



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 108016274 B

(45)授权公告日 2020.08.25

(21)申请号 201610934187.1

B60K 6/36(2007.01)

(22)申请日 2016.10.31

B60K 17/02(2006.01)

(65)同一申请的已公布的文献号

B60K 17/08(2006.01)

申请公布号 CN 108016274 A

B60K 17/16(2006.01)

B60K 6/42(2007.01)

(43)申请公布日 2018.05.11

(56)对比文件

(73)专利权人 比亚迪股份有限公司

CN 105501047 A,2016.04.20

地址 518118 广东省深圳市坪山新区比亚迪路3009号

CN 102463886 A,2012.05.23

CN 104742730 A,2015.07.01

(72)发明人 凌和平 翟震 黄威 徐友彬

CN 105459795 A,2016.04.06

RU 2136512 C1,1999.09.10

(74)专利代理机构 北京清亦华知识产权代理事务所(普通合伙) 11201

US 8882624 B1,2014.11.11

代理人 黄德海

审查员 张向磊

(51)Int.Cl.

B60K 6/24(2007.01)

B60K 6/26(2007.01)

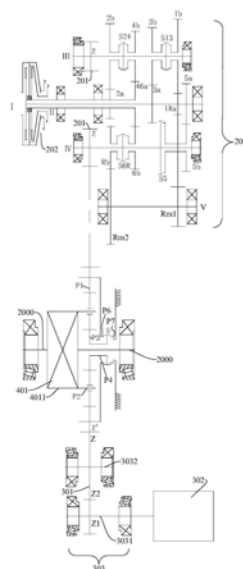
权利要求书4页 说明书24页 附图25页

(54)发明名称

车辆的动力传动系统和具有其的车辆

(57)摘要

本发明公开了一种车辆的动力传动系统和具有其的车辆,车辆的动力传动系统包括:动力源;第一电动发电机单元;系统动力输出部;模式转换装置,所述模式转换装置包括;主减速器从动齿轮和行星齿轮机构,所述主减速器从动齿轮适于将来自所述动力源和所述第一电动发电机单元中的至少一个的动力输出,所述行星齿轮机构包括齿圈、行星架和太阳轮,所述齿圈与所述主减速器从动齿轮固定相连,所述行星架与所述系统动力输出部的输入端相连,所述太阳轮可选择性制动,所述太阳轮制动,从而使所述主减速器从动齿轮的转速高于所述系统动力输出部的输入端的转速。根据本发明的动力传动系统,挡位数目和工作模式多。



1. 一种车辆的动力传动系统,其特征在于,包括:

动力源;

第一电动发电机单元;

系统动力输出部;

模式转换装置,所述模式转换装置包括;主减速器从动齿轮和行星齿轮机构,所述主减速器从动齿轮适于将来自所述动力源和所述第一电动发电机单元中的至少一个的动力输出,

所述行星齿轮机构包括齿圈、行星架和太阳轮,所述齿圈与所述主减速器从动齿轮固定相连,所述行星架与所述系统动力输出部的输入端相连,

所述太阳轮可选择性制动,所述太阳轮制动,从而使所述主减速器从动齿轮的转速高于所述系统动力输出部的输入端的转速;

所述模式转换装置还包括:转换装置接合器,所述太阳轮通过所述转换装置接合器可选择性与所述齿圈同步,所述太阳轮通过所述转换装置接合器可选择性与所述车辆的车体固定;

在所述行星齿轮机构的中心轴线的轴向上,所述转换装置接合器位于所述车辆的车体和所述行星齿轮机构之间;

所述太阳轮解除制动且空转,所述动力源输出的动力适于依次通过所述主减速器从动齿轮驱动所述第一电动发电机单元发电。

2. 根据权利要求1所述的车辆的动力传动系统,其特征在于,所述太阳轮可选择性与所述齿圈同步,所述太阳轮与所述齿圈同步,从而使所述主减速器从动齿轮的转速等于所述系统动力输出部的输入端的转速。

3. 根据权利要求1所述的车辆的动力传动系统,其特征在于,所述行星齿轮机构还包括太阳轮套筒,所述太阳轮套筒的一端与所述太阳轮固定,所述转换装置接合器设置在所述太阳轮套筒的另一端上。

4. 根据权利要求3所述的车辆的动力传动系统,其特征在于,所述太阳轮套筒空套在所述车辆的半轴上。

5. 根据权利要求1所述的车辆的动力传动系统,其特征在于,所述行星齿轮机构还包括齿圈接合部,所述车辆的车体上设有车体接合部,所述转换装置接合器适于选择性接合所述齿圈接合部或所述车体接合部。

6. 根据权利要求1所述的车辆的动力传动系统,其特征在于,所述转换装置接合器为转换装置同步器。

7. 根据权利要求1所述的车辆的动力传动系统,其特征在于,所述第一电动发电机单元包括第一电动机和第一电动机单元耦合部,所述第一电动机与所述第一电动机单元耦合部动力耦合连接,所述第一电动机单元耦合部与所述主减速器从动齿轮动力耦合连接。

8. 根据权利要求7所述的车辆的动力传动系统,其特征在于,所述第一电动发电机单元还包括减速链,所述第一电动机通过所述减速链与所述第一电动机单元耦合部动力耦合连接,所述第一电动机单元耦合部与所述主减速器从动齿轮动力耦合连接。

9. 根据权利要求1-8中任一项所述的车辆的动力传动系统,其特征在于,还包括变速单

元,所述变速单元与所述动力源选择性动力耦合连接,所述变速单元与所述主减速器从动齿轮动力耦合连接,从而将来自所述动力源的动力经过所述变速单元输出给所述主减速器从动齿轮。

10. 根据权利要求9所述的车辆的动力传动系统,其特征在于,所述变速单元包括变速单元输出部,所述第一电动发电机单元包括第一电动发电机单元耦合部,所述变速单元输出部和所述第一电动发电机单元耦合部均为主减速器主动齿轮,所述主减速器主动齿轮与所述主减速器从动齿轮啮合。

11. 根据权利要求9所述的车辆的动力传动系统,其特征在于,所述变速单元包括:

变速动力输入部,所述变速动力输入部与所述动力源可选择性地接合,以传输所述动力源所产生的动力;

变速动力输出部;

变速单元输出部,其中所述变速动力输出部构造成适于将来自所述变速动力输入部上的动力通过变速单元同步器的同步而将所述动力输出至变速单元输出部,所述变速单元输出部与所述主减速器从动齿轮动力耦合连接。

12. 根据权利要求11所述的车辆的动力传动系统,其特征在于,所述变速动力输入部包括至少一个输入轴,每个所述输入轴均与所述动力源可选择性地接合,每个所述输入轴上设置有至少一个主动齿轮;

所述变速动力输出部包括:至少一个输出轴,每个所述输出轴上设置有至少一个从动齿轮,所述从动齿轮与对应地所述主动齿轮啮合,所述变速单元输出部为至少一个主减速器主动齿轮,所述至少一个主减速器主动齿轮一一对应地固定在所述至少一个输出轴上,所述主减速器主动齿轮与所述主减速从动齿轮啮合。

13. 根据权利要求12所述的车辆的动力传动系统,其特征在于,所述输入轴为多个且依次同轴嵌套设置,在所述动力源给所述输入轴传送动力时,所述动力源可选择性地与多个所述输入轴中的一个接合。

14. 根据权利要求13所述的车辆的动力传动系统,其特征在于,所述变速单元同步器设置在所述输出轴上,用于在所述从动齿轮和所述输出轴之间可选择地同步,以使所述从动齿轮随所述输出轴同步转动。

15. 根据权利要求12所述的车辆的动力传动系统,其特征在于,所述变速动力输入部包括第一输入轴和第二输入轴,所述第二输入轴同轴地套设在所述第一输入轴上,所述第一输入轴和所述第二输入轴上分别固定设置有至少一个主动齿轮;

所述变速动力输出部包括:第一输出轴和第二输出轴,所述第一输出轴上和所述第二输出轴上分别空套有至少一个从动齿轮,所述第一输出轴和所述第二输出轴中的一个上空套有倒挡从动齿轮,所述至少一个从动齿轮与所述至少一个主动齿轮对应地啮合,所述从动齿轮以及所述倒挡从动齿轮均选择性与所述第二输出轴接合;

所述变速单元还包括倒挡中间轴,所述倒挡中间轴上固定设置有第一倒挡中间齿轮和第二倒挡中间齿轮,所述第一倒挡中间齿轮与所述至少一个主动齿轮中的一个啮合,所述第二倒挡中间齿轮与所述倒挡从动齿轮啮合。

16. 根据权利要求12所述的车辆的动力传动系统,其特征在于,所述变速动力输入部包括第一输入轴和第二输入轴,所述第二输入轴同轴地套设在所述第一输入轴上,所述第一

输入轴和所述第二输入轴上分别固定设置有倒挡主动齿轮、至少一个主动齿轮；

所述变速动力输出部包括第一输出轴和第二输出轴，所述第一输出轴上和所述第二输出轴上分别空套有至少一个从动齿轮，所述第一输出轴和所述第二输出轴中的一个上空套有倒挡从动齿轮，所述至少一个从动齿轮与所述至少一个主动齿轮对应地啮合，所述从动齿轮以及所述倒挡从动齿轮均选择性与所述第二输出轴接合；

所述变速单元还包括倒挡中间轴，所述倒挡中间轴上固定设置有惰轮，所述惰轮与所述倒挡主动齿轮啮合且与所述倒挡从动齿轮啮合。

17. 根据权利要求12所述的车辆的动力传动系统，其特征在于，所述变速动力输入部包括第一输入轴和第二输入轴，所述第二输入轴同轴地套设在所述第一输入轴上，所述第一输入轴和所述第二输入轴上分别固定设置有至少一个主动齿轮；所述变速动力输出部包括第一输出轴和第二输出轴，所述第一输出轴上和所述第二输出轴上分别空套有至少一个从动齿轮，所述第一输出轴和所述第二输出轴中的一个上空套有倒挡从动齿轮，所述至少一个从动齿轮与所述至少一个主动齿轮对应地啮合，所述从动齿轮以及所述倒挡从动齿轮均选择性与所述第二输出轴接合，其中一个所述从动齿轮为惰轮，所述惰轮与所述倒挡从动齿轮啮合。

18. 根据权利要求1所述的车辆的动力传动系统，其特征在于，所述车辆的动力传动系统具有第一动力源驱动模式，所述车辆的动力传动系统处于所述第一动力源驱动模式时，所述第一电动发电机单元不工作，所述太阳轮与所述齿圈同步，所述动力源输出的动力依次通过所述主减速器从动齿轮和所述行星架输出给所述系统动力输出部。

19. 根据权利要求1所述的车辆的动力传动系统，其特征在于，所述车辆的动力传动系统具有第二动力源驱动模式，所述车辆的动力传动系统处于所述第二动力源驱动模式时，所述第一电动发电机单元不工作，所述太阳轮制动，所述动力源输出的动力依次通过所述主减速器从动齿轮、所述齿圈和所述行星架输出给所述系统动力输出部的输入端。

20. 根据权利要求1所述的车辆的动力传动系统，其特征在于，所述车辆的动力传动系统具有第一纯电动驱动模式，所述车辆的动力传动系统处于所述第一纯电动驱动模式，所述动力源不工作，所述太阳轮与所述齿圈同步，所述第一电动发电机单元输出的动力依次通过所述主减速器从动齿轮和所述行星架输出给所述系统动力输出部。

21. 根据权利要求1所述的车辆的动力传动系统，其特征在于，所述车辆的动力传动系统具有第二纯电动驱动模式，所述车辆的动力传动系统处于所述第二纯电动驱动模式，所述动力源不工作，所述太阳轮制动，所述第一电动发电机单元输出的动力依次通过所述主减速器从动齿轮、所述齿圈和所述行星架输出给所述系统动力输出部的输入端。

22. 根据权利要求1所述的车辆的动力传动系统，其特征在于，所述车辆的动力传动系统具有第一混动驱动模式，所述车辆的动力传动系统处于第一混动驱动模式时，所述动力源和所述第一电动发电机单元均工作，所述太阳轮与所述齿圈同步，所述动力源输出的动力依次通过所述主减速器从动齿轮和所述行星架输出给所述系统动力输出部，所述第一电动发电机单元输出的动力依次通过所述主减速器从动齿轮和所述行星架输出给所述系统动力输出部，所述动力源和所述第一电动发电机单元输出的动力耦合后输出给所述主减速器从动齿轮。

23. 根据权利要求1所述的车辆的动力传动系统，其特征在于，所述车辆的动力传动系

统具有第二混动驱动模式,所述车辆的动力传动系统处于第二混动驱动模式时,所述动力源和所述第一电动发电机单元均工作,所述太阳轮制动,所述动力源输出的动力依次通过所述主减速器从动齿轮、所述齿圈和所述行星架输出给所述系统动力输出部,所述第一电动发电机单元输出的动力依次通过所述主减速器从动齿轮、所述齿圈和所述行星架输出给所述系统动力输出部,所述动力源和所述第一电动发电机单元输出的动力耦合后输出给所述主减速器从动齿轮。

24. 根据权利要求1所述的车辆的动力传动系统,其特征在于,所述车辆的动力传动系统具有第一行车发电模式,所述车辆的动力传动系统处于所述第一行车发电模式时,所述动力源工作,所述太阳轮与所述齿圈同步,所述动力源输出的一部分动力依次通过所述主减速器从动齿轮和所述行星架输出给所述系统动力输出部,所述动力源输出的另一部分动力依次通过所述主减速器从动齿轮输出给所述第一电动发电机单元,驱动所述第一电动发电机单元发电。

25. 根据权利要求1所述的车辆的动力传动系统,其特征在于,所述车辆的动力传动系统具有第二行车发电模式,所述车辆的动力传动系统处于所述第二行车发电模式时,所述动力源工作,所述太阳轮制动,所述动力源输出的一部分动力依次通过所述主减速器从动齿轮、所述齿圈和所述行星架输出给所述系统动力输出部,所述动力源输出的另一部分动力依次通过所述主减速器从动齿轮输出给所述第一电动发电机单元,驱动所述第一电动发电机单元发电。

26. 根据权利要求1所述的车辆的动力传动系统,其特征在于,所述车辆的动力传动系统具有第一制动能回收模式,所述车辆的动力传动系统处于所述第一制动能回收模式时,所述太阳轮与所述齿圈同步,来自所述车辆的车辆的动力依次通过所述系统动力输出部、所述行星架、所述主减速器从动齿轮驱动所述第一电动发电机单元发电。

27. 根据权利要求1所述的车辆的动力传动系统,其特征在于,所述车辆的动力传动系统具有第二制动能回收模式,所述车辆的动力传动系统处于所述第二制动能回收模式时,所述太阳轮制动,来自所述车辆的车辆的动力依次通过所述系统动力输出部、所述行星架、所述齿圈和主减速器从动齿轮驱动所述第一电动发电机单元发电。

28. 一种车辆,其特征在于,包括根据权利要求1-27中任一项所述的车辆的动力传动系统。

车辆的动力传动系统和具有其的车辆

技术领域

[0001] 本发明属于传动技术领域,具体而言,涉及一种车辆的动力传动系统和具有该动力传动系统的车辆。

背景技术

[0002] 随着能源的不断消耗,新能源车型的开发和利用已逐渐成为一种趋势。混合动力汽车作为新能源车型中的一种,通过发动机和/或电机进行驱动,具有多种模式,可以改善传动效率和燃油经济性。

[0003] 但是,发明人所了解的相关技术中,部分混合动力汽车驱动模式少,驱动传动效率较低,不能满足车辆适应各种路况的要求,尤其是混合动力汽车馈电(电池电量不足时)后,整车动力性和通过能力不足。而且为了实现驻车发电工况,需要额外地增加传动机构,集成度低,发电效率低。

发明内容

[0004] 本发明旨在至少在一定程度上解决相关技术中的技术问题之一。为此,本发明的一个目的在于提出一种工作模式多样的车辆的动力传动系统。

[0005] 本发明的另一个目的在于提出一种具有上述动力传动系统的车辆。

[0006] 根据本发明第一方面实施例的车辆的动力传动系统,包括:动力源;第一电动发电机单元;系统动力输出部;模式转换装置,所述模式转换装置包括:主减速器从动齿轮和行星齿轮机构,所述主减速器从动齿轮适于将来自所述动力源和所述第一电动发电机单元中的至少一个的动力输出,所述行星齿轮机构包括齿圈、行星架和太阳轮,所述齿圈与所述主减速器从动齿轮固定相连,所述行星架与所述系统动力输出部的输入端相连,所述太阳轮可选择性制动,所述太阳轮制动,从而使所述主减速器从动齿轮的转速高于所述系统动力输出部的输入端的转速。

[0007] 根据本发明第一方面实施例的动力传动系统,通过设置具有L挡的模式转换装置,可以增加动力传动系统的挡位数目,且动力传动系统的工作模式更为多样。

[0008] 根据本发明第二方面实施例的车辆设置有第一方面任一种实施例的动力传动系统。

[0009] 所述车辆与上述的动力传动系统相对于现有技术所具有的优势相同,在此不再赘述。

附图说明

[0010] 图1-图6是根据本发明实施例的动力传动系统的结构简图;

[0011] 图7-图13是根据本发明实施例的动力传动系统的结构示意图;

[0012] 图14-图19是根据本发明实施例的模式转换装置、系统动力输出部与半轴的连接结构示意图;

[0013] 图20-图25是根据本发明实施例的电驱动系统的安装结构示意图；

[0014] 图26-图39是根据本发明实施例的动力传动系统的结构示意图。

具体实施方式

[0015] 下面详细描述本发明的实施例，所述实施例的示例在附图中示出。下面通过参考附图描述的实施例是示例性的，旨在用于解释本发明，而不能理解为对本发明的限制。

[0016] 在混合动力车辆上，车辆可以布置多个驱动系统，例如，动力传动系统1000，该动力传动系统1000可以用于驱动车辆的前轮或者后轮，下面以动力传动系统1000驱动车辆的前轮为例进行详细说明，当然，在一些可选的实施例中，车辆还可以结合其他驱动系统驱动车辆的后轮转动，从而使得车辆为四驱车辆，比如车辆还可以结合电驱动系统700驱动车辆的后轮转动。

[0017] 下面参考附图详细描述根据本发明实施例的动力传动系统1000，动力传动系统1000可以应用在车辆上，例如混合动力汽车。

[0018] 如图1-图6所示，动力传动系统1000可以包括：动力源100、第一电动发电机单元300、系统动力输出部401和模式转换装置402，当然，动力传动系统1000还可以包括其他机械部件，例如，第二电动发电机600、第一离合装置L1等。

[0019] 动力源100可以为发动机，动力传动系统1000还可以包括变速单元200，变速单元200适于选择性地与动力源100进行耦合连接，如图1-图6所示，动力源100和变速单元200可以轴向相连，其中动力源100和变速单元200之间可以设置有第一离合装置L1，第一离合装置L1可以控制动力源100和变速单元200之间的接合、断开状态。具体地，第一离合装置L1可以为图7-图13中的双离合器202。变速单元200与主减速器从动齿轮Z' 动力耦合连接，从而将来自动力源100的动力经过变速单元200输出给主减速器从动齿轮Z'。

[0020] 其中，变速单元200仅需要对发动机动力实现变速变矩，可以完全借用普通燃油车的变速，不需要额外的设计变更，有利于变速单元200的小型化，以及可以减少整车开发成本，缩短开发周期。变速单元200可以具有多种布置形式，比如变速单元200可以为变速器，也可以是其他一些实现变速功能的齿轮减速器，下面以变速单元200为变速器为例作进一步地说明，其中输入轴、输出轴、挡位的变化均可以形成新的变速单元200，首先以图7、图10和图13所示的动力传动系统1000中的变速单元200为例进行详细说明。

[0021] 如图7、图10和图13所示，变速单元200可以包括：变速动力输入部、变速动力输出部和变速单元输出部201，变速动力输入部与动力源100可以选择性地接合，以传输动力源100所产生的动力。第一离合装置L1可以包括输入端和输出端，输入端和动力源100相连，输出端与变速动力输入部相连，当输入端和输出端接合时，动力源100和变速动力输入部接合以传递动力。

[0022] 变速动力输出部构造成适于将来自变速动力输入部上的动力通过变速单元同步器的同步而将动力输出至变速单元输出部201，变速单元输出部201与主减速器从动齿轮Z' 动力耦合连接。

[0023] 具体地，如图7、图10和图13所示，变速动力输入部可以包括至少一个输入轴，每个输入轴均与动力源100可选择性地接合，每个输入轴上设置有至少一个主动齿轮。

[0024] 变速动力输出部包括：至少一个输出轴，每个输出轴上设置有至少一个从动齿轮，

变速单元同步器设置在输出轴上,用于在从动齿轮和输出轴之间可选择地同步,以使从动齿轮随输出轴同步转动。从动齿轮与对应的主动齿轮啮合,变速单元输出部201为至少一个主减速器主动齿轮Z,至少一个主减速器主动齿轮Z一一对应地固定在至少一个输出轴上,主减速器主动齿轮Z与主减速器从动齿轮Z'啮合。也就是说,变速单元输出部201可以为输出轴上的输出齿轮,该输出齿轮可以固定在对应的输出轴上,输出齿轮与主减速器从动齿轮Z'啮合以进行动力传动。

[0025] 其中,输入轴可以为多个,而且多个输入轴可以依次同轴嵌套设置,在动力源100给输入轴传送动力时,动力源100可选择性地与多个输入轴中的至少一个接合。

[0026] 参考图7和图10,变速动力输入部可以包括第一输入轴I和第二输入轴II,第二输入轴II同轴地套设在第一输入轴I上,第一输入轴I和第二输入轴II上分别固定设置有至少一个主动齿轮;变速动力输出部包括:第一输出轴III和第二输出轴IV,第一输出轴III上和第二输出轴IV上分别空套有至少一个从动齿轮,第一输出轴III和第二输出轴IV中的一个上空套有倒挡从动齿轮Rb,至少一个从动齿轮与至少一个主动齿轮对应地啮合,从动齿轮以及倒挡从动齿轮Rb均选择性与对应的输出轴接合;变速单元200还包括倒挡中间轴V,倒挡中间轴V上固定设置有第一倒挡中间齿轮Rm1和第二倒挡中间齿轮Rm2,第一倒挡中间齿轮Rm1与至少一个主动齿轮中的一个啮合,第二倒挡中间齿轮Rm2与倒挡从动齿轮Rb啮合。

[0027] 参考图8和图11,变速动力输入部包括第一输入轴I和第二输入轴II,第二输入轴II同轴地套设在第一输入轴I上,第一输入轴I和第二输入轴II上分别固定设置有至少一个主动齿轮,第一输入轴I和第二输入轴II中的一个上固定设置有倒挡主动齿轮Ra;变速动力输出部包括第一输出轴III和第二输出轴IV,第一输出轴III上和第二输出轴IV上分别空套有至少一个从动齿轮,第一输出轴III和第二输出轴IV中的一个上空套有倒挡从动齿轮Rb,至少一个从动齿轮与至少一个主动齿轮对应地啮合,从动齿轮以及倒挡从动齿轮Rb均选择性与对应的输出轴接合;变速单元200还包括倒挡中间轴V,倒挡中间轴V上固定设置有惰轮IG,惰轮IG与倒挡主动齿轮Ra啮合且与倒挡从动齿轮Rb啮合。

[0028] 参考图9和图12,变速动力输入部包括第一输入轴I和第二输入轴II,第二输入轴II同轴地套设在第一输入轴I上,第一输入轴I和第二输入轴II上分别固定设置有至少一个主动齿轮;变速动力输出部包括第一输出轴III和第二输出轴IV,第一输出轴III上和第二输出轴IV上分别空套有至少一个从动齿轮,第一输出轴III和第二输出轴IV中的一个上空套有倒挡从动齿轮Rb,至少一个从动齿轮与至少一个主动齿轮对应地啮合,从动齿轮以及倒挡从动齿轮Rb均选择性与对应的输出轴接合,其中一个从动齿轮为惰轮IG,惰轮IG与倒挡从动齿轮Rb啮合。

[0029] 具体地,如图7、图10和图13所示,变速单元200可以为六挡变速器,变速动力输入部可以包括:第一输入轴I和第二输入轴II,第一离合装置L1可以为双离合器202,双离合器202具有输入端、第一输出端和第二输出端,双离合器202的输入端可选择性地接合第一输出端和第二输出端的至少一个。也就是说,双离合器202的输入端可以接合第一输出端,或者,双离合器202的输入端可以接合第二输出端,或者双离合器202的输入端可以同时接合第一输出端和第二输出端。第一输出端与第一输入轴I相连,第二输出端与第二输入轴II相连。

[0030] 如图7、图10和图13所示,第一输入轴I上设置有一挡主动齿轮1a、三挡主动齿轮3a

和五挡主动齿轮5a,第二输入轴II上设置有二挡主动齿轮2a和四六挡主动齿轮46a。其中,第二输入轴II套设在第一输入轴I上,这样可以有效缩短动力传动系统1000的轴向长度,从而可以降低动力传动系统1000占用车辆的空间。上述的四六挡主动齿轮46a指的是该齿轮可以同时作为四挡主动齿轮和六挡主动齿轮使用,这样可以缩短第二输入轴II的轴向长度,从而可以更好地减小动力传动系统1000的体积。

[0031] 其中,按照与动力源100距离近远的方式,多个挡位主动齿轮的排布顺序为二挡主动齿轮2a、四六挡主动齿轮46a、三挡主动齿轮3a、一挡主动齿轮1a和五挡主动齿轮5a。通过合理布置多个挡位主动齿轮的位置,可以使得多个挡位从动齿轮和多个输出轴的位置布置合理,从而可以使得动力传动系统1000结构简单,体积小。

[0032] 输出轴可以包括:第一输出轴III和第二输出轴IV,第一输出轴III上空套设置有一挡从动齿轮1b、二挡从动齿轮2b、三挡从动齿轮3b和四挡从动齿轮4b,第二输出轴IV上空套设置有五挡从动齿轮5b、六挡从动齿轮6b和倒挡从动齿轮Rb。

[0033] 其中一挡主动齿轮1a与一挡从动齿轮1b啮合,二挡主动齿轮2a与二挡从动齿轮2b啮合,三挡主动齿轮3a与三挡从动齿轮3b啮合,四六挡主动齿轮46a与四挡从动齿轮4b啮合,五挡主动齿轮5a与五挡从动齿轮5b啮合,四六挡主动齿轮46a与六挡从动齿轮6b啮合。

[0034] 一挡从动齿轮1b与三挡从动齿轮3b之间设置有一三挡同步器S13,一三挡同步器S13可以用于同步一挡从动齿轮1b和第一输出轴III,以及可以用于同步三挡从动齿轮3b和第一输出轴III。

[0035] 二挡从动齿轮2b与四挡从动齿轮4b之间设置有二四挡同步器S24,二四挡同步器S24可以用于同步二挡从动齿轮2b和第一输出轴III,以及可以用于同步四挡从动齿轮4b和第一输出轴III。

[0036] 五挡从动齿轮5b的一侧设置有五挡同步器S5,五挡同步器S5可以用于同步五挡从动齿轮5b和第二输出轴IV。

[0037] 倒挡从动齿轮Rb与六挡从动齿轮6b之间设置有六倒挡同步器S6R,六倒挡同步器S6R可以用于同步倒挡从动齿轮Rb和第二输出轴IV,以及可以用于同步六挡从动齿轮6b和第二输出轴IV。这样可以节省第二输出轴IV上布置的同步器的数量,从而可以缩短第二输出轴IV的轴向长度,以及可以降低动力传动系统1000的成本。

[0038] 进一步地,倒挡中间轴V上固定设置有第一倒挡中间齿轮Rm1和第二倒挡中间齿轮Rm2,第一倒挡中间齿轮Rm1与其中一个挡位主动齿轮啮合,第二倒挡中间齿轮Rm2与倒挡从动齿轮Rb啮合。具体地,第一倒挡中间齿轮Rm1可以与一挡主动齿轮1a啮合,一挡主动齿轮1a即为一倒挡主动齿轮1Ra,传递到一倒挡主动齿轮1Ra上的动力可以通过第一倒挡中间齿轮Rm1传递给倒挡中间轴V,倒挡中间轴V可以通过第二倒挡中间齿轮Rm2将动力传递给倒挡从动齿轮Rb,倒挡从动齿轮Rb可以通过倒挡同步器将动力传递给第二输出轴IV,第二输出轴IV可以通过第二输出轴IV输出齿轮将动力传递给主减速器从动齿轮Z',主减速器从动齿轮Z'可以通过系统动力输出部401传递给两侧的车轮以驱动车辆运动。

[0039] 当然,变速单元200的具体布置形式并不限于此,下面结合图8和图11详细描述另一种变速单元200的布置形式。

[0040] 如图8和图11所示,变速单元200可以为七挡变速器,变速动力输入部可以包括:第一输入轴I和第二输入轴II,第二输入轴II同轴套设在第一输入轴I上,这样可以有效缩短

动力传动系统1000的轴向长度,从而可以降低动力传动系统1000占用车辆的空间。

[0041] 第一离合装置L1可以为双离合器202,双离合器202具有输入端、第一输出端和第二输出端,输入端可选择性地接合第一输出端和第二输出端的至少一个。也就是说,输入端可以接合第一输出端,或者,输入端可以接合第二输出端,或者输入端可以同时接合第一输出端和第二输出端。第一输出端与第一输入轴I相连,第二输出端与第二输出轴IV相连。

[0042] 如图8和图11所示,第一输入轴I上设置有一挡主动齿轮1a、三挡主动齿轮3a、五挡主动齿轮5a和七挡主动齿轮7a,第二输入轴II上设置有二挡主动齿轮2a和四六挡主动齿轮46a。上述的四六挡主动齿轮46a指的是该齿轮可以同时作为四挡主动齿轮和六挡主动齿轮使用,这样可以缩短第二输入轴II的轴向长度,从而可以更好地减小动力传动系统1000的体积。

[0043] 其中,按照与动力源100距离近远的方式,多个挡位主动齿轮的排布顺序为二挡主动齿轮2a、四六挡主动齿轮46a、五挡主动齿轮5a、三挡主动齿轮3a、一挡主动齿轮1a和七挡主动齿轮7a。通过合理布置多个挡位主动齿轮的位置,可以使得多个挡位从动齿轮和多个输出轴的位置布置合理,从而可以使得动力传动系统1000结构简单,体积小。

[0044] 输出轴可以包括:第一输出轴III和第二输出轴IV,第一输出轴III上空套设置有二挡从动齿轮2b、三挡从动齿轮3b、六挡从动齿轮6b和七挡从动齿轮7b,第二输出轴IV上空套设置有一挡从动齿轮1b、四挡从动齿轮4b、五挡从动齿轮5b和倒挡从动齿轮Rb。

[0045] 其中一挡主动齿轮1a与一挡从动齿轮1b啮合,二挡主动齿轮2a与二挡从动齿轮2b啮合,三挡主动齿轮3a与三挡从动齿轮3b啮合,四六挡主动齿轮46a与四挡从动齿轮4b啮合,五挡主动齿轮5a与五挡从动齿轮5b啮合,四六挡主动齿轮46a与六挡从动齿轮6b啮合,七挡主动齿轮7a与七挡从动齿轮7b啮合。

[0046] 一挡从动齿轮1b与五挡从动齿轮5b之间设置有一五挡同步器S15,一五挡同步器S15可以用于同步一挡从动齿轮1b和第二输出轴IV,以及可以用于同步五挡从动齿轮5b和第二输出轴IV。

[0047] 二挡从动齿轮2b与六挡从动齿轮6b之间设置有二六挡同步器S26,二六挡同步器S26可以用于同步二挡从动齿轮2b和第一输出轴III,以及可以用于同步六挡从动齿轮6b和第一输出轴III。

[0048] 三挡从动齿轮3b与七挡从动齿轮7b之间设置有三七挡同步器,三七挡同步器可以用于同步三挡从动齿轮3b和第一输出轴III,以及可以用于同步七挡从动齿轮7b和第一输出轴III。

[0049] 倒挡从动齿轮Rb与四挡从动齿轮4b之间设置有四倒挡同步器S4R,四倒挡同步器S4R可以用于同步倒挡从动齿轮Rb和第二输出轴IV,以及可以用于同步四挡从动齿轮4b和第二输出轴IV。这样可以节省第二输出轴IV上布置的同步器的数量,从而可以缩短第二输出轴IV的轴向长度,以及可以降低动力传动系统1000的成本。

[0050] 进一步地,参考图8和图10,倒挡中间轴V上固定设置有惰轮IG,惰轮IG与该挡位主动齿轮啮合,且与倒挡从动齿轮Rb啮合。具体地,惰轮IG可以与二挡主动齿轮啮合,二挡主动齿轮即为二倒挡主动齿轮2Ra,传递到二倒挡主动齿轮2Ra上的动力可以通过惰轮IG传递给倒挡从动齿轮Rb,倒挡从动齿轮Rb可以通过倒挡同步器将动力传递给第二输出轴IV,第二输出轴IV可以通过第二输出轴IV输出齿轮将动力传递给主减速器从动齿轮Z',主减速器

从动齿轮Z'可以通过系统动力输出部401传递给两侧的车轮以驱动车辆运动。

[0051] 如图9和图12所示,变速单元200可以为七挡变速器,变速动力输入部可以包括:第一输入轴I和第二输入轴II,第二输入轴II同轴套设在第一输入轴I上,这样可以有效缩短动力传动系统1000的轴向长度,从而可以降低动力传动系统1000占用车辆的空间。

[0052] 第一离合装置L1可以为双离合器202,双离合器202具有输入端、第一输出端和第二输出端,输入端可选择性地接合第一输出端和第二输出端的至少一个。也就是说,输入端可以接合第一输出端,或者,输入端可以接合第二输出端,或者输入端可以同时接合第一输出端和第二输出端。第一输出端与第一输入轴I相连,第二输出端与第二输出轴IV相连。

[0053] 如图9和图12所示,第一输入轴I上设置有一挡主动齿轮1a、三挡主动齿轮3a、五挡主动齿轮5a和七挡主动齿轮7a,第二输入轴II上设置有二挡主动齿轮2a和四六挡主动齿轮46a。上述的四六挡主动齿轮46a指的是该齿轮可以同时作为四挡主动齿轮和六挡主动齿轮使用,这样可以缩短第二输入轴II的轴向长度,从而可以更好地减小动力传动系统1000的体积。

[0054] 其中,按照与动力源100距离近远的方式,多个挡位主动齿轮的排布顺序为二挡主动齿轮2a、四六挡主动齿轮46a、五挡主动齿轮5a、三挡主动齿轮3a、一挡主动齿轮1a和七挡主动齿轮7a。通过合理布置多个挡位主动齿轮的位置,可以使得多个挡位从动齿轮和多个输出轴的位置布置合理,从而可以使得动力传动系统1000结构简单,体积小。

[0055] 输出轴可以包括:第一输出轴III和第二输出轴IV,第一输出轴III上空套设置有二挡从动齿轮2b、三挡从动齿轮3b、六挡从动齿轮6b和七挡从动齿轮7b,第二输出轴IV上空套设置有一挡从动齿轮1b、四挡从动齿轮4b、五挡从动齿轮5b和倒挡从动齿轮Rb。

[0056] 其中一挡主动齿轮1a与一挡从动齿轮1b啮合,二挡主动齿轮2a与二挡从动齿轮2b啮合,三挡主动齿轮3a与三挡从动齿轮3b啮合,四六挡主动齿轮46a与四挡从动齿轮4b啮合,五挡主动齿轮5a与五挡从动齿轮5b啮合,四六挡主动齿轮46a与六挡从动齿轮6b啮合,七挡主动齿轮7a与七挡从动齿轮7b啮合。

[0057] 一挡从动齿轮1b与五挡从动齿轮5b之间设置有一五挡同步器S15,一五挡同步器S15可以用于同步一挡从动齿轮1b和第二输出轴IV,以及可以用于同步五挡从动齿轮5b和第二输出轴IV。

[0058] 二挡从动齿轮2b与六挡从动齿轮6b之间设置有二六挡同步器S26,二六挡同步器S26可以用于同步二挡从动齿轮2b和第一输出轴III,以及可以用于同步六挡从动齿轮6b和第一输出轴III。

[0059] 三挡从动齿轮3b与七挡从动齿轮7b之间设置有三七挡同步器,三七挡同步器可以用于同步三挡从动齿轮3b和第一输出轴III,以及可以用于同步七挡从动齿轮7b和第一输出轴III。

[0060] 倒挡从动齿轮Rb与四挡从动齿轮4b之间设置有四倒挡同步器S4R,四倒挡同步器S4R可以用于同步倒挡从动齿轮Rb和第二输出轴IV,以及可以用于同步四挡从动齿轮4b和第二输出轴IV。这样可以节省第二输出轴IV上布置的同步器的数量,从而可以缩短第二输出轴IV的轴向长度,以及可以降低动力传动系统1000的成本。

[0061] 进一步地,参考图9和图12,二挡从动齿轮2b可以与倒挡从动齿轮Rb啮合,且在挂倒挡时,二六挡同步器S26不同步二挡从动齿轮2b和第一输出轴III,即二挡从动齿轮2b可以

作为惰轮IG使用,传递到二倒挡主动齿轮2Ra上的动力可以通过二挡从动齿轮2b传递给倒挡从动齿轮Rb,倒挡从动齿轮Rb可以通过倒挡同步器将动力传递给第二输出轴IV,第二输出轴IV可以通过第二输出轴IV输出齿轮将动力传递给主减速器从动齿轮Z',主减速器从动齿轮Z'可以通过系统动力输出部401传递给两侧的车轮以驱动车辆运动。

[0062] 模式转换装置402可以包括主减速器从动齿轮Z'和行星齿轮机构P,主减速器从动齿轮Z'适于将来自动力源100和第一电动发电机单元300中的至少一个的动力输出。比如,参考图7-图13,主减速器从动齿轮Z'可以与主减速器主动齿轮Z啮合,主减速器主动齿轮Z与变速单元200的输出轴固定连接。

[0063] 模式转换装置402的设置隔开了变速单元200、车轮和第一电动发电机302三者,使得三者中的任意两者可以绕开第三者工作。另外,这样还可以避免一般混合动力传动系统中需要经过变速中复杂的换挡和传动链实现纯电动工况的问题,尤其适用于插电式混合动力车辆中。当然,三者也可以同时工作。

[0064] 行星齿轮机构P包括第一元件P1、第二元件P2和第三元件P3。可以理解的是,第一元件P1、第二元件P2和第三元件P3分别为行星齿轮机构P的太阳轮、行星架和齿圈。优选地,第一元件P1和第三元件P3中的一个为太阳轮,且第一元件P1和第三元件P3中的另一个为齿圈,第二元件P2为行星架。比如图7-图9所示的实施例中,第一元件P1为太阳轮,第二元件P2为行星架,第三元件P3为齿圈;在图10-图12所示的实施例中,第一元件P1为齿圈,第二元件P2为行星架,第三元件P3为太阳轮。

[0065] 第一元件P1与主减速器从动齿轮Z'固定相连,第二元件P2与系统动力输出部401的输入端相连,第三元件P3可选择性制动,在第三元件P3制动时,从而使主减速器从动齿轮Z'的转速高于系统动力输出部401的输入端的转速,即进入L挡。可选地,系统动力输出部401的输入端可以为系统动力输出部401的输入端4011。

[0066] 可以理解的是,在第三元件P3制动时,根据动力源100和第一电动发电机单元300的工作状态的不同,动力传动系统1000可以进入各种不同的工作模式,下面列举一些工作模式。

[0067] 在第一种情况下,车辆的动力传动系统1000具有第二动力源驱动模式,车辆的动力传动系统1000处于第二动力源驱动模式时,第一电动发电机单元300不工作,第三元件P3制动,动力源100输出的动力依次通过主减速器从动齿轮Z'、第一元件P1和第二元件P2输出给系统动力输出部401的输入端。也就是说,在第二动力源驱动模式中,车辆依靠动力源100驱动,主减速器从动齿轮Z'输出的动力被模式转换装置402减速后输出给系统动力输出部401的输入端,车辆可以进入超低速行驶模式,即模式转换装置402切换入L挡位,此时系统动力输出部401的输入端与主减速器从动齿轮Z'之间通过大速比的减速传动,整车脱困能力增强,比如在车辆大坡度爬坡时,车辆的通过性更好。其中,在动力传动系统1000具有变速单元200的实施例中,变速单元200与动力源100动力耦合连接,动力源100输出的动力依次通过变速单元200、主减速器从动齿轮Z'、第一元件P1和第二元件P2输出给系统动力输出部401的输入端。

[0068] 具体地,在图7-图9所示的实施例中,车辆的动力传动系统1000具有第二动力源驱动模式,车辆的动力传动系统1000处于第二动力源驱动模式时,第一电动发电机单元300不工作,齿圈制动,动力源100输出的动力依次通过主减速器从动齿轮Z'、太阳轮和行星架输

出给系统动力输出部401的输入端。也就是说,在第二动力源驱动模式中,车辆可以进入超低速行驶模式,即模式转换装置402切换入L挡位,此时系统动力输出部401的输入端与主减速器从动齿轮Z'之间通过大速比的减速传动,整车脱困能力增强,比如在车辆大坡度爬坡时,车辆的通过性更好。

[0069] 在图10-图12所示的实施例中,车辆的动力传动系统1000具有第二动力源驱动模式,车辆的动力传动系统1000处于第二动力源驱动模式时,第一电动发电机单元300不工作,太阳轮制动,动力源100输出的动力依次通过主减速器从动齿轮Z'、齿圈和行星架输出给系统动力输出部401的输入端。也就是说,在第二动力源驱动模式中,车辆可以进入超低速行驶模式,即模式转换装置402切换入L挡位,此时系统动力输出部401的输入端与主减速器从动齿轮Z'之间通过大速比的减速传动,整车脱困能力增强,比如在车辆大坡度爬坡时,车辆的通过性更好。

[0070] 在第二种情况下,车辆的动力传动系统1000具有第二纯电动驱动模式,车辆的动力传动系统1000处于第二纯电动驱动模式,动力源100不工作,第三元件P3制动,第一电动发电机单元300输出的动力依次通过主减速器从动齿轮Z'、第一元件P1和第二元件P2输出给系统动力输出部401的输入端。也就是说,在第二纯电动驱动模式中,车辆依靠第一电动发电机单元300驱动,第一电动发电机单元300可实现动力直接输出,传动效率高,控制策略易实现,且主减速器从动齿轮Z'输出的动力被模式转换装置402减速后输出给系统动力输出部401的输入端,车辆可以进入超低速行驶模式,即模式转换装置402切换入L挡位,此时系统动力输出部401的输入端与主减速器从动齿轮Z'之间通过大速比的减速传动,可以提高电动驱动的输出扭矩,整车脱困能力增强,比如在车辆大坡度爬坡时,车辆的通过性更好。

[0071] 具体地,在图7-图9所示的实施例中,车辆的动力传动系统1000具有第二纯电动驱动模式,车辆的动力传动系统1000处于第二纯电动驱动模式时,动力源100不工作,齿圈制动,第一电动发电机单元300输出的动力依次通过主减速器从动齿轮Z'、太阳轮和行星架输出给系统动力输出部401的输入端。也就是说,在第二纯电动驱动模式中,车辆依靠第一电动发电机单元300驱动,第一电动发电机单元300可实现动力直接输出,传动效率高,控制策略易实现,且主减速器从动齿轮Z'输出的动力被模式转换装置402减速后输出给系统动力输出部401的输入端,车辆可以进入超低速行驶模式,即模式转换装置402切换入L挡位,此时系统动力输出部401的输入端与主减速器从动齿轮Z'之间通过大速比的减速传动,可以提高电动驱动的输出扭矩,整车脱困能力增强,比如在车辆大坡度爬坡时,车辆的通过性更好。

[0072] 在图10-图12所示的实施例中,车辆的动力传动系统1000具有第二纯电动驱动模式,车辆的动力传动系统1000处于第二纯电动驱动模式时,动力源100不工作,太阳轮制动,第一电动发电机单元300输出的动力依次通过主减速器从动齿轮Z'、齿圈和行星架输出给系统动力输出部401的输入端。也就是说,在第二纯电动驱动模式中,车辆依靠第一电动发电机单元300驱动,第一电动发电机单元300可实现动力直接输出,传动效率高,控制策略易实现,且主减速器从动齿轮Z'输出的动力被模式转换装置402减速后输出给系统动力输出部401的输入端,车辆可以进入超低速行驶模式,即模式转换装置402切换入L挡位,此时系统动力输出部401的输入端与主减速器从动齿轮Z'之间通过大速比的减速传动,可以提高

电动驱动的输出扭矩,整车脱困能力增强,比如在车辆大坡度爬坡时,车辆的通过性更好。

[0073] 在第三种情况下,车辆的动力传动系统1000具有第二混动驱动模式,车辆的动力传动系统1000处于第二混动驱动模式时,动力源100和第一电动发电机单元300均工作,第三元件P3制动,动力源100输出的动力依次通过主减速器从动齿轮Z'、第一元件P1和第二元件P2输出给系统动力输出部401,第一电动发电机单元300输出的动力依次通过主减速器从动齿轮Z'、第一元件P1和第二元件P2输出给系统动力输出部401,动力源100和第一电动发电机单元300输出的动力耦合后输出给主减速器从动齿轮Z'。也就是说,在第二混动驱动模式中,车辆依靠动力源100和第一电动发电机单元300共同驱动,主减速器从动齿轮Z'输出的动力被模式转换装置402减速后输出给系统动力输出部401的输入端,动力源100的各个挡位速比与第一电动发电机单元300的输出速比被放大,实现越野工况下的额外的多个挡位的输出,令整车混合动力单元具备双倍的动力源100挡位和电驱挡位,车辆的通过性更好。其中,在动力传动系统1000具有变速单元200的实施例中,变速单元200与动力源100动力耦合连接,动力源100输出的动力依次通过变速单元200、主减速器从动齿轮Z'、第一元件P1和第二元件P2输出给系统动力输出部401。

[0074] 具体地,在图7-图9所示的实施例中,车辆的动力传动系统1000具有第二混动驱动模式,车辆的动力传动系统1000处于第二混动驱动模式时,动力源100和第一电动发电机单元300均工作,齿圈制动,动力源100输出的动力依次通过主减速器从动齿轮Z'、太阳轮和行星架输出给系统动力输出部401,第一电动发电机单元300输出的动力依次通过主减速器从动齿轮Z'、太阳轮和行星架输出给系统动力输出部401,动力源100和第一电动发电机单元300输出的动力耦合后输出给主减速器从动齿轮Z'。也就是说,在第二混动驱动模式中,车辆依靠动力源100和第一电动发电机单元300共同驱动,主减速器从动齿轮Z'输出的动力被模式转换装置402再次减速后输出给系统动力输出部401的输入端,动力源100的各个挡位速比与第一电动发电机单元300的输出速比被放大,实现越野工况下的额外的多个挡位的输出,令整车混合动力单元具备双倍的动力源100挡位和电驱挡位,车辆的通过性更好。

[0075] 在图10-图12所示的实施例中,车辆的动力传动系统1000具有第二混动驱动模式,车辆的动力传动系统1000处于第二混动驱动模式时,动力源100和第一电动发电机单元300均工作,太阳轮制动,动力源100输出的动力依次通过主减速器从动齿轮Z'、齿圈和行星架输出给系统动力输出部401,第一电动发电机单元300输出的动力依次通过主减速器从动齿轮Z'、齿圈和行星架输出给系统动力输出部401,动力源100和第一电动发电机单元300输出的动力耦合后输出给主减速器从动齿轮Z'。也就是说,在第二混动驱动模式中,车辆依靠动力源100和第一电动发电机单元300共同驱动,主减速器从动齿轮Z'输出的动力被模式转换装置402再次减速后输出给系统动力输出部401的输入端,动力源100的各个挡位速比与第一电动发电机单元300的输出速比被放大,实现越野工况下的额外的多个挡位的输出,令整车混合动力单元具备双倍的动力源100挡位和电驱挡位,车辆的通过性更好。

[0076] 在第四种情况下,车辆的动力传动系统1000具有第二行车发电模式,车辆的动力传动系统1000处于第二行车发电模式时,动力源100工作,第三元件P3制动,动力源100输出的一部分动力依次通过主减速器从动齿轮Z'、第一元件P1和第二元件P2输出给系统动力输出部401,动力源100输出的另一部分动力依次通过主减速器从动齿轮Z'输出给第一电动发电机单元300,驱动第一电动发电机单元300发电。也就是说,在第二行车发电模式中,车辆

依靠动力源100驱动,模式转换装置402切换入L挡位,动力源100输出动力在主减速器从动齿轮Z'处分成两个支路,一部分动力被模式转换装置402再次减速后输出给系统动力输出部401的输入端,车辆可以进入超低速行驶模式,车辆的通过性更好,另一部分动力可以用于驱动第一电动发电机单元300发电。其中,在动力传动系统1000具有变速单元200的实施例中,变速单元200与动力源100动力耦合连接,动力源100输出的一部分动力依次通过变速单元200、主减速器从动齿轮Z'、第一元件P1和第二元件P2输出给系统动力输出部401,动力源100输出的另一部分动力依次通过变速单元200、主减速器从动齿轮Z'输出给第一电动发电机单元300,驱动第一电动发电机单元300发电。

[0077] 具体地,在图7-图9所示的实施例中,车辆的动力传动系统1000具有第二行车发电模式,车辆的动力传动系统1000处于第二行车发电模式时,动力源100工作,齿圈制动,动力源100输出的一部分动力依次通过主减速器从动齿轮Z'、太阳轮和行星架输出给系统动力输出部401,动力源100输出的另一部分动力依次通过主减速器从动齿轮Z'输出给第一电动发电机单元300,驱动第一电动发电机单元300发电。也就是说,在第二行车发电模式中,车辆依靠动力源100驱动,动力源100输出动力在主减速器从动齿轮Z'处分成两个支路,一部分动力被模式转换装置402再次减速后输出给系统动力输出部401的输入端,车辆可以进入超低速行驶模式,车辆的通过性更好,另一部分动力可以用于驱动第一电动发电机单元300发电。

[0078] 在图10-图12所示的实施例中,车辆的动力传动系统1000具有第二行车发电模式,车辆的动力传动系统1000处于第二行车发电模式时,动力源100工作,太阳轮制动,动力源100输出的一部分动力依次通过主减速器从动齿轮Z'、齿圈和行星架输出给系统动力输出部401,动力源100输出的另一部分动力依次通过主减速器从动齿轮Z'输出给第一电动发电机单元300,驱动第一电动发电机单元300发电。也就是说,在第二行车发电模式中,车辆依靠动力源100驱动,动力源100输出动力在主减速器从动齿轮Z'处分成两个支路,一部分动力被模式转换装置402再次减速后输出给系统动力输出部401的输入端,车辆可以进入超低速行驶模式,车辆的通过性更好,另一部分动力可以用于驱动第一电动发电机单元300发电。

[0079] 在第五种情况下,车辆的动力传动系统1000具有第二制动能回收模式,车辆的动力传动系统1000处于第二制动能回收模式时,第三元件P3制动,来自车辆的车轮的动力依次通过系统动力输出部401、第二元件P2、第一元件P1和主减速器从动齿轮Z'驱动第一电动发电机单元300发电。也就是说,在第二制动能回收模式中,车轮的动力一部分被制动系统耗散,一部分可以驱动第一电动发电机单元300发电,动力传动系统1000更环保,且通过第二元件P2到第一元件P1的加速,主减速器从动齿轮Z'传递给第一电动发电机单元300的转速高,发电效率高。

[0080] 具体地,在图7-图9所示的实施例中,车辆的动力传动系统1000具有第二制动能回收模式,车辆的动力传动系统1000处于第二制动能回收模式时,齿圈制动,来自车辆的车轮的动力依次通过系统动力输出部401、行星架、太阳轮和主减速器从动齿轮Z'驱动第一电动发电机单元300发电。也就是说,在第二制动能回收模式中,车轮的动力一部分被制动系统耗散,一部分可以驱动第一电动发电机单元300发电,动力传动系统1000更环保,且通过第二元件P2到第一元件P1的加速,主减速器从动齿轮Z'传递给第一电动发电机单元300的转

速高,发电效率高。

[0081] 在图10-图12所示的实施例中,车辆的动力传动系统1000具有第二制动能回收模式,车辆的动力传动系统1000处于第二制动能回收模式时,太阳轮制动,来自车辆的车轮的动力依次通过系统动力输出部401、行星架、齿圈和主减速器从动齿轮Z' 驱动第一电动发电机单元300发电。也就是说,在第二制动能回收模式中,车轮的动力一部分被制动系统耗散,一部分可以驱动第一电动发电机单元300发电,动力传动系统1000更环保,且通过第二元件P2到第一元件P1的加速,主减速器从动齿轮Z' 传递给第一电动发电机单元300的转速高,发电效率高。

[0082] 根据本发明实施例的动力传动系统1000,通过设置具有L挡的模式转换装置402,可以增加动力传动系统1000的挡位数目,且动力传动系统1000的工作模式更为多样。

[0083] 进一步地,第三元件P3解除制动且空转,动力源100输出的动力适于依次通过变速单元200、主减速器从动齿轮Z' 驱动第一电动发电机单元300发电。

[0084] 具体地,在图7-图9所示的实施例中,齿圈解除制动且空转,动力源100输出的动力适于依次通过主减速器从动齿轮Z' 驱动第一电动发电机单元300发电。

[0085] 在图10-图12所示的实施例中,太阳轮解除制动且空转,动力源100输出的动力适于依次通过变速单元200、主减速器从动齿轮Z' 驱动第一电动发电机单元300发电。

[0086] 可以理解的是,模式转换装置402切换入驻车发电挡,车辆的动力传动系统1000处于驻车发电模式,动力源100工作,第三元件P3解除制动且空转,整车动力输出中断,第一电动发电机单元300与主减速器从动齿轮Z' 耦合连接,动力源100输出的动力经过主减速器从动齿轮Z' 驱动第一电动发电机单元300发电,为系统补充电量。其中,在动力传动系统1000具有变速单元200的实施例中,变速单元200与动力源100动力耦合连接,动力源100输出的动力经过变速单元200的挡位齿轮再通过主减速器从动齿轮Z' 驱动第一电动发电机单元300发电。这样驻车发电不需要增加额外的动力传动链,仅通过模式转换装置402即可实现驻车发电模式的切换,切换控制简单,传动效率高。

[0087] 车辆的动力传动系统1000的驻车发电功能,不仅可以为馈电后的动力电池补充电量,确保电四驱和整车用电的可靠运行,还可以实现移动储能电站功能,该移动储能电站通过增加驻车发电挡和逆放电功能,将车辆转化为充电宝和发电站,随时可以实现车外220V交流放电功能(VTOL)、车辆对电网的供电功能(VTOG)和车辆对车辆的互充电功能(VTOV),极大地丰富了车辆的用途。

[0088] 在本发明的一些优选的实施例中,第三元件P3可选择性与第一元件P1同步,在第三元件P3与第一元件P1同步时,从而使主减速器从动齿轮Z' 的转速等于系统动力输出部401的输入端的转速,即进入D挡。可选地,系统动力输出部401的输入端可以为系统动力输出部401的输入端4011。

[0089] 可以理解的是,在第三元件P3与第一元件P1同步时,根据动力源100和第一电动发电机单元300的工作状态的不同,动力传动系统1000可以进入各种不同的工作模式,下面列举一些工作模式。

[0090] 在第一种情况下,车辆的动力传动系统1000具有第一动力源驱动模式,车辆的动力传动系统1000处于第一动力源驱动模式时,第一电动发电机单元300不工作,第三元件P3与第一元件P1同步,动力源100输出的动力依次通过主减速器从动齿轮Z' 和第二元件P2输

出给系统动力输出部401的输入端。也就是说,在第一动力源驱动模式中,车辆依靠动力源100驱动,系统动力输出部401的输入端与主减速器从动齿轮Z' 1:1速比传动,即模式转换装置402切换入D挡位,此时为正常驱动。其中,在动力传动系统1000具有变速单元200的实施例中,变速单元200与动力源100动力耦合连接,动力源100输出的动力依次通过变速单元200、主减速器从动齿轮Z' 和第二元件P2输出给系统动力输出部401的输入端。

[0091] 具体地,在图7-图9所示的实施例中,车辆的动力传动系统1000具有第一动力源驱动模式,车辆的动力传动系统1000处于第一动力源驱动模式时,第一电动发电机单元300不工作,齿圈与太阳轮同步,动力源100输出的动力依次通过主减速器从动齿轮Z' 和行星架输出给系统动力输出部401。也就是说,在第一动力源驱动模式中,车辆依靠动力源100驱动,系统动力输出部401的输入端与主减速器从动齿轮Z' 1:1速比传动,即模式转换装置402切换入D挡位,此时为正常驱动。

[0092] 在图10-图12所示的实施例中,车辆的动力传动系统1000具有第一动力源驱动模式,车辆的动力传动系统1000处于第一动力源驱动模式时,第一电动发电机单元300不工作,太阳轮与齿圈同步,动力源100输出的动力依次通过主减速器从动齿轮Z' 和行星架输出给系统动力输出部401。也就是说,在第一动力源驱动模式中,车辆依靠动力源100驱动,系统动力输出部401的输入端与主减速器从动齿轮Z' 1:1速比传动,即模式转换装置402切换入D挡位,此时为正常驱动。

[0093] 在第二种情况下,车辆的动力传动系统1000具有第一纯电动驱动模式,车辆的动力传动系统1000处于第一纯电动驱动模式,动力源100不工作,第三元件P3与第一元件P1同步,第一电动发电机单元300输出的动力依次通过主减速器从动齿轮Z' 和第二元件P2输出给系统动力输出部401。也就是说,在第一纯电动驱动模式中,车辆依靠第一电动发电机单元300驱动,第一电动发电机单元300可实现动力直接输出,系统动力输出部401的输入端与主减速器从动齿轮Z' 1:1速比传动,即模式转换装置402切换入D挡位,此时为正常驱动,传动效率高,控制策略易实现。

[0094] 具体地,在图7-图9所示的实施例中,车辆的动力传动系统1000具有第一纯电动驱动模式,车辆的动力传动系统1000处于第一纯电动驱动模式,动力源100不工作,齿圈与太阳轮同步,第一电动发电机单元300输出的动力依次通过主减速器从动齿轮Z' 和行星架输出给系统动力输出部401。也就是说,在第一纯电动驱动模式中,车辆依靠第一电动发电机单元300驱动,第一电动发电机单元300可实现动力直接输出,系统动力输出部401的输入端与主减速器从动齿轮Z' 1:1速比传动,即模式转换装置402切换入D挡位,此时为正常驱动,传动效率高,控制策略易实现。

[0095] 在图10-图12所示的实施例中,车辆的动力传动系统1000具有第一纯电动驱动模式,车辆的动力传动系统1000处于第一纯电动驱动模式,动力源100不工作,太阳轮与齿圈同步,第一电动发电机单元300输出的动力依次通过主减速器从动齿轮Z' 和行星架输出给系统动力输出部401。也就是说,在第一纯电动驱动模式中,车辆依靠第一电动发电机单元300驱动,第一电动发电机单元300可实现动力直接输出,系统动力输出部401的输入端与主减速器从动齿轮Z' 1:1速比传动,即模式转换装置402切换入D挡位,此时为正常驱动,传动效率高,控制策略易实现。

[0096] 在第三种情况下,车辆的动力传动系统1000具有第一混动驱动模式,车辆的动力

传动系统1000处于第一混动驱动模式时,动力源100和第一电动发电机单元300均工作,第三元件P3与第一元件P1同步,动力源100输出的动力依次通过主减速器从动齿轮Z' 和第二元件P2输出给系统动力输出部401,第一电动发电机单元300输出的动力依次通过主减速器从动齿轮Z' 和第二元件P2输出给系统动力输出部401,动力源100和第一电动发电机单元300输出的动力耦合后输出给主减速器从动齿轮Z'。也就是说,在第一混动驱动模式中,模式转换装置402切换入D挡位,且系统动力输出部401的输入端与主减速器从动齿轮Z' 1:1速比传动,车辆依靠动力源100和第一电动发电机单元300共同驱动,动力源100和第一电动发电机302的输出相对独立,在传统燃油车动力总成基础上改动很小,即便动力源100和第一电动发电机单元300中的一个出现故障导致动力中断,也不会影响另一个的工作。其中,在动力传动系统1000具有变速单元200的实施例中,变速单元200与动力源100动力耦合连接,动力源100输出的动力依次通过变速单元200、主减速器从动齿轮Z' 和第二元件P2输出给系统动力输出部401。

[0097] 具体地,在图7-图9所示的实施例中,车辆的动力传动系统1000具有第一混动驱动模式,车辆的动力传动系统1000处于第一混动驱动模式时,动力源100和第一电动发电机单元300均工作,齿圈与太阳轮同步,动力源100输出的动力依次通过主减速器从动齿轮Z' 和行星架输出给系统动力输出部401,第一电动发电机单元300输出的动力依次通过主减速器从动齿轮Z' 和行星架输出给系统动力输出部401,动力源100和第一电动发电机单元300输出的动力耦合后输出给主减速器从动齿轮Z'。也就是说,在第一混动驱动模式中,模式转换装置402切换入D挡位,且系统动力输出部401的输入端与主减速器从动齿轮Z' 1:1速比传动,车辆依靠动力源100和第一电动发电机单元300共同驱动,动力源100和第一电动发电机302的输出相对独立,在传统燃油车动力总成基础上改动很小,即便动力源100和第一电动发电机单元300中的一个出现故障导致动力中断,也不会影响另一个的工作。

[0098] 在图10-图12所示的实施例中,车辆的动力传动系统1000具有第一混动驱动模式,车辆的动力传动系统1000处于第一混动驱动模式时,动力源100和第一电动发电机单元300均工作,太阳轮与齿圈同步,动力源100输出的动力依次通过主减速器从动齿轮Z' 和行星架输出给系统动力输出部401,第一电动发电机单元300输出的动力依次通过主减速器从动齿轮Z' 和行星架输出给系统动力输出部401,动力源100和第一电动发电机单元300输出的动力耦合后输出给主减速器从动齿轮Z'。也就是说,在第一混动驱动模式中,模式转换装置402切换入D挡位,且系统动力输出部401的输入端与主减速器从动齿轮Z' 1:1速比传动,车辆依靠动力源100和第一电动发电机单元300共同驱动,动力源100和第一电动发电机302的输出相对独立,在传统燃油车动力总成基础上改动很小,即便动力源100和第一电动发电机单元300中的一个出现故障导致动力中断,也不会影响另一个的工作。

[0099] 在第四种情况下,车辆的动力传动系统1000具有第一行车发电模式,车辆的动力传动系统1000处于第一行车发电模式时,动力源100工作,第三元件P3与第一元件P1同步,动力源100输出的一部分动力依次通过主减速器从动齿轮Z' 和第二元件P2输出给系统动力输出部401,动力源100输出的另一部分动力依次通过主减速器从动齿轮Z' 输出给第一电动发电机单元300,驱动第一电动发电机单元300发电。也就是说,在第一行车发电模式中,车辆依靠动力源100驱动,模式转换装置402切换入D挡位,系统动力输出部401的输入端与主减速器从动齿轮Z' 1:1速比传动,动力源100输出动力在主减速器从动齿轮Z' 处分成两个支

路,一部分动力通过第二元件P2输出给系统动力输出部401的输入端,车辆进入正常行驶模式,另一部分动力用于驱动第一电动发电机单元300发电。其中,在动力传动系统1000具有变速单元200的实施例,变速单元200与动力源100动力耦合连接,动力源100输出的一部分动力依次通过变速单元200、主减速器从动齿轮Z' 和第二元件P2输出给系统动力输出部401,动力源100输出的另一部分动力依次通过变速单元200、主减速器从动齿轮Z' 输出给第一电动发电机单元300,驱动第一电动发电机单元300发电。

[0100] 具体地,在图7-图9所示的实施例,车辆的动力传动系统1000具有第一行车发电模式,车辆的动力传动系统1000处于第一行车发电模式时,动力源100工作,齿圈与太阳轮同步,动力源100输出的一部分动力依次通过主减速器从动齿轮Z' 和行星架输出给系统动力输出部401,动力源100输出的另一部分动力依次通过主减速器从动齿轮Z' 输出给第一电动发电机单元300,驱动第一电动发电机单元300发电。也就是说,在第一行车发电模式中,车辆依靠动力源100驱动,模式转换装置402切换入D挡位,系统动力输出部401的输入端与主减速器从动齿轮Z' 1:1速比传动,动力源100输出动力在主减速器从动齿轮Z' 处分两个支路,一部分动力通过行星架输出给系统动力输出部401的输入端,车辆进入正常行驶模式,另一部分动力用于驱动第一电动发电机单元300发电。

[0101] 在图10-图12所示的实施例,车辆的动力传动系统1000具有第一行车发电模式,车辆的动力传动系统1000处于第一行车发电模式时,动力源100工作,太阳轮与齿圈同步,动力源100输出的一部分动力依次通过主减速器从动齿轮Z' 和行星架输出给系统动力输出部401,动力源100输出的另一部分动力依次通过主减速器从动齿轮Z' 输出给第一电动发电机单元300,驱动第一电动发电机单元300发电。也就是说,在第一行车发电模式中,车辆依靠动力源100驱动,模式转换装置402切换入D挡位,系统动力输出部401的输入端与主减速器从动齿轮Z' 1:1速比传动,动力源100输出动力在主减速器从动齿轮Z' 处分两个支路,一部分动力通过行星架输出给系统动力输出部401的输入端,车辆进入正常行驶模式,另一部分动力用于驱动第一电动发电机单元300发电。

[0102] 在第五种情况下,车辆的动力传动系统1000具有第一制动能回收模式,车辆的动力传动系统1000处于第一制动能回收模式时,第三元件P3与第一元件P1同步,来自车辆的车轮的动力依次通过系统动力输出部401、第二元件P2、主减速器从动齿轮Z' 驱动第一电动发电机单元300发电。也就是说,在第一制动能回收模式中,模式转换装置402切换入D挡位,车轮的动力一部分被制动系统耗散,一部分可以驱动第一电动发电机单元300发电,动力传动系统1000更环保。

[0103] 具体地,在图7-图9所示的实施例,车辆的动力传动系统1000具有第一制动能回收模式,车辆的动力传动系统1000处于第一制动能回收模式时,齿圈与太阳轮同步,来自车辆的车轮的动力依次通过系统动力输出部401、行星架、主减速器从动齿轮Z' 驱动第一电动发电机单元300发电。也就是说,在第一制动能回收模式中,模式转换装置402切换入D挡位,车轮的动力一部分被制动系统耗散,一部分可以驱动第一电动发电机单元300发电,动力传动系统1000更环保。

[0104] 在图10-图12所示的实施例,车辆的动力传动系统1000具有第一制动能回收模式,车辆的动力传动系统1000处于第一制动能回收模式时,太阳轮与齿圈同步,来自车辆的车轮的动力依次通过系统动力输出部401、行星架、主减速器从动齿轮Z' 驱动第一电动发电

机单元300发电。也就是说,在第一制动能回收模式中,模式转换装置402切换入D挡位,车轮的动力一部分被制动系统耗散,一部分可以驱动第一电动发电机单元300发电,动力传动系统1000更环保。

[0105] 这样模式转换装置402增加了整车的挡位,能使整车最大输出扭矩放大N倍,提高了动力性、通过能力(例如最大爬坡度,脱困能力)。尤其是对于传统混合动力车型,由于增加了电池包、电机、电控系统,导致整备质量大,馈电后仅能依托于发动机的动力输出,这时通过能力和动力性会大打折扣,而采用本发明中的模式转换装置402的混合动力车型,可以有效提升动力性和通过能力,具有丰富车辆的驱动模式,从而可以使得车辆适应更多不同的工况。

[0106] 其中,上述的N等于L挡相对于D挡的速比。

[0107] 同时,模式转换装置402还能够实现动力传动系统1000的超低速挡位输出,即在具有变速单元200的实施例中,来自动力源100的动力先经过变速单元200降速,再经过L挡降速,可以实现动力传动系统1000实现超低速挡位输出。由此可很大限度地放大发动机的扭矩输出。

[0108] 前面这些优势都是通过该模式转换装置402实现的,并且具有很高的集成度。下面描述根据本发明实施例的模式转换装置402的一些可选的结构形式。

[0109] 参考图7-图13,模式转换装置402还可以包括:转换装置接合器S,第三元件P3通过转换装置接合器S可选择性与第一元件P1同步,第三元件P3通过转换装置接合器S可选择性与车辆的车体固定,车体可以为车辆的车身。也就是说,第三元件P3可以与转换装置接合器S固定连接,在转换装置接合器S与车体固定时,第三元件P3制动;在转换装置接合器S与第一元件P1固定时,第三元件P3与第一元件P1同步;在转换装置接合器S不与第一元件P1同步且也不与车体固定时,第三元件P3解除制动且空转。可选地,转换装置接合器S可以为转换装置同步器。

[0110] 在图7-图9和图13所示的实施例中,模式转换装置402还包括:转换装置接合器S,齿圈通过转换装置接合器S可选择性与太阳轮同步,齿圈通过转换装置接合器S可选择性与车辆的车体固定。也就是说,齿圈可以与转换装置接合器S固定连接,在转换装置接合器S与车体固定时,齿圈制动;在转换装置接合器S与太阳轮固定时,齿圈与太阳轮同步;在转换装置接合器S不与太阳轮同步及且不与车体固定时,齿圈解除制动且空转。

[0111] 在图10-图12所示的实施例中,模式转换装置402还包括:转换装置接合器S,太阳轮通过转换装置接合器S可选择性与齿圈同步,太阳轮通过转换装置接合器S可选择性和车辆的车体固定。也就是说,太阳轮可以与转换装置接合器S固定连接,在转换装置接合器S与车体固定时,太阳轮制动;在转换装置接合器S与齿圈固定时,太阳轮与齿圈同步;在转换装置接合器S不与齿圈同步及也不与车体固定时,太阳轮解除制动且空转。

[0112] 优选地,参考图7-图13,行星齿轮机构P可以空套在车辆的半轴2000上,这样,动力传动系统1000的轴向更为紧凑,动力传动系统1000还包括第三元件套筒,第三元件套筒的一端与第三元件P3固定,转换装置接合器S设置在套筒的另一端上。

[0113] 在图7-图9和图13所示的实施例中,行星齿轮机构P还包括齿圈套筒,齿圈套筒的一端与齿圈固定,转换装置接合器S设置在齿圈套筒的另一端上,进一步地,行星齿轮机构P还包括太阳轮套筒,太阳轮套筒的一端与太阳轮固定,太阳轮套筒空套在车辆的半轴2000

上,齿圈套筒套设在太阳轮套筒外。行星齿轮机构P还包括太阳轮接合部,太阳轮接合部固定在太阳轮套筒上,车辆的车体上设有车体接合部,转换装置接合器S适于选择性接合太阳轮接合部或车体接合部。

[0114] 在图10-图12所示的实施例中,行星齿轮机构P还包括太阳轮套筒,太阳轮套筒的一端与太阳轮固定,转换装置接合器S设置在太阳轮套筒的另一端上,太阳轮套筒空套在车辆的半轴2000上。行星齿轮机构P还包括齿圈接合部,车辆的车体上设有车体接合部,转换装置接合器S适于选择性接合齿圈接合部或车体接合部。

[0115] 在图7-图9和图13所示的实施例中,在行星齿轮机构P的中心轴线的轴向上,转换装置接合器S可以位于主减速器从动齿轮Z'和行星齿轮机构P之间。这样,动力传动系统1000的结构紧凑,轴向长度短,且可以便于拨叉机构的布置,降低拨叉机构的布置难度,进而可以提高动力传动系统1000的布置便利性,以及控制便利性。

[0116] 在图10-图12所示的实施例中,在行星齿轮机构P的中心轴线的轴向上,转换装置接合器S可以位于车辆的车体和行星齿轮机构P之间。这样,动力传动系统1000的结构紧凑,轴向长度短。

[0117] 优选地,参考图13,变速单元200可以包括变速单元输出部201,第一电动发电机单元300包括第一电动发电机单元耦合部301,变速单元输出部201和第一电动发电机单元耦合部301可以均为主减速器主动齿轮Z,主减速器主动齿轮Z与主减速器从动齿轮Z'啮合。

[0118] 参考图13,第一电动发电机单元300包括第一电动发电机302和第一电动发电机单元耦合部301,第一电动发电机302与第一电动发电机单元耦合部301动力耦合连接,第一电动发电机单元耦合部301与主减速器从动齿轮Z'动力耦合连接。

[0119] 参考图7-图12,第一电动发电机单元300还包括减速链303,第一电动发电机302通过减速链303与第一电动发电机单元耦合部301动力耦合连接,第一电动发电机单元耦合部301与主减速器从动齿轮Z'动力耦合连接。也就是说,当第一电动发电机302作为电动机使用时,第一电动发电机302产生的动力可以经过减速链303、第一电动发电机单元耦合部301传递给模式转换装置402。

[0120] 在本发明的实施例中,减速链303可以有多种结构形式。

[0121] 参考图7-图9,减速链303可以包括一对相互啮合的第一齿轮Z1和第二齿轮Z2,第一齿轮Z1与第一电动发电机302同轴固定相连,第一电动发电机单元耦合部301与第二齿轮Z2同轴固定设置。

[0122] 参考图7-图9,减速链303可以包括减速链输入轴3031和减速链输出轴3032,减速链输入轴3031与第一电动发电机302的电机轴固定连接,减速链输入轴3031上固定连接有第一齿轮Z1,减速链输出轴3032上固定连接有第二齿轮Z2和第一电动发电机单元耦合部301,第一电动发电机单元耦合部301与主减速器从动齿轮Z'啮合,第一齿轮Z1与第二齿轮Z2啮合,第二齿轮Z2的直径和齿数均大于第一齿轮Z1的直径和齿数。

[0123] 参考图10-图12,减速链303可以包括一对相互啮合的第一齿轮Z1和第二齿轮Z2,第一齿轮Z1与第一电动发电机302同轴固定相连,第二齿轮Z2可以为第一电动发电机单元耦合部301。

[0124] 参考图10-图12,减速链303可以包括减速链输入轴3031和减速链输出轴3032,减速链输入轴3031与第一电动发电机302的电机轴固定连接,减速链输入轴3031上固定连接

有第一齿轮Z1,减速链输出轴3032上固定连接有第二齿轮Z2,第一齿轮Z1与第二齿轮Z2啮合,第二齿轮Z2的直径和齿数均大于第一齿轮Z1的直径和齿数,且第二齿轮Z2可以为第一电动发电机单元耦合部301,第一电动发电机单元耦合部301与主减速器从动齿轮Z'啮合。

[0125] 当然,第一电动发电机单元300也可以不布置减速链303,如图13所示,第一电动发电机302直接与主减速器从动齿轮Z'啮合。

[0126] 如图14-图19所示,系统动力输出部401可以为差速器,且包括两个半轴齿轮,两个半轴齿轮与车辆的两个半轴2000一一对应,车辆的动力传动系统1000还包括:动力通断装置500,动力通断装置500适于选择性地接合两个半轴齿轮中的至少一个与对应地车辆的半轴2000。可以理解的是,如果一侧的半轴2000和对应的半轴齿轮之间设置有动力通断装置500,该动力通断装置500可以控制该侧的半轴2000和半轴齿轮之间的接合断开状态,如果两侧的半轴2000分别和对应的半轴齿轮之间设置有动力通断装置500,每个动力通断装置500可以控制对应侧的接合断开状态。如图21所示,动力通断装置500设置在左侧的半轴2000和对应的半轴齿轮之间,如图22所示,动力通断装置500可以为两个,一个动力通断装置500可以设置在左侧的半轴2000和对应的半轴齿轮之间,另一个动力通断装置500可以设置在右侧的半轴2000和对应的半轴齿轮之间。

[0127] 其中,动力通断装置500的类型也有多种,例如,如图14和图15所示,动力通断装置500可以为离合器。优选地,如图16和图17所示,离合器可以为牙嵌式离合器。

[0128] 当然,动力通断装置500还可以为其他类型,例如,如图18和图19所示,动力通断装置500可以为同步器。

[0129] 根据本发明的一个优选实施例,如图2和图5所示,动力传动系统1000还可以包括第二电动发电机600,第二电动发电机600位于动力源100与变速单元200之间,第二电动发电机600的一端直接与动力源100动力耦合连接,而且第二电动发电机600的另一端选择性地与变速单元200动力耦合连接。

[0130] 如图26-图31所示,第二电动发电机600与第一离合装置L1的输入端可以同轴相连。第二电动发电机600可以设置在第一离合装置L1的输入端和发动机之间,这样发动机的动力在向输入端传递时必然经过第二电动发电机600,此时第二电动发电机600可以作为发电机使用以进行驻车发电。

[0131] 如图32-图39所示,第二电动发电机600的电机轴可以与第一传动齿轮Z601相连,第一离合装置L1的输入端上可以设置有第二传动齿轮Z602,第一传动齿轮Z601与第二传动齿轮Z602啮合。这样发动机的动力可以通过第一传动齿轮Z601与第二传动齿轮Z602传递给第二电动发电机600,这样第二电动发电机600可以作为发电机使用以进行驻车发电。

[0132] 根据本发明的另一个优选实施例,如图3和图6所示,动力传动系统1000还可以包括:第二电动发电机600,第二电动发电机600位于动力源100和变速单元200之间,第二电动发电机600的一端选择性地与动力源100动力耦合连接,第二电动发电机600的另一端选择性地与变速单元200动力耦合连接。

[0133] 如图3和图6所示,第二电动发电机600与发动机之间可以设置有第二离合装置L2。第二离合装置L2可以为单离合器,单离合器可以控制发动机和第二电动发电机600之间的接合断开,以及可以控制发动机和输入端之间的接合断开。通过设置第二离合装置L2,可以合理控制第二电动发电机600的驻车发电状态,从而可以使得动力传动系统1000结构简单

且驱动模式转换可靠。

[0134] 优选地,第二离合装置L2内置在第二电动发电机600的转子内部。这样可以更好地缩短动力传动系统1000的轴向长度,从而可以减小动力传动系统1000的体积,可以提高动力传动系统1000在车辆上的布置灵活性。另外,当第二电动发电机600还可以作为启动机使用。

[0135] 优选地,动力源100、第二离合装置L2以及双离合器202的输入端同轴布置。这样可以使得动力传动系统1000结构紧凑,体积小。

[0136] 需要说明的是,对于上述几个实施例的动力传动系统1000,在轴向方向上,第二电动发电机600均位于动力源100和第一离合装置L1之间,这样可以有效减少动力传动系统1000的轴向长度,而且可以使得第二电动发电机600的位置布置合理,可以提高动力传动系统1000的结构紧凑性。

[0137] 在动力传动系统1000具有第二电动发电机600的实施例中,第一电动发电机302可以为动力传动系统1000的主驱动电机,所以第一电动发电机302的容量和体积相对较大,对于第一电动发电机302和第二电动发电机600来说,第一电动发电机302的额定功率大于第二电动发电机600的额定功率。这样第二电动发电机600可以选取体积小且额定功率小的电动发电机,从而可以使得动力传动系统1000结构简单,体积小,而且在驻车发电时,第二电动发电机600和动力源100之间传动路径短,发电效率高,从而可以有效将动力源100的一部分动力转化成电能。其中第一电动发电机302的峰值功率同样大于第二电动发电机600的峰值功率。

[0138] 优选地,第一电动发电机302的额定功率可以为第二电动发电机600的额定功率的两倍或两倍以上。第一电动发电机302的峰值功率可以为第二电动发电机600的峰值功率的两倍或两倍以上。例如,第一电动发电机302的额定功率可以为60kw,第二电动发电机600的额定功率可以为24kw,第一电动发电机302的峰值功率可以为120kw,第二电动发电机600的峰值功率可以为44kw。

[0139] 需要说明的是,系统动力输出部401可以为常规的开放式差速器,例如,锥齿轮差速器或圆柱齿轮差速器,但不限于此;当然,差速器401也可以是锁式差速器,例如,机械锁式差速器、电子锁式差速器等,动力传动系统1000依据不同的车型选择不同的差速器类型,这样的选择主要依据包括整车成本、整车轻量化、整车越野性能等。

[0140] 在动力传动系统1000具有第二电动发电机600的实施例中,车辆的动力传动系统1000还相应地具有多种工作模式。

[0141] 车辆的动力传动系统1000还可以具有第三行车发电模式,车辆的动力传动系统1000处于第三行车发电模式时,动力源100工作,变速单元200与动力源100动力耦合连接,第二电动发电机600与动力源100动力耦合连接,第三元件P3与第一元件P1同步,动力源100输出的第一部分动力依次通过变速单元200、主减速器从动齿轮Z' 和第二元件P2输出给系统动力输出部401,动力源100输出的第二部分动力依次通过变速单元200、主减速器从动齿轮Z' 输出给第一电动发电机单元300,驱动第一电动发电机单元300发电,动力源100输出的第三部分动力直接驱动第二电动发电机600发电。这样,在第三行车发电模式中,模式转换装置402切换入D挡位,系统动力输出部401的输入端与主减速器从动齿轮Z' 1:1速比传动,发电的功率较大。

[0142] 车辆的动力传动系统1000还可以具有第四行车发电模式,车辆的动力传动系统1000处于第四行车发电模式时,动力源100工作,变速单元200与动力源100动力耦合连接,第二电动发电机600与动力源100动力耦合连接,第三元件P3与第一元件P1同步,动力源100输出的第一部分动力依次通过变速单元200、主减速器从动齿轮Z' 和第二元件P2输出给系统动力输出部401,动力源100输出的第二部分动力直接驱动第二电动发电机600发电。由于第二电动发电机600与动力源100的传动路径短,在第四行车发电模式中,发电的效率较高,且模式转换装置402切换入D挡位,系统动力输出部401的输入端与主减速器从动齿轮Z' 1:1速比传动。

[0143] 车辆的动力传动系统1000还可以具有第五行车发电模式,车辆的动力传动系统1000处于第五行车发电模式时,动力源100工作,变速单元200与动力源100动力耦合连接,第二电动发电机600与动力源100动力耦合连接,第三元件P3制动,动力源100输出的第一部分动力依次通过变速单元200、主减速器从动齿轮Z'、第一元件P1和第二元件P2输出给系统动力输出部401,动力源100输出的第二部分动力依次通过变速单元200、主减速器从动齿轮Z' 输出给第一电动发电机单元300,驱动第一电动发电机单元300发电,动力源100输出的第三部分动力直接驱动第二电动发电机600发电。也就是说,在第五行车发电模式中,车辆依靠动力源100驱动,模式转换装置402切换入L挡位,车辆可以进入超低速行驶模式,车辆的通过性更好,且发电的功率较大。

[0144] 车辆的动力传动系统1000还可以具有第六行车发电模式,车辆的动力传动系统1000处于第六行车发电模式时,动力源100工作,变速单元200与动力源100动力耦合连接,第二电动发电机600与动力源100动力耦合连接,第三元件P3制动,动力源100输出的第一部分动力依次通过变速单元200、主减速器从动齿轮Z'、第一元件P1和第二元件P2输出给系统动力输出部401,动力源100输出的第二部分动力直接驱动第二电动发电机600发电。也就是说,在第六行车发电模式中,车辆依靠动力源100驱动,模式转换装置402切换入L挡位,车辆可以进入超低速行驶模式,车辆的通过性更好,且由于第二电动发电机600与动力源100的传动路径短,发电的效率较高。

[0145] 第二电动发电机600与发动机100选择性动力耦合连接时,车辆的动力传动系统1000具有第三制动能回收模式,车辆的动力传动系统1000处于第三制动能回收模式时,第三元件P3与第一元件P1同步,第二电动发电机600与发动机100断开,来自车辆的车轮的动力依次通过系统动力输出部401、第二元件P2、主减速器从动齿轮Z' 驱动第二电动发电机600发电。也就是说,在第三制动能回收模式中,模式转换装置402切换入D挡位,车轮的动力一部分被制动系统耗散,一部分可以驱动第二电动发电机600发电,动力传动系统1000更环保。

[0146] 第二电动发电机600与发动机100选择性动力耦合连接时,车辆的动力传动系统1000具有第四制动能回收模式,车辆的动力传动系统1000处于第四制动能回收模式时,第三元件P3制动,第二电动发电机600与发动机100断开,来自车辆的车轮的动力依次通过系统动力输出部401、第二元件P2、第一元件P1和主减速器从动齿轮Z' 驱动第二电动发电机600发电。也就是说,在第四制动能回收模式中,车轮的动力一部分被制动系统耗散,一部分可以驱动第二电动发电机600发电,动力传动系统1000更环保,且通过第二元件P2到第一元件P1的加速,主减速器从动齿轮Z' 传递给第二电动发电机600的转速高,发电效率高。

[0147] 车辆的动力传动系统1000还可以具有第一驻车发电模式,车辆的动力传动系统1000处于第一驻车发电模式时,动力源100工作,变速单元200与动力源100动力耦合连接,第二电动发电机600与动力源100动力耦合连接,第三元件P3解除制动且空转,动力源100输出的第一部分动力依次通过变速单元200、主减速器从动齿轮Z' 输出给第一电动发电机单元300,驱动第一电动发电机单元300发电,动力源100输出的第二部分动力直接驱动第二电动发电机600发电。这样,发电的功率较大。

[0148] 车辆的动力传动系统1000还可以具有第二驻车发电模式,车辆的动力传动系统1000处于第二驻车发电模式时,动力源100工作,第二电动发电机600与动力源100动力耦合连接,第三元件P3解除制动且空转,动力源100输出的动力直接驱动第二电动发电机600发电。由于第二电动发电机600与动力源100的传动路径短,发电的效率较高。

[0149] 在本发明的一些优选的实施例中,动力源100可以为发动机,车辆的动力传动系统1000还可以具有快速启动模式,车辆的动力传动系统1000处于快速启动模式时,第二电动发电机600与发动机动力耦合连接,第二电动发电机600输出的动力直接驱动发动机启动。由此,可以缩短发动机的启动时间,实现快速启动。

[0150] 优选地,上述的动力传动系统1000所传输的动力均是通过系统动力输出部401输出给车辆的两个车轮,但是动力传动系统1000并不限于此,参考图20-图25,动力传动系统1000还可以包括电驱动系统700,电驱动系统700可以用于驱动车辆的另外两个车轮,从而实现车辆的四驱。

[0151] 下面详细描述根据本发明实施例的电驱动系统700的多种布置形式。

[0152] 如图20-图24所示,电驱动系统700可以包括驱动系统输入部和驱动系统输出部,驱动系统输出部适于将来自驱动系统输入部的动力输出给另外两个车轮,例如后轮。

[0153] 例如,如图20所示,电驱动系统700还包括电驱动系统系统动力输出部710,驱动系统输出部适于将来自驱动系统输入部的动力通过电驱动系统系统动力输出部710输出给另外两个车轮。电驱动系统系统动力输出部710可以便于将驱动系统输出部传递来的动力分配给两侧的两个车轮,从而可以平稳地驱动车辆。

[0154] 具体地,驱动系统输入部可以为驱动电动发电机720,驱动系统输出部为齿轮减速器730。由此,当驱动电动发电机720工作时,驱动电动发电机720产生的动力可以经过齿轮减速器730的减速增矩之后传递给电驱动系统系统动力输出部710,电驱动系统系统动力输出部710可以便于将驱动系统输出部传递来的动力分配给两侧的两个车轮,从而可以平稳地驱动车辆。

[0155] 又如,参考图21-图24,驱动系统输入部包括两个驱动电动发电机720,驱动系统输出部包括两个驱动系统子输出部,每个驱动系统子输出部适于将来自对应的驱动电动发电机720的动力输出给另外两个车轮中对应的一个车轮。也就是说,每个车轮对应有一个驱动电动发电机720和驱动系统子输出部,这样可以省略电驱动系统系统动力输出部710,而且两个驱动电动发电机720可以调节自身的转速以实现两个车轮之间的差速,从而可以使得动力传动系统1000结构简单且可靠。

[0156] 如图21所示,另外两个车轮选择性同步。例如,其中一个半轴2000上可以设置有半轴同步器以适于选择性地接合另一个半轴2000。这样可以实现两个车轮的同向同速转动,也可以实现两个车轮的差速运动,从而可以保证车辆的行驶平稳性。

[0157] 如图22所示,两个驱动电动发电机720选择性同步。例如,一个电机输出轴721上可以设置有电机输出轴同步器以选择性地接合另一个电机输出轴721,这样可以实现两个车轮的同向同速转动,也可以实现两个车轮的差速运动,从而可以保证车辆的行驶平稳性。

[0158] 如图23和图24所示,两个驱动系统子输出部选择性同步。也就是说,两个驱动系统子输出部中的一个输出轴上可以设置有子输出部同步器以用于同步另一个驱动系统子输出部,这样可以实现两个车轮的同向同速转动,也可以实现两个车轮的差速运动,从而可以保证车辆的行驶平稳性。

[0159] 如图21-图23所示,驱动系统子输出部可以包括二级齿轮减速器730,经过二级减速的驱动电动发电机720的动力可以传递给车轮以驱动车轮转动。

[0160] 或者如图24所示,驱动系统子输出部可以包括二挡变速器。驱动电动发电机720选择性地接合其中一个挡位,通过设置二挡变速器,可以改变驱动电动发电机720的输出给车轮的转速,从而可以丰富动力传动系统1000的驱动模式,可以提高车辆的经济性和动力性。

[0161] 具体地,驱动电动发电机720可以包括电机输出轴721,二级齿轮减速器730或者二挡变速器均可以包括驱动系统子输出部输入轴,驱动系统子输出部输入轴与电机输出轴721固定相连且同轴设置。这样驱动电动发电机720可以通过电机输出轴721将动力传递给驱动系统子输出部输入轴,然后通过驱动系统子输出部将动力传递给车轮以驱动车辆运动。

[0162] 再如,如图25所示,电驱动系统700可以包括两个轮边电机,每个轮边电机直接驱动另外两个车轮中的对应的一个车轮,另外两个车轮选择性同步。一个半轴2000上可以设置有半轴同步器以选择性地接合另一个半轴2000,这样轮边电机可以分别驱动对应的车轮转动,而且通过断开半轴同步器,可以实现两个车轮的差速运动,从而可以保证车辆的行驶平稳性。

[0163] 在本发明的一个具体的实施例中,参考图7、图10和图13,车辆的动力传动系统1000可以包括:动力源100、双离合器202、第一输入轴I、第二输入轴II、第一输出轴III、第二输出轴IV、倒挡中间轴V、第一电动发电机302、主减速器主动齿轮Z、主减速器从动齿轮Z'、行星齿轮机构P、系统动力输出部401、后轮电动发电机。

[0164] 双离合器202具有输入端、第一输出端和第二输出端,动力源100的输出端与双离合器202的输入端相连;第一输入轴I与第一输出端相连,且第二输入轴II与第二输出端相连,第二输入轴II同轴地套设在第一输入轴I上,第一输入轴I和第二输入轴II上分别固定设置有至少一个主动齿轮;第一输出轴III上和第二输出轴IV上分别空套有至少一个从动齿轮,第一输出轴III和第二输出轴IV中的一个上空套有倒挡从动齿轮Rb,至少一个从动齿轮与至少一个主动齿轮对应地啮合,从动齿轮以及倒挡从动齿轮Rb均选择性与对应地输出轴接合;倒挡中间轴V上固定设置有第一倒挡中间齿轮Rm1和第二倒挡中间齿轮Rm2,第一倒挡中间齿轮Rm1与至少一个主动齿轮中的一个啮合,第二倒挡中间齿轮Rm2与倒挡从动齿轮Rb啮合;主减速器主动齿轮Z为三个,三个主减器主动齿轮包括电机输出齿轮、固定设置在第一输出轴III上的第一输出齿轮、固定设置在第二输出轴IV上的第二输出齿轮,电机输出齿轮与第一电动发电机302动力耦合连接;主减速器从动齿轮Z'与主减速器主动齿轮Z啮合;行星齿轮机构P包括第一元件P1、第二元件P2和第三元件P3,第一元件P1与主减速器从动齿轮Z'固定相连,其中第二元件P2与系统动力输出部401的输入端相连,第三元件P3可选择性

制动或与第一元件P1同步,第三元件P3制动,从而使主减速器从动齿轮Z'的转速高于系统动力输出部401的输入端的转速,第三元件P3与第一元件P1同步,从而使主减速器从动齿轮Z'的转速等于系统动力输出部401的输入端的转速,主减速器从动齿轮Z'与系统动力输出部401的输入端断开时,动力源100依次通过第一输出齿轮和第二输出齿轮中的一个、主减速器从动齿轮Z'驱动第一电动发电机302,系统动力输出部401适于将来自主减速器从动齿轮Z'的动力输出给两个前轮;后轮电动发电机通过减速机构驱动两个后轮。

[0165] 可选地,参考图2-图5,车辆的动力传动系统1000还可以包括第二电动发电机600,第二电动发电机600的一端直接与动力源100动力耦合连接,且第二电动发电机600的另一端与双离合器202的输入端动力耦合连接。进一步地,参考图26-图31,第二电动发电机600与双离合器202的输入端同轴设置,或者如图32-图39所示,第二电动发电机600与双离合器202的输入端平行设置。

[0166] 可选地,参考图3-图6,车辆的动力传动系统1000还可以包括第二电动发电机600,第二电动发电机600的一端选择性地与动力源100动力耦合连接,且第二电动发电机600的另一端与双离合器202的输入端动力耦合连接。进一步地,参考图26-图31,第二电动发电机600与双离合器202的输入端同轴设置,或者如图32-图39所示,第二电动发电机600与双离合器202的输入端平行设置。

[0167] 在本发明的另一个具体的实施例中,参考图8和图11,车辆的动力传动系统1000可以包括:动力源100、双离合器202、第一输入轴I、第二输入轴II、第一输出轴III、第二输出轴IV、倒挡中间轴V、第一电动发电机302、主减速器主动齿轮Z、主减速器从动齿轮Z'、行星齿轮机构P、系统动力输出部401、后轮电动发电机。

[0168] 双离合器202具有输入端、第一输出端k1和第二输出端k2,动力源100的输出端与双离合器202的输入端相连;第一输入轴I与第一输出端相连且第二输入轴II与第二输出端相连,第二输入轴II同轴地套设在第一输入轴I上,第一输入轴I和第二输入轴II上分别固定设置有至少一个主动齿轮,第一输入轴I和第二输入轴II中的一个上固定设置有倒挡主动齿轮Ra;第一输出轴III上和第二输出轴IV上分别空套有至少一个从动齿轮,第一输出轴III和第二输出轴IV中的一个上空套有倒挡从动齿轮Rb,至少一个从动齿轮与至少一个主动齿轮对应地啮合,从动齿轮以及倒挡从动齿轮Rb均选择性与对应地输出轴接合;倒挡中间轴V上固定设置有惰轮IG,惰轮IG与倒挡主动齿轮Ra啮合且与倒挡从动齿轮Rb啮合;主减器主动齿轮为三个,三个主减器主动齿轮包括电机输出齿轮、固定设置在第一输出轴III上的第一输出齿轮、固定设置在第二输出轴IV上的第二输出齿轮,电机输出齿轮与第一电动发电机302动力耦合连接;主减速器从动齿轮Z'与主减速器主动齿轮Z啮合;行星齿轮机构P包括第一元件P1、第二元件P2和第三元件P3,第一元件P1与主减速器从动齿轮Z'固定相连;其中第二元件P2与系统动力输出部401的输入端相连,第三元件P3可选择性制动或与第一元件P1同步,第三元件P3制动,从而使主减速器从动齿轮Z'的转速高于系统动力输出部401的输入端的转速,第三元件P3与第一元件P1同步,从而使主减速器从动齿轮Z'的转速等于系统动力输出部401的输入端的转速,主减速器从动齿轮Z'与系统动力输出部401的输入端断开时,动力源100依次通过第一输出齿轮和第二输出齿轮中的一个、主减速器从动齿轮Z'驱动第一电动发电机302,系统动力输出部401适于将来自主减速器从动齿轮Z'的动力输出给两个前轮;后轮电动发电机通过减速机构驱动两个后轮。

[0169] 可选地,参考图2-图5,车辆的动力传动系统1000还可以包括第二电动发电机600,第二电动发电机600的一端直接与动力源100动力耦合连接,且第二电动发电机600的另一端与双离合器202的输入端动力耦合连接。进一步地,参考图26-图31,第二电动发电机600与双离合器202的输入端同轴设置,或者如图32-图39所示,第二电动发电机600与双离合器202的输入端平行设置。

[0170] 可选地,参考图3-图6,车辆的动力传动系统1000还可以包括第二电动发电机600,第二电动发电机600的一端选择性地与动力源100动力耦合连接,且第二电动发电机600的另一端与双离合器202的输入端动力耦合连接。进一步地,参考图26-图31,第二电动发电机600与双离合器202的输入端同轴设置,或者如图32-图39所示,第二电动发电机600与双离合器202的输入端平行设置。

[0171] 在本发明的又一个具体的实施例中,参考图9和图12,车辆的动力传动系统1000可以包括:动力源100、双离合器202、第一输入轴I、第二输入轴II、第一输出轴III、第二输出轴IV、第一电动发电机302、主减速器主动齿轮Z、主减速器从动齿轮Z'、行星齿轮机构P、系统动力输出部401、后轮电动发电机。

[0172] 双离合器202具有输入端、第一输出端和第二输出端,动力源100的输出端与双离合器202的输入端相连;第一输入轴I与第一输出端相连且第二输入轴II与第二输出端相连,第二输入轴II同轴地套设在第一输入轴I上,第一输入轴I和第二输入轴II上分别固定设置有至少一个主动齿轮;第一输出轴III上和第二输出轴IV上分别空套有至少一个从动齿轮,第一输出轴III和第二输出轴IV中的一个上空套有倒挡从动齿轮Rb,至少一个从动齿轮与至少一个主动齿轮对应地啮合,从动齿轮以及倒挡从动齿轮Rb均选择性与对应地输出轴接合;其中一个从动齿轮为惰轮IG,惰轮IG与倒挡从动齿轮Rb啮合;主减器主动齿轮可以为三个,三个主减器主动齿轮包括电机输出齿轮、固定设置在第一输出轴III上的第一输出齿轮、固定设置在第二输出轴IV上的第二输出齿轮,电机输出齿轮与第一电动发电机302动力耦合连接;主减速器从动齿轮Z'与主减速器主动齿轮Z啮合;行星齿轮机构P包括太阳轮、行星架和齿圈,太阳轮与主减速器从动齿轮Z'固定相连;其中行星架与系统动力输出部401的输入端相连,齿圈可选择性制动或与太阳轮同步,齿圈制动,从而使主减速器从动齿轮Z'的转速高于系统动力输出部401的输入端的转速,齿圈与太阳轮同步,从而使主减速器从动齿轮Z'的转速等于系统动力输出部401的输入端的转速,主减速器从动齿轮Z'与系统动力输出部401的输入端断开时,动力源100依次通过第一输出齿轮和第二输出齿轮中的一个、主减速器从动齿轮Z'驱动第一电动发电机302,系统动力输出部401适于将来自主减速器从动齿轮Z'的动力输出给两个前轮;后轮电动发电机通过减速机构驱动两个后轮。

[0173] 可选地,参考图2-图5,车辆的动力传动系统1000还可以包括第二电动发电机600,第二电动发电机600的一端直接与动力源100动力耦合连接,且第二电动发电机600的另一端与双离合器202的输入端动力耦合连接。进一步地,参考图26-图31,第二电动发电机600与双离合器202的输入端同轴设置,或者如图32-图39所示,第二电动发电机600与双离合器202的输入端平行设置。

[0174] 可选地,参考图3-图6,车辆的动力传动系统1000还可以包括第二电动发电机600,第二电动发电机600的一端选择性地与动力源100动力耦合连接,且第二电动发电机600的另一端与双离合器202的输入端动力耦合连接。进一步地,参考图26-图31,第二电动发电机

600与双离合器202的输入端同轴设置,或者如图32-图39所示,第二电动发电机600与双离合器202的输入端平行设置。

[0175] 综上所述,根据本发明的车辆的动力传动系统1000,通过该模式转换装置402,可以丰富车辆的驱动模式,而且可以提高车辆的经济性和动力性,并且车辆能够适应不同的路况,以及可以显著提高车辆的通过性和脱困能力,可以提升驾驶员的驾驶体验。且动力传动系统1000可以实现驻车发电的功能,既保证了第一电动发电机单元300驱动和回馈时,动力传输直接,传动效率高,又保证驻车发电模式切换的简单和可靠。同时,由于发动机动力和第一电动发电机单元300动力在模式转换装置402处耦合,应用于发动机的变速单元完全可以采用原有传统燃油车的变速器,不需要做任何更改,第一电动发电机单元300的动力输出完全依靠模式转换装置402的切换来实现。这样的动力传动系统1000设计使得各个驱动模式控制相对独立,结构紧凑,易于实现。

[0176] 本发明还公开了一种车辆,本发明实施例的车辆包括上述任一种实施例的动力传动系统1000。

[0177] 在本发明的描述中,需要理解的是,术语“中心”、“纵向”、“横向”、“前”、“后”、“左”、“右”、“轴向”、“径向”、“周向”等指示的方位或位置关系为基于附图所示的方位或位置关系,仅是为了便于描述本发明和简化描述,而不是指示或暗示所指的装置或元件必须具有特定的方位、以特定的方位构造和操作,因此不能理解为对本发明的限制。

[0178] 此外,术语“第一”、“第二”仅用于描述目的,而不能理解为指示或暗示相对重要性或者隐含指明所指示的技术特征的数量。由此,限定有“第一”、“第二”的特征可以明示或者隐含地包括至少一个该特征。在本发明的描述中,“多个”的含义是至少两个,例如两个,三个等,除非另有明确具体的限定。

[0179] 在本发明中,除非另有明确的规定和限定,术语“安装”、“相连”、“连接”、“固定”等术语应做广义理解,例如,可以是固定连接,也可以是可拆卸连接,或成一体;可以是机械连接,也可以是电连接或彼此可通讯;可以是直接相连,也可以通过中间媒介间接相连,可以是两个元件内部的连通或两个元件的相互作用关系,除非另有明确的限定。对于本领域的普通技术人员而言,可以根据具体情况理解上述术语在本发明中的具体含义。

[0180] 在本发明中,除非另有明确的规定和限定,第一特征在第二特征“上”或“下”可以是第一和第二特征直接接触,或第一和第二特征通过中间媒介间接接触。而且,第一特征在第二特征“之上”、“上方”和“上面”可是第一特征在第二特征正上方或斜上方,或仅仅表示第一特征水平高度高于第二特征。第一特征在第二特征“之下”、“下方”和“下面”可以是第一特征在第二特征正下方或斜下方,或仅仅表示第一特征水平高度小于第二特征。

[0181] 尽管上面已经示出和描述了本发明的实施例,可以理解的是,上述实施例是示例性的,不能理解为对本发明的限制,本领域的普通技术人员在本发明的范围内可以对上述实施例进行变化、修改、替换和变型。

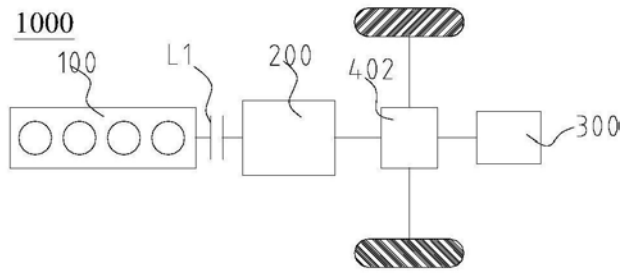


图1

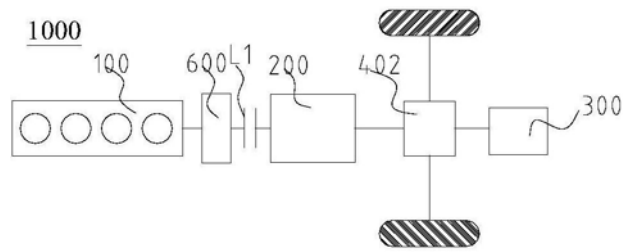


图2

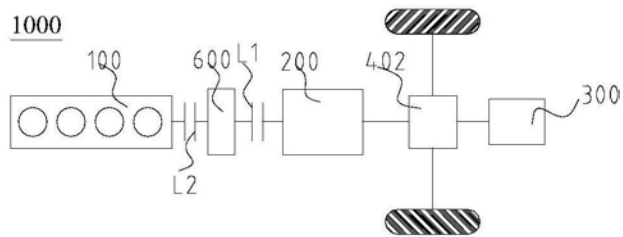


图3

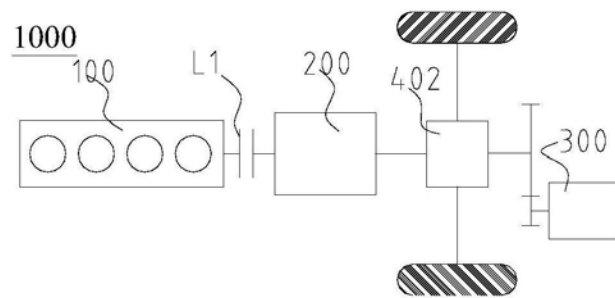


图4

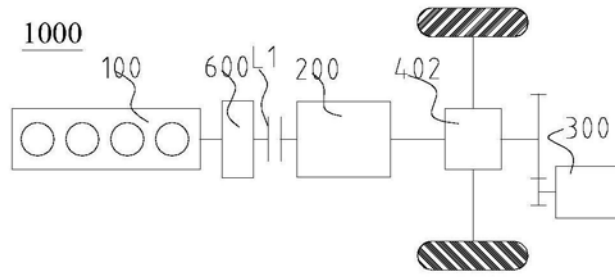


图5

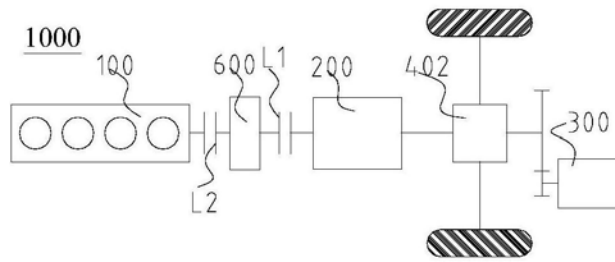


图6

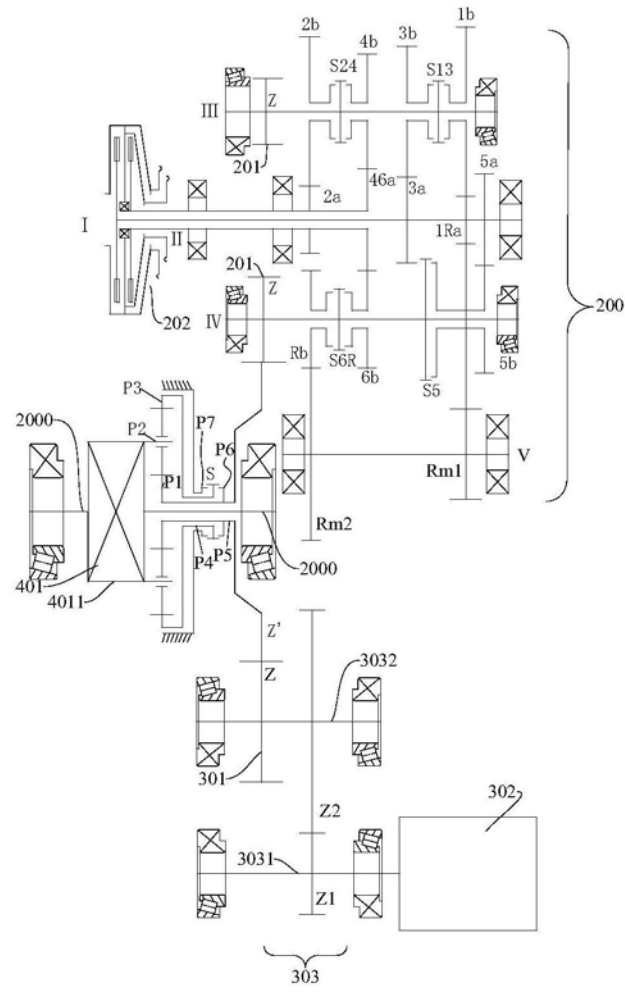


图7

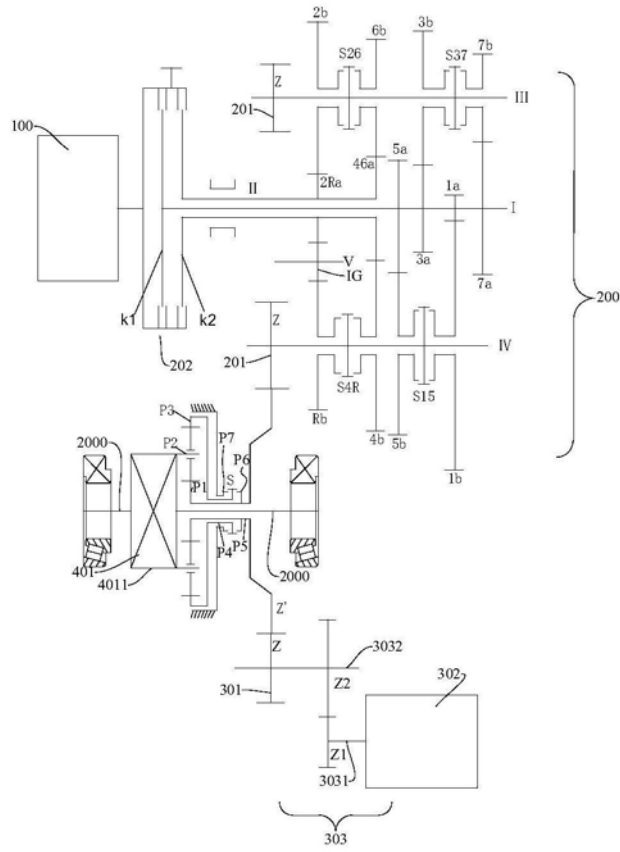


图8

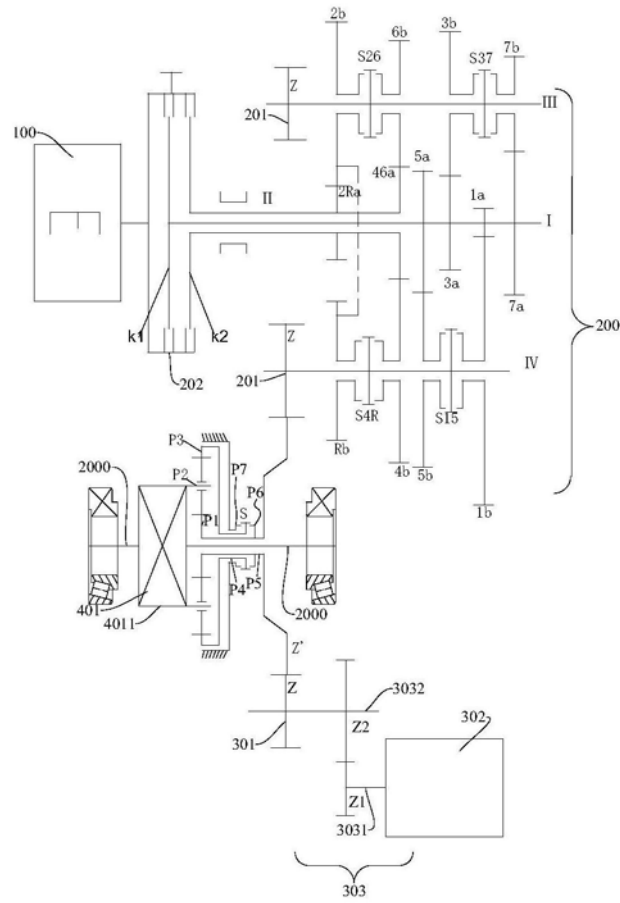


图9

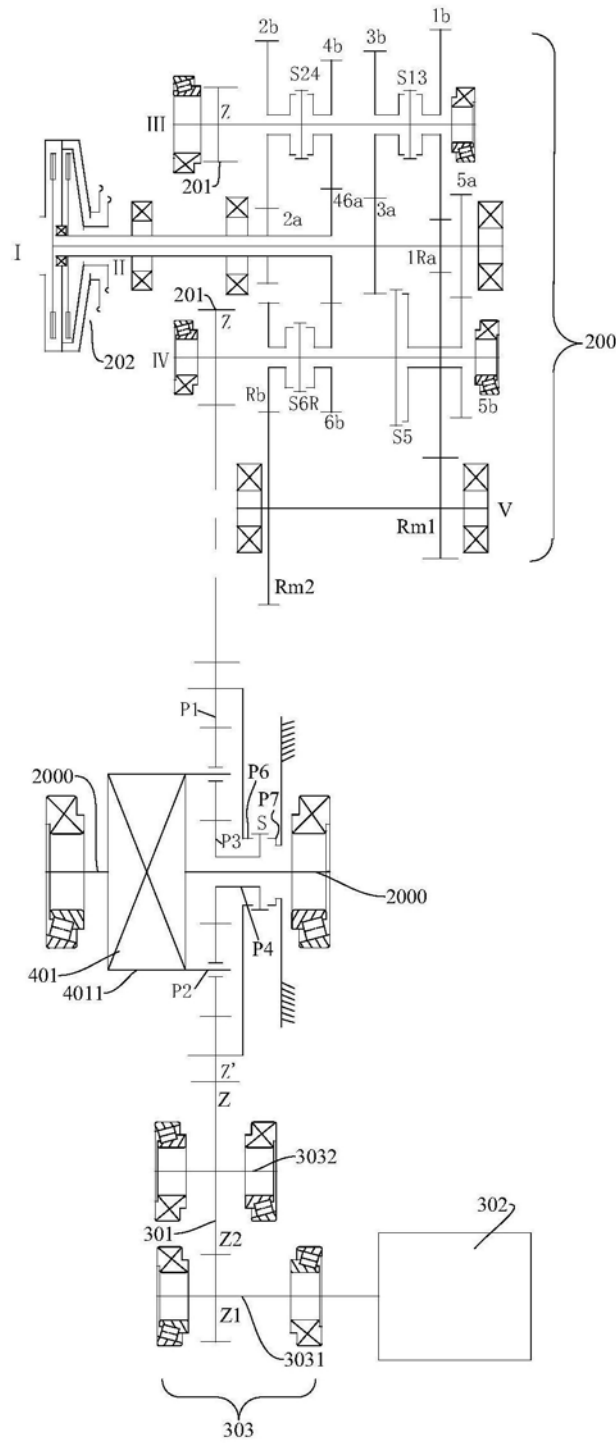


图10

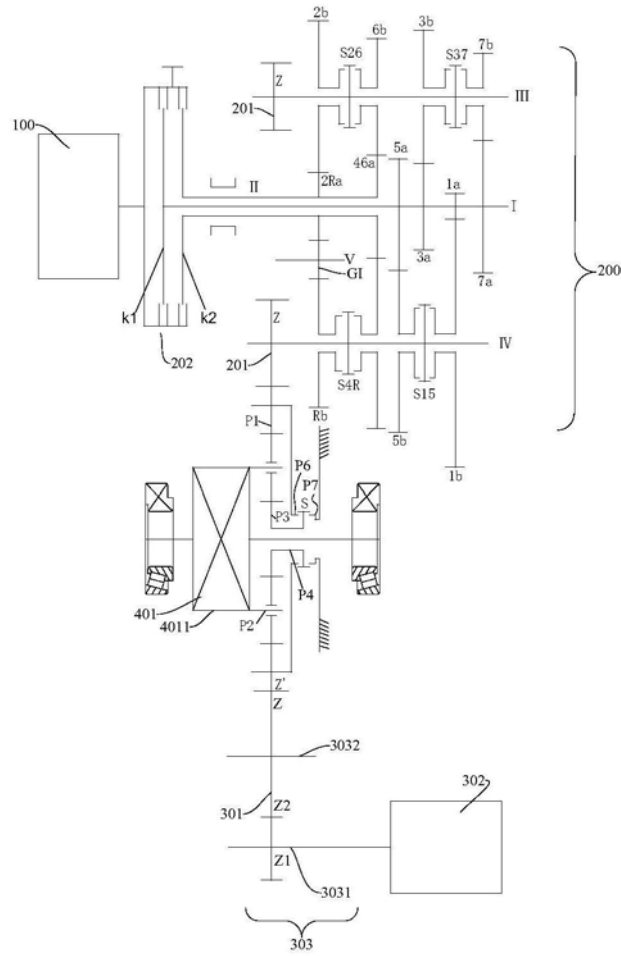


图11

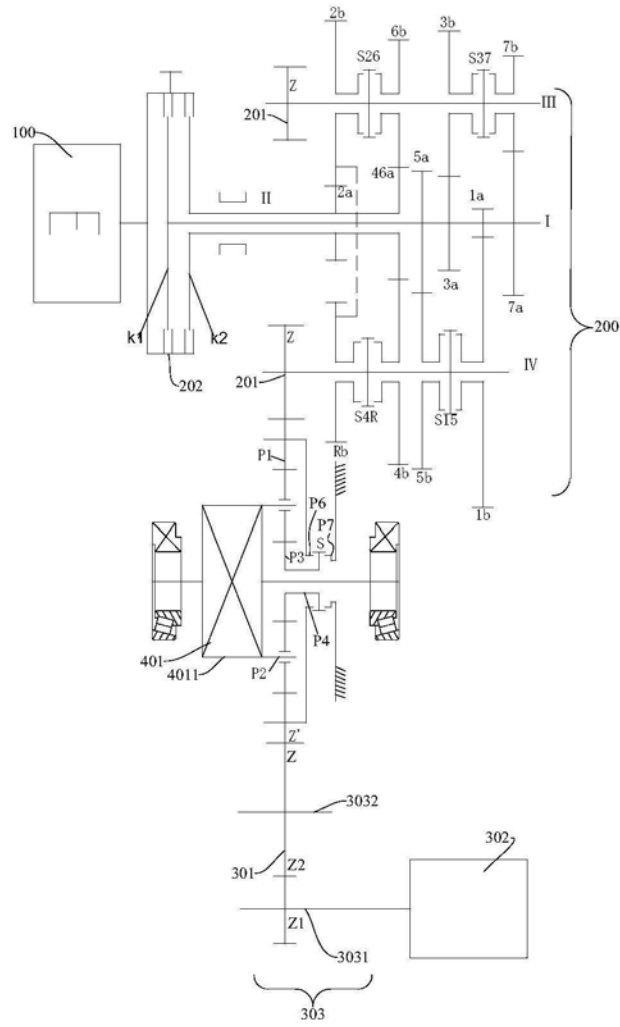


图12

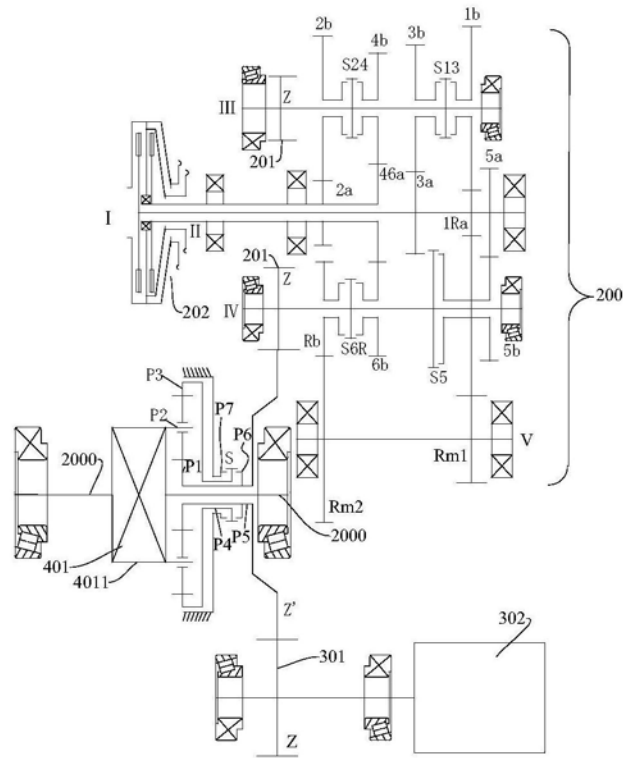


图13

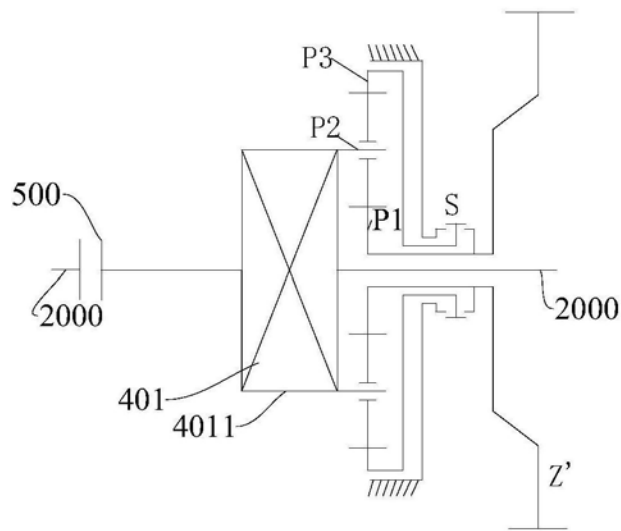


图14

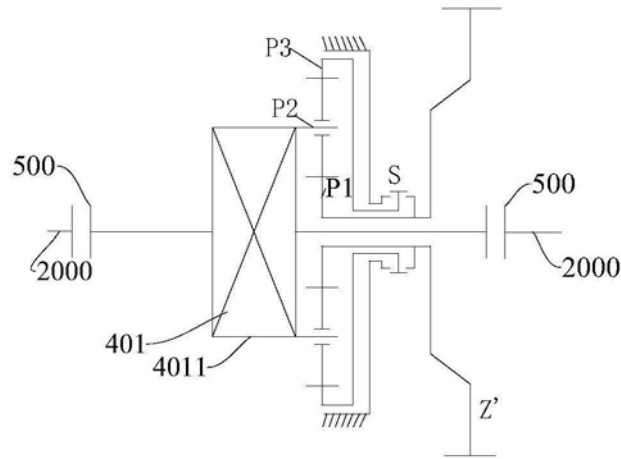


图15

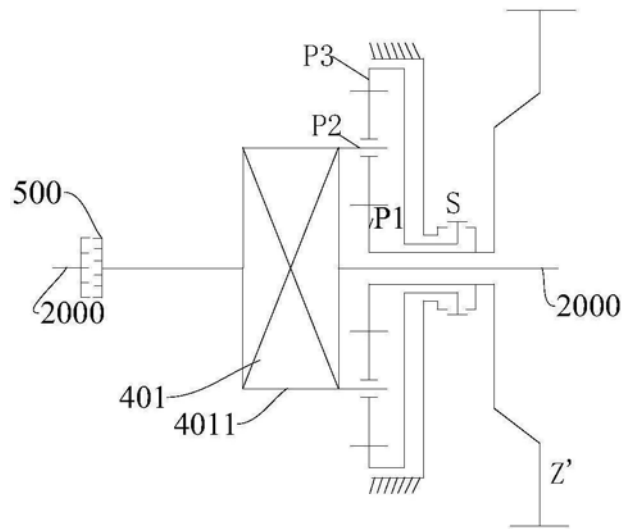


图16

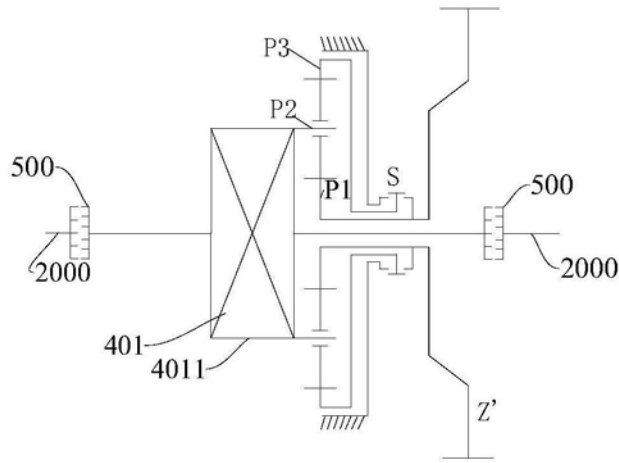


图17

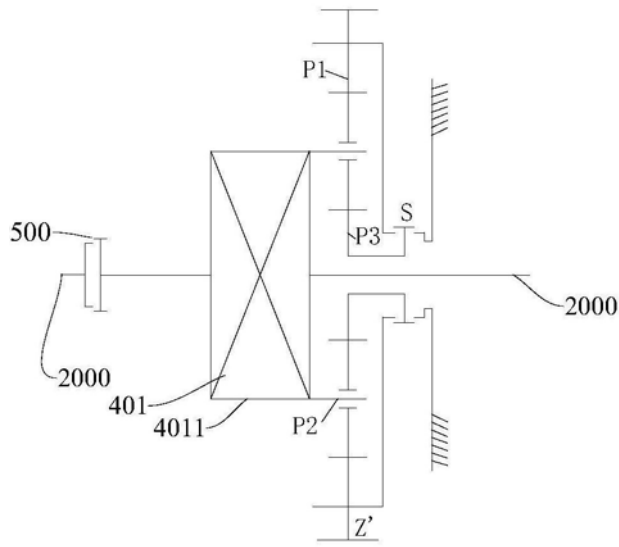


图18

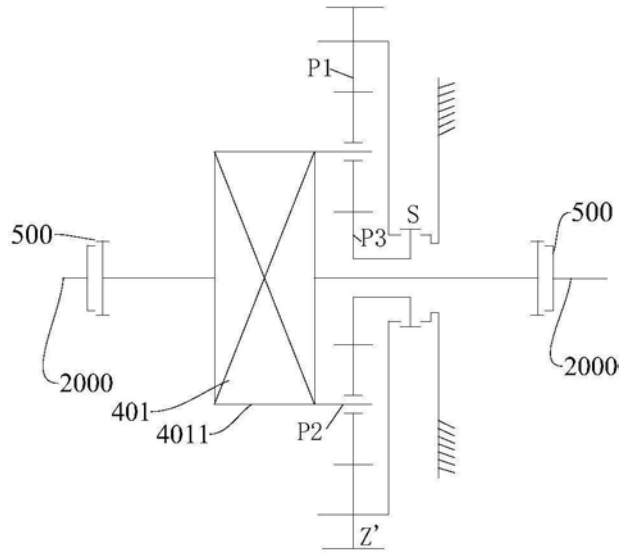


图19

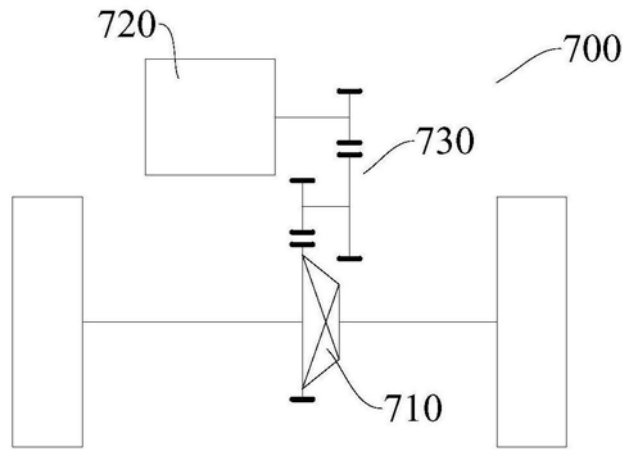


图20

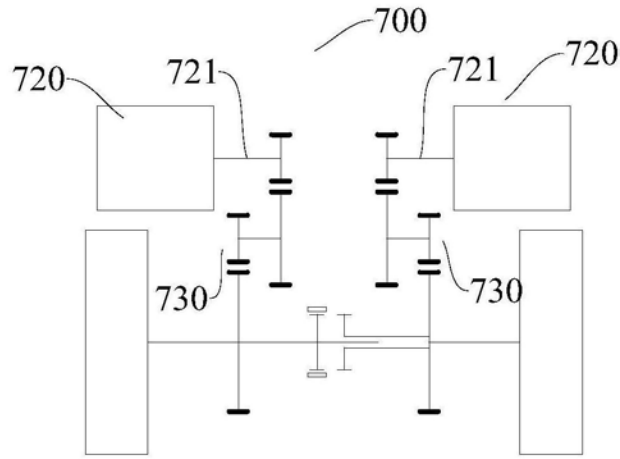


图21

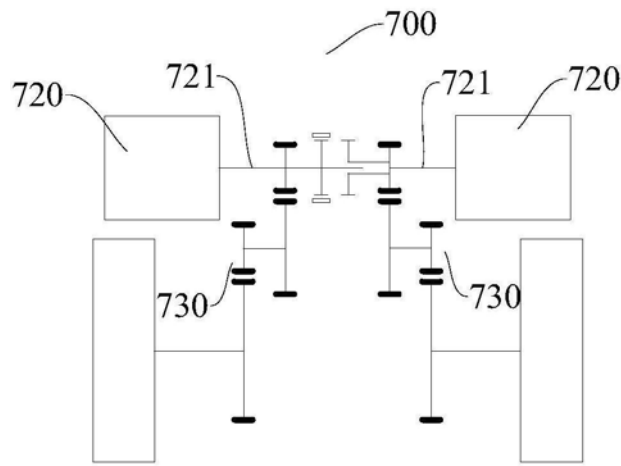


图22

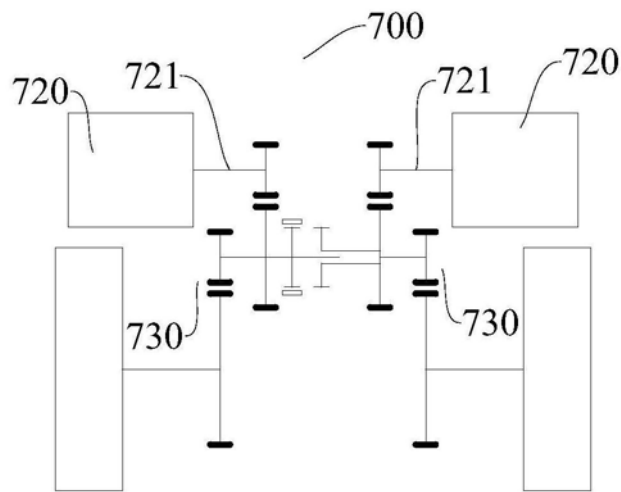


图23

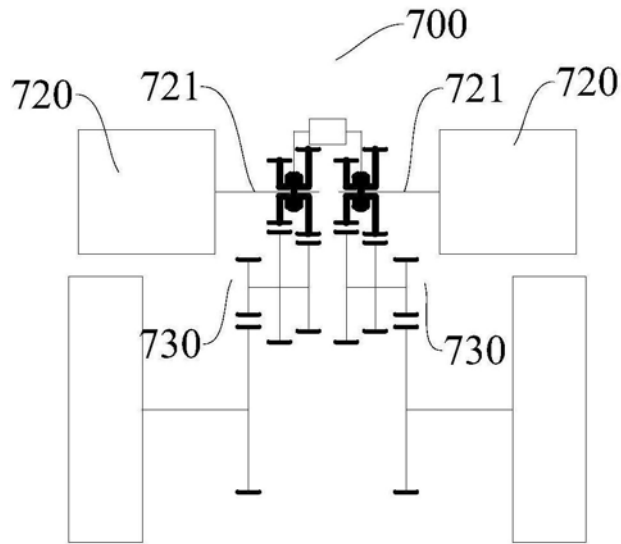


图24

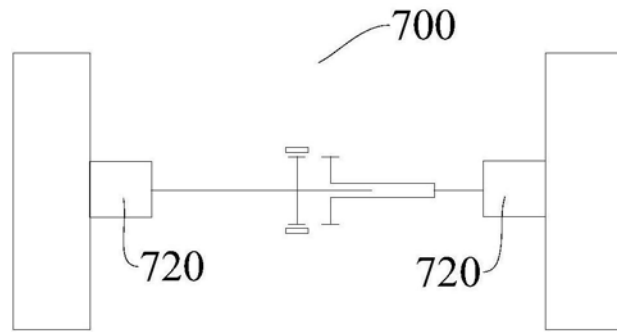


图25

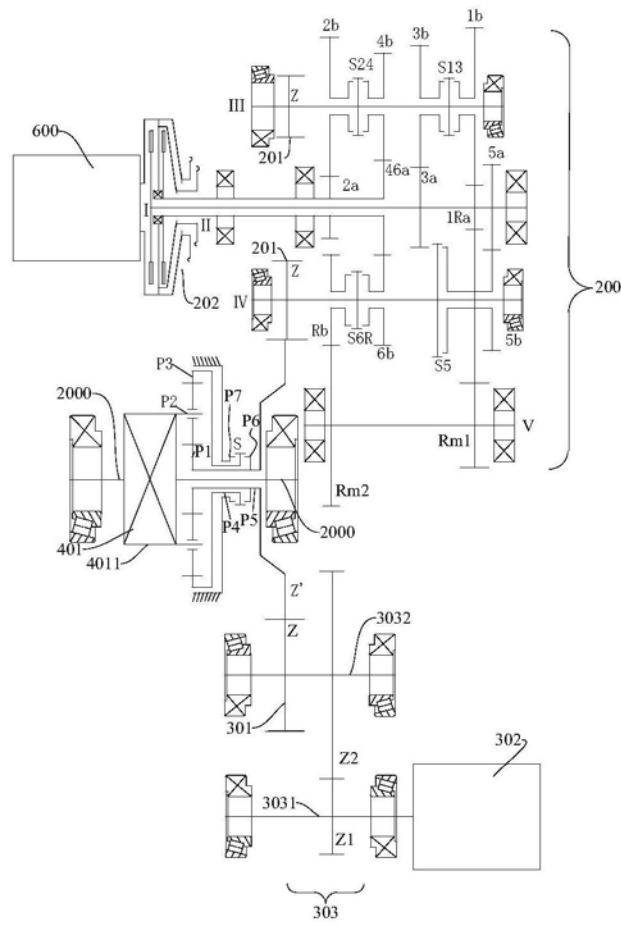


图26

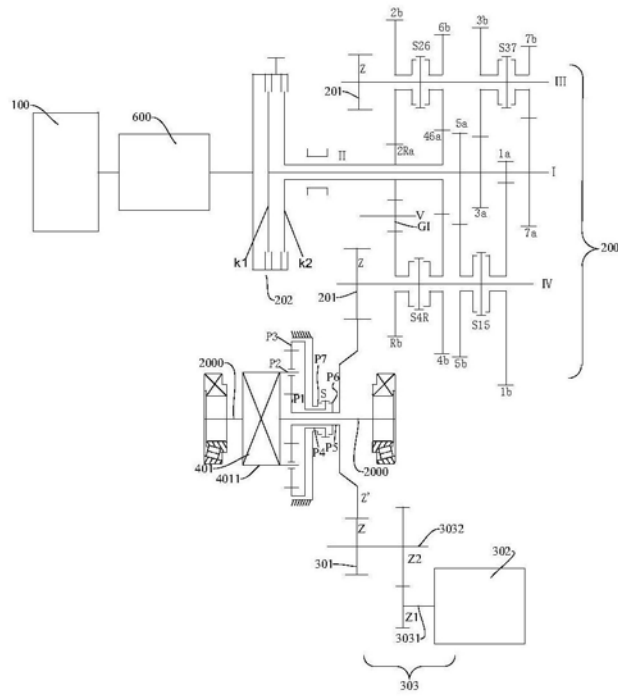


图27

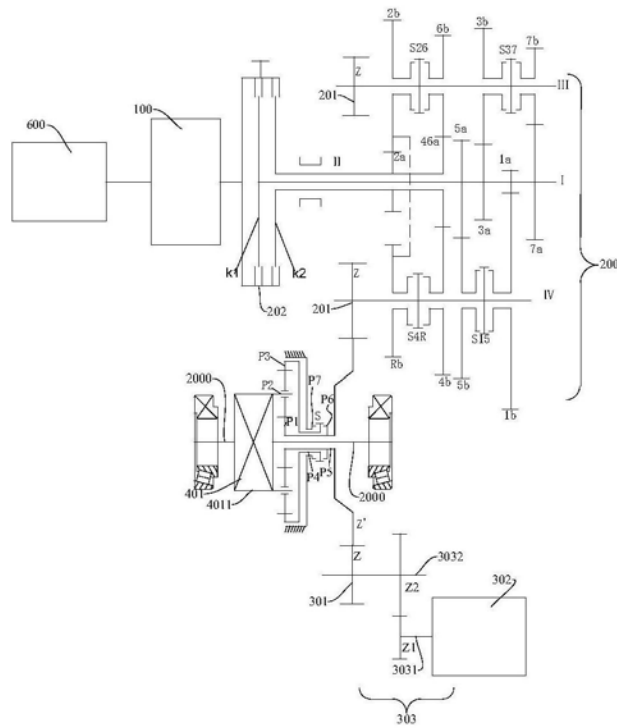


图28

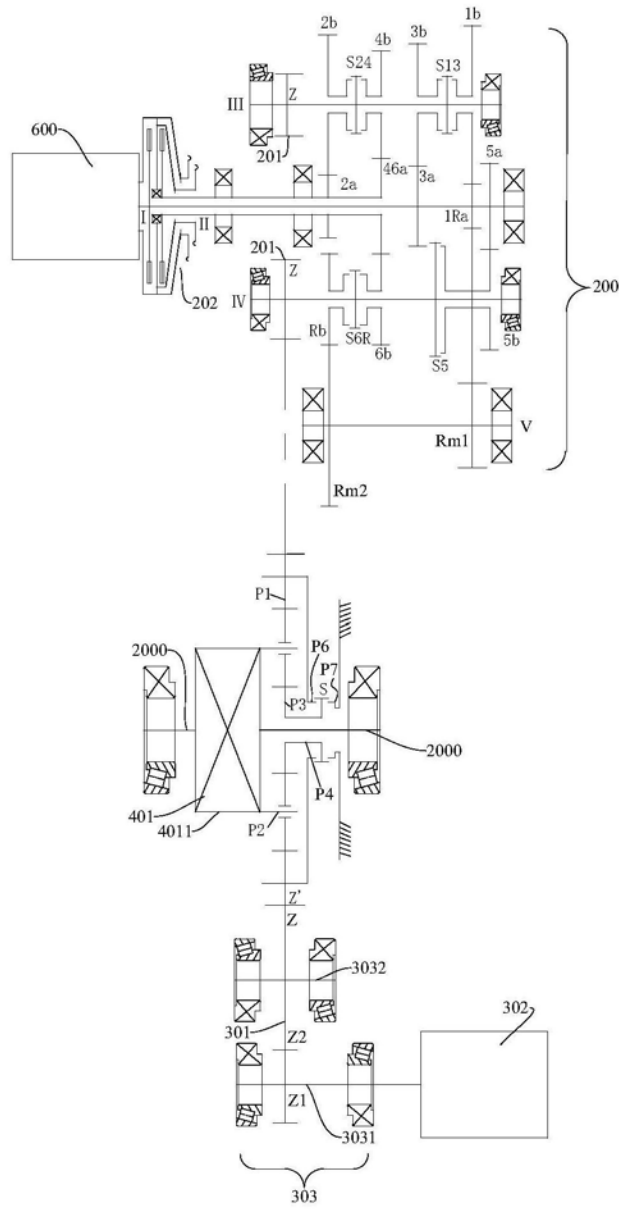


图29

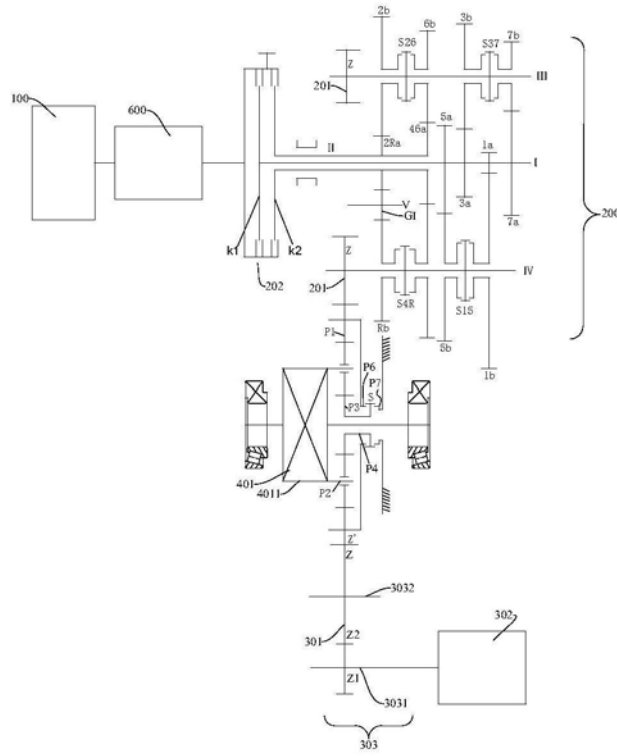


图30

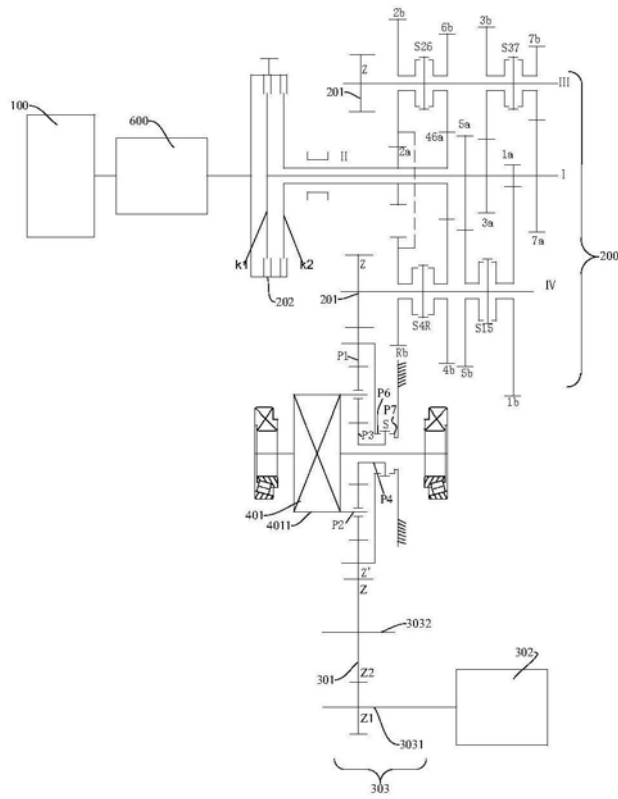


图31

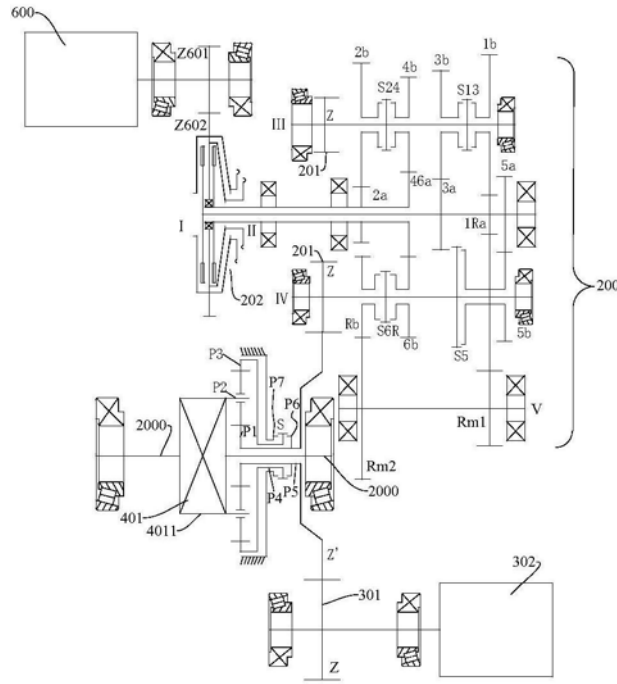


图32

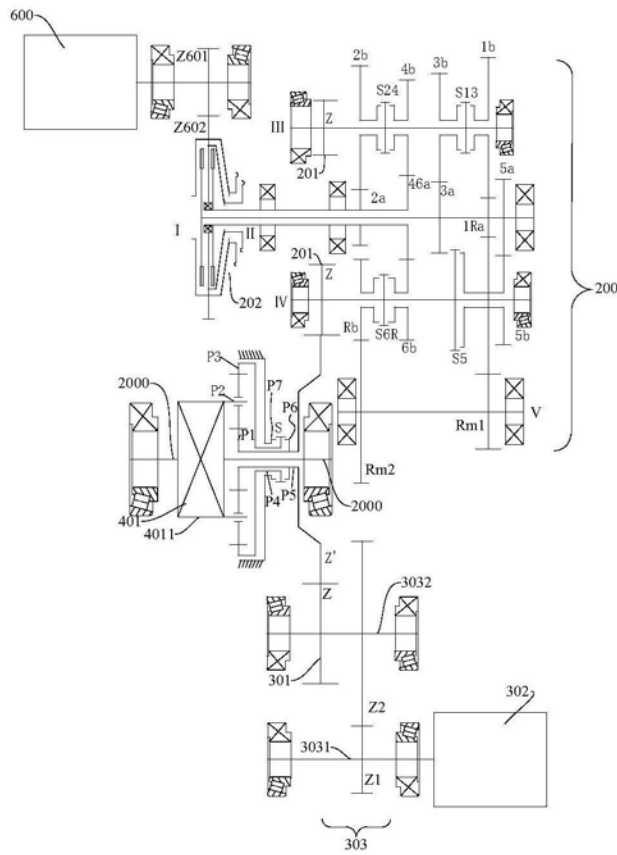


图33

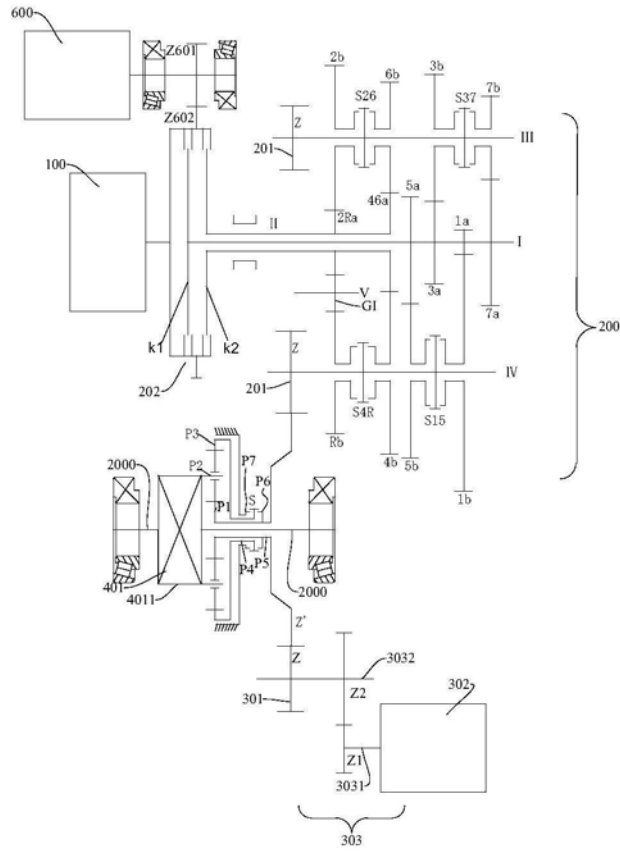


图34

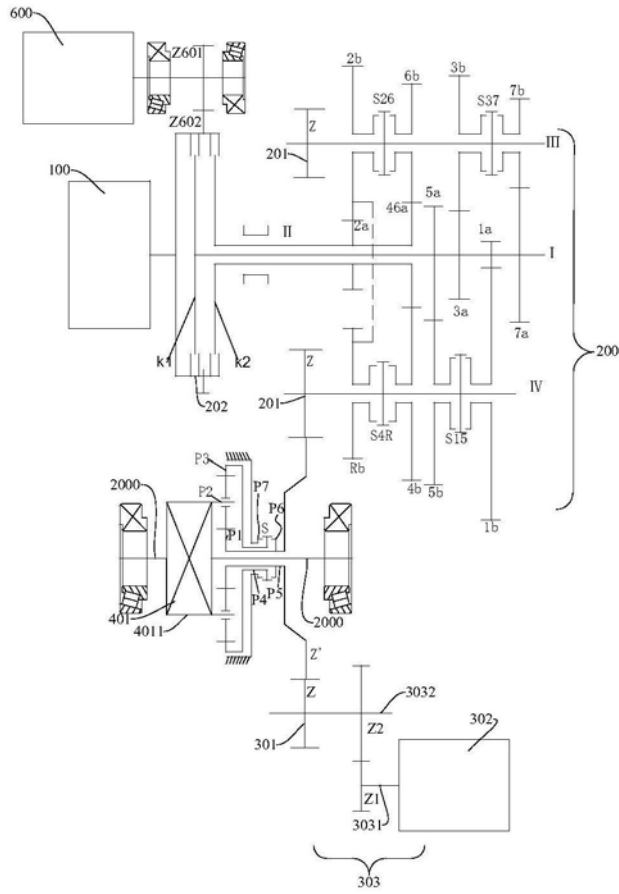


图35

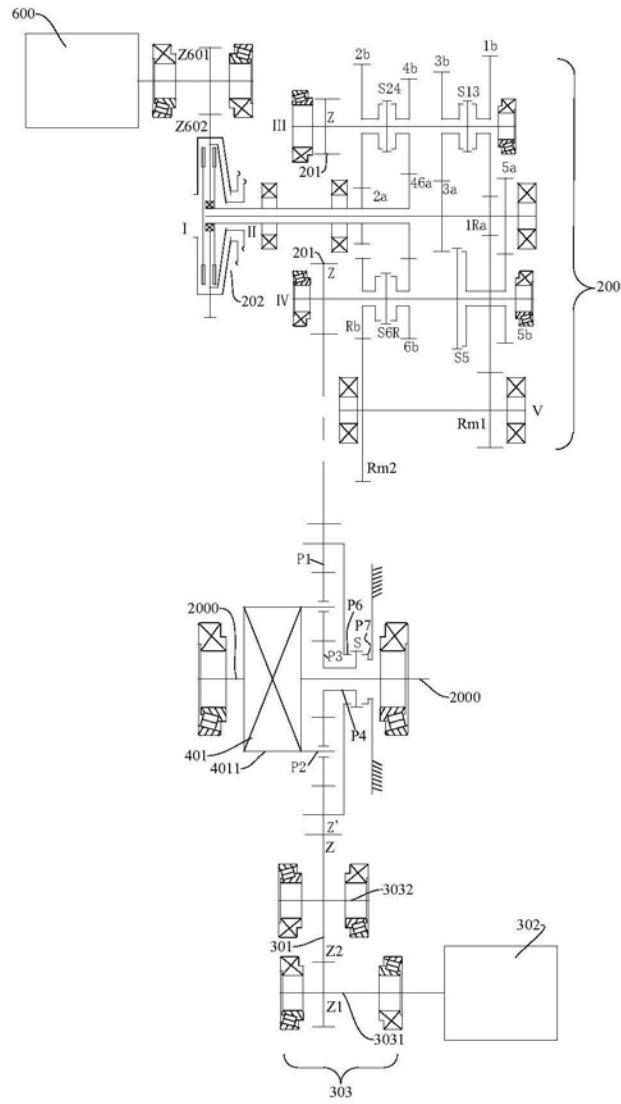


图36

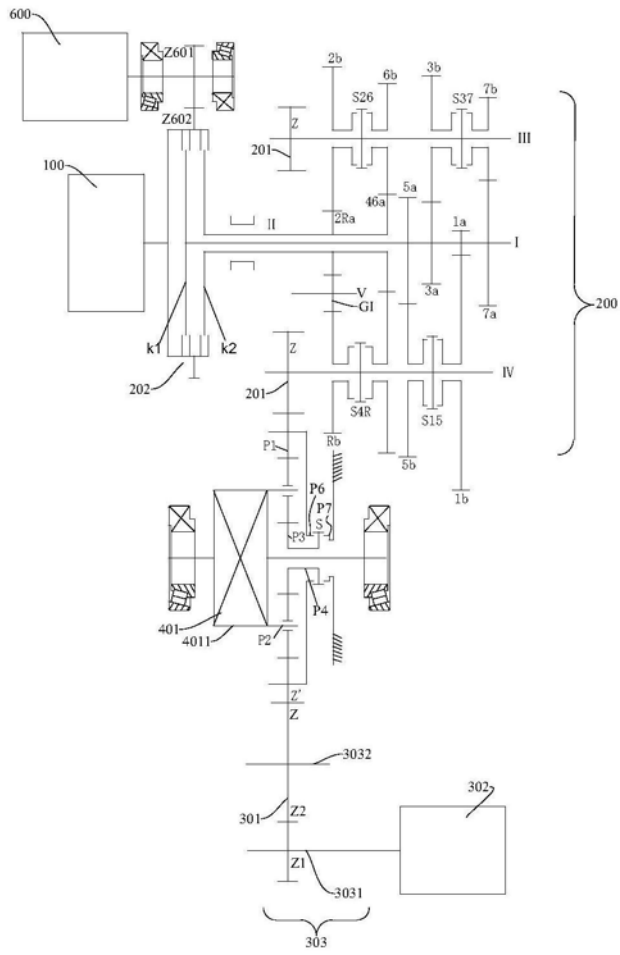


图37

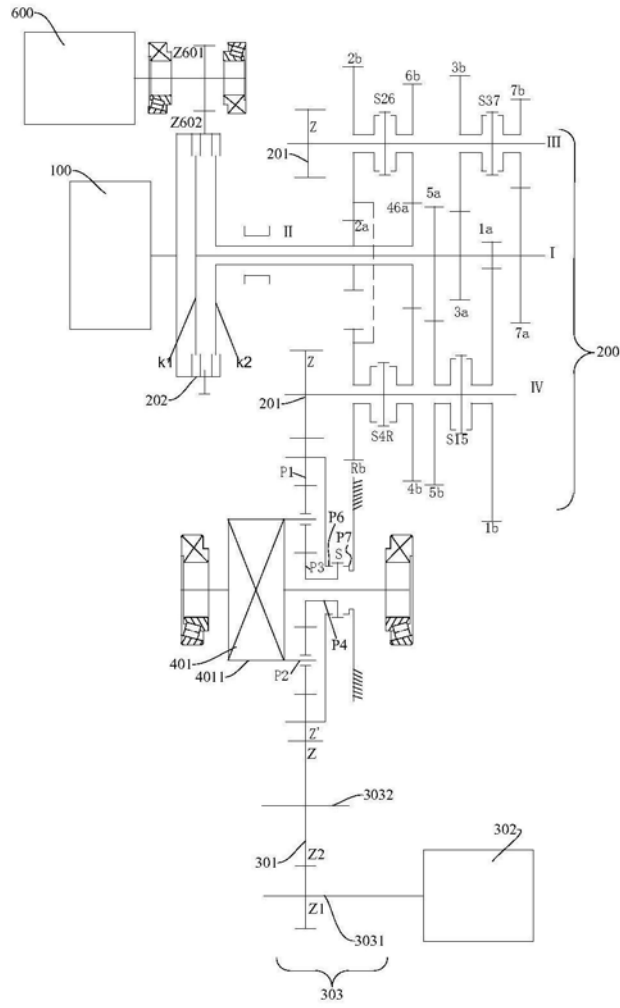


图38

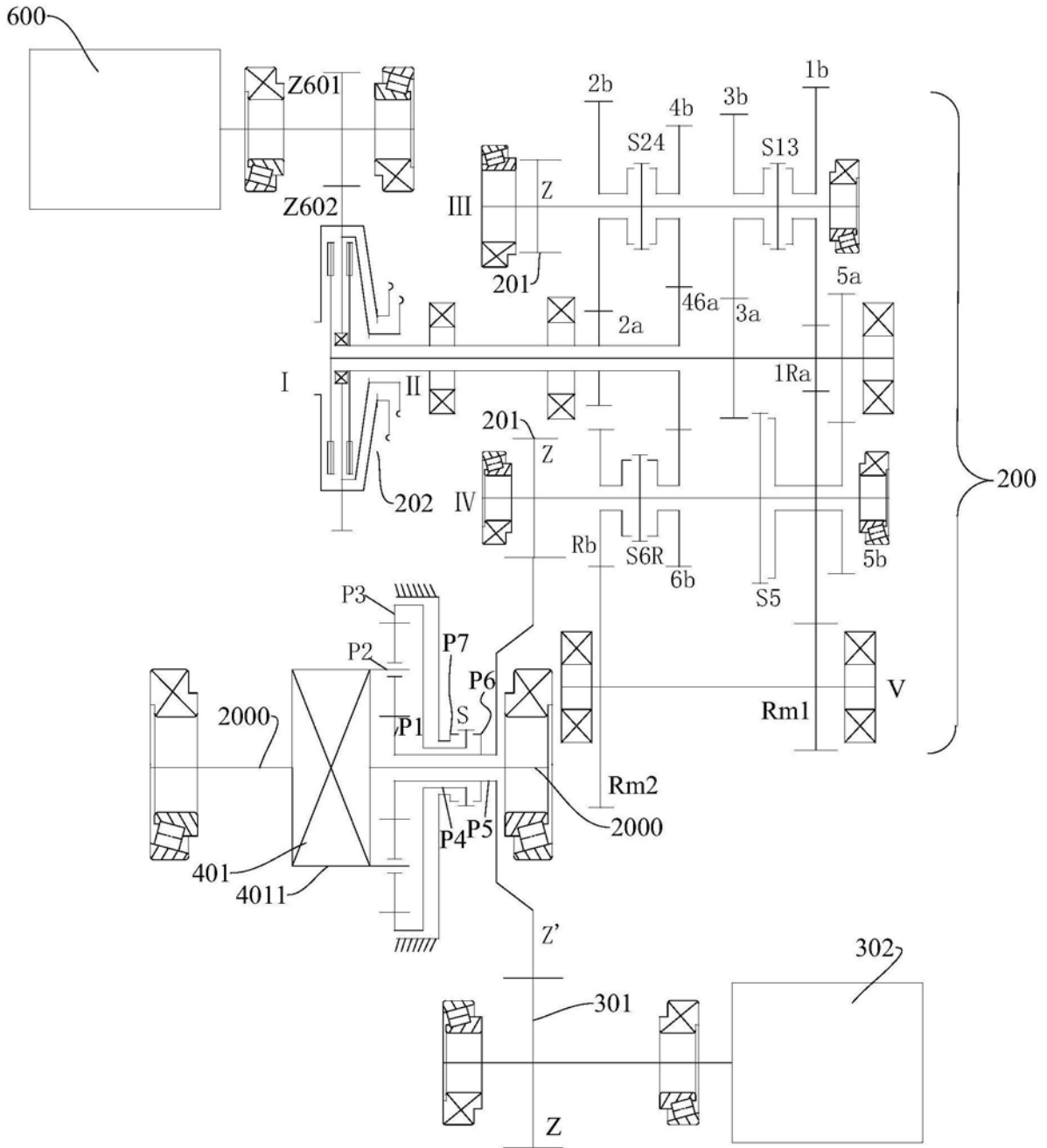


图39