



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 119923532 A

(43) 申请公布日 2025. 05. 02

(21) 申请号 202380061689.6

(74) 专利代理机构 北京市柳沈律师事务所

(22) 申请日 2023.07.05

11105

专利代理师 张劲松

(30) 优先权数据

2022-150954 2022.09.22 JP

(51) Int.Cl.

F16H 3/66 (2006.01)

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

2025.02.24

(86) PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2023/024952 2023.07.05

(87) PCT国际申请的公布数据

W02024/062726 JA 2024.03.28

(71) 申请人 加特可株式会社

地址 日本静冈县

(72) 发明人 神山晃 渡边坚一 广濑郁夫

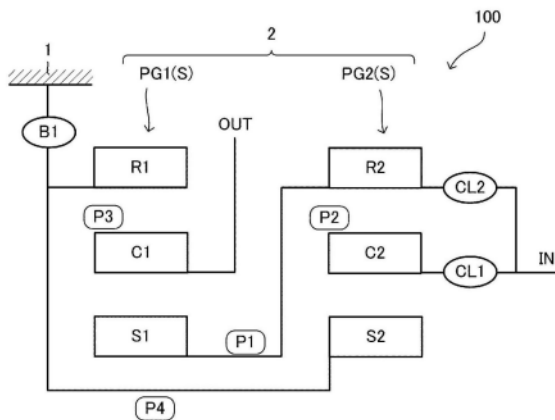
权利要求书1页 说明书13页 附图7页

(54) 发明名称

组件

(57) 摘要

在内部具有动力传递机构的组件中,可减小变速时的级间比。该组件具备:输入元件;输出元件;齿轮装置,其在速度线图上依次排列有第一旋转部分、第二旋转部分、第三旋转部分及第四旋转部分。输入元件能够与第一旋转部分连接,且能够与第二旋转部分连接,输出元件与第三旋转部分连接,第四旋转部分能够切换旋转状态和非旋转状态。齿轮装置具备第一行星齿轮机构和第二行星齿轮机构,第一旋转部分由第一旋转元件与第六旋转元件结合而构成,第二旋转部分由第五旋转元件构成,第三旋转部分由第二旋转元件构成,第四旋转部分由第三旋转元件与第四旋转元件结合而构成。



1. 一种组件,具备:
 - 输入元件;
 - 输出元件;
 - 齿轮装置,其在速度线图上依次排列有第一旋转部分、第二旋转部分、第三旋转部分及第四旋转部分,
 - 所述输入元件能够与所述第一旋转部分连接、且能够与所述第二旋转部分连接,
 - 所述输出元件与所述第三旋转部分连接,
 - 所述第四旋转部分能够切换旋转状态和非旋转状态,
 - 所述齿轮装置具备:
 - 第一行星齿轮机构,其具备第一旋转元件、第二旋转元件、第三旋转元件,在速度线图上,所述第二旋转元件配置于所述第一旋转元件与所述第三旋转元件之间;
 - 第二行星齿轮机构,其具备第四旋转元件、第五旋转元件、第六旋转元件,在速度线图上,所述第五旋转元件配置于所述第四旋转元件与所述第六旋转元件之间,
 - 所述第一旋转部分由所述第一旋转元件与所述第六旋转元件结合而构成,
 - 所述第二旋转部分由所述第五旋转元件构成,
 - 所述第三旋转部分由所述第二旋转元件构成,
 - 所述第四旋转部分由所述第三旋转元件与所述第四旋转元件结合而构成。
2. 如权利要求1所述的组件,其中,具备:
 - 第一卡合元件;
 - 第二卡合元件;
 - 第三卡合元件,
 - 所述第一卡合元件的一侧与所述输入元件连接,
 - 所述第一卡合元件的另一侧与所述第二旋转部分连接,
 - 所述第二卡合元件的一侧与所述输入元件连接,
 - 所述第二卡合元件的另一侧与所述第一旋转部分连接,
 - 所述第三卡合元件的一侧与所述第四旋转部分连接,
 - 所述第三卡合元件的另一侧被固定。
3. 如权利要求2所述的组件,其中,
 - 第一~第三卡合元件分别配置在所述齿轮装置的轴向外侧。
4. 如权利要求2所述的组件,其中,
 - 所述第一卡合元件的所述一侧经由穿过所述齿轮装置的内周侧的第一连接部件与所述输入元件连接,
 - 所述第一卡合元件的所述另一侧经由穿过所述齿轮装置的内周侧的第二连接部件与所述第二旋转部分连接。
5. 如权利要求2所述的组件,其中,
 - 通过变更所述第一~第三卡合元件中的卡合的两个元件实现三个变速级。
6. 如权利要求2所述的组件,其中,
 - 所述第一卡合元件的所述一侧和所述第二卡合元件的所述一侧由一体部件构成。

组件

技术领域

[0001] 本发明涉及一种在内部具有动力传递机构的组件。

背景技术

[0002] 在专利文献1中,公开了前进2挡的电动车辆用自动变速器组件。在该组件中,通过切换两个摩擦离合器的卡合状态,能够实现1挡和变速比(=输入转速/输出转速)小于1挡的2挡。

[0003] 在专利文献2~4中也公开了同样的组件。

[0004] 现有技术文献

[0005] 专利文献

[0006] 专利文献1:德国专利申请公开第102019116360号说明书

[0007] 专利文献2:德国专利申请公开第102019119951号说明书

[0008] 专利文献3:中国专利第106195194号说明书

[0009] 专利文献4:中国实用新型第206000959号说明书

[0010] 发明要解决的课题

[0011] 在前进2挡的电动车辆用自动变速器组件中,1挡的变速比越大,则减速带来的扭矩增幅效果越高,因此1挡的变速比越大,则越能够减小电动机的最大扭矩,能够选择体格小的电动机。与此相对,2挡的变速比越小,则实现某车速时的电动机的转速越低,在高速巡航时有利。

[0012] 但是,如果基于上述设计构思分别设定1挡和2挡的变速比,则在1挡和2挡之间切换时的级间比(=1挡的变速比/2挡的变速比)变大,变速冲击变大。

发明内容

[0013] 本发明是鉴于这样的技术课题而完成的,其目的在于,在内部具有动力传递机构的组件中,减小变速时的级间比。

[0014] 根据本发明的一方式,提供一种组件,具备:

[0015] 输入元件;

[0016] 输出元件;

[0017] 齿轮装置,其在速度线图上依次排列有第一旋转部分、第二旋转部分、第三旋转部分及第四旋转部分,

[0018] 所述输入元件能够与所述第一旋转部分连接,且能够与所述第二旋转部分连接,

[0019] 所述输出元件与所述第三旋转部分连接,

[0020] 所述第四旋转部分能够切换旋转状态和非旋转状态,

[0021] 所述齿轮装置具备:

[0022] 第一行星齿轮机构,其具备第一旋转元件、第二旋转元件、第三旋转元件,在速度线图上,所述第二旋转元件配置于所述第一旋转元件与所述第三旋转元件之间;

[0023] 第二行星齿轮机构,其具备第四旋转元件、第五旋转元件、第六旋转元件,在速度线图上,所述第五旋转元件配置于所述第四旋转元件与所述第六旋转元件之间,

[0024] 所述第一旋转部分由所述第一旋转元件与所述第六旋转元件结合而构成,

[0025] 所述第二旋转部分由所述第五旋转元件构成,

[0026] 所述第三旋转部分由所述第二旋转元件构成,

[0027] 所述第四旋转部分由所述第三旋转元件与所述第四旋转元件结合而构成。

[0028] 发明效果

[0029] 根据上述方式,通过切换输入元件的连接目标(第一旋转部分和第二旋转部分中的任意一方或双方)、以及第四旋转部分的旋转状态,能够实现三个变速级。由于级间比变小,因此能够根据速度区域设定适当的变速比。另外,由于在3挡时变速比为1,因此,能够降低因旋转部分之间的转速差引起的动力传递损失。

附图说明

[0030] 图1是本发明的实施方式的组件的概略图。

[0031] 图2是表示各变速级中的各卡合元件的卡合状态的卡合表。

[0032] 图3是组件的速度线图。

[0033] 图4是变形例的概略图。

[0034] 图5A是另一变形例的概略图。

[0035] 图5B是又一变形例的概略图。

[0036] 图6A是又一变形例的概略图。

[0037] 图6B是图6A所示的变形例的速度线图。

[0038] 图7A是又一变形例的概略图。

[0039] 图7B是图7A所示的变形例的速度线图。

具体实施方式

[0040] 以下,参考附图对本发明的实施方式进行说明。另外,本说明书中使用的术语的定义如下。

[0041] “组件(unit)”是指在内部具有齿轮机构、差动齿轮机构等动力传递机构的装置整体,包含具有电动机及动力传递机构的电动机组件、自动变速器组件、减速器组件等。

[0042] “变速比”是指组件的输入转速除以输出转速后得到的值。“输入旋转”中不仅包含从组件外部的动力源向组件输入的旋转,还包含从组件内部的动力源向组件输入的旋转。

[0043] “级间比”是对于由组件实现的两个变速比,将较大一方(低速用)的变速比除以较小一方(高速用)的变速比后得到的值。

[0044] “轴向”是指构成组件的部件的旋转轴的轴向。部件为电动机、齿轮机构、差动齿轮机构等。“径向”是指从旋转轴的中心轴开始的半径方向。

[0045] “外壳”是指收纳电动机、逆变器及动力传递机构的收纳体,由一个以上的壳体构成。收纳电动机的壳体、收纳逆变器的壳体以及收纳动力传递机构的壳体一体形成的方式被称为“三合一(3 in 1)”。

[0046] “电动机”是指具有电动机功能的旋转电机,除了电动机功能之外还可以具有发电

机功能。

[0047] “元件(要素)A与元件(要素)B连接”是指元件A以能够在元件A和元件B之间传递动力的方式与上游或下游的元件B连接的情况。动力的输入侧为上游,动力的输出侧为下游。不限于元件A直接或经由其他部件与元件B连结的方式,也可以经由离合器等连接。

[0048] “元件A与元件B结合”是指元件A和元件B直接或经由其他部件间接地相连,使元件A和元件B一体化的状态。换言之,也可以说是元件A和元件B一体旋转的状态。另外,也可以说是指元件A和元件B不经由制动器或离合器连接的状态,是元件A和元件B始终连接的状态。

[0049] “元件A固定于元件B”包含元件A直接固定于元件B的方式、和元件A经由除元件A和B以外的元件C固定于元件B的方式两者。“元件A被固定”意味着元件A被固定于其他元件且处于不可旋转的状态。

[0050] “在规定方向观察中元件A和元件B重叠”是指元件A和元件B在规定方向(轴向、径向、重力方向等)上排列,且在从规定方向观察的情况下元件A和元件B至少部分重叠的状态。与“在规定方向上元件A和元件B重叠”同义。在轴向观察中元件A和元件B重叠的情况下,元件A与元件B同轴。在图中描绘为元件A和元件B在规定方向上排列的情况下,意味着在规定方向观察中元件A和元件B是重叠。

[0051] 相对于此,“在规定方向观察中元件A和元件B不重叠”是指在规定方向(轴向、径向、重力方向、车辆行驶方向等)上元件A和元件B不排列,且在从规定方向观察的情况下元件A和元件B不具有重叠的部分的状态。与“在规定方向上元件A和元件B不重叠”同义。在图中描绘为元件A和元件B在规定方向上不排列的情况下,意味着在规定方向观察时元件A和元件B没有重叠。

[0052] “在规定方向观察中元件A配置于元件B和元件C之间”是指,在从规定方向(轴向、径向、重力方向等)观察的情况下,观察到元件A位于元件B和元件C之间。例如,在元件B、元件A、元件C按该顺序沿轴向排列的情况下,可观察到在径向观察时元件A在元件B和元件C之间,因此可以说元件A位于元件B和元件C之间。在轴向观察时元件A没有必要与元件B、C重叠。在图中描绘为元件A在元件B和元件C之间的情况下,则意味着在规定方向观察时元件A位于元件B和元件C之间。

[0053] “元件A配置在元件B的轴向外侧”是指元件A配置在元件B的轴向一侧或轴向另一侧,除了在轴向观察中元件A和元件B重叠的情况之外,也包括元件A和元件B的径向位置不同而元件A和元件B不重叠的情况。

[0054] “元件A配置在元件B的径向外侧(或径向内侧)”是指元件A的径向位置比元件B的径向位置更靠外侧(或内侧),除了在径向观察中元件A和元件B重叠的情况之外,也包括元件A和元件B的轴向位置不同而元件A和元件B不重叠的情况。

[0055] “接近配置”是指两个元件之间在轴向观察或径向观察时具有重叠的部分、且在两个元件之间未夹持其他的元件的状态。例如,“两个卡合元件接近配置”意味着在两个卡合元件之间不配置行星齿轮机构等。在图中元件A和元件B之间没有描绘其他元件的情况下,则意味着元件A和元件B接近配置。

[0056] “卡合元件的一侧”和“卡合元件的另一侧”是指卡合元件中包含的两个元件,该两个元件在卡合元件处于卡合状态时不可相对旋转,在释放状态时能够相对旋转。“卡合元件

的一侧”和“卡合元件的另一侧”可以是旋转元件之间的组合,也可以是旋转元件和非旋转元件的组合,通常,前者称为离合器,后者称为制动器。另外,“卡合元件的单侧”是指“卡合元件的一侧”和“卡合元件的另一侧”中的任意一方。

[0057] 其他的术语在说明书正文中适当定义。

[0058] 图1是表示本发明的实施方式的组件100的基本结构的概略图。组件100是将从未图示的作为动力源的电动机输入到输入元件IN的旋转以与变速级对应的变速比进行变速,并从输出元件OUT向未图示的驱动轮传递的电动车辆用的前进3挡的自动变速器组件。输入元件IN及输出元件OUT分别由齿轮、旋转轴等构成。电动机能够切换正转、反转,因此在组件100不具有后退级这一点上,与动力源使用内燃机的车辆用的组件的设计构思明显不同。

[0059] 组件100是在外壳1内收纳有输入元件IN、齿轮装置2、第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1、输出元件OUT、未图示的电动机及逆变器的所谓的三合一的组件。外壳1相对于车辆不可旋转地被固定。

[0060] 输入元件IN的一侧与电动机的输出轴连接,输入元件IN通过从电动机输入的动力进行旋转。输入元件IN的转速是组件100的输入转速。电动机经由逆变器与组件100外的蓄电池(未图示)电连接,从蓄电池接收电力供给而作为电动机发挥功能。另外,电动机还可以作为发电机发挥功能。

[0061] 齿轮装置2通过使第一行星齿轮机构PG1和第二行星齿轮机构PG2接近配置并在两处结合彼此的旋转元件而构成。

[0062] 第一行星齿轮机构PG1是单小齿轮行星齿轮机构,具有:作为第一旋转元件的第一太阳轮S1、多个第一小齿轮(未图示)、支承多个第一小齿轮并使其旋转自如的作为第二旋转元件的第一行星齿轮架C1、作为第三旋转元件的第一齿圈R1。第一太阳轮S1与多个第一小齿轮啮合,多个第一小齿轮与第一齿圈R1啮合。

[0063] 第二行星齿轮机构PG2是单小齿轮行星齿轮机构,具有:作为第四旋转元件的第二太阳轮S2、多个第二小齿轮(未图示)、支承多个第二小齿轮并使其旋转自如的作为第五旋转元件的第二行星齿轮架C2、作为第六旋转元件的第二齿圈R2。第二太阳轮S2与多个第二小齿轮啮合,多个第二小齿轮与第二齿圈R2啮合。

[0064] 图中符号PG1、PG2旁边的带括号的S表示行星齿轮机构是单小齿轮行星齿轮机构。另外,虽然在本实施方式中没有出现,但在行星齿轮机构为双小齿轮行星齿轮机构的情况下,则在PG1、PG2的旁边标注带括号的D。

[0065] 第一太阳轮S1与第二齿圈R2结合。第一齿圈R1与第二太阳轮S2结合。这样,通过在两处结合第一行星齿轮机构PG1和第二行星齿轮机构PG2,而使第一旋转部分P1由第一太阳轮S1以及第二齿圈R2构成,第二旋转部分P2由第二行星齿轮架C2构成,第三旋转部分P3由第一行星齿轮架C1构成,第四旋转部分P4由第一齿圈R1和第二太阳轮S2构成。

[0066] 输出元件OUT的转速是组件100的输出转速。

[0067] 第一卡合元件CL1是油压式或电动式的离合器。若将第一卡合元件CL1处于卡合状态时卡合的第一卡合元件CL1的两个部分设为一侧和另一侧时,则一侧与输入元件IN连接,另一侧与由第二行星齿轮架C2构成的第二旋转部分P2连接。由此,如果将第一卡合元件CL1卡合,则能够将输入元件IN与由第二行星齿轮架C2构成的第二旋转部分P2连接。

[0068] 第二卡合元件CL2是油压式或电动式离合器。若将第二卡合元件CL2处于卡合状态

时卡合的第二卡合元件CL2的两个部分设为一侧和另一侧时,则一侧与输入元件IN连接,另一侧与由第一太阳轮S1和第二齿圈R2构成的第一旋转部分P1连接。由此,如果将第二卡合元件CL2卡合,则能够将输入元件IN与由第一太阳轮S1及第二齿圈R2构成的第一旋转部分P1连接。

[0069] 第一卡合元件CL1的一侧和第二卡合元件CL2的一侧都与输入元件IN连接并一体地进行旋转,因此能够将它们共用化,即作为一体部件构成。例如,若在第一卡合元件CL1、第二卡合元件CL2分别由在滚筒与轮毂之间配置多个摩擦片的多片式离合器构成的情况下,则通过在一方的滚筒的外周形成另一方的轮毂,而能够构成为一体部件。由此,能够减少组件100的部件数量。

[0070] 第三卡合元件B1是油压式或电动式的制动器。若将第三卡合元件B1处于卡合状态时卡合的第三卡合元件B1的两个部分设为一侧和另一侧时,则一侧与由第一齿圈R1及第二太阳轮S2构成的第四旋转部分P4连接,另一侧固定于外壳1。由此,如果将第三卡合元件B1卡合,则能够将由第一齿圈R1及第二太阳轮S2构成的第四旋转部分P4固定于外壳1。

[0071] 作为第二卡合元件CL2和第三卡合元件B1的促动器,除了不易受到布局制约的促动器(从控制阀组件供给油压的油压促动器等)之外,也可以使用容易受到布局制约的促动器(利用反作用力的关系而固定于外壳1等且需要连接电源电缆的电动促动器、在外壳1等上安装油压供给组件且需要通过配管与油压供给组件连接的油压促动器等)。另一方面,由于第一卡合元件CL1配置在第二卡合元件CL2的内周侧,因此作为第一卡合元件CL1的促动器,优选使用不易受到布局制约的促动器。

[0072] 第三卡合元件B1也可以由可选择单向离合器构成。可选择单向离合器是由能够通过电动促动器切换动作状态且所限制的旋转方向不同的一对棘轮机构构成,当仅使一对棘轮机构中的一方动作时,则成为单向离合器状态,当使一对棘轮机构的双方动作时,则成为卡合状态的离合器。

[0073] 通过具备这些第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1,并将第一卡合元件CL1和第二卡合元件CL2中的一方卡合、将另一方释放,从而能够可选择性地将输入元件IN与由第一太阳轮S1及第二齿圈R2构成的第一旋转部分P1、或由第二行星齿轮架C2构成的第二旋转部分P2连接。另外,通过将第一卡合元件CL1及第二卡合元件CL2的双方卡合,能够将输入元件IN与第一旋转部分P1及第二旋转部分P2连接。

[0074] 另外,通过变更第三卡合元件B1的卡合状态,能够将由第一齿圈R1及第二太阳轮S2构成的第四旋转部分P4切换为旋转状态或者非旋转状态。

[0075] 另外,在径向观察中,第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1配置在齿轮装置2的轴向外侧。由于在第一行星齿轮机构PG1和第二行星齿轮机构PG2之间不配置卡合元件,因此第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1的布局自由度增加,另外,能够减小组件100的轴向的尺寸。

[0076] 另外,在轴向观察中,第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1能够与齿轮装置2重叠。在使它们重叠的情况下,能够减小组件100的径向的尺寸。

[0077] 图2是表示第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1的卡合状态与在组件100中实现的变速级之间的关系的卡合表。表中,黑圈表示卡合状态,无标记表示释放状态。

[0078] 如卡合表所示,通过卡合第二卡合元件CL2和第三卡合元件B1并释放第一卡合元件CL1来实现1挡。通过卡合第一卡合元件CL1和第三卡合元件B1并释放第二卡合元件CL2来

实现2挡。通过卡合第一卡合元件CL1和第二卡合元件CL2并释放第三卡合元件B1来实现3挡。

[0079] 任一变速级都是通过使第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1中的两个元件卡合来实现的,释放的卡合元件为一个。在释放的卡合元件如多片式离合器那样即使在释放状态下,也发生相对旋转的部分彼此接触而产生拖曳扭矩的情况下,在实现变速级时被释放的卡合元件的数量越少,则越能够减少机械损失。在本实施方式中,由于在任一变速级中被释放的卡合元件都是一个,因此即使在使用产生拖曳扭矩的卡合元件作为第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1的情况下,也能够抑制机械损失,提高搭载了组件100的车辆的电力消耗率。

[0080] 另外,图3是组件100的速度线图。在速度线图上,第一~第四旋转部分P1~P4按该顺序排列,各旋转部分与竖线11~14对应。

[0081] 由于第一行星齿轮机构PG1是单小齿轮行星齿轮机构,因此在第一太阳轮S1和第一齿圈R1之间配置有第一行星齿轮架C1。第二行星齿轮机构PG2也是单小齿轮行星齿轮机构,因此在第二太阳轮S2和第二齿圈R2之间配置有第二行星齿轮架C2。

[0082] 当使第一卡合元件CL1卡合且使第二卡合元件CL2释放时,输入元件IN与第二旋转部分P2连接,因此竖线12对应于输入元件IN。相反地,当使第一卡合元件C11释放而使第二卡合元件CL2卡合时,由于输入元件IN与第一旋转部分P1连接,因此竖线11对应于输入元件IN。

[0083] 输出元件OUT与第三旋转部分P3连接,因此竖线13对应于输出元件OUT。

[0084] 将竖线11与竖线13之间的间隔设为1时的竖线13与竖线14之间的间隔 α_1 是将第一太阳轮S1的齿数除以第一齿圈R1的齿数后得到的值。另外,将竖线14与竖线12之间的间隔设为1时的竖线12与竖线11之间的间隔 α_2 是将第二太阳轮S2的齿数除以第二齿圈R2的齿数后得到的值。

[0085] 在速度线图中描绘了与各变速级对应的直线L1~L3。各变速级中的各旋转部分P1~P4的转速由与各变速级对应的直线L1~L3与竖线11~14的交点的纵坐标表示。

[0086] 在1挡中,使第二卡合元件CL2及第三卡合元件B1卡合,使第一卡合元件CL1释放。由此,输入元件IN与第一旋转部分P1的转速相等,第四旋转部分P4的转速变为零,因此,与1挡对应的直线L1成为通过点X3及点X2的直线。输出元件OUT的转速成为直线L1与竖线13的交点的纵坐标即 r_1 。因此,当输入元件IN的转速为 r_{in} 时,1挡中的变速比成为 r_{in}/r_1 。

[0087] 在2挡中,使第一卡合元件CL1及第三卡合元件B1卡合,使第二卡合元件CL2释放。由此,输入元件IN和第二旋转部分P2的转速相等,第四旋转部分P4的转速变为零,因此,与2挡对应的直线L2成为通过点X1及点X2的倾斜度比直线L1大的直线。输出元件OUT的转速成为直线L2与竖线13的交点的纵坐标即 r_2 。因此,当输入元件IN的转速为 r_{in} 时,2挡中的变速比成为 r_{in}/r_2 。由于 r_2 比 r_1 大,因此2挡的变速比小于1挡的变速比。

[0088] 在3挡中,使第一卡合元件CL1及第二卡合元件CL2卡合,使第三卡合元件B1释放。由此,输入元件IN、第一~第四旋转部分P1~P4及输出元件OUT的转速相等,因此,与3挡对应的直线L3成为通过点X3及点X1的倾斜度为零的直线。由于输入元件IN和输出元件OUT的转速相等,因此3挡中的变速比成为1,小于1挡和2挡的变速比。

[0089] 因此,在组件100中,能够实现三个变速级,因此,与前进2挡的组件相比,级间比变小,能够将变速时的冲击抑制得比前进2挡的组件小。另外,由于能够将1挡~3挡分别用作

低速用、中速用、高速用,因此能够根据速度区域设定适当的变速比。

[0090] 另外,在3挡中,变速比为1。即,由于构成齿轮装置2的全部的旋转部分P1~P4以同一转速进行旋转,因此能够减少因旋转部分之间的转速差引起的动力传递损失。由于高速巡航用的3挡使用频率高,因此通过在3挡中实现变速比1可以得到较高的电力消耗率提高效果。

[0091] 接着,对本发明的实施方式的变形例进行说明。

[0092] 图4是变形例的组件100的概略图。与图1所示的概略图的不同点在于,第一卡合元件CL1的一侧经由穿过齿轮装置2的内周侧的第一连接部件M1与输入元件IN连接,另一侧经由穿过齿轮装置2的内周侧的第二连接部件M2与由第二行星齿轮架C2构成的第二旋转部分P2连接。

[0093] 卡合表及速度线图与图2、图3所示的相同。

[0094] 根据图4所示的变形例,能够采用使第一卡合元件CL1和第二卡合元件CL2相对于齿轮装置2分散配置在轴向两侧,不将第一卡合元件CL1配置在第二卡合元件CL2的内周侧的布局。由此,作为第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1的促动器,容易采用易受到布局制约的促动器,从而用于第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1的促动器的选择自由度提高。

[0095] 图5A是另一变形例的组件100的概略图。第一行星齿轮机构PG1、第二行星齿轮机构PG2是与图1所示的组件100相同的单小齿轮行星齿轮机构。

[0096] 在该组件100中,将第一太阳轮S1和第二齿圈R2结合而构成第一旋转部分P1,由第二行星齿轮架C2构成第二旋转部分P2,由第一行星齿轮架C1构成第三旋转部分P3,将第一齿圈R1和第二太阳轮S2结合而构成第四旋转部分P4。

[0097] 而且,将第一卡合元件CL1的一侧与输入元件IN连接,将第一卡合元件CL1的另一侧与作为第二旋转部分P2的第二行星齿轮架C2连接,将第二卡合元件CL2的一侧与输入元件IN连接,将第二卡合元件CL2的另一侧与作为第一旋转部分P1的第一太阳轮S1及第二齿圈R2连接,将第三卡合元件B1的一侧与作为第四旋转部分P4的第一齿圈R1及第二太阳轮S2连接,将第三卡合元件B1的另一侧固定于外壳1。

[0098] 根据图5A所示的变形例,由于第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1分别配置在齿轮装置2的轴向外侧,因此第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1的布局自由度增加,另外,能够减小组件100的轴向的尺寸。

[0099] 另外,在轴向观察中,第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1能够与齿轮装置2重叠。在使它们重叠的情况下,能够减小组件100的径向的尺寸。

[0100] 另外,能够使第一卡合元件CL1的一侧和第二卡合元件CL2的一侧共用化(一体部件化),由此能够减少组件100的部件数量。

[0101] 卡合表与图2所示的相同,通过变更第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1中的卡合的两个,能够实现三个变速级。由于级间比变小,因此能够根据速度区域设定适当的变速比。另外,在3挡中,变速比为1,因此能够降低因旋转部分之间的转速差引起的动力传递损失。

[0102] 由于在任一变速级中释放的卡合元件都是一个,因此即使在使用产生拖曳扭矩的卡合元件作为第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1的情况下,也能够抑制机械损失,提高搭载了组件100的车辆的电力消耗率。

[0103] 速度线图与如图3所示的相同。

[0104] 图5B是又一变形例的组件100的概略图。与图5A所示的概略图的不同地在于,第一卡合元件CL1的一侧经由穿过齿轮装置2的内周侧的第一连接部件M1与输入元件IN连接,另一侧经由穿过齿轮装置2的内周侧的第二连接部件M2与由第二行星齿轮架C2构成的第二旋转部分P2连接。

[0105] 卡合表及速度线图与图2、图3所示的相同。

[0106] 根据图5B所示的变形例,能够采用使第一卡合元件CL1和第二卡合元件CL2相对于齿轮装置2分散配置在轴向两侧,不将第一卡合元件CL1配置在第二卡合元件CL2的内周侧的布局。由此,作为第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1的促动器,容易采用易受到布局制约的促动器,从而用于第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1的促动器的选择自由度提高。

[0107] 图6A是又一变形例的组件100的概略图。与图1所示的组件100不同,第一行星齿轮机构PG1是双小齿轮行星齿轮机构。即,第一行星齿轮架C1以使其旋转自如的方式支承与第一太阳轮S1啮合的多个内侧小齿轮(未图示)和与第一齿圈R1啮合的多个外侧小齿轮(未图示),进而,多个内侧小齿轮与多个外侧小齿轮啮合。第二行星齿轮机构PG2是与图1所示的组件100相同的单小齿轮行星齿轮机构。

[0108] 在该组件100中,由第一太阳轮S1及第二齿圈R2构成第一旋转部分P1,由第二行星齿轮架C2构成第二旋转部分P2,由第一齿圈R1构成第三旋转部分P3,将第一行星齿轮架C1和第二太阳轮S2结合而构成第四旋转部分P4。

[0109] 而且,将第一卡合元件CL1的一侧与输入元件IN连接,将第一卡合元件CL1的另一侧与作为第二旋转部分P2的第二行星齿轮架C2连接,将第二卡合元件CL2的一侧与输入元件IN连接,将第二卡合元件CL2的另一侧与作为第一旋转部分P1的第一太阳轮S1及第二齿圈R2连接,将第三卡合元件B1的一侧与作为第四旋转部分P4的第一行星齿轮架C1及第二太阳轮S2连接,将第三卡合元件B1的另一侧固定于外壳1。

[0110] 根据图6A所示的变形例,由于第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1分别配置在齿轮装置2的轴向外侧,因此第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1的布局自由度增加,另外,能够减小组件100的轴向的尺寸。

[0111] 另外,在轴向观察中,第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1能够与齿轮装置2重叠。在使它们重叠的情况下,能够减小组件100的径向的尺寸。

[0112] 另外,能够将第一卡合元件CL1的一侧和第二卡合元件CL2的一侧共用化(一体部件化),由此,能够减少组件100的部件数量。

[0113] 卡合表与图2所示的相同,通过变更第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1中的卡合的两个,能够实现三个变速级。由于级间比变小,因此能够根据速度区域设定适当的变速比。另外,在3挡中变速比为1,因此能够降低因旋转部分之间的转速差引起的动力传递损失。

[0114] 由于在任一变速级中释放的卡合元件都是一个,因此即使在使用产生拖曳扭矩的卡合元件作为第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1的情况下,也能够抑制机械损失,提高搭载了组件100的车辆的电力消耗率。

[0115] 图6B是图6A所示的变形例的速度线图。由于第一行星齿轮机构PG1为双小齿轮行星齿轮机构,因此在速度线图上,第一齿圈R1配置于第一太阳轮S1与第一行星齿轮架C1之间。即,第二旋转元件和第三旋转元件与单小齿轮行星齿轮机构的情况相反。

[0116] 构成第一~第四旋转部分P1~P4的旋转元件、以及竖线11~14的间隔与图3所示

的不同,但由于第一~第四旋转部分P1~P4与第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1之间的连接关系相同,因此,作为速度线图,实质上得到相同的速度线图。

[0117] 图7A是又一变形例的组件100的概略图。与图1所示的组件100不同,第二行星齿轮机构PG2是双小齿轮行星齿轮机构。即,第二行星齿轮架C2以使其旋转自如的方式支承与第二太阳轮S2啮合的多个内侧小齿轮(未图示)和与第二齿圈R2啮合的多个外侧小齿轮(未图示),进而,多个内侧小齿轮与多个外侧小齿轮啮合。第一行星齿轮机构PG1是与图1所示的组件100相同的单小齿轮行星齿轮机构。

[0118] 在该组件100中,将第一太阳轮S1和第二行星齿轮架C2结合而构成第一旋转部分P1,由第二齿圈R2构成第二旋转部分P2,由第一行星齿轮架C1构成第三旋转部分P3,将第一齿圈R1和第二太阳轮S2结合而构成第四旋转部分P4。

[0119] 而且,将第一卡合元件CL1的一侧与输入元件IN连接,将第一卡合元件CL1的另一侧与作为第二旋转部分P2的第二齿圈R2连接,将第二卡合元件CL2的一侧与输入元件IN连接,将第二卡合元件CL2的另一侧与作为第一旋转部分P1的第一太阳轮S1及第二行星齿轮架C2连接,将第三卡合元件B1的一侧与作为第四旋转部分P4的第一齿圈R1及第二太阳轮S2连接,将第三卡合元件B1的另一侧固定于外壳1。

[0120] 根据图7A所示的变形例,使第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1分别配置在齿轮装置2的轴向外侧,因此第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1的布局自由度增加,另外,能够减小组件100的轴向的尺寸。

[0121] 另外,在轴向观察中,使第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1能够与齿轮装置2重叠。在使它们重叠的情况下,能够减小组件100的径向的尺寸。

[0122] 另外,能够将第一卡合元件CL1的一侧和第二卡合元件CL2的一侧共用化(一体部件化),由此,能够减少组件100的部件数量。

[0123] 卡合表与图2所示的相同,通过变更第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1中的卡合的两个元件,能够实现三个变速级。由于级间比变小,因此能够根据速度区域设定适当的变速比。另外,在3挡中,变速比为1,因此能够降低因旋转部分之间的转速差引起的动力传递损失。

[0124] 由于在任一变速级中释放的卡合元件都是一个,因此即使在使用产生拖曳扭矩的卡合元件作为第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1的情况下,也能够抑制机械损失,提高搭载了组件100的车辆电力消耗率。

[0125] 图7B是图7A所示的变形例的速度线图。由于第二行星齿轮机构PG2为双小齿轮行星齿轮机构,因此在速度线图上,第二齿圈R2配置于第二太阳轮S2与第二行星齿轮架C2之间。即,第五旋转元件和第六旋转元件与单小齿轮行星齿轮机构的情况相反。

[0126] 构成第一~第四旋转部分P1~P4的旋转元件、以及竖线11~14之间的间隔与图3所示的不同,但由于第一~第四旋转部分P1~P4与第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1之间的连接关系相同,因此,作为速度线图,实质上得到相同的速度线图。

[0127] 接着,对本发明的实施方式的作用效果进行说明。

[0128] (1)在图1、图4、图5A、图5B所示的例子中,

[0129] 组件100具备:

[0130] 输入元件IN;

- [0131] 输出元件OUT;
- [0132] 齿轮装置2,其在速度线图上依次排列有第一旋转部分P1、第二旋转部分P2、第三旋转部分P3及第四旋转部分P4(图3)。
- [0133] 输入元件IN能够与第一旋转部分P1连接,且能够与第二旋转部分P2连接,
- [0134] 输出元件OUT与第三旋转部分P3连接,
- [0135] 第四旋转部分P4能够切换旋转状态和非旋转状态。
- [0136] 齿轮装置2具备:
- [0137] 第一行星齿轮机构PG1,其是具备第一太阳轮S1、第一行星齿轮架C1、第一齿圈R1,且在速度线图上第一行星齿轮架C1配置于第一太阳轮S1与第一齿圈R1之间的单小齿轮(图3);
- [0138] 第二行星齿轮机构PG2,其是具备第二太阳轮S2、第二行星齿轮架C2、第二齿圈R2,且在速度线图上第二行星齿轮架C2配置于第二太阳轮S2与第二齿圈R2之间的单小齿轮(图3)。
- [0139] 第一旋转部分P1由第一太阳轮S1与第二齿圈R2结合而构成,
- [0140] 第二旋转部分P2由第二行星齿轮架C2构成,
- [0141] 第三旋转部分P3由第一行星齿轮架C1构成,
- [0142] 第四旋转部分P4由第一齿圈R1与第二太阳轮S2结合而构成。
- [0143] 另外,在图6A所示的例子中,
- [0144] 组件100具备:
- [0145] 输入元件IN;
- [0146] 输出元件OUT;
- [0147] 齿轮装置2,其在速度线图上依次排列有第一旋转部分P1、第二旋转部分P2、第三旋转部分P3及第四旋转部分P4(图6B)。
- [0148] 输入元件IN能够与第一旋转部分P1连接,且能够与第二旋转部分P2连接,
- [0149] 输出元件OUT与第三旋转部分P3连接,
- [0150] 第四旋转部分P4能够切换旋转状态和非旋转状态。
- [0151] 齿轮装置2具备:
- [0152] 第一行星齿轮机构PG1,其是具备第一太阳轮S1、第一齿圈R1、第一行星齿轮架C1,且在速度线图上第一齿圈R1配置于第一太阳轮S1与第一行星齿轮架C1之间的双小齿轮(图6B);
- [0153] 第二行星齿轮机构PG2,其是具备第二太阳轮S2、第二行星齿轮架C2、第二齿圈R2,且在速度线图上第二行星齿轮架C2配置于第二太阳轮S2与第二齿圈R2之间的单小齿轮(图6B)。
- [0154] 第一旋转部分P1由第一太阳轮S1与第二齿圈R2结合而构成,
- [0155] 第二旋转部分P2由第二行星齿轮架C2构成,
- [0156] 第三旋转部分P3由第一齿圈R1构成,
- [0157] 第四旋转部分P4由第一行星齿轮架C1与第二太阳轮S2结合而构成。
- [0158] 另外,在图7A所示的例子中,
- [0159] 组件100具备:

- [0160] 输入元件IN;
- [0161] 输出元件OUT;
- [0162] 齿轮装置2,其在速度线图上依次排列有第一旋转部分P1、第二旋转部分P2、第三旋转部分P3及第四旋转部分P4(图7B)。
- [0163] 输入元件IN能够与第一旋转部分P1连接,且能够与第二旋转部分P2连接,
- [0164] 输出元件OUT与第三旋转部分P3连接,
- [0165] 第四旋转部分P4能够切换旋转状态和非旋转状态。
- [0166] 齿轮装置2具备:
- [0167] 第一行星齿轮机构PG1,其是具备第一太阳轮S1、第一行星齿轮架C1、第一齿圈R1,且在速度线图上第一行星齿轮架C1配置于第一太阳轮S1与第一齿圈R1之间的单小齿轮(图7B);
- [0168] 第二行星齿轮机构PG2,其是具备第二太阳轮S2、第二齿圈R2、第二行星齿轮架C2,且在速度线图上第二齿圈R2配置于第二太阳轮S2与第二行星齿轮架C2之间的双小齿轮(图7B)。
- [0169] 第一旋转部分P1由第一太阳轮S1与第二行星齿轮架C2结合而构成,
- [0170] 第二旋转部分P2由第二齿圈R2构成,
- [0171] 第三旋转部分P3由第一行星齿轮架C1构成,
- [0172] 第四旋转部分P4由第一齿圈R1与第二太阳轮S2结合而构成。
- [0173] 在图1、图4、图5A、图5B、图6A、图7A所示的例子中,通过切换输入元件IN的连接目标(第一旋转部分P1及第二旋转部分P2中的任意一方或双方)及第四旋转部分P4的旋转状态,能够实现三个变速级。由于级间比变小,因此能够根据速度区域设定适当的变速比,另外,在3挡中变速比为1,因此能够减少因旋转部分之间的转速差引起的动力传递损失。
- [0174] (2)输入元件IN的连接目标、及第四旋转部分P4的旋转状态的切换能够通过第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1实现。
- [0175] 在图1、图4、图5A、图5B、图6A、图7A所示的例子中,
- [0176] 组件100具备:
- [0177] 第一卡合元件CL1;
- [0178] 第二卡合元件CL2;
- [0179] 第三卡合元件B1。
- [0180] 第一卡合元件CL1的一侧与输入元件IN连接,
- [0181] 第一卡合元件CL1的另一侧与第二旋转部分P2连接,
- [0182] 第二卡合元件CL2的一侧与输入元件IN连接,
- [0183] 第二卡合元件CL2的另一侧与第一旋转部分P1连接,
- [0184] 第三卡合元件B1的一侧与第四旋转部分P4连接,
- [0185] 第三卡合元件B1的另一侧被固定。
- [0186] 根据该结构,在轴向观察中,能够使第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1与齿轮装置2重叠。在使它们重叠的情况下,能够减小组件100的径向的尺寸。
- [0187] (3)在图1、图4、图5A、图5B、图6A、图7A所示的例子中,使第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1分别配置于齿轮装置2的轴向外侧。由此,第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1的布局自

由度增加,另外,能够减小组件100的轴向的尺寸。

[0188] (4)在图4、图5B所示的例子中,第一卡合元件CL1的一侧经由穿过齿轮装置2的内周侧的第一连接部件M1与输入元件IN连接,第一卡合元件CL1的另一侧经由穿过齿轮装置2的内周侧的第二连接部件M2与第二旋转部分P2连接。能够采用使第一卡合元件CL1和第二卡合元件CL2相对于齿轮装置2分散配置在轴向两侧,而不将第一卡合元件CL1配置在第二卡合元件CL2的内周侧的布局。由此,作为第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1的促动器,容易采用易受到布局制约的促动器,从而促动器的选择自由度提高。

[0189] (5)在图1、图4、图5A、图5B、图6A、图7A所示的例子中,通过变更第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1中的卡合的2个元件来实现三个变速级(图2)。由于在任一变速级中释放的卡合元件都是一个,因此即使在使用产生拖曳扭矩的卡合元件作为第一~第三卡合元件CL1、CL2、B1的情况下,也能够抑制机械损失,提高搭载了组件100的车辆的电力消耗率。

[0190] (6)在图1、图4、图5A、图5B、图6A、图7A所示的例子中,也可以将第一卡合元件CL1的一侧和第二卡合元件CL2的一侧由一体部件构成。由此,能够减少组件100的部件数量。

[0191] 以上,对本发明的实施方式进行了说明,但是上述实施方式只不过是本发明的应用例,并不是将本发明的技术范围限定于上述实施方式的具体结构。

[0192] 图1、图4、图5A、图5B、图6A、图7A所示的概略图是本发明的应用例的一部分,应用了本发明的组件的概略图不限于此。

[0193] 另外,作为第一行星齿轮机构PG1、第二行星齿轮机构PG2,可以使用单小齿轮行星齿轮机构、双小齿轮行星齿轮机构中的任意一个。

[0194] 符号说明

[0195] 1:外壳

[0196] 2:齿轮装置

[0197] 100:组件

[0198] CL1:第一卡合元件

[0199] CL2:第二卡合元件

[0200] B1:第三卡合元件

[0201] S1:第一太阳轮

[0202] S2:第二太阳轮

[0203] C1:第一行星齿轮架

[0204] C2:第二行星齿轮架

[0205] R1:第一齿圈

[0206] R2:第二齿圈

[0207] M1:第一连接部件

[0208] M2:第二连接部件

[0209] P1:第一旋转部分

[0210] P2:第二旋转部分

[0211] P3:第三旋转部分

[0212] P4:第四旋转部分

[0213] IN:输入元件

- [0214] OUT:输出元件
- [0215] PG1:第一行星齿轮机构
- [0216] PG2:第二行星齿轮机构

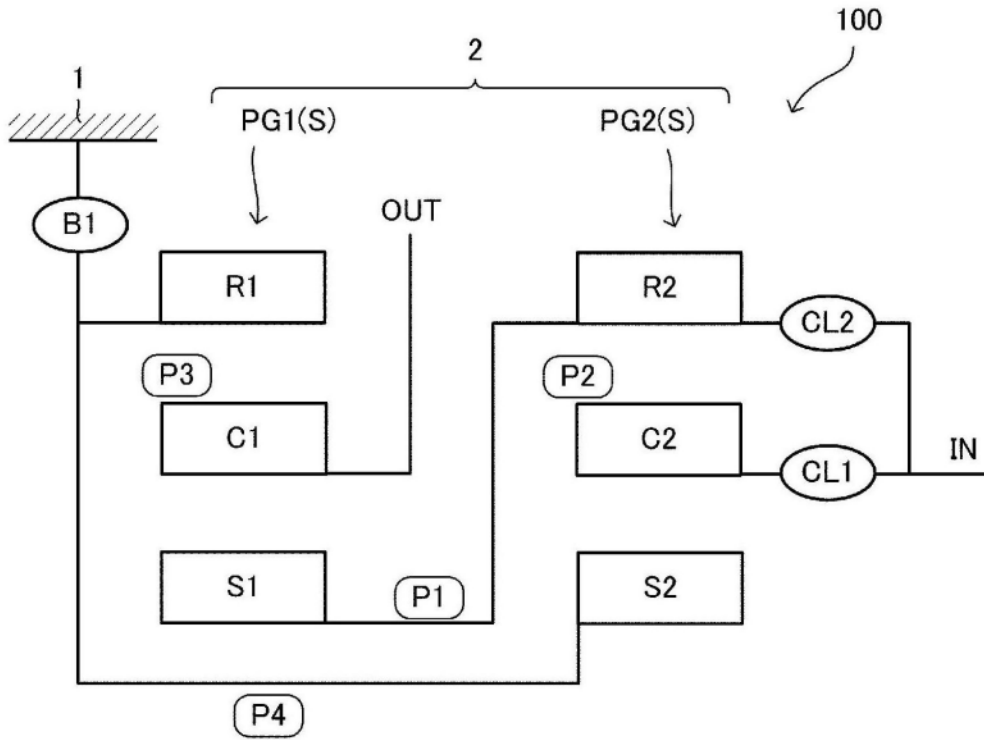


图1

	CL1	CL2	B1
1挡		●	●
2挡	●		●
3挡	●	●	

图2

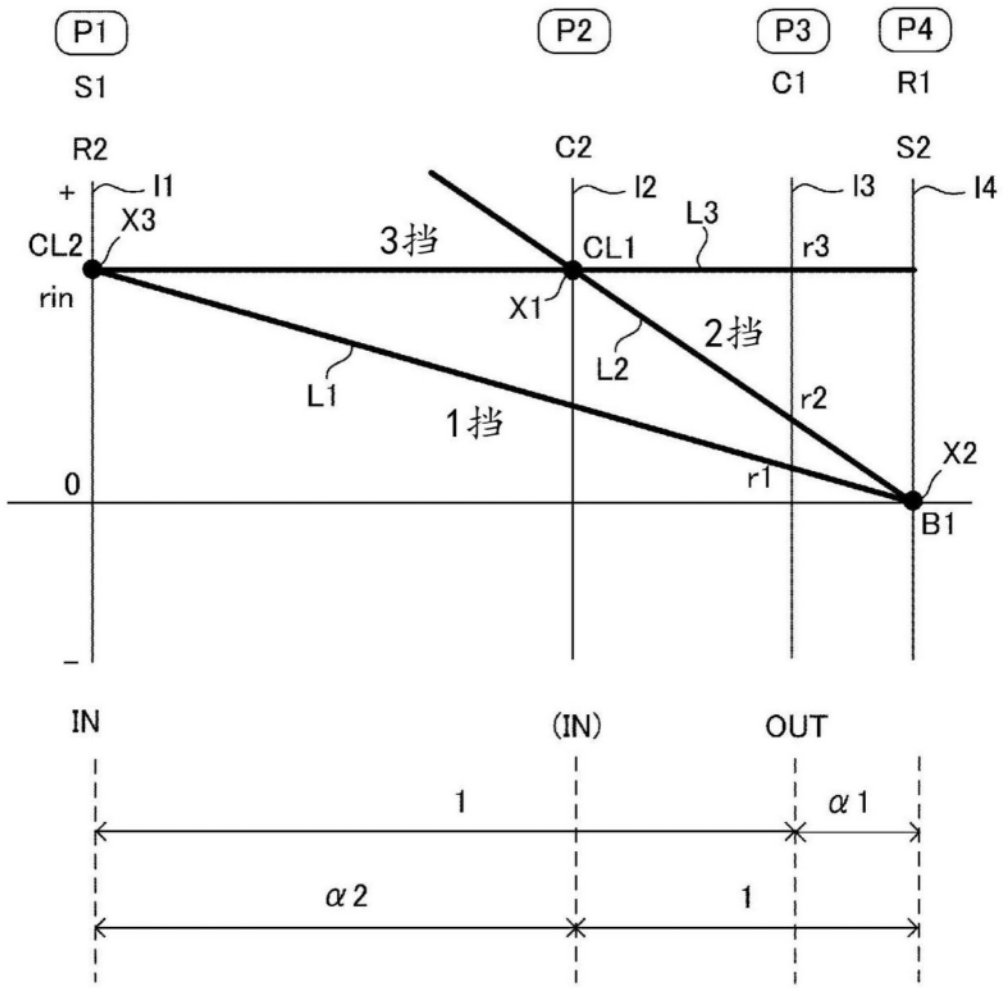


图3

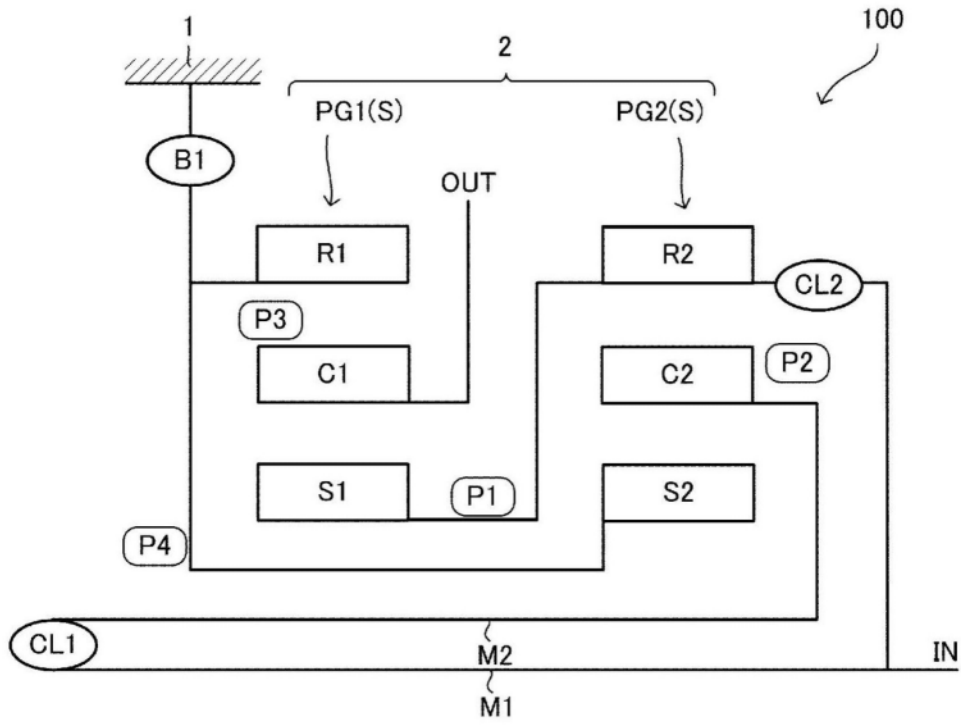


图4

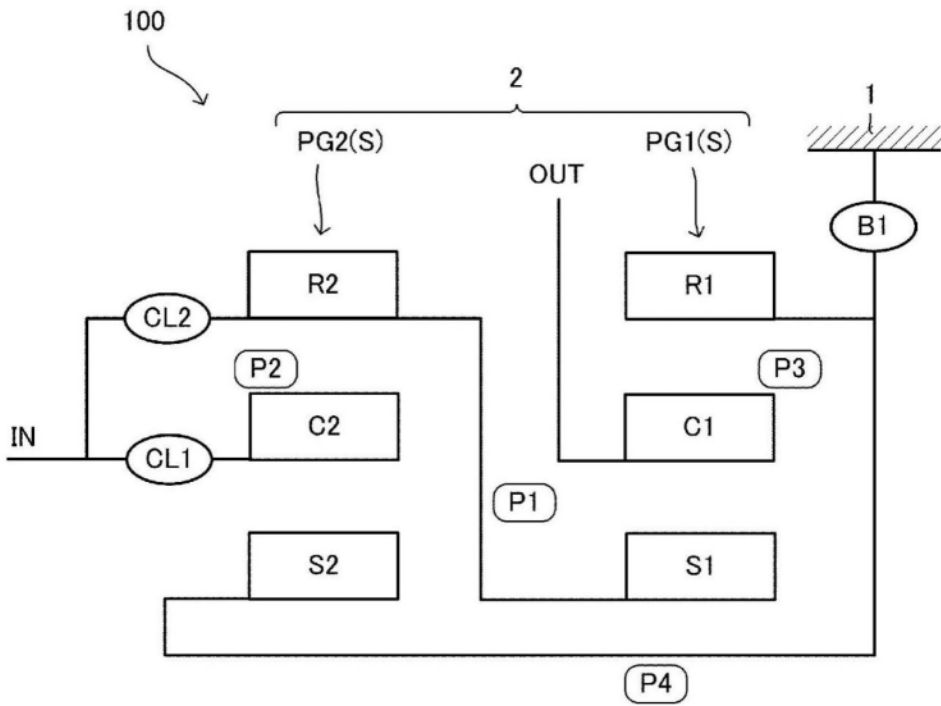


图5A

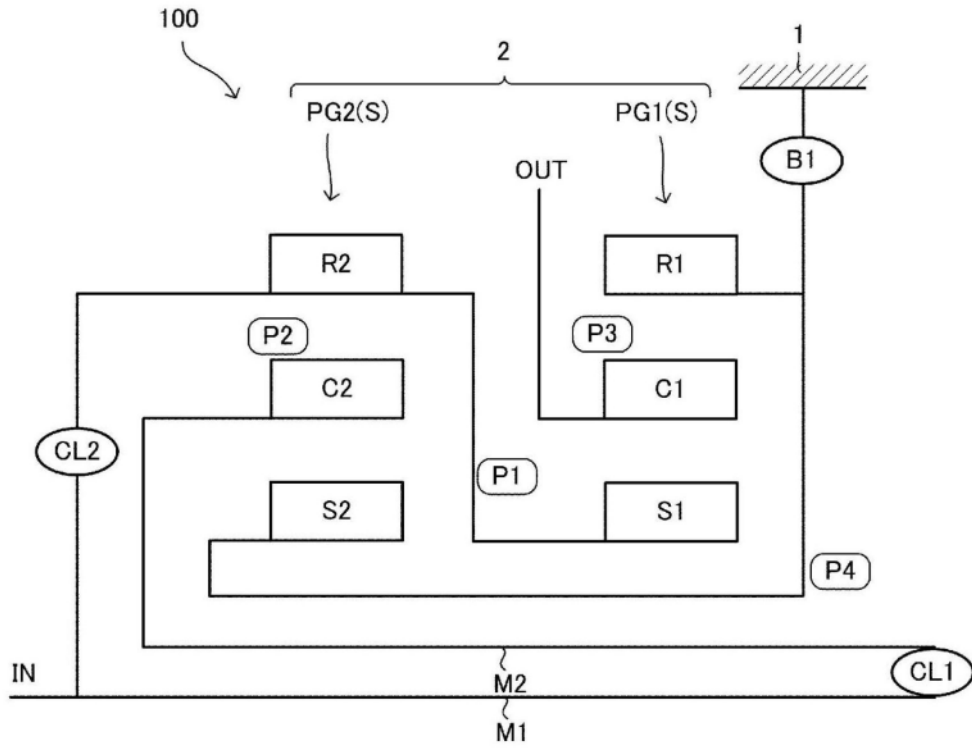


图5B

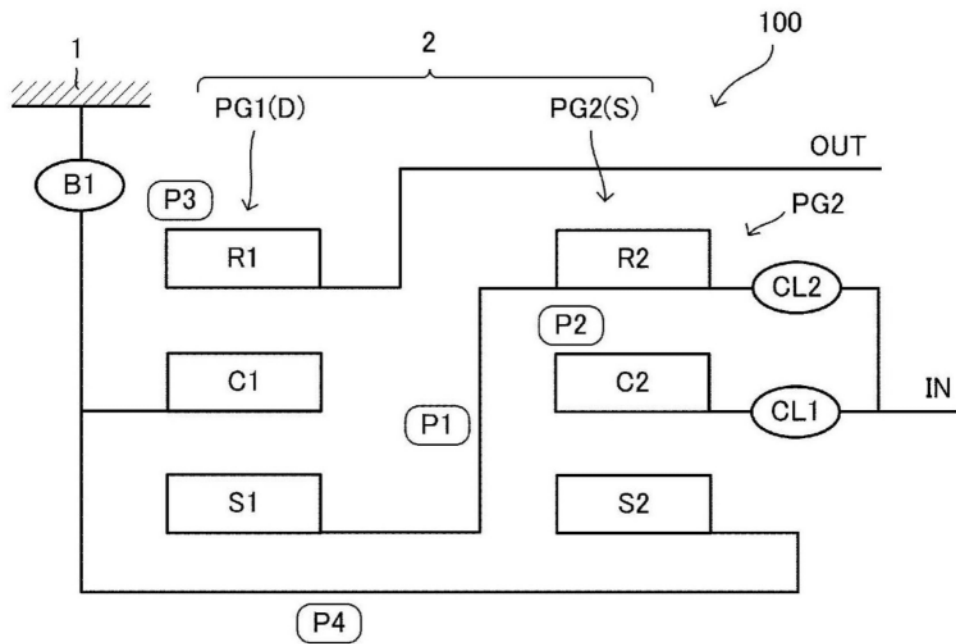


图6A

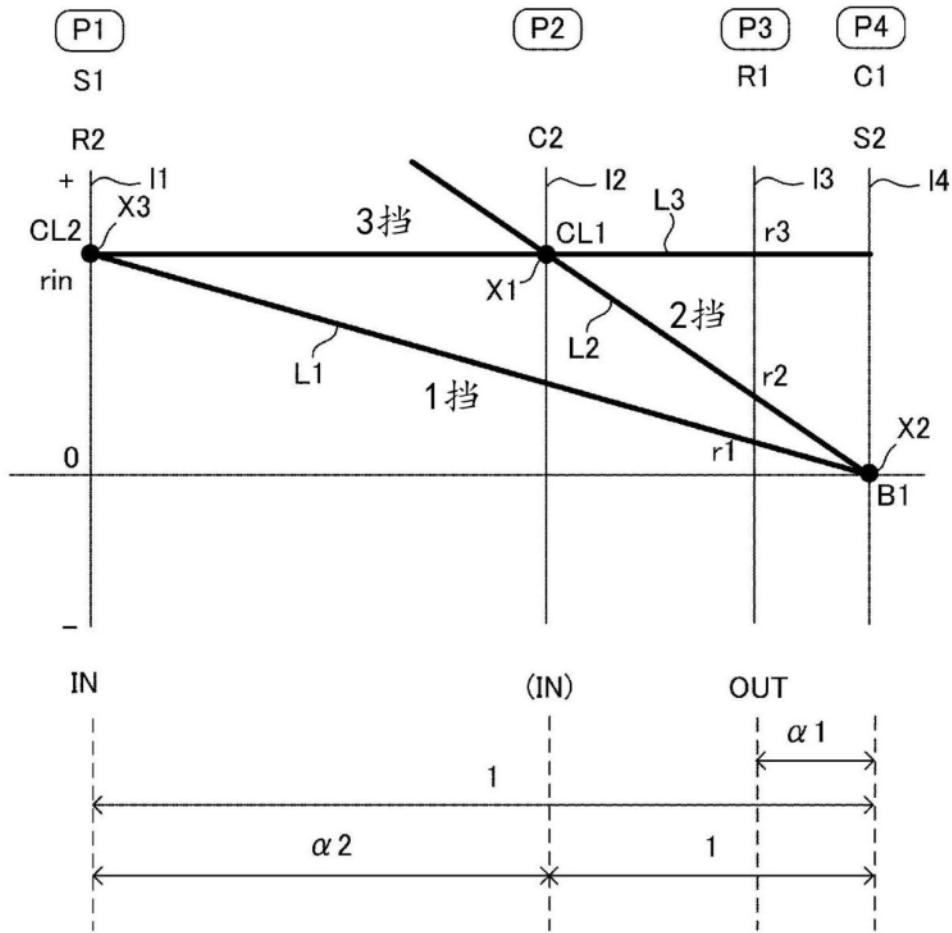


图6B

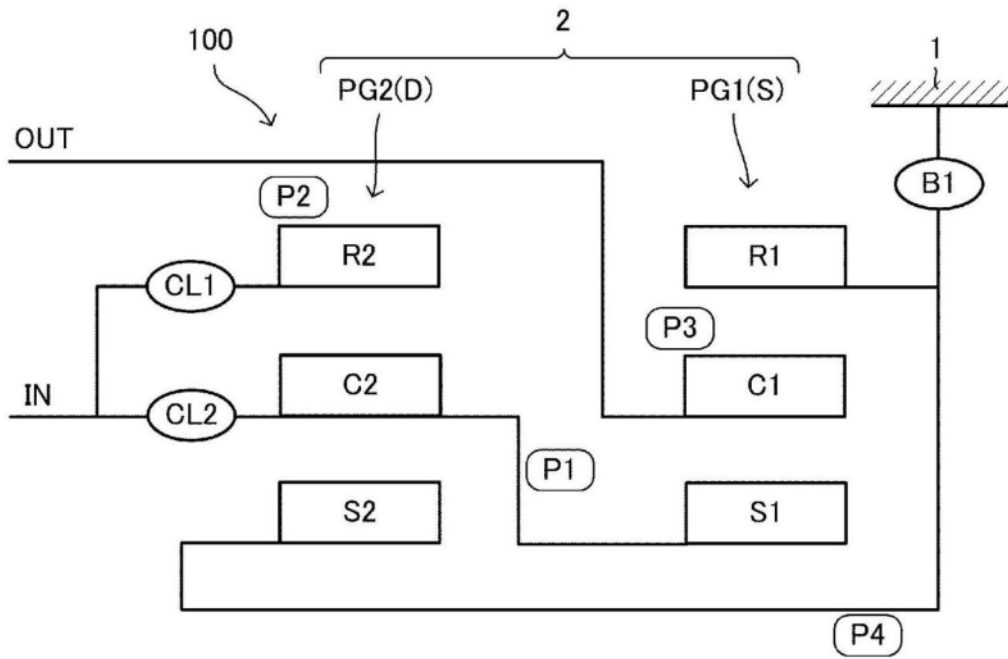


图7A

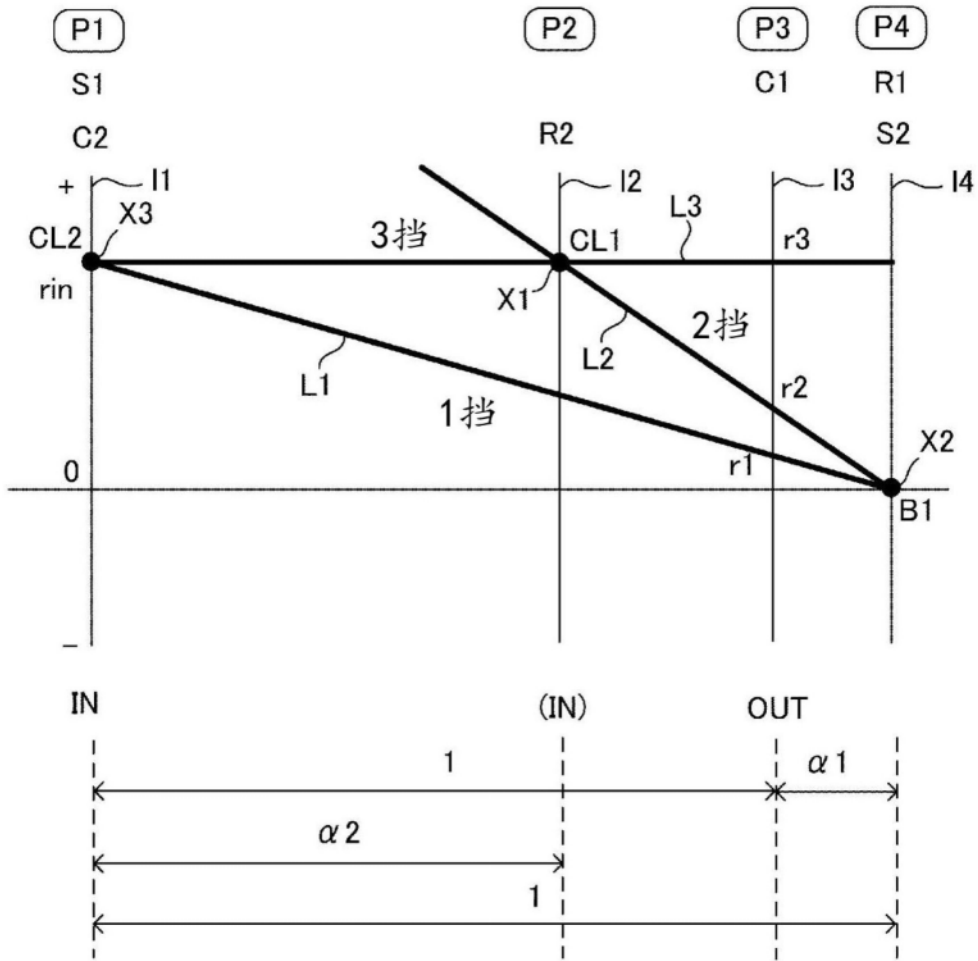


图7B