

(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



(10) 国际公布号

WO 2020/186589 A1

(43) 国际公布日

2020 年 9 月 24 日 (24.09.2020)

(51) 国际专利分类号:

B60K 11/02 (2006.01) B60H 1/00 (2006.01)

(21) 国际申请号:

PCT/CN2019/083266

(22) 国际申请日:

2019 年 4 月 18 日 (18.04.2019)

(25) 申请语言:

中文

(26) 公布语言:

中文

(30) 优先权:

201910211608.1 2019年3月20日 (20.03.2019) CN

(71) 申请人: 天津大学 (TIANJIN UNIVERSITY) [CN/CN]; 中国天津市津南区海河教育园雅观路135号北洋园校区, Tianjin 300350 (CN)。

(72) 发明人: 刘海峰 (LIU, Haifeng); 中国天津市津南区海河教育园雅观路135号北洋园校区, Tianjin

300350 (CN)。 杨鸿宾 (YANG, Hongbin); 中国天津市津南区海河教育园雅观路135号北洋园校区, Tianjin 300350 (CN)。 尧命发 (YAO, Mingfa); 中国天津市津南区海河教育园雅观路135号北洋园校区, Tianjin 300350 (CN)。 王浒 (WANG, Hu); 中国天津市津南区海河教育园雅观路135号北洋园校区, Tianjin 300350 (CN)。 郑尊清 (ZHENG, Zunqing); 中国天津市津南区海河教育园雅观路135号北洋园校区, Tianjin 300350 (CN)。

(74) 代理人: 天津市北洋有限责任专利代理事务所 (BEI & OCEAN); 中国天津市南开区鞍山道282号启航大厦1210室, Tianjin 300073 (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,

(54) Title: THERMAL MANAGEMENT SYSTEM OF HYBRID POWER HEAVY GOODS VEHICLE AND CONTROL METHOD

(54) 发明名称: 一种混合动力重型载货汽车的热管理系统及控制方法

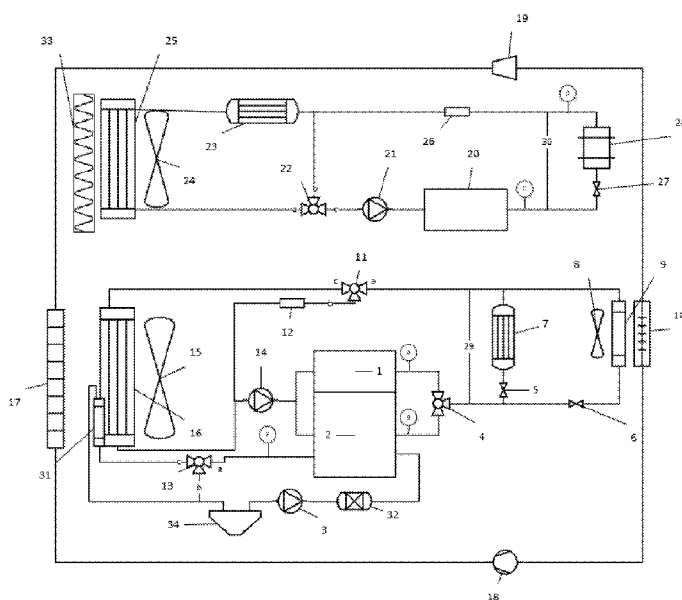


图 1

(57) Abstract: A thermal management system structure for use in a hybrid power heavy goods vehicle. The thermal management system respectively integrates components with different thermal requirements into different cooling sub-systems, divided into a high temperature cooling system comprising an engine water circulation cooling apparatus and an engine oil circulation cooling apparatus, a low temperature cooling system comprising a power battery and a motor, and an air conditioning cooling system provided with a dual-drive air conditioning compressor. Also provided is a control method for the thermal management system of the heavy goods



WO 2020/186589 A1

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))。

vehicle, capable of distributing the heat dissipation of each component according to requirements in various working conditions, and rationally using the waste heat to improve the energy consumption of the thermal management system fittings, and thereby improve the economy of the entire vehicle.

(57) 摘要: 一种用于混合动力重型载货汽车的热管理系统结构。热管理系统将不同热需求的部件分别集成在不同冷却子系统中, 其分为包括发动机水循环冷却装置和发动机油循环冷却装置的高温级冷却系统、包括动力电池和电机的低温级冷却系统和带有双驱动空调压缩机的空调冷却系统。还提供了一种重型载货汽车热管理系统的控制方法, 能实现各工况下各部件散热量的按需分配, 并且合理利用废热, 改善热管理系统附件的能耗, 从而提高整车的经济性。

一种混合动力重型载货汽车的热管理系统及控制方法

技术领域

5 本发明属于混合动力汽车热管理领域，尤其涉及一种混合动力重型载货汽车的热管理系统附件智能控制新方法。

背景技术

整车热管理系统是保证整车各部件正常稳定工作的重要辅助系统，为使车用发动机、电机、电池等始终处于良好的工作状态，必须对热管理进行合理的控制，使得冷却系统带走的热量处于最佳范围内，保证发动机既不会由于过热而产生充气系数下降、燃烧不正常与爆震、早燃等机油变质和烧损而产生工作不可靠现象，也避免冷却过度带来散热损失过大、有效功损失增加、零件摩擦与磨损加剧所导致机械损失增大的后果。相比较于传统的热管理系统，混合动力系统中增加了电机、动力电池等部件的冷却需求，由于电气设备与发动机等相关部件的发热量不同，发动机等部件的冷却液温度、机油温度一般要求在 90℃-120℃左右，而电机、动力电池的工作温度一般推荐在 10℃-40℃之间，对冷却液温度需求差别较大。传统冷却系统的风扇、水泵与发动机转速耦合以及节温器迟滞性的问题，将限制发动机热管理系统在全工况下的适应性与控制精度，尤其在非标工况点的动力性、经济性、可靠性等指标大幅下降。

20 在专利“混合动力车辆及其热管理系统与方法（CN 108656940 A）”中的混动热管理系统采用多回路结构，但不足在于：

1.高压部件冷却回路中没有考虑北方冬季车辆行驶暖机过程中，散热器被动迎风造成不必要的热量损失，同时动力电池没有预加热器的预热方案。

2.增压进气中冷器仍布置在发动机所在的高温级冷却液回路中，对进气冷却效果有限；对发动机热负荷部件考虑不够细化，没有考虑使用 EGR 冷却器；

25 3.空调压缩机采用电动压缩机，不具备双驱动空调压缩机的工作灵活可调且工作效率高的特点；

4.发动机缸体和发动机缸盖的冷却回路采用串联式，不能很好满足缸体和缸盖对应的热需求；

5.无法灵活控制机油冷却液流量，即无法实现机油温度的有效可控，不易减少机械效率

及机油泵的功耗；

在专利“一种混合动力汽车热管理系统（CN207657762 U）”中的热管理系统，其中不足在于：

5 1.没有对发动机的增压进气中冷器及 EGR 冷却器的热负荷进行考虑，动力电池采用风冷方式，没有预热方案，没有突显节温器在冷却回路中流量分配的重要影响。

2.没有考虑空调冷却回路的热管理方案；系统结构复杂，采用多个散热器和多组散热风扇。

发明内容

10 本发明目的是克服已有技术的缺点，提供一种混合动力重型载货汽车的热管理系统及控制方法，将不同热需求的部件集成在温度不同的冷却子系统中，能满足各部件对于热环境的高要求，保证各部件的功能和性能，提高各部件的寿命与效率，使新型混合动力重型卡车的动力系统同时满足发动机、电池和电机的散热要求和附件功耗最小化设计的需求。

为达到上述目的，本发明采取的技术方案如下：

15 一种混合动力重型载货汽车的热管理系统，包括高温级冷却系统、低温级冷却系统和空调冷却系统；

所述的高温级冷却系统包括发动机水循环冷却装置和发动机油循环冷却装置，所述的发动机水循环冷却装置分为包括第一电控三通球阀，所述的第一电控三通球阀的两个入口分别通过设置有温度传感器 A 的第一冷却液管路、设置有温度传感器 B 的第二冷却液管路连接发
20 动机缸盖内的第一冷却循环管路出口以及发动机缸体内的第二冷却循环管路出口，所述的第一电控三通球阀的出口与发动机冷却液主流道、由第一电磁阀以及 EGR 冷却器串联组成的 EGR 冷却回路以及由第二电磁阀和暖风换热器串联组成的暖风回路汇合后的入口相连；在靠近暖风换热器处设置有鼓风机，第二电控三通球阀的 a 入口与发动机冷却液主流道、EGR 冷却回路以及暖风回路汇合后的出口相连；

25 所述第二电控三通球阀的 b 出口通过发动机冷却液小循环支路依次连接第一 PTC 加热器和高温级电控水泵后分为两路，一路连接发动机缸盖内的第一冷却循环管路入口，另一路连接发动机缸体内的第二冷却循环管路入口；

所述第二电控三通球阀的 c 出口通过发动机冷却液大循环支路依次连接高温级散热器和高温级电控水泵后分为两路，一路连接发动机缸盖内的第一冷却循环管路入口，另一路连接

发动机缸体内的第二冷却循环管路入口，高温级散热风扇靠近高温级散热器设置；

所述的发动机油循环冷却装置包括油路三通阀，所述的油路三通阀的 a 入口与发动机缸体的油路出口通过安装有温度传感器 E 的出油管线相连，所述的油路三通阀的 c 出口通过油路大循环管路依次连接机油散热器、油底壳、机油泵、机油滤清器以及发动机缸体的油路入口，所述的油路三通阀的 b 出口通过油路小循环管路与机油散热器和油底壳之间的油路大循环管路连通，机油散热器设置在高温级散热器的外侧；

所述低温级冷却系统包括第三电控三通球阀，所述的第三电控三通球阀的 c 出口通过第一循环管路依次连接低温级电控水泵、动力电池内的水冷循环管路、温度传感器 C、第三电磁阀、电机的水冷循环管路、温度传感器 D、第二 PTC 加热器、增压进气中冷器、低温级散热器和所述的第三电控三通球阀的 a 入口，电控百叶窗位于散热器外侧，低温级散热风扇位于散热器内侧，低温级小循环支路的一端与位于进气中冷器和第二 PTC 加热器之间的第一循环管路连通并且另一端与第三电控三通球阀的 b 入口连通，低温级冷却液主流道进口与位于温度传感器 C 和第三电磁阀之间的第一循环管路连通并且另一端与位于电机和第二 PTC 加热器之间的第一循环管路连通，所述的低温级电控水泵与低温级散热风扇的工作模式分为关闭、低速档和高速档；

所述空调冷却系统包括通过第二循环管路依次相连的空调冷凝器的出口、空调节流阀、空调蒸发器、双驱动空调压缩机以及空调冷凝器的入口，空调冷凝器布置在高温级散热器的外侧，所述的双驱动空调压缩机外部输入轴上安装有带有电磁离合器的从动带轮总成，所述的从动带轮总成中的从动带轮与发动机的曲轴上的带轮通过皮带相连；当空调压缩机的控制器接收到空调开启信号且判断发动机正在工作时，空调压缩机的控制器使所述的电磁离合器闭合；当空调压缩机的控制器接收到空调关闭信号时使电磁离合器断开；内置驱动电机的转轴与双驱动空调压缩机的转轴相连，所述的内置驱动电机的控制线与空调压缩机的控制器相连，当空调压缩机的控制器接收到空调开启信号且发动机停机时，此时电磁离合器处于断开状态，所述空调压缩机的控制器通过控制线向内置驱动电机输出运转信号，控制内置驱动电机转动，从而带动空调压缩机工作；当空调压缩机的控制器接收到空调关闭信号时，所述空调压缩机的控制器向内置驱动电机输出停转信号控制内置驱动电机停转；内置驱动电机的电源线与动力电池所在的高压电回路相连，通过动力电池所在的高压电回路供电；混合动力重型载货汽车的热管理系统控制方法，包括车辆冷启动的暖机过程中、车辆正常工作过程中以及车辆停机过程中的冷却系统控制，所述的冷却系统控制分为高温级冷却系统控制、低温级冷却系统控制和空调冷却系统控制，所述的高温级冷却系统控制包括高温级冷却装置水循环

冷却控制和高温级冷却装置油循环冷却控制：

其中：车辆冷启动的暖机过程中冷却系统控制：

高温级冷却装置水循环冷却控制过程如下：

第 1a 步，高温级电控水泵以避免发动机局部过热的低转速模式运行，从发动机缸盖中的
5 第一冷却循环管路出口流出的冷却液以及发动机缸体内第二冷却循环管路流出的冷却液依次
经过第一电控三通球阀、发动机冷却液主流道、第二电控三通球阀的 a 入口、第二电控三通
球阀全开的 b 出口、第一 PTC 加热器以及高温级电控水泵后分别返回发动机缸盖中的第一冷
却循环管路入口以及发动机缸体内第二冷却循环管路入口，在此过程中根据温度传感器 A 及
温度传感器 B 采集的温度信号，调节第一电控三通球阀的球阀旋转角度，控制第一冷却循环
10 管路及第二冷却循环管理的流量分配，从而控制第一冷却循环管路内冷却液与发动机缸盖的
换热量和第二冷却循环管路内冷却液与发动机缸体的换热量，使得第二冷却循环管路的出口
冷却液温度比第一冷却循环管路的出口冷却液温度高 5℃；

第 1b 步，当检测到第二冷却循环管路的出口冷却液温度和第一冷却循环管路的出口冷却
液温度均到达 85℃以上时，判断为发动机暖机完毕，则第 1a 步中的第二电控三通球阀的 b
15 出口逐渐关闭，并且关闭第一 PTC 加热器，逐渐打开第二电控三通球阀的 c 出口至全开，使
第 1a 步中流入第二电控三通球阀的 a 入口冷却液经过第二电控三通球阀的 c 出口全部流经高
温级散热器以及高温级电控水泵后分别返回发动机缸盖内的第一冷却循环管路的入口和发动
机缸体内的第二冷却循环管路的入口；

高温级冷却油循环装置工作过程如下：

第 2a 步，机油泵从油底壳中吸入的机油经过机油滤清器、发动机各润滑部件后流入油路
20 三通阀的 a 入口、油路三通阀全开的 b 出口，机油重新回到油底壳并流经机油泵的入口进入
下一次循环，对发动机各部件进行润滑；

第 2b 步，当通过温度传感器 E 检测到机油温度达到 100℃以上时，判断机油预热完成，
进入到第 5a 步；

25 低温级冷却装置的工作过程如下：

第 3a 步，当通过温度传感器 C 检测到动力电池的电池包中水冷循环管路的冷却液温度低
于 10℃时，电控百叶窗关闭，低温级散热风扇关闭，低温级电控水泵工作在最小功率状态，
维持低温级冷却液循环具有一定流速，第三电控三通球阀入口 a 处于全开、第三电控三通球
阀入口 b 处于关闭状态，此时首先，若电机在车辆行驶过程中没有工作，则第三电磁阀关闭，
30 动力电池中水冷循环管路的冷却液从低温级冷却液主流道流入第二 PTC 加热器；当电机在车

辆行驶过程中工作时，则第三电磁阀打开，动力电池中水冷循环管路中的冷却液分别从低温级冷却液主流道以及由第三电磁阀和电机的水冷循环通道串联组成的流道流出后进入第二 PTC 加热器；

5 然后，从第二 PTC 加热器流出的冷却液流经增压进气中冷器换热，换热后的冷却液依次经低温级散热器、第三电控三通球阀流回低温级电控水泵后重新流入动力电池的水冷循环管路的入口对动力电池进行循环加热；

第 3b 步，当检测到动力电池的温度高于 15℃后，关闭第二 PTC 加热器的加热功能，关闭低温级电控水泵，预热完成，进入正常工况下的运行模式；

车辆在正常工况下运行时冷却系统控制：

10 高温级冷却装置水循环冷却控制过程如下：

第 4a 步，第二电控三通球阀的 a 入口以及 c 出口处于全开状态，第二电控三通球阀的 b 出口处于全关状态；首先，从发动机缸盖中的第一冷却循环管路流出的冷却液以及发动机缸体内第二冷却循环管路流出的冷却液经过第一电控三通球阀，然后一部分经过发动机冷却液主流道，另一部分通过打开的第一电磁阀流经 EGR 冷却器对再循环的废气进行冷却；随后冷却液汇入第二电控三通球阀的 a 入口，从第二电控三通球阀的 c 出口全部流出的冷却液在高温级散热器中与环境进行充分换热后依次重新流入高温级电控水泵以及第一冷却循环管路的入口以及发动机缸体内第二冷却循环管路的入口，在此过程中，通过调节第一电控三通球阀旋转角度分配发动机缸盖与发动机缸体的出口冷却液流量，使第一冷却循环管路出口流出的冷却液温度比第二冷却循环管路出口流出的冷却液温度低 5℃；

20 高温级冷却油循环装置工作过程如下：

第 5a 步，机油泵根据发动机状态，以标定好的油压和油量对发动机缸体的油道入口供机油；具体过程为：机油从油底壳被吸出，依次经过机油泵、机油滤清器、发动机各润滑部件后流入油路三通阀的 a 入口，部分机油从油路三通阀通过 b 出口流出再进入油底壳，另一部分机油从油路三通阀 c 出口流出经过机油散热器后再依次进入油底壳、机油泵并循环对发动机各部件进行润滑，通过对油路三通阀的 b 出口和 c 出口的油量控制实现油温的控制，当油温低于 110℃时减少 c 出口的开度，加大 b 出口的开度，使油温升高；当油温高于 130℃时，加大 c 出口的开度，减少 b 出口的开度；

低温级冷却装置的工作过程如下：

第 6a 步，当动力电池放电、电机工作时，第三电磁阀打开；当环境温度低于 0℃时且流经动力电池中水冷循环管路中的冷却液温度低于 20℃时，关闭电控百叶窗，低温级电控水泵

30

仍处于关闭状态，低温级散热风扇关闭；当环境温度不低于 0℃时，或当温度传感器 C 采集到动力电池水冷循环管路中冷却液温度不低于 20℃，或当温度传感器 D 采集到电机水冷循环管路中冷却液温度高于 25℃时，电控百叶窗打开，低温级电控水泵处于低速状态，低温级散热风扇关闭，此时通过调节第三电控三通球阀的 a 入口和 b 入口的开度，当动力电池水冷循环管路中冷却液温度升高时逐渐增大第三电控三通球阀的 a 入口的开度；当动力电池水冷循环管路出口冷却液温度高于 30℃时，第三电控三通球阀的 a 入口全开，开启低温级散热风扇至低速档；当动力电池的水冷循环管路中冷却液温度高于 40℃或电机水冷循环管路中冷却液温度超过 50℃时，低温级散热风扇在高速档运转，低温级电控水泵高速运转使冷却液快速散热；

10 车辆停机过程中的冷却系统控制：

高温级水循环装置控制：

第 7a 步，在高温级冷却回路中，发动机停机后保持高温级电控水泵以最小功耗的转速工作 2min，高温级散热风扇关闭；

低温级冷却装置的控制：

15 第 8a 步，低温级冷却回路由于热负荷较小，电控百叶窗、低温级散热风扇及低温级电控水泵随整车下电后关闭；

在发动机暖机、正常工况下的空调冷却系统控制：

乘员舱有制冷需求时的控制过程：

第 9a 步，在制冷过程中，第二电磁阀关闭，鼓风机开启，通过动力电池为双驱动空调压缩机提供电能并带动其运转，空调冷却系统中的制冷剂经过双驱动空调压缩机后升温升压，并在空调冷凝器处与环境进行热交换，降温后流过空调节流阀降压，最终在空调蒸发器中将鼓风机吹入乘员舱的空气降温，并流回双驱动空调压缩机的入口完成制冷循环；

乘员舱有采暖需求时的控制过程：

第 10a 步，当乘员有采暖需求时，若发动机没有工作，则第二电磁阀打开、第二电控三通球阀的 a 入口全开、b 出口全开、c 出口全关、高温级电控水泵工作在最小功耗状态，此时高温级冷却回路的冷却液经过高温级电控水泵后从发动机缸盖中的第一冷却循环管路出口及发动机缸体内第二冷却循环管路出口流出并汇合进入第一电控三通球阀，冷却液分别流经发动机冷却液主流道和暖风回路上的暖风换热器；鼓风机开启，将暖风换热器中的冷却液热量传递到进入乘员舱的空气中，随后降温后的冷却液与发动机冷却液主流道中的冷却液汇合后依次流过第二电控三通球阀、第一 PTC 加热器及高温级电控水泵完成采暖循环；

当乘员有采暖需求时，发动机工作且处于暖机状态，则进入第 1a 步，并将第二电磁阀开启、鼓风机打开，将流经第二电磁阀、暖风换热器的冷却液中的热量传递给进入乘员舱的空气中，并与发动机冷却液主流道出口的冷却液汇合后继续循环；若发动机工作且处于正常工作状态，则进入第 4a 步，第二电磁阀开启、鼓风机打开，将流经第二电磁阀、暖风换热器的冷却液中的热量传递给进入乘员舱的空气中，并于发动机冷却液主流道、EGR 冷却器出口的冷却液汇合后继续循环，完成暖风供给。

与现有技术相比，本发明具有以下优势：

第一，本发明按照整车热管理各部件的热需求不同按需分配，高温级冷却系统中采用电控三通球阀实现发动机缸体缸盖的冷却液在各工况下的精确温度控制。高温级冷却系统中采用电控三通球阀替代传统石蜡节温器，实现精确流量的精确控制、降低燃油消耗，为进一步减少附件功耗，改善发动机经济性提出解决方案，同时也为未来智能控制策略的实现奠定基础。

第二，本发明将高低温冷却回路分开，使低温级冷却系统工作在电机、电池的适宜温度下，避免电池因过冷或过热导致不能正常工作的情况。将增压进气中冷器布置在低温级冷却回路中实现增压进气的更优冷却效果，避免发动机部分的高温级冷却系统水冷能力不足的缺点，实现增压进气的温度进一步降低，提高进气充量和进气效率，从而提高发动机热效率。低温级冷却系统中在散热器外增加电控百叶窗，能更加灵活地控制低温级冷却系统的换热过程，能同步实现增压进气中冷器的冷却与动力电池的预热，有效利用内部热量，在冬季热管理系统的保温中具有更明显的节能效果；

第三，本发明充分利用增压进气中冷器的热量对缩短低温级冷却系统预热过程的贡献，同时在温度低时通过 PTC 加热器预热，延长发动机与电池的使用寿命，优化各零部件的工作热环境，实现缩短暖机时间和减少能耗的效果。

第四，本发明采用高低温双冷却回路系统，结构较简单，使用的换热器及传感器较少，成本低，在现有的技术基础上易改造，维护保养方便。

第五，本发明的空调冷却系统制冷部分采用双驱动空调压缩机，在混合动力重型卡车发动机停机时，乘员由于天气闷热有制冷需求时，无需启动发动机便能提供冷气，避免发动机工作在怠速下造成多余的能量浪费。当发动机工作时，可由电驱动转变为机械驱动方式，避免电驱动造成的能量传递效率低的问题。

为了更清楚地说明本申请实施或现有技术中的技术方案，下面对该发明使用的附图进行简要介绍，并结合实例进一步详细说明，其中

图 1 为本发明的一种混合动力重型载货汽车的热管理系统结构示意图；

图 2 为图 1 所示的系统中的高温级冷却系统示意图；

5 图 3 为图 1 所示的系统中的低温级冷却系统示意图；

图 4 为图 1 所示的系统中的空调冷却系统示意图；

附图 1 标记：1-发动机缸盖；2-发动机缸体；3-机油泵；4-第一电控三通球阀；5-第一电
磁阀；6-第二电磁阀；7-EGR 冷却器；8-鼓风机；9-暖风换热器；10-空调蒸发器；11-第二电
控三通球阀；12-第一 PTC 加热器；13-油路三通阀；14-高温级电控水泵；15-高温级散热风
10 扇；16-高温级散热器；17-空调冷凝器；18-双驱动空调压缩机；19-空调节流阀；20-动力电
池；21-低温级电控水泵；22-第三电控三通球阀；23-增压进气中冷器；24-低温级散热风扇；
25-低温级散热器；26-第二 PTC 加热器；27-第三电磁阀；28-电机；29-发动机冷却液主流道；
30-低温级冷却液主通道；31-机油散热器；32-机油滤清器；33-电控百叶窗；34-油底壳。

15 具体实施方式

为了使本领域技术人员更好地理解本发明的技术方案，下面将结合具体实施例对本方案作进一步详细介绍。

一种混合动力重型载货汽车的热管理系统，包括高温级冷却系统、低温级冷却系统和空调冷却系统；

20 所述的高温级冷却系统包括发动机水循环冷却装置和发动机油循环冷却装置，所述的发
动机水循环冷却装置分为包括第一电控三通球阀 4，所述的第一电控三通球阀 4 的两个入口
分别通过设置有温度传感器 A 的第一冷却液管路、设置有温度传感器 B 的第二冷却液管路连
接发动机缸盖 1 内的第一冷却循环管路出口以及发动机缸体 2 内的第二冷却循环管路出口，
所述的第一电控三通球阀 4 的出口与发动机冷却液主流道 29、由第一电磁阀 5 以及 EGR 冷
25 却器 7 串联组成的 EGR 冷却回路以及由第二电磁阀 6 和暖风换热器 9 串联组成的暖风回路汇
合后的入口相连；在靠近暖风换热器 9 处设置有鼓风机 8。第二电控三通球阀 11 的 a 入口与
发动机冷却液主流道 29、EGR 冷却回路以及暖风回路汇合后的出口相连；

所述第二电控三通球阀 11 的 b 出口通过发动机冷却液小循环支路依次连接第一 PTC 加
热器 12 和高温级电控水泵 14 后分为两路，一路连接发动机缸盖 1 内的第一冷却循环管路入

口, 另一路连接发动机缸体 2 内的第二冷却循环管路入口。发动机冷却液小循环通过发动机冷却液小循环支路使得冷却液流动方向为从第二电控三通球阀 11 的 a 入口流往第一 PTC 加热器 12, 并经过高温级电控水泵 14 后流往发动机缸盖 1 与发动机缸体 2 的冷却循环。

所述第二电控三通球阀 11 的 c 出口通过发动机冷却液大循环支路依次连接高温级散热器 16 和高温级电控水泵 14 后分为两路, 一路连接发动机缸盖 1 内的第一冷却循环管路入口, 另一路连接发动机缸体 2 内的第二冷却循环管路入口。高温级散热风扇 15 靠近高温级散热器 16 设置。冷却液流动方向为从第二电控三通球阀 11 的入口流往高温级散热器 16, 并经过高温级电控水泵 14 后流往发动机缸盖 1 与发动机缸体 2 的冷却循环。

所述的发动机油循环冷却装置包括油路三通阀 13, 所述的油路三通阀 13 的 a 入口与发动机缸体 2 的油路出口通过安装有温度传感器 E 的出油管线相连。所述的油路三通阀 13 的 c 出口通过油路大循环管路依次连接机油散热器 31、油底壳 34、机油泵 3、机油滤清器 32 以及发动机缸体 2 的油路入口。所述的油路三通阀 13 的 b 出口通过油路小循环管路与机油散热器 31 和油底壳 34 之间的油路大循环管路连通。机油散热器 31 设置在高温级散热器 16 的外侧。优选的机油泵 3 采用变排量电控机油泵。

所述低温级冷却系统包括第三电控三通球阀 22, 所述的第三电控三通球阀 22 的 c 出口通过第一循环管路依次连接低温级电控水泵 21、动力电池 20 内的水冷循环管路、温度传感器 C、第三电磁阀 27、电机 28 的水冷循环管路、温度传感器 D、第二 PTC 加热器 26、增压进气中冷器 23、低温级散热器 25 和所述的第三电控三通球阀 22 的 a 入口。电控百叶窗 33 位于散热器外侧, 通过电控百叶窗 33 的开启和闭合, 控制环境的空气能否流经低温级散热器 25, 低温级散热风扇 24 位于散热器内侧。低温级小循环支路的一端与位于进气中冷器 23 和第二 PTC 加热器 26 之间的第一循环管路连通并且另一端与第三电控三通球阀 22 的 b 入口连通。低温级冷却液主流道 30 进口与位于温度传感器 C 和第三电磁阀 27 之间的第一循环管路连通并且另一端与位于电机 28 和第二 PTC 加热器 26 之间的第一循环管路连通。从电机的水冷循环管路以及低温级冷却液主流道 30 流出的冷却液并流后流往第二 PTC 加热器的入口。所述的低温级电控水泵 21 与低温级散热风扇 24 的工作模式分为关闭、低速档和高速档。

所述的低温级电控水泵 21 的低速档的速度范围通常设置在 800-1200rpm 之间和高速档的速度范围通常设置在 1800-2000rpm 之间。

所述的低温级散热风扇 24 的低速档的速度范围通常设置在 1000-1500rpm 之间和高速档的速度范围通常设置在 2000-2500rpm 之间。

所述空调冷却系统包括通过第二循环管路依次相连的空调冷凝器 17 的出口、空调节流阀

19、空调蒸发器 10、双驱动空调压缩机 18 以及空调冷凝器 17 的入口。空调冷凝器 17 布置在高温级散热器 16 的外侧。所述的双驱动空调压缩机 18 外部输入轴上安装有带有电磁离合器的从动带轮总成，所述的从动带轮总成中的从动带轮与发动机的曲轴上的带轮通过皮带相连。当空调压缩机的控制器接收到空调开启信号且判断发动机正在工作时，空调压缩机的控制器使所述的电磁离合器闭合；当空调压缩机的控制器接收到空调关闭信号时使电磁离合器断开。内置驱动电机的转轴与双驱动空调压缩机 18 的转轴相连，所述的内置驱动电机的控制线与空调压缩机的控制器相连，当空调压缩机的控制器接收到空调开启信号且发动机停机时，此时电磁离合器处于断开状态，所述空调压缩机的控制器通过控制线向内置驱动电机输出运转信号，控制内置驱动电机转动，从而带动空调压缩机工作；当空调压缩机的控制器接收到空调关闭信号时，所述空调压缩机的控制器向内置驱动电机输出停转信号控制内置驱动电机停转；内置驱动电机的电源线与动力电池 20 所在的高压电回路相连，通过动力电池 20 所在的高压电回路供电。所述空调冷凝器 17 的入口与所述双驱动空调压缩机 18 的出口相连，所述空调冷凝器 17 的出口与所述空调节流阀 19 的入口相连，空调冷凝器 17 布置在高温级散热器 16 的外侧，使环境空气依次流经空调冷凝器 17、机油散热器 31 和高温级散热器 16；所述空调蒸发器 10 的入口与所述空调节流阀 19 的出口相连，所述空调蒸发器 10 的出口与所述双驱动空调压缩机 18 的入口相连。所述双驱动空调压缩机的动力来源分为两部分。一部分动力来源于发动机曲轴的转动，通过发动机带动曲轴上的皮带轮转动，从而带动皮带另一端带有电磁离合器的带轮总成转动，当空调压缩机的控制器接收到空调请求信号且发动机正在运转时使电磁离合器闭合，发动机曲轴的转矩就能传递到空调压缩机的功率输入轴上的机械驱动方式。另一工作方式的动力来源于动力电池 20 的电，通过动力电池 20 给内置驱动电机供电，从而带动空调压缩机工作的电驱动方式。

本发明的混合动力重型载货汽车的热管理系统控制方法，包括车辆冷启动的暖机过程中、车辆正常工作过程中以及车辆停机过程中的冷却系统控制，所述的冷却系统控制分为高温级冷却系统控制、低温级冷却系统控制和空调冷却系统控制，所述的高温级冷却系统控制包括高温级冷却装置水循环冷却控制 and 高温级冷却装置油循环冷却控制：

其中：车辆冷启动的暖机过程中冷却系统控制：

高温级冷却装置水循环冷却控制过程如下：

第 1a 步，高温级电控水泵 14 以避免发动机局部过热的低转速（根据不同发动机情况确定转速）模式运行，从发动机缸盖 1 中的第一冷却循环管路出口流出的冷却液以及发动机缸体 2 内第二冷却循环管路流出的冷却液依次经过第一电控三通球阀 4、发动机冷却液主流道

29、第二电控三通球阀 11 的 a 入口、第二电控三通球阀 11 全开的 b 出口、第一 PTC 加热器 12 以及高温级电控水泵 14 后分别返回发动机缸盖 1 中的第一冷却循环管路入口以及发动机缸体 2 内第二冷却循环管路入口。在此过程中根据温度传感器 A 及温度传感器 B 采集的温度信号，调节第一电控三通球阀 4 的球阀旋转角度，控制第一冷却循环管路及第二冷却循环管

5 理的流量分配，从而控制第一冷却循环管路内冷却液与发动机缸盖 1 的换热量和第二冷却循环管路内冷却液与发动机缸体 2 的换热量，使得第二冷却循环管路的出口冷却液温度比第一冷却循环管路的出口冷却液温度高 5℃，实现在暖机过程中进气效率和进气量的提高，以及燃烧过程中传热损失的减少。

冷启动过程发动机温度低，NO_x 排放浓度也较低，为防止 EGR 恶化燃烧，同时为加速

10 暖机过程，不采用 EGR 冷却，初始第一电磁阀 5 及第二电磁阀 6 处于关闭状态，鼓风机 8 由于第二电磁阀 6 的关闭而关闭；第二电控三通球阀 11 的 c 出口全关，冷却液全部经过第一 PTC 加热器 12，并重新进入高温级电控水泵 14 的入口对发动机循环加热；为加速暖机过程，第一 PTC 加热器 12 以给定功率对冷却液进行加热，减少暖机工况下的油耗和污染物排放，加速暖机过程使总暖机时间缩短达到减少燃油消耗、提高热效率的目的。为进一步节约暖机

15 过程的能耗，高温级散热风扇 15 处于关闭状态。

第 1b 步，当检测到第二冷却循环管路的出口冷却液温度和第一冷却循环管路的出口冷却液温度均到达 85℃ 以上时，判断为发动机暖机完毕，为保证散热风扇和水泵的工作效率及散热效果，则第 1a 步中的第二电控三通球阀 11 的 b 出口逐渐关闭，并且关闭 PTC 加热器 12，逐渐打开第二电控三通球阀 11 的 c 出口至全开，使第 1a 步中流入第二电控三通球阀 11 的 a

20 入口冷却液经过第二电控三通球阀 11 的 c 出口全部流经高温级散热器 16 以及高温级电控水泵 14 后分别返回发动机缸盖 1 内的第一冷却循环管路的入口和发动机缸体 2 内的第二冷却循环管路的入口。

高温级冷却油循环装置工作过程如下：

第 2a 步，采用变排量电控机油泵 3，可以以最小的排量实现定量泵的油压。变排量电控

25 机油泵 3 从油底壳 34 中吸入的机油经过机油滤清器 32、发动机各润滑部件后流入油路三通阀 13 的 a 入口、油路三通阀 13 全开的 b 出口，机油重新回到油底壳 34 并流经机油泵 3 的入口进入下一次循环，对发动机各部件进行润滑；

第 2b 步，当通过温度传感器 E 检测到机油温度达到 100℃ 以上时，判断机油预热完成，进入到第 5a 步。

30 低温级冷却装置的工作过程如下：

第 3a 步, 当通过温度传感器 C 检测到动力电池 20 的电池包中水冷循环管路的冷却液温度低于 10℃时, 电控百叶窗 33 关闭, 低温级散热风扇 24 关闭, 禁止环境空气与低温级散热器 25 对流换热, 减少热损失和节温能耗。低温级电控水泵 21 工作在最小功率状态, 维持低温级冷却液循环具有一定流速, 第三电控三通球阀 22 入口 a 处于全开、第三电控三通球阀 22 入口 b 处于关闭状态。此时首先, 若电机 28 在车辆行驶过程中没有工作, 则第三电磁阀 27 关闭, 动力电池 20 中水冷循环管路的冷却液从低温级冷却液主流道 30 流入第二 PTC 加热器 26; 当电机 28 在车辆行驶过程中工作时, 则第三电磁阀 27 打开, 动力电池 20 中水冷循环管路中的冷却液分别从低温级冷却液主流道 30 以及由第三电磁阀 27 和电机 28 的水冷循环通道串联组成的流道流出后进入第二 PTC 加热器 26;

然后, 从第二 PTC 加热器 26 流出的冷却液流经增压进气中冷器 23 换热, 换热后的冷却液依次经低温级散热器 25、第三电控三通球阀 22 流回低温级电控水泵 21 后重新流入动力电池 20 的水冷循环管路的入口对动力电池 20 进行循环加热;

第二 PTC 加热器 26 以给定功率对冷却液进行预热, 由第二 PTC 加热器 26 流出的冷却液进入增压进气中冷器 23 换热, 将增压后空气的热能转移到低温级冷却回路中, 充分利用这部分能量进一步加速低温级冷却回路的预热过程; 随后冷却液依次流经高温级散热器 25、第三电控三通球阀 22 的 a 入口、c 出口和低温级电控水泵 21, 最后流经动力电池 20 的水冷循环流道并对动力电池 20 进行循环加热; 在此过程中流经低温级散热器 25 的冷却液没有与外界空气进行换热。

第 3b 步, 当检测到动力电池 20 的温度高于 15℃后, 关闭第二 PTC 加热器 26 的加热功能, 关闭低温级电控水泵 21, 预热完成, 进入正常工况下的运行模式。

车辆在正常工况下运行时冷却系统控制:

高温级冷却装置水循环冷却控制过程如下:

第 4a 步, 第二电控三通球阀 11 的 a 入口以及 c 出口处于全开状态, 第二电控三通球阀 11 的 b 出口处于全关状态。首先, 从发动机缸盖 1 中的第一冷却循环管路流出的冷却液以及发动机缸体 2 内第二冷却循环管路流出的冷却液经过第一电控三通球阀 4, 然后一部分经过发动机冷却液主流道 29, 另一部分通过打开的第一电磁阀 5 流经 EGR 冷却器 7 对再循环的废气进行冷却, 降低 NO_x 及爆震倾向; 随后冷却液汇入第二电控三通球阀 11 的 a 入口, 从第二电控三通球阀 11 的 c 出口全部流出的冷却液在高温级散热器 16 中与环境进行充分换热后依次重新流入高温级电控水泵 14 以及第一冷却循环管路的入口以及发动机缸体 2 内第二冷却循环管路的入口, 冷却液不经过第二 PTC 加热器 12, 在此过程中, 通过调节第一电控三通

球阀 4 旋转角度分配发动机缸盖 1 与发动机缸体 2 的出口冷却液流量,使第一冷却循环管路出口流出的冷却液温度比第二冷却循环管路出口流出的冷却液温度低 5℃;此举不仅减少发动机缸体 2 的传热损失,同时降低发动机缸盖 1 由于高温对进气空气加热的程度,减少了泵气损失。

5 高温级冷却油循环装置工作过程如下:

第 5a 步,机油泵 3 根据发动机状态,以标定好的油压和油量对发动机缸体 2 的油道入口供机油。具体过程为:机油从油底壳 34 被吸出,依次经过机油泵 3、机油滤清器 32、发动机各润滑部件后流入油路三通阀 13 的 a 入口,部分机油从油路三通阀 13 通过 b 出口流出再进入油底壳 34,另一部分机油从油路三通阀 13 的 c 出口流出经过机油散热器 31 后再依次进入油底壳 34、机油泵 3 并循环对发动机各部件进行润滑,通过对油路三通阀 13 的 b 出口和 c 出口的油量控制实现油温的控制,当油温低于 110℃时减少 c 出口的开度,加大 b 出口的开度,使油温升高,避免由于机油粘度过大而造成的摩擦损失增大的弊端;当油温高于 130℃时,加大 c 出口的开度,减少 b 出口的开度,使油温降低避免由于机油过度稀释而造成干摩擦,有害发动机寿命的不足。实现在不同负荷及发动机工况下的不同温度需求,将机油温度管理到一个较高水平,减少机油粘度、减少摩擦损失、减少发动机传热损失、避免机油过度消耗和结焦等问题,实现满足全工况下的润滑需求及最小附件功耗的要求。

低温级冷却装置的工作过程如下:

第 6a 步,当动力电池 20 放电、电机 28 工作时,第三电磁阀 27 打开。当环境温度低于 0℃时且流经动力电池 20 中水冷循环管路中的冷却液温度低于 20℃时,由于产热量较少,同时进气温度低,因此关闭电控百叶窗 33,低温级电控水泵 21 仍处于关闭状态,低温级散热风扇 24 关闭,减少电池包的热量损失。当环境温度不低于 0℃时,或当温度传感器 C 采集到动力电池 20 水冷循环管路中冷却液温度不低于 20℃,或当温度传感器 D 采集到电机 28 水冷循环管路中冷却液温度高于 25℃时,电控百叶窗 33 打开,低温级电控水泵处于低速状态,低温级散热风扇 24 关闭,此时通过调节第三电控三通球阀 22 的 a 入口和 b 入口的开度,当动力电池 20 水冷循环管路中冷却液温度升高时逐渐增大第三电控三通球阀 22 的 a 入口的开度,加强迎风散热效果;当动力电池 20 水冷循环管路出口冷却液温度高于 30℃时,a 入口全开,开启低温级散热风扇 24 至低速档;当动力电池 20 的水冷循环管路中冷却液温度高于 40℃或电机 28 水冷循环管路中冷却液温度超过 50℃时,低温级散热风扇 24 在高速档运转,低温级电控水泵 21 高速运转使冷却液快速散热;车辆停机过程中的冷却系统控制:

30 高温级水循环装置控制:

第 7a 步, 当整车停止并且下高压电后, 传统发动机冷却系统在发动机停机后, 与发动机转速耦合的传统水泵和传统风扇将会随着发动机转速的降低而降低, 因此大功率运转后的发动机突然停机将可能造成“热浸”, 严重损害发动机寿命。在高温级冷却回路中, 发动机停机后保持高温级电控水泵 14 以最小功耗的转速工作 2min, 高温级散热风扇 15 关闭, 防止发动机“热浸”。

低温级冷却装置的控制:

第 8a 步, 低温级冷却回路由于热负荷较小, 电控百叶窗 33、低温级散热风扇 24 及低温级电控水泵 21 随整车下电后关闭。

在发动机暖机、正常工况下的空调冷却系统控制:

乘员舱有制冷需求时的控制过程:

第 9a 步, 在制冷过程中, 第二电磁阀 6 关闭, 鼓风机 8 开启, 通过动力电池 20 为双驱动空调压缩机 18 提供电能并带动其运转, 空调冷却系统中的制冷剂经过双驱动空调压缩机 18 后升温升压, 并在空调冷凝器 17 处与环境进行热交换, 降温后流过空调节流阀 19 降压, 最终在空调蒸发器 10 中将鼓风机 8 吹入乘员舱的空气降温, 并流回双驱动空调压缩机 18 的入口完成制冷循环;

乘员舱有采暖需求时的控制过程:

第 10a 步, 当乘员有采暖需求时, 若发动机没有工作, 则第二电磁阀 6 打开、第二电控三通球阀 11 的 a 入口全开、b 出口全开、c 出口全关、高温级电控水泵 14 工作在最小功耗状态, 此时高温级冷却回路的冷却液经过高温级电控水泵 14 后从发动机缸盖 1 中的第一冷却循环管路出口及发动机缸体 2 内第二冷却循环管路出口流出并汇合进入第一电控三通球阀 4, 冷却液分别流经发动机冷却液主流道 29 和暖风回路上的暖风换热器 9。鼓风机 8 开启, 将暖风换热器 9 中的冷却液热量传递到进入乘员舱的空气中, 随后降温后的冷却液与发动机冷却液主流道 29 中的冷却液汇合后依次流过第二电控三通球阀 11、第一 PTC 加热器 12 及高温级电控水泵 14 完成采暖循环。该工作方式能同时满足发动机暖机及乘员舱采暖的需求。

当乘员有采暖需求时, 发动机工作且处于暖机状态, 则进入第 1a 步, 并将第二电磁阀 6 开启、鼓风机 8 打开, 将流经第二电磁阀 6、暖风换热器 9 的冷却液中的热量传递给进入乘员舱的空气中, 并与发动机冷却液主流道 29 出口的冷却液汇合后继续循环; 若发动机工作且处于正常工作状态, 则进入第 4a 步, 第二电磁阀 6 开启、鼓风机 8 打开, 将流经第二电磁阀 6、暖风换热器 9 的冷却液中的热量传递给进入乘员舱的空气中, 并于发动机冷却液主流道 29、EGR 冷却器出口的冷却液汇合后继续循环, 完成暖风供给。

权利要求

1. 一种混合动力重型载货汽车的热管理系统，其特征在于：包括高温级冷却系统、低温级冷却系统和空调冷却系统；

所述的高温级冷却系统包括发动机水循环冷却装置和发动机油循环冷却装置，所述的
5 发动机水循环冷却装置分为包括第一电控三通球阀(4)，所述的第一电控三通球阀(4)的两个入口分别通过设置有温度传感器 A 的第一冷却液管路、设置有温度传感器 B 的第二冷却液管路连接发动机缸盖(1)内的第一冷却循环管路出口以及发动机缸体(2)内的第二冷却循环管路出口，所述的第一电控三通球阀(4)的出口与发动机冷却液主流道(29)、由第一电磁阀(5)以及 EGR 冷却器(7)串联组成的 EGR 冷却回路以及由第二电磁阀(6)和暖风换热器
10 器(9)串联组成的暖风回路汇合后的入口相连；在靠近暖风换热器(9)处设置有鼓风机(8)，第二电控三通球阀(11)的 a 入口与发动机冷却液主流道(29)、EGR 冷却回路以及暖风回路汇合后的出口相连；

所述第二电控三通球阀(11)的 b 出口通过发动机冷却液小循环支路依次连接第一 PTC 加热器(12)和高温级电控水泵(14)后分为两路，一路连接发动机缸盖(1)内的第一冷却循环
15 管路入口，另一路连接发动机缸体(2)内的第二冷却循环管路入口；

所述第二电控三通球阀(11)的 c 出口通过发动机冷却液大循环支路依次连接高温级散热器(16)和高温级电控水泵(14)后分为两路，一路连接发动机缸盖(1)内的第一冷却循环管路入口，另一路连接发动机缸体(2)内的第二冷却循环管路入口，高温级散热风扇(15)靠近高温级散热器(16)设置；

20 所述的发动机油循环冷却装置包括油路三通阀(13)，所述的油路三通阀(13)的 a 入口与发动机缸体(2)的油路出口通过安装有温度传感器 E 的出油管线相连，所述的油路三通阀(13)的 c 出口通过油路大循环管路依次连接机油散热器(31)、油底壳(34)、机油泵(3)、机油滤清器(32)以及发动机缸体(2)的油路入口，所述的油路三通阀(13)的 b 出口通过油路小循环管路与机油散热器(31)和油底壳(34)之间的油路大循环管路连通，机油散热器
25 (31)设置在高温级散热器(16)的外侧；

所述低温级冷却系统包括第三电控三通球阀(22)，所述的第三电控三通球阀(22)的 c

出口通过第一循环管路依次连接低温级电控水泵(21)、动力电池(20)内的水冷循环管路、温度传感器 C、第三电磁阀(27)、电机(28)的水冷循环管路、温度传感器 D、第二 PTC 加热器(26)、增压进气中冷器(23)、低温级散热器(25)和所述的第三电控三通球阀(22)的 a 入口, 电控百叶窗(33)位于散热器外侧, 低温级散热风扇(24)位于散热器内侧, 低温级小循环支路的一端与位于进气中冷器和第二 PTC 加热器(26)之间的第一循环管路连通并且另一端与第三电控三通球阀(22)的 b 入口连通, 低温级冷却液主流道(30)进口与位于温度传感器 C 和第三电磁阀(27)之间的第一循环管路连通并且另一端与位于电机(28)和第二 PTC 加热器(26)之间的第一循环管路连通, 所述的低温级电控水泵(21)与低温级散热风扇(24)的工作模式分为关闭、低速档和高速档;

所述空调冷却系统包括通过第二循环管路依次相连的空调冷凝器(17)的出口、空调节流阀(19)、空调蒸发器(10)、双驱动空调压缩机(18)以及空调冷凝器(17)的入口, 空调冷凝器(17)布置在高温级散热器(16)的外侧, 所述的双驱动空调压缩机(18)外部输入轴上安装有带有电磁离合器的从动带轮总成, 所述的从动带轮总成中的从动带轮与发动机的曲轴上的带轮通过皮带相连, 当空调压缩机的控制器接收到空调开启信号且判断发动机正在工作时, 空调压缩机的控制器使所述的电磁离合器闭合; 当空调压缩机的控制器接收到空调关闭信号时使电磁离合器断开; 内置驱动电机的转轴与双驱动空调压缩机(18)的转轴相连, 所述的内置驱动电机的控制线与空调压缩机的控制器相连, 当空调压缩机的控制器接收到空调开启信号且发动机停机时, 此时电磁离合器处于断开状态, 所述空调压缩机的控制器通过控制线向内置驱动电机输出运转信号, 控制内置驱动电机转动, 从而带动空调压缩机工作; 当空调压缩机的控制器接收到空调关闭信号时, 所述空调压缩机的控制器向内置驱动电机输出停转信号控制内置驱动电机停转; 内置驱动电机的电源线与动力电池(20)所在的高压电回路相连, 通过动力电池(20)所在的高压电回路供电。

2. 根据权利要求 1 所述的混合动力重型载货汽车的热管理系统, 其特征在于: 所述的机油泵(3)采用变排量电控机油泵(3)。

3. 采用权利要求 1-2 之一所述的系统的混合动力重型载货汽车的热管理系统控制方法, 包括车辆冷启动的暖机过程中、车辆正常工作过程中以及车辆停机过程中的冷却系统

控制,所述的冷却系统控制分为高温级冷却系统控制、低温级冷却系统控制和空调冷却系统控制,所述的高温级冷却系统控制包括高温级冷却装置水循环冷却控制和高温级冷却装置油循环冷却控制:

其中:车辆冷启动的暖机过程中冷却系统控制:

5 高温级冷却装置水循环冷却控制过程如下:

第 1a 步,高温级电控水泵(14)以避免发动机局部过热的低转速模式运行,从发动机缸盖(1)中的第一冷却循环管路出口流出的冷却液以及发动机缸体(2)内第二冷却循环管路流出的冷却液依次经过第一电控三通球阀(4)、发动机冷却液主流道(29)、第二电控三通球阀(11)的 a 入口、第二电控三通球阀(11)全开的 b 出口、第一 PTC 加热器(12)以及高温级电控水泵(14)后分别返回发动机缸盖(1)中的第一冷却循环管路入口以及发动机缸体(2)内第二冷却循环管路入口,在此过程中根据温度传感器 A 及温度传感器 B 采集的温度信号,调节第一电控三通球阀(4)的球阀旋转角度,控制第一冷却循环管路及第二冷却循环管路的流量分配,从而控制第一冷却循环管路内冷却液与发动机缸盖(1)的换热量和第二冷却循环管路内冷却液与发动机缸体(2)的换热量,使得第二冷却循环管路的出口冷却液温度比第一冷却循环管路的出口冷却液温度高 5℃;

第 1b 步,当检测到第二冷却循环管路的出口冷却液温度和第一冷却循环管路的出口冷却液温度均到达 85℃以上时,判断为发动机暖机完毕,则第 1a 步中的第二电控三通球阀(11)的 b 出口逐渐关闭,并且关闭第一 PTC 加热器(12),逐渐打开第二电控三通球阀(11)的 c 出口至全开,使第 1a 步中流入第二电控三通球阀(11)的 a 入口冷却液经过第二电控三通球阀(11)的 c 出口全部流经高温级散热器(16)以及高温级电控水泵(14)后分别返回发动机缸盖(1)内的第一冷却循环管路的入口和发动机缸体(2)内的第二冷却循环管路的入口;

高温级冷却油循环装置工作过程如下:

第 2a 步,机油泵(3)从油底壳(34)中吸入的机油经过机油滤清器(32)、发动机各润滑部件后流入油路三通阀(13)的 a 入口、油路三通阀(13)全开的 b 出口,机油重新回到油底壳(34)并流经机油泵(3)的入口进入下一次循环,对发动机各部件进行润滑;

第 2b 步, 当通过温度传感器 E 检测到机油温度达到 100℃ 以上时, 判断机油预热完成, 进入到第 5a 步;

低温级冷却装置的工作过程如下:

第 3a 步, 当通过温度传感器 C 检测到动力电池 (20) 的电池包中水冷循环管路的冷却液温度低于 10℃ 时, 电控百叶窗 (33) 关闭, 低温级散热风扇 (24) 关闭, 低温级电控水泵 (21) 工作在最小功率状态, 维持低温级冷却液循环具有一定流速, 第三电控三通球阀 (22) 入口 a 处于全开、第三电控三通球阀 (22) 入口 b 处于关闭状态, 此时首先, 若电机 (28) 在车辆行驶过程中没有工作, 则第三电磁阀 (27) 关闭, 动力电池 (20) 中水冷循环管路的冷却液从低温级冷却液主流道 (30) 流入第二 PTC 加热器 (26); 当电机 (28) 在车辆行驶过程中工作时, 则第三电磁阀 (27) 打开, 动力电池 (20) 中水冷循环管路中的冷却液分别从低温级冷却液主流道 (30) 以及由第三电磁阀 (27) 和电机 (28) 的水冷循环通道串联组成的流道流出后进入第二 PTC 加热器 (26);

然后, 从第二 PTC 加热器 (26) 流出的冷却液流经增压进气中冷器 (23) 换热, 换热后的冷却液依次经低温级散热器 (25)、第三电控三通球阀 (22) 流回低温级电控水泵 (21) 后重新流入动力电池 (20) 的水冷循环管路的入口对动力电池 (20) 进行循环加热;

第 3b 步, 当检测到动力电池 (20) 的温度高于 15℃ 后, 关闭第二 PTC 加热器 (26) 的加热功能, 关闭低温级电控水泵 (21), 预热完成, 进入正常工况下的运行模式;

车辆在正常工况下运行时冷却系统控制:

高温级冷却装置水循环冷却控制过程如下:

第 4a 步, 第二电控三通球阀 (11) 的 a 入口以及 c 出口处于全开状态, 第二电控三通球阀 (11) 的 b 出口处于全关状态; 首先, 从发动机缸盖 (1) 中的第一冷却循环管路流出的冷却液以及发动机缸体 (2) 内第二冷却循环管路流出的冷却液经过第一电控三通球阀 (4), 然后一部分经过发动机冷却液主流道 (29), 另一部分通过打开的第一电磁阀 (5) 流经 EGR 冷却器 (7) 对再循环的废气进行冷却; 随后冷却液汇入第二电控三通球阀 (11) 的 a 入口, 从第二电控三通球阀 (11) 的 c 出口全部流出的冷却液在高温级散热器 (16) 中与环境进行充分换热后依次重新流入高温级电控水泵 (14) 以及第一冷却循环管路的入口以及发动机缸

体(2)内第二冷却循环管路的入口,在此过程中,通过调节第一电控三通球阀(4)旋转角度分配发动机缸盖(1)与发动机缸体(2)的出口冷却液流量,使第一冷却循环管路出口流出的冷却液温度比第二冷却循环管路出口流出的冷却液温度低 5℃;

高温级冷却油循环装置工作过程如下:

- 5 第 5a 步,机油泵(3)根据发动机状态,以标定好的油压和油量对发动机缸体(2)的油道入口供机油;具体过程为:机油从油底壳(34)被吸出,依次经过机油泵(3)、机油滤清器(32)、发动机各润滑部件后流入油路三通阀(13)的 a 入口,部分机油从油路三通阀(13)通过 b 出口流出再进入油底壳(34),另一部分机油从油路三通阀(13)c 出口流出经过机油散热器(31)后再依次进入油底壳(34)、机油泵(3)并循环对发动机各部件进行润滑,通过
- 10 对油路三通阀(13)的 b 出口和 c 出口的油量控制实现油温的控制,当油温低于 110℃时,减少 c 出口的开度,加大 b 出口的开度,使油温升高;当油温高于 130℃时,加大 c 出口的开度,减少 b 出口的开度;

低温级冷却装置的工作过程如下:

- 15 第 6a 步,当动力电池(20)放电、电机(28)工作时,第三电磁阀(27)打开;当环境温度低于 0℃时且流经动力电池(20)中水冷循环管路中的冷却液温度低于 20℃时,关闭电控百叶窗(33),低温级电控水泵(21)仍处于关闭状态,低温级散热风扇(24)关闭;当环境温度不低于 0℃时,或当温度传感器 C 采集到动力电池(20)水冷循环管路中冷却液温度不低于 20℃,或当温度传感器 D 采集到电机水冷循环管路中冷却液温度高于 25℃时,电控百叶窗(33)打开,低温级电控水泵(21)处于低速状态,低温级散热风扇(24)关闭,此时通过
- 20 调节第三电控三通球阀(22)的 a 入口和 b 入口的开度,当动力电池(20)水冷循环管路中冷却液温度升高时逐渐增大第三电控三通球阀(22)的 a 入口的开度;当动力电池(20)水冷循环管路出口冷却液温度高于 30℃时,第三电控三通球阀(22)的 a 入口全开,开启低温级散热风扇(24)至低速档;当动力电池(20)的水冷循环管路中冷却液温度高于 40℃或电机水冷循环管路中冷却液温度超过 50℃时,低温级散热风扇(24)在高速档运转,低温级电控水泵
- 25 (21)高速运转使冷却液快速散热;车辆停机过程中的冷却系统控制:

高温级水循环装置控制:

第 7a 步, 在高温级冷却回路中, 发动机停机后保持高温级电控水泵 (14) 以最小功耗的转速工作 2min, 高温级散热风扇 (15) 关闭;

低温级冷却装置的控制:

第 8a 步, 低温级冷却回路由于热负荷较小, 电控百叶窗 (33)、低温级散热风扇 (24) 及低温级电控水泵 (21) 随整车下电后关闭;

在发动机暖机、正常工况下的空调冷却系统控制:

乘员舱有制冷需求时的控制过程:

第 9a 步, 在制冷过程中, 第二电磁阀 (6) 关闭, 鼓风机 (8) 开启, 通过动力电池 (20) 为双驱动空调压缩机 (18) 提供电能并带动其运转, 空调冷却系统中的制冷剂经过双驱动空调压缩机 (18) 后升温升压, 并在空调冷凝器 (17) 处与环境进行热交换, 降温后流过空调节流阀 (19) 降压, 最终在空调蒸发器 (10) 中将鼓风机 (8) 吹入乘员舱的空气降温, 并流回双驱动空调压缩机 (18) 的入口完成制冷循环;

乘员舱有采暖需求时的控制过程:

第 10a 步, 当乘员有采暖需求时, 若发动机没有工作, 则第二电磁阀 (6) 打开、第二电控三通球阀 (11) 的 a 入口全开、b 出口全开、c 出口全关、高温级电控水泵 (14) 工作在最小功耗状态, 此时高温级冷却回路的冷却液经过高温级电控水泵 (14) 后从发动机缸盖 (1) 中的第一冷却循环管路出口及发动机缸体 (2) 内第二冷却循环管路出口流出并汇合进入第一电控三通球阀 (4), 冷却液分别流经发动机冷却液主流道 (29) 和暖风回路上的暖风换热器 (9); 鼓风机 (8) 开启, 将暖风换热器 (9) 中的冷却液热量传递到进入乘员舱的空气中, 随后降温后的冷却液与发动机冷却液主流道 (29) 中的冷却液汇合后依次流过第二电控三通球阀 (11)、第一 PTC 加热器 (12) 及高温级电控水泵 (14) 完成采暖循环;

当乘员有采暖需求时, 发动机工作且处于暖机状态, 则进入第 1a 步, 并将第二电磁阀 (6) 开启、鼓风机 (8) 打开, 将流经第二电磁阀 (6)、暖风换热器 (9) 的冷却液中的热量传递给进入乘员舱的空气中, 并与发动机冷却液主流道 (29) 出口的冷却液汇合后继续循环;

若发动机工作且处于正常工作状态, 则进入第 4a 步, 第二电磁阀 (6) 开启、鼓风机 (8) 打开, 将流经第二电磁阀 (6)、暖风换热器 (9) 的冷却液中的热量传递给进入乘员舱的空气中,

并于发动机冷却液主流道(29)、EGR 冷却器(7)出口的冷却液汇合后继续循环，完成暖风供给。

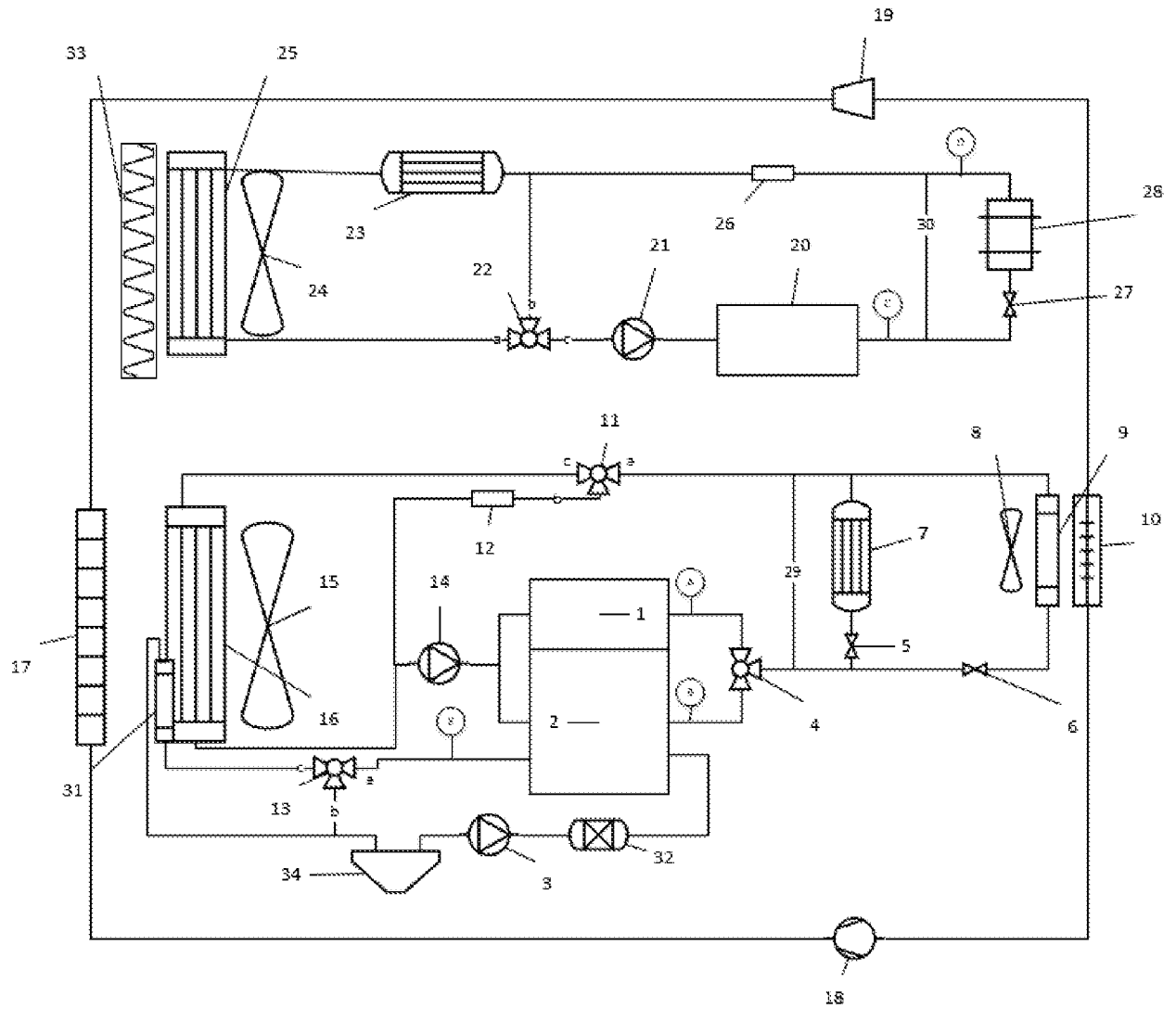


图 1

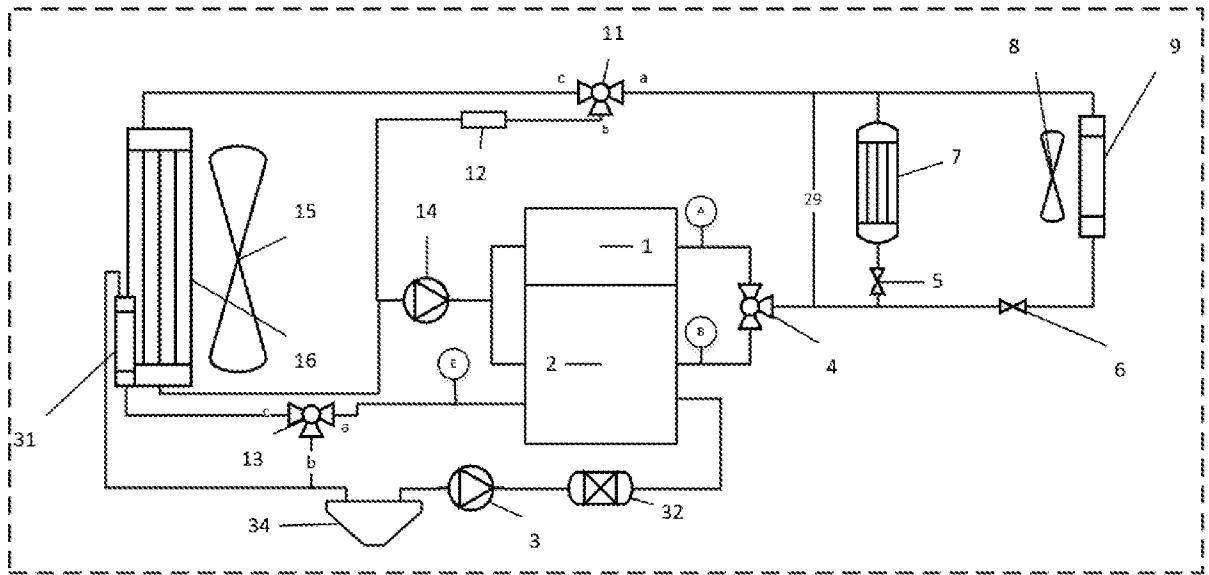


图 2

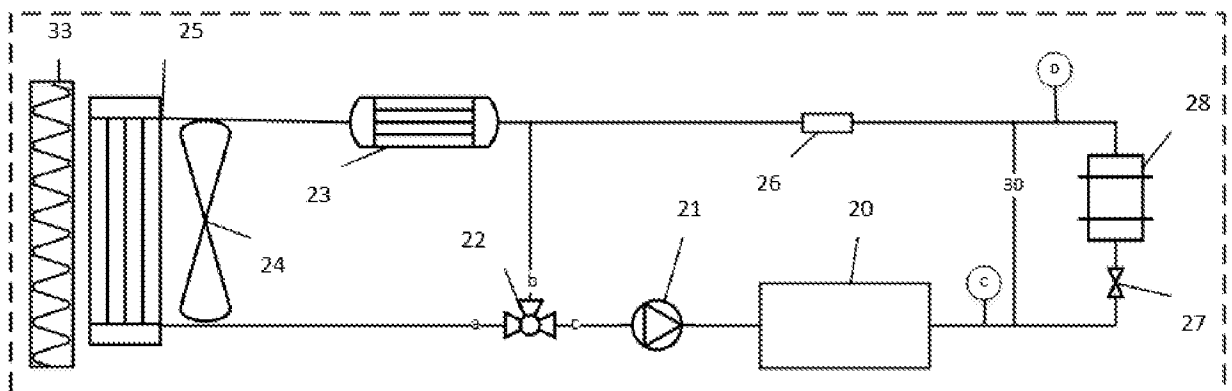


图 3

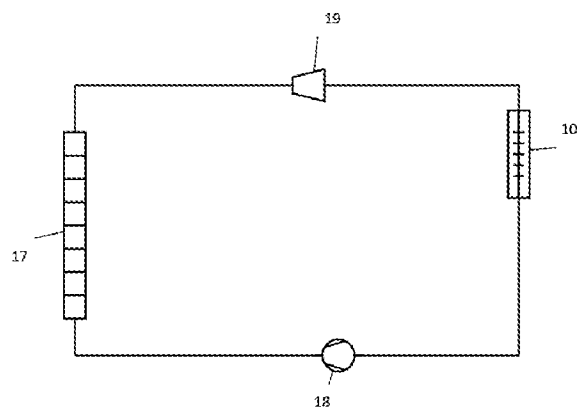


图 4

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/CN2019/083266

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

B60K 11/02(2006.01)i; B60H 1/00(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, B6H

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: 空调, 混合动力, 阀, 温度传感器, 冷却液, 散热器, 发动机, 压缩机, air condition, hybrid, valve, temperature sensor, coolant, cooling liquid, radiator, engine, compressor

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	WO 2018221137 A1 (DENSO CORPORATION) 06 December 2018 (2018-12-06) description, paragraphs [0012]-[0072], and figures 1-6	1-3
A	CN 207868340 U (ZHENGZHOU YUTONG GROUP CO., LTD.) 14 September 2018 (2018-09-14) entire document	1-3
A	CN 207657762 U (WEICHAH POWER CO., LTD.) 27 July 2018 (2018-07-27) entire document	1-3
A	CN 106532191 A (BAIC BJEV CO., LTD.) 22 March 2017 (2017-03-22) entire document	1-3
A	CN 104070960 A (CHERY AUTOMOBILE CO., LTD.) 01 October 2014 (2014-10-01) entire document	1-3

☐ 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

09 December 2019

Date of mailing of the international search report

31 December 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/CN2019/083266

Patent document cited in search report			Publication date (day/month/year)	Patent family member(s)			Publication date (day/month/year)
WO	2018221137	A1	06 December 2018	JP	2018202896	A	27 December 2018
CN	207868340	U	14 September 2018	None			
CN	207657762	U	27 July 2018	None			
CN	106532191	A	22 March 2017	CN	106532191	B	05 March 2019
CN	104070960	A	01 October 2014	CN	104070960	B	01 June 2016

国际检索报告

国际申请号

PCT/CN2019/083266

A. 主题的分类

B60K 11/02 (2006.01) i; B60H 1/00 (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, B6H

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: 空调, 混合动力, 阀, 温度传感器, 冷却液, 散热器, 发动机, 压缩机, air condition, hybrid, valve, temperature sensor, coolant, cooling liquid, radiator, engine, compressor

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	WO 2018221137 A1 (DENS0 CORP) 2018年 12月 6日 (2018 - 12 - 06) 说明书第[0012]-[0072]段、图1-6	1-3
A	CN 207868340 U (郑州宇通客车股份有限公司) 2018年 9月 14日 (2018 - 09 - 14) 全文	1-3
A	CN 207657762 U (潍柴动力股份有限公司) 2018年 7月 27日 (2018 - 07 - 27) 全文	1-3
A	CN 106532191 A (北京新能源汽车股份有限公司) 2017年 3月 22日 (2017 - 03 - 22) 全文	1-3
A	CN 104070960 A (奇瑞汽车股份有限公司) 2014年 10月 1日 (2014 - 10 - 01) 全文	1-3

☐ 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 12月 9日

国际检索报告邮寄日期

2019年 12月 31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

吴斐

电话号码 62085294

国际检索报告
关于同族专利的信息

国际申请号

PCT/CN2019/083266

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)
WO	2018221137	A1	2018年 12月 6日	JP	2018202896	A	2018年 12月 27日
CN	207868340	U	2018年 9月 14日	无			
CN	207657762	U	2018年 7月 27日	无			
CN	106532191	A	2017年 3月 22日	CN	106532191	B	2019年 3月 5日
CN	104070960	A	2014年 10月 1日	CN	104070960	B	2016年 6月 1日