

(12) 按照专利合作条约所公布的国际申请

(19) 世界知识产权组织
国际局

(43) 国际公布日
2020 年 7 月 23 日 (23.07.2020)



(10) 国际公布号
WO 2020/147141 A1

(51) 国际专利分类号:
B60K 6/543 (2007.01) *F16H 47/04* (2006.01)
B60K 17/06 (2006.01)

(21) 国际申请号: PCT/CN2019/072880

(22) 国际申请日: 2019 年 1 月 24 日 (24.01.2019)

(25) 申请语言: 中文

(26) 公布语言: 中文

(30) 优先权:
201910041132.1 2019 年 1 月 16 日 (16.01.2019) CN

(71) 申请人: 江苏大学 (JIANGSU UNIVERSITY) [CN/
CN]; 中国江苏省镇江市京口区学府路
301 号, Jiangsu 212013 (CN)。

(72) 发明人: 朱镇 (ZHU, Zhen); 中国江苏省镇江市京
口区学府路 301 号, Jiangsu 212013 (CN)。 蔡英凤
(CAI, Yingfeng); 中国江苏省镇江市京口区学府路
301 号, Jiangsu 212013 (CN)。 陈龙 (CHEN, Long);
中国江苏省镇江市京口区学府路 301 号, Jiangsu
212013 (CN)。 夏长高 (XIA, Changgao); 中国江
苏省镇江市京口区学府路 301 号, Jiangsu 212013
(CN)。 韩江义 (HAN, Jiangyi); 中国江苏省镇江
市京口区学府路 301 号, Jiangsu 212013 (CN)。 施
德华 (SHI, Dehua); 中国江苏省镇江市京口区学
府路 301 号, Jiangsu 212013 (CN)。 王峰 (WANG,
Feng); 中国江苏省镇江市京口区学府路 301 号,
Jiangsu 212013 (CN)。 袁朝春 (YUAN, Chaochun);
中国江苏省镇江市京口区学府路 301 号, Jiangsu
212013 (CN)。 盘朝奉 (PAN, Chaofeng); 中国江
苏省镇江市京口区学府路 301 号, Jiangsu 212013

(54) Title: CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION SYSTEM ACHIEVING MULTI-MODE SWITCHING OF HYBRID POWER

(54) 发明名称: 一种混合动力多模式切换的无级变速传动系统

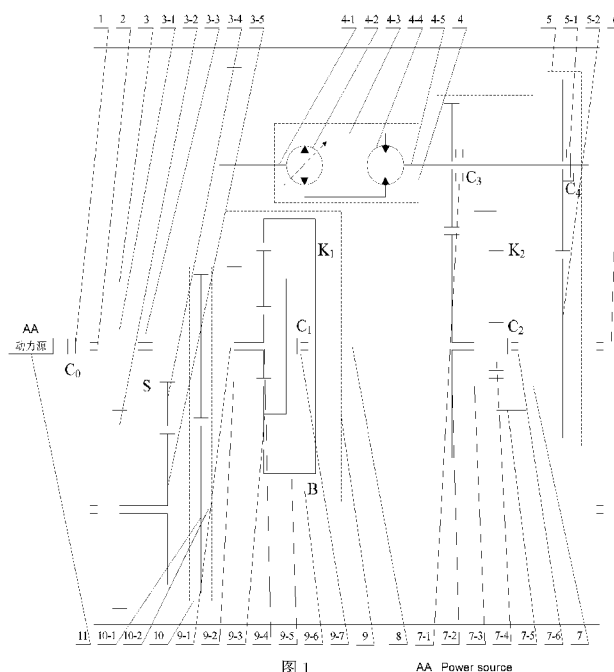


图 1

AA Power source

(57) Abstract: A continuously variable transmission system achieving multi-mode switching of hybrid power, comprising an input component (2), an output component (6), a clutch assembly, a brake (9-6), a hydraulic transmission assembly (4) and a planetary gear assembly, wherein the input component (2) is connected to the hydraulic transmission assembly (4), and the output component (6) is connected to the planetary gear assembly. The clutch assembly connects the input component (2) and the hydraulic transmission assembly (4) to the planetary gear assembly respectively. The brake (9-6) and the clutch assembly provide the transmission ratio of

(CN)。 徐兴(XU, Xing); 中国江苏省镇江市京口区学府路301号, Jiangsu 212013 (CN)。

(74) 代理人: 北京德崇智捷知识产权代理有限公司 (JW IP LAW FIRM); 中国北京市朝阳区酒仙桥路14号A5楼7层701, Beijing 100015 (CN)。

(81) 指定国(除另有指明, 要求每一种可提供的国家保护): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, JP, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW。

(84) 指定国(除另有指明, 要求每一种可提供的地区保护): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), 欧亚 (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), 欧洲 (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG)。

本国际公布:

— 包括国际检索报告(条约第21条(3))。

continuous advancing or retreating between the input component (2) and the output component (6). Hydraulic-mechanical transmission is converted into mechanical transmission by means of the linear increase or non-linear increase of the displacement ratio of the hydraulic transmission assembly (4). According to the present system, integrated control may be carried out by means of a dual power source that employs an engine (11-1) and an electric motor (11-3) as power and composite transmission which employs hydraulic transmission, mechanical transmission and hydraulic-mechanical transmission as transmission modes; a statistical method based on test data is used, and adaptive energy management policies are provided.

(57) 摘要: 一种混合动力多模式切换的无级变速传动系统, 包括输入构件(2)、输出构件(6)、离合器组件、制动器(9-6)、液压传动总成(4)和行星齿轮总成, 所述输入构件(2)与液压传动总成(4)连接, 所述输出构件(6)与行星齿轮总成连接, 所述离合器组件分别将所述输入构件(2)和液压传动总成(4)连接到行星齿轮总成, 所述制动器(9-6)和所述离合器组件提供输入构件(2)与输出构件(6)之间连续前进或后退的传动比。通过液压传动总成(4)的排量比线性增大或者非线性增大, 使液压机械传动转换为机械传动。该系统以发动机(11-1)和电动机(11-3)为动力的双动力源, 与以液压传动、机械传动和液压机械传动为传动方式的复合传动进行集成控制, 使用基于试验数据的统计方法, 提供相适应的能量管理策略。

一种混合动力多模式切换的无级变速传动系统

技术领域

本发明涉及无级变速传动装置领域，特别涉及一种混合动力多模式切换的无级变速传动系统。

背景技术

液压传动通过能量形式的转换实现柔性作业，但传动效率相对较低；机械传动的传动比一般是有级变化，传动效率相对较高。液压机械传动综合了液压传动和机械传动的优点，具有无级变速、传动效率高和传递功率大等优点，是重型车辆理想的传动形式。液压机械传动分为输入分流和输出分流两类，各有利弊；而集液压传动、机械传动和液压机械传动为一体的机液复合传动系统能适用于不同工况，是以后传动系统发展的方向。

发明内容

针对现有技术中存在的不足，本发明提供了一种混合动力多模式切换的无级变速传动系统，可通过切换离合器、制动器和调节液压系统排量比，使液压传动、液压机械传动和机械传动为一体。

本发明是通过以下技术手段实现上述技术目的的。

一种混合动力多模式切换的无级变速传动系统，包括输入构件、输出构件、离合器组件、制动器、液压传动总成和行星齿轮总成，所述输入构件与液压传动总成连接，所述输出构件与行星齿轮总成连接，所述离合器组件分别将所述输入构件和液压传动总成连接到行星齿轮总成，所述制动器和所述离合器组件提供输入构件与输出构件之间连续前进或后退的传动比。

进一步，通过调节液压传动总成的排量比和选择性控制所述离合器组件和制动器的接合，提供输入构件与输出构件之间前进或后退的传动方式包括：液压传动、机械传动、液压机械传动和液压反向传动。

进一步，通过调节液压传动总成的排量比，实现输入构件与输出构件之间的前进传动方式之间的切换。

进一步，所述输入构件与输出构件之间前进的传动方式之间切换具体为：

通过液压传动总成的排量比线性增大，使液压传动转换为液压机械传动；

在液压机械传动基础上，通过液压传动总成的排量比线性增大或者非线性增大，使液压机械传动转换为机械传动。

进一步，所述行星齿轮总成包括行星齿轮分流机构和行星齿轮汇流机构；所述离合器组

件包括第一离合器、第二离合器和第三离合器；所述行星齿轮分流机构的齿圈与行星齿轮汇流机构的太阳轮连接；

所述第一离合器用于选择性的将所述行星齿轮分流机构的齿圈连接到行星齿轮分流机构的行星架以共同旋转；所述第二离合器用于选择性的将所述行星齿轮汇流机构的太阳轮连接到行星齿轮汇流机构的行星架以共同旋转；所述第三离合器用于选择性的将所述液压传动总成连接到行星齿轮汇流机构以共同旋转；通过调节液压传动总成的排量比和选择性控制所述第一离合器、第二离合器和第三离合器的接合，提供输入构件与输出构件之间前进的液压机械传动。

进一步，通过调节液压传动总成的排量比和选择性控制所述第一离合器和第二离合器的接合，提供输入构件与输出构件之间前进的机械传动。

进一步，所述离合器组件还包括第四离合器，所述第四离合器用于选择性的将所述液压传动总成连接到输出构件以共同旋转；所述制动器用于选择性的将所述行星齿轮分流机构的齿圈连接到固定件；通过调节液压传动总成的排量比和控制所述第四离合器和制动器的接合，提供输入构件与输出构件之间前进或后退的液压传动。

进一步，接合所述第一离合器和第三离合器、接合所述第二离合器和第三离合器，分别提供输入构件与输出构件之间前进各自相异的液压机械传动方式。

进一步，所述输入构件的动力源包括发动机动力源和电动机动力源；所述发动机动力源通过发动机产生；所述电动机动力源由动力电池与电动机组成；所述发动机动力源和电动机动力源形成混合动力源通过耦合装置连接输入构件。

进一步，通过控制不同动力混合比的双动力源与复合传动相接合，组成混合动力-多模式切换无级变速传动系统。

本发明的有益效果在于：

1. 本发明所述的混合动力多模式切换的无级变速传动系统，通过控制 4 个离合器、1 个制动器和液压系统排量比可在 1 个机械档位，2 个液压档位和 2 个液压机械档位间进行切换，在倒档和前进挡中低档位实现无级变速。

2. 本发明所述的混合动力多模式切换的无级变速传动系统，可将动力通过动力传动机构输出，以驱动其它装置。

3. 本发明所述的混合动力多模式切换的无级变速传动系统，结构紧凑、操作方便，传动齿轮数目较少，传动效率高。

4. 本发明所述的混合动力多模式切换的无级变速传动系统，在液压机械传动基础上，通过液压传动总成的排量比线性或者非线性增大，使液压机械传动转换为机械传动。

5. 本发明所述的混合动力多模式切换的无级变速传动系统,可实现能量回收和提供足够动力等功能。

6. 本发明所述的混合动力多模式切换的无级变速传动系统,在档位切换时,利用转矩动态控制方法实现电动机转矩对发动机转矩的实时补偿,有利于改善换挡品质和提高车辆平顺性。在动力输出时,增加传递功率,提高响应速度,将双源动力和复合传动相接合,实现减少循环功率和提高传动效率的功能。

7. 本发明所述的混合动力多模式切换的无级变速传动系统,输入分流和输出分流的高效区都对应于前进方向,前者的高效区在低速段,后者的高效区在高速段。输入分流的变量泵始终由输入轴拖动,转速范围不大;输出分流的泵和马达可能双向旋转,往往要单设补油泵。

附图说明

图 1 为本发明所述的混合动力多模式切换的无级变速传动系统原理图。

图 2 为本发明所述的动力输入原理图。

图 3 为本发明所述的混合动力多模式切换的无级变速传动系统调速特性图。

图中:

1-主离合器; 2-输入轴; 3-前进后退档总成; 3-1-倒档增速主动齿轮; 3-2-倒档增速从动齿轮; 3-3-带花键套的换挡齿轮; 3-4-倒档惰轮; 3-5-倒档减速主动齿轮; 4-液压传动总成; 4-1-变量泵输入轴; 4-2-变量泵; 4-3-液压管道; 4-4-定量马达; 4-5-定量马达输出轴; 5-液压动力输出机构; 5-1-第四离合器; 5-2-液压动力输出机构齿轮副; 6-输出轴; 7-行星齿轮汇流机构; 7-1 第三离合器; 7-2-汇流机构齿圈传动齿轮副; 7-3-汇流机构齿圈; 7-4-汇流机构太阳轮; 7-5-汇流机构行星架; 7-6-第二离合器; 8-中间轴; 9-行星齿轮分流机构; 9-1-分流机构行星架输入轴; 9-2-分流机构太阳轮传动齿轮副; 9-3-分流机构行星架; 9-4-分流机构太阳轮; 9-5-分流机构齿圈; 9-6-制动器; 9-7-第一离合器; 10-动力传动机构; 10-1-动力传动机构齿轮副; 10-2-动力输出轴; 11-动力源; 11-1-发动机; 11-2-耦合装置; 11-3-电动机; 11-4-动力电池。

具体实施方式

下面接合附图以及具体实施例对本发明作进一步的说明,但本发明的保护范围并不限于此。

如图 1 所示,本发明所述的混合动力多模式切换的无级变速传动系统包括主离合器 1、输入轴 2、前进后退档总成 3、液压传动总成 4、液压动力输出机构 5、输出轴 6、行星齿轮汇流机构 7、中间轴 8、行星齿轮分流机构 9、动力传动机构 10 和动力源 11。所述主离合器 1 用于连接动力源 11 与输入轴 2。

所述前进后退档总成 3 包括倒档增速主动齿轮 3-1、倒档增速从动齿轮 3-2、带花键套的换挡齿轮 3-3、倒档惰轮 3-4 和倒档减速主动齿轮 3-5；倒档增速主动齿轮 3-1 与倒档增速从动齿轮 3-2 啮合，所述倒档增速主动齿轮 3-1 与输入轴 2 连接；所述倒档惰轮 3-4 和倒档减速主动齿轮 3-5 啮合，所述倒档增速从动齿轮 3-2 与倒档减速主动齿轮 3-5 一体共同旋转；所述带花键套的换挡齿轮 3-3 可以实现输入轴 2 与行星齿轮分流机构 9 之间的相同或相反转向。

所述液压传动总成 4 包括变量泵输入轴 4-1、变量泵 4-2、液压管道 4-3、定量马达 4-4 和定量马达输出轴 4-5；所述行星齿轮分流机构 9 通过变量泵输入轴 4-1 与变量泵 4-2 连接；所述变量泵 4-2 通过液压管道 4-3 与定量马达 4-4 连接，用于提供定量马达 4-4 动力；所述定量马达 4-4 通过第三离合器 7-1 与所述行星齿轮汇流机构 7 连接以共同旋转；所述定量马达 4-4 通过第四离合器 5-1 与所述液压动力输出机构 5 连接以共同旋转。

所述液压动力输出机构 5 包括第四离合器 5-1 和液压动力输出机构齿轮副 5-2；定量马达输出轴 4-5 通过第四离合器 5-1 与液压动力输出机构齿轮副 5-2 连接；所述液压动力输出机构齿轮副 5-2 输出端与输出轴 6 连接。

所述行星齿轮汇流机构 7 包括汇流机构齿圈传动齿轮副 7-2、汇流机构齿圈 7-3、汇流机构太阳轮 7-4 和汇流机构行星架 7-5；所述行星齿轮分流机构 9 包括分流机构行星架输入轴 9-1、分流机构太阳轮传动齿轮副 9-2、分流机构行星架 9-3、分流机构太阳轮 9-4 和分流机构齿圈 9-5；制动器 9-6 用于选择性的将所述分流机构齿圈 9-5 连接到固定件；第一离合器 9-7 与第二离合器 7-6 之间通过中间轴 8 连接，所述中间轴 8 两端分别安装分流机构齿圈 9-5 和汇流机构太阳轮 7-4；所述分流机构行星架输入轴 9-1 上安装分流机构行星架 9-3，分流机构行星架输入轴 9-1 一端可通过带花键套的换挡齿轮 3-3 与输入轴 2 连接，所述第一离合器 9-7 用于选择性的将所述分流机构行星架输入轴 9-1 连接到中间轴 8 以共同旋转；由于中间轴 8 上还安装分流机构齿圈 9-5，因此也可以认为所述第一离合器 9-7 用于选择性的将所述分流机构行星架输入轴 9-1 连接到分流机构齿圈 9-5 以共同旋转；所述第二离合器 7-6 用于选择性的将所述中间轴 8 连接到汇流机构行星架 7-5 以共同旋转。所述分流机构太阳轮传动齿轮副 9-2 用于将分流机构行星架输入轴 9-1 连接到所述液压传动总成 4。所述分流机构行星架输入轴 9-1 与分流机构行星架 9-3 连接。输入分流和输出分流的高效区都对应于前进方向，前者的高效区在低速段，后者的高效区在高速段。输入分流的变量泵始终由输入轴拖动，转速范围不大；输出分流的泵和马达可能双向旋转，往往要单设补油泵。

所述动力传动机构 10 包括动力传动机构齿轮副 10-1 和动力输出轴 10-2。所述动力传动机构齿轮副 10-1 用于连接动力输出轴 10-2 与输入轴 2。

当带花键套的换挡齿轮 3-3 接合分流机构行星架输入轴 9-1 时，为车辆前进档位，动力

经输入轴 2 直接传递到分流机构行星架输入轴 9-1；当带花键套的换挡齿轮 3-3 接合倒档惰轮 3-4 时，为车辆后退档位，动力经倒档增速主动齿轮 3-1、倒档增速从动齿轮 3-2、倒档减速主动齿轮 3-5 和倒档惰轮 3-4 传递到分流机构行星架输入轴 9-1。

如图 3 所示，通过调节液压传动总成 4 的排量比和选择性控制所述第一离合器 9-7、第二离合器 7-6、第三离合器 7-1、第四离合器 5-1 和制动器 9-6 的接合，用于提供输入构件与输出构件之间前进的传动方式：液压传动、机械传动和液压机械传动。

如表 1 所示，以下以车辆前进档位为例进行说明：

当接合第四离合器 5-1 和制动器 9-6 时，为液压传动方式，记为 F1 (H)。传递到分流机构行星架输入轴 9-1 的动力经分流机构行星架 9-3、分流机构太阳轮 9-4 和分流机构太阳轮传动齿轮副 9-2，传递到液压传动总成 4 后，由变量泵输入轴 4-1 驱动变量泵 4-2，流体经液压管道 4-3，带动定量马达 4-4 旋转，将机械能从定量马达输出轴 4-5 输出，继而动力经液压动力输出机构齿轮副，从输出轴 6 输出。如此时带花键套的换挡齿轮 3-3 接合倒档惰轮 3-4，为车辆后退档位，记为 R (H)。

当接合第二离合器 7-6 和第三离合 7-1 时，为液压机械传动方式，即输入分流记为 F2 (HM)。此时，行星齿轮汇流机构 7 固连为一体，传递到分流机构行星架输入轴 9-1 的动力经分流机构行星架 9-3 分为两路，一路经分流机构太阳轮 9-4 和分流机构太阳轮传动齿轮副 9-2，传递到液压传动总成 4 后，经汇流机构齿圈传动齿轮副 7-2，与经分流机构齿圈 9-5 和中间轴 8 直接传递到行星齿轮汇流机构 7 的动力进行汇流，从输出轴 6 输出。

当接合第一离合器 9-7 和第三离合器 7-1 时，为液压机械传动方式，即输出分流记为 F3 (HM)。此时，行星齿轮分流机构 9 固连为一体，传递到分流机构行星架输入轴 9-1 的一部分动力经分流机构行星架输入轴 9-1 传递到液压传动总成 4 后，经汇流机构齿圈传动齿轮副 7-2 传动到汇流机构齿圈 7-3，与经行星齿轮分流机构 9 和中间轴 8 直接传递到汇流机构太阳轮 7-4 的动力汇流至汇流机构行星架 7-5，从输出轴 6 输出。

当接合第一离合器 9-7 和第二离合器 7-6 时，为机械传动方式，记为 F4 (M)。传递到分流机构行星架输入轴 9-1 的动力经行星齿轮分流机构 9、中间轴 8、行星齿轮汇流机构 7，从输出轴 6 输出。

表 1 变速传动装置主要元件工作示意图

档位及传动方式	接合元件					
	S	C ₁	C ₂	C ₃	C ₄	B
F1 (H) 液压传动	前进挡	分离	分离	分离	接合	接合
F2 (HM) 液压机械传动(输入分流)		分离	接合	接合	分离	分离

F3(HM)液压机械传动(输出分流)	后退档	接合	分离	接合	分离	分离
F4(M)机械传动		接合	接合	分离	分离	分离
R(H)液压传动		分离	分离	分离	接合	接合

表 1 中, S 表示带花键套的换挡齿轮; C_1 表示第一离合器 9-7; C_2 表示第二离合器 7-6; C_3 表示第三离合器 7-1; C_4 表示第四离合器 5-1; B 表示制动器 9-6。

如图 3 所示, 通过调节液压传动总成 4 的排量比, 使输入构件与输出构件之间前进的传动方式之间切换。具体为:

通过液压传动总成 4 的排量比线性增大, 使液压传动转换为液压机械传动;

在液压机械传动基础上, 通过液压传动总成 4 的排量比线性或者非线性增大, 使液压机械传动转换为机械传动。

当变量泵 4-2 为单向变量泵、定量马达 4-4 为单向定量马达, 需要安装前进后退档总成 3 实现倒档液压传动; 但是倒挡也可仅由双向变量泵和定量马达组成的容积调速回路来实现。若单向变量泵排量的范围为 $[0, V_{\max}]$, 那么双向变量泵排量的范围为 $[-V_{\max}, V_{\max}]$, 只需将双向变量泵排量取负值, 即可实现倒档位, 倒档位仅由液压传动来实现。

如图 2 所述, 动力源 11 包括发动机 11-1、耦合装置 11-2、电动机 11-3 和动力电池 11-4; 可采用所述动力电池 11-4 和电动机 11-3 组成的电动机动力源, 与发动机 11-1 动力源相接合, 通过耦合装置 11-2 为变速传动系统提供动力。通过控制不同动力混合比的混合动力与输入构件与输出构件之间连续前进或后退的传动方式相接合, 组成复合传动系统, 可通过优化算法合理分配功率, 实现电动机辅助起步、减少换挡冲击和提高上坡动力性等功能。

起步阶段, 由于车速较低, 发动机 11-1 运行在低效率区, 为提高传动效率, 此时电动机 11-3 单独驱动。车速达到一定值后, 发动机 11-1 运行在高效率区, 此阶段发动机 11-1 单独驱动, 若发动机 11-1 输出转矩有盈余且电动机动力源有充电需求, 可通过电动机 11-3 向动力电池 11-4 充电, 实现能量回收。当驾驶员需急加速或车辆爬坡时, 整车需求转矩较大, 为提供足够动力, 需电动机动力源和发动机 11-1 动力源组成双动力源同时驱动。

在挡位切换时, 为减少换挡冲击, 采用动态协调控制算法实现电动机转矩对发动机转矩的实时补偿, 提高换挡品质。在动力输出时, 增加传递功率, 提高响应速度, 将双源动力和复合传动相接合, 实现提高换挡品质和减少循环功率的功能。

采用稳态能量管理算法中的模式切换进行识别, 协调控制发动机 11-1 和电动机 11-3 的目标转矩。档位切换不仅涉及到发动机 11-1 和电动机 11-3, 还涉及到离合器组件和制动器, 存在多状态切换, 采用混杂系统优化控制解决换挡品质优化问题; 对档位内的无级调速, 可通过带有反馈功能的自适应理论进行调节。发动机在低速小负荷时运行效率较低, 在中高负荷

时运行效率较高；电动机不仅具有低速大转矩的特性，还可精确快速控制。在档位切换时，利用转矩动态控制方法实现电动机转矩对发动机转矩的实时补偿，将发动机和电动机的合成转矩波动控制在一定范围内，有利于提高车辆的平稳舒适性。

此外，根据能量管理系统设定的控制策略，动力源 11 提供的动力除满足行走装置所需动力外，还可经动力输出轴 10-2 输出，驱动其它机构，实现双动力源与整个动力传动系统的性能优化匹配。

以大型工程或农业机械为例：当车辆处于起步上坡阶段时，行走装置消耗能量较多，动力传动机构 10 可不输出或少输出动力。

当车辆处于机械传动档位时，动力源和电动机动力源组成的双动力源可将其动力全部用于行走系统，此时速度可达理论最大值。

当车辆处于液压机械传动档位时，双动力源可将其动力一部分用于行走系统，一部分用于对外做功。

液压机械传动系统的循环功率和传动效率与系统的构型密切相关，在齿轮传动比和行星齿轮特性参数确定的前提下，循环功率和传动效率与排量比和分流方式相关，通过整车控制器协调控制电子控制单元，变速器控制单元，以及电池管理系统，在不同动力输出和行走状态下，实现系统能量优化。

当车辆处于静止时，双动力源可将其动力全部输出到动力输出轴 10-2，此时作业功率最大。

当动力输出轴 10-2 被制动时，其能量可经耦合装置 11-2 和电动机 11-3，存储到动力电池 11-4 中。

所述实施例为本发明的优选的实施方式，但本发明并不限于上述实施方式，在不背离本发明的实质内容的前提下，本领域技术人员能够做出的任何显而易见的改进、替换或变型均属于本发明的保护范围。

权 利 要 求 书

1. 一种混合动力多模式切换的无级变速传动系统，其特征在于，包括输入构件、输出构件、离合器组件、制动器、液压传动总成（4）和行星齿轮总成，所述输入构件与液压传动总成（4）连接，所述输出构件与行星齿轮总成连接，所述离合器组件分别将所述输入构件和液压传动总成（4）连接到行星齿轮总成，所述制动器和所述离合器组件提供输入构件与输出构件之间连续前进或后退的传动比。

2. 根据权利要求1所述的混合动力多模式切换的无级变速传动系统，其特征在于，通过调节液压传动总成（4）的排量比和选择性控制所述离合器组件和制动器的接合，提供输入构件与输出构件之间前进或后退的传动方式包括：液压传动、机械传动、液压机械传动和液压反向传动。

3. 根据权利要求2所述的混合动力多模式切换的无级变速传动系统，其特征在于，通过调节液压传动总成（4）的排量比，实现输入构件与输出构件之间的前进传动方式之间的切换。

4. 根据权利要求3所述的混合动力多模式切换的无级变速传动系统，其特征在于，所述输入构件与输出构件之间前进的传动方式之间切换具体为：

通过液压传动总成（4）的排量比线性增大，使液压传动转换为液压机械传动；

在液压机械传动基础上，通过液压传动总成（4）的排量比线性增大或者非线性增大，使液压机械传动转换为机械传动。

5. 根据权利要求2所述的混合动力多模式切换的无级变速传动系统，其特征在于，所述行星齿轮总成包括行星齿轮分流机构（9）和行星齿轮汇流机构（7）；所述离合器组件包括第一离合器（9-7）、第二离合器（7-6）和第三离合器（7-1）；所述行星齿轮分流机构（9）的齿圈与行星齿轮汇流机构（7）的太阳轮连接；

所述第一离合器（9-7）用于选择性的将所述行星齿轮分流机构（9）的齿圈连接到行星齿轮分流机构（9）的行星架以共同旋转；所述第二离合器（7-6）用于选择性的将所述行星齿轮汇流机构（7）的太阳轮连接到行星齿轮汇流机构（7）的行星架以共同旋转；所述第三离合器（7-1）用于选择性的将所述液压传动总成（4）连接到行星齿轮汇流机构（7）以共同旋转；通过调节液压传动总成（4）的排量比和选择性控制所述第一离合器（9-7）、第二离合器（7-6）和第三离合器（7-1）的接合，提供输入构件与输出构件之间前进的液压机械传动。

6. 根据权利要求5所述的混合动力多模式切换的无级变速传动系统，其特征在于，通过调节液压传动总成（4）的排量比和选择性控制所述第一离合器（9-7）和第二离合器（7-6）的接合，提供输入构件与输出构件之间前进的机械传动。

7. 根据权利要求5所述的混合动力多模式切换的无级变速传动系统，其特征在于，所述离合器组件还包括第四离合器（5-1），所述第四离合器（5-1）用于选择性的将所述液压传动

总成（4）连接到输出构件以共同旋转；所述制动器（9-6）用于选择性的将所述行星齿轮分流机构（9）的齿圈连接到固定件；通过调节液压传动总成（4）的排量比和控制所述第四离合器（5-1）和制动器（9-6）的接合，提供输入构件与输出构件之间前进或后退的液压传动。

8. 根据权利要求 5 所述的混合动力多模式切换的无级变速传动系统，其特征在于，接合所述第一离合器（9-7）和第三离合器（7-1）、接合所述第二离合器（7-6）和第三离合器（7-1），分别提供输入构件与输出构件之间前进各自相异的液压机械传动方式。

9. 根据权利要求 1-8 任一项所述的混合动力多模式切换的无级变速传动系统，其特征在于，所述输入构件的动力源包括发动机动力源和电动机动力源；所述发动机动力源通过发动机（11-1）产生；所述电动机动力源由动力电池（11-4）与电动机（11-3）组成；所述发动机动力源和电动机动力源形成混合动力源通过耦合装置（11-2）连接输入构件。

10. 根据权利要求 9 所述的混合动力多模式切换的无级变速传动系统，其特征在于，通过控制不同动力混合比的双动力源与复合传动相接合，组成混合动力-多模式切换无级变速传动系统。

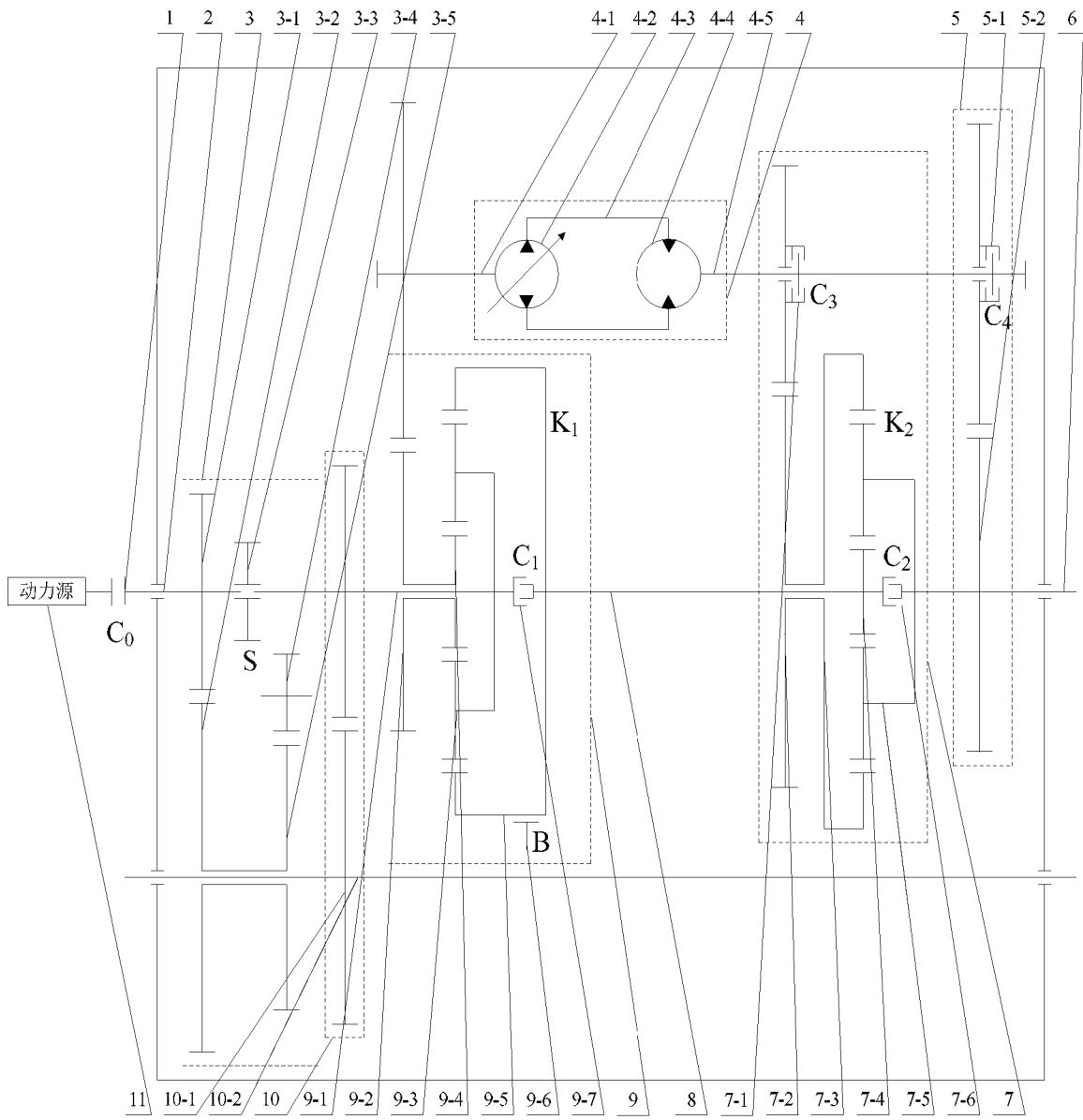


图 1

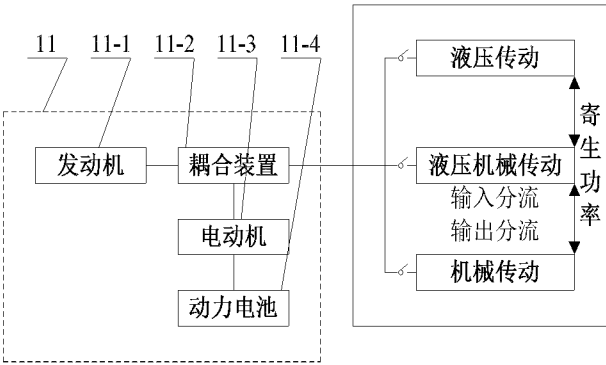


图 2

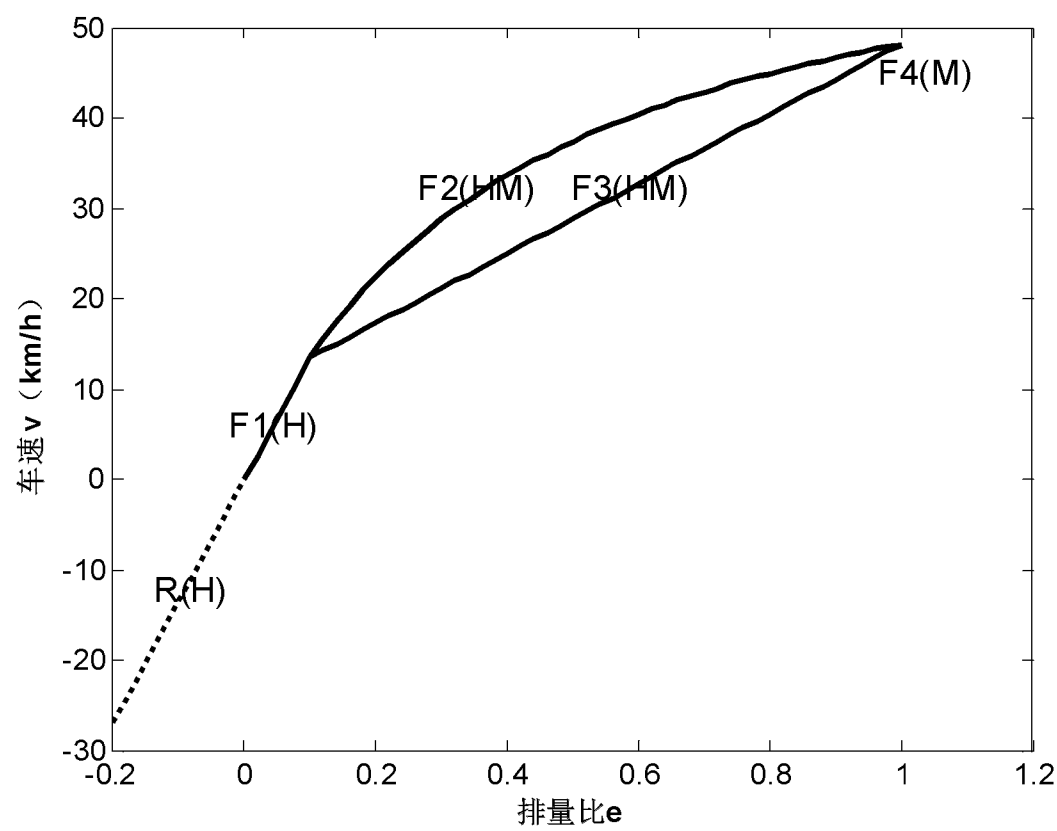


图 3

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/CN2019/072880

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

B60K 6/543(2007.01)i; B60K 17/06(2006.01)i; F16H 47/04(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

B60K,F16H

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

CNABS, VEN, CNKI: 无级, 变速, 离合器, 致动器, 行星齿轮, 混合动力, 液压, continuously, transmission, clutch, braking, hydraulic, planetary, gear, hybrid

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	CN 107044514 A (NANJING HONGKAI POWER SYSTEM TECHNOLOGY CO., LTD.) 15 August 2017 (2017-08-15) description, paragraphs 0032-0069, and figures 1-14	1-4, 9, 10
X	CN 101018685 A (TOYOTA MOTOR CORPORATION) 15 August 2007 (2007-08-15) description, p. 2, line 13 to p. 18, line 13, and figures 1-7	1-4, 9, 10
X	CN 1926356 A (TOYOTA MOTOR CORPORATION) 07 March 2007 (2007-03-07) description, p. 89, line 1 to p. 116, line 24, and figures 1-7	1-4, 9, 10
X	CN 102139626 A (CHINA AUTOMOTIVE TECHNOLOGY AND RESEARCH CENTER) 03 August 2011 (2011-08-03) description, paragraphs 0017-0023, and the drawings	1-4, 9, 10
A	CN 105531137 A (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA) 27 April 2016 (2016-04-27) entire document	1-10



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

“A” document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

“E” earlier application or patent but published on or after the international filing date

“L” document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

“O” document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

“P” document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

“T” later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

“X” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

“Y” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

“&” document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

23 September 2019

Date of mailing of the international search report

23 October 2019

Name and mailing address of the ISA/CN

China National Intellectual Property Administration (ISA/
CN)
No. 6, Xitucheng Road, Jimenqiao Haidian District, Beijing
100088
China

Facsimile No. (86-10)62019451

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.

PCT/CN2019/072880

Patent document cited in search report			Publication date (day/month/year)	Patent family member(s)			Publication date (day/month/year)
CN	107044514	A	15 August 2017	None			
CN	101018685	A	15 August 2007	JP	2006083877	A	30 March 2006
				CN	101018685	B	16 November 2011
CN	1926356	A	07 March 2007	KR	20070112300	A	22 November 2007
				EP	1701061	B1	18 January 2012
				CN	102166946	B	28 November 2012
				CN	102166946	A	31 August 2011
				CN	1926356	B	15 June 2011
				WO	2005064199	A1	14 July 2005
				KR	20070112430	A	23 November 2007
				KR	100863173	B1	13 October 2008
				KR	20070112303	A	22 November 2007
				KR	100887204	B1	06 March 2009
				US	7848858	B2	07 December 2010
				KR	100863172	B1	13 October 2008
				CN	102166950	B	02 July 2014
				US	2009075774	A1	19 March 2009
				EP	1701061	A1	13 September 2006
				KR	20070112301	A	22 November 2007
				US	2009069966	A1	12 March 2009
				EP	2375103	A1	12 October 2011
				CN	102166950	A	31 August 2011
				US	2009069965	A1	12 March 2009
				KR	100882176	B1	06 February 2009
				US	7822524	B2	26 October 2010
				EP	1701061	A4	07 November 2007
				KR	100882177	B1	06 February 2009
				KR	20070112304	A	22 November 2007
				KR	20060113997	A	03 November 2006
				US	2005209760	A1	22 September 2005
				KR	20070112302	A	22 November 2007
				US	7941259	B2	10 May 2011
				EP	2375103	B1	20 April 2016
CN	102139626	A	03 August 2011	None			
CN	105531137	A	27 April 2016	JP	6135419	B2	31 May 2017
				JP	2015054684	A	23 March 2015
				WO	2015040462	A1	26 March 2015
				US	2016230850	A1	11 August 2016

国际检索报告

国际申请号

PCT/CN2019/072880

A. 主题的分类

B60K 6/543 (2007.01) i; B60K 17/06 (2006.01) i; F16H 47/04 (2006.01) i

按照国际专利分类(IPC)或者同时按照国家分类和IPC两种分类

B. 检索领域

检索的最低限度文献(标明分类系统和分类号)

B60K, F16H

包含在检索领域中的除最低限度文献以外的检索文献

在国际检索时查阅的电子数据库(数据库的名称, 和使用的检索词(如使用))

CNABS, VEN, CNKI:无级, 变速, 离合器, 致动器, 行星齿轮, 混合动力, 液压, continuously, transmission, clutch, braking, hydraulic, planetary, gear, hybrid

C. 相关文件

类 型*	引用文件, 必要时, 指明相关段落	相关的权利要求
X	CN 107044514 A (南京泓凯动力系统科技有限公司) 2017年 8月 15日 (2017 - 08 - 15) 说明书第0032-0069段, 图1-14	1-4, 9-10
X	CN 101018685 A (丰田自动车株式会社) 2007年 8月 15日 (2007 - 08 - 15) 说明书第9页第13行至第18页第13行, 图1-7	1-4, 9-10
X	CN 1926356 A (丰田自动车株式会社) 2007年 3月 7日 (2007 - 03 - 07) 说明书第89页第1行至第116页第24行, 图1-7	1-4, 9-10
X	CN 102139626 A (中国汽车技术研究中心) 2011年 8月 3日 (2011 - 08 - 03) 说明书第0017-0023段, 附图	1-4, 9-10
A	CN 105531137 A (丰田自动车株式会社) 2016年 4月 27日 (2016 - 04 - 27) 全文	1-10

☐ 其余文件在C栏的续页中列出。☒ 见同族专利附件。

* 引用文件的具体类型:

“A” 认为不特别相关的表示了现有技术一般状态的文件

“E” 在国际申请日的当天或之后公布的在先申请或专利

“L” 可能对优先权要求构成怀疑的文件, 或为确定另一篇引用文件的公布日而引用的或者因其他特殊理由而引用的文件(如具体说明的)

“O” 涉及口头公开、使用、展览或其他方式公开的文件

“P” 公布日先于国际申请日但迟于所要求的优先权日的文件

“T” 在申请日或优先权日之后公布, 与申请不相抵触, 但为了理解发明之理论或原理的在后文件

“X” 特别相关的文件, 单独考虑该文件, 认定要求保护的发明不是新颖的或不具有创造性

“Y” 特别相关的文件, 当该文件与另一篇或者多篇该类文件结合并且这种结合对于本领域技术人员为显而易见时, 要求保护的发明不具有创造性

“&” 同族专利的文件

国际检索实际完成的日期

2019年 9月 23日

国际检索报告邮寄日期

2019年 10月 23日

ISA/CN的名称和邮寄地址

中国国家知识产权局(ISA/CN)

中国北京市海淀区蓟门桥西土城路6号 100088

传真号 (86-10)62019451

受权官员

刘亚妮

电话号码 86-(10)-62085290

国际检索报告
关于同族专利的信息

国际申请号

PCT/CN2019/072880

检索报告引用的专利文件			公布日 (年/月/日)	同族专利			公布日 (年/月/日)
CN	107044514	A	2017年 8月 15日	无			
CN	101018685	A	2007年 8月 15日	JP	2006083877	A	2006年 3月 30日
				CN	101018685	B	2011年 11月 16日
CN	1926356	A	2007年 3月 7日	KR	20070112300	A	2007年 11月 22日
				EP	1701061	B1	2012年 1月 18日
				CN	102166946	B	2012年 11月 28日
				CN	102166946	A	2011年 8月 31日
				CN	1926356	B	2011年 6月 15日
				WO	2005064199	A1	2005年 7月 14日
				KR	20070112430	A	2007年 11月 23日
				KR	100863173	B1	2008年 10月 13日
				KR	20070112303	A	2007年 11月 22日
				KR	100887204	B1	2009年 3月 6日
				US	7848858	B2	2010年 12月 7日
				KR	100863172	B1	2008年 10月 13日
				CN	102166950	B	2014年 7月 2日
				US	2009075774	A1	2009年 3月 19日
				EP	1701061	A1	2006年 9月 13日
				KR	20070112301	A	2007年 11月 22日
				US	2009069966	A1	2009年 3月 12日
				EP	2375103	A1	2011年 10月 12日
				CN	102166950	A	2011年 8月 31日
				US	2009069965	A1	2009年 3月 12日
				KR	100882176	B1	2009年 2月 6日
				US	7822524	B2	2010年 10月 26日
				EP	1701061	A4	2007年 11月 7日
				KR	100882177	B1	2009年 2月 6日
				KR	20070112304	A	2007年 11月 22日
				KR	20060113997	A	2006年 11月 3日
				US	2005209760	A1	2005年 9月 22日
				KR	20070112302	A	2007年 11月 22日
				US	7941259	B2	2011年 5月 10日
				EP	2375103	B1	2016年 4月 20日
CN	102139626	A	2011年 8月 3日	无			
CN	105531137	A	2016年 4月 27日	JP	6135419	B2	2017年 5月 31日
				JP	2015054684	A	2015年 3月 23日
				WO	2015040462	A1	2015年 3月 26日
				US	2016230850	A1	2016年 8月 11日

表 PCT/ISA/210 (同族专利附件) (2015年1月)