



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 109416112 B

(45) 授权公告日 2022.01.04

(21) 申请号 201780040904.9

(22) 申请日 2017.06.30

(65) 同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 109416112 A

(43) 申请公布日 2019.03.01

(30) 优先权数据
2016-129789 2016.06.30 JP
2017-119799 2017.06.19 JP
2017-119802 2017.06.19 JP

(85) PCT国际申请进入国家阶段日
2018.12.28

(86) PCT国际申请的申请数据
PCT/JP2017/024253 2017.06.30

(87) PCT国际申请的公布数据
W02018/004003 JA 2018.01.04

(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 山口畅隆 安藤聪 栗塚义人

(74) 专利代理机构 中科专利商标代理有限责任
公司 11021

代理人 刘建

(51) Int.Cl.
F16H 48/36 (2012.01)
B60K 6/52 (2007.01)
B60K 7/00 (2006.01)
B60L 50/16 (2019.01)
F16H 48/10 (2012.01)

(56) 对比文件
JP H06249302 A, 1994.09.06
JP 2012218563 A, 2012.11.12
CN 103069186 A, 2013.04.24
CN 104245456 A, 2014.12.24
CN 102362097 A, 2012.02.22
US 2003078126 A1, 2003.04.24

审查员 王磊

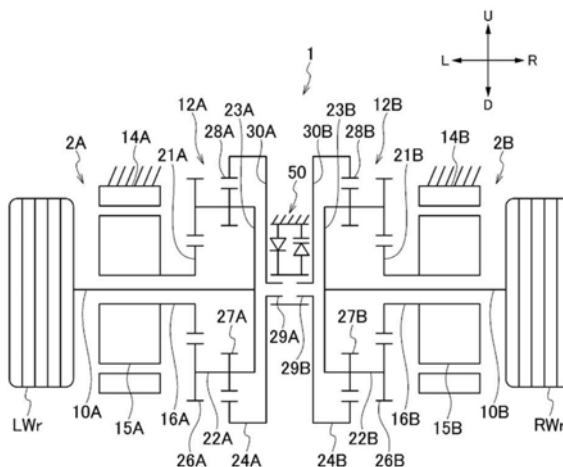
权利要求书6页 说明书27页 附图24页

(54) 发明名称
驱动装置

(57) 摘要

本发明提供一种驱动装置,其具备:第一单向离合器(OWC1),其设置在驱动源与被驱动部的动力传递路径上,在驱动源侧的一方向的旋转动力向被驱动部侧输入时成为卡合状态,并且在驱动源侧的另一方向的旋转动力向被驱动部侧输入时成为非卡合状态,在被驱动部侧的一方向的旋转动力向驱动源侧输入时成为非卡合状态,并且在被驱动部侧的另一方向的旋转动力向驱动源侧输入时成为卡合状态;断接机构,在动力传递路径上与第一单向离合器(OWC1)并联设置;及第二单向离合器(OWC2),在动力传递路径上与第一单向离合器(OWC1)并联设置,并且与断接机构串联设置,以达到与第一单向离合器(OWC1)相反的作用。

CN 109416112 B



1. 一种驱动装置,其具备:

驱动源;

被驱动部,其由该驱动源驱动,且推进运输机;

第一单向动力传递机构,其设置在所述驱动源与所述被驱动部的动力传递路径上,所述第一单向动力传递机构在驱动源侧的一方向的旋转动力向被驱动部侧输入时成为卡合状态,并且在驱动源侧的另一方向的旋转动力向被驱动部侧输入时成为非卡合状态,在被驱动部侧的一方向的旋转动力向驱动源侧输入时成为非卡合状态,并且在被驱动部侧的另一方向的旋转动力向驱动源侧输入时成为卡合状态;

断接机构,其在所述动力传递路径上与所述第一单向动力传递机构并联设置,且通过设为工作或非工作而将所述动力传递路径设为断开状态或连接允许状态;

第二单向动力传递机构,其在所述动力传递路径上与所述第一单向动力传递机构并联设置,且与所述断接机构串联设置,所述第二单向动力传递机构在驱动源侧的一方向的旋转动力向被驱动部侧输入时成为非卡合状态,并且在驱动源侧的另一方向的旋转动力向被驱动部侧输入时成为卡合状态,在被驱动部侧的一方向的旋转动力向驱动源侧输入时成为卡合状态,并且在被驱动部侧的另一方向的旋转动力向驱动源侧输入时成为非卡合状态,

所述驱动源具备驱动车辆的左车轮的第一电动机及驱动所述车辆的右车轮的第二电动机,

在所述第一电动机与所述左车轮的动力传递路径上设有第一变速器,

在所述第二电动机与所述右车轮的动力传递路径上设有第二变速器,

所述第一变速器及所述第二变速器分别是包括第一旋转要素、第二旋转要素及第三旋转要素的行星齿轮式变速器,

所述第一旋转要素是太阳旋转体及环形旋转体中的任一方,

所述第二旋转要素是支架旋转体,

所述第三旋转要素是所述太阳旋转体及所述环形旋转体中的另一方,

在所述第一变速器的所述第一旋转要素上连接所述第一电动机,

在所述第二变速器的所述第一旋转要素上连接所述第二电动机,

在所述第一变速器的所述第二旋转要素上连接所述左车轮,

在所述第二变速器的所述第二旋转要素上连接所述右车轮,

所述第一变速器的所述第三旋转要素与所述第二变速器的所述第三旋转要素相互连接,

所述第一单向动力传递机构、所述断接机构及所述第二单向动力传递机构配置在相互连结的所述第三旋转要素上。

2. 根据权利要求1所述的驱动装置,其中,

所述第一电动机和所述第一变速器从车宽方向左外侧依次配置,

所述第二电动机和所述第二变速器从车宽方向右外侧依次配置,

所述第一单向动力传递机构、所述断接机构及所述第二单向动力传递机构在所述车宽方向上配置于所述第一变速器与所述第二变速器之间。

3. 根据权利要求1或2所述的驱动装置,其中,

所述第一单向动力传递机构、所述断接机构及所述第二单向动力传递机构在径向上配

置于比所述第一变速器及所述第二变速器的最外径部靠内侧的位置。

4. 根据权利要求1所述的驱动装置,其中,

所述第一电动机和所述第一变速器从车宽方向左外侧依次配置,

所述第二电动机和所述第二变速器从车宽方向右外侧依次配置,

所述第一单向动力传递机构、所述断接机构及所述第二单向动力传递机构在车宽方向上配置于所述第一变速器和所述第二变速器中的任一方侧,且在径向上配置于外侧。

5. 根据权利要求4所述的驱动装置,其中,

所述驱动装置具备控制所述断接机构的工作或非工作的致动器,

所述致动器在所述车宽方向上配置于所述第一变速器和所述第二变速器中的另一方侧,且在径向上配置于外侧。

6. 根据权利要求5所述的驱动装置,其中,

所述致动器的至少一部分在所述径向上配置于比所述第一变速器或所述第二变速器的最外径部靠内侧的位置。

7. 一种驱动装置,其具备:

驱动源;

被驱动部,其由该驱动源驱动,且推进运输机;

第一单向动力传递机构,其设置在所述驱动源与所述被驱动部的动力传递路径上,所述第一单向动力传递机构在驱动源侧的一方向的旋转动力向被驱动部侧输入时成为卡合状态,并且在驱动源侧的另一方向的旋转动力向被驱动部侧输入时成为非卡合状态,在被驱动部侧的一方向的旋转动力向驱动源侧输入时成为非卡合状态,并且在被驱动部侧的另一方向的旋转动力向驱动源侧输入时成为卡合状态;

第二单向动力传递机构,其在所述动力传递路径上与所述第一单向动力传递机构并联设置,所述第二单向动力传递机构在驱动源侧的一方向的旋转动力向被驱动部侧输入时成为非卡合状态,并且在驱动源侧的另一方向的旋转动力向被驱动部侧输入时成为卡合状态,在被驱动部侧的一方向的旋转动力向驱动源侧输入时成为卡合状态,并且在被驱动部侧的另一方向的旋转动力向驱动源侧输入时成为非卡合状态;以及

切换机构,其在所述动力传递路径上与所述第一单向动力传递机构并联设置,且与所述第二单向动力传递机构串联设置,所述切换机构通过在第一状态与第二状态之间切换,来将所述第二单向动力传递机构设为有效状态或无效状态,

所述驱动源具备驱动车辆的左车轮的第一电动机及驱动车辆的右车轮的第二电动机,

在所述第一电动机与所述左车轮的动力传递路径上设有第一变速器,

在所述第二电动机与所述右车轮的动力传递路径上设有第二变速器,

所述第一变速器及所述第二变速器分别是包括第一旋转要素、第二旋转要素及第三旋转要素的行星齿轮式变速器,

所述第一旋转要素是太阳旋转体及环形旋转体中的任一方,

所述第二旋转要素是支架旋转体,

所述第三旋转要素是所述太阳旋转体及所述环形旋转体中的另一方,

在所述第一变速器的所述第一旋转要素上连接所述第一电动机,

在所述第二变速器的所述第一旋转要素上连接所述第二电动机,

在所述第一变速器的所述第二旋转要素上连接所述左车轮，
在所述第二变速器的所述第二旋转要素上连接所述右车轮，
所述第一变速器的所述第三旋转要素与所述第二变速器的所述第三旋转要素相互连接，

所述第一单向动力传递机构、所述第二单向动力传递机构及所述切换机构配置在相互连结的所述第三旋转要素上。

8. 根据权利要求7所述的驱动装置，其中，
所述第一电动机和所述第一变速器从车宽方向左外侧依次配置，
所述第二电动机和所述第二变速器从车宽方向右外侧依次配置，
所述第一单向动力传递机构、所述第二单向动力传递机构及所述切换机构在所述车宽方向上配置于所述第一变速器与所述第二变速器之间。

9. 根据权利要求7或8所述的驱动装置，其中，
所述第一单向动力传递机构、所述第二单向动力传递机构及所述切换机构在径向上配置于比所述第一变速器及所述第二变速器的最外径部靠内侧的位置。

10. 根据权利要求7所述的驱动装置，其中，
所述第一电动机和所述第一变速器从车宽方向左外侧依次配置，
所述第二电动机和所述第二变速器从车宽方向右外侧依次配置，
所述第一单向动力传递机构、所述第二单向动力传递机构及所述切换机构在车宽方向上配置于所述第一变速器和所述第二变速器中的任一方侧，且在径向上配置于外侧。

11. 根据权利要求10所述的驱动装置，其中，
所述驱动装置具备控制所述切换机构的所述第一状态或所述第二状态的致动器，
所述致动器在所述车宽方向上配置于所述第一变速器和所述第二变速器中的另一方侧，且在径向上配置于外侧。

12. 根据权利要求11所述的驱动装置，其中，
所述致动器的至少一部分在所述径向上配置于比所述第一变速器或所述第二变速器的最外径部靠内侧的位置。

13. 一种驱动装置，其具备：

驱动源；以及

车轮，其由该驱动源驱动，其中，

该驱动装置具备：

第一单向动力传递机构，其设置在所述驱动源和所述车轮的动力传递路径上，所述第一单向动力传递机构在驱动源侧的一方向的旋转动力向车轮侧输入时成为卡合状态，并且在驱动源侧的另一方向的旋转动力向车轮侧输入时成为非卡合状态，在车轮侧的一方向的旋转动力向驱动源侧输入时成为非卡合状态，并且在车轮侧的另一方向的旋转动力向驱动源侧输入时成为卡合状态；

第二单向动力传递机构，其在所述动力传递路径上与所述第一单向动力传递机构并联设置，所述第二单向动力传递机构在驱动源侧的一方向的旋转动力向车轮侧输入时成为非卡合状态，并且在驱动源侧的另一方向的旋转动力向车轮侧输入时成为卡合状态，在车轮侧的一方向的旋转动力向驱动源侧输入时成为卡合状态，并且在车轮侧的另一方向的旋转

动力向驱动源侧输入时成为非卡合状态;以及

切换机构,其在所述动力传递路径上与所述第一单向动力传递机构并联设置,并且与所述第二单向动力传递机构串联设置,所述切换机构通过在第一状态与第二状态之间切换,来将所述第二单向动力传递机构设为有效状态或无效状态,

所述驱动源具备驱动车辆的左车轮的左电动机和驱动所述车辆的右车轮的右电动机,

在所述左电动机和所述左车轮的动力传递路径上设有左变速器,

在所述右电动机和所述右车轮的动力传递路径上设有右变速器,

所述左变速器及所述右变速器分别具有太阳旋转体、环形旋转体、与该太阳旋转体及该环形旋转体啮合的行星旋转体、以及将该行星旋转体支承为能够自转且能够公转的支架旋转体,

在所述左变速器的所述太阳旋转体上连接所述左电动机,

在所述右变速器的所述太阳旋转体上连接所述右电动机,

在所述左变速器的所述支架旋转体上连接所述左车轮,

在所述右变速器的所述支架旋转体上连接所述右车轮,

所述左变速器的所述环形旋转体和所述右变速器的所述环形旋转体相互连结,

所述第一单向动力传递机构、所述第二单向动力传递机构及所述切换机构配置在相互连结的所述环形旋转体上,

所述左变速器的所述环形旋转体的向径向内侧延伸的内向凸缘部由所述左变速器的所述支架旋转体支承,

所述右变速器的所述环形旋转体的向径向内侧延伸的内向凸缘部由所述右变速器的所述支架旋转体支承,

所述左变速器的所述环形旋转体和所述右变速器的所述环形旋转体直接或间接抵接的抵接位置位于与所述左变速器的所述环形旋转体和所述左变速器的所述行星旋转体的啮合位置、以及所述右变速器的所述环形旋转体和所述右变速器的所述行星旋转体的啮合位置大致相同的径向位置。

14. 根据权利要求13所述的驱动装置,其中,

所述左变速器的所述环形旋转体和所述左变速器的所述行星旋转体的啮合部形成为,在驱动源侧的一方向的旋转动力向车轮侧输入时,对所述左变速器的所述环形旋转体在轴线方向上向接近所述右变速器的方向作用力,

所述右变速器的所述环形旋转体和所述右变速器的所述行星旋转体的啮合部形成为,在驱动源侧的一方向的旋转动力向车轮侧输入时,对所述右变速器的所述环形旋转体在轴线方向上向接近所述左变速器的方向作用力。

15. 根据权利要求14所述的驱动装置,其中,

所述驱动源侧的一方向的旋转动力是使所述车辆前进时的旋转动力。

16. 根据权利要求13~15中任一项所述的驱动装置,其中,

所述左电动机和所述左变速器从车宽方向左外侧依次配置,

所述右电动机和所述右变速器从车宽方向右外侧依次配置,

所述第一单向动力传递机构、所述第二单向动力传递机构及所述切换机构在车宽方向上配置于所述左变速器和所述右变速器中的任一方向侧,且配置在径向外侧。

17. 一种驱动装置,其具备:

驱动源;以及

车轮,其由该驱动源驱动,其中,

该驱动装置具备:

第一单向动力传递机构,其设置在所述驱动源和所述车轮的动力传递路径上,所述第一单向动力传递机构在驱动源侧的一方向的旋转动力向车轮侧输入时成为卡合状态,并且在驱动源侧的另一方向的旋转动力向车轮侧输入时成为非卡合状态,在车轮侧的一方向的旋转动力向驱动源侧输入时成为非卡合状态,并且在车轮侧的另一方向的旋转动力向驱动源侧输入时成为卡合状态;

第二单向动力传递机构,其在所述动力传递路径上与所述第一单向动力传递机构并联设置,所述第二单向动力传递机构在驱动源侧的一方向的旋转动力向车轮侧输入时成为非卡合状态,并且在驱动源侧的另一方向的旋转动力向车轮侧输入时成为卡合状态,在车轮侧的一方向的旋转动力向驱动源侧输入时成为卡合状态,并且在车轮侧的另一方向的旋转动力向驱动源侧输入时成为非卡合状态;以及

切换机构,其在所述动力传递路径上与所述第一单向动力传递机构并联设置,且与所述第二单向动力传递机构串联设置,所述切换机构通过在第一状态与第二状态之间切换,来将所述第二单向动力传递机构设为有效状态或无效状态,

所述驱动源具备驱动车辆的左车轮的左电动机和驱动所述车辆的右车轮的右电动机,

在所述左电动机和所述左车轮的动力传递路径上设有左变速器,

在所述右电动机和所述右车轮的动力传递路径上设有右变速器,

所述左变速器及所述右变速器分别具有太阳旋转体、环形旋转体、与该太阳旋转体及该环形旋转体啮合的行星旋转体、以及将该行星旋转体支承为能够自转且能够公转的支架旋转体,

在所述左变速器的所述太阳旋转体上连接所述左电动机,

在所述右变速器的所述太阳旋转体上连接所述右电动机,

在所述左变速器的所述支架旋转体上连接所述左车轮,

在所述右变速器的所述支架旋转体上连接所述右车轮,

所述左变速器的所述环形旋转体和所述右变速器的所述环形旋转体经由从外径侧嵌合的连结构件而相互连结,

所述第一单向动力传递机构、所述第二单向动力传递机构及所述切换机构配置在相互连结的所述环形旋转体上,

所述连结构件的上方设置有储存润滑油的油储存部,

在所述连结构件设置有将内周面和外周面贯通的贯通孔。

18. 根据权利要求17所述的驱动装置,其中,

在所述左变速器的所述环形旋转体的外周面设置有环形花键部,

在所述右变速器的所述环形旋转体的外周面设置有环形花键部,

在所述连结构件的内周面设置有连结花键部,该连结花键部与所述左变速器及所述右变速器的所述环形旋转体的所述环形花键部嵌合,

所述贯通孔配置于在所述左变速器的所述环形旋转体上设置的所述环形花键部与在

所述右变速器的所述环形旋转体上设置的所述环形花键部之间。

19. 根据权利要求18所述的驱动装置,其中,

所述连结花键部具有:

左连结花键部,其与在所述左变速器的所述环形旋转体上设置的所述环形花键部嵌合;

右连结花键部,其与在所述右变速器的所述环形旋转体上设置的所述环形花键部嵌合;以及

环状槽,其收容配置在所述左连结花键部与所述右连结花键部之间的簧环,所述贯通孔设置于该环状槽。

20. 根据权利要求19所述的驱动装置,其中,

在所述簧环与所述贯通孔之间,在径向上设置有规定间隙。

21. 根据权利要求19或20所述的驱动装置,其中,

所述贯通孔在周向上设置有多个,

在所述连结构件的所述外周面设置有将多个所述贯通孔相连的凹槽。

22. 根据权利要求17所述的驱动装置,其中,

所述左变速器的所述环形旋转体和所述右变速器的所述环形旋转体直接或间接抵接的抵接位置位于与所述左变速器的所述环形旋转体和所述左变速器的所述行星旋转体的啮合位置、以及所述右变速器的所述环形旋转体和所述右变速器的所述行星旋转体的啮合位置大致相同的径向位置。

23. 根据权利要求17所述的驱动装置,其中,

所述驱动装置还具备控制所述切换机构的有效状态或无效状态的致动器,

所述第一单向动力传递机构、所述切换机构及所述第二单向动力传递机构配置在相互连结的所述环形旋转体中的任一方侧,且配置在外径侧,

所述致动器配置在连结的所述环形旋转体中的另一方侧,且配置在外径侧,

所述油储存部与保持所述致动器的致动器保持部一体形成。

驱动装置

技术领域

[0001] 本发明涉及一种设置在车辆等运输机上的驱动装置。

背景技术

[0002] 在专利文献1中,记载了一种具备左车轮驱动装置和右车轮驱动装置的车辆用驱动装置,该左车轮驱动装置具有驱动车辆的左车轮的第一电动机和在第一电动机与左车轮的动力传递路径上设置的第一行星齿轮式变速器,该右车轮驱动装置具有驱动车辆的右车轮的第二电动机和在第二电动机与右车轮的动力传递路径上设置的第二行星齿轮式变速器。在第一行星齿轮式变速器及第二行星齿轮式变速器中,在太阳齿轮上分别连接第一电动机及第二电动机,在行星齿轮架上分别连接左车轮及右车轮,且内齿轮彼此相互连结。另外,在连结的内齿轮上设有制动机构和单向离合器,该制动机构通过使内齿轮分离或接合来对内齿轮的旋转进行制动,该单向离合器在电动机侧的一方向的旋转动力向车轮侧输入时成为卡合状态,并且在电动机侧的另一方向的旋转动力向车轮侧输入时成为非卡合状态,在车轮侧的一方向的旋转动力向电动机侧输入时成为非卡合状态,并且在车轮侧的另一方向的旋转动力向电动机侧输入时成为卡合状态。

[0003] 在先技术文献

[0004] 专利文献1:日本特开2010-235051号公报

[0005] 发明要解决的课题

[0006] 然而,在专利文献1中记载的驱动装置中,在进行基于第一电动机及第二电动机的逆向动力运行驱动的后退行驶、或者使第一电动机及第二电动机再生驱动的减速再生行驶(前进)时,为了控制内齿轮的旋转而需要将制动机构(液压制动器)维持在接合状态。

发明内容

[0007] 本发明提供一种能够减少后退行驶时、减速再生行驶时的能量损失的驱动装置。

[0008] 本发明提供以下方案。

[0009] 第一方案具备:

[0010] 驱动源(例如,后述的实施方式的第一电动机2A、第二电动机2B、电动机2);

[0011] 被驱动部(例如,后述的实施方式的后轮Wr),由该驱动源驱动,且推进运输机(例如,后述的实施方式的车辆V);

[0012] 第一单向动力传递机构(例如,后述的实施方式的第一单向离合器OWC1),其设置在所述驱动源与所述被驱动部的动力传递路径上,所述第一单向动力传递机构在驱动源侧的一方向的旋转动力向被驱动部侧输入时成为卡合状态,并且在驱动源侧的另一方向的旋转动力向被驱动部侧输入时成为非卡合状态,在被驱动部侧的一方向的旋转动力向驱动源侧输入时成为非卡合状态,并且在被驱动部侧的另一方向的旋转动力向驱动源侧输入时成为卡合状态;

[0013] 断接机构(例如,后述的实施方式的切换机构SLC),其在所述动力传递路径上与所

述第一单向动力传递机构并联设置,且通过设为工作或非工作而将所述动力传递路径设为断开状态或连接允许状态;以及

[0014] 第二单向动力传递机构(例如,后述的实施方式的第二单向离合器OWC2),其在所述动力传递路径上与所述第一单向动力传递机构并联设置,且与所述断接机构串联设置,所述第二单向动力传递机构在驱动源侧的一方向的旋转动力向被驱动部侧输入时成为非卡合状态,并且在驱动源侧的另一方向的旋转动力向被驱动部侧输入时成为卡合状态,在被驱动部侧的一方向的旋转动力向驱动源侧输入时成为卡合状态,并且在被驱动部侧的另一方向的旋转动力向驱动源侧输入时成为非卡合状态。

[0015] 第二方案在第一方案所记载的驱动装置的基础上,其中,

[0016] 所述驱动源具备驱动车辆(例如,后述的实施方式的车辆V)的左车轮(例如,后述的实施方式的左后轮LWr)的第一电动机(例如,后述的实施方式的第一电动机2A)及驱动所述车辆的右车轮(例如,后述的实施方式的右后轮RW_r)的第二电动机(例如,后述的实施方式的第二电动机2B),

[0017] 在所述第一电动机与所述左车轮的动力传递路径上设有第一变速器(例如,后述的实施方式的第一行星齿轮式减速器12A),

[0018] 在所述第二电动机与所述右车轮的动力传递路径上设有第二变速器(例如,后述的实施方式的第二行星齿轮式减速器12B),

[0019] 所述第一变速器及所述第二变速器分别包括第一旋转要素、第二旋转要素及第三旋转要素(例如,后述的实施方式的太阳齿轮21A、21B、行星齿轮架23A、23B、内齿轮24A、24B),

[0020] 在所述第一变速器的所述第一旋转要素上连接所述第一电动机,

[0021] 在所述第二变速器的所述第一旋转要素上连接所述第二电动机,

[0022] 在所述第一变速器的所述第二旋转要素上连接所述左车轮,

[0023] 在所述第二变速器的所述第二旋转要素上连接所述右车轮,

[0024] 所述第一变速器的所述第三旋转要素与所述第二变速器的所述第三旋转要素相互连结,

[0025] 所述第一单向动力传递机构、所述断接机构及所述第二单向动力传递机构配置在相互连结的所述第三旋转要素上。

[0026] 第三方案在第二方案所记载的驱动装置的基础上,其中,

[0027] 所述第一电动机和所述第一变速器从车宽方向左外侧依次配置,

[0028] 所述第二电动机和所述第二变速器从车宽方向右外侧依次配置,

[0029] 所述第一单向动力传递机构、所述断接机构及所述第二单向动力传递机构在所述车宽方向上配置于所述第一变速器与所述第二变速器之间。

[0030] 第四方案在第二或第三方案所记载的驱动装置的基础上,其中,

[0031] 所述第一单向动力传递机构、所述断接机构及所述第二单向动力传递机构在径向上配置于比所述第一变速器及所述第二变速器的最外径部(例如,后述的实施方式的最外径部R1)更靠内侧的位置。

[0032] 第五方案在第二方案所记载的驱动装置的基础上,其中,

[0033] 所述第一电动机和所述第一变速器从车宽方向左外侧依次配置,

- [0034] 所述第二电动机和所述第二变速器从车宽方向右外侧依次配置，
- [0035] 所述第一单向动力传递机构、所述断接机构及所述第二单向动力传递机构在车宽方向上配置于所述第一变速器和所述第二变速器中的任一方侧，且在径向上配置于外侧。
- [0036] 第六方案在第五方案所记载的驱动装置的基础上，其中，
- [0037] 所述驱动装置具备控制所述断接机构的工作或非工作的致动器（例如，后述的实施方式的致动器58），
- [0038] 所述致动器在所述车宽方向上配置于所述第一变速器和所述第二变速器中的另一方侧，且在径向上配置于外侧。
- [0039] 第七方案在第六方案所记载的驱动装置的基础上，其中，
- [0040] 所述致动器的至少一部分在所述径向上配置于比所述第一变速器或所述第二变速器的最外径部（例如，后述的实施方式的最外径部R1）靠内侧的位置。
- [0041] 第八方案具备：
- [0042] 驱动源（例如，后述的实施方式的第一电动机2A、第二电动机2B、电动机2）；
- [0043] 被驱动部（例如，后述的实施方式的后轮Wr），由该驱动源驱动，且推进运输机（例如，后述的实施方式的车辆V）；
- [0044] 第一单向动力传递机构（例如，后述的实施方式的第一单向离合器OWC1），其设置在所述驱动源与所述被驱动部的动力传递路径上，所述第一单向动力传递机构在驱动源侧的一方向的旋转动力向被驱动部侧输入时成为卡合状态，并且在驱动源侧的另一方向的旋转动力向被驱动部侧输入时成为非卡合状态，在被驱动部侧的一方向的旋转动力向驱动源侧输入时成为非卡合状态，并且在被驱动部侧的另一方向的旋转动力向驱动源侧输入时成为卡合状态；
- [0045] 第二单向动力传递机构（例如，后述的实施方式的第二单向离合器OWC2），其在所述动力传递路径上与所述第一单向动力传递机构并联设置，所述第二单向动力传递机构在驱动源侧的一方向的旋转动力向被驱动部侧输入时成为非卡合状态，并且在驱动源侧的另一方向的旋转动力向被驱动部侧输入时成为卡合状态，在被驱动部侧的一方向的旋转动力向驱动源侧输入时成为卡合状态，并且在被驱动部侧的另一方向的旋转动力向驱动源侧输入时成为非卡合状态；以及
- [0046] 切换机构（例如，后述的实施方式的切换机构SLC），其在所述动力传递路径上与所述第一单向动力传递机构并联设置，且与所述第二单向动力传递机构串联设置，所述切换机构通过在第一状态（例如，后述的实施方式的非工作状态）与第二状态（例如，后述的实施方式的工作状态）之间切换，来将所述第二单向动力传递机构设为有效状态或无效状态。
- [0047] 第九方案在第八方案所记载的驱动装置的基础上，其中，
- [0048] 所述驱动源具备驱动车辆（例如，后述的实施方式的车辆V）的左车轮（例如，后述的实施方式的左后轮LWr）的第一电动机（例如，后述的实施方式的第一电动机2A）及驱动所述车辆的右车轮（例如，后述的实施方式的右后轮RW_r）的第二电动机（例如，后述的实施方式的第二电动机2B），
- [0049] 在所述第一电动机与所述左车轮的动力传递路径上设有第一变速器（例如，后述的实施方式的第一行星齿轮式减速器12A），
- [0050] 在所述第二电动机与所述右车轮的动力传递路径上设有第二变速器（例如，后述

的实施方式的第二行星齿轮式减速器12B)，

[0051] 所述第一变速器及所述第二变速器分别包括第一旋转要素、第二旋转要素及第三旋转要素(例如,后述的实施方式的太阳齿轮21A、21B、行星齿轮架23A、23B、内齿轮24A、24B)，

[0052] 在所述第一变速器的所述第一旋转要素上连接所述第一电动机，

[0053] 在所述第二变速器的所述第一旋转要素上连接所述第二电动机，

[0054] 在所述第一变速器的所述第二旋转要素上连接所述左车轮，

[0055] 在所述第二变速器的所述第二旋转要素上连接所述右车轮，

[0056] 所述第一变速器的所述第三旋转要素与所述第二变速器的所述第三旋转要素相互连结，

[0057] 所述第一单向动力传递机构、所述第二单向动力传递机构及所述切换机构配置在相互连结的所述第三旋转要素上。

[0058] 第十方案在第九方案所记载的驱动装置的基础上，其中，

[0059] 所述第一电动机和所述第一变速器从车宽方向左外侧依次配置，

[0060] 所述第二电动机和所述第二变速器从车宽方向右外侧依次配置，

[0061] 所述第一单向动力传递机构、所述第二单向动力传递机构及所述切换机构在所述车宽方向上配置于所述第一变速器与所述第二变速器之间。

[0062] 第十一方案在第九或第十方案所记载的驱动装置的基础上，其中，

[0063] 所述第一单向动力传递机构、所述第二单向动力传递机构及所述切换机构在径向上配置于比所述第一变速器及所述第二变速器的最外径部靠内侧的位置。

[0064] 第十二方案在第九方案所记载的驱动装置的基础上，其中，

[0065] 所述第一电动机和所述第一变速器从车宽方向左外侧依次配置，

[0066] 所述第二电动机和所述第二变速器从车宽方向右外侧依次配置，

[0067] 所述第一单向动力传递机构、所述第二单向动力传递机构及所述切换机构在车宽方向上配置于所述第一变速器和所述第二变速器中的任一方侧，且在径向上配置于外侧。

[0068] 第十三方案在第十二方案所记载的驱动装置的基础上，其中，

[0069] 所述驱动装置具备控制所述切换机构的所述第一状态或所述第二状态的致动器，

[0070] 所述致动器在所述车宽方向上配置于所述第一变速器和所述第二变速器中的另一方侧，且在径向上配置于外侧。

[0071] 第十四方案在第十三方案所记载的驱动装置的基础上，其中，

[0072] 所述致动器的至少一部分在所述径向上配置于比所述第一变速器或所述第二变速器的最外径部靠内侧的位置。

[0073] 第十五方案涉及一种驱动装置(例如,后述的实施方式的驱动装置1)，其具备：

[0074] 驱动源(例如,后述的实施方式的第一电动机2A、第二电动机2B)；以及

[0075] 车轮(例如,后述的实施方式的后轮 W_r)，其由该驱动源驱动，其中，

[0076] 该驱动装置具备：

[0077] 第一单向动力传递机构(例如,后述的实施方式的第一单向离合器OWC1)，其设置在所述驱动源和所述车轮的动力传递路径上，所述第一单向动力传递机构在驱动源侧的一

方向的旋转动力向车轮侧输入时成为卡合状态,并且在驱动源侧的另一方向的旋转动力向车轮侧输入时成为非卡合状态,在车轮侧的一方向的旋转动力向驱动源侧输入时成为非卡合状态,并且在车轮侧的另一方向的旋转动力向驱动源侧输入时成为卡合状态;

[0078] 第二单向动力传递机构(例如,后述的实施方式的第二单向离合器0WC2),其在所述动力传递路径上与所述第一单向动力传递机构并联设置,所述第二单向动力传递机构在驱动源侧的一方向的旋转动力向车轮侧输入时成为非卡合状态,并且在驱动源侧的另一方向的旋转动力向车轮侧输入时成为卡合状态,在车轮侧的一方向的旋转动力向驱动源侧输入时成为卡合状态,并且在车轮侧的另一方向的旋转动力向驱动源侧输入时成为非卡合状态;以及

[0079] 切换机构(例如,后述的实施方式的切换机构SLC),其在所述动力传递路径上与所述第一单向动力传递机构并联设置,并且与所述第二单向动力传递机构串联设置,所述切换机构通过在第一状态与第二状态之间切换,来将所述第二单向动力传递机构设为有效状态或无效状态,

[0080] 所述驱动源具备驱动车辆(例如,后述的实施方式的车辆V)的左车轮(例如,后述的实施方式的左后轮LWr)的左电动机(例如,后述的实施方式的第一电动机2A)和驱动所述车辆的右车轮(例如,后述的实施方式的右后轮RW_r)的右电动机(例如,后述的实施方式的第二电动机2B),

[0081] 在所述左电动机和所述左车轮的动力传递路径上设有左变速器(例如,后述的实施方式的第一行星齿轮式减速器12A),

[0082] 在所述右电动机和所述右车轮的动力传递路径上设有右变速器(例如,后述的实施方式的第二行星齿轮式减速器12B),

[0083] 所述左变速器及所述右变速器分别具有太阳旋转体(例如,后述的实施方式的太阳齿轮21A、21B)、环形旋转体(例如,后述的实施方式的内齿轮24A、24B)、与该太阳旋转体及该环形旋转体啮合的行星旋转体(例如,后述的实施方式的行星齿轮22A、22B)、以及将该行星旋转体支承为能够自转且能够公转的支架旋转体(例如,后述的实施方式的行星齿轮架23A、23B),

[0084] 在所述左变速器的所述太阳旋转体上连接所述左电动机,

[0085] 在所述右变速器的所述太阳旋转体上连接所述右电动机,

[0086] 在所述左变速器的所述支架旋转体上连接所述左车轮,

[0087] 在所述右变速器的所述支架旋转体上连接所述右车轮,

[0088] 所述左变速器的所述环形旋转体和所述右变速器的所述环形旋转体相互连结,

[0089] 所述第一单向动力传递机构、所述第二单向动力传递机构及所述切换机构配置在相互连结的所述环形旋转体上,

[0090] 所述左变速器的所述环形旋转体的向径向内侧延伸的内向凸缘部(例如,后述的实施方式的内向凸缘部37A)由所述左变速器的所述支架旋转体支承,

[0091] 所述右变速器的所述环形旋转体的向径向内侧延伸的内向凸缘部(例如,后述的实施方式的内向凸缘部37B)由所述右变速器的所述支架旋转体支承,

[0092] 所述左变速器的所述环形旋转体和所述右变速器的所述环形旋转体直接或间接抵接的抵接位置位于与所述左变速器的所述环形旋转体和所述左变速器的所述行星旋转

体的啮合位置、以及所述右变速器的所述环形旋转体和所述右变速器的所述行星旋转体的啮合位置大致相同的径向位置。

[0093] 第十六方案在第十五方案所记载的驱动装置的基础上,其中,

[0094] 所述左变速器的所述环形旋转体和所述左变速器的所述行星旋转体的啮合部形成在驱动源侧的一方向的旋转动力向车轮侧输入时,对所述左变速器的所述环形旋转体在轴线方向上向接近所述右变速器的方向作用力,

[0095] 所述右变速器的所述环形旋转体和所述右变速器的所述行星旋转体的啮合部形成在驱动源侧的一方向的旋转动力向车轮侧输入时,对所述右变速器的所述环形旋转体在轴线方向上向接近所述左变速器的方向作用力。

[0096] 第十七方案在第十六方案所记载的驱动装置的基础上,其中,

[0097] 所述驱动源侧的一方向的旋转动力是使所述车辆前进时的旋转动力。

[0098] 第十八方案在第十五~第十七方案中任一方案所记载的驱动装置的基础上,其中,

[0099] 所述左电动机和所述左变速器从车宽方向左外侧依次配置,

[0100] 所述右电动机和所述右变速器从车宽方向右外侧依次配置,

[0101] 所述第一单向动力传递机构、所述第二单向动力传递机构及所述切换机构在车宽方向上配置于所述左变速器和所述右变速器中的任一方侧,且配置在径向外侧。

[0102] 第十九方案涉及一种驱动装置(例如,后述的实施方式的驱动装置1),其具备:

[0103] 驱动源(例如,后述的实施方式的第一电动机2A、第二电动机2B);以及

[0104] 车轮(例如,后述的实施方式的后轮 W_r),其由该驱动源驱动,其中,

[0105] 该驱动装置备:

[0106] 第一单向动力传递机构(例如,后述的实施方式的第一单向离合器OWC1),其设置在所述驱动源和所述车轮的动力传递路径上,所述第一单向动力传递机构在驱动源侧的一方向的旋转动力向车轮侧输入时成为卡合状态,并且在驱动源侧的另一方向的旋转动力向车轮侧输入时成为非卡合状态,在车轮侧的一方向的旋转动力向驱动源侧输入时成为非卡合状态,并且在车轮侧的另一方向的旋转动力向驱动源侧输入时成为卡合状态;

[0107] 第二单向动力传递机构(例如,后述的实施方式的第二单向离合器OWC2),其在所述动力传递路径上与所述第一单向动力传递机构并联设置,所述第二单向动力传递机构在驱动源侧的一方向的旋转动力向车轮侧输入时成为非卡合状态,并且在驱动源侧的另一方向的旋转动力向车轮侧输入时成为卡合状态,在车轮侧的一方向的旋转动力向驱动源侧输入时成为卡合状态,并且在车轮侧的另一方向的旋转动力向驱动源侧输入时成为非卡合状态;以及

[0108] 切换机构(例如,后述的实施方式的切换机构SLC),其在所述动力传递路径上与所述第一单向动力传递机构并联设置,且与所述第二单向动力传递机构串联设置,所述切换机构通过在第一状态与第二状态之间切换,来将所述第二单向动力传递机构设为有效状态或无效状态,

[0109] 所述驱动源具备驱动车辆(例如,后述的实施方式的车辆V)的左车轮(例如,后述的实施方式的左后轮 LW_r)的左电动机(例如,后述的实施方式的第一电动机2A)和驱动所述

车辆的右车轮(例如,后述的实施方式的右后轮RW_r)的右电动机(例如,后述的实施方式的第二电动机2B),

[0110] 在所述左电动机和所述左车轮的动力传递路径上设有左变速器(例如,后述的实施方式的第一行星齿轮式减速器12A),

[0111] 在所述右电动机和所述右车轮的动力传递路径上设有右变速器(例如,后述的实施方式的第二行星齿轮式减速器12B),

[0112] 所述左变速器及所述右变速器分别具有太阳旋转体(例如,后述的实施方式的太阳齿轮21A、21B)、环形旋转体(例如,后述的实施方式的内齿轮24A、24B)、与该太阳旋转体及该环形旋转体啮合的行星旋转体(例如,后述的实施方式的行星齿轮22A、22B)、以及将该行星旋转体支承为能够自转且能够公转的支架旋转体(例如,后述的实施方式的行星齿轮架23A、23B),

[0113] 在所述左变速器的所述太阳旋转体上连接所述左电动机,

[0114] 在所述右变速器的所述太阳旋转体上连接所述右电动机,

[0115] 在所述左变速器的所述支架旋转体上连接所述左车轮,

[0116] 在所述右变速器的所述支架旋转体上连接所述右车轮,

[0117] 所述左变速器的所述环形旋转体和所述右变速器的所述环形旋转体经由从外直径侧嵌合的连结构件而相互连结,

[0118] 所述第一单向动力传递机构、所述第二单向动力传递机构及所述切换机构配置在相互连结的所述环形旋转体上,

[0119] 所述连结构件的上方设置有储存润滑油的油储存部(例如,后述的实施方式的油储存部61),

[0120] 在所述连结构件设置有将内周面和外周面贯通的贯通孔(例如,后述的实施方式的贯通孔72)。

[0121] 第二十方案在第十九方案所记载的驱动装置的基础上,其中,

[0122] 在所述左变速器的所述环形旋转体的外周面设置有环形花键部(例如,后述的实施方式的花键36A),

[0123] 在所述右变速器的所述环形旋转体的外周面设置有环形花键部(例如,后述的实施方式的花键36B),

[0124] 所述连结构件的内周面设置有连结花键部(例如,后述的实施方式的连结花键部70),该连结花键部与所述左变速器及所述右变速器的所述环形旋转体的所述环形花键部嵌合,

[0125] 所述贯通孔配置于在所述左变速器的所述环形旋转体上设置的所述环形花键部与在所述右变速器的所述环形旋转体上设置的所述环形花键部之间。

[0126] 第二十一方案在第二十方案所记载的驱动装置的基础上,其中,

[0127] 所述连结花键部具有:

[0128] 左连结花键部(例如,后述的实施方式的左连结花键部70A),其与在所述左变速器的所述环形旋转体上设置的所述环形花键部嵌合;

[0129] 右连结花键部(例如,后述的实施方式的右连结花键部70B),其与在所述右变速器的所述环形旋转体上设置的所述环形花键部嵌合;以及

[0130] 环状槽(例如,后述的实施方式的环状槽71),其收容配置在所述左连结花键部与
所述右连结花键部之间的簧环(例如,后述的实施方式的簧环43),

[0131] 所述贯通孔设置于该环状槽。

[0132] 第二十二方案在第二十一方案所记载的驱动装置的基础上,其中,

[0133] 在所述簧环与所述贯通孔之间,在径向上设置有规定间隙(例如,后述的实施方式
的间隙73)。

[0134] 第二十三方案在第二十一或第二十二方案所记载的驱动装置的基础上,其中,

[0135] 所述贯通孔在周向上设置有多个,

[0136] 在所述连结构件的所述外周面设置有将多个所述贯通孔相连的凹槽(例如,后述
的实施方式的凹槽74)。

[0137] 第二十四方案在第十九~第二十三方案中任一方案所记载的驱动装置的基础上,
其中,

[0138] 所述左变速器的所述环形旋转体和所述右变速器的所述环形旋转体直接或间接
抵接的抵接位置位于与所述左变速器的所述环形旋转体和所述左变速器的所述行星旋转
体的啮合位置、以及所述右变速器的所述环形旋转体和所述右变速器的所述行星旋转体的
啮合位置大致相同的径向位置。

[0139] 第二十五方案在第十九~第二十四方案中任一方案所记载的驱动装置的基础上,
其中,

[0140] 所述驱动装置还具备控制所述切换机构的有效状态或无效状态的致动器(例如,
后述的实施方式的致动器58),

[0141] 所述第一单向动力传递机构、所述切换机构及所述第二单向动力传递机构配置在
相互连结的所述环形旋转体中的任一方侧,且配置在外径侧,

[0142] 所述致动器配置在连结的所述环形旋转体中的另一方侧,且配置在外径侧,

[0143] 所述油储存部与保持所述致动器的致动器保持部(例如,后述的实施方式的致动
器保持部60)一体形成。

[0144] 发明效果

[0145] 根据第一方案,由于具备能够将驱动源侧的另一方向的旋转动力机械地传递到被
驱动部侧的第二单向动力传递机构,因此,能够削减以往将驱动源侧的另一方向的旋转动
力向被驱动部侧传递时(例如,后退行驶时)所需的制动机构的接合能量。另外,第二单向动
力传递机构能够将被驱动部侧的一方向的旋转动力向驱动源侧机械地传递,因此,能够削
减以往将被驱动部侧的一方向的旋转动力向驱动源侧传递时(例如,减速再生行驶时)所需
的制动机构的接合能量。另外,在设置有第二单向动力传递机构的动力传递路径上串联设
置有将该动力传递路径设为断开状态或连接允许状态的断接机构,因此,在不相应将被驱
动部侧的一方向的旋转动力向驱动源侧传递的情况下(例如,前进高车速行驶时),能够断
开通过第二单向动力传递机构进行的机械性的动力传递。

[0146] 根据第二方案,由于第一单向动力传递机构、断接机构及第二单向动力传递机构
配置在第一变速器及第二变速器相互连结的第三旋转要素上,因此,能够通过一组第一单
向动力传递机构、断接机构及第二单向动力传递机构来控制第一变速器及第二变速器的变
速状态。

[0147] 根据第三方案,由于第一单向动力传递机构、断接机构及第二单向动力传递机构在车宽方向上配置于第一变速器与第二变速器之间,因此能够抑制由第一单向动力传递机构、断接机构及第二单向动力传递机构的配置导致的径向的大型化。

[0148] 根据第四方案,由于第一单向动力传递机构、断接机构及第二单向动力传递机构在径向上配置于比第一变速器及第二变速器的最外径部靠内侧的位置,因此,能够可靠地抑制由第一单向动力传递机构、断接机构及第二单向动力传递机构的配置导致的径向的大型化。

[0149] 根据第五方案,由于第一单向动力传递机构、断接机构及第二单向动力传递机构在车宽方向上配置于第一变速器和第二变速器中的任一方侧,并且在径向上配置于外侧,因此,能够抑制由第一单向动力传递机构、断接机构及第二单向动力传递机构的配置导致的车宽方向的大型化。

[0150] 根据第六方案,由于控制断接机构的工作或非工作的致动器在车宽方向上配置于第一变速器和第二变速器的另一方侧,且在径向上配置于外侧,因此能够抑制由致动器的配置导致的车宽方向的大型化。

[0151] 根据第七方案,由于致动器的至少一部分在径向上配置于比第一变速器或第二变速器的最外径部靠内侧的位置,因此能够抑制由致动器的配置导致的径向的大型化。

[0152] 根据第八方案,由于具备能够将驱动源侧的另一方向的旋转动力机械地传递到被驱动部侧的第二单向动力传递机构,因此,能够削减以往将驱动源侧的另一方向的旋转动力向被驱动部侧传递时(例如,后退行驶时)所需的制动机构的接合能量。另外,第二单向动力传递机构能够将被驱动部侧的一方向的旋转动力向驱动源侧机械地传递,因此,能够削减以往将被驱动部侧的一方向的旋转动力向驱动源侧传递时(例如,减速再生行驶时)所需的制动机构的接合能量。另外,在设置有第二单向动力传递机构的动力传递路径上,串联设置有将第二单向动力传递机构设为有效状态或无效状态的切换机构,因此,在不想要将被驱动部侧的一方向的旋转动力向驱动源侧传递的状况下(例如,前进高车速行驶时),能够断开通过第二单向动力传递机构进行的机械性的动力传递。

[0153] 根据第九方案,由于第一单向动力传递机构、第二单向动力传递机构及切换机构配置在第一变速器及第二变速器相互连结的第三旋转要素上,因此能够通过一组第一单向动力传递机构、第二单向动力传递机构及切换机构来控制第一变速器及第二变速器的变速状态。

[0154] 根据第十方案,由于第一单向动力传递机构、第二单向动力传递机构及切换机构在车宽方向上配置于第一变速器与第二变速器之间,因此能够抑制由第一单向动力传递机构、第二单向动力传递机构及切换机构的配置导致的径向的大型化。

[0155] 根据第十一方案,由于第一单向动力传递机构、第二单向动力传递机构及切换机构在径向上配置于比第一变速器及第二变速器的最外径部靠内侧的位置,因此,能够可靠地抑制由第一单向动力传递机构、第二单向动力传递机构及切换机构的配置导致的径向的大型化。

[0156] 根据第十二方案,由于第一单向动力传递机构、第二单向动力传递机构及切换机构在车宽方向上配置于第一变速器和第二变速器中的任一方侧,且在径向上配置于外侧,因此能够抑制由第一单向动力传递机构、第二单向动力传递机构及切换机构的配置引起的

车宽方向的大型化。

[0157] 根据第十三方案,由于控制切换机构的工作或非工作的致动器在车宽方向上配置于第一变速器和第二变速器中的另一方侧,且在径向上配置于外侧,因此能够抑制由致动器的配置导致的车宽方向的大型化。

[0158] 根据第十四方案,由于第一单向动力传递机构、第二单向动力传递机构及切换机构在径向上配置于比第一变速器及第二变速器的最外径部靠内侧的位置,因此,能够可靠地抑制由第一单向动力传递机构、第二单向动力传递机构及切换机构的配置导致的径向的大型化。

[0159] 根据第十五方案,由于具备能够将驱动源侧的另一方向的旋转动力机械地传递到被驱动部侧的第二单向动力传递机构,因此,能够削减以往将驱动源侧的另一方向的旋转动力向被驱动部侧传递时(例如,后退行驶时)所需的制动机构的接合能量。另外,第二单向动力传递机构能够将被驱动部侧的一方向的旋转动力向驱动源侧机械地传递,因此,能够削减以往将被驱动部侧的一方向的旋转动力向驱动源侧传递时(例如,减速再生行驶时)所需的制动机构的接合能量。另外,在设置有第二单向动力传递机构的动力传递路径上,串联设置有将第二单向动力传递机构设为有效状态或无效状态的切换机构,因此,在不想要将被驱动部侧的一方向的旋转动力向驱动源侧传递的状况下(例如,前进高车速行驶时),能够断开通过第二单向动力传递机构进行的机械性的动力传递。

[0160] 另外,由于左变速器的环形旋转体和右变速器的环形旋转体直接或间接抵接的抵接位置位于与左变速器的环形旋转体和左变速器的行星旋转体的啮合位置、以及右变速器的环形旋转体和右变速器的行星旋转体的啮合位置大致相同的径向位置,因此,能够抑制在左变速器及右变速器的每一个中因环形旋转体与行星旋转体的啮合产生的力而在内向凸缘部产生弯曲力矩。由此,能够使内向凸缘部轻量化。

[0161] 另外,在由齿轮构成各旋转体的情况下,能够防止啮合部因弯曲力矩而倾斜,因此,即使在大转矩时也能够获得良好的齿接触并提高振动特性。

[0162] 根据第十六方案,在左变速器及右变速器中环形旋转体与行星旋转体的啮合部形成,在驱动源侧的一方向的旋转动力向车轮侧输入时,力沿左变速器及右变速器彼此接近的方向起作用,因此,能够抵消环形旋转体与行星旋转体的啮合时产生的力。

[0163] 根据第十七方案,通常由于车辆前进时的驱动转矩大于再生时的再生转矩,因此,当车辆前进时,若在环形旋转体中产生的弯曲力矩消失,则能够使环形旋转体轻量化。

[0164] 根据第十八方案,第一单向动力传递机构、第二单向动力传递机构及切换机构在车宽方向上配置于第一变速器和第二变速器中的任一方侧,且配置于径向外侧,因此,能够抑制由第一单向动力传递机构、第二单向动力传递机构及切换机构的配置导致的车宽方向的大型化。

[0165] 根据第十九方案,由于具备能够将驱动源侧的另一方向的旋转动力机械地传递到被驱动部侧的第二单向动力传递机构,因此,能够削减以往将驱动源侧的另一方向的旋转动力向被驱动部侧传递时(例如,后退行驶时)所需的制动机构的接合能量。另外,第二单向动力传递机构能够将被驱动部侧的一方向的旋转动力向驱动源侧机械地传递,因此,能够削减以往将被驱动部侧的一方向的旋转动力向驱动源侧传递时(例如,减速再生行驶时)所需的制动机构的接合能量。另外,在设置有第二单向动力传递机构的动力传递路径上,串联

设置有将第二单向动力传递机构设为有效状态或无效状态的切换机构,因此,在不想要将被驱动部侧的一方向的旋转动力向驱动源侧传递的情况下(例如,前进高车速行驶时),能够断开通过第二单向动力传递机构进行的机械性的动力传递。

[0166] 另外,由于左变速器的环形旋转体和右变速器的环形旋转体经由从外径侧嵌合的连结构件相互连结,并且在连结构件设置有将内周面和外周面贯通的贯通孔,因此能够从设置于连结构件的上方的油储存部经由贯通孔向左变速器的环形旋转体及右变速器的环形旋转体和连结构件的嵌合部供给润滑油。这样,通过从连结构件的外周部向嵌合部供给润滑油,能够简化润滑路径。

[0167] 另外,通过从设置于连结构件的上方的油储存部向连结构件的外周面供给润滑油,从而不需要专用的电动油泵等,并且能够抑制制造成本。

[0168] 此外,能够利用从液压回路泄漏的油作为润滑油,并且通过调整从液压回路泄漏的油的量,能够抑制向嵌合部供给过量的油。

[0169] 根据第二十方案,由于贯通孔配置于在左变速器的环形旋转体上设置的环形花键部与在右变速器的环形旋转体上设置的环形花键部之间,因此,能够向两方的嵌合部适当地供给润滑油。

[0170] 根据第二十一方案,由于贯通孔是设置于对配置在左连结花键部与右连结花键部之间的簧环进行收容的环状槽中的贯通孔,因此,从连结构件的外周部供给的润滑油通过贯通孔,然后被簧环分配到左连结花键部侧和右连结花键部侧。由此,能够向两方的嵌合部适当地供给润滑油。

[0171] 根据第二十二方案,由于在簧环与贯通孔之间设置有规定的间隙,因此,可防止贯通孔被簧环堵塞。

[0172] 根据第二十三方案,由于在连结构件的外周面设置有将多个贯通孔相连的凹槽,因此,能够将从连结构件的外周部供给的润滑油经由凹槽向多个贯通孔引导。

[0173] 根据第二十四方案,左变速器的环形旋转体和右变速器的环形旋转体直接或间接抵接的抵接位置位于与左变速器的环形旋转体和左变速器的行星旋转体的啮合位置、以及右变速器的环形旋转体和右变速器的行星旋转体的啮合位置大致相同的径向位置,因此,连结构件位于更靠外径侧,且润滑油向连结构件的供给变得容易。

[0174] 根据第二十五方案,能够在左变速器和右变速器的外径侧紧凑地配置第一单向动力传递机构、切换机构、第二单向动力传递机构、致动器及油储存部。

附图说明

[0175] 图1是表示能够搭载本发明所涉及的驱动装置的车辆的一实施方式即混合动力车辆的概略结构的框图。

[0176] 图2是后轮驱动装置的第一实施方式的概要图。

[0177] 图3是后轮驱动装置的第一实施方式的纵剖视图。

[0178] 图4是图3所示的后轮驱动装置的局部放大图。

[0179] 图5A是表示构成双向离合器的第二单向离合器的卡合状态的作用说明图。

[0180] 图5B是表示构成双向离合器的第一单向离合器的卡合状态的作用说明图。

[0181] 图5C是表示第二单向离合器的卡合限制状态的作用说明图。

- [0182] 图6是记载各车辆状态下的前轮驱动装置(FDS)、后轮驱动装置(RDS)、第一电动机及第二电动机(后马达)、双向离合器(OWC1、SLC、OWC2)的工作状态的表。
- [0183] 图7是车辆停车中的后轮驱动装置的速度共线图。
- [0184] 图8是后轮驱动时的后轮驱动装置的速度共线图。
- [0185] 图9A是前轮驱动时(前进低·中车速时)的后轮驱动装置的速度共线图。
- [0186] 图9B是前轮驱动时(前进高车速时)的后轮驱动装置的速度共线图。
- [0187] 图10是减速再生行驶时的后轮驱动装置的速度共线图。
- [0188] 图11是后退行驶时的后轮驱动装置的速度共线图。
- [0189] 图12是后轮驱动装置的第二实施方式的概要图。
- [0190] 图13是后轮驱动装置的第二实施方式的纵剖视图。
- [0191] 图14是图13所示的后轮驱动装置的局部放大图。
- [0192] 图15是说明行星齿轮的第一小齿轮和第二小齿轮的啮合齿的扭转方向的示意图。
- [0193] 图16A是在第二实施方式所涉及的后轮驱动装置中,说明车辆前进时且第一电动机及第二电动机动力运行驱动时的弯曲力矩的图。
- [0194] 图16B是在第一实施方式所涉及的后轮驱动装置中,说明车辆前进时且第一电动机及第二电动机动力运行驱动时的弯曲力矩的图。
- [0195] 图17A是在第二实施方式所涉及的后轮驱动装置中,说明车辆前进时且第一电动机及第二电动机再生驱动时的弯曲力矩的图。
- [0196] 图17B是在第一实施方式所涉及的后轮驱动装置中,说明车辆前进时且第一电动机及第二电动机再生驱动时的弯曲力矩的图。
- [0197] 图18A是在第二实施方式所涉及的后轮驱动装置中,说明车辆前进时且第一电动机及第二电动机的转弯控制时的弯曲力矩的图。
- [0198] 图18B是在第一实施方式所涉及的后轮驱动装置中,说明车辆前进时且第一电动机及第二电动机的转弯控制时的弯曲力矩的图。
- [0199] 图19是后轮驱动装置的第三实施方式的纵剖视图。
- [0200] 图20是后轮驱动装置的第三实施方式的局部放大图。
- [0201] 图21是连结构件的立体图。
- [0202] 图22是连结构件的外周面的局部放大立体图。
- [0203] 图23A是配置有簧环的连结构件的内周面的局部放大立体图。
- [0204] 图23B是拆卸了簧环的连结构件的内周面的局部放大立体图。
- [0205] 图24是后轮驱动装置的第四实施方式的概要图。
- [0206] 图25是后轮驱动装置的第五实施方式的概要图。
- [0207] 图26是后轮驱动装置的第六实施方式的概要图。
- [0208] 图27是后轮驱动装置的第七实施方式的概要图。

具体实施方式

- [0209] 首先,基于图1~图11,来对本发明所涉及的驱动装置的第一实施方式进行说明。
- [0210] 本实施方式的驱动装置是将电动机作为车轴驱动用的驱动源,例如,用于如图1所示那样的驱动系统的车辆中。

[0211] [车辆]

[0212] 图1所示的车辆V是在车辆前部具有将未图示的内燃机和电动机串联连接而成的驱动装置FDS(以下,称为前轮驱动装置)的混合动力车辆,该前轮驱动装置FDS的动力传递至前轮Wf,另一方面,相对于该前轮驱动装置FDS而言另外地设置在车辆后部的驱动装置RDS(以下,称为后轮驱动装置1)的动力传递至后轮Wr(RWr、LWr)。前轮驱动装置FDS的电动机和后轮驱动装置1的第一电动机2A及第二电动机2B(参照图2及图3)与蓄电池BAT连接,能够进行来自蓄电池BAT的电力供给和向蓄电池BAT的能量再生。需要说明的是,图1的符号CTR是用于进行车辆整体的各种控制的控制装置。

[0213] [后轮驱动装置]

[0214] 图2及图3表示后轮驱动装置1的内部结构,在图2及图3中,10A、10B是车辆V的后轮Wr侧的左右的车轴,沿车宽方向配置在同轴上。后轮驱动装置1的壳体11整体形成为大致圆筒状,在其内部,车轴驱动用的第一电动机2A及第二电动机2B和对该第一电动机2A及第二电动机2B的驱动旋转进行减速的第一行星齿轮式减速器12A及第二行星齿轮式减速器12B与车轴10A、10B配置在同轴上。该第一电动机2A及第一行星齿轮式减速器12A作为驱动左后轮LWr的左车轮驱动装置而发挥功能,第二电动机2B及第二行星齿轮式减速器12B作为驱动右后轮RWr的右车轮驱动装置而发挥功能,第一电动机2A及第一行星齿轮式减速器12A与第二电动机2B及第二行星齿轮式减速器12B在壳体11内沿车宽方向左右对称地配置。需要说明的是,壳体11具备构成壳体11的车宽方向中央部的中央壳体11M及构成壳体11的左右侧方部的侧方壳体11A、11B。

[0215] 第一电动机2A及第二电动机2B的定子14A、14B分别固定在侧方壳体11A、11B,在该定子14A、14B的内周侧配置有能够旋转的环状的转子15A、15B。在转子15A、15B的内周部结合有围绕车轴10A、10B的外周的圆筒状的电动机输出轴16A、16B,该电动机输出轴16A、16B以能够与车轴10A、10B在同轴上相对旋转的方式,经由轴承19A、19B而支承于侧方壳体11A、11B的端部壁17A、17B和隔壁18A、18B。另外,在电动机输出轴16A、16B的一端侧的外周且在端部壁17A、17B上设有用于将转子15A、15B的旋转位置信息向第一电动机2A及第二电动机2B的控制装置CTR反馈的解析器20A、20B。包括定子14A、14B及转子15A、15B的第一电动机2A及第二电动机2B具有相同半径,第一电动机2A及第二电动机2B被配置成彼此镜像对称。另外,车轴10A及电动机输出轴16A贯通第一电动机2A内并从第一电动机2A的两端部延伸出,车轴10B及电动机输出轴16B也贯通第二电动机2B内,并从第二电动机2B的两端部延伸出。

[0216] [行星齿轮式减速器]

[0217] 另外,第一行星齿轮式减速器12A及第二行星齿轮式减速器12B具备:太阳齿轮21A、21B;内齿轮24A、24B;与这些太阳齿轮21A、21B及内齿轮24A、24B啮合的多个行星齿轮22A、22B;以及将这些行星齿轮22A、22B支承为能够自转且能够公转的行星齿轮架23A、23B,其中,从太阳齿轮21A、21B输入第一电动机2A及第二电动机2B的驱动力,且减速后的驱动旋转通过行星齿轮架23A、23B而向车轴10A、10B输出。

[0218] 太阳齿轮21A、21B与电动机输出轴16A、16B一体形成。另外,行星齿轮22A、22B是具有与太阳齿轮21A、21B直接啮合的大径的第一小齿轮26A、26B和比该第一小齿轮26A、26B直径小的第二小齿轮27A、27B的双联小齿轮,这些第一小齿轮26A、26B与第二小齿轮27A、27B以同轴且沿轴向偏置的状态形成为一体。如图4所示,该行星齿轮22A、22B经由滚针轴承

31A、31B而支承于行星齿轮架23A、23B的小齿轮轴32A、32B,行星齿轮架23A、23B的轴向内侧端部向径向内侧延伸而与车轴10A、10B花键嵌合,被支承为能够与车轴10A、10B一体旋转,并且行星齿轮架23A、23B经由轴承33A、33B而支承于隔壁18A、18B。

[0219] 内齿轮24A、24B构成为具备:齿轮部28A、28B,它们的内周面与小径的第二小齿轮27A、27B啮合;小径部29A、29B,它们比齿轮部28A、28B直径小,且在壳体11的中间位置彼此对置配置;以及连结部30A、30B,它们将齿轮部28A、28B的轴向内侧端部与小径部29A、29B的轴向外侧端部沿径向连结。

[0220] 齿轮部28A、28B隔着在中央壳体11M的左右分割壁45的内径侧端部形成的圆筒壁46而在轴向上对置。另外,在轴向上对置的内齿轮24A、24B的连结部30A、30B之间确保有空间部,在该空间部内配置有后述的双向离合器50。小径部29A、29B的外周面分别与后述的双向离合器50的旋转板51的内周部花键嵌合。由此,内齿轮24A、24B以与双向离合器50的旋转板51一体旋转的方式相互连结。另外,圆筒壁46的内周部与后述的双向离合器50的第一固定板52的外周部花键嵌合。由此,双向离合器50的第一固定板52由中央壳体11M定位并且止旋。

[0221] [双向离合器]

[0222] 如图4及图5A~图5C所示,双向离合器50具备旋转板51、第一固定板52、第二固定板53及选择板54而构成。旋转板51为环状的板构件,其内周部形成有与内齿轮24A、24B的小径部29A、29B花键嵌合的花键51a。另外,旋转板51在轴向的一方侧具有与第一固定板52对置的第一对置面51b,在轴向的另一方侧具有与第二固定板53对置的第二对置面51c。在第二对置面51c上沿周向隔开规定的间隔配置有多个第二卡合片55,该第二卡合片55是被弹簧55a向第二固定板53侧施力的可伸缩的卡合片,另一方面,在第一对置面51b上沿周向隔开规定的间隔形成有多个槽形状的第一卡合凹部51d,该第一卡合凹部51d成为后述的第一卡合片56的卡合对象。

[0223] 第一固定板52一体具有环状的板部52a及从板部52a的外周部沿轴向延伸的圆筒部52b,在圆筒部52b的外周部形成有与中央壳体11M的圆筒壁46的内周部花键嵌合的花键52c。另外,圆筒部52b的内周部将旋转板51的外周部支承为能够旋转,并且与第二固定板53的外周部花键嵌合为无法旋转。另外,在板部52a的与旋转板51的第一对置面51b对置的表面上沿周向隔开规定的间隔地配置有多个第一卡合片56,该第一卡合片56是被弹簧56a向旋转板51侧施力的可伸缩的卡合片。由此,在第一固定板52与旋转板51之间构成有第二单向离合器OWC2,该第二单向离合器OWC2在旋转板51向一方向(图5B的白色空心箭头的方向)旋转时,成为第一卡合片56与旋转板51的第一卡合凹部51d非卡合的非卡合状态(OFF:参照图5B),在旋转板51向另一方向(图5A的黑色实心箭头的方向)旋转时,成为第一卡合片56与旋转板51的第一卡合凹部51d卡合的卡合状态(ON:参照图5A)。

[0224] 若仅关注第二单向离合器OWC2,则在第二单向离合器OWC2为非卡合状态时,允许旋转板51和与该旋转板51结合的内齿轮24A、24B一起向一方向(图5B的白色空心箭头的方向)的自由的旋转,由此断开第一电动机2A及第二电动机2B与后轮Wr之间的动力传递路径。另一方面,在第二单向离合器OWC2为卡合状态时,限制旋转板51和与该旋转板51结合的内齿轮24A、24B一起向另一方向(图5A的黑色实心箭头的方向)的旋转,由此连接第一电动机2A及第二电动机2B与后轮Wr之间的动力传递路径。

[0225] 更具体来说,第二单向离合器OWC2设置在第一电动机2A及第二电动机2B与后轮Wr之间的动力传递路径上,在第一电动机2A及第二电动机2B侧的正向(使车辆V前进时的旋转方向)的旋转动力向后轮Wr侧输入时成为非卡合状态,并且在第一电动机2A及第二电动机2B侧的反向的旋转动力向后轮Wr侧输入时成为卡合状态,在后轮Wr侧的正向的旋转动力向第一电动机2A及第二电动机2B侧输入时成为卡合状态,并且在后轮Wr侧的反向的旋转动力向第一电动机2A及第二电动机2B侧输入时成为非卡合状态。

[0226] 第二固定板53为环状的板构件,其外周部与第一固定板52花键嵌合。另外,在第二固定板53的与旋转板51的第二对置面51c对置的面上沿周向隔开规定的间隔地形成有多个槽形状的第二卡合凹部53b,该第二卡合凹部53b成为第二卡合片55的卡合对象。由此,在旋转板51与第二固定板53之间构成有第一单向离合器OWC1,该第一单向离合器OWC1在旋转板51向一方向(图5B的白色空心箭头的方向)旋转时,成为第二卡合片55与第二固定板53的第二卡合凹部53b卡合的卡合状态(ON:参照图5B),在旋转板51向另一方向(图5A、图5C的黑色实心箭头的方向)旋转时,成为第二卡合片55与第二固定板53的第二卡合凹部53b非卡合的非卡合状态(OFF:参照图5A、图5C)。

[0227] 若仅关注第一单向离合器OWC1,则在第一单向离合器OWC1为卡合状态时,限制旋转板51和与该旋转板51结合的内齿轮24A、24B一起向一方向(图5B的白色空心箭头的方向)的旋转,由此连接第一电动机2A及第二电动机2B与后轮Wr之间的动力传递路径。另一方面,在第一单向离合器OWC1为非卡合状态时,允许旋转板51和与该旋转板51结合的内齿轮24A、24B一起向另一方向(图5A的黑色实心箭头的方向)的自由旋转,由此断开第一电动机2A及第二电动机2B与后轮Wr之间的动力传递路径。

[0228] 更具体来说,第一单向离合器OWC1在第一电动机2A及第二电动机2B与后轮Wr之间的动力传递路径上与第二单向离合器OWC2并联设置,在第一电动机2A及第二电动机2B侧的正向的旋转动力向后轮Wr侧输入时成为卡合状态,并且在第一电动机2A及第二电动机2B侧的反向的旋转动力向后轮Wr侧输入时成为非卡合状态,在后轮Wr侧的正向的旋转动力向第一电动机2A及第二电动机2B侧输入时成为非卡合状态,并且在后轮Wr侧的反向的旋转动力向第一电动机2A及第二电动机2B侧输入时成为卡合状态。

[0229] 选择板54为环状的薄板构件,且配置在第一固定板52与旋转板51的第一对置面51b之间。在选择板54上沿周向隔开规定的间隔地形成有多个允许第一卡合片56的伸缩的窗口部54a。选择板54被支承为在第一固定板52的圆筒部52b内沿周向能够移位(旋转),并且构成切换机构SLC,该切换机构SLC能够切换成通过将窗口部54a与第一卡合片56的位置对齐而允许第一卡合片56对第一卡合凹部51d的卡合的非工作状态(OPEN:参照图5A、图5B)、以及不将窗口部54a与第一卡合片56的位置对齐而限制第一卡合片56对第一卡合凹部51d的卡合的工作状态(CLOSE:参照图5C)。

[0230] 如上所述,本来,旋转板51向另一方向(图5A的黑色实心箭头的方向)旋转时,借助第二单向离合器OWC2,第一卡合片56成为与旋转板51的第一卡合凹部51d卡合的卡合状态(ON:参照图5A),但切换机构SLC处于工作状态(CLOSE:参照图5C)时,即使旋转板51向另一方向(图5A、图5C的黑色实心箭头的方向)旋转,也限制第一卡合片56对第一卡合凹部51d的卡合。这样,选择板54通过在工作状态和非工作状态之间进行切换而将第二单向离合器OWC2设为有效状态或无效状态。

[0231] 在选择板54为非工作状态时,即,第二单向离合器OWC2处于有效状态时,如上所述,第二单向离合器OWC2根据旋转板51的旋转方向而成为非卡合状态或卡合状态。

[0232] 在选择板54为工作状态时,即,将第二单向离合器OWC2设为无效状态时,即使旋转板51向另一方向(图5A、图5C的黑色实心箭头的方向)旋转,除了第一单向离合器OWC1以外第二单向离合器OWC2也成为非卡合状态,并且允许旋转板51和与该旋转板51结合的内齿轮24A、24B一起向另一方向(图5A的黑色实心箭头的方向)的自由旋转,由此断开第一电动机2A及第二电动机2B与后轮Wr之间的动力传递路径。

[0233] 换言之,选择板54构成有断接机构,该断接机构在工作时限制第一卡合片56对第一卡合凹部51d的卡合而将第一电动机2A及第二电动机2B与后轮Wr之间的动力传递路径设为断开状态(参照图5C),在非工作时允许第一卡合片56对第一卡合凹部51d的卡合而将第一电动机2A及第二电动机2B与后轮Wr之间的动力传递路径设为连接允许状态(参照图5A、图5B)。

[0234] 更具体来说,选择板54在第一电动机2A及第二电动机2B与后轮Wr之间的动力传递路径上与第一单向离合器OWC1并联设置,且与第二单向离合器OWC2串联设置,通过设置于后轮驱动装置1的致动器58切换成非工作状态和工作状态。作为致动器58,使用电动致动器、液压致动器,经由连结臂59(参照图4)进行选择板54的切换,并且选择板54保持在各状态,但将选择板54保持在各状态的能量与将液压离合器维持在接合状态的能量相比非常小。

[0235] [后轮驱动装置内的配置结构]

[0236] 如图3所示,在后轮驱动装置1内,第一电动机2A和第一行星齿轮式减速器12A从车宽方向左外侧依次配置,第二电动机2B和第二行星齿轮式减速器12B从车宽方向右外侧依次配置。另外,构成第一单向离合器OWC1、第二单向离合器OWC2及切换机构SLC的双向离合器50在车宽方向上配置于第一行星齿轮式减速器12A与第二行星齿轮式减速器12B之间。此时,双向离合器50配置于比第一行星齿轮式减速器12A及第二行星齿轮式减速器12B的最外径部R1靠内侧的位置。

[0237] 另外,将对选择板54进行切换的致动器58配置在第一行星齿轮式减速器12A的外径侧。致动器58的至少一部分配置于比第一行星齿轮式减速器12A的最外径部R1靠内侧的位置。需要说明的是,致动器58也可以配置在第二行星齿轮式减速器12B的外径侧。

[0238] [控制装置]

[0239] 图1所示的控制装置CTR是用于进行车辆整体的各种控制的控制装置,向控制装置CTR输入车轮速度传感器值、第一电动机2A及第二电动机2B的马达转速传感器值、转向角、油门踏板开度、挡位、蓄电池BAT的充电状态、油温等,另一方面,从控制装置CTR输出控制内燃机的信号、控制第一电动机2A及第二电动机2B的信号、控制致动器58的控制信号等。

[0240] [行驶方式]

[0241] 图6是记载有各车辆状态下的前轮驱动装置(FDS)、后轮驱动装置(RDS)、第一电动机及第二电动机2A(后马达)、双向离合器(OWC1、SLC、OWC2)的关系的表。图中,滑行表示从动状态。另外,图7~图11表示后轮驱动装置1的各状态的速度共线图,LMOT表示第一电动机2A,RMOT表示第二电动机2B,左侧的S、C分别表示与第一电动机2A连结的第一行星齿轮式减速器12A的太阳齿轮21A、第一行星齿轮式减速器12A的行星齿轮架23A,右侧的S、C分别表示

第二行星齿轮式减速器12B的太阳齿轮21B、第二行星齿轮式减速器12B的行星齿轮架23B,R表示第一行星齿轮式减速器12A及第二行星齿轮式减速器12B的内齿轮24A、24B。

[0242] 速度共线图是表示第一行星齿轮式减速器12A及第二行星齿轮式减速器12B中的各旋转要素之间的转速的关系的图,在共线图中,从基准性(横线)到黑圈的距离表示各旋转要素的转速。需要说明的是,对于第一行星齿轮式减速器12A及第二行星齿轮式减速器12B,它们的转速分别满足在速度共线图(也称为共线图)中始终在单一的直线上排列的共线关系。在以下说明中,将通过第一电动机2A及第二电动机2B实现的车辆前进时的太阳齿轮21A、21B的旋转方向设为正向。另外,在图中,从停车中的状态来看,上方为正向的旋转,下方为反向的旋转,箭头朝上表示正向的转矩,朝下表示反向的转矩。

[0243] 在停车中,前轮驱动装置FDS和后轮驱动装置1均未驱动。因此,如图7所示,后轮驱动装置1的第一电动机2A及第二电动机2B停止,车轴10A、10B也停止,因此在任一要素上转矩都未起作用。此时,切换机构SLC为非工作状态(OPEN)。另外,由于第一电动机2A及第二电动机2B未驱动,因此第一单向离合器OWC1及第二单向离合器OWC2未卡合(OFF)。

[0244] 并且,在使起动开关或钥匙位置成为接通(ON)之后,在EV起步、EV定速行驶等马达效率高的前进低车速时,成为基于后轮驱动装置1的后轮驱动。如图8所示,在保持将切换机构SLC设为非工作状态(OPEN)的情况下以使第一电动机2A及第二电动机2B向正向旋转的方式使第一电动机2A及第二电动机2B进行动力运行驱动时,在作为力点的太阳齿轮21A、21B上附加有正向的转矩,以与后轮 W_r 连接的行星齿轮架23A、23B作为支点,反向的转矩作用于作为作用点的内齿轮24A、24B。从而,反向的转矩还作用于与内齿轮24A、24B结合的旋转板51,旋转板51向一方向(图5B的白色空心箭头的方向)旋转(参照图5B)。此时,第二单向离合器OWC2成为非卡合状态,但第一单向离合器OWC1卡合而内齿轮24A、24B被锁定。从而,行星齿轮架23A、23B向正向旋转且车辆V前进行驶。需要说明的是,来自车轴10A、10B的行驶阻力反向作用于行星齿轮架23A、23B,由第一单向离合器OWC1产生的反作用力正向作用于内齿轮24A、24B。

[0245] 这样,当车辆V起步时,在保持使切换机构SLC为非工作状态(OPEN)的状态下以从第一电动机2A及第二电动机2B产生正向的动力运行转矩的方式对第一电动机2A及第二电动机2B进行动力运行驱动,由此第一单向离合器OWC1机械地卡合而第一电动机2A及第二电动机2B侧与后轮 W_r 侧成为连接状态,第一电动机2A及第二电动机2B的动力运行转矩传递到后轮 W_r 。

[0246] 当从前进低车速行驶开始车速增加到引擎效率良好的前进中车速行驶时,从基于后轮驱动装置1的后轮驱动成为基于前轮驱动装置FDS的前轮驱动。如图9A所示,在保持使切换机构SLC为非工作状态(OPEN)的状态下第一电动机2A及第二电动机2B的动力运行驱动停止时,从车轴10A、10B向行星齿轮架23A、23B作用要进行前进行驶的正向的转矩。即,在作为力点的行星齿轮架23A、23B上附加有正向的转矩,以与第一电动机2A及第二电动机2B连接的太阳齿轮21A、21B作为支点,正向的转矩作用于作为作用点的内齿轮24A、24B。由此,正向的转矩还作用于与内齿轮24A、24B结合的旋转板51,旋转板51向另一方向(图5A的黑色实心箭头的方向)旋转(图5A)。此时,第一单向离合器OWC1成为非卡合状态,但第二单向离合器OWC2成为卡合状态,因此内齿轮24A、24B被锁定。需要说明的是,第一电动机2A及第二电动机2B的摩擦力反向作用于太阳齿轮21A、21B,由第二单向离合器OWC2产生的反作用力反

向作用于内齿轮24A、24B。这样,在不对第一电动机2A及第二电动机2B进行驱动的前轮驱动时第二单向离合器OWC2卡合而使第一电动机2A及第二电动机2B侧和后轮 W_r 侧成为连接状态,不需要从前进中车速行驶转变到后述的减速再生行驶时的第一电动机2A及第二电动机2B的旋转匹配。

[0247] 另外,如图9B所示,在前进高车速时,与前进中车速行驶时同样地成为基于前轮驱动装置FDS的前轮驱动,但在第二单向离合器OWC2为卡合状态的情况下,第一电动机2A及第二电动机2B因牵连旋转而成为过旋转,因此车速达到规定车速时,将切换机构SLC设为工作状态(CLOSE)而将第二单向离合器OWC2设为无效状态。由此,第一单向离合器OWC1及第二单向离合器OWC2均成为非卡合状态,允许旋转板51向另一方向(图5C的黑色实心箭头的方向)的旋转(图5C),伴随于此,内齿轮24A、24B正向旋转。因此,第一电动机2A及第二电动机2B侧和后轮 W_r 侧成为断开状态,防止第一电动机2A及第二电动机2B的牵连旋转。需要说明的是,第一电动机2A及第二电动机2B摩擦力反向作用于太阳齿轮21A、21B,旋转板51的摩擦力反向作用于内齿轮24A、24B。

[0248] 当在前进行驶时要再生驱动第一电动机2A及第二电动机2B时,如图10所示,从车轴10A、10B向行星齿轮架23A、23B作用要继续前进行驶的正向的转矩。即,在作为力点的行星齿轮架23A、23B上附加有正向的转矩,以与第一电动机2A及第二电动机2B连接的太阳齿轮21A、21B作为支点,向作为作用点的内齿轮24A、24B作用正向的转矩。由此,正向的转矩还作用于与内齿轮24A、24B结合的旋转板51,旋转板51向另一方向(图5A的黑色实心箭头的方向)旋转(图5A)。此时,第一单向离合器OWC1成为非卡合状态,但通过将切换机构SLC设为非工作状态(OPEN)而使第二单向离合器OWC2成为卡合状态,因此内齿轮24A、24B被锁定。在该状态下,以从第一电动机2A及第二电动机2B产生反向的再生转矩的方式再生驱动第一电动机2A及第二电动机2B,由此通过第一电动机2A及第二电动机2B进行减速再生。这样,在后轮 W_r 侧的正向的转矩向第一电动机2A及第二电动机2B侧输入时,通过第二单向离合器OWC2的机械卡合来锁定内齿轮24A、24B,因此与在这样的状况下使液压制动器接合的以往情况相比能够减少能量损失。

[0249] 如图11所示,在后退时,在以保持使切换机构SLC为非工作状态(OPEN)的情况下,以使第一电动机2A及第二电动机2B反向旋转的方式对第一电动机2A及第二电动机2B进行逆向动力运行驱动时,在作为力点的太阳齿轮21A、21B上附加有反向的转矩,以与后轮 W_r 连接的行星齿轮架23A、23B作为支点,正向的转矩作用于作为作用点的内齿轮24A、24B。由此,正向的转矩还作用于与内齿轮24A、24B结合的旋转板51,旋转板51向另一方向(图5A的黑色实心箭头的方向)旋转(图5A)。此时,第一单向离合器OWC1成为非卡合状态,但第二单向离合器OWC2卡合,内齿轮24A、24B被锁定。由此,行星齿轮架23A、23B反向旋转且车辆V后退行驶。需要说明的是,来自车轴10A、10B的行驶阻力正向作用于行星齿轮架23A、23B,由第二单向离合器OWC2产生的反作用力反向作用于内齿轮24A、24B。这样,在第一电动机2A及第二电动机2B侧的反向的转矩向后轮 W_r 侧输入时,通过第二单向离合器OWC2的机械卡合而第一电动机2A及第二电动机2B侧和后轮 W_r 侧成为连接状态,第一电动机2A及第二电动机2B的逆向动力运行转矩向后轮 W_r 传递,因此与在这种状况下使液压制动器接合的以往情况相比能够减少能量损失。

[0250] 如以上说明,根据本实施方式,由于具备将第一电动机2A及第二电动机2B侧的反

向的转矩机械地向后轮 W_r 侧传递的第二单向离合器OWC2,因此,能够削减以往将第一电动机2A及第二电动机2B侧的反向的转矩向后轮 W_r 侧传递时(例如,后退行驶时)所需的制动机构的接合能量。

[0251] 另外,第二单向离合器OWC2能够将后轮 W_r 侧的正向的旋转动力向第一电动机2A及第二电动机2B侧机械地传递,因此,能够削减以往将后轮 W_r 侧的正向的旋转动力向第一电动机2A及第二电动机2B侧传递时(例如,减速再生行驶时)所需的制动机构的接合能量。

[0252] 另外,在设置有第二单向离合器OWC2的动力传递路径上,将该动力传递路径设为断开状态或连接允许状态的切换机构SLC串联连接,因此,在不想要将后轮 W_r 侧的正向的旋转动力向第一电动机2A及第二电动机2B侧传递的状况下(例如,前进高车速行驶时),能够断开基于第二单向离合器OWC2的机械性的动力传递。

[0253] 另外,第一单向离合器OWC1、切换机构SLC及第二单向离合器OWC2配置在第一行星齿轮式减速器12A及第二行星齿轮式减速器12B相互连结的内齿轮24A、24B上,因此通过一组的第一单向离合器OWC1、切换机构SLC及第二单向离合器OWC2便能够控制第一行星齿轮式减速器12A及第二行星齿轮式减速器12B的变速状态。

[0254] 另外,第一单向离合器OWC1、切换机构SLC及第二单向离合器OWC2在车宽方向上配置于第一行星齿轮式减速器12A与第二行星齿轮式减速器12B之间,因此,能够抑制由第一单向离合器OWC1、切换机构SLC及第二单向离合器OWC2的配置导致的径向的大型化。

[0255] 另外,第一单向离合器OWC1、切换机构SLC及第二单向离合器OWC2配置于比第一行星齿轮式减速器12A及第二行星齿轮式减速器12B的最外径部R1靠内侧的位置,因此,能够可靠地抑制由第一单向离合器OWC1、切换机构SLC及第二单向离合器OWC2的配置导致的径向的大型化。

[0256] 另外,控制切换机构SLC的工作状态或非工作状态致动器58配置在第一行星齿轮式减速器12A或第二行星齿轮式减速器12B的外径侧,因此,能够抑制由致动器58的配置导致的车宽方向的大型化。

[0257] 另外,致动器58的至少一部分配置于比第一行星齿轮式减速器12A或第二行星齿轮式减速器12B的最外径部R1靠内侧的位置,因此,能够抑制由致动器58的配置导致的径向的大型化。

[0258] 另外,第一单向离合器OWC1、切换机构SLC及第二单向离合器OWC2使用作为单一单元的棘轮式的双向离合器50而构成,因此,与单独构成第一单向离合器OWC1、切换机构SLC及第二单向离合器OWC2的情况相比,能够大幅度减小尺寸和降低成本。

[0259] 接着,参照图12~图27对本发明的后轮驱动装置1的第二~第七实施方式进行说明。但是,关于与前述实施方式共同的结构,通过使用与前述实施方式相同的符号,省略前述实施方式的说明。

[0260] <第二实施方式>

[0261] 图12~图14所示的第二实施方式的后轮驱动装置1A在如下方面与前述实施方式不同:构成第一单向离合器OWC1、切换机构SLC及第二单向离合器OWC2的双向离合器50在车宽方向上配置于第二行星齿轮式减速器12B侧,并且在径向上配置于第二行星齿轮式减速器12B的外径侧。

[0262] 在第二实施方式的后轮驱动装置1A中,在中央壳体11M的左右分割壁45的内径侧

端部形成的圆筒壁46从中央壳体11M的中间位置向第二行星齿轮式减速器12B侧偏置地配置。

[0263] 内齿轮24A、24B具备：齿轮部28A、28B，它们的内周面与小径的第二小齿轮27A、27B啮合；连结部34A、34B，它们从齿轮部28A、28B向车宽方向内侧延伸设置，并在壳体11的中间位置相互对置配置；花键36A、36B，它们形成于连结部34A、34B的外周面；以及内向凸缘部37A、37B，它们从连结部34A、34B的内侧端部向径向内侧延伸。

[0264] 在内向凸缘部37A、37B设置有：圆板状的凸缘主体38A、38B，它们的外径侧端部与连结部34A、34B连结；以及支承部39A、39B，它们位于凸缘主体38A、38B的内径侧端部附近，且沿彼此分离的方向延伸。内向凸缘部37A、37B的支承部39A、39B经由径向轴承41A、41B而旋转自如地支承于在行星齿轮架23A、23B上凹设的圆筒状空间部40A、40B，并且凸缘主体38A、38B经由止推轴承42A、42B而旋转自如地支承于行星齿轮架23A、23B。

[0265] 连结部34A、34B的花键36A、36B分别与圆筒状的连结构件35的内周面花键嵌合。由此，内齿轮24A、24B以一体旋转的方式相互连结。另外，连结部34A、34B彼此隔着保持在连结构件35的内周面的簧环43而对置配置，并且构成为力向使内齿轮24A、24B彼此接近的方向作用于内齿轮24A、24B时经由簧环43对压。即，内齿轮24A、24B彼此的抵接位置位于与第一行星齿轮式减速器12A的内齿轮24A和行星齿轮22A的第二小齿轮27A的啮合位置、以及第二行星齿轮式减速器12B的内齿轮24B和行星齿轮22B的第二小齿轮27B的啮合位置大致相同的径向位置。需要说明的是，大致相同的径向位置不限于径向位置完全对齐的情况，是如下概念：包括如本申请发明这样，构成在齿轮部28A、28B及连结部34A、34B的圆筒状构件的内周面设置的啮合要素（本实施方式中的齿轮齿）与在外周面设置的啮合要素（花键齿）的啮合位置的差异。

[0266] 在内齿轮24B的径向外侧且上方，左右分割壁45形成为从中央壳体11M向径向内侧延伸，在左右分割壁45的内径侧端部，圆筒壁46形成为向第二电动机2B侧延伸。在径向上对置的内齿轮24B与圆筒壁46之间确保有空间部，在该空间部内配置有双向离合器50。内齿轮24B的外周面上形成的花键25与双向离合器50的旋转板51的内周部花键嵌合。另外，圆筒壁46的内周部与双向离合器50的第一固定板52的外周部花键嵌合。由此，双向离合器50的第一固定板52被中央壳体11M定位并且止旋。

[0267] 在此，对行星齿轮22A、22B的啮合进行说明。

[0268] 如图12所示，在行星齿轮22A、22B中，分别与太阳齿轮21A、21B啮合的大径的第一小齿轮26A、26B和小径的第二小齿轮27A、27B之间的啮合齿的扭转方向成为相同方向，由此，由于扭曲而在大径的第一小齿轮26A、26B及小径的第二小齿轮27A、27B产生的推力成为彼此相反的方向。

[0269] 另外，与太阳齿轮21A、21B啮合的大径的第一小齿轮26A、26B的扭转角 θ_1 设定为大于与内齿轮24A、24B的齿轮部28A、28B啮合的小径的第二小齿轮27A、27B的扭转角 θ_2 ，由此，在行星齿轮22A、22B产生的推力在比大径的第一小齿轮26A、26B的直径小的第二小齿轮27A、27B变大。

[0270] 需要说明的是，第一行星齿轮式减速器12A的行星齿轮22A与第二行星齿轮式减速器12B的行星齿轮22B相对于中间面M处于镜像对称的关系，关于啮合齿的扭转角 θ_1 、 θ_2 也同样地处于镜像对称的关系，所述中间面M与包含第一行星齿轮式减速器12A及第二行星齿轮

式减速器12B的旋转轴线的直线垂直,且位于第一行星齿轮式减速器12A及第二行星齿轮式减速器12B之间。因此,在行星齿轮22A与行星齿轮22B中,在来自第一电动机2A及第二电动机2B的输入转矩相等的情况下,在第二小齿轮27A、27B的啮合部产生的推力相对于中间面M成为镜像对称的关系,作用于内齿轮24A、24B的推力也相对于中间面M成为镜像对称的关系。需要说明的是,后述的图16A~图18B所记载的箭头(细箭头)表示作用于内齿轮24A、24B的推力。

[0271] [后轮驱动装置内的配置结构]

[0272] 如图13所示,在后轮驱动装置1内,第一电动机2A和第一行星齿轮式减速器12A从车宽方向左外侧依次配置,第二电动机2B和第二行星齿轮式减速器12B从车宽方向右外侧依次配置。另外,构成第一单向离合器OWC1、第二单向离合器OWC2及切换机构SLC的双向离合器50配置在第二行星齿轮式减速器12B的内齿轮24B的径向外侧。双向离合器50的至少一部分配置于比第二行星齿轮式减速器12B的最外径部R1靠内侧的位置。

[0273] 另外,将对选择板54进行切换的致动器58配置在第一行星齿轮式减速器12A的内齿轮24A的外径侧且上方。致动器58的至少一部分配置于比第一行星齿轮式减速器12A的最外径部R1靠内侧的位置。

[0274] [弯曲力矩]

[0275] 以下,关于作用于第二实施方式的后轮驱动装置1A的内齿轮24A、24B的弯曲力矩,参照图16A~图18B的同时,在与作用于第一实施方式的驱动装置1的内齿轮24A、24B的弯曲力矩的比较中进行说明。

[0276] [后轮驱动时的弯曲力矩]

[0277] 在第二实施方式的后轮驱动装置1A及第一实施方式的后轮驱动装置1中,在通过图8进行了说明的后轮驱动时,以使第一电动机2A及第二电动机2B正向旋转的方式对第一电动机2A及第二电动机2B进行动力运行驱动的情况下,根据行星齿轮22A、22B的啮合齿的扭转角的关系,向齿轮部28A、28B沿着使其彼此接近的方向施加力,也向内齿轮24A、24B沿着使其彼此接近的方向施加力。如图16A所示,在第二实施方式的后轮驱动装置1A中,内齿轮24A、24B彼此的抵接位置与第一行星齿轮式减速器12A的内齿轮24A和行星齿轮22A的第二小齿轮27A的啮合位置、以及第二行星齿轮式减速器12B的内齿轮24B和行星齿轮22B的第二小齿轮27B的啮合位置位于大致相同的径向位置,因此在内向凸缘部37A、37B均未产生弯曲力矩。需要说明的是,作用于内齿轮24A、24B的相互接近方向的力经由簧环43彼此对压而抵消。

[0278] 与此相对,在第一实施方式的后轮驱动装置1中,内齿轮24A、24B彼此的抵接位置位于比第一行星齿轮式减速器12A的内齿轮24A和行星齿轮22A的第二小齿轮27A的啮合位置、以及第二行星齿轮式减速器12B的内齿轮24B和行星齿轮22B的第二小齿轮27B的啮合位置靠径向内侧的位置,因此如由图16B的粗箭头所示,在连结部30A、30B产生以小径部29A、29B与连结部30A、30B的连接部附近为支点,使齿轮部28A、28B彼此向相互接近的方向旋转的弯曲力矩。

[0279] 如上,在第二实施方式的后轮驱动装置1A中,在进行使用频率高的后轮驱动时,能够抑制在内齿轮24A、24B的内向凸缘部37A、37B产生弯曲力矩。由此,能够使内向凸缘部37A、37B轻量化。

[0280] [减速再生行驶时的弯曲力矩]

[0281] 在通过图10进行了说明的减速再生行驶时,以第一电动机2A及第二电动机2B上产生反向的转矩的方式对第一电动机2A及第二电动机2B进行再生驱动的情况下,根据行星齿轮22A、22B的啮合齿的扭转角的关系,向齿轮部28A、28B沿着使其相互分离的方向施加力,也内向齿轮24A、24B沿着使其相互分离的方向施加力。在第二实施方式的后轮驱动装置1A中,如由图17A的粗箭头所示,在内向凸缘部37A、37B产生以凸缘主体38A、38B与推力轴承42A、42B的接触部附近作为支点,使齿轮部28A、28B彼此沿着相互分离的方向旋转的弯曲力矩。

[0282] 在第一实施方式的后轮驱动装置1中,如由图17B的粗箭头所示,在连结部30A、30B产生以连结部30A、30B与推力轴承42A、42B的接触部附近为支点,使齿轮部28A、28B彼此沿着相互分离的方向旋转的弯曲力矩。

[0283] 如上,在第二实施方式的后轮驱动装置1A中,在减速再生行驶时在内齿轮24A、24B的内向凸缘部37A、37B产生弯曲力矩,但在对第一电动机2A及第二电动机2B进行再生驱动的减速再生行驶时,与对第一电动机2A及第二电动机2B进行动力运行驱动的后轮驱动时相比,第一电动机2A及第二电动机2B的转矩小,因此通过设定成在后轮驱动时不产生弯曲力矩,能够使内向凸缘部37A、37B轻量化。

[0284] [转弯辅助行驶时的弯曲力矩]

[0285] 接着,参照图18A及图18B对转弯辅助行驶时在内齿轮24A、24B产生的弯曲力矩进行说明。转弯辅助行驶是指,在车辆转弯时,通过对与成为外轮的车轮连接的一个电动机进行动力运行驱动,对与成为内轮的车轮连接的另一个电动机进行再生驱动,从而使车辆产生旋转力矩,提高转弯时的转向性。需要说明的是,在图18A及图18B中,示出了对第一电动机2A进行动力运行驱动且对第二电动机2B进行再生驱动的右转弯时的转弯辅助行驶。

[0286] 在第二实施方式的后轮驱动装置1A及第一实施方式的后轮驱动装置1中,在如由图16A及图16B进行说明那样,以使第一电动机2A正向旋转的方式对第一电动机2A进行动力运行驱动的情况下,根据行星齿轮22A的啮合齿的扭转角的关系,沿着图中接近齿轮部28B的方向对齿轮部28A施加力,也对内齿轮24A沿着接近内齿轮24B的方向施加力。另一方面,在如通过图17A及图17B进行说明那样,以在第二电动机2B产生反向的转矩的方式对第二电动机2B进行再生驱动,根据行星齿轮22B的啮合齿的扭转角的关系,沿着与齿轮部28A分离的方向对齿轮部28B施加力,并也对内齿轮24B沿着与内齿轮24A分离的方向施加力。即,如图18A及图18B所示,在内齿轮24A、24B上均向第二电动机2B侧施加力。

[0287] 此时,在第二实施方式的后轮驱动装置1A中,如通过图16A进行说明那样,在内向凸缘部37A不产生弯曲力矩。另一方面,如通过图17A进行说明那样,在内向凸缘部37B产生以凸缘主体37B和推力轴承42B的接触部附近为支点,使齿轮部28B向从齿轮部28A分离的方向旋转的弯曲力矩(参照图18A)。

[0288] 与此相对,在第一实施方式的后轮驱动装置1中,如通过图16B进行说明那样,在连结部30A产生以小径部29B和连结部30B的连接部附近为支点,使齿轮部28A向接近齿轮部28B的方向旋转的弯曲力矩。另一方面,如通过图17B进行说明那样,在连结部30B产生以连结部30B与推力轴承42B的接触部附近为支点,使齿轮部28B向从齿轮部28A分离的方向旋转的弯曲力矩(参照图18B)。

[0289] 如上,在第二实施方式的后轮驱动装置1A中,在右转弯的转弯辅助行驶时,能够抑制在内齿轮24A的内向凸缘部37A产生弯曲力矩。另外,虽然省略了说明,但在进行左转弯的转弯辅助行驶时,能够抑制在内齿轮24B的内向凸缘部37B产生弯曲力矩。

[0290] 如以上说明,根据本实施方式,具备能够向后轮 W_r 侧机械地传递第一电动机2A及第二电动机2B侧的反向的转矩的第二单向离合器OWC2,因此能够削减以往向后轮 W_r 侧传递第一电动机2A及第二电动机2B侧的反向的转矩时(例如,后退行驶时)所需的制动机构的接合能量。

[0291] 另外,由于第二单向离合器OWC2能够向第一电动机2A及第二电动机2B侧机械地传递后轮 W_r 侧的正向的旋转动力,因此能够削减以往向第一电动机2A及第二电动机2B侧传递后轮 W_r 侧的正向的旋转动力时(例如,减速再生行驶时)所需的制动机构的接合能量。

[0292] 另外,在设置有第二单向离合器OWC2的动力传递路径上,串联设置有将该动力传递路径设为断开状态或连接允许状态的切换机构SLC,因此在不想要向第一电动机2A及第二电动机2B侧传递后轮 W_r 侧的正向的旋转动力的状况下(例如,前进高车速行驶时),能够断开基于第二单向离合器OWC2的机械性的动力传递。

[0293] 另外,由于第一行星齿轮式减速器12A的内齿轮24A和第二行星齿轮式减速器2B的内齿轮24B直接或间接抵接的抵接位置位于与第一行星齿轮式减速器12A的内齿轮24A和第一行星齿轮式减速器12A的行星齿轮22A的啮合位置、以及第二行星齿轮式减速器2B的内齿轮24B和第二行星齿轮式减速器2B的行星齿轮22B的啮合位置大致相同的径向位置,因此在各第一行星齿轮式减速器12A及第二行星齿轮式减速器12B中,能够抑制因内齿轮24A、24B与行星齿轮22A、22B进行啮合而产生的力而在内向凸缘部37A、37B产生弯曲力矩。由此,能够使内向凸缘部37A、37B轻量化。另外,能够通过弯曲力矩来防止啮合部倾斜,因此即使在大转矩时也可得到良好的齿接触,振动特性得到提高。

[0294] 另外,在第一行星齿轮式减速器12A及第二行星齿轮式减速器12B中,内齿轮24A、24B和行星齿轮22A、22B的啮合部形成为当第一电动机2A及第二电动机2B侧的单向的旋转动力向后轮 W_r (R_{Wr} 、 L_{Wr})侧输入时,向使第一行星齿轮式减速器12A及第二行星齿轮式减速器12B彼此相互接近的方向施加力,因此能够抵消内齿轮24A、24B与行星齿轮22A、22B啮合时产生的力。

[0295] 另外,形成为在第一电动机2A及第二电动机2B侧的前进时的旋转动力向后轮 W_r (R_{Wr} 、 L_{Wr})侧输入时,向使第一行星齿轮式减速器12A及第二行星齿轮式减速器12B彼此相互接近的方向施加力。通常,车辆前进时的驱动转矩大于再生时的再生转矩,因此若在车辆前进时在内齿轮24A、24B产生的弯曲力矩消失,则能够使内齿轮24A、24B轻量化。

[0296] 另外,第一单向离合器OWC1、第二单向离合器OWC2及切换机构SLC在车宽方向上配置于第一行星齿轮式减速器12A和第二行星齿轮式减速器2B中任一方侧且径向外侧,因此能够抑制因第一单向离合器OWC1、第二单向离合器OWC2及切换机构SLC的配置所导致的车宽方向的大型化。

[0297] <第三实施方式>

[0298] 图19~图23B所示的第三实施方式的后轮驱动装置1B在具备润滑机构这一点上与上述的第二实施方式不同,所述润滑机构对第一行星齿轮式减速器12A的内齿轮24A及第二行星齿轮式减速器12B的内齿轮24B和连结构件35的嵌合部进行润滑。

[0299] 在第三实施方式的后轮驱动装置1B中,致动器58保持于在第一行星齿轮式减速器12A的内齿轮24A的外径侧且上方配置的致动器保持部60。在致动器保持部60上,在连结构件35的上方一体设置有储存经由后轮驱动装置1循环的ATF等油(以下,还称作润滑油)的油储存部61。

[0300] [连结构件]

[0301] 如图21~图23B所示,在连结构件35的内周面形成有连结花键部70,该连结花键部70与形成在内齿轮24A、24B的连结部34A、34B的外周面的花键36A、36B嵌合。连结花键部70具有:左连结花键部70A,其与在内齿轮24A的连结部34A的外周面形成的花键36A嵌合;右连结花键部70B,其与在内齿轮24B的连结部34B的外周面形成的花键36B嵌合;以及环状槽71,其收容在左连结花键部70A与右连结花键部70B之间配置的簧环43。

[0302] 在环状槽71上,沿周向以规定间隔设置有将连结构件35的内周面与外周面贯通的多个贯通孔72。换言之,贯通孔72配置在形成于内齿轮24A的连结部34A的外周面的花键36A与形成于内齿轮24B的连结部34B的外周面的花键36B之间。

[0303] 如图23A所示,在配置于环状槽71的簧环43与贯通孔72之间在径向上设有规定间隙73,贯通孔72不被簧环43堵塞。另外,在连结构件35的外周面设有将多个贯通孔72相连的环状的凹槽74。

[0304] 返回图20,在油储存部61的与形成于连结构件35的外周面的凹槽74对置的位置形成有油供给部62,以使储存在油储存部61的油向下方滴下。因此,从油储存部61滴下的油通过凹槽74流入贯通孔72,通过贯通孔72后的油被簧环43向左右分配。被簧环43向左右分配的油向第一行星齿轮式减速器12A及第二行星齿轮式减速器12B的内齿轮24A、24B与连结构件35的嵌合部供给。

[0305] 如以上说明,根据本实施方式,由于具备能够向后轮 W_r 侧机械地传递第一电动机2A及第二电动机2B侧的反向的转矩的第二单向离合器OWC2,因此能够减少向后轮 W_r 侧传递第一电动机2A及第二电动机2B侧的反向的转矩时(例如,后退行驶时)所需的制动机构的接合能量。

[0306] 另外,由于第二单向离合器OWC2能够向第一电动机2A及第二电动机2B侧机械地传递后轮 W_r 侧的正向的旋转动力,因此能够削减以往向第一电动机2A及第二电动机2B侧传递后轮 W_r 侧的正向的旋转动力时(例如,减速再生行驶时)所需的制动机构的接合能量。

[0307] 另外,由于在设有第二单向离合器OWC2的动力传递路径上,串联设置有将该动力传递路径设为断开状态或连接允许状态的切换机构SLC,因此在不想要向第一电动机2A及第二电动机2B侧传递后轮 W_r 侧的正向的旋转动力的状况下(例如,前进高车速行驶时),能够断开基于第二单向离合器OWC2的机械性的动力传递。

[0308] 另外,第一行星齿轮式减速器12A的内齿轮24A和第二行星齿轮式减速器12B的内齿轮24B经由从外径侧嵌合的连结构件35相互连结,在连结构件35上设有将内周面和外周面贯通的贯通孔72,因此能够从在连结构件35的上方设置的油储存部61经由贯通孔72向第一行星齿轮式减速器12A及第二行星齿轮式减速器12B的内齿轮24A、24B和连结构件35的嵌合部供给润滑油。如上,通过从连结构件35的外周部向嵌合部供给润滑油,能够简化润滑路径。

[0309] 另外,从在连结构件35的上方设置的油储存部61向连结构件35的外周面供给润滑

油,由此不需要专用的电动油泵等,从而能够抑制制造成本。另外,能够将从液压回路漏出的油作为润滑油来利用,通过调整从液压回路泄漏的油的量,能够抑制向嵌合部供给过量的油。

[0310] 另外,贯通孔72配置于在内齿轮24A的连结部34A的外周面形成的花键36A与在内齿轮24B的连结部34B的外周面形成的花键36B之间,因此能够向两方的嵌合部适当地供给润滑油。

[0311] 另外,贯通孔72为设置在环状槽71中的贯通孔72,所述环状槽71对配置于左连结花键部70A与右连结花键部70B之间的簧环43进行收容,因此从连结构件35的外周部供给的润滑油通过贯通孔72,之后被簧环43向左连结花键部70A侧和右连结花键部70B侧分配。由此,能够向两方的嵌合部适当地供给润滑油。

[0312] 另外,由于在簧环43与贯通孔72之间设有规定间隙,因此可防止贯通孔72被簧环43堵塞。

[0313] 另外,在连结构件35的外周面设有将多个贯通孔72相连的凹槽74,因此能够将从连结构件35的外周部供给的润滑油经由凹槽74向多个贯通孔72引导。

[0314] 另外,内齿轮24A、24B彼此的抵接位置位于与第一行星齿轮式减速器12A的内齿轮24A和行星齿轮22A的第二小齿轮27A的啮合位置、以及第二行星齿轮式减速器12B的内齿轮24B和行星齿轮22B的第二小齿轮27B的啮合位置大致相同的径向位置,因此连结构件35位于更靠外径侧的位置,向连结构件35供给润滑油变得容易。

[0315] <第四实施方式>

[0316] 在图24所示的第四实施方式的后轮驱动装置1C中,第一行星齿轮式减速器12A及第二行星齿轮式减速器12B的内齿轮24A、24B未连结,在第一行星齿轮式减速器12A的内齿轮24A设有第一双向离合器50A,且在第二行星齿轮式减速器12B的内齿轮24B设有第二双向离合器50B。即,后轮驱动装置1C在通过两个双向离合器50A、50B单独控制第一行星齿轮式减速器12A及第二行星齿轮式减速器12B的变速状态这一点与上述实施方式不同。在这种后轮驱动装置1C中也能够应用本发明。

[0317] <第五实施方式>

[0318] 图25所示的第五实施方式的后轮驱动装置1D在由一组电动机2及行星齿轮式减速器12驱动左右后轮LWr、RWr这一点与上述实施方式不同。在行星齿轮式减速器12中,在太阳齿轮21上连接电动机2,在将行星齿轮22支承为能够自转且能够公转的行星齿轮架23上连接左右后轮LWr、RWr,在内齿轮24设有双向离合器50(第一单向离合器0WC1、切换机构SLC及第二单向离合器0WC2)。在这种后轮驱动装置1D中也能够应用本发明。

[0319] <第六实施方式>

[0320] 图26所示的第六实施方式的后轮驱动装置1E在未经由行星齿轮式减速器而向左右后轮LWr、RWr分别传递第一电动机2A及第二电动机2B的旋转动力这一点与上述实施方式不同。在后轮驱动装置1E中,在第一电动机2A及第二电动机2B和左右后轮LWr、RWr之间分别设有双向离合器50A、50B(第一单向离合器0WC1、切换机构SLC及第二单向离合器0WC2)。在这种后轮驱动装置1E中也能够应用本发明。

[0321] <第七实施方式>

[0322] 图27所示的第七实施方式的后轮驱动装置1F在未经由行星齿轮式减速器而通过

一个电动机2驱动左右后轮LWr、RWr这一点与上述实施方式不同。在后轮驱动装置1F中,在电动机2和左右后轮LWr、RWr之间设有双向离合器50(第一单向离合器OWC1、切换机构SLC及第二单向离合器OWC2)。在这种后轮驱动装置1F中也能够应用本发明。

[0323] 需要说明的是,本发明并不限于上述实施方式,能够适当进行变形、改良等。

[0324] 例如,在上述实施方式中,在太阳齿轮21A、21B上分别连接第一电动机2A及第二电动机2B,并且将内齿轮24A、24B彼此连结,且在连结的内齿轮24A、24B上配置双向离合器50,但也可以在内齿轮24A、24B上分别连接第一电动机2A及第二电动机2B,并且将太阳齿轮21A、21B彼此连结,且在连结的太阳齿轮21A、21B上配置双向离合器50。

[0325] 另外,本发明的驱动装置以作为车辆的后轮驱动用而使用的情况来进行了说明,但也可以作为车辆的前轮驱动用而使用。

[0326] 另外,并不限于车辆的车轮驱动装置,在航空机、船舶等运输机中,能够作为螺旋桨驱动装置、螺杆驱动装置等而使用。

[0327] 另外,上述实施方式中,作为变速器使用了行星齿轮机构,但也可以使用行星齿轮机构以外的齿轮式变速机构(例如,锥齿轮式差速机构)或不使用齿轮的变速机构。

[0328] 需要说明的是,本申请基于2016年6月30日申请的日本专利申请(特愿2016-129789)、2017年6月19日申请的日本专利申请(特愿2017-119799)及2017年6月19日申请的日本专利申请(特愿2017-119802),并将其内容作为参照而援引于此。

[0329] 附图标记说明:

[0330] 1~1F 后轮驱动装置(驱动装置);

[0331] 2 电动机(驱动源);

[0332] 2A 第一电动机(左电动机、驱动源);

[0333] 2B 第二电动机(右电动机、驱动源);

[0334] 11 壳体;

[0335] 12A 第一行星齿轮式减速器(第一变速器、左变速器);

[0336] 12B 第二行星齿轮式减速器(第二变速器、右变速器);

[0337] 21A、21B 太阳齿轮(第一旋转要素、太阳旋转体);

[0338] 23A、23B 行星齿轮架(第二旋转要素、行星旋转体);

[0339] 24A、24B 内齿轮(第三旋转要素、环形旋转体);

[0340] 36A 花键(环形花键部);

[0341] 36B 花键(环形花键部);

[0342] 37A、37B 内向凸缘部;

[0343] 43 簧环;

[0344] 51 旋转板;

[0345] 51b 第一对置面;

[0346] 51c 第二对置面;

[0347] 51d 第一卡合凹部;

[0348] 52 第一固定板;

[0349] 53 第二固定板;

[0350] 53b 第二卡合凹部;

[0351]	54	选择板；
[0352]	55	第二卡合片；
[0353]	56	第一卡合片；
[0354]	58	致动器；
[0355]	60	致动器保持部；
[0356]	61	油储存部；
[0357]	70	连结花键部；
[0358]	70A	左连结花键部；
[0359]	70B	右连结花键部；
[0360]	71	环状槽；
[0361]	72	贯通孔；
[0362]	73	间隙；
[0363]	74	凹槽；
[0364]	V	车辆(运输机)；
[0365]	Wr	后轮(被驱动部、车轮)；
[0366]	LWr	左后轮(左车轮)；
[0367]	RWr	右后轮(右车轮)；
[0368]	OWC1	第一单向离合器(第一单向动力传递机构)；
[0369]	OWC2	第二单向离合器(第二单向动力传递机构)；
[0370]	SLC	切换机构(断接机构)。

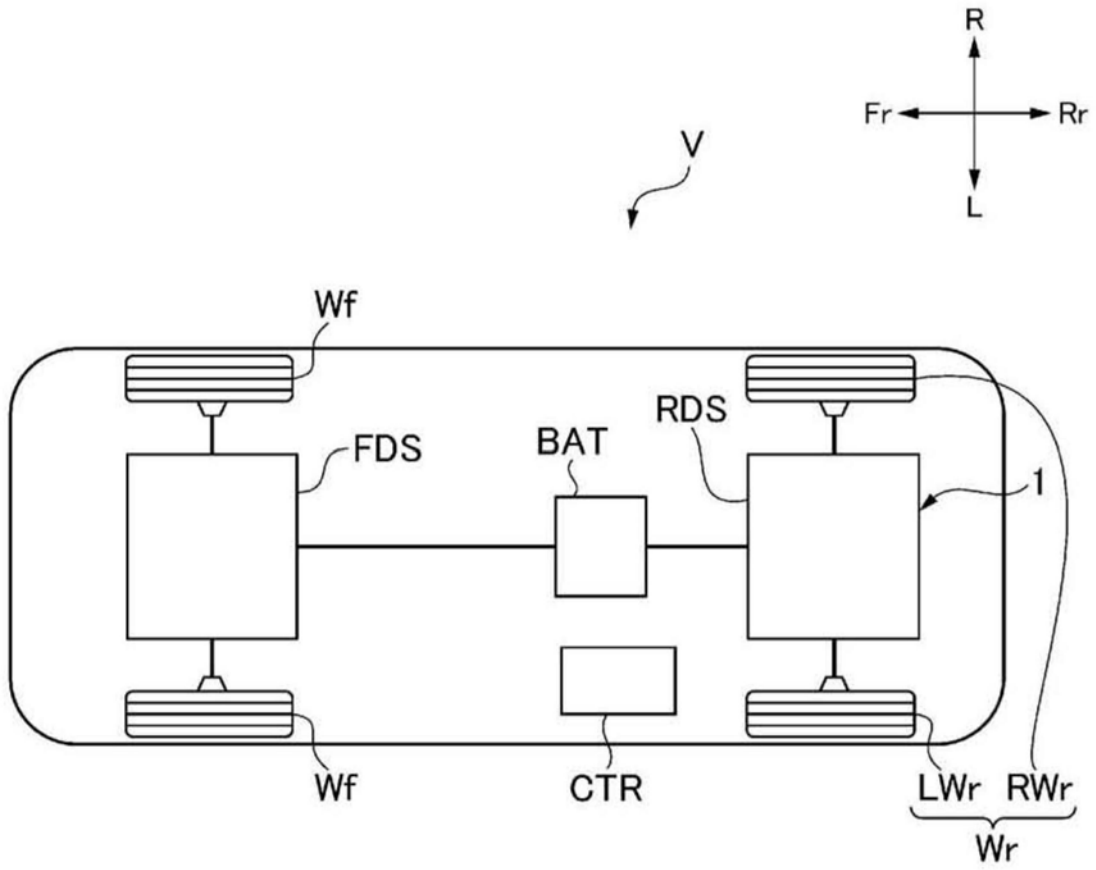


图1

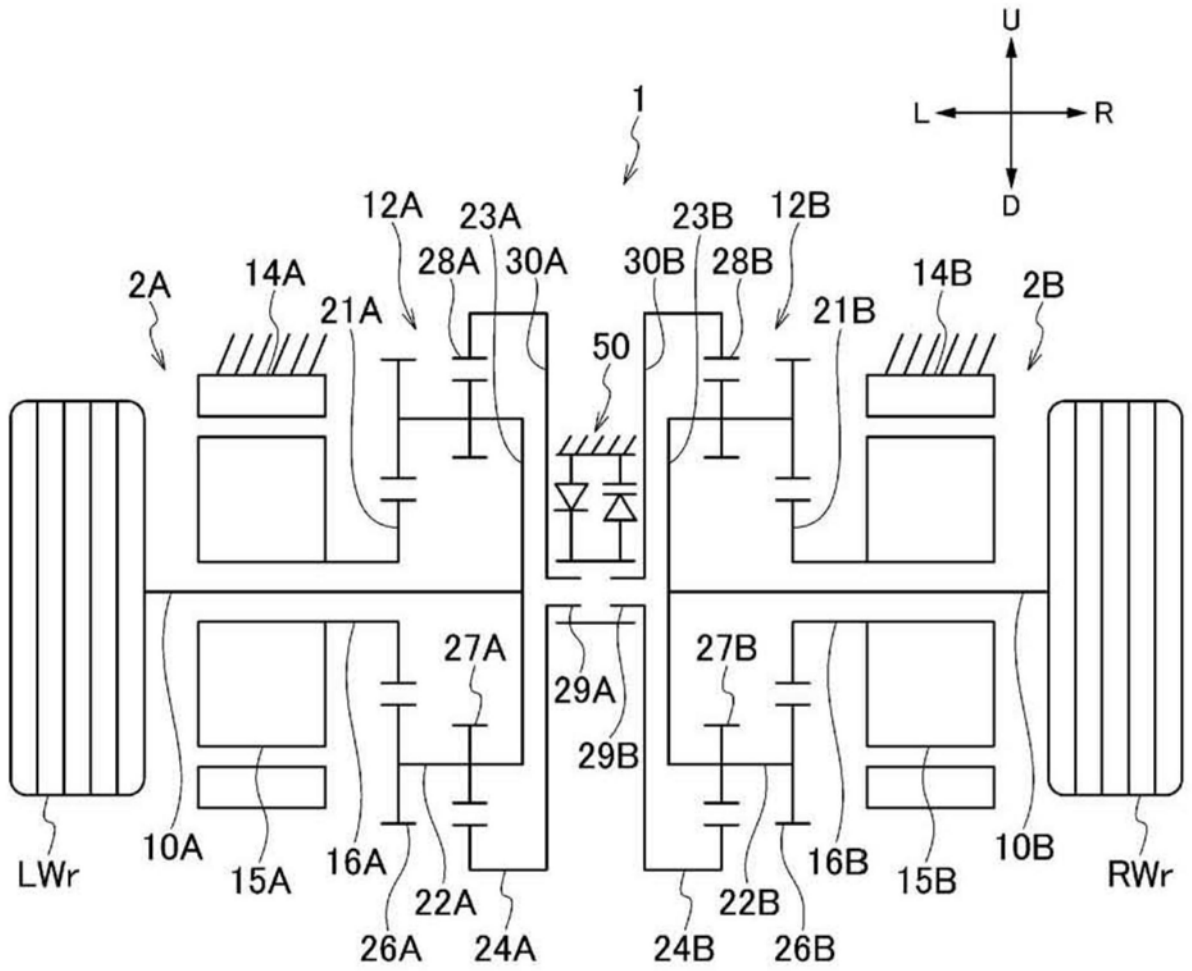


图2

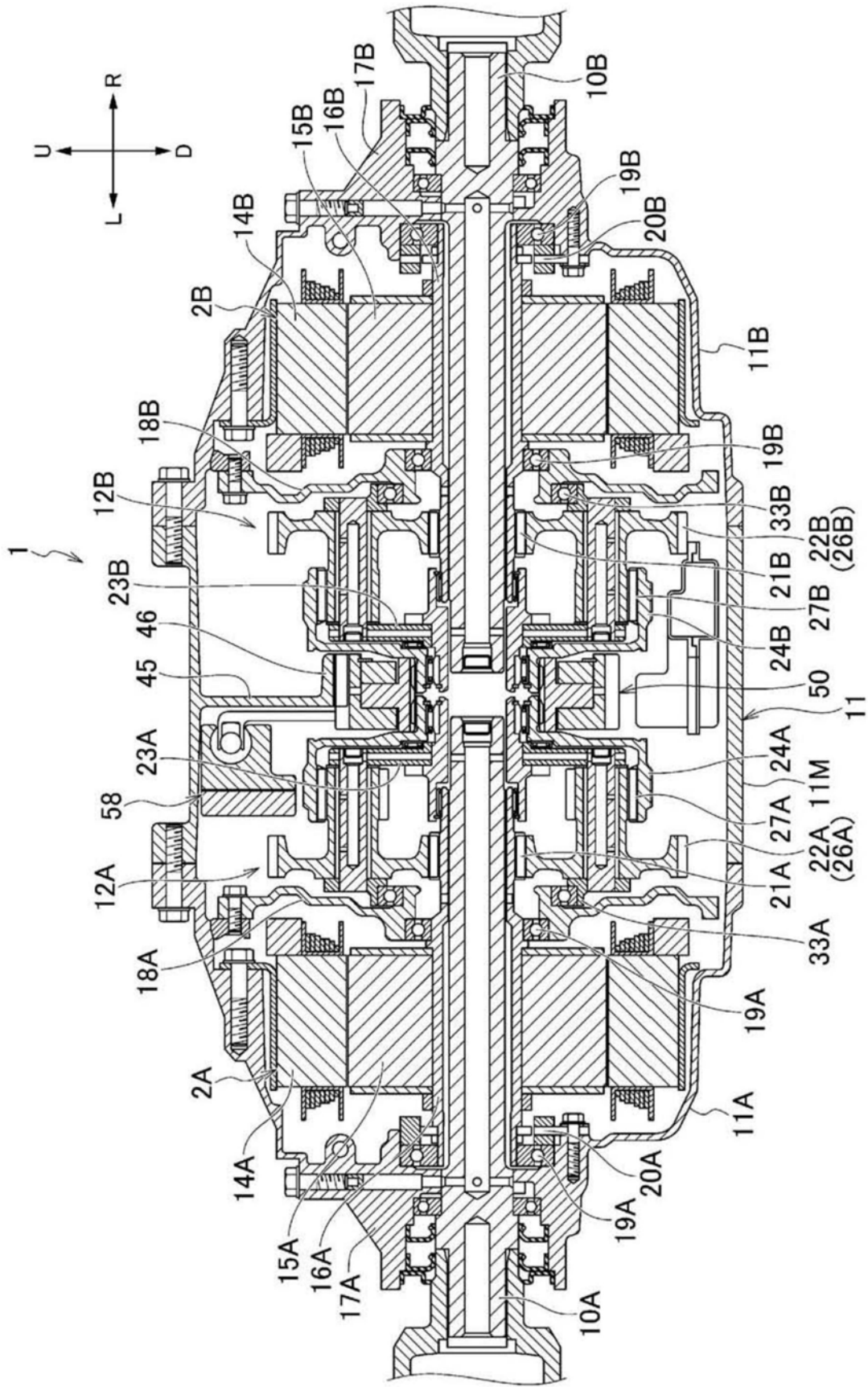


图3

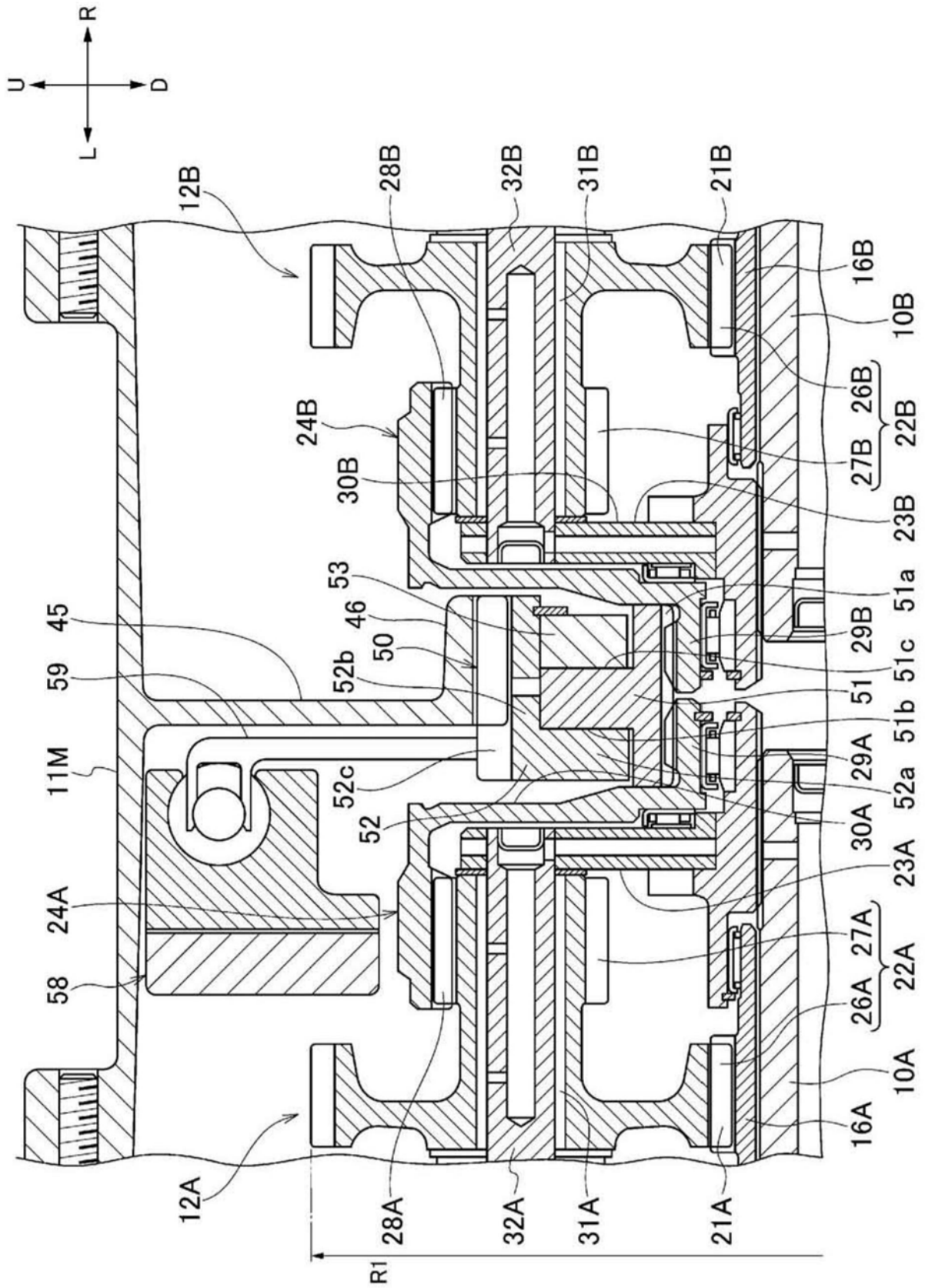


图4

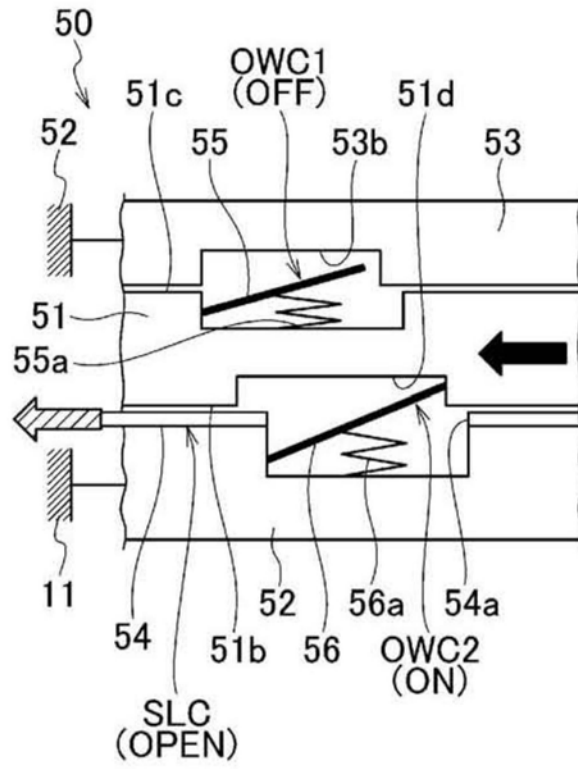


图5A

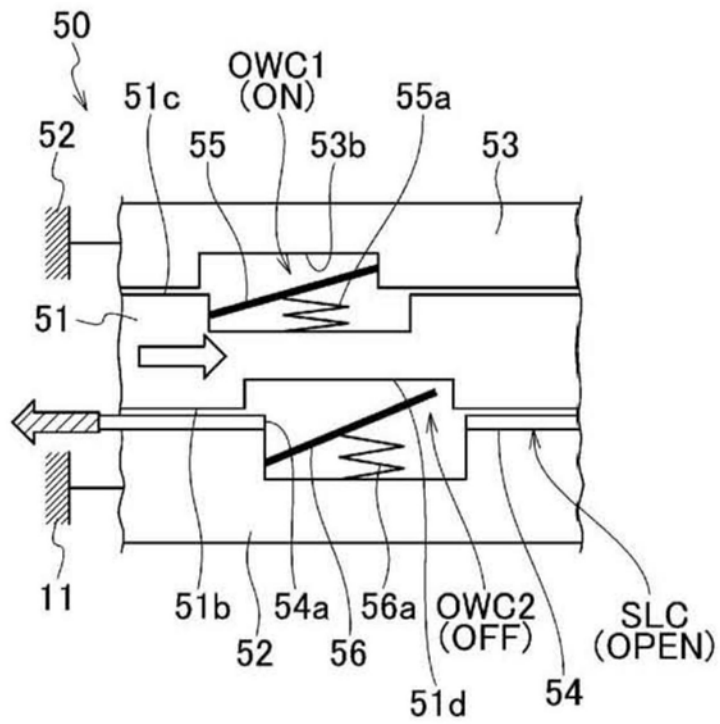


图5B

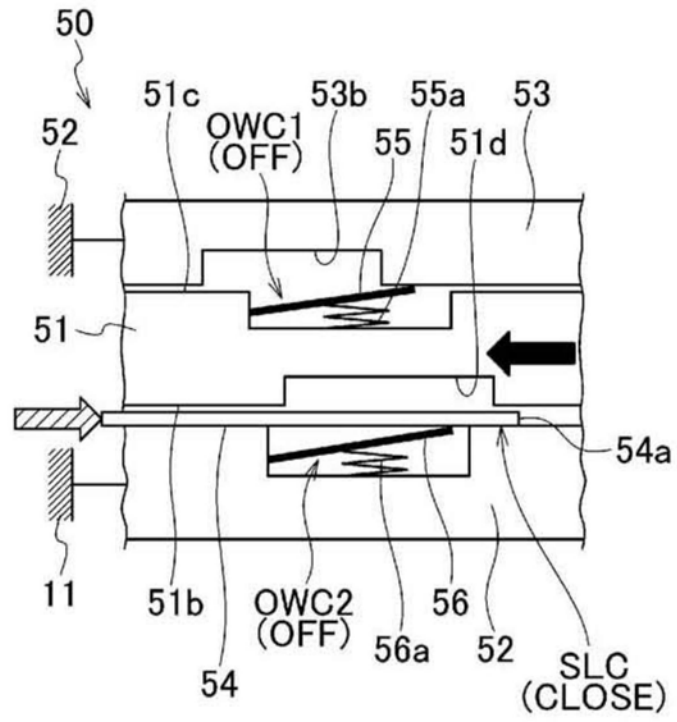


图5C

车辆状态	FDS	RDS	后马达	OWC1	SLC	OWC2
停车 (STOP)	停止	停止	停止	OFF	OPEN	OFF
后轮驱动 (RWD)	滑行	驱动	动力运行驱动	ON	OPEN	OFF
前轮驱动 (FWD) - 低·中车速	驱动	滑行	停止	OFF	OPEN	ON
前轮驱动 (FWD) - 高速	驱动	滑行	停止	OFF	CLOSE	OFF
减速再生 (REG)	滑行	滑行	再生驱动	OFF	OPEN	ON
后退 (REV)	停止	驱动	逆向动力运行驱动	OFF	OPEN	ON

图6

停止

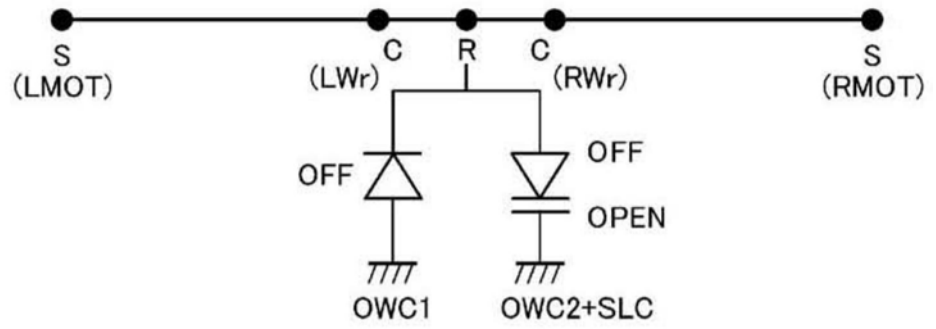


图7

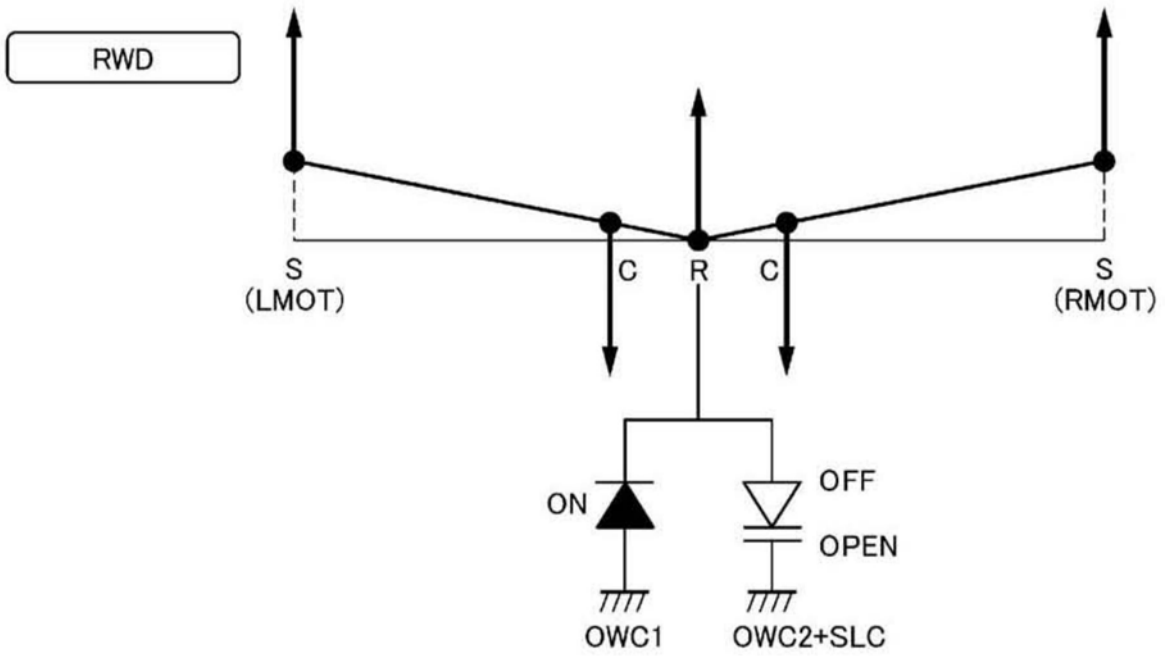


图8

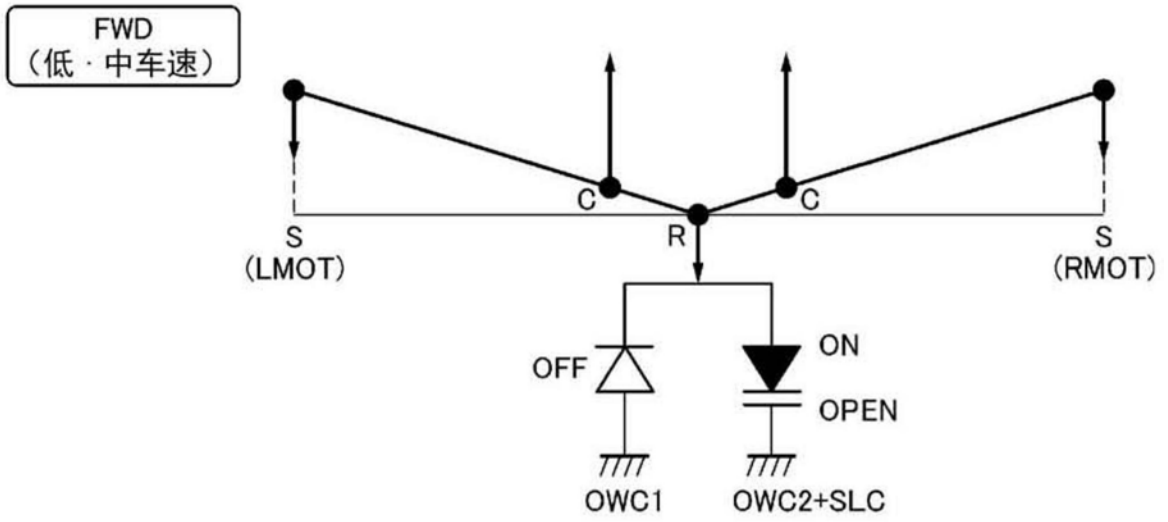


图9A

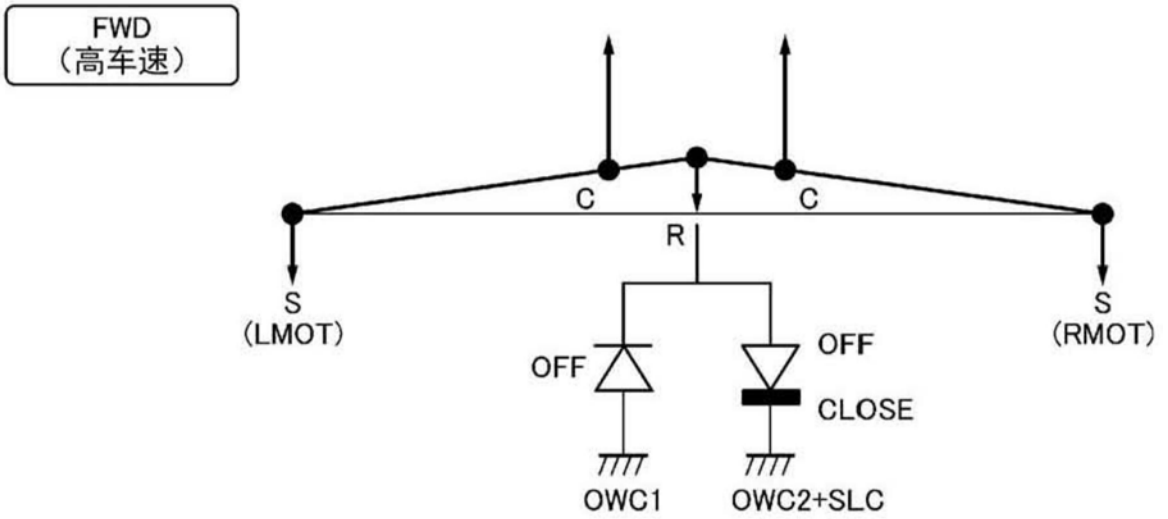


图9B

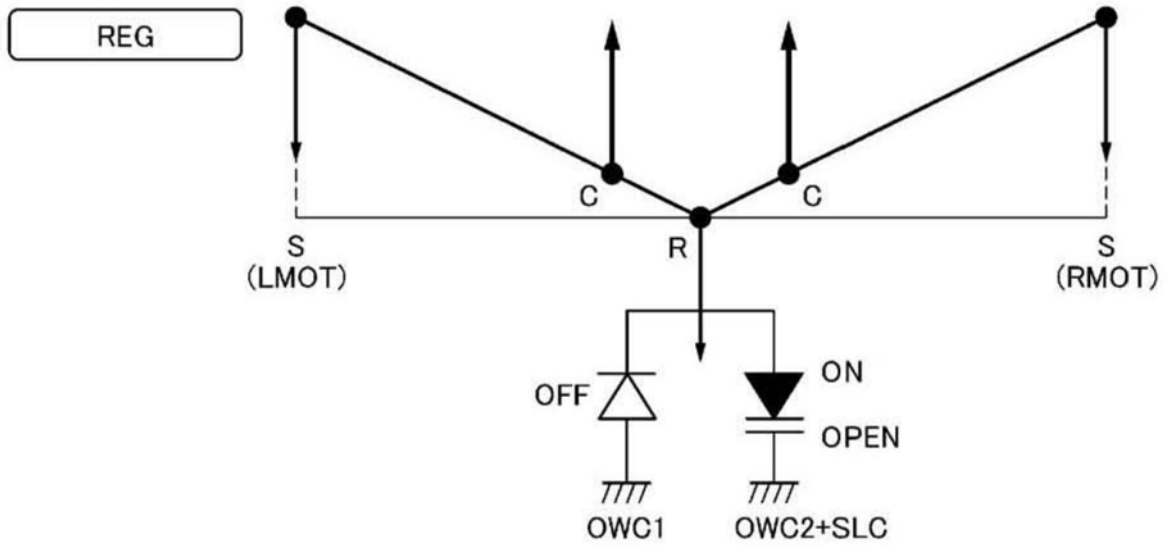


图10

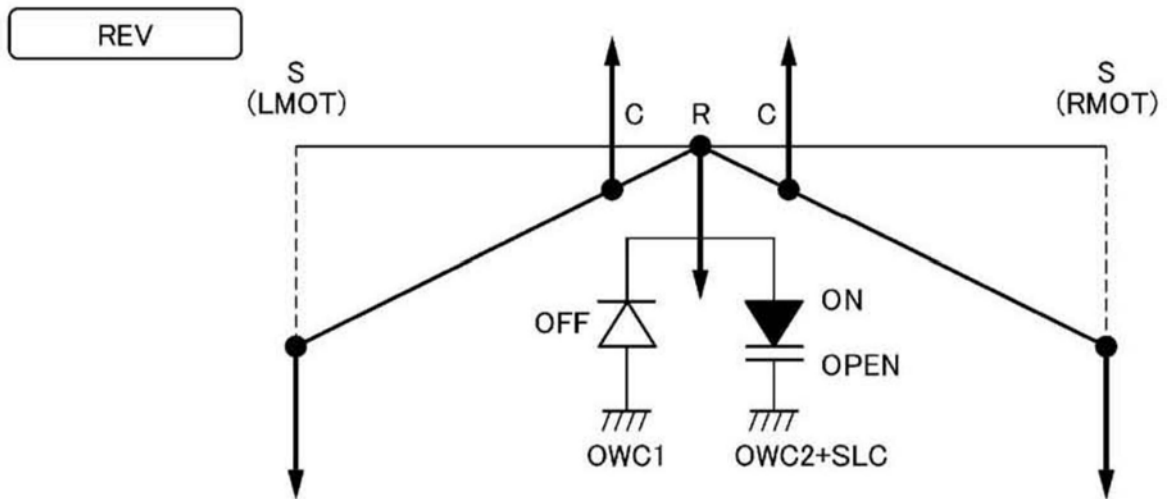


图11

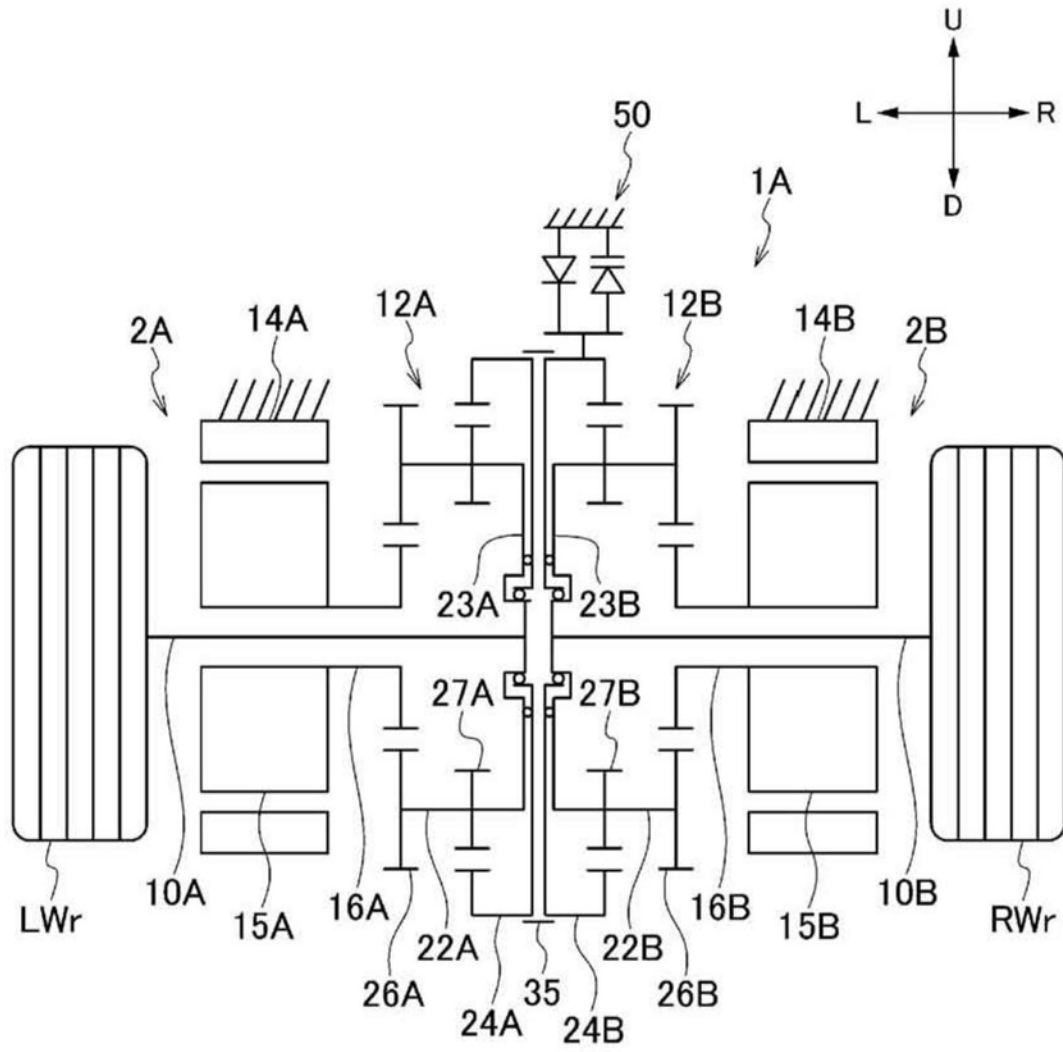


图12

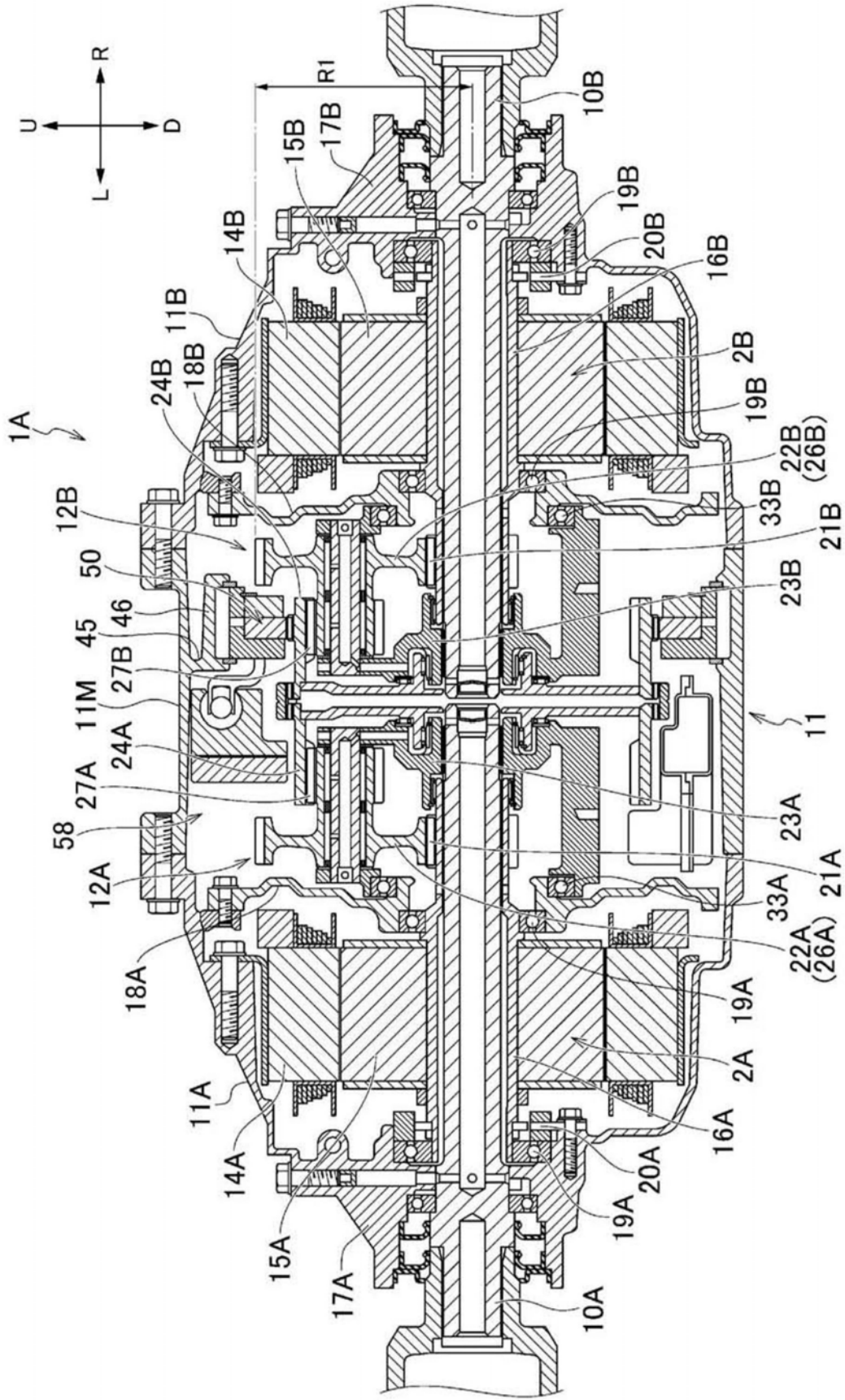


图13

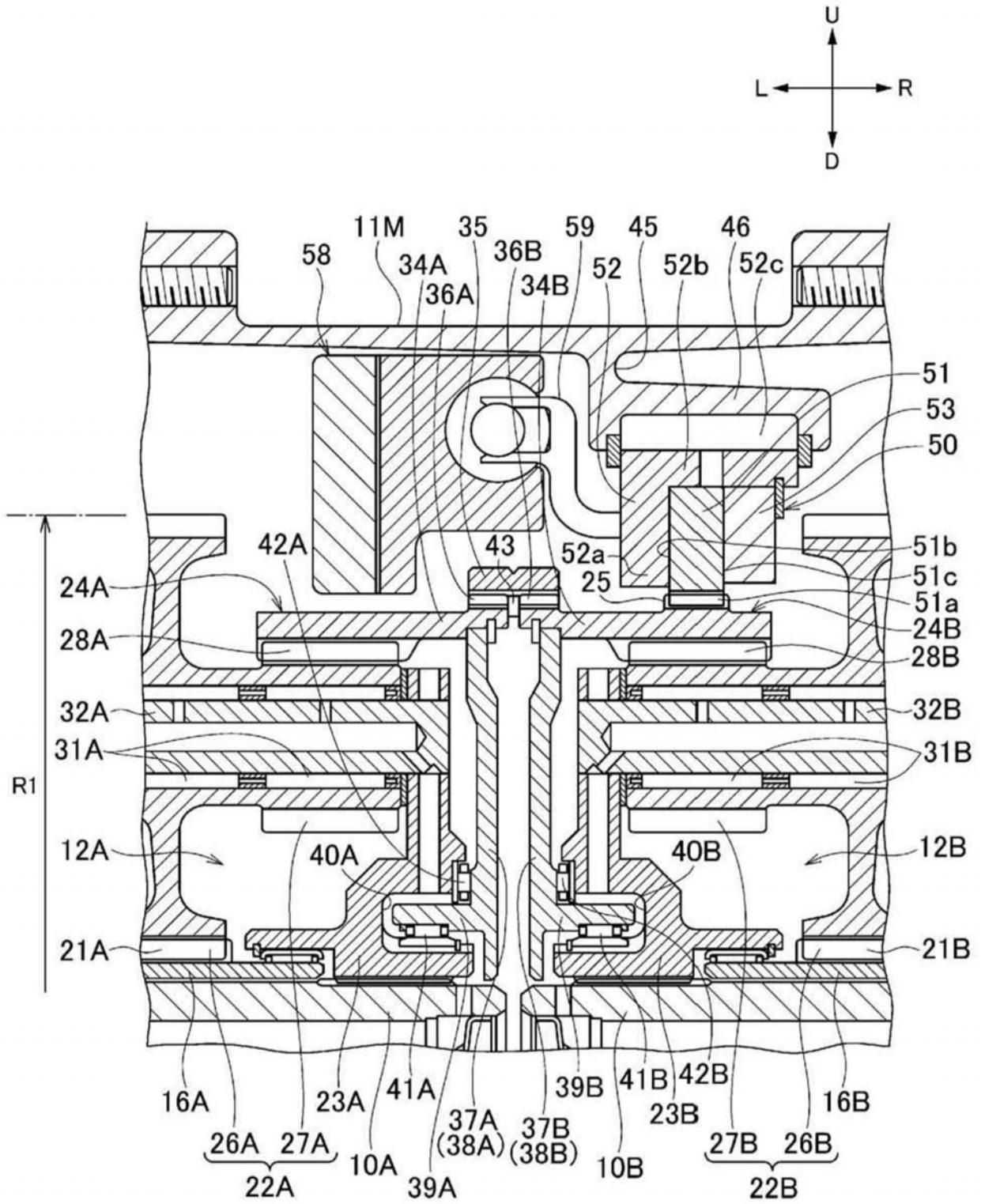


图14

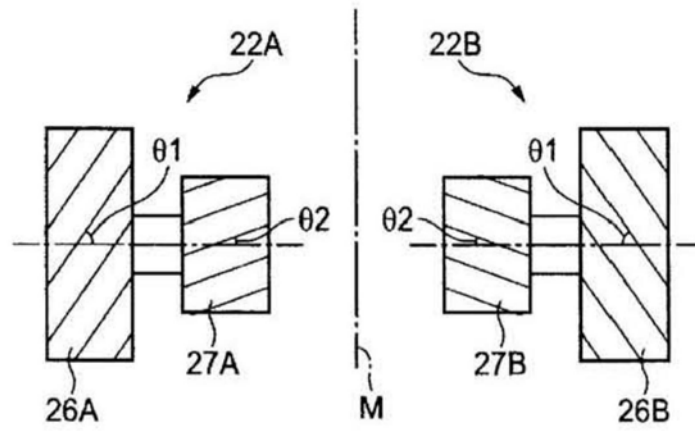


图15

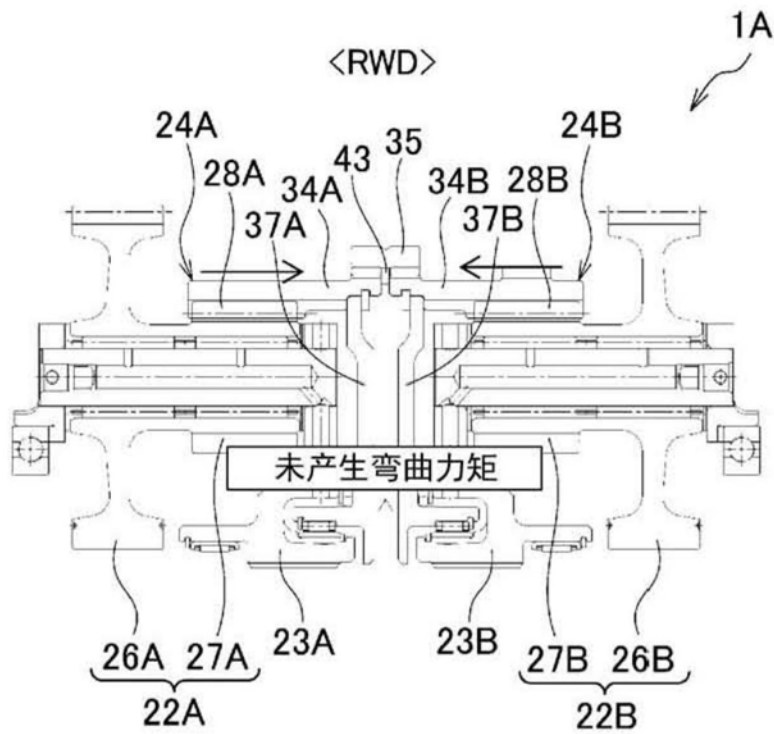


图16A

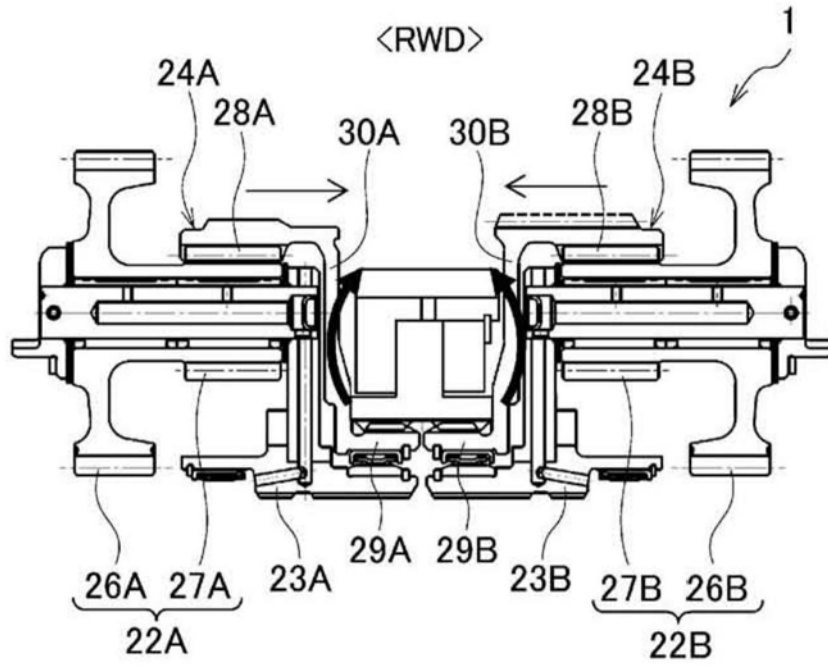


图16B

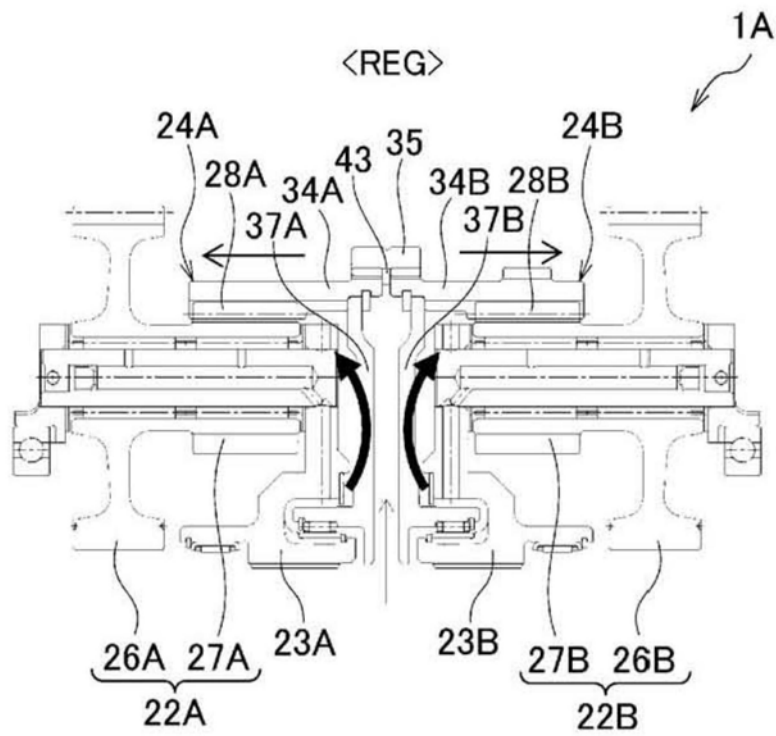


图17A

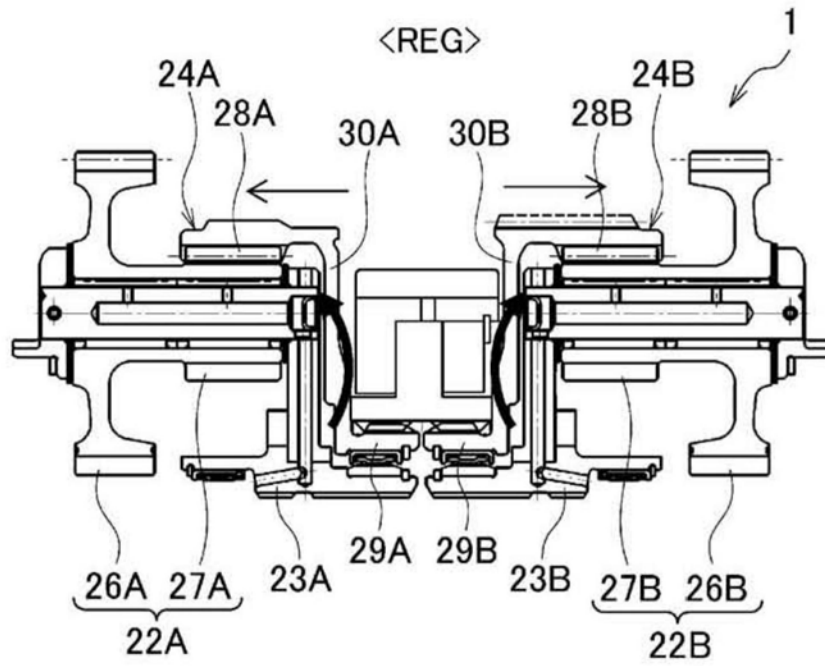


图17B

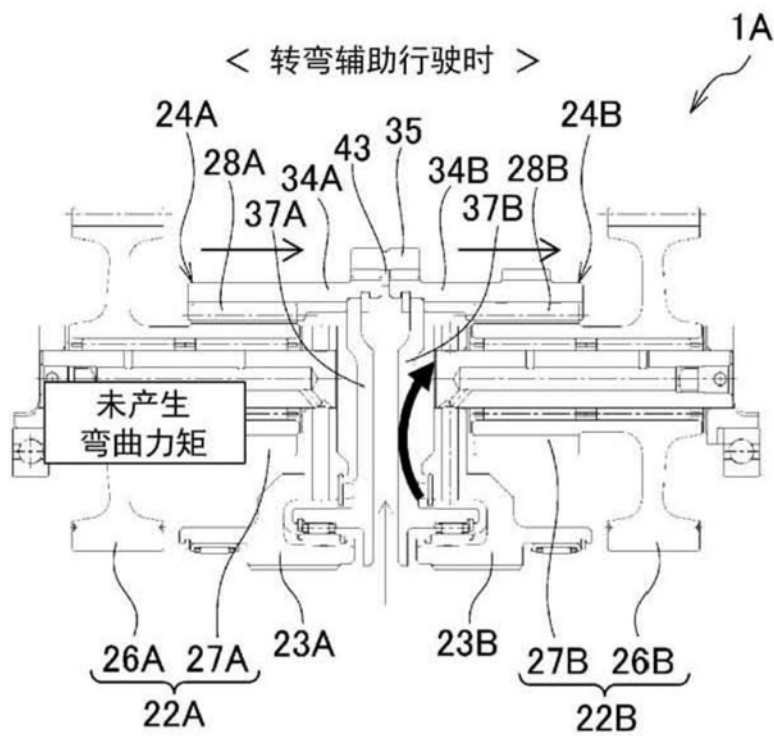


图18A

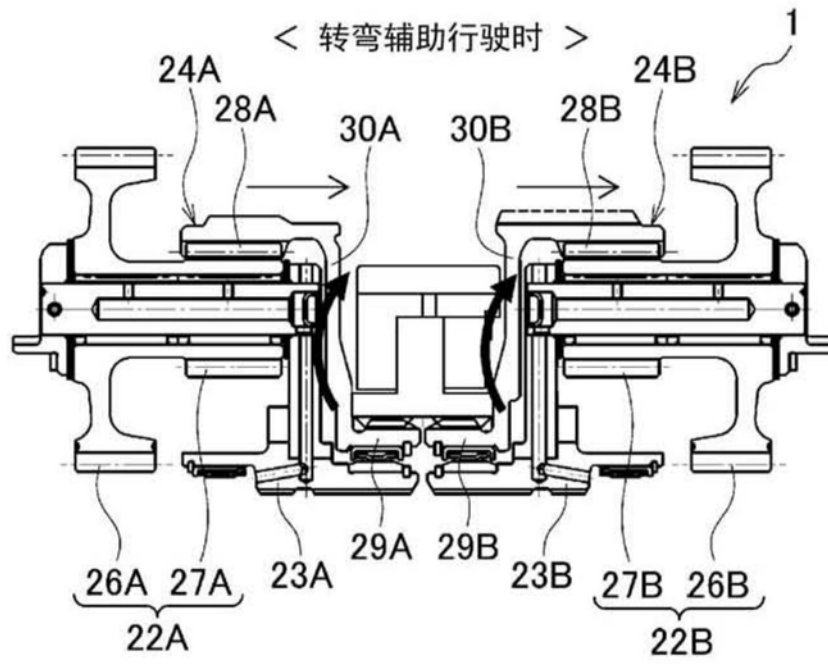


图18B

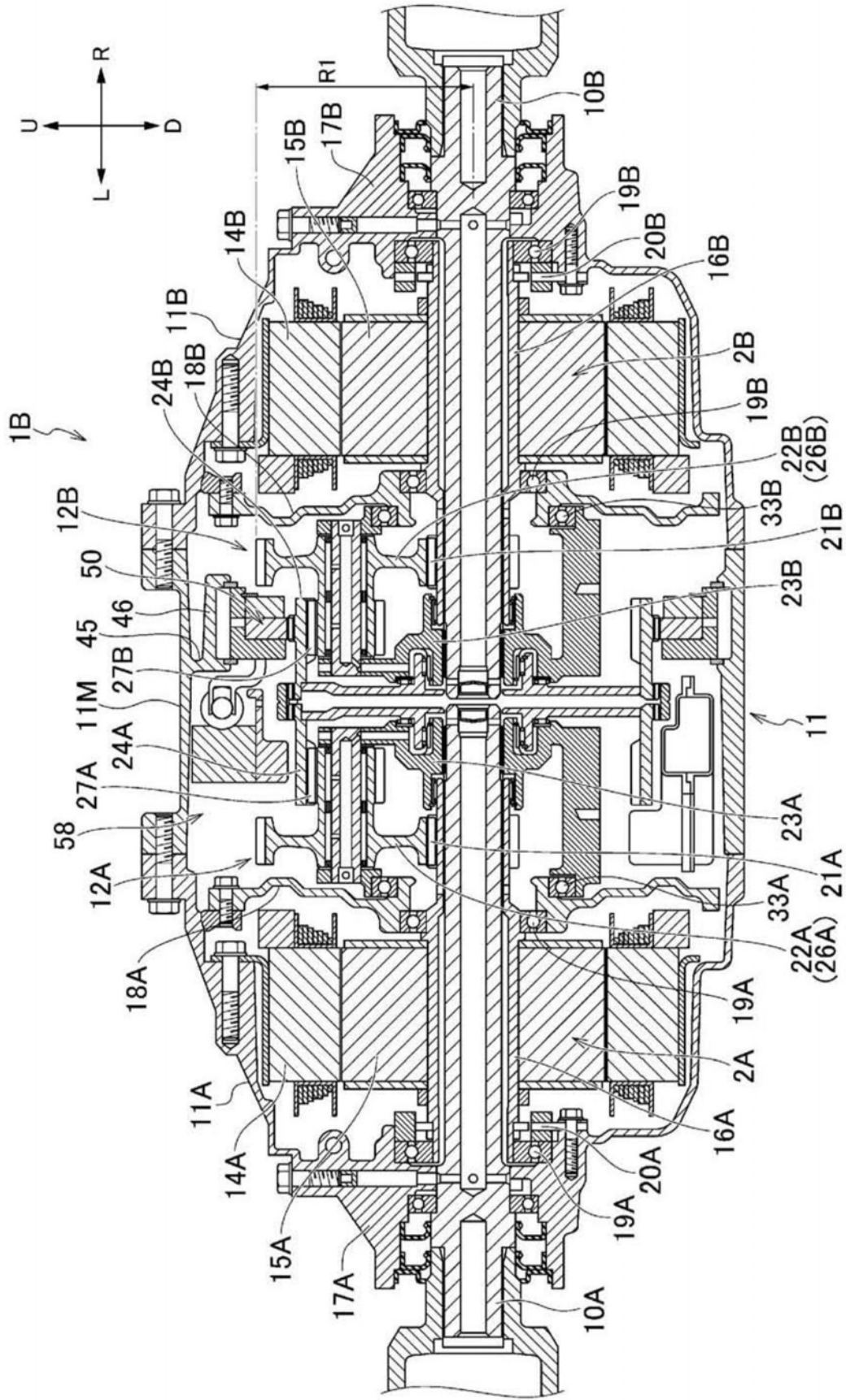


图19

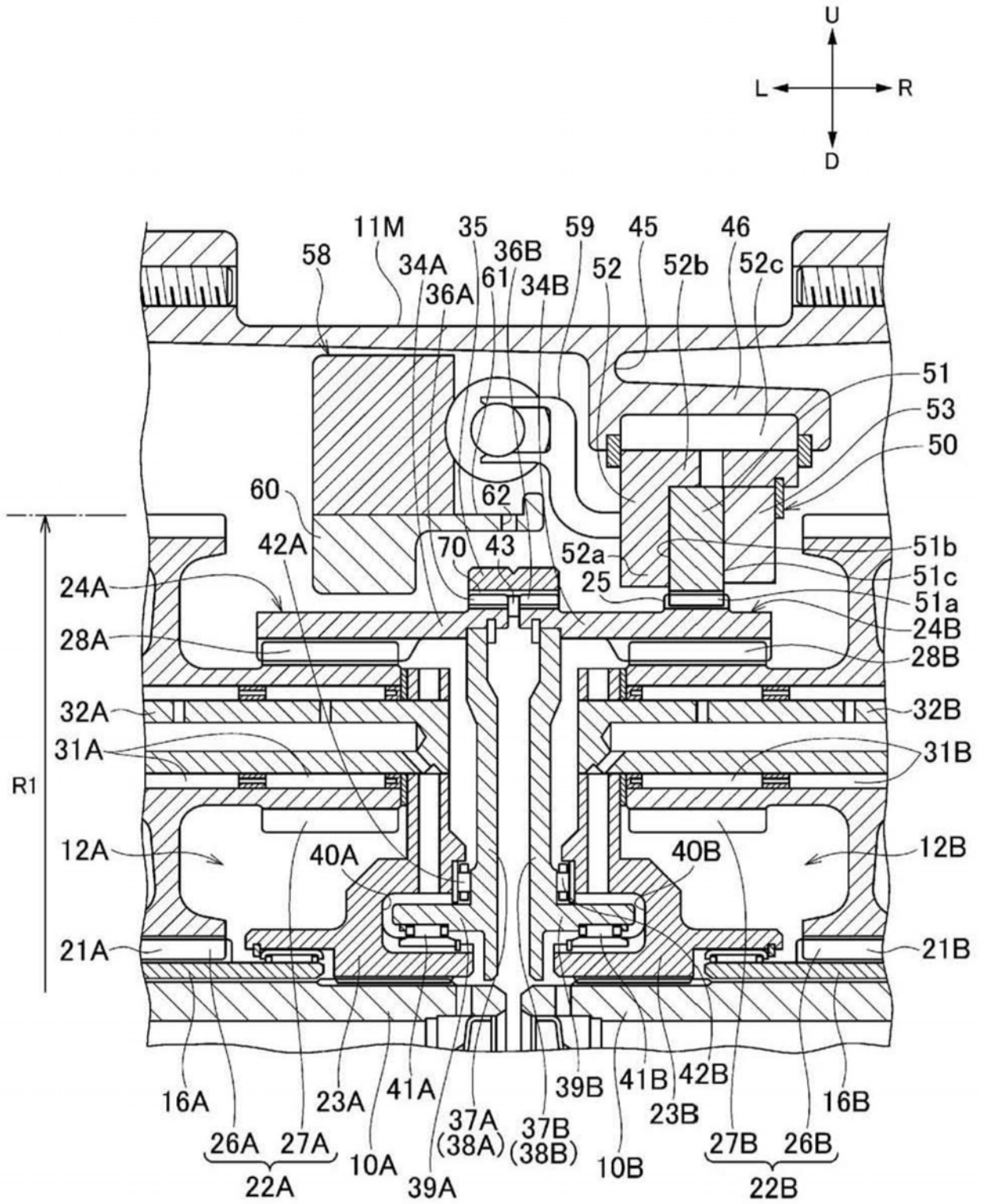


图20

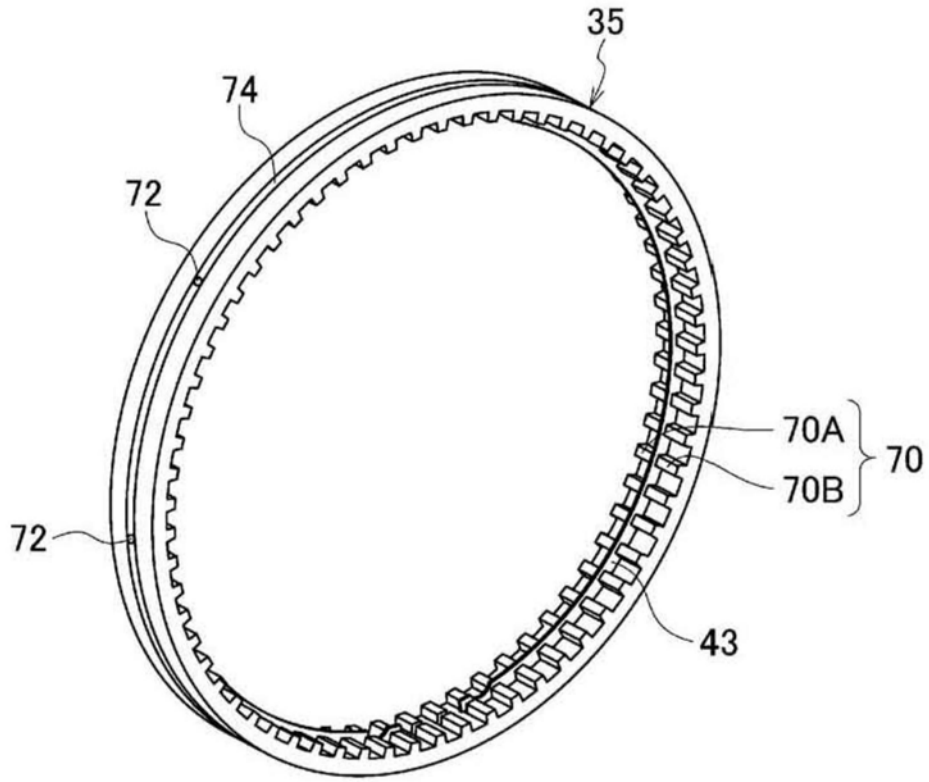


图21

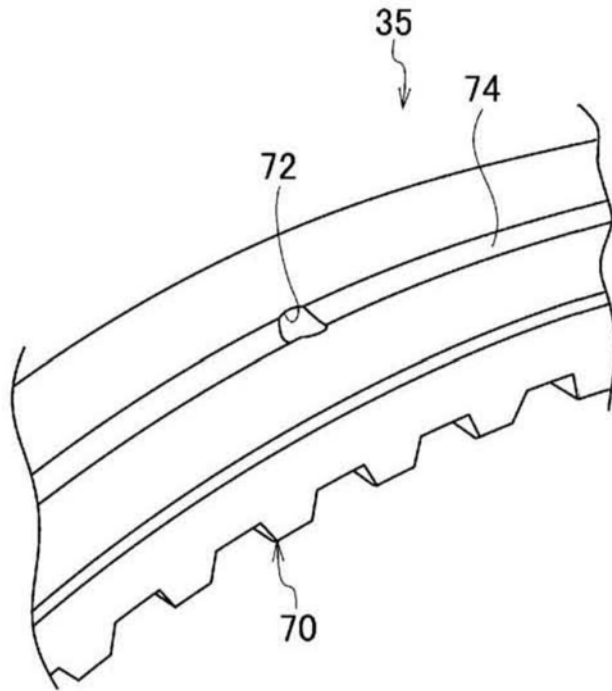


图22

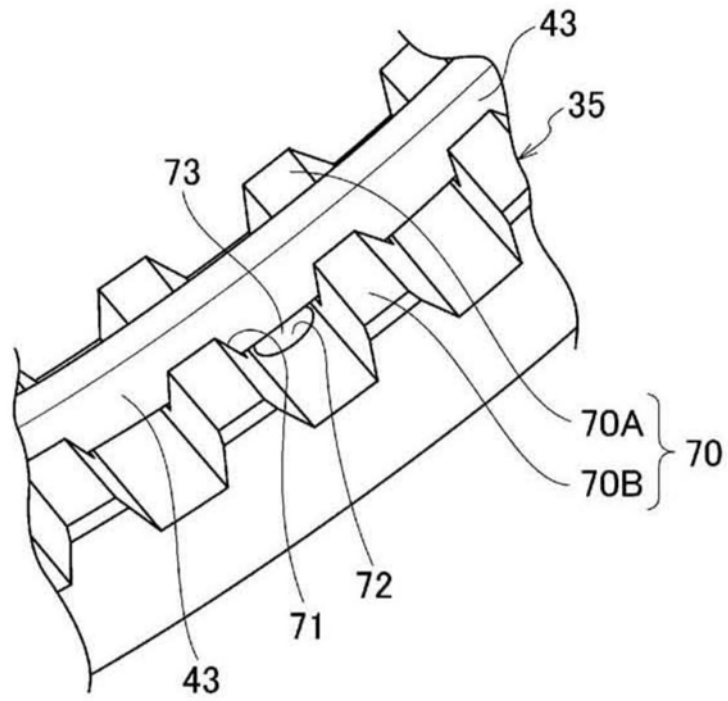


图23A

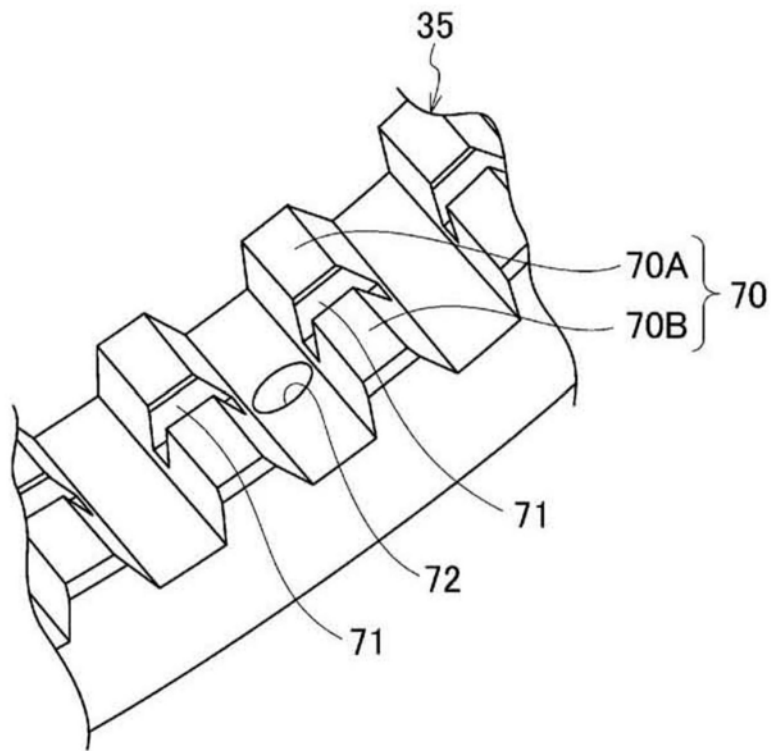


图23B

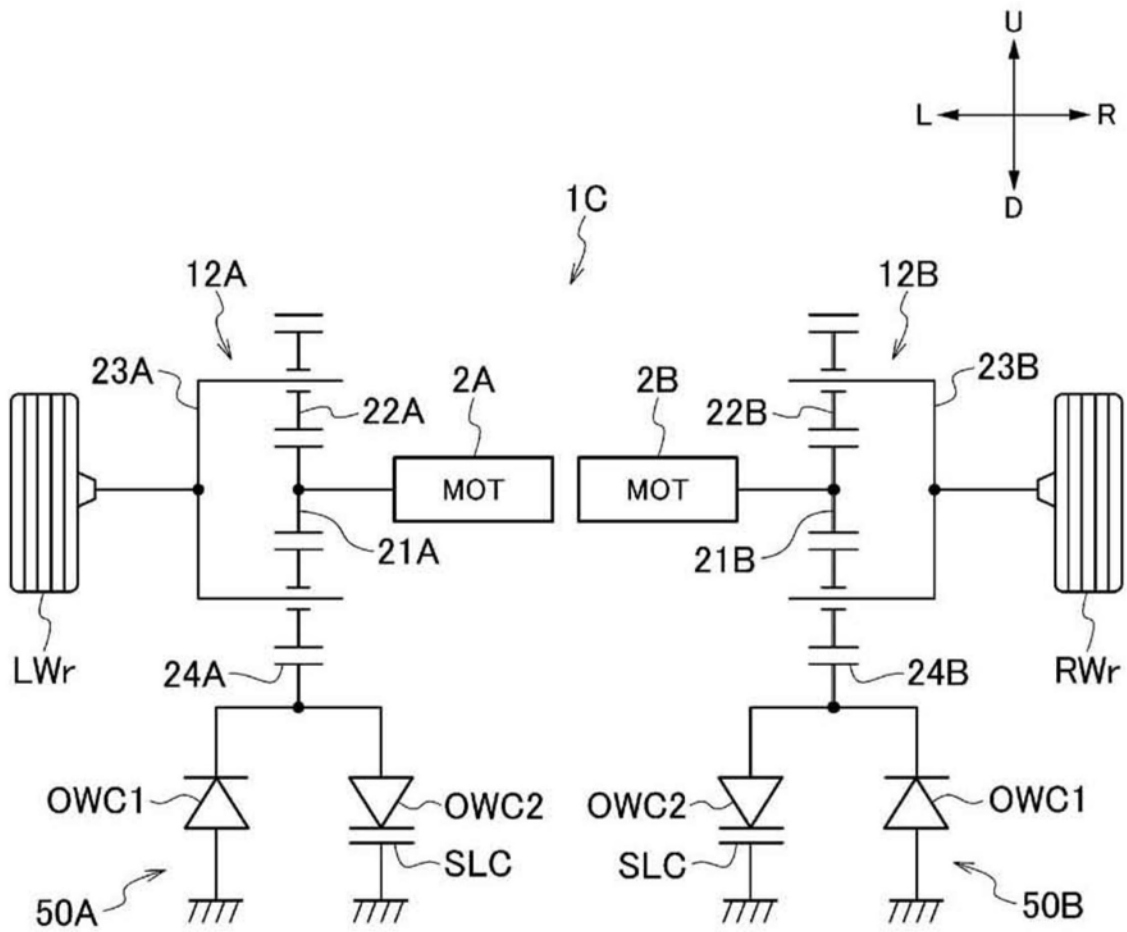


图24

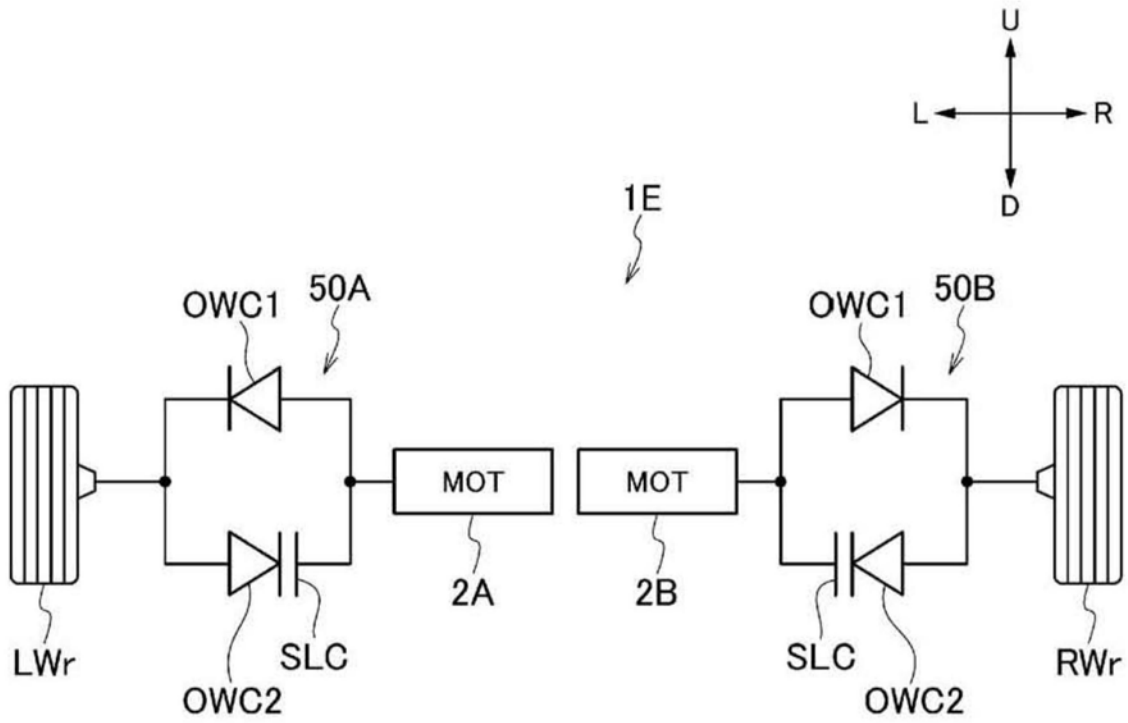


图26

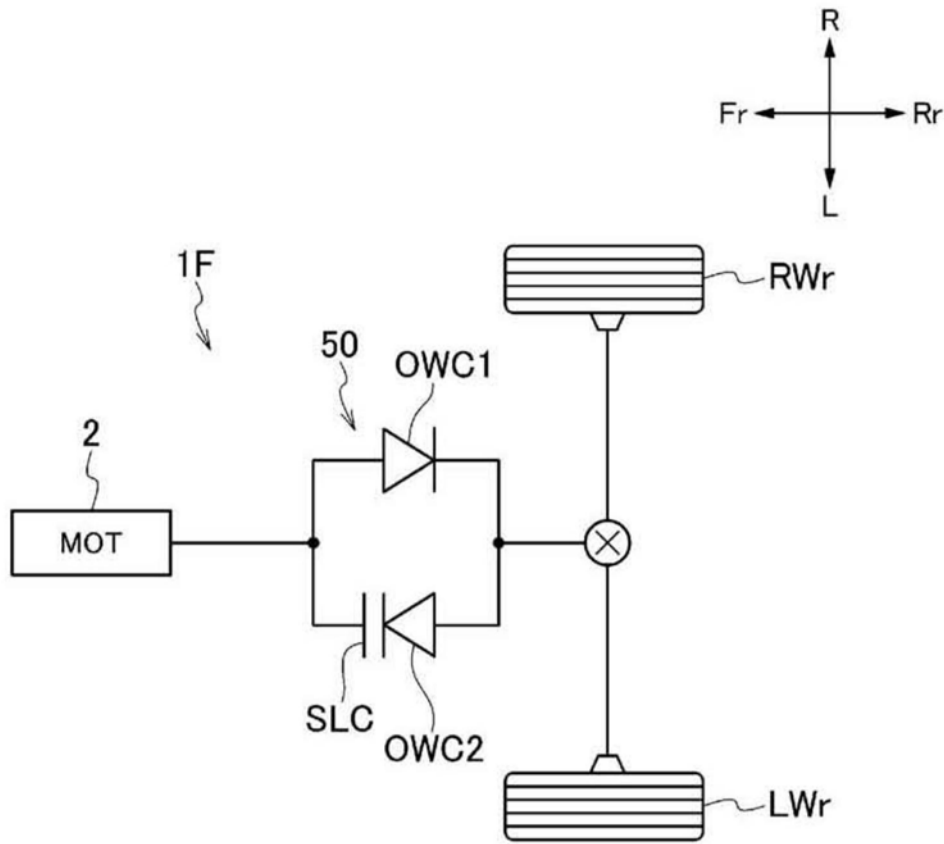


图27