



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 107893838 B

(45) 授权公告日 2021.05.04

(21) 申请号 201711164835.0

F16H 57/023 (2012.01)

(22) 申请日 2017.11.21

F16H 61/40 (2010.01)

(65) 同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 107893838 A

(56) 对比文件

(43) 申请公布日 2018.04.10

曹付义等. 双流传动的拖拉机转向工况换挡过程.《河南科技大学学报:自然科学版》.2014, 第35卷(第6期),

(73) 专利权人 河南科技大学
地址 471000 河南省洛阳市涧西区西苑路48号

赵小辉. 液压机械无级变速器自动变速控制系统研究.《中国期刊网优秀硕士学位论文全文数据库》.2015, 第1-77页.

(72) 发明人 曹付义 李豪迪 张风丽 马可
王浩然 崔梦凯 李金龙

郭蕊. 轮式拖拉机多段液压机械无级变速器的建模和控制仿真.《中国期刊网优秀硕士学位论文全文数据库》.2014, 第1-62页.

(74) 专利代理机构 洛阳公信知识产权事务所
(普通合伙) 41120

审查员 李新刚

代理人 张龙

(51) Int. Cl.

F16H 3/76 (2006.01)

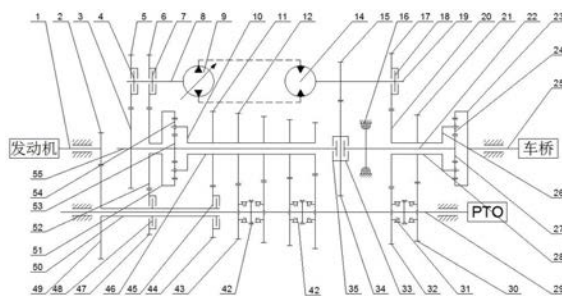
权利要求书2页 说明书6页 附图3页

(54) 发明名称

一种大功率车辆用多段多模式无级变速器

(57) 摘要

本发明涉及大功率车辆变速传动设备领域, 具体的说是一种大功率车辆用多段多模式无级变速器. 包括机壳以及并联设置在机壳内的双行星排机械变速器和液压变速器, 在机壳内还设有用于控制双行星排机械变速器单独变速输出、控制液压变速器单独变速输出或控制双行星排机械变速器和液压变速器混合变速输出的模式挡位切换执行系统. 本发明不但能够实现多段大范围无级调速性能, 而且能够满足大功率车辆在不同工况下行驶的多模式需求。



1. 一种大功率车辆用多段多模式无级变速器,其特征在于:包括机壳以及并联设置在机壳内的双行星排机械变速器和液压变速器,在机壳内还设有用于控制双行星排机械变速器单独变速输出、液压变速器单独变速输出或双行星排机械变速器和液压变速器混合变速输出的模式挡位切换执行系统;所述双行星排机械变速器包括串联设置在机壳内的前行星排和后行星排以及平行于前行星排和后行星排设置的传动齿轮轴(29);在所述传动齿轮轴(29)上可转动套设有一段第一空心轴(50),第一空心轴(50)上间隔设有第二齿轮(49)、第六齿轮(47)以及第八齿轮(44),其中的第二齿轮(49)固定设置在第一空心轴(50)上并与第一齿轮(2)啮合连接,在第一齿轮(2)上固定设有用于与发动机连接的主输入轴(1),第六齿轮(47)和第八齿轮(44)分别可离合设置在第一空心轴(50)上,在所述传动齿轮轴(29)上未套设第一空心轴(50)的部分间隔设有分别与传动齿轮轴(29)可离合连接的第二十一齿轮(32)、第二十三齿轮(30)以及多个第十齿轮(43);所述前行星排包括前太阳轴(55)、前太阳轮(53)、前行星轮(54)、前行星架(10)以及前齿圈(51),前太阳轴(55)的一端固定设有第四齿轮(3),另一端设有与前太阳轴(55)可离合连接的第十八齿轮(34),前齿圈(51)上固定设有前齿圈齿轮(52),前行星架(10)上固定设有可转动套设在前太阳轴(55)外周的第二空心轴(46),在第二空心轴(46)上固定设有与所述第八齿轮(44)啮合连接的第七齿轮(11)以及数量与所述第十齿轮(43)相一致并分别与多个第十齿轮(43)一一对应啮合连接的多个第九齿轮(12);所述后行星排包括后太阳轴(22)、后太阳轮(27)、后行星轮(24)、后行星架(26)以及后齿圈(23),后太阳轴(22)与第十八齿轮(34)可离合连接,后齿圈(23)上固定设有用于与车桥连接的主输出轴(25),后行星架(26)上固定设有可转动套设在后太阳轴(22)外周的第三空心轴(28),在第三空心轴(28)上固定设有与第二十一齿轮(32)啮合连接的第二十齿轮(20)以及与第二十三齿轮(30)啮合连接的第二十二齿轮(21);

液压变速器包括通过液压管路相连的变排量液压泵(9)和定量液压马达(14),在变排量液压泵(9)的输出轴上设有分别与变排量液压泵(9)的输出轴可离合连接并与所述第四齿轮(3)啮合连接的第三齿轮(5)以及与所述前齿圈齿轮(52)啮合连接的第五齿轮(6),在所述定量液压马达(14)的输出轴上设有与定量液压马达(14)的输出轴固定连接并与第十八齿轮(34)啮合连接的第十七齿轮(15)以及与定量液压马达(14)的输出轴可离合连接并与第二十齿轮(20)啮合连接的第十九齿轮(17);

所述第十齿轮(43)和第九齿轮(12)的数量为相一致的偶数;

所述第十齿轮(43)和第九齿轮(12)的数量分别为四个;

所述模式挡位切换执行系统包括用于控制第三齿轮(5)与变排量液压泵(9)输入轴之间离合的第三齿轮离合器(4)、用于控制第五齿轮(6)与变排量液压泵(9)输入轴之间离合的第五齿轮离合器(7)、用于控制第十九齿轮(17)与定量液压马达(14)输出轴之间离合的第十九齿轮离合器(18)、用于控制第六齿轮(47)与第二空心轴(46)之间离合的第六齿轮离合器(48)、用于控制第八齿轮(44)与第二空心轴(46)之间离合的第八齿轮离合器(45)、用于控制前太阳轴(55)与第十七齿轮(15)之间离合的前太阳轴离合器(35)、用于控制后太阳轴(22)与第十七齿轮(15)之间离合的后太阳轴离合器(33)、用于控制四个第十齿轮(43)分别与传动齿轮轴(29)之间离合的两个第一同步器(42)、用于控制第二十一齿轮(32)和第二十三齿轮(30)分别与传动齿轮轴(29)之间离合的第二同步器(31)以及用于控制后太阳轴(22)转动的制动器(16)。

2. 根据权利要求1所述的一种大功率车辆用多段多模式无级变速器,其特征在于:所述传动齿轮轴(29)的一端设有取力装置。

一种大功率车辆用多段多模式无级变速器

技术领域

[0001] 本发明涉及大功率车辆传动设备领域,具体的说是一种大功率车辆用多段多模式无级变速器。

背景技术

[0002] 目前,国产的大功率车辆普遍采用有级换挡,其缺点是工作挡位多,结构复杂,变速箱速比不连续,舒适性不高。车辆面对不同作业工况时,发动机却无法始终处在最理想的工况,从而无法进一步实现车辆的节能环保。目前,国外大功率车辆所配备的主要为分段式功率分流型变速箱。为了实现变速箱的调速、换段、换向,其结构形式主要有三种:(1)定轴分流装置+集成式静液压传动装置+液压机械汇流行星传动装置+同轴多排行星传动+后置换向传动装置;(2)行星分流装置+集成式静液压传动装置+定轴齿轮汇流传动装置+后置换向传动装置;(3)定轴分流装置+前置换向传动装置+集成式静液压传动装置+液压机械汇流行星传动装置+定轴齿轮换段传动装置。第一种结构形式紧凑但加工装配精度要求高。第二种结构形式简单,零件数少,但对液压元件性能要求高。第三种形式,加工装配精度要求低,但控制复杂。以上三种方案均采用集成液压元件且与变速箱润滑系统共用油源,对液压系统清洁度要求高,变速箱工作可靠性不易保证。

[0003] 液压传动具有布置方便、功率密度大、输出转矩与转速不受输入转速的影响、容易实现无级调速及自动控制等优点,但同时存在传动效率低等不足之处,尤其在高速和低速传动工况,传动效率低这一不足更加突出。齿轮机械传动具有传递运动准确可靠、瞬时传动比恒定、结构紧凑、可实现较大传动比、传递功率大及传动效率高等优点,但不易实现自动变速,更无法实现无级变速。中大型工程机械在作业时,传动系统往往需要传递较大功率,且要求能根据作业工况和负载大小变化对动力源进行高效率的速度和扭矩变换。单一使用机械传动或液压传动都难于完美满足中大型工程机械对传动系统的要求。

发明内容

[0004] 本发明旨在提供一种大功率车辆用多段多模式无级变速器,该变速器不但能够实现多段大范围的无级调速性能,而且能够满足车辆在不同工况下行驶的多模式需求。

[0005] 为了解决以上技术问题,本发明采用的技术方案为:一种大功率车辆用多段多模式无级变速器,包括机壳以及并联设置在机壳内的双行星排机械变速器和液压变速器,在机壳内还设有用于控制双行星排机械变速器单独变速输出、控制液压变速器单独变速输出或控制双行星排机械变速器和液压变速器混合变速输出的模式挡位切换执行系统;所述双行星排机械变速器包括串联设置在机壳内的前行星排和后行星排以及平行于前行星排和后行星排设置的传动齿轮轴;在所述传动齿轮轴上可转动套设有一段第一空心轴,第一空心轴上间隔设有第二齿轮、第六齿轮以及第八齿轮,其中的第二齿轮固定设置在第一空心轴上并与第一齿轮啮合连接,在第一齿轮上固定设有与发动机连接的主输入轴,第六齿轮和第八齿轮分别可离合设置在第一空心轴上,在所述传动齿轮轴上未套设第一空心轴的部

分间隔设有分别与传动齿轮轴可离合连接的第二十一齿轮、第二十三齿轮以及多个第十齿轮;所述前行星排包括前太阳轴、前太阳轮、前行星轮、前行星架以及前齿圈,前太阳轴的一端固定设有第四齿轮,另一端设有与前太阳轴可离合连接的第十八齿轮,前齿圈上固定设有前齿圈齿轮,前行星架上固定设有可转动套设在前太阳轴外周的第二空心轴,在第二空心轴上固定设有与所述第八齿轮啮合连接的第七齿轮以及数量与所述第十齿轮相一致并与多个第十齿轮一一对应啮合连接的多个第九齿轮;所述后行星排包括后太阳轴、后太阳轮、后行星轮、后行星架以及后齿圈,后太阳轴与所述第十八齿轮可离合连接,后齿圈上固定设有用于与车桥连接的主输出轴,后行星架上固定设有可转动套设在后太阳轴外周的第三空心轴,在第三空心轴上固定设有与所述第二十一齿轮啮合连接的第二十齿轮以及与所述第二十三齿轮啮合连接的第二十二齿轮。

[0006] 优选的,液压变速器包括通过液压管路相连的变排量液压泵和定量液压马达,在变排量液压泵的输出轴上设有分别与变排量液压泵的输出轴可离合连接并与所述第四齿轮啮合连接的第三齿轮以及与所述前齿圈齿轮啮合连接的第五齿轮,在所述定量液压马达的输出轴上设有与定量液压马达的输出轴固定连接并与所述第十八齿轮啮合连接的第十七齿轮以及与定量液压马达的输出轴可离合连接并与所述第二十齿轮啮合连接的第十九齿轮。

[0007] 优选的,所述第十齿轮和第九齿轮的数量为相一致的偶数。

[0008] 优选的,所述第十齿轮和第九齿轮的数量分别为四个。

[0009] 优选的,所述模式挡位切换执行系统包括用于控制第三齿轮与变排量液压泵输入轴之间离合的第三齿轮离合器、用于控制第五齿轮与变排量液压泵输入轴之间离合的第五齿轮离合器、用于控制第十九齿轮与定量液压马达输出轴之间离合的第十九齿轮离合器、用于控制第六齿轮与第二空心轴之间离合的第六齿轮离合器、用于控制第八齿轮与第二空心轴之间离合的第八齿轮离合器、用于控制前太阳轴与第十七齿轮之间离合的前太阳轴离合器、用于控制后太阳轴与第十七齿轮之间离合的后太阳轴离合器、用于控制四个第十齿轮分别与传动齿轮轴之间离合的两个第一同步器、用于控制第二十一齿轮和第二十三齿轮分别与传动齿轮轴之间离合的第二同步器以及用于控制后太阳轴转动的制动器。

[0010] 优选的,所述传动齿轮轴的一端设有取力装置。

[0011] 有益效果

[0012] 本发明所述的一种大功率车辆用多段多模式无级变速器在工作时,通过前行星排传动部分、后行星排传动部分以及模式挡位切换执行系统来作为机械传动路径,通过串联的变排量液压泵和定量液压马达来作为液压传动路径,通过液压系统对模式挡位切换执行系统中的各个制动器、离合器以及同步器的逻辑性控制来实现纯机械模式、分矩汇速式和分速汇矩式液压机械混合动力模式、纯液压不同模式下的传动转换,提高变速范围,很大程度上满足了大功率车辆的多档位无级调速性能需求和提高了在犁耕作业(大负荷低速作业)、牵引运输、低负荷转场等多种工作条件下的适应性。纯机械模式传动效率高,可以用于长途高速的转场行驶;液压机械混合动力模式可以在机械传动的基础上实现无级调速性能,适应性强,适合大多数工况需求;纯液压模式虽然传递效率较液压机械混合动力模式低,但是能够使发动机始终运转在高效率区,输出转矩转速不受输入转矩转速的影响,能够满足车辆大负荷低速的功率需求。

[0013] 本发明所述的一种大功率车辆用多段多模式无级变速器,在满足更多模式的前提下,结构更加简单紧凑,可采用电磁比例液压控制,使得多工况多模式切换控制更加灵活,保证了车辆在不同阶段下速度切换得平稳性,减少了冲击性,提高了车辆的动力性。并且本装置不需要设置倒挡装置,在纯液压模式下,液压元件可以满足转速-转矩坐标平面的四象限工作需求,前进与后退性能基本对称,而单纯的液压机械混合传动装置常常要在后置变速箱中设置倒挡,以规避使用过程中可能出现的倒挡区自锁情况。

[0014] 在变速器内部采用了两个干式多片离合器用于传递发动机的动力,取消了主离合器,使得变速器的体积减小,更加紧凑;优选实施方式中,动力输出装置的动力输出轴不与发动机直接连接,而是与传动齿轮轴相连接,实现了车辆在不同作业环境下的不同动力输出装置转速的连续可调和控制简便,具有非常宽的适应性。

附图说明

[0015] 图1为本发明的结构示意图;

[0016] 图2为本发明的第一种分矩汇速式液压机械混合模式的传动原理图;

[0017] 图3为本发明的第二种分矩汇速式液压机械混合模式的传动原理图;

[0018] 图4为本发明的分速汇矩式液压机械混合模式的传动原理图;

[0019] 图5为本发明的纯机械模式某一种的传动原理图;

[0020] 图6为本发明的纯液压模式的传动原理图;

[0021] 图中标记:1、主输入轴,2、第一齿轮,3、第四齿轮,4、第三齿轮离合器,5、第三齿轮,6、第五齿轮,7、第五齿轮离合器,9、变排量液压泵,10、前行星架,11、第七齿轮,12、第九齿轮,14、定量液压马达,15、第十七齿轮,16、制动器,17、第十九齿轮,18、第十九齿轮离合器,20、第二十齿轮,21、第二十二齿轮,22、后太阳轴,23、后齿圈,24、后行星轮,25、主输出轴,26、后行星架,27、后太阳轮,28、第三空心轴,29、传动齿轮轴,30、第二十三齿轮,31、第二同步器,32、第二十一齿轮,33、后太阳轴离合器,34、第十八齿轮,35、前太阳轴离合器,42、第一同步器,43、第十齿轮,44、第八齿轮,45、第八齿轮离合器,46、第二空心轴,47、第六齿轮,48、第六齿轮离合器,49、第二齿轮,50、第一空心轴,51、前齿圈,52、前齿圈齿轮,53、前太阳轮,54、前行星轮,55、前太阳轴。

具体实施方式

[0022] 如图1所示,本发明的一种大功率车辆用多段多模式无级变速器,包括机壳以及并联设置在机壳内的双行星排机械变速器和液压变速器,在机壳内还设有用于控制双行星排机械变速器单独变速输出、控制液压变速器单独变速输出或控制双行星排机械变速器和液压变速器混合变速输出的模式挡位切换执行系统。

[0023] 双行星排机械变速器包括串联设置在机壳内的前行星排和后行星排以及平行于前行星排和后行星排设置的传动齿轮轴29;在传动齿轮轴29上可转动套设有一段第一空心轴50,第一空心轴50上间隔设有第二齿轮49、第六齿轮47以及第八齿轮44,其中的第二齿轮49固定设置在第一空心轴50上并与第一齿轮2啮合连接,在第一齿轮2上固定设有与发动机连接的主输入轴1,第六齿轮47和第八齿轮44分别可离合设置在第一空心轴50上,在传动齿轮轴29上未套设第一空心轴50的部分间隔设有分别与传动齿轮轴29可离合连接的第二十

一齿轮32、第二十三齿轮30以及四个第十齿轮43。在传动齿轮轴29的一端还设有取力装置，取力装置用于给连接在大功率车辆上的播种机或犁耙等作业机械提供动力。

[0024] 前行星排包括前太阳轴55、前太阳轮53、前行星轮54、前行星架10以及前齿圈齿轮52，前太阳轴55的一端固定设有第四齿轮3，另一端设有与前太阳轴55可离合连接的第十八齿轮34，前齿圈齿轮52上固定设有前齿圈齿轮52齿轮，前行星架10上固定设有可转动套设在前太阳轴55外周的第三空心轴46，在第三空心轴46上固定设有与第八齿轮44啮合连接的第七齿轮11以及分别与四个第十齿轮43一一对应啮合连接的四个第九齿轮12。

[0025] 后行星排包括后太阳轴22、后太阳轮27、后行星轮24、后行星架26以及后齿圈23，后太阳轴22与第十八齿轮34可离合连接，后齿圈23上固定设有用于与车桥连接的主输出轴25，后行星架26上固定设有可转动套设在后太阳轴22外周的第三空心轴28，在第三空心轴28上固定设有与第二十一齿轮32啮合连接的第二十齿轮20以及与第二十三齿轮30啮合连接的第二十二齿轮21。

[0026] 液压变速器包括通过液压管路相连的变排量液压泵9和定量液压马达14，在变排量液压泵9的输出轴上设有分别与变排量液压泵9的输出轴可离合连接并与第四齿轮3啮合连接的第三齿轮5以及与前齿圈齿轮52啮合连接的第五齿轮6，在定量液压马达14的输出轴上设有与定量液压马达14的输出轴固定连接并与第十八齿轮34啮合连接的第十七齿轮15以及与定量液压马达14的输出轴可离合连接并与第二十齿轮20啮合连接的第十九齿轮17。

[0027] 模式挡位切换执行系统包括用于控制第三齿轮5与变排量液压泵9输入轴之间离合的第三齿轮离合器4、用于控制第五齿轮6与变排量液压泵9输入轴之间离合的第五齿轮离合器7、用于控制第十九齿轮17与定量液压马达14输出轴之间离合的第十九齿轮离合器18、用于控制第六齿轮47与第二空心轴46之间离合的第六齿轮离合器48、用于控制第八齿轮44与第二空心轴46之间离合的第八齿轮离合器45、用于控制前太阳轴55与第十七齿轮15之间离合的前太阳轴离合器35、用于控制后太阳轴22与第十七齿轮15之间离合的后太阳轴离合器33、用于控制四个第十齿轮43分别与传动齿轮轴29之间离合的两个第一同步器42、用于控制第二十一齿轮32和第二十三齿轮30分别与传动齿轮轴29之间离合的第二同步器31以及用于控制后太阳轴22转动的制动器16。

[0028] 下面以5个具体实施例对本发明的一种大功率车辆用多段多模式无级变速器的双行星排机械变速器单独变速输出、液压变速器单独变速输出以及双行星排机械变速器和液压变速器混合变速输出的模式挡位切换进一步说明。

[0029] 实施例1、一种大功率车辆用多段多模式无级变速器的第一种分矩汇速式液力机械混合模式的传动过程为：具体的，如图2所示，从发动机传递来的动力经过第一齿轮2和第二齿轮49传递到第一空心轴50，第六齿轮离合器48闭合，动力经过第六齿轮47在前齿圈齿轮52处实现分矩；一路动力经过第五齿轮6、闭合的第五齿轮离合器7传递到液压路，然后前太阳轴离合器35结合，动力经过第十七齿轮15、第十八齿轮34、前太阳轴55传递到前太阳轮53；另一路动力位于前齿圈齿轮52上；两路动力在前行星排上汇流后，再经过前行星架10、第二空心轴46、左数第二个第九齿轮12、左数第二个第十齿轮43传递到传动齿轮轴29，此时位于左侧的一个第一同步器42与左数第二个第十齿轮43结合；第二同步器31与第二十三齿轮30结合，进而将动力传递到后行星排，对后太阳轴22进行制动，最终将动力传递到主输出

轴25。

[0030] 选换挡位执行部分以及模式切换执行机构部分的动作分别为：

[0031]

执行装置序号	4	7	18	35	33	48	45	左 侧 42	右 侧 42	31	16
状态	×	●	×	●	×	●	×	●	×	●	●

[0032] 注：“●”为接合；“×”为分离。

[0033] 实施例2、一种大功率车辆用多段多模式无级变速器的第二种分矩汇速式液压机械混合模式的传动过程为：具体的，如图3所示，从发动机传递来的动力经过第一齿轮2和第二齿轮49传递到第一空心轴50，第六齿轮离合器48闭合，第八齿轮离合器45闭合，第三齿轮离合器4闭合，从而动力在第一空心轴50处实现分矩；一路动力经过前齿圈齿轮52齿轮、第五齿轮6传递到液压路，后太阳轴离合器33结合，然后经过后太阳轴22将动力传递到后太阳轮27；一路动力经过第二空心轴46传递到右数第一个第九齿轮12、右数第一个第十齿轮43，位于右侧的一个第一同步器42与第右数第一个第十齿轮43结合，将动力传递到传动齿轮轴29，第二同步器31与第二十一齿轮32结合，然后经过第二十齿轮20、第三空心轴28将动力传递到后行星架26；两路动力在后行星排汇流后，最终将动力传递到主输出轴25。

[0034] 选换挡位执行部分以及模式切换执行机构部分的动作分别为：

[0035]

执行装置序号	4	7	18	35	33	48	45	左侧42	右侧42	31	16
状态	×	●	×	×	●	●	●	×	●	●	×

[0036] 注：“●”为接合；“×”为分离。

[0037] 实施例3、一种大功率车辆用多段多模式无级变速器的分速汇矩式液压机械混合模式的传动过程为：具体的，如图4所示，从发动机传递来的动力经过第一齿轮2和第二齿轮49传递到第一空心轴50，第六齿轮离合器48闭合，第三齿轮离合器4闭合，将动力传递到前行星排实现速度分流；一路动力经过前太阳轮53、前太阳轴55、第四齿轮3、第三齿轮5、闭合的第三齿轮离合器4，将动力传递到液压路，第十九齿轮离合器18结合，然后动力经过第十九齿轮17、第二十齿轮20、第三空心轴28传递到后行星架26；一路动力经过前行星架10、第二空心轴46传递到右数第二个第九齿轮12，位于右侧的第一同步器42与右数第二个第十齿轮43结合，然后将动力传递到传动齿轮轴29，第二同步器31与第二十三齿轮30结合，进而将动力传递到后行星架26；闭合后太阳轴22制动器16，对后太阳轴22进行制动控制，两路动力在后行星排汇流后，最终将动力传递到主输出轴25。

[0038] 选换挡位执行部分以及模式切换执行机构部分的动作分别为：

[0039]

执行装置序号	4	7	18	35	33	48	45	左 侧 42	右 侧 42	31	16
状态	●	×	●	×	×	●	×	×	●	●	●

[0040] 注：“●”为接合；“×”为分离。

[0041] 实施例4、一种大功率车辆用多段多模式无级变速器的纯机械模式的传动过程为：具体的，如图5所示，从发动机传递来的动力经过第一齿和第二齿轮49传递到第一空心轴50，第八齿轮离合器45闭合，经过第七齿轮11将动力传递到第二空心轴46、右数第一个第九齿轮12，右侧的第一同步器42与右数第一个第十齿轮43结合，然后将动力传递到传动齿轮轴29，第二同步器31与第二十一齿轮32结合，动力经过第二十一齿轮32、第二十齿轮20、第三空心轴28进而传递到后行星架26；闭合后太阳轴22制动器16，对后太阳轴22进行制动控制，最终将动力传递到主输出轴25。

[0042] 纯机械模式下的选换挡位执行部分以及模式切换执行机构部分的动作分别为：

[0043]

执行装置序号	4	7	18	35	33	48	45	左侧 42	右侧 42	31	16
状态	×	×	×	×	×	×	●	×	●	●	●

[0044] 注：“●”为接合；“×”为分离。

[0045] 实施例5、一种大功率车辆用多段多模式无级变速器的纯液压模式的传动过程为：具体的，如图6所示，从发动机传递来的动力经过第一齿轮2和第二齿轮49传递到第一空心轴50，第六齿轮离合器48闭合，动力经过前齿圈齿轮52、第五齿轮6，第五齿轮离合器7结合，然后将动力传递到液压路，第十九齿轮离合器18结合，动力经过第十九齿轮17、第二十齿轮20、第三空心轴28，进而将动力传递到后行星架26；闭合后太阳轴22制动器16，对后太阳轴22进行制动控制，最终将动力传递到主输出轴25。

[0046] 纯液压模式下的选换挡位执行部分以及模式切换执行机构部分的动作分别为：

[0047]

执行装置序号	4	7	18	35	33	48	45	左侧42	右侧42	31	16
状态	×	●	●	×	×	●	×	×	×	×	●

[0048] 注：“●”为接合；“×”为分离。

[0049] 综上，本发明的一种大功率车辆用多段多模式无级变速器，具有多种模式及挡位可供选择，并可通过第九齿轮12以及与第九齿轮12啮合连接的第十齿轮43的数量的增多而具有更多的挡位。

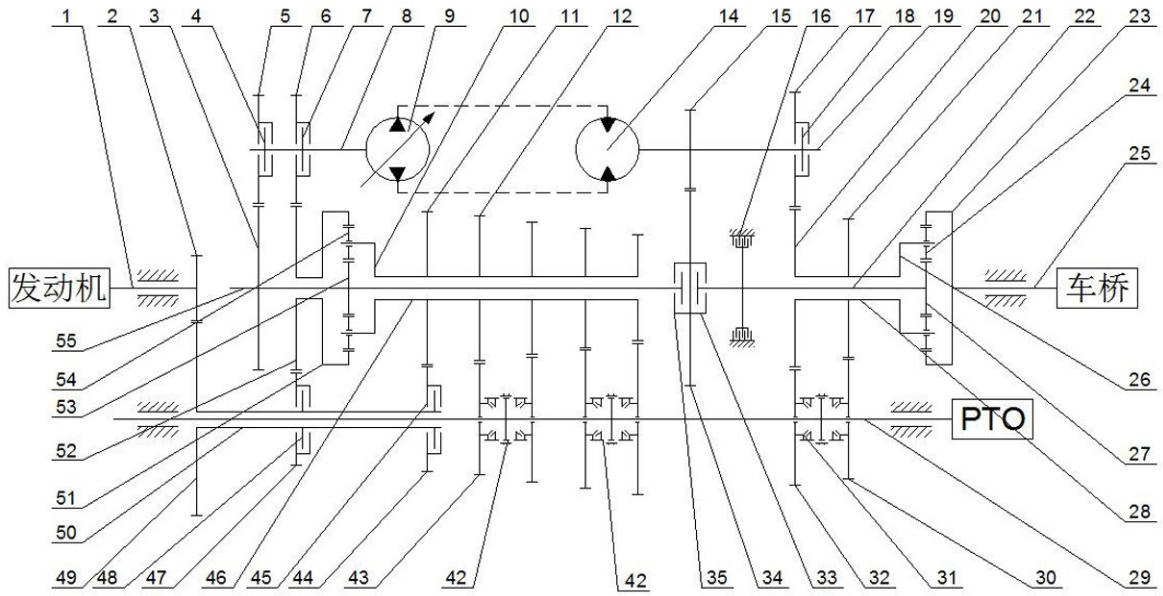


图1

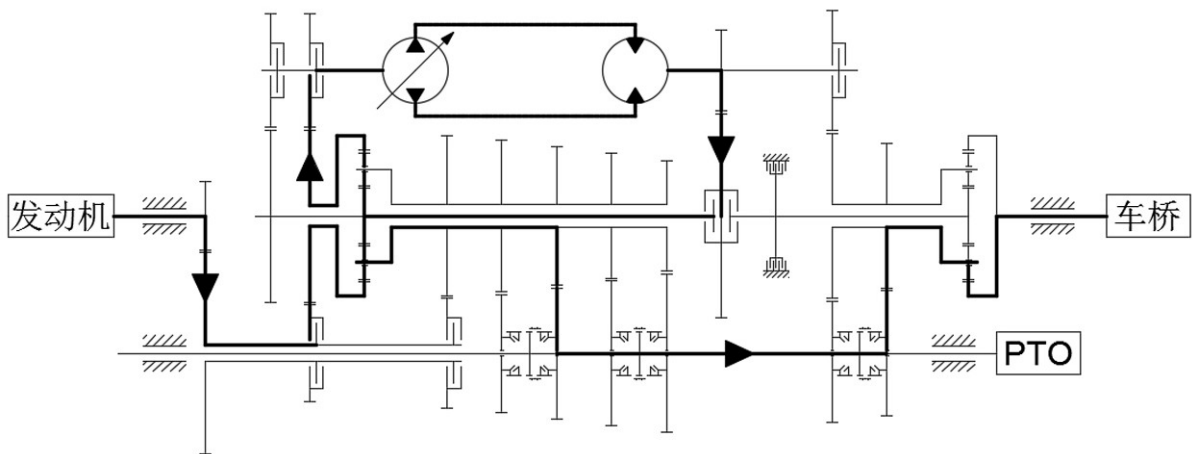


图2

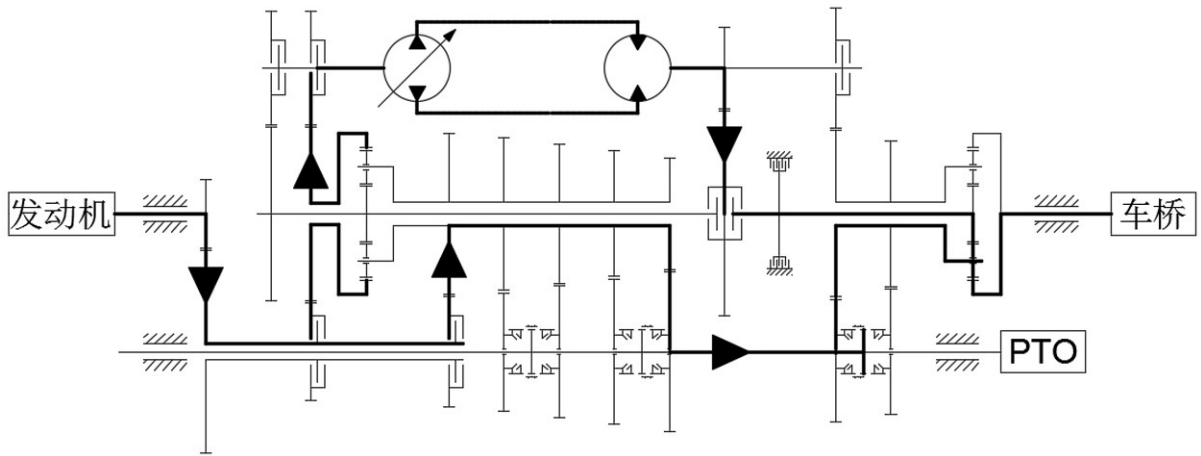


图3

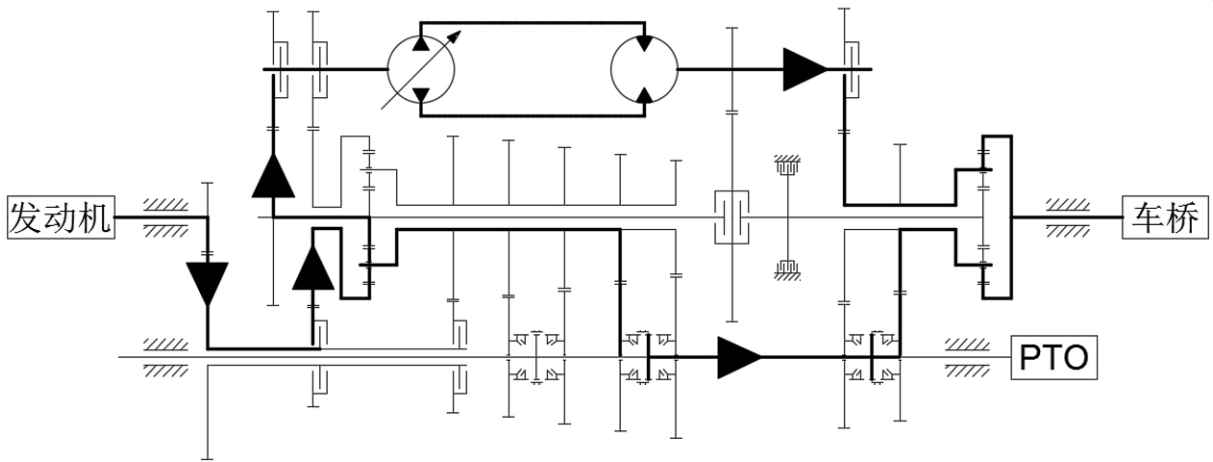


图4

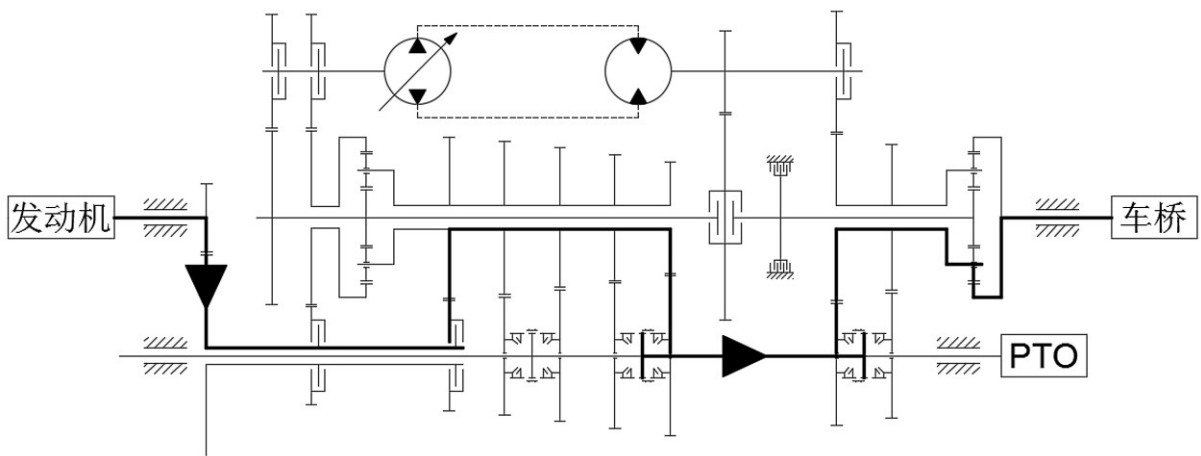


图5

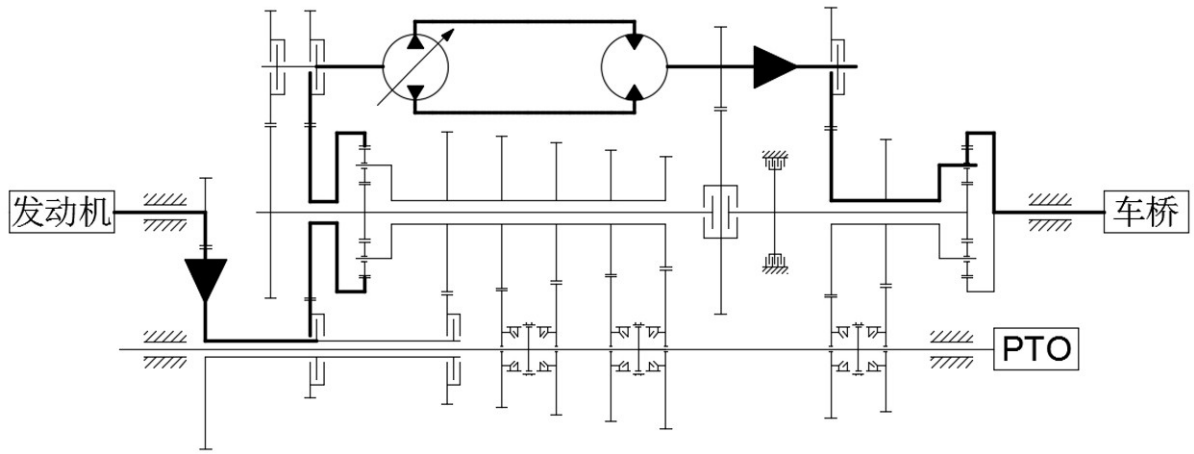


图6