



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 105745411 A

(43)申请公布日 2016.07.06

(21)申请号 201580002639.6

(22)申请日 2015.01.15

(30)优先权数据

102014201167.1 2014.01.23 DE

(85)PCT国际申请进入国家阶段日

2016.05.17

(86)PCT国际申请的申请数据

PCT/EP2015/050670 2015.01.15

(87)PCT国际申请的公布数据

W02015/110343 DE 2015.07.30

(71)申请人 宝马股份公司

地址 德国慕尼黑

(72)发明人 R·里希特 W·恩克 W·霍夫曼

(74)专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专

利商标事务所 11038

代理人 邓斐

(51)Int.Cl.

F01P 7/16(2006.01)

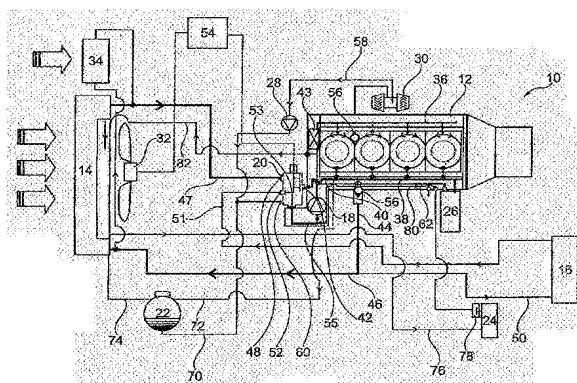
权利要求书1页 说明书7页 附图2页

(54)发明名称

用于内燃机的热管理系统

(57)摘要

一种用于内燃机(12)的热管理系统,其具有:发动机冷却循环回路(36);带有主冷却器(14)的主冷却器循环回路(46);带有供暖热交换器(16)的供暖循环回路(50);冷却剂泵(18),该冷却剂泵使冷却剂运动通过各循环回路;和带有至少一个被操控转换的和至少一个非操控转换的入口(42,48,52,60)的旋转滑阀(20),其中,供暖回流(51)通入所述旋转滑阀(20)的可操控转换的入口(52)中。



1. 用于内燃机(12,12')的热管理系统,其包括:
发动机冷却循环回路(36;36'),具有主冷却器(14)的主冷却器循环回路(46;46'),具有供暖热交换器(16)的供暖循环回路(50),
冷却剂泵(18),该冷却剂泵使冷却剂运动通过各循环回路,和
具有至少一个被操控转换的和至少一个非操控转换的入口(42,48,52,60)的旋转滑阀(20),
其中,供暖回流(51)通入所述旋转滑阀(20)的可操控转换的入口(52)中。
2. 如权利要求1所述的热管理系统,其特征在于:所述主冷却器循环回路(46)的回流(47;47')和/或所述发动机冷却循环回路(36)的回流(40)通入所述旋转滑阀(20)的被操控转换的入口(48,42;42',48')中。
3. 如前述权利要求之任一项所述的热管理系统,其特征在于:设置有变速器油冷却循环回路(76;76'),该变速器油冷却循环回路具有变速器油热交换器(24),其回流通入所述旋转滑阀(20)的非操控转换的入口(60)中。
4. 如前述权利要求之任一项所述的热管理系统,其特征在于:在变速器油冷却循环回路(76;76')内设置有自己的恒温器阀(78)。
5. 如前述权利要求之任一项所述的热管理系统,其特征在于:设置有用于冷却剂的补偿罐(22),该补偿罐与所述旋转滑阀(20)的不被操控转换的入口(52)连接。
6. 如前述权利要求之任一项所述的热管理系统,其特征在于:设置有附加的电动的冷却剂泵(28),该冷却剂泵特别是安置在废气涡轮增压器冷却循环回路(58,58')内。
7. 如权利要求6所述的热管理系统,其特征在于:所述旋转滑阀(20)能够如此操控转换,即经由所述附加的冷却剂泵(28)将热的冷却剂引入供暖循环回路(50)中。
8. 如前述权利要求之任一项所述的热管理系统,其特征在于:设置有控制单元(54)以及在各循环回路内的温度传感器(56),并且所述旋转滑阀(20)能够通过所述控制单元(54)根据由所述温度传感器(56)测定的数据进行操控转换。
9. 如前述权利要求之任一项所述的热管理系统,其特征在于:所述旋转滑阀(20)能够如此操控转换,即对流过所述发动机冷却循环回路(36)的流动进行节流。
10. 如前述权利要求之任一项所述的热管理系统,其特征在于:所述旋转滑阀(20)能够如此操控转换,即在内燃机的热机运转阶段中该旋转滑阀(20)的所有可操控转换的入口是关闭的。

用于内燃机的热管理系统

技术领域

[0001] 本发明涉及一种用于内燃机的热管理系统。

背景技术

[0002] 内燃机的冷却剂循环回路的热管理对燃料消耗具有很大影响。特别是,发动机在最佳温度下的运行以及消耗器诸如车内室供暖系统的高效运行、还有发动机油或变速器油的快速加温有助于节省燃料。

[0003] 在DE 10 2005 035 121 A1中示出了一种冷却系统,该冷却系统允许通过一个设置在供暖循环回路内的阀门在需要时对用于供暖的通流量进行节流或者完全截止。然而此处存在的缺点是:随同阀门必须组装一个附加的部件。

发明内容

[0004] 本发明的目的是提供一种简单而经济的热管理系统,利用该热管理系统可以灵活地控制内燃机的各个冷却剂循环回路。

[0005] 根据本发明,对此在这样一种用于内燃机的热管理系统中得以实现,该热管理系统包括:发动机冷却循环回路;具有主冷却器的主冷却器循环回路;具有供暖热交换器的供暖循环回路;冷却剂泵,该冷却剂泵使冷却剂运动通过各循环回路;和具有至少一个被操控转换的和至少一个非操控转换的入口的旋转滑阀,其中,供暖回流通入所述旋转滑阀的可操控转换的入口中。

[0006] 一般而言,旋转滑阀可提供与温度无关的可操控转换性的优点,这就显著提高了该热管理系统相对于传统上所用蜡式恒温器的灵活性。通过被操控转换的和非操控转换的入口的组合,旋转滑阀本身可以在构造结构上保持简单并因而经济,且在结构空间方面保持为小型。

[0007] 按照本发明的配置提供了如下可能性:当不需要供暖功能时,与温度无关地关断供暖循环回路或对其进行节流。由于减少了释放热量以及由于在流动路径中通过略去供暖循环回路降低了冷却剂的流动阻力,而使燃料消耗得以降低。

[0008] 因为供暖循环回路可以单独动作,所以也可以在那里这样地选择流动特性:例如借助提高的通过供暖热交换器的体积流量,以总体上更少的能量消耗实现更好的供热。

[0009] 一般而言,旋转滑阀的操控转换比恒温器阀快得多。这就允许内燃机在部分负荷区域内(此时主冷却器循环回路没有或者仅仅节流地打开)比以往更热地、也就是说用更高的冷却剂温度开动运行,因为在发动机范围内可以通过调节旋转滑阀足够快速地对突然的负荷上升并进而对温度上升作出反应,以便将冷却剂温度保持在最佳范围内。为此,例如可以短时间有针对性地关断供暖循环回路,以便提高通过主冷却器循环回路的体积流量。

[0010] 另一方面,也可以利用供暖循环回路来降低通过发动机冷却循环回路的体积流量,方式是:例如关断从发动机冷却循环回路到旋转滑阀的短路回流或对其进行节流并且这样仅仅使小得多的体积流量运动通过供暖循环回路。对流过发动机冷却循环回路的流动

进行节流的作用是实现内燃机的均匀的、然而减少了的冷却,使得该内燃机在冷启动时更快速地达到其最佳运行温度。

[0011] 发动机冷却循环回路在此构成所谓的“小冷却循环回路”,在该冷却循环回路中基本上仅仅流过发动机范围,例如气缸盖壳体和曲轴箱,但是并不流过车辆的空冷(空气冷却)的主冷却器。

[0012] 也可行的是:为了提高供暖效果,对流过发动机冷却循环回路或者曲轴箱的流动进行节流。

[0013] 旋转滑阀的出口优选直接导入发动机冷却循环回路-进口中并且不是被操控转换的。

[0014] 冷却剂泵例如在旋转滑阀排出口的下游以及在发动机冷却循环回路进入发动机范围的流入处设置在内燃机的发动机本体(发动机缸体)中或紧靠其旁边。

[0015] 主冷却器循环回路的回流和/或发动机冷却循环回路的回流优选通入旋转滑阀的各一个被操控转换的入口中。由于发动机冷却循环回路可操控转换地回流到旋转滑阀中,可以通过简单的方式实现一个旁通(例如由小冷却循环回路构成)。

[0016] 旋转滑阀有益地设置在发动机附近,以便将流动路径例如在小冷却循环回路中保持得很短。对于较短的发动机,例如直列四缸发动机,可以将旋转滑阀置于发动机本体的端侧,优选紧靠在可选地整合在发动机本体内的冷却剂泵的旁边。而对于较长的发动机,例如直列六缸发动机,则出于位置原因经常有益地将旋转滑阀设置在发动机本体的纵侧上。

[0017] 通常,变速器油冷却循环回路设有一个变速器油热交换器。该变速器油热交换器的回流优选通入旋转滑阀的一个非操控转换的入口中。变速器油冷却循环回路用比较迟缓的温度调节即可,因而可以在变速器油冷却循环回路内设置一个自己的恒温器阀,该恒温器阀特别是构造成传统的蜡式恒温器。通过这种方式,可以将变速器油冷却循环回路与其余冷却循环回路并行地设置并且通过旋转滑阀与其余冷却循环回路、特别是发动机冷却循环回路相联接。变速器油冷却循环回路自给自足地通过其自己的恒温器阀操控转换。通过这种方式可以节省旋转滑阀的控制位置。

[0018] 优选地,变速器油冷却循环回路是与其他冷却循环回路脱联的,并且在热机运转阶段中可以通过油侧的调节加以中断,以防止对变速器油冷却循环回路内的冷却剂加温并因此有助于内燃机的加温。

[0019] 优选设置有一个发动机截止阀,该发动机截止阀例如可以在冷却剂泵下游中断通往内燃机的冷却剂输送管道。

[0020] 在热机运转阶段中可以将旋转滑阀的所有可操控转换的入口关闭并且这样在很大程度上还对流过发动机冷却循环回路的流动节流。

[0021] 在此优选还将发动机截止阀关闭,因为这样有助于避免在冷却剂泵抽吸侧上的空穴作用。

[0022] 在冷却循环回路中通常设置有冷却剂补偿罐,该冷却剂补偿罐可以容纳一定体积的冷却剂并且空气可以经由该冷却剂补偿罐流向外部。

[0023] 优选地,所述补偿罐与旋转滑阀的一个非操控转换的入口连接。

[0024] 根据另一可能的实施方式,补偿罐与旋转滑阀的一个被操控转换的入口连接。这就允许例如在内燃机冷启动时将通过补偿罐的冷却剂循环予以截止,使得不对那里储存的

冷却剂体积进行加热,这个热量可供用于内燃机的更快加温。冷却剂泵优选是机械方式驱动的,其中,驱动器与内燃机联接。然而也可以使用电动驱动的主冷却剂泵。

[0025] 在使用机械方式驱动的冷却剂泵的情况下有益的是:设置一个附加的电动冷却剂泵,该冷却剂泵即使在内燃机停机状态中,例如在运行结束后,也允许通过各冷却剂循环回路的冷却剂运动。

[0026] 可以将附加的冷却剂泵设置在一个废气涡轮增压器冷却循环回路中。该废气涡轮增压器冷却循环回路可以通过旋转滑阀的一个非操控转换的入口与其余冷却循环回路连接,在一个另外的实施方式中,废气涡轮增压器冷却循环回路通入发动机冷却循环回路的主回流中。

[0027] 优选地,废气涡轮增压器冷却循环回路并不通过旋转滑阀进行控制,适用情形是:它在内燃机运行之后在惯性空转情况中必须通过其附加的冷却剂泵在所有依然需流过的冷却循环回路中提供冷却剂运动并且由此可以始终是打开的。

[0028] 但是也可以有针对性地对所述附加的冷却剂泵进行控制,以便将冷却剂通过旋转滑阀的某些确定的位置导送到某些确定的冷却循环回路中。这样例如可以如此地操控转换所述旋转滑阀,即通过附加的冷却剂泵将热的冷却剂导送到供暖循环回路中,以便提高供暖功率,例如在自动启停系统(Start-Stopp-Automatik)(MSA)范围内或者由于其他原因关闭的内燃机中。

[0029] 优选地设置有控制单元以及在各个冷却剂循环回路内的温度传感器,并且旋转滑阀可以通过控制单元根据由温度传感器测定的数据进行操控转换。

[0030] 所述热管理系统优选具备一种特性曲线控制,其中,在控制单元中存储了旋转滑阀在某些确定的工作范围内用于各相应位置的特定数据。也可以将其他车辆数据一起计入旋转滑阀的控制当中,例如所选择的行驶方式、当前的或者追求的燃料消耗、通过GPS可预见的位置、外部温度或者实时挂入的挡位。

附图说明

[0031] 下文将借助两个实施例参照附图详细地阐述本发明。附图中示出:

[0032] 图1为本发明的热管理系统的第一实施方式的示意图;和

[0033] 图2为本发明的热管理系统的第二实施方式的示意图。

具体实施方式

[0034] 图1示出了用于内燃机12(这里是直列四缸奥托发动机)的热管理系统10。

[0035] 冷却剂在多个冷却剂循环回路中尤其是流过内燃机12的发动机本体(发动机缸体)、空冷(空气冷却)的主冷却器14和供暖热交换器16。冷却剂主要通过在此为机械方式驱动的冷却剂泵18进行运动。

[0036] 通过旋转滑阀20控制冷却剂流,如后文还将详细说明的那样,该旋转滑阀的入口与冷却剂循环回路的回流连接并且其出口与冷却剂泵18直接流动连接。

[0037] 另外还设置有冷却剂补偿罐22、变速器油热交换器24、发动机油热交换器26以及附加的电动运行的冷却剂泵28,其中,后者与废气涡轮增压器30的热交换器(壳体冷却)处于流体连接。电动驱动的附加的冷却剂泵28在这个实例中具有约20至150W的功率。

[0038] 主冷却器14受到风扇32的辅助支持。另外还设置有一个用于辅助支持主冷却器的辅助冷却器34,该辅助冷却器例如可以构造成车轮罩冷却器。

[0039] 在发动机冷却循环回路36(也称为“小冷却循环回路”)内,由冷却剂泵18将冷的冷却剂运送到内燃机12的发动机本体,更准确地说是运送到气缸盖壳体内和曲轴箱内的冷却通道,在那里它吸收废热,然后在管道38中集聚。一个短路管道40从集流管道38引向旋转滑阀20的第一个被操控转换的入口42。该短路管道40还构成了发动机冷却循环回路36的回流。

[0040] 发动机冷却循环回路36在此在冷却剂泵18下游通过其冷却剂输送管道内的发动机截止阀43可以中断。

[0041] 从集流管道38接出一个冷却剂管道44,该冷却剂管道是主冷却器循环回路46的组成部分,该主冷却器循环回路穿过主冷却器14并经由回流47引回至旋转滑阀20的第二个被操控转换的入口48。

[0042] 从管道44中分支出供暖循环回路50的进口,在该供暖循环回路中设置有可以向车辆内室释放热量的供暖热交换器16。供暖循环回路50的回流51导引至旋转滑阀20的第三个被操控转换的入口52。

[0043] 旋转滑阀20的唯一一个不被操控转换的出口53经由一根短的管道55引向冷却剂泵18。

[0044] 由控制单元54(该控制单元可构成发动机电子系统的组成部分)预先给定旋转滑阀20的一个旋转滑动体或多个旋转滑动体的位置并因此预先给定被操控转换的入口42、48、52的开启度。在控制单元54内存储有数据,这些数据能够根据内燃机12的预先给定的运行状态实现一种特性曲线控制。在这个实例中,同样也对其他部件的状态如供暖热交换器16、废气涡轮增压器30、发动机油热交换器26的状态以及发动机本体内或者通向主冷却器14的冷却剂管道44内的温度传感器56的数据进行了考虑。根据这些参数来确定旋转滑阀20的被操控转换的入口的位置。

[0045] 附加的电动冷却剂泵28位于废气涡轮增压器冷却循环回路58中,该废气涡轮增压器冷却循环回路对废气涡轮增压器30进行冷却并且通入旋转滑阀20的一个不被操控转换的入口60中。废气涡轮增压器冷却循环回路58由一个从发动机冷却循环回路36引出的支路供应(冷却介质)(在此未详细示出)。

[0046] 发动机油热交换器26直接与发动机冷却循环回路36的集流管道38连接。通过一个分支管62在冷却剂泵18后输送冷的冷却剂。在这个实例中未设置控制系统,但可以通过一个附加的恒温器来实现控制。

[0047] 冷却剂补偿罐22经由一个连接管道引导通向废气涡轮增压器冷却循环回路58的回流,该回流通入旋转滑阀20的不被操控转换的入口60中。通风放气管道72和74将冷却剂补偿罐22与发动机冷却循环回路36相连接,更确切地说是与集流管道38和主冷却器循环回路46内通向主冷却器14的进口相连接。变速器油热交换器24位于一个与旋转滑阀20无关的变速器油冷却循环回路76内并且通过自己的恒温器阀78操控转换。这在此处就是一种传统的蜡式恒温器,该蜡式恒温器在预定的温度下将变速器油冷却循环回路76打开并且在低于该温度时将所述变速器油冷却循环回路关闭。

[0048] 变速器油冷却循环回路76通过发动机本体引入一个进口管道80,该进口管道通入

冷却剂管道55中。通入点位于冷却剂泵18的上游,但是在旋转滑阀20的出口53的下游。从发动机冷却循环回路36出发,在冷却剂泵18与发动机截止阀43之间分支出一个管道82,该管道通过主冷却器14并返回至变速器油热交换器24(低温回环)。该管道/该低温回环只是在带有变速器冷却系统的车辆中才需要。

[0049] 冷却剂泵18在此直接整合于内燃机12的发动机本体中。旋转滑阀20在这个实施方式中加装安置在内燃机12的发动机本体的端侧且紧挨在冷却剂泵18旁边。

[0050] 如果通过控制单元54将旋转滑阀20的入口48关闭,那么在主冷却器循环回路46内通过主冷却器14的冷却剂流动便截止。主要是在内燃机12启动时以及在部分负荷运行中采取这个状态。

[0051] 如果旋转滑阀20的入口42是打开的,那么冷却剂便经由短路管道40从内燃机12的热侧直接流入旋转滑阀20中并且从那里经由冷却剂泵18直接返回到内燃机12的冷侧。

[0052] 当旋转滑阀20的入口52被操控转换为打开时,另外冷却剂还通过供暖循环回路50流经供暖热交换器16。

[0053] 入口42和52的操控转换允许实现多个运行状态。若不仅入口42而且入口52都是打开的,则并行地通流发动机冷却循环回路36和供暖循环回路50。此时如此地选择流动特性,即如众所周知的那样,流过发动机冷却循环回路36的体积流量比流过供暖循环回路50(的体积流量)大得多。在此运行状态中,在对车辆内室供暖的同时例如可以将内燃机2加热到其运行温度。

[0054] 如果入口42完全或部分关闭,则通过发动机冷却循环回路36的流量减少,从而降低了冷却剂泵18的负载。通过开放的供暖循环回路50,可以释放热量以及维持冷却剂的有针对性的循环。由于较高的流动阻力之故,通过内燃机12的冷却剂体积流量得以减少。可以利用这一点在冷启动时更快地加温。

[0055] 如果入口52被完全或部分操控转换为关闭,那么供暖循环回路50便脱开联接并且不被通流。首先这种情况是当不希望供暖功能、亦即车辆乘员将供暖关闭时出现。

[0056] 另一使用目的是这样一种行驶状况,在该行驶状况中,内燃机12的负荷突然上升,例如在驶上坡道(上山)或者突然开始加速时。在此情况中,结合于将发动机冷却循环回路36的入口42打开以及必要时还将主冷却器循环回路46的入口48打开,供暖循环回路50的关闭导致:全部的冷却剂流可供用于对内燃机12的冷却,因而避免出现温度峰值。

[0057] 在内燃机的热机运转阶段中可以将入口42、48和52关闭,以便(基本上)中断冷却剂还在发动机冷却循环回路36内的流动并因而实现更快的加温。为了防止在冷却剂泵18抽吸侧上的空穴作用,在此还将发动机截止阀43关闭。

[0058] 通过打开或关闭旋转滑阀20的入口48而接通和断开主冷却器循环回路46。这一点可以(在预先给定的旋转滑阀20构造设计的范围内)与打开或者说截断发动机冷却循环回路36以及供暖循环回路50无关地并且另外与温度无关地通过控制单元54的预先设定来实现。

[0059] 在此,尤其是在热机运转中和在用于最佳热量分配和摩擦优化的相关消耗周期中,可以通过操纵旋转滑阀20和发动机截止阀43来控制对发动机的通流。这些功能也存储在控制单元54中。

[0060] 另外,控制单元54还具有一种保存的通风放气程序,该通风放气程序包括用于旋

转滑阀20的不同位置的操控顺序。

[0061] 例如,为维护目的可以在一个为此配备的车间内执行所述程序。此时内燃机12以怠速(空转)运转。如果正常怠速转速不够的话,可以短时间提升转速或者也可以在通风放气程序的持续时间里将怠速转速提升到明显更高的水平。

[0062] 通过有针对性地打开和关闭各个冷却剂循环回路,例如发动机冷却循环回路36、主冷却器循环回路46以及供暖循环回路50,可以有针对性地将管道中存在的空气经由通风放气管道72、74运送到补偿罐22,在那里将空气分离出去。

[0063] 在此,对于旋转滑阀20的可操控转换的入口42、48、52的这种操纵完全与旋转滑阀20在其他运行状态中的控制无关,并且仅仅用于有针对性地将冷却剂引导通过通风放气管道72、74,以便将携带的空气在补偿罐22内分离出去。

[0064] 例如可能适宜的是:短时间地并且以预定的间隔关闭所有入口,以便将冷却剂压入通风放气管道72、74中。也可以考虑的是:有针对性地将构件内的空气集聚起来并且然后通过确定地打开部分循环回路在补偿罐22内将其分离出去。

[0065] 也可以有针对性地将各个冷却剂循环回路在短时间内短促地依次打开和重新关闭,以便将空气从某一循环回路运送到其他的循环回路中并且这样地引向补偿罐22。

[0066] 同样也可以分别仅仅精确地使循环回路之一有针对性地运行,并且有针对性地打开和关闭可能在通风放气管道72、74上存在的阀门。

[0067] 一个或多个通风程序储存在控制单元54内并且能够在维护模式或者装配模式中调取,然后自动地执行控制顺序。

[0068] 图2示出了热管理系统10'的第二实施方式,其中,针对已经介绍过的构件继续使用已知的附图标记。有所改动的、但是类似的构件用已知的附图标记加上一撇来表示。

[0069] 与在图1中示出的实施方式不同,内燃机12'在此是直列六缸发动机,对此,出于位置原因导致旋转滑阀20不是设置在端侧,而是沿着内燃机12的发动机本体的纵侧设置。

[0070] 同样出于位置原因,主冷却器循环回路46'的回流47'分段地通过内燃机12'的发动机本体而导向旋转滑阀20的被操控转换的入口48'。

[0071] 在旋转滑阀20内的物理布局(实体设置结构)中,第二实施方式中的入口42'相当于第一实施方式中的入口42,反之亦然。而旋转滑阀20的功能与第一实施方式中的功能相似。

[0072] 在这个实施方式中,废气涡轮增压器冷却循环回路58'的回流在短路管道40'通往旋转滑阀20的分支管的上游通入到管道44中。

[0073] 废气涡轮增压器冷却循环回路58'的进口在离开发动机本体的排出口下游从变速器油冷却循环回路76'到主冷却器14的进口管道82分支出来。如在第一实例中那样,变速器油冷却循环回路76'的回流从变速器油热交换器24导引到旋转滑阀20的非操控转换的入口60上。

[0074] 冷却剂补偿罐22的连接管道70在此通入变速器油冷却循环回路76'的回流中,该回流引向旋转滑阀20的不被操控转换的入口60。

[0075] 所有未结合图2说明的特征在构造和功能上与在图1中说明的特征相同。

[0076] 正如两个上述实施方式示出的那样,按照本发明使用具有被操控转换的和非操控转换的入口的旋转滑阀-用以有针对性地分隔开供暖循环回路以及用以操控转换发动机循

环回路和主冷却器循环回路、然而还用以操控转换其他冷却循环回路诸如变速器油冷却循环回路和废气涡轮增压器冷却循环回路的中央连接-的原理可以简单地以灵活方式转用于不同的内燃机。本领域技术人员在本发明热管理系统的构造设计方面是相应自由的,其中,两个实施方式的所有特征可以任意地相互组合或者彼此交换。

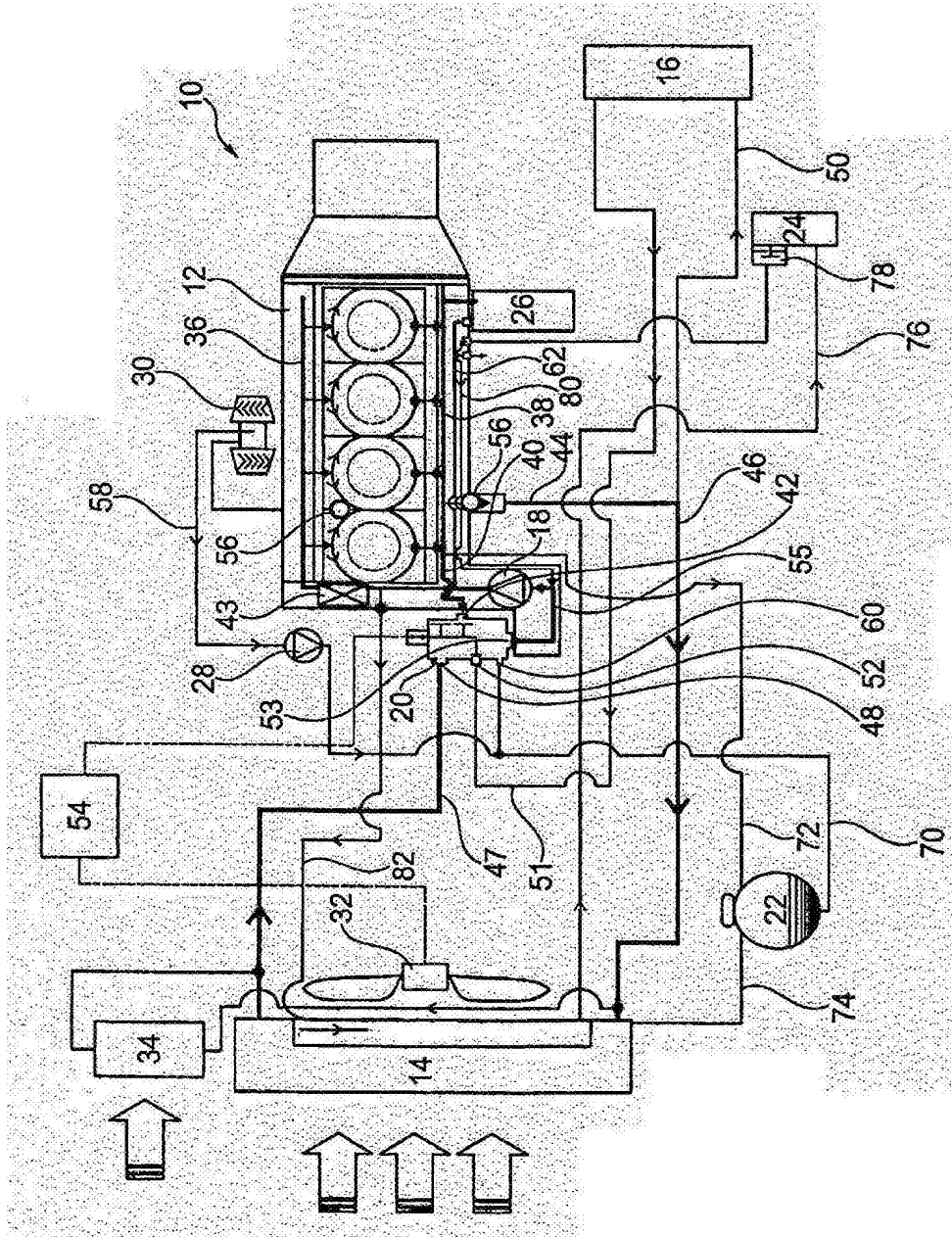


图1

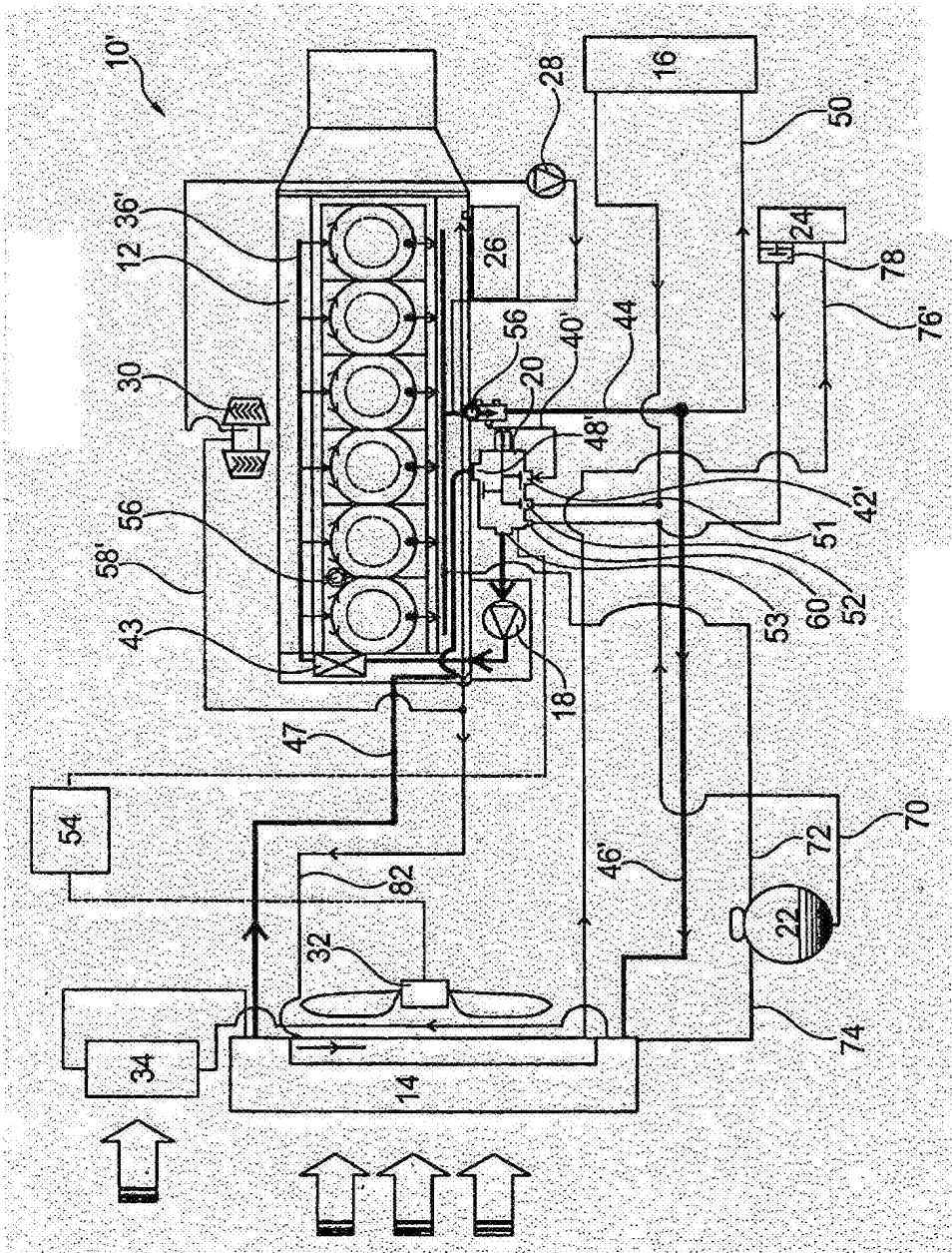


图2