

(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
2007 年 9 月 27 日 (27.09.2007)

PCT

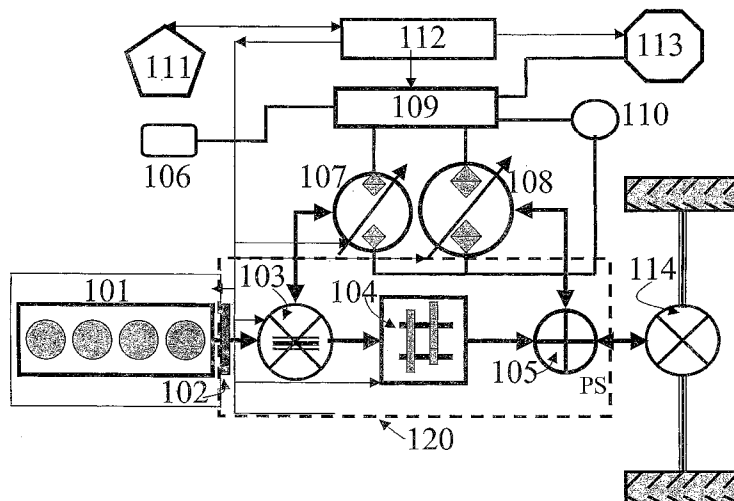
(10) 国际公布号
WO 2007/107085 A1

- (51) 国际专利分类号:
B60K 6/08 (2006.01) B60W 20/00 (2006.01)
- (21) 国际申请号: PCT/CN2007/000821
- (22) 国际申请日: 2007 年 3 月 14 日 (14.03.2007)
- (25) 申请语言: 中文
- (26) 公布语言: 中文
- (30) 优先权:
200610057549.X
2006 年 3 月 14 日 (14.03.2006) CN
- (71) 申请人及
(72) 发明人: 朱荣辉(ZHU, Raphael) [CN/CN]; 中国北京市海淀区安宁庄怡美家园 17-701 室, Beijing 100085 (CN)。
- (74) 代理人: 北京三友知识产权代理有限公司(BEIJING SANYOU INTELLECTUAL PROPERTY AGENCY LTD.); 中国北京市金融街 35 号国际企业大厦 A 座 16 层, Beijing 100032 (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, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, SV, SY, 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, LS, MW, MZ, NA,

[见续页]

(54) Title: POWER SET FOR VEHICLES

(54) 发明名称: 机动车动力装置



(57) Abstract: A power set for vehicle installed on the vehicle with an internal combustion engine is composed of a first variable driving unit (107), a second variable driving unit (108), a planet gear set (103) and a mechanical transmission. The power set also includes a hydraulic control device (109) and an electronic control device which are used to control the first and the second variable driving units.

(57) 摘要:

一种机动车动力装置安装在带有内燃机的机动车上, 其包括第一变量液动机(107)、第二变量液动机(108)、行星齿轮机构(103)和机械传动机构(104)构成。动力装置还包括用于控制第一和第二变量液动机的液压控制装置(109)和电子控制装置(112)。



WO 2007/107085 A1



SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), 欧亚 (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), 欧洲 (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MT, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG)。

本国际公布:

— 包括国际检索报告。

所引用双字母代码及其它缩写符号, 请参考刊登在每期PCT公报期刊起始的“代码及缩写符号简要说明”。

机动车动力装置

技术领域

本发明涉及一种机动车使用的动力传递、转换、存储和使用的装置，特别是一种能实现无级变速与多种动力混合与循环驱动、机液电一体化的机动车动力装置。

背景技术

据不完全统计，全球拥有 8 亿多辆各种机动车，每年消耗石油 10 多亿吨，且逐年增加，所排放的温室气体 CO₂ 和各种有毒物质，造成了日益严重的环境污染和破坏。同时，全球石油资源也仅供人类几十年之用。因此，由于汽车引发的污染和能源短缺，汽车节能引起了全世界的高度重视和关注。

根据美国能源部的统计数据，汽车油箱中汽油的能量只有 15% 用来驱动汽车前进或者驱动空调等有用的附件。其余能量都被浪费了。汽车的负荷与能耗，一是克服车轮与地面的滚动摩擦力，它与汽车总重和滚动摩擦系数成正比，且所需功率随汽车速度增加而略增。二是克服汽车运动的风阻力，它与速度的平方成正比，所需功率是速度的立方。三是汽车启动加速和爬坡，提高其动能或者势能所需要的动力，这部分动能和势能在制动刹车中转换为摩擦热。在城市路况下，汽车低速低载和驻车怠速能耗 17.2%，发电机和空调压缩机等占 2.2%，汽车动力传动损失 5.6%，刹车制动 5.8%，滚动摩擦和空气阻力损失为 6.8%。汽油的热能只有 12.6% 消耗在汽车行使中，如果能把汽车低速低载和驻车怠速能耗以及刹车制动能耗共计 23% 的值减少一半，就能节油 50%。从而，通过先进技术实现节能的潜力是十分巨大的。

汽车的动力主要是内燃机，特别是汽油机，其动力特征是，转速在每分钟 600-6000 转，扭矩相对于转速呈微凸型恒扭矩特点，随节气门开度成近似线性正比增加。从内燃机的万有特性来看，发动机只有在一定的转速范围和负荷下，才能有较高的效率，而在低速低载时，效率大幅度降低。其中，汽油机和柴油机的特性还略有不同。柴油机高效区相对宽广一些。在额定工况下，发动机本身的平均有效效率只有 37.6% (218g/kwh)。在城市交通路况下，发动机绝大部分时间工作在低负荷状态，在发动机额定负荷的 10-30% 左右，发动机的平均效率仅为 16-18% (480g/kwh)。

汽车节能与减少排放的方法主要包括提高发动机本身的热效率，如高压压缩比柴油发动机技术；减少阻力功耗，如降低车重，减少风阻和滚动阻力；新动力新能源，如电动技术，氢燃料电池技术，甲醇燃料；通过改变传动方式提高整车能源利用效率，如高效变速器，

无级变速，混合动力，刹车动能回收等；而对于已经在用的数亿辆汽车，至今没有很好的节能解决方案。

本发明主要采用通过改变传动方式提高整车能源利用效率以及电动技术来实现汽车节能和减少排放之目的。

在汽车动力系统中，变速器起着仅次于发动机的作用。汽车变速器按照操作与变速方式通常分为有级手动/自动变速器和无级变速器。手动档有级变速器自身效率很高，但难以和内燃机实现优化配合，汽车总体效率不高，频繁变档劳动强度大。采用自动机械换档技术（AMT）代替人工操作，对系统的智能化控制要求高。自动换档有级变速器（AT），由液力变矩器与行星轮系组成，提高了发动机的效率，但自身效率较低，而且控制系统复杂，制造难度大。无级变速器一直是人们追求的理想。有以摩擦力实现无级变速传动的，如链条式和钢带式无级变速传动装置，效率有较大提高，受材料性能以及钢带最小弯曲半径的限制，其变速变矩范围有限，仍然需要和液力变矩器或者启动离合器配合使用。有采用液压变量泵-马达组成全液压无级变速系统，但单个泵或者马达的效率即使达到90%，系统总的效率仍在80%以下。作为一种改进，采用液压无级变速和机械传动相结合的分流传动方案，如美国专利6145409 Hybrid Gearbox，日本小松机械以及中国一些高校研究的“机液分流多段无级变速传动”，取得良好节能效果。但由于重量体积大，只适用于用于客车、校车、拖拉机以及特殊用途的工程车。

对于目前广泛使用的以内燃机为动力的机动车而言，无论使用何种变速器，都无法解决在汽车低速匀速运行等低负荷工况下发动机的低效率、汽车刹车时的动能回收以及系统动力性与经济性相矛盾的三大难题，由此就产生了机电混合动力和机液混合动力模式。

在机电混合动力驱动系统中，根据机、电系统的匹配方式，可分为串联、并联和混联三种。按照电力配备的大小分为弱混合与强混合，弱混合的电能量释放只用于发动机的启停控制和加速辅助，节能效果有限。强混合则可由电能独立驱动汽车前进，机电强混合动力驱动已经实现普通轿车的百公里油耗在市区工况下为3.5-5.5升，油耗降低30-50%，污染物排放减少90%。在汽车低速低载时主要用电动，在某一速度之上才启动发动机。由于它利用的是电动机在低速时的大力矩特性来直接驱动汽车起步和加速，驱动电流很大，此时效率低；其电能部分的能量变换链很长：发动机-发电机-变流器-电池组充电-电池组放电-变流器-电动机-汽车，电动效率通常只能达到70%。在高速时电机也必须参与变速工作，导致高速区总体效率相对下降。在汽车制动时，必须使用大功率的电机和能进行反复大电流充放电的电池组才能较好的回收动能；由此导致成本很高。

除机电混合方式外,还有机液混合驱动方法。由于液压蓄能器的损耗低,功率密度大,液压回收比电能回收效率高,液压技术成熟,寿命长,成本较低,在上世纪 70 年代全球能源危机阶段,在欧洲和日本都做过大量试验,但受当时条件限制,进展不理想。但美国至今仍在努力探索。机液混合也分为并联和串联两种方式。并联方式有如美国环境保护署和福特公司、EATON 公司曾经试验过 HLA-Hydraulic Launch Assist “液压启动助力”系统,通过在原传动系统中并联一个液压泵把刹车能回收,在汽车再启动时释放出来,据称可以回收刹车能的 60% 左右,在市内行驶降低能耗 25-35%,尾气排放 50%。类似的有中国专利 200420040920.8 - “公交汽车并联式液压混合动力传动装置”。但并联系统在中高速时节能效果不明显。串联方式有美国环境保护署申请的美国专利 6719080-“Hydraulic Hybrid Vehicle”,在中国申请的专利 01803550-“液压混合驱动型车辆”,以及中国专利 200420040925.0 - “公交汽车串联式液压混合动力传动装置”,配置至少两个液压泵马达和高压两个储能器,以全液压调速传动,虽然发动机效率大幅度提高,但液压传动效率较低,抵消了部分节能效果。作为改进,美国专利 4441573, 5088041, 5495912 提出了多种机液混合驱动机构和能量管理方法,如双发动机模式,多级压力模式等等,其中比较先进的是双模式机液混合驱动,即在低速时,采用全液压无级变速传动,在高速时,采用纯机械传动,通过两个离合器实现模式之间的切换,能部分提高节能效果,但低速时液压传动效率低,高速时纯机械传动没有解决系统动力性和经济性的矛盾,故改进效果有限。在中国,北京理工大学机械与车辆工程学院在机液分流分段无级变速传动方面以及混合动力方面从理论上也进行了大量研究和探索,并取得了一些模拟分析成果。

综上所述,采用单纯的汽车变速装置,无论手动,自动还是无级变速,都无法解决三大节能关键。采用机电混合驱动方式,虽然较大幅度的改善了节能效果,但电池的性能和系统成本又成为制约其发展的关键,如快速充放电的实现、储能效率的提高和电池寿命等技术问题都有待解决;另外,驱动系统复杂,所需的机电转换控制、电池组和大功率电机成本高,而且也难于实现对全球已经在用的近 8 亿辆车的节能改造。现有的机液混合驱动模式,尚未能克服液压系统比能小和传动效率低的缺陷,所设计的机构复杂,体积重量大,只能在如公交车,邮政车,垃圾车等常在市区内行驶的大型机动车上使用,系统整体节能效果尚不明显。目前国际汽车界普遍看好外充电式(Plug-in)的机电混合汽车,可进一步提升节能效果,降低排放,改善环境,但如何降低其成本是关键。所有这些问题正是本发明试图要解决的。

发明内容

本发明要解决的技术问题是：

1. 汽车在低速即城市工况或者高速路况塞车时的发动机低油耗低排放运行；
2. 汽车在驻车时能自动熄火，并在需要时自动启动，减少怠速油耗；
3. 汽车在低速低载时能以外充电式（Plug-in）电能辅助驱动运行；
4. 汽车在中高速区发动机高效运行，解决汽车动力性与经济性的矛盾；
5. 刹车动能的高效回收与利用；
6. 传动系统在各种工况下的高效率；
7. 体积小，重量轻，便于安装和维修，能在各类汽车，特别是能在空间十分有限的轿车上安装使用，也能对现有汽车进行节能改装；
8. 低成本，长寿命，高可靠性；

本发明为解决上述技术问题所采用的技术方案是：在安装有内燃机的汽车上，以两台变量液动机+行星轮系+传动齿轮组为主体构成的机液分流分段无级变速传动系统，配置液压蓄能器，电池组作为蓄能装置，配置电动/发电机作为辅助动力装置，通过能源管理系统实现将机械，液压和电力三大技术，无级变速传动与混合动力驱动两大功能的有机集成。具体如下：

一种机动车动力装置，该装置包括：

行星轮机构：其具有输入端、输出端和控制端，所述输入端与发动机的输出端连接，所述输出端通过机械传动机构连接于机动车动力装置的动力输出轴上；

第一变量液动机：其连接于行星轮机构的控制端，并且通过液压线路连接于油箱；

第二变量液动机：其转动轴连接于机动车动力装置的动力输出轴上，该第二变量液动机通过所述动力输出轴进行动力的输入或输出；并且该第二变量液动机通过液压线路分别连接于第一变量液动机和油箱；

电子控制装置：其采集车辆的运行参数和对车辆的控制参数，并根据该些参数输出控制信号；所述的第一变量液动机和第二变量液动机响应于该电子控制装置的控制信号进行变量调节；

液压控制装置：其设置在液压线路上，并响应于电子控制装置的控制信号控制第一变量液动机和第二变量液动机的工作状态。

在本发明中，作为行星轮机构的一种可选例子，所述的行星轮机构为单排 NGW 行星轮机构或 NW 行星轮机构，该单排行星轮机构包括太阳轮、行星轮及行星架、齿圈，其中太阳轮为所述控制端，行星架和齿圈分别为所述输出端或所述输入端，在该输入端、输出端和控制端中的任意两个之间至少安装有一个第一离合装置，该第一离合装置响应于电子控

制装置的控制信号进行离合动作，从而调节行星轮机构在不同的传动比中进行切换。

在本发明中，作为行星轮机构的另一种可选例子，所述的行星轮机构为两排或两排以上相串联的行星轮机构，在每排行星轮机构的输入端、输入端和控制端中的任意两个之间设有第一离合装置，并且两排或两排以上相串联的行星轮机构形成有至少两个控制端，其中一个控制端连接于所述的第一变量液动机，另一控制端通过第二离合装置连接于机动车的动力装置的箱体上，该第一离合装置和第二离合装置响应于控制装置的控制信号进行离合动作，从而调节行星轮机构在不同的传动比中进行切换。。

在本发明中，所述的机械传动机构包括两级或两级以上相并联的变速齿轮对，在该两级或两级以上变速齿轮对与行星轮机构的输出端之间分别设有超越离合器，并且在该两级或两级以上并联的变速齿轮对之间分别设有第二离合装置，该超越离合器和第二离合装置分别通过离合动作来调节所述机械传动机构的传动比。上述的超越离合器为楔块式超越离合器。上述的第二离合装置为牙嵌式电磁离合器或牙嵌式手动离合器，其中该牙嵌式电磁离合器响应于电子控制装置的控制信号进行离合动作。

在本发明中，作为一种可选方式，所述的第一变量液压机为变量液动泵，所述的第二变量液动机为变量的液压马达。作为另一种可选方式，所述的第一变量液压机为变量的双向双工液压泵/马达，所述的第二变量液压机为变量的双向双工液压泵/马达。

在本发明中，所述的液压控制装置包括连接于第一变量液动机高压油口的第一电磁方向阀和连接于第二变量液动机的高压油口的第二电磁方向阀，该第一电磁方向阀响应于电子控制装置的控制信号，使第一变量液动机的高压油口与直接连接到油箱的液压线路连通或与连接到第二电磁方向阀的液压线路连通；第二电磁方向阀响应于电子控制装置的控制信号使第二变量液动机的高压油口与直接连接到油箱的液压线路连通或与连接到第二电磁方向阀的液压线路连通。

上述第一电磁方向阀和第二电磁方向阀之间的液压线路通过溢流阀连接到油箱。

在本发明中，所述的第一变量液动机的高压油口和第二变量液动机的高压油口分别通过单向阀连接于油箱，从而形成补油液压线路。

在本发明中，所述第一变量液动机的低压油口和第二变量液动机的低压油口通过液压线路相连接，并连接于油箱。

在本发明中，在所述第一变量液动机的低压油口和第二变量液动机的低压油口之间的液压线路上设有散热装置。

在本发明中，所述第一变量液动机和第二变量液动机的泄油口均通过滤器连接于油箱。

在本发明中,在所述第一变量液动机和第二变量液动机之间的液压线路上设有液压蓄能器,在第一变量液动机和/或第二变量液动机将机械能转换的液压能时,该液压蓄能器储存该第一变量液动机和/或第二变量液动机输出的液压能;在第一变量液动机和/或第二变量液动机将液压能转换为机械动力时,该液压蓄能器将液压能输出该所述的第一变量液动机和/或第二变量液动机。

在本发明中,所述的液压蓄能器通过响应于电子控制装置的控制信号在单向连通和直接连通之间进行切换的控制阀连接于第一电磁方向阀。

在本发明中,所述的液压蓄能器为分体式蓄能器,包括两个气路连通的压力容器,其中一个压气容器内安装有气囊。

在本发明中,所述的第一电磁方向阀和第二电磁方向阀与液压蓄能器之间的液压线路上设有控制液压蓄能器与第一电磁方向阀和第二电磁方向阀是否连通的通断控制阀,该通断控制阀响应于电子控制装置的控制信号进行通断动作。

在本发明中,所述的机动车动力装置还包括有液压助力转向装置,该液压助力转向装置的高压油输入端连接于所述的液压蓄能器。

在本发明中,所述的机动车动力装置还包括有液压驱动空调压缩机,该液压驱动空调压缩机的高压油输入端连接于所述的液压蓄能器。

在本发明中,所述的机动车动力装置还包括有液压制动助力装置,该液压制动助力装置的高压油输入端连接于所述的液压蓄能器。

在本发明中,所述的电子控制装置内存储有发动机万有特性图谱,并包括采集汽车点火开关的位置参数的位置传感器、采集加速踏板位置参数的位置传感器、采集机械制动脚踏板的位置参数的位置传感器、采集车速参数的车速传感器和采集发动机转速参数的发动机转速传感器。

在本发明中,所述电子控制传感器还包括分别采集第一变量液动机和第二变量液动机排量参数的排量传感器。

在本发明中,所述的电子控制装置还包括采集润滑油压力的压力传感器。

在本发明中,所述的机动车动力装置还包括液压辅助制动踏板,该踏板的位置参数通过位置传感器输入给电子控制装置。

在本发明中,所述的电子控制装置还包括采集发动机冷却水温的温度传感器。

在本发明中,该机动车动力装置还包括连接于机动车动力装置的动力输出轴的电机,电机与一个电机控制器,该电机通过可充电电池供电,该可充电电池连接于车载电池管理器,该电机控制器和车载电池管理器响应于电子控制装置的控制信号分别对电机和可充电

电池进行控制。

在本发明中，所述的可充电电池通过车载智能充电器连接于外接电源。

在本发明中，所述的外接电源为停车场的具有电量计量和计费功能的电源。

在本发明中，所述的电子控制装置可进行如下控制：电子控制装置控制液压控制装置使第一变量液动机与第二液动机之间的液压线路连通，并调节第一变量液动机和第二变量液动机的变量，使第一变量液动机输出压力油，驱动第二液动机的转动轴转动，从而使与该转动轴连接的动力输出轴的动力输出获得行星轮机构驱动力矩和第二变量液动机输出的力矩之和，从而驱动汽车变速变矩行使。

在本发明中，所述的电子控制装置可进行如下控制：在汽车启动和加速时，踩踏加速踏板，电子控制装置控制第一电磁方向阀和第二电磁方向阀接通第一液动机和第二液动机的液压线路，并将汽车加速踏板和发动机节气门联动，电子控制装置根据节气门开度和发动机转速从发动机万有特性矩阵中获得发动机输出力矩值，根据行星轮系力矩关系方程式求得太阳轮之力矩，计算得到在额定压力下第一液动机的排量值，电子控制装置输出信号控制第一液动机的变量机构，相应地第一变量液动机输出压力油，驱动第二变量液动机的转动轴转动，输出力矩，该转动轴的输出获得行星轮系驱动力矩和液压马达输出的力矩之和，启动汽车加速，所述第二液动机的排量由高压油口的压力自动控制，其压力升高，排量增大；压力降低，排量减小；压力为 0，排量为 0。

在本发明中，在车速达到预定值时，控制装置进行如下控制：控制第二电磁方向阀将第二变量液动机直接连接于油箱，从而断开与第一变量液动机的联接，第一变量液动机即被制动，行星轮机构的控制端被锁止使行星轮机构成为定速比传动；或者该控制装置控制行星轮机构中的离合装置使行星轮机构成为刚体传动。

在本发明中，在车速达到预定值时，该控制装置控制机械传动机构中的两级或两级以上变速齿轮对之间的第二离合装置进行离合动作，从而进行传动比的切换。

在本发明中，所述的控制装置能够进行如下控制：在机动车负荷较低时，所述行星轮结构输出的机械动力的一部分通过机械传动装置传递给动力输出轴驱动机动车行使，另一部分通过液压控制装置控制第一变量液动机和/第二变量液动机将机械能转换为液压能储存在液压蓄能器中；在机动车动力需求增大时，通过所述的液压控制装置控制第一变量液动机和/或第二变量液动机将液压蓄能器中储存的液压能转换为机械动力，辅助发动机驱动机动车行使；或者，在液压蓄能器锁存储的液压能达到预定上限值时，停止发动机的动力输出，直接通过液压控制装置控制第一变量液动机和/或第二变量液动机将液压能转换为机械动力，驱动机动车行使；在液压蓄能器中存储的液压能不能满足动力需求时，恢复

发动机的动力输出，进行下一个液压能与机械能的转换循环过程。

在本发明中，所述的控制装置能够进行如下控制：在发动机动力输出期间，通过所述电机将一部分机械能转换为电能存储在可充电电池中；在机动车的动力需求增大时，通过电机控制器控制电机将电能转换为机械动力，辅助发动机驱动机动车行使；或者在发动机停止动力输出期间，控制电机输出机械动力驱动机动车行使。

本发明的上述机动车动力装置主要的变速变矩和混合动力原理，从运动学的角度，一是利用行星轮系所具有的差速传动功能通过变量液压机构控制行星轮系实现变速；二是利用液压传动本身所具有的无级变速性能实现变速；从能量流的角度，是将输入能量通过行星轮系分解，一部分通过行星轮系本身传递给输出端，另一部分分流给无级变速机构后既可以直接在输出端合成，即实现分流变速传动，也可以通过蓄能器暂时存储起来，在需要时再释放，即实现混合动力传动。但行星轮系太阳轮、行星架和齿圈之间的力矩比例关系是固定的，变速不变矩，为了满足汽车复杂的负载变化要求，还必须有相应的力矩变换器与之匹配。传统方式采用液力变矩器和改变动力传动路径来实现，本发明是利用变量液压泵-变量马达的变速变矩机制来与行星轮系搭配，变量液压泵-变量马达的扭矩之比等于二者的排量之比，理论上可以从0-无穷大的大范围内调节，其最大输出扭矩取决于液压马达的最大允许扭矩值。

本发明所指的连接或者固定连接是指被连接的两部件间没有相对位移的同轴同步连接或者固定转速比的异轴传动连接，前者如连轴器连接，通过平键、花键与挡圈组合构成的连接等，后者如齿轮、带轮、链轮等传动连接等。本发明所指的周向固定连接是指被连接的两部件间没有相对角位移的同轴同步连接或者固定速比的异轴传动连接，但允许有轴向滑移，如滑轨连接，花键连接等。

本发明装置的工作模式及特点是：

1) 汽车在低速区，以发动机启动高效工作-熄火或者怠速，液电驱动-发动机再启动工作的循环工作模式，使发动机高效运行，由于有液压和电力蓄能辅助，从而解决了汽车采用驻车即发动机熄火来节能时，如果自动控制，则熄火的时机不好把握，如果人工控制，又太麻烦，需要频繁的启动启动电机，效率低，降低电池和电机寿命以及尾气排放加大的难题。

2) 汽车在中高速区，即在高速公路上行驶时，采用直接的机械大升速比传动，让发动机在满足汽车匀速运行所需功率相对应的最低转速附近高效工作，当汽车需要大力矩如加速和爬坡时，首先通过液动机提供辅助动力，再配合以迅速降低传动比来加大输出力矩，满足系统的动力需求。

3) 当汽车需要减速滑行时,传统方式由于机制和安全原因难以实现空档滑行,发动机起制动作用,浪费能源,本发明在安全的前提下能自动实现空档滑行,从而降低了油耗;

4) 汽车在驻车时发动机自动熄火。

5) 汽车在刹车时,液动机和电动机均可起制动作用,回收汽车动能。

采用以上机制加上机构的合理配合,使得发动机、液动机、电动机在各种工况下都能在各自的高效区工作。

本发明的节能效果:

1、提高发动机的热转换效率:

由于发动机的转速和汽车的速度不再是固定比例关系,从而可以让发动机经常工作在高效低排放的速度和载荷区。特别是在汽车低速低负载的情况下,采用发动机启动-关闭/怠速循环工作模式,通过液、电系统将原来被浪费的能源加以利用,大幅度提高发动机热转换效率。

2、减少发动机怠速能耗和滑行能耗

通过本变速装置采用低速时的双模式循环驱动,让汽车驻车时发动机仍然负载运行或者熄火,再用回收的液电能驱动汽车前进,而且在必要的时候迅速方便的通过液压系统来启动发动机。在节省发动机怠速能耗的同时,解决了单纯使用汽车驻车则发动机熄火方式下,发动机需要频繁起停所带来的一系列问题。采用自动空档滑行机制,在确保安全的前提下节省了传统变速器由于不能频繁切入空档而附加的发动机倒拖能耗损失。

3、减少传动链损失

通过变速器本身设计,可以在很宽的速度范围内获得很高的传动效率。且不需要效率较低的液力变矩器和摩擦式离合器,减少控制机械以及发动机过渡工况所需能耗。

4、回收刹车动能

通过液压马达与液压储能装置作为辅助制动机构,将汽车行驶的动能进行大部分回收,在汽车再次启动时使用。由于液压马达的功率可以很大,液压储能器储能速度和效率高于电池组,因此回收动能的比例比用电能回收高。而且用液压空调压缩机取代现在的机械式压缩机,用本发明的液压转向助力装置取代原有的液压转向助力泵,又可以进一步减少发动机的能耗。

本发明的环保效果:

1、通过让发动机经常工作在高效低排放区,降低发动机运行时的尾气排放。

2、采用城市低速路况下的双模式运行,既避免了传统的发动机驻车怠速高污染,又解决了单纯的驻车熄火后发动机频繁启动带来的附加污染。

3、过外充电模式，在城市区域内主要以电动运行，使尾气排放和噪声污染大幅度降低。

4、节油近一半，同步实现减少尾气排放一半。

本发明与现有技术的对比：

1. 与现有的各种变速器相比，首先是通过混合动力解决了变速器所无法解决的三大难题：制动能回收，发动机低速低载低效以及汽车中高速下的动力性和经济性的矛盾；其次是从 0-最高速的大范围高效的无级变速，是现有变速器所难达到的，即便是与机液分流分段无级变速机构相比，本发明装置只需两级变速机构即实现四个高效节点。

2. 与现有机电混合动力相比，在同等节能效果前提下，一是本发明之装置无需高成本的大功率电机、电池组和控制器，采用低成本之机械和液压传动为主体，可以灵活配置的电力为辅，从而成本大幅度降低；二是液压动力装置的比功率远高于电动，故本装置之主体尺寸重量小，易于安装，特别是在现有车型上，无需大的改动就可实现，既可降低新车型开发成本，又能对在用车的改造，这是现有机电混合技术难以实现的。

3. 与现有机液混合技术相比，本发明装置的优点是：1) 采用混联分流加分段技术，克服了无论是串联，并联或者双模混合驱动，由于液压回路效率低，难以在各种工况下的高效传动以及机构复杂化的问题；2) 引入高比能的电力与高功率的液压，与内燃机组成三元混合动力，取长补短，达到最佳节能效果，克服了单纯机液混合因为比能低，只能作为起步助力而难以实现循环驱动，否则发动机必须频繁启动的缺陷。

在上述装置的设计构思中，控制机制比较复杂，但实际结构和加工制造相对简单容易，其中主要部件都是已有的工业成熟产品，不需要特殊结构的大功率电机、大功率控制装置和具有特别快速充放电特性的大容量电池组，综合成本比手动档变速器成本高，但比自动变速器系统成本低，比现在具有同样节能效果的机电混合动力驱动装置则要经济得多。

本发明根据汽车负荷特点与发动机动力特性，提供一种通过机电液三元混合动力技术来节能的装置，其结构相对简单，制造容易，操作方便，成本较低，体积较小，适应各类负载变化，具有良好的动力性和舒适性，能与发动机特性合理优化匹配，使发动机经常工作在高效低排放区，能实现驻车停机、刹车制动能回收，高效率无级变速以及外充电式电能辅助驱动，能替换汽车上现有的变速器，实现对现有汽车的节能改造或者对新车的节能驱动。

附图说明

附图 1 为本发明实施例 1 之无级变速器的结构原理示意图；

- 附图 2 为 NGW 行星轮系结构与调速原理示意图；
- 附图 3 为实施例 1 之单级传动无级变速器的机械结构示意图；
- 附图 4 为实施例 1 双排行星轮系传动无级变速器的机械结构示意图；
- 附图 5 为本发明的具有两级齿轮变速机构的机械结构示意图；
- 附图 6 为实施例 1 的液压系统图；
- 附图 7 为实施例 1 的控制系统图；
- 附图 8 为实施例 1 的程序流程图；
- 附图 9 为本发明实施例 2 之无级变速与机液混合驱动原理示意图；
- 附图 10 为本发明实施例 2 之控制系统图；
- 附图 11 为本发明实施例 3 之无级变速与机液电混合驱动原理示意图；
- 附图 12 为本发明实施例 2 或 3 之液压系统图；
- 附图 13 为本发明实施例 3 之控制系统图；
- 附图 14 为本发明实施例 2 或 3 之程序流程图；
- 附图 15 为本发明实施例 2 或 3 之高压蓄能器结构；
- 附图 16 为本发明的实施例 2 或 3 低压蓄能器-封闭式油箱结构主视图；
- 附图 17 为本发明的实施例 2 或 3 低压蓄能器-封闭式油箱结构俯视图；
- 附图 18 为本发明具有两级齿轮变速机构的机械结构装配图。

具体实施方式

实施例一：本发明之无级变速器装置

本发明的无级变速器装置，参见附图 1-8 以及图 18 所示，主要由内燃发动机 101、飞轮 102、带锁止器的差动行星轮系 103、机械传动机构 104、动力合成与主减速器 105、可选的微型液压储能器 106、第一变量液动机 107、第二变量液动机 108、液压控制器 109、微型低压油箱 110、传感与控制器 111、电子控制单元 112、辅助设备 113、差速器 114 和箱体 120 等组成。

本发明装置各部件之间的连接关系是：内燃发动机 101 的输出轴通过飞轮 102 和差动行星轮系 103 的输入端固定连接；差动行星轮系 103 的输出端和机械传动机构 104 的输入轴固定连接；机械传动机构 104 的输出轴与动力合成与主减速器 105 以及驱动机构 114 依次固定连接；差动行星轮系 103 的控制端和第一变量液动机 107 的动力轴固定连接，第二变量液动机 108 的动力轴和动力合成与主减速器 105 的动力合成轴固定联结；飞轮 102、

差动行星轮系 103、机械传动机构 104、动力合成与主减速器 105 以及差速器 114 均安装在箱体 120 内。

第一变量液动机 107 的高压端、第二变量液动机 108 的高压端、辅助设备 113 中的液压机构等均通过液压控制器 109 与可选的液压储能器 106、液压油箱 110 以液压管路相连，第一变量液动机 107 的低压端、第二变量液动机 108 的低压端和低压油箱以液压管路相连。

电子控制单元 112 和传感与控制器 111、辅助设备 113 以及系统中所有需要控制的部件以信号线或者控制线相连。

为更详细的说明本发明的结构原理和工作方法，将本发明的装置分解为机械系统、液压系统、辅助系统和电控系统四个子系统。

本发明装置的机械系统，包括内燃发动机 101、飞轮 102、差动行星轮系 103、机械传动机构 104、动力合成与主减速器 105 以及差速器 114 等。

其中，内燃发动机 101 可以是汽油机或者柴油机；对于同等功率配置的汽车，由于本发明中有附加动力存在，因此可以选用排量小一些的发动机，以提高其负载率和效率。在内燃发动机的主轴上安装单向离合器 101a 以防止反转，及端面推力轴承 101b，以承受主轴可能受到的轴向力。

差动行星轮系 103 优选单排 NGW 或 NW 形式（如图 3、图 5 所示），也可以选用其它类型，如双排或者多排串联的行星轮机构（如图 4 所示），辛普森型或者拉维拉尔型等等；单排 NGW 行星轮系的结构和变速原理参见附图 2，它由太阳轮 103a、行星轮及行星架 103b、齿圈 103c 三个元件所组成，如行星架 103b 转速保持 p_1 不变时，改变太阳轮转速从 S-1、S0、S1、S2、S3 递增时，齿圈转速从 W3、W2、W1、W0、W-1 相应递减；行星轮系三个元件在系统中可以分别作为输入端、输出端和控制端使用，因此可以构成六种不同的连接方式，本发明中优选其中两种以太阳轮 103a 为控制端的连接方式：方式 1：以行星轮系的行星架 103b 为输入端，齿圈 103c 作为输出端，方式 2：以行星轮系的齿圈 103c 为输入端，行星架 103b 作为输出端，发动机输出轴经飞轮和行星轮系的输入端固定连接，发动机动力从行星轮系的齿圈输入，动力从行星轮系的输出端向外输出；在行星轮三个运动部件的任意两个之间，设置行星轮锁止离合器 103d，通过电磁控制或者液压控制，实现行星轮的分离和接合，锁止离合器（以下简称锁止器）结合锁止时，行星轮成为高效的刚体传动，锁止器分离时，行星轮为差速传动，可实现运动的分解或者合成。

机械传动机构 104 为单级或多级带自动超越传动功能的机构，自动超越功能是指允许输出元件的转速超过输入元件的转速而自由转动，实现从差动行星轮系 103 到动力合成与主减速器 105 之间的动力传递、变换、中断或超越。采用超越传动的目的是：1）汽车行

驶过程中能自动实现空档滑行而消除第一变量液动机 107 的空载摩擦损失；2) 使用第一变量液动机 107 在无载荷作用下启动发动机并自动平滑地切入传动运行，不影响汽车的行驶；3) 隔离输入输出动力，便于换档。只有在使用特殊设计的空载阻力矩很小且转动惯量也很小的第一变量液动机 107 时，可以不设置自动超越功能。采用多级传动机构的作用有二：一是当分流传动中调速调功链路的能量流比例较大而该链路的效率较低时，为提高整体效率而设置，实现分段无级调速，降低调速调功链路的能量流比例；二是因结构尺寸的限制，当调速调功链路的力矩满足不了系统的需求时，采用多级传动降低调速调功部件的力矩要求，从而减小调速调功部件的尺寸重量，便于系统的安装；对于小型汽车，采用 1-2 级传动即可，如选用 2 级传动，即有低速档和高速档；对于大型汽车，可选 2-4 档有级变速传动，一般选为原汽车有级变速器档位数的 $1/3-1/5$ 。

传动机构采用齿轮组传动或者行星轮系传动，齿轮组传动分为单级传动齿轮对，参见附图 3，或者带同步离合器控制的多级传动齿轮对，并且每付传动齿轮对均带超越离合器，参见附图 4。

参见附图 3，采用单级传动齿轮对的无级变速装置，其图号是：

101-汽车内燃发动机，101a-单向离合器，101b-端面止推轴承，102-飞轮，103a-行星轮系太阳轮，103b-行星轮系行星架，103c-行星轮系齿圈，103d-行星轮锁止器，104-1a - 第一传动轴，104-1b - 行星轮输出轴套，104-2 - 第二传动轴/动力输出轴，104-3a - 机械传动机构主动齿轮，104-3b - 机械传动机构被动齿轮，104-3c - 超越离合器，104-4b - 主减速器主动齿轮，105a-主减速器被动齿轮，114-差速器，107-第一变量液动机，107a-第一变量液动机变速机构，107b-第一变量液动机油口，108-第二变量液动机，108a-第二变量液动机变速机构，108b-第二变量液动机油口，104-6a - 第一变量液动机驱动主动齿轮，104-6b - 第一变量液动机驱动被动齿轮。

该装置中，发动机输出轴经飞轮和行星轮系的行星架 103b 固定连接，齿圈 103c 与行星轮输出轴套连接输出，通过单向离合器和传动齿轮对将动力输出给第二传动轴并与第二变量液动机连接。第一变量液动机和行星轮系的太阳轮通过齿轮对 104-6a，104-6b 连接。

参见附图 4，采用双级传动齿轮对的无级变速装置，其图号是：

104-3c-内圈带端面牙齿的超越离合器，104-4a - 机械传动机构第二传动齿轮对主动齿轮，104-4b - 机械传动机构第二传动齿轮对被动齿轮，104-5a - 双面带牙齿的牙嵌式离合器之滑环，104-5b - 牙嵌式离合器之控制机构，104-4c-内圈带端面牙齿的超越离合器，119a-驱动电机之转子，119b-驱动电机之定子。其余图号参见附图三。

本装置中, 发动机输出轴经飞轮和行星轮系的齿圈 103c 固定连接, 行星架 103b 与行星轮输出轴套连接输出, 通过单向离合器和两级变速机构将动力输出给第二传动轴并与第二变量液动机连接。第一变量液动机和行星轮系的太阳轮通过齿轮对 104-6a, 104-6b 连接。

由于本装置中两级变速齿轮对的结合和分离是在卸载情况下进行的, 因此采用带同步装置的牙嵌式电磁离合器, 结构简单, 操作方便; 超越离合器也称为单向离合器, 有楔块式、棘轮式和滚柱式等, 其中楔块式的工艺性最好;

传动机构也可以采用行星轮系, 参见附图 5, 其图号是:

104-8a - 传动行星轮系之太阳轮, 104-8b - 传动行星轮系之行星架,

104-8c - 传动行星轮系之齿圈, 104-8d - 传动行星轮之锁止器,

104-8e - 传动行星轮系太阳轮单向离合器

传动机构可采用单排或者多排机构; 以单排行星轮系为例, 在综合考虑其传动速比配合和旋向要求后, 以其三个运动件中的两个分别作为输入和输出, 在第三个即控制件上, 如本例中的太阳轮上安装单向离合器使得其只能作单向转动, 即成为具有自动超越功能的单级变速器; 再在其齿圈、行星架和太阳轮的任意两者之间设置锁止器 104-8e, 就可实现刚体同步传动和变速传动, 该行星轮系即成为具有自动超越功能的两级变速器。

本发明装置的液压系统, 参见附图 6: 系统包括: 可选的微型液压储能器 106、第一变量液动机 107、第二变量液动机 108、液压控制器 109、低压油箱 110 以及高压和低压连接管路等

其中: 第一变量液动机 107 至少是一台可变量的液压泵, 第二变量液动机 108 为可双向转动的变量马达, 即既可以正转也可以反转; 最佳选择是, 第一与第二变量液动机均是双向双工的变量液压泵/马达装置, 即既可以正转也可以反转, 既可以作泵也可以作马达使用; 第一变量液动机的额定扭矩是发动机额定扭矩的 0.2-2 倍, 第二变量液动机的额定扭矩是发动机额定扭矩的 0.5-5 倍。本发明实施例中选用斜盘式变量轴向柱塞泵/马达, 由于双向和双工的要求, 其配油盘等采用对称结构, 其变量斜盘可以双向偏转, 这样其工作模式和方向的转换很简单, 如在某方向转动时, 只要通过变量控制机构将其变量斜盘反向, 就完成泵与马达工况的转换; 在静止时如无外界动力驱动, 给其高压端接通高压油就成为液压马达, 改变变量斜盘方向, 就可改变转动方向。液动机的变量机构可以有多种结构, 如耳轴结构, 摆盘结构等; 变量的控制驱动也有不同方式, 对于耳轴结构, 如采用液压油缸驱动; 也可以采用电机加蜗轮蜗杆减速器的电动驱动等, 而控制电机可以是步进电机, 力矩电机, 直流永磁电机等, 由于篇幅限制, 不再详述。本发明装置中, 当采用闭式

低压油箱时，系统中泄油压力也为低压，因此要求液动机机壳密封如轴端油封必须是带骨架承压的，避免漏油。对于液动机，当然也可以选用其他形式的能满足本发明所需功能要求的变量泵/马达，如本发明人发明的一种变量轴向柱塞泵/马达。

本发明中，可将两个液动机合为一体，共享一个壳体，减小尺寸，降低重量。

液压控制器 109 实现各连接液压部件本身及相互间的联通、短路、断路、换向以及安全保护；参见附图 6，它由若干方向控制阀、溢流阀和连接管路等组成，包括：第一变量液动机 107 主油路的电磁方向阀 307c、单向阀 307d，第二变量液动机 108 的主油路电磁方向阀 308c、单向阀 308d、溢流阀 306c，过滤器 331，低压油箱 110，低压管路 338，散热器 339 等构成。低压油箱可替代的方案是采用开式油箱加加压管道泵。

如图 6 所示，第一和第二变量液动机的主油路的电磁方向阀 307c、308c 为二位三通带过渡短路机能的电磁方向阀，P 口接高压，T 口接低压油路，A 口接液动机高压油口，电磁铁断开或者吸合，则液动机高压油口分别和高压油路与低压油路接通，当与低压油路接通时，该液动机相当于卸载短路；该阀的过渡短路机能，将 A 口和 T 口接通，是为了减少换向冲击，保护液动机。第一和第二变量液动机的主油路单向阀 307d、308d 的进口端接低压油路，出口端接高压油路，是为防止液动机高压口吸空而设置。

油过滤器 331 进口端接第一和第二变量液动机的泄油口，出口端接低压油路 338。另外，在液压系统中，在其连接第一和第二变量液动机的低压管路间安装散热器 339，以汽车行驶产生的自然气流冷却，保持液压油的温度平衡。可选的微型液压蓄能器安装在高压溢流阀高压油口之前，起吸收系统内的液压冲击。

本发明装置的辅助系统 113，包括：冷却与润滑系统，为保证本装置能正常运转，需要对行星轮系和机械传动机构等进行润滑和冷却，本发明中设置有由电动机驱动的润滑油泵，通过润滑油箱、过滤器和油管路给各部件润滑，其中，行星轮系的润滑至关重要，本发明通过第一传动轴中心开设润滑油道，尾段设置旋转油接头接供油管路。

本发明实施例一之电子控制装置，参见附图 7、图 8 所示：

本发明装置的电控系统，包括传感与控制器 111、电子控制单元 112 等组成。

传感与控制器 111：传感器包括压力测量，温度测量，速度测量，位置测量等，可以充分利用汽车中已有的传感器；控制器即为控制执行机构，有继电器，电磁铁，微电机等。

电子控制单元 112 分为硬件和软件两部分，硬件为有多路数字量和模拟量输入输出带中央处理器 CPU 功能的微机控制器，通过传感与控制器 111 采集各个变量参数来控制整个系统的运行。软件由自动控制程序构成，固化写入微机的 EPROM 中，参看附图 7。

电控系统的输入参数，包括：

501: 汽车点火开关, 可控制系统的启动和发动机的开启, 一般汽车有 3 四个位置; 0-全车电源断, 1-车载辅助设备通电, 3-发动机供电, 4-启动电机供电。

503: 加速踏板位置, 对应驾驶者踩踏加速踏板的位置, 对应动力 $DF = -1, 0, 1, 2, 3, 4$ 六个区间, 驾驶员右脚抬离加速踏板为-1, 轻踩为 0, 踩到底为+4。

505: 机械制动脚踏板, 驾驶员右脚踩踏该踏板。

506: 车速

507: 发动机转速

510: 发动机万有特性图谱

511: 润滑油压力

514: 第一液动机排量

515: 第二液动机排量

其中, 在由加速踏板位置及辅助制动踏板位置确定驱动力需求 DF 值时, 要附加在该位置时的踩踏速度矫正值, 即在其当前位置区间, 根据其踩踏速度, 增大或减少 DF 值来体现驾驶者的真实动力需求。

发动机万有特性图谱 510 是每一款发动机的万有特性曲线矩阵, 固化在 EPROM 中, 微机 CPU 根据发动机的转速、节气门开度即可从矩阵中获得其输出力矩值, 以此来匹配计算变量液压泵的排量。

电控系统的输出控制包括:

601: 润滑油泵电机

608: 电磁牙嵌式变速离合器

609: 电磁离合行星轮锁止器 103d

611: 第一液动机主油路方向阀 307c

613: 第二液动机主油路方向阀 308c

614: 第一液动机变量控制

615: 第二液动机变量控制

本发明装置的控制软件, 包括 18 个程序模块, 程序的流程框图参见附图 8, 各程序模块之功能如下:

701: 汽车点火开关由 0 到 1, 控制系统加电启动

705: 点火开关由 1-2, 系统初始化测试, 巡检各输入变量参数。通过液压泵和液压马达的方向阀将液压泵和液压马达短路。

708: 发动机是否已启动运转判断。

709: 发动机已启动, 操作档位判断“前进-D”还是“倒车-R”

740: 操作档位“倒车-R”, 系统进入倒车驱动模式。

713: 操作档位“前进-D”, 程序组合过渡, 进入 714。

714: 进行汽车车速 V 判断: 分三个速区, 低速区, 中速区和高速区, 速区分割值根据不同的车型和各国路况的不同而设置, 如对小轿车, 低速区可设为 $V=0-60\text{km/h}$, 中速区 $V=60-125\text{km/h}$, 高速区 $V>125\text{km/h}$ 。

715: 低速区, 有两个状态, 汽车起步, 车速从 0-至第一节点速度, 汽车低速, 车速位于第一节点至第二节点速度之间。

716: 汽车起步, 系统根据加速踏板位置和踏板速度以及制动踏板位置, 计算驱动力或者判断是否进入制动设置, 选择驱动模式。

718: 汽车低速, 系统根据加速踏板位置和踏板速度以及制动踏板位置, 计算驱动力或者判断是否进入制动设置, 选择驱动模式。

719: 中速区, 系统根据加速踏板位置和踏板速度以及制动踏板位置, 计算驱动力或者判断是否进入制动设置, 选择驱动模式。

720: 高速区, 系统根据加速踏板位置和踏板速度以及制动踏板位置, 计算驱动力或者判断是否进入制动设置, 选择驱动模式。

741-744: 分别是汽车起步, 汽车低速, 中速区, 高速区, 系统根据所需驱动力大小或者是否制动, 分别运行不同的驱动模式。

除此之外, 系统还包括应急处理与故障诊断程序模块和系统参数设置模块。

在不同状态和不同速区, 将汽车动力需求 DF 细分为 7 个模式, 其定义是:

$DF=-3$: 机械和液压辅助联合制动, 驾驶员右脚踩机械制动踏板, 左脚踩液压辅助制动踏板, 通常用于紧急刹车。

$DF=-1$: 空档滑行, 驾驶员右脚抬离加速踏板, 汽车靠惯性运行, 在汽车的自然阻力如滚动阻力和风阻作用下减速。

$DF=0$: 汽车匀速前进, 驾驶员右脚轻踩加速踏板即可。

$DF=+1$ 至 $+4$, 分别对应: $+1$: 汽车慢加速或者爬小坡 (坡度 $0-10\%$), $+2$: 中等加速或者爬中坡 (坡度 $10-20\%$), $+3$: 快加速或者爬大坡 (坡度 $20-30\%$), $+4$: 急加速或者爬陡坡 (坡度 $>30\%$); 加速度大小根据汽车类型和速区设置, 如小汽车在低速区, 对应的加速度分别为 $a=0-1\text{m/s}^2$ 、 $a=1-2\text{m/s}^2$ 、 $a=2-3\text{m/s}^2$ 和 $a>3\text{m/s}^2$ 。

对于本发明之装置, 为一个带四个高效传动档位的能从零起步的无级变速器。

下面结合具体工况对变速器的工作方式进行说明。

发动机启动：液压泵处于零排量状态，行星轮系太阳轮可任意转动，使用原有的汽车启动装置启动发动机。这时汽车速度为 0，太阳轮高速反转。

汽车启动和加速：踩踏加速踏板，电子控制装置控制第一电磁方向阀和第二电磁方向阀接通第一变量液动机和第二变量液动机的高压油路，并将汽车加速踏板和发动机节气门联动，电子控制装置根据节气门开度和发动机转速从发动机万有特性矩阵中获得发动机输出力矩值，根据行星轮系力矩关系方程式求得太阳轮之力矩，计算得到在额定压力下第一变量液动机的排量值，电子控制装置输出信号控制第一变量液动机的变量机构，相应地第一变量液动机输出压力油，驱动第二变量液动机转动，输出力矩，输出轴获得行星轮系驱动力矩和液压马达输出的力矩之和，启动汽车加速。第二变量液动机的排量由高压管路内的压力自动控制，管路内压力升高，排量增大；压力降低，排量减小；压力为 0，排量为 0。发动机节气门开度随着加速踏板值的增大而增大，输出扭矩增加，转速上升，最大力矩取决于第一变量液动机 107 的最大排量、最高转速和第二变量液动机 108 的最大排量限制。随着车速的提高，太阳轮的转速将降低，此时通过第二电磁方向阀将第二变量液动机短路，断开与第一变量液动机的联接，第一变量液动机即被制动，太阳轮被锁止。也可以将行星轮系离合器吸合，行星轮系成为刚体传动，

汽车匀速行驶：汽车加速后进入匀速状态，则所需力矩和功率迅速减少，随着加速踏板复位，发动机速度降低，第一变量液动机 107 排量也随之减少。如果加速踏板复位到 0，第一和第二变量液动机的排量也是 0，这时行星轮系处于自由状态，相当于空挡滑行，发动机怠速。当需要将太阳轮锁止时，只需要把第一变量液动机 107 断路即可，这时变速器成为固定速比的高效传动机构。在汽车高速行驶，可以通过锁止器 103d 将行星轮锁止，行星轮系同步转动，这样就成为刚体传动，传动效率 100%。

汽车减速刹车：将第一和第二变量液动机的输入输出短路，排量迅速降为零，使汽车刹车时发动机不带负荷，进入怠速状态，不至于熄火。

汽车倒车：将第一变量液动机 107 的排量调小，第二变量液动机 108 的变量斜盘反向并调大，第二变量液动机反向转动，并克服来自主传动链的正向扭矩驱动汽车倒车，此时行星轮系太阳轮将高速旋转。

由此可见，本系统的控制相对简单，可实现大范围内的变速变矩，使发动机在汽车某一速度与负载下处于能获得的最佳工况。该变速器与传统手动有级变速器相比，本身效率差不多。但无需频繁的手动操作，没有换档离合器和换档冲击，能和发动机动力特性良好配合，发动机虽然不能总是在高效区工作，但也能沿等功率线进入该负载下的最经济工作点，达到部分省油的目的，而不必在动力性和经济性之间挣扎。该变速器和液力行星轮系

自动变速器相比,效率高,操作和控制简单,换档平稳顺畅,和发动机的动力优化匹配更方便。和新型的金属带式无级变速器相比,变速范围宽,传递力矩大,效率高,响应快,无需启动离合器。

实施例二:机液混合驱动装置

本实施例之装置,参见附图9,主要由内燃发动机101、飞轮102、带锁止器的差动行星轮系103、机械传动机构104、动力合成与主减速器105、液压储能器106、第一变量液动机107、第二变量液动机108、液压控制器109、低压油箱110、传感与控制器111、电子控制单元112、辅助设备113、差速器114和箱体120等组成。

本发明装置各部件之间的连接关系是:

内燃发动机101的输出轴通过飞轮102和带锁止器的差动行星轮系103的输入端固定连接;差动行星轮系103的输出端和机械传动机构104的输入轴固定连接;传动机构104的输出轴与动力合成与主减速器105以及驱动机构114依次固定连接;差动行星轮系103的控制端和第一变量液动机107的动力轴固定连接,第二变量液动机108的动力轴和动力合成与主减速器105的动力合成轴固定联结;飞轮102、差动行星轮系103、机械传动机构104、动力合成与主减速器105以及驱动机构114的差速器部分均安装在箱体120内。

第一变量液动机107的高压端、第二变量液动机108的高压端、辅助设备113中的液压机构等均通过液压控制器109与液压储能器106、液压油箱110以液压管路相连,第一变量液动机107的低压端、第二变量液动机108的低压端和低压油箱以液压管路相连。

电子控制单元112和传感与控制器111、辅助设备113以及系统中所有需要控制的部件以信号线或者控制线相连。

为更详细的说明本发明的结构原理和工作方法,将本发明的装置分解为机械系统、液压系统、辅助系统和电控系统四个子系统,并结合本发明的具有两级机械变速传动机构之无级变速器来说明:

本发明装置的机械系统,参见附图5及实施例一中对该机构的具体说明。

本发明装置的液压系统,参见附图12:系统包括:液压储能器106、第一变量液动机107、第二变量液动机108、液压控制器109、低压油箱110以及高压和低压连接管路等

其中:第一变量液动机107和第二变量液动机108均为双向双工的变量泵/马达,即既可以正转也可以反转,既可以作泵也可以作马达使用;第一变量液动机的额定扭矩是发动机额定扭矩的0.2-2倍,第二变量液动机的额定扭矩是发动机额定扭矩的0.5-5倍。其

结构特征参考实施例一中的说明。本实施例中第一和第二变量液动机 107 的变量机构采用液压缸进行驱动。

液压控制器 109 实现各连接液压部件本身及相互间的联通、短路、断路、换向以及安全保护；参见附图 12，它由若干方向控制阀、溢流阀和连接管路等组成，包括：第一变量液动机 107 的变量控制油缸 307a、电磁方向阀 307b，主油路的电磁方向阀 307c、307e、单向阀 307d、307f，第二变量液动机 108 的变量控制油缸 308a、电磁方向阀 308b，主油路电磁方向阀 308c、单向阀 308d、液压蓄能器 106 的电磁方向阀 306a、备份安全阀（可省略）306b、溢流阀 306c，可选的气压罐 306d；液压空调机 841 的电磁方向阀 341，过滤器 331，低压油箱 110，可选的前置低压油箱 332 和加压管道泵 335；液压转向助力油缸 840 的方向阀 340a、减压阀 340b，变量油缸控制油路阻尼器 330，高压连接管路 337、低压管路 338，散热器 339 等构成。

第一和第二变量液动机的主油路的电磁方向阀 307c、308c 为二位三通带过渡短路机能的电磁方向阀，P 口接高压，T 口接低压油路，A 口接液动机高压油口，电磁铁断开或者吸合，则液动机高压油口分别和高压油路与低压油路接通，当与低压油路接通时，该液动机相当于卸载短路；该阀的过渡短路机能，将 A 口和 T 口接通，是为了减少换向冲击，保护液动机。第一和第二变量液动机的主油路单向阀 307d、308d 的进口端接低压油路，出口端接高压油路，是防止液动机高压口吸空而设置。第一变量液动机的主油路方向阀 307e 的 P 口接高压油路，A 口接第一变量液动机的高压油口，它只起通断作用，307e 接通时，将单向阀 307f 短路，第一变量液动机既可以做泵，也可以做马达使用；307e 关断时，单向阀 307f 投入工作，第一变量液动机则只可以做泵使用。307e 和 307f 的设置是为了防止第一变量液动机在系统控制失误或者故障时飞车或者带动发动机高速运转损害发动机和液动机。

第一和第二变量液动机的变量控制方向阀 307b 和 308b 为三位四通带中位自锁的电磁方向阀，其 P 口通过阻尼器 330 接高压油路，T 口接低压油路，A、B 口则分别接变量油缸的左右腔，可控制变量油缸的正反向运动和位置保持；阻尼器 330 为带压力补偿的节流器或者调速器，其作用在调节油缸的动态响应速度；

液压蓄能器 106 的电磁方向阀 306a 为特殊设计结构，其中位过渡机能为 O 型，其复位弹簧端设置单向阻尼器以降低电磁阀吸合接通高压油路的速度，减少液压冲击。

油过滤器 331 进口端接第一和第二变量液动机的泄油口，出口端接低压油路 338。当把主低压油箱安装在汽车后备箱中时，低压油管路较长，而低压油箱压力又不能太大，因此液动机进油口处的液动力不足，容易产生吸空现象，为此在接近液动机的地方前置小容量

的低压油箱 332 并接在低压油路中。本发明的装置也可以采用开式油箱，体积小，重量轻，但为保证液动机的可靠吸油，需要在供油管路中加设离心式加压泵 335，由可双向旋转的高压齿轮泵或者调速电机驱动，由电控单元根据工况来控制，成本会增加。另外，在液压系统中，在其低压管路上安装散热器 339，以汽车行驶产生的自然气流冷却，保持液压油的温度平衡。

本发明装置的辅助系统 113，包括：冷却与润滑系统、液压空调压缩机，液压转向助力装置和制动助力装置等

1. 冷却与润滑系统：为保证本装置能正常运转，需要对行星轮系和机械传动机构等进行润滑和冷却，本发明中设置有由电动机驱动的润滑油泵，通过润滑油箱、过滤器和油管路给各部件润滑，其中，行星轮系的润滑至关重要，本发明通过第一传动轴中心开设润滑油道，尾段设置旋转油接头接供油管路。

2. 液压空调压缩机：在传统汽车上，是由发动机驱动空调压缩机工作，其控制是电磁离合器。在汽车驻车时，也必须开动发动机以怠速驱动，此时发动机效率极低，容易引起发动机水温过高，冷却风扇也要不断启动工作，增加电负荷，因此空调耗油量大，开空调比不开空调通常增加油耗 10-20%。本发明设计一种利用液压油驱动的空调压缩机，它由液压蓄能器中的高压油来驱动。可以采用传统空调压缩机，但是由高压齿轮马达来驱动；更好的解决方案，由发明者的另一项发明专利来介绍。

3. 液压转向助力装置：传统转向助力采用发动机驱动转向液压泵，向转向助力油缸 840 供油，但由于液压泵和发动机直连，在汽车低速时需要高压大流量液压油助力，在高速时应当减少助力，但发动机转速则与之相反，因此导致高速下的浪费；由于本系统有高压油存在，因此，只需在系统中加设一个控制装置，即可利用蓄能器中的压力油来进行转向助力；其解决方案，由发明者的另一项发明专利来介绍。

4. 制动助力装置：传统制动助力使用发动机气缸的吸气循环产生的真空来实现，由于本发明装置中，在汽车低速时，一部分时间让发动机熄火，尽管加设有液压辅助制动，在紧急制动时，刹车力矩不足，因此本发明提出两种方案，一是保持现在的真空助力系统不变，增设电动真空泵，在发动机熄火时启动；二是把真空助力改为液压助力刹车，类似于转向助力机构，系统的尺寸将大大减小。

本发明装置的电控系统，包括传感与控制器 111、电子控制单元 112 等组成。

传感与控制器 111：传感器包括压力测量，温度测量，速度测量，位置测量等，可以充分利用汽车中已有的传感器；控制器即为控制执行机构，有继电器，电磁铁，微电机等，参见附图 10。

电子控制单元 112 分为硬件和软件两部分，硬件为有多路数字量和模拟量输入输出带中央处理器 CPU 功能的微机控制器，通过传感与控制器 111 采集各个变量参数来控制整个系统的运行。软件由自动控制程序构成，固化写入微机的 EPROM 中，参看附图 7。

电控系统的输入参数，包括：

- 501: 汽车点火开关，一般有 0-3 四个位置；可控制发动机的开启
- 502: 触摸式显示控制屏，显示系统运行参数、故障参数和输入控制参数；
- 503: 加速踏板位置，对应驾驶者踩踏加速踏板的位置，对应动力 $DF = -1, 0, 1, 2, 3, 4$ 六个区间，驾驶员右脚抬离加速踏板为 -1，轻踩为 0，踩到底为 +4。
- 504: 液压辅助制动踏板位置，由驾驶员左脚踩踏该踏板，系统根据液压蓄能器的压力和该位置量计算第二变量液动机制动排量的设置。
- 505: 机械制动脚踏板，驾驶员右脚踩踏该踏板。
- 506: 车速
- 507: 发动机转速
- 508: 液压蓄能器压力
- 510: 发动机万有特性图谱
- 511: 润滑油压力
- 512: 发动机冷却水温
- 514: 第一变量液动机排量
- 514: 第二变量液动机排量
- 516: 发动机节气门位置

其中，在由加速踏板位置及辅助制动踏板位置确定驱动力/制动力需求 DF 时，要附加在该位置时的踩踏速度矫正值，即在其当前位置区间，根据其踩踏速度，增大或减少 DF 值来体现驾驶者的真实动力需求。

发动机万有特性图谱是每一款发动机的万有特性曲线矩阵，固化在 EPROM 中，微机 CPU 根据发动机的转速、节气门开度即可从矩阵中获得其输出力矩值，以此来匹配计算液动机的排量。

电控系统的输出控制包括：

- 601: 润滑油泵电机
- 602: 启动电机
- 603: 液压空调压缩机方向阀
- 604: 制动助力器

- 605: 液压转向助力器方向阀
- 608: 电磁牙嵌式变速离合器
- 609: 电磁离合行星轮锁止器 103d
- 610: 液压蓄能器阀 306a
- 611: 第一变量液动机主油路方向阀 307c
- 612: 第一变量液动机主油路方向阀 307e
- 613: 第二变量液动机主油路方向阀 308c
- 614: 第一变量液动机变量油缸控制方向阀 307b
- 615: 第二变量液动机变量油缸控制方向阀 308b
- 616: 发动机节气门控制电机

本发明装置的控制软件, 包括 32 个程序模块, 程序的流程框图参见附图 7, 各程序模块之功能如下:

- 701: 汽车点火开关由 0 到 1, 控制系统加电启动
- 702: 系统开始身份识别输入, 两种方式: 密码方式和指纹方式。
- 703: 系统对身份验证真伪判断, 为真: 进入 705, 为错: 进入 704, 系统提示重新输入, 三次失误, 系统关闭。
- 704: 系统关闭, 停止运行, 并可触发异常报警, 如声音报警, 短讯报警等
- 705: 点火开关由 1-2, 系统初始化测试, 巡检各输入变量参数。
- 706: 如果发动机冷却水温低于设定值, 进入 707, 高于设定值, 进入 709。
- 707: 将第一和第二变量液动机短路, 即 $V_f, V_s=0$; 电动机断电, $E_m=0$ 。
- 708: 以第一启动方式启动发动机, ICE on1 进入发动机预热运行。
- 709: 发动机热车完毕, 系统提示输入选择“前进-D”还是“倒车-R”
- 710: 输入选择“倒车-R”, 系统根据液压蓄能器蓄能判断驱动模式
- 711: 液压蓄能器蓄能高于给定值, 由第二变量液动机/电机反转驱动倒车 R1。
- 712: 液压蓄能器蓄能低于给定值, 启动/投入发动机联合驱动倒车 R2。
- 713: 输入选择“前进-D”, 程序组合过渡, 进入 714。
- 714: 进行汽车车速 V 判断: 分三个速区, 低速区, 中速区和高速区, 速区分割值根据不同的车型和各国路况的不同而设置, 如对小轿车, 低速区可设为 $V=0-60\text{km/h}$, 中速区 $V=60-125\text{km/h}$, 高速区 $V>125\text{km/h}$ 。

715: 低速区, 进入循环运行模式, 系统根据发动机是否参与驱动设置为 0-1 两种状态 CS。CS=0: 代表发动机熄火或者低速怠速, 不参与驱动, CS=1: 代表发动机运行并参与驱动。

716: 状态 CS=0, 系统根据加速踏板位置和踏板速度以及辅助液压制动踏板, 机械制动踏板位置, 计算驱动力或者制动力大小, 选择驱动或者制动模式

717: 由 721 和 722 输出, 进行状态转换与否判断, 程序组合过渡, 进入 730

718: 状态 CS=1, 系统根据加速踏板位置和踏板速度以及辅助液压制动踏板, 机械制动踏板位置, 计算驱动力或者制动力大小, 选择驱动或者制动模式

719: 中速区, 系统根据加速踏板位置和踏板速度以及辅助液压制动踏板, 机械制动踏板位置, 计算驱动力或者制动力 DF 大小, 选择驱动或者制动模式

720: 高速区, 系统根据加速踏板位置和踏板速度以及辅助液压制动踏板, 机械制动踏板位置, 计算驱动力或者制动力大小, 选择驱动或者制动模式

721: 状态 CS=0 时系统根据驱动力或者制动力大小, 分别运行 8 种不同的驱动或者制动模式, 而且, 当系统蓄能参数下降到不能满足动力需求时, 自动转入 717

722: 状态 CS=1 时系统根据驱动力或者制动力大小, 分别运行 8 种不同的驱动或者制动模式, 而且, 当系统蓄能参数超过给定值时, 自动转入 717。

723: 中速区, 系统根据驱动力或者制动力大小, 分别运行 8 种不同的驱动或者制动模式。

724: 高速区, 系统根据驱动力或者制动力大小, 分别运行 8 种不同的驱动或者制动模式。

725: 发动机关闭程序, ICE Off 给发动机停止供电、供油

726: 发动机启动程序 1-电启动, ICE on-1, 以启动电机启动发动机

727: 发动机启动程序 2-液压启动, ICE on-2, 以第一变量液动机启动发动机

728: 发动机启动模式判断, 主要根据液压蓄能器中的压力, 如果机械传动机构中只有单级传动, 没有空档时则还受最低车速 V_0 限制, 即该车速 V_0 下第一传动轴的转速要大于发动机最低点火转速, 通常在 300rpm 以上, 如果汽车低速或者静止启动 $V < V_0$, 进入 726, 如果汽车速度 $V > V_0$, 进入 727。如果机械传动机构为带空档的多级传动, 则只要液压蓄能器中有蓄能, 就可以用液压启动。

729: 状态转换组合过渡模块

730: 状态转换组合过渡模块

731: 应急处理与故障诊断程序模块

732: 系统参数设置模块

在不同状态和不同速区, 将汽车动力需求 DF 细分为 8 个模式, 其定义是:

DF=-3: 机械和液压辅助联合制动, 驾驶员右脚踩机械制动踏板, 左脚踩液压辅助制动踏板, 通常用于紧急刹车。

DF=-2: 液压辅助制动, 驾驶员右脚抬离加速踏板, 左脚踩液压辅助制动踏板, 通常用于一般制动。在低速塞车时, 可以避免驾驶员右脚来回踩踏刹车。

DF=-1: 空档滑行, 驾驶员右脚抬离加速踏板, 汽车靠惯性运行, 在汽车的自然阻力如滚动阻力和风阻作用下减速。

DF=0: 汽车匀速前进, 驾驶员右脚轻踩加速踏板即可。

DF=+1 至 +4, 分别对应: +1: 汽车慢加速或者爬小坡 (坡度 0-10%), +2: 中等加速或者爬中坡 (坡度 10-20%), +3: 快加速或者爬大坡 (坡度 20-30%), +4: 急加速或者爬陡坡 (坡度 >30%); 加速度大小根据汽车类型和速区设置, 如小汽车在低速区, 对应的加速度分别为 $a=0-1\text{m/s}^2$ 、 $a=1-2\text{m/s}^2$ 、 $a=2-3\text{m/s}^2$ 和 $a > 3\text{m/s}^2$ 。

为实现上述四种工况下的八种动力需求模式, 就必须将各机构进行协调控制, 由本发明装置的机械系统、液压系统及相应的连接关系可构成能量流链路共有 7 条, 参见附图 9, 下面对各能量链的特点和实现方式结合实施例做分析说明:

1. 主传动链路: 101-102-103-104-105-114

一般内燃发动机本身具有从怠速到最高转速的近似恒扭矩调速功能, 在本发明中又加上分流传动无级变速和机械传动机构的两级变速, 由此构成有四个节点的高效主传动链:

1) 低速档: 机械传动机构设置为第 1 档, 如 1:1 传动; 此时, 如将行星轮系锁止器 103d 松开, 将第一变量液动机 107 排量增大, 在液压蓄能器 106 的压力作用下第一变量液动机减速并自动制动, 于是行星轮系太阳轮被锁止, 行星轮系减速增矩输出, 于是, 整个变速器为减速增矩传动, 此为减速节点 1; 如行星轮系锁止器 103d 锁止, 行星轮系成为刚体直接传动, 整个变速器即为直接传动档, 此为节点 2。

2) 高速档: 机械传动机构设置为第 2 档, 如 1:2 升速传动 行星轮系同样有太阳轮制动减速增矩和行星轮系被锁止成刚体直接传动两种模式, 即又形成整个变速器的一小、一大两个升速比的纯机械啮合传动节点: 节点 3 和节点 4。

合理设置这四个节点的传动比和切换速度, 加之低速段的分流传动无级变速和发动机在中高速下的调速能力, 共同构成本发明覆盖全速范围的高效传动。

2. 第一变量液动机蓄能: 101-102-103-107-109-106

发动机工作, 根据行星轮状态和机械变速机构设置, 也有两种蓄能方式: 一是行星轮锁止器 103d 松开, 机械变速机构 104 结合, 行星轮系在发动机带动齿圈转动, 同时将动力传递给行星架和太阳轮, 太阳轮将反向转动带动作为泵工作的第一变量液动机泵出高压油, 通过方向阀 306a 和 307c 接通其高压油路, 进入蓄能器存储。二是行星轮锁止器锁止, 机械变速机构结合或者分离, 发动机带动行星轮系成刚体同向转动, 也同时将动力传递给行星架和太阳轮, 第一变量液动机泵出高压油, 进入蓄能器存储。第一方式在中低速下使用, 第二方式在中高速下使用。

3. 第二变量液动机蓄能: 101-102-103-104-105-108-109-106

汽车在发动机通过主传动链路驱动前进时, 只需将第二变量液动机设置为泵工作状态, 接通高压油路即可。

4. 液压变矩调速驱动: 101-102-103-107-109-108-105-114

该链路是在发动机工作时, 将第一变量液动机 107 设置为泵状态, 将第二变量液动机 108 设置为马达状态, 液压蓄能器方向阀 306a 断路隔离液压蓄能器蓄能状态的影响, 液动机的工作压力可升高至溢流阀设定值 306b, 实现大扭矩调速传动。

5. 液压制动能回收: 114-105-108-109-106

通过方向阀 307c 将第一变量液动机 107 设置为短路状态, 将第二变量液动机 108 设置为泵状态, 由汽车惯性带动, 由方向阀 308c 和 306a 接通其高压油路和蓄能器油路, 将汽车动能转换为液压能回收。

6. 第一变量液动机驱动: 106-109-107-103-104-105-114

根据发动机是否运行有两种方式, 方式一, 发动机运转, 行星轮系锁止器 103d 锁止, 机械变速机构结合, 306a, 307c 和 307e 接通第一变量液动机 107 高压油路, 第一变量液动机作为马达在高压油作用下转动, 起到增矩之作用; 方式二, 发动机熄火, 行星轮系锁止器松开, 机械变速机构结合, 高压油路接通, 第一变量液动机作为马达在高压油作用下转动, 由于发动机在单向离合器制动下不能反转, 第一变量液动机的力矩输出被行星轮放大, 起到比方式一更大的增扭作用; 方式一通常在中高速下使用, 方式二则在低速下, 需要大力矩输出时使用。

7. 第二变量液动机驱动: 106-109-108-105-114

方向阀 306a、308c 接通第二变量液动机 108 的高压油路, 第二变量液动机作为马达在高压油作用下驱动汽车前进。

通过电子控制单元 112, 液压控制器 109 和电力控制器 118 将以上能量流链路在不同工况下单独或者复合使用, 就可实现本发明的多种工作模式。

以下针对不同的状态 CS，不同的速区下的 8 个不同的驱动模式的实现方法以及发动机启动 ICE on-1、ICE on-2，汽车倒车模式 R1、R2 加以说明：

发动机启动方式 1-电动启动机启动，ICE on-1：在任何情况下，让方向阀 307c 将第一变量液动机 107 短路空载，行星轮系锁止器 103 松开，启动启动电机，带动发动机飞轮转动，发动机即启动。

发动机启动方式 2-液压启动，ICE on-2：液压蓄能器中有蓄能，如在单级传动时还要求汽车速度大于 V_0 ，将行星轮系锁止器 103d 吸合锁止，将蓄能器方向阀 306a 吸合接通，方向阀 307c 接通第一变量液动机 107 的高压油路，307e 吸合，即将 107 设置为变量马达，通过其变量控制油缸调节斜盘变量使其在高压油驱动下沿发动机旋转方向转动，由于此时行星轮系为刚体转动，因此其齿圈带动发动机旋转启动；启动完成后，即可将行星轮系锁止器 103d 松开，方向阀 307e 断开，将第一变量液动机 107 恢复成泵的状态。

汽车倒车模式 R1：液压蓄能器有一定的高压油，发动机 101 不必启动，将机械传动机构设置于空档，第一变量液动机短路，方向阀 308c 接通第二变量液动机 108 高压油路，调节其变量控制器使其反向转动，驱动汽车倒车。大多数情况下，倒车距离只有几米到几十米，所需能量很小，一般使用该倒车模式。

汽车倒车模式 R2：液压蓄能器没有足够的高压油，将机械传动机构设置于空档，以第一启动模式启动发动机，然后行星轮系锁止器锁止，方向阀 307c 和 308c 分别接通第一变量液动机 107 和第二变量液动机 108 高压油路，第一变量液动机在发动机带动下以泵的方式工作，输出高压油给第二变量液动机 108，调节 108 变量控制器使其反向转动，驱动汽车倒车。此种状况发生在汽车每天初次启动时。

DF= -3，机械与液压辅助联合刹车：在紧急情况下，右脚踩制动踏板，左脚踩液压辅助制动踏板，机械制动发挥作用，同时蓄能器方向阀 306a 吸合接通，行星轮系锁止器 103d 松开，方向阀 307c 将第一变量液动机 107 短路；方向阀 308c 将第二变量液动机 108 的高压油路接通，调节 108 变量控制器使其以大排量泵的方式工作，起辅助制动作用，将汽车动能转化为液压能。

DF= -2，液压辅助刹车：只用左脚踩液压辅助制动踏板，不需机械制动，其液压制动方式同 DF=-3。

DF= -1，汽车空档滑行：发动机怠速或者在低速下熄火，方向阀 307c 将第一变量液动机 107 短路，方向阀 308c 将第二变量液动机 108 短路，汽车即自动以空档滑行。

DF= 0，汽车匀速前进：在低速区，如果 CS=0，即发动机不工作，由于所需功率较小，由液动机驱动即可；如果 CS=1 以及在中高速区，即发动机工作，则以发动机主传动链驱动，配合使用第一和/或第二变量液动机蓄能链路，在维持汽车匀速前进的同时，吸收发动机节气门开度较大时富裕的机械能。

DF= +1, 在低速区, 当 CS=0, 即发动机不工作时, 以第二变量液动机 108 驱动。在 CS=1, 即发动机工作时, 以主传动链传动 + 第一变量液动机 107 蓄能方式一; 在中高速区, 以主传动链传动 + 第一变量液动机 107 蓄能方式二

DF= +2, 在低速区, 当 CS=0, 即发动机不工作时, 以第二变量液动机驱动, 在 CS=1, 即发动机工作时, 以主传动链传动 + 第一变量液动机蓄能方式一 + 第二变量液动机驱动; 在中高速区, 以主传动链直接传动

DF= +3, 在低速区, 当 CS=0, 即发动机不工作时, 以第二变量液动机驱动+第一变量液动机驱动方式二。在 CS=1, 即发动机工作时, 以主传动链传动 + 液压变矩调速传动; 在中高速区, 以主传动链传动 + 第一和第二变量液动机驱动

DF= +4, 在低速区, 当 CS=0, 即发动机不工作时, 已无法满足动力需求, 故必须启动发动机。在 CS=1, 即发动机工作时, 以发动机高速的主传动链传动 + 液压变矩调速传动; 在中高速区, 以发动机高速主传动链降档减速增矩传动 + 第一和第二变量液动机驱动。

本发明的主要工作机制, 分为高速路况机制和城市路况机制:

1. 高速路况: 以 CS=1 即发动机运转的情况下, 汽车的一个完整的加速-匀速-减速循环来说明:

汽车在从 0 起步, 低速到高速的加速过程中, 机械传动机构设置为低速档,

起步加速: 汽车初速为 0, 行星轮系的行星架 103b 静止, 发动机的机械动力驱动行星轮系的齿圈 103c 正转, 行星轮锁止器松开, 太阳轮 103a 反转, 加大发动机节气门, 将第一变量液动机 107 设置为泵状态并接通高压油路, 在输出液压能的同时也给太阳轮以制动力矩, 于是行星架 103b 上产生正向驱动力矩, 通过机械传动机构 104 驱动汽车起步, 此为主传动链路; 同时, 根据驾驶者的加速度需求 DF 值, 加入第二变量液动机的附加动力, 联动调节发动机节气门的开度、第一变量液动机和第二变量液动机的排量, 即可调节系统输出力矩大小, 汽车即以不同的加速度起步。随着汽车速度的升高, 太阳轮 103a 的转速逐步下降为 0, 加大第一变量液动机排量, 将太阳轮锁止, 主传动链即以纯机械传动节点 1 (相当于传统变速器的 2-3 档) 驱动; 转速进一步升高, 行星轮锁止器锁止, 主传动链即以纯机械传动节点 2 (相当于传统变速器的 4 档) 驱动;

当转速升高到某速度时, 驾驶者将松开加速踏板, 发动机怠速, 机械传动机构的超越离合器起作用, 主传动链卸载。此时, 如果车速进入了中高速区, 系统自动将机械变速机构设置为高速档, 主传动链以节点 3 或者节点 4 传动, 配合以液动机的力矩和功率调节, 驱动汽车匀速前进。由于从节点 3 升至节点 4 提高升速比时, 只需吸合行星轮系锁止器, 此时传动力矩较小, 易于锁止器吸合; 当从节点 4 降至节点 3 减少升速比汽车加速时, 只需松开行星轮系锁止器即可, 此时发动机自然加速切入。在中高速区速比的切换靠行星轮

系锁止器的吸合和松开，简单方便，不需要机械传动机构的档位切换，不需切断传动链，因此十分平稳。

减速：根据驾驶者的意图，以第二变量液动机以及机械制动方式制动减速，部分回收机械能。

2. 城市路况：即在城市里驾驶或者高速路上塞车时，采用机液混合循环驱动。

起步加速方式同高速路况，但通常只加速到较低速度时即转入匀速或者减速运行，故加速时间短，让发动机在高效区间的最低转速附近继续工作 N 分钟，在输出机械能驱动汽车前进的同时，把多余的机械能转换为液压能储存起来，然后，发动机熄火，由液压马达单独驱动汽车继续前进。直至系统所存储的能量不足以满足驾驶者的动力需求时，自动启动/并入发动机的动力，进入下一个混合驱动循环。由于循环切换的判据是根据系统的蓄能状态计算最大动力输出值和动力需求值 DF 的对比，而这些控制参数是系统内可测量的，与现在机电混合中使用的速度控制法依据随机变化的车速或者驻车时间参数来切换不同，因此控制系统相对简单。电池组可采用外接充电模式，在有限的距离内，无需发电机给其充电。

减速：主要以第二变量液动机制动减速，回收大部分机械能。

在城市路况下，每公里能耗为 354.4KJ，发动机在高效区的低转速段 1200-1500 rpm 工作，在驱动汽车前进的同时，大约一分钟左右将工作容积 50L，最高工作压力为 30Mpa 的液压储能器储能达到 400-450kJ，发动机即熄火，由液压继续驱动汽车前进 1.1-1.3km，历时约 2 分钟左右，然后，在再次汽车加速时，启动发动机进入下一个循环。每一次循环，加上发动机驱动行驶的距离 0.6-0.8 km，共计行驶 2.0km。不包括停车时间在内，一个循环约 3-4 分钟，汽车每行驶 100km，总能耗为 35.4 Mj。其中 40% 由发动机经主传动链直接驱动，60% 为液压能驱动，混合驱动系统效率为 81%，发动机工作效率在 80% 负荷下为 28%，发动机 + 混合传动系统综合效率为 $28\% \times 81\% = 22.68\%$ ，1L 油的比能为 33Mj，百公里油耗为 $35.4/33/22.68\% = 4.7$ 升。相比于传统驱动模式节油达到 40%-50%。

在高速路况下，液压系统起力矩储备和功率储备作用，随时能够投入系统中，这样，发动机可以在高负荷下高效的工作，不必因为保持汽车的动力性而牺牲经济性，使得本发明装置在高速区，无论发动机还是变速器均具有最高的效率。

液压储能器的尺寸较大，可以安装在汽车后备箱中，就像安装天然气罐的出租车一样。液压油箱也要占地，可以作为储能器的底座或者借用汽车备胎箱，以节省空间。同时，该液压系统采用封闭式，用低压油箱中气囊内的气体压力来维持系统内的压力在 0.1-1.0Mpa。

实施例三 无级变速机电液混合动力驱动系统

本发明实施例的装置，参见附图 11，主要由内燃发动机 101、飞轮 102、差动行星轮系 103、机械传动机构 104、动力合成与主减速器 105、液压储能器 106、第一变量液动机 107、第二变量液动机 108、液压控制器 109、低压油箱 110、传感与控制器 111、电子控制单元 112、辅助设备 113、差速器 114、动力电池组 115、外接充电电源 116、车载智能充电器 117、电力控制器 118、电动/发电机 119 和箱体 120 等组成。

本发明装置各部件之间的连接关系是：

内燃发动机 101 的输出轴通过飞轮 102 和差动行星轮系 103 的输入端固定连接；差动行星轮系 103 的输出端和机械传动机构 104 的输入轴固定连接；传动机构 104 的输出轴与动力合成与主减速器 105 以及驱动机构 114 依次固定连接；差动行星轮系 103 的控制端和第一变量液动机 107 的动力轴固定连接，第二变量液动机 108 的动力轴和动力合成与主减速器 105 的动力合成轴固定联结；电动/发电机 119 的连接位置根据所选用电机的特性不同而不同，可以和动力合成与主减速器 105 的动力合成轴固定联结，也可以和差动行星轮系 103 的控制端或者输出端固定连接，或者使用轮毂电机配置在汽车的前后轮上，或者通过离合器在不同工况下选择不同的被连接部件；飞轮 102、差动行星轮系 103、机械传动机构 104、动力合成与主减速器 105 以及驱动机构 114 的差速器部分均安装在箱体 120 内。

第一变量液动机 107 的高压端、第二变量液动机 108 的高压端、辅助设备 113 中的液压机构等均通过液压控制器 109 与液压储能器 106、液压油箱 110 以液压管路相连，第一变量液动机 107 的低压端、第二变量液动机 108 的低压端和低压油箱以液压管路相连。

电动/发电机 119 通过电缆和电力控制器 118 电力连接，电力控制器同时和电池组 115 以及车载智能充电器 117 电缆连接，车载智能充电器的插头和外接充电电源 116 的插座形成可插拔的连接。电子控制单元 112 和传感与控制器 111、辅助设备 113 以及系统中所有需要控制的部件以信号线或者控制线相连。

为更详细的说明本发明的结构原理和工作方法，将本发明的装置分解为机械系统、液压系统、辅助系统和电控系统四个子系统，并结合本发明实施例 2 来介绍。

本发明的机械系统和液压系统与实施例 2 相同，分别参见附图 5，附图 9 附图 12。

本发明装置的电控系统，参见附图 13，包括传感与控制器 111、电子控制单元 112、动力电池组 115、外接充电电源 116、车载智能充电器 117、电力控制器 118、电动/发电机 119 等组成。

其中，电动/发电机 119 是指既可以作电动机也可以作发电机使用的电机，其功率是发动机额定功率的 5-50%。可以是有刷或者无刷的永磁直流电机，也可以是交流电机或其他类型的电机，其磁路可以是径向设置，也可以轴向是设置的，如盘式轮毂电机等；由于其与系统是并联关系，因此安装位置非常灵活，本实施例中是将其与机械传动机构的第一

变速齿轮对的主动齿轮固定连接, 对于前轮驱动的轿车, 更好的方式是采用两个盘式轮毂电机安装在后轮轮毂上。

电力控制器 118 完成电池管理和电机控制: 电池管理功能包括电池组充放电模式的切换, 过充、过放、过流、过热的保护等; 电机控制功能包括电机的启停控制、电动/发电模式的切换、速度调节和过载保护等。交流电机应用变频调速, 直流电机采用斩波调速, 或者采用简单的变压调速, 即通过电池组的串并联连接变换, 将驱动电压分为 48V, 96V 等几档, 省却复杂的调速装置。

外接充电电源 116 分为家用和停车场用, 家用电源很简单, 就是一个电源插座; 停车场用充电电源除了电源插座外还包括电量计量、计费以及收费装置, 如收费可以是刷卡机等。

动力电池组 115 选用安全可靠的锂电池或者镍氢动力电池, 要求比能和比功率较高, 而其循环寿命长。电池组的储能大小可根据用户的需要和价格确定, 对于家用轿车, 如果主要在城区使用, 宜选用大一些; 如主要在郊区使用, 则可选小些。一般在 1-10 KWH 即可。

传感与控制器 111: 传感器包括压力测量, 温度测量, 速度测量, 位置测量等, 可以充分利用汽车中已有的传感器; 控制器即为控制执行机构, 有继电器, 电磁铁, 微电机等, 参见附图 13。

电子控制单元 112 分为硬件和软件两部分, 硬件为有多路数字量和模拟量输入输出带中央处理器 CPU 功能的微机控制器, 通过传感与控制器 111 采集各个变量参数来控制整个系统的运行。软件由自动控制程序构成, 固化写入微机的 EPROM 中, 参看附图 14。

电控系统的输入参数, 包括:

501: 汽车点火开关, 一般有 0-3 四个位置; 可控制发动机的开启

502: 触摸式显示控制屏, 显示系统运行参数、故障参数和输入控制参数;

503: 加速踏板位置, 对应驾驶者踩踏加速踏板的位置, 对应动力 $DF = -1, 0, 1, 2, 3, 4$ 六个区间, 驾驶员右脚抬离加速踏板为 -1, 轻踩为 0, 踩到底为 +4。

504: 液压辅助制动踏板位置, 由驾驶员左脚踩踏该踏板, 系统根据液压蓄能器的压力和该位置量计算第二变量液动机制动排量的设置。

505: 机械制动脚踏板, 驾驶员右脚踩踏该踏板。

506: 车速

507: 发动机转速

508: 液压蓄能器压力

509: 电池电压电量

510: 发动机万有特性图谱

- 511: 润滑油压力
- 512: 发动机冷却水温
- 514: 第一变量液动机排量
- 514: 第二变量液动机排量
- 516: 发动机节气门位置

其中, 在由加速踏板位置及辅助制动踏板位置确定驱动力/制动力需求 DF 时, 要附加在该位置时的踩踏速度矫正值, 即在其当前位置区间, 根据其踩踏速度, 增大或减少 DF 值来体现驾驶者的真实动力需求。

发动机万有特性图谱是每一款发动机的万有特性曲线矩阵, 固化在 EPROM 中, 微机 CPU 根据发动机的转速、节气门开度即可从矩阵中获得其输出力矩值, 以此来匹配计算液动机的排量。

电控系统的输出控制包括:

- 601: 润滑油泵电机
- 602: 启动电机
- 603: 液压空调压缩机方向阀
- 604: 制动助力器
- 605: 液压转向助力器方向阀
- 606: 电池管理器 118 (充电机, 充放电保护)
- 607: 驱动电机控制器 118 (调速/电动/发电)
- 608: 电磁牙嵌式变速离合器
- 609: 电磁离合行星轮锁止器 103d
- 610: 液压蓄能器阀 306a
- 611: 第一变量液动机主油路方向阀 307c
- 612: 第一变量液动机主油路方向阀 307e
- 613: 第二变量液动机主油路方向阀 308c
- 614: 第一变量液动机变量油缸控制方向阀 307b
- 615: 第二变量液动机变量油缸控制方向阀 308b
- 616: 发动机节气门控制电机

本发明装置的控制软件, 包括 32 个程序模块, 程序的流程框图参见附图 7, 各程序模块之功能如下:

- 701: 汽车点火开关由 0 到 1, 控制系统加电启动
- 702: 系统开始身份识别输入, 两种方式: 密码方式和指纹方式。

703: 系统对身份验证真伪判断, 为真: 进入 705, 为错: 进入 704, 系统提示重新输入, 三次失误, 系统关闭。

704: 系统关闭, 停止运行, 并可触发异常报警, 如声音报警, 短讯报警等

705: 点火开关由 1-2, 系统初始化测试, 巡检各输入变量参数。

706: 如果发动机冷却水温低于设定值, 进入 707, 高于设定值, 进入 709。

707: 将第一和第二变量液动机短路, 即 $V_f, V_s=0$; 电动机断电, $E_m=0$ 。

708: 以第一启动方式启动发动机, ICB on1 进入发动机预热运行。

709: 发动机热车完毕, 系统提示输入选择“前进-D”还是“倒车-R”

710: 输入选择“倒车-R”, 系统根据液压蓄能器蓄能判断驱动模式

711: 液压蓄能器蓄能高于给定值, 由第二变量液动机/电机反转驱动倒车 R1。

712: 液压蓄能器蓄能低于给定值, 启动/投入发动机联合驱动倒车 R2。

713: 输入选择“前进-D”, 程序组合过渡, 进入 714。

714: 进行汽车车速 V 判断: 分三个速区, 低速区, 中速区和高速区, 速区分割值根据不同的车型和各国路况的不同而设置, 如对小轿车, 低速区可设为 $V=0-60\text{km/h}$, 中速区 $V=60-125\text{km/h}$, 高速区 $V>125\text{km/h}$ 。

715: 低速区, 进入循环运行模式, 系统根据发动机是否参与驱动设置为 0-1 两种状态 CS。CS=0: 代表发动机熄火或者低速怠速, 不参与驱动, CS=1: 代表发动机运行并参与驱动。

716: 状态 CS=0, 系统根据加速踏板位置和踏板速度以及辅助液压制动踏板, 机械制动踏板位置, 计算驱动力或者制动力大小, 选择驱动或者制动模式

717: 由 721 和 722 输出, 进行状态转换与否判断, 程序组合过渡, 进入 730

718: 状态 CS=1, 系统根据加速踏板位置和踏板速度以及辅助液压制动踏板, 机械制动踏板位置, 计算驱动力或者制动力大小, 选择驱动或者制动模式

719: 中速区, 系统根据加速踏板位置和踏板速度以及辅助液压制动踏板, 机械制动踏板位置, 计算驱动力或者制动力 DF 大小, 选择驱动或者制动模式

720: 高速区, 系统根据加速踏板位置和踏板速度以及辅助液压制动踏板, 机械制动踏板位置, 计算驱动力或者制动力大小, 选择驱动或者制动模式

721: 状态 CS=0 时系统根据驱动力或者制动力大小, 分别运行 8 种不同的驱动或者制动模式, 而且, 当系统蓄能参数下降到不能满足动力需求时, 自动转入 717

722: 状态 CS=1 时系统根据驱动力或者制动力大小, 分别运行 8 种不同的驱动或者制动模式, 而且, 当系统蓄能参数超过给定值时, 自动转入 717。

723: 中速区, 系统根据驱动力或者制动力大小, 分别运行 8 种不同的驱动或者制动模式。

724: 高速区, 系统根据驱动力或者制动力大小, 分别运行 8 种不同的驱动或者制动模式。

725: 发动机关闭程序, ICE Off 给发动机停止供电、供油

726: 发动机启动程序 1-电启动, ICE on-1, 以启动电机启动发动机

727: 发动机启动程序 2-液压启动, ICE on-2, 以第一变量液动机启动发动机

728: 发动机启动模式判断, 主要根据液压蓄能器中的压力, 如果机械传动机构中只有单级传动, 没有空档时则还受最低车速 V_0 限制, 即该车速 V_0 下第一传动轴的转速要大于发动机最低点火转速, 通常在 300rpm 以上, 如果汽车低速或者静止启动 $V < V_0$, 进入 726, 如果汽车速度 $V > V_0$, 进入 727。如果机械传动机构为带空档的多级传动, 则只要液压蓄能器中有蓄能, 就可以用液压启动。

729: 状态转换组合过渡模块

730: 状态转换组合过渡模块

731: 应急处理与故障诊断程序模块

732: 系统参数设置模块

在不同状态和不同速区, 将汽车动力需求 DF 细分为 8 个模式, 其定义是:

DF=-3: 机械和液压辅助联合制动, 驾驶员右脚踩机械制动踏板, 左脚踩液压辅助制动踏板, 通常用于紧急刹车。

DF=-2: 液压辅助制动, 驾驶员右脚抬离加速踏板, 左脚踩液压辅助制动踏板, 通常用于一般制动。在低速塞车时, 可以避免驾驶员右脚来回踩踏刹车。

DF=-1: 空档滑行, 驾驶员右脚抬离加速踏板, 汽车靠惯性运行, 在汽车的自然阻力如滚动阻力和风阻作用下减速。

DF=0: 汽车匀速前进, 驾驶员右脚轻踩加速踏板即可。

DF=+1 至 +4, 分别对应: +1: 汽车慢加速或者爬小坡 (坡度 0-10%), +2: 中等加速或者爬中坡 (坡度 10-20%), +3: 快加速或者爬大坡 (坡度 20-30%), +4: 急加速或者爬陡坡 (坡度 >30%); 加速度大小根据汽车类型和速区设置, 如小汽车在低速区, 对应的加速度分别为 $a=0-1\text{m/s}^2$ 、 $a=1-2\text{m/s}^2$ 、 $a=2-3\text{m/s}^2$ 和 $a > 3\text{m/s}^2$ 。

本发明的主要工作机制, 分为高速路况机制和城市路况机制, 结合实施例 2 介绍如下:

1. 高速路况: 以 $CS=1$ 即发动机运转的情况下, 汽车的一个完整的加速-匀速-减速循环来说明:

汽车在从 0 起步, 低速到高速的加速过程中, 机械传动机构设置为低速档,

起步加速: 汽车初速为 0, 行星轮系的行星架 103b 静止, 发动机的机械动力驱动行星轮系的齿圈 103c 正转, 行星轮锁止器松开, 太阳轮 103a 反转, 加大发动机节气门, 将第一变量液动机 107 设置为泵状态并接通高压油路, 在输出液压能的同时也给太阳轮以制动

力矩，于是行星架 103b 上产生正向驱动力矩，通过机械传动机构 104 驱动汽车起步，此为主传动链路；同时，根据驾驶者的加速度需求 DF 值，加入第二变量液动机以及电动机的附加动力，联动调节发动机节气门的开度、第一变量液动机和第二变量液动机的排量，即可调节系统输出力矩大小，汽车即以不同的加速度起步。随着汽车速度的升高，太阳轮 103a 的转速逐步下降为 0，加大第一变量液动机排量，将太阳轮锁止，主传动链即以纯机械传动节点 1（相当于传统变速器的 2-3 档）驱动；转速进一步升高，行星轮锁止器锁止，主传动链即以纯机械传动节点 2（相当于传统变速器的 4 档）驱动；

2. 城市路况：即在城市里驾驶或者高速路上塞车时，采用机液、机电或者机液电的混合循环驱动。

起步加速方式同高速路况，但通常只加速到较低速度时即转入匀速或者减速运行，故加速时间短，让发动机在高效区间的最低转速附近继续工作 N 分钟，在输出机械能驱动汽车前进的同时，把多余的机械能转换为液压能/电能储存起来，然后，发动机熄火，由液压马达/电动机单独或者联合驱动汽车继续前进。其中，电动机主要满足汽车匀速前进所需动力，液压系统主要负责汽车加速所需的大力矩需求。直至系统所存储的能量不足以满足驾驶者的动力需求时，自动启动/并入发动机的动力，进入下一个混合驱动循环。循环切换的判据是根据系统的蓄能状态（P，V）计算最大动力输出值和动力需求值 DF 的对比，而这些控制参数是系统内可测量的，与现在机电混合中使用的速度控制法依据随机变化的车速或者驻车时间参数来切换不同，因此控制系统相对简单。电池组可采用外接充电模式，在有限的距离内，无需发电机给其充电。

减速：主要以第二变量液动机制动减速，回收大部分机械能。

电池电量的管理要和汽车的工作方式相匹配。本发明考虑到大部分乘用车，都是在上下班时使用，首先在本地低速运行，随后上高速路高速前进，然后下高速又在本地低速行驶，进入工作单位或者回家，熄火停车。因此，本发明特别将电池的使用设计为 W 型模式，由大小两个循环模式构成，即汽车在家或者工作单位利用晚间或者工作时间以模式 1 充电至 SOC=90% 左右，然后在低速路段单向放电至 20% 剩余电量，然后以电池充电模式 2 即发动机带动发电机充电至 50% 左右，再放电运行至 20% 剩余电量，如此小循环，直至到达目的地接入外接充电电源充电至 90%，进入下一轮大循环。

本发明实施例中的液压蓄能器 106，对于自重较大的汽车可以使用合金钢制高压蓄能器，而对于轿车而言，就必须使用复合材料的高压蓄能器，如以合金钢或者合金铝为内胆，外缠绕高强度玻璃纤维或者碳素纤维，重量轻而强度高。为进一步提高蓄能器蓄能效果并提高其安装的机动性，本发明提出一种分体式结构，参见附图 15，它由大小两个高压罐 106-1 和 106-2 通过带充气阀的高压气管 106-3 组成，大罐 106-1 内装气囊 106-1a，其接头和高压气管 106-3 螺纹联接，以合金钢或者合金铝为内胆 106-1b，缠绕高强度玻璃纤维

或者碳素纤维复合材料的外层 106-1c, 其右端安装蝶形阀 106-1d 接高压油管路; 小罐 106-2 则只是一个以合金铝为内胆 106-2a, 缠绕高强度玻璃纤维或者碳素纤维复合材料的外层 106-2b 的高压气瓶, 其左端开口 106-2c 接高压气管 106-3 与大罐的气囊端 106-1e 连接。该结构使得高压气体在压缩和膨胀过程中能直接与小罐进行热交换, 减小气体温度变化范围, 提高蓄能效果。而且在同等容积的情况下, 单个尺寸减少, 安装灵活性提高。

本发明实施例中的低压油箱 110, 在大汽车上使用时可以采用普通蓄能器的结构, 由于压力低, 壁厚可以很薄, 但体积较大; 在小汽车上, 由于空间十分有限, 安装较困难。本发明特此设计一种汽车轮胎形式的低压油箱来解决此问题, 参见附图 16, 17: 该油箱由上下两个冲压成型的中央开孔的平底碗状盖 110-1 和 110-2、两端呈喇叭口的中间隔离环 110-5、低压气囊 110-4、蝶形阀 110-3、充气阀 110-6 和中央圆筒 110-7 所组成, 其中低压气囊安装在由中间隔离环与平底碗状盖 110 外圆柱面所形成的封闭空间中, 气囊通过气管 110-8 穿过中间隔离环上的一个小孔与内侧的封闭气室连通, 充气阀安装在中央圆筒的内侧供充气之用。该低压油箱的加工工艺是: 首先将中间隔离环按图中喇叭口位置焊接在带蝶形阀的下盖上, 然后安装好气囊, 将气囊中的气挤出, 让其贴近底盖, 给底盖中加满约 2/3 的冷却油, 合上上盖, 将上下盖焊接好, 然后焊接中间隔离环喇叭口与上盖的连接部分, 在检查气囊不漏气而且内外封闭空间也不串气之后, 最后焊接已安装好充气阀的中央圆筒。该油箱的壁厚根据油箱直径和最高充压压力确定, 在 1-4mm 即可。将该轮胎形的低压油箱放置在汽车的备胎空间中。汽车在日常使用时, 通常可以不带备胎以节省空间。

以下结合一辆家用中等排量的汽车参数作为典型来计算, 但这些假设的参数与计算结果只是作为参考, 不作为对本发明的限定。

该车整备质量 1200kg, 总质量 1500Kg, 最高车速 180km/h, 平均油耗 8-9L/100km, 发动机为 4 缸汽油机, 排量为 1.6L, 最大功率 70kw/6000rpm, 最大扭矩 150nm/4000rpm, 发动机最低比油耗 260g/kwh。

所选行星轮系在太阳轮固定时的输入输出速比为 1.5 (减速), 所选机械传动机构的两级变速比分别为 1 和 0.5, 这样, 整个系统主传动链的四个节点速比分别为 1.5, 1.0, 0.75 和 0.5。而原车配的自动档变速器的速比分别是 2.71, 1.44, 1.0, 0.74, 相比之下, 相当于系统设置了一个大升速比的传动。

本实施例所选第一和第二变量液动机为斜盘式双向双工液压泵/马达, 均以耳轴驱动变量斜盘双向摆动来实现变量调节、模式和方向转换, 第一变量液动机的最大排量为 28ml/r, 额定压力为 31.5Mpa, 最高压力 35Mpa, 最高转速 5500rpm, 第二变量液动机的最大排量为 56ml/r, 额定压力为 31.5Mpa, 最高压力 35Mpa, 最高转速 5000rpm。为节省空间, 第一和第二变量液动机共用一个壳体。

所选的液压蓄能器为 50L, 直径为 300mm, 长度为 800mm, 预充压力为 10-15 Mpa, 最高工作压力为 30Mpa, 最大蓄能约 500Kj; 低压油箱为轮胎式, 直径 580mm, 容积为 45L, 最高工作压力为 1Mpa。均设置在后背箱中。

选用锂电池组 35kg, 比能 150wh/kg, 容量为 50Ah, 96-110V, 5.25Kwh; 电池放电比功率为 300w/kg, 放电功率 10.5Kw, 充电比功率为 150w/kg, 充电功率为 5Kw;

选用电机额定功率为 8Kw, 额定转速为 3000rpm, 额定扭矩为 25.5NM, 启动最大扭矩为 65NM。

采用上述部件及配置参数, 在主要工况下的驱动力矩和效率计算如下:

如前所述, 主传动链传动力矩的大小在不同速比下分别为: 225NM, 150NM, 100NM, 75NM, 第一变量液动机在最大排量下的最小 (10Mpa) 和最大 (35Mpa) 力矩分别为 44.6NM-156NM, 第二变量液动机在最大排量下的最小和最大力矩分别为 89.2NM-312NM。可见汽车在低速时发动机运行, 所能获得的最大力矩为 537NM, 因发动机气门和液动机的排量均可变化, 因此驱动力矩可以随心所欲, 获得相当平稳和强劲的驱动性能。在发动机熄火期间, 液压 + 电机驱动: 这时系统的最低驱动扭矩是第一变量液动机最低力矩经行星轮系放大 3 倍后与第二变量液动机最低力矩的合成, 共计为 223NM, 再加上电机大约 30-50NM, 总计为 253-273NM, 相当于原车二档时的起步加速能力。

其系统的传动效率为:

在低速区, 行星轮系通过主传动链直接传递的功率约占总功率的 50%, 其余 50% 的能量由液压系统传递, 设主传动链的传动效率为 96%, 液动机的平均效率均为 86%, 液压回路效率 96%, 则液压链路效率为 71%, 系统的总效率 = $0.5 \times 74\% + 0.5 \times 96\% = 83.5\%$ 。如果采用高效液动机 (>90%), 则传动效率 >88%。如果发动机在低速区 80% 负荷下的效率为 28%, 则系统总效率在 23.8%, 比当前汽车平均效率 12.6% 提高约一倍

循环驱动模式的参数计算方式如下: 1500kg 的汽车在 0-60km/h 的速度区间以平均时速 36km/h 行驶时, 行驶 1km 滚动阻力功耗为 $1500\text{kg} \times 0.12 \times 1000\text{m} = 180\text{kJ}$, 加汽车风阻约 40kJ 共计 220kJ。汽车每从 54km/h-0 刹车一次, 动能减少为 $1/2 \times 1500 \times 15 \times 15 = 168\text{kJ}$, 通过液压系统回收率 60%, 即损耗为 $40\% = 67.2\text{kJ}$ 。假设每 km 平均刹车制动 2 次, 共损失 134.4kJ。这样汽车行驶 1km 耗能 $220 + 134.4 = 354.4\text{kJ}$ 。如无能量回收, 则耗能为 556kJ。

在低速区机液电混合循环模式中, 1.6L 发动机在高效区的低转速段 1200-1500 rpm 工作, 80% 节气门开度时输出功率 10-15kw, 其中, 汽车起步加速时, 0-15Km/h, 液压传动能量比例从 100% 降低到 0%; 从 15-60Km/h, 范围内加速时, 基本以主传动链传动, 液压蓄能约在 20% 以内; 在匀速前进时, 发动机功率的 30% (3-5kw) 驱动汽车前行, 70% (7-10kw)

转换为液压能，大约一分钟左右将工作容积 50L，最高工作压力为 30Mpa 的液压储能器储能能达到 400-450kJ，发动机即熄火，由电力和液压联合驱动。

电力系统配备的总能量为 $= 5.25 \text{ kwh} = 18.9 \text{ MJ}$ ，设其工作区间为容量的 20-90%，则工作容量为 13.2 MJ。考虑到电动机（88%）加驱动器（98%）加电池放电（90%）的综合效率 78%，有效电能为 10.3 MJ，汽车可在该电力单独驱动下低速行驶约 30Km。

在本模式中，主要以液压来实现汽车的加减速，以电力来维持匀速运行。因此，在电力蓄能充足时，循环驱动的周期主要由液压系统确定，如果每次从 54km/h -0 的制动，能量损失为 67.2KJ，在再次启动加速时由液压系统承担 70%即 47kJ，电力系统分担 30%；这样，给液压蓄能器蓄能一次 450kJ，就可以连续完成 $450 \times 0.85 / 47 = 8$ 次 0-54km/h 的加减速，以每公里 2 次算，可以持续行驶 4km 左右，然后启动发动机给其蓄能。此循环中有效电能损耗为 $354.4 \times 4 - 470 = 947 \text{ KJ}$ ，因此，电池蓄能可完成大约 10 次这样的循环，加上发动机驱动的行程，总里程为 45Km，总耗能为 16MJ，而此循环过程中发动机只在 20-30%的时间内高效的工作，释放能量为 6MJ，以发动机效率 28%计算，其油耗为 0.65 升。

如果电池组中的电能下降至额定容量的 20%时，就必须由发动机驱动给其充电；每次充电所需能量大约为 6MJ，以充电功率为 5Kw 计算，充电一次至少需要 20 分钟。充电后大约又可完成小循环 3-4 次。一般在大城市堵车高峰在 1-2 小时，堵车距离通常在 20-50km 以内，因此也就在 1-2 个大循环的范围内。

采用外充电式的机液电循环驱动，在城市路况下，如果单次行驶里程在百公里以内时，百公里综合油耗将降至 3L 油加 4Kwh 电的水平以下。

该模式下发动机较长时间不工作，需要注意保持三元催化器的温度，使其在发动机再启动时仍然有高催化效率，降低排放。本发明设计一个动态保温罩，在寒冷季节或者地区使用，即在发动机工作时打开，在发动机熄火时封闭来维持三元催化器温度。在车速较高时，尽量使用发动机启动工作-怠速的循环模式，减少发动机启停次数。尽管汽车发动机怠速油耗较低，但也需要在节能、环保以及发动机寿命之间平衡考虑。

在中高速区，通过液压链路传递的能量在 0-20%，80-100%通过主传动链传动，如上述部件的效率指标基本不变，系统两路合成的总效率 $> 20\% \times 74\% + 80\% \times 96\% = 91.6\%$ ，最高效率即为两级齿轮传动效率 96%。由此可见，就该装置的传动效率本身而言，已高于自动档变速器，而且发动机的效率得以较大提高，因此，整车效率也得以提升。

从以上分析中可见，由于有大功率液动机的作用，相当于给汽车又增加了一个大功率的动力源，因此，汽车将从低速到高速全范围内获得比现有配置更强大的扭矩和动力储备。解决了汽车动力系统设计中最头疼的汽车动力性与经济性之间的矛盾。

本发明的机液无级变速器还可以和各种形式的电力驱动相配合，形成机电强混合动力驱动。此时电力驱动和机液无级变速驱动成并联组合，电机功率要比机液电混合驱动时的

功率相对大些,为 10-20kw /1500rpm 以上,特别要求低速大扭矩。电池类型应当采用比功率比较高的,如镍氢电池和锂电池,以满足电力单独驱动时的动力要求;如采用轮毂电机安装在驱动后轮上,在城市路况下汽车低速行驶时,采用机电混合循环驱动。在电池组充满电时,停止发动机,由电机单独驱动汽车前进。在汽车刹车时,电机转换为发电机,将汽车动能转换为电能由电池组回收。当电池组电量不足时,启动发动机工作,电机由汽车后轮驱动成为发电机,增大发动机负荷,将部分机械能转换为电能存储在蓄电池中。汽车倒车:由电机反转,直接驱动汽车倒车。汽车如主要在城市路况,可选用大容量电池。如主要在中高速区工作,可选用小容量电池,系统采用的大速比升速传动,在短时加速行驶时,电机参与驱动,提供附加动力,减少发动机动力需求,提高发动机效率,达到节能目的。

该装置在停车场配置充电装置时,通过电网给电池组充电,可以获得更好的节能效果与环保效果。

为了更好的说明本发明装置的可行性与可安装性对应于一台横置发动机前轮驱动的汽车上,将本实施例 1 两级齿轮变速机构无级变速器的机械结构具体化,所设计的装配图,参见附图 18,

发动机 101 的动力输出轴与飞轮盘 102 以螺纹固定连接,启动电机齿轮和飞轮上的启动齿圈为可离合的啮合连接;行星轮 103 的齿圈 103c 固定连接在飞轮 102 上,太阳轮 103a 通过花键固定在机械传动机构 104 的第一传动轴 104-1a 上,传动轴两端分别以向心推力圆锥滚子轴承分别支撑在发动机轴孔以及箱体上;行星架 103b 和传动轴套 104-1b 固定连接,传动轴套通过滚针轴承支撑在第一传动轴上;行星轮锁止器 103d 为湿式电磁离合器,包括电磁铁 103d1,轭铁、内环、内环摩擦片、外环和外环摩擦片 103d3,电触头环和控制电极 103d2;其内环与行星架 103b 固定连接,外环与飞轮 102 也即行星轮齿圈 103c 固定连接,电磁铁部分嵌入飞轮盘中,其电触头环和控制电极滑动连接,电磁铁通电吸合则锁止器锁止。在锁止器的外端是无刷直流电动/发电机 119 的转子 119a 和固定在变速器壳上的定子 119b,该无刷直流电机可以是轴向磁路,也可以是径向磁路的盘式电机。

机械传动机构的两级变速齿轮对的主动齿轮 104-3a 和 104-4a 分别通过超越离合器 104-3c、104-4c 空套在传动轴套 104-1b 上,其被动齿轮 104-3b 和 104-4b 则固定连接在第二传动轴 104-2 上;超越离合器 104-3c、104-4c 均为楔块式,由内环、外环、楔块和保持架组成,其外环与齿轮内孔合二为一以简化结构和节省径向尺寸;两超越离合器的内环相向的一端带有轴向牙齿,二者之间为一个周向固定连接在传动轴套 104-1b 上的可轴向滑移的牙嵌式离合器环 104-5a,该环两端都带轴向牙齿,在电磁控制的操纵杆 104-5b 作用下左右移动,分别与超越离合器 104-3c、104-4c 的内环牙齿啮合,当其停留在中间

位置时，即为空档，第一与第二传动轴完全解耦；为减小啮合时的冲击，可在滑移轴套 104-5a 和超越离合器的内环间参考已有手动档变速器同步器原理设置同步摩擦锥面。

第一传动轴 104-1a 的右端固定连接传动齿轮对 104-6a、104-6b，而齿轮 104-6b 则固定在第一变量液动机 107 的动力轴上。第一转动轴 104-1a 中间开有轴向与径向油道，通过其右端的旋转接头 14-7 引入润滑油，通过径向油道分别给轴上的各个轴承，行星轮系及其锁止器，传动齿轮等提供润滑；第二变量液动机 108 的动力轴则和第二传动轴 104-2 以花键固定连接，这样，第二传动轴 104-2 也承担了动力合成的作用；传动齿轮 104-4b 又同时和主减速器齿轮 105a 啮合驱动汽车的驱动机构 114。第一变量液动机 107 的变量机构由油缸 107a 控制，第二变量液动机 108 的变量机构由油缸 108a 控制；第一和第二变量液动机的高压油口 107b 和 108b 接高压油路。

权利要求书

1、一种机动车动力装置，该装置包括：

行星轮机构：其具有输入端、输出端和控制端，所述输入端与发动机的输出端连接，所述输出端通过机械传动机构连接于机动车动力装置的动力输出轴上；

第一变量液动机：其连接于行星轮机构的控制端，并且通过液压线路连接于油箱；

第二变量液动机：其转动轴连接于机动车动力装置的动力输出轴上，该第二变量液动机通过所述动力输出轴进行动力的输入或输出；并且该第二变量液动机通过液压线路分别连接于第一变量液动机和油箱；

电子控制装置：其采集车辆的运行参数和对车辆的控制参数，并根据这些参数输出控制信号；所述的第一变量液动机和第二变量液动机响应于该电子控制装置的控制信号进行变量调节；

液压控制装置：其设置在液压线路上，并响应于电子控制装置的控制信号控制第一变量液动机和第二变量液动机的工作状态。

2、如权利要求1所述的机动车动力装置，其特征在于，所述的行星轮机构为单排 NGW 行星轮机构或 NW 行星轮机构，该单排行星轮机构包括太阳轮、行星轮及行星架、齿圈，其中太阳轮为所述控制端，行星架和齿圈分别为所述输出端或所述输入端，在该输入端、输出端和控制端中的任意两个之间至少安装有一个第一离合装置，该第一离合装置响应于电子控制装置的控制信号进行离合动作，从而调节行星轮机构在不同的传动比中进行切换。

3、权利要求1所述的机动车动力装置，其特征在于，所述的行星轮机构为两排或两排以上相串联的行星轮机构，在每排行星轮机构的输入端、输出端和控制端中的任意两个之间设有第一离合装置，并且两排或两排以上相串联的行星轮机构形成有至少两个控制端，其中一个控制端连接于所述的第一变量液动机，另一控制端通过第二离合装置连接于机动车的动力装置的箱体上，该第一离合装置和第二离合装置响应于控制装置的控制信号进行离合动作，从而调节行星轮机构在不同的传动比中进行切换。

4、如权利要求1所述的机动车动力装置，其特征在于，所述的机械传动机构包括两级或两级以上相并联的变速齿轮对，在该两级或两级以上变速齿轮对与行星轮机构的输出端之间分别设有超越离合器，并且在该两级或两级以上并联的变速齿轮对之间分别设有第二离合装置，该超越离合器和第二离合装置分别通过离合动作来调节所述机械传动机构的传动比。

5、如权利要求4所述的机动车动力装置，其特征在于，所述的超越离合器为楔块式

超越离合器。

6、如权利要求4所述的机动车动力装置，其特征在于，所述的第二离合装置为牙嵌式电磁离合器或牙嵌式手动离合器，其中该牙嵌式电磁离合器响应于电子控制装置的控制信号进行离合动作。

7、如权利要求1所述的机动车动力装置，其特征在于，所述的第一变量液压机为变量液动泵，所述的第二变量液动机为变量的液压马达。

8、如权利要求1所述的机动车动力装置，其特征在于，所述的第一变量液压机为变量的双向双工液压泵/马达，所述的第二变量液压机为变量的双向双工液压泵/马达。

9、如权利要求1所述的机动车动力装置，其特征在于，所述的液压控制装置包括连接于第一变量液动机高压油口的第一电磁方向阀和连接于第二变量液动机的高压油口的第二电磁方向阀，该第一电磁方向阀响应于电子控制装置的控制信号，使第一变量液动机的高压油口与直接连接到油箱的液压线路连通或与连接到第二电磁方向阀的液压线路连通；第二电磁方向阀响应于电子控制装置的控制信号使第二变量液动机的高压油口与直接连接到油箱的液压线路连通或与连接到第二电磁方向阀的液压线路连通。

10、如权利要求9所述的机动车动力装置，其特征在于，第一电磁方向阀和第二电磁方向阀之间的液压线路通过溢流阀连接到油箱。

11、如权利要求9所述的机动车动力装置，其特征在于，所述的第一变量液动机的高压油口和第二变量液动机的高压油口分别通过单向阀连接于油箱，从而形成补油液压线路。

12、如权利要求9所述的机动车动力装置，其特征在于，所述第一变量液动机的低压油口和第二变量液动机的低压油口通过液压线路相连接，并连接于油箱。

13、如权利要求12所述的机动车动力装置，其特征在于，在所述第一变量液动机的低压油口和第二变量液动机的低压油口之间的液压线路上设有散热装置。

14、如权利要求9所述的机动车动力装置，其特征在于，所述第一变量液动机和第二变量液动机的泄油口均通过滤器连接于油箱。

15、如权利要求1或9所述的机动车动力装置，其特征在于，在所述第一变量液动机和第二变量液动机之间的液压线路上设有液压蓄能器，在第一变量液动机和/或第二变量液动机将机械能转换的液压能时，该液压蓄能器储存该第一变量液动机和/或第二变量液动机输出的液压能；在第一变量液动机和/或第二变量液动机将液压能转换为机械动力时，该液压蓄能器将液压能输出该所述的第一变量液动机和/或第二变量液动机。

16、如权利要求15所述的机动车动力装置，其特征在于，所述的液压蓄能器通过响

应于电子控制装置的控制信号在单向连通和直接连通之间进行切换的控制阀连接于第一电磁方向阀。

17、如权利要求 15 所述的机动车动力装置，其特征在于，所述的液压蓄能器为分体式蓄能器，包括两个气路连通的压力容器，其中一个压力容器内安装有气囊。

18、如权利要求 15 所述的机动车动力装置，其特征在于，所述的第一电磁方向阀和第二电磁方向阀与液压蓄能器之间的液压线路上设有控制液压蓄能器与第一电磁方向阀和第二电磁方向阀是否连通的通断控制阀，该通断控制阀响应于电子控制装置的控制信号进行通断动作。

19、如权利要求 15 所述的机动车动力装置，其特征在于，所述的机动车动力装置还包括有液压助力转向装置，该液压助力转向装置的高压油输入端连接于所述的液压蓄能器。

20、如权利要求 15 所述的机动车动力装置，其特征在于，所述的机动车动力装置还包括有液压驱动空调压缩机，该液压驱动空调压缩机的高压油输入端连接于所述的液压蓄能器。

21、如权利要求 15 所述的机动车动力装置，其特征在于，所述的机动车动力装置还包括有液压制动力装置，该液压制动力装置的高压油输入端连接于所述的液压蓄能器。

22、如权利要求 1 所述的机动车动力装置，其特征在于，所述的电子控制装置内存储有发动机万有特性图谱，并包括采集汽车点火开关的位置参数的位置传感器、采集加速踏板位置参数的位置传感器、采集机械制动脚踏板的位置参数的位置传感器、采集车速参数的车速传感器和采集发动机转速参数的发动机转速传感器。

23、如权利要求 22 所述的机动车动力装置，其特征在于，所述电子控制传感器还包括分别采集第一变量液动机和第二变量液动机排量参数的排量传感器。

24、如权利要求 22 所述的机动车动力装置，其特征在于，所述的电子控制装置还包括采集润滑油压力的压力传感器。

25、如权利要求 22 所述的机动车动力装置，其特征在于，所述的机动车动力装置还包括液压辅助制动踏板，该踏板的位置参数通过位置传感器输入给电子控制装置。

26、如权利要求 22 所述的机动车动力装置，其特征在于，所述的电子控制装置还包括采集发动机冷却水温的温度传感器。

27、如权利要求 1 或 15 所述的机动车动力装置，其特征在于，该机动车动力装置还包括连接于机动车动力装置的动力输出轴的电机，电机与一个电机控制器，该电机通过可

充电电池供电，该可充电电池连接于车载电池管理器，该电机控制器和车载电池管理器响应于电子控制装置的控制信号分别对电机和可充电电池进行控制。

28、如权利要求 27 所述的机动车动力装置，其特征在于，所述的可充电电池通过车载智能充电器连接于外接电源。

29、如权利要求 28 所述的机动车动力装置，其特征在于，所述的外接电源为停车场的具有电量计量和计费功能的电源。

30、如权利要求 1 所述的机动车动力装置，其特征在于，所述的电子控制装置可进行如下控制：电子控制装置控制液压控制装置使第一变量液动机与第二液动机之间的液压线路连通，并调节第一变量液动机和第二变量液动机的变量，使第一变量液动机输出压力油，驱动第二液动机的转动轴转动，从而使与该转动轴连接的动力输出轴的动力输出获得行星轮机构驱动力矩和第二变量液动机输出的力矩之和，从而驱动汽车变速变矩行使。

31、如权利要求 9 所述的机动车动力装置，其特征在于，所述的电子控制装置可进行如下控制：在汽车启动和加速时，踩踏加速踏板，电子控制装置控制第一电磁方向阀和第二电磁方向阀接通第一液动机和第二液动机的液压线路，并将汽车加速踏板和发动机节气门联动，电子控制装置根据节气门开度和发动机转速从发动机万有特性矩阵中获得发动机输出力矩值，根据行星轮系力矩关系方程式求得太阳轮之力矩，计算得到在额定压力下第一液动机的排量值，电子控制装置输出信号控制第一液动机的变量机构，相应地第一变量液动机输出压力油，驱动第二变量液动机的转动轴转动，输出力矩，该转动轴的输出获得行星轮系驱动力矩和液压马达输出的力矩之和，启动汽车加速，所述第二液动机的排量由高压油口的压力自动控制，其压力升高，排量增大；压力降低，排量减小；压力为 0，排量为 0。

32、如权利要求 31 所述的机动车动力装置，其特征在于，在车速达到预定值时，控制装置进行如下控制：控制第二电磁方向阀将第二变量液动机直接连接于油箱，从而断开与第一变量液动机的联接，第一变量液动机即被制动，行星轮机构的控制端被锁止使行星轮机构成为定速比传动；或者该控制装置控制行星轮机构中的离合装置使行星轮机构成为刚体传动。

33、如权利要求 4 所述的机动车动力装置，其特征在于，在车速达到预定值时，该控制装置控制机械传动机构中的两级或两级以上变速齿轮对之间的第二离合装置进行离合动作，从而进行传动比的切换。

34、如权利要求 15 所述的机动车动力装置，其特征在于，所述的控制装置能够进行如下控制：在机动车负荷较低时，所述行星轮结构输出的机械动力的一部分通过机械传动

装置传递给动力输出轴驱动机动车行使，另一部分通过液压控制装置控制第一变量液动机和/或第二变量液动机将机械能转换为液压能储存在液压蓄能器中；在机动车动力需求增大时，通过所述的液压控制装置控制第一变量液动机和/或第二变量液动机将液压蓄能器中储存的液压能转换为机械动力，辅助发动机驱动机动车行使；或者，在液压蓄能器锁存储的液压能达到预定上限值时，停止发动机的动力输出，直接通过液压控制装置控制第一变量液动机和/或第二变量液动机将液压能转换为机械动力，驱动机动车行驶；在液压蓄能器中存储的液压能不能满足动力需求时，恢复发动机的动力输出，进行下一个液压能与机械能的转换循环过程。

35、如权利要求 27 所述的机动车动力装置，其特征在于，所述的控制装置能够进行如下控制：在发动机动力输出期间，通过所述电机将一部分机械能转换为电能存储在可充电电池中；在机动车的动力需求增大时，通过电机控制器控制电机将电能转换为机械动力，辅助发动机驱动机动车行使；或者在发动机停止动力输出期间，控制电机输出机械动力驱动机动车行使。

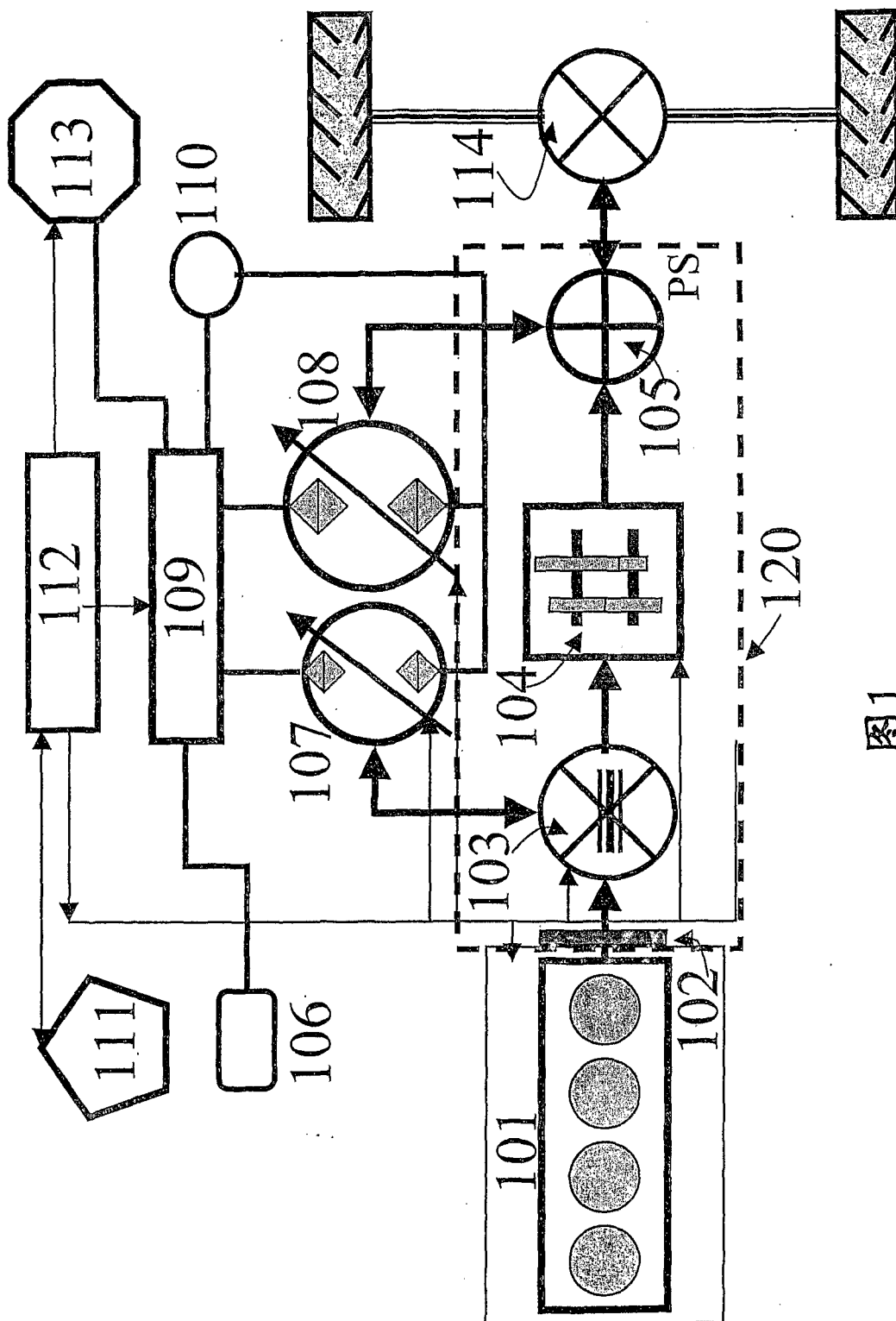


图1

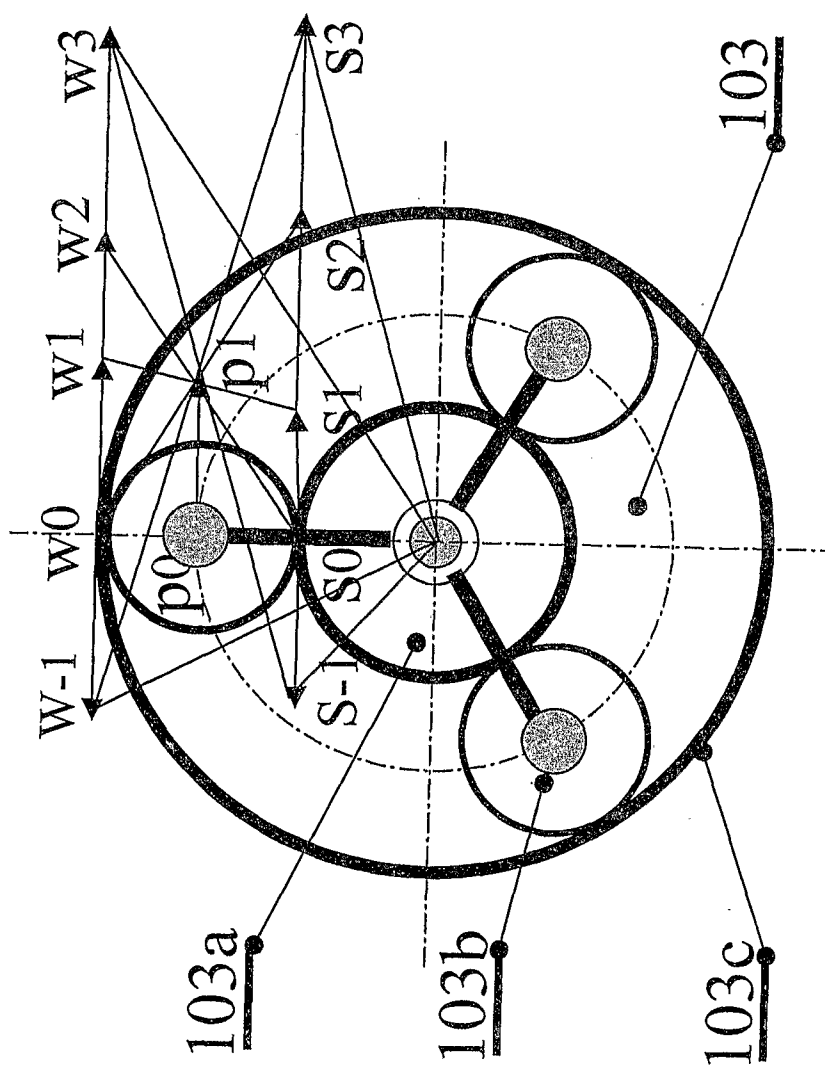


图 2

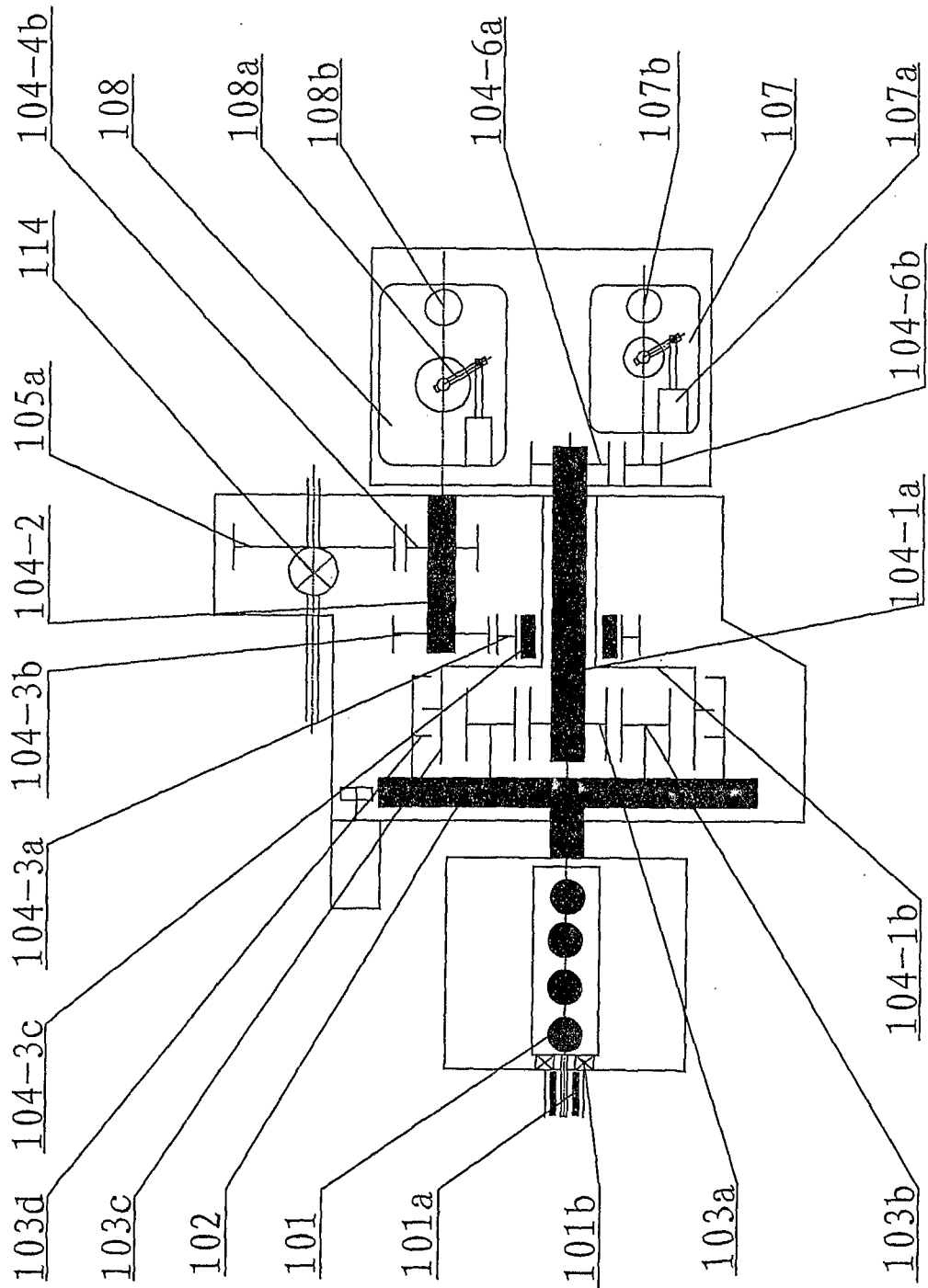


图 3

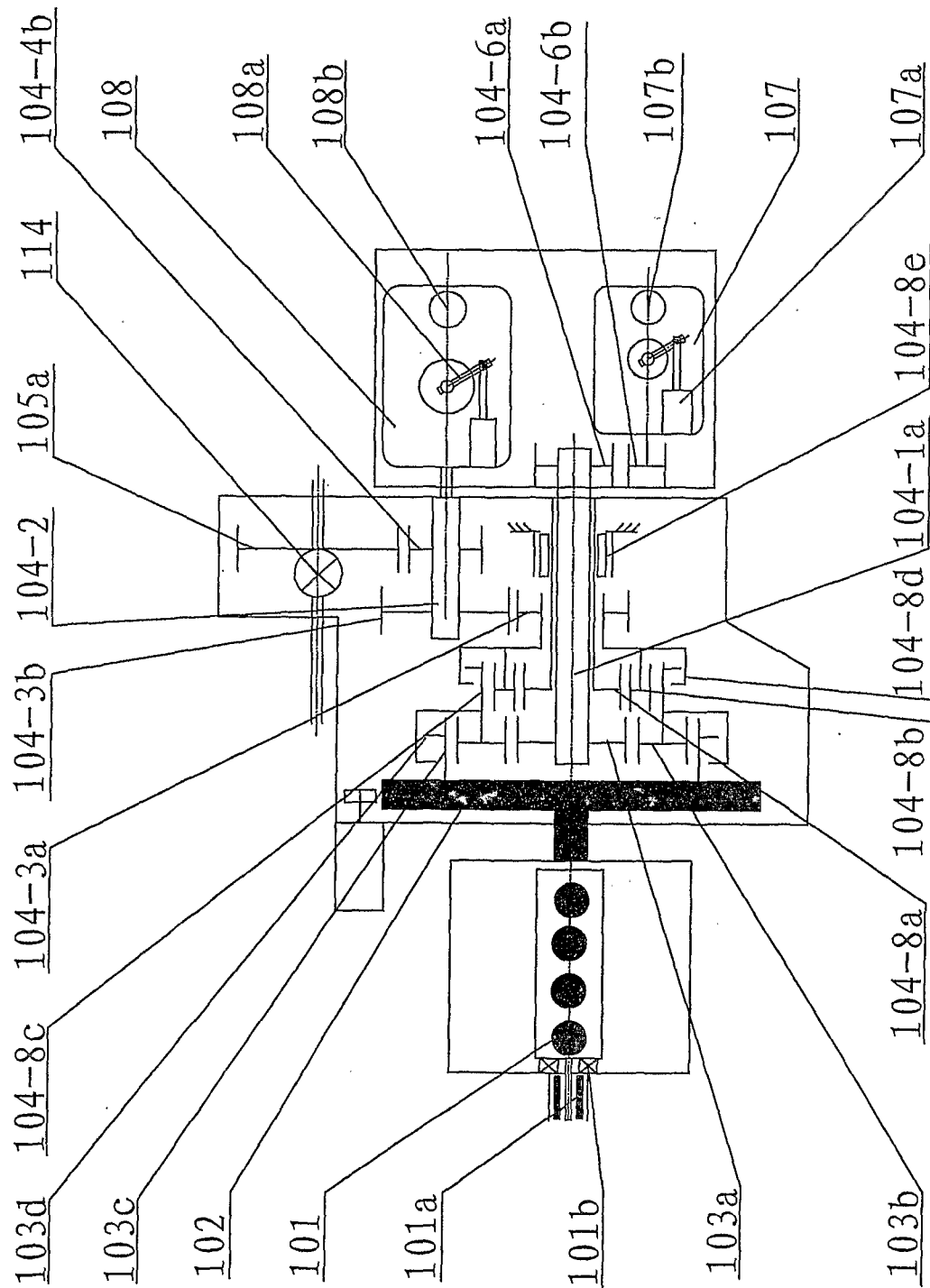


图 4

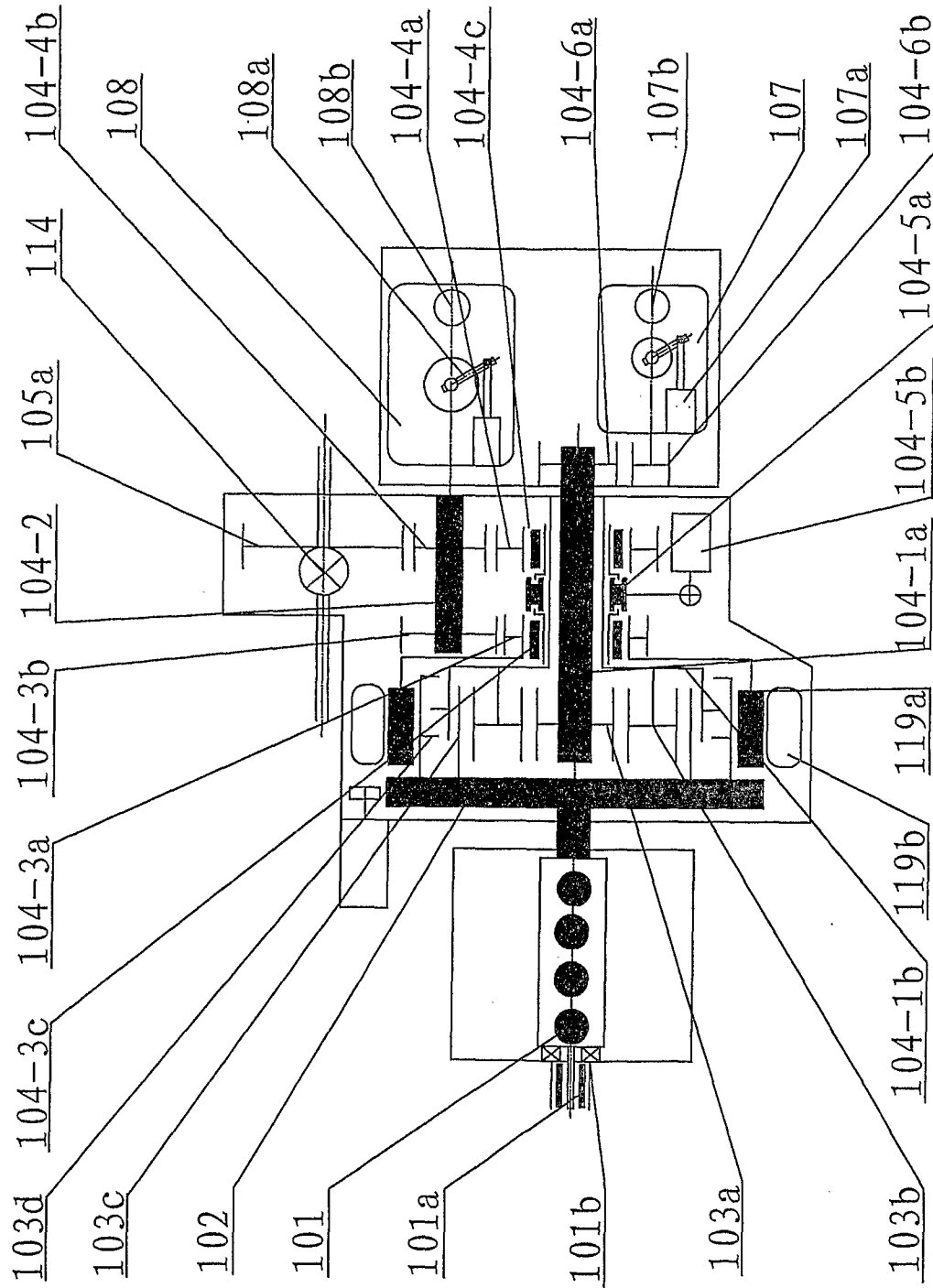


图 5

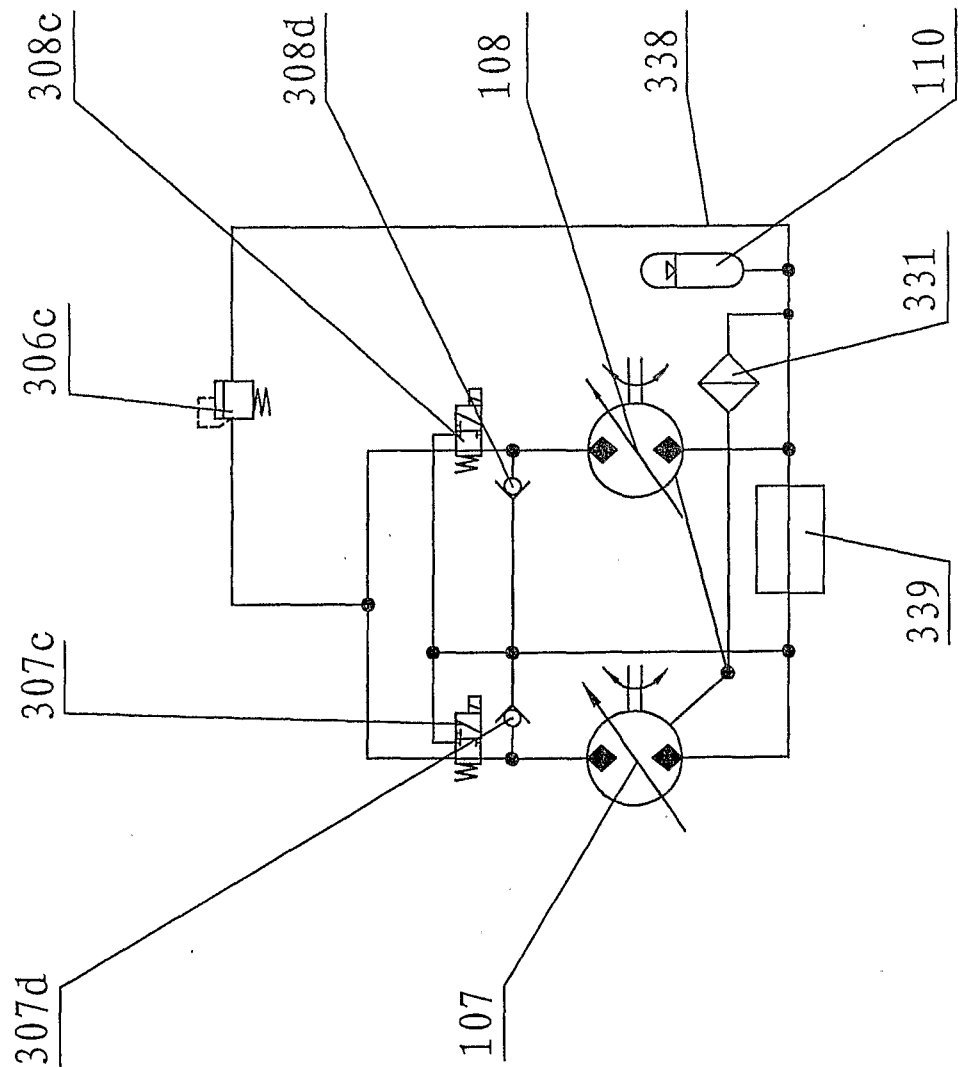


图 6

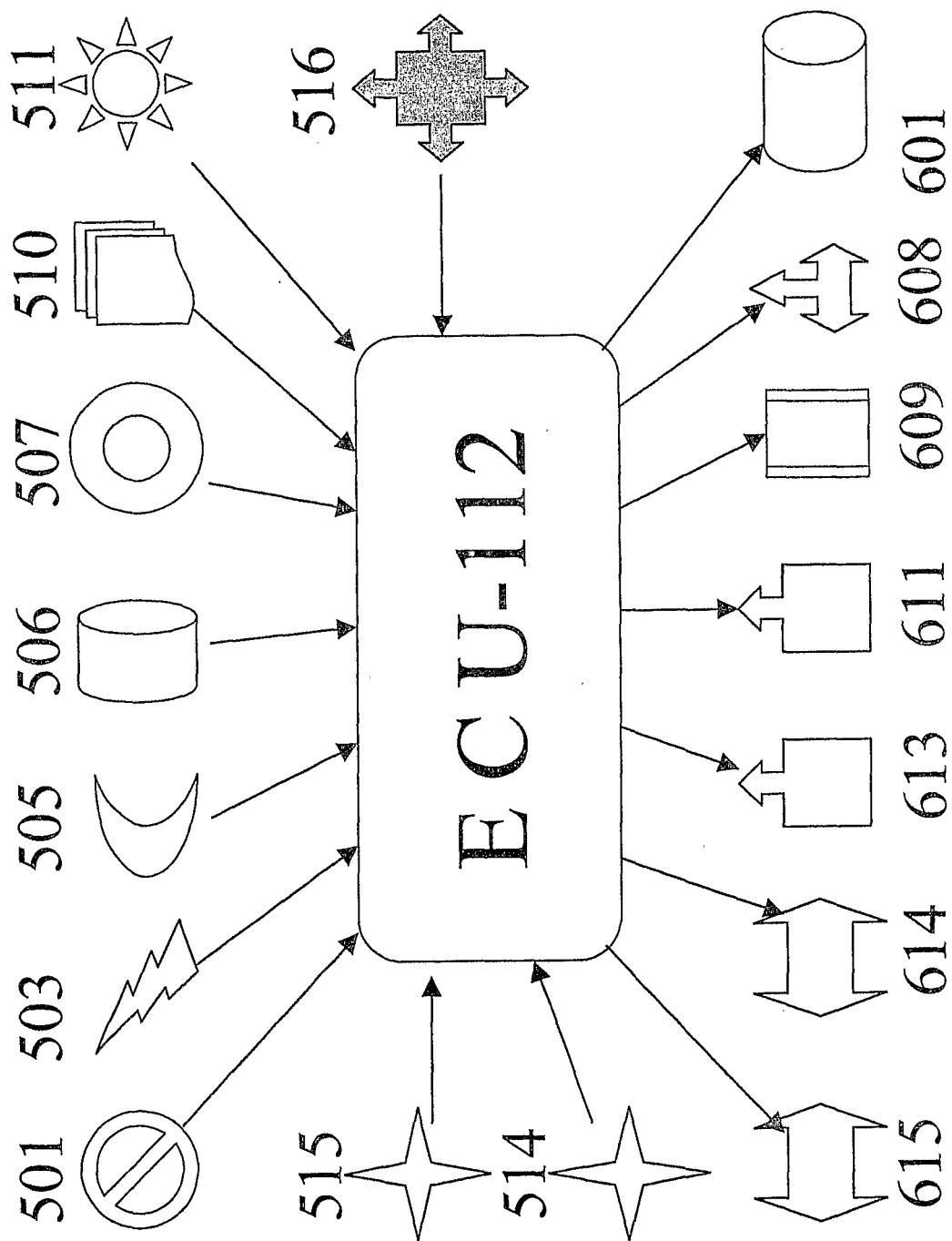


图 7

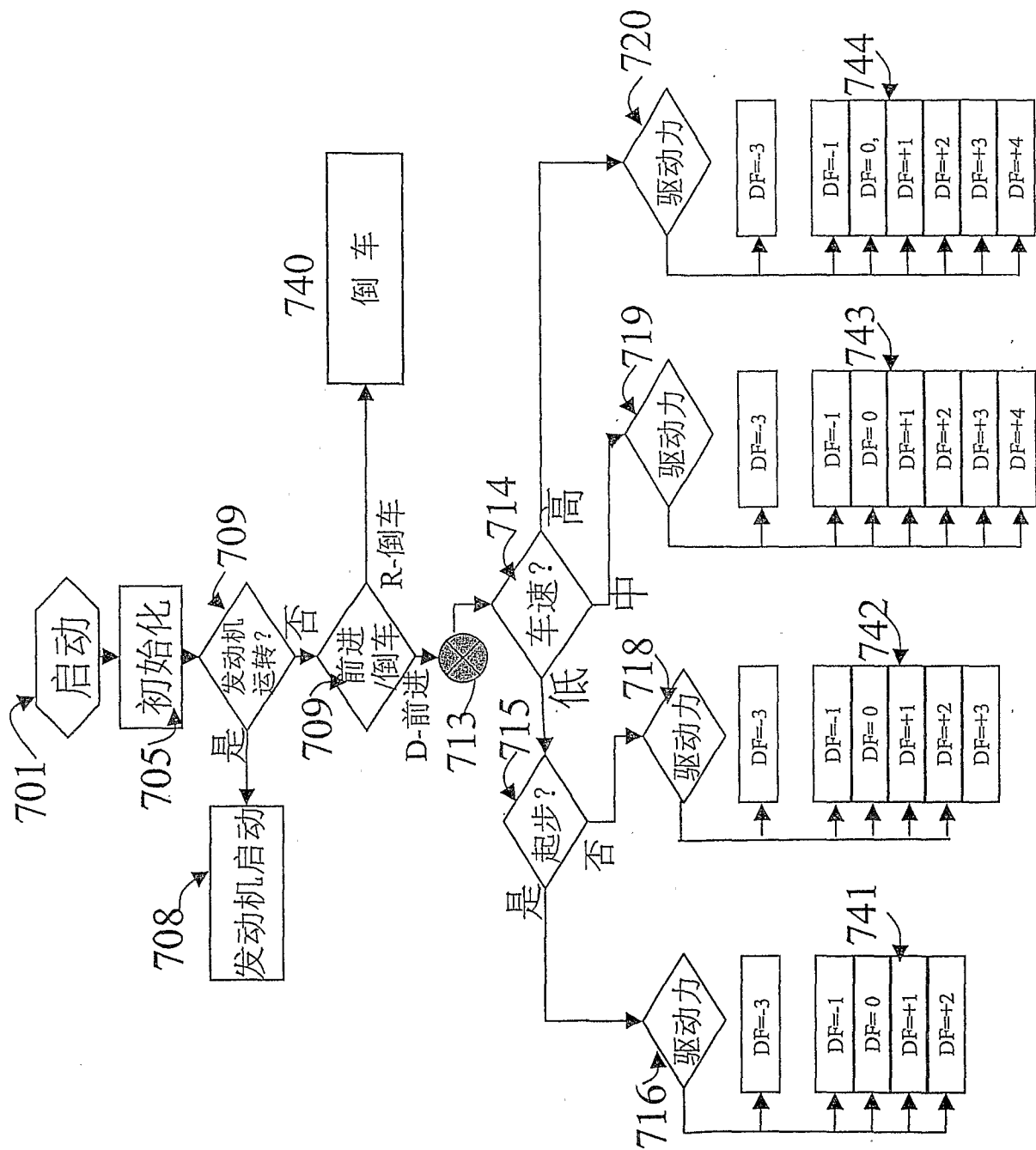


图 8

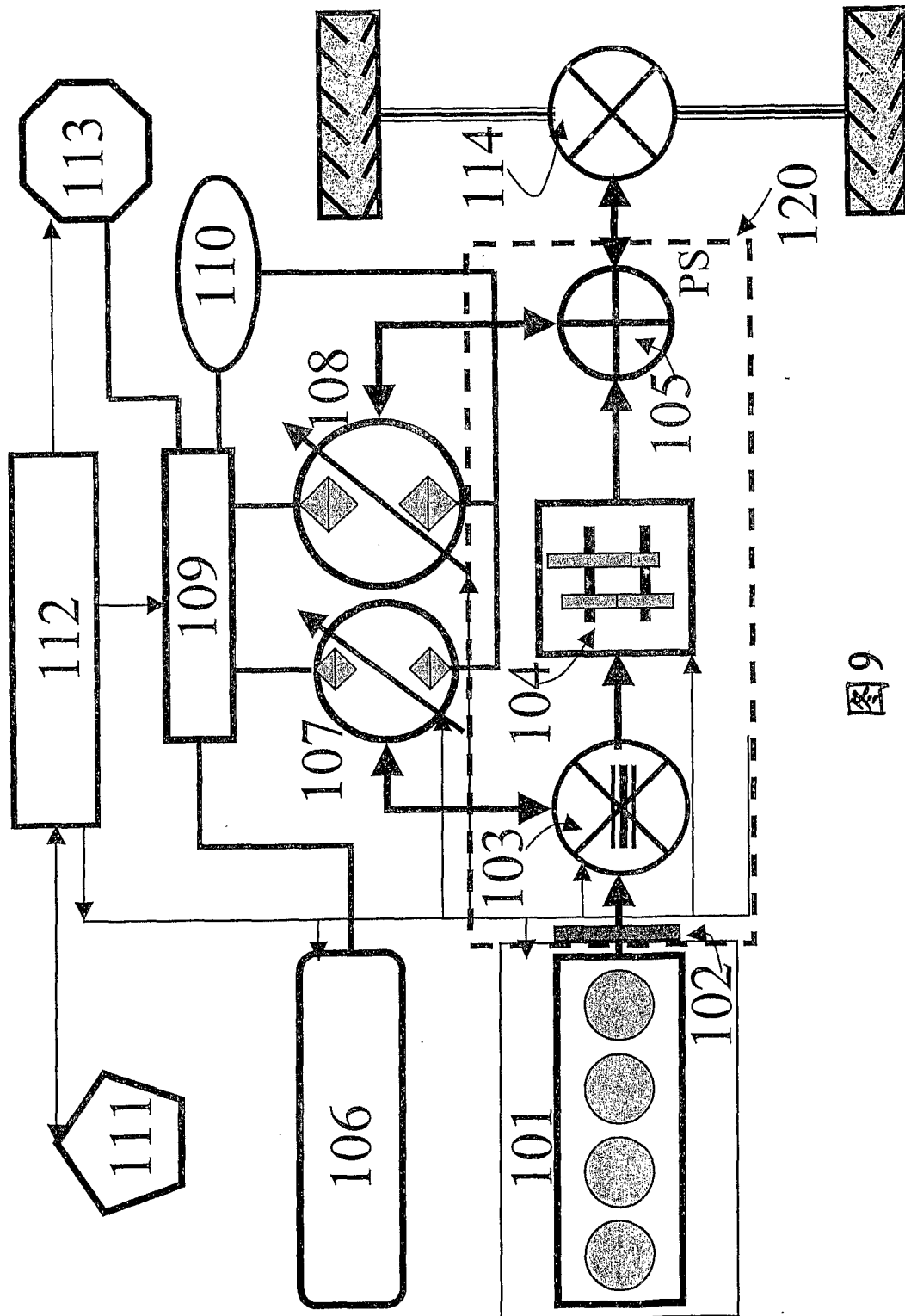


图9

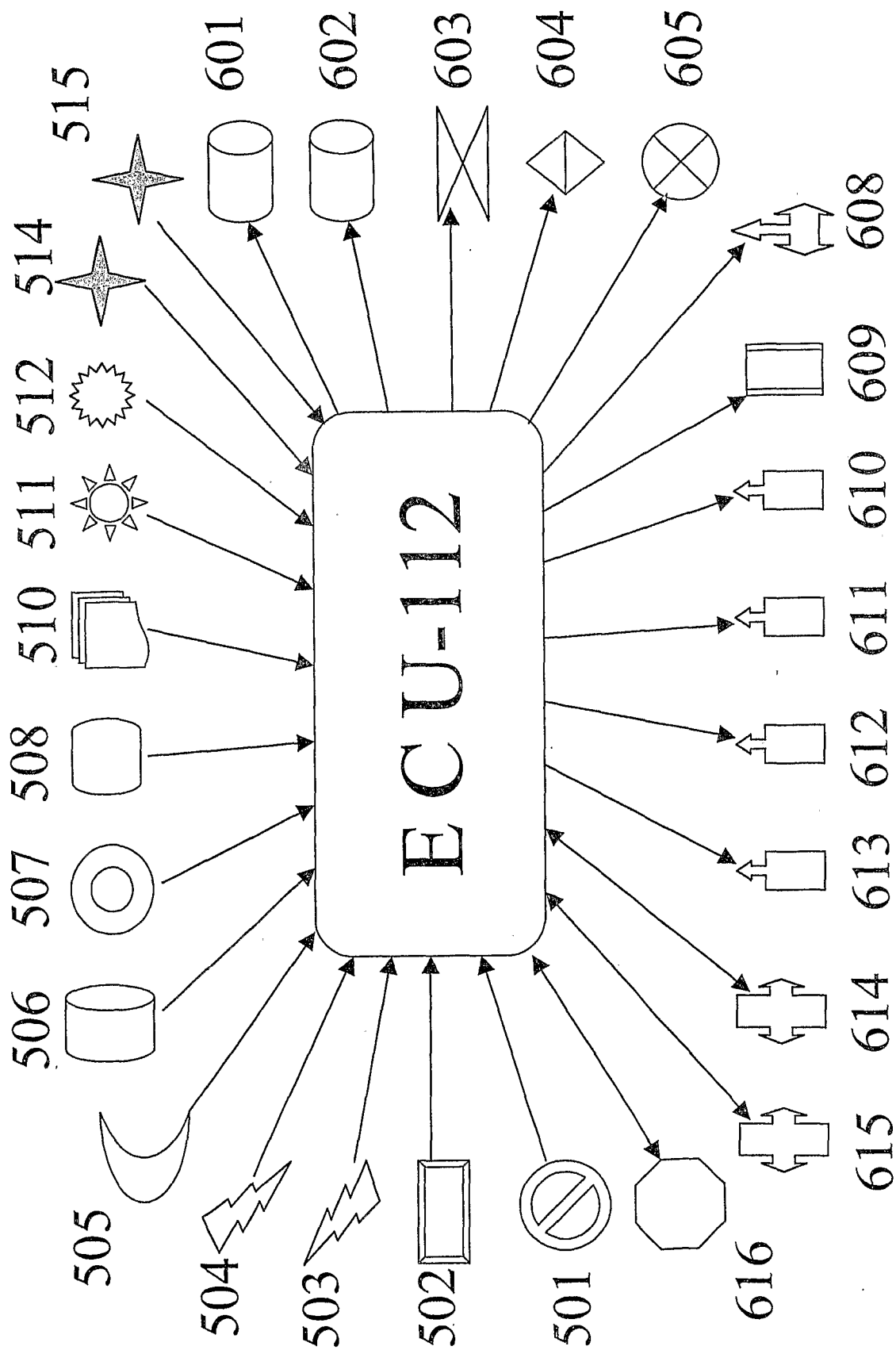


图 10

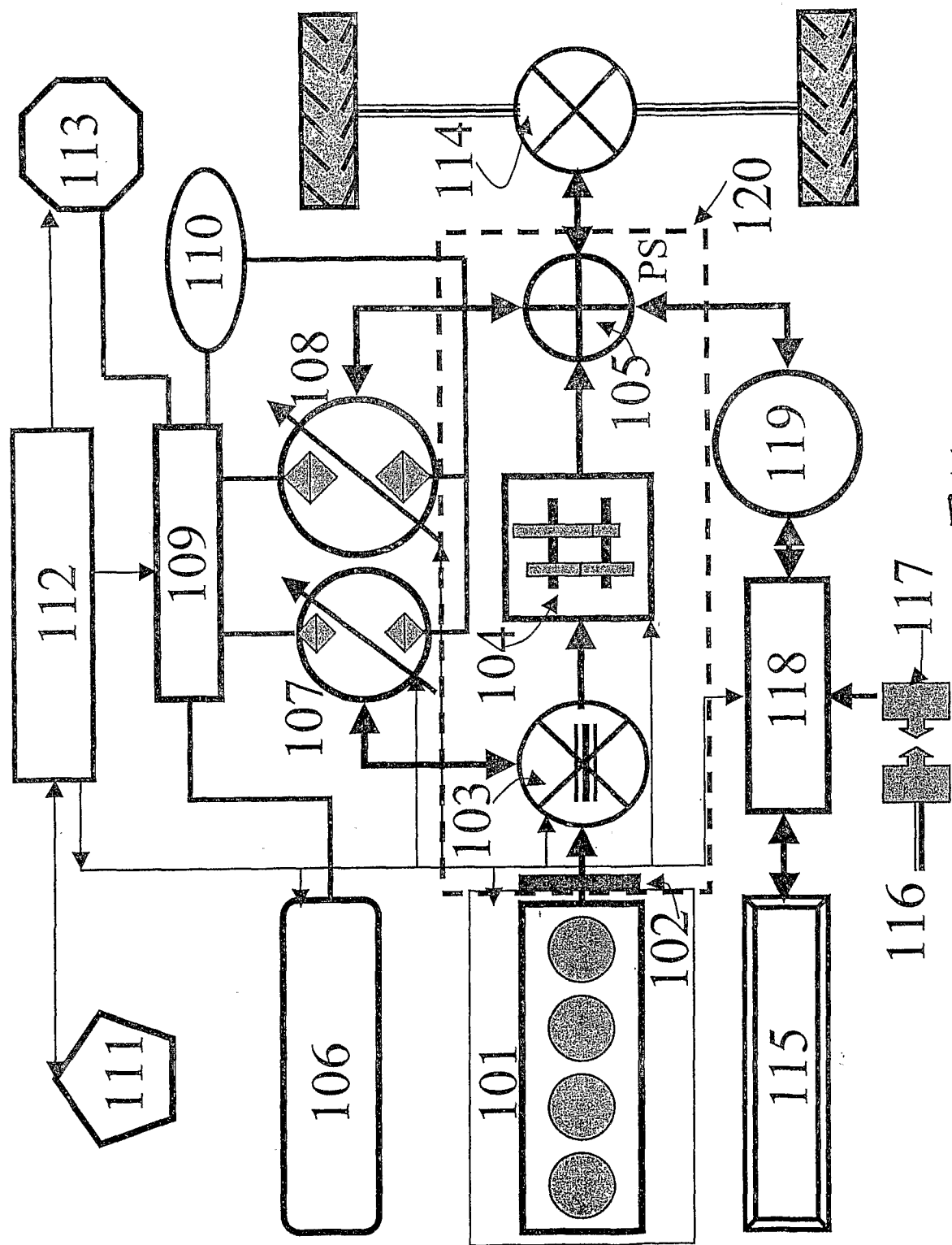


图11

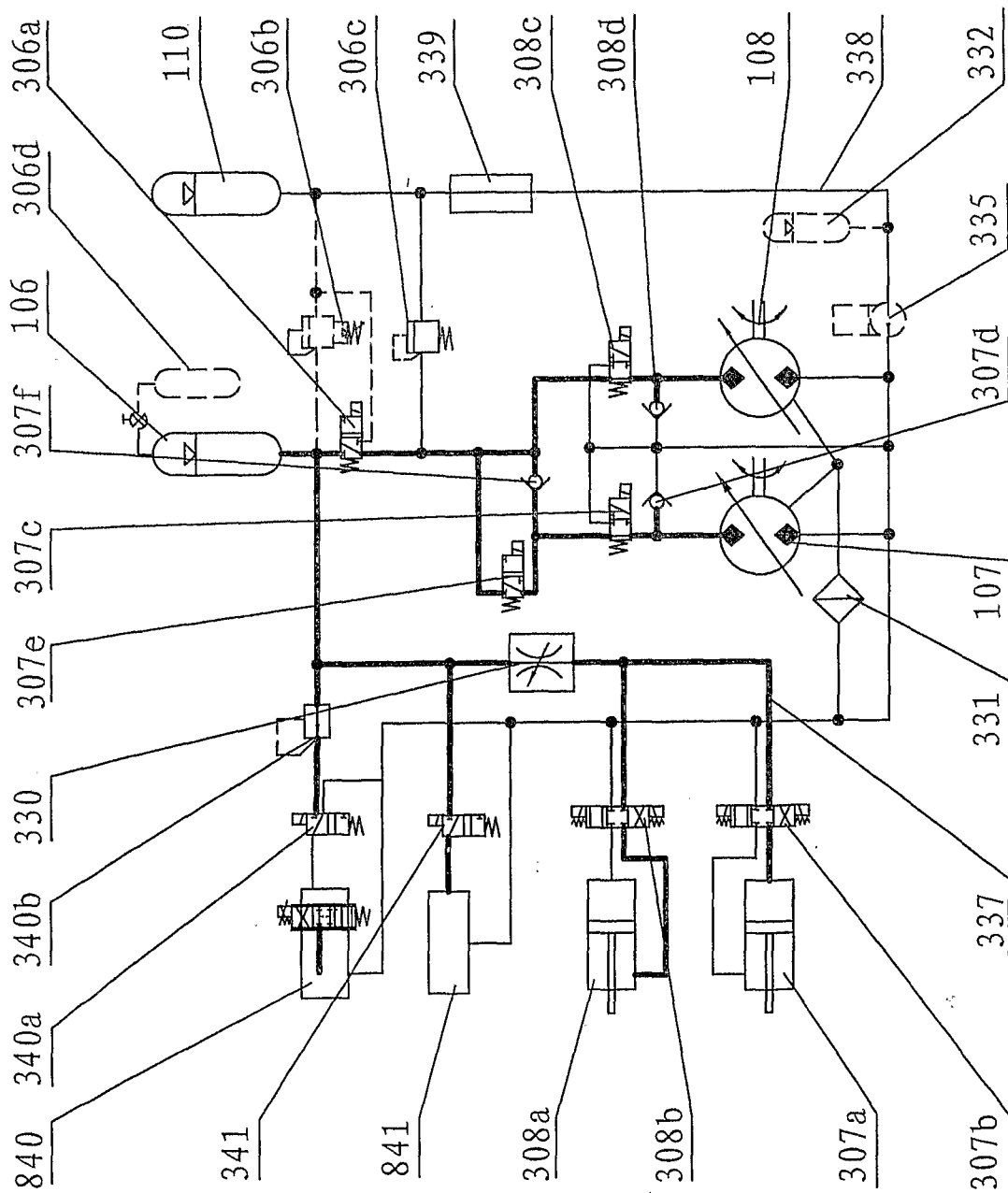


图 12

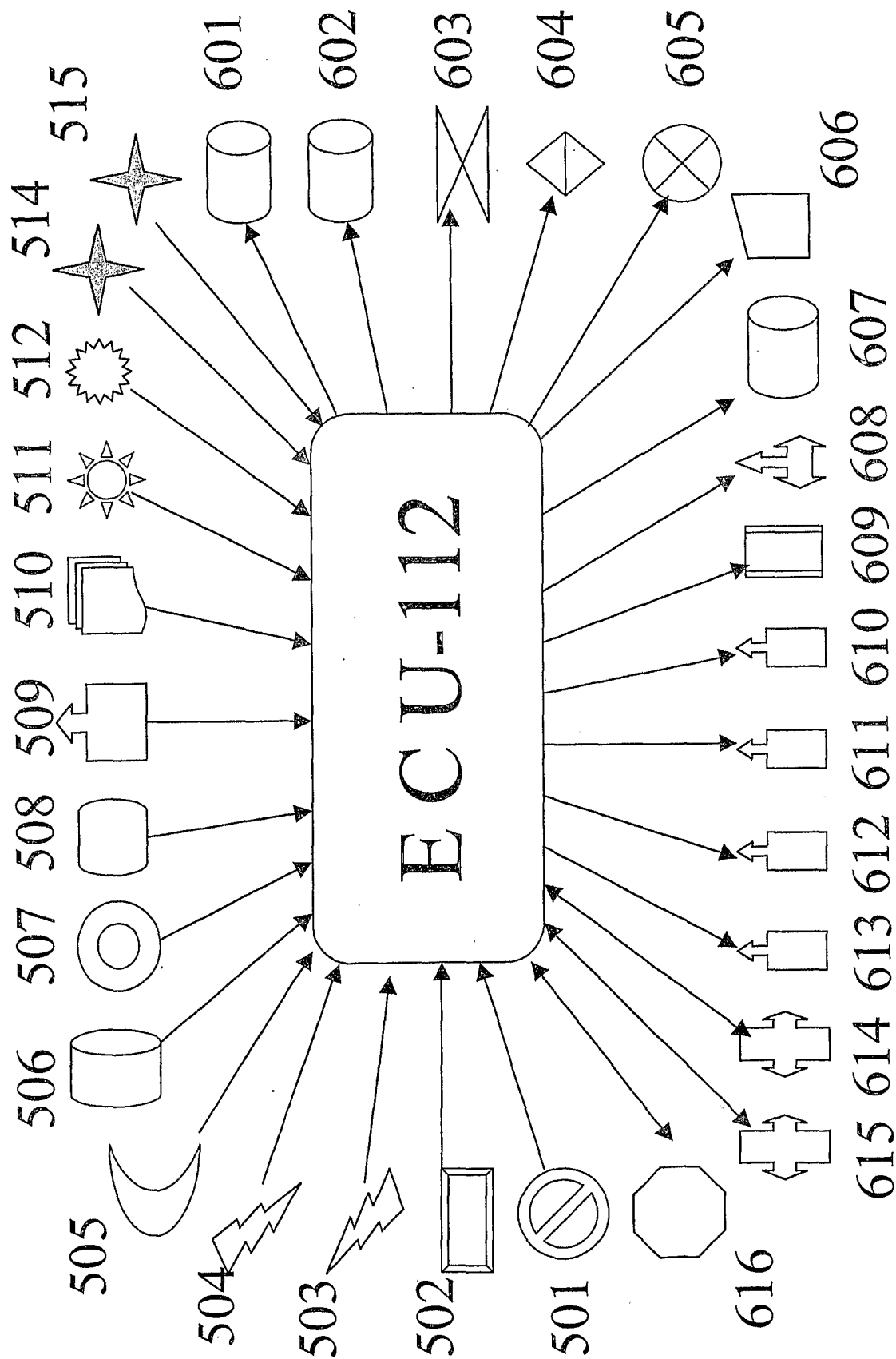


图 13

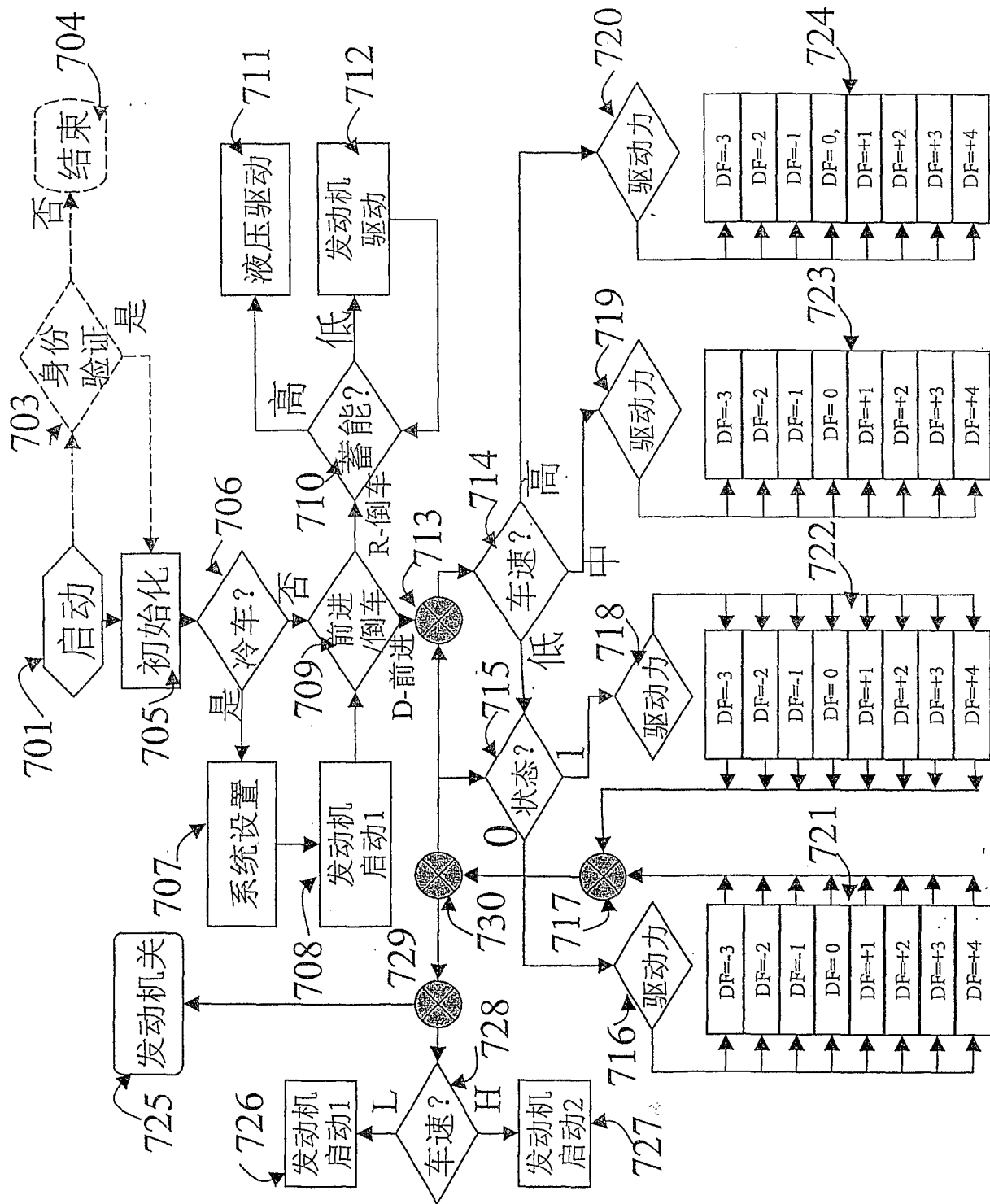


图 14

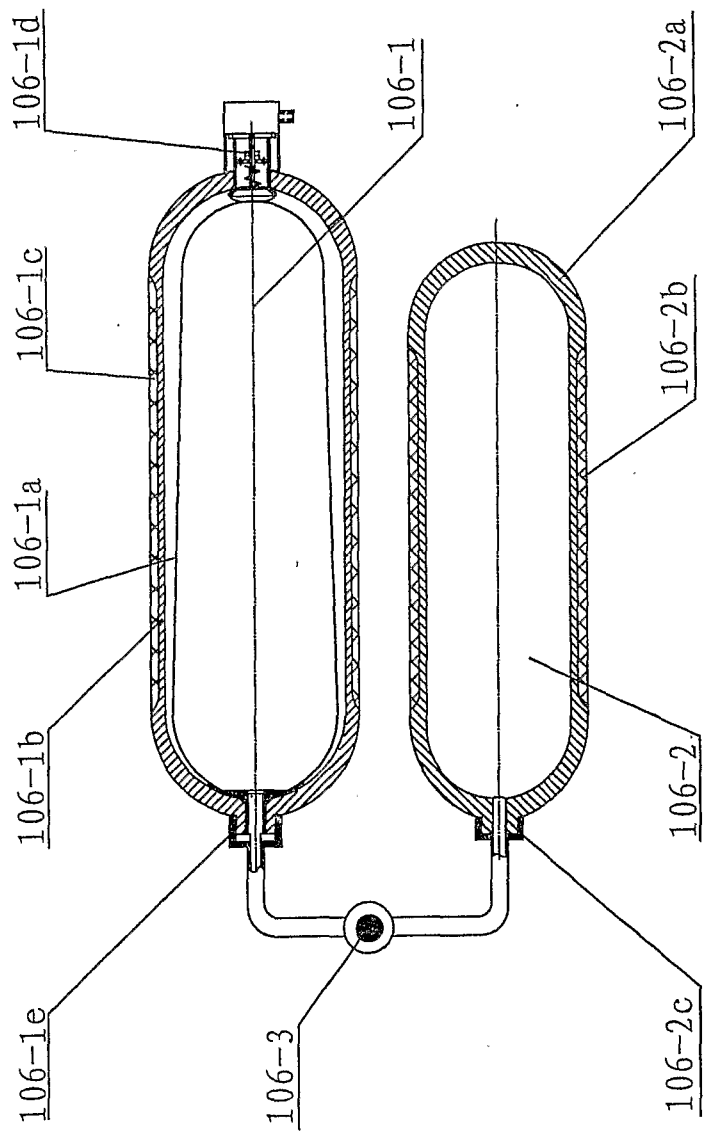


图 15

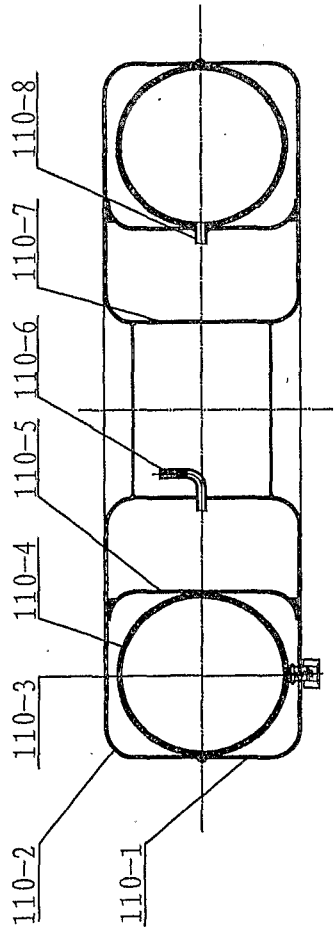


图 16

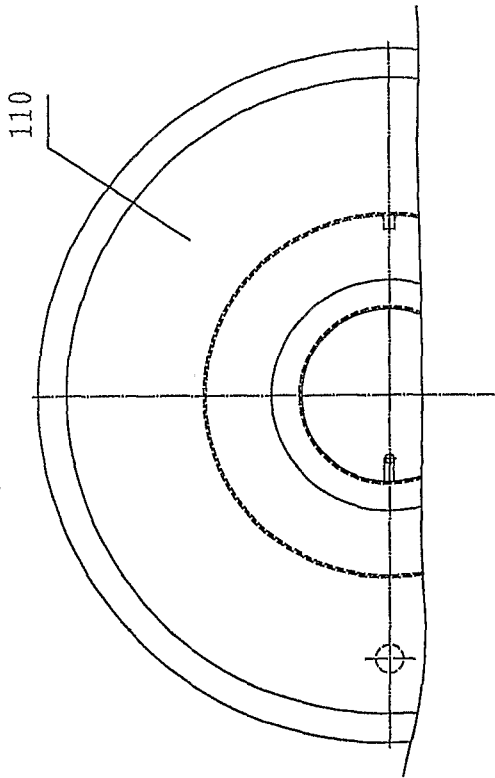


图 17

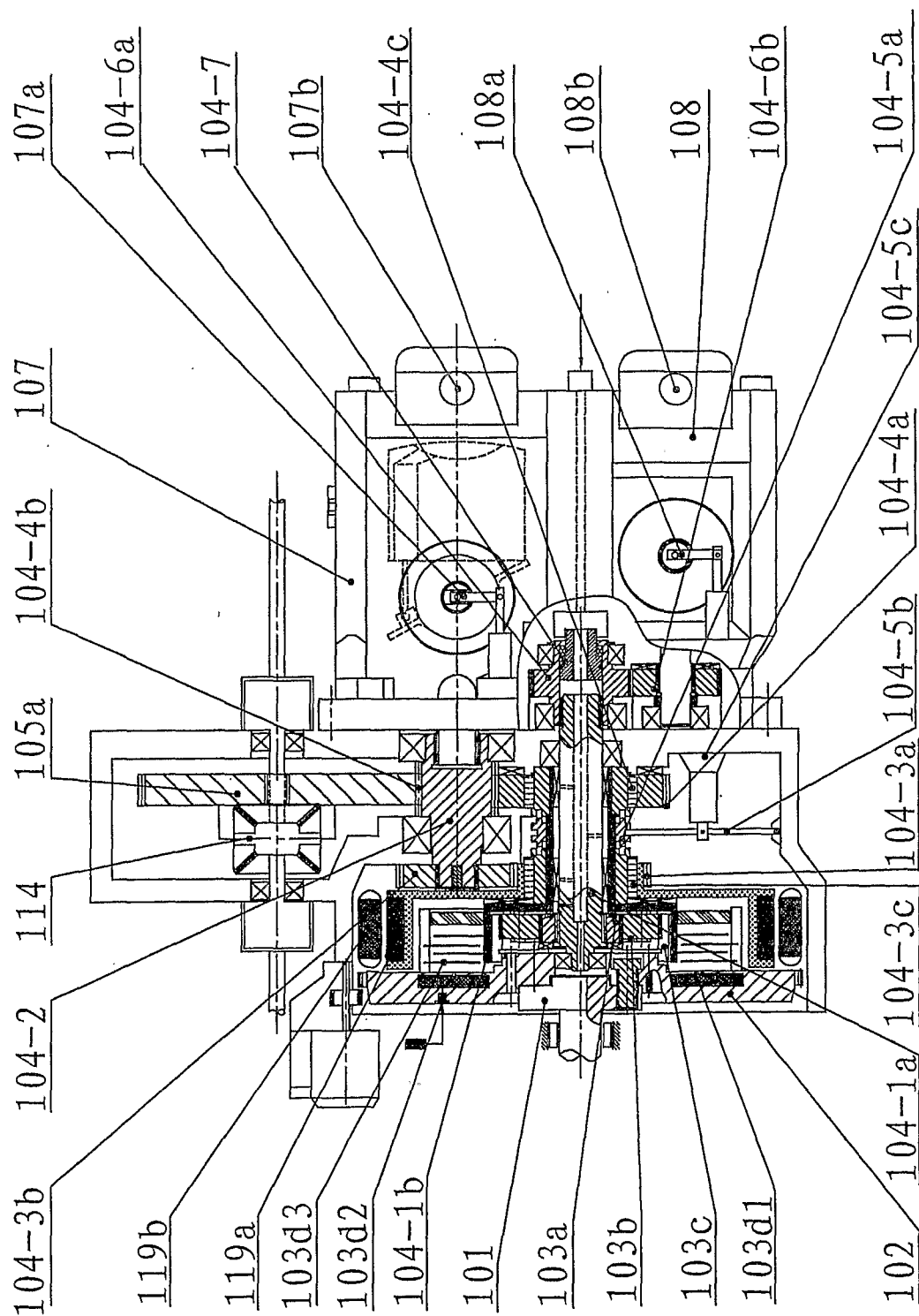


图 18

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/CN2007/000821

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

See the extra sheet

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)

IPC:B60K B60W 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)

WPI.EPODOC,PAJ,CNKI: engine motor planet+ gear pinion satellite epicyclic

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	US5669842A (Schmidt) 23 Nov.1997 (23.11.1997) see the whole document	1-35
A	US20050043133A1 (Weeramantry) 24 Feb.2005 (24.02.2005) see the whole document	1-35
A	US20040242357A1 (Ishizaki) 02 Dec.2004 (02.12.2004) see the whole document	1-35
A	US5868640A (Coutant) 09 Feb.1999 (09.02.1999) see the whole document	1-35

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☒ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"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
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"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
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date	"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
"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)	"&" document member of the same patent family
"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	

Date of the actual completion of the international search
11 Jun.2007 (11.06.2007)

Date of mailing of the international search report
05 Jul. 2007 (05.07.2007)

Name and mailing address of the ISA/CN
The State Intellectual Property Office, the P.R.China
6 Xitucheng Rd., Jimen Bridge, Haidian District, Beijing, China
100088
Facsimile No. 86-10-62019451

Authorized officer

YANG,Guoxin

Telephone No. (86-10)62085433

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.

PCT/CN2007/000821

Patent Documents referred in the Report	Publication Date	Patent Family	Publication Date
US5669842A	23.11.1997	EP0805059A2	05.11.1997
		DE69702806E	21.09.2001
US20050043133A1	24.02.2005	None	
US20040242357A1	02.12.2004	None	
US5868640A	09.02.1999	None	

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/CN2007/000821

CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

B60K 6/08 (2006.01) i

B60W 20/00 (2006.01) i

国际检索报告

国际申请号

PCT/CN2007/000821

A. 主题的分类

参加附加页

按照国际专利分类表(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)

IPC:B60K B60W 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))

WPI,EPODOC,PAJ,CNKI: engine motor planet+ gear pinion satellite epicyclic

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
A	US5669842A (Schmidt) 23.11 月 1997 (23.11.1997) 全文	1-35
A	US20050043133A1 (Weeramantry) 24.2 月 2005 (24.02.2005) 全文	1-35
A	US20040242357A1 (Ishizaki) 02.12 月 2004 (02.12.2004) 全文	1-35
A	US5868640A (Coutant) 09.2 月 1999 (09.02.1999) 全文	1-35

☐ 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

“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

11.6 月 2007 (11.06.2007)

国际检索报告邮寄日期

05.7 月 2007 (05.07.2007)

中华人民共和国国家知识产权局(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

授权官员

杨国鑫

电话号码: (86-10) 62085433

国际检索报告
关于同族专利的信息

国际申请号
PCT/CN2007/000821

检索报告中引用的 专利文件	公布日期	同族专利	公布日期
US5669842A	23.11.1997	EP0805059A2	05.11.1997
		DE69702806E	21.09.2001
US20050043133A1	24.02.2005	无	
US20040242357A1	02.12.2004	无	
US5868640A	09.02.1999	无	

主题的分类:

B60K 6/08 (2006.01) i

B60W 20/00 (2006.01) i