断开一个换挡部件。主齿轮组也作为双连接片四轴行星齿轮组构成，其两个行星齿轮组通过两个部件相互固定连接。在使用五个换挡部件的情况下，在此方面可无混合连接切换七个前进挡，在使用六个换挡部件的情况下甚至可以切换九个或者十个前进挡。

在申请人 DE 101 15 983 A1 的框架内介绍了一种多级变速器，具有一个与前置齿轮组连接的主动轴、一个与后置齿轮组连接的被动轴以及最多七个换挡部件，通过其选择性的切换可切换至少八个无混合连接的前进挡。前置齿轮组由一个可切换或者不可切换的行星齿轮组或者最多两个不可切换相互连接的行星齿轮组构成。后置齿轮组作为双连接片四轴变速器利用两个可切换的后置行星齿轮组构成并具有四个自由轴。该双连接片四轴变速器第一自由轴与第一换挡部件连接，第二自由轴与第二和第三换挡部件连接，第三自由轴与第四和第五换挡部件连接和第四自由轴与被动轴连接。对一种具有总计六个换挡部件的多级变速器依据该发明提出，后置齿轮组的第三自由轴或者第一自由轴附加与第六换挡部件连接。对一种具有总计七个换挡部件的多级变速器依据该发明提出，第三自由轴附加与第六换挡部件和第一自由轴附加与第七换挡部件连接。

例如申请人的 DE 101 15 995 A1 也公开了多个其他的多级变速器，其中，具有四个可切换相互连接的行星齿轮组和六个或者七个摩擦连接的换挡部件，通过其选择性闭合可将变速器主动轴的转速这样传递到变速器的被动轴上，使其可以切换九个或者十一个前进挡和至少一个倒挡。根据变速器示意图在每个挡位上闭合两个或者三个换挡部件，其中，在从一个挡位向各自下个更高的或者下个更低的挡位换挡时，为避免混合连接各自仅打开一个闭合的换挡部件和接通一个此

前未闭合的换挡部件。

DE 29 36 969 A1 公开了一种 8 挡多级变速器，包括四个同轴的单式行星齿轮组和八个摩擦换挡部件。

此外，US 4,683,776 公开了一种多级自动变速器，包括四个单式行星齿轮组和六个换挡部件。所有四个行星齿轮组均作为单式行星齿轮结构的所谓负行星齿轮组构成。从传动侧所见的头两个行星齿轮组形成可切换的前置齿轮组并通过两个连接轴相互固定连接，其中，该前置齿轮组的第一连接轴将其两个太阳轮相互固定连接并与变速器的主动轴固定连接，以及其中该前置齿轮组的第二连接轴将第一行星齿轮组的内齿圈和第二行星齿轮组的连接片相互固定连接并同时形成前置齿轮组的输出轴。前置齿轮组的另外两个部件 - 也就是第一行星齿轮组的连接片和第二行星齿轮组的内齿圈 - 可各自通过本身的制动器固定在变速器外壳上。第三和第四形成一个可切换的主齿轮组并同样通过两个连接轴相互固定连接，其中，该主齿轮组的第一连接轴将其两个太阳轮相互固定连接并可与变速器的主动轴固定连接，以及其中该主齿轮组的第二连接轴将第三行星齿轮组的连接片与第四行星齿轮组的内齿圈固定连接并同样可与主动轴连接和有选择地也通过制动器固定在变速器外壳上。作为主齿轮组其他输入件的第三行星齿轮组的内齿圈与前置齿轮组的输出轴固定连接并可通过另一制动器固定轴变速器外壳上。第四行星齿轮组的连接片最后形成主齿轮组的输出件并与变速器的被动轴固定连接。变速器总计具有九个可无混合连接切换的前进挡和一个倒挡，它们通过选择性成对闭合六个换挡部件的各自两个实现。

此外，US 6176803 B1 公开了一种 9 挡自动变速器，具有四个彼此同轴设置并相互连接的可切换单式行星齿轮组，该变速器结构上与前面依据 US 4,683,776 所述的自动变速器非常相似。如 US 4,683,776 中那样具有总计六个摩擦换挡部件，其中两个作为片式离合器和四个作

为片式制动器构成。从传动侧所见头四个行星齿轮组与 US 4,683,776 区别在于作为复式行星齿轮结构的所谓正行星齿轮组构成。另外三个行星齿轮组如 US 4,683,776 中那样作为单式行星齿轮结构的所谓负行星齿轮组构成。直至第二行星齿轮组的太阳轮从现在起与第一（正）行星齿轮组的连接片行星齿轮组彼此部件侧的连接，与两个离合器或与主动轴、与四个制动器以及与被动轴与 US 4,683,776 完全相同。原则上因此仅正行星齿轮组作为前置齿轮组工作，其中，另外三个行星齿轮组然后形成变速器的主齿轮组。

此外，DE 4238025 A1 公开了具有九个可无混合连接切换类似的多级自动变速器，包括四个同轴的单式行星齿轮组和六个或者七个摩擦换挡部件（四个片式制动器和两个或者三个片式离合器）。在此方面，从传动侧所见头两个行星齿轮组始终形成一个与变速器的主动轴固定连接通过两个连接轴连接可切换的前置齿轮组，其中，其一个行星齿轮组作为复式行星齿轮结构的正行星齿轮组和其另一个行星齿轮组作为单式行星齿轮结构的负行星齿轮组构成。另外两个行星齿轮组与 US 4,683,776 相同形成一个作为双连接片四轴行星齿轮变速器构成的可切换的主齿轮组。

总体来说，行星齿轮结构的自动换挡汽车变速器在现有技术中已有大量介绍并得到不断开发和改进。这些变速器因此具有足够数量的前进挡以及一个倒挡，并具有采用很高的总分配和有利的变速器各挡速比间隔非常适用于汽车的速比。此外，这些变速器可以使前进方向上具有很高的启动速比并包括直接挡位，以及既适用于 PKW 也适用于 NKW 使用。此外，这些变速器需要较低的制造开支，特别是较少数量的换挡部件，并在顺序切换的情况下避免双重连接，从而在切换到确定挡组上的情况下各自仅变换一个换挡部件。

## 发明内容

本发明的目的在于，提供一种开头所述类型的多级变速器，具有

至少八个无混合连接可切换的前进挡和至少一个倒挡，其中，在使用总计四个行星齿轮组的情况下尽可能减少所需的换挡部件数量。为此变速器在比较协调的变速器挡位分级情况下具有大范围的分配并在主启动挡上具有有利的效率 – 也就是比较小的牵引和啮合损失。

据此提供一种行星齿轮结构依据本发明的多级变速器，具有一个主动轴、一个被动轴、四个行星齿轮组、至少八个旋转轴以及五个换挡部件 – 两个制动器和三个离合器，其选择性结合使主动轴与被动轴之间产生不同的速比，从而可以实现八个前进挡和一个倒挡。

依据本发明第四行星齿轮组的连接片和主动轴抗扭相互连接并形成变速器的第一旋转轴。第三行星齿轮组的连接片和被动轴抗扭相互连接并形成变速器的第二旋转轴。第一行星齿轮组的太阳轮和第四行星齿轮组的太阳轮抗扭相互连接并形成变速器的第三旋转轴。第一行星齿轮组的内齿圈形成变速器的第四旋转轴。第二行星齿轮组的内齿圈和第三行星齿轮组的太阳轮抗扭相互连接并形成变速器的第五旋转轴。第一行星齿轮组的连接片和第三行星齿轮组的内齿圈抗扭相互连接并形成变速器的第六旋转轴。第二行星齿轮组的太阳轮和第四行星齿轮组的内齿圈抗扭相互连接并形成变速器的第七旋转轴。第二行星齿轮组的连接片形成变速器的第八旋转轴。

在五个换挡部件与行星齿轮组的不同部件并与变速器的主动轴连接方面依据本发明提出，第一换挡部件设置在第三轴与变速器外壳之间的力线上，第二换挡部件设置在第四轴与变速器外壳之间的力线上，第三换挡部件设置在第五轴与第一轴之间的力线上。此外依据本发明，第四换挡部件或者设置在第八与第二轴之间或者第八与第六轴之间的力线上。第五换挡部件依据本发明或者设置在第七与第五轴之间或者第七与第八轴之间或者第五与第八轴之间的力线上。通过换挡部件与变速器不同轴的这些不同运动连接依据本发明因此形成一个完整的变速器体系。

所有四个行星齿轮组因此最好作为所谓的负行星齿轮组构成，其各自的行星齿轮与各自行星齿轮组的太阳轮和内齿圈啮合。在四个行星齿轮组在变速器外壳内的空间设置方面，在一种具有优点的构成中提出，所有四个行星齿轮组以“第二、第四、第一、第三行星齿轮组”的顺序彼此同轴并排设置。为采用彼此同轴分布的主动轴和被动轴，在这种情况下依据目的，第二行星齿轮组为依据本发明的行星齿轮组分配给变速器主动侧的行星齿轮组。

通过多级变速器依据本发明的构成，特别是形成适用于轿车在协调变速器挡位分级上大范围总分配的速比，由此取得良好的行驶舒适性并明显降低能耗。

此外，利用依据本发明的多级变速器通过减少换挡部件的数量，即两个制动器和三个离合器，制造费用比较少。利用依据本发明的多级变速器可以具有优点的方式采用液力变矩器、外部启动离合器或者也可以采用其他适用的外部启动离合器进行启动。也可以设想采用与变速器整体构成的启动部件进行启动过程。最好对此适用在第一和第二前进挡和倒挡上操作的两个制动器之一。

此外，在依据本发明的多级变速器中，所有挡位上均形成良好的效率，这是因为一方面在每个挡位上各自仅两个换挡部件不结合而牵引损失小，而另一方面还在于单个行星齿轮组结构简单而啮合损失小。

此外，依据本发明的多级变速器这样设计，使其无论是在力线方向上还是在空间方面均可与不同的传动系结构相配合。例如无需特殊的结构措施将变速器的主动侧与被动侧有选择地彼此同轴或者轴平行设置。

附图说明

下面借助附图举例对本发明进行详细说明。相同或类似的部件在此方面也具有相同的附图符号。其中：

- 图 1 示出依据本发明的多级变速器第一实施例的示意图；
- 图 2 示出图 1 多级变速器的举例换挡示意图；
- 图 3 示出图 1 多级变速器举例的第一部件设置方案；
- 图 4 示出图 1 多级变速器举例的第二部件设置方案；
- 图 5 示出依据本发明的多级变速器第二实施例的示意图；
- 图 6 示出依据本发明的多级变速器第三实施例的示意图；
- 图 7 示出依据本发明的多级变速器第四实施例的示意图；
- 图 8 示出图 7 多级变速器的举例部件设置方案；
- 图 9 示出依据本发明的多级变速器第五实施例的示意图；
- 图 10 示出依据本发明的多级变速器第六实施例的示意图；
- 图 11 示出图 4 多级变速器的第一举例构成方案；
- 图 12 示出图 4 多级变速器的第二举例构成方案；
- 图 13 示出图 4 多级变速器的第三举例构成方案；
- 图 14 示出图 8 多级变速器的第一举例构成方案；
- 图 15 示出图 8 多级变速器的第二举例构成方案；以及
- 图 16 示出图 1 多级变速器的第三举例构成方案；

### 具体实施方式

图 1 示出依据本发明多级变速器的第一实施例。变速器包括一个主动轴 AN 和一个被动轴 AB，以及四个行星齿轮组 RS1、RS2、RS3、RS4 和五个换挡部件 A、B、C、D、E，它们均设置在变速器的一个外壳 GG 内。所有四个行星齿轮组 RS1、RS2、RS3、RS4 均作为单式行星齿轮组构成并在该实施例中轴向上按 RS2、RS4、RS1、RS3 的顺序同轴依次设置。行星齿轮组公知具有与该行星齿轮组的太阳轮和内齿圈啮合的行星齿轮。四个行星齿轮组 RS1、RS2、RS3、RS4 的内齿圈采用 HO1、HO2、HO3 和 HO4 标注，太阳轮采用 SO1、SO2、SO3 和 SO4 标注，行星齿轮采用 PL1、PL2、PL3 和 PL4 标注，以及上面可旋转支承所称行星齿轮的连接片采用 ST1、ST2、ST3 和 ST4 标注。换

挡部件 A 和 B 作为制动器构成，在所示的实施例中二者作为摩擦连接可切换的片式制动器构成，不言而喻，在其他构成中也可以作为摩擦连接可切换的带式制动器或者例如作为造型连接可切换的牙嵌或者锥体制动器构成。换挡部件 C、D 和 E 作为离合器构成，在所示的实施例中它们均作为摩擦连接可切换的片式离合器构成，不言而喻，在其他构成中例如也可以作为造型连接可切换的牙嵌或者锥体离合器构成。

利用这五个换挡部件 A - E 可以实现八个前进挡和至少一个倒挡的选择性换挡。依据本发明的多级变速器具有总计至少八个旋转轴，采用 1 - 8 标注。

在四个行星齿轮组 RS1、RS2、RS3、RS4 的单个部件彼此间及与主动轴和被动轴 AN、AB 的连接方面，在图 1 的多级变速器上采用下列方式：第四行星齿轮组 RS4 的连接片 ST4 和主动轴 AN 抗扭相互连接并形成变速器的第一轴 1。第三行星齿轮组 RS3 的连接片 ST3 和被动轴 AB 抗扭相互连接并形成变速器的第二轴 2。第一行星齿轮组 RS1 的太阳轮 SO1 和第四行星齿轮组 RS4 的太阳轮 SO4 抗扭相互连接并形成变速器的第三轴 3。第一行星齿轮组 RS1 的内齿圈 HO1 形成变速器的第四轴 4。第二行星齿轮组 RS2 的内齿圈 HO2 和第三行星齿轮组 RS3 的太阳轮 SO3 抗扭相互连接并形成变速器的第五轴 5。第一行星齿轮组 RS1 的连接片 ST1 和第三行星齿轮组 RS3 的内齿圈 HO3 抗扭相互连接并形成变速器的第六轴 6。第二行星齿轮组 RS2 的太阳轮 SO2 和第四行星齿轮组 RS4 的内齿圈 HO4 抗扭相互连接并形成变速器的第七轴 7。第二行星齿轮组 RS2 的连接片 ST2 形成变速器的第八轴 8。

在五个换挡部件 A - E 与变速器的所述轴 1 - 8 的连接方面，在图 1 的多级变速器上采用下列方式：第一换挡部件 A 设置在第三轴 3 与变速器外壳 GG 之间的力线上。第二换挡部件 B 设置在第四轴 4 与变速器外壳 GG 之间的力线上。第三换挡部件 C 设置在第五轴 5 与第一

轴 1 之间的力线上。第四换挡部件 D 设置在第八轴 8 与第二轴 2 之间的力线上。第五换挡部件 E 最后设置在第七轴 7 与第五轴 5 之间的力线上。

在图 1 所示的实施例中，第二行星齿轮组 RS2 为变速器靠近主动侧的齿轮组和第三行星齿轮组 RS3 为变速器靠近被动侧的齿轮组，其中，主动轴 AN 和被动轴 AB 例如彼此同轴设置。专业人员很容易看出，这种变速器无需特殊的开支可以这样进行改造，使主动轴和被动轴不再彼此同轴设置，例如彼此轴平行或者成角度设置。在这样一种设置中，专业人员需要时也可以将变速器的主动侧靠近第三行星齿轮组 RS3 设置，也就是设置在第三行星齿轮组 RS3 远离第一行星齿轮组 RS1 的面上。

与四个齿轮组轴向上所见按“RS2、RS4、RS1、RS3”顺序的空间设置相应，变速器的第二轴 2 分段分布在第三轴 3 内部的中心并分段分布在第七轴 7 内部的中心。在此方面，第五轴 5 一方面分段分布在该第二轴 2 内部的中心，另一方面，第五轴 5 的一段轴向和径向上完全环绕离合器 D 和第二行星齿轮组 RS2。变速器的第一轴 1 轴向和径向上完全搭接第二和第四行星齿轮组 RS2、RS4 以及离合器 D、C、E，离合器 D、C、E 因此设置在一个通过轴 1 形成的缸室内部。

此外如从图 1 所看到的那样，两个制动器 A、B 在所示的实施例中在空间上看轴向直接并排设置在行星齿轮组 RS1 和 RS4 径向上方的区域内，其中，制动器 B 至少部分径向设置在第一行星齿轮组 RS1 的上面，以及其中制动器 A 至少部分设置在轴向位于两个行星齿轮组 RS4 与 RS1 之间的区域内。两个制动器 A、B 与两个行星齿轮组 RS4 和 RS1 的运动连接造成制动器 B 比制动器 A 靠近第三行星齿轮组 RS3 或靠近变速器的被动侧设置。不言而喻，两个制动器 A、B 图 1 所示的空间设置应作为举例理解。制动器 A 例如也可以至少部分径向设置在第四行星齿轮组 RS4 上面。根据汽车上可供变速器外壳 GG 使用的结构空间，

在另一种构成中例如两个制动器 A、B – 从图 1 的图示出发 – 也可以轴向移动设置在行星齿轮组 RS2 和 RS4 径向上方的区域内或者设置在行星齿轮组 RS3 和 RS1 径向上方的区域内或者设置在轴向完全在行星齿轮组 RS4 与 RS1 之间的区域内。根据可供使用的结构空间，制动器 A 也可以例如设置在一个通过制动器 B 形成的缸室的径向内部。

此外如从图 1 所看到的那样，两个离合器 C 和 E 径向观察基本上重叠和轴向观察设置在第二行星齿轮组 RS2 与第四行星齿轮组 RS4 之间，其中，离合器 C 的摩擦片组至少大部分设置在离合器 E 摩擦片组上面。依据目的，两个离合器 C、E 可以具有一个共用的摩擦片支架，例如作为离合器 C 径向外摩擦片组的内摩擦片支架和离合器 E 径向内摩擦片组的外摩擦片支架构成。出于简化两个离合器 C、E 未示出的伺服装置例如可与所称的共用摩擦片支架和所称的两个摩擦片组组成一个可预安装的结构组件，从而两个伺服装置然后始终随同第二行星齿轮组 RS2 内齿圈 HO2 的转速旋转。两个伺服装置可以具有动态压力平衡，用于补偿其旋转压力室的旋转压力。例如离合器 C 的伺服装置也可以单独可轴向移动支承在两个离合器 C、E 共用的摩擦片支架上和离合器 E 的伺服装置单独可轴向移动支承在第二行星齿轮组 RS2 的太阳轮 SO2 上。例如离合器 C 的伺服装置也可以轴向移动支承在主动轴 AN 上，从而它始终随同变速器的主动轴转速旋转。

此外如从图 1 所看到的那样，离合器 D 空间上观察设置在第二行星齿轮组 RS2 远离第四行星齿轮组 RS4 的面上，轴向直接邻接该第二行星齿轮组 RS2。在所示的例子中，离合器 D 的摩擦片组直径较小，与离合器 D 与第二行星齿轮组 RS2 连接片 ST2 的运动连接相应。不言而喻，离合器 D 在变速器的另一种构成中通过简单改造也可以设置在更大的直径上，例如轴向设置在第二行星齿轮组 RS2 内齿圈 HO2 的旁边或者也可以轴向设置在第一与第三行星齿轮组 RS1、RS3 之间。出于简化未示出的离合器 D 的伺服装置可以这样设置，使其始终随同第二行星齿轮组 RS2 连接片 ST2 的转速旋转，或者使其始终随同第三行星

齿轮组 RS3 连接片 ST3 的转速旋转。不言而喻，离合器 D 的伺服装置也可以具有动态压力平衡，用于补偿其旋转压力室的旋转压力。

图 2 示出图 1 依据本发明多级变速器的举例换挡示意图。在每个挡位上闭合三个换挡部件和打开两个换挡部件。除了换挡逻辑外，从该换挡示意图中还可以看出单个变速器挡位各自速比  $i$  和从中确定的变速器各挡速比间隔  $\phi$  的举例数值。所列举的速比  $i$  从负 2.10、负 1.60、负 3.70 和负 2.00 的四个行星齿轮组 RS1、RS2、RS3、RS4 的（典型）固定变速器速比中产生。此外从换挡示意图可以看出，在顺序换挡情况下避免双重联接或混合联接，因为两个在换挡逻辑上相邻的变速器挡位共同利用两个换挡部件。第六挡最好作为直接挡构成。

第一前进挡通过闭合制动器 A 和 B 以及离合器 C，第二前进挡通过闭合制动器 A 和 B 以及离合器 E，第三前进挡通过闭合制动器 B 和离合器 C 和 E，第四前进挡通过闭合制动器 B 和离合器 D 和 E，第五前进挡通过闭合制动器 B 和离合器 C 和 D，第六前进挡通过闭合离合器 C、D 和 E，第七前进挡通过闭合制动器 A 和离合器 C 和 D 以及第八前进挡通过闭合制动器 A 和离合器 D 和 E 产生。此外如从换挡示意图中所看到那样，倒挡通过闭合制动器 A 和 B 以及离合器 D 产生。

依据本发明，汽车的启动可以利用一个与变速器整体构成的换挡部件进行。在这种情况下，特别适用既在第一前进挡上也在倒挡上所需的换挡部件，在这里最好是制动器 A 或者制动器 B。这两个制动器 A、B 以具有优点的方式也是第二前进挡上所需的。如果将制动器 B 作为与变速器整体构成的启动部件使用，那么因此甚至可以在前五个前进挡和倒挡上启动。如从换挡示意图中所看到的那样，为在前进方向上启动也可以使用离合器 C 并为在倒挡方向上启动可以使用离合器 D 作为变速器内部的启动部件。

依据本发明多级变速器图 1 所示实施例的换挡部件在变速器内部

的空间设置原则上可以是任意的,并仅受变速器外壳 GG 的尺寸和外部形状限制。图 3 和 4 相应举例示出图 1 多级变速器两种部件设置的方案,其中,齿轮组部件、换挡部件和轴彼此的所有运动连接均引用图 1 不变。在图 3 和图 4 的两种部件设置方案中,四个行星齿轮组 RS1 – RS4 现在以 RS1、RS4、RS2、RS3 的顺序同轴依次设置在轴向上。主动轴 AN 和被动轴 AB 如图 1 中那样例如彼此同轴设置,从而现在第一行星齿轮组 RS1 为变速器靠近主动侧的齿轮组,其中,第三行星齿轮组 RS3 如图 1 中那样为变速器靠近被动侧的齿轮组。不言而喻,图 1 说明框架内在变速器的主动轴和被动轴 AN、AB 或主动侧和被动侧相对空间位置的可能性方面也可以依据意义转移到图 3 和 4 的实施例上。

与四个行星齿轮组 RS1 – RS4 彼此相对与图 1 相比变化的空间位置相应,依据图 3 或图 4 也产生变速器外壳 GG 内部五个换挡部件 A – E 相对于齿轮组一种相对于图 1 依据目的变化的空间设置。在这两种部件设置方案中,与第一行星齿轮组 RS1 的内齿圈 HO1 或与轴 4 连接的制动器 B 依据目的至少部分设置在第一行星齿轮组 RS1 径向上方。与第一行星齿轮组 RS1 的太阳轮 SO1 或与轴 3 连接的制动器 A 现在设置在第一行星齿轮组 RS1 远离第四行星齿轮组 RS4 或远离其他齿轮组的面上,靠近变速器的主动侧。在此方面,这两个制动器的摩擦片组在这里例如直径至少相似。制动器 A 也可以结构简单地与变速器外壳 GG 靠近主动侧的外壳壁整体构成。为减少变速器的轴向结构长度,在另一种构成中不改变轴向并排设置的摩擦片组情况下,制动器 A 也可以至少部分设置在第一行星齿轮组 RS1 径向上方的区域内和制动器 B 至少部分设置在第四行星齿轮组 RS4 径向上方的区域内。在另一种构成中,例如两个制动器 A、B 也可以不是同轴设置,而是径向重叠设置。

在图 3 所示图 1 多级变速器的第一举例部件设置方案中,两个离合器 D、E 的摩擦片现在设置在轴向位于第二与第三行星齿轮组 RS2、RS3 之间的区域内,例如轴向并排设置,以便可以将两个离合器 D、E 的摩擦片组设置在尽可能大的直径上。在此方面,离合器 E 的摩擦片

组比离合器 D 的摩擦片组靠近第二行星齿轮组 RS2 设置。在此方面，在第二行星齿轮组 RS2 的连接片 ST2 与离合器 D 之间形成作用连接的变速器的轴 8 轴向上完全环绕第二行星齿轮组 RS2 和离合器 E，离合器 E 因此设置在一个通过轴 8 形成的缸室内部。但根据汽车上可供安装变速器使用的结构空间，依据目的离合器 D 的摩擦片组也可以基本设置在离合器 E 的摩擦片组径向上方。在第一行星齿轮组 RS1 的连接片 ST1 与第三行星齿轮组 RS3 的内齿圈 HO3 之间形成作用连接的变速器的轴 6 在其轴向分布上完全搭接第四和第二行星齿轮组 RS4、RS2 以及两个离合器 E、D。在另一种构成中，离合器 D 在空间上看也可以轴向设置在第二行星齿轮组 RS2 与第四行星齿轮组 RS4 之间。

此外如从图 3 所看到的那样，离合器 C 现在设置在第三行星齿轮组 RS3 远离第二行星齿轮组 RS2 或其他齿轮组的面上，轴向直接与该第三行星齿轮组 RS3 邻接。与图 3 所示作为具有同轴主动侧和被动侧以及被动轴 AB 与第三行星齿轮组 RS3 的连接片 ST3 产生运动连接的“标准传动装置”使用的变速器相应，制动器 C 的摩擦片直径较小和可靠传递转矩所需的制动器 C 摩擦片数量较大。但离合器 C 由此产生的较大轴向延伸对“标准传动装置”来说，由于汽车常见的传动轴通道轮廓而没有产生不利影响。而如果变速器相反例如具有与主动侧轴平行的被动侧，那么通过被动轴为此必要的布置，较大的直径可供将离合器 C 然后设置在与连接片 ST3 连接的被动端齿轮和变速器外壳壁之间的区域内使用。

与四个齿轮组轴向上所见按“RS1、RS4、RS2、RS3”顺序的空间设置相应，四个行星齿轮组 RS1 - RS4 各自最多由一个轴穿过，依据图 3 由主动轴 AN 或变速器的轴 1 轴向上中心穿过。这种设置特别具有优点的是，一方面在于确定主动轴 AN 和齿轮组的尺寸，另一方面还在于向四个行星齿轮组 RS1、RS2、RS3、RS4 的行星齿轮润滑油输送比较简单以及向三个离合器 E、D、C 的压力油和润滑油输送也比较简单。在图 3 所示采用同轴设置主动轴和被动轴 AN、AB 的实施例中，主动

轴 AN 或变速器的轴 1 穿过所有四个行星齿轮组 RS1 – RS4 并在其轴向上分布上中心穿过第三轴 3、第七轴 7 和第五轴 5。在另一种构成中，如果采用不同轴的主动轴和被动轴，变速器的主动侧与图 3 不同靠近第三行星齿轮组 RS3 或靠近离合器 C 设置，那么轴 3 也可以直接可扭转支承在然后与主动侧相对外壳壁相应构成的外壳固定的套筒上，其中，然后主动轴 AN 或轴 1 轴向上中心完全穿过仅两个行星齿轮组 RS3 和 RS2（和离合器 C、D、E）。

图 4 举例示出图 1 多级变速器的第二部件设置方案，与此前借助图 3 介绍的实施例的区别特别在于离合器 E 的结构变化和离合器 C 的空间设置。

如从图 4 所看到的那样，与图 3 相似，离合器 E 在空间上看所见的轴向设置在第二与第三行星齿轮组 RS2、RS3 之间并与此同时轴向直接与第二行星齿轮组 RS2 邻接。在图 3 中，离合器 E 的外摩擦片支架与轴 5（或与第二行星齿轮组 RS2 的内齿圈 HO2）和离合器 E 的内摩擦片支架与轴 7（或与第二行星齿轮组 RS2 的太阳轮 SO2）抗扭连接，而在图 4 中，离合器 E 的外摩擦片支架选择与轴 7 和离合器 E 的内摩擦片支架相应地与轴 5 抗扭连接。这种结构上的构成有利的是，出于简化未示出的离合器 E 的伺服装置设置在离合器 E 分配给其的摩擦片组靠近行星齿轮组 RS2 的面上并然后始终随同第七轴 7 的转速旋转。不言而喻，图 4 所示离合器 E 结构上的构成也可以转移到图 3 所示的实施例上。

此外如从图 4 所看到的那样，离合器 C 与图 3 的区别在于，在空间上看现在轴向设置在第二与第三行星齿轮组 RS2、RS3 之间并与此同时轴向直接与第三行星齿轮组 RS3 邻接。不言而喻，图 4 所示该离合器 C 在第三行星齿轮组 RS3 靠近太阳轮 SO3 区域内较小直径上的设置仅应视为举例；在一种变化的构成中，离合器 C 也可以设置在更大直径上。

与四个齿轮组轴向上所见按“RS1、RS4、RS2、RS3”顺序的空间设置相应,四个行星齿轮组 RS1 – RS4 在图 4 的实施例中各自最多也由变速器的一个轴轴向上中心穿过:行星齿轮组 RS1、RS4 和 RS2 由主动轴 AN 或行星齿轮组 RS3 的轴 1,行星齿轮组 RS3 最多由第五轴 5 的一段穿过。

现借助下面的附图介绍依据本发明多级变速器的其他实施例,它们均可采用图 2 的换挡逻辑工作。

图 5 示出依据本发明多级变速器第二实施例的示意图,它以此前借助图 1 详细介绍的第一实施例为基础。如从图 5 很容易看出的那样,四个行星齿轮组 RS1、RS2、RS3、RS4 和五个换挡部件 A、B、C、D、E 的变速器结构和彼此间及与主动轴和被动轴 AN、AB 的运动连接几乎全部引用图 1。与图 1 的主要区别仅在于第五换挡部件 E 与齿轮组部件的运动连接。依据图 5,离合器 E 现在设置在变速器的第七轴 7 与第八轴 8 之间的力线上。与图 1 的区别现在因此在于第二行星齿轮组 RS2 的太阳轮 SO2 与第四行星齿轮组 RS4 的内齿圈 HO4 之间具有的连接轴 7 可通过离合器 E 与第二行星齿轮组 RS2 的连接片 ST2 连接。

相应地在图 5 中离合器 E 的空间设置方面,该离合器 E 轴向观察设置在所称的两个行星齿轮组 RS2 与 RS4 之间。离合器 C 的空间设置因此与离合器 E 的空间设置完全分离。在图 5 中,该离合器 C 例如设置在第二行星齿轮组 RS2 径向上方的区域内。出于简化未示出的离合器 E 的伺服装置依据目的轴向可移动支承在轴 7 上并在这种情况下始终随同该轴 7 的转速旋转。出于简化同样未示出的离合器 C 的伺服装置依据目的轴向可移动支承在轴 1 或主动轴 AN 上并在这种情况下始终随同主动轴转速旋转。

图 6 示出依据本发明多级变速器第三实施例的示意图,它同样以

此前借助图 1 详细介绍的第一实施例为基础。如从图 6 很容易看出的那样，四个行星齿轮组 RS1、RS2、RS3、RS4 和五个换挡部件 A、B、C、D、E 的变速器结构和彼此间及与主动轴和被动轴 AN、AB 的运动连接几乎全部引用图 1。与图 1 的主要区别也在于第五换挡部件 E 与齿轮组部件的运动连接。依据图 6，离合器 E 现在设置在变速器的第五轴 5 与第八轴 8 之间的力线上。与图 1 的区别现在因此在于第二行星齿轮组 RS2 的连接片 ST2 和太阳轮 SO2 可通过离合器 E 相互连接。

图 7 示出依据本发明多级变速器第四实施例的示意图，它也以此前借助图 1 详细介绍的第一实施例为基础。如从图 7 很容易看出的那样，四个行星齿轮组 RS1、RS2、RS3、RS4 和五个换挡部件 A、B、C、D、E 的变速器结构和彼此间及与主动轴和被动轴 AN、AB 的运动连接几乎全部引用图 1。与图 1 的主要区别这次在于第四换挡部件 D 的运动连接。依据图 7，离合器 D 现在设置在变速器的第八轴 8 与第六轴 6 之间的力线上。与图 1 的区别现在因此在于第一行星齿轮组 RS1 的连接片 ST1 与第三行星齿轮组 RS3 的内齿圈 HO3 之间具有的连接轴 6 可通过离合器 D 与第二行星齿轮组 RS2 的连接片 ST2 连接。

由于离合器 D 的这种连接 - 与图 1 不同 - 现在第六轴 6 分段分布在第三轴 3 内部的中心并分段分布在第七轴 7 内部的中心，其中，第五轴 5 分段设置在该第六轴 6 内部的中心。如图 1 中那样，第五轴 5 的另一段轴向和径向上完全环绕离合器 D 和第二行星齿轮组 RS2。如图 1 中那样，第一轴 1 轴向和径向上完全搭接第二和第四行星齿轮组 RS2、RS4 以及离合器 D、C、E。

如已经提到的那样，依据本发明多级变速器所示实施例中换挡部件在变速器内部的空间设置原则上是任意的并仅受变速器外壳 GG 的尺寸和外部造型的限制。相应地图 8 示出图 7 多级变速器的举例部件设置方案，其中，齿轮组部件、换挡部件和轴彼此间的所有运动连接均不变地引用图 7。与图 3 和 4 中此前介绍的部件设置方案相应，图 8

所示的部件设置方案由于外壳结构变窄特别适用于安装在采用所谓“标准传动装置”的汽车上。

如从图 8 所看到的那样，与图 3 和 4 相比四个行星齿轮组 RS1 – RS4 轴向上按 RS1、RS4、RS2、RS3 的顺序同轴依次设置。主动轴 AN 和被动轴 AB 不变地彼此同轴设置，从而第三行星齿轮组 RS3 不变地为变速器靠近被动侧的齿轮组，但第一行星齿轮组 RS1 现在为变速器靠近主动侧的齿轮组。不言而喻，上述实施例的说明框架内在变速器的主动轴和被动轴 AN、AB 或主动侧和被动侧相对空间位置的可能性方面也可以依据意义转移到图 8 的实施例上。

与四个行星齿轮组 RS1 – RS4 彼此相对与图 7 相比变化的空间位置相应，依据图 8 也产生变速器外壳 GG 内部五个换挡部件 A – E 相对于齿轮组的一种相对于图 7 依据目的变化的空间设置。由两个制动器 A 和 B 以及两个行星齿轮组 RS1 和 RS4 组成的变速器靠近主动侧的部分与图 3 相同，就此而言在这里可以取消对这些部件所提出的空间设置和设置方案的再次说明。如从图 8 所看到的那样，离合器 D 在空间上看现在设置在轴向位于行星齿轮组 RS4 与 RS2 之间的区域内，与此同时轴向直接与第二行星齿轮组 RS2 邻接。轴向在两个行星齿轮组 RS2 与 RS3 之间现在设置两个离合器 E 和 C，在这种情况下例如基本上轴向并排设置，其中，离合器 E 轴向直接与第二行星齿轮组 RS2 相邻，离合器 C 因此比离合器 E 靠近行星齿轮组 RS3 设置。不言而喻，在变速器的另一种构成中，轴向设置在行星齿轮组 RS2 与 RS3 之间的两个离合器 E 和 C 径向观察基本上重叠设置。

与图 3 的区别在于，变速器的第六轴 6 依据图 8 在其轴向分布上轴向上完全搭接第四行星齿轮组 RS4、离合器 D、第二行星齿轮组 RS2、离合器 E 和现在还有离合器 C。

图 8 中出于简化未详细示出的离合器 D 的伺服装置例如可以至少

大部分轴向设置在两个行星齿轮组 RS1 与 RS4 之间并可轴向移动支承在第一行星齿轮组 RS1 的连接片 ST1 上, 其中, 在这种情况下该伺服装置作用于离合器 D 摩擦片组的操作部件轴向上搭接第四行星齿轮组 RS4 并在闭合离合器 D 时轴向在第二行星齿轮组 RS2 的方向上搭接分配给其的摩擦片组。为实现结构上特别简单的向离合器 D 的压力油和润滑油输送, 例如离合器 D 的该伺服装置至少大部分在其靠近行星齿轮组 RS2 的面上直接设置在第三行星齿轮组 RS3 旁边并可轴向移动支承在第三行星齿轮组 RS3 的太阳轮 SO3 或第五轴 5 上面。在这种情况下, 该伺服装置作用于离合器 D 摩擦片组的操作部件轴向上搭接两个离合器 C 和 E 以及第二行星齿轮组 RS2 并在闭合离合器 D 时轴向在第四行星齿轮组 RS4 的方向上操作分配给其的摩擦片组。

图 8 中出于简化同样未详细示出的离合器 C 的伺服装置例如可以结构上比较简单地可轴向移动支承在主动轴 AN 或轴 1 上, 并在此方面有选择地设置在轴向位于离合器 C 和 E 两个相邻的摩擦片组之间的区域内或离合器 C 摩擦片组远离离合器 E 的面上。图 8 中出于简化同样未详细示出的离合器 E 的伺服装置例如可以轴向移动支承在轴 7 上并在此方面设置在轴向位于离合器 C 两个相邻摩擦片组之间或者轴向位于离合器 E 的摩擦片组与第二行星齿轮组 RS2 之间的区域内。

图 9 现在示出依据本发明多级变速器第五实施例的示意图, 它以此前借助图 7 详细介绍的第四实施例为基础。如从图 9 很容易看出的那样, 四个行星齿轮组 RS1、RS2、RS3、RS4 和五个换挡部件 A、B、C、D、E 的变速器结构和彼此间及与主动轴和被动轴 AN、AB 的运动连接几乎全部引用图 7。与图 7 的主要区别仅在于第五换挡部件 E 与齿轮组部件的运动连接。依据图 9, 离合器 E 现在设置在变速器的第七轴 7 与第八轴 8 之间的力线上。与图 7 的区别现在因此在于第二行星齿轮组 RS2 的太阳轮 SO2 与第四行星齿轮组 RS4 的内齿圈 HO4 之间的连接轴 7 可通过离合器 E 与第二行星齿轮组 RS2 的连接片 ST2 连接。离合器 E 与齿轮组部件的运动连接因此在图 5 与 9 中相同。

图 10 最后示出依据本发明多级变速器第六实施例的示意图，它也以此前借助图 7 详细介绍的第四实施例为基础。如从图 10 很容易看出来的那样，四个行星齿轮组 RS1、RS2、RS3、RS4 和五个换挡部件 A、B、C、D、E 的变速器结构和彼此间及与主动轴和被动轴 AN、AB 的运动连接几乎全部引用图 7。与图 7 的主要区别仅在于第五换挡部件 E 与齿轮组部件的运动连接。依据图 10，离合器 E 现在设置在变速器的第五轴 5 与第八轴 8 之间的力线上。与图 7 的区别现在因此在于第二行星齿轮组 RS2 的连接片 ST2 和内齿圈 HO2 可通过离合器 E 相互连接。离合器 E 与齿轮组部件的运动连接因此在图 6 与 10 中相同。

下面借助图 11、12 和 13 详细介绍图 4 多级变速器的三个举例构成方案，其中，在这三个附图中还以简化示意图示出用于操作五个换挡部件各自摩擦片组的伺服装置的合理设置。所有伺服装置均可以公知方式具有作用于各自换挡部件的摩擦片组和摩擦部件的活塞、一个分配给活塞可注入压力油的压力室以及一个例如作为蝶形弹簧或者螺旋弹簧组或者液压室构成的活塞复位件。离合器的伺服装置为平衡其旋转压力室的旋转压力，可以公知的方式附加具有利用作用于活塞可无压力加注润滑油的压力平衡室的动态压力平衡。在所有三个实施例中，主动轴 AN 与一个本身公知的变矩器连接，该变矩器在这里例如作为变速器的启动部件构成并相应地与未详细示出的汽车发动机连接。

图 11 中所示图 4 多级变速器第一构成方案相对于图 4 的主要变化涉及相邻换挡部件 A、B 的空间设置与第一行星齿轮组 RS1 邻接以及换挡部件 C 的空间设置轴向处于第二与第三行星齿轮组 RS2、RS3 之间的区域内。

如从图 11 所看到的那样，两个制动器 A 和 B 如图 4 中那样设置在第一行星齿轮组 RS1 远离第四行星齿轮组 RS4 的面上，但与图 4 的区别在于，从轴向上看至少大部分径向重叠设置。在此方面，制动器 B

采用 B<sub>1</sub> 标注的摩擦片组至少大部分设置在制动器 A 采用 A<sub>1</sub> 标注的摩擦片组的径向上方且制动器 B 分配给摩擦片组 B<sub>1</sub> 并采用 B<sub>s</sub> 标注的伺服装置至少大部分设置在制动器 A 分配给摩擦片组 A<sub>1</sub> 并采用 A<sub>s</sub> 标注的伺服装置的径向上方。两个伺服装置 A<sub>s</sub>、B<sub>s</sub> 设置在各自分配给它们的摩擦片组 A<sub>1</sub>、B<sub>1</sub> 与第一行星齿轮组 RS1 相对的面上并在闭合时轴向在行星齿轮组 RS1 的方向上操作各自分配给它们的摩擦片组 A<sub>1</sub>、B<sub>1</sub>。因此两个制动器 A、B 的摩擦片组 A<sub>1</sub>、B<sub>1</sub> 轴向上所见与第一行星齿轮组 RS1 邻接。制动器 A 用于容纳摩擦片组 A<sub>1</sub> 最好作为内衬摩擦片构成的内啮合摩擦片采用 A<sub>i</sub> 标注的内摩擦片支架形成变速器第三轴 3 的一段，并与齿轮组示意图相应始终与第一和第四行星齿轮组 RS1、RS4 的太阳轮连接。制动器 B 用于容纳摩擦片组 B<sub>1</sub> 最好作为内衬摩擦片构成的内啮合摩擦片采用 B<sub>i</sub> 标注的内摩擦片支架形成变速器第四轴 4 的一段，并与齿轮组示意图相应始终与第一行星齿轮组 RS1 的内齿圈连接。制动器 A 用于容纳摩擦片组 A<sub>1</sub> 最好作为钢摩擦片构成的外啮合摩擦片采用 A<sub>a</sub> 标注的外摩擦片支架和制动器 B 用于容纳摩擦片组 B<sub>1</sub> 最好作为钢摩擦片构成的外啮合摩擦片采用 B<sub>a</sub> 标注的外摩擦片支架，二者例如与抗扭与变速器外壳 GG 连接的外壳壁 GW 整体构成。两个伺服装置 A<sub>s</sub>、B<sub>s</sub> 与该外壳壁 GW 整体构成或可轴向移动支承在该外壳壁 GW 上，由此向这两个伺服装置 A<sub>s</sub>、B<sub>s</sub> 的压力油输送结构上可以相应简单构成。不言而喻，外摩擦片支架 A<sub>a</sub> 和/或 B<sub>a</sub> 在另一种构成中也可以作为单独部件构成，然后通过适当的部件与变速器外壳 GG 抗扭连接。

此外如从图 11 中所看到的那样，三个离合器 C、D 和 E 如图 4 中那样均设置在轴向位于第二与第三行星齿轮组 RS2、RS3 之间的区域内。离合器 C 与图 4 的区别现在在于轴向设置在两个离合器 E 与 D 之间，其中，离合器 E 轴向直接与第二行星齿轮组 RS2 邻接和离合器 D 轴向直接与第三行星齿轮组 RS3 邻接。例如，在这种情况下离合器 C、D 和 E 采用 C<sub>1</sub>、D<sub>1</sub> 和 E<sub>1</sub> 标注的摩擦片组均设置在相同的直径上，以实现一种相同部件方案。离合器 C 用于容纳摩擦片组 C<sub>1</sub> 最好作为钢摩

擦片构成的内啮合摩擦片采用 C<sub>i</sub> 标注的内摩擦片支架形成变速器第一轴 1 的一段, 并与齿轮组示意图相应始终与变速器的主动轴 AN 连接。离合器 D 用于容纳摩擦片组 D<sub>1</sub> 最好作为内衬摩擦片构成的内啮合摩擦片采用 D<sub>i</sub> 标注的内摩擦片支架形成变速器第二轴 2 的一段, 并与齿轮组示意图相应始终与第三行星齿轮组 RS3 的连接片和变速器的被动轴 AB 连接。离合器 E 用于容纳摩擦片组 E<sub>1</sub> 最好作为钢摩擦片构成的内啮合摩擦片采用 E<sub>i</sub> 标注的内摩擦片支架形成变速器第七轴 7 的一段, 并与齿轮组示意图相应始终与第二行星齿轮组 RS2 的太阳轮和第四行星齿轮组 RS4 的内齿圈连接。离合器 C 用于容纳摩擦片组 C<sub>1</sub> 最好作为内衬摩擦片构成的外啮合摩擦片采用 C<sub>a</sub> 标注的外摩擦片支架和离合器 E 用于容纳摩擦片组 E<sub>1</sub> 最好作为内衬摩擦片构成的外啮合摩擦片采用 E<sub>a</sub> 标注的外摩擦片支架例如作为共用部件整体构成, 形成变速器第五轴 5 的一段并与齿轮组示意图相应始终与第二行星齿轮组 RS2 的内齿圈和第三行星齿轮组 RS3 的太阳轮连接。离合器 D 用于容纳摩擦片组 D<sub>1</sub> 最好作为钢摩擦片构成的外啮合摩擦片采用 D<sub>a</sub> 标注的外摩擦片支架形成变速器第八轴 8 的一段, 并与齿轮组示意图相应始终与第二行星齿轮组 RS2 连接片连接。

离合器 C 分配给摩擦片组 C<sub>1</sub> 并采用 C<sub>s</sub> 标注的伺服装置设置在上面可轴向移动支承内摩擦片支架 C<sub>i</sub> 的摩擦片组 C<sub>1</sub> 与第二行星齿轮组 RS2 相对的面上, 始终随同轴 1 或主动轴 AN 是转速旋转并在闭合时轴向在行星齿轮组 RS2 的方向上操作摩擦片组 C<sub>1</sub>。压力油和润滑油可以结构上比较简单的方式通过相应通道从主动轴 AN 输送到伺服装置 C<sub>s</sub>。离合器 D 分配给摩擦片组 D<sub>1</sub> 并采用 D<sub>s</sub> 标注的伺服装置设置在上面可轴向移动支承内摩擦片支架 D<sub>i</sub> 的摩擦片组 D<sub>1</sub> 与第二行星齿轮组 RS2 相对的面上, 始终随同第二轴 2 或被动轴 AB 转速旋转并在闭合时同样轴向在行星齿轮组 RS2 的方向上操作摩擦片组 D<sub>1</sub>。压力油和润滑油可以通过相应通道从被动轴 AB 通过可扭转支承在被动轴 AB 上并作为轴 5 构成行星齿轮组 RS3 太阳轴的段以及通过内摩擦片支架 D<sub>i</sub> 可扭转支承在所称太阳轴上的套筒段输送到伺服装置 D<sub>s</sub>。离合器 E 分配

给摩擦片组 E<sub>1</sub> 并采用 E<sub>s</sub> 标注的伺服装置设置在上面可轴向移动支承内摩擦片支架 E<sub>i</sub> 的摩擦片组 E<sub>1</sub> 与第二行星齿轮组 RS2 相对的面上, 始终随同第七轴 7 的转速旋转并在闭合时同样轴向在行星齿轮组 RS2 的方向上操作摩擦片组 E<sub>1</sub>。压力油和润滑油可以通过相应通道从主动轴 AN 通过内摩擦片支架 E<sub>i</sub> 可扭转支承在主动轴 AN 上的套筒段输送到伺服装置 E<sub>s</sub>。如在图 11 中所看到的那样, 伺服装置 C<sub>s</sub>、D<sub>s</sub> 和 E<sub>s</sub> 为实现相同部件方案也可以部分结构相同构成。

图 12 示意所示的图 4 多级变速器的第二构成方案以此前借助图 11 介绍的第一构成方案为基础。与图 11 相比变化仅涉及离合器 D 结构上的构成。如从图 12 很容易看出来的那样, 其余变速器部件不变地引用图 11, 因此在这里可以取消对其再次介绍。与图 11 的区别在于, 离合器 D 的内摩擦片支架 D<sub>i</sub> 现在形成变速器第八轴 8 的一段并与齿轮组示意图相应始终与第二行星齿轮组 RS2 的连接片连接。与图 11 的区别在于, 离合器 D 的外摩擦片支架 D<sub>a</sub> 现在形成变速器第二轴 2 的一段并与齿轮组示意图相应始终与第三行星齿轮组 RS3 的连接片和变速器的被动轴 AB 连接。在此方面, 外摩擦片支架 D<sub>a</sub> 形成一个缸室, 在其内部既设置离合器 D 的摩擦片组 D<sub>1</sub> 也设置用于操作该摩擦片组 D<sub>1</sub> 的伺服装置。

D<sub>s</sub>。离合器 D 的伺服装置 D<sub>s</sub> 因此现在轴向可移动支承在外摩擦片支架 D<sub>a</sub> 上, 但如图 11 中那样始终随同轴 2 或被动轴 AB 的转速旋转并在闭合时也如图 11 中那样轴向在行星齿轮组 RS2 的方向上操作摩擦片组 D<sub>1</sub>。如从图 12 所看到的那样, 由此实现离合器 D 的外摩擦片支架 D<sub>a</sub> 和第三行星齿轮组 RS3 的连接片或行星架一种比较简单的结构, 例如通过外摩擦片支架 D<sub>a</sub> 和第三行星齿轮组 RS3 的连接片或行星架靠近离合器 D 的连接板整体构成。压力油和润滑油可以例如通过相应通道从被动轴 AB 通过第三行星齿轮组 RS3 的连接片输送到伺服装置 D<sub>s</sub>, 或者例如通过相应通道从被动轴 AB 通过第三行星齿轮组 RS3 可扭转支承在主动轴 AN 上的太阳轴和外摩擦片支架 D<sub>a</sub> 可扭转支承在

所称太阳轴上图 12 中未详细示出的套筒输送。

图 13 示意所示的图 4 多级变速器的第三构成方案以此前借助图 12 介绍的第二构成方案为基础。与图 12 相比变化涉及采用两个离合器 C 和 E 组件结构上的构成。如从图 13 很容易看到的那样，其余变速器部件不变地引用图 12。

与图 12 相比，离合器 C、E 具有一个共用的外摩擦片支架 C<sub>a</sub>、E<sub>a</sub>，它形成变速器轴 5 的一段并与齿轮组示意图相应始终与第二行星齿轮组 RS2 的内齿圈和第三行星齿轮组 RS3 的太阳轮连接。与图 12 中类似，离合器 C 的内摩擦片支架 C<sub>i</sub> 形成变速器轴 1 的一段并始终与主动轴 AN 连接。与图 12 中类似，离合器 E 的内摩擦片支架 E<sub>i</sub> 形成变速器轴 7 的一段并始终与第二行星齿轮组 RS2 的太阳轮和第四行星齿轮组 RS4 的内齿圈连接。

从这种考虑出发，即提供一种加工技术上可简单预安装的组件，具有两个摩擦片组和一个共用的摩擦片支架以及两个分配给这些摩擦片组的伺服装置，离合器 C 和 E 的共用外摩擦片支架 C<sub>a</sub>、E<sub>a</sub> 现在轴向在离合器 C、E 的两个摩擦片组 C<sub>1</sub>、E<sub>1</sub> 之间的区域内具有一个径向向内定向的隔板。离合器 C 的伺服装置 C<sub>s</sub> 现在轴向设置在所称隔板与摩擦片组 C<sub>1</sub> 之间，也就是轴向直接与所称隔板邻接设置在其靠近第三行星齿轮组 RS3 的面上。离合器 E 的伺服装置 E<sub>s</sub> 轴向设置在所称隔板与摩擦片组 E<sub>1</sub> 之间，也就是轴向直接与所称隔板邻接设置在其靠近第二行星齿轮组 RS2 的面上。因此，离合器 C、E 共用外摩擦片支架分配给外摩擦片支架 C<sub>a</sub> 的段在所称隔板靠近第三行星齿轮组 RS3 的面上形成一个缸室，在其内部设置离合器 C 的伺服装置 C<sub>s</sub> 和摩擦片组 C<sub>1</sub>。此外，离合器 C、E 共用外摩擦片支架分配给外摩擦片支架 E<sub>a</sub> 的段在所称隔板靠近第二行星齿轮组 RS2 的面上形成一个缸室，在其内部设置离合器 E 的伺服装置 E<sub>s</sub> 和摩擦片组 E<sub>1</sub>。与图 12 的区别在于，现在两个伺服装置 C<sub>s</sub>、E<sub>s</sub> 可轴向移动支承在离合器 C 和 E 的共

用外摩擦片支架上，仅通过共用外摩擦片支架的所称隔板彼此隔开并始终随同变速器轴 5 的转速旋转。与图 12 的区别在于，两个伺服装置 C<sub>s</sub>、E<sub>s</sub> 操作方向在各自的离合器 C 或 E 闭合时彼此相反。压力油和润滑油可以结构上比较简单的方式通过相应通道从主动轴 AN 通过共用外摩擦片支架可扭转支承在主动轴 AN 上的套筒输送到伺服装置 C<sub>s</sub>、E<sub>s</sub>。

下面借助图 14 和 15 详细介绍图 8 多级变速器的两个举例构成方案，其中，在两个附图中同样以简化示意图示出用于操作五个换挡部件各自摩擦片组的伺服装置合理的设置。不言而喻，在图 11 – 14 说明的框架内涉及伺服装置结构的表述也可以转移到图 14 和 15 上。

图 14 所示图 8 多级变速器的第一构成方案与图 8 相比的主要变化涉及与第一行星齿轮组 RS1 邻接的相邻换挡部件 A、B 的空间设置以及换挡部件 D 在第四行星齿轮组 RS4 旁边的空间设置。

如从图 14 所看到的那样，两个制动器 A 和 B 如图 8 中那样设置在第一行星齿轮组 RS1 远离第四行星齿轮组 RS4 的面上，但与图 8 的区别在于，从轴向上看至少大部分径向重叠设置。在此方面，这两个制动器 A、B 的设置或结构上的构成引用图 11。如图 11 中那样，在图 14 中径向内部制动器 A 的摩擦片组也采用 A<sub>i</sub> 标注，制动器 A 例如与变速器外壳固定的外壳壁 GW 整体构成的外摩擦片支架采用 A<sub>a</sub> 标注，制动器 A 与行星齿轮组 RS1 和 RS4 的太阳轮连接的内摩擦片支架采用 A<sub>i</sub> 标注和制动器 A 可轴向移动支承在外壳壁 GW（或外摩擦片支架 A<sub>a</sub>）上的伺服装置采用 A<sub>s</sub> 标注。如在图 11 中那样，在图 14 中径向外部制动器 B 的摩擦片组也采用 B<sub>i</sub> 标注，制动器 B 例如与变速器外壳固定的外壳壁 GW 整体构成的外摩擦片支架采用 B<sub>a</sub> 标注，制动器 B 与行星齿轮组 RS1 的内齿圈连接的内摩擦片支架采用 B<sub>i</sub> 标注和制动器 B 可轴向移动支承在外壳壁 GW（或外摩擦片支架 B<sub>a</sub>）上的伺服装置采用 B<sub>s</sub> 标注。两个伺服装置 A<sub>s</sub>、B<sub>s</sub> 因此设置在靠近未详细示出的

发动机的变速器外壁 GW 区域内，两个摩擦片组 A<sub>1</sub>、B<sub>1</sub> 因此轴向上所见直接与第一行星齿轮组 RS1 邻接。

此外如从图 14 所看到的那样，两个离合器 C 和 E 轴向在第二与第三行星齿轮组 RS2、RS3 之间的空间设置与图 8 的设置相应。离合器 E 轴向与第二行星齿轮组 RS2 相邻设置。离合器 C 轴向与第三行星齿轮组 RS3 相邻设置。为实现一种相同部件方案，离合器 C、E 的摩擦片组 C<sub>1</sub>、E<sub>1</sub> 例如设置在相同的直径上。离合器 C 的内摩擦片支架 C<sub>i</sub> 形成变速器第 1 轴 1 的一段并始终与变速器的主动轴 AN 连接。离合器 E 的内摩擦片支架 E<sub>i</sub> 形成变速器第七轴 7 的一段并始终与第二行星齿轮组 RS2 的太阳轮和第四行星齿轮组 RS4 的内齿圈连接。离合器 C 的外摩擦片支架 E<sub>a</sub> 和离合器 E 的外摩擦片支架 E<sub>a</sub> 例如作为共用的部件构成，形成变速器第五轴 5 的一段并始终与第二行星齿轮组 RS2 的内齿圈和第三行星齿轮组 RS3 的太阳轮连接。离合器 C 分配给摩擦片组 C<sub>1</sub> 的伺服装置 C<sub>s</sub> 设置在摩擦片组 C<sub>1</sub> 的伺服装置 C<sub>s</sub> 设置在上面可轴向移动支承内摩擦片支架 C<sub>i</sub> 的摩擦片组 C<sub>1</sub> 与第二行星齿轮组 RS2 相对的面上，始终随同轴 1 或主动轴 AN 的转速旋转并在闭合时轴向在行星齿轮组 RS2 的方向上操作摩擦片组 C<sub>1</sub>。压力油和润滑油可以结构上比较简单的方式通过相应通道从主动轴 AN 输送到伺服装置 C<sub>s</sub>。离合器 E 分配给摩擦片组 E<sub>1</sub> 的伺服装置 E<sub>s</sub> 设置在摩擦片组 E<sub>1</sub> 上面可轴向移动支承内摩擦片支架 E<sub>i</sub> 的摩擦片组 E<sub>1</sub> 与第二行星齿轮组 RS2 相对的面上，始终随同轴 7 的转速旋转并在闭合时同样轴向在行星齿轮组 RS2 的方向上操作摩擦片组 E<sub>1</sub>。压力油和润滑油可以通过相应通道从主动轴 AN 通过内摩擦片支架 E<sub>i</sub> 可扭转支承在主动轴 AN 上的套筒段输送到伺服装置 E<sub>s</sub>。为实现一种相同部件方案，两个伺服装置 C<sub>s</sub>、E<sub>s</sub> 也可以至少部分结构相同构成。

此外如从图 14 所看到的那样，离合器 D 与图 8 的区别在于，在空间上看现在至少大部分设置在轴向位于第一与第四行星齿轮组 RS1、RS4 之间的区域内。在此方面，离合器 D 的外摩擦片支架 D<sub>a</sub> 形成变

变速器第六轴 6 的一段并与变速器示意图相应始终与第一行星齿轮组 RS1 的连接片和第三行星齿轮组 RS3 的内齿圈连接。相应地离合器 D 的内摩擦片支架 D<sub>i</sub> 形成变速器第八轴 8 的一段并与变速器示意图相应始终与第二行星齿轮组 RS2 的连接片连接。外摩擦片支架 D<sub>a</sub> 作为向 RS3 方向上敞开的缸室形罐底构成, 在其缸室内部除了摩擦片组 D<sub>1</sub> 外还这样设置离合器 D 作用于该摩擦片组 D<sub>1</sub> 的伺服装置 D<sub>s</sub>, 使伺服装置 D<sub>s</sub> 在闭合时轴向在行星齿轮组 RS2 或 RS3 的方向上操作摩擦片组 D<sub>1</sub>。伺服装置 D<sub>s</sub> 因此始终随同变速器第六轴 6 的转速旋转。压力油和润滑油例如可以通过相应通道从主动轴 AN 通过行星齿轮组 RS1、RS4 可扭转支承在主动轴 AN 上的太阳轴并通过外摩擦片支架 D<sub>a</sub> 可扭转支承在该太阳轴上的套筒输送到伺服装置 D<sub>s</sub>。

但在另一种构成中, 例如向伺服装置 D<sub>s</sub> 的压力油和润滑油输送也可以通过一个变速器外壳固定套筒 GN 的相应通道和两个行星齿轮组 RS1、RS4 的太阳轴以及外摩擦片支架 D<sub>a</sub> 的套筒分布, 其中, 所称变速器外壳固定的套筒 GN 从外壳壁 GW 出发轴向一直延伸到第一行星齿轮组 RS1 太阳轮的区域内或者甚至一直延伸到第四行星齿轮组 RS4 太阳轮的区域内并在此方面径向环绕主动轴 AN, 以及其中所称的太阳轴由第一和第四行星齿轮组 RS1、RS4 两个太阳轮的至少一个构成并径向可扭转支承在变速器外壳固定的套筒 GN 上, 以及其中外摩擦片支架 D<sub>a</sub> 的所称套筒可扭转支承在所称的太阳轴上。如果如图 14 所示的例子中那样, 作为变速器的启动部件具有与主动轴 AN 连接的变矩器, 那么变速器外壳固定的套筒 GN 也可以作为该变矩器的导向轮轴构成, 然后与变速器外壳壁 (例如通过螺栓) 抗扭连接。

图 15 现在示出图 8 多级变速器举例的第二构成方案。与图 8 相比的主要变化涉及离合器 D、E 和 C 结构上的构成。如从图 15 所看到的那样, 两个制动器 A 和 B 与图 8 中类似轴向并排设置, 其中, 制动器 B 的摩擦片组 B<sub>1</sub> 在空间上看设置在第一行星齿轮组 RS1 径向上方的区域内, 以及其中制动器 A 的摩擦片组 A<sub>1</sub> 设置在外壳壁 GW 区域内制

制动器 B 靠近变速器主动侧的面上。两个摩擦片组 A<sub>1</sub>、B<sub>1</sub> 最好直径相同（相同部件方案）。制动器 B 用于容纳摩擦片组 B<sub>1</sub> 最好作为钢摩擦片构成的外啮合摩擦片的外摩擦片支架 B<sub>a</sub> 在这里例如作为具有尽可能圆柱形轮廓的单独部件构成并轴向抗扭装入变速器外壳 GG 内。制动器 B 的内摩擦片支架 B<sub>i</sub> 在其外径上容纳最好摩擦片组 B<sub>1</sub> 作为内衬摩擦片构成的摩擦片并始终与第一行星齿轮组 RS1 的内齿圈连接。制动器 A 用于容纳摩擦片组 A<sub>1</sub> 最好作为钢摩擦片构成的外啮合摩擦片的外摩擦片支架 A<sub>a</sub> 在这里例如作为具有尽可能缸室轮廓的单独部件构成并轴向抗扭这样装入变速器外壳 GG 内，使外摩擦片支架 A<sub>a</sub> 的缸底轴向设置在摩擦片组 A<sub>1</sub> 和 B<sub>1</sub> 之间。在此方面，制动器 A 作用于摩擦片组 A<sub>1</sub> 的伺服装置 A<sub>s</sub> 这样设置在制动器 A 外摩擦片支架 A<sub>1</sub> 缸室的内部，使伺服装置 A<sub>s</sub> 闭合时轴向在变速器主动侧的方向上或轴向在与第一行星齿轮组 RS1 相反的方向上操作摩擦片组 A<sub>1</sub>。此外，制动器 B 作用于摩擦片组 B<sub>1</sub> 的伺服装置 B<sub>s</sub> 设置在制动器 A 外摩擦片支架 A<sub>a</sub> 的缸底靠近摩擦片组 B<sub>1</sub> 的面上并轴向可移动支承在该外摩擦片支架 A<sub>a</sub> 上，从而伺服装置 B<sub>s</sub> 在制动器 B 闭合时轴在与制动器 A 相反的方向上操作摩擦片组 B<sub>1</sub>。向两个伺服装置 A<sub>s</sub>、B<sub>s</sub> 的压力油输送可以结构上简单的方式通过变速器外壳 GG 和两个外摩擦片支架 B<sub>a</sub>、A<sub>a</sub> 的相应通道进行。

此外如从图 15 所看到的那样，离合器 D 与图 8 中相似，在空间上看设置在轴向位于第四行星齿轮组 RS4 与第二行星齿轮组 RS2 之间的区域内。与图 8 的区别在于，外摩擦片支架 D<sub>a</sub> 现在形成变速器第八轴 8 的一段并与变速器示意图相应始终与第二行星齿轮组 RS2 的连接片连接。相应地离合器 D 的内摩擦片支架 D<sub>i</sub> 与图 8 的区别在于现在形成变速器第六轴 6 的一段并与变速器示意图相应始终与第一行星齿轮组 RS1 的连接片和第三行星齿轮组 RS3 的内齿圈连接。在此方面，缸室形的外摩擦片支架 D<sub>a</sub> 形成一个缸室，在其内部既设置离合器 D 的摩擦片组 D<sub>1</sub>，也设置用于操作该摩擦片组 D<sub>1</sub> 的伺服装置 D<sub>s</sub>。外摩擦片支架 D<sub>a</sub> 的缸底靠近第二行星齿轮组 RS2 并同时可以作为第二行星

齿轮组 RS2 连接片的连接板构成。离合器 D 的伺服装置 D<sub>s</sub> 轴向可移动支承在外摩擦片支架 D<sub>a</sub> 上,始终随同第八轴 8 的转速旋转并在闭合时轴向在与行星齿轮组 RS2 相反的方向上操作摩擦片组 D<sub>1</sub>。压力油和润滑油可以通过相应通道例如从主动轴 AN 通过轴 7 可扭转支承在主动轴 AN 上并作为行星齿轮组 RS2 的太阳轴构成的段并通过外摩擦片支架 D<sub>a</sub> 可扭转支承在该太阳轴上的套筒输送到伺服装置 D<sub>s</sub>。

与图 8 中相似,在图 15 中离合器 C 和 E 在空间上看设置在第二行星齿轮组 RS2 与第三行星齿轮组 RS3 之间。离合器 C 用于容纳离合器 C 摩擦片组 C<sub>1</sub> 最好作为内衬摩擦片构成的内啮合摩擦片的内摩擦片支架 C<sub>i</sub> 形成第一轴 1 的一段并与变速器示意图相应始终与变速器的主动轴 AN 连接。如图 15 所示,在变速器的主动轴 AN 或轴 1 与被动轴 AB 之间可以具有一个径向轴承结构。离合器 E 用于容纳离合器 E 摩擦片组 E<sub>1</sub> 最好作为内衬摩擦片构成的内啮合摩擦片的内摩擦片支架 E<sub>i</sub> 形成第七轴 7 的一段并与变速器示意图相应始终与第二行星齿轮组 RS2 的太阳轮和第四行星齿轮组 RS4 的内齿圈连接。

与图 8 的区别在于,离合器 C、E 依据图 15 交错式嵌套在一起,其中,离合器 C 摩擦片组 C<sub>1</sub> 的直径小于离合器 E 的摩擦片组 E<sub>1</sub> 和离合器 C 完全设置在一个通过离合器 E 的外摩擦片支架 E<sub>a</sub> 形成的缸室内。为此,无论是离合器 E 的外摩擦片支架 E<sub>a</sub> 还是离合器 C 的外摩擦片支架 C<sub>a</sub> 均各自作为向行星齿轮组 RS2 方向上敞开的缸构成。外摩擦片支架 E<sub>a</sub> 的圆柱体段与第二行星齿轮组 RS2 的内齿圈(最好可松开)抗扭连接并从该内齿圈出发轴向一直延伸到第三行星齿轮组 RS3 之前并在这里过渡到一个尽可能盘形的缸底内,该缸底然后径向向内一直延伸到第三行星齿轮组 RS3 的太阳轮并在这里与该太阳轮抗扭连接。外摩擦片支架 E<sub>a</sub> 的该套筒区最好径向支承在被动轴 AB 上。在外摩擦片支架 E<sub>a</sub> 圆柱体段的内径上,在空间上看靠近第二行星齿轮组 RS2,设置离合器 E 的摩擦片组 E<sub>1</sub>,其中,最好作为钢摩擦片构成的外啮合摩擦片将该摩擦片组 E<sub>1</sub> 嵌入外摩擦片支架 E<sub>a</sub> 相应的随动断面

内。作用于摩擦片组 E<sub>1</sub> 的伺服装置 E<sub>s</sub> 同样在外摩擦片支架 E<sub>a</sub> 的缸室内部设置在该摩擦片组 E<sub>1</sub> 靠近第三行星齿轮组 RS3 的面上, 并在离合器 E 闭合时轴向在第二行星齿轮组 RS2 的方向上操作摩擦片组 E<sub>1</sub>。在此方面, 离合器 E 的伺服装置 E<sub>s</sub> 环绕离合器 C 的缸室形外摩擦片支架 C<sub>a</sub>; 换种表达方式, 离合器 C 的缸室形外摩擦片支架 C<sub>a</sub> 至少尽可能设置在通过离合器 E 的伺服装置 E<sub>s</sub> 形成的缸室内。在离合器 C 外摩擦片支架 C<sub>a</sub> 的缸室内部, 还设置离合器 C 的摩擦片组 C<sub>1</sub> 和作用于该摩擦片组 C<sub>1</sub> 的伺服装置 C<sub>s</sub>, 其中, 摩擦片组 C<sub>1</sub> 与离合器 E 的内摩擦片支架 E<sub>i</sub> 相邻设置和伺服装置 C<sub>s</sub> 设置在摩擦片组 C<sub>1</sub> 远离第二行星齿轮组 RS2 的面上, 从而伺服装置 C<sub>s</sub> 在闭合离合器 C 闭合时轴向在第二行星齿轮组 RS2 的方向上操作摩擦片组 C<sub>1</sub>。在其套筒区域内, 离合器 C 的缸室形外摩擦片支架 C<sub>a</sub> 与离合器 E 外摩擦片支架 E<sub>a</sub> 的套筒和第三行星齿轮组 RS3 的太阳轮抗扭连接。压力油和润滑油例如可以通过相应通道从被动轴 AB 通过离合器 C 外摩擦片支架 C<sub>a</sub> 可扭转支承在被动轴 AB 上的套筒输送到两个伺服装置 C<sub>s</sub>、E<sub>s</sub>。

图 16 最后示出图 1 多级变速器的第三举例部件设置方案, 它源自此前借助图 12 已经介绍的图 1 多级变速器的构成方案。与图 12 的区别涉及两个制动器 A 和 B 与变速器主动侧上第一行星齿轮组 RS1 相邻的空间设置以及离合器 C 在行星齿轮组之间的空间设置。

两个制动器 A 和 B 轴向上所见至少基本上并排设置, 但径向上所见也重叠设置。一方面, 制动器 B 在此方面比制动器 A 靠近第一行星齿轮组 RS1, 另一方面, 制动器 B 也设置在比制动器 A 更大的直径上。两个制动器 A、B 的摩擦片组 A<sub>1</sub>、B<sub>1</sub> 与第一行星齿轮组 RS1 直接相邻设置; 作用于摩擦片组 A<sub>1</sub>、B<sub>1</sub> 的伺服装置 A<sub>s</sub>、B<sub>s</sub> 设置在各自摩擦片组 A<sub>1</sub> 或 B<sub>1</sub> 远离第一行星齿轮组 RS1 的面上。两个制动器 A、B 的外摩擦片支架 A<sub>a</sub>、B<sub>a</sub> 例如与外壳壁 GW 整体构成, 该外壳壁与变速器外壳 GG 连接并这样形成变速器外壳靠近变速器这里未详细示出的启动马达的外壁。两个伺服装置 A<sub>s</sub>、B<sub>s</sub> 轴向可移动支承在该外壳

壁 GW 内并在闭合各自的制动器 A 或 B 时轴向在行星齿轮组的方向上操作其各自所分配的摩擦片组 A<sub>1</sub> 或 B<sub>1</sub>。所需的压力油依据目的通过至少分段分布在外壳壁 GW 内部的相应通道输送到伺服装置 A<sub>s</sub>、B<sub>s</sub>。

离合器 C 现在在空间上看设置在轴向位于第四行星齿轮组 RS4 与第二行星齿轮组 RS 之间的区域内。在此方面，离合器 C 的外摩擦片支架 C<sub>a</sub> 形成变速器第一轴 1 的一段并与变速器示意图相应始终与变速器的主动轴 AN 和第四行星齿轮组 RS4 的连接片连接。相应地离合器 C 的内摩擦片支架 C<sub>i</sub> 形成变速器第五轴 5 的一段并与变速器示意图相应始终与第三行星齿轮组 RS3 的太阳轮并（通过离合器 E 的外摩擦片支架 E<sub>a</sub>）与第二行星齿轮组 RS2 的内齿圈连接。在其外径上，内摩擦片支架 C<sub>i</sub> 具有适当的随动断面，用于容纳离合器 C 摩擦片组 C<sub>1</sub> 最好作为内衬摩擦片构成的内啮合摩擦片。几何形状上，外摩擦片支架 C<sub>a</sub> 作为向第二行星齿轮组 RS2 方向上敞开的缸室形罐构成，具有一个罐底，它直接与第四行星齿轮组 RS4 邻接并与其连接片连接并在其内径的区域内与主动轴 AN 连接，以及具有一个圆柱体形段，该段从罐底的外径出发轴向在第二行星齿轮组 RS2 的方向上延伸并在其内径上具有适当的随动断面，用于容纳离合器 C 摩擦片组 C<sub>1</sub> 最好作为钢摩擦片构成的外啮合摩擦片。分配给该摩擦片组 C<sub>1</sub> 的伺服装置 C<sub>s</sub> 设置在通过外摩擦片支架 C<sub>a</sub> 构成的缸室内部，外摩擦片支架 C<sub>a</sub> 可轴向移动支承在缸室上面，始终随同主动轴 AN 的转速旋转并在闭合离合器 C 时轴向在第二行星齿轮组 RS2 的方向上操作摩擦片组 C<sub>1</sub>。压力油和润滑油可以结构上简单的方式通过相应通道或管直接从主动轴 AN 输送到伺服装置 C<sub>s</sub>。图 16 为此示出在离合器 C 的外摩擦片支架 C<sub>a</sub> 与主动轴 AN 连接的套筒与变速器的第五轴 5 之间一种可能的径向轴承结构。

两个离合器 D 和 E 轴向并排设置在轴向位于第二与第三行星齿轮组 RS2、RS3 之间的区域内，其中，离合器 D 轴向与第三行星齿轮组 RS3 邻接，以及其中离合器 E 轴向与第二行星齿轮组 RS2 邻接。

离合器 D 结构上的构成基本上引用图 12。离合器 D 基本圆柱体形构成的内摩擦片支架 D<sub>i</sub> 形成变速器轴 8 的一段，容纳离合器 D 摩擦片组 D<sub>1</sub> 最好作为内衬摩擦片构成的内摩擦片并在摩擦片组 D<sub>1</sub> 远离第三行星齿轮组 RS3 的面上与第二行星齿轮组 RS2 的连接片连接，其中，轴 8 的该段轴向上所见径向搭接第二行星齿轮组 RS2 和离合器 E。离合器 D 的外摩擦片支架 D<sub>a</sub> 作为向行星齿轮组 RS2 方向上敞开的缸室形罐构成，具有一个罐底，它直接与第三行星齿轮组 RS3 邻接并与其连接片连接，以及具有一个圆柱体形段，该段从罐底的外径出发轴向在离合器 E 或行星齿轮组 RS2 的方向上延伸并在其内径上容纳离合器 D 摩擦片组 D<sub>1</sub> 最好作为钢摩擦片构成的外摩擦片。分配给摩擦片组 D<sub>1</sub> 的伺服装置 D<sub>s</sub> 设置在通过外摩擦片支架 D<sub>a</sub> 构成的缸室内部，外摩擦片支架 D<sub>a</sub> 可轴向移动支承在缸室上面，始终随同被动轴 AB 的转速旋转并在闭合离合器 D 时轴向在第二行星齿轮组 RS2 的方向上操作摩擦片组 D<sub>1</sub>。压力油和润滑油可以通过相应通道直接从被动轴 AB 通过行星齿轮组 RS3 可扭转支承在被动轴 AB 上和在外摩擦片支架 D<sub>a</sub> 可扭转支承在所称太阳轴上的套筒输送到伺服装置 D<sub>s</sub>，但例如也可以通过相应通道从被动轴 AB 通过第三行星齿轮组 RS3 的连接片输送。

离合器 E 基本盘形构成的内摩擦片支架 E<sub>i</sub> 形成变速器轴 7 的一段，轴向直接与第二行星齿轮组 RS2 邻接，在其内径的区域内与第二行星齿轮组 RS2 的太阳轮连接并在其外径上容纳离合器 E 摩擦片组 E<sub>1</sub> 最好作为内衬摩擦片构成的内摩擦片。离合器 E 的外摩擦片支架 E<sub>a</sub> 作为向行星齿轮组 RS2 方向上敞开的缸室形罐构成。该外摩擦片支架 E<sub>a</sub> 的盘形罐底径向上轴向与离合器 D 相邻在其靠近第二行星齿轮组的面上延伸。在所称罐底的内径上具有外摩擦片支架 E<sub>a</sub> 的一个套筒，它一方面与轴 5 穿过第二行星齿轮组 RS2 太阳轮的轴段和另一方面与第三行星齿轮组 RS3 的太阳轴抗扭连接。图 16 还示出外摩擦片支架 E<sub>a</sub> 的套筒与被动轴 AB 之间的一种可能的径向轴承结构。在所称罐底的外径上，连接外摩擦片支架 E<sub>a</sub> 的一个圆柱体形段并轴向在第二行星齿轮组 RS2 的方向上延伸，在此方面搭接离合器 E 的摩擦片组 E<sub>1</sub>，在其内

径上容纳摩擦片组 E<sub>1</sub>最好作为钢摩擦片构成的外摩擦片并与第二行星齿轮组 RS2 的内齿圈（最好可松开）抗扭连接。离合器 E 分配给摩擦片组 E<sub>1</sub>的伺服装置 E<sub>s</sub> 设置在通过外摩擦片支架 E<sub>a</sub> 构成的缸室内部，外摩擦片支架 E<sub>a</sub> 可轴向移动支承在缸室上面，始终随同轴 5 的转速旋转并在闭合离合器 E 时轴向在第二行星齿轮组 RS2 的方向上操作摩擦片组 E<sub>1</sub>。压力油和润滑油可以或者通过相应通道从被动轴 AB 直接通过离合器 E 外摩擦片支架 E<sub>a</sub> 的套筒输送，或者通过相应通道从主动轴 AN 通过轴 5 穿过第二行星齿轮组 RS2 太阳轮的轴段和离合器 E 外摩擦片支架 E<sub>a</sub> 的套筒输送。

依据本发明此前所示或所述变速器体系的所有实施例为此适用下列内容：

依据本发明，在相同的变速器示意图中根据各行星齿轮组的固定变速器速比也可以不同的跳挡，从而可以形成一种用途专用或汽车专用的方案。

对此可以在多级变速器的任何适当的位置上具有附加的空程，例如在一个轴与外壳之间或者需要时以两个轴连接。

在主动侧或者被动侧上依据本发明设置一个车轴差速器和/或一个分配器差速器。

在一种具有优点的进一步构成的框架内，主动轴 AN 可以通过启动部件根据需要与发动机分离，其中，作为这种启动部件可以使用液力变矩器、液压离合器、干式起动离合器、湿式启动离合器、磁粉离合器或者离心式离合器。这种启动部件也可以设置在变速器后面的力线方向上，其中，在这种情况下主动轴 AN 始终与发动机的曲轴连接。

依据本发明的多级变速器此外可以在发动机与变速器之间设置一个扭振减震器。

在本发明未示出的另一种实施方式的框架内，每个轴上，优选主动轴 AN 或者被动轴 AB 上可以设置无磨损的制动器，例如像液压的或者电动的废气制动器或者这类制动器，这一点对在商用车辆上的应用来说具有特别重要的意义。此外，为传动附加的机组可以在每个轴上，优选在主动轴 AN 或者被动轴 AB 上具有辅助驱动装置。

所使用的换挡部件可以作为负荷控制离合器或者制动器构成。特别是可以使用力量连接的离合器或者制动器，例如片式离合器、带式制动器和/或锥体离合器。此外，作为换挡部件也可以使用造型连接的制动器和/或离合器，例如像同步器或者牙嵌离合器。

这里所介绍的多级变速器的另一个优点在于，每个轴上可以附加安装作为发电机和/或作为附加驱动装置的电机。

不言而喻，任何结构上的构成，特别是行星齿轮组和换挡部件任何空间上的设置本身以及彼此和就此而言只要技术上合理的，均处于本权利要求的保护范围下，而不影响权利要求中所列举的变速器的功能，即使这些构成并未明确在附图中或者说明书中列出。

---

附图标记

- 1 第一轴
- 2 第二轴
- 3 第三轴
- 4 第四轴
- 5 第五轴
- 6 第六轴
- 7 第七轴
- 8 第八轴

A 第一换挡部件，第一制动器

A\_a 第一换挡部件的外摩擦片支架

A\_i 第一换挡部件的内摩擦片支架

A\_l 第一换挡部件的摩擦片组

A\_s 第一换挡部件的伺服装置

B 第二换挡部件，第二制动器

B\_a 第二换挡部件的外摩擦片支架

B\_i 第二换挡部件的内摩擦片支架

B\_l 第二换挡部件的摩擦片组

B\_s 第二换挡部件的伺服装置

C 第三换挡部件，第一离合器

C\_a 第三换挡部件的外摩擦片支架

C\_i 第三换挡部件的内摩擦片支架

C\_l 第三换挡部件的摩擦片组

C\_s 第三换挡部件的伺服装置

D 第四换挡部件，第二离合器

D\_a 第四换挡部件的外摩擦片支架

D<sub>i</sub> 第四换挡部件的内摩擦片支架  
D<sub>l</sub> 第四换挡部件的摩擦片组  
D<sub>s</sub> 第四换挡部件的伺服装置

E 第五换挡部件, 第三离合器  
E<sub>a</sub> 第五换挡部件的外摩擦片支架  
E<sub>i</sub> 第五换挡部件的内摩擦片支架  
E<sub>l</sub> 第五换挡部件的摩擦片组  
E<sub>s</sub> 第五换挡部件的伺服装置

AN 主动轴  
AB 被动轴  
GG 外壳  
GN 外壳固定的套筒  
GW 外壳壁

RS1 第一行星齿轮组  
HO1 第一行星齿轮组的内齿圈  
SO1 第一行星齿轮组的太阳轮  
ST1 第一行星齿轮组的连接片  
PL1 第一行星齿轮组的行星齿轮

RS2 第二行星齿轮组  
HO2 第二行星齿轮组的内齿圈  
SO2 第二行星齿轮组的太阳轮  
ST2 第二行星齿轮组的连接片  
PL2 第二行星齿轮组的行星齿轮

RS3 第三行星齿轮组  
HO3 第三行星齿轮组的内齿圈

SO3 第三行星齿轮组的太阳轮

ST3 第三行星齿轮组的连接片

PL3 第三行星齿轮组的行星齿轮

RS4 第四行星齿轮组

HO4 第四行星齿轮组的内齿圈

SO4 第四行星齿轮组的太阳轮

ST4 第四行星齿轮组的连接片

PL4 第四行星齿轮组的行星齿轮

$i$  速比

$\phi$  变速器各挡速比间隔

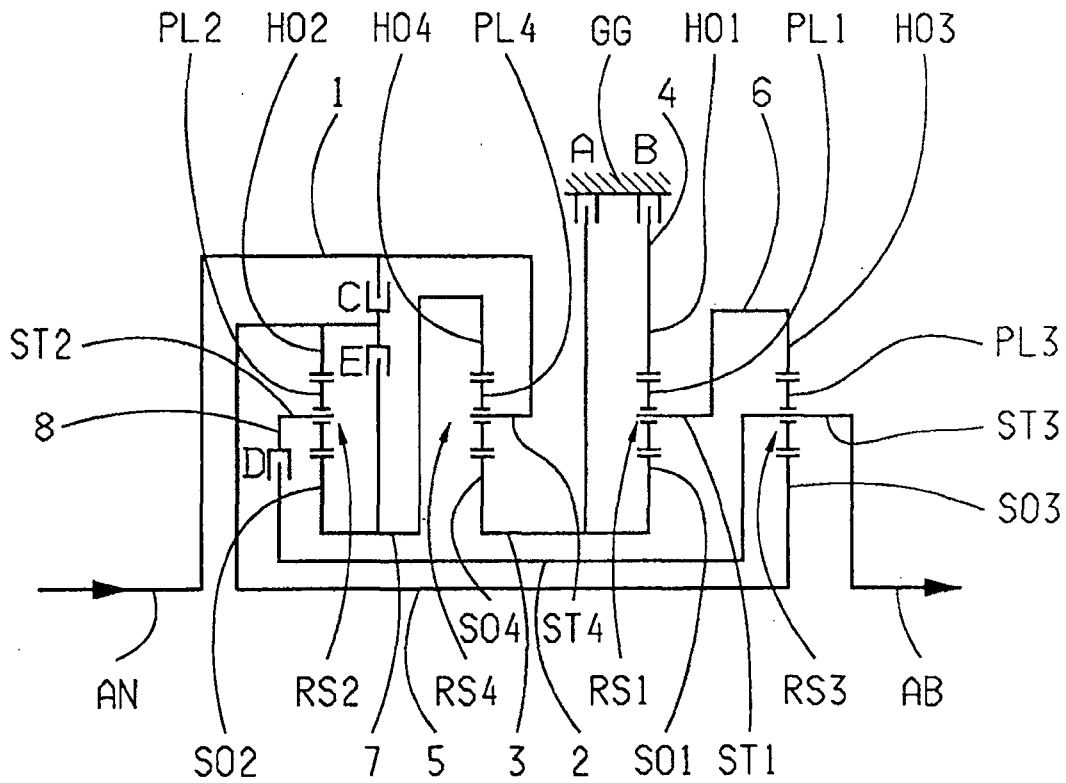


图1

挡位	制动器		离合器			速比	速比间隔
	A	B	C	D	E		
1	●	●	●			4,700	1,500
2	●	●			●	3,133	
3		●	●		●	2,143	1,462
4		●		●	●	1,700	1,260
5		●	●	●		1,298	1,309
6			●	●	●	1,000	1,298
7	●		●	●		0,839	1,192
8	●			●	●	0,667	1,258
R	●	●		●		-3,280	共 7,05

图2

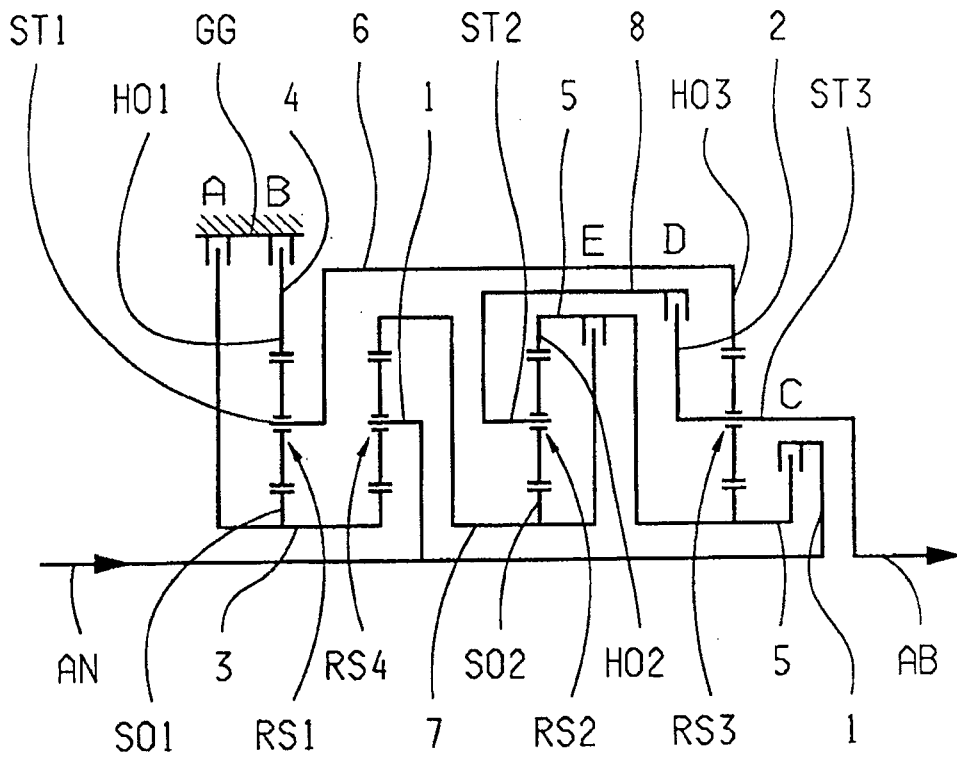


图3

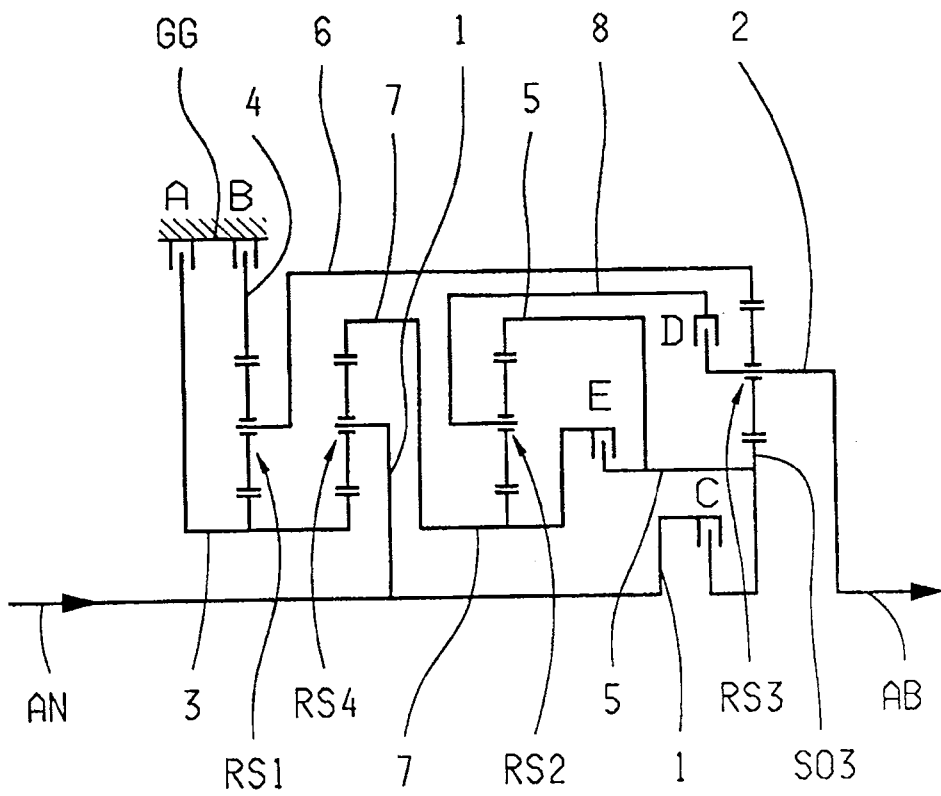


图4

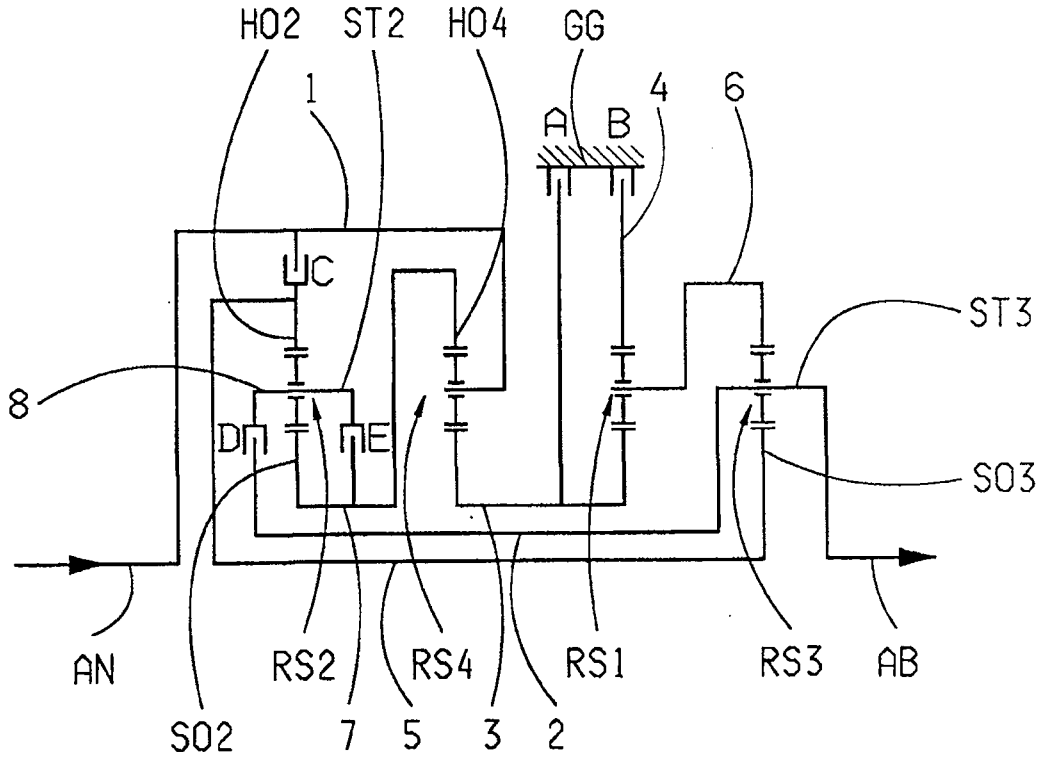


图5

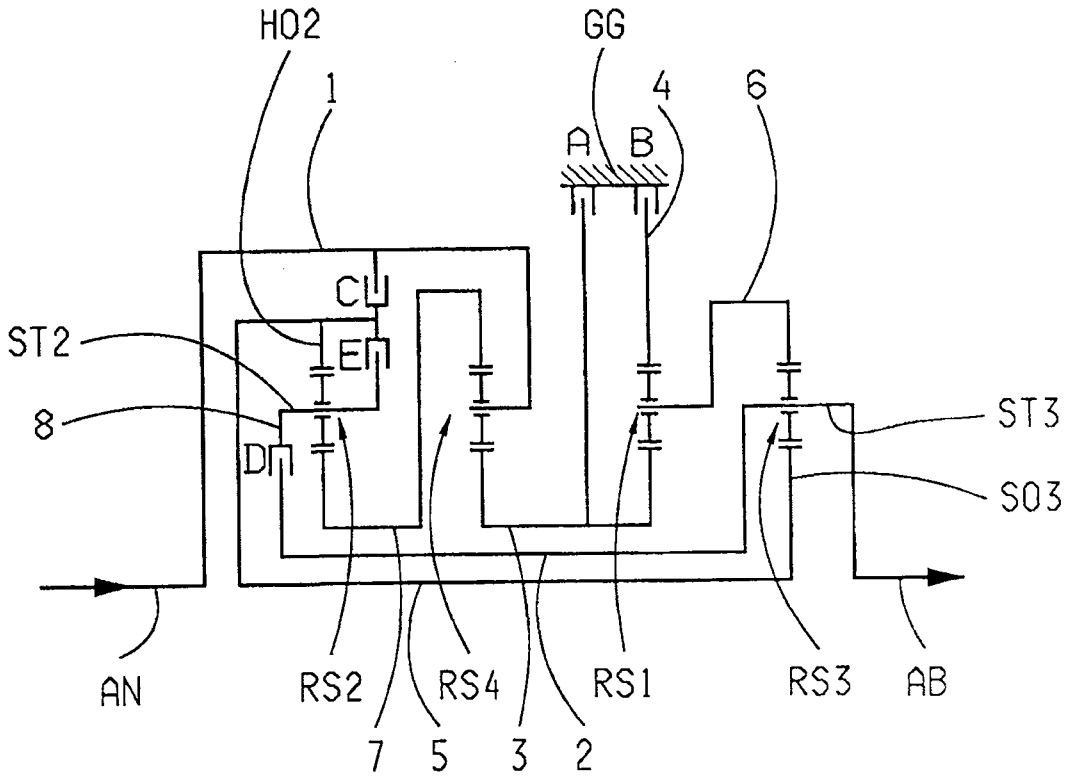


图6

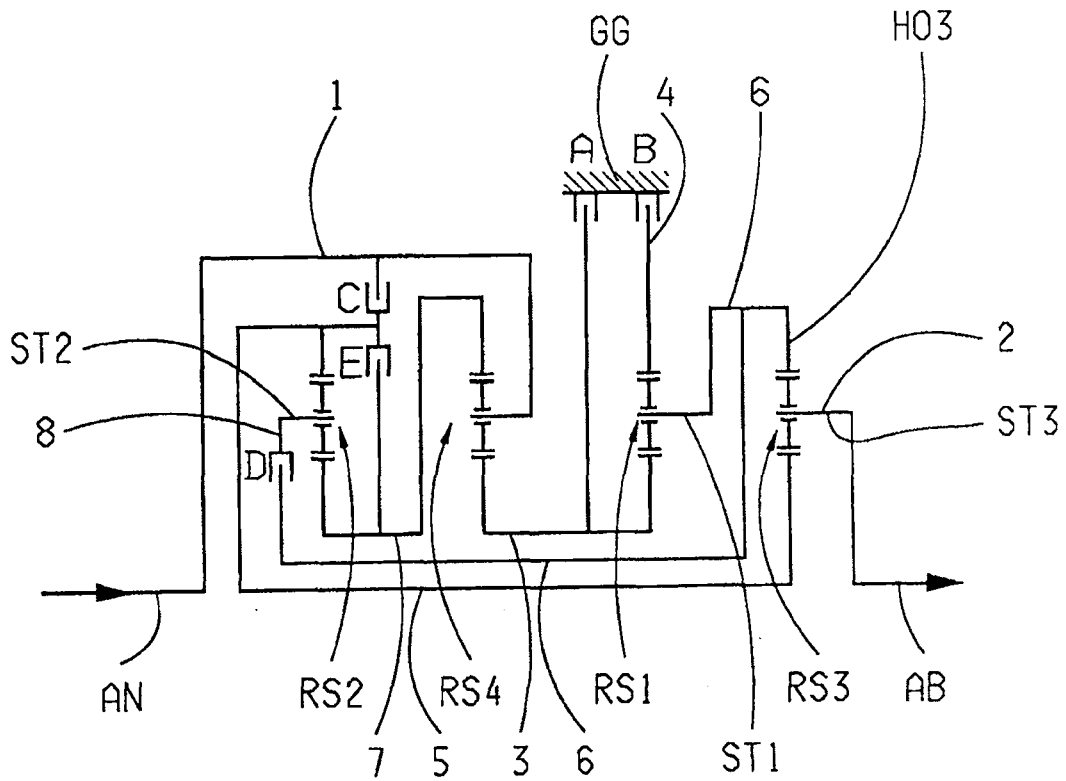


图7

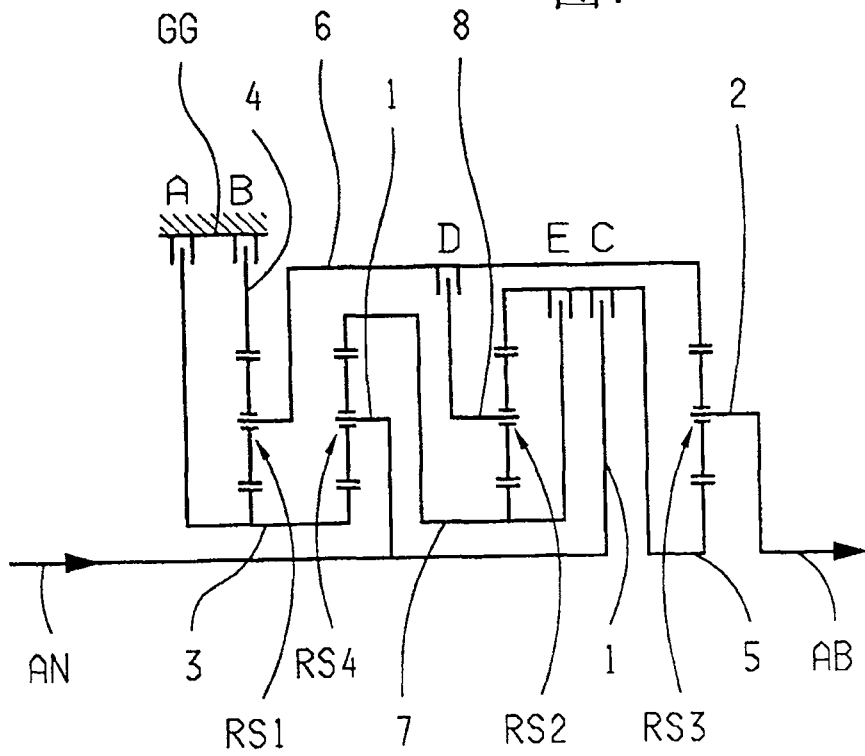


图8

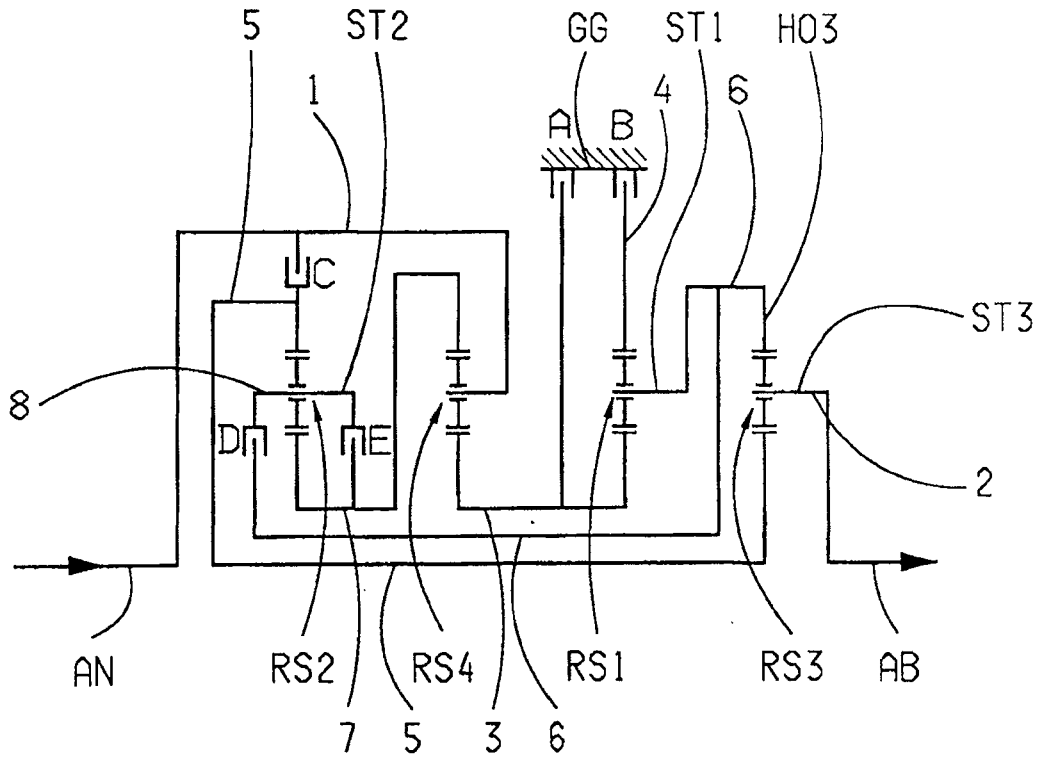


图9

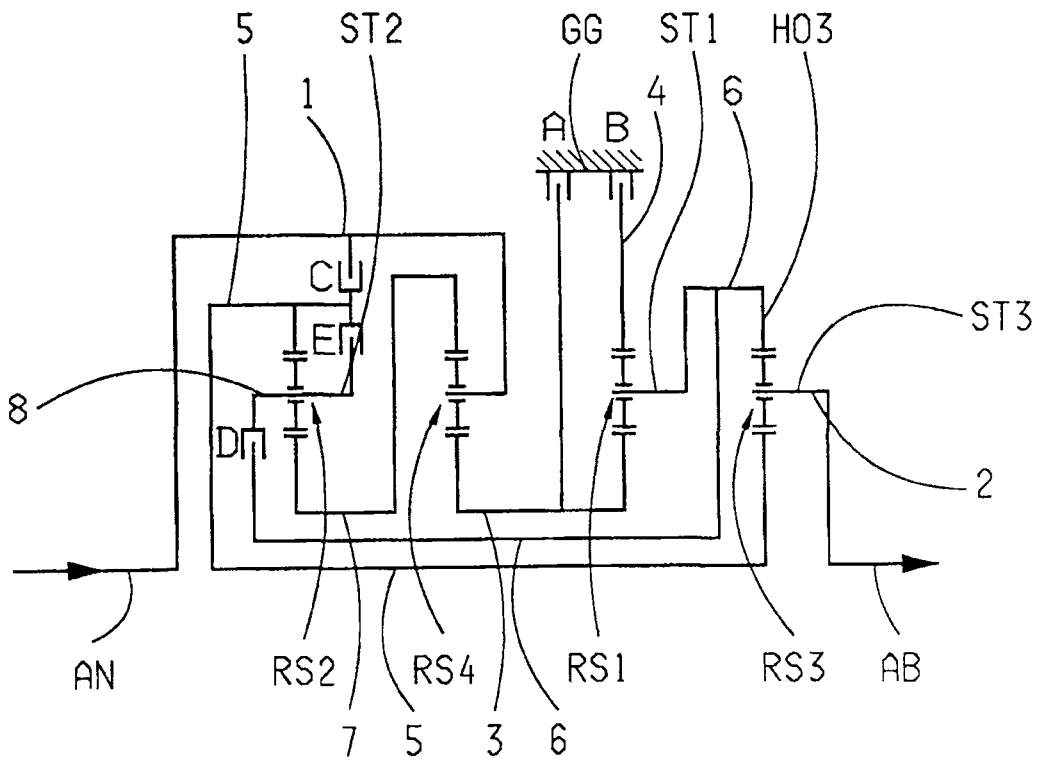


图10

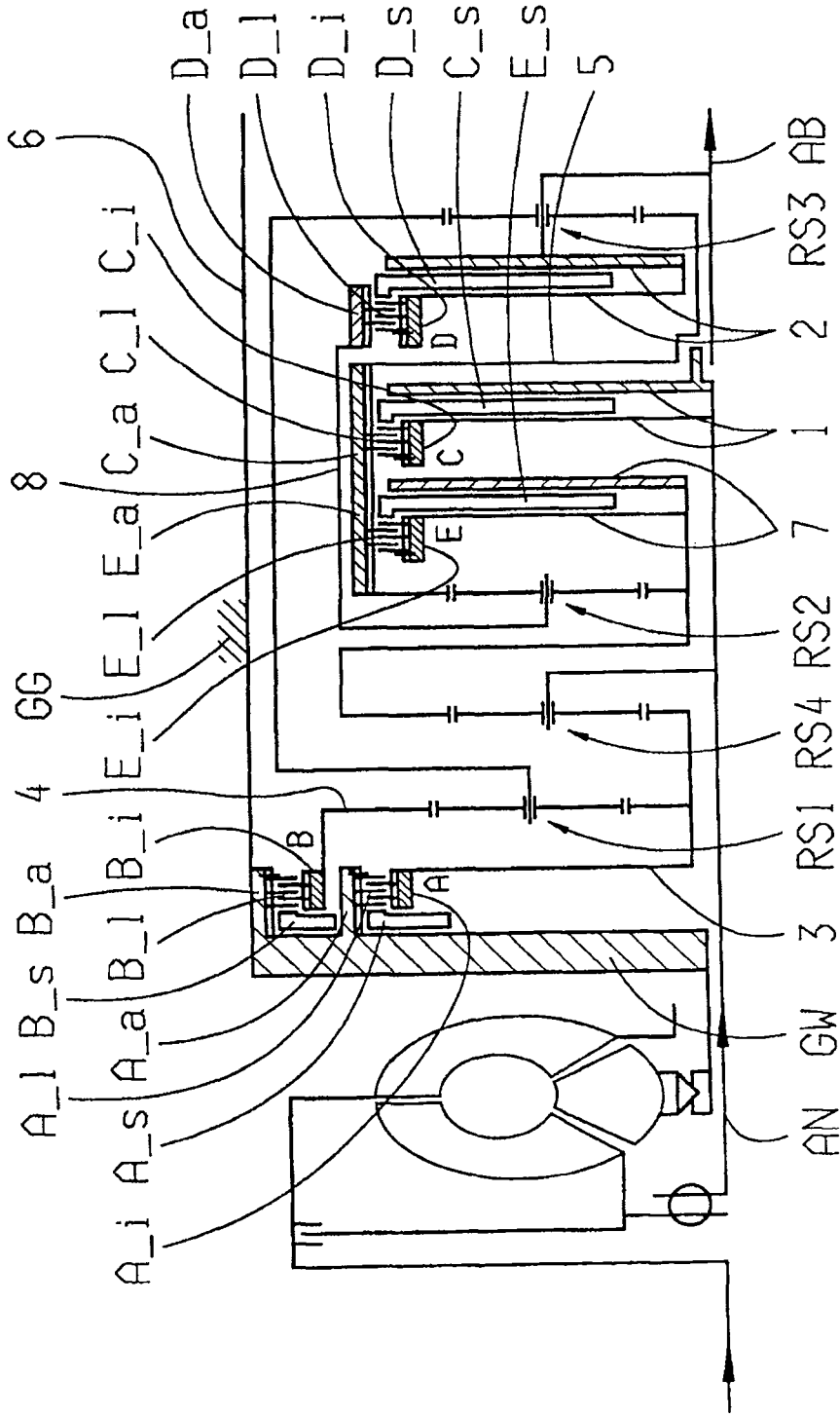


图11

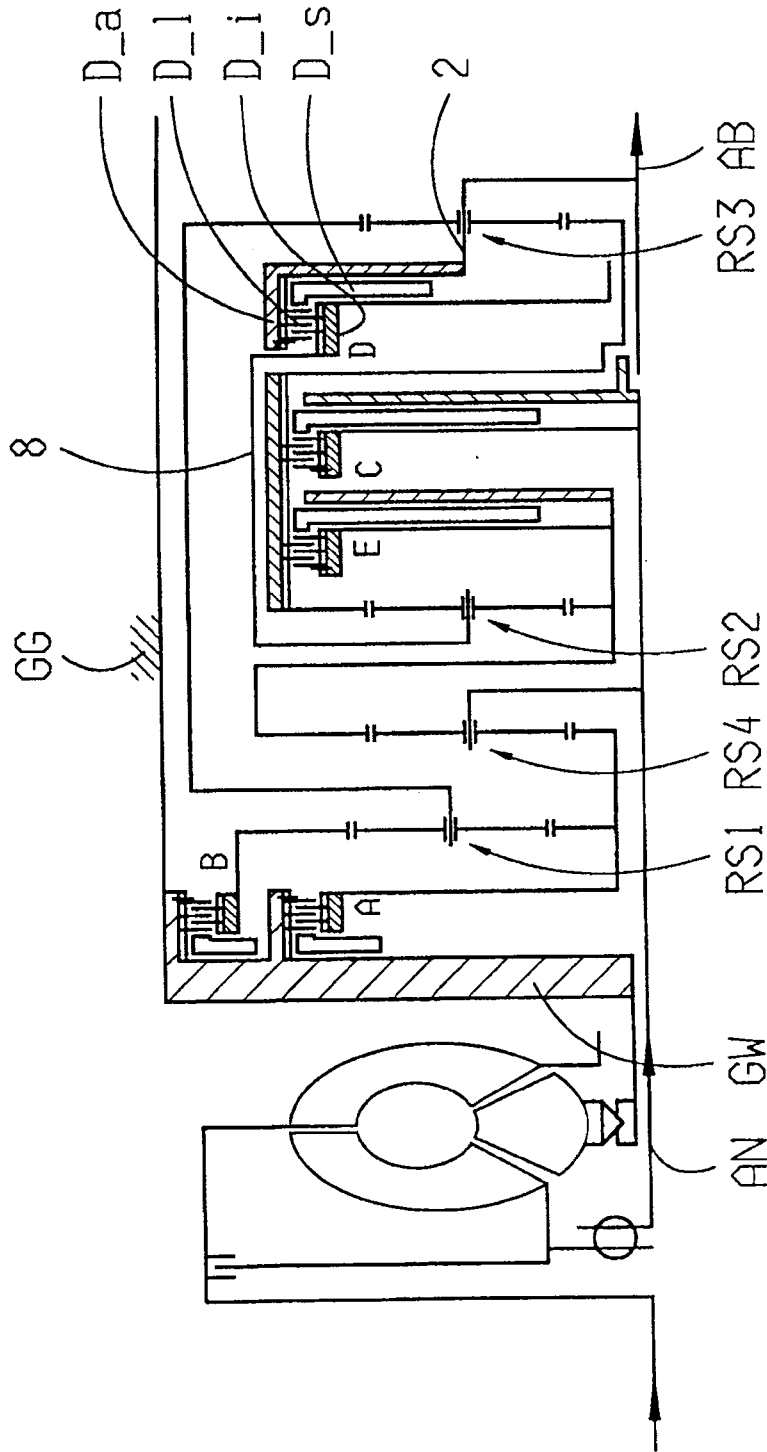


图12

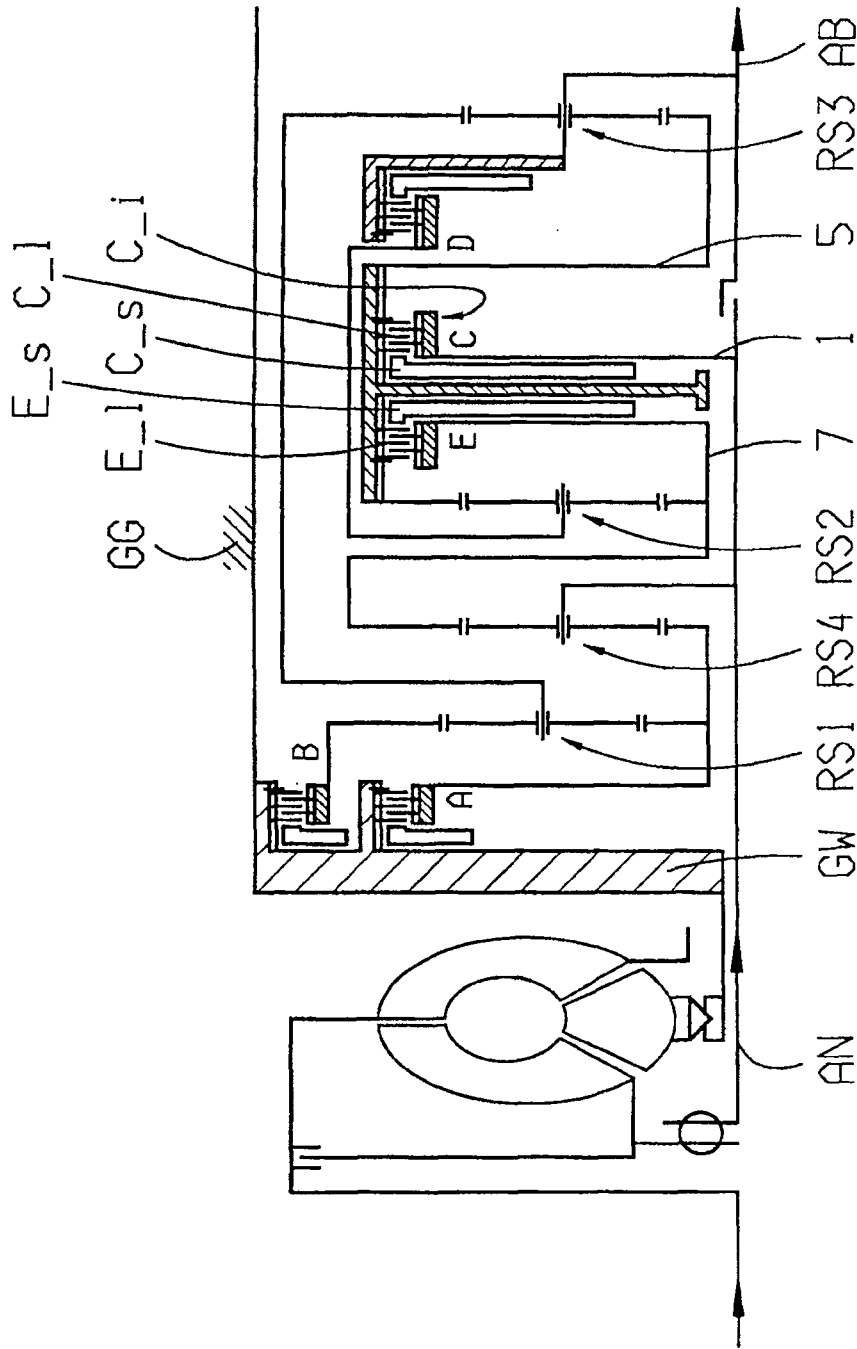


图13

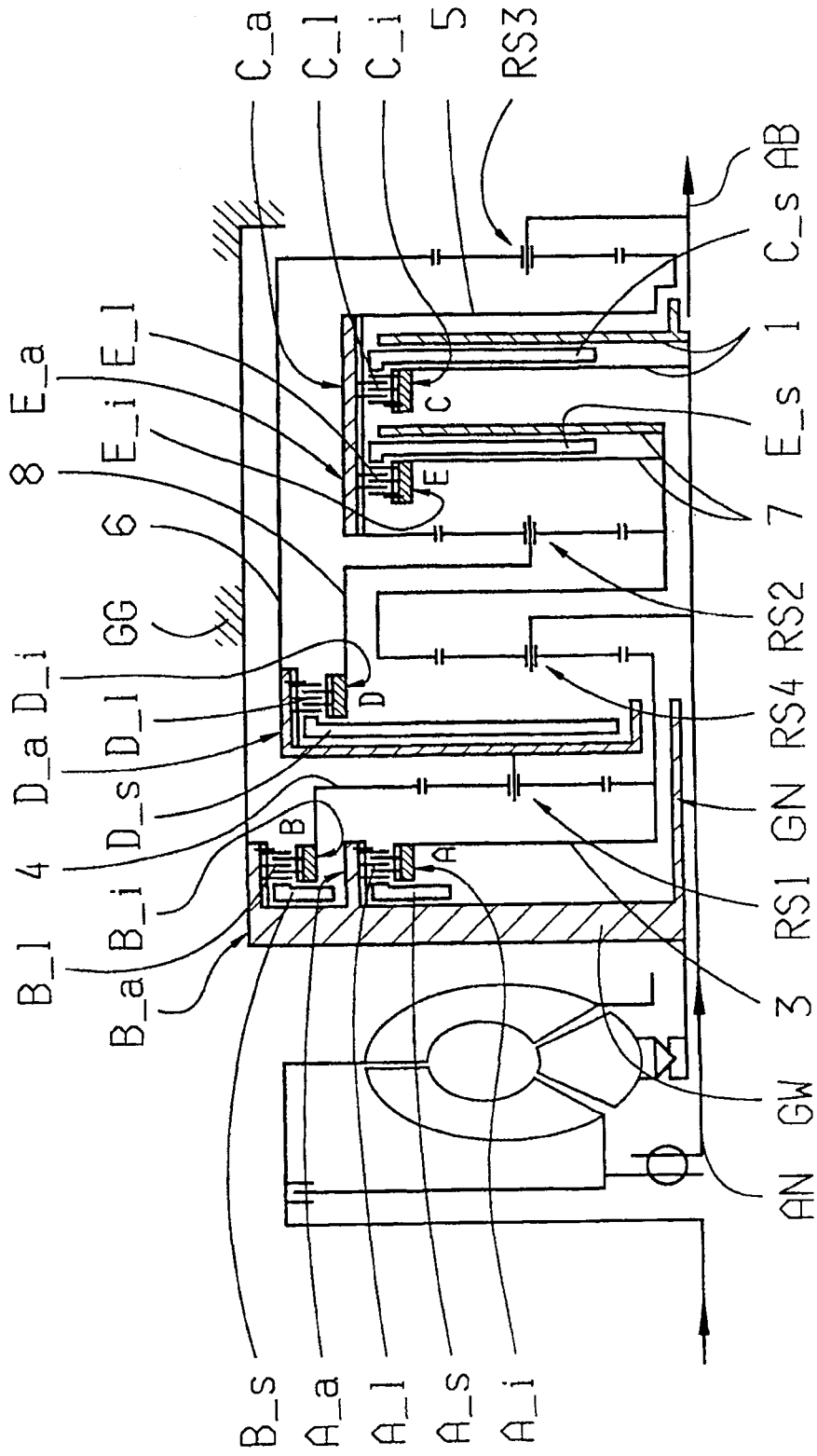


图14

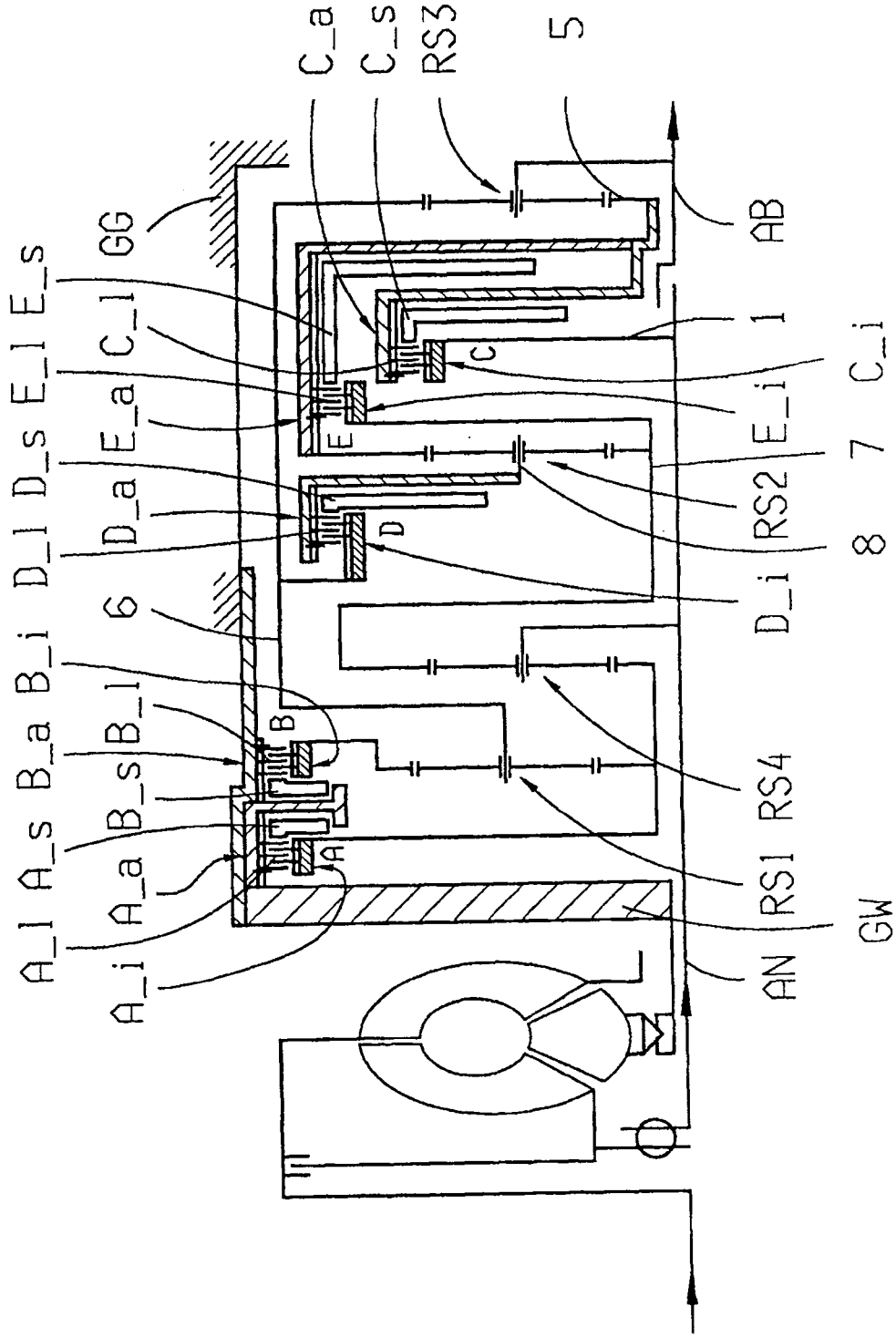


图15

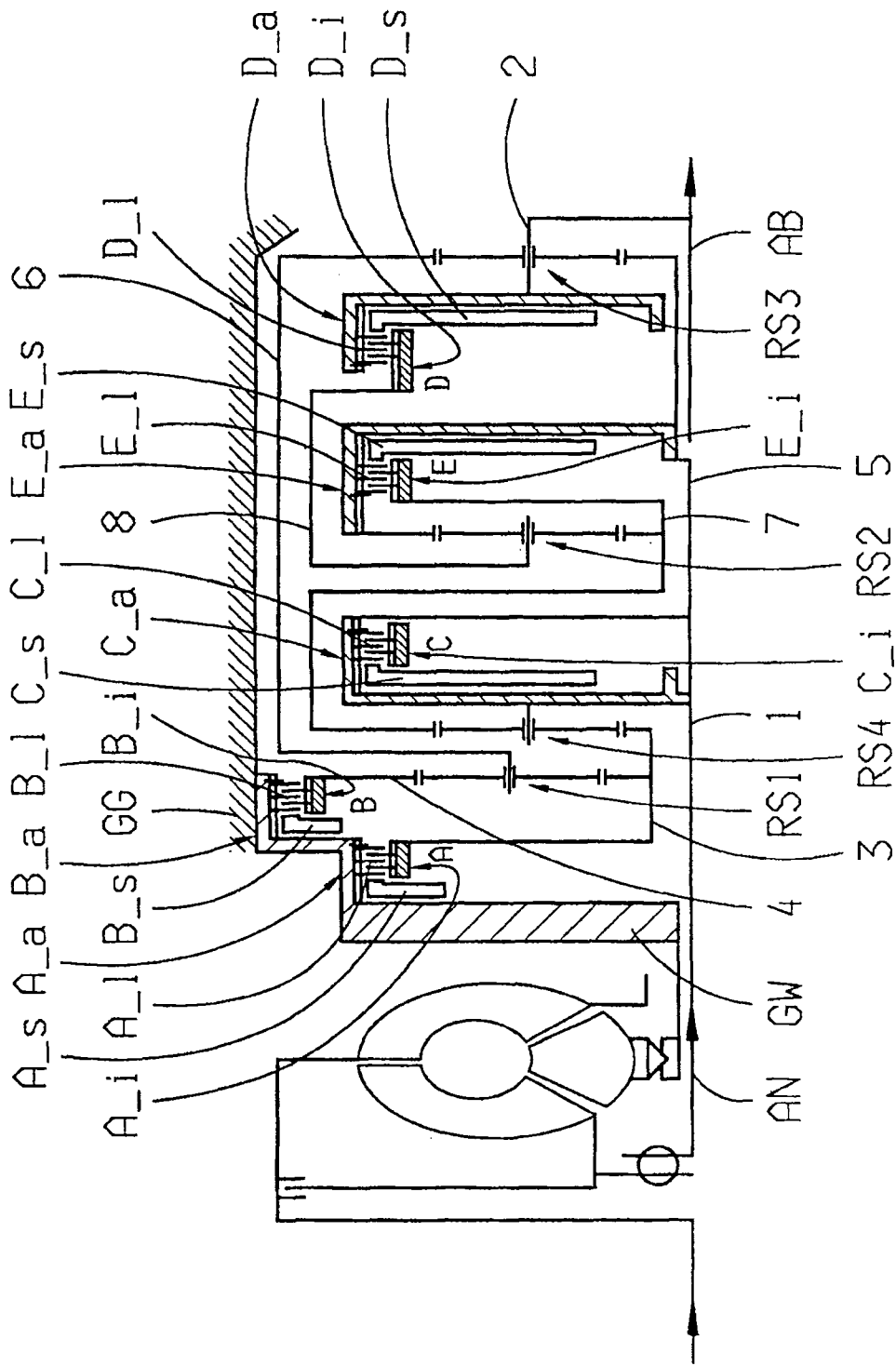


图16